

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA  
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE  
ENGENHARIA AUTOMOTIVA

MAYARA CALDEIRA CIRINO SILVA

PROJETO DE INTEGRAÇÃO DE MOTOR BLDC EM PROTÓTIPO VEICULAR

Joinville  
2024

MAYARA CALDEIRA CIRINO SILVA

PROJETO DE INTEGRAÇÃO DE MOTOR BLDC EM PROTÓTIPO VEICULAR

Trabalho apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Automotiva, no Centro Tecnológico de Joinville, da Universidade Federal de Santa Catarina.

Orientador(a): Dr. Dalton Luiz Rech Vidor

Joinville  
2024

## AGRADECIMENTOS

Meu sonho sempre foi viver plenamente e aproveitar tudo o que a vida e o tempo limitado nesta terra têm a oferecer. Quando descobri a engenharia, soube que era isso o que eu queria: aprender, construir e transformar. Esse sonho se tornou um plano que, após anos de esforço e dedicação, finalmente se concretizou.

As dificuldades ao longo do caminho foram muitas, e, embora eu pudesse dizer que ninguém imagina o que enfrentei, sei que há pessoas que não apenas imaginam, mas que viveram essas mesmas batalhas ao meu lado e é a elas que agradeço neste trabalho. Teimosa como sou, provavelmente teria concluído a graduação sozinha, mas a verdade é que, embora a engenharia tenha sido o meu sonho, foram essas pessoas que fizeram tudo valer a pena. Cada risada, cada lágrima, cada grito, cada desabafo, cada abraço. É por essas conexões e momentos que eu vivo e espero continuar vivendo. Obrigada a todos que fizeram parte disso.

Primeiramente, agradeço aos meus amigos de Sorocaba, a cidade onde cresci e vivi até decidir me mudar 500 km de distância para estudar. Erika e Isa, obrigada por estarem sempre ao meu lado, mesmo de tão longe.

Às amigadas que construí durante a graduação, sou eternamente grata. Especialmente a Ana e Mel, que já me fazem falta no dia a dia; a Emilly e Malu, pela companhia em chamadas durante os momentos mais desafiadores deste trabalho; e à André, pelo apoio constante.

Por fim, e mais importante, agradeço aos meus pais, Maurícia e Julio, por absolutamente tudo. Por me criarem, por me apoiarem e por permitirem que eu sonhasse e transformasse esses sonhos em realidade. Sem vocês, nada disso seria possível.

## RESUMO

O presente trabalho apresenta o projeto de integração de um motor Brushless Direct Current (BLDC) em um protótipo veicular destinado a competições de eficiência energética. O motor proposto, desenvolvido internamente na universidade, foi projetado para oferecer maior adaptação ao protótipo, além de proporcionar um desempenho superior em termos de eficiência e competitividade. O estudo abrange o dimensionamento e a modelagem do eixo necessário para o funcionamento do motor, bem como o escaneamento do rotor e de seu suporte, e a modelagem das estruturas de suporte para o estator e o rotor. O valor máximo de esforço interno foi de 257 N e momento fletor máximo de 16 N.m. O diâmetro mínimo obtido para o eixo foi de 12,3 mm através do critério de falha de Von Mises com valor final de 15 mm limitado pelo valor do padrão industrial de diâmetro interno de rolamento.

**Palavra-chave:** Motor BLDC. Eficiência. Sustentabilidade.



## ABSTRACT

The present work presents the integration design of a Brushless Direct Current (BLDC) motor in a vehicle prototype aimed at energy efficiency competitions. The proposed motor, developed internally at the university, was designed to offer greater adaptability to the prototype while providing superior performance in terms of efficiency and competitiveness. The study includes the sizing and modeling of the shaft required for the motor's operation, as well as the scanning of the rotor and its support, and the modeling of support structures for the stator and rotor. The maximum internal load value was 257 N, and the maximum bending moment was 16 N·m. The minimum diameter obtained for the shaft was 15 mm, constrained by the industrial bearing standard with an inner diameter of 15 mm.

**Keywords:** BLDC Motor. Efficiency. Sustainability.

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Equipe de competição Eficem. . . . .	10
Figura 2 – Venda de veículos leves eletrificados. . . . .	13
Figura 3 – Concepção do protótipo veicular objeto deste trabalho. . . . .	14
Figura 4 – Ilustração de Motor BLDC. . . . .	15
Figura 5 – Ilustração de Motor CC convencional. . . . .	16
Figura 6 – Motor atual. . . . .	17
Figura 7 – Motor proposto. . . . .	18
Figura 8 – Motor atual desmontado. . . . .	19
Figura 9 – Zoom no fio do motor atual. . . . .	20
Figura 10 – Estator do motor proposto. . . . .	20
Figura 11 – Fio do motor proposto. . . . .	21
Figura 12 – Rotor do motor proposto (vista externa) com seu suporte original. . . . .	22
Figura 13 – Rotor do motor proposto (vista interna) com seu suporte original. . . . .	23
Figura 14 – Rotor do motor proposto (vista externa). . . . .	24
Figura 15 – Rotor do motor proposto (vista interna). . . . .	24
Figura 16 – Suporte original do rotor (vista interna). . . . .	25
Figura 17 – Suporte original do rotor (vista externa). . . . .	25
Figura 18 – Diagrama de corpo livre. . . . .	26
Figura 19 – Diagrama de esforço cortante. . . . .	28
Figura 20 – Diagrama de momento fletor. . . . .	29
Figura 21 – Pontos para cálculo de tensões. . . . .	30
Figura 22 – Seção traseira do protótipo. . . . .	36
Figura 23 – Diagrama de esforço cortante. . . . .	37
Figura 24 – Diagrama de momento fletor. . . . .	37
Figura 25 – Característica do rolamento. . . . .	38
Figura 26 – Mancal de suporte. . . . .	39
Figura 27 – Modelagem do eixo (vista isométrica superior). . . . .	40
Figura 28 – Modelagem do eixo (vista isométrica inferior). . . . .	40
Figura 29 – Imagem escaneada do rotor. . . . .	41
Figura 30 – Malha do suporte do rotor original. . . . .	42
Figura 31 – Modelagem do suporte do rotor. . . . .	43
Figura 32 – Modelagem do suporte do estator. . . . .	44
Figura 33 – Vista frontal da montagem. . . . .	45
Figura 34 – Vista isométrica da montagem. . . . .	45
Figura 35 – Vista lateral da montagem. . . . .	46
Figura 36 – Vista explodida da montagem. . . . .	46

## LISTA DE QUADROS

Quadro 1 – Comparação entre o motor atual e o motor proposto. . . . .	19
---	----

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Valores dos parâmetros para o cálculo de $W_r$ . . . . .	36
Tabela 2 – Valores dos parâmetros para o dimensionamento a partir do ponto $A$ . . . . .	37
Tabela 3 – Valores dos parâmetros para o dimensionamento a partir do ponto $B$ . . . . .	38
Tabela 4 – Medições realizadas no rotor. . . . .	41
Tabela 5 – Medições realizadas no suporte do rotor. . . . .	42
Tabela 6 – Medição por coordenadas. . . . .	42

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO</b>	<b>10</b>
1.1	OBJETIVOS	11
<b>1.1.1</b>	<b>Objetivo Geral</b>	<b>11</b>
<b>1.1.2</b>	<b>Objetivos Específicos</b>	<b>11</b>
<b>2</b>	<b>FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA</b>	<b>12</b>
2.1	VEÍCULOS ELÉTRICOS NO BRASIL	12
2.2	O PROTÓTIPO	13
2.3	MOTORES BRUSHLESS DIRECT CURRENT	15
<b>2.3.1</b>	<b>Comparação entre os motores</b>	<b>16</b>
<b>2.3.2</b>	<b>Rotor motor proposto</b>	<b>22</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA</b>	<b>26</b>
3.1	PROJETO DO EIXO	26
<b>3.1.1</b>	<b>Dimensionamento do eixo</b>	<b>26</b>
3.1.1.1	Diagrama do corpo livre	26
3.1.1.2	Forças atuantes sobre o eixo	27
3.1.1.3	Tensão admissível	27
3.1.1.4	Esforço cortante e momento fletor	28
3.1.1.5	Dimensionamento	29
<b>3.1.2</b>	<b>Modelagem do Eixo</b>	<b>33</b>
3.2	PROJETO DAS PEÇAS ESTRUTURAIS	33
<b>3.2.1</b>	<b>Escaneamento das peças</b>	<b>33</b>
<b>3.2.2</b>	<b>Modelagem</b>	<b>34</b>
<b>4</b>	<b>DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS</b>	<b>35</b>
4.1	PROJETO DO EIXO	35
<b>4.1.1</b>	<b>Material do dimensionamento</b>	<b>35</b>
<b>4.1.2</b>	<b>Calculos para Dimensionamento</b>	<b>35</b>
<b>4.1.3</b>	<b>Seleção do Rolamento</b>	<b>38</b>
<b>4.1.4</b>	<b>Modelagem do Eixo</b>	<b>39</b>
4.2	PROJETO DAS PEÇAS ESTRUTURAIS	40
<b>4.2.1</b>	<b>Escaneamento das peças</b>	<b>41</b>
<b>4.2.2</b>	<b>Modelagem do Suporte do Rotor</b>	<b>43</b>
<b>4.2.3</b>	<b>Modelagem do Suporte do Estator</b>	<b>43</b>
<b>4.2.4</b>	<b>Montagem das peças</b>	<b>44</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO</b>	<b>48</b>
	<b>REFERÊNCIAS</b>	<b>50</b>

<b>APÊNDICE A – CÓDIGO DO PYTHON PARA DAS FORÇAS ATU- ANTES NO EIXO . . . . .</b>	<b>53</b>
<b>APÊNDICE B – CÓDIGO DO PYTHON PARA CÁLCULO DO DIÂ- METRO PELO PONTO A . . . . .</b>	<b>55</b>
<b>APÊNDICE C – CÓDIGO DO PYTHON PARA CÁLCULO DO DIÂ- METRO PELO PONTO B . . . . .</b>	<b>56</b>

## 1 INTRODUÇÃO

Veículos mais eficientes, sejam elétricos ou a combustão, apresentam diversas vantagens, tanto ambientais quanto econômicas. A eficiência energética reduz o consumo de combustíveis fósseis nos motores a combustão, diminuindo custos operacionais e emissões de gases poluentes e de efeito estufa (ND; IN, 2002). Da mesma forma, nos veículos elétricos, maior eficiência no uso da energia elétrica contribui para ampliar a autonomia, reduzir o consumo de eletricidade e minimizar a necessidade de recargas frequentes, o que melhora a conveniência do usuário.

Além disso, veículos eficientes, independentemente do tipo de motorização, podem ajudar a diminuir a dependência de recursos energéticos não renováveis, promovendo um uso mais sustentável das fontes de energia disponíveis e reduzindo os impactos ambientais ao longo de sua vida útil.

Tendo isso em mente foi criada Shell Eco-Marathon (SHELL ECO-MARATHON, 2024), uma competição para estudantes do ensino médio ou universidade onde se tem como objetivo o desenvolvimento de veículos de alta eficiência energética. A equipe Eficem, Figura 1, da Universidade Federal de Santa Catarina, Campus Joinville, tem um projeto competidor na categoria de protótipo veicular de tração elétrica da competição onde se utiliza um motor elétrico de bicicleta elétrica.

Figura 1 – Equipe de competição Eficem.



Fonte: ABVE (2024).

Barbado (2024) desenvolveu e fabricou um motor que é possível ser utilizado no protótipo veicular da equipe Eficem que oferece maior perspectiva de eficiência que o motor atual pelo seu tamanho, material do fio e capacidade de realizar freio regenerativo. Para a utilização desse motor proposto é necessário um projeto mecânico de implementação e encaixe deste no protótipo veicular que deve tomar o mesmo lugar do motor atual evitando ao máximo alterações do chassi tendo em vista que este tem alto valor de fabricação por ser feito de fibra de carbono e por não termos evidências concretas de que ele será mais eficiente que o motor atual pela sua maior massa..

## 1.1 OBJETIVOS

Este projeto tem como propósito a integração mecânica do motor proposto no protótipo veicular da equipe Eficem, garantindo sua funcionalidade e adaptabilidade ao sistema atual, minimizando alterações no chassi e preservando a integridade estrutural do veículo.

### 1.1.1 Objetivo Geral

Desenvolver um projeto mecânico para a integração do motor BLDC proposto ao protótipo veicular, assegurando sua operação eficiente e alinhada aos objetivos da equipe Eficem na competição Shell Eco-Marathon.

### 1.1.2 Objetivos Específicos

- Dimensionar o eixo do motor para suportar os carregamentos do protótipo veicular;
- Modelar geometricamente o eixo de modo a evitar modificações no chassi de fibra de carbono, preservando sua estrutura e valor;
- Desenvolver componentes estruturais de suporte para o estator e o rotor, garantindo a estabilidade e o alinhamento do motor no protótipo.



## 2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Os veículos elétricos, que estão em franca ascensão no mercado global e no Brasil, onde no ano de 2024 registrou-se o maior número de vendas já alcançado por ano, destacam-se principalmente pela busca incessante por maior eficiência energética (ABVE, 2024). Esse foco é compartilhado pelo protótipo veicular da equipe Efitem, desenvolvido para competir na Shell Eco-Marathon, que combina leveza e baixo arrasto aerodinâmico para maximizar a eficiência no uso da energia. Apesar da confidencialidade industrial limitar o acesso a informações detalhadas sobre os motores utilizados em veículos elétricos, sabe-se que os *Brushless Direct Current* (BLDC) e os Motores Síncronos de Ímã Permanente (PMSM) se destacam entre as tecnologias mais eficientes, sendo amplamente aplicados devido ao seu desempenho superior e compatibilidade com projetos que priorizam o consumo reduzido de energia (REIS; FERRETTI, 2024).

### 2.1 VEÍCULOS ELÉTRICOS NO BRASIL

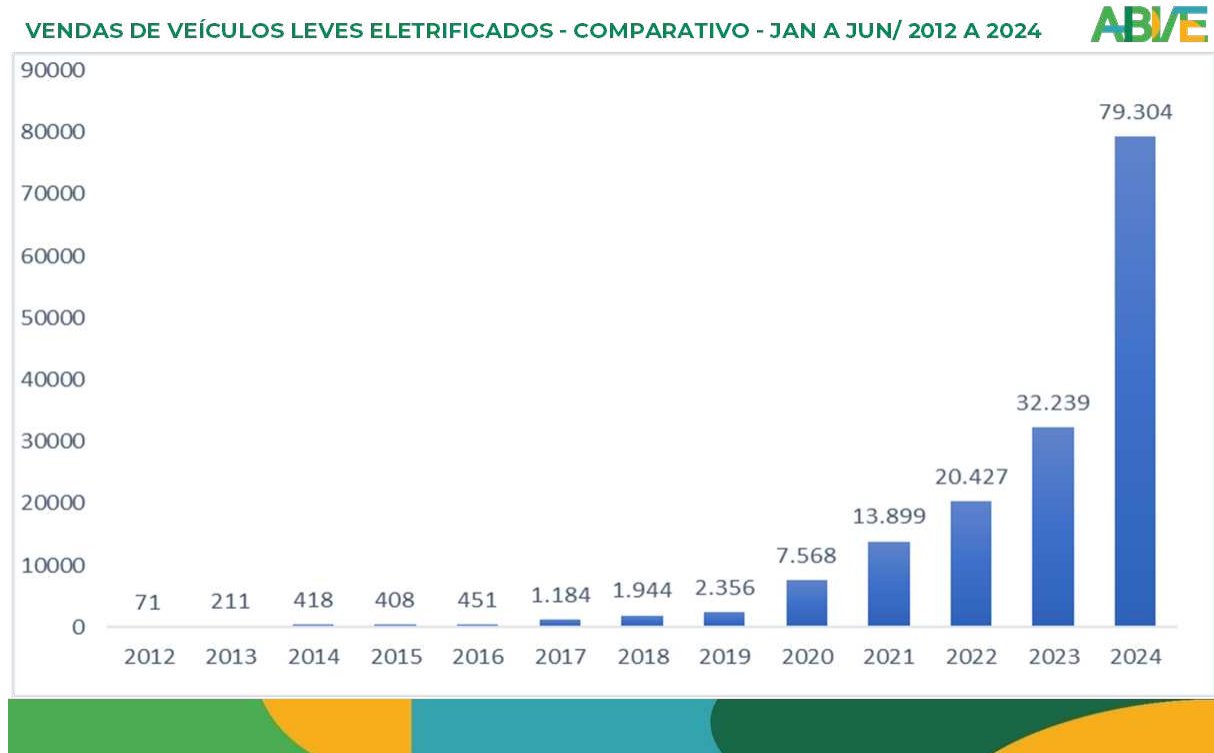
Os veículos elétricos (VEs) no Brasil estão experimentando um crescimento acelerado, impulsionado por fatores econômicos, ambientais e tecnológicos. Segundo Kachba et al. (2022), a implementação de programas governamentais, como o "Projeto Rota 2030", tem incentivado a indústria automotiva a adotar tecnologias mais limpas e eficientes. Esse cenário é favorecido pela matriz energética brasileira, predominantemente renovável, que permite que a eletrificação do transporte seja realizada de maneira mais sustentável (REIS; FERRETTI, 2024).

