

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE ENGENHARIA MECÂNICA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ALEX FERNANDO SCALIZZE

**PROJETO DE UM DINAMÔMETRO VEICULAR DE ROLO PARA REALIZAÇÃO DE
TESTES EM PROTÓTIPOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

PATO BRANCO

2019

ALEX FERNANDO SCALIZZE

**PROJETO DE UM DINAMÔMETRO VEICULAR DE ROLO PARA REALIZAÇÃO
DE TESTES EM PROTÓTIPOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA**

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação em Engenharia Mecânica da Coordenação de Engenharia Mecânica – COEME – da Universidade Tecnológica Federal do Paraná – UTFPR, Câmpus Pato Branco, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro.

Orientador: Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin

PATO BRANCO

2019

FOLHA DE APROVAÇÃO

PROJETO DE UM DINAMÔMETRO VEICULAR DE ROLO PARA REALIZAÇÃO DE TESTES EM PROTÓTIPOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA

Alex Fernando Scalizze

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação apresentado no dia 22/03/2019 como requisito parcial para a obtenção do Título de Engenheiro Mecânico, do curso de Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica (DAMEC) da Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Pato Branco (UTFPR-PB). O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora julgou o trabalho **APROVADO**.

Prof. Dr. Fabio Rodrigo Mandello Rodrigues
(UTFPR)

Prof. Dr. Roberto Nunes da Costa
(UTFPR)

Prof. Dr. Robson Gonçalves Trentin
(UTFPR)
Orientador

Prof. Dr. Paulo Cezar Adamczuk
Responsável pelo TCC do Curso de Eng. Mecânica

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho ao meu pai e meu avô, que me despertaram a paixão pela mecânica e foram grandes incentivadores na minha caminhada para me tornar um engenheiro mecânico.

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família que me ensinou valores como humildade, honestidade, trabalho e caráter, além de sempre ter acreditado no meu potencial e me incentivou a buscar uma vida melhor através dos estudos.

À minha namorada Camila que a mais de seis anos é o meu porto seguro, minha melhor amiga e meu grande amor. Passamos por muita luta juntos que nos fortaleceu, nos uniu e trouxe muito aprendizado pra nossas vidas.

À UTFPR câmpus Pato Branco, que me abriu portas para uma formação profissional de qualidade. Em especial, ao corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica, composto por professores comprometidos com a excelência e a capacitação de seus alunos.

Ao meu orientador, professor Dr. Robson Trentin, pela confiança e dedicação sem as quais esse trabalho não teria obtido sucesso.

Aos bons amigos que me acolheram em suas vidas e contribuíram de alguma forma para eu me tornar uma pessoa melhor.

À equipe Pato a Jato que me trouxe muitos amigos, momentos inesquecíveis, capacitação teórica e prática nas áreas de projeto e fabricação, além da oportunidade de desenvolver este projeto desafiador.

“Você está fazendo o possível ou o melhor? Não é o melhor do mundo, se for, ótimo!
É o teu melhor, na condição que você tem, enquanto você não tem condições
melhores para fazer melhor ainda.”

Mario Sérgio Cortella

RESUMO

SCALIZZE, Alex. Projeto de um dinamômetro veicular de rolo para realização de testes em protótipos de eficiência energética. 2019. 81 f. Trabalho de Conclusão de Curso – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Pato Branco, 2019.

Este trabalho consiste no desenvolvimento de um dinamômetro de rolo para execução de testes em protótipos de eficiência energética da equipe Pato a Jato. O equipamento permite simular diferentes condições de rodagem para o veículo através de um sistema de carga conhecido como freio magnético, constituído por um disco condutor e um eletroímã que interagem entre si, produzindo um torque de frenagem no eixo do dispositivo, através das chamadas correntes induzidas de Foucault no interior do disco, criadas pelo campo magnético do eletroímã. Além do sistema de carga, o dinamômetro possui dois instrumentos de medição que permitem mensurar os parâmetros de velocidade angular e torque no eixo do equipamento, que pode ser convertido através de cálculos em valores de torque e potência na roda do protótipo. No memorial de cálculos, os componentes foram dimensionados de modo que o conjunto do dispositivo seja ideal para a utilização nos protótipos da equipe, com alguns requisitos de projeto extra, como a fácil transportabilidade do equipamento. Os principais componentes dimensionados ao longo do trabalho foram o rolo de tração, o disco de alumínio, os núcleos, bobinas e suporte do eletroímã, a estrutura e o eixo do dinamômetro.

Palavras-chave: Dinamômetro de rolo, eficiência energética, freio magnético, correntes induzidas de Foucault, potência, torque.

ABSTRACT

SCALIZZE, Alex. Design of a vehicle roller dynamometer for testing of energy efficiency prototypes . 2019. 81 f. Course Completion Work - Mechanical Engineering Course, University Technological Federal of Paraná. Pato Branco, 2019.

This work consists of the development of a roller dynamometer for execution of tests in prototypes of energy efficiency of the team Pato a Jato. The equipment simulates different driving conditions for the vehicle through a charging system known as a magnetic brake, consisting of a conductor disk and an electromagnet that interact with each other, producing a braking torque on the axis of the device, through so-called induced currents of Foucault inside the disc, created by the magnetic field of the electromagnet. Besides the load system, the dynamometer has two measuring instruments that allow to measure the parameters of angular velocity and torque in the shaft of the equipment, that can be converted through calculations in values of torque and power in the wheel of the prototype. In the calculation memo, the components have been sized so that the device assembly is ideal for use in team prototypes, with some extra design requirements such as easy transportability of the equipment. The main components dimensioned throughout the work were the traction roller, the aluminum disc, the cores, coils and support of the electromagnet, the structure and the dynamometer shaft.

Keywords: Roller dynamometer, energy efficiency, magnetic brake, induced Foucault currents, power, torque.

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Comparação entre os dispositivos de carga.....	23
Tabela 2 – Especificações de motores que podem ser utilizados nos protótipos de eficiência energética da Pato a Jato.....	30
Tabela 3 – Valores das constantes para o cálculo do coeficiente de superfície de acordo com processo de fabricação.....	49
Tabela 4 – Coeficiente definido em função do grau de confiabilidade escolhido para o projeto.	50

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Esquema de um freio dinamométrico.....	17
Figura 2 – Componentes básicos de um freio magnético.	18
Figura 3 – Representação dos fenômenos físicos em um freio magnético.	20
Figura 4 – Dinamômetro de Foucault SCHENCK.....	20
Figura 5 – Dinamômetro hidráulico de enchimento variável SCHENCK.	22
Figura 6 – Ensaio de performance de veículo em dinamômetro de chassi.	24
Figura 7 – Motor sendo ensaiado por célula dinamométrica.....	25
Figura 8 – Fresa vertical BRIDGEPORT 2HP.	27
Figura 9 – Torno Mecânico ROMI Tormax 20.	28
Figura 10 – Máquina de Solda MIG Solmig250 WHITE MARTINS.	28
Figura 11 – Curvas de torque e potência do motor GXH50.	31
Figura 12 – Transmissão do movimento da roda para o rolo do equipamento.	33
Figura 13 – Força de frenagem no disco do freio magnético.	34
Figura 14 – Bobinas e núcleos utilizados para a construção do eletroímã.....	35
Figura 15 – Representação das linhas de campo no eletroímã.	37
Figura 16 – Representação do circuito magnético do eletroímã.	38
Figura 17 – Circuito magnético simplificado com relutância equivalente.	39
Figura 18 – Geometria do suporte do eletroímã.....	40
Figura 19 – Diagrama de corpo livre sobre o suporte do eletroímã.....	40
Figura 20 – Célula de carga de 10 Kg (Modelo YZC-133).	41
Figura 21 – Medidor de velocidade angular do eixo.....	42
Figura 22 – Vista isométrica da estrutura do dinamômetro, montada e explodida...	43
Figura 23 – Pé de borracha nivelador e amortecedor da estrutura.	44
Figura 24 – Medidas entre os mancais de apoio do eixo.	44
Figura 25 – Forças que geram momento fletor no eixo.....	45
Figura 26 – Vista explodida do rolo do dinamômetro.	47
Figura 27 – Aplicação da força resultante no rolo pelo pneu e transferência desta força para o eixo do equipamento.....	47
Figura 28 – Diagrama de momento fletor do eixo.	48
Figura 29 – Gráfico da constante de Neuber para torção e flexão em função do limite de ruptura do material.	51

Figura 30 – Proteções de segurança das partes móveis do dinamômetro.....	53
Figura 31 – Vista isométrica do suporte das rodas dianteiras, explodida e montada.	54
Figura 32 – Fixação das rodas dianteiras do protótipo.....	54
Figura 33 - Aplicação da carga na estrutura e geração da malha	55
Figura 34 - Resultado da simulação da estrutura em tensão e deformação	56
Figura 35 – Aplicação da carga no suporte e geração da malha	56
Figura 36 - Resultado da simulação do suporte em tensão e deformação	57

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	OBJETIVO GERAL.....	14
1.2	OBJETIVOS ESPECÍFICOS	14
1.3	JUSTIFICATIVA.....	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO	16
2.1	CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE CARGA	16
2.1.1	Dinamômetro Inercial.....	16
2.1.2	Freio Dinamométrico	17
2.1.3	Comparação entre os dispositivos de carga	23
2.2	CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO ASPECTO CONSTRUTIVO DO DINAMÔMETRO	24
2.2.1	Dinamômetro de chassi	24
2.2.2	Dinamômetro de bancada	25
3	MATERIAIS E MÉTODOS	26
3.1	DIMENSIONAMENTO E PROJETO DETALHADO	26
3.2	FABRICAÇÃO E MONTAGEM.....	27
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES	30
4.1	DIMENSIONAMENTO DO EQUIPAMENTO	30
4.1.1	Freio Magnético.....	30
4.1.2	Seleção dos dispositivos de medição	40
4.1.3	Estrutura do dinamômetro	43
4.1.4	Dimensionamento do eixo	45
4.1.5	Segurança	52
4.1.6	Suporte das rodas dianteiras do protótipo	53
4.1.7	Simulações de esforços da estrutura.....	55
5	CONCLUSÃO.....	58
	REFERÊNCIAS.....	60
	ANEXOS	62

1 INTRODUÇÃO

A Equipe Pato a Jato é um projeto de extensão do curso de engenharia mecânica da UTFPR (Universidade Tecnológica Federal do Paraná) do *Campus* de Pato Branco. Fundada em 2009, é uma equipe composta por alunos de engenharia, e tem como objetivo principal projetar e construir protótipos de veículos com alta eficiência energética. Atualmente, a equipe participa de competições nacionais e internacionais de eficiência energética.

Ao longo do tempo os protótipos construídos pela equipe foram se aprimorando em diversos aspectos, sendo que as principais mudanças foram a substituição do material utilizado na estrutura veículo que no início era aço, passou para alumínio e recentemente foi substituído por fibra de carbono, deixando o veículo cada vez mais leve. Além disso, foi implementado um sistema de injeção eletrônica programável no motor, substituindo o sistema carburado.

Toda essa evolução do protótipo gerou um aumento contínuo de eficiência nas competições. Porém todos ajustes e melhorias feitos no protótipo são avaliados apenas em testes e competições realizados em pistas, averiguando somente o consumo de combustível em “quilômetros por litro”.

Surge então a necessidade de um equipamento que seja capaz de medir a potência e o torque do veículo, possibilitando correlacionar essas duas variáveis com consumo do protótipo. O dispositivo em questão chama-se dinamômetro e ele é utilizado há muitos anos no automobilismo para medir a performance de veículos de rua e de competição. Com um dinamômetro adequado para esta aplicação, os integrantes da equipe poderão avaliar se uma modificação feita no protótipo, ou ajuste realizado nos parâmetros da injeção eletrônica, gera efetivamente algum acréscimo no desempenho do veículo.

1.1 OBJETIVO GERAL

Este trabalho tem como objetivo principal projetar um dinamômetro veicular de rolo para realização de testes em protótipos de eficiência energética da equipe Pato a Jato.

1.2 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

Ao longo desta dissertação foram criadas algumas metas específicas a serem cumpridas, como (i) escolher os parâmetros que serão medidos pelo equipamento diretamente e indiretamente, (ii) selecionar e dimensionar o dispositivo de frenagem do dinamômetro, (iii) determinar os materiais e (iv) os processos de fabricação que serão utilizados para produzir os componentes do equipamento.

1.3 JUSTIFICATIVA

Ao longo das competições realizadas no período entre 2014 a 2018, observou-se que o resultado obtido em cada campeonato de eficiência energética foi proporcional ao tempo que o protótipo foi testado no período de pré-competição, na pista de testes. Na preparação para a primeira participação da Equipe Pato a Jato na competição *Shell Eco-Marathon Americas 2015* (realizada em Detroit), o veículo *Popygua* foi testado mais vezes em pistas, resultando na segunda colocação na competição entre os protótipos movidos a etanol, com a marca de 316 km/L.

Na edição do ano de 2016, a equipe participou nesta mesma competição com um novo protótipo, chamado *Popygua 2.0*. Essa versão, feita com fibra de carbono, teve a construção finalizada apenas alguns dias antes da competição, o que inviabilizou a realização de testes. Isso acarretou na ocorrência de falhas no veículo durante a competição, que seriam facilmente detectadas em testes e evitadas em Detroit. Assim, o *Popygua 2.0* não completou nenhuma bateria na *Shell* de 2016.

Esta proporcionalidade dos bons resultados obtidos nas competições, com a quantidade de testes feitos no protótipo, torna evidente a necessidade da equipe de desenvolver um dispositivo que realize testes experimentais em seus carros, simulando as condições de carga de uma competição e, com isso, forneça informações de potência e torque do veículo, gerados durante esses ensaios.

A principal motivação para escolher como trabalho de conclusão de curso um projeto envolvendo o dimensionamento de um dinamômetro, foi retribuir de alguma forma todo aprendizado que a Pato a Jato me proporcionou ao longo desses anos como membro da Equipe.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

TIPOS DE DINAMÔMETRO

Existem duas classificações diferentes em relação aos tipos dos dinamômetros, podendo ser divididos pelo tipo de dispositivo de carga e pelo aspecto construtivo do dinamômetro em relação ao tipo de ensaio que será feito (medição de potência e torque no motor ou direto nas rodas do veículo).

2.1 CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DO DISPOSITIVO DE CARGA

2.1.1 Dinamômetro Inercial

O dinamômetro de inércia é composto de uma massa (cilindro) de inércia, que simula a carga do veículo em movimento e um sensor que mede a velocidade e aceleração angular no eixo do dinamômetro. A vantagem desse tipo de equipamento é a facilidade na sua construção e utilização, pois ele não precisa de controle de frenagem, resfriamento adicional e medidor de força (célula de carga) para gerar as curvas de torque e potência mecânica (MARTINS, 2006).

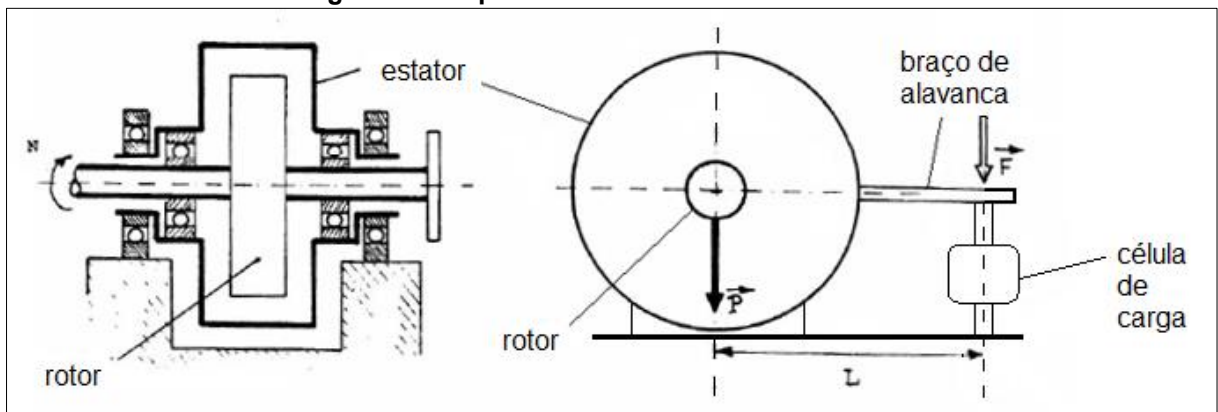
O torque é calculado através do produto do momento de inércia do conjunto com a aceleração angular do cilindro e a potência é obtida a partir do produto do torque pela velocidade angular (MUÑOZ et al., 2008).

As desvantagens deste tipo de dinamômetro resumem-se na sua incapacidade de medir a potência mecânica numa velocidade constante e de simular diferentes condições de rodagem, como por exemplo, uma subida (BETTES *et al.*, 2008).

2.1.2 Freio Dinamométrico

O freio dinamométrico mostrado na Figura 1, consiste em um estator que tem a sua força peso P apoiada sobre dois rolamentos, sendo que o mesmo gira livremente, causando um momento nulo em torno de seu próprio eixo de rotação, além de um rotor acoplado no eixo do dinamômetro. Neste dispositivo o torque de frenagem é transferido do rotor para o estator e é mensurado através de uma célula de carga que mede a força de frenagem F . O produto desta força pelo comprimento do braço de alavanca L (distância entre o centro do eixo e a célula de carga) fornece o torque, que multiplicado pela velocidade angular do rotor, resulta na potência mecânica dissipada neste freio (MARTINS, 2006).

Figura 1 – Esquema de um freio dinamométrico.



Fonte: Adaptado de Lodetti (2001).

Existem diversos tipos de freios que são utilizados em dinamômetros, dentre eles os mais comuns são:

i. Freio elétrico de corrente contínua (CC)

É um motor de corrente contínua que funciona como gerador e a potência de frenagem é controlada variando a corrente que passa no mesmo. Uma das vantagens desse sistema é que o motor a combustão pode ser colocado em movimento pelo equipamento (para arranque ou medição do torque de inércia e as perdas das partes móveis do motor). Esse tipo de freio é limitado para aplicações de baixa rotação por possuir uma inércia elevada.

ii. Freio elétrico de corrente alternada (CA)

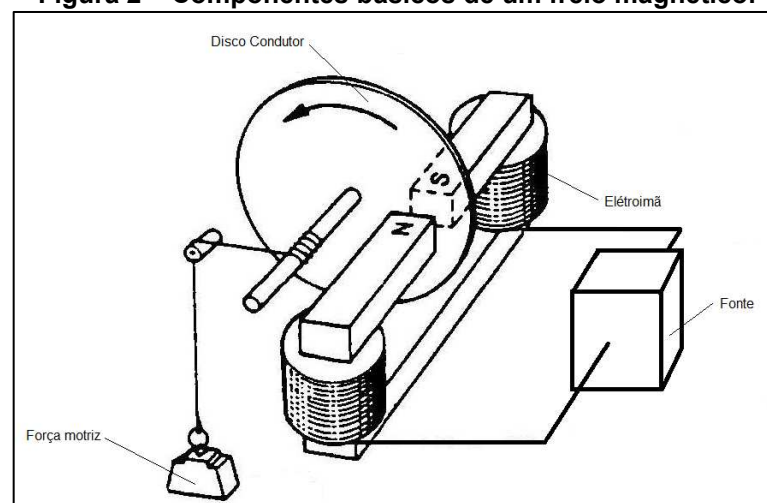
São motores de corrente alternada de indução (assíncrono) e possui vantagens semelhantes ao gerador de corrente contínua, mas com uma inércia inferior, que permite ser utilizado em velocidades angulares mais altas. O controle nesse tipo de dinamômetro é feito variando a frequência e a intensidade da corrente.

iii. Freio Magnético (corrente de Foucault)

Neste dispositivo de frenagem um disco de material condutor (alumínio ou cobre) é fixado no eixo do dinamômetro e na extremidade deste disco estão posicionados eletroímãs. O disco metálico pode girar livremente enquanto o freio não é ativado, porém assim que uma corrente começa a circular nas bobinas dos eletroímãs, surge um campo magnético que atravessa o disco, fazendo com que o mesmo seja frenado.

Por base na lei de lenz a variação do campo magnético do eletroímã produz correntes induzidas no disco, também conhecidas como correntes de Foucault, criando assim um campo magnético que se opõe a variação do fluxo que o produziu, gerando um torque que freia o movimento do disco. O controle da intensidade desta frenagem é feito variando a corrente que passa pela bobina do eletroímã. O esquema dos componentes básicos desse tipo de freio dinamométrico está demonstrado na Figura 2.

Figura 2 – Componentes básicos de um freio magnético.



Fonte: Adaptado de Lodetti (2001).

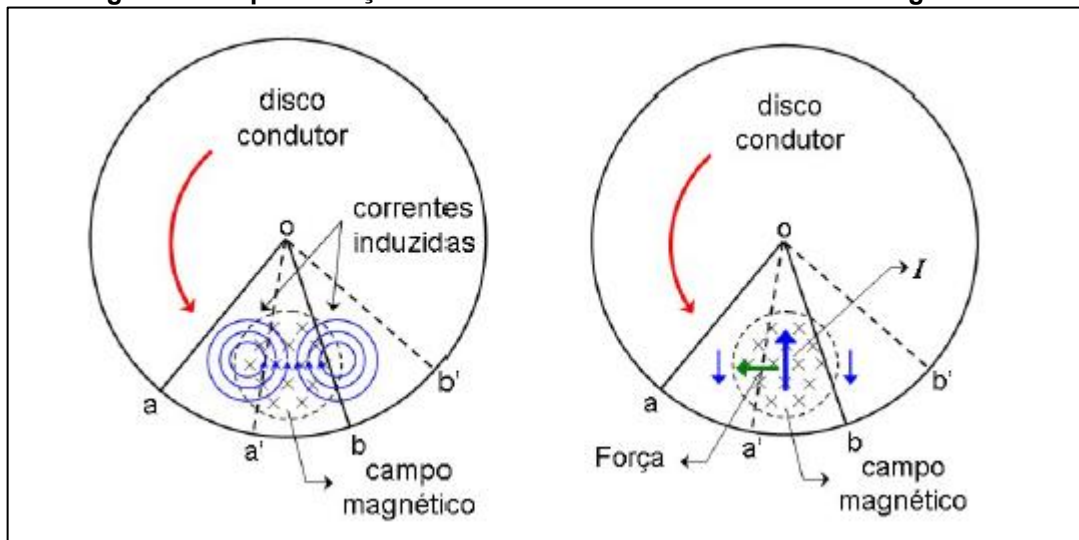
O fenômeno físico que ocorre num freio magnético é explicado pela lei da indução de Faraday e pela lei de Lenz. Faraday percebeu que uma tensão e uma corrente podem ser induzidas em um material, quando o fluxo de linhas de campo magnético passando através da área varia.

Segundo a lei de Lenz, qualquer corrente induzida tem um sentido, tal que o campo magnético por ela gerado, se opõe à variação do fluxo magnético que a produziu. A lei de Lenz está diretamente vinculada ao princípio de conservação de energia.

Dessa forma, quando variamos o fluxo de campo magnético sobre uma placa condutora, correntes induzidas surgirão no interior da placa, de modo a produzir um campo que cancele a variação do fluxo. Essas correntes induzidas que surgem em condutores devido à variação do fluxo do campo magnético, são chamadas de correntes parasitas ou correntes de Foucault.

Para entender como ocorre a frenagem do disco, considera-se o esquema mostrado na Figura 3. Quando o disco está girando no sentido anti-horário, na região *abo* limitada por duas linhas radiais contínuas (*oa* e *ob*) e o arco *ab*, o disco está entrando na região onde há campo magnético (simbolizado por uma circunferência tracejada com X's no interior que significam linhas de campo magnético entrando perpendicularmente na página), e dessa maneira o fluxo de linhas de campo na região *abo* está aumentando, o que induz uma corrente no interior do condutor (corrente de Foucault) com sentido tal que tende a gerar um campo magnético que anule a variação de fluxo na região. Como o campo magnético externo está entrando na página, o campo magnético produzido pela corrente induzida deve estar saindo, assim pela regra da mão direita, sabemos que esta corrente deve ter sentido anti-horário, como mostra a figura. Seguindo o mesmo raciocínio, a região *a'b'o*, limitada pelas linhas radiais tracejadas (*oa'* e *ob'*) e pelo arco *a'b'*, está saindo da área onde há campo magnético, e para gerar um campo que compense a diminuição de fluxo, a corrente induzida deve ter sentido horário. Dessa forma, temos na região central uma corrente resultante direcionada para o centro do disco. A partir da corrente de Foucault e do campo induzido, surge uma força que segundo a regra da mão direita, tem seu vetor apontado para o sentido oposto à de rotação do disco. Esta força chama-se força de frenagem.

Figura 3 – Representação dos fenômenos físicos em um freio magnético.



Fonte: SOUZA (2005).

No freio magnético comercial, mostrado na Figura 4, o equipamento possui uma carcaça (estator), onde os eletroímãs são fixados. O estator está apoiado sobre dois rolamentos, permitindo que ele gire livremente. A obtenção do torque de frenagem é dado pelo produto da força (medida na célula de carga) pelo braço da alavanca. Nesta carcaça existem também câmaras de refrigeração que retiram o calor do sistema, gerado pelo efeito joule.

Figura 4 – Dinamômetro de Foucault SCHENCK.



Fonte: SCHENCK (2001).

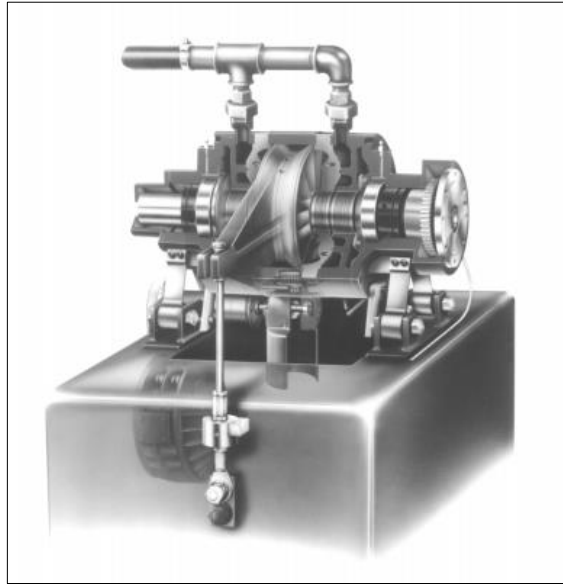
iv. Freio Hidráulico

Existem vários tipos de freios hidráulicos, mas todos funcionam pelo mesmo princípio: a rotação do eixo faz com que um rotor mova a água para compartimentos situados no estator, tentando movê-lo por transferência de quantidade de movimento da água. Este processo retira torque do eixo e como o estator permanece parado, esta energia dissipa-se em calor.

