

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ  
CURSO DE ENGENHARIA ELÉTRICA

EDUARDO PIANOVSKI FRANCISCONI

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE MÁQUINAS  
ELÉTRICAS CONTENDO UM FREIO POR CORRENTE DE FOUCAULT**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO 2

CORNÉLIO PROCÓPIO  
2020

EDUARDO PIANOVSKI FRANCISCONI

**DESENVOLVIMENTO DE UMA BANCADA PARA ENSAIO DE MÁQUINAS  
ELÉTRICAS CONTENDO UM FREIO POR CORRENTE DE FOUCAULT**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação, apresentado à disciplina TCC 2, do curso de Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Orientador: Prof. Dr. Marcelo Favoretto Castoldi

Co-orientador: Prof. Dr. Alessandro Goedel

CORNÉLIO PROCÓPIO  
2020



**Universidade Tecnológica Federal do Paraná**  
**Campus Cornélio Procópio**  
**Departamento Acadêmico de Elétrica**  
**Curso de Engenharia Elétrica**



## **FOLHA DE APROVAÇÃO**

**Eduardo Pianovski Francisconi**

**Desenvolvimento de uma bancada para ensaio de máquinas elétricas contendo um freio por correntes de Foucault**

Trabalho de conclusão de curso apresentado às 14:00hs do dia 16/10/2020 como requisito parcial para a obtenção do título de Engenheiro Eletricista no programa de Graduação em Engenharia Elétrica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná. O candidato foi arguido pela Banca Avaliadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Avaliadora considerou o trabalho aprovado.

---

Prof(a). Dr(a). Marcelo Favoretto Castoldi - Presidente (Orientador)

---

Prof(a). Dr(a). Alessandro Goedel - (Coorientador)

---

Prof(a). Dr(a). Adailton Silva Borges - (Membro)

---

Prof(a). Dr(a). Emerson Ravazzi Pires da Silva - (Membro)

## RESUMO

Francisconi, Eduardo Pianovski. **Desenvolvimento De Uma Bancada Para Ensaio De Máquinas Elétricas Contendo Um Freio Por Corrente De Foucault**. Trabalho de conclusão de curso. Engenharia Elétrica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2020.

Este trabalho descreve o processo de desenvolvimento de uma bancada para teste de um freio eletromagnético por correntes de Foucault, o qual teve um protótipo construído anteriormente, em outro trabalho. Apesar de o protótipo ter funcionado de maneira esperada, surgiu a necessidade de mensurar o conjugado desenvolvido pelo freio sem a necessidade de conhecer os parâmetros do motor. Então, buscou-se uma alternativa, com base no funcionamento de um dinamômetro, para tornar possível medir o conjugado gerado pelo mesmo. Porém, devido à resistência mecânica duvidosa da estrutura e problemas de vibração na bancada em que o equipamento estava instalado, surgiu a necessidade de projetar uma nova bancada, desta vez, realizando uma análise prévia por meio de um software de elementos finitos, a fim de evitar que esta venha sofrer problemas com ressonância que, além de causar interferência nas medições, pode levar a situações hostis de funcionamento, do ponto de vista de vibrações.

**Palavras-chave:** Máquinas elétricas, Freio de Foucault, Bancada experimental, Análise de Vibrações.

## ABSTRACT

Francisconi, Eduardo Pianovski. **Development Of A Test Bench Containing An Eddy Current Brake For Electrical Machine Test.** Coursework completion. Electrical engineering. Federal Technological University of Paraná. Cornélio Procópio, 2020

This work describes the process of developing a test bench for an eddy current brake, which had a prototype previously built in another work. Although the prototype worked as expected, the need arose to measure the torque developed by the brake without having to know the engine parameters. Then, an alternative was sought, based on the operation of a dynamometer, to make it possible to measure the conjugate generated by it. However, due to the dubious mechanical strength of the structure and vibration problems in the workbench, the need arose to design a new workbench, this time performing a prior analysis using finite element software to preventing it from experiencing resonance problems which, in addition to causing interference with measurements, can lead to hostile operating situations from a vibration standpoint.

**Keywords:** Electric machines, Eddy Current Brake, Experimental Bench, Vibration Analysis.

## Sumário

1 INTRODUÇÃO .....	6
1.1 Problema .....	7
1.2 Justificativa .....	7
1.3 Objetivo geral.....	7
1.4 Objetivos específicos .....	8
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	8
2.1 Freio por correntes de Foucault.....	8
2.2 Conjugado .....	10
2.3 Bancada de Ensaios.....	11
3 PROJETO DA BANCADA .....	12
3.1 Projeto do eixo.....	12
3.2 Seleção dos rolamentos .....	14
3.3 Projeto da estrutura .....	16
5 MONTAGEM DA BANCADA .....	18
6 AQUISIÇÃO DE DADOS.....	19
7 RESULTADOS .....	20
8 CONSIDERAÇÕES FINAIS .....	24
REFERÊNCIAS.....	25
ANEXO I.....	26
ANEXO II.....	30

## 1 INTRODUÇÃO

As máquinas elétricas existem há mais de um século, sendo de fundamental importância no cenário industrial ao longo dos anos, sendo a máquina de indução responsável pela produção de grande parte da força motriz nos processos industriais, desde os mais simples até os mais sofisticados. Portanto, estudos com a finalidade de aumentar o rendimento na conversão eletromecânica de energia de tais equipamentos poderão trazer impactos positivos significativos para a economia nacional (MOHAN, 2015).

Como abordado por Chapman (2013) e Fitzgerald (2006), o rendimento de motores de indução sofre influência da carga acionada, podendo o mesmo motor operar em diversas situações de potência de saída, influenciando na corrente consumida, fator de potência, eficiência, entre outras grandezas. Desta forma, o correto dimensionamento desses equipamentos é indispensável para que operem com uma eficiência elevada.

Segundo Trandafilov (2004), em ensaios de máquinas de indução, valores de carga entre 25% e 150% da nominal do motor são comumente usados, portanto, surge a necessidade de um sistema que forneça um torque ajustável. Para tal, o freio eletromagnético pode ser considerado, visto que o torque gerado é proporcional à corrente aplicada às bobinas do freio, o que torna possível controlar o torque imposto ao motor através de um circuito eletrônico.

Foram desenvolvidos protótipos de freios por correntes de Foucault por vários outros autores, alguns com fins didáticos, de demonstrar o princípio de funcionamento, como em Ragnini (2012). Já outros autores, como Mori (2018) e Dalmolim (2019) buscaram desenvolver sistemas de controle e medição de carga, permitindo realizar análises quantitativas no sistema, e o estudo das grandezas de máquinas elétricas em diferentes condições de carga.

Entretanto, este tipo de freio apresenta uma dinâmica muito reduzida, por consequência do disco de elevado momento de inércia presente no rotor, o que faz com que as bancadas de ensaio que contém este tipo de freio sejam indicadas apenas para testes com carga constante (PEREIRA, 2011).