Dados da ABVE (2024) reforçam esse avanço, mostrando que as vendas de veículos eletrificados em 2024 superaram as de 2023 em apenas sete meses como mostra a Figura 2. Entre janeiro e julho de 2024, foram emplacados 94.616 veículos leves eletrificados, ultrapassando o total de 93.927 unidades registradas em todo o ano anterior. Esse crescimento foi marcado por julho de 2024, que se destacou como o melhor mês do ano até então e o segundo melhor da série histórica, com 15.312 unidades vendidas, perdendo apenas para dezembro de 2023. Esses números mostram que a eletromobilidade no Brasil está em plena ascensão, apesar de enfrentar desafios estruturais.

Um dos principais obstáculos à adoção em massa de veículos elétricos no Brasil é a falta de infraestrutura para recarga. Segundo Silva et al. (2022), a expansão de estações de recarga é essencial para aumentar a confiança dos consumidores na transição para os VEs. Além disso, a adaptação de políticas públicas bem-sucedidas de outros países, como incentivos fiscais e subsídios, pode desempenhar um papel

central no incentivo à eletrificação do transporte no Brasil (SILVA; PIZZOLATO, 2022).

Figura 2 – Venda de veículos leves eletrificados.



Fonte: ABVE (2024).

Assim, embora o Brasil enfrente desafios como a carência de infraestrutura e a necessidade de políticas públicas mais robustas, os avanços no mercado de veículos elétricos mostram uma tendência de crescimento sólido e sustentável. Esse progresso é fundamental para reduzir as emissões de carbono e alinhar o setor automotivo com as metas globais de sustentabilidade, especialmente considerando o potencial do país para liderar a transição energética devido à sua matriz renovável (REIS; FERRETTI, 2024).

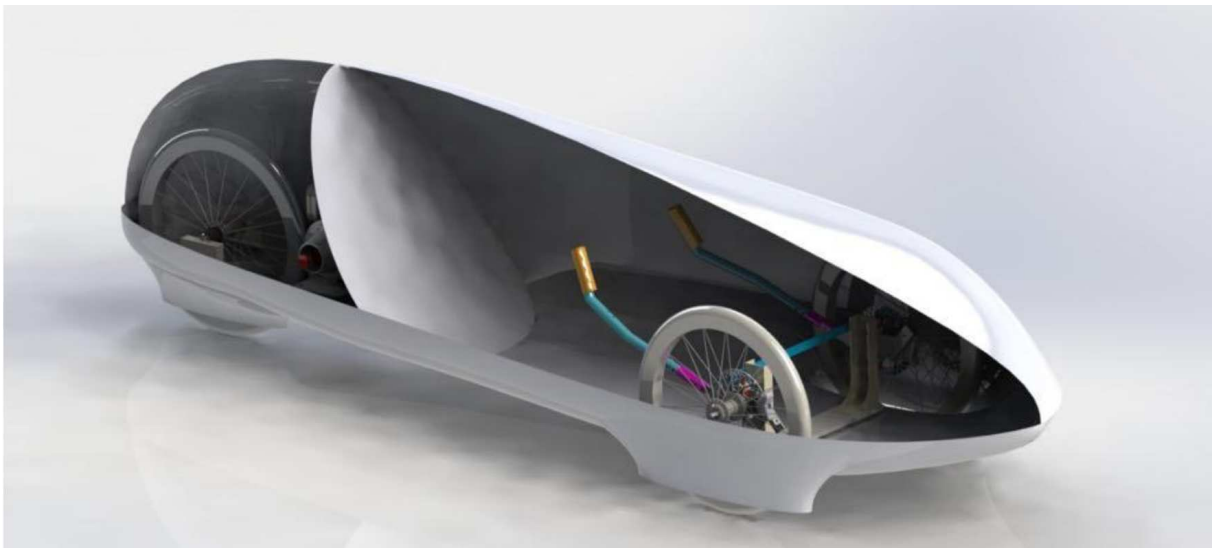
## 2.2 O PROTÓTIPO

O protótipo veicular desenvolvido para este trabalho tem como objetivo competir na Shell Eco-Marathon (SHELL ECO-MARATHON, 2024), uma das principais competições globais de engenharia voltadas para eficiência energética. De acordo com Shell Eco-Marathon (2024), a competição busca desafiar os limites técnicos e inspirar jovens a se tornarem líderes em soluções energéticas futuras. Com foco em Ciência, Tecnologia, Engenharia e Matemática (STEM), as equipes participantes são incentivadas a projetar e construir veículos ultra eficientes, aplicando conceitos de design e tecnologia para alcançar o máximo desempenho.

No contexto desta competição, o protótipo utiliza um motor elétrico cuja eficiência é monitorada por um joulímetro, que mede a energia consumida, expressando os resultados em quilômetros por kWh. Para garantir a segurança e a igualdade entre os competidores, a competição estabelece limites técnicos, como a tensão máxima de 60 Volts e a restrição ao uso de apenas uma bateria de lítio a bordo do veículo. (SHELL ECO-MARATHON, 2024).

Um dos pontos de cuidado do protótipo é o seu projeto aerodinâmico, desenvolvido para minimizar o arrasto, que de acordo com Hucho (1987) é um dos principais fatores que impactam a eficiência energética. Comparativamente, o veículo da General Motors modelo EV1, que considerado referência com um coeficiente de arrasto ( $C_d$ ) de 0.19, é superado pelo protótipo veicular objeto deste estudo, que apresenta um  $C_d$  de aproximadamente 0.12, segundo Such (2018). Essa característica, conforme ilustrado na Figura 3, destaca a geometria otimizada do veículo, que contribui significativamente para a redução das perdas aerodinâmicas.

Figura 3 – Concepção do protótipo veicular objeto deste trabalho.



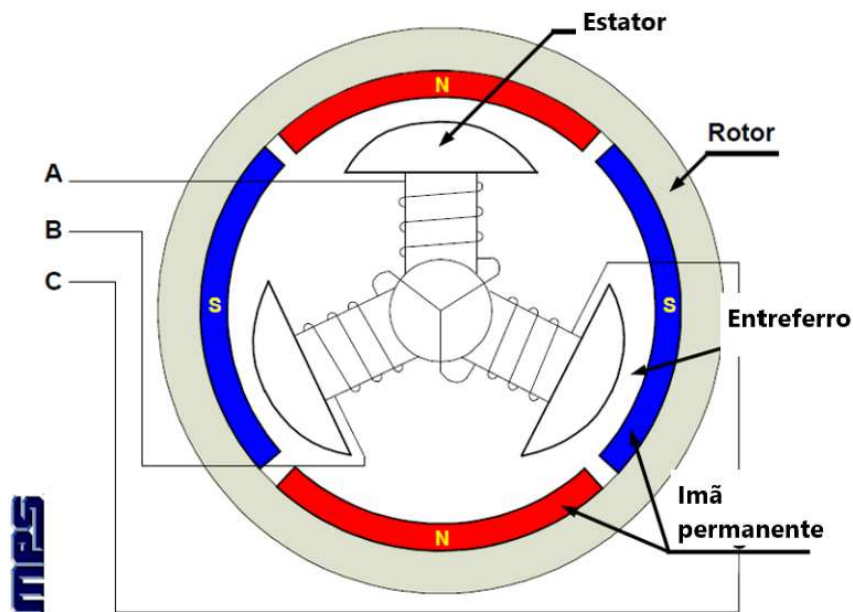
Fonte: Such (2018).

De acordo com Hucho (1987), a força de arrasto aerodinâmico ( $D_A$ ) é diretamente proporcional ao quadrado da velocidade ( $V^2$ ). Com uma velocidade média de prova de 20 km/h, como descrito por Shell Eco-Marathon (2024), e um  $C_d$  de aproximadamente 0.12, o arrasto aerodinâmico é minimizado, tornando as perdas mecânicas e elétricas os principais desafios de eficiência. Assim, a necessidade de um motor altamente eficiente é ainda mais acentuada, dado o impacto direto dessas perdas no desempenho geral do protótipo.

### 2.3 MOTORES BRUSHLESS DIRECT CURRENT

Os motores Brushless Direct Current (BLDC), ilustrados na Figura 4, são um tipo de motor elétrico que opera com eletricidade de corrente contínua (CC) e se destaca pela ausência de escovas, um elemento comum em motores CC tradicionais, conforme ilustrado na Figura 5. Essa característica confere aos motores BLDC vantagens significativas em termos de eficiência e durabilidade.

Figura 4 – Ilustração de Motor BLDC.

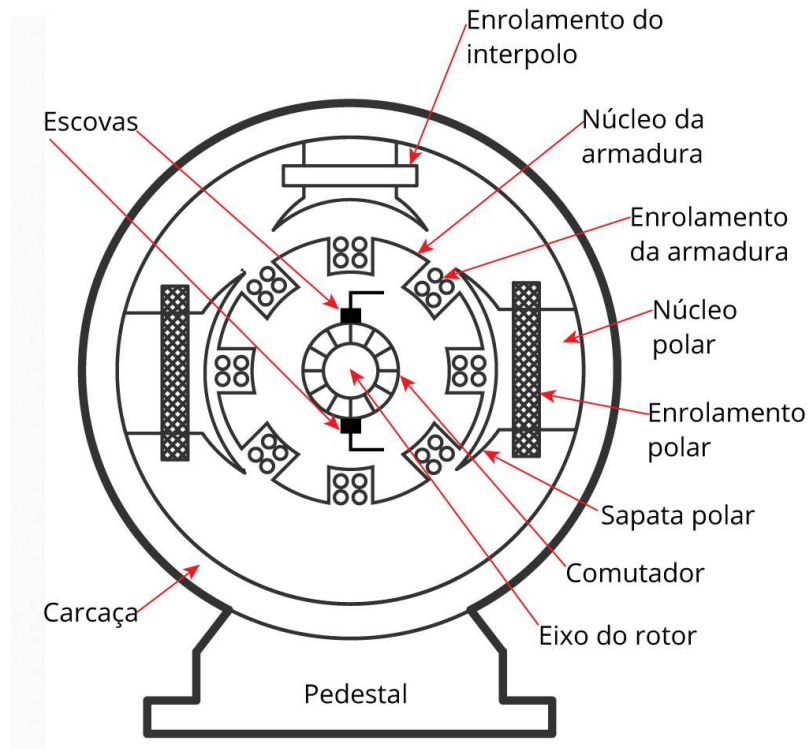


Fonte: Electro Schematics (2023).

Buchi (2012) diz que diferentemente dos motores CC convencionais, que utilizam escovas e um comutador para alternar a corrente nas bobinas, os motores BLDC utilizam controladores eletrônicos para realizar essa comutação. Essa configuração reduz a complexidade mecânica, minimizando o número de partes móveis e, conseqüentemente, diminuindo a necessidade de manutenção e aumentando a confiabilidade. De acordo com o estudo realizado por Gecer et al. (2021), que comparou motores SRM, BLDC e de indução usando o software ANSYS/Maxwell, o motor BLDC apresentou a maior eficiência, chegando a 90,07%, graças à ausência de escovas, que elimina as perdas por atrito e melhora o desempenho energético.

Para Babu et al. (2023) os motores BLDC também oferecem controle preciso de torque e velocidade, sendo capazes de fornecer alto torque em baixas velocidades e mantendo um controle eficiente ao longo de uma ampla faixa de operação. Isso os torna particularmente adequados para aplicações que requerem controle de movimento preciso, como em robótica e veículos elétricos. Além disso, os motores BLDC operam de maneira mais silenciosa em comparação com os motores com escovas,

Figura 5 – Ilustração de Motor CC convencional.



Fonte: UFRN (2024).

e geram menos calor devido à menor fricção, sendo ideais para contextos em que a gestão térmica é um fator importante.

A versatilidade dos motores BLDC é evidenciada por sua ampla adoção em diversas indústrias, eles são encontrados em dispositivos de eletrônicos de consumo, como computadores, aspiradores de pó e drones, onde a eficiência e o tamanho compacto são fundamentais. No setor automotivo, como apresentado por Soni e Rayudu (2022), esses motores são empregados em sistemas de propulsão de veículos elétricos, direção assistida e ventiladores de refrigeração.

### 2.3.1 Comparação entre os motores

O protótipo veicular objeto deste trabalho, desenvolvido por Such (2018) é um veículo de competição voltado para eficiência energética. Atualmente, utiliza um motor de bicicleta elétrica do tipo BLDC, observado na Figura 6, assim como o motor proposto, na Figura 7. No entanto, o motor atual apresenta características que resultam em maiores perdas e menor eficiência.

Entre essas limitações estão o sistema de catraca, a presença de uma caixa de redução com maiores perdas mecânicas, o uso de fios condutores de menor diâmetro e a impossibilidade de substituir o alumínio das bobinas por cobre devido as limi-

Figura 6 – Motor atual.



Fonte: Aatoria própria (2024).

tações da geometria interna do motor. Por outro lado, o motor proposto, desenvolvido internamente na universidade por Barbado (2024), permite adaptações específicas para atender às necessidades do protótipo, oferecendo maior potencial de eficiência.

O sistema de catraca do motor atual impossibilita a implementação de um sistema de frenagem regenerativa, que permite que o rotor gire em um único sentido, uma tecnologia essencial para veículos focados em eficiência energética. O freio regenerativo transforma a energia cinética dissipada durante a frenagem em energia elétrica, que pode ser armazenada e reutilizada, aumentando significativamente o rendimento energético do veículo. Sem essa funcionalidade, o protótipo perde uma oportunidade importante de recuperar e reaproveitar energia.

Além disso, os fios condutores no motor atual têm um menor diâmetro (0,1270 mm de diâmetro) em comparação com o motor proposto (0,9116 mm de diâmetro) resultando em maior resistência elétrica. Segundo a Lei de Ohm, maior resistência causa maior dissipação de energia na forma de calor, reduzindo a eficiência geral do sistema. A substituição por um motor com enrolamentos de fios mais espessos diminuiria essas perdas, melhorando o consumo energético do protótipo. Na Figura 8 é observado o motor atual desmontado, na Figura 9 podemos á ver que o diâmetro do fio é menor que do motor proposto, na Figura 10 e Figura 11.

