

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

MATEUS GUBERT

**PROJETO DO SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO TIPO
BAJA SAE**

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PONTA GROSSA
2020**

MATEUS GUBERT

**PROJETO DO SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO TIPO
BAJA SAE**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como requisito parcial à obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica do Departamento Acadêmico de Mecânica, da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa.

Orientador: Prof. Dr. Davi Fusão

**PONTA GROSSA
2020**



TERMO DE APROVAÇÃO

PROJETO DO SISTEMA DE FRENAGEM DE UM VEÍCULO TIPO BAJA SAE

por

MATEUS GUBERT

Este Trabalho de Conclusão de Curso foi apresentado em 7 de dezembro de 2020 como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica. O candidato foi arguido pela Banca Examinadora composta pelos professores abaixo assinados. Após deliberação, a Banca Examinadora considerou o trabalho aprovado.

Prof. Dr. Davi Fusão
Orientador

Prof. Dr. Gilberto Zammar
Membro Titular

Prof. Dr. Luiz Eduardo Melo Lima
Membro Titular

Prof. Dr. Marcos Eduardo Soares
Responsável pelos TCC

Prof. Dr. Marcelo Vasconcelos de
Carvalho
Coordenador do Curso

AGRADECIMENTOS

Primeiramente, agradeço a Deus por me guiar e me ajudar no percurso que me trouxe a realização desse trabalho. Sou grato aos meus pais e a minha esposa pelo apoio incondicional durante minha trajetória.

Agradeço ao Professor Doutor Davi Fusão, pela sabedoria passada e ao seu tempo dedicado ao aperfeiçoamento deste trabalho. Aos meus companheiros da equipe Baja Gralha Azul, que sem eles este trabalho não seria realizado. Ao Professor Doutor Celso Gonçalves de Quadros pela ajuda na realização do ensaio de coeficiente de atrito. A todos que por algum motivo fizeram parte deste projeto.

RESUMO

GUBERT, Mateus. **Projeto do sistema de frenagem de um veículo tipo baja SAE.** 2020. 49 f. Trabalho de Conclusão de Curso (Bacharelado em Engenharia Mecânica). Universidade Tecnológica Federal do Paraná. Ponta Grossa, 2020.

Este trabalho propõe a elaboração de uma metodologia para o dimensionamento do sistema de frenagem de um protótipo de competição tipo Baja. Seu objetivo é relatar a melhoria de projeto no sistema de frenagem da equipe Baja Gralha Azul para a 25ª Competição Baja SAE BRASIL. Demonstra-se como foram realizados os cálculos para encontrar as forças atuantes no veículo durante a desaceleração, bem como, as forças necessárias para o veículo atingir a imobilidade. Aborda sobre como os materiais utilizados no protótipo foram selecionados. É relatado sobre os ensaios para descobrir a posição do centro de gravidade do veículo e o coeficiente de atrito entre o material da pastilha de freio e do disco de freio. Finalmente, são mostrados os resultados obtidos com o aprimoramento do sistema durante a competição e são apresentados os pontos de melhoria para os futuros projetos de freio da equipe Baja Gralha Azul.

Palavras-chave: Projeto mecânico. Freio hidráulico. Baja SAE.

ABSTRACT

GUBERT, Mateus. **Design of the braking system of a baja SAE vehicle.** 2020. 49 p. Undergraduate Thesis (Bachelor's degree in Mechanical Engineering) - Federal University of Technology. Paraná. Ponta Grossa, 2020.

This work proposes the elaboration of a methodology for the dimensioning of the braking system of a competition Baja prototype. The objective is to report the improvement of the project in the braking system of the Baja Gralha Azul team for the 25th Baja SAE BRASIL Competition. It demonstrates how the calculations were performed to find the forces acting on the vehicle during the deceleration, as well as the forces necessary for the vehicle reach the immobility. It discusses how the materials used in the prototype were selected. It is reported the tests to discover the position of the vehicle's center of gravity and the friction coefficient between the brake pad material and the brake disc. Finally, the results obtained with the improvement of the system during the competition are shown and the points of improvement for the futures brakes projects of the Baja Gralha Azul team are presented.

Keywords: Mechanical design. Hydraulic brake. Baja SAE.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Representação do Sistema de Tambor de Freio	13
Figura 2 - Diferença entre um tambor com um ou dois pontos acionadores	14
Figura 3 - Desenho da uma pinça flutuante e uma fixa	15
Figura 4 - Sistema Hidráulico de multiplicação de força.....	16
Figura 5 - Cilindro Mestre Simples	17
Figura 6 - Cilindro Mestre Duplo.....	17
Figura 7 - Pedal de freio.....	18
Figura 8 - Forças que atuam no veículo durante uma frenagem.....	20
Figura 9 - Centro de gravidade vertical	23
Figura 10 - Representação do ensaio do centro de gravidade.....	29
Figura 11 - Representação do ensaio de coeficiente de atrito	30
Figura 12 - Distância do centro do disco até a borda e até o centro dos furos	39
Figura 13 - Sistema de acionamento do cilindro mestre atual.....	41
Figura 14 - Posicionamento do sistema dentro do veículo.....	41
Figura 15 - Representação do centro de gravidade do veículo.....	47

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Fotografia 1 - Ensaio para obter o centro de gravidade do veículo	33
Fotografia 2 - Ensaio para obter o coeficiente de atrito entre pastilha e disco	36
Fotografia 3 - Sistema de acionamento do cilindro mestre da equipe Baja Gralha Azul utilizado na 24ª Competição Baja SAE BRASIL	40
Fotografia 4 – Aprovação da equipe Baja Gralha Azul na prova de frenagem da 25ª Competição Baja SAE BRASIL	42
Fotografia 5 - Protótipo Hefesto	49
Gráfico 1 - Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo	26
Gráfico 2 - Transferência de carga durante a frenagem.....	34
Gráfico 3 - Força de frenagem dos eixos dianteiro e traseiro em função do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.....	35
Quadro 1 - Localização dos centros gravidade longitudinal e vertical do veículo.....	34

LISTA DE SIGLAS E ACRÔNIMOS

PTFE Politetrafluoretileno

UTFPR - PG Universidade Tecnológica Federal do Paraná Câmpus Ponta Grossa

SAE Society of Automotive Engineers

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	11
1.1 JUSTIFICATIVA.....	11
1.2 OBJETIVOS.....	11
2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
2.1 TIPOS DE FREIOS HIDRÁULICOS.....	13
2.2 PRINCÍPIO DE UM FREIO HIDRÁULICO	15
2.3 FORÇA DE FRENAGEM EXERCIDA POR UM SISTEMA HIDRÁULICO	16
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CARGA E FORÇA DE FRENAGEM.....	19
2.5 FORÇA TRACIONADORA.....	20
2.6 CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO	21
2.7 COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE A PASTILHA E O DISCO.....	23
2.8 RESISTÊNCIA MECÂNICA DOS PARAFUSOS E DOS DISCOS.....	24
2.9 COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE O PNEU E O SOLO	25
2.10 ESCOLHA DOS COMPONENTES	26
3 MATERIAIS E MÉTODOS.....	28
3.1 ENSAIO PARA OBTENÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE	28
3.2 ENSAIO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PASTILHAS E DISCO.....	29
3.3 DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO.....	31
3.4 PROJETOS DE ACIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE E SIMULAÇÕES	32
3.5 TESTES E VALIDAÇÃO	32
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	33
4.1 FORÇA DE FRENAGEM	33
4.2 ESCOLHA DOS COMPONENTES	35
4.3 ENSAIO DO COEFICIENTE DE ATRITO	36
4.4 DIMENSIONAMENTO	37
4.5 DISCOS DE FRENAGEM.....	38
4.6 SUPORTE DO CILINDRO MESTRE E PEDAL	39
4.7 PROVA DE FRENAGEM DA 25ª COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL	42
5 CONCLUSÃO.....	43
REFERÊNCIAS.....	44
ANEXO A - Representação do centro de gravidade do veículo.....	46

ANEXO B - Protótipo Hefesto	48
--	-----------

1 INTRODUÇÃO

Com o intuito de fazer os estudantes de engenharias buscarem conhecimentos automobilísticos, a SAE BRASIL (*Society of Automotive Engineers* ou Sociedade dos Engenheiros Automotivos, em português) promove o projeto Baja SAE BRASIL. Os universitários projetam e constroem um veículo *off-road* (todo-terreno) que deve resistir a diversos obstáculos, e adversidades de diferentes tipos de terreno, pondo em prática os conhecimentos vistos em sala de aula e, assim, se preparam para o mercado de trabalho.

As competições entre as equipes de diferentes universidades do país ocorrem anualmente e são divididas em competições regionais e nacionais. Devido à complexidade do projeto, além do desempenho do carro durante a competição, o projeto do veículo é dividido em áreas e cada uma é avaliada por engenheiros membros da SAE BRASIL. Sendo assim, os membros da equipe se especializam em uma determinada área do projeto, qualificando cada vez mais os estudantes e o carro com o decorrer das competições.

1.1 JUSTIFICATIVA

A proposta desse trabalho é aprimorar o sistema de frenagem da equipe Baja Gralha Azul da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa, que apresentou alguns pontos de melhoria, como superdimensionamento, demasiada força de acionamento, o sistema de acionamento do cilindro mestre que tinha perdas de cargas por atrito e a força de aplicação que era aplicada de forma incorreta, causando a quebra do mesmo, além do acréscimo excessivo de massa ao veículo.

1.2 OBJETIVOS

Este estudo tem por objetivo geral projetar um novo sistema de frenagem.

