

UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

HEITOR RODRIGUES TAVARES DA SILVA

**Seleção de materiais para o disco de freio de um protótipo BAJA
SAE e validação da metodologia aplicada através de testes reais**

João Pessoa, PB

2024

Heitor Rodrigues Tavares da Silva

**Seleção de materiais para o disco de freio de um protótipo BAJA Sae e
validação da metodologia aplicada através de testes reais**

Monografia apresentada ao departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba, como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientação Prof. Siderley Fernandes Albuquerque

João Pessoa, PB

2024

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

S586s Silva, Heitor Rodrigues Tavares da.

Seleção de materiais para o disco de freio de um protótipo BAJA SAE e validação da metodologia aplicada através de testes reais / Heitor Rodrigues Tavares da Silva. - João Pessoa, 2024.

56 f. : il.

Orientação: Siderley Albuquerque.

TCC (Graduação) - UFPB/Tecnologia.

1. Disco, Freio, Análise térmica, Seleção, Materiais. I. Albuquerque, Siderley. II. Título.

UFPB/BSCT

CDU 621(043.2)

Heitor Rodrigues Tavares da Silva

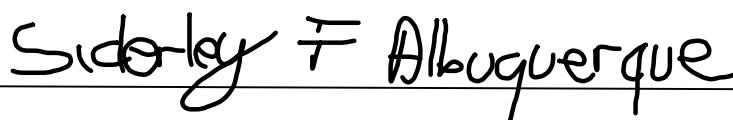
**Seleção de materiais para o disco de freio de um protótipo BAJA SAE e
validação da metodologia aplicada através de testes reais**

Trabalho de Conclusão de Curso que
apresento a Coordenação do Curso de
Engenharia Mecânica do Centro de Tecnologia
da Universidade Federal da Paraíba, como
parte dos requisitos para a obtenção do título
de bacharel em Engenharia Mecânica.

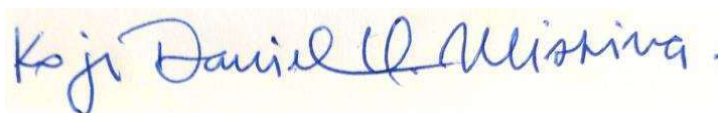
Orientador: Siderley Fernandes Albuquerque.

DATA DE APROVAÇÃO 25/10/2024

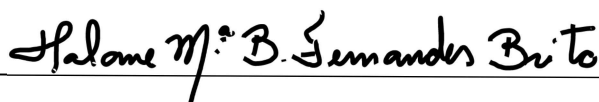
BANCA EXAMINADORA



Prof. Dr. Siderley Fernandes Albuquerque (Orientador)



Prof. Dr. Koje Daniel Vasconcelos Mishina
(Avaliador)



Prof^a. Dr^a. Halane Maria Braga Fernandes Brito
(Avaliadora)

JOÃO PESSOA – PB
2024

Dedico aos meus pais e avós, que sempre estiveram comigo, me incentivando e se esforçando para que eu pudesse estudar. Sem eles nada nada disso seria possível.

Agradecimentos

Agradeço primeiramente a Deus, que é meu refúgio e fortaleza, que sempre esteve me abençoando e livrando de todo mal.

Aos meus pais, que sempre se esforçaram e se doaram para que eu pudesse chegar até aqui. Ao meu pai, Ivanildo, meu exemplo de caráter e de dedicação. A minha mãe, Beatriz, que colocou sua vida em risco para que eu pudesse vir ao mundo. Ao meu irmão, Helder, que foi, é e sempre será uma fonte de motivação para que eu continue buscando um futuro melhor. Ao meu avô, Paulo, quem me levava para a escola durante minha infância na sua bicicleta vermelha.

Aos meus amigos e colegas de graduação, por todo apoio durante a trajetória. Ao projeto UFPBaja, onde pude crescer como pessoa e aprender a lidar com grandes responsabilidades a nível profissional.

Por fim, em nome de meu professor orientador, quero agradecer a todos os professores pela ajuda e por todos conhecimentos compartilhados durante a graduação.

Resumo

Este trabalho consiste no desenvolvimento de discos de freios para um protótipo de competição Baja SAE, com foco na seleção correta de materiais visando atender as metas e objetivos gerais do projeto, que relacionam custo, massa e desempenho. Durante o estudo de desempenho dos componentes, foi desenvolvida uma análise matemática que relaciona parâmetros térmicos e estruturais. Para o estudo de seleção, o *software* Granta Selector foi utilizado, permitindo aplicar filtros com características funcionais para os materiais, já para o modelo numérico, o uso do Ansys possibilitou conhecer a temperatura de trabalho através de uma análise térmica. Por fim, de modo a validar os estudos desenvolvidos, um teste de frenagem real foi realizado, permitindo conhecer a temperatura real de trabalho. Desta maneira, foi possível otimizar os componentes, atendendo aos objetivos propostos, e validando a metodologia aplicada para uso durante futuros projetos da equipe UFPBaja.

Palavras-chave: Disco de Freio, Análise térmica, Seleção de materiais

Abstract

This work consists of developing brake discs for a Baja SAE competition prototype, focusing on the correct selection of materials in order to meet the general goals and objectives of the project, which relate cost, mass and performance. During the performance study of the components, a mathematical analysis was developed that relates thermal and structural parameters. For the selection study, the Granta Selector software was used, allowing the application of filters with functional characteristics for the materials, while for the numerical model, the use of Ansys made it possible to know the working temperature through a thermal analysis. Finally, in order to validate the studies developed, a real braking test was performed, allowing the real working temperature to be known. In this way, it was possible to optimize the components, meeting the proposed objectives, and validating the methodology applied for use in future projects by the UFPBaja team.

Palavras-chave: Brake disc, Thermal analysis, selection of materials

Lista de Símbolos

P	Peso do protótipo [N]
H	Altura do centro de massa [m]
L	Distância entre eixos [m]
L_D	Distância entre o eixo dianteiro e o CM [m]
L_T	Distância entre o eixo traseiro e o CM [m]
F_{ET}	Carga estática no eixo traseiro [N]
F_{ED}	Carga estática no eixo dianteiro [N]
F_{XD}	Força em X no eixo dianteiro [N]
F_{XT}	Força em X no eixo traseiro [N]
m_p	Massa do protótipo [kg]
a_X	Aceleração [m/s ²]
M_{CM}	Momento em relação ao centro de massa [N.m]
a_{CM}	Aceleração no centro de massa [m/s ²]
$\mu_{D,Cin}$	Coefficiente de atrito cinético no eixo dianteiro
$\mu_{T,Cin}$	Coefficiente de atrito cinético no eixo traseiro
T_{FD}	Torque de frenagem requerido no eixo dianteiro [N.m]
T_{FT}	Torque de frenagem requerido no eixo traseiro [N.m]
$R_{pneu,D}$	Raio do pneu dianteiro [m]
$R_{pneu,T}$	Raio do pneu traseiro [m]
$I_{eq,D}$	Momento de Inércia equivalente no eixo dianteiro [kg.m ²]
$I_{eq,T}$	Momento de Inércia equivalente no eixo traseiro [kg.m ²]
$\alpha_{rot,D}$	Aceleração angular eixo dianteiro [rad/s ²]
$\alpha_{rot,T}$	Aceleração angular eixo traseiro [rad/s ²]

$R_{Pr,Pn}$	Raio primitivo do pneu [m]
V_{fin}	Máxima velocidade final [m/s]
t	Tempo de frenagem [s]
V_{in}	Velocidade inicial [m/s]
P_{LD}	Pressão no sistema dianteiro [Pa]
P_{LT}	Pressão no sistema traseiro [Pa]
P_L	Pressão no sistema [Pa]
F_P	Força de entrada no pedal [N]
L_P	Ampliação Mecânica
$A_{cm,D}$	Área do embolo do cilindro-mestre dianteiro [m ²]
$A_{cm,T}$	Área do embolo do cilindro-mestre traseiro [m ²]
$F_{APL,D}$	Força aplicada na pinça dianteira (eixo) [N]
$F_{APL,T}$	Força aplicada na pinça traseira (eixo) [N]
$A_{e,P}$	Área do êmbolo da pinça [m ²]
r_d	Raio efetivo do disco dianteiro [m]
r_t	Raio efetivo do disco traseiro [m]
$r_{ef,D}$	Raio efetivo real do disco dianteiro [m]
$r_{ef,T}$	Raio efetivo real do disco traseiro [m]
$F_{FR,D}$	Força de frenagem real no eixo dianteiro [N]
$F_{FR,T}$	Força de frenagem real no eixo traseiro [N]
$T_{real,D}$	Torque de frenagem real dianteiro [N.m]
$T_{real,T}$	Torque de frenagem real traseiro [N.m]
FSD	Fator de segurança (torque) no eixo dianteiro
FST	Fator de segurança (torque) no eixo traseiro

$F_{c,D}$	Fluxo de calor no disco dianteiro [W/m ²]
$F_{c,T}$	Fluxo de calor no disco traseiro [W/m ²]
P_M	Potência máxima [W]

Lista de Figuras

Figura 1	Pedal de freio ajustável
Figura 2	Diagrama de corpo livre
Figura 3	Diagrama de forças atuantes
Figura 4	Diagrama de corpo livre com forças dinâmicas
Figura 5	Teste para aquisição da força de acionamento com célula de carga
Figura 6	Força de acionamento obtida durante teste
Figura 7	Raio interno e externo para o conjunto disco-pastilha dianteiro
Figura 8	Raio interno e externo para o conjunto disco-pastilha traseiro
Figura 9	Disposição dos sensores durante aquisição de dados do sistema dianteiro
Figura 10	Força de acionamento vs Pressão no pedal
Figura 11	Geometria do disco dianteiro
Figura 12	Disco dianteiro fixado no cubo de roda
Figura 13	Fixação da pinça dianteira junto ao montante
Figura 14	Geometria do disco traseiro
Figura 15	Local de fixação do disco traseiro
Figura 16	Sistema de freios traseiro, com montagem da pinça na caixa por meio de um suporte
Figura 17	Informações para material utilizado no disco de freio anterior
Figura 18	Tabela gerada pelo software, utilizada para comparação dos materiais
Figura 19	Área varrida pela pastilha - disco dianteiro
Figura 20	Área varrida pela pastilha - disco traseiro
Figura 21	Condições de contorno aplicadas para análise térmica do disco traseiro
Figura 22	Condições de contorno aplicadas para análise térmica do disco dianteiro

- Figura 23 Resultado de temperatura máxima para o disco traseiro obtido através do modelo numérico
- Figura 24 Propriedades térmica para o aço carbono AISI 1020 normalizado, segundo dados do Granta Selector
- Figura 25 Resultado de temperatura máxima para os discos dianteiros obtido através do modelo numérico
- Figura 26 Câmera térmica capturando a distribuição de temperatura no disco de freio
- Figura 27 Maior pico de temperatura registrada durante bateria de testes

Lista de Tabelas

Tabela 1	Benchmarking para escolha do Cilindro Mestre
Tabela 2	Parâmetros pré-definidos
Tabela 3	Valores de densidade e custo máximo para novo material