A principal vantagem do freio por correntes de Foucault é a ausência de atrito entre partes rotativas, desta forma não há geração de ruídos ou desgaste devido ao

atrito (PEREIRA, 2011). Isso significa que durante as operações de frenagem, não há remoção de material, eliminando a necessidade de manutenção das superfícies.

Desta maneira, sabendo que o comportamento da carga influencia no desempenho e eficiência do Motor de Indução Trifásico (MIT), este trabalho busca uma solução para emular cargas no eixo de uma máquina de indução, e que tal carga possa ser ajustada e medida, a fim de realizar ensaios buscando compreender o comportamento tanto do freio como do motor de indução em diferentes situações de carga.

### **1.1 Problema**

O controle da intensidade de carga mecânica é fundamental para estudar as características do MIT em diferentes situações de carga (PEREIRA, 2006). Devido ao elevado custo de equipamentos comerciais para ensaios de motores (geradores ou dinamômetros), foi construído por Fontana (2017) um protótipo de um freio por correntes de Foucault como alternativa, o qual atingiu seu objetivo em demonstrar que o princípio físico do freio eletromagnético funcionou como esperado. Entretanto, tal protótipo apresentou problemas, principalmente estruturais, resultando em vibrações quando em operação, comprometendo seu desempenho e a segurança.

### **1.2 Justificativa**

A fim de dar continuidade ao trabalho, surge a necessidade de projetar uma nova bancada, visto que a presença de vibrações pode levar o sistema a situações de funcionamento hostis, provocando maior geração de ruído e redução da vida útil de rolamentos, além de interferir no desempenho do equipamento. Desta maneira, é imposta a construção de uma nova bancada, com maior rigidez mecânica, que possibilite a instalação do freio de Foucault de maneira mais confiável e segura.

### **1.3 Objetivo geral**

O objetivo deste trabalho é aprimorar o protótipo disponível na universidade, eliminando os problemas de vibração da bancada na qual o freio está instalado, a fim de melhorar o desempenho e a segurança do conjunto. Além disso, este trabalho



tem como objetivo implementar uma maneira de medir o conjugado gerado pelo mesmo.

#### 1.4 Objetivos específicos

Tem-se como objetivos específicos:

- Estudar e compreender os fenômenos físicos responsáveis pelo funcionamento do freio de Foucault, bem como compreender os problemas presentes no protótipo atual, para que tais não estejam presentes na nova bancada.
- Projetar, por meio de um software CAD, uma nova bancada, mais estável, e que permita a medida do conjugado gerado pelo freio eletromagnético.
- Simular o modelo 3D da bancada via software de elementos finitos, realizar uma análise modal, a fim de prever as frequências naturais do sistema, e garantir que não coincidam com a de excitação;
- Construir a bancada projetada;
- Realizar a montagem do freio de Foucault na nova bancada;
- Realizar testes e medições para verificar a funcionalidade do equipamento.

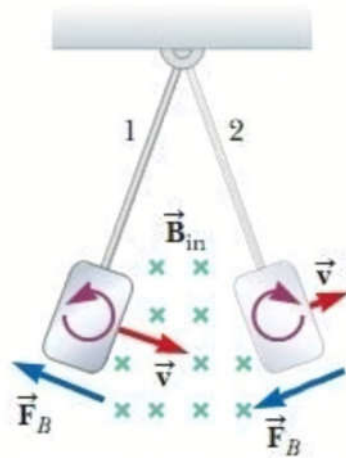
## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo é descrito os principais conceitos sobre o funcionamento de um freio por correntes de Foucault, medidas de conjugado, e a importância de que uma bancada de testes seja robusta e confiável, os quais são fundamentais para o entendimento do trabalho.

### 2.1 Freio por correntes de Foucault

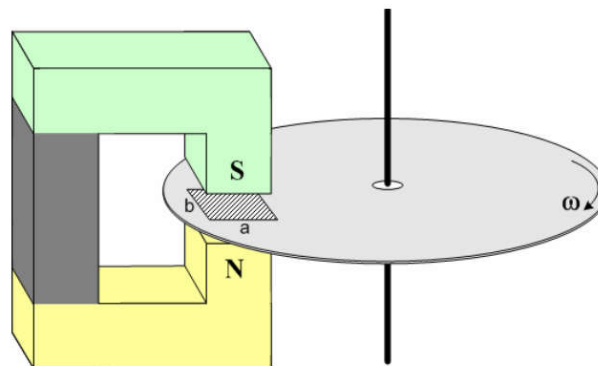
Uma placa condutiva movida através de um campo magnético  $\vec{B}_{in}$  é mostrada na Figura 1. No momento em que a placa atravessa o campo magnético com uma velocidade  $\vec{v}$ , é induzida na mesma uma força eletromotriz (FEM), que faz com que os elétrons livres se movam, gerando assim uma corrente elétrica, que são chamadas de corrente de Foucault. De acordo com a Lei de Lenz, as correntes de Foucault são geradas de uma forma que criem campos magnéticos que se opõem aos que a placa está imersa, criando polos magnéticos na mesma, que dão origem a

uma força  $\vec{F}_B$  que se opõe a seu movimento, gerando assim uma força que se opõe ao sentido de movimento (PEREIRA, 2011).



**Figura 1:** Movimento de uma placa em um campo magnético  
**Fonte:** Pereira, 2011

O freio de Foucault funciona utilizando tal princípio, uma vez que quando um campo magnético atravessa um disco de material condutor, que está girando com velocidade  $\omega$  (Figura 2), é observado o mesmo efeito, sendo que tal interação gera um torque contrário ao sentido de rotação, impondo força de frenagem no eixo.

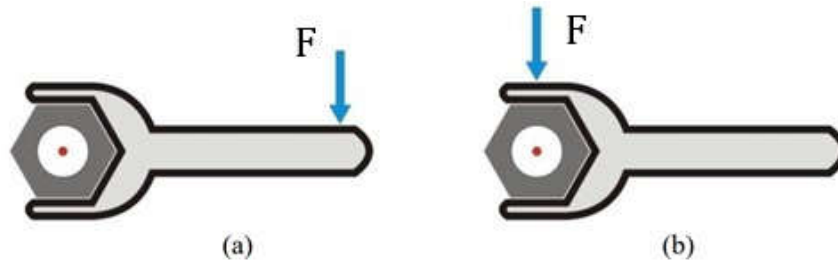


**Figura 2:** Ilustração conceitual de um Freio de Foucault  
**Fonte:** Filho, 2014

Desta maneira, um freio eletromagnético pode ser utilizado para emular cargas mecânicas em ensaio de motores, com a principal vantagem de não haver atrito entre superfícies, eliminando a geração de ruídos, calor devido a fricção e desgaste (PEREIRA, 2011).

