



UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO

Curso de Engenharia Mecânica

BISMARCK SEBASTIÃO SANTOS CASTRO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS PARA UM
PROTÓTIPO DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE**

São Luís/ MA

2021

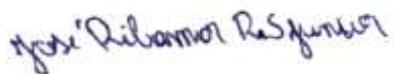
BISMARCK SEBASTIÃO SANTOS CASTRO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS PARA UM
PROTÓTIPO DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE**

Monografia de graduação apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Estadual do Maranhão como parte dos requisitos exigidos para obtenção do título Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Junior

ESTE EXEMPLAR CORRESPONDE À VERSÃO FINAL DA MONOGRAFIA DEFENDIDA PELO(A) ALUNO(A) BISMARCK SEBASTIÃO SANTOS CASTRO, E ORIENTADO PELO(A) PROF(A). ME.(A) JOSÉ RIBAMAR RIBEIRO SILVA JUNIOR.



ASSINATURA DO(A) ORIENTADOR(A)

FICHA CATALOGRÁFICA ELABORADA PELA BIBLIOTECA DA UNIVERSIDADE
ESTADUAL DO MARANHÃO - UEMA

Castro, Bismarck Sebastião Santos.

Projeto e dimensionamento de um sistema de freios para um protótipo de um veículo Fórmula SAE / Bismarck Sebastião Santos Castro. – São Luís, 2021.

62 f

Monografia (Graduação) – Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual do Maranhão, 2021.

Orientador: Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior.

1.Sistema de freios. 2.Vórtex Racing. 3.Fórmula SAE.
4.Dimensionamento. 5.Simulações. I.Título.

CDU: 629.37-592

UNIVERSIDADE ESTADUAL DO MARANHÃO
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA E PRODUÇÃO

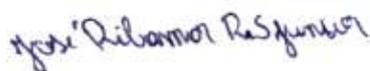
TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIOS PARA UM
PROTÓTIPO DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE**

Autor: Bismarck Sebastião Santos Castro

Orientador: Prof. Me. José Ribamar Ribeiro Silva Junior

A Banca examinadora composta pelos membros abaixo aprovou esta Monografia:



Prof. Me José Ribamar Ribeiro Silva Júnior
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA



Prof. Me André Sales Aguiar Furtado
Universidade Estadual do Maranhão - UEMA



**Prof. Me Kaio Henrique Ferreira Nogueira
de Nogueira**
Universidade Estadual do Maranhão – UEMA

A Ata da defesa com as respectivas assinaturas dos membros encontra-se no processo de vida acadêmica do aluno.

São Luís/MA, 20 de dezembro de 2021.

Dedicatória

Aos meus familiares, em especial meus pais Antonio Frós Castro e Eleonora Ferreira Santos, minha irmã Tayana Ferreira Santos, por todo apoio que me deram até aqui e pelo que representam na minha vida.

Agradecimentos

Primeiramente agradeço este trabalho a Deus, por sempre me guiar no caminho correto e nunca me abandonar nem mesmo nas dificuldades.

Aos meus pais, Antonio Frós Castro e Eleonora Ferreira Santos, minha irmã Tayana Ferreira Santos por tudo que fizeram ao longo de toda a minha vida e por nunca me deixarem passar por nenhum tipo de necessidade.

Ao meu orientador, Me. José Ribamar Ribeiro Silva Júnior por todos os direcionamentos dados até a finalização deste trabalho.

À Equipe Vórtex Racing, por todo apoio para o desenvolvimento do projeto, além de ter contribuído para o meu desenvolvimento tanto profissional quanto pessoal. Dentre os membros, quero dá um agradecimento especial ao Matheus Medeiros por sempre estar disponível a oferecer auxílios e direcionamentos necessários.

Aos amigos que fiz ao longo da graduação, em especial Lucas Gabriel, Ronny Sousa, Thalison Oliveira, Mateus Barros, Mailson de Sousa e Bruno Batalha.

À Universidade Estadual do Maranhão e todos os professores do curso de Engenharia Mecânica por colaborarem na minha formação acadêmica.

Resumo

O presente trabalho objetivou projetar um sistema de freios para o veículo tipo fórmula de alto desempenho, da Equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil da Universidade Estadual do Maranhão – UEMA, atendendo todas as normas que são exigidas pela SAE International no regulamento da competição Fórmula SAE (*FORMULA SAE RULES*). Através dos parâmetros iniciais do carro que foram levantados pela Gerência de Ergonomia/Estrutural e Gerência de Dinâmica Veicular, efetuaram-se os cálculos de dimensionamento dos componentes do sistema de freios do protótipo da Equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil. Por fim, neste trabalho é realizada a modelagem e simulações para análise comparativa de resultados através de ferramentas computacionais, certificando a confiabilidade do projeto. Os resultados das simulações puderam comprovar que o sistema atende todas as necessidades exigidas, prevalecendo à segurança do piloto do veículo e das pessoas que possam estar nas proximidades.

Palavras-chave: Sistema de freios; Vórtex Racing; Fórmula SAE; Dimensionamento; Simulações.

Abstract

The present work aimed to design a brake system for the high-performance formula vehicle of the Vórtex Racing Formula SAE Brazil Team at the State University of Maranhão - UEMA, meeting all the standards required by SAE International in the Formula SAE competition regulation (*FORMULA SAE RULES*). Through the initial parameters of the car that were raised by the Ergonomics/Structural Management and the Vehicle Dynamics Management, sizing calculations of the components of the prototype brake system of the Vórtex Racing Team Formula SAE Brasil were carried out. Finally, in this work the modeling and simulations for comparative analysis of results are carried out using computational tools, certifying the reliability of the project. The results of the simulations could prove that the system meets all the required needs, prevailing the safety of the vehicle's pilot and of people who may be in the vicinity.

Keywords: Brake system; Vortex Racing; Formula SAE; Sizing; Simulations.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 4.1- Equipe Vórtex na competição de Formula SAE 2019	21
Figura 4.2 - Classificação de freios embreagens	23
Figura 4.3 - Freio a tambor: 1) Sapata; 2) Lona; 3) Pivô; 4) Tambor	24
Figura 4.4 - Sistema de freio a disco	25
Figura 4.5 - Relação de pedal	27
Figura 4.6 - Esquema cilindro mestre.....	28
Figura 4.7 - Cilindro mestre simples	28
Figura 4.8 - Cilindro mestre duplo	29
Figura 4.9 - Pinça flutuante (esquerda) e pinça fixa (direita)	31
Figura 4.10 - Pastilhas de freio	31
Figura 4.11 - Disco de freio.....	32
Figura 4.12 - Tubo rígido e flexível	33
Figura 4.13 - Conexões de linhas de freio	34
Figura 5.1 - Fluxograma	34
Figura 5.2 - Medidas cilindro mestre.....	40
Figura 5.3 - Cilindro mestre	41
Figura 5.4 - Pinça de freio	44
Figura 5.5 - Montagem disco e pinça	45
Figura 5.6 - Tubo de cobre de diâmetro 3/16’’	46
Figura 5.7 - Linha flexível revestida com malha de aço	46
Figura 5.8 - Pedal de freio	47
Figura 5.9 - Box.....	47
Figura 5.10 - Trilho do pedal box.....	48
Figura 5.11 - Balance bar	49
Figura 6.1 - Análise de tensão no pedal de freio	50
Figura 6.2 - Análise de deformação no pedal de freio.....	51
Figura 6.3 - Análise de tensão no fuso balance bar	52
Figura 6.4 - Análise de deformação no fuso balance bar.	52

Figura 6.5 - Montagem pedal e balance bar	53
Figura 6.6 - Montagem pedal box	51
Figura A.1 Desenho técnico do fuso balance bar.....	60
Figura A.2 Desenho técnico do eixo da junta rotacional.....	60
Figura A.3 Desenho técnico da junta rotacional	61
Figura A.4 Desenho técnico do pedal	61
Figura A.5 Desenho técnico do trilhodo pedal box	62
Figura A.6 Desenho técnico do suporte do pedal	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 4.1 - Classificação do fluido de freio.	30
Tabela 5.1 - Parâmetros iniciais.....	35
Tabela 5.2 - Parâmetros para obtenção do torque.....	37
Tabela 5.3 - Valores para obtenção dos êmbolos das pinças	42
Tabela 5.4 - Êmbolo das pinças	43

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

- A1 - Área do êmbolo das pinças dianteiras
A2 - Área do êmbolo das pinças traseiras
ABS - Sistema antibloqueio de rodas
Acm - Cálculo da área do cilindro
 $\alpha\omega$ - Velocidade angular
B - Distância entre eixos
Bf - Distância entre o eixo dianteiro e o centro de gravidade
Br - Distância entre o eixo traseiro e o centro de gravidade
CdP - Cálculo dos pedais
DOT - Department of Transportation (Departamento de Transporte)
Dp - Diâmetro nominal
Fcm - Força transmitida para o cilindro mestre
Fd1 - Força que deverá ser realizada pelas pastilhas dianteira
Fd2 - Força que deverá ser realizada pelas pastilhas traseira
Ff1 - Forças de frenagem no eixo dianteiro
Ff2 - Forças de frenagem no eixo traseiro
Ff - Força de frenagem desenvolvida
Fpd - Força do pedal
Fpf - Distribuição de força nas rodas dianteiras
Fpil - Força aplicada pelo piloto
Fpr - Distribuição de força nas rodas traseiras
HCG - Altura do centro de gravidade
Iw - Somatório dos momentos de inércia
Lf - Bitola dianteira
Lr - Bitola traseira
Mrf - Distribuição de massa no eixo dianteiro
Mrr - Distribuição de massa no eixo traseiro
Mt - Massa total do piloto + protótipo

NPT - National Pipe Thread (Rosca de Tubo Nacional)

Pcm - Pressão de saída do cilindro

Phid - Pressão de acionamento para os êmbolos da pinça

Qr - Resistência ao rolamento

R1 - Relação normal ao solo (dianteira)

R2 - Relação normal ao solo (traseira)

Rp - Raio efetivo do pneu

SAE - Society of Automotive Engineers (Sociedade de Engenheiros Automotivos)

Tpf - Torque de frenagem dianteiro

Tpr - Torque de frenagem traseiro

UEMA - Universidade Estadual do Maranhão

Vf - Velocidade final

Vmax - Velocidade Máxima

Vo - Velocidade inicial

μ pastilha - Coeficiente de atrito pastilha x disco

ΔG - Transferência de carga durante a frenagem

LISTA DE SÍMBOLOS

- α - Desaceleração do protótipo
 ϵ - Índice de frenagem desenvolvida
 F - Coeficiente de atrito de rolamento
 G - Constante gravitacional
 μ - Coeficiente de atrito pneu x pista

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO.....	16
2 OBJETIVOS.....	17
2.1 Objetivo Geral	17
2.2 Objetivos Específicos	17
3 JUSTIFICATIVA.....	18
4. REVISÃO TEÓRICA.....	19
4.1 SAE.....	19
4.1.1 A competição Fórmula SAE.....	19
4.1.2 Regras da competição Fórmula SAE	20
4.1.3 Equipe Vórtex	21
4.2 Freios: definição e acionamento.....	21
4.3 Tipos de freios	22
4.3.1 Freio a tambor	23
4.3.2 Freio a disco	24
4.3.3 Freio ABS.....	25
4.4 Principais componentes de um sistema de freios.....	26
4.4.1 Pedal de freio.....	26
4.4.2 Cilindro mestre.....	27
4.4.3 Fluido de freio	29
4.4.4 Reservatório de fluido	30
4.4.5 Caliper	30
4.4.6 Pastilha	31
4.4.7 Disco de freio	32
4.4.8 Linhas e conexões	33
5. METODOLOGIA.....	34

5.1 Dimensionamento	35
5.2 Entrada de dados	35
5.3 Desaceleração pretendida	35
5.4 Torque de frenagem pretendido	36
5.5 Relação para o pedal de freio.....	38
5.6 Cálculo e seleção dos cilindros mestres.....	39
5.7 Cálculo e seleção das pinças	41
5.8 Seleção dos discos	44
5.9 Seleção das linhas e conexões	45
5.10 Projeto do pedal box	46
5.11 Projeto do balance bar.....	48
6 RESULTADOS E DISCUSSÕES	50
6.1 Simulações do pedal	50
6.2 Simulações do fuso balance bar	51
6.3 Montagem do pedal box.....	52
7 CONCLUSÃO.....	54
REFERÊNCIAS	55
APÊNDICES A - DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE FREIOS	58

1 INTRODUÇÃO

De acordo com Limpert (1999), o sistema de frenagem tem como finalidades principais: desacelerar o automóvel, podendo ser até a parada total, manter a velocidade constante em descidas e por fim manter o automóvel estacionado após a sua parada total.

Os sistemas de frenagens também segundo Norton (2013), são dispositivos de dissipação de energia e produzem uma quantidade elevada de calor no decorrer de sua operação. Neste sentido, tem que ser planejados para absorver e transferir todo esse calor sem que cause danos a si próprios ou a seu redor.

O sistema de freios de um veículo automotivo, principalmente o de alta performance, como é o caso do Fórmula, é um componente de segurança essencial, sendo um dos mais importantes no que se refere a prevenção de acidentes. O dimensionamento do sistema de freios não pode apresentar nenhum tipo de falha, para que não ocasione resultados desagradáveis e irreversíveis.

O Projeto de Fórmula SAE é uma disputa estudantil criada pela SAE (Society of Automotive Engineering), e tem como propósito principal proporcionar aos futuros engenheiros (acadêmicos de engenharia) uma oportunidade de executar de forma prática os conhecimentos adquiridos no decorrer do curso de engenharia, despertando o interesse no graduando em conhecer um pouco mais sobre a área de mecânica automotiva para contribuir na construção do carro tipo fórmula, além de possibilitar a disseminação de diversos conhecimentos e habilidades de engenharia entre os alunos de diferentes universidades.

