

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
CÂMPUS GUARAPUAVA
COORDENAÇÃO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

LUCAS AGUILAR FLEGLER

**PROJETO MECÂNICO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL
PARA ANÁLISE DO VEÍCULO DE ALTA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DA EQUIPE UTECO**

**GUARAPUAVA
2019**

LUCAS AGUILAR FLEGLER

**PROJETO MECÂNICO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL
PARA ANÁLISE DO VEÍCULO DE ALTA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DA EQUIPE UTECO**

Trabalho de Conclusão de curso apresentado à
Coordenação de Engenharia Mecânica, como
requisito parcial à obtenção do Título de Bacharel
em Engenharia Mecânica, da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná.

Orientador: Prof. Dr. David Lira Nunez

GUARAPUAVA
2019

TERMO DE APROVAÇÃO

**PROJETO MECÂNICO DE UM DINAMÔMETRO INERCIAL
PARA ANÁLISE DO VEÍCULO DE ALTA EFICIÊNCIA
ENERGÉTICA DA EQUIPE UTECO**

LUCAS AGUILAR FLEGLER

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em Guarapuava, Paraná na data 04 de dezembro de 2019 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

David Lira Nuñez
Prof. Orientador

Nome do professor
Denise Alves Ramalho

Nome do professor
Renan Manozzo Galante

Aldo Przybysz
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Lucas Aguilar Flegler

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

FLEGLER, Lucas A. **Projeto mecânico de um dinamômetro inercial para análise de um veículo de alta eficiência energética.** 2019. 66 f. Trabalho de Conclusão de Curso para obtenção de título de Bacharel em Engenharia Mecânica – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2019.

RESUMO

O presente trabalho trata de um projeto que analisa a transmissão de um dinamômetro inercial, com a finalidade de obter o torque e a potência de um veículo protótipo à combustão interna para obter uma melhor eficiência energética num veículo de pequeno porte. O veículo em questão é desenvolvido como um projeto de extensão da UTFPR-GP, e participa da competição Shell Eco-Marathon. Nesse contexto, o trabalho levanta fundamentos teóricos como princípios físicos da mecânica, estado da arte de dinamômetros inerciais, noções básicas de alguns dispositivos eletrônicos e a ferramenta DFMEA como pilar na condução do desenvolvimento da proposta de TCC, que auxiliará na criação do projeto final. O trabalho conta com o auxílio de *softwares* para a elaboração de desenhos técnicos, modelagem em 3D e simulações virtuais, para uma futura fabricação. Como considerações finais, acredita-se que os resultados obtidos sejam satisfatórios, devido à confiabilidade no método utilizado, por meio de ferramentas consolidadas em projetos mecânicos, contribuindo para uma melhor eficiência energética do veículo, e suportando todas as cargas necessárias para seu correto funcionamento.

Palavras-chave: DFMEA. Dinamômetro Inercial. Medição de torque. Veículo protótipo. UTECO. Shell Eco-marathon.

FLEGLER, Lucas A. **Mechanical project of an inertia dynamometer for analysis of a high energy efficiency vehicle.** 2019. 66 f. Completion of coursework to obtain a bachelor's degree in Mechanical Engineering – Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Guarapuava, 2019.

ABSTRACT

The present work is about a project that analyzes an inertia dynamometer transmission, with the goal of get the torque and power of an internal combustion prototype vehicle to reach a better energetic efficiency of a small size vehicle. This vehicle is developed as an extension project at UTFPR-GP, and participates at the Shell Eco-marathon competition. In this context, the work approaches theoretical studies as physical principles of mechanics, state of art of the inertia dynamometers, basics studies of some electronic devices and the tool DFMEA as a cornerstone on the conduction of the development of this work that will help on the final creation of the project. The work counts with the support of *softwares* for the elaboration of technical drawings, 3D modeling and virtual simulations, for a future real fabrication. As final considerations, it's believable that the obtained results are satisfactory, due to the confiability on the methods used, with consolidated tools in industrial projects, assisting for a better energetic efficiency of the vehicle, and supporting all the necessary loads for its proper operation.

Keywords: DFMEA. Inertia Dynamometer. Torque measurement. Prototype vehicle. UTECO. Shell Eco-Marathon.

LISTA DE FIGURAS

| | |
|--|----|
| Figura 1 – Produção por combustível – 2005/2018 | 9 |
| Figura 2 - UTECO na Shell Echo-marathon 2019 | 12 |
| Figura 3 - Projeto de dinamômetro dos alunos da Universidade Tecnológica da Malásia | 17 |
| Figura 4 - Projeto de dinamômetro da equipe da Universidade Politécnica do Estado da Califórnia | 18 |
| Figura 5 - Inércia de um Eixo | 21 |
| Figura 6 - Eixo com diâmetros diferentes | 22 |
| Figura 7 - Gráfico para Sensibilidade de Entalhe - Flexão e Axial | 28 |
| Figura 8 - Gráfico para Sensibilidade de Entalhe - Cisalhamento | 28 |
| Figura 9 - Diagrama de Ashby de Resistência-Densidade | 31 |
| Figura 10 - Diagrama de Ashby de Módulo de Young-Resistência | 32 |
| Figura 11 – Montagem do Dinamômetro em 3D | 40 |
| Figura 12 - Croqui do eixo com as dimensões iniciais | 46 |
| Figura 13 - Diagrama de Cisalhamento | 47 |
| Figura 14 - Diagrama de Momento Fletor | 48 |
| Figura 15 - Cilindro de massa M1 | 49 |
| Figura 16 - Cilindro de massa M2 | 49 |
| Figura 17 - Montagem Final do Dinamômetro em 3D | 56 |

LISTA DE TABELAS

| | |
|---|----|
| Tabela 1 - Valores de a e b para Acabamento Superficial..... | 25 |
| Tabela 2 - Valores para Fator de Temperatura | 26 |
| Tabela 3 - Valores para Fator de Confiabilidade..... | 26 |
| Tabela 4 – Propriedades da Madeira de Pinheiro | 45 |

LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo | Grandeza | Unidade |
|----------------|---|--------------------------|
| K_f | Fator de Concentração de Tensão de Fadiga | - |
| K_t | Fator de Concentração de Tensão | - |
| S_e | Limite de Endurança | <i>MPa</i> |
| k_a | Fator de Superfície | - |
| k_b | Fator de Tamanho | - |
| k_c | Fator de Carregamento | - |
| k_d | Fator de Temperatura | - |
| k_e | Fator de Confiabilidade | - |
| k_f | Fator de Efeitos Diversos | - |
| σ_a | Componente de Amplitude | <i>MPa</i> |
| σ_m | Tensão Média | <i>MPa</i> |
| σ_{max} | Tensão Máxima | <i>MPa</i> |
| σ_{min} | Tensão Mínima | <i>MPa</i> |
| A | Área | m^2 |
| I | Momento de Inércia | m^4 |
| m | Massa | <i>kg</i> |
| R | Raio | <i>m</i> |
| t | Tempo | <i>s</i> |
| F | Força | <i>N</i> |
| P | Potência | <i>W</i> |
| q | Sensibilidade de Entalhe | - |
| α | Aceleração Angular | <i>rad/s²</i> |
| θ | Deslocamento Angular | <i>rad</i> |
| τ | Torque | <i>N · m</i> |
| ω | Velocidade Angular | <i>rad/s</i> |
| L_h | Vida Nominal | <i>h</i> |
| f_h | Coefficiente de Vida | - |
| f_n | Coefficiente de Velocidade | - |
| n | Rotação por Minuto | <i>rot/min</i> |

LISTA DE SÍMBOLOS

| Símbolo | Grandeza | Unidade |
|----------------|---|----------------|
| C_r | Capacidade de Carga Básica Dinâmica no Rolamento Radial | N |
| P_o | Carga no Rolamento | N |
| V | Volume | m^3 |
| v | Velocidade Linear | m/s |
| D | Diâmetro | m |

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

| | |
|-------|--|
| CAD | Projeto Assistido por Computador (do inglês - <i>Computer-Aided Design</i>) |
| CAE | Engenharia Assistida por Computador (do inglês - <i>Computer-Aided Engineering</i>) |
| DET | Detectabilidade da Causa de Falha |
| DFMEA | Análise dos Efeitos e Modos de Falha do Projeto (do inglês – <i>Design Failure Mode and Effect Analysis</i>) |
| ISO | Organização Internacional de Normalização (do inglês - <i>International Organization for Standardization</i>) |
| OCC | Ocorrência da Causa de Falha |
| RPN | Número de Prioridade de Risco (do inglês – <i>Risk Priority Number</i>) |
| SEV | Severidade do Efeito de Falha |
| UTEKO | Veículo de Alta Eficiência Energética da UTFPR-GP |
| UTFPR | Universidade Tecnológica Federal do Paraná |

SUMÁRIO

| | | |
|----------|---|-----------|
| 1 | INTRODUÇÃO | 9 |
| 1.1 | JUSTIFICATIVA..... | 12 |
| 1.2 | OBJETIVOS | 13 |
| 1.2.1 | Objetivo Geral | 13 |
| 1.2.2 | Objetivos Específicos | 13 |
| 2 | FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA..... | 15 |
| 2.1 | ESTADO DA ARTE DE DINAMÔMETROS PARA VEÍCULOS DE ALTA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA | 16 |
| 2.2 | CONCEITOS MECÂNICOS PARA UM DINAMÔMETRO INERCIAL | 19 |
| 2.2.1 | Dinamômetro Inercial..... | 19 |
| 2.2.2 | Aceleração Angular | 19 |
| 2.2.3 | Inércia Rotativa de um Cilindro | 20 |
| 2.2.4 | Torque e Potência..... | 23 |
| 2.2.5 | Fadiga em Eixo..... | 24 |
| 2.3 | SELEÇÃO DE MATERIAIS | 30 |
| 2.4 | DESENHO TÉCNICO MECÂNICO | 33 |
| 2.4.1 | Projeto Assistido por Computador | 34 |
| 2.5 | ANÁLISE DE EFEITOS E MODOS DE FALHAS EM PROJETOS | 35 |
| 3 | ASPECTOS METODOLÓGICOS | 37 |
| 3.1 | ANÁLISE DO DFMEA..... | 38 |
| 3.2 | ESCOLHA DOS MATERIAIS | 38 |
| 3.3 | DIMENSÕES E CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA DO EIXO..... | 39 |
| 3.4 | MODELAGEM 3D | 40 |
| 3.5 | FATOR DE SEGURANÇA | 40 |
| 3.6 | DESENHOS TÉCNICOS E MONTAGEM | 42 |
| 4 | DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO..... | 43 |
| 4.1 | ANÁLISE DO DFMEA DO DINAMÔMETRO INERCIAL | 43 |
| 4.2 | SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA OS SISTEMAS DE EIXO E DE SUPORTE..... | 44 |
| 4.3 | DIMENSIONAMENTO E DIAGRAMAS DE FORÇAS | 45 |
| 4.4 | CÁLCULOS..... | 48 |
| 4.5 | REPRESENTAÇÃO DOS DESENHOS TÉCNICOS E MONTAGEM DO DINAMÔMETRO | 56 |
| 5 | RESULTADOS E DISCUSSÕES | 58 |
| 6 | CONCLUSÃO | 59 |
| | REFERÊNCIAS | 61 |
| | APÊNDICE A – FUNCTION TREE..... | 62 |
| | APÊNDICE B – DFMEA - DINAMÔMETRO | 63 |
| | APÊNDICE C – FMEA - SUPORTE | 64 |
| | APÊNDICE D – FMEA - EIXO..... | 65 |
| | APÊNDICE E – FMEA - CONTROLE | 66 |
| | APÊNDICE F – DESENHO TÉCNICO – EIXO DO DINAMÔMETRO..... | 67 |
| | APÊNDICE G – DESENHO TÉCNICO – SUPORTE DE MADEIRA..... | 68 |
| | APÊNDICE H – DESENHO TÉCNICO – DISCO ENCODER..... | 69 |
| | APÊNDICE I – DESENHO TÉCNICO – CHAPA GALVANIZADA..... | 70 |

1 INTRODUÇÃO

Os conhecimentos na engenharia mecânica trouxeram inúmeros avanços e possibilidades para a solução de problemas e aumento nas possibilidades de criação e otimização de equipamentos e maquinários industriais. Com novas tecnologias sendo criadas, utilizadas e melhoradas, vem a necessidade de análises mais robustas e sofisticadas para acompanhar estas inovações. Esta necessidade já era perceptível em indústrias automobilísticas há mais de uma década, tanto para a prevenção de falhas quanto para a redução de custos em uma linha de produção (SILVA et al., 2006). Nas últimas décadas a quantidade de veículos a serem produzidos sofreu mudanças significativas em curtos períodos, e para atender a demanda são necessários ajustes nos números de automóveis fabricados periodicamente. A seguir é mostrada a Figura 1, contendo dados quantitativos de produção de carros por combustível.

Figura 1 – Produção por combustível – 2005/2018

| Ano Year | Automóveis / Cars | | | |
|-------------|----------------------|-------------------|------------------------|------------------|
| | Gasolina Gasoline | Etanol Ethanol | Flex fuel Flex fuel | Diesel Diesel |
| 2005 | 1.227.480 | 27.871 | 820.791 | 45.959 |
| 2006 | 882.394 | 339 | 1.291.913 | 29.744 |
| 2007 | 685.515 | - | 1.764.494 | 31.940 |
| 2008 | 574.218 | - | 2.026.768 | 33.024 |
| 2009 | 341.875 | - | 2.298.942 | 14.887 |
| 2010 | 599.398 | - | 2.311.721 | 13.089 |
| 2011 | 409.805 | - | 2.215.548 | 5.540 |
| 2012 | 340.622 | - | 2.418.397 | 6.538 |
| 2013 | 329.851 | - | 2.616.845 | 8.015 |
| 2014 | 205.100 | - | 2.291.115 | 7.443 |
| 2015 | 218.666 | - | 1.785.284 | 3.482 |
| 2016 | 188.489 | - | 1.605.855 | 5.696 |
| 2017 | 320.054 | - | 1.956.607 | 31.682 |
| 2018 | 368.661 | - | 1.985.740 | 32.727 |

Fonte: Anuário da Indústria Automobilística Brasileira (2019)

A Figura 1 mostra a quantidade de carros que foram produzidos em cada ano no Brasil, desde 2005 até 2018, separando esta quantidade pelo tipo de combustível utilizado por cada carro. No ano de 2005, os dados indicam que foram vendidos mais de 1,2 milhões de carros movidos à gasolina, mais de 27 mil movidos à etanol, mais de 45 mil movidos à diesel e cerca

de 820 mil movidos à flex fuel, que são carros capazes de serem abastecidos por mais de um tipo de combustível. Analisando o restante da Figura 1, tem-se os dados para os anos seguintes.

Pesquisas mostram que houve um grande decaimento em relação à produção de carros que utilizam gasolina como seu combustível único. No anuário da indústria automobilística brasileira publicado em 2019 revela o elevado índice de preferência pela fabricação de carros com outras fontes de combustíveis além da gasolina e etanol, devido à preferência de carros de maior potência. Isto reflete diretamente no mercado automobilístico e impacta a necessidade de criação e desenvolvimento de carros que satisfaçam os clientes, incentivando mais estudos relacionados com a eficiência energética dos automóveis (CAMPOS; VÍCTOR; PEREIRA, 2008).

Nesse sentido, o dinamômetro automotivo se destaca entre os vários equipamentos utilizados para conferir o potencial de um veículo em estágio de desenvolvimento ou já acabado, que atua em forma de testes simples e precisos que fornecem dados suficientes para que por meio de cálculos e dados experimentais, seja possível determinar se o automóvel em questão está nos parâmetros desejados ou não. E com a mudança significativa da última década do uso dos combustíveis, novos testes precisam ser realizados para os novos modelos de automóveis e conseqüentemente mais dinamômetros estão sendo fabricados para acompanhar o mercado industrial que vem crescendo (KRUZE, 2009).

A Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR), câmpus Guarapuava, possui vários projetos de extensão que permitem ao aluno a aplicabilidade do conhecimento adquirido em sala de aula. Um destes projetos é o UTECO (Veículo de Alta Eficiência Energética da UTFPR-GP), que consiste numa equipe com o objetivo inicial de projetar e construir um veículo para participar de competições baseadas na sua eficiência energética. Esse trabalho surgiu da necessidade de obter uma melhor eficiência energética para este veículo que participa da Shell Eco Marathon, que se trata de uma competição, e sendo assim exige o máximo possível de otimização do veículo. Assim, para um melhor aperfeiçoamento do veículo da equipe, deve-se obter um melhor entendimento entre os sistemas principais responsáveis pela eficiência energética do veículo, como por exemplo a relação entre o combustível e o motor, os diagramas e componentes eletrônicos, pneumáticos e elétricos, entre outros. Com o dinamômetro, é possível ajustar com mais precisão os parâmetros de injeção eletrônica que estão diretamente relacionados com a eficiência energética do veículo, e assim compreendendo a relação entre o motor e o combustível de forma mais clara, por meio de dados obtidos através do dinamômetro (SHELL ECO-MARATHON OFFICIAL RULES, 2018).

A ferramenta base para início e desenvolvimento do projeto, que será o suporte para garantir a confiabilidade do trabalho, é a Análise dos Efeitos e Modos de Falha do Projeto (DFMEA do inglês – *Design Failure Mode and Effect Analysis*). O DFMEA consiste basicamente na análise separada dos sistemas que envolvem o projeto, podendo avaliar as características de cada componente ou sistema de forma bem específica. Por meio desta ferramenta, serão determinadas as funções requeridas de cada componente, seus respectivos modos, causas, e detectabilidade de falhas, para em seguida realizar uma avaliação de nível de criticidade deste sistema dentro do projeto como um todo. Será também utilizada a norma SAE J1739 que auxiliará na construção do DFMEA, por meio de exemplos e sugestões para a avaliação quanto ao critério na determinação da detectabilidade, ocorrência, severidade e prioridade de risco. Esta norma em questão, SAE J1739, é a mais utilizada pelos fabricantes de veículos, garantindo assim mais confiabilidade no método a ser utilizado. Posteriormente será tratado o DFMEA com mais detalhes no capítulo de fundamentação teórica.

O presente trabalho possui a intenção de reunir informações pertinentes para o projeto de um dinamômetro inercial por meio de estudos relacionados com a área da engenharia mecânica. Utilizando as informações adquiridas de livros, artigos científicos e outros trabalhos já realizados, é proposto um método para a fabricação de um novo dinamômetro inercial. Este dinamômetro deve ser capaz de simular uma pista de corrida plana para reunir dados da potência do veículo. Estes dados são úteis para obter uma melhor eficiência energética do veículo, que pode ser feita pela análise das faixas de operação em que o veículo demonstra uma maior potência, que por sua vez, é determinada através de uma análise comparativa. O trabalho conta com o auxílio de cálculos e simulações via Projeto Assistido por Computador (CAD -do inglês *Computer Aided Design*) para determinar o fator de segurança do projeto e garantir uma maior confiabilidade na sua fabricação.

O projeto do sistema de transmissão deste dinamômetro inercial é constituído de três principais subsistemas: sistema do eixo; sistema de suporte; e o sistema de controle. Contudo, este trabalho terá como foco apenas os dois primeiros sistemas, que dizem respeito à parte mecânica e estrutural do dinamômetro, deixando o sistema de controle para uma possibilidade de contribuição e aperfeiçoamento para um trabalho futuro.

1.1 JUSTIFICATIVA

De acordo com o Regulamento de Programas e Projetos de extensão da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Art. 2º, projetos de extensão possuem o objetivo de utilizar o conhecimento visto em sala de maneira prática, aperfeiçoando a convivência social e desenvolvendo de forma dinâmica e qualitativa o aprendizado (“REGULAMENTO DE PROGRAMAS E PROJETOS DE EXTENSÃO DA UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ”, 2011).