O motor proposto também permite a troca do fio de alumínio por cobre, na Figura 11 podem ser observador os fios de alumínio no tom mais escuro e cobre mais



Figura 7 – Motor proposto.



Fonte: Autoria própria (2024).

alargado, um material que possui melhor condutividade elétrica, reduzindo perdas resistivas por efeito Joule. A densidade do cobre é cerca de 3 vezes maior que a do alumínio, assim o peso do motor ficaria maior e a relação entre eficiência e substituição do material deve ser verificada mas a possibilidade de realizar essa adaptação de acordo com a necessidade do projeto é um fator importante.

Outro fator limitante do motor atual é o ponto de aplicação do torque, com dimensões reduzidas a força gerada pelo motor é aplicada em um braço de alavanca menor, o que resulta em um torque inferior para a mesma força. No motor atual o ponto de aplicação de força em relação ao eixo de rotação é de 58 mm e do motor proposto de 133 mm. Como o torque é necessário para a aceleração e para superar resistências, como subidas e atritos, um motor com maior diâmetro proporcionaria um braço de alavanca maior, aumentando o torque gerado para uma mesma força e otimizando o desempenho dinâmico do veículo.

A comparação pode ser visualizada no Quadro 1.

Dessa forma, a troca do motor atual pelo proposto é justificada pela possibilidade de implementar um sistema de freio regenerativo, reduzir perdas elétricas e mecânicas e aumentar o torque disponível. Essas melhorias são alinhadas aos objetivos de eficiência energética do protótipo, reforçando o compromisso do projeto com

Figura 8 – Motor atual desmontado.



Fonte: Autoria própria (2024).

Quadro 1 – Comparação entre o motor atual e o motor proposto.

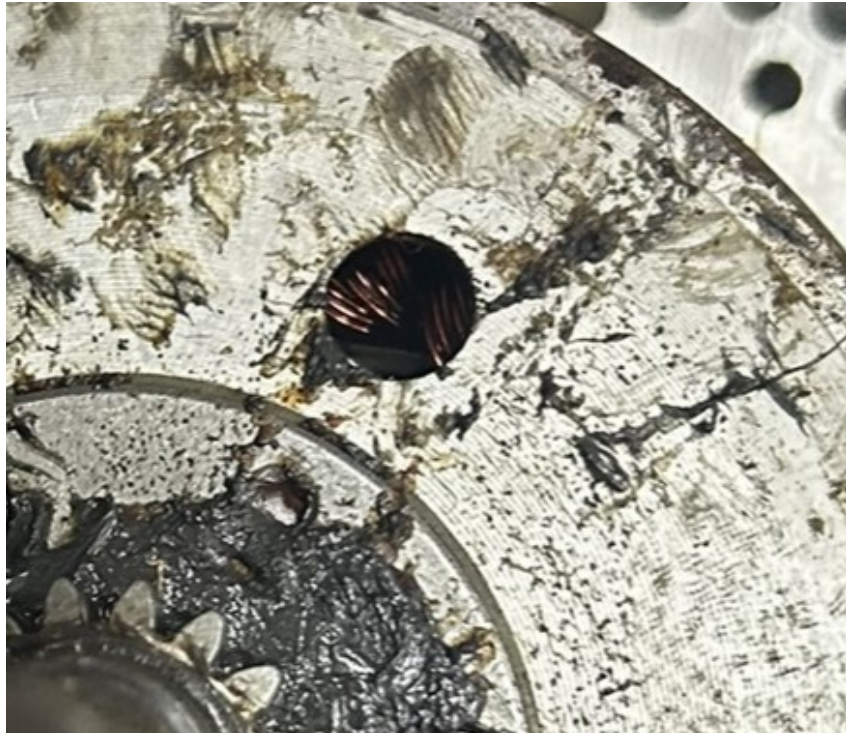
<b>Características</b>	<b>Motor Atual</b>	<b>Motor Proposto</b>
Tipo de fio	Fio mais fino	Fio mais grosso
Rotação	Em um sentido	Em dois sentidos
Acoplamento	Caixa de redução	Acoplamento magnético
Diâmetro	Menor diâmetro	Maior diâmetro
Massa	Menor massa	Maior massa

Fonte: Autoria própria (2024).

o desenvolvimento de soluções tecnológicas sustentáveis e competitivas.



Figura 9 – Zoom no fio do motor atual.



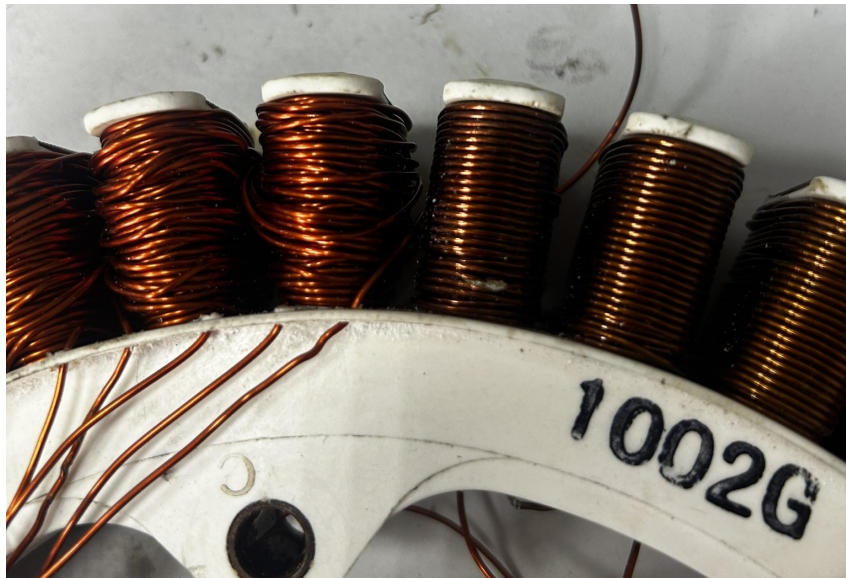
Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 10 – Estator do motor proposto.



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 11 – Fio do motor proposto.



Fonte: Autoria própria (2024).

### 2.3.2 Rotor motor proposto

O rotor do motor proposto tem distribuição de massa altamente irregular devido a sua geometria e posicionamento não contínuo dos ímãs neste. Nas Figuras 12 observamos a vista externa do rotor com o seu suporte acoplado e na Figura 13 a vista interna do mesmo rotor com o suporte acoplado com parafusos.

Figura 12 – Rotor do motor proposto (vista externa) com seu suporte original.



Fonte: Autoria própria (2024).



Figura 13 – Rotor do motor proposto (vista interna) com seu suporte original.



Fonte: Autoria própria (2024).

Nas Figuras 14 e 15 temos o rotor na vista interna e externa, respectivamente, sem suporte podendo visualizar melhor o ponto de encaixe do suporte sendo 3 de rosca e 3 de apoio.

Nas Figuras 16 e 17 temos a vista interna e externa respectivamente do suporte do rotor no eixo.

Para o reprojeto do suporte do rotor, optou-se por manter as dimensões mais próximas possíveis das originais da geometria mantendo-se dentro dos requisitos para funcionamento da peça, devido à distribuição irregular de massa intrínseca à sua configuração. Considerando que a peça em questão possui um movimento rotativo, quaisquer alterações significativas no design poderiam potencialmente introduzir desequilíbrios dinâmicos. Esses desequilíbrios podem gerar vibrações excessivas durante a operação, aumentando o risco de falhas estruturais, como fissuras ou até fraturas. Dessa forma, priorizou-se a preservação do design original como medida inicial para minimizar tais riscos. Contudo, é necessária a realização de testes experimentais para avaliar se os níveis de vibração e integridade estrutural permanecem dentro de limites aceitáveis no novo contexto funcional.

Figura 14 – Rotor do motor proposto (vista externa).



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 15 – Rotor do motor proposto (vista interna).



Fonte: Autoria própria (2024).



Figura 16 – Suporte original do rotor (vista interna).



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 17 – Suporte original do rotor (vista externa).



Fonte: Autoria própria (2024).

### 3 METODOLOGIA

O processo de dimensionamento foi conduzido em duas etapas principais, priorizando inicialmente o estudo do eixo, seguido pelo desenvolvimento das peças estruturais de suporte ao estator e ao rotor. Essa abordagem permitiu garantir a compatibilidade mecânica entre os componentes e a integridade estrutural do conjunto.

#### 3.1 PROJETO DO EIXO

O projeto do eixo foi realizado a partir da análise das forças atuantes sobre ele. Essas forças foram utilizadas para calcular o diâmetro necessário, considerando a flexão do eixo, e os cálculos foram realizados através de códigos em python presentes nos Apêndices A, B e C. Após a definição das dimensões, o eixo foi modelado em três dimensões.

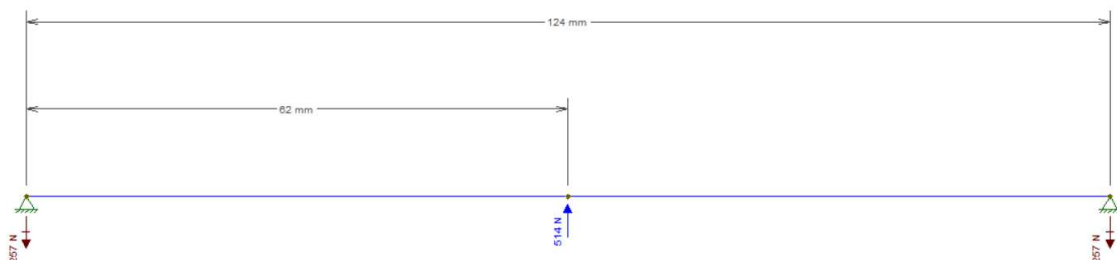
##### 3.1.1 Dimensionamento do eixo

O eixo utilizado será um eixo fixo, ou seja, é um membro não rotativo que não transmite torque e é usado para suportar rodas girantes, polias e similares e de acordo com Budynas e Nisbeth (2016) pode prontamente ser desenhado e analisado como uma viga estática. O diâmetro de um eixo fixo será calculado a partir do critério de falha de Von Mises, não é considerado o torque em que o eixo está sujeito, a fadiga e concentradores de tensão,

##### 3.1.1.1 Diagrama do corpo livre

O eixo é sujeito a uma força no seu centro e duas forças de reação nos mancais do protótipo veicular tendo como diagrama de corpo livre a Figura 18

Figura 18 – Diagrama de corpo livre.



Fonte: Autoria própria (2024).

### 3.1.1.2 Forças atuantes sobre o eixo

As forças atuantes no eixo são o peso estático na traseira, posição do eixo no protótipo veicular, quando este está inclinado em relação ao pavimento com ângulo  $\theta$  e a sua reação é considerada pontual no centro do eixo. Gillespie (1992) expressa o peso estático na traseira é expresso pela Equação 1.

$$W_r = \frac{W \cdot b + \frac{W}{g} \cdot a_x \cdot h + D_A \cdot h_a + W \cdot h \cdot \theta}{L} \quad (1)$$

onde:

- $W_r$  é o peso estático no eixo traseiro.
- $W$  é o peso total do veículo.
- $b$  é a distância longitudinal do centro de gravidade até o eixo dianteiro.
- $\theta$  é o ângulo de inclinação do veículo em relação ao pavimento.
- $g$  é a aceleração da gravidade (9,81 m/s<sup>2</sup>).
- $a_x$  é a aceleração na direção  $x$ .
- $h$  é a altura do centro de gravidade.
- $h_a$  é a altura da força de arrasto aerodinâmico.
- $D_A$  é a força de arrasto aerodinâmico.
- $L$  é a distância entre eixos.

O arrasto aerodinâmico dado por Hucho (1987) é expresso pela Equação 2.

$$D_A = c_d \cdot A_f \cdot \frac{\rho}{2} \cdot V^2 \quad (2)$$

onde:

- $c_d$  é o coeficiente aerodinâmico,
- $A_f$  é a área frontal do objeto,
- $\rho$  é a densidade do ar,
- $V$  é a velocidade de deslocamento do objeto.

Para o cálculo do eixo foi utilizado o CG encontrado por Marchiori (2017), no qual este foi calculado para o veículo quando utilizado um motor a combustão interna de 6kg, considerando que o motor utilizado pesa 6kg assim podemos estimar que este CG é uma estimativa utilizada coerente.

### 3.1.1.3 Tensão admissível

A tensão admissível é dada sobre a tensão de escoamento sobre um Coeficiente de Segurança, Equações 3 e 4, que neste projeto é utilizado o valor de 3 como indicado em Hibbeler (2010).



$$\sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{\text{CS}} \quad (3)$$

$$\tau_{\text{adm}} = \frac{\tau_{\text{escoamento}}}{\text{CS}} \quad (4)$$

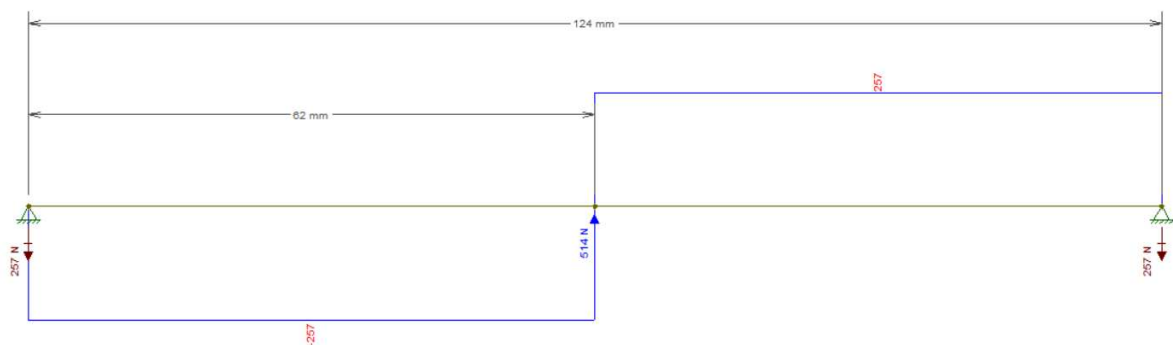
Onde:

- $\sigma_{\text{adm}}$  é a tensão normal admissível.
- $\sigma_{\text{escoamento}}$  é a tensão normal de escoamento, que representa o limite de resistência do material à escoamento.
- $\tau_{\text{adm}}$  é a tensão de cisalhamento admissível.
- $\tau_{\text{escoamento}}$  é a tensão de cisalhamento de escoamento, que representa o limite de resistência ao cisalhamento do material.
- CS é o coeficiente de segurança, utilizado para ajustar as tensões admissíveis abaixo dos valores de ruptura, garantindo a segurança da estrutura.

#### 3.1.1.4 Esforço cortante e momento fletor

As forças atuantes no eixo são o peso estático na traseira é  $W_r$  que será simplificado considerando que é dividido igualmente nos dois pontos de apoio, extremidades direita e esquerda e a força de reação  $R = W_r$  sendo a reação ao peso com os suportes diretamente sobre o centro do eixo. Os diagramas de esforço cortante e momento fletor são calculados e observados pelas Figura 19 e Figura 20 respectivamente, realizados através do software Ftool.

