

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Luiz Henrique Fujimoto da Silva de Oliveira

**Projeto e dimensionamento de sistemas de
freios de veículos Baja SAE**

São Carlos, SP

2022

Luiz Henrique Fujimoto da Silva de Oliveira

Projeto e dimensionamento de sistemas de freios de veículos Baja SAE

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

Orientação Prof. Dr. Sérgio Henrique Evangelista

São Carlos, SP

2022



FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS
COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET
 Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905
 Telefone: (16) 33519703 - <http://www.ufscar.br>

DP-TCC-FA nº 1/2022/CCEMec/CCET

Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso
Folha Aprovação (GDP-TCC-FA)

FOLHA DE APROVAÇÃO

LUIZ HENRIQUE FUJIMOTO DA SILVA DE OLIVEIRA

PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE SISTEMAS DE FREIOS DE VEÍCULOS BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso

Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos

São Carlos, 17 de fevereiro de 2022

ASSINATURAS E CIÊNCIAS

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	Sérgio Henrique Evangelista
Membro da Banca 1	Alexandre Tácito Malavolta
Membro da Banca 2	Leonildo Bernardo Pivotto



Documento assinado eletronicamente por **Sergio Henrique Evangelista, Docente**, em 17/02/2022, às 10:46, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Alexandre Tacito Malavolta, Docente**, em 17/02/2022, às 10:46, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Leonildo Bernardo Pivotto, Técnico Mecânico**, em 17/02/2022, às 10:47, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

A autenticidade deste documento pode ser conferida no site <https://sei.ufscar.br/autenticacao>, informando o código verificador **0596241** e o código CRC **C71E43E3**.

Agradecimentos

Agradeço aos meus pais Alberto Jorge Sales de Oliveira e Elisabete Fujimoto da Silva de Oliveira que me apoiaram em todas as minhas escolhas e foram um suporte durante toda a jornada até aqui.

A meu irmão Alberto Jorge Sales de Oliveira Jr. que foi uma referência de profissional e que esteve ao meu lado no momento que mais precisei.

A minha namorada Rafaela Catelan Martins Pereira por todo apoio e amor nos períodos de dificuldades.

Ao Prof. Dr. Sérgio Henrique Evangelista por todo auxílio na realização de cada etapa deste projeto, sendo essencial para a sua conclusão.

À equipe Baja UFSCar por todo conhecimento e amadurecimento pessoal e profissional, onde pude ter grandes experiências.

A Volkswagen do Brasil por ter me dado a oportunidade de trabalhar em uma grande multinacional, proporcionando excelentes experiências profissionais, contribuindo no meu crescimento pessoal e profissional.

Ao Rugby UFSCar por ter me ensinado o sentido de união, companheirismo e respeito ao próximo.

A todos os amigos que me acompanharam em todos esses anos, gerando momentos incríveis dos quais eu me lembrarei por toda a minha vida e com os quais eu espero poder contar por muitos anos.

“A persistência é o melhor caminho para o êxito.”
(Charles Chaplin)

Resumo

O projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, localizada nos Estados Unidos da América, em que a primeira competição foi realizada no ano de 1976. Posteriormente, o projeto se iniciou no Brasil onde passou a ser conhecido como Baja SAE Brasil. O projeto Baja SAE Brasil teve início de suas atividades em 1994, em que estudantes de engenharia de diversas universidades de ensino superior têm a oportunidade de aplicar na prática os conhecimentos adquiridos em sala de aula. Os participantes do projeto Baja SAE Brasil elaboram um protótipo de veículo *off-road* passando por todas as etapas de confecção do veículo, bem como projeto, manufatura e instrumentação. Este trabalho possui como foco apresentar todo o processo de desenvolvimento do sistema de freios para veículos Baja, em especial, para a equipe da Universidade Federal de São Carlos. Sendo assim, foi realizado o dimensionamento do sistema de freios levando em consideração diversos aspectos geométricos do veículo, buscando atingir conforto, segurança e melhor dirigibilidade no momento da frenagem do veículo. Além disso, buscou-se um sistema que seja ergonômico ao usuário, com menor esforço por parte do mesmo, e um sistema de freios que possua uma manufatura e manutenção otimizada de alguns componentes, como pedal de acionamento, fixações das pinças e discos de freio.

Palavras-chave: Freios. Dimensionamento de freios. Baja SAE. Veículos *off-road*.

Abstract

The Baja SAE project was created at the University of South Carolina, located in the United States of America, where the first competition was held in 1976. Later, the project started in Brazil, where it became known as Baja SAE Brasil . The Baja SAE Brasil project started its activities in 1994, in which engineering students from several higher education universities have the opportunity to apply the knowledge acquired in the classroom in practice. The participants of the Baja SAE Brasil project prepare a prototype of a *off-road* vehicle, going through all stages of vehicle manufacture, as well as design, manufacturing and instrumentation. This work focuses on presenting the entire process of developing the brake system for Baja vehicles, especially for the team at the Federal University of São Carlos. Therefore, the design of the brake system was carried out, taking into account several geometric aspects of the vehicle, seeking to achieve comfort, safety and better drivability when braking the vehicle. In addition, we sought a system that is ergonomic for the user, with less effort on his part, and a brake system that has an optimized manufacture and maintenance of some components, such as the drive pedal, caliper attachments and brake discs.

Keywords: Brakes. Brake sizing. Baja SAE. *off-road* vehicles.

Lista de ilustrações

Figura 1 – Protótipo M8 da equipe Baja UFSCar durante a competição Nacional de 2020 (Autor).	22
Figura 2 – Sistema de freios a disco e a tambor de carros de passeio (DETRAN, 2021).	24
Figura 3 – Freio a tambor (COSTA, 2002).	25
Figura 4 – Sapatas primárias e secundárias. Adaptado de (COSTA, 2002).	25
Figura 5 – Sapatas primárias duplas. Adaptado de (COSTA, 2002).	26
Figura 6 – Princípio de funcionamento de um freio sem e com ABS. Adaptado de (INEP, 2012).	27
Figura 7 – Fluxograma freios ABS (LIMA, 2005).	28
Figura 8 – Freios à disco (COSTA, 2002).	28
Figura 9 – Disco com fixação fixa (BREQUE, 2022).	29
Figura 10 – Disco com fixação flutuante (RACING, 2022).	29
Figura 11 – Configurações de pinças de freios. Adaptado de (REHKOPF; HALDERMAN, 2006).	30
Figura 12 – Funcionamento de um sistema de freios acionado hidraulicamente (Autor).	31
Figura 13 – Pedal de acionamento hidráulico (Autor).	32
Figura 14 – Balance Bar Wilwood 340-4745 (BRAKES, 2021).	33
Figura 15 – Diagrama de corpo livre do balance bar (Autor).	34
Figura 16 – Configurações de cilindros mestres (BRAKES, 2021).	35
Figura 17 – Cilindro mestre simples (PUHN, 1987).	36
Figura 18 – Cilindro mestre duplo (PUHN, 1987).	36
Figura 19 – Linha hidráulica flexível (Autor).	37
Figura 20 – Linha hidráulica rígida (HOJE, 2022).	38
Figura 21 – Configurações dos circuitos hidráulicos de freios. Adaptado de (REIF, 2014).	38
Figura 22 – Sistema de freios proposto (Autor).	41
Figura 23 – Vista superior do veículo (Autor).	41
Figura 24 – Visão sistêmica da montagem do sistema de freios (Autor).	42
Figura 25 – Diagrama de Corpo Livre do veículo (Autor).	42
Figura 26 – Raio efetivo do disco. Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2011).	46
Figura 27 – Fixações da pinça de freio dianteira do lado direito do veículo (Autor).	52
Figura 28 – Fixações da pinça de freio dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).	52
Figura 29 – Fixações da pinça de freio traseira do veículo (Autor).	52
Figura 30 – Geometrias de discos de freio (Autor).	53
Figura 31 – Fluxograma do dimensionamento de um sistema de freios a disco (Autor).	54

Figura 32 – Parâmetros de input e output da modelagem de um sistema de freios a disco (Autor).	55
Figura 33 – Representação esquemática no plano xy em forma de viga do pedal de freio (Autor).	57
Figura 34 – Geometria utilizada do pedal de freio (Autor).	58
Figura 35 – Condição de contorno e carregamento no pedal de freio (Autor).	58
Figura 36 – Características da malha gerada na análise do pedal de freio (Autor).	59
Figura 37 – Geometria utilizada para a fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).	59
Figura 38 – Geometria das fixações das pinças de freio (Autor).	60
Figura 39 – Condição de contorno e carregamento na fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).	60
Figura 40 – Condição de contorno e carregamento das fixações da pinças dianteira do lado esquerdo e traseira do veículo (Autor).	61
Figura 41 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio do lado direito do veículo (Autor).	61
Figura 42 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio do lado esquerdo do veículo (Autor).	61
Figura 43 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio traseira do veículo (Autor).	62
Figura 44 – Sistema de referência das fixações das pinças de freio (Autor).	62
Figura 45 – Coordenadas do sistema de referência das fixações das pinças de freio (Autor).	63
Figura 46 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).	63
Figura 47 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).	64
Figura 48 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça traseira do veículo (Autor).	64
Figura 49 – Geometrias utilizadas para os discos de freio (Autor).	65
Figura 50 – Condições de contorno e carregamento para os discos de freio dianteiro (Autor).	65
Figura 51 – Condições de contorno e carregamento para os discos de freio traseiro (Autor).	66
Figura 52 – Representação esquemática dos graus de liberdade dos discos de freios (Autor).	66
Figura 53 – Características da malha gerada na análise do disco de freio dianteiro do veículo (Autor).	67

Figura 54 – Características da malha gerada na análise do disco de freio traseiro do veículo (Autor).	67
Figura 55 – Tensão de von Mises do pedal de freio (Autor).	71
Figura 56 – Tensão de von Mises da fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).	72
Figura 57 – Tensão de von Mises da fixação da pinça dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).	72
Figura 58 – Tensão de von Mises das fixações da pinças traseiras do veículo (Autor).	73
Figura 59 – Tensão de von Mises dos discos de freio dianteiro (Autor).	73
Figura 60 – Tensão de von Mises dos discos de freio traseiro (Autor).	74
Figura 61 – Curva normalizada de carregamento dinâmico nos eixos (Autor).	75
Figura 62 – Gráfico de transferência de carga longitudinal nos eixos (Autor).	76
Figura 63 – Planilha de cálculos da modelagem e dimensionamento do sistema de freios do veículo (Autor).	83
Figura 64 – Folha 1 (Autor).	84
Figura 65 – Folha 2 (Autor).	85
Figura 66 – Folha 3 (Autor).	86
Figura 67 – Folha 4 (Autor).	87
Figura 68 – Catálogo de rolamento de esferas (SKF, 2015).	88
Figura 69 – Catálogo de anel elástico para furo DIN 472 (ESTAMPARIA, 2010).	89

Lista de tabelas

Tabela 1 – Diâmetro do êmbolo de pinças de freio (SANTOS, 2014).	30
Tabela 2 – Diâmetro do êmbolo de cilindros mestres (SANTOS, 2014).	37
Tabela 3 – Fluidos utilizados em sistemas de freios. Adaptado de (REIF, 2014). . .	39
Tabela 4 – Classificação dos materiais de fricção de acordo com a SAE J661. Adap- tado de (J661, 1958).	40
Tabela 5 – Cálculo da redução hidráulica (SANTOS, 2014).	50
Tabela 6 – Relação do cálculo de redução hidráulica do sistema de freios (SANTOS, 2014).	57
Tabela 7 – Propriedades do aço SAE 4130 (MATWEB, 2022b).	58
Tabela 8 – Propriedades do alumínio 7075-T6 (MATWEB, 2022c).	59
Tabela 9 – Propriedades do aço SAE 1020 (MATWEB, 2022a).	65
Tabela 10 – Parâmetros geométricos do veículo (Autor).	68
Tabela 11 – Resultados obtidos após análise para o pedal de freio (Autor).	72
Tabela 12 – Resultados obtidos após análise para as fixações das pinças (Autor). . .	73
Tabela 13 – Resultados obtidos após análise para os discos de freio (Autor).	74
Tabela 14 – Massas e fatores de segurança obtidos dos componentes do sistema de freios (Autor).	76

Lista de Siglas

Sigla	Descrição	Unidade
W	Peso do veículo com piloto	N
h	Altura do centro de massa em relação ao solo	m
K	Relação de alavanca do pedal de acionamento dos freios	-
Ψ	Relação entre força aplicada ao pedal e desaceleração	N/G
F_{cil}	Força transmitida aos cilindros mestres	N
F_{pedal}	Força exercida pelo usuário do veículo no pedal de freio	N
$F_{cil.dir}$	Força atuante no cilindro mestre do lado direito	N
$F_{cil.esq}$	Força atuante no cilindro mestre do lado esquerdo	N
B_{dir}	Distância entre a rótula e o acionamento do lado direito	m
B_{esq}	Distância entre a rótula e o acionamento do lado esquerdo	m
$P_{cm.f}$	Pressão no circuito hidráulico do eixo dianteiro	N/m ²
$P_{cm.r}$	Pressão no circuito hidráulico do eixo traseiro	N/m ²
$A_{cm.1}$	Área do cilindro mestre do eixo dianteiro	m ²
$A_{cm.2}$	Área do cilindro mestre do eixo traseiro	m ²
k_{taxa}	Distribuição de frenagem do balance bar	-
P_{front}	Pressão no eixo dianteiro com perda de carga	N/m ²
P_{rear}	Pressão no eixo traseiro com perda de carga	N/m ²
n_{ef}	Perda de carga no circuito hidráulico	-
$F_{pin.f}$	Força aplicada em cada pinça dianteira	N
$F_{pin.r}$	Força aplicada em cada pinça traseira	N
$A_{cil.1}$	Área do êmbolo da pinça do eixo dianteiro	m ²
$A_{cil.2}$	Área do êmbolo da pinça do eixo traseiro	m ²
$F_{fec.f}$	Força de fechamento em cada pinça do eixo dianteiro	N
$F_{fec.r}$	Força de fechamento em cada pinça do eixo traseiro	N
$F_{at.f}$	Força de atrito em cada pinça do eixo dianteiro	N
$F_{at.r}$	Força de atrito em cada pinça do eixo traseiro	N
$\mu_{c.pastilha}$	Coefficiente de atrito cinético entre pastilha e disco	-
$r_{efe.f}$	Raio efetivo do disco de freio do eixo dianteiro	m
$r_{efe.r}$	Raio efetivo do disco de freio do eixo traseiro	m
r_o	Raio externo da pastilha de freio	m
r_i	Raio interno da pastilha de freio	m
$T_{apl.f}$	Torque aplicado em cada disco do eixo dianteiro	N.m
$T_{apl.r}$	Torque aplicado em cada disco do eixo traseiro	N.m
$a_{desaceleracao}$	Desaceleração em unidades de "G"	-
τ	Fator de desaceleração em unidades de "G"	-
F_{zf}	Força Normal no eixo dianteiro do veículo	N
F_{zr}	Força Normal no eixo traseiro do veículo	N
F'_{zf}	Força Normal em uma roda no eixo dianteiro do veículo	N
F'_{zr}	Força Normal em uma roda no eixo traseiro do veículo	N
m_v	Massa do veículo com piloto	kg

a_x	Aceleração linear do veículo na direção "x"	m/s ²
a_z	Aceleração linear do veículo na direção "z"	m/s ²
F_{xf}	Força de atrito no eixo dianteiro	N
F_{xr}	Força de atrito no eixo traseiro	N
F'_{xf}	Força de atrito em um conjunto roda e pneu do eixo dianteiro	N
F'_{xr}	Força de atrito em um conjunto roda e pneu do eixo traseiro	N
I_{CM}	Momento de Inércia do centro de massa	kg.m ²
α_{CM}	Aceleração angular do centro de massa	rad/s ²
F_{da}	Força de arrasto	N
L_f	Distância entre o eixo dianteiro e o centro de massa	m
L_r	Distância entre o eixo traseiro e o centro de massa	m
L	Distância entre eixos do veículo	m
D_p	Diâmetro primitivo do conjunto roda e pneu	m
$\mu_{F.cinetico}$	Coefficiente de atrito entre pneu e solo no eixo dianteiro	-
$\mu_{R.cinetico}$	Coefficiente de atrito entre pneu e solo no eixo traseiro	-
T_f	Torque de frenagem na roda do eixo dianteiro	N.m
T_r	Torque de frenagem na roda do eixo traseiro	N.m
$I_{eq.f}$	Momento de Inércia equivalente do eixo dianteiro	kg.m ²
$I_{eq.r}$	Momento de Inércia equivalente do eixo traseiro	kg.m ²
$\alpha_{rot.f}$	Aceleração angular do eixo dianteiro	rad/s ²
$\alpha_{rot.r}$	Aceleração angular do eixo traseiro	rad/s ²
R_{pneu}	Raio do conjunto roda e pneu	m
$I_{semieixo}$	Momento de Inércia do semieixo	kg.m ²
I_{cubo}	Momento de Inércia do cubo de roda	kg.m ²
I_{freio}	Momento de Inércia dos componentes do sistema de freios	kg.m ²
I_{roda}	Momento de Inércia de roda	kg.m ²
I_{pneu}	Momento de Inércia de pneu	kg.m ²
$I_{CVT-mov}$	Momento de Inércia da polia movida	kg.m ²
I_{eixo1}	Momento de Inércia do primeiro eixo da caixa de redução	kg.m ²
I_{eixo2}	Momento de Inércia do segundo eixo da caixa de redução	kg.m ²
I_{eixo3}	Momento de Inércia do terceiro eixo da caixa de redução	kg.m ²
$I_{pinhao1}$	Momento de Inércia do primeiro pinhão da caixa de redução	kg.m ²
$I_{pinhao2}$	Momento de Inércia do segundo pinhão da caixa de redução	kg.m ²
$N_{redutor}$	Relação de transmissão total	-
N_{par2}	Relação de transmissão do segundo par de engrenagens	-
I_{coroa1}	Momento de Inércia da primeira coroa da caixa de redução	kg.m ²
I_{coroa2}	Momento de Inércia da segunda coroa da caixa de redução	kg.m ²
I_{tulipa}	Momento de Inércia da tulipa	kg.m ²
I_{junta}	Momento de Inércia da junta homocinética	kg.m ²
$\Delta\omega$	Varição da velocidade angular	rad/s
$\Delta t_{inercias.rot}$	Varição de tempo dos componentes rotativos	s
$V_{f.inicial}$	Velocidade final do veículo	m/s
t	Tempo de frenagem com derrapagem	s

Sumário

1	INTRODUÇÃO	21
1.1	Baja SAE Brasil	21
1.2	Equipe Baja UFSCar	21
1.3	Objetivos	22
2	REVISÃO DA LITERATURA	24
2.1	Sistemas de freios	24
2.1.1	Tipos de freios	24
2.1.2	Freio a tambor	25
2.1.3	Freios ABS	26
2.1.4	Freio a disco	28
2.2	Outros componentes do sistema de freios	31
2.2.1	Pedal de acionamento de freio	31
2.2.2	Balance bar	33
2.2.3	Cilindro mestre	35
2.2.4	Linhas hidráulicas	36
2.2.5	Fluido de freio	38
2.2.6	Pastilhas	39
2.2.7	Visão geral do sistema de freios	41
2.3	Dinâmica veicular longitudinal de frenagem	41
2.3.1	Equações de governo - Modelagem geral do caso plano	41
2.4	Dimensionamento do sistema de freios	45
2.4.1	Desaceleração pretendida	47
2.5	Análise por elementos finitos	48
2.6	Fator de segurança para projetos mecânicos	48
3	MATERIAIS E MÉTODOS	50
3.1	Materiais	50
3.2	Parâmetros diversos de entrada na modelagem	50
3.2.1	Cilindro mestre e pinça de freio	50
3.2.2	Pedal de freio	50
3.2.3	Balance bar	51
3.2.4	Fluido de freio	51
3.2.5	Fixações das pinças de freios	51
3.2.6	Linhas hidráulicas	52
3.2.7	Pastilhas	53

3.2.8	Discos	53
3.3	Métodos	54
3.3.1	Fluxograma	54
3.3.2	Definição de cilindro mestre e pinças de freio	55
3.3.3	Projeto do pedal de acionamento dos freios	57
3.3.4	Projeto das fixações das pinças de freio	59
3.3.5	Projeto dos discos de freios	64
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES DO SISTEMA DE FREIOS PROJ- JETADOS PELA EQUIPE BAJA UFSCAR	68
4.1	Modelagem e dimensionamento do sistema de freios	68
4.2	Principais resultados em elementos finitos	71
4.3	Análise global do projeto	75
5	CONCLUSÕES	78
6	TRABALHOS E ESTUDOS FUTUROS SUGERIDOS	79
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS E BIBLIOGRAFIA CONSULTA	80
	APÊNDICE A – MODELAGEM E DIMENSIONAMENTO DO SIS- TEMA DE FREIOS DO VEÍCULO BAJA UFSCAR	83
	APÊNDICE B – CÁLCULO DE MOMENTO DE INÉRCIA EQUI- VALENTE	84
	ANEXO A – CATÁLOGO DE ROLAMENTO	88
	ANEXO B – CATÁLOGO DE ANÉIS ELÁSTICOS PARA FUIROS .	89

1 Introdução

1.1 Baja SAE Brasil

O Projeto Baja SAE foi criado na Universidade da Carolina do Sul, Estados Unidos da América, sendo a primeira competição a ser realizada no ano de 1976. Com o decorrer do tempo, o projeto foi ganhando novas proporções e alcançando novos horizontes, fazendo com que no ano de 1991 viesse a ser criado um comitê responsável por coordenar atividades no Brasil, passando a ser conhecido como SAE BRASIL, e em 1994, iniciava-se o projeto Baja SAE BRASIL (SAE, 2020a).

A partir do ano seguinte, competições de nível nacional eram realizadas, em que equipes de Baja de instituições de ensino superior de todo o território nacional participavam. Após o ano de 1997, a SAE BRASIL passou a apoiar competições de nível regional, isto é, sudeste, sul e nordeste (SAE, 2020a).

As equipes de Baja que participavam são compostas de alunos de instituições de ensino superior. Os alunos são compostos majoritariamente de estudantes de engenharia, em que são desafiados a projetar e construir o melhor protótipo de veículo *off-road*. Os veículos passam por diversas avaliações comparativas, sendo elas estáticas e dinâmicas. Os alunos exercem um exercício de colocar em prática todo conhecimento adquirido em sala de aula, em que são estimulados a resolver diversas situações problemas de forma criativa e eficaz.

1.2 Equipe Baja UFSCar

Na UFSCar, com a criação do curso de Engenharia Mecânica no ano de 2009, foi estruturada também a equipe de Baja. Desde então, a equipe tem crescido, contando atualmente com cerca de 30 alunos de diversos cursos, sendo predominante de cursos da engenharia, e vem participando das competições desde 2011, alcançando bons resultados, como o 11º lugar no Regional Sudeste de 2015 e o 30º lugar no Nacional de 2016.

Todos os anos são realizados processos seletivos para ingresso de novos membros, onde os mesmos passam por avaliações individuais teóricas, dinâmica em grupo e entrevistas individuais com a diretoria e capitão da equipe.

Dada a complexidade de um projeto como esse e a quantidade de pessoas envolvidas, a equipe é dividida em três áreas principais, chamadas de diretorias, as quais são: projeto, manufatura e administração. Cada uma delas é dividida em subáreas, chamadas de pastas, facilitando a alocação de membros e definindo melhor o escopo de cada aluno. A diretoria

de projeto tem como subdivisões os sistemas do carro, sendo eles compostos por cinco pastas principais: *powertrain*, freio, suspensão e direção, cálculo estrutural e eletrônica. Além disso, há o capitão da equipe, cargo mais elevado hierarquicamente, que é responsável por gerir toda a equipe. A equipe conta também com um professor orientador para que guie os alunos a adotarem boas práticas de engenharia e quaisquer assunto técnico pertinente. O protótipo atual utilizado pela equipe, chamado M8, pode ser visto na figura 1.



Figura 1 – Protótipo M8 da equipe Baja UFSCar durante a competição Nacional de 2020 (Autor).

Ano após ano, o nível técnico das competições são elevados, tornando mais desafiador o projeto, exigindo um nível de profissionalismo cada vez mais elevado, melhores projetos elaborados, utilização de novas tecnologias e soluções inovadoras de engenharia.

O presente trabalho contou com a participação do aluno Lucca Tardivo Cirqueira, e também, ex-membro da equipe Baja UFSCar. O mesmo se dedicou e contribuiu com o crescimento da equipe, cujo trabalho de conclusão de curso aborda o estudo e otimização da caixa de redução do veículo da equipe Baja UFSCar, de modo que os cálculos de momentos de inércia do veículo foram elaborados juntamente com este aluno.

A motivação deste trabalho de conclusão de curso surgiu devido a participação do autor na Equipe Baja UFSCar entre os anos de 2014 a 2018, onde atuou como líder do subsistema de freios e diretor de projetos, em que observou a necessidade de ter documentado uma rotina de cálculos, envolvendo todo o projeto de dimensionamento de freios, desde a parte teórica até a manufatura do sistema, fazendo com que houvesse uma evolução contínua de projeto, mesmo após a saída do autor da equipe.

1.3 Objetivos

O objetivo principal do presente trabalho é a modelagem de um sistema de freios para veículos *off-road* tipo Baja capazes de realizar sua parada de forma segura e eficaz, atendendo especificações técnicas estabelecidas pela SAE BRASIL. A modelagem desejada é apoiada no equacionamento padrão para o equilíbrio estático de forças e momentos, em

análises por elementos finitos e no cálculo de torque de frenagem permitirão uma avaliação funcional e estrutural do sistema de freios.

O sistema deve possuir um acionamento hidráulico que atue em todas as rodas, acionado exclusivamente por um único pé. O pedal de acionamento deve atuar por uma estrutura rígida diretamente ligada ao cilindro mestre, e o sistema de freio deve ser capaz de travar todas as rodas, em condições estáticas ou dinâmicas, sob distintas condições pavimentares. Além disso, é necessário possuir pelo menos dois circuitos hidráulicos independentes, garantindo que o sistema realize a parada do veículo em pelo menos duas rodas em caso de falha de um circuito. O veículo deve possuir luz de freio. A luz de freio deve ser acionada por um interruptor de pressão e, cada circuito hidráulico deve possuir um interruptor pressão, fazendo com que a luz de freio acenda sempre que houver pressão em um dos interruptores (SAE, 2020b).