Através de projetos de extensão os alunos desenvolvem seus trabalhos e se deparam com problemas que os motivam a aprender novos conteúdos até mesmo indiretamente relacionados com o curso. E em vários casos esses problemas acabam se tornando trabalhos e estudos para uma possível solução ou uma análise mais detalhada destes. Um problema, por exemplo, que a equipe UTECO (Figura 2) possui é a falta de um aparelho para analisar quais seriam os melhores parâmetros da injeção eletrônica em uma situação de corrida real. Para isto existem os dinamômetros, que são amplamente utilizados para análises de torque, potência, testes de frenagem e consumo de combustível, permitindo obter um melhor desempenho do produto, ou até mesmo para garantir que a sua qualidade esteja dentro do aceitável antes de ir para o mercado.

Figura 2 - UTECO na Shell Echo-marathon 2019



Fonte: Autoria própria.

Nesse contexto, e com a necessidade da equipe UTECO de possuir um dinamômetro para a realização de testes de simulação de corrida em um local apropriado dentro da instituição, surge a motivação do projeto. O projeto engloba conceitos de engenharia mecânica vistos no curso e são aplicados de maneira prática, estimulando o desenvolvimento do aluno e motivando-o a aprender de forma mais efetiva. Atualmente, dinamômetros de elevada precisão possuem altos custos. A partir destes problemas e a necessidade de realizar um trabalho de conclusão de curso, vem a necessidade de realizar um estudo mais detalhado e completo, suprimindo assim a necessidade da equipe envolvida no projeto UTECO.

1.2 OBJETIVOS

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo deste trabalho é projetar o sistema de transmissão de um dinamômetro inercial para um veículo de pequeno porte e de alta eficiência energética, capaz de fornecer dados para uma análise do torque e potência do veículo em questão.

1.2.2 Objetivos Específicos

Os seguintes objetivos específicos direcionam o presente trabalho a alcançar o objetivo geral:

- Estado da arte dos tipos de dinamômetros usados para testes em veículos de pequeno porte;
- Levantamento teórico dos princípios mecânicos que fazem parte de um dinamômetro inercial, focado para este trabalho;
- Análise do dimensionamento do eixo principal responsável pelo contato entre as rodas do veículo e o dinamômetro;
- Seleção do material que será utilizado para o eixo do dinamômetro;
- Principais características da ferramenta de Análise de modos de Efeito e Falhas em projeto; e

- Modelagem do dinamômetro e representação de seus desenhos técnicos para futura fabricação.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

De uma forma geral, dinamômetros são instrumentos de medição de força. Os dinamômetros mais simples funcionam como um suporte ligado à uma mola, da qual é conhecida a constante elástica desta mola. Ao exercer uma força sobre o suporte, a mola sofre um deslocamento, e a partir deste deslocamento e utilizando-se da lei de Hook, é possível calcular qual a magnitude da força que provocou tal deslocamento. Diversos tipos de dinamômetros foram criados conforme a necessidade da sociedade, das pesquisas e das indústrias que possuem problemas específicos relacionados com a medição de uma força. Se tratando de veículos automotivos, além dos dinamômetros inerciais, existem também os dinamômetros hidráulicos, elétricos e de fricção. Entre eles, o hidráulico é mais vantajoso quando se deseja trabalhar com cargas mais pesadas e materiais mais robustos. Já o elétrico possui melhores formas de controle de medição, porém é o mais caro e complexo entre eles. O dinamômetro inercial possui apenas a função de avaliar a potência através do torque, porém é simples, relativamente barato e fornece resultados com boa precisão (MARTINS, 2007).

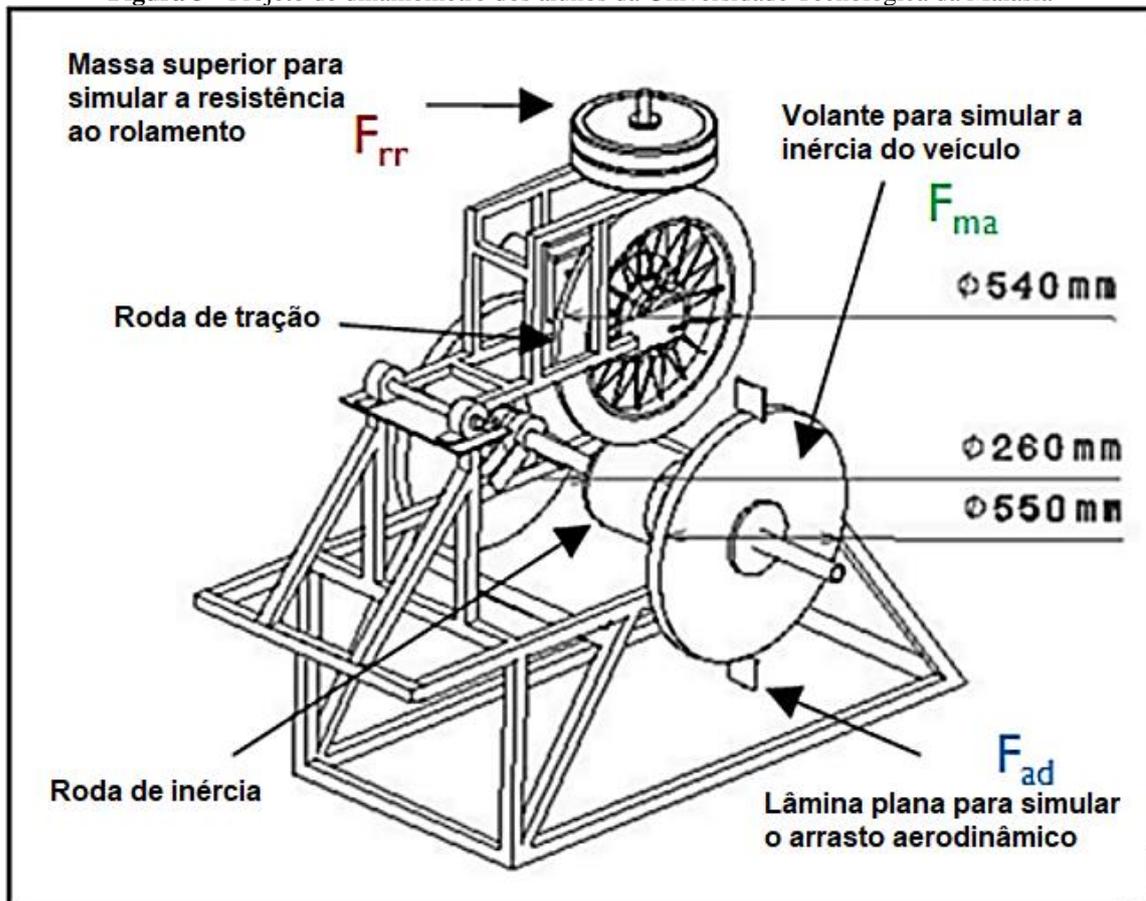
Em relação aos dinamômetros inerciais para veículos, já existem projetos que visam obter dados pela simulação para alcançar uma melhor eficiência ou confirmar se o nível de qualidade atingido está aceitável para os parâmetros pré-determinados. Com a finalidade de evitar erros e garantir uma maior confiabilidade para o desenvolvimento de um novo projeto, são feitas pesquisas relacionadas ao mesmo tipo de produto para fins de comparação, visando obter informações e resultados de testes já feitos por outros trabalhos para que se possa desenvolver um trabalho mais preciso. E com isso tem-se a importância do estado da arte, que indica em qual estado de evolução este tipo de projeto se encontra, quais preferências de materiais a serem usados, quais aspectos são mais relevantes para o projeto apresentar bons resultados, e quais etapas podem ser seguidas com maior confiabilidade de funcionamento. Alguns projetos de dinamômetros inerciais são citados no estado da arte, demonstrando parte do atual estado dos dinamômetros que são fabricados para atender veículos protótipos.

2.1 ESTADO DA ARTE DE DINAMÔMETROS PARA VEÍCULOS DE ALTA EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Existem vários tipos de dinamômetros, e este trabalho terá o foco em um dinamômetro inercial. Por se tratar de um veículo protótipo, há uma maior facilidade em relação às características de resistência dos materiais a serem utilizados, já que os esforços solicitados serão menores em comparação à um veículo de porte normal. De acordo com seu regulamento a Shell Eco-Marathon abrange mais de uma modalidade tanto na estrutura do veículo como no tipo de combustível utilizado, como veículos dos tipos *Urban Concept* e Protótipo. Veículos do tipo *UrbanConcept* são de tamanhos semelhantes aos que vemos no dia a dia, que suportam mais de uma pessoa dentro, e também possuem parâmetros de velocidade e potência maiores. Veículos do tipo Protótipo possuem sua estrutura menor que os citados anteriormente, suportam apenas o piloto e consequentemente possuem esforços mecânicos relativamente menores (SHELL ECO-MARATHON OFFICIAL RULES, 2018).

Alunos da Universidade Tecnológica da Malásia desenvolveram um dinamômetro inercial para um veículo protótipo elétrico a fim de simular a aceleração, resistência e arrasto que haveria em um caso real. O projeto foi feito utilizando-se de modelos matemáticos para obter uma melhor aproximação da realidade durante os testes, obtendo a força resultante a partir do somatório de forças de resistência, aerodinâmica, aceleração linear e de tração inclinada. Com equações da física os alunos simularam os valores de aceleração do componente, e desenvolveram o projeto do dinamômetro inercial (FAKHARUZI et al., 2015). A Figura 3 mostra o projeto de dinamômetro desta equipe:

Figura 3 - Projeto de dinamômetro dos alunos da Universidade Tecnológica da Malásia



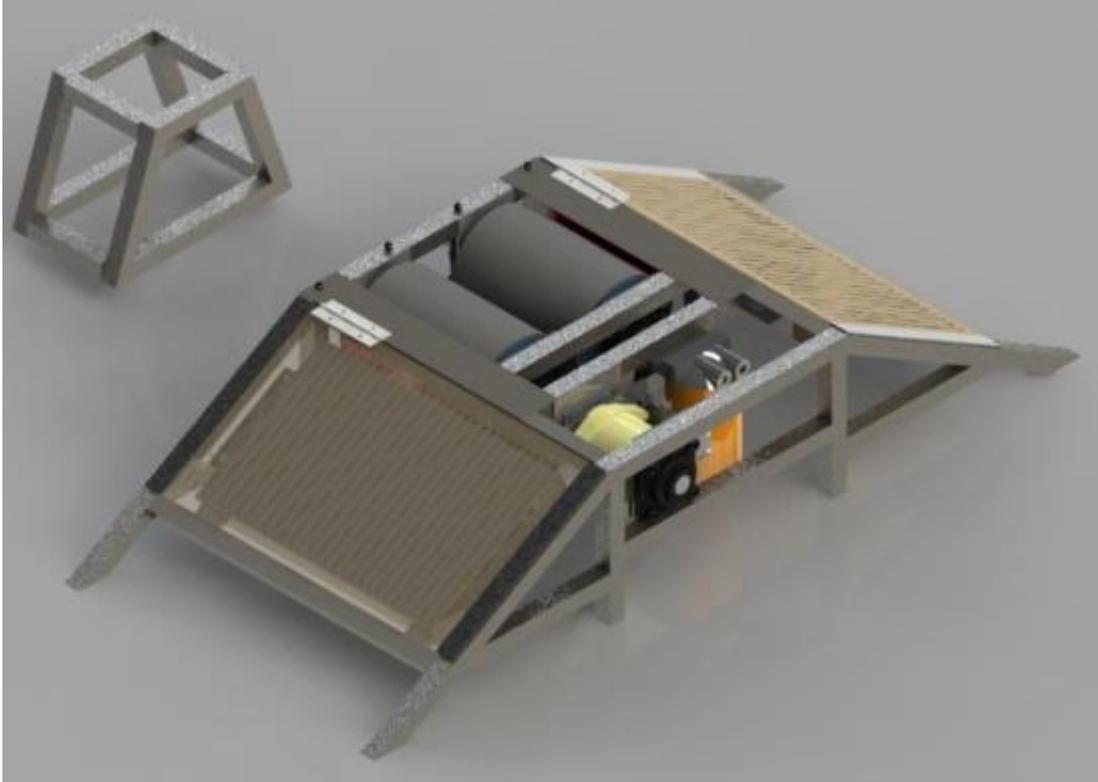
Fonte: (FAKHARUZI et al., 2015)

Nos Estados Unidos, alunos da Universidade Politécnica do Estado da Califórnia projetaram um dinamômetro hidráulico (Figura 4) para servir como ferramenta para a equipe responsável pelo veículo participante da Shell Eco-Marathon. Para este projeto em questão, as despesas foram estimadas em US\$ 2,500, e o prazo era de apenas um ano para a sua fabricação. Este dinamômetro precisava atender alguns requerimentos em relação às dimensões do projeto para suportar às cargas aplicadas pelo veículo, que por sua vez deve atender às normas do regulamento da competição (PURVIS, LUI, JANNING & GARCIA, 2012).

Diante do estado da arte que se encontra o dinamômetro inercial para protótipos, nota-se que os materiais dos componentes não possuem resistências elevadas, devido aos esforços submetidos serem relativamente pequenos quando se trata de veículos de pequeno porte. Em outras palavras, aços e ferros que satisfazem a necessidade do projeto deste tipo de dinamômetro são facilmente acessíveis no mercado. Além de seus componentes como mancais e rolamentos, que suportam tais esforços, também serem bastante acessíveis no mercado. Para

veículos de maior porte devem ser feitos novos cálculos e estudos dos materiais para garantir a segurança do equipamento.

Figura 4 - Projeto de dinamômetro da equipe da Universidade Politécnica do Estado da Califórnia



Fonte: Página da National Instruments Community (2012)

Pelo estado da arte, é possível perceber que alguns dinamômetros são projetados com dois rolos e outros com apenas um rolo como eixo rotativo principal, onde os dois rolos contribuem para dar uma maior estabilidade para o veículo que tenta “sair” do dinamômetro com a rotação das rodas. Em seguida, serão abordados alguns tópicos principais sobre assuntos para o projeto do dinamômetro, desde os cálculos teóricos de princípios da física, até a escolha do material e desenhos técnicos.

2.2 CONCEITOS MECÂNICOS PARA UM DINAMÔMETRO INERCIAL

2.2.1 Dinamômetro Inercial

Dinamômetros inerciais são utilizados para medições práticas de potência e torque de veículos, simulando como se estivessem em uma pista real, facilitando testes em laboratórios de qualidade e melhorias dos motores. As rodas ficam sobre o eixo do dinamômetro que está axialmente livre, fazendo-o girar em torno do seu próprio eixo. Este tipo de dinamômetro funciona recebendo as informações de posição angular através do eixo através de um sensor e calculando a aceleração angular derivando a posição em relação ao tempo duas vezes. E junto do momento de inércia do eixo do próprio dinamômetro tem-se o torque (MARTINS, 2007).

O cálculo do torque envolve a aceleração angular que o eixo do dinamômetro está sofrendo, que está relacionada com a velocidade da roda do veículo. Para isso é necessária uma forma de captar e armazenar as informações de rotação do eixo principal para, posteriormente, calcular a aceleração angular que será apresentada a seguir.

2.2.2 Aceleração Angular

Para corpos rotativos, utiliza-se a posição a partir de sua angulação para facilitar os cálculos. E assim é utilizado o deslocamento angular θ de um corpo, onde para um disco, uma volta completa é equivalente a 360° em torno do eixo que passa pelo centro do disco. Logo, a velocidade angular ω de um instante é obtida derivando o deslocamento angular no tempo t , ou seja:

$$\omega = \frac{d\theta}{dt} \quad (1.1)$$

Convertendo as unidades para radianos ainda temos:

$$360^\circ = 1rev = 2\pi rad \quad (1.2)$$

E assim como ocorre com a aceleração linear, para obtermos a aceleração angular α basta calcularmos a variação de velocidade angular pelo tempo, que resulta na segunda derivada temporal do deslocamento angular (TIPLER; MOSCA, 2009).

$$\alpha = \frac{d\omega}{dt} = \frac{d^2\theta}{dt^2} \quad (1.3)$$

2.2.3 Inércia Rotativa de um Cilindro

Quando se trata de um corpo contínuo, podemos olhá-lo como um conjunto de vários elementos infinitamente pequenos que estão ligados entre si, formando um único corpo. Se tomarmos r como a distância radial entre o eixo e o elemento de massa dm , o momento de inércia do corpo pode ser calculado através da integral:

$$I = \int r^2 dm \quad (1.4)$$

Aplicando a equação (1.4) para um disco delgado de massa M , raio R e área A e resolvendo a integral temos:

$$I = \int r^2 dm = \int_0^R r^2 \cdot \sigma \cdot 2\pi \cdot r dr = 2\pi\sigma \int_0^R r^3 dr = 2\pi \frac{M}{A} \cdot \frac{r^4}{4} \Big|_0^R$$

$$= \frac{2\pi M}{A} \cdot \frac{R^4}{4} = \frac{\pi M \cdot R^4}{2\pi R^2} = \frac{M \cdot R^2}{2}$$

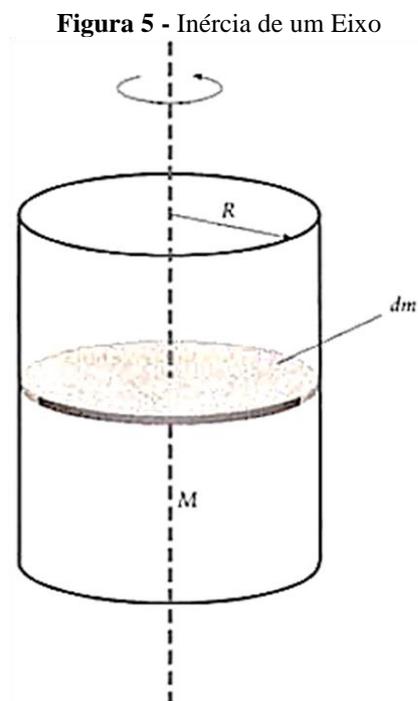
$$I = \frac{M \cdot R^2}{2} \quad (1.5)$$

Analogamente, para um caso de um cilindro maciço de massa M e raio R , se tratarmos este cilindro como um conjunto de discos delgados de massa dm , e conseqüentemente seu

momento de inércia como $dI = \frac{dmR^2}{2}$, podemos calcular o momento de inércia do cilindro, que por sua vez, é o mesmo do disco (TIPLER; MOSCA, 2009):

$$I = \int \frac{dm \cdot R^2}{2} = \frac{R^2}{2} \int dm = \frac{M \cdot R^2}{2}$$

A seguir, a Figura 4 retrata o caso de uma forma simples para a visualização do caso citado.



Fonte: (Tipler & Mosca, 2009)

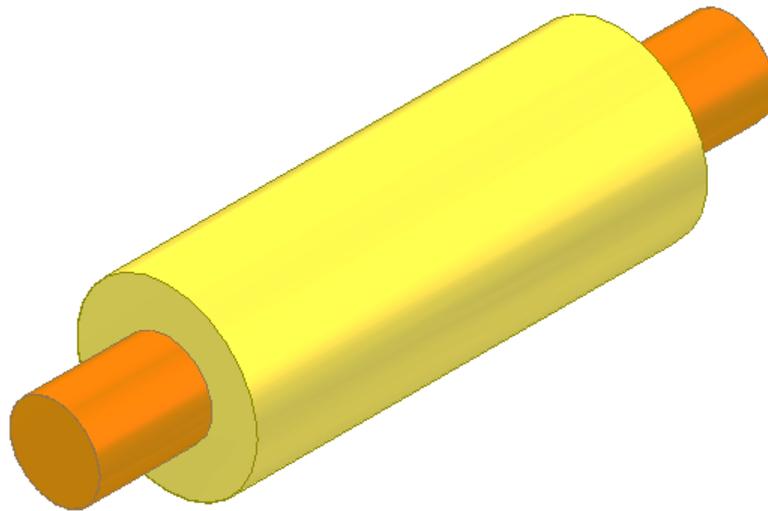
Na Figura 5, nota-se que um conjunto de discos de massa dm formam o cilindro de mesmo raio R e massa total M .

Aplicando as mesmas fórmulas apresentadas para um caso de um cilindro oco, obtém-se o seguinte valor para o momento de inércia em torno do seu próprio eixo (TIPLER; MOSCA, 2009):

$$I = \frac{1}{2}M(R_1^2 + R_2^2) \quad (1.6)$$

Pelo princípio de superposição, podemos relacionar as equações (1.5) e (1.6) para obter o momento de inércia de um cilindro que possui um diâmetro menor em suas extremidades. Para um melhor esclarecimento, a Figura 6 demonstra o caso citado.

