

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

EDMUNDO HENRIQUE FASSULLA ODEBRECHT

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE

LONDRINA

2023

EDMUNDO HENRIQUE FASSULLA ODEBRECHT

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE

Braking System Design applied to a Baja SAE Vehicle

Trabalho de Conclusão de Curso de graduação,
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica, da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).
Orientadora: Janaína Fracaro de Souza Gonçalves.

LONDRINA

2023



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

EDMUNDO HENRIQUE FASSULLA ODEBRECHT

PROJETO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A UM VEÍCULO BAJA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação
apresentado como requisito para obtenção do título de
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 15/maio/2023

Janaína Fracaro de Souza Gonçalves
Doutora em Engenharia Mecânica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Amadeu Lombardi Neto
Doutor em Engenharia Metalúrgica
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Roger Nabeyama Michels
Doutor em Agronomia
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

LONDRINA

2023

RESUMO

Este trabalho apresenta o projeto de um sistema de freio voltado a um veículo Baja, que visa contemplar as normas da competição, obter uma boa resposta e distribuição de frenagem, simplicidade de fabricação, montagem e manutenção, custo e massa reduzidos, além de resistir com segurança aos esforços esperados. Para isso, foi realizada uma revisão bibliográfica, elencando os requisitos do regulamento, conceitos de dinâmica veicular e características dos componentes de um sistema de freio hidráulico automotivo. A partir das referências e experiência obtida no projeto de extensão, selecionou-se pinças de freio e cilindro mestre de modelos comerciais, vistos como os mais adequados para o projeto, determinou-se os diâmetros dos discos de freio e modelou-se o pedal de freio e um suporte para este e o cilindro mestre. A fim de definir uma geometria resistente e leve, efetuou-se uma simulação estática estrutural e otimização topológica do corpo do pedal a fim de resistir a uma força de 2000 N. Além disso, realizou-se uma análise volumétrica da quantidade de fluido de freio, poucas vezes considerada em trabalhos similares. Discorreu-se sobre o conjunto obtido, que através dos cálculos é capaz de travar ambos os eixos em via pavimentada com uma força de aplicação inferior a 445 N. O custo total do sistema foi estimado em R\$ 1300,00 sem válvula de proporcionalidade regulável e R\$ 1540,00 com o dispositivo para o refinamento do sistema. Por fim, realizou-se algumas recomendações para trabalhos futuros.

Palavras-chave: simulação estática estrutural; otimização topológica; válvula de proporcionalidade.

ABSTRACT

This work presents the design of a brake system developed for a Baja vehicle, which intends to contemplate the competition rules, obtain a good response and braking distribution, simplicity of manufacture, assembly and maintenance, reduced cost and mass, in addition to resisting with security to expected efforts. With this intention, a bibliographic review was carried out, listing the requirements of the regulation, concepts of vehicle dynamics and characteristics of automotive hydraulic brake system components. From the references and experience obtained in the extension project, commercial brake calipers and master cylinder were selected, seen as the most adequate for this project. The diameters of the brake discs were determined. The brake pedal and a support for it and the master cylinder were modeled. In order to define a resistant and light geometry, a structural static simulation and topology optimization of the pedal body were carried out in order to resist a force of 2000 N. In addition, a volumetric analysis of the brake fluid quantity was carried out, which is rarely considered in similar works. The obtained set was discussed, which is theoretically capable of locking both axles on a paved road with an application force lesser than 445 N. The total cost of the system was estimated at R\$ 1300.00 without adjustable proportionality valve and R\$ 1540.00 with the system refinement device. Finally, some recommendations for future work were made.

Keywords: static structural simulation; topology optimization; proportioning valve.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Sistema de coordenadas.	14
Figura 2 – Transferência de Carga.....	15
Figura 3 – Sistema de Freio Automotivo.....	16
Figura 4 – Modos de determinar a razão de pedal.	17
Figura 5 - Configurações de pedal de freio.....	18
Figura 6 - Cilindro Mestre Tandem.	19
Figura 7 – Linhas rígidas de cobre (esquerda), inox (direita) e conexões.	21
Figura 8 - Tipos de Flanges para uso em Linhas Rígidas de Freio.....	22
Figura 9 – Mangueiras de Freio de Borracha e de Aço Inox Trançado.....	22
Figura 10 – Conexão tipo Banjo Crimpada.	23
Figura 11 – Conexão 3 AN / AN 3 Reutilizável.	23
Figura 12 - Sentido da Força nos freios a disco e tambor.....	24
Figura 13 - Vista Explodida de um Tambor de Freio.	24
Figura 14 - Tambor de Freio Simplex.	25
Figura 15 - Tambor de Freio Duplex.	26
Figura 16 - Tambor de Freio Duo-Servo.	26
Figura 17 - Vista Explodida Freio a Disco.	27
Figura 18 – Desenho esquemático das pinças fixa e flutuante.....	28
Figura 19 – Geometria de pastilhas de freio	29
Figura 20 – Discos sólido e ventilado	29
Figura 21 – Freio a disco cerâmico, flutuante, ventilado e perfurado.	30
Figura 22 - Barra de Balanço Regulável.....	32
Figura 23 – Alinhamento adequado da barra de balanço.	32
Figura 24 – Interferência com o invólucro.	33
Figura 25 – Válvulas de proporcionalidade e combinada.....	34
Figura 26 – Sistema ABS.	35
Figura 27 – Sequência de Procedimentos.....	36
Figura 28 – Pinça e Disco dentro do aro 10.	46
Figura 29 – Disco de Freio Deformado.....	47
Figura 30 – Montagem pinça de freio, disco e homocinética.	47
Figura 31 – Desenho da barra com forças envolvidas.....	52
Figura 32 – Condições de contorno.	52
Figura 33 – Tensões normais no eixo Y.	53
Figura 34 – Tensão Equivalente de Von Mises.	53
Figura 35 – Tensão Equivalente de Von Mises.	54
Figura 36 – Otimização Topológica.	54
Figura 37 – Validação da nova geometria.	55
Figura 38 – Montagem do pedal e cilindro mestre no protótipo LB05.....	56
Figura 39 – Nova modelagem do conjunto	56
Gráfico 1 - Pressão no Cilindro mestre x Linha de freio Traseira - Válvula de Proporcionalidade.....	34
Gráfico 2 – Transferência Longitudinal de Carga.....	42
Gráfico 3 – Curva Ótima de Frenagem Normalizada	43
Gráfico 4 – Curva Ótima X Razão de frenagem com válvula de proporcionalidade.	58

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados estimados para o protótipo	42
Tabela 2 – Coeficientes de atrito.....	44
Tabela 3 – Pinças de freio.....	45
Tabela 4 – Cilindros mestre.....	48
Tabela 5 – Volume e curso análise simplificada.....	50
Tabela 6 – Análise Volumétrica detalhada	51
Tabela 7 – Parâmetros do Sistema	57
Tabela 8 – Valor dos componentes	59

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

SAE	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade
RATBSB	Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil
ISO	Organização Internacional de Normalização
DIN	Instituto Alemão para Normalização
FMVSS	Norma Federal de Segurança para Veículo Automotor dos Estados Unidos
DOT	Departamento de Transportes dos Estados Unidos
CG	Centro de Gravidade
ABS	Sistema de frenagem anti-travamento
ESP	Controle eletrônico de estabilidade
ATV	Veículo para todo tipo de terreno / quadriciclo
SSV	Veículo com assentos lado a lado
UTV	Veículo para tarefas utilitárias

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	10
2	JUSTIFICATIVA.....	11
3	OBJETIVOS	12
3.1	Objetivo Geral	12
3.2	Objetivos Específicos	12
4	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	13
4.1	Dinâmica Veicular.....	14
4.2	Sistema de Freio.....	15
4.2.1	Pedal de Freio	16
4.2.2	Servo Freio.....	18
4.2.3	Cilindro Mestre	19
4.2.4	Fluido de Freio.....	19
4.2.5	Linhas e Conexões.....	21
4.2.6	Freios de Roda	23
<u>4.2.6.1</u>	<u>Freios a tambor</u>	<u>24</u>
<u>4.2.6.2</u>	<u>Freios a disco</u>	<u>26</u>
4.2.7	Materiais de Fricção	30
4.2.8	Dispositivos para Ajuste da Distribuição de Frenagem e Assistências...31	
<u>4.2.8.1</u>	<u>Barras de Balanço</u>	<u>31</u>
<u>4.2.8.2</u>	<u>Válvulas Controladoras de Pressão</u>	<u>33</u>
<u>4.2.8.3</u>	<u>Sistemas de Frenagem Anti-Travamento</u>	<u>34</u>
<u>4.2.8.4</u>	<u>Controle Eletrônico de Estabilidade.....</u>	<u>35</u>
5	METODOLOGIA	36
5.1	Equacionamento.....	37
5.1.1	Dinâmica Veicular.....	37
5.1.2	Torque de Frenagem.....	38
5.1.3	Pressão no Sistema	39
5.1.4	Análise do Volume de Fluido	39
6	DESENVOLVIMENTO	42
6.1	Seleção das Pinças de Freio	44
6.2	Dimensionamento dos Discos de Freio	46
6.3	Seleção do Cilindro mestre	48
6.4	Seleção das Linhas de Freio	49

6.5	Análise Volumétrica de Fluido	49
6.6	Projeto do Pedal de Freio	51
6.7	Suporte do Pedal e Cilindro Mestre	55
6.8	Análise do conjunto	56
6.9	Análise Financeira	58
7	CONSIDERAÇÕES FINAIS	60
	REFERÊNCIAS	61

1 INTRODUÇÃO

A invenção da roda foi uma das mais marcantes da história da humanidade, tornando o transporte de cargas ou pessoas mais rápido e fácil. Entretanto, nasceu com isso a necessidade de um artifício para ajudar a desacelerar e cessar o movimento no momento desejado. O freio surgiu para cumprir essa função básica e evoluiu ao longo do tempo, empregando novas tecnologias para alcançar maiores níveis de segurança, a fim de atender padrões mais rigorosos a cada dia.

Atualmente, pesquisadores de diversas áreas inerentes aos sistemas de freio voltam seus esforços para o desenvolvimento de sistemas autônomos com foco em frenagem de emergência, empregando sensores e inteligência artificial, além de sistemas de frenagem regenerativos, especialmente para aplicação em veículos eletrificados e materiais de atrito menos nocivos ao meio ambiente.

Este estudo, todavia, busca descrever o dimensionamento completo de um sistema de freio voltado ao programa estudantil Baja, promovido pela Sociedade de Engenheiros de Mobilidade (SAE) e não explorar ou desenvolver novas tecnologias em si. A proposta do programa é instigar os alunos a trabalharem em equipe para desenvolver um veículo de competição para uso fora de estrada, permeando o projeto conceitual, detalhamento, fabricação, montagem e execução de testes, enriquecendo a formação de novos engenheiros.

O trabalho pretende repensar o sistema de freio do protótipo da equipe buscando mitigar problemas enfrentados. O seu desenvolvimento priorizou o atendimento das normas exigidas para aprovação na prova de segurança, baixo custo devido as restrições orçamentárias da equipe, simplicidade para montagem e manutenção, robustez para resistir aos esforços, massa reduzida, boa distribuição de frenagem e ergonomia para que o condutor se sinta seguro e confortável ao dirigir.

Durante a execução do trabalho, revisou-se o regulamento técnico, livros e trabalhos científicos na área, cujos pontos chave foram sintetizados na revisão bibliográfica. Os procedimentos e fórmulas utilizadas foram dispostos na seção de metodologia. O dimensionamento e a seleção de componentes para o sistema foram descritos na parte de desenvolvimento. Comparou-se a condição ótima de frenagem com estimada por cálculos analíticos para os componentes utilizados e, por fim, foram feitas algumas considerações e sugestões para trabalhos futuros.

2 JUSTIFICATIVA

As especificações do Baja não compartilham muitas características com automóveis comuns, apresentando algumas semelhanças com quadriciclos (ATVs), porém com uma estrutura fechada para proteger o piloto e volante ao invés de guidão, remetendo a uma miniatura de SSV (veículo de assento lado a lado) ou UTV (veículo para execução de tarefas utilitárias). Assim, é necessário adaptar peças comerciais ou, até mesmo, confeccionar componentes próprios.

Um bom sistema de freio é vital para segurança de quem está dentro ou fora do carro, logo, é um tema muito importante a ser tratado. A pesquisa, por sua vez, fundamenta o dimensionamento de um conjunto de freios que seja eficiente e equilibrado, por meio da compreensão da física do problema e aquisição de conhecimentos prévios sobre o assunto.

O trabalho busca apresentar um sistema de freio que pretende revelar melhorias em relação ao anteriormente utilizado e, por meio do registro da pesquisa bibliográfica, somada à prototipagem, montagem e teste servir como um material de consulta para futuros estudos. Dessa maneira, espera-se contribuir como base para avanços tanto a nível de estudantes, participantes dos programas da SAE Baja ou Fórmula, quanto pessoas ou empresas que desejam produzir seus próprios veículos.

3 OBJETIVOS

Os objetivos foram divididos em objetivo geral, apresentando a ideia central, e objetivos específicos, elencando os processos necessários para atingir tal finalidade.

3.1 Objetivo Geral

O trabalho tem como objetivo relatar o dimensionamento e a seleção de componentes para o sistema de freio de um veículo Baja SAE, com a finalidade de obter um conjunto simples, confiável, de fácil manutenção, custo e massa reduzidos.

3.2 Objetivos Específicos

Os objetivos específicos envolvem:

- Elencar conhecimentos da literatura pertinentes ao tema;
- Correlacionar as variáveis em um passo a passo para o dimensionamento primário do sistema de freio;
- Identificar pontos de falha e possibilidades de melhoria tanto para o protótipo;
- Avaliar possíveis soluções, considerando fatores como: existência de componentes comerciais que atendem a necessidade, custo de aquisição ou fabricação, qualidade, desempenho, resistência, durabilidade, facilidade de manutenção, disponibilidade de peças de reposição;
- Executar as melhorias propostas, seja por meio de seleção e compra, ou projeto e confecção, seguido da montagem do sistema;
- Validar o dimensionamento por meio de testes e mensurar a evolução atingida.

4 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Sistemas de frenagem são indispensáveis para condução segura de um automóvel em condições de tráfego rodoviário e estão sujeitos, portanto, a rigorosos requisitos legais (Reif, 2014). Mostra-se a seguir as exigências do Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB):

- O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja acionado por um único pé.
- A conexão entre pedal e cilindro mestre deve ser rígida, sendo proibida a utilização de cabos.
- O freio deve ser capaz de travar todas as rodas tanto em condição estática como em movimento em superfícies pavimentadas ou não.
- O sistema deve ser segregado em ao menos dois circuitos independentes de forma que, mesmo que haja falha ou vazamento em um dos circuitos, seja mantida a capacidade de frenagem em pelo menos duas rodas.
- Freios no eixo motor devem atuar no eixo final, sendo proibidas configurações que atuem em eixos intermediários da transmissão.
- Sistemas de freio auxiliares que atuem seletivamente em algumas rodas são permitidos desde que os itens anteriores sejam atendidos.
- Nenhum freio deve atuar sem que a luz de freio se ilumine. Ela deve ser acionada por meio de interruptores de pressão hidráulica necessários em cada circuito independente de modo que a luz se acenda sempre que houver pressão em um deles.
- Todas as linhas de freio devem ser firmemente fixadas e não passar por baixo do veículo, gaiola de proteção, braços de suspensão ou eixos oscilantes.
- As linhas não podem encostar em arestas cortantes, devem possuir faixa de movimento completa para não ser sujeita a tração com o movimento da suspensão e direção e não serem esmagadas em qualquer posição.
- As linhas precisam ser projetadas para a pressão esperada no sistema e quimicamente compatíveis com o fluido utilizado. Linhas de plástico são estritamente proibidas.

O freio deve ser capaz de parar um veículo na menor distância possível sob as mais diversas condições de uso, tais como: carregado ou vazio, piso seco ou

molhado, velocidade baixa ou alta, aclone ou declive, reta ou curva. Nicolazzi (2012) ressalta que a confiabilidade do sistema não deve ser comprometida pela poeira, temperatura ou desgaste e deve exigir o mínimo de manutenção e regulação possível, visto que os motoristas raramente o usam em situações limites para notar alguma perda de desempenho e podem ser descuidados com a manutenção.

