



UNIVERSIDADE FEDERAL DE JUIZ DE FORA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA DE PRODUÇÃO E MECÂNICA

BRUNO SILVA FERREIRA MENDES

SISTEMA DE FREIO A DISCO PARA UM VEÍCULO FÓRMULA SAE

JUIZ DE FORA

2020



BRUNO SILVA FERREIRA MENDES

SISTEMA DE FREIO A DISCO PARA UM VEÍCULO FÓRMULA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado como parte dos requisitos necessários para a obtenção do título de Engenheiro Mecânico pela Universidade Federal de Juiz de Fora.

Orientador: Prof. Raphael Fortes Marcomini

JUIZ DE FORA

2020



FOLHA DE APROVAÇÃO

BRUNO SILVA FERREIRA MENDES

SISTEMA DE FREIO A DISCO PARA UM VEÍCULO FÓRMULA SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao Departamento de Engenharia de Produção e Mecânica da Universidade de Juiz de Fora como requisito final para obtenção do grau de Engenheiro Mecânico.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Dr. Raphael Fortes Marcomini (Orientador)

Prof. Dr. Carlos Renato Pagotto

Msc. Matheus Pereira Antunes

JUIZ DE FORA

2020

Ficha catalográfica elaborada através do programa de geração automática da Biblioteca Universitária da UFJF, com os dados fornecidos pelo(a) autor(a)

Mendes, Bruno Silva Ferreira.

SISTEMA DE FREIO A DISCO PARA UM VEÍCULO FÓRMULA SAE / Bruno Silva Ferreira Mendes. -- 2020.
106 f. : il.

Orientador: Raphael Fortes Marcomini

Coorientador: Matheus Pereira Antunes

Trabalho de Conclusão de Curso (graduação) - Universidade Federal de Juiz de Fora, Faculdade de Engenharia, 2020.

1. Freio. 2. Freio a disco. 3. Fórmula SAE. I. Marcomini, Raphael Fortes, orient. II. Antunes, Matheus Pereira, coorient. III. Título.

RESUMO

A Fórmula SAE é uma competição para estudantes de engenharia aplicam conhecimentos teóricos em um projeto completo para construção de um carro de corrida tipo fórmula, atendendo a um determinado regulamento. Todo automóvel tem um item indispensável, o sistema de freios, que tem como objetivo reunir uma série de itens num projeto mecânico, para desacelerar e parar completamente o veículo. Nesta categoria, uma equipe de especialistas, avalia o automóvel em uma série de provas e o desafio é projetar um sistema de freios que possa estar apto para competir nas provas de frenagem. Neste trabalho, o sistema escolhido foi um freio a disco, funcionando sob pressão hidráulica. O piloto aciona o pedal do freio e um fluido é distribuído no sistema até chegar no disco. Com isso a energia cinética é convertida em energia térmica dissipada através dos discos. O projeto é baseado em conhecimentos de dinâmica veicular, principalmente a longitudinal que trabalha com transferência de carga e estabilidade do carro. Inicialmente foram levantados os componentes necessários. Cilindro mestre, pinças e pastilhas de freio, fluido e linhas de freios, foram dimensionados e escolhidos de acordo com esse conhecimento teórico e a partir de diversos cálculos, foram selecionadas opções mais viáveis no mercado que atendam o projeto. O pedal de freio foi inteiramente projetado, e o alumínio foi escolhido para ser seu material de fabricação. Discos de freio e um *balance bar* também foram projetados, mas esses feitos de tipos de aço inoxidável. Através dos conhecimentos de sala, e ao *software* Solidworks podemos projetar esses elementos da melhor maneira possível, incluindo simulações computacionais. O objetivo de projetar um bom sistema de freio a disco foi concluído com sucesso, possibilitando um ótimo aprendizado.

Palavras chave: Fórmula SAE; sistemas de freios; freio a disco; dinâmica veicular.

ABSTRACT

Formula SAE is a competition for engineering students applying theoretical knowledge in a complete project for the construction of a formula-type racing car, meeting a certain regulation. Every automobile has an indispensable item, the brake system, which aims to bring together a series of items in a mechanical project, to decelerate and completely stop the vehicle. In this category, a team of specialists, evaluates the car in a series of tests and the challenge is to design a brake system that can be able to compete in the braking tests. In this work, the system chosen was a disc brake, operating under hydraulic pressure. The pilot activates the brake pedal and a fluid is distributed in the system until it reaches the disk. This kinetic energy is converted into thermal energy dissipated through the discs. The project is based on knowledge of vehicle dynamics, especially the longitudinal one that works with load transfer and car stability. Initially, the necessary components were raised. Master cylinder, calipers and brake pads, brake fluid and lines, were dimensioned and chosen according to this theoretical knowledge and from various calculations, the most viable options on the market that meet the project were selected. The brake pedal was entirely designed, and aluminum was chosen to be its manufacturing material. Brake discs and a balance bar were also designed, but those made of stainless steel types. Through classroom knowledge and Solidworks software we can design these elements in the best possible way, including computer simulations. The goal of designing a good disc brake system was successfully completed, enabling great learning.

Keywords: Formula SAE; brake system; disc brake; vehicle dynamics.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Fluxograma freio a disco hidráulico.....	12
Figura 2 - Freio a Disco	13
Figura 3 - Disco de Freio Flutuante	14
Figura 4 - Pinça Flutuante/Pinça Fixa	15
Figura 5 - Distribuição de Pressão entre a Pastilha e o Disco: Pistão Simples/Duplo Pistão	16
Figura 6 - Pinça de Freio Flutuante – Honda CG150 Titan	17
Figura 7 - Pinça de Freio Flutuante – Honda CBX 250	17
Figura 8 - Pinça de Freio Fixa – Honda CBR 600F	18
Figura 9 - Sistema de Freio Hidráulico	19
Figura 10 - Servo Freio	20
Figura 11 - Razão de Pedal.....	22
Figura 12 - Desaceleração do veículo em relação as diferentes pressões nos eixos dianteiros e traseiros	23
Figura 13 - Configuração do Sistema de Freio com Balance Bar.....	24
Figura 14 - Mecanismo Balance Bar	25
Figura 15 - Cilindro Mestre Fixo e Cilindro Mestre Flutuante	26
Figura 16 - Cilindro Mestre Simples	26
Figura 17 - Cilindro Mestre Duplo.....	27
Figura 18 - Duto Flexível de Borracha.....	28
Figura 19 - Duto de Freio Flexível Aço Inox	28
Figura 20 - Duto Flexível e Rígido de Freio.....	29
Figura 21 - Forças atuantes sobre o veículo em movimento.....	34
Figura 22 - Transferência de carga durante a frenagem	35
Figura 23 - Diagrama de corpo livre para um veículo Fórmula SAE	37
Figura 24 - Variação do vetor velocidade num cilindro rolando sem deslizamento ...	45
Figura 25 - Dimensões da Razão do Pedal.....	48
Figura 26 - Esquema do Mecanismo da <i>Balance Bar</i>	50
Figura 27 - Transiente de subida de pressão na linha rígida de freio.....	57
Figura 28 - Transiente de queda de pressão na linha rígida de freio	58

Figura 29 - Comparação entre as curvas de pressão para linha flexível de teflon 3/16”	59
Figura 30 - Comparação entre as curvas de pressão para linha rígida de cobre 3/16”	60
Figura 31 - Componentes do Pedal de Freio	63
Figura 32 - Ajuste com interferência/ Deformação do Eixo e do Furo	66
Figura 33 - Diagrama de corpo livre do Pedal de Freio.....	69
Figura 34 - Desenho Técnico Placa do Pedal	70
Figura 35 - Desenho Técnico Corpo do Pedal	70
Figura 36 - Tubo Guia do Pedal	71
Figura 37 - Arruelas do Pedal.....	71
Figura 38 - Pedal Completo.....	71
Figura 39 - Vista explodida dos componentes da <i>Balance Bar</i>	72
Figura 40 - Diagrama de corpo livre do Fuso da <i>Balance Bar</i>	73
Figura 41 - Gráfico Momento Fletor <i>Balance Bar</i>	74
Figura 42 - Diagrama de corpo livre da Junta Rotacional	79
Figura 43 - Diagrama de corpo livre do Eixo da Junta Rotacional.....	79
Figura 44 - Desenho Técnico Eixo Junta Rotacional.....	80
Figura 45 - Desenho Técnico Fuso do <i>Balance Bar</i>	80
Figura 46 - Desenho Técnico Junta Rotacional.....	81
Figura 47 - Desenho Técnico Disco traseiro	85
Figura 48 - Desenhos Técnicos elementos de fixação.....	85
Figura 49 - Desenho Técnico Disco dianteiro.....	85
Figura 50 - Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 50% no <i>Balance Bar</i>	89
Figura 51 - Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na <i>Balance Bar</i>	90
Figura 52 - Análise estática (Tensão) Disco dianteiro	92
Figura 53 - Análise estática (Deslocamento) Disco dianteiro	93
Figura 54 - Análise estática (Deformação) Disco dianteiro	93
Figura 55 - Análise estática (Tensão) Disco traseiro.....	94
Figura 56 - Análise estática (Deslocamento) Disco traseiro.....	94
Figura 57 - Análise estática (Deformação) Disco traseiro	95
Figura 58 - Análise estática (Tensão) Pedal de Freio	95

Figura 59 - Análise estática (Deslocamento) Pedal de Freio	96
Figura 60 - Análise estática (Deformação) Pedal de Freio	96
Figura 61 - Análise estática (Tensão) Junta 1 Balance Bar	97
Figura 62 - Análise estática (Deslocamento) Junta 1 Balance Bar.....	97
Figura 63 - Análise estática (Deformação) Junta 1 Balance Bar	98
Figura 64 - Análise estática (Tensão) Eixo da Junta 1 Balance Bar.....	98
Figura 65 - Análise estática (Deslocamento) Eixo da Junta 1 Balance Bar.....	99
Figura 66 - Análise estática (Deformação) Eixo da Junta 1 Balance Bar	99
Figura 67 - Análise estática (Tensão) Junta 2 Balance Bar	100
Figura 68 - Análise estática (Deslocamento) Junta 2 Balance Bar.....	100
Figura 69 - Análise estática (Deformação) Junta 2 Balance Bar	101
Figura 70 - Análise estática (Tensão) Eixo da Junta 2 Balance Bar.....	101
Figura 71 - Análise estática (Deslocamento) Eixo da Junta 2 Balance Bar.....	102
Figura 72 - Análise estática (Deformação) Eixo da Junta 2 Balance Bar	102

LISTA DE TABELAS

Tabela 1: Classificação dos Materiais das Pastilhas de Freio de acordo com a SAE-J661	30
Tabela 2: Propriedades dos Materiais de Fricção	32
Tabela 3: Classificação dos Fluidos de Freio	33
Tabela 4: Tabela citada na Norma ABNT NBR 10967	36
Tabela 5: Coeficiente de atrito para pneus em pisos secos e molhados numa velocidade de 48km/h	45
Tabela 6: Dados Técnicos de Pinças de Freio	54
Tabela 7: Dados Técnicos de Cilindro Mestre	55
Tabela 8: Combinações entre Pinças e Cilindro Mestre	56
Tabela 9: Dados da medição de perda de carga na linha flexível de teflon 3/16"	59
Tabela 10: Dados da medição de perda de carga na linha rígida de cobre 3/16"	60
Tabela 11: Especificações de linhas flexíveis de teflon com uma malha externa de Aço Inoxidável	61
Tabela 12: Elementos Químicos e suas quantidades presentes na Liga AA6061	63
Tabela 13: Elementos Químicos e suas quantidades presentes na Liga AA7005	63
Tabela 14: Rolamentos Rígidos de esfera de carreira simples de esferas SKF	65
Tabela 15: Rolamentos Rígidos de esfera de dupla carreira de esferas SKF	65
Tabela 16: Valores dos afastamentos para furos de qualidade 8 - IT 8	67
Tabela 17: Dimensões de eixos e furos roscados no Sistema Métrico	75
Tabela 18: Propriedades dos Aços temperados e revenidos a temperatura de 650°C	76
Tabela 19: Rótulas Esféricas radiais SKF	77
Tabela 20 : Força Máxima em cada roda	88
Tabela 21: Torque Máximo em cada roda	88
Tabela 22: Variáveis para cálculo do Torque de Frenagem gerado	88
Tabela 23: Torque gerado pelo sistema aplicando uma força de 350N no Pedal	88
Tabela 24: Curso do Pedal de Freio	91