Na competição todos os veículos passam por rigorosos testes dinâmicos, estáticos e de pista, as equipes são questionadas por juízes qualificados em várias apresentações técnicas, o teste de frenagem é o elemento de segurança que concede o veículo a participar dos testes dinâmicos da competição. Nesta prova o veículo deve acelerar por uma determinada distância, em seguida entrar em uma área de extensão na qual deve frear. Para que o carro venha a passar por essa fase deve frear todas as rodas em um percurso retilíneo.

Neste sentido, o presente trabalho trata-se do dimensionamento do sistema de freios da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil, contribuindo para o bom funcionamento do veículo nas situações competitivas regradas pelo regulamento da Fórmula SAE, de modo a fornecer segurança e bom desempenho exigidos para tal veículo.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Realizar o projeto de um sistema de freios voltado a um veículo tipo Fórmula, da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil, seguindo as regras e restrições estabelecidas pelo regulamento da competição Fórmula SAE.

2.2 Objetivos Específicos

- Analisar as exigências impostas pelo regulamento da competição;
- Conhecer os requisitos que um sistema de freios deve atender;
- Levantar conceitos a respeito dos componentes do sistema de freios;
- Realizar os cálculos analíticos e dimensionar o sistema de freios;
- Modelar e simular o sistema por meio de ferramentas computacionais;
- Analisar os resultados.

3 JUSTIFICATIVA

O sistema de freios de qualquer veículo é um fator crucial no seu funcionamento, ele que permite a diminuição da velocidade e ocasiona a parada total do veículo de forma segura. Por envolver diretamente a segurança do piloto e das pessoas que venham estar próximas do veículo, é necessário um estudo bem apurado do mecanismo de frenagem dos veículos.

Neste sentido, Nicolazzi (2012) diz que o sistema de frenagem é um dos elementos mais importantes em relação à segurança dos veículos automotores, enquanto um veículo demora alguns segundos para alcançar uma velocidade razoável, o sistema de frenagem tem um intervalo de tempo e distância menores, para reduzir essa velocidade à zero, ou diminuir até a velocidade pretendida.

O presente trabalho tem sua aplicação dentro do projeto da Vórtex Racing Fórmula SAE que é pioneira no estado do Maranhão e tem como objetivo projetar e construir protótipos de veículos tipo fórmula. Auxiliando assim, na formação integral dos diversos membros da equipe, de modo a prepará-los da melhor forma possível para o mercado de trabalho.

A equipe tem como meta ser competitiva, mostrando alto desempenho na Fórmula SAE tornando-se referência dentro da Universidade Estadual do Maranhão, assim como para todo o estado do Maranhão. Por este motivo, a equipe necessita projetar um sistema de freios, logo este trabalho irá contribuir no sentido de obter o projeto analítico e modelagem do sistema de freios.

4. REVISÃO TEÓRICA

Neste capítulo serão apresentados os conceitos aplicados ao projeto do sistema de freios da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil.

4.1 SAE

A SAE International também conhecida como *Society of Automotive Engineers* (SAE), é uma das maiores organizações que existe no mundo de cientistas, engenheiros e profissionais que promovem o conhecimento de veículos e sistemas automotores em benefício da sociedade. A organização tem mais de 138.000 engenheiros e especialistas técnicos associados aos departamentos aeroespacial, automotivo e de veículos comerciais (SAE, 2021).

Dessa maneira, em 1991 surgiu a primeira associada da SAE fora dos Estados Unidos, a SAE Brasil. Desde a sua fundação, a SAE Brasil serve como fonte de desenvolvimento da engenharia brasileira, a partir de eventos e programas que estimula estudantes a seguirem carreira na engenharia. A competição Fórmula SAE é um desses programas estudantis que investe na formação acadêmica de diversos estudantes de engenharia (SAE, 2021).

4.1.1 A competição Fórmula SAE

A competição Fórmula SAE é uma disputa estudantil, e tem como objetivo principal proporcionar aos estudantes de graduação e pós-graduação das diversas áreas da engenharia uma oportunidade de aplicar de forma prática os conhecimentos adquiridos no decorrer do curso de engenharia. Neste sentido, desperta o interesse no graduando em conhecer um pouco mais sobre a área de mecânica automotiva para contribuir na construção de um carro tipo fórmula (SAE, 2021).

Durante os três dias de competição as equipes são analisadas em testes estáticos, que constituem em desenvolver alguns relatórios do protótipo e apresentar o projeto, nos testes dinâmicos expõem os carros à prova de aceleração, prova de equilíbrio lateral, prova de autocross. Em relação as provas de segurança temos a de frenagem, nesta prova o carro deve acelerar por uma distância de cerca de 20-30 metros, logo depois entrar em uma área na qual

deve frear, para que a equipe venha a ter aprovação o carro deverá frear todas as rodas. No ultimo dia do evento ocorre o enduro, que consiste em várias voltas ao longo da pista até uma distância total de 22 km.

O Projeto Fórmula SAE se iniciou nos Estados Unidos em 1981, substituindo a competição que era denominada de SAE Mini Indy. Atualmente, as competições são as maiores competições universitárias do planeta, com disputas anuais em várias partes do mundo. No Brasil, a competição foi criada em 2004 e ocorre na cidade de Piracicaba – SP, as equipes melhores classificadas representam o Brasil em duas competições que ocorrem nos Estados Unidos (SAE, 2021).

4.1.2 Regras da competição Fórmula SAE

Grandes alterações são feitas no regulamento da competição Fórmula SAE somente no intervalo de dois anos, dessa forma o regulamento da Fórmula SAE 2021 conduzirá as competições dos anos de 2021 e 2022.

Os capítulos do regulamento da competição Fórmula SAE 2021 são:

Parte GR - Regulamento Geral

Parte AD - Regulamentos Administrativos;

Parte DR - Documentos Requisitados;

Parte V - Requisitos dos Veículos

Parte F - Chassis e Estrutural;

Parte T - Aspectos Técnicos;

Parte VE - Veículo e Equipamento do Piloto;

Parte IC - Veículos com Motores de Combustão Interna;

Parte EV - Veículos Elétricos;

Parte IN - Inspeção Técnica;

Parte S - Eventos Estáticos;

Parte D - Eventos Dinâmicos.

O sistema de freios é um tópico retratado na Parte T, item 3. Este item padroniza todo o sistema de freios, além de destacar todos os pontos que o veículo deve ter para uma maior segurança e bom desempenho.

4.1.3 Equipe Vórtex Racing

A primeira equipe de Fórmula SAE do Maranhão, foi criada no ano de 2016 por alunos do curso de Engenharia Mecânica, com o objetivo de colocar em prática os fundamentos assimilados em sala de aula e assim desenvolver um carro tipo Fórmula. A equipe da Universidade Estadual do Maranhão é dividida em diversas gerências: ergonomia e estrutural, suspensão e direção, freio e segurança, powertrain, eletrônica, em sua maioria formada por estudantes do curso de engenharia mecânica.

A Equipe Vórtex Racing, participou nos anos de 2017 e 2019 da competição a nível nacional, como mostrado na Figura 4.1. Além disso, a equipe gera diversos resultados como: seus integrantes apresentam artigos em congressos regionais, nacionais e internacionais, participam de eventos de cunho científico, formulam projetos de monografias.



Figura 4.1- Equipe Vórtex na competição de Formula SAE 2019 (Autor, 2019).

4.2 Freios: definição e acionamento

De acordo com Norton (2013) embreagens e freios são mecanismos semelhantes, ambos dispõem de uma conexão de atrito magnética, hidráulica ou mecânica entre dois componentes. Neste sentido, cita que se ambos os componentes são rotativos, e o objetivo é manter o

movimento do veículo controlado, esse dispositivo é chamado de embreagem. Mas se um dos componentes for rotativo enquanto o outro é fixo, tendo o repouso como objetivo, esse dispositivo é chamado de freio.

Para Nicolazzi (2012) o sistema de freios deve desempenhar a função de parar um automóvel em uma determinada distância perante algumas situações, como: automóvel carregado ou descarregado, pista seca, úmida, reta ou curvada, automóvel percorrendo com velocidade reduzida ou elevada.

Puhn (1987) define como a principal função de um acionador do freio, a transmissão da força aplicada pelo piloto até os freios, gerando dessa maneira o atrito necessário à desaceleração do veículo até a parada completa. Dentre os meios de acionar os freios de um carro, os mais utilizados são: mecânicos, hidráulicos, pneumáticos, elétricos e mistos.

- a. Freios Mecânicos: são acionados por equipamentos mecânicos como: alavancas, barras, cabos. Atualmente são utilizados apenas em freios de estacionamento.
- b. Freios Pneumáticos: a transmissão de energia para os freios é através do ar, esse acionamento é atualmente utilizado em ônibus e caminhões.
- c. Freios Hidráulicos: a transmissão de energia para os freios das rodas é através de um fluido hidráulico.
- d. Freios Elétricos: a corrente elétrica é utilizada para transmitir energia para os freios das rodas.
- e. Freios Mistos: podem reunir dois ou mais meios de transmissão de energia até os freios.

4.3 Tipos de freios

Para começar a abordar o assunto, é necessário que se analise os diversos tipos e classificações dos freios no mercado automotivo. De acordo com Norton (2013, p.960), “Freios e embreagens podem ser classificados de várias maneiras, por meio da forma de atuação, pela maneira como transferem energia entre elementos e pelo caráter do acoplamento”.

A Figura 4.2 apresenta um diagrama de fluxo que ressalta essas formas de classificação de freios e embreagens.

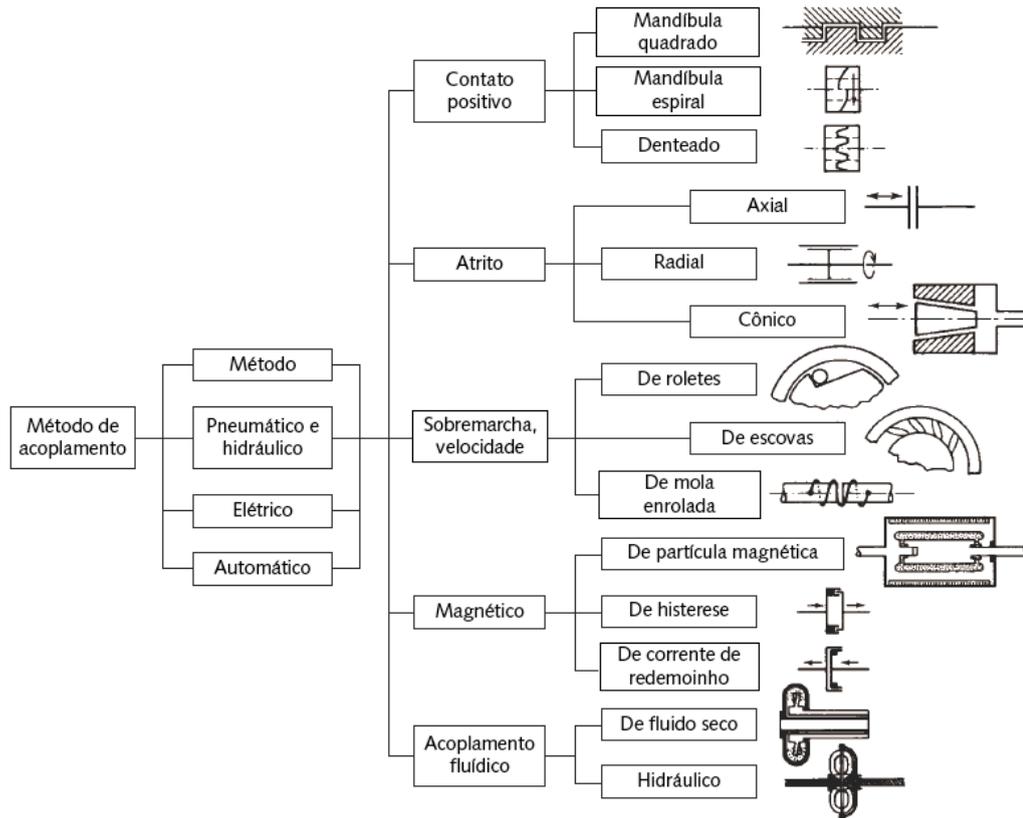


Figura 4.2 - Classificação de freios embregens (Norton, 2013, pág.961).

A seguir, serão abordados os freios: a disco, a tambor e o ABS.

4.3.1 Freio a tambor

De acordo com Viveros (2010, p.39) “O freio a tambor consiste de um tambor girando solidário à roda e sapatas pressas ao chassi nas quais as lonas se alojam. A força de frenagem é gerada pela compressão das lonas na superfície interna do tambor”. A Figura 4.3 representa o esquemático de um freio a tambor e seus principais componentes.

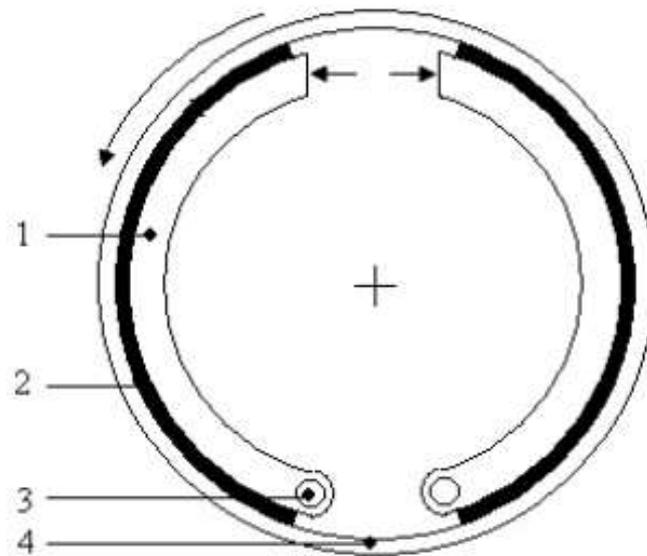


Figura 4.3 - Freio a tambor: 1) Sapata; 2) Lona; 3) Pivô; 4) Tambor (Infantini, 2008, pág.8).

O freio a tambor demonstra sensibilidade à temperatura, devido à má refrigeração. Segundo Halderman (1996) o freio a tambor pode chegar à temperatura de fade, pois tem um sistema fechado dificultando dessa forma a dissipação do calor. Ou seja, ocorrerá a diminuição de atrito do freio causada pelo aumento da temperatura.