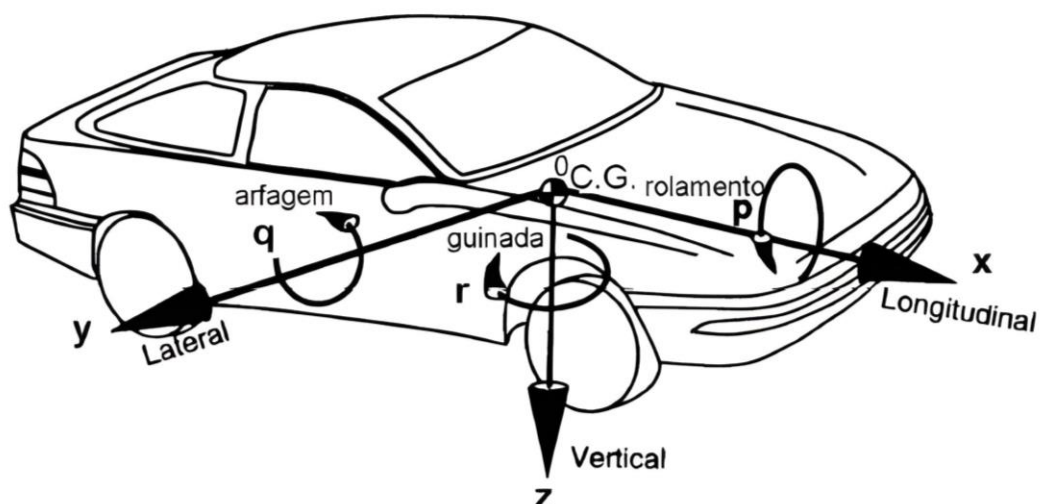
Para projetar um sistema de freio veicular é necessário entender a dinâmica envolvida e o limite de aplicação das forças. De acordo com Limpert (2011), qualquer força exercida para frenagem, curva ou aceleração depende, sobretudo, da aderência entre pneu e solo, sendo possível aplicar apenas forças iguais ou inferiores ao produto da força normal pelo coeficiente de atrito disponível.

4.1 Dinâmica Veicular

A compreensão da dinâmica veicular pode se dar de duas formas: a empírica e a analítica. A primeira se baseia na tentativa e erro, conforme a observação e experiência prática, já a última busca descrever os fenômenos por meio de modelos matemáticos fundamentados nas leis da física, permitindo prever o comportamento de acordo com os fatores considerados. (GILLESPIE, 1992).

A Figura 1 mostra um sistema de coordenadas localizado no centro de gravidade de um carro conforme a convenção da SAE.

Figura 1 – Sistema de coordenadas.

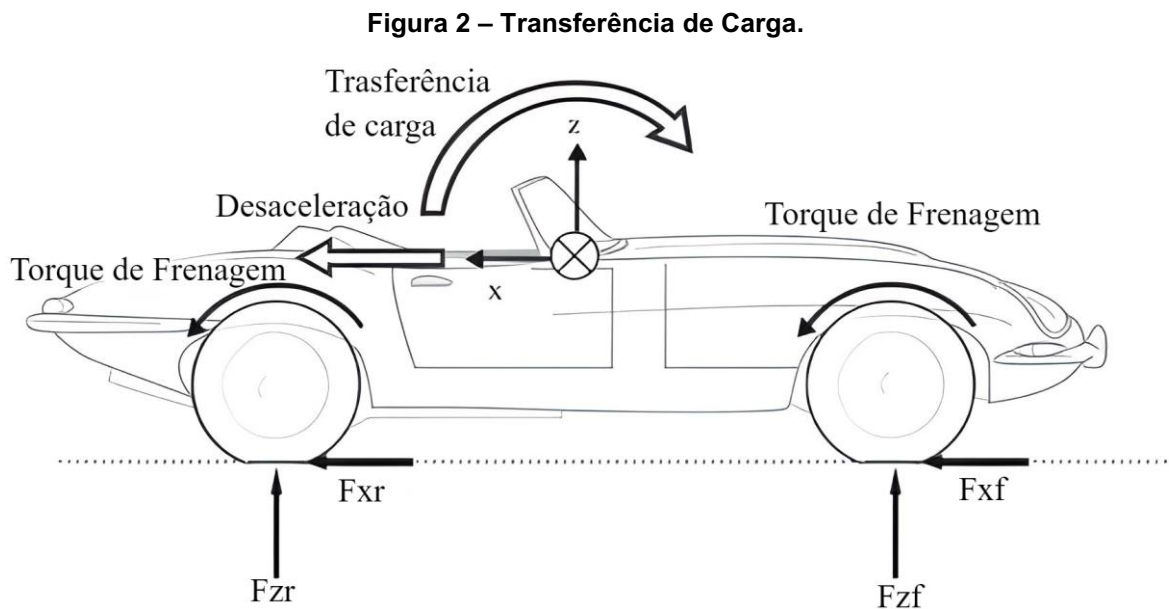


Fonte: Adaptado de Gillespie (1992).

A modelagem matemática depende de hipóteses simplificadoras e deve ser validada em testes de campo para verificar se condiz com a situação real. O modelo pode partir de abordagens simples, considerando massas concentradas, até as mais

complexas, empregando elementos finitos (FEM), sistemas mecânicos multicorpos e elementos não lineares (COSTA; IDEHARA, 2021). Gillespie (1992) diz que, numa frenagem o veículo inteiro desacelera, logo, avaliá-lo como um corpo rígido com massa aglomerada no seu centro de massa é uma simplificação plausível.

Durante o processo de frenagem, há uma transferência de carga do eixo traseiro para o dianteiro que depende da desaceleração do veículo, altura do centro de gravidade (CG) e distância entre eixos. Quanto mais curta a distância entre eixos e mais alto o CG, maior será a transferência para a mesma desaceleração e vice-versa (COSTA; IDEHARA, 2021). Esse efeito é ilustrado na Figura 2 e influencia na capacidade de gerar forças de frenagem em cada eixo (BLUNDELL; HARTY, 2015).



Fonte: Adaptado de Blundell; Harty (2015).

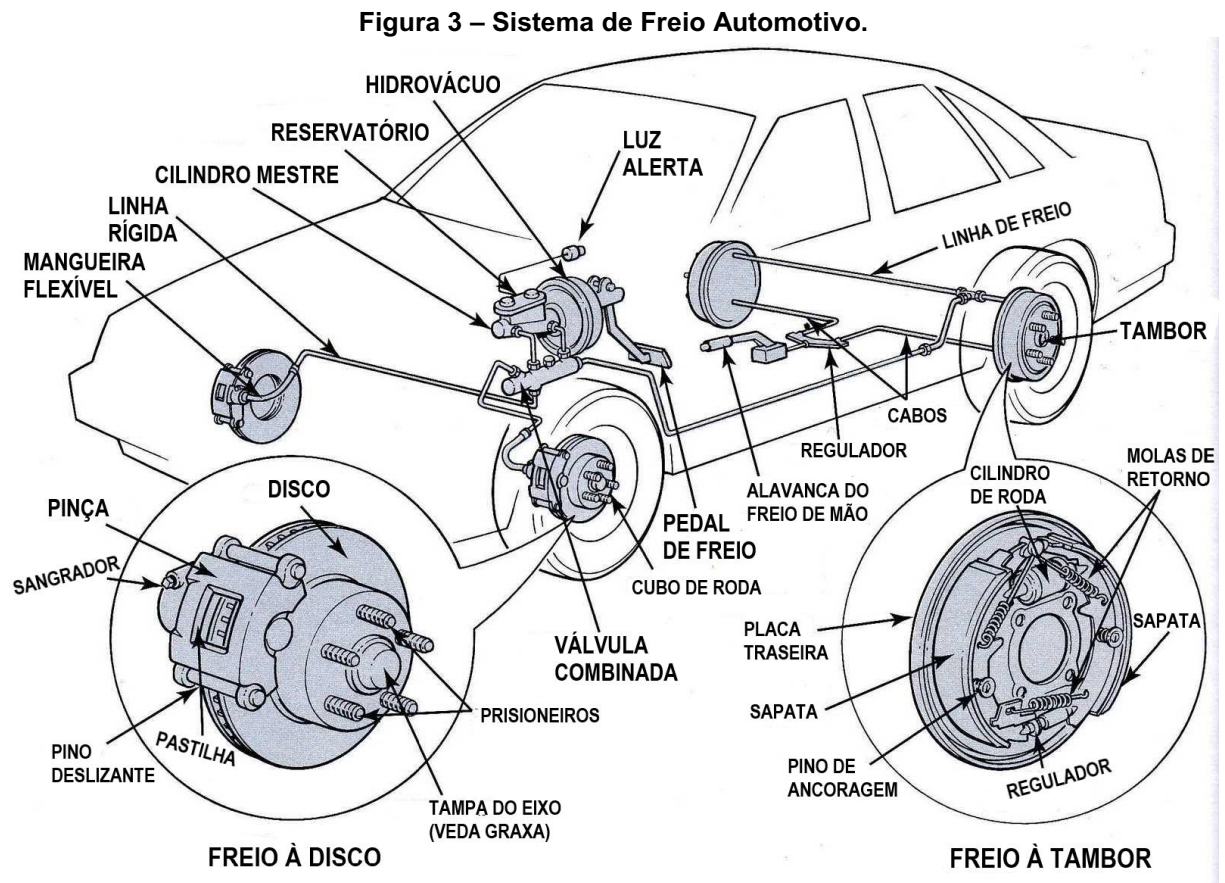
4.2 Sistema de Freio

Seraphim (2020) diz que muitas equipes de Baja tem dificuldade e passam apuros na hora de fazer com que as rodas do veículo travem na prova de segurança, mesmo sendo uma tarefa simples e facilmente executada por qualquer carro antigo.

O funcionamento do sistema de freio em qualquer Baja começa com a aplicação de força no pedal que provê um ganho mecânico conforme sua geometria para acionar o cilindro mestre. O pistão do cilindro mestre desloca e pressuriza o fluido através de uma linha hidráulica, normalmente dividida em uma parte rígida e outra

flexível. Esse óleo empurra o êmbolo da pinça, que pressiona a pastilha contra o disco de freio, gerando atrito. Nesse processo há um ganho hidráulico devido a razão entre as áreas dos êmbolos do cilindro mestre e da pinça (SERAPHIM, 2020).

Na Figura 3 é possível visualizar a disposição geral dos componentes de um sistema de freio automotivo.



Fonte: Adaptado de Sivaramakrishnan (2013).

4.2.1 Pedal de Freio

O sistema de freio é acionado pelo motorista utilizando o pedal de freio, que deve possuir uma resposta sensível à força aplicada (REIF, 2014). Bons pedais de freio não devem quebrar ou deformar permanentemente sob a maior força que o condutor consegue aplicar, devem ser rígidos para não flexionar em excesso durante uma frenagem forte, devem pivotar livremente sem demasiado atrito, providenciar um braço de alavanca adequado e corresponder aos requisitos do piloto, acionamento do cilindro mestre e do conjunto (PUHN, 1985).

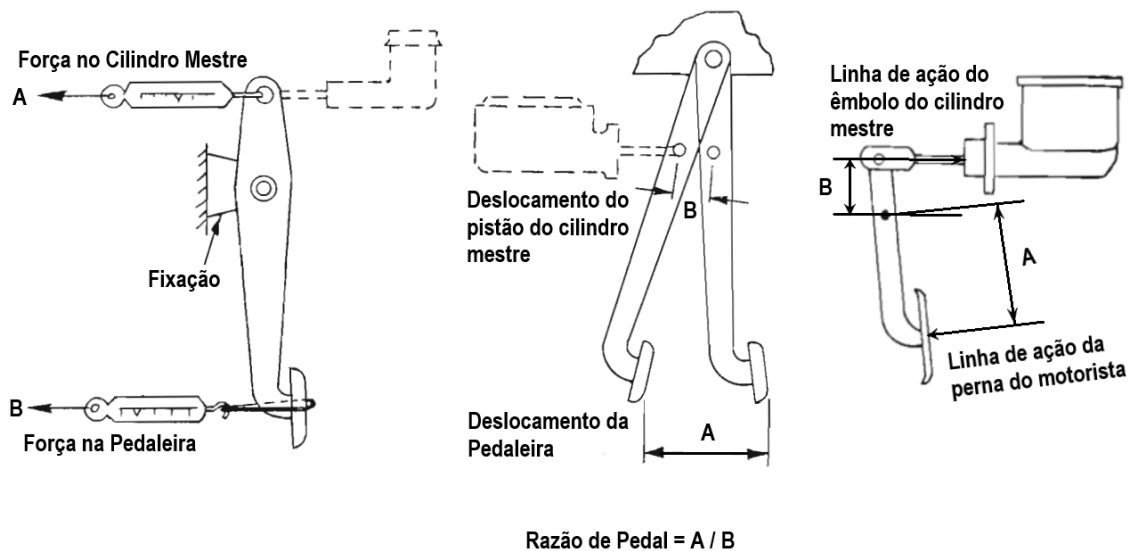
Limpert (2011) diz que para sistemas sem servo freio, o sistema deve ser projetado de forma que uma força de 445 a 489 N no pedal proporcione uma

desaceleração teórica de 1 g, considerando o veículo totalmente carregado com a sua capacidade bruta. Já para sistemas com servo freio, segundo o mesmo autor, uma força de 223 a 334 N deve produzir uma desaceleração de 0,9 a 1 g. Além disso, o auxílio deve entrar em ação com uma força inferior a 22 N e sua razão de multiplicação não deve ser maior que 6 para não comprometer a segurança em caso de falha.

Quanto ao movimento do pedal, tanto Limpert (2011), quanto Puhn (1985), destacam que o deslocamento máximo, da posição totalmente relaxada ao fim de curso do cilindro mestre, não deve exceder 150 mm. Para sistemas com auxílio, Limpert (2011) indica que o curso necessário para desaceleração de 1 g com freios frios (abaixo de 100 °C) deve ser menor que 90 mm, restando um curso sobressalente para a condições de perda de eficiência.

A razão de pedal indica quantas vezes a força aplicada é multiplicada pelo princípio da alavanca e pode ser determinada de 3 formas diferentes: razão das forças, deslocamentos ou medidas perpendiculares às forças de ação (PUHN, 1985). A Figura 4 demonstra como é feito em cada um dos métodos.

Figura 4 – Modos de determinar a razão de pedal.

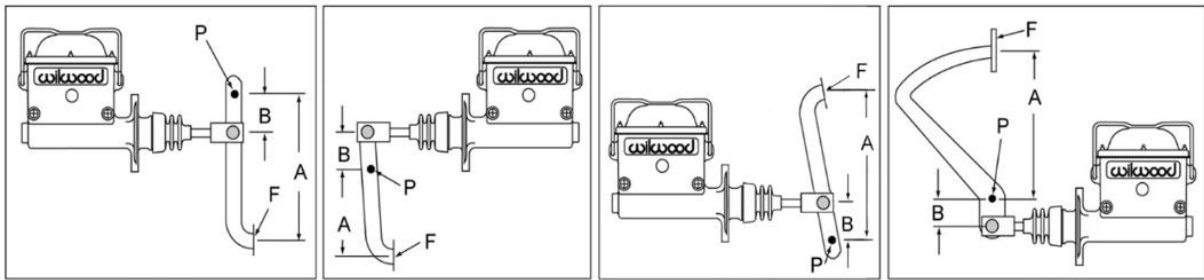


Fonte: Adaptado de Puhn (1985).

Na prática o valor da razão de pedal se altera conforme o seu movimento devido ao movimento angular do pivotamento, entretanto, em um bom projeto essa variação deve ser minimizada (PUHN, 1985).

A Figura 5 apresenta diferentes configurações de montagem do pedal e cilindro mestre, sendo as duas primeiras suspensas e as duas últimas no assoalho.

Figura 5 - Configurações de pedal de freio.



Fonte: Wilwood (2021).

Puhn (1985) relata que pedais montados no assoalho apresentam alguns pontos negativos, destacando a maior suscetibilidade à entrada de ar no sistema, necessidade frequente de cilindros mestre com reservatório remoto, mais complexos, e acúmulo de sujeira na articulação do pedal, sendo preferível utilizar pedais de freio do tipo suspenso.

Segundo a Wilwood (2021), a razão de pedal típica para sistemas sem auxílio de servo freio fica normalmente entre 6 e 7:1, já para os que possuem o auxílio de potência de frenagem, entre 4,5 a 5:1. Razões de pedal mais baixas elevam a rigidez e reduzem as forças no pivô e haste de acionamento. Já valores mais elevados reduzem o esforço muscular necessário e permitem a utilização de cilindros mestre com êmbolos maiores (PUHN, 1985).

4.2.2 Servo Freio

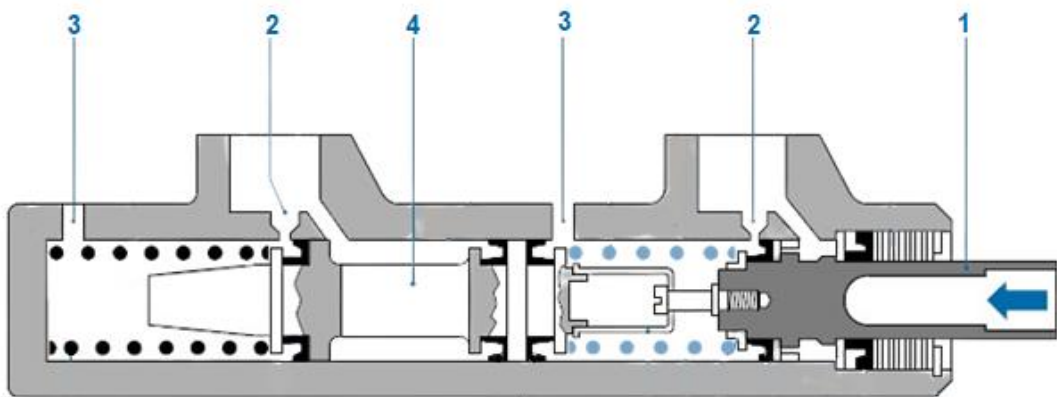
O dispositivo de servo freio mais comum para sistemas hidráulicos, conhecido no Brasil como hidrovácuo, utiliza uma câmara com diafragma, aproveitando o vácuo gerado no coletor de admissão do motor para potencializar a força de acionamento do cilindro-mestre, reduzindo a necessidade de esforço físico do condutor (FENSKE, 2013).