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	11
1.1	Freios.....	11
1.2	Fórmula SAE	11
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	12
2.1	Sistema de Freios A Disco.....	12
2.2	Principais Tipos De Acionadores de Freio.....	18
2.3	Componentes do Acionador Hidráulico	20
2.3.1	Pedal De Freio.....	21
2.3.2	Balance Bar.....	23
2.3.3	Cilindro Mestre.....	25
2.3.4	Linhas E Conexões.....	27
2.3.5	Pinças De Freio E Cilindros De Roda	29
2.3.6	Fluido De Freio.....	32
2.4	Dinâmica Veicular.....	33
2.4.1	Desaceleração	35
2.4.2	Transferência de Carga.....	36
2.4.3	Torque de Frenagem	39
3	CÁLCULOS DO PROJETO DE FREIOS.....	42
3.1	Considerações Iniciais.....	42
3.1.1	Escolha Do Sistema De Freio	42
3.1.2	Cálculo Da Desaceleração Do Veículo.....	43
3.1.3	Cálculo Do Torque De Frenagem	44
3.1.4	Cálculo Da Relação De Pedal De Freio	48
3.1.5	Cilindro Mestre E Pinça De Freio	49
3.2	Escolha Dos Componentes Dimensionados.....	53
3.2.1	Escolha Cilindro Mestre E Pinça De Freio.....	53
3.2.2	Escolha Das Linhas E Conexões De Freio	57
4	PROJETO DO PEDAL DE FREIO	62
4.1	Componentes E Material Do Pedal De Freio	62
4.2	Rolamento Do Pedal De Freio.....	64
4.3	Montagem Do Pedal De Freio E Rolamento	66

4.4	Diagrama De Forças Do Pedal De Freio	68
4.5	Desenhos Tecnicos	70
5	PROJETO DO BALANCE BAR.....	72
5.1	Eixo Do Balance Bar.....	72
5.2	Rótula Esférica Radial.....	76
5.3	Montagem Do Eixo E Rótula Do Balance Bar	77
5.4	Junta Rotacional E Eixo.....	78
5.5	Desenhos Técnicos	80
6	PROJETO DO DISCO DE FREIO.....	82
6.1	Escolha Do Material.....	82
6.2	Montagem Do Disco	82
6.3	Desenhos Técnicos	84
7	AVALIAÇÃO FINAL DO PROJETO	87
7.1	Torque de Frenagem	87
7.2	Balance Bar	88
7.3	Pedal de Freio	90
7.4	Análise em Elementos Finitos	91
8	CONCLUSÃO.....	103
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	104

1 INTRODUÇÃO

1.1 Freios

O objetivo da criação dos freios foi parar um objeto em movimento ou impedir que se deslocasse. Se encaixam como um tipo de elemento de máquinas chamado de “acoplamentos por atrito”. Os primeiros freios criados formam do tipo cunha e apenas impediam o início de um movimento. No processo de evolução, surgiram os freios com alavanca, que possibilitavam um grande esforço de frenagem em relação a força empregada pelo condutor durante o acionamento. Este trabalho consiste em projetar um sistema de freios, dimensionando todos os seus componentes.

1.2 Fórmula SAE

A competição Fórmula SAE (*Society of Automotive Engineers*) BRASIL é formada por estudantes de engenharia, com o objetivo de colocar em prática os conhecimentos teóricos adquiridos em sala de aula. O aprendizado na competição vai além da área da engenharia, pois proporciona conhecimentos administrativos, de gestão de pessoas e crescimento pessoal. As equipes desenvolvem projetos complexos em grupo, fabricando um carro tipo Fórmula de acordo com o regulamento da SAE. Durante a competição, são realizadas etapas de provas dinâmicas e estáticas, com o desempenho do carro na pista sendo avaliado por especialistas. O objetivo desse trabalho é projetar um sistema de freios que seja aprovado numa prova de frenagem da categoria. De acordo com conhecimentos de física, engenharia, mecânica e dinâmica veicular, alguns componentes foram projetados e outros projetados, baseado nesses conhecimentos teóricos, possibilitando desenvolver um sistema de freios viável e eficiente para essa situação.

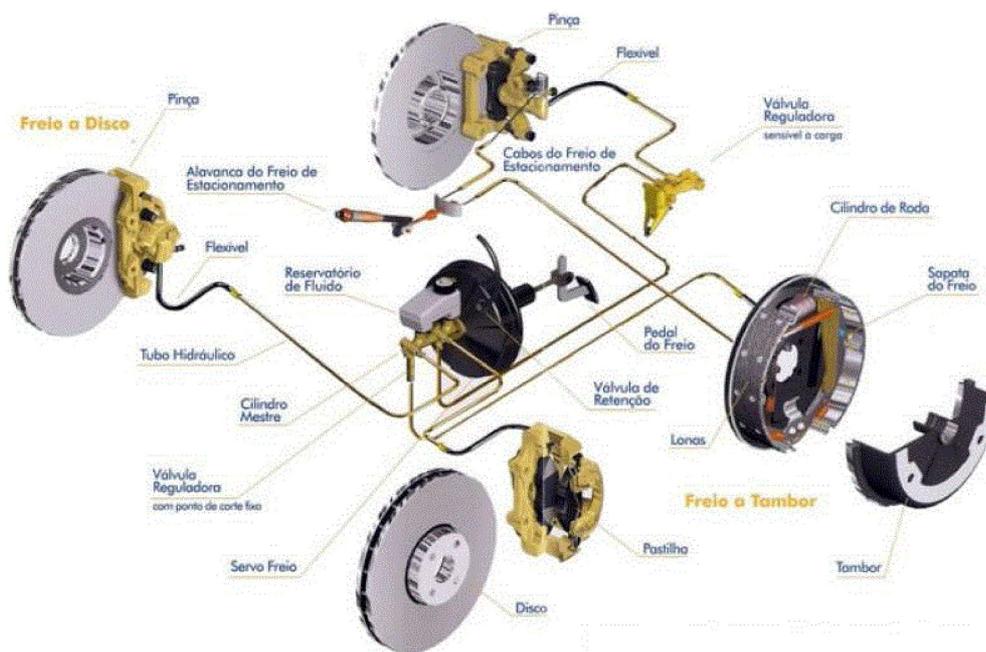
2 REFERENCIAL TEÓRICO

2.1 Sistema de Freios A Disco

O sistema de freios a disco é composto por basicamente pelo disco de freio ou rotor, pela pinça de freio e as seus respectivos pistões e pastilhas. Quando esse sistema de freio é acionado, o fluido hidráulico atinge uma certa pressão que empurram os pistões da pinça de freio e conseqüentemente as pastilhas, promovendo o contato das mesmas com disco, sendo esta fricção responsável pela frenagem. Ou seja, o pistão da pinça ou cilindro freio pressiona as pastilhas contra o disco, produzindo torque de freio. Segundo Limpert [12], o disco acompanha o movimento de rotação da roda do veículo e a pinça de freio é fixa perto da ponta do eixo, sendo presa à suspensão, através da manga de eixo. Neste sistema, através do disco, a energia cinética da frenagem é dissipada em energia térmica, ou, seja em calor.

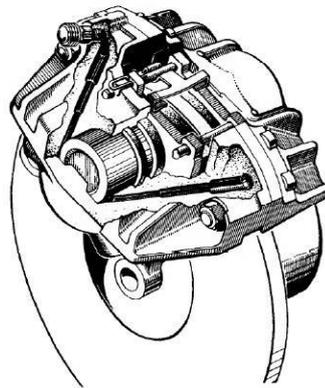
Na Figura 1, temos um fluxograma de como é montado o freio hidráulico, podendo ser a disco ou a tambor. Neste projeto é escolhido o freio a disco. Segue a Figura 1 com os componentes:

Figura 1 - Fluxograma freio a disco hidráulico



Freios a disco apresentam uma grande vantagem em relação ao sistema de freio a tambor, a área exposta ao meio externo é bem maior, possibilitando uma grande melhoria de dissipação de calor, proporcionando uma maior potência de frenagem. Ainda possui mais facilidade para manutenção e regulagem do sistema. O disco do freio é uma superfície externa em constante movimento de rotação, o que evita sujeiras por efeito centrífugo. Por fim, devido ao calor expandido, o sistema tende a ter menos falhas por fadiga. A Figura 2 representa um freio a disco.

Figura 2 - Freio a Disco



Fonte: Da Silva (2017)

Os discos de freio são peças que podem ser sólidas ou ventiladas, com escoamento do fluxo de ar através dos canais no seu interior. Normalmente em motocicletas, os discos tem perfurações ao longo da sua estrutura. Esta ideia apresenta vantagens como melhor dissipação de calor e diminuição de massa e inércia do disco. Ainda facilita a limpeza do disco que pode ser contaminado por impurezas, óleo ou até mesmo água.

A energia cinética na frenagem, que é dissipada em calor, cerca de 90% dessa energia o disco absorve e transfere para a atmosfera. A superfície do disco pode chegar em até temperaturas de 700 °C, valor de Heiring [11].

Os materiais utilizados para a fabricação dos discos de freio são ferro fundido cinzento, aço-carbono e aço inoxidável, segundo Orthwein [15]. Na indústria moderna já estão sendo fabricados discos com outros materiais para automóveis de maior desempenho, alguns deles são discos de cerâmica, carbono e alumínio.

A força necessária pra se aplicar no pedal do freio para a frenagem é determinada pelo coeficiente de atrito cinético entre a pastilha e o disco, de acordo com Reif [19].

Para a fixação dos discos de freio, a indústria automotiva apresenta duas opções. A mais utilizada para carros de passeio e motocicletas é o disco fixo ao cubo de roda. Porém, para motos de maior potência, o disco de freio é o tipo mais comum. Assim como o disco fixo, o flutuante também é preso ao cubo de roda, mas com o recurso de flutuação lateral, graças a uma estrutura bipartida unida através de rebites. Essa flutuação diminui as vibrações do sistema e corrige pequenos empenos do disco, que é ilustrado na Figura 3.

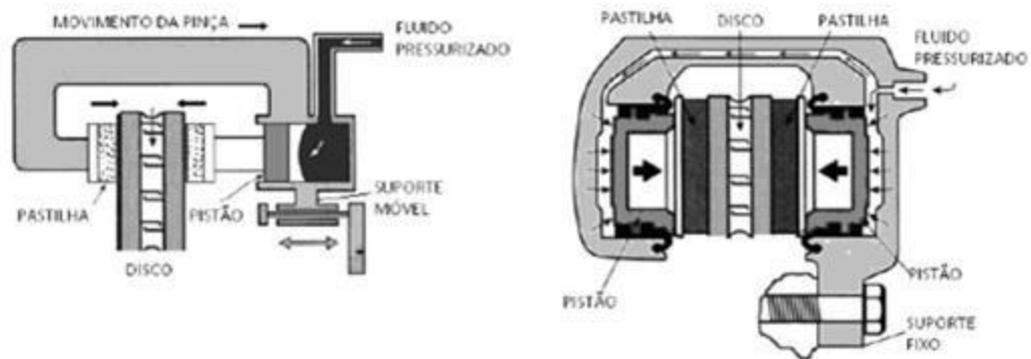
Figura 3 - Disco de Freio Flutuante



Fonte: Da Silva (2017)

A pinça de freio apresenta diversos materiais para sua fabricação; alumínio, magnésio, aço e ferro fundido. O alumínio, além de mais leve, tem uma melhor dissipação de calor, porém tem maior preço. Na indústria são dois os tipos de pinças mais comuns. Na maioria dos veículos, é utilizada a pinça tipo flutuante. Para veículos de maior potência, o uso da pinça tipo fixo com cilindros opostos é mais habitual. Ambos os tipos são representados na Figura 4.