Dentre os três principais tipos de freios hidráulicos, os dois primeiros são compostos de um rotor fixado em um eixo, que gira no interior de uma carcaça (estator), montada em balanço e equilibrada pelo dispositivo de medição do torque. A água é acelerada dentro das pás do rotor e é freada por cavidades do estator. Assim o torque do motor é transmitido ao estator por intermédio de turbilhões destruídos nessas “paredes” do estator e constantemente reconstituídos graças a energia mecânica fornecida ao rotor. O calor produzido no freio é retirado pelo próprio fluxo, desse modo a água tem dupla função no sistema: fluido de trabalho e fluido de refrigeração.

A diferença entre esses dois sistemas é a regulagem da capacidade de frenagem, sendo que no tipo Froude há um sistema de paredes móveis da carcaça, que possibilita modificar o grau de ação dos turbilhões criados pelo giro do rotor. Com isso a resistência do freio cresce com a abertura destas paredes. Já no sistema de enchimento variável, o freio hidráulico possui uma válvula que regula a evacuação de água do sistema e o comando desta válvula pode ser pilotado pela linha hidráulica ou controlado por um sistema elétrico, que oferece mais possibilidades de regulagem, como um torque constante, velocidade constante ou características de fortes rampas. O dinamômetro com freio hidráulico de enchimento variável é mostrado na Figura 5.

Figura 5 – Dinamômetro hidráulico de enchimento variável SCHENCK.



Fonte: SCHENCK (2001).

O terceiro tipo de dinamômetro hidráulico é denominado dinamômetro de disco, que consiste em um ou vários discos planos ligados ao eixo do motor, separados por um pequeno espaçamento dos discos do estator. A potência é absorvida pela tensão viscosa originada na película de água entre os discos. Este tipo de dinamômetro não funciona bem a baixas rotações, por isso ele é indicado para testar turbinas em altas velocidades. O controle de carga deste tipo de dinamômetro é feito pelo controle da vazão de água que entra no dispositivo.

Alguns tipos de freio hidráulico podem ser utilizados nos dois sentidos de rotação, nestes casos, as paredes das cavidades são retas para se obter a mesma eficiência de frenagem nos dois sentidos de giro. Desse modo, a capacidade de carga fica reduzida em relação ao freio correspondente, construído para um único sentido de rotação.

O rotor do freio hidráulico apresenta uma inércia relativamente baixa, assim, pode-se alcançar elevadas rotações. Porém o torque de frenagem destes freios nunca é nulo, por isso pode ser um empecilho no caso de utilização de um motor a baixa carga para velocidades de rotação elevadas.

v. Freio de Fricção

Este tipo de dinamômetro utiliza freio a disco ou embreagem multidisco para gerar o torque de frenagem, porém esse tipo de freio é antiquado, sendo que

uma das suas poucas vantagens é poder desenvolver o torque máximo desde parado. Geralmente essas máquinas são arrefecidas a água.

2.1.3 Comparação entre os dispositivos de carga

As vantagens e as desvantagens dos vários tipos de dispositivos de carga, podem ser analisadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Comparação entre os dispositivos de carga.

TIPO	VANTAGEM	DESVANTAGEM
Inercial	Barato; obtenção rápida das curvas de torque e potência; não necessita de arrefecimento.	Só serve para medição das curvas de torque e potência em aceleração.
Hidráulico-tipo Froud	Obsoleto; robusto; tolerante a sobrecargas.	Resposta lenta; deficiente controle de carga.
Hidráulico-enchimento variável	Rápida resposta; robusto; tolerante a sobrecargas; possível automação do controle.	Problemas de cavitação e corrosão.
Hidráulico-de disco	Indicado para velocidades elevadas.	Mau funcionamento em velocidades baixas.
Corrente contínua	Rápida resposta; fácil controle eletrônico; pode ser usado como motor; não necessita de arrefecimento.	Caro; inércia elevada.
Corrente alternada	Rápida resposta; fácil controle eletrônico; pode ser usado como motor; não necessita de arrefecimento; baixa inércia.	Caro.
Corrente de Foucault	Robusto; rápida resposta; fácil controle eletrônico; baixa inércia.	Sensível a má refrigeração e a sobrecargas.
De fricção	Barato; fornece torque máximo desde parado.	Elevado desgaste; só aplicável em baixas velocidades.

Fonte: Martins (2006)

2.2 CLASSIFICAÇÃO QUANTO AO ASPECTO CONSTRUTIVO DO DINAMÔMETRO

Existem dois tipos de equipamento de ensaio automotivo que utiliza um dinamômetro: a célula dinamométrica (dinamômetro de bancada), acionada diretamente pelo volante do motor e o dinamômetro de chassi (dinamômetro de rolos), acionado pelas rodas do veículo (BETTES et al., 2008).

2.2.1 Dinamômetro de chassi

Este equipamento serve para avaliar o desempenho dos veículos, podendo simular diferentes condições de rodagem como: a velocidade do vento, diferentes temperaturas, subida e descida de ladeiras, entre outros. O dinamômetro de chassi é um dispositivo capaz de medir o torque e a potência nas rodas de um automóvel (WAGER et al., 2014).

Para realizar o ensaio nesse tipo de dinamômetro, as rodas de tração do veículo devem ser posicionadas na parte superior de um rolo, que durante o funcionamento é utilizado para dissipar e medir a potência mecânica fornecida pelas rodas do veículo (BETTES et al., 2008). O rolo resiste à força das rodas graças a um freio dinamométrico (elétrico, hidráulico ou de fricção) ou a um cilindro de inércia (BETTES, 2010). A Figura 6 mostra o exemplo de uso de um dinamômetro de chassi na medição do desempenho de um veículo de rua.

Figura 6 – Ensaio de performance de veículo em dinamômetro de chassi.



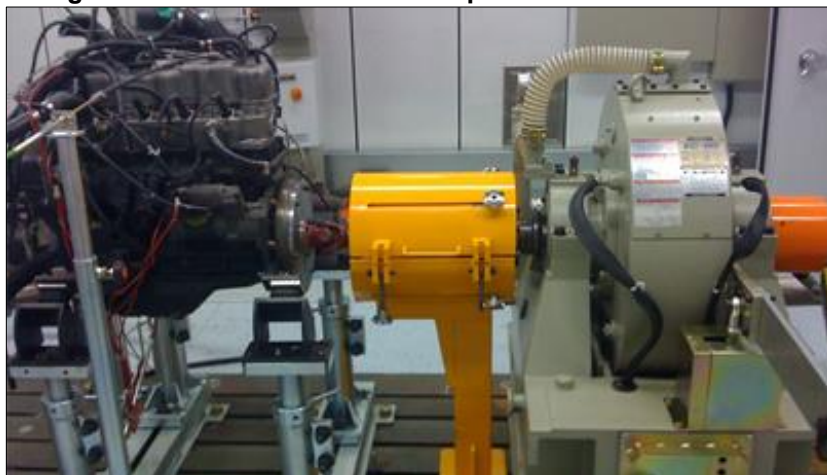
Fonte: Quatro Rodas. Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/>. Acesso em: 26 maio 2017.

2.2.2 Dinamômetro de bancada

Em ensaios utilizando um dinamômetro de bancada, o eixo do dinamômetro é conectado diretamente ao volante do motor. Portanto, nesse tipo de teste, o objetivo é medir apenas o desempenho do motor, desconsiderando as perdas da transmissão do veículo (FRANCO et al. 2013). Geralmente esse tipo de dinamômetro é equipado com um freio dinamométrico (elétrico ou hidráulico) e poucos são do tipo dinamômetro de inércia (BETTES et al., 2008).

Para que o teste feito em um determinado motor seja devidamente aceito e válido, o laboratório que o realiza deve cumprir as normas técnicas nacionais e internacionais, que visa padronizar as condições de ensaio de modo que os resultados tenham confiabilidade e precisão. Por esse motivo, é indispensável o controle de parâmetros tais como: temperatura, pressão, umidade, velocidade, entre outros. Por isso estes novos laboratórios, conhecidos como célula dinamométrica, mostrado na Figura 7, são extremamente dependentes de avançados equipamentos de teste e instrumentos de medição, como sistema de ventilação, sistema de tratamento do ar, estação de água gelada e sistema de condicionamento de combustível, lubrificante, água de arrefecimento e gases de combustão. Outros acessórios que devem ser considerados são: sistema de ar comprimido, sistema de eliminação de gases, quadro de energia elétrica, sistema de emergência e alarme, e somente desta forma conseguem cumprir os requisitos da legislação (ATKINS, 2009).

Figura 7 – Motor sendo ensaiado por célula dinamométrica.



Fonte: Dynamometer World. Disponível em: <https://www.dynamometer-world.com/index.php>. Acesso em: 21 maio 2017.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 DIMENSIONAMENTO E PROJETO DETALHADO

O torque teórico máximo (informado pelo fabricante) de um dos motores que são aplicáveis nos protótipos da Pato a Jato, foi adotado como referência para o dimensionamento dos componentes do dinamômetro. Com base no referencial teórico escolheu-se o tipo de freio dinamométrico mais adequado para a aplicação, de modo que fossem atendidas da melhor forma as seguintes necessidades: torque de frenagem que seja capaz de parar totalmente o veículo, o dispositivo deve ser portátil e compacto possibilitando transportá-lo para competições e feiras, além disso o equipamento deve ser de baixo custo de fabricação.

Feito essa análise, concluiu-se que o dispositivo de frenagem mais indicado para esse projeto é o freio magnético. Em seguida, iniciou a etapa do dimensionamento dos componentes que influenciam no torque de frenagem, como o diâmetro do rolo, a geometria do disco (diâmetro, espessura) e do núcleo do eletroímã (área da seção, comprimento), além das propriedades da bobina (número de voltas das espiras e diâmetro do condutor). Para o cálculo do diâmetro do eixo, foi utilizada a metodologia sugerida por Norton (2013), para condições de flexão alternada e torque constante.

Outros fatores relevantes a se definir no projeto é o tipo de perfil, a espessura e o material a ser utilizado na estrutura (bancada) do dinamômetro, pois a mesma deve ser rígida o suficiente, de modo que a vibração gerada pelo veículo durante o ensaio não afete a leitura da força na célula de carga e da rotação.

A forma que o suporte do eletroímã é projetado interfere diretamente na medição da força de frenagem. Inicialmente foi considerado que o suporte está em balanço, sobre dois rolamentos e apoiado à célula de carga.

Além disso, determinou-se os dispositivos de medição (medidor de velocidade angular do eixo e célula de carga) a serem utilizados no equipamento e, por fim, foram modelados os componentes do dinamômetro em 3D no software de CAD, além da montagem do conjunto e as folhas de desenho 2D com as medidas,

matéria-prima, tolerância, material e todas informações necessárias para fabricação dos componentes nos laboratórios da universidade.

3.2 FABRICAÇÃO E MONTAGEM

O projeto finalizado será entregue à equipe Pato a Jato, para que os membros avaliem o mesmo e caso aprovado, inicia-se a fase de fabricação do dinamômetro. Para isso será utilizado os laboratórios de usinagem e soldagem da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, *campus* Pato Branco. Os equipamentos utilizados na fabricação das peças serão: serra fita, fresadora vertical convencional (Figura 8), torno mecânico (Figura 9), Centro de usinagem CNC, máquina de solda MIG (Figura 10) para soldagem da estrutura de aço e máquina de solda TIG para fabricação do suporte do eletroímã de alumínio.

Figura 8 – Fresa vertical BRIDGEPORT 2HP.



Fonte: Autoria própria (2017).

Figura 9 – Torno Mecânico ROMI Tormax 20.



Fonte: Autoria própria (2017).

Figura 10 – Máquina de Solda MIG Solmig250 WHITE MARTINS.



Fonte: Autoria própria (2017).

Após a fabricação e pintura da estrutura e dos componentes mecânicos do equipamento, será feita a montagem do dinamômetro no laboratório H008 (área de trabalho dos projetos de extensão do curso de engenharia mecânica) da UTFPR, *Campus Pato Branco*.

Com o equipamento pronto, a etapa final do projeto consiste na realização de testes do dispositivo e ajustes caso necessário, além da criação de um método de ensaio nos protótipos para que os valores medidos sejam consistentes e coerentes com a realidade, tornando-o como padrão com o objetivo de comparação

dos valores de torque e potência do veículo ao longo do tempo, mensurando a evolução no desempenho conforme são feitas melhorias no projeto ou diferentes regulagens nos parâmetros da injeção eletrônica. Além disso, deverá ser desenvolvido pela equipe um sistema de envio e processamento de dados permitindo a obtenção das curvas de torque e potência do protótipo a partir das medições da célula de carga e do medidor de rotação.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES




4.1 DIMENSIONAMENTO DO EQUIPAMENTO

Para dar início no projeto, é necessário responder algumas questões levantadas nos objetivos específicos. Primeiramente foi definido os parâmetros que o equipamento vai medir diretamente do veículo: velocidade angular e o torque na roda motriz do protótipo. Já o parâmetro que será obtido indiretamente (através de cálculos), é a potência de saída do protótipo. Posteriormente iniciou-se o dimensionamento do sistema de carga do dinamômetro.

4.1.1 Freio Magnético

Para dimensionar o dispositivo de frenagem do dinamômetro, foi preciso estimar o torque máximo que a roda do veículo irá transmitir para o rolo do dinamômetro, determinando assim o torque de frenagem que o equipamento deverá ser capaz de realizar nos ensaios. Para isso, analisou-se na Tabela 2 o torque líquido de alguns dos motores aplicáveis nos protótipos da equipe (modelos GX25, GX35 e GXH50 da Honda).

Tabela 2 – Especificações de motores que podem ser utilizados nos protótipos de eficiência energética da Pato a Jato.

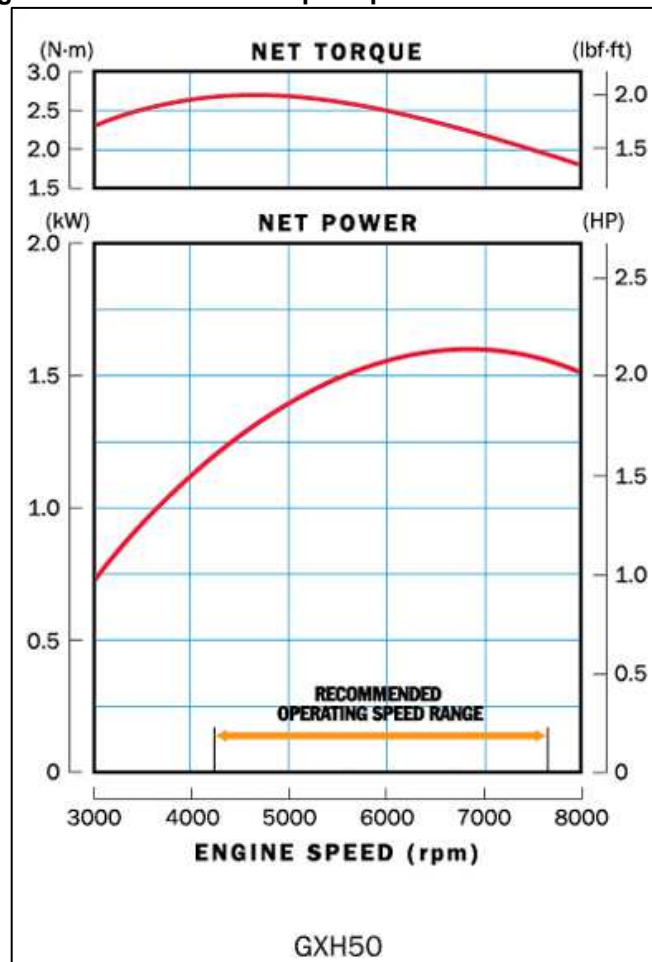
Modelo	Especificações		
	GX25	GX35	GXH50
Foto			
Diâmetro do cilindro	35 mm	39 mm	41,8 mm
Curso	26 mm	30 mm	36 mm
Modelo	GX25	GX35	GXH50
Cilindrada	25 cm ³	35.8 cm ³	49.4 cm ³

Especificações			
Modelo	GX25	GX35	GXH50
Potência Líquida	1.0 HP @ 7000 RPM	1.3 HP @ 7000 RPM	2.1 HP @ 7000 RPM
Torque Líquido	1.0 Nm @ 5000 RPM	1.6 Nm @ 5500 RPM	2.7 Nm @ 4500 RPM
Taxa de Compressão	8 : 1	8 : 1	8 : 1
Modelo	GX25	GX35	GXH50
Capacidade de Óleo	80 ml	100 ml	250 ml
Peso	2.7 Kg	3.3 Kg	5.5 Kg

Fonte: Adaptado de Honda Engines.

De modo que o dinamômetro seja adequado para todos os motores da Tabela 2, foi escolhido o motor GXH50 para realizar os cálculos, pois ele possui o maior torque entre os três modelos. A Figura 11 contém os gráficos de torque e potência teóricos do motor GXH50 fornecidos pelo fabricante.

Figura 11 – Curvas de torque e potência do motor GXH50.



Fonte: Honda Engines. Disponível em: <http://engines.honda.com>. Acesso em: 16 dezembro 2017

O próximo passo é definir a relação de transmissão adequada entre o motor e a roda, de modo que o motor entregue o máximo torque (2,7 N.m) na velocidade que o veículo percorre nas competições (aproximadamente 35 km/h) para se obter o melhor aproveitamento do torque.

Para determinar esta relação é necessário conhecer o raio do pneu do veículo (0,235 m), assim pode-se transformar a velocidade linear do protótipo (35 km/h ou 9,72 m/s) para rotações por minuto da roda.

$$\omega_{roda} = \frac{v_{veiculo}}{r_{pneu}} \quad (1)$$

$$\omega_{roda} = 395,1 \text{ rpm}$$

Em seguida calculou-se a relação de transmissão a partir da razão das rotações do motor em seu torque máximo (4500 rpm) e da roda (395,1 rpm).

$$m_g = \frac{\omega_{motor}}{\omega_{roda}} = 11,39 \quad (2)$$

Na prática o mais próximo que pode-se chegar dessa relação de transmissão é utilizar uma polia com 15 dentes no motor, interligada pela primeira correia dentada na polia de entrada do eixo intermediário com 64 dentes. A polia de saída do eixo com 18 dentes ligada pela segunda correia à polia da roda motriz com 48 dentes, deste modo pode-se obter a relação real da transmissão do protótipo.

$$m_{g_real} = \left(\frac{N_{entrada}}{N_{motor}} \right) \cdot \left(\frac{N_{roda}}{N_{saída}} \right) \quad (3)$$

$$m_{g_real} = \left(\frac{64}{15} \right) \cdot \left(\frac{48}{18} \right) = 11,378$$

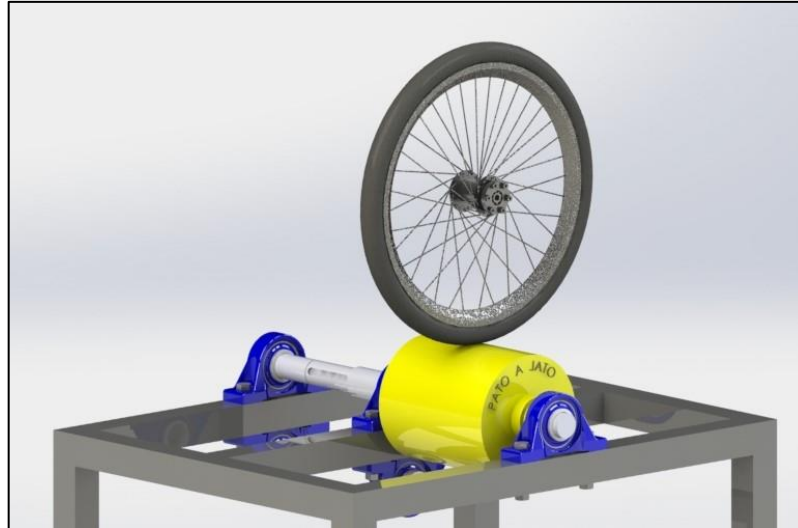
A partir desta relação de transmissão foi possível calcular o torque na roda do protótipo, quando o mesmo estiver andando a 35 Km/h e o motor entregar o seu máximo torque de 2,7 N.m aos 4500 rpm.

$$T_{roda} = T_{motor} \cdot m_{g_real} \quad (4)$$

$$T_{roda} = 30,72 \text{ N.m}$$

Finalmente foi estipulado um diâmetro de 200 mm para o rolo do dinamômetro. Considerando que não há deslizamento na superfície de contato, pode-se considerar que a transmissão da rotação é quase integral da roda para o rolo do equipamento, semelhante a um par de engrenagens como mostra a Figura 12.

Figura 12 – Transmissão do movimento da roda para o rolo do equipamento.



Fonte: Aatoria própria (2018).

Com os diâmetros do pneu do protótipo e do rolo do dinamômetro, é possível obter a relação de transmissão deste conjunto e conseqüentemente, o torque aplicado no eixo do dinamômetro para que seja possível dimensionar o freio do equipamento.

$$m_{rolo} = \frac{r_{rolo}}{r_{pneu}} = 0,426 \quad (5)$$

Calculou-se o torque aplicado no eixo do dinamômetro para posteriormente iniciar o dimensionamento dos componentes do dispositivo de frenagem:

$$\begin{aligned} T_{rolo} &= T_{roda} \cdot m_{rolo} \\ T_{rolo} &= 13,07 \text{ N.m} \end{aligned} \quad (6)$$

De modo que o projeto seja flexível para aplicações mais severas, estimou-se uma adição de 50% no torque máximo aplicado no dinamômetro:

$$T_{m\acute{a}x} = T_{rolo} \cdot 1,5 \quad (7)$$

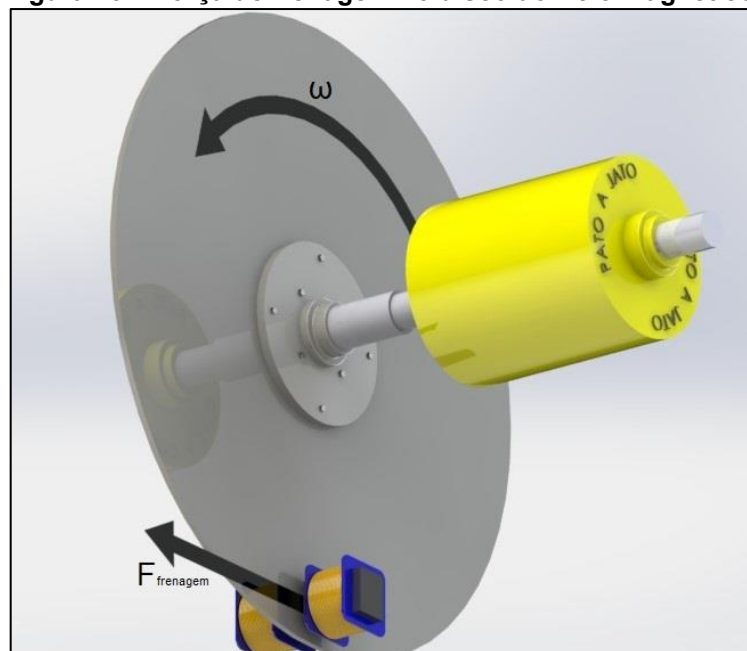
$$T_{m\acute{a}x} = 19,61 \text{ N.m}$$

Optou-se em arredondar o valor do torque para que nas especificações do equipamento o torque de frenagem seja um valor exato.

$$T_{m\acute{a}x} = 20 \text{ N.m}$$

O dimensionamento do freio magnético começa pela determinação da força de frenagem que o eletroímã deve aplicar sobre o disco no sentido contrário a rotação do mesmo, ilustrada na Figura 13.

Figura 13 – Força de frenagem no disco do freio magnético.



Fonte: Autoria própria (2018).

Essa força resultante pode ser calculada a partir do torque máximo que irá passar pelo eixo do dinamômetro e o raio onde será posicionado o eletroímã no disco. Adotou-se que o disco de alumínio terá 700mm de diâmetro e 5mm de espessura. O centro do núcleo do eletroímã (local onde a força é aplicada) será posicionado a 40 mm da borda do disco, desse modo:

$$r_{força} = \frac{d_{disco}}{2} - 40 \text{ mm} \quad (8)$$

$$r_{força} = 310 \text{ mm}$$

$$F_{frenagem} = \frac{T_{máx}}{r_{força}} \quad (9)$$

$$F_{frenagem} = 64,52 \text{ N}$$

O próximo passo é encontrar a velocidade tangencial no mesmo ponto que está localizado a força no disco de alumínio, porém no sentido contrário da mesma. A velocidade angular no eixo do dinamômetro foi encontrada a partir da velocidade angular da roda no torque máximo do motor (395,1 rpm ou 41,37 rad/s), e da relação de transmissão entre o pneu e o rolo (0,426).

$$v_{tang} = \omega_{din} \cdot r_{força} \quad (10)$$

$$v_{tang} = \left(\frac{\omega_{roda}}{m_{rolo}} \right) \cdot r_{força}$$

$$v_{tang} = 97,22 \cdot 0,31$$

$$v_{tang} = 30,14 \text{ m/s}$$

O eletroímã do equipamento é composto por dois núcleos ferromagnéticos e duas bobinas iguais. Para a construção deste dispositivo magnético foram utilizados dois trafos com núcleo do tipo EI como mostrado na Figura 14. As lâminas no formato “E” foram cortadas, de modo que apenas a haste central do “E” foi utilizada, resultando num núcleo com 76 mm de comprimento e seção transversal de 38 mm de largura e 51 mm de altura.

Figura 14 – Bobinas e núcleos utilizados para a construção do eletroímã.



Fonte: Autoria própria (2018).