Figura 6 - Eixo com diâmetros diferentes



Fonte: Autoria própria

Para melhor organizar as dimensões que serão analisadas, será adotada a seguinte simbologia:

$D_1 = \text{Diâmetro menor do eixo}$

$D_2 = \text{Diâmetro maior do eixo}$

$R_1 = \text{Raio menor do eixo}$

$R_2 = \text{Raio maior do eixo}$

$L_1 = \text{Comprimento do cilindro de diâmetro } D_1$

$L_2 = \text{Comprimento do cilindro de diâmetro } D_2$

Como o cálculo do momento de inércia consiste em um somatório de massas extremamente pequenas, para obtermos o momento de inércia do eixo completo da Figura 6, primeiramente tratamos o eixo como dois elementos. O primeiro sendo o cilindro maciço laranja de maior comprimento e menor diâmetro ($2R_1$), e o segundo sendo o cilindro oco amarelo com diâmetro interno igual ao diâmetro do primeiro elemento e diâmetro externo igual ao maior diâmetro do eixo ($2R_2$). Então basta somarmos a inércia do cilindro maciço de

diâmetro menor com a inércia do cilindro oco com o diâmetro maior. E somando os valores da inércia de (1.5) e (1.6) temos:

$$I = \frac{M_1 \cdot R_1^2}{2} + \frac{M_2}{2} (R_1^2 + R_2^2)$$

$$I = \frac{(M_1 + M_2)R_1^2 + M_2 \cdot R_2^2}{2} \quad (1.7)$$

A equação (1.7) corresponde ao valor do momento de inércia rotativo para o caso do eixo com dois diâmetros diferentes (Figura 6). Analogamente, podemos calcular o momento de inércia para eixos semelhantes, com mais variações de diâmetros, utilizando o mesmo método.

Com os dados da posição angular e a inércia do eixo, através da relação entre torque e potência podemos obter o cálculo do torque, que é o objetivo do dinamômetro. Nesse contexto, a seguir serão apresentados os conceitos básicos de torque e potência.

2.2.4 Torque e Potência

O torque está associado à uma força sendo aplicada a uma determinada distância. Se considerarmos a força F e o raio r como vetores, o torque τ é dado, matematicamente, pela expressão:

$$\vec{\tau} = \vec{r} \times \vec{F}$$

E fazendo uma analogia com a segunda lei de Newton ($\vec{F}_{res} = m\vec{a}$), ainda temos que o torque é análogo à força resultante, a aceleração angular seria à aceleração linear e o momento de inércia seria à massa. Dessa forma temos:

$$\vec{\tau} = \vec{a} \cdot I \quad (1.8)$$

O torque de um motor está relacionado diretamente com a potência. Desta forma, temos que a potência P é dada pelo produto entre os módulos do torque τ e da velocidade angular ω :

$$P = \frac{\textit{Trabalho}}{\textit{Tempo}}$$

$$P = \frac{\textit{Força} \cdot \textit{Distância}}{\textit{Tempo}}$$

$$P = \frac{F}{t} \cdot 2\pi r = \tau \cdot 2\pi \cdot \left(\frac{\textit{rev}}{s}\right)$$

$$P = \tau \cdot \omega \tag{1.9}$$

Os valores da potência são os dados de saída finais do dinamômetro inercial, dos quais podem gerar gráficos comparativos para verificar em quais condições o veículo possui uma maior potência. Entretanto, o projeto de um dinamômetro também deve satisfazer as necessidades de resistência mecânica a que será submetido, para garantir segurança e evitar que o projeto sofra falhas. Para tal, deve se considerar a resistência à fadiga em um eixo.

2.2.5 Fadiga em Eixo

Em várias situações, as tensões sofridas em um componente mecânico não são estáticas, mas sim flutuantes, ou seja, variam com o tempo. Este tipo de esforço faz com que o material sofra uma dinâmica de forças, que conseqüentemente tendem a romper o material, este fenômeno é então chamado de falha por fadiga. Mesmo que estas tensões estejam abaixo das tensões estáticas necessárias para a ruptura do material, a ruptura pode acontecer devido ao elevado número de repetições de tensões que está sujeito. Devido a isso, é necessário uma validação diferente para avaliar se um eixo irá suportar a fadiga que será imposta sobre ele (BUDINAS; NISBETT, 2013).

Existem fatores que influenciam no valor do limite de endurance que é adotado para os cálculos de fadiga em um eixo. Joseph Marin propõe uma análise envolvendo a condição da

superfície, tamanho, tipo de carregamento, temperatura e nível de confiabilidade, relacionando-os em uma única equação, denominada equação de Marin, que é dada por:

$$S_e = k_a k_b k_c k_d k_e k_f S_e' \quad (1.10)$$

Na qual S_e representa o limite de endurance, também conhecido como limite de resistência à fadiga, no ponto crítico a ser analisado, levando em consideração as condições de uso. S_e' corresponde ao valor do limite de endurance adquirido via testes de viga rotativa. E por fim, os fatores que modificam este valor empírico, serão apresentados a seguir.

O Fator de Superfície k_a é dado por:

$$k_a = a \cdot S_{ut}^b$$

Onde S_{ut} é o limite de resistência do material, e os coeficientes a e b são apresentados na tabela a seguir.

Tabela 1 - Valores de a e b para Acabamento Superficial

| Acabamento Superficial | a | b |
|-------------------------------|-----------------------|-----------------------|
| Retificado | 1,58 | -0,085 |
| Usinado ou laminado a frio | 4,51 | -0,265 |
| Laminado a quente | 57,7 | -0,718 |
| Forjado | 272 | -0,995 |

Fonte: (BUDINAS; NISBETT, 2013)

O Fator de Tamanho é representado por k_b , e é dado por:

$$k_b = \begin{cases} 1,24d^{-0,107} & \text{se } 2,79 \leq d \leq 51\text{mm} \\ 1,51d^{-0,107} & \text{se } 51 < d \leq 254\text{mm} \end{cases}$$

O Fator de Carregamento k_c está relacionado com o tipo de carregamento, caso seja de flexão rotativa, axial ou torcional, e é dado por:

$$k_c = \begin{cases} 1 & \text{para flexão} \\ 0,85 & \text{para axial} \\ 0,59 & \text{para torção} \end{cases}$$

Quando é conhecido o limite de endurance do eixo à temperatura ambiente, o Fator de Temperatura k_d é dado por:

$$k_d = \frac{S_T}{S_{RT}}$$

Onde o valor de S_T/S_{RT} pode ser encontrado tabelado para alguns valores de temperatura.

Tabela 2 - Valores para Fator de Temperatura

| Temperatura (°C) | S_T/S_{RT} |
|------------------|--------------|
| 20 | 1,00 |
| 50 | 1,01 |
| 100 | 1,02 |

Fonte: (BUDINAS; NISBETT, 2013)

O Fator de Confiabilidade k_e é dado pelo nível de confiabilidade desejado e varia de acordo com valores experimentais obtidos, indicados na tabela a seguir:

Tabela 3 - Valores para Fator de Confiabilidade

| Confiabilidade (%) | k_e |
|--------------------|-------|
| 50 | 1,000 |
| 90 | 0,897 |
| 95 | 0,868 |
| 99 | 0,814 |
| 99,9 | 0,753 |
| 99,99 | 0,702 |
| 99,999 | 0,659 |
| 99,9999 | 0,620 |

Fonte: (BUDINAS; NISBETT, 2013)

Finalmente, o fator de efeitos diversos k_f relaciona todos outros fatores que podem acarretar numa mudança significativa no limite de endurance em casos específicos. Neste trabalho, por se tratar de um eixo fora de condições especiais, será adotado $k_f = 1$ para fins de cálculos.

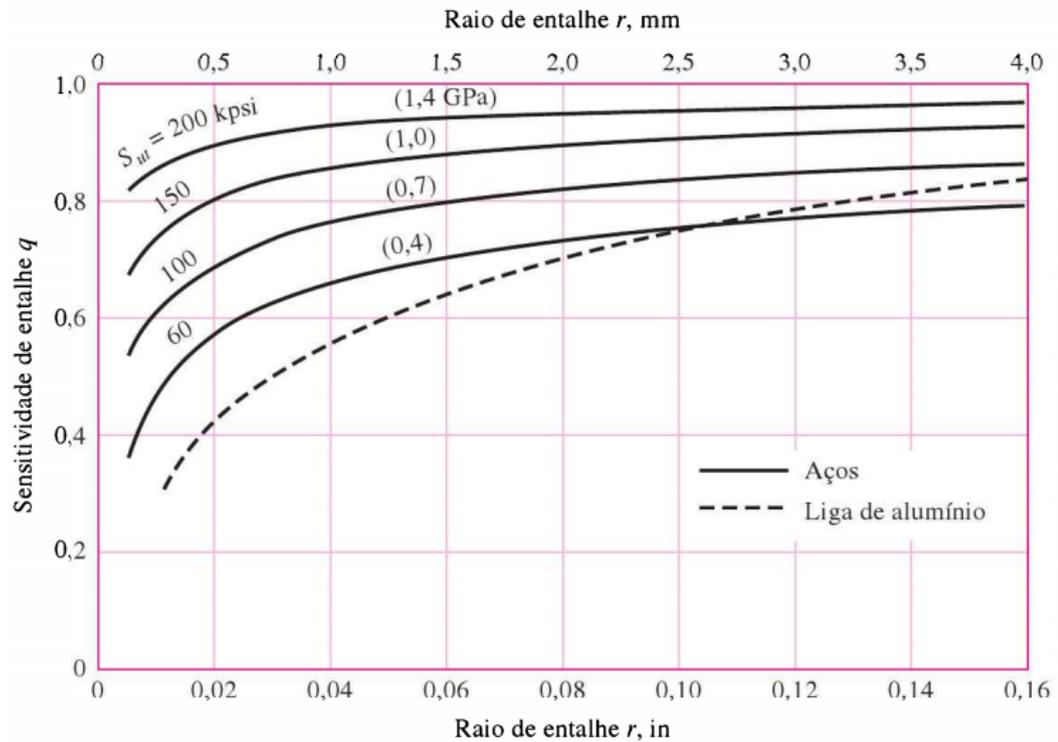
O fator de concentração de tensão, representado por K_t para carregamentos de flexão e axiais, e por K_{ts} para carregamentos que provocam cisalhamento, pode ser substituído em casos que o material não sofre grandes impactos, na presença de pequenos entalhes, por K_f e K_{fs} respectivamente, que representam fatores de concentração de tensão de fadiga, e correspondem à uma diminuição dos valores de K_t . Para utilizá-los, segue a relação:

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

$$K_{fs} = 1 + q_s(K_{ts} - 1)$$

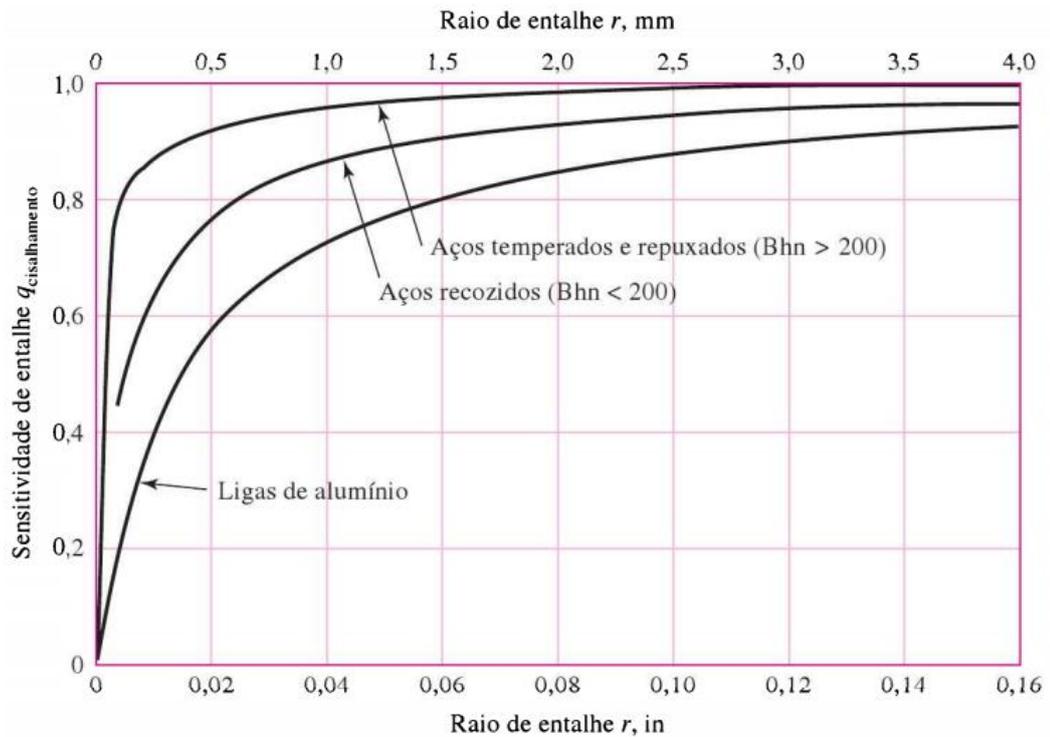
Outro fator que deve ser conhecido para os cálculos de fator de segurança de fadiga em eixo é a sensibilidade de entalhe, representada por q para carregamentos do tipo flexão e axial, e representado por q_s para carregamentos do tipo cisalhamento. Para aços, a sensibilidade de entalhe pode ser obtida pelos gráficos apresentados a seguir.

Figura 7 - Gráfico para Sensibilidade de Entalhe - Flexão e Axial



Fonte: (BUDINAS; NISBETT, 2013)

Figura 8 - Gráfico para Sensibilidade de Entalhe - Cisalhamento



Fonte: (BUDINAS; NISBETT, 2013)

Quando se trata de carregamentos flutuantes, deve-se calcular novas tensões para obter os fatores de segurança, devido a oscilação de valores das tensões durante o tempo que o eixo está girando.

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}$$

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2}$$

Onde:

$\sigma_m =$ *Tensão média*

$\sigma_a =$ *Componente de Amplitude*

$\sigma_{max} =$ *Tensão Máxima*

$\sigma_{min} =$ *Tensão Mínima*

Esses valores de tensão são calculados a fim de obter um coeficiente de segurança que satisfaça o projeto, para garantir que o eixo do dinamômetro irá suportar as tensões sofridas em locais críticos, e será uma forma de validar os resultados do trabalho para o projeto estrutural. Existe mais de uma forma de quantificar o fator de segurança. A seguir serão apresentados alguns dos critérios de falha mais utilizados para fadiga em eixo:

Critério de Falha de Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n} \quad (2.1)$$

Critério de Falha de Goodman modificado:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n} \quad (2.2)$$

Critério de Tensão Máxima de Von Misses:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{max}} \quad (2.3)$$

Critério de Falha de Gerber:

$$\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_{ut}} \right)^2 = 1 \quad (2.4)$$

Critério de Falha ASME-elíptica:

$$\left(\frac{n \cdot \sigma_a}{S_e} \right)^2 + \left(\frac{n \cdot \sigma_m}{S_y} \right)^2 = 1 \quad (2.5)$$

Com a parte mecânica do dinamômetro montada e funcionando, ainda será necessário um meio para realizar a coleta, armazenamento e processamento de dados da velocidade de rotação do eixo do dinamômetro. Para isso existem vários aparelhos eletrônicos capazes de cumprir esta função, sendo um deles o arduíno que, pela sua facilidade de utilização e custo acessível para um projeto desta escala, é uma ótima ferramenta.

Em seguida são introduzidos breves conceitos referentes à escolha de materiais para os componentes de um projeto.

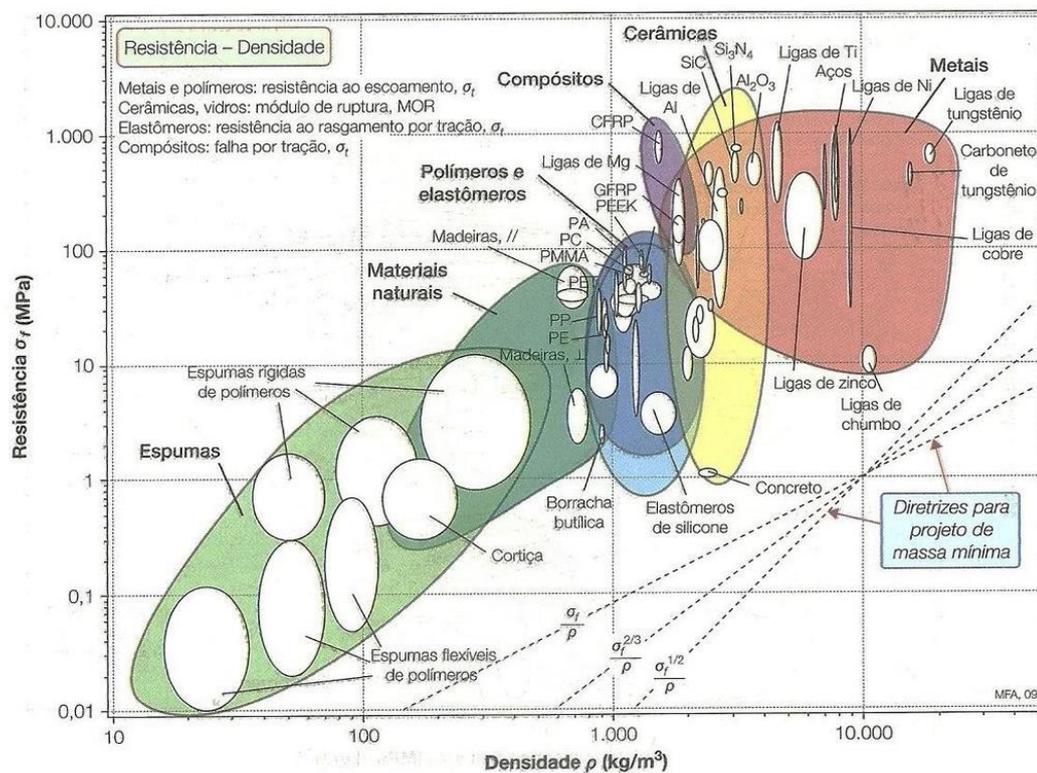
2.3 SELEÇÃO DE MATERIAIS

A escolha correta de um material para o projeto de um produto é fundamental para o desempenho final de sua função. O material influencia na qualidade, estética, durabilidade, segurança, entre outros. Esta escolha deve considerar todos os fatores de necessidade que o produto final deve conter, tais como: os valores de resistência mecânica a serem suportados; circunstâncias de operação do material; temperatura de trabalho; ambiente corrosivo; presença de fluidos; etc. Além dos fatores relacionados à resistência que o material deve conter, também é importante analisar a viabilidade da obtenção e fabricação do mesmo. E por fim, deve-se analisar o custo, que poder ser um fator crucial para atender os objetivos finais do produto da

melhor forma, e que deve visar a segurança, o tempo de vida e a possibilidade de existir um material substituto que atenda às exigências do projeto e possua um custo menor. Por custos, também deve-se considerar as etapas que serão necessárias para que o material chegue em seu estado final. Pois em certos casos, a matéria prima inicialmente barata, torna-se cara devido aos processos de fabricação, lavagem, armazenamento e transporte (ASHBY, 2012).