Os objetivos específicos são: equacionar e dimensionar o sistema de freio, escolher as peças utilizadas, projetar de um mecanismo de acionamento do cilindro mestre, encontrar o centro de gravidade do veículo e o coeficiente de atrito entre as pastilhas e os discos.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

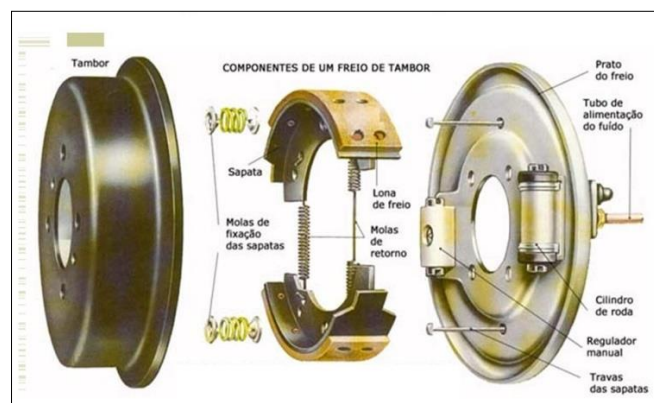
As três funções de um sistema de frenagem são: promover a desaceleração do veículo, manter a velocidade constante em descidas e impedir o deslocamento quando o veículo estiver parado. A distribuição da força de frenagem, o tipo de pneu e de solo e a distância de frenagem, são alguns dos fatores que influenciam na desaceleração. Os componentes de um sistema de frenagem hidráulico podem ser divididos em quatro grupos: os que produzem, armazenam e disponibilizam energia para a frenagem; os que aplicam e controlam a energia; os componentes de transmissão de energia; os que produzem força contrária ao movimento do carro (LIMPERT, 1999).

2.1 TIPOS DE FREIOS HIDRÁULICOS

Os freios têm como princípio de funcionamento a fricção entre dois materiais, sendo um material de desgaste contra uma superfície metálica. Freios a tambor e freios a discos são comumente usados nos automóveis e seus nomes se referem à forma da superfície de atrito (PUHN, 1985).

Freios a tambor modernos consistem em um tambor metálico que gira juntamente com a roda. Internamente ao tambor, estão as lonas de freios fixadas nas sapatas, estas são empurradas pelo cilindro de roda contra o tambor. Após o acionamento, o retorno das sapatas é realizado pelas molas de retorno, a Figura 1 mostra um conjunto de freio a tambor (PUHN, 1985).

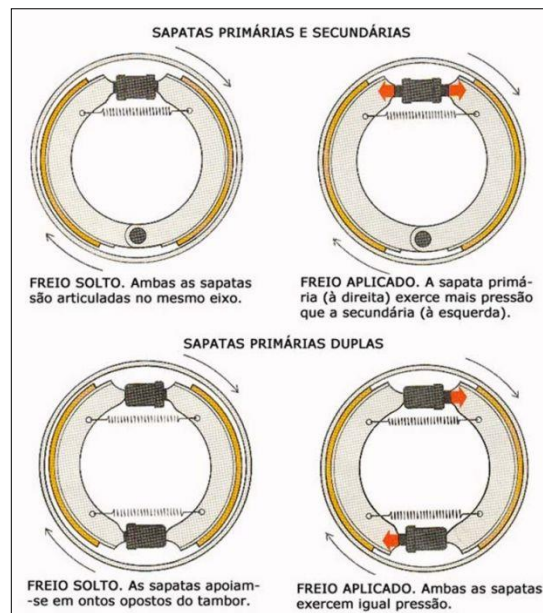
Figura 1 - Representação do Sistema de Tambor de Freio



Fonte: DPK (2019)

Os freios a tambor podem ser compostos de um ou mais pontos acionadores, como mostrado na Figura 2. Este tipo de freio tem como pontos positivos a proteção das lonas contra sujeira, baixo custo e maior facilidade de instalação do freio de estacionamento. Os pontos negativos são: tamanho, maior massa e menor eficiência em relação ao freio a disco (PUHN, 1985).

Figura 2 - Diferença entre um tambor com um ou dois pontos acionadores

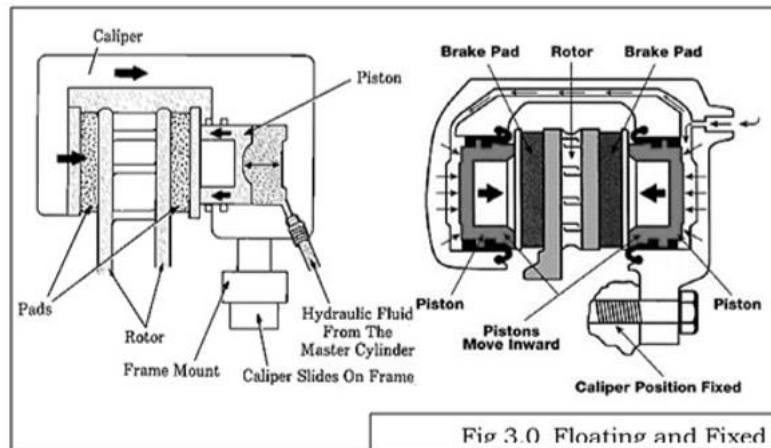


Fonte: Salaodocarro (2020)

O Freio a disco possui o mesmo princípio de um freio a tambor, converter energia cinética em calor por atrito. O disco de freio é conectado a roda ou ao eixo. O fluido pressurizado pelo cilindro mestre empurra os pistões da pinça de freio (Figura 3), empurrando as pastilhas de freio contra o disco de freio, no sentido axial, levando à frenagem. Freios a disco são mais eficientes, tem maior transferência de calor, são mais leves e compactos e necessitam menos manutenção em relação ao freio a tambor. Entretanto, um sistema a disco é geralmente mais caro (PUHN, 1985).

As pinças podem ser de dois tipos: as fixas (pinça direita da Figura 3), em que há pistões nos dois lados do disco, atuando em sentido contrário ao outro com um suporte fixo, e as flutuantes (pinça esquerda da Figura 3), nas quais só há pistões de um lado do disco e, no lado oposto, há uma pastilha fixada em uma parede com um suporte móvel.

Figura 3 - Desenho da uma pinça flutuante e uma fixa



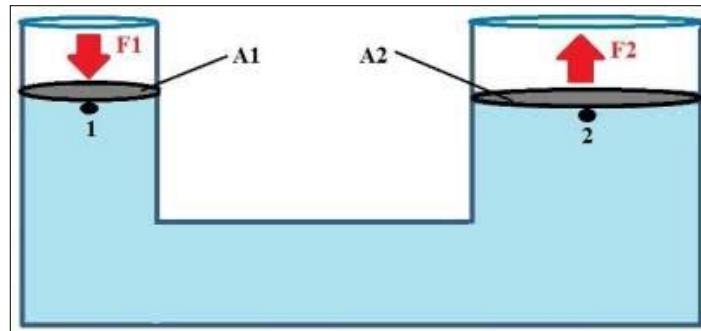
Fonte: Seshagiri Rao et al (2017)

2.2 PRINCÍPIO DE UM FREIO HIDRÁULICO

Os freios hidráulicos são os mais utilizados nos automóveis modernos. Estes funcionam de acordo com o Princípio de Pascal, onde uma força é aplicada em um fluido incompressível e sua pressão é transmitida igualmente para todos os pontos. Um sistema hidráulico pode utilizar o Princípio de Pascal para conseguir um aumento de força. Por exemplo, em um sistema com dois pistões preenchido com um fluido incompressível, como mostrado na Figura 4, a pressão se mantém constante em todo o fluido. Neste sistema aplicando-se uma força (F_1) em um pistão (A_1) de área menor do que a do segundo pistão, resulta em uma força (F_2) de sentido contrário a força aplicada, diretamente proporcional ao aumento de área do segundo pistão (A_2) em relação ao primeiro, isto é mostrado pela Equação (1):

$$\frac{F_1}{A_1} = \frac{F_2}{A_2} \quad (1)$$

Figura 4 - Sistema Hidráulico de multiplicação de força



Fonte: Colegio Web (2020)

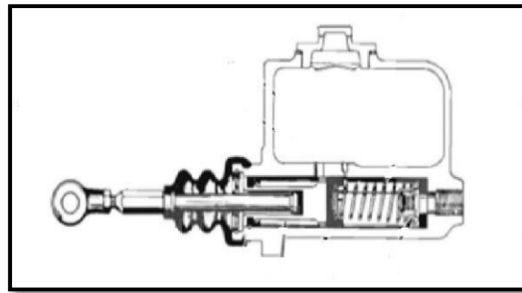
Entretanto, o curso dos pistões também é diferente para compensar a diferença de volume do líquido deslocado pela movimentação deles. Como mostra a Equação (2), sendo M_1 e M_2 os movimentos dos pistões 1 e 2, respectivamente (PUHN, 1985):

$$M_2 = \frac{M_1 A_1}{A_2} \quad (2)$$

2.3 FORÇA DE FRENAGEM EXERCIDA POR UM SISTEMA HIDRÁULICO

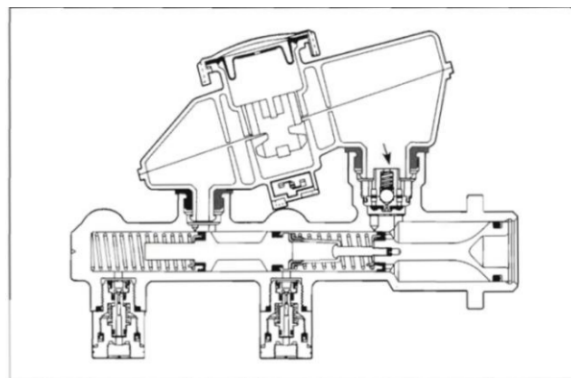
A pressão necessária para a frenagem é gerada pelo cilindro mestre, o qual consiste em um cilindro metálico com um pistão e molas de retorno. O pistão é empurrado por um pino que é acionado pelo pedal de frenagem. Internamente, o pistão pressuriza o fluido que chega às pinças ou ao cilindro de roda por meio de mangueiras hidráulicas, em um sistema fechado. As molas de retorno são responsáveis por fazerem o pistão voltar na posição de origem após o término do acionamento. O cilindro mestre pode ser simples (Figura 5) ou duplo (Figura 6). Um cilindro mestre duplo tem a vantagem de atuar nos eixos traseiro e dianteiro de forma independente, sendo mais utilizado em carros, enquanto que o simples é empregado em motos.

