

INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO,
CIÊNCIA E TECNOLOGIA DO RIO GRANDE DO SUL
Campus Ibirubá

GUILHERME DE BORTOLLI DO AMARAL

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Dimensionamento de um sistema de freio e Projeto de adequação do pedal do freio de um protótipo *off road* com equalização de pressão para o eixo traseiro.

Ibirubá

Ibirubá

2025

GUILHERME DE BORTOLLI DO AMARAL

PROPOSTA DE TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Dimensionamento de um sistema de freio e Projeto de adequação do pedal do freio de um protótipo *off road* com equalização de pressão para o eixo traseiro.
Ibirubá.

Trabalho de Conclusão de Curso do curso
Superior em Engenharia Mecânica do
Instituto Federal de Educação, Ciência e
Tecnologia, Campus Ibirubá.
Orientador: Dr. Eng. Cristiano Kulman

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Eng. Cristiano Kulman
IFRS campus Ibirubá

Prof. Dr. Eng Daniel Vieira Pinto
IFRS campus Ibirubá

Prof. Me. Eng Jefferson Morais Gauterio
IFRS campus Ibirubá

Ibirubá
2025

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus pela minha vida e todas as graças concedidas diariamente.

Aos meus pais, Saul e Elizete, e em nome deles, toda a minha família que não mediram esforços, dedicação, carinho e amor, apoiando em minhas decisões e oferecendo o suporte necessário para contribuir no meu crescimento e aprendizagem.

A minha namorada e amiga Grazielle, pelo incentivo, companheirismo e paciência, especialmente durante o período do TCC, quando muitas vezes temos que deixar de lado o lazer.

Gostaria de agradecer também ao meu orientador e professor Dr Eng Cristiano Kulman pelas orientações e ensinamentos recebidos ao longo da elaboração deste Projeto.

Agradeço também aos docentes do IFRS por me ensinarem e transmitirem conhecimentos fundamentais para minha formação acadêmica.

Sou grato pelos amigos e colegas que fiz durante esse período de faculdade, que compartilharam os melhores e piores momentos. Em especial, à Equipe Ibirubaja, que esteve presente na minha primeira experiência prática na engenharia mecânica, permitindo-me crescer tanto pessoal quanto profissionalmente.

RESUMO

Este trabalho apresenta o dimensionamento e a adequação do sistema de freios de um protótipo *off-road* tipo Baja, desenvolvido para competições da SAE. A motivação do estudo veio de falhas observadas no primeiro protótipo da equipe Ibirubaja, que comprometiam a segurança e o desempenho na frenagem. Para resolver essas deficiências, foi aplicada uma metodologia de projeto estruturada, abordando conceitos como atrito pneu-solo, transferência de carga, desaceleração e torque de frenagem. O projeto focou no dimensionamento dos componentes, na otimização do pedal de freio e na equalização da pressão no eixo traseiro. Foi realizada uma análise criteriosa das forças atuantes no sistema, garantindo maior eficiência e estabilidade. Além disso, foram selecionados materiais e componentes compatíveis com as necessidades da competição. A nova configuração permite uma frenagem mais equilibrada e previsível, assegurando o travamento das quatro rodas quando necessário. Os resultados demonstram que o sistema atendeu aos requisitos técnicos, ergonômicos e de segurança. A documentação detalhada do projeto facilita futuras melhorias no protótipo. O estudo contribui para o desenvolvimento de soluções aplicáveis a veículos de competição, elevando a confiabilidade do sistema de freios.

ABSTRACT

This work presents the design and optimization of the braking system for a Baja-type off-road prototype developed for SAE competitions. The motivation for the study stemmed from failures observed in the first prototype of the Ibirubaja team, which compromised braking performance and safety. To address these deficiencies, a structured design methodology was applied, covering concepts such as tire-ground friction, load transfer, deceleration, and braking torque. The project focused on component sizing, brake pedal optimization, and pressure equalization in the rear axle. A thorough analysis of the forces acting on the system was conducted to ensure greater efficiency and stability. Additionally, materials and components were selected to meet the competition's requirements. The new configuration allows for more balanced and predictable braking, ensuring the locking of all four wheels when necessary. The results demonstrate that the system meets technical, ergonomic, and safety requirements. The detailed project documentation facilitates future improvements to the prototype. This study contributes to the development of solutions applicable to competition vehicles, enhancing the reliability.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1- Representação da força de atrito.	12
Figura 2- Coeficiente de atrito.	13
Figura 3- Multiplicação de esforço através do pedal do freio.	14
Figura 4- Multiplicação hidráulica.	14
Figura 5- Vista explodida do tambor de freio.	17
Figura 6- Freio a disco.	19
Figura 7- Pedal de Freio.	20
Figura 8- Cilindro mestre simples.	21
Figura 9- Cilindro mestre duplo.	22
Figura 10- Tubulação rígida.	22
Figura 11- Tubulação flexível.	23
Figura 12- Distribuição de carga.	24
Figura 13- Pinça fixa.	25
Figura 14- Pinça flutuante.	25
Figura 15- Diagrama do corpo livre das forças atuantes na frenagem.	27
Figura 16- Projeto informacional.	32
Figura 17- Projeto conceitual.	33
Figura 18- Vista explodida pinça de freio.	34
Figura 19- Protótipo Ibirubaja.	35
Figura 20- Função Global.	41
Figura 21- Diagrama Fast.	41
Figura 22- Matriz morfológica.	42
Figura 23- Pontuação das concepções.	43
Figura 24- Exemplo da etapa de projeto detalhado.	44
Figura 25- Síntese do protótipo.	47
Figura 26- Diagrama do corpo livre.	47
Figura 27- Diagrama de momentos em torno do eixo traseiro.	48
Figura 29- Raio efetivo do disco.	55
Figura 30- Pedal de freio.	58
Figura 31- Cilindro mestre do fusca 1977.	59
Figura 32- Válvula dosadora de freio.	60
Figura 33- Funcionamento do válvula de redução de pressão.	61

Figura 34- Diâmetro das pinças de freio comerciais.	65
Figura 35- Adequação do pedal mais próximo a carenagem.....	67
Figura 36- Batente negativo.....	67
Figura 37- Gráfico da equalização da frenagem.....	69
Figura 38- Tubulação completa do freio.	71

LISTA DE QUADROS

Quadro 1- Projeto conceitual.....	33
Quadro 2- Itens obrigatórios do Regulamento do BAJA.....	36
Quadro 3- Necessidades do cliente.....	38
Quadro 4- Requisitos do cliente.	39
Quadro 5- Especificações do projeto.....	39
Quadro 6- Projeto preliminar.....	44
Quadro 7- Coeficientes de atritos típicos.....	48
Quadro 8- Massas distribuídas entre os eixos.....	51
Quadro 9-Cilindros mestres e seus diâmetros.	59
Quadro 10-Quadro das posições de seleção das pressões.	61
Quadro 11- Comparativo dos itens do edital.	69
Quadro 12- Requisitos do cliente.	70

Sumário

1	INTRODUÇÃO	7
1.1	JUSTIFICATIVA.....	9
1.2	OBJETIVOS	10
1.2.1	Objetivos específicos	10
2	REFERENCIAL TEÓRICO	12
2.1	DEFINIÇÕES E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO	12
2.1.1	Atrito	12
2.1.2	Vantagem mecânica	14
2.1.3	Multiplicação hidráulica	14
2.1.4	Funcionamento dos freios	15
2.2	FREIO HIDRÁULICO E SUAS FALHAS MAIS COMUNS	15
2.2.1	Principais falhas dos freios:	16
2.3	CLASSIFICAÇÃO DOS FREIOS HIDRÁULICOS	16
2.3.1	Freios a tambor	17
2.3.1.1	Vantagens e desvantagem do freio a tambor	18
2.3.2	Freios a disco	18
2.3.2.1	Vantagens e desvantagens do freio a disco	19
2.4	COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS.....	19
2.4.1	Pedal de freio	19
2.4.2	Cilindro mestre	20
3.1.2.1	Cilindro mestre Simples	21
3.1.2.2	Cilindro mestre duplo	21
2.4.3	Tubulação de freio	22
2.4.4	Equalização da frenagem	23
2.4.5	Pinças fixas	24
2.4.6	Pinça Flutuante	25
2.5	DINÂMICA VEICULAR DE FRENAGEM	26
2.5.1	Etapas do dimensionamento do freio	26

2.5.2 Torque de Frenagem	29
2.5.3 Força de Frenagem.....	30
2.6 PROJETO.....	31
2.6.1 Projeto Informacional.....	31
2.6.2 Projeto conceitual.....	32
2.6.3 Projeto Preliminar	33
2.6.4 Projeto detalhado	34
3 MATERIAIS E MÉTODOS	35
3.2 LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DO REGULAMENTO.....	36
3.3 METODOLOGIA DE PROJETO.....	36
3.3.1 Projeto informacional	37
3.3.1.1 Ciclo de vida do produto	37
3.3.1.2 Identificar e descrever as informações técnicas sobre o tema.....	37
3.3.1.3 Identificar as necessidades dos clientes do projeto	38
3.3.1.4 Estabelecer os requisitos dos clientes.....	38
3.3.1.5 Estabelecer os requisitos do projeto	39
3.3.1.6 Estabelecer as especificações de projeto	39
3.3.2 Projeto Conceitual.....	40
3.3.2.1 Verificar o escopo do problema.....	40
3.3.2.2 Estabelecer a função global	40
3.3.2.3 Estabelecer estruturas funcionais alternativas.	41
3.3.2.4 Pesquisa por princípios de solução	42
3.3.2.5 Combinar princípios de solução	42
3.3.3 Projeto Preliminar	43
3.3.4 Projeto detalhado	44
3.3.5 Dimensionamento dos componentes	45
3.3.6 Passo a Passo do dimensionamento	45
3.3.6.1 Pedal	57
3.3.6.2 Cilindro mestre	58
3.3.6.3 Equalização do eixo traseiro.....	59
3.3.6.4 Relação das pinças de freio com o cilindro mestre.	62

3.3.6.5 Discos de Freio	63
4 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS	65
4.1 CILINDRO MESTRE E PINÇAS	65
4.2 SELEÇÃO DAS LINHAS DE FREIO	66
4.3 PEDAL DE FREIO	66
4.4 EQUALIZAÇÃO DA FRENAGEM	68
4.5 COMPARATIVO ENTRE OS MODELOS	69
5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS	72
6 REFERÊNCIAS	74

1 INTRODUÇÃO

Os freios são de grande importância no ramo automotivo, geralmente são formados por um pedal, cilindro mestre, tubulações, conexões, pinças, pastilhas e disco ou tambores de freio. Dentro desse sistema há componentes que precisam muita atenção, qualquer descuido ou falta de uma manutenção acarreta em problemas no momento da frenagem. São classificados como freios de trabalho ou estacionários, e dentro dos de trabalho existem freios a disco, tambor, freios motores/*retarder* e ABS.

A frenagem adequada é fundamental para evitar acidentes, garantir a segurança dos ocupantes e permitir um desempenho competitivo em provas e competições. No Instituto Federal de Educação Ciência e Tecnologia do Rio Grande do Sul (IFRS) campus Ibirubá, com a iniciativa dos alunos da engenharia e alguns professores criaram um Equipe de Baja SAE intitulada IBIRUBAJA no ano de 2019, com o objetivo de participar das competições promovidas pela SAE *Society of Automotive Engineers*, o seu primeiro protótipo foi concebido em 2020, com poucos recursos tanto financeiro quanto de pessoal, o grande problema deste primeiro protótipo foi que os eixos dianteiros e traseiros não estavam equalizados de forma correta para garantir um travamento total das rodas e uma combinação e dimensionamento dos componentes não estavam corretos e sem documentação nenhuma.

Este trabalho abordará os conceitos de frenagem de um veículo. Dentro desse tema, serão estudados definições, conceitos básicos, princípios de funcionamento e, por fim, as etapas de elaboração de um projeto. Desde o problema inicial até a seleção da melhor concepção, através de ferramentas específicas utilizadas em projetos de engenharia. Também apresentará um estudo de otimização e adequação do pedal de freio ao novo regulamento proposto pela SAE Brasil.

Conforme Dias (2020), o surgimento dos primeiros freios se deu por volta de 5000 a.C com necessidade de se controlar os meios de transporte da época. Basicamente esse processo era feito pressionando tacos de madeira contra as rodas que também eram construídas de madeira, desta forma tendo uma eficiência baixíssima. Somente em 1850 surgiram os primeiros eixos de ferro, e com isso os primeiros freios com sapatas de couro com mecanismo de redução para que o piloto pudesse realizar menos esforço para a atividade.

Com o passar do tempo, o homem, utilizando sua sabedoria e observação, pôde concluir que seria possível transformar a energia cinética da frenagem em outro tipo de energia, como a térmica ou a elétrica, por exemplo, que aproveitam a energia cinética do

movimento. A conversão ocorre no momento em que uma central de controle integrada determina quanto será feito pelo motor/gerador, que, no momento da frenagem, funciona como uma resistência ao movimento. Quando o sistema elétrico já não é suficiente para desacelerar o veículo, o sistema hidráulico convencional é acionado e conseqüentemente promovendo o controle da velocidade ou até mesmo a sua parada total. Este modelo de frenagem é mais utilizado em veículos híbridos ou totalmente elétricos.

Segundo Nicolazzi (2008), apenas em 1923 que se passou a utilizar freio nas 4 rodas e com uma certa dificuldade de equalizar a frenagem em todas as rodas de maneira igualitária, passou-se a desenvolver freios hidráulicos e pneumáticos.

Segundo Filho (2019), os freios são um conjunto de componentes fixos e móveis que atuam em conjunto com a finalidade de parada total do veículo, manter o veículo parado em situação de estacionamento e controle de velocidade durante o período em que estiver trafegando.

O Fresle (2018) conclui que existem 2 tipos principais de freio de trabalho: os freios a tambor e a disco, ambos possuem componentes de acionamento iguais, como pedal, cilindro mestre, servo vácuo, tubulações. A diferença inicia quando chega na seção das rodas, onde os freios tambor possuem um tambor que gira junto com as rodas e o travamento ocorre de forma que lonas são pressionadas por um cilindro de roda contra o tambor promovendo a redução da velocidade. Já no freio a disco existem discos que giram de acordo com as rodas, e pinças que através de um pistão pressionam as pastilhas contra o disco.

Já Gillespie (1992), afirma que o princípio de funcionamento dos freios é a transformação da energia mecânica, que ocorre no acionamento do pedal do freio, em energia hidráulica no cilindro mestre. Utilizando o princípio de Pascal, a força é multiplicada e transmitida às pinças ou cilindros de roda. Além dessas transformações, também ocorre a dissipação de energia na forma de calor e ruído (Silva, 2017).

A SAE *Society of Automotive Engineers* (Sociedade de Engenheiros Automotivos), percebendo a dificuldade de encontrar engenheiros recém formados com afinidade com o setor automotivo criou um desafio lançado aos estudantes de engenharia. Este desafio oferece a oportunidade de aplicação dos conhecimentos absorvidos durante o período da graduação em um projeto prático, o futuro engenheiro tem a oportunidade de vivenciar na prática o projeto e execução de um protótipo *off road* (fora de estrada). Para participar do desafio os alunos devem formar equipes que representam a instituição de ensino a qual fazem parte. E participar das competições promovidas anualmente pela SAE que avalia o projeto e

construção dos protótipos para determinar o campeão que terá direito de participar da competição que acontece nos Estados Unidos da América.

Segundo o Regulamento que as equipes devem seguir para construção do protótipo, os veículos *off road* Baja SAE são protótipos de estrutura tubular em aço, monopostos, para uso fora de estrada, com quatro ou mais rodas e motor padrão de 10 HP, que devem ser capazes de transportar pilotos com até 1,90 m de altura, pesando até 109 kg. Os sistemas de suspensão, transmissão e freios, assim como o próprio chassi, são projetados e construídos pelas equipes, que têm, ainda, a tarefa de buscar recursos financeiros em forma de parcerias e patrocínios para viabilizar o projeto.

No Brasil ocorreu primeira competição em 1995, em pequeno autódromo em Ibirapuera São Paulo, após passou por interlagos e hoje acontece em São José dos Campos. Desde 1997 a SAE Brasil, começou a promover etapas regionais onde as equipes podem testar os protótipos em situações semelhantes à competição nacional. Cerca de 90 equipes participam das competições nacionais, o que oportuniza uma grande troca de experiência entre universidades.

1.1 JUSTIFICATIVA

A construção de protótipos para competições de engenharia, como a realizada pela equipe Ibirubaja, demanda um planejamento rigoroso e detalhado de cada componente do veículo, incluindo o sistema de freios, que é crucial para a segurança e o desempenho nas provas. No entanto, como observado no desenvolvimento do modelo para a competição de 2020, a falta de controle e a montagem baseada em tentativa e erro podem resultar em retrabalho, atrasos e falhas de documentação. Impactam diretamente a eficiência do projeto e a confiabilidade dos sistemas.

Quando os trabalhos no subsistema de freios foram iniciados, já não se tinha tempo hábil para o desenvolvimento de um projeto adequando para dimensionamento o pedal e dos componentes que compõem esse elemento dentro do sistema de frenagem. Dessa forma, a equipe buscou outra alternativa para obter um pedal eficiente e robusto para a competição, optando pela doação de um conjunto pedal cilindro mestre, já comercializado de um veículo. No entanto, esse conjunto veio com peças agregadas como pedal de embreagem e acelerador, o que tornava o sistema muito pesado e sem dados teóricos sobre as multiplicações necessárias para um bom dimensionamento e funcionamento.

Assim, as falhas começaram a surgir no sistema, a frenagem não era equalizada, e não havia rastreabilidade sobre o que poderia estar causando essas falhas. Portanto, a importância deste trabalho é crucial para o desenvolvimento de um sistema de frenagem eficiente e confiável.

1.2 OBJETIVOS

O objetivo principal deste trabalho é o dimensionamento e a seleção de componentes para um sistema de frenagem, considerando as seguintes etapas: pedal, cilindro mestre, sistema de balanceamento de frenagem para o eixo traseiro, pinças e um material eficiente para o disco de freio. Busca-se, com esse projeto, garantir que o novo modelo do pedal esteja em conformidade com a normativa atual do regulamento da competição da SAE, bem como atenda aos requisitos específicos dos usuários da equipe.

As discussões e os resultados serão desenvolvidos em conjunto com os membros da equipe, assegurando o alinhamento de todas as etapas do projeto desde o início. Dessa forma, o trabalho incluirá o desenvolvimento de um memorial de cálculo para o cilindro mestre, assim como a seleção adequada dos componentes a serem utilizados no sistema, levando em consideração aspectos como eficiência, segurança e conformidade com as exigências da competição.