4.3.2 Freio a disco

O sistema de freio a disco, como mostrado na Figura 4.4, é composto basicamente pelos seguintes componentes: o disco de freio, cáliper e pastilhas. Junior (2014, p.36), diz que “O sistema de freios a disco consiste em um disco ou rotor que gira solidário a roda do veículo, a força de frenagem ocorre quando o cáliper ou pinça, pressiona as pastilhas contra o disco que produz o torque do freio”.

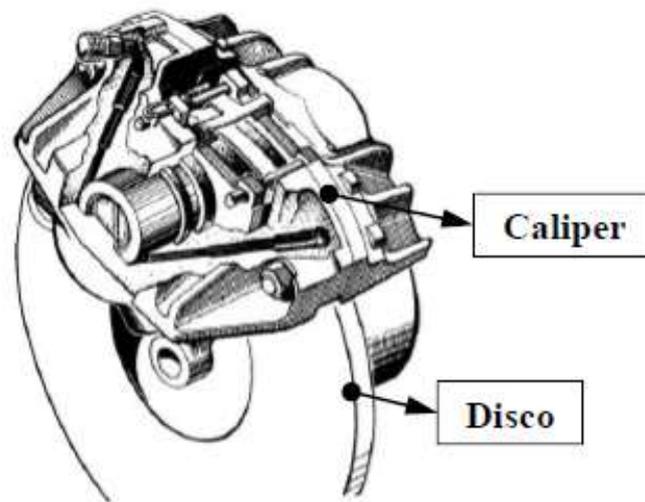


Figura 4.4 - Sistema de freio a disco (Adaptado de Limpert, 1999, pág.43).

O freio a disco comparado ao freio a tambor mostra maior rendimento. Por isso, Lear (2000) afirma que os freios a disco tem vantagem sobre os freios a tambor porque são mais resistentes ao desgaste, apresentam funcionamento mais suave, é possível realizar manutenções com mais facilidade, além de conter limpeza automática.

Além disso, o freio a disco apresenta outras peculiaridades como: maior força de frenagem, maior durabilidade, melhor desempenho térmico e mecânico.

4.3.3 Freio ABS

O ABS (sistema antibloqueio de rodas) é um equipamento eletrônico que evita o travamento das rodas em situações de frenagem severa possibilitando ao piloto menores distâncias de frenagem, além de manutenção da dirigibilidade e menor desgradação dos pneus.

Segundo Moore (2014), o sistema ABS em sua maioria é composto por:

- Sensores de velocidade: que fornecem a medida da velocidade de cada roda para a unidade de controle eletrônica dos freios.
- Modulador hidráulico: que tem como funções aumentar, manter, ou diminuir a pressão nos atuadores dos freios.
- Unidade de controle eletrônica dos freios: que tem diversas funções com destaque para o monitoramento da velocidade dos sensores das rodas, cálculo do deslizamento para cada roda, e envio do comando de ação para o modulador hidráulico.

O regulamento (*FORMULA SAE RULES*) da competição Fórmula SAE proíbe a utilização do sistema ABS, pelo fato de que na prova de frenagem o veículo acelera por uma determinada distância, logo depois entra em uma área na qual deve frear. E o sistema ABS funciona impedindo o travamento das rodas tornando-se inviável para a aplicação proposta.

4.4 Principais componentes de um sistema de freios

O sistema de freios é composto por vários componentes que diferenciam de acordo com a necessidade de cada projeto, com isto, serão apresentados os principais componentes explicando suas características e funções em geral.

4.4.1 Pedal de freio

O pedal de freio é um elemento que utiliza o princípio da alavanca para iniciar o processo de frenagem, tem a função de multiplicar as forças aplicadas pelo piloto do veículo e transportar para o cilindro mestre, que movimenta o fluido de freio, comprimindo-o até as rodas (BALEN, 2015). Na construção desse componente é levado em conta fatores como espaço a ser utilizado, suporte que serão colocados, material empregado, comprimento, curso de pedal (sendo que em hipótese alguma se pode danificar quando o piloto aplicar a força máxima), razão de pedal.

De acordo com Oshiro (1994), a relação de pedal nos veículos precisa estar entre 4,0 e 6,5. A Figura 4.5, em conjunto com a Equação 4.1 se visualiza a relação de pedal comentada acima, a Equação 4.2 descreve a força transmitida pelo pedal ao cilindro mestre em função da força aplicada pelo piloto, as variáveis de ambas equações serão explicadas na metodologia do presente trabalho.

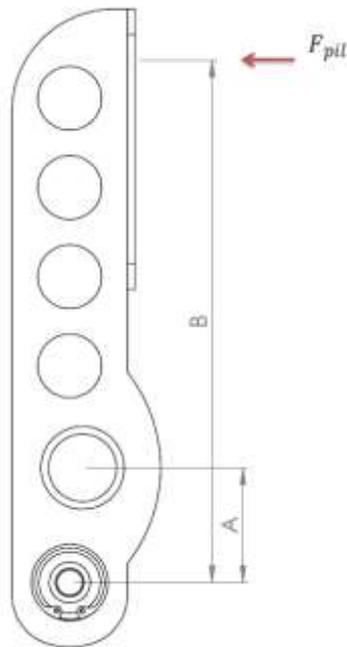


Figura 4.5 - Relação de pedal (Dos Santos, 2014, pág.22).

$$C = B/A \quad (4.1)$$

$$F_{pd} = F_{pil} \times C \quad (4.2)$$

Segundo Puhn (1985), a posição exata do pedal de freio quando alcançar o máximo da força de sua aplicação é de 90° em relação à haste (pushrod), que deve estar nivelada ao cilindro-mestre. Ainda comenta que o curso máximo do pedal não tem que extrapolar 150mm.

4.4.2 Cilindro mestre

O cilindro mestre, esquematizado na Figura 4.6, é o componente responsável por armazenar o sistema com fluido de freio originário do reservatório, gerar a pressão hidráulica para acionar os freios das rodas.

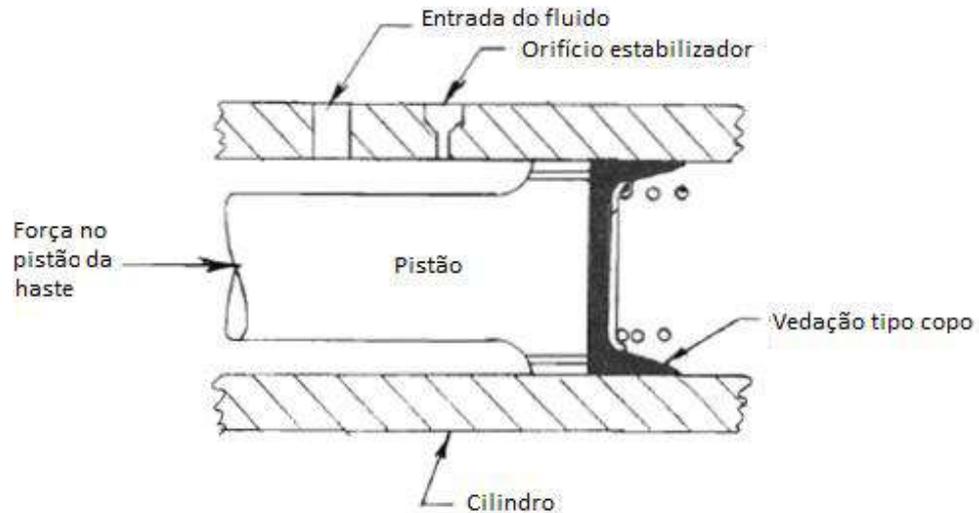


Figura 4.6 - Esquema cilindro mestre (Adaptado de Puhn, 1985, pág. 46).

Quanto à classificação dos cilindros mestre, segundo Limpert (1999), poderão ser simples ou duplo. O simples é composto por pistão, cilindro, reservatório e mola de retorno, são utilizados em propostas que na distribuição da força entre os eixos exigem de ajuste. A Figura 4.7 mostra o esquema de um cilindro mestre simples.

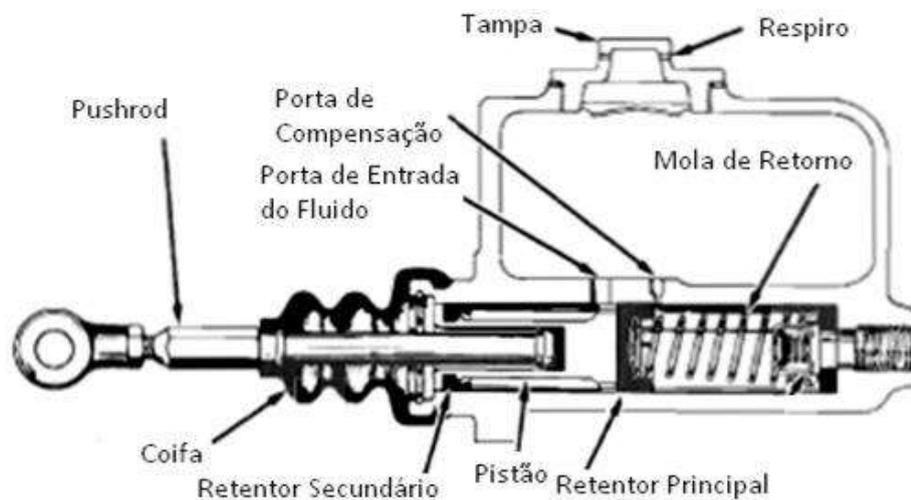


Figura 4.7 - Cilindro mestre simples (Adaptado de Puhn, 1985, pág. 45).

Observando na Figura 4.8, o mestre duplo tem em sua composição dois pistões em linha dentro de um cilindro. Neste cilindro, cada compartimento funciona como um cilindro simples individual (DOS SANTOS, 2014).

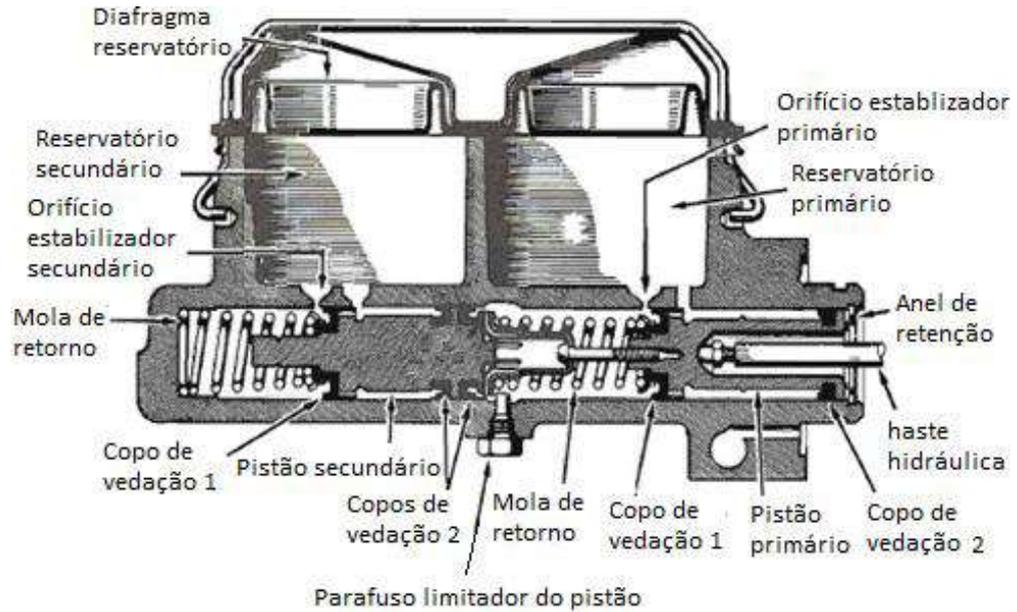


Figura 4.8 - Cilindro mestre duplo (Adaptado de Puhn, 1985, pág. 48).

4.4.3 Fluido de freio

Dos Santos (2014) diz que o fluido de freio transmite a força aplicada no pedal, através de pressão hidráulica, até os freios das rodas dianteiras e traseiras. Dentre suas características mais importantes tem-se seu alto ponto de ebulição, pois os freios possuem pontos que ocorrem elevação de temperatura. Como o sistema de freios é um elemento de segurança, seu fluido não pode ser corrosivo aos segmentos metálicos ou danificar quimicamente as borrachas dos anéis de vedação existentes no sistema.

As propriedades físico-químicas dos fluidos são designadas no Brasil pelas siglas DOT - *Department Of Transportation* - Departamento de Transporte (órgão americano que estabelece normas de segurança veicular), acompanhadas de um ou mais dígitos numéricos, DOT3, DOT4, DOT5.1 (a base de glicol), DOT5 (a base de silicone). A Tabela 4.1 mostra essa classificação:

Tabela 4.1 – Classificação do fluido de freio (Adaptado de Dos Santos, 2014, pág.30).

Fluido	Temperatura mínima de ebulição seco	Temperatura mínima de ebulição seco
DOT 3	205°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	260°C	180°C
DOT 5.1	260°C	180°C

4.4.4 Reservatório de fluido

O reservatório é o compartimento onde fica armazenado o fluido, poderá estar unido ou separado do cilindro mestre. Na configuração de reservatório separado, deverá estar em posição elevada às rodas e ao cilindro mestre facilitando o escoamento do fluido (BALEN, 2015).

4.4.5 Caliper

O caliper é o conjunto da pinça de freio, pode ser do tipo fixo ou flutuante. O primeiro é constituído por um ou mais pares de pistões para cada pastilha que atuam simultaneamente em ambos os lados do disco de freio. A pinça fixa é utilizada em veículos de alto desempenho, motocicletas de maior potência e caminhões leves, possui maior massa comparada a do tipo flutuante, além de absorver e dissipar mais calor (DOS SANTOS, 2014).