Figura 5 - Cilindro Mestre Simples



Fonte: Punh (1985)

Figura 6 - Cilindro Mestre Duplo



Fonte: Punh (1985)

A pressão gerada pelo cilindro mestre (P_l) é calculada pela Equação (3), sendo F_l a força aplicada pelo piloto, l_l a relação de multiplicação da força aplicada pedal, η_l a eficiência do pedal e A_{mc} a área transversal do cilindro mestre. (LIMPERT, 1999):

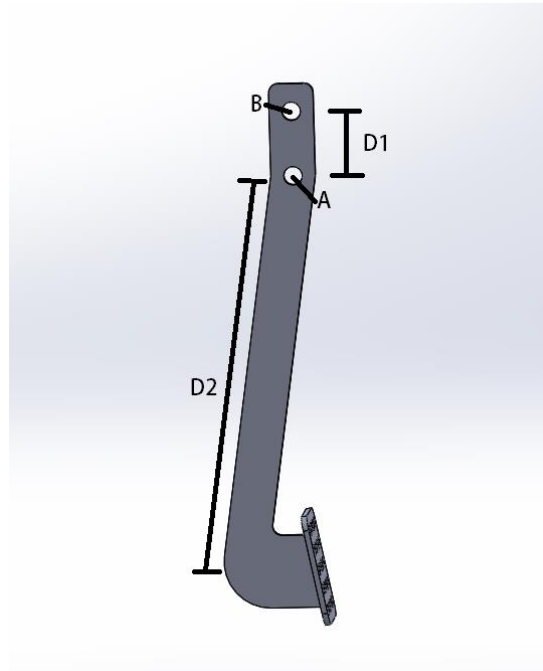
$$P_l = \frac{F_l l_l \eta_l}{A_{mc}} \quad (3)$$

Uma razão entre a força aplicada no pedal pela desaceleração de 267 N/g a 455 N/g é considerada muito boa (LIMPERT, 1999).

O pedal de freio é o responsável por transmitir a força aplicada pelo piloto ao cilindro mestre. A posição do pedal é fator fundamental para o conforto do piloto. Também atua como um mecanismo de multiplicação de força, devido ao princípio da alavanca. A relação de multiplicação da força aplicada pedal (l_l) depende da geometria do mesmo. A Figura 7 mostra um pedal no qual pelo furo

A passa o eixo fixo, onde o pedal rotaciona e pelo furo B ele se conecta ao cilindro mestre.

Figura 7 - Pedal de freio



Fonte: Autoria própria (2020)

Neste caso l_l é obtido pela Equação (4):

$$l_l = D_2/D_1 \quad (4)$$

A relação de multiplicação de força do pedal recomendada é de 5 a 7. Já a eficiência do pedal (η_l), que inclui a eficiência do cilindro mestre e a força produzida pelas molas de retorno, tem um valor típico de 0,8 (LIMPERT, 1999).

Como a pinça (ou o cilindro de roda) está hidráulicamente vinculada ao cilindro mestre por meio de mangueiras hidráulicas, a força de frenagem que o veículo é capaz de exercer (F_v) por eixo pode ser obtida pela Equação (5) (LIMPERT, 1999).

$$F_v = 2 (p_l - p_o) A_{wm} \eta_c BF(r/R) \quad (5)$$

p_l - Pressão gerada pelo cilindro mestre;

p_o - Pressão requerida para mover os pistões das pinças ou das sapatas do tambor (em boas condições tem um valor de 3,5 a 7 N/cm²);

A_{wn} - Área transversal dos pistões da pinça ou do cilindro de roda;

η_c - Eficiência da pinça (aproximadamente 0,98) ou do cilindro de roda (aproximadamente 0,96);

BF - Fator de frenagem ($2 \mu_c$, onde μ_c é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco);

r - Raio efetivo do disco ou do tambor;

R - Raio do pneu.

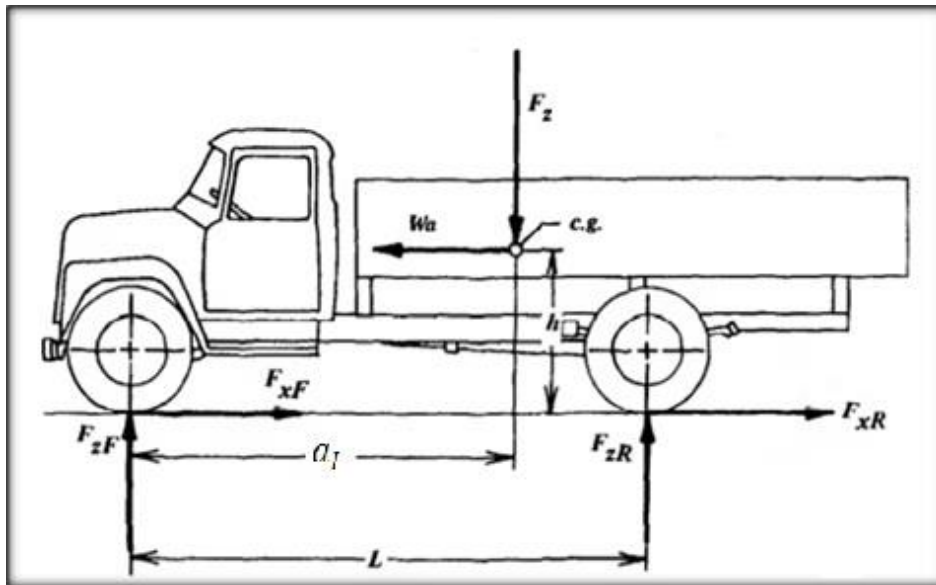
2.4 TRANSFERÊNCIA DE CARGA E FORÇA DE FRENAGEM

A força de frenagem é a força de atrito contrária ao movimento do veículo, ela é o produto entre o peso (F_z) e o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo (μ_t), como mostrado na Equação (6) (LIMPERT, 1999):

$$F_x = F_z \mu_t \quad (6)$$

Entretanto existe uma transferência de carga durante a frenagem, isto é, a massa do carro tende a continuar o movimento devido à inércia, transferindo parte da força peso do eixo traseiro para o dianteiro. A Figura 8 mostra onde as forças de frenagem dinâmica nos eixos traseiro (F_{xR}) e dianteiro (F_{xF}) atuam durante a desaceleração (LIMPERT, 1999).

Figura 8 - Forças que atuam no veículo durante uma frenagem



Fonte: Limpert (1999)

Ambas as forças citadas acima podem ser obtidas por meio das Equações 7 e 8:

$$F_{xF} = (1 - \Psi + h \mu_t) F_z \mu_t \quad (7)$$

$$F_{xR} = (\Psi - h \mu_t) F_z \mu_t \quad (8)$$

Ψ - Relação entre a reação do solo ao eixo traseiro (F_{zR}) e a força peso do veículo (F_z);

h - Altura do centro de gravidade.

2.5 FORÇA TRACIONADORA

Além da força para desacelerar a massa do veículo é necessário o conhecimento da dimensão da força tracionadora, isto é, a força exercida pelo conjunto motor e transmissão que movimenta o veículo. É necessário o conhecimento desta força devido ao fato de o motor estar ligado durante a frenagem e sua força é em direção contrária a força de frenagem.

Como em um veículo tipo Baja a tração é traseira a força de frenagem no eixo traseiro é a soma da força de desaceleração da massa no eixo traseiro com a força tracionadora do veículo, com o motor em sua rotação mínima. A partir da Equação (9) obtêm-se o torque no eixo tracionador (T), já na Equação (10) a rotação do motor (w_e), necessária para equação anterior.

$$T = \frac{P}{w_e} \quad (9)$$

P - Potência do motor;

w_e - Rotação do eixo.

$$w_e = \frac{w_m}{i} \quad (10)$$

w_m - Rotação do motor;

i - Relação de transmissão da caixa de redução.

Já a força de frenagem da rotação do eixo traseiro (F_r) é obtida pela Equação (11):

$$F_r = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (11)$$

T - Torque no eixo tracionador;

d - Diâmetro do disco de freio traseiro.

2.6 CENTRO DE GRAVIDADE DO VEÍCULO

O conhecimento sobre a posição do centro de gravidade de um veículo é de extrema importância para a dinâmica do mesmo. Além de influenciar na estabilidade do carro, ele também influencia na dirigibilidade e na maneabilidade (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2018).

A Equação 12 pode ser usada para a localização do centro gravidade longitudinal (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2018).

$$L_I = \frac{F_{zR} \cdot L}{F_z} \quad (12)$$

L_I - Distância do centro de gravidade em relação ao eixo dianteiro;

F_{zR} - Reação do solo ao peso do eixo traseiro, quando o veículo não está inclinado;

L - Distância entre eixos;

F_z - Peso total do veículo.