Segundo Bastos (1996), a força de frenagem de um freio magnético depende da condutividade e da velocidade tangencial do disco (no local onde está posicionado o eletroímã), da intensidade do campo magnético e do volume no interior do disco que é atravessado pelo campo gerado pelo eletroímã.

$$F = \sigma \cdot v \cdot B^2 \cdot Vol \quad (11)$$

A condutividade elétrica (σ_{al}) do alumínio, material utilizado no disco, é de $3,42 \times 10^7$ S/m e o volume (Vol) pode ser encontrado através da área da seção transversal do núcleo do eletroímã ($A_{núcleo}$) e da espessura do disco (L_{disco}).

$$\begin{aligned} Vol &= A_{núcleo} \cdot L_{disco} \\ Vol &= 9,69 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \end{aligned} \quad (12)$$

Reescrevendo a equação isolando o campo magnético B, tem-se:

$$\begin{aligned} B &= \sqrt{\frac{F_{frenagem}}{\sigma_{al} \cdot v_{tang} \cdot Vol}} \\ B &= 0,079 \text{ T} \end{aligned} \quad (13)$$

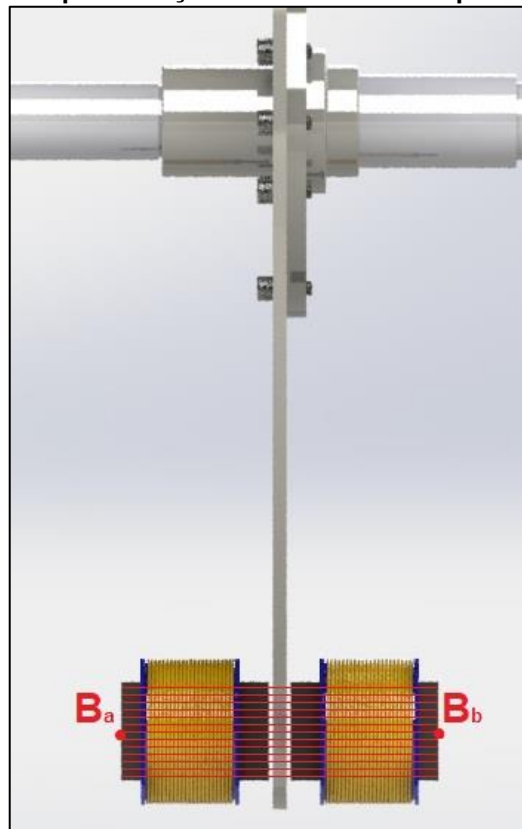
Como a área do núcleo se mantém constante em toda sua extensão, pode-se afirmar que o fluxo é o mesmo em qualquer ponto do circuito magnético, considerando que não haverá nenhuma dispersão de campo no ar e no interior do disco de alumínio para fora desta área delimitada.

$$\begin{aligned} \Phi &= B \cdot A_{núcleo} \\ \Phi &= 1,582 \cdot 10^{-4} \text{ Wb} \end{aligned} \quad (14)$$

Conhecendo a intensidade do campo magnético que deve ser gerado pelo dispositivo, para frear o disco de alumínio nas condições de operação descritas anteriormente, foi esboçado um circuito magnético para determinar os parâmetros da bobina do eletroímã, como números de voltas e diâmetro do fio. Para isso foi realizado algumas considerações para a construção do dispositivo, sendo a principal

delas a busca pela simetria do eletroímã, ou seja, as dimensões dos núcleos, a distância entre os núcleos e o disco, a corrente e o número de voltas das bobinas devem ser iguais. Dessa forma pode-se concluir que o campo magnético na entrada do núcleo A (B_a) é igual ao campo na saída do núcleo B (B_b) como mostra a Figura 15, onde as linhas de campo estão em vermelho. Além disso, considerou-se que a distância entre os núcleos e o disco fosse de 3 mm. Para determinar esta medida ponderou-se em minimizá-la ao máximo com o objetivo de reduzir perdas de campo para ar, mas ainda sim manter uma distância segura, para caso ocorra algum movimento axial indesejado do disco, ele não colida com o núcleo do eletroímã.

Figura 15 – Representação das linhas de campo no eletroímã.

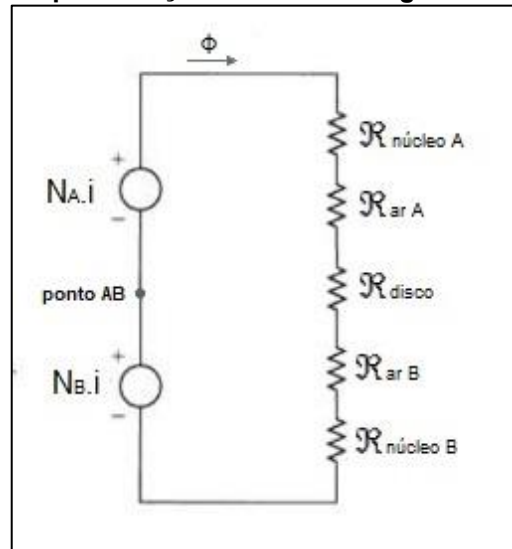


Fonte: Autoria própria (2018).

Adotou-se uma quantidade de 300 espiras em cada bobina (N_A e N_B), possibilitando o equacionamento do circuito magnético para determinar a corrente que irá circular em ambas bobinas. Este circuito pode ser representado de forma análoga a um circuito elétrico como mostrado na Figura 16, mas no lugar da resistência e fontes elétricas, os símbolos representam relutâncias magnéticas e forças magnétomotrices. Como demonstrado anteriormente o campo na entrada do

núcleo A e na saída do núcleo B são iguais devido a simetria do dispositivo, permitindo unir estes dois pontos no circuito magnético em apenas um, transformando a representação do eletroímã num circuito fechado, como se o mesmo tivesse somente um núcleo.

Figura 16 – Representação do circuito magnético do eletroímã.



Fonte: Autoria própria (2018).

Semelhante a um circuito elétrico, a relutância equivalente de uma associação em série de relutâncias é a somatória das mesmas. Para a realização deste cálculo é necessário conhecer a permeabilidade dos materiais que o campo magnético percorre no circuito. Esta é conhecida também como permeabilidade real do meio que pode ser obtido através do produto da permeabilidade relativa do material pela permeabilidade do ar ($\mu_0 = 4\pi \cdot 10^{-7}$). O núcleo do eletroímã que é composto de ferro-silício tem permeabilidade relativa de 5500, do ar é 1 e do disco de alumínio é 1,00000036.

$$\mathfrak{R}_{eq} = \mathfrak{R}_{núcleo A} + \mathfrak{R}_{ar A} + \mathfrak{R}_{disco} + \mathfrak{R}_{ar B} + \mathfrak{R}_{núcleo B} \quad (15)$$

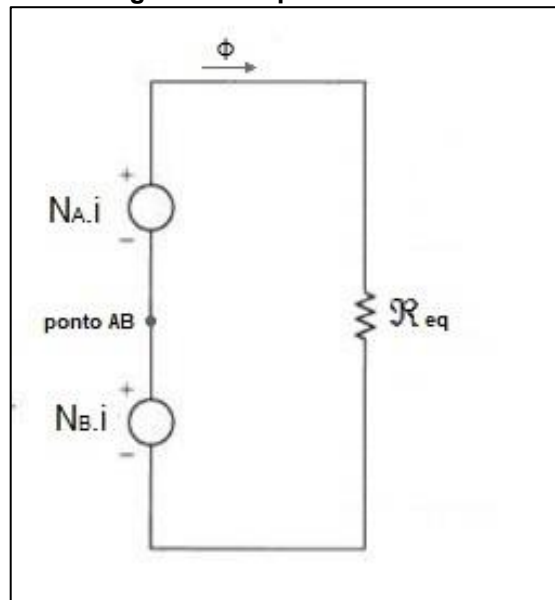
$$\mathfrak{R}_{eq} = \frac{L_{núcleo A}}{\mu_{núcleo} \cdot A_{núcleo}} + \frac{L_{ar A}}{\mu_{ar} \cdot A_{núcleo}} + \frac{L_{disco}}{\mu_{disco} \cdot A_{núcleo}} + \frac{L_{ar B}}{\mu_{ar} \cdot A_{núcleo}} + \frac{L_{núcleo B}}{\mu_{núcleo} \cdot A_{núcleo}}$$

$$\mathfrak{R}_{eq} = \frac{0,075}{(5500 \cdot \mu_0) \cdot 0,002} + \frac{0,003}{\mu_0 \cdot 0,002} + \frac{0,005}{(1,00000036 \cdot \mu_0) \cdot A_{núcleo}} + \frac{0,003}{\mu_0 \cdot 0,002} + \frac{0,075}{(5500 \cdot \mu_0) \cdot 0,002}$$

$$\mathfrak{R}_{eq} = 4,388 \cdot 10^6 \frac{A \cdot espira}{Wb}$$

Assim o circuito fica simplificado a uma única relutância magnética como ilustra a Figura 17.

Figura 17 – Circuito magnético simplificado com relutância equivalente.



Fonte: Autoria Própria (2018).

A corrente que circula nas espiras foi calculada a partir da relutância equivalente, do número de espiras das bobinas A e B e do fluxo magnético do circuito.

$$i = \frac{\mathfrak{R}_{eq} \cdot \Phi}{(N_A + N_B)} \quad (16)$$

$$i = \frac{4,388 \cdot 10^6 \cdot 1,5802 \cdot 10^{-4}}{(300 + 300)}$$

$$i = 1,157 \text{ A}$$

A partir desta corrente foi determinada a bitola do fio utilizado para construção das bobinas, sendo que o tipo de fio adequado para esta aplicação é o AWG, feito de cobre e esmaltado. Assim foi selecionado o fio AWG 19 com diâmetro de 0,912 mm e corrente máxima permitida de 2 amperes.

4.1.2 Seleção dos dispositivos de medição

Um dos últimos passos do dimensionamento é a escolha dos dispositivos de medição do dinamômetro. O suporte em balanço do eletroímã foi projetado de modo que a fixação da célula de carga ficasse alinhado com o centro do núcleo, além disso, optou-se em fabricar o suporte com chapas de alumínio para que o mesmo não atraia o campo produzido pelo eletroímã, gerando perdas magnéticas indesejadas como mostra a Figura 18.

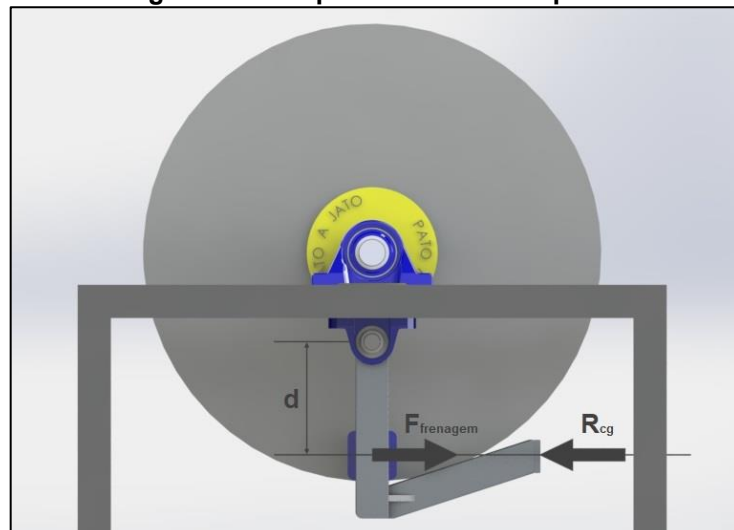
Figura 18 – Geometria do suporte do eletroímã.



Fonte: Autoria própria (2018).

Deste modo, tanto a força de frenagem originada no centro do núcleo, quanto a força de reação na célula de carga possuem a mesma distância em relação ao centro de rotação como ilustra a Figura 19.

Figura 19 – Diagrama de corpo livre sobre o suporte do eletroímã.



Fonte: Autoria própria (2018).

Considerando que o suporte está em equilíbrio estático, pode-se afirmar que a somatória de momento em torno do centro de rotação do suporte do eletroímã é igual a zero.

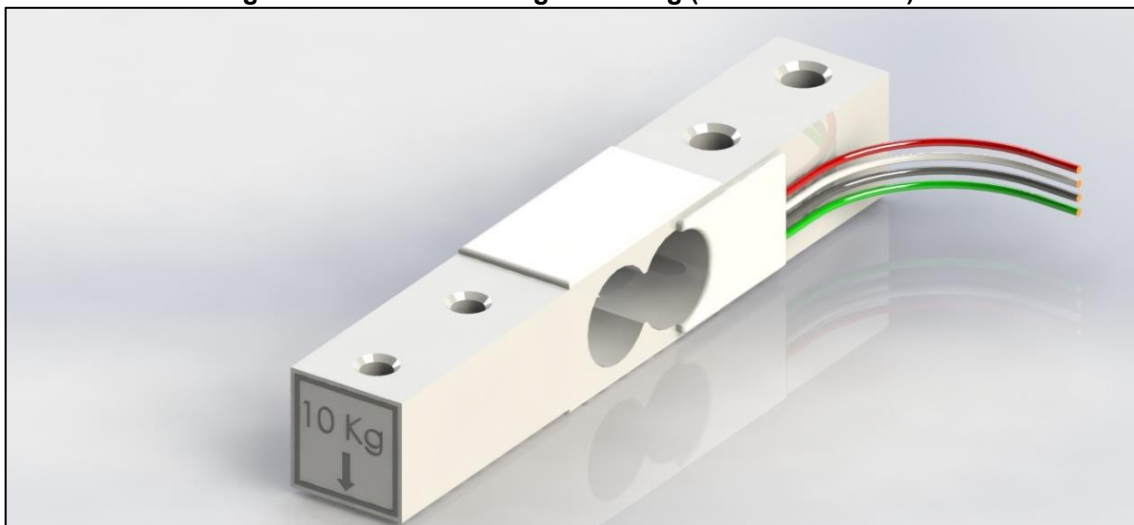
$$\sum M_0 = 0 \quad (17)$$

$$F_{frenagem} \cdot d - R_{cg} \cdot d = 0$$

$$F_{frenagem} = R_{cg}$$

Conclui-se que a força medida na célula de carga do equipamento será igual a força que o eletroímã aplica sobre o disco. A carga usada como referência para a escolha do dispositivo de medição foi a força de frenagem máxima que será aplicada sobre a célula de carga, calculada anteriormente (64,52 N, aproximadamente 6,6 Kg), assim o modelo selecionado foi o YZC-133 com carga de 10 Kg, ilustrada na Figura 20.

Figura 20 – Célula de carga de 10 Kg (Modelo YZC-133).



Fonte: Autoria Própria (2018).

A seleção do dispositivo de medição da velocidade angular do eixo do dinamômetro foi feita a partir da velocidade máxima atingida pelo protótipo nas condições descritas neste dimensionamento. Esta velocidade foi obtida através da rotação máxima de trabalho recomendada pelo fabricante no gráfico da Figura 11 (aproximadamente 7700 rpm), da relação de transmissão do protótipo (11,378:1) e do raio do pneu do veículo (0,235 m).

$$v_{m\acute{a}x_ve\acute{i}culo} = \omega_{m\acute{a}x_roda} \cdot r_{pneu} \quad (18)$$

$$v_{m\acute{a}x_ve\acute{i}culo} = \left(\frac{\omega_{m\acute{a}x_motor}}{m_{g_real}} \right) \cdot r_{pneu}$$

$$v_{m\acute{a}x_ve\acute{i}culo} = 59,95 \text{ km/h}$$

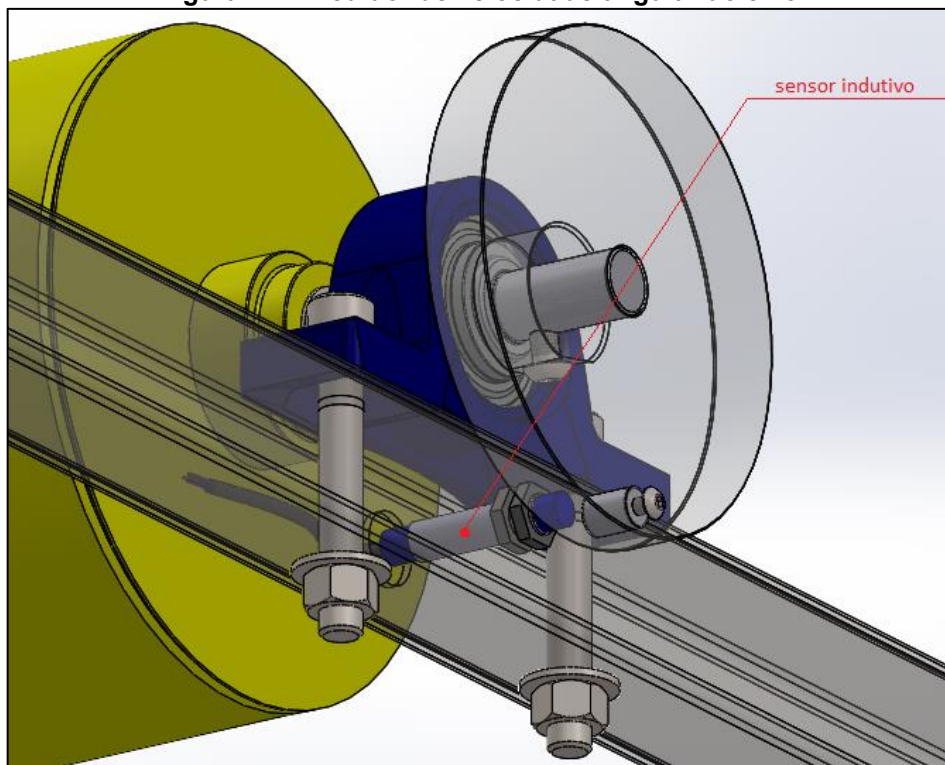
Com a velocidade máxima alcanada pelo protótipo calculada e o raio do rolo do equipamento, é possível obter a velocidade angular do eixo do dinamômetro.

$$\omega_{m\acute{a}x_din} = \frac{v_{m\acute{a}x_ve\acute{i}culo}}{r_{rolo}} \quad (19)$$

$$\omega_{m\acute{a}x_din} = 1590 \text{ rpm}$$

A mediao da rotaao deve ser feita por um sensor indutivo de proximidade, que gera um sinal quando uma barra metálica (fixada na extremidade de uma polia plástica que está conectada no eixo do dinamômetro) se aproxima do sensor, como mostra a Figura 21. Analizando o espaao de tempo entre um sinal e outro emitido pelo sensor é possível determinar a velocidade angular do eixo do dinamômetro.

Figura 21 – Medidor de velocidade angular do eixo.



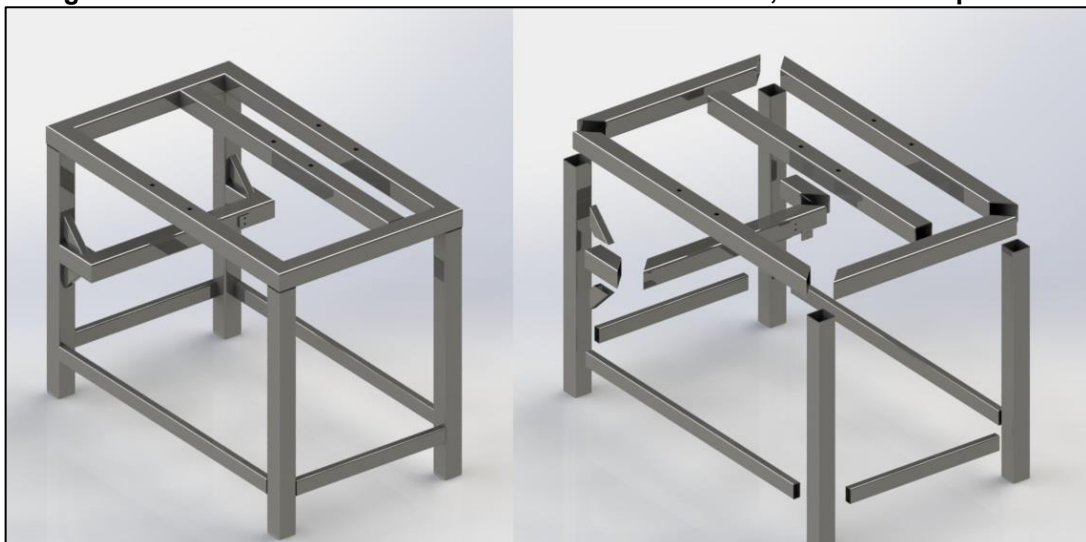
Fonte: Autoria Própria (2018).

Este trabalho não abordou o desenvolvimento do projeto elétrico e eletrônico do dinamômetro, que consiste na escolha da fonte que tem o papel de controlar a corrente das bobinas do eletroímã, além dos dispositivos necessários para a transferência, interpretação e armazenamento de dados, fornecidos pela medição da velocidade angular e da célula de carga para um computador. Posteriormente estes parâmetros devem ser convertidos em curvas de potência e torque do veículo de eficiência energética.

4.1.3 Estrutura do dinamômetro

A estrutura será constituída por tubos quadrados 50 x 50 mm, com espessura de 2,65 mm e os tubos utilizados como reforço serão de perfil retangular 40 x 20 mm e 1,5 mm de espessura. A geometria da estrutura do equipamento é composta por uma base retangular com uma travessa (onde serão fixados os rolamentos do eixo do dinamômetro e do suporte do eletroímã), quatro pés de apoio com reforços de travamento próximos ao solo e uma base de fixação da célula de carga, como mostra a Figura 22.

Figura 22 – Vista isométrica da estrutura do dinamômetro, montada e explodida.

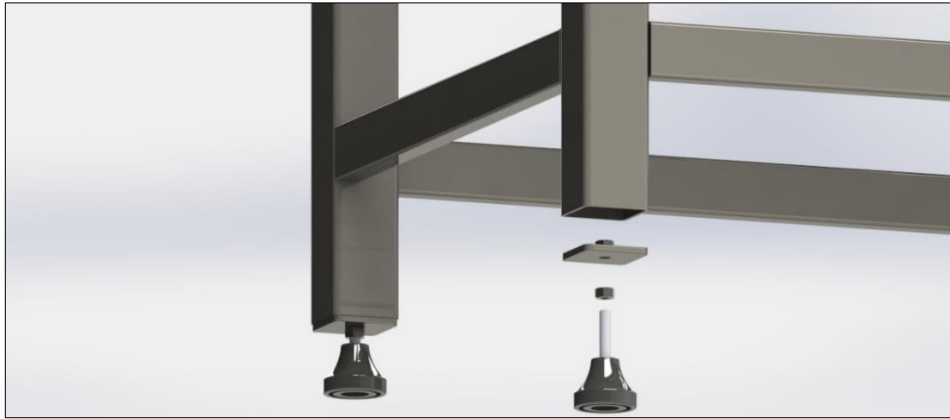


Fonte: Autoria Própria (2018).

Para reduzir a vibração da estrutura ao realizar os testes, podendo impactar na medição da célula de carga, porcas 5/16” serão soldadas nas tampas de tubos das quatro bases de apoio da estrutura, permitindo a utilização de pés

niveladores e amortecedores de borracha com rosca 5/16” e uma contraporca travante, ilustrado na Figura 23.

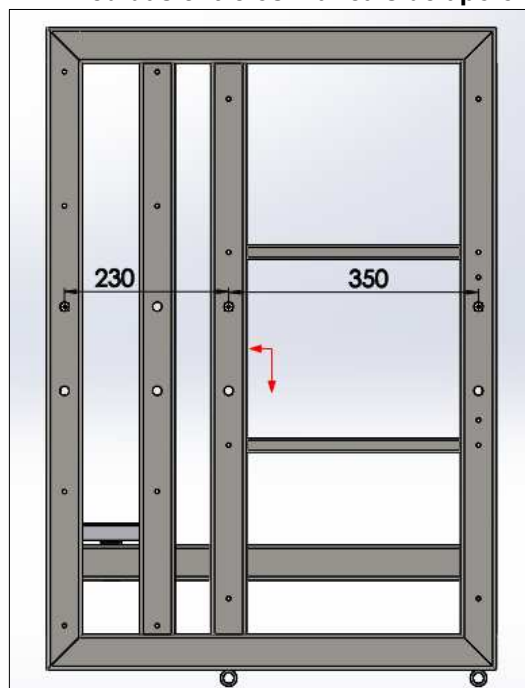
Figura 23 – Pé de borracha nivelador e amortecedor da estrutura.



Fonte: Autoria Própria (2018).

No dimensionamento do diâmetro do eixo do dinamômetro é necessário conhecer as distâncias entre os três mancais de apoio do eixo, como mostra a Figura 24, para calcular o momento fletor sobre o eixo. No desenvolvimento da estrutura, todas suas dimensões foram minimizadas para que o equipamento seja o mais compacto possível, com o objetivo de facilitar o seu transporte e reduzir o custo da matéria-prima.

Figura 24 – Medidas entre os mancais de apoio do eixo.



Fonte: Autoria Própria (2018).

4.1.4 Dimensionamento do eixo

Primeiramente é necessário determinar as forças que geram momento fletor no eixo. As cargas que atuam no eixo durante o funcionamento do dinamômetro são: a força motriz que o pneu do veículo aplica no sentido tangencial do rolo, combinada com a força peso aplicada no sentido radial do rolo, além da força de frenagem aplicada tangencialmente no disco que também causa momento fletor sobre o eixo. Todos esforços descritos anteriormente estão ilustrados na Figura 25, onde as flechas indicam a direção e o sentido de cada força.

Figura 25 – Forças que geram momento fletor no eixo.



Fonte: Autoria Própria (2018).