Visando todo esse contexto, busca-se elaborar o dimensionamento de um sistema de freios para veículos Baja, realizando projetos mecânicos no *software SolidWorks*, e análises de tensões de von Mises no *software Ansys*, buscando extrair dessa forma a melhor performance do veículo. Portanto, além dos objetivos citados anteriormente, buscou-se neste trabalho atender objetivos específicos, como:

- Elaboração de modelo de comportamento estático do veículo para cálculo dos esforços relevantes ao sistema de freios;
- Criação de uma rotina de cálculos relacionada à modelagem e dimensionamento de sistemas de freios para veículos *off-road* tipo Baja;
- Análise ergonômica do pedal de acionamento do sistema de freios (em termos da força de acionamento por unidades de desaceleração do veículo);
- Análise pelos requisitos de frenagem (aspectos funcionais) e de tensão mecânica (aspectos estruturais) aplicada ao problema de geometria e material para as seguintes peças: pedal de acionamento, fixações das pinças e discos de freios.
- Verificar os fatores de segurança (FS) dos componentes citados acima mediante as faixas recomendadas por (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

Além disso, este trabalho foi idealizado buscando servir como um meio de consulta para futuros projetos elaborados na equipe Baja UFSCar, favorecendo a gestão de conhecimentos técnicos na equipe, garantindo que a informação não se perca, e a evolução do projeto seja contínua, sabendo que a rotatividade de membros participantes do projeto é alta.

2 Revisão da Literatura

2.1 Sistemas de freios

O sistema de freios deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições de uso, tais como: veículo carregado ou descarregado, piso seco, úmido ou contaminado, velocidade baixa ou alta, em aclive ou declive, pista reta ou sinuosa (LEAL; ROSA; NICOLAZZI, 2012).

2.1.1 Tipos de freios

Há diversos tipos de freios e acionados sob diversas formas, como o freio de mão que é responsável por estacionar o veículo, isto é, um dispositivo acionado, geralmente, por um cabo que realiza o travamento das rodas traseiras. Há também os freios hidráulicos, como o ABS, que funciona sob um princípio de funcionamento que evita o travamento das rodas, porém na melhor condição de força de frenagem. Os freios a disco e a tambor, que são os modelos mais comumente encontrados na indústria automobilística, serão os modelos mais estudados nesse trabalho, porém com maior ênfase nos freios a disco, cuja configuração é adotada nos veículos da equipe Baja UFSCar. A figura 2 exemplifica o modelo de sistemas de freios mais comumente encontrado no mercado automobilístico.

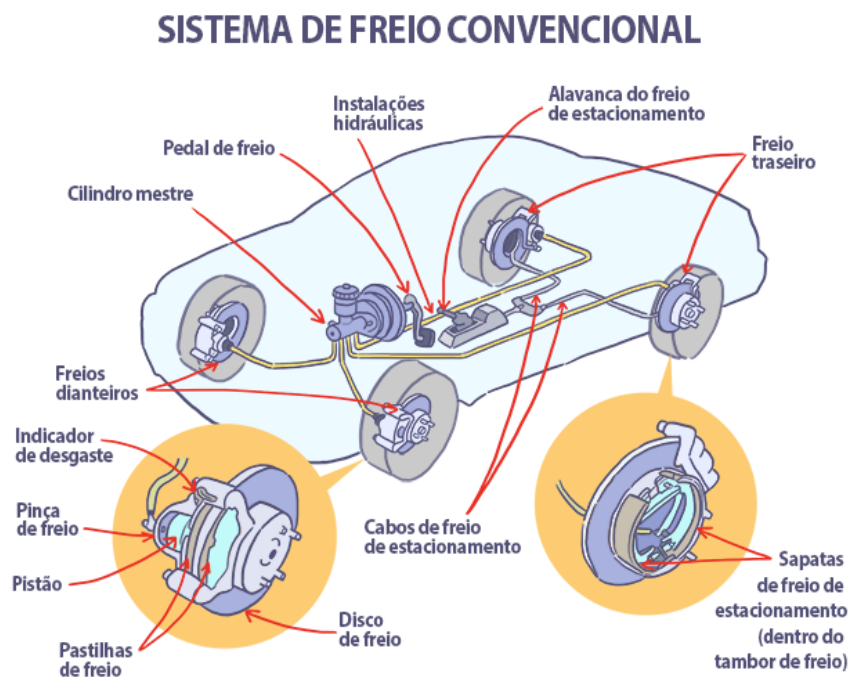


Figura 2 – Sistema de freios a disco e a tambor de carros de passeio (DETRAN, 2021).

2.1.2 Freio a tambor

Presente na grande parte dos veículos, principalmente no eixo traseiro, o freio a tambor foi idealizado para ser durável e ter bom desempenho de frenagem. O sistema de freio a tambor é constituído de duas sapatas, um cilindro de freio, tambor, prato do freio, molas de retorno, regulador e o sistema para o freio de mão (freio de emergência ou parada), conforme Figura 3.

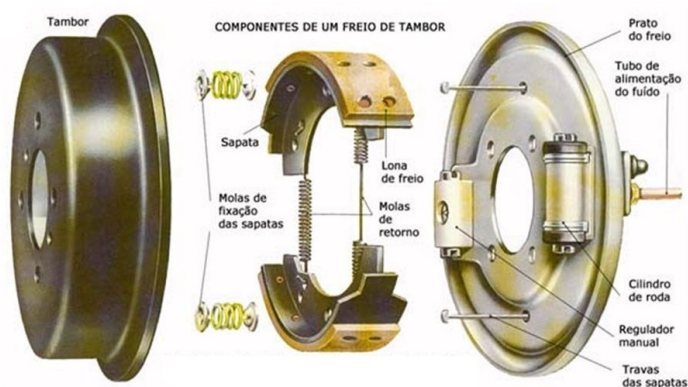


Figura 3 – Freio a tambor (COSTA, 2002).

O prato do freio ou espelho, tem a função de manter alinhado todo conjunto sapatas e tambor. As sapatas agrupam as lonas de freio que em sua maioria são feitas de um composto de fibras sintéticas, metais e resina. O desgaste das lonas de freio possuem uma característica de pouco se desgastar em relação a qualquer outra configuração de fricção, além de ser resistente ao fenômeno de Fade, isto é, a perda de eficiência na frenagem devido a alta temperatura que as lonas de freio podem atingir (COSTA, 2002).

A disposição das sapatas podem ser de duas formas distintas, são elas: primárias e secundárias. Segundo (COSTA, 2002), quando duas sapatas tem o mesmo eixo de articulação, uma é denominada primária e a outra secundária, conforme Figura 4.

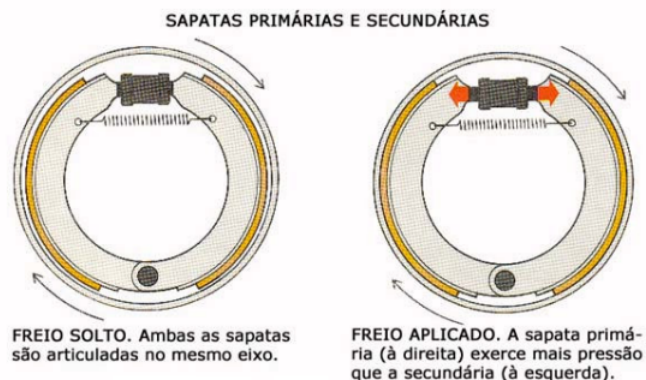


Figura 4 – Sapatas primárias e secundárias. Adaptado de (COSTA, 2002).

Há outra configuração que consiste em articular sapatas separadamente em pontos opostos do prato do freio. Neste caso, ambas atuam como sapatas primárias quando o automóvel se desloca para frente. A pressão de contato entre a sapata primária e o tambor tende a ser aumentada, em virtude do atrito exercido pelo tambor em rotação. A sapata secundária, como tende a ser afastada do tambor, exerce uma pressão menor do que a exercida pela sapata primária, conforme Figura 5.

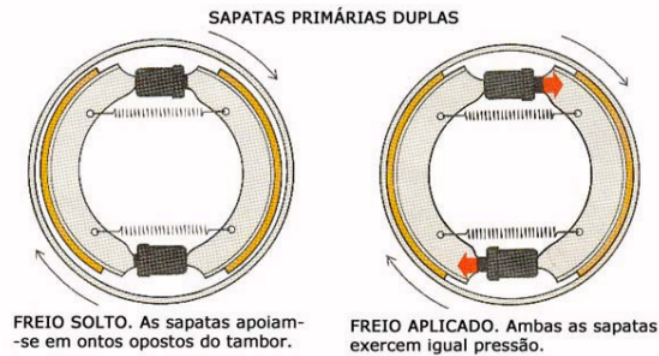


Figura 5 – Sapatas primárias duplas. Adaptado de (COSTA, 2002).

Segundo (COSTA, 2002), a disposição de duas sapatas primárias é aconselhável utilizar em rodas dianteiras devido a transferência de carga longitudinal no momento da frenagem, fazendo com o que força de frenagem seja maior. Freios com configuração de uma sapata primária e uma secundária é utilizado em rodas traseiras por oferecer a mesma eficiência em qualquer marcha e ser uma solução financeiramente boa.

O cilindro de freio possui a função de acionar as sapatas contra a superfície interna do tambor através de um movimento de avanço e retorno do mesmo, por meio do fluido de freio que está pressurizado. Há dois tipos de cilindros: simples e duplo.

As molas de retorno possuem a função de retornar as sapatas em sua posição inicial após os cilindros de roda exercerem a pressurização do sistema hidráulico. O tambor possui a principal função de formar a superfície de atrito que as sapatas irão exercer sobre elas. Em sua grande maioria, os tambores são elaborados de ferro fundido.

2.1.3 Freios ABS

O sistema ABS (*Antilock Brake System*, sistema de freios antitravamento, em inglês) é um dispositivo que auxilia o sistema de freio, evitando o travamento das rodas do veículo em situações de frenagem brusca, fazendo com que o veículo realize uma frenagem em uma menor distância, garantindo estabilidade na frenagem e menor desgaste dos pneus. Um sistema de freios que possui ABS realiza a frenagem de modo que nunca atinja o coeficiente de atrito cinético, ou seja, exerça o máximo de força de atrito no regime de

atrito estático até ficar próximo do regime cinético e decair. Na Figura 6a pode-se observar o comportamento de frenagem de um sistema sem ABS e na Figura 6b com ABS.

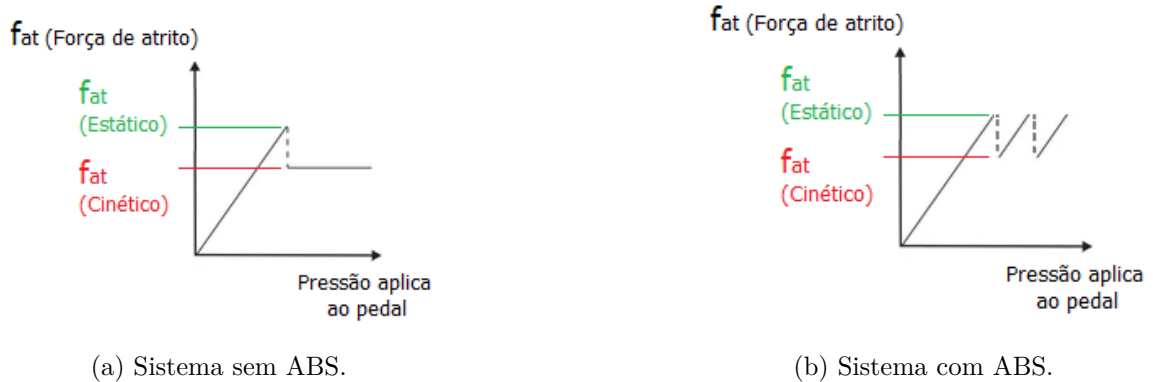


Figura 6 – Princípio de funcionamento de um freio sem e com ABS. Adaptado de (INEP, 2012).

Um sistema anti-bloqueio (ABS) é um sistema de controle realimentado que modula a pressão nos freios em resposta as medidas de desaceleração da roda, em regra para manter o controle das rodas evitando o bloqueio da mesma e perda de dirigibilidade do veículo (LIMA, 2005).

- Sensores das rodas: Usualmente são componentes eletromagnéticos que fornecem um sinal digital com uma frequência proporcional à velocidade da roda;
- Unidade de controle eletrônico (ECU): Dispositivo eletrônico responsável pelo cálculos para a geração de sinal de controle;
- Modulador de pressão de freio: Dispositivo eletro-hidráulico ou eletro-pneumático para reduzir, manter e armazenar pressão para os freios, independente do esforço no pedal aplicado pelo motorista. Para freios eletromagnéticos, um modulador de pressão de freio não é necessário. Diferente dos freios de fricção que tem uma atuação mecânica, os freios eletromagnéticos podem ser controlados por corrente elétrica. Portanto, o torque nos freios eletromagnéticos pode ser modulado através de um excitador de corrente. Um sistema de freios de fricção contém uma série de não linearidades. O freio eletromagnético pode ser modulado diretamente usando corrente elétrica. Por outro lado, um modulador de pressão pode também ser usado em um sistema de freios eletromagnético se quisermos usar um pedal de freio para controlar o torque nos freios ao invés de chavear o controle. Mas esta alternativa não é recomendada porque traz, sem necessidade, uma não linearidade para o sistema;
- Fios, relés, tubos hidráulicos e conectores completam a instalação.

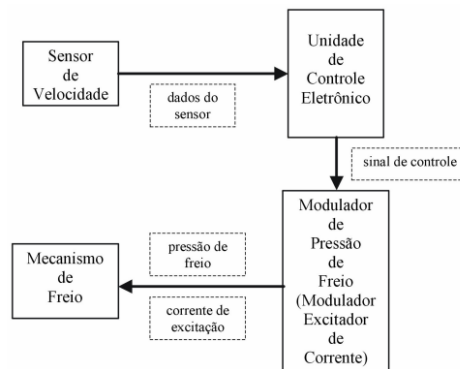


Figura 7 – Fluxograma freios ABS (LIMA, 2005).

2.1.4 Freio a disco

O sistema de freios a disco é constituído dos discos e das pinças de freios, conhecida também como caliper. O material de fricção que realiza a frenagem são as pastilhas. Esta configuração de freio é acionado hidraulicamente, em que o piloto exerce uma força ao pedal de freio, o mesmo realiza a pressurização do fluido presente no sistema hidráulico através do cilindro mestre. Em seguida, o mesmo circuito hidráulico pressurizado exerce uma movimentação nos êmbolos das pinças, em que as mesmas através das pastilhas, desempenham uma força de parada nos discos, desacelerando o veículo. Na Figura 8, verifica-se um exemplo de freio a disco.

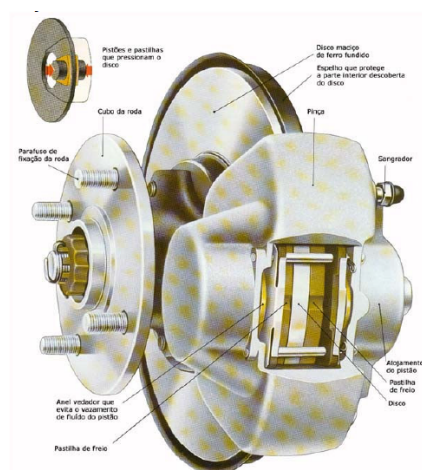


Figura 8 – Freios à disco (COSTA, 2002).

A vantagem deste modelo sobre os freios a tambor é a possibilidade de maior torque de frenagem, devido à maior facilidade de dissipação de calor. Freios a disco são pouco sensíveis à contaminação externa, pois o disco é uma superfície externa girante, o que expulsa as impurezas por meio do efeito centrífugo. Este conjunto é menos propenso a falha por fadiga do sistema, decorrente do calor gerado (SANTOS, 2014).

Os discos de freios possuem geometrias diversas, ou seja, são peças maciças ou com alívios, variando de acordo com a necessidade de cada projeto. Há discos com fixações fixas e flutuantes. Discos com fixações fixas são mais comumente encontrados em veículos e motocicletas, devido a maior simplicidade de manuseio e baixo custo, conforme é ilustrado na Figura 9 (SANTOS, 2014).



Figura 9 – Disco com fixação fixa (BREQUE, 2022).

Discos com fixações flutuantes são mais utilizados em motocicletas de alta performance. Este tipo de configuração permite corrigir pequenos desvios lateralmente entre disco e cubo de roda, como ilustrado na Figura 10 (SANTOS, 2014).

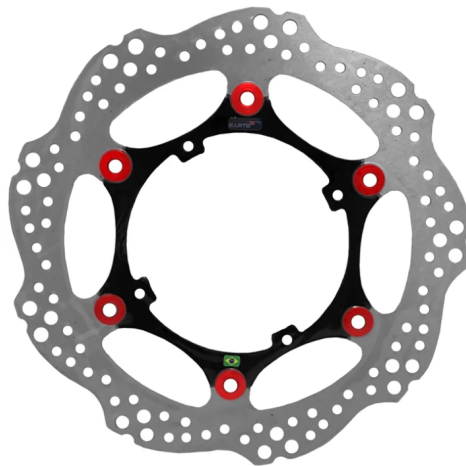


Figura 10 – Disco com fixação flutuante (RACING, 2022).

Os discos de freios para carros de passeio são comumente fabricados em ferro fundido. No entanto, o material a ser utilizado pode variar a depender da aplicação desejada. Observa-se que para determinadas aplicações, usa-se discos de freios fabricados em aço inoxidável, ou até mesmo aço SAE 1020. Segundo (JUNIOR, 2016), em um ensaio cujo objetivo é verificar a influência da velocidade de deformação associada à temperatura em aço SAE 1020, observou-se que para a temperatura de 300°C, o corpo de prova analisado possui uma tensão de escoamento superior a 500MPa.

Buscando atender desempenho, dimensões, conforto, peso e custo, levou-se ao desenvolvimento de duas concepções principais de projeto de pinças: o fixo e o flutuante (POMPON, 1997).

A pinça fixa é rigidamente preso ao eixo e tem, pelo menos, dois pistões oposto que são ativados pelo mesmo circuito hidráulico, conforme pode ser visto na Figura 11(a). Na pinça flutuante, Figura 11(b), a pastilha acionada pelo cilindro primeiramente entra em contato com o disco e, por reação, ocorre o contato da outra pastilha (KRUZE, 2009).

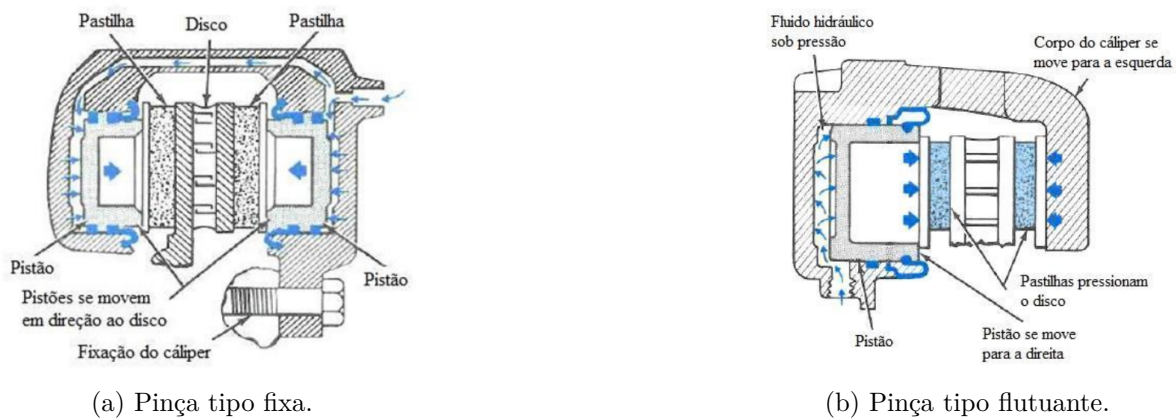


Figura 11 – Configurações de pinças de freios. Adaptado de (REHKOPF; HALDERMAN, 2006).

A Tabela 1 revela modelos de pinças de freio flutuantes mais comumente encontradas no mercado. Além disso, para cada modelo de pinça é mostrado o diâmetro do respectivo êmbolo.

Tabela 1 – Diâmetro do êmbolo de pinças de freio (SANTOS, 2014).

Modelo	Diâmetro do êmbolo [mm]
NX-4 Falcon	38,09
CB300R	38,09
CB500	42,43
XR250 Tornado	38,18
Suzuki Burgman 150cc	30,00
XTZ 125cc	25,40

Nos capítulos seguintes, pode-se identificar os principais componentes de sistema de freios à disco, configuração esta utilizada no veículo da equipe Baja UFSCar. O fluxograma representado na Figura 12 revela o funcionamento do sistema de freios utilizado, desde a aplicação de força no pedal de freio pelo piloto do veículo, até o torque de frenagem aplicado aos discos que fará com que ocorra a frenagem em definitivo.

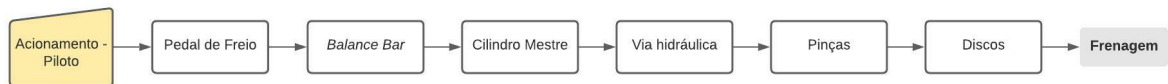


Figura 12 – Funcionamento de um sistema de freios acionado hidraulicamente (Autor).

2.2 Outros componentes do sistema de freios

Sistemas de freios hidráulicos é o mais difundido na indústria automobilística atualmente. Este sistema se baseia no princípio de Pascal, isto é, a pressão é a mesma em todo circuito hidráulico desde que o fluido seja incompressível. Para veículos Baja, o sistema é composto por:

- Pedal de acionamento;
- Balance bar;
- Cilindro mestre;
- Vias hidráulicas: Rígidas e flexíveis;
- Discos;
- Pinças e pastilhas;
- Fluido de Freio: DOT 3, 4, 5 ou 5.1.

Nos tópicos seguintes serão detalhados todos componentes, além de toda importância técnica para o dimensionamento do projeto.

2.2.1 Pedal de acionamento de freio

O pedal de freio é o primeiro componente do sistema de freios acionado hidraulicamente. Considera-se o primeiro componente visto que está em contato direto com o usuário do veículo. O pedal de freio é um dispositivo que tem a função de transmitir a força aplicado pelo usuário do veículo e amplificar a mesma aos cilindros mestres.

Através do diagrama de corpo livre do pedal, a amplificação da força aplicada no pedal de acionamento é explicada devido ao somatório de momento no eixo de pivotamento. Considerando que o pedal de acionamento está em equilíbrio estático, a somatória de momento no ponto de pivotamento é igual a zero. Sendo assim, a força aplicada pelo usuário do veículo multiplicada pela menor distância entre o ponto de aplicação de força até o eixo de pivotamento será numericamente igual a força que atuará no cilindro mestre multiplicada pela menor distância entre eixo de pivotamento até o ponto de aplicação de força dos cilindros mestres, conforme pode ser visto na Figura 13.

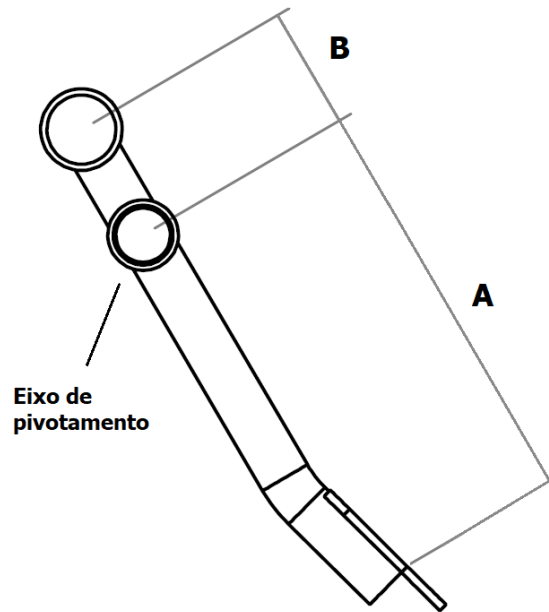


Figura 13 – Pedal de acionamento hidráulico (Autor).

Ainda, segundo a Figura 13, a variável “A” se refere a menor distância entre o ponto de aplicação de força até o eixo de pivotamento, e a variável “B” se refere a menor distância entre eixo de pivotamento até o ponto de aplicação de força dos cilindros mestres. Portanto, a variável “K” denominada de relação de alavanca de pedal será a razão entre as variáveis “A” e “B”, conforme equação 2.1.

$$K = \frac{A}{B} \quad (2.1)$$

Segundo (LIMPERT, 1999), a relação de alavanca deve variar entre 4,0 e 6,0. Portanto, a força que atuará nos cilindros mestres é a força aplicada pelo usuário do veículo multiplicada pela relação de alavanca, conforme Equação 2.2.

$$F_{cil} = F_{pedal} \times K \quad (2.2)$$

Segundo (LIMPERT, 1999), em freios mecânicos padrão, ou seja, sem auxílio de força externa, como o servo freio, o acionamento dos pedais são considerados muito bons quando a razão entre a força de acionamento e desaceleração realizada está entre 267 N/G e 445 N/G. Para valores entre 445 N/G e 668 N/G são considerados bons, em que “G” é definido como a razão entre desaceleração linear, em m/s^2 , e a aceleração da gravidade, em m/s^2 . Para estes valores encontrados, o cálculo se dá através da Equação 2.3, em que a variável τ é o fator de desaceleração adimensional.

$$\Psi = \frac{F_{pedal}}{\tau} \quad (2.3)$$

Segundo o mesmo autor, devido a características biofísicas, variando de usuário a usuário, recomenda-se que para uma máxima desaceleração permitida, a força aplicada pelo usuário do veículo utilizando o pé direito no acionamento do pedal de freio não deve ultrapassar 445N para mulheres, e 823N para homens, cujo parâmetro é importante para garantir a efetividade do sistema no momento da frenagem.

O pedal de freio deve ser projetado de tal forma que, para uma máxima força aplicada, isto é, o pedal está em fim de curso, sua posição seja de 90° em relação a haste do cilindro mestre, e a haste deve ser paralela ao próprio cilindro mestre, garantindo uma linearidade no acionamento do sistema (PUHN, 1987).

O curso do pedal não deve ultrapassar 150mm. Quando o sistema está frio, o curso do pedal não deve ultrapassar 90mm (LIMPERT, 1999).

2.2.2 Balance bar

Antes de iniciar este tópico, é importante ressaltar que por se tratar de um dispositivo que possui cargas no sentido transversal, o correto seria utilizar o termo viga, ao passo que frequentemente a nomenclatura “barra” é utilizada para se referir ao dispositivo em questão, visto que em Mecânica dos Sólidos, uma barra possui carregamentos somente em seu sentido axial. Apesar disso, o termo *balance bar*, do inglês, barra de balanço, continuará a ser utilizado por se tratar de uma nomenclatura bastante usual.

O *balance bar* tem a função de realizar diferentes configurações de distribuição de força de frenagem entre os eixos dianteiro e traseiro que o usuário do veículo exerce sobre o pedal e este exerce sobre os cilindros mestres (SANTOS, 2014).

Na Figura 14 tem-se um exemplo de *balance bar* do fabricante Wilwood modelo 340-4745, fabricado em aço inoxidável. Este modelo de peça é o mais comumente utilizado em veículos Baja.