Sumário

1.	Introdução.....	16
1.1	Justificativa	16
1.2	Objetivos.....	17
1.2.1	Objetivo Geral	17
1.2.2	Objetivos Específicos	17
2.	Sistema de Freios	18
2.1	Tipos de Sistemas de Freios.....	18
2.1.1	Freio a disco	18
2.1.2	Freio a tambor.....	18
2.1.3	Sistema de freio a ar	18
2.1.4	Sistema ABS.....	19
2.2	Componentes	19
2.3	Escolha da equipe UFPBaja para o sistema de freios	19
2.3.1	Quantidade e localização dos discos e das pinças	20
2.3.2	Cilindro mestre	20
2.3.3	Pinças.....	21
2.3.4	Discos	21
2.3.5	Pedal de Freio	21
3.	Resultados e Métodos.....	23
3.1	Modelagem do Sistema.....	23
3.1.1	Cargas estáticas nos eixos	23
3.1.2	Cargas Dinâmicas nos eixos.....	24
3.1.3	Parâmetros relacionados ao sistema de freios	28
3.1.4	Parâmetros pré-definidos (Gerais do protótipo)	30
3.2	Cálculo das Forças Atuantes no Sistema	31
3.2.1	Carga estática nos eixos.....	31
3.2.2	Carga dinâmica nos eixos.....	31
3.2.3	Momento de Inércia Equivalente.....	31
3.2.4	Aceleração angular	32
3.2.5	Torque de frenagem requerido pelo sistema.....	32
3.2.6	Pressão gerada pelo sistema	33
3.2.7	Força aplicada pelas pinças	33
3.2.8	Raio efetivo dos discos	33
3.3	Realimentação do cálculo	34

3.3.1	Raio efetivo real dos discos	34
3.3.2	Pressão real validada	35
3.4	Efeitos causados pela realimentação dos parâmetros	37
3.4.1	Coeficiente de segurança	38
3.5	Desenho Assistido por Computador	39
3.5.1	Design e desenvolvimento	39
3.6	Seleção de Materiais	42
3.6.1	Granta Selector	42
3.6.2	Matriz de decisão para critérios	43
3.6.3	Resultados gerados e seleção do material.....	45
3.7	Engenharia Assistida por Computador	46
3.7.1	Ferramenta de simulação	46
3.7.2	Análise ANSYS	46
3.7.3	Análise térmica	47
3.8	Resultados e Validação do material	49
3.8.1	Validação: Metodologia e Material	51
4.	Conclusão	53

1. Introdução

Baja SAE Brasil é um projeto estudantil organizado pela SAE Brasil que visa a competitividade entre equipes formadas por estudantes de engenharia, visando aplicar na fabricação de um veículo fora de estrada os conhecimentos adquiridos em sala de aula. No calendário brasileiro, existem duas competições anuais: etapa Nacional, em São José dos Campos – São Paulo, e etapa Regional, na Bahia. A equipe UFPBaja, fundada em 2006 e tricampeã regional, representa a Universidade Federal da Paraíba.

É requisito da competição que os estudantes dimensionem os componentes do protótipo, atendendo às regras contidas no Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil – RATBSB. O projeto é avaliado segundo dois núcleos de nível de conhecimento: técnico e de negócios. O primeiro engloba as seguintes áreas: Cálculo estrutural, *Powertrain*, Suspensão, Direção, Freios, Design e ergonomia e Elétrica. Já o segundo, por sua vez, abrange a Gestão de equipe, Vendas e Marketing.

Uma das etapas que atestam a aptidão do protótipo para competir é a prova de frenagem. Nela, deve haver travamento total das 4 rodas simultaneamente. Além disso, durante as demais provas dinâmicas, quaisquer falhas percebidas no sistema de freios obrigam a parada imediata do protótipo, visando a correção necessária para que o pleno funcionamento seja restabelecido. Assim, um dimensionamento adequado de todos os componentes do sistema de freios se mostra imprescindível para a competitividade de uma equipe.

Para o projeto de freios da equipe UFPBaja, foi escolhido o sistema de freio a disco, de modo a conceber um componente leve e robusto, e o dimensionamento foi feito seguindo os conceitos de Limpert (1999) e a seleção de materiais com auxílio do *software* Granta Selector.

1.1 Justificativa

Dada a importância do sistema de freios em um veículo, visto que o mesmo exerce um papel fundamental na segurança e desempenho, garantindo a eficiência na frenagem, a dissipação adequada de calor e a resistência a deformações, a escolha do material para o disco de freio é crucial, pois este componente precisa resistir as cargas anteriormente citadas. A seleção de materiais envolve múltiplos critérios, sendo neste trabalho a condutividade térmica, o peso e o custo, que devem ser balanceados para atender aos requisitos de performance e segurança do veículo.

Assim, baseando-se na importância da seleção adequada para o material dos discos de freio, primordiais para o funcionamento eficaz do sistema de frenagem e para a otimização de desempenho geral, o trabalho justifica-se pela necessidade de uma metodologia sistemática que guie a seleção do material fundamentada em análises técnicas e científicas, levando em conta as propriedades fundamentais e condições de uso em situações reais, como por exemplo durante as competições.

1.2 Objetivos

1.2.1 Objetivo Geral

O objetivo principal deste trabalho é selecionar o material adequado para os discos de freio de um protótipo baja, validando a metodologia empregada através de testes reais. Para isso, será analisado o desempenho térmico do disco. Todos os conceitos devem se basear na regra proposta pela SAE, de modo a permitir que o veículo possa competir.

1.2.2 Objetivos Específicos

Arelado a esses objetivos principais, essa seleção deve seguir parâmetros pré-definidos: diminuição da massa e garantia da confiabilidade dos componentes, atrelado ao não aumento dos custos gerais. Para isto, um modelo de análise térmica será utilizado, seguindo o método dos elementos finitos. A validação do modelo criado será feita comparando os resultados das análises com valores reais obtidos durante testes com a utilização de uma câmera térmica.

2. Sistema de Freios

O sistema de freios de um veículo visa desacelerar total ou parcialmente o mesmo, transformando a energia cinética de um corpo em energia térmica. É um item obrigatório e de segurança. Além disso, seu funcionamento adequado auxilia a pilotagem em veículos de competição, permitindo, por exemplo, controle de velocidade durante trecho em declive ou entrada de curva, como também controle de posição quando em um aclave.

2.1 Tipos de Sistemas de Freios

2.1.1 Freio a disco

São os mais utilizados em modelos recentes. Eles consistem em componentes metálicos e achatados, que são presos ao cubo de roda e às pinças, colaborando com a frenagem das pastilhas de freio. Eles costumam ser menos suscetíveis a danos causados por detritos comuns ao uso de veículos (como a terra e a água), contam com maior sensibilidade e efetividade durante as frenagens e evitam o superaquecimento (e a consequente perda de eficiência dos freios) por possuírem mecanismos próprios voltados à dissipação do calor.

2.1.2 Freio a tambor

O tambor é uma peça circular que está diretamente ligada à roda e recebe o atrito criado pelas sapatas de freio. Como resultado, o cilindro mestre transmite a pressão gerada para as rodas através das chamadas “linhas de freio”. Além do menor custo em comparação aos freios a disco, os freios a tambor também costumam ser mais robustos e, consequentemente, mais resistentes. Suas desvantagens giram em torno de sua performance, sua potência em dissipar calor (que é menor em comparação às tecnologias a disco) e à necessidade de manutenções mais frequentes, como a substituição de peças e a conservação de uma lubrificação apropriada.

2.1.3 Sistema de freio a ar

Geralmente utilizado em veículos pesados, também é conhecido como freio pneumático e foi usado, inicialmente, nos trens. Um cilindro de freio é instalado no veículo e sua frenagem ocorre a partir das mudanças na pressão do ar. A base do sistema de freio a ar é o compressor de ar. É ele o responsável por fazer com que a frenagem receba o ar, ao mesmo tempo em que isso ocorre no motor. Esse ar fica comprimido e é enviado ao regulador. Assim, a pressão dos freios é controlada, sendo o excesso de ar lançado para fora do veículo.

2.1.4 Sistema ABS

O Freio ABS (Sistema de Freios Antitravamento) é projetado para evitar o travamento das rodas durante frenagens bruscas, assegurando estabilidade e prevenindo a derrapagem, especialmente em condições adversas como chuva, gelo ou neve. Sensores monitoram a rotação de cada roda em tempo real, e se detectarem que uma roda está prestes a travar, o sistema alivia a pressão do freio do carro naquela roda.

2.2 Componentes

No sistema de freio a disco, diversos componentes juntos promovem a frenagem do veículo. Os mais importantes são: pedal de acionamento, cilindro-mestre, servo freio, fluido, mangueiras flexíveis e/ou rígidas, cilindros de roda, pastilhas, pinça e discos.

No sistema de freio a tambor tem-se: pedal de freio, tambor, sapatas de freio, cilindro de roda, cilindro mestre, molas e alavanca.

Por fim, no sistema ABS tem-se 4 componentes: Quatro sensores de velocidade, um em cada roda, uma bomba hidráulica com fluido de freio, quatro válvulas hidráulicas, que recebem o fluido (se for um sistema de quatro canais), e um controlador eletrônico, que monitora os sensores de velocidade.

2.3 Escolha da equipe UFPBaja para o sistema de freios

De acordo com o RATBSB (2024), toda equipe deve obrigatoriamente seguir as seguintes regras para a concepção do seu sistema de freios:

B9 SISTEMA DE FREIO

B9.1 Freio principal

B9.1.1 O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja atuado por um único pé por meio de um pedal (item B9.2).

B9.1.2 O pedal deve atuar diretamente o cilindro mestre por uma conexão rígida, isto é, cabos não são permitidos.

B9.1.3 O sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática como em movimento em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.

B9.1.4 A efetividade do sistema de freio será verificada ao longo de toda a competição. Se falhas forem detectadas, o veículo será removido da competição até que o problema seja resolvido.

Levando em consideração o item B9.1.3, o sistema de freio ABS é descartado. Analisando a complexidade dos sistemas citados na seção 2.1, e avaliando principalmente os critérios de efetividade durante frenagem, massa e complexidade geométrica do sistema, a equipe optou por utilizar um sistema de freio a disco, com desenvolvimento e manufatura próprios para o disco de freio.

2.3.1 Quantidade e localização dos discos e das pinças

Na primeira análise, foram estudados os dois cenários para a disposição dos discos: *inboard* e *outboard*. Para o primeiro caso, o rotor é montado no chassi do veículo, enquanto no segundo essa montagem é feita fora do chassi, no empacotamento da roda.

Para o eixo dianteiro, optou-se pela utilização do sistema *outboard*, com uma pinça dedicada por roda, devido principalmente a transferência de cargas durante a frenagem. Já para o traseiro, o sistema *inboard* foi o escolhido, com utilização de um disco acoplado ao eixo de transmissão final, devido ao melhor empacotamento do sistema, e também visando redução de massa e custo. Como consequência da disposição dos discos, foram utilizadas 3 pinças.

2.3.2 Cilindro mestre

O modelo foi selecionado através de um benchmarking feito com as demais equipes, onde os modelos citados e suas características principais podem ser vistas na Tabela 1:

Tabela 1: Benchmarking para escolha do Cilindro Mestre

MODELO	PISTÃO [mm]	SAÍDAS	ESPECIFICAÇÃO	COMPARATIVO	
Fusca	19,05	5	1977 – 1996	CUSTO	MASSA
Uno	19,05	4	1984 – 1991	+ 20,55%	- 3,93%
Gol	20,63	6	1981 – 1984	+ 49,51%	- 0,18%
Gol	20,63	4	1985 – 2012	+ 15,70%	- 0,18%
Uno	20,63	4	1997 – 2010	+ 20,55%	+ 0,36%
Golf	20,63	4	1995 – 1998	+125,73%	+ 3,84%
Parati	20,63	6	1983 – 1984	+ 9,06%	- 0,18%
Parati	20,63	4	1985 – 1996	+ 28,64%	- 0,18%
Santana	20,63	6	1984 – 1990	+ 17,15%	+ 2,01%
Santana	20,63	4	1991 – 1994	+ 44,82%	+ 2,01%

Fonte: Autor (2024)

Assim, a equipe decidiu por usar o cilindro mestre do fusca com câmara dupla, devido a melhor combinação entre:

- i. Dimensão do pistão – quanto menor o valor, maior a pressão gerada, de acordo com o conceito de pressão;
- ii. Número de saídas – de acordo com a quantidade de pinças escolhidas, um cilindro com 5 saídas evitou a utilização de componentes de ramificação de linha, pois as três saídas da primeira câmara foram utilizadas para o sistema dianteiro, com duas para as pinças e uma para o interruptor hidráulico utilizado para acender a luz de freio, enquanto a segunda câmara, utilizada para a traseira, levou pressão para a pinça traseira e também para o interruptor traseiro;
- iii. Custo – um dos objetivos globais do protótipo era a redução de custo em alguns dos setores, como no sistema de freios, para conseguir investir mais na melhoria de outros subsistemas, como por exemplo *powertrain*;
- iv. Massa – o principal objetivo global definido foi de reduzir o custo do protótipo.