O centro de gravidade vertical é determinado pela Equação (13) (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2018):

$$(h - R) \tan \alpha = L \left[\frac{L_{II}}{L} - \frac{F'_{zF}}{F_z} \right] \quad (13)$$

h - Altura do centro de gravidade;

R - Raio do pneu;

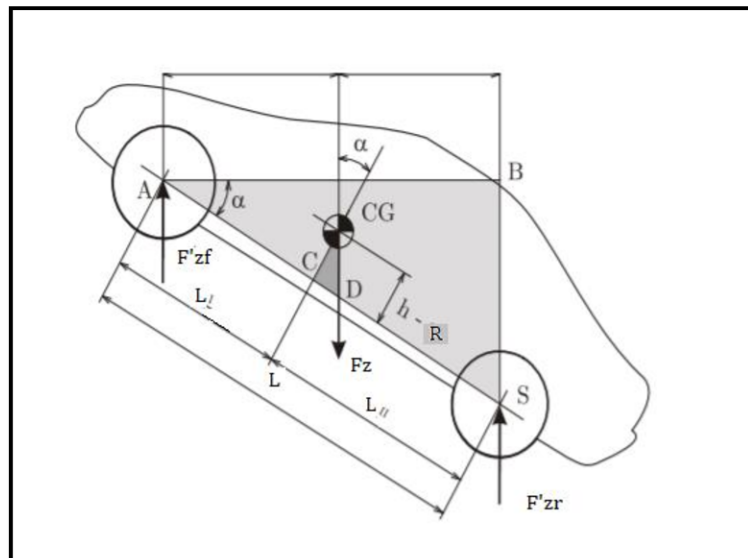
α - Ângulo com o carro inclinado;

L_{II} - Distância do eixo traseiro até o centro de gravidade longitudinal;

F'_{zF} - Reação do eixo dianteiro com ele levantado em um ângulo α .

A Figura 9 mostra a localização do centro de gravidade vertical e as reações quando o eixo dianteiro está inclinado.

Figura 9 - Centro de gravidade vertical



Fonte: Leal; Rosa; Nicolazzi (2018)

2.7 COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE A PASTILHA E O DISCO

Quando duas superfícies deslizam uma sobre a outra existe uma resistência que é chamada força de atrito. Esta força depende de dois pontos: dos materiais das superfícies e da força que pressiona uma contra a outra. Quanto maior a força normal entre as superfícies maior será a força de resistência ao escorregamento. Dependendo do material uma superfície tem maior ou menor facilidade de escorregar sobre a outra, isto é chamado de coeficiente de atrito. Quanto menor o coeficiente maior é a tendência de deslizamento. O coeficiente de atrito pode ser obtido pela Equação (14) (PUHN, 1985):

$$\mu = \frac{F_{at}}{N} \quad (14)$$

μ - Coeficiente de atrito;

F_{at} - Força de atrito;

N - Força normal.

A Equação (15) mostra que é possível quantificar a força de atrito cinético (quando tem oposição de movimento entre duas superfícies) entre duas superfícies, quando elas estão em movimento uniformemente acelerado.

$$F_{at} = F_t - a \cdot m \quad (15)$$

F_t - Força tracionadora, causadora do movimento;

a - Aceleração do corpo;

m - Massa do corpo tracionado, ou empurrado.

2.8 RESISTÊNCIA MECÂNICA DOS PARAFUSOS E DOS DISCOS

O fator de segurança é uma ferramenta de engenharia para avaliar se um projeto é seguro, confiável e funcional. Ele pode ser definido como a razão entre carga crítica (de perda de função, ou rompimento) da peça pela carga aplicada. Fatores de segurança baixos podem levar ao rompimento da peça caso haja uma sobrecarga. Quando este é muito alto há um superdimensionamento do sistema, isto é, há um excesso de material e massa, o que pode encarecer o produto e diminuir a eficiência de um sistema.

Uma junção parafusada pode ser calculada como uma junção rebitada. O parafuso pode sofrer falha de cisalhamento, flexão e esmagamento. O disco pode sofrer falha por flexão, tração, esmagamento e cisalhamento de borda (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

A Equação (16) pode ser utilizada para encontrar a tensão de cisalhamento do parafuso aproximada (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$\tau = \frac{F}{A_d} \quad (16)$$

τ - Tensão de cisalhamento no parafuso;

F - Força aplicada no parafuso;

A_d - Área do menor diâmetro do parafuso.

A real distribuição da carga no parafuso deve ser encontrada, assim, faz-se a hipótese de que as forças sejam uniformemente distribuídas em uma área projetada de um único parafuso. O cálculo da tensão de esmagamento, tanto do parafuso quanto do disco pode ser calculado pela Equação 17, substituindo a área transversal pela área projetada de um único parafuso, ou seja, o produto da espessura da chapa pelo diâmetro do parafuso. (BUDYNAS; NISBETT, 2011):

$$\sigma = \frac{F}{A_p} \quad (17)$$

σ - Tensão esmagamento;

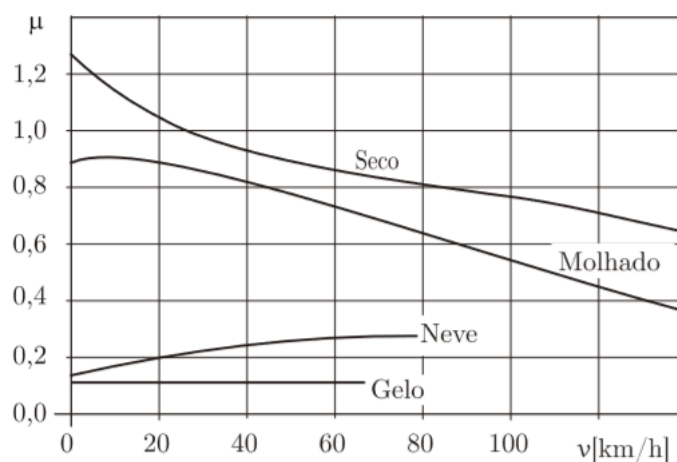
A_p - Área projetada de um único parafuso, a multiplicação da espessura da chapa mais fina pelo diâmetro do parafuso.

A tensão de cisalhamento de borda é evitada espaçando os furos a uma distância de no mínimo um raio e meio da borda (fim do material). A tensão de flexão no parafuso pode ser encontrada utilizando o momento fletor e o módulo da seção. Entretanto o cálculo dessa tensão pode ser substituído por um aumento do fator de segurança da tensão de cisalhamento (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

2.9 COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE O PNEU E O SOLO

Como o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo varia de acordo com o tipo do solo e a velocidade. Deve-se utilizar um valor de acordo com a situação de frenagem. O Gráfico 1 mostra o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo para diferentes velocidades, tipo e situação do solo. Para maior confiança no sistema a ser projetado, o maior valor do coeficiente, será o utilizado nos cálculos.

Gráfico 1 - Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo em diferentes situações



Fonte: Leal; Rosa; Nicolazzi (2018)

2.10 ESCOLHA DOS COMPONENTES

Os componentes que são utilizados no projeto de frenagem de um veículo Baja SAE variam de acordo com a necessidade e com a disponibilidade financeira da equipe. Algumas vezes se faz necessária a utilização de peças usadas, economicamente mais viável, ao invés de alguma peça que traria um benefício técnico maior ao projeto. Adequar a necessidade de determinado componente com as possibilidades financeiras da equipe é um grande desafio nesta parte do projeto.

Deve ser ressaltado que a dimensão dos componentes é essencial para sua escolha, já que este é um fator limitante. Em um projeto Baja SAE o tamanho e a estrutura do chassi são definidos por normas, assim o sistema de frenagem deve se adequar ao espaço dentro do chassi.

Outro fator importante é o cilindro mestre, já que existem diversos modelos com diferentes tamanhos. Diâmetros internos menores geram mais pressão ao sistema, entretanto a vazão de fluido de freio é menor. Pinças com maiores diâmetros geram maior força, mas aumentam a massa total do veículo.

Já o disco deve ter um tamanho que possibilite que as pinças possam ficar alojadas dentro da roda, sem que haja interferência. Assim como a pastilha tenha sua totalidade tocando o disco quando acionada.

A razão de multiplicação de forças no pedal escolhida leva em consideração a posição do piloto no veículo. Deve proporcionar uma posição confortável para manter os pés assim como acionar o sistema.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Os materiais e recursos utilizados para o desenvolvimento deste projeto foram: aplicativo Solidworks versão acadêmica 2017 com ativação de produto versão 25.2.0.0052 e versão *FlexNet* 11.13.1.3.176543.0, cedida pelo desenvolvedor do aplicativo à Equipe Baja Gralha Azul. Assim como, uma balança da marca Filizola, propriedade da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, com capacidade de 1500 quilogramas, além do protótipo Hesfest, da equipe Baja Gralha Azul. Também foram empregados uma pastilha de freio (modelo NTN62), uma placa (25cm x 10 cm) com o material do disco de freio e um temporizador digital (modelo ME-9215B).

Durante o projeto de um veículo tipo Baja SAE, deve-se fazer um estudo da dinâmica veicular durante a frenagem. Para isto, utilizam-se as equações abordadas na seção 2.4. Para possibilitar a utilização delas, necessita-se do conhecimento da altura e massa do carro, do centro de gravidade e do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

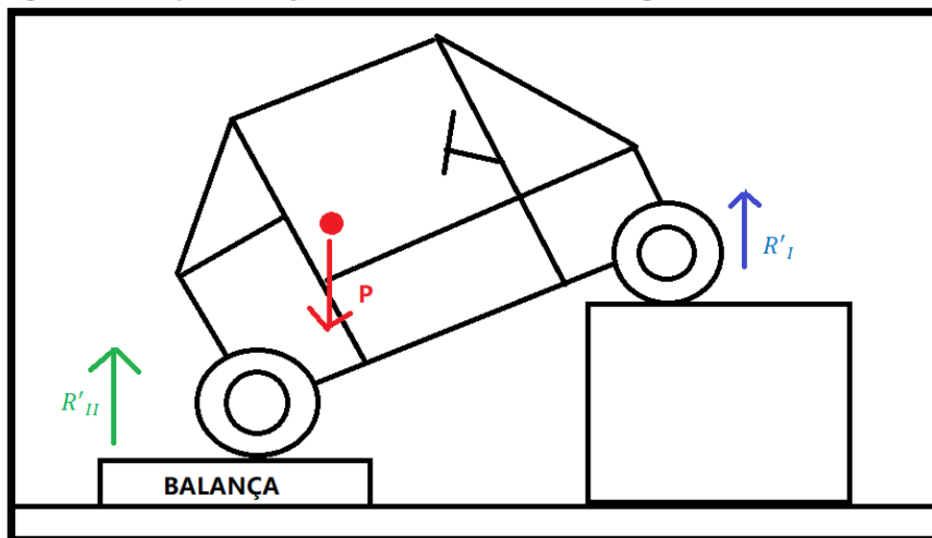
3.1 ENSAIO PARA OBTENÇÃO DO CENTRO DE GRAVIDADE

Com o modelo do veículo gerado no aplicativo Solidworks, pode-se obter a massa do veículo e do centro de gravidade do veículo. Entretanto, podem haver erros quanto as massas dos componentes que fazem parte do desenho, isso devido ao desenho ser realizado antes da construção do veículo e algumas peças não continham seus valores reais de massa, o que diminui a veracidade do resultado obtido no aplicativo. Para um valor mais verossímil é necessária a realização de um ensaio para obtenção de tais dados.