A força peso é a soma do peso do protótipo (aproximadamente 42 Kg) com o peso do piloto que ao longo da história da equipe tinha por volta de 60 Kg, mas por segurança será considerado um piloto de 100 Kg totalizando 142 Kg. Como

apenas a roda traseira está apoiada sobre o rolo do dinamômetro, somente a metade do peso, ou seja, 71 Kg (697 N) está sendo aplicado sobre o eixo do equipamento. A força motriz que a roda do protótipo impõe sobre o rolo é obtida a partir do torque máximo calculado anteriormente com seu valor arredondado de 20 N.m.

$$F_{motriz} = \frac{T_{m\acute{a}x}}{r_{rolo}} \quad (20)$$

$$F_{motriz} = \frac{20}{0,1} = 200 \text{ N}$$

Como a força motriz é perpendicular a força peso pode-se calcular a força resultante da seguinte maneira:

$$F_{res} = \sqrt{F_{peso}^2 + F_{motriz}^2} \quad (21)$$

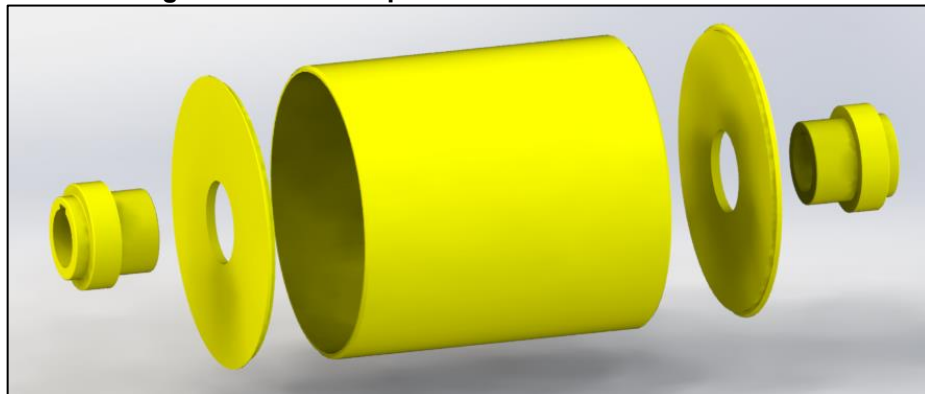
$$F_{res} = \sqrt{697^2 + 200^2} = 725 \text{ N}$$

Como a força resultante (725 N) no rolo é muito superior a força de frenagem (64,52 N) aplicada no disco e a distância entre mancais é maior no rolo (350 mm) do que no disco (230 mm), o momento fletor será muito maior na seção onde é fixado o rolo.

Desta maneira todos cálculos para determinar o diâmetro do eixo serão realizados apenas na seção do rolo, por ser a que região do eixo que sofre os maiores esforços de flexão e para a seção do disco será adotado o mesmo diâmetro que o calculado para seção do rolo, com o intuito de padronizar os três rolamentos do eixo para apenas um modelo, além disso, no quesito de resistência mecânica do eixo é uma decisão conservadora.

O rolo do dinamômetro é um componente composto por um tubo, duas tampas e dois cubos como mostra a Figura 26, sendo que todos esses componentes são unidos pelo processo de soldagem.

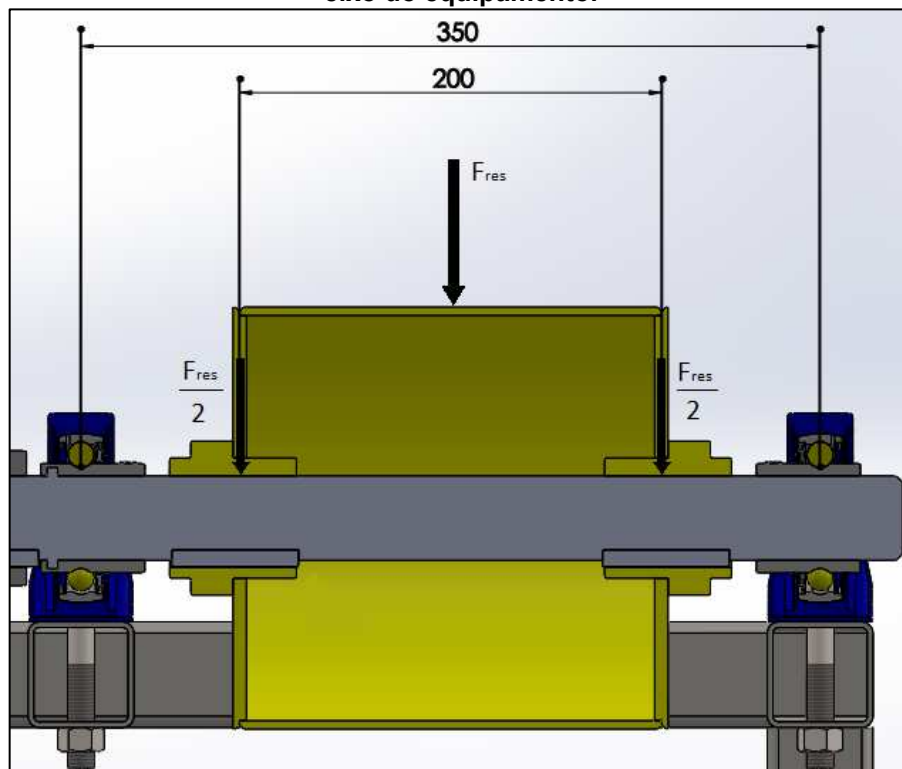
Figura 26 – Vista explodida do rolo do dinamômetro.



Fonte: Autoria Própria (2018).

Sendo assim, quando o equipamento estiver em operação, a força resultante calculada anteriormente, aplicada sobre o centro do rolo pelo pneu do veículo, não será transferida para o centro do eixo e sim para os pontos onde as tampas do rolo se apoiam no eixo como ilustrado na Figura 27.

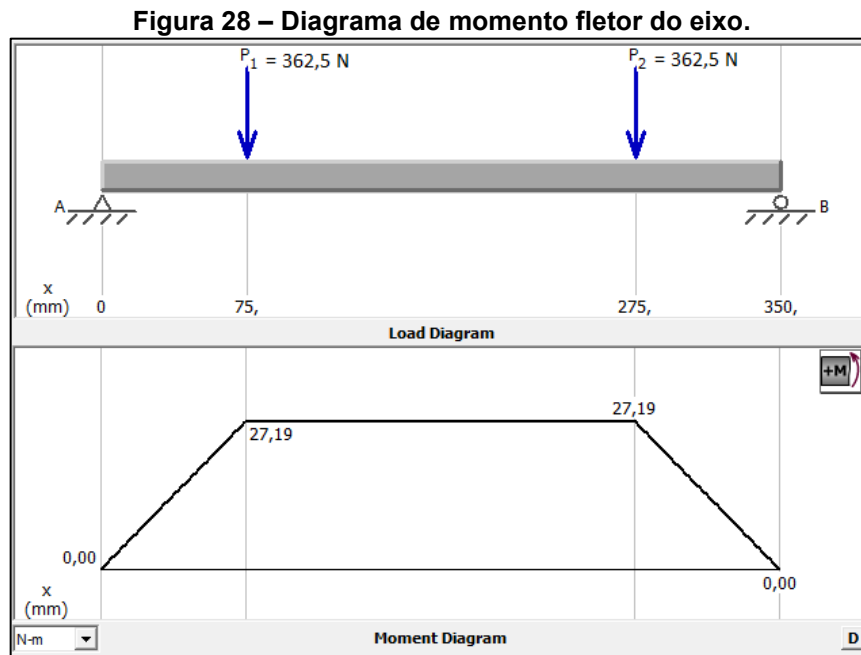
Figura 27 – Aplicação da força resultante no rolo pelo pneu e transferência desta força para o eixo do equipamento.



Fonte: Autoria Própria (2018).

O diagrama de momento fletor do eixo foi gerado pelo software MD Solid, que a partir da distância entre os mancais (350 mm) e a força resultante dividida

pela metade ($F_{res}/2 = 362,5 \text{ N}$) e aplicada nos dois pontos descritos anteriormente, com uma distância de 200 mm entre eles e 75 mm dos mancais até cada um deles. O software fornece o gráfico de momento fletor ao longo do eixo como mostra a Figura 28 e o seu valor máximo (27,19 N.m).



Fonte: Autoria Própria (2018).

O material utilizado no eixo será o aço, pois muitas de suas propriedades mecânicas são adequadas para esta aplicação, principalmente o elevado módulo de elasticidade que permite minimizar a deflexão no eixo. Com o objetivo de reduzir os custos da fabricação do equipamento foi escolhido o aço SAE 1020 laminado a quente com tensão de escoamento (S_y) de 207 MPa e limite de resistência a tração (S_{ut}) de 379 MPa.

Nos projetos de eixos, um fator importante no dimensionamento é a fadiga, pois como o eixo está em movimento de rotação, uma carga de flexão faz com que a tensão no eixo se alterne entre tração e compressão conforme o eixo rotaciona, variando numa função seno em torno de zero. Assim torna-se necessário adicionar os fatores de correção para que este determinado eixo suporte cargas de flexão alternada. Primeiramente é feito uma correção do valor do limite de resistência a tração de acordo com o material escolhido para o projeto, como neste caso o valor de S_{ut} é menor que 1400 MPa, assim o valor de S_{ut} é convertido para limite de resistência a fadiga (S_e).

$$S_{er} = 0,5.S_{ut} \quad (22)$$

$$S_{er} = 189,5 \text{ MPa}$$

Posteriormente deve ser adicionado os fatores de correção para ajustar o valor do limite de resistência a tração encontrado num corpo de prova através de um ensaio feito em laboratório para o caso real de utilização da peça no projeto mecânico em questão.

O primeiro fator é o tipo de carregamento aplicado sobre o eixo, sendo que neste caso existe tanto carga de torção quanto flexão, por isso o coeficiente de carga C_{carreg} é 1. O próximo coeficiente de correção é o de tamanho, mas como ainda não se sabe o diâmetro do eixo, adota-se o valor de $C_{tamanho}$ igual a 1 e depois de calcular o diâmetro será refeito o dimensionamento levando em consideração este coeficiente.

O acabamento superficial da peça é outro fator que influencia na resistência a fadiga e o seu valor pode ser encontrado a partir do S_{ut} e de dois coeficientes que dependem do tipo de fabricação do eixo como mostra a Tabela 3.

Tabela 3 – Valores das constantes para o cálculo do coeficiente de superfície de acordo com processo de fabricação.

Acabamento superficial	Para S_{ut} em MPa, use		Para S_{ut} em kpsi (não em psi), use	
	A	b	A	b
Retificado	1,58	-0,085	1,34	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265	2,7	-0,265
Laminado a quente	57,7	-0,718	14,4	-0,718
Forjado	272	-0,995	39,9	-0,995

Fonte: Norton (2013).

Como o eixo do dinamômetro será usinado, os valores de A e b são respectivamente 4,51 e -0,265, assim o valor de C_{superf} pode ser calculado da seguinte maneira.

$$C_{superf} = A.(S_{ut})^b \quad (23)$$

$$C_{superf} = 0,935$$

Quando a temperatura de operação do eixo está abaixo de 450°C, considera-se que o coeficiente de temperatura seja 1. Como o dinamômetro opera em temperatura ambiente adota-se que C_{temp} é igual a 1.

Por fim é necessário definir o grau de confiabilidade do projeto para resistência a fadiga de acordo com a Tabela 4, que define um coeficiente para diferentes graus de confiabilidade.

Tabela 4 – Coeficiente definido em função do grau de confiabilidade escolhido para o projeto.

Confiabilidade %	C_{conf}
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: Norton (2013).

A confiabilidade adotada para este projeto será de 99%, assim o coeficiente de confiabilidade C_{conf} é 0,814.

Finalmente pode-se calcular o limite de resistência a fadiga corrigido para o eixo do dinamômetro.

$$S_e = S_{er} \cdot C_{carreg} \cdot C_{tamanho} \cdot C_{superf} \cdot C_{temp} \cdot C_{conf} \quad (24)$$

$$S_e = 189,5 \cdot (1) \cdot (1) \cdot (0,935) \cdot (1) \cdot (0,814)$$

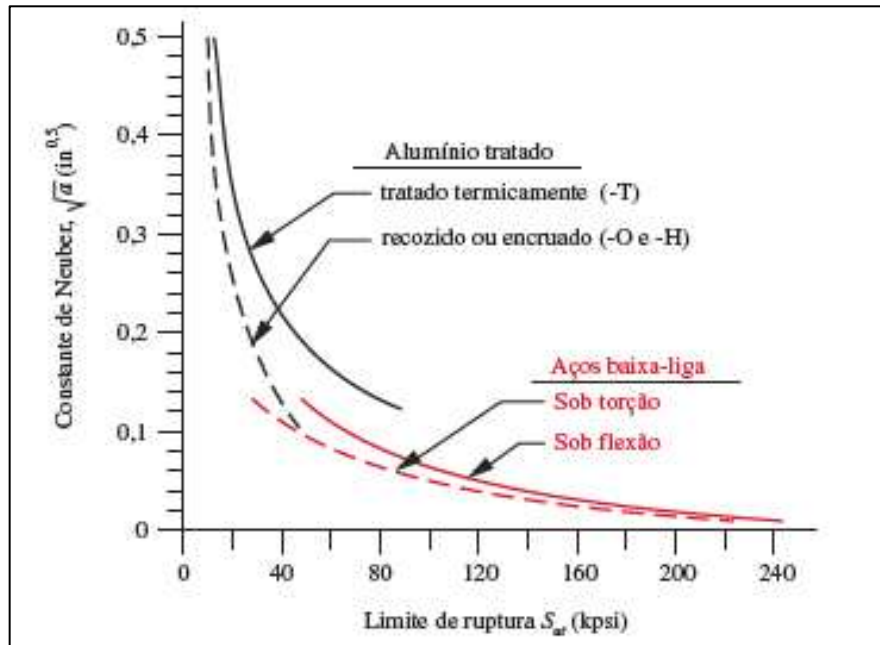
$$S_e = 144,23 \text{ MPa}$$

Além da fadiga, a concentração de tensão é outro fator importante que deve se considerar no dimensionamento de um eixo. Neste caso são os rasgos das chavetas que geram concentração de dentro da região onde está contida o momento fletor máximo no eixo (entre os dois pontos onde as tampas do rolo se apoiam sobre o eixo), local que será utilizado para o cálculo do diâmetro.

O fator de concentração de tensão geométrico estático (K_t) do rasgo de chaveta é 4 e para transformá-lo em fator de concentração de tensão em fadiga (K_f)

é necessário encontrar o valor da sensibilidade ao entalhe, a partir do raio de entalhe (r), que na prática é o raio da ferramenta de usinagem e será adotado com 0,04" (aproximadamente 1 mm) e da constante de Neuber retirada do gráfico da Figura 29.

Figura 29 – Gráfico da constante de Neuber para torção e flexão em função do limite de ruptura do material.



Fonte: Norton (2013).

Como o aço utilizado no projeto é o SAE 1020 com um S_{ut} de 379 MPa, que equivale a 55 Kpsi os valores encontrados na tabela de \sqrt{a} é 0,09 para torção e 0,12 para flexão. Deste modo pode-se encontrar o valor da sensibilidade ao entalhe.

$$q = \frac{1}{1 + \frac{\sqrt{a}}{\sqrt{r}}} \quad (25)$$

$$q_{torção} = \frac{1}{1 + \frac{0,09}{\sqrt{0,04}}} = 0,69$$

$$q_{flexão} = \frac{1}{1 + \frac{0,12}{\sqrt{0,04}}} = 0,625$$

Finalmete é possível calcular o valor de concentração de tensão em fadiga para chaveta em torção e flexão da seguinte forma.

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (26)$$

$$K_f = 1 + 0,625(4 - 1) = 2,875$$

$$K_{fs} = 1 + 0,69(4 - 1) = 3,07$$

O cálculo do diâmetro do eixo requer que seja definido um coeficiente de segurança (N_f) para o projeto. Para flexibilizar a aplicação do dinamômetro numa condição mais severa de uso, adotou-se um N_f de 4.

Considerando que os testes do protótipo no dinamômetro serão feitos numa progressão de rotação bem lenta, pode-se considerar uma condição de operação do equipamento com um torque semi-estático, portanto o diâmetro do eixo foi calculado utilizando a equação para torção constante e flexão alternada.

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot N_f}{\pi} \left[\left(K_f \cdot \frac{M_a}{S_e} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(K_{fs} \cdot \frac{T_m}{S_y} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}} \quad (27)$$

$$d = \left\{ \frac{32 \cdot 4}{\pi} \left[\left(2,875 \cdot \frac{27,19}{144,23 \cdot 10^6} \right)^2 + \frac{3}{4} \left(3,07 \cdot \frac{20}{207 \cdot 10^6} \right)^2 \right]^{\frac{1}{2}} \right\}^{\frac{1}{3}}$$

$$d = 29,02 \text{ mm}$$

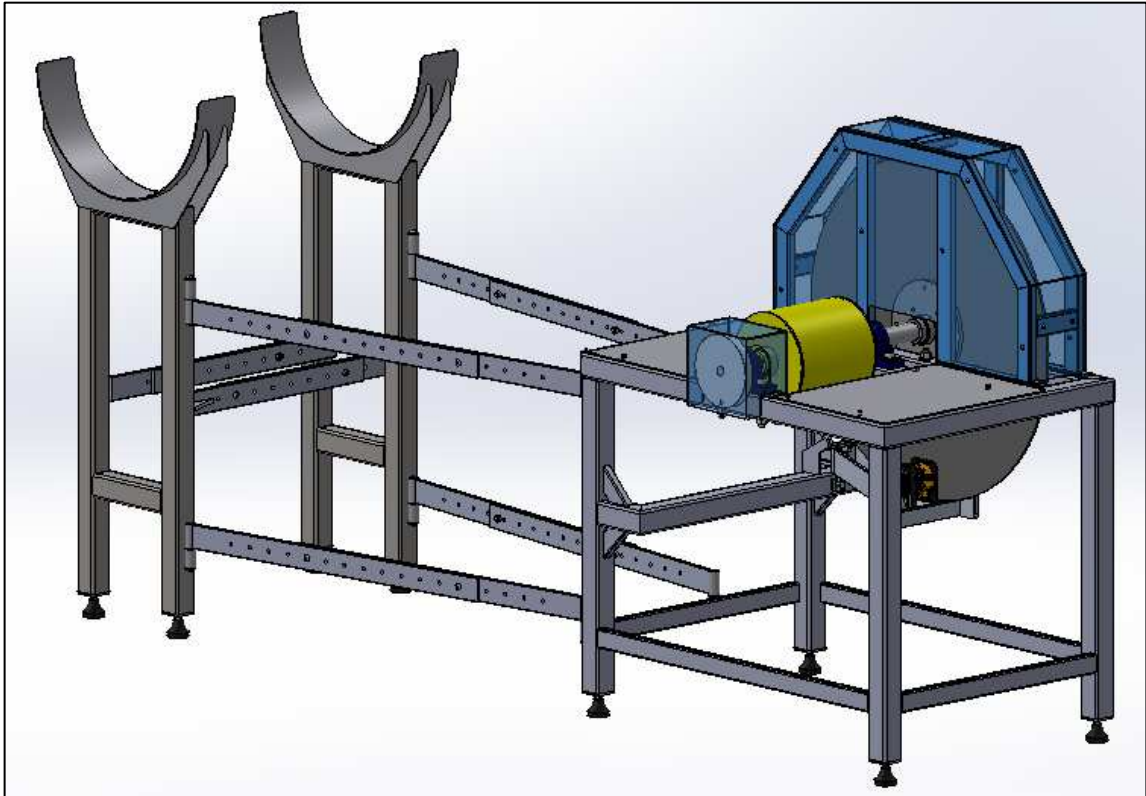
Por motivo de padronização, a medida do diâmetro foi arredondada para 30 mm. Como dito anteriormente este diâmetro foi dimensionado para a seção do rolo (região onde ocorre os maiores esforços) e será adotado também para a seção do disco, para que se utilize apenas um modelo de rolamento em todo o eixo.

4.1.5 Segurança

Com o objetivo de evitar acidentes com os componentes girantes do dinamômetro, foram desenvolvidas proteções para essas partes móveis, garantindo maior segurança durante os testes do protótipo utilizando o equipamento. Como o disco condutor de alumínio é uma peça grande e gira em alta velocidade próximo do veículo, ele oferece um elevado risco de acidente grave caso ocorra uma colisão do

protótipo com o disco, assim optou-se por projetar uma estrutura para dar rigidez envolto por uma chapa, já na polia plástica por ser uma peça pequena, foi projetado apenas uma proteção de chapa, como ilustra a Figura 30, onde as proteções das partes móveis estão em azul.

Figura 30 – Proteções de segurança das partes móveis do dinamômetro.

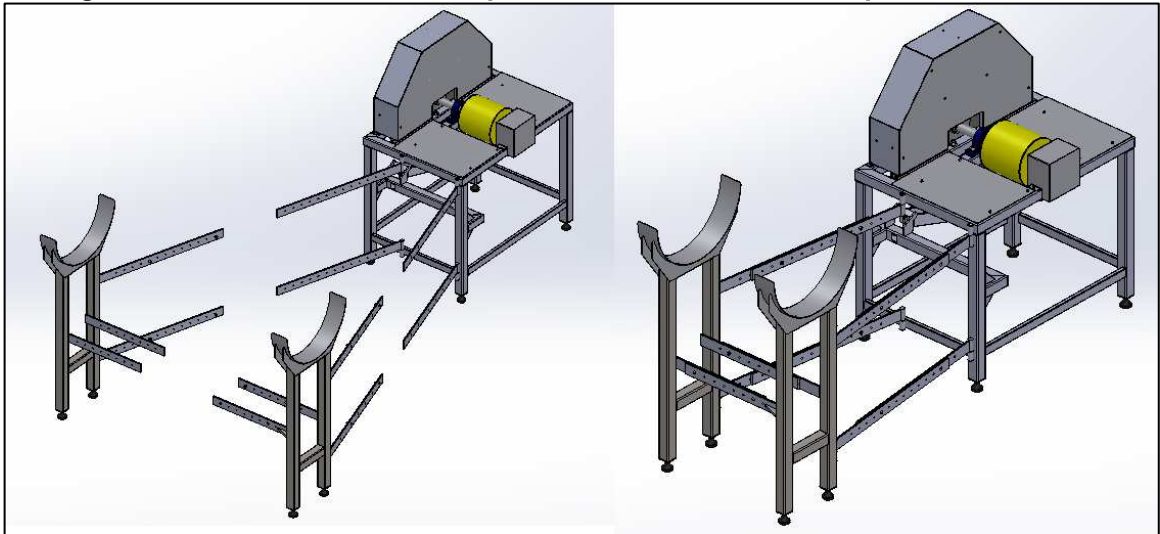


Fonte: Autoria Própria (2018).

4.1.6 Suporte das rodas dianteiras do protótipo

Para possibilitar o uso do equipamento em diferentes protótipos de eficiência energética, com distâncias entre eixos distintas, projetou-se um suporte para as rodas dianteiras regulável, como mostra a Figura 31. Esta regulagem pode ser feita tanto na distância entre as rodas dianteiras, quanto na medida entre a roda traseira e as dianteiras. Optou-se em fazer um suporte para cada roda, com réguas de regulagem ligando um suporte no outro e os ligando à estrutura do dinamômetro, porque desta maneira é possível desmontar este conjunto, tornando o equipamento mais compacto, para que seja viável transportá-lo para as competições, feiras e eventos.

Figura 31 – Vista isométrica do suporte das rodas dianteiras, explodida e montada.



Fonte: Aatoria Própria (2018).

Além disso, o suporte desenvolvido possui um encaixe perfeito para as rodas dianteiras, ilustrado na Figura 32, com o objetivo de travar completamente o veículo durante o teste, evitando que a roda traseira caia do rolo do dinamômetro ou que ocorra alguma interferência na medição causada pela movimentação do protótipo.

Figura 32 – Fixação das rodas dianteiras do protótipo.



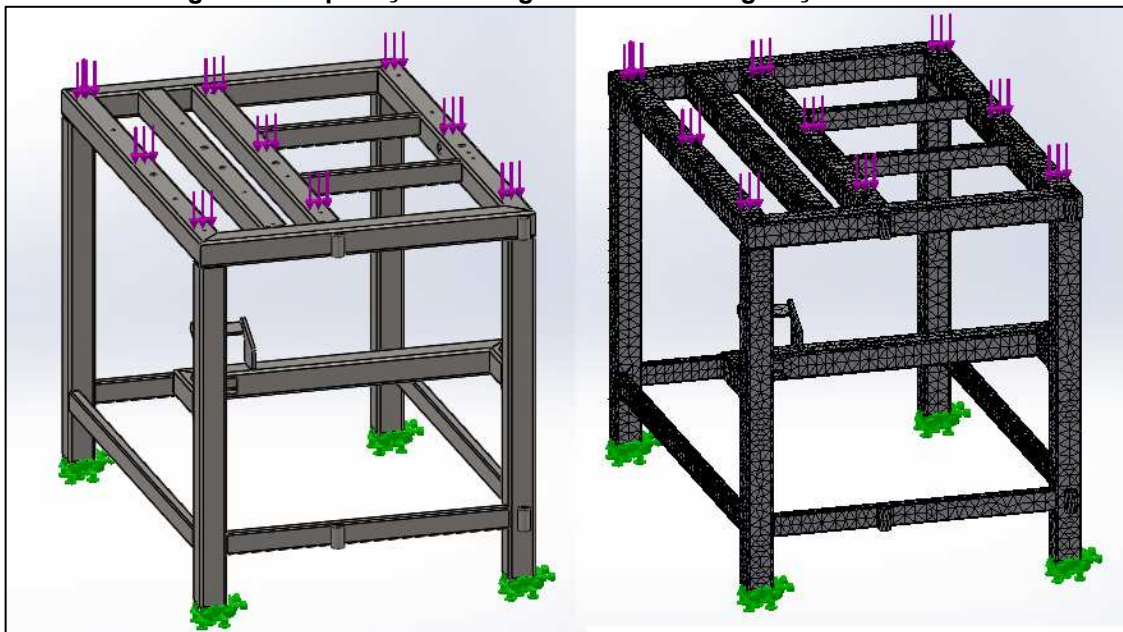
Fonte: Aatoria Própria (2018).

4.1.7 Simulações de esforços da estrutura

Para garantir que a estrutura do dinamômetro e os suportes das rodas dianteiras suportem o peso do protótipo como o piloto, foram realizadas simulações estruturais no Solidworks. A partir da análise dos resultados dessas simulações verifica-se se os tubos selecionados para compor a estrutura são adequados ou não.

Primeiramente foi simulada a estrutura do dinamômetro considerando metade da força peso do protótipo com piloto (697 N) aplicada sobre ela, distribuída igualmente nas três faces dos tubos onde são fixados os mancais de rolamentos como mostra a Figura 33.