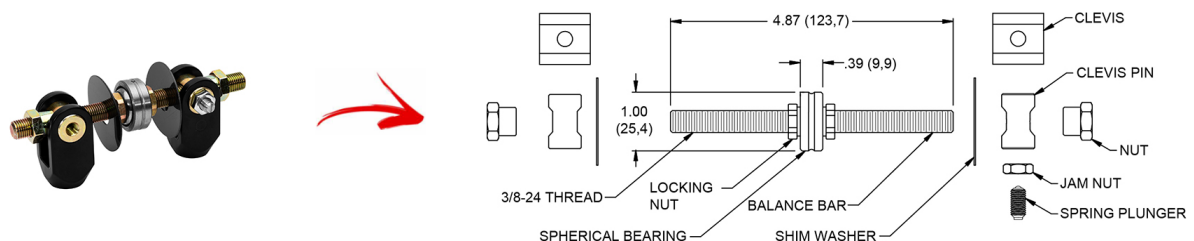


Figura 14 – Balance Bar Wilwood 340-4745 (BRAKES, 2021).

O *balance bar* é composto por um eixo, uma rótula esférica, localizada no centro do eixo, duas juntas rotacionais que acoplam a haste do cilindro mestre e dois conectores de junta rotacional, conforme pode ser visto na Figura 15.

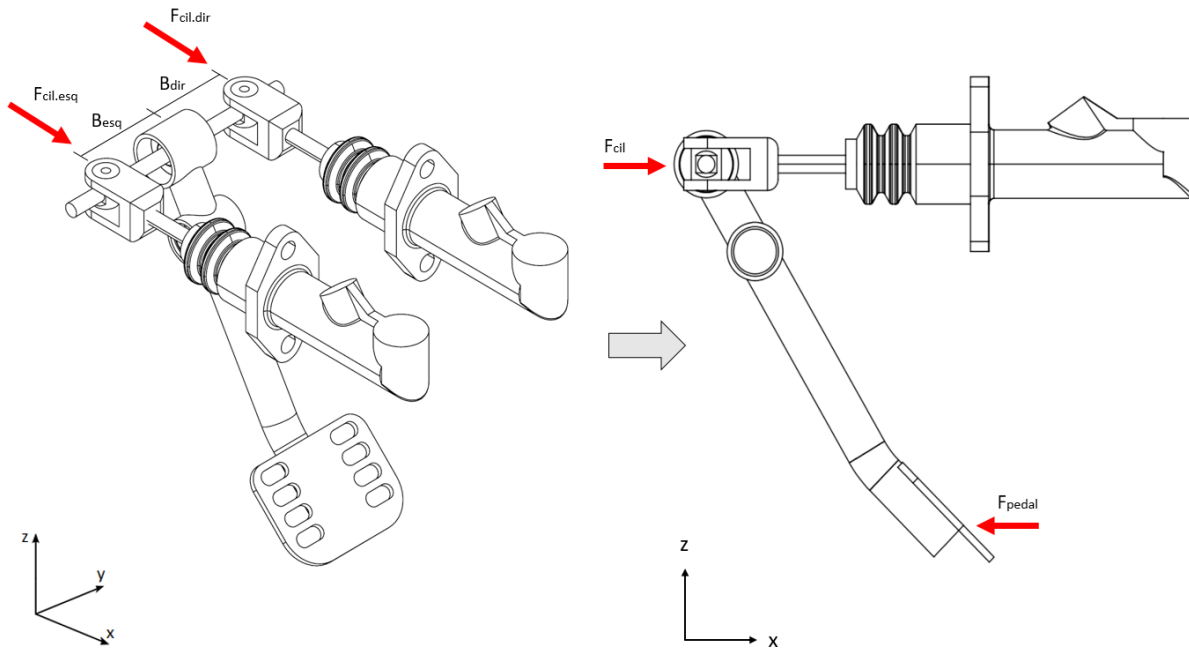


Figura 15 – Diagrama de corpo livre do balance bar (Autor).

O *balance bar* atua em sistemas de freios que necessitam de dois cilindros mestres simples. O equacionamento de distribuição de força de frenagem, seguindo os equacionamentos de equilíbrio de força e momento, pode ser visto na Equação 2.4 e 2.5, respectivamente.

$$\sum \vec{F}_x = \vec{0} \rightarrow F_{cil} = F_{cil.dir} + F_{cil.esq} \quad (2.4)$$

$$\sum \vec{M}_z = \vec{0} \rightarrow F_{cil.dir} \times B_{dir} = F_{cil.esq} \times B_{esq} \quad (2.5)$$

Considerando uma distribuição de força de frenagem igualmente distribuída entre os cilindros mestres, temos que o valor de “ k_{taxa} ” será de 50%, isto é, 0,5 nas Equações 2.6 e 2.7, em que a pressão que cada cilindro mestre exercerá será a mesma. A medida que se requer uma maior pressão em um determinado cilindro mestre, é necessário que movimente o fuso do balance bar para o sentido do cilindro mestre que se almeja uma maior carga de frenagem, fazendo com que o valor de “ k_{taxa} ” seja maior. Considerando que seja para o eixo dianteiro do veículo que se almeja uma maior força de frenagem, temos a Equação 2.6 que revela a pressão neste circuito hidráulico.

$$P_{cm.f} = \frac{F_{cil}}{A_{cm.1}} \times k_{taxa} \quad (2.6)$$

Analogamente, a pressão para o eixo traseiro será conforme expresso na Equação 2.7.

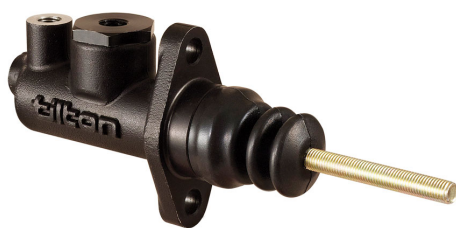
$$P_{cm.r} = \frac{F_{cil}}{A_{cm.2}} \times (1 - k_{taxa}) \quad (2.7)$$

A possibilidade de variar a relação de força de frenagem aplicada entre os eixos dianteiro e traseiro do veículo é fundamental na fase de projeto visto que os coeficientes de atrito entre os materiais de fricção e o coeficiente entre os pneus e o solo são estimados (SANTOS, 2014).

2.2.3 Cilindro mestre

O cilindro mestre de freio tem a função de pressurizar e deslocar o fluido de freio até as pinças, no caso de freios à disco, ou aos cilindros de roda, para freios a tambor. Há dois tipos de cilindros mestres: fixo e flutuantes. Os cilindros mestres possuem uma haste, conhecida também como *pushrod*, em que está ligada diretamente ao pedal de acionamento do sistema. Em sistema de freios que há *balance bar*, o mesmo fica entre o pedal e o cilindro mestre. Além disso, os cilindros mestres são compostos por: pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório para fluido (PUHN, 1987).

O tipo fixo é mais comum em ser encontrado devido as facilidades que possui em sua manufatura, conforme Figura 16a. O tipo flutuante possui uma articulação em sua extremidade, fazendo com que seja uma estrutura menos robusta e mais compacta, Figura 16b (SANTOS, 2014).



(a) Cilindro mestre fixo.



(b) Cilindro mestre flutuante.

Figura 16 – Configurações de cilindros mestres (BRAKES, 2021).

Os cilindros mestres podem ser do tipo simples ou duplo. O cilindro mestre simples, Figura 17, possui uma única câmara. Caso ocorra alguma falha do sistema, e há apenas esse cilindro para o realizar a frenagem do veículo, toda capacidade de frenagem do veículo se perderia. Devido a isto, a legislação DIN74000 exige que haja circuitos hidráulicos independentes para o eixo dianteiro e traseiro do veículo (PUHN, 1987).

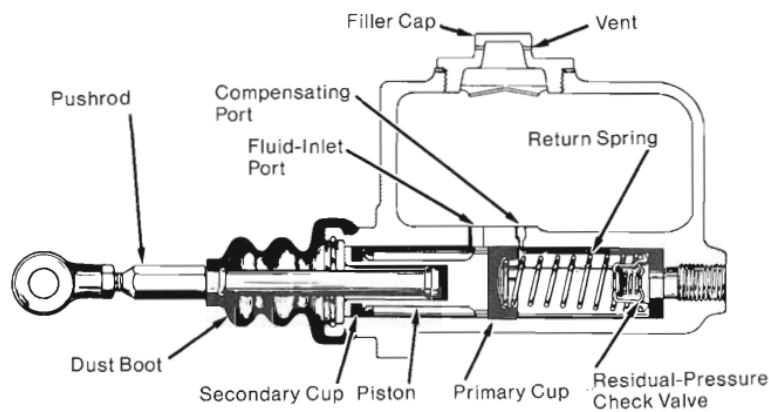


Figura 17 – Cilindro mestre simples (PUHN, 1987).

Portanto, sistemas de freios que adotam dois cilindros mestres simples, utilizam um para cada eixo (LIMPERT, 1999).

Os cilindro mestre duplo ou tandem, conforme Figura 18, possui duas câmaras, dois pistões alinhados em um único cilindro, fazendo com que cada câmara acione um circuito independentemente. Este tipo de cilindro é encontrado comumente em veículo de passeio.

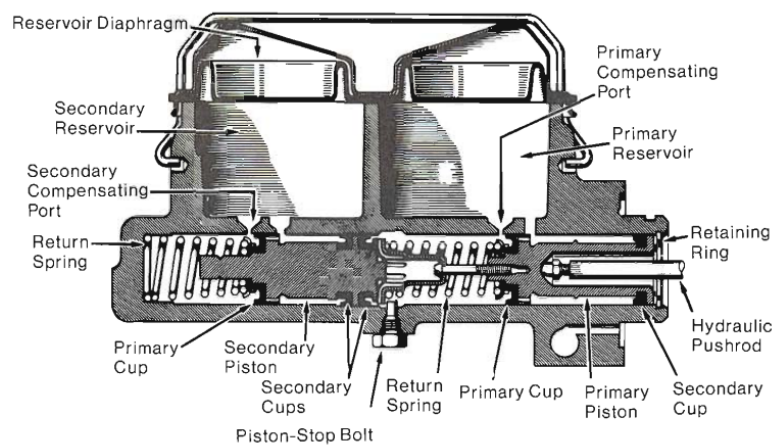


Figura 18 – Cilindro mestre duplo (PUHN, 1987).

A Tabela 2 revela modelos de cilindros mestres mais comumente encontrados no mercado. Além disso, para cada modelo de cilindro mestre é mostrado o diâmetro do respectivo êmbolo.

2.2.4 Linhas hidráulicas

As linhas e conexões hidráulicas são materiais imprescindíveis no momento de dimensionar um sistema de freios, em que as mesmas possuem a função de transmitir toda pressão gerada pelo cilindro mestre às pinças ou cilindros de roda. Portanto, uma

Tabela 2 – Diâmetro do êmbolo de cilindros mestres (SANTOS, 2014).

Modelo	Diâmetro do êmbolo [mm]
Wilwood GS Compact	12,70
Wilwood 260-2636 5/8"	15,87
VW Kombi 1976	23,81
VW Fusca 1957	19,05
VW Brasília 1973	19,05

característica que interfere na escolha do tipo de via hidráulica é a perda de carga no sistema. As linhas ou vias hidráulicas podem ser flexíveis ou rígidas.

As linhas hidráulicas flexíveis são fabricadas de um material polimérico chamado politetrafluoretileno (PTFE). Devido a sua composição química, este material possui a característica de alta expansão volumétrica ocasionada pela alta pressão interna gerada. Essa dilatação volumétrica pode chegar até 10% quando o material está novo, e 30% com mais de 10 anos de uso. Visando minimizar esse efeito, essas vias foram revestidas por uma malha de aço inoxidável, fazendo com que a perda de carga fosse menor, conforme é mostrado na Figura 19. Apesar do expressivo valor de perda de carga, este tipo de via hidráulica é muito usado devido a versatilidade em utilizar em qualquer local do veículo, ou seja, a flexibilidade da linha hidráulica faz com que seja facilmente manuseada (SANTOS, 2014).



Figura 19 – Linha hidráulica flexível (Autor).

As linhas hidráulicas rígidas são fabricadas de aço ou cobre, conforme Figura 20. Devido as características do produto, a perda de carga oriunda da alta pressão gerada no sistema é menor comparada as vias flexíveis, fazendo com que a escolha ideal seja esta para qualquer projeto. No entanto, devido a falta de flexibilidade do material, usa-se este tipo de via em locais que somente não há nenhuma movimentação relativa, limitando seu uso.

Portanto, na grande maioria dos veículos, o circuito hidráulico é composto por ambas as vias, optando por utilizar vias rígidas em locais que não há movimento relativo, por exemplo, no interior do *cockpit*, e vias flexíveis em articulações do veículo como, por exemplo, braços da suspensão.



Figura 20 – Linha hidráulica rígida (HOJE, 2022).

Utilizando dois circuitos hidráulicos, um sistema hidráulico de freios pode ser elaborado sob cinco maneiras diferentes, em que cada circuito é alimentado por uma câmara do cilindro mestre. De acordo com a Norma DIN 74 000, utiliza-se as seguintes combinações de letras para designar as cinco combinações diferentes, são elas: II, X, HI, LL e HH. Essas combinações de letras são utilizadas devido a similaridade que elas tem com o formato dos circuitos hidráulicos, conforme pode ser visto na Figura 21 (REIF, 2014).

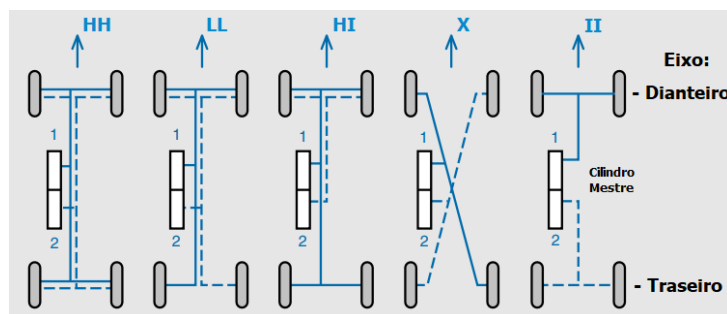


Figura 21 – Configurações dos circuitos hidráulicos de freios. Adaptado de (REIF, 2014).

2.2.5 Fluido de freio

O fluido de freio é responsável por transmitir a força, através da pressão hidráulica, em que é exercida pelo cilindro mestre. Há fluidos baseados em glicol e os derivados em silicone. Fluidos a base de glicol são higroscópicos, isto é, absorvem vapor d'água do ar ambiente. Fluidos baseados em silicone não apresentam este problema, porém apresentam alta compressibilidade (SANTOS, 2014).

Os fluidos de freios são classificados em quatro tipos, de acordo com os requisitos de qualidade do produto que são estabelecidos nos padrões SAE J1703, Federal Motor Vehicle Safety Standard (FMVSS 116) e ISO 4925, conforme Figura 3. Os fluidos DOT 3, DOT 4 e DOT 5.1 são a base de glicol, enquanto que o DOT 5 é derivado em silicone (REIF, 2014).

Tabela 3 – Fluidos utilizados em sistemas de freios. Adaptado de (REIF, 2014).

Padrão do teste Avaliação/Classificação do fluido		FMVSS 116			SAE J1703
		DOT3	DOT4	DOT5, DOT5.1	11.83
Ponto de ebulição seco	min. °C	205	230	260	205
Ponto de ebulição úmido	min. °C	140	155	180	140
Viscosidade fria em -40°C	mm ² /s	1500	1800	900	1800

Portanto, ainda de acordo com o mesmo autor, é necessário que o ponto de ebulição do fluido, na condição seco e úmido, esteja no limite delimitado de temperaturas, garantindo a eficiência de frenagem do sistema. Seguindo o mesmo objetivo de eficiência do sistema, a viscosidade é um parâmetro importante, pois uma baixa viscosidade pode ocasionar vazamento nas conexões, enquanto que uma alta viscosidade pode gerar perda de carga, diminuindo a eficiência do sistema. Além disso, a compressibilidade é necessária que seja baixa. De acordo com a FMVSS 116, o fluido não deve ser corrosivo em sistemas de freios que adotem componentes metálicos, além de serem compatíveis com elastômeros.

2.2.6 Pastilhas

Durante a frenagem, as pastilhas de freio são pressionadas contra o disco, fazendo com que este contato gere fricção entre os materiais, resultando na força e torque de frenagem, onde a energia cinética do veículo é convertida em energia térmica. O coeficiente de atrito cinético entre a pastilha e o disco determina a quantidade de força que deve ser aplicada ao pedal do freio para alcançar um determinado efeito na frenagem. Há dois tipos de coeficientes de atrito: estático e cinético. O segundo se refere quando há o travamento completo das rodas durante a frenagem (REIF, 2014).

Segundo (BLAU, 2008), os materiais de fricção utilizados em pastilhas devem satisfazer aos seguintes requisitos básicos:

- Devem operar com coeficiente de atrito uniforme e moderadamente elevado durante o período de frenagem;
- A interação entre os materiais do disco e da pinça, resultando em fricção, não deve introduzir grandes vibrações ao sistema.
- Os materiais devem ser resistentes ao desgaste, dando maior tempo de vida ao conjunto.
- Os materiais devem possuir difusividade térmica suficiente para prevenir que a interface chegue à temperatura crítica, na qual ocorra a perda de eficiência.
- Os materiais devem ser capazes de resistir às cargas térmicas.

De acordo com a norma SAE J661, o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma superfície pré-determinada tem por base duas temperaturas de trabalho. A temperatura de 93 °C é denominada de temperatura fria, ao passo que 315 °C é denominada de temperatura quente. Além disso, a SAE J661 utiliza duas letras para classificar o material, conforme é mostrado na Tabela 4. A primeira letra refere-se ao coeficiente de atrito à temperatura fria, e a segunda letra está relacionada com o coeficiente de atrito à temperatura elevada.

Tabela 4 – Classificação dos materiais de fricção de acordo com a SAE J661. Adaptado de (J661, 1958).

Código	Coeficiente de atrito estático - μ_e
C	Até 0,15
D	Mais que 0,15 até 0,25
E	Mais que 0,25 até 0,35
F	Mais que 0,35 até 0,45
G	Mais que 0,45 até 0,55
H	Acima de 0,55

Segundo (SANTOS, 2014), o material de fricção das pastilhas de freio podem ser classificadas em três diferentes tipos, são eles: orgânico, semimetálico e metálico.

O tipo orgânica é constituída por seis diferentes elementos. Portanto, a composição deste material é feita de fibras que são responsáveis por proporcionar resistência sob altas temperaturas de trabalho e por elevar o coeficiente de atrito. Há modificadores de atrito para proporcionar qualidade de fricção necessária. O enchimento possui a função de diminuir ruído e vibrações oriundas da frenagem do veículo. Há também agentes de cura que servem para ativar reações químicas durante o processo de fabricação do material. A presença de aglutinantes é importante para que seja possível unir todos os elementos, além de ser acionado alguns componentes metálicos em pó, como zinco, bronze e alumínio, para aumentar a resistência do material de fricção (SANTOS, 2014).

O tipo metálica é constituída essencialmente por apenas um elemento. Seu processo de fabricação se dá através da sinterização de pós metálicos, como ferro e cobre, em que são moldados sobre alta alta pressão e temperatura. Este tipo de pastilha se utiliza em veículos que realizam frenagem de alto desempenho, em que é preciso que todo calor gerado se dissipe rapidamente. Por conta disso, a pastilha suporta trabalhar sobre elevados valores de temperatura (SANTOS, 2014).

O tipo semimetálico é a junção das melhores características presente na orgânica e metálica. Sendo assim, as fibras encontradas nas pastilhas orgânicas são substituídas por fios de aço, melhorando o desempenho de frenagem sobre alta temperatura de trabalho, além de apresentar pouco ruído (SANTOS, 2014).

2.2.7 Visão geral do sistema de freios

A Figura 22 revela os componentes do sistema de freios idealizado pelo autor para o veículo Baja da equipe Baja UFSCar.

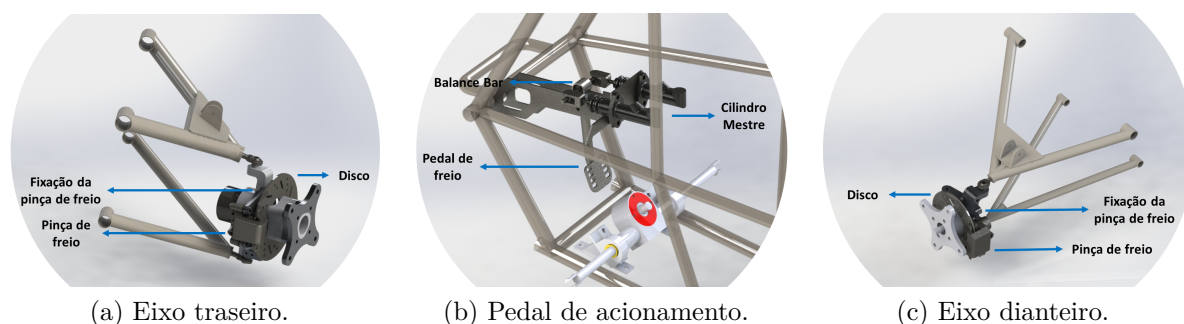


Figura 22 – Sistema de freios proposto (Autor).

Além disso, as relações de lado direito e esquerdo do veículo podem ser demonstradas e visualizadas através da Figura 23.

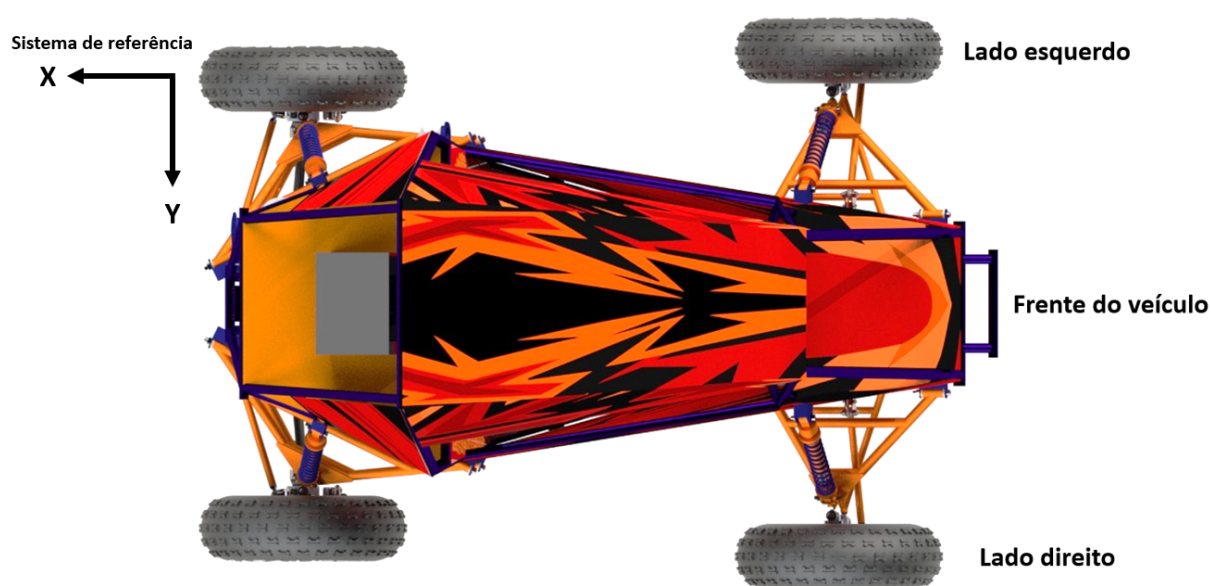


Figura 23 – Vista superior do veículo (Autor).

Logo, na Figura 24, pode-se observar de maneira geral todos os componentes do sistema do sistema de freios idealizado para este trabalho.

2.3 Dinâmica veicular longitudinal de frenagem

2.3.1 Equações de governo - Modelagem geral do caso plano

O equacionamento que descreve a frenagem de um veículo pode ser obtida através da Segunda Lei de Newton. A aceleração é diretamente proporcional as forças atuantes e

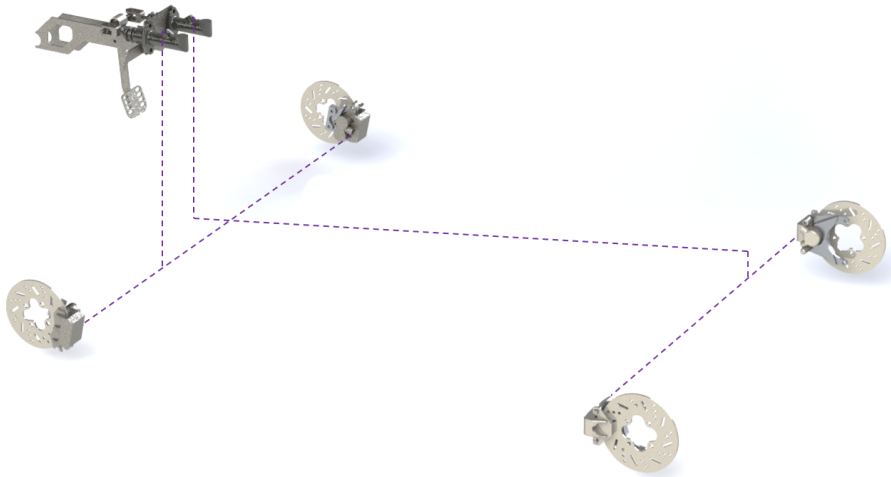


Figura 24 – Visão sistêmica da montagem do sistema de freios (Autor).

inversamente proporcional a massa. Portanto, a partir do Diagrama de Corpo Livre do veículo *off-road* da Equipe Baja UFSCar, apresentado na Figura 25, pode-se notar todas as forças atuantes (HALLIDAY; RESNICK; WALKER, 1987).

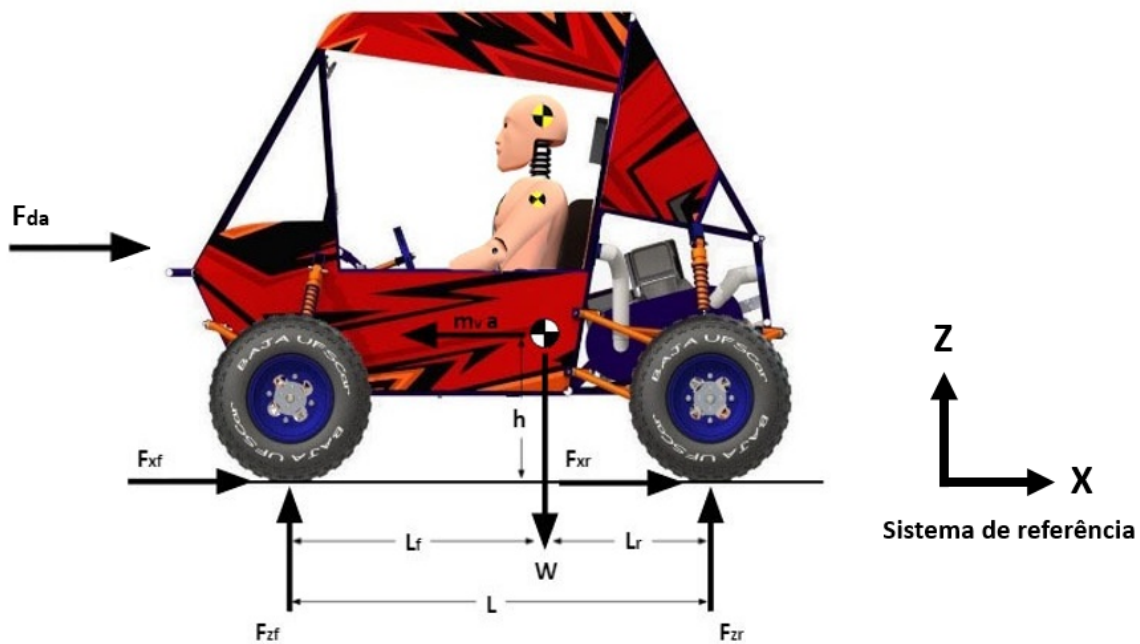


Figura 25 – Diagrama de Corpo Livre do veículo (Autor).