Utilizando a balança citada acima deve-se medir a massa total do carro. Com o eixo traseiro e dianteiro em mesmo nível, medir a reação do eixo traseiro e, por fim a reação do eixo traseiro com o dianteiro em altura de pelo menos 250 milímetros acima dele (R'_{II}). Medindo as dimensões do veículo que serão utilizadas e resolvendo nas equações da seção 2.6, é então encontrado o centro de gravidade. O modo como o carro deve ficar para a segunda parte do ensaio

está mostrado pela Figura 10, onde a balança mede a reação do eixo traseiro em unidades de massa, devendo multiplicar a massa encontrada na balança pela gravidade. Para obter a reação do eixo dianteiro quando ele está em uma altura de pelo menos 250 milímetros levantado (R'_I), subtrai-se (R'_{II}) do peso total do veículo (P).

Figura 10 - Representação do ensaio do centro de gravidade



Fonte: Autoria própria (2020)

3.2 ENSAIO DO COEFICIENTE DE ATRITO ENTRE PASTILHAS E DISCO

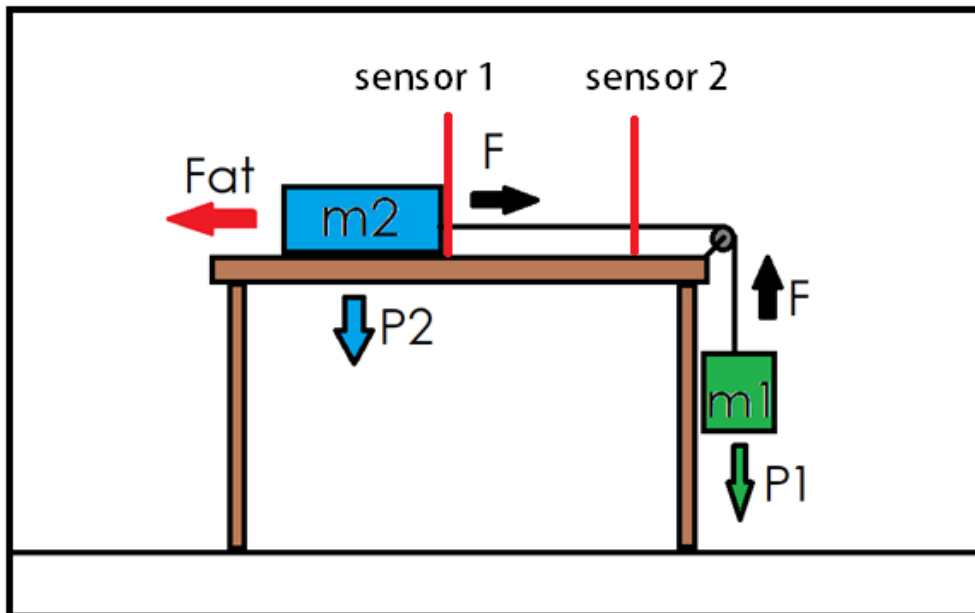
O coeficiente de atrito entre as pastilhas e o disco (μ_c) é fator fundamental para a força de frenagem. Como mostrado na Equação (5) a força que o veículo é capaz de exercer é diretamente proporcional a este coeficiente. Devido a isto, se faz necessário a realização do ensaio de coeficiente de atrito entre pastilha e o material utilizado no disco de freio para uma maior veracidade dos cálculos.

O ensaio empregou os seguintes itens: sensores com cronômetro, contrapesos, chapa retificada do material do disco e pastilha de freio.

Primeiramente, coloca-se a chapa retificada em uma superfície que garanta regularidade em sua inclinação, em seguida, coloca-se então a pastilha do freio sobre essa superfície. A pastilha de freio é conectada por um fio ou corda

a um contrapeso que fica suspenso por meio de uma roldana, como representado na Figura 11.

Figura 11 - Representação do ensaio de coeficiente de atrito



Fonte: Autoria própria (2020)

Os sensores representados na Figura 11 funcionam de forma que quando o primeiro sensor detecta um corpo, automaticamente o cronômetro começa uma contagem, que cessa quando o segundo sensor detecta o corpo em movimento. É necessário colocar um peso sobre a pastilha para aumentar força peso sobre a pastilha e, conseqüentemente, a força de atrito, a fim de aumentar a precisão do experimento. Medem-se as massas dos pesos e a distância entre os sensores. É necessário garantir que a pastilha inicie seu movimento o mais próximo possível do sensor para considerar velocidade inicial nula. Quando a pastilha for solta o cronômetro medirá o tempo decorrido para percorrer a distância entre os dois sensores. Devem-se fazer no mínimo dez medições para se obter uma média representativa, assim como o desvio padrão. Obtida a média dos tempos e com a distância entre os sensores, obtêm-se a aceleração do corpo, isolando a aceleração na equação de movimento retilíneo uniformemente variado, Equação (18).

$$S = S_0 + V_0 \cdot t + 0,5 \cdot a \cdot t^2 \quad (18)$$

- S - Posição final do corpo;
- S_0 - Posição inicial do corpo;
- V_0 - Velocidade inicial do corpo;
- t - Tempo;
- a - Aceleração.

A Equação (19) mostra como pode ser obtido o coeficiente de atrito a partir do experimento descrito acima.

$$\mu_c = \frac{P_1 - a(m_2 + m_1)}{P_2} \quad (19)$$

- μ_c - Coeficiente de atrito entre pastilha e disco;
- P_1 - Peso dos contrapesos suspensos pela corda;
- P_2 - Peso da pastilha e dos pesos sobre ela;
- a - Aceleração;
- m_1 - Massa dos contrapesos suspensos pela corda;
- m_2 - Massa da pastilha e dos pesos sobre ela.

3.3 DIMENSIONAMENTO E AVALIAÇÃO

Após escolher os componentes do sistema de freio utilizam-se os dados obtidos nas seções 3.1 e 3.2 e nas equações da seção 2.4 com a finalidade de encontrar a força necessária para a frenagem em cada eixo. Com os dados das seções 3.3 e 3.4 encontra-se o valor da força de frenagem (F_x).

O motor utilizado pelas equipes nas competições é um motor Briggs Stratton® com potência de 10 HP. Quando não está sendo acelerado, possui uma rotação mínima de 2500 rpm, sendo essa rotação utilizada nos cálculos. Considerando a hipótese de que quando utilizado o sistema de frenagem não há aceleração no veículo e por consequência a rotação do motor é considerada a mais baixa. A caixa de redução desenvolvida pela equipe possui uma relação de

9,3:1 (a cada 9,3 giros do motor o eixo traseiro rotaciona uma volta). Esses dados são necessários para descobrir a força de frenagem da rotação do eixo traseiro (F_r).

Somando essas duas forças e substituindo na força exercida pelo sistema (F_v), encontra-se a força que o piloto deve exercer para o travamento das quatro rodas, por meio das equações da seção 2.3.

Desta maneira é possível avaliar a força encontrada com o parâmetro desta, que deve variar de 267 N/g e 455 N/g. Caso ela seja maior, deve-se projetar utilizando pinças e discos maiores, maior alavanca no pedal e cilindro mestre com área transversal menor e recalculado. No caso de uma força menor que o parâmetro, deve-se aperfeiçoar o sistema diminuindo o tamanho do disco, assim como a área de atuação da pinça. Deve-se procurar, também, componentes mais leves. Na situação em que o parâmetro seja cumprido segue-se então para a construção do projeto.

3.4 PROJETOS DE ACIONAMENTO DO CILINDRO MESTRE E SIMULAÇÕES

A realização do projeto de um sistema de acionamento do cilindro mestre se faz necessária para a instalação do sistema no carro. Com o auxílio do aplicativo SolidWorks, foi possível dimensionar o tamanho do carro antes de sua construção e, assim, analisar o posicionamento das peças no carro para evitar interferência do sistema de frenagem com outros sistemas do veículo, assim como analisar o conforto do piloto em relação ao posicionamento do pedal.

3.5 TESTES E VALIDAÇÃO

Para comprovar o êxito do projeto o veículo deve ser aprovado na prova de frenagem da 25ª edição da Competição Baja SAE BRASIL. Com isso deve validar a capacidade do veículo de travar as quatro rodas simultaneamente quando acionado, assim como assegurar a segurança do piloto e dos outros veículos que estão competindo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Nesta parte do trabalho, é mostrado o dimensionamento do sistema de frenagem, a escolha das peças utilizadas, o projeto de um mecanismo de acionamento do cilindro mestre e os testes com o veículo construído.

4.1 FORÇA DE FRENAGEM

Como abordado na seção 3.1, poder-se-iam utilizar os dados do centro de gravidade a partir do aplicativo, entretanto, optou-se por fazer um experimento para a obtenção da força de frenagem. O experimento está descrito no item 3.1. Este foi realizado no Laboratório de Fundição da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa. A Fotografia 1 mostra a realização do experimento.