Figura 4 - Pinça Flutuante/Pinça Fixa



Fonte: Dos Santos (2014)

A pinça flutuante é mais utilizada nos automóveis, principalmente pelo seu baixo custo e sua construção mais simples. Seu funcionamento é baseado na terceira lei de Newton, lei de ação e reação. Esse tipo de pinça é embutido em um suporte móvel. O condutor aciona pedal, o cilindro mestre distribui o fluido pressurizado através das linhas de freio. Com o princípio de Pascal, a pressão chega até a pinça e o pistão empurra a pastilha em direção ao disco. Isso possibilita a reação, onde a estrutura da pinça se movimenta no sentido oposto ao pistão, permitindo o encontro da outra pastilha com o outro lado do disco. Por ação e reação, a força que o pistão exerce inicialmente é a mesma que a pastilha exerce do lado oposto do disco. As duas somadas são a resultante da força aplicada no disco, com pinças flutuantes.

É importante ressaltar que a pinça flutuante ocasiona um deslocamento axial, quanto ao disco do freio, sendo assim, é mais utilizada com disco fixo. Este sistema é bem eficaz para corrigir pequenos empenos do disco e reduzir vibrações que podem ser prejudiciais. Mas é necessária uma estrutura profundamente rígida, para não comprometer o funcionamento do princípio de ação e reação.

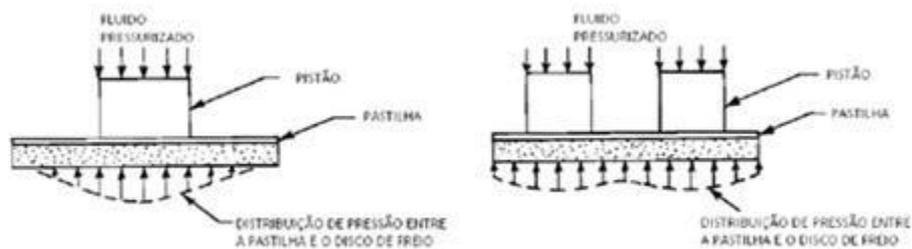
As pinças de freio fixas possuem um sistema mecânico mais complexo e de maior peso. Neste mecanismo, cada lado da pinça possui um pistão, ambos pressionam suas respectivas pastilhas de freio contra os lados opostos do disco. Em relação à uma pinça flutuante com o mesmo número de pistões de tamanhos iguais, a pinça fixa exerce a metade da força de uma pinça flutuante, devido à terceira lei de Newton.

As pinças fixas são mais pesadas, proporcionando uma maior facilidade de dissipação de calor, o que é uma vantagem na comparação das pinças flutuante.

Outro ponto importante, é o melhor controle para igualar as pressões nos dois lados da pinça, tornando a frenagem mais eficaz. Por isso, as pinças fixas são mais utilizadas em competições de carros.

Para análise de desempenho de frenagem de ambos os tipos de pinças é necessário conhecer o número de pistões de cada uma delas. Um aumento da força de frenagem é atingido com um número maior de pistões, segundo Puhn [18]. Como a pressão do fluido se mantém constante, o aumento da força ocorre quando a área é maior. Com um maior número de pistões, também é possível que a pressão seja distribuída de forma mais uniforme sobre as pastilhas de freio, conforme Figura 5.

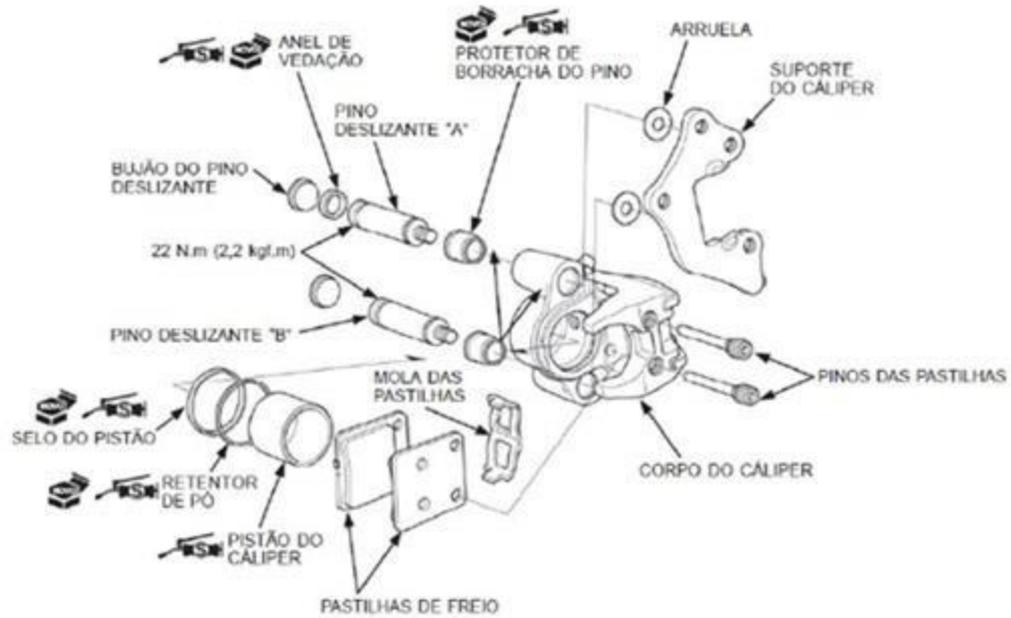
Figura 5 - Distribuição de Pressão entre a Pastilha e o Disco: Pistão Simples/Duplo Pistão



Fonte: Dos Santos (2014)

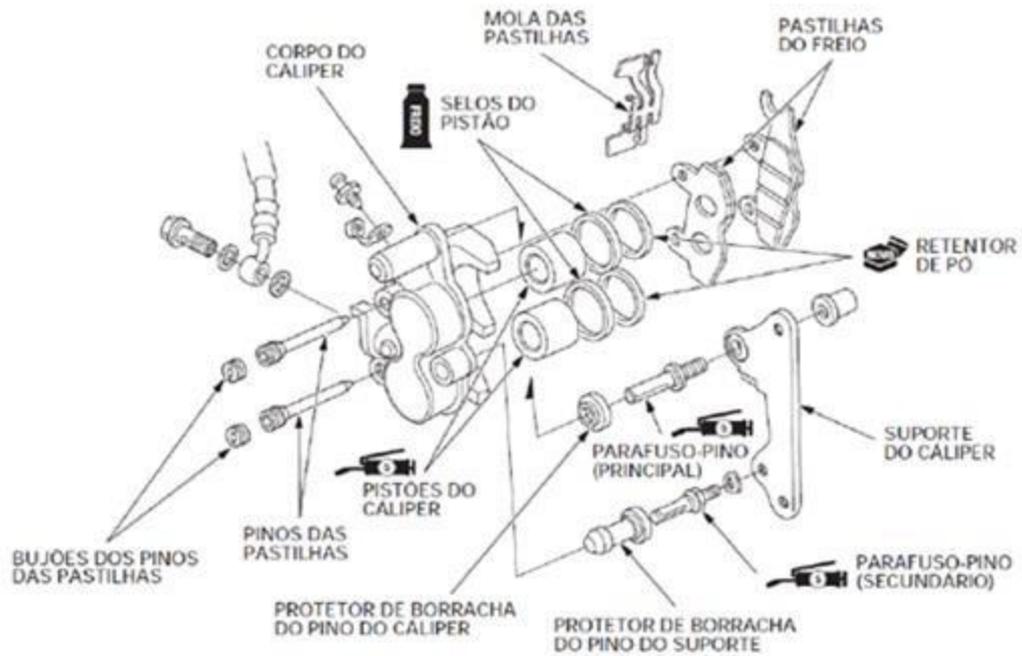
Nas Figuras 6,7 e 8, temos exemplos de duas pinças flutuantes, com um pistão e dois pistões e uma pinça do tipo fixo. As três estão representadas pelo esquema de montagem.

Figura 6 - Pinça de Freio Flutuante – Honda CG150 Titan



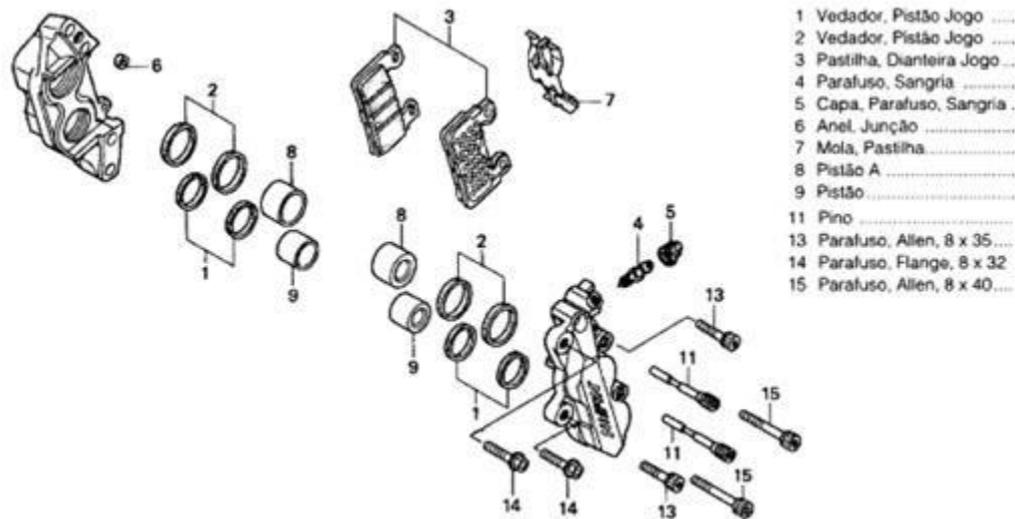
Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 7 - Pinça de Freio Flutuante – Honda CBX 250



Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 8 - Pinça de Freio Fixa – Honda CBR 600F



Fonte: Dos Santos (2014)

2.2 Principais Tipos De Acionadores de Freio

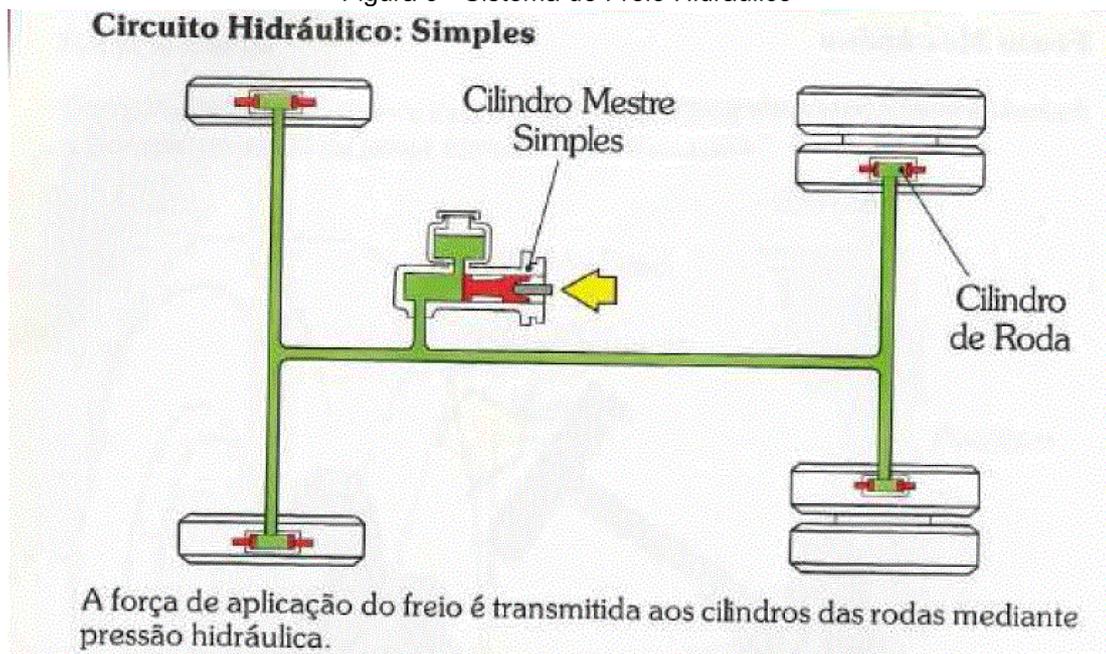
Para os principais tipos de mecanismo de freio existem alguns tipos de acionadores comuns. Normalmente são utilizados para acionar os freios, os sistemas mecânicos, hidráulicos ou pneumáticos. A função principal de um acionador é transmissão da força aplicada pelo condutor até os freios, produzindo o atrito necessário para a desaceleração, de acordo com Puhn [18].

