



UNIVERSIDADE FEDERAL DE OURO PRETO – UFOP
ESCOLA DE MINAS
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA



CAIO JARDIM DE PAIVA

**ESTUDO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE UM MECANISMO DE
ACIONAMENTO DO FREIO DE UM VEÍCULO MINI BAJA COM
FOCO NA OTIMIZAÇÃO DA FRENAGEM: UMA ANÁLISE DAS
VARIÁVEIS INDEPENDENTES**

OURO PRETO - MG
2023

CAIO JARDIM DE PAIVA

Caiopaiva92@hotmail.com

**ESTUDO CINEMÁTICO E DINÂMICO DE UM MECANISMO DE
ACIONAMENTO DO FREIO DE UM VEÍCULO MINI BAJA COM
FOCO NA OTIMIZAÇÃO DA FRENAGEM: UMA ANÁLISE DAS
VARIÁVEIS INDEPENDENTES**

Monografia apresentada ao Curso de
Graduação em Engenharia Mecânica
da Universidade Federal de Ouro Preto
como requisito para a obtenção do
título de Engenheiro Mecânico.

Professor orientador: DSc. Diogo Antônio de Sousa

**OURO PRETO – MG
2023**



FOLHA DE APROVAÇÃO

Caio Jardim de Paiva

Estudo cinemático e dinâmico de um mecanismo de acionamento do freio de um veículo mini baja com foco na otimização da frenagem: uma análise das variáveis independentes

Monografia apresentada ao Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Ouro Preto como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovada em 09 de março de 2023

Membros da banca

DSc. Diogo Antônio de Sousa - Orientador (Universidade Federal de Ouro Preto)
MSc. Sávio Sade Tayer (Universidade Federal de Ouro Preto)
DSc. Washington Luis Vieira da Siva (Universidade Federal de Ouro Preto)

Diogo Antônio de Sousa, orientador do trabalho, aprovou a versão final e autorizou seu depósito na Biblioteca Digital de Trabalhos de Conclusão de Curso da UFOP em 15/03/2023



Documento assinado eletronicamente por **Diogo Antonio de Sousa, PROFESSOR DE MAGISTERIO SUPERIOR**, em 15/03/2023, às 17:14, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site http://sei.ufop.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **0491431** e o código CRC **1E631827**.

A Deus, meus pais, amigos e familiares,
por sempre acreditarem em mim, me
apoiando em todas as etapas.

AGRADECIMENTO

Ao meu orientador, Diogo Antônio de Sousa, pela dedicação, paciência e persistência durante toda a elaboração deste trabalho, tema ao qual fez parte da minha vida acadêmica juntos aos desafios de toda equipe Baja Inconfidente.

Aos professores da UFOP, em especial, a todos o departamento do curso de engenharia mecânica (DEMEC). Ao conhecimento conduzido e suas importantes contribuições para o meu aprimoramento pessoal e profissional.

A toda minha família pelo apoio, desde minha saída da minha cidade natal (Maceió-AL), até onde estou neste presente momento.

A minha namorada Jéssica, pelo apoio durante a preparação deste trabalho.

A Nanda, Denner, Bianca, Vinicius e Pedro por me acompanharem em toda ou grande parte da minha vida Ouropretana.

As repúblicas de Ouro Preto.

Em especial, a república Tróia. A todos os seus Ex-alunos e Moradores.

“A imaginação é mais importante que a ciência, porque a ciência é limitada, ao passo que a imaginação abrange o mundo inteiro”

Albert Einstein

RESUMO

A segurança veicular é dividida em passiva e ativa. A passiva atua quando não há interferência do condutor e ocupantes, por exemplo, airbags, cinto de segurança, estrutura veicular (carroceria), etc. Todavia, a segurança veicular ativa são sistemas em que há alguma interferência do condutor, por exemplo, sistemas de direção e freios. Apesar de todo e qualquer sistema de segurança ser importante para garantir a integridade física dos ocupantes do veículo, neste trabalho abordou se o sistema de freios aplicado a veículos mini Baja SAE, uma vez que não há material didático que discute especificamente variáveis independentes e dependentes, de modo a orientar nas tomadas de decisão de seleção e desenvolvimento do projeto de sistema de freios dessa categoria de veículos. Este projeto tem como objetivo a realização de um estudo bibliográfico, tornando possível especificar as principais variáveis do sistema, como: geometria de mecanismos (pedal e balance-bar), tempo de frenagem, ganho hidráulico, torque de frenagem. Estas, envolvidas no processo de frenagem e de importância para a idealização de novos mecanismos auxiliares. Através destes, plotar e interpretar curvas de tendência que ajudem o projetista a entender a manipulação das variáveis independentes e suas respostas ao sistema. Com auxílio dos softwares *MS Excel e SolidWorks* foi possível tabular todas as variáveis independentes, plotar curvas, esboçar e simular os mecanismos. Os resultados sugerem que a variável independente “seção transversal” é significativa para a resistência mecânica dos componentes mecânicos do sistema de freios, esta variável influencia diretamente na resposta de “tensão mecânica” (variável depende), conseqüentemente, na otimização dimensional. O material dos componentes mecânicos também é relevante, porém há projetos que são limitados financeiramente, assim, metais nobres são inviáveis, logo, uma possível solução é trabalhar a geometria (seção transversal). A fim de melhorar o desempenho de frenagem foi proposto um mecanismo com mola, o qual foi idealizado com o propósito de retardar o travamento abrupto das rodas e diminuir o tempo e a distância de parada do veículo. Por meio das curvas de tendência obtidas das variáveis independentes e dependentes, abordadas nesse trabalho, foi construída uma discussão acerca dos resultados que possibilitou a elaboração um material que oriente projetos de sistema de freios de um veículo mini Baja SAE.

Palavras-chave: Freio. Segurança. Variáveis. Curvas. Dimensionamento. Otimização. Baja.

ABSTRACT

Vehicle security is divided into passive and active. The passive operates when there is no interference from the driver and occupants, for example, airbags, seat belts, vehicle structure (bodywork), etc. However, active vehicle safety are systems where there is some interference from the driver, for example, steering systems and brakes. However, each and every security system is important to ensure the physical integrity of vehicle occupants. In this work, the brake system applied to mini Baja SAE vehicles is addressed, since there is no didactic material that specifically discusses independent and dependent variables, in order to guide decision-making in the selection and development of the brake system project in this category of vehicles. This project aims to carry out a bibliographical study, making it possible to specify the variables involved in the process and implementation of new auxiliary mechanisms. Through these, plot and interpret trend curves that help the designer to understand the manipulation of independent variables and their responses to the system. With the help of MS Excel and SolidWorks software, it was possible to tabulate all the independent variables, plot curves, sketch and simulate the mechanisms. The results suggest that the independent variable "cross section" is significant for the mechanical strength of the mechanical components of the brake system, this variable directly influences the response of "mechanical stress" (variable depends), consequently, on dimensional optimization. The material of the mechanical components is also relevant, however, there are projects in which there is a limitation of financial resources, thus, noble metals are not feasible, so a possible solution is to work on the geometry (cross section). In order to improve the braking performance, a spring-loaded mechanism was proposed, which was designed with the purpose of delaying the abrupt locking of the wheels and reducing the time and distance of stopping the vehicle. Through the trend curves obtained from the independent and dependent variables addressed in this work, a discussion was built about the results that enabled the elaboration of a material that guides brake system projects of a mini Baja SAE vehicle.

Keywords: Brake. Security. Variables. plotting. Optimization. Mini Baja.

LISTA DE SIMBOLOS

F_f = Força de frenagem total [N]

F_I = Força Inercial do veículo [N]

Q_s = Força de resistência a aclives [N]

Q_r = Resistência ao rolamento [N]

Q_a = Força de resistência aerodinâmica [N]

d = Desaceleração/aceleração do veículo [m/s^2]

G = Peso do veículo [N]

μ = Coeficiente de atrito [Adimensional]

α = Ângulo do aclave [°]

g = Aceleração da gravidade [m/s^2]

δ = Coeficiente inercial de translação equivalente à rotativa [Adimensional]

f = Coeficiente de atrito de rolamento [Adimensional]

R_I = Reação de apoio no eixo dianteiro [N]

R_{II} = Reação de apoio no eixo traseiro [N]

F_f = Força de frenagem total [N]

F_{fI} = Força de frenagem no eixo dianteiro [N]

F_{fII} = Força de frenagem no eixo traseiro [N]

ξ = Índice de frenagem [Adimensional]

x = coeficiente de distribuição de cargas [Adimensional]

F_p = Força de acionamento do pedal [N]

R_s = Força de reação no pedal [N]

F_s = Força de saída do Pedal [N]

L_{tot} = Comprimento total do pedal [mm]

R = Relação do pedal [Adimensional]

R_s = Força de reação no pedal [N]

$\sigma_{m\acute{a}x}$ = Tensão máxima [Mpa]

$X_{m\acute{a}x}$ = Comprimento máximo do balance-bar [mm]

F_{Di} = Força de saída do balance-bar lado direito [N]

F_{Es} = Força de saída do balance-bar lado esquerdo [N]

T_{fr} = Torque de frenagem [N.m]

R_{pneu} = Raio do pneu [m]

F_{Dis} = Força no disco de frenagem [N]

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Modelo convencional de freio a disco	2
Figura 2 - Representação de um pedal de freio	7
Figura 3 - Ilustração do princípio da alavanca aplicado a um pedal	8
Figura 4 - Vista superior de um sistema balance-bar fixo.....	11
Figura 5 - Balance-bar fixo e variável e suas relações geométricas.....	12
Figura 6 - Ilustração de um cilindro mestre submetido a uma força	13
Figura 7 - Representação simplificada de um sistema hidráulico de freio.....	14
Figura 8 - Diagrama de corpo livre de um automóvel durante a frenagem.....	15
Figura 9 - Diagrama da força de frenagem pela desaceleração.....	19
Figura 10 - Forças atuantes no pneu e no sistema dissipativos	21
Figura 11 - Curva de tensão deformação de um material.....	24
Figura 12 - Tabela de propriedades mecânicas de aço SAE.....	25
Figura 13 - Exemplo de uma barra submetida a cisalhamento.....	26
Figura 14 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média.....	26
Figura 15 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média.....	27
Figura 16 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média.....	28
Figura 17 - Exemplo de uma viga e suas fixações	29
Figura 18 - Viga sobre carregamento	29
Figura 19 - Exemplificação dos dois tipos de atrito	31
Figura 20 - Coeficientes de atrito em diferentes solos	32
Figura 21 - Coeficientes de atrito em diferentes condições de solo	32
Figura 22 - Fluxograma geral da monografia.....	35
Figura 23 - Exemplificação uma de curva de tendência.....	36
Figura 24 - Desenho e esforços sobre o pedal.....	41

Figura 25 - Diagrama de corpo livre do pedal (geometria e forças).....	43
Figura 26 - Diagramas de Momento Fletor (D.M.F) e Esforço Cortante (D.E.C)	43
Figura 27 - Relações dimensionais no ponto de maior tensão	44
Figura 28 - Curvas de diferentes geometrias de pedais sob carregamento.....	45
Figura 29 - Simulação do esforço no corpo do pedal	46
Figura 30 - Balance-bar	47
Figura 31 - Diagrama de corpo livre de um Balance-bar	48
Figura 32 - D.M.F e D.E.C do Balance-bar.....	48
Figura 33 - Análise do diâmetro em função da tensão sobre o eixo.....	49
Figura 34 - Análise do diâmetro em função da tensão sobre o eixo.....	50
Figura 35 - Relação de distribuição de forças no eixo traseiro e dianteiro	51
Figura 36 - Representação do mecanismo	52
Figura 37 - Modelo idealizado do mecanismo	53
Figura 38 - Esboço gráfico de uma frenagem emergencial e não emergencial.....	54
Figura 39 - Curvas de uma frenagem emergencial com e sem o ABS Mecânico	55
Figura 40 - Torque de frenagem dianteiro.....	58
Figura 41 - Esboço dos subsistemas dissipativos e hidráulico	59
Figura 42 - Pinça de freio Titan 150.....	60
Figura 43 - Cilindro mestre com reservatório	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Variáveis e Indicadores	38
Tabela 2 - Parâmetros médios do protótipo.....	56

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Formulação do problema	1
1.2	Justificativa.....	3
1.3	Objetivos.....	4
1.3.1	Geral	4
1.3.2	Específicos.....	4
1.4	Estrutura do trabalho	5
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	6
2.1	O Baja e a competição Baja SAE BRASIL (nacional).....	6
2.2	O sistema de frenagem	6
2.2.1	Pedal de freio	7
2.2.2	Balance-bar	10
2.2.3	Sistema hidráulico	12
2.2.4	Dinâmica envolvida em uma frenagem.....	14
2.2.5	Torques necessário para uma frenagem.....	20
2.2.6	Sistema ABS (Anti-lock Braking System)	22
2.3	Materiais e esforços de projeto atuante nos mecanismos	23
2.3.1	Rigidez.....	23
2.3.2	Cisalhamento	26
2.3.3	Flexão	28
2.4	Atrito.....	30
3	METODOLOGIA.....	33
3.1	Tipo de pesquisa	33
3.2	Materiais e métodos.....	34
3.2.1	Modelo numérico.....	36
3.3	Variáveis e indicadores.....	37
3.4	Instrumento de coleta de dados	40
3.5	Tabulação de dados	40
3.6	Considerações finais	40
4	RESULTADOS.....	41
4.1	Pedal	41

4.2	Balance-Bar	46
4.2.1	Análise de esforços	47
4.2.2	Distribuição de forças e otimização da frenagem.....	49
4.3	ABS Mecânico.....	52
4.4	Sistema Dissipativos Dianteiro.....	56
5	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES	62
5.1	Conclusão	62
	REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA.....	63

1 INTRODUÇÃO

1.1 Formulação do problema

Os automóveis, desde sua criação no final do século XIX por Karl Benz, passaram por grandes evoluções tecnológicas, estas são divididas em duas áreas da engenharia automotiva. Ambas merecem destaque, a segurança veicular ativa e a passiva, as quais, juntas, garantem a integridade física dos ocupantes dentro de condições preestabelecidas (PARISSIEN, 2014).

Em síntese, segurança veicular ativa é aquela em que há intervenção direta do condutor na condução do veículo, por exemplo, direção e freio. A segurança veicular passiva está relacionada a mecanismos que protegem os ocupantes sem que haja uma intervenção do condutor ou de qualquer um dos passageiros, por exemplo, cintos de segurança e airbags. Na última década, a segurança veicular ganhou relevância e é tema de propaganda publicitária, ou seja, o consumidor não quer somente um veículo “bonito”, ele está preocupado com sua segurança e de sua família. Logo, a segurança veicular é tema indispensável para engenharia automotiva, seja em veículos de passeio ou de competições (CONTRAN, 2014).

Por sua relevância, neste trabalho foi estudado o sistema de freio do veículo Mini Baja equipe Inconfidente da Universidade Federal de Ouro Preto, especificamente a cinemática e dinâmica relacionada ao sistema, com foco na otimização de desempenho e requisitos da SAE Brasil Mini Baja, entidade responsável por promover anualmente competição entre equipes Mini Baja de todas as universidades do país.

Sabe-se que todo automóvel é “conectado” ao solo através da reação da força de gravidade, nomeada força normal. Essa força produz uma pressão de contato entre os pneus e o solo, conseqüentemente, gerando atrito estático ou cinético. A existência dessa força é essencial para a aceleração e desaceleração do veículo (LIMPERT, 2011).

A desaceleração total do veículo em função do tempo e a estabilidade destas em cada roda é a principal variável de interesse em um sistema de frenagem, fragmentá-la em subsistemas visando seu aprimoramento é essencial para que o condutor possa manter o controle do automóvel, preservando a sua segurança (GILLESPIE, 1992).

Para um sistema de freio realizar as suas principais funções, é necessário que haja a conversão da energia cinética contida na movimentação do veículo em energia térmica gerada pelo atrito entre seus componentes (pastilha e disco ou sapata e tambor) ou em energia elétrica, no caso dos freios regenerativos (GILLESPIE, 1992).

De modo geral, todo sistema de freio deve funcionar em perfeitas condições quando operando em fatores previsíveis, tais quais, condições da pista, desgastes de materiais dentro da tolerância dimensionada, peso e carga do veículo, variações de temperaturas locais, entre outros. Como exigência, devem estar dentro das normas de segurança do projeto do sistema (LIMPERT, 2011).

Existem dois principais tipos de freio à atrito utilizado nos sistemas automotivos, os freios a disco e os freios a tambor. Ambos possuem um elemento de fricção a fim de dissipar a energia cinética em energia térmica ou para mantê-lo em repouso através do travamento das rodas (atrito estático pastilha/disco ou sapata/tambor) (PUHN, 1985).

Um sistema de freio, usualmente, é composto por: pedal de freio, cilindro mestre, fluido, reservatório de fluido, linha hidráulica, pinça, pastilha de freio e disco de freio. Ao acionar o pedal de freio, uma força mecânica é exercida sobre o eixo do cilindro que comprime o fluido de freio. Pressurizado, o fluido passa pelas linhas hidráulicas chegando na pinça, dentro da pinça há um pequeno êmbolo que é movimentado pela pressão do fluido, o êmbolo exerce uma força sobre a pastilha em direção ao disco, os discos estão fixados às rodas, quando atritadas, as pastilhas tendem a reduzir a energia cinética das rodas (PUHN, 1985).

Na figura 1, está representada um sistema de freio convencional a disco nas quatro rodas, junto ao seu sistema de acionamento (pedal e cilindro).

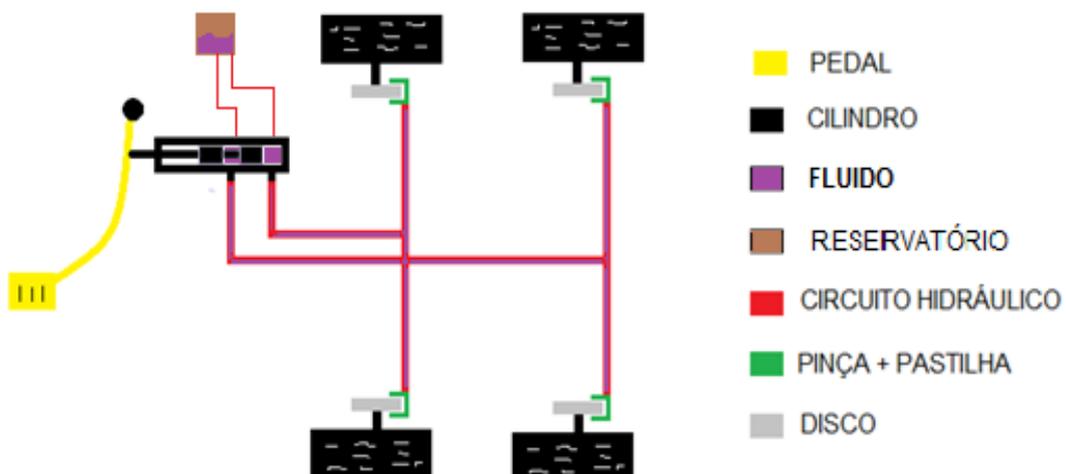


Figura 1 - Modelo convencional de freio a disco
Fonte: Pesquisa Direta (2021)

Alguns componentes complementares, para o auxílio do acionamento e aumento da segurança, podem ser adicionados em um projeto de frenagem, como sistemas ABS e servo freios.

Nos sistemas ABS (Anti-lock Braking System ou Sistema de Freios Antitravamento) há um controle eletrônico que impossibilita o travamento repentino de qualquer uma das rodas, liberando-as individualmente, caso haja uma força excessiva propiciada pelo condutor do veículo no pedal de freio, assim evitando que as rodas do automóvel deslizem sobre a superfície, garantindo estabilidade no veículo em situações emergenciais. Em 2014, foi sancionada uma lei no Brasil que assegura a obrigatoriedade e a inclusão de sistemas ABS em todos os carros fabricados em território nacional (CONTRAN, 2014).

Os carros de passeio possuem sistemas elétricos independentes, capazes de suportar acionamento ABS, o que não ocorre em veículos baja, que tem o propósito desenvolver projetos mecânicos sem o auxílio de controles eletrônicos. Logo, é necessário um dispositivo capaz de redistribuir e calibrar as forças envolvidas na frenagem (PUHN, 1985).

O primeiro mecanismo de acionamento do sistema é o pedal. Nele o condutor impõem uma força em uma de suas extremidades, a fim de modular o momento e a intensidade da frenagem, suas principais variáveis referem-se a sua geometria (relação de pedal, secção transversal etc.), a força aplicada no mecanismo pelo condutor e o material ao qual este é fabricado. Nos cilindros mestres uma força mecânica (saída do pedal) é aplicada em sua entrada, transformando-a em pressão hidráulica, esta, é influenciada pela área do pistão do cilindro. A calibração das forças de frenagem atuantes em cada eixo, são importantes para que não haja o travamento independente das rodas traseiras ou dianteiras, pois no processo de frenagem a mudança do centro de gravidade (C.G) do veículo, que acontece de forma dinâmica. Este fator deve ser previsto no projeto do sistema, através do conhecimento das principais variáveis como: atrito entre a o pneu e solo, massa do veículo, velocidade máxima, geometria do veículo (C.G., entre eixos área frontal etc.), aro interno das rodas e entre outros (LIMPERT, 2011).

Dessa forma, consta a seguinte problemática:

Como estudar um mecanismo cinemático e dinâmico de acionamento do freio de um veículo Mini Baja com foco nas variáveis independentes do sistema?

1.2 Justificativa

Esse trabalho foi motivado pela necessidade de elaboração de um documento técnico que auxilie nos projetos de sistema de freio de um veículo mini Baja SAE, visto que não há material didático que aborde especificamente variáveis de controle, independentes e dependentes, de modo a orientar as tomadas de decisão, seleção e desenvolvimento do projeto de sistemas de freios dessa categoria de veículos.

Uma vez que há o entendimento das variáveis relacionadas ao projeto de sistema de freios, as soluções serão selecionadas e aplicadas a fim de contribuir com a segurança veicular, assim como nos critérios avaliativos de performance de frenagem realizados durante as competições de Mini Baja Brasil SAE, realizadas anualmente. Pode-se citar, por exemplo, o teste no qual o veículo é acelerado até uma determinada velocidade e, após essa aceleração, os freios são acionados abruptamente até a parada do carro. Nesse teste, pretende-se que o veículo “trave” as quatro rodas e que percorra a menor distância de frenagem. Esse é um ponto avaliativo das competições, que está relacionado ao trabalho desenvolvido, o qual contribuiu com sugestões e esclarecimentos de variáveis importantes que influenciaram no desempenho de frenagem.