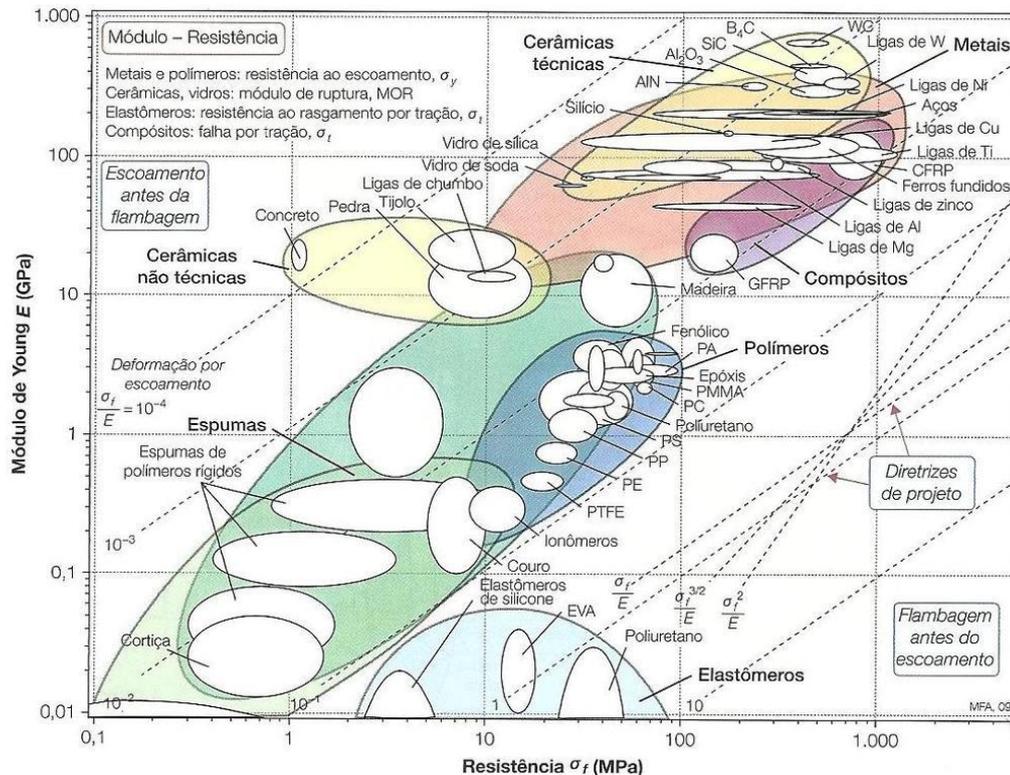
Diante do levantamento dos fatores de seleção de materiais mais importantes citados, e tratando particularmente do projeto do dinamômetro deste trabalho, será utilizado o Diagrama de Ashby para uma pré-determinação do material do eixo. As Figuras 9 e 10 mostram dois dos diagramas de Ashby.

Figura 9 - Diagrama de Ashby de Resistência-Densidade



Fonte: Adaptado (ASHBY, 2012)

Figura 10 - Diagrama de Ashby de Módulo de Young-Resistência



Fonte: Adaptado (ASHBY, 2012)

As figuras 9 e 10 são diagramas que relacionam as propriedades de resistência-densidade e módulo de Young-resistência, respectivamente. Eles são úteis para uma rápida visualização comparativa entre os materiais mais comuns que são utilizados para construção de equipamentos, objetos, edificações, máquinas e veículos. Quando se necessita de um material que possua uma resistência específica, pode-se facilmente eliminar uma gama de materiais que não estão, pelos diagramas, na faixa desejada. Assim é possível uma análise mais precisa e rápida entre apenas alguns materiais que são adequados para uma determinada aplicação.

O material do eixo deve suportar as cargas proporcionadas pela roda do veículo, como a força peso e os esforços de atrito, além de não falhar por fadiga. Materiais que se enquadram nesses quesitos são, de uma forma geral, os aços, ferros e outras ligas metálicas.

O suporte deve cumprir sua função principal de fornecer apoio para os mancais, evitando um excesso de vibrações que pode comprometer o projeto. Entretanto, o material do suporte não possui a necessidade de ter resistências mecânicas dos mesmos níveis que o eixo, já que os esforços serão distribuídos ao longo da estrutura do suporte.

Até o momento, foram abordados os cálculos necessários para se obter os resultados do dinamômetro, os dispositivos eletrônicos responsáveis pelos dados recebidos, e uma noção

de escolha do material para o eixo do dinamômetro. Todos esses tópicos nos levam ao desenho técnico, que deve considerar toda a análise feita até o momento e transformar em uma linguagem técnica para que o projeto possa ser interpretado e fabricado da maneira correta. Nesse contexto, o próximo tópico irá abordar a importância de um desenho técnico para um projeto e um breve levantamento das normas técnicas que serão utilizadas.

2.4 DESENHO TÉCNICO MECÂNICO

Quando em seu período inicial, um projeto de engenharia bem planejado deve apresentar formas de comunicação eficientes com outros engenheiros, capazes de avaliar e entender a ideia principal. Para tal, o croqui é um excelente ponto de partida para apresentar a ideia e ter uma visão mais ampla do que anteriormente estava apenas na imaginação. Através de um simples desenho, mesmo que feito à mão, é possível transmitir noções aproximadas de dimensionamento e especificações que um projeto deve atender. De uma forma mais precisa, o desenho técnico tem a função de um croqui, porém seguindo normas técnicas que contribuem para um melhor entendimento geral entre engenheiros, normatizando a forma de expor sua ideia na folha de desenho (NORTON, 2013).

O projeto de um dinamômetro, assim como qualquer outro equipamento ou maquinário, envolve um desenho técnico contendo todas as medidas e observações importantes para que o projeto possa ser interpretado da forma correta através da utilização de normas técnicas. E para isso, uma modelagem 3D através de um programa computacional contribui para a realização do desenho técnico, além de permitir que possam ser feitas futuras simulações e mudanças de algum parâmetro dimensional de maneira simples, caso haja necessidade.

O modelo do suporte deve se basear em possuir uma configuração capaz de evitar o excesso de vibrações que pode ocorrer devido aos esforços sofridos pelo eixo e mancais. Para isto a base deve conter um material com a finalidade de amortecer a variação de impactos. A estrutura deve suportar todas as cargas relevantes que estarão atuando sobre o eixo, que estará acima do suporte. As normas que serão utilizadas para a realização dos desenhos serão apresentadas a seguir.

ISO 5457:1999 para folha de desenho, diz que os tamanhos das folhas do desenho técnico devem seguir a série “A”, e o desenho deve se enquadrar no menor formato, não comprometendo a interpretação do mesmo. As folhas podem ser apresentadas na vertical ou na horizontal, respeitando o espaço da margem.

ISO 7200:2004 para disposição do espaço em folha, separando o espaço para desenho do espaço para texto, e contendo rótulo que possui normalmente o nome do proprietário legal, número de identificação, data e outros.

ISO 7573:2008 para lista de elementos, detalhando com o número de identificação, quantidade, descrição, marca, material e outras especificações caso sejam necessárias.

ISO 5455:1979 para emprego de escalas, relacionando o tamanho do desenho com o tamanho real, mantendo as proporções, que devem ser indicadas na zona da legenda.

ISO 128-23:1999 para linhas em desenho, determinando as larguras e tipos de linhas que devem ser utilizadas para cada parte do desenho.

ISO 3098-5:1997 para letras CAD do alfabeto latino, dimensionando as proporções das letras.

ISO 5456-3:1996 para representações axonométricas, projeção isométrica.

ISO 128-40:2001 para convenções básicas de cortes e seções.

ISO 128-44:2001 para seções em desenhos de engenharia mecânica.

ISO 128-50:2001 para convenções básicas de representação de áreas em cortes e seções.

ISO 129-1:2018 para cotagem, dizendo como e onde devem estar dispostas as cotas no desenho técnico (NUNEZ, 2019).

Os desenhos técnicos serão criados via CAD, uma ferramenta que, por meio de *softwares* facilita o desenvolvimento do projeto. Este assunto será abordado a seguir.

2.4.1 Projeto Assistido por Computador

O CAD ganhou enorme espaço no mercado nas últimas décadas devido a praticidade e velocidade em relação aos métodos mais antigos, como desenhos a mão. O CAD consiste na utilização de um *software* através de um computador que permite a criação de desenhos tridimensionais, facilitando a elaboração e análise de um projeto durante seu desenvolvimento. Uma das principais vantagens do CAD para as engenharias são as simulações, que podem ser realizadas a partir dos modelos criados, obtendo resultados virtuais que são bastante úteis para modelos reais, se interpretados da maneira correta. Esta etapa de simulações é conhecida como Engenharia Assistida por Computador (CAE - do inglês *Computer Aided Engineering*), que auxilia na redução de custos e tempo reais que seriam gastos para realizar experimentos e testes reais. O CAE é capaz de fornecer informações quanto às resistências mecânicas dos materiais

que estão contidos em um projeto de uma determinada estrutura, calcular as tensões locais, comportamentos de fluidos, temperatura, e vários outros fatores.

Um dos *softwares* CAD conhecidos popularmente é o Solid Edge (Siemens AG, Alemanha), que é disponibilizado para alunos da UTFPR-GP durante o período do curso para a realização de algumas matérias e projetos. Outro *software* CAD bastante utilizado por várias empresas é o Solidworks (Solidworks Corp., EUA), cuja empresa forneceu licenças do programa para a equipe UTECO como forma de patrocínio. Ambos programas possuem ferramentas para criação de projetos desde a elaboração do desenho técnico até os testes de simulação, e poderão auxiliar no projeto do dinamômetro para a modelagem em 3D e a coleta de resultados.

Com o uso de *softwares* CAD é possível ter uma visão mais ampla do projeto completo a partir da modelagem 3D, permitindo também uma melhor análise de possíveis falhas no projeto. Sendo assim, será apresentada uma ferramenta para verificar possíveis causas dessas falhas e, seguindo critérios utilizados por empresas que lidam com esta ferramenta, avaliar os componentes mais críticos do projeto.

2.5 ANÁLISE DE EFEITOS E MODOS DE FALHAS EM PROJETOS

A Análise de Efeitos e Modos de Falhas em Projetos (DFMEA - do inglês *Design Failure Mode and Effect Analysis*) é uma ferramenta que possui a função de avaliar os possíveis modos de falha de cada componente do projeto inteiro. Com esta ferramenta são indicados os níveis de importância de cada falha, como por exemplo indicar se a falha é catastrófica ou se não acarreta graves problemas. Por meio do DFMEA também é possível especificar uma característica do material ou geometria que deve ser cumprida para evitar a falha do projeto. De uma forma geral, quando são conhecidos os locais e modos mais prováveis de falha, é possível que sejam feitas medidas de prevenção, e caso a falha ocorra, torna-se mais fácil a manutenção e identificação de uma provável causa.

Para uma melhor organização dos componentes que serão avaliados pelo DFMEA, é recomendado que o modelo do DFMEA contenha alguns tópicos essenciais. Este modelo, o qual trataremos como uma tabela, deve conter, para cada elemento a ser analisado: sua função requerida; modo de falha; efeito desta falha; SEV (Severidade); causa; controle preventivo; OCC (Ocorrência da causa); controle detectivo proposto; DET (Detectabilidade); e RPN (Número de prioridade de risco).

De uma forma resumida, o elemento se refere ao componente a ser analisado, podendo ser parte ou o todo de um componente do projeto. A função requerida indica qual a finalidade deste elemento, e deve abranger, se necessário, alguma característica de requerimento que o elemento deve conter para desempenhar seu papel. O modo de falha deve responder basicamente o porquê deste elemento não estar realizando a sua função requerida, se tratando geralmente de desgaste, fratura, incrustação ou deformação do elemento. O efeito indica qual o impacto negativo desta falha, que é seguido pelo SEV, responsável por representar o grau de impacto deste efeito em relação ao funcionamento do dinamômetro. A causa deve fornecer informações de possíveis fatores que contribuíram para que a falha ocorresse. O controle preventivo, como o nome já diz, deve indicar como evitar que a falha ocorra, evitando que a causa se manifeste. OCC é uma estimativa da probabilidade que ocorra a causa da falha. Controle detectivo deve conter informações de como identificar a causa antes que a falha ocorra. O DET está associado com o controle detectivo, sendo uma estimativa da probabilidade ou facilidade de detectar a causa da falha. E por fim, o RPN é a multiplicação de SEV, OCC e DET, indicando o nível de prioridade do modo de falha em questão (NUNEZ, 2019).

Seguido do DFMEA, é elaborado um plano de ação visando corrigir fatores que podem reduzir os riscos de falha do projeto e também a elaboração de medidas preventivas para as causas das falhas.

3 ASPECTOS METODOLÓGICOS

Primeiramente é necessário fazer um levantamento das informações reunidas e apresentadas até então, para que assim possa relacionar a necessidade de possuir um equipamento de medição de potência para o cliente, que é a equipe UTECO, e o projeto mecânico de um dinamômetro que é o foco deste trabalho. Para isso serão necessários uma base capaz de suportar o peso do dinamômetro que estará sobre ela e o peso do veículo protótipo, e também um sistema de controle responsável por captar e calcular os dados obtidos pelo eixo do dinamômetro. Por meio de uma balança, é conhecido que a roda traseira do veículo atua como uma força peso referente à uma massa de aproximadamente 120 kg, já que o centro de gravidade do veículo se localiza mais próximo de sua traseira. Diante da pesquisa realizada através dos conceitos teóricos, referências e comparações entre outros projetos semelhantes ao trabalho proposto, demonstrado no estado da arte, é elaborado o projeto mecânico do dinamômetro, levando em consideração a acessibilidade no que se refere ao custo e disponibilidade de mercado dos componentes e subcomponentes do dinamômetro. Também é levado em conta a confiabilidade por meio do uso do DFMEA e a segurança através da escolha adequada dos materiais de fabricação e análises de esforços dos componentes críticos do projeto final. Assim o projeto garante que os resultados obtidos possam ser alcançados de maneira simples e proporcionando uma grande confiabilidade.

Por meio do DFMEA realizado, será proposta uma solução caso algum componente ou equipamento dos sistemas do dinamômetro apresente algum fator indesejado. Em seguida, por meio dos resultados que o DFMEA apresentar, será avaliada a necessidade de cálculos analíticos, recomendações de normas técnicas, análises e simulações virtuais, ou uma nova seleção de materiais para os componentes que forem classificados com alta criticidade, em outras palavras, para componentes que apresentarem maior impacto para o funcionamento correto do dinamômetro.

De acordo com o levantamento de outros projetos semelhantes, vistos no estado da arte, e baseando-se nos principais conceitos de seleção de materiais, será realizada a escolha do material utilizado para a fabricação do eixo principal. A montagem do dinamômetro se dará pela junção do eixo com as extremidades fixadas pelos mancais. O suporte será composto pela base do dinamômetro e duas rampas de acesso, ambos feitos de madeira de pinheiro. Os mancais serão fixados por roscas e parafusos na base, de forma que os mancais fiquem situados acima do suporte, mantendo o eixo do dinamômetro livre de contato com o chão. O sensor de

velocidade infravermelho será conectado com o arduíno por fios *jumpers*, e o arduíno utilizado será o Arduíno Leonardo (©2014 Arduino S.r.l., Itália). Este arduíno conterà a programação responsável pela transformação dos dados obtidos pelo sensor, nos valores desejados, como a aceleração angular, torque e potência.

Os desenhos técnicos do eixo e da estrutura do dinamômetro serão realizados via CAD e seguirão as normas ISO referentes a representação por meio de vista e cotelagem dos elementos da folha de desenho. Desde o início, e em paralelo será aplicado o DFMEA do dinamômetro para uma melhor visualização do projeto como um todo, permitindo que os principais modos de falha de projeto sejam identificados e mitigados.

Os resultados do projeto serão analisados por meio de CAE e cálculos analíticos, para verificar se o fator de segurança e as resistências mecânicas estão adequadas para a fabricação e montagem do dinamômetro inercial.

3.1 ANÁLISE DO DFMEA

Como previamente dito, este trabalho irá se basear no DFMEA, o qual será trabalhado paralelamente de acordo com as análises e resultados obtidos à medida que o trabalho vai se desenvolvendo, onde o DFMEA pode ser ajustado e refeito de acordo com as necessidades. A seguir é apresentado o DFMEA, seguindo o modelo descrito na revisão bibliográfica, a fim de analisar cada componente do projeto e determinar a criticidade de cada um.

O DFMEA será realizado por meio de planilhas Excel, em que existirá quatro planilhas: DFMEA do Dinamômetro; Sistema do Eixo; Sistema de Suporte; e Sistema de Controle. Como os nomes indicam, cada planilha será responsável por um FMEA separado e detalhado dos componentes que juntos formam o dinamômetro. Por meio do DFMEA do Dinamômetro, será avaliado qual dos sistemas deve ser dado maior atenção. Cada planilha deverá conter as funções requeridas e os modos de falha de cada componente, contendo seu possível efeito de falha, sua severidade, ocorrência, detecção, causa do modo de falha, controle de detecção e risco.

3.2 ESCOLHA DOS MATERIAIS

Para o início do projeto, devemos estabelecer os possíveis materiais que se enquadram nas necessidades que envolvem a fabricação e funcionamento do dinamômetro inercial. Em um

primeiro momento, é preciso verificar separadamente as necessidades para cada sistema que envolve o dinamômetro por meio do DFMEA, a fim de avaliar possíveis materiais que satisfaçam as diferentes funções requeridas e uma futura tomada de decisões. Seguindo uma ordem de prioridades de acordo com o DFMEA realizado, a seleção de materiais irá analisar o sistema do eixo, seguido pelo sistema de suporte e finalmente o sistema de controle.

Primeiro será feita uma análise para o eixo, que possui fundamental importância para o dinamômetro, sendo a base da coleta de dados deste projeto. Os mancais e rolamentos serão escolhidos seguindo normas técnicas de acordo com o diâmetro do eixo e suas determinadas especificações. Quanto às resistências mecânicas, é necessário que os materiais suportem uma massa de 120 kg sem que o limite de escoamento se aproxime, para garantir segurança tanto ao dinamômetro quanto para os operadores e o veículo em si. Esta estimativa de peso foi calculada pela soma das massas do atual piloto junto ao veículo protótipo. Como a carga máxima é relativamente baixa e a velocidade máxima do veículo não ultrapassa 60 km/h, não há a necessidade de dois rolos para este projeto.

O suporte possui a função de proteger e sustentar o eixo, além de garantir maior segurança ao projeto de uma forma geral. Portanto não necessita de atender às mesmas especificações de resistência do eixo principal, mas sim de atuar apenas como uma base para evitar contato direto entre o dinamômetro e o solo. Além disso, o suporte torna o dinamômetro mais robusto, contribuindo para uma maior estabilidade quanto às vibrações sofridas no dinamômetro e conseqüentemente tornando mais precisos os dados de velocidade que serão obtidos pelo sensor.

Inicialmente, serão escolhidas as dimensões do eixo, tomando como base o estado da arte que diz respeito a dinamômetros inerciais. Em seguida será determinado o material do eixo, e por fim, serão realizados os cálculos para validar se o eixo com as dimensões e material escolhidos satisfaz um fator de segurança aceitável. Do contrário, se a escolha não for satisfatória, serão realizados ajustes nas dimensões e material do eixo conforme o necessário.

3.3 DIMENSÕES E CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA DO EIXO

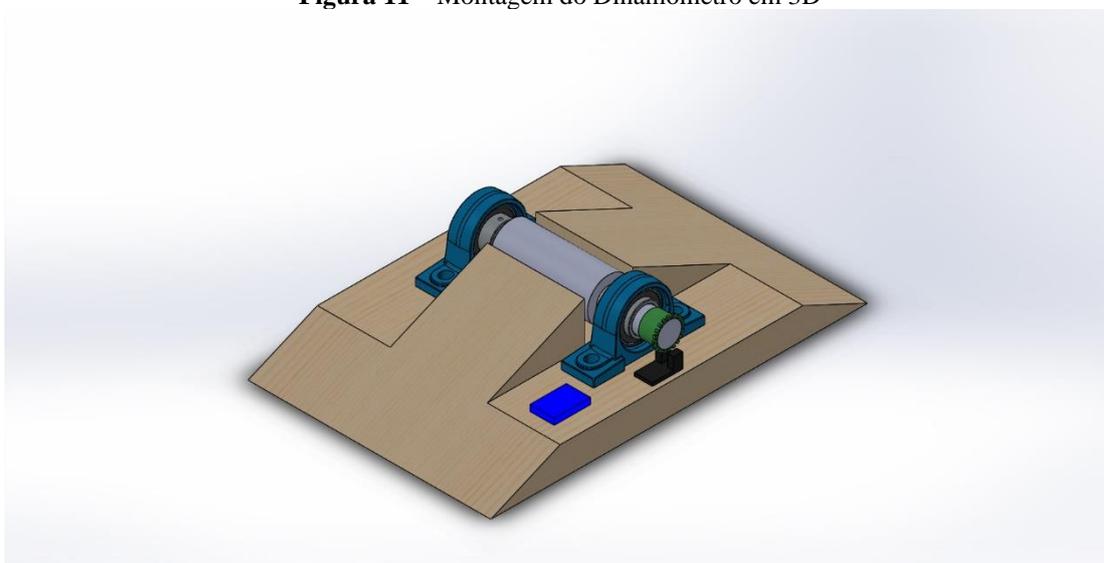
Quanto à escolha das dimensões, será tomada como base os modelos atuais mais comuns de dinamômetros inerciais para veículos protótipos e adequados conforme se mostre necessário para melhor atender os requisitos do projeto. Para o cálculo do momento de inércia,

serão utilizadas as fórmulas apresentadas na seção de fundamentação teórica, envolvendo os cálculos analíticos e valores de bancos de dados virtuais e reais.