## 2.2 Conjugado

O conjugado é produzido quando é aplicada uma força a uma distância não nula do centro de rotação, tal esforço realizado faz com que o eixo tenda a girar. Por exemplo, uma chave é colocada em um parafuso, ao aplicar uma força  $F$  na extremidade da mesma, o parafuso roda (Figura 3a). Entretanto, se a mesma força for aplicada no centro do parafuso ele não irá girar (Figura 3b), pois a distância entre o sentido da força e o centro de rotação é zero, ou seja, o braço de alavanca tem tamanho zero (PEREIRA, 2011).



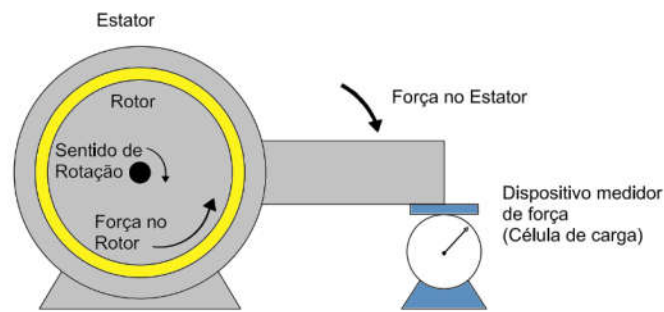
**Figura 3:** (a) Força aplicada a uma distância não nula do centro; (b) Força aplicada a uma distância nula do centro.

**Fonte:** Adaptado de Pereira, 2011

O valor do torque  $T$  aplicado ao eixo pode ser calculado multiplicando o valor da força  $F$  em Newtons, pela distância  $d$  em metros, seguindo a Equação (1).

$$T = F \times d \quad (1)$$

É possível utilizar este princípio para obter o torque gerado pelo freio, medindo o conjugado de reação na parte estática do sistema, onde as bobinas de corrente do freio estão fixadas (PEREIRA, 2011). Tal conjugado pode ser obtido medindo a força exercida por uma alavanca de comprimento conhecido a partir do centro de rotação. Tal força pode ser medida, por exemplo, por uma célula de carga, sendo o esquemático proposto apresentado na Figura 4



**Figura 4:** Esquemático para medição de conjugado  
**Fonte:** Adaptado de Pereira, 2011

### 2.3 Bancada de Ensaios

Segundo Pereira (2011), uma bancada de ensaios é uma plataforma para a experimentação de projetos, que permite a realização de testes e ensaios, buscando testar teorias científicas. Tal plataforma necessita ter uma boa estabilidade, confiabilidade, e estar livre de grandes vibrações, as quais podem comprometer a segurança e desempenho do sistema.

Vibrações são causadas, principalmente, devido a ressonância que, segundo Soeiro (2008), ocorre quando a frequência de excitação de um sistema coincide com a frequência natural do mesmo, levando-o a grandes deformações e falhas mecânicas. Portanto, é desejável fazer o projeto de modo que a frequência de excitação do sistema não coincida com a de ressonância.

Como base no trabalho de Fontana (2017), foi utilizado um protótipo de um freio de Foucault dimensionado e construído pelo autor, mostrado na Figura 5.



**Figura 5:** Protótipo do freio de Foucault

**Fonte:** Autoria Própria

Apesar do protótipo ter sucesso em demonstrar o funcionamento do freio de Foucault, a bancada apresentou problemas devido a fragilidade da estrutura, tendo vibração em toda sua faixa de operação, causado provavelmente devido a ressonância, visto que para determinadas velocidades de rotação, a vibração se acentuava. Tal vibração, além de reduzir o desempenho do sistema, compromete a segurança do conjunto. Portanto, surgiu a necessidade de projetar uma nova bancada para que seja possível instalar o equipamento, e implementar uma maneira de medir o torque gerado no eixo da máquina.

### **3 PROJETO DA BANCADA**

Neste capítulo são descritas as etapas realizadas para o dimensionamento da bancada, separada em projeto do eixo, dimensionamento dos mancais e rolamentos e, por fim, o projeto da estrutura que acomodará o equipamento com suas devidas alterações.

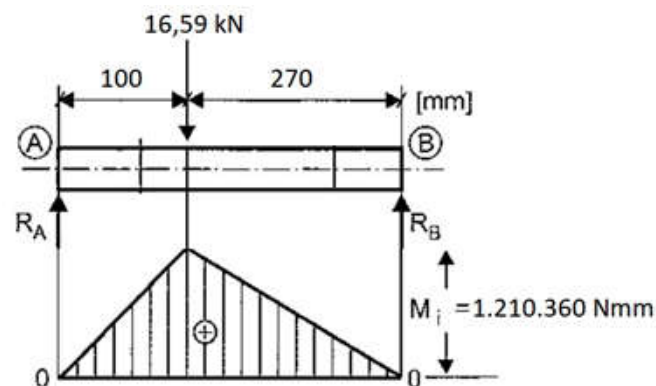
#### **3.1 Projeto do eixo**

Visando maior confiabilidade no projeto, e prevendo a possibilidade de que, através de um inversor de frequência, a máquina de indução possa trabalhar na região de sobrevelocidade, surgiu a necessidade de projetar um novo eixo, para que

o mesmo opere com segurança em velocidades de até 2500 rpm. Para o projeto foi levado em consideração um possível desbalanceamento do disco do rotor do freio, que pode surgir devido a imprecisões no processo de fabricação ou distribuição não uniforme de massa ao longo deste.

O dimensionamento do eixo foi feito seguindo Melconian (2008), utilizando como força radial no eixo a força exercida pelo disco, considerando que o mesmo esteja desbalanceado. Foi considerada uma massa desbalanceada de 5% do total do disco, cerca de 1,1kg no maior raio do mesmo e, assim, foi calculada a força radial equivalente para a maior velocidade para qual o rotor foi projetado.

Primeiramente, para o dimensionamento do eixo se faz necessário calcular o máximo momento fletor no qual o mesmo será submetido. Um diagrama com a força radial, distâncias, e momento fletor, são mostradas na Figura 6, onde  $R_A$  e  $R_B$  são as forças de reação nos pontos A e B, respectivamente.



**Figura 6:** Esquemático das forças aplicadas ao eixo  
**Fonte:** Adaptado de Melconian, 2008.

Assim, foi utilizada a Equação (2), proposta por Melconian (2008) para o cálculo do diâmetro do eixo. Os valores utilizados para o cálculo e o obtido estão organizados na Tabela 1.

$$d \geq 2,17 \cdot \sqrt[3]{\frac{b \cdot M_i}{\sigma_{fad_m}}} \quad (2)$$

Onde:

$d$  = Diâmetro mínimo para o eixo;

$b=1$  para um eixo maciço;

$M_i$  é o momento fletor máximo;

$\sigma_{fad_m}$  é a tensão admissível no material.