1.2.1 Objetivos específicos

Já listado o objetivo geral, parte-se para os objetivos específicos:

- Propor a adequação e melhoria no sistema do freio do protótipo.
- Definição de quais requisitos obrigatórios para adequação ao novo regulamento da SAE.
- Estudo de conceitos básicos e físicos envolvendo a frenagem.
- Estabelecer através da metodologia de projeto quais opções viáveis para possíveis concepções.
- Dimensionar e selecionar componentes e materiais que sejam viáveis e atendam aos requisitos necessários para que o sistema do freio se torne confiável.

- Comparar os resultados do projeto atual com o antigo para verificar a eficiência do projeto

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Antes mesmo de falar de sistemas freio, mecanismos de frenagem e o próprio dimensionamento, é necessário entendermos alguns conceitos básicos que sem eles não se pode compreender como funciona a frenagem, por exemplo: O atrito, Vantagem mecânica, Multiplicação hidráulica.

2.1 DEFINIÇÕES E PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO

2.1.1 Atrito

Atrito é a resistência ao movimento relativo entre dois objetos em contato. Sem atrito, nunca seria possível parar um objeto em movimento. Para deixar mais claro, um exemplo será encontrado no site Brasil escola. O bloco de caixote na figura abaixo aparentemente parece de um material liso. Na verdade, é consideravelmente áspero em nível microscópico. Quando se observa o balão no canto da figura, os pequenos picos e vales começam a se espremer entre si e alguns deles podem, na verdade, acabar soldados um ao outro. Quanto mais pesado o bloco, mais faz com que os picos e vales se espremam um contra o outro, tornando o deslize ainda mais difícil. Pode-se observar na figura 1 - Atrito X Peso.

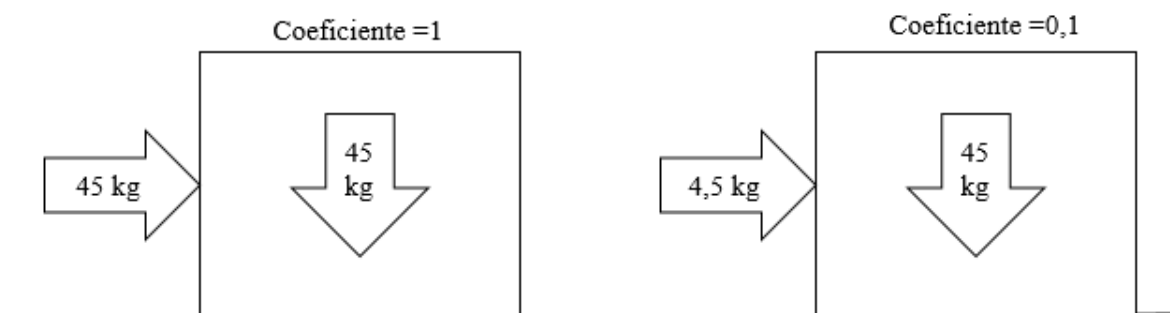
Figura 1- Representação da força de atrito.



Fonte: Brasil Escola.

Diferentes materiais têm diferentes microestruturas; por exemplo, se deslizar borracha sobre borracha é mais difícil do que deslizar sobre aço. O tipo de material determina o coeficiente de atrito, e a quantidade de força para o bloco ser deslizado sob o peso do próprio bloco. Se o coeficiente 1.0 no exemplo exigiria 45 kg de força lateral para deslizar 45 kg de força peso. Se o fator for 0,1, então 4,5 kg para deslizar o bloco de 45 kg.

Figura 2- Coeficiente de atrito.



Fonte: Autoria Própria.

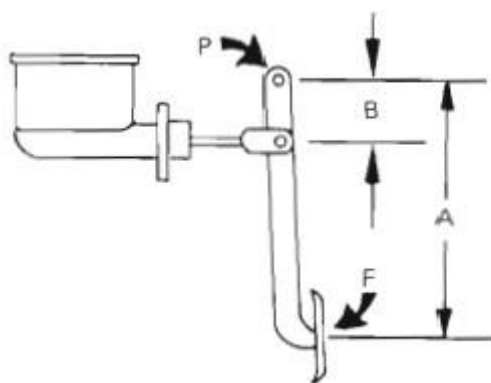
Esse conceito aplica-se para dispositivos como freios e embreagens, onde um mecanismo de sapata com pastilhas é forçado contra um disco giratório. Quanto mais força for aplicada contra a sapata, maior a força de parada. Quando uma força é aplicada para retardar ou parar um corpo em movimento, ocorre a “Ação de frenagem”. Pode-se concluir que três fatores regem o crescimento do atrito desenvolvido na ação de frenagem, e o quarto fator existente é o resultado proveniente do atrito.

O primeiro fator é a pressão. Quando a pressão é aplicada entre duas superfícies em atrito, ocorre uma tendência de as pastilhas se pressionarem fortemente contra a outra superfície de contato. Desta forma, quanto maior a área de contato, menos pressão será necessário para o mesmo resultado. O segundo fator se refere à área de contato: quanto maior a área, maior será a distribuição da pressão, mas não necessariamente o mesmo acontece com o atrito. Na verdade, o atrito depende mais da força aplicada e do coeficiente de atrito dos materiais envolvidos. O terceiro fator é a qualidade do material utilizado nas superfícies de atrito. Alguns materiais possuem uma rugosidade maior que outros, o que pode aumentar a resistência ao movimento. Portanto, o coeficiente de atrito é uma função dos materiais utilizados e suas características superficiais.

2.1.2 Vantagem mecânica

A vantagem mecânica é uma propriedade física a qual permite que com pouca força de um lado da alavanca se consiga transmitir um grande esforço do outro lado da alavanca como pode ser visto na figura 3, ou seja, no caso do freio de um automóvel é necessário que se aplique a força no pedal F para que a reação no ponto de B seja suficiente para o acionamento do cilindro.

Figura 3- Multiplicação de esforço através do pedal do freio.

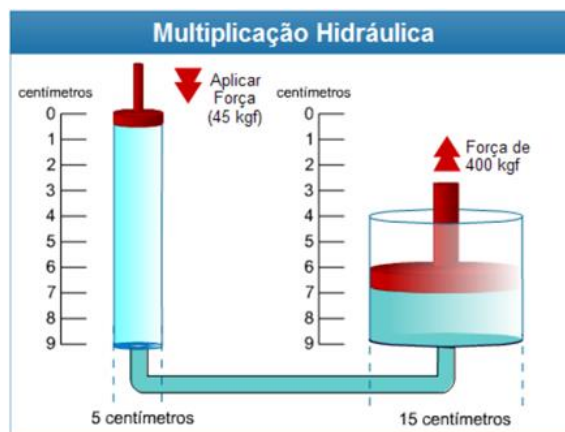


Fonte: Puhn 1985.

2.1.3 Multiplicação hidráulica

Para Silva (2010), o princípio de Pascal, diz que uma pressão produzida em algum ponto de um fluido será a mesma medida em qualquer ponto do fluido no caso do sistema de frenagem a pressão que é exercida no cilindro mestre é a mesma pressão que é aplicada nos cilindros de roda. Na figura 4 pode-se ver o princípio da multiplicação hidráulica.

Figura 4- Multiplicação hidráulica.



Fonte: Departamento de Eng, da UFPR.

Na figura podemos observar que quando o pistão menor é empurrado para baixo, uma quantidade igual de fluido é deslocada para o cilindro maior. No entanto, a distância que o pistão maior se move é menor devido à sua maior área. Desta forma, permitindo que uma força relativamente pequena aplicada em um pistão com diâmetro menor seja convertida em uma força muito maior em um pistão de diâmetro maior, útil em diversas aplicações, como freios de automóveis e prensas hidráulicas.

2.1.4 Funcionamento dos freios

Segundo Nakata (2021). O princípio de funcionamento do sistema de freio de um automóvel é converter a energia cinética do veículo em calor através de fricção, de um material mais macio que pode ser uma pastilha ou lona de uma sapata com um material mais duro, tambor ou disco, promovendo a parada controlada do veículo. A principal função dos sistemas de travagem é controlar a velocidade do veículo e pará-lo com segurança. A manutenção e inspeção regulares dos componentes do sistema de freio são essenciais para garantir uma direção segura.

2.2 FREIO HIDRÁULICO E SUAS FALHAS MAIS COMUNS

Os dois meios de transmissão de forças mais encontrados nos freios de serviço são os hidráulicos e pneumáticos, os hidráulicos segundo Nakata (2021) utiliza o fluido de freio como mecanismo principal, ou seja, em outras palavras, quando pressionamos o pedal freios, acionamos o êmbolo do cilindro mestre que por sua vez movimenta o fluido de freio através das linhas de transmissão a chegarem nas rodas.

Seduc (2018) nós da outra definição de sistema de freios. Um sistema de freio hidráulico é um conjunto de componentes interligados que trabalham juntos para acionar as sapatas de freio, promovendo o atrito das “lonas de freio” com o tambor ou discos de freio. Esse referido atrito entre eles faz com que o veículo diminua a velocidade. Nos automóveis de pequeno porte, esse tipo de sistema de freio é utilizado como mecanismo de freio de serviço, ou seja, o método responsável por frear ou parar o veículo quando ele está em movimento e precisa ser imobilizado.

Em questão de manutenção Alves (2021). Fala que os defeitos nos sistemas de freios hidráulicos ocorrem com o passar do tempo e uso. Por isso é muito importante a manutenção adequada para garantir a segurança e o funcionamento correto de todos os componentes do

sistema, sempre observando as especificações do fabricante e a manutenção sendo realizada por um especialista. As principais falhas encontradas nos sistemas de frenagem são:

2.2.1 Principais falhas dos freios:

A trepidação do pedal ocorre quando há um desgaste irregular nas pastilhas, lonas, discos ou tambores, e pode ser resolvida por meio de uma simples inspeção visual e substituição dos componentes defeituosos. Outro problema que pode ocorrer é o pedal duro, que é um dos sinais mais complexos de se analisar devido à variedade de possíveis causas. Pode ser resultado de falhas mecânicas, fluídicas ou até relacionadas ao sistema de vácuo. Problemas mecânicos podem incluir emperramento do cilindro mestre ou dos cilindros de roda, pistões das pinças travados e desgaste das pastilhas ou lonas. Já as causas fluídicas podem ser obstruções nas linhas de fluido, tanto nas rígidas quanto nas flexíveis. Além disso, um furo no sistema de vácuo do freio também pode ser responsável por um pedal duro. Devido à complexidade dessas causas, uma simples inspeção visual não é suficiente para resolver o problema. Outro defeito comum é o curso longo do pedal, que ocorre quando o piloto pisa no pedal e ele vai até o batente final, demorando mais do que o normal para frear o veículo. Esse sintoma, caracterizado pela baixa rigidez do pedal, pode ocorrer quando o fluido de freio está contaminado com água ou ar, há vazamento nas linhas rígidas ou flexíveis, ou quando os componentes apresentam excesso de folga devido ao desgaste. Além disso, o freio puxando para um dos lados é outro problema que pode indicar desgaste ou falha nos componentes do sistema de freio, sendo necessária uma inspeção detalhada para identificar a causa exata e proceder com os reparos necessários. Por fim, a roda presa é outro defeito que ocorre normalmente devido a uma avaria no cilindro mestre, nos êmbolos das pinças de freio, ou no cilindro de roda no caso de freios a tambor. Esse problema também pode ser identificado quando há um ruído excessivo nas rodas, indicando a necessidade de uma verificação e substituição dos componentes danificados.

2.3 CLASSIFICAÇÃO DOS FREIOS HIDRÁULICOS

Limpert (2011) explica que enquanto o processo de frenagem ocorre, o material de atrito projetado para ter uma dureza mais baixa entra em contato com uma superfície metálica de dureza maior. Quando essas duas superfícies distintas entram em contato, o atrito resultante gera calor. Além disso, diferentes tipos de sistemas de freios possuem

configurações e métodos distintos para aplicação de pressão nas superfícies de atrito. Também há diferenças na dissipação do calor gerado após esse processo.

2.3.1 Freios a tambor

Segundo Limpert (2011), durante muitos anos, a maioria dos carros de passeio utilizou freios a tambor, sendo que essa configuração ainda é muito empregada no eixo traseiro dos veículos devido à sua robustez e economia em comparação aos freios a disco. Embora os freios a tambor compartilhem características básicas, seus detalhes podem variar. Em cada sistema de freio a tambor, há um cilindro de roda, geralmente de ferro fundido, que é responsável por acionar as sapatas de freio. Dentro do tambor, essas sapatas são revestidas com material de fricção, tradicionalmente as lonas eram fabricadas com amianto devido a suas propriedades térmicas, mas a utilização deste produto oferece riscos à saúde desta forma, hoje em dia são compostas por materiais orgânicos, metálicos e cerâmicos. Onde ficam fixadas às sapatas para gerar o atrito necessário durante a frenagem.

A movimentação das sapatas funciona com a pressurização do fluido através do cilindro mestre que é acionado pelo pedal, após a pressurização o fluido vai até o tambor através das linhas de tubos de aço ou cobre, chegando ao cilindro de roda disposto dentro de tambor do freio, fazendo a movimentação das sapatas e pressionando contra a parede do tambor iniciando a parada. Todas as peças são fixadas em uma placa que fica presa na base da suspensão ou na carcaça de um eixo. A seguir pode-se observar na imagem os aspectos construtivos de um freio a tambor.

Figura 5-Vista explodida do tambor de freio.



Fonte: DPK autopeças.

Observando a figura 5 pode-se ver que além dos componentes principais do freio, temos os componentes auxiliares que sem eles o freio não funcionaria, são eles: Molas de fixação das sapatas, que junto com as travas fixam as sapatas no prato do freio, as molas de retorno que fazem o retorno das sapatas a posição inicial quando o condutor retira o pé do pedal e um regulador manual que faz a regulação da distância inicial das sapatas em relação ao tambor e com o uso e conseqüentemente o desgaste vai regulando essa distância para que o freio sempre esteja no nível aceitável de uso.

2.3.1.1 Vantagens e desvantagem do freio a tambor

Uma das principais vantagens do freio e o custo em relação ao disco é o seu custo de fabricação e manutenção, outro ponto muito importante desta configuração de freio é a proteção contra agentes externos como poeira e água, a durabilidade da lona é maior levando em consideração a pastilhas de freio a disco UFSCar 2016. E por fim o torque gerado no tambor é maior que no sistema a disco e por isso o piloto necessita fazer menos força ao acionar o pedal. Frasle (2019).

Levando em consideração as desvantagens o seu peso é um ponto muito forte negativamente devido a ser uma massa suspensa no projeto de uma suspensão e por isso tendo que haver um superdimensionamento, o superaquecimento devido aos componentes ficarem confinados no tambor podem provocar um desgaste maior nas lonas UFSCar 2016. Frasle (2019), nos diz que o freio a tambor não tem uma resposta linear da força de frenagem esse é outro motivo pelo seu declínio no mercado.

2.1.2 Freios a disco

Segundo Zangarini, (2006). Os freios a disco têm em seu princípio de funcionamento muito semelhante ao freio a tambor, as diferenças começam a aparecer quando chega nas rodas, onde antes havia um tambor, agora encontra-se um disco com uma pinça que vai promover o atrito entre duas pastilhas e o disco como pode ser visto na figura 6. O disco de freio é acoplado ao cubo da roda, acompanhando sua rotação durante o deslocamento do veículo. Quando o pedal de freio é acionado, o fluido hidráulico pressurizado é conduzido até os êmbolos das pinças, que deslocam as pastilhas de freio contra as superfícies do disco. A força de atrito resultante entre as pastilhas e o disco gera um torque resistente que provoca a desaceleração.

Figura 6- Freio a disco.



Fonte: site da Autoo.

2.1.2.1 Vantagens e desvantagens do freio a disco

Segundo Puhn, (1985). A principal vantagem do freio a disco em relação ao freio a tambor é sua resistência a desgaste devido a ter um resfriamento dos componentes melhor que o tambor, resistente a corpos estranhos como água e terra, menos propício a manutenção em seus componentes do mecanismo como: (carcaça, êmbolos, pinos deslizantes), maior área de contato do material de fricção com o elemento girante, por outro lado, alguns fatores negativos também acompanham esse modelo de freio como o seu custo de fabricação, substituição das pastilhas de freio devido a não possuir uma boa resistência a fadiga, com isso aumentado o custo de manutenção.

2.4 COMPONENTES DE UM SISTEMA DE FREIOS

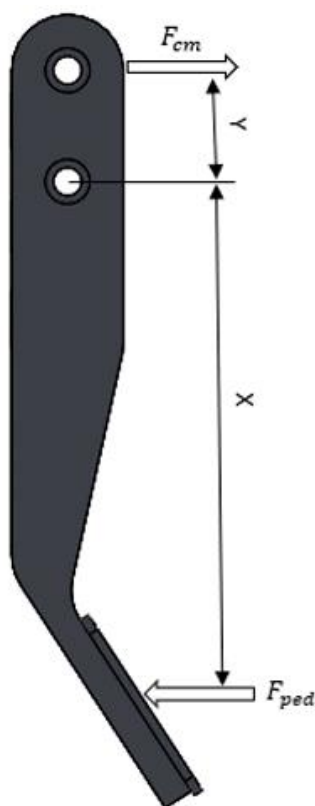
2.4.1 Pedal de freio

Conforme Puhn (1985). Quando o motorista pressiona o pedal do freio, a força é multiplicada e transferida para o sistema de freio hidráulico. O design e a eficácia do pedal do freio são críticos para a resposta do sistema de freios e para a sensação de segurança e controle do motorista durante a condução. A tecnologia por trás do pedal do freio é, portanto, um elemento crítico no projeto e desenvolvimento de veículos motorizados seguros e

confiáveis. Ele também afirma que o pedal deve ser projetado para suportar cargas laterais e frontais e jamais ser instalado de forma a ficar carregado lateralmente

Outra definição dada por Silva (2017). Que uma vez acionado o pedal irá gerar pressão hidráulica nas tubulações e conseqüentemente nas pinças realizando o trabalho de frenagem. Por isso é muito importante ser bem dimensionado porque uma falha neste componente impossibilita a operação do sistema. A figura 7 mostra um modelo de pedal bastante utilizado em protótipos do tipo Baja.

Figura 7- Pedal de Freio.



Fonte: Adaptado de Diniz(2021).