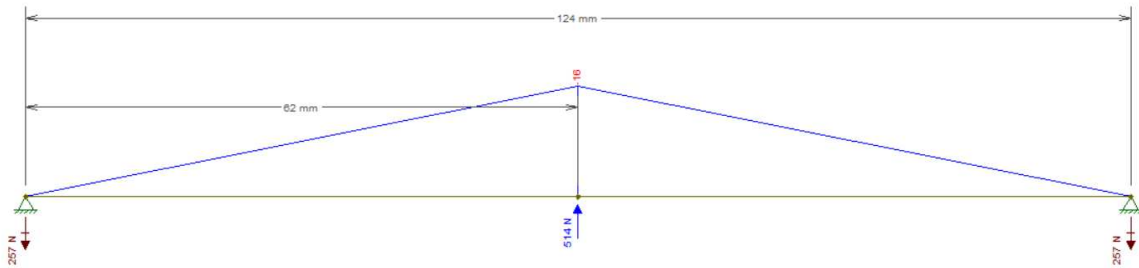
Figura 19 – Diagrama de esforço cortante.



Fonte: Autoria própria (2024).

A partir dos diagramas de esforço cortante e momento fletor é possível determinar quais os esforços máximos e mínimos em que o eixo está sujeito.

Figura 20 – Diagrama de momento fletor.



Fonte: Autoria própria (2024).

### 3.1.1.5 Dimensionamento

Sendo o eixo dimensionado um eixo fixo então podemos considerá-lo como uma viga de seção transversal circular e a fim de simplificação é considerado carregamento constante. É realizado o cálculo através do critério de falha de Von Mises do ponto A e ponto B observados na Figura 21.

No ponto A da figura, observa-se a presença exclusiva de tensões normais ( $\sigma_x$ ) devido à flexão. Já no ponto B, verifica-se a ocorrência exclusiva de tensões de cisalhamento ( $\tau_{xy}$ ). É necessário considerar a tensão equivalente para avaliar o comportamento do material sob diferentes estados de tensão. A tensão de von Mises ( $\sigma_v$ ) é a utilizada neste trabalho como critério de falha para materiais dúcteis para o dimensionamento do eixo e é expressa pela Equação 5.

$$\sigma' = \sqrt{\frac{1}{2} [(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2] + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)} \quad (5)$$

No ponto A, a única variável com valor diferente de zero é a tensão normal  $\sigma_x$ , enquanto as demais componentes do estado de tensão, como  $\sigma_y$ ,  $\sigma_z$  e as tensões de cisalhamento  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{zx}$ , são nulas. Nesse caso específico, a expressão para a tensão de von Mises é dada pela Equação 6.

$$\sigma' = \sigma_x \quad (6)$$

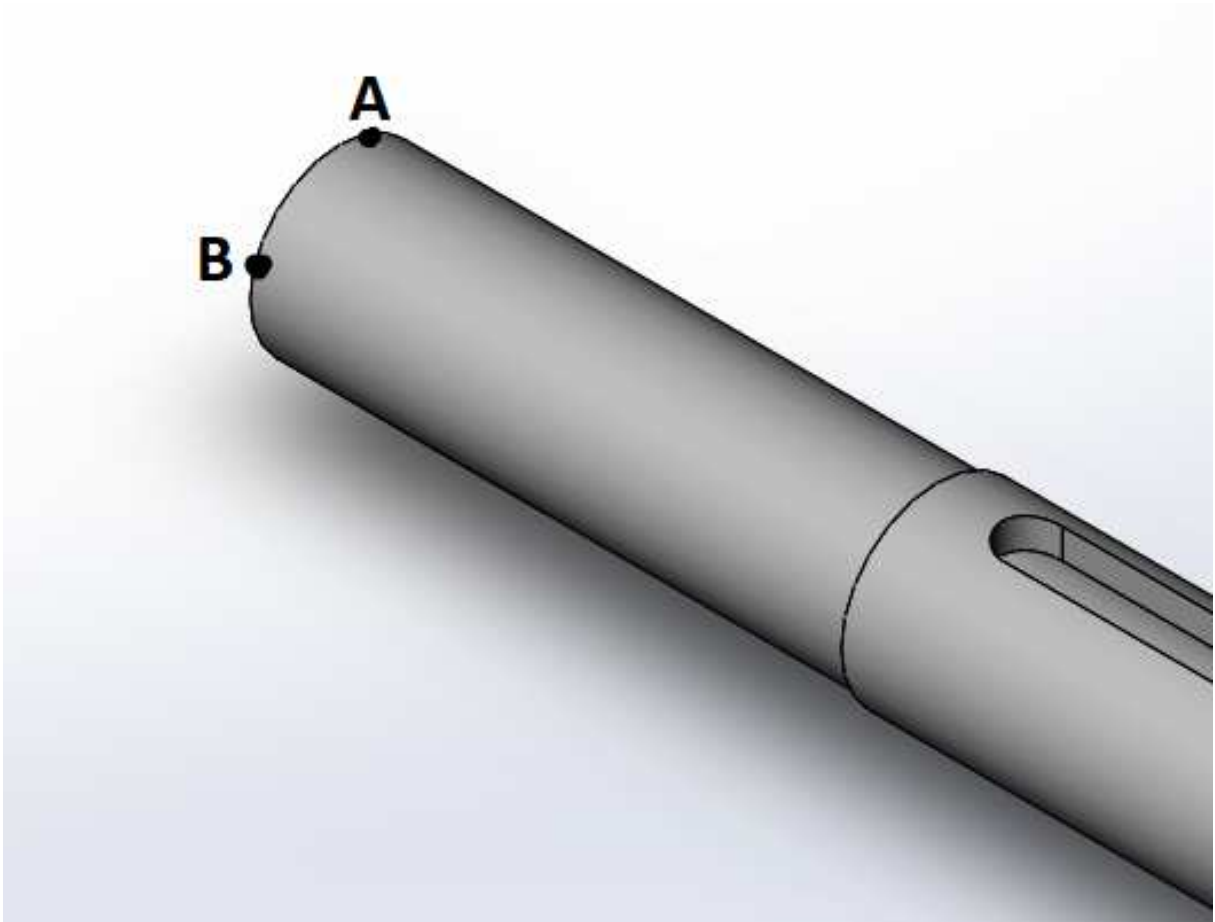
Portanto, a tensão equivalente de von Mises no ponto A é a tensão de flexão  $\sigma_x$ , onde, de acordo com Hibbeler (2010), tem valor máximo descrita pela Equação 7.

$$\sigma_{\text{Máx}} = \frac{-M \cdot y}{I} \quad (7)$$

Onde:

- $\sigma_{\text{Máx}}$  é o valor de tensão máxima suportada pelo material

Figura 21 – Pontos para cálculo de tensões.



Fonte: Autoria própria (2024).

- $M$  é o momento interno resultante, é determinado pelo método das seções e pelas equações de equilíbrio e calculado em torno do eixo neutro da seção transversal, apresentado no diagrama de momento fletor.
- $y$  é a distância perpendicular do eixo neutro a um ponto de análise.
- $I$  é o momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro.

A tensão de máxima é descrita pela Equação 8,

$$\sigma_{\text{Max}} = \sigma_{\text{adm}} = \frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{CS} \quad (8)$$

Tendo como objetivo o diâmetro mínimo do eixo é necessário o cálculo da flexão máxima que se tem no ponto de maior distância do eixo neutro que é a superfície externa do eixo assim sendo expresso pela Equação 9.

$$y = \frac{D}{2} \quad (9)$$

Onde:

- $D$  é o diâmetro do eixo

O momento de inércia de um círculo é dado pela Equação 10.

$$I = \frac{\pi D^4}{64} \quad (10)$$

Substituindo a distância perpendicular, Equação 9, e o momento de inércia, Equação 10 obtemos a Equação 11 para o maior valor de flexão.

$$\frac{\sigma_{\text{escoamento}}}{CS} = \left| -\frac{(M_{\text{máx}}) \cdot \left(\frac{D}{2}\right)}{\frac{\pi \cdot D^4}{64}} \right| = \left| -\frac{32 \cdot M_{\text{máx}}}{\pi \cdot D^3} \right| \quad (11)$$

$$D^3 = \frac{32 \cdot M_{\text{máx}} \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_{\text{escoamento}}} \quad (12)$$

Isolando  $D$  obtemos a Equação 13.

$$D = \sqrt[3]{\frac{32 \cdot M_{\text{máx}} \cdot CS}{\pi \cdot \sigma_{\text{escoamento}}}} \quad (13)$$

No ponto  $B$ , temos exclusivamente a tensões de cisalhamento  $\tau_{xy}$  com a tensão de Von Mises é dada pela Equação 14.

$$\sigma' = \sqrt{3} \cdot \tau_{xy} \quad (14)$$

Assim, a tensão equivalente de von Mises no ponto  $A$  é a tensão de cisalhamento  $\tau_{xy}$ , tem valor máximo descrito pela Equação 15.

$$\tau_{\text{Máx}} = \frac{V_{\text{Máx}} \cdot Q}{t \cdot I} \quad (15)$$

Onde:

- $V_{\text{Máx}}$  é o esforço cortante máximo atuando na seção.
- $Q$  é o momento estático da área.
- $t$  é a espessura da seção na área onde o cisalhamento é calculado.
- $I$  é o momento de inércia da área da seção transversal calculada em torno do eixo neutro.

O momento estático da área  $Q$  é dado pela Equação 16.

$$Q = \bar{y} \cdot A \quad (16)$$

Onde:

- $A$  é a área da seção transversal acima ou abaixo do ponto em análise, dependendo do lado do eixo neutro de interesse.

- $\bar{y}$  é a distância do centroide dessa área parcial até o eixo neutro da seção transversal completa.

A posição do centroide  $\bar{y}$  para uma área circular semicircular é dada pela Equação 17.

$$\bar{y} = \frac{2 \cdot D}{3 \cdot \pi} \quad (17)$$

A área transversal é descrita pela Equação 18.

$$A = \pi \cdot \frac{D^2}{8} \quad (18)$$

O momento de inércia  $I$  para uma área circular em relação ao seu eixo neutro é dado pela Equação 19.

$$I = \frac{\pi \cdot r^4}{4} = \frac{\pi \left(\frac{D}{2}\right)^4}{4} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (19)$$

A espessura  $t$  é dada pela Equação 20.

$$t = D \quad (20)$$

Ao substituir os valores das variáveis no cálculo da tensão de cisalhamento admissível, chegamos à seguinte expressão para  $\tau_{adm}$ . Primeiro, consideramos o momento estático  $Q$  como uma função da área  $A$  e da posição do centroide  $\bar{y}$  em relação ao eixo neutro. Com o momento de inércia  $I$  e a espessura  $t$  ambos relacionados ao diâmetro  $D$  da seção circular, temos a Equação 21.

$$Q = \bar{y} \cdot A = \left(\frac{2D}{3\pi}\right) \cdot \left(\pi \frac{D^2}{8}\right) = \frac{D^3}{12} \quad (21)$$

Substituindo  $Q$ ,  $t$ , e  $I$  na fórmula de  $\tau_{xy}$  temos a Equação 22

$$\tau_{xy} = \frac{V_{Máx} \cdot Q}{t \cdot I} = \frac{64 \cdot V_{Máx}}{12\pi D^2} \quad (22)$$

Sabendo a relação entre a tensão de Von Mises e a tensão cisalhante na Equação 14, obtemos a Equação 23

$$\sigma' = \sqrt{3} \cdot \frac{16 \cdot V_{Máx}}{3 \cdot \pi \cdot D^2} \quad (23)$$

Após substituir as variáveis na equação da tensão de Von Mises e manipular algebricamente a expressão resultante, podemos isolar o diâmetro  $D$  obtendo a Equação 24.

$$D = \sqrt{\frac{\sqrt{3} \cdot 16 \cdot V_{Máx} \cdot CS}{3 \cdot \pi \cdot \tau_{cisalhamento}}} \quad (24)$$

### 3.1.2 Modelagem do Eixo

Para a realização da modelagem do eixo ela deve seguir os seguintes requisitos:

- O diâmetro máximo do eixo deve ser de 16 mm, correspondendo ao limite de encaixe no mancal existente, evitando alterações estruturais no chassi.
- O diâmetro mínimo do eixo deve atender aos valores estabelecidos nos cálculos prévios, garantindo a resistência mecânica necessária para suportar as cargas previstas.
- O eixo deve ser projetado para acomodar um rolamento, permitindo o movimento rotacional do rotor e reduzindo o atrito durante a operação.
- O rolamento deve permanecer fixo em sua posição no eixo, evitando movimentações indesejadas.
- O estator deve ser rigidamente fixado ao eixo, garantindo que permaneça estático enquanto o rotor realiza o movimento rotacional.

## 3.2 PROJETO DAS PEÇAS ESTRUTURAIS

Para o projeto das peças estruturais inicialmente foram elaborados esboços em duas dimensões para definir as principais características geométricas das peças. Em seguida, essas peças foram modeladas em três dimensões, possibilitando análises detalhadas e assegurando a integração com o conjunto mecânico do protótipo.

### 3.2.1 Escaneamento das peças

Para obter a geometria precisa do rotor e dimensionar adequadamente o suporte, foi realizado um escaneamento 3D das peças no laboratório de Metrologia e Qualidade Industrial (METeQ). Esse processo utilizou a máquina de escaneamento Creaform HandySCAN 307, que apresenta precisão de até 0,040 mm e resolução de medição de 0,100 mm, conforme especificado por CREAFORM (2022).

As medições realizadas no rotor são:

- Diâmetro interno dos apoios
- Diâmetro interno do plano inferior
- Diâmetro externo do plano inferior
- Diâmetro interno do plano superior
- Altura entre os planos superior e inferior
- Ângulo entre os planos superior e inferior
- Distância entre a rosca e a origem
- Distância entre o furo de apoio e a origem

As medições realizadas no suporte do rotor são:

- Diâmetro dos encaixes para os furos do rotor
- Diâmetro da rosca do suporte
- Diâmetro do círculo interno
- Diâmetro do círculo intermediário

Para garantir maior precisão nas medidas dos diâmetros e alturas dos furos de encaixe do rotor, utilizou-se a máquina de medição por coordenadas Mitutoyo Crysta Plus M, com resolução de 0,0005 mm e exatidão de 4,0  $\mu\text{m}$ , conforme descrito no manual técnico (MITUTOYO, 2019). As medidas realizadas na máquina foram:

- Média do interno dos apoios
- Altura entre os planos superior e inferior
- Distância entre a rosca e a origem
- Distância entre o furo de apoio e a origem

### 3.2.2 Modelagem

A modelagem das peças é realizada no software Solidworks 2017 disponibilizado pela UFSC a partir da malha obtida no escaneamento e da medição por coordenadas atendendo os requisitos:

- A geometria deve se aproximar ao máximo da peça original, com base na malha obtida no escaneamento e na medição por coordenadas.
- O suporte do rotor deve ser projetado para apoiar-se integralmente no rolamento, posicionado entre o eixo e o rotor.
- A configuração do suporte do rotor deve minimizar o atrito e as perdas mecânicas durante o funcionamento do sistema.
- O suporte do estator deve garantir o encaixe adequado no eixo, assegurando que o componente permaneça estático e sem movimento rotacional.
- O suporte do estator deve proporcionar um encaixe no estator, mantendo sua estabilidade durante o funcionamento do sistema.

## 4 DESENVOLVIMENTO E RESULTADOS

Nesta seção, são apresentados os dados e os resultados obtidos durante o processo de dimensionamento e modelagem do eixo, bem como a seleção dos componentes associados, como os rolamentos. Inicialmente, são descritos os cálculos e as simulações realizados para o dimensionamento do eixo, considerando as forças atuantes, as tensões normais e cisalhamento, e os parâmetros de projeto estabelecidos. Com o eixo dimensionado e modelado, foi realizada a seleção dos rolamentos mais adequados para o sistema, assegurando o alinhamento com os requisitos de operação.