Buscando a segurança no dimensionamento, foi adotado um fator de segurança de 9, como proposto por Melconian (2008). Tal fator de segurança é a razão entre o limite de escoamento do material, e a tensão admissível.

**Tabela 1:** Grandezas utilizadas para o dimensionamento do eixo

Raio do disco [mm]	210
Massa do disco [kg]	22
Massa desbalanceada [kg]	1,1
Força radial [kN]	16,59
Momento fletor máximo [Nmm]	1.210.360
Limite de escoamento aço SAE 1020 [MPa]	350
Fator de segurança	9
Tensão admissível [MPa]	39
Diâmetro mínimo calculado para o eixo [mm]	68,3

Fonte: Autoria Própria

Desta forma, foi selecionado um eixo de aço SAE 1020 de 70mm de diâmetro. O aço SAE 1020 foi escolhido por ser um material que possui uma maior disponibilidade no comércio local. Assim, a força radial calculada de 16,59 kN para a máxima velocidade de rotação foi considerada como carga radial nos rolamentos para seu devido dimensionamento.

### 3.2 Seleção dos rolamentos

A fim de utilizar rolamentos que suportem os esforços gerados pelo rotor, e considerando a possibilidade de pequenos desalinhamentos no processo de montagem, ou ainda devido a pequenas deflexões no eixo quando em operação, devido à grande massa do disco fixado no eixo, se faz necessário o uso de rolamentos autocompensadores, visto que estes são capazes de compensar tais desalinhamentos que possam surgir entre o mancal e o eixo.

Tendo em vista o valor de carga radial considerada, optou-se pelo uso de rolamentos autocompensadores de rolos, visto que estes suportam uma carga radial maior que os rolamentos autocompensadores de esferas. Desta forma, calcula-se a vida nominal básica, de acordo com a norma ISO 281, conforme a Equação (3).

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P}\right)^p \quad (3)$$

Onde:

$L_{10}$  = Vida nominal básica com 90% de confiabilidade (em milhões de revoluções)

$C$  = classificação de carga dinâmica básica [kN]

$P$  = carga dinâmica equivalente do rolamento [kN]

$p$  = expoente da equação de vida, para rolamentos de rolos,  $p = 10/3$

Porém, a Equação (3) pode ser utilizada, para a obtenção da vida nominal básica em horas de operação, resultando na Equação (4):

$$L_{10h} = \frac{10^6}{60 n} L_{10} \quad (4)$$

Onde:

$L_{10h}$  = Vida nominal básica com 90% de confiabilidade (em horas de operação)

$n$  = Velocidade de rotação [rpm]

Assim, considerando a situação de operação que exigirá mais dos rolamentos, neste caso uma velocidade constante de 2500 rpm, pode-se calcular a vida em horas de funcionamento para um rolamento autocompensador de rolos 22214. Os valores utilizados para o cálculo e o valor obtido estão organizados na Tabela 2.

**Tabela 2:** Grandezas utilizadas para o dimensionamento dos rolamentos

Velocidade de rotação [rpm]	$n$	2500
Carga radial [kN]	$C$	16,59
Carga dinâmica equivalente do rolamento [kN]	$P$	213
Vida nominal básica com 90% de confiabilidade (em horas de operação)	$L_{10h}$	33.062

**Fonte:** Autoria Própria

Foi obtida uma vida nominal básica de 33.062 horas, que é uma vida útil suficiente para evitar que o rolamento sofra falhas prematuras por fadiga. Assim, a escolha do rolamento autocompensador de rolos modelo 22214 da marca SKF se mostra adequada.



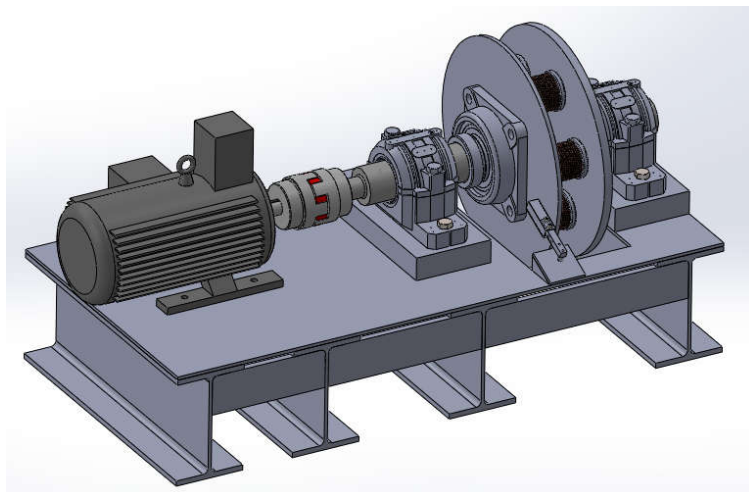
### 3.3 Projeto da estrutura

Para a segura operação de máquinas, é necessário evitar que a frequência de excitação coincida com as frequências naturais da estrutura a qual a mesma está instalada, pois, nesse caso, o sistema entra em ressonância, apresentando vibrações excessivas, que podem levar a condições hostis de funcionamento do ponto de vista de vibrações (VOLTOLINI, 2018) .

Desta forma, para este projeto, é desejável manter as frequências naturais do da bancada acima da frequência de excitação do motor, para que o ambas não coincidam, e cause ressonância no sistema, gerando vibrações acentuadas.

Se faz necessário manter as frequências de ressonância acima das de excitação, pois não é desejável que ocorra ressonância durante o processo de partida, mesmo que por alguns instantes. Ademais, poderão ser realizados ensaios tanto em velocidades de rotação abaixo da nominal da máquina, como acima, por meio do uso de um inversor de frequência.

A fim de evitar tal situação de funcionamento, optou-se por modelar o projeto em 3D, utilizando o software SOLIDWORKS, buscando realizar uma análise prévia da bancada, garantindo condições seguras de funcionamento. Desta forma, fez-se um primeiro modelo da bancada, utilizando perfis I como base, a fim de garantir rigidez à estrutura. Tal bancada é mostrado na Figura 7.



**Figura 7:** Projeto da bancada contendo o freio de Foucault  
**Fonte:** Autoria Própria

Utilizou-se o software de simulação de elementos finitos Ansys Workbench para realizar uma análise modal no modelo a fim de encontrar as frequências naturais, e desta forma prever se estas irão coincidir com a frequência de excitação.