2.4.2 Cilindro mestre

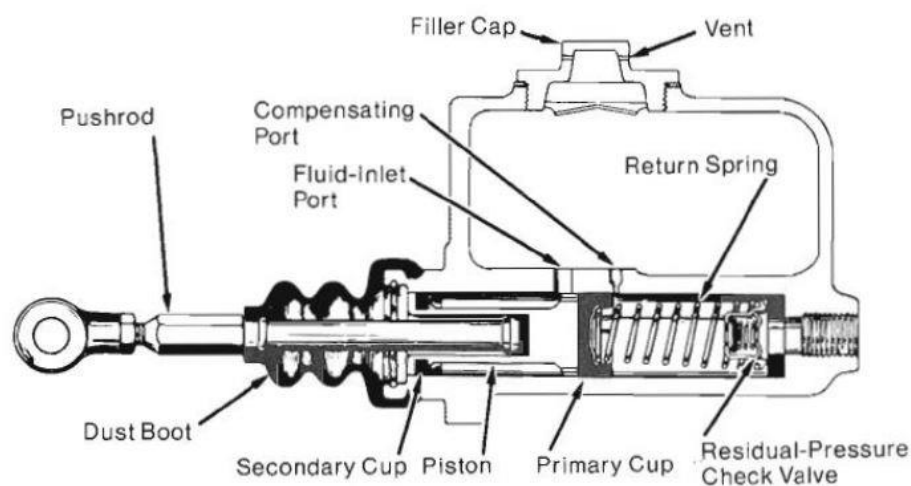
Existem 2 tipos de cilindro mestre comumente utilizado em veículos de passeio são eles: simples e o dupla ação, mas com a mesma finalidade. Transforma a força mecânica proveniente do pedal em energia hidráulica, ou seja, pressuriza o sistema que movimentando os êmbolos das pinças, seu funcionamento é baseado no princípio de Pascal que diz que a pressão é igual em todos os pontos do fluido, nesse processo ainda ocorre mais uma multiplicação de força no sistema. Este aumento de força em sistemas de freios hidráulicos

ocorre devido à diferença de áreas entre o cilindro mestre, onde a força é aplicada e os êmbolos das pinças de freio.

3.1.2.1 Cilindro mestre Simples

Critsinelis (2021), afirma que o cilindro mestre de ação simples é composto por um cilindro de acionamento, uma mola de retorno e um reservatório de armazenamento do fluido como pode ser observado na figura 8, o acionamento é por um pedal sendo que esse modelo de sistema abastece tanto o freio traseiro quanto dianteiro. Em projeto de mini baja Sae é necessário a utilização de 2 componentes devido a regra que se houver vazamentos a equipe e desclassificada, e a distribuição de carga no momento da frenagem onde se torna imprescindível a utilização de *balance bar* para equalização das forças de frenagem.

Figura 8- Cilindro mestre simples.

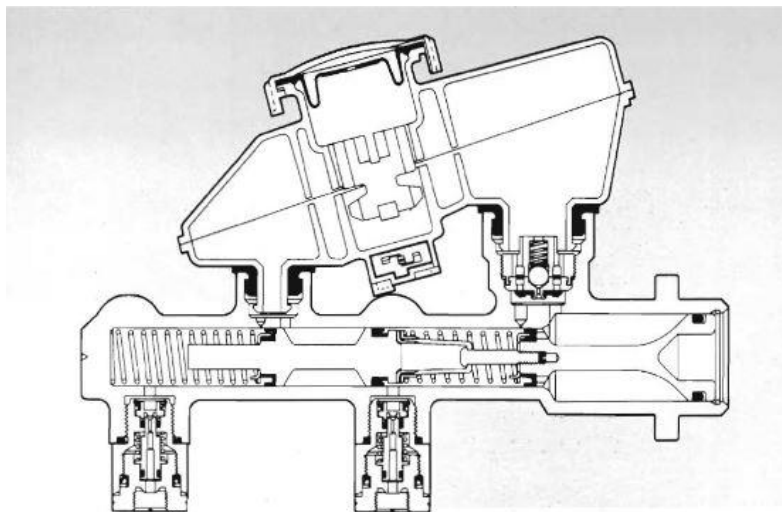


Fonte: Puhn 1985.

3.1.2.2 Cilindro mestre duplo

Critsinelis (2021), descreve o cilindro mestre duplo com 2 cilindros de acionamento, um reservatório dividido em duas entradas, e duas molas de retorno como na figura 9. O acionamento é igual ao de simples ação com um pedal, a única diferença é a equalização da frenagem devido a transferência de carga, antes era feito com *balance bar* e nesse sistema é realizado com válvulas de controle de fluxo.

Figura 9- Cilindro mestre duplo.



Fonte: Puhn 1985.

2.4.3 Tubulação de freio

Em Limpert (1999), afirma que as linhas de transmissão são componentes muito importantes, e são divididas em linhas rígidas e flexíveis. Sua função é levar a pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre até as pinças de freios, são fabricadas com materiais resistentes a corrosão e qualquer furo ou obstrução neste sistema ocasiona uma falha catastrófica na ação de frenagem. Na figura 10 e 11 pode-se observar uma conexão rígida e uma flexível.

Figura 10- Tubulação rígida.



Fonte: Canal da peça(2020).

As linhas de freio são responsáveis por conduzir o fluido hidráulico do sistema e podem ser classificadas em rígidas e flexíveis, conforme a necessidade de aplicação no veículo. As linhas rígidas são utilizadas em trechos fixos da carroceria ou chassi, onde não há movimento relativo entre os componentes, sendo normalmente fabricadas em aço carbono zincado, cobre-níquel ou aço inoxidável, materiais que oferecem alta resistência à pressão e à corrosão. Já as linhas flexíveis são aplicadas em regiões sujeitas a movimentações constantes, como entre o chassi e as rodas, permitindo a mobilidade do sistema de suspensão. São geralmente compostas por borracha sintética reforçada com malha têxtil ou metálica com revestimento em aço trançado.

Figura 11- Tubulação flexível.

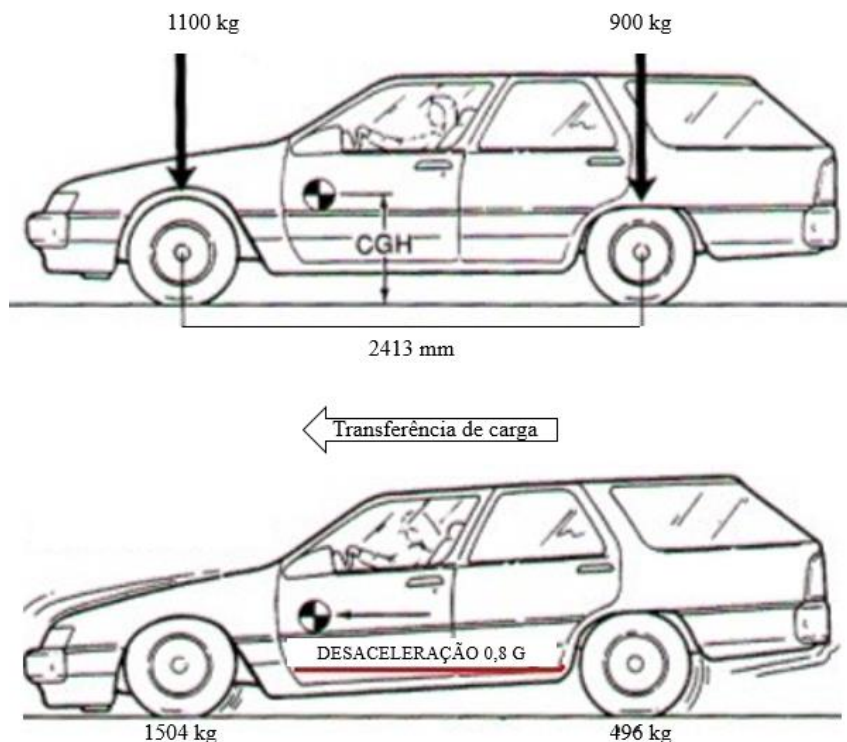


Fonte: Canal da peça(2020).

2.4.4 Equalização da frenagem

Segundo Limpert (1999), as cargas de distribuição de frenagem variam de acordo com a movimentação e carregamento do veículo, ou seja, a força normal no eixo traseiro diminui com a aumento da desaceleração, em condições ideais a proporção fica aproximadamente em 70% para o eixo dianteiro e 30 %, para o traseiro. Para corrigir esse problema existem algumas alternativas que fazem correção da distribuição do fluido para os freios dianteiros e traseiros.

Figura 12- Distribuição de carga.



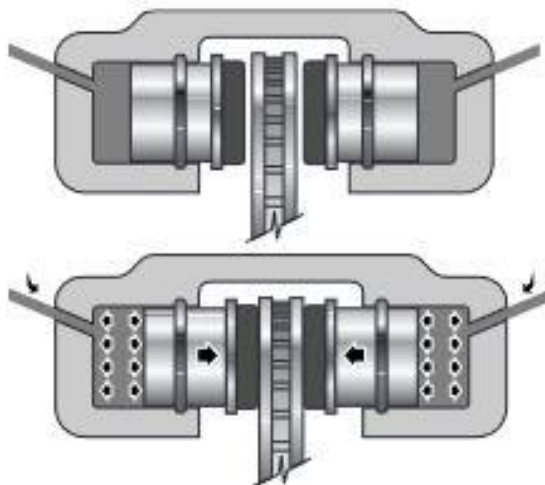
Fonte: adaptado de coisas de engenheiro.

Na imagem acima, no primeiro caso pode-se ver que em uma condição quase estática do veículo pode-se observar uma distribuição do peso de 55% para o eixo dianteiro e 45% para o eixo traseiro, no momento do início da frenagem surge um momento sobre o centro de gravidade que provoca uma transferência de carga entre os eixos, necessitando ainda mais de uma boa equalização de frenagem.

2.4.5 Pinças fixas

Em Nakata (2021), as pinças fixas podem possuir de dois a seis êmbolos, onde a configuração que possuir o número ímpar de êmbolos, por exemplo, três, é obrigatório que soma das áreas de um lado da carcaça deve ser igual à do outro. Quando pedal é pressionado, o fluido pressiona os pistões contra as pastilhas e sucessivamente contra o disco não se movendo em relação ao disco assim, gerando a ação da frenagem, esse fenômeno pode ser observado na figura 13. Os modelos fixos permitem dosar melhor a força de frenagem, por outro lado, uma grande desvantagem e o custo de fabricação em relação à pinça flutuante.

Figura 13- Pinça fixa.

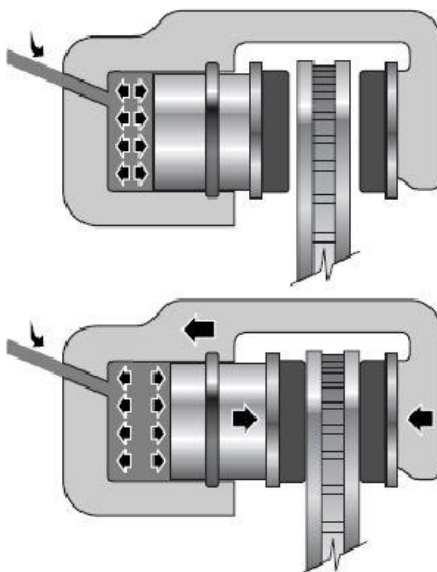


Fonte: Nakata 2021.

2.4.6 Pinça Flutuante

Segundo Halderman (2007), as pinças flutuantes são um pouco diferentes das fixas, o acionamento ocorre da mesma forma, só que o quando o fluido sob pressão chega ao êmbolo, quem se movimenta é a carcaça e conseqüentemente as pastilhas possibilitando que se ajustem melhor ao disco, garantindo contato uniforme durante toda frenagem. Isso ajuda no combate ao desgaste desigual das pastilhas, diminuindo o gasto com manutenções periódicas. A figura 14 mostrará como é o diagrama de uma pinça flutuante.

Figura 14- Pinça flutuante.



Fonte: Nakata 2021.

Seguindo o princípio de pascal, a pressão é transmitida para a pinça de freio e consequentemente movendo o pistão e a pastilha contra o disco, simultaneamente a este movimento a carcaça da pinça move-se na direção oposta ao movimento do pistão trazendo consigo a outra pastilha posicionada do lado oposto do disco. Por consequência, quando o pistão exerce uma força F_{pin} , cada pastilha também exerce uma Força F_{pin} sobre o disco, desta forma, a resultante destas forças F_{fch} , é aplicada sobre o disco e pode ser vista na equação a seguir.

$$F_{fch} = F_{pin} \times 2 \quad \text{Equação 1}$$

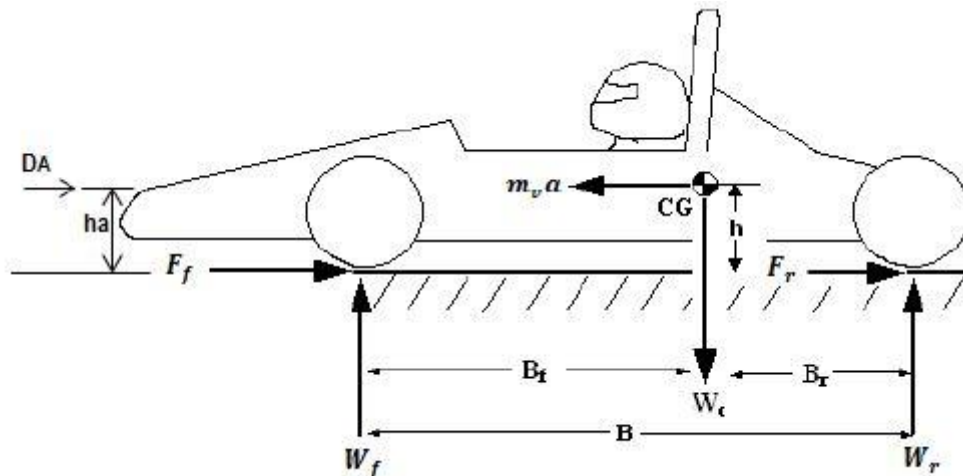
2.5 DINÂMICA VEICULAR DE FRENAGEM

A dinâmica veicular da frenagem corresponde à análise dos efeitos físicos e mecânicos resultantes do processo de desaceleração de um veículo. Quando o sistema de freio é acionado, ocorre a geração de forças de atrito entre os elementos de fricção. No entanto, a frenagem não se resume à redução da velocidade linear do veículo, ela envolve fenômenos de interação dinâmica entre massa, inércia e aderência, sendo a transferência de carga longitudinal um dos mais relevantes. Esse fenômeno altera temporariamente a distribuição normal das cargas sobre os eixos.

2.5.1 Etapas do dimensionamento do freio

Stone (2004) afirma que a equação que descreve a frenagem de um veículo pode ser obtida através da Segunda Lei de Newton, quando aplicada na direção do deslocamento do corpo. Segundo Halliday (2008), a aceleração de um corpo é diretamente proporcional às forças atuantes sobre ele e, consequentemente, inversamente proporcional à sua massa. A figura 15, apresenta um diagrama do corpo livre das forças atuantes. Esse modelo permite visualizar a relação entre a força de frenagem, a reação no solo e o peso do veículo. A partir desse equilíbrio, é possível determinar a transferência dinâmica de carga entre os eixos. Essa análise é essencial para o correto dimensionamento do sistema de freio e a manutenção da estabilidade direcional.

Figura 15- Diagrama do corpo livre das forças atuantes na frenagem.



Fonte: Adaptado de Santos (2014).

Ao aplica o somatório de forças sobre o protótipo encontra-se a equação que rege a frenagem do veículo.

$$m_v a = F_f + F_r + D_a \quad \text{Equação 2}$$

A equação 2 define os esforços que influenciam diretamente na desaceleração do veículo durante a frenagem. Existem 3 forças que contribuem para esse fenômeno, são elas: força F_f , que representa a força de frenagem do eixo dianteiro, F_r , representando a força de frenagem no eixo traseiro e por ultimo D_a , força relativa à resistência aerodinâmica.

De acordo com Gillespie (1992), a força relativa à resistência aerodinâmica é proporcional ao quadrado da velocidade. A desaceleração promovida nos veículos atuais a uma velocidade aproximada e 90 km/h fica em torno de $0,3 \text{ m/s}^2$. Portanto, este termo pode ser desconsiderado em aplicações de veículos que trafegam em baixas velocidades.

Para Stone (2004), assume que o movimento do veículo no momento da frenagem é considerado uma desaceleração constante. Desta forma, é possível calcular a desaceleração e o tempo de frenagem, através das seguintes equações.

- Desaceleração.

$$A_x = \mu_{pneu} * g \quad \text{Equação 3}$$

Onde:

A_x Desaceleração em m/s^2 .

μ_{pneu} Coeficiente de atrito do pneu.

g Gravidade m/s².

- Tempo de frenagem.

$$V_f = V_0 + A_x * t \quad \text{Equação 4}$$

Onde:

V_f velocidade final, em m/s.

v_0 velocidade inicial, em m/s.

A_x desaceleração, em m/s².

t tempo em segundos.

Como as forças de reação ao solo dos eixos dianteiros e traseiros, juntamente com o centro de gravidade do veículo não coincidirem com a linha de atuação das forças. Stone (2004), explica que durante uma frenagem ocorre um fenômeno chamado de transferência de carga entre os eixos, mais precisamente do eixo traseiro para o dianteiro. Desta forma, é necessário encontrar as cargas estáticas e dinâmicas do veículo com a finalidade de calcular o torque gerado nos eixos no momento da frenagem. As cargas estáticas podem ser calculadas através do somatório de momentos em torno dos eixos. A seguir será representada a equação em um modelo de distribuição estática.

- Momento em torno do eixo dianteiro.

$$\sum M_{\text{dianteiro}} = -B_f * W_c + B * W_r = 0 \quad \text{Equação 5}$$

Onde:

B_f distância do centro de massa até o eixo em metros.

W_c peso concentrado no centro de massa em Newtons.

B comprimento entre os eixos metros.

W_r reação do eixo traseiro em Newtons.

Para encontrar a reação do eixo dianteiro basta fazer um somatório de forças no eixo Y. Utilizando a reação do eixo traseiro W_r , e o peso total do protótipo W_c , assim tornando possível calcular a reação.

$$\sum F_y = -W_c + W_f + W_r = 0 \quad \text{Equação 6}$$

Onde:

W_c peso concentrado no centro de massa em Newtons.

W_f reação do eixo dianteiro em Newtons.

W_r reação do eixo traseiro em Newtons.

Quando o veículo está em movimento e inicia-se a frenagem o fenômeno de transferência de carga é observado. Esse fenômeno pode ser explicado como a tendência do peso do veículo concentrar-se no eixo dianteiro devido a inércia do movimento. Este aumento de peso nas rodas dianteira provoca um aumento de aderência, já no eixo traseiro ocorre uma diminuição de aderência. Por consequência pode ocorrer um travamento das rodas traseiras e perda do controle do veículo. Esta transferência de carga pode ser calculada através da equação 7 proposta por Santos (2014).

$$TC_x = \frac{W_v * A_x * H_{cg}}{L} \quad \text{Equação 7}$$

Onde:

W_v é a massa do conjunto veículo piloto em quilograma.