Com a definição completa do eixo e dos rolamentos, prosseguiu-se para o desenvolvimento das peças estruturais de suporte ao estator e ao rotor. A partir das informações consolidadas do eixo, as peças estruturais foram modeladas, garantindo a integração mecânica do conjunto e a adequação às condições de funcionamento do protótipo.

### 4.1 PROJETO DO EIXO

O desenvolvimento do eixo iniciou-se com a definição do material a ser utilizado, considerando suas propriedades mecânicas e adequação às condições de operação do protótipo. Em seguida, foram apresentados as variáveis de entrada e os resultados dos cálculos de esforço cortante e momento fletor. Com base nessas análises, determinou-se o diâmetro mínimo necessário para atender aos requisitos de resistência e segurança.

Posteriormente, o diâmetro do eixo foi ajustado para garantir a compatibilidade com os rolamentos selecionados, respeitando as limitações de montagem do chassi e operação do motor nas dimensões disponíveis. Com os ajustes realizados, o eixo foi modelado em três dimensões, assegurando que sua geometria atendesse aos requisitos mecânicos e funcionais necessários para o uso no sistema.

#### 4.1.1 Material do dimensionamento

O material utilizado para a modelagem do eixo é um tarugo de aço 1020 disponibilizado pelo laboratório de manufatura a fim de evitar custos na aquisição de um outro material.

#### 4.1.2 Cálculos para Dimensionamento

O peso estático no eixo é calculado a partir do código em Python observado no Apêndice A com os valores da Tabela 1 de entrada que gera um valor para a força



Tabela 1 – Valores dos parâmetros para o cálculo de  $W_r$ .

Parâmetro	Descrição	Valor
$W$	Peso do veículo	780 N
$b$	Distância do centro de gravidade até o eixo dianteiro	0,984 m
$\theta$	Ângulo de inclinação	0,26 rad
$a_x$	Aceleração na direção $x$	6 m/s <sup>2</sup>
$h$	Altura do centro de gravidade	0,16 m
$h_a$	Altura da força de arrasto aerodinâmico	0,4 m
$L$	Distância entre eixos	1,653 m
$c_d$	Coefficiente aerodinâmico	0,12
$A_f$	Área frontal	0,3714 m <sup>2</sup>
$\rho$	Densidade do ar	1,2923 kg/m <sup>3</sup>
$V$	Velocidade	20 m/s

Fonte: Autoria própria (2024).

no eixo traseiro em 513.63 N que será arredondado para 514 N. A distância entre os mancais de apoio do protótipo veicular é de 124 mm, observado na Figura 22, a partir desse valor é determinado os diagramas de esforço cortante, Figura 23, e momento fletor, Figura 24.

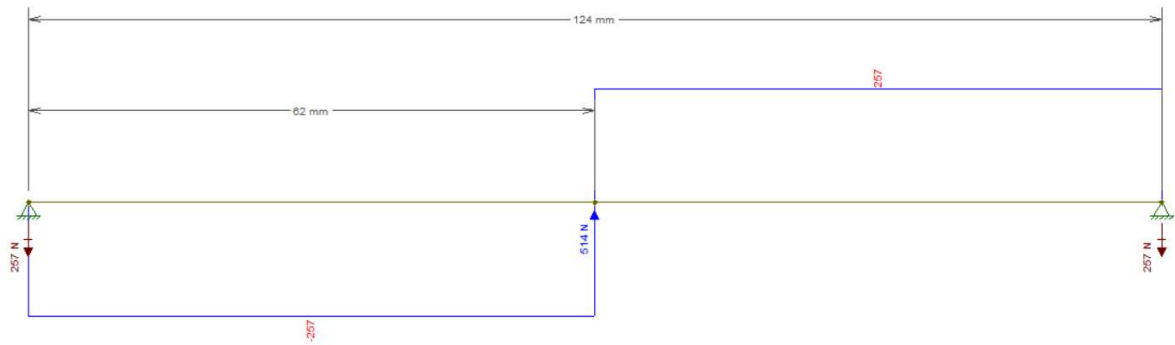
Figura 22 – Seção traseira do protótipo.



Fonte: Autoria própria (2024).

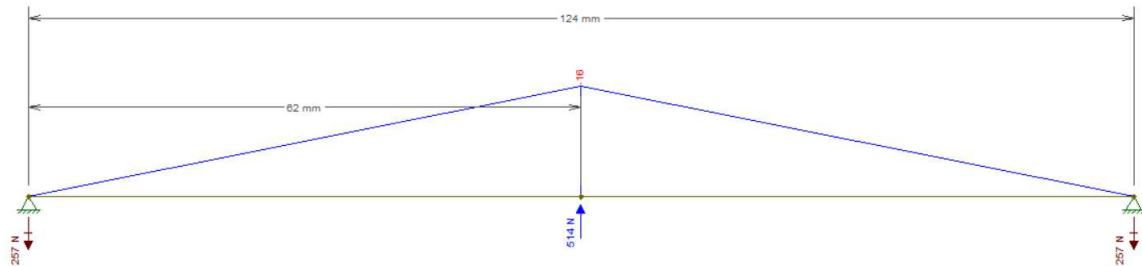
Tendo assim como esforço cortante máximo obtido 257 N e momento fletor máximo de 16 N.m a partir dos diagramas, serão utilizados para o cálculo do diâmetro a partir do ponto A, os valores na Tabela 2 e diâmetro a partir do ponto B com valores na Tabela 3.

Figura 23 – Diagrama de esforço cortante.



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 24 – Diagrama de momento fletor.



Fonte: Autoria própria (2024).

Tabela 2 – Valores dos parâmetros para o dimensionamento a partir do ponto A.

Parâmetro	Descrição	Valor
$M_{\text{máx}}$	Momento fletor máximo (diagrama de momento fletor)	32 N.m
$\sigma_{\text{escoamento}}$	Tensão de escoamento do material	$262 \times 10^6$ Pa
$CS$	Coefficiente de segurança	3

Fonte: Autoria própria (2024).

Tendo assim como esforços máximos e mínimos obtidos de 16 N.m e 514 N que são utilizados para o calculo do diâmetro a partir do ponto A, com os valores na Tabela 2 e diâmetro a partir do ponto B com valores na Tabela 3.

Utilizando o apêndice B para o calculo do diâmetro a partir do ponto é obtido um valor mínimo de 12,3 mm de diâmetro. Já utilizando o apêndice C, o dimensionamento em relação ao cisalhamento o diâmetro mínimo foi de 3,87 mm. Assim o eixo deve possuir diâmetro mínimo de 12,3 mm.

Tabela 3 – Valores dos parâmetros para o dimensionamento a partir do ponto *B*.

Parâmetro	Descrição	Valor
$V_{\max}$	Esforço cortante máximo	257 N
$\tau_{\text{cisalhamento}}$	Tensão de cisalhamento do material	$151 \times 10^6$ Pa
$CS$	Coefficiente de segurança	3

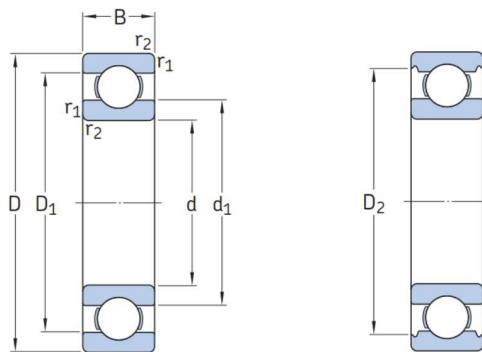
Fonte: Autoria própria (2024).

#### 4.1.3 Seleção do Rolamento

O rolamento sugerido nesse trabalho é um rolamento rígidos de uma carreira de esferas da marca SKF. Sabendo que o eixo deve ter diâmetro mínimo do eixo é de 12,3 mm é necessário que o diâmetro interno seja maior que esse valor, por rolamentos serem produtos vendidos em larga escala o diâmetro interno tem valor tabelado, e o que mais se aproxima e obedece o diâmetro mínimo é de 15 mm.

Esse rolamento segue as características na Figura 25, e ele possui preço médio de R\$51,67 ((ABECOM, 2024), (IRSA, 2024) e (COFERMETA, 2024), podendo ser assim considerado um rolamento barato e de fácil aquisição.

Figura 25 – Característica do rolamento.



Dimensões principais			Classificações básicas de carga		Limite de carga de fadiga	Classificações de velocidade		Massa	Designação
d	D	B	C	$C_0$	$P_u$	Velocidade de referência	Velocidade-limite	kg	–
mm			kN		kN	r/min			
15	24	5	1,9	1,1	0,048	60 000	38 000	0,0065	61802

Fonte: Catálogo SKF (2024) (Adaptado).

Para este trabalho a seleção do rolamento foi considerada somente o diâmetro interno padronizado no mercado e seu valor para compra. Assim as cargas dinâmica e estática, carga lateral sobre o rolamento em curvas, transferência de carga durante

a aceleração e desaceleração do veículo, e o aumento do peso sobre o eixo não são considerados.

#### 4.1.4 Modelagem do Eixo

Devido aos valores de catálogo para rolamento o eixo deve ter 15 mm para assim ser possível o encaixe entre eles, para evitar movimentação do rolamento este tem em ressalto e é fixado com uma porca M14. Nas extremidade possui uma parte plana para apoio no mancal de suporte. Possui uma chaveta para fixação do suporte do estator.

O mancal de suporte, observado no Figura 26 do eixo comporta um eixo do no máximo 16 mm e o rolamento selecionado tem diâmetro interno de 15 mm. O eixo tem um recorte plano nas extremidades para acoplamento nos mancais do protótipo, seu diâmetro é de 15 mm para encaixe do rolamento.

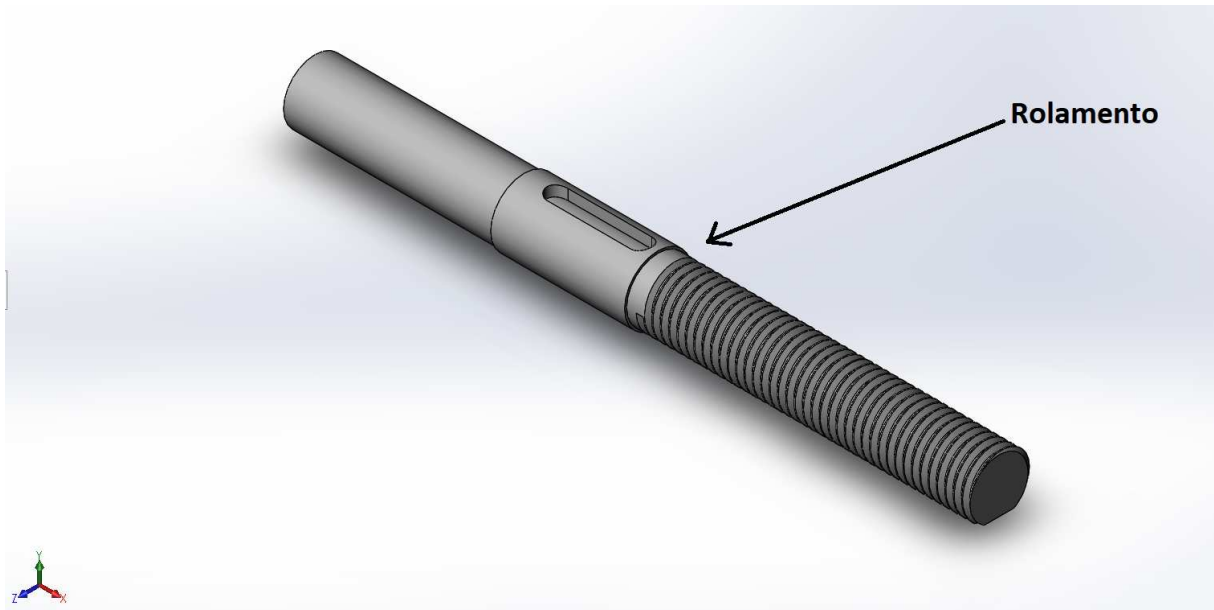
Figura 26 – Mancal de suporte.



Fonte: Autoria própria (2024).

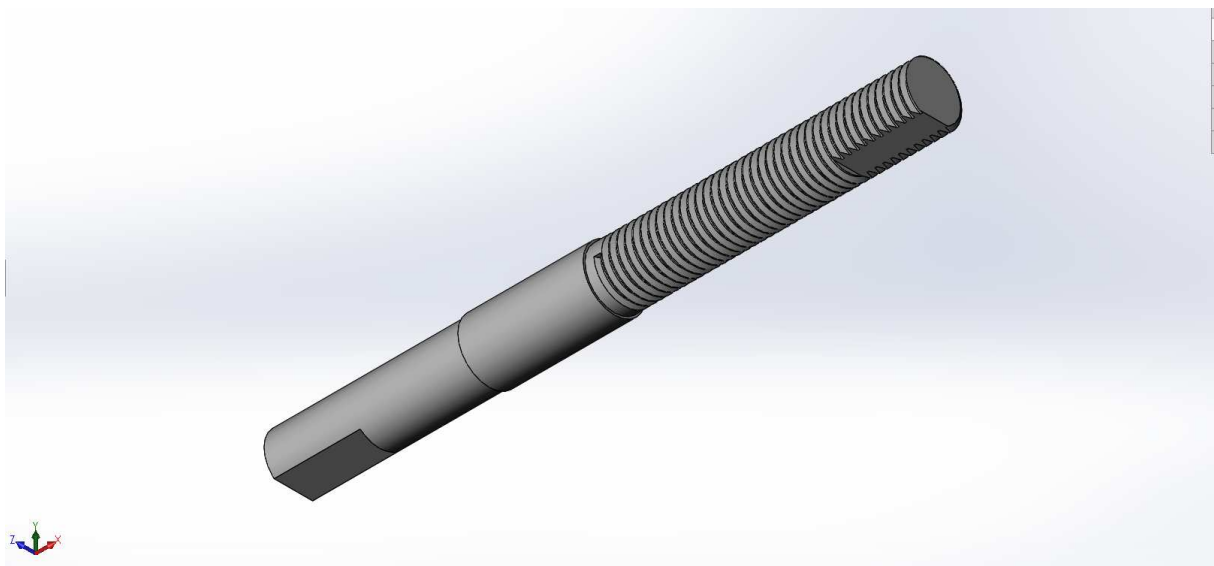
O eixo, Figura 27 e 28, sendo que diretamente sobre ele estão apoiados o rolamento, no local indicado na Figura 27, e a peça de suporte do estator e a movimentação destes é evitado pela rosca no eixo.

Figura 27 – Modelagem do eixo (vista isométrica superior).



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 28 – Modelagem do eixo (vista isométrica inferior).



Fonte: Autoria própria (2024).

## 4.2 PROJETO DAS PEÇAS ESTRUTURAIS

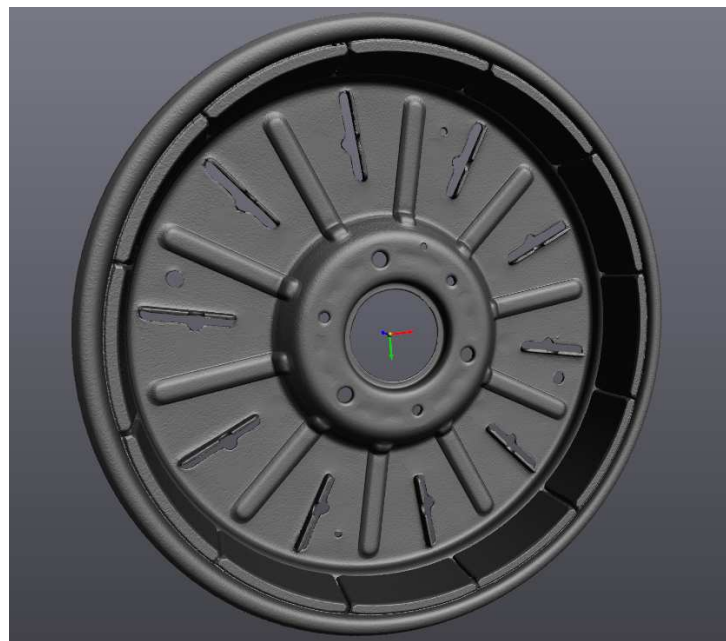
O desenvolvimento das peças estruturais foi realizado com base no escaneamento e nas medições das áreas de instalação, garantindo precisão dimensional e integração com os demais componentes do sistema. A partir desses dados, foi conduzido o processo de modelagem tridimensional das peças, assegurando que suas

geometrias atendessem aos requisitos mecânicos e funcionais necessários para o correto desempenho do protótipo.