A pinça do tipo flutuante, comparada a anterior possui manutenção mais fácil, maior leveza e menor preço devido ao menor número de peças utilizadas em sua montagem e funcionamento. Nesse elemento, o pistão que está localizado no lado interno da roda, recebe a pressão hidráulica, dando origem assim a força de aplicação sobre a pastilha interna, que ao tocar o disco de freio, por reação, faz com que a pastilha externa também entre em contato com o disco de freio (DOS SANTOS, 2014). Esse tipo de pinça é utilizado em veículos de passeio e motocicletas de menor potência, na Figura 4.9 se observa os dois tipos de pinças citados.

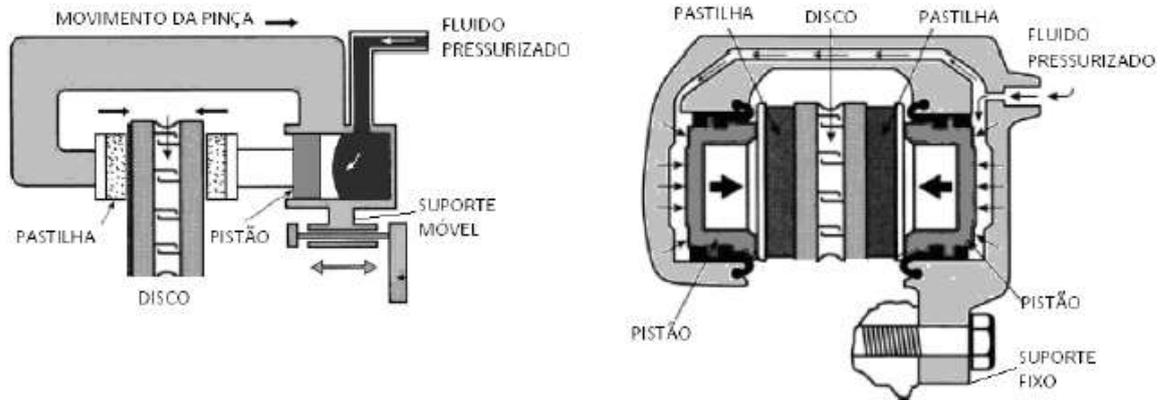


Figura 4.9 - Pinça flutuante (esquerda) e pinça fixa (direita) (Adaptado de Dos Santos, 2014, pág.13).

4.4.6 Pastilha

As pastilhas de freios também conhecidas como sapatas, são pressionadas contra o disco ou tambor, dependendo do sistema de freios. Este toque causa fricção entre os elementos convertendo na força de frenagem. Na Figura 4.10 temos exemplos de algumas pastilhas.

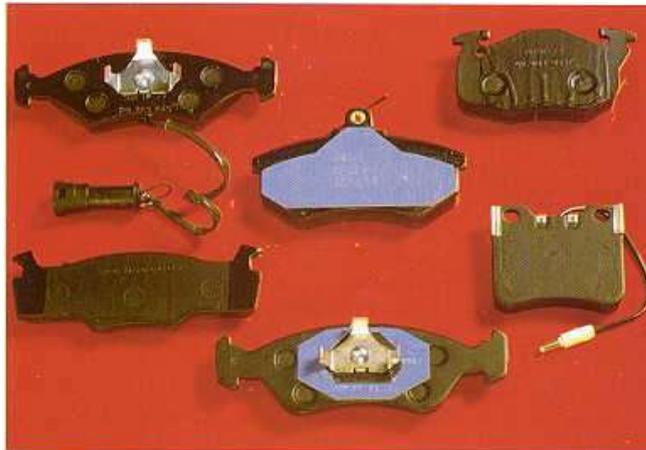


Figura 4.10 – Pastilhas de freio (Brezolin, 2007, pág.10).

De acordo com Puhn (1985), a fricção acontece quando duas superfícies que estão em contato deslizam entre si. A resistência que ocorre no deslizamento é denominada de força de atrito, esta força procede no ponto de contato das áreas deslizantes em uma direção oposta ao movimento. A fricção depende do modelo de superfícies em contato e também da quantidade de força normal atuando contra as áreas do conjunto.

4.4.7 Disco de freio

O disco de freio tem como essenciais utilidades a transmissão de uma alta força mecânica e a dissipação de calor provocado no decorrer da frenagem, devido à grande área exposta ao meio. Discos de freio são componentes que podem possuir riscos ou furos usinados nas áreas de contato que diminuem a acumulação de poeira entre as pastilhas e o disco, promovem maior eficiência de frenagem e limpeza contínua (MALUF, ANGELONI, SANTOS, COLÓCIO, SPINELLI, BOSE FILHO, 2005). Um disco de freio é ilustrado na Figura 4.11.



Figura 4.11 - Disco de freio (Dos Santos, 2014, pág.11).

Segundo Orthwein (2004), os discos de freio podem ser fabricados pelos seguintes materiais: ferro fundido cinzento, aço inoxidável e aço-carbono. Porém, hoje em dia se utiliza outros materiais para fabricar discos como é o caso da cerâmica, carbono e alumínio.

De acordo com Puhn (1985), o material do disco de freio deve ter as seguintes peculiaridades: boas características tanto ao desgaste quanto ao atrito, elevada rigidez e competência de aguentar altas temperaturas.

Dos Santos (2014) afirma que quanto à fixação, o mercado automotivo oferta dois tipos de discos de freio: flutuante e fixo. O disco fixo é o utilizado em veículos de passeio e motocicletas de menor potência, é fixo ao cubo de roda. Já o disco flutuante, é utilizado em veículos de alto desempenho e motocicletas de maior potência, esse tipo de disco também é fixo ao cubo de roda.

4.4.8 Linhas e conexões

As linhas e conexões são responsáveis por conduzir a pressão hidráulica do cilindro mestre até os calipers, ou seja, carregam o fluido de freio e alimentam as pinças. Essas linhas poderão ser rígidas ou flexíveis nos pontos onde há movimentação, como mostrado na Figura 4.12.



Figura 4.12 - Tubo rígido e flexível (Dos Santos, 2014, pág. 26).

Conforme Dos Santos (2014), os tubos rígidos geralmente são fabricados de cobre ou aço, perante elevada pressão, mostram menor coeficiente de expansão do que os tubos flexíveis. Resultando em uma menor perda de carga no sistema e um inferior deslocamento do pedal de frenagem. São utilizados em regiões onde não há movimentação da tubulação.

As linhas flexíveis são mangueiras utilizadas nos pontos onde há movimentação. Essas mangueiras permitem a transferência da pressão do fluido para os freios, mesmo em condições extremas.

As mangueiras podem ser de borracha ou teflon revestido em malha de aço, o primeiro tipo citado é reforçado internamente por fibras de nylon, esse tipo de material não é capaz de suportar toda a pressão do sistema, dilatando-se com valores numéricos de 10% quando estão novos e a 30% após enormes períodos de uso. Por isso, algumas mangueiras deste tipo recebem uma proteção de fios de aço trançado assegurando a integridade da tubulação perante elevada pressão. Mangueiras teflon revestido em malha de aço são utilizadas em propostas onde se deseja maior desempenho como alta performance, por minimizar a perda de carga no sistema (DOS SANTOS, 2014).

As conexões podem ser fabricadas de cobre ou aço, na maioria das vezes apresentam rosca do tipo NPT que funciona evitando vazamentos no sistema de freio. Utiliza-se também um adesivo vedante, que evita o afrouxamento e vazamento das conexões, além de possuir lubrificação que diminui o atrito nas montagens do sistema. Na Figura 4.13 se observa algumas

conexões.



Figura 4.13 - Conexões de linhas de freio (MDM, 2015).

5. METODOLOGIA

Para início da metodologia do projeto de sistema de freios, foi necessário tomar como base as dimensões do protótipo, juntamente com a análise das restrições e exigências descritas no regulamento da competição. Em seguida, é necessário realizar os cálculos das dimensões básicas dos componentes do sistema de freios, tendo como objetivo a identificação dos componentes que serão comprados e os fabricados pela equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil.

Por último, realiza-se o modelo CAD e a simulação do sistema por meio de ferramentas computacionais. O projeto seguiu a metodologia representada no Fluxograma da Figura 5.1.

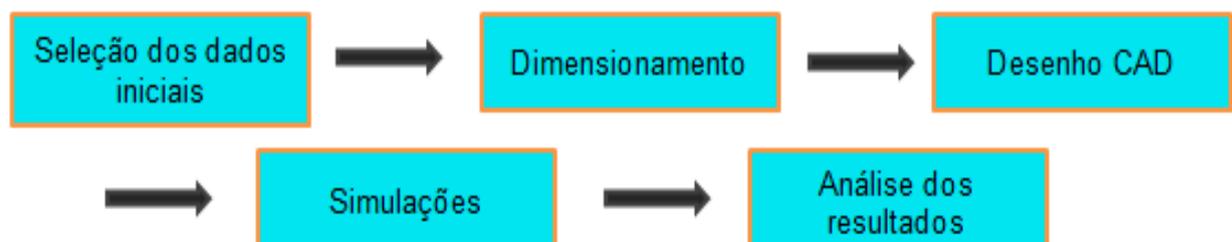


Figura 5.1- Fluxograma (Autor, 2021).

5.1 Dimensionamento

Para o dimensionamento do sistema de freios de um carro Fórmula SAE, é preciso entender o comportamento dinâmico da frenagem, nesse sentido foi adotada a metodologia de Gillespie (1992), além do projeto de frenagem de Limpert (1999), Dos Santos (2014) e Balen (2015). Para início do dimensionamento é preciso levar em conta os parâmetros obtidos através da Gerência de Dinâmica Veicular.

5.2 Entrada de dados

Inicia-se o projeto tomando como base os parâmetros do protótipo e as informações contidas no regulamento da competição. Na Tabela 5.1, pode-se observar os parâmetros iniciais que serão aplicados no dimensionamento do sistema de freios.

Tabela 5.1 - Parâmetros iniciais (Autor, 2021).

PARÂMETROS INICIAIS			
SIMB.	DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
B	Distância entre eixos	1,60	M
L_f	Bitola dianteira	1,44	M
L_r	Bitola traseira	1,38	M
B_f	Distância entre o eixo dianteiro e o CG	0,88	M
B_r	Distância entre o eixo traseiro e o CG	0,72	M
HCG	Altura do centro de gravidade	0,25	M
M_t	Massa total do piloto + protótipo	350	Kg
V_{max}	Velocidade Máxima	220	km/h
G	Constante gravitacional	9,81	m/s ²
F_{pil}	Força aplicada pelo piloto	440	N
μ	Coefficiente de atrito pneu x pista	1,10	
$\mu_{pastilha}$	Coefficiente de atrito pastilha x disco	0,45	

5.3 Desaceleração pretendida

O elemento inicial do projeto é a desaceleração do protótipo, na qual é base para outros cálculos dos componentes do sistema de freios. Conforme a relação final da transmissão à velocidade máxima alcançada pelo veículo é 220 km/h. A desaceleração (e aceleração) é medida

em unidades de gravidade ou “G’s”, dessa maneira, inicialmente deve-se conseguir a desaceleração ou aceleração do protótipo e em seguida dividir o número encontrado pela aceleração de gravidade. Para obter-se um valor base G, o veículo deve parar a partir de 220 km/h (55,55556 m/s) em cerca de 7,0 s.

Levando em consideração a desaceleração como sendo constante, é possível sua determinação por meio da Equação 5.1 que segundo Beer (1994) refere à velocidade final “ v_f ” em função da velocidade inicial “ v_o ”, da aceleração “ a ” e tempo percorrido “ t ”:

$$V_f = V_o + at \quad (5.1)$$

Aplicando os valores iniciais do projeto, se tem:

$$0 = 55.55556 + a(7)$$

$$a = -7,93 \text{ m/s}^2$$

Agora podemos determinar a desaceleração em “G’s”, através da Equação 5.2.

$$G's = \frac{a}{g} \rightarrow \frac{7,93 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} \rightarrow 0,81 G \quad (5.2)$$

Realizada todas as considerações, transformações de unidades e valores, se chega a este resultado como sendo o valor da desaceleração do protótipo a uma velocidade máxima de 55.55556 m/s e em um intervalo de tempo de 7 segundos, atribuída como sendo condição apropriada para as características do sistema.

5.4 Torque de frenagem pretendido

Depois de determinado o valor da desaceleração pretendida, é necessário encontrar o torque de frenagem, vale ressaltar que o torque será o mesmo em todo o agrupamento giratório (disco de freio, roda, pneu). A Tabela 5.2, mostra alguns dados utilizados para obter-se o torque de frenagem pretendido.

Tabela 5.2 - Parâmetros para obtenção do torque (Autor, 2021).

TORQUE DE FRENAGEM					
SIMB.	DESCRIÇÃO	FÓRMULA	VALOR	UNIDADE	
M_{rf}	Distribuição de massa no eixo dianteiro	$M_{rf} = 0,5 * M_t * 0,55$	96,25	kg	(5.3)
M_{rr}	Distribuição de massa no eixo traseiro	$M_{rr} = 0,5 * M_t * 0,45$	78,75	kg	(5.4)
F_{pf}	Distribuição de força nas rodas dianteiras	$F_{pf} = M_{rf} * \mu * g$	1038,63	N	(5.5)
F_{pr}	Distribuição de força nas rodas traseiras	$F_{pr} = M_{rr} * \mu * g$	849,80	N	(5.6)

Além dos parâmetros citados acima, é necessário obter o raio efetivo do pneu que é obtido segundo Genta (2009) por meio da Equação 5.7 (para pneus de construção diagonal) ou da Equação 5.8 (para pneus de construção radial).