A_x é a desaceleração em metros por segundo ao quadrado.

H_{cg} é altura do centro de gravidade (Altura de centro de massa + altura de centro do pneu até o solo) em metros.

L é a bitola do protótipo em metros

2.5.2 Torque de Frenagem

Para Genta (2004), o torque de frenagem é dependente das forças de frenagem aplicadas aos eixos, juntamente com resistência de transmissão, atrito dos rolamentos e resistência de rolagem dos pneus. Gillespie (1992), afirma que após a realização de testes a desaceleração proveniente das forças mecânicas e resistência de rolamento fica em torno de $0,1 \text{ m/s}^2$. Para veículos que trafegam em baixa velocidade, pode-se desprezar esses efeitos.

O torque de frenagem pode ser entendido como a “potência de frenagem” do veículo. Para calcular essa grandeza é considerado a força de reação dos eixos com o raio efetivo, em conjunto com a inercia dos componentes fixados a roda e a velocidade angular aplicada a este componente. A equação 8 descreve melhor este fenômeno.

$$T_p = F * R_p + I_w * a_w \quad \text{Equação 8}$$

Onde:

T_p Torque de frenagem em Newton metro.

F Força de frenagem (dianteira ou traseira) em Newtons.

R_p Raio efetivo do pneu em metros

I_w Momento de inércia em quilograma metro quadrado

a_w Aceleração angular em metros por segundo ao quadrado.

2.5.3 Força de Frenagem

O torque de frenagem é produzido através da força de frenagem. Ou seja, da interação da reação do eixo aplicada no pneu em relação ao solo. Desta forma, a intensidade desta força está ligada diretamente com o coeficiente de atrito do conjunto pneu/solo. Para fins de projeto seria impossível de se determinar este parâmetro pra uma rodovia inteira. Sendo assim, determinado um valor padrão para cada tipo de piso. A equação que descreve esta força pode ser vista a seguir.

Gente (2004), assume uma premissa importante para o dimensionamento, onde classifica o pneu como um corpo rígido. Essa simplificação permite focar mais nos efeitos do coeficiente de atrito, forças de reações e aceleração, do que em deformações do pneu proveniente do desgaste e aquecimento.

$$F = \mu_{pneu} * W \quad \text{Equação 9}$$

F Força de frenagem (dianteira ou traseira) em Newtons.

μ_{pneu} Coeficiente de atrito.

W Reação dos eixos (dianteiros e traseiros) em Newtons.

2.6 PROJETO

De acordo com Back (2008), design pode ser entendido como um processo que envolve não apenas a concepção estética, mas principalmente a elaboração técnica de produtos, máquinas, estruturas, sistemas ou processos. Nesse contexto, o engenheiro desempenha um papel fundamental ao aplicar conhecimentos científicos, métodos de engenharia e ferramentas de análise para transformar necessidades, desejos e requisitos do cliente em soluções viáveis, eficientes e funcionais. O desenvolvimento de um projeto de engenharia não se limita à fase conceitual, mas abrange todas as etapas do ciclo de vida do produto, desde a geração da ideia, passando pela modelagem, análise, desenvolvimento de protótipos, testes de validação, até chegar à fabricação, implementação e, eventualmente, manutenção. Dessa forma, um bom projeto deve garantir que o produto final atenda não apenas às especificações técnicas, mas também aos critérios de desempenho, custo, segurança, sustentabilidade e usabilidade.

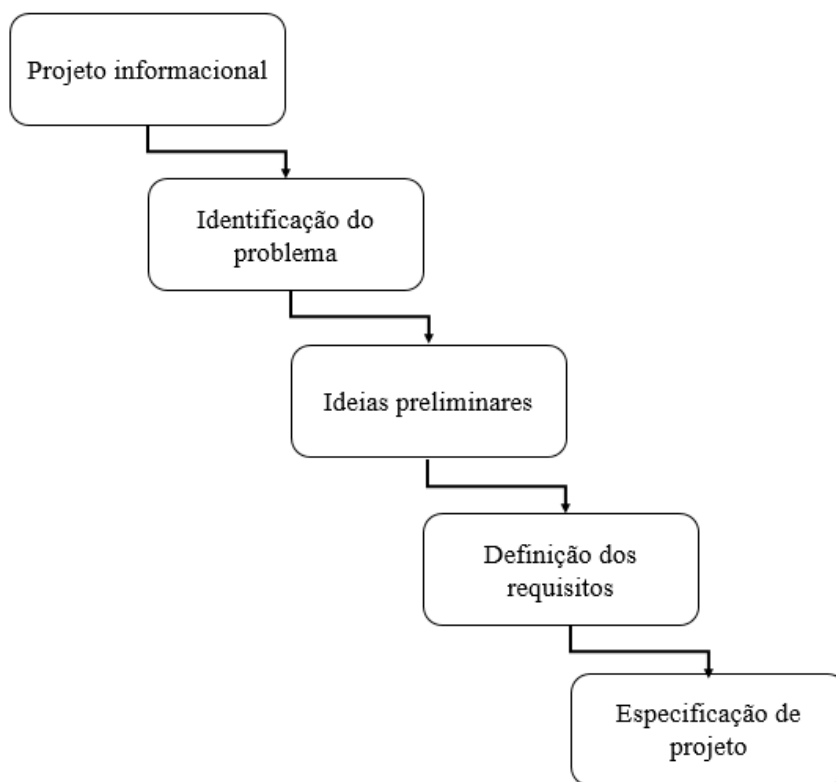
Já segundo Meredith (2003), o conceito de projeto é caracterizado como um esforço temporário, planejado e estruturado, com o objetivo claro de desenvolver um produto, serviço ou resultado exclusivo. A natureza do projeto está diretamente associada à sua temporalidade, ou seja, possui início, meio e fim bem definidos, sendo concluído quando os objetivos propostos são alcançados ou quando se determina que ele não poderá ser realizado nas condições previstas. Além disso, o projeto é, por definição, uma atividade não rotineira, com características únicas, que demanda planejamento detalhado, gestão eficiente de recursos, acompanhamento constante e flexibilidade para ajustes. Trata-se, portanto, de uma sequência organizada de tarefas e processos, que visa transformar uma ideia em um resultado concreto, seja ele tangível, como um equipamento, ou intangível, como um serviço ou solução tecnológica.

2.6.1 Projeto Informacional

Nesta etapa inicial, segundo Back (2008), ocorre a conceituação de produtos, considerando várias alternativas possíveis. O conceito do produto envolve um resumo das características geométricas, técnicas e de mercado, que demonstram sua viabilidade e servem como base para a tomada de decisões. As principais atividades incluem a geração de ideias, a seleção e classificação das ideias promissoras, a especificação dessas ideias e a decisão sobre quais delas serão desenvolvidas. Também abrange o mecanismo de coleta de

informações necessárias para a compreensão do problema e a identificação das necessidades do cliente, que são traduzidas em requisitos de qualidade.

Figura 16- Projeto informacional.

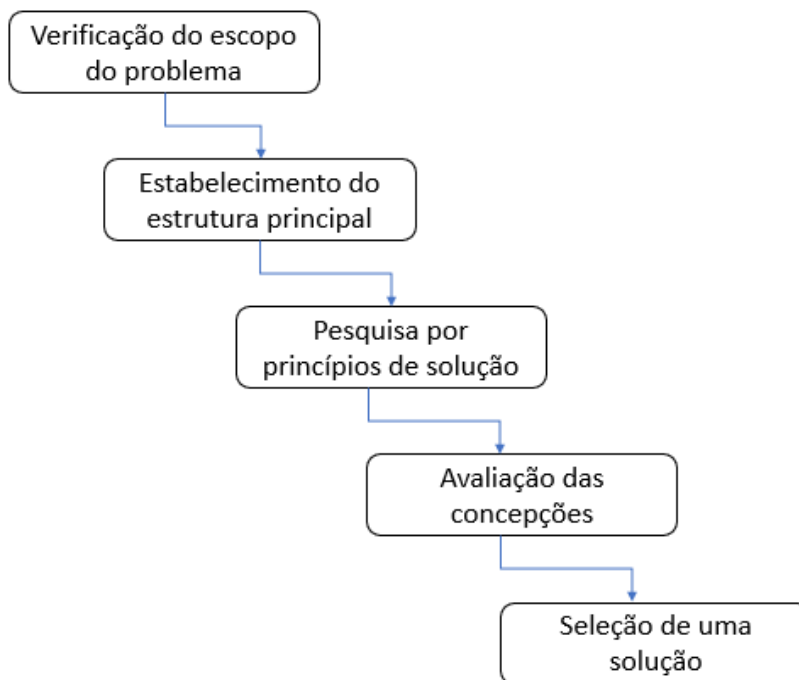


Fonte: Adaptado de Back 2008.

2.6.2 Projeto conceitual

Para Back (2008), o objetivo principal do projeto conceitual é atender às necessidades dos clientes por meio das propostas identificadas no projeto informacional. Nessa fase, busca-se encontrar uma solução para o problema por meio da criação e representação de soluções concretas desenvolvidas pela equipe envolvida no projeto. Esse processo envolve a definição da função global do produto, que consiste na conversão de entradas em saídas por meio de um sistema interno, cujo funcionamento é tratado como uma "caixa preta". Além disso, são definidos o escopo do projeto, a função global do produto e suas subfunções, e é elaborada uma matriz morfológica para explorar diferentes combinações de características. As concepções resultantes são avaliadas para chegar a uma solução definitiva que atenda aos requisitos estabelecidos.

Figura 17- Projeto conceitual.



Fonte: Adaptado de Back 2008.

2.6.3 Projeto Preliminar

Romano (2003), diz que o projeto preliminar constitui uma etapa crítica que demanda uma tomada de decisão cuidadosa, uma vez que as escolhas feitas no início do desenvolvimento do projeto podem resultar em problemas de difícil reversão nas fases subsequentes, acarretando custos elevados para o projeto e desenvolvimento do produto. Nessa fase, são definidos os componentes que serão adquiridos e fabricados pela equipe de projeto. É realizado um estudo minucioso de cada componente, considerando sua viabilidade de aquisição e desenvolvimento interno. Após esse processo, é possível avançar para a etapa de desenho e dimensionamento dos componentes.

Quadro 1- Projeto conceitual.

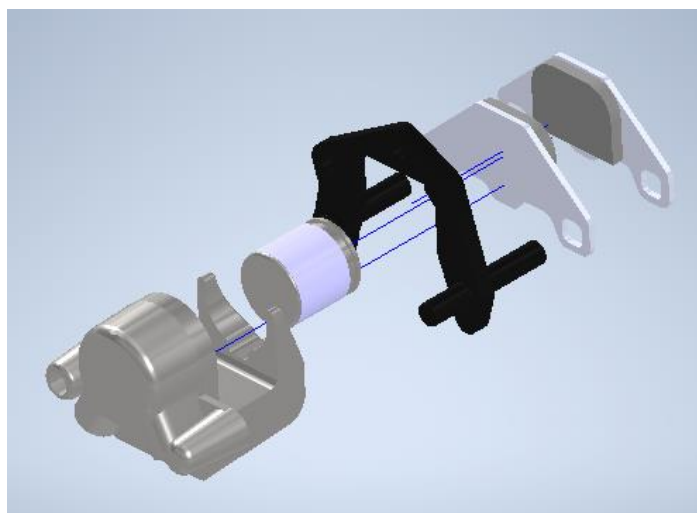
ITEM	TIPO	DESCRIÇÃO	QUANTIDADE
1	Fabricado	Tubo 1 Reto	2
2	Fabricado	Suporte Amortecedor	10
3	Fabricado	Tubo Chassi	2
4	Fabricado	Tubo Reforço	6
5	Comprado	Rolamento	4
6	Comprado	Pastilha	8

Fonte: Autoria própria 2024.

2.6.4 Projeto detalhado

A fase de desenvolvimento detalhado do projeto do produto engloba diversos objetivos cruciais, tais como a validação do protótipo, desenhos 3d, desenhos técnicos, a finalização das especificações dos componentes, a elaboração minuciosa do plano de fabricação e a preparação da solicitação de investimento. Após receberem as diretrizes atualizadas do projeto, a equipe procede com a construção do protótipo e realiza testes e ensaios em laboratório e em campo, conforme estabelecido nos planos de fabricação e teste desenvolvidos na fase anterior. Durante essa etapa, são aplicadas diversas análises, como a avaliação de segurança do protótipo e/ou dos componentes do produto. Romano (2003).

Figura 18- Vista explodida pinça de freio.



Fonte: Autoria própria.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

Este trabalho apresentará um dimensionamento e projeto de um sistema de frenagem mais adequado a um protótipo *off road* sendo capaz de prover um travamento total das quatro rodas em qualquer tipo de via pavimentada, terra seca ou lama. O acionamento deverá ocorrer por meio de um único pedal sem nem um tipo de servo assistência.

O estudo será realizado tendo como base o protótipo já existente, chamado Ibirubaja figura 20, sua primeira e única competição foi no ano de 2019, onde não pode participar devido a não ter todos os itens de segurança requeridos pelo regulamento, de volta ao *campus* pode-se então realizar testes no protótipo, foram testados todos os sistemas do veículo, como *power train*, direção, suspensão, sistema elétrico e freios. Esse último não teve um bom desempenho, por isso a elaboração deste trabalho.

Para obter resultados mais satisfatórios nos próximos eventos competitivos, o veículo deverá passar por muitas mudanças no sistema de frenagem para melhorar seu desempenho. Neste trabalho o foco será desenvolvimento de cálculos com base na estrutura do sistema de frenagem que ajudarão a equipe selecionar os melhores componentes para utilização no protótipo Ibirubaja.

Figura 19- Protótipo Ibirubaja.



Fonte: Aatoria própria 2019.

3.2 LEVANTAMENTO DAS NECESSIDADES DO REGULAMENTO

Antes de se pensar em qualquer tipo de dimensionamento deve-se observar as obrigatoriedades que o regulamento técnico e administrativo imposto pela SAE orienta as equipes a cumprir, na tabela a seguir apresentará os itens obrigatórios.

Quadro 2- Itens obrigatórios do Regulamento do BAJA.

Item	Descrição
1	O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja atuado por um único pé, por meio de um pedal.
2	O pedal deve atuar diretamente no cilindro mestre por uma conexão rígida, ou seja, cabos não são permitidos.
3	O sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática quanto em movimento, em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.
4	A efetividade do sistema de freio será verificada ao longo de toda a competição. Se forem detectadas falhas, o veículo será removido da competição até que o problema seja resolvido.
5	O pedal deve estar posicionado de forma que o calcanhar do piloto permaneça em contato com o assoalho do veículo durante sua operação.
6	O pedal de freio deve possuir um batente negativo, além da própria haste de acionamento do cilindro mestre, que impeça que o pedal saia do campo de ação do pé do piloto.
7	Durante a operação normal, o pedal não pode encostar no batente negativo.
8	A distância entre o pedal e a carenagem lateral mais próxima deve ser menor ou igual a 50 mm ao longo de todo o curso de acionamento.
9	A área de contato com o pé do piloto deve ser maior ou igual a 1500 mm ² e a largura da base da superfície de contato deve ser maior ou igual a 50 mm.

Fonte: Autoria própria (2023).

Após elencar os itens que são obrigatórios para participar da competição, pode-se então partir para uma seleção de metodologia de projeto.

3.3 METODOLOGIA DE PROJETO

A metodologia utilizada para o trabalho será o da bibliografia “projeto integrado de produtos, planejamento, concepção e modelagem figura 24. Onde apresenta de forma estruturada a metodologia utilizada dentro das empresas para desenvolvimento dos seus produtos, com pequenos ajustes pode-se utilizar no projeto do pedal de freio com equalização de protótipo *off road*.

3.3.1 Projeto informacional

Nesta etapa o primeiro passo é identificar o problema, que neste caso é adequação do pedal de freio ao novo regulamento, a partir desse momento partiu-se para a demanda de projeto que é qualificar a identificação do problema, onde foram ouvidos os participantes da equipe, que passarão todos os detalhes do problema e o equipamento que está em funcionamento no protótipo no momento.

Foi realizada uma pesquisa no mercado para saber se outras equipes enfrentam esse problema e quais soluções estão propondo para resolver a nova regra imposta pela SAE Brasil. Após a consulta no mercado e a conversa com integrantes pode-se reunir todas as informações necessárias para se dar início ao projeto.

3.3.1.1 Ciclo de vida do produto

Posteriormente ao início do desenvolvimento, estabeleceu-se o ciclo de vida do produto, que contempla todas as etapas desde a fase de concepção e projeto, passando pela fabricação, testes, validação e utilização do equipamento, até chegar, teoricamente, às fases finais de manutenção e descarte. No entanto, considerando as características específicas deste projeto, optou-se por não abordar as etapas de manutenção e descarte, uma vez que o produto apresenta um longo ciclo de vida útil.

- Necessidade do cliente.
- Projeto
- Produção
- Teste
- Operação
- Manutenção
- Descarte

3.3.1.2 Identificar e descrever as informações técnicas sobre o tema

O pedal de freio é um componente crucial no sistema de freio, através dele a pressão é transmitida aos cilindros de rodas proporcionando travamento total ou proporcional do veículo. Este processo transforma a força mecânica proveniente do movimento do piloto em

energia hidráulica aumentando a pressão do sistema e conseqüentemente provocando a ação de frenagem. Podendo ser construído com diversos materiais sendo eles: aço, alumínio, compósitos entre outros. Muitos dos problemas citados anteriormente neste trabalho, que são provenientes do sistema de freio, são percebidos pelo piloto através do pedal de freio, por isso também sua função na manutenção do freio é tão importante.

3.3.1.3 Identificar as necessidades dos clientes do projeto

Nesta etapa ocorre a identificação das necessidades do cliente conforme a tabela 1 que são os requisitos impostos pela SAE e a conversa com membros da equipe. Foram elencadas as necessidades do cliente.

Quadro 3- Necessidades do cliente.

1	O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja acionado por um único pé por meio de um pedal.
2	O pedal deve atuar diretamente o cilindro mestre por uma conexão rígida, isto é, cabos não são permitidos.
3	O sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática como em movimento em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.
4	O pedal deve estar posicionado de tal forma que o calcanhar do piloto permaneça em contato com o assoalho do carro durante sua operação.
5	O pedal de freio deve possuir um batente negativo, além da própria haste de acionamento do cilindro mestre, que impeça que o pedal saia do campo de ação do pé do piloto.
6	Durante a operação normal, o pedal não pode encostar no batente negativo.
7	A distância entre o pedal e a carenagem lateral mais próxima deve ser menor ou igual a 50 mm ao longo de todo o curso de acionamento.
8	A área de contato com o pé do piloto deve ser maior ou igual a 1500 mm ² , e a largura da base da superfície de contato deve ser maior ou igual a 50 mm.
9	Utilização de matérias de baixo custo.
10	Componentes facilmente encontrados no mercado.
11	Esforço do piloto.