#### 4.2.1 Escaneamento das peças

Os resultados dos escaneamentos podem ser observados nas Figuras 29 e 30. As medições realizadas no rotor e em seu suporte estão detalhadas nas Tabelas 4 e 5, respectivamente. Já as medições por coordenadas podem ser observados na Tabela 6.

Figura 29 – Imagem escaneada do rotor.



Fonte: Autoria própria (2024).

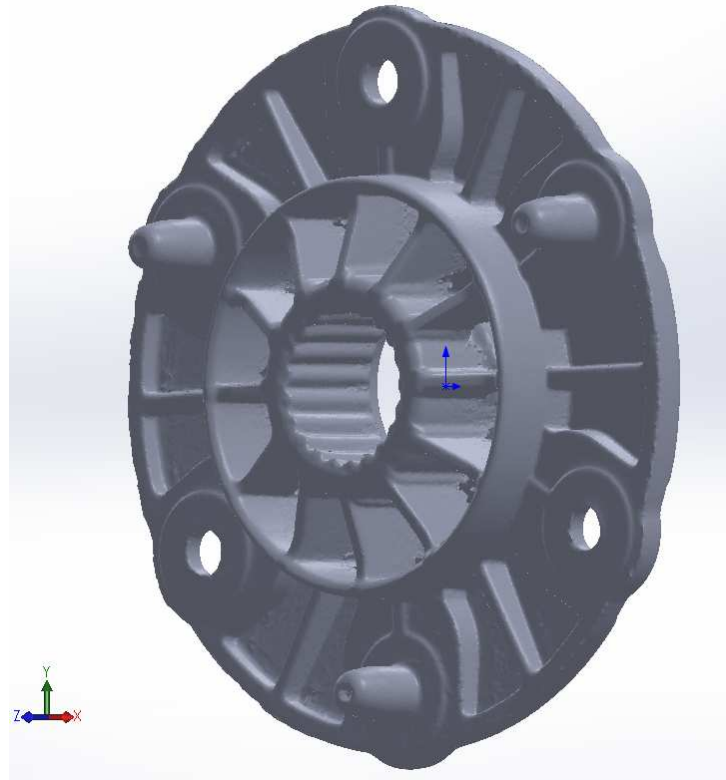
Tabela 4 – Medições realizadas no rotor.

<b>Medição</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro interno dos apoios	8 mm
Diâmetro interno do plano inferior	50 mm
Diâmetro externo do plano inferior	107 mm
Diâmetro interno do plano superior	129 mm
Altura entre os planos superior e inferior	15 mm
Ângulo entre os planos superior e inferior	35°
Distância entre a rosca e a origem	42mm
Distância entre o furo de apoio e a origem	42mm

Fonte: Autoria própria (2024).



Figura 30 – Malha do suporte do rotor original.



Fonte: Autoria própria (2024).

Tabela 5 – Medições realizadas no suporte do rotor.

<b>Medição</b>	<b>Valor</b>
Diâmetro dos encaixes para os furos do rotor	7,5 mm
Diâmetro da rosca do suporte	6,2 mm
Diâmetro do círculo interno	21,5 mm
Diâmetro do círculo intermediário	53,4 mm

Fonte: Autoria própria (2024).

Tabela 6 – Medição por coordenadas.

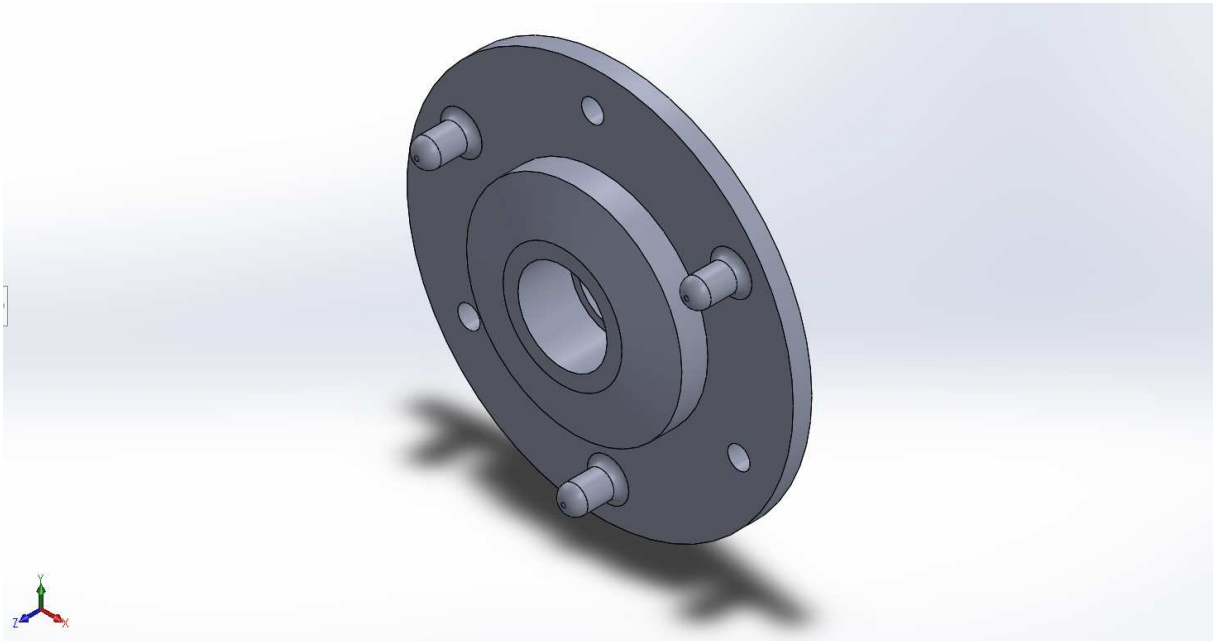
<b>Medição</b>	<b>Valor</b>
Média do interno dos apoios	8,19 mm
Altura entre os planos superior e inferior	15,35 mm
Distância entre a rosca e a origem	41,67 mm
Distância entre o furo de apoio e a origem	41,87 mm

Fonte: Autoria própria (2024).

#### 4.2.2 Modelagem do Suporte do Rotor

O suporte deve se apoiar inteiramente no rolamento pelo eixo ser fixo e o rotor rotacionar em volta dele assim evitando atrito com o eixo para evitar perdas mecânicas e alteração do suporte. Assim foi modelado o suporte na Figura 31.

Figura 31 – Modelagem do suporte do rotor.



Fonte: Autoria própria (2024).

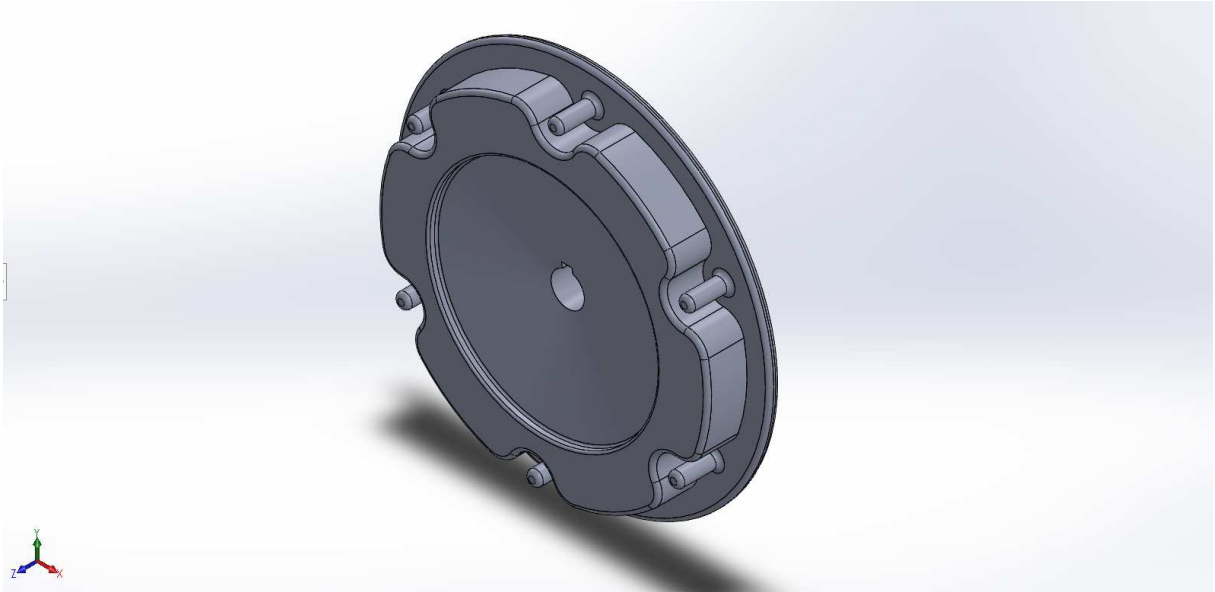
É importante ressaltar que o suporte do rotor devido a alta irregularidade da distribuição de massa do rotor, o estudo da distribuição de massa do rotor foge do escopo deste trabalho, assim o suporte está sujeito a alterações e deve ser testado para garantir a estabilidade durante a rotação.

#### 4.2.3 Modelagem do Suporte do Estator

O suporte do estator é fixado no eixo através de uma chaveta paralela de 5x5 mm e tendo a geometria gerada observada na Figura 32.



Figura 32 – Modelagem do suporte do estator.



Fonte: Autoria própria (2024).

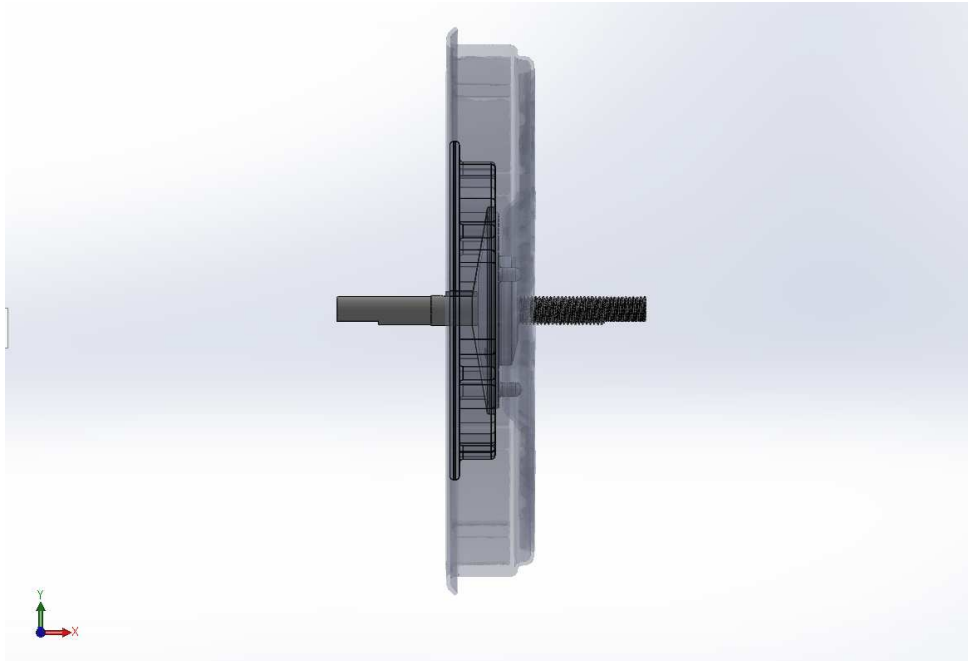
#### 4.2.4 Montagem das peças

As peças são montadas de modo que o estator seja posicionado na região de encaixe do rotor, garantindo o alinhamento necessário para o funcionamento do sistema. O rolamento é posicionado no centro do eixo, com o objetivo de assegurar o equilíbrio e a estabilidade durante a operação do conjunto.

Na Figura 33 temos a vista frontal da montagem, na Figura 34 a vista isométrica e na Figura 35 a vista lateral.

Sendo a vista explodida da montagem na Figura 36.

Figura 33 – Vista frontal da montagem.



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 34 – Vista isométrica da montagem.



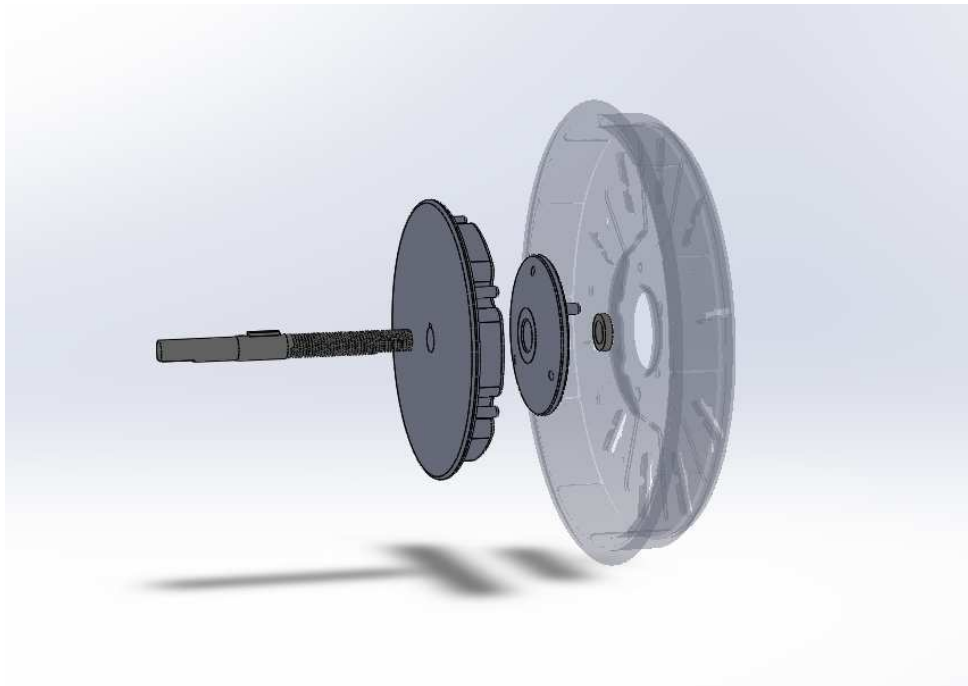
Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 35 – Vista lateral da montagem.



Fonte: Autoria própria (2024).

Figura 36 – Vista explodida da montagem.



Fonte: Autoria própria (2024).

Com base nessas análises, foi determinado o diâmetro necessário para o eixo, ajustado para garantir compatibilidade com os rolamentos selecionados, que possuem diâmetro interno de 15 mm. A escolha do rolamento foi feita conforme as especificações do eixo, considerando um diâmetro mínimo de 12,3 mm. Optou-se por um rolamento rígido de esferas da SKF, que é de fácil aquisição e apresenta custo acessível. O desenvolvimento das peças estruturais, como os suportes do rotor e do estator, foi baseado em escaneamentos 3D e medições precisas das áreas de instalação. As peças foram modeladas em 3D para garantir que atendessem aos requisitos mecânicos e funcionais do protótipo.