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,96 \quad (5.7)$$

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,98 \quad (5.8)$$

No presente projeto o tipo de construção utilizada nos pneus é o radial de diâmetro nominal 495,30 mm, então temos como raio efetivo de rolagem dos pneus:

$$R_p = \frac{495,30}{2} \times 0,98$$

$$R_p = 242,7 \text{ mm}$$

O somatório dos momentos de inércia do conjunto pneu+roda foi obtido no software *SolidWorks*, tendo valor de:

$$I_w = 0,55 \text{ kgm}^2$$

A velocidade angular é encontrada por meio da Equação 5.9, desde que segundo Gillespie (1992) não tenha deslizamento do pneu sobre a pista, ou seja, os dois giram na mesma rotação.

$$a_w = \frac{a}{R_p} \quad (5.9)$$

$$a_w = \frac{7,93}{0,2427}$$

$$a_w = 32,6 \text{ rad/s}^2$$

O torque de frenagem, segundo Dos Santos (2014), é dado a partir das Equações 5.10 e 5.11. Para os pneus dianteiros, temos como torque de frenagem:

$$\begin{aligned} T_{pf} &= F_{pf} \times R_p + I_w \times a_w & (5.10) \\ T_{pf} &= 1038,63 \times 0,2427 + 0,55 \times 32,6 \\ T_{pf} &= 270,0472 \text{ N.m} \end{aligned}$$

Para os pneus traseiros, temos como torque de frenagem:

$$\begin{aligned} T_{pr} &= F_{pr} \times R_p + I_w \times a_w & (5.11) \\ T_{pr} &= 849,80 \times 0,2427 + 0,55 \times 32,6 \\ T_{pr} &= 224,2151 \text{ N.m} \end{aligned}$$

5.5 Relação para o pedal de freio

Partindo de conhecimentos das literaturas de Dinâmica da Frenagem, foram observadas relações que permitiram dimensionar, modelar e analisar um perfil de pedal propício e de bom rendimento para necessidade do presente projeto. Além disso, ficamos atentos ao regulamento da competição que diz que o pedal de freio deve ser projetado para suportar uma força de 2000 N sem qualquer defeito do sistema.

De acordo com Oshiro (1994), a razão para o pedal de um veículo deve estar entre 4,0 e 6,5. A relação para um bom pedal de freio depende de alguns fatores, e são eles:

A = Espaço do pivotamento até o centro do balance bar (mm);

B = Espaço do pivotamento até o ponto de aplicação da força (mm).

Para nosso projeto o valor da distância do pivotamento ao ponto de aplicação da força é igual a 200 mm, enquanto a distância do pivotamento ao centro do balance bar é 45 mm. A Equação 4.1 descreve a relação do pedal.

$$\begin{aligned} C &= B/A & (4.1) \\ C &= \frac{200}{45} \\ C &= 4,44 \end{aligned}$$

A relação é um valor adimensional para questões de análise. Pode-se observar que a

relação “C” do pedal de freio do veículo da Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil está na margem de relação indicada que varia de 4,0 a 6,5.

Segundo Limpert (1999), em freios sem auxílio de força externas acionadora, os pedais apresentam uma relação dada pela razão entre a força de acionamento do piloto no pedal pela desaceleração G produzida no protótipo, nesse caso vamos confirmar o projeto do nosso pedal dentro destes padrões literários. Tendo uma desaceleração de 1 G para uma aplicação de força entre 263 e 445 N, o pedal é considerado como muito bom e, entre 445 e 668 N como aceitável. Com apoio desta instrução, e levando em conta que o G's de desaceleração da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil é igual 0,81G, foi feito o cálculo dos pedais (CdP) como mostra a Equação 5.12.

$$CdP = F_{pil}/(G's) \quad (5.12)$$

$$CdP = \frac{440}{0,81}$$

$$CdP = 543,21 \text{ N/G}$$

Dessa forma está dentro da classificação aceitável.

5.6 Cálculo e seleção dos cilindros mestre

O regulamento da Fórmula SAE exige que os carros tenham dois sistemas de freio separados, um dianteiro e o outro traseiro, o que solicita a utilização de dois cilindros mestre um dedicando-se a executar frenagem dianteira e o outro a traseira.

Para início de cálculos referente ao cilindro é necessário encontrar a força do pedal que é definida segundo Dos Santos (2014) através da Equação 4.2.

$$F_{pd} = F_{pil} \times C \quad (4.2)$$

$$F_{pd} = 440 \times 4,44$$

$$F_{pd} = 1953,60 \text{ N}$$

A partir do valor da força do pedal temos que ela é igual à força transportada para o cilindro mestre, por meio do sistema hidráulico, então temos:

$$F_{pd} = F_{cm} \quad (5.13)$$

$$F_{cm} = 1953,60N$$

O cilindro mestre será um dos componentes que a equipe irá comprar, e o Wilwood 260-2636 5/8" (diâmetro do pistão: 15,875 mm) foi adotado no projeto da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil, pois dentre as opções que se tinha é o que apresenta menor quantidade de peças (facilita a manutenção), além de ter menor diâmetro do pistão que proporciona a escolha de um calíper de menor diâmetro. A Figura 5.2 mostra as dimensões do cilindro mestre selecionado.

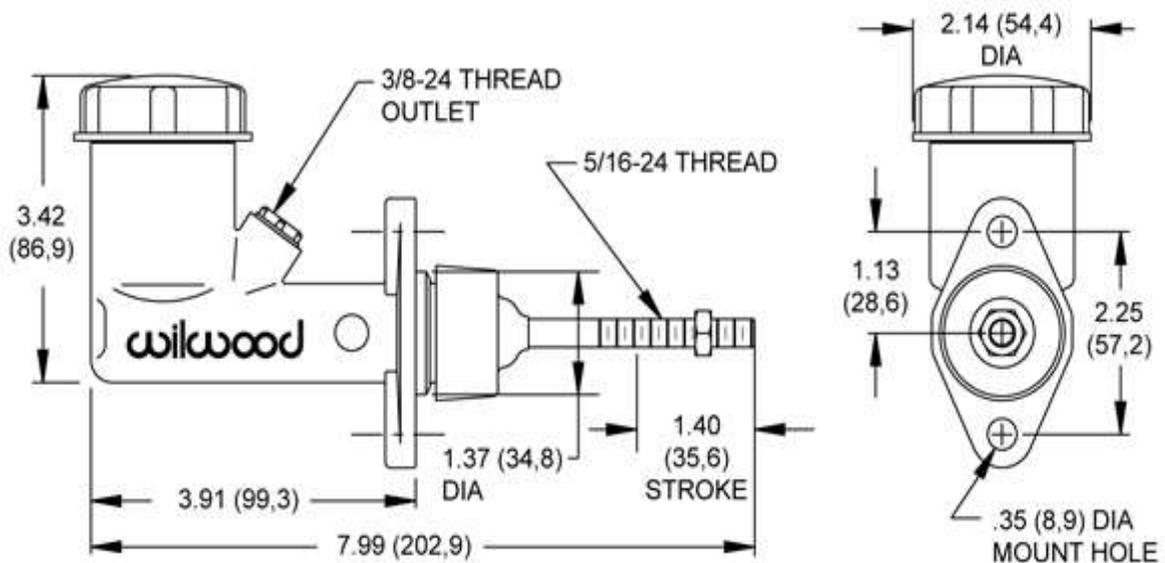


Figura 5.2 – Medidas cilindro mestre (Wilwood, 2021).

A partir dessas medidas foi desenvolvido o desenho do mesmo no software *SolidWorks*, para fins de montagem do sistema, como pode ser observado na Figura 5.3.



Figura 5.3 - Cilindro mestre (Autor, 2021).

Partindo desses dados, temos a Equação 5.14 para o cálculo da área do cilindro mestre.

$$A_{cm} = (\pi x D^2) / 4 \quad (5.14)$$

$$A_{cm} = \frac{\pi x (0,015875)^2}{4}$$

$$A_{cm} = 0,000198 \text{ m}^2$$

Com isso, se pode obter a pressão de saída dos cilindros mestre por meio da Equação 5.15.

$$P_{cm} = F_{cm} / 2A_{cm} \quad (5.15)$$

$$P_{cm} = 1953,60 / 0,000198$$

$$P_{cm} = 4942458,6 \text{ Pa}$$

5.7 Cálculo e seleção das pinças

Para obtenção das áreas necessárias aos êmbolos das pinças se utiliza alguns valores, e a Tabela 5.3 mostra esses valores no qual uns foram obtidos do protótipo e outros foram estimados.

Tabela 5.3 - Valores para obtenção dos êmbolos das pinças (Autor, 2021).

SIMB.	DESCRIÇÃO	VALOR	UNIDADE
A_{cm}	Área do pistão do cilindro mestre utilizado	198	mm ²
X	Percentual de peso do carro no eixo traseiro	60	%
μ	Coefficiente de atrito do pneu x pista	1,100	
F	Coefficiente de atrito de rolamento	0,011	
HCG	Altura do centro de gravidade	250	Mm
B	Distância entre eixos	1600	Mm
Mt	Massa total do piloto + protótipo	3500	N
r_d	Raio dinâmico do pneu	0,257	M
μ_{past}	Coefficiente de atrito pastilha x disco	0,450	
C	Relação de força do pedal	4,400	
α	Ângulo de inclinação da pista em relação a horizontal	0	Graus
F_{pil}	Força do piloto aplicada no pedal	440	N
r_{f1}, r_{f2}	Posição radial do centro das pastilhas	0,084	M

Segundo Nicolazzi (2012) com os valores acima, podemos calcular as áreas dos êmbolos das pinças utilizando as formulações presente na Tabela 5.4 que foi elaborada no Microsoft Excel.

Tabela 5.4 – Êmbolo das pinças (Autor, 2021).

CALCULADORA DO SISTEMA DE FREIOS (êmbolo das pinças)					
SIMB.	DESCRIÇÃO	FÓRMULA	VALOR	UNIDADE	
F_f	Força de frenagem desenvolvida	$F_f = \mu * M_t * \cos\alpha$	3850	N	(5.16)
Q_r	Resistência ao rolamento	$Q_r = f * M_t * \cos\alpha$	38,5	N	(5.17)
ΔG	Transferência de carga durante a frenagem	$\Delta G = (F_f + Q_r) * HCG/B$	607,58	N	(5.18)
	Carga no eixo traseiro	$\Delta G * x$	2100	N	(5.19)
	Carga no eixo dianteiro	$\Delta G * (1 - x)$	1400	N	(5.20)
	Carga durante a frenagem no eixo traseiro	Carga no eixo traseiro - ΔG	1492,42	N	(5.21)
	Carga durante a frenagem no eixo dianteiro	Carga no eixo dianteiro + ΔG	2007,58	N	(5.22)
ε	Índice de frenagem desenvolvida	$\varepsilon = [(1-x) + (\mu + f) * (HCG/B)]$	1,34518		(5.23)
		$[x - (\mu + f) * (HCG/B)]$			
R_1	Relação normal ao solo (Dianteira)	$R_1 = (1 - x) * M_t * \cos\alpha + (F_f + Q_r) * HCG/B$	2007,58	N	(5.24)
R_2	Relação normal ao solo (Traseira)	$R_2 = x * M_t * \cos\alpha - (F_f + Q_r) * HCG/B$	1492,42	N	(5.25)
F_{f1}	Forças de frenagem no eixo dianteiro	$F_{f1} = \mu * R_1$	2208,33	N	(5.26)
F_{f2}	Forças de frenagem no eixo traseiro	$F_{f2} = \mu * R_2$	1641,67	N	(5.27)
F_{d1}	Força que deverá ser realizada pelas pastilhas dianteira	$F_{d1} = (F_{f1}/2) * (r_d/r_f)$	3378,23	N	(5.28)
F_{d2}	Força que deverá ser realizada pelas pastilhas traseira	$F_{d2} = (F_{f2}/2) * (r_d/r_f)$	2511,35	N	(5.29)
$P_{hid.}$	Pressão de acionamento para os êmbolos da pinça	$P_{hid.} = (C * F_{pil})/2 * A_{cm}$	4,89303	Mpa	(5.30)
A_1	Área do êmbolo das pinças dianteiras	$A_1 = F_{d1}/P_{hid} * \mu_{past}$	1534,25	mm ²	(5.31)
A_2	Área do êmbolo das pinças traseiras	$A_2 = F_{d2}/P_{hid} * \mu_{past}$	1140,55	mm ²	(5.32)

Após os dados obtidos, é possível calcular o diâmetro do pistão das pinças de freio a partir das Equações 5.33 e 5.34.

Diâmetro do êmbolo dianteiro:

$$D = \sqrt{(2 * A_1) / \pi} \quad (5.33)$$

$$D = \frac{\sqrt{2 * 1534,25}}{3,14}$$

$$D = 31,26 \text{ mm}$$

Diâmetro do êmbolo traseiro:

$$D = \sqrt{(2 * A2) / \pi} \quad (5.34)$$

$$D = \frac{\sqrt{2 * 1140,55}}{3,14}$$

$$D = 26,95 \text{ mm}$$

Observando os itens calculados acima, as pinças dianteiras devem possuir êmbolos com diâmetros maiores que 31,26 mm e as traseiras maiores que 26,95 mm, para que uma força de 440 N seja o bastante para parar o veículo com uma desaceleração de $-7,93 \text{ m/s}^2$ tornando possível o arraste das rodas antes da parada do veículo. Então os modelos de pinças utilizadas nas 4 rodas será a da CG125 Titan KS/ES/KSE/CA (diâmetro: 32 mm), pois apontam diâmetros satisfatórios com os necessários, tem custo relativamente baixo e estão ajustados com o índice de frenagem obtido por meio da Equação 5.23.

O desenho da pinça selecionada pode ser observado na Figura 5.4 abaixo.

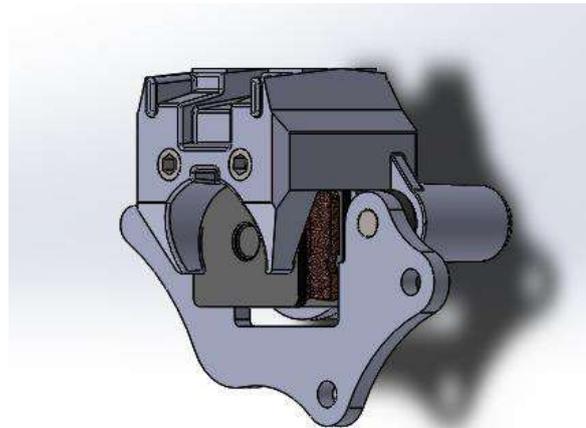


Figura 5.4 - Pinça de freio (Autor, 2021).