O sistema de acionamento mais simples é o mecânico, onde os freios são acionados por um conjunto composto por cabos e alavancas. Devido à sua fácil construção, atualmente é usado como freio de estacionamento, popularmente conhecido como “freio de mão”. Este é o sistema de menor eficiência, onde 35% do esforço do operador é desperdiçado devido aos atritos internos, para Limpert [12].

O acionador hidráulico é o mais comum entre os automóveis. Nesse caso, o sistema funciona através de um circuito hidráulico que transmite a força do operador até os freios. O pedal de freio é acionado e o *pushrod* entra em ação, que é uma haste

com uma extremidade semiesférica, com a função de empurrar o êmbolo dentro do cilindro mestre, assim distribuindo pressão nas linhas de freio. O funcionamento do sistema é influenciado pelo princípio de Pascal. Uma mudança de pressão aplicada em um ponto do fluido transmite-se integralmente por todos os outros pontos desse fluido e pelas paredes do recipiente onde ele está inserido, para Halliday [10]. Na Figura 9 temos a representação de um acionador hidráulico de freios.

Figura 9 - Sistema de Freio Hidráulico



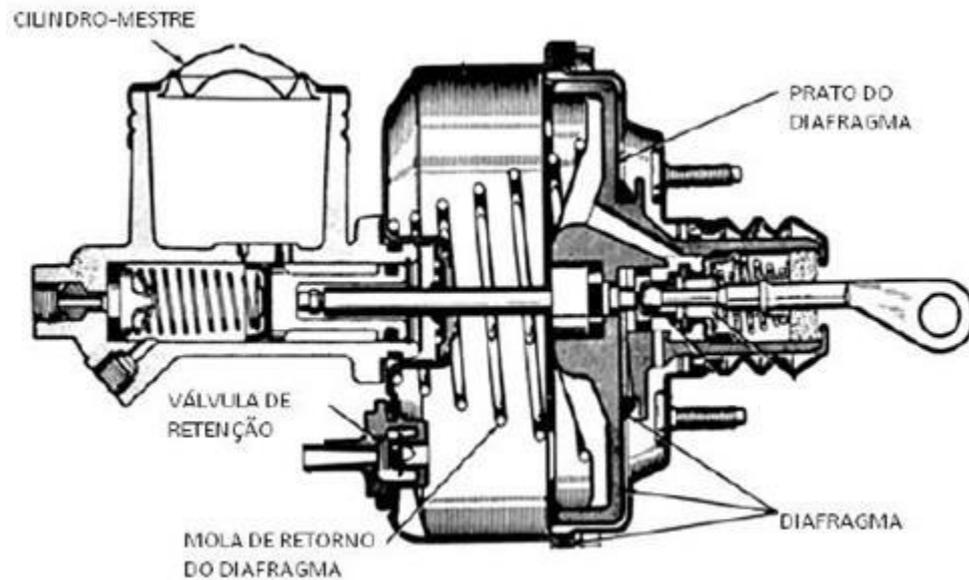
Fonte: Júnior (2015)

O sistema hidráulico de freios apresenta algumas vantagens em relação ao acionamento mecânico por cabos. A principal delas é a facilidade de manutenção, pois devido às folgas impostas pelo uso descarta a necessidade de regulagem. Uma outra grande vantagem é a capacidade de multiplicar a força de frenagem usando dispositivos auxiliares, como por exemplo o servo freio, que se localiza antes do cilindro-mestre.

O hidro vácuo é o tipo de servo freio mais utilizado, funcionando com base na diferença da pressão no interior do diafragma e a pressão atmosférica, gerando uma força extra sobre a haste do cilindro mestre, conforme a Figura 10. O condutor aciona o pedal do freio, proporcionando a abertura da válvula do diafragma, e com uma bomba de vácuo, diminui a pressão interna da câmara. A pressão interna do diafragma

é menor do que a pressão do meio externo, sendo assim o sistema é comprimido, facilitando o deslocamento do *pushrod*.

Figura 10 - Servo Freio



Fonte: Dos Santos (2014)

Um outro tipo de acionador usado nos automóveis é o de sistema pneumático, alimentado por um compressor de ar, conhecido como freio a ar. Este sistema é mais comum em veículos pesados, caminhões e ônibus. Sua grande vantagem é a segurança, pois vazamentos pequenos na linha não causam falhas no sistema. Porém é mais complexo e pesado em relação aos acionadores hidráulicos. Inviável ao projeto, não será abordado neste trabalho. O nosso foco é o acionador hidráulico que é o escolhido para o projeto.

2.3 Componentes do Acionador Hidráulico

O sistema acionamento hidráulico é definitivamente o mais utilizado nos veículos atuais. Já sabemos que o seu funcionamento é baseado no princípio de Pascal, onde a pressão é constante ao longo de um fluido incompressível. Se a perda de carga do circuito hidráulico for desprezada, podemos somar a as áreas dos pistões

nas pinças de freio e cilindros de roda. Se essa área somada for maior que a do pistão que aciona o sistema, a força resultante será a multiplicação da força de acionamento com a razão das áreas. Isto só é possível porque a pressão se mantém constante em todos os pontos do fluido.

Na Figura 1, temos o fluxograma do funcionamento do freio a disco hidráulico, começando pelo pedal onde o piloto aciona os freios. Transmissão de forças multiplicado pelo balance bar e a força chega ao cilindro mestre que através de pressão hidráulica distribui fluido através das linhas de freio que acionam as pinças.

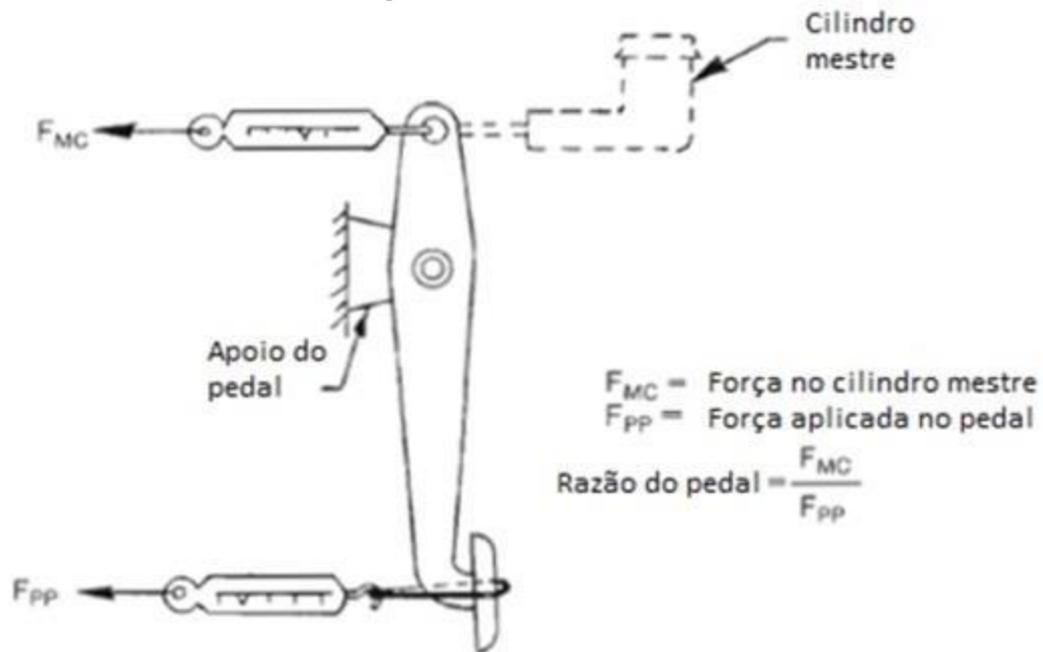
2.3.1 Pedal De Freio

No sistema de acionamento hidráulico, o componente inicial é o pedal de freio, é através dele que o motorista aciona os freios. A estrutura de um pedal de freio é basicamente uma haste pivotada, assim transmitindo e ampliando a força que condutor aplica para o cilindro-mestre.

O pedal de freio possui um ponto de pivotamento e é através dele que um equilíbrio de momentos possibilita a multiplicação da força de acionamento. Na física, sabemos como se comporta uma barra em equilíbrio estático, onde o somatório de momentos e força é igual a zero. No pedal, o momento é o produto vetorial da força com o braço de aplicação. A multiplicação da força é acionada é possível com uma boa projeção dos pontos de articulação do pedal com a estrutura e do pedal com o cilindro mestre. Este multiplicador é conhecido com razão de pedal.

A razão de pedal média dos carros varia de 4,0 até 6,5, valores de Oshiro [16]. Na Figura 11 podemos perceber a grandeza da razão do pedal e como ela atua na transmissão e multiplicação da força de acionamento.

Figura 11 - Razão de Pedal



Fonte: Da Silva (2017)

Os pedais de freio são muito bons em freios mecânicos padrão, quando a razão da força aplicada pelo condutor e desaceleração produzida variar entre 263 N/G e 445 N/G, determinados por Limpert [12]. Isso significa que para uma boa frenagem, uma desaceleração de 1G deve ser acompanhada por uma força de acionamento entre 263 N e 445 N. Se essa razão entre força e desaceleração se situar entre 445 N/G e 668 N/G, os valores ainda são aceitáveis. A constante G é utilizada para definir a razão entre a desaceleração pretendida e a aceleração da gravidade.

As características físicas de quem está dirigindo variam muito. A recomendação da força de acionamento do pedal é de no máximo 445 N para a desaceleração e frenagem pretendida, segundo Limpert [12].

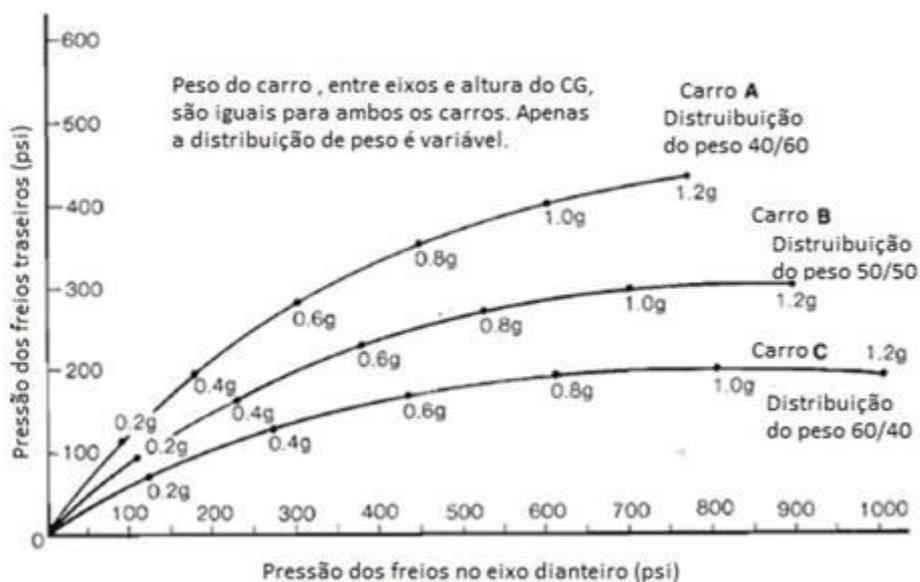
O pedal do freio é projetado para uma posição de 90° em relação ao *pushrod*, quando a força de aplicação for máxima, segundo Puhn [18]. Nesta situação, o *pushrod* fica posicionado em paralelo ao cilindro-mestre e o curso máximo do pedal é de até 150mm. Com o sistema frio, não é recomendável o curso do pedal ultrapassar os 90mm, valores de Limpert [12].