2.3.3 Pinças

A seleção das três pinças utilizadas seguiu o mesmo critério do cilindro. A fabricação de um modelo próprio ficou inviabilizada por questões financeiras, sendo escolhida dentre as opções do mercado o modelo da CG Titan 125, com dois êmbolos de diâmetro 1” cada.

2.3.4 Discos

Foram desenvolvidos 2 modelos de discos, sendo 2 para as pinças dianteiras e 1 para a traseira. Seguindo o conceito de disco fixo e pinça flutuante, a definição das dimensões e materiais serão explicadas na sequência deste trabalho.

2.3.5 Pedal de Freio

O pedal foi pensado para que seu acionamento pudesse atender ergonomicamente pessoas compreendidas do percentil 01 feminino ao 99 masculino. Como, por regra, o banco deve ser fixo, a solução encontrada foi projetar um pedal ajustável, conforme Figura 1.

Figura 1: Pedal de freio ajustável



Fonte: Autor (2024)

Para efeito de cálculo, a ampliação mecânica foi definida em 5,18:1, visto que esse valor pode variar de acordo com o ajuste de pedal adotado. Assim, essa razão de ampliação se relaciona com a força de acionamento, que será explicada posteriormente, utilizada para o cálculo de uma maneira que haja um equilíbrio entre as duas, permitindo que a variação da magnitude da força em função dos percentis possa ser corrigida com a razão do pedal, de modo a se manter a mesma pressão.

3. Resultados e Métodos

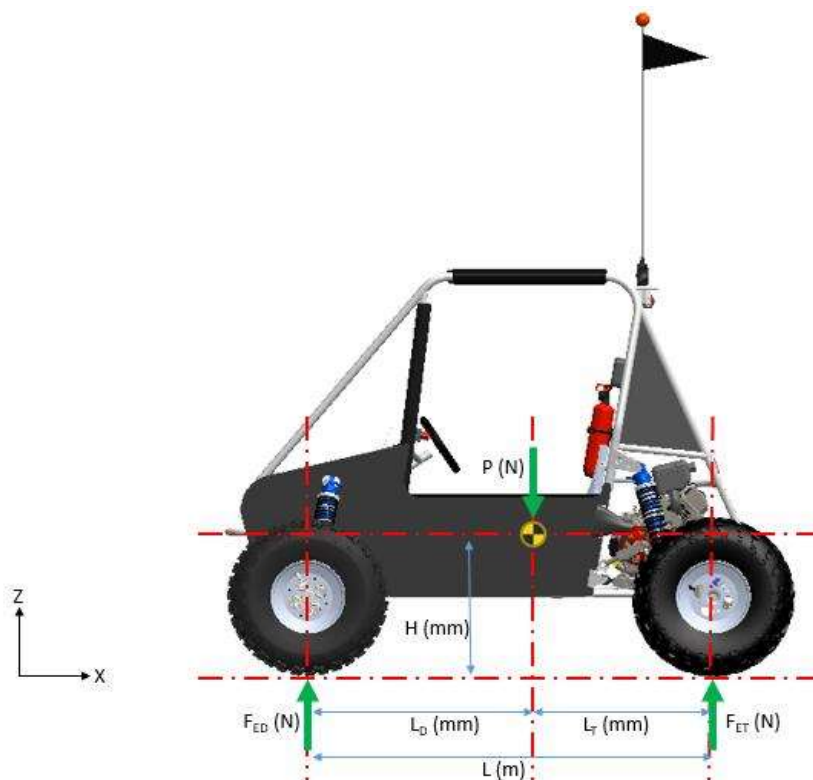
3.1 Modelagem do Sistema

Para conhecer as forças atuantes no sistema, essenciais para uma análise apurada no ANSYS, é necessário ter em posse algumas variáveis do protótipo. Alguns desses valores são específicos dos componentes do sistema de freios, enquanto outros são chamados de parâmetros gerais, atrelados a características e componentes globais do protótipo.

3.1.1 Cargas estáticas nos eixos

Através das forças atuantes observadas na Figura 2, podemos calcular o diagrama de corpo livre estático para o protótipo.

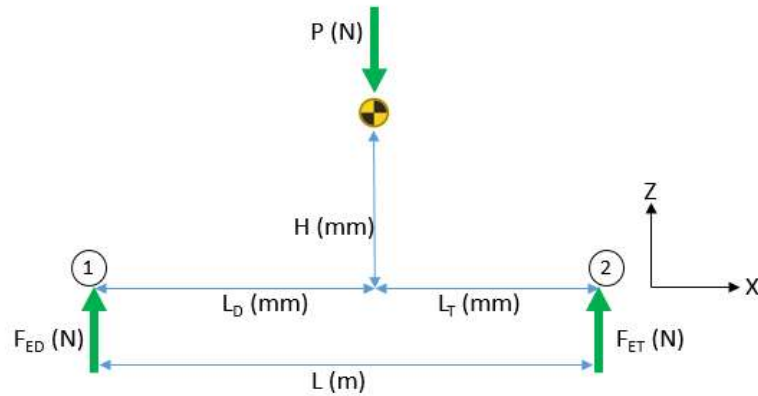
Figura 2: Diagrama de corpo livre



Fonte: Autor (2024)

Assim, analisando as cargas atuantes no eixo “Z”, presentes na Figura 3, tem-se:

Figura 3: Diagrama de forças atuantes



Fonte: Autor (2024)

Calculando no ponto 1, o momento causado pelas forças, no plano “ZX”, tem-se:

$$M1 = P * L_D - F_{ET} * L \quad (1)$$

Sendo $L = L_D + L_T$

Como $M1 = 0$, concluímos que:

$$F_{ET} = P * \frac{L_D}{L} \quad (2)$$

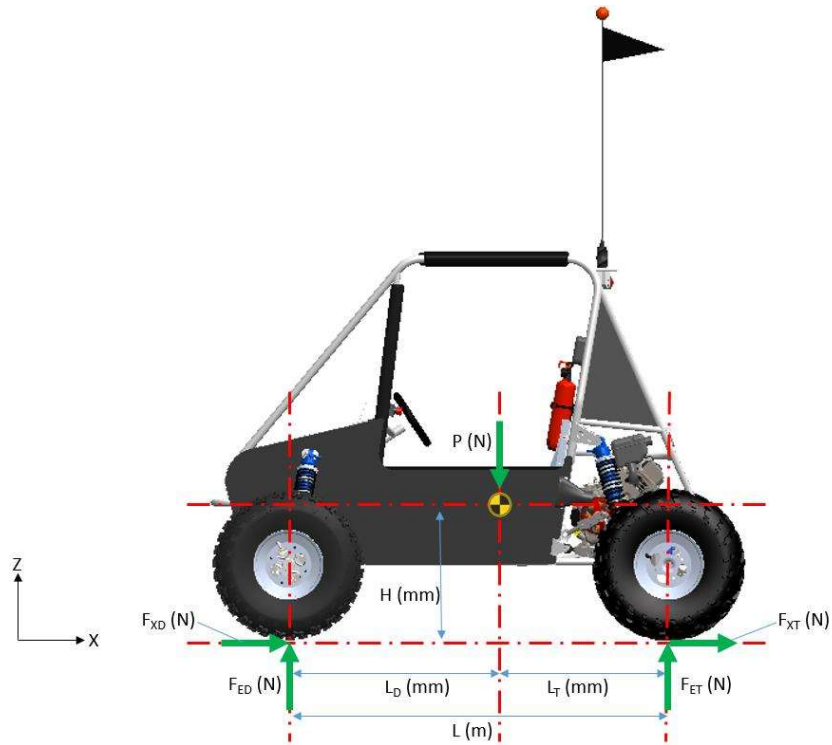
De maneira análoga, analisando em (2), tem-se:

$$F_{ED} = P * \frac{L_T}{L} \quad (3)$$

3.1.2 Cargas Dinâmicas nos eixos

Para calcularmos as cargas dinâmicas atuantes no protótipo, analisaremos de maneira similar as forças atuantes no protótipo, conforme Figura 4.

Figura 4: Diagrama de corpo livre com forças dinâmicas



Fonte: Autor (2024)

Assim, de acordo com o diagrama de corpo livre, tem-se:

$$\sum Z = F_{ED} + F_{ET} - P = 0 \quad (4)$$

Isto significa que:

$$F_{ED} + F_{ET} = P \quad (5)$$

Da mesma forma,

$$\sum X = F_{XD} + F_{XT} = m_p * a_X \quad (6)$$

Importante ressaltar que as forças aerodinâmicas resistivas são desprezadas devido à baixa velocidade alcançada pelo protótipo, seguindo os conceitos de GILLESPIE (1992).

Então, observando o momento em relação ao centro de massa, tem-se:

$$\sum M_{CM} = I_{CM} * a_{CM} \quad (7)$$

Desmembrando a equação anterior, chegamos em:

$$\sum X = (F_{XD} + F_{XT}) * H - L_D * F_{ED} + L_T * F_{ET} \quad (8)$$

De maneira a simplificar os estudos, assume-se que a aceleração angular durante a frenagem é pouco relevante, desprezando-a assim. Assim, concluímos que:

$$(F_{XD} + F_{XT}) * H - L_D * F_{ED} + L_T * F_{ET} = 0 \quad (9)$$

Substituindo as equações encontradas anteriormente, podemos concluir que:

- Para o eixo dianteiro, em Z, teremos:

$$F_{ED} = \frac{\left((P * L_T) + (a_X * m_p * H) \right)}{L} \quad (10)$$

- Para o eixo traseiro:

$$F_{ET} = \frac{\left((P * L_D) - (a_X * m_p * H) \right)}{L} \quad (11)$$

Considerando uma frenagem com deslizamento, devemos considerar a influência do coeficiente de aderência entre o pneu e o solo, assim teremos:

- Para o eixo dianteiro:

$$F_{XD} = F_{ED} * \mu_{D,Cin} \quad (12)$$

- Para o eixo traseiro:

$$F_{XT} = F_{ET} * \mu_{T,Cin} \quad (13)$$

De posse das equações que nos permitem conhecer as forças de frenagem, podemos então descobrir o torque de frenagem requerido através das seguintes equações:

$$T_{FD} = F_{XD} * R_{Pneu,D} + I_{eq,D} * \alpha_{rot,D} \text{ [Eixo Dianteiro]} \quad (14)$$

$$T_{FT} = F_{XT} * R_{Pneu,T} + I_{eq,T} * \alpha_{rot,T} \text{ [Eixo Traseiro]} \quad (15)$$

Para o cálculo do raio do pneu, considerando a deformação do mesmo durante uso, utilizamos uma fórmula proposta por GENTA; MORELLO (2006):

$$(0,96 * R_{Prim,Pneu}) \leq R_{Pneu} \leq (0,98 * R_{Prim,Pneu}) \quad (16)$$

Assim, em nosso estudo, o valor utilizado será de 98% do Diâmetro do pneu.