Somatória de forças na direção "z" dos eixos cartesianos:

$$\sum F_z = m_v \times a_z \quad (2.8)$$

Como a aceleração na direção "z" é igual à zero, temos que:

$$F_{zf} + F_{zr} = W \quad (2.9)$$

Em que $F_{zf} = 2 \times F'_{zf}$, isto é, o carregamento normal ao plano do solo de somente uma roda do eixo dianteiro é representado por F'_{zf} . Analogamente, o mesmo pode-se dizer de F_{zr} , ou seja, $F_{zr} = 2 \times F'_{zr}$, em que F'_{zr} é o carregamento normal ao plano do solo de somente uma roda do eixo traseiro.

Na modelagem será considerada a condição de frenagem do veículo para a qual não há atuação do sistema motor. Portanto, as quatro rodas do veículo contribuem com o fenômeno de resistência ao movimento. Portanto, a somatória de forças na direção "x" dos eixos cartesianos é representada na Equação 2.10.

$$\sum F_x = m_v \times a_x \quad (2.10)$$

Segundo (GILLESPIE, 1992), a resistência aerodinâmica F_{da} depende da pressão dinâmica, que aumenta com o quadrado da velocidade. Para baixas velocidades, esse valor pode ser negligenciado. Para veículos com velocidades usuais, de aproximadamente 90km/h, a desaceleração provocada pela resistência aerodinâmica nos carros é de aproximadamente 0.03G ($G=9,81\text{m/s}^2$). Como o veículo Baja da Equipe Baja UFSCar possui uma velocidade abaixo de veículos usuais e máxima de 52 km/h, esse valor foi desconsiderado. Portanto, conclui-se que:

$$F_{xf} + F_{xr} = m_v \times a_x \quad (2.11)$$

Considerando que $F_{xf} = 2 \times F'_{xf}$, isto é, a força de atrito de somente uma roda do eixo dianteiro é representado por F'_{xf} . Analogamente, o mesmo pode-se dizer de F_{xr} , ou seja, $F_{xr} = 2 \times F'_{xr}$, em que F'_{xr} é a força de atrito de somente uma roda do eixo traseiro.

A somatória de momentos em relação ao centro de massa na forma genérica é:

$$\sum M_{CM} = I_{CM} \times \alpha_{CM} \quad (2.12)$$

A somatória de momentos em relação ao centro de massa é:

$$\sum M_{CM} = (F_{xr} + F_{xf}) \times h - L_f \times F_{zf} + L_r \times F_{zr} \quad (2.13)$$

Para a modelagem será assumida a hipótese de que o veículo completo terá o comportamento de um corpo rígido. Ao centro de massa do modelo será imposto um movimento de translação segundo o plano da pista. É reconhecido que na prática a aceleração angular no breve período da frenagem poderia ser relevante ao estudo, o que será desprezado neste trabalho a título de simplificação como já demonstrado em exercícios de autores como o Hibbeler. Portanto, tem-se que:

$$(F_{xr} + F_{xf}) \times h - L_f \times F_{zf} + L_r \times F_{zr} = 0 \quad (2.14)$$

Reagrupando as Equações 2.9, 2.11 e 2.14, o carregamento normal ao plano F_{zf} e F_{zr} são representadas pelas equações 2.15 e 2.16, respectivamente.

$$F_{zf} = \frac{L_r \times W + m_v \times a_x \times h}{L} \quad (2.15)$$

$$F_{zr} = \frac{L_f \times W - m_v \times a_x \times h}{L} \quad (2.16)$$

Tem-se dois regimes de frenagem, sem e com derrapagem das rodas.

Para o primeiro caso, considere-se sem derrapagem:

Força de frenagem no eixo dianteiro:

$$F_{xf} = F_{zf} \times \mu_{F.estatico} \quad (2.17)$$

Força de frenagem no eixo traseiro:

$$F_{xr} = F_{zr} \times \mu_{R.estatico} \quad (2.18)$$

Para o segundo caso, considere-se com derrapagem:

Força de frenagem no eixo dianteiro:

$$F_{xf} = F_{zf} \times \mu_{F.cinetico} \quad (2.19)$$

Força de frenagem no eixo traseiro:

$$F_{xr} = F_{zr} \times \mu_{R.cinetico} \quad (2.20)$$

Segundo (GENTA; MORELLO, 2006), o raio efetivo pode variar conforme revelado na Equação 2.21.

$$0,96 \times \frac{D_p}{2} \leq R_{pneu} \leq 0,98 \times \frac{D_p}{2} \quad (2.21)$$

Portanto, o torque de frenagem é representado nas Equações 2.22 para o eixo dianteiro, e 2.23 para o eixo traseiro.

Torque de frenagem no eixo dianteiro:

$$T_f = F_{xf} \times R_{pneu} + I_{eq.f} \times \alpha_{rot.f} \quad (2.22)$$

Torque de frenagem no eixo traseiro:

$$T_r = F_{xr} \times R_{pneu} + I_{eq.r} \times \alpha_{rot.r} \quad (2.23)$$

Para projetos de freios, para um único freio dianteiro será calculado por $T'_f = T_f/2$, ao passo que para um freio traseiro será calculado por $T'_r = T_r/2$.

Para o momento momento de inércia equivalente, tem-se que no eixo dianteiro é expresso por $I_{eq.f}$ e a equação fica resumida através da Equação 2.24.

$$I_{eq.f} = 2 \times (I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \quad (2.24)$$

Analogamente, para o eixo traseiro, a equação fica resumida conforme a Equação 2.25. A mesma foi deduzida e está apresentada no Apêndice B.

$$I_{eq.r} = (I_{CVT-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhao1}) \times N_{reductor}^2 + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhao2}) \times N_{par2}^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \times (I_{tulipa} + I_{semieixo} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \quad (2.25)$$

Para a aceleração angular, há duas situações. São elas:

Para o primeiro caso, considere-se sem derrapagem:

$$a_x = |\alpha_{rot.f}| \times R_{pneu} = |\alpha_{rot.r}| \times R_{pneu} \quad (2.26)$$

Para o segundo caso, considere-se com derrapagem:

$$\alpha_{rot.f} = \alpha_{rot.r} = \frac{\Delta\omega}{\Delta t_{inercias.rot}} = \frac{|-V_{f.inicial}|}{R_{pneu} \times t} \quad (2.27)$$

2.4 Dimensionamento do sistema de freios

A pressão ideal no sistema é representada pela Equação 2.6 e 2.7 do capítulo 2 para os eixos dianteiro e traseiro, respectivamente. Considerando as perdas de cargas do sistema, esta representa por n_{ef} , temos que a pressão no circuito hidráulico no eixo dianteiro para o dimensionamento do sistema de freios é representado na Equação 2.28, ao passo que para o eixo traseiro, Equação 2.29.

$$P_{front} = P_{cm.f} \times (1 - n_{ef}) \quad (2.28)$$

$$P_{rear} = P_{cm.r} \times (1 - n_{ef}) \quad (2.29)$$

Através do Princípio de Pascal, a força aplicada pela pinça de freio, ou caliper, para o eixo dianteiro será representada pela Equação 2.30 e, para o eixo traseiro, 2.31.

$$F_{pin.f} = P_{front} \times A_{cil.1} \quad (2.30)$$

$$F_{pin.r} = P_{rear} \times A_{cil.2} \quad (2.31)$$

Para o projeto de freios do veículo Baja, considera-se pinças de freios do tipo flutuante. Portanto, a força de fechamento em cada pinça de freio no eixo dianteiro será representada conforme Equação 2.32 e, para o eixo traseiro, 2.33.

$$F_{fec.f} = 2 \times F_{pin.f} \quad (2.32)$$

$$F_{fec.r} = 2 \times F_{pin.r} \quad (2.33)$$

A força de atrito necessária em cada par de pastilhas no eixo dianteiro pode ser calculada conforme Equação 2.34, para o eixo dianteiro, e 2.35, para o eixo traseiro.

$$F_{at.f} = F_{fec.f} \times \mu_{c.pastilha} \quad (2.34)$$

$$F_{at.r} = F_{fec.r} \times \mu_{c.pastilha} \quad (2.35)$$

Segundo (BUDYNAS; NISBETT, 2011), considerando um desgaste uniforme, o raio efetivo é a média aritmética entre o raio externo e interno da pastilha, conforme pode ser visto na Equação 2.36.

$$r_{efe.f} = r_{efe.r} = \frac{r_o + r_i}{2} \quad (2.36)$$

Na Figura 26 pode-se observar o raio efetivo de freios à disco.

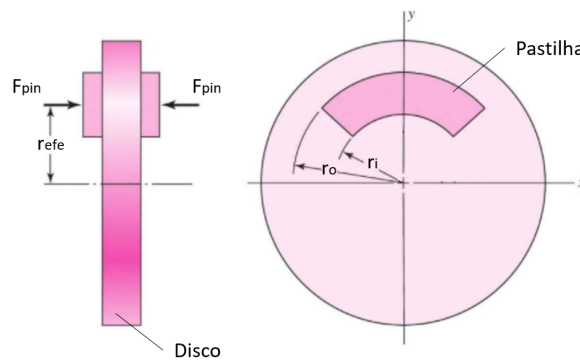


Figura 26 – Raio efetivo do disco. Adaptado de (BUDYNAS; NISBETT, 2011).

Portanto, o toque necessário em cada disco no eixo dianteiro é representado conforme Equação 2.37, para o eixo dianteiro, e 2.38, para o eixo traseiro.

$$T_{apl.f} = F_{at.f} \times r_{efe.f} \quad (2.37)$$

$$T_{apl.r} = F_{at.r} \times r_{efe.r} \quad (2.38)$$

2.4.1 Desaceleração pretendida

O movimento de um veículo desacelerando pode ser descrito por quatro medidas da física: distância, tempo, velocidade e desaceleração (LIMPERT, 1999).

O movimento do veículo durante a frenagem pode ser modelado como sendo de desaceleração constante. Portanto, a partir da velocidade máxima, é possível calcular a distância necessária para frenagem e o tempo necessário até a completa parada, como descrito nas Equações 2.39 e 2.40 (STONE; BALL, 2004).

$$a_x = \frac{dV}{dt} \quad (2.39)$$

$$V = \frac{ds}{dt} \quad (2.40)$$

Para o cálculo da desaceleração pretendida, são considerados parâmetros como velocidade máxima do veículo Baja e tempo de frenagem. Portanto, a desaceleração pode ser calculada através da Equação 2.41.

$$v_f = v_0 + a_x \times t \quad (2.41)$$

O mesmo pode ser realizado caso se queira obter a desaceleração através da velocidade máxima do veículo Baja e a distância que se deseja realizar a frenagem, utilizando a Equação de Torricelli, conforme pode ser visto na Equação 2.42.

$$v_f^2 = v_0^2 + 2 \times a_x \times \Delta S \quad (2.42)$$

A equação 2.43 define o fator de desaceleração τ que é um adimensional.

$$a_{desaceleracao} = \frac{|a_x|}{G} = \tau \quad (2.43)$$

2.5 Análise por elementos finitos

O pacote de *software* de análise estrutural da *Ansys* conta com ferramentas de análise de elementos finitos (FEA), tornando possível personalizar e automatizar simulações, analisando vários cenários de projetos (ESSS, 2022).

Segundo (MARINHO, 2002), a análise estática é usada para determinar deslocamentos, tensões, entre outros, sob condições estáticas. Tem-se dois tipos de análises estáticas: linear e não linear. Para a análise estática, tem-se por objetivo principal quantificar a magnitude dos esforços internos e dos deslocamentos que se manifestam em qualquer sistema, quando o mesmo é submetido a um carregamento arbitrário, desprezando-se o efeitos das forças de amortecimento e das forças de inércia.

Ainda segundo o mesmo autor, o procedimento para a realização de uma análise estática e linear consiste de três principais etapas, são elas:

- Construção do modelo: Define-se o tipo de elemento, as constantes reais, propriedades dos materiais, a geometria do modelo e disposição dos elementos estruturais. As condições de contorno podem ser definidas ainda nesta fase.
- Aplicação do carregamento e obtenção de solução: Pode-se aplicar forças externas e pressões. O carregamento pode ser atribuído a um modelo sólido ou no modelo de elementos finitos (nós e elementos). Pode ser feita a opção por aplicação das condições de contorno (restrições de deslocamentos) nesta fase.
- Revisão dos resultados: Após o programa resolver o modelo deve-se proceder a apresentação dos resultados desejados (deformações, mapas de tensões, deslocamentos, etc), listagem e “plotagem” dos mais variados parâmetros de resposta.

2.6 Fator de segurança para projetos mecânicos

O fator de segurança é definido como a razão entre a carga ou tensão admissível de escoamento e a tensão máxima obtida na análise, conforme Equação 2.44 (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

$$FS = \frac{\sigma_{admissível}}{\sigma_{aplicada}} \quad (2.44)$$

Ainda segundo o mesmo autor, os valores recomendados para um fator de segurança, baseados na resistência ao escoamento, são listados à seguir:

- FS = 1,25 à 1,5 - Para materiais excepcionalmente confiáveis a serem utilizados sob condições controladas e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas com

alto grau de precisão (utilizados quase que invariavelmente onde o baixo peso é uma consideração particularmente importante).

- FS = 1,5 à 2 - Para materiais bem conhecidos, sob condições ambientais razoavelmente constantes, sujeitos a cargas e tensões que podem ser determinadas facilmente.
- FS = 2 à 2,5 - Para materiais cujas propriedades sejam conhecidas em termos de médias, operados em ambientes comuns e sujeitos a cargas e tensões que possam ser determinadas.
- FS = 2,5 à 3 - Para materiais pouco testados ou materiais frágeis sujeitos a condições ambientais, cargas e tensões médias.
- FS = 3 à 4 - Para materiais não-testados utilizados sob condições médias de ambiente, de cargas e de tensões. Também podem ser utilizados para materiais cujas propriedades sejam bem conhecidas e que devam ser utilizados em ambientes incertos ou sujeitos a tensões incertas.
- Nos casos em que fatores mais altos possam parecer mais apropriados, uma análise mais detalhada do problema deve ser realizada antes da decisão sobre o valor desses fatores.

3 Materiais e métodos

3.1 Materiais

Foi utilizado para a elaboração dos projetos mecânicos o *software SolidWorks*. Para as análises estruturais dos componentes do sistema de freios foi utilizado o *software Ansys*, conforme mencionado por (MARINHO, 2002).

3.2 Parâmetros diversos de entrada na modelagem

3.2.1 Cilindro mestre e pinça de freio

Para a seleção dos modelos de pinças e cilindros mestres foram levantadas informações do produto relacionado ao diâmetro do êmbolo, ou pistão, informação esta primordial para os cálculos de torque de frenagem e de redução hidráulica desejada. Para isto, foi elaborado uma pesquisa de modelos de pinças e cilindros mestres disponíveis no mercado, Tabela 1 e 2 do capítulo 2, respectivamente.

Através da modelagem do sistema do sistema de freios, conclui-se que, por meio dos cálculos expostos nas Equações 3.1 e 3.2, a redução hidráulica desejada necessita ser superior aos valores encontrados. Sendo assim, a Tabela 5 mostra os valores que atendem os cálculos e garantem a frenagem do sistema, além da combinação de peças e componentes que devem ser adotados.

Tabela 5 – Cálculo da redução hidráulica (SANTOS, 2014).

Combinação	Relação: $\frac{D_{pinça}}{D_{cm}}$	Eixo
Suzuki Burgman 150cc + Wilwood GS Compact	2,36	Traseiro
XTZ 125cc + Wilwood GS Compact	2,00	Dianteiro

3.2.2 Pedal de freio

Conforme mencionado no capítulo 2, respeitando os limites geométricos, a relação de alavanca utilizada no projeto de freios da Equipe Baja UFSCar é de 3,5 (LIMPERT, 1999).

O projeto do pedal de freio é composto de cinco componentes, são eles: corpo principal do pedal de freio, pedaleira, rolamento, anel elástico e tubo guia para pivotamento do pedal.

Para o corpo principal do pedal, foi utilizado tubo de 1/2" em aço SAE 4130 devido a simples manufatura de toda estrutura do corpo do pedal, baixo custo e facilidade em encontrar no mercado este tipo de matéria prima. Os processos de fabricação utilizados para garantir os dimensionais da peça foram torneamento, furação e fresamento.

Para a pedaleira, foi utilizado chapa de aço SAE 4130 devido ao baixo custo, além da facilidade em se obter o perfil geométrico proposto para a peça, em que o processo de fabricação utilizado foi corte a laser.

O tubo guia para pivotamento do pedal também foi elaborado em aço SAE 4130, em que um tarugo foi torneado para atingir os dimensionais necessários.

Outro fator importante para que se escolhesse o corpo principal do pedal, pedaleira e o tubo guia para pivotamento em aço SAE 4130, é utilizar soldagem para o processo de montagem desses componentes. Foi utilizado o processo TIG (*Tungsten Inert Gas*) para junção dessas peças.

Foi utilizado dois rolamentos de esferas da SKF visando eliminar folgas laterais, fazendo com que diminua consideravelmente o desgaste entre duas partes com movimento relativo, isto é, movimento que ocorre do pedal de acionamento e o parafuso de fixação. Foi utilizado dois anéis elásticos para furos DIN 472, modelo 19.019.70 da Lumafix, para garantir o correto posicionamento dos rolamentos, conforme pode ser mostrado no Apêndice B.

3.2.3 Balance bar

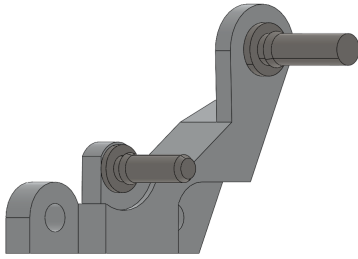
Para o projeto do balance bar, utilizou-se do fabricante Wilwood modelo 340-4745, fabricado em aço inoxidável, conforme ilustrado na Figura 14 e mencionado no capítulo 2.

3.2.4 Fluido de freio

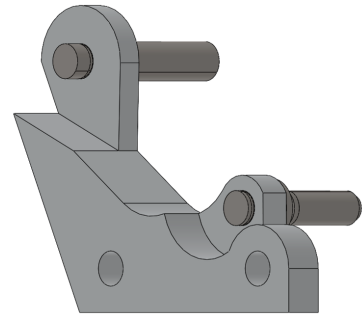
O fluido de freio utilizado foi o DOT 5.1 por apresentar elevada temperatura de ebulição seco e úmido, conforme pode ser visto na Tabela 3 do capítulo 2.

3.2.5 Fixações das pinças de freios

Para as fixações das pinças de freio e seus pinos, conforme Figuras 27, 28 e 29, utilizou-se alumínio 7075-T6 por poder proporcionar ao sistema baixa massa e fácil usinabilidade, além de suportar todo carregamento inserido na fixação. O processo de fabricação utilizado foi um centro de usinagem CNC (*Computer Numeric Control*), em que foi possível adquirir a geometria desejada.

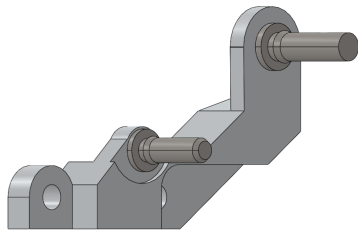


(a) Fixação da pinça de freio dianteira do lado direito do veículo.

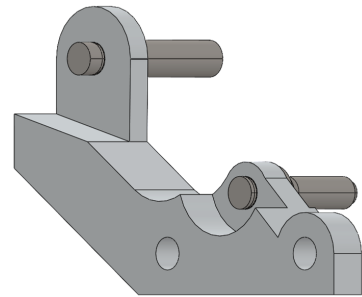


(b) Fixação da pinça de freio dianteira do lado direito do veículo.

Figura 27 – Fixações da pinça de freio dianteira do lado direito do veículo (Autor).

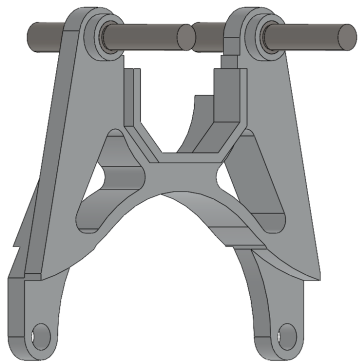


(a) Fixação da pinça de freio dianteira do lado esquerdo do veículo.

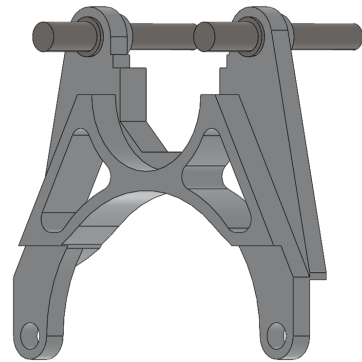


(b) Fixação da pinça de freio dianteira do lado esquerdo do veículo.

Figura 28 – Fixações da pinça de freio dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).



(a) Fixação da pinça de freio traseira do veículo.



(b) Fixação da pinça de freio traseira do veículo.

Figura 29 – Fixações da pinça de freio traseira do veículo (Autor).

3.2.6 Linhas hidráulicas

Conforme foi discutido no capítulo 2, as linhas de freio podem ser flexíveis ou rígidas. Sabendo que a segunda é normalmente mais utilizada por possuir menores valores de perda de carga, devido a dilatação, e serem mais resistentes externamente, utilizou-se

somente as vias flexíveis. Esta escolha se deve a maior facilidade no manuseio no interior do *cockpit*.

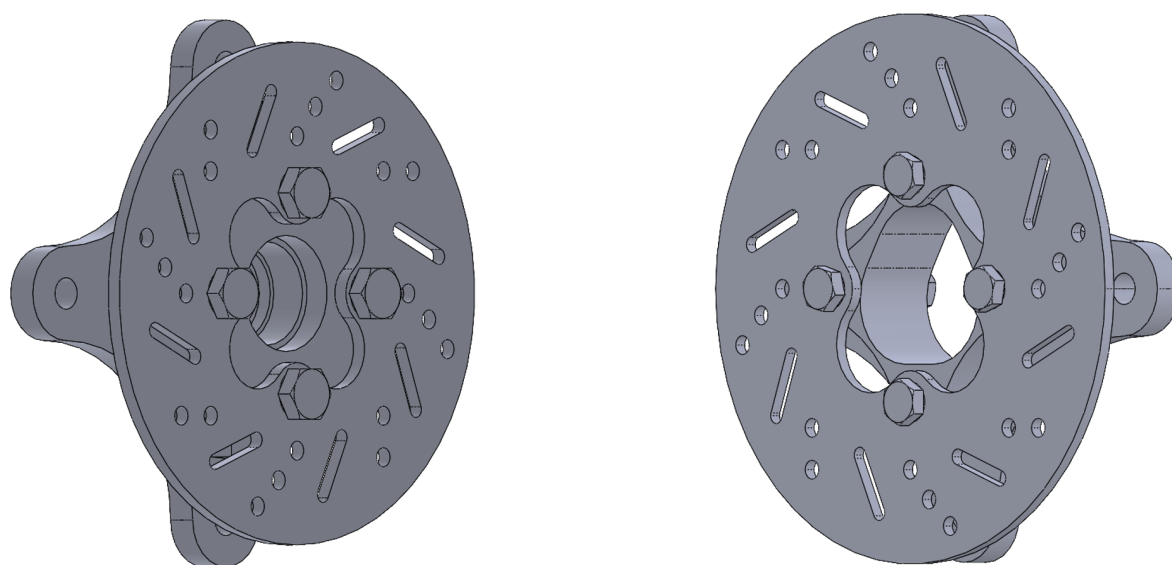
Desta forma, utilizou-se a linha flexível do fornecedor Eaton, conforme mencionado no capítulo 2, para a ligação do cilindro mestre às pinças dianteiras e traseiras, seguindo a configuração II de circuito hidráulico sugerida por (REIF, 2014). As tubulações são de 5/16", por apresentarem maior resistência à pressão de trabalho e serem compatíveis nas conexões com cilindros mestres e pinças.

3.2.7 Pastilhas

Conforme apresentado no capítulo 2, as pastilhas utilizadas são do fabricante Fischer para ambos os eixos do projeto Baja, e para os respectivos modelos de pinças adotadas no projeto. Conforme dito na Tabela 4 do capítulo 2, o coeficiente de atrito do material de fricção utilizado é de 0,45 - Código F.

3.2.8 Discos

Para os projetos de discos de freio, utilizou-se aço SAE 1020 devido as propriedades físicas do material atender os esforços solicitantes, além de possuir um baixo custo e ser facilmente encontrado no mercado. O processo de fabricação utilizado foi um centro de usinagem CNC (*Computer Numeric Control*), em que foi possível adquirir a geometria desejada, conforme pode ser visto na Figura 30.



(a) Disco de freio do eixo dianteiro.

(b) Disco de freio do eixo traseiro.

Figura 30 – Geometrias de discos de freio (Autor).

3.3 Métodos

3.3.1 Fluxograma

Na Figura 31, de forma esquemática, está representado o dimensionamento de um sistema de freios à disco e acionado hidráulicamente. Em um primeiro momento, tem-se os parâmetros geométricos do veículo que são inseridos na modelagem elaborada que, conseqüentemente, revela o torque de frenagem do veículo em uma dada desaceleração. Após isso, define-se os parâmetros necessários para serem inseridos na modelagem de um sistema de freios, realizando a parada do veículo. O torque de frenagem deve ser inferior ao torque da modelagem do sistema de freios. Feito essa ponderação, é necessário garantir que a relação de diâmetros entre pinça e cilindro mestre seja superior ao cálculo da redução hidráulica.