Fonte: Adaptado de RATBSB SAE(2024).

3.3.1.4 Estabelecer os requisitos dos clientes

Após ocorrer a etapa de elencar as necessidades dos clientes, iniciasse a tradução destas necessidades para termos técnicos, são essas características que o projeto vai suprir de fato, deixando a fase de estratégia de ação e partindo para o projeto em si.

Quadro 4- Requisitos do cliente.

1	O freio deve ser acionado por um único pedal e travar todas as rodas, devendo ser hidráulico.
2	O pedal deve acionar o cilindro mestre por conexão rígida, não podendo usar cabos.
3	O freio deve travar todas rodas em condições estáticas e dinâmicas.
4	O calcanhar do piloto deve acionar o pedal e manter-se em contato com o assoalho.
5	O pedal deve ter um batente negativo impedindo de sair do campo de ação do pé do piloto.
6	Durante a utilização normal do freio o pedal não pode tocar no batente.
7	A Distância do pedal e a carenagem mais próxima deve ser menos igual a 50 mm.
8	A área total mínima permitida é 1500 mm ² com a base de contato 50 mm.
9	Utilização de matérias de baixo custo.
10	Componentes facilmente encontrados no mercado.
11	Limite de esforço imposto por bibliografias de 45 kg

Fonte: Adaptado de RATBSB SAE(2024).

3.3.1.5 Estabelecer os requisitos do projeto

Depois de transcrever e sintetizar os requisitos de usuário, pode-se criar uma lista com atributos de engenharia que possibilita ainda mais a compreensão além de definir qual parte do projeto vai ser trabalhado cada item dos requisitos do cliente.

- Robustez
- Confiabilidade
- Geometria
- Custo

3.3.1.6 Estabelecer as especificações de projeto

Para estabelecer as especificações de projeto foi utilizado o quadro de especificações onde são colocados os requisitos de projeto, com saídas de desejáveis de maximizações e minimizações ou adequação, um meio para medir e um sensor de como será observado o andamento do problema.

Quadro 5- Especificações do projeto.

REQUISITO DE PROJETO	SAÍDA DESEJADA	SENSOR
Robustez	Maximizar	Visual
Confiabilidade	Maximizar	Visual e Medição

Geometria	Adequação	Visual e Medição
Custo	Minimização	Contagem

Fonte: Autoria própria (2024).

3.3.2 Projeto Conceitual

No projeto conceitual, consolidaram-se as informações obtidas na etapa de projeto informacional, buscando transformá-las em soluções factíveis e tecnicamente viáveis. Nessa fase, são realizadas análises preliminares que visam compreender de forma aprofundada o problema e suas restrições, bem como propor alternativas de solução dentro dos parâmetros técnicos, econômicos e normativos. Além disso, é aqui que se definem as funções principais do sistema, seus desdobramentos em subfunções e as interações entre os componentes. Essa etapa é fundamental, pois permite validar se o conceito adotado é capaz de atender plenamente aos requisitos funcionais, estruturais e de segurança estabelecidos.

3.3.2.1 Verificar o escopo do problema.

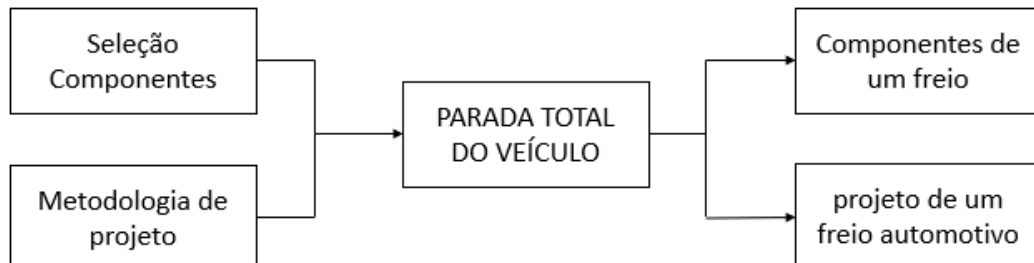
Foi entregue um projeto de um pedal de freio com equalização através de simulação de elementos finitos. Esse freio atuará em todas as rodas e terá uma conexão rígida entre o pedal e o cilindro mestre, também terá um batente negativo que evitará que o pé do piloto saia do campo de ação e inutilize o freio, também serão selecionados os tubos das conexões rígidas e flexíveis, e as pinças, por fim será proposto um desenho alternativo e material para o disco de freio.

3.3.2.2 Estabelecer a função global

Esta etapa, foi formalmente estabelecida a função global do projeto, que consiste na parada total e segura do veículo, atendendo tanto às condições operacionais normais quanto às situações críticas de emergência. O sistema deve ser capaz de garantir a desaceleração controlada do protótipo, independentemente do tipo de terreno, seja pavimentado ou não, como exigido pelo regulamento da competição SAE. O funcionamento do projeto se baseia na lógica de transformação, onde, de um lado, entram os insumos componentes, peças, dados de projeto, simulações numéricas e requisitos funcionais e, do outro lado, resulta um sistema

de freio completo, funcional e validado, composto por um pedal com equalização, linhas hidráulicas, cilindro mestre, pinças, disco e batente de segurança.

Figura 20- Função Global.

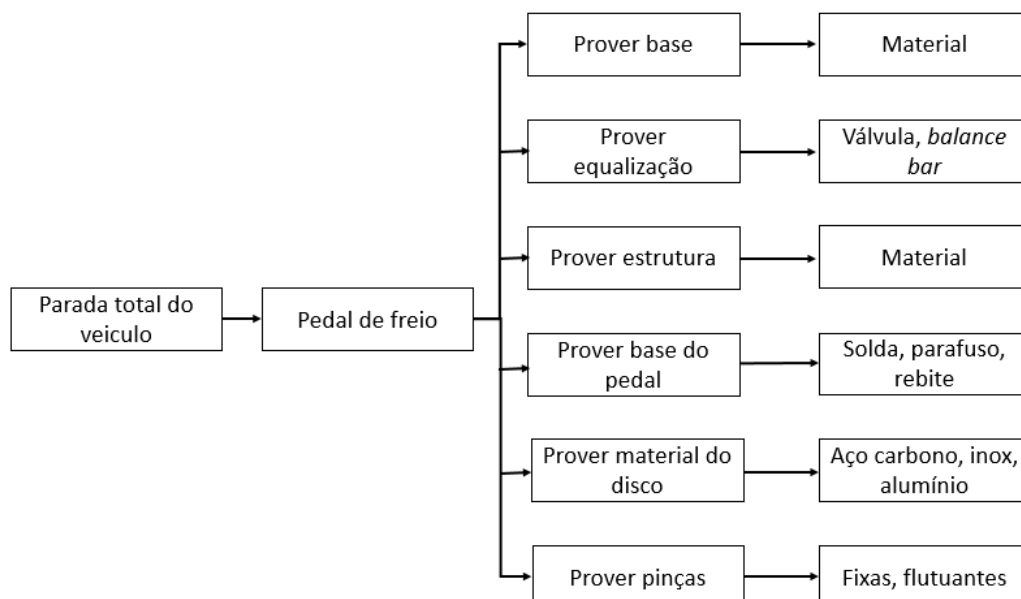


Fonte: Autoria própria (2024).

3.3.2.3 Estabelecer estruturas funcionais alternativas.

Após estabelecer a função principal, necessita-se desdobrar em funções auxiliares, ou seja, secundárias, facilitando na hora de desenvolvimento das demandas, onde antes era um “problema grande”, com uma solução complexa, agora se torna pequenos problemas com soluções mais simples. Como o mecanismo de transporte de fluido fica condicionado pelo regulamento, será feito o desdobramento do pedal, pinça, equalização, material da estrutura, união dos componentes e material do disco. Na figura 23 pode-se ver o diagrama *fast* onde estão desdobradas as funções do projeto.

Figura 21- Diagrama Fast.



Fonte: Autoria própria (2024).

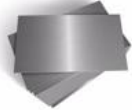




3.3.2.4 Pesquisa por princípios de solução

Foi realizada uma pesquisa no mercado sobre o assunto, materiais que podem ser utilizados, componentes que podem ser comprados ou fabricados, com os dados desta pesquisa será possível a construção de uma matriz morfológica que contribuirá ainda mais para solução do problema.

3.3.2.5 Combinar princípios de solução

Para estabelecer os princípios de solução do problema foi utilizada a matriz morfológica que utiliza as estruturas funcionais atribuindo diversas características diferentes distribuídos em linhas e colunas no Excel, após utilizar os requisitos do projeto para atribuir pesos para possíveis combinações destas soluções. Como pode ser observado na figura 27.

Figura 22- Matriz morfológica.

		SOLUÇÃO 1 Alumínio	SOLUÇÃO 2 Aço	SOLUÇÃO 3 Pla	SOLUÇÃO 4
(A)	Prover Material da Base				
(B)	Prover Equalização	Válvula dosadora 	Balance bar 		
(C)	Prover articulação (estrutura)	Chapa aço 	Alumínio 	Pla 	
(D)	União da estrutura	Soldado 	Parafusado 	Rebitado com rebite de alumínio 	Colado 
(E)	Material do disco	Aço carbono 	Aço inox 	Alumínio 	

Fonte: Autoria própria (2024).

desperdícios e assegurando a viabilidade técnica e econômica. A tabela a seguir mostra, caso o projeto se concretize, os componentes que seriam fabricados e comprados.

Quadro 6- Projeto preliminar.

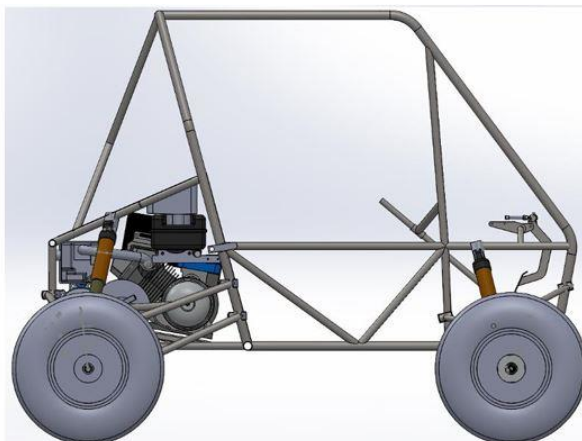
CÓDIGO	QUANTIDADE	CÓDIGO	QUANTIDADE
PD-01 Base pedal	1	CM-01 Cilindro mestre	1
PD-02 Batente	1	VE-02 Válvula	1
PD-03 Chapa base	1	PIN-03 Pinças	3
PD-04 Haste pedal	2	TB-04 Tubulações	3
PD-05 Lateralpedal	2	FL-05 Flexíveis	3
PD-06 Orelha da base	2		
PD-07 Pino Estrutura	1		
PD-08 Pino 8x26	1		
PD-09 Pino comprido T	1		
PD-10 Pino curto T	1		
PD-11 Reforço	2		
PD-12 Tubinho freio	1		

Fonte: Autoria própria (2024).

3.3.4 Projeto detalhado

Na etapa do projeto detalhado foram desenvolvidos os desenhos em 3D, os desenhos técnicos e os dimensionamentos dos componentes fabricados. Essa fase é essencial para transformar as ideias e conceitos definidos nas etapas anteriores em informações técnicas precisas e aplicáveis à fabricação. Cada componente foi analisado levando em consideração aspectos como resistência mecânica, esforços atuantes, limitações de montagem e processo de fabricação.

Figura 24- Exemplo da etapa de projeto detalhado.



Fonte: Bastos (2017).

3.3.5 Dimensionamento dos componentes

Nesta etapa foi realizado o dimensionamento de componentes que serão utilizados no freio, como por exemplo as dimensões necessárias para que haja uma multiplicação tanto mecânica quanto hidráulica suficiente para que o carro pare.

Iniciou-se pelo diagrama de corpo livre para saber a distribuição de peso em cada eixo. Para que se possa enxergar o problema de forma mais simples, é necessário fazer algumas simplificações para que os cálculos possam ser feitos. Obviamente deve-se observar os erros associados a esse processo e se são aceitáveis para o determinado projeto.

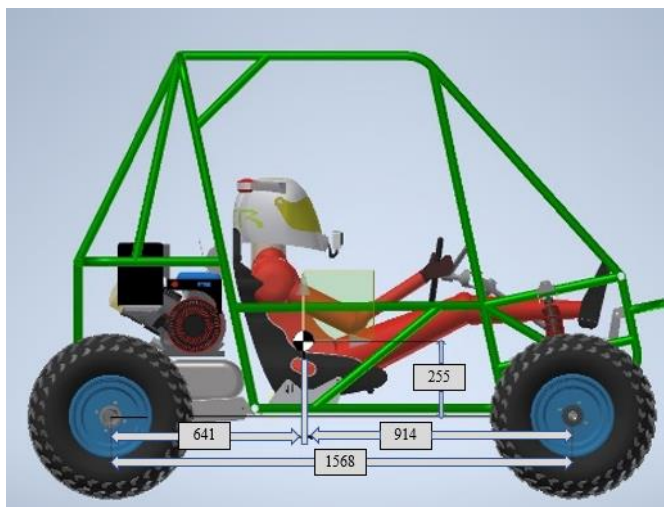
3.3.6 Passo a Passo do dimensionamento

O dimensionamento do sistema de freios de um Baja exige uma análise criteriosa de diversos fatores que influenciam diretamente o desempenho do veículo em situações de frenagem. O diagrama do corpo livre é o ponto de partida para o dimensionamento, pois permite identificar todas as forças atuantes no veículo. Neste contexto, consideram-se forças como o peso, as forças normais nos eixos, a força de atrito pneu-solo, a força de frenagem e as forças associadas à transferência de carga. A carga nos eixos é determinada inicialmente pela distribuição de carga estática, que depende da massa total do veículo e da posição do centro de gravidade. Durante a frenagem, ocorre a redistribuição dinâmica dessa carga devido à transferência de carga. O coeficiente de atrito é fundamental para o cálculo da força de atrito pneu-solo, que é a responsável por desacelerar o veículo. Além disso, o coeficiente de atrito entre pastilha e disco influencia diretamente o torque de frenagem gerado. A desaceleração é determinada pela força de atrito pneu-solo e pela distribuição dinâmica de carga. É um dos parâmetros principais para avaliar a eficiência do sistema de frenagem. O tempo de frenagem é calculado com base na desaceleração e na velocidade inicial do veículo. Esse parâmetro permite avaliar o desempenho global do sistema de frenagem. O momento de inércia do conjunto roda-pneu e discos de freio é um fator crítico para determinar a aceleração angular e para distribuir o torque de frenagem entre as rodas. O raio efetivo do pneu é utilizado para converter o torque aplicado no disco de freio em força de frenagem no ponto de contato pneu-solo. Ele influencia diretamente o cálculo da força de atrito pneu-solo. A transferência de carga ocorre durante a frenagem, deslocando a carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro. Esse fenômeno é calculado com base na altura do centro de gravidade, na distância entre eixos e na desaceleração. A transferência de carga altera a distribuição de

carga dinâmica, impactando a capacidade de frenagem em cada eixo. A distribuição de massa em porcentagem determina a carga estática em cada eixo. É um dado inicial que influencia diretamente a transferência de carga durante a frenagem. A distribuição de carga estática refere-se à carga em cada eixo quando o veículo está parado ou em movimento uniforme. A distribuição dinâmica considera a redistribuição causada pela transferência de carga durante a frenagem, alterando as forças atuantes no sistema. A força de atrito pneu-solo é calculada com base na carga dinâmica no eixo e no coeficiente de atrito. Ela define a força máxima disponível para a desaceleração antes do travamento das rodas. A aceleração angular relaciona o torque de frenagem ao momento de inércia do conjunto roda-disco, determinando a taxa de redução de rotação do sistema. O torque de frenagem é gerado pela força de atrito entre a pastilha e o disco de freio. Ele é distribuído entre as rodas proporcionalmente à carga nos eixos. A força de atrito pastilha-disco é calculada a partir do coeficiente de atrito e da força de fechamento aplicada pelo cilindro de freio. Essa força é diretamente responsável pela geração do torque de frenagem. A força de fechamento é aplicada pelo sistema hidráulico para pressionar a pastilha contra o disco. Sua magnitude influencia diretamente o desempenho do sistema de frenagem. O diagrama do corpo livre serve como base para calcular a carga nos eixos, a transferência de carga e a distribuição de massa. A carga dinâmica influencia diretamente a força de atrito pneu-solo, que determina a desaceleração e o tempo de frenagem. O momento de inércia e o raio efetivo do pneu afetam a distribuição do torque de frenagem e a aceleração angular do sistema. O torque de frenagem é gerado pela interação entre a força de fechamento, o coeficiente de atrito pastilha-disco e o raio do disco. Todos esses fatores estão interligados para garantir a eficiência e a segurança do sistema de frenagem. Com essa análise integrada, é possível realizar o dimensionamento adequado do sistema de freios, otimizando o desempenho do Baja em condições de competição e *off-road*.

A seguir observa-se uma síntese e um diagrama do corpo livre do problema inicial. Inicialmente será considerado uma massa do piloto de 85 kg e do protótipo de 318 kg totalizando 403 kg.

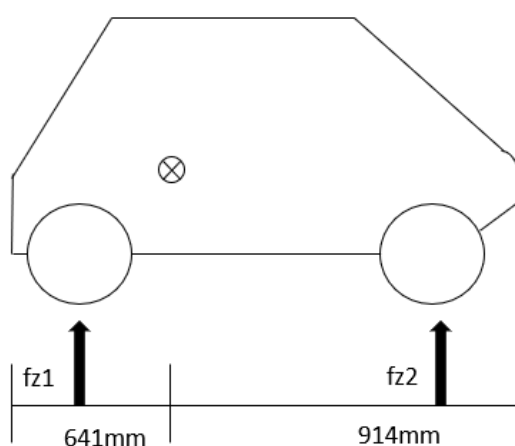
Figura 25- Síntese do protótipo.



Fonte: Meinke 2022.

O centro de massa foi encontrado através do *software* Autodesk Inventor, e as coordenadas importantes para o dimensionamento. Segundo o princípio da superposição que permite que digamos que esse ponto representa todo o peso do corpo em si. A síntese do projeto que pode ser vista na figura 27. Contêm os dados ilustrativos do centro de massa. Após a síntese pode-se partir para o diagrama de corpo livre onde realmente partimos pra uma solução em si do problema, a figura 28 contém o diagrama de corpo livre do protótipo.