Para a aceleração angular dos eixos, tem-se:

$$\alpha_{rot} = \frac{V_{fin}}{(R_{Pneu} * t)} \quad (17)$$

Sendo V_{fin} a velocidade final atingida pelo protótipo (em m/s) e “t” o tempo de frenagem, que pode ser obtido através da seguinte equação:

$$V_{fin} = V_{in} + \alpha_X * t \quad (18)$$

Organizando os termos, chegamos em:

$$t = \frac{(V_{fin} - V_{in})}{\alpha_X} \quad (19)$$

Para a pressão gerada pelo sistema, tem-se:

$$P_{LD} = P_{LT} = P_L = \frac{F_P * L_P}{A_{cm,D}} \quad (20)$$

As equações são iguais para os dois eixos devido ao cilindro-mestre sem câmara dupla com único pistão de acionamento. Assim, podendo calcular a pressão gerada e conhecendo a área do pistão da pinça, podemos calcular a força aplicada pela pinça.

$$F_{APL,D} = F_{APL,T} = P_L * A_{e,P} \quad (21)$$

Como sabemos que torque é o resultado da multiplicação de uma força por uma distância, podemos calcular o raio efetivo do disco seguindo os seguintes modelos:

$$rd = \frac{\left(\frac{T_{FD}}{2}\right)}{F_{APL,D}} [Eixo\ dianteiro] \quad (22)$$

$$rt = \frac{(T_{FT})}{F_{APL,T}} [Eixo\ traseiro] \quad (23)$$

Observe que para o eixo dianteiro dividimos o torque por 2, devido a utilização de duas pinças por eixo.

3.1.3 Parâmetros relacionados ao sistema de freios

Como citado na seção 2.3.5, a ampliação mecânica utilizada foi de 5,18:1. Sabe-se que a faixa de força de acionamento tida como adequada segundo ergonomia e conforto, parâmetro estabelecido por Limpert (1999), é entre 445 N e 489 N, para 1G de desaceleração. Assim, foi feita uma prototipagem do pedal, adaptando o chassi de um protótipo anterior, de modo a se obter uma força de acionamento real para pessoas compreendidas entre os percentis também citados na seção 2.3.5. Uma célula de carga foi adaptada ao protótipo do pedal, captando a força exercida pelos utilizadores, como visto na Figura 5.

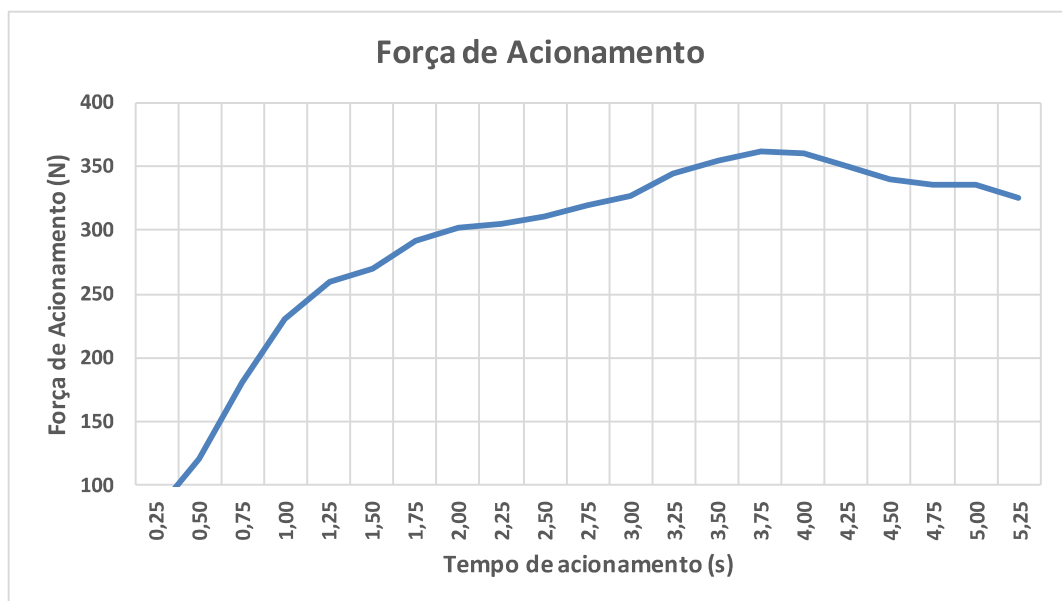
Figura 5: Teste para aquisição da força de acionamento com célula de carga



Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Assim, o resultado médio obtido foi de 362,08 N, como visto na Figura 6. Este valor médio foi utilizado devido a variação da ampliação mecânica, de modo a atender os percentis extremos. Para fins de cálculo, o aumento da ampliação mecânica é associado à uma diminuição da força de acionamento, ocasionando pouca variação na força de entrada no cilindro-mestre e possibilitando a utilização da força média obtida e da ampliação mecânica definida.

Figura 6: Força de acionamento obtida durante teste



Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Outro parâmetro pré-definido relacionado diretamente ao projeto de freios é a desaceleração pretendida em x (α_x). Embora possa ser calculada, este valor foi definido em $7,848 \text{ m/s}^2$ ($0,8G$), buscando atender um melhor desempenho em comparação ao protótipo anterior, visto que para a próxima competição foi implementada uma prova de frenagem. Este valor foi entendido como ideal para a equipe conseguir se colocar entre os 15 melhores projetos do Brasil, considerando a quantidade de pontos recebida por esta colocação no cálculo da pontuação total esperada.

Por fim, o material das pastilhas que serão utilizadas é definido como semi-metálico e tem coeficiente de atrito de $0,45$.

3.1.4 Parâmetros pré-definidos (Gerais do protótipo)

Observando as equações demonstradas ao longo da seção 4, notamos a necessidade de alguns dados de entradas que permitem o dimensionamento do sistema através das equações expostas. Assim, alguns parâmetros gerais do protótipo impactam diretamente o resultado e o desempenho do sistema de freios. A massa geral do protótipo foi definida em 140 kg , porém, considera-se também a massa do piloto (60 kg). Assim, chegamos a um valor final de 200 kg . Fechando o bloco que envolve dimensões gerais do veículo, tem-se as distâncias globais em X e Z , que podem ser observadas na Tabela 2.

Tabela 2: Parâmetros pré-definidos

Dimensão	Valor	Unidade
Distância entre eixos (L)	$1,47$	m
Distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa (L_D)	$0,7491$	m
Distância entre o eixo traseiro e o centro de massa (L_T)	$0,7209$	m
Altura do centro de massa em relação ao solo (H)	$0,49$	m

Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Os pneus, selecionados pelo time de suspensão e transmissão, são iguais para as quatro rodas e tem $0,5727414 \text{ m}$ de diâmetro. O coeficiente de atrito entre o pneu e o solo é de $0,9$.

3.2 Cálculo das Forças Atuantes no Sistema

De posse de todas as equações descritas na seção 4, podemos iniciar os cálculos de dimensionamento do nosso sistema.

3.2.1 Carga estática nos eixos

Para o eixo dianteiro, de (10), tem-se:

$$F_{ED} = \frac{((1962 * 0,7209) + (7,848 * 230 * 0,49))}{1,47}$$

$$F_{ED} = 1485,38 \text{ N}$$

Para o eixo traseiro, aplicando os valores em (11), tem-se:

$$F_{ET} = \frac{((1962 * 0,7491) - (7,848 * 230 * 0,49))}{1,47}$$

$$F_{ET} = 476,62 \text{ N}$$

3.2.2 Carga dinâmica nos eixos

Para o eixo dianteiro, substituindo os valores em (12), tem-se:

$$F_{XD} = 1485,38 * 0,9$$

$$F_{XD} = 1336,84 \text{ N}$$

De maneira análoga, agora utilizando (13), para o eixo traseiro:

$$F_{XT} = 476,62 * 0,9$$

$$F_{XT} = 428,96 \text{ N}$$

3.2.3 Momento de Inércia Equivalente

Para o momento de inércia do eixo dianteiro foram considerados dois pares do conjunto cubo, disco, roda e pneu. Com auxílio do *software* SolidWorks, chegamos no valor de 0,4187 kg.m². Já para o eixo traseiro tem-se dois pares de rodas, pneus, cubos, juntas universais, semi-eixos e tulipas. Além deles, um disco, dois pares de eixo e engrenagem utilizados para a redução na caixa. Por fim, a parte movida da CVT. Assim, chegamos ao valor de 0,5689 kg.m².

3.2.4 Aceleração angular

Da equação (17), tem-se:

$$\alpha_{rot} = \frac{V_{fin}}{(R_{pneu} * t)}$$

Sendo a velocidade final projetada em 40 km/h, sendo igual para os dois eixos, tem-se:

$$V_{fin} = \frac{40}{3,6} = 11,11 \text{ m/s}$$

Da mesma forma, utilizando a equação (19), podemos calcular o tempo de frenagem.

$$t = \frac{0 - 11,11}{-7,848}$$

$$t = 1,42 \text{ s}$$

Assim, para o eixo dianteiro, de (17), tem-se:

$$\alpha_{rot} = \frac{11,11}{0,2863707 * 1,42}$$

$$\alpha_{rot,D} = \alpha_{rot,T} = 27,405 \text{ rad/s}^2$$

Para o eixo traseiro o mesmo valor deve ser utilizado, visto que os mesmos valores para velocidade, tempo de frenagem e raio do pneu são utilizados.

3.2.5 Torque de frenagem requerido pelo sistema

Da equação (14), tem-se para o eixo dianteiro:

$$T_{FD} = 1336,84 * 0,2863707 + 0,4187 * 27,405$$

$$T_{FD} = 394,31 \text{ N.m}$$

Já para o eixo traseiro, utilizando a equação (15), tem-se:

$$T_{FT} = 138,43 \text{ N.m}$$

3.2.6 Pressão gerada pelo sistema

Da equação (20), tem-se para ambos os eixos:

$$P_{LD} = P_{LT} = P_L = \frac{362,08 * 5,18}{0,000285}$$

$$P_L = 6580432,75 \text{ Pa} = 6,58 \text{ MPa}$$

3.2.7 Força aplicada pelas pinças

Seguindo a equação (21), tem-se para ambos os eixos:

$$F_{APL} = F_{APL,D} = F_{APL,T} = 6580432,75 * 0,0010142$$

$$F_{APL} = 6673,96 \text{ N}$$

3.2.8 Raio efetivo dos discos

Seguindo a equação (22), considerando 2 pinças para o eixo dianteiro, tem-se:

$$rd = \frac{\frac{394,31}{2}}{6673,96}$$

$$rd = 29,54 \text{ mm}$$

Já para o eixo traseiro, onde usamos apenas uma pinça, de (23) tem-se:

$$rt = \frac{\frac{138,43}{2}}{6673,96}$$

$$rt = 20,74 \text{ mm}$$

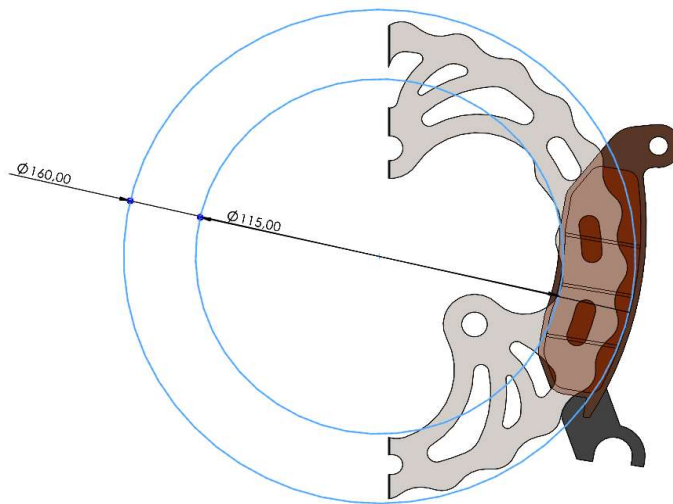
3.3 Realimentação do cálculo

Dois parâmetros importantes necessitam de terem seus valores atualizados, são eles: raio efetivo do disco e pressão do sistema. Para o primeiro isso se deu devido a incompatibilidade geométrica, já para o segundo devido aos resultados obtidos durante validação do cálculo utilizado.