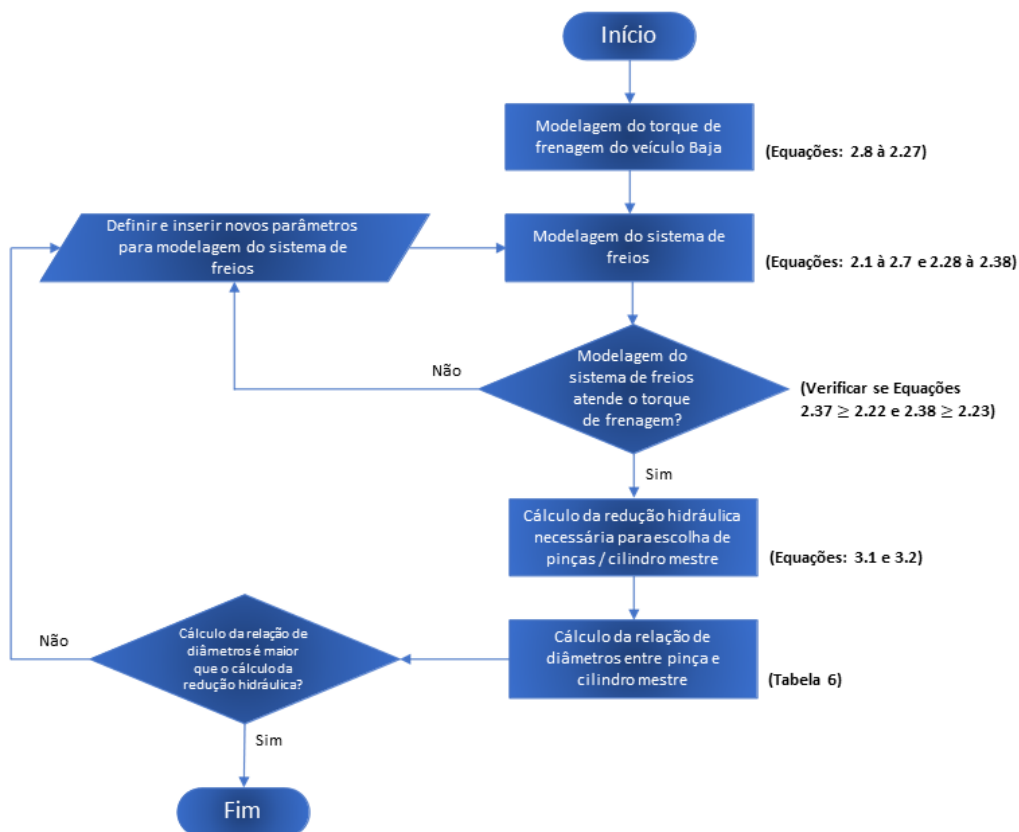


Figura 31 – Fluxograma do dimensionamento de um sistema de freios a disco (Autor).

O fluxograma apresentado anteriormente oferece uma metodologia de cálculo para a idealização do projeto mecânico proposto, conforme apresentado na Figura 22 do capítulo 2. Na Figura 32 está representado os parâmetros de *input* e *output* para todos os cálculos envolvidos no dimensionamento de um sistema de freios, conforme ilustrado no fluxograma da figura anterior. Vale ressaltar que a medida que alguns parâmetros de *output* são obtidos, os mesmos passam a ser novos parâmetros de *input*, que resultará em novos parâmetros de *output*.

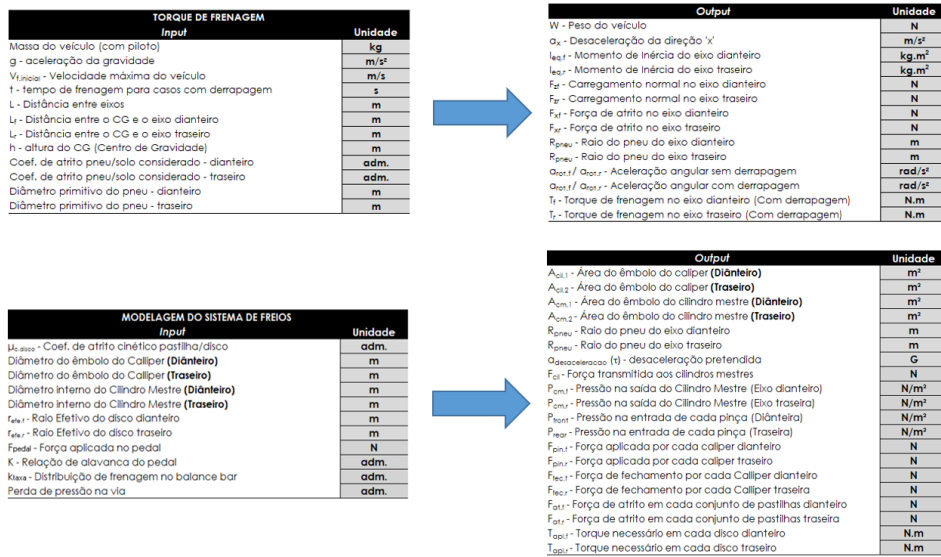


Figura 32 – Parâmetros de input e output da modelagem de um sistema de freios a disco (Autor).

3.3.2 Definição de cilindro mestre e pinças de freio

Para a escolha de cilindro mestre e pinça de freio, utilizou-se os parâmetros inseridos na modelagem dos componentes do sistema de freios, isto é, dados de força aplicado ao pedal, além de informações técnicas dos componentes, como forças das pinças, coeficiente de atrito cinético das pastilhas e raio efetivo dos discos. A seguir são feitos alguns cálculos que fazem parte de um processo iterativo, sendo apresentados abaixo apenas uma parte do processo para obtenção das Equações 3.1 e 3.2 que são premissas necessárias aos cálculos principais. A força transmitida aos cilindros mestre é dada a seguir conforme Equação 2.2 do capítulo 2, em que F_{pedal} e K é um valor escolhido pelo autor.

$$F_{cil} = F_{pedal} \times K \longrightarrow F_{cil} = 400 \times 3,5 \longrightarrow F_{cil} = 1400N$$

Para o eixo dianteiro, a força de atrito nos discos, conforme Equação 2.37 do capítulo 2, pode ser calculada como:

$$T_{apl.f} = F_{at} \times r_{efe.f} \longrightarrow 200,58 = F_{at} \times 0,066 \longrightarrow F_{at} = 3039,12N$$

A razão entre pinça e cilindro mestre, conforme Equações 2.34, 2.32, 2.30, 2.6 do capítulo 2, pode ser calculada como:

$$F_{at.f} = F_{fec.f} \times \mu_{c.pastilha} \longrightarrow 3039,12 = F_{fec.f} \times 0,45 \longrightarrow F_{fec.f} = 6753,60N$$

$$F_{fec.f} = 2 \times F_{pin.f} \longrightarrow 6753,60 = 2 \times F_{pin.f} \longrightarrow F_{pin.f} = 3376,80N$$

$$F_{pin.f} = P_{front} \times A_{cil.1} \longrightarrow P_{front} = \frac{3376,80}{A_{cil.1}}$$

$$P_{cm.f} = \frac{F_{cil}}{A_{cm.1}} \times k_{taxa} = \frac{1400,00}{A_{cm.1}} \times 0,67 = \frac{938,00}{A_{cm.1}}$$

Portanto, através do Princípio de Pascal, adotou-se como hipótese simplificadora que a pressão no circuito hidráulico é constante, obtendo que:

$$P_{front} = P_{cm.f}$$

$$\frac{3376,80}{A_{cil.1}} = \frac{938,00}{A_{cm.1}} \longrightarrow \frac{A_{cil.1}}{A_{cm.1}} = \frac{3376,80}{938,00} \longrightarrow \frac{A_{cil.1}}{A_{cm.1}} = 3,6$$

$$\frac{A_{cil.1}}{A_{cm.1}} = \frac{D_{cil.1}^2}{D_{cm.1}^2} = 3,6 \longrightarrow \frac{D_{cil.1}}{D_{cm.1}} = 1,90 \quad (3.1)$$

Portanto, para ocorrer o travamento das rodas dianteiras, a razão de diâmetros entre pinças e cilindro mestre deve ser de pelo menos 1,90.

Analogamente, a força de atrito nos discos do eixo traseiro, conforme Equação 2.38 do capítulo 2, pode ser calculada como:

$$T_{apl.r} = F_{at} \times r_{efe.r} \longrightarrow 146,17 = F_{at} \times 0,070 \longrightarrow F_{at} = 2088,15N$$

A razão entre pinça e cilindro mestre, conforme Equações 2.35, 2.33, 2.31, 2.7 do capítulo 2, pode ser calculada como:

$$F_{at.r} = F_{fec.r} \times \mu_{c.pastilha} \longrightarrow 2088,15 = F_{fec.r} \times 0,45 \longrightarrow F_{fec.r} = 4640,34N$$

$$F_{fec.r} = 2 \times F_{pin.r} \longrightarrow 4640,34 = 2 \times F_{pin.r} \longrightarrow F_{pin.r} = 2320,17N$$

$$F_{pin.r} = P_{rear} \times A_{cil.2} \longrightarrow P_{rear} = \frac{2320,17}{A_{cil.2}}$$

$$P_{cm.r} = \frac{F_{cil}}{A_{cm.2}} \cdot k_{taxa} = \frac{1400,00}{A_{cm.2}} \times 0,33 = \frac{462,00}{A_{cm.2}}$$

Portanto, através do Princípio de Pascal, adotou-se como hipótese simplificadora que a pressão no circuito hidráulico é constante, obtendo que:

$$P_{rear} = P_{cm.r}$$

$$\frac{2320,17}{A_{cil.2}} = \frac{462,00}{A_{cm.2}} \longrightarrow \frac{A_{cil.2}}{A_{cm.2}} = \frac{2320,17}{462,00} \longrightarrow \frac{A_{cil.2}}{A_{cm.2}} = 5,022$$

$$\frac{A_{cil.2}}{A_{cm.2}} = \frac{D_{cil.2}^2}{D_{cm.2}^2} = 5,022 \longrightarrow \frac{D_{cil.2}}{D_{cm.2}} = 2,24 \quad (3.2)$$

Portanto, para ocorrer o travamento das rodas traseiras, a razão de diâmetros entre pinças e cilindro mestre deve ser de pelo menos 2,24.

Após efetuar os cálculos de redução hidráulica desejada, a Tabela 6 mostra todas as combinações de pinças e cilindros mestre e a respectiva relação de diâmetros. Para a criação desta tabela, adotou-se os valores contidos nas Tabelas 1 e 2. Sendo assim, através da Tabela 6, buscou-se uma relação hidráulica superior aos valores calculados anteriormente.

Tabela 6 – Relação do cálculo de redução hidráulica do sistema de freios (SANTOS, 2014).

Razão - Diâmetro Pinça / Cilindro Mestre					
NX-4 Falcon + Wilwood GS Compact	3,00	XR250 Tornado + Wilwood GS Compact	3,01	CB500 + Wilwood GS Compact	3,34
NX-4 Falcon + Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	XR250 Tornado + Wilwood 260-2636 5/8"	2,41	CB500 + Wilwood 260-2636 5/8"	2,67
NX-4 Falcon + VW Kombi 1976	1,60	XR250 Tornado + VW Kombi 1976	1,60	CB500 + VW Kombi 1976	1,78
NX-4 Falcon + VW Fusca 1957	2,00	XR250 Tornado + VW Fusca 1957	2,00	CB500 + VW Fusca 1957	2,23
NX-4 Falcon + VW Brasília 1973	2,00	XR250 Tornado + VW Brasília 1973	2,00	CB500 + VW Brasília 1973	2,23
CB300R + Wilwood GS Compact	3,00	Suzuki Burgman 150cc + Wilwood GS Compact	2,36	XTZ 125cc + Wilwood GS Compact	2,00
CB300R + Wilwood 260-2636 5/8"	2,40	Suzuki Burgman 150cc + Wilwood 260-2636 5/8"	1,89	XTZ 125cc + Wilwood 260-2636 5/8"	1,60
CB300R + VW Kombi 1976	1,60	Suzuki Burgman 150cc + VW Kombi 1976	1,26	XTZ 125cc + VW Kombi 1976	1,07
CB300R + VW Fusca 1957	2,00	Suzuki Burgman 150cc + VW Fusca 1957	1,57	XTZ 125cc + VW Fusca 1957	1,33
CB300R + VW Brasília 1973	2,00	Suzuki Burgman 150cc + VW Brasília 1973	1,57	XTZ 125cc + VW Brasília 1973	1,33

5

3.3.3 Projeto do pedal de acionamento dos freios

A idealização e concepção do pedal de acionamento dos freios foram feitos no *software SolidWorks*. Posteriormente, tensões de von Mises foram obtidas no *software Ansys*, e a análise realizada foi estática e linear. A modelagem inserida adota uma metodologia conforme a representação de viga da Figura 33, possuindo 2 graus de liberdades, isto é, rotação nos pontos “D” e “E”.

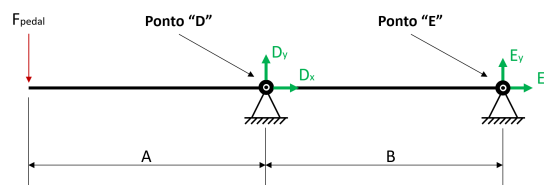


Figura 33 – Representação esquemática no plano xy em forma de viga do pedal de freio (Autor).

A geometria utilizada para o pedal de freio pode ser visualizado na Figura 34. A modelagem feita no *software Ansys* foi do tipo sólida, gerando elementos tetraédricos e hexaédricos. Em um primeiro momento, foi necessário definir as propriedades do material que se almejava utilizar. A Tabela 7 revela as informações do aço SAE 4130, material este utilizado para o pedal de freio.

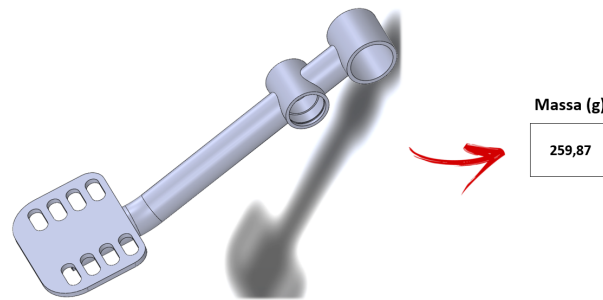


Figura 34 – Geometria utilizada do pedal de freio (Autor).

Tabela 7 – Propriedades do aço SAE 4130 (MATWEB, 2022b).

Parâmetros	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade	205	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	-
Tensão admissível de escoamento	435	MPa

Após definir as propriedades do material, as condições de contorno foram inseridas na análise do pedal de freio, conforme podem ser visualizadas na Figura 35.

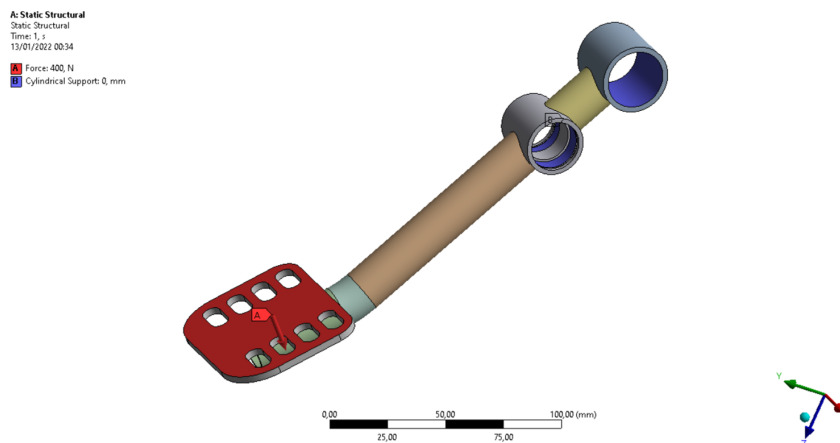


Figura 35 – Condição de contorno e carregamento no pedal de freio (Autor).

Foi inserida na modelagem do problema a força aplicada ao pedal, parâmetro este denominado de F_{pedal} , cujo valor é um dado de entrada para a modelagem. Tal variável possui direção perpendicular à pedaleira e uniformemente distribuída ao longo do plano da mesma. Além disso, foi definido que as condições de contorno seriam na região de pivotamento e no alojamento do balance bar, em que receberiam a condição de suporte cilíndrico. Esta restrição permitiu somente rotação em torno do eixo “x” do plano cartesiano da figura, em que a componente tangencial foi definida como livre.

As características da malha gerada podem ser vistas na Figura 36. O tipo e quantidade de elementos gerados foram limitados pela versão do *software* utilizado, e a limites computacionais do autor.

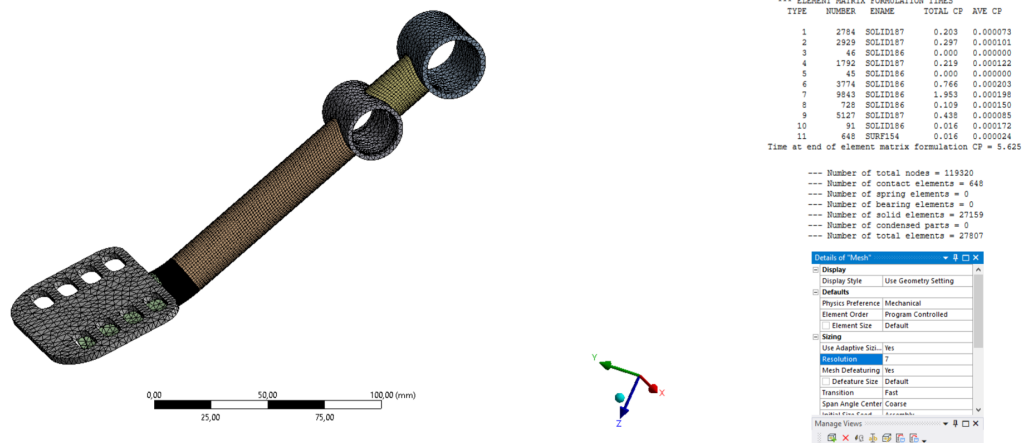


Figura 36 – Características da malha gerada na análise do pedal de freio (Autor).

3.3.4 Projeto das fixações das pinças de freio

A idealização e concepção das fixações das pinças de freio foram feitas no *software SolidWorks*. Posteriormente, tensões de von Mises foram obtidas no *software Ansys*, e a análise realizada foi estática e linear. A Tabela 8 revela as propriedades do alumínio 7075-T6, material este utilizado para as todas as fixações das pinças.

Tabela 8 – Propriedades do alumínio 7075-T6 (MATWEB, 2022c).

Parâmetros	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade	71,7	GPa
Coefficiente de Poisson	0,33	-
Tensão admissível de escoamento	503	MPa

Para a fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo Baja, a geometria utilizada pode ser vista na Figura 37. Realizou-se a modelagem do tipo sólida, gerando elementos tetraédricos e hexaédricos. Em um primeiro momento, foi necessário definir as propriedades do material que se almejava utilizar. A Tabela 8 mostra as informações utilizadas referente ao material em questão.

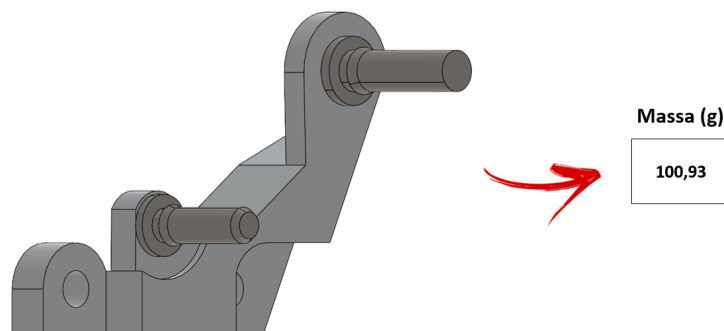


Figura 37 – Geometria utilizada para a fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).

Analogamente, as geometrias utilizadas para as fixações dianteira do lado esquerdo do veículo e traseira podem ser vistas nas Figuras 38a e 38b, respectivamente.

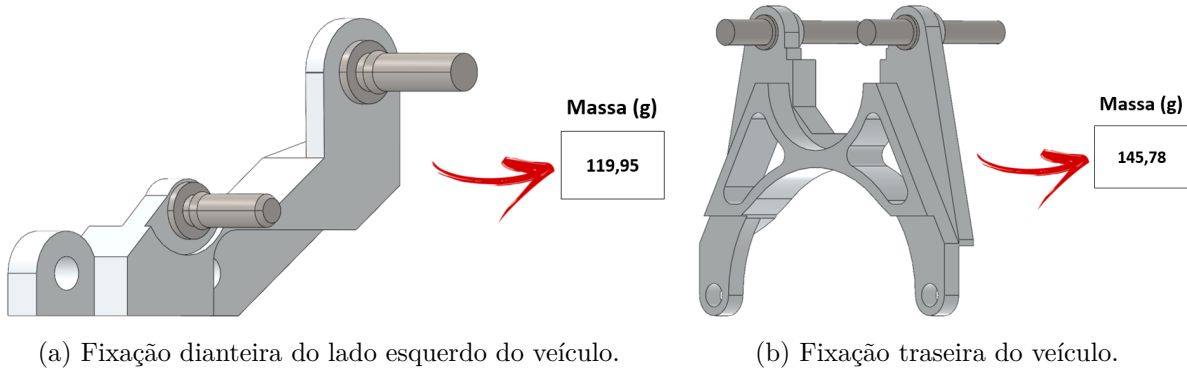


Figura 38 – Geometria das fixações das pinças de freio (Autor).

Após definir as propriedades do material, a condição de contorno denominada *Remote Displacement* foi inserida na análise da fixação da pinça de freio, conforme pode ser visualizada na Figura 39. Para esta condição de contorno, definiu-se que os deslocamentos e giros em relação aos eixos do plano cartesiano da mesma figura são iguais à zero, isto é, há 6 graus de liberdades, adotando uma análise de caráter conservador devido a complexidade do problema. Portanto, para este trabalho, será considerado de forma provisória que os furos de fixação estarão engastados. Apesar de saber que idealmente isto não ocorre, para este trabalho será aceita esta condição para que seja possível obter as tensões na peça em questão.

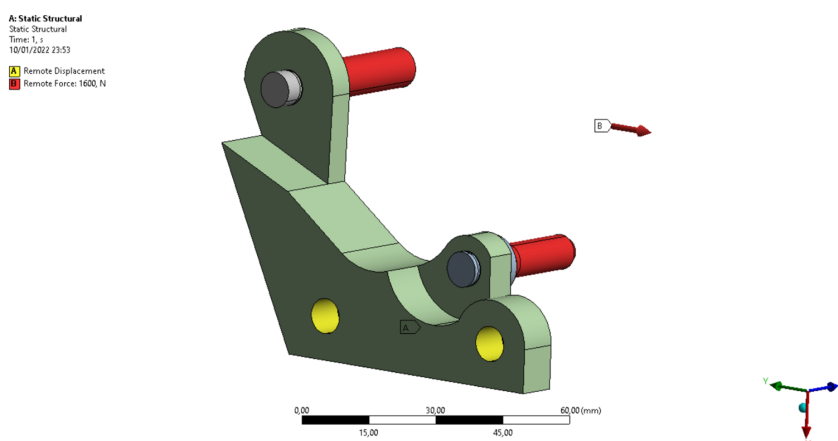
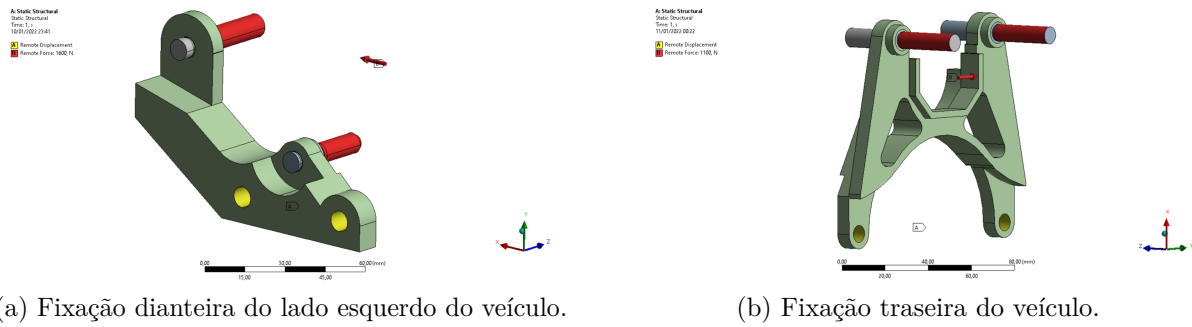


Figura 39 – Condição de contorno e carregamento na fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).

Ainda com relação a condição de contorno mencionada anteriormente, o mesmo é aplicado para as outras fixações das pinças de freio, isto é, fixação dianteira do lado esquerdo e traseira do veículo, conforme podem ser visualizadas nas Figuras 40a e 40b.



(a) Fixação dianteira do lado esquerdo do veículo.

(b) Fixação traseira do veículo.

Figura 40 – Condição de contorno e carregamento das fixações da pinças dianteira do lado esquerdo e traseira do veículo (Autor).

Nesta etapa, após definir a condição de contorno, foi inserido o carregamento na peça em questão, sendo esta a força de atrito entre pastilha e disco de freio, conforme Equações 2.34, para o eixo dianteiro, e 2.35, para o eixo traseiro, do capítulo 2. A modelagem elaborada podem ser vistas através das Figuras 41, 42 e 43.

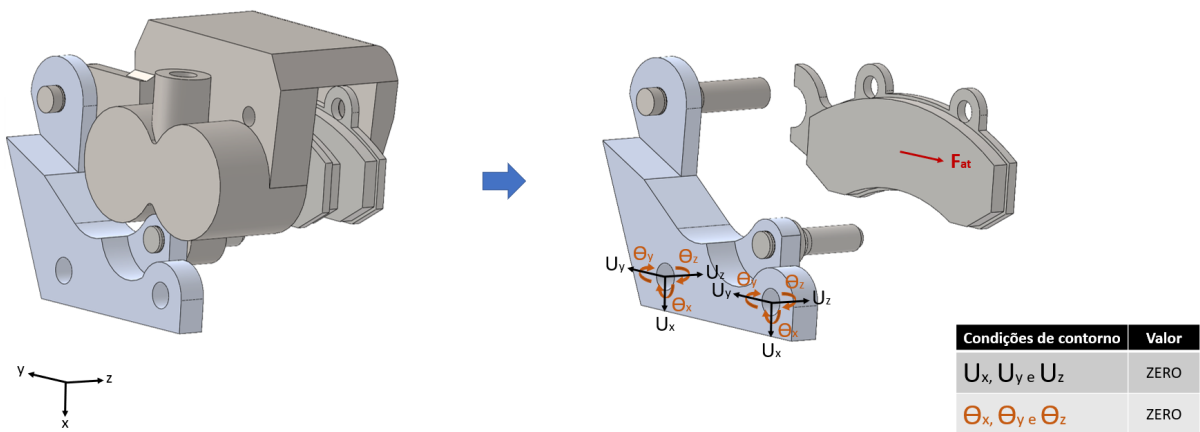


Figura 41 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio do lado direito do veículo (Autor).

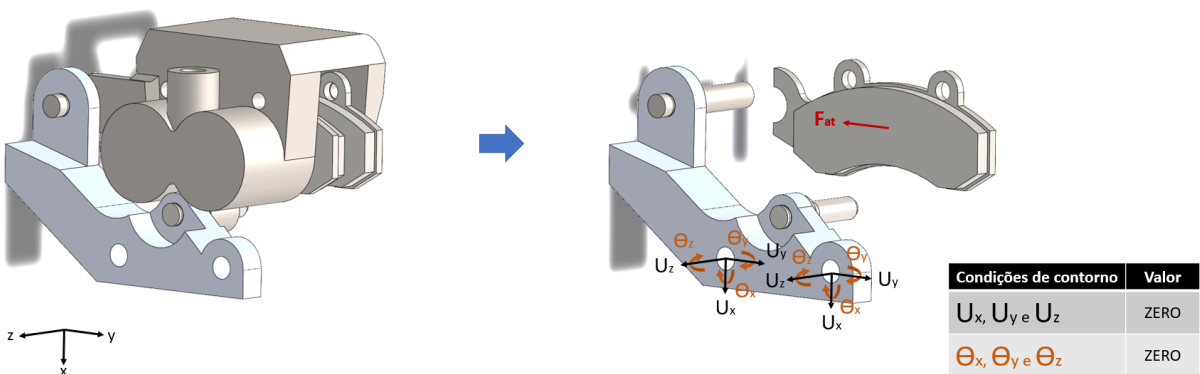


Figura 42 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio do lado esquerdo do veículo (Autor).

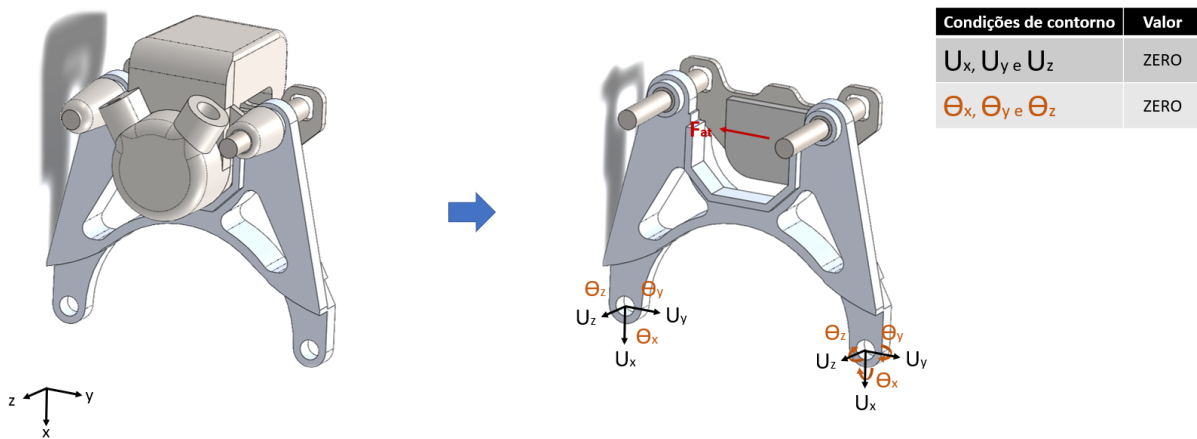


Figura 43 – Representação esquemática dos graus de liberdade da fixação da pinça de freio traseira do veículo (Autor).

No *software Ansys*, para o carregamento, utilizou-se o recurso *Remote Force*, em que foi inserida a força de atrito em relação a origem do sistema de coordenadas adotada no momento de elaboração da fixação da pinça de freio no *software SolidWorks*. A Figura 44 revela a origem do sistema de coordenadas das fixações das pinças do veículo. Esta técnica foi utilizada pois é possível simular a ação deste carregamento em qualquer lugar do espaço em relação a origem do sistema de coordenadas da fixação da pinça de freio.

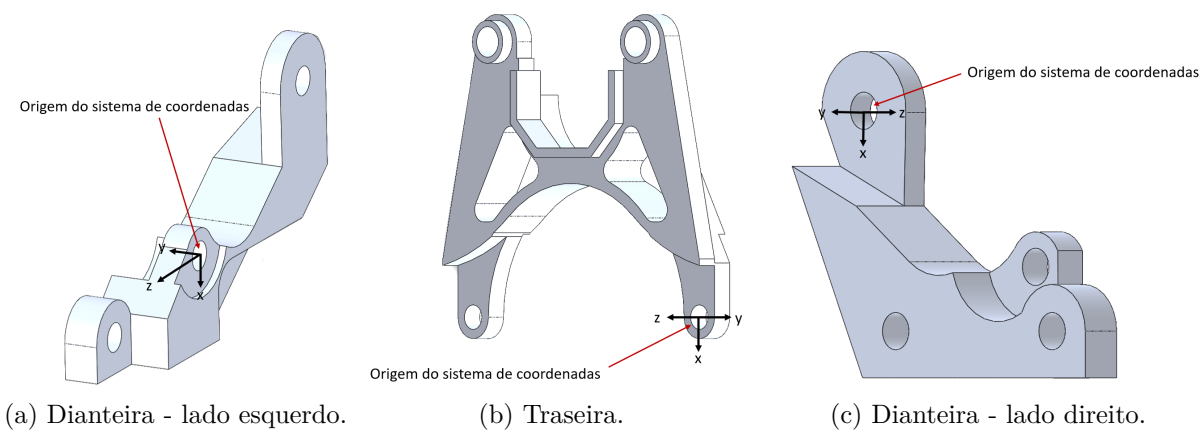
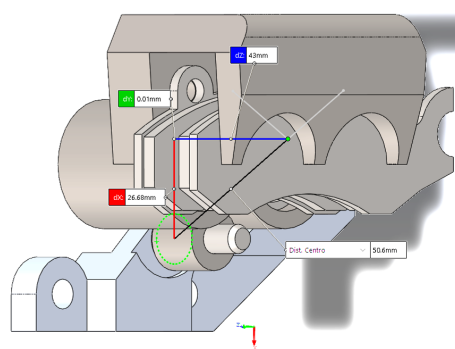
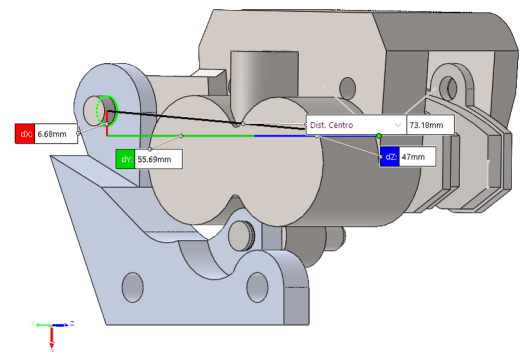


Figura 44 – Sistema de referência das fixações das pinças de freio (Autor).

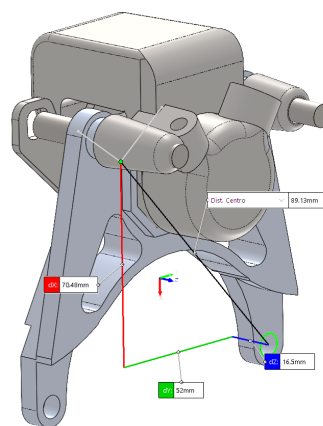
Em seguida, obtêm-se as coordenadas da força de atrito em relação a origem do sistema de coordenadas das fixações das pinças de freios do veículo utilizando o *software SolidWorks*, para as fixações dianteiras do lado direito e esquerdo, além da traseira do veículo, conforme pode ser visualizado nas Figuras 45b, 45a e 45c, respectivamente. Estes parâmetros são inseridos no sistema de coordenadas do carregamento inserido na modelagem do problema feito no *software Ansys*. Portanto, ao final desse procedimento, tem-se o correto local geométrico que a força de atrito se encontra de cada pinça de freio.



(a) Pinça de freio dianteira do lado esquerdo do veículo.



(b) Pinça de freio dianteira do lado direito do veículo.



(c) Pinça de freio traseira do veículo.

Figura 45 – Coordenadas do sistema de referência das fixações das pinças de freio (Autor).

As características da malha gerada para as fixações dianteiras do lado direito e esquerdo, além da traseira do veículo, podem ser vistas nas Figuras 46, 47 e 48, respectivamente.

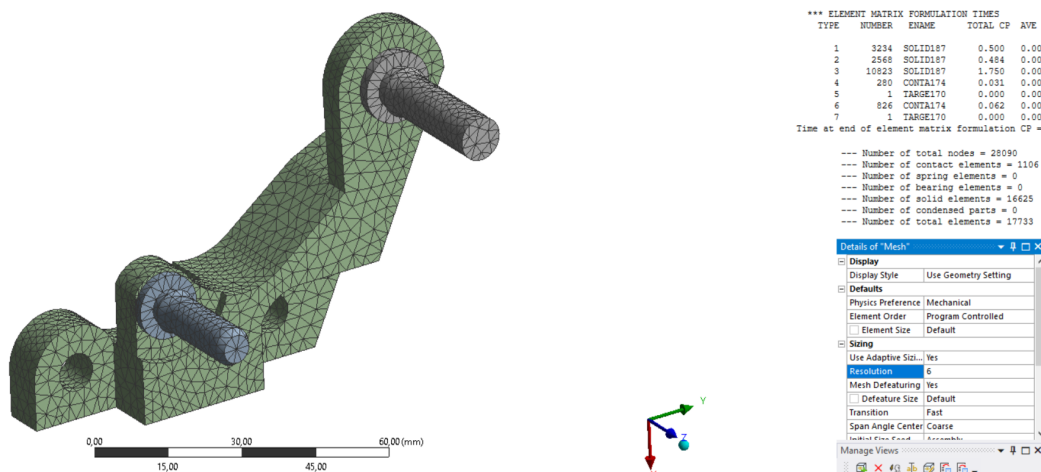


Figura 46 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).

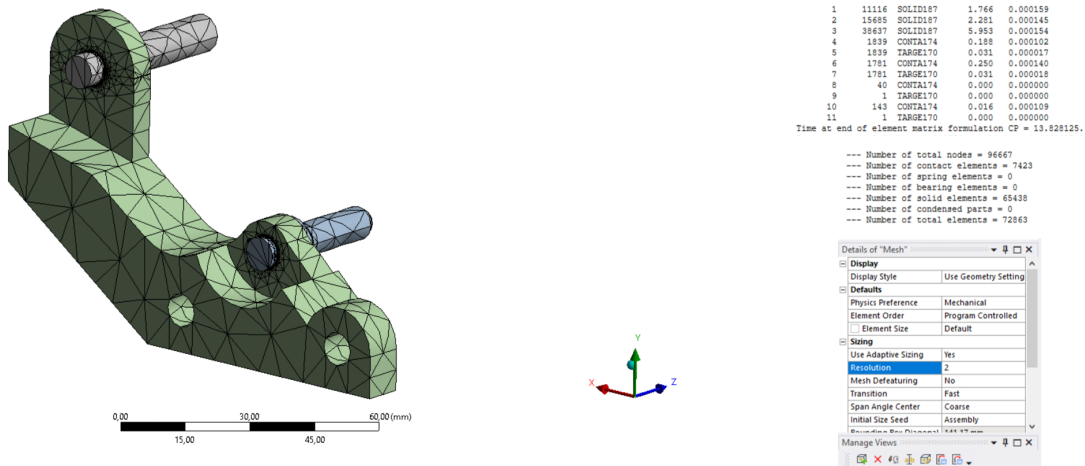


Figura 47 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).

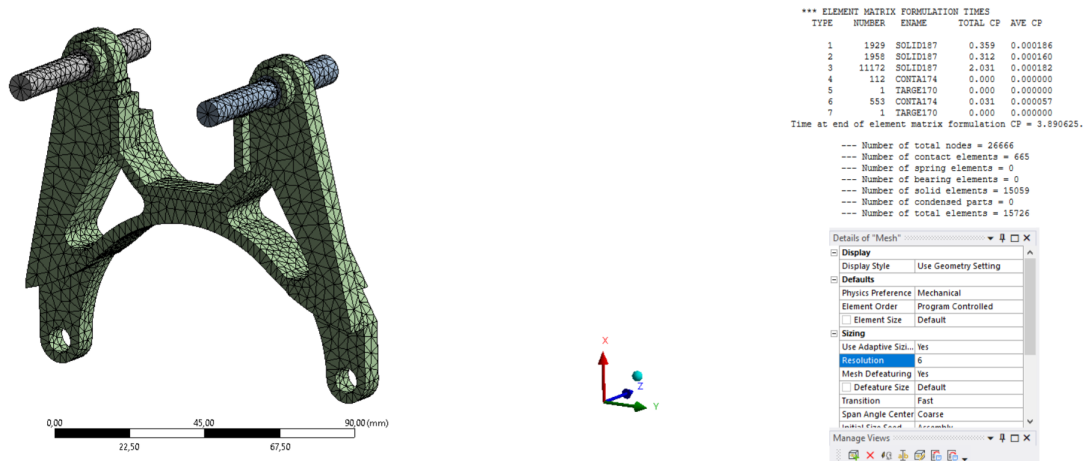


Figura 48 – Características da malha gerada na análise da fixação da pinça traseira do veículo (Autor).

O tipo e quantidade de elementos gerados foram limitados pela versão do *software* utilizado e a limites computacionais do autor.

3.3.5 Projeto dos discos de freios

A idealização e concepção dos discos de freio foram feitas no *software SolidWorks*. Posteriormente, tensões de von Mises foram obtidas no *software Ansys*, e a análise realizada foi estática e linear. A modelagem dos discos de freio, dianteiro e traseiro, elaboradas no *software Ansys*, foi do tipo sólida, gerando elementos tetraédricos e hexaédricos.

Em um primeiro momento, foi necessário definir as propriedades do material que se almejava utilizar. A Tabela 9 revela as informações do aço SAE 1020, material este utilizado para os discos de freio.

Tabela 9 – Propriedades do aço SAE 1020 (MATWEB, 2022a).

Parâmetros	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade	186	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	-
Tensão admissível de escoamento	350	MPa

A geometria utilizada para os discos de freios, dianteiro e traseiro, podem ser visualizados na Figura 49a.

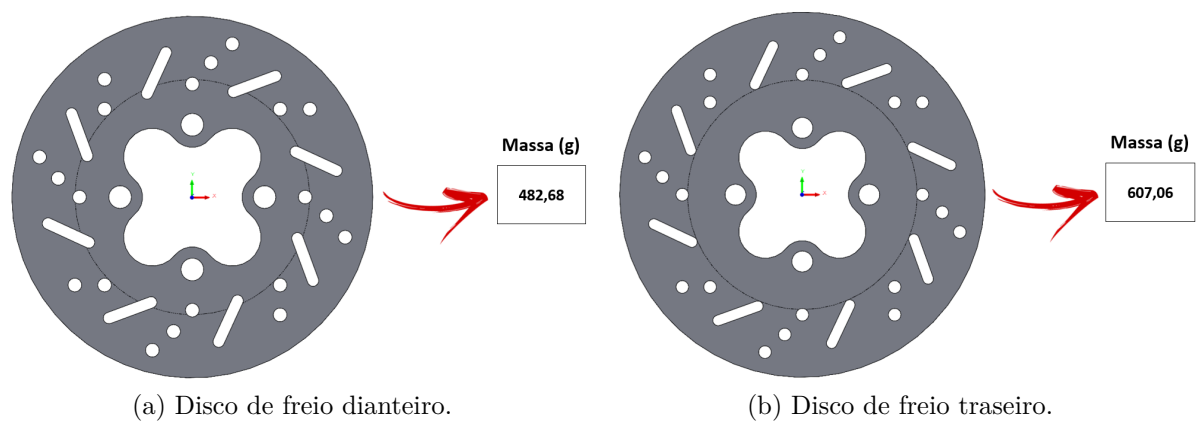


Figura 49 – Geometrias utilizadas para os discos de freio (Autor).

Após definir as propriedades do material, as condições de contorno foram inseridas na análise do disco de freio dianteiro, conforme pode ser visualizada na Figura 50.

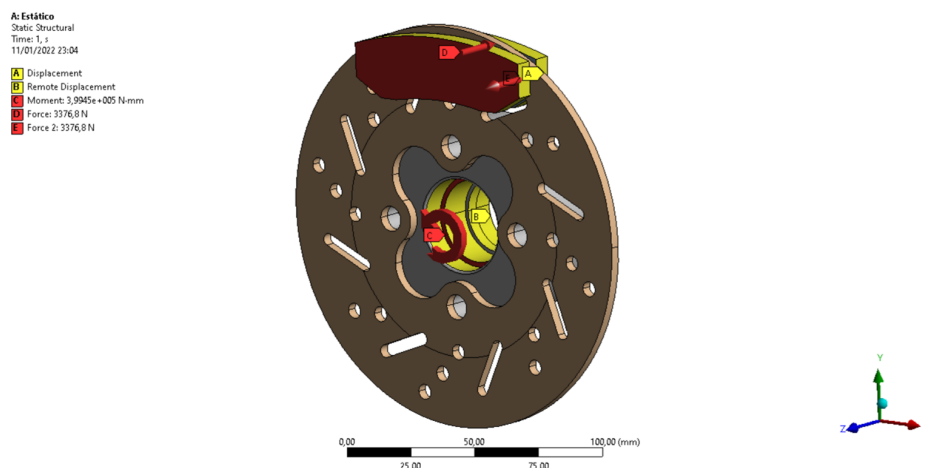


Figura 50 – Condições de contorno e carregamento para os discos de freio dianteiro (Autor).

Foi inserida na modelagem do problema as forças de fechamento das pastilhas, em que possuem as mesmas direções, porém em sentidos opostos, conforme Equação 2.32 do capítulo 2. Tais componentes de força representa a componente normal ao plano das pastilhas. O torque de frenagem também foi inserido, conforme Equação 2.22 do capítulo

2. Além disso, foi definido que as condições de contorno seriam na região das pastilhas e no cubo de roda. Para as pastilhas, colocou-se a restrição que permitiria somente translação no eixo “z”, isto é, possuindo 2 graus de liberdade, sendo eles na direção “x” e “y”. Para o cubo de roda, definiu-se que receberia a restrição de somente rotação em torno do eixo “z” do plano cartesiano da figura, fazendo com que se tenha 5 graus de liberdade, sendo eles, translação em todas as direções do plano cartesiano, além de rotação nas direções “x” e “y”.

Ainda com relação a condição de contorno mencionada anteriormente, o mesmo é aplicado para o disco de freio traseiro, conforme pode ser visto na Figura 51.

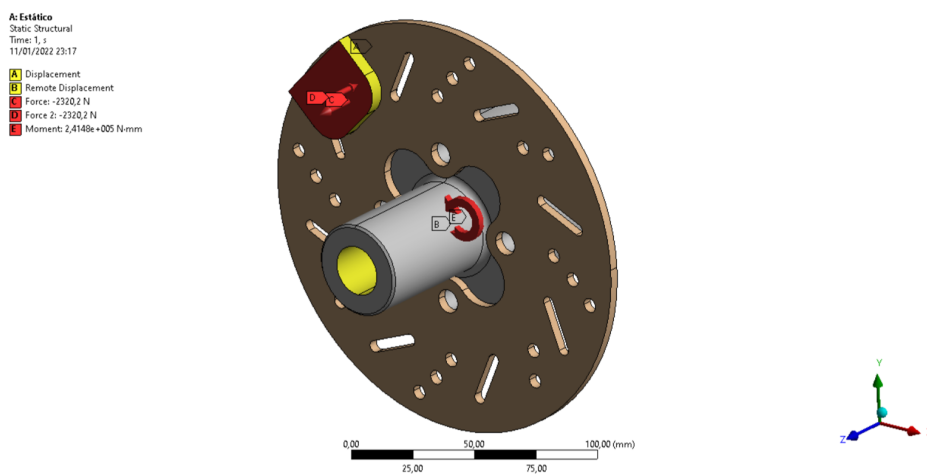


Figura 51 – Condições de contorno e carregamento para os discos de freio traseiro (Autor).

A Figura 52 mostra uma representação esquemática da modelagem elaborada para os discos de freios do veículo, em que é possível notar todos os graus de liberdade mencionados anteriormente.

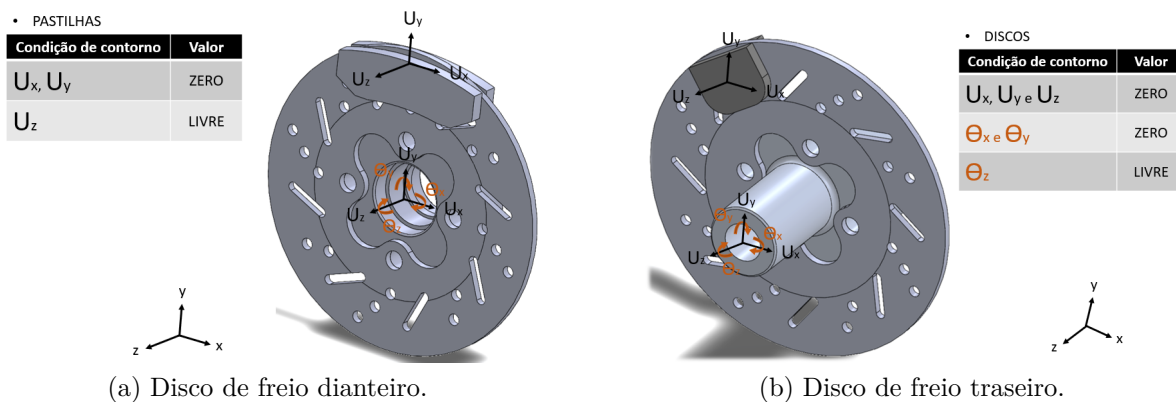


Figura 52 – Representação esquemática dos graus de liberdade dos discos de freios (Autor).

As características da malha gerada para os discos de freio, dianteiro e traseiro, podem ser vistas nas Figuras 53 e 54, respectivamente.



Figura 53 – Características da malha gerada na análise do disco de freio dianteiro do veículo (Autor).

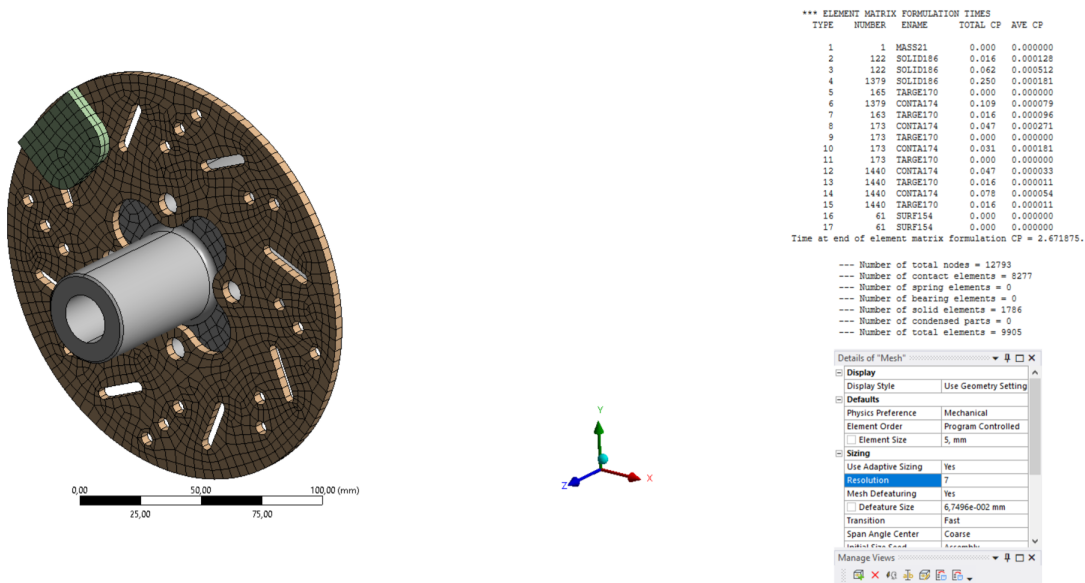


Figura 54 – Características da malha gerada na análise do disco de freio traseiro do veículo (Autor).

O tipo e quantidade de elementos gerados foram limitados pela versão do *software* utilizado e a limites computacionais do autor.

Apesar de saber que para uma análise de discos de freios é necessário combinar os efeitos estruturais e térmicos, para este projeto visou utilizar uma metodologia simplificadora, em que desconsiderou o efeito do gradiente de temperatura.

4 Resultados e discussões do sistema de freios projetados pela Equipe Baja UFSCar

4.1 Modelagem e dimensionamento do sistema de freios

O veículo da Equipe Baja UFSCar pode atingir em terrenos arenosos uma velocidade máxima de 50km/h sob superfícies planas, ao passo que para superfícies de asfalto o veículo pode atingir uma velocidade máxima de 52km/h. Através das competições da SAE Brasil em que é preciso que o veículo Baja realize uma frenagem com o travamento das rodas em até 30m, aproximadamente, optou-se por realizar um sistema que realiza a parada total na metade do valor estipulado pela SAE Brasil. Portanto, o valor de desaceleração pretendida será calculada através da Equação 2.42 do capítulo 2, em que considerou-se a velocidade máxima de 52km/h.

$$0^2 = (14,44)^2 + 2 \times a_x \times 15 \Leftrightarrow a_x = -6,95m/s^2$$

Além disso, é possível verificar o tempo de frenagem através da Equação 2.41 do capítulo 2.

$$0 = 14,44 - 6,9547 \times t \Leftrightarrow t = 2,07s$$

Para efeito de cálculo, irá ser utilizado a desaceleração em termos de unidade de “G”, conforme revelado na Equação 2.43.

$$a_{desaceleracao} = \tau = \frac{|-6,95|}{9,81} = 0,7G$$

Para dimensionar o sistema de freios, levou-se em consideração os aspectos geométricos do veículo, conforme pode ser visto na Tabela 10.

Tabela 10 – Parâmetros geométricos do veículo (Autor).

Parâmetros geométricos do veículo	Valor	Unidade
Massa do veículo (com piloto)	280	kg
g - aceleração da gravidade	9,81	m/s ²
W - Peso do veículo	2746,8	N
L - Distância entre eixos	1,4	m
L _f - Distância entre o CM e o eixo dianteiro	0,814	m
L _r - Distância entre o CM e o eixo traseiro	0,586	m
h - altura do CM (Centro de Massa)	0,45	m

Portanto, em um primeiro momento, realizou-se os cálculos de transferência de carga longitudinal, isto é, procurou-se obter o carregamento dinâmico nos eixos dianteiro e traseiro, conforme visto na Equação 2.15 e 2.16 do Capítulo 2.

$$F_{zf} = \frac{0,586 \times 2746,8 + 280 \times 6,95 \times 0,45}{1,4} = 1775,23N$$

$$F_{zr} = \frac{0,814 \times 2746,8 - 280 \times 6,95 \times 0,45}{1,4} = 971,57N$$

Considerando a situação que há derrapagem, isto é, ocorre o fenômeno de travamento das rodas, tem-se que a força de atrito em cada roda do eixo dianteiro e traseiro são calculadas conforme são vistas nas Equações 2.19 e 2.20, respectivamente.

$$F_{xf} = 1775,23 \times 0,7 = 1242,66N$$

$$F_{xr} = 971,57 \times 0,7 = 680,10N$$

Por fim, o torque de frenagem do eixo dianteiro e traseiro podem ser obtidos utilizando as Equações 2.22 e 2.23 do capítulo 2, respectivamente. Os parâmetros utilizados para o cálculo de momento de inércia equivalente pode ser visualizado nas Equações 2.24 e 2.25, ao passo que, para o cálculo da aceleração angular, utilizou-se a Equação 2.27. Neste caso, considerou-se que há derrapagem dos pneus em relação ao solo. Para efeito de cálculo, utilizou-se o tempo de reação que um motorista possui ao avistar um obstáculo. Para isto, o valor utilizado foi baseado em estudos da Companhia de Engenharia de Tráfego de São Paulo (CET). O valor utilizado foi de 1,14s, segundo (TAOKA, 1992).