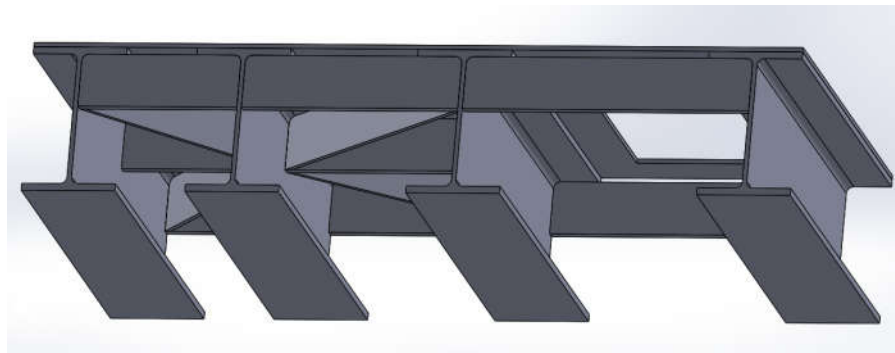
A partir deste primeiro modelo o utilizou-se o software para realizar a simulação da estrutura pelo método de elementos finitos, tendo como resultado as frequências naturais, ou seja, as frequências em que a estrutura poderia entrar em ressonância. As três primeiras frequências naturais encontradas estão organizadas na Tabela 3.

**Tabela 3:** Frequências naturais da bancada

Modo	Frequência [Hz]
1	44,64
2	90,17
3	108,31

**Fonte:** Autoria Própria

Sabendo-se que a rotação máxima do rotor será de 2500 rpm, a maior frequência de vibração excitada pelo eixo será de 41,67 Hz. Portanto, mesmo que a menor frequência natural do sistema é maior que a de excitação, ambas ficaram bem próximas. E tendo em mente a possibilidade de haver discrepâncias entre o modelo teórico e o real, optou-se em realizar alterações no projeto, a fim de eliminar a frequência natural problemática. E para tal, propôs-se um reforço em cruz, na parte inferior da bancada, a fim de aumentar a resistência da estrutura quanto ao modo de vibrar da frequência de ressonância problemática. Tal reforço é mostrado na Figura 8.



**Figura 8:** Vista inferior da bancada

**Fonte:** Autoria Própria

Desta forma, foi realizada novamente uma análise modal a partir do novo modelo, e as três primeiras frequências estão organizadas na Tabela 4.

**Tabela 4:** Frequências naturais da bancada após a adição das travas em cruz

Modo	Frequência [Hz]
1	90,24
2	110,20
3	112,46

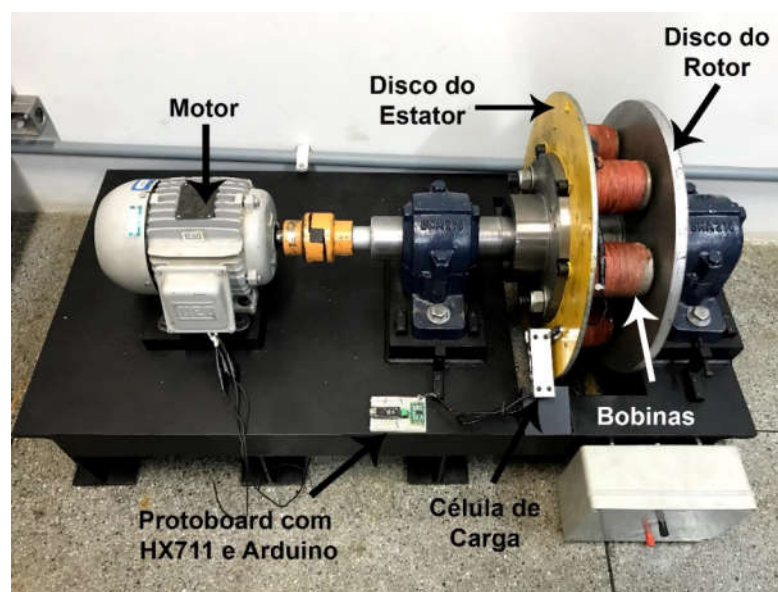
**Fonte:** Autoria Própria

Desta forma, com a menor frequência natural bem acima da de excitação, espera-se que, com a adição das travas em cruz na parte inferior, a bancada projetada não irá sofrer problemas com vibrações causadas por ressonância para qualquer rotação compreendida entre zero e 2500 rpm.

## 5 MONTAGEM DA BANCADA

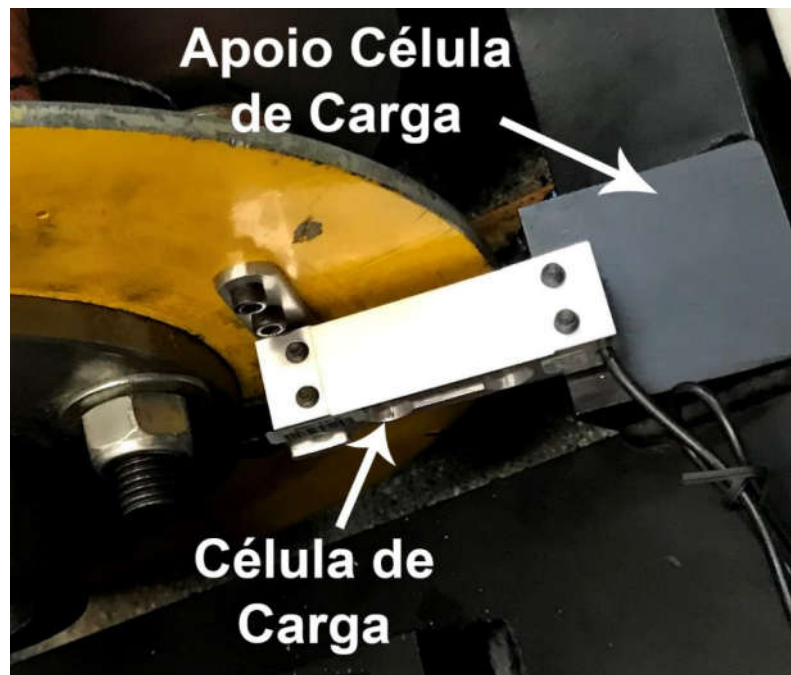
A partir do modelo 3D foi construída a bancada, seguindo fielmente as dimensões especificadas no projeto. A fim de dar acabamento e oferecer proteção contra oxidação, foi realizada a pintura na cor preto fosco. Da mesma forma, o novo eixo foi fabricado também seguindo as especificações do projeto.

Após a fabricação de ambas as partes, notou-se a robustez e rigidez mecânica do conjunto. Em seguida foi realizada a montagem, como também a fixação do motor e da célula de carga, sendo a bancada montada mostrada na Figura 9.

**Figura 9:** Bancada Finalizada

**Fonte:** Autoria Própria

Para o apoio da célula de carga foi desenvolvido uma estrutura na lateral da bancada, mostrada na Figura 10.