3.3.1 Raio efetivo real dos discos

O raio efetivo calculado se tornou impraticável devido a questões de interferências com as peças da suspensão, no eixo dianteiro, e com componentes do *powertrain*, no eixo traseiro. Assim, após um estudo de espaço disponível e possíveis interferências, concluímos que o melhor valor para o diâmetro dos discos dianteiros e traseiros são 175 e 155 mm, respectivamente. O raio efetivo é um valor médio entre o raio interno e o raio externo da pastilha, para o eixo dianteiro, Figura 7, tem-se:

Figura 7: Raio interno e externo para o conjunto disco-pastilha dianteiro



Fonte: Autor (2024)

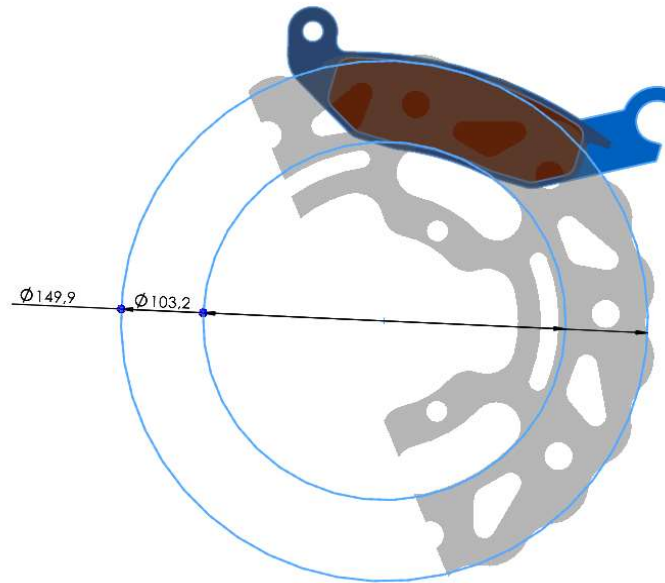
$$r_{ef,D} = \frac{r_0 + r_i}{2}$$

$$r_{ef,D} = \frac{\left(\frac{160}{2}\right) + \left(\frac{115}{2}\right)}{2}$$

$$r_{ef,D} = 68,75 \text{ mm}$$

Da mesma forma, na Figura 8, para o eixo traseiro:

Figura 8: Raio interno e externo para o primeiro design do conjunto disco-pastilha traseiro



Fonte: Autor (2024)

$$r_{ef,T} = \frac{r_0 + r_i}{2}$$

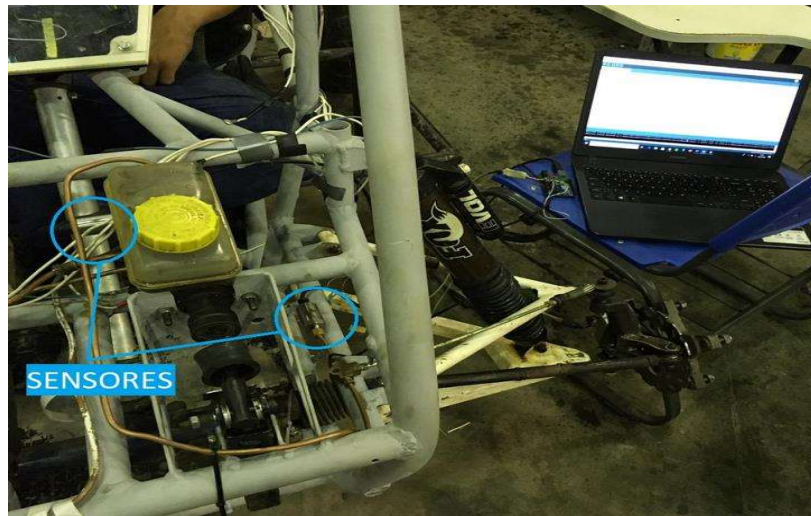
$$r_{ef,T} = \frac{\left(\frac{149,9}{2}\right) + \left(\frac{103,2}{2}\right)}{2}$$

$$r_{ef,T} = 63,275 \text{ mm}$$

3.3.2 Pressão real validada

O protótipo usado para obtenção das forças de acionamento foi novamente utilizado, desta vez para obtenção da pressão real gerada pelo sistema. O teste, que se deu em duas etapas devido à quantidade de sensores disponíveis, consistiu em medir na saída do cilindro-mestre e em um ponto próximo ao final da tubulação as pressões reais geradas pelo sistema, como podemos ver na Figura 9.

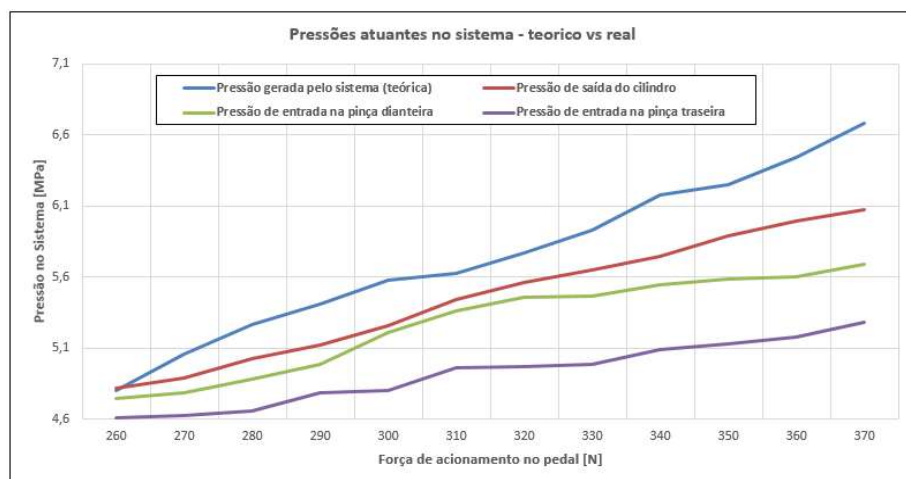
Figura 9: Disposição dos sensores durante aquisição de dados do sistema dianteiro



Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Na primeira etapa, 2 sensores foram colocados no sistema dianteiro, e na segunda etapa houve uma realocação no sensor que media a pressão de saída do cilindro, saindo da câmara dianteira para a traseira. Após cruzamento de dados, chegamos ao resultado gráfico visto na Figura 10.

Figura 10: Força de acionamento vs Pressão no pedal



Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Desta forma, o valor real da pressão utilizado para realimentação dos cálculos do sistema dianteiro e traseiro são de 5,61 e 5,18 MPa, respectivamente.

3.4 Efeitos causados pela realimentação dos parâmetros

Com a atualização dos diâmetros dos discos e da pressão do sistema, dois outros parâmetros sofreram alterações nos resultados: Força aplicada pelas pinças e torque de frenagem. Assim, utilizando a equação (21), para o eixo dianteiro:

$$F_{APL,D} = 5,61 * 10^6 * 0,0010142$$

$$F_{APL,D} = 5689,74 \text{ N}$$

Utilizando a mesma equação para o eixo traseiro, tem-se:

$$F_{APL,T} = 5,18 * 10^6 * 0,0010142$$

$$F_{APL,T} = 5253,62 \text{ N}$$

Da mesma forma que nos cálculos teóricos, para estes valores reais devemos considerar a influência do coeficiente de atrito pneu-solo. Assim, de modo a obter a força de frenagem real nas pinças, aplicando os novos valores reais em (13), tem-se:

$$F_{FR,D} = 5689,74 * 0,9$$

$$F_{FR,D} = 5120,76 \text{ N}$$

E,

$$F_{FR,T} = 5253,62 * 0,9$$

$$F_{FR,T} = 4728,26 \text{ N}$$

Para o torque de frenagem real, aplicando os novos valores nas equações abaixo, obtem-se os seguintes valores:

$$T_{real,D} = F_{FR,D} * r_{ef,D} * n^{\circ} \text{ pinças}$$

$$T_{real,D} = 5120,76 * 138$$

$$T_{real,D} = 704,10 \text{ N.m}$$

E,

$$T_{real,T} = F_{FR,T} * r_{ef,T} * n^{\circ} \text{ pinças}$$

$$T_{real,T} = 4728,26 * 63,28$$

$$T_{real,T} = 299,18 \text{ N.m}$$

3.4.1 Coeficiente de segurança

O coeficiente de segurança, ou fator de segurança, de um projeto é calculado através da razão entre uma carga admissível e a carga aplicada. Para projetos mecânicos usualmente se calcula baseado na resistência de um material ao escoamento, onde as tensões geradas pelas forças atuantes no modelo estudado são comparadas com os valores de tensões admissíveis do material.

Neste primeiro momento, fazendo uma analogia com o conceito anteriormente exposto, consideramos como coeficiente de segurança para o projeto de dimensionamento do sistema de freios do protótipo UFPBaja a razão entre o torque real de frenagem e o torque requerido pelo sistema. Dessa forma, tem-se:

$$FSD = \frac{T_{real,D}}{T_{FD}} \quad (24)$$

$$FSD = \frac{704,10}{394,31}$$

$$FSD = 1,79$$

E,

$$FST = \frac{T_{real,T}}{T_{FT}} \quad (25)$$

$$FST = \frac{299,18}{138,43}$$

$$FST = 2,16$$

Analisando os valores anteriormente expostos, o projeto foi considerado como aprovado para desenvolvimento de componentes. Foi possível chegar a essa conclusão devido ao resultado gerado por uma matriz de decisão, onde para esta fase do projeto de freios o resultado do FS deveria ser $\geq 1,5$.

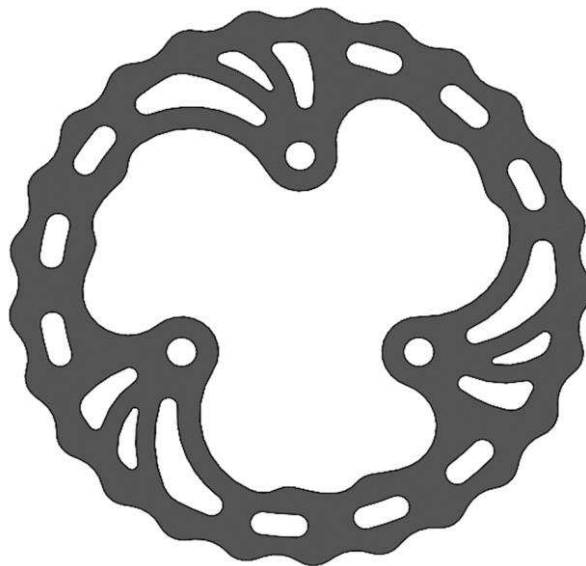
3.5 Desenho Assistido por Computador

O Desenho Assistido por Computador - CAD, do inglês Computer Aided Design, é uma ferramenta que utiliza um *software* para elaboração da geometria de um produto. A equipe UFPBaja tem parceria junto a Dassault Systèmes, que disponibiliza acessos a versão completa do SolidWorks. Assim, no desenvolvimento de todos os componentes este *software* foi utilizado, permitindo que toda geometria pudesse ser criada e editada com a utilização de uma ferramenta CAD.