Fotografia 1 - Ensaio para obter o centro de gravidade do veículo



Fonte: Autoria própria (2018)

Após obtidos os valores de pesos citados na seção 3.1 e realizados os cálculos da seção 2.5, obteve-se o centro de gravidade do veículo, com o piloto no veículo, como mostrado no Quadro 1 e a sua representação pode ser visualizada pela Figura 15 no Anexo A.

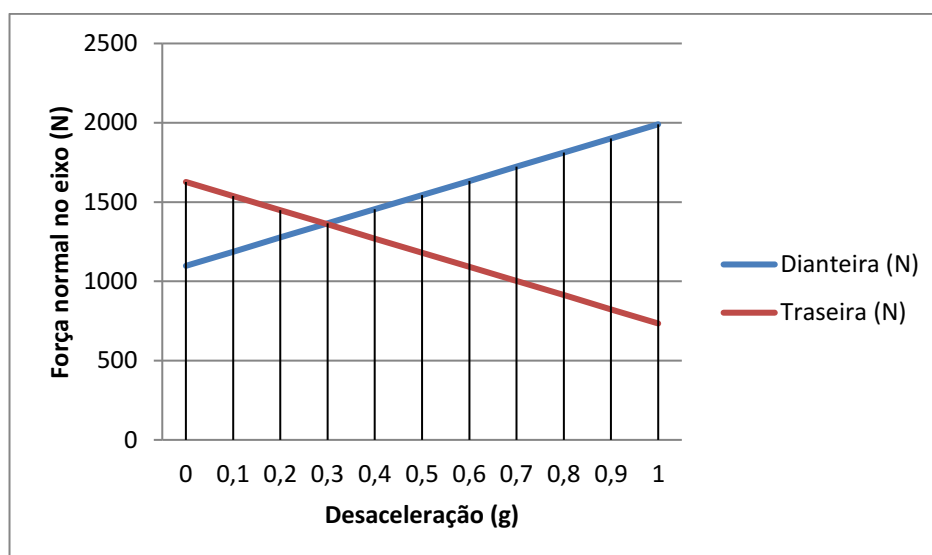
Quadro 1 - Localização dos centros gravidade longitudinal e vertical do veículo

Centro de Gravidade	Localização
Longitudinal	905 mm (em relação ao eixo dianteiro)
Vertical	477 mm (em relação ao solo)

Fonte: Autoria Própria (2020)

Aferida a massa do veículo, encontrou-se o valor de 200 kg, somou-se com a massa do piloto de 80 kg e foram obtidos os valores do centro de gravidade. Gerou-se os Gráficos 2 e 3 que representam a transferência de carga e a força de frenagem em cada eixo, respectivamente. Esses dados são utilizados no dimensionamento do sistema. É notado pelo Gráfico 2 que ocorre uma transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro.

Gráfico 2 - Transferência de carga durante a frenagem

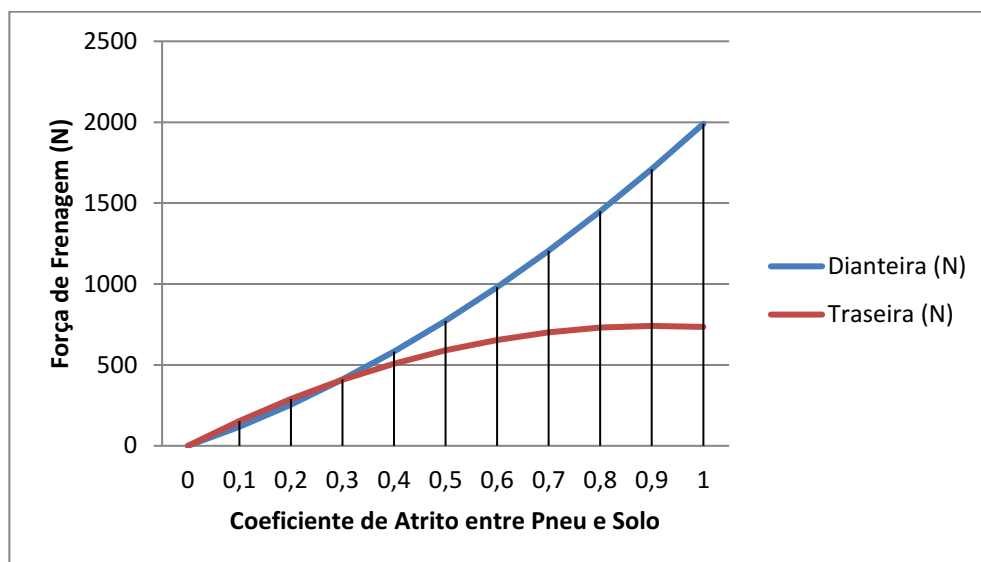


Fonte: Autoria própria (2020)

No Gráfico 3, pode-se constatar que a força de frenagem aumenta com o crescimento do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo. Percebe-se que esse

aumento é maior no eixo dianteiro, isto é explicado pela transferência de carga ser maior com uma maior desaceleração, como mostrado no Gráfico 2.

Gráfico 3 - Força de frenagem dos eixos dianteiro e traseiro em função do coeficiente de atrito entre o pneu e o solo



Fonte: Autoria própria (2020)

4.2 ESCOLHA DOS COMPONENTES

A escolha pelo sistema de freios à disco ocorreu pela impossibilidade de um sistema de freio a tambor, devido às limitações de espaço, além das vantagens, como redução de peso, maior eficiência, entre outras. As pinças de freio utilizadas no projeto possuem dois pistões de uma polegada (25,4 mm) de diâmetro cada. Foi escolhido também um cilindro mestre duplo modelo c-2030. Este, que possui um diâmetro interno de 13/16 polegadas (20,638 mm).

Devido as limitações de espaço para a instalação do sistema, o freio traseiro foi composto por disco fixado no eixo tracionador do veículo, enquanto que no eixo dianteiro, fixou-se os discos nas mangas de eixo. Devido a movimentação da direção e conseqüentemente das rodas dianteiras parte das linhas condutoras do fluido de freio deve ser flexível, o material escolhido para esta parte foi a mangueira PTFE com malha de aço inoxidável da marca Metal Horse® Esta escolha se deu devido à menor expansibilidade que esta mangueira sofre quando o fluido nela é comprimido, quando comparada com a

mangueira de borracha, ou seja, a perda de pressão nela é menor. Já para a parte da tubulação que é fixada rígida ao chassi escolheu-se a tubulação de cobre de 3/16 polegadas (4,763 mm), visto que esta possui fácil manutenção e instalação.

4.3 ENSAIO DO COEFICIENTE DE ATRITO

O ensaio descrito na seção 3.3 foi realizado no Laboratório de Física 1 da Universidade Tecnológica Federal do Paraná, Câmpus Ponta Grossa, com a pastilha de freio, a placa com o material do disco de freio e um temporizador digital e os contrapesos citados anteriormente. A Fotografia 2 mostra a realização do ensaio.

Fotografia 2 - Ensaio para obter o coeficiente de atrito entre pastilha e disco



Fonte: Autoria própria (2017)

Depois de obtido o valor médio do tempo e utilizando a equação de movimento retilíneo uniforme, encontrou-se uma aceleração de $2,035 \text{ m/s}^2$. Utilizando as Equações (14) e (15) encontra-se então o valor de 0,328 para o coeficiente de atrito entre a pastilha de freio (modelo NTN62) e o Aço Inox AISI 304. A placa foi retificada buscando representar o desgaste do disco oriundo do

processo de frenagem. Deve-se salientar que o coeficiente de atrito varia com diferentes condições, temperatura, humidade, sujeira e desgaste, sendo que esse valor é uma aproximação do valor real de uma Competição Baja SAE BRASIL, já que seria muito difícil fazer o experimento nas mesmas condições das competições.

4.4 DIMENSIONAMENTO

Utilizando os dados e equações citados na seção 3.5, obtêm-se um torque de 264,9 N.m. Já a força de frenagem da rotação do eixo traseiro é obtida pela Equação (20):

$$F = \frac{2 \cdot T}{d} \quad (20)$$

T - Torque no eixo tracionador;

d - Diâmetro do disco de freio traseiro.

A razão da multiplicação da força no pedal (l_1) escolhida foi de 6, isto devido ao espaço disponível não permitir uma relação maior, a qual deve estar dentro da faixa recomendada (de 5 a 7) (LIMPERT, 1998).

Considerando as informações citadas nas seções 4.1 e 4.2 e utilizando as equações nas seções 2.2 e 2.3, é possível encontrar a força que deve ser aplicada pelo piloto em função do tamanho dos discos dianteiros e traseiro. Utilizando o valor de 160 mm de diâmetro para os discos dianteiros e 180 mm para o disco traseiro encontrou-se o valor de força aplicada pelo piloto no pedal de 182,4 N para o eixo dianteiro e 587,9 N para o eixo traseiro, totalizando 770,3 N. Os diâmetros citados anteriormente foram baseados no espaço disponível para eles no carro.

A força máxima de acionamento do pedal não deve ultrapassar 445 N (LIMPERT, 1999). Percebe-se, então, que este sistema não cumpre com essa exigência. É notável que a maior força de frenagem é a do freio traseiro, isto porque é ele que deve parar a rotação do conjunto da transmissão.

Aumentando o diâmetro do disco traseiro, irá diminuir a força de aplicação no pedal para o travamento das quatro rodas. Caso esse valor fosse de 200 mm resultaria em uma força de aplicação total de 669,9 N, uma melhora significativa, mas ainda maior que o valor desejado. Aumentar o tamanho do disco não é a solução para este caso, já que um disco ainda maior não caberia no espaço destinado a ele. Faz-se necessário então a utilização de duas pinças no disco traseiro.

Utilizando duas pinças, um disco de 200 mm de diâmetro no eixo traseiro e uma pinça em cada um dos dois discos dianteiros de 160 mm de diâmetro, é necessário a aplicação de uma força de 428,6 N para o travamento das quatro rodas. Como este sistema atendeu os requisitos e é possível de ser construído foi o escolhido.