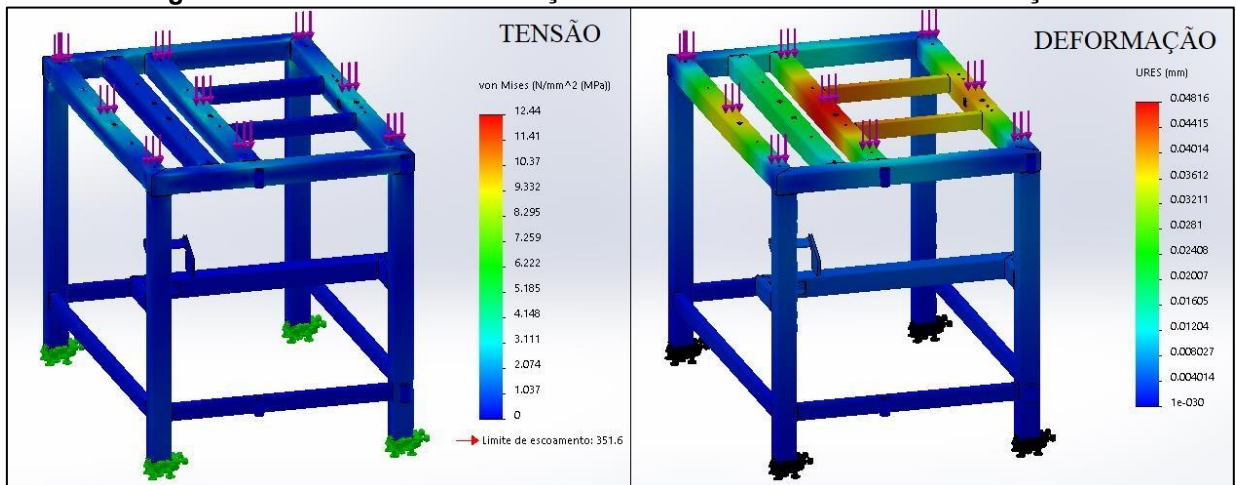
Figura 33 - Aplicação da carga na estrutura e geração da malha



Fonte: Autoria Própria (2018).

As faces consideradas como fixas na simulação foram as pontas dos quatro pés de apoio da estrutura, além disso foi definido o material para os componentes estruturais (SAE 1020) e gerou-se a malha. Os resultados obtidos são expressos na forma de tensão (MPa) e deformação (mm) ilustrada na Figura 34.

Figura 34 - Resultado da simulação da estrutura em tensão e deformação

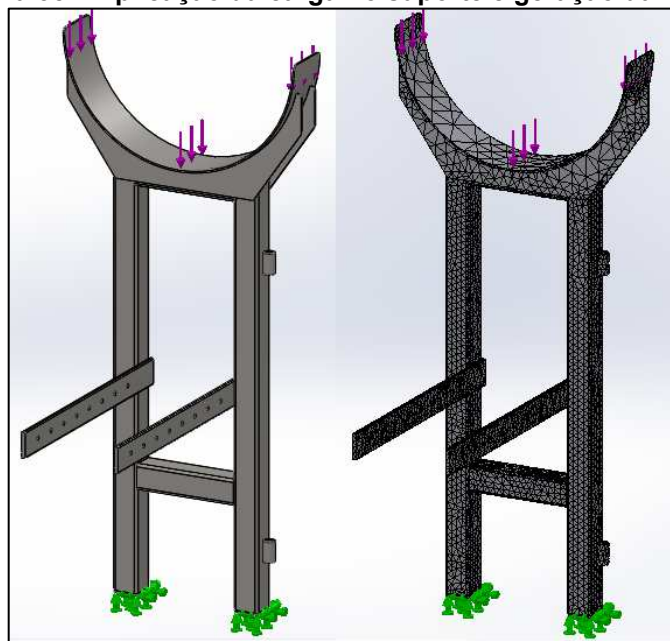


Fonte: Autoria Própria (2018).

O resultado da simulação mostra que a tensão máxima aplicada na estrutura é de 12,44 MPa, que corresponde aproximadamente a 3,5% da tensão de escoamento (351,6 MPa) do aço SAE 1020, utilizado na simulação. Isso significa que a carga aplicada não gera deformação plástica na estrutura. Já a deformação elástica máxima causada pela força peso é de 0,044 mm.

A outra metade da força peso do protótipo com o piloto é dividida entre os dois suportes das rodas dianteiras. Assim foi aplicada a carga de 348 N na face onde a roda dianteira fica apoiada sobre o suporte como ilustra a Figura 35.

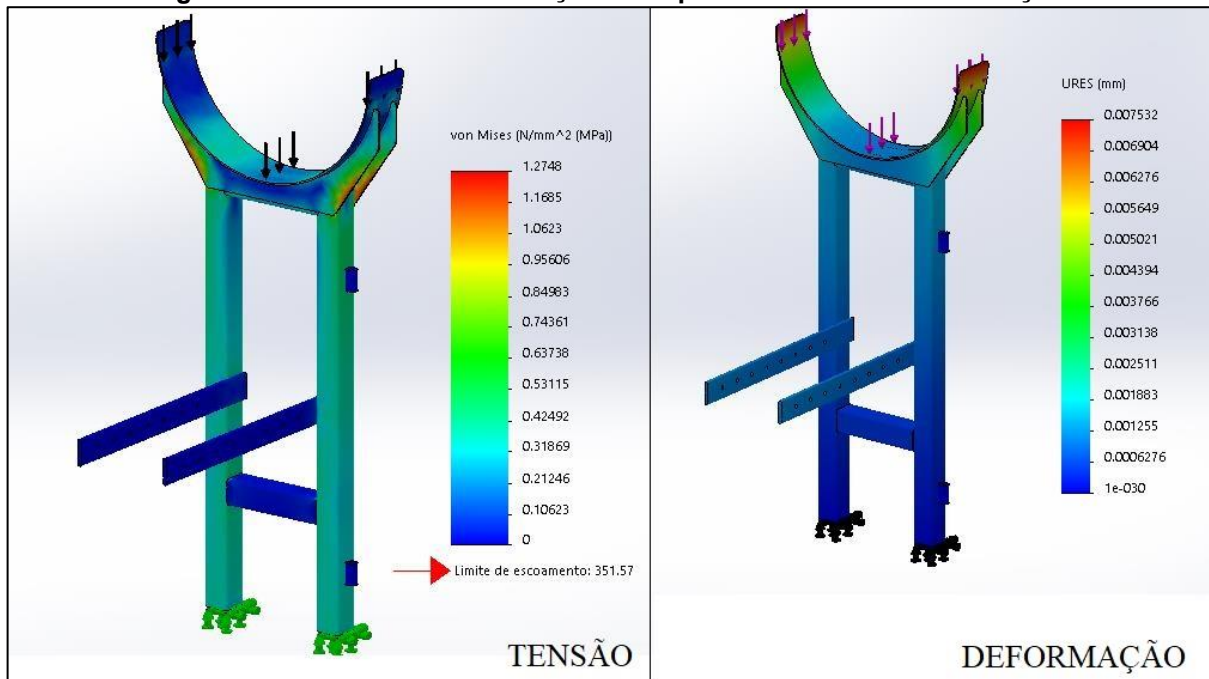
Figura 35 – Aplicação da carga no suporte e geração da malha



Fonte: Autoria Própria (2018).

Após definido os pés de apoio como faces fixas e gerado a malha no modelo, foi executada a simulação como mostra a Figura 36.

Figura 36 - Resultado da simulação do suporte em tensão e deformação



Fonte: Autoria Própria (2018)

A tensão máxima no suporte da roda dianteira é de 1,27 MPa, equivalente a 0,4% da tensão de escoamento (351,6 MPa) do aço SAE 1020, utilizado na simulação, ou seja, a carga aplicada não gera deformação plástica no suporte. A máxima deformação elástica gerada no suporte foi de 0,007 mm.

Em ambas as simulações foi possível concluir que o projeto da estrutura está apto para a aplicação, pois as tensões máximas aplicadas nos componentes estruturais, são muito inferiores da tensão de escoamento do material. Além disso, a deformação elástica nas duas estruturas que foram simuladas é muito pequena, na faixa de centésimos de milímetro.

5 CONCLUSÃO

O desenvolvimento deste projeto traz à Pato a Jato uma ferramenta que possibilita superar seus próprios limites, sendo que no elevado padrão de eficiência que os protótipos estão atualmente, obtendo resultados competitivos com as melhores equipes da América nas competições *Shell Eco-Marathon*, torna-se cada vez mais difícil aumentar a distância percorrida por litro de combustível nas competições. Um dos caminhos para evitar uma possível estagnação no aumento da eficiência do veículo nas pistas é investir em testes para medir ganho no desempenho do protótipo a cada troca ou otimização de componentes do motor, transmissão ou injeção eletrônica, além de testes que possam mensurar qual das inúmeras possibilidades de regulagens nos parâmetros da injeção eletrônica programável é a mais adequada para o protótipo.

O dinamômetro de rolo é uma das possíveis ferramentas de testes que pode ser utilizado para obter as curvas de torque e potência líquida na roda do veículo, permitindo correlacioná-las com o consumo de combustível. Como o equipamento mede os parâmetros na roda motriz do veículo, é possível mensurar as perdas mecânicas de atrito na transmissão, além de permitir a comparação da potência e torque real medida pelo dinamômetro com os gráficos fornecidos pelo fabricante do motor utilizado no protótipo.

Entre todos tipos de freios possíveis para o projeto, optou-se em utilizar o freio magnético, pois a simplicidade em sua construção permite que os próprios integrantes da equipe fabrique-o, ao contrário dos outros tipos de freio como hidráulico ou elétrico que é necessário a compra da maioria dos componentes do equipamento elevando muito no custo do dinamômetro. Outro ponto importante na escolha do freio é a versatilidade do sistema magnético, onde o eletroímã pode ser substituído por um mais robusto ou adicionado outro eletroímã aumentando o torque de frenagem do dispositivo, sendo que nos outros tipos de freio esta customização do equipamento não é possível.

A estrutura do dinamômetro foi desenvolvida cumprindo os requisitos de rigidez, resistência mecânica e absorção da vibração para o bom funcionamento do equipamento, mas o grande foco foi projetá-la de forma compacta e portátil,

permitindo o transporte do dinamômetro para competições nacionais, feiras de exposição tecnológicas, pistas de testes, entre outros eventos.

Além de ser uma opção financeiramente viável para a equipe, a fabricação do equipamento nos laboratórios da universidade pode agregar aos membros da Pato a Jato a aplicação do conhecimento teórico na área de projetos e processos de fabricação na prática, pois a construção do dispositivo envolve muitos processos como usinagem em torno, fresa, centro de usinagem CNC, além dos processos de soldagem MIG (aço) e TIG (alumínio), corte com plasma manual. Assim toda esta experiência adquirida pelos envolvidos na fabricação do dinamômetro será aplicada posteriormente no desenvolvimento dos protótipos.

REFERÊNCIAS

- ATKINS, R. D. **An Introduction to Engine Testing and Development**. SAE International, 2009.
- BASTOS, J. P. A. **Eletromagnetismo e Cálculo de Campos**. Ed. 3. Florianópolis: Ed. da UFSC, 1996.
- BARROS, J. E. M.; RODRIGUES, V. F.; VALLE, R. M. **Comparações entre Procedimentos de Ensaio Estáticos e Quase-Estáticos De Motores a Pistão em Dinamômetros**. IX Congresso Brasileiro de Engenharias e Ciências Térmicas. Proceedings of the ENCIT 2002, Caxambu - MG, Brazil.
- BETTES, H.; HANCOCK, B. **Dyno testing and tuning**, North Branch: CarTech, 2008.
- BETTES, H. **A Quick View of Chassis Dynamometer Testing**. Engine Professional. Vol. Apr-Jun, p.34–9, 2010.
- Dynamometer World. BRIEF DESCRIPTION OF ENGINE DYNAMOMETER TYPES AND APPLICATIONS. **About Engine Dynamometers**. Disponível em: <<https://www.dynamometer-world.com/index.php>>. Acesso em: 21 maio 2017.
- FRANCO, V.; KOUSOULIDOU, M.; MUNTEAN, M.; NTZIACHRISTOS, L.; HAUSBERGER, S.; DILARA, P. **Road vehicle emission factors development: A review**. Atmospheric Environment. Vol. 70, p.84–97, 2013.
- GESTEIRA, L. G. G. K. **Sistema de Aquisição de Dados Baseado em Labview para um Dinamômetro de Chassi**. 2014. 83f. Tese (Mestrado em Engenharia Industrial) – Universidade Federal da Bahia, Salvador, 2014.
- LODETTI, J. **VII Curso de Especialização em Motores e Combustíveis**. Programa Brasileiro de Formação em Motores e Combustíveis. DAMEC, UTFPR, Curitiba, 2001.
- MARTINS, J. **Motores de combustão interna**. Publindústria, Porto, Portugal, 2006.
- MUÑOZ, M.R.; GÓMEZ, F.M.; ROY, J.F. M. **Motores alternativos de combustión interna**. 2 ed, Presas Universitarias de Zaragoza, Zaragoza, España, 2008.
- NORTON, R. L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada**. ed. 4. Porto Alegre: Bookman, 2013.

Quatro Rodas. Como as montadoras fazem a medição de potência de um motor? **Auto Serviço**. 2017. Disponível em: <http://quatrorodas.abril.com.br/>. Acesso em: 26 maio 2017.

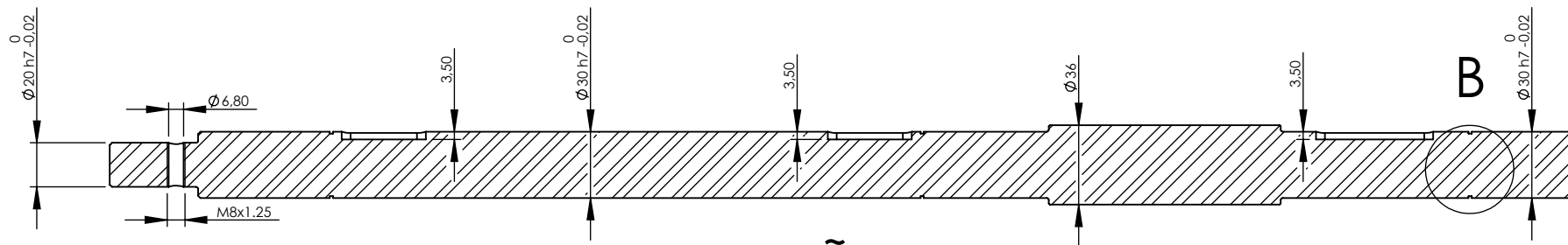
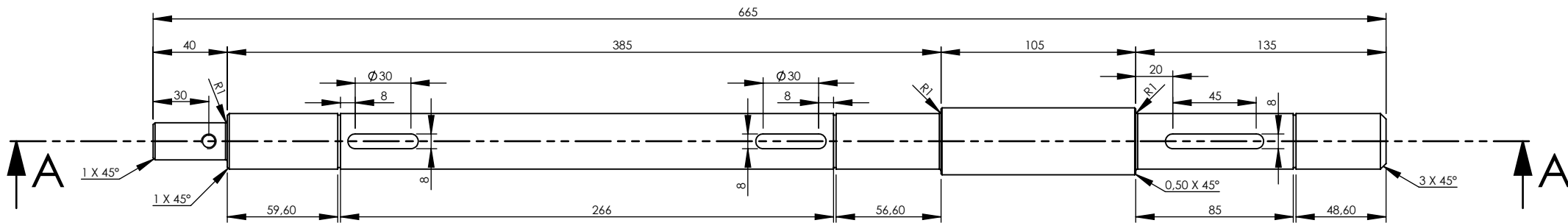
SOUZA, R. **Balança Curie e Correntes de Foucault**. Instrumentação para o Ensino. Universidade de Campinas, Campinas, 2005.

SCHENCK. **Technical Specification Eddy-Current Dynamometer W Series**. Darmstadt, V4, Deutschland, 2001.

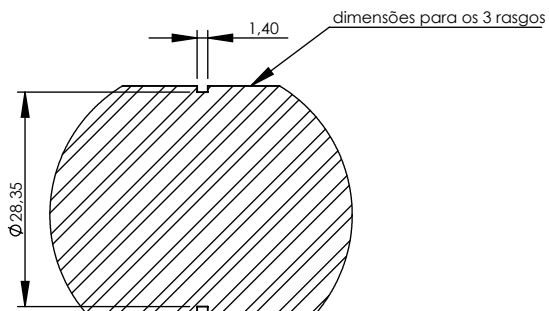
SCHENCK. **Technical Specification Hydraulic Dynamometer Type D**. Darmstadt, V4, Deutschland, 2001.

WAGER, G.; MCHENRY, M. P.; WHALE, J.; BRÄUNL, T. **Testing energy efficiency and driving range of electric vehicles in relation to gear selection**. Renewable Energy. Vol. 62, p.303–12, 2014.

ANEXOS



SEÇÃO A-A



DETALHE B

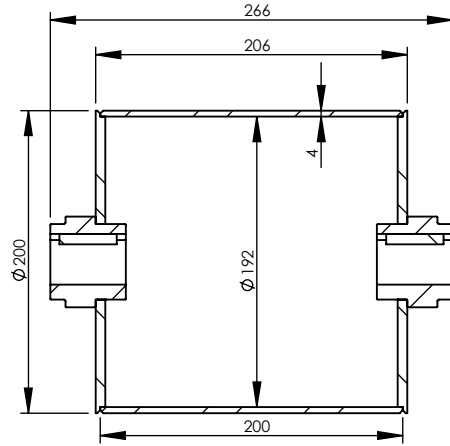
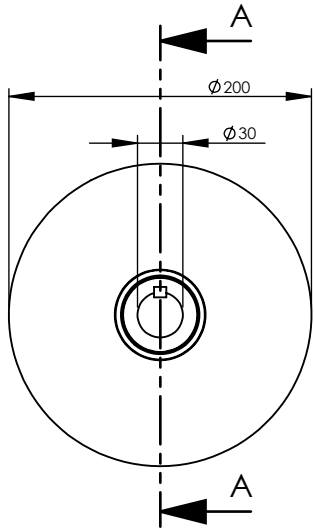
ESCALA 1 : 1

Projeto:	Dinamômetro	Título:	Eixo do dinamômetro	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato	
Material:	SAE 1020	Processo:	Usinagem	
Peso:	3809.66	Dimensão:	665	
Descrição:	Barra redonda Ø2" (laminada a quente)	Espessura:	-	
		Folha:	A4	UTFPR
		Escala:	1:3	

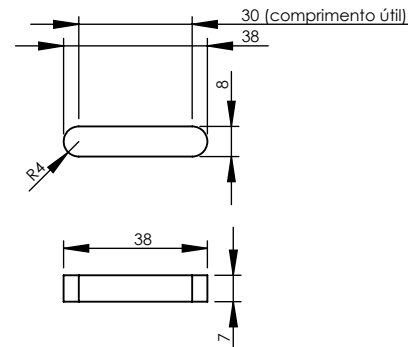
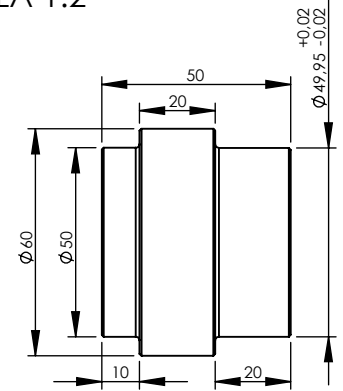
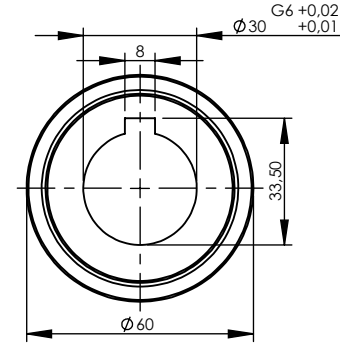
Scalizze
Projetos

Lista de Materiais								
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Tubo do rolo	Tubo redondo Ø8"	SAE 1020	6	200	Usinagem	1	3871.83
2	Cubo do rolo	Barra redonda Ø2.1/2" (laminado a quente)	SAE 1020	-	50	Usinagem	2	620.48
3	Tampa do rolo	Chapa 1/4"	SAE 1020	6,35	Ø200	Centro de usinagem CNC	2	1402.44
4	Chaveta do rolo	Barra de chaveta (perfil 8 x 7)	SAE 1020	-	38	Corte	2	16.05

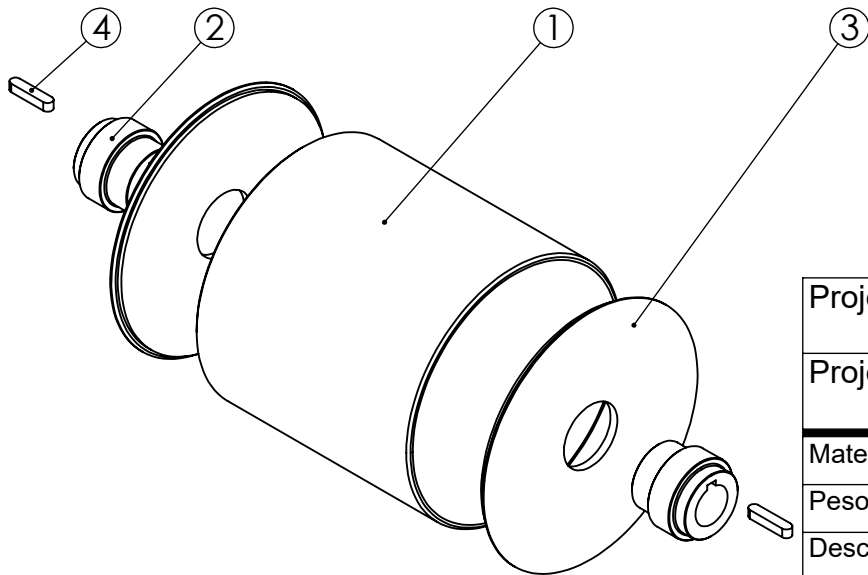
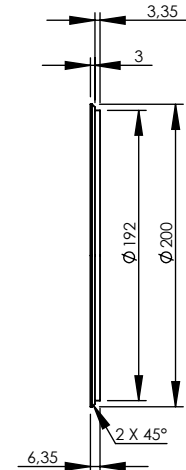
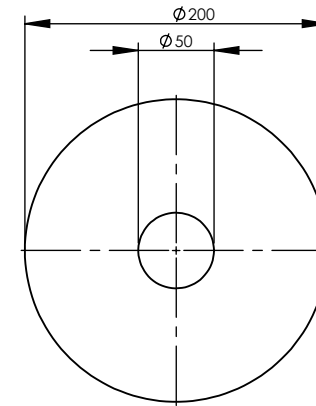
ESCALA 1:2

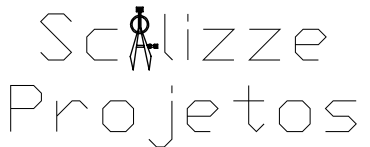


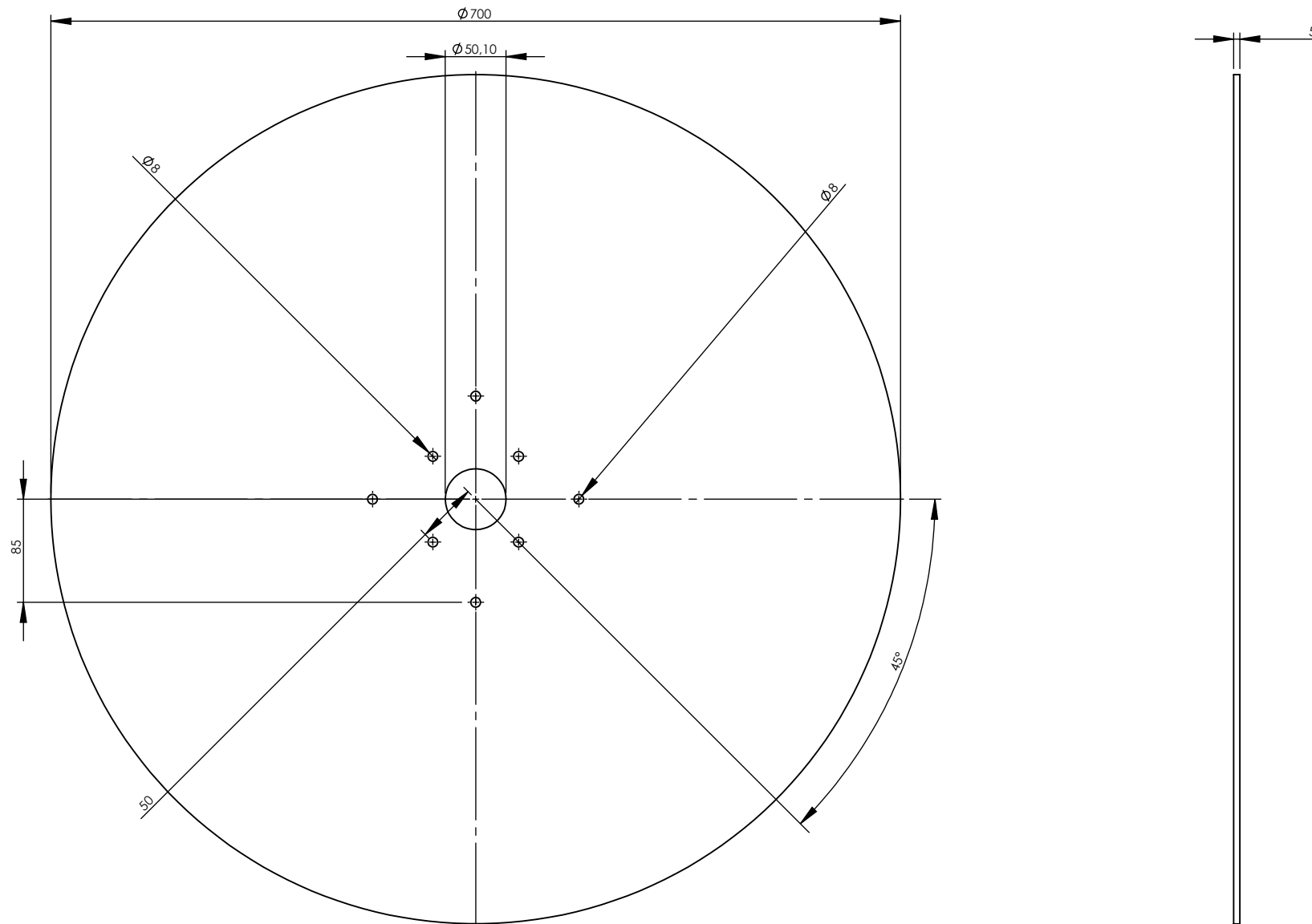
SEÇÃO A-A



ESCALA 1:2



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Rolo do dinamômetro		
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato		
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4 UTFPR
Peso:	7949.78	Dimensão:	-	Escala: 1:5	
Descrição:	-	Espessura:	-		