## 5 CONCLUSÃO

Este trabalho apresentou o desenvolvimento e a integração de um motor BLDC no protótipo veicular da equipe Eficem, projetado para competir na Shell Eco-Marathon. A proposta teve como base a análise das limitações do motor atualmente utilizado e a elaboração de soluções mecânicas e estruturais que atendam às demandas de desempenho e integração sem comprometer a estrutura existente do chassi do protótipo. O estudo abordou desde a comparação do motor atual com o motor proposto até o projeto e a modelagem das peças estruturais para integração do novo motor, destacando a importância de um sistema eficiente.

O processo de dimensionamento foi dividido em duas etapas principais: o projeto do eixo e a modelagem das peças estruturais. O objetivo foi assegurar a compatibilidade geométrica entre eles. Para dimensionar o eixo do motor, foram analisadas as forças atuantes, como o peso estático e o arrasto aerodinâmico, para determinar o diâmetro necessário, considerando as tensões. O eixo foi tratado como uma viga estática, com coeficiente de segurança de 3, e o dimensionamento a partir do critério de falha de Von Mises obtendo diâmetro mínimo de 12,3 mm. O eixo foi modelado em 3D com um diâmetro mínimo de 15 mm, limitado pelo mancal do chassi e pelo diâmetro do rolamento escolhido, garantindo a compatibilidade com os rolamentos selecionados e a funcionalidade do sistema.

No projeto das peças estruturais, iniciaram-se com esboços em 2D, seguidos pela modelagem em 3D para garantir a integração do conjunto. A geometria do rotor e do suporte foi obtida por escaneamento 3D, utilizando o Creaform HandySCAN 307 e a máquina de medição Mitutoyo Crysta Plus M, garantindo precisão nas medições. As peças foram modeladas no SolidWorks 2017 com base nas medições, e o suporte do rotor foi projetado para minimizar atrito e perdas mecânicas, enquanto o suporte do estator foi modelado para garantir estabilidade e fixação adequadas. A escolha do rolamento, conforme o diâmetro mínimo do eixo, resultou na seleção de um rolamento rígido de esferas da SKF, com diâmetro interno de 15 mm, por ser de fácil aquisição e custo acessível.

Adicionalmente, devido à distribuição não uniforme da massa no estator e rotor, recomenda-se que as peças estruturais sejam inicialmente fabricadas por meio de impressão 3D, permitindo a validação de sua geometria. Caso necessário, pode-se empregar filamentos mais resistentes, como os de fibra de carbono, para garantir maior rigidez. Além disso, o eixo pode ser fabricado utilizando um tarugo de Aço 1020 disponibilizado pelo Laboratório de Manufatura, material em que os cálculos e dimensionamento foi realizado, que também dispõe do maquinário necessário, o que reduz custos e assegura a qualidade da fabricação.

Dessa forma, conclui-se que o projeto desenvolvido apresenta potencial significativo para aprimorar o desempenho do protótipo veicular da equipe Eficem, atendendo às expectativas de eficiência energética e sustentabilidade propostas pela competição Shell Eco-Marathon. O trabalho oferece uma base técnica sólida para a próxima etapa de fabricação e testes experimentais, reforçando o compromisso com a inovação no âmbito da eletromobilidade.

## REFERÊNCIAS

ABECOM. **Rolamento Rígido de Esferas SKF 61802**. Brasil, 2024. Disponível em: <https://www.loja.abecom.com.br/rolamento-rigido-de-esferas-skf-61802?parceiro=8355&srsltid=AfmBOop4H58GXy-7cwAyZ3SzLru6WuThTvC5VKIfS1EAR4EspBcCpdCmQcw>. Acesso em: 2024-11-23.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DOS VEÍCULOS ELÉTRICOS. **Com vendas de junho, mercado bate em 80 mil eletrificados no 1º semestre e 300 mil em circulação**. Joinville, 2024. Disponível em: <https://abve.org.br/80-mil-eletrificados-so-no-primeiro-semester/>. Acesso em: 30 ago. 2024.

BABU, N. R. et al. Optimized speed control of bldc motor control by using pid and anfis. *In: 2023 International Conference on Sustainable Communication Networks and Application (ICSCNA)*. [S.l.: s.n.], 2023. p. 653–658.

BARBADO, A. L. C. **DESENVOLVIMENTO E FABRICAÇÃO DE MOTOR BLDC ADAPTADO PARA VEÍCULO SUSTENTÁVEL: VIABILIDADE E IMPLEMENTAÇÃO NO CAMPUS UFSC JOINVILLE**. 2024. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecatrônica) — Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2024.

BUCHI, R. **Brushless Motors and Controllers**. BoD - Books on Demand, 2012. ISBN 9783844801071. Disponível em: [https://books.google.com.br/books?id=lKs7xV\\_t5ilC](https://books.google.com.br/books?id=lKs7xV_t5ilC).

BUDYNAS, R.; NISBETH, J. **Elementos de Máquinas de Shigley - 10ª Edição**. McGraw Hill Brasil, 2016. ISBN 9788580555554. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=ekN4CwAAQBAJ>.

COFERMETA. **Rolamento Rígido de Esferas 61806-2RS1C3 SKF**. Brasil, 2024. Disponível em: [https://www.cofermeta.com.br/rolamento-rigido-de-esferas-61806-2rs1c3-skf?parceiro=9290&srsltid=AfmBOoqgr-s\\_Tof\\_K-7gR3e917eZ53sYw04vT0ViNhxGhF6HcPv9McBV\\_uE](https://www.cofermeta.com.br/rolamento-rigido-de-esferas-61806-2rs1c3-skf?parceiro=9290&srsltid=AfmBOoqgr-s_Tof_K-7gR3e917eZ53sYw04vT0ViNhxGhF6HcPv9McBV_uE). Acesso em: 2024-11-23.

CREAFORM. **HandySCAN SILVER Series**. Canada, 2022. Disponível em: [https://www.creaform3d.com/sites/default/files/assets/brochures/files/handyscan3d\\_silver\\_series\\_brochure\\_en\\_hq\\_20220323.pdf](https://www.creaform3d.com/sites/default/files/assets/brochures/files/handyscan3d_silver_series_brochure_en_hq_20220323.pdf). Acesso em: 2 out. 2024.

ELECTRO SCHEMATICS. **HDD BLDC Motor**. 2023. Disponível em: <https://www.electroschematics.com/hdd-bldc-motor/>. Acesso em: 13 nov. 2024.

GECER, B.; TOSUN, O.; APAYDIN, H.; OYMAN SERTELLER, N. F. Comparative analysis of srm, bldc and induction motor using ansys/maxwell. *In: 2021 International Conference on Electrical, Computer, Communications and Mechatronics Engineering (ICECCME)*. [S.l.: s.n.], 2021. p. 1–6.

GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Society of Automotive Engineers, 1992. (Premiere Series Bks). ISBN 9781560911999. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=L6xd0nx5KbwC>.

HIBBELER, R. **Resistência dos materiais**. Pearson Education do Brasil, 2010. ISBN 9788576053736. Disponível em: <https://books.google.com.br/books?id=eLOJQwAACAAJ>.

HUCHO, W.-H. Chapter 1 - introduction to automobile aerodynamics. *In*: HUCHO, W.-H. (Ed.). **Aerodynamics of Road Vehicles**. Butterworth-Heinemann, 1987. p. 1–46. ISBN 978-0-7506-1267-8. Disponível em: <https://pustaka.sttw.ac.id/assets/file/ebook/pdf/EB106.pdf>.

IRSA. **Rolamentos Rígidos de Esferas SKF 61802-2RS1**. Brasil, 2024. Disponível em: [https://www.irsa.com.br/61802-2rs1-rolamentos-rigidos-de-esferas-skf?srsltid=AfmBOoqJluYq1MXGaoOKym\\_IdDwyfID8wGeW3-dhe1AQe0JYqwLU8rI3S\\_E](https://www.irsa.com.br/61802-2rs1-rolamentos-rigidos-de-esferas-skf?srsltid=AfmBOoqJluYq1MXGaoOKym_IdDwyfID8wGeW3-dhe1AQe0JYqwLU8rI3S_E). Acesso em: 2024-11-23.

KACHBA, Y. R.; MORETTIN, G. C.; SLOMPO, G. C. Previsão da produção de veículos elétricos no brasil a partir da análise de programas de incentivos governamentais. **Anais do Encontro Nacional de Engenharia de Produção**, 2022. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:252858687>.

MARCHIORI, G. **ANÁLISE ESTRUTURAL UTILIZANDO O MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS DE UM CHASSI PARA VEÍCULOS DE EFICIÊNCIA ENERGÉTICA CONSTRUÍDO COM MATERIAL COMPÓSITO**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) — Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, 2017.

MITUTOYO CORPORATION. **Crysta Plus Series**: Catálogo geral 2019. São Paulo, 2019. 62 p. Disponível em: [https://www.mitutoyo.com.br/download/catalogogeral/p2019/62\\_CrystaPlus.pdf](https://www.mitutoyo.com.br/download/catalogogeral/p2019/62_CrystaPlus.pdf). Acesso em: 3 out. 2024.

ND, G.; IN, C. *In*: **THE DEVELOPING ADVANTAGES OF LIQUEFIED NATURAL GAS VEHICLE (LNGV)**. [s.n.], 2002. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:114973141>.

Sá REIS, G. A. de; FERRETTI, A. S. Z. Veículos elétricos no brasil: benefícios, desafios e perspectivas de impacto socioambiental. **Revista Competitividade e Sustentabilidade**, 2024. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:272635808>.

SHELL ECO-MARATHON. **About Shell Eco-Marathon**. 2024. A Shell Eco-Marathon desafia estudantes de todo o mundo a desenvolver, construir, testar e dirigir veículos ultra eficientes em competições globais. Disponível em: <https://www.shellecomarathon.com/about.html>. Acesso em: 30 ago. 2024.

SILVA, A. C. A. C. da; PIZZOLATO, N. D. Utilização de veículos elétricos no transporte de carga e os desafios para implementação no brasil. **Ambiente & Sociedade**, 2022. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:253354443>.



SILVA, C. E. R.; SILVA, P. R. F. da; JUNIOR, G. F. B. Regulação e infraestrutura de recarga para veículos elétricos no brasil. **Anais do(a) Anais do Congresso Brasileiro Interdisciplinar em Ciência e Tecnologia**, 2022. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:268648488>.

SONI, H.; RAYUDU, V. G. D. Anfis-controlled voltage source for vigorous speed control of bldc motor drive for utilization in smart electric vehicles. **2022 2nd International Conference on Emerging Frontiers in Electrical and Electronic Technologies (ICEFEET)**, p. 1–6, 2022. Disponível em: <https://api.semanticscholar.org/CorpusID:251763699>.

SUCH, M. R. **Análise aerodinâmica de um veículo de eficiência energética**. 2018. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Automotiva) — Centro Tecnológico de Joinville, Universidade Federal de Santa Catarina, Joinville, SC, 2018.

UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO NORTE. **Material Publicamente Disponível - Curso de Ciência de Dados**. Natal, 2024. Disponível em: <https://materialpublic.imd.ufrn.br/curso/disciplina/1/58/2/2>. Acesso em: 13 nov. 2024.

## APÊNDICE A – CÓDIGO DO PYTHON PARA DAS FORÇAS ATUANTES NO EIXO

```

1
2
3 import math
4
5 def calc_drag_force(c_d, A_f, rho, V):
6     """
7     Calcula a for a de arrasto aerodin mico (D_A) com base no
8     coeficiente de arrasto,
9     rea frontal, densidade do ar e velocidade.
10    """
11    D_A = c_d * A_f * (rho / 2) * V ** 2
12    return D_A
13
14 def calc_Wr(W, b, theta, a_x, h, h_a, L, c_d, A_f, rho, V, g=9.81):
15    """
16    Calcula o peso din mico no eixo traseiro (W_r).
17
18    Par metros:
19    - W: Peso total do ve culo
20    - b: Dist ncia do centro de gravidade at o eixo dianteiro
21    - theta: ngulo de inclina o em radianos
22    - a_x: Acelera o na dire o x
23    - h: Altura do centro de gravidade
24    - h_a: Altura da for a de arrasto aerodin mico
25    - L: Dist ncia entre eixos
26    - c_d: Coeficiente aerodin mico
27    - A_f: rea frontal do ve culo
28    - rho: Densidade do ar
29    - V: Velocidade do ve culo
30    - g: Acelera o da gravidade (default 9.81 m/s )
31    """
32    # Calcula a for a de arrasto aerodin mico
33    D_A = calc_drag_force(c_d, A_f, rho, V)
34
35    # Calcula W_r com base na f rmula fornecida
36    Wr = (W * b + (W / g) * a_x * h + D_A * h_a + W * h * theta) / L
37    return Wr
38
39 # valores de uso:
40 W = 780 # peso do ve culo em N obtido experimentalmente
41 b = 0.984 # dist ncia do CG ao eixo dianteiro em metros
42 theta = math.radians(0.26) # ngulo de inclina o em radianos

```

```
42 a_x = 6 # acelera o em m/s
43 h = 0.16 # altura do CG em metros
44 h_a = 0.4 # altura da for a de arrasto aerodin mico em metros
45 L = 1.653 # dist ncia entre eixos em metros
46 c_d = 0.12 # coeficiente aerodin mico
47 A_f = 0.3714 # rea frontal em metros
48 rho = 1.2923 # densidade do ar em kg/m
49 V = 20 # velocidade em m/s
50
51 Wr = calc_Wr(W, b, theta, a_x, h, h_a, L, c_d, A_f, rho, V)
52 print(f"O peso din mico no eixo traseiro (Wr) : {Wr:.2f} N")
```