4.5 DISCOS DE FRENAGEM

Entre possíveis materiais do disco de freio escolheu-se os aços inoxidáveis, devido possuírem boa resistência mecânica, boa durabilidade e serem de boa aparência. Dentre os aços inoxidáveis, os martensíticos tiveram à preferência, devido a sua maior dureza, resistência ao desgaste e maior resistência mecânica (CALLISTER, 2002).

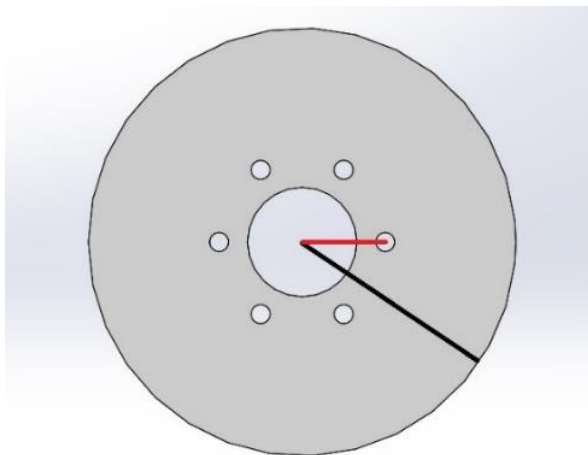
Entretanto, por não estar entre os materiais disponíveis, o Aço Inox AISI 304 foi o escolhido. É um aço austenítico, que possui um limite de escoamento de 215 MPa (MATWEB, 2020).

O disco de freio traseiro foi fixado ao eixo por meio de seis parafusos M8 de classe 8.8, enquanto cada disco dianteiro será fixado por seis parafusos M6 de classe 8.8. Um parafuso com classe 8.8 possui tensão mínima de prova de 600 MPa, tensão mínima de tração de 830 MPa e limite de escoamento de 660 MPa. (BUDYNAS; NISBETT, 2011). Além disso a espessura da chapa disponibilizada foi de 3,5 mm.

O momento de frenagem em cada eixo pode ser encontrado multiplicando a força de frenagem no eixo pelo raio do disco. A força exercida na linha da furação é encontrada pela razão entre o momento de frenagem e a distância da furação até o centro. Dividindo esta força pelo número de parafusos

encontra-se a força aplicada em cada parafuso. Na Figura 12, está representado, em preto, o raio do disco e em vermelho a distância do centro do disco até o centro do furo.

Figura 12 - Distância do centro do disco até a borda e até o centro dos furos



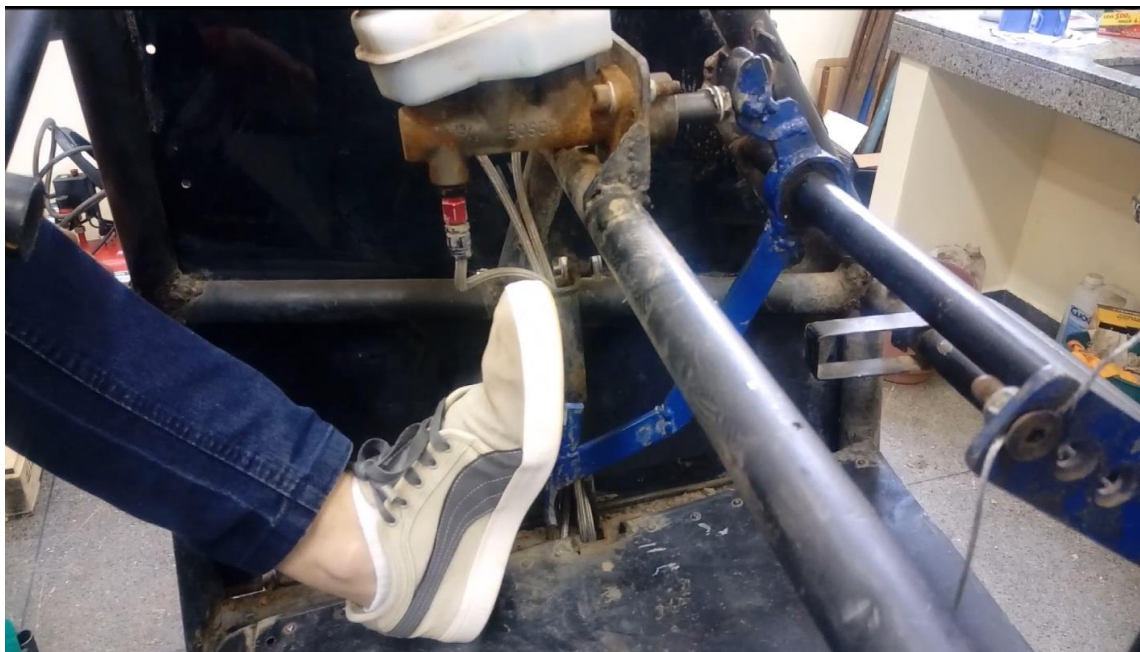
Fonte: Autoria própria (2020)

Utilizando a Equação (12) encontra-se a tensão de cisalhamento de 49,12 MPa para os parafusos traseiros e de 18,52 MPa para os dianteiros. O fator de segurança para os parafusos, utilizando a resistência mínima de prova como referência é de 12,2 e 32,4, respectivamente. Já a tensão de esmagamento dos membros, proveniente da Equação (13), resultou em um valor 57,7 MPa para o disco traseiro e 15,8 MPa para os dianteiros. Utilizando o limite e escoamento do material, como referência, encontra-se um fator de segurança de 3,7 e 13,6, respectivamente.

4.6 SUPORTE DO CILINDRO MESTRE E PEDAL

Um grande problema no sistema de freio anterior era o modo como o cilindro mestre era acionado. Havia um pedal com uma sapata, a qual acionava diretamente o cilindro mestre, entretanto isto causava atrito, conseqüentemente dissipação de força. Assim como o uso frequente desse mecanismo chegou a quebrar o cilindro mestre durante a 24ª Competição Baja SAE BRASIL. A Fotografia 3 apresenta como era o sistema.

Fotografia 3 - Sistema de acionamento do cilindro mestre da equipe Baja Gralha Azul utilizado na 24ª Competição Baja SAE BRASIL

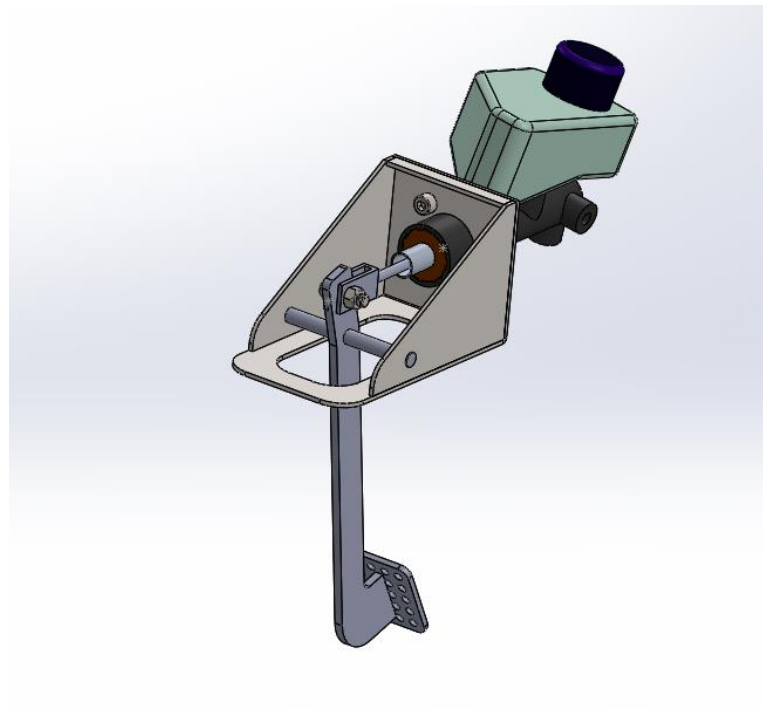


Fonte: Autoria própria (2018)

No início do projeto, pensou-se em fazer o suporte do cilindro mestre fixado ao piso do veículo, entretanto, devido ao posicionamento da barra da direção isto não foi possível.