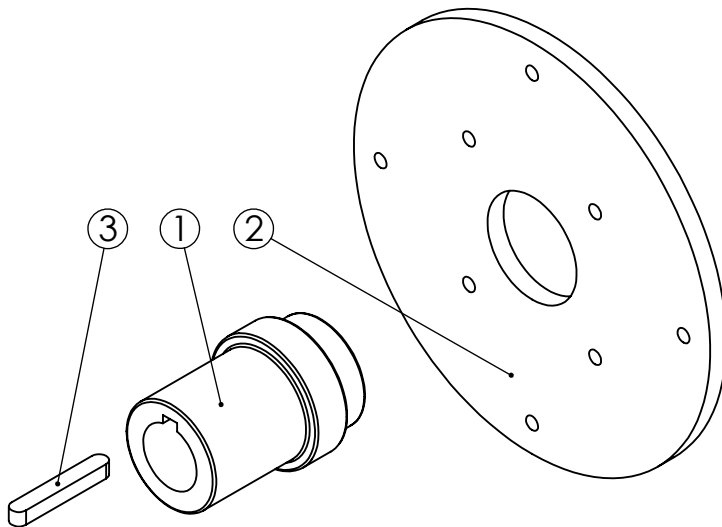
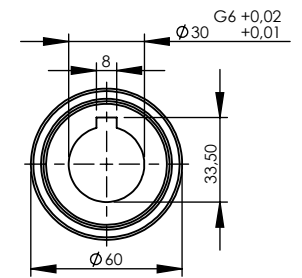
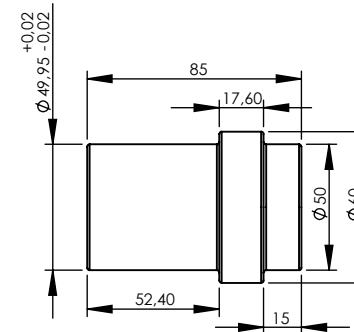
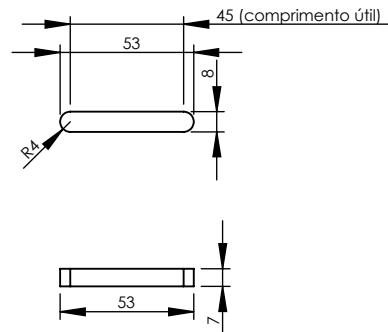
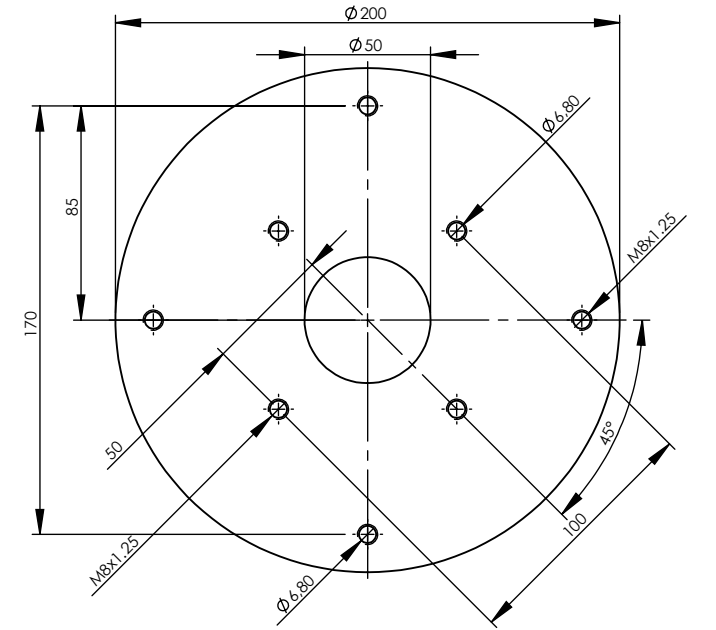
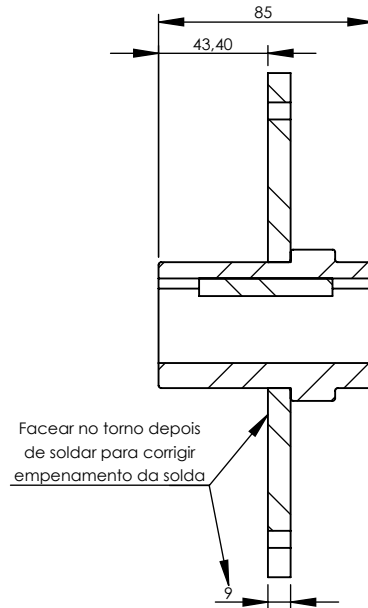
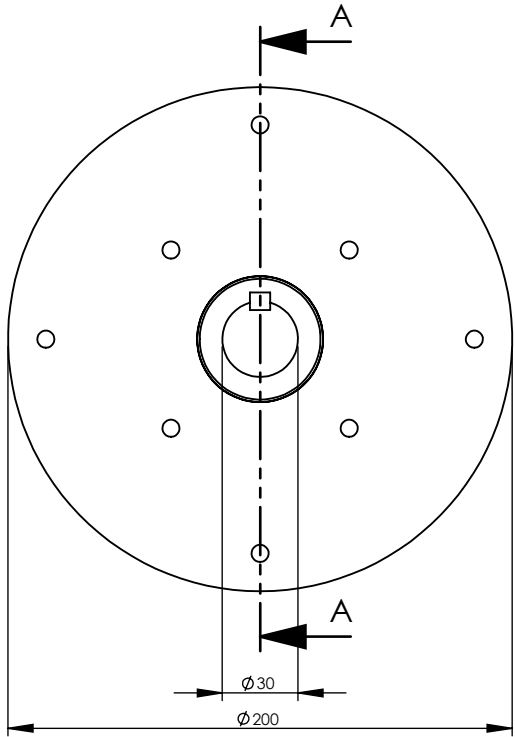


Projeto:	Dinamômetro	Título:	Disco condutor do freio magnético	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato	
Material:	Liga 6061	Processo:	Centro de usinagem (CNC)	Folha: A4
Peso:	5163.37	Dimensão:	Ø700	UTFPR
Descrição:	Chapa de Alumínio 5 mm	Espessura:	5	Escala: 1:5

Scalizze
Projetos

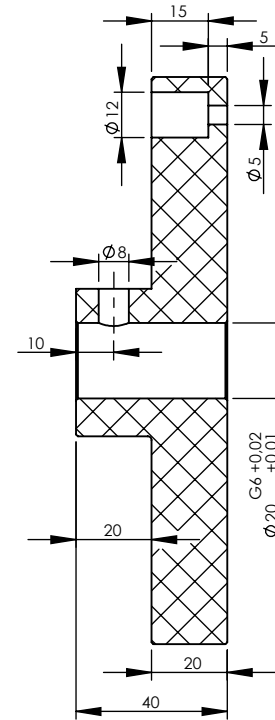
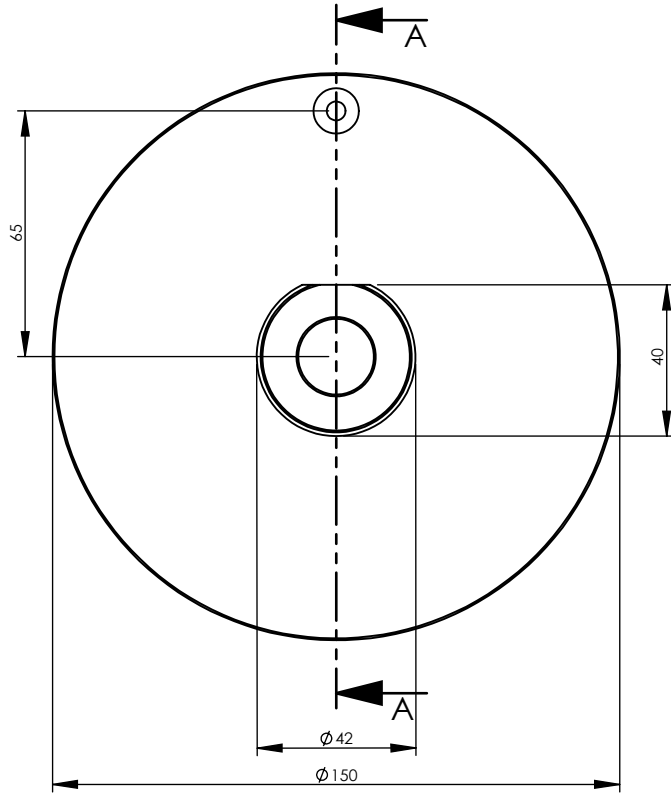
Lista de Materiais

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Cubo do disco	Barra redonda Ø2.1/2"	SAE 1020	-	85	Usinagem	1	941.94
2	Flange de fixação do disco	Chapa 3/8"	SAE 1020	9,53	Ø200	Centro de usinagem CNC	1	2073.41
3	Chaveta do disco	Barra de chaveta (perfil 8 x 7)	SAE 1020	-	53	Corte	1	22.69

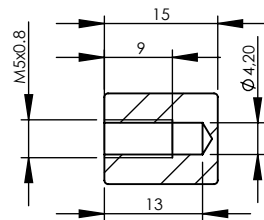
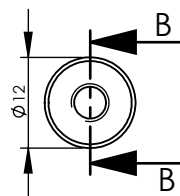
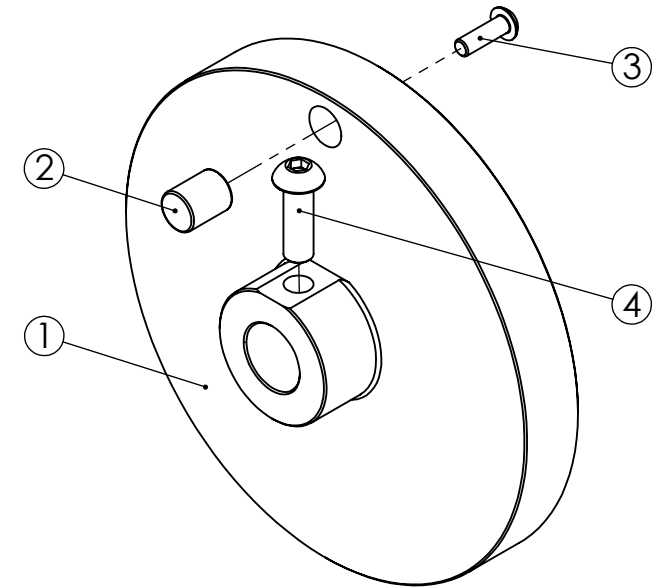


Projeto:	Dinamômetro	Título:	Cubo com flange do disco		
Projetista:	Alex Scalitze	Finalidade:	Pato a Jato		
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4
Peso:	3038.04	Dimensão:	-	UTFPR	
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala:	1:3

Lista de materiais								
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Polia de medição da rotação	Barra redonda PA (tipo 6) Ø150 mm	PA Tipo 6	-	40	Usinagem	1	407.06
2	Barra de medição da rotação	Barra redonda Ø1" (laminada a quente)	SAE 1020	-	15	Usinagem	1	11.90
3	Parafuso allen cabeça abaulada M5 x 16	-	-	-	-	Item comercial	1	-
4	Parafudo allen cabeça abaulada M8 x 25	-	-	-	-	Item comercial	1	-



SEÇÃO A-A



SEÇÃO B-B
ESCALA 1:1

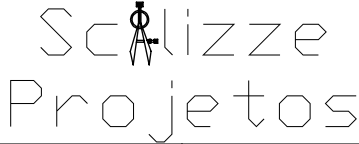
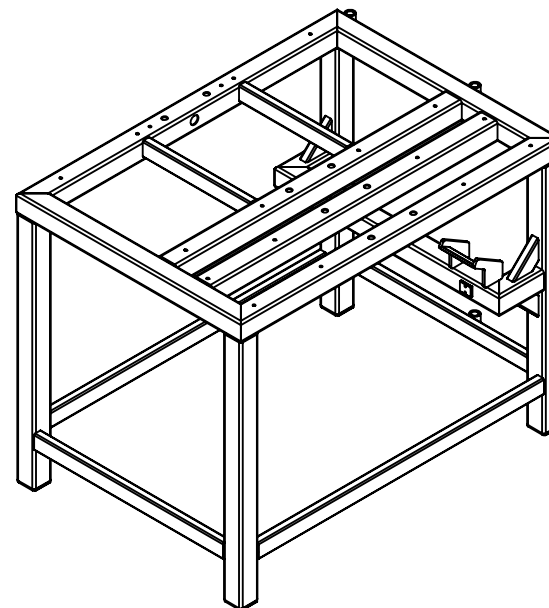
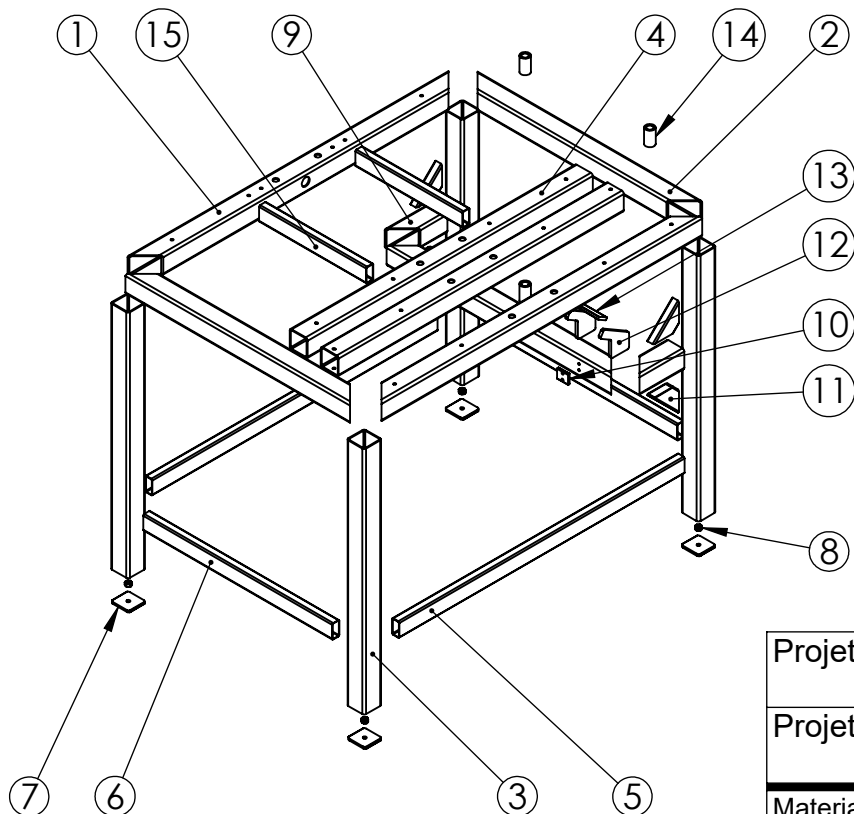

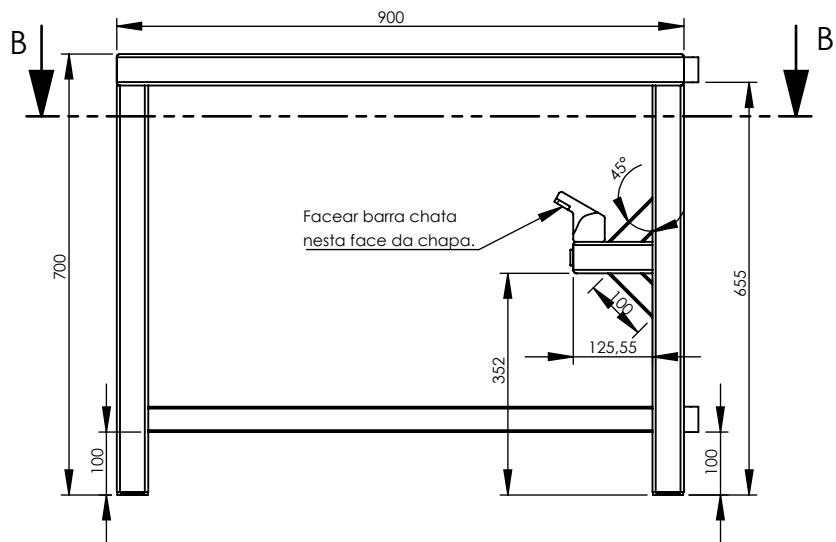
Projeto:	Dinamômetro	Título:	Polia de medição da rotação			
Projetista:	Alex Scalitze	Finalidade:	Pato a jato			
Material:	-	Processo:	Montagem		Folha:	A4
Peso:	421.07	Dimensão:	-		UTFPR	
Descrição:	-	Espessura:	-		Escala:	1:2

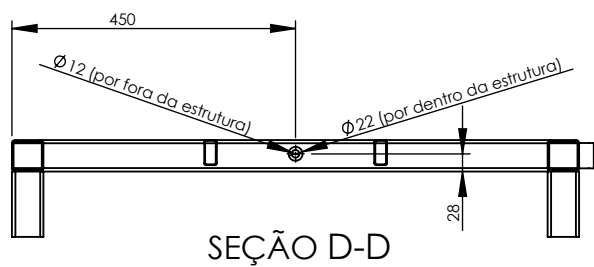
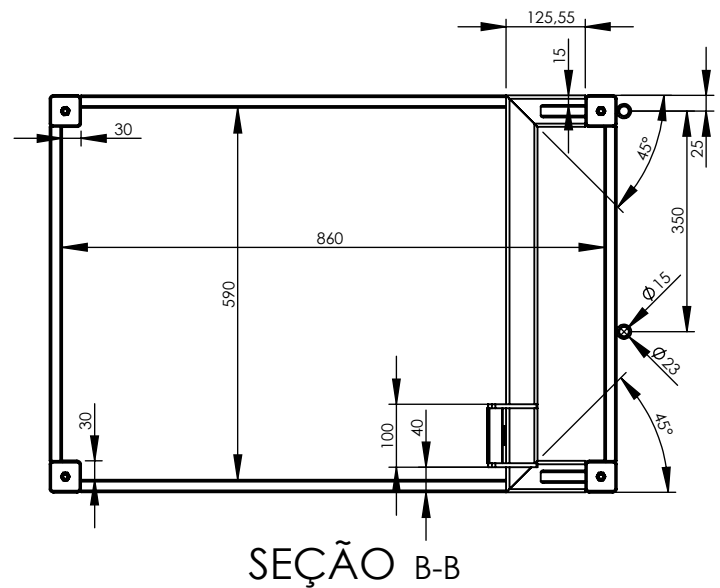
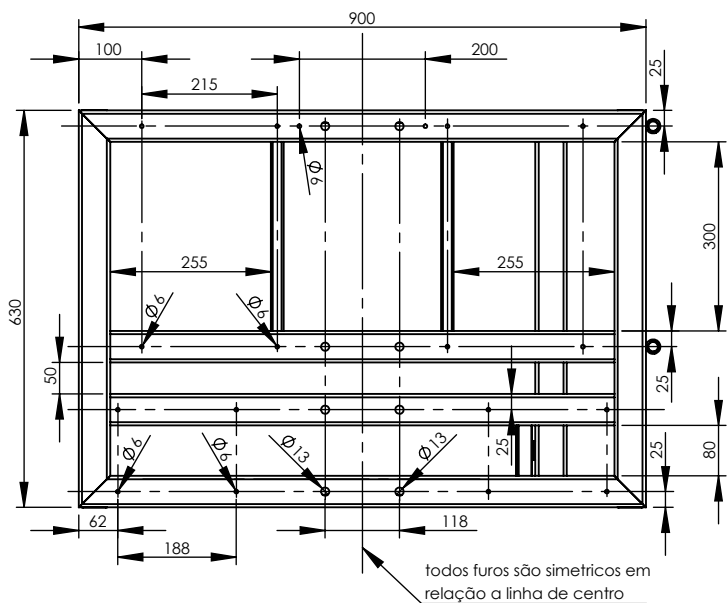
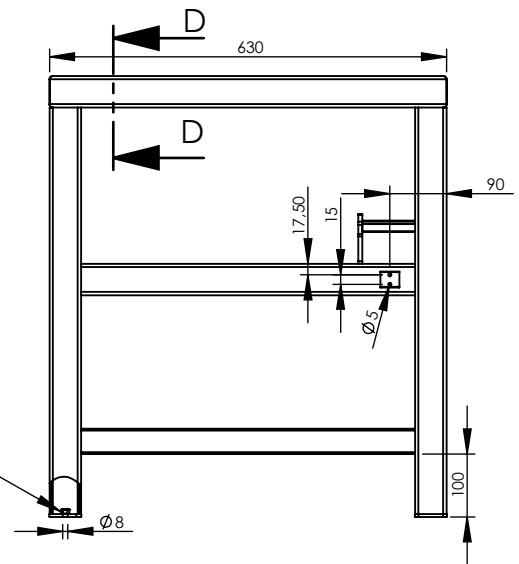
Tabela Montagem								
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Base lateral da estrutura do dinamômetro	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	900	Corte/furo	2	3248.93
2	Base central da estrutura do dinamômetro	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	630	Corte	3	2216.92
3	Pé de apoio da estrutura do dinamômetro	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	645	Corte	4	2465.33
4	Travessa da base da estrutura do dinamômetro	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	800	Corte	2	3057.78
5	Reforço lateral do pé de apoio da estrutura do dianamômetro	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	800	Corte	2	1044.10
6	Reforço central do pé de apoio da estrutura do dinamômetro	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	530	Corte	2	691.72
7	Tampa de tubo dos pés de apoio da estrutura	Barra Chata 2" x 3/16"	SAE 1020	4,76	48	Corte/furo	4	88.41
8	Porca sextavada 5/16" UNC	-	-	-	-	Item comercial	4	-
9	Apoio lateral da fixação do suporte do eletroímã	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	125,55	Corte	2	384.32
10	Chapa de apoio da célula de carga	Barra chata 1" x 3/16"	SAE 1020	4,76	30	Corte/furo	1	28.47
11	Reforço do apoio lateral da fixação do suporte do eletroímã	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	100	Corte	4	78.31
12	Base de apoio da barreira de segurança do suporte do eletroímã	Chapa 1/4"	SAE 1020	6,35	79 x 79	Corte plasma	2	164.94
13	Barreira de segurança do suporte do eletroímã	Barra Chata 1" x 1/4"	SAE 1020	6,35	87,30	Corte	1	110.64
14	Bucha de fixação da régua longitudinal de regulagem	Barra redonda Ø1" (laminada a quente)	SAE 1020	-	40	Usinagem	4	75.28
15	Apoio da chapa de proteção da estrutura	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	300	Corte	2	391.54



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Estrutura do dinamômetro	 Scalizze Projetos	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato		
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4
Peso:	35491.61	Dimensão:	-	UTFPR	
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala:	1:15



Soldar porca 5/16" na chapa (tampa de tubo) para fixar o pé nivelador.