3.4 MODELAGEM 3D

A modelagem 3D terá como função a exposição do projeto de uma forma mais clara para a visualização do leitor e também para uma análise mais detalhada do DFMEA. A modelagem também auxilia para obter o valor da massa do eixo via CAD e, se necessário, realizar simulações virtuais para validar os resultados. Além disso, através da modelagem também é possível analisar o projeto de uma forma mais ampla, de uma perspectiva completa, possibilitando encontrar defeitos prévios ou detalhes que podem ser melhorados, corrigindo alguns possíveis erros de projeto. A seguir é apresentada a figura da modelagem 3D do dinamômetro realizada com auxílio do *Solidworks*:

Figura 11 – Montagem do Dinamômetro em 3D



Fonte: Autoria própria.

3.5 FATOR DE SEGURANÇA

Como primeiro passo, para os cálculos dos fatores de segurança, serão utilizados os critérios citados na fundamentação teórica referente aos fatores de modificação. Os fatores de segurança calculados serão os dos critérios de Goodman, tensão máxima de Von Mises e

Soderberg, a fim de atribuir uma maior confiança na segurança do projeto. Estes fatores podem ser encontrados na seção de fundamentação teórica, na seção 2.2.5.

Estabelecendo os parâmetros iniciais para a entrada de valores nos cálculos que serão realizados para obter os fatores de segurança, temos primeiramente o fator de modificação de condição de superfície, que está relacionado com o tipo de acabamento superficial do eixo. Para o fator de modificação de tamanho usa-se o diâmetro menor do eixo. O fator de modificação de carga será para carga de flexão. Para o fator de modificação de temperatura será estabelecida como 20 °C. Para o fator de confiabilidade será utilizada uma confiabilidade de 99%. E finalmente o fator de efeitos diversos será calculado utilizando um raio de entalhe de 1 mm, devido à relativa facilidade de usinagem para este valor.

Os cálculos dos fatores de segurança serão realizados através do Excel, possibilitando futuros ajustes de parâmetros específicos caso os resultados indiquem essa necessidade. Os valores de torque e momento fletor serão calculados pelo Solidworks por meio de simulação virtual, atribuindo uma carga de 120 kg no centro do eixo para simular a força peso do veículo que ficará sobre o dinamômetro. A análise do fator de segurança será feita em dois pontos. O primeiro será o ponto de encontro da superfície do eixo entre o diâmetro menor e maior, pois se trata de um ponto onde há uma diferença repentina de diâmetros (concentração de tensões) e sendo assim é um dos pontos mais favoráveis à ruptura. O segundo ponto de análise será aproximadamente no centro do eixo, precisamente no mesmo ponto onde será aplicada a força peso do veículo através do contato da roda com o eixo. Sendo assim, se os resultados indicarem que o eixo suporta os esforços nestes pontos, significa que também irá suportar nos outros pontos em que os esforços são menores, visto que o eixo é composto pelo mesmo material em todo o seu volume. Os resultados serão validados para fatores de segurança maiores que 2, e poderão ser feitos ajustes caso seja necessário, como por exemplo a alteração das dimensões iniciais.

Para garantir que a deflexão do eixo, submetido às cargas citadas, não irá influenciar na medição de torque do projeto, será calculada a deflexão máxima do eixo através de uma simulação virtual realizada com o auxílio do Solid Edge. Além disso, será definido qual o rolamento necessário para que este possua uma vida nominal de um ano.

Assim que os resultados obtidos forem aceitos, inicia-se a elaboração dos desenhos técnicos seguindo as normas ISO apresentadas no capítulo de fundamentação teórica, especificando os detalhes necessários para que o projeto possa ser fabricado da forma como foi

simulado, para garantir a confiabilidade dos resultados obtidos através dos cálculos analíticos realizados.

3.6 DESENHOS TÉCNICOS E MONTAGEM

Por fim serão realizados os desenhos técnicos do eixo, do suporte, do disco encoder e da chapa de aço galvanizada responsável pela proteção do sistema de controle. Os desenhos irão conter especificações além das dimensões, como por exemplo os materiais utilizados para a fabricação de cada componente e os detalhes necessários. Após a representação através dos desenhos técnicos, será apresentada uma simples explicação da montagem dos componentes fabricados e comprados para a criação completa do dinamômetro.

4 DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

4.1 ANÁLISE DO DFMEA DO DINAMÔMETRO INERCIAL

O DFMEA pode ser observado nos apêndices B, C, D e E, contendo em cada página uma planilha que separa cada análise realizada para os principais sistemas do dinamômetro inercial deste projeto. Analisando o DFMEA, as primeiras informações que podemos obter é que o sistema completo do dinamômetro inercial abrange três subsistemas menores que são:

- Sistema do Eixo;
- Sistema de Suporte; e
- Sistema de Controle.

Pelo DFMEA apresentado no apêndice B conclui-se que o sistema cuja atenção deve ser maior é o sistema do eixo, devido à relação entre as possíveis falhas e a criticidade do funcionamento do dinamômetro indicarem um maior número de RPN. Entretanto, isto já era esperado, pois este é o sistema responsável pelo recebimento completo das cargas da roda do veículo e transmissão para o sistema de controle com grande exatidão. O sistema do eixo está diretamente relacionado com o funcionamento principal do dinamômetro, em que a falta de cumprimento de uma das funções acarrete na completa parada do dinamômetro, enquanto o sistema de suporte pode acarretar numa perda de eficiência do sistema, mas dificilmente causará uma parada crítica no sistema completo. Por outro lado, o sistema de controle também demonstra uma certa criticidade que merece atenção, no entanto o sistema de controle é basicamente um conjunto de equipamentos eletrônicos que são adquiridos por empresas renomadas e de alta confiabilidade, e desse modo tornando menos relevante um estudo em cima de um componente que já está consolidado no mercado, visto que o foco do trabalho é a análise dos esforços apenas no sistema mecânico.

O DFMEA indicou que o sistema de suporte apresenta RPN máximo com valor 60 e o sistema de controle um máximo de 72, enquanto o sistema do eixo apresentou valores de 150, 200 e 240. Através destes valores podemos perceber que o sistema do eixo é o que deve receber maior atenção, mas ainda assim, o trabalho analisa um FMEA separado para os outros dois sistemas secundários para garantir uma análise detalhada dos componentes.

4.2 SELEÇÃO DE MATERIAIS PARA OS SISTEMAS DE EIXO E DE SUPORTE

Primeiramente deve-se ter conhecimento do cliente, que neste caso é a equipe UTECO. Existem dinamômetros compostos por 8 rolos, dispostos de forma a um par de rolos suportar cada roda do veículo. Estes dinamômetros são utilizados para medições em veículos 4x4, ou seja, todas as quatro rodas proporcionam torque para o movimento do veículo. Para veículos com tração apenas em duas rodas é mais comum a utilização de dinamômetros com 4 rolos, e em caso de motos, 2 ou apenas 1 rolo. Desta forma percebe-se que a quantidade de rolos está diretamente associada com a quantidade de rodas de um veículo e com a força de tração em uma roda. O veículo protótipo do UTECO possui apenas três rodas, e sua única roda traseira é a responsável pela tração do veículo. Desta forma, considerando que a medição de torque será realizada apenas na roda traseira, e que o torque proporcionado é de um motor de uma moto, o dinamômetro deste projeto será elaborado para possuir apenas um rolo.

O material do eixo deve possuir dureza e resistências relativamente elevadas para suportar as cargas envolvidas. Como materiais que satisfaçam principalmente os critérios de resistência mecânica elevada e acessibilidade de mercado, temos as ligas metálicas, das quais destacam-se o ferro e o aço. Por se tratar de um eixo que será fabricado por meio de processos de usinagem, e sofrerá uma grande quantidade de fadiga durante sua vida útil, o aço apresenta maior confiabilidade para as funções citadas.

Tratando-se de um eixo que deve suportar uma carga direta de um veículo protótipo, deve garantir em primeiro lugar a segurança do veículo, sendo suficientemente resistente a ponto de suportar fadiga e cargas de impacto relativamente leves para o que o projeto propõe. O eixo também deve apresentar uma massa adequada, pois se for muito leve, não será necessário um momento de inércia grande o suficiente para exigir esforço do veículo, e assim não será possível obter dados significativos de torque. Do contrário, caso a massa do eixo seja muito elevada, o torque que o veículo é capaz de proporcionar ao eixo não será suficiente para rotacionar o eixo. Sendo assim, a estimativa inicial do material do eixo será o aço 1045, que além de apresentar boas características para as funções citadas, também apresenta uma ótima resistência à fadiga, já que vem sendo usado por empresas renomadas na fabricação de engrenagens e outras peças que lidam com grandes esforços de fadiga.

Quanto à base de suporte, a escolha inicial de material é a madeira de pinheiro, que possui uma resistência apropriada para uma função que será basicamente sustentar o conjunto mancal e eixo juntamente com o sistema de controle. As rampas que darão acesso ao eixo do

dinamômetro serão feitas da mesma madeira, visto que constituem parte do suporte e possuem funções semelhantes à base da estrutura. Devido ao sistema de controle ser composto por equipamentos eletrônicos frágeis, será também feita uma capa de proteção para evitar possíveis interferências mecânicas externas ao dinamômetro no sistema de controle. A seguir é apresentada uma tabela contendo algumas propriedades relevantes da madeira de pinheiro que contribuíram para ser escolhida para o projeto:

Tabela 4 – Propriedades da Madeira de Pinheiro

| Propriedades da Madeira de Pinheiro | |
|-------------------------------------|-----------------------|
| Massa específica | 458 kg/m ³ |
| Resistência à flexão | 59,7 MPa |
| Limite de proporcionalidade | 25,1 MPa |
| Resistência à compressão | 26,3 MPa |
| Resistência ao impacto na flexão | 14,7 MPa |

Fonte: Instituto de Pesquisas Tecnológicas (1989)

Nota-se que as propriedades mecânicas da madeira satisfazem a proposta deste trabalho. Esta madeira é comumente utilizada na construção estrutural civil, atuando na forma de ripas, forros, guarnições, andaimes e outros. Sendo assim, é uma boa alternativa para cumprir a função de ser a base sustentadora do dinamômetro.

4.3 DIMENSIONAMENTO E DIAGRAMAS DE FORÇAS

O torque utilizado será de acordo com o torque máximo que o motor do veículo pode proporcionar, pois mesmo que é sabido que o torque de um motor não é o mesmo que o das rodas, devido às perdas de energia. A perda de energia para o veículo protótipo em questão necessitaria de uma outra análise aprofundada para estimar qual seria o torque real. Além disto, ao utilizar o torque máximo do motor significa que se o dinamômetro suportar este torque, certamente suportará o torque proporcionado pela roda, que por sua vez é menor. O motor atualmente utilizado no veículo protótipo da equipe é do modelo Honda GX35, e pelo seu respectivo manual o torque líquido máximo que este modelo oferece é de 1,6 N.m. A superfície central do eixo irá suportar uma massa de 120 kg que será tratada como uma força peso pontual no sentido perpendicular à superfície do eixo.

Partindo para as etapas de cálculos do projeto, uma primeira estimativa para as dimensões do eixo será dada tomando como base os dinamômetros inerciais de projetos semelhantes, como visto no capítulo 2.1, que trata sobre o Estado da Arte de dinamômetros inerciais. Os dinamômetros deste modelo possuem valores de comprimento na faixa de 200 à 300 mm, diâmetros internos entre 40 e 60 mm, e diâmetros externos entre 50 e 100 mm. Para um modelo inicial, serão escolhidos valores para as dimensões do eixo deste projeto visando dimensões menores a fim de diminuir a massa total do dinamômetro e evitar superdimensionamentos. Caso se mostre necessário uma alteração nos valores das dimensões de acordo com os fatores de segurança obtidos, as dimensões serão atualizadas. Nesse contexto, as dimensões iniciais serão dadas pelos valores a seguir:

$$D_1 = 50 \text{ mm}$$

$$D_2 = 70 \text{ mm}$$

$$R_1 = 25 \text{ mm}$$

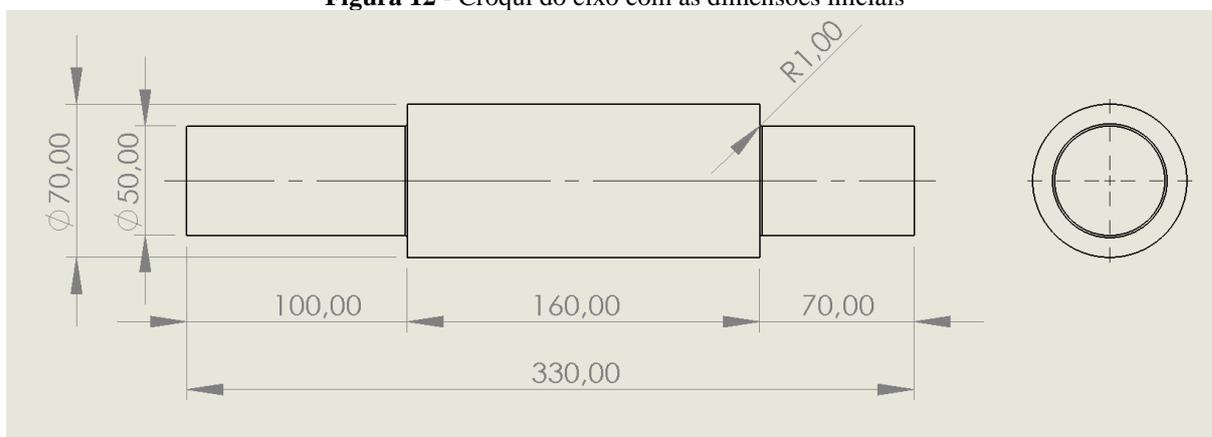
$$R_2 = 35 \text{ mm}$$

$$L_1 = 330 \text{ mm}$$

$$L_2 = 160 \text{ mm}$$

A seguir são apresentadas algumas imagens com o intuito de facilitar a visualização das dimensões citadas:

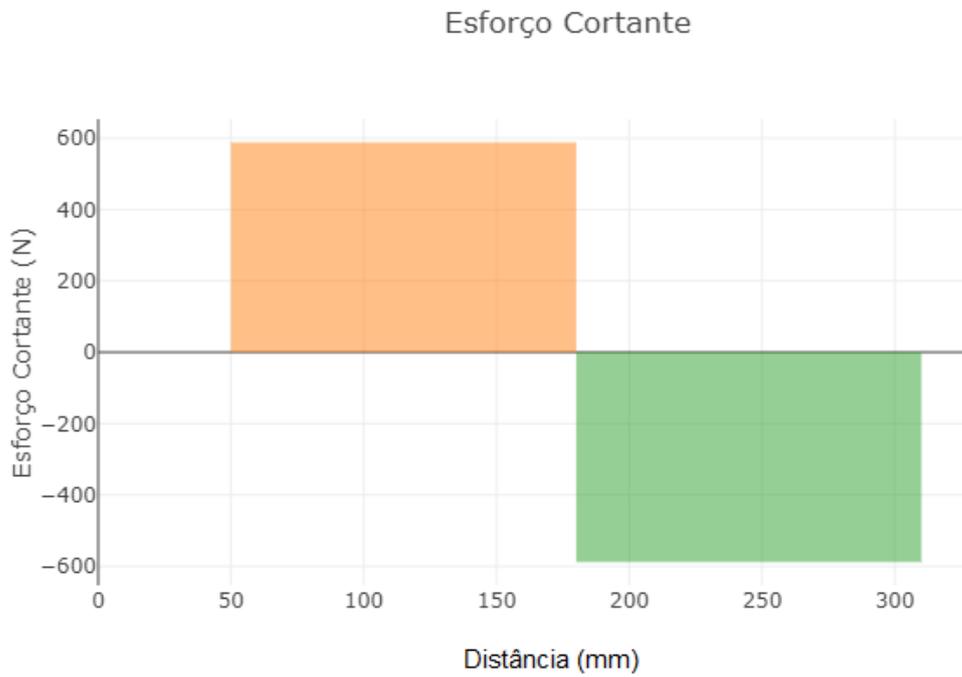
Figura 12 - Croqui do eixo com as dimensões iniciais



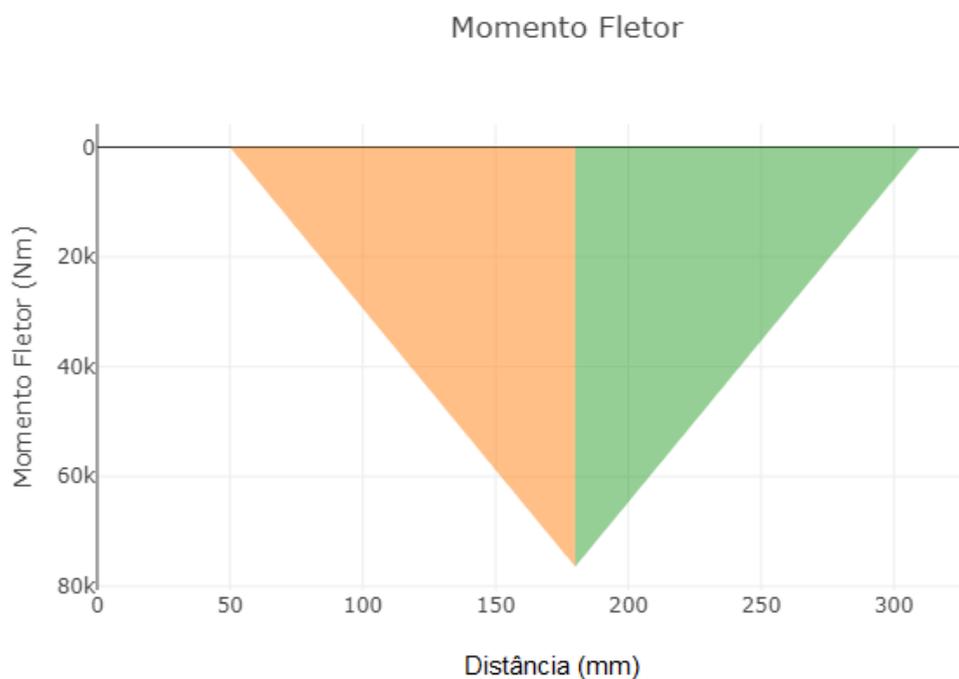
Fonte: Autoria própria

Com o intuito de esclarecer melhor o leitor quanto às etapas de cálculos que virão a seguir, seguem duas figuras contendo diagramas de cisalhamento e momento fletor para indicar onde estarão sendo aplicadas as forças peso e de reação no eixo:

Figura 13 - Diagrama de Cisalhamento



Fonte: Autoria própria.