Existe outro tipo de mecanismo que utiliza a pressão hidráulica do sistema de direção para esse mesmo fim, sendo mais compacto que o de vácuo (FPAUTOPARTS, 2021). Esses dispositivos, apesar de largamente empregados em carros de passeio comerciais, não são exigidos nem comumente utilizados em projetos de baja.

4.2.3 Cilindro Mestre

O cilindro mestre, responsável por converter energia mecânica em hidráulica, pressurizando o fluido de freio nos circuitos conforme a força aplicada, é ilustrado na Figura 6. O requisito de que os veículos devem ser equipados com dois circuitos independentes pode ser atendido por meio da utilização de cilindros do tipo tandem, nos quais os pistões estão dispostos em série, um atrás do outro, no mesmo corpo de modo que se um circuito falhar, a pressão no outro circuito é mantida (REIF, 2014).

Figura 6 - Cilindro Mestre Tandem.



Fonte: Adaptado de Reif (2014).

Conforme o motorista pisa no pedal, a haste empurra o pistão (1), tampa o orifício de entrada de fluido (2) e desloca fluido pela saída (3). Quando a pastilha toca o disco, a pressão começa a aumentar conforme a força aplicada. A pressão é transferida pelo êmbolo flutuante (4) ao outro circuito, que age de maneira semelhante.

4.2.4 Fluido de Freio

O fluido, ou óleo de freio, como é popularmente chamado, é responsável por transmitir às pastilhas ou lonas de freio a força exercida no pedal do automóvel quando se deseja frear. A transmissão maior ou menor transmissão dessa força depende da eficiência do fluido, que, por sua vez, está atrelada à sua viscosidade. O fluido também possui papel importante na prevenção de vazamentos, impedindo que as borrachas do sistema se incham, contraíam ou ressequem. Os fluidos desenvolvidos para sistemas de freio e embreagem possuem como principais características: baixíssima compressibilidade e alto ponto de ebulição. (REIS, G. et al, 2015).

Os fluidos de freio são divididos em 4 classificações: DOT 3, DOT 4, DOT 5 e DOT 5.1. A maioria dos fluidos pertencem aos tipos 3, 4 ou 5.1, que são higroscópicos, ou seja, absorvem umidade do ar. A classe 5.1 não é higroscópica, mas é indicada para veículos que ficam parados por longos períodos de tempo como em veículos de uso militar e carros de colecionadores. (BAPP, G., 2016).

O Quadro 1 mostra as principais diferenças de propriedades físicas e químicas entre as classes, sendo considerado 3,7 % de umidade para o caso úmido:

Quadro 1 - Propriedades Físicas e Químicas das Principais Classes de Fluido DOT.

Classe	Ponto de Fusão Seco	Ponto de Fusão Úmido	Viscosidade a - 40 °C	Viscosidade a 100 °C	Composição Química
DOT 3	205 °C	140 °C	Máx. 1500 mm ² /s	Mín. 1,5 mm ² /s	Éter de Glicol
DOT 4	230 °C	155 °C	Máx. 1800 mm ² /s	Mín. 1,5 mm ² /s	Éter de Glicol / Éster de Borato
DOT 5	260 °C	180 °C	Máx 900 mm ² /s	Mín. 1,5 mm ² /s	Silicone
DOT 5.1	260 °C	180 °C	Máx. 900 mm ² /s	Mín. 1,5 mm ² /s	Éster de Borato / Éter de Glicol

Fonte: Garrett Bapp (2016).

Ainda segundo Bapp (2016), é desejável que o fluido possua ponto de ebulição seja elevado para evitar que, em situações de alta exigência e uso prolongado dos freios, haja vaporização do fluido, o que deixa o pedal 'borrachudo' e leva à redução do poder de frenagem.

É importante também que o fluido utilizado seja quimicamente compatível com o cilindro mestre, as linhas e as pinças ou pistões hidráulicos dos tambores. Normalmente, na tampa do cilindro mestre existem algumas orientações como: o tipo de fluido indicado, utilizar apenas fluidos novos, diretamente de embalagens lacradas e limpar a tampa antes de abrir o reservatório.

A umidade absorvida pelo fluido ao longo do tempo, além de reduzir o ponto de ebulição, intensifica a corrosão dos componentes. Assim, após um determinado tempo de uso é necessário trocar o fluido para que o sistema se mantenha confiável ao longo dos anos. O período recomendado para troca é de 2 anos, conforme Bapp (2016). Durante as manutenções programadas do veículo, entretanto, pode ser medido o grau de contaminação do fluido com um dispositivo que se assemelha a uma caneta, efetuando a troca ao atingir determinado grau de contaminação.

4.2.5 Linhas e Conexões

As linhas de freio são usualmente divididas em dois segmentos, uma parte composta por uma tubulação rígida e, a outra, por mangueiras flexíveis. Em automóveis comerciais, a maior parte é composta por linhas rígidas e, os flexíveis se restringem a áreas em que há movimento relativo dos componentes. Deve-se considerar principalmente amplitude do movimento das rodas devido ao trabalho dos sistemas de direção e suspensão para o dimensionamento dos flexíveis.

A linha rígida nada mais é do que um tubo metálico, confeccionado em liga de cobre-níquel ou aço inoxidável, conforme pode ser observado na Figura 7. As linhas de cobre são mais moles, sendo facilmente dobradas e flangeadas, além de apresentar maior resistência à corrosão, porém, a um custo mais elevado e maior suscetibilidade a danos na instalação ou por impactos. (AUTO PARTS U, 2020).

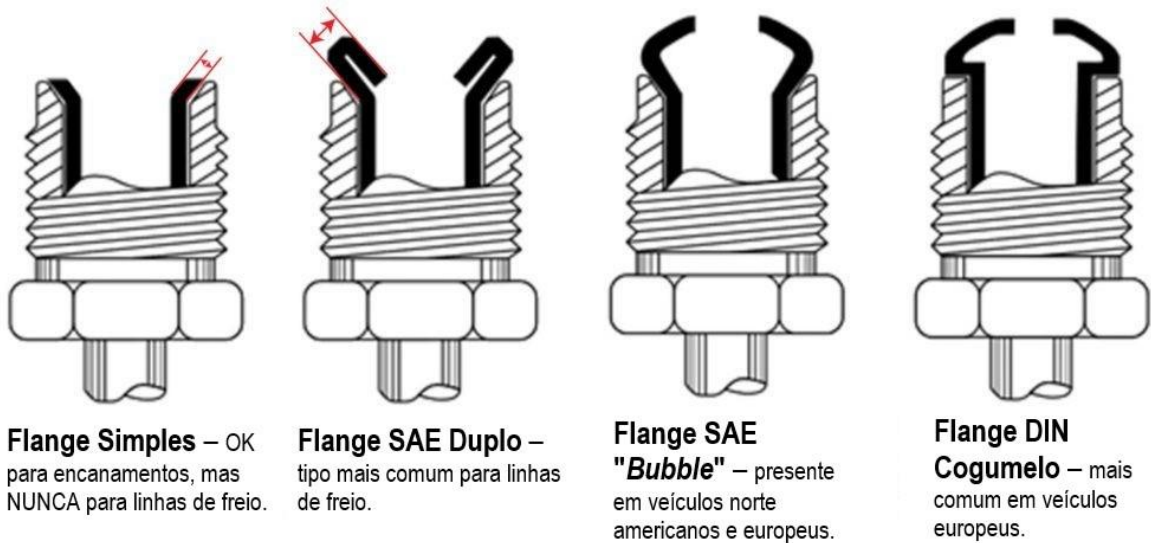
Figura 7 – Linhas rígidas de cobre (esquerda), inox (direita) e conexões.



Fonte: Anúncios do Mercado Livre.

Flanges, ilustrados na Figura 8, promovem a vedação nas conexões de linhas rígidas. Flanges do tipo simples não devem ser utilizadas para freios. Os flanges mais comuns para linhas de freios são do tipo duplo (*double*) e *“bubble”*. Esses flanges podem ser obtidos com auxílio de uma ferramenta chamada flangeador.

Figura 8 - Tipos de Flanges para uso em Linhas Rígidas de Freio.



Fonte: Adaptado de Rennlist (2020).

As mangueiras flexíveis são compostas normalmente de borracha. Produtos destinados a veículos de competição e o mercado de performance, por sua vez utilizam uma construção com parte interna de teflon e uma armadura em trama de aço inoxidável, conforme pode ser visto na Figura 9, para reduzir a expansividade da mangueira, deixando o sistema de freio com uma resposta mais direta.

Figura 9 – Mangueiras de Freio de Borracha e de Aço Inox Trançado.



Fonte: British Legends (2022).

Ao projetar um sistema, além de selecionar o tipo das linhas e mangueiras considerando sua resistência à pressão, baixa expansividade, resistência a fadiga para o movimento das mangueiras, é preciso se atentar ao método de montagem, os

locais por onde a linha vai passar, sua fixação, a não interferência entre linha e partes móveis do veículo, compatibilidade entre as conexões e forma de vedação.

Na Figura 10 é apresentada uma conexão do tipo olhal para banjo, a ser crimpada na mangueira (prensada). Essa conexão é utilizada para conectar mangueiras às pinças e, em alguns casos, ao cilindro mestre.

Figura 10 – Conexão tipo Banjo Crimpada.



Fonte: QDGY Acessories (2021).

Já a Figura 11 mostra uma conexão 3 AN / AN 3 do tipo reutilizável, comumente utilizada para conectar o flexível de freio à linha rígida, podendo ser utilizada também para conectar flexíveis a um T de distribuição, por exemplo.

Figura 11 – Conexão 3 AN / AN 3 Reutilizável.

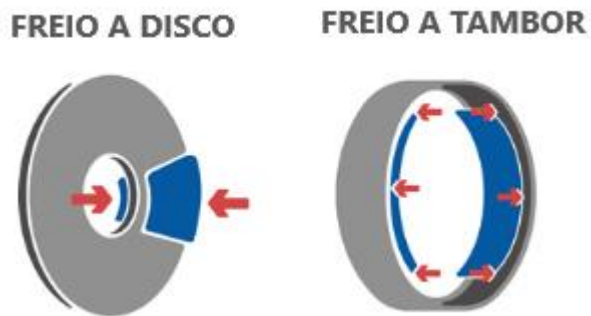


Fonte: Motamec (2015).

4.2.6 Freios de Roda

O funcionamento do sistema de freio principal de um automóvel se dá pelo atrito entre um corpo em movimento e outro estático, convertendo a energia cinética do veículo em calor, dissipando-o para o ambiente (PUHN, 1985). Os automóveis podem possuir freio à disco ou tambor, dependendo do uso ou característica do veículo (AKEBONO, 2020). Os dois tipos de freio e o sentido de aplicação do esforço são exemplificados na Figura 12.

Figura 12 - Sentido da Força nos freios a disco e tambor.



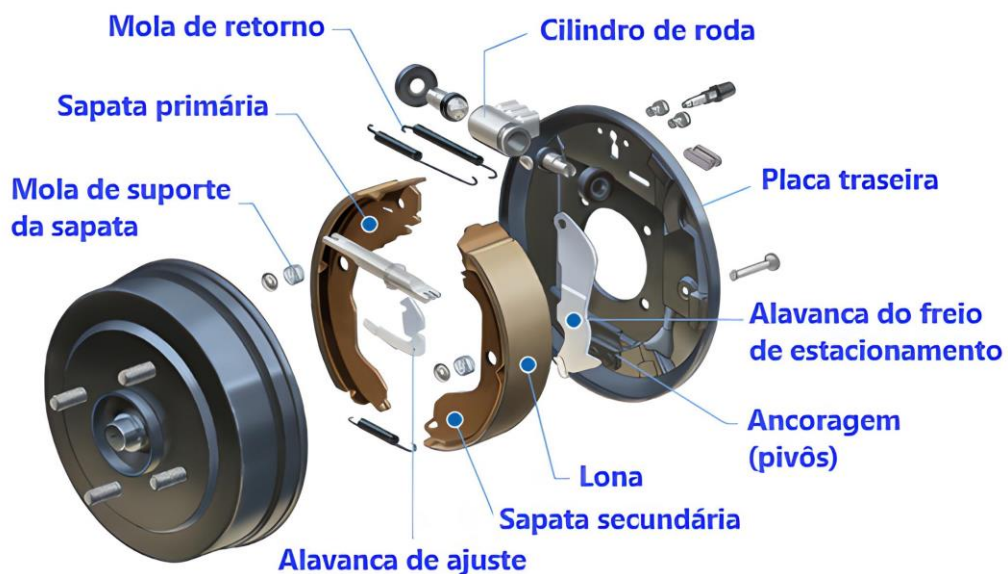
Fonte: Adaptado de Akebono (2021).

Em alguns casos são incorporados sistemas auxiliares para complementar a força do sistema convencional como: freio motor, freio aerodinâmico e freio regenerativo (AUTOENTUSIASTAS, 2015).

4.2.6.1 Freios a tambor

Nesse tipo de freio, o material de atrito é a lona, que é pressionada contra o tambor pela atuação das sapatas. Utilizando uma geometria auto-energizante, a rotação do tambor ajuda a pressionar a lona contra o mesmo, oferecendo força de frenagem superior ao comparar com freios à disco. Na Figura 13 é mostrada a vista explodida de um sistema de freio a tambor.

Figura 13 - Vista Explodida de um Tambor de Freio.



Fonte: Akebono (2021).

Existem 3 tipos de freio a tambor dependendo de como a sapata é pressionada contra o tambor: simplex, duplex e duo-servo.

O simplex, mostrado na Figura 14, possui um único cilindro de roda que pressiona as sapatas contra o tambor, sendo a sapata primária pressionada na direção de rotação do tambor, possuindo efeito auto-energizante e a secundária não. Ao inverter o sentido de rotação, o efeito também se inverte. Esse tipo é amplamente utilizado em freios traseiros de carros de passageiros. (AKEBONO, 2021).

Figura 14 - Tambor de Freio Simplex.



Fonte: Akebono (2021).

O duplex, apresentado na Figura 15, possui dois cilindros de roda, atuando as duas sapatas como primárias, cada cilindro pressiona uma sapata no sentido de rotação do tambor, promovendo maior força de frenagem que o simplex quando o automóvel se desloca para frente. Contudo, no sentido contrário, a relação se inverte, ambas funcionando como se fossem secundárias. Esse tipo é empregado especialmente nos freios dianteiros de caminhões de pequeno a médio porte. (AKEBONO, 2021).

Figura 15 - Tambor de Freio Duplex.



Fonte: Akebono (2021).

Já, no duo-servo, disposto na Figura 16, as duas sapatas são conectadas por um ajustador, fazendo com que o efeito auto energizante de uma sapata também seja aproveitado para energizar a outra sapata, ampliando a força de frenagem ainda mais do que no duplex. Esse tipo é utilizado para freios de estacionamento, freios centrais de caminhões e freios de empilhadeiras. (AKEBONO, 2021).

Figura 16 - Tambor de Freio Duo-Servo.

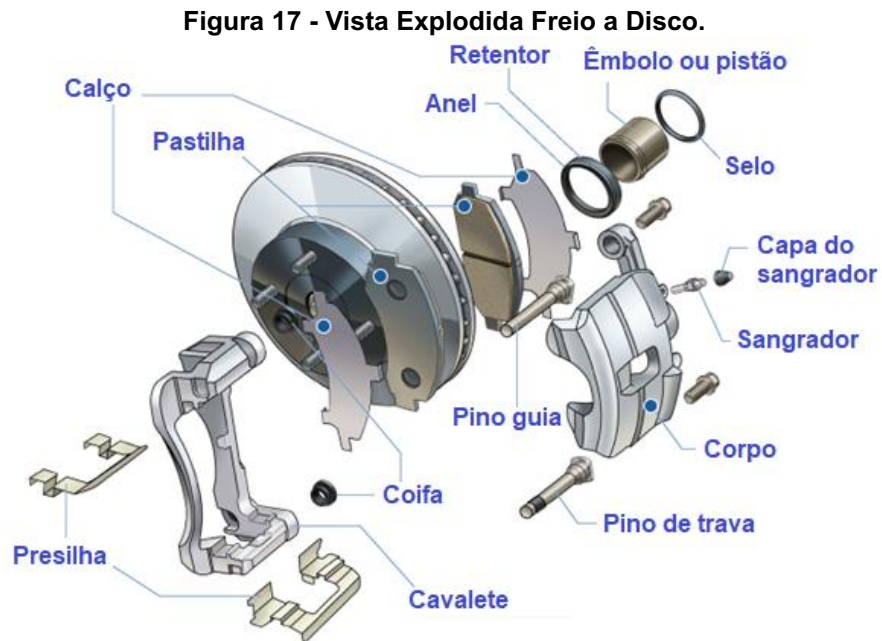


Fonte: Akebono (2021).