Listing A.1 – Código para cálculo da força do atuador

## APÊNDICE B – CÓDIGO DO PYTHON PARA CÁLCULO DO DIÂMETRO PELO PUNTO A

```

1 import math
2
3 def calcular_diametro( M, sigma_escoamento, CS):
4     """
5     Calcula o di metro m nimo do eixo para evitar falha por flex o
6         considerando o coeficiente de seguran a .
7
8     Par metros:
9     - Mmax: Momento fletor m ximo (N.m)
10    - sigma_escoamento: tens o de escoamento (Pa)
11    - CS: coeficiente de seguran a
12
13    Retorna:
14    - D: di metro do eixo (m)
15    """
16    # Constante pi
17    pi = math.pi
18
19    # F rmula para calcular o diametro minimo
20    D = ((32 * M * CS) / (pi * sigma_escoamento)) ** (1 / 3)
21    return D
22
23 # Valores
24 Mmax = 16 # em N.m
25 tau_escoamento = 262e6 # em Pa
26 coeficiente_seguranca = 3 # Exemplo de coeficiente de seguran a
27
28 # Calcular o diametro
29 diametro = calcular_diametro(Mmax, tau_escoamento, coeficiente_seguranca
30 )
31 print(f"Diametro minimo necessario: {diametro:.4f} m")

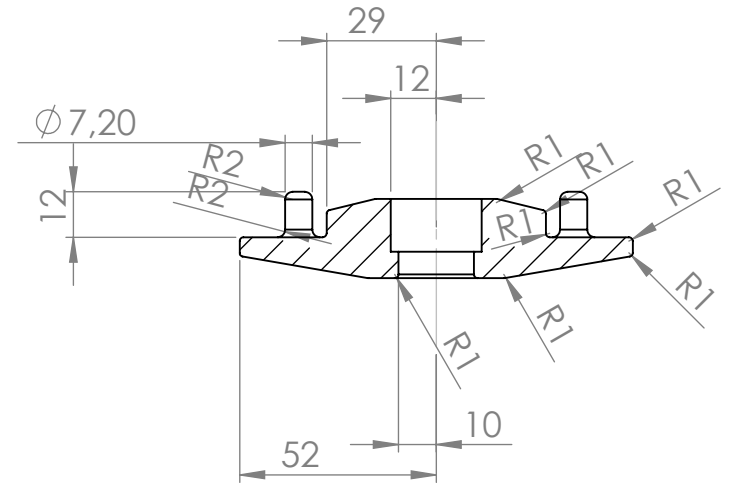
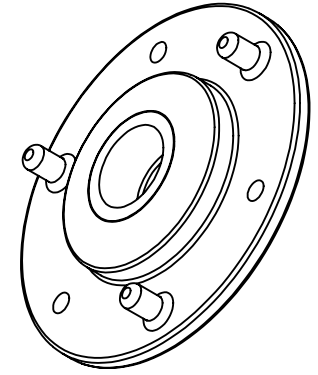
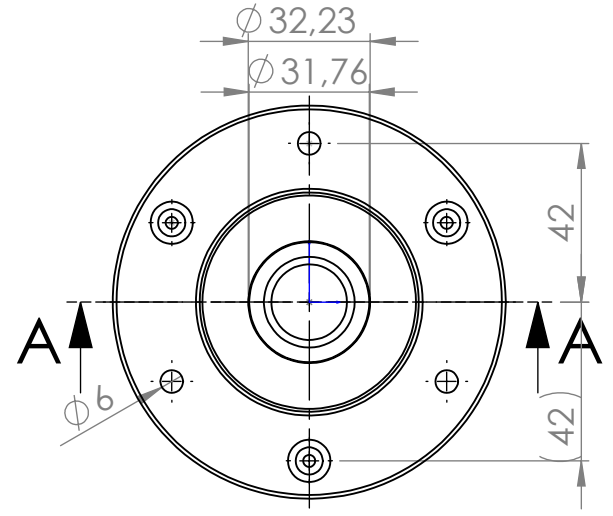
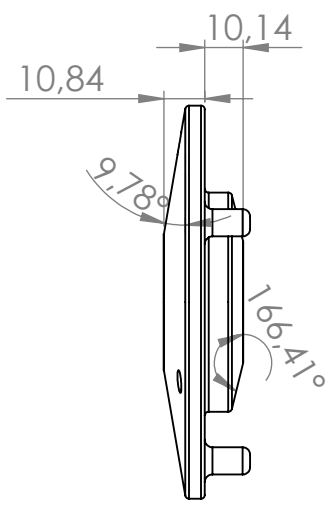
```

Listing B.1 – Código para cálculo da força do atuador

## APÊNDICE C – CÓDIGO DO PYTHON PARA CÁLCULO DO DIÂMETRO PELO PONTO B

```
1  import math
2
3  def calcular_D(V_max, CS, tau_escoamento):
4      # Constantes
5      raiz_3 = math.sqrt(3)
6      pi = math.pi
7
8      # F rmula para D
9      D = math.sqrt((math.sqrt(3) * 16 * V_max * CS) / (3 * math.pi *
10         tau_cisalhamento))
11
12     return D
13
14     # Exemplo de uso
15     V_max = 257 N
16     CS = 3
17     tau_cisalhamento = 151.26e6
18
19     D = calcular_D(V_max, CS, tau_escoamento)
20     print(f"O valor de D : {D:.4f}")
```

Listing C.1 – Código para cálculo da força do atuador



# SEÇÃO A-A

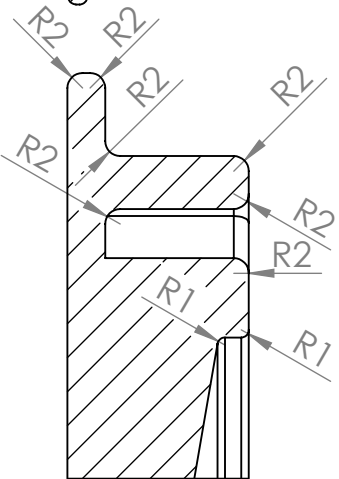
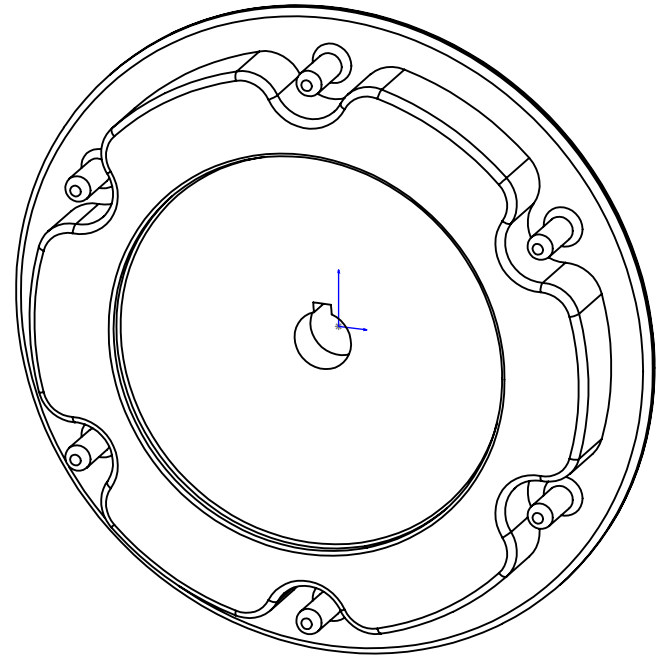
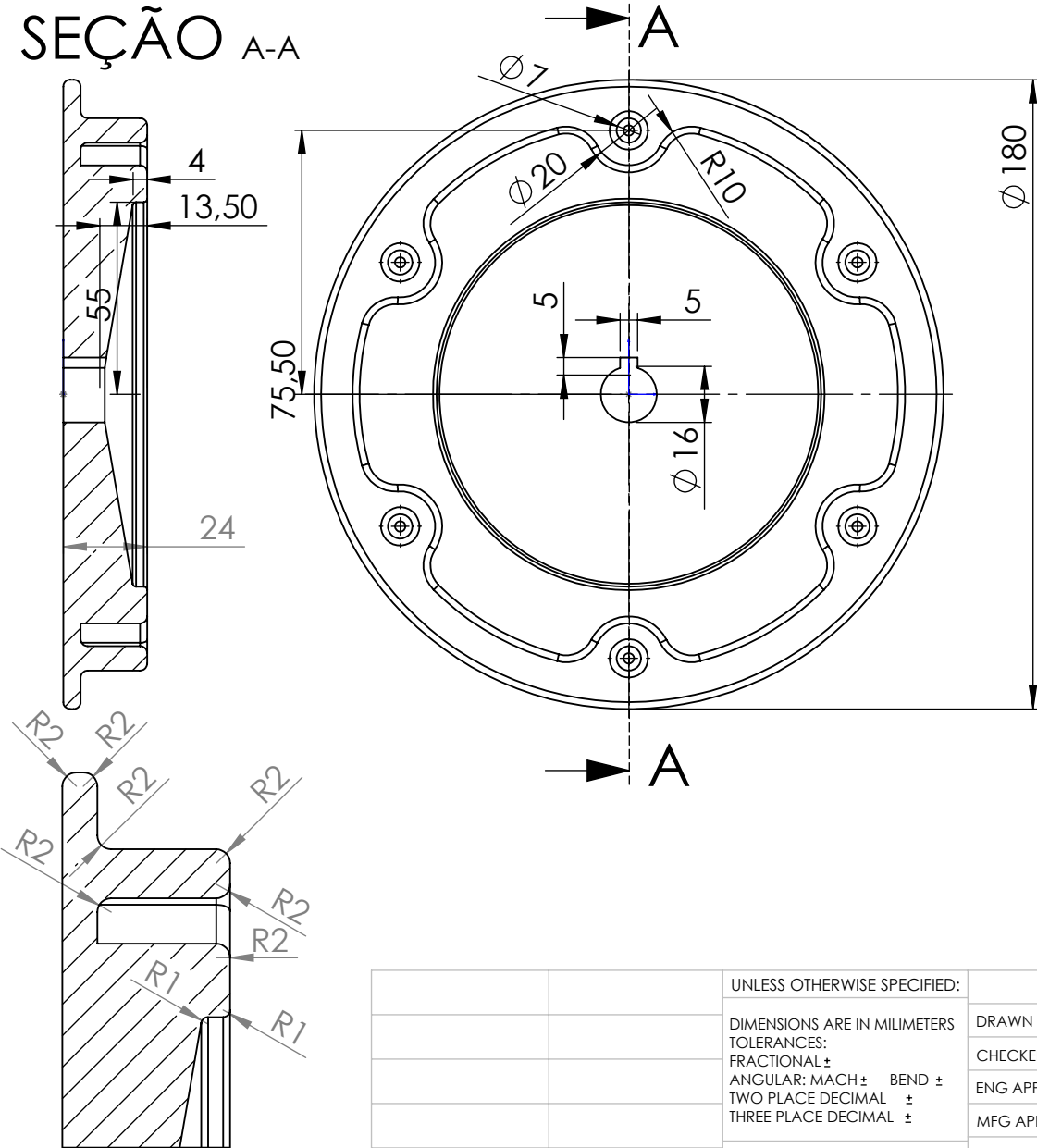
**PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL**  
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF <INSERT COMPANY NAME HERE>. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE WITHOUT THE WRITTEN PERMISSION OF <INSERT COMPANY NAME HERE> IS PROHIBITED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE
		DIMENSIONS ARE IN INCHES	DRAWN		
		TOLERANCES:	CHECKED		
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.		
		ANGULAR ±	MFG APPR.		
		BEND ±	Q.A.		
		TWO PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:		
		THREE PLACE DECIMAL ±			
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:			
		MATERIAL			
		FINISH			
NEXT ASSY	USED ON				
APPLICATION		DO NOT SCALE DRAWING			

Mayara Caldeira Cirino Silva		
TITLE: Suporte do rotor no rolamento sobre o eixo		
SIZE <b>A</b>	DWG. NO. SUP_ROLAMENTO_V06_DRW	REV
SCALE: 1:2	SHEET 1 OF 1	



# SEÇÃO A-A



**PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL**  
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF MAYARA CALDEIRA CIRINO SILVA. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE IS ALLOWED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE
		DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS	DRAWN		
		TOLERANCES:	CHECKED		
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.		
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.		
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.		
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:		
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:	É recomendada que a geometria seja impressa em 3D e validada fisicamente.		
		MATERIAL	SIZE	DWG. NO.	REV
		FINISH	<b>A</b>	suporte_estator_eixo_v06_drw	
NEXT ASSY	USED ON	APPLICATION	SCALE: 1:2	SHEET 1 OF 1	
		DO NOT SCALE DRAWING			

Mayara Caldeira Cirino Silva		
TITLE: Suporte do Estator de um Motor BLDC em eixo		
SIZE	DWG. NO.	REV
<b>A</b>	suporte_estator_eixo_v06_drw	
SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1

B

B

A

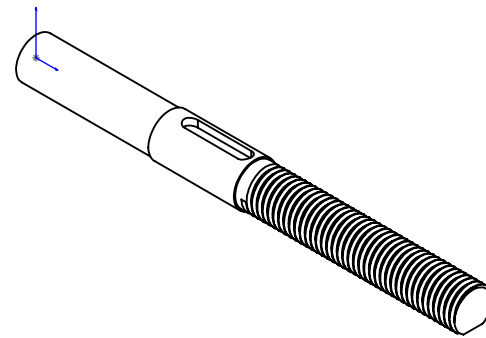
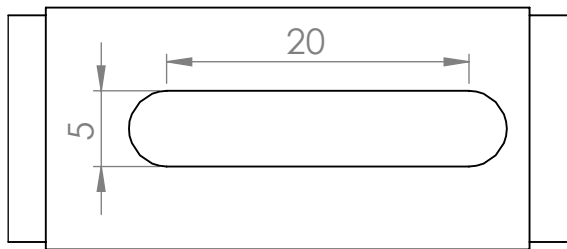
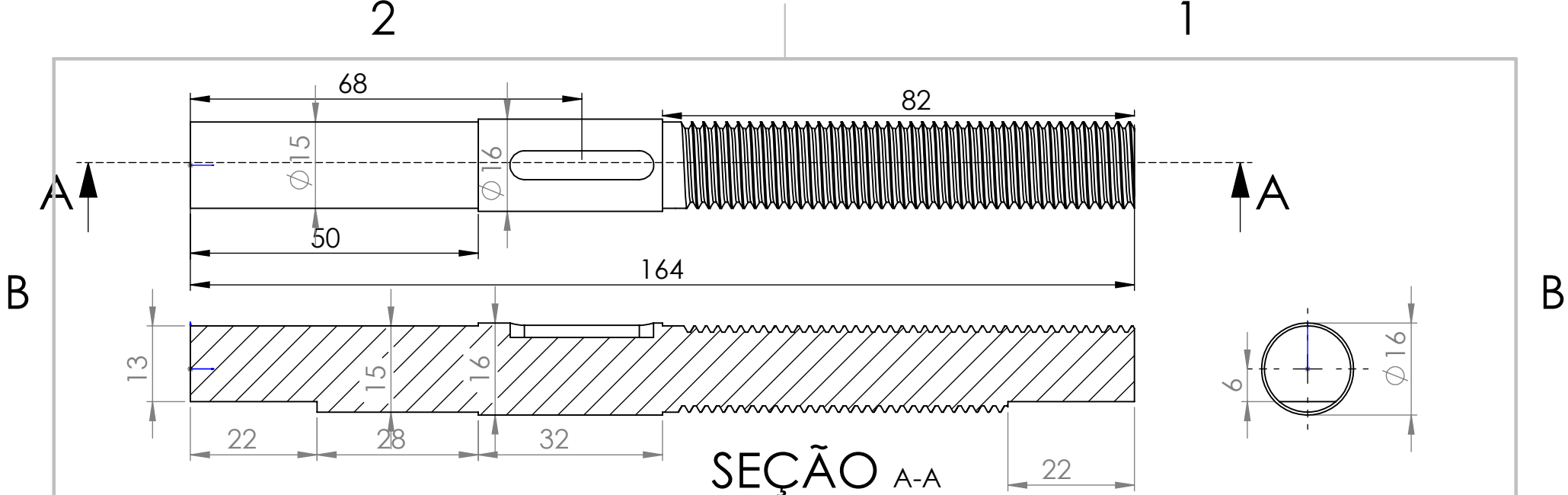
A

2

1

2

1



SEÇÃO A-A

ESCALA 1 : 1

**PROPRIETARY AND CONFIDENTIAL**  
 THE INFORMATION CONTAINED IN THIS DRAWING IS THE SOLE PROPERTY OF MAYARA CALDEIRA CIRINO SILVA. ANY REPRODUCTION IN PART OR AS A WHOLE IS ALLOWED.

		UNLESS OTHERWISE SPECIFIED:		NAME	DATE	Mayara Caldeira Cirino Silva		
		DIMENSIONS ARE IN MILLIMETERS	DRAWN			TITLE:		
		TOLERANCES:	CHECKED			Projeto de eixo		
		FRACTIONAL ±	ENG APPR.			SIZE	DWG. NO.	REV
		ANGULAR: MACH ± BEND ±	MFG APPR.			<b>A</b>	EIXO_V07_DRW	
		TWO PLACE DECIMAL ±	Q.A.			SCALE: 1:2		SHEET 1 OF 1
		THREE PLACE DECIMAL ±	COMMENTS:					
		INTERPRET GEOMETRIC TOLERANCING PER:						
		MATERIAL						
		FINISH						
	NEXT ASSY	USED ON						
	APPLICATION							
			DO NOT SCALE DRAWING					