Figura 14 - Diagrama de Momento Fletor

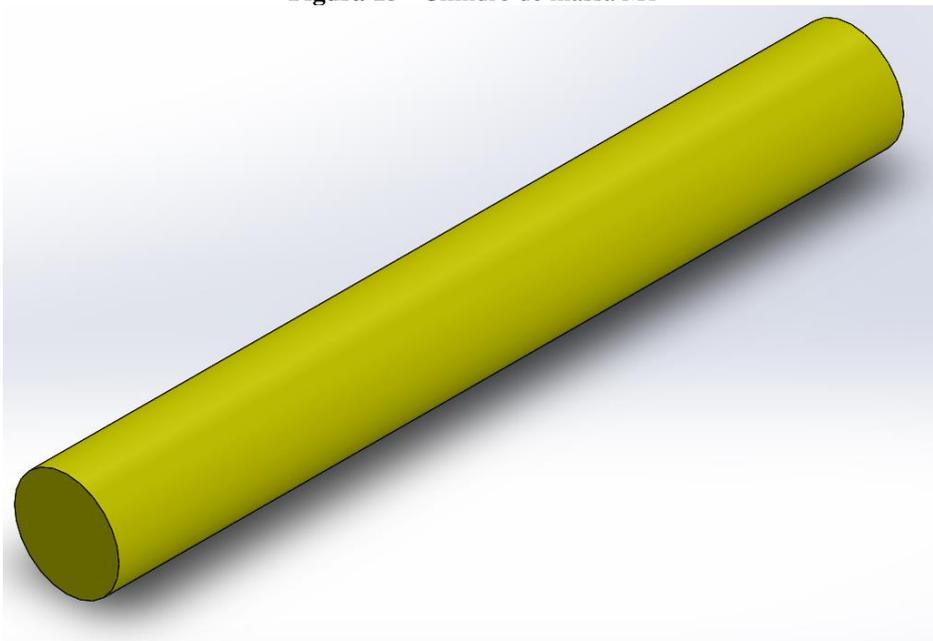
Fonte: Autoria própria.

Nas figuras 13 e 14 os diagramas foram calculados com uma carga de 1176 N no centro do cilindro de raio 70 mm do eixo, à uma distância de 180 mm da extremidade esquerda do eixo se compararmos com o croqui anterior. A força de 1176 N vêm do cálculo da força peso referente à massa estimada de 120 kg e a aceleração gravitacional na cidade de Guarapuava-PR de aproximadamente 9,8 m/s². Os apoios dos mancais foram utilizados em seus respectivos pontos médios, em que um mancal está situado na posição 50 mm e o outro mancal em 310 mm, tomando como referência os diagramas apresentados.

4.4 CÁLCULOS

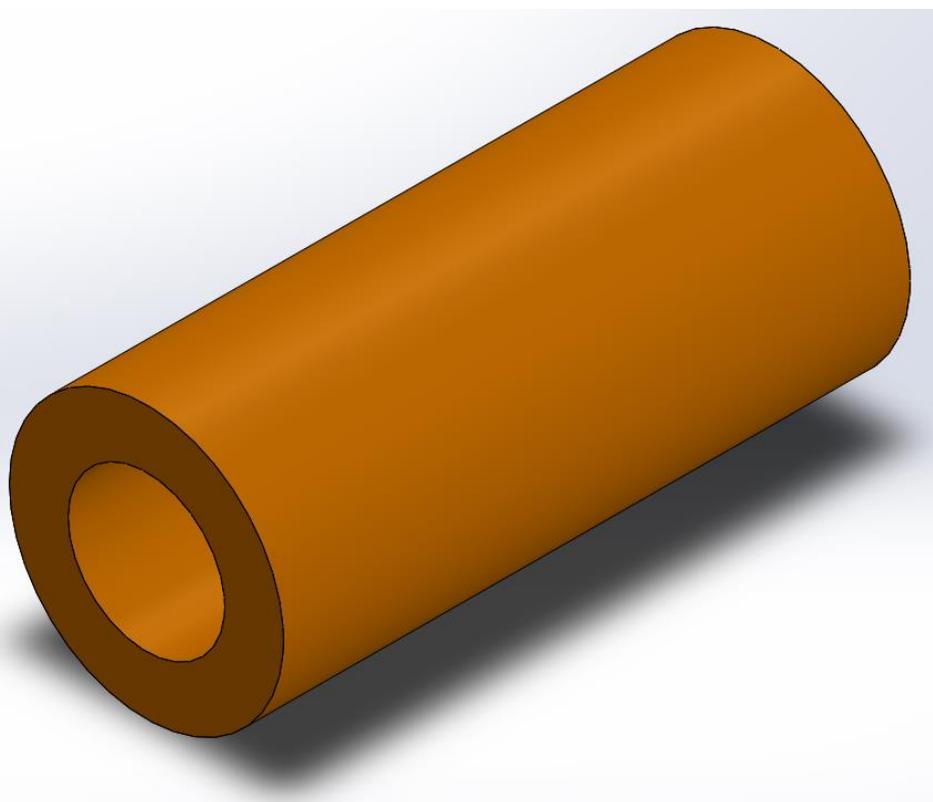
Para calcular o momento de inércia é preciso saber a massa do eixo, logo a massa total será a soma das massas M_1 e M_2 . Onde M_1 é a massa do cilindro interno de diâmetro D_1 e comprimento L_1 , e M_2 é a massa do cilindro oco de diâmetro externo D_2 , diâmetro interno D_1 e comprimento L_2 . A seguir são apresentadas duas figuras que representam separadamente as partes do eixo que serão tratadas como 1 e 2:

Figura 15 - Cilindro de massa M_1



Fonte: Autoria própria.

Figura 16 - Cilindro de massa M_2



Fonte: Autoria própria.

Assim, para calcular as massas através do volume e da densidade do aço 1045, primeiro é preciso conhecer os volumes do componente. Para obter o volume do cilindro de massa M_1 basta calcular o volume de um cilindro com suas dimensões. E para o segundo volume, basta calcular o volume de um cilindro maciço com as dimensões externas do cilindro de massa M_2 e em seguida subtrair o volume do vazio em seu interior, que também pode ser calculado como o volume de outro cilindro. Realizando os passos citados temos:

$$V_1 = \pi R_1^2 \cdot L_1 = (\pi \cdot (0,025 \text{ m})^2) \cdot (0,330 \text{ m}) = 6,480 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

$$V_2 = (\pi R_2^2 \cdot L_2) - (\pi R_1^2 \cdot L_2) = (\pi \cdot (0,035 \text{ m})^2) \cdot (0,16 \text{ m}) - (\pi \cdot (0,025 \text{ m})^2) \cdot (0,160 \text{ m})$$

$$V_2 = 3,016 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3$$

Com os volumes dos cilindros podemos calcular a massa de cada um deles pela própria equação da definição de massa específica, que relaciona a massa e o volume de um determinado material. Segundo o site de propriedades dos materiais MatWeb a densidade ρ do aço 1045 temperado a frio é de 7870 kg/m^3 , portanto:

$$\rho_{\text{aço}} = 7870 \text{ kg/m}^3$$

$$M_1 = \rho_{\text{aço}} V_1 = \left(7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot (6,480 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 5,010 \text{ kg}$$

$$M_2 = \rho_{\text{aço}} V_2 = \left(7870 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}\right) \cdot (3,016 \cdot 10^{-4} \text{ m}^3) = 2,374 \text{ kg}$$

$$M = M_1 + M_2 = (5,010 + 2,374) \text{ kg} = 7,384 \text{ kg}$$

O momento de inércia total I do eixo será dado pela soma de $I_1 + I_2$, onde I_1 será o momento de inércia do eixo interno de diâmetro D_1 e comprimento L_1 , e I_2 será o momento de inércia do cilindro oco de diâmetro externo D_2 , diâmetro interno D_1 e comprimento L_2 . Portanto utilizando das fórmulas citadas na fundamentação teórica, temos que:

$$I_1 = \frac{M_1 R_1^2}{2} = \frac{(5,010 \text{ kg}) \cdot (0,025 \text{ m})^2}{2} = 1,566 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I_2 = \frac{M_2}{2} (R_1^2 + R_2^2) = \frac{(2,374 \text{ kg})}{2} ((0,025)^2 + (0,035)^2) = 2,196 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I = I_1 + I_2 = (1,566 \cdot 10^{-3} + 2,196 \cdot 10^{-3}) \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

$$I = 3,762 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$$

A partir dos parâmetros mencionados no capítulo 3 e com as informações disponíveis no site MatWeb para aço 1045 laminado à frio com alívio de tensão para diâmetros entre 50 e 70 mm, temos como dados iniciais necessários para calcular os fatores de segurança:

$$S_{ut} = 585 \text{ MPa}$$

$$S_y = 450 \text{ MPa}$$

Para o fator de modificação de condição de superfície o eixo deste projeto se enquadra como usinado, e pela tabela 1 temos:

$$\begin{cases} a = 4,51 \\ b = -0,265 \end{cases} \rightarrow k_a = 0,833$$

Para o fator de modificação de tamanho com diâmetro menor do eixo de valor 50 mm temos:

$$d = 50 \text{ mm} \rightarrow k_b = 0,817$$

Para o fator de modificação de carga relativo à flexão temos:

$$k_c = 1,000$$

Para o fator de modificação de temperatura à 20 °C, pela tabela 2 temos:

$$k_d = 1,000$$

Para o fator de confiabilidade de 99%, pela tabela 3 temos:

$$k_e = 0,814$$

Para o fator de efeitos diversos, como mencionado na fundamentação teórica temos:

$$k_f = 1,000$$

Analisando o gráfico da figura 6 com valores de entrada de sensibilidade de entalhe q e K_t podemos encontrar K_f :

$$\begin{cases} q = 0,73 \\ K_t = 2,6 \end{cases} \rightarrow K_f = 2,17$$

Analogamente, analisando o gráfico da figura 7 com valores de entrada de sensibilidade de entalhe q_s e K_{ts} podemos encontrar K_{fs} :

$$\begin{cases} q_s = 0,70 \\ K_{ts} = 2,0 \end{cases} \rightarrow K_{fs} = 1,70$$

Com os valores obtidos, calcula-se o limite de endurance (também conhecido como Resistencia limite a fadiga) S_e pela equação (1.10):

$$\begin{aligned} S'_e &= 292,5 \text{ MPa} \\ S_e &= 162,132 \text{ MPa} \end{aligned}$$

E finalmente podemos calcular os fatores de segurança, que são apresentados a seguir. Da equação (2.2), pelo Critério De Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_{Goodman}}$$

$$n_{Goodman} = 30,898$$

Da equação (2.3), pelo Critério de Tensão máxima de Von Misses:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{max}}$$

$$n_{Vonmisses} = 86,578$$

Da equação (2.1), pelo Critério De Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_{Soderberg}}$$

$$n_{Soderberg} = 30,805$$

Pelos resultados obtidos até então, nota-se que o eixo suporta as cargas pré-estabelecidas de maneira a apresentar fatores de segurança bem aceitáveis para o projeto proposto. Agora em um segundo momento serão realizados os mesmos cálculos de fatores de segurança para o segundo ponto de estudo, referente ao local onde a força peso está atuando.

No segundo ponto de análise, o eixo possui um diâmetro de 70 mm. Os únicos valores que sofrerão alteração são o k_b e o momento resultante no ponto. O momento fletor na distância 180 mm equivale a 76,44 N.m. Portanto seguindo a mesma metodologia utilizada até então analogamente temos:

Para o fator de modificação de tamanho com diâmetro do eixo de valor 70 mm:

$$d = 70 \text{ mm} \quad \rightarrow \quad k_b = 0,775$$

Da equação (2.2), pelo Critério De Goodman:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_{ut}} = \frac{1}{n_{Goodman}}$$

$$n_{Goodman} = 11,346$$

Da equação (2.3), pelo Critério de Tensão máxima de Von Misses:

$$n = \frac{S_y}{\sigma'_{max}}$$

$$n_{vonmisses} = 33,319$$

Da equação (2.1), pelo Critério De Soderberg:

$$\frac{\sigma_a}{S_e} + \frac{\sigma_m}{S_y} = \frac{1}{n_{Soderberg}}$$

$$n_{Soderberg} = 11,333$$

A partir desta análise não só é possível afirmar que o eixo suportaria tais cargas, como também poderiam ser feitos ajustes em suas dimensões iniciais que foram um tanto quanto arbitrárias para uma primeira análise. Como o eixo suportou as cargas com uma certa margem em seus fatores de segurança, pode-se pensar na possibilidade de diminuir as proporções do eixo, como por exemplo os valores de seus diâmetros menor e maior, diminuindo a massa total do dinamômetro enquanto ainda satisfaz os critérios de segurança utilizados.

Para a validação da deflexão do eixo do dinamômetro através de uma simulação virtual pelo Solid Edge, será novamente considerada uma força peso de 1176 N no ponto 2. O apoio 1, representando o mancal localizado à 50 mm na Figura 12, demonstrou uma reação de 627,5 N no plano XY. Enquanto o apoio 2, representando o mancal localizado à 310 mm na Figura 12, demonstrou uma reação no plano XY de 621,7 N. Dessa forma, foi possível obter que a deflexão máxima no plano XY é de 2,1 μm e a inclinação de ambos os apoios foi de 0,00003 rad.

Utilizaremos o valor de 627,5 N para a carga no rolamento, representada por P_o , por ser a maior reação encontrada entre os dois apoios. Para uma correta escolha do rolamento, inicialmente definimos que queremos um rolamento de esferas e que possua uma vida nominal de pelo menos um ano, equivalente à 8760 horas, representada por L_h . Para calcular o coeficiente de velocidade, precisamos conhecer a rotação máxima que o eixo pode adquirir com

a velocidade máxima v do veículo de 60 km/h, equivalente à 17 m/s. E conhecendo o diâmetro D do eixo do dinamômetro, podemos fazer uso da relação:

$$n = \frac{v}{\pi D} = \frac{17 \text{ m/s}}{\pi \cdot 0,07 \text{ m}} = 77,3 \text{ rps}$$

E transformando as unidades de rotação por segundo para rotação por minuto temos:

$$n = 4638 \text{ rpm}$$

Pela relação entre a velocidade de rotação e o coeficiente de velocidade para rolamento de esferas temos que:

$$n = 4638 \text{ rpm} \rightarrow f_n = 0,188$$

Pela relação entre vida nominal e coeficiente de vida para rolamento de esferas, e uma vida nominal de 8760 horas, temos um coeficiente de vida $f_h = 2,55$. Com os valores obtidos e pela equação do coeficiente de vida, podemos calcular a capacidade de carga básica dinâmica no rolamento radial, representada por C_r , e dessa forma temos:

$$f_h = f_n \cdot \frac{C_r}{P_o}$$

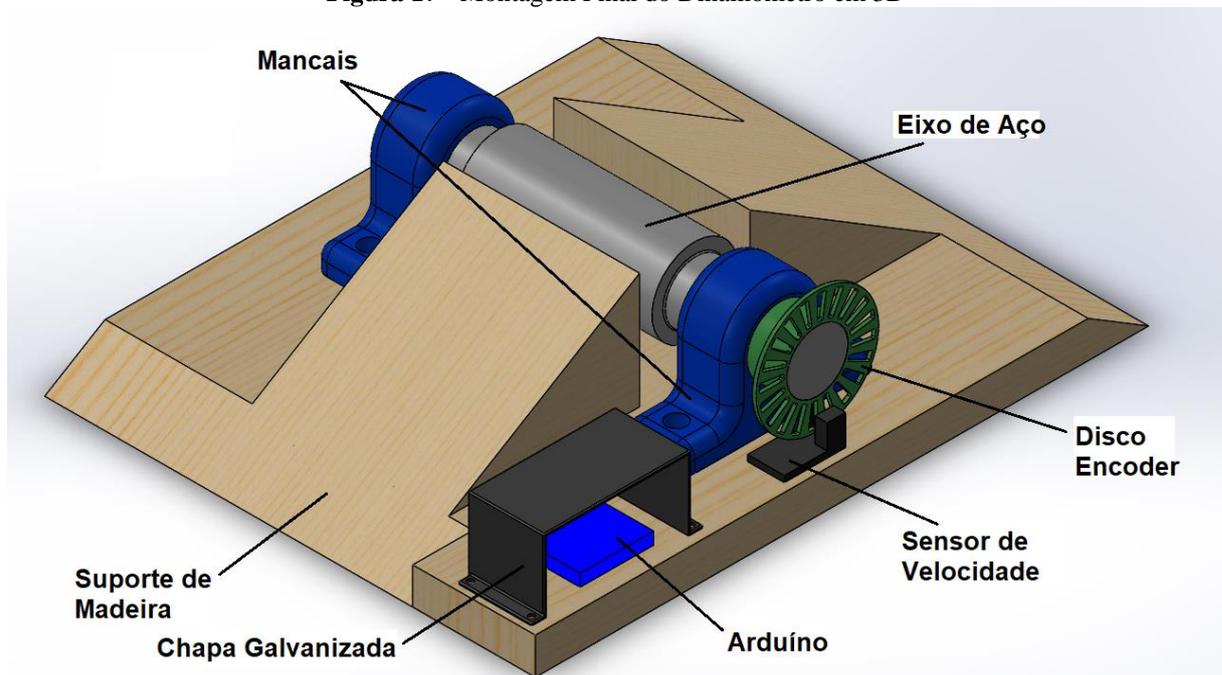
$$C_r = 2,55 \cdot \frac{627,5 \text{ N}}{0,188} = 8518 \text{ N}$$

Pelo catálogo NSK, temos que o rolamento com C_r mais próximo à 8518 N é o rolamento 6810, apresentando uma C_r de 8400 N. Porém precisamos de um rolamento que apresente uma C_r maior que a encontrada. Sendo assim, o próximo rolamento de esferas disponível no catálogo analisado é o 6910, que possui C_r de 14500 N, garantindo que atenderá os requerimentos citados.

4.5 REPRESENTAÇÃO DOS DESENHOS TÉCNICOS E MONTAGEM DO DINAMÔMETRO

Nos apêndices F, G, H e I são apresentados os desenhos técnicos do eixo, do suporte de madeira, do disco encoder e da chapa galvanizada respectivamente. Para a montagem do dinamômetro primeiro é feita a montagem entre o eixo e os mancais, fixando o eixo por dentro dos mancais conforme a figura de montagem apresentada a seguir na figura 17.

Figura 17 - Montagem Final do Dinamômetro em 3D



Fonte: Autoria própria.

Em seguida, os mancais são parafusados nos quatro furos pre-determinados no suporte de madeira de forma que o eixo atravesse as duas rampas de madeira, e por fim o disco encoder é encaixado no lado do eixo que possui 100mm de comprimento no diâmetro menor. Os mancais, juntamente com os rolamentos, devem ser adquiridos respeitando uma consulta da norma referente à mancais para eixos correspondentes ao diâmetro menor de 50 mm. Desta forma, o sistema do eixo estará completo. Em um segundo momento é feita a montagem do sistema de controle, iniciando-se com a fixação com parafusos diretos na madeira entre a chapa galvanizada e o suporte, podendo ser feita a adaptação para melhor localização do arduino e sua proteção. Ainda no sistema de suporte, deve ser feita a fixação do sensor de velocidade no suporte logo abaixo do disco encoder, e para isto recomenda-se a utilização de um parafuso

entre o sensor e o suporte, passando pelo próprio furo do sensor que já vem de fábrica. Sendo assim, a montagem do dinamômetro estará completa e pronta para uso em conjunto com uma programação do sistema de controle para a realização dos cálculos com os dados obtidos.

Após a correta montagem do dinamômetro, é sugerido que sejam realizados testes de validação para verificar o nível de exatidão do produto final. Para isto, basta realizar uma simulação com o veículo em cima do dinamômetro e acelerando ao máximo desde o início por um intervalo de tempo. Ao final do término deste tempo, faz-se um gráfico de torque por rotação através dos dados obtidos. Em seguida deve ser realizado um segundo teste, com os parâmetros iguais ao primeiro, com exceção da massa do veículo, que deve ser aumentada. Se os gráficos gerados nos dois testes forem aproximadamente iguais, isto indica que a força peso não está atuando de forma a ocorrer flambagem no eixo, e desta forma os cálculos envolvendo o momento de inércia e a aceleração angular estarão dependentes apenas da rotação da roda do veículo.

5 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Após todas análises do DFMEA (apêndices B, C, D e E), pelos indicadores do RPN vimos que o sistema de eixo demonstra a maior criticidade para o projeto do dinamômetro inercial. Isto indica que a atenção deve ser focada em maior parte neste sistema fundamental, já que está associado diretamente com o funcionamento e a exatidão do projeto. Entretanto os outros sistemas como os de controle e de suporte também devem ter sua devida atenção para que os esforços e estudos envolvidos no eixo não sejam em vão, e para garantir que estes sistemas secundários cumpram sua função.

A massa total do eixo calculada foi de 7,384 kg, gerando um momento de inércia de aproximadamente $3,762 \cdot 10^{-3} \text{ kg} \cdot \text{m}^2$. Com estes valores e as equações apresentadas no capítulo de fundamentação teórica referentes ao torque e potência é possível realizar uma programação pelo sistema de controle, capaz de fornecer os valores finais de torque e potência medidos em tempo real.

Os valores de deflexão linear e angular foram de $2,1 \mu\text{m}$ e $0,00003 \text{ rad}$, respectivamente. Estes valores representam que há uma deflexão no eixo, porém é de tão pequena que pode ser desprezada. Em outras palavras, os esforços do veículo sobre o dinamômetro não afetarão no fornecimento de dados para os cálculos finais de torque e potência. Para garantir uma vida nominal de pelo menos um ano, foi definido o rolamento de esferas 6910, que de acordo com os cálculos realizados, atende os requerimentos estabelecidos.

Os resultados de fator de segurança foram relativamente altos se tomarmos como base que um fator de segurança aceitável estaria em torno de 2, e no caso deste projeto foram apresentados valores numa faixa entre 11,3 e 86,6. De fato, os valores das dimensões poderiam ser alterados de forma a diminuir esses valores dos fatores de segurança e conseqüentemente abaixar o custo e a massa total do dinamômetro. Porém é importante lembrar, como foi citado no capítulo da fundamentação teórica, que o eixo deve possuir uma massa alta o suficiente para que o motor do veículo utilize de grande parte do seu torque para que os dados de torque e potência coletados pelo sensor de velocidade sejam satisfatórios. Dessa forma, é interessante encontrar um “ponto ideal” que possa conter uma massa adequada para o momento de inércia do eixo e que também contribua para conter as menores dimensões possíveis.

6 CONCLUSÃO

A partir de toda a análise feita, resultados obtidos e discussões realizadas, o projeto apresenta garantia de que suportaria os esforços que foram citados ao longo do trabalho em um caso real, além de apresentar uma fácil manutenção e fabricação para que o dinamômetro possa ser realmente utilizado e que também possa contribuir para a análise energética do veículo protótipo do UTECO.

Para o objetivo de calcular os fatores de segurança do dinamômetro, no qual foi focado em dois pontos do eixo, foram obtidos resultados de 30,9 e 11,3 como fatores do critério De Goodman e valores de 30,8 e 11,3 para o critério De Soderberg. Isto é suficiente para garantir que o projeto atenda os quesitos de segurança quanto às cargas dispostas no dinamômetro que foram citadas durante o trabalho. A escolha do material do eixo se mostrou apropriada para o projeto, embora outros materiais possam demonstrar um desempenho ainda melhor.

O projeto demonstra grande facilidade para uma futura fabricação, visto que o conjunto de mancais com rolamentos de diâmetro interno de 50 mm e os dispositivos eletrônicos citados são encontrados facilmente via mercado ou internet. Além disso, o eixo consiste de usinagem, embora um acabamento superficial de alta qualidade possa contribuir para a exatidão do projeto. O suporte de madeira pode ser fabricado em uma marcenaria e o aço 1045 para o eixo também é muito comum para compra, por ser utilizado vastamente na indústria. Com isso o projeto é estimado em um custo de fabricação e montagem de aproximadamente R\$ 450,00, tornando ainda mais vantajoso a fabricação deste projeto, visto que dinamômetros profissionais utilizados no mercado para veículos de tamanho real custam cerca de R\$ 30.000,00. Certamente estes últimos possuem maior precisão, critérios de medições mais sofisticados e outras tecnologias. Porém por um custo de 1,5% deste valor e para a necessidade do UTECO no momento, o uso de um dinamômetro deste projeto com certeza pode contribuir para um melhor estudo e desenvolvimento do veículo atual.

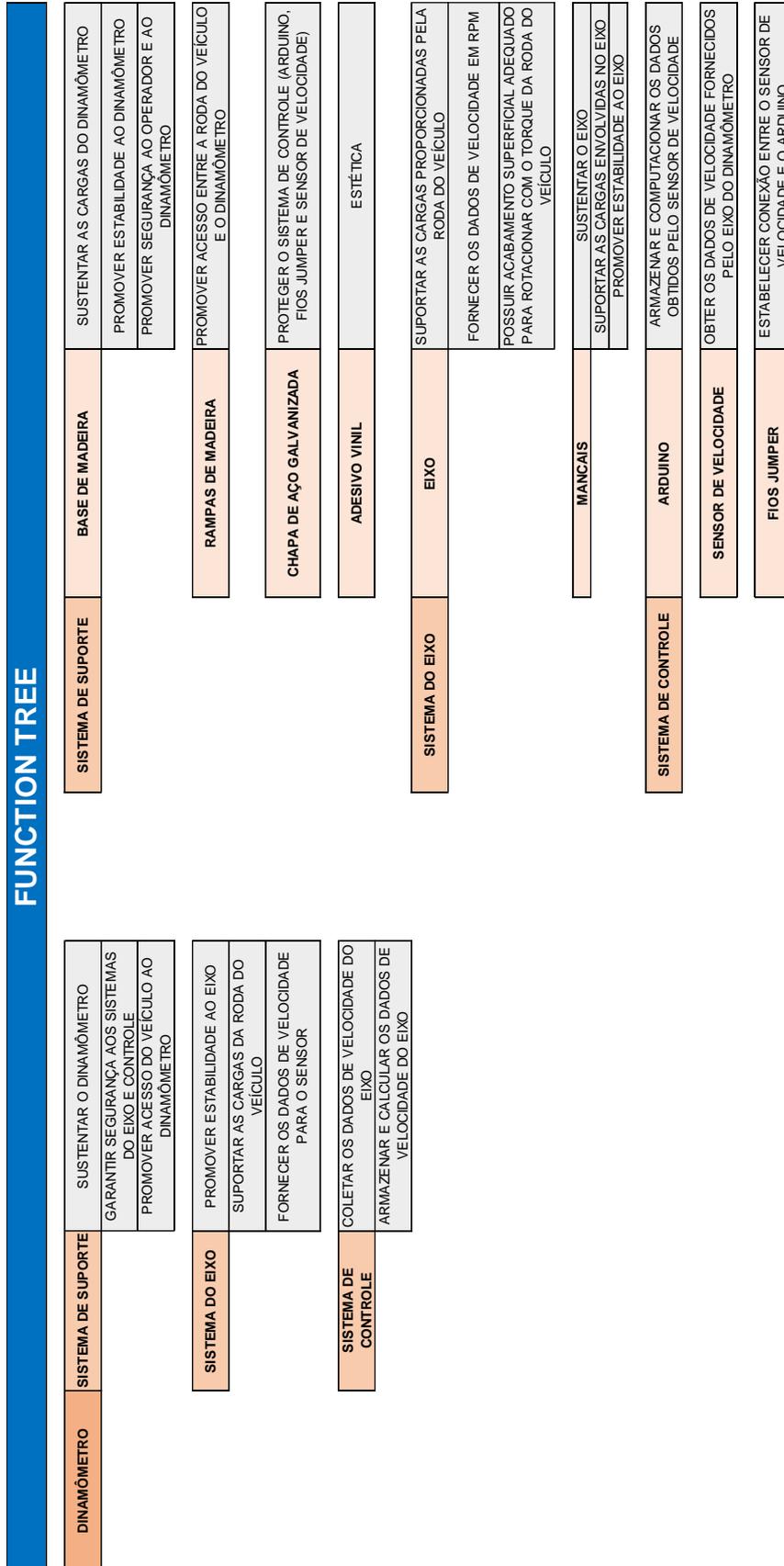
O projeto apresenta vários caminhos em que podem ser realizadas melhorias, como por exemplo a análise de um outro material para o eixo, a implementação de um sistema de freio para obter mais dados que influenciam na eficiência energética, a alteração de dimensões e novas geometrias, e principalmente a elaboração de um sistema de controle capaz de calcular estes dados coletados e fornecer em tempo real gráficos de potência por meio de um dispositivo eletrônico, entre outras possíveis melhorias.

Por fim, o resultado do trabalho é satisfatório por cumprir com os objetivos estabelecidos inicialmente e apresentar uma grande confiabilidade para uma futura fabricação de acordo com os resultados obtidos em relação aos fatores de segurança e outros. O projeto também conta com uma relativa facilidade para a fabricação e certamente terá sua contribuição para os estudos do veículo que está em desenvolvimento.

REFERÊNCIAS

- ARDUINO SRL. **Arduino Leonardo**. Scarmagno, Turim, Piemonte, Itália. Disponível em: <<https://www.arduino.cc>>. Acesso em: 06/06/2019.
- ASHBY, M. **Seleção de Materiais no Projeto Mecânico**. [s.l: s.n.]. v. XXXIII
- BUDINAS, R. G.; NISBETT, J. K. **Elementos de Maquinas**. Chile, 2013.
- CAMPOS, E. M. D. E.; VÍCTOR, J.; PEREIRA, P. **O impacto ambiental devido a política de crescimento da frota de veículos**. v. 4, p. 1–7, 2008.
- FAKHARUZI, M. H. A. M. et al. **Design and Testing of Inertia Dynamometer for Prototype**. p. 1–10, 2015.
- KRUZE, G. A. S. **AVALIAÇÃO DO COEFICIENTE DE ATRITO EM UM DINAMÔMETRO EM ESCALA REDUZIDA**, v. 2, n. 5, p. 255, 2009.
- MARTINS, J. **Motores Combustao Interna - Jorge Martins**. [s.l: s.n.].
- MAZZAROPPI, M. **Sensores de Movimento e Presença**. 2007.
- NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. [s.l: s.n.].
- NUNEZ, David Lira. **Projeto Conceitual**. 2019. 17 slides. Acesso em: 13/06/2019.
- NUNEZ, David Lira. **PROJETO DE MÁQUINAS: Desenho Técnico**. 2019. 35 slides. Acesso em: 13/06/2019.
- REGULAMENTO DE PROGRAMAS E PROJETOS DE EXTENSÃO DA UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**. , 2011.
- SHELL ECO-MARATHON OFFICIAL RULES, 2018. **2015 Official Rules Chapter I Shell Eco-Car Marathon**, 2018.
- SIEMENS AG. **Solid Edge**. Alemanha. Disponível em: <<https://solidedge.siemens.com/pt-br/>>. Acesso em: 13/06/2019.
- SILVA, L. C. DA et al. **Níveis de ruídos e vibrações em um veículo protótipo**. p. 223–236, 2006.
- SOLIDWORKS CORP. **Solidworks**. Estados Unidos da América. Disponível em: <<https://www.solidworks.com/pt-br/>>. Acesso em: 13/06/2019.
- TIPLER, P. A.; MOSCA, G. **Física para cientistas e engenheiros: mecânica, oscilações e ondas, termodinâmica**, 2009.

APÊNDICE A – Function Tree



APÊNDICE B – DFMEA - Dinamômetro

| DFMEA - DINAMÔMETRO | | | | | | | | |
|---|--|---|-----|---|-----|---|-----|-----|
| SISTEMA / FUNÇÃO | POSSÍVEL MODO DE FALHA | POSSÍVEL EFEITO DO MODO DE FALHA | SEV | POSSÍVEIS CAUSAS DO MODO DE FALHA | OCC | CONTROLE DE DETEÇÃO | DET | RPN |
| SISTEMA DE SUPORTE / SUSTENTAR O DINAMÔMETRO | RUPTURA DOS COMPONENTES DE MADEIRA | a) Dinamômetro com excesso de vibração, cargas excessivas. | 4 | 1. Madeira muito fina; 2. Excesso de carga. | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 48 |
| SISTEMA DE SUPORTE / GARANTIR SEGURANÇA AOS SISTEMAS DO EIXO E CONTROLE | RUPTURA DOS COMPONENTES DE MADEIRA OU CHAPA, ROMPIMENTO DE COMPONENTES DE FIXAÇÃO (COLA, PARAFUSOS...) | a) Perigo com componentes expostos podendo quebrar o sistema de controle ou ferir o operador. | 5 | 1. Madeira ou chapa muito fina; 2. Excesso de carga. 3. Cola ou parafusos fixados incorretamente. | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 60 |
| SISTEMA DE SUPORTE / PROMOVER ACESSO DO VEÍCULO AO DINAMÔMETRO | RUPTURA DOS COMPONENTES DE MADEIRA | a) Dificuldade de acesso do veículo ao dinamômetro. | 4 | 1. Madeira muito fina; 2. Excesso de carga. 3. Cola ou parafusos fixados incorretamente. | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 48 |
| SISTEMA DO EIXO / PROMOVER ESTABILIDADE AO EIXO | RUPTURA OU FLAMBAGEM PARCIAL OU DO EIXO, ROMPIMENTO DOS FIXADORES DE COMPONENTES | a) Excesso de vibrações; b) Diminuir a exatidão dos dados de velocidade. | 6 | 1. Mancais projetados incorretamente; 2. Excesso de cargas aplicadas ao eixo; 3. Fixação entre componentes de maneira incorreta; 4. Eixo de rigidez muito baixa; 5. Rolamentos com defeito; 6. Cola ou parafusos inadequados. | 5 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo | 5 | 150 |
| SISTEMA DO EIXO / SUPORTAR AS CARGAS DA RODA DO VEÍCULO | RUPTURA DO EIXO; RUPTURA DE UM DOS MANCAIS | a) Interromper o fornecimento de dados de velocidade. | 8 | 1. Mancais projetados incorretamente; 2. Excesso de cargas aplicadas ao eixo; 3. Fixação entre componentes de maneira incorreta; 4. Eixo de rigidez muito baixa; 5. Rolamentos com defeito; 6. Cola ou parafusos inadequados. | 6 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo | 5 | 240 |
| SISTEMA DO EIXO / FORNECER OS DADOS DE VELOCIDADE PARA O SENSOR | RUPTURA DO EIXO; RUPTURA DE UM DOS MANCAIS; DESPRENDIMENTO DO DISCO ENCODER | a) Impedir o fluxo de informações coletadas em tempo real. b) Perda dos dados coletados. | 8 | 1. Disco encoder projetado incorretamente; 2. Falta na rotação do eixo; 3. Conjunto mancal/rolamento inadequado; 4. Fixação incorreta entre disco encoder/eixo ou mancais/eixo. | 5 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo, parada na leitura do sensor | 5 | 200 |
| SISTEMA DE CONTROLE / COLETAR OS DADOS DE VELOCIDADE DO EIXO | RUPTURA DO SENSOR; DESPRENDIMENTO DOS FIOS JUMPER. | a) Interromper a coleta de dados de velocidade. | 8 | 1. Sensor impróprio; 2. Falta de energia; Conexão entre fios jumper/arduino/sensor incorreta; 3. Fiação inadequada. | 3 | Mau funcionamento da leitura do sensor ou parada completa da leitura | 3 | 72 |
| SISTEMA DE CONTROLE / ARMAZENAR E CALCULAR OS DADOS DE VELOCIDADE DO EIXO | RUPTURA DO ARDUINO; DESPRENDIMENTO DOS FIOS JUMPER, QUEIMA DE ALGUM COMPONENTE ELETRÔNICO. | a) Parada total do display de informações obtidas e processadas. | 7 | 1. Sistema de coleta impróprio; 2. Falta de energia; 3. Excesso de tensão recebida; 4. Fiação inadequada. | 3 | Mau funcionamento da leitura do sensor ou parada completa da leitura | 3 | 63 |

APÊNDICE C – FMEA - Suporte

| FMEA - SUPORTE | | | | | | | | |
|---|-------------------------------------|---|-----|---|-----|--|-----|-----|
| SISTEMA / FUNÇÃO | POSSÍVEL MODO DE FALHA | POSSÍVEL EFEITO DO MODO DE FALHA | SEV | POSSÍVEIS CAUSAS DO MODO DE FALHA | OCC | CONTROLE DE DETECÇÃO | DET | RPN |
| BASE DE MADEIRA / SUSTENTAR AS CARGAS DO DINAMÔMETRO | Ruptura parcial ou completa da base | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Leitura de rotação inadequada. | 5 | Excesso de carga, carga de impacto na base | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 60 |
| | Ruptura parcial ou completa da base | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Leitura de rotação inadequada. | 5 | Excesso de carga, carga de impacto na base, excesso de vibração | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 60 |
| BASE DE MADEIRA / PROMOVER SEGURANÇA AO OPERADOR E AO DINAMÔMETRO | Ruptura parcial ou completa da base | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Dinamômetro exposto. | 5 | Rotações do eixo acima do suportado, excesso de vibração | 3 | Visual, vibrações, diminuição da precisão na leitura do sensor | 4 | 60 |
| | Desgaste da base | a) Dinamômetro com vibrações desnecessárias. | 2 | Cargas elevadas e repetitivas, colisões com outros objetos | 3 | Visual, vibrações | 4 | 24 |
| RAMPAS DE MADEIRA / PROMOVER ACESSO ENTRE A RODA DO VEÍCULO E O DINAMÔMETRO | Ruptura das rampas | a) Dificuldade de acesso do veículo ao dinamômetro. | 2 | Excesso de carga, madeira sem resistência suficiente | 3 | Visual | 4 | 24 |
| | Desprendimento das rampas | a) Dificuldade de acesso do veículo ao dinamômetro. | 2 | Excesso de carga, fixação inadequada das rampas | 5 | Visual, dificuldade de acesso do veículo ao eixo | 4 | 40 |
| CHAPA DE AÇO GALVANIZADA / PROTEGER O SISTEMA DE CONTROLE (ARDUINO, FIOS JUMPER E SENSOR DE VELOCIDADE) | Ruptura das chapas | a) Exposição do sistema de controle (permitindo colisões com outros objetos). | 3 | Excesso de carga | 3 | Visual | 5 | 45 |
| ADESIVO VINIL / ESTÉTICA | Rasgo do adesivo | a) Prejuízo a estética; b) Torna mais exposto à corrosão. | 1 | Colisão com outro objeto | 5 | Visual | 3 | 15 |

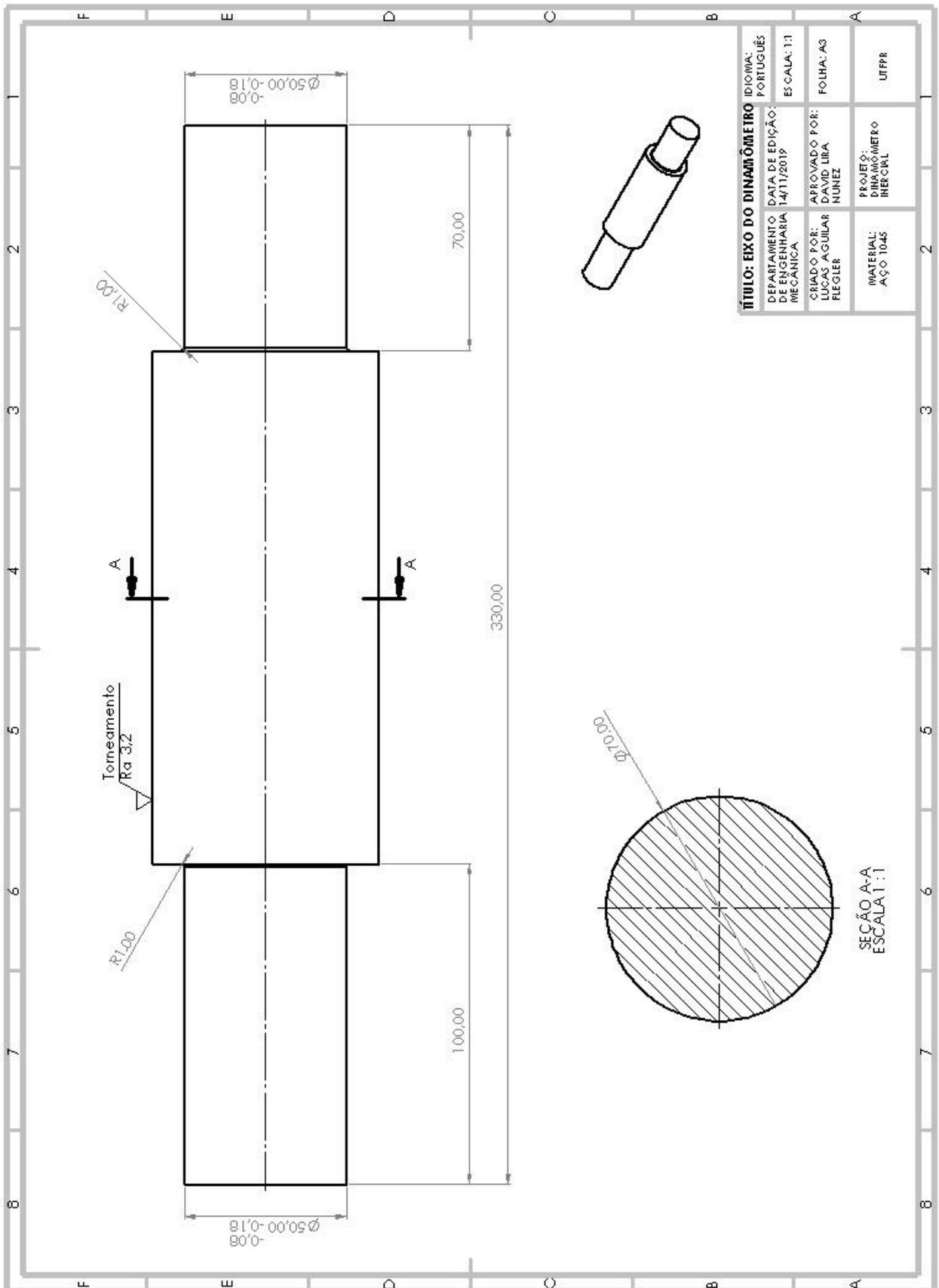
APÊNDICE D – FMEA - Eixo

| FMEA - EIXO | | | | | | | | |
|--|--|---|-----|---|-----|---|-----|-----|
| SISTEMA / FUNÇÃO | POSSÍVEL MODO DE FALHA | POSSÍVEL EFEITO DO MODO DE FALHA | SEV | POSSÍVEIS CAUSAS DO MODO DE FALHA | OCC | CONTROLE DE DETECÇÃO | DET | RPN |
| EIXO / SUPORTAR AS CARGAS PROPORCIONADAS PELA RODA DO VEÍCULO | Ruptura do eixo | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Impede o eixo de rotacionar. | 8 | Cargas excessivas, carga de impacto | 3 | Visual, parada do dinamômetro | 4 | 96 |
| | Ruptura do eixo | a) Impede o eixo de rotacionar. | 8 | Cargas excessivas, carga de impacto | 3 | Visual, parada do dinamômetro | 3 | 72 |
| | Flambagem | a) Dinamômetro com excesso de vibrações. | 4 | Cargas axiais excessivas, contínuas e repetitivas | 3 | Visual, régua | 3 | 36 |
| EIXO / FORNECER OS DADOS DE VELOCIDADE EM RPM | Deslocamento entre o eixo e mancais | a) Diminui a precisão dos dados fornecidos ao sensor. | 4 | Fixação inadequada | 3 | Visual, sensor não funcionando corretamente | 3 | 36 |
| | Deslocamento do disco encoder | a) Falha na leitura do sensor. | 6 | Fixação inadequada | 3 | Visual, sensor não funcionando corretamente | 3 | 54 |
| EIXO / POSSUIR ACABAMENTO SUPERFICIAL ADEQUADO PARA ROTACIONAR COM O TORQUE DA RODA DO VEÍCULO | Flambagem | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Diminui a precisão dos dados de velocidade fornecidos ao sensor. | 4 | Excesso de carga axial, fadiga | 3 | Visual, régua, vibrações | 4 | 48 |
| | Trincas | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Diminui a precisão dos dados de velocidade fornecidos ao sensor. | 3 | Cargas de impacto | 4 | Visual, líquidos penetrantes | 2 | 24 |
| MANCAIS / SUSTENTAR O EIXO | Ruptura parcial ou completa dos mancais/rolamentos | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Eixo sem apoio para rotacionar. | 8 | Excesso de carga axial, fadiga | 3 | Visual, vibrações | 2 | 48 |
| | Desfixação entre eixo e mancais | a) Falha na leitura do sensor, se o encoder se deslocar muito. | 8 | Fixação inadequada entre eixo/rolamento ou rolamento/mancal | 5 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo | 2 | 80 |
| MANCAIS / SUPORTAR AS CARGAS ENVOLVIDAS NO EIXO | Ruptura parcial ou completa dos mancais/rolamentos | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Eixo sem apoio para rotacionar. | 8 | Cargas elevadas, excesso de vibração | 3 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo, líquidos penetrantes | 2 | 48 |
| | Desprendimento dos mancais em relação ao suporte | a) Deslocamento dos mancais; b) Falha na leitura do sensor pelo deslocamento do encoder. | 7 | Cargas elevadas, excesso de vibração, cargas de impacto | 5 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo, parada na leitura do sensor | 4 | 140 |
| MANCAIS / PROMOVER ESTABILIDADE AO EIXO | Ruptura parcial ou completa dos mancais | a) Eixo sem apoio para rotacionar. | 8 | Cargas elevadas, excesso de vibração, cargas de impacto | 3 | Visual, vibrações | 4 | 96 |
| | Deslocamento entre eixo e mancais | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Diminui a precisão dos dados de velocidade; c) Aumenta os esforços de impacto suportados pelo eixo. | 6 | Cargas elevadas, excesso de vibração, fixação inadequada entre mancais e eixo, cargas de impacto | 4 | Visual, vibrações, parada da leitura do sensor de velocidade | 4 | 96 |
| | Desfixação dos parafusos entre mancal/suporte | a) Dinamômetro com excesso de vibrações; b) Posição do eixo impossibilitando a leitura do sensor c) Diminui a precisão dos dados de velocidade; d) Aumenta os esforços de impacto suportados pelo eixo. | 8 | Cargas elevadas, excesso de vibração, fixação inadequada entre mancais e suporte, cargas de impacto | 5 | Visual, vibrações, parada da rotação do eixo | 4 | 160 |

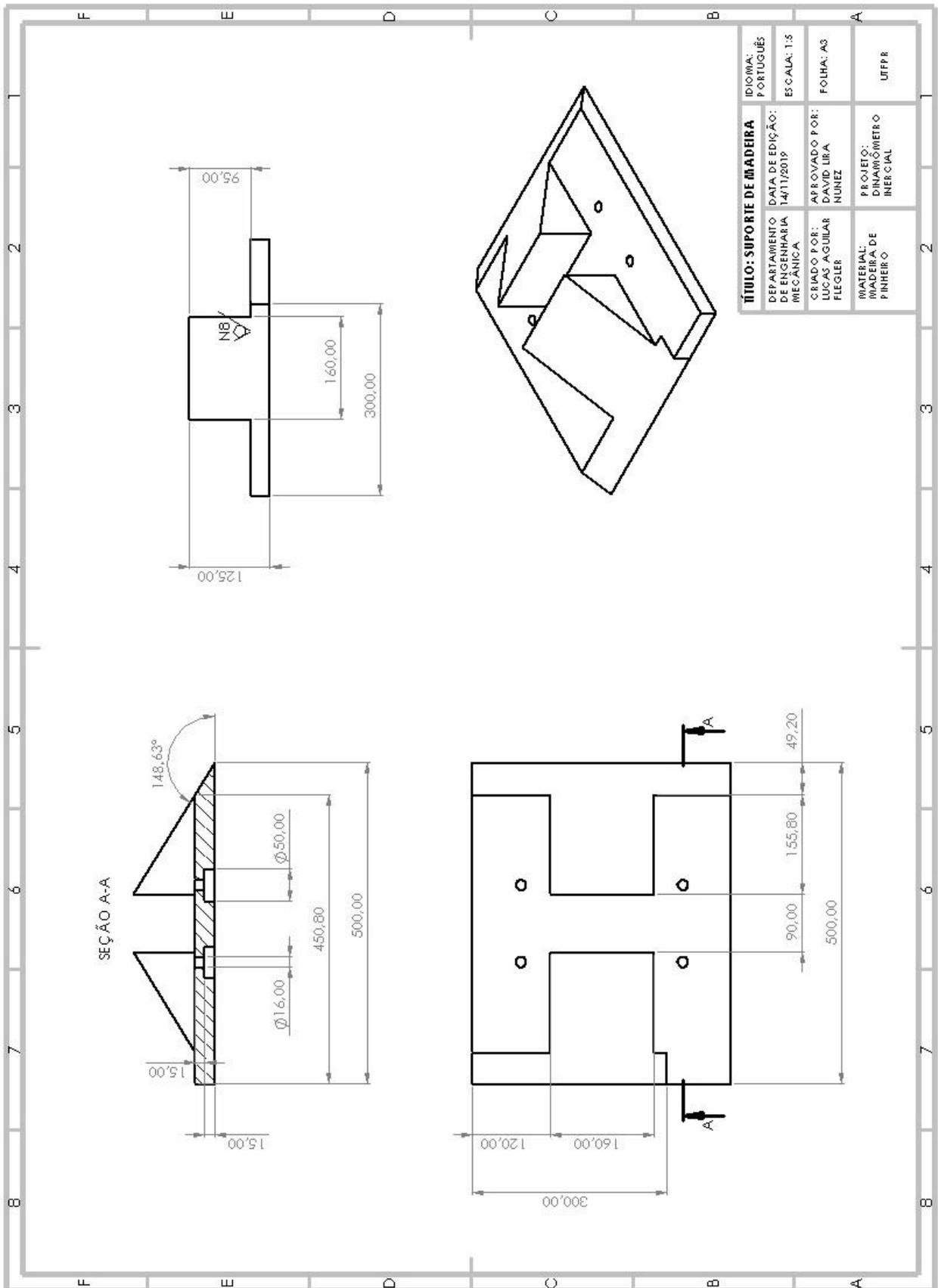
APÊNDICE E – FMEA - Controle

| FMEA - CONTROLE | | | | | | | | |
|---|---|--|-----|--|-----|--|-----|-----|
| SISTEMA / FUNÇÃO | POSSÍVEL MODO DE FALHA | POSSÍVEL EFEITO DO MODO DE FALHA | SEV | POSSÍVEIS CAUSAS DO MODO DE FALHA | OCC | CONTROLE DE DETEÇÃO | DET | RPN |
| ARDUINO / ARMAZENAR E COMPUTACIONAR OS DADOS OBTIDOS PELO SENSOR DE VELOCIDADE | Ruptura parcial ou completa do arduino | a) Não armazenamento e perda dos dados de velocidade coletados. | 8 | Colisão com algum objeto | 4 | Visual, falha na inicialização do arduino, falha no armazenamento de dados | 5 | 160 |
| | Ruptura do sensor de velocidade | a) Não obtenção dos dados de velocidade; b) Leitura imprecisa das rotações do eixo. | 8 | Colisão com algum objeto | 4 | Mau funcionamento da leitura do sensor ou parada completa da leitura | 4 | 128 |
| SENSOR DE VELOCIDADE / OBTER OS DADOS DE VELOCIDADE FORNECIDOS PELO EIXO DO DINAMÔMETRO | Desprendimento do sensor | a) Leitura imprecisa das rotações do eixo; b) Deslocamento do sensor, impossibilitando a leitura. | 7 | Colisão com algum objeto, fixação inadequada do sensor na base | 5 | Erros na leitura das rotações | 4 | 140 |
| | Ruptura de um ou mais fios jumper | a) Sem conexão entre o arduino e o sensor de velocidade; b) Falhas na transmissão de dados do sensor para o arduino. | 8 | Colisão com algum objeto | 3 | Erros na leitura das rotações | 3 | 72 |
| FIOS JUMPER/ ESTABELECEER CONEXÃO ENTRE O SENSOR DE VELOCIDADE E O ARDUINO | Desconexão dos fios com o arduino ou sensor | a) Sem conexão entre o arduino e o sensor de velocidade; b) Falhas na transmissão de dados do sensor para o arduino. | 8 | Colisão com algum objeto, fixação dos fios inadequada | 3 | Mau funcionamento da leitura do sensor ou parada completa da leitura | 3 | 72 |

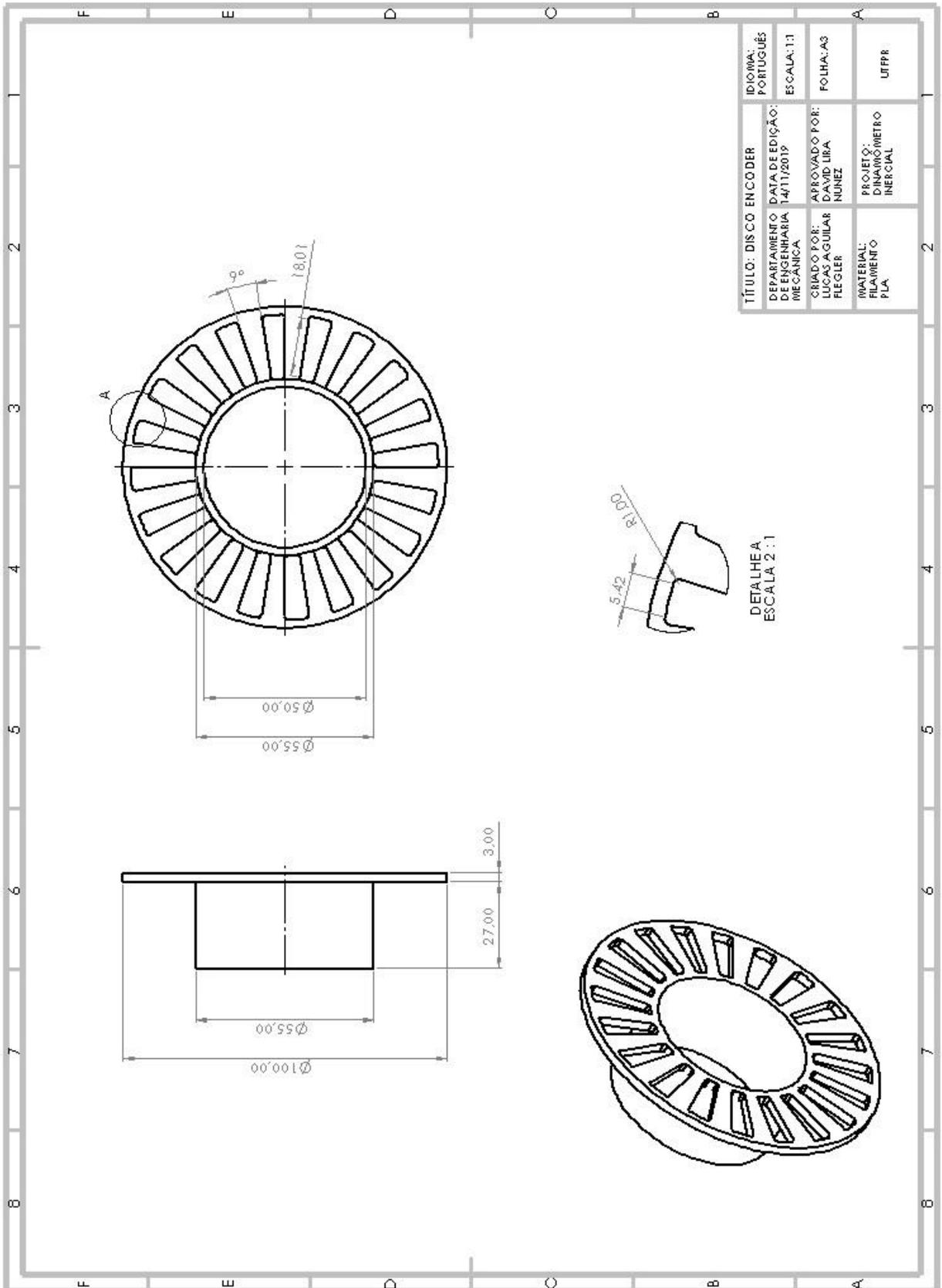
APÊNDICE F – Desenho Técnico – Eixo do Dinamômetro



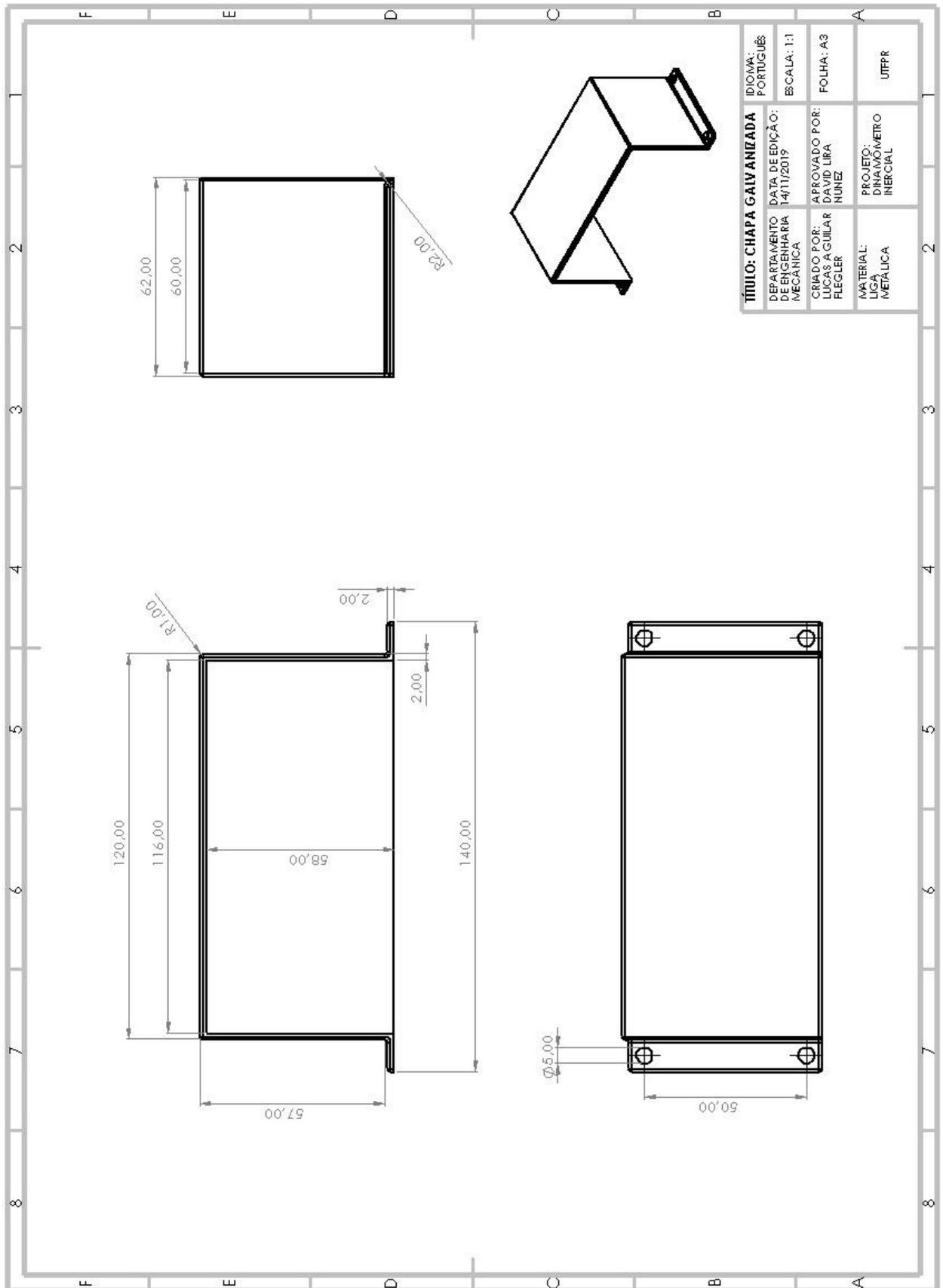
APÊNDICE G – Desenho Técnico – Suporte de Madeira



APÊNDICE H – Desenho Técnico – Disco Encoder



APÊNDICE I – Desenho Técnico – Chapa Galvanizada



| | | |
|---|---------------------------------------|----------------------|
| TÍTULO: CHAPA GALVANIZADA | | IDIOMA: PORTUGUÊS |
| DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA | DATA DE EDIÇÃO: 14/11/2019 | ESCALA: 1:1 |
| CRIAÇÃO POR: LUCAS AGUIAR FLEGLER | APROVADO POR: DAVID LIRA NUNEZ | FOLHA: A3 |
| MATERIAL: LIGA METÁLICA | PROJETO: DIMENSIONAMENTO MERCAL | UTFR |