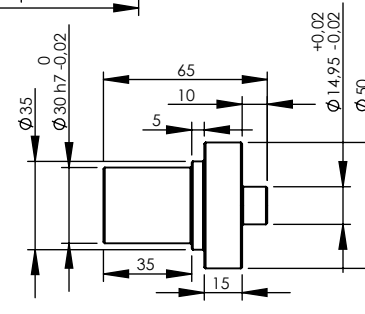
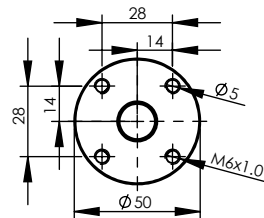
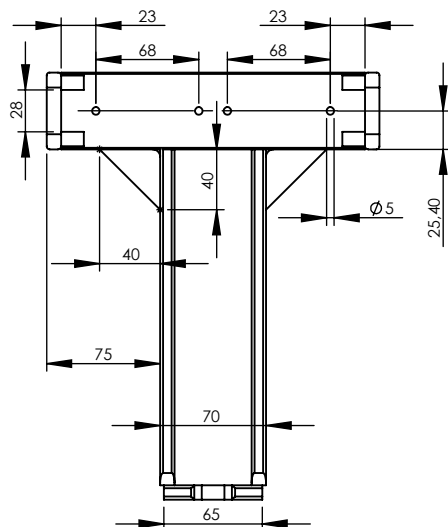
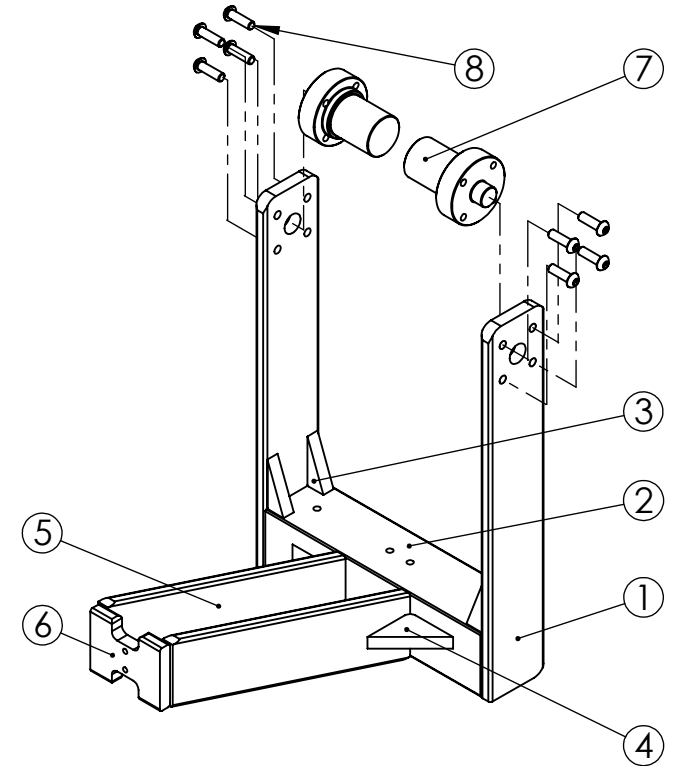
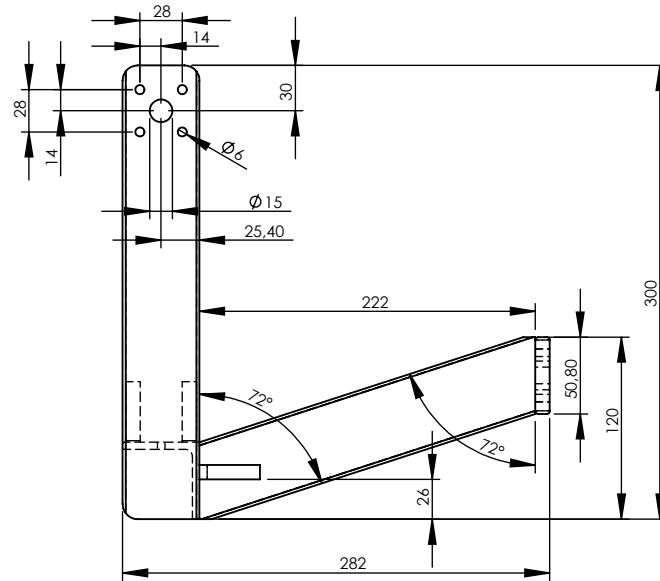
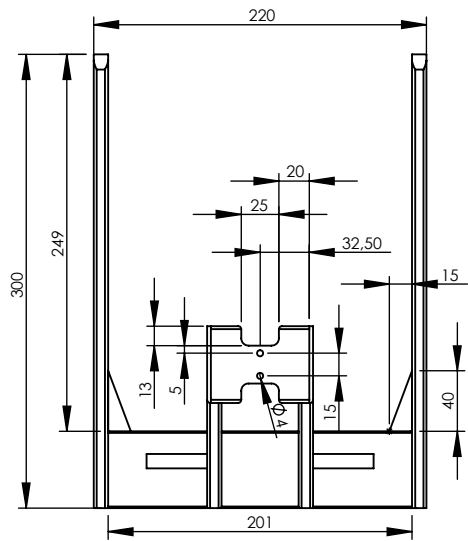


Projeto:	Dinamômetro	Título:	Estrutura do dinamômetro	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato	
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	
Peso:	35491.61	Dimensão:	-	
Descrição:	-	Espessura:	-	
			Folha:	A4
			UTFPR	
			Escala:	1:12

Scalizze
Projetos

Lista de materiais

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Braço de rotação do suporte do eletroímã	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	300	Corte/furos	2	380.12
2	Base de apoio dos núcleos do eletroímã	Cantoneira de alumínio 2" x 3/16"	Liga 6061	4,76	201	Corte/furos	1	252.35
3	Mão francesa da base de apoio dos núcleos do eletroímã	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	40 x 15	Corte	4	7.71
4	Mão francesa da haste de fixação da célula de carga	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	40 x 40	Corte	2	20.44
5	Haste de fixação da célula de carga	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	250	Corte	2	302.41
6	Base de fixação da célula de carga	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	65	Corte/fresa/furo	1	67.79
7	Eixo do suporte do eletroímã	Barra redonda Ø2" (laminada a quente)	SAE 1020	-	65	Usinagem	2	470.24
8	Parafuso allen cabeça abaulada M6 x 20	-	-	-	-	Item comercial	8	-

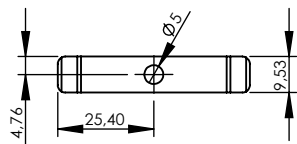
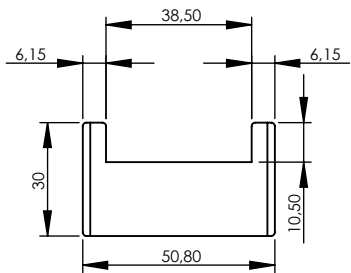
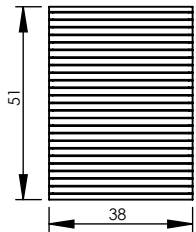
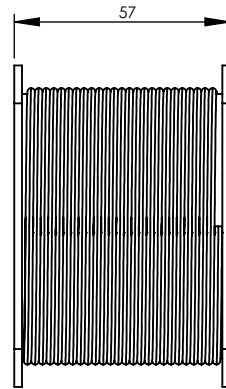
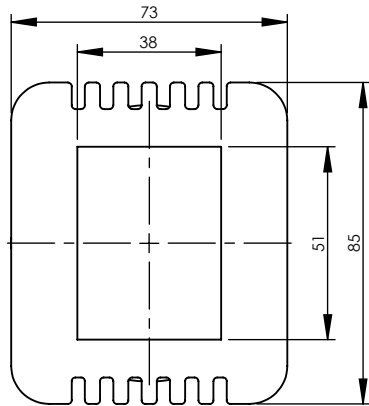
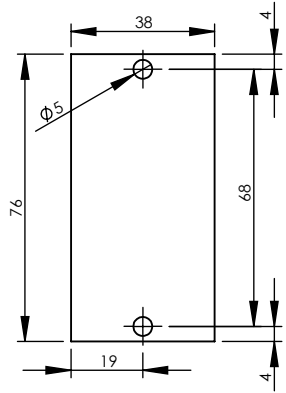


Projeto:	Dinamômetro	Título:	Suporte do eletroímã	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a jato	
Material:	-	Processo:	Soldagem(TIG)/montagem	Folha: A4
Peso:	2702.24	Dimensão:	-	UTFPR
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala: 1:5

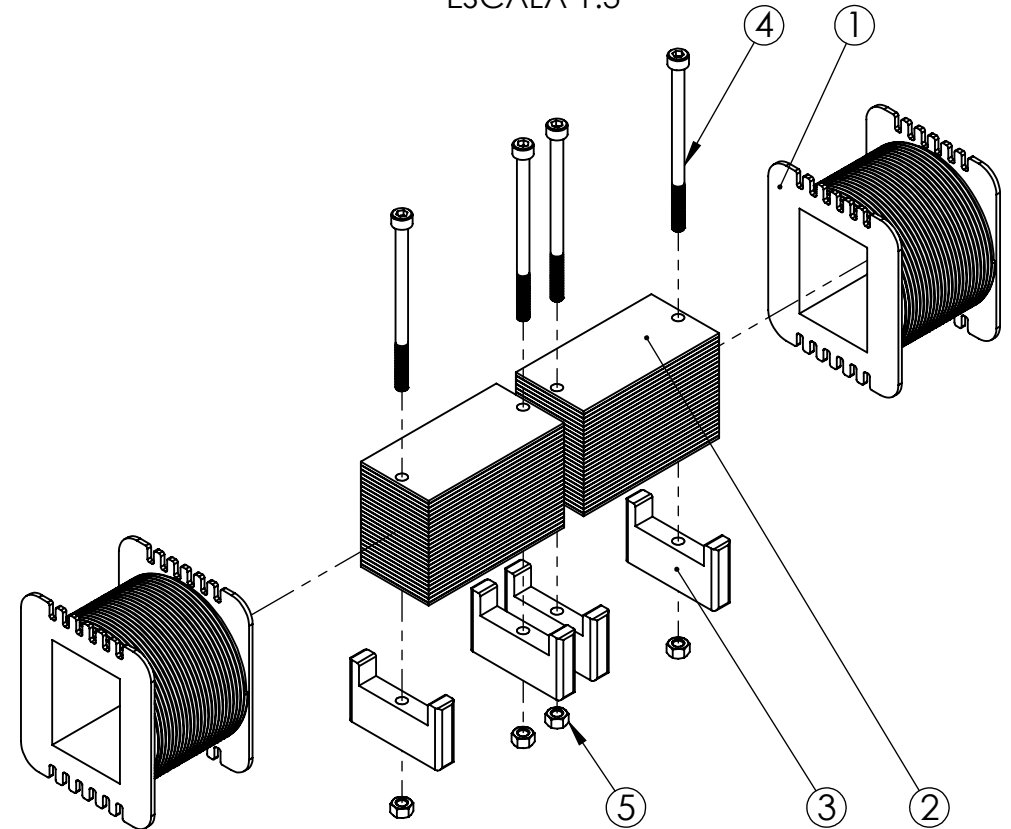
Scalizze
Projetos

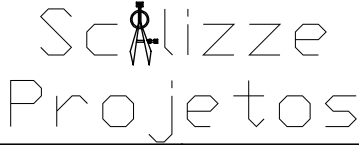
Lista de materiais

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Bobina do eletroímã	300 espiras (fio AWG 19)	-	-	-	Item comercial	2	-
2	Núcleo ferromagnético do eletroímã	-	-	-	76 x 51 x 38	Corte/furo	2	1138.91
3	Suporte de fixação do eletroímã	Barra chata de alumínio 2" x 3/8"	Liga 6061	9,53	30	Corte/fresa/furo	4	27.46
4	Parafuso allen cabeça cilíndrica M5 x 80	-	-	-	-	Item comercial	4	-
5	Porca M5	-	-	-	-	Item comercial	4	-



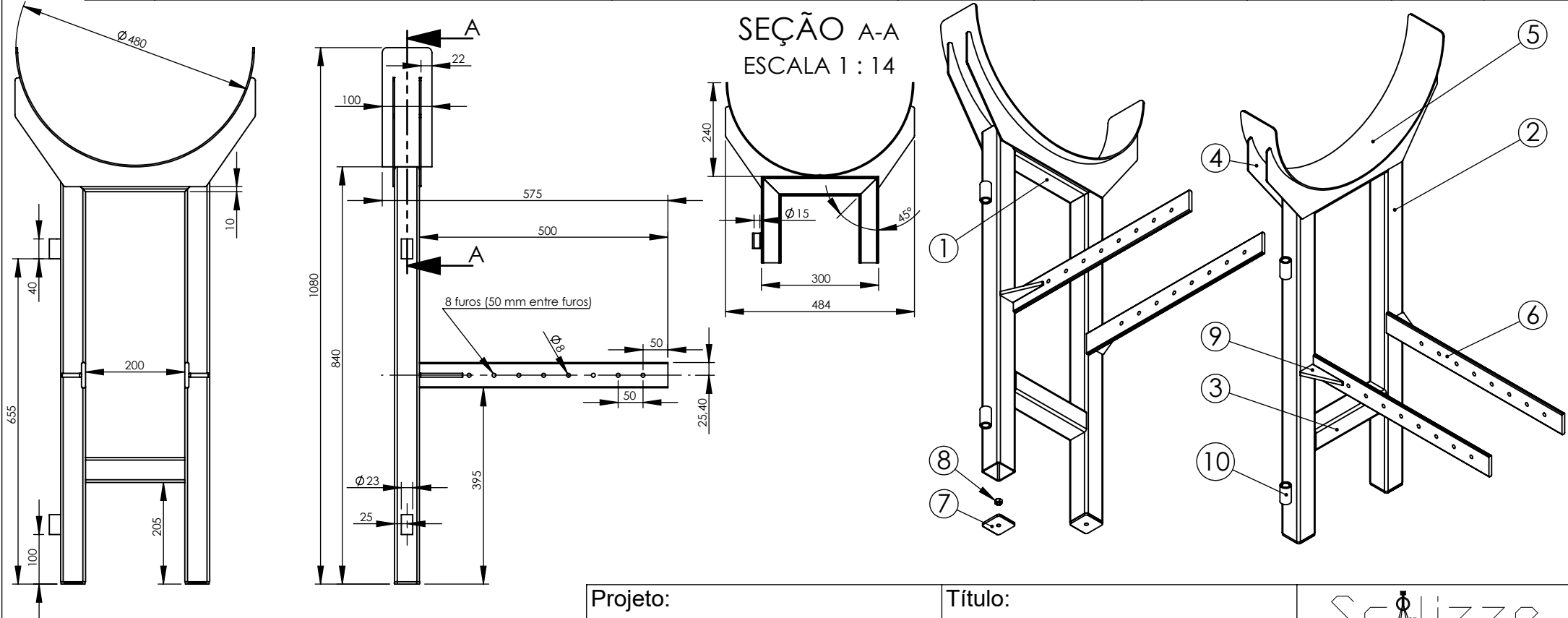
VISTA EXPLODIDA
ESCALA 1:3

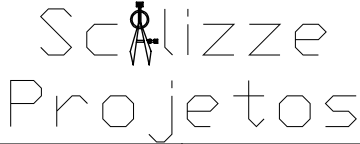


Projeto:	Dinamômetro	Título:	Eletroímã			
Projetista:	Alex Scalitze	Finalidade:	Pato a jato			
Material:	-	Processo:	Montagem	Folha:	A4	UTFPR
Peso:	2718.47	Dimensão:	-	Escala: 1:2		
Descrição:	-	Espessura:	-			

Lista de Materiais

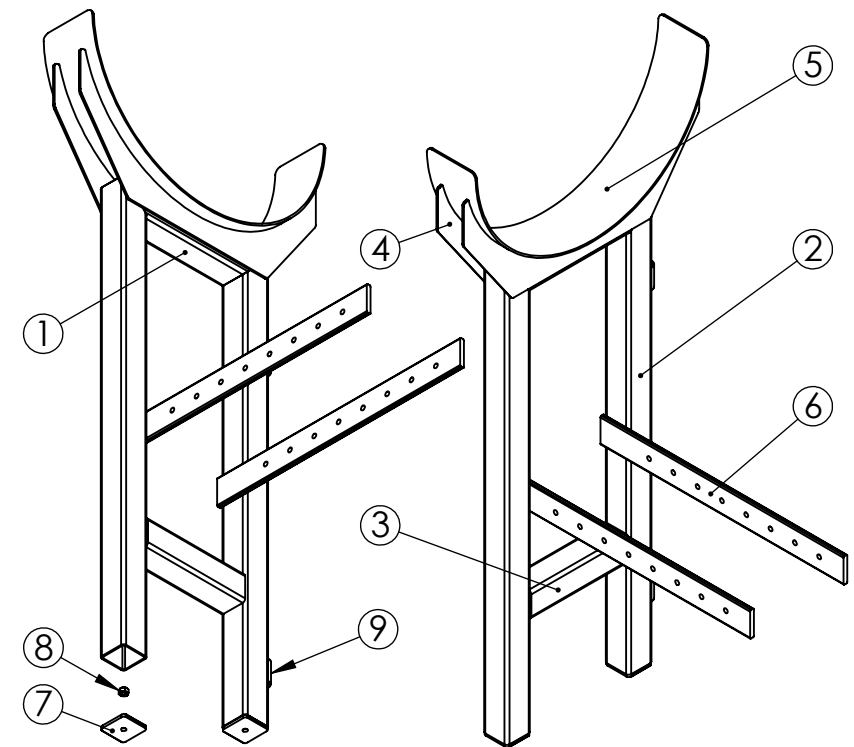
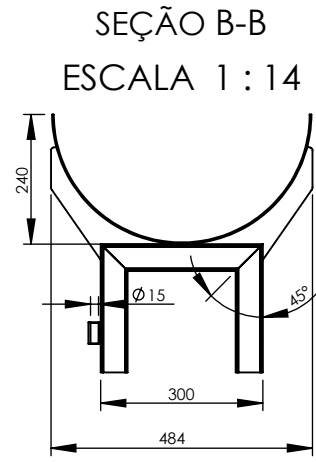
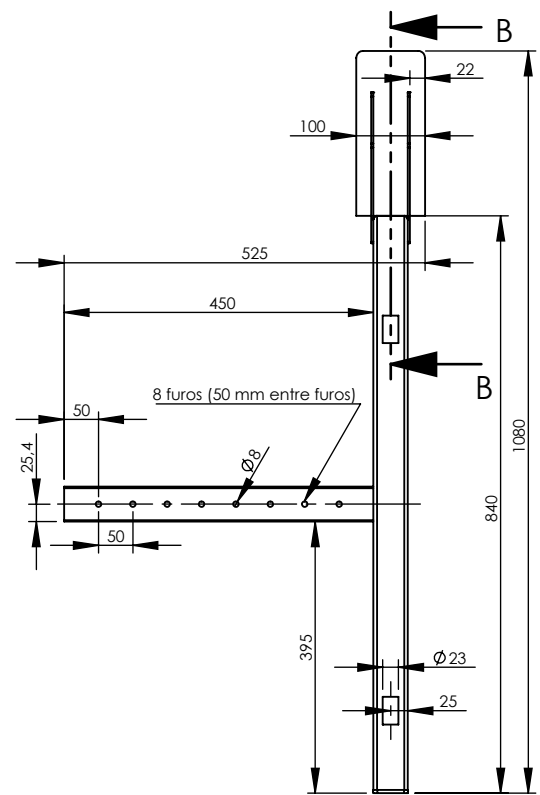
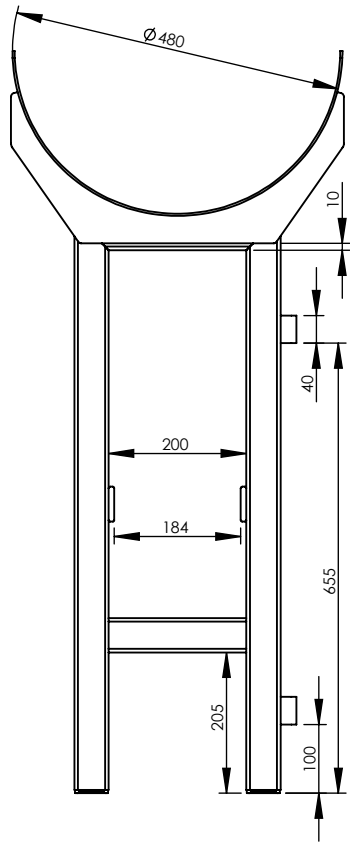
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Base de apoio do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	300	Corte	1	955.57
2	Coluna do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	835	Corte	2	3096.04
3	Trava da coluna do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	200	Corte	1	764.44
4	Reforço do suporte da roda dianteira	Chapa 1/8"	SAE 1020	3,18	484 x 220	Corte plasma	2	761.62
5	Travamento roda dianteira	Chapa 1/8"	SAE 1020	3,18	100 x 755	Calandra	1	1876.51
6	Régua de regulagem lateral do suporte das rodas dianteiras	Barra chata 2" x 5/16"	SAE 1020	7,94	500	Corte/furos	2	1553.96
7	Tampa de tubo dos pés de apoio da estrutura	Barra Chata 2" x 3/16"	SAE 1020	4,76	48	Corte/furo	2	88.41
8	Porca sextavada 5/16" UNC	-	-	-	-	Item comercial	2	-
9	Mão francesa da régua de regulagem	Barra chata 2" x 5/16"	SAE 1020	7,94	87 x 40	Corte	2	116.94
10	Bucha de fixação da régua longitudinal de regulagem	Barra redonda Ø1" (laminada a quente)	SAE 1020	-	40	Usinagem	2	75.28



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Suporte da roda dianteira esquerda			
Projetista:	Alex Scalitze	Finalidade:	Pato a Jato			
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4	UTFPR
Peso:	14982.50	Dimensão:	-	Escala: 1:11		
Descrição:	-	Espessura:	-			

Lista de Materiais

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Base de apoio do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	300	Corte	1	955.57
2	Coluna do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	835	Corte	2	3096.04
3	Trava da coluna do suporte da roda dianteira	Tubo quadrado 50 x 50	SAE 1020	2,65	200	Corte	1	764.44
4	Reforço do suporte da roda dianteira	Chapa 1/8"	SAE 1020	3,18	484 x 220	Corte plasma	2	761.62
5	Travamento roda dianteira	Chapa 1/8"	SAE 1020	3,18	100 x 755	Calandra	1	1876.51
6	Régua de regulagem lateral do suporte das rodas dianteiras	Barra chata 2" x 5/16"	SAE 1020	7,94	500	Corte/furos	2	1553.96
7	Tampa de tubo dos pés de apoio da estrutura	Barra Chata 2" x 3/16"	SAE 1020	4,76	48	Corte/furo	2	88.41
8	Porca sextavada 5/16" UNC	-	-	-	-	Item comercial	2	-
9	Bucha de fixação da régua longitudinal de regulagem	Barra redonda Ø1" (laminada a quente)	SAE 1020	-	40	Usinagem	2	75.28



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Suporte da roda dianteira direita	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato	
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha: A4
Peso:	14748.61	Dimensão:	-	UTFPR
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala: 1:11

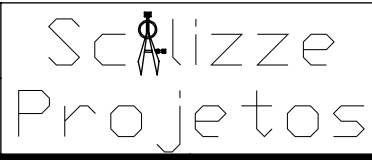
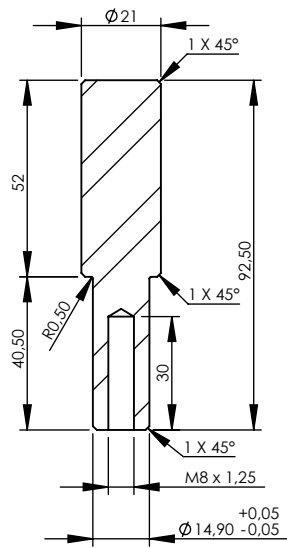
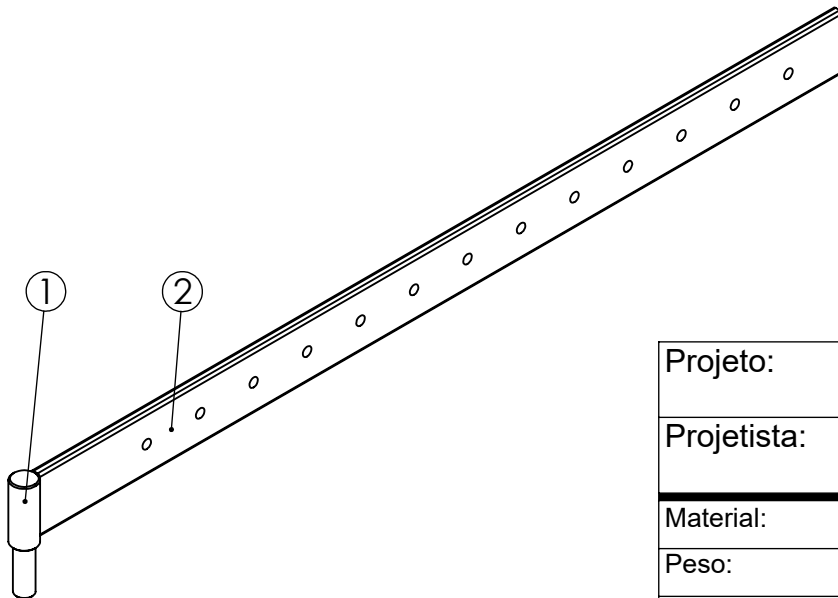
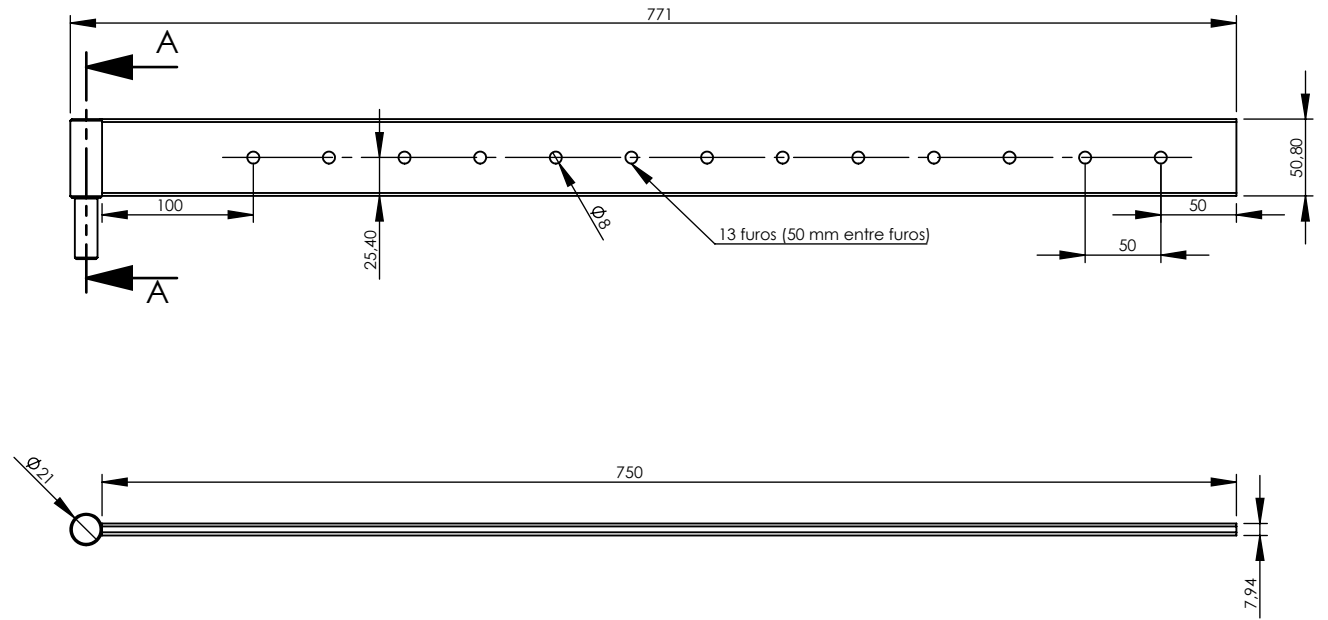


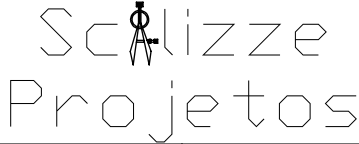
Tabela Montagem

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Eixo da régua de regulação longitudinal	Barra redonda Ø1" (laminada a quente)	SAE 1020	-	92,50	Usinagem	1	188.61
2	Régua de regulação longitudinal	Barra chata 2" x 5/16"	SAE 1020	7,94	750	Corte/furo	1	2327.79