Figura 26- Diagrama do corpo livre.

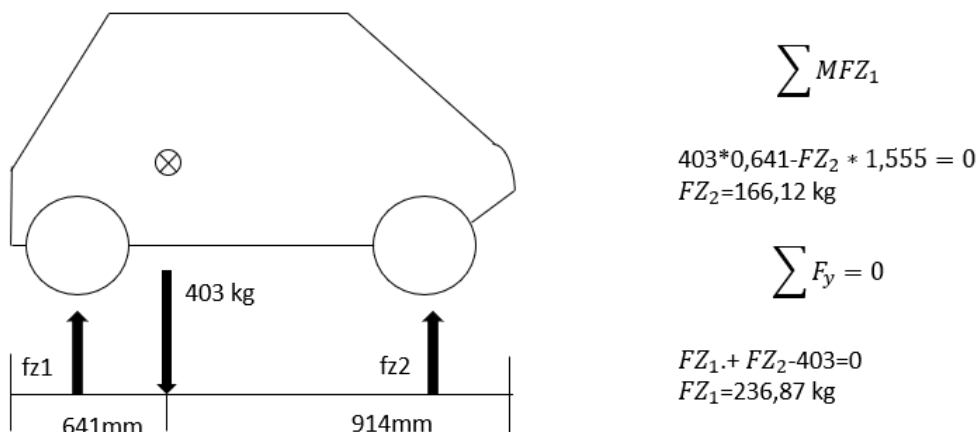


Fonte: Autoria própria 2024.

Como pode ser visto na figura 28, o diagrama do corpo livre está representando todo o peso do veículo em seu centro de massa, o que permite a simplificação que torna muito mais

fácil o dimensionamento das reações do veículo. Na figura 29 foi realizado um somatório dos momentos em torno do eixo traseiro, com a finalidade de achar as equações de reações de equilíbrio estático para se obter a distribuição de peso do veículo.

Figura 27- Diagrama de momentos em torno do eixo traseiro.



Fonte: Autoria própria (2024).

Nota-se que a maior parte do peso do veículo encontra-se no eixo traseiro, tornando um problema na hora de frenagem. Por esse motivo tornam-se necessários cuidados com a equalização com esse modelo de frenagem, no momento que ocorrer ao travamento das rodas inicia o processo de transferência dinâmica de carga.

Outro ponto importante que deve ser observado é o coeficiente de atrito pneu com solo como nosso projeto é para um veículo *off road* porém em provas de competição da SAE devemos observar um valor que fique próximo de asfalto e pista de terra. A imagem mostrará alguns valores típicos.

Quadro 7- Coeficientes de atritos típicos.

Tipo de Piso	μ_e – Piso Seco	μ_e – Piso Molhado
Pista de terra	0,40 – 0,60	0,30 – 0,50
Cascalho solto	0,40 – 0,70	0,45 – 0,75
Asfalto novo	0,80 – 1,20	0,50 – 0,80
Asfalto gasto	0,60 – 0,80	0,45 – 0,70
Cimento novo	0,80 – 1,20	0,50 – 0,80
Cimento gasto	0,55 – 0,75	0,45 – 0,65

Fonte: Adaptado de Blau (2008).

O valor que será considerado 0,8 devido a valores de cascalho solto, pista e terra serem bem próximos do menor valor de asfalto gasto onde a prova de tração e frenagem são testados.

Desta forma pode-se utilizar a equação 1 e achar a desaceleração pretendida (A_x em m/s^2 , que é a multiplicação entre o atrito (μ_{pneu}) multiplicado pela gravidade. A desaceleração deve ser considerada constante.

$$A_x = -\mu_{pneu} x g \quad \text{Equação 10}$$

Ou seja:

$$A_x = -0,80 x 9,81$$

$$A_x = -7,848 \frac{m}{s^2}$$

Esse valor torna-se negativo devido processo ser uma frenagem, após descobrir o valor de desaceleração, pode-se encontrar outro parâmetro muito importante, que é o tempo de frenagem. Com a velocidade máxima do protótipo que fica aproximadamente 50 km/h foi obtida através de testes práticos, mesmo em provas essa velocidade dificilmente ocorrerá devido a ter muitos obstáculos sendo necessário frenagens constantes, deve observar o pior caso para que o dimensionamento seja eficiente para esse caso. Através do movimento retilíneo uniformemente variado com a equação horária da velocidade pode-se achar o tempo de frenagem do protótipo.

$$V_f = v_0 + A_x * t \quad \text{Equação 11}$$

Onde:

- V_f Velocidade final, em m/s
- v_0 Velocidade inicial, em m/s
- A_x Desaceleração, em m/s^2
- t Tempo em segundos

A velocidade final será considerada 0, ou seja, parado. A velocidade inicial conforme as medições é 54 km/h desta forma pode-se calcular o tempo de frenagem.

$$0 = \left(\frac{54}{3,6}\right) + (-7,848).t \quad \text{Equação 11}$$

$$t = 1,9113 \text{ segundos}$$

Através do software Inventor 2019, foi possível estimar o momento de inércia do conjunto de roda, pneu, cubo, disco, pinça e manga de roda. Que mais adiante será muito importante pra definir parâmetros. A seguir encontra-se o valor

$$I_c = 0,108 \text{ kg.m}^2$$

Segundo Morelo (2009), outro parâmetro importante para dimensionamento do Pneu é o raio efetivo de rolamento do pneu que é dado pela equação a seguir

$$R_p = \frac{D_p}{2} * 0,98 \quad \text{Equação 12}$$

$$R_p = \frac{0,47}{2} * 0,98$$

$$R_p = 0,2303 \text{ m}$$

Onde:

- R_p Raio efetivo de rolamento do pneu, em metros.
- D_p Diâmetro nominal do pneu, em metros.

Depois de calcular o Raio efetivo, pode-se então partir para outro parâmetro importantíssimo para o dimensionamento do freio que é a transferência de carga longitudinal ou (TC_x), em Newtons. Santos 2014, fala que a equação a ser utilizada é a seguir.

$$TC_x = \frac{W_v * A_x * H_{cg}}{L} \quad \text{Equação 13}$$

Onde:

W_v É o peso do conjunto veículo piloto.

A_x É a desaceleração.

H_{cg} É altura do centro de gravidade (Altura de centro de massa + altura de centro do pneu até o solo).

L É a bitola do protótipo.

$$TC_x = \frac{403 * (-7,848) * 0,49}{1,510} \quad \text{Equação 13}$$

$$TC_x = -1026,32 \text{ N}$$

Após descobrir o valor da transferência de carga longitudinal pode-se encontrar as cargas estáticas para cada eixo e também a porcentagem da distribuição na figura 33 tem-se o somatório dos momentos onde pode-se observar o valor da distribuição de carga para cada eixo.

Quadro 8- Massas distribuídas entre os eixos.

EIXO	MASSA
Dianteiro	166,12 kg
Traseiro	236,87 kg

Fonte: Autoria Própria (2024).

Giansante (2017), reitera que a distribuição estática no eixo dianteiro (C_f), pode ser calculada da seguinte forma: uma relação entre a massa do eixo dianteiro (M_f) e a massa total do protótipo (M_v).

$$C_f = \frac{M_f}{M_v} * 100 \quad \text{Equação 14}$$

$$C_f = \frac{166,12}{403} * 100$$

$$C_f = 41,22\%$$

Da mesma maneira segundo o mesmo autor pode-se aplicar esta relação para o eixo traseiro, onde a distribuição de carga para o eixo traseiro (C_t), é obtida através da divisão entre massa do eixo traseiro (M_t) e a massa total do protótipo (M_v).

$$C_f = \frac{M_t}{M_v} * 100 \quad \text{Equação 15}$$

$$C_f = \frac{236,87}{403} * 100$$

$$C_f = 58,77\%$$

Com esses valores das porcentagens da distribuição de carga nos eixos e de peso total do veículo, pode-se encontrar qual a carga em newtons de cada eixo. No primeiro caso pode-se observar a carga para o eixo dianteiro (CE_f) e para o segundo caso no eixo traseiro (CE_t).

$$\begin{aligned} CE_f &= W_v * C_f && \text{Equação 16} \\ CE_f &= 403 * 9,81 * 0,4122 \\ CE_f &= 1629,6 \text{ N} \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} CE_t &= W_v * C_t && \text{Equação 16} \\ CE_t &= 403 * 9,81 * 0,5878 \\ CE_t &= 2323,82 \text{ N} \end{aligned}$$

Em seguida, é necessário calcular os valores de fatores que influenciam no dimensionamento dos componentes que atuam diretamente no disco, ou seja, as pinças de freio. Em Santos 2014, sugere passos para este dimensionamento deste componente, primeiramente é necessário calcular a distribuição de carga no momento da frenagem TC_f para os eixos dianteiro e traseiro.

$$\begin{aligned} TC_f &= \left(\frac{CE_f - TC_x}{W_v} \right) * 100 && \text{Equação 17} \\ TC_f &= \left(\frac{1629,6 - (-1026,32)}{403 * 9,81} \right) * 100 \\ TC_f &= 67,18\% \end{aligned}$$

Santos, 2014, afirma que para descobrir a transferência de carga para o eixo traseiro basta pegar o total menos do eixo dianteiro.

$$\begin{aligned} TC_t &= 100\% - TC_f && \text{Equação 18} \\ TC_t &= 100\% - 67,18 \\ TC_t &= 32,82\% \end{aligned}$$

Após descobrir as porcentagens de distribuição de carga na frenagem, pode-se encontrar dois parâmetros importantes para o dimensionamento dos freios que são as massas mr_f para dianteira, mr_t para traseira e consequentemente os pesos das rodas dianteira Pr_f , Pr_t para traseira durante a frenagem.

Para dianteira:

Equação 19

$$\begin{aligned}mr_f &= \frac{1}{2} * TC_f * W_v \\mr_f &= \frac{1}{2} * 0,6718 * 403 \\mr_f &= 135,37 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Pr_f &= mr_f * 9,81 \\Pr_f &= 135,37 * 9,81 \\Pr_f &= 1.327,98 \text{ N}\end{aligned}$$

Equação 20

Onde:

mr_f é a massa no eixo dianteiro durante a frenagem.

Pr_f é o Peso dianteiro durante a frenagem.

Para traseira:

Equação 19

$$\begin{aligned}mr_t &= \frac{1}{2} * TC_t * W_v \\mr_t &= \frac{1}{2} * 0,3282 * 403 \\mr_t &= 66,13 \text{ kg}\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}Pr_t &= mr_t * 9,81 \\Pr_t &= 66,13 * 9,81 \\Pr_t &= 648,75 \text{ N}\end{aligned}$$

Equação 20

Onde:

mr_t é a massa no eixo traseiro durante a frenagem.

Pr_t é o peso traseiro durante a frenagem.

Em Barbosa (2017), é necessário que sejam encontradas as forças de atrito do pneu com solo. É muito importante para que se calcule o torque gerado pelo movimento do pneu para o sistema de freio.

$$\begin{aligned}
 F_{pf} &= P_{rf} * \mu_{pneu \ x \ solo} && \text{Equação 21} \\
 F_{pf} &= 1.327,98 * 0,8 \\
 F_{pf} &= 1.062,38 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Onde:

F_{pf} é a força de atrito do pneu com o solo para rodas dianteiras.

P_{rf} é o peso das rodas dianteiras durante a frenagem.

Para o eixo traseiro pode-se utilizar a mesma analogia, utilizada no eixo dianteiro, a qual é necessária achar a força de atrito pneu/solo.

$$\begin{aligned}
 F_{pt} &= P_{rt} * \mu_{pneu \ x \ solo} && \text{Equação 21} \\
 F_{pt} &= 648,75 * 0,8 \\
 F_{pt} &= 519,00 \text{ N}
 \end{aligned}$$

Onde:

F_{pt} é a força de atrito entre o pneu e o solo para rodas traseiras.

P_{rt} é o peso das rodas traseiras durante a frenagem.

Para Santos (2014), é de vital importância calcular o torque desenvolvido nas rodas, para que possamos chegar nas forças de atuação das pinças desta forma, devemos encontrar a aceleração angular antes como os pneus tem o mesmo tamanho, esse parâmetro é igual para os dois eixos.

$$a_w = \frac{A_x}{R_p} \quad \text{Equação 22}$$

Substituindo:

$$\begin{aligned}
 a_w &= \frac{A_x}{R_p} && \text{Equação 22} \\
 a_w &= \frac{7,848}{0,2303} \\
 a_w &= 34,077 \text{ rad/s}^2
 \end{aligned}$$

Conseqüentemente a achar a aceleração angular, pode-se então calcular o torque gerado pelos pneus dianteiro de acordo com Santos (2014), a equação a seguir mostra o processo.

$$T_{rf} = (F_{pf} * R_p) + (I_w * a_w) \quad \text{Equação 23}$$

$$T_{rf} = (1062,38 * 0,2303) + (0,108 * 34,077)$$

$$T_{rf} = 248,34 \text{ N.m}$$

Para o eixo traseiro pode-se utilizar a mesma equação com a adaptação dos valores.

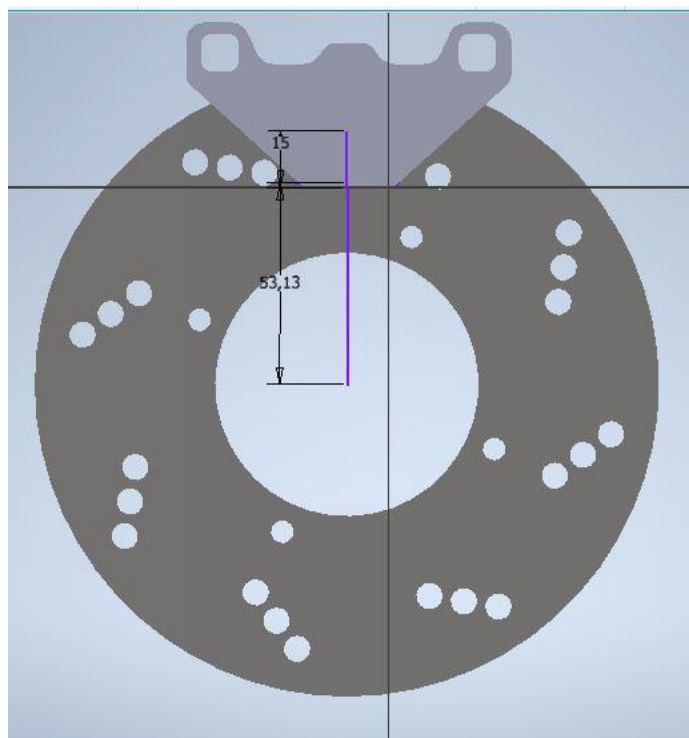
$$T_{rt} = (F_{pt} * R_p) + (I_w * a_w) \quad \text{Equação 23}$$

$$T_{rt} = (519 * 0,2303) + (0,108 * 34,077)$$

$$T_{rt} = 123,20 \text{ N.m}$$

Após o cálculo para descobrir os momentos atuantes nos eixos dianteiro e traseiro, com o auxílio do software pode-se obter a medida raio efetivo dos discos que é a medida do centro da pastilha até o centro do disco. Na figura a seguir pode ser observada essa medida.

Figura 28- Raio efetivo do disco.



Fonte: Autoria própria (2024).

Para Santos (2014), com a medida do raio efetivo de 68,13 mm e o torque gerado nos pneus pode-se calcular a força de atrito entre o disco e a pastilha, desta forma, posteriormente também foi possível calcular a força de fechamento das pastilhas que essa sim, deve ser maior que a força das reações dos eixos sinalizando o travamento do disco e consequentemente das rodas.

$$F_{apd} = \frac{T_{rf}}{R_{eff}} \quad \text{Equação 24}$$

F_{apd} É a força de atrito entre a pastilha e o disco de freio do eixo dianteiro.

T_{rf} É o torque desenvolvido no eixo dianteiro.

R_{eff} É o Raio efetivo do disco de freio.

Equação 24

$$F_{apd} = \frac{248,34}{0,06813}$$

$$F_{apd} = 4173,49 \text{ N}$$

Para descobrir a força de fechamento é necessário que se tenha o dado de coeficiente de atrito da pastilha, Roger (2019), afirma que o coeficiente de atrito da pastilha é de 0,45. Então será assumido esse valor para fins de cálculo.

Equação 25

$$F_{ff} = \frac{F_{apd}}{\mu_{past}}$$

Onde:

F_{ff} É a força de fechamento da pinça de freio.

Equação 25

$$F_{ff} = \frac{4173,49}{0,45}$$

$$F_{ff} = 9274,42 \text{ N}$$

Segundo Santos (2014), o torque gerado no eixo dianteiro tem dois componentes para executar a frenagem, ou seja, duas pinças. Desta forma é necessário dividir a força por 2. Então desta forma, a força de ficará:

Equação 26

$$F_{ff-f} = \frac{9274,42}{2}$$

$$F_{ff-f} = 4637,21 \text{ N}$$

Onde:

F_{ff-f} É a força em cada pinça de freio do eixo dianteiro.

Para o eixo traseiro pode-se seguir a mesma analogia para achar a força de atrito entre o disco e a pastilha.

Equação 24

$$F_{apt} = \frac{T_{rt}}{R_{eff}}$$

$$F_{apt} = \frac{123,20}{0,06813}$$

$$F_{apt} = 1808,307 \text{ N}$$

Para força de fechamento da pinça será utilizada a equação a seguir.

$$F_{ft} = \frac{1808,307}{0,45} \quad \text{Equação 25}$$

$$F_{ft} = 4018,46 \text{ N}$$

Como diferentemente do eixo dianteiro, o torque gerado pela força de atrito com o terreno é dissipado por apenas uma pinça, ou seja, não há necessidade de dividir por 2 o valor, então fica.

$$F_{ft-t} = 4018,46 \text{ N}$$

3.3.6.1 Pedal

Em Limpert (2011), afirma que a multiplicação de força do pedal sem auxílio de forças externas deve ser de no mínimo de 5 para 1, ou seja, a alavanca que o pedal deve ter para que o piloto não se sinta desconforto ao frear deve obedecer a essa regra. Também nesta mesma bibliografia encontra-se a carga máxima aceitável ergonomicamente que é 445 newtons de força. Por isso será utilizado para o dimensionamento. A equação utilizada para descobrir o valor da relação do pedal pode ser vista a seguir.

$$C = \frac{A}{B} \quad \text{Equação 27}$$

$$C = \frac{180}{30}$$

$$C = 6$$

Onde:

A é a distância da força de acionamento até o ponto de rotação do pedal.