2.3.2 Balance Bar

Quando um carro está desacelerando, a força de frenagem que atua nas rodas dianteiras é maior do que a força que atua nas rodas traseiras, devido ao deslocamento dinâmico da carga do eixo traseiro para o eixo dianteiro do veículo. Portanto, os freios dianteiros precisam de uma maior capacidade de frenagem, em relação aos freios traseiros. Quanto mais a desaceleração aumenta, maior a redução de carga no eixo traseiro.

Quando os pneus dianteiro e traseiro atingem seu limite de tração simultaneamente, possibilita a maior desaceleração veicular. Para Puhn [18], antes do veículo deslizar, os pneus atingem o ponto de aderência máxima, ocasionando o travamento das rodas. A relação da desaceleração do veículo de acordo com a variação na pressão no sistema de frenagem dianteiro e traseiro, pode ser vista na Figura 12.

Figura 12 - Desaceleração do veículo em relação as diferentes pressões nos eixos dianteiros e traseiros



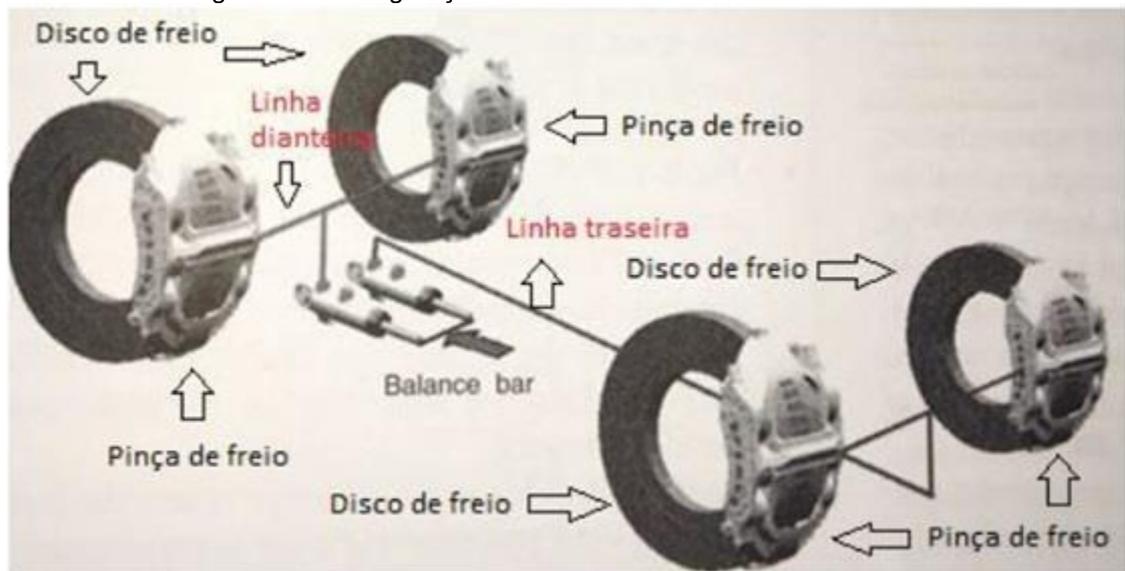
Fonte: Da Silva (2017)

A relação entre as forças de frenagem entre os eixos dianteiros e traseiros pode ser modificada com uma válvula de pressão ou mecanismos como o *balance bar*. A válvula de pressão funciona controlando perda de carga, alterando a pressão

hidráulica dos freios traseiros e dianteiros, com a taxa de aumento de pressão maior para os freios dianteiros.

O *balance bar* é um mecanismo que opera com dois cilindros mestre simples., como ilustrado na Figura 13. Uma ligação cinemática conecta os dois cilindros mestres, o que é chamado de *balance bar*, que transmite a força acionada no pedal de freio para as barras de pressão dos dois cilindros mestres em proporções variáveis, segundo Breuer [2].

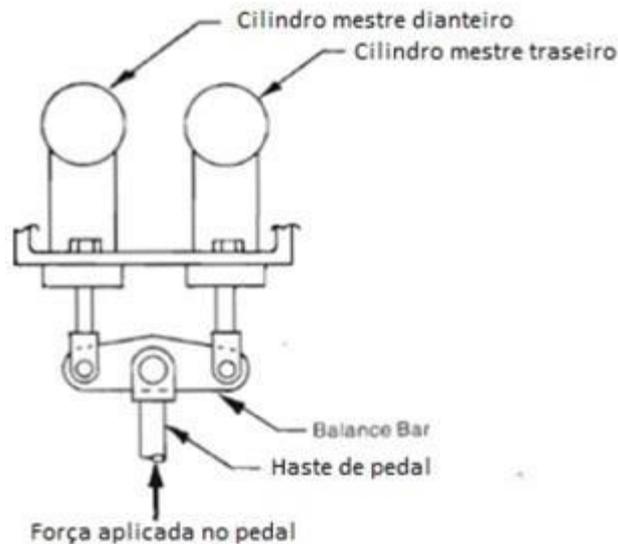
Figura 13 - Configuração do Sistema de Freio com Balance Bar



Fonte: Da Silva (2017)

O *balance bar* está inserido na maioria dos carros de competição com dois cilindros mestre. Segundo Puhn [18], a força aplicada no pedal é representada pela barra de equilíbrio para os dois cilindros. Para variação da força de frenagem entre os dois cilindros, o mecanismo é ajustável, e as barras de equilíbrio mais modernas podem ser ajustadas pelo próprio motorista no cockpit. O tipo mais simples possui uma ligação com três conexões, como na Figura 14.

Figura 14 - Mecanismo Balance Bar



Fonte: Da Silva (2017)

Os cilindros mestres são posicionados na barra de equilíbrio em relação ao pivô, determinando a relação entre as pressões exercidas na dianteira e traseira, utilizando o método do somatório das forças e momentos.

2.3.3 Cilindro Mestre

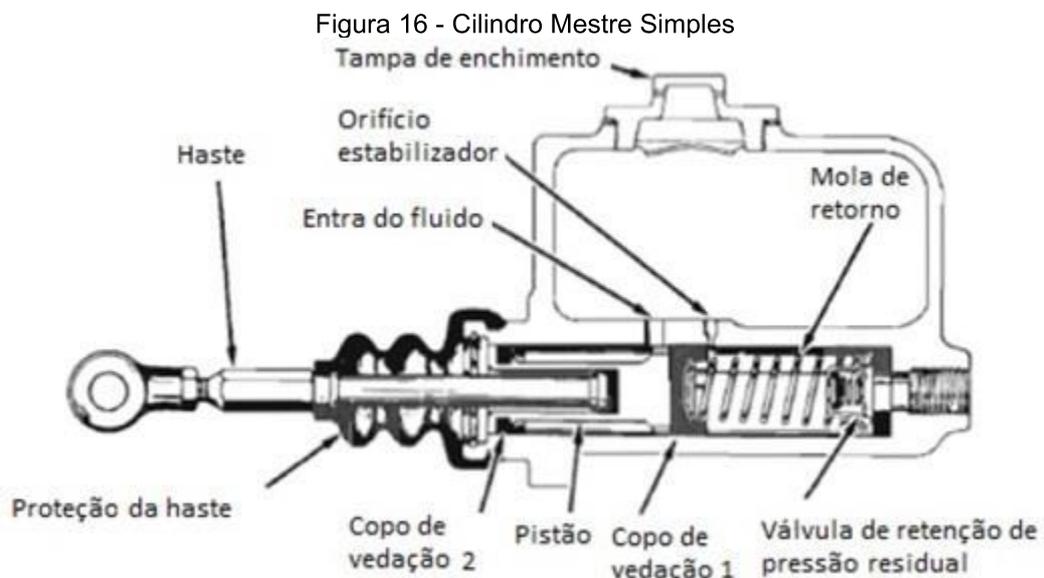
O cilindro mestre é uma peça fundamental deste sistema de acionamento, pois seu objetivo é o deslocamento do fluido de freio, através de pressão hidráulica, em direção às pinças e cilindros de roda, de acordo com Puhn [18]. O cilindro mestre pode ser montado na estrutura tanto de forma fixa quanto flutuante. O tipo mais utilizado é o fixo, pois sua construção é mais simples, e quando o cilindro é do tipo flutuante, sua montagem é bem mais complexa. Quanto ao funcionamento, o cilindro mestre pode ser do tipo simples ou duplo, de acordo com Limpert [12]. Os dois tipos são demonstrados na Figura 15.

Figura 15 - Cilindro Mestre Fixo e Cilindro Mestre Flutuante



Fonte: Dos Santos (2014)

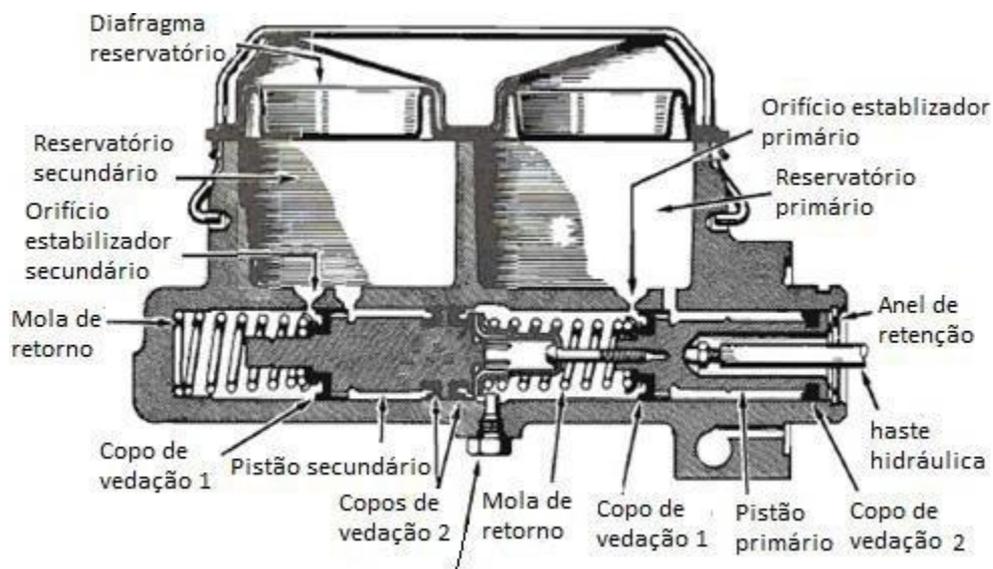
O cilindro mestre simples é composto por um pistão, cilindro, mola de retorno e um reservatório. Inicialmente, um cilindro mestre simples atuava sozinho pressurizando o fluido ao longo de todo o sistema de freio, segundo Puhn [18]. Como principal desvantagem deste esquema, se caso algum ponto sistema apresentar uma falha, toda potência de frenagem é comprometida. Com esse problema, as leis atuais já obrigam os veículos a possuir dois circuitos independentes, um para o eixo traseiro outro para o dianteiro. Para aplicação de um cilindro mestre simples, como na Figura 16, só projetos para ajustar uma distribuição de força entre os eixos, mesmo assim utilizando um para o dianteiro outro para o traseiro.



Fonte: Da Silva (2017)

O cilindro mestre duplo é justamente a solução apresentada para o problema do tipo simples. Este tipo de cilindro possui dois pistões em linha no seu interior um para o eixo dianteiro outro para o eixo traseiro. Neste modelo, o cilindro possui dois compartimentos, um para cada pistão, sendo que o seu funcionamento se parece com dois cilindros simples atuando juntos, garantindo a individualidade do sistema, como na Figura 17.

Figura 17 - Cilindro Mestre Duplo



Fonte: Da Silva (2017)

2.3.4 Linhas E Conexões

As linhas e conexões de freio são responsáveis pela transmissão de pressão hidráulica através do fluido, do cilindro mestre até as pinças ou cilindros de roda. As linhas de freio podem ser rígidas ou flexíveis, como nas Figuras 18 e 19. Os dutos flexíveis são usados próximos à suspensão ou às rodas, onde se necessita de um deslocamento na posição das linhas. Este limite normalmente é determinado entre pinça de freio e o ponto de ancoragem da suspensão.

Estas linhas flexíveis são mangueiras fabricadas com borracha e fibras de nylon. Esses dutos sobre pressão, se dilatam em até 10% quando novos, podendo

atingir um aumento volumétrico de 30% se estiverem desgastados, como um conjunto com fluido DOT4 utilizado por mais de uma década. Para evitar o problema da dilatação excessiva, alguns dutos flexíveis de borracha são revestidos por uma armadura de fios de aço trançados, garantindo a integridade das linhas de freio sob alta pressão. Em sistemas de freio de mais alta performance, essas mangueiras são feitas de teflon e revestidas de aço inox, para reduzir as perdas de carga.

Figura 18 - Duto Flexível de Borracha



Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 19 - Duto de Freio Flexível Aço Inox



Fonte: Dos Santos (2014)

As linhas de freio rígidas são tubulações de pequeno diâmetro feitas de aço ou cobre. Quando utilizadas sob alta pressão sofrem menor dilatação em relação aos dutos flexíveis, portanto o sistema deve conter linhas rígidas no máximo possível. Maiores tubos rígidos representam menos perda de carga e menor deslocamento do pedal de freio. As linhas conectadas são representadas na Figura 20.

Figura 20 - Duto Flexível e Rígido de Freio



Fonte: Dos Santos (2014)

Os conectores de freio têm que possuir a capacidade de suportar cargas mecânicas e de pressão, resiliência térmica, baixo deslocamento de fluido (expansão) e resistência a produtos químicos, como água, óleo e combustíveis, de acordo com Heiring [11].

2.3.5 Pinças De Freio E Cilindros De Roda

As pinças de freio são os componentes finais do sistema de acionamento hidráulico, sendo posicionados no final das linhas de freio. O objetivo é converter a pressão hidráulica transmitida pelo fluido em força de atrito que possibilita a frenagem.

O coeficiente de atrito entre os discos e o material de fricção das pastilhas interferem muito no torque de frenagem. Os materiais de fricção das pastilhas e lonas de freio devem atender alguns aspectos básicos, segundo Blau [1]:

- Operar com coeficiente de atrito uniforme e moderadamente elevado enquanto se realiza a frenagem;
- O contato entre os materiais da pinça e do disco durante a fricção não deve produzir grandes vibrações;
- Os materiais devem apresentar grande resistência ao sistema, aumentando a vida útil do mesmo;

- Os materiais devem ter uma boa difusividade térmica, evitando que a interface chega a uma temperatura que comprometa a eficiência do sistema;
- Os materiais devem apresentar boa resistência às cargas térmicas e mecânicas enquanto é realizada a desaceleração do veículo.

Quanto ao coeficiente de atrito entre as partes girantes e as pastilhas de freios, foram desenvolvidos alguns processos para mensurá-lo. O procedimento SAE-J661 é utilizado para medir e classificar o coeficiente de atrito entre o material de fricção e uma certa superfície baseada pela norma com duas temperaturas distintas, a menor é de 93 °C e maior de 315 °C. O valor do coeficiente de atrito depende de alguns parâmetros como material usado, acabamento e superficial, força aplicada no contato e inclusive, temperatura. Esta situação é classificada como atrito nominal, significa que é impossível determinar o valor exato do coeficiente de acordo com cada situação do uso dos freios.

Ainda sobre o processo SAE-J661, a classificação dos materiais é determinada por letras, sendo uma delas referente ao coeficiente de atrito em temperatura fria e outra, referente ao coeficiente de atrito em temperatura quente. A Tabela 1 mostra a classificação.

Tabela 1:Classificação dos Materiais das Pastilhas de Freio de acordo com a SAE-J661

Código	μ_e
C	Menor do que 0.15
D	0.15 a 0.25
E	0.25 a 0.35
F	0.35 a 0.45
G	0.45 a 0.55
H	Acima de 0.55
Z	Não classificado

Fonte: Dos Santos (2014)

O coeficiente de atrito desses materiais aumenta de acordo com a temperatura até valores próximos a 200°C. Quando temperaturas mais altas são atingidas, por volta de 300°C, o material de fricção começa a se desintegrar, é o fenômeno chamado de fade, ocasionando uma grande diminuição do coeficiente de atrito e consequentemente também da eficiência do sistema.

Os materiais das pastilhas e lonas de freio podem ser classificados com metálico, orgânico ou semimetálico.

As pastilhas do tipo metálico são implantadas para uma frenagem mais violenta com uma dissipação alta de calor. Essas pastilhas trabalham em temperaturas mais elevadas do que as outras. Para fabricação deste tipo se usa pós de metais, como cobre e ferro por exemplo. Essas partículas metálicas são submetidas a um processo sob alta pressão e temperatura, conhecido como sinterização. Este tipo não se desintegra com temperaturas mais altas, pois não precisam de resina orgânica como aglutinante, porém são pastilhas que desgastam mais os discos.

As pastilhas orgânicas são fabricadas por seis elementos. Primeiro as fibras, que são responsáveis pelo alto coeficiente de atrito e resistência das pastilhas sob temperaturas elevadas. O enchimento de borracha serve para reduzir ruídos e vibrações, originados na frenagem. Os agentes de cura, durante a fabricação da pastilha, têm a função de produzir as reações químicas do processo. Os modificadores de atrito garantem uma boa qualidade de fricção, podendo ser feito de óleo de castanha de caju. Em todos esses componentes são usados aglutinantes mais um processo mais eficaz. Para aumentar a eficiência do material de fricção ainda são usados pó de zinco, alumínio ou bronze.

Depois dos primeiros tipos de pastilha, surge o tipo semimetálico com a finalidade de combinar as melhores características dos outros dois. Nas pastilhas orgânicas, as fibras são essências na composição, porém nas semimetálicas são usados fios de aço, para o combate ao fade, o fenômeno que consiste na redução da eficiência de frenagem. Nestas pastilhas, a eficiência e a estabilidade melhoram em temperaturas mais altas. Com este tipo, os discos de freio não se desgastam muito e nem apresentam altos ruídos em temperaturas acima de 235 °C. A Tabela 2 mostra alguns tipos de pastilhas e lonas de freios de alguns materiais, de acordo com Budynas [3].

Tabela 2: Propriedades dos Materiais de Fricção

Material de Fricção	Coefficiente de atrito (μ)	Máx. Pressão (Mpa)	Máx. Temp. Instantânea (°C)	Máx. Temp. Contínua (°C)	Velocidade Máxima (m/s)
Cermet	0.32	1.0	815	400	18.3
Metal sinterizado seco	0.29 – 0.33	2.0 – 2.8	500 - 550	300 - 350	18.3
Lona c/ amianto moldado	0.35 – 0.41	0.7	350 – 400	175	18.3
Pastilha c/ amianto moldado	0.31 – 0.49	5.2	500 – 750	225 – 350	24.3
Moldado rígido s/ amianto	0.33 – 0.63	0.7 – 1.0	-	260 – 400	24.3 – 38.1
Moldado semi rígido c/ amianto	0.37 – 0.41	0.7	350	150	18.3
Moldado flexível c/ amianto	0.39 – 0.45	0.7	350 – 400	150 – 175	18.3
Fibras de algodão	0.47	0.7	110	75	18.3

Fonte: Dos Santos (2014)

2.3.6 Fluido De Freio

O fluido de freio é um componente imprescindível para o circuito do sistema de freio hidráulico. O fluido é responsável pela transmissão da força no sistema, desde os pistões do cilindro mestre até as pinças e cilindros de roda, através da pressão hidráulica constante. Para Costa [4], o fluido deve possuir algumas características básicas, ser estável quimicamente em temperaturas maiores, possuir um alto ponto de ebulição, não corroer as partes metálicas das linhas de freio e não desgastar as vedações de borracha do sistema. Outra característica importante do fluido é uma alta viscosidade, que reduz as perdas de carga do sistema, evita vazamentos nas conexões, melhorando o desempenho de frenagem.

Os fluidos tem como exemplos clássicos, os fabricados em glicol e derivados de silicone. Os fluidos de glicol têm certa absorção de vapor d'água do ambiente. Já os fluidos de silicone não possuem essa característica, o que é vantajoso, porém tem uma maior compressibilidade como desvantagem.

Atualmente, os fluidos de freio são divididos em relação aos pontos de ebulição. Os fluidos de glicol são dos tipos DOT 3, DOT 4, E DOT 5.1. Já os fluidos de silicone são do tipo DOT5. Tudo demonstrado na Tabela 3.

Tabela 3: Classificação dos Fluidos de Freio

Tipo de Fluido	Temperatura mínima de ebulição seco	Temperatura mínima de ebulição úmida
DOT 3	205°C	140°C
DOT 4	230°C	155°C
DOT 5	260°C	180°C
DOT 5.1	260°C	180°C

Fonte: Dos Santos (2014)

Quando o fluido ainda se encontra dentro da embalagem, ele não está em contato com a atmosfera, assim possibilita a definição do ponto de ebulição seco. Para a determinação do ponto de ebulição úmido, o fluido de freio deve ser usado em condições adversas até suas propriedades não apresentarem mais variações.

Nos sistemas de freios, os fluidos devem ser bem escolhidos devido à dissipação de calor. Se caso houver uma ebulição do fluido, o sistema apresenta falhas, devido a formação de vapor d'água no interior das linhas de freio. Com a formação de vapor, que é compressível, o curso do pedal aumenta consideravelmente, e quando chega ao máximo não atinge pressão suficiente para obter uma boa frenagem.

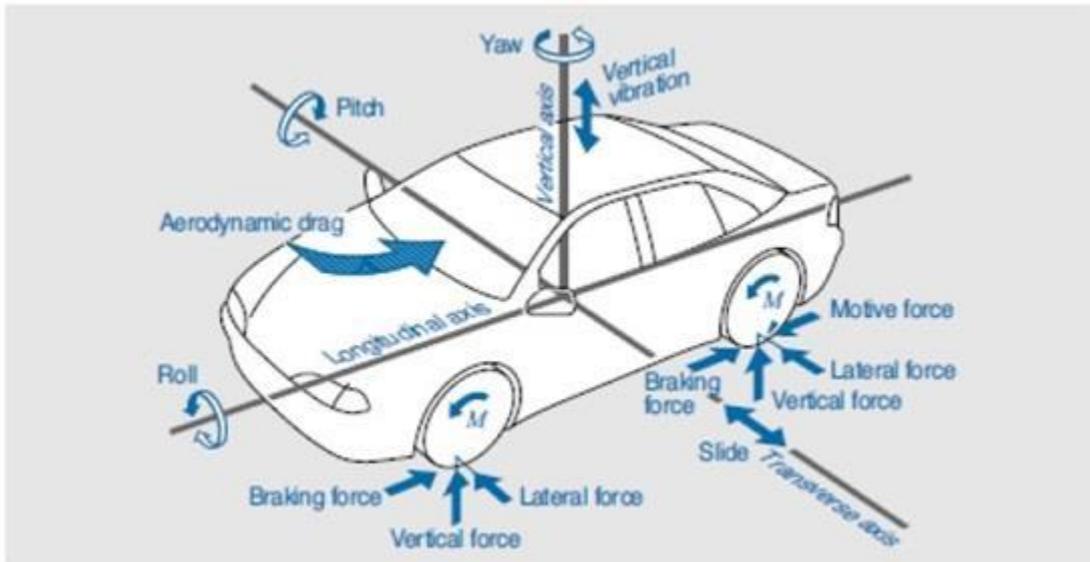
Os fluidos de glicol devem ser substituídos depois de um determinado tempo, pois eles absorvem umidade do ar, diminuindo o ponto de ebulição. Já os fluidos de silicone não possuem essa característica, garantindo um maior tempo de uso. Mas esse tipo apresenta a desvantagem de possuir uma alta compressibilidade em grandes temperaturas. Sua aplicação é mais comum na indústria naval.

2.4 Dinâmica Veicular

Quando um veículo se movimenta seja acelerando ou desacelerando existem diversas forças atuando, por exemplo, as forças de atrito do asfalto sobre as rodas, e as forças de inércia em relação ao centro de gravidade. A força de frenagem é dividida entre as rodas dianteiras e traseiras, sendo que a força longitudinal é distribuída entre

todas as rodas em frenagem. Quando o veículo está acelerando, apenas as rodas motorizadas estão submetidas a forças longitudinais, segundo Heiring [11]. Na Figura 21, temos as forças dinâmicas atuando no veículo.

Figura 21 - Forças atuantes sobre o veículo em movimento



Fonte: Reif (2014)

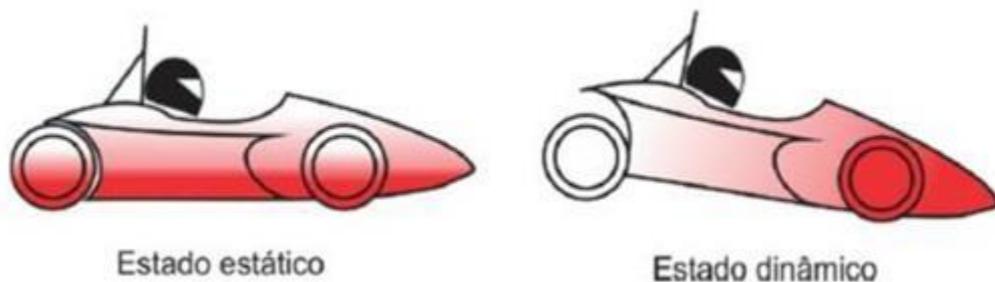
No processo de frenagem as forças atuantes influenciam diretamente na dinâmica lateral do carro, pois as forças sobre o corpo afetam a estabilidade do pneu. Quando a força de frenagem é distribuída de forma correta, é possível a redução dos momentos em relação ao eixo axial e vertical que atuam do veículo. Durante a frenagem a estabilidade do automóvel em relação ao eixo vertical é mais importante do que a desaceleração com muita intensidade, segundo Breuer [2].

Quando um veículo está freando, o resultado da transferência de carga produzida pela desaceleração é um problema. É importante ressaltar, que nos automóveis, a posição do centro de gravidade é muito diferente entre casos de carregamento e descarregamento. Durante a frenagem, quando os veículos possuem uma grande diferença de carga no eixo, devem ser analisadas detalhadamente as forças de frenagem entre os eixos, obtendo assim um bom desempenho nas superfícies das vias escorregadias e secas, e para as condições de condução vazias e carregadas, segundo Pamphlet [17].

Através da distância do centro de gravidade para o solo, é possível calcular o momento resultante da aceleração ou da frenagem. Esse movimento proporciona

alterações nas forças verticais do eixo dianteiro e traseiro do veículo, e é denominado de *pitch*, ilustrado na Figura 22. Na desaceleração, uma parcela da força vertical do eixo traseiro se transfere para o eixo dianteiro, conseqüentemente as forças verticais que atuam nas rodas dianteiras são maiores. Com isso, se conclui que o sistema precisa de uma maior capacidade de frenagem nas rodas dianteiras, segundo Heiring [11].

Figura 22 - Transferência de carga durante a frenagem



Fonte: Da Silva (2017)

Durante a frenagem, uma força de inércia atua no centro de gravidade, surgindo o movimento de *pitch* do veículo, que varia de acordo com a altura do centro de gravidade, a distância entre os eixos e a rigidez das molas. De acordo com a Breuer [2], a capacidade de frenagem máxima é alterada, sendo que o produto da massa pela desaceleração é a força resultante da frenagem. Quando a transferência de carga é realizada, a massa no eixo dianteiro aumenta muito e uma menor força de frenagem atua no eixo traseiro. Isto pode causar um travamento das rodas traseiras, colocando em risco a estabilidade do automóvel.

2.4.1 Desaceleração

Durante a frenagem de veículo, o movimento pode ser definido por quatro grandezas físicas: distância, tempo, velocidade e desaceleração, segundo Limpert [12]. Esses parâmetros são fundamentais para garantir a segurança dos passageiros. A frenagem do automóvel não pode acontecer de forma brusca, pois uma possível

derrapagem coloca em risco a integridade física dos passageiros. A norma ABNT NBR 10967 utiliza a Tabela 4 para uma frenagem segura.

Tabela 4: Tabela citada na Norma ABNT NBR 10967

Tabela citada na norma ABNT NBR 10967

Desaceleração média para veículos das categorias M e N			
Veículo da categoria	Velocidade inicial	Desaceleração média	
		Carregado	Sem carga
M ₁	80 km/h	1,7 m/s ²	1,5 m/s ²
M ₂	60 km/h	1,5 m/s ²	1,3 m/s ²
M ₃	60 km/h	1,5 m/s ²	1,5 m/s ²
N ₁	70 km/h	1,3 m/s ²	1,1 m/s ²
N ₂	50 km/h	1,3 m/s ²	1,1 m/s ²
N ₃	40 km/h	1,3 m/s ²	1,3 m/s ²

Fonte: Da Silva (2017)

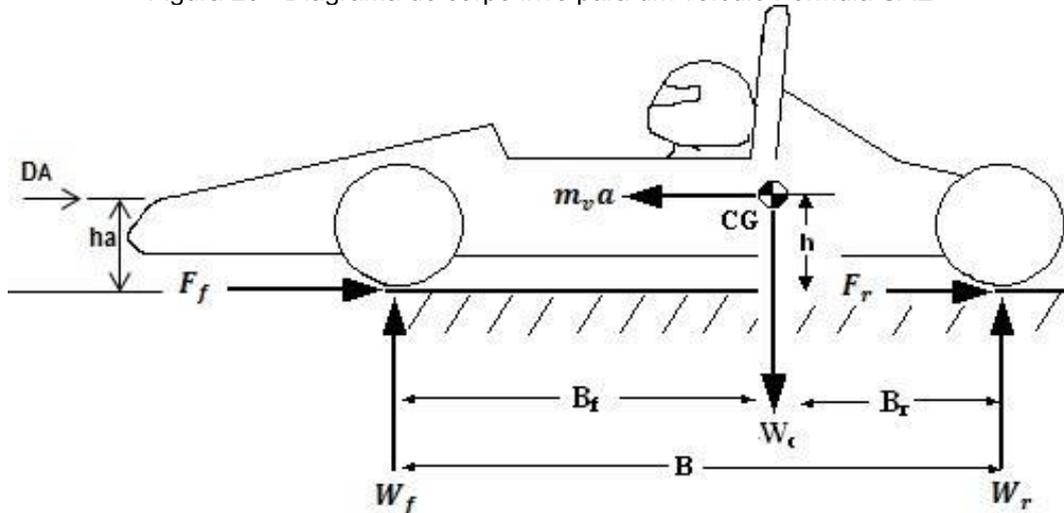
Segundo a norma ABNT NBR 10967, a frenagem de emergência deve obter uma desaceleração média de 2,9 m/s². Segundo o “Regulamento da Homologação de Modelo de Automóveis e Reboques, seus Sistemas, Componentes e Unidades Técnicas”, a categoria M da Tabela 4, se aplica para veículos para transporte de passageiros com no mínimo quatro rodas, segundo Da Silva [5],

2.4.2 Transferência de Carga

O cálculo da frenagem de um veículo é baseado na Segunda Lei de Newton, com aplicação na direção em que o corpo é deslocado. A aceleração de um corpo é

diretamente proporcional às forças que atuam sobre o mesmo e inversamente proporcional à própria massa, segundo Halliday [10]. A Figura 23 representa o diagrama de corpo livre para o veículo.

Figura 23 - Diagrama de corpo livre para um veículo Fórmula SAE



Fonte: Dos Santos (2014)

A equação 3.1 representa os esforços que atuam diretamente na desaceleração do veículo durante o processo de frenagem.

$$m_v \cdot a = F_f + F_r + F_{ro} + F_{DA} \quad (3.1)$$

Utilizando a equação acima, existem quatro forças aplicadas que participam da desaceleração do automóvel. As forças F_f e F_r são as forças de frenagem que atuam nas rodas dianteiras e traseiras, respectivamente. A força F_{ro} é relativa à resistência ao rolamento e a força F_{da} corresponde ao arrasto aerodinâmico.

A força de resistência ao rolamento F_r está diretamente relacionada com o “coeficiente de resistência de rolamento”, que para este tipo de frenagem possui um valor desprezível. Para Gillespie [8], a força de arrasto F_{da} depende da resistência do ar e da pressão dinâmica, ou seja do quadrado da velocidade. Para as velocidades atingidas nesse veículo, esta força também pode ser desprezada, segundo Gillespie [8]. Com isso a equação 3.2 é a equação 3.1 reformulada.

$$m_v \cdot a = F_f + F_r \quad (3.2)$$

Durante a frenagem, a movimentação do veículo pode ser considerada uma desaceleração constante ou uniforme. Para Stone [20], com a aplicação da Segunda Lei de Newton, obtendo a velocidade inicial, se torna possível o cálculo de alguns parâmetros como Tempo para realizar a frenagem e a distância percorrida durante este intervalo. O modelo de desaceleração permite deduzir as equações 3.3, 3.4, 3.5 e 3.6.

$$a = \frac{F}{m_v} = \frac{dV}{dt} \quad (3.3)$$

$$V = \frac{ds}{dt} \quad (3.4)$$

$$t = \frac{m_v}{\sum F_x} (V_o - V_f) \quad (3.5)$$

$$x = \frac{m_v}{\sum F_x} (V_o^2 - V_f^2) \quad (3.6)$$

Um automóvel desacelerando tem suas forças de reação ao solo se alterando no processo de frenagem. Como o centro de gravidade do veículo não está posicionado na linha de ação das forças F_f e F_r , durante a frenagem existe uma transferência de carga para o eixo dianteiro do carro, de acordo com Stone [20]. Esta teoria pode ser comprovada, com a condição de equilíbrio de momentos em torno de ambos os eixos do veículo.

Inicialmente, as equações da distribuição estática, ou seja, condições de equilíbrio estático, onde a aceleração é nula. Nas equações 3.7 e 3.8, a variável D se define como a razão entre a carga de um dos eixos e a carga total do veículo.

Momento sobre o eixo dianteiro

$$\sum M_{dianteiro} = -B_f W_c + B W_r = 0$$

$$W_r = W_c \frac{B_f}{B}$$

$$\frac{W_r}{W_c} = \frac{B_f}{B} = D_{sr}$$

(3.7)

Momento sobre o eixo traseiro

$$\sum M_{traseiro} = -B W_f + B_r W_c = 0$$

$$W_f = W_c \frac{B_r}{B}$$

$$\frac{W_f}{W_c} = \frac{B_r}{B} = D_{sf}$$

(3.8)

A distribuição dinâmica, introduz em suas equações a força resultante na frenagem do veículo, além da grandeza G , que é a razão entre desaceleração e gravidade ($G = a/g$). Temos as equações 3.9 e 3.10.