5.8 Seleção dos discos

Reunindo todas as qualidades citadas no item 4.3.2, o freio a disco é selecionado como a melhor opção para ser utilizado no presente projeto. Dessa maneira, foram escolhidos discos de freios do mercado, já que sua fabricação teria um custo maior. Os discos selecionados para dianteira e traseira são o da motocicleta CB 300 (traseiro) que possuem diâmetro de 240 mm e 4,5 mm de espessura permitindo dessa maneira uma considerável área de contato com as

pastilhas e baixo aquecimento deste espaço.

Foram selecionados discos com furos para que estes ajudem na dissipação dos gases desenvolvidos no decorrer do atrito pastilha/disco e na retirada das partículas que se separam principalmente das pastilhas. Os discos são fixados no cubo de roda utilizando parafusos e porcas (a Gerência de Dinâmica Veicular da equipe é responsável pelo projeto do cubo de roda)

Na Figura 5.5 se observa a montagem do disco e pinça de freio.



Figura 5.5 – Montagem disco e pinça (Autor, 2021).

5.9 Seleção das linhas e conexões

Em nosso propósito de pesquisa, o sistema de freios presente na aplicação automotiva do veículo Fórmula SAE, será utilizado o acionamento hidráulico para transmitir a energia para os freios das rodas, e as linhas e conexões são responsáveis por conduzir a pressão hidráulica. No desenvolvimento do projeto foi decidido utilizar a linha mista (rígida e flexível), a rígida foi escolhida para ser usada nos pontos onde não necessita de movimentação, ela tolera alta pressão com quantidades de dilatação muito baixas. Já a flexível foi selecionada para proporcionar a movimentação (próximo às rodas, pinças, curso da suspensão).

A linha rígida selecionada tem tubos de cobre de diâmetro 3/16” e apresenta uma boa resistência, as conexões são de rosca do tipo NPT que são de fácil instalação e evitam vazamentos no sistema. Na Figura 5.6 pode se observar a linha rígida selecionada.



Figura 5.6 – Tubo de cobre de diâmetro 3/16” (Neto, 2018).

A linha flexível é a aeroquip (diâmetro 3/16”) que é composta de uma linha de teflon com malha de aço por fora, e apresenta mais rigidez e flexibilidade se comparada com a de borracha. Se observa na Figura 5.7 esse tipo de linha flexível.



Figura 5.7 – Linha flexível revestida com malha de aço (Neto, 2018).

5.10 Projeto do pedal box

A equipe resolveu por projetar um pedal box podendo assim ser adaptável dependendo de cada piloto, com a análise do regulamento da competição (exige que o pedal suporte uma carga de 2000 N) e por conta de limitações do projeto da Gerência de Ergonomia e Estrutural, foi definido que a máxima altura a disposição para todo o agrupamento de pedais (tanto do freio quanto do acelerador) seria de cerca de 300 mm. A partir desta limitação, foi possível determinar a altura do pedal que é de 280 mm.

Foram realizados alguns cálculos a fim de determinar outros dados essenciais no dimensionamento do pedal de freio, como é o caso da relação e força do pedal. Esses dados foram analisados no Item 5.5 para comprovar se o pedal suportaria os esforços de acionamento,

projetando dessa maneira um componente seguro e eficiente.

Com a definição do formato, altura, pontos de pivotamento e todos os outros dados referentes ao pedal de freio, foi elaborado o projeto do modelo do pedal no software *SolidWorks* para fins de simulações e fabricação, como pode ser observado na Figura 5.8.



Figura 5.8 - Pedal de freio (Autor, 2021).

Como o regulamento da competição informa que o pedal deve ser fabricado a partir de aço, titânio ou alumínio, no presente projeto se optou por utilizar o aço SAE 1020 para fabricar o pedal de freio, em virtude de seu valor baixo e grande oferta no mercado atual. Será utilizado o mesmo material para fabricação da peça (box) onde serão fixados os pedais, visto na Figura 5.9.

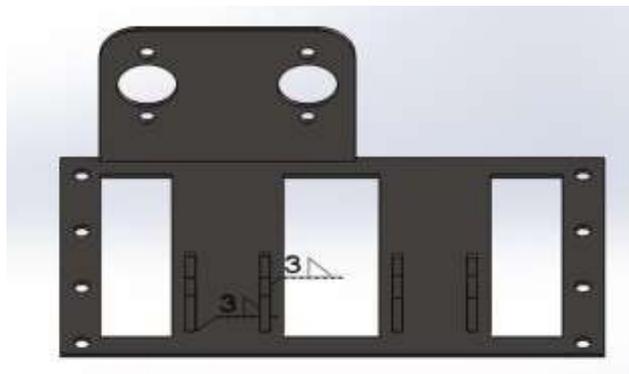


Figura 5.9 - Box (Autor, 2021).

Abaixo do box tem-se um suporte (trilho) que será soldado no chassi para poder fixar por meio de parafusos o pedal box podendo assim ser ajustável dependendo de cada piloto, sendo ilustrado na Figura 5.10.

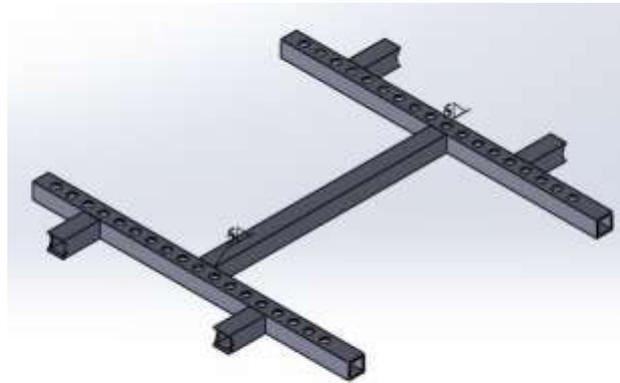


Figura 5.10 - Trilho do pedal box (Autor, 2021).

5.11 Projeto do balance bar

O balance bar tem função de balancear o acionamento do sistema de frenagem, direcionando a força de acionamento para um dos sistemas (dianteiro ou traseiro). O mecanismo usado no presente projeto é composto por uma rótula esférica radial, junta rotacional, eixo da junta rotacional e fuso balance bar.

O fuso balance bar tem o comprimento total de 120mm e diâmetro de 12mm, para a seleção do material usado na fabricação foi analisado a experiência adquirida da equipe nas competições que não levou veículo para pista (ano 2017 e 2019) e selecionou o aço SAE 1045 que a maioria das equipes usam, além de ser indicado pela empresa parceira da equipe que fará a fabricação.

Em relação à rótula esférica radial ideal é necessário levar em consideração o fuso que será fabricado então o diâmetro mínimo da rótula deverá ser de 12mm, para a equipe não ter dificuldades durante a montagem, foi selecionado uma rótula com diâmetro interno superior a 12mm. Sendo assim a rótula escolhida foi a GE15ES, tendo como dimensões principais o diâmetro interno de 15mm e o externo de 26mm.

O material escolhido para a junta rotacional e eixo da junta rotacional foi o aço SAE 1045, pois as propriedades físicas se adequam ao projeto da equipe. Na Figura 5.11 se observa a modelagem do mecanismo completo.

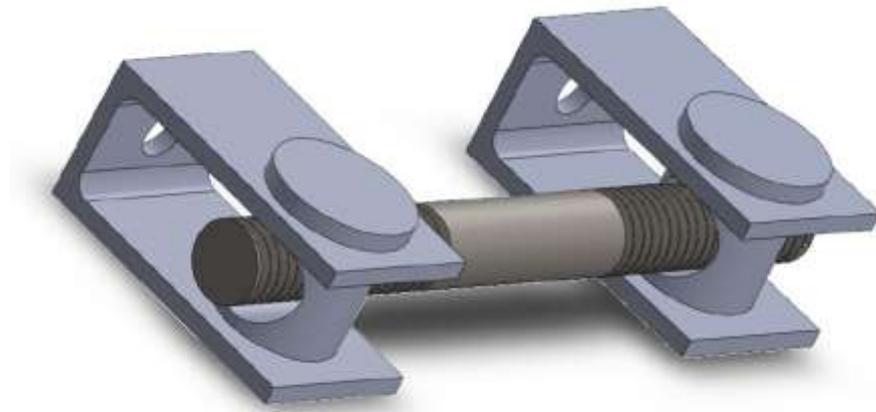


Figura 5.11 - Balance bar (Autor, 2021.)

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Para se certificar da confiabilidade do projeto, fez-se necessário desenvolver simulações numéricas através do módulo “*Simulation*” (simulação), do software *SolidWorks*, valendo-se do Método de Elementos Finitos (MEF), com a intenção de fazer uma análise mais precisa de como os componentes que serão fabricados (pedal e balance bar) vão se comportar com as devidas forças aplicadas.

6.1 Simulações no pedal

A geometria do pedal foi configurada para que ocorresse a melhor distribuição de cargas e sua rigidez não fosse afetada. Para a validação do projeto e da recomendação imposta pelo regulamento da Fórmula SAE de que o pedal de freio deve aguentar uma carga de 2000 N, o modelo foi submetido às simulações, e os resultados são observados tanto na Figura 6.1 quanto na Figura 6.2. Como o regulamento da competição ainda diz que o pedal deve ser fabricado a partir de aço, titânio ou alumínio, a equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil decidiu por usar o aço SAE 1020 para fabricar seu pedal de freio, devido ao seu baixo custo e grande oferta no mercado.

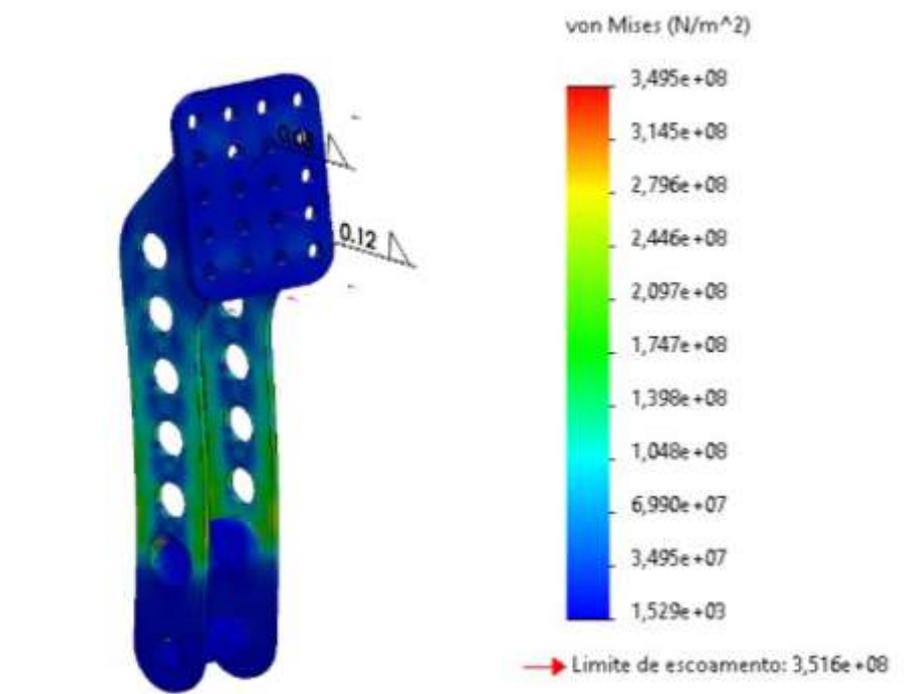


Figura 6.1 - Análise de tensão no pedal de freio. (Autor, 2021.)

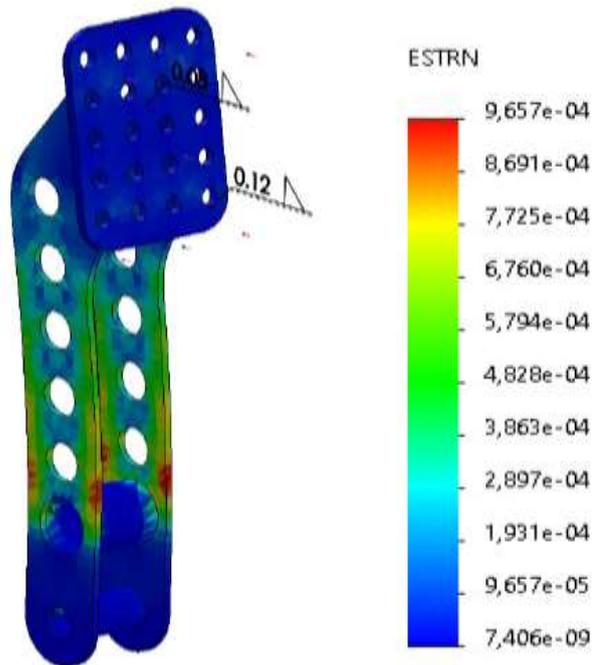


Figura 6.2 - Análise de deformação no pedal de freio. (Autor, 2021.)

Tem-se na Figura 6.1, o emprego de uma força de 2000 N, e os resultados numéricos obtidos mostra o atingimento de aproximadamente 349 Mpa como tensão de Von Misses máxima, como o aço SAE 1020 possui um limite de escoamento igual a 350 Mpa, se observa que o pedal de freio não se deformará plasticamente, considerando esses fatores pode verificar que tem um coeficiente de segurança próximo a 1, no modelo do pedal de freio ocorreu uma distribuição de tensão bem eficiente, é possível perceber isso pois todo o componente está colorido. A Figura 6.2, mostra a Deformação equivalente máxima 0,0009657 m e a mínima 0,00000007406 m, o que acarreta em uma deformação elástica bastante baixa.

Fez-se necessário a simulação desse componente no software *SolidWorks*, pelo fato de que anatomicamente é impossível um ser humano aplicar força de 2000 N nas condições ergonômicas de um carro. Senão a única outra maneira de validar o projeto fisicamente seria com o auxílio de equipamentos, o que pode resultar em perdas de peças e desperdício de dinheiro.

6.2 Simulações do fuso balance bar

Como o balance bar é um componente que tem a função de distribuir a força aplicada no pedal entre os cilindros mestres, então a carga de 2000 N será dividida por 2 e o componente

citado deve aguentar uma carga de 1000 N em cada lado. Nas Figuras 6.3 e 6.4 se observa os resultados das simulações realizadas.