4.2.6.2 Freios a disco

Nos freios a disco o material de atrito é a pastilha de freio. Devido aos componentes estarem mais expostos à atmosfera, a dissipação de calor nesse tipo

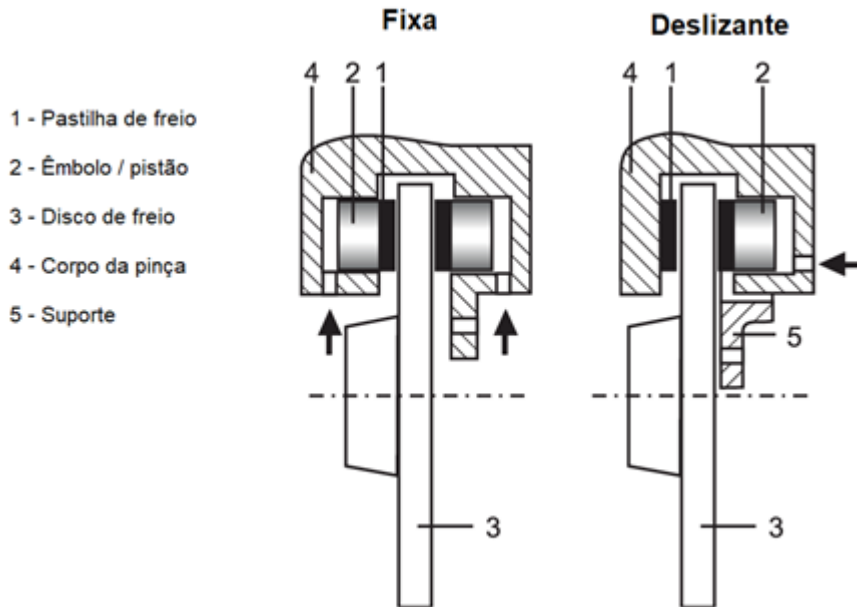
de arranjo é mais eficaz, sendo menos propenso à fadiga térmica. Outra vantagem é que o próprio giro expelle a água, diferente do tambor, que ao passar em áreas alagadas, pode ter sua força de frenagem drasticamente reduzida. (AKEBONO, 2021). Uma vista explodida desse tipo de freio é exposta na Figura 17.



Fonte: Adaptado de Akebono (2021).

Os freios a disco também são mais estáveis, apresentam uma relação linear entre força e desaceleração além de não apresentarem perdas por deflexão, já que o disco é pressionado de ambos os lados, diferentemente dos freios a tambor (AKEBONO, 2021). A construção das pinças de freio pode se dar de duas formas: fixa, com pistões contrapostos; ou flutuante, com pistões de um único lado e o corpo da pinça possuindo liberdade de movimento em relação a sua fixação, normalmente na manga de eixo, ilustradas na Figura 18.

Figura 18 – Desenho esquemático das pinças fixa e flutuante.

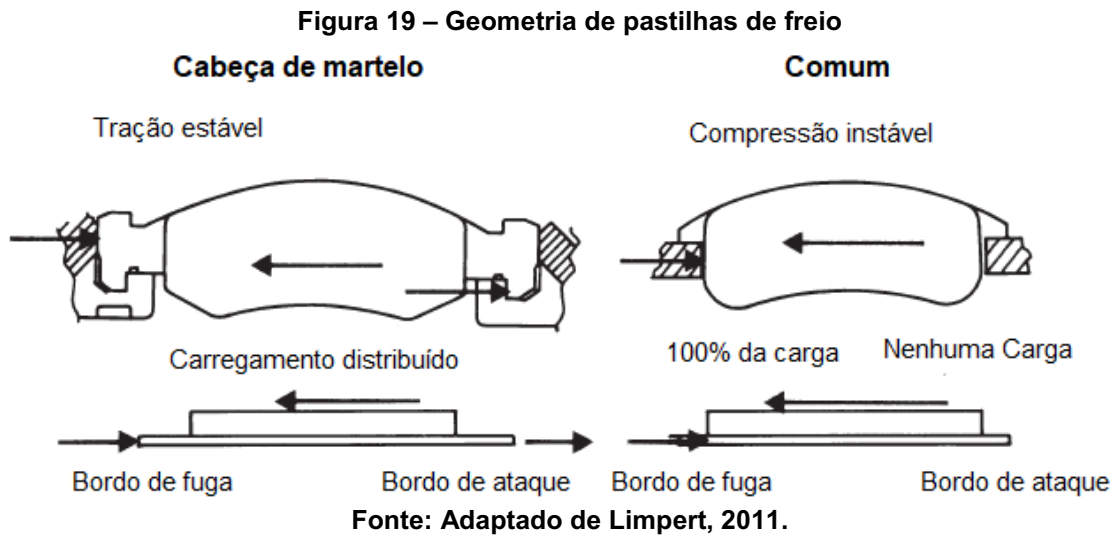


Fonte: LIERMANN, M.; STAMENN, C.; MURRENHOFF, H., 2007.¹

As pinças de freio flutuantes são mais leves, ocupam menos espaço, possuem menos pontos de vazamento, são mais fáceis de sangrar e financeiramente mais acessíveis. Entretanto, o êmbolo de um único lado é responsável pelo avanço e seu anel pelo retorno de ambas as pastilhas, causando uma tendência maior de arrastar e gerar ruídos (LIMPERT, 2011).

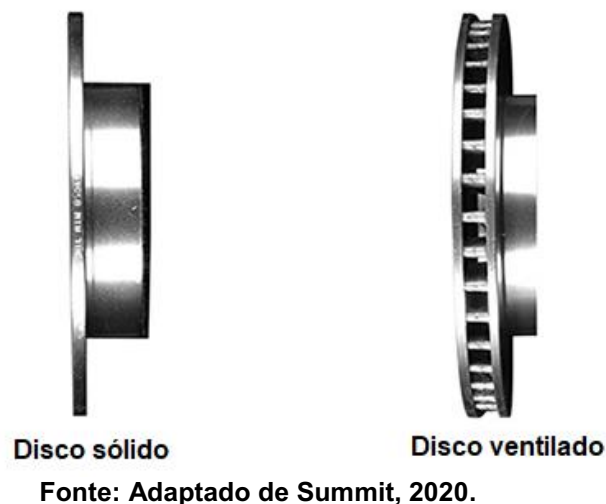
O desgaste das pastilhas em ambos os tipos tende a ser maior no bordo de ataque devido à pressão não uniforme provocada pelo torque de frenagem. Esse efeito pode ser minimizado adotando a geometria “cabeça de martelo”, exibida na Figura 19. Uma solução mais dispendiosa é o uso de pinças fixas com múltiplos êmbolos de diâmetros diferentes, menores no bordo de ataque e maiores no de fuga, normalmente utilizadas em carros de corrida e superesportivos.

¹ Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/229048752_Development_of_a_Self-Energizing_Electro-Hydraulic_Brake_SEHB. Acesso em 30 de janeiro de 2023.



Os discos de freio podem ser classificados em sólidos ou ventilados, rígidos ou flutuantes e sua superfície ainda pode conter furos ou ranhuras. Os sólidos são mais comuns, baratos e de fácil fabricação, enquanto os ventilados, caracterizados pela presença de duas pistas de frenagem espaçadas por aletas, permitem uma troca de calor mais eficiente (ROBINSON, 2018). A diferença pode ser vista na Figura 20.

Figura 20 – Discos sólido e ventilado



Furos e ranhuras tem a finalidade de limpar a superfície pastilha eliminando poeira ou gases formados pela ebulição da resina das pastilhas, contribuir com a troca de calor e resposta de frenagem. Os furos, no entanto, elevam o estresse térmico pois a região dos furos resfria mais rápido que o restante, provocando a formação de trincas. As ranhuras fragilizam menos o disco mas contribuem para o desgaste acelerado das pastilhas (BREMBO, 2019).

Nos discos flutuantes, o rotor e a flange são conectados por rebites que permitem movimento axial. A grande vantagem dessa configuração é evitar empenamentos e formação de trincas decorrentes do gradiente de temperatura, mas o alto valor agregado da solução restringe seu uso a freios especiais de veículos de competição e motos esportivas. Além disso, lama, areia e outros detritos podem entrar nos rebites, prejudicar e até travar o movimento axial (GALFER, 2021). A Figura 21 apresenta um freio a disco cerâmico, flutuante, ventilado e perfurado, típico de carro de corrida.

Figura 21 – Freio a disco cerâmico, flutuante, ventilado e perfurado.



Fonte: AutoEntusiasta (2015).

4.2.7 Materiais de Fricção

Os materiais de fricção são compostos de diferentes matérias primas que visam promover forças de atrito com segurança, estabilidade e repetibilidade sob uma ampla faixa de condições de aplicação do freio. A composição inclui seis tipos de componentes principais: ligantes, fibras, abrasivos, orgânicos, cargas e lubrificantes (CAPELLARO, 2014).

Krummel (2014) relata diferenças entre pastilhas de freio de reposição e originais, comparando-as com base em ensaios tribológicos realizados. As pastilhas originais demonstraram desempenho superior e mais estável com coeficiente em torno de 0,4 a 0,42, enquanto as de reposição disponíveis no mercado tiveram resultados em torno de 0,3 a 0,35.

Existe uma classificação segundo a SAE quanto ao coeficiente de atrito desses materiais, conforme disposto no Quadro 2. Normalmente é apresentado através de um código com duas letras, a primeira referente ao coeficiente aferido a temperaturas em torno de 100 °C e, a segunda, a 350 °C.

Quadro 2 - Classificação dos materiais de fricção quanto ao coeficiente de atrito

Código	Coeficiente de fricção
C	Abaixo de 0,15
D	Entre 0,15 e 0,25
E	Entre 0,25 e 0,35
F	Entre 0,35 e 0,45
G	Entre 0,45 e 0,55
H	Acima de 0,55
Z	Não classificada

Fonte: SAE-J866, 2012.

4.2.8 Dispositivos para Ajuste da Distribuição de Frenagem e Assistências

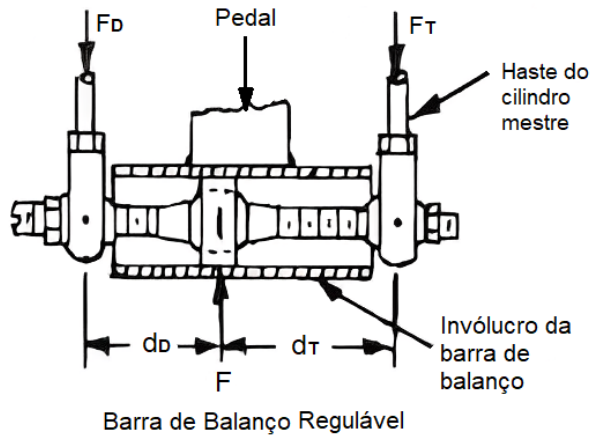
O conceito de eficiência de frenagem é tratado por Limpert (2011) como sendo a razão entre a desaceleração máxima do veículo e o coeficiente de atrito. A situação de desaceleração máxima, conhecida como frenagem ótima, ocorreria quando a força de frenagem aplicada em cada uma das rodas fosse igual ao produto da força normal pelo coeficiente de atrito naquela roda.

Em um cenário real, a distribuição de peso e as condições da pista podem variar, especialmente quando o veículo for destinado para transporte de carga ou tráfego em locais não pavimentados e com inclinação elevada. Caso uma distribuição fixa de frenagem não seja satisfatória para todas as situações previstas, deve ser aplicado um dispositivo responsável por variar a distribuição. (LIMPERT, 2011).

4.2.8.1 Barras de Balanço

A barra de balanço é um mecanismo utilizado em protótipos e carros de corrida para ajustar a distribuição de frenagem. Não é encontrado em carros de passeio por requisitar dois cilindros mestre e não variar automaticamente a distribuição de frenagem conforme as condições, mantendo-se fixa após a regulagem (PUNH, 1985). A Figura 22 exhibe detalhes construtivos do aparato.

Figura 22 - Barra de Balanço Regulável.



F = Força aplicada no pedal multiplicada pela razão de pedal

F_D = Força de atuação no cilindro mestre responsável pelo circuito dianteiro

F_T = Força de atuação no cilindro mestre responsável pelo circuito traseiro

d_D = distância do centro da rótula à haste do cilindro responsável pelo circuito dianteiro

d_T = distância do centro da rótula à haste do cilindro responsável pelo circuito traseiro

$$F_T = F \left(\frac{d_T}{d_D + d_T} \right)$$

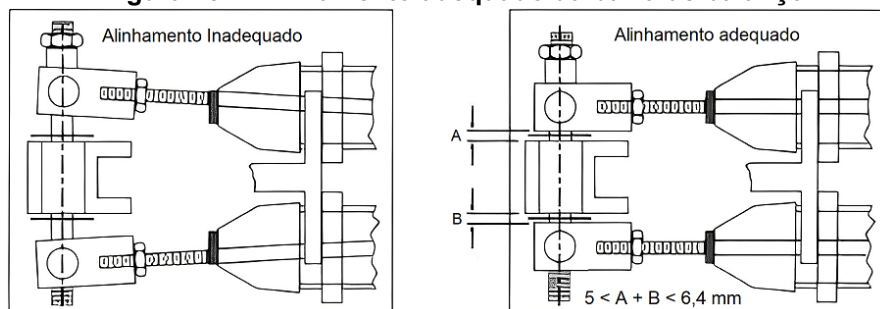
$$F = F_D + F_T$$

$$F_T = F \left(\frac{d_D}{d_D + d_T} \right)$$

Fonte: Adaptado de Puhn (1985).

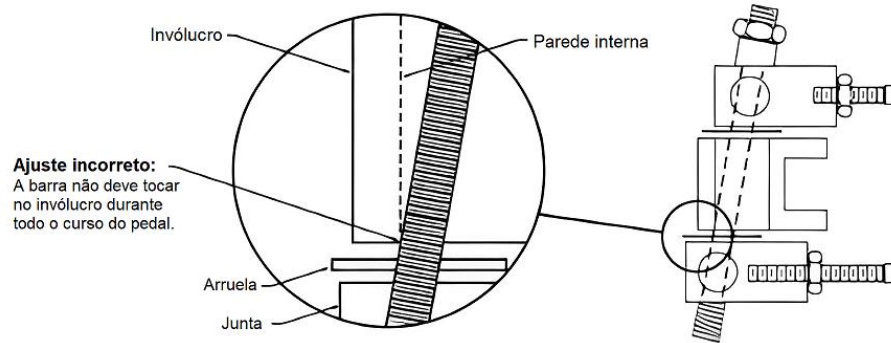
Das várias formas construtivas possíveis, a mais comum consiste em um invólucro cilíndrico no pedal contendo uma barra circular com uma rótula esférica, que recebe o esforço do pedal e transmite para as hastes dos cilindros. A rótula é fixa na barra, que possui extremidades roscadas, assim como a junta que transfere a força para os cilindros, dessa forma, ao rotacionar a barra, ela se movimenta, alterando a distribuição de frenagem. Algumas observações para o seu bom funcionamento são apresentadas nas Figuras 23 e 24 (RALLY DESIGN, 2006).

Figura 23 – Alinhamento adequado da barra de balanço.



Fonte: Adaptado de Rally Design (2006)².

² Disponível em: <https://www.rallydesign.co.uk/balancebar.php>. Acesso em 01 de fevereiro de 2023.

Figura 24 – Interferência com o invólucro.

Fonte: Adaptado de Rally Design (2006).

4.2.8.2 Válvulas Controladoras de Pressão

Devido a força normal no eixo traseiro reduzir conforme a desaceleração aumenta, alguns dispositivos foram desenvolvidos para alterar o balanço de frenagem visando não travar o eixo traseiro precipitadamente, o que causaria instabilidade direcional (LIMPERT, 2011). Destacam-se as válvulas equalizadoras de proporcionalidade, limitadora de pressão, sensível à carga e à desaceleração. Esses e outros tipos de válvula são apresentados no Quadro 3.

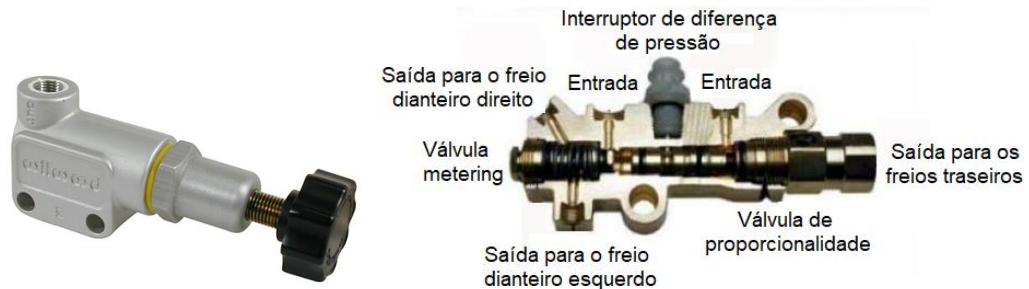
Quadro 3 – Funcionamento das válvulas controladoras de pressão.