1.3 Objetivos

1.3.1 Geral

Estudar um mecanismo cinemático e dinâmico de acionamento do freio com foco nas principais variáveis independentes do sistema.

1.3.2 Específicos

- Realizar um estudo bibliográfico sobre sistemas de frenagem, com o foco no dimensionamento cinemático e dinâmico dos mecanismos de acionamento;
- Elaborar um procedimento metodológico para a construção de um material didático;
- Especificar as principais variáveis independentes atuantes no sistema de frenagem, considerando um mecanismo de distribuição de forças independentes, a fim de produzir um material didático para auxiliar a equipe Mini Baja SAE em seus projetos;
- Propor mecanismos de acionamento do sistema de freio que otimize a frenagem do veículo.

1.4 Estrutura do trabalho

Este trabalho de conclusão de curso foi dividido em cinco capítulos, que abordou uma breve introdução, destacou os problemas apresentados e justificou os objetivos. No capítulo 2, foi apresentada uma breve revisão segundo a literatura da parte conceitual para a sua aplicação no projeto. Sequencialmente, o método com o intuito de solucionar os problemas citados, no qual foi o objetivo deste trabalho, os resultados obtidos e, posteriormente, a conclusão.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 O Baja e a competição Baja SAE BRASIL (nacional)

O programa Baja SAE BRASIL, trata-se de um projeto lançado aos alunos de engenharia ligados a rede de ensino superior de ensino, ao qual, equipes são formadas com o intuito de aplicar os conhecimentos adquiridos em sala de aula ao mundo prático. Ao participar do projeto, o aluno deve-se submeter a equipe de sua instituição e desenvolver em conjunto, um veículo Off Road (protótipo) que participará anualmente da competição Baja nacional SAE BRASIL. A competição é disposta por diversas fases dando a equipe vencedora o direito de competir da etapa internacional da prova nos Estados Unidos. (Site: SAE BRASIL)

Segundo o REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE (2021) para classificação do protótipo, o sistema de freio principal tem que atuar em todas as rodas do veículo, devendo ser acionado por um único pé. O mesmo deve travar todas as rodas em condições estáticas e dinâmicas, em superfícies pavimentadas e não pavimentadas. Não é permitido o acionamento do freio principal por cabos. Como uma das etapas da prova, o sistema de frenagem do protótipo deve ser submetido a diversas situações ao qual é testado ao extremo. É exigido que o condutor consiga travar as quatro rodas simultaneamente e parar o veículo no menor espaço possível, este critério é necessário para obtenção de pontuação. Como etapa final, o veículo deve participar do Enduro de Resistência, neste os protótipos necessitam completar voltas em uma pista irregular, com diversos obstáculos, por um período de 4 horas. Em todo o percurso do Enduro o sistema de frenagem deve estar íntegro, caso ao contrario o veículo é desclassificado.

2.2 O sistema de frenagem

Os primeiros projetos de um sistema de freio simples tiveram como base para o seu desenvolvimento adaptações advindas das carruagens e foram projetados no final do século XIX pela criação dos primeiros automóveis. Consistiam-se de uma alavanca ligada a uma sapata externa e atuavam diretamente no pneu do veículo. Hoje, anos após o desenvolvimento dos primeiros automotores, tem-se o sistema freio a disco como principal meio de dissipação de energia cinética veicular, fatores como eficiência, simplicidade, segurança, fácil manutenção, entre outros, o tornam o mais utilizado na atualidade (LIMPERT, 2011).

Segundo Limpert (1999), todo sistema de freio pode ser subdividido em quatro subsistemas principais, são eles:

- Fonte de energia: inclui os componentes que geram e armazenam a energia necessária ao processo de frenagem, seja pela força produzida através do motorista, seja pelos sistemas de assistência a frenagem que adicionam energia.
- Sistema de aplicação: os componentes desse subsistema são responsáveis por controlar ou modular o nível da frenagem, variando o momento e a intensidade da aplicação da força advinda da fonte de energia.
- Sistema de transmissão de energia: inclui todos os meios os quais a energia do sistema é transmitida até chegar no local da aplicação do torque de frenagem. Em um sistema hidráulico, ele termina no pistão do cilindro de roda.
- Freios de roda: componentes que participam diretamente da aplicação de força oposta ao movimento, a exemplo das pastilhas e dos discos.

2.2.1 Pedal de freio

O pedal de freio é um mecanismo que transforma a força muscular do condutor em força mecânica, capaz de controlar o acionamento do sistema. Um pedal bem projetado afeta diretamente a sensibilidade da frenagem. Ele é composto por um eixo denominado braço, como ilustrado na figura 2, que é acoplado através de um alojamento a uma estrutura rígida do veículo para pivotamento. O braço do pedal recebe em uma das extremidades (sola) a força exercida pelo condutor e aplica sua resultante a outro ponto (geralmente o cilindro mestre), tal força de diferente proporcionalidade relacionada a suas características geométricas (PUHN, 1985).

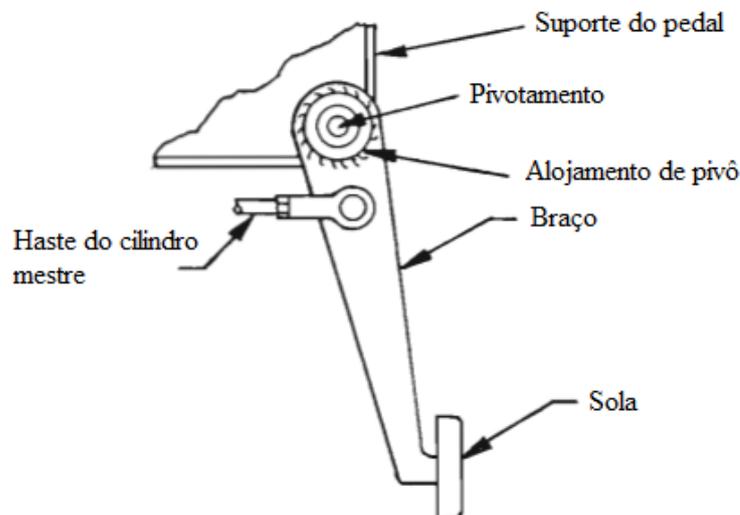


Figura 2 - Representação de um pedal de freio
Fonte: Adaptado de Puhn, 1985

Para isso, um princípio antigo de um dos maiores matemáticos da história é utilizado, o princípio da alavanca de Arquimedes, sem ele um indivíduo normal não conseguiria exercer uma força suficiente a fim frear a massa de um automóvel com precisão sem comprometer a segurança ativa do veículo. Essa teoria cita que a força aplicada em uma das extremidades de uma alavanca para mover ou elevar um determinado objeto é inversamente proporcional à distância entre seu ponto de apoio e o local da força aplicada, este conceito também é aplicado ao sistema de balance-bar (STRATHERN, 1999).

A aplicação de duas forças diferentes em um eixo rígido a partir de um ponto comum faz o sistema ficar em equilíbrio apenas pela variação da distância entre o apoio e a aplicação das mesmas. Esse mesmo princípio é utilizado no cálculo da relação do pedal em um sistema de frenagem.

Veículos sem sistemas de forças auxiliares de acionamento de frenagem, como servo freio, necessitam de uma boa relação de pedal com a finalidade de parar um veículo de forma eficiente.

A Figura 3 demonstra o princípio de alavanca de um pedal, tal qual as suas relações geométricas:

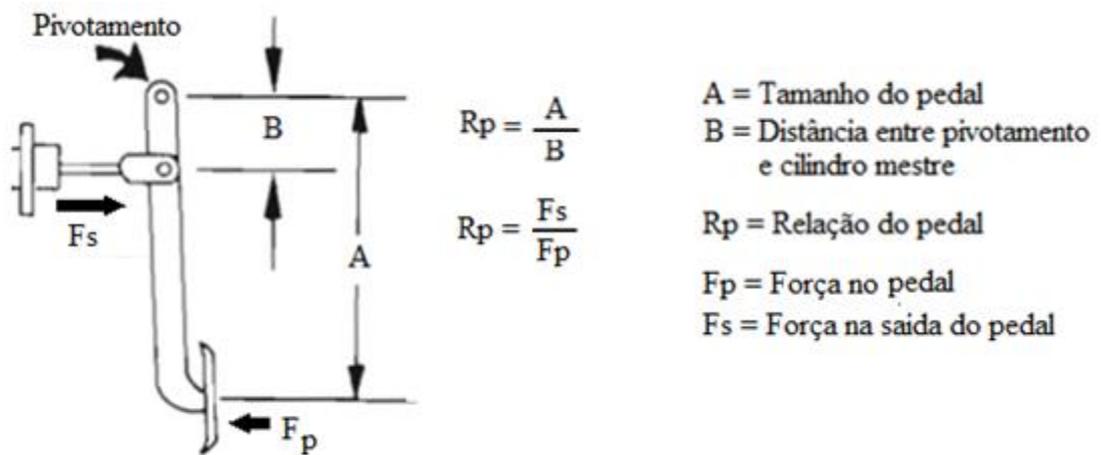


Figura 3 - Ilustração do princípio da alavanca aplicado a um pedal
 Fonte: Adaptação de Puhn, 1985

Por se tratar de um eixo submetido a esforços perpendiculares à sua superfície, o braço do pedal está constantemente sujeito a flexão. É importante este ser inteiriço e ausente de soldas, pois elas tendem ser pontos de estresse e fraqueza, já que uma falha abrupta ocasiona a fratura do componente. O Pedal deve ser a parte mais confiável de um sistema de freio, visto que sua

falha pode significar a perda total da frenagem e o resultado pode ser catastrófico (PUHN, 1985).

Segundo Fred Puhn (1985), um pedal de freio bem dimensionado deve atender algumas características principais, como:

- Não quebrar ou se deformar permanentemente quando submetido a altas cargas aplicadas pelo condutor;
- Deve apresentar alta rigidez durante uma frenagem emergencial;
- Não apresentar atritos excessivos no mecanismo;
- Deve possuir uma relação adequada ao sistema (cilindro mestre).

No projeto de um pedal dois tipos de forças devem ser considerados, a força máxima a ser aplicada ao pedal, que tange na resistência e confiabilidade do sistema, e a força normalmente aplicada, na qual, em uma frenagem, um condutor (experiente) consegue parar a massa total do veículo no menor tempo e espaço possíveis, atingindo a máxima eficiência do sistema. Apesar de semelhantes, suas intensidades não são as mesmas.

Para Puhn (1985), em uma situação de emergência, os motoristas inexperientes tendem a acionar o pedal de freio com uma força maior que a aderência suportada entre as superfícies do pneu e do asfalto, com o intuito de atingir a maior desaceleração do automóvel, o que não ocorre. Isso torna a força de frenagem maior que o atrito estático desta interface (pneu/asfalto), fazendo com que o veículo perca o controle. Independentemente deste fato, o sistema deve suportar forças desta magnitude sem comprometer sua integridade estrutural.

De acordo com Puhn (1985), um condutor do sexo masculino consegue aplicar a um pedal uma força de intensidade duas vezes maior que sua massa quando submetido a uma frenagem emergencial. Supondo que o mesmo tenha uma massa de 120kg, uma força de 2400N pode ser empregada em uma de suas extremidades.

A aplicação desta força dura entre 100 a 200 milésimos de segundos, conforme demonstrado por Limpert (1999). O pedal é um componente crucial para o bom funcionamento de todo o sistema de frenagem, sendo acionado diversas vezes durante um pequeno período de condução. O estresse causado por fadiga no mecanismo é quase dobrado e, por este motivo, utiliza-se um fator de segurança com 3 vezes a força considerada do condutor, ou seja, 7200N visando a força máxima aplicada ao pedal (PUNH, 1985).

De acordo com Oshiro (2010), uma relação de pedal entre 5:1 e 6,5:1 é ideal para um sistema de freio que não possui assistência de forças no acionamento (hidrovácuo, etc.). Tais

valores são sugeridos por não afetar a sensibilidade da frenagem e aproveita o ganho de força mecânica (alavanca) advinda da relação. Relações maiores que 6,5:1 trazem uma sensação desagradável durante o processo de frenagem, pois a distância percorrida pelo pé do condutor durante o acionamento do pedal tende a ser maior, passando a impressão de um mau funcionamento no sistema, retardando o tempo de resposta durante a frenagem. Oshiro cita que uma relação de 6,2:1 é muito aplicada por montadoras que não utilizam sistema de força externa adicional.

2.2.2 Balance-bar

O balance-bar tem como princípio o ajuste do equilíbrio das forças de frenagem traseira e dianteira para um determinado índice aderência de pneu solo, este distribui (de acordo com a sua construção ou regulagem) a força exercida pelo pedal de freio de forma mecânica, diferentemente das válvulas proporcionais, que interferem na pressão das linhas hidráulicas do sistema de frenagem (PUHN, 1985).

Para a utilização de um sistema balance-bar são necessários dois cilindros mestres, um responsável pelo circuito hidráulico dos freios dianteiros e outro pelo circuito do eixo traseiro.

Existem dois tipos principais de balance-bar, de regulagem fixa e de regulagem ajustável. Nos de regulagem fixa, a distribuição de forças é prevista em projeto, cabendo ao projetista calcular e dimensionar todo o sistema de freio considerando sua geometria. Já os ajustáveis, têm a vantagem de variar a distribuição de forças conforme o coeficiente de atrito advindo dos vários tipos de solo e também pela distribuição de massa do veículo. Como empecilho deste, tem-se a complexidade de sua regulagem, necessitando de uma pessoa técnica para um ajuste adequado. Alguns sistemas incomuns de balance-bar permitem o ajuste da distribuição de forças de dentro da cabine (cockpit) pelo próprio condutor do veículo (PUHN, 1985).

Na figura 4, é possível ver um sistema balance-bar de ligação fixa (geometria). Possui a força do pedal como entrada do mecanismo. Uma haste rígida conecta o pedal ao corpo do balance-bar. Em suas extremidades existem duas conexões que acoplam a haste dos cilindros mestres, que estão ligados a uma estrutura conectada ao chassi.

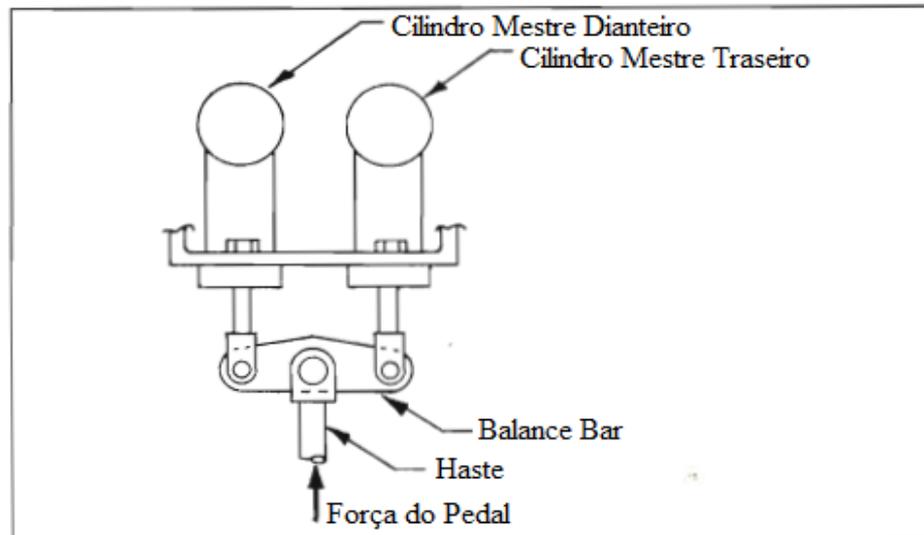


Figura 4 - Vista superior de um sistema balance-bar fixo
 Fonte: Adaptação de Puhn, 1985

Segundo Puhn (1985), um balance-bar de ligação variável é um mecanismo de interesse para aplicações em carros de alta performance, onde não se conhece o coeficiente de atrito entre a pista e o pneu ou o mesmo pode variar caso a pista fique molhada. Solos com maior aderência tendem a deslocar o centro de massa do veículo para a parte frontal no momento da frenagem. Uma regulagem que aumente o torque de frenagem nas rodas dianteiras beneficia a eficiência de frenagem nesta situação. O oposto também se aplica. Em casos de menor adesão, há perda da interface pneu/asfalto propiciando a perda de controle do eixo dianteiro que é responsável pelo controle do veículo. Um torque de menor intensidade nas rodas dianteiras torna mais interessante.

Este sistema é ajustado no local, em treinos antecedentes a competições. O mesmo necessita de experiência por parte da equipe e/ou piloto. Após o ajuste, a calibração é mantida durante todo o percurso.

Na figura 5, visualiza-se dois modelos de ligação de um balance-bar junto às suas relações geométricas. O que os diferenciam é a alteração das distâncias (d_L e d_R) entre pivô central e suas extremidades, que no caso do fixo não podem variar.

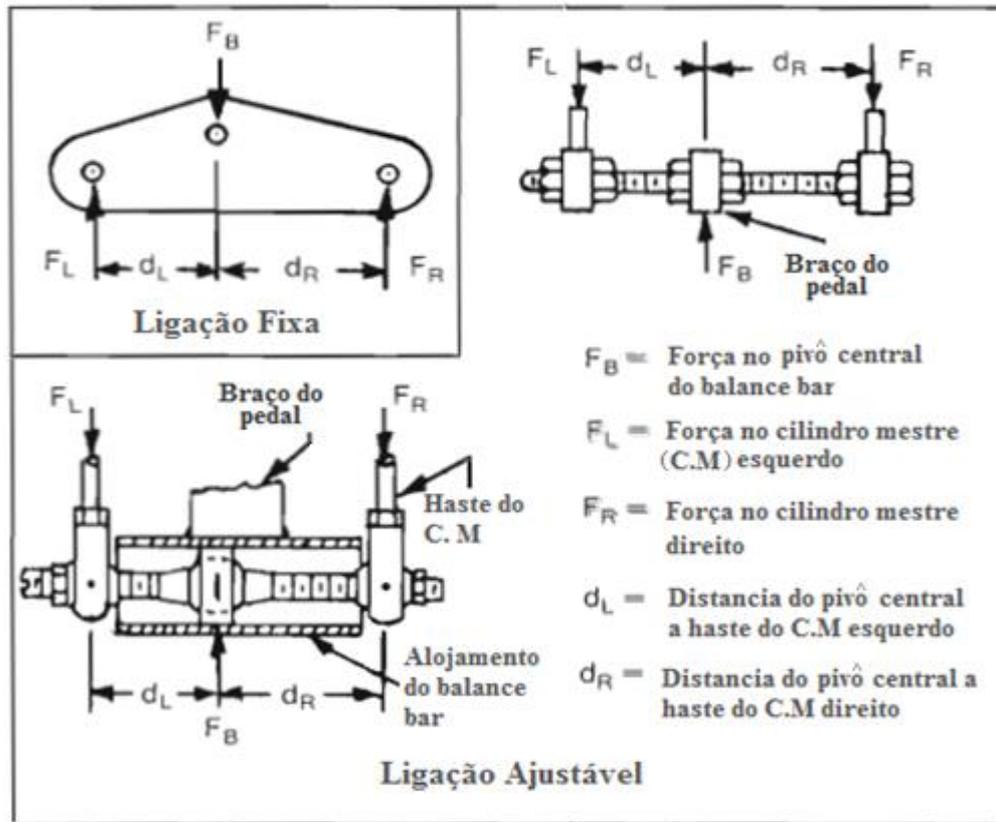


Figura 5 - Balance-bar fixo e variável e suas relações geométricas
Fonte: Adaptação de Puhn, 1985

Na figura 5, consta a força de vinda do pedal (F_B) como principal variável de entrada. Esta irá se dividir nas saídas F_L e F_R proporcionalmente as distâncias entre o pivô central e as hastes do cilindro mestre laterais, logo como um mecanismo rígido pode-se considerar que a força de entrada é igual as forças de saída e o somatório dos momentos em qualquer ponto de sua superfície será nulo e retira-se as equações:

$$F_B = F_L + F_R \quad (1)$$

$$F_L = F_B \left(\frac{d_R}{d_L + d_R} \right) \quad (2)$$

$$F_R = F_B \left(\frac{d_L}{d_L + d_R} \right) \quad (3)$$

2.2.3 Sistema hidráulico

Atualmente, a maior parte dos carros modernos são equipados com sistemas hidráulicos para a aplicação e a transferência de forças no sistema de frenagem, estes são compostos por:

cilindros, pistões, válvulas, tubos, conexões e mangueiras, onde, internamente, circula um fluido em estado líquido, denominado fluido de freio (PUHN, 1985).

A principal função do fluido é mover as pastilhas de freio (a disco) ou as lonas de freio (a tambor) contra o disco de frenagem ou tambor com intuito de gerar o atrito necessário para diminuir a energia cinética do veículo. Tratando-se do sistema hidráulico, existem dois aspectos fundamentais que devem ser observados: a movimentação e a força, ambas as tarefas necessitam ser realizadas pelo sistema sem que fatores como folgas e deflexões atrapalhem o processo. A intensidade de força transmitida pelo fluido deve ser suficiente para parar o veículo (PUHN, 1985).

Para um sistema hidráulico operar em sua melhor condição, adota-se alguns pressupostos: o sistema deve ser isolado, preenchido por um fluido líquido e corretamente vedado, impedindo vazamentos (a entrada de ar e a saída do fluido) (PUHN, 1985).

O fluido, assim como o seu ideal em estado líquido, tem como exigência ser incompressível, independente a qual pressão ou temperatura for submetido. Este será conduzido entre o cilindro mestre e o cilindro de rodas por meio de tubos, conexões e mangueiras, que devido à alta pressão devem dilatar o mínimo possível, garantindo a eficiência do sistema. A pressão interna do sistema tem que ser igual em todos os pontos, pois o fluido receberá um ganho gradual de pressão proporcional à força da movimentação do pistão interno do cilindro mestre.

Relaciona-se diretamente a pressão interna no sistema hidráulico com o diâmetro do pistão do cilindro mestre (entrada), assim como demonstra a figura 6.