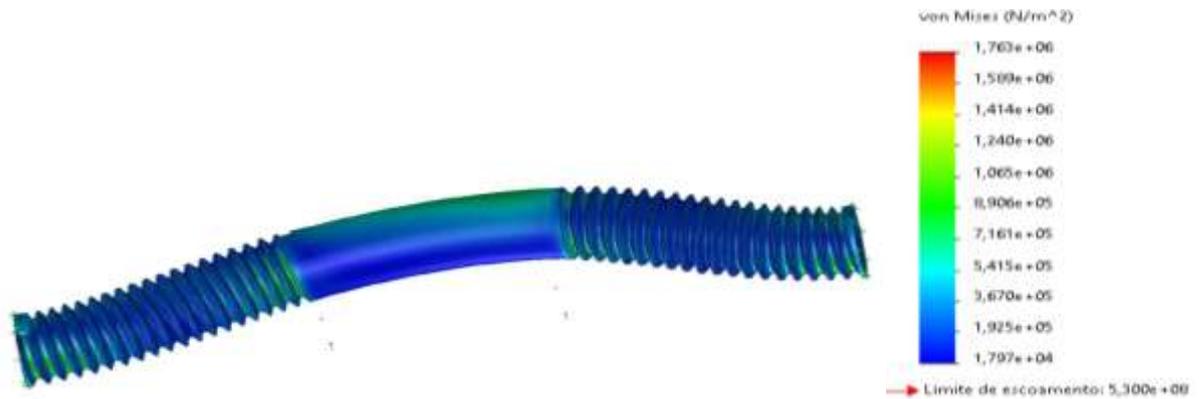


Figura 6.3 - Análise de tensão no fuso balance bar. (Autor, 2021).

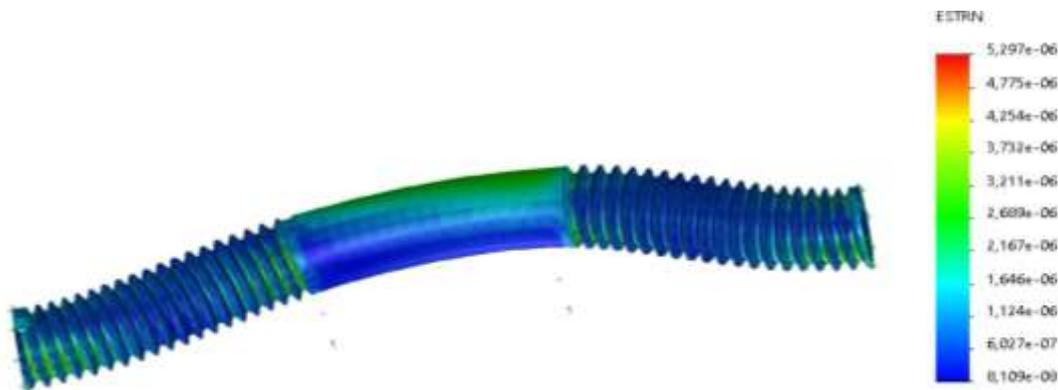


Figura 6.4 - Análise de deformação no fuso balance bar. (Autor, 2021).

Para a fabricação desse componente será utilizado o aço trefilado SAE 1045, e com o emprego de uma força de 1000 N, os resultados numéricos encontrados mostram o atingimento de 1,76 Mpa como tensão de Von Misses máxima. O limite de escoamento do aço presente é igual a 530 Mpa, considerando os fatores citados pode observar que se tem um ótimo coeficiente de segurança, em relação a Deformação equivalente temos a máxima 0,000005297 m e a mínima com valor de 0,00000008109 m.

6.3 Montagem do pedal box

Após a análise e simulação dos componentes do sistema fez-se necessário a montagem do pedal box, para uma melhor observação do projeto. Primeiramente foi feito a montagem do pedal

e balance bar conforme a Figura 6.5, em seguida a montagem do pedal box vista na Figura 6.6.



Figura 6.5 – Montagem pedal e balance bar. (Autor, 2021).

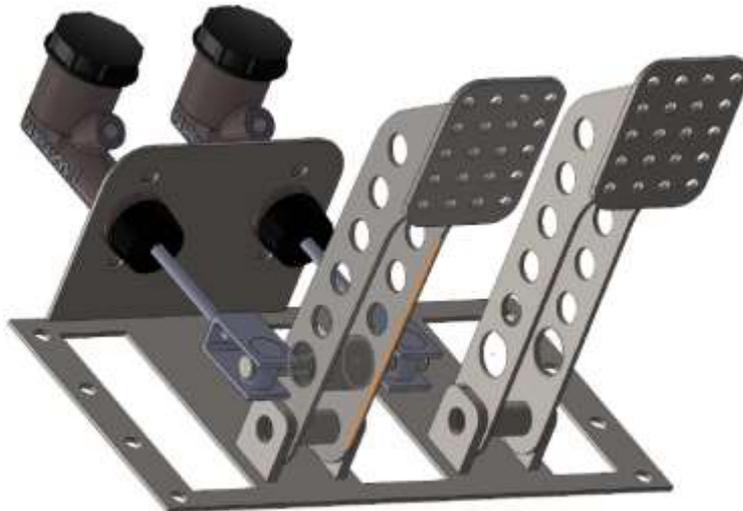


Figura 6.6 – Montagem pedal box (Autor, 2021).

7 CONCLUSÃO

A presente monografia apresentou o projeto de um sistema de freios para um veículo tipo Fórmula, para sua futura utilização na competição Formula SAE 2021, na qual buscará cumprir com sua função de forma eficiente e segura. O projeto foi desenvolvido mediante a coleta de dados necessários, efetivação dos cálculos de frenagem, modelagens e simulações através do Método de Elementos Finitos (MEF).

Após análise dos resultados obtidos, conclui-se que o sistema de freios está aprovado para utilização e montagem em um veículo, e com o uso da planilha de cálculos desenvolvida neste trabalho, é possível realizar ajustes no projeto se for necessário. A seleção dos componentes a serem comprados e fabricados foi feita de modo que atendessem as necessidades do projeto, além da possibilidade de obter-se por meio de parcerias feitas pela equipe.

Em relação aos itens do regulamento técnico da Fórmula SAE, o sistema de freio está conforme os pontos solicitados pela comissão, ou seja, os componentes suportarão todos os esforços mecânicos que poderão ser submetidos. A utilização das ferramentas que estavam dentro da realidade da equipe Vórtex Racing Fórmula SAE Brasil permitiu a avaliação do funcionamento do sistema antes da fabricação e dessa forma se pode prever eventuais falhas e erros de projeto, isso ocasionará em uma grande economia de recursos financeiros, redução no tempo necessário para desenvolver o sistema e maior confiabilidade.

REFERÊNCIAS

- BALEN, Rodrigo. **Desenvolvimento do sistema de frenagem do protótipo Fórmula SAE para equipe Fórmula Uno**. 2015. 127 f. Monografia (Graduação) – Universidade Comunitária da Região de Chapecó, Santa Catarina.
- BEER, Ferdinand Pierre; JOHNSTON, E., Russell. **Mecânica vetorial para engenheiros**. 5. ed. rev. São Paulo: Pearson, 1994. 2 v.
- BREZOLIN, André. **Estudo de geração de trincas térmicas em discos de freios de veículos comerciais**. 2007. 126 f. Dissertação (Mestrado) – Universidade de Caxias do Sul, Rio Grande do Sul.
- DOS SANTOS, Gustavo Carvalho Martins. **Projeto e Dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo Fórmula SAE**. 2014. 150 f. Monografia (Graduação) - Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro.
- GENTA, G., MORELLO, L., **The Automotives Chassis, Vol 2 – System Design**, Italy, Springer, 2009.
- GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1992. 470p.
- HALDERMAN, J.D., **Automotive Brake Systems**. Prentice Hall, 1996.
- INFANTINI, Mauricio Blanco. **Variáveis de desempenho dos sistemas de freio**. 2008. 88 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre.
- JUNIOR, Vicente Nunes. **Estudo das principais vantagens do uso da frenagem regenerativa em veículos híbridos**. 2014. 112 f. Monografia (Especialização) – Escola de Engenharia Mauá do Centro Universitário do Instituto Mauá de Tecnologia, São Caetano do Sul.
- LEAR, George; MOSHER, Lynn S. **Manual completo da moto**. 3. ed. Hemus, 2000.
- LIMPERT, R., **Brake Design e Safety**, 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.

LIMPERT, R., **Brake Design e Safety**, 3 ed. USA, SAE International, 2011.

MALUF, O., ANGELONI, M., SANTOS, J. C., COLÓSI, M. A., SPINELLI, D., BOSE FILHO, W. W. **Desenvolvimento histórico e tecnológico dos discos de freio automotivos**. 7º International Brake Colloquium e Engineering Display. SAE 2005.

MDM CONEXÕES. **Conexões freios a ar**, 2015. Disponível em: [https://mdmconexoes.com.br/produtos/conexoes_freio_a_ar/index.html]. Acesso em 26 de janeiro de 2021.

MOORE, Hugo Ferreira. **Análise de desempenho de um controlador Bang-Bang em um sistema de freio ABS**. 2014. 89 f. Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília, Brasília.

NETO, Ed Pascoal Pessoa Martins. **Projeto e Dimensionamento de um sistema de freio aplicado a um protótipo de veículo para Competição fora de estrada**. 2018. 59 f. Monografia (Graduação) – Universidade Federal da Paraíba, Paraíba.

NICOLAZZI, L.C., Rosa, E. da, Leal, L.C.M. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automotores**. Brasil: Publicação interna do GRANTE - Depto de Engenharia Mecânica da UFSC. 2012.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas**. bookman editora, 2013.

ORTHWEIN, W.C., **Clutches and Brakes – Design and Selection**, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2004.

OSHIRO, D., **Brake Article**, USA, 1994.

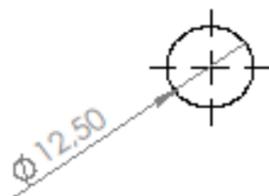
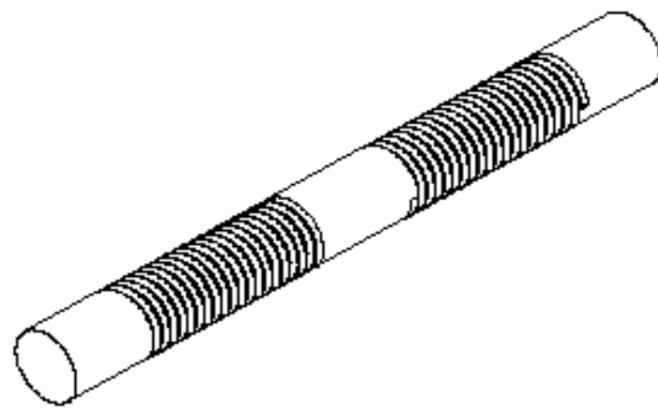
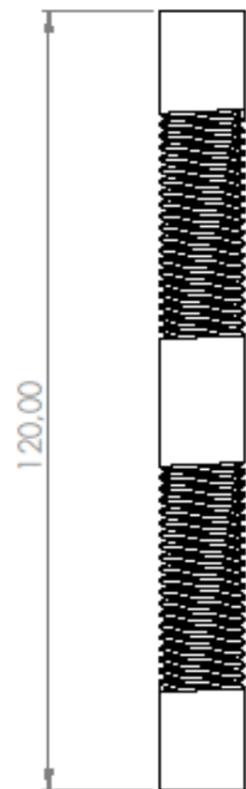
PUHN, F., **Brake Handbook**, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.

SAE BRASIL. **Fórmula Sae**, 2021. Disponível em: [<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil/>]. Acesso em 10 de junho de 2021.

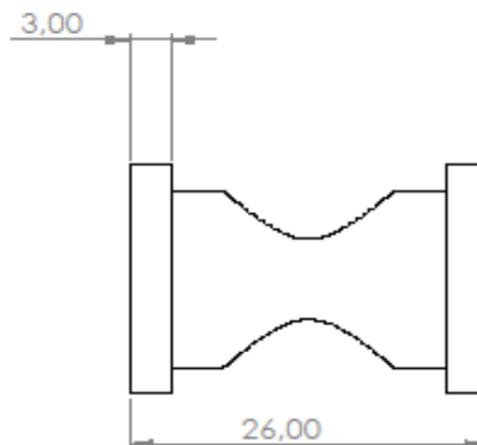
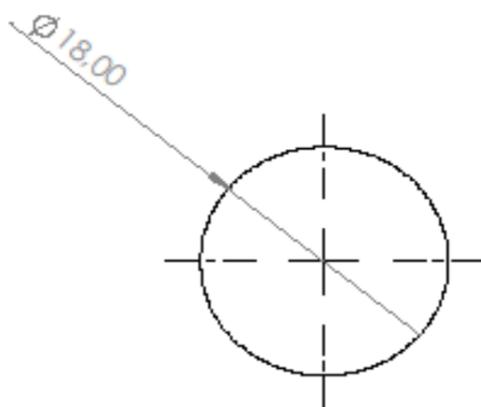
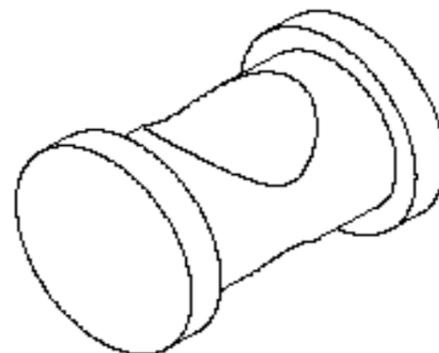
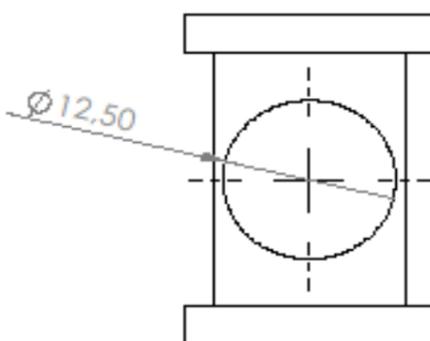
VIVEROS, Henry Pizarro. **Análise do desempenho na frenagem de um cavalo mecânico e semi-reboque com suspensão mecânica e sistema ABS mediante simulação em matlab/simulink**. 2010. 103 f. Dissertação (Mestrado) – Escola de Engenharia de São Carlos da Universidade de São Paulo, São Paulo.