O tipo de construção utilizada nos pneus do veículo Baja é do tipo radial.

$$R_{pneu} = \frac{D_p}{2} \times 0,98 = \frac{0,6096}{2} \times 0,98 = 0,299m$$

$$\alpha_{rot.f} = \alpha_{rot.r} = \frac{|-V_{f.inicial}|}{R_{pneu} \times t} = \frac{14,44}{0,299 \times 1,14} = 42,42rad/s^2$$

$$T_f = 1242,66 \times 0,299 + 0,6662 \times 42,42 = 399,45N.m$$

$$T_r = 680,10 \times 0,299 + 0,9036 \times 42,42 = 241,48N.m$$

A partir deste momento, pode-se definir o sistema de freios capaz de realizar a frenagem, visto que o torque de frenagem do veículo Baja foi revelado anteriormente.

Através da Equação 2.2, calcula-se a força transmitida aos cilindros mestres a partir da força aplicada ao pedal.

$$F_{cil} = F_{pedal} \times K = 400 \times 3,5 = 1400N$$

Por razões ergonômicas, a razão entre a força de acionamento aplicada ao pedal de freio e a desaceleração pretendida pode ser conferida através da Equação 2.3, o que é considerado bom segundo (LIMPERT, 1999).

$$\Psi = \frac{F_{pedal}}{\tau} = \frac{400}{0,7} = 571,43N/G$$

Através das Equações 2.6 e 2.7, calcula-se a pressão exercida no cilindro mestre para o eixo dianteiro e traseiro, respectivamente.

$$P_{cm.f} = \frac{1400}{0,000126677} \times 0,67 = 7,40MPa$$

$$P_{cm.r} = \frac{1400}{0,000126677} \times 0,33 = 3,64MPa$$

Utilizando os dados calculados anteriormente e a perda de carga de cada sistema hidráulico, conforme sugerido por (SANTOS, 2014), a pressão do circuito hidráulico do eixo dianteiro e traseiro são calculadas através das Equações 2.28 e 2.29, respectivamente.

$$P_{front} = 7.404.672,96 \times (1 - 0,1) = 6,66MPa$$

$$P_{rear} = 3.647.077,73 \times (1 - 0,1) = 3,28MPa$$

A força aplicada pelas pinças de freio do eixo dianteiro e traseiro serão calculadas através das Equações 2.30 e 2.31, respectivamente.

$$F_{pin.f} = 6.664.205,66 \times 0,000506707 = 3376,80N$$

$$F_{pin.r} = 3.282.369,95 \times 0,000706858 = 2320,17N$$

A força de fechamento em cada pinça do tipo flutuante do eixo dianteiro e traseiro serão calculadas através das Equações 2.32 e 2.33, respectivamente.

$$F_{fec.f} = 2 \times 3376,80 = 6753,60N$$

$$F_{fec.r} = 2 \times 2320,17 = 4640,34N$$

A força de atrito em cada par de pastilhas do eixo dianteiro é representada conforme as Equações 2.34, para o eixo dianteiro, e 2.35, para o eixo traseiro.

$$F_{at.f} = 6753,60 \times 0,45 = 3039,12N$$

$$F_{at.r} = 4640,34 \times 0,45 = 2088,15N$$

Portanto, o torque gerado em cada disco de freios, ocasionando a parada do veículo, é representado pelas Equações 2.37, para o eixo dianteiro, e 2.38, para o eixo traseiro.

$$T_{apl.f} = 3039,12 \times 0,066 = 200,58N.m$$

$$T_{apl.r} = 2088,15 \times 0,070 = 146,17N.m$$

4.2 Principais resultados em elementos finitos

Após os resultados obtidos nas simulações no *software Ansys*, é possível verificar através da Equação 2.44, o fator de segurança utilizado nas análises de tensão de von Mises envolvendo o pedal de acionamento dos freios, fixações das pinças dianteiras e traseiras, e os próprios discos, segundo (JUVINALL; MARSHEK, 2013).

Para o pedal de acionamento dos freios, o resultado da análise computacional realizada no *software Ansys* pode ser vista na Figura 55, em que foi feita uma simulação estática estrutural, a fim de verificar a influência dos esforços solicitados ao pedal.

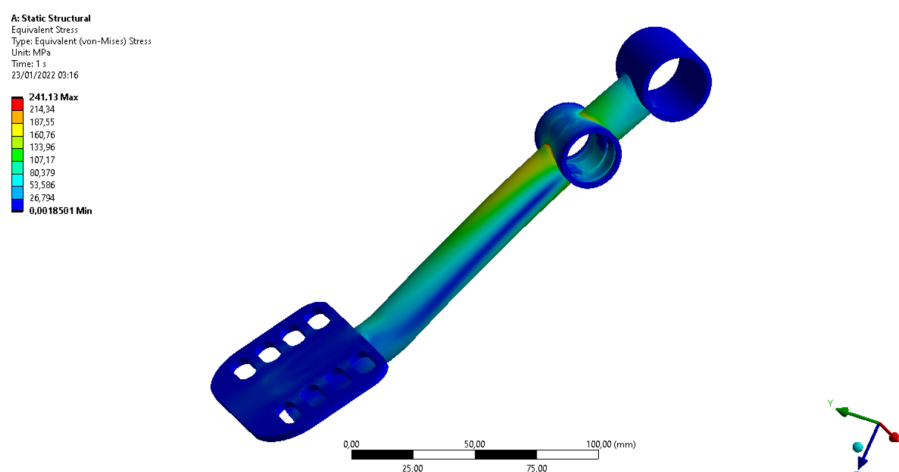


Figura 55 – Tensão de von Mises do pedal de freio (Autor).

Portanto, a Tabela 11 revela de forma sintetizada os resultados obtidos da simulação para o pedal de freio com relação aos esforços solicitantes, além das propriedades do material e o fator de segurança obtido, conforme Equação 2.44 do capítulo 4.

Tabela 11 – Resultados obtidos após análise para o pedal de freio (Autor).

Parâmetros	Valor	Unidade
Módulo de elasticidade	205	GPa
Coefficiente de Poisson	0,29	-
Tensão admissível de escoamento	435	MPa
Tensão aplicada (Máxima)	241,13	MPa
Fator de segurança - FS	1,80	-

Os resultados das análises computacionais elaboradas no *software Ansys* para as fixações dianteiras, lado direito e esquerdo do veículo, e traseiras, podem ser vistas nas Figuras 56, 57 e 58, respectivamente. Foi feita a análise estática estrutural para cada fixação de pinça a fim de encontrar as tensões máximas.

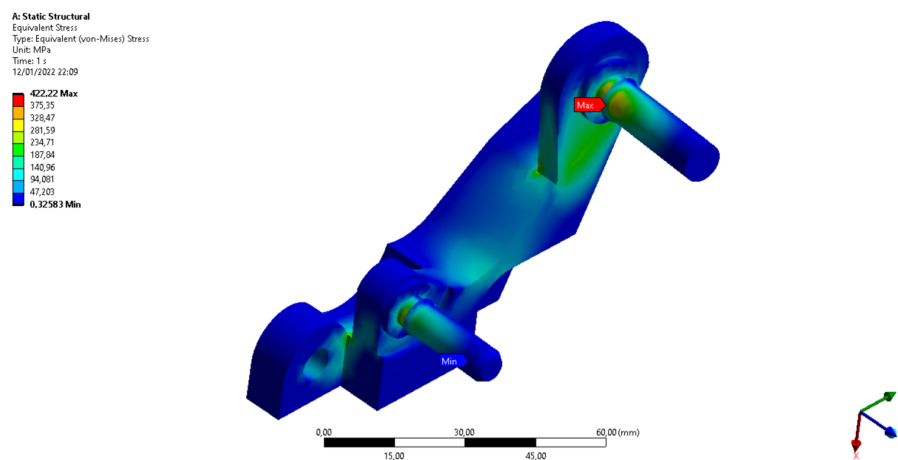


Figura 56 – Tensão de von Mises da fixação da pinça dianteira do lado direito do veículo (Autor).

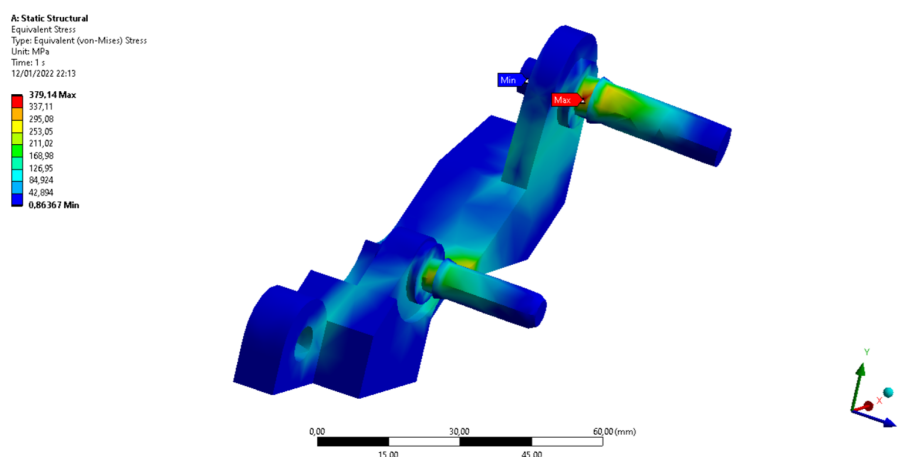


Figura 57 – Tensão de von Mises da fixação da pinça dianteira do lado esquerdo do veículo (Autor).

Os resultados das análises anteriores das fixações das pinças de freio com relação aos esforços solicitantes, propriedades do material e o fator de segurança obtido, conforme Equação 2.44 do capítulo 4, foram sintetizados na Tabela 12.

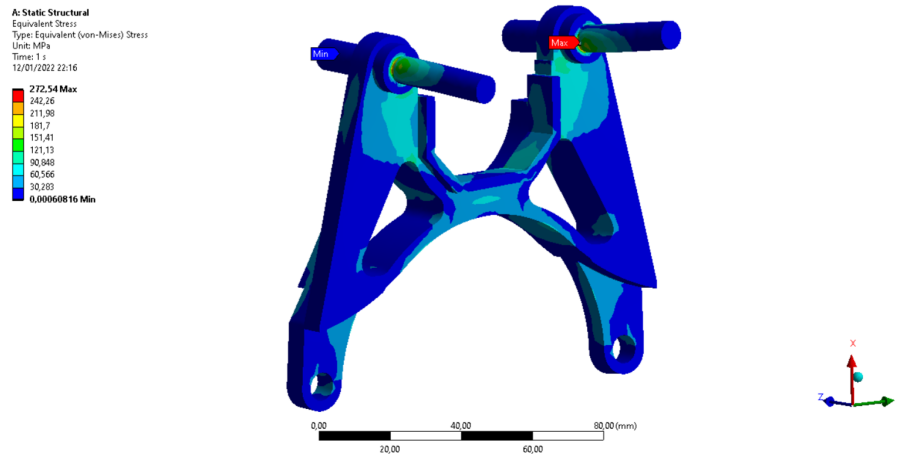


Figura 58 – Tensão de von Mises das fixações das pinças traseiras do veículo (Autor).

Tabela 12 – Resultados obtidos após análise para as fixações das pinças (Autor).

	Parâmetros	Valor	Unidade
	Módulo de elasticidade	71,7	GPa
	Coefficiente de Poisson	0,33	-
	Tensão admissível de escoamento	503	MPa
Fixação dianteira do lado direito do veículo	Tensão aplicada (Máxima)	422,22	MPa
	Fator de segurança - FS	1,19	-
Fixação dianteira do lado esquerdo do veículo	Tensão aplicada (Máxima)	379,14	MPa
	Fator de segurança - FS	1,33	-
Fixações traseiras do veículo	Tensão aplicada (Máxima)	272,54	MPa
	Fator de segurança - FS	1,85	-

Por fim, para os discos de freio, dianteiro e traseiro, os resultados das análises computacionais elaboradas no *software Ansys* podem ser vistas na Figuras 59 e 60, em que foi feita somente uma análise estática estrutural.

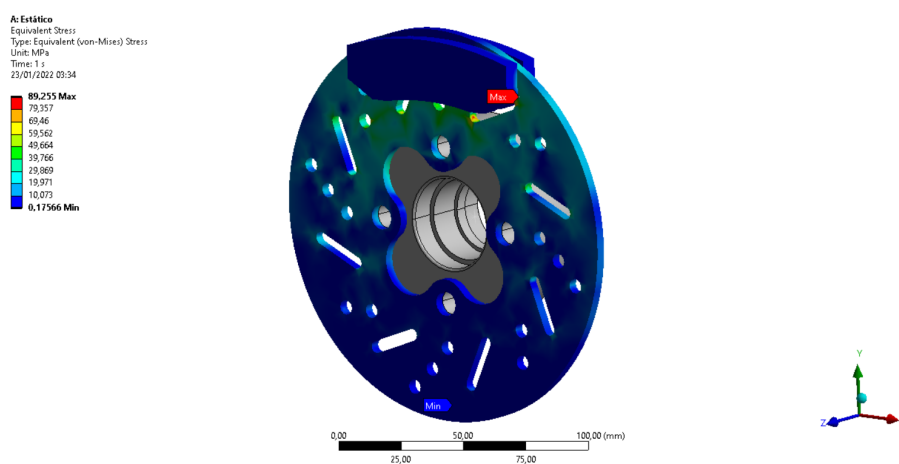


Figura 59 – Tensão de von Mises dos discos de freio dianteiro (Autor).

Conforme mencionado no capítulo 2, segundo (JUNIOR, 2016), através de um ensaio de fluência, verificou-se que o aço SAE 1020 em temperaturas acima de 300°C possui tensão de escoamento acima de 500MPa, o que está acima dos resultados obtidos na análise do autor, conforme revelado nas Figuras 59 e 60. Decidiu-se desconsiderar para

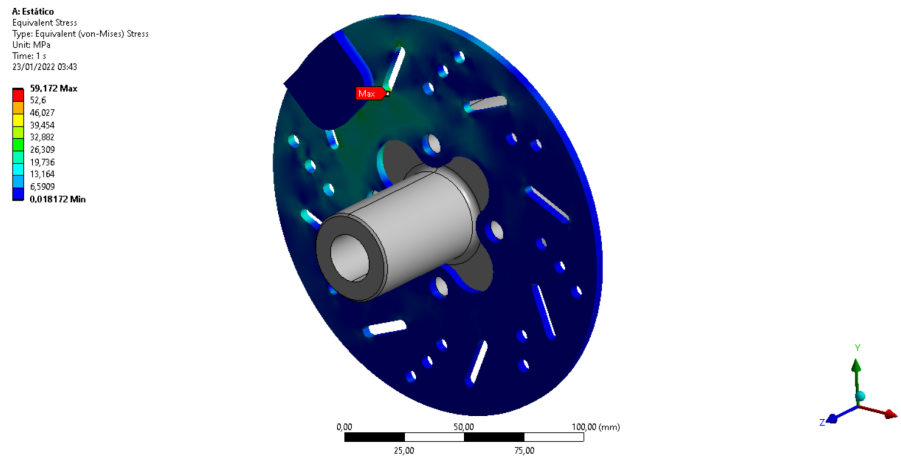


Figura 60 – Tensão de von Mises dos discos de freio traseiro (Autor).

este trabalho o efeito térmico na análise dos discos de freio pois a temperatura atingida dos discos de freios em aço SAE 1045 em veículos para a mesma finalidade, segundo (DANTAS, 2019), não excede 160°C . Portanto, os discos de freios irão trabalhar dentro do regime elástico do material do disco de freio do autor, concluindo que a temperatura dos discos de freios irão trabalhar somente no regime elástico do aço SAE 1020.

Os resultados das análises anteriores dos discos de freio com relação aos esforços solicitantes foram sintetizadas na Tabela 13. As propriedades do material e o fator de segurança obtido através da Equação 2.44 do capítulo 4, também se encontram na mesma tabela.

Tabela 13 – Resultados obtidos após análise para os discos de freio (Autor).

	Parâmetros	Valor	Unidade
Disco de freio dianteiro	Módulo de elasticidade	186	GPa
	Coefficiente de Poisson	0,29	-
	Tensão admissível de escoamento	350	MPa
	Tensão aplicada (Máxima)	89,25	MPa
Disco de freio traseiro	Fator de segurança - FS	3,92	-
	Tensão aplicada (Máxima)	59,17	MPa
	Fator de segurança - FS	5,91	-

4.3 Análise global do projeto

A Figura 61 representa a curva normalizada de carregamento nos eixos. Nota-se que o gráfico mostra a curva ideal para comportamento do veículo na frenagem sob distintas condições de desaceleração. Além disso, pode-se observar a presença da reta real, em que a mesma mostra o comportamento do sistema de freios. A curva ideal e a reta real foram feitas através das Equações 2.11 e 2.43 do capítulo 2.

O gráfico revela para cada valor de desaceleração do veículo, através da curva ideal, o respectivo valor da força normalizada no eixo dianteiro e traseiro. Logo, para a desaceleração de 0,7G utilizada para os cálculos do dimensionamento do sistema de freios proposto neste trabalho, através do gráfico, a força normalizada para o eixo dianteiro é de 0,4505, ao passo que, para o eixo traseiro, a força normalizada é de 0,2495. Estes valores representam a desaceleração, em unidade de “G”, que cada eixo do veículo irá desempenhar e que, conseqüentemente, através da modelagem proposta entre as Equações 2.8 a 2.27 do capítulo 2, será gerado um torque de frenagem.

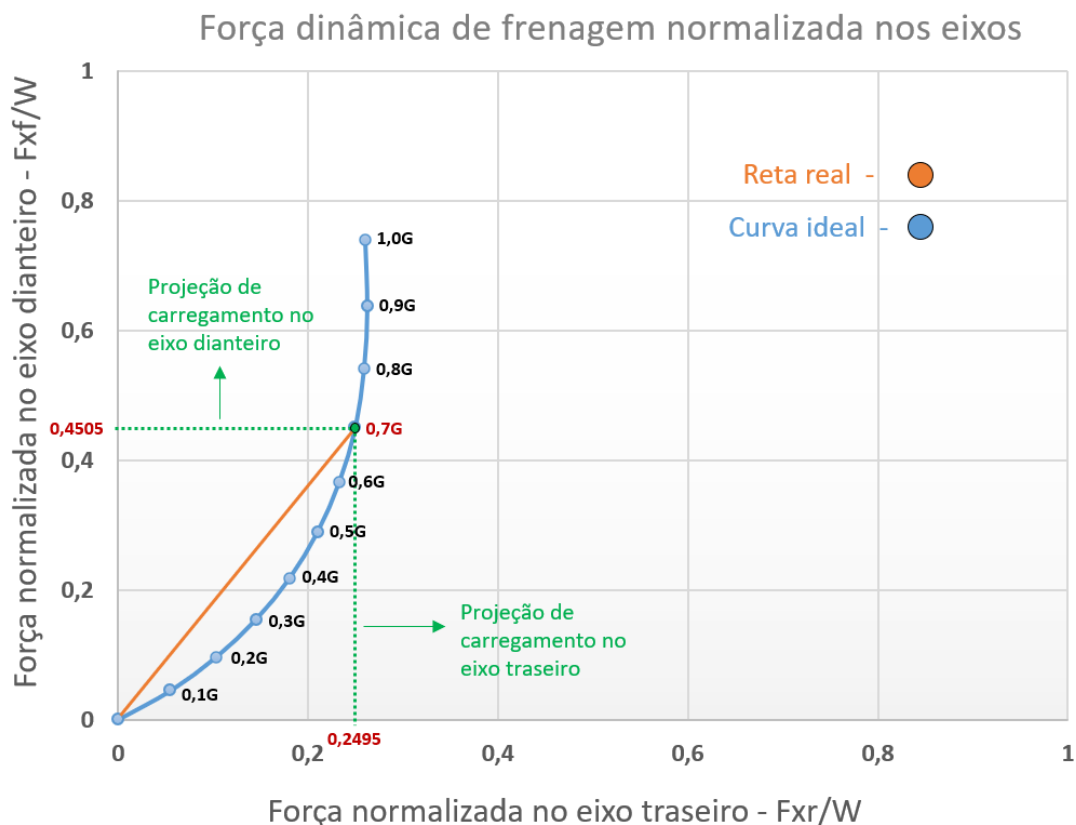


Figura 61 – Curva normalizada de carregamento dinâmico nos eixos (Autor).

A Figura 62 representa a curva de transferência de carga longitudinal nos eixos. O gráfico revela a transferência de carga longitudinal nos eixos na condição de frenagem do veículo, conforme Equações 2.15 e 2.16 do capítulo 2. Sendo assim, para cada fator de desaceleração em unidades de “G” terá um respectivo valor correspondente ao carregamento

longitudinal nos eixos.

Transferência de carga longitudinal

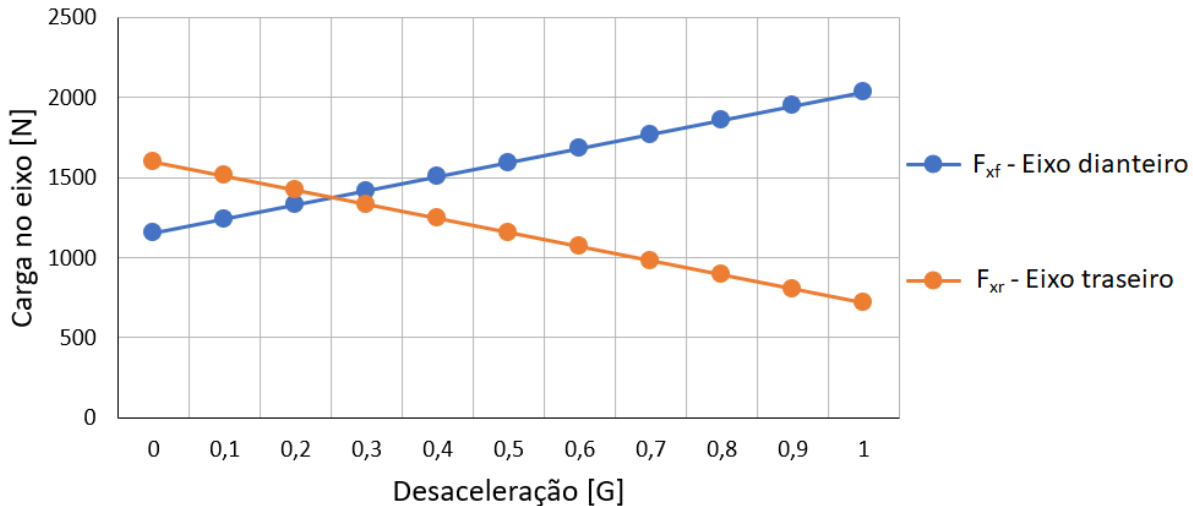


Figura 62 – Gráfico de transferência de carga longitudinal nos eixos (Autor).

A Tabela 14 sintetiza de forma geral os fatores de segurança, segundo a Equação 2.44 do capítulo 2, referente as análises de tensões von Mises, além das massas obtidas de cada componente do sistema de freios idealizados para este trabalho.

Tabela 14 – Massas e fatores de segurança obtidos dos componentes do sistema de freios (Autor).

Material	Componente do sistema de freios	Massa (g)	FS - Fator de Segurança	Faixa de valores
Aço SAE 4130	Pedal de acionamento dos freios	259,87	1,80	1,5 à 2,0
	Fixação dianteira do lado direito do veículo	100,93	1,19	-
Alumínio 7075-T6	Fixação dianteira do lado esquerdo do veículo	119,95	1,33	1,25 a 1,5
	Fixação traseira do veículo	145,78	1,85	1,5 a 2,0
Aço SAE 1020	Disco de freio dianteiro	482,68	3,92	3 a 4
	Disco de freio traseiro	607,06	5,91	-

Note que, segundo (JUVINALL; MARSHEK, 2013), o fator de segurança obtido para o pedal de acionamento dos freios atingiu um valor satisfatório.

Os valores obtidos de fator de segurança para as fixações dianteira do lado esquerdo e traseira do veículo estão compreendidos entre as faixas de 1,25 a 1,5 e 1,5 a 2,0, respectivamente. Para estas faixas de valores, segundo (JUVINALL; MARSHEK, 2013), recomenda-se que o material seja bem conhecido, e que as condições de operações sejam bem controladas. Sabendo que estes mesmos componentes operam em condições dinâmicas do veículo, o que podem estar sujeitos a diversas variações de cargas e tensões, o autor conclui que os resultados foram satisfatórios, porém seria interessante realizar testes de

uso em campo para de fato validar as peças citadas. O mesmo é sugerido para a fixação dianteira do lado direito do veículo, porém o fator de segurança obtido está abaixo da faixa de valores sugerida por (JUVINALL; MARSHEK, 2013). Como o desvio obtido foi de aproximadamente 5%, o autor julga estar no limite aceitável visto que este trabalho adotou uma análise de caráter conservador.

Para os discos de freio, seguiu-se uma abordagem mais conservadora em que se desconsiderou o efeito térmico da análise. Para os discos dianteiro o fator de segurança obtido atendeu ao objetivo, em que o material possui as propriedades mecânicas bem conhecidas, mas está sujeito a tensões incertas devido ao efeito isotérmico, conforme sugerido por (JUVINALL; MARSHEK, 2013). Para os discos traseiro o fator de segurança obtido atingiu um valor que excedeu o recomendado por (JUVINALL; MARSHEK, 2013). O desvio obtido foi de aproximadamente 15%, em que o autor julga estar no limite aceitável visto que este trabalho adotou uma análise de caráter conservador, cuja análise em questão desconsiderou o gradiente de temperatura dos discos e que podem estar sujeitos a tensões incerta.

5 Conclusões

Neste trabalho, a metodologia utilizada para verificação funcional e estrutural dos discos de freios seguiu um caráter conservador devido à complexidade do problema. Os resultados obtidos são passíveis de melhorias, mas mesmo assim foram atendidas às necessidades de projeto. O torque obtido durante a modelagem do sistema de freios foi superior ao torque de frenagem obtido durante o equacionamento padrão de equilíbrio estático de forças e momentos. Dessa forma, o sistema de freios dimensionado para o veículo da equipe Baja UFSCar realiza frenagens para que ocorra a total parada do veículo.