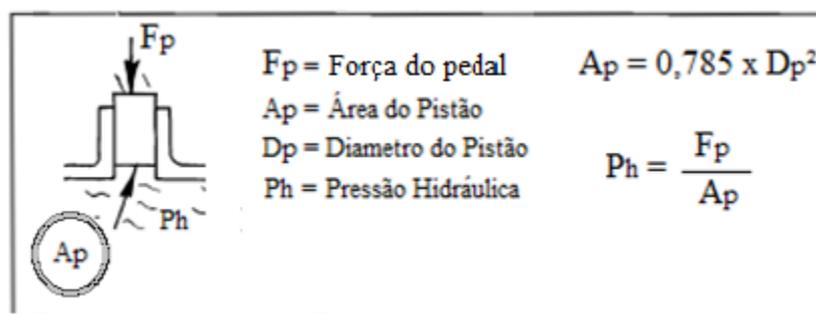


Figura 6 - Ilustração de um cilindro mestre submetido a uma força
 Fonte: Adaptação de Puhn, 1985

O mesmo princípio segue para a força na saída do(s) cilindro(s) de roda, como se observa na figura 7. A pressão interna do sistema permanece constante com a variação do diâmetro de seu pistão:

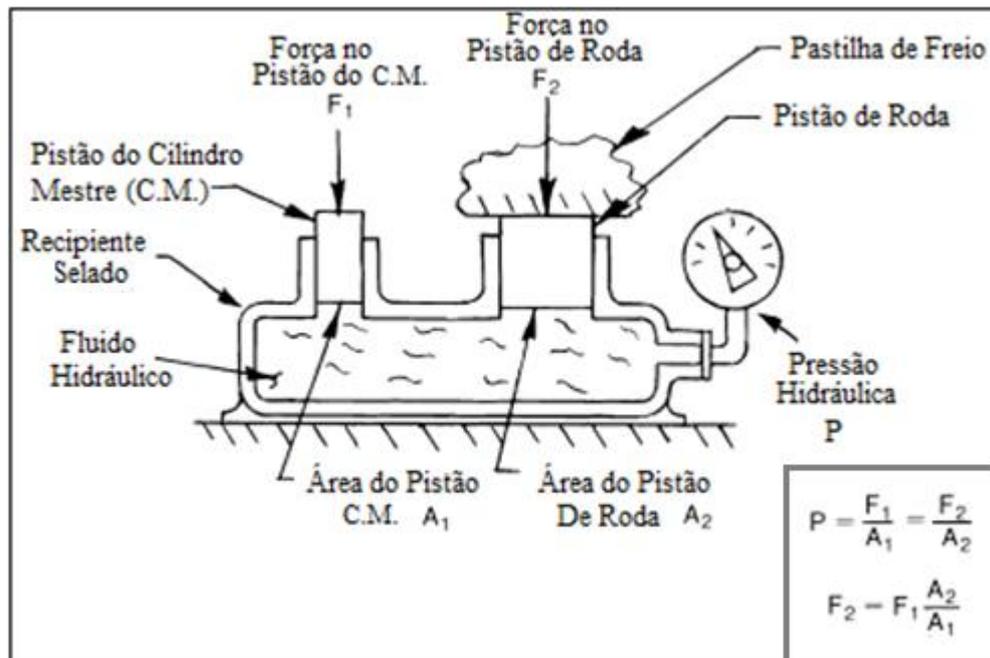


Figura 7 - Representação simplificada de um sistema hidráulico de freio
 Fonte: Adaptação de Puhn, 1985

Para o aumento da força exercida na saída do pistão de roda (F_2), torna-se necessário reduzir a área do pistão do cilindro mestre (F_1). Ressalta-se que a relação utilizada nesse processo é a de área e não a de diâmetro, pois a área varia de forma quadrática conforme o aumento do diâmetro. A movimentação dos pistões (cilindro mestre e de roda) também depende de suas áreas de contato, mas não influenciam na pressão interna do sistema, logo na força aplicada a saída hidráulica (F_2). A pressão interna depende exclusivamente da força aplicada ao cilindro mestre (F_1) e sua respectiva área.

Segundo a norma B9.2 do REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL, em sua última revisão (01 de outubro de 2021), para os veículos estarem aptos a participar da competição, os mesmos necessitam de, ao menos, dois circuitos hidráulicos de frenagem independentes, de modo que falhas ou vazamentos em algum ponto de um dos sistemas não anulem a capacidade total de frenagem do veículo, em, pelo menos, duas rodas.

2.2.4 Dinâmica envolvida em uma frenagem

Para Halliday (2008), a segunda lei de Newton consegue descrever muito bem o comportamento de um corpo que possui uma massa submetida a uma aceleração (ou desaceleração, no caso de uma frenagem). As forças envolvidas no processo de desaceleração são diretamente proporcionais à massa total de um veículo (mais o condutor) junto as forças

atuantes no sistema. Com este princípio, torna-se possível descobrir as acelerações (desacelerações, no caso da frenagem) necessárias para imobilizar o automóvel.

Para simplificar o entendimento dinâmico de uma frenagem, Nicolazzi (2012) esboçou o diagrama de corpo livre de um veículo no plano composto por sua força inercial e resultantes no instante de frenagem. O diagrama da figura 8 simplifica todos os esforços de influência no processo dinâmico de frenagem, assim como os principais fatores geométricos e característico do veículo a ser analisado. Seguindo-o, determina-se a força necessária para desacelera-lo.

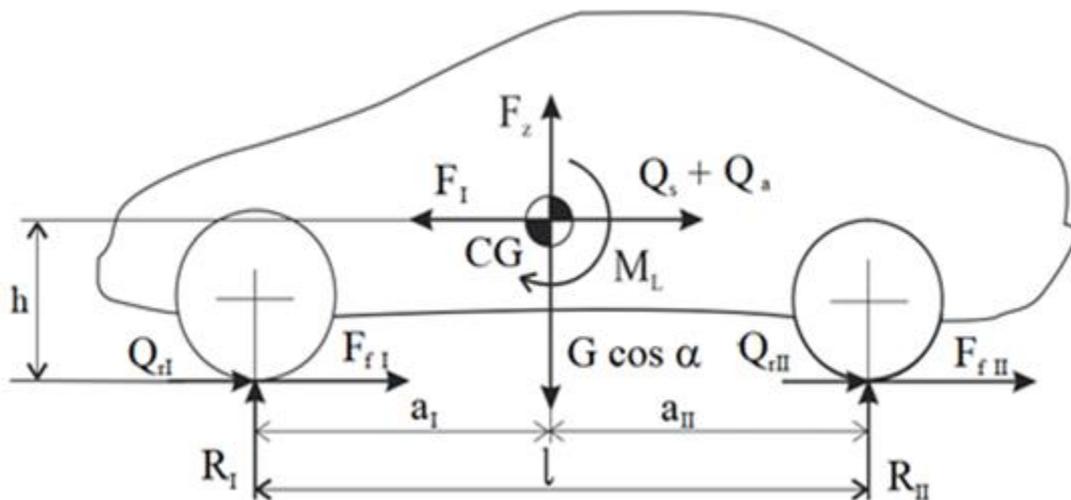


Figura 8 -. Diagrama de corpo livre de um automóvel durante a frenagem
Fonte: Adaptada de Nicolazzi, 2012

De acordo com Nicolazzi (2012), em todo processo de frenagem há uma transferência dinâmica de carga entre os eixos de um veículo, sugerindo que suas reações de apoio (R_I e R_{II}) pneu/solo são alteradas de modo que a reação do eixo dianteiro se torna maior que a do eixo traseiro e, por esse motivo, as forças necessárias para desacelerar um veículo são diferentes em eixos distintos.

Assim, admitindo o veículo como um elemento rígido, a força necessária no instante de frenagem é dada por (eixo x):

$$F_f = F_I - Q_s - Q_r - Q_a \quad (1)$$

Onde;

F_f = Força de frenagem total ($F_f = F_{fI} + F_{fII}$)

F_I = Força Inercial do veículo

Q_s = Força de resistência a aclives (depende do ângulo α)

Q_r = Resistência ao rolamento ($Q_r = Q_{rI} + Q_{rII}$)

$Qa =$ Força de resistência aerodinâmica

Como a força inercial, a força de resistência a aclives e a resistência ao rolamento dependem da massa do veículo, esta foi reescrita como:

$$Ff = G \left(\frac{d}{g} (1 - \delta) - \text{sen } \alpha - f \cos \alpha \right) - Qa \quad (2)$$

Onde;

$d =$ Desaceleração/aceleração do veículo (m/s^2)
 $G =$ Peso do veículo (Newton)
 $\alpha =$ Ângulo do aclive (Entre o solo e o chassi)
 $g =$ Aceleração da gravidade (m/s^2)
 $\delta =$ Coeficiente inercial de translação equivalente à rotativa
 $f =$ Coeficiente de atrito de rolamento

O diagrama da figura 6 de Nicolazzi possui as seguintes equações nos pontos de R_{II} e R_I através do somatório dos momentos que correspondem, respectivamente, ao eixo traseiro e dianteiro do veículo em relação a seu centro de gravidade, ainda o considerando como uma estrutura rígida.

Somatório dos momentos no eixo traseiro:

$$R_{II} l = a_{II} (G \cos \alpha - F_z) - (Qa + Q_s - FI) h - M_L \quad (3)$$

Somatório dos momentos no eixo dianteiro:

$$R_{II} l = a_I (G \cos \alpha - F_z) + (Qa + Q_s - FI) h + M_L \quad (4)$$

Segundo Gillespie (1992), para veículos de pequeno porte que trafegam em baixa velocidade, o arrasto aerodinâmico (Qa) pode ser desprezado, assim como sua força de sustentação aerodinâmica (F_z), pois essas variáveis estão relacionadas ao quadrado de sua velocidade e sob a influência da área frontal e geometria do veículo. Logo, o momento que é gerado em seu centro de gravidade devido à resistência aerodinâmica (M_L) também será desconsiderado.

Se admite as hipóteses citadas para uma frenagem em um terreno plano e reescreve-se as equações 3 e 4, para obter:

$$R_I l = a_{II} (G \cos \alpha) - (Q_s - FI) h \quad (5)$$

$$R_{II} l = a_I (G \cos \alpha) + (Q_s - FI) h \quad (6)$$

Ao isolar o termo da força de rolagem da equação 1 junto a força de frenagem e os substituindo nas equações 5 e 6, tem-se:

$$Qa = 0;$$

$$- (Ff + Qr) = + Qs - FI \quad (*1)$$

$$R_I = (1 - x) G \cos \alpha + (Ff + Qr) \frac{h}{l} \quad (8)$$

$$R_{II} = G \cos \alpha - (Ff + Qr) \frac{h}{l} \quad (9)$$

A variável x determina o coeficiente adimensional relativo as distribuições de cargas entre os eixos traseiro e dianteiro.

Manipula-se as reações de apoio e adota-se as observações citadas em cada eixo do veículo (R_I e R_{II}), podendo associá-las com a força de frenagem em cada eixo. Esta relação considera o coeficiente de adesão da interface pneu/solo (μ) explicitadas nas equações 11, 12 e 13.

$$F_{fI} = \mu R_I \quad (11)$$

$$F_{fII} = \mu R_{II} \quad (12)$$

$$F_f = \mu (R_I + R_{II}) = \mu G \cos \alpha \quad (13)$$

Obtém-se a força de frenagem total nos eixos dianteiro e traseiro, calcula-se a desaceleração total do sistema através da equação 2, isolando e substituindo a força de frenagem da equação 13, conforme a equação 14:

$$d = \frac{g}{(1+\delta)} \left\{ [(\mu + f) \cos \alpha + \operatorname{sen} \alpha] + Qa \right\} \quad (14)$$

Assim, considera-se que a frenagem ocorra em um local plano ($\alpha = 0$), também desprezando os atritos devido a fatores aerodinâmicos ($Qa = 0$) e da inercia de translação rotativa, visto que em uma frenagem de emergência, o condutor tende a acionar a embreagem junto ao pedal de freio, desconectando o conjunto inercial do veículo ($\delta = 0$). Rescreve-se a equação anterior de forma aproximada, e após a aplicação destas considerações obtém-se a equação 15. Em alguns casos específicos, essas variáveis contém uma influência significativa. Ao possuir a percepção do sistema, estes valores podem ser facilmente reconsiderados e aplicados a equação principal.

$$d \approx g (\mu + f) \quad (15)$$

Segundo Nicolazzi (2012), conclui-se que o melhor desempenho de frenagem é obtido quando todas as rodas atuam de modo simultâneo (ambos os eixos) e equalizadas. A proporcionalidade entre as reações dinâmicas R_I e R_{II} possibilitam a melhor distribuição das forças de frenagem (F_{fI} e F_{fII}), logo, a condição de performance máxima. O cálculo do índice de frenagem (ou *braking ratio*) demonstra esta relação, visando a otimização (Eq. 16).

$$\xi = \frac{\mu R I}{\mu R II} \cong \frac{[(1-x)g + d\left(\frac{h}{l}\right)]}{xg - d\left(\frac{h}{l}\right)} \cong \frac{[(1-x) + (\mu + f)\left(\frac{h}{l}\right)]}{x - (\mu + f)\left(\frac{h}{l}\right)} \quad (16)$$

O termo à direita da equação 16 demonstra a dependência do índice de frenagem (ξ) à desaceleração (d) sofrida pelo veículo. O coeficiente de atrito (μ) da interface pneu/solo, é retratado na equação 15. Durante o dinamismo de uma frenagem estes valores variam. O solo e a exigência do condutor ao acionamento do pedal (curvas, declives, paradas etc.) modificam o valor deste. Por isso, existe uma certa complexidade no processo de entendimento deste sistema. Este índice está correlacionado a força tangencial aplicada aos discos de freio de cada roda ou eixo.

Na figura 9 observa-se a interdependência de diferentes coeficientes de atrito com a desaceleração e como eles atuam diretamente na força de frenagem total do sistema. Vislumbra-se a proporcionalidade entre a força de frenagem total e a transferência de massa para o eixo dianteiro, que aumenta a exigência da força de frenagem frontal.

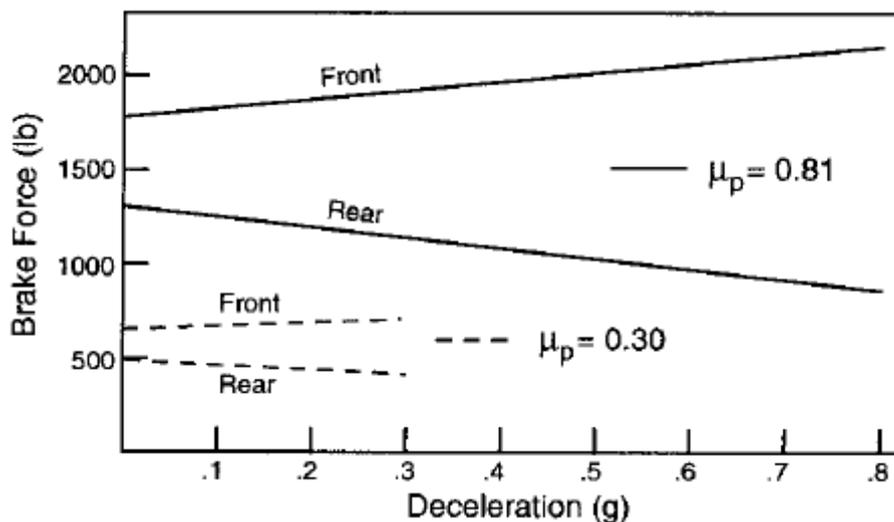


Figura 9 - Diagrama da força de frenagem pela desaceleração
Fonte: Gillespie, 1992

De acordo com a norma B9.1.1 do REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL (2021), o sistema de frenagem deve **travar** todas as rodas em superfícies pavimentadas e não pavimentadas em condição estática e dinâmicas. O item C3.3.1 faz uma breve citação sobre a parte dinâmica da competição. Nele é exigido que o veículo efetue

o travamento das quatro rodas, simultaneamente, freando-o em linha reta até o repouso quando acelerado ao máximo por uma distância aproximada de 30 metros definida pelos juízes.

2.2.5 Torques necessário para uma frenagem

Conforme Limpert (2011), para ocorrer o processo de frenagem em um sistema de freio a disco convencional, é necessário a existência de um torque de sentido oposto a movimentação rotacional das rodas. O objetivo deste torque é converter a energia cinética deste movimento em energia térmica. Em um sistema ideal, esta conversão deve ser feita pelos mecanismos dissipativos (disco e pastilha). Na prática, componentes como pneu e fluido de freio terminam absorvendo uma pequena parte desta carga térmica. A modulação do torque no disco de freio é proporcional a força impressa no pedal pelo condutor.

Segundo Punh (1985), os conceitos de torque de frenagem levam em conta três principais variáveis: a força tangencial de frenagem, a distância entre o centro de roda e o solo (raio de rolamento) e o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo.

A força de frenagem em cada eixo leva em conta as características geométricas do veículo, desaceleração pretendida, massa do veículo, entre outros. Pode ser facilmente calculada, conforme tópico anterior deste trabalho. Normalmente, estes fatores são fornecidos pelos projetistas estruturais automobilísticos e previamente fornecidos para o responsável pelo dimensionamento do sistema de freio (PUHN, 1985).

A distância entre centro de roda e pneu e possui como principais variáveis a calibração do pneu, geometria do pneu e a geometria da roda, por este motivo algumas montadoras recomendam aumentar a pressão de calibração do pneu quando há um aumento da carga transportada. De acordo com Nicolazzi (2012), essa ação visa compensar a deformação acentuada devido ao aumento de carga, mantendo a área da interface pneu/solo conforme o valor previsto em projeto.

A aderência da interface entre o pneu e a pista é responsável pela transferência da força durante o processo de frenagem, quanto menor seu valor, menor será a transmissão de força, o que ocasiona o deslizamento da interface pneu/solo. Algumas características desta variável são possíveis de ser manipuladas, normalmente estas são vinculadas ao pneu, porém valores de característica da pista normalmente tendem a ser estimados (NICOLAZZI, 2012).

Na figura 10, observa-se dois mecanismos conectados à mesma estrutura rígida. A velocidade angular de ambos é a mesma, porém as forças que atuam em seus corpos e suas

funcionalidades são completamente diferentes. No mecanismo à esquerda da figura (pneu), há uma deformação originada da força peso em seu centro de gravidade (G), que é correspondente à própria massa, somada à massa estrutural do veículo. Esta deformação acarreta uma pequena diminuição em seu raio, logo, há interferência no torque de frenagem. No mecanismo à direita (sistema dissipativos), nota-se a distância do ponto central do cubo de rodas até um ponto médio na pastilha de freio gerando um torque no sentido contrário ao movimento.

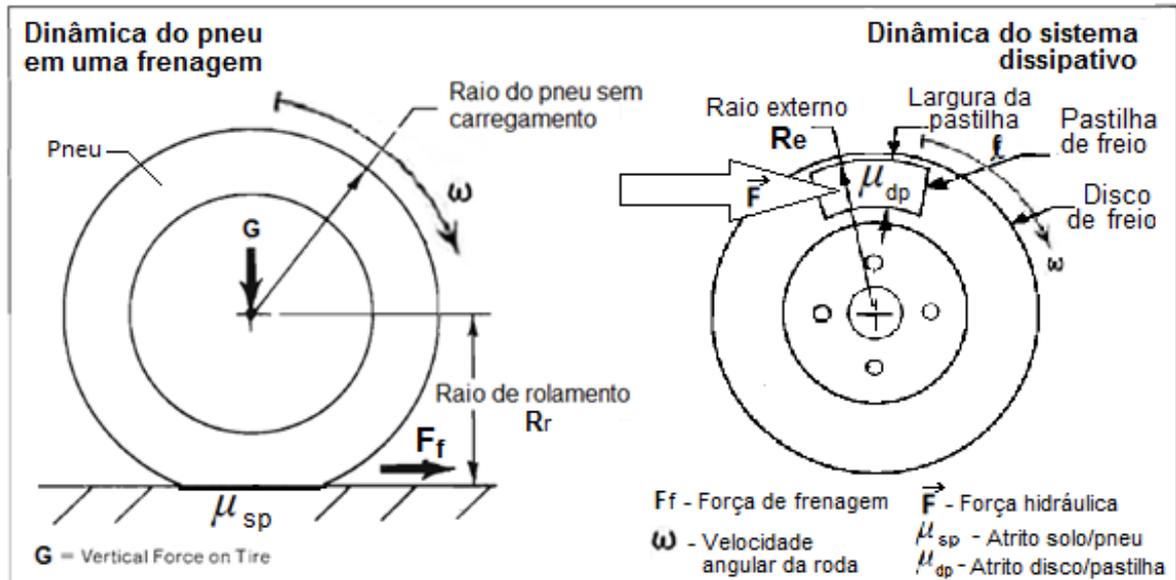


Figura 10 - Forças atuantes no pneu e no sistema dissipativos
Fonte: Adaptado de Punh, 1985

A distância (D) do centro de roda até o centro da aplicação de força da pastilha de freio ao disco é dada pela equação 17, onde o raio externo disco/pastilha representa o raio máximo em que a pastilha agarra o disco (Re) e a variável ℓ representa a largura da pastilha.

$$D = Re - \left(\frac{1}{2} \times \ell\right) \quad (17)$$

Após a obtenção do raio médio (D), é possível substituí-lo para isolar a força de frenagem. Existe uma proporcionalidade entre ela e a força de prensagem disco/pastilha. Elas se relacionam pela razão das distancias de suas aplicações (torque). Foi adicionado o coeficiente de atrito dinâmico entre as superfícies do sistema dissipativos, visto que este trabalha com o escorregamento entre os planos de contato disco/pastilha.

$$\vec{F} = \frac{Rr \times Fr}{D \times \mu_{dp}} \quad (18)$$

No momento de uma frenagem, observa-se dois torques de sentidos opostos atuantes na roda, ambos formados por pares de superfícies de atrito, sendo elas pastilha/disco e pneu/pista. O torque no disco de freio não deve ser exceder o torque de frenagem, caso isto ocorra, a roda travará instantaneamente, fazendo o veículo perder a aderência desta interface o deixando instável (NICOLAZZI 2012).

2.2.6 Sistema ABS (Anti-lock Braking System)

Para Limpert 2011, existem dois grupos básicos de controle automático de frenagem. Estes são diferenciados pela atuação ou não atuação do motorista ao pedal do freio. O sistema controle automático de frenagem com a atuação do motorista também é categorizado em dois subgrupos: os que auxiliam o motorista a aplicar devidamente as forças impressas pelo pedal dentro das limitações humanas (sem processamento), assim como as válvulas proporcionais e freios de potência e os que recebem um sinal vindo do motorista e modulam as forças a fim de otimizar a frenagem, como no caso dos sistemas antitravamento de frenagem (ABS).

Segundo Gillespie (1992), o conceito dos freios ABS surgiu aproximadamente no começo da década de 30, porém não existiam recursos tecnológicos (principalmente eletrônicos) para a aplicação destes. Um sistema ABS basicamente é controlado por uma ECU (unidade central eletrônica), que através de solenoides, redistribuem a força do sistema de frenagem de forma a otimizar o processo. Para isso, sensores de velocidade são instalados em cada roda do veículo, mandando instantaneamente estes dados a ECU

Um sistema ABS tem como uma de suas principais funções, garantir o melhor desempenho de frenagem que um pneu pode entregar, independentemente do tipo de pista em que o veículo esteja submetido, ainda que este não entregue um bom índice de adesão (atrito) em sua superfície.

Conforme Limpert (2011), o projeto de um sistema ABS começa no entendimento das características da interface de atrito pneu/solo. A distância de frenagem seria considerada ótima quando não existe deslizamento entre as superfícies de contato entre o pneu e o asfalto, ou seja,

não travamento das rodas. Logo, toda energia do sistema seria dissipada em forma de calor nos discos de freio. Para isso ocorrer, seria necessário que o atrito estático pneu/solo tivesse valor unitário máximo igual a 1 (ou 100%). Nestas condições todo o torque de frenagem aplicado ao disco seria entregue ao solo, sem perdas, porém, na prática, isso não ocorre. Após atingir valor máximo do atrito estático, o sistema entra na faixa de atrito dinâmico (escorregamento). Um meio de contornar tal situação é a implantação de um sensor para detecção do coeficiente de atrito pneu/estrada e a realização da modulação da força do torque de frenagem, que manteria o sistema na faixa de atrito estático. Na prática, isso exigiria a introdução de uma roda adicional ao veículo somente para a inclusão de um sensor ou sensores de bordo de alta complexidade (ainda inexistentes), o que também o torna impraticável.

A solução encontrada foi aplicar os sensores na roda e atuar diretamente no circuito hidráulico, possibilitando o não travamento repentino destas. O sistema ABS é composto por válvulas que liberam instantaneamente parte da pressão hidráulica contida nas pinças de freio de cada roda quando a velocidade angular do pneu diminui abruptamente. Apesar de atuar de forma individual em cada roda, o ABS considera os dados (velocidade angular) de todas as rodas a fim de entregar o melhor desempenho de frenagem (LIMPERT, 2011).

2.3 Materiais e esforços de projeto atuante nos mecanismos

De acordo com Hibbeler (2013), projetos de estruturas rígidas, ou seja, quando trabalhamos no regime elástico do material com a menor deformação possível, exigem um alto conhecimento de dois tipos principais de esforços: os esforços cortantes e os esforços de flexão. Estes têm como principal característica a atuação ao longo do eixo de um mecanismo. Forças normais geralmente não são de grande significância em parte dos mecanismos por duas razões principais: a maioria das forças aplicadas a um mecanismo atuam de modo perpendicular à sua superfície, produzindo apenas flexão e cisalhamento e, para fins estruturais, a capacidade de resistir ao cisalhamento e, principalmente, a flexão são mais importantes do que suportar esforços normais.

2.3.1 Rigidez

Na engenharia os mecanismos e estruturas são projetados para receber grandes cargas (esforços) e sofrer o mínimo de deformações possíveis. Por este motivo, há uma necessidade prioritária na escolha de matérias que suportem bem determinados tipos de esforços, tais quais o dimensionamento de sua geometria (BEER, 2011).

Para entender o conceito de rigidez, é necessário antes o entendimento de elasticidade. Segundo Beer (2011), um determinado material dúctil submetido a qualquer forma de esforço pode exibir duas zonas de comportamento, se deformar em sua região elástica ou plástica. Para fins de engenharia, trabalhar com o comportamento plástico de um material (escoamento) não é tão vantajoso, pois nesta zona a geometria do objeto não se deforma linearmente, o que não garante uma previsibilidade em sua deformação. Outra característica não desejada é a proximidade dessa zona com a tensão de ruptura do material, que pode promover uma falha repentina no mecanismo (fratura). Na engenharia, isso pode ter consequências catastróficas. Por este motivo, a maioria dos projetos mecânicos trabalham na zona elástica de um material.

Para exemplificá-la, Beer (2011) utiliza um gráfico como o da figura 11 para mostrar o comportamento de um material submetido a uma tensão em função do seu alongamento (curva).

Ao aplicar uma força em uma de suas superfícies, ocorrerá uma deformação em sua geometria, mesmo que pouco perceptível. Conforme o aumento gradual desta força (tensão) até o ponto **E** da curva (tensão de escoamento), ele estará trabalhando em seu regime elástico. Significa que, caso esta tensão cesse, o material retorna a suas dimensões originais. Caso contrário, se esta tensão ultrapassar o limite (tensão de escoamento) este se deformará permanentemente (deformação plástica).

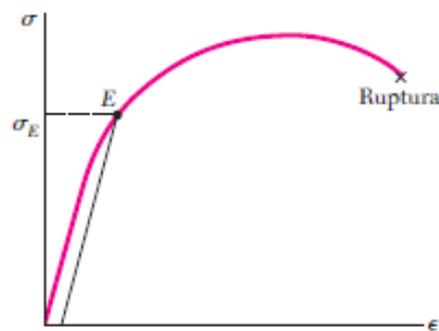


Figura 11 - Curva de tensão deformação de um material
Fonte: Beer (2011)

A zona elástica de um material e seu comportamento linear representa-se com uma simples equação de primeiro grau, denominada Lei de Hooke (equação 19). Esta equação indica que a deformação específica normal (ϵ) é proporcional a tensão aplicada no mesmo (σ), isso para materiais isotrópicos, ou seja, deformam-se de forma singular independente da direção de seu carregamento.

$$\sigma = E \times \varepsilon \quad (18)$$

O coeficiente **E** é chamado de módulo de elasticidade ou módulo de Young. Este remete como um material se relaciona com sua deformação específica normal, uma unidade adimensional. Por este motivo, o módulo de Young é expresso na mesma unidade que a tensão, normalmente em pascal (Pa) pelo S.I. (BEER, 2011).

Na figura 12, nota-se a propriedade de ligas aço-carbono, conforme a sua padronização SAE. A porcentagem de carbono em sua composição influencia diretamente em sua rigidez e, conseqüentemente, no quanto o material consegue suportar a uma determinada tensão sem que ocorra o escoamento, considerando uma deformação máxima de 0,2% na dimensão tensionada (NORTON, 2013).

992

Apêndice A PROPRIEDADES DOS MATERIAIS

Tabela A-9 Propriedades mecânicas de alguns aços-carbono

Dados de várias fontes.* Valores aproximados. Consulte os fabricantes de materiais para informações mais precisas

Número SAE /AISI	Condição	Resistência de escoamento em tração (0,2% de deformação)		Resistência máxima em tração		Elongação do corpo de ensaio de 2 in	Dureza Brinell
		kpsi	MPa	kpsi	MPa	(%)	-HB
1010	laminado a quente	26	179	47	324	28	95
	laminado a frio	44	303	53	365	20	105
1020	laminado a quente	30	207	55	379	25	111
	laminado a frio	57	393	68	469	15	131
1030	laminado a quente	38	259	68	469	20	137
	normalizado a 1650°F	50	345	75	517	32	149
	laminado a frio	64	441	76	524	12	149
	temperado e revenido a 1000°F	75	517	97	669	28	255
	temperado e revenido a 800°F	84	579	106	731	23	302
	temperado e revenido a 400°F	94	648	123	848	17	495
1035	laminado a quente	40	276	72	496	18	143
	laminado a frio	67	462	80	552	12	163
1040	laminado a quente	42	290	76	524	18	149
	normalizado a 1650°F	54	372	86	593	28	170
	laminado a frio	71	490	85	586	12	170
	temperado e revenido a 1200°F	63	434	92	634	29	192
	temperado e revenido a 800°F	80	552	110	758	21	241
	temperado e revenido a 400°F	86	593	113	779	19	262
1045	laminado a quente	45	310	82	565	16	163
	laminado a frio	77	531	91	627	12	179

Figura 12 - Tabela de propriedades mecânicas de aço SAE

Fonte: Norton (2004)

2.3.2 Cisalhamento

A tensão de cisalhamento pode ser definida como um componente de tensão atuante sob um plano a ser seccionado. A fim de demonstrar o desenvolvimento desta tensão, adota-se uma barra, contendo dois apoios rígidos, submetida à uma força F , perpendicular à sua superfície, como se observa na figura 13. Se a força F for suficientemente grande, uma deformação nos planos apontados como AB e CD acarretará falha ou rompimento da barra (HIBBELER, 2004).

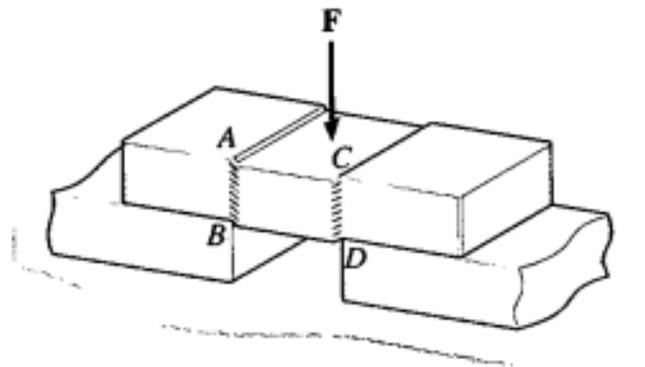


Figura 13 - Exemplo de uma barra submetida a cisalhamento
Fonte: Hibbeler (2004)

Para manter a barra em equilíbrio, duas reações V opostas a força aplicada são desenvolvidas no plano contido entre a barra e seus apoios, assim como demonstrado no diagrama de corpo livre à esquerda da figura 14. Essas reações tem a metade da intensidade da força F . A distribuição dessa reação (V) sobre a área do plano perpendicular provoca a chamada tensão de cisalhamento média.

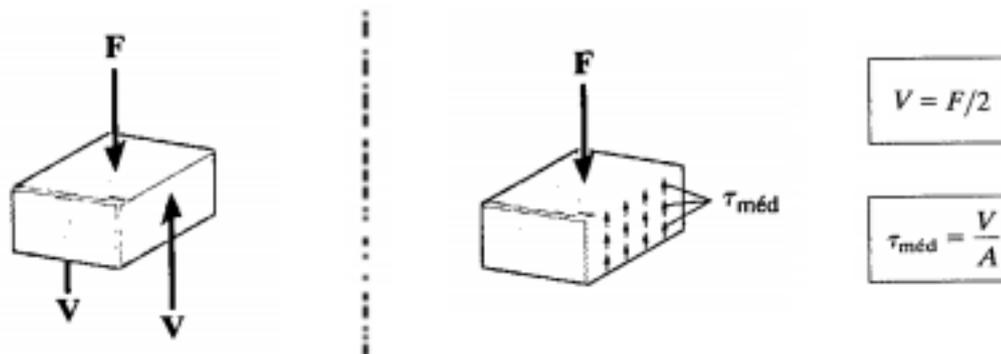


Figura 14 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média
Fonte: Hibbeler (2004)

O Cisalhamento simples ou direto ocorre frequentemente pela ação direta da carga sobre um plano em acoplamentos como os que utilizam parafusos, pinos, materiais de soldas etc. As equações da figura 13 apresentam de forma aproximada esforços de cisalhamento simples. Na prática, maiores valores de tensões cisalhante são encontrados, mas, para fins de engenharia, a mesma supre bem aos problemas de projetos.

A equação da figura 14 representa de uma maneira trivial o comportamento das tensões cisalhantes e a distribuição sobre sua superfície, porém este comportamento não age de forma igualitária ao longo da secção transversal de uma viga, conforme demonstrado na figura 15, onde uma viga de secção transversal retangular não apresenta simetria nas distribuições de tensão de cisalhamento.

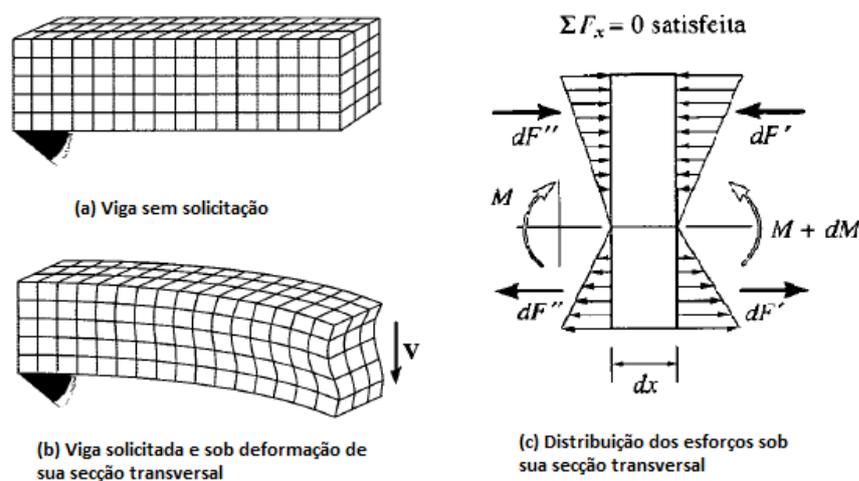


Figura 15 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média
Fonte: Hibbeler (2004)

Segundo Beer (2011), uma equação geral para achar a tensão de cisalhamento máxima ao longo do plano longitudinal a ser cisalhado pode ser obtida através da dedução indireta da fórmula de flexão, onde há a elasticidade do material tanto para esforços atrativos, quanto compressivos, assim sendo representada pela equação 19:

$$\tau = \frac{VQ}{I t} \quad (19)$$

Onde:

τ = tensão de cisalhamento médio ao longo da largura “t” localizado na distância y' do eixo neutro

$V =$ Força cortante resultante interna
 $Q =$ Área da secção transversal compreendida entre o eixo neutro e o centroide
 $I =$ Momento de inércia da área da secção transversal em torno do eixo neutro

Na figura 16 nota-se a tensão média em uma viga de secção retangular junto às suas características geométricas, como linha neutra, centroide, largura da área de secção transversal, entre outras. Igualando a variável y a 0 (zero), encontra-se o ponto de cisalhamento máximo. O mesmo localiza-se exatamente na linha neutra da secção transversal da viga.

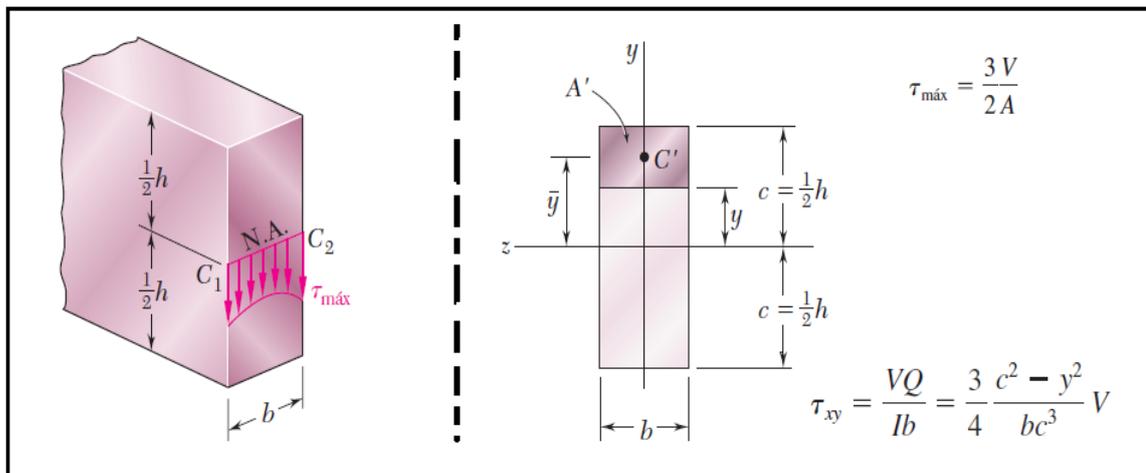


Figura 16 - Plano de cisalhamento e distribuição da tensão média
 Fonte: Adaptado de Beer, 2011

2.3.3 Flexão

Os elementos estreitos, como vigas e eixo submetidos à esforços perpendiculares à sua seção longitudinal, apresentam deformações. Estas deformações, devido ao carácter plástico e elástico do material, são chamadas de flexão. A flexão depende de vários fatores determinantes, entre eles: Os pontos de apoio do objeto, o local de aplicação dos esforços, o tipo de carregamento, material que o objeto é composto, as dimensões do objeto e o perfil de sua seção transversal (HIBBELER, 2004).

Um dos elementos mais simples utilizado para representar um objeto flexionado é uma viga. Em geral as vigas são barras compridas e retas, possuem o comprimento como a maior grandeza dimensional em comparação ao seu perfil (largura e altura). A representação das vigas simplifica várias situações para cálculos estruturais, que constituem: vigas estruturais utilizadas em edificações, asa de aviões, eixos de automóveis, lanças de guindaste e ossos do corpo humano (HIBBELER, 2004).

Na figura 17 são vistos os diferentes tipos de apoios que uma viga pode receber, cada uma com um nível de restrição de grau de liberdade.



Figura 17 - Exemplo de uma viga e suas fixações
Fonte: Hibbeler (2004)

Ao aplicar cargas sobre uma viga, diferentes reações são desenvolvidas sobre as suas superfícies, esforços cortantes (cisalhantes) internos e momento fletor em cada ponto do seu entorno.

Para saber a flexão máxima que a viga sofrerá, faz-se necessário calcular os valores máximos de cisalhamento e momento fletor. A melhor maneira de executar esses cálculos é expressando os esforços (cisalhamento e momento fletor) ao longo da viga, em função de uma variável x que corresponde a uma posição arbitraria ao seu eixo longitudinal. A Figura 18 representa uma viga apoiada com extremidade em balanço com duas cargas (forças) solicitantes, sendo uma concentrada no ponto D e outra distribuída entre o ponto A e B.

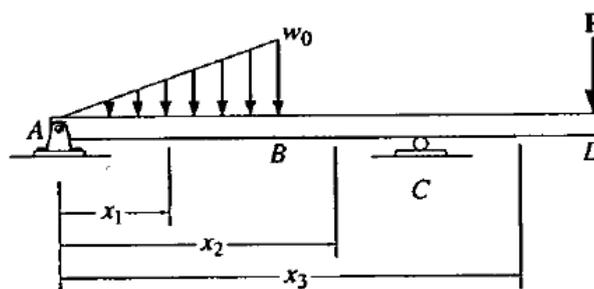


Figura 18 - Viga sobre carregamento
Fonte: Hibbeler (2004)

A partir do detalhamento da viga e suas forças atuantes é possível traçar um diagrama, como na figura 18, explicitando os esforços que atuam ao longo de sua secção transversal, obtendo pontos importantes, como: máximo momento fletor e máxima tensão de cisalhamento, através de como as cargas se distribuem em sua superfície.

2.4 Atrito

Quando uma massa desliza ou rola sobre um plano apenas com uma velocidade inicial, percebe-se que logo após um tempo esta tende a entrar em repouso. Isso se deve a uma força de sentido oposto ao movimento, denominada atrito. Logo, deve-se afirmar que o plano está executando uma força de atrito sobre a massa, provocando uma desaceleração no sistema. Cerca de 20% da gasolina gasta em um veículo, a combustão é utilizada para compensar as perdas de atrito entre as peças do motor e transmissão (HALLIDAY, 2013).

Para Halliday (2013), o atrito tem vários efeitos danosos em determinados casos práticos do nosso cotidiano. Destaca-se a diminuição de eficiência energética em sistemas que necessitam compensá-las com a adição de mais energia ou o desgaste de componentes, pela perda de material devido a fricção da região atritada. Porém, sem o atrito, atividades como caminhar, dirigir ou até mesmo segurar um lápis seriam impossíveis, este escorregaria das nossas mãos quando sua ponta encostasse no papel.

De acordo com Halliday (2013), existem dois tipos de força de atrito que podem atuar no contato entre dois corpos (planos em contato): a força de atrito estática e a força de atrito dinâmica.

Para exemplificá-la, ele utilizou um caixote em repouso apoiado ao chão, como na figura 19 (a). Uma força paralela ao solo é aplicada a ele, se o mesmo não sair de sua posição inicial é porque seu peso e o atrito estático da interface do caixote/solo possuem uma intensidade maior que a força necessária para tirá-lo do repouso. Surge uma reação oposta de mesma intensidade e perpendicular as faces atritadas para manter o equilíbrio do sistema (b). O caixote só sairá da inércia quando uma força de maior intensidade for capaz de superar a massa e o atrito exigido pelas superfícies. Enquanto essa condição não for atendida, a força oposta continuará mantendo o sistema em equilíbrio (c). Quando a intensidade da força ultrapassar essas limitações, o sistema sai do equilíbrio e é acelerado (d). Percebe-se que o atrito continua a atuar nas interfaces, porém em menor intensidade. O novo tipo de atrito é denominado de atrito dinâmico (e). O atrito dinâmico está relacionado à velocidade entre as duas superfícies paralelas em contato, causando o deslizamento relativo entre ambas.

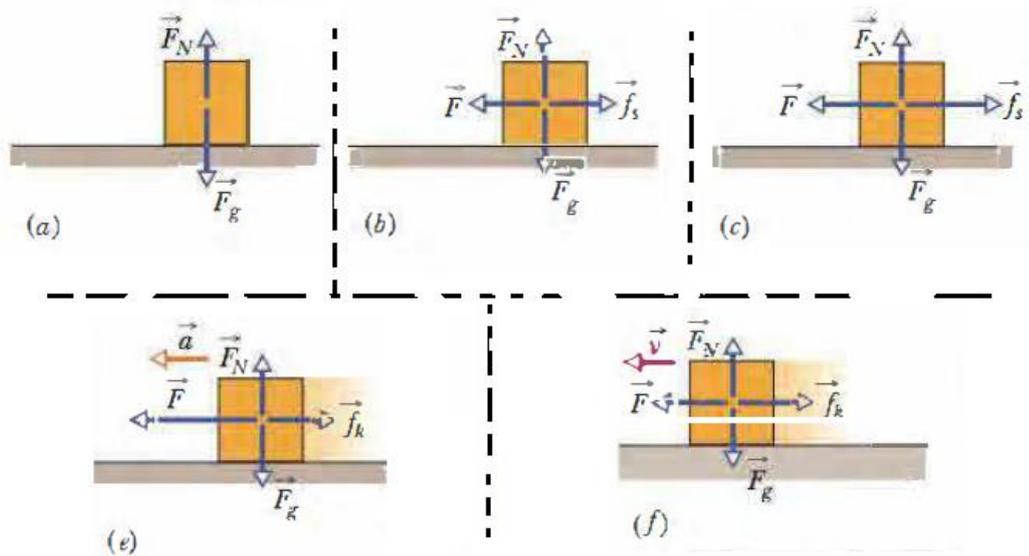


Figura 19 - Exemplificação dos dois tipos de atrito
 Fonte: Halliday (2013)

Segundo Nicolazzi (2012), a compreensão de um sistema de frenagem começa com o entendimento do conceito de atrito. Este, por sua vez, está associado ao fenômeno de adesão entre duas superfícies perpendiculares que, quando em contato, causam uma resistência a movimentação relativa destes planos.

Antigamente, o conceito de atrito era aplicado de modo prático à capacidade de parar ou acelerar equipamentos. Atualmente, o estudo deste se abrange às características do material das superfícies, suas áreas de contato, a força perpendicular à área aplicada sobre estes, à quantidade de energia a ser dissipada e até mesmo a agressão ao meio ambiente devido aos particulados soltos pelo atrito (HALLIDAY, 2013).

Para um sistema de frenagem funcionar de forma eficiente, duas interfaces de atritos são de grande significância no estudo de um projeto de frenagem. O atrito entre a interação dos elementos dissipativos de fricção (disco e pastilha de freio etc.), que tem como princípio a transformação de energia cinética em calor para diminuir a velocidade do veículo e a interface atrito de contato do veículo como o asfalto (pneu/solo), esta, que de forma mais complexa, está ligada ao trecho percorrido pelo automóvel (tipo da pista) e as características do pneu (material, calibração e geometria). A interface pneu solo tende a trabalhar no limite do atrito estático, pois ao entrar na zona de atrito dinâmico os planos de contato perdem sua aderência, fazendo o veículo perder sua capacidade de frear, acelerar e/ou mudar de direção.

Conforme Nicolazzi (2012), alguns valores limítrofes de atrito estático (médio) correspondente a diferentes tipos de terrenos podem ser considerados na hora de projetar o

sistema de frenagem. A figura 20 demonstra alguns dos vários tipos de solo que um veículo pode ser exigido.

Tipo de pista	μ_a
Asfalto	0,6 a 0,95
Pedra britada	0,5 a 0,65
Terra seca	0,5 a 0,70
Terra úmida	0,5 a 0,60
Areia	0,2 a 0,3
Neve	0,30 a 0,35

Figura 20 - Coeficientes de atrito em diferentes solos
Fonte: Nicolazzi (2012)

Além do tipo (material) da pista, as diferentes condições as quais estas estão submetidas devem ser observadas. Por este motivo carros de alta performance trocam de pneu durante as competições, por exemplo, os circuitos da Fórmula 1. As variações destes indicadores podem ser observadas segundo a figura 21 (NICOLAZZI, 2012).

Tipo de piso	Coeficientes de atrito μ_a para as condições			
	Seca	Molhada	Contaminada	Congelada
Cimento	0,85	0,75	0,50	0,11
Asfalto	0,85	0,60	0,30	0,10
Paralelepípedos	0,70	0,65	0,35	0,08
Calçamento de pedras irregulares	0,80	0,55	0,30	0,08

Figura 21 - Coeficientes de atrito em diferentes condições de solo
Fonte: Nicolazzi (2012)

Em síntese, a vasta visão das literaturas tratadas neste capítulo, forneceu o embasamento teórico necessário para o prosseguimento desta pesquisa. A abrangência do conteúdo possibilita um olhar mais crítico a um sistema de frenagem e as variáveis físicas integradas a este processo. Torna-se possível a criação de toda a problemática envolvida, assim como as diferentes soluções futuras e o passo a passo de como obtê-las.

3 METODOLOGIA

Neste capítulo detalha-se como se deu o desenvolvimento da pesquisa, tais quais suas metodologias e materiais necessários para o estudo e dimensionamento de um sistema de freio. Tipo de pesquisa, materiais e métodos aplicados, variáveis de interesses e procedimentos para a tabulação dos dados foram os tópicos abordados.

3.1 Tipo de pesquisa

Para Gil (2002), uma pesquisa é um processo racional e sistemático que visa a solução de diversos problemas propostos. Sempre que não se dispõe de um número de informações suficiente para responder a um problema, ou mesmo essas informações não apresentarem um alinhamento para o entendimento da causa raiz, um modelo de pesquisa poderá ser adotado. Quanto ao tipo de pesquisa elas podem ser classificadas como: descritiva, explicativa ou exploratória.

As pesquisas descritivas têm como principal foco descrever as características de um determinado grupo e os fenômenos relacionados a estes. Uma das técnicas mais aplicadas a esse tipo de pesquisa é a coleta de dados, tais quais: questionários e observação de fenômenos sistemáticos (GIL, 2002).

Conforme Gil (2002), a pesquisa explicativa tem como ênfase identificar fatores que determinam ou contribuem, originando as ocorrências dos fenômenos pesquisados, tornando os problemas mais explícitos e levando ao aprofundamento do conhecimento da realidade.

Neste trabalho foi abordado uma pesquisa do tipo exploratória. A mesma visa a aplicação e construção de hipóteses trazendo maior familiaridade ao problema em questão. Elas levam ao aprimoramento das ideias e tem um planejamento bastante flexível, que na maioria dos casos envolvem: levantamento bibliográfico, análise de exemplos para estímulo de compreensão e manipulação de variáveis de interesse. Por se tratar de uma pesquisa na área de ciências naturais, esse trabalho retratou, de modo experimental, o dimensionamento de um sistema de freio (GIL, 2002).

Ao que tange a abordagem do material, uma pesquisa pode ser caracterizada como quantitativa ou qualitativa. Uma pesquisa quantitativa é estabelecida quando maior parte da informação pode ser codificada em números e em modelos matemáticos (estatísticos) através

de análises de gráficos, manipulação de variáveis de interesse e caracterização dos dados e suas influências (SILVA, 2004).

O foco deste trabalho foi a análise da inclinação de curvas de diversos tipos de gráficos, não estatísticos, caracterizando-o como qualitativo. Porém, segundo Minayo (2002, p.22): “O conjunto de dados quantitativos e qualitativos, porém, não se opõem. Ao contrário, se complementam, pois, a realidade abrangida por eles interage dinamicamente, excluindo qualquer dicotomia”. Assim, algumas abordagens quantitativas também foram introduzidas ao longo desse projeto.

Para Gil (2002), trabalhos baseados em fontes científicas já publicadas, como livros, publicações periódicas e artigos científicos, podem ser considerados de cunho bibliográfico. Toda abordagem aplicada no projeto seguiu a este princípio, podendo caracterizá-lo como bibliográfico.

Neste trabalho realizou-se uma análise científica de um objeto de estudo já determinado, onde as variáveis incluídas no processo influenciam diretamente em uma determinada característica do sistema. Afirma-se que esta se trata de um procedimento de cunho experimental, segundo Gil (2002). Logo, a caracterização desta pesquisa quanto aos procedimentos técnicos é descrita como bibliográfica e experimental.

3.2 Materiais e métodos

Para dar início a este trabalho foi efetuada uma vasta pesquisa a diversos acervos bibliográficos a fim de ampliar a base teórica para o entendimento e desenvolvimento do projeto.

Após esta primeira etapa, foram levantadas as problemáticas observadas pela equipe de frenagem do Baja SAE e, a partir do estudo bibliográfico, foi criado um fluxograma com base nos desafios enfrentados. Esse trabalho foi estruturado de acordo com as orientações metodológicas descritas na figura 22.

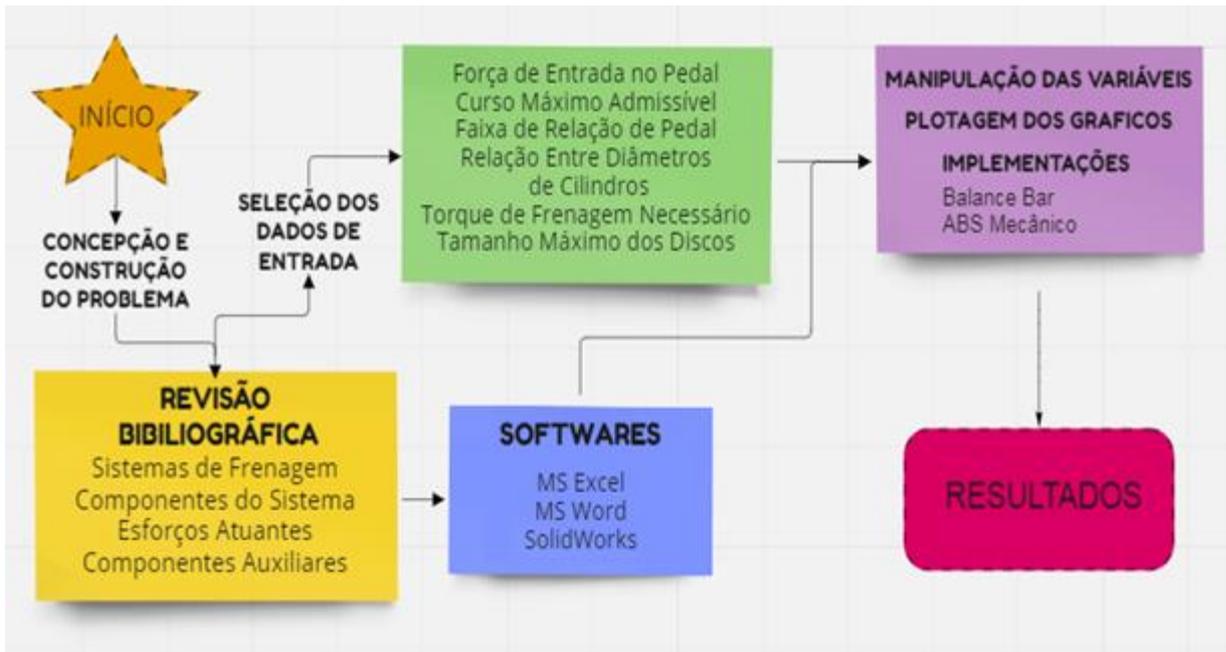


Figura 22 - Fluxograma geral da monografia
 Fonte: Pesquisa Direta (2022)

A falta de um material de linguagem nacional que instrua o funcionamento de um sistema de frenagem, abordando as variáveis manipuláveis, abrangeu o início deste trabalho. Aliado à falta de documentação massiva nos projetos da equipe na área de frenagem, impulsionaram a criação de um documento que de forma didática, guie os futuros membros.

Com a problemática envolvida, diversos materiais de caráter bibliográfico foram selecionados para construir o entendimento do sistema como um todo. A classificação das variáveis como, entrada, saída, dependentes, independentes, determinantes, de influência, constantes etc. Foram adicionadas a uma planilha de *Excel* para o entendimento do processo como um todo e anexados aos problemas encontrados anteriormente. Em um sistema complexo, isto é relevante, pois certos dados de entrada de um dispositivo influenciam diretamente nas variáveis dos mecanismos posteriores.

Com a seleção dos dados de entrada, as perguntas envolvidas ao sistema (bloco verde do fluxograma) e os softwares de apoio (bloco azul), foi possível executar a manipulação das variáveis, plotagem de curvas e esboços dos mecanismos, inclusive a implementação de dispositivos auxiliares a frenagem, facilitando o desenvolvimento de seus resultados finais.

3.2.1 Modelo numérico

O objetivo deste trabalho foi o estudo das variáveis de influência em um sistema de freio e o comportamento do sistema quando submetido às suas alterações. Isto será executado através da aplicação do estudo de curvas e suas manipulações. Para o entendimento do sistema de frenagem de um veículo baja, curvas, como: a manipulação geométrica do pedal (entrada) e sua atuação na força de saída, relações de diâmetros de êmbolos do cilindro mestre (entrada) e da pinça de freio (saída), entre outros, foram esboçadas. Essas curvas e sua inclinação (tendência) são importantes para o entendimento de um projeto genérico de frenagem e percepção das variáveis de maior influência, bem como, de que forma elas atuam no mecanismo.

A figura 23, exemplifica, hipoteticamente, uma curva considerando uma variável independente X (eixo das abscissas) e uma dependente Y (eixo das ordenadas). Com a variação dos valores de entrada, obtém-se a inclinação para um determinado sistema, facilitando a comparação e entendimento de diferentes saídas de mecanismos.

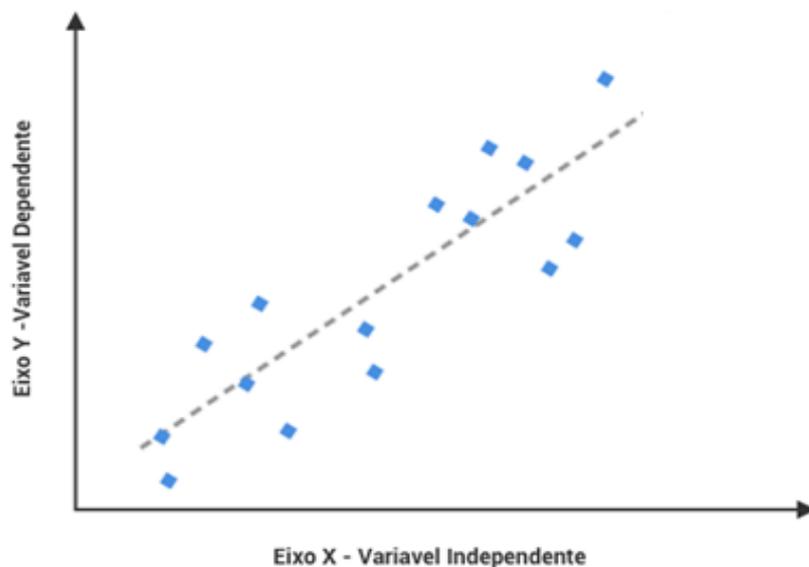


Figura 23 - Exemplificação uma de curva de tendência
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Destas, foram esboçadas as curvas contendo:

- Tensão máxima no pedal, espessura do pedal em função da altura da secção transversal;
- Tensão máxima no balance-bar em função de seu diâmetro do eixo;

- Força de entrada do balance-bar e suas reações de saída em função deslocamento de seu ponto de apoio direito
- Força no pedal com e sem o dispositivo ABS mecânico (mola) em função do tempo;

3.3 Variáveis e indicadores

Segundo Lakatos e Marconi (2003), uma variável pode ser caracterizada pela identificação de valores, ou seja, uma medida de estudo ou uma quantidade que varia. Existem dois tipos principais de variáveis, as dependentes e as independentes. As variáveis dependentes sempre serão influenciadas por variáveis independentes. Quando a ciência necessita explicar um fato ou um fenômeno desconhecido, há uma atenção preferencial a variável dependente para chegar ao seu antagônico complementar (variáveis determinantes ou independentes). Dentre este universo das variáveis, também é possível caracterizar dois fatores distintos de influência à variável determinada, são eles: a temporalidade e a fixidez.

A temporalidade nem sempre tem influência direta em um objeto de estudo, mas é crucial a verificar a sua atuação em um problema já definido para enquadrá-la, ou não, como uma variável determinante.

A fixidez ou alterabilidade visa a capacidade de uma variável, já definida no estudo, sofrer algum tipo de alteração. À exemplo, Lakatos e Marconi (2003) cita a idade e a cor de pele (raça) de um humano como fatores puramente fixos em uma amostragem de pesquisa. Já alguns fatores, como religião ou identidade política, podem ser considerados como relativamente fixos. O contexto e a circunstâncias irão explicitar este caráter, devido a existência de elemento de reciprocidade, por isso é necessária uma atenção maior a este. Logo, conclui-se que uma variável puramente fixa também pode ser categorizada como uma variável indefinida.

Os indicadores são responsáveis pelas características analisadas dos mecanismos ao que tange as suas medições e variáveis, garantindo um melhor controle e qualidade desta pesquisa (TADACHI E FLORES, 1997).

Na tabela 1, foram abordados os mecanismos de um sistema de frenagem condizentes a este trabalho, assim como suas variáveis de manipulação e seus indicadores.

Tabela 1 - Variáveis e Indicadores

Variáveis	Indicadores
PEDAL Geometria Material de Projeto	Análise de Esforços: • Cortante • Momento Fletor
	Análise de Tensões: • Escoamento • Projeto
BALANCE-BAR Geometria Material de Projeto	Análise de Esforços: • Cortante • Momento Fletor
	Análise de Tensões: • Escoamento • Projeto
ABS MECÂNICO Mola	• Rigidez • Força/Tempo
SISTEMA DISSIPATIVOS DIANTEIRO (FREIO) Diâmetro de Disco	• Torque Necessário Para a Frenagem • Força Aplicada a Pastilha • Ganho Hidráulico

Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Adotando o pedal como ponto de partida, a força aplicada pelo condutor em uma de suas extremidades acarretará o surgimento de tensões ao longo de seu comprimento. Estes esforços variam conforme: as suas dimensões estruturais (geometria), o material utilizado em sua construção e a intensidade da força aplicada pelo condutor em situações de emergência. Esses indicadores são de suma importância para o projeto do pedal, pois este é responsável por todo o acionamento do sistema de frenagem e está sempre submetido a esforços. Qualquer falha neste mecanismo resulta não funcionamento do sistema inteiro.

O comprimento do corpo do pedal e seu ponto de apoio também são considerados para o cálculo da força de saída (relação do pedal), e esta será aplicada em seguida ao próximo mecanismo do sistema.

O balance-bar é um mecanismo de equalização da força proveniente do pedal. Por se tratar de um eixo rígido que recebe a carga em seu centro e a redistribui a suas extremidades

(um par de cilindros mestres), conforme a sua regulagem, este está sempre submetido a cisalhamento e a flexão. Apesar de suas reações de apoio variarem conforme a necessidade/utilização aos diferentes terrenos ao qual o veículo é submetido, seu comprimento máximo é fixo conforme a fabricação. A pior hipótese de esforços flexores é quando ele é ajustado de forma simétrica e seus apoios (cilindros mestres) estão nas extremidades máximas, ou seja, a força de entrada proveniente do pedal é dividida exatamente pela metade ao par de cilindros mestres de sua saída. A variação de seu comprimento e de sua secção transversal (diâmetro), assim como seu material e a força aplicada ao seu centro, influencia diretamente o quanto o mecanismo vai resistir.

O ABS é um sistema que readéqua a pressão da linha hidráulica de cada roda individualmente, levando em conta a sua velocidade angular. Seu principal objetivo é modular a força aplicada ao disco de frenagem, evitando o travamento instantâneo, logo, a perda de controle do veículo. A utilização de um dispositivo mecânico que simula parte deste efeito (mola) será analisada como solução, já que sistemas eletrônicos como o ABS convencionais equipados nos veículos atuais exigiriam uma alta complexidade de projetos nesta área. Temos como principal variável a manipulação da rigidez do mecanismo proposto e a distribuição da força aplicada durante o tempo. Pela inclinação da curva do gráfico plotado foi possível analisar o comportamento das forças de entrada e saída.

O ponto final do projeto foi o estudo do torque necessário para uma frenagem emergencial, ou seja, analisou-se o sistema para a entrega da maior força de frenagem possível. A força do ganho hidráulico proveniente dos cilindros de roda é aplicada aos discos pela fricção da pastilha de frenagem, que reduzem gradativamente a energia cinética do veículo. As variáveis analisadas nesse sistema foram o diâmetro do disco de freio, que possui como seu limite máximo o raio interno da roda, a força hidráulica transmitida para as pastilhas de freio, pelo ganho hidráulico, e o coeficiente de atrito da interface pastilha/disco, devido ao seu material. Fatores térmicos e aerodinâmicos não foram abordados, devido à baixa massa e velocidade que um veículo mini baja possui.

3.4 Instrumento de coleta de dados

Para essa etapa, foi necessário o entendimento do sistema de forma geral, principalmente para a divisão das variáveis de entrada, de saída e de interesse, a qual é possível manipulá-la para determinar uma certa característica do sistema. Todos os dados foram retirados conforme a literatura e/ou regulamentos que padronizam tal tipo de veículo.

Pela natureza do projeto (bibliográfico), grande parte da coleta de dados será feita por: livros, regulamento de competição, protótipos de projetos, artigos científicos, dissertações, teses e informações de fontes confiáveis retiradas da internet.

3.5 Tabulação de dados

Como principal meio de tabulação de dados, foi utilizado o *software* Microsoft Excel, onde as variáveis são inseridas e organizadas de modo sequencial para um simples entendimento de sua influência no sistema. A versatilidade e a possibilidade de plotagem de gráficos (curvas) foram o fator determinante para a escolha do mesmo. Programas auxiliares, como SolidWorks, também foram utilizados para o entendimento e para a construção de modelos demonstrativos.

3.6 Considerações finais

A partir da metodologia aplicada a este trabalho, observa-se um sequenciamento das ideias sugeridas para a solução da problemática abordada no Capítulo I (introdução), e pré-visualizar a obtenção dos resultados a partir da manipulação das variáveis, que será vista no próximo capítulo (resultados).

Tópicos como categorização do tipo de pesquisa proposto e a construção do fluxograma ajudam a dar um direcionamento e mostrar qual rumo o trabalho seguiu. A organização dos dados, tais quais sua tabulação, deram uma dimensão do sistema como um todo, auxiliando a criação de recursos e possíveis soluções futuras às problemáticas enfrentadas.

4 RESULTADOS

Neste capítulo foi apresentado todos os dados de entrada com base em revisões bibliográficas, demonstrando e manipulando as variáveis de forma detalhada, auxiliada por plotagem de curvas. Com enfoque nos critérios para o desenvolvimento de um sistema de frenagem, visou-se a segurança e eficiência, por meio do dimensionamento individual de quatro dos seus principais mecanismos de interesse, quais são: Pedal, Balance-Bar, ABS Mecânico e Sistema Dissipativos.

4.1 Pedal

Considerando que duas forças distintas na entrada do pedal foram analisadas no projeto, uma visando a segurança e integridade do sistema, a outra a ergonomia e eficiência da frenagem, ambos são de suma importância na consideração final do projeto. Baseando-se na figura 4, o pedal é esboçado no programa *SolidWorks* para uma melhor visualização de sua geometria e análises das forças atuantes neste mecanismo. O ponto *A* da figura 24 representa a fixação do corpo pedal no veículo, o ponto *B* o acoplamento da haste do balance-bar ou cilindro mestre e o ponto *C* a superfície de acionamento do pedal (sola).

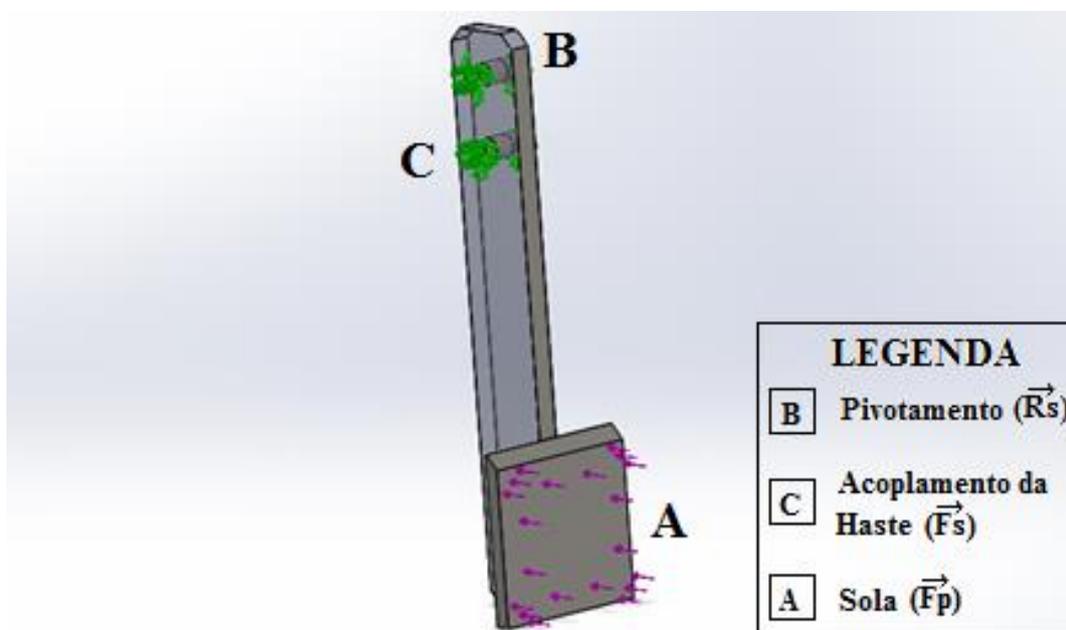


Figura 24 - Desenho e esforços sobre o pedal
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Um piloto do sexo masculino pode imprimir uma força máxima de 2,4kN (aproximadamente 120kg) a uma das extremidades do pedal de freio, considerando-se a correção devido ao fator de segurança do sistema de três vezes, aceita-se um esforço de 7,2kN

(ponto C) para seu dimensionamento (Secção 2.1.1). O pedal é o mecanismo responsável pelo acionamento do sistema de frenagem. Uma fratura neste componente pode comprometer a segurança do veículo. O mesmo está sujeito constantemente a ações de esforços, o que justifica a inclusão do fator de serviço de três vezes. Escolhas geométricas e de materiais que suporte todas as tensões em sua superfície, sem que ocorra a deformação plástica e falhas, são fundamentais.

Para simplificar a análise dos esforços considerou-se o diagrama de corpo livre do pedal, conforme a figura 25. Sendo a extremidade **A** o ponto de aplicação da força de acionamento do pedal (F_p). O ponto **B** foi caracterizado pelo pivotamento do pedal na estrutura do veículo (chassi), evidenciando a existência de uma força de reação (R_s). No ponto **C** tem-se a resultante da interação das duas forças anteriores, denotada com a saída de força do pedal, acionando o próximo mecanismo do sistema (balance-bar, cilindro mestre, cabo de aço etc.). As distâncias **L1** e **L2** representam as dimensões de comprimento do pedal. Estas podem ser manipuladas de acordo com as limitações dimensionais da cabine (*cockpit*). As correlações entre estes devem atender a relação do pedal (R).

Relações de pedal entre 4 e 7 são considerados ótimos para o projeto de um sistema de frenagem (secção 2.11). Relações abaixo de 1:4 só possuem utilização em veículos com auxílio de potência externa (como hidrovácuo, etc.). Nesta situação, o sistema é caracterizado como muito responsivo. Relações acima de 1:7 proporciona um deslocamento excessivo no curso do pedal, o que diminui o tempo de resposta no acionamento do sistema. Assim, será considerada uma relação de pedal de **1:6,2** para o sistema (Secção 2.11).

Nesta condição, obtém-se um pedal com comprimento total de 320 mm (L_{tot}) e força máxima de acionamento de **7,20 kN** (F_p), aplicada ao esboço I da figura 25. Calculam-se os comprimentos **L1** e **L2**, considerando o pedal como um corpo estático sob a influência da força do condutor (F_p). Igualam-se os somatórios de momento a zero e encontram-se as reações no ponto de pivotamento e na saída do pedal. Na figura 25 são demonstrados os dados de entrada do pedal e suas as equações segundo a literatura (esboço I), seguindo de suas resoluções dimensionais e de esforços (esboço II).

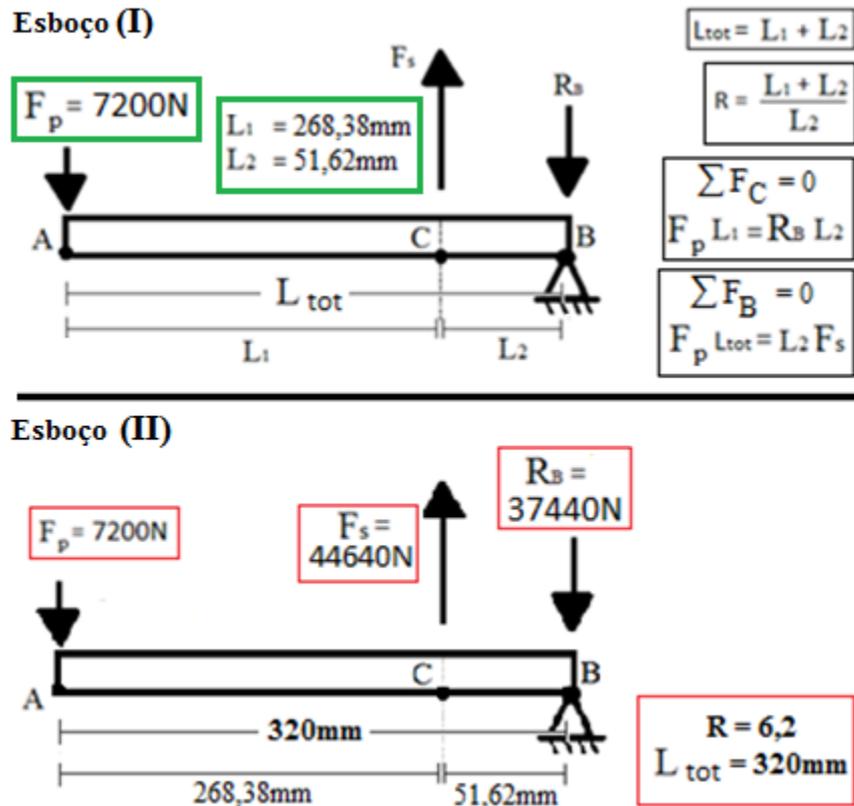


Figura 25 - Diagrama de corpo livre do pedal (geometria e forças)
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Com o esboço do diagrama de corpo livre, é possível traçar os Diagramas de Momento Fletor (D.M.F) e Esforço Cortante (D.E.C) do sistema, como na figura 26. Nesta etapa do estudo foi necessária a distância total (L_{tot}) entre as forças pontos A e B. Foi seguido a dimensão hipotética de 320mm, analisada em diversos projetos de veículos Baja.

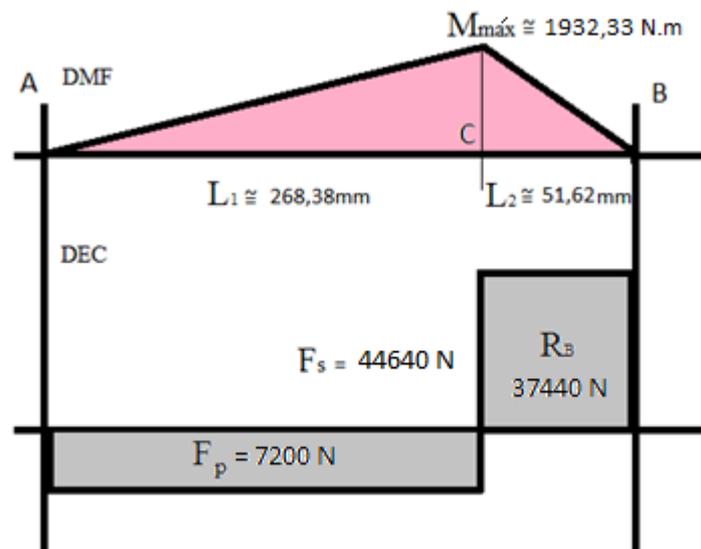


Figura 26 - Diagramas de Momento Fletor (D.M.F) e Esforço Cortante (D.E.C)
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Nota-se que o ponto de maior concentração de tensões está situado no **ponto C** do diagrama de momento fletor ($M_{m\acute{a}x}$). Um pedal eficiente tem como principal característica uma alta rigidez com a menor massa possível (secção 2.1.1). Observa-se na figura 27 que a altura h da seção retangular do **ponto C** exerce uma influência exponencial em relação a espessura da base (b), isto demonstrou que um incremento em sua altura (h) tem um impacto muito significativo na rigidez estrutural do pedal. Analisou-se esta relação através da fórmula 20, que correlaciona o momento de inércia no ponto de flexão máxima com a tensão suportada pelo material.

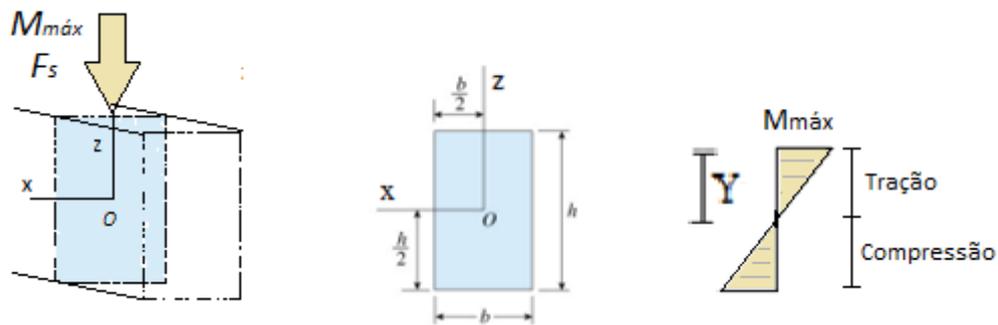


Figura 27 - Relações dimensionais no ponto de maior tensão
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

$$\sigma_{m\acute{a}x} = \frac{M_{m\acute{a}x} Y}{\left(\frac{b h^3}{12}\right)} \quad (20)$$

Para exemplificar e representar as curvas de tendência referente a resposta de tensão em função da variação da seção transversal, estrutura sugerida para fabricação do pedal (seção retangular), adotou-se três seções transversais de chapas de aço-carbono SAE1020 laminado a quente de diferentes espessuras (b): 10 mm, 15mm e 20 mm. Esse material foi sugerido, pois é de boa usinabilidade, fácil obtenção e preço acessível. Estas possuem uma tensão máxima de escoamento de 207 Mpa a um alongamento máximo de 0,2% para trabalhar em regime elástico sem modificações significativas em sua geometria quando solicitada (Secção 2.2.1). Manipulando a equação 20 obteve-se a curva da figura 28, utilizando uma equação para cada curva plotada (Eq. 21, 22 e 23). Estas correspondem a espessura de chapa. A tensão aplicada ao material ($\sigma_{m\acute{a}x}$) em função da altura (h) aplicada às três diferentes espessuras (b).

$$\sigma_{\text{máx } 1} = \frac{1932,33 \text{ N.m} \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{0,01 h^3}{12}\right)} \quad (21)$$

$$\sigma_{\text{máx } 2} = \frac{1932,33 \text{ N.m} \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{0,015 h^3}{12}\right)} \quad (22)$$

$$\sigma_{\text{máx } 3} = \frac{1932,33 \text{ N.m} \left(\frac{h}{2}\right)}{\left(\frac{0,02 h^3}{12}\right)} \quad (23)$$

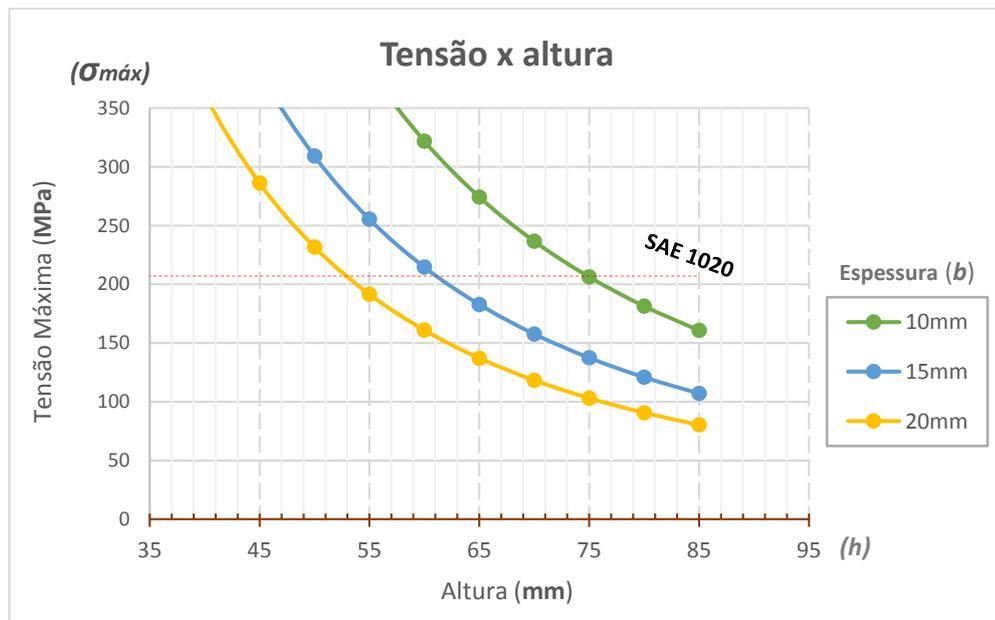


Figura 28 - Curvas de diferentes geometrias de pedais sob carregamento
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Percebe-se que quanto menor for a espessura do material utilizado, no caso o aço SAE 1020, maior será a tensão em sua superfície. O oposto acontece à altura de sua seção transversal, que sua elevação permite uma melhor distribuição da força aplicada, logo, uma tensão inferior. Fatores como o espaço físico do *cockpit* devem ser observados na seleção da curva.

Utiliza-se o *Software SolidWorks* para uma simulação de um pedal, demonstrado na figura 29. Este possui a secção transversal de 15mm de espessura (b), 60mm de altura de superfície transversal (h), pivotado por dois pinos fixos. Uma força de 7200N foi aplicada em sua superfície de acionamento, sendo a relação de 1:6,2 (R) mantida. Observa-se na figura, demarcados pela cor vermelha, os pontos de maiores tensões na superfície do mecanismo, este

perpendicular ao ponto de acoplamento da haste de saída. Ponto condizente ao local da aplicação do maior esforço envolvido em seu corpo, saída de força (F_s) do pedal.

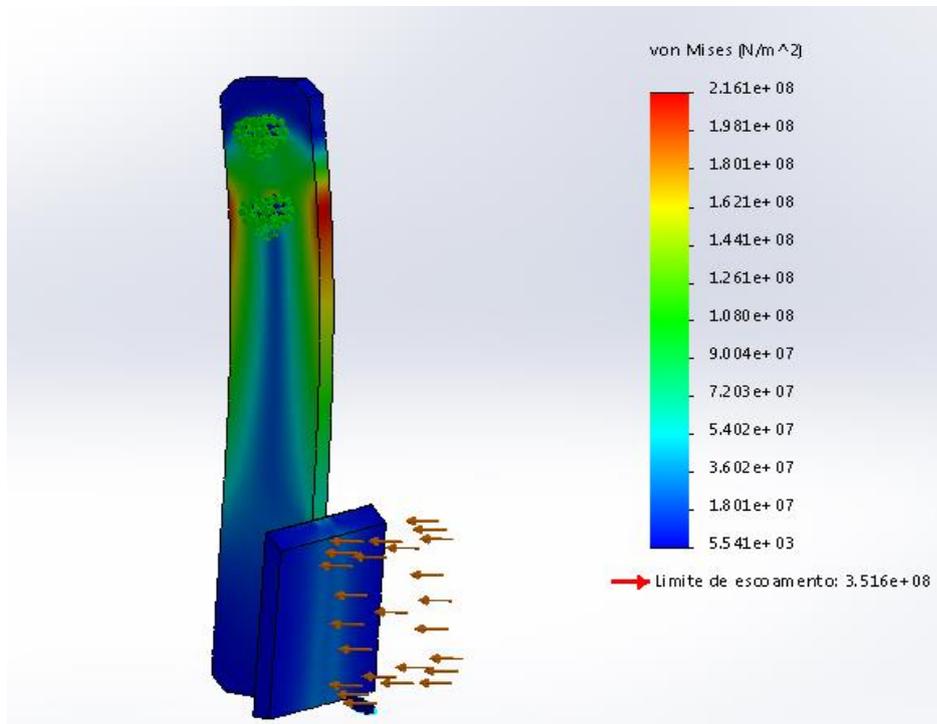


Figura 29 - Simulação do esforço no corpo do pedal
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Foi observado que o resultado dos cálculos, utilizando o diagrama simplificado de corpo livre, condiz com o método de elementos finitos adotado a simulação.

4.2 Balance-Bar

O balance-bar trata-se de um mecanismo de redistribuição de cargas. Este recebe a força provinda do pedal e a reaplica em dois cilindros mestres, de acordo com sua calibração (geometria). O mesmo está sujeito constantemente a esforços estruturais. Cálculos deste mecanismo se baseiam na performance do sistema de frenagem, tais quais os parâmetros necessários para resistir às cargas aplicadas em sua superfície. Na figura 30 é demonstrado um esboço geométrico de um balance-bar e como as forças atuantes na superfície do mecanismo se correlacionam.

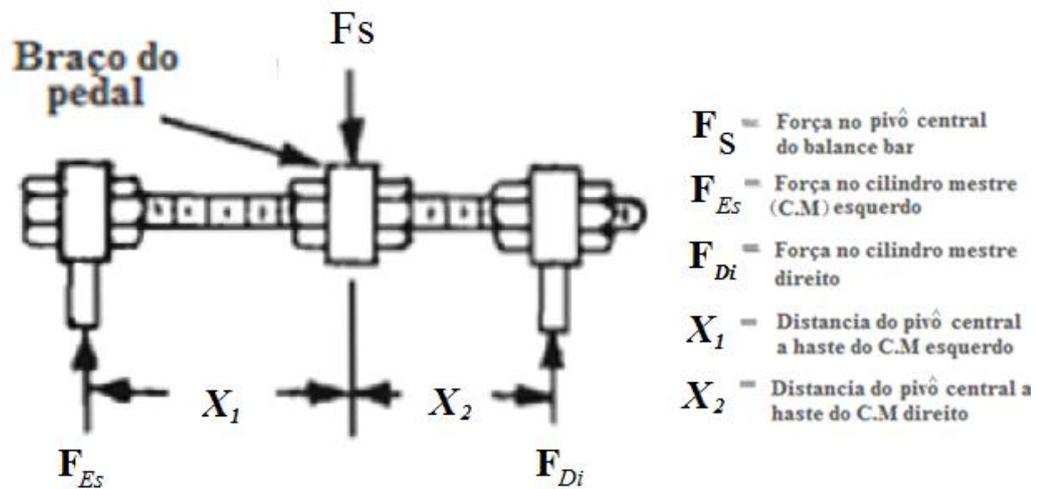


Figura 30 - Balance-bar
 Fonte: Adaptação de Puhn (1985)

Será adotado como modelo uma viga bi apoiada de seção circular com carregamento transversal para demonstração e cálculo das forças.

4.2.1 Análise de esforços

Assim como a estrutura do pedal, o projeto de um balance-bar deve atender as forças máximas aplicadas do pedal de freio a este mecanismo, calculadas anteriormente de **44,64kN** (secção 4.1.1). Considera-se que o mecanismo bi apoiado tem como o fator determinante os tipos de apoios e suas distâncias, assim como seu carregamento (tipo e localização). Na figura 31 observou-se as relações geométricas do mecanismo, assim como seu sistema de distribuição de esforços. Como uma viga bi apoiada, carregada por uma única força pontual, percebe-se que o momento máximo gerado na superfície da estrutura é quando a força se localiza exatamente na metade de seu comprimento máximo ($X_{máx}$).

Analisou-se o diagrama de corpo livre para a percepção da atuação dos esforços no mecanismo e como suas características geométricas interferiram nas distribuições de forças aplicadas posteriormente a dois circuitos hidráulicos. O comprimento do mecanismo ($X_{máx}$) não deve ser muito extenso, nem muito curto. Comprimentos elevados exigem uma espessura de eixo superior (**D**) para suportar a maior distribuição de esforços. Comprimentos muito curtos dificultam a precisão para o ajuste de calibração. Baseados na literatura e projetos já existentes, foi adotado um comprimento de **160mm** ($X_{máx}$) para estudo.

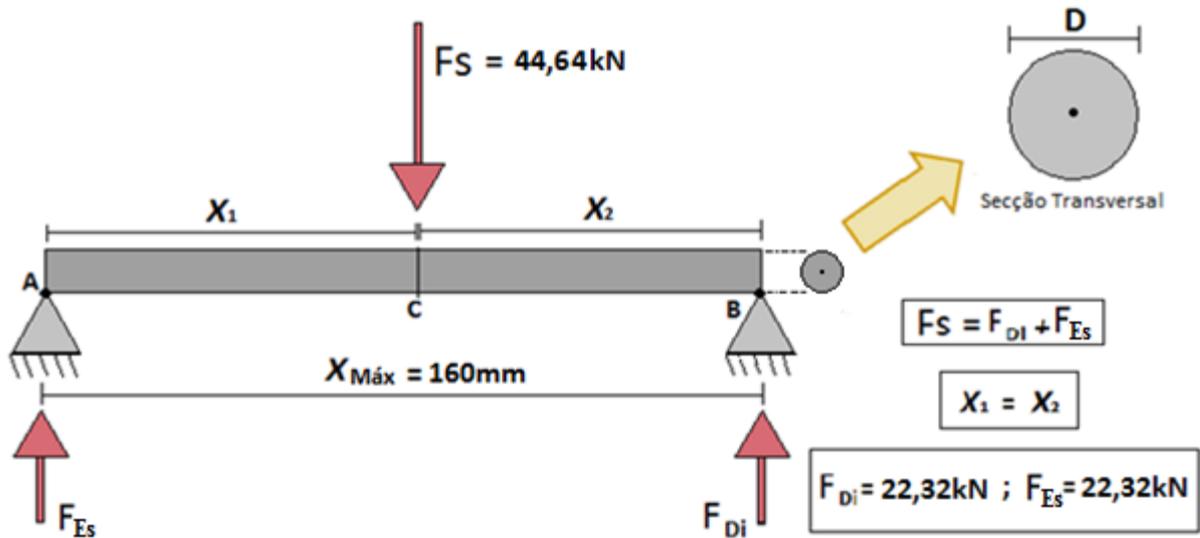


Figura 31 - Diagrama de corpo livre de um Balance-bar
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Na figura 32, demonstrou-se os diagramas de momento fletor e os esforços cortantes do mecanismo (D.M.F e D.EC).

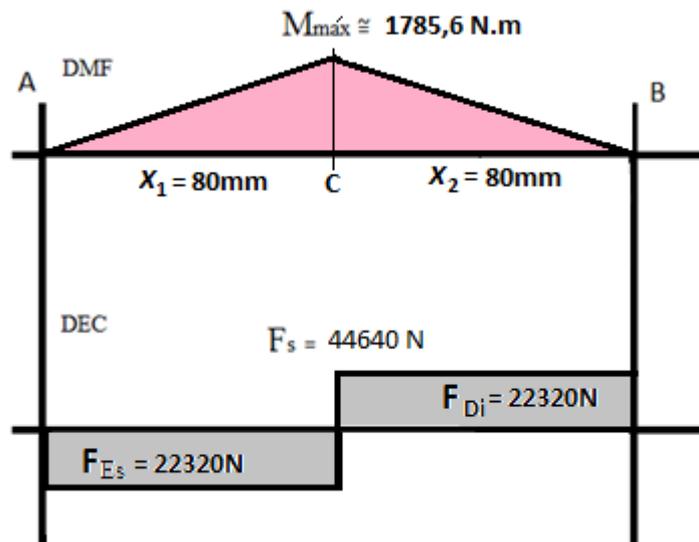


Figura 32 - D.M.F e D.E.C do Balance-bar
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Com os diagramas de momento fletor e os esforços cortantes, obteve-se o ponto de flexão máxima. A equação 24 demonstrou o cálculo do momento de inércia para vigas bi apoiadas de seção transversal circular, aplicando-se esta à equação de tensão máxima (Eq. 25).

$$I_{Yc.G} = \frac{\pi D^4}{64} \quad (24)$$

$$\sigma_{\text{máx}} = \frac{1785,6 \text{ N.m} \left(\frac{D}{2}\right)}{\left(\frac{\pi D^4}{64}\right)} \quad (25)$$

Assim, tornou-se possível a plotagem da curva da figura 33. Este demonstrou os diferentes diâmetros de eixo para a fabricação do balance-bar (D) em função da tensão exercida em sua superfície ($\sigma_{\text{máx}}$) no ponto central. A linha pontilhada indica o limite de escoamento da liga de aço-carbono SAE1020 (207 Mpa).

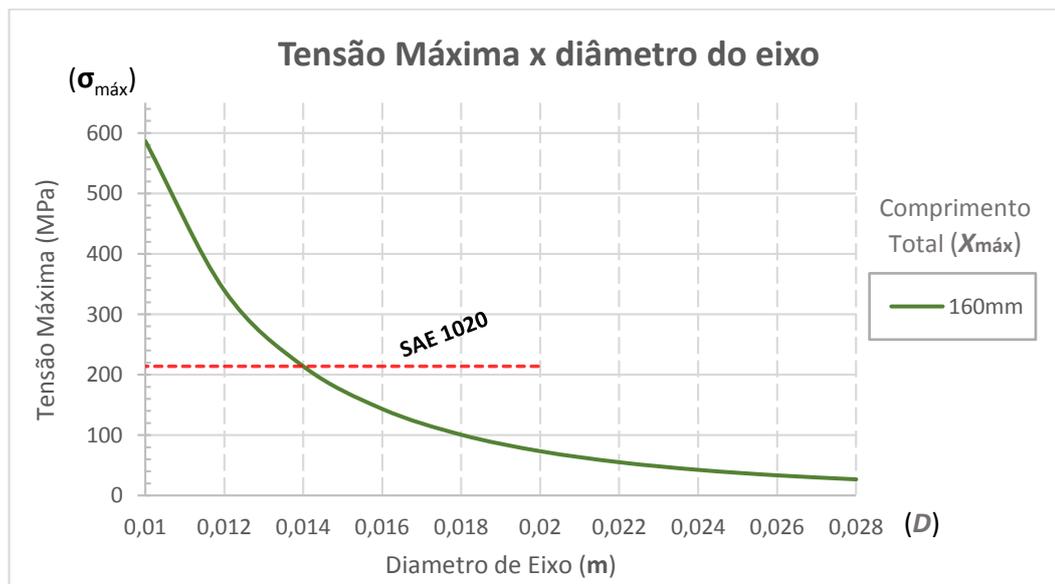


Figura 33 - Análise do diâmetro em função da tensão sobre o eixo
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Observou-se na curva da figura 33, que um menor diâmetro de eixo implicou em uma maior tensão no corpo do balance-bar. No exemplo adotado, o diâmetro mínimo para o mecanismo suportar a carga exercida pelo pedal é de aproximadamente 14 mm (0.014 m).

4.2.2 Distribuição de forças e otimização da frenagem

Um veículo Baja tem como principal característica a adaptação a diversos tipos de terreno, superação de obstáculos e adversidades encontrada. Analisou-se o mecanismo conforme a distribuição de forças com base na otimização de frenagem. Conforme a figura 34,

notou-se que, variando o ponto de apoio B do balance-bar, obteve-se variações nas reações de força da saída dos dois cilindros mestres (F_{Di} e F_{Es}). Foi considerado que o cilindro mestre do lado direito corresponde ao circuito de frenagem do eixo dianteiro.

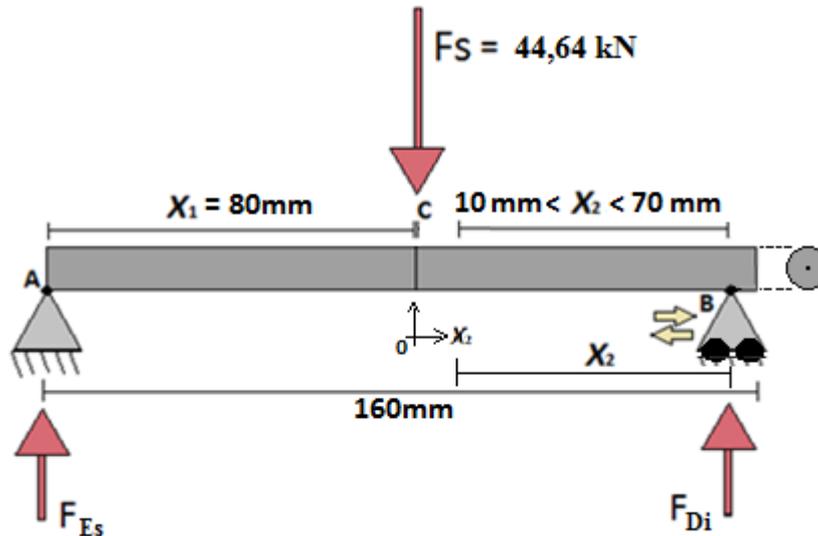


Figura 34 - Análise do diâmetro em função da tensão sobre o eixo
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

De acordo com o diagrama de corpo livre da figura 31, concluiu-se que há possibilidade de equacionar as forças de saída de cada extremidade do balance-bar para se obter a melhor proporção de forças de frenagem entre os circuitos hidráulicos dos eixos traseiro e dianteiro visando o desempenho, o esquema foi observado na figura 34. Este fator se torna importante quando o veículo é submetido a percursos em situações não previstas, como uma pista com menos atrito ou úmida, adição significativa de carga, causando alteração no centro de massa, que podem ser contornadas apenas recalibrando o mecanismo. A equação 27 e 28 relacionou a geometria ajustada ao balance-bar na distribuição da força de entrada (F_S), já calculada na secção 4.1.1, e sua influência aos eixos traseiro e dianteiro (F_{Di} e F_{Es}). Variando o ponto de apoio do cilindro mestre correspondente aos freios dianteiro (F_{Di}) entre 10 e 70 milímetros, foi possível obter as seguintes forças de entrada e saída do mecanismo (figura 35).

$$F_s = 44640 \text{ N} \quad (26)$$

$$F_{Di} = \frac{44640 \text{ N} \times 80 \text{ mm}}{80 \text{ mm} + X_2} \quad (27)$$

$$F_{Es} = \frac{44640 \text{ N} \times 80 \text{ mm}}{80 \text{ mm} - X_2} - 44640 \text{ N} \quad (28)$$

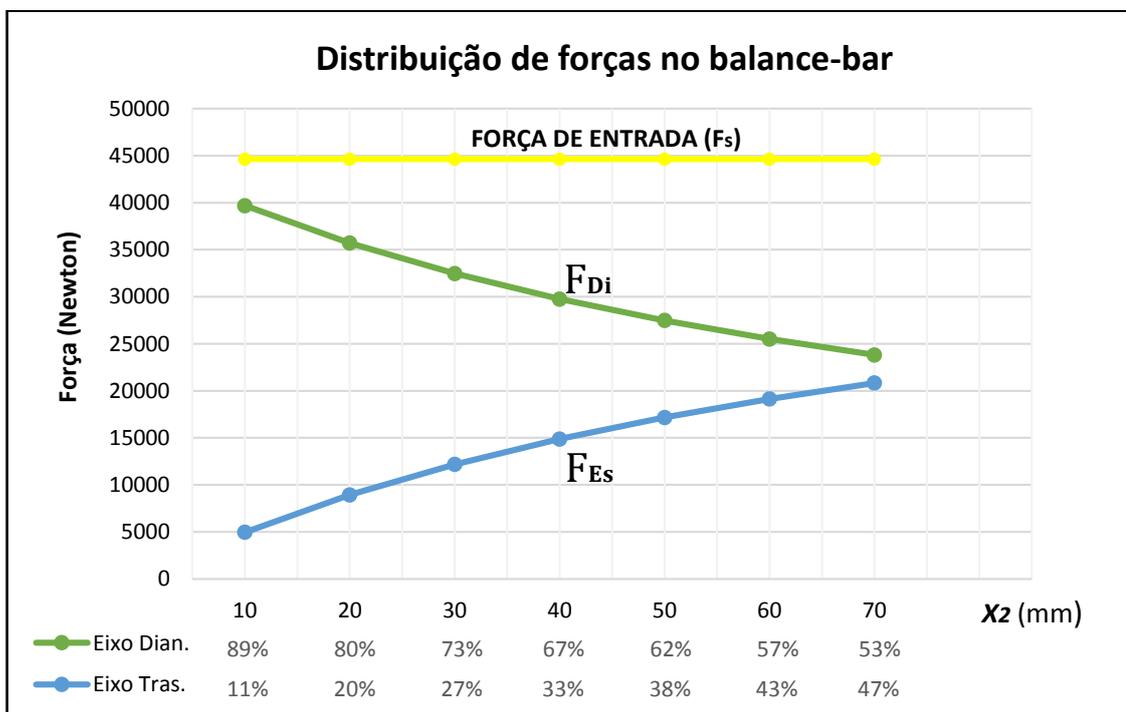


Figura 35 - Relação de distribuição de forças no eixo traseiro e dianteiro
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Na figura 35, foram correlacionadas as três forças atuantes no mecanismo em função da variação do deslocamento X_2 . Conforme a reação F_{Di} distanciasse do centro do balance-bar (ponto C), as forças aplicadas aos cilindros mestres tenderam-se a se igualar. O oposto ocorre ao aproxima-la do centro. Embaixo das curvas, as porcentagens de distribuição das forças de calibração correspondem aos eixos traseiro e dianteiro.

4.3 ABS Mecânico

Um sistema ABS convencional tem como fundamento propiciar uma melhor distribuição das forças de frenagem nas rodas, individualmente em função do tempo, principalmente em frenagens emergenciais ao qual um piloto convencional perde o controle do veículo. Nos sistemas ABS isto é executado de forma eletrônica, através de um processador que identifica a velocidade angular de cada roda por meio de sensores e atuam na pressão dos circuitos hidráulicos, liberando ou travando o sistema.

Em veículos SAE mini Baja, sistemas eletrônicos de alta complexidade encontram dificuldade a serem implementados, seja por regras do regulamento que limitam o sistema elétrico (armazenamento e geração), ou até mesmo pelas características do veículo que exige uma alta eficiência da utilização dos espaços físicos e da redução da massa total do protótipo. O foco do projeto se baseia na mecânica, por este motivo o estudo de viabilidade de um sistema totalmente mecânico para simular estes efeitos similares é de grande interesse.

O ponto inicial deste capítulo foi o estudo de viabilidade de um sistema mecânico para otimizar as frenagens de alta intensidade (frenagens de emergência), simulando um ABS. A ideia proposta pelo mecanismo foi retardar a transmissão de forças entre o acionamento do pedal e o torque exercido no disco de freio no momento da frenagem, a fim de evitar o travamento repentino das rodas. Na figura 36, demonstrou-se um modelo representativo do pedal de freio junto a um gráfico da força de saída do sistema com e sem o mecanismo.

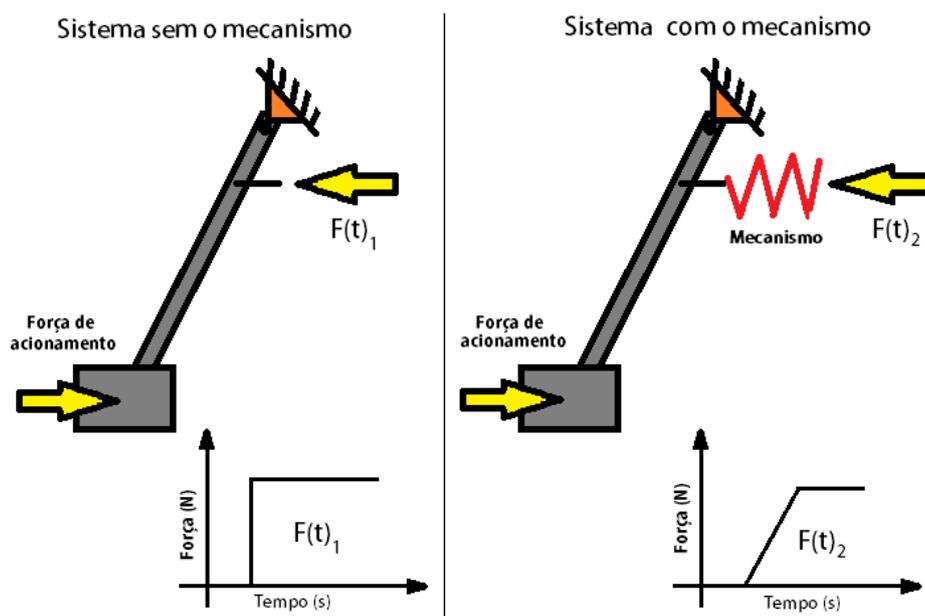


Figura 36 - Representação do mecanismo
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Apresentou-se na figura 37, um esboço do modelo de mecanismo em análise, elaborado no *Software SolidWorks*, tais quais, os acoplamentos para o pedal de freio e do balance-bar.

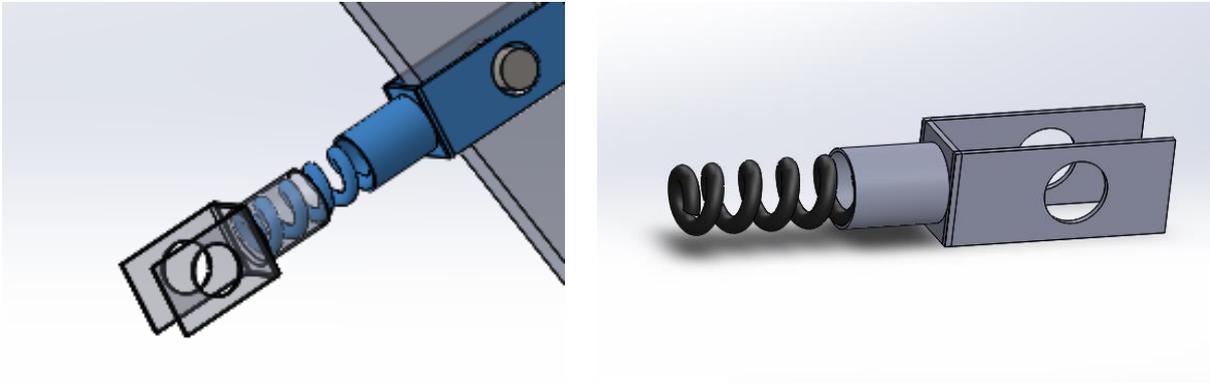


Figura 37 - Modelo idealizado do mecanismo
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Foram plotados dois gráficos, comparando a dinâmica de uma frenagem emergencial com uma frenagem não emergencial, ambas sem o sistema de ABS, baseadas nos gráficos plotados por Limpert (2011) e representados pela figura 38. No processo de frenagem, existem 4 tempos de interesses:

- O tempo de reação (t_r), tempo ao qual o condutor avista um obstáculo e reage levando o pé até o pedal de freio;
- O tempo de atuação (t_a), tempo ao qual uma força é impressa ao pedal, acionando todo o conjunto do sistema de frenagem, até o início do torque de frenagem;
- O tempo de desaceleração (t_b), tempo ao qual o condutor percebe o espaço de frenagem e o aumento da desaceleração do veículo, com isto, modula a força imposta ao pedal, propiciando o controle para atingir o torque de frenagem máximo;
- O tempo de frenagem (t_f), tempo entre a desaceleração máxima (constante) até a inercia do veículo, ou seja, a velocidade final desejada ao condutor.

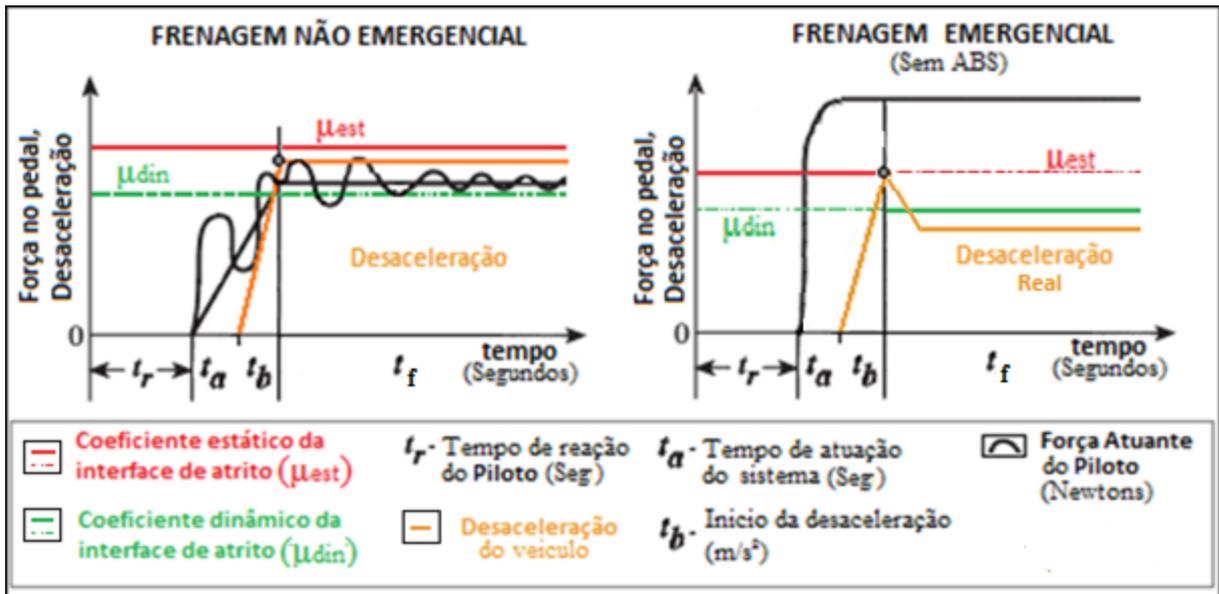


Figura 38 - Esboço gráfico de uma frenagem emergencial e não emergencial
 Fonte: Pesquisa Direta (2022).

As curvas nas cores pretas, representam a força impressa ao pedal pelo condutor do veículo. Ao identificar um obstáculo, o motorista modula a intensidade da frenagem através da força impressa ao pedal, podendo aproxima-la de uma reta para facilitar o entendimento.

Em uma frenagem não emergencial, a força modulada (aplicada) pelo condutor ao pedal tende a exercer uma força de frenagem inferior a zona de atrito estático da interface pneu e solo, propiciando uma desaceleração máxima e linear ao veículo, sem o deslizamento das rodas sob o solo.

Nas frenagens emergenciais, a força imposta pelo condutor ao pedal de freio ultrapassa o valor máximo da zona de atrito estático fornecido entre as interfaces (curva vermelha), que propicia o deslizamento indesejável dos pneus sob a superfície (solo), reduzindo a intensidade da desaceleração. No gráfico à direita da figura 38, percebeu-se uma rápida queda na desaceleração de um veículo, quando esta tem uma intensidade maior que o atrito estático fornecido pela interface pneu/solo (intercessão da curva laranja com a vermelha) em decorrência ao travamento indesejável das rodas.

Com a implementação do mecanismo (mola) entre o pedal e o sistema hidráulico (cilindro mestre), conforme gráfico à direita da figura 39, é pretendido um retardo na transmissão da força de acionamento de frenagem.

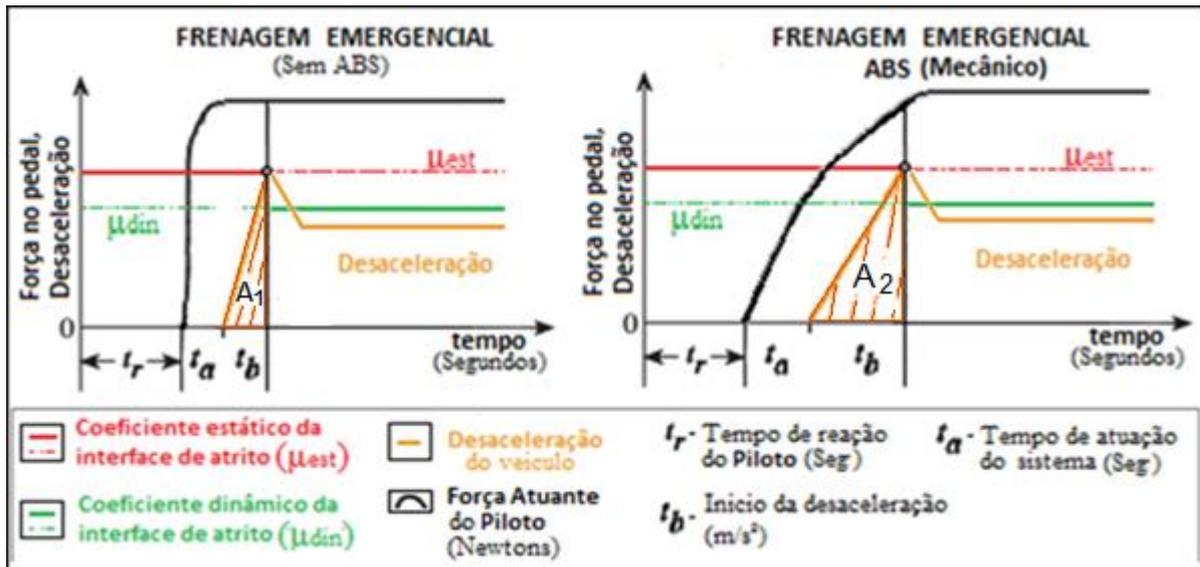


Figura 39 - Curvas de uma frenagem emergencial com e sem o ABS Mecânico
 Fonte: Pesquisa Direta (2022).

Houve um acréscimo de tempo na fase de desaceleração do veículo (t_b) para a mesma aplicação de força no pedal pelo condutor, que proporcionou um retardo na entrada da zona de escorregamento dos pneus (atrito dinâmico). O gráfico da figura 39 mostrou perceptível o retardo provocado pelo aumento de t_b . Comparando os sistemas com e sem o mecanismo (ABS Mecânico), percebeu-se, pelas áreas A_1 e A_2 , um maior aproveitamento teórico da desaceleração do veículo no tempo em caso de freadas bruscas (Emergenciais). Isto se transcorreu devido ao maior aproveitamento do tempo de frenagem na zona de atrito estático.

4.4 Sistema Dissipativos Dianteiro

Sustentado pela dinâmica veicular, possibilitou-se a presunção do modelo teórico de deslocamento de um automóvel com base nas forças que abrangem toda a sua estrutura em movimento. Nesta seção, foram abordadas as principais forças envolvidas na frenagem de um veículo mini Baja, a fim de projetar o sistema dissipativos que atenda a eliminação total ou parcial da energia cinética de forma eficiente. A tabela 2 demonstrou os valores médios de projetos mini baja retirados da literatura e de modelos já desenvolvidos.

Tabela 2 - Parâmetros médios do protótipo

Grandeza		Dimensão	Veículo
Percentual de distribuição de carga na dianteira	x	%	40,00
Distância entre os eixos	l	m	1,55
Altura do CG veículo sem carga	h	m	0,52
Altura do CG veículo carregado	h	m	0,50
Peso do veículo leve	G	$Kg.f$	2600,00
Peso do veículo carregado	G	$Kg.f$	3800,00
Raio dinâmico do pneu	r_d	m	0,27
Velocidade máxima	v	m/s	15
Atrito par pneu/pista (asfalto)	μ	-	0,80
Atrito par pneu/pista (terra seca)	μ	-	0,60
Coefficiente de atrito de rolamento	f	-	0,011
Densidade do ar	p	kg/m^3	1,22557

Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Observou-se que existem dois fatores principais para evidenciar, no projeto do sistema dissipativos de um veículo mini baja, o aspecto físico e o aspecto energético. Percebeu-se através tabela 2, que o protótipo trafega em baixa velocidade. A energia do sistema é exponencialmente influenciada por ela. Com este pretexto, a quantidade de calor a ser dissipada não foi um fator abrangente neste trabalho.

Já a parte física (dimensional) do sistema dissipativos, foi uma das características mais relevantes neste tipo de projeto. Esta é de influência direta ao torque de frenagem, ou seja, a força impressa no momento de frenagem. Além disso, os discos dianteiro destes veículos ficam inclusos ao cubo de rodas dianteiro, que limitam o diâmetro destes ao raio interno do pneu (aro).

A interação do par de superfície pneu/pista é de extrema importância para o dimensionamento do sistema dissipativos de frenagem. Esta superfície participa ativamente da distribuição de cargas no momento da frenagem.

A fim de otimizar a força total de frenagem, foi adotada uma superfície áspera, como o asfalto, a qual o seu coeficiente de atrito médio é de 0,8. Com este valor, se fez, como primeiro passo, o cálculo do índice de frenagem, utilizando a equação 29.

$$\xi = \frac{[(1-x) + (\mu + f)\left(\frac{h}{l}\right)]}{x - (\mu + f)\left(\frac{h}{l}\right)} = \frac{[(1 - 0,4) + (0,8 + 0,011)\left(\frac{0,5}{1,55}\right)]}{0,4 - (0,8 + 0,011)\left(\frac{0,5}{1,55}\right)} \quad (29)$$

$$\xi = \frac{RI}{R II} = \frac{0,8616}{0,1384} = 6,225$$

Com a massa do veículo e sua distribuição ao longo do chassi, foi possível achar as reações em cada eixo do protótipo no momento da frenagem (Eq. 30, 31 e 32).

$$Ff = \mu G \cos \alpha = 0,8 * 3800 * \cos 0^\circ = 3040 \text{ N} \quad (30)$$

$$RI = G \cos \alpha \left[(1 - x) + (\mu + f)\left(\frac{h}{l}\right) \right] \quad (31)$$

$$RI = 3800 * \cos 0^\circ \left[(1 - 0,4) + (0,8 + 0,011)\left(\frac{0,5}{1,55}\right) \right]$$

$$RI = 3274,08 \text{ N}$$

$$R II = \frac{RI}{\xi} = \frac{3271,8 \text{ N}}{6,225} = 525,95 \text{ N} \quad (32)$$

Com isso, calculou-se a força máxima necessária para frear cada eixo (Eq. 33 e 34).

$$FfI = \mu RI = 0,8 * 3274,08 = 2619,26 \text{ N} \quad (33)$$

$$FfII = \mu RII = 0,8 * 525,95 = 420,76 \text{ N} \quad (34)$$

Concluiu-se que, aproximadamente, 84% da força necessária para frear eficientemente este veículo no asfalto é provida pelo eixo dianteiro (coeficiente de atrito 0,8).

Como o eixo dianteiro é composto por dois pares de pastilha e discos de freio da mesma especificação, este tendo como fator limitante o diâmetro interno da roda do veículo, se fez necessário o cálculo do torque de frenagem para o dimensionamento destes, como exemplificado na figura 40.

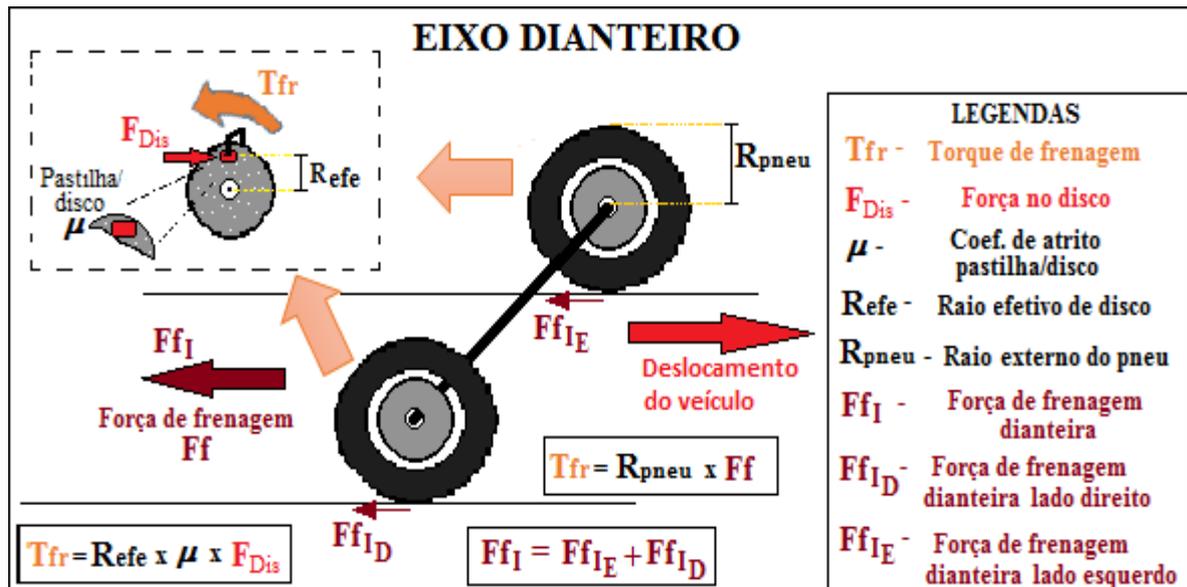


Figura 40 - Torque de frenagem dianteiro
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Partiu-se do pressuposto que o veículo é dotado de rodas aro 10" (equivalentes a 127 mm de raio interno), amplamente utilizadas em protótipos deste gênero, e dispõe um pneu com raio dinâmico de 0,270m. O coeficiente de atrito cinético é característico entre as superfícies de materiais compostos das pastilhas e dos discos é de 0,45.

Para o cálculo do torque de frenagem, considerou-se que a pastilha de freio não pressiona o disco em sua extremidade, e sim em um ponto central contido em sua superfície de atrito. Aceitou-se como raio efetivo de frenagem 75 mm para um disco de 200 mm de diâmetro. O torque de frenagem dianteiro é distribuído igualmente entre o par de rodas dianteira, podendo considerar que a força aplicada em cada pinça será metade da aplicada ao eixo, conforme demonstrou-se nas equações 35 e 36 e na figura 41.

$$T_{fr} = R_{pneu} * \frac{F_{fI}}{2} = 0,270m * \frac{2619,26 N}{2} = 353,6 N.m \quad (35)$$

$$F_{Dis} = \frac{T_{fr}}{\mu * Refe} = \frac{353,6 N.m}{0,45 * 0,075 m} = 10.477,03 N \quad (36)$$

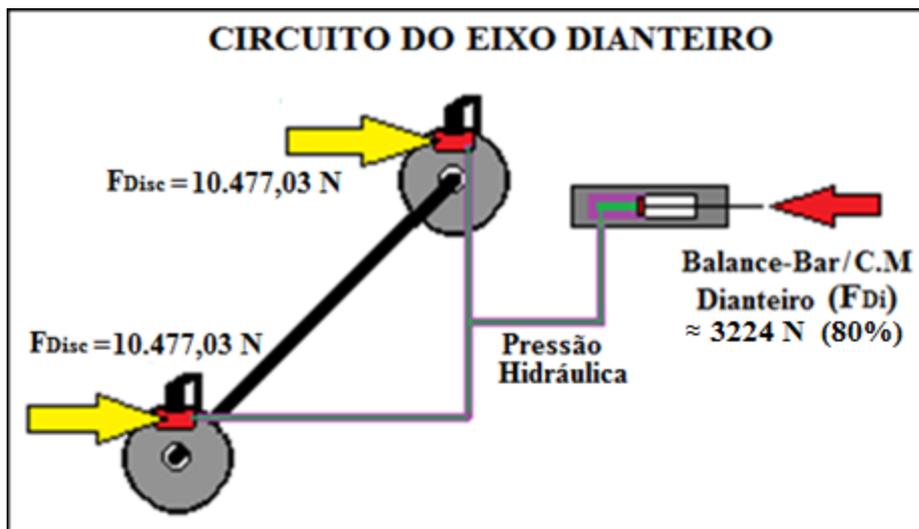


Figura 41 - Esboço dos subsistemas dissipativos e hidráulico
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Percebeu-se que, para gerar o torque necessário para a frenagem, a pinça recebe a pressão hidráulica exercida pelo fluido, movimentando a pastilha em direção ao disco. A intensidade desta força possui uma relação linear entre as áreas do cilindro da pinça e a área do êmbolo do cilindro mestre. Observou-se que, diferentemente da área, o diâmetro também possui uma proporcionalidade, porém de modo exponencial.

Adotou-se uma pinça de pistão único com a área de $706,858 \text{ mm}^2$ e diâmetro de 30mm , de acordo com a figura 42. Utilizando o fator de frenagem e a linearidade entre as áreas foi possível dimensionar a área e o diâmetro do cilindro mestre (Eq. 37 e 38)



Figura 42 - Pinça de freio Titan 150
Fonte: Pesquisa Direta (2022)

Para que a pinça de freio adotada exercesse uma força de 10.477 N, foi necessário calcular a pressão no circuito hidráulico dianteiro, conforme a equação 39.

$$Pressão = \frac{Força Aplicada}{Área Pinça} = \frac{10477N}{706,858mm^2} = 14,82MPa \quad (39)$$

A pressão calculada deve ser imposta na linha hidráulica pelo cilindro mestre dianteiro quando um condutor pressionar abruptamente o pedal de freio (frenagem emergencial). Pequenas variações nesse valor podem existir, conforme a calibração do balance-bar.

A força calculada na saída do pedal foi de 4030 N. Considerou-se que o balance-bar esteja equalizado com uma calibração de 80% no eixo dianteiro, ou seja, o cilindro mestre dianteiro deverá ser acionado por 3224N, conseguindo obter a geometria pelas equações 40 e 41.

$$Área\ do\ C.M. = \frac{Força\ Aplicada}{Pressão} = \frac{3224N}{14,82MPa} = 217,54\ mm^2 \quad (40)$$

$$Diametro\ C.M. = 2 \sqrt{\frac{Área\ C.M.}{\pi}} = 2 \sqrt{\frac{217,54mm^2}{\pi}} = 16,62\ mm \quad (41)$$

Um dos cilindros mestres que atenderiam ao projeto é o da marca Wilwood, modelo compacto, já com o sistema reservatório de fluidos embutido com suporte e fixação flangeada, conforme exibido na figura 43. Ele conta com um diâmetro de 5/8 de polegada (15,87mm) em seu êmbolo, tamanho similar ao estipulado e dentro da margem do projeto.

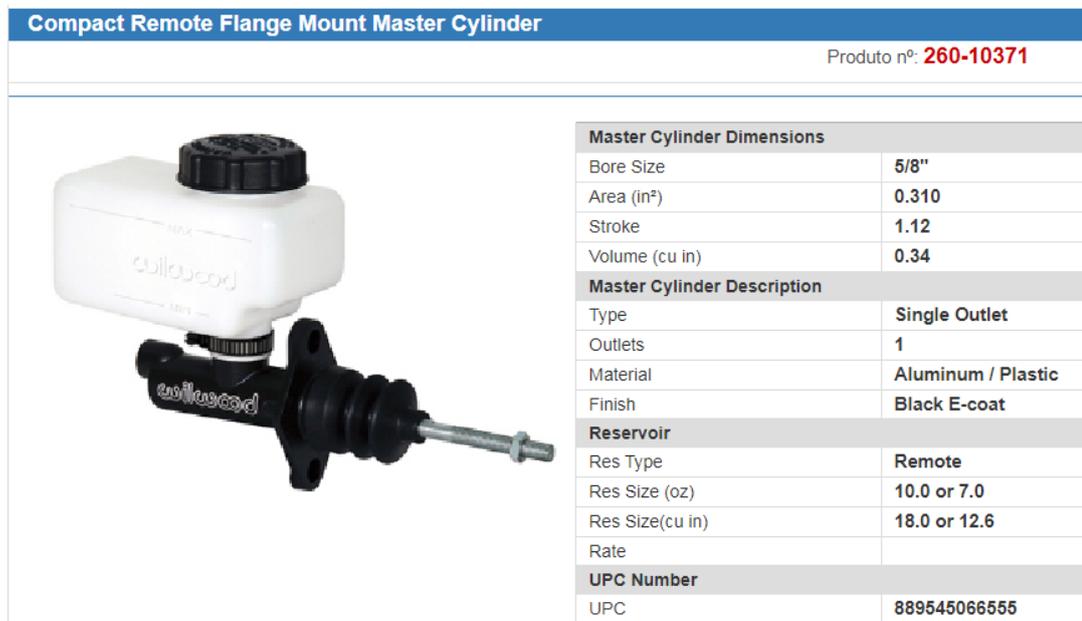


Figura 43 - Cilindro mestre com reservatório
Fonte: Site Wilwood (2022)

Por fim, tornou-se possível quantificar o ganho hidráulico do sistema, visto que se tem a força de entrada no cilindro mestre dianteiro e a força aplicada ao disco de freio (saída), que é de aproximadamente 325%, de acordo com a equação 42.

$$\text{Ganho Hidráulico} = \frac{\text{Força de saída}}{\text{Força de entrada}} = \frac{10477N}{3224N} \approx 3,25 \quad (42)$$

Agrupando os resultados obtidos, tornou-se possível o fechamento deste capítulo e a elaboração da conclusão dos tópicos abordados.

5 CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÕES

Neste capítulo foram levantados os tópicos que tangem aos objetivos iniciais do trabalho, a fim de correlaciona-los aos capítulos abordados em um fechamento final, seus efeitos práticos, assim como as recomendações para trabalhos futuros.

5.1 Conclusão

Para o desenvolvimento deste trabalho realizou-se um estudo bibliográfico, o qual abordou temas referentes à Elemento de Máquinas, Dinâmica Veicular, Resistência dos Materiais, Física etc. Estes foram importantes para o entendimento e solução da pergunta problema: Como estudar um mecanismo cinemático e dinâmico de acionamento do freio de um veículo Mini Baja com foco nas variáveis independentes do sistema? Possibilitando o embasamento ao tema abordado e na construção de toda a sua metodologia.

O estudo das variáveis independentes como: área da secção transversal do pedal, diâmetro do balance-bar, tempo de aplicação da força no pedal com a mola e ganho hidráulico mostraram-se de grande importância devido a limitação proposta das variáveis dependentes como: tensão e material do pedal e balance-bar, rigidez do sistema (sem a mola) e diâmetro do embolo das pinças. A visualização desta conjuntura, por meio de plotagem de curvas presente neste material, enriqueceu a idealização do mecanismo para os futuros projetistas. Logo, a utilização de materiais menos custosos ao pedal pode ser analisada, sem o comprometimento da segurança.

A fim de melhorar o desempenho de frenagem, foram propostos mecanismos auxiliares, como o balance-bar e o ABS Mecânico (mola), ambos sugerem melhorias ao sistema.

As diferentes calibrações propostas pelo mecanismo balance-bar, foram demonstradas por meio do esboço de três curvas distintas: a força de entrada e as duas forças de saída do mecanismo, tituladas como variáveis dependentes. Ao observar a manipulação da variável independente (distância), foram evidenciadas vantagens ao redistribuir as forças de frenagem por eixo, devido a variação nos tipos de solo ao qual o veículo é submetido (atrato), otimizando a performance.

5.2 Recomendações

Para trabalho futuro, recomenda-se: "Desenvolvimento de um mecanismo mecânico por meio de mola para acionamento dos freios de um mini Baja SAE a fim de melhorar o desempenho de frenagem"

REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

GIL, A. C. **Como elaborar projetos de pesquisa**. 4. ed. São Paulo: Atlas, 2002.

GIL, A. C. **Como Elaborar Projetos de Pesquisa**. 2002. v. 38

SILVA, C. R. O. **Metodologia do trabalho científico**. Fortaleza: Centro Federal e Educação Tecnológica do Ceará, 2004

MARCONI, M.; LAKATOS, E. **Fundamentos de metodologia científica**. 2003.

TADACHI, N. T.; FLORES, Mario Cesar Xavier. **Indicadores da Qualidade e do Desempenho**. 1997.

LIMPERT, R. **Brake design and safety**. 3th edition. 2011.

PUHN, F. **Brake Handbook**. 1985.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. 1992

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas - Uma Abordagem Integrada** 4° ed. 2013.

BUDYNAS, R. G. **Elementos de Máquinas de Shigley - Projeto de Engenharia Mecânica** 10° ed. 2016.

NORTON, R. L. **Cinemática e Dinâmica dos Mecanismos** 1° ed. 2010.

LIMPERT, R. **Brake design and safety** 2° Ed, 1999.

LIMPERT, R. **Brake design and safety** 1° Ed, 1992.

OSHIRO D.; **The Brake Article**, 2010

NICOLAZZI, L.C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de automóveis**. Publicação interna do GRANTE Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC, 2012.

HIBBELER, R. C. **Resistencia-dos-materiais** 5° ed. 2004.

HIBBELER, R. C. **Análise das estruturas** 8° ed. 2013.

BEER, P.; JOHNSTON, E.; DEWOLF, J.; MAZUREK, D. **Mecânica dos Materiais** 5° Ed. 2011.

STRATHERN, P. **Aristóteles em 90 minutos** 1° Ed, 1998.

EDITORA, KD Car, **The definitive visual history of the automobile**, 1° Ed 2011

PARISSIEN, STEVEN, **The Life of the Automobile: The Complete History of the Motor Car**. 1º Ed 2014

REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL, Rev. 4 01 de outubro de 2021

Resolução **CONTRAN Nº 509 DE 27/11/2014**

SAE BRASIL. **Baja Nacional SAE BRASIL** – Disponível em: <
<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acessado em: 11 de dez. 2022.