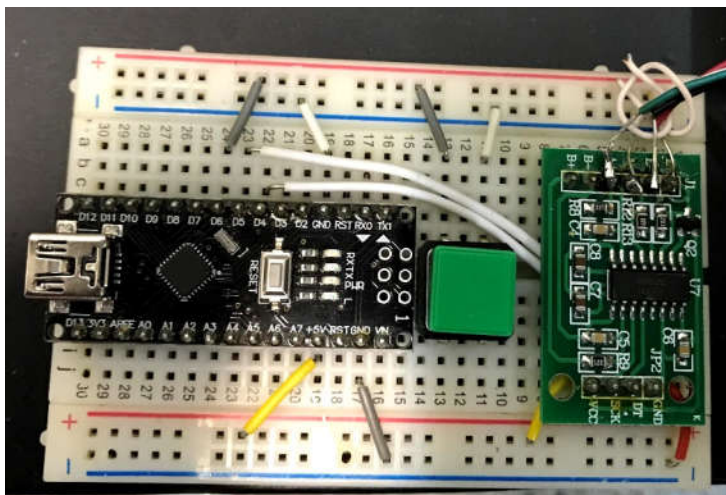


**Figura 10:** Vista da montagem da célula de carga  
**Fonte:** Autoria Própria

Tal estrutura foi pensada para funcionar da mesma maneira que o esquemático mostrado na Figura 4, tendo uma parte fixada no estator do freio, e a outra ponta da célula de carga apoiada na estrutura da bancada, possibilitando a medição da força de reação sofrida pelo estator do freio de Foucault. O braço de alavanca medido para tal montagem foi de 285mm de comprimento.

## 6 AQUISIÇÃO DE DADOS

A fim de fazer os primeiros testes na bancada e validar seu funcionamento, buscou-se uma solução para a medição dos valores lidos pela célula de carga. Foi escolhida como solução o uso do módulo HX711, um conversor AD de 24bits, que é específico para a realização de leitura de células de carga. Este módulo possui um amplificador integrado, com ganho programável de 32, 64 ou 128, que permite a leitura de valores de tensão na ordem de milivolts, tornando-o ideal para tal aplicação. A placa, de cor verde, encaixada na protoboard, com suas devidas conexões, é mostrada na Figura 11



**Figura 11:** Circuito para aquisição de dados com HX711.

**Fonte:** Autoria Própria

Para a obtenção dos valores obtidos por meio do módulo HX711 foi utilizado um Arduino Nano, devido a sua facilidade de programação e baixo custo. A partir do circuito montado, foi escrito um algoritmo, com a finalidade de realizar a calibração da célula de carga, antes de fixá-la na bancada. O algoritmo escrito e explicado encontra-se no Anexo I.

Após realizada a calibração, foi desenvolvido um segundo algoritmo, encontrado no Anexo II, que lê o valor obtido pelo HX711, e o imprime via serial, permitindo fazer testes preliminares na bancada.

## 7 RESULTADOS

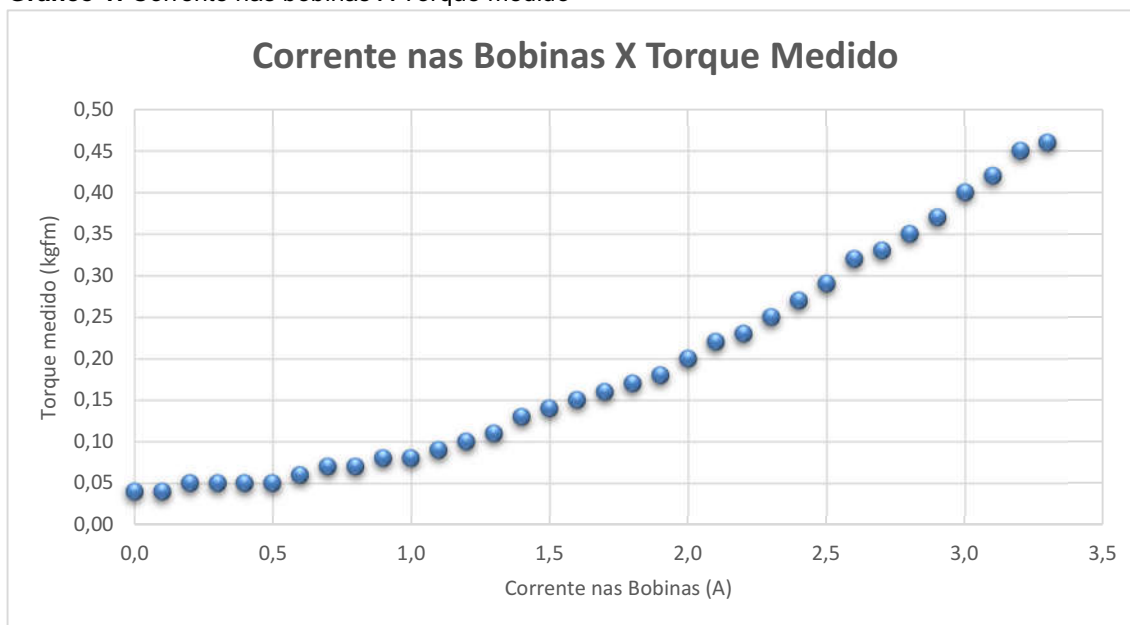
Para a testagem do freio eletromagnético, foi acionado o motor da bancada e ajustado a corrente das bobinas até que a corrente medida no motor fosse igual a nominal do mesmo. A partir deste ponto foi variada a corrente das bobinas do freio e medida a velocidade e a força medida pela célula de carga para cada valor de corrente das bobinas, a fim de encontrar valores para diferentes situações de operação. Sabendo que a distância do ponto de apoio da célula de carga em relação ao centro do eixo é de 285mm, foi calculado o torque medido para cada valor de corrente das bobinas utilizando a Equação (1). Os valores medidos nos ensaios encontram-se organizados na Tabela 5.

**Tabela 5:** Valores medidos no ensaio

<b>I bobinas (A)</b>	<b>I motor (A)</b>	<b>RPM</b>	<b>Força (Kg)</b>	<b>Torque Medido (kgfm)</b>
3,3	4,8	1723	1,61	0,46
3,2	4,7	1726	1,58	0,45
3,1	4,6	1731	1,47	0,42
3,0	4,4	1736	1,40	0,40
2,9	4,4	1740	1,30	0,37
2,8	4,3	1743	1,23	0,35
2,7	4,2	1745	1,16	0,33
2,6	4,2	1746	1,12	0,32
2,5	4,1	1750	1,02	0,29
2,4	4,0	1754	0,95	0,27
2,3	4,0	1755	0,88	0,25
2,2	4,0	1758	0,81	0,23
2,1	4,0	1758	0,77	0,22
2,0	3,8	1761	0,70	0,20
1,9	3,8	1763	0,63	0,18
1,8	3,8	1765	0,60	0,17
1,7	3,8	1767	0,56	0,16
1,6	3,7	1768	0,53	0,15
1,5	3,7	1772	0,49	0,14
1,4	3,7	1773	0,46	0,13
1,3	3,6	1773	0,39	0,11
1,2	3,6	1774	0,35	0,10
1,1	3,6	1774	0,32	0,09
1,0	3,6	1774	0,28	0,08
0,9	3,6	1776	0,28	0,08
0,8	3,6	1777	0,25	0,07
0,7	3,6	1778	0,25	0,07
0,6	3,6	1780	0,21	0,06
0,5	3,6	1780	0,18	0,05
0,4	3,6	1781	0,18	0,05
0,3	3,6	1781	0,18	0,05
0,2	3,6	1781	0,18	0,05
0,1	3,6	1781	0,14	0,04
0,0	3,6	1781	0,14	0,04

**Fonte:** Autoria Própria

A fim de possibilitar a análise gráfica dos resultados, foi plotado um gráfico com a corrente das bobinas (eixo X) e o torque medido (eixo Y). Tal gráfico é mostrado no Gráfico 1.