B é a distância do ponto de rotação do pedal até o ponto de acionamento do cilindro mestre.

C é o ganho de força.

Com o valor de ganho de força de alavanca, pode-se então calcular o valor de força que acionará o cilindro mestre.

$$\begin{aligned}F_{pd} &= F_{ac} * C && \text{Equação 28} \\F_{pd} &= 445 * 6 \\F_{pd} &= 2670 \text{ N}\end{aligned}$$

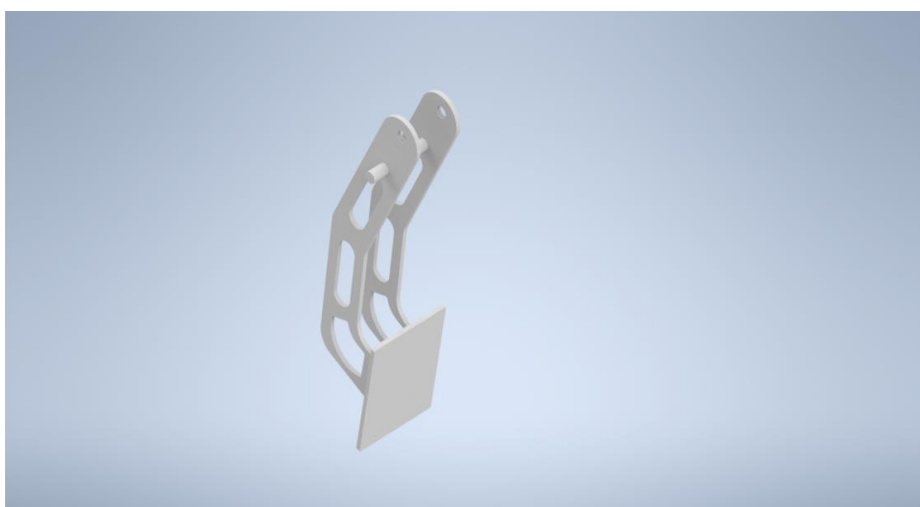
Onde:

F_{pd} é a Força de saída do pedal de freio.

F_{ac} é a Força de acionamento do pedal.

Após encontrar os valores tanto da relação da alavanca e das forças de entrada e saída, pode-se então partir para o desenho no software e simulação numérica para definir os esforços e carregamentos atuantes no pedal, nesse momento que os requisitos de usuário e projeto vão fazer a diferença, ou seja, neste momento vai ser definido se adequação ao novo regulamento.

Figura 29- Pedal de freio.



Fonte: Autoria Própria.

3.3.6.2 Cilindro mestre

Para a seleção do cilindro mestre deve-se observar algumas das regras do regulamento, ou seja, deve conter duas câmaras de reservatório separadas e no mínimo 4 saídas de fluido, duas para o eixo dianteira, uma para a pinça traseira é outra para o sensor da luz de freio, conhecido popularmente como cebolinha de freio, com a finalidade de sinalizar para outros competidores quando o freio está acionado evitando possíveis

acidentes. Abaixo encontra-se uma imagem com alguns cilindros mestres e seus respectivos diâmetros de êmbolos conhecidos no mercado.

Quadro 9-Cilindros mestres e seus diâmetros.

Modelo	Diâmetro do pistão (mm)
Fiat Fiorino 2000	22,22
Ford Escort 1992	23,81
GM Monza 1988	22,22
VW Kombi 2002	23,81
VW Gol G2	20,63
VW Fusca 1977	19,05

Fonte: Adaptado de Filho (2019).

A escolha do cilindro mestre foi relativa a custo benefício, ou seja, um cilindro com custo baixo e com confiabilidade em relação a manutenção, outro fator que facilitou a escolha é que com uma área menor de êmbolo possibilita pressões mais altas com a mesma força aplicada no pedal. A partir disto, o cilindro selecionado foi o do fusca com um diâmetro de êmbolo de 19,05 mm, a seguir pode-se observar uma imagem deste modelo.

Figura 30- Cilindro mestre do fusca 1977.



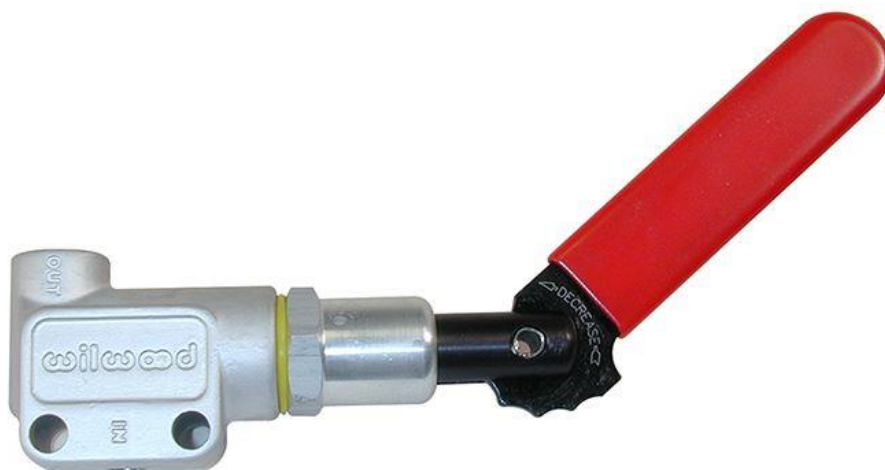
Fonte: Mercado livre (2024).

3.3.6.3 Equalização do eixo traseiro.

Após realizar o dimensionamento do pedal, pode-se partir para o estudo da equalização do freio traseiro, como já foi mencionado na seção 2.4.4 a distribuição de carga em uma situação normal e na frenagem são diferentes, por esse motivo é necessário

a correção deste problema. A proposta é que seja com uma válvula que restrinja o fluxo de óleo através de uma mola que tem uma pré-carga, que limita a pressão que chegará as pinças traseiras. A figura a seguir mostrará uma representação desta válvula.

Figura 31- Válvula dosadora de freio.



Fonte: Wilwood (2022).

Para utilizar essa válvula no protótipo Ibirubaja deve-se calcular qual a pressão gerada pelo piloto no momento de acionamento do pedal. A força após a multiplicação mecânica do pedal é de 2670 newtons, cálculos anteriormente. A seguir será calculado a pressão gerada pelo cilindro mestre.

Equação 29

$$P_{cm} = \frac{F_{pd}}{A_{cm}}$$

$$P_{cm} = \frac{2670}{0,00028502}$$

$$P_{cm} = 9,36Mpa \text{ ou } 1357,55 \text{ Psi}$$

A válvula funciona da seguinte forma: dentro da válvula em uma das extremidades existe um pistão com área efetiva menor que na outra extremidade e nesse meio existe uma mola que com o auxílio da alavanca controla uma pré-carga que libera ou restringe o fluxo de óleo. Na condução diária, a válvula não faz nada, com 100% da pressão da linha de freio passando pela válvula como se ela não estivesse lá. Uma vez que a força no pistão de área

maior (a linha de saída para os freios traseiros) excede a força de pré-carga na mola, o pistão se move, cortando a entrada da saída. A seguir pode-se observar uma figura que mostra esse funcionamento.

Figura 32- Funcionamento do válvula de redução de pressão.



Fonte: Wilwood (2022).

A alavanca controla as posições e conseqüentemente as pressões de corte que a válvula atuará, o corte da pressão deve-se a um dos pistões ter a área 57% maior que do outro lado, desta forma será apresentado os cálculos a seguir para descobrir as pressões geradas.

Quadro 10-Quadro das posições de seleção das pressões.

Posição da alavanca/botão	Gatilho (PSI)	PSI na linha de freio traseiro (300 psi M/C)	600 psi M/C	900 psi M/C	1200 psi M/C	1500 psi M/C
Entalhe 1 (totalmente para fora)	150	215	344	473	602	731
Entalhe 2	360	300	463	592	721	850
Entalhe 3	570	300	583	712	841	970
Meio caminho (somente botão)	675	300	600	772	901	1030
Entalhe 4	780	300	600	832	960	1090
Entalhe 5	990	300	600	900	1080	1209
Entalhe 6 (totalmente para dentro)	1200	300	600	900	1200	1329

Fonte: Adaptado de Willwood (2022).

Após ocorrer uma seleção previa da posição da válvula, que no caso deste trabalho será a posição central, onde o corte ocorre com 4,654 Mpa, ou seja, quando a pressão ultrapassar esse valor começa acontecer o corte. Desta forma o cálculo a seguir representará o quanto de pressão terá no eixo traseiro.

$$\begin{aligned}
 P_{int} &= P_{cm} - P_c && \text{Equação 30} \\
 P_{int} &= 9,3599 \times 10^6 - 4,654 \times 10^6 \\
 P_{int} &= 4,7059 \times 10^6 \\
 P_{eixt} &= 4,654 \times 10^6 + (0,43 * P_{int}) \\
 P_{eixt} &= 4,654 \times 10^6 + (0,43 * 4,706 \times 10^6) \\
 P_{eixt} &= 6,667 \times 10^6 \text{ Mpa}
 \end{aligned}$$

Então quando a pressão do sistema chega em $4,654 \times 10^6$ Mpa vence a força de pré-carga da mola e começa a restringir a passagem de óleo, desta forma em uma freada brusca a pressão do eixo dianteiro chega a $9,3599 \times 10^6$ Mpa e na traseira em torno de $6,667 \times 10^6$ Mpa. Promovendo então a equalização dos eixos no momento da frenagem.

3.3.6.4 Relação das pinças de freio com o cilindro mestre.

Para Santos (2014), estabelecer uma relação entre o cilindro mestre e a pinça de freio, é necessário considerar a área de ambos os componentes. Esse cálculo permite compreender a distribuição de forças e pressões no sistema de freio, influenciando diretamente no desempenho e na eficiência do sistema como um todo. A equação a seguir igualando as pressões representa esse fator.

$$\begin{aligned}
 P_{pin} &= P_{cm} && \text{Equação 31} \\
 \left(\frac{A_{pin}}{A_{cm}} \right) &= \frac{F_{pin-f}}{F_{pd}} \\
 \left(\frac{A_{pin}}{A_{cm}} \right) &= \frac{4637,21}{2670} \\
 \left(\frac{A_{pin}}{A_{cm}} \right) &= 1,73
 \end{aligned}$$

Onde:

A_{pin} é a área do êmbolo da pinça.

A_{cm} é a área do êmbolo do cilindro mestre.

Após encontrar a relação das áreas pode-se encontrar a relação entre o diâmetro dos componentes dianteiros.

$$\begin{aligned} \left(A_{pin} / A_{cm} \right) &= \frac{\frac{\pi D_{pin}^2}{4}}{\frac{\pi D_{cm}^2}{4}} && \text{Equação 32} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= \sqrt{\left(A_{pin} / A_{cm} \right)} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= \sqrt{1,73} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= 1,315 \end{aligned}$$

Onde:

D_{pin} é o diâmetro do êmbolo da pinça.

D_{cm} é o diâmetro do êmbolo do cilindro mestre.

Pode-se utilizar a mesma analogia para o eixo traseiro.

$$\begin{aligned} P_{pin} &= P_{cm} && \text{Equação 31} \\ \left(A_{pin} / A_{cm} \right) &= \frac{F_{pin-t}}{F_{pd}} \\ \left(A_{pin} / A_{cm} \right) &= \frac{4018,46}{2670} \\ \left(A_{pin} / A_{cm} \right) &= 1,505 \end{aligned}$$

Para encontrar a relação dos diâmetros basta utilizar a equação a seguir.

$$\begin{aligned} \left(A_{pin} / A_{cm} \right) &= \frac{\frac{\pi D_{pin}^2}{4}}{\frac{\pi D_{cm}^2}{4}} && \text{Equação 32} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= \sqrt{\left(A_{pin} / A_{cm} \right)} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= \sqrt{1,505} \\ \left(D_{pin} / D_{cm} \right) &= 1,226 \end{aligned}$$

3.3.6.5 Discos de Freio

Para Silva (2016), veículos mini bajas utilizam discos de freios de formatos finos parecidos com os de moto por não tem chegarem a altas temperaturas como veículos comuns que chegam de 300 a 400° C. Esses protótipos trabalham na faixa de 100 a 150°C em grandes períodos de utilização. Desta forma, será proposto somente uma nova modelagem da geometria e mudança de material do disco de freio para uma melhor limpeza e refrigeração.

O material será de aço SAE 1045 pois possui sua condutividade térmica de 50 (W/m.K), ou seja para esta aplicação está dentro dos padrões aceitáveis. A seguir será realizada a mostrado a modelagem do disco é como ficou o visual após a modificação.

4 ANÁLISE DOS RESULTADOS OBTIDOS

Neste capítulo será apresentado os resultados obtidos durante o processo de dimensionamento dos componentes do freio, para isso será levado em consideração todos os cálculos desenvolvidos no projeto e bom senso na seleção dos componentes. Desta forma, serão selecionados a partir da seleção do cilindro mestre as pinças e tubulações e consequentemente a apresentação do cilindro mestre e do material do disco.

Outro ponto importante será apresentado um quadro comparando o modelo antigo e a nova proposta, juntamente com um gráfico das pressões máximos do eixo traseiro e dianteiro.

4.1 CILINDRO MESTRE E PINÇAS

Como calculado no capítulo 3, a relação mínima entre os diâmetros do cilindro mestre com as pinças de freio deve ser 1,31. Ou seja, o diâmetro da pinça para que se haja uma boa frenagem deve ser 1,31 vezes maior que do cilindro mestre, e o cilindro mestre será o do fusca com diâmetro de 19,05mm. Por decisão de projeto aplica-se um coeficiente de segurança de 10% onde o valor passará para 1,441 vezes maior. Geralmente as pinças utilizadas nestes tipos de protótipos são pinças de moto, devido ao peso e estes modelos acomodarem-se melhor dentro o aro do veículo que normalmente é aro 10". A figura abaixo mostra algumas pinças comercialmente encontradas no mercado e seus respectivos diâmetros.

Figura 33- Diâmetro das pinças de freio comerciais.

Modelo	Diâmetro equivalente do pistão [mm]
CG 125 Titan Ks/Es	32,00
CBX – Twister (duplo de 1")	35,92
XR 250 Tornado (duplo de 27 mm)	38,20
Falcon Nx-400	38,09
CBR 300R	38,09
CB 400	38,09
CB 500	42,43

Fonte: Adaptado de Filho (2019).

Multiplicando o valor de 1,441 pelo diâmetro do cilindro mestre que é 19,05mm, chega-se a um valor de 27,45mm de diâmetro de êmbolo da pinça. Analisando a imagem 47, pode-se dizer que qualquer pinça desta seleção serviria para suprir as necessidades do protótipo. Mas será selecionado a pinça de CG 125 Titan KS/Es com diâmetro de 32mm, que supre as necessidades do protótipo.

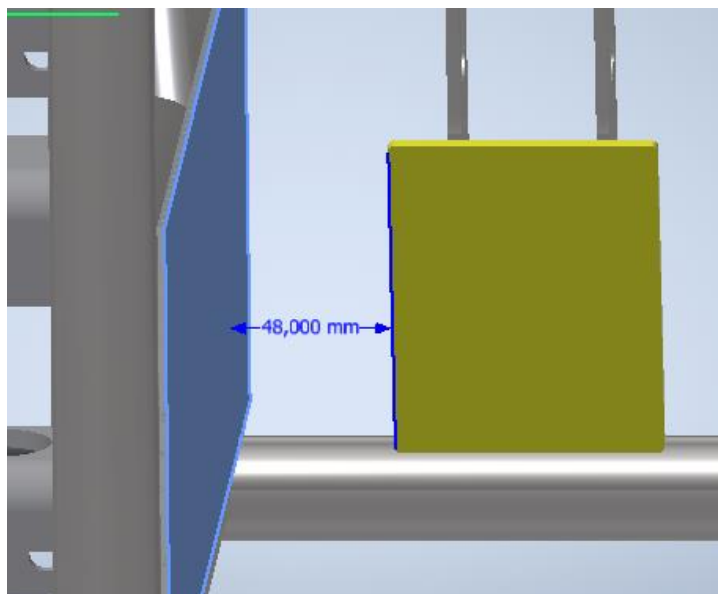
4.2 SELEÇÃO DAS LINHAS DE FREIO

As linhas de freio não necessitam serem dimensionadas, somente selecionadas, geralmente utiliza-se onde não tem movimento relativo dos componentes linha rígidas e onde há movimentação linhas flexíveis. As linhas rígidas são de 3/16", que são compatíveis com o cilindro mestre, e as flexíveis de borracha, que são facilmente encontradas em qualquer seção de peças. Além disso, é fundamental garantir que os terminais das linhas sejam compatíveis com as conexões das pinças e do cilindro mestre, evitando vazamentos e falhas no sistema. A escolha dos materiais também leva em consideração fatores como resistência à corrosão, pressão máxima suportada e facilidade de montagem. No caso das linhas rígidas, normalmente são feitas de aço galvanizado ou cobre-níquel, materiais que oferecem boa durabilidade e resistência às intempéries. Já as linhas flexíveis devem atender normas específicas de pressão e resistência, garantindo desempenho adequado mesmo em condições extremas de vibração e movimentação. A correta fixação e roteamento das linhas é essencial para evitar atritos, dobras ou pontos de fadiga que possam comprometer a integridade do sistema de freio durante o uso do veículo em condições severas.

4.3 PEDAL DE FREIO

Para o pedal são três situações, um deles é a seleção do material, que é muito importante, pois influencia em redução de custo. Portanto, foi utilizado aço SAE 1045. Outra e a adequação deste componente ao novo regulamento lá nas necessidades do cliente no projeto informacional foi listado que o pedal deve ser posicionado no chassi de modo que não fique a mais de 50mm de distância da carenagem mais próxima para o que o pé do piloto não ultrapasse a posição de trabalho na figura 48 observa-se esta correção. Desta forma, necessitando uma mudança de posição dentro do habitáculo do protótipo. E a última e não menos importante e a colocação de um batente que impossibilita de que o pedal possa passar do curso necessário para realizar a frenagem.