WILWOOD. **MasterCylinder** No: **260-2636.** Disponível em:
[<https://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderProd?itemno=260-2636>]. Acesso
em 10 de outubro de 2021.

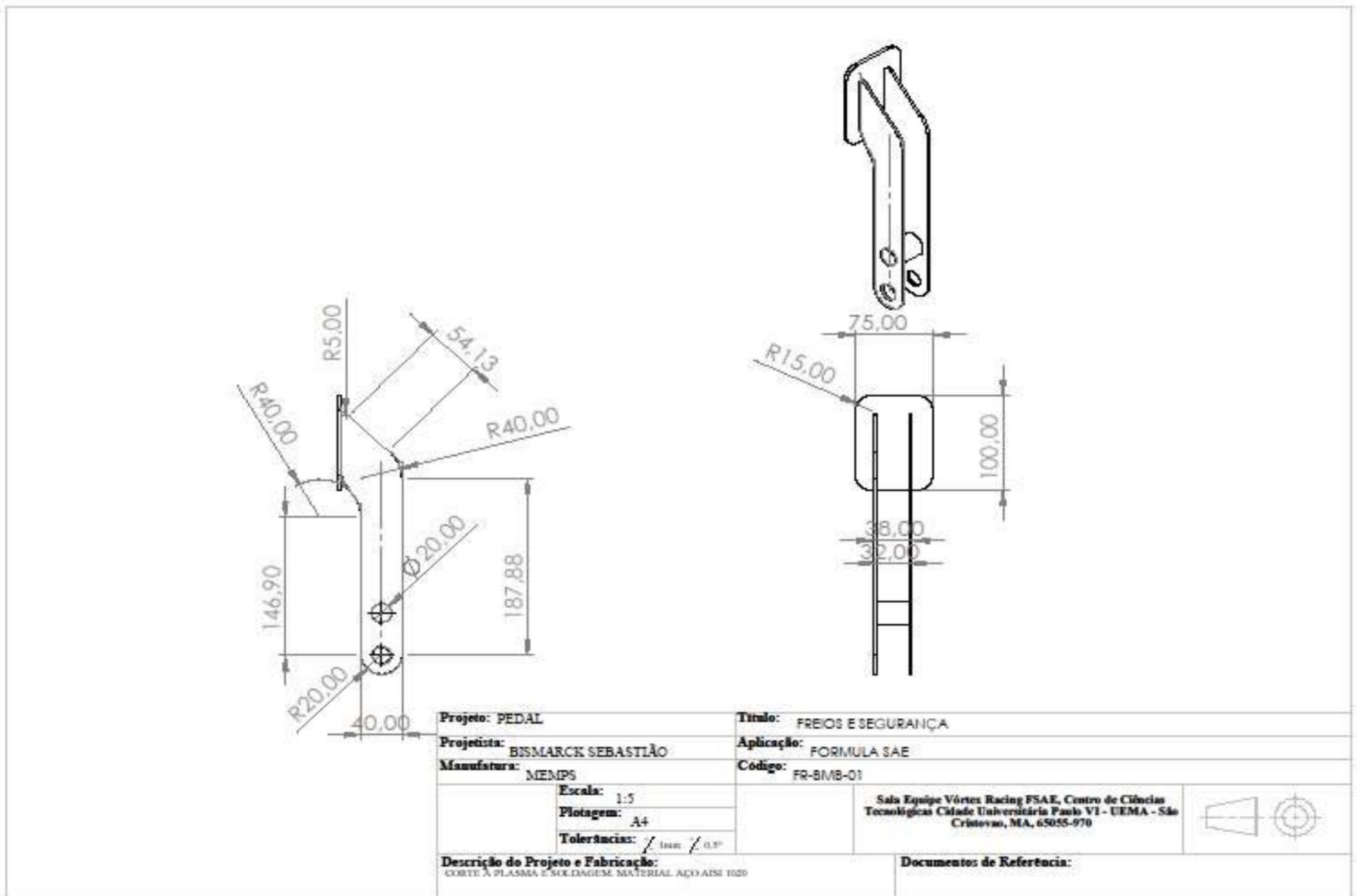
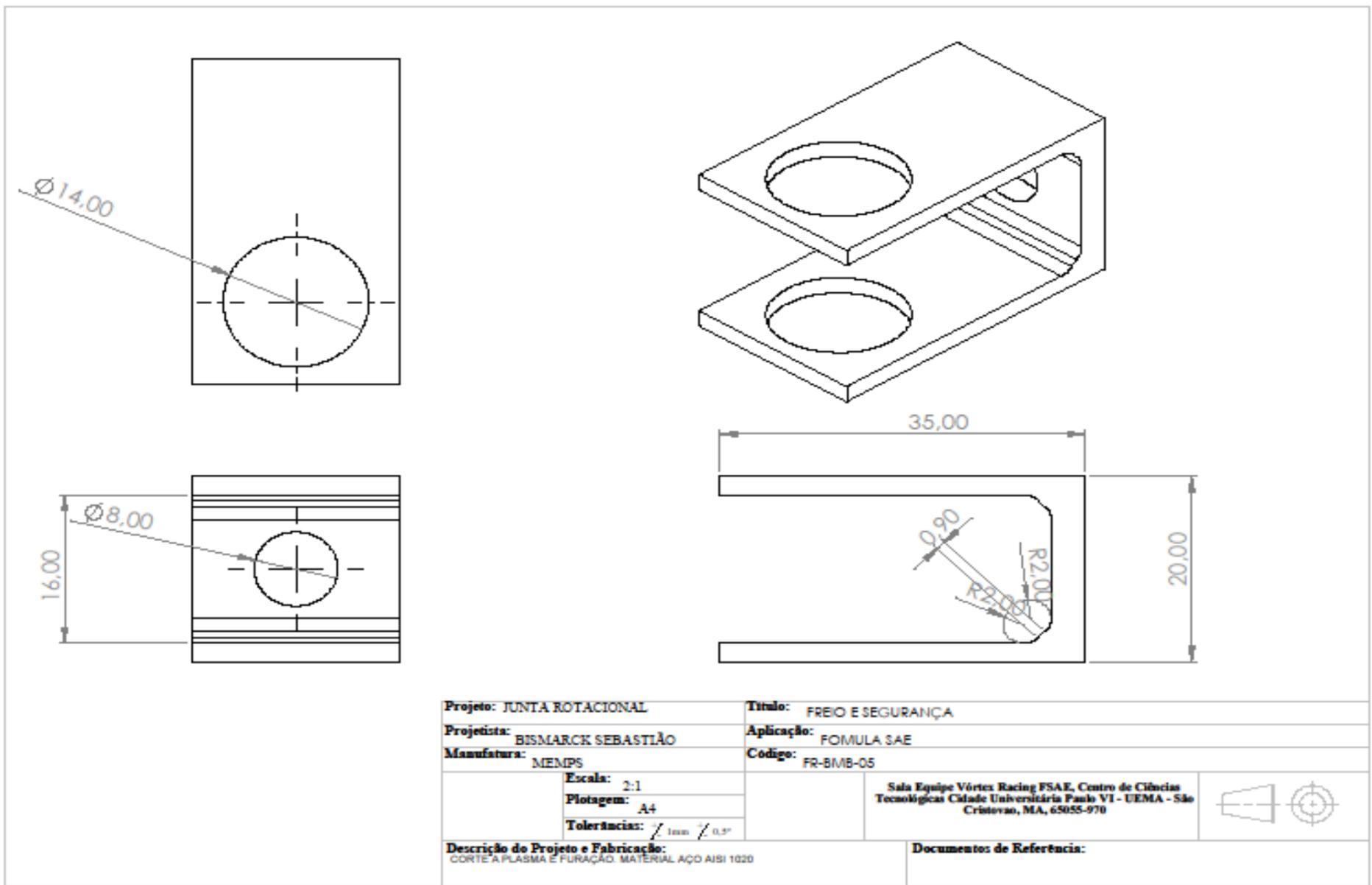
**APÊNDICE A - DESENHO TÉCNICO DOS COMPONENTES DO SISTEMA DE
FREIOS**

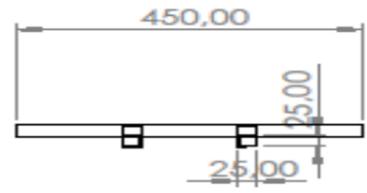
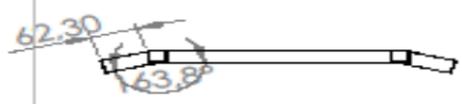
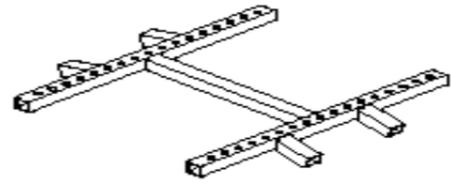
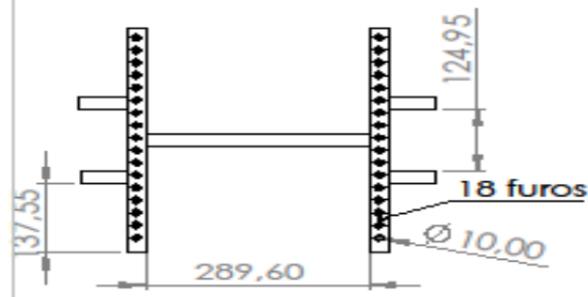


Projeto: BALANCE BAR		Título: FREIOS E SEGURANÇA	
Projetista: BISMARCK SEBASTIÃO		Aplicação: FORMULA SAE	
Manufatura: MEMPS		Código: FR-BMB-04	
Escala: 1:1 Plotagem: A4 Tolerâncias: $\pm 0,1$ $\pm 0,5$		Sala Equipe Vórtex Racing FSAE, Centro de Ciências Tecnológicas Cidade Universitária Paulo VI - UEMA - São Cristóvão, MA, 65055-970	
Descrição do Projeto e Fabricação: CORTE A PLASMA E ROSQUEAMENTO. MATERIAL AÇO AISI 1020			Documentos de Referência:

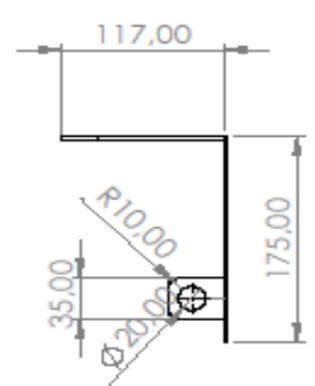
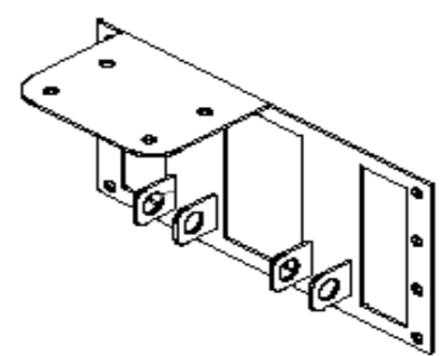
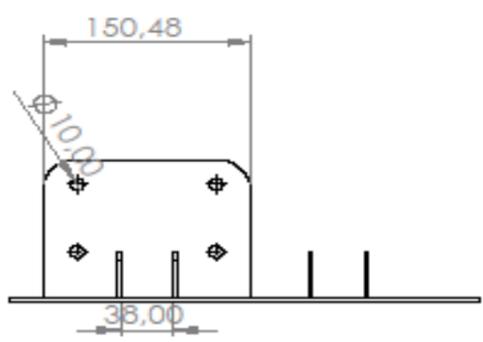


Projeto: EIXO DA JUNTA ROTACIONAL		Título: FREIOS E SEGURANÇA	
Projetista: BISMARCK SEBASTIÃO		Aplicação: FORMULA SAE	
Manufatura: MEMPS		Código: FR-BMB-06	
Escala: 2:1 Plotagem: A4 Tolerâncias: $\pm 0,1$ $\pm 0,5$		Sala Equipe Vórtex Racing FSAE, Centro de Ciências Tecnológicas Cidade Universitária Paulo VI - UEMA - São Cristóvão, MA, 65055-970	
Descrição do Projeto e Fabricação: CORTE A PLASMA, FURAÇÃO E TORNEAMENTO. MATERIAL AÇO AISI 1020			Documentos de Referência:





Projeto: TRILHOS DO PEDAL BOX	Título: FREIOS E SEGURANÇA
Projetista: MATHEUS MEDEIROS SOUSA	Aplicação: FORMULA SAE
Manufatura: MEMPS	Código: FR-BMB-08
Escala: 1:10	Sala Equipe Vortex Racing FSAE, Centro de Ciências Tecnológicas Cidade Universitária Paulo VI - UEMA - São Cristóvão, MA, 65055-970
Plotagem: A4	
Tolerância: $\pm 1mm$ $\pm 0,5^\circ$	
Descrição do Projeto e Fabricação: CORTE A PLASMA, FURAÇÃO E SOLDAGEM. MATERIAL METALON	Documentos de Referência:



Projeto: SUPORTE DO PEDAL	Título: FREIOS E SEGURANÇA
Projetista: BISMARCK SEBASTIÃO	Aplicação: FORMULA SAE
Manufatura: MEMPS	Código: FR-BMB-02
Escala: 1:5	Sala Equipe Vortex Racing FSAE, Centro de Ciências Tecnológicas Cidade Universitária Paulo VI - UEMA - São Cristóvão, MA, 65055-970
Plotagem: A4	
Tolerância: $\pm 1mm$ $\pm 0,5^\circ$	
Descrição do Projeto e Fabricação: CORTE A PLASMA, FURAÇÃO E SOLDAGEM. MATERIAL AÇO AISI 1020	Documentos de Referência: