



UNIVERSIDADE FEDERAL DA PARAÍBA
CENTRO DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ED PASCOAL PESSOA MARTINS NETO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A
UM PROTÓTIPO DE VEÍCULO PARA COMPETIÇÃO FORA DE ESTRADA**

João Pessoa – PB

2018

ED PASCOAL PESSOA MARTINS NETO

**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A
UM PROTÓTIPO DE VEÍCULO PARA COMPETIÇÃO FORA DE ESTRADA**

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) submetido a uma banca do Curso de Engenharia Mecânica da Universidade Federal da Paraíba (UFPB), como parte dos requisitos para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida

João Pessoa – PB

2018

Catálogo na publicação
Seção de Catalogação e Classificação

M386p Martins Neto, Ed Pascoal Pessoa.
PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO
APLICADO A UM PROTÓTIPO DE VEÍCULO PARA COMPETIÇÃO FORA
DE ESTRADA / ed Pascoal Pessoa Martins Neto. - João
Pessoa, 2018.
57 f. : il.

Orientação: José Gonçalves de Almeida.
Monografia (Graduação) - UFPB/CT.

1. Freio; Dimensionamento; Otimização de Custos. I.
Almeida, José Gonçalves de. II. Título.

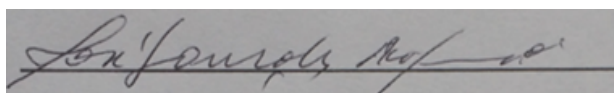
UFPB/BC

ED PASCOAL PESSOA MARTINS NETO

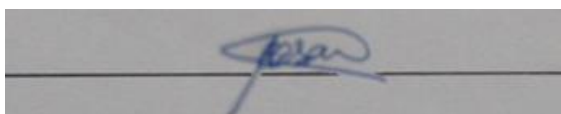
**PROJETO E DIMENSIONAMENTO DE UM SISTEMA DE FREIO APLICADO A
UM PRÓTOTIPO DE VEÍCULO PARA COMPETIÇÃO FORA DE ESTRADA**

Trabalho de Conclusão de Curso aprovado em: 21 / 06 / 2018

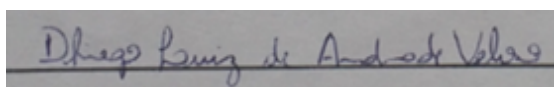
COMISSÃO EXAMINADORA



Prof. Dr. José Gonçalves de Almeida / UFPB
(Orientador)



Prof. Dr. Carlos Antônio Cabral dos Santos / UFPB
(Membro)



MSc. Dhiego Luiz de Andrade Veloso / IFPB
(Membro)

João Pessoa – PB

2018

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus, por ter me dado saúde e ânimo durante toda esta caminhada. Sem Ele, nada disso seria possível.

Aos meus pais, Zenóbia Leonel e Ed Júnior, que sempre foram minha maior inspiração. Obrigado por todo amor e por todos os ensinamentos. Aos meus irmãos Mariana e Elmer, por todo companheirismo e apoio. Aos meus avós (Ed Pascoal e Ana Maria), e toda minha família, que com muito carinho e apoio, não mediram esforços para que eu chegasse até aqui. Sem vocês, isto não seria possível.

Agradeço a minha namorada, Rafaela, que me encorajou nos momentos de aflição, por todo carinho, compreensão e companheirismo, seu amor foi indispensável.

A todos os meus amigos, em especial aos que fiz no projeto baja na Equipe baja da peste (Luiz, Gabriela, Sara, Paulo, José Sandro e Jonas) por toda determinação e esforço que contribuíram para que esse trabalho fosse concluído.

Aos meus professores por todos os ensinamentos que me formaram como profissional e por aqueles que contribuíram para meu engrandecimento como pessoa. Em especial ao meu orientador José Gonçalves de Almeida pela orientação, apoio e confiança.

E a todos que direta ou indiretamente contribuíram para minha formação, o meu muito obrigado.

EPÍGRAFE

"Para tudo há um tempo, para cada coisa há um momento debaixo dos céus: tempo para nascer, e tempo para morrer; tempo para plantar, e tempo para arrancar o que foi plantado"

Bíblia Sagrada. Eclesiastes 3, 1-2

RESUMO

Este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo apresentar o dimensionamento do sistema de freio de um protótipo baja SAE, apresentando todas as etapas do projeto, bem como a justificativa da seleção de cada componente deste sistema. Para redução das despesas do sistema foram utilizadas ferramentas de otimização de custos. Os freios podem ser acionados de diversas formas, sendo o acionamento hidráulico o mais utilizado. O freio a disco foi o selecionado para o projeto. Juntamente com pinças do tipo flutuante, que tem como vantagem compensar pequenos empenos no disco. Para desenvolvimento do protótipo baja SAE foi aplicado o Desdobramento da Função Modular (MFD), que permite que o projetista escolha o design modular a partir das razões especificadas no projeto. O Desdobramento da Função Qualidade (QFD), foi aplicado no desenvolvimento e melhoria do produto, a Engenharia e Análise do Valor (EAV) foi aplicada, possibilitando determinar os componentes que tem custo elevado em relação a função que eles exercem. Por fim o Projeto para Manutenção e Montagem (DFMA) foi aplicado ao projeto a fim de facilitar a fabricação, minimizar os erros durante a montagem e manutenção do sistema. A seleção das peças a serem utilizadas foi feita de forma paralela com o dimensionamento, de modo que atendessem as necessidades do projeto. O presente estudo possibilitou aplicar os conhecimentos adquiridos no período em que fiz parte da equipe Baja da Peste, bem como tudo que foi visto em sala de aula durante o curso de engenharia mecânica, contribuindo assim para a minha formação.

Palavras-chave: Freio; Dimensionamento; Otimização de Custos.

ABSTRACT

This course work aims to present the brake system design of a baja SAE prototype, presenting all the stages of the project, as well as a justification of the selection of each of the components of the system. To reduce the expenses of the system were used cost optimization tools. The brakes can be activated in different ways, with the hydraulic drive being the most used. The disc brake was selected for the design. Along with floating type brake calipers, which has the advantage of compensating small bores on the disc. For the development of the low SAE prototype, the Modular Function Deployment (MFD) was applied, which allows the designer to choose the modular design from the reasons specified in the design. The Quality Function Deployment (QFD) was applied in the improvement and improvement of the product, the Engineering and Value Analysis (EAV) was applied, making it possible to determine the components that have a high cost in relation to the function they perform. Finally the Design for Manufacturing and Assembly (DFMA) was ideal to make a design of manufacture, assembly of components during the assembly and maintenance of the system. The parts selection was used as a parallel measurement with the design, to suit the needs of the project. The present study made it possible to apply the knowledge acquired during the period in which I was part of the Baja da Peste team, as well as everything that was seen in the classroom during the course of mechanical engineering, thus contributing to my training.

Keywords: Brake; Sizing; Optimization of Costs.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Freio a tambor.....	17
Figura 2 – Disco de freio sólido (A) e ventilado (B)	18
Figura 3 – Razão do pedal de freio.....	19
Figura 4 – Vista em corte do <i>balance bar</i>.....	20
Figura 5 – Cilindro mestre simples (A) e duplo (B)	21
Figura 6 – Mangueira de freio de nylon revestida por borracha.....	21
Figura 7 – Duto flexível de fluido de freio revestido com malha de aço (<i>aeroquip</i>).....	22
Figura 8 – Tubulação rígida de cobre 3/16”.....	22
Figura 9 – Peça flutuante (A) e fixa (B)	23
Figura 10 – Ciclo do MFD.....	24
Figura 11 – Matriz das metas técnicas.....	29
Figura 12 – Matriz das metas econômicas.....	29
Figura 13 – Cilindro mestre Honda NX 400 Falcon.....	40
Figura 14 – Disco de freio.....	40
Figura 15 – Pinça de freio Suzuki Burgman 125cc.....	40
Figura 16 – Diagrama de corpo livre da transferência de carga.....	44
Figura 17 – Pedal de freio em perspectiva.....	48
Figura 18 – Diagrama de corpo livre pedal de freio.....	49
Figura 19 – Diagrama de corpo livre <i>balance bar</i>.....	51

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Indicador de interfaces.....	25
Tabela 2 – Matriz QFD.....	27
Tabela 3 – Avaliação técnica.....	30
Tabela 4 – Avaliação econômica.....	30
Tabela 5 – Avaliação das metas.....	30
Tabela 6 – Matriz de indicação de módulo.....	32
Tabela 7 – Descrição das funções de cada componente do sistema de freio.....	33
Tabela 8 – Custo da função.....	34
Tabela 9 – Peso da função.....	34
Tabela 10 – Avaliação numérica das funções.....	35
Tabela 11 – Índice de valor.....	35
Tabela 12 – Método DEI.....	36
Tabela 13 – Soluções sugeridas.....	37
Tabela 14 – Método FIRE.....	38
Tabela 15 – Dados iniciais para o dimensionamento.....	41
Tabela 16 – Dados construtivos do veículo.....	41
Tabela 17 – Especificações dos pneus dianteiros e traseiros.....	42
Tabela 18 – Apresentação dos resultados obtidos.....	55

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

CAD	Desenho assistido por computador (<i>Computer Aided Design</i>)
CT	Centro de Tecnologia
DEI	Dificuldade, Economia e Impedimento
DFMA	Projeto para fabricação e montagem (<i>Design for Manufacturing and Assembly</i>)
EAV	Engenharia e Análise do Valor
FIRE	Função, Investimento, Resultado e Exequibilidade
GUT	Gravidade, Urgência e Tendência
MFD	Desdobramento da Função Modular (<i>Modular Function Deployment</i>)
MIM	Matriz de Indicação de Módulo (<i>Module Indication Matrix</i>)
OEM	Fabricante Original do Equipamento (<i>Original Equipment Manufacturer</i>)
QFD	Desdobramento da Função Qualidade (<i>Quality Function Deployment</i>)
SAE	Sociedade de Engenheiros da Mobilidade
UFPB	Universidade Federal da Paraíba

LISTA DE SÍMBOLOS

C	Razão do pedal
A	Distância do ponto de pivotamento ao ponto onde a força é transmitida [mm]
B	Distancia do ponto de pivotamento ao ponto onde a força é aplicada [mm]
v_f	Velocidade final [m/s]
v_0	Velocidade inicial [m/s]
t	Tempo [s]
a	Desaceleração do veículo [m/s ²]
G	Desaceleração em termos da gravidade
m	Massa do veículo com o piloto e abastecido [kg]
G_a	Aceleração da gravidade [m/s ²]
CG_h	Altura do centro de gravidade [m]
CG	Centro de gravidade
x_1	Distância do CG para o eixo dianteiro [m]
x_2	Distância do CG para o eixo traseiro [m]
x_3	Distância entre eixos [m]
f_{asf}	Coefficiente de atrito entre o pneu e o asfalto
f_{trf}	Coefficiente de atrito entre o pneu e a terra frouxa
D_p	Diâmetro nominal do pneu [mm]
R_p	Raio efetivo de rolamento do pneu [mm]
R_{pd}	Raio efetivo de rolamento do pneu dianteiro [mm]
R_{pt}	Raio efetivo de rolamento do pneu traseiro [mm]
D_{estd}	Distribuição de carga estática no eixo dianteiro [kg]
D_{estt}	Distribuição de carga estática no eixo traseiro [kg]

TD_{ed}	Transferência de carga dinâmica no eixo dianteiro [N]
TD_{et}	Transferência de carga dinâmica no eixo traseiro [N]
W_v	Peso do veículo [N]
F_{ed}	Força vertical sob o pneu dianteiro [N]
F_{et}	Força vertical sob o pneu traseiro [N]
m_{ed}	Massa sob o eixo dianteiro durante a transferência dinâmica [kg]
m_{et}	Massa sob o eixo traseiro durante a transferência dinâmica [kg]
m_{sd}	Massa suportada por cada roda dianteira [kg]
m_{st}	Massa suportada por cada roda traseira [kg]
F_{pd}	Força de reação entre o pneu dianteiro e o solo [N]
F_{pt}	Força de reação entre o pneu traseiro e o solo [N]
$I_{\omega d}$	Somatório dos momentos de inércia das partes girantes da roda dianteira [kg * m ²]
$I_{\omega t}$	Somatório dos momentos de inércia das partes girantes da roda traseira [kg * m ²]
α_{ω}	Somatório das acelerações angulares das partes girantes da roda [rad/s ²]
$\alpha_{\omega d}$	Somatório das acelerações angulares das partes girantes da roda dianteira [rad/s ²]
$\alpha_{\omega t}$	Somatório das acelerações angulares das partes girantes da roda traseira [rad/s ²]
T_p	Torque gerado no pneu [N * mm]
T_{pd}	Torque gerado no pneu dianteiro [N * mm]
T_{pt}	Torque gerado no pneu traseiro [N * mm]
F_{pd}	Força de saída do pedal [N]
F_{pil}	Força aplicada pelo piloto [N]
F_{cild}	Força transmitida para o cilindro mestre dianteiro [N * mm]
F_{cilt}	Força transmitida para o cilindro mestre traseiro [N * mm]
D_{cd}	Distância entre o centro da rotula radial e o cilindro mestre dianteiro [mm]
D_{ct}	Distância entre o centro da rotula radial e o cilindro mestre traseiro [mm]

D_{bar}	Comprimento do eixo do <i>balance bar</i> [mm]
R_d	Razão de diâmetro dos pistões do cilindro mestre e da pinça de freio
D_{pin}	Diâmetro do pistão da pinça de freio [mm]
D_{cil}	Diâmetro do pistão do cilindro mestre [mm]
A_{cm}	Área efetiva do pistão do cilindro mestre [mm ²]
P_{cmd}	Pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre dianteiro [MPa]
P_{cmt}	Pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre traseiro [MPa]
P_{pind}	Pressão hidráulica transmitida para o cilindro mestre dianteiro [MPa]
P_{pint}	Pressão hidráulica transmitida para o cilindro mestre traseiro [MPa]
A_{pin}	Área total dos pistões de um lado da pinça [mm ²]
F_{pind}	Força em um lado da pinça de freio dianteira [N]
F_{pint}	Força em um lado da pinça de freio traseira [N]
F_{fecd}	Força de fechamento gerada pela pinça de freio dianteira [N]
F_{fect}	Força de fechamento gerada pela pinça de freio traseira [N]
μ_{pas}	Coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco de freio
F_{atd}	Força de atrito das pastilhas com o disco de freio dianteiro [N]
F_{att}	Força de atrito das pastilhas com o disco de freio traseiro [N]
T_{dd}	Torque gerado no disco de freio dianteiro [$N * mm$]
T_{dt}	Torque gerado no disco de freio traseiro [$N * mm$]
R_{ef}	Raio efetivo do disco de freio [mm]

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	15
2 OBJETIVO	15
2.1 OBJETIVO ESPECÍFICO.....	15
3 CONCEITUAÇÃO	16
3.1 O FREIO AUTOMOTIVO.....	16
3.2 FORMAS DE ACIONAMENTO.....	16
3.3 TIPOS DE SISTEMA.....	17
3.3.1 Tambor.....	17
3.3.2 Disco.....	18
3.4 COMPONENTES DO SISTEMA.....	19
3.4.1 Pedal.....	19
3.4.2 <i>Balance Bar</i>	20
3.4.3 Cilindro mestre.....	20
3.4.4 Linhas de freio.....	21
3.4.5 Pinças.....	22
4 METODOLOGIA	23
5 APLICAÇÃO	26
5.1 DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE (QFD)	26
5.2 SELEÇÃO DAS VARIANTES.....	28
5.2.1 Matriz das Metas Técnicas.....	28
5.2.2 Matriz das Metas Econômicas.....	29
5.2.3 Lista de avaliação	30
5.2.4 Avaliação das Metas.....	30
5.3 MATRIZ DE INDICAÇÃO DE MÓDULO	31

5.4 ENGENHARIA E ANÁLISE DO VALOR	32
5.4.1 Avaliação das funções.....	35
5.4.2 Brainstorming	36
5.4.3 Avaliação das soluções.....	37
5.5 PROJETO PARA FABRICAÇÃO E MONTAGEM	39
6 DIMENSIONAMENTO.....	41
6.1 DINÂMICA DE FREIO VEICULAR.....	41
6.2 CÁLCULO DO RAIOS EFETIVO DO PNEU (R_p)	42
6.3 DISTRIBUIÇÃO DA CARGA ESTÁTICA.....	42
6.4 CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA DINÂMICA.....	43
6.5 CÁLCULO DO TORQUE DE FRENAGEM.....	45
6.6 DIMENSIONAMENTO DO PEDAL DE FREIO.....	48
6.7 CÁLCULO DA DISTRIBUIÇÃO DE CARGA NO <i>BALANCE BAR</i>	50
6.8 CÁLCULO DO TORQUE GERADO NO DISCO DE FREIO.....	51
7 CONCLUSÃO.....	56
REFERÊNCIAS.....	57

1 INTRODUÇÃO

O projeto baja SAE CT /UFPB, além de contribuir com a prática do curso de engenharia mecânica, é uma forma dos estudantes de engenharia terem contato com os possíveis desafios que surgirão em sua vida profissional dando, assim, uma grande contribuição na formação dos futuros engenheiros. Os membros desse programa têm a tarefa de projetar, desenvolver e construir o protótipo de um veículo fora de estrada capaz de transpor obstáculos, que é posto à prova em competições a nível regional e nacional.

Na competição as equipes são avaliadas através de provas estáticas, que consistem em elaborar um relatório e apresentar o projeto, e dinâmicas onde a equipe submete o veículo a avaliações de desempenho em diversas condições. A capacidade de frenagem é testada na prova de segurança, sendo necessário para aprovação que as quatro rodas travem. Portanto, um bom dimensionamento do sistema é crucial para que o protótipo esteja apto a competir e participar das provas de manobrabilidade, aceleração, capacidade trativa, suspension & traction e o enduro de resistência.

2 OBJETIVO

Este trabalho de conclusão de curso tem por objetivo apresentar o dimensionamento do sistema de freio de um protótipo baja SAE, seguindo as normas da competição e prezando pela segurança, eficiência e durabilidade do produto.

2.1 OBJETIVO ESPECÍFICO

Reduzir as despesas necessárias para a obtenção de todos os componentes do sistema de freio, com a utilização de ferramentas de otimização do custo e avaliação da função desempenhada em relação ao custo da parte analisada. Visto que parte dessas despesas é arcada pelos membros da equipe.

3 CONCEITUAÇÃO

3.1 O FREIO AUTOMOTIVO

A inserção do freio automotivo foi de importância fundamental para a segurança nos sistemas de transporte de passageiros e cargas atuais. Para atender as necessidades de segurança e eficiência os sistemas de frenagem vêm, cada vez mais, passando por inovações tecnológicas tanto a nível de materiais quanto em seu design. Atualmente, os sistemas mais utilizados em veículos de passeio são o freio a disco nas rodas dianteiras combinados com freio a tambor no eixo traseiro.

3.2 FORMAS DE ACIONAMENTO

Estes sistemas podem ser acionados de diversas formas. Em geral são operados de forma mecânica, hidráulica ou pneumática. Os acionadores, segundo Puhn (1987), têm a função de transmitir a força que é aplicada no pedal até os freios, produzindo o atrito responsável pela desaceleração dos veículos.

Nos sistemas com acionamento mecânico a transmissão é feita por um conjunto de cabos e alavancas. É a forma mais barata e simples de realizar a tarefa mas tem como inconveniente perdas por atrito e necessidade de ajustes constantes devido a folgas ocasionadas pelo uso. Limitações da regra não permitem que este tipo de acionador esteja presente no projeto Baja SAE.

O acionamento hidráulico é o mais utilizado em veículos de passeio e competição. Neste sistema a força aplicada é transmitida por um fluido até os freios, fundamentado no princípio de Pascal, como afirma Brunetti (2008, p. 21): “A pressão aplicada num ponto de um fluido em repouso transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido”. Assim, a pressão é constante em todos os pontos do fluido, logo, variando a área conseguimos gerar o aumento da força aplicada.

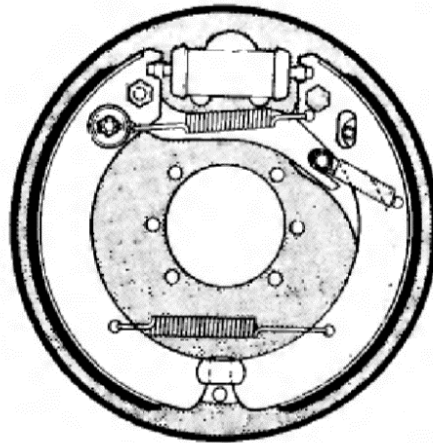
Um compressor de ar alimenta o acionador do tipo pneumático, geralmente utilizado em veículos de grande porte como ônibus e caminhões. O compressor é responsável por comprimir o ar e enviar para a válvula reguladora de pressão, que controla a pressão de trabalho do sistema, eliminando para a atmosfera o que é produzido em excesso. A principal desvantagem desse sistema é sua complexidade e o peso dos componentes.

3.3 TIPOS DE SISTEMA

3.3.1 Tambor

Este sistema é comumente utilizado por veículos de passeio. É instalado nas rodas traseiras e composto por um tambor de freio, sapatas de freio, pratos de freio, molas de retorno e cilindro de roda como mostrado na figura 1. O seu funcionamento consiste da abertura das sapatas pela expansão do cilindro de roda, que converte a pressão do fluido de freio em força, gerando atrito nas paredes internas do tambor com a lona de freio.

Figura 1 - Freio a tambor.



Fonte: Limpert (1999).

O tambor de freio é geralmente fabricado em ferro fundido cinzento, e fica ligado diretamente a roda. É o componente que possui a maior massa do sistema, seu correto dimensionamento é de fundamental importância. O sistema possui eficiência inferior ao disco de freio, baixa dissipação do calor, massa do sistema elevada e é suscetível a contaminação por água e lama, reduzindo sua eficiência. Por ser um sistema fechado, sujeira pode se acumular internamente podendo danificar a lona e o tambor. Para realizar a manutenção é necessário desmontar todo o sistema.

3.3.2 Disco

Sistema que compõe a grande maioria dos veículos, localizado nas rodas dianteiras e fixado na ponta de eixo. Tem como componentes o disco ou rotor, o cãpuler ou pinça de freio e as pastilhas. O freio a disco possui boa dissipação do calor, massa reduzida e manutenção fácil. Este sistema é pouco suscetível a contaminação, pois as impurezas tendem a ser expelidas pela força centrípeta. A pinça de freio pressiona as pastilhas contra o disco gerando atrito, nesse processo a energia cinética do veículo é transformada em energia térmica e dissipada sobre a forma de calor.

Os discos de freio podem ser sólidos ou ventilados conforme a figura 2. O disco ventilado é dividido ao meio por canais, por onde o ar escoava removendo parte do calor, diminuindo a temperatura do disco e das pastilhas. O rotor também pode ser perfurado ajudando na limpeza caso ocorra contaminação por lama, água ou óleo, além de reduzir a massa de inércia e melhorar a dissipação do calor.

Figura 2 – Disco de freio sólido (A) e ventilado (B)



Fonte: Google Imagens (2018).

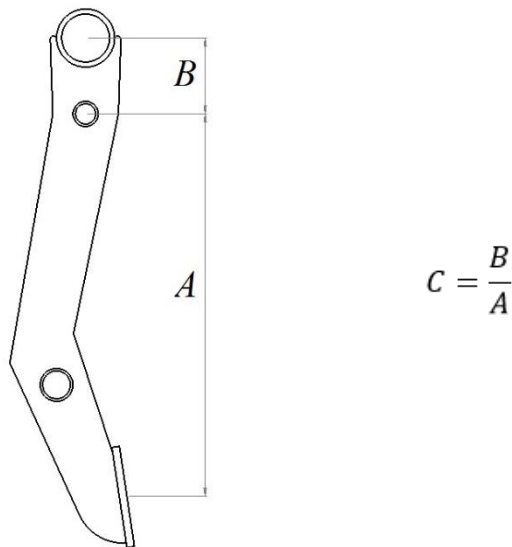
Geralmente, são fabricados em ferro fundido cinzento, aço-carbono e aço inoxidável, as principais características para escolha desses materiais são a dureza elevada e alto índice de escoamento. Os discos ainda podem ser flutuantes, apresentando estrutura bipartida unida por rebites que permitem flutuação lateral, evitando que a vibração ocasionada por pequenos empenos seja transmitida para o sistema.

3.4 COMPONENTES DO SISTEMA

3.4.1 Pedal

O pedal de freio é responsável por transmitir a força aplicada pelo condutor até o cilindro mestre. A força aplicada é ampliada pelo princípio da alavanca através do equilíbrio dos momentos, em que um ponto de pivotamento fica localizado a uma distância B de onde é aplicada a força e a uma distância A de onde a força é transmitida. Estas dimensões representam a razão do pedal que é mensurada pela grandeza C apresentada na figura 3. Segundo Puhn (1987), a razão de pedal para sistema sem acionamentos externos deve estar próxima de 5.0.

Figura 3 - Razão do pedal de freio.



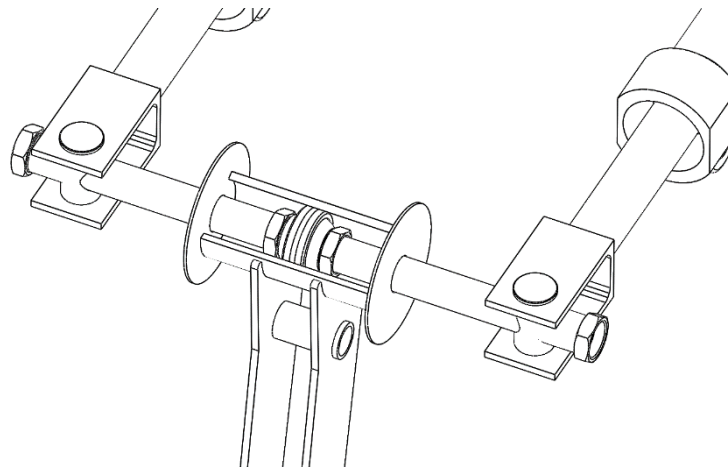
Fonte: Autor (2018).

Segundo Limpert (1999), para freios mecânicos, sem ajuda de um impulsor (servo freio), o sistema de freio deve ser projetado de forma que a força máxima de acionamento do sistema não exceda 445 N. Segundo Puhn (1987), o pedal de freio, quando estiver com a máxima aplicação de força, deve formar um ângulo de 90° em relação ao *push rod*, este por sua vez deve estar paralelo ao cilindro-mestre. Não devendo o pedal ultrapassar o curso máximo de 150mm.

3.4.2 Balance Bar

Este componente está localizado no pedal de freio, ele é responsável por distribuir a carga, que vai ser transmitida do pedal para cada cilindro mestre. As partes que o compõe são basicamente um eixo e uma rótula radial, o deslocamento desta rótula faz com que seja feita a distribuição da força pelo princípio da alavanca, gerando aumento da força do cilindro que estiver mais próximo do centro (figura 4). O *balance bar* também permite a equalização do sistema fazendo com que ao chegar ao fim do curso de um cilindro mestre não ocorra calço hidráulico.

Figura 4 - Vista em corte do *balance bar*.

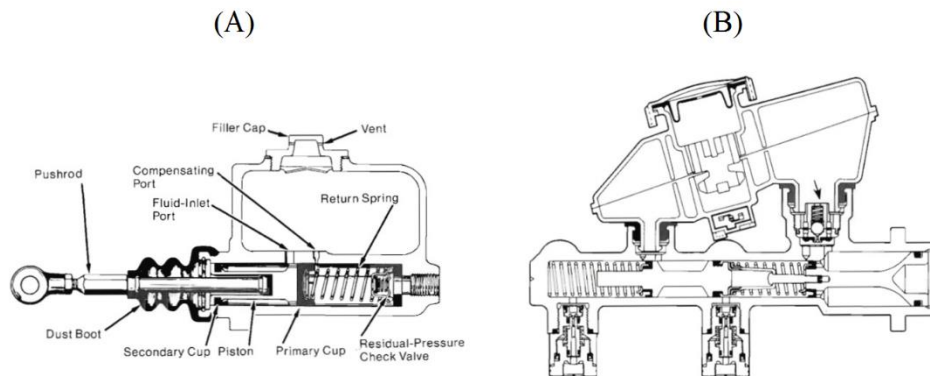


Fonte: Autor (2018).

3.4.3 Cilindro mestre

O cilindro mestre é responsável por pressurizar o sistema de freio hidráulico e deslocar o fluido de freio até as pinças ou cilindros de roda. Este componente se comunica com o pedal por meio de uma haste chamada de *push rod*, os cilindros podem ser simples (apenas um pistão) ou duplos (dois pistões em linha, no interior de um único cilindro), conforme mostra a figura 5. Os cilindros são compostos basicamente pelo pistão, câmara, mola de retorno e reservatório, onde fica armazenado o fluido de freio.

Figura 5 - Cilindro mestre simples (A) e duplo (B).

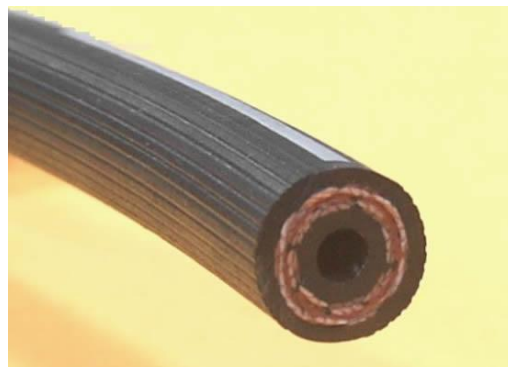


Fonte: Puhn (1987).

3.4.4 Linhas de freio

Responsáveis por transmitir a pressão do cilindro mestre até as pinças de freio ou cilindros de roda. São dutos que conduzem o fluido de freio e podem ser rígidos ou flexíveis. Tubos flexíveis são empregados em locais da linha onde haja movimento, como em suspensões. As linhas flexíveis são mangueiras de borracha reforçada com fibras de nylon como mostra a figura 6, porém este material sofre expansão quando está sob pressão. Para sistemas em que se deseja reduzir a perda de pressão pela expansão são utilizados tubos de teflon revestido com uma armadura de fios de aço trançado (figura 7).

Figura 6 – Mangueira de freio de nylon revestida por borracha.



Fonte: Site - <http://www.brakehoses.org> (2018).

Figura 7 – Duto flexível de fluido de freio revestido com malha de aço (*aeroquip*).



Fonte: Site - <https://www.hydraulic-supply.com> (2018)

As linhas rígidas são tubos com pequeno diâmetro geralmente fabricados em aço ou cobre (figura 8). Utilizados em locais onde não há mobilidade, possui menor dilatação comparados aos dutos de borracha. Deve-se priorizar o uso de dutos rígidos, para redução da perda de carga por expansão.

Figura 8 - Tubulação rígida de cobre 3/16”.

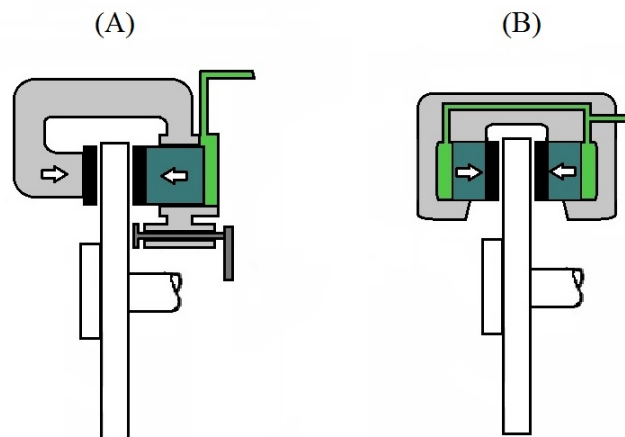


Fonte: Site - <https://www.brakepipedirect.co.uk> (2018).

3.4.5 Pinças

Na pinça de freio é exercida a força de fechamento, que pressiona as pastilhas de freio contra o disco gerando atrito entre as partes. Esse atrito é liberado sobre a forma de calor que converte a energia cinética do movimento em energia térmica. A pinça de freio é constituída pelo cilindro e pelo pistão que sofre deslocamento movendo assim a pastilha. Pode ser fabricada em magnésio, alumínio, ferro fundido ou aço. O cápiler (figura 9) pode ser flutuante, o mais comum e utilizado na maioria dos veículos de passeio, e fixo composto por dois cilindros opostos, empregado em veículos de alta performance.

Figura 9 - Peça flutuante (A) e fixa (B).



Fonte: Autor (2018).

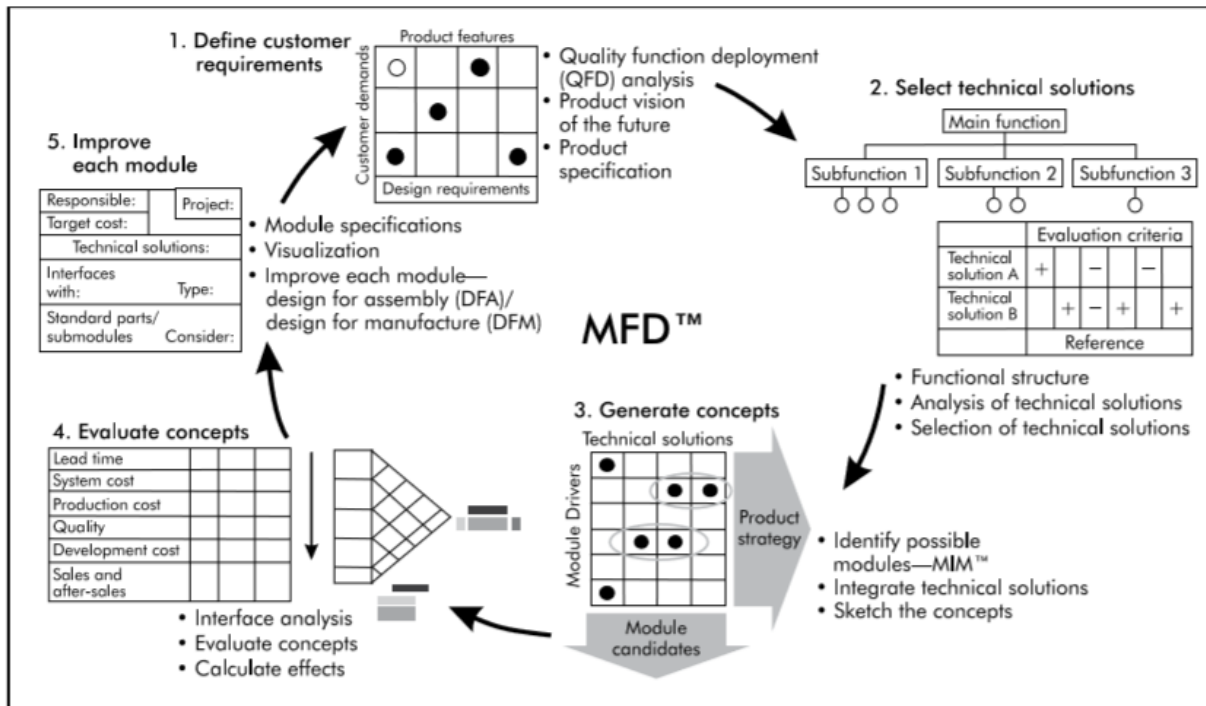
A pinça flutuante baseia-se no princípio da ação e reação, com câpiler montado em um suporte móvel. Quando o pedal de freio é acionado, o cilindro mestre desloca o fluido de freio até a pinça, que por sua vez move a pastilha contra o disco. Por reação a carcaça da pinça se desloca no sentido oposto ao movimento, trazendo junto a ela a pastilha que se encontrava do outro lado do disco. Ela é comumente utilizada com disco do tipo fixo. Esse sistema tem como vantagem compensar pequenos empenos no disco, evitando que a vibração interfira no sistema.

Na pinça fixa pistões opostos, um de cada lado, exercem a força de fechamento no disco, cada pistão tem a função de pressionar apenas uma pastilha. Proporciona uma frenagem mais eficiente pois a pressão é equilibrada em ambos os lados da pinça. O número de pistões em cada lado da pinça, influencia diretamente no desempenho, pois uma quantidade maior de pistões acarreta numa maior força de frenagem.

4 METODOLOGIA

Para desenvolvimento do protótipo baja SAE foi aplicada a metodologia do Desdobramento da Função Modular – *Modular Function Deployment* (MFD), que permite que o projetista escolha o design modular a partir das razões especificadas no projeto. A modularização busca desenvolver de forma paralela todos os sistemas considerando as interferências internas entre eles, separando cada componente e listando para que sejam rearranjados dentro de módulos afim de favorecer a flexibilidade e variedade de uso. Esta metodologia consiste de cinco passos, com a utilização de ferramentas para otimização do projeto, sendo um processo de evolução contínua, como mostra a figura 10.

Figura 10 – Os cinco passos do MFD.



Fonte: Ericsson e Erixon (1999, p 30).

O primeiro passo para aplicação dessa metodologia consiste em assegurar que o produto atenda às necessidades do cliente, necessitando um conhecimento significativo da identidade do consumidor e da situação do mercado. Esclarecidas as necessidades, é formulada a especificação do produto com a utilização da matriz Desdobramento da Função Qualidade – *Quality Function Deployment (QFD)* modificada, colocando a “modularidade” como primeira exigência de projeto.

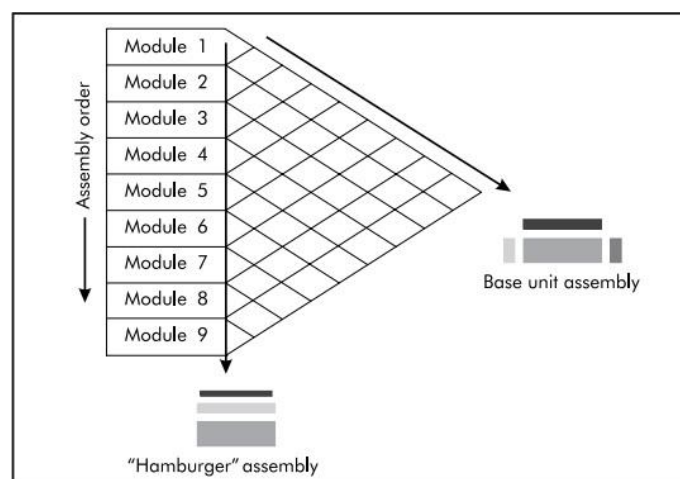
A identificação dos mais importantes requisitos do cliente é traduzida em propriedades do produto e apresentada aos engenheiros do projeto, que visualizam na matriz QFD as relações entre as propriedades do produto e os requisitos do cliente. Onde valores mensuráveis são estabelecidos para cada propriedade.

O segundo passo consiste em determinar as soluções técnicas que complementam os requisitos apresentados no primeiro passo, efetuando a quebra do produto em funções e suas respectivas soluções, em uma técnica conhecida como “Decomposição Funcional”, durante a qual deve ser feita a escolha de uma solução dentre as várias possíveis para uma determinada função. Deste passo resultará a árvore de funções e modo do produto, com a solução técnica e o modo como deve ser construído.

As soluções técnicas obtidas no passo anterior são avaliadas no terceiro passo, de acordo com os direcionadores de módulo, na matriz Matriz de Indicação de Módulo - *Module Indication Matrix* (MIM), que consiste na base do método MFD. Onde as soluções recebem pontuações para cada direcionador, onde 9 pontos correspondem a uma relação forte, 3 pontos relação média, e 1 ponto relação fraca, de acordo com a importância da respectiva razão de ser um módulo. Direcionadores muito enfatizados indicam que a solução técnica tem um padrão de requerimento complicado, com maior probabilidade de formar um módulo por si só, ou a ser base para um módulo. Os com menor pontuação, indicam que a solução pode ser agrupada com outras soluções.

No quarto passo da metodologia foi realizada avaliação dos conceitos, testando a interface entre os módulos. As interfaces têm um papel vital na influência sobre o produto final visto que interfaces padronizadas constituem a condição para o sucesso das atividades paralelas. Esta fase consiste em realizar uma avaliação dos conceitos gerados utilizando a Matriz de Interfaces, que clarifica e testa as relações entre as interfaces dos módulos, já que estas são de grande importância no produto final, em especial no aspecto flexibilidade. Do ponto de vista de uma montagem, dois princípios podem ser identificados: base única de montagem e montagem “hambúrguer”. Estes são marcados com flechas na tabela 1. Fica claro que estes dois princípios de montagem são benéficos de diferentes perspectivas além da montagem. Eles facilitam o desenvolvimento simultâneo, proporcionam um planejamento dos processos mais fácil, entre outras vantagens. A matriz serve como indicador para as interfaces que merecem uma atenção elevada, sendo eventualmente melhoradas.

Tabela 1 – Indicador de interfaces.



Fonte: Ericsson e Erixon (1999).

O passo final expõe as especificações para cada módulo, contendo informações técnicas, desenvolvimento planejado, descrição das variantes, custo alvo, etc. Possibilitando o melhoramento do conceito modular em cada módulo separadamente. É importante enfatizar a necessidade de dedicar certo trabalho em cada módulo assegurando assim o resultado final.

5 APLICAÇÃO

5.1 DESDOBRAMENTO DA FUNÇÃO QUALIDADE

O QFD foi aplicado no desenvolvimento e melhoria do produto, metas quantitativas foram escolhidas considerando a qualidade exigida, o desempenho atual e o desempenho das equipes concorrentes. Os requisitos qualitativos do produto foram definidos com base nas provas dinâmicas da competição Nacional de 2016, e os quantitativos, com base nos fatores que influenciam nessas provas, como aceleração, massa e raio mínimo de curva.

Uma avaliação de desempenho foi feita, comparando nossas notas com as notas das cinco melhores equipes nas provas dinâmicas.

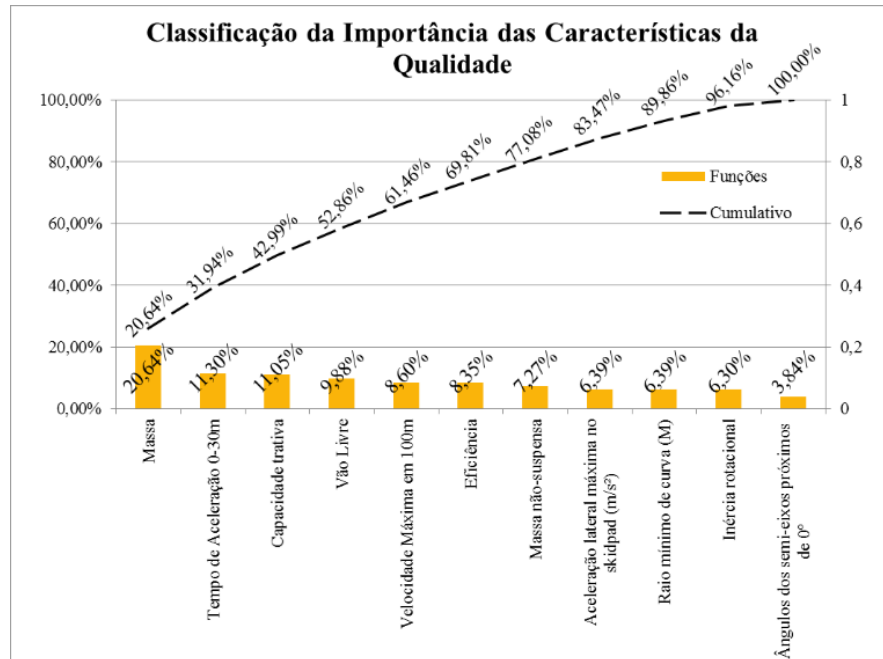
Tabela 2 - Matriz QFD.

Número da linha	Características da Qualidade		Características de Powertrain						Características de Suspensão					Características Gerais		Avaliação de Desempenho					Pesos			
			Tempo de Aceleração 0-30m	Velocidade Máxima em 100m	Ângulos dos semi-eixos próximos de 0°	Capacidade trativa	Inércia rotacional	Aceleração lateral máxima no skidpad (m/s²)	Raio mínimo de curva (M)	Vão Livre	Eficiência	Massa não-suspensa	Massa	Grau de importância	Nossa Empresa	MANGUE BAJA 1	BAJA UFMG	MANGUE BAJA 2	FEI BAJA 1	CAR-KARÁ	Plano de qualidade	Índice de melhoria	Argumento de venda	Importância Absoluta
	Nível 1	Nível 2	(s)	(km/h)	(°)	(N)	(gols/s²)	(m/s²)	(m)	(mm)	%	(kg)	(kg)											
1	Aceração	Tempo de deslocamento de 0-30m em 4,41 s	9	9	3	1	3					1	9	7,01	6,14	4,66	7,26	8,02	9	9	1,28	1,2	13,87	17,0%
2	Velocidade Máxima	Alugar 30,56 km/h em 100m	9	9	3	3	3					1	9	8,94	6,37	7,01	8,54	8,43	9	9	1,01	1,2	10,87	13,3%
3	Tração	Puxar a caixa de câmbio 4,3m	1		1	9	3					9	9	2,85	5,55	7,9	5,94	3,24	7,44	8	2,81	1	25,26	31,0%
4		Fazer slalom de 3m	1		1	1	1	9	9	1	1	1	1	5,29	5,65	5,64	5,29	7,29	8,6	9	1,70	1,2	18,37	22,5%
5		Ultrapassar manilhas de 0,4m	1			1	1			9	3	1	1											
6	S&T	Realizar saltos de 1,5m									9	3	3	9	7,37	7,51	7,91	7,35	8,25	9	1,22	1,2	13,19	16,2%
7		Passar por depressões de 0,3m de profundidade	1			1				9	3	1	1											
Importância Absoluta			3,39	2,73	1,22	3,51	2,00	2,03	2,03	3,14	2,65	2,31	6,55						81,56	100,0%				
Soma Importância Absoluta			31,74														SONA DOS PESOS							
Importância Relativa			11,30%	8,60%	3,84%	11,05%	6,30%	6,39%	6,39%	9,88%	8,35%	7,27%	20,64%											
Nossa Empresa			4,38	53,9	27	100%	639	9,81	1,8	320	73	27,2	147											
Metas de Desempenho			4,19	49,32	20	127%	640	9,81	2	276	80	27,2	146											

Fortemente diretamente proporcional	+
Diretamente proporcional	○
Inversamente proporcional	●
Fortemente inversamente proporcional	x

Fonte: Autor (2017).

Gráfico 1: Classificação das metas em percentual.



Fonte: Autor (2017).

Com base na matriz QFD (tabela 2) as características de qualidade com maior importância foram a massa, tempo de aceleração e capacidade trativa, a partir delas foram traçadas as metas para o protótipo.

5.2 SELEÇÃO DAS VARIANTES

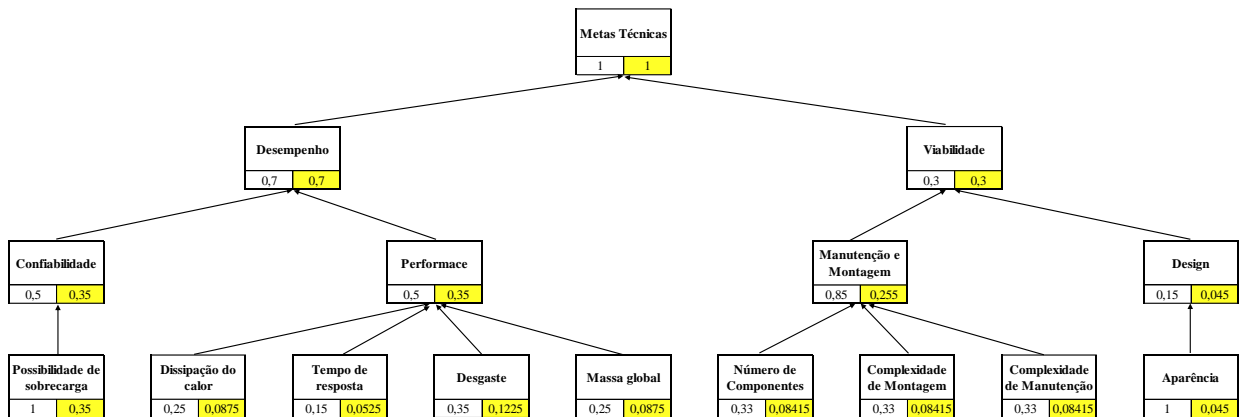
A seleção do tipo de sistema de freio para protótipo iniciou-se com a escolha de três possíveis soluções: pinça flutuante, pinça fixa e freio a tambor, baseadas na experiência da equipe, e as mais utilizadas por veículos atualmente. Estas escolhas foram feitas levando em consideração as metas de maior importância da matriz QFD, a sua funcionalidade e eficiência. A partir desta pré-seleção foi realizada a avaliação das variantes, com o objetivo de determinar o valor alcançado por cada solução. Metas gerais divididas em técnicas e econômicas foram determinadas, permitindo uma avaliação abrangente.

5.2.1 Matriz das Metas Técnicas

Para elaborar a matriz os objetivos das metas técnicas foram selecionados e pesos foram atribuídos de acordo com sua importância. O desempenho foi priorizado em relação a viabilidade por ser um protótipo para competições no qual esse quesito é avaliado com maior

atenção. Performance e confiabilidade receberam pesos iguais pois possuem a mesma importância. Dissipação de calor e massa global receberam igualmente 25%, desgaste foi priorizado e recebeu 35% e o tempo de resposta ficou com 15%. Por possuir menor importância design recebeu 15% e Manutenção e montagem 85%. Número de componentes, complexidade de montagem e complexidade de manutenção receberam o mesmo peso 33%.

Figura 11 - Matriz das metas técnicas.

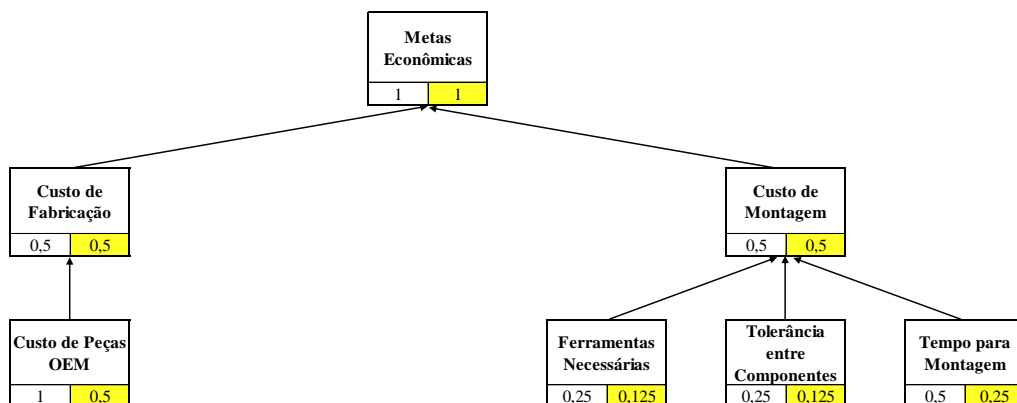


Fonte: Autor (2018).

5.2.2 Matriz das Metas Econômicas

Na avaliação econômica, os objetivos foram selecionados onde o custo de manutenção e custo de montagem receberam o mesmo peso. Ferramentas necessárias e tolerância entre componentes ficaram ambas com 25% e tempo para montagem 50%. E o custo de peças OEM (compradas) ficou com 100% do custo de fabricação.

Figura 12 - Matriz das metas econômicas.



Fonte: Autor (2018).

5.2.3 Lista de avaliação

Parâmetros foram estabelecidos para cada critério de avaliação e as possíveis soluções receberam pontuações, partindo de 0 a 10 pontos, sendo: 0-1: Muito ruim; 2-3: Ruim; 4-5: Regular; 6-7: Bom; e 8-10: Muito bom. Estas pontuações foram multiplicadas pelos fatores obtidos nas matrizes das figuras 11 e 12.

Tabela 3 - Avaliação técnica.

Avaliação Técnica													
Critérios de Avaliação		Parâmetros			Pinça Flutuante			Pinça Fixa			Tambor		
Nr.	Fator		Unidade										
1	Possibilidade de sobrecarga	0,35	Dano causado em caso de falha	-	Regular	4	1,4	Ruim	3	1,05	Ruim	3	1,05
2	Dissipação do calor	0,09		-	Muito Bom	10	0,875	Muito Bom	10	0,875	Muito Ruim	1	0,0875
3	Tempo de Resposta	0,11			Muito Bom	8	0,84	Muito Bom	9	0,945	Bom	6	0,63
4	Desgaste dos componentes	0,12	Tempo de uso	-	Bom	7	0,8575	Bom	7	0,8575	Ruim	2	0,245
5	Massa Global	0,09	Quantidade de massa	-	Muito Bom	10	0,875	Bom	7	0,6125	Ruim	2	0,175
6	Número de Componentes	0,08	Quantidade de Peças		Muito Bom	8	0,6732	Bom	7	0,58905	Ruim	2	0,1683
7	Complexidade de montagem	0,08		-	Muito Bom	8	0,6732	Muito Bom	8	0,6732	Ruim	2	0,1683
8	Coplexidade de Manutenção	0,08			Muito Bom	10	0,8415	Muito Bom	9	0,75735	Regular	5	0,42075
9	Aparência	0,05		-	Bom	7	0,315	Bom	7	0,315	Regular	5	0,225
SOMA		1,04995	Valor da variante			72	7,3504		67	6,6746		28	3,16985
				Valor Global Técnico	Wt		1			0,908059425			0,43124864

Fonte: Autor (2018).

Tabela 4 - Avaliação econômica.

Avaliação Econômica													
Critérios de Avaliação		Parâmetros			Pinça Flutuante			Pinça Fixa			Tambor		
Nr.	Fator		Unidade	Característica	Valor	Valor Ponderado	Característica	Valor	Valor Ponderado	Característica	Valor	Valor Ponderado	
3	Custo de peças OEM	0,50	Custo de peças compradas		Bom	3	1,5	Bom	4	2	Muito Bom	2	1
4	Ferramentas necessárias	0,13	Número de ferramentas	-	Bom	3	0,375	Bom	3	0,375	Regular	5	0,625
5	Tolerância entre componentes	0,13	Se é necessário a montagem de componentes com interferência, folga, etc.	-	Bom	3	0,375	Bom	4	0,5	Bom	3	0,375
6	Tempo para montagem	0,25	Tempo para montagem	-	Muito Bom	2	0,5	Bom	3	0,75	Regular	5	1,25
SOMA		1	Valor da Variante			11	2,75		14	3,625		15	3,25
					Valor Econômico Global da Variante			H		H		H	
					Ho			Ho		Ho		Ho	
					Ww			Ww		Ww		Ww	
					0,846153846			1,115384615		0,7		0,7	
					0,7			0,7		0,7		0,7	
					0,827272727			0,627586207		0,7		0,7	

Fonte: Autor (2018).

5.2.4 Avaliação das Metas

Cada solução recebeu uma nota para os objetivos apresentados nas matrizes, dessas notas foram obtidos os valores técnicos e econômicos para cada variante. O valor global analisado pela equação da reta e da hipérbole exhibe a melhor solução.

Tabela 5 - Avaliação das metas.

Valor Global				
	Valor Técnico (Wt)	Valor Econômico (Ww)	Valor Global (W)	
			Reta	Hipérbole
Pinça Flutuante	1,00	0,83	0,91	0,91
Pinça Fixa	0,91	0,63	0,77	0,76
Tambor	0,38	0,70	0,54	0,52

Fonte: Autor (2018).

Onde a pinça flutuante apresentou os melhores resultados para esta avaliação, tanto pela reta como pela hipérbole.

5.3 MATRIZ DE INDICAÇÃO DE MÓDULO

A Matriz MIM foi feita a fim de apontar os módulos com base nas soluções técnicas obtidas no segundo passo. Para definir esses módulos são utilizados os direcionadores de módulo, que são guias dos objetivos para desenvolvimento do produto.

O significado de cada direcionador é apresentado a seguir.

1. Transmissividade (*Carryover*) - Partes do subsistema que não será exposta a mudança alguma durante a vida do produto, sendo transferida para a próxima geração.
2. Evolução tecnológica - Estão mais expostas a mudanças, seja pela demanda crescente dos clientes ou modificações tecnológicas, mecânicas ou de materiais.
3. Alteração de projeto - Potencial para desenvolvimento e modificação. No lançamento de novos modelos, cumprimento de exigências ou redução de custos.
4. Especificações técnicas - Capacidade de alocar todas as variações para o menor número de peças possíveis, para diminuir o estoque e os custos totais.
5. Personalização (estilo) - Partes influenciadas por tendências ou moda, estando ligada a uma marca comercial. Possuem módulos que realcem a identidade do produto.
6. Unidade comum - Partes do subsistema com funções solicitadas por todos os clientes, que podem ser usadas na seleção do produto ou parte dela.
7. Processo e organização - Partes do produto que requerem um processo de produção específico, fazer a produção ser o mais eficiente possível.
8. Teste em separado - Partes com possibilidade de realizar testes de cada modulo separadamente, antes de realizar a montagem final, contribuindo para melhoria da qualidade.
9. Compra de produtos prontos - Capacidade de comprar partes do subsistema diretamente dos fornecedores.
10. Manutenção e manutenibilidade - Formação de módulos de serviço que facilitem a manutenção e manutenibilidade das partes.
11. Atualização - Possibilidade de aprimoramento do modulo, oferecendo ao cliente a possibilidade de aperfeiçoamento do produto no futuro.

12. Reciclagem - Possibilidade de reaproveitamento do material através de reciclagem e utilização de materiais que não agridam o meio ambiente.

Nessa Matriz de Indicação de Módulo (Module Indication Matrix™ MIM™) (tabela 6), as soluções técnicas foram avaliadas de acordo com os direcionadores, e as relações entre elas foram mensuradas. Uma relação forte corresponde a 9 pontos, relação média a 3 pontos, e fraca a 1 ponto.

Tabela 6 - Matriz de indicação de módulo.

Soluções Técnicas \ Module Drivers	Pinça	Disco	Linhas Flexíveis	Linhas Rígidas	Pastilhas	Pedal	Cilindro Mestre	SOMA
Transmissividade (<i>Carryover</i>)	●		●	●			●	30
Evolução tecnológica		●			●	○		7
Alteração de projeto		●			○			4
Especificações técnicas		●			●			6
Personalização (estilo)		○				○		2
Unidade comum	●	●	●	●	●	●	●	57
Processo e organização								0
Teste em separado						○		1
Compra de produtos prontos	●	●			●		●	36
Manutenção e manutenibilidade	●						○	4
Atualização	●	●			●	○		22
Reciclagem						●		3
SOMA	33	31	18	18	28	16	28	

●	Relação Forte	9
●	Relação Média	3
○	Relação Fraca	1

Fonte: Autor (2018).

As soluções técnicas correspondem aos componentes do sistema. Soluções pouco pontuadas e que apresentam module drivers semelhantes, através da análise na matriz MIM, podem ser agrupadas e virar módulo. Soluções muito pontuadas também devem formar módulo.

5.4 ENGENHARIA E ANÁLISE DO VALOR

O custo total de todos os componentes do sistema de freio era de R\$ 3770,82, na busca de atingir o valor ótimo para o sistema a ferramenta de otimização Engenharia e Análise do Valor (EAV) foi aplicada, possibilitando determinar os componentes que tem custo elevado em relação a função que eles exercem. Na etapa de descrição das funções cada componente do sistema foi analisado, por exemplo o pedal de freio que tem como funções transmitir força (função básica) e ampliar força (função secundária), sendo básica a principal e sobre a qual será rateado o valor total da peça.

Tabela 7 - Descrição das funções de cada componente do sistema de freio.

EAV				
DESCRIÇÃO DE FUNÇÕES				
ITEM	NOME DA PEÇA	FUNÇÕES	B/S	
			B	S
1	Pedal	Transmitir Força	x	
		Ampliar Força		x
2	Balance Bar	Transmitir Força	x	
		Distribuir a Força	x	
		Permitir a Equalização		x
		Permitir ajuste		x
3	Push Rod	Transmitir Força	x	
		Permitir ajuste		x
4	Cilindro Mestre	Gerar Pressão Hidráulica	x	
		Armazenar Fluido de Freio		x
5	Linha Rígida	Transmitir Pressão Hidráulica	x	
6	Linha Flexível	Transmitir Pressão Hidráulica	x	
		Prover Mobilidade		x
7	Pinça	Transmitir Força de Fechamento	x	
		Dissipar Calor		x
8	Pastilha	Gerar Atrito	x	
		Dissipar Calor		x
9	Disco	Gerar Atrito	x	
		Dissipar Calor		x
		Prover Autolimpeza		x
10	Fluido de Freio	Transmitir Pressão Hidráulica	x	

Fonte: Autor (2018).

Determinadas as funções básicas do sistema e os custos de cada componente, relaciona-se os custos entre as funções e os componentes para estabelecer assim as porcentagens de custo de cada função. Um componente que apresenta duas funções básicas, tem seu custo dividido igualmente entre as duas funções.

Tabela 8 - Custo da função.

FORMAÇÃO DO CUSTO DA FUNÇÃO														
FUNÇÃO			A		B		C		D		E		F	
			Transmitir Força		Distribuir a Força		Gerar Pressão Hidráulica		Transmitir Pressão Hidráulica		Transmitir Força de Fechamento		Gerar Atrito	
ITEM	PEÇA	R\$	%	R\$	%	R\$	%	R\$	%	R\$	%	R\$	%	R\$
1	Pedal	952,7	0,25	952,7	0		0		0		0		0	
2	Balance Bar	250	0,03	125	0,03	125	0		0		0		0	
3	Push Rod	100	0,03	100	0		0		0		0		0	
4	Cilindro Mestre	300	0		0		0,08	300	0		0		0	
5	Linha Rígida	120	0		0		0		0,03	120	0		0	
6	Linha Flexível	75	0		0		0		0,02	75	0		0	
7	Pinças	300	0		0		0		0,00		0,08	300	0	
8	Pastilha	100	0		0		0		0,00		0		0,03	100
9	Disco	1548	0		0		0		0,00		0		0,41	1548
10	Fluido de freio	25	0		0		0		0,01	25	0		0	
TOTAL	%	100	31,23		3,31		7,96		5,83		7,96		43,71	
	R\$	3771	1177,67		125		300		220		300		1648,15	

Fonte: Autor (2018).

A avaliação numérica é feita para estabelecer os pesos de cada função definidos a partir da importância de uma função em relação a outra. Transmitir força de fechamento tem média diferença de importância em relação a permitir equalização, enquanto transmitir força de fechamento tem menor diferença em importância.

Tabela 9 - Peso da função.

	B	C	D	E	F	TOTAL
A	A2	A1	A1	E1	F2	4
B	B	B2	D2	E1	F3	2
C		C	C2	E1	F1	2
D			D	E1	F1	2
E				E	F1	4
F					F	8
						22

Fonte: Autor (2018).

Tabela 10 - Avaliação numérica das funções.

AVALIAÇÃO NUMÉRICA			
LETRA CHAVE	FUNÇÕES	PESO DA FUNÇÃO	PESO (%)
A	Transmitir Força	4	18%
B	Distribuir a Força	2	9%
C	Gerar Pressão Hidráulica	2	9%
D	Transmitir Pressão Hidráulica	2	9%
E	Transmitir Força de Fechamento	4	18%
F	Gerar Atrito	8	36%
		22	100%

Fonte: Autor (2018).

O Índice de Valor foi determinado a partir da divisão do Peso da Função (%F) pelo Custo da Função (%C). Esse resultado, também chamado de tangente, define as funções que precisam de melhorias. As funções que apresentarem tangentes abaixo de 0,9, exigem modificações obrigatórias. Como pode ser visto na tabela 11, apenas duas funções foram consideradas críticas, as funções A e F, transmitir força e gerar atrito.

Tabela 11 - Índice de valor.

DIAGRAMA VETORIAL DO VALOR								
FUNÇÃO	PESO DA FUNÇÃO	PESO RELATIVO	PESO RELATIVO ACUMULADO	CUSTO DA FUNÇÃO	CUSTO RELATIVO	CUSTO RELATIVO ACUMULADO	ÍNDICE DE VALOR	
A	Transmitir Força	4	18,18%	18,18%	R\$ 1.177,67	31,23%	31,23%	0,58
B	Distribuir a Força	2	9,09%	27,27%	R\$ 125,00	3,31%	34,55%	2,74
C	Gerar Pressão Hidráulica	2	9,09%	36,36%	R\$ 300,00	7,96%	42,50%	1,14
D	Transmitir Pressão Hidráulica	2	9,09%	45,45%	R\$ 220,00	5,83%	48,34%	1,56
E	Transmitir Força de Fechamento	4	18,18%	63,64%	R\$ 300,00	7,96%	56,29%	2,29
F	Gerar Atrito	8	36,36%	100,00%	R\$ 1.648,15	43,71%	100,00%	0,83
		22	100,00%		R\$ 3.770,82	100,00%		

Fonte: Autor (2018).

5.4.1 Avaliação das funções

As funções mencionadas acima foram analisadas já que apresentaram baixo índice de valor. Dessa forma, seus componentes foram listados para que fossem avaliadas pela dificuldade, economia e impedimento (DEI); e pela gravidade, urgência e tendência (GUT) fossem aplicados. Como a ferramenta estava sendo aplicada somente para otimização, e não por algum componente ter apresentado alguma disfunção anteriormente, foi utilizado apenas o método DEI para avaliar os componentes.

Na aplicação do método DEI, os componentes foram avaliados em relação à dificuldade, economia e impedimento na implementação de melhorias e os que apresentarem o maior resultado são os componentes que estão aptos a mudanças.

Tabela 12 - Método DEI.

COMPONENTE	DIFICULDADE	ECONOMIA	IMPEDIMENTO	DxExI
Balance Bar	8	8	8	512
Pedal	8	6	8	384
Disco	6	8	8	384
Push Rod	10	1	10	100
Pastilha	3	1	3	9

Fonte: Autor (2018).

O *balance bar* resultou no valor mais elevado para o método DEI, ou seja, está apto a sofrer modificações. A Pastilha de freio apresentou valores baixos para dificuldade, economia e impedimento, pois a economia não seria tão significativa por ela já possuir baixo custo em relação ao sistema, além de exigir tecnologia de difícil acesso para fabricar uma pastilha com qualidade semelhante à utilizada, sendo essa a dificuldade e o impedimento para a mudança no componente atual.

5.4.2 Brainstorming

O Brainstorming é uma fase de captação de ideias, nesta fase é necessária a participação de pessoas de diferentes setores para garantir a geração de diversas ideias e conceitos inovadores. Mesmo que a aplicação tenha sido realizada no Subsistema de Freio, todos os responsáveis por subsistemas estiveram presentes nesta etapa.

Foram sugeridas diversas modificações, que foram pré-avaliadas e entre elas, foram selecionadas as que poderiam ser adotadas pela equipe. Algumas foram excluídas por exigirem tecnologia inacessível, por serem claramente mais caras ou por não atender as funções mínimas exercidas pelo componente atual. No quadro abaixo estão listadas as soluções que passaram para a fase de avaliação.

Tabela 13 - Soluções sugeridas.

Pedal	Push Rod
Pedal de carro	Sem Push Rod
Pedal de chapa	Garfo do balance bar junto do push rod
Pedal de poliacetato	Push Rod de alumínio
Pedal tubular	Comprar pronto
Pedal fundido	Tubular com bucha
Pedal de alumínio	Fibra de carbono com bucha
Pedal de fibra de carbono	

Disco	Balance Bar
Adaptar disco de moto	Comprar rotula e fabricar o eixo
Fabricar de chapa, Aço inox ou 1020	Usar terminal rotular

Fonte: Autor (2018).

5.4.3 Avaliação das soluções

As ideias propostas foram avaliadas quanto a sua função, investimento, resultado e exequibilidade (FIRE) que considera a função exercida pelo componente, o investimento necessário para realizar a modificação, o resultado alcançado e a facilidade na execução, identificou as melhores soluções que possibilitaram a otimização do custo.

Por obter baixo resultado no DEI a pastilha de freio não foi incluída. Na avaliação do investimento, foi considerado o custo do material e da fabricação, enquanto que o resultado foi obtido através da comparação do custo antes da aplicação da ferramenta e o custo apresentado pela nova solução.

A fabricação da maioria dos componentes foi feita pela própria equipe, com a utilização de maquinário disponível na universidade. Alguns custos de Fabricação foram maiores por exigirem processos que não podem ser executados na universidade por falta de maquinário, necessitando serem terceirizados.

Tabela 14 - Método FIRE.

Peça	Idéia	Função	Investimento	Resultado		Exequibilidade	FxIxRxE
Pedal de Freio	Pedal de chapa	10	1	R\$ 902,67	10	8	800
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 30,00	R\$ 20,00	R\$ 50,00			
	Pedal de alumínio	10	1	R\$ 732,67	10	6	600
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 70,00	R\$ 150,00	R\$ 220,00			
	Pedal de tubular	10	1	R\$ 897,67	10	8	800
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 35,00	R\$ 20,00	R\$ 55,00			
	Comprar pedal de carro	10	1	R\$ 842,67	10	3	300
Material		Fabricação	Total				
R\$ 80,00		R\$ 30,00	R\$ 110,00				
Fabricar de poliacetato	10	1	R\$ 852,67	10	6	600	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 50,00	R\$ 50,00	R\$ 100,00				
Fibra de carbono	10	1	R\$ 202,67	6	1	60	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 400,00	R\$ 350,00	R\$ 750,00				
Pedal Fundido	10	1	R\$ 557,67	8	3	240	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 200,00	R\$ 200,00	R\$ 400,00				
Balance Bar	Comprar rótula e fabricar o eixo	10	1	R\$ 80,00	10	6	600
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 70,00	R\$ 100,00	R\$ 170,00			
Usar terminal rotular	10	1	-R\$ 10,00	6	6	360	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 260,00	R\$ -	R\$ 260,00				
Push Rod	Sem push rod	10	1	R\$ 100,00	10	8	800
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ -	R\$ -	R\$ -			
	Garfo do balance bar junto do push rod	10	1	-R\$ 80,00	1	6	60
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 100,00	R\$ 80,00	R\$ 180,00			
	Comprar pronto	10	1	-R\$ 30,00	3	10	300
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 130,00	R\$ -	R\$ 130,00			
	Tubular com bucha	10	1	-R\$ 30,00	3	6	180
Material		Fabricação	Total				
R\$ 50,00		R\$ 80,00	R\$ 130,00				
Fibra de carbono com bucha	10	1	-R\$ 400,00	1	3	30	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 200,00	R\$ 300,00	R\$ 500,00				
Push rod de alumínio	10	1	-R\$ 30,00	3	8	240	
	Material	Fabricação	Total				
	R\$ 50,00	R\$ 80,00	R\$ 130,00				
Disco de Freio	Modificar disco de moto	10	1	R\$ 1.388,15	10	3	300
		Material	Fabricação	Total			
		R\$ 80,00	R\$ 80,00	R\$ 160,00			
	Fabricar de chapa inox 420	10	1	R\$ 1.080,15	10	6	600
Material		Fabricação	Total				
R\$ 168,00	R\$ 300,00	R\$ 468,00					

Fonte: Autor (2018).

As soluções que atenderam todas as funções exercidas pelo componente original receberam a nota 10. O investimento foi considerado igualmente como sendo 1 pois a maioria das soluções poderiam ser construídas pela equipe dentro universidade, caso necessitem de terceirização, o custo entra nas despesas de fabricação. As soluções marcadas em cinza no quadro foram as adotadas para o projeto.

O Pedal de freio utilizado anteriormente era comprado pronto e custava R\$ 952,67. Fabricar o Pedal de freio utilizando chapas de aço 1020 cortadas a laser, foi a ideia que obteve melhor rendimento no FIRE.

O *balance bar* utilizado vinha junto ao pedal de freio, com a decisão de fabricar o pedal, foi preciso fabricar também o *balance bar*. Onde comprar a rótula e fabricar o eixo obteve destaque.

No sistema de freio anterior a distância entre o cilindro mestre e o pedal de freio tornava necessária a fabricação de um *push rod* maior que o que vem originalmente no cilindro mestre. Para eliminar a fabricação do *push rod* nessa nova solução, uma modificação foi feita na estrutura do veículo, trazendo o local onde era fixado o cilindro para mais perto do pedal, tornando assim possível a utilização do original.

Os discos de freio utilizados eram de quadriciclo com o custo de R\$ 1548,15. As duas soluções apresentadas geram notória economia. Apesar de modificar um disco de moto apresentar maior contenção de gastos, a exequibilidade foi o fator decisivo na escolha para fabricar um disco em chapa de aço inoxidável 420.

5.5 PROJETO PARA FABRICAÇÃO E MONTAGEM

O Design for Manufacturing and Assembly (DFMA), consiste em simplificar a manufatura e forma do produto aperfeiçoando o seu modo de fabricação. Este conceito foi aplicado ao projeto a fim de facilitar a fabricação, a manutenção do protótipo e minimizar os erros durante a montagem do sistema, otimizando o tempo e custo para isso.

Pedal de freio fabricado em chapa de aço cortado a laser com desenho simplificado que facilita a fabricação e mantém todas as características funcionais e ergonômicas com pedaleira antiderrapante e que evita que a lama fique acumulada. Padronização permitindo a intercambiabilidade e simplificação dos componentes, utilização de dois cilindros mestres simples de Nx Falcon com 1/2" de diâmetro (figura 13), discos de freio fabricados em chapa de

aço inox martensítico 420 cortados a laser (figura 14), e pinças de freio da Suzuki Burgman 125 de 30,2 mm de diâmetro (figura 15), sendo os discos e pinças dois dianteiros e um traseiro.

Figura 13 - Cilindro mestre Honda NX 400 Falcon.



Fonte: Google Imagens (2018).

Figura 14 - Disco de freio.



Fonte: Autor (2018).

Figura 15 – Pinça de freio Suzuki Burgman 125cc.



Fonte: Google Imagens (2018).

6 DIMENSIONAMENTO

6.1 DINÂMICA DE FREIO VEICULAR

O sistema de freio é responsável por desacelerar o veículo, controlar velocidade em decidas ou extinguir o movimento, para dar início ao dimensionamento alguns valores dessa desaceleração devem ser determinados e outros estimados, e apresentados na tabela 15. Essas grandezas foram consideradas para aplicação em situação extrema, ou seja: coeficiente de atrito, velocidades e massa do sistema máximas. Para realizar o dimensionamento do sistema, foram retirados conceitos e equações contidos no capítulo 3 de Gillespie (1992).

Tabela 15 – Dados iniciais para o dimensionamento.

Desaceleração	
Velocidade Final v_f [m/s]	0,00
Velocidade Inicial v_0 [m/s]	13,50
Tempo t [s]	1,85
Desaceleração a [m/s ²]	-7,30
Desaceleração em Termos de G	0,74
Massa Veículo com Piloto e abastecido [kg]	230,00
Aceleração da Gravidade [m/s ²]	9,81

Fonte: Autor (2018).

Em seguida os dados construtivos do veículo são obtidos e apresentados conforme a tabela 16. O centro de gravidade é o ponto onde toda a massa se concentra, sendo de fundamental importância no cálculo da transferência de carga.

Tabela 16 – Dados construtivos do veículo.

Dimensões	[m]
Altura do Centro de Gravidade CGh	0,53
Distância do CG para o eixo Dianteiro	0,84
Distância do CG para o eixo Traseiro	0,66
Distância entre eixos	1,50

Fonte: Autor (2018).

As características do pneu são de igual importância no cálculo do dimensionamento do sistema, os pneus selecionados para o nosso protótipo apresentam as seguintes especificações (tabela 17).

Tabela 17 – Especificações dos pneus dianteiros e traseiros.

Especificações do Pneu	Dianteiro	Traseiro
Coeficiente de atrito f (asfalto)	0,90	0,90
Coeficiente de atrito f (terra frouxa)	0,45	0,45
Diâmetro nominal do pneu. [mm] D_p	533,00	457,20
Raio efetivo de rolamento do pneu. [mm] R_p	261,17	224,03

Fonte: Autor (2018).

6.2 CÁLCULO DO RAIÃO EFETIVO DO PNEU (R_p)

Segundo Genta (2009), o raio efetivo de rolamento de pneus com construção radial é igual a o diâmetro externo do pneu dividido por dois, multiplicado por 0,98.

$$R_p = \left(\frac{D_p}{2}\right) * 0,98 \quad (6.1)$$

Raio Efetivo do Pneu Dianteiro

$$R_{pd} = \left(\frac{533}{2}\right) * 0,98 = 261,17 \text{ mm}$$

Raio Efetivo do Pneu Traseiro

$$R_{pt} = \left(\frac{457,2}{2}\right) * 0,98 = 224,03 \text{ mm}$$

6.3 DISTRIBUIÇÃO DA CARGA ESTÁTICA

Quando o veículo se encontra na posição estática a distribuição da carga nos eixos dianteiro e traseiro se dá pelas equações 6.2 e 6.3 respectivamente. Assim obtivemos a massa suportada por cada eixo do veículo estático.

Eixo dianteiro

$$D_{estd} = m * \left(\frac{x_1}{x_3}\right) \quad (6.2)$$

Eixo traseiro

$$D_{estt} = m * \left(\frac{x_2}{x_3}\right) \quad (6.3)$$

Logo, para o eixo dianteiro temos:

$$D_{estd} = 230 * \left(\frac{0,84}{1,50}\right)$$

$$D_{estd} = 128,34 \text{ kg}$$

E para o eixo traseiro:

$$D_{estd} = 230 * \left(\frac{0,66}{1,50}\right)$$

$$D_{estd} = 101,66 \text{ kg}$$

Assim, quando o veículo está parado 56% de sua massa é suportada pelo eixo dianteiro e 44% pelo eixo traseiro.

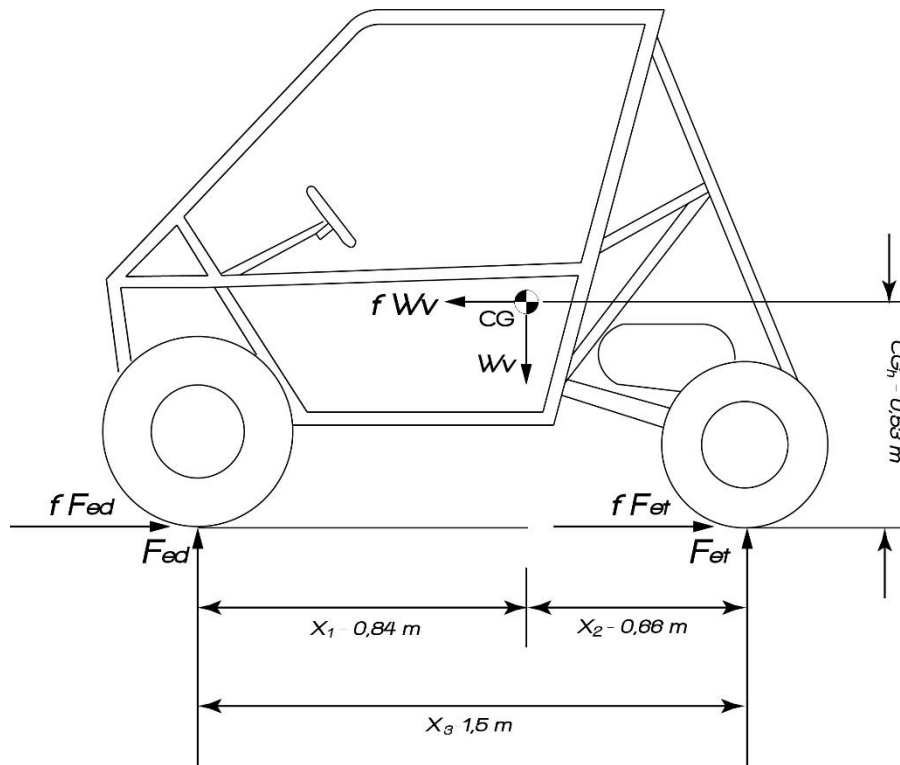
6.4 CÁLCULO DA TRANSFERÊNCIA DE CARGA DINÂMICA

Agora é calculado a transferência de carga nos eixos dianteiro e traseiro durante a frenagem, para este cálculo foram utilizadas as equações 6.4 e 6.5, para o eixo dianteiro e traseiro respectivamente. A figura 16 apresenta o diagrama de forças.

$$TD_{ed} = \left(\frac{m*G_a*x_2}{x_3}\right) + \left[\left(\frac{C_{gh}}{x_3}\right) * \left(\frac{m*G_a}{G_a}\right) * (-a)\right] \quad (6.4)$$

$$TD_{et} = \left(\frac{m*G_a*x_1}{x_3}\right) - \left[\left(\frac{C_{gh}}{x_3}\right) * \left(\frac{m*G_a}{G_a}\right) * (-a)\right] \quad (6.5)$$

Figura 16 - Diagrama de corpo livre da transferência de carga.



Fonte: Autor (2018).

Substituindo os valores temos:

$$TD_{ed} = \left(\frac{230 * 9,81 * 0,66}{1,50} \right) + \left[\left(\frac{0,53}{1,50} \right) * \left(\frac{230 * 9,81}{9,81} \right) * (7,30) \right]$$

$$TD_{ed} = 1585,84 \text{ N}$$

$$TD_{et} = \left(\frac{230 * 9,81 * 0,84}{1,50} \right) - \left[\left(\frac{0,53}{1,50} \right) * \left(\frac{230 * 9,81}{9,81} \right) * (7,30) \right]$$

$$TD_{et} = 670,46 \text{ N}$$

Massa em cada eixo durante a transferência de carga.

$$m_{ed} = \frac{TD_{ed}}{G_a} \quad (6.6)$$

$$m_{et} = \frac{TD_{et}}{G_a} \quad (6.7)$$

$$m_{ed} = 161,66 \text{ kg}$$

$$m_{et} = 68,34 \text{ kg}$$

Para as condições adotadas, durante a frenagem a transferência de carga dinâmica obteve os valores de 70% da carga sob o eixo dianteiro e apenas 30% da carga sob o eixo traseiro. Por ter uma solicitação de torque maior, foi adotado a utilização de um disco em cada roda dianteira, e no eixo traseiro foi adotado apenas um disco acoplado ao semieixo.

6.5 CÁLCULO DO TORQUE DE FRENAGEM

Com esses valores obtidos é possível calcular o torque de frenagem em cada roda dianteira e o torque no eixo traseiro (disco único na traseira), onde é visto que o torque máximo de frenagem está localizado no eixo dianteiro. A massa suportada por cada roda, no caso do eixo dianteiro foi dividido por dois. O sistema traseiro foi dimensionado para utilizar apenas um disco, portanto a massa suportada será igual a massa sob o eixo traseiro durante a transferência de carga dinâmica.

$$m_{sd} = \frac{m_{ed}}{2} \quad (6.8)$$

$$m_{sd} = \frac{161,66}{2}$$

$$m_{sd} = 80,83 \text{ kg}$$

$$m_{st} = m_{et} \quad (6.9)$$

Força de reação entre cada pneu e o solo é dada pelas equações 6.10 e 6.11, foi utilizado nos cálculos o coeficiente de atrito entre o pneu e o asfalto, pois esta é a condição que gera um maior torque de frenagem.

$$F_{pd} = f_{asf} * m_{sd} * G_a \quad (6.10)$$

$$F_{pt} = f_{asf} * m_{st} * G_a \quad (6.11)$$

$$F_{pd} = 0,9 * 80,83 * 9,81$$

$$F_{pd} = 713,63 \text{ N}$$

$$F_{pt} = 0,9 * 68,34 * 9,81$$

$$F_{pt} = 603,42 \text{ N}$$

O somatório dos momentos de inercia das partes girantes da roda incluiu os componentes que estão ligados a roda diretamente e realizam junto com ela o movimento de rotação, são eles: o a roda, o pneu, os parafusos da roda, cubo de roda, disco de freio e pista externa dos rolamentos. Para determinar o somatório dos momentos de inercia dessas partes foi utilizado o resultado obtido através de um software CAD (*Computer Aided Design*- Desenho assistido por computador). Os valores obtidos foram:

$$I_{\omega d} = 0,23 \text{ kg} * \text{m}^2$$

$$I_{\omega t} = 0,44 \text{ kg} * \text{m}^2$$

Somatório das acelerações angulares das partes girantes da roda. [rad/s²] (α_ω)

$$\alpha_{\omega d} = \frac{a}{R_{pd} * 10^{-3}} \quad (6.12)$$

$$\alpha_{\omega t} = \frac{a}{R_{pt} * 10^{-3}} \quad (6.13)$$

$$\alpha_{\omega d} = \frac{7,30}{261,17 * 10^{-3}}$$

$$\alpha_{\omega d} = 27,94 \text{ rad/s}^2$$

$$\alpha_{\omega t} = \frac{7,30}{224,03 * 10^{-3}}$$

$$\alpha_{\omega t} = 32,57 \text{ rad/s}^2$$

Torque gerado em cada pneu:

$$T_p = (F_p * R_p) + (I_\omega * \alpha_\omega) \quad (6.14)$$

A equação 6.14 foi aplicada ao pneu dianteiro e traseiro

$$T_{pd} = (F_{pd} * R_{pd}) + (I_{\omega d} * \alpha_{\omega d}) \quad (6.15)$$

$$T_{pt} = (F_{pt} * R_{pt}) + (I_{\omega t} * \alpha_{\omega t}) \quad (6.16)$$

$$T_{pd} = (713,63 * 261,17) + (0,23 * 27,94)$$

$$T_{pd} = 186384,18 \text{ N} * \text{mm}$$

$$T_{pt} = (603,42 * 224,03) + (0,44 * 32,57)$$

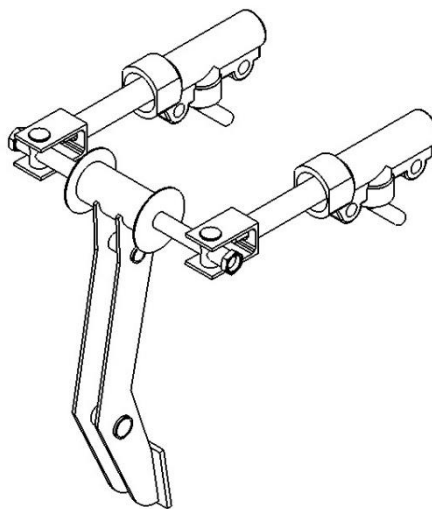
$$T_{pt} = 135196,78 \text{ N} * \text{mm}$$

Logo o valor do torque em cada pneu dianteiro foi maior, portanto o torque gerado no disco de freio dianteiro precisa ser maior que (186384,18 N * mm) para que seja possível efetuar o travamento da roda.

6.6 DIMENSIONAMENTO DO PEDAL DE FREIO

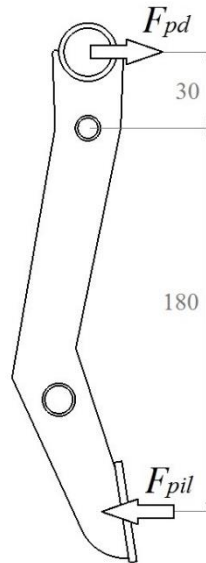
O pedal de freio foi projetado com as dimensões: A= 30 mm e B= 150 mm, desenhado de forma que seja ergonômico desde a posição inicial até seu deslocamento máximo. A partir desses valores é feito o dimensionamento do pedal de freio, onde o ponto de pivotamento é o local onde o pedal é fixo na estrutura e sua distância em relação ao ponto de aplicação da força e o ponto de saída da força determinam o aumento da força do pedal pelo princípio da alavanca.

Figura 17 - Pedal de freio em perspectiva.



Fonte: Autor (2018).

Figura 18 - Diagrama de corpo livre pedal de freio.



Fonte: Autor (2018).

Razão de Pedal:

$$C = \frac{B}{A} \quad (6.17)$$

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

$$C = 6$$

A força de saída do pedal, foi encontrada multiplicando a força que é aplicada pelo piloto pela razão de pedal.

$$F_{pd} = F_{pil} * C \quad (6.18)$$

$$F_{pd} = 420 * 6$$

$$F_{pd} = 2520 \text{ N}$$

6.7 CÁLCULO DA DISTRIBUIÇÃO DE CARGA NO *BALANCE BAR*

O *balance bar* foi projetado de forma que seu centro seja variável, para permitir ajustes de distribuição da força para cada cilindro possibilitando que mais força seja direcionada para o cilindro mestre que precisa gerar mais pressão. Pode-se deslocar o centro da rótula radial, distribuindo, dessa maneira a força que é direcionada para cada cilindro mestre. Com comprimento total de $D_{bar} = 150 \text{ mm}$, foi feita a divisão de modo que 70% da força fosse transferida ao cilindro mestre dianteiro e 30% para o traseiro. Encontrando pelas equações 6.19 e 6.20 a força que é transferida para cada cilindro mestre.

$$F_{cild} = F_{pd} * \left(\frac{D_{ct}}{D_{bar}} \right) \quad (6.19)$$

$$F_{cilt} = F_{pd} * \left(\frac{D_{cd}}{D_{bar}} \right) \quad (6.20)$$

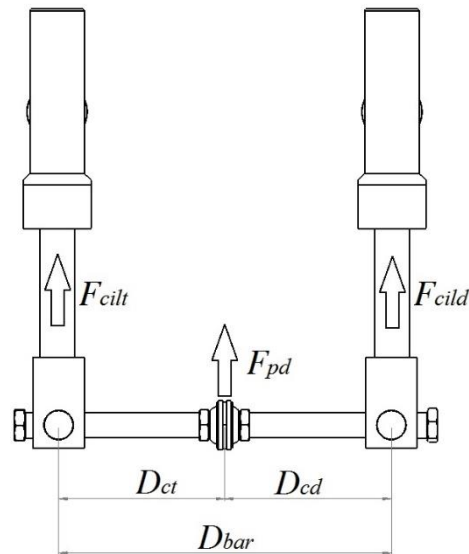
$$F_{cild} = 2520 * \left(\frac{40}{150} \right)$$

$$F_{cild} = 1848 \text{ N} * \text{mm}$$

$$F_{cilt} = 2520 * \left(\frac{110}{150} \right)$$

$$F_{cilt} = 672 \text{ N} * \text{mm}$$

Figura 19 - Diagrama de corpo livre *balance bar*.



Fonte: Autor (2018).

6.8 CÁLCULO DO TORQUE GERADO NO DISCO DE FREIO

Para calcular o torque gerado no cilindro mestre, foi preciso selecionar antes o cilindro mestre e as pinças de freio. Como o projeto utiliza rodas de 10 pol de diâmetro, o espaço para colocar a pinça de freio foi bem reduzido, dentre as pinças com menor tamanho está a do freio dianteiro da Suzuki Burgman 125cc, que possui diâmetro de pistão $D_{pin} = 12,7mm$. O cilindro mestre de freio traseiro da Honda NX 400 Falcon, com diâmetro $D_{cil} = 30,20mm$, foi o selecionado mantendo assim uma razão de diâmetro dada pela equação 6.21.

$$R_d = \left(\frac{D_{pin}}{D_{cil}} \right) \quad (6.21)$$

$$R_d = \left(\frac{12,7}{30,20} \right)$$

$$R_d = 2,38$$

Para determinar a área efetiva do pistão do cilindro mestre, foi utilizada a equação 6.22. Por utilizar o mesmo cilindro mestre tanto para o freio dianteiro como para o freio traseiro, a área efetiva foi a mesma nos dois.

$$A_{cm} = \pi * \left(\frac{D_{cil}}{2}\right)^2 \quad (6.22)$$

$$A_{cm} = \pi * \left(\frac{12,7}{2}\right)^2$$

$$A_{cm} = 126,68 \text{ mm}^2$$

A pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre dianteiro e pelo traseiro, é dada pelas equações 6.23 e 6.24 respectivamente, a perda de carga no sistema foi desprezada, com intuito de facilitar o cálculo, logo a pressão gerada será igual a pressão transmitida (equações 6.25 e 6.26).

$$P_{cmd} = \left(\frac{F_{cild}}{A_{cm}}\right) \quad (6.23)$$

$$P_{cmt} = \left(\frac{F_{cilt}}{A_{cm}}\right) \quad (6.24)$$

$$P_{cmd} = \left(\frac{1848}{128,68}\right)$$

$$P_{cmd} = 14,59 \text{ MPa}$$

$$P_{cmt} = \left(\frac{672}{128,68}\right)$$

$$P_{cmt} = 5,30 \text{ MPa}$$

$$P_{cmd} = P_{pind} \quad (6.25)$$

$$P_{cmt} = P_{pint} \quad (6.26)$$

A área total dos pistões de um lado da pinça, foi determinada com a equação 6.27, por possuir as três pinças de freio iguais, todas possuem o mesmo diâmetro do pistão.

$$A_{pin} = \pi * \left(\frac{D_{pin}}{2}\right)^2 \quad (6.27)$$

$$A_{pin} = \pi * \left(\frac{30,20}{2}\right)^2$$

$$A_{pin} = 716,31 \text{ mm}^2$$

Para determinar a força em um lado das pinças utilizou-se as equações 6.28 e 6.29, por se tratar de pinças do tipo flutuante com embolo simples, a força de fechamento é igual a força em um lado da pinça (6.30) e (6.31).

$$F_{pind} = \left(\frac{P_{pind}}{2}\right) * A_{pin} \quad (6.28)$$

$$F_{pint} = \left(\frac{P_{pint}}{2}\right) * A_{pin} \quad (6.29)$$

$$F_{pind} = \left(\frac{14,59}{2}\right) * 716,31$$

$$F_{pind} = 5224,91 N$$

$$F_{pint} = \left(\frac{5,30}{2}\right) * 716,31$$

$$F_{pint} = 3799,93 N$$

$$F_{pind} = F_{fecd} \tag{6.30}$$

$$F_{pint} = F_{fect} \tag{6.31}$$

Para obter a força de atrito das pastilhas contra cada disco dianteiro e traseiro, foi utilizada as equações 6.32 e 6.33, o coeficiente de atrito entre a pastilha e o disco adotado foi $\mu_{pas} = 0,45$.

$$F_{atd} = F_{fecd} * \mu_{pas} \tag{6.32}$$

$$F_{att} = F_{fect} * \mu_{pas} \tag{6.33}$$

$$F_{atd} = 5224,91 * 0,45$$

$$F_{atd} = 2351,21 N$$

$$F_{att} = 3799,93 * 0,45$$

$$F_{att} = 1709,97 N$$

O torque gerado em cada disco foi obtido através das equações 6.34 e 6.35, para nosso projeto foi utilizado um disco de freio fabricado em aço inox martessítico com diâmetro efetivo $R_{ef} = 85 \text{ mm}$, sendo o máximo diâmetro possível de se usar visto que há limitações de espaço no interior da roda. Para o travamento das rodas o torque gerado nos discos deve ser maior que o torque gerado em cada pneu.

$$T_{dd} = F_{atd} * R_{ef} \quad (6.34)$$

$$T_{dt} = F_{att} * R_{ef} \quad (6.35)$$

$$T_{dd} = 2351,21 * 85 \quad T_{dd} = 199852,62 \text{ N} * \text{mm}$$

$$T_{dt} = 1709,97 * 85 \quad T_{dt} = 145347,36 \text{ N} * \text{mm}$$

O torque gerado no disco dianteiro e no traseiro ultrapassou o torque gerado nos pneus dianteiros e traseiros, com isso podemos garantir que o sistema de freio será capaz de travar as quatro rodas durante uma frenagem a 48,6 km/h.

Tabela 18 – Apresentação dos resultados obtidos.

Resultados obtidos			
-		Dianteiro	Traseiro
Distribuição de carga Estática	Massa [kg]	128,34	101,66
	%	56	44
Distribuição de carga Dinâmica	Massa [kg]	161,66	68,34
	%	70	30
Cálculo do Torque	Torque em cada pneu. [Nmm] T _{pf}	186384,18	135196,78
	Torque gerado no disco. [Nmm] T _d	199852,62	145347,36

Fonte: Autor (2018).

7 CONCLUSÃO

Este trabalho obteve êxito com dimensionamento adequado, garantindo o perfeito funcionamento do freio. A redução dos custos do sistema, alcançados com a aplicação de ferramentas de otimização como o EAV, foi satisfatória tendo em vista o limitado recurso financeiro da equipe. A implementação da metodologia MFD tornou possível atender as necessidades do cliente e as metas estabelecidas para o projeto, como exemplo a redução de massa.

A seleção das peças a serem utilizadas foi feita de forma paralela com o dimensionamento, de modo que atendessem as necessidades do projeto. Este trabalho pode ser usado futuramente como base de estudo para novos dimensionamentos e para melhorias do produto. Para dar continuidade ao projeto, nas próximas etapas deve ser realizado o dimensionamento do disco de freio e as análises térmicas do sistema.

O presente estudo possibilitou aplicar os conhecimentos adquiridos no período em que fiz parte da equipe Baja da Peste, bem como tudo que foi visto em sala de aula durante o curso de engenharia mecânica, contribuindo assim para a minha formação.

REFERÊNCIAS

BRUNETTI, F. Mecânica dos Fluidos. 2. ed. São Paulo, SP: Pearson Prentice Hall, 2008.

Copper Tubing. Disponível em: <<https://www.brakepipedirect.co.uk>>. Acesso em: 16 jun. 2018.

ERICSSON, A.; ERIXON, G. Controlling design variants: Modular product platforms. Dearborn, MI: Society of Manufacturing Engineers, 1999.

Flexible fluid duct. Disponível em: <<https://www.hydraulic-supply.com>>. Acesso em: 16 jun. 2018.

GENTA, G.; MORELLO, L. The Automotives Chassis: Vol 2: System Design. Italy: Springer, 2009.

GILLESPIE, T. D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. Warrendale, PA: SAE International, 1992.

Hydraulic brake hose for hydraulic brake system of vehicles. Disponível em: <<http://www.brakehoses.org>>. Acesso em: 16 jun. 2018.

LIMPERT, R. Brake Design e Safety. 2. ed. Warrendale: SAE International, 1999.

PUHN, F. Brake Handbook. 1. ed. Nova York: HP Books, 1987.