Tipo	Funcionamento
Proporcionalidade	A partir de uma pressão de corte a pressão na linha traseira passa a aumentar em uma razão menor que na linha dianteira.
Limitadora de pressão	Limita a pressão máxima que atua na linha traseira a um certo valor.
Sensível à carga	Varia a pressão limite na linha traseira conforme a deflexão da suspensão.
Sensível à desaceleração	Baseado na inércia de uma esfera no plano, após atingir certa desaceleração a pressão na linha traseira aumenta em razão menor que na dianteira. Em decidas a alteração ocorre em desacelerações menores.
Checagem (<i>Metering</i>)	Passa a aumentar a pressão na linha dianteira apenas a partir de determinado valor para suprir a força de retorno das molas nas sapatas em caso de freio a disco na dianteira e tambor na traseira.
Combinada	Combinação de mais de um tipo de válvula e interruptor entre os circuitos que alerta em caso de vazamento em um deles.

Fonte: Autoria própria, compilado de informações do Limpert (2011).

A Figura 25 traz imagens de uma válvula de proporcionalidade regulável, mostrada à esquerda e outra de uma válvula combinada, mostrada à direita. A primeira é comum em protótipos e a segunda comum em veículos comerciais.

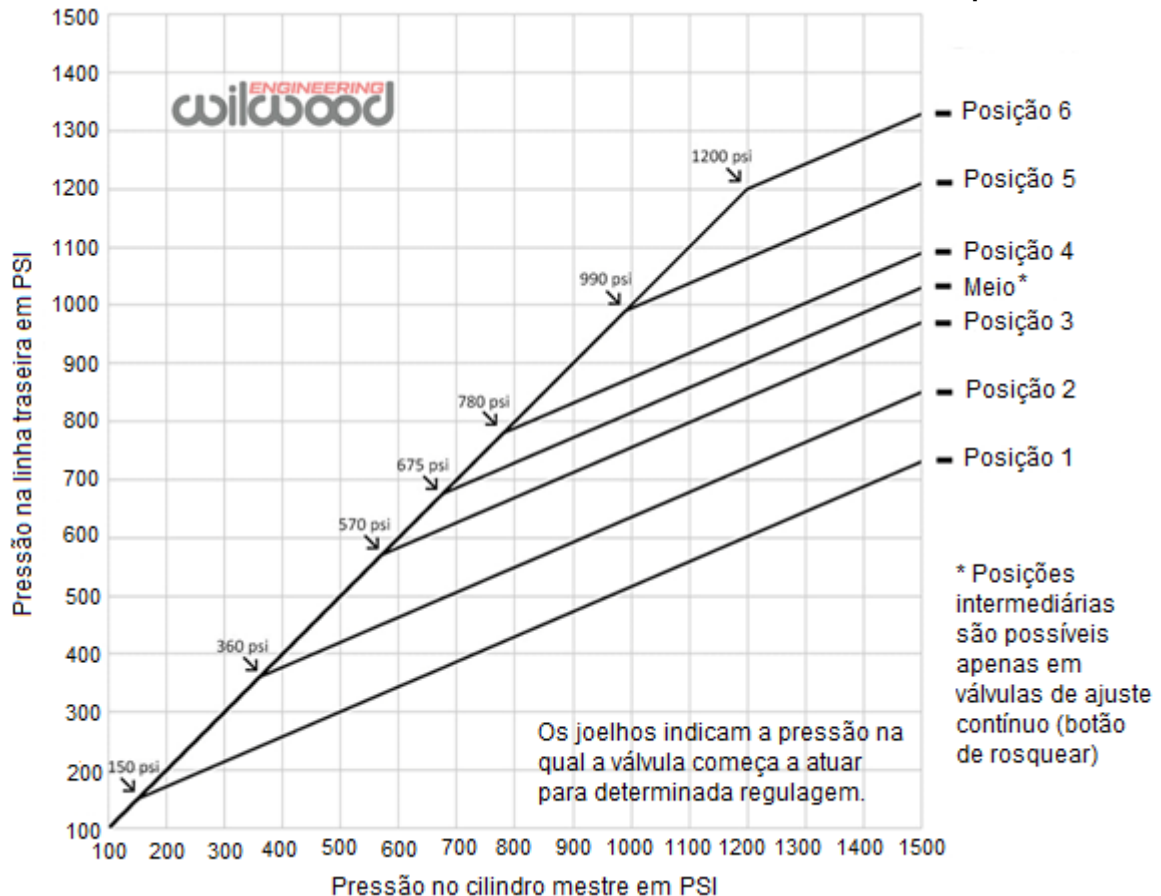
Figura 25 – Válvulas de proporcionalidade e combinada.



Fonte: Compilado de Wilwood e Summit, adaptado.

O Gráfico 1 mostra o efeito de uma válvula de proporcionalidade regulável.

Gráfico 1 - Pressão no Cilindro mestre x Linha de freio Traseira - Válvula de Proporcionalidade.



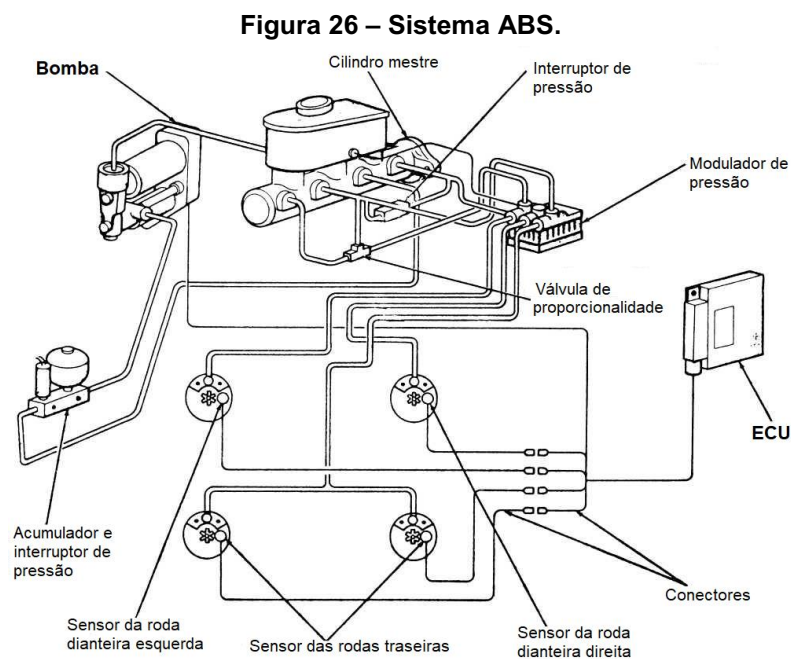
Fonte: Adaptado de Wilwood (2021).

4.2.8.3 Sistemas de Frenagem Anti-Travamento

Os sistemas de frenagem antitravamento (ABS) buscam garantir frenagens mais seguras. Sem o ABS, em uma frenagem abrupta, excedendo o limite de tração,

os pneus passam a deslizar, segurando menos o carro, pois entra em ação o coeficiente de atrito dinâmico ao invés do estático. Além disso, o motorista perde o controle do veículo, que tende a seguir em linha reta no caso de travamento das rodas dianteiras ou a girar no próprio eixo em caso do travamento apenas das rodas traseiras (UNIVERSAL TECHNICAL INSTITUTE, 2021).

Esses sistemas surgiram previamente para aviação em 1929 e foram introduzidos na indústria automobilística em 1971, se tornando item obrigatório em muitos países atualmente. O funcionamento básico se dá a partir de sensores, atuadores e uma central eletrônica de comando. O algoritmo a partir da velocidade de rotação das rodas determina o torque de frenagem ideal e se deve reduzir, manter ou voltar a aumentar a força de frenagem. A Figura 26 mostra um sistema hidráulico, onde modulação é feita por válvulas solenoides (SIVARAMAKRISHNAM, 2013).



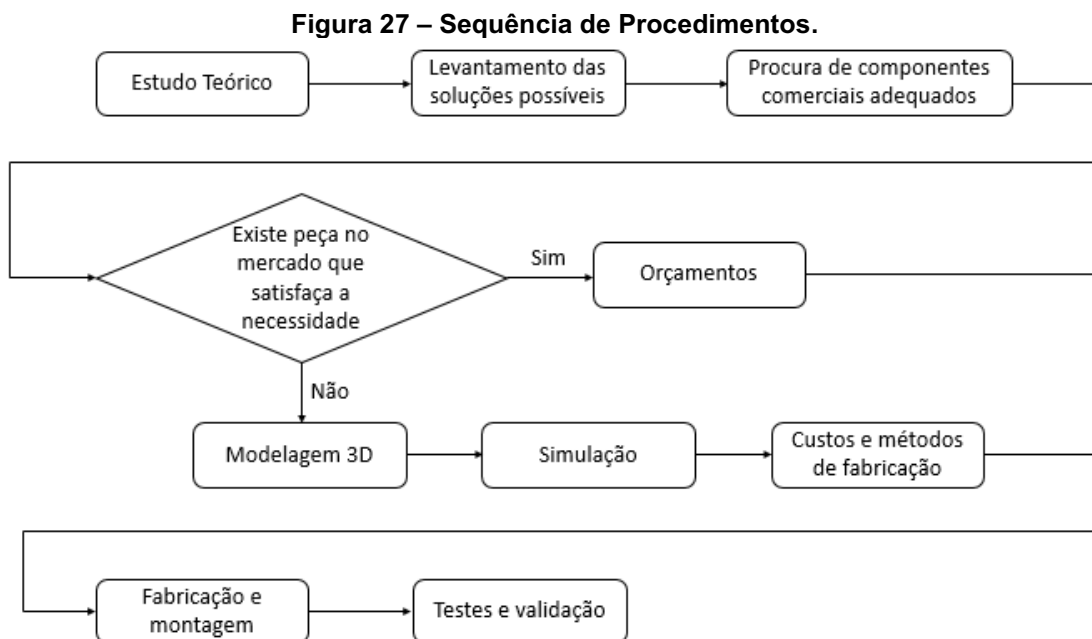
Fonte: Adaptado de Sivaramakrishnam, 2013.

4.2.8.4 Controle Eletrônico de Estabilidade

O controle eletrônico de estabilidade (ESP) alia funções do ABS e do controle de tração para neutralizar situações inseguras. O sistema possui sensores nas 4 rodas do veículo, sensor de giro do volante e momento de Yaw e unidade de controle, que é capaz de frear individualmente cada roda, podendo contrabalancear casos de subesterçamento ou sobreesterçamento a fim de conduzir o veículo para a direção desejada (BOSCH, 2020).

5 METODOLOGIA

A realização do trabalho seguiu os procedimentos discriminados no fluxograma da Figura 27, passando por uma revisão bibliográfica, pesquisa e orçamento de componentes comerciais compatíveis com o projeto, realizando a modelagem de suportes e peças para adequação ao veículo, simulando a resistência mecânica nos pontos críticos e avaliando os custos e métodos de fabricação. Após todos esses passos o projeto segue então para a fabricação, montagem e por fim, vem a fase de testes e validação.



Fonte: Autoria Própria, 2023.

As principais características avaliadas durante o projeto e seleção de componentes foram: nível de desempenho e resistência satisfatórios, preço acessível, massa reduzida, facilidade de montagem e manutenção.

As fórmulas utilizadas para cálculo e dimensionamento do sistema estão listadas na seção 3.1. O equacionamento foi implementado em uma planilha no Excel para agilizar a obtenção dos resultados de acordo com a variação dos dados de entrada. A modelagem e montagem do conjunto foram realizadas utilizando o software SolidWorks 2021 e a simulação do pedal de freio foi feita no software Ansys R19.2.

5.1 Equacionamento

As equações para o dimensionamento foram divididas em dinâmica veicular, torque de frenagem, pressão no sistema e análise do volume de fluido.

5.1.1 Dinâmica Veicular

Distribuição de carga estática:

$$\Psi = \frac{F_{zR}}{W} \quad (1)$$

Onde:

Ψ é a razão de carga estática no eixo traseiro (adimensional);

F_{zR} é a carga estática no eixo traseiro (N);

W é o peso total do veículo (N).

Altura relativa do centro de gravidade (CG):

$$\chi = \frac{h_{CG}}{L} \quad (2)$$

Onde:

χ é a altura relativa do CG (adimensional);

h_{CG} é a altura do CG em relação ao solo (mm);

L é a distância entre eixos do veículo (mm).

Carga dinâmica vertical sobre os eixos:

$$F_{zF,dyn} = (1 - \Psi + \chi a)W \quad (3)$$

$$F_{zR,dyn} = (\Psi - \chi a)W \quad (4)$$

Onde:

$F_{zF,dyn}$ é a carga dinâmica vertical no eixo dianteiro (N);

$F_{zR,dyn}$ é a carga dinâmica vertical no eixo traseiro (N);

a é a desaceleração (em g).

A desaceleração é utilizada em g por simplificação e para encontrá-la basta dividir o valor em m/s^2 por $9,81 m/s^2$ (valor da constante).

Coeficiente de tração na frenagem:

$$\mu_{Ti} = F_{xi}/F_{zi,dyn} \quad (5)$$

Onde:

μ_{Ti} é o coeficiente de tração no eixo (adimensional);

F_{xi} é a força de frenagem no eixo (N);

$F_{zi,dyn}$ é a carga dinâmica vertical no eixo (N).

O limite do coeficiente de frenagem (μ_{Ti}) é o coeficiente de atrito pneu solo (μ), logo, se o valor calculado for maior que o coeficiente de atrito, haverá travamento do eixo.

Para uma frenagem em linha reta em uma superfície plana e isenta de efeitos aerodinâmicos, a frenagem ótima, na qual a desaceleração é maximizada, pode ser definida como:

$$\mu_{TF} = \mu_{TR} = a \quad (6)$$

5.1.2 Torque de Frenagem

O torque de frenagem em cada eixo será:

$$T_i = F_{xi}R_{dyn} \quad (7)$$

Onde:

T_i é o torque de frenagem no eixo (N.m);

R_{dyn} é o raio dinâmico do pneu (m).

Para gerar o torque de frenagem, em um freio disco na situação de desgaste uniforme, tem-se:

$$T = 2\mu_c F \left(\frac{r_o + r_i}{2} \right) \quad (8)$$

Onde:

T é o torque de frenagem (N.m);

μ_c é o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco (adimensional);

F é a força com que a pastilha morde o disco (N);

r_o e r_i referem-se aos raios externo e interno da região onde a pastilha morde o disco, sendo $\frac{r_o+r_i}{2}$ o raio efetivo (m).

5.1.3 Pressão no Sistema

A relação entre a pressão hidráulica no sistema e a força com que a pastilha morde o disco é dada por:

$$p_l = \frac{F}{A_c} \quad (9)$$

Onde:

p_l é a pressão na linha (Pa);

A_c é a área dos êmbolos da pinça (m²).

Observação: no caso de pinças fixas de pistões opostos, divide-se por 2 o número de êmbolo, contando apenas um lado.

A mesma pressão deve ser fornecida pelo cilindro mestre de acordo com a força aplicada no pedal pela equação:

$$p_l = F_p l_p \eta_p / A_{mc} \quad (10)$$

Onde:

F_p é a força aplicada no pedal de freio (N);

l_p é a razão de pedal ou braço de alavanca (adimensional);

η_p é a eficiência do pedal de freio (adimensional);

A_{mc} é a área do êmbolo do cilindro mestre (m²).

5.1.4 Análise do Volume de Fluido

O volume deslocado de fluido, dado pela multiplicação entre o curso do cilindro mestre pela sua área, deve vencer as folgas entre as superfícies de atrito para iniciar a frenagem. Essas folgas bem como outras fontes de perdas influenciam no diâmetro do êmbolo e curso necessário para frenagem.

Folga entre a pastilha e o disco:

$$V_{fl1} = A_c d \quad (11)$$

Onde:

V_{fl1} é o volume de fluido necessário para vencer as folgas (m^3);

d é a folga entre a pastilha e o disco (m).

No caso de pinças flutuantes, deve ser considerada a folga de ambos os lados, já que o êmbolo deve cessar a folga de ambos os lados.

Limpert (2011) propõe uma análise simplificada, na qual um deslocamento mínimo em milímetros numericamente igual ao fator de frenagem deve ser garantido antes do fim de curso do cilindro mestre para garantir uma frenagem segura:

$$d_{min} \approx BF, \quad mm \quad (12)$$

Para freio a disco,

$$BF = 2\mu_c \quad (13)$$

Expansão da mangueira de freio:

$$V_{fl2} = C_h l_h p_l \quad (14)$$

Onde:

V_{fl2} é o volume devido à expansão da mangueira (cm^3);

C_h é o coeficiente de expansão ($cm^3/(Mpa \cdot mm)$);

l_h é o comprimento da mangueira (mm).