**Gráfico 1:** Corrente nas bobinas X Torque medido

**Fonte:** Autoria Própria

Ao analisar o gráfico, é observado que quanto maior o valor de corrente aplicado nas bobinas do freio, o valor do torque medido aumenta, exatamente como esperado, mostrando que o esquema proposto funcionou como projetado para a medição do torque gerado pelo freio.

Não havendo nenhum dispositivo para a medição do torque real, a fim de verificar se os valores obtidos pela célula de carga estão próximos do real, foi feita uma estimativa, utilizando a situação nominal do motor de 1cv.

Sabendo que 1 cavalo vapor equivale a 736W, foi considerado tal valor como a potência de saída na situação nominal. Seguindo a Equação (5) proposta por Chapman (2013), pode-se encontrar o torque nominal

$$P = T \times \omega \quad (5)$$

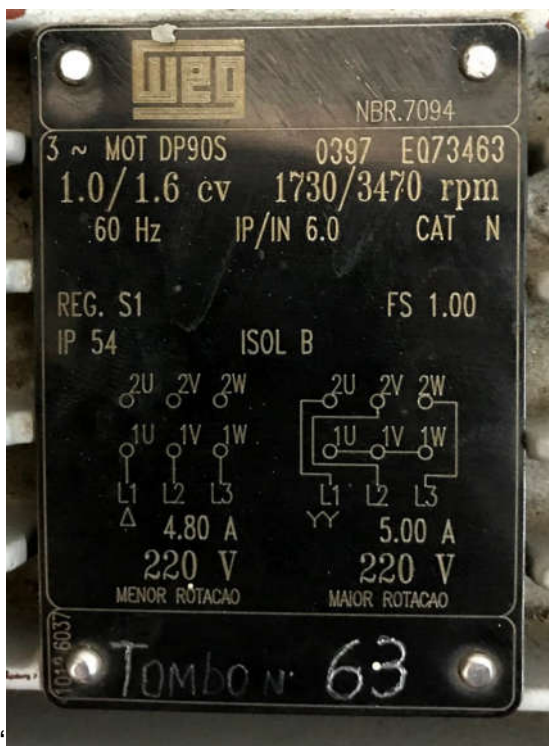
Onde:

P é a potência [Watts]

T é o torque [N.m]

$\omega$  é a rotação nominal da máquina [rad/s]

A partir dos dados de placa do motor, mostrado na Figura 12, foi obtido o torque na situação nominal



**Figura 12:** Dados de placa do motor ensaiado  
**Fonte:** Autoria Própria

O torque nominal estimado para tal máquina na ligação 4 polos (menor velocidade), para uma rotação nominal de 1730 rpm, já convertido para kgfm, é equivalente a 0,41 kgfm. O valor calculado com base nos dados de placa do motor (valor teórico) e o valor obtido pela célula de carga na condição de corrente nominal da máquina (valor medido) estão organizados na Tabela 6.

**Tabela 6:** Valores medidos e teóricos nas condições nominais do motor

Valores teóricos		Valores medidos	
Rotação (rpm)	1730	Rotação (rpm)	1723
Potência (W)	736	$I_{Nom}$ do motor (A)	4,8
Torque (kgfm)	0,41	Torque (kgfm)	0,46

**Fonte:** Autoria Própria

Comparando os valores do torque medido pela célula de carga, e torque nominal estimado, pode se dizer que mesmo que estes não coincidiram exatamente, ambos ficaram bem próximos, mostrando coerência no valor medido na situação



nominal. A pequena diferença observada pode se dar, principalmente, devido ao fato de ter sido desconsideradas as perdas no sistema. Esta perda pode ser vista na medição em que não há corrente circulando nas bobinas do freio. Nesta leitura, a célula de carga mede um valor de conjugado de frenagem maior que zero. Isto ocorre justamente porque esta mede, também, a resistência gerada pelo rolamento que segura o estator do freio preso ao eixo.

Vale lembrar também que o método utilizado para estimar o conjugado disponível no eixo está sujeito a falhas, visto que os dados de placa podem não representar fielmente os parâmetros reais da máquina. Por exemplo, é possível notar que na situação ensaiada de corrente nominal, a velocidade do eixo do motor está abaixo da nominal. Esse escorregamento maior que o nominal pode indicar que o motor está trabalhando ligeiramente acima da capacidade nominal. Ou ainda, pode significar que algumas espiras dos enrolamentos do estator estejam com a isolação danificada, provocando curto circuito entre algumas espiras, elevando a corrente da máquina.

## **8 CONSIDERAÇÕES FINAIS**

Ao final dos testes pode-se dizer que as medições indicaram o funcionamento correto do sistema de medição de torque proposto, como mostrado no Gráfico 1, onde verificou-se a relação da alteração da corrente nas bobinas, com a variação do torque medido pela célula de carga, estando os resultados dentro dos valores esperados.

A bancada Projetada apresentou grande rigidez estrutural, e grande robustez, além de aparentemente não apresentar vibrações em sua estrutura para qualquer rotação compreendida entre zero e 1800rpm.

Desta forma, a partir dessa bancada, será possível realizar outros ensaios com segurança e confiabilidade, buscando compreender o funcionamento tanto da máquina de indução, como do freio por correntes de Foucault.

## REFERÊNCIAS

CHAPMAN, S. J. **Fundamentos de máquinas elétricas**. 5. ed. Porto Alegre, RS: AMGH, 2013.

DALMOLIM, A.; UGGIONI, P. **Bancada Didática Para Ensaio De Motores De Indução Trifásicos**. Trabalho de Conclusão de Curso Engenharia Mecatrônica - Instituto Federal de Santa Catarina, 2019.

FITZGERALD, A. E.; JR, C. K.; UMANS, S.D. **Máquinas elétricas: Com introdução à eletrônica de potência**. Porto Alegre; Bookman, 2006.