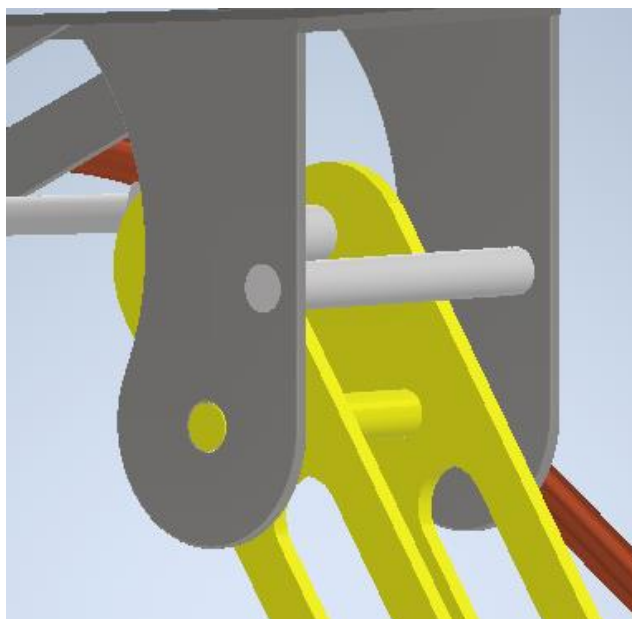
Figura 34- Adequação do pedal mais próximo a carenagem.



Fonte: Autoria própria (2024).

Na imagem acima observa-se que o pedal fica a 50 mm da carenagem mais próxima, com isso a condição imposta nas necessidades do cliente fica resolvida, sendo assim, pode-se partir para próxima solução que é a inserção do batente negativo que impedirá que o pedal saia do curso necessário. Foi adicionado um pino que será soldado na estrutura que servirá de batente e conseqüentemente impedindo que o pedal ultrapasse o limite necessário para frenagem. A figura 49 apresentará está solução.

Figura 35- Batente negativo.



Fonte: Autoria própria (2024).

Outro fator de comprova a eficiência do projeto é utilizar a pressão gerada pelo cilindro mestre e dividir pela área das pinças e comparar com as forças geradas devido ao torque de frenagem.

Equação 33

$$P = \frac{F_{cm}}{A_{pin}}$$

Dianteira:

Equação 33

$$\begin{aligned} F_{cm} &= P_{dian} * A_{pin} \\ F_{cm} &= 9,36 \times 10^6 * \pi * 0,016^2 \\ F_{cm} &= 7527,75N \end{aligned}$$

Traseira:

Equação 33

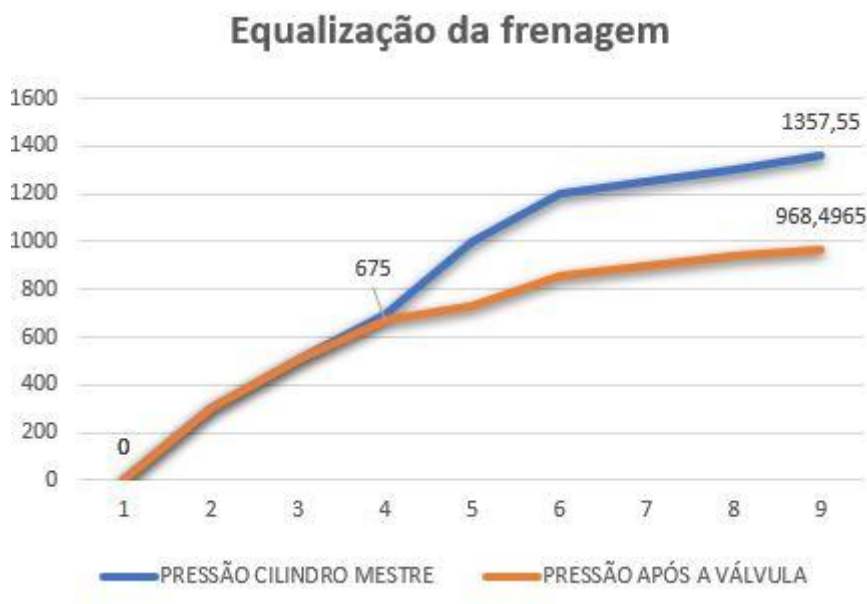
$$\begin{aligned} F_{cm} &= P_{dian} * A_{pin} \\ F_{cm} &= 6,667 \times 10^6 * \pi * 0,016^2 \\ F_{cm} &= 5361,91N \end{aligned}$$

Então desta forma as forças geradas pelo sistema foram: 7527,75 Newtons e 5361,91 Newtons, e as forças que são provenientes do torque de frenagem são respectivamente 4637,21 Newtons e 4018,46 Newtons. Desta forma podemos dizer que a frenagem é segura e suficiente para o travamento das rodas.

4.4 EQUALIZAÇÃO DA FRENAGEM

Um dos principais problemas do protótipo era a equalização da frenagem, onde o carro derrapava as rodas traseiras e não travava as rodas dianteiras, antes deste trabalho o veículo não tinha nenhum tipo de controle deste parâmetro, sendo assim, impossível de determinar as distribuições de cargas e pressões durante a frenagem. Após, aprofundar o estudo pode-se determinar esses parâmetros que são muito importantes para frenagem. Sendo assim, pode-se desenvolver um gráfico de frenagem diferenciando as pressões entre os eixos e explicitando o ponto de joelho que é onde a válvula de equalização começa a funcionar permitindo uma frenagem correta. A figura a seguir mostrará este gráfico.

Figura 36- Gráfico da equalização da frenagem.



Fonte: Autoria própria (2024).

4.5 COMPARATIVO ENTRE OS MODELOS.

Foi desenvolvido um quadro onde ocorre um comparativo entre o modelo do pneu antigo com a nova proposta. Desta forma, podendo assim comprovar que esse modelo está valido e contemplando a proposta inicial. O número 0 significa que não está de acordo e o número 1 que o contempla o que está no regulamento.

Quadro 11- Comparativo dos itens do edital.

Item	Antigo	Novo
Vantagem mecânica	1	1
Vantagem hidráulica	1	1
Equalização da frenagem (controle da pressão)	0	1
O veículo deve possuir um sistema de freio hidráulico que atue em todas as rodas e seja atuado por um único pé por meio de um pedal	1	1
O pedal deve atuar diretamente o cilindro mestre por uma conexão rígida, isto é, cabos não são permitidos.	1	1

O sistema deve ser capaz de travar todas as rodas, tanto em condição estática como em movimento em superfícies pavimentadas e não pavimentadas.	0	1
A efetividade do sistema de freio será verificada ao longo de toda a competição. Se falhas forem detectadas, o veículo será removido da competição até que o problema seja resolvido.	Não verificado	Não verificado
O pedal deve estar posicionado de tal forma que o calcanhar do piloto permaneça em contato com o assoalho do carro durante sua operação.	0	1
O pedal de freio deve possuir um batente negativo, além da própria haste de acionamento do cilindro mestre, que impeça que o pedal saia do campo de ação do pé do piloto.	0	1
Durante a operação normal, o pedal não pode encostar no batente negativo.	0	1
A distância entre o pedal e a carenagem lateral mais próxima deve ser menor ou igual a 50 mm ao longo de todo o curso de acionamento.	0	1

Fonte: Autoria própria (2024).

Após o quadro comparativo, é necessário verificar se o projeto cumpre com os requisitos de projeto. Portanto, certificando que o projeto cumpriu com as expectativas gerada pela equipe. Abaixo se encontram os requisitos do cliente. Que foram todos atendidos durante o projeto.

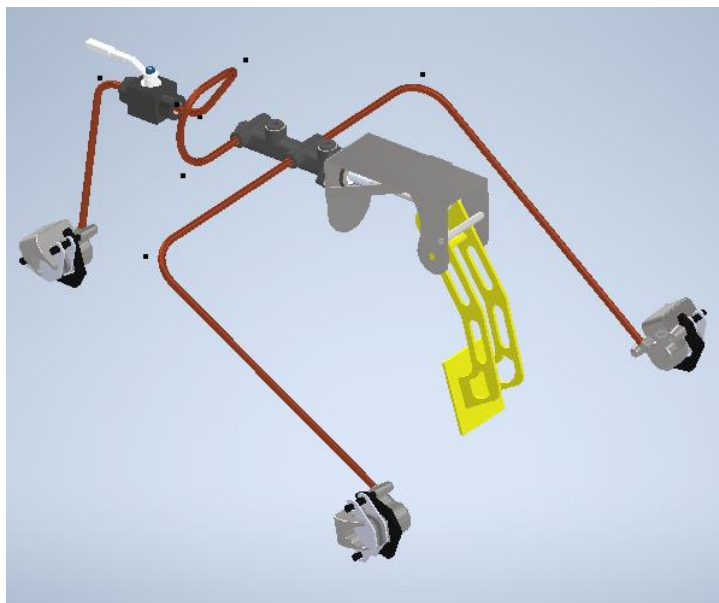
Quadro 12- Requisitos do cliente.

1	O freio deve ser acionado por um único pedal e travar todas as rodas, devendo ser hidráulico.
2	O pedal deve acionar o cilindro mestre por conexão rígida, não podendo usar cabos.
3	O freio deve travar todas rodas em condições estáticas e dinâmicas.
4	O calcanhar do piloto deve acionar o pedal e manter-se em contato com o assoalho.
5	O pedal deve ter um batente negativo impedindo de sair do campo de ação do pé do piloto.
6	Durante a utilização normal do freio o pedal não pode tocar no batente.
7	A Distância do pedal e a carenagem mais próxima deve ser menos igual a 50 mm.
8	A área total mínima permitida é 1500 mm ² com a base de contato 50 mm.
9	Utilização de matérias de baixo custo.
10	Componentes facilmente encontrados no mercado.
11	Limite de esforço imposto por bibliografias de 45 kg

Fonte: Autoria própria.

Por fim a imagem abaixo mostra como ficará a tubulação proposta para o protótipo, que sairá do cilindro mestre passando para válvula equalizadora e somente assim chegará na pinça traseira, já para o caso dianteiro irá direto do cilindro mestre para as pinças. A figura abaixo ilustrará tal situação.

Figura 37- Tubulação completa do freio.



Fonte: Autoria Própria.

5 CONCLUSÃO E SUGESTÃO PARA TRABALHOS FUTUROS

Este trabalho proporcionou um avanço significativo no desenvolvimento do sistema de freios para protótipo Ibirubaja, pois atende aos exigentes padrões da competição SAE Brasil. Utilizando simulação numérica e métodos de elementos finitos, o projeto conseguiu otimizar o pedal do freio e garantir uma equalização eficiente no eixo traseiro, resultando em um sistema de frenagem mais seguro e confiável.

A pesquisa e desenvolvimento envolveram a seleção de componentes com base nas especificações técnicas e na utilização prática do equipamento. As decisões de projeto foram fundamentadas em considerações teóricas como atrito, vantagem mecânica e multiplicação hidráulica, o que garantiu que todas as melhorias propostas fossem sustentadas por sólidos princípios de engenharia.

Após este trabalho, a equipe Ibirubaja possui um sistema de freios bem dimensionado e documentado, o que o torna o sistema mais eficaz nas competições, pois, a prova de projeto é uma das mais importantes e que mais somam pontos para as equipes.

Por outro lado, este projeto de mini baja SAE é de grande importância para o desenvolvimento de novo engenheiros, pois abrange todas as fases de um projeto, simulando um ambiente fabril, desde a gestão, projeto, dimensionamento, compras sustentáveis e o mais importante: o trabalho em equipe.

Fica de sugestão para novos trabalhos um incentivo maior para reativar a equipe, pois esse projeto de mini baja SAE é uma excelente oportunidade para a instituição inovar, e estabelecer parcerias que podem alavancar a Instituição de ensino.

Outro ponto importante seria realizar uma simulação mais aprofundada sobre a análise térmica, com o objetivo de melhorar ainda mais a dissipação térmica do disco, e evitar desgaste prematuro das pastilhas de freio.

A análise dos resultados demonstrou que a nova configuração do sistema de freios do protótipo Baja atendeu plenamente aos requisitos técnicos, ergonômicos e de segurança exigidos para competições da SAE. A aplicação da metodologia de projeto possibilitou um dimensionamento preciso dos componentes, resultando em uma frenagem mais eficiente e equilibrada. A equalização da pressão no eixo traseiro foi fundamental para evitar o travamento prematuro das rodas e melhorar a estabilidade do veículo durante a desaceleração. Além disso, o estudo comprovou que a transferência de carga entre os eixos ocorre de forma previsível, garantindo maior controle ao piloto.

O tempo de frenagem calculado foi satisfatório, permitindo a redução da velocidade dentro dos limites exigidos para a prova de segurança. O torque de frenagem gerado pelas pinças e discos foi compatível com a necessidade do veículo, evitando esforços excessivos no pedal. A otimização do pedal de freio melhorou a ergonomia e a resposta do sistema, tornando a atuação do piloto mais eficiente e confortável. A seleção criteriosa dos materiais contribuiu para a durabilidade e confiabilidade do sistema, minimizando riscos de falhas e facilitando a manutenção.

6 REFERÊNCIAS

ALVES, Ana Julia. **Como funciona o freio hidráulico e como fazer a manutenção?** 1 jul. 2021. Disponível em: <https://chiptronic.com.br/blog/como-funciona-o-freio-hidraulico-e-como-fazer-manutencao>. Acesso em: 4 out. 2023.

FILHO, Avelino A. **Elementos Finitos - A Base da Tecnologia CAE**: Editora Saraiva, 2009. E-book. ISBN 9788536519708. Disponível em: <https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/9788536519708/>. Acesso em: 04 jan. 2024.

Baja Nacional. Disponível em: <<https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/baja-sae-brasil/>>. Acesso em: 19 abr. 2023.

BACK, n. **Projeto Integrado de Produtos: planejamento, concepção e modelagem**. Barueri: Manole. 2008.

COBREQ. **Freio a Disco**. Disponível em: <https://cobreq.com.br/freio-a-disco/>. Acesso em: [05 de novembro de 2023].

CRITSINELIS, Bruno Magalhães. **Análise de Tensões e Dimensionamento ótimo de uma Pinça de Freio de Veículos Off-Road do Tipo Mini Baja**. - Em dezembro de 2021.

DAUDT, Lourenço. **Freio Pneumático: Como Funciona e Quais As Suas Vantagens?**. Antares, Rio Grande do Sul, 2020. Disponível em:<<https://www.antaresacoplamentos.com.br/blog/freio-pneumatico/>>. Acesso em: 02 Outubro 2023.

DIAS, Acires. **Sistema de freio automotivo e manutenção**. Brasil: Publicação interna da UFSC. 2000.

FÓRMULA UFSCar. **Freios a disco ou a tambor: diferenças e aplicações**. Fórmula UFSCar. Disponível em: <https://www.formula.ufscar.br/blog/freios-a-disco-ou-a-tambor-diferencas-e-aplicacoes/>. Acesso em: [19 de outubro de 2023].

GENTA, Giancarlo; MORELLO, Lorenzo. **The Automotives Chassis**. 2. ed. Warrendale, Pennsylvania: System Design, 2009. 832 p. Disponível em: <https://www.springer.com/gp/book/9781402086731> acesso em 02 de julho de 2024.

HALDERMAN, James. D. *Automotive Chassis: Brakes, Suspension, and Steering*. Delmar Cengage Learning, 2007.

HALLIDAY, D., RESNICK, R., WALKER, J., *Fundamentals of Physics*, 8 ed. USA, Wiley, 2008.

LIMPERT, R. *Brake design and safety*. Warrendale, PA: Society of Automotive Engineers. 2011.

MEREDITH, r., j., mantel, (06/2003). **Administração de Projetos – Uma Abordagem Gerencial**. 4ª edição. [Minha Biblioteca]. Retirado de <<https://integrada.minhabiblioteca.com.br/#/books/978-85-216-1969-7/>>.

NAKATA AUTOMOTIVA. **Princípio de funcionamento de freios**. Nakata, São Paulo, 2021 Disponível em: http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TMEC078/Bibliografia/freios/TRW_Principios_de_Funcionamento_Freio.pdf> . Acesso em 26 outubro 2023

NAKATA AUTOMOTIVA. **Sistema de freio: tudo o que você precisa saber para não correr perigo**. Nakata, São Paulo, 2021 Disponível em: <<https://blog.nakata.com.br/sistema-de-freio-tudo-o-que-voce-precisa-saber-para-nao-correr-perigo/>>. Acesso em: 15 Agosto 2023.

NASCIMENTO, Roger. **Dimensionamento de um sistema de freio para um veículo off-road baja SAE**. 2019. Trabalho de conclusão de curso- IFRS, Ibirubá.2019

NICOLAZZI, Lauro C. **“Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas”** Publicação Interna do GRANTE, Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC. 2008.

NORTON, robert l., **Projeto de Máquinas**, 2ªed., Bookman, 2004.

PINTO, J.B.B. *Nr 12 – Segurança no Trabalho em Máquinas e Equipamentos: Gerenciando Riscos*, *Google Books*. Editora Senac So Paulo. 2020, Available at: https://books.google.com/books/about/NR_12_Seguran%C3%A7a_no_trabalho_em_m%C3%A1quina.html?id=XvfcDwAAQBAJ (Accessed: May 2, 2023).

PUHN, Fred. **Brake Handbook**. H.P. Books, 1985

SEDUC (2018) Secretaria da Educação. **Manutenção automotiva, sistemas de freio**. Disponível em: <https://www.seduc.ce.gov.br/> (Acesso em: 03 outubro de 2023).

SANTOS, Gustavo Carvalho Martins dos. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo Fórmula SAE**. 2014. 150 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014. Disponível em: <<http://monografias.poli.ufrj.br/monografias/monopoli10011351.pdf>>. Acesso em: 10 fev. 2019.

SILVA, Ayslan Augusto de Almeida et al. **Dimensionamento estrutural por elementos finitos do sistema de balance bar e pedal de um veículo Baja SAE**. Cadernos UniFOA, Volta Redonda (RJ), v. 17, n. 48, p. 07 -19, abril, 2022.

SILVA, Cláudio x, **Física aula por aula: mecânica dos fluidos, termologia, óptica / Claudio Xavier da Silva, Benigno Barreto Filho. – 1. Ed. – São Paulo: FTD, 2010. – (Coleção física aula por aula; v,2).**

SILVA, Felipe Oliveira de Freitas (2016). **Dinâmica de frenagem e análise térmica de freio a disco ventilado automotivo**. Trabalho de Conclusão de Curso (Graduação em Engenharia Mecânica) - Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro.

SILVA, Pedro Henrique Moraes. **Análise do sistema de freio de um veículo de competição fórmula sae**. Joinville, Brasil, p. 87, 2017.

VARGA FREIOS. **Princípio de Funcionamento de freios**. UFPR, Disponível em: http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TMEC078/Bibliografia/freios/TRW_Principios_de_Funcionamento_Freio.pdf. Acesso em: 25/10/2023.

ZANGARINI, Guilherme Rossi. **Introdução a Freios Automotivos**. Universidade de Campinas (UNICAMP), 2006.

ZIENKIEWICZ, Olgierd Cecil., & Taylor, Ronald. L.. *The finite element method for solid and structural mechanics*. Butterworth-Heinemann. 2005.

