

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA - CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

MARILENE MARTINS WOLFFE

**FREIOS ELÉTRICOS PARA VEÍCULOS: desenvolvimento dos
componentes mecânicos**

FLORIANÓPOLIS, 2021

**INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE
SANTA CATARINA - CAMPUS FLORIANÓPOLIS
DEPARTAMENTO ACADÊMICO DE METAL-MECÂNICA
BACHARELADO EM ENGENHARIA MECATRÔNICA**

MARILENE MARTINS WOLFFE

**FREIOS ELÉTRICOS PARA VEÍCULOS: desenvolvimento dos
componentes mecânicos**

Trabalho de Conclusão de Curso
submetido ao Instituto Federal de
Educação, Ciência e Tecnologia de Santa
Catarina como parte dos requisitos para
obtenção do título de Bacharel em
Engenharia Mecatrônica.

Orientador: Prof. Dr. Eng Widomar Pereira
Carpes Júnior

FLORIANÓPOLIS, 2021

Ficha de identificação da obra elaborada pelo autor.

Wolffe, Marilene M.

Freios Elétricos para Veículos: desenvolvimento dos componentes mecânicos / Marilene M. Wolffe; orientação de Widomar Pereira Carpes Júnior. - Florianópolis, SC, 2022.

106 p.

Trabalho de Conclusão de Curso (TCC) - Instituto Federal de Santa Catarina, Câmpus Florianópolis. Bacharelado em Engenharia Mecatrônica. Departamento Acadêmico de Metal Mecânica. Inclui Referências.

1. Freio . 2. Projeto de Produto. 3. Desenvolvimento de Produto. I. Pereira Carpes Júnior, Widomar . II. Instituto Federal de Santa Catarina. III. Freios Elétricos para Veículos.

FREIOS ELÉTRICOS PARA VEÍCULOS: Desenvolvimento dos componentes mecânicos

MARILENE MARTINS WOLFFE

Este trabalho foi julgado adequado para a obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Mecatrônica e aprovado na sua forma final pela banca examinadora do Curso de Bacharelado em Engenharia Mecatrônica do Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina.

Florianópolis, 16 de Setembro de 2021

Banca Examinadora:

Prof. Dr. Eng. Widomar P. Carpes Jr.
Orientador
Instituto Federal de Santa Catarina

Prof. Dr. Eng. André Roberto de Sousa
Instituto Federal de Santa Catarina

Prof. M.Eng. Jhonathan Razzini
Instituto Federal de Santa Catarina



INSTITUTO FEDERAL
SANTA CATARINA

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO

SECRETARIA DE EDUCAÇÃO PROFISSIONAL E TECNOLÓGICA
INSTITUTO FEDERAL DE EDUCAÇÃO, CIÊNCIA E TECNOLOGIA DE SANTA CATARINA
CAMPUS FLORIANÓPOLIS

DECLARAÇÃO DE FINALIZAÇÃO DE TRABALHO DE CURSO

Declaro que a estudante **Marilene Martins Wolffe**, matrícula nº 151004733-6, do Curso de Engenharia Mecatrônica, defendeu o trabalho intitulado **FREIOS ELÉTRICOS PARA VEÍCULOS: desenvolvimento dos componentes mecânicos**, o qual está apto a fazer parte do banco de dados da Biblioteca Hercílio Luz do Instituto Federal de Santa Catarina, Campus Florianópolis.

Florianópolis, 16 de março de 2022.



Documento assinado digitalmente
WIDOMAR PEREIRA CARPES JUNIOR
Data: 16/03/2022 11:26:21-0300
CPF: 824.603.299-20
Verifique as assinaturas em <https://v.ifsc.edu.br>

Prof. Orientador do TCC: Widomar Pereira Carpes Júnior

AGRADECIMENTOS

Inicialmente, agradeço a Deus, que me deu equilíbrio me fortalecendo para chegar ao fim deste desafio.

Aos meus pais a quem devo a vida, que me proporcionaram educação e estudo no início desta jornada.

Ao meu esposo Danilo, que esteve presente em todo o processo, foi paciente em minhas ausências, me incentivou e apoiou no desenvolvimento deste trabalho acadêmico.

Aos meus amigos e colegas da graduação pelos anos de convivência que serão lembrados para sempre.

Ao meu orientador Widomar P. Carpes Jr, pela oportunidade de trabalharmos juntos neste projeto, fortalecendo – me intelectualmente como futura engenheira. O seu compromisso foi essencial para o meu engajamento à medida que as adversidades iam surgindo pelo caminho.

Aos professores do IFSC que me estimularam com conhecimento, reforçando a base de conceitos para a realização deste trabalho e contribuição para a minha formação.

RESUMO

O presente trabalho apresenta a proposta de um sistema de freios de pedal com acionamento e controle elétrico para veículos. Através de pesquisa e estudo foi idealizado um produto usando da funcionalidade de freio a disco a fim de conceber um sistema de freios elétricos acionados pelo pé do motorista, onde este produto possa substituir os modelos frequentemente utilizados atualmente, como freios hidráulicos e mecânicos. A razão para que haja uma reestruturação no sistema de freios é a necessidade da indústria automobilística de acompanhar a evolução da tecnologia, onde novos componentes proporcionam ao produto estabilidade e confiabilidade, portando, os freios elétricos apresentam uma série de benefícios, tornando-o um objeto de aspiração para o consumidor, e assim, valorizando o produto final. A essência desta pesquisa é a elaboração de um produto com estrutura mecânica, aditivos elétricos e eletrônicos, capaz de realizar frenagens sem trazer danos aos demais sistemas envolvidos em um veículo, implementando a metodologia de desenvolvimento de projetos de Rozenfeld et al. (2006). A intenção do produto está em proporcionar qualidade de frenagem elétrica em carros populares. Desta forma, com a elaboração do projeto mecânico da pinça e do pedal de freio bem como dimensionamento de alguns componentes, obteve-se um produto compacto, alcançando a redução de custo. Na etapa de desenvolvimento foram considerados estudos relacionados a esforços mecânicos, onde as peças não apresentam falha, assim como os dimensionamentos de componentes relacionados a esforços mecânicos que através de cálculos obtidos de forma reversa, alcançaram a força de aperto desejada.

Palavras-chave: Freios, Projeto de Produto, Desenvolvimento de Produto.

ABSTRACT

This work presents a proposal for a pedal brake system with electric drive and control for vehicles. Through research and study, a product was idealized using the disc brake functionality in order to design a system of electric brakes activated by the driver's foot, where this product can replace the models frequently used today, such as hydraulic and mechanical brakes. The reason for the restructuring of the brake system is the need of the automobile industry to follow the evolution of technology, where new components provide stability and reliability to the product, therefore, electric brakes present a series of benefits, making it an object of interest for the consumer, and thus, valuing the final product. The essence of this research is the development of a product with a mechanical structure, electrical and electronic devices, capable of braking without causing damage to the other systems involved in a vehicle, using the project development methodology of Rozenfeld et al. (2006). The product's intention is to provide quality electric braking in popular cars. In this way, with the elaboration of the mechanical design of the caliper and the brake pedal, as well as the sizing of some components, a compact product was obtained, achieving cost reduction. In the development stage were considered studies related to mechanical stresses, where the parts do not present failure, as well as the dimensioning of components submitted to mechanical stresses that, through calculations obtained in reverse, reached the desired clamping force.

Keywords: Brakes, Product Design, Product development.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Cilindro mestre simples	27
Figura 2 – Cilindro mestre duplo	27
Figura 3 – Pedal de freio	28
Figura 4 – Duto flexível de freio de borracha.....	29
Figura 5 – Duto flexível de freio de nylon com trama de aço externa.....	29
Figura 6 –Tubo Rígido e Flexível de freio	29
Figura 7 – Localização servofreio.....	32
Figura 8 – Sistema de freio a tambor com acionamento hidráulico	32
Figura 9 – Funcionamento de Freio a Disco	34
Figura 10 – (A)Pinça Flutuante; (B) Pinça fixo	34
Figura 11 – Pinça fixa (cavalete, guarnição ou caliper) com 6 pistões.....	35
Figura 12 – Geometria utilizada nos discos de freio: (A)Disco sólido;(B) Disco ventilado;(C) Disco ventilado com pista perfurada; (D)Disco ventilado com pista ranhurada.....	35
Figura 13 – Sensor de velocidade ABS.....	37
Figura 14 – Embreagem a disco de superfície única	40
Figura 15 – Dimensões da razão do pedal.....	45
Figura 16 – Sistema de freio a disco Hidráulico	47
Figura 17 – Cilindro mestre de freio	48
Figura 18 – Funcionamento de um servofreio	49
Figura 19 – Multiplicação mecânica de força	50
Figura 20 – Fases principais no planejamento e na concepção de um produto.....	56
Figura 21 – Casa da qualidade	60
Figura 22 – Diagrama funcional do projeto	61
Figura 23 – Painel do produto	67
Figura 24 – Vista explodida da pinça e seus componentes	68
Figura 25 – Esboço com vista explodida do pedal de freio	69
Figura 26 – Esboço da Pinça, (A)vista posterior, (B)vista superior, (C)vista frontal, (D)vista isométrica frontal, (E)vista isométrica posterior, (F)vista lateral esquerda...	71
Figura 27 – (A) e (B) Análise de força da pinça - tensão de von Mises.....	72
Figura 28 – Análise de força da pinça - deformação	73
Figura 29 – Esboço do pedal de freio.....	74

Figura 30 – Análise de força do pedal (A)- deformação, (B) - tensão de von-Mises .	75
Figura 31 – Percepção de projeto	76
Figura 32 – Propriedades, físicas, mecânicas e químicas do alumínio 7075-T6.....	77
Figura 33 – Mola Belleville	79
Figura 34 – Mola Belleville e detalhes dimensionais	79
Figura 35 – (A)Mola Belleville em paralelo, (B)Mola Belleville em série, (C) Mola Belleville série-Paralelo	81
Figura 36 – Conjunto engrenagem Coroa e pinhão sem fim	82
Figura 37 – (A) Representação do conjunto coroa e pinhão, (B) Pinhão	82
Figura 38 – Pastilha de freio.....	88
Figura 39 - Disco de freio Sólido	89
Figura 40 – Mola de torção	90

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Dados antropométricos da população masculina e feminina de 1%	52
Tabela 2 – Dados antropométricos da população masculina e feminina de 99%	52
Tabela 3 – Resultados obtidos para população masculina	53
Tabela 4 – Resultados obtidos para população feminina.....	53
Tabela 5 – Especificações provenientes da casa qualidade	60
Tabela 6 – Matriz morfológica	62
Tabela 7 – Medir o deslocamento do pedal de freio.....	63
Tabela 8 – Transformar a medição do pedal de freio em deslocamento.....	63
Tabela 9 – Deslocar linearmente as pastilhas.....	63
Tabela 10 – Monitorar a força sobre as pastilhas.....	64
Tabela 11 – Medir rotação do disco	64
Tabela 12 – Aplicar a força de aperto das pastilhas.....	64
Tabela 13 – Matriz solução	65

LISTA DE NOMENCLATURA

θ – Ângulo em radianos

A_{pin} – Área total dos pistões em um lado da pinça [mm²]

A_{cm} – Área interna do cilindro-mestre [mm²]

A_{sf} – Área do cilindro do servo freio [mm²]

$A_{pastilha}$ – Área da pastilha [cm²]

Ph – Avanço do parafuso [mm]

$L_{avanço}$ – Avanço [mm]

λ – Ângulo de avanço [radianos]

h – Altura [mm]

H – Altura total do dente [mm]

C – Índice da mola [mm]

μ – Coeficiente de atrito

ν – Coeficiente Poisson

W_{tg} – Carga tangencial [N]

μ_{pas} – Coeficiente entre a pastilha e o disco

L – Comprimento total do pedal [mm]

B – Distância do pivotamento ao ponto de aplicação da força [mm]

L_{af} – Distância do centro do apoio do pé no pedal até o pivô do pedal de freio [mm]

A – Distância do pivotamento ao centro da balance bar [mm]

L_{hf} – Distância da fixação haste de freio ao pivô do pedal de freio [mm]

y – Deflexão

$d_{(médio) torção}$ – Diâmetro médio da mola de torção [mm]

$d_{(fio) torção}$ – Diâmetro do fio da mola de torção [mm]

$d_{o belleville}$ – Diâmetro externo mola belleville [mm]

$d_{i belleville}$ – Diâmetro interno mola belleville [mm]

D_e – Diâmetro externo da coroa [mm]

d_e – Diâmetro externo do sem fim [mm]

D_p – Diâmetro primitivo da coroa [mm]

d_p – Diâmetro primitivo do parafuso sem fim [mm]

D_2 – Diâmetro maior da coroa [mm]

C – Distância de centros [mm]
 n_f – Eficiência do fuso
 η – Eficiência de engrenamento
 t – Espessura [mm]
 K_i – Fator de correção
 F – Força total na embreagem [N]
 F_{ap} – Força de um lado da pinça [N]
 F_{fec} – Força de fechamento gerado pela pinça [N]
 F_{at} – Força de atrito das pastilhas contra o disco[N]
 F_{pd} – Força de saída do pedal[N]
 F_{pil} – Força aplicada pelo piloto[N]
 F_{cm} – Força na haste do cilindro-mestre[N]
 F_{sf} – Força exercida pelo servofreio[N]
 F_{hf} – Força sobre a haste do freio [N]
 F_{af} – Força do acionamento do freio pelo motorista [N]
 $F_{Máxima}$ Força máxima plana[N]
 F_{fuso} – Força de aperto do fuso [kgf]
 C_v – Fator de velocidade
 W_f – Força de atrito [N]
 F_{max} –Largura da face [mm]
 l – Largura parafuso com rosca sem fim [mm]
 M_{pf} – Momento sobre o pivô do pedal do freio
 E – Módulo elasticidade [Mpa]
 M – Módulo [mm]
 N_e – Número de entradas do sem fim
 N_w – Número de dentes no pinhão
 N_g – Número de dentes na coroa
 N – Número de interface de atrito
 p – Pressão uniforme na face da embreagem
 P_{pin} – Pressão hidráulica transmitida pela pinça[Mpa]
 P_{fuso} – Passo do fuso [m].
 P_{cm} – Pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre[Mpa]

ϕ_o – Potência de saída [hp]

ϕ_l – Potência de entrada [hp]

P – Passo da coroa e da rosca sem fim[mm]

R_{ef} – Raio efetivo do disco[mm]

C – Razão do pedal

m_g – Relação de engrenamento

n_r – Rpm

σ_{max} – Tensão máxima de flexão[MPa]

σ_c – Tensão de compressão [Mpa]

σ_i – Tensão de tração interna [Mpa]

σ_o – Tensão de tração externa [Mpa]

T_{motor} – Torque [N*m]

T_d – Torque gerado no disco[Nmm]

T_p – Torque no pneu[Nmm]

T_r – Torque na roda [Nmm]

T_g – Torque na saída [N.m]

V_t –Velocidade tangencial [m/s]

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	17
1.1	Tema.....	18
1.2	Delimitação do tema	18
1.3	Definição do problema.....	19
1.4	Justificativa	19
2	OBJETIVOS	21
2.1	Objetivo Geral.....	21
2.2	Objetivos Específicos	21
3	TECNOLOGIAS EMPREGADAS EM SISTEMA DE FREIOS	
	AUTOMOTIVOS.....	22
3.1	História.....	22
3.2	Definição, Tipos e Funcionamento dos freios	25
3.2.1	Sistemas de freios	25
3.2.2	Componentes do sistema de freio	26
3.2.2.1	<i>Cilindro mestre.....</i>	<i>26</i>
3.2.2.2	<i>Pedal de freio</i>	<i>27</i>
3.2.2.3	<i>Linhas e conexões.....</i>	<i>28</i>
3.2.2.4	<i>Fluido.....</i>	<i>30</i>
3.2.2.5	<i>Pinças de freio</i>	<i>30</i>
3.2.2.6	<i>Cilindro de roda</i>	<i>31</i>
3.2.2.7	<i>Servo freio</i>	<i>31</i>
3.2.3	Tipos de freios	32
3.2.3.1	<i>Freio a tambor</i>	<i>32</i>
3.2.3.2	<i>Freio a disco</i>	<i>33</i>
3.2.3.3	<i>Freio ABS</i>	<i>37</i>
3.2.4	Dimensionamento de freios	38
3.2.4.1	<i>Cálculo de um freio a disco</i>	<i>39</i>
3.2.4.2	<i>Equações relacionando pinças e pastilha de freio.....</i>	<i>43</i>
3.2.4.3	<i>Cálculo da força de frenagem sobre os discos por Engenharia Reversa</i>	<i>46</i>
4	DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DO FREIO ELÉTRICO	55
4.1	Projeto informacional	56
4.1.1	Descrição do produto.....	56
4.1.2	Concorrentes	57
4.1.3	Lista de requisitos.....	58
4.1.4	Definição e especificação	59
4.2	Projeto conceitual	61
4.2.1	Funções do produto.....	61
4.2.2	Matriz morfológica	62
4.2.3	Avaliação das alternativas	63
4.3	Projeto preliminar.....	65
4.3.1	Painel do produto.....	66
4.3.2	Esboço e vista explodida da pinça e seus componente	68
4.3.3	Esboço e vista explodida do pedal e seus componente	69
4.4	Projeto detalhado	70

4.4.1	Componentes mecânicos	71
4.4.1.1	Pinça.....	71
4.4.1.2	Pedal	73
4.4.1.3	Material da pinça e pedal.....	77
4.4.1.4	Processo de fabricação da pinça e do pedal de freio	77
4.4.2	Componentes mecânicos extras	78
4.4.2.1	Mola Belleville.....	78
4.4.2.2	Engrenagem e parafuso sem-fim.....	82
4.4.2.3	Fuso interno a engrenagem 53D (diâmetro externo)	86
4.4.2.4	Fuso trapezoidal 8mm	88
4.4.2.5	Acoplador flexível	88
4.4.2.6	Pastilhas	88
4.4.2.7	Disco.....	89
4.4.2.8	Mola de torção.....	89
4.4.3	Componentes eletrônicos	91
4.4.3.1	Placa com potenciômetro – PCB.....	92
4.4.3.2	Placa eletrônica (comunicação Geral do sistema).....	92
4.4.3.3	Sensor de força (célula de carga de compressão)	93
4.4.3.4	Sensor hall.....	93
4.4.3.5	Motor de Passo NEMA 23 - 30 kgf.cm / 3,0A – Wotiom	93
5	CONCLUSÃO.....	96
	REFERÊNCIAS	99
	APÊNDICE	106
	APÊNDICE A – Projeto da Pinça.....	106
	APÊNDICE B – Projeto do pedal de Freio.....	107

1 INTRODUÇÃO

O automóvel em sua grande complexidade sofreu grandes mudanças através do tempo. O aperfeiçoamento de inúmeros componentes fizeram com que o seu desempenho estivesse em outro nível, assim com a empregabilidade de tecnologia para incrementar a segurança e as comodidades para o condutor.

Com o número de veículos em circulação aumentando, principalmente os “populares” devido ao seu custo benéfico, o Brasil tem um automóvel para cada 4,4 habitantes, segundo o Departamento nacional de trânsito (ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS DETRANS (AND),2021), desta forma é importante rever e impulsionar novas tecnologias através de estudo para o desenvolvimento de sistemas onde o veículo possa ter melhor rendimento.

Durante séculos e com a evolução de novas tecnologias, o sistema de frenagem evoluiu para um dispositivo complexo para se adaptar a diversas situações, desde condições da estrada, ambientais ou do automóvel. Considerando a atual conjuntura da revolução da indústria 4.0, novos aparatos surgem conforme a necessidade do homem, substituições, adaptações ou até inovações, surgindo assim diariamente novas peças e tecnologias no mercado.

Reverendo a história, elementos rudimentares eram utilizados para realizar a frenagem suprimindo a necessidade do condutor. No início, o sistema de freios consistia em uma alavanca e um bloco de madeira utilizados em automóveis com rodas de aro de aço, onde o condutor puxava uma alavanca que pressionava um bloco de madeira contra as rodas, reduzindo a velocidade (DIAS, 2021). O sistema foi aperfeiçoado, embora o objetivo de parar o veículo continue o mesmo. Assim tudo que está em movimento tem de alguma forma parar, e a forma mais comum desde a evolução da carroça até automóveis de mais alta tecnologia é através do atrito, aplicado nos sistemas de freio, ele é que torna possível reduzir a velocidade de um veículo em movimento, tornando assim a condução mais segura.

Explorando sobre freios, um sistema existente como Brake-by-wire auxilia a direção e condução de veículos totalmente automatizados com controle eletrônico do freio a partir do acelerador, utilizado em carros da Fórmula 1 como um sistema experimental, onde componentes tradicionais como bombas, mangueiras, fluidos e cilindros mestres são substituídos por elementos eletrônicos. O Brake-by-wire substitui por completo a ligação hidráulica e mecânica entre pedal do freio e o freio da

roda, a transmissão de informação acontece através de sensores que detectam o comando de freio do motorista, e assim transmitem em uma unidade eletrônica de controle, que por sua vez gera o efeito exigido de frenagem nas rodas por meio de atuadores (BOSCH, 2005). Entretanto esta tecnologia não é viável para o consumidor final, visto que, o custo é elevado.

Ao rever a complexidade do Brake-by-wire é viável ajustar a ideia para ampla necessidade do mercado direcionando para veículos populares, fazendo a combinação de sistema eletrônico e componentes mecânicos para entregar conforto e confiabilidade em sistema de freio de pé ao condutor.

Na elaboração do produto foi utilizado a metodologia de projeto de Rozenfeld consolidada no meio acadêmico, para este projeto, o Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP) é dividido em várias etapas: a realização da pesquisa dos fundamentos teóricos, o delineamento do problema e um projeto conceitual, considerando desde o sistema mais simples até o mais avançado para um aprimoramento de sistemas de freios elétricos para pedal.

Com base no que foi referenciado este trabalho busca o desenvolvimento de um sistema de freio elétrico de pedal, utilizando a funcionalidade do freio a disco e incrementando itens eletrônicos e elétricos de baixo peso e custo, com estudos relacionados a esforços físicos e dimensionamento de alguns componentes, oferecendo resistência mecânica fundamental para que o sistema entregue a força de aperto suficiente para a frenagem.

1.1 Tema

Desenvolvimento de um sistema de freio elétrico acionado pelo pé do motorista do automóvel, que através de dispositivos eletrônicos, possa substituir sistema hidráulico e mecânico, reduzindo a quantidade de componentes e aumentando a confiabilidade.

1.2 Delimitação do tema

O projeto do protótipo busca substituir modelos de freios hidráulicos e mecânicos e será direcionado a veículos leves de até 1500 Kg (1,5 toneladas), voltado à carro popular com freio a disco, visto que, a implementação do sistema elétrico

adapta-se com a tecnologia existente, pretendendo trazer um custo benefício satisfatório ao consumidor final.

1.3 Definição do problema

Embora haja no mercado diversos sistemas de freios que solucionam as necessidades atuais, como os freios dos carros à combustão que utilizam a depressão causada pela admissão do motor, a ampliação da participação no mercado pelos veículos elétricos exige a substituição por componentes mais tecnológicos e limpos para o meio ambiente.

A fabricação de um sistema de freios totalmente eletrônico para veículos que possa ser utilizado amplamente ainda não foi desenvolvida devido ao preço elevado e dificuldades técnicas. Assim, foi proposto o desenvolvimento de sistema de freio elétrico para o pedal, onde o mesmo possa substituir os modelos frequentemente utilizados atualmente, a saber freios hidráulicos e elétricos.

1.4 Justificativa

O grande desafio em elaborar projetos mecatrônicos está em desenvolvê-los no menor tempo possível, garantindo concomitantemente um produto útil e de qualidade. Os sistemas mecatrônicos consistem em um vasto campo de domínios físicos, envolvendo hidráulica, engenharia mecânica e eletrônica, a integração dessas áreas é decisiva ao desempenho global do produto final.

A mecatrônica pode ser compreendida como a integração sinérgica combinando engenharia mecânica, eletrônica, controle e computação. Profissionais da área tem como objetivo desenvolver produtos com base em microprocessadores e sistemas de controle, onde através de um sensor tem-se a resposta do produto, com controlador agindo sobre atuadores, otimizando a resposta durante o tempo em que o microprocessador ajusta o sistema para as condições empregadas pelo usuário (ROSÁRIO, 2005).

Dos sistemas mecatrônicos, os de maior confiabilidade e menor manutenção são os eletrônicos, devido a reduzida quantidade de peças móveis. Sendo assim, através de sistemas eletrônicos é possível alcançar vantagens reais como - o aumento em segurança, conforto, redução em emissão de poluentes e

consumo de combustível, visto que sinais elétricos são mais rápidos e mais gerenciáveis do que os hidráulicos ou mecânicos, deste modo, dão flexibilidade às fabricantes na manutenção e ajuste, simplificando a estrutura dos veículos.

Vale enfatizar que o mundo automotivo vive em uma revolução elétrica/eletrônica, e cada vez mais fabricantes buscam meios para destacarem seus veículos híbridos e elétricos. Tendo em vista a revolução supracitada, o setor automobilístico vem estudando e aperfeiçoando vários aspectos em seus projetos, inclusive em seus sistemas de freios que de freios a tambor, passaram a freios a disco e agora freios a disco com sistema ABS.

Visto que os sistemas de freios são de grandiosa importância e exigem aperfeiçoamento constante, e para tentar solucionar esta questão de elevado custo e ampliar o uso dos freios elétricos para os freios acionados pelo pé do motorista, este projeto busca contribuir com o desenvolvimento de um protótipo unindo a funcionalidade dos freios a disco, utilizando tecnologia embarcada, com dispositivos eletrônicos, onde este produto possa ser empregado de forma ampla na indústria automobilística, com proposta de preço acessível, favorecendo o uso em modelos mais populares.

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

Este trabalho tem como objetivo desenvolver em modelo em CAD um de sistema de freios a disco elétrico acionado pelo pé do motorista para veículos, visando verificar a viabilidade técnica e econômica.

2.2 Objetivos Específicos

Para alcançar o objetivo geral são propostos diversos objetivos específicos, para facilitar na criação e execução do produto:

- Projetar um sistema de freios livre de componentes hidráulicos ou pneumáticos;
- Projetar um sistema que possa ser utilizado nos espaços físicos destinados aos sistemas de freios, principalmente às pinças, tambores e cilindros mestres;
- Desenvolver de um modelo em CAD que possa ser utilizado nas rodas dianteiras e traseiras do automóvel;
- Documentar as soluções tecnológicas desenvolvidas.

3 TECNOLOGIAS EMPREGADAS EM SISTEMA DE FREIOS AUTOMOTIVOS

Os sistemas de freios, dos dispositivos de segurança, são os mais importantes de um veículo, e podem ser acionados por vários meios, como os freios mecânicos, pneumáticos e hidráulicos.

Os elementos associados no acionamento dos freios tem evoluído, e com a geração de novos recursos na área de engenharia a atenção tem se voltado para os mesmos, visto que é um dos componentes automotivos que mais se atualizaram, sendo assim para compreender o seu funcionamento é necessário o entendimento das tecnologias empregadas nesses sistemas. Deste modo, o projeto tenciona desenvolver um sistema de freio elétrico para pedal, tendo como base o próprio freio a disco.

3.1 História

As rodas vêm sendo utilizadas desde 3.500 a.C., o que as torna uma das principais invenções na trajetória do desenvolvimento tecnológico. Com a aplicação em carroças e carruagens, meios de transporte movidos a tração animal.

O advento do freio veio com a necessidade de controle destes veículos durante um declive, em 1690 a implementação de freios era com blocos de madeira posicionados contra a roda, sendo que as sapatas ou os calços eram ativados manualmente. No século XIX os freios continuavam simples, ainda se fazia o uso de alavancas ligadas às sapatas, que pressionavam diretamente às rodas traseiras. Com o surgimento dos primeiros eixos fabricados em ferro foi em 1850. As rodas contavam com freio de sapata, onde a sapata era pressionada contra a superfície metálica da roda, visando o conforto o sistema se destacava pelo o uso de um mecanismo de redução, diminuindo a força de aplicação utilizada pelo motorista, a redução de velocidade dependia diretamente da força física do condutor, contribuindo para um desgaste das rodas, contudo os veículos não possuíam uma demanda de frenagem elevada, pois possuíam um trem de força fraco, estes automóveis apresentavam freios apenas das rodas traseiras acionadas por alavanca (DIAS, 2021).

Desde o surgimento da roda as inovações em sistemas de freios continuavam as mesmas, segundo (COSTA, 2021) com o aumento da velocidade crescia a necessidade por melhor eficiência do freio e consequentemente uma

reestruturação nos materiais e componentes. Com a chegada do automóvel no final do Século XIX a madeira do freio deu lugar ao couro, aplicado em formato de cinta que cobria uma polia ligada a roda, com a mesma funcionalidade de frenagem por atrito entre uma superfície móvel e uma fixa. O diferencial deste sistema era a peça entre a roda e a transmissão, chamada tambor.

Com o aperfeiçoamento dos automóveis, que substituiu o motor a vapor pelo de combustão interna e com a evolução deste último, a velocidade de deslocamento atingiu valores elevados. Assim a evolução dos freios tinha que ser condizente com a nova realidade.

Desse modo, em 1902 um vigente conceito de freio a tambor (Drum Brake), foi inventado pelo francês Louis Renault elaborado a partir de um sistema menos sofisticado que ele mesmo tinha montado em um veículo Mayback 1901. Os freios a tambor passaram a ser fechados, a atuação das sapatas sobre o tambor era totalmente mecânica e operada através de alavancas e hastes ou mesmo cabos, contudo houveram dilemas relacionados à ação da temperatura (DIAS, 2021).

Apesar de confiáveis para a época, os freios acionados por meio mecânico com cabos e alavancas traziam muitas intervenções técnicas, indiferentemente de ser acionado pelo pedal ou manual, vibrações se difundiam até o condutor trazendo desconforto, além de possuir um efeito de equalização desbalanceada, fazendo com que o acionamento não fosse igual em todas as rodas.

O surgimento do freio hidráulico foi por volta de 1918, derivado de sistemas aeronáuticos criado por Malcom Loughheed, foi um grande avanço, pois o motorista não necessitava exercer forças elevadas para o acionamento, trazendo eficiência de frenagem e mais conforto. No ano de 1926 surge o primeiro carro de produção com servofreio a vácuo ou comumente conhecido como hidrovácuo, no qual o vácuo necessário para funcionamento era fornecido da mangueira conectada ao coletor de admissão. Apesar de ser um sistema eficiente, levou um tempo para a adaptação em grande escala devido a insegurança, pois acreditava-se que as mangueiras não suportariam a pressão de operação do sistema, somente nos anos 50 se tornou padrão (DIAS, 2021). O servofreio é basicamente um cilindro pneumático de simples ação, com membrana que sobre um lado da membrana atua a pressão atmosférica e no outro a depressão atmosférica causada pela aspiração do motor sobre o coletor de admissão.

No decorrer da história, antes mesmo do freio hidráulico, em 1902 o inventor inglês Frederick Lanchester lançou uma patente de um engenhoso sistema de freio que utilizava um disco como peça móvel, porém viria a ser utilizado mais de 50 anos depois (DIATUAL, 2021).

Dando início a uma nova era em sistemas de frenagem, o freio a disco marcou a indústria automotiva, apesar de possuir problemas tradicionais como ruído e emissão de detritos, possuía manutenção fácil e rápida. Com a configuração de freios dianteiros a disco e traseiros a tambor, todos acionados por um circuito hidráulico e auxiliados por servofreio à vácuo trazendo vantagens que colocam o sistema como padrão na indústria automobilística.

A chegada da eletrônica nos sistema de freios foi por volta de 1978, o freio ABS, anti-lock braking System, ou freio anti bloqueio, foi desenvolvido pela Bosch em parceria com Daimler, começando a ser utilizado em veículos em série da Mercedes Benz em 1984. O freio ABS possibilitou um grande passo na tecnologia trazendo amplitude nas funções de um sistema de freio (PANARO, 2021). Além de ser um dispositivo que traz segurança ao reduzir a velocidade, passa a exercer um papel no comportamento dinâmico do veículo.

Tradicionalmente, o sistema de freios faz o uso de atrito entre uma peça giratória e uma fixa, assim os freios a fricção dissipam a energia cinética sob a forma de energia térmica. Porém, novos sistemas de freios que possibilitam a utilização da energia cinética do veículo estão em ascensão: os freios regenerativos.

Segundo GASPAR (2021), com o aumento da demanda de veículos híbridos, a energia dissipada pelo sistema de freio passa a ser reaproveitada, os motores elétricos passam a atuar como geradores durante a redução de velocidade, convertendo a energia cinética da massa, e velocidade do veículo em energia elétrica, sendo armazenadas em baterias para serem reutilizadas. Contudo a permanência do sistema regenerativo e do sistema por atrito devem permanecer em conjunto ao veículo, pois nem sempre o torque produzido pelo motor elétrico é suficiente para a frenagem, mas auxilia na carga e na autonomia do veículo.

3.2 Definição, Tipos e Funcionamento dos freios

A função de um sistema de freios é basicamente reduzir a velocidade da roda do veículo podendo pará-lo totalmente, com a capacidade de atuar em todas as rodas sendo operado através de um pedal. Para (Puln, 1987) a função de um acionador é transmitir a força aplicada pelo condutor até os freios, gerando atrito necessário à desaceleração.

Para entender como atua a aplicação de força na frenagem, são explícitos dois princípios físicos:

1. A força da alavanca, método de Arquimedes (287 – 212 a.C.) que afirmou “Dê-me uma alavanca que moverei o mundo”, logo, o pedal de freio será a alavanca onde haverá a multiplicação de força da perna inúmeras vezes, antes que qualquer forças seja transmitida ao fluido do freio.
2. Um outro princípio é a multiplicação de força ou princípio da força hidráulica, onde Pascal (Blaise Pascal 1623-1662) estabelece “que a pressão aplicada num ponto de um fluido em repouso transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido”, ao aplicar a força em um ponto, no caso a do condutor sobre o pedal, é transmitida a outro ponto usando fluido de freio, e por sua vez é distribuído com pressão igual em todas as rodas do veículo (GOMES; ANDRADE; FERRAZ, 2008, p. 4).

3.2.1 Sistemas de freios

A composição do sistema de frenagem envolve diversas peças fundamentais na performance de desacelerar um veículo. A força de pressão sobre o pedal para o servo freio e em seguida para o cilindro mestre, onde fica depositado o fluido de freio, acionando os pistões que geram a pressão hidráulica, transmitida pelos dutos até os cilindros nas rodas, comprimindo as pastilhas de freio contra o disco resultando no atrito e ocasionando a parada da rodas.

Os principais freios amplamente utilizados na indústria automobilística são os freios a disco e freios a tambor. Para ter um melhor aproveitamento, nos carros populares há uma combinação dos dois modelos, sendo o freio a disco utilizado nas rodas dianteiras e freio a tambor nas rodas traseiras.

Uma evolução recente é o ABS (Anti-lock Braking System), dispositivo antitravamento das rodas. Através de sensores que monitoram o veículo e comparam a velocidade de cada roda com a do carro. Caso essa velocidade seja reduzida repentinamente, o sistema ABS reconhece a tendência de bloqueio de uma roda e reduz a pressão da frenagem (BOSCH,2005).

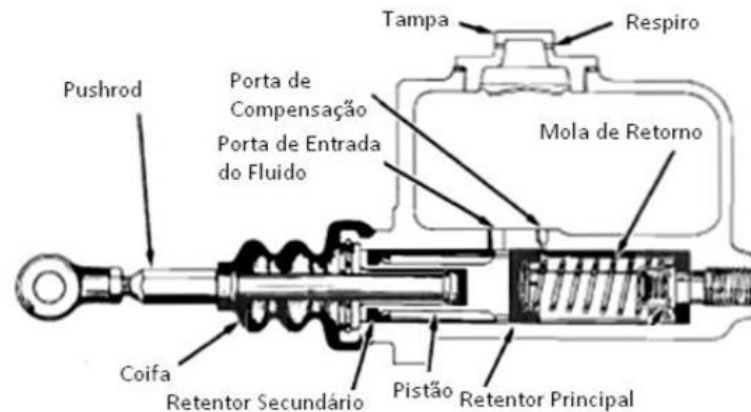
3.2.2 Componentes do sistema de freio

Os componentes de um sistema de freios têm características específicas, sendo compostos por diversos itens que trabalham em conjunto para realizar a frenagem. Por isso, compreender o seu funcionamento e aplicações de cada um destes é primordial, bem como entender o quanto cada peça interfere no seu desempenho. (NAKATA,2021).

3.2.2.1 *Cilindro mestre*

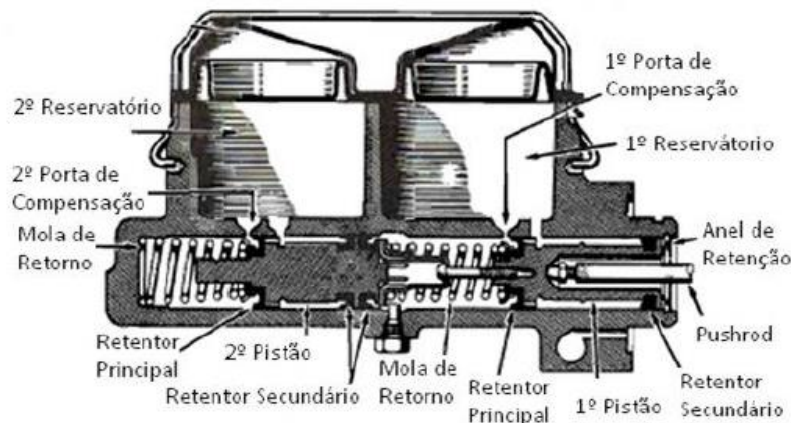
O cilindro mestre tem forma cilíndrica, é fabricado em ferro fundido ou alumínio e pode possuir um ou dois pistões alinhados que comprimem o fluido hidráulico ao receber força do pedal pressurizando toda a linha de freio. É responsável por converter força mecânica em pressão hidráulica. Esta pressão é aplicada aos êmbolos da pinça de freio ou ao cilindro hidráulico do tambor de freio, gerando a força que acionará o torque contrário ao movimento das rodas. Este componente contém um reservatório para fluído, que pode ser integrado a ele ou independente (DORO et al.,2016).

Existem dois tipos de cilindros-mestre, simples e duplo. O cilindro simples como ilustra a Figura 1, possui apenas uma câmara ou estágio, é formado por pistão, cilindro, mola de retorno e reservatório. A falha nesse tipo de arranjo resulta em perda da capacidade de frenagem nas quatro rodas do veículo, motivo pelo qual a exigência por circuitos independentes entre o eixo traseiro e o dianteiro. Assim, esse modelo de cilindro é utilizado em propostas que precisam de ajuste na distribuição da força entre os eixos, fazendo o uso de dois cilindros sendo um para cada eixo (DOS SANTOS, 2014).

Figura 1 – Cilindro mestre simples

Fonte: Dos Santos,2014

O cilindro mestre duplo ilustrado na Figura 2, dispõe de dois pistões em linha dentro de um único cilindro com duas câmaras ou estágios, de maneira que cada câmara alimenta de fluido de freio duas rodas do veículo, garantido a individualidade do sistema. O cilindro mestre duplo é muito mais seguro, pois se uma das câmaras falhar, a outra garante que o carro ainda terá condições de frenagem, mesmo que em pior eficiência (FREIOS BREQUE, 2021).

Figura 2 – Cilindro mestre duplo

Fonte: Dos Santos,2014

3.2.2.2 Pedal de freio

Sendo o primeiro componente a estar diretamente em contato com o motorista, o pedal de freio ilustrado na Figura 3 possui características de uma haste pivotada, o seu design contribui para o desempenho do seu papel em transmitir força

aplicada pelo condutor até o cilindro mestre. Este elemento deve conter atributos essenciais como ser rígido o suficiente para não deformar plasticamente durante a aplicação da força do condutor, deve ser livre de atrito excessivo e fornecer alavancagem adequada ao cilindro mestre. Sua fabricação é geralmente de chapa de aço e o braço contém furos para o pivô.

Figura 3 – Pedal de freio



Fonte: carrosinfoco, 2021

O pedal de freio deve ser projetado de tal forma que, para a força máxima aplicada, sua posição seja de 90° em relação ao pushrod (haste que transmite o movimento do pedal ao cilindro mestre), que por sua vez deve estar paralelo ao cilindro-mestre (Puhn, 1987).

3.2.2.3 Linhas e conexões

As linhas e conexões de um sistema hidráulico são componentes extremamente resistentes, reúnem boa flexibilidade, resistência a choque mecânico, corrosão e resistência à expansão. A sua finalidade está em transmitir a pressão hidráulica do cilindro mestre aos pistões das pinças.

Os dutos podem ser flexíveis ou rígidos. Os dutos flexíveis, apresentados na Figura 4, são tubos de borracha reforçados com malhas de polímeros usados em locais onde necessitam de movimento como na conexão entre as pinças de freio e a estrutura do veículo, permitindo o movimento vertical das rodas e o esterçamento. Para sistema de freios com maior desempenho o tubo de borracha é substituído por um de teflon e a armadura externa é feita de aço inox minimizando os efeitos de perda de carga, como ilustra a Figura 5, garantido a integridade da tubulação sob pressão.

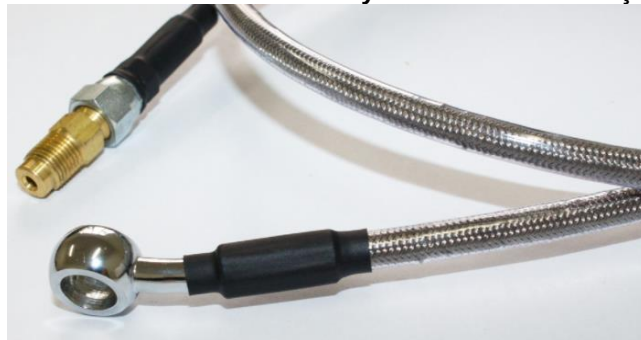
Para locais onde não há movimento relativo entre as partes da tubulação são usados os tubos rígidos (Figura 6), com diâmetro pequeno e por serem fabricados em aço ou cobre possibilitam menos perda de carga e menos deslocamento do pedal do freio. Assim, por apresentarem menor expansão sob alta pressão recomenda-se seu uso sempre que possível (DOS SANTOS, 2014).

Figura 4 – Duto flexível de freio de borracha



Fonte: Gringamx,2021

Figura 5 – Duto flexível de freio de nylon com trama de aço externa



Fonte: Rcamoto, 2021

Figura 6 –Tubo Rígido e Flexível de freio



Fonte: Brunocar,2021

3.2.2.4 *Fluido*

O fluido é um dos componentes mais importantes do freio, sendo responsável pela transferência de movimento, fazendo com que todo o sistema hidráulico funcione adequadamente. Seu objetivo está em transmitir força através de pressão hidráulica, movimentando os pistões do cilindro mestre até as pinças. O fluido apresenta algumas particularidades como: alto ponto de ebulição, baixíssima compressibilidade, quimicamente estável sob altas temperaturas e não ser corrosivo para que não haja degradação em elementos metálicos e anéis de vedação. Uma característica muito importante é a viscosidade: se estiver baixa permite vazamento e se estiver alta, diminui a eficiência do sistema (AUTOHERRERO, 2021).

Existem vários tipos de fluido de freio, entre eles estão os à base de glicol, silicone e mineral. Fluidos a base de silicone possuem pouca aplicação. Sendo mais utilizados em indústrias e em alguns modelos de motocicletas. O uso deste fluido requer um sistema projetado especificamente para ele, chamado hidrofóbico. Os fluidos à base de glicol são os higroscópicos, ou seja, absorvem vapor de água do ar ambiente. Já o fluido a base mineral, tem um número maior de aplicação do que o fluido a base de silicone, mas é extremamente inferior aos de base de glicol, por não apresentar propriedade higroscópica, sendo assim, havendo entrada de umidade no sistema assim como o fluido a base de silicone, reduzindo a temperatura de ebulição para a temperatura da água. Esta contaminação estaria isolada podendo assim ocasionar falha de funcionamento nos sistemas de freios principalmente nos casos em que a manutenção preventiva é negligenciada. Este fluido é amplamente utilizado em veículos agrícolas, industriais e algumas motocicletas (SILVA, 2021).

3.2.2.5 *Pinças de freio*

As pinças de freio são os componentes mais solicitados no sistema, servem de dispositivos atuadores, responsáveis pelo pressionamento da pastilha contra o disco, elas recebem diferentes forças de alta intensidade como a força de pressão, tração, momento e compressão. Sua funcionalidade é a transformação da pressão transmitida pelo fluido em força de atrito durante a frenagem (CANAL DA PEÇA, 2021).

Este elemento é usinado após a fundição, sendo fabricado normalmente em ferro fundido a partir de uma única peça fundida, chamados de monoblocos. Sua grande vantagem, se comparado com freio a tambor, é a redução do número de peças móveis para sua fixação (NAKATA, 2021).

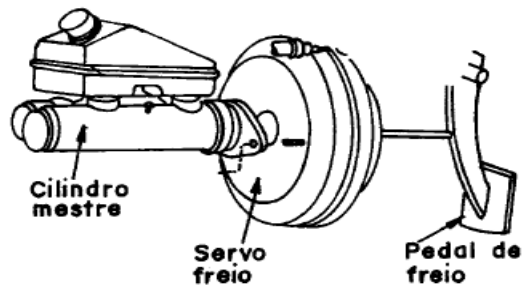
3.2.2.6 *Cilindro de roda*

O cilindro de roda tem por finalidade atuar no sistema de freio a tambor. Tendo um funcionamento simplificado, recebe a pressão hidráulica do cilindro mestre, fazendo com que o componente empurre as sapatas contra o tambor de freio, produzindo atrito entre as peças e fazendo com que a roda freie e pare o automóvel. Ocasionalmente podem ocorrer vazamentos nos cilindros da roda fazendo com que haja a perda de pressão no sistema de freio ou ainda a perda total de freio. Tais vazamentos na grande maioria das vezes podem ser facilmente identificados visualmente, quando vazam por trás do tambor de freio. Já em outras ocasiões um vazamento dentro do tambor de freio torna-se invisível (AUTOSUL, 2021).

3.2.2.7 *Servo freio*

O servofreio é um componente instalado entre o cilindro mestre e o pedal (Figura 7), sua função é potencializar a força aplicada pelo motorista no pedal de freio. A diferença entre a pressão atmosférica e o vácuo na admissão que intensifica a força de atuação no cilindro mestre, assim, diminui a força necessária para reduzir a velocidade do veículo (SUA OFICINA ONLINE, 2021). Consiste de um cilindro de pneumático simples ação de membrana, onde durante o acionamento do pedal do freio, a membrana de um lado fica sujeita à pressão atmosférica e de outro lado à depressão da admissão do motor.

Figura 7 – Localização servofreio



Fonte: EEEP,2017

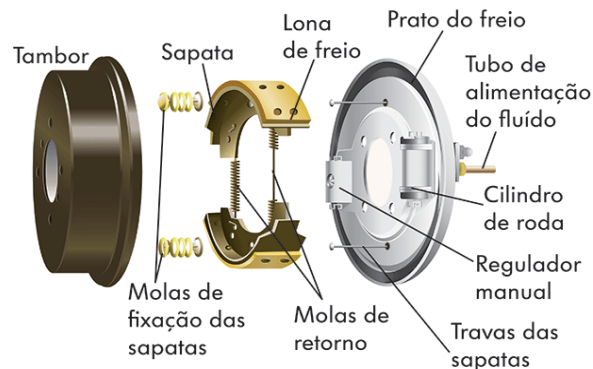
3.2.3 Tipos de freios

Ao observar um carro em movimento, logo é imaginado como ele irá parar, o que leva a pensar no sistema de freios. O acionamento através de um único pedal leva a ter uma ideia de algo simples, porém para uma visualização mais completa precisamos entender os princípios de funcionamento.

3.2.3.1 Freio a tambor

O freio a tambor, representado na Figura 8, é amplamente utilizado em uma grande parcela de veículos. O tambor é fabricado em ferro fundido e contém no seu interior duas sapatas produzidas em aço semicirculares com lonas fixas (elemento frenante), que na ação de frenagem faz com que as lonas sejam empurradas pelo êmbolo do cilindro da roda contra o tambor gerando o atrito, o tambor está ligado a roda e gira simultaneamente.

Figura 8 – Sistema de freio a tambor com acionamento hidráulico



Fonte: Reachsite, 2021

O sistema de freio a tambor é constituído pelas seguintes peças: sapata, lona, regulador manual e tambor.

- As sapatas são peças fabricadas em aço, têm o formato de um semicírculo com função de transmitir as forças de atuação para a lona durante a frenagem. São classificadas como primárias, quando a força aplicada segue o mesmo sentido de rotação do tambor, e secundárias quando aplicada em sentido contrário.
- A lona é um material de fricção que produz atrito ao entrar em contato com o tambor.
- O regulador manual (pivô) serve de apoio para as sapatas proporcionando o giro necessário para transferir torque de frenagem ao tambor de freio;
- O tambor é fabricado em ferro fundido centrifugado. Por estar submetido ao atrito, a superfície do tambor deve ser resistente ao desgaste e a deformação, já que suporta forte pressão e aquecimento. O tambor gira solidário a roda do veículo (DIAS, 2021).

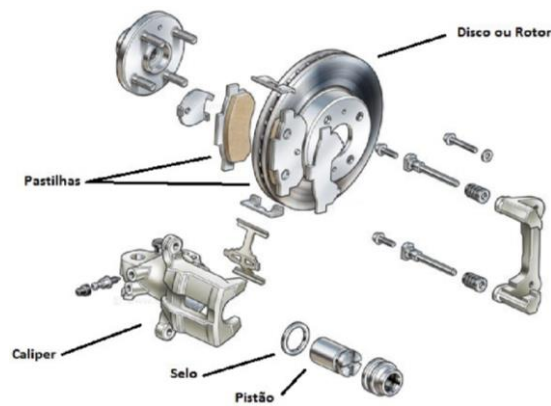
Todas as peças trabalham de maneira conjunta, logo, a falha de qualquer componente compromete todo o sistema (dpk, 2021).

3.2.3.2 *Freio a disco*

A ascensão do freio a disco aconteceu em 1950. Esta nova tecnologia que possibilitou aperfeiçoamento na condução de veículos, conta com inúmeras vantagens como – auto regulação, maior refrigeração, facilidade de manutenção, frenagem uniforme entre outras. Segundo Limpert (1999), a grande vantagem do freio a disco envolve a temperatura de operação sem perder propriedades de atrito e mecânica, podendo alcançar valores de 800°C.

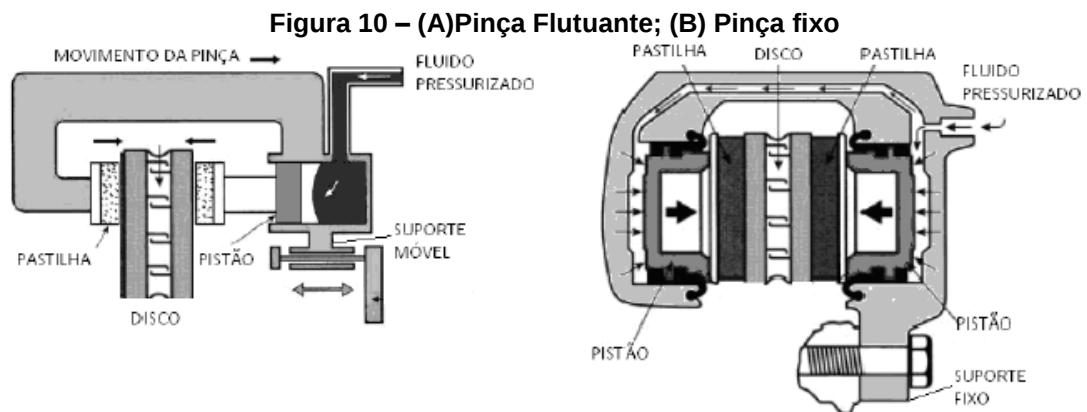
A configuração do sistema é aberta, isto é, os discos e pinças ficam à mostra facilitando a dissipação do calor, aumentando a secagem e reduzindo impurezas. Quando ocorre a frenagem neste mecanismo, o disco acompanha o movimento da roda, acionando o freio (pedal), o fluido ativa os pistões localizados na pinças (caliper), pressionando as pastilhas que fazem a fricção, resultando na frenagem, como representa a Figura 9.

Figura 9 – Funcionamento de Freio a Disco



Fonte: Silva, 2021

Em se tratando em freios a disco há algumas subdivisões, podendo ser com pinça fixa ou flutuante, como ilustra a Figura 10, assim como a variação no número de pistões de acionamento. Em automóveis de passeio de custo-benefício acessível a melhor opção é a pinça flutuante com pistão único. Já para carros com alto desempenho como os esportivos, a frenagem precisa atuar com mais potência sendo necessário uma pinça maior (normalmente fixa) e consequentemente com mais pistões ilustrada na Figura 11 (LIVRAMENTO, 2017).



Fonte: Livramento, 2017

Figura 11 – Pinça fixa (cavelete, guarnição ou caliper) com 6 pistões



Fonte: Coisas de engenheiro, 2021

Os discos geralmente são fabricados em ferro fundido e, em alguns casos, em materiais cerâmicos como carbono, kevlar e carbeto de silício. Além das características do material em discos sólidos ilustrado na Figura 12(a), a elaboração de disco ventilado contém geometrias que melhoram o desempenho deste componente. Ele é formado por dois discos mais finos unidos por uma câmara interna, trazendo melhor dissipação de calor na execução da frenagem, existem três estruturas mais comum para disco ventilado como ilustra a Figura 12 – (B) Disco ventilado, (C) Disco ventilado com pista perfurada e (D) Disco ventilado com pista ranhurada (FREIO BREQUE, 2021).

Figura 12 – Geometria utilizada nos discos de freio: (A) Disco sólido; (B) Disco ventilado; (C) Disco ventilado com pista perfurada; (D) Disco ventilado com pista ranhurada.



Fonte: Menezes, 2021

Um outro componente que requer atenção neste arranjo são as pastilhas de freio, através delas é garantida a geração do atrito para desacelerar e parar o veículo. Para isso, elas trabalham em conjunto com o disco de freio e em pares, e podem ser de diferentes materiais, entre eles: metálico, orgânico, semimetálico ou cerâmico. A principal diferença em relação aos tipos de compostos usados se dá pela durabilidade das pastilhas, que, em alguns modelos, é bem maior. Outro fator é a dissipação do calor gerado durante as frenagens, que influencia diretamente na eficiência do sistema de freio (NAKATA, 2021).

- Tipos de pastilha

Pastilhas metálicas: são de alto desempenho e baixo desgaste, resultando em longevidade das pastilhas. Sua composição inclui ligas que misturam aço, cobre, ferro e grafite, apesar de ter um custo elevado garantem mais confiabilidade na frenagem; **Pastilhas Orgânicas:** este modelo tem baixo custo, são silenciosas na frenagem e por ter baixa dureza e resistência a um aumento no desgaste motivo pelo são indicadas para veículos leves; **Pastilhas Semimetálicas:** o desempenho dessas pastilhas são superiores quando comparadas ao modelo orgânico e com o custo mais acessível que as metálicas. Também chamadas de organometálicas são compostas por materiais rígidos como latão, ferro e/ou alumínio juntamente com resina, a composição destes componentes na pastilha acabam afetando os discos tendo maior desgaste e ocasionando ruídos. **Pastilhas Cerâmicas:** modelo mais eficiente devido a excelente dissipação de calor da cerâmica, elas não sofrem perda de capacidade de frenagem quando a temperatura é elevada. São compostas de fibras cerâmicas, agentes de ligação e enchimentos não ferrosos. Entre as variedades apresentadas este é o de melhor qualidade e performance, apresentam alta resistência sendo recomendadas, principalmente, em situações em que o freio será exigido constantemente. Elas são muito silenciosas e limpas, gerando menos pó conforme ocorre o desgaste, outro ponto importante é que, por não ter materiais metálicos em sua composição, ela desgasta menos os discos de freio do veículo, contudo apresenta o custo mais elevado dentre os modelos (CHIPTRONIC, 2021).

3.2.3.3 Freio ABS

O sistema de freios ABS (Anti-lock Braking System) é um sistema inteligente que une hidráulica e eletrônica para impedir o travamento das rodas em uma freada brusca ou em piso escorregadio. Ele conta com um módulo eletrônico em que avalia a informação e aciona as duas eletroválvulas dessa roda, aliviando a pressão do fluido por um instante, para em seguida reaplicá-la, numa sequência que intercala folga e pressão sucessivamente, cerca de vinte vezes por segundo. A sequência de comando acontece sem a intervenção do motorista, sendo necessário manter o pedal pressionado com a força máxima, aproveitando ao máximo o coeficiente de atrito entre o pneu e o pavimento (NAKATA, 2021).

As características aumentam a confiabilidade do motorista, trazendo maior dirigibilidade, menor risco de deslizamento e simples manutenção. A composição do sistema se dá por sensores de velocidade, unidade hidráulica e unidade de comando ou módulo de controle eletrônico.

Com um papel fundamental o sensor de velocidade, apresentado na Figura 13, transmite ao módulo eletrônico a velocidade de cada roda, através de uma tensão alternada (sinal senoidal). Esse modelo de funcionamento foi escolhido justamente por não sofrer influência quando da passagem do veículo por água, óleo, lama e areia (BOSCH, 2005).

Figura 13 – Sensor de velocidade ABS



Fonte: Cretana, 2021

A unidade hidráulica, localizada no cofre do motor, é formada por uma bomba eletro-hidráulica, câmara acumuladora e válvula solenóide. Cada um destes componentes tem função crucial em relação ao fluido. A bomba eletro-hidráulica

pressuriza novamente o fluido de freio após o ABS entrar em ação, já a câmara acumuladora é o local onde o fluido retorna até ser pressurizado e as válvulas solenóides são responsáveis pelo controle da pressão do fluido em cada roda (ESCOLA DO MECÂNICO, 2021).

Por sua vez a unidade de comando ou módulo de controle eletrônico, o “cérebro” do sistema, com seu microprocessador controla a ação de todos os componentes, recebe e analisa sinais enviados pelos sensores de rotação e comanda as válvulas solenoides da unidade hidráulica, evitando travamento e proporcionando a melhor frenagem. Além disso a unidade de comando consegue detectar anomalias no sistema (BOSCH, 2005).

3.2.4 Dimensionamento de freios

A conexão entre o veículo e a estrada está na força de aderência causada pelos pneus, ao ter contato a banda de rodagem com o solo, gerando força de frenagem, direção e aceleração. Visto que na frenagem ideal, a força máxima não pode ultrapassar a força de aderência fornecida pelos pneus no contato com o solo. Para obter segurança ao conduzir um veículo motorizado é necessário realizar ajuste constante na velocidade conforme as circunstâncias do trânsito. Uma vez que os componentes mais críticos para a segurança de um veículo são os pneus, freios e o sistema de direção. Ainda que em condições normais ou adversas os freios devem funcionar com segurança. As atribuições do sistema de freio devem ser providas sob as mais conjecturáveis circunstâncias, como custo coerente, vida útil, estabilidade (LIMPERT, 2011).

Com isso, LIMPERT (2011) afirma que os padrões de segurança são levados em consideração sob quaisquer condições, obrigando assim o sistema de frenagem a cumprir todas as normas impostas.

Segundo NORTON (2013), os freios a disco e a tambor têm em suas estruturas feitas de materiais como ferro fundido cinzento ou aço, sendo que a superfície de atrito de material resistente à compressão e a elevadas temperaturas, que ocorrem durante a aplicação. A composição das forrações e guarnições podem ser de materiais sintetizados que oferecem maior resistência às temperaturas e à compressão em relação aos materiais tecidos e moldados; moldada com resina a base de polímero com uma variedade de materiais de preenchimento ou materiais

fibrosos, para melhor condução de calor, resistência ao desgaste e reduzir as ranhuras de tambores e discos, são adicionados latão ou fragmento de zinco; materiais tecidos (trançados) são compostos de longas fibras de asbesto (amianto), o mais comum em forrações de freios, hoje não é mais usado por trazer risco à saúde por ser cancerígeno; outros materiais como cortiça, madeira e ferro fundido podem ser usados em guarnição(elemento frenante).

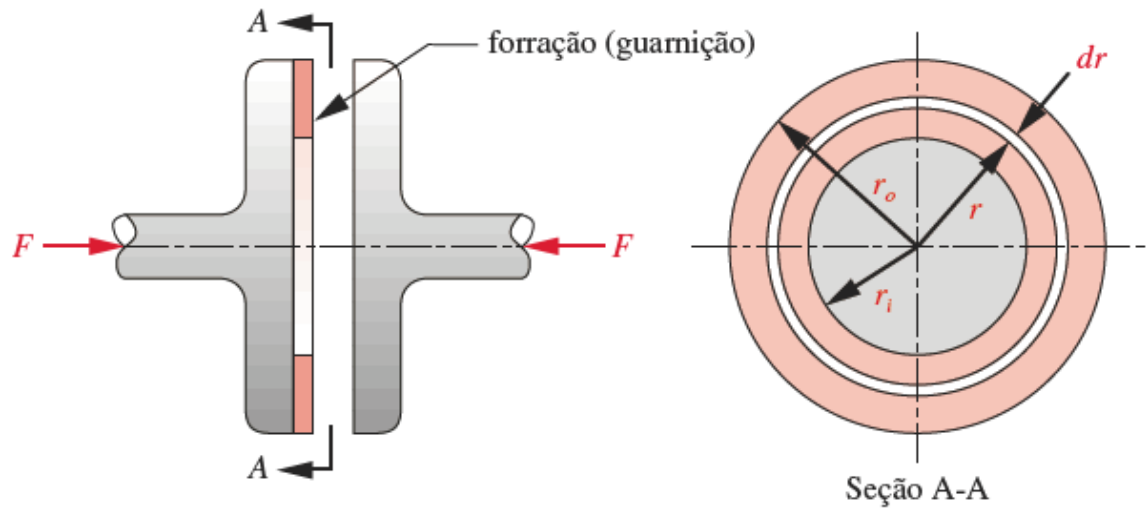
3.2.4.1 *Cálculo de um freio a disco*

Embreagens e freios são essencialmente o mesmo dispositivo. Cada um deles provê uma conexão de atrito magnética, hidráulica ou mecânica entre dois elementos. Se os elementos conectados podem rodar, então é chamada de embreagem. Se um dos elementos roda, enquanto o outro é fixo, é chamada de freio. Uma embreagem fornece então uma conexão que se pode interromper entre dois eixos que rodam, como, por exemplo, o eixo de manivelas de um motor de automóvel e o eixo de entrada de sua transmissão. Um freio fornece uma conexão não permanente entre um elemento que roda e um plano de chão que não roda, como, por exemplo, a roda de um automóvel e seu chassi. O mesmo dispositivo pode ser utilizado tanto como embreagem quanto como freio, fixando o seu elemento de saída a um eixo que pode rodar ou fixando-o ao chão (NORTON,2013, p.959).

O disco e as pastilhas do freio automotivo são submetidos à pressão repetidamente freando o veículo. Neste processo, as pinças que posicionam as pastilhas de freio uma para cada lado do disco, contra uma pequena parte da circunferência do disco, permitem o resfriamento do restante.

Tradicionalmente, para os cálculos há duas situações: uma em que a embreagem flexível quando nova fica próxima à condição de pressão uniforme, quando em uso tenderá ao desgaste uniforme; uma outra situação seria a embreagem rígida quando em uso se aproximará mais rápido do desgaste uniforme. Para cada condição a diferentes possibilidades, sendo a mais desejável pelos projetistas a de desgaste uniforme produzindo uma classificação mais conservativa a embreagens/freios. (NORTON,2013).

Figura 14 – Embreagem a disco de superfície única



Fonte: Norton, 2013

- **Pressão uniforme**

Considere como referência a Figura 14, a força normal atuante no elemento do anel infinitesimal de largura dr é dado pela Equação (3.1):

$$dF = p\theta r dr \quad (3.1)$$

Onde:

r = é o raio;

θ = e o ângulo em radianos;

p = pressão uniforme na face da embreagem.

Para uma embreagem de circunferência completa o θ valerá 2π . A força normal total atuante na área do elemento é determinada pela Equação (3.2):

$$F = \int_{r_i}^{r_o} p\theta r dr = \frac{p\theta}{2} (r_o^2 - r_i^2) \quad (3.2)$$

Onde:

F = Força total na embreagem.

O torque de atrito no elemento do anel diferencial é expressado pelo produto da força normal, pelo coeficiente de atrito e pelo raio, conforme Equação (3.3):

$$dT = p\theta\mu r^2 dr \quad (3.3)$$

Onde:

μ = coeficiente de atrito.

O torque total para um disco de embreagem é expressado pela Equação (3.4):

$$T = \int_{r_i}^{r_o} p\theta\mu r^2 dr = \frac{p\theta\mu}{3} (r_o^3 - r_i^3) \quad (3.4)$$

Torque com N face de atrito com múltiplos discos, Equação (3.5):

$$T = \frac{p\theta\mu}{3} (r_o^3 - r_i^3) N \quad (3.5)$$

V

Onde:

N = número de interface de atrito.

A combinação das Equações (3.2) e (3.5) origina uma equação para a capacidade de torque em função da força axial, de acordo com a Equação (3.6):

$$T = N\mu F \frac{2}{3} \frac{(r_o^3 - r_i^3)}{(r_o^2 - r_i^2)} \quad (3.6)$$

- **Desgaste uniforme**

O desgaste W é proporcional ao produto de pV , Equação (3.7):

$$W = pV = \text{constante} \quad (3.7)$$

Em qualquer face da embreagem a velocidade é, Equação (3.8):

$$V = r\omega \quad (3.8)$$

Combinando as Equações (3.7) e (3.8) assumindo uma velocidade angular ω , Equação (3.9):

$$pr = \text{constante} = K \quad (3.9)$$

A máxima pressão, P_{max} ocorre no raio mínimo r_i , conforme Equação (3.10):

$$K = P_{max}r_i \quad (3.10)$$

A combinação das Equações (3.9) e (3.10) origina uma expressão para a pressão em função do raio r , Equação (3.11):

$$P = P_{max} \frac{r_i}{r} \quad (3.11)$$

Onde:

P_{max} = valor máximo de pressão, varia com o material de forração assim como o coeficiente de atrito. Por meio da integração da Equação (3.1) obtém-se a força axial F conforme Equação (3.12), com P originário da substituição da Equação (3.11):

$$F = \int_{r_i}^{r_o} p \theta \mu r dr = \int_{r_i}^{r_o} \theta \left(p_{max} \frac{r_i}{r} \right) r dr = r_i \theta p_{max} (r_o - r_i) \quad (3.12)$$

Através da integração da Equação (3.3) obtém-se o torque Equação (3.13), com a mesma substituição:

$$T = \int_{r_i}^{r_o} p \theta \mu r^2 dr = \frac{\theta}{2} \mu r_i p_{max} (r_o^2 - r_i^2) \quad (3.13)$$

Com as Equações (3.12) e (3.13) obtém-se a expressão relacionada ao torque à força axial para o desgaste uniforme, Equação (3.14):

$$T = N \mu F \frac{(r_o + r_i)}{2} \quad (3.14)$$

Onde:

N = número de interface de atrito.

O máximo torque para qualquer valor r_o (raio externo) pode ser mostrado a partir das Equações (3.12) e (3.13), e será obtido quando o raio interno for definido pela Equação (3.15):

$$r_i = \sqrt{\frac{1}{3r_o}} = 0,577r_o \quad (3.15)$$

Considere o uso adequado para o projeto de freios:

θ = ângulo incluindo as pastilhas de freio nas Equações (3.1) a (3.13) para calcular a força e o torque no disco;

N = terá o valor de pelo menos 2 para um disco de freio, pois tem pastilhas dos dois lados.

3.2.4.2 *Equações relacionando pinças e pastilha de freio*

A Equação (3.16) relaciona a força transmitida para as pinças através de pressão hidráulica:

$$F_{ap} = P_{pin} \times A_{pin} \quad (3.16)$$

Onde:

F_{ap} = força de um lado da pinça [N];

A_{pin} = área total dos pistões em um lado da pinça [mm^2];

P_{pin} = pressão hidráulica transmitida pela pinça[Mpa].

A força de fechamento das pinças é obtida pela Equação (3.17):

$$F_{fec} = F_{ap} \times 2 \quad (3.17)$$

Onde:

F_{fec} = força de fechamento gerado pela pinça [N].

As pastilhas de freio geram o atrito necessário para desacelerar o veículo, esta força está relacionada à força de fechamento obtida pela Equação (3.18):

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pas} \quad (3.18)$$

Onde:

μ_{pas} = coeficiente entre as pastilha e o disco;

F_{at} = força de atrito das pastilhas contra o disco[N];

A função dos discos de freio é gerar o torque para a desaceleração do veículo, a Equação (3.19) relaciona a força de atrito entre o torque e as pastilhas de freio:

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \quad (3.19)$$

T_d = torque gerado no disco[Nmm];

R_{ef} = raio efetivo do disco[mm].

Segundo autor Santos (2014), o disco de freio é acoplado à montagem da roda e assumindo que o pneu é rigidamente unido à roda, o torque será constante por toda a montagem, conforme Equação (3.20):

$$T_p = T_r = T_d \quad (3.20)$$

Onde:

T_p = torque no pneu[Nmm];

T_r = torque na roda [Nmm];

T_d = torque gerado no disco [Nmm].

- **Força de atrito necessária no disco**

Força de atrito, Equação (3.21):

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \quad (3.21)$$

Onde:

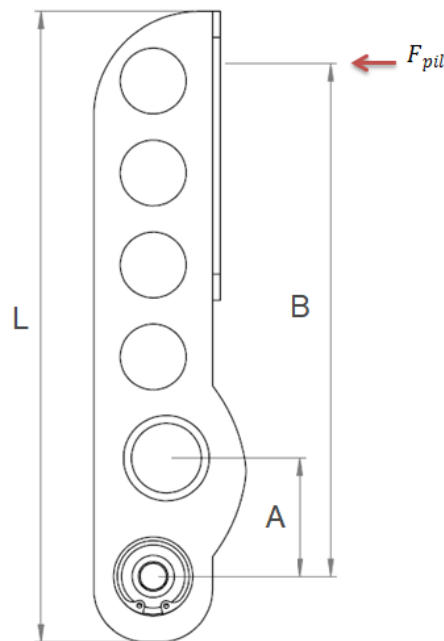
F_{at} = força de atrito das pastilhas contra o disco [N];

R_{ef} = raio efetivo do disco [mm].

- **Força no pedal aplicada pelo motorista**

A razão do pedal se dá pelo ponto de pivotamento, como ilustra a Figura 15.

Figura 15 – Dimensões da razão do pedal



Fonte: Santos, 2014

Através da Equação (3.22) obtém-se a razão do pedal:

$$C = \frac{B}{A} \quad (3.22)$$

Onde:

C = razão do pedal;

B = distância do pivotamento ao ponto de aplicação da força[mm];

A = distância do pivotamento ao centro da balance bar[mm];

L = comprimento total do pedal[mm]

A força aplicada pelo pé do motorista se dá pela Equação (3.23):

$$F_{pd} = F_{pil} \times C \quad (3.23)$$

Onde:

F_{pd} = força de saída do pedal[N];

F_{pil} =força aplicada pelo motorista [N];

C = razão do pedal

3.2.4.3 *Cálculo da força de frenagem sobre os discos por Engenharia Reversa*

A utilização das equações relacionadas acima, para dimensionamento dos freios de um veículo, apresenta algumas dificuldades de aplicação, entre elas:

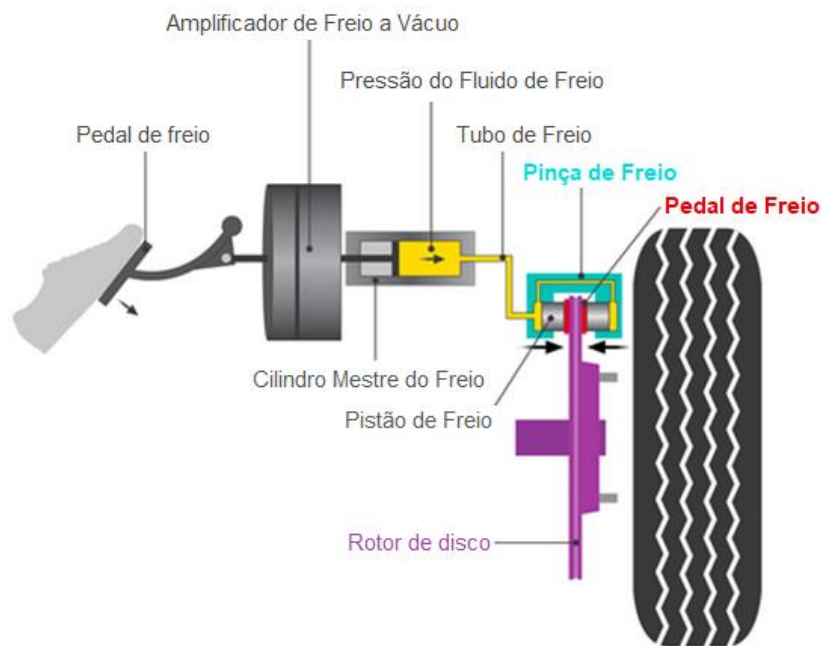
1. Dificuldade de determinar os valores de atrito para os elementos frenantes das pastilhas para utilização em cálculos de dimensionamento. Isto porque estes valores não são divulgados pelos fabricantes. Considerando que as composições químicas dos elementos têm grande variação de fabricante para fabricante, arbitrar valores de atrito é por demais impreciso;
2. Os espaços para alocação do sistema de freios e as dimensões das pastilhas já estão determinadas pelos fabricantes. Qualquer valor calculado para dimensões de componentes, fora daqueles regularmente utilizados, será inviável;
3. Como os sistemas de freios utilizam pastilhas comerciais, o dimensionamento de componentes através de equações prescritas na literatura especializada, pode ser problemático: o sistema dimensionado pode produzir forças de compressão e cisalhamento que excedam a resistência mecânica das pastilhas, resultando em quebras e colapso total do sistema.

Por isso, neste trabalho optou-se por utilizar a Engenharia Reversa sobre uma linha de veículos largamente comercializada no mercado nacional para

determinar as forças de aperto sobre os discos. Assim, fez-se os cálculos de força de aperto dos discos de freios para a linha VW de veículos de entrada Gol, Parati, Voyage e outros.

Estimando a força de aperto do disco de freio pelas pastilhas (Figura 16), usando como referência um veículo VW Parati 1.6 de 82 CV e massa de 940 kg.

Figura 16 – Sistema de freio a disco Hidráulico



Fonte: Adaptado de Alamy, 2021

Aplicando o Princípio de Pascal, que considera que a “pressão aplicada num ponto de um fluido em repouso transmite-se integralmente a todos os pontos do fluido”, e considerando a conexão hidráulica entre o cilindro-mestre e cilindro da pinça, tem-se que a pressão hidráulica na pinça (P_{pin}) de freio é igual a pressão hidráulica no cilindro mestre (P_{cm}), conforme indica a Equação (3.24):

$$P_{pin} = P_{cm} \quad (3.24)$$

Ainda, deve-se considerar que o cilindro-mestre é basicamente um cilindro tipo tandem, que possui dois pistões alinhados em série (Figura 17). Neste caso a pressão hidráulica produzida será obtida pela Equação (3.25):

$$P_{cm} = \frac{F_{cm}}{2A_{cm}} \quad (3.25)$$

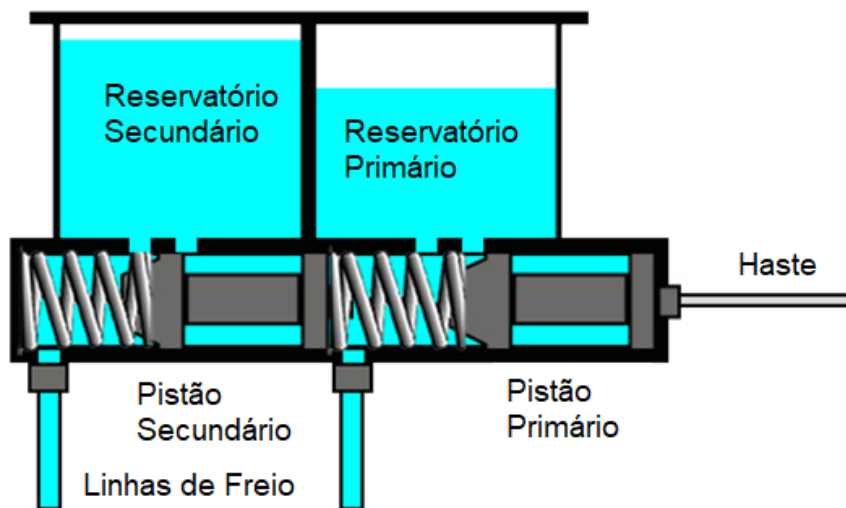
Onde:

F_{cm} = força na haste do cilindro-mestre[N];

A_{cm} = área interna do cilindro-mestre [mm^2].

P_{cm} = pressão hidráulica gerada pelo cilindro mestre[Mpa]

Figura 17 – Cilindro mestre de freio



Fonte: Adaptado de Summit, 2021a

A força aplicada na haste do cilindro-mestre (F_{cm}) é a soma da força sobre a haste de freio (F_{hf}) e da força exercida pelo servofreio (F_{sf}), conforme Equação (3.26):

$$F_{cm} = F_{hf} + F_{sf} \quad (3.26)$$

Considera-se que o servofreio (Figura 18) é um cilindro de simples ação, acionado pela depressão do motor, cujo valor máximo teórico é de 1 atm de depressão. A força exercida pelo servofreio (F_{sf}) é dada pela Equação (3.27):

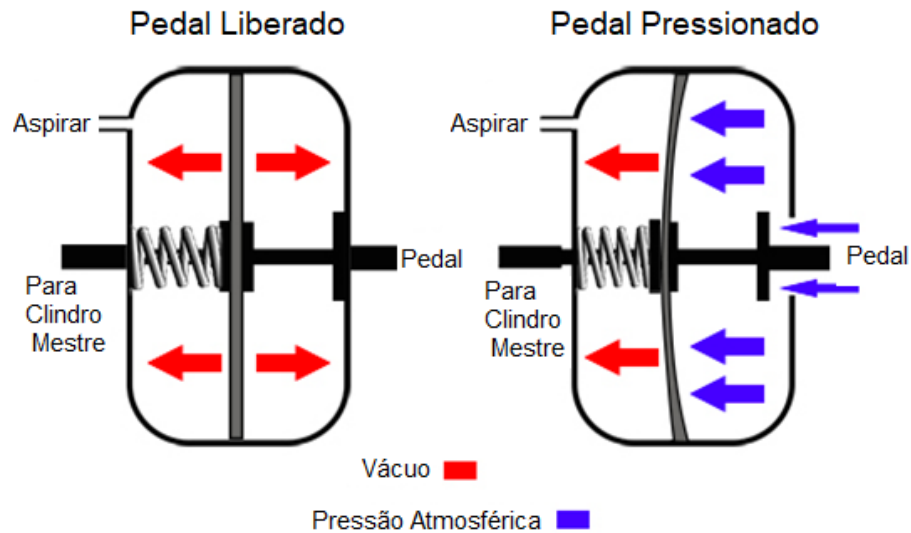
$$F_{sf} = P_{sf} \times A_{sf} \quad (3.27)$$

Onde:

A_{sf} = área do cilindro do servo freio [mm^2].

F_{sf} = força exercida pelo servofreio[N];

Figura 18 – Funcionamento de um servofreio



Fonte: Adaptado de Summit. 2021b

Através da Equação (3.28), Considerando o somatório dos momentos sobre o pivô do pedal de freio e as alavancas formadas pela distância do ponto de aplicação da força de acionamento do freio ao pivô e do ponto de ligação da haste de freio ao pivô, tem-se que:

$$\Sigma M_{pf} = 0 \therefore F_{af} \times L_{af} = F_{hf} \times L_{hf} \quad (3.28)$$

Onde:

M_{pf} = momento sobre o pivô do pedal do freio;

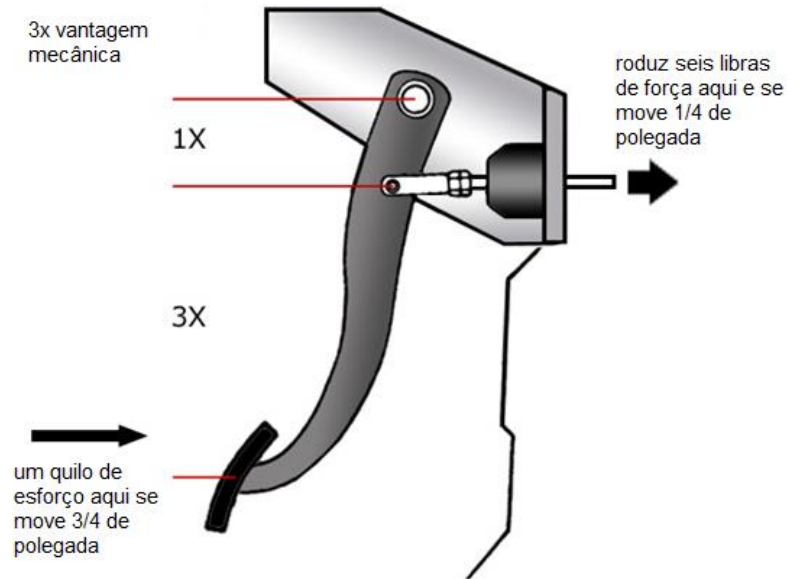
F_{af} = força do acionamento do freio pelo motorista;

L_{af} = distância do centro do apoio do pé no pedal até o pivô do pedal de freio;

F_{hf} = força sobre a haste do freio;

L_{hf} = distância da fixação haste de freio ao pivô do pedal de freio.

Figura 19 – Multiplicação mecânica de força



Fonte: Adaptado de Agcoauto, 2021

Com a vantagem mecânica a força essencial para embrear os freios é suficientemente reduzida. O pedal do freio é uma alavanca de classe dois e proporciona uma vantagem de três para um, a força aplicada ao pedal é multiplicada três vezes como ilustra a Figura 19 (AGCOAUTO, 2012).

Então, a força na haste de freio (F_{hf}), que está conectada ao pedal de freio é dada pela Equação (3.29):

$$F_{hf} = \frac{F_{af} \times L_{af}}{L_{hf}} \quad (3.29)$$

Substituindo, tem-se a Equação (3.30):

$$F_{ap} = \frac{\left[\left(\frac{F_{af} \times L_{af}}{L_{hf}} \right) + (P_{sf} \times A_{sf}) \right]}{2A_{cm}} \times A_{pin} \quad (3.30)$$

Colocando os valores encontrados para o sistema de freios de um veículo VW Parati 1.6 (efetivamente medido), que é comumente utilizado para toda a linha com a mesma motorização da Volkswagen (Gol, Voyage e Fox), que historicamente é uma das linhas mais comercializadas no Brasil, tem-se a força de aperto das pinças sobre o disco de freio (F_{ap}) em kgf como indica a Equação (3.30):

$$F_{ap} = \frac{\left[\left(\frac{F_{af} \times 26}{5,5}\right) + (P_{sf} \times 268,67)\right]}{5,09} \times 22,05 \quad (3.30)$$

Nas desacelerações do veículo a(de)pressão máxima real sobre o servofreio pode chegar a 0,86kgf/cm² (SUMMIT,2021c). Assumindo este valor, e substituindo na Equação (3.31) tem-se que:

$$F_{ap} = [(4,73F_{af}) + (231,06)] \times 4,33 \quad (3.31)$$

$$F_{ap} = 20,48F_{af} + 1000,47[\text{kgf}]$$

$$F_{ap} = 20,48 \times 62 + 1000,47[\text{kgf}]$$

Considerando a força máxima passiva de aperto 607,9N ou 62 kgf (Mačužićet al., 2017) e substituindo na Equação (3.31):

$$F_{ap} = 2270,23[\text{kgf}] \cong 22268,70[\text{N}] \quad (3.32)$$

Se considerando a força realizada pelo motorista, segundo uma pesquisa realizada pela universidade de Kragujevac Sérvia (Mačužićet al.,2017), a capacidade de força depende da influência de muitos fatores entre eles fatores relacionados a pesquisa como sexo, idade e antropometria, fatores de produto como tamanho, peso, material da áreas de contato, fatores ambientais como vibrações e temperatura, fatores de postura envolvendo parte do corpo em contato ou partes do corpo usadas para esforço da força e fatores de tarefa envolvendo nível, direção e frequência de força e velocidade do movimento. Pesquisas relacionadas à força exercida pelo condutor revelam que a força estática máxima depende da posição do indivíduo acento e tipo de pedal, visto que esses quesitos estejam bem ajustados o joelho deve fazer pequenas flexões entre 20° e 40°, a alteração nos ângulos afetam no valor da forças final dos pedais, já outro autores afirmam que os ângulos devem ser entre 35° e 45°. Para uma análise de força de ativação do pedal foram estudados dezenove diferentes populações de homens e mulheres (Tabela 1 e 2) levando em consideração aspectos antropométricos com faixa etária de 18 e 70 anos, população feminina e masculina de 1% e 99%.

Tabela 1 – Dados antropométricos da população masculina e feminina de 1%

População	Altura(mm)		Altura Sentado(mm)		comprimento do pé (mm)	
	Masculino	Feminino	Masculino	Feminino	Masculino	Feminino
Japão	1585	1476	813	760	224	204
França	1607	1481	853	797	237	209
Norte da África	1527	1454	807	770	237	217
América do Sul	1608	1478	846	783	227	205
América do Norte	1627	1494	860	803	239	217
África Ocidental	1507	1402	734	720	234	206
Espanha e Portugal	1533	1565	804	780	228	198
Norte de Índia	1535	1412	800	750	222	199
Europa Oriental	1615	1502	840	814	237	217
Norte da Europa	1668	1541	880	823	232	217
Austrália	1607	1521	860	810	244	212
Europa do Sudeste	1595	1485	830	790	237	212
Europa Central	1575	1518	870	803	232	212
África do Sudeste	1545	1442	790	750	232	202
Médio Oriente	1582	1496	813	780	232	214
Sul da Índia	1485	1351	743	723	217	194
Norte da Índia	1506	1469	814	780	218	199
Sul da China	1590	1406	770	720	224	204
Sdeste da Ásia	1495	1402	763	730	214	201

Fonte: Mačuzićet ,2017

Tabela 2 – Dados antropométricos da população masculina e feminina de 99%

População	Altura(mm)		Altura Sentado(mm)		Comprimento do pé (mm)	
	Masculino	Feminino	Masculino	Feminino	Masculino	Feminino
Japão	1855	1704	1027	960	266	246
França	1933	1779	1007	923	293	261
Norte da África	1853	1766	933	910	293	273
América do Sul	1892	1762	1014	937	293	275
América do Norte	1953	1806	1000	957	291	273
África Ocidental	1833	1658	906	860	286	244
Espanha e Portugal	1710	1735	890	920	270	292
Norte de Índia	1805	1668	840	890	278	241
Europa Oriental	1885	1758	980	926	293	273
Norte da Europa	1952	1839	1020	977	288	283
Austrália	1933	1819	1000	950	286	268
Europa do Sudeste	1865	1755	970	930	293	268
Europa Central	1845	1802	1010	957	298	268
África do Sudeste	1815	1698	930	890	288	258
Médio Oriente	1838	1724	967	920	288	266
Sul da Índia	1755	1649	897	877	273	236
Norte da Índia	1874	1711	986	920	285	251
Sul da China	1730	1634	910	860	266	246
Sdeste da Ásia	1765	1658	917	870	256	239

Fonte: Mačuzićet ,2017

Existem duas forças de ativação sobre o pedal que podem ser as forças ativas executadas apenas pela atividade muscular, e forças passivas que são geradas

pela atividade muscular e aditivamente a forças de suporte que são geradas no início da cadeia articular. As cargas de torque das articulações individuais as corrente são representadas pela carga de articulação do pé tornozelo estes valores ficam na faixa de 25 a 400N (Mačužićet al.,2017).

Tabela 3 – Resultados obtidos para população masculina

	Altura(mm)		Altura Sentado(mm)		Comprimento pé(mm)		Máx.passiva Força[N]		Máx.ativa Força [N]		Carga de torque[Nm]	
	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%
Máximo	1668	1953	800	1027	224	298	607,9	398,7	599,4	387,3	84,3	66,7
Mínimo	1490	1710	734	890	214	256	322,3	147,7	297,4	136,3	38,6	24,4

Fonte: Mačužićet ,2017

Tabela 4 – Resultados obtidos para população feminina

	Altura(mm)		Altura Sentado(mm)		Comprimento pé(mm)		Máx.passiva Força[N]		Máx.ativa Força [N]		Carga de torque[Nm]	
	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%	1%	99%
Máximo	1541	1839	823	977	217	292	244,1	262	231,5	259,9	28,2	41,7
Mínimo	1351	1634	720	860	194	236	150,8	119,6	141,4	114	19,4	18,7

Fonte: Mačužićet ,2017

Os resultados obtidos na Tabela 3 revelam os seguintes valores para a população masculina de 1% (população da África Ocidental):

- Força máxima passiva 607,9N;
- Força máxima ativa 599,4N com esforço máximo de 100%;
- Carga na articulação do pé 84,3N.
- Mesma análise para a população masculina 99% (Espanha e população portuguesa).
- Força máxima passiva 398,7N;
- Força máxima ativa 387,3N com esforço máximo de 100%;
- Carga na articulação do pé 66,7Nm.

Os valores para o percentil de 1% da população feminina (Sul da Índia) representados na Tabela 4 são:

- Força máxima passiva 244,1N;
- Força máxima ativa 231,5N com esforço máximo de 100%;
- Carga na articulação do pé 28,2N.
- Mesma análise para a população feminina 99%.
- Força máxima passiva 262N;
- Força máxima ativa 259,9N com esforço máximo de 100%;
- Carga na articulação do pé 41,7Nm.

Em análise, os resultados obtidos para a carga da articulação do pé e do tornozelo para a população feminina do percentil de 1% foi no sudeste da África e no sul da Índia com força de 38,1 Nm e 28,2 Nm, no caso de 99% os maiores valores registrados foram no Japão (41,7 Nm), Espanha e Portugal (39,5 Nm) e Sudeste da Europa (33,7 Nm) (Mačužićet al.,2017).

Este estudo prova que a diferença estão relacionadas as características antropométricas, uma vez que, com o aumento de altura do indivíduo do sexo masculino e feminino diminui a força o valor máximo de forças nos pedais, assim como a forças passiva (Mačužićet al.,2017).

Para outros autores, como Limpert (2011), a força máxima exercida para o percentil de 5% mais elevados da população feminina é, em média, de 445 N e para o mesmo percentil masculino, essa força é de 813 N. Neste trabalho, optou-se por utilizar os valores obtidos por Mačužićet al. (2017), conforme a Equação 3.32.

4 DESENVOLVIMENTO DO SISTEMA DO FREIO ELÉTRICO

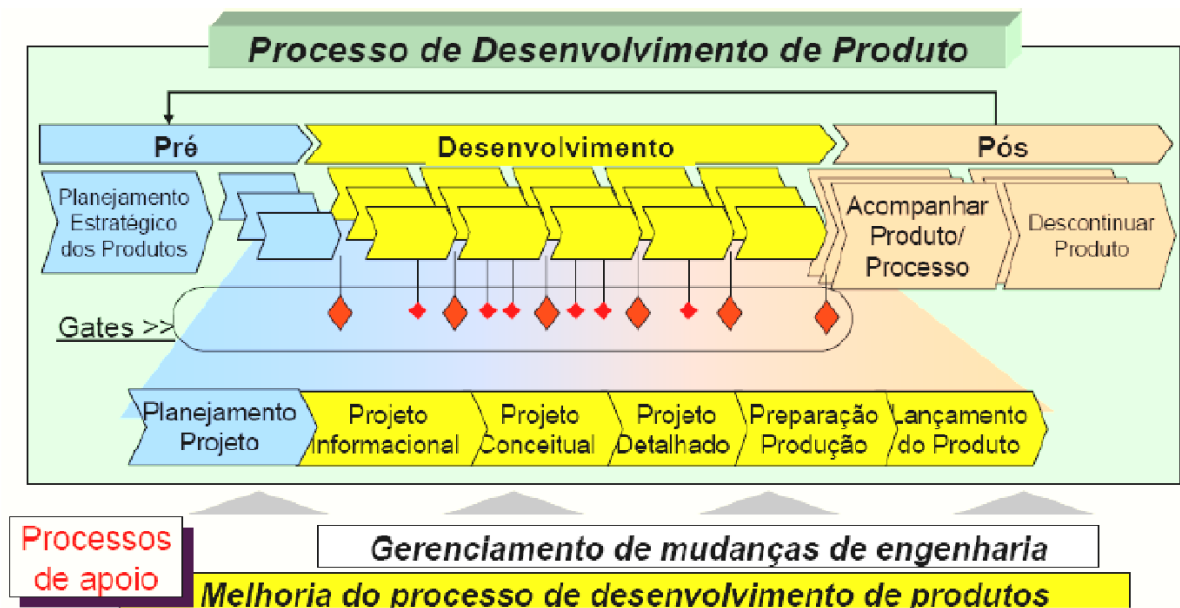
No decorrer do projeto a captação de informações através de pesquisa será crucial para a aplicação no produto, buscando resultados significativos.

A missão do engenheiro é encontrar soluções para problemas técnicos. Para tanto ele se baseia em conhecimentos das ciências naturais e da engenharia e leva em conta as condicionantes materiais, tecnológicas e econômicas, bem como restrições legais, ambientais e aquelas impostas pelo ser humano. As soluções precisam atender aos objetivos prefixados e autopropostos. Após seu esclarecimento, os problemas são convertidos em subtarefas concretas que o engenheiro terá pela frente durante o processo de desenvolvimento do produto. (Pahl et alli, 2005, p.18).

Ao idealizar um produto, os profissionais projetistas tomam a devida atenção para defini-lo, embasando-se em grupo de necessidades expostas e reconhecidas (CARPES, 2014). O Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP) é dividido em várias fases ou etapas, visando facilitar a compreensão e o controle do processo, com o objetivo de uma construção sólida e uma concepção de projeto com bons resultados será aplicada a metodologia de projetos de Rozenfeld et al. (2006). Este modelo (Figura 20) traz três macrofases: pré-desenvolvimento, desenvolvimento e pós-desenvolvimento. Este trabalho terá mais ênfase no DESENVOLVIMENTO que está dividido em quatro partes:

- Projeto informacional etapa onde é feita a introdução ao projeto. Nele acontece o levantamento de informações, definição dos requisitos e onde o produto é especificado;
- Projeto conceitual nesta etapa geram-se as concepções do produto, definindo as funcionalidades do projeto e também buscando o princípio das soluções do produto;
- Projeto preliminar etapa onde ocorre o encorpamento do projeto, gerando a montagem geométrica do produto e a simulação dinâmica das soluções conceituais;
- Projeto detalhado especificação do layout e configuração do produto, fase onde serão definidos os materiais utilizados, bem como as cotas, os processos de fabricação que serão necessários para cada componente e procedimento de montagem.

Figura 20 – Fases principais no planejamento e na concepção de um produto



Fonte: Rozenfeld et.al., (2006)

4.1 Projeto informacional

Neste Capítulo será pontuado a descrição do produto, levando em consideração os concorrentes e ressaltando a lista de requisitos para o desenvolvimento assim como definições para o projeto e especificações.

4.1.1 Descrição do produto

Nessa pesquisa a idealização do produto, um sistema de freio elétrico, está focada em uma substituição geral dos elementos hidráulicos e mecânicos por componentes elétricos e eletrônicos. Assim, transformando-se num sistema de frenagem totalmente elétrico, usando as mesmas características de projeto do freio a disco. A substituição e eliminação de alguns elementos são cruciais para este novo projeto.

Com a eliminação do fluido de freio, ao acionar o pedal, uma placa com potenciômetro faz a conversão do ângulo de posição para a aplicação de força final nas pinças. Os valores medidos são recebidos eletronicamente (em uma placa eletrônica) onde a mesma transmite para atuadores (motor de passo) onde ele atua com controle de posição e força sobre o disco, (através de fusos) abrindo ou fechando as pinças afastando-as ou aproximando-as do disco, respectivamente.

Este produto trará consigo requisitos indispensáveis para ramo automobilístico como redução de custo e manutenção simples e limpa, entregando qualidade de frenagem a todos e valorizando as características dos veículos.

4.1.2 Concorrentes

O mercado automobilístico está em constante renovação, com isso há diferentes produtos para o mesmo propósito. Por isso, foram levantados dados para três distintos concorrentes para sistema de freio elétrico de pedal.

- **Freios tambor hidráulico**

Descrição: O freio a tambor, é amplamente utilizado em uma grande parcela de veículos. O tambor é fabricado em ferro fundido e contém no seu interior duas sapatas produzidas em aço semicirculares com lonas fixas (elemento frenante), que na ação de frenagem faz com que as lonas sejam empurradas pelos êmbolo do cilindro da roda contra o tambor, gerando o atrito. O tambor está ligado à roda e gira solidariamente.

Vantagem: O processo e composição de peças é simples e o custo de fabricação é baixo; Com este sistema a instalação de freio de mão é simples, visto que alguns freios a disco nas rodas traseira têm freios a tambor montado no centro (BUSPARTS, 2021).

Desvantagem:

Preço: custo médio (do sistema unitário de tambor) para um carro popular é de aproximadamente R\$250,00.

- **Freios disco hidráulico**

Descrição: Os discos geralmente são fabricados em ferro fundido e, em alguns casos, em cerâmica ou carbono. Nestes, quando o veículo entra em movimento o disco acompanha o movimento da roda. Na frenagem, é apertado pelas pastilhas (que são apertadas pelos pistões) ocorrendo a fricção e realizando a frenagem.

Vantagem: tem melhor dissipação de calor; A mudança no tamanho do disco de freio após o aquecimento não aumenta o curso do pedal de freio; a reação dos freios a disco é rápida podendo fazer uma ação de frenagem de alta frequência, o que entra em acordo com o sistema ABS (BUSPARTS, 2021).

Desvantagem: A área de atrito entre as pastilhas e o disco é menor, portanto a força de frenagem é relativamente pequena; Há um maior desgaste das pastilhas de freio, se comparado com as lonas do freio a tambor, o que resulta em manutenção frequente (BUSPARTS, 2021).

Preço: custo médio do sistema unitário para um carro popular é de R\$375,00.

- **Freios de estacionamento elétrico**

Descrição: Também conhecido como “freio de mão” este dispositivo bloqueia o veículo evitando que se mova. Nesse sistema há um módulo eletrônico próprio ou separado atuando nas pinças de freio das rodas traseiras através de um sistema eletro-hidráulico, ao invés do freio convencional de estacionamento mecânico (WEBMOTORS, 2021).

Vantagem: Ocupa menos espaço no console central permitindo instalação de outros equipamentos; Partida automática basta o condutor pressionar levemente o pedal do acelerador para liberar o freio de estacionamento; assistente de partida em rampas auxilia em subida íngremes segurando o carro, assim o motorista retira o pé do freio para começar a acelerar (JOCAR, 2021).

Desvantagem: Bloqueio do veículo em caso de pane elétrica ou falta de carga na bateria; Maior custo de manutenção por exigir um tipo específico de bateria (WEBMOTORS, 2021).

Preço: custo médio do conjunto é de R\$1800,00.

4.1.3 Lista de requisitos

Considerando a etapa anterior onde foram listados os concorrentes para o sistema de freio elétrico de pedal, visto que o desenvolvimento do produto busca superar características destas tecnologias impostas no mercado.

Depois das avaliações dos concorrentes e suas características foram listados requisitos para o desenvolvimento do produto (Figura 21):

- Baixo custo;
- Controle de força no pedal;
- Precisão na medição da posição do pedal;
- Segurança durante a operação do sistema;

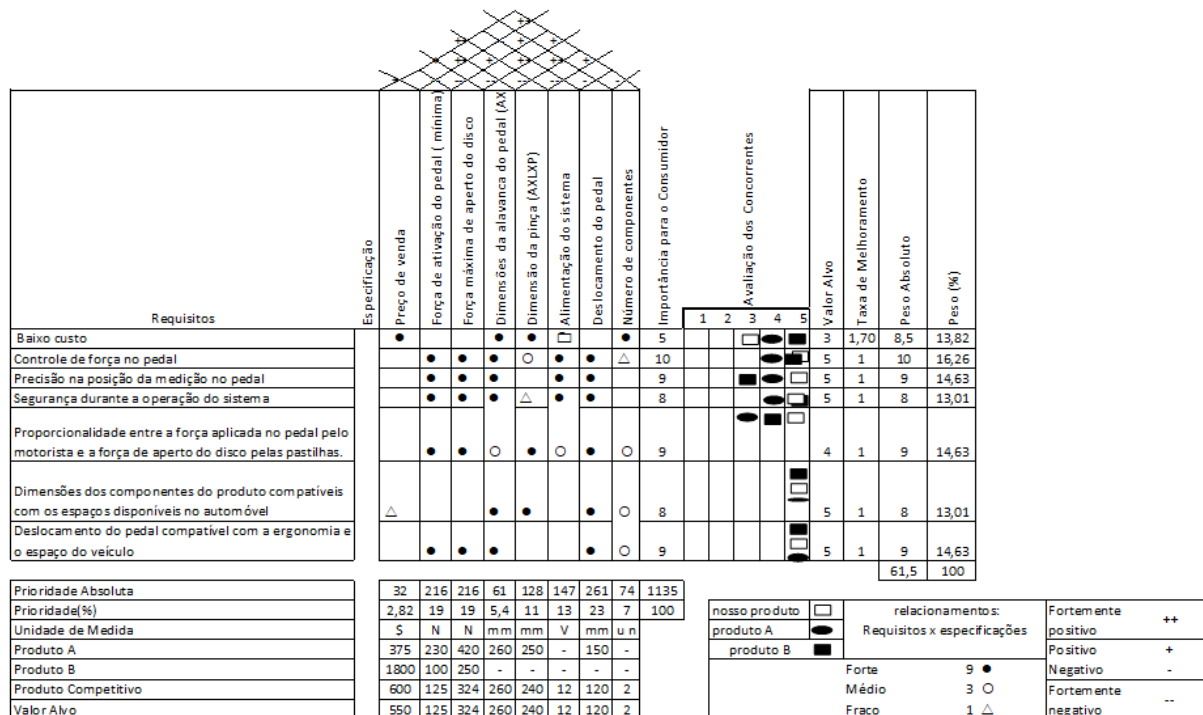
- Proporcionalidade entre a força aplicada no pedal pelo motorista e a força de aperto do disco pelas pastilhas.
- Dimensões dos componentes do produto compatíveis com os espaços disponíveis no automóvel;
- Deslocamento do pedal compatível com a ergonomia e o espaço do veículo.

4.1.4 Definição e especificação

Com as definições dos requisitos elencados na seção anterior, nesta seção é possível fazer as especificações do produto onde são agrupadas as características restritivas que classificam tecnicamente o produto na fabricação, trazendo parâmetros quantitativos para o seu desenvolvimento. Para uma elaboração consistente tanto para a lista de requisitos quanto para especificações estes critérios foram destacados na casa da qualidade (Figura 21) através de um Benchmarking que consiste num processo de comparação entre produtos:

- Preço de venda do produto;
- Força de ativação do pedal (força mínima);
- Força de ativação máxima medida;
- Dimensões a alavanca do pedal (AXLXP);
- Dimensão da pinça (AXLXP);
- Alimentação do sistema;
- Deslocamento do pedal;
- Número de componentes.

Figura 21 – Casa da qualidade



Fonte: Do autor, 2021

Tabela 5 – Especificações provenientes da casa qualidade

Especificação	Valor	Unidade de medida	Grau de Importância
Deslocamento do pedal	120	mm	1º
Força de ativação do pedal (força mínima)	125	N	2º
Força máxima de aperto do disco	324	N	2º
Alimentação do sistema	12	V	3º
Dimensão da pinça (AXLXP)	90x240x111	mm	4º
Número de componentes	2	Unidades	5º
Dimensões a alavanca do pedal (AXLXP)	260x50x30	mm	6º
Preço de venda do produto	550	\$	7º

Fonte: Do autor, 2021

Dado os requisitos e especificações iniciais e fazendo as comparações com os concorrentes é possível listar e delimitar o desenvolvimento do produto como ilustra a Tabela 5.

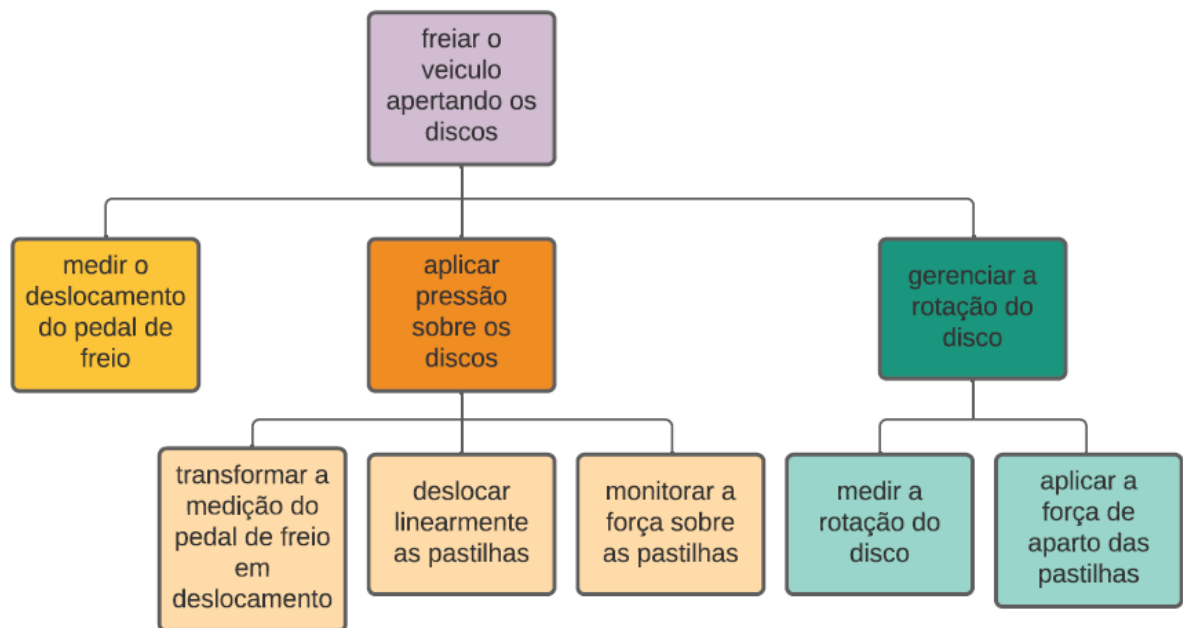
4.2 Projeto conceitual

Neste Capítulo serão apresentadas as descrições e a função principal do produto, identificando os problemas e estabelecendo uma estrutura de utilidade técnico e econômica para o freio elétrico de pé.

4.2.1 Funções do produto

A elaboração de um diagrama funcional (Figura 22), identifica e divide as funções deixando claro as atividades realizadas pelo produto para que futuramente sejam listadas resoluções para o sistema.

Figura 22 – Diagrama funcional do projeto



Fonte: Do autor, 2021

4.2.2 Matriz morfológica

Com a visualização das funções dentro do diagrama funcional é possível empregar a matriz morfológica (Tabela 6), onde nela são destacadas as possibilidades de combinação e recombinação de alternativas, gerando novas soluções criativas para uma mesma função.

Tabela 6 – Matriz morfológica

Matriz Morfológica				
Sobfunções	Opção 1	Opção 2	Opção 3	Opção 4
Medir o deslocamento do pedal de freio	 Régua potenciométrica	 Sensor óptico	 Célula de carga	 Placa com potenciômetro digital
Transformar a medição do pedal de freio em deslocamento	 Placa eletrônica	 Arduino		
Deslocar linearmente as pastilhas	 Fuso trapezoidal acoplado no motor	 Cremalheira acoplada no motor	 Redutor com parafuso com rosca sem fim e fuso interno	 Parafuso com rosca sem fim e engrenagem plana
Monitorar a força sobre as pastilhas	 Sensor de força de compressão	 Sensor de força resistivo	 Sensor de deformação	 Célula de carga
Medir rotação do disco	 Sensor capacitivo	 Sensor hall	 Sensor magnético	 Sensor óptico
Aplicar a força de aperto das pastilhas	 Motor cc	 Motor de passo	 Motor com redutor	 Servo motor

Fonte: Do autor, 2021

4.2.3 Avaliação das alternativas

Após o levantamento das alternativas na matriz morfológica gera-se as matrizes de avaliação das alternativas (Tabela 7 a 12), onde são enumeradas as opções e listadas validando a factibilidade de cada uma delas, classificando-as com notas de zero a dez, nas premissas (ou critérios) de segurança, portabilidade e precisão.

Tabela 7 – Medir o deslocamento do pedal de freio

Matriz Avaliação - Medir o deslocamento do pedal de freio				
Alternativas	Régua potenciométrica	Sensor óptico	Célula de carga	Placa com potenciômetro digital
Segurança	10	8	8	10
Portabilidade	7	9	9	8
Precisão	4	9	7	10
TOTAL	21	26	24	28

Fonte: Do autor, 2021

Tabela 8 – Transformar a medição do pedal de freio em deslocamento

Matriz Avaliação - Transformar a medição do pedal de freio em deslocamento		
Alternativas	Placa eletrônica	Arduino
Segurança	10	10
Portabilidade	9	9
Precisão	9	8
TOTAL	28	27

Fonte: Do autor, 2021

Tabela 9 – Deslocar linearmente as pastilhas

Matriz Avaliação - Deslocar linearmente as pastilhas				
Alternativas	Fuso trapezoidal	Cremalheira acoplada no motor	Redutor com parafuso com rosca sem fim e fuso interno	Parafuso com rosca sem fim e engrenagem plana
Segurança	7	8	10	10
Portabilidade	8	7	9	9
Precisão	6	9	10	9
TOTAL	21	24	29	28

Fonte: Do autor, 2021

Tabela 10 – Monitorar a força sobre as pastilhas

Matriz Avaliação - Monitorar a força sobre as pastilhas				
Alternativas	Sensor de força de compressão	Sensor de força resistivo	Sensor de deformação	Arduino
Segurança	10	9	8	10
Portabilidade	9	10	7	9
Precisão	10	7	8	9
TOTAL	29	26	23	28

Fonte: Do autor, 2021

Tabela 11 – Medir rotação do disco

Matriz Avaliação - Medir rotação do disco				
Alternativas	Sensor capacitivo	Sensor hall	Sensor magnético	Sensor óptico
Segurança	10	10	10	10
Portabilidade	9	9	9	8
Precisão	9	10	8	10
TOTAL	38	39	37	28

Fonte: Do autor, 2021

Tabela 12 – Aplicar a força de aperto das pastilhas

Matriz Avaliação - Aplicar a força de aperto das pastilhas				
Alternativas	Motor cc	Motor de passo	Motor com redutor	Servo motor
Segurança	8	10	9	9
Portabilidade	7	9	7	8
Precisão	5	10	9	8
TOTAL	20	39	25	26

Fonte: Do autor, 2021

A partir da avaliação das alternativas foi gerado a matriz solução, na qual foram ordenadas conforme critérios de avaliação, sendo assim, as opções mais vantajosas e que melhor se adequam a realidade do produto estão representadas na Tabela 13. Ainda é possível observar que para a ação de “medir a rotação do disco” duas opções tiveram a mesma nota – sensor hall e sensor óptico, ficando a critério do projetista escolher a opção que melhor se adapta ao projeto.

Tabela 13 – Matriz solução

Matriz Solução	
Subfunções	Solução
Medir o deslocamento do pedal de freio	 Placa com potenciômetro digital
Transformar a medição do pedal de freio em deslocamento	 Placa eletrônica
Descolar linearmente as pastilhas	 Redutor com parafuso com rosca sem fim e fuso interno
Monitorar a força sobre as pastilhas	 Sensor de força de compressão
Medir rotação do disco	 Sensor Hall
Aplicar a força de aperto das pastilhas	 Motor de passo

Fonte: Do autor, 2021

4.3 Projeto preliminar

Ao conduzir um projeto preliminar é fundamental o cumprimento das especificações e a manutenção da ideia de desenvolver um produto claro em sua essência (CARPES, 2014). No projeto preliminar toma-se como norte as alternativas encontradas no projeto conceitual, assim como, nos requisitos e especificações definidos no projeto informacional, portanto todas as informações levantadas até aqui

começam a tomar forma ao desenvolver o produto, com a elaboração de esboços até chegar no projeto final com medidas e especificações para o desenvolvimento do protótipo.

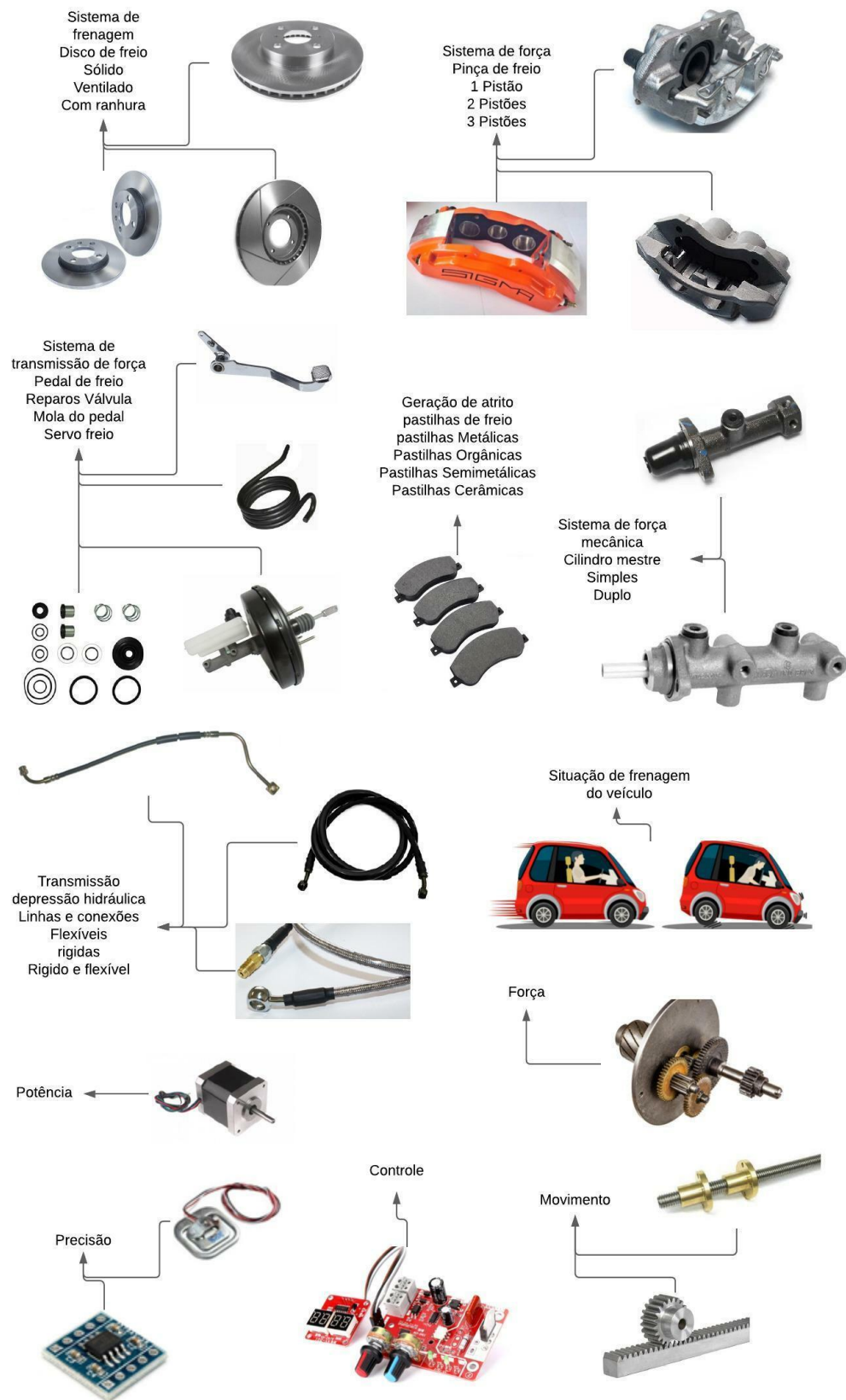
Serão explanados os componentes que atendem as necessidades do produto descritos na Tabela 13, do mesmo modo que, serão projetadas algumas peças pertinentes ao sistema.

Para o conjunto de sistema de freio se faz necessário modelar dois itens em particular – o pedal de freio, peça crucial ao sistema pois envolve componentes eletrônicos de extrema precisão para o comando da frenagem; e a pinça onde se encontra o sistema de acionamento e monitoramento fechando a malha do sistema de freio.

4.3.1 Painel do produto

A metodologia de criação envolve diversos caminhos, uma solução para impulsionar o desenvolvimento de ideias e conceitos é o painel do produto ilustrado na Figura 23. Este método ajuda na definição dos aspectos que transformam um projeto em algo singular, nele são apresentadas algumas qualidades através de figuras, retratando a inspiração e identidade que se busca encontrar na essência do projeto.

Figura 23 – Painel do produto

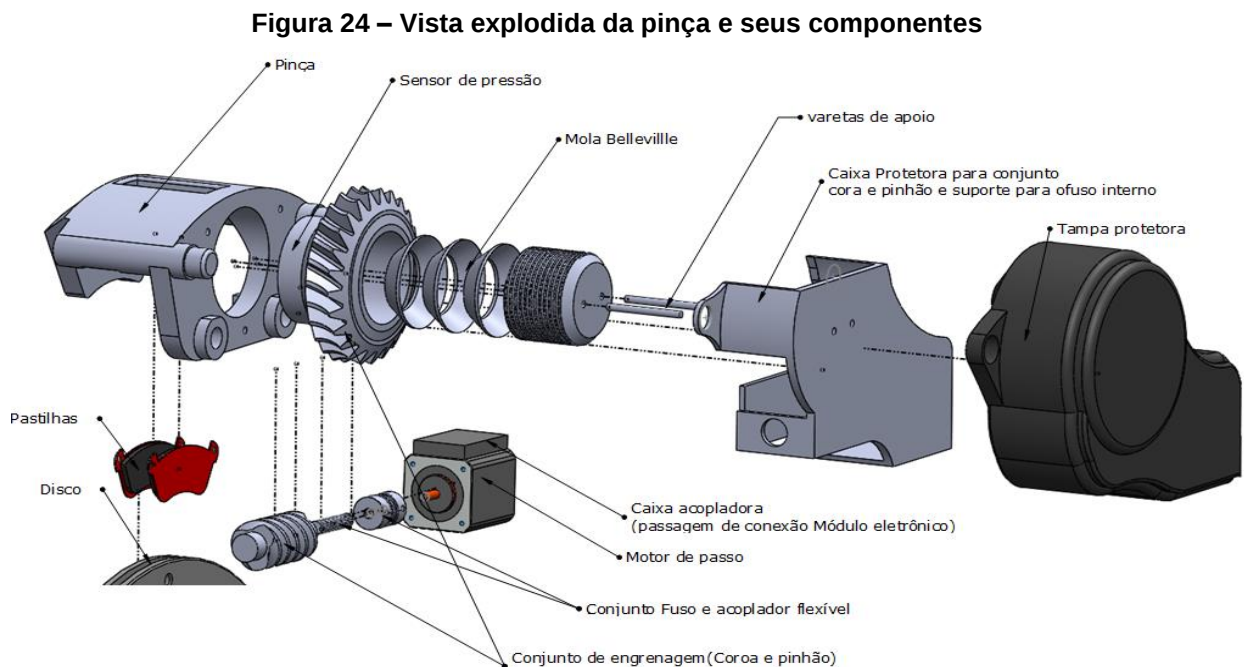


4.3.2 Esboço e vista explodida da pinça e seus componente

Combinando as ideias obtidas anteriormente, fez-se um esboço dos componentes que devem ser utilizados, assim como algumas disposições possíveis para as peças.

Buscou-se aplicar a este produto os requisitos e especificações determinados e as alternativas encontradas. Neste ponto, itens mecânicos foram estudados de forma que possam operar sem realizar colisões entre si, minimizando perdas por atrito entre outros. Também se estudou o posicionamento de alguns componentes eletrônicos para que não haja interferência entre si ou com partes móveis do produto, visando a compatibilidade espacial.

A construção integral é ilustrada na Figura 24, onde a pinça se encontra no centro da montagem com alguns elementos mecânicos e eletrônicos cruciais para o desempenho do sistema: Juntamente com a pinça foram estudados e dimensionados componente como: Fuso central, conjunto de engrenagem (coroa e pinhão), mola belleville e motor de passo.



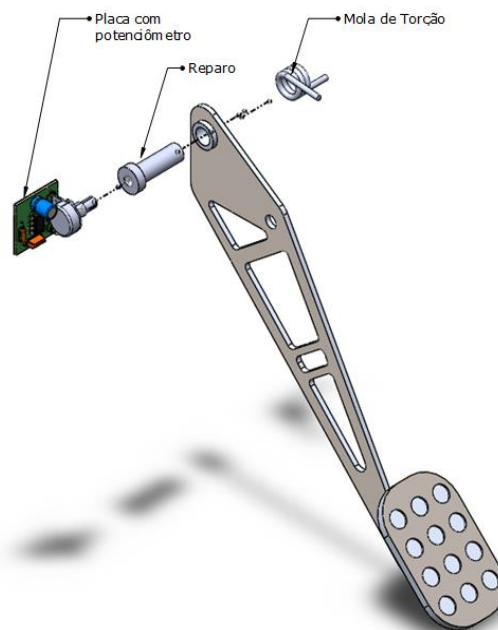
Fonte: Do autor, 2021

A vista explodida mostra a sequência de montagem e a descrição dos componentes, sendo assim, é possível observar as opções das soluções para o sistema encontradas na matriz morfológica para o desenvolvimento do produto.

4.3.3 Esboço e vista explodida do pedal e seus componente

A vista explodida (Figura 25) juntamente com o pedal completa o conjunto que realiza a aplicação da força: o condutor, por meio do pé, pressiona o pedal. O pedal está acoplado a um reparo e a uma mola de torção que por sua vez é dimensionada para resistir a força máxima de aperto de 800N (81,6 kgf). Com isso, a haste se desloca angularmente e tem o ângulo do deslocamento medido por um potenciômetro. Este gera um valor de tensão que é transmitido ao módulo eletrônico. O módulo eletrônico, a partir deste valor, comanda o motor de passo situado na pinça, que desloca as pastilhas apertando o disco, através de um par de engrenagens coroa e pinhão. O aperto do disco pelas pastilhas é medido por um sensor de pressão, que retorna o valor da pressão ao módulo, gerenciando a frenagem. As molas Belleville são utilizadas para evitar o travamento do sistema, pois mantêm a deformação no regime elástico, mantendo a pressão sobre as pastilhas.

Figura 25 – Esboço com vista explodida do pedal de freio



Fonte: Do autor, 2021

A construção final junto ao processo de fabricação deve levar em consideração os esforços solicitados do sistema, uma vez que, para o projeto do pedal de freio não deve haver solda.

4.4 Projeto detalhado

Com as configurações e forma do produto definidas, esta etapa compõe as cotas e dimensionamento do produto (Apêndices), seguindo alguns padrões de mercado na linha de montagem da Volkswagen.

Para a concepção das peças, os materiais utilizados têm suma importância, visto que, a composição demanda informações necessárias de resistência à fadiga, à tração, à compressão e à ruptura.

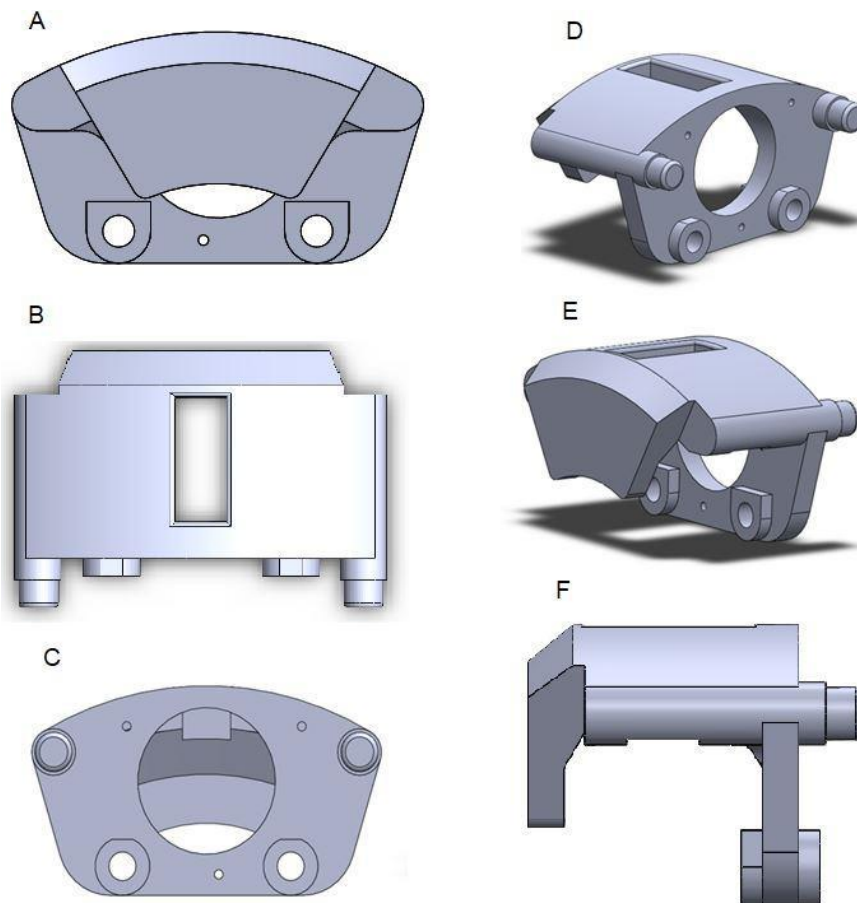
Nesta fase são descritos componentes complementares pertinentes no conjunto do sistema de frenagem, bem como itens eletrônicos, elétricos e mecânicos, porém são itens a serem adquiridos conforme a montagem do protótipo.

4.4.1 Componentes mecânicos

4.4.1.1 *Pinça*

A concepção da pinça (Figura 26) envolveu uma visão macro para micro, pois componentes externos são acoplados a ela fazendo-a ficar robusta como um todo.

Figura 26 – Esboço da Pinça, (A)vista posterior, (B)vista superior, (C)vista frontal, (D)vista isométrica frontal, (E)vista isométrica posterior, (F)vista lateral esquerda



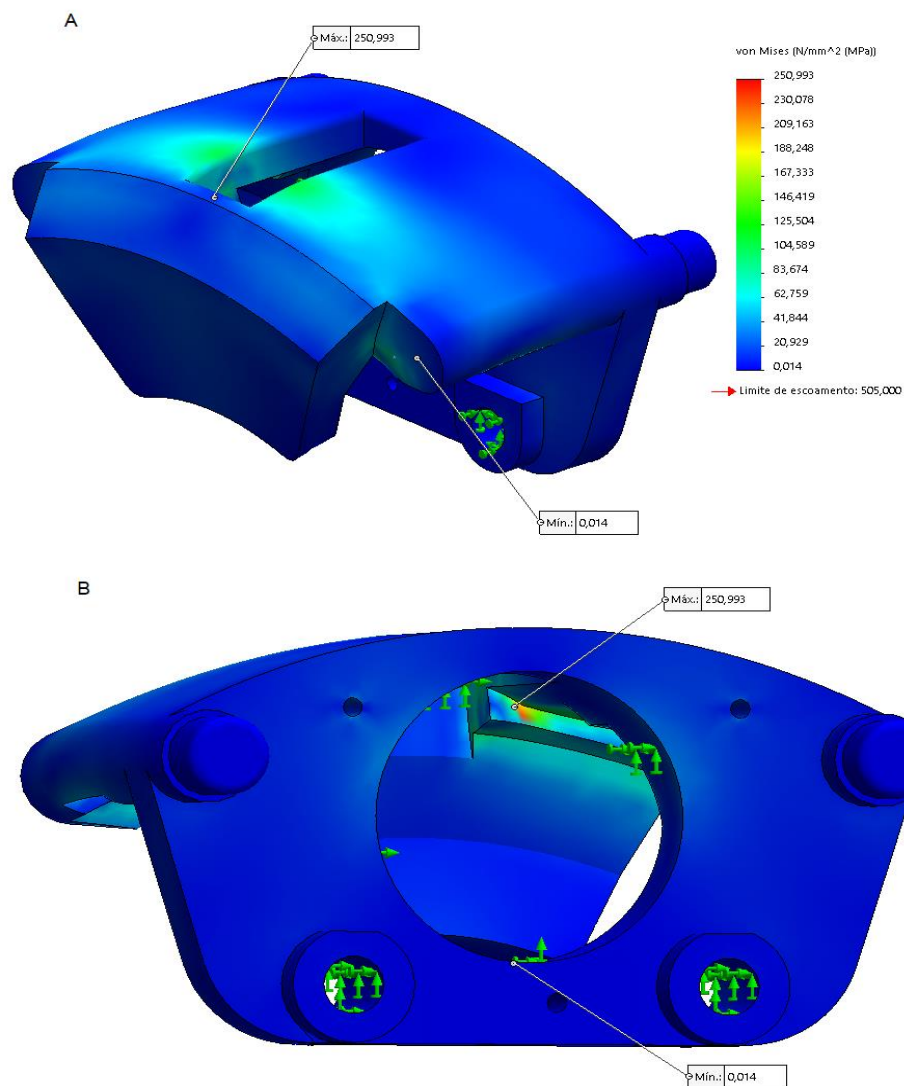
Fonte: Do Autor, 2021

- Estudo do esforço da pinça

Ao projetar a pinça era esperado que a maior força atuante sobre ela fosse no seu interior, sabendo que esta peça se desloca para fazer o aperto sobre as pastilhas, desta forma, foi aplicada uma força de aproximadamente 22268,70N (2270,23kgf) (força máxima de aperto resultante da articulação do motorista), com

material extremamente resistente liga de alumínio 7075-T6 (Figura 32), a resultante deste experimento é ilustrada na Figura 27(A), com as tensões máxima e mínima sobre a pinça, sendo assim é possível determinar que a peça está dentro do limite de escoamento, a pequena região em vermelho ilustrada na Figura 27(B) representa a ponto onde a tensão é crítica com 250,993 MPa, porém muito abaixo do limite de escoamento.

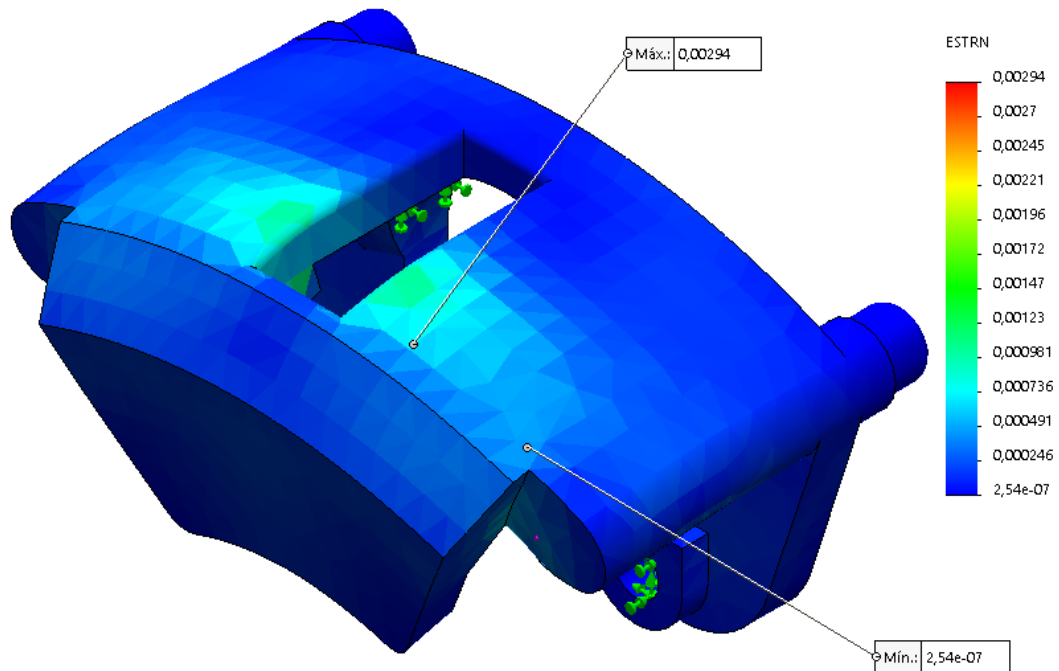
Figura 27 – (A) e (B) Análise de força da pinça - tensão de von Mises



Fonte: Do Autor, 2021

A Figura 28 representa a área de deformação da pinça localizada no interior da mesma, onde é possível analisar que o valor obtido é extremamente baixo, assim sendo, pode-se deduzir que não haverá deformação significativa na peça.

Figura 28 – Análise de força da pinça - deformação



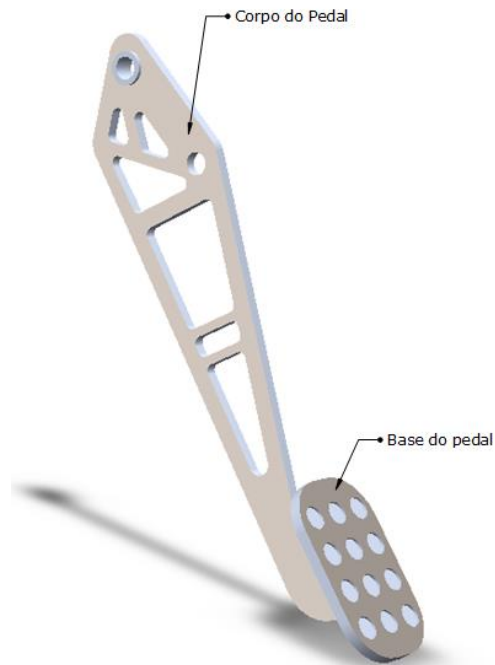
Fonte: Do Autor, 2021

4.4.1.2 Pedal

O projeto e construção do pedal de freio afeta a operação do sistema e a forma como o motorista se sentirá ao fazê-lo. O pedal de freio deve ser a parte mais confiável em um sistema, bons pedais envolvem características mecânicas consideráveis como não quebrar ou não dobrar sobre a carga aplicada de um motorista, deve ser rígido, livre de atrito excessivo e não conter soldas (PUHN, 1985).

A forma geométrica do pedal de freio ilustrada na Figura 29 foi idealizada como uma única peça com o objetivo de diminuir a massa e volume, facilitando na fabricação e mantendo configurações que remetem à segurança.

Figura 29 – Esboço do pedal de freio

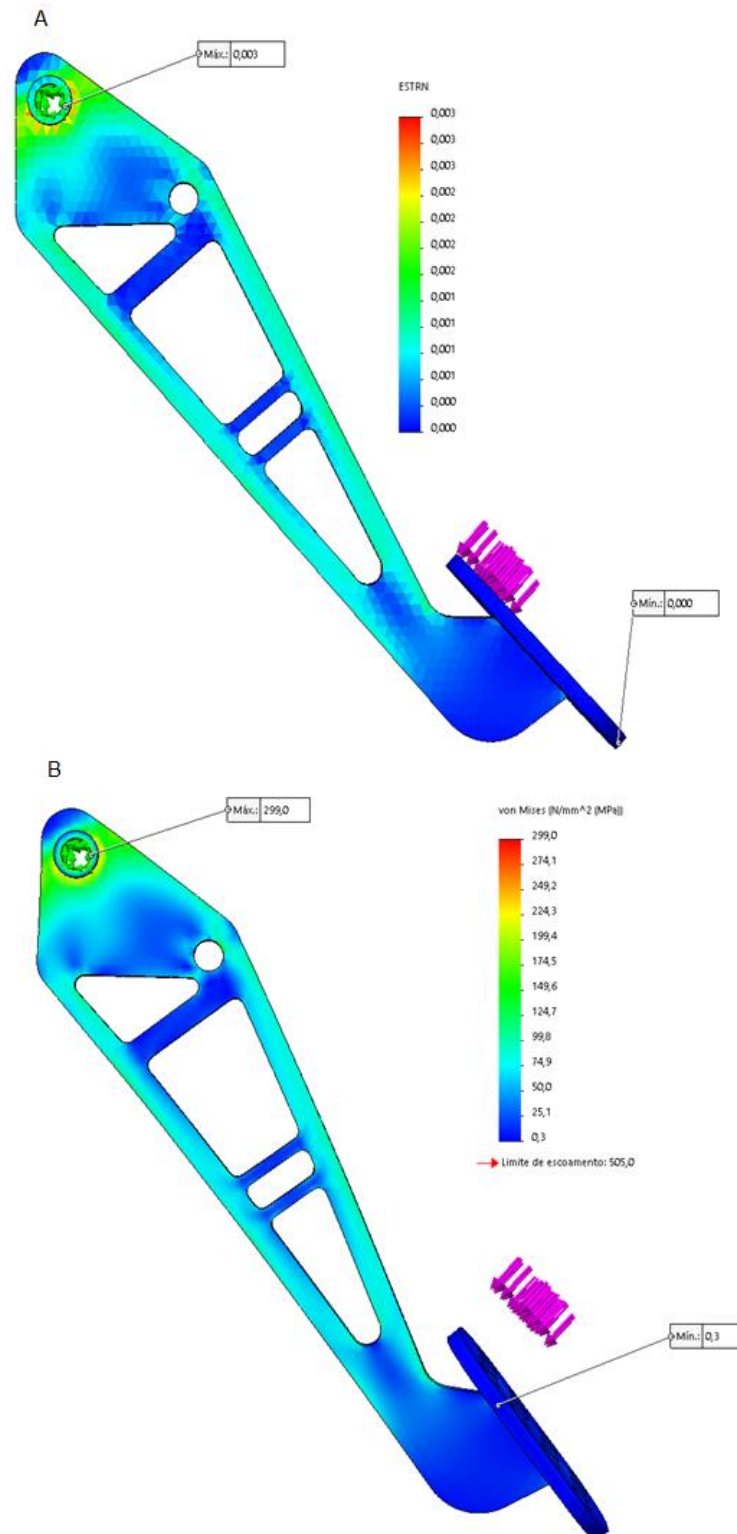


Fonte: Do Autor, 2021

- Estudo do esforço do pedal de freio

Na análise de resistência do material foi aplicado uma carga de 800N (81,6 kgf), o pedal (Figura 29) é fabricada inteiramente de alumínio 7075-T6 (Figura 32), é possível observar na (Figura 30-B) que na região central da alavanca do pedal não há aumento de tensão, isso acontece devido aos cortes geométricos que foram combinados para que houvesse um melhor arranjo das cargas sem afetar a rigidez da peça, além disso o desenho expressa os valores de máximo e mínimo de tensão, e que a peça fica dentro do limite de escoamento, no entanto, uma pequena região no ponto de pivotamento ficou com um valor de 299 Mpa, ainda dentro dos limites de escoamento.

Figura 30 – Análise de força do pedal (A)- deformação, (B) - tensão de von-Mises



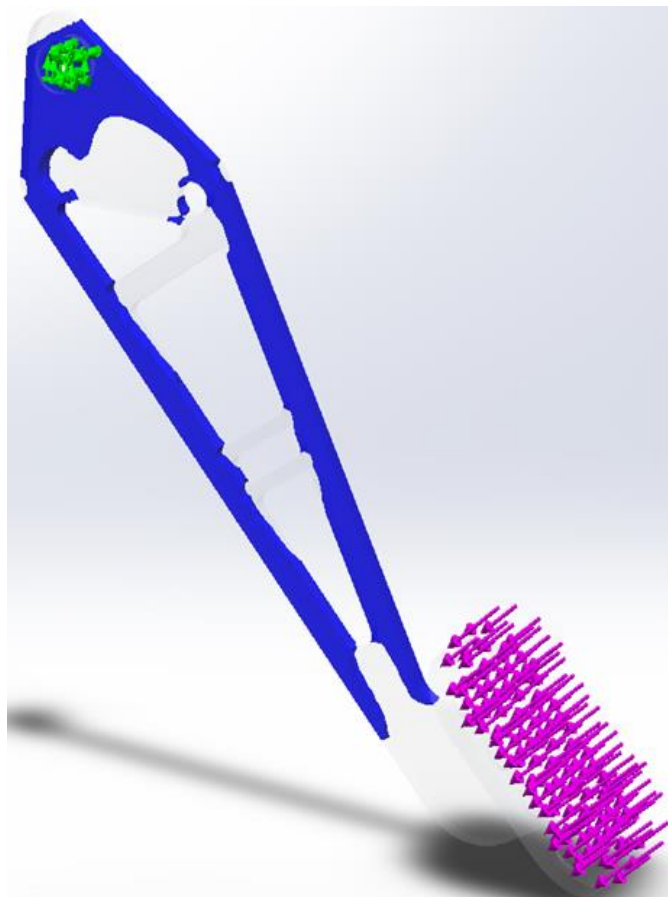
Fonte: Do Autor, 2021

A Figura 30-A ilustra a deformação na região de pivotamento do pedal, onde é possível observar um valor muito baixo, não trazendo deformação significativa a peça.

Um outro estudo realizado foi o do gráfico de percepção de projetos (Figura 31) Este gráfico mostra em azul as regiões mais importantes do modelo, e em transparente as menos solicitadas, isso ajuda a identificar onde pode haver retirada material (área transparente) ou não (área azul) facilitando quando a peça necessita de redução de peso, da mesma forma para tornar a peça mais resistente deve adicionar material na área azul e não na transparente.

Sabe-se que a peça possui formato ergonômico e está dentro dos padrões mecânicos de esforço necessário, porém observando o gráfico da peça é viável fazer adição de material na borda e próximo da região de pivotamento, assim deixando-o com mais resistência.

Figura 31 – Percepção de projeto



Fonte: Do Autor, 2021

4.4.1.3 Material da pinça e pedal

Por ter inúmeras vantagens, escolheu-se o alumínio aeronáutico 7075-T6. A escolha desse material foi a mais adequada para a fabricação da pinça e do pedal de freio, pois apresenta alta resistência à fadiga e ao esforço mecânico, aceita tratamento térmico, e em relação a sua dureza e resistência é semelhante e equiparável com o aço, porém com vantagem de 1/3 do peso. Além destas características tem um excelente preço de aquisição no mercado. A Figura 32 ilustra características do material (GLEAL,2021).

Figura 32 – Propriedades, físicas, mecânicas e químicas do alumínio 7075-T6

Propriedades	
Maquinação	• • • •
Anodização	•
Resistência à corrosão atm.	• •
Resistência à corrosão marítima	•
Soldadura	• •
Conformação plástica	•
• Mau •• Aceitável ••• Bom •••• Excelente	
Características Físicas Genéricas	
Densidade	2810 Kg/m ³
Ponto de fusão	475 °C
Coeficiente de dilatação térmica	23,5 µm.m ⁻¹ .K ⁻¹
Módulo de Elasticidade	72 Gpa
Condutividade térmica	134 W.m ⁻¹ .K ⁻¹
Resistividade Elétrica	52 nΩ.m
Propriedades Mecânicas - EN 755-2	
Tratamento	T6
Resistência à tração	560 min. Mpa
Tensão de limite elástico	500 min. Mpa
Alongamento A	7 % min.
Dureza-Brinell típica	150 HBW
Diâmetro: 25 a 100 mm	
Composição Química - EN 573-3	
Elemento	Composição (%)
Silício (Si)	≤ 0,40
Ferro (Fe)	≤ 0,50
Cobre (Cu)	1,2-2,0
Manganês (Mn)	≤ 0,30
Magnésio (Mg)	2,1-2,9
Crômio (Cr)	0,18-0,28
Zinco (Zn)	5,1-6,1
Titânio (Ti)	≤ 0,20
Alumínio (Al)	Restante

Fonte: GLEAL,2021

4.4.1.4 Processo de fabricação da pinça e do pedal de freio

A fabricação tanto da pinça quanto do pedal não prevê solda, visto que ambos têm grandes solicitações mecânicas. A fabricação em grande escala pode ser feita por fundição de precisão, no caso da pinça, ou por conformação mecânica e usinagem, no caso do pedal. Nos modelos comerciais já encontrados no mercado, a

construção do pedal geralmente é de chapa de aço e o braço contém furos para o pivô – a pinça é fabricada a partir de uma peça única fundida.

No caso da realização de um modelo inicial, as geometrias das peças, sugere-se a usinagem através de máquina controlada por comando numérico - CNC.

A usinagem CNC engloba muitos processos de fabricação, tais como: torneamento, fresamento, usinagem por jato d'água, furação, entalhamento, puncionamento, EDM-eletroerosão a fio e por penetração, e retificação (CCVINDUSTRIAL,2021). Estes tipos de usinagem, em geral, apresentam qualidade nos resultados e alta produção. Também, as máquinas CNC são altamente precisas e com a vantagem de proporcionar um excelente acabamento superficial das peças.

4.4.2 Componentes mecânicos extras

4.4.2.1 *Mola Belleville*

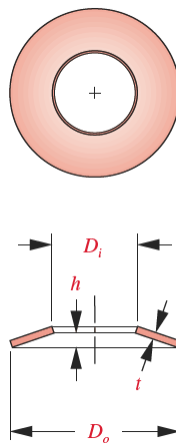
A mola Belleville ou comumente conhecida como mola prato, foi patenteada por J.F. Belleville na França em 1897, tem como característica uma relação não linear entre força aplicada e a sua deflexão. Este modelo ilustrado na Figura 33, é aplicado em componente onde necessitam de uma elevada carga com pequena deflexão (Norton, 2013).

A aplicação da mola belleville neste projeto vem com o objetivo de complementar o sistema auxiliando no aperto das pastilhas contra o disco, a sua posição é estratégica. A medida em que o fuso gira em direção as patilhas as molas trabalham em conjunto recebendo esta força potencializando e sustentando a força de aperto total, evitando o travamento do sistema.

Figura 33 – Mola Belleville

Fonte: Muelles de platillo, 2021

A geometria desta mola apresenta um seção transversal com formato cônico em espessura t e altura interna de cone h como representado na Figura 34, sua característica dimensional mostra que no momento em que ela fica plana, isto é, no instante em que $h=0$ acontece a força máxima de deflexão, sua propriedade elástica admite operar tanto em aplicações dinâmicas como elásticas, são peças de precisão desenvolvidas para trabalhar com aplicações dinâmicas com um elevado número de ciclos (ACADEMIA EDU,2021).

Figura 34 – Mola Belleville e detalhes dimensionais

Fonte: Norton, 2013

Ao dimensionar a mola belleville há a necessidade que ela ofereça uma resistência à força de aperto de pelo menos 22268,70N (2270,23kgf) deste modo a mola foi projetada como uma auxílio final ao aperto contra o disco.

- Considerações para o dimensionamento da mola belleville (Norton, 2013):

$$d_{0\text{ belleville}} = 53\text{mm}$$

$$d_{i\text{ belleville}} = 35\text{mm}$$

$$t = 2\text{mm}$$

$$h = 12\text{ mm}$$

$$y = 0,49\text{ mm Deflexão}$$

$$\nu = 0,30 \text{ Coeficiente Poisson}$$

$$E = 206800 \text{ Módulo elasticidade}$$

R_d é a relação do diâmetro inteiro e externo, Equação(4.1):

$$R_d = \frac{d_o}{d_i} = 1,2 \quad (4.1)$$

Coeficientes K_1, K_2, K_3, K_4 e K_5 pelas Equações (4.2), (4.3), (4.4), (4.5) e (4.6):

$$K_1 = \frac{6}{\pi \ln R_d} * \left[\frac{(R_d - 1)^2}{R_d^2} \right] = 0,52 \quad (4.2)$$

$$K_2 = \frac{6}{\pi \ln R_d} * \left(\frac{R_d - 1}{\ln R_d} - 1 \right) = 1,09 \quad (4.3)$$

$$K_3 = \frac{6}{\pi \ln R_d} * \left[\frac{(R_d - 1)}{2} \right] = 1,17 \quad (4.4)$$

$$K_4 = \left[\frac{R_d \ln R_d - (R_d - 1)}{\ln R_d} \right] * \left[\frac{R_d}{(R_d - 1)^2} \right] = 1,60 \quad (4.5)$$

$$K_5 = \frac{R_d}{2(R_d - 1)} = 1,5 \quad (4.6)$$

Com os valores dos coeficientes K substituídos nas equações de tensão de compressão em Mpa σ_c Equação (4.7), tensão de tração interna em Mpa σ_i Equação (4.8) e tensão de tração externa em Mpa σ_o Equação(4.9):

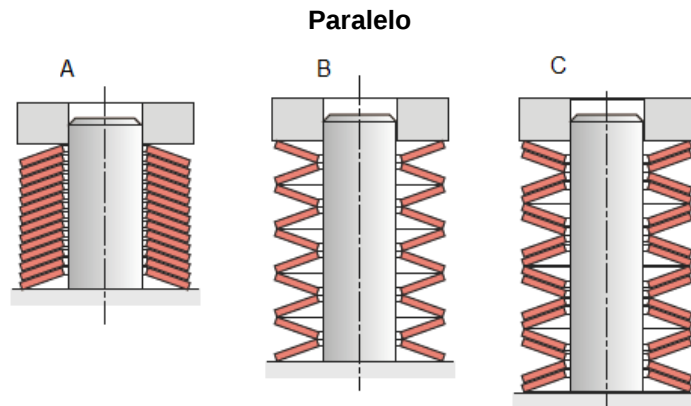
$$\sigma_c = -\frac{4 * E * y}{K_1 * d_{0\text{ belleville}}^2 * (1 - \nu^2)} * [K_2 - \left(h - \frac{y}{2} \right) + K_3 * t] = -7624,16 \text{ MPa} \quad (4.7)$$

$$\sigma_i = \frac{4 * E * y}{K_1 * d_{0\text{ belleville}}^2 * (1 - \nu^2)} * [-K_2 - \left(h - \frac{y}{2} \right) + K_3 * t] = -6097,06 \text{ MPa} \quad (4.8)$$

$$\sigma_o = \frac{4 * E * y}{K_1 * d_{0\text{ belleville}}^2 * (1 - \nu^2)} * [K_4 - \left(h - \frac{y}{2} \right) + K_5 * t] = 6650,06 \text{ MPa} \quad (4.9)$$

As disposições das molas podem ser combinadas em paralelo, série e em série-paralelo, como ilustra a Figura 35. Em paralelo aumenta a capacidade de força com deflexão total de uma só mola; em série aumenta a capacidade de deflexão com força total sendo a mesma de um só mola; e em série-paralelo onde se tem as duas combinações (NORTON,2013).

Figura 35 – (A)Mola Belleville em paralelo, (B)Mola Belleville em série, (C) Mola Belleville série-



Fonte: Norton, 2013

Com os valores obtidos tem-se que a tensão de menor valor em módulo é 6097,06 Mpa, visto que o projeto necessita de uma força superior, as molas foram agrupadas em paralelo (Figura 35), desta forma a capacidade de força será aumentada. Para que não haja falha, são empilhadas três molas belleville aumentando os valores de tensão, assim, a tensão de menor valor fica com um total de 18219,12 Mpa:

- Obtendo os valores de força sobre a área e aperto nas pastilhas;

Convertendo Mpa em Kgf/cm² na Equação (4.10):

$$\sigma_{i(3x)} = 18219,12 \text{ MPa} \cong 18\,219\,120\,000 \text{ N/m}^2 \quad (4.10)$$

A área da superfície da pastilha é de 0,7245 m², desta forma é obtido o valor em força de aperto aplicada sobre a pastilha, Equação (4.11):

$$\frac{\sigma_{i(3x)}}{A_{\text{Pastilha}}} \frac{18\,219\,120\,000 \text{ N/m}^2}{0,7245 \text{ m}^2} = 25147,16 \text{ N} \quad (4.11)$$

Sendo assim, fazendo um paralelo ao valor de força de aperto de 22268,70N (2270,23kgf), a força de menor valor obtida através do dimensionamento multiplicada três vezes suporta a tensão do projeto.

Agora é possível obter a forma máxima plana (achatamento) considerando apenas uma mola Belleville através da Equação (4.12):

$$F_{\text{Máxima}} = \frac{4 * E * t^3}{K_1 * d_{\text{belleville}}^2 * (1 - \nu^2)} = 4978,56 \text{ N} \quad (4.12)$$

- Considerações para o cálculo (Norton, 2013).

$D_e = 4,09in \cong 104mm$ Diâmetro externo da coroa

$d_e = 0,709in \cong 18mm$ Diâmetro externo do sem fim

$C = 2,16in \cong 55mm$ Distância de centros

$N_w = 1$ Número de entradas do sem fim

$N_g = 60$ Número de entradas da coroa

Para parafuso com rosca sem-fim de uma ou duas entradas:

$$l = 2,38 * P + 6$$

Para parafuso com rosca sem-fim com mais de duas entradas:

$$l = 2,15 * P + 5$$

- Módulo, Equação (4.13):

$$M = \frac{d_e + D_e - 2 * C}{4} = \frac{18 + 104 - 2 * (55)}{4} = 3 \quad (4.13)$$

- Passo da coroa e da rosca do parafuso sem- fim, Equação (4.14):

$$P = M * \pi = 3 * \pi = 9,42mm \quad (4.14)$$

- Avanço da parafuso com $N_w = 1$ entrada, Equação (4.15):

$$Ph = N_w * P = 1 * 9,42 = 9,42mm \quad (4.15)$$

- Diâmetro primitivo da coroa, Equação (4.16):

$$D_p = D_e - 2 * M = 104 - 2 * 3 = 98mm \quad (4.16)$$

- Diâmetro primitivo do parafuso, Equação (4.17):

$$d_p = d_e - 2 * M = 18 - 2 * 3 = 12mm \quad (4.17)$$

- Raio, Equação (4.18):

$$R = C - D_e - \frac{D_e}{2} = 55 - \frac{104}{2} = 3mm \quad (4.18)$$

- Ângulo do chanfro (δ), Equação (4.19):

$$\cos \delta = \frac{d_p}{d_e} = \frac{12}{18} = 0,666 \cong 48^\circ \text{ consultando a tabela trigonométrica} \quad (4.19)$$

- Diâmetro maior da coroa D_2 , Equação (4.20):

$$D_2 = D_e + 2 * R * (1 - \cos \delta) \quad (4.20)$$

$$D_2 = 104 + 2 * 3 * (1 - 0,666) = 106mm$$

- A largura (l) para o parafuso com rosca sem-fim de 1 entrada, Equação (4.21):

$$l = 2,38 * P + 6 \quad (4.21)$$

$$l = 2,38 * 9,42 + 6 = 28,42mm$$

- A altura total do dente (h), Equação (4.22):

$$a = M = 3$$

$$b = 1,25 * 3 = 3,75mm \text{ (Considerando um ângulo de pressão de } 20^\circ \text{)}$$

$$H = a + b = 6,75 mm \quad (4.22)$$

Diante das especificações previamente encontradas, e seguindo o procedimento de projeto para a coroa e o sem-fim segundo o autor (NORTON,2021), através das equações a seguir, é possível encontrar algumas características para o projeto de um par de engrenagem sem-fim, visto que estes cálculos definem a velocidade de entrada (ou saída) desejada e a razão de engrenamento, torque e força.

- Dados para o cálculo

$$D_e = 4,09in \cong 104mm \text{ Diâmetro externo da coroa}$$

$$d_e = 0,709in \cong 18mm \text{ Diâmetro externo do sem fim}$$

$$C = 2,16in \cong 55mm \text{ Distância de centros}$$

$$N_g = \text{Relação de engrenamento}$$

$$\text{Rpm do motor} = 100 \text{ com rendimento de } 70\% \text{ (DATASHEETS.2021).}$$

1. Avanço, Equação (4.23):

$$L_{\text{avanço}} = \pi * D_e * \frac{N_w}{N_g} = \pi * (4,09) * \frac{1}{60} = 0,214in \cong 5,435mm \quad (4.23)$$

Onde:

N_w Número de dentes no pinhão

N_g Número de dentes na coroa

2. Ângulo de avanço do pinhão, Equação (4.24):

$$\lambda = \frac{L}{\pi * d_e} = \frac{0,214}{\pi * 0,709} = 5,49^\circ \quad (4.24)$$

3. A largura de face, Equação (4.25):

$$F_{max} = 0,67 * d_e = 0,67 * (0,709) = 0,475in \cong 12,065mm \quad (4.25)$$

$$\text{O fator de materiais } C_s \text{ pela Equação } C < 8 \text{ in, } C_s = 100 \quad (4.26)$$

$$\text{O fator de correção de razão } C_m \text{ Baseado em } N_g = 60 \quad (4.27)$$

$$C_m = 0,0107 * \sqrt{-60^2 + 56 * 60 + 5145} = 0,749 \quad (4.28)$$

4. A velocidade tangencial V_t , Equação (4.29):

$$V_t = \frac{\pi * n * d_e}{12 \cos \lambda} = \frac{\pi * n_r * 0,709}{12 \cos 5,49} = 13ft/min \cong 0,06604m/s \quad (4.29)$$

Onde:

$$n_r = 70 \text{ Rpm}$$

5. Com V_t usa-se para encontrar o fator de velocidade C_v , Equação (4.30):

$$C_v = 0,659 * e^{(-0,0011 * V_t)} = 0,659 * e^{(-0,0011(13))} = 0,649 \quad (4.30)$$

6. A carga tangencial W_{tg} , Equação (4.31):

$$W_{tg} = C_s * C_m * C_v * D_e^{0,8} * F \quad (4.31)$$

$$W_{tg} = 1000 * 0,749 * 0,649 * 4,09^{0,8} * 0,475 = 712lb \cong 3167,13 N$$

7. O coeficiente de atrito, Equação (4.32):

$$\mu = 0,103 * e^{(-0,110 * V_t^{(0,450)})} + 0,012 \quad (4.32)$$

$$\mu = 0,103 * e^{(-0,110 * (13)^{(0,450)})} + 0,012 = 0,085$$

8. A força de atrito W_f , Equação (4.33):

$$W_f = \frac{\mu * W_{tg}}{\cos \lambda * \cos \phi_n} = \frac{0,085 * 713}{\cos 5,49^\circ * \cos 20^\circ} = 65lb \cong 289,13N \quad (4.33)$$

Onde:

ϕ_n Ângulo de contato

9. A potência de saída, Equação (4.34):

$$\Phi_o = \frac{n * W_{tg} * D_e}{126000 * M_g} = \frac{70 * 713 * 4,09}{126000 * 60} = 0,027hp \cong 20,142 W \quad (4.34)$$

10. A potência perdida no engrenamento, Equação (4.35):

$$\Phi_l = \frac{V_t * W_t}{3300} = \frac{13 * 65}{3300} = 0,026hp \cong 19,396 W \quad (4.35)$$

11. A potência de entrada, Equação (4.36):

$$\Phi = \Phi_o + \Phi_l = 0,052hp \cong 38,792 W \quad (4.36)$$

12. A eficiência do engrenamento, Equação (4.37):

$$\eta = \frac{\Phi_o}{\Phi} = 0,519 \cong 51,92\% \quad (4.37)$$

13. O torque de saída, Equação (4.38):

$$T_g = W_{tg} * \frac{D_e}{2} = 713 * \frac{4,09}{2} = 1458lb * in \cong 164,74 N * m \quad (4.38)$$

4.4.2.3 Fuso interno a engrenagem 53D (diâmetro externo)

Para verificar a velocidade de avanço do fuso interno a engrenagem na Equação(4.39), foi considerado o número de entradas do fuso $N_w = 4$ e o Rpm do motor de passo de 2400Rpm:

$$Ph = N_w * Rpm = 4 * 2400 = 9600mm/min \quad (4.39)$$

Onde:

$$P = 4mm$$

$$Rpm = 2400 \text{ Rpm do motor}$$

Com este valor é possível chegar ao tempo aproximado de deslocamento do ponto A (início do fuso) ao ponto B (final do fuso) considerando o comprimento do fuso de 40mm, deste modo é possível saber o tempo de aperto do fuso. A velocidade de avanço é de 9600mm/min significa que em 1 minuto o ponto (A) percorre 9600mm

para chegar ao ponto (B), então para o cálculo usa-se uma regra de três, a Equação (4.40) expressa o tempo de aperto do fuso:

$$9600mm = 9,6m \text{ velocidade de avanço}$$

$$40mm = 0,04m \text{ comprimento do fuso}$$

$$1min — 9,6m$$

$$x — 0,04m$$

$$x = \frac{(1min * 0,04m)}{9,6m} 0,0042min * 60s = 0,25s \quad (4.40)$$

A força entregue pelo fuso interno através do conjunto (coroa e pinhão):

- Motor de passo de 2,943 N.m (30 kgf.cm) com redução de 60x o torque;
- Fuso trapezoidal interno passo de 4 mm com eficiência entre 40% e 50%(RACML,2021);

A Equação (4.41) mostra o valor de força do motor de passo de 2,943 N.m (30 kgf.cm) com redução de 60x o torque:

$$2,942N * m \times 60 = 174,72N.m \quad (4.41)$$

Com o torque de 174,72 N.m é utilizando a Equação (4.42) que relaciona a força proporcionada pelo fuso interno (SCRIBD,2021):

$$F_{fuso} = \frac{2\pi \times n_f \times T_{motor}}{P_{fuso}} \quad (4.42)$$

$$F_{fuso} = \frac{2\pi \times 0,5 \times 174,72N.m}{0,004m} = 137224,76N$$

Onde:

n_f = eficiência do fuso;

T_{motor} = torque[n*m];

P_{fuso} = Passo do fuso[m].

4.4.2.4 Fuso trapezoidal 8mm

Utilizado na execução de processos industriais em projetos que requer geração de movimento linear através de rotação do motor:

- Modelo: Fuso Trapezoidal TR8;
- Comprimento: 35 mm;
- Rosca: Trapezoidal TR8;
- Passo: 8 mm;
- Avanço: 8mm (distância percorrida pela castanha em uma volta completa).

4.4.2.5 Acoplador flexível

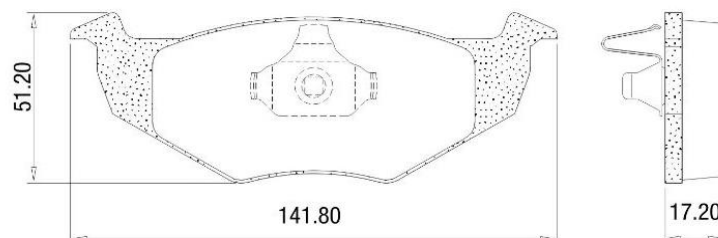
Este componente faz a conexão entre o motor e o fuso, fabricado em alumínio:

- Diâmetro interno nas pontas 5 x 8;
- Diâmetro externo 19 mm;
- Comprimento total 25 mm.

4.4.2.6 Pastilhas

Pastilhas comerciais Volkswagen Gol, Parati Voyage e Saveiro (Figura 38).

Figura 38 – Pastilha de freio



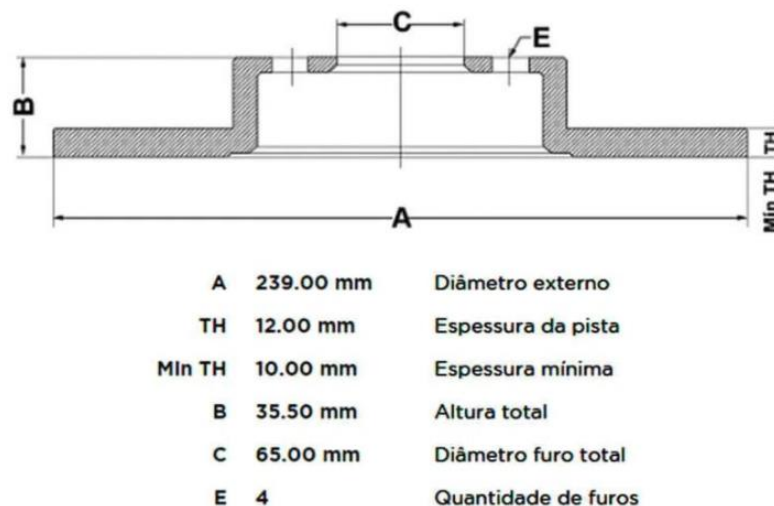
Fone: Coremma, 2021

4.4.2.7 Disco

Disco de freio sólido Gol, Parati e Saveiro (Figura 39):

- Tipo Pista - (SÓLIDO);
- Diâmetro Externo - 239mm;
- Espessura da Pista - 12mm;
- Espessura Mínima da Pista - 10mm;
- Altura total - 35,50mm;
- Diâmetro Furo Central - 65mm;
- Quantidade Furos - 4 Furos.

Figura 39 - Disco de freio Sólido



Fonte: Hipervarejo,2021

4.4.2.8 Mola de torção

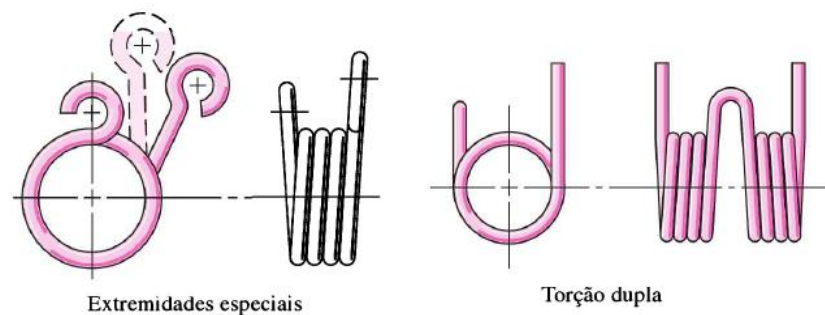
As molas de torção são componentes mecânicos que giram em torno de um eixo criando uma carga, quando a carga é liberada a mola gira para trás e chega na posição inicial, a aplicação desse modelo é predominante em máquina industrial, porta automática, eletrodomésticos entre outros. As características como diâmetro, faixa de bitola, altura, formato, espessura do fio, variam dependendo do modelo e do uso específico (VIBRAMOL, 2021).

A fabricação das molas podem ser de aço, latão, cobre, bronze, borracha, madeira e plastiprene. Para manter as propriedades magnéticas, elásticas, resistência

a calor e à corrosão, é indicado usar aços-liga e bronze especiais ou com revestimento de proteção. O aço para molas deve retratar algumas características como: alta resistência, alto limite de elasticidade e fadiga (SCRIBD, 2021).

As molas de torção (Figura 40) podem variar conforme a necessidade do projeto, são classificadas em dois modelos: corpo simples onde há apenas um segmento de esperas, e corpo duplo com dois segmentos de esperas (ACADEMIA EDU, 2021).

Figura 40 – Mola de torção



Fonte: Norton, 2013

Para o dimensionamento da mola de torção alguns caracteres são pré-selecionados como: a forças em Newtons(N), a distância (l) entre o centro da molas e o local de aplicação da força em (mm) e o diâmetro do fio(mm). O projeto da mola de torção envolve forças externas como a pressão feita pelo pé do motorista de 800N (81,6 kgf).

Considerações para o dimensionamento da mola de torção (Norton, 2013):

$$d_{(médio) torção} = 12mm$$

$$d_{(fio) torção} = 2mm$$

$$l = 15 mm$$

$$F = 800 N$$

- Índice da mola, Equação (4.43):

$$C = \frac{d_{(médio) torção}}{d_{(fio) torção}} = 6mm \quad (4.43)$$

- Fator de correção, Equação (4.44):

$$K_i = \frac{4 \cdot C^2 - C - 1}{4 \cdot C \cdot (C - 1)} * \frac{4 \cdot 6^2 - 6 - 1}{4 \cdot 6 \cdot (6 - 1)} = 1,14 \quad (4.44)$$

- Tensão máxima de flexão, Equação (4.45):

$$\sigma_{max} = K_i * \frac{32 \cdot F \cdot l}{\pi \cdot d^3} = 17443,38 \text{ MPa} \quad (4.45)$$

Para obter a força que a mola suporta é feito o cálculo de multiplicação de força da alavanca Equação (4.46), considerando dimensão externa total do braço do pedal de 0,260 m e dimensão entre o apoio e o ponto de pivotamento de 0,055m:

$$F_{mola \text{ torção}} = \frac{0,260m}{0,055m} * 800N = 3781,81N \quad (4.46)$$

A solução mostra que as características geométricas da mola de torção foram suficientes para este projeto, sabendo que ela suporta uma força de aperto de 3781,81N superior ao que uma pessoa poderia aplicar que é de 800N (81,6 kgf).

4.4.3 Componentes eletrônicos

Estes componentes se fazem presente neste projeto com o propósito de transformar a mecânica do sistema de freio com menos itens e limpa, assim os elementos eletrônicos utilizados foram posicionados de forma simples, mais que transmitisse o que se necessita no sistema de freio como um todo.

- Placa eletrônica com potenciômetro: localizada próximo do pedal de freio ela realiza conversão do ângulo de posição para a aplicação de força final nas pinças, deste modo o deslocamento no fuso de aperto.
- Placa eletrônica: que fica localizada no cofre do motor, motivo pelo qual fica protegida de resíduos externos, ela faz toda a comunicação do sistema recebendo o valor de deslocamento do pedal e transmitindo para o atuador (motor de passo).
- Sensor de força (célula de carga de compressão): fica localizado entre a pinça e a pastilha, ele é responsável por monitorar a força aplicada nas pastilhas, desta forma é possível observar com constância o rendimento e eficiência do sistema.

- Sensor hall: localizado na roda. Este componente, que já vem de fábrica nos automóveis com freios ABS, mede a rotação do disco. Deste modo, gera parâmetro para verificação de velocidade e leituras vitais para o seu funcionamento.
- Motor de passo: fica junto a pinça no lado externo e está acoplado a um pequeno fuso. Este transmite a rotação para um sistema de engrenagem realizando o deslocamento do fuso interno, assim produzindo o aperto necessário. Sua funcionalidade e desempenho permite corrigir a força de aperto nas pastilhas, trabalhando conforme a placa eletrônica demandada.

4.4.3.1 Placa com potenciômetro – PCB

A construção da PCB pode ser de forma fabril ou caseira, contudo para o propósito em que necessita o projeto, onde o esforço realizado para fazer a rotação do pedal possa ser lido em forma de ângulo e transmitir para fazer conversões de força e assim distribuir para os demais componentes se faz crucial o uso de um potenciômetro. Este sensor produz uma resistência proporcional a uma posição, e é utilizado para medição de deslocamento e/ou posição, pode ser classificado em dois modelos: linear que mede deslocamento e posição em linha reta; angular que mede ângulo e/ou deslocamento angular.

4.4.3.2 Placa eletrônica (comunicação Geral do sistema)

As placas eletrônicas PCBs (em inglês) ou PCIs (em português) são itens que servem de base para a montagem de circuitos eletrônicos, na integração e comunicação entre as partes de um circuito e está presente na maioria dos projetos de engenharia eletrônica. São compostas por materiais indispensáveis como: Placa virgem feita e revestida de polímeros isolante tais como: fenolite, fibra de poliéster, fibra de vidro ou materiais com propriedades isolante; Fios de metal condutor que dá a peculiaridade de conduzir energia elétrica; Folha de cobre presente na superfície e encarregada pelas ligações entre os componentes do circuito (MULTCOMERCIAL,2021).

4.4.3.3 *Sensor de força (célula de carga de compressão)*

As células de carga de compressão são usadas para determinar as forças de compressão em uma ampla gama de aplicações e são adequadas para tarefas de medição estáticas e dinâmicas.

O botão de aplicação de força de carga esférica permite a inserção de força. A posição de instalação pode ser tanto na horizontal quanto na vertical, este dispositivo é à prova de respingos e opera em condições adversas com faixa de medição de 1kN até 500kN (WIKA, 2022).

4.4.3.4 *Sensor hall*

O dispositivo sensor KY003 tem por característica uma alta sensibilidade na medição dos campos magnéticos ao seu redor, podendo efetuar conversões de sinais magnéticos em sinais elétricos de maneira confiável e sensível, podendo ser usado com o arduino (FELIPEFLOP,2021).

- Série: 3144;
- Marca: KEYES;
- Modelo: ky-003;
- Tensão de Operação: entre 4,5V E 24V DC.

4.4.3.5 *Motor de Passo NEMA 23 - 30 kgf.cm / 3,0A – Wotiom*

O motor de passo é um mecanismo eletromecânico que converte pulsos de energia elétrica em movimentos discretos, o rotor ou o eixo do motor de passo está relacionado com incrementos angulares chamados de passos. Assim a rotação do motor está diretamente relacionada com esses pulsos, onde a velocidade do motor é definida pela frequência com que esses pulsos são enviados, e o número de voltas do eixo é definido pela quantidade de pulsos (BAÚ DA ELETRÔNICA,2021).

- Código: WS23-0300-30-4
- Torque: 30 kgf.cm
- Ângulo do Passo: 1.8°

- Quantidade de Fios: 4
- Classe de Isolação: B
- Resistência de Isolação: 100MΩ
- Corrente por Fase: 3A
- Tensão por Fase: 3,9V
- Resistência por Fase: $1,3\Omega \pm 10\%$
- Indutância por Fase: $6,5\text{mH} \pm 20\%$

Considerando os cálculos de força de aperto máximo através de freio hidráulico- mecânico de 22268,70N (2270,23kgf), ao selecionar o motor de passo almeja-se alcançar a mesma força, assim produzindo um sistema de frenagem eficiente.

A força entregue pelo fuso acoplado ao motor de passo:

- Motor de passo de 2,943 N.m (30 kgf.cm) com redução de 60x o torque;
- Fuso trapezoidal interno passo de 8 mm com eficiência entre 40% e 50%(RACML,2021);

A Equação (4.47) mostra o valor de força do motor de passo de 2,942 N.m (30 kgf.cm) com redução de 60x o torque:

$$2,942\text{N} \cdot \text{m} \times 60 = 174,72\text{N} \cdot \text{m} \quad (4.47)$$

Com o torque de 174,72 N.m e utilizando a Equação (4.48) que relaciona a força proporcionada pelo fuso de 8mm (SCRIBD,2021):

$$F_{fuso} = \frac{2\pi \times n_f \times T_{motor}}{P_{fuso}} \quad (4.48)$$

$$F_{fuso} = \frac{2\pi \times 0,5 \times 174,72\text{N} \cdot \text{m}}{0,008\text{m}} = 68612,38\text{N}$$

Onde:

n_f = eficiência do fuso;

T_{motor} = torque[N*m];

P_{fuso} = Passo do fuso[m].

Através dos cálculos referenciados é obtido o valor de força de aperto nas pastilhas, sendo assim, é possível redimensionar o motor de passo reduzindo o torque nominal e economizando no projeto.

5 CONCLUSÃO

A concepção de uma pesquisa aprofundada para este trabalho foi essencial para o conhecimento geral e funcionamento de diversos tipos de freios, visto que, ao passar dos anos devido a necessidade do condutor, a evolução mecânica dos componentes automobilísticos nunca estagnou, assim como a implementação de conhecimentos específicos de outras áreas da engenharias como eletrônica e elétrica trouxeram soluções cruciais para o automóvel.

A se falar de freio eletrônico de pedal é constatado algumas possibilidades ainda em estudo, contudo com valor elevado, impossibilitando a difusão em grande escala. Ao detectar que a tecnologia está em constante expansão e que estudos específicos estão difundindo inovações, um retrofit de componentes mecânicos vem acontecendo com mais frequência, visto que componentes eletrônicos estão cada vez menores, mais potentes e com custo acessível.

A identificação do problema foi a peça chave para o desenvolvimento de um novo produto, assim requisitos e especificações foram levantados com intuito de consolidar um produto com qualidade e eficiência, tendo como foco principal a implementação em um automóvel em uso e de linha popular. Para que o freio elétrico de pedal tomasse forma, foi empregado a metodologia de Processo de Desenvolvimento de Produto (PDP) com fases e etapas como: projeto informacional, conceitual e preliminar, construindo a ideia até chegar a uma concretização.

Para este trabalho, além do estudo de um novo produto com concepções mecânicas diferenciadas, exigiu um levantamento de itens eletrônicos e elétricos, combinando-os para um resultado final. Além da preocupação com o espaço, a implementação do sistema de freio elétrico de pedal requer um processo de cálculo reverso, uma vez que, a utilização de componentes existentes no mercado se faz necessário devido ao custo. Por isso, foram levantados dados sobre o automóvel Parati da montadora Volkswagen, tendo como partida a idealização de peças que se encaixassem e que trouxessem força de aperto suficiente para esta linha de veículo, partindo do pressuposto entregue pela montadora.

O projeto mecânico envolvendo a pinça e o pedal de freio foi analisado e formulado dentro dos padrões existentes no mercado, mesmo com incrementações de elementos eletrônicos e mecânicos, é compacto ao local destinado para os freios. Por conseguinte, juntamente com a pesquisa, uma das etapas envolvendo o freio

elétrico para pedal é a fabricação das peças, desta maneira foi pensado em materiais mecânicos resistente. Fazendo o uso do software SolidWorks, foram constatadas situações como ruptura, torção e deformação no pedal e pinça, onde se obteve bons resultados considerando forças excedentes externas de 22268,70N para a pinça e de 800N para o pedal. Juntamente com a concepção desta duas peças foi necessário dimensionar alguns componentes como a mola belleville, sistema de engrenagem (pinhão e coroa) e fuso interno de aperto, visando as solicitações agregadas ao projeto como, tensão de compressão e de tração, desta forma um ponto crucial a ser levantado no dimensionamento foi máxima força de aperto de 22268,70N, visto que esta força não pode ficar abaixo da existente em veículos populares em circulação com freio hidráulico/mecânico. Sendo assim, foram obtidos valores acima do esperado para estes componentes, consolidando o sistema como capaz de fazer a frenagem necessária.

Os itens eletrônicos foram analisados de forma que estivessem dentro das expectativas de solucionar o objetivo de frenagem, em particular a apuração dos cálculos com a prévia de escolha do motor de passo e do fuso excederam positivamente os valores de cálculos em um sistema hidráulico/mecânico, ficando com folga na transmissão de força necessária para o conjunto de engrenagem.

Considerando que os objetivos do trabalho foram atendidos, com o estudo contextual, levantamento de informações sobre os concorrentes a saber de custo para o consumido, estrutura do produto montada e dimensionamento dos componentes mecânicos, o sistema de freio elétrico para pedal revelou um modelo promissor para a construção de uma solução viável. Na medida em que foi se aprofundando a pesquisa para a idealização do produto percebeu-se a necessidade de fazê-lo em etapas. Muitos itens foram adicionados e por esta razão a pesquisa ficou dividida em 3 etapas para chegar a um produto final.

As etapas adicionadas foram as seguintes: Etapa 1 se trata deste documento, em que foi compilado toda a pesquisa de freios em geral, desde seu surgimento, características, evolução e inovações. Desta forma esta etapa direciona com metodologia a construção do produto; Etapa 2 confecção das placas e programação eletrônicas; Etapa 3 que se recomenda objetivar a fabricação precisa dos componentes mecânicos e a montagem, fundindo eletrônica com a mecânica.

Ao se tratar do desenvolvimento de um novo produto muitas etapas devem ser realizadas até chegar em um primeiro protótipo, podendo haver alterações ao

longo do caminho, sugere-se como etapas futuras dar seguimento na fabricação mecânica da pinça e do pedal, elaboração da placa eletrônica comunicando o sistema como um todo e montagem física de todos os componentes dando sequência a testes em bancada. Posteriormente, testes em condições reais com o produto instalado em automóveis.

REFERÊNCIAS

ACADEMIA EDU. **Elementos de máquina.** Disponível em: [https://www.academia.edu/35097878/Elementos de m%C3%A1quinas](https://www.academia.edu/35097878/Elementos_de_m%C3%A1quinas). Acesso em 11 out. 2021.

AGCOAUTO. **Mechanical multiplication of force.** Disponível em: http://www.agcoauto.com/content/news/p2_articleid/265. Acesso em: 5 jul. 2021.

AND. **Associação Nacional dos Detrans.** Disponível em: <http://www.and.org.br/brasil-ja-tem-1-carro-a-cada-4-habitantes-diz-denatran/#:~:text=S%C3%A3o%2099%20mil%20ve%C3%ADculos%20de,a%20alta%20renda%20per%20capita>. Acesso em: 6 jul. 2021.

ALAMY. **Hydraulic Disc Brake System.** Disponível em: <https://www.alamy.com/hydraulic-brake-system-when-the-brake-pedal-is-pressed-a-pushrod-exerts-force-on-the-piston-in-the-master-cylinder-causing-fluid-from-the-brake-flu-image177950900.html>. Acesso em: 8 jul. 2021.

AUTOSUL. **Como funciona o freio e quais os componentes do sistema.** Disponível em: <https://autosul.net/como-funciona-o-freio-e-quais-os-componentes-do-sistema/>. Acesso em: 30 de jul. 2021.

AUTOHERRERO. **Troca de fluido de freio.** Disponível em: <http://www.autoherrero.com/index.php/servicos1/13-servicos/30-troca-do-fluido-do-sistema-de-freio>. Acesso em 28 jul. 2021.

BOSCH, R. **Manual de tecnologia Automotiva.** 25. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 2005.

BOSCH. **Apostila de Sistema de freio.** SCRIBD, 2021. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/391087605/Apostila-Sistemas-de-Freio-pdf>. Acesso em: 08 jun. 2021.

BRASIL MECÂNICO. **Sistema de frenagem funcionamento e tecnologias.** Disponível em: <http://brasilmecanico.com.br/2018/08/sistema-de-frenagem-funcionamento-e-tecnologias/>. Acesso em: 8 maio 2021.

BRUNOCAR. **Freio flexível dianteiro.** Disponível em: <https://brunocar.com.br/n3010-flexivel-freio-dianteiro-ld-norflex-f1000-f2000-11141?tag=TUBO%20FLEXIVEL%20EMBREGEM%20%28343MM%29&sort=p.price&order=ASC&page=3&limit=100>. Acesso em 28 jul. 2021.

BUSPARTS. **Vantagens e desvantagens de freios a tambor e freios a disco.** Disponível em: <http://pt.busparts-eco.com/info/advantages-and-disadvantages-of-drum-brakes-an-27541219.html>. Acesso em: 15 ago. 2021.

BAÚ DA ELETRÔNICA. **Motor de passo.** Disponível em: <https://www.baudaeletronica.com.br/motores/motor-de-passo/nema-23> . Acesso em: 29 ago. 2021.

BUDYNAS, R.G.; NISBETT J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8. ed. Porto Alegre:AMGH, 2011.

CARPES, W. **Projeto de Produto**. Porto Alegre: Bookman, 2014.

CARROSINFOCO. **Funcionamento e detalhes do freio a tambor.** Disponível em: <https://carrosinfoco.com.br/2015/01/funcionamento-e-detalhes-do-sistema-de-freios-a-tambor/>. Acesso em 18 jul. 2021.

CANALDAPECA. **5 coisa que que você precisa saber sobre pinça de freio.** Disponível em: <https://www.canaldapeca.com.br/blog/5-coisas-pinca-de-freio/>. Acesso em: 29 jul. 2021.

COISASDEENGENHEIRO. **Wordpress.** Disponível em: <https://coisasdeengenheiro.wordpress.com/2010/11/>. Acesso em: 2 jul. 2021.

COREMMA. **Pastilhas de Freio Dianteira FRAS-LE PD/1100 Volkswagen Gol 2004 até 2011, Voyage, Parati, Saveiro PD/368.** Disponível em: <http://www.coremma.com.br/produto/pastilhas-de-freio-dianteira-fras-le-pd1100-volkswagen-gol-2004-ate-2011-voyage-parati-saveiro/> . Acesso em 20 out. 2021.

COSTA. A. **A evolução do sistema de freios: Da madeira ao Nióbio.** Hipperfrenos. Disponível em: <https://www.hipperfrenos.com.br/spa/sugerencia/evolucao-sistema-freios-madeira-ao-niobio-51>. Acesso em: 28 jun. 2021.

CHIPTRONIC. **Entenda a diferença entre 4 pastilhas de freio.** Disponível em: <https://chiptronic.com.br/blog/entenda-diferenca-entre-4-tipos-de-pastilha-de-freio>. Acesso em: 20 maio 2021.

CRESTANA. **Sensor de velocidade de freio ABS roda traseira Gm.** Disponível em: <https://crestana.com.br/sensores/sensores-de-abs/sensor-velocidade-freio-abs-ro-da-traseira-gm-sensores-prisma-2013-ate-2014-94769014-gm-prisma-cp773-87?cg=963&cv=13710>. Acesso em: 25 jul. 2021.

CCVINDUSTRIAL. **O que é CNC.** Disponível em: <https://ccvindustrial.com.br/o-que-e-cnc/> . Acesso em: 20 ago. 2021.

DATASHEETS. **Stepper Motor. NEMA23 Datasheet.** Disponível em: <https://datasheetpdf.com/pdf/1380134/Servotronics/NEMA23/1>. Acesso em 21 out. 2021.

DIATUAL. **História do freio a disco.** Disponível em: <https://diatual.wordpress.com/2008/09/12/historia-freio-a-disco/>, Acesso em: 10 maio. 2021.

DIAS. A. L. História dos sistemas de freios automobilísticos. Carrosenfoco. Disponível em: <https://carrosinfoco.com.br/2020/06/a-historia-dos-sistemas-de-freios-automobilisticos/>. Acesso em 10 jun. 2021.

DORO, L. H; BERNARDI, T. M. **Seleção e dimensionamento do sistema de freio para um veículo protótipo monoposto offroad tipo mini baja sae**. 2016. TCC - Departamento de Engenharia Mecânica. Centro federal de educação tecnológica Celso suckow da Fonseca - CEFET/RJ, Rio de Janeiro, 2016.

EEEP. **Seduc. Curso técnico em manutenção automotiva**. Disponível em: < https://www.seduc.ce.gov.br/wpcontent/uploads/sites/37/2012/06/manutencao_auto_motiva_sistema_de_freios.pdf. Acesso em: 02 ago. 2021.

ESCOLA DO MECÂNICO. **Como funciona o freio ABS**. Disponível em: <https://escoladomecanico.com.br/como-funciona-o-freio-abs/>. Acesso em 28 jul. 2021.

ESSEL. **Elementos de máquina**. Disponível em: <https://essel.com.br/cursos/material/01/ElementosMaquinas/36elem.pdf>. Acesso em 11 out. 2021.

FELIPEFLOP. **Sensor Hall**. Disponível em: <https://www.filipeflop.com/produto/sensor-hall-ky-003/>. Acesso em 25 ago. 2021.

FREIO BREQUE. Cilindro mestre de freio defeitos. Disponível em: <https://freiosbreque.com.br/cilindro-mestre-de-freio-defeitos/>. Acesso em: 8 jun. 2021.

FREIOS BREQUE. **Tipos de disco de freios algumas diferenças**. Disponível em: <https://freiosbreque.com.br/tipos-de-disco-de-freio-algumas-diferencas/> . Acesso em: 5 jul. 2021.

FORMULA1 DICTIONARY. **Brake by wire**. Disponível em: http://www.formula1-dictionary.net/brake_by_wire.html. Acesso em 08 abr.2021.

Faria. A. F; Pinto. A. C. A; Ribeiro. M. N; Cardoso. T. S; Ribeiro. J. P. C. Processo de desenvolvimento de novos produtos. Disponível em: http://www.abepro.org.br/biblioteca/enegep2008_tn_stp_073_521_12155.pdf. Acesso em: 05 maio. 2021.

GLEAL. Disponível em: <https://www.gleal.pt/files/products/13.pdf> . Acesso em 25 ago. 2021.

GOMES. M. R; ANDRADE. M; FERRAZ. F. Apostila de hidráulica. **Movicontrol**, 2008. Disponível em: <https://www.movicontrol.com.br/pdf/artigos-tecnicos1/APOSTILA%20HIDRAULICA%20B%C3%81SICA.pdf>. Aceso em: 09 jul. 2021.

GASPAR. A. **Frenagem regenerativa, tecnologia dos carros da F1 para os carros de rua, a história é outra**. Oficinabrasil. Disponível em: <https://www.oficinabrasil.com.br/noticia/tecnicas/frenagem-regenerativa->

tecnologia-dos-carros-da-f1-para-os-carros-de-rua-a-historia-e-outra Acesso em: 3 de jul. 2021.

GRINGAMX. **Flexível dianteiro de freio.** Disponível em: <https://www.gringamx.com/produto/flexivel-freio-dianteiro-crf-230-allen-83898>. Acesso em: 15 jul. 2021.

HIPERVAREJO. **Par Disco Freio Volkswagen Parati 82 a 96 Dianteiro Sólido TRW.** Disponível em: <https://www.hipervarejo.com.br/par-disco-freio-volkswagen-parati-82-a-96-dianteiro-solido-trw/p> . Acesso em 20 out. 2021.

JOCAR. **Entenda as vantagens e desvantagens do freio de estacionamento eletrônico.** Disponível em: <https://blog.jocar.com.br/entenda-as-vantagens-e-desvantagens-do-freio-de-estacionamento-eletronico/>. Acesso em: 15 ago. 2021.

LIMPERT, R. **Brake Design and Safety**. Secont edition. SAE, USA, 1999.

LIMPERT, R., **Brake Design and Safety**, 3ª Ed., USA, SAE International, 2011.

LIVRAMENTO. B. S. **Bancada de teste para análise do coeficiente de atrito entre Disco e pastilhas de freio** .2017. TCC- Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de janeiro 2017.

MULTCOMERCIAL. **Placas de circuito.** Disponível em: <https://blog.multcomercial.com.br/placas-de-circuito-o-que-sao-como-montar/>. Acesso em: 20 ago. 2021.

Mačužićet. S; Lukić1. J; Glišović1. J; Miloradović1. D. Pedal force determination respect to ride comfort. **iopscience**. Disponível em: <https://iopscience.iop.org/article/10.1088/1757-899X/252/1/012010> . Acesso em: 20 jul. 2021.

MACHADO. D. M; BENINI. L. Dimensionamento e otimização do pedal de freio para um veículo tipo fórmula sae elétrico. Disponível em: <http://www.saempro.ufv.br/wp-content/uploads/DIMENSIONAMENTO-E-OTIMIZA%C3%87%C3%83O-DO-PEDAL-DE-FREIO-PARA-UM-VE%C3%8DCULO-TIPO-F%C3%93RMULA-SAE-EL%C3%89TRICO.pdf>. Acesso em: 25 abr. 2021.

MENEZES, R. C. **Avaliação da influência da pressão de contato, da velocidade de escorregamento e da temperatura no desgaste e coeficiente de atrito do par pastilha-disco de um mecanismo de freio veicular**. 2016. Dissertação (Sistemas Integrados de Manufatura) - Escola de Engenharia da UFMG. Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2016.

MUELLES DE PLATILLO. **Mola de prato.** Disponível em: <https://www.muellesdeplatillo.com/pt/>. : Acesso em 20 out. 2021.

NORTON, R. L. **Projeto de Máquinas**. 4 ed. Porto Alegre: Bookman,2013.

NAKATA. **Sistema de freio**. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/sistema-de-freio-tudo-o-que-voce-precisa-saber-para-nao-correr-perigo/> . Acesso em 6 maio. 2021.

NAKATA. **Tudo sobre pastilhas de freio como evitar e identificar desgastes**. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/tudo-sobre-pastilhas-de-freio-como-evitar-e-identificar-desgastes/>. Acesso em: 11 maio. 2021.

NAKATA, **Manual para Sistemas de Freios**. Disponível em: <www.nakata.com.br>. Acesso em: 26 ago. 2021.

NAKATA. **Freio ABS**. Disponível em: <https://blog.nakata.com.br/freio-abs/> . Acesso em: 26 jul. 2021.

PANARO. R. **Freios ABS completam 40 anos de história salvando vidas**. Quatorrodas. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/especial/freios-abs-completam-40-anos-de-historia-salvando-vidas/https://quatorrodas.abril.com.br/especial/freios-abs-completam-40-anos-de-historia-salvando-vidas/>>. Acesso em: 29 jun. 2021.

PUHN, F. **Brake Handbook**. Tucson: HPBooks, 1985.

PAHL, G.; BEITZ, W.; FELDHOUSEN, J.; GROTE, K.; **Projeto na Engenharia**. 6. ed. London: Springer-Verlag, 2005.

PORTAL LUBES. **Fluido de freio**. Disponível em: <https://portallubes.com.br/2018/09/fluido-de-freio/>>. Acesso em: 07 abr. de 2021.

REACHSITE. **Conserto de freio**. Disponível em: <https://reachsite.com.br/sobrequecampinas/conserto-de-freios-em-campinas-sp/>. Acesso em: 15 maio. 2021.

RCAMOTO. **Flexível de freio**. Disponível em: [https://www.rcamoto.com.br/produto/Flexivel_de_Freio_\(aeroquip\),_Dianteiro_-_NX150_e_NX200](https://www.rcamoto.com.br/produto/Flexivel_de_Freio_(aeroquip),_Dianteiro_-_NX150_e_NX200). Acesso em 20 jul. 2021.

REVISTA QUATRO RODAS. **E se acionarmos o freio de estacionamento com o carro andando**. Disponível em: <https://quatorrodas.abril.com.br/noticias/e-se-acionarmos-o-freio-de-estacionamento-com-o-carro-andando/>. Acesso em: 07 abr. de 2021.

ROZENFELD, H.; FORCELLINI, F.A.; AMARAL, D.C.; TOLEDO, J.C.; SILVA, S.L.; ALLIPRANDINI, D.H.; SCALICE, R.K. **Gestão de Desenvolvimento de Produtos: uma referência para a melhoria do processo**. São Paulo: Saraiva, 2006.

RODRIGUES. S. L. W. T. **Dimensionamento e projeto de disco De freio e caliper para veículo Formula sae**. 2017. TCC - Universidade Federal Fluminense, Niterói 2017.

RACML. **Características dos fusos de esfera rac-korta e fuso trapezoidal.** Disponível em: <http://www.racml.com.br/catalogos/fusos-esferas-beneficio.pdf>. Acesso em 31 ago. 2021.

ROSÁRIO, J. **Princípio da Mecatrônica.** São Paulo: Prentice Hall, 2005.
SILVA, F. O. F. **Dinâmica de frenagem e Análise térmica de freio a disco ventilado automotivo.** 2016. Projeto de Graduação – Departamento de Engenharia Mecânica. ProTífica Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2016.

SANTOS, G. C. M. **Projeto e dimensionamento de um sistema de freios aplicado a um veículo fórmula sae.** 2014. TCC - Escola Politécnica, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2014.

SALÃO DO CARRO. **Como funciona freio a tambor.** Disponível em: <https://salaodocarro.com.br/como-funciona/freios-a-tambor.html>. Acesso em: 07 abr. 2021.

SCRIBD. **Calcular a força de um fuso.** Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/400167887/Calcular-a-Forca-de-Um-Fuso>. Acesso em 25 out. 2021.

SCRIBD. **Elem Molas II.** Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/540691697/22elem-molas-II>. Acesso em 21 de dez. 2021.

SILVA, D. **Fluido de freio classes e características.** Motulexper. Disponível em: <https://motulexper.com.br/fluido-de-freio-classes-e-caracteristicas/>. Acesso em 28 de jul. 2021.

SUAOFICINAONLINE. **Servo freio.** Disponível em: <https://suaoficinaonline.com.br/conteudo/servo-freio/>. Acesso em: 5 jul. 2021.

SUMMIT. **Brake master cylinder.** Disponível em: https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/5292/~/-what-is-a-brake-master-cylinder%3F. Acesso em: 5 jul. 2021.

SUMMIT. **Vacuum Brake Booster.** Disponível em: https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/5293/~/-what-is-a-brake-booster%3F. Acesso em 5 jul. 2021.

SUMMIT. **Engine Vacuum** em: https://help.summitracing.com/app/answers/detail/a_id/5306/~/-engine-vacuumengine%20Vacuum. Acesso em: 8 jul.2021

SolidWorks. **Library.** Disponível em: <https://grabcad.com/library>. Acesso em: 05 ago. 2021.

TROCADO. W. M. **Dimensionamento de pinça de freio a disco Para veículo mini baja sae utilizando Alumínio reciclado**. 2017. TCC -Universidade Federal Fluminense, Niterói, 2017.

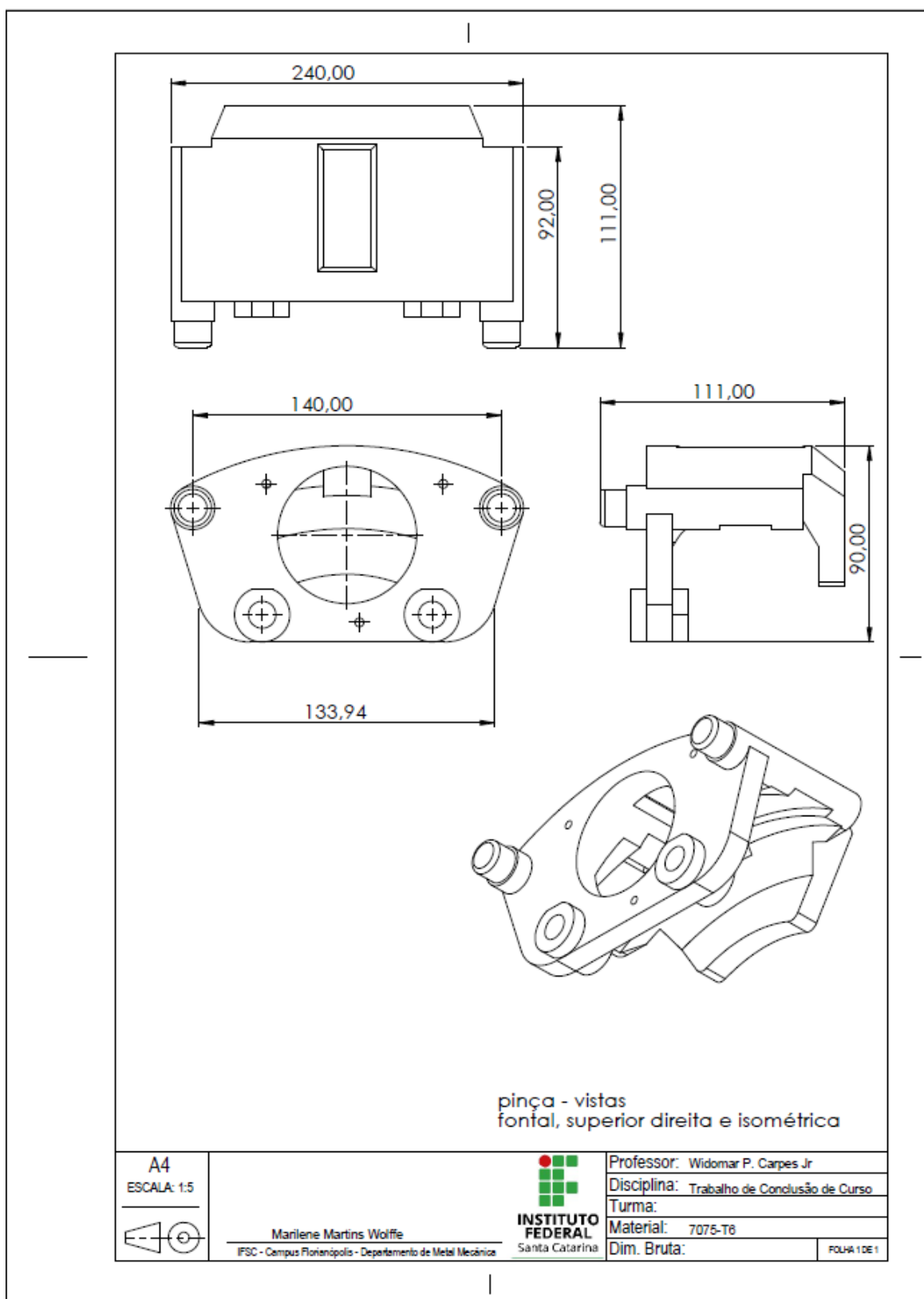
VIBRAMOL. **O que são molas mecânicas**. Disponível em: <https://vibramol.com.br/blog/o-que-sao-molas-mecanicas/>. Acesso em 28 out. 2021.

WEBMOTORS. **Como funciona o freio de estacionamento eletrônico**. Disponível em: <https://www.webmotors.com.br/wm1/dicas/como-funciona-o-freio-de-estacionamento-eletronico>. Acesso em: 5 ago. 2021.

WIKI.Wika. Disponível em: https://www.wika.com.br/f1224_pt_br.WIKA. Acesso em 15 mar. 2022.

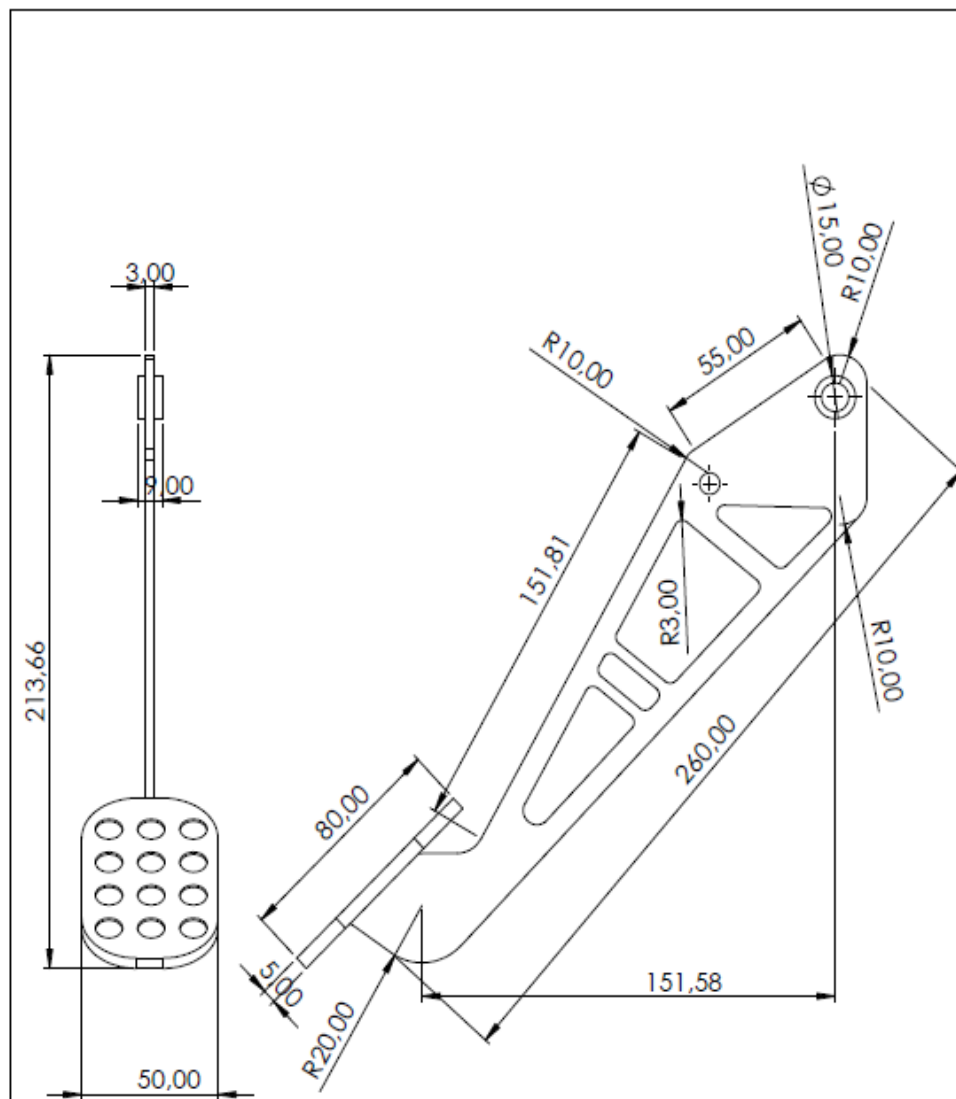
APÊNDICE

APÊNDICE A – Projeto da Pinça



Fonte: Do autor, 2021

APÊNDICE B – Projeto do pedal de Freio



pedal de freio
vista Posterior e esquerda

A4
ESCALA: 1:5

Marlene Martins Wolffe
IFSC - Campus Florianópolis - Departamento de Metal Mecânica

INSTITUTO
FEDERAL
Santa Catarina

Professor: Widomar P. Carpes Jr
Disciplina: Trabalho de conclusão de Curso
Turma:
Material: 7075-T8
Dim. Bruta: FOLHA 1 DE 1