Para as fixações das pinças de freios adotou-se uma modelagem simples com algumas simplificações. Mesmo assim, os fatores de segurança obtidos foram considerados satisfatórios.

Por outro lado, para o pedal de acionamento dos freios, o fator de segurança obtido foi satisfatório atendendo as necessidades do projeto de freios sem o padrão de simplificações anteriores.

Enfatiza-se que o *balance bar* é um recurso que visa otimizar a força transmitida aos cilindros mestres, fazendo que o veículo realize frenagens em distintas condições pavimentares sem que se tenha um sistema de freios dimensionado além da necessidade requerida.

Por fim, o autor espera que a ferramenta desenvolvida seja útil nos projetos futuros do sistema de freios da Equipe Baja UFSCar, e que membros da equipe se comprometam a estudar trabalhos de monografia de ex-membros referentes a pasta que atue. Além disso, que o projeto Baja continue crescendo no cenário nacional, sendo uma oportunidade única de crescimento profissional e pessoal dos estudantes.

6 Trabalhos e estudos futuros sugeridos

Como sugestões para próximos passos, de modo a garantir a continuidade e o aperfeiçoamento de novos projetos e desenvolvimento de novos estudos, seguem as propostas:

- Realizar o cálculo do momento de inércia de forma experimental e comparar com os valores obtidos através do *software SolidWorks*;
- Realizar teste de força aplicada ao pedal utilizando sensores e outros componentes eletrônicos para validar o *input* na rotina de cálculos elaborada teoricamente;
- Estudo e modelagem dos cilindros mestres e pinças de freio destinados para veículos *off-road* tipo Baja;
- Análise estrutural de tensões de von Mises atrelada a simulação térmica no *software Ansys* para os discos de freio, de forma a combinar os efeitos e verificar a influência que um fenômeno pode ocasionar em outro;
- Fabricação e teste em campo do pedal, fixações das pinças e discos de freios a fim de validar o modelo numérico;
- Otimização da geometria utilizada para os discos de freios, reduzindo a massa do componente utilizando diferentes materiais;
- Análise de fadiga do pedal de acionamento, fixações das pinças e discos de freios;
- Realizar um estudo para as condições de frenagem utilizando uma análise dinâmica do veículo;
- Realizar um estudo que integre todos os subsistemas do veículo, fazendo uma análise global, relacionando parâmetros desses subsistemas, avaliando a influência que a alteração dos mesmos ocasionam no comportamento do veículo.

Referências bibliográficas e bibliografia consulta

BLAU, P. J. *Friction Science and Technology: From Concepts to Applications*. [S.l.]: CRC Press, 2008. v. 2nd edition.

BRAKES, W. D. *Balance Bar Replacement*. 2021. Disponível em: <<https://www.wilwood.com/Pedals/PedalProd?itemno=340-4745>>. Acesso em: 01 Nov. 2021.

BREQUE, F. *Disco de freio sólido ou ventilado*. 2022. Disponível em: <<https://freiosbreque.com.br/disco-de-freio-solido-ou-ventilado/>>. Acesso em: 15 Jan. 2022.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Elementos de Máquinas de Shigley*. [S.l.]: McGraw-Hill, 2011. v. 8 edição.

COSTA, P. G. A bíblia do carro. 2002.

DANTAS, K. V. Dimensionamento de freios para veículos baja sae: Estudo de caso cactus baja. Universidade Federal Rural do Semiárido (UFERSA), 2019.

DETRAN, A. *Sistemas do Veículo Automotor*. 2021. Disponível em: <<https://www.aprovadetrans.com.br/mecanica-basica/sistemas-do-veiculo-automotor>>. Acesso em: 16 Nov. 2021.

ESSS. *Software Ansys - Análise Estrutural*. 2022. Disponível em: <<https://www.esss.co/ansys/analise-estrutural/>>. Acesso em: 22 Jan. 2022.

ESTAMPARIA, L. *Anel elástico para furo - DIN 472*. 2010. Disponível em: <<http://lumafix.com.br/anexos/00003.pdf>>. Acesso em: 22 Jan. 2022.

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.

HALLIDAY, D.; RESNICK, R.; WALKER, J. *Fundamentals of Physics*. [S.l.]: Wiley, USA, 1987. v. 8 ed.

HOJE, P. *Tubo rígido do freio traseiro | EFFA Start Picape Towner*. 2022. Disponível em: <<https://www.pecahoje.com.br/tubo-rigido-do-freio-tras-direito-effa-start-picape-towner/p>>. Acesso em: 16 Jan. 2022.

INEP. *Exame Nacional do Ensino Médio - Prova e Gabarito*. 2012. Disponível em: <https://download.inep.gov.br/educacao_basica/enem/provas/2012/caderno_enem2012_sab_azul.pdf>. Acesso em: 27 Out. 2021.

J661, S. *Brake Lining Quality Test Procedure*. [S.l.], 1958. SAE International.

JUNIOR, T. C. S. Influência da velocidade de deformação associada à temperatura em aço 1020. Universidade Federal do Ceará (UFC), 2016.

JUVINALL, R. C.; MARSHEK, K. M. *Projeto de Componentes de Máquinas*. [S.l.]: LTC, 2013. v. 4 edição.

KRUZE, G. A. S. *Avaliação do coeficiente de atrito em um dinamômetro em escala reduzida*. Dissertação (Mestrado em Engenharia), 2009.

LEAL, L. da C. M.; ROSA, E. da; NICOLAZZI, L. C. *Uma introdução à modelagem quase-estática*. [S.l.]: Publicação interna do GRANTE - Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

LIMA, J. d. J. B. *Sistema Antibloqueio (ABS) para Freios Eletromecânicos utilizando Controle por Modos Deslizantes*. Dissertação (M.Sc. thesis), 2005.

LIMPERT, R. *Brake Design and Safety*. [S.l.]: Warrendale, SAE International, 1999. v. 3 ed.

MARINHO, I. J. P. *Projeto ótimo de estruturas metálicas de arquibancadas reutilizáveis via ANSYS*. Dissertação (Mestrado em Engenharia Civil), 2002.

MATWEB. *AISI 1020 Steel*. 2022. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=10b74ebc27344380ab16b1b69f1cffbb>>. Acesso em: 22 Jan. 2022.

MATWEB. *AISI 4130 Steel, normalized, air cooled, 25 mm*. 2022. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=7eb7e2c6eab3433c9fb96eaa9f0312fb>>. Acesso em: 22 Jan. 2022.

MATWEB. *Aluminium 7075-T6; 7075-T651*. 2022. Disponível em: <<http://www.matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=4f19a42be94546b686bbf43f79c51b7d&ckck=1>>. Acesso em: 22 Jan. 2022.

POMPON, J. P. *The Brake Disc Manual*. [S.l.]: Brembo, Italy, 1997. v. 1 ed.

PUHN, F. *Brake Handbook*. [S.l.]: New York, HpBooks, 1987. v. 1 ed.

RACING, G. M. M. *Disco de freio dianteiro CRF 250F*. 2022. Disponível em: <<https://www.gringamx.com/produto/disco-de-freio-dianteiro-crf-250f-280-mm-flutuante-83166>>. Acesso em: 15 Jan. 2022.

REHKOPF, J. J.; HALDERMAN, J. D. *Automotive Brake Systems*. [S.l.]: Prentice Hall, 2006. v. 4th edition.

REIF, K. *Brake Control and Driver Assistance Systems*. [S.l.]: Friedrichshafen, Alemanha: Springer, 2014.

SAE. *Baja Nacional*. 2020. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 27 Out. 2021.

SAE. *Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil*. 2020. Disponível em: <http://saebrasil.org.br/wp-content/uploads/2020/03/RATBSB_emenda_03.pdf>. Acesso em: 27 Out. 2021.

SANTOS, G. C. M. dos. Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula sae. Universidade Federal do Rio de Janeiro (UFRJ), 2014.

SKF. *Rolamentos de esferas*. [S.l.], 2015.

STONE, R.; BALL, J. K. *Automotive Engineering Fundamentals*. [S.l.]: Warrendale, SAE International, 2004. v. 1st edition.

TAOKA, G. T. *Tempo de Reação para Frenagem de Motoristas Não Alertados*. 1992. Disponível em: <<http://www.cetsp.com.br/media/20608/nt148.pdf>>. Acesso em: 05 Jan. 2022.

APÊNDICE A – Modelagem e dimensionamento do sistema de freios do veículo Baja UFSCar

Parâmetros geométricos do veículo	Valor	Unidade	Equação
Massa do veículo (com piloto)	280	kg	Não há
g - aceleração da gravidade	9,81	m/s ²	Não há
W - Peso do veículo	2746,8	N	Não há
$V_{1,veloc}$ - Velocidade máxima do veículo	14,44	m/s	Não há
t - tempo de frenagem para casos com derrapagem	1,14	s	Não há
a_x - Desaceleração da direção 'X'	6,95	m/s ²	2.42
L - Distância entre eixos	1,4	m	Não há
L_f - Distância entre o CM e o eixo dianteiro	0,814	m	Não há
L_r - Distância entre o CM e o eixo traseiro	0,586	m	Não há
h - altura do CM (Centro de massa)	0,45	m	Não há
Coef. de atrito pneu/solo considerado - dianteiro	0,7	adm.	Não há
Coef. de atrito pneu/solo considerado - traseiro	0,7	adm.	Não há
Diâmetro primitivo do pneu - dianteiro	0,6096	m	Não há
Diâmetro primitivo do pneu - traseiro	0,6096	m	Não há
$I_{DG,1}$ - Momento de inércia do eixo dianteiro	0,6462	kg.m ²	2,24
$I_{DG,2}$ - Momento de inércia do eixo traseiro	0,9036	kg.m ²	2,25

MODELAGEM DE TORQUE DE FRENAGEM - CARREGAMENTO DINÂMICO			
Parâmetros do cálculo do torque de frenagem	Valor	Unidade	Equação
$F_{D,N}$ - Carregamento normal no eixo dianteiro	1775,23	N	2,15
$F_{D,T}$ - Carregamento normal no eixo traseiro	971,57	N	2,16
$F_{D,A}$ - Força de atrito no eixo dianteiro	1242,66	N	2,19
$F_{D,T}$ - Força de atrito no eixo traseiro	680,10	N	2,20
$R_{D,DIA}$ - Raio do pneu do eixo dianteiro	0,299	m	2,21
$R_{D,TRA}$ - Raio do pneu do eixo traseiro	0,299	m	2,21
$\alpha_{DIA,1}$ / $\alpha_{DIA,2}$ - Aceleração angular sem derrapagem	23,27	rad/s ²	2,27
$\alpha_{DIA,1}$ / $\alpha_{DIA,2}$ - Aceleração angular com derrapagem	42,42	rad/s ²	2,27
T_r - Torque de frenagem no eixo dianteiro (Sem derrapagem)	386,69	N.m	2,22
T_r - Torque de frenagem no eixo traseiro (Sem derrapagem)	224,17	N.m	2,23
T_r - Torque de frenagem no eixo dianteiro (Com derrapagem)	399,45	N.m	2,22
T_r - Torque de frenagem no eixo traseiro (Com derrapagem)	241,48	N.m	2,23

Parâmetros geométricos do FREIO	Valor	Unidade	Equação
$\mu_{C,DISCO}$ - Coef. de atrito cinético pastilha/disco	0,45	adm.	Não há
Diâmetro do êmbolo do Calliper (Dianteiro)	0,0254	m	Não há
Diâmetro do êmbolo do Calliper (Traseiro)	0,03	m	Não há
Diâmetro interno do Cilindro Mestre (Dianteiro)	0,0127	m	Não há
Diâmetro interno do Cilindro Mestre (Traseiro)	0,0127	m	Não há
$A_{EMB,1}$ - Área do êmbolo do caliper (Dianteiro)	0,00050671	m ²	Não há
$A_{EMB,2}$ - Área do êmbolo do caliper (Traseiro)	0,00070686	m ²	Não há
$A_{CMA,1}$ - Área do êmbolo do cilindro mestre (Dianteiro)	0,00012668	m ²	Não há
$A_{CMA,2}$ - Área do êmbolo do cilindro mestre (Traseiro)	0,00012668	m ²	Não há
R_{DIA} - Raio do pneu do eixo dianteiro	0,299	m	2,21
$R_{D,TRA}$ - Raio do pneu do eixo traseiro	0,299	m	2,21
r_{DIA} - Raio Efetivo do disco dianteiro	0,066	m	2,36
$r_{D,TRA}$ - Raio Efetivo do disco traseiro	0,070	m	2,36
$a_{desaceleracao}$ (t) - desaceleração pretendida	0,7	G	2,43

MODELAGEM DO SISTEMA DE FREIOS			
Parâmetros da modelagem do sistema de FREIOS	Valor	Unidade	Equação
F_{PEDAL} - Força aplicada no pedal	400	N	Não há
K - Relação de alavanca do pedal	3,5	adm.	2,1
K_{BAR} - Distribuição de frenagem no balance bar	0,67	adm.	Não há
F_{CMA} - Força transmitida aos cilindros mestres	1400,00	N	2,2
$P_{DIA,1}$ - Pressão na saída do Cilindro Mestre (Eixo dianteiro)	7404672,96	N/m ²	2,6
$P_{DIA,2}$ - Pressão na saída do Cilindro Mestre (Eixo traseiro)	3647077,73	N/m ²	2,7
Perda de pressão na via	0,10	adm.	Não há
$P_{DIA,1}$ - Pressão na entrada de cada pinça (Dianteira)	6664205,66	N/m ²	2,28
$P_{DIA,2}$ - Pressão na entrada de cada pinça (Traseira)	3282369,95	N/m ²	2,29
$F_{DIA,1}$ - Força aplicada por cada caliper dianteiro	3376,80	N	2,30
$F_{DIA,2}$ - Força aplicada por cada caliper traseiro	2320,17	N	2,31
$F_{DIA,1}$ - Força de fechamento por cada Calliper dianteiro	6753,60	N	2,32
$F_{DIA,2}$ - Força de fechamento por cada Calliper traseiro	4640,34	N	2,33
$F_{DIA,1}$ - Força de atrito em cada conjunto de pastilhas dianteiro	3039,12	N	2,34
$F_{DIA,2}$ - Força de atrito em cada conjunto de pastilhas traseira	2088,15	N	2,35
$T_{DIA,1}$ - Torque necessário em cada disco dianteiro	200,58	N.m	2,37
$T_{DIA,2}$ - Torque necessário em cada disco traseiro	146,17	N.m	2,38
W - Relação Força aplicada no pedal/desaceleração máxima	571,43	N/G	2,3

DEFINIÇÃO DE CILINDRO MESTRE E PINÇA - EIXO DIANTEIRO			
Parâmetros para o cálculo da redução hidráulica	Valor	Unidade	Equação
$F_{DIA,1}$ - Força aplicada por cada caliper dianteiro	3376,80	N	2,30
Força transmitida ao cilindro mestre dianteiro	938	N	2,6
Relação - Diâmetro das Pinças / Diâmetro do Cilindro Mestre	1,90	N	3,1

DEFINIÇÃO DE CILINDRO MESTRE E PINÇA - EIXO TRASEIRO			
Parâmetros para o cálculo da redução hidráulica	Valor	Unidade	Equação
$F_{DIA,2}$ - Força aplicada por cada caliper traseiro	2320,17	N	2,31
Força transmitida ao cilindro mestre traseiro	462	N	2,7
Relação - Diâmetro das Pinças / Diâmetro do Cilindro Mestre	2,24	N	3,2

Figura 63 – Planilha de cálculos da modelagem e dimensionamento do sistema de freios do veículo (Autor).

APÊNDICE B – Cálculo de momento de inércia equivalente

CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA

A 2ª Lei de Newton para rotação é descrita como mostrado na equação (1).

$T_{resultante} = T_{entrada} - T_{saida} = I \cdot \alpha \quad \rightarrow \quad T_{saida} = T_{entrada} - I \cdot \alpha$	(1)
--	-----

Para determinar a inércia rotacional equivalente de todo o trem de força, a 2ª Lei de Newton será aplicada em cada um dos eixos rotativos do sistema de transmissão, como mostrado a seguir:

- Eixo Motor (Motor + Polia Motora CVT)

$T_M - T_{eixo-motor} = I_{cvt-mot} \cdot \alpha_{eixo-motor}$	→
$T_{eixo-motor} = T_M - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_{eixo-motor}$	(2)
$\alpha_{eixo-motor} = \alpha_M$	(3)

- Eixo Primário (Polia Movida CVT + Eixo 1 + Pinhão 1)

$T_{eixo-motor} \cdot N_{CVT} - T_{eixo-prim} = (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhao1}) \cdot \alpha_{eixo-prim}$	→
$T_{eixo-prim} = T_{eixo-motor} \cdot N_{CVT} - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhao1}) \cdot \alpha_{eixo-prim}$	(4)
$\alpha_{eixo-prim} = \frac{\alpha_{eixo-motor}}{N_{CVT}} = \frac{\alpha_M}{N_{CVT}}$	(5)

- Eixo Intermediário (Eixo 2 + Coroa 1 + Pinhão 2)

$T_{eixo-prim} \cdot N_{par1} - T_{eixo-int} = (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhao2}) \cdot \alpha_{eixo-int}$	→
$T_{eixo-int} = T_{eixo-prim} \cdot N_{par1} - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhao2}) \cdot \alpha_{eixo-int}$	(6)
$\alpha_{eixo-int} = \frac{\alpha_{eixo-prim}}{N_{par1}} = \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1}}$	(7)

- Eixo Traseiro (Eixo 3 + Coroa 2 + Tulipas + Semieixos + Conjunto Roda Traseira)

$T_{eixo-int} \cdot N_{par2} - T_{eixo-tras}$ $= [I_{eixo3} + I_{coroa2}$ $+ 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda}$ $+ I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	→
$T_{eixo-tras} = T_{eixo-int} \cdot N_{par2}$ $- [I_{eixo3} + I_{coroa2}$ $+ 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda}$ $+ I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	(8)
$\alpha_{eixo-tras} = \frac{\alpha_{eixo-int}}{N_{par2}} = \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}$	(9)

CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA

- Eixo Dianteiro (Conjunto Roda Dianteira)

$T_{eixo-dian} = (I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \cdot \alpha_{eixo-dian}$	(10)
$\alpha_{eixo-dian} = \alpha_{eixo-tras} = \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}$	(11)

OBS.: A inércia rotacional do eixo dianteiro não é considerada na inércia equivalente do trem de força pelo fato de o veículo possuir apenas tração traseira. Entretanto, o “torque inercial” no eixo dianteiro é calculado, pois este é necessário para calcular o torque de frenagem das rodas dianteiras.

Combinando as equações (2), (4), (6) e (8) pode-se encontrar o torque nas rodas:

$T_R = T_{eixo-tras} = T_{eixo-int} \cdot N_{par2} - [I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	→
$T_R = [T_{eixo-prim} \cdot N_{par1} - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \alpha_{eixo-int}] \cdot N_{par2} - [I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	→
$T_R = \{ [T_{eixo-motor} \cdot N_{CVT} - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \alpha_{eixo-prim}] \cdot N_{par1} - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \alpha_{eixo-int} \} \cdot N_{par2} - [I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	→
$T_R = \{ (T_M - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_{eixo-motor}) \cdot N_{CVT} - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \alpha_{eixo-prim} \} \cdot N_{par1} - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \alpha_{eixo-int} \} \cdot N_{par2} - [I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \cdot \alpha_{eixo-tras}$	→

Figura 65 – Folha 2 (Autor).

CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA

Substituindo as acelerações angulares das equações (3), (5), (7) e (9), encontra-se o torque nas rodas em função da aceleração angular do motor:

$T_R = \left\{ \left[(T_M - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_M) \cdot N_{CVT} - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT}} \right] \cdot N_{par1} \right. \\ \left. - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1}} \right\} \cdot N_{par2} \\ - \left[I_{eixo3} + I_{coroa2} \right. \\ \left. + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} \right. \\ \left. + I_{pneu}) \right] \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}$	→
$T_R = \left[T_M \cdot N_{CVT} - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_M \cdot N_{CVT} \right. \\ \left. - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT}} \right] \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} \\ - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \frac{\alpha_M \cdot N_{par2}}{N_{CVT} \cdot N_{par1}} \\ - \left[I_{eixo3} + I_{coroa2} \right. \\ \left. + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} \right. \\ \left. + I_{pneu}) \right] \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}$	→
$T_R = T_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} \\ - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \frac{\alpha_M \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}{N_{CVT}} \\ - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \frac{\alpha_M \cdot N_{par2}}{N_{CVT} \cdot N_{par1}} \\ - \left[I_{eixo3} + I_{coroa2} \right. \\ \left. + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} \right. \\ \left. + I_{pneu}) \right] \cdot \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}}$	→

A aceleração angular do motor pode ser obtida através da aceleração angular das rodas, que é a mesma do eixo traseiro, dada pela equação (9):

$\alpha_R = \alpha_{eixo-tras} = \frac{\alpha_M}{N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2}} \rightarrow \alpha_M = \alpha_R \cdot N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} \quad (12)$

Desse modo, pode-se escrever o torque nas rodas em função da aceleração angular das rodas:

$T_R = T_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} - I_{cvt-mot} \cdot \alpha_R \cdot (N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2})^2 \\ - (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot \alpha_R \cdot (N_{par1} \cdot N_{par2})^2 \\ - (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot \alpha_R \cdot N_{par2}^2 \\ - \left[I_{eixo3} + I_{coroa2} \right. \\ \left. + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \right] \cdot \alpha_R$	→
$T_R = T_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2} \\ - \alpha_R \cdot \left[I_{cvt-mot} \cdot (N_{CVT} \cdot N_{par1} \cdot N_{par2})^2 \right. \\ \left. + (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot (N_{par1} \cdot N_{par2})^2 \right. \\ \left. + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot N_{par2}^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} \right. \\ \left. + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \right]$	→

Figura 66 – Folha 3 (Autor).

CÁLCULO DO MOMENTO DE INÉRCIA

A relação de transmissão do redutor secundário pode ser escrita como o produto das relações de transmissão dos dois pares de engrenamento:

$$N_{redutor} = N_{par1} \cdot N_{par2} \quad (13)$$

Assim, reescrevendo o torque nas rodas:

$$T_R = T_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{redutor} - \alpha_R \cdot [I_{cvt-mot} \cdot (N_{CVT} \cdot N_{redutor})^2 + (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot N_{redutor}^2 + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot N_{par2}^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \quad (14)$$

A força trativa no solo pode ser obtida dividindo o torque nas rodas pelo raio dinâmico do pneu:

$$F_X = \frac{T_R}{r} \quad (15)$$

A relação entre aceleração linear do veículo e aceleração angular das rodas é descrita como:

$$a_X = \alpha_R \cdot r \rightarrow \alpha_R = \frac{a_X}{r} \quad (16)$$

A eficiência total do trem de força pode ser estimada pelo produto das eficiências da CVT, do engrenamento ao quadrado, e dos rolamentos ao cubo:

$$\eta = \eta_{CVT} \cdot \eta_{eng}^2 \cdot \eta_{rol}^3 \quad (17)$$

Combinando as equações (14), (15) e (16), e considerando o rendimento total do sistema:

$$F_X = \frac{T_M \cdot N_{CVT} \cdot N_{redutor} \cdot \eta}{r} - \frac{\alpha_X}{r^2} \cdot [I_{cvt-mot} \cdot (N_{CVT} \cdot N_{redutor})^2 + (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot N_{redutor}^2 + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot N_{par2}^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu})] \quad (18)$$

O primeiro termo da equação (18) representa a parcela da força trativa disponível nas rodas para vencer as forças resistivas, enquanto que o segundo termo representa a perda de força trativa devido a inércia dos componentes do trem de força.

Portanto, pode-se escrever a inércia rotacional equivalente do trem de força como:

$$I_{eq} = I_{cvt-mot} \cdot (N_{CVT} \cdot N_{redutor})^2 + (I_{cvt-mov} + I_{eixo1} + I_{pinhão1}) \cdot N_{redutor}^2 + (I_{eixo2} + I_{coroa1} + I_{pinhão2}) \cdot N_{par2}^2 + I_{eixo3} + I_{coroa2} + 2 \cdot (I_{tulipa} + I_{semi} + I_{junta} + I_{cubo} + I_{freio} + I_{roda} + I_{pneu}) \quad (19)$$

Figura 67 – Folha 4 (Autor).

ANEXO A – Catálogo de rolamento

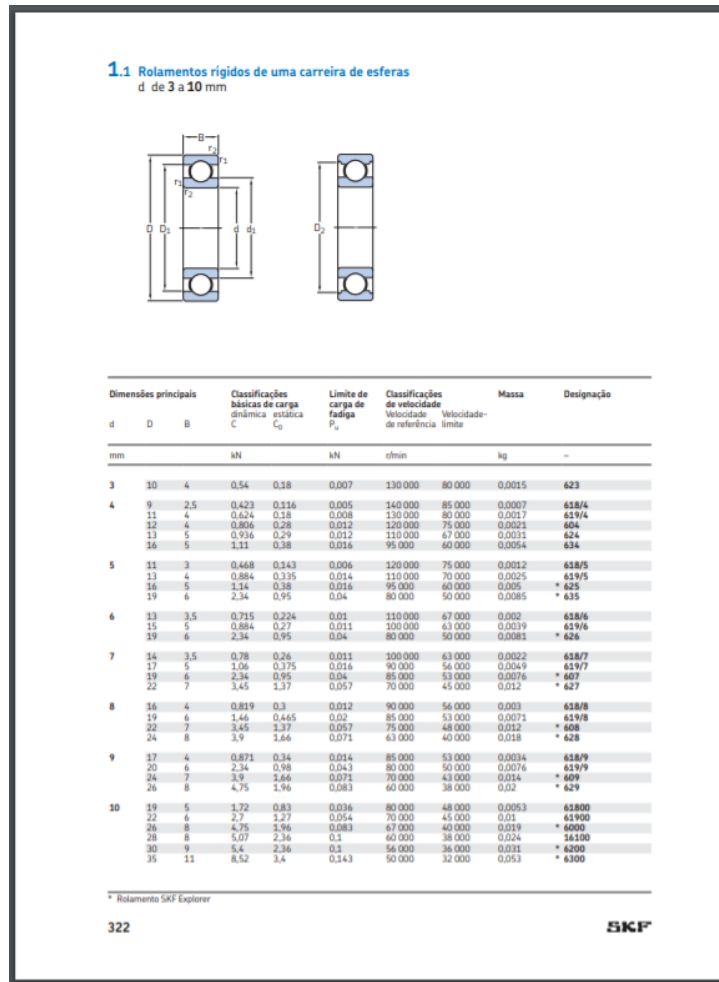


Figura 68 – Catálogo de rolamento de esferas (SKF, 2015).