Compressibilidade das pastilhas:

$$V_{fl3} = \frac{C_s \cdot t \cdot p \cdot d_p \cdot 2\pi}{64000} \quad (15)$$

Onde:

V_{fl3} é o volume devido à compressibilidade das pastilhas (cm^3);

C_s é a compressibilidade da pastilha (%);

t é a soma das espessuras das pastilhas (mm);

p é a pressão (Mpa);

d_p é o diâmetro equivalente do pistão (mm).

Perda de pressão no cilindro mestre:

$$V_{fl4} = p \cdot 10^{(0,025 \cdot Dm - 2,3)} \quad (16)$$

Onde:

V_{fl4} é o volume devido à perda de pressão no cilindro mestre (cm^3);

Dm é o diâmetro do êmbolo do cilindro mestre (mm).

Compressibilidade do fluido:

$$V_{fl5} = p \cdot V_A \cdot C_{fl} \quad (17)$$

Onde:

V_{fl5} é o volume referente à compressibilidade do fluido (cm^3);

V_A é o volume ativo (cm^3);

C_{fl} é o fator de compressibilidade do fluido.

Ar remanescente na linha:

$$V_{GL} = V_G \frac{T}{T_o} \left(1 - \frac{p_o}{p - p_o} \right) \quad (18)$$

Onde:

V_{GL} é o volume pérfido pela compressão do gás remanescente (cm^3);

V_G é o volume de ar enclausurado à temperatura ambiente (cm^3);

T é a temperatura do fluido (K);

T_o é a temperatura ambiente (K);

p_o é a pressão ambiente (N/cm^2).

Antes mover as pastilhas, um pequeno deslocamento é necessário para que o pistão supere o canal de compensação e, além disso existem outras fontes de perdas hidráulicas, como a expansividade da linha, compressibilidade das pastilhas, presença residual de ar na linha, entre outras. O curso do pedal pode ser dado por:

$$S_p = \left[\left(\sum V_i / A_{mc} \right) + l_o \right] l_p \quad (19)$$

Onde:

V_i são as perdas volumétricas individuais (m^3);

l_o é o curso para superar o canal de compensação (m).

6 DESENVOLVIMENTO

Uma vez que está sendo desenvolvido um veículo novo, utilizou-se dados estimados com base em outros protótipos, dispostos na Tabela 1.

Tabela 1 – Dados estimados para o protótipo

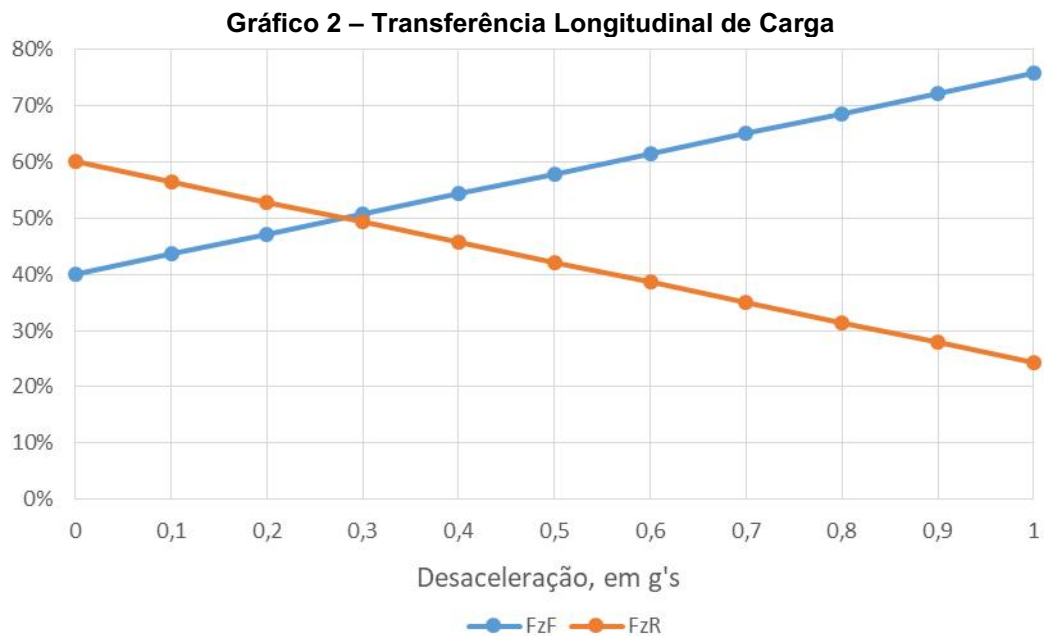
Característica	Valor
Massa total com o piloto	300 kg
Razão de carga estática na traseira (Ψ)	60%
Altura do Centro de Gravidade	500 mm
Distância entre eixos	1400 mm

Fonte: Autoria Própria.

Assim, pela Equação 2, obtém-se:

$$\chi = \frac{500 \text{ mm}}{1400 \text{ mm}} \cong 0,3571$$

Com base nos valores de Ψ e χ , é possível plotar o Gráfico 2, que explicita a transferência longitudinal de carga com base na desaceleração provocada pela frenagem do veículo. A linha azul mostra a razão de carga vertical na dianteira (Eq. 3) e a laranja, na traseira (Eq. 4).



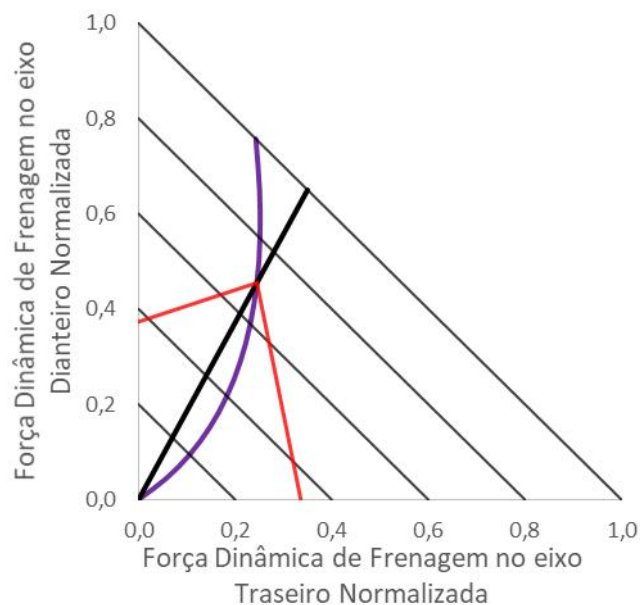
Fonte: Autoria Própria.

É possível perceber uma notável transferência de carga devido ao entre eixos curto do veículo, sendo que, em desacelerações superiores a 0,3 g a carga já passa a ser maior no eixo dianteiro e, em uma frenagem de 0,7g, 65% da carga estará sobre

o eixo dianteiro e apenas 35% sobre o eixo traseiro. Isso revela a necessidade de um maior poder de frenagem na dianteira em relação à traseira.

Desenvolvendo as Equações 5 e 6 é possível desenhar a curva ótima de frenagem, mostrada em roxo no Gráfico 3. No eixo das abcissas está disposta a razão de frenagem na traseira e nas ordenadas, o valor para dianteira. As diagonais são linhas de desaceleração e a reta em preto representa uma distribuição fixa de frenagem 65/35 (dianteira/traseira). As linhas em vermelho partem da razão de frenagem máxima em um único eixo até o ponto ótimo para o coeficiente 0,7.

Gráfico 3 – Curva Ótima de Frenagem Normalizada



Fonte: Autoria Própria.

Sobre a linha ótima vale a Equação 6 e a desaceleração máxima, em termos de força G, será numericamente igual ao coeficiente de atrito pneu-solo. Acima da curva tem-se excesso de freio dianteiro e, abaixo, traseiro. Isso não significa que a frenagem ótima seja a ideal para uma aplicação prática uma vez que não considera frenagem em curvas, inclinações e variação do coeficiente de atrito entre as rodas.

O Baja tem a proposta de se comportar bem em todos os tipos de terreno, com capacidade de transpor obstáculos e enfrentar situações adversas. Lopes (2016) encontrou experimentalmente um coeficiente de atrito estático de 0,72 em um teste realizado com o Baja de sua equipe em uma estrada de chão com terra batida. A Tabela 2, retirada de Nicolazzi (2012) apresenta coeficientes de atrito característicos para automóveis em vários tipos de pista.

Tabela 2 – Coeficientes de atrito

Tipo de pista	Coeficiente de atrito
Asfalto	0,6 a 0,95
Pedra britada	0,5 a 0,95
Terra seca	0,5 a 0,7
Terra úmida	0,5 a 0,6
Areia	0,2 a 0,3
Neve	0,3 a 0,35

Fonte: Nicolazzi, 2012.

Atualmente o protótipo passado utilizava rodas de ferro de 13 polegadas com pneus 165/70 R13 ressolados. No entanto, a equipe pretende instalar no novo veículo rodas de alumínio de 10 polegadas e pneus de quadriciclo, mais adequados e leves, reduzindo consideravelmente não só a massa total do veículo como as massas girantes e não suspensa, oferecendo benefícios dinâmicos. Os pneus de quadriciclo aro 10 possuem diâmetro nominal externo variando entre 21 e 23 polegadas.






Com o valor da força de frenagem e o raio dinâmico do pneu pode-se calcular o torque de frenagem necessário. O raio dinâmico diz respeito à medida do solo até o centro da roda, contando a deformação do pneu devido à carga. Observa-se que, quanto maior o diâmetro externo do pneu, maior será o torque requerido para mesma desaceleração. Para os cálculos, considerou-se um raio dinâmico médio de 275 mm.

6.1 Seleção das Pinças de Freio

Veículos baja normalmente utilizam pinças de freio de moto, uma vez que as de carro são muito grandes e pesadas, de quadriciclos possuem custo elevado e são mais difíceis de encontrar e de bicicleta são muito frágeis para a aplicação. Algumas equipes usam pinças importadas de competição ou se aventuram em confeccionar o próprio componente, recaindo na questão do custo mais elevado.

A principal restrição para os freios dianteiros é o tamanho, devido ao diâmetro interno reduzido das rodas de 10 polegadas. O primeiro sistema da equipe utilizava pinças de freio dianteiras de motoneta Suzuki Burgman 125, uma vez que ela possui originalmente aro 10. Entretanto, não há no mercado pinças espelhadas em relação a ela, logo, ao montar no veículo na mesma posição de ambos os lados, uma delas permanece com o sangrador invertido, prejudicando a sangria. A Tabela 3 reúne dados de algumas pinças avaliadas.

Tabela 3 – Pinças de freio

Descrição/Modelo	Imagem	Diâmetro Equivalente (mm)	Preço (R\$)
Suzuki Burgman 125		30,2	140
Honda Titan 125/150		31,75	100
Suzuki Yes 125		35,92	140
Honda CB300/ CBX250		35,92	140
Honda XRE300/ NX400		35,92	170

Fonte: Autoria própria.

Os valores apresentados são de marcas genéricas e não de componentes originais, uma vez que as peças originais custam cerca de 5 vezes o valor das paralelas, o que se tornaria impeditivo frente o poder aquisitivo da equipe no momento.

Para as pinças dianteiras foram selecionadas os modelos da Suzuki Yes 125 e Honda CB 300, que são espelhadas uma em relação a outra (carcaça e pastilhas) para substituir as da Suzuki Burgman 125 que estavam em más condições. Os dois modelos são comuns, sendo facilmente encontrados no mercado nacional. O diâmetro equivalente e a pastilha maiores do que em modelos de êmbolo simples, requer menos pressão na linha e distribui melhor o esforço, reduzindo o desgaste. Além disso, possuem fator de empacotamento adequado e valor acessível.

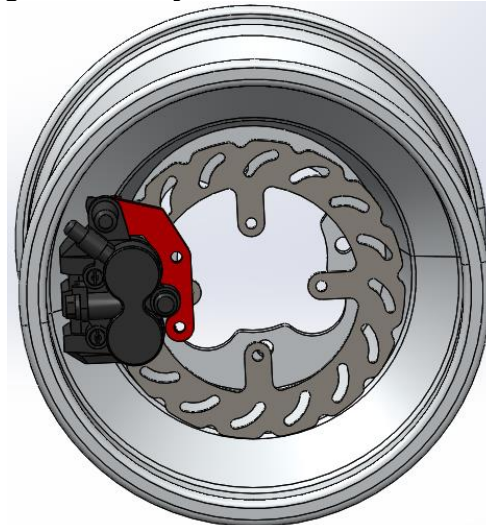
Na traseira, continua-se utilizando uma única pinça de XRE300 no eixo de saída da caixa de redução, pois a mesma ainda está em condições de uso e o veículo não possui diferencial, mantendo a mesma rotação em ambas as rodas. Está sendo considerada a possibilidade de trocá-la futuramente por outra pinça de Suzuki Yes, que é mais versátil para adaptação do suporte, que é em chapa metálica parafusado, ao invés de fundido como o da XRE, além de reduzir a variedade de componentes.

6.2 Dimensionamento dos Discos de Freio

Assim como a maioria das equipes, decidiu-se modelar os próprios discos de freio e fabricá-los por meio de corte a laser, por se tratar de uma solução barata e com liberdade para definir os furos de fixação. A espessura original padrão para disco de moto é de 4 mm e medida mínima para substituição de 3 mm. Quanto ao material, os discos de freio comerciais de moto normalmente são confeccionados em Inox 420, no entanto várias equipes utilizam aço carbono SAE 1045 ou 1020, que apresentam custo mais reduzido e propriedades mecânicas e térmicas satisfatórias.

O disco de freio atual da equipe é de aço 1020 com diâmetro externo de 180 mm, medida máxima possível para encaixar dentro da roda de 10 polegadas, mostrado na Figura 28. Muitas equipes utilizam discos de 170 mm para que haja uma folga maior entre a pinça e o aro.

Figura 28 – Pinça e Disco dentro do aro 10.



Fonte: Autoria própria.

O suporte em vermelho foi projetado para adaptar as pinças na manga atual e com ele, as pinças tornaram-se espelhadas também em relação à fixação. Para o novo protótipo será necessária uma nova geometria de manga de roda e cubo para adequar à roda menor, com furação diferente. Sabendo disso, serão projetados novos suportes e, no caso de interferências serem evidenciadas nos testes, os discos serão reduzidos para 170 mm e o suporte retraído 5 mm para adequar a pinça.

Os rasgos na pista de frenagem têm a finalidade de limpar a superfície de contato, evitando que partículas contaminantes como grãos de areia ou pedriscos fiquem presos na interface, prejudicando o atrito e riscando o disco e a pastilha. Furos

e ranhuras também podem contribuir com a redução de massa e aumento da área de troca de calor. Entretanto, deve-se tomar cuidado para que a geometria não fragilize demasiadamente o disco. A Figura 29 mostra uma falha estrutural que ocorreu em um disco durante a operação.

Figura 29 – Disco de Freio Deformado.

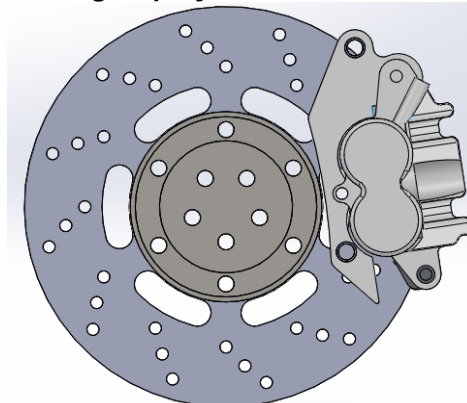


Fonte: Autoria própria.

A equipe observou duas falhas dessa natureza, ambas identificadas com problemas subjacentes, uma no disco de freio traseiro, acompanhada de uma deformação do suporte da pinça e outra, em um disco dianteiro, cuja pinça de freio estava mal fixada, com os parafusos frouxos. A fim de evitar novas ocorrências desse tipo, ou mesmo empenamentos em menor escala, foram confeccionados discos com rasgos menores, entretanto, seria interessante um estudo mais minucioso para englobar os efeitos dos efeitos mecânicos e térmicos que abrangem o discos de freio.

Para o disco de freio traseiro, entretanto, a limitação é outra. Devido ao local onde é alocado e a configuração do trem de força, o menor diâmetro externo de disco de freio para que as pastilhas mordam completamente o disco sem que a pinça toque na homocinética é de aproximadamente 200 mm como pode ser visto na Figura 30.

Figura 30 – Montagem pinça de freio, disco e homocinética.








Fonte: Autoria própria.

6.3 Seleção do Cilindro mestre

O cilindro mestre deve ser compatível com o projeto, promovendo a multiplicação hidráulica adequada e suprindo o volume de fluido necessário para deslocar as pastilhas e comportar a compressibilidade das pastilhas e dilatação das linhas, dentre outras perdas. A Tabela 4 apresenta alguns cilindros mestre comerciais e suas características.