3.5.1 Design e desenvolvimento

Os diâmetros dos discos dianteiros foram definidos em 175 mm, de modo a atender o coeficiente de segurança tido como adequado para a peça e também possibilitar o empacotamento do mesmo no conjunto cubo-montante-pinça-roda. A área de contato entre pastilha e disco respeita o valor de raio efetivo calculado na seção 4.10.1. Quando ao design, um modelo de disco padrão *wave* aliviado, que pode ser visto na Figura 11, proporciona redução de massa e autolimpeza.

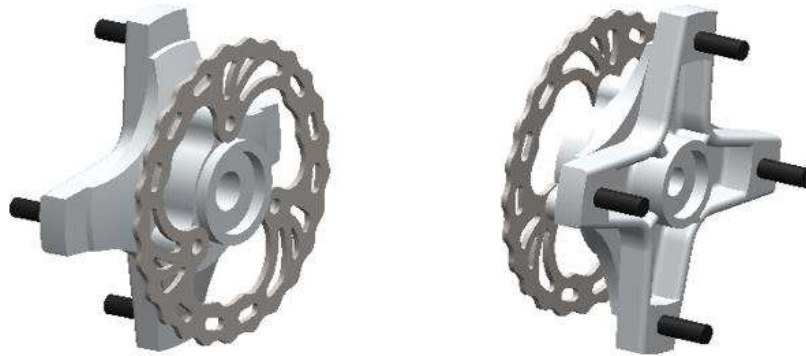
Figura 11: Geometria do disco dianteiro



Fonte: Autor (2024)

O disco será fixo ao cubo de roda através de 3 pontos, onde serão utilizados parafusos M8, por consequência da geometria do modelo de cubo escolhido no mercado. O conceito pode ser observado na Figura 12.

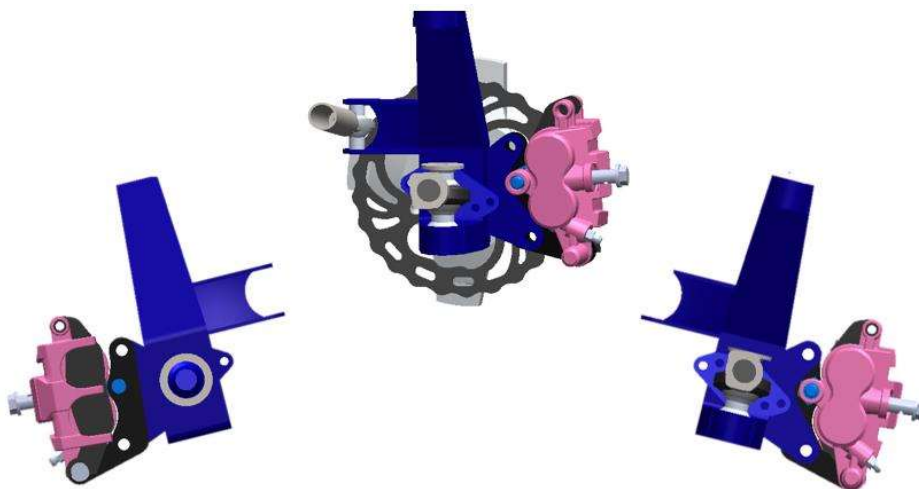
Figura 12: Disco dianteiro fixado no cubo de roda



Fonte: Autor (2024)

Para a fixação das pinças, a primeira análise feita foi o espaço disponível. Por se tratar de um sistema *outboarding*, a fixação será feita nos montantes da suspensão. Será necessária a utilização de dois suportes: o primeiro fixo ao montante e o segundo de integração da pinça ao primeiro suporte, permitindo assim que a mesma flutue durante a frenagem. Pelo fato de ter sido escolhido o mesmo modelo de pinça, e da mesma ser uma peça disponível no mercado e não fabricada pela equipe, é necessária uma adaptação nos componentes com relação aos lados da dianteira, como vemos na Figura 13.

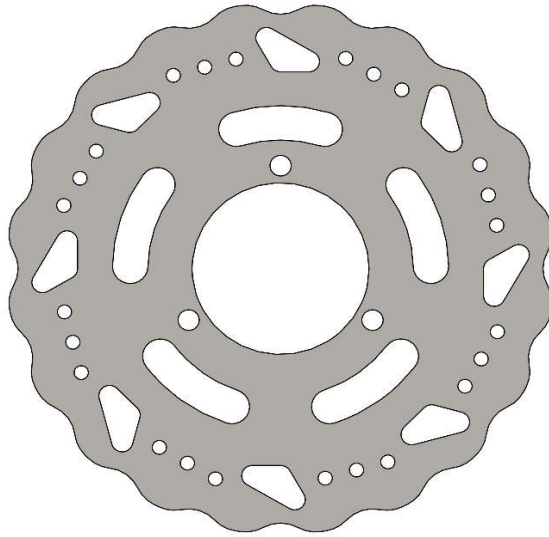
Figura 13: Fixação da pinça dianteira junto ao montante



Fonte: Autor (2024)

Para o sistema traseiro o diâmetro do disco é de 155 mm. Da mesma forma que os discos dianteiros, a área de contato pastilha-disco segue o raio efetivo calculado na seção 4.10.1, e seu design foi concebido seguindo o padrão *wave* com alívios, vide Figura 14.

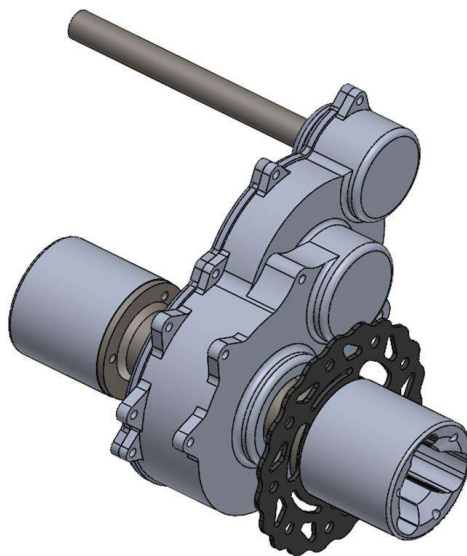
Figura 14: Geometria final do disco traseiro



Fonte: Autor (2024)

O mesmo será fixado junto a flange e a tulipa, conforme Figura 15, também em três pontos devido a geometria da trizeta utilizada.

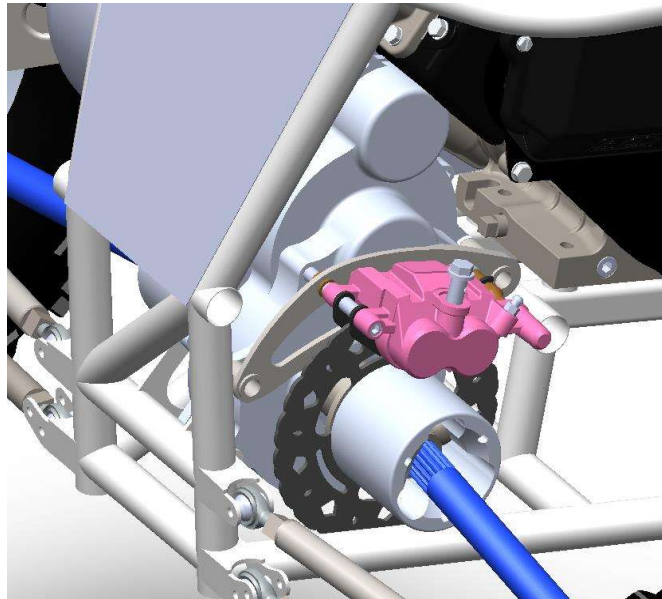
Figura 15: Local de fixação do disco traseiro



Fonte: Autor (2024)

Para a fixação da pinça traseira é utilizada uma peça fixada na caixa de transmissão e um suporte adicional, como visto na Figura 16, com funcionalidade igual ao suporte dianteiro, para que permita a flutuação da pinça durante a frenagem.

Figura 16: Sistema de freios traseiro, com montagem da pinça na caixa por meio de um suporte



Fonte: Autor (2024)

3.6 Seleção de Materiais

A seleção de materiais é uma etapa fundamental no desenvolvimento de um produto. Combinada com uma correta definição dos esforços sofridos pela peça, a seleção adequada do material influencia diretamente no alto desempenho, podendo combinar características secundárias de acordo com a exigência do produto, como custo e massa. Assim, de modo a escolher um material que atendesse as cargas expostas durante toda seção 5, além de combinar as características secundárias expostas na seção 2.

3.6.1 Granta Selector

O Granta Selector, *software* de seleção de materiais escolhido para uso, é projetado para ajudar engenheiros a selecionar o material mais adequado para suas aplicações, com base em uma série de critérios técnicos e de desempenho.

Esta ferramenta permite a definição de critérios específicos para, como resistência mecânica, resistência ao desgaste, condutividade térmica, etc. Além disso, compara diferentes materiais com base em suas propriedades, incluindo ferramentas para estimar o custo dos materiais e avaliar o impacto econômico de diferentes opções.

Para este estudo, a base de materiais do *software* foi explorada, permitindo através de uma análise restritiva filtrar quais materiais poderiam atender as especificações desejadas.

3.6.2 Matriz de decisão para critérios

Os critérios selecionados para gerar a comparação entre materiais no Granta Selector foram:

- materiais ferrosos, devido a necessidade de se usar sensores magnéticos para alguns testes;
- limite elástico mínimo de 350 MPa, valor este adotado como suficiente após análise das tensões sofridas por discos utilizados anteriormente pela equipe;
- manutenção da condutividade térmica quando se trabalha em temperaturas acima da temperatura de trabalho padrão do software (23°C);
- densidade e preço, de modo a se atender os objetivos expostos na seção 2.

Para os valores de densidade e preço, utilizando as informações para o aço inoxidável martensítico AISI 420 presentes na Figura 17, material utilizado no disco de freio anterior, foi feito um estudo considerando o volume do design do disco projetado.

Figura 17: Informações para material utilizado no disco de freio anterior

Stainless steel, martensitic, AISI 420, tempered at 204°C

Datasheet view: All attributes

Show/Hide

Find Similar

Included in Materials Data for Simulation

✓

Materials Data for Simulation name

Stainless steel, 420, hardened & tempered

Composition overview

Compositional summary

Fe83-88 / Cr12-14 / C0.26-0.35 (impurities: Mn<1, Ni<1, Si<1, P<0.04, S<0.03)

Material family

Metal (ferrous)

Base material

Fe (Iron)

Composition detail (metals, ceramics and glasses)

C (carbon)

0.26

-

0.35

%

Cr (chromium)

12

-

14

%

Fe (iron)

* 82.6

-

87.7

%

Mn (manganese)

0

-

1

%

Ni (nickel)

0

-

1

%

P (phosphorus)

0

-

0.04

%

S (sulfur)

0

-

0.03

%

Si (silicon)

0

-

1

%

Price

Price

* 8.78

-

12.8

BRL/kg

Price per unit volume

* 6.68e4

-

9.99e4

BRL/m³

Physical properties

Density

7.6e3

-

7.8e3

kg/m³

Mechanical properties

Young's modulus

195

-

205

GPa

Young's modulus with temperature

204

-

204

GPa

Parameters

Temperature = 23°C

Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Assim, considerando mesma espessura do disco, com manutenção do custo e diminuição da massa em 16%, de modo a atingir as metas gerais estipuladas para o sistema, pôde-se chegar aos valores contidos na Tabela 3:

Tabela 3: Valores de densidade e custo máximo para novo material

Eixo do Disco	Área [mm²]		Massa [kg]		Densidade		Custo [KBRL/m³]	
	Passado	Atual	Passado	Atual	Passado	Atual	Passado	Atual
Dianteiro	15665,8	8262,6	434,26	369,2	7700,0	12409,2	9,99 *	189,41
Traseiro	15665,8	12972,6	434,26	369,2	7700,0	7903,8	9,99 *	120,64

*Custo calculado considerando apenas a razão entre preço e massa da peça

Fonte: Equipe UFPBaja (2023)

Desta forma, os valores máximos admissíveis para o material no que diz respeito a densidade e custo são, respectivamente, 7903,8 e 120640 BRL/m³. Este último, por sua vez, por considerar

apenas blocos do material, pode apresentar severas reduções a depender do material selecionado, devido a possibilidade de compra do mesmo em formato diferente, como por exemplo em chapas.