FONTANA, C. H. **Protótipo De Um Freio Eletromagnético Por Correntes De Foucault**. Trabalho de conclusão de curso. Engenharia Elétrica. Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Cornélio Procópio, 2017.

MELCONIAN, S. **Elementos de máquinas**. 9. ed. São Paulo, SP: Érica, 2008.

MOHAN, Ned. **Máquinas elétricas e acionamentos: curso introdutório**. Rio de Janeiro, RJ: LTC, 2015.

MORI, M. M. N. **Emulador de Cargas Mecânicas com Freio Eletromagnético para Ensaio de Motores Elétricos de Indução**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará, Centro de Tecnologia, Programa de Pós Graduação em Engenharia Elétrica, Fortaleza, 2018

PEREIRA, A.H. **Freio eletromagnético para ensaios de motores elétricos de indução**. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal do Ceará, Fortaleza, 2006.

PEREIRA, R. M. F. **Desenvolvimento de um Sistema de Aquisição e Controle de Binário e Velocidade para um Freio Eletromagnético**. Dissertação de Mestrado, Universidade do Minho, Braga, 2011.

RAGNINI, F. **Protótipo Educativo De Um Freio Eletromagnético**, Resumo Científico, Instituto Federal de Santa Catarina - Campus Chapecó, 2012.

SOEIRO, N. S. **Curso de fundamentos de vibrações e balanceamento de rotores**. Apostila de curso oferecido a Centrais Elétricas do Norte do Brasil S/A, Belém-PA, 2008.

TRANDAFILOV, V. (2004). **IEEE Standard Test Procedure for Polyphase Induction Motors and Generators**. IEEE Std 112-2004 (Revision of IEEE Std 112-1996).

VOLTOLINI, D. R. **Controle de vibrações flexionais em máquinas girantes usando neutralizadores viscoelásticos angulares**. Dissertação de mestrado, Universidade Federal do Paraná, Curitiba, 2018.

## ANEXO I

```

//Algoritmo para encontrar o fator de calibração para a célula de carga

#define ADSK 5 //HX711
#define DT 4 //HX711
//#define SCL 3 //Display
//#define SDA 2 //Display

#define bot 6 //Botão para medir a escala

unsigned char i=0;

byte j=1;

long count = 0;

long escala = 0;

float calib=0;

long media = 0;

int n=25; //Numero de leituras utilizadas para fazer a media dos valores lidos

float peso = 220; //Peso da massa de calibração (em Gramas)

bool last; //Guardar o estado do botão

int zero=0; //Variável para selecionar loop de offset ou calibração

float offset=0;

void setup() {
  Serial.begin(9600);

  pinMode(ADSK,OUTPUT); //Pino 5 para a comunicação do HX711
  pinMode(DT,INPUT); //Pino 4 para a comunicação do HX711
  pinMode(bot,INPUT_PULLUP); //Pino para o botão de calibração
  digitalWrite(ADSK,0);
  last = digitalRead(bot);
  delay(500);
}

void loop() {
  if(digitalRead(bot)!=last) //Lê se o botão foi pressionado

```

```
{
  media=0;          //Se o botão for pressionado inicia o processo de calibração
if (zero==0)
{
  offset=0;
  while (j<=n)
  {
    count=0;
    while(digitalRead(DT)==1){}
    for(i=0;j<24;i++)
    {
      digitalWrite(ADSK,1);
      count=count<<1;
      digitalWrite(ADSK,0);
      if(digitalRead(DT)==1)
        count++;
    }
    digitalWrite(ADSK,1);
    count=count^0x800000;
    count=count-8388608;
    digitalWrite(ADSK,0);

    if(j==1)
    {
      Serial.println("Calculando Offset...");    //Imprime na tela que o Offset está sendo calculado
    }

    media=media+count;
    if(j==n)
    {
      media=media/n;
    }
  }
}
```

```
    offset=media;
}

if (j==n){
Serial.println("Offset Calculado e configurado ");
Serial.print("Media: ");
Serial.println(offset);
Serial.println("\t");
Serial.print("Insira o peso de ");
Serial.print(peso);
Serial.println(" gramas para obter o fator de calibracao");
zero=1;
}
j++;
}
}

else
{
j=1;

while (j<=n) // Faz a leitura do Valor no HX711
{
count=0;
while(digitalRead(DT)==1);{}
for(i=0;i<24;i++)
{
digitalWrite(ADSK,1);
count=count<<1;
digitalWrite(ADSK,0);
if(digitalRead(DT)==1)
```

```
    count++;
}
digitalWrite(ADSK,1);
count=count^0x800000;
count=count-8388608;
digitalWrite(ADSK,0);
    if(j==1)
    {
        Serial.println("Calculando fator de calibração...");
    }
    media=media+count;
    if(j==n)
    {
        media=media/n;
    }

if (j==n){           //Imprime o fator de calibração (Via Serial)
    Serial.print("Fator de calibracao: ");
    calib=(media-offset)/peso;
    Serial.println(calib);
    Serial.print("Media: ");
    Serial.println(media-offset);
    zero=0;
}
j++;    //O fator de calibração para a célula de carga deve ser
        //Inserido manualmente no algoritmo do anexo II
}
}
}
j=1;
}
```

## ANEXO II

//Algoritmo para a leitura dos valores via Serial

```
#define ADSK 5 //HX711
#define DT 4 //HX711

unsigned char i=0;
byte j=1;
long count;
long offset0;
long offset;
float gramas=0;
float calib = 457; //Fator de calibração encontrado atravez do algoritmo do anexo I
int n=25;
float alavanca=0.285;

void setup() {
  Serial.begin(9600);
  pinMode(ADSK,OUTPUT); //Pino 5
  pinMode(DT,INPUT); //Pino 4
  offset=0;
  offset0=0;
  count=0;
  digitalWrite(ADSK,0);
  delay(500);
}

void loop() {
  count=0;
  while(digitalRead(DT)==1){}
  //while((Serial.read())!=97); //Envie "a" para realizar a conversão
  for(i=0;i<24;i++)
  {
    digitalWrite(ADSK,1);
    count=count<<1;
    digitalWrite(ADSK,0);
    if(digitalRead(DT)==1)
      count++;
  }
  digitalWrite(ADSK,1);
  count=count^0x800000;
  count=count-8388608;
  digitalWrite(ADSK,0);

  if (j>=1&&j<=n) //Calcular Offset Com a média de n valores
  {

    if(j==1)
    {
      Serial.println("Calculando valor do offset...");
    }

    offset=offset+count;
    if(j==n)
    {
```

```
    offset0=offset/n;
    offset=0;
    Serial.println("Offset calculado");

    }
    j++;
}
Serial.print("Valor: ");
gramas=(count-offset0)/calib;
Serial.print(gramas);
Serial.print(" Torque: ");
Serial.print(gramas*alavanca/1000);
Serial.println(" kgfm");
//delay (250);
;

}
```