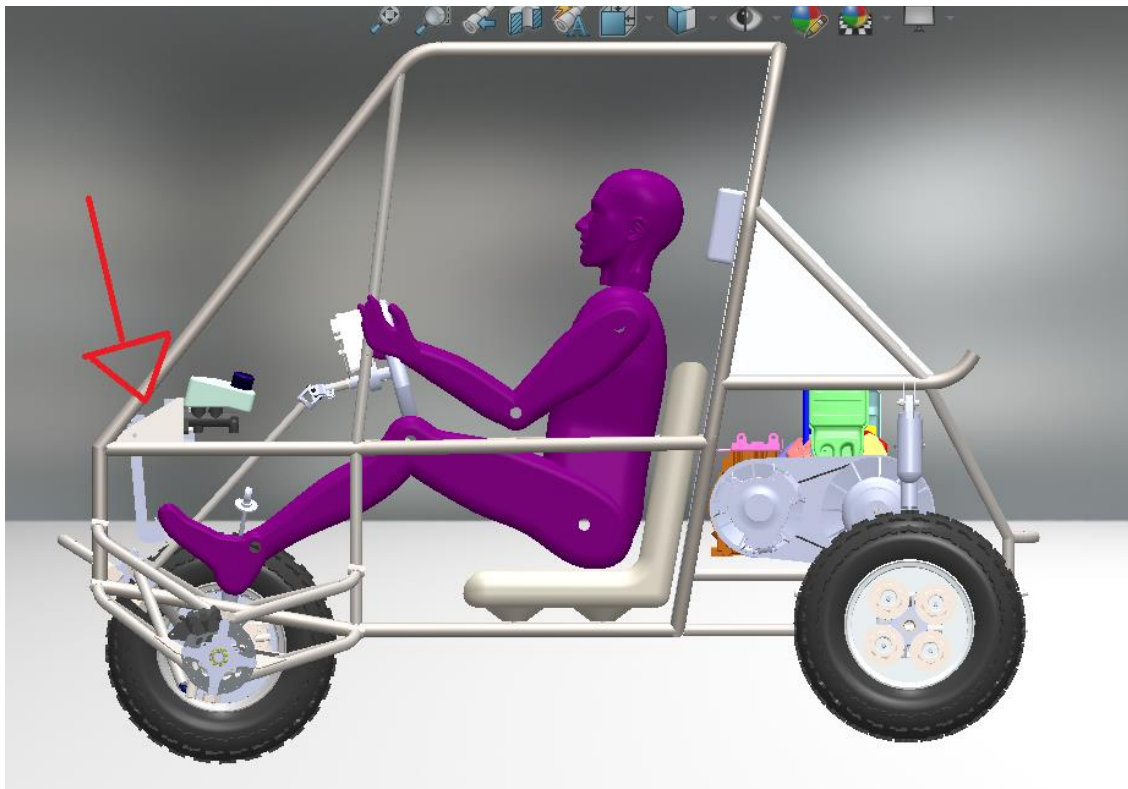
Adotou-se como objetivo secundário, a redução dos efeitos de atrito. O objetivo principal foi alcançado com a substituição da sapata por uma haste de acionamento, utilizada em freios de veículos comerciais. A redução de peso na fixação se deu ao posicionar o cilindro mestre e o pedal de freio em um suporte único. Eliminou-se a barra maciça e adicionou-se um tubo de secção quadrada, servindo também para a fixação da bateria (modelo FP 1270S – 12 V 7.0 Ah / 20 h). O sistema pedal - cilindro mestre pode ser visualizado na Figura 13 e o posicionamento dele dentro do veículo na Figura 14.

Figura 13 - Sistema de acionamento do cilindro mestre atual



Fonte: Autoria própria (2020)

Figura 14 - Posicionamento do sistema dentro do veículo



Fonte: Autoria própria (2020)

4.7 PROVA DE FRENAGEM DA 25ª COMPETIÇÃO BAJA SAE BRASIL

Com a construção do veículo e a montagem do sistema de frenagem pode-se testar e comprovar que as necessidades da equipe e os requisitos técnicos da competição foram atendidos pelo projeto. Durante a 25ª Competição Baja SAE Brasil o veículo Hefesto, que pode ser visto no Anexo B, não apresentou problemas de funcionamento em relação ao sistema de frenagem. O carro foi aprovado em sua primeira tentativa na prova de frenagem, travando as quatro rodas simultaneamente quando o freio foi acionado, fato registrado pela Fotografia 4.

Fotografia 4 – Aprovação da equipe Baja Gralha Azul na prova de frenagem da 25ª Competição Baja SAE BRASIL



Fonte: autoria própria (2019)

5 CONCLUSÃO

Durante a 25ª Competição Baja SAE BRASIL, o projeto do sistema de frenagem do protótipo Hefesto, da equipe Baja Gralha Azul, mostrou ser mais eficiente e seguro do que os sistemas de frenagem anteriores, atingindo assim, seu objetivo principal.

A melhoria que este projeto proporcionou foi o modo de acionamento o cilindro mestre, no qual a força radial, que causou a quebra do mesmo na edição anterior, foi eliminada, assim como as peças utilizadas foram melhores dimensionadas, fato que agregou valor ao projeto como um todo. Além de serem realizados os cálculos de resistência dos parafusos, os quais eram colocados empiricamente pela equipe, sem comprovação de sua resistência. Os ensaios realizados enriqueceram o projeto com dados reais dos componentes e do veículo.

Ressalta-se, também, que este trabalho, é também um registro dos conhecimentos adquiridos pela equipe Baja Gralha Azul na área de freios, servindo como um guia para os integrantes da equipe.

Como sugestões de melhoria para os próximos projetos, podem ser citados a influência do aumento de temperatura causado pelo atrito durante a frenagem, um estudo mais detalhados sobre os materiais do disco de freio e dos tipos de pastilhas e um estudo sobre otimização para encontrar o sistema otimizado, levando em consideração as dimensões máximas e mínimas de cada componente e sua função no sistema de frenagem.

REFERÊNCIAS

BUDYNAS, Richard G.; NISBETT, J. Keith. **Elementos de Máquinas de Shigley**: projeto de engenharia mecânica. 8. ed. Amgh Editora, 2011. 1084 p.

CALLISTER, W. D., **Ciência e Engenharia de Materiais**: Uma Introdução. John Wiley & Sons, Inc., 2002.

COLÉGIOWEB. **Princípios de Arquimedes e Pascal**. 1 jun. 2012. Disponível em: <<https://www.colegioweb.com.br/hidrostatica/principios-de-arquimedes-e-pascal.html>>. Acesso em: 11 jun. 2019.

DPK. Entenda a importância da normalização para o seu negócio. **Saiba com o sistema de freio a tambor é composto**. 9 abr. 2018. Disponível em: <<https://www.dpk.com.br/saiba-como-sistema-freio-tambor-composto/>>. Acesso em: 11 jun. 2019

LEAL, Longuinho da Costa Machado; ROSA, Edison da; NICOLAZZI, Lauro Cesar. **Uma Introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. 2018. Publicação Interna do Grante Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2018.

LIMPERT, Rudolf. **Brake Design and Safety**. EUA: SAE International, 1999. GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale - EUA: SAE International, 1999.

MATWEB. **304 Stainless Steel**. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=abc4415b0f8b490387e3c922237098da&ckck=1>>. Acesso em: 03 set. 2020.

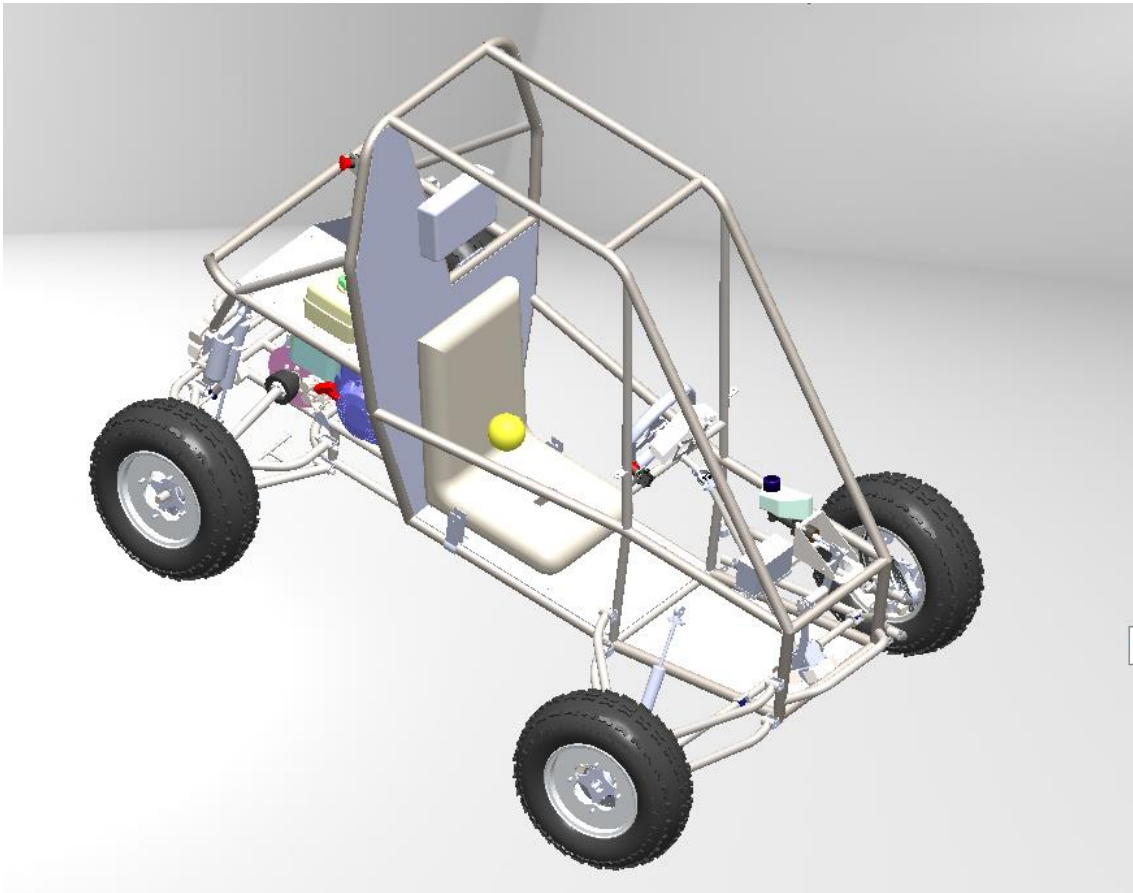
PUHN, Fred. **Brake Handbook**. Tradução: Manual de Freio. 2. ed. Tucson: HPBooks, 1985. ISBN 0-89586-232-8. *E-book* (174 p.).

SALÃO DO CARRO. Entenda o funcionamento, os tipos de freios a tambor, comparação com o freio a disco e principais recomendações. **Como funcionam os Freios a Tambor**. 17 set. 2012. Disponível em: <<https://salaodocarro.com.br/como-funciona/freios-a-tambor.html>>. Acesso em: 11 jun. 2019.

SESHAGIRI RAO, G.V.R. *et al.* **Design and analysis of eddy current multi caliper disc brake.** International Journal of Mechanical Engineering and Technology (IJMET), India, p. 267–274, 7 jul. 2017.

ANEXO A - Representação do centro de gravidade do veículo

Figura 15 - Representação do centro de gravidade do veículo



Fonte: Autoria própria (2020)

ANEXO B - Protótipo Hefesto

Fotografia 5 - Protótipo Hefesto



Fonte: Autoria própria (2019)