3.6.3 Resultados gerados e seleção do material

Com as condições citadas na seção anterior, o resultado gerado pelo *software* apresentou 37 possíveis materiais. De posse dessa lista e analisando um *benchmarking* realizado de modo a se conhecer os principais materiais utilizados pelas equipes de baja, foi possível comparar as características de 4 materiais: aço carbono AISI 1020 normalizado, aço de baixa liga AISI 4130 fundido ao ar e normalizado, aço de baixa liga 4340 normalizado e aço inoxidável martensítico 420. Na Figura 18 podemos observar os valores encontrados e comparados para cada um deles.

Figura 18: Tabela gerada pelo software, utilizada para comparação dos materiais

Comparison - MaterialUniverse				
☐ All Data	☒ Project Data	☐ Ranges	☐ Averages	☐ # Values
		% Change		Highlight % Change > 10 Apply
	Carbon steel, AISI 1020, normalized	Low alloy steel, AISI 4130, air melted, normalized	Low alloy steel, AISI 4340, normalized	Stainless steel, martensitic, AISI 420, tempered at 204°C
Composition overview				
Material family	Metal (ferrous)	Metal (ferrous)	Metal (ferrous)	Metal (ferrous)
Price				
Price per unit volume (BRL/m ³)	44700 - 56300	47100 - 59400	61000 - 82000	66800 - 99900
Physical properties				
Density (kg/m ³)	7800 - 7900	7790 - 7870	7800 - 7900	7600 - 7800
Mechanical properties				
Yield strength (elastic limit) (MPa)	310 - 350	483 - 534	770 - 950	1330 - 1630
Thermal properties				
Thermal conductivity with temperature (W/m.°C) #	53,7	41,3	35,8	24,6
Links				
#Functional Parameters				

Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Dessa forma, observa-se que o aço carbono AISI 1020 normalizado além de atender a necessidade do módulo de elasticidade e estar na mesma faixa de densidade que os demais, apresenta melhor especificações no que diz respeito a condutividade térmica e preço. Considerando os motivos citados, este material foi o escolhido para ser analisado via método dos elementos finitos.

3.7 Engenharia Assistida por Computador

A Engenharia Assistida por Computador - CAE, do inglês *Computer Aided Engineering*, tem sido bastante utilizada com o avanço das tecnologias. Quando se fala em análises de produto com geometrias complexas, essa ferramenta facilita o desenvolvimento da peça no que diz respeito às diferentes possibilidades de combinação de simulações. Segundo a ESSS (2022), o uso desse sistema de análise permite que grande parte dos protótipos e ensaios de laboratórios sejam substituídos por simulações virtuais. Para o projeto do disco de freio, uma análise térmica vai ser abordada, através de elementos finitos, em uma ferramenta de simulação virtual.

3.7.1 Ferramenta de simulação

Embora todo o desenvolvimento e concepção geométrica tenha sido feito no SolidWorks, para a simulação térmica foi utilizado o *software* ANSYS. O ANSYS, que também pode ser utilizado para modelar, possibilitou simular e analisar o comportamento do produto nas condições pré-definidas. Este *software* é amplamente utilizado também em outros segmentos, como nas indústrias aeroespacial, de energia e de construção.

O objetivo principal do ANSYS é possibilitar analisar o desempenho de um produto ou projeto antes de sua fabricação, auxiliando engenheiros e desenvolvedores a eliminar ou mitigar problemas e otimizar soluções. Assim, de posse do modelo tridimensional, foi necessário ainda definir condições de contorno e aplicar cargas, de modo a visualizar os resultados.

3.7.2 Análise ANSYS

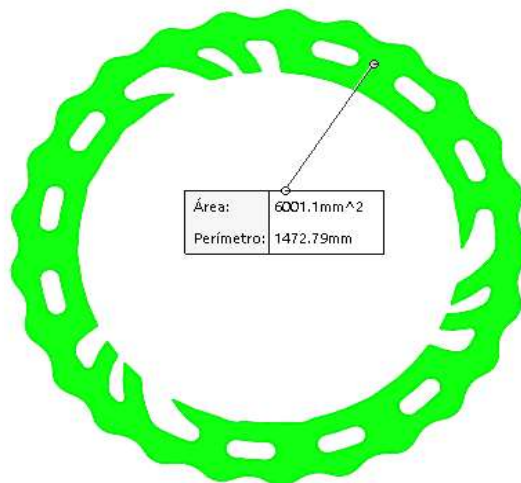
Por se tratar de uma conversão de energia mecânica em energia cinética, conhecer a influência da temperatura no comportamento estrutural de um componente submetido a esta condição é um fator importante durante sua concepção. No caso dos discos de freio de um protótipo baja, isso é especialmente importante porque, durante a frenagem, o sistema é submetido a uma grande variação na medida de calor devido ao atrito entre o disco e as pastilhas de freio e o resfriamento forçado causado, por exemplo, pelo contato com a lama, além de ser exposto a forças mecânicas intensas.

Por meio desta análise será possível entender se o material escolhido atende as restrições para o pico de temperatura. Além disso, poderemos observar a influência da temperatura na dilatação térmica e nas tensões térmicas e mecânicas.

3.7.3 Análise térmica

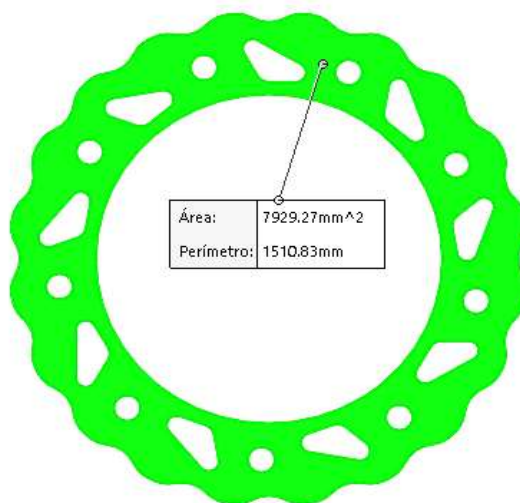
As pressões reais, medidas durante testes, foram utilizadas como dado de entrada para análise. Com suporte fixo colocado na parte da pastilha fixa, a pressão foi aplicada na área de cada embolo da pinça. A velocidade angular do disco foi utilizada para este componente. Outro parâmetro importante é o cálculo de fluxo de calor. Para isso, é necessário conhecer a área dos discos varridas pelas pastilhas (Figuras 19 e 20). Utilizando o raio interno citado na seção 4.10.1, tem-se:

Figura 19: Área varrida pela pastilha - disco dianteiro



Fonte: Autor (2024)

Figura 20: Área varrida pela pastilha – primeira geometria do disco traseiro



Fonte: Autor (2024)

Assim, através da seguinte equação, seguindo os conceitos propostos por Limpert (1999), podemos calcular o fluxo de calor no disco dianteiro e traseiro:

$$F_{c,D} = \frac{P_M}{A_{v,D}} \quad (26)$$

$$F_{c,T} = \frac{P_M}{A_{v,T}} \quad (27)$$

Sendo a Potência máxima:

$$P_M = \frac{a_x * V_{fin} * m_v * 0,5}{2} \quad (28)$$

$$P_M = \frac{7,848 * 11,11 * 200 * 0,5}{2}$$

$$P_M = 4360,00 \text{ W}$$

Assim, aplicando o resultado nas equações (26) e (27), tem-se para os valores de Fluxo de calor:

$$F_{c,D} = \frac{4360}{0,027331}$$

$$F_{c,D} = 159520,82 \text{ W/m}^2$$

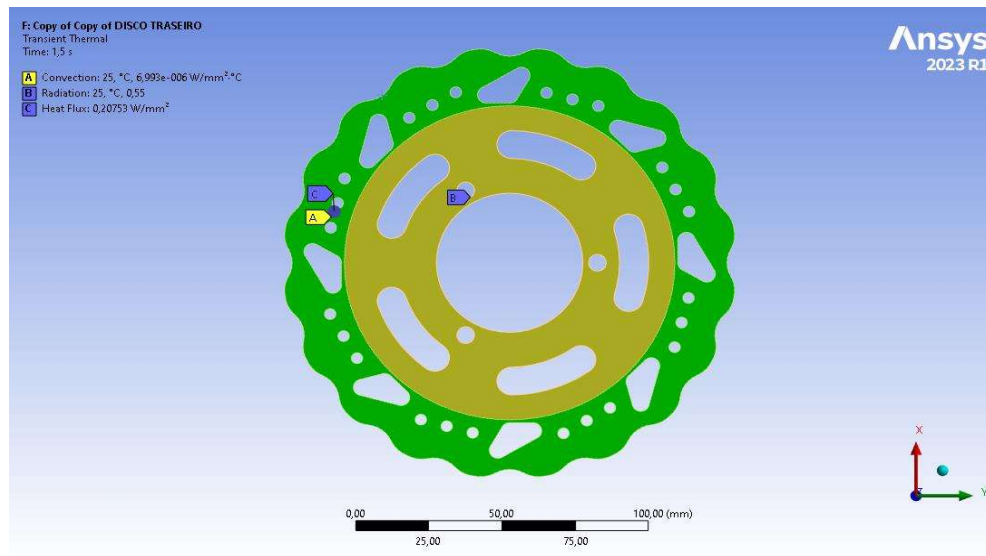
E,

$$F_{c,T} = \frac{4360}{0,02101}$$

$$F_{c,T} = 207529,87 \text{ W/m}^2$$

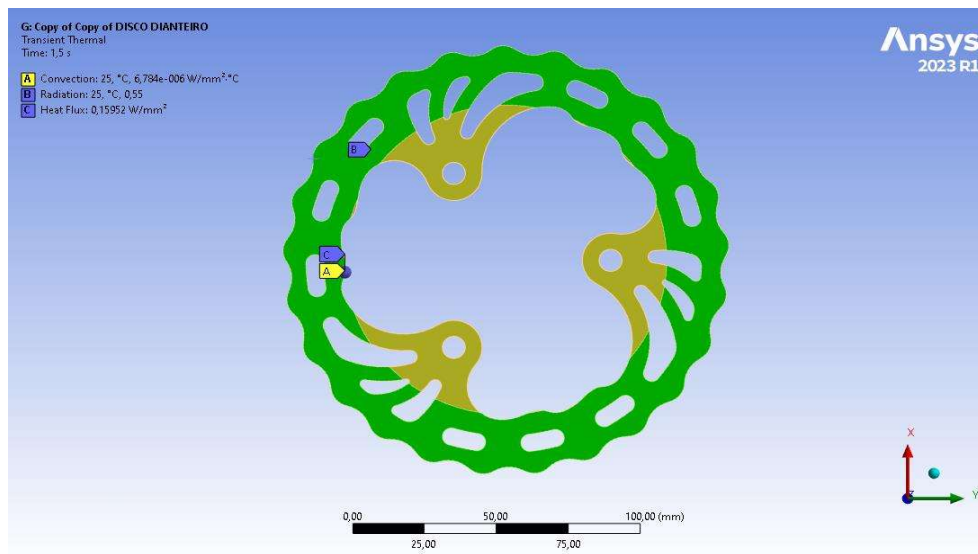
Agora, de posse de todos os valores, as condições de contorno para as análises térmicas podem ser vistas nas Figuras 21 e 22:

Figura 21: Condições de contorno aplicadas para análise térmica do disco traseiro



Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Figura 22: Condições de contorno aplicadas para análise térmica do disco dianteiro



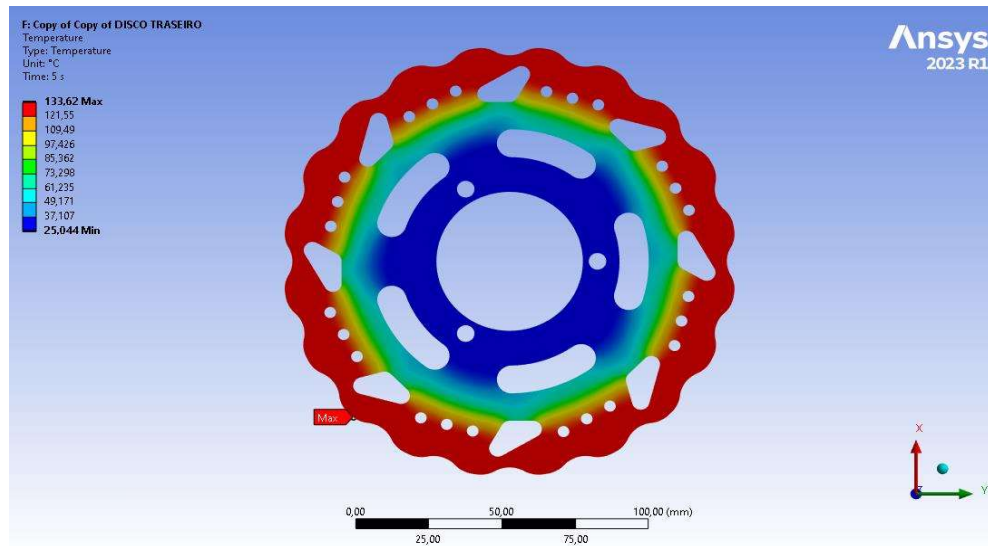
Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Usando o Spaceclaim, ferramenta integrada ao Workbench Ansys, foi definida a área de aplicação do fluxo de calor (área em verde nas figuras 21 e 22).

3.8 Resultados e Validação do material

O resultado obtido através do modelo matemático empregado indicou uma temperatura máxima alcançada de 133,62°C, como podemos observar na Figura 23.

Figura 23: Resultado de temperatura máxima para o disco traseiro obtido através do modelo numérico



Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Para o material analisado, aço carbono AISI 1020 normalizado, a temperatura máxima admissível é de 340°C, como vemos na Figura 24. Isso possibilita alcançar um fator de segurança térmico de aproximadamente 2,54, maior que o estipulado para os componentes de freio (1,5).

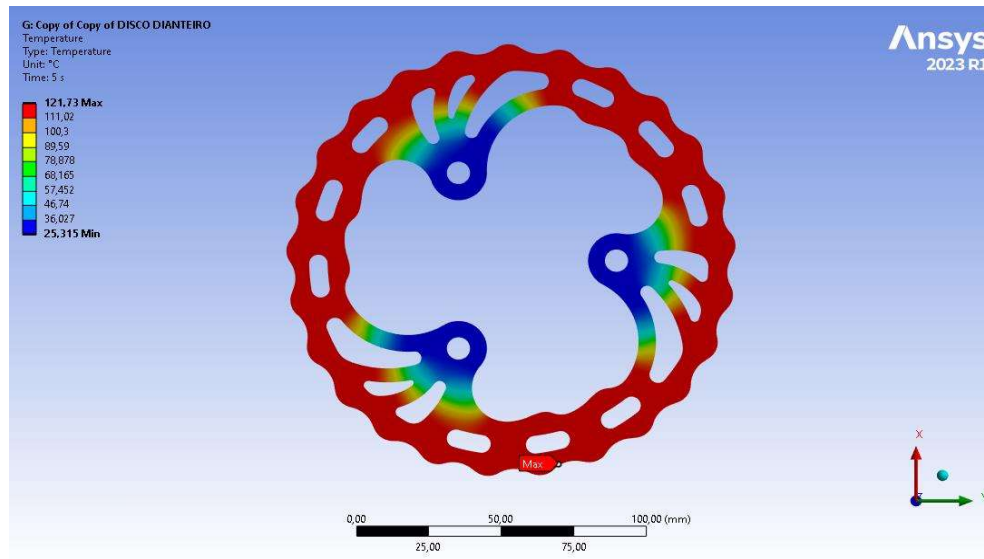
Figura 24: Propriedades térmica para o aço carbono AISI 1020 normalizado, segundo dados do Granta Selector

Thermal properties				
Melting point	i	1,48e3	- 1,52e3	°C
Maximum service temperature	i	* 340	- 356	°C
Minimum service temperature	i	* -68	- -38	°C
Thermal conductivity	i	50	- 54	W/m.°C
Thermal conductivity with temperature	i	* 53.7	- 53.7	W/m.°C

Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Da mesma forma, para o disco dianteiro, o mesmo modelo de análise foi realizado e o resultado obtido foi de 121,73°C para cada disco, como podemos ver na Figura 25.

Figura 25: Resultado de temperatura máxima para os discos dianteiros obtido através do modelo numérico



Fonte: Autor – Análise refeita (2023)

Para estes discos, o coeficiente de segurança térmico é de 2,79, calculado comparando o valor da análise com os dados para o material especificado.

3.8.1 Validação: Metodologia e Material

De modo a avaliar a metodologia aplicada no modelo numérico, e consequentemente o material selecionado, um teste de frenagem simulando situações reais foi realizado para que se obtivesse a temperatura de trabalho. Para isso, rolos de um dinamômetro foram utilizados no eixo traseiro, simulando as condições normais de frenagem. Para a aferição da temperatura, uma câmera térmica, que pode ser vista na Figura 26, foi utilizada.

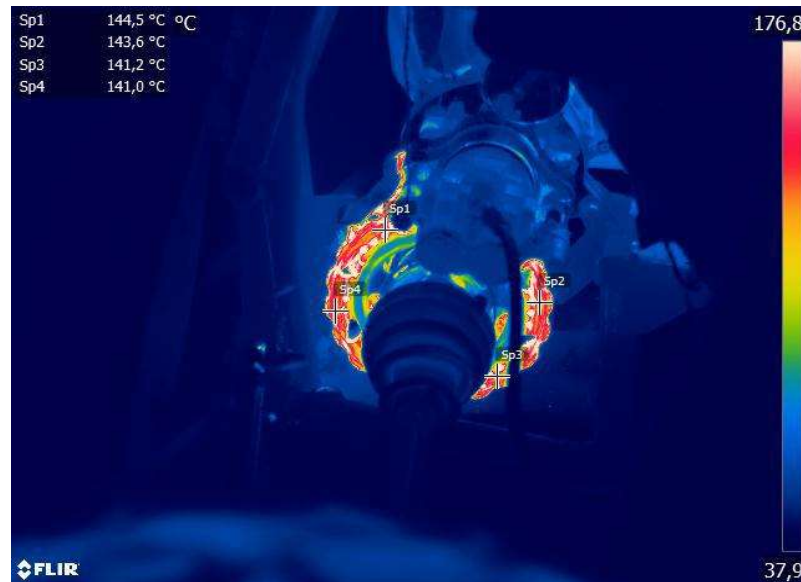
Figura 26: Câmera térmica capturando a distribuição de temperatura no disco de freio



Fonte: Autor (2024)

O maior resultado pode ser visto abaixo na Figura 27.

Figura 27: Maior pico de temperatura registrada durante bateria de testes



Fonte: Autor (2024)

A bateria de testes consistiu em 10 frenagens com travamento total das rodas após 15s de aceleração. Assim, comparando o resultado para o disco traseiro, obteve-se um pico de temperatura de 144,5°C, o que representa um erro de 7,53% em relação à análise térmica no ANSYS. Este valor foi considerado aceitável, principalmente devido a pequenas variações no ambiente, como temperatura e ventilação, e da limitação do controle da distância e do foco durante captação das imagens pela câmera.

Portanto, com a validação das metodologias de seleção e da análise por elementos finitos empregadas no desenvolvimento do disco de freio traseiro, conseguiu-se também validar os discos dianteiros, visto que o escopo utilizou as mesmas ferramentas de seleção e cálculo.

4. Conclusão

A seleção de materiais para os discos de freio, realizada com auxílio do software, contribuiu para a performance dos componentes do sistema de freios. A metodologia permitiu identificar o aço carbono AISI 1020 normalizado como o material mais adequado, levando em consideração critérios como densidade, condutividade térmica e custo, conforme os objetivos do projeto. O material selecionado e a geometria desenvolvida permitiram alcançar os objetivos principais de diminuição da massa, 42,5% para cada disco dianteiro e 26,56% para o disco traseiro, confiabilidade dos componentes – com todos fatores de segurança maiores que 1,5 – e diminuição dos custos gerais do sistema em 17,67%. Comparado com o valor encontrado nos testes reais, o valor encontrado para temperatura de trabalho no disco traseiro na análise térmica no *software* apresentou uma diferença de 7,53%. Essa variação pode ser explicada pela complexidade do modelo matemático utilizado na simulação, em que simplificações foram necessárias para lidar com as condições de contorno e o comportamento térmico dos materiais. Essa combinação de metodologias — a simulação ANSYS e a seleção de materiais — é essencial para o desenvolvimento de um projeto eficiente. No entanto, os testes práticos continuam sendo indispensáveis para validar as escolhas teóricas e as simulações, garantindo que o comportamento do sistema sob condições reais seja muito próximo ao projetado. A diferença encontrada ressalta a importância de ajustes contínuos com base em dados experimentais, assegurando que o material selecionado e o projeto como um todo atendam plenamente aos requisitos de desempenho e segurança. Por limitações técnicas dos dinamômetros utilizados (apenas os rolos estavam montados, sem o motor), não foi possível realizar o teste prático para os discos dianteiros. Assim, como sugestão para trabalhos futuros, indico a abordagem para seleção dos materiais de acordo com a metodologia ASHBY, e também o teste real de temperatura de trabalho dos discos dianteiros, para validação da metodologia.

Referências

- GENTA, G.; MORELLO, L. *The Automotives Chassis*. [S.l.]: Springer, 2006. v. 2nd edition.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. [S.l.]: Warrendale, SAE International, 1992.
- LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. [S.l.]: Warrendale, SAE International, 1999. v. 3 ed.
- ESSS. **Engenharia Assistida por Computador: o que é e como funciona?**. 2022. Disponível em: https://www.esss.com/blog/engenharia-assistida-por-computador-o-que-e-e-como-funciona/?mwg_rnd=3060512. Acesso em: 18 Out. 2024.
- SAE. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil. 2024**. Disponível em: http://arquivos.saebrasil.org.br/2023/Baja/RATBSB_emenda_05.pdf. Acesso em: 16 Ago. 2024.