Tabela 4 – Cilindros mestre

Descrição/Modelo	Imagem	Diâmetro do êmbolo (mm)	Preço (R\$)
VW Fusca/Brasília		19,05	155
VW Gol G1 ao G4		22,22	150
Embreagem Mitsubishi L200 1997 a 2005		15,88	120 cada
Traseiro Honda Falcon NX 400		12,7	140 cada
Polaris RZR 570 a 1000		19,05	160

Fonte: Autoria própria.

Dos cilindros mestre listados acima, muitas equipes utilizam, ou já utilizaram, o de fusca e a equipe Londribaja já usou o de gol, de embreagem da Mitsubishi L200, do freio traseiro da Honda NX 400 e atualmente utiliza o de Polaris RZR.

De acordo com a experiência adquirida no projeto, é possível afirmar que o cilindro mestre de fusca, apesar de largamente empregado no baja por ser barato, fácil de encontrar e possuir êmbolo de diâmetro razoável, possui massa relativamente elevada devido ao corpo de ferro fundido e algumas equipes já relataram problemas com o êmbolo e com o reservatório do mesmo.

O cilindro mestre do gol, além de pesado, possui êmbolo de diâmetro exagerado para aplicação no Baja, que normalmente emprega pinças pequenas e não possui hidrovácuo, necessitando uma razão de pedal elevada para que o pedal não fique demasiadamente pesado, já que a multiplicação hidráulica será reduzida.

Durante a utilização dos cilindros mestre de embreagem da Mitsubishi L200, em conjunto com uma barra de balanço, notou-se um vazamento no reservatório. As saídas do cilindro não eram compatíveis com banjos e vedação por arruelas e a equipe teve problemas com vazamentos utilizando linhas rígidas.

Usando os cilindros de Honda Falcon NX 400 notou-se que seu diâmetro era muito reduzido para atuar duas pinças, necessitando um curso muito grande e comprometendo a confiabilidade em caso de bolhas de ar remanescentes na linha, atuando bem apenas no circuito traseiro.

Por fim, encontrou-se a um valor acessível para importação o cilindro de Polaris RZR, que possui êmbolo do mesmo diâmetro do fusca, porém pesa a metade do peso por ser confeccionado em liga de alumínio fundida e não ferro, além disso conta com reservatório integrado e haste articulada como facilidades a mais para adequação. O único ponto negativo observado é não disponibilidade em lojas locais e tempo de espera para pedir caso seja necessária a substituição.

6.4 Seleção das Linhas de Freio

Tratando-se das linhas de freio, a equipe optou por utilizar apenas linhas flexíveis de Teflon revestidas com malha de aço e compatíveis com conexões AN3/3AN. Evitou-se o uso de linhas rígidas pois os tubos deveriam ser muito bem fixados e protegidos para não amassar ou romper devido a pancadas ao trabalhar no carro ou pilotá-lo.

A escolha pela mangueira revestida em malha de aço e não de borracha comum se deve ao maior reforço, menor dilatação devido a pressão de trabalho e também visa evitar problemas com a interpretação dos juizes quanto ao regulamento, que proíbe linhas e conexões de plástico.

6.5 Análise Volumétrica de Fluido

Considerando a análise simplificada (eq. 11), para um coeficiente de atrito entre pastilhas e disco de 0,35, o fator de frenagem será de 0,7 (eq. 12). Logo, o

volume deslocado pelo cilindro mestre deve suprir um deslocamento de 0,7 mm para cada pastilha. Sendo as pinças flutuantes, o deslocamento dos êmbolos será de 1,4 mm para mover as pastilhas dos dois lados. Calculando as áreas de seção, o volume necessário em cada circuito e o curso do cilindro mestre equivalente, obtém-se os dados da Tabela 5.

Tabela 5 – Volume e curso análise simplificada

Dado	Valor	Unidade
Área de seção hidráulica de cada pinça (êmbolo duplo de 1 pol.)	10,134	Cm ²
Volume requerido na linha dianteira (2 pinças)	2,8376	ml
Volume requerido para a linha traseira (1 pinça)	1,4188	ml
Área de seção do êmbolo cilindro mestre (tandem de ¾ de polegada)	2,8502	cm ²
Curso necessário do cilindro mestre	14,93	mm

Fonte: Autoria própria.

Já, em uma análise detalhada, é considerada a influência de cada componente para o volume requerido de fluido. Para um resultado mais preciso e acurado do volume requerido e das contribuições é necessário realizar testes e instrumentação. Entretanto, foi realizado uma estimativa referenciada em valores encontrados por meio de pesquisas. Os valores encontrados estão dispostos na Tabela 6 e calculados com base nas seguintes considerações:

- Folga das pastilhas em relação ao disco igual a 1 mm (soma dos espaços de ambos os lados);
- Coeficiente de expansão das linhas igual a $0,04 \times 10^{-6} \text{ cm}^3/(\text{Mpa} \cdot \text{mm})$;
- Comprimento total das linhas de freio igual a 3,5 metros;
- Pressão na linha igual a 5 MPa e ambiente 0,1 MPa;
- Compressibilidade da pastilha igual a 2% e espessura de 6 mm;
- Compressibilidade do fluido igual a $6 \cdot 10^{-4} (1/\text{MPa})$;
- Volume de fluido ativo igual a 200 ml;
- 3% em volume de ar remanescente na linha;

- Temperatura do fluido 70°C e ambiente 25°C.

Tabela 6 – Análise Volumétrica detalhada

Dado	Valor	Unidade
Volume para vencer as folgas das pastilhas	3,0400	ml
Volume equivalente à expansão da linha	0,0007	ml
Volume equivalente à perda de pressão no cilindro mestre	0,0750	ml
Volume equivalente a compressão das pastilhas	0,0127	ml
Volume equivalente à compressibilidade do fluido	0,6000	ml
Volume equivalente ao ar remanescente	6,7647	ml
Volume total	10,493	ml
Curso equivalente do cilindro mestre	36,815	mm

Fonte: Autoria própria.

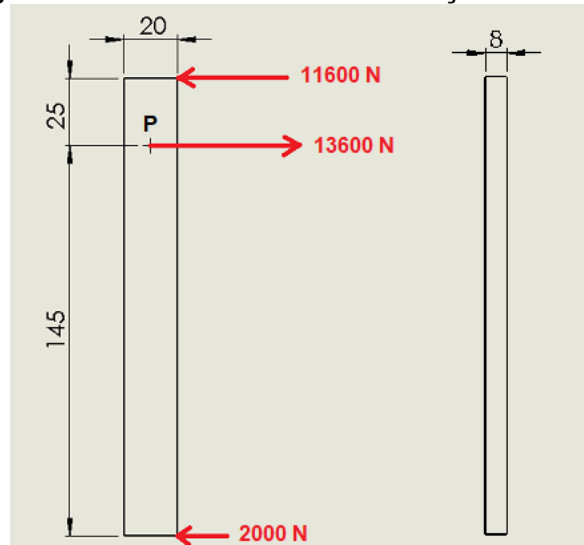
Como é possível observar, a presença de ar tem um efeito estrondoso no curso do cilindro mestre e, conseqüentemente do pedal, para promover a frenagem, uma vez que gases são altamente compressíveis.

6.6 Projeto do Pedal de Freio

O dimensionamento do pedal de freio para o Baja almeja entregar alta rigidez, resistir ao esforço, ser compacto o bastante para não prejudicar a visão do piloto com um cilindro mestre e capô muito elevados, evitando também interferências com outros componentes, como a caixa de direção, mas não deve ser tão pequeno a ponto de prejudicar o seu acionamento.

Para dimensionar o pedal, inicialmente, considerou-se um problema de barra simples para a realização dos cálculos analíticos e primeiras estimativas, conforme evidenciado na Figura 31. As dimensões foram tomadas como 170 milímetros de comprimento por 20 de largura e 8 de espessura. A força de acionamento foi tomada como 2000 N, sendo considerada a maior força possível de ser aplicada pelo piloto.

Figura 31 – Desenho da barra com forças envolvidas.

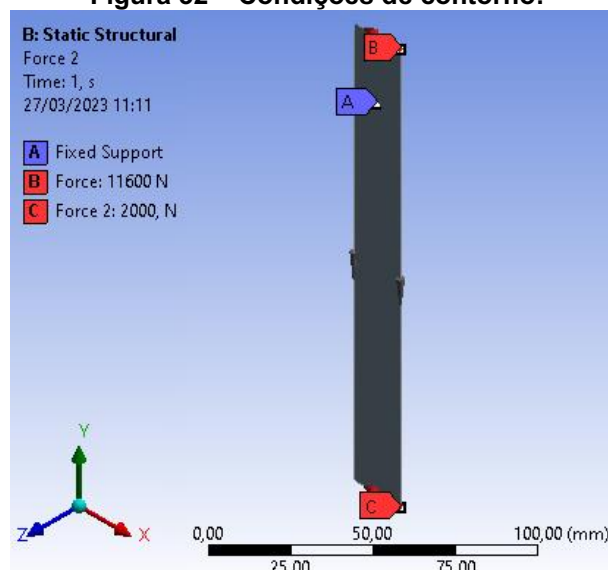


Fonte: Autoria própria.

De acordo com as dimensões acima, tem-se uma razão de pedal de 5,8 e, pelo equilíbrio de momentos e de forças no corpo, encontra-se uma força da 11600 N na direção de acionamento do cilindro mestre e 13600 N no pivô, uma reação de 13600 N no sentido oposto.

Obteve-se por meio dos cálculos analíticos, na face externa, na linha do pivô um momento fletor de 290 N.m e uma tensão normal na face externa de 543,8 MPa. Logo, fica claro que, para utilização de uma chapa de aço baixo carbono dessa espessura, a largura naquele ponto deve ser ampliada para evitar a falha. O mesmo problema foi introduzido no ANSYS para validar a física do problema no software, considerando o pivô como suporte fixo, conforme a Figura 32.

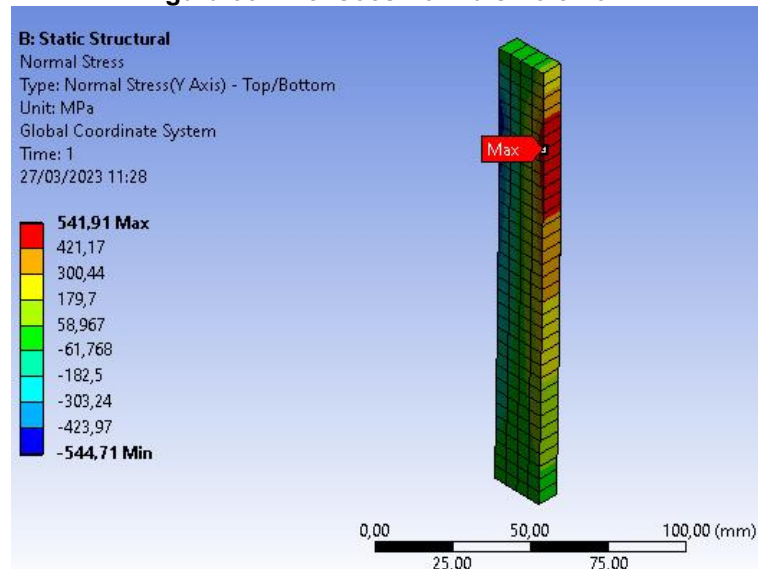
Figura 32 – Condições de contorno.



Fonte: Autoria própria.

A força de reação no pivô foi de 13600 N no eixo X, como esperado e as tensões normais máxima e mínima no eixo Y se mostraram próximas da calculada analiticamente, como pode ser observado na Figura 33.

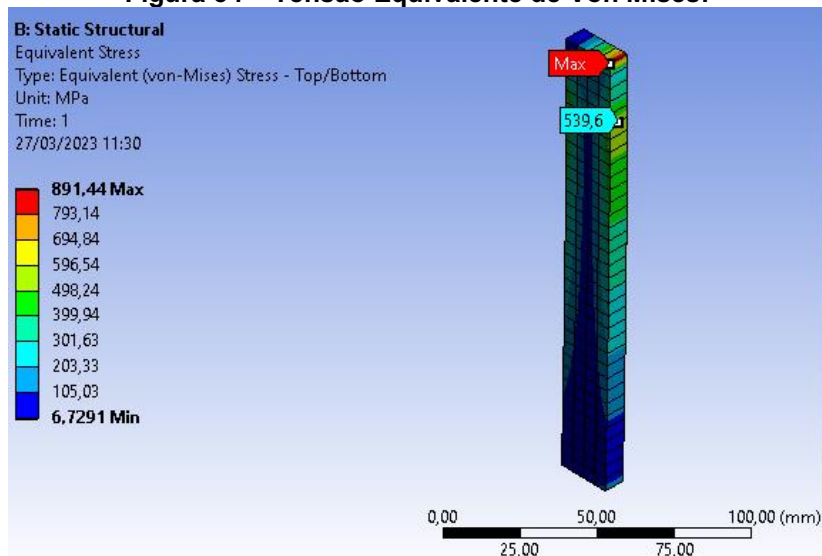
Figura 33 – Tensões normais no eixo Y.



Fonte: Autoria própria.

A tensão equivalente de Von Mises segue a mesma tendência, apresentando, entretanto, um valor elevado no vértice superior esquerdo devida a força concentrada aplicada ao vértice, visto na Figura 34. É possível identificar também uma tendência de decaimento da tensão para a porção inferior e central da barra, locais onde a seção transversal pode ser reduzida e realizada uma otimização topológica.

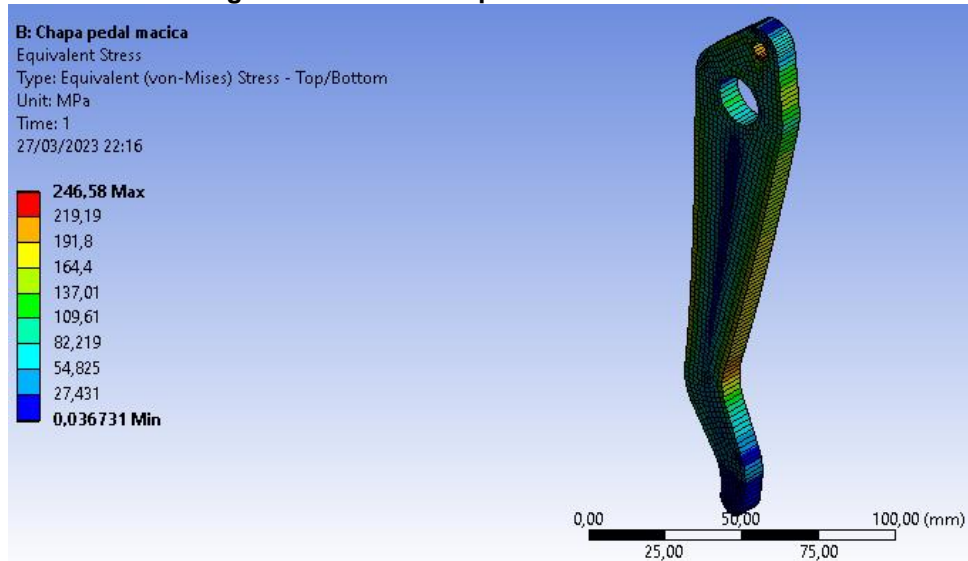
Figura 34 – Tensão Equivalente de Von Mises.



Fonte: Autoria própria.

Assim, desenhou-se uma chapa para o pedal de freio com largura no ponto de maior momento fletor igual a 40 mm e redução gradual da largura até a medida de 10 mm. Foi feito um furo de 14 milímetros para abrigar uma bucha (14x12) e um pino de 12 mm para o pivotamento, já na conexão com o cilindro mestre, um furo para um pino de 6 mm. A Figura 35 mostra o gradiente de tensões para essa geometria.

Figura 35 – Tensão Equivalente de Von Mises.



Fonte: Autoria própria.

Analisou-se que a máxima tensão desenvolvida foi no furo para fixação do cilindro mestre (246,48 MPa), seguida pela curvatura para mudança de direção (211 MPa). Na sequência foi realizada uma otimização topológica, mostrada na Figura 36.

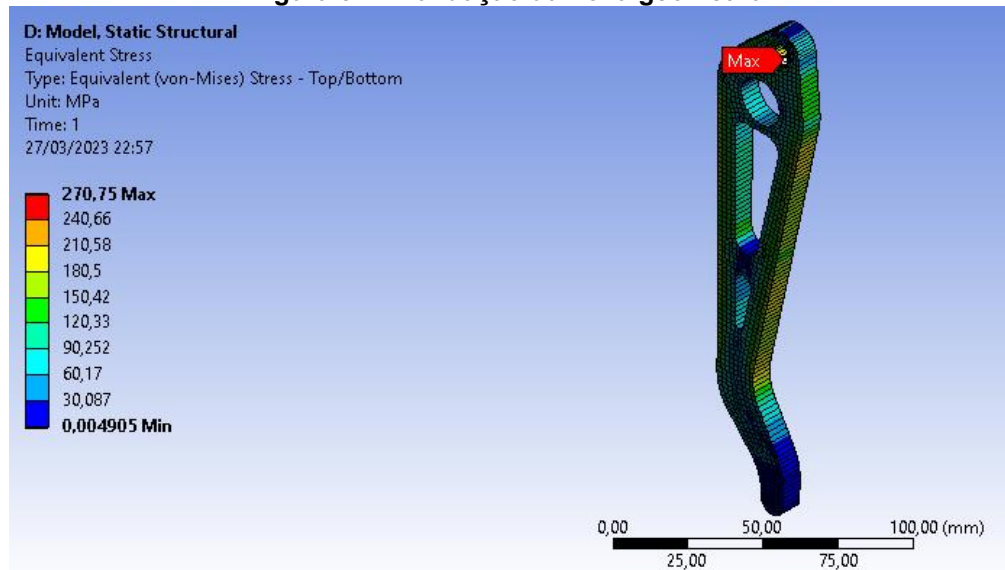
Figura 36 – Otimização Topológica.