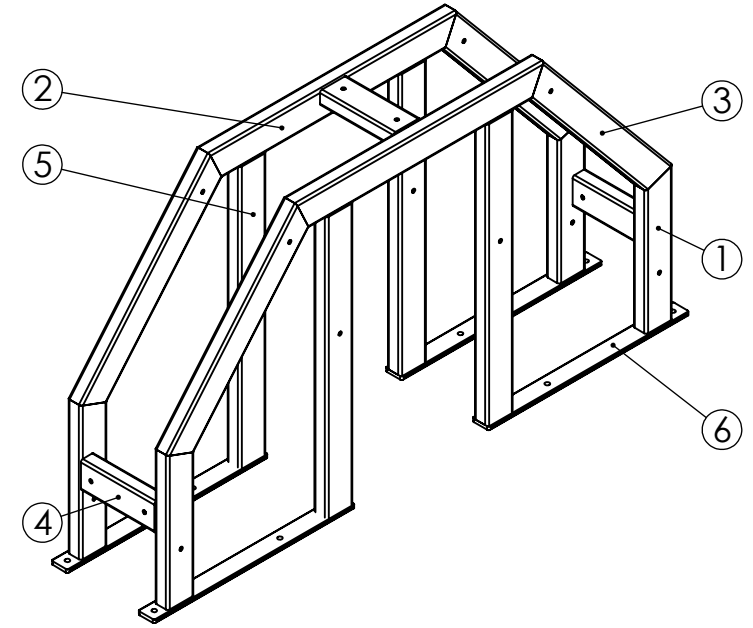
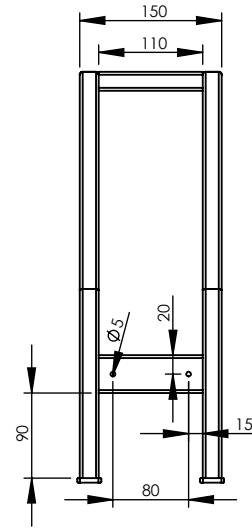
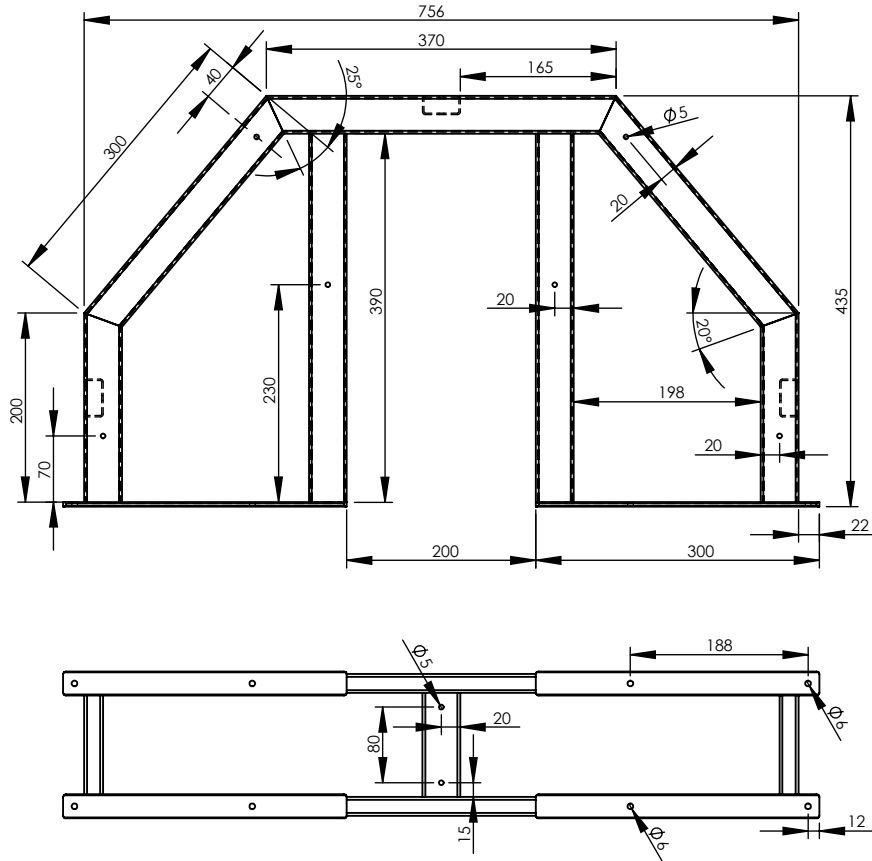
SEÇÃO A-A
ESCALA 1 : 2




Projeto:	Dinamômetro	Título:	Régua de regulação longitudinal		
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato		
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4
Peso:	2516.40	Dimensão:	-	UTFPR	
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala:	1:5

Lista de Materiais

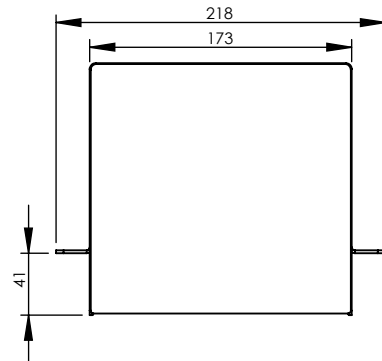
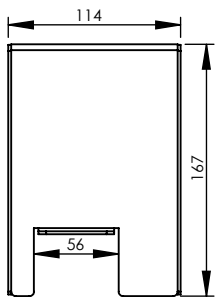
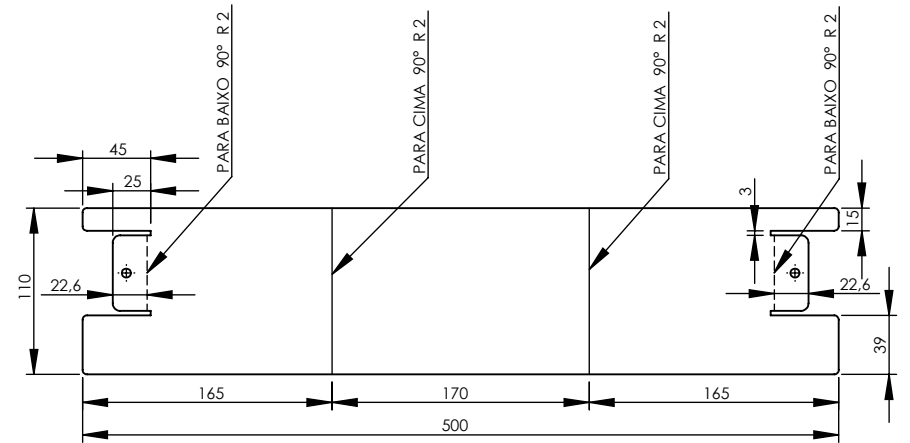
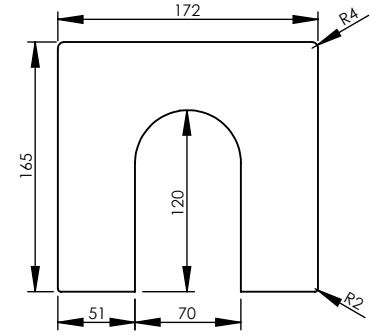
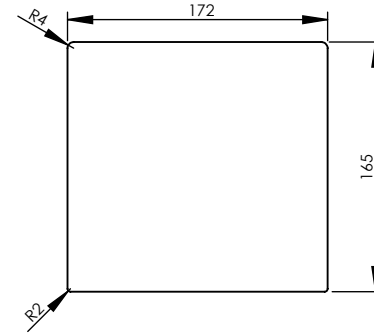
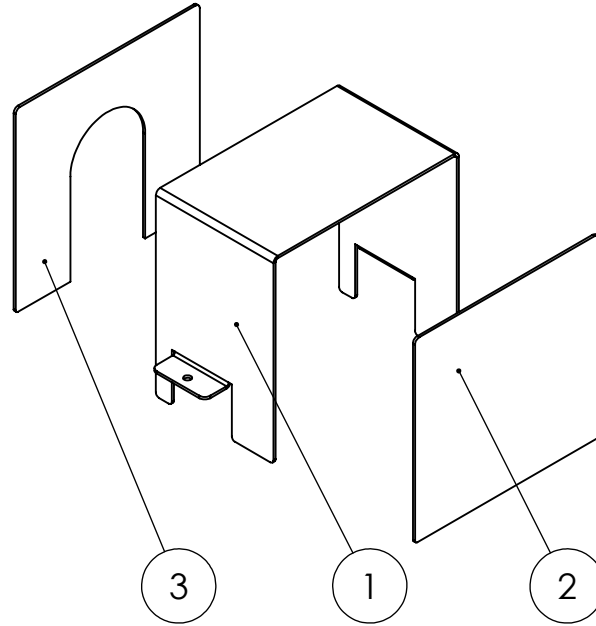
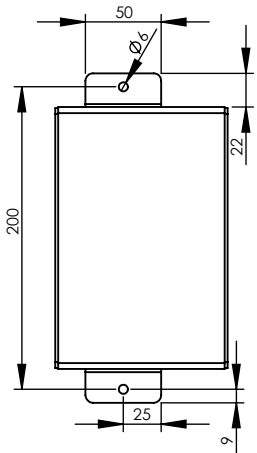
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Tubo inferior da estrutura de proteção do disco	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	200	Corte/furo	4	251.52
2	Tubo superior da estrutura de proteção do disco	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	370	Corte	2	458.54
3	Tubo intermediário da estrutura de proteção do disco	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	300	Corte/furo	4	369.86
4	Tubo de ligação da estrutura de proteção do disco	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	110	Corte/furo	3	142.63
5	Tubo central da estrutura de proteção do disco	Tubo retangular 40 x 20	SAE 1020	1,50	390	Corte/furo	4	509.00
6	Base de fixação da estrutura de proteção do disco	Barra chata 1" x 3/16"	SAE 1020	4,76	300	Corte/furo	4	282.26



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Estrutura de proteção do disco	 Scalizze Projetos	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato		
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	Folha:	A4
Peso:	6989.94	Dimensão:	-	UTFPR	
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala:	1:8

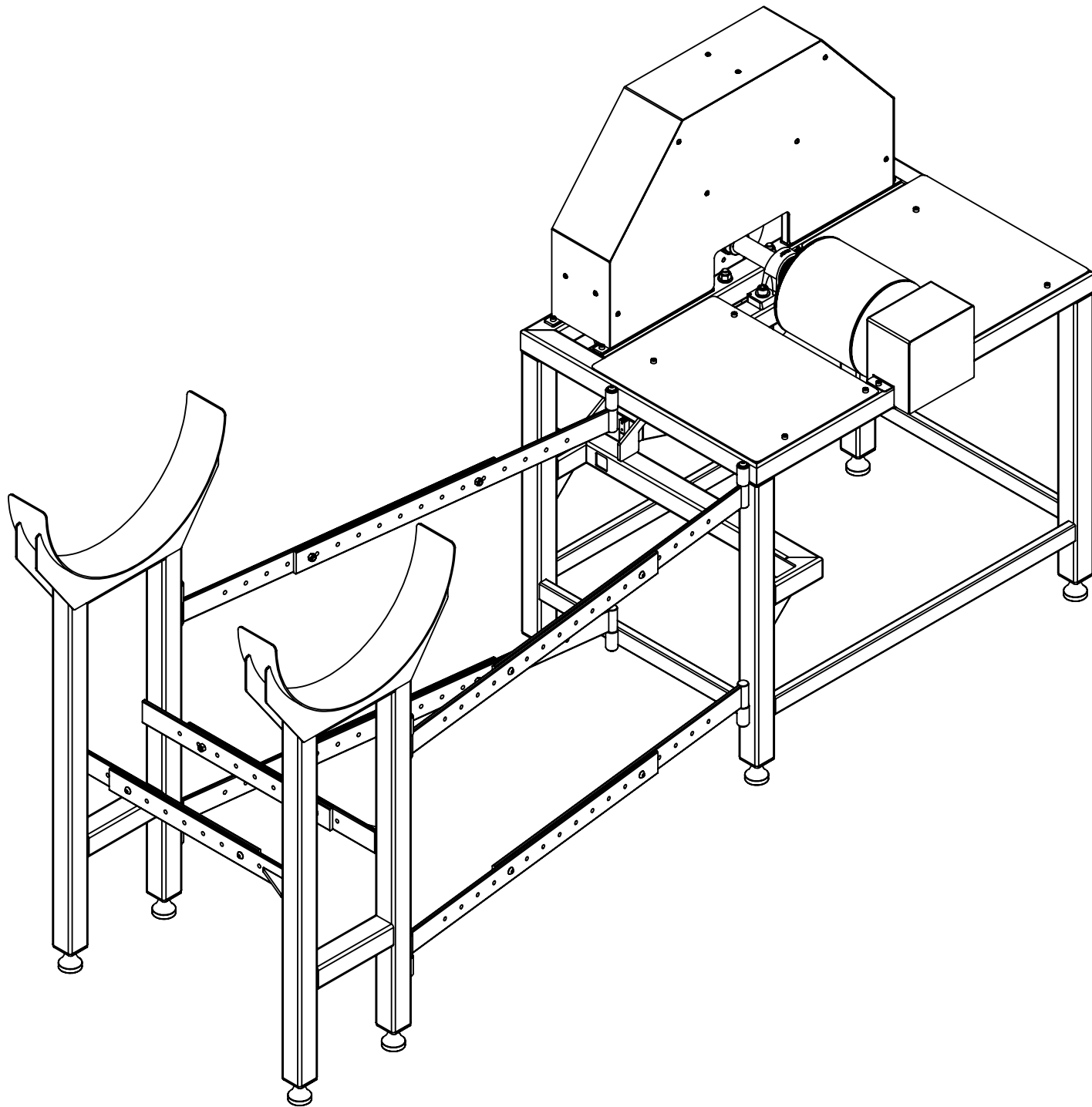
Lista de Materiais

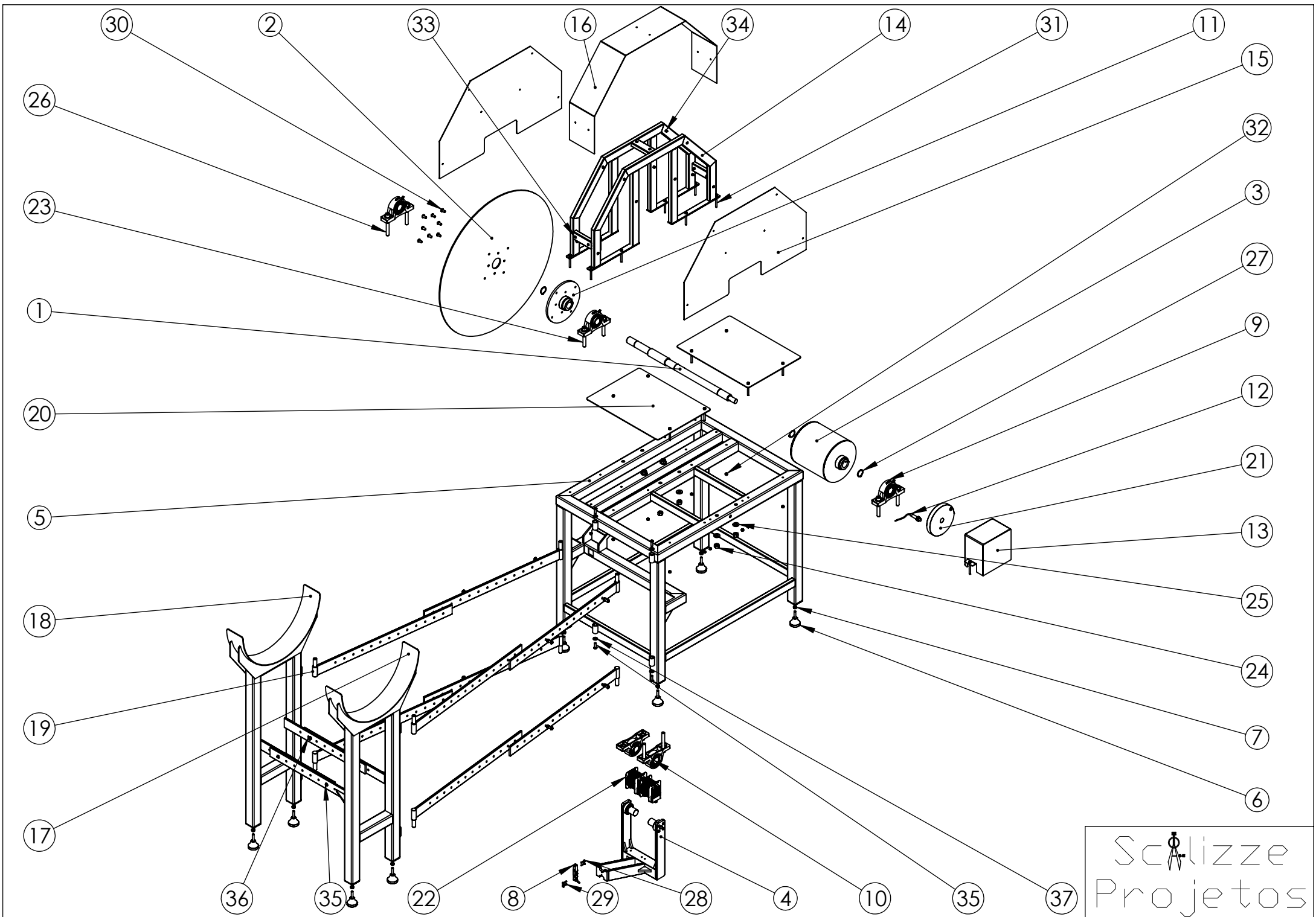
ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Carcaça da proteção da polia	Chapa 2 mm	SAE 1020	2	500 x 110	Plasma/furo/dobra	1	827.39
2	Tampa frontal da proteção da polia	Chapa 2 mm	SAE 1020	2	172 x 165	Corte plasma	1	448.27
3	Tampa traseira da proteção da polia	Chapa 2 mm	SAE 1020	2	172 x 165	Corte plasma	1	323.86



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Proteção da polia	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a Jato	
Material:	SAE 1020	Processo:	Soldagem (MIG)	
Peso:	1599.52	Dimensão:	-	
Descrição:	-	Espessura:	-	
		Folha:	A4	UTFPR
		Escala:	1:5	

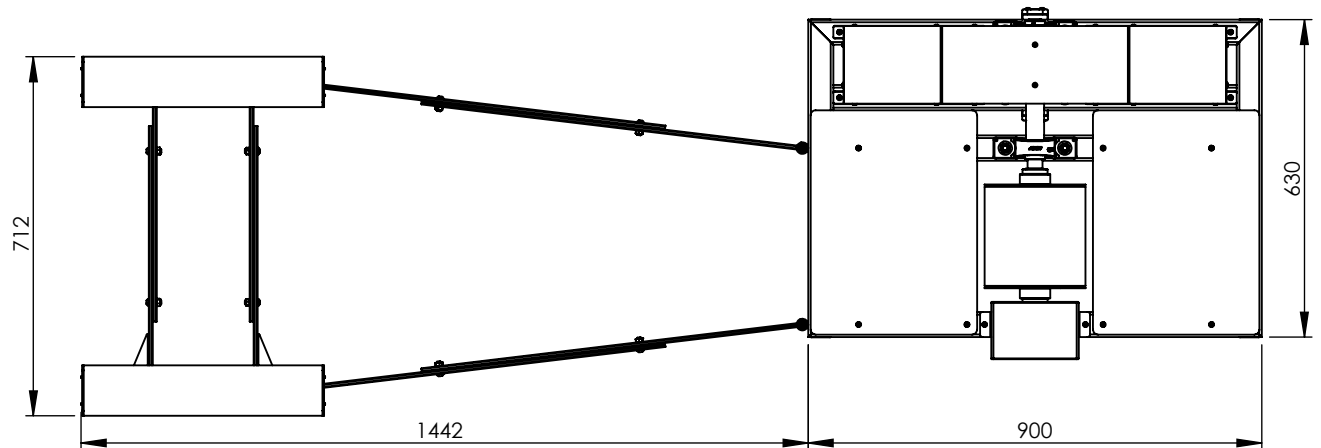
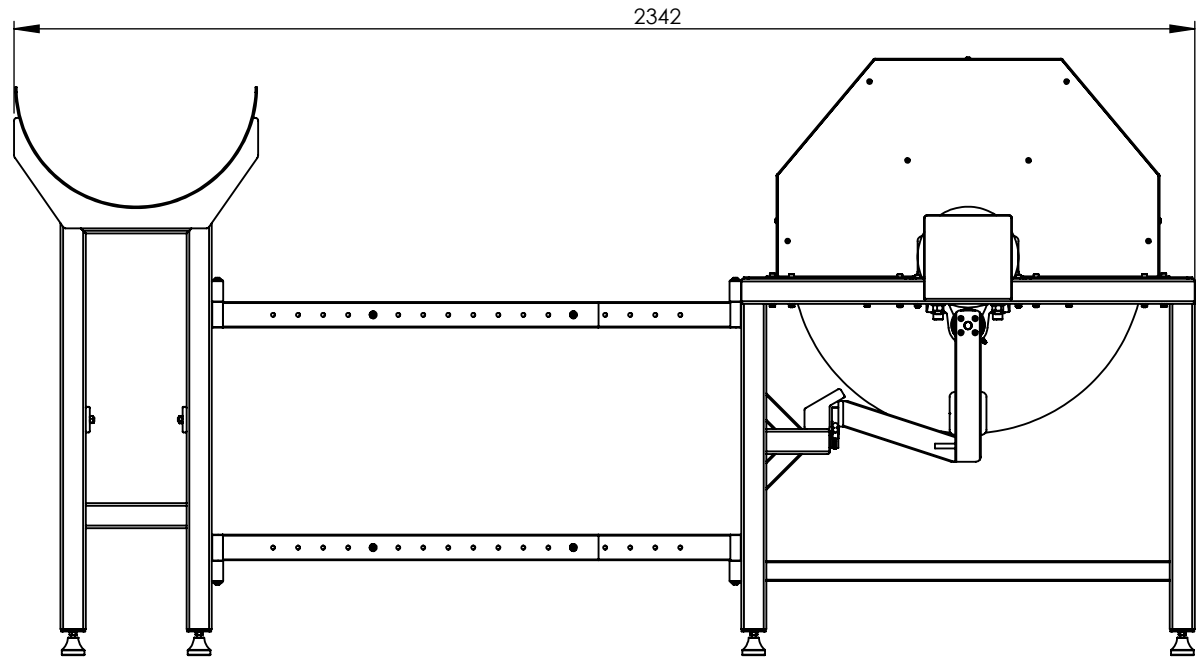
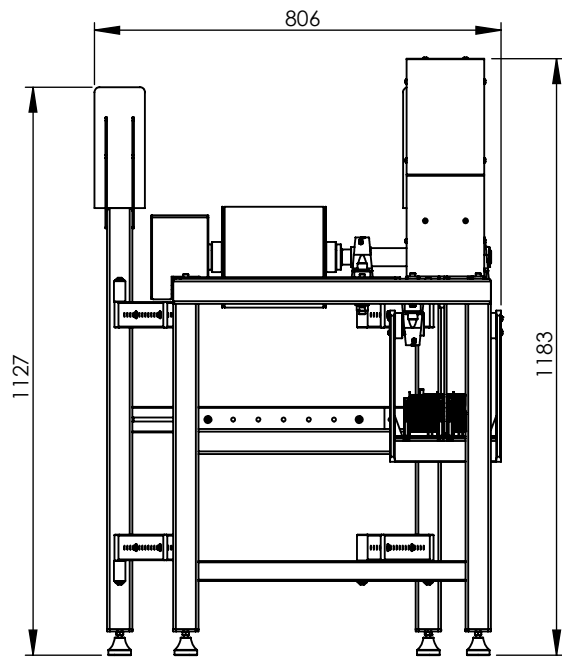






Lista de materiais

ITEM	Título	Descrição	Material	Espessura	Dimensão	Processo	Quantidade	Peso
1	Eixo do dinamômetro	Barra redonda Ø2" (laminada a quente)	SAE 1020	-	665	Usinagem	1	3809,66
2	Disco condutor do freio magnético	Chapa de Alumínio 5 mm	Liga 6061	5	Ø700	Centro de usinagem (CNC)	1	5163,37
3	Rolo do dinamômetro	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	7949,78
4	Suporte do eletroímã	-	-	-	-	Soldagem(TIG)/montagem	1	2702,24
5	Estrutura do dinamômetro	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	35491,61
6	Pé vibra stop 5/16"	-	-	-	-	Item comercial	8	-
7	Porca sextavada 5/16" UNC	-	-	-	-	Item comercial	8	-
8	Célula de carga 10kg (modelo yzc133)	-	-	-	-	Item comercial	1	-
9	Mancal tipo Y - SKF (SYJ 506)	-	-	-	-	Item comercial	5	-
10	Rolamento tipo Y - SKF (YAR 206 - 2F)	-	-	-	-	Item comercial	5	-
11	Cubo com flange do disco	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	3038,04
12	Sensor indutivo	-	-	-	-	Item comercial	1	-
13	Proteção da polia	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	1599,52
14	Estrutura de proteção do disco	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	6989,94
15	Tampa de proteção do disco	Chapa 2 mm	SAE 1020	2	756 x 430	Plasma/furos	2	4176,92
16	Tampa dobrada de proteção do disco	Chapa 2 mm	SAE 1020	2	1373 x 154	Plasma/dobras/furos	1	3338,39
17	Suporte da roda dianteira esquerda	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	14982,50
18	Suporte da roda dianteira direita	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	1	14748,61
19	Régua de regulagem longitudinal	-	SAE 1020	-	-	Soldagem (MIG)	8	2516,40
20	Tampa de proteção da estrutura	Chapa 1/8"	SAE 1020	3,18	445 x 330	Plasma/furos	2	3678,38
21	Polia de medição da rotação	-	-	-	-	Montagem	1	422,29
22	Eletroímã	-	-	-	-	Montagem	1	2713,76
23	Parafuso allen cabeça cilíndrica 1/2" (UNC) x 3.1/2"	-	-	-	-	Item comercial	6	-
24	Porca 1/2" (UNC)	-	-	-	-	Item comercial	8	-
25	Arruela 1/2"	-	-	-	-	Item comercial	16	-
26	Parafuso allen cabeça cilíndrica 1/2" (UNC) x 4"	-	-	-	-	Item comercial	2	-
27	Anél de retenção externo (para eixo Ø30 mm)	-	-	-	-	Item comercial	3	-
28	Parafuso allen cabeça abaulada M4 x 20	-	-	-	-	Item comercial	2	-
29	Parafuso allen cabeça abaulada M5 x 20	-	-	-	-	Item comercial	2	-
30	Parafuso allen cabeça abaulada M8 x 16	-	-	-	-	Item comercial	8	-
31	Parafuso allen cabeça cilíndrica M6 x 60	-	-	-	-	Item comercial	18	-
32	Porca M6	-	-	-	-	Item comercial	18	-
33	Parafuso allen cabeça abaulada M5 x 30	-	-	-	-	Item comercial	18	-
34	Porca M5	-	-	-	-	Item comercial	18	-
35	Parafudo allen cabeça abaulada M8 x 25	-	-	-	-	Item comercial	20	-
36	Porca M8	-	-	-	-	Item comercial	12	-
37	Arruela M8	-	-	-	-	Item comercial	8	-



Projeto:	Dinamômetro	Título:	Dinamômetro veicular de rolo	
Projetista:	Alex Scalizze	Finalidade:	Pato a jato	
Material:	-	Processo:	Montagem	Folha: A4
Peso:	323042,25	Dimensão:	-	UTFPR
Descrição:	-	Espessura:	-	Escala: 1:18

Scalizze
Projetos