Fonte: Autoria própria.

A partir da otimização, foram simplificadas as áreas de alívio, realizando apenas dois cortes, que resultaram na redução de 22% da massa. A deflexão máxima aumentou de 0,80 mm para 0,86 mm apenas e a tensão máxima continuou no ponto de conexão com o cilindro mestre, saltando para 270,55 MPa. Entretanto a tensão na curvatura reduziu em cerca de 10 MPa. A Figura 37 dispõe o resultado.

Figura 37 – Validação da nova geometria.



Fonte: Autoria própria.

Calculando para essas mesmas cargas, a tensão de cisalhamento média para o pino de 6 mm em cisalhamento duplo seria de 205,13 MPa e, a tensão de esmagamento entre o pino e o furo seria de 241,67 MPa. Portanto, pode ser interessante substituir o pino por um de maior diâmetro, como por exemplo 8 mm ou 5/16", reduzindo as tensões no local.

6.7 Suporte do Pedal e Cilindro Mestre

A Figura 38 mostra o conjunto atual do pedal, cilindro mestre e suportes montados no protótipo LB 05. Essa geometria não se mostrou satisfatoriamente rígida, além de possuir muitas chapas e pontos de soldagem.

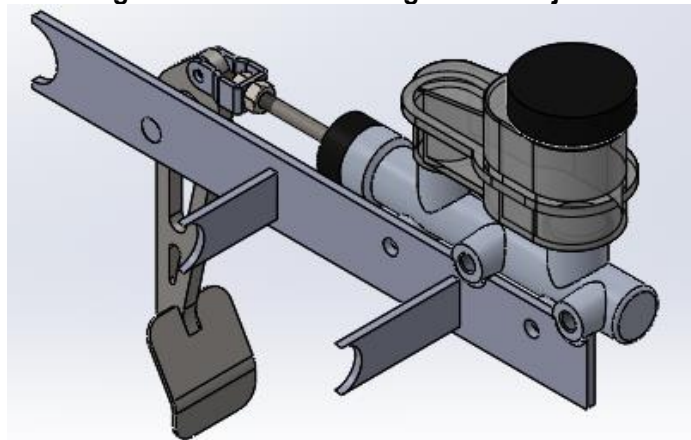
Figura 38 – Montagem do pedal e cilindro mestre no protótipo LB05.



Fonte: Autoria própria.

A fim de simplificar e ao mesmo tempo buscar maior rigidez, um novo suporte foi pensado de modo a fixar tanto o cilindro mestre, quanto o pedal em uma chapa única, com reforços laterais fixados ao chassi para evitar deflexões nesta direção. Tal solução é apresentada na Figura 39.

Figura 39 – Nova modelagem do conjunto



Fonte: Autoria própria.

A chapa do pedal foi reforçada, com base na análise estrutural realizada, a pedaleira simplificada para uma única dobra, ao invés de uma superfície curvada e a localização do furo para conexão do cilindro mestre foi modificada em relação ao LB05, visando possibilitar o ajuste, visto que a distância do furo até a borda da chapa era muito grande, impossibilitando o avanço da haste.

6.8 Análise do conjunto

Os parâmetros do sistema estão dispostos na Tabela 7.

Tabela 7 – Parâmetros do Sistema

Dado	Valor	Unidade
Razão de pedal	5,75	-
Diâmetro dos êmbolos do cilindro mestre	19,05	mm
Diâmetro dos êmbolos das pastilhas (duplo)	25,4	mm
Raio equivalente dos discos dianteiros	76	Mm
Raio equivalente do disco traseiro	86	Mm
Coefficiente de atrito dinâmico pastilha-disco	0,35	-

Fonte: Autoria própria.

Com essas características, calcula-se uma distribuição de frenagem de 63,9% na dianteira e 36,1% na traseira, situando-se próximo ao alvo 65/35, equivalente à frenagem ótima para o coeficiente de atrito 0,7.

Em pistas onde o coeficiente de atrito é mais elevado, possibilitando desacelerações maiores que 0,7 g, espera-se que ocorra instabilidade direcional para tal situação, uma vez que ocorrerá o travamento do eixo traseiro primeiro, comportamento que é totalmente indesejado. Uma alternativa para contornar esse problema é a implementação de uma válvula de proporcionalidade, cuja implementação será discutida nas considerações finais.

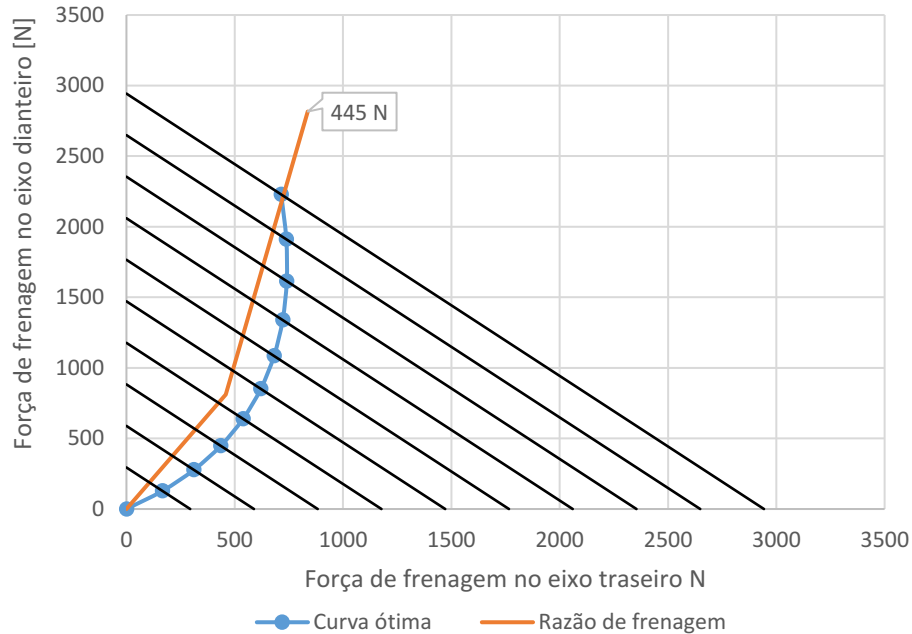
Dada a razão de pedal, o diâmetro dos êmbolos do cilindro mestre e considerando uma eficiência de pedal de 80 %, para um incremento de 100 N de força aplicada no pedal, a pressão na linha aumentará em 16,14 bar. Para o mesmo incremento de pressão, dada a área dos êmbolos da pinça, o coeficiente de atrito e o raio efetivo dos discos dianteiros, o torque aumentará em 174,02 N.m.

O Gráfico 4 apresenta em alaranjado o desenvolvimento da força de frenagem utilizando uma válvula de proporcionalidade com razão de incremento igual a um terço a partir do corte regulado em 300 psi (20,68 bar), em comparação com a curva ótima de frenagem, em azul.

A linha alaranjada cresce com a força de acionamento até 445 N, valor passível de ser aplicado pelo percentil 5 feminino. Observa-se que a linha extrapola a última diagonal, referente a desaceleração de 1 g, logo a razão força aplicada por desaceleração ultrapassa os 445 N/g, nível considerado excelente e essa força seria

suficiente para o travamento de ambos os eixos mesmo sobre superfícies pavimentadas.

Gráfico 4 – Curva Ótima X Razão de frenagem com válvula de proporcionalidade.



Fonte: Autoria própria.

Nota-se também, que a linha alaranjada cruza a curva ótima de frenagem extremamente próxima ao valor de desaceleração 1 g, que não é atingido pelo baja mesmo em vias pavimentadas, eliminando assim qualquer possibilidade de uma instabilidade direcional.

6.9 Análise Financeira

A seleção de todos os componentes primou pelo custo-benefício, buscando manter o custo agregado o mais baixo possível e, ao mesmo tempo, entregar um sistema com um bom nível de confiabilidade. A Tabela 8 apresenta o valor aproximado dos componentes e uma estimativa do investimento total para adquirir o sistema renovado.

Tabela 8 – Valor dos componentes

Componente	Valor Unitário (R\$)	Quantidade	Total (R\$)
Cilindro mestre Polaris RZR	160,00	1	160,00
Linha de freio PTFE revestida em trama de aço inox	60,00 / metro	3,5 metros	210,00
Conexões do tipo olhal M10 prensadas	25,00	6	150,00
Interruptores hidráulicos de luz de freio	30,00	2	60,00
Pinça de freio Suzuki Yes 125	140,00	2	280,00
Pinça de freio Honda CBX 250 Twister / CB 300	140,00	1	140,00
Peças cortadas a laser (discos, pedal e suportes)	-	-	200,00
Pinos, buchas, parafusos, porcas e arruelas	-	-	75,00
Fluido de freio DOT 4 500 ml	25,00	1	25,00
TOTAL	-	-	1300,00

Fonte: Autoria própria.

7 CONSIDERAÇÕES FINAIS

O dimensionamento do sistema foi considerado satisfatório devido ao excelente nível de desempenho e resistência atingidos, aliado a simplicidade do conjunto e um custo reduzido. O estudo realizado foi de grande valia para o desenvolvimento técnico do autor e evolução da equipe, bem como sua publicação poderá nortear demais interessados.

A válvula de proporcionalidade possibilitará um refinamento do sistema, evitando o travamento precoce do eixo traseiro e consequente instabilidade direcional, além do que, com a possibilidade de ajuste, poderá ser corrigido o comportamento do veículo e o piloto poderá alterar a distribuição de frenagem para adequar mais a determinada situação e o seu próprio estilo de direção.

Entretanto, além do custo da própria válvula, será necessário dividir a linha traseira e adaptar 2 novas conexões para a passagem de fluido pela válvula. O custo para implantação é de, aproximadamente, R\$ 240,00, o que representa aumento de cerca de 18 % no custo total do sistema. Além disso, as novas conexões podem ser fontes de vazamento de fluido e a própria válvula pode vir a apresentar defeitos, logo, a equipe deve deixar de reserva uma linha de freio traseira sem o artifício para a substituição em caso de falhas na competição.

Os resultados obtidos nesse trabalho ainda não foram testados no protótipo Londribaja. Também não foi desenvolvida uma bancada de testes para o sistema de freio devido aos custos e ao trabalho envolvido, ficando como recomendação para possíveis novos estudos a execução e análise de testes, com foco em:

- Medir a força aplicada no pedal, o deslocamento do mesmo e a pressão na linha e correlacioná-los;
- Avaliar o coeficiente de atrito e o desgaste na interface entre a pastilha e o disco de freio por meio do uso de um tribômetro;
- Realizar uma análise conjunta térmica e estrutural do disco de freio, avaliando o calor gerado na frenagem, sua dissipação, temperatura atingida e tensões equivalentes desenvolvidas;
- Dinamômetro tipo freio de Prony.

REFERÊNCIAS

- NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.
- SAE BRASIL. **Regulamento Administrativo e Técnico Baja SAE Brasil (RATBSB)**. Emenda 4. SAE Brasil, 2021.
- LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 3. ed., Warrendale, PA, SAE International, 2011.
- GILLESPIE, T. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers, 1992.
- COSTA, J; IDEHARA, S. Modelagem Dinâmica do Desempenho Veicular na Frenagem. **Revista de Engenharia e Pesquisa Aplicada**, v.6, n.2, p.46-54, 2021.
- BLUNDELL, M; HARTY, D. **The Multibody Systems Approach to Vehicle Dynamics**. UK: Coventry, 2015.
- GENTA, G.; MORELLO, L.; CAVALLINO, F. et al. **The motor car: past, present and future**. Dordrecht: Springer Science, 2014.
- SERAPHIM, S. **QUARENTENA BAJEIRA 4K POR SYLVIOKS - BAJA SAE FREIO**. Partes 1 e 2. [S.I.]: SYLVIOKS, 2020. 2 vídeos (40 min). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=5qT9I8dM3Fg&t=522s>; <https://www.youtube.com/watch?v=95ppVsP-zLI>. Acesso em: 11 de maio de 2022.
- SIVARAMAKRISHNAN, S. **Discrete Tire Modeling for Anti-lock Braking System Simulations**. Thesis submitted to the Faculty of the Virginia Polytechnic Institute and State University. Blacksburg, Virginia, US, 2013.
- REIF, Konrad. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems**. Friedrichshafen, Alemanha: Springer, 2014.
- PUHN, F. **Brake Handbook**. USA: HPBooks, 1985.
- Pedal Ratios and How to Find Them**. Wilwood Engineering, 2021. Disponível em: <https://shop.wilwood.com/blogs/news/pedal-ratios-and-how-to-find-them>. Acesso em: 25 maio 2022.
- FENSKE, J. **Power Brakes - Vacuum Assist - Explained**. [S.I.]: ENGINEERING EXPLAINED, 2013. 1 vídeo (3 min). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=LThrL8Jjsgc&t=16s>. Acesso em: 20 de maio de 2022.
- Hydro Boost vs Vacuum Power Brakes, Which is Better**. [S.I.]: FIRST PLACE AUTO PARTS, 2021. 1 vídeo (7 min). Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=ss5hY16rPTI>. Acesso em: 12 de novembro de 2022.

REIS, G. *at al.* O Uso dos Fluidos nos Subsistemas de Freio Automobilísticos. *In: Salão de Ensino e Extensão*. 6. 2015, Santa Cruz do Sul. **Anais [...]** Santa Cruz do Sul: UNISC, 2015.

BAPP, G. **Brake Fluid - A practical Guide**. [S.I.]: NORIA CORPORATION, 2016. Disponível em: <https://www.machinerylubrication.com/Read/30614/know-brake-fluids#:~:text=Brake%20fluids%20are%20categorized%20into,absorb%20moisture%20from%20the%20air>. Acesso em: 4 de junho de 2022.

The Pros and Cons of Copper-Nickel Brake Lines. [S.I.]: AUTO PARTS U, 2020. Disponível em: <https://brakesystems.autopartsu.com/2020/08/24/nickel-copper-pros-and-cons>. Acesso em: 5 de junho de 2022.

Brake Line Flares ISO / DIN / SAE. [S.I.]: Rennlist, 2020. Disponível em: <https://rennlist.com/forums/928-forum/1198261-brake-line-flares-iso-din-v-sae.html>. Acesso em 5 de junho de 2022.

BELLI, M. **Sistemas de Freio Auxiliar**. [S.I.]: AUTOENTUSIASTAS, 2015. Disponível em: <https://autoentusiastas.com.br/2015/07/sistemas-de-freio-auxiliar>. Acesso em 5 de junho de 2022.

CAPELLARO, J. **Caracterização da Superfície de Materiais de Fricção**. Monografia (TCC Bacharel em Engenharia Mecânica) – UFRGS, 2014. Disponível em: <https://lume.ufrgs.br/handle/10183/109218>. Acesso em: 4 de abril de 2023.

Getting to Know Brakes. Akebono, 2022. Disponível em: https://www.akebono-brake.com/english/product_technology/special. Acesso em: 27 de maio de 2022.

ROBINSON, M. **The Pros and Cons of Different Brake Disc Designs**. [S.I.]: CarThrottle, 2018. Disponível em: <https://www.carthrottle.com/post/the-pros-and-cons-of-different-brake-disc-designs>. Acesso em: 30 de janeiro de 2023.

Which Brake Disc Should You Use? Better Drilled or Slotted? Brembo, 2019. Disponível em: <https://www.brembo.com/en/company/news/disc-drilled-or-slotted>. Acesso em: 30 de janeiro de 2023.

GALFER. **Buyers Guide: Fixed vs. Floating Rotors**. Galfer USA, 2021. Disponível em: <https://galferusa.com/blog/1289/buyers-guide-fixed-vs-floating-rotors>. Acesso em: 30 de janeiro de 2023.

Lopes, R. **Determinação do coeficiente de atrito pneu/solo do veículo Baja**. Artigo científico – UFV, 2016. Disponível em: <https://locus.ufv.br/handle/123456789/13903>. Acesso em 31 de março de 2023.

What are Anti-Lock Braking Systems (ABS)? Universal Technical Institute, 2021. Disponível em: <https://www.uti.edu/blog/automotive/abs-braking-system>. Acesso em 3 de fevereiro de 2023.

Eletronic Stability Program ESP. [S.I.]: Bosch, 2021. Disponível em: <https://www.youtube.com/watch?v=5IP-pgKrNV8>. Acesso em: 6 de fevereiro de 2023.