Momento sobre o eixo dianteiro

$$\sum M_{dianteiro} = -B_f W_c + B W_r + m_v a h = 0$$

$$W_r = W_c \frac{B_f}{B} - W_c \frac{Gh}{B}$$

$$D_{dr} = \frac{W_r}{W_c} = \frac{B_f}{B} - \frac{Gh}{B} = D_{sr} - \frac{Gh}{B}$$

(3.9)

Momento sobre o eixo traseiro

$$\sum M_{traseiro} = -B W_f + B_r W_c + m_v a h = 0$$

$$W_f = W_c \frac{B_r}{B} + W_c \frac{Gh}{B}$$

$$D_{df} = \frac{W_f}{W_c} = \frac{B_r}{B} + \frac{Gh}{B} = D_{sf} + \frac{Gh}{B}$$

(3.10)

2.4.3 Torque de Frenagem

O torque de frenagem de cada eixo influencia diretamente nas forças de frenagem F_f e F_r , além das outras forças atuantes que possuem valores desprezíveis. Sendo assim, para a determinação do torque de frenagem, é necessário o conhecimento dos esforços aplicados no veículo.

As forças mecânicas de resistência de rolagem possuem experimentos para medir a sua parcela na desaceleração do veículo, que apontam um valor próximo a $0,01g(m/s^2)$, segundo Gillespie [8]. Este valor é insignificante para dimensionar um sistema de freios. Esta estimativa desconsidera o efeito do freio motor, torque que mantém determinada rotação do motor.

O torque de frenagem, ou potência de frenagem de veículo, pode ser calculada por uma equação. O cálculo é feito pelo produto das forças de atrito na roda e raio de rolamento do pneu, e a multiplicação entre os somatórios dos momentos de inércia e das velocidades angulares, surgindo a equação 3.11.

$$T_p = FR_p + I_w \alpha_w \quad (3.11)$$

A aceleração angular α_w é calculada pela equação 3.12, razão entre a desaceleração e raio efetivo R_p , se não houver deslizamento das rodas.

$$\alpha_w = \frac{a}{R_{ef}} \quad (3.12)$$

O raio efetivo de rolagem corresponde à medida da distância do centro da roda até a superfície em contato com o pneu. Como a borracha do pneu é um material elástico, sua pressão interna se modifica e o raio nominal é maior do que o raio efetivo. O raio nominal é definido pela metade do diâmetro externo do pneu, informado de fábrica. A pressão interna de calibração e a massa total do veículo influenciam no raio efetivo do pneu. Em caso de pneus de construção diagonal, R_p corresponde a aproximadamente 96% do valor do raio nominal, enquanto para pneus radiais, o valor sobe pra 98% do raio nominal, valores determinados por Genta [9].

O torque de frenagem produz uma força resistiva F , relacionada ao contato pneu e solo, proporcional ao coeficiente de atrito das superfícies que atua. O coeficiente de atrito μ_{pneu} necessita ser estimado, pois seu valor exato depende de diversas variáveis como tipo de material, rugosidade superficial, além do escorregamento das rodas.

Para facilitar o desenvolvimento do sistema, os pneus são considerados corpos rígidos. O coeficiente de atrito atinge seu valor máximo, quando as rodas estão

próximas do escorregamento. A força de frenagem é calculada a partir da força normal que atua em cada eixo, representada pela equação 3.13, segundo Genta [9]:

$$F = \mu_{pneu} \times W \quad (3.13)$$

É importante citar que essa força de frenagem não atua nas rodas, mas sim nos eixos. A força referente a cada pneu é a metade do valor de F para o respectivo eixo.

Quando os eixos do veículo estão tendendo ao travamento, temos o valor da desaceleração máxima permitida, de acordo com Puhn[18]. A partir desse valor, numa comparação com a máxima desaceleração possível é obtida a eficiência de frenagem, de acordo com Gillespie [8], através das equações 3.14 e 3.15.

$$D_{Xmax} = \frac{(\mu_f g \frac{B_r}{B} + \mu_r g \frac{B_f}{B})}{(1 + \mu_r \frac{h}{B} + \mu_f \frac{h}{B})} \quad (3.14)$$

$$\eta = \frac{D_x}{D_{Xmax}} \quad (3.15)$$

3 CÁLCULOS DO PROJETO DE FREIOS

3.1 Considerações Iniciais

Neste capítulo, serão calculadas as principais dimensões dos componentes do sistema de freio para que o projeto possa ser iniciado.

3.1.1 Escolha Do Sistema De Freio

Os principais tipos de freios utilizados na indústria automotiva, seus componentes e acionadores, já foram apresentados neste trabalho. O acionador mecânico já foi descartado, devido sua perda de eficiência de 35% através de atritos internos, e sua folgas geradas pelo uso que acarretam numa manutenção periódica inviável para esse tipo de projeto. Para Dos Santos [6], já os acionadores pneumáticos são de aplicação complicada para automóveis de pequeno porte como do tipo fórmula, além de um compressor ser necessário para o funcionamento do sistema a ar, que reduziria consideravelmente a potência. Sua utilização requer uma fonte externa, com um veículo mais pesado e complexo. Diante desses fatores, pode se concluir que o acionado hidráulico é o mais próximo do ideal para esse tipo de projeto.

Quanto à escolha do tipo de sistema de frenagem aplicado, os freios ABS estão descartados, pois o regulamento da competição impede que os alunos projetem este modelo, apenas implementem o que já existe no mercado, o que tem um orçamento inviável ao projeto. Sendo assim, as opções são freio a disco e freio a tambor.

O sistema de freio a tambor, embora seja de construção simples e barata, tem desvantagens bem relevantes como excesso de peso, pois o tambor possui grande massa, e o calor não é dissipado de forma eficaz. Existe também o fenômeno fade, já citado anteriormente, proveniente da dificuldade do sistema de dissipar calor. Outra desvantagem importante é a contaminação de sujeira, reduzindo a potência de frenagem. Esse acúmulo de sujeira ocorre no interior do tambor, comprometendo as

lonas e ele próprio. A entrada de água, por exemplo, reduz consideravelmente o valor do coeficiente de atrito entre as lonas e a parte interna do tambor. Com esses problemas, o sistema de freio a tambor foi descartado.

O sistema de freio a disco foi selecionado para o projeto e será utilizado nas quatro rodas do veículo. Este sistema de frenagem apresenta maior torque de frenagem, além de uma grande área exposta ao ambiente externo, permitindo uma maior dissipação de calor. Os freios a disco ainda permitem mais facilidade para regulagem do sistema e para sua própria manutenção. O movimento de rotação do disco ainda dificulta a contaminação externa, através do efeito centrífugo e por fim, este sistema é o de menor tendência à falha por fadiga, para Dos Santos [6].

3.1.2 Cálculo Da Desaceleração Do Veículo

O primeiro cálculo necessário para o projeto é a desaceleração pretendida do veículo. Vamos utilizar para velocidade máxima o valor de 180 km/h, que é em média o maior valor atingido por carros da Fórmula SAE.

Na competição os valores atingidos serão bem menores, porém a frenagem deve ser projetada na condição mais brusca possível, necessitando da velocidade máxima independente das provas do campeonato. A aceleração e desaceleração serão medidas em função das unidades de gravidade (G). Para a frenagem do veículo em relação a G, o veículo deve parar em 8 segundos saindo de uma velocidade de 180 km/h (50 m/s), com a desaceleração constante, como na equação 4.1.

$$v_f = v_0 + at \quad (4.1)$$

$$0 = 50 \text{ m/s} + a(8\text{s}) \quad \rightarrow \quad a = -6,25 \text{ m/s}^2$$

$$G's \text{ de desaceleração} = \frac{a}{g} = \frac{6,25 \text{ m/s}^2}{9,81 \text{ m/s}^2} = 0,637105 \text{ G} \quad (4.2)$$

3.1.3 Cálculo Do Torque De Frenagem

O torque de frenagem é definido pela seguinte equação 3.11.

$$T_p = FR_p + I_w \alpha_w \quad (3.11)$$

A simplificação das forças de frenagem considerando os pneus como corpos rígidos, é dada pela determinada equação 3.13. segundo Genta [9]. As forças de frenagem de cada eixo estão de acordo com o coeficiente de atrito e as forças normais atuantes.

$$F = \mu_{pneu} \times W \quad (3.13)$$

Aplicando em cada uma das rodas, temos a equação 4.3, a força de reação do solo ao pneu, chamada de F_p , e a massa de cada roda pode ser definida como m_r .

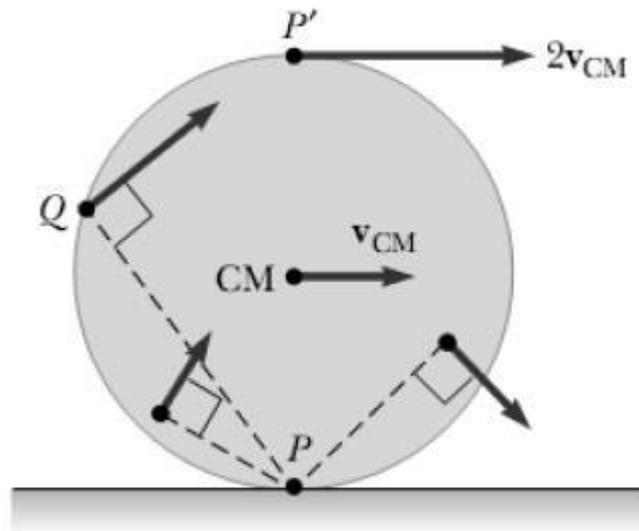
$$F_p = m_r \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.3)$$

Anteriormente já foi comentado sobre a estimativa do coeficiente de atrito μ_{pneu} , devido ao fato de não ser possível o cálculo com exatidão, já que deveriam ser levadas em consideração inúmeras variáveis. Este valor estimado que será utilizado para projetar o sistema de freio.

Para uma análise mais simples, ou seja, o pneu considerado como corpo rígido, a força máxima de resistência ao movimento é determinada no momento em que o veículo está tendendo ao deslocamento, segundo Halliday [10]. O coeficiente de atrito estático possui um valor inicial e cresce até um certo limite. Quando o veículo entra em movimento, o coeficiente de atrito começa a ser considerado cinético, com valores menores em relação ao automóvel na iminência da arrancada.

Quando um cilindro rola sem deslizamento, o ponto exato de contato com o piso, tem uma velocidade relativa nula em relação à superfície. Neste caso o coeficiente de atrito é estático até o cilindro parar de rolar e iniciar o deslizamento. Na Figura 24, temos os vetores de velocidade distribuídos ao redor de um cilindro.

Figura 24 - Variação do vetor velocidade num cilindro rolando sem deslizamento



Fonte: Dos Santos (2014)

Para a determinação mais eficaz do coeficiente de atrito, o mais importante é o tipo de piso. A Tabela 5 mostra os coeficientes médios dos pneus para diversos tipos de superfície, numa velocidade de 48km/h, segundo Blau [1].

Tabela 5: Coeficiente de atrito para pneus em pisos secos e molhados numa velocidade de 48km/h

Tipo de Piso	μ_e – piso seco	μ_e – piso molhado
Pista de terra	0.40 – 0.60	0.30 – 0.50
Cascalho solto	0.40 – 0.70	0.45 – 0.75
Asfalto novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Asfalto gasto	0.60 – 0.80	0.45 – 0.70
Cimento novo	0.80 – 1.20	0.50 – 0.80
Cimento gasto	0.55 – 0.75	0.45 – 0.65

Fonte: Dos Santos (2014)

Utilizando os valores da Tabela 5, junto com as informações fornecidas por fabricantes de pneus, adotamos um coeficiente de atrito de 1,15 entre pneus e pista. Esta estimativa se aplica em pneus *slick* de alto desempenho com pista seca. Esta situação é a mais comum para a competição, além de proporcionar uma condição mais agressiva para o travamento das quatro rodas.

Para o cálculo aproximado do raio efetivo, em pneus de construção radial ou diagonal, temos as equações 4.4 e 4.5, de acordo com Genta [9]:

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,96 \quad \text{para pneus de construção diagonal} \quad (4.4)$$

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,98 \quad \text{para pneus de construção radial} \quad (4.5)$$

Os pneus do veículo de FSAE da equipe da UFJF possuem diâmetro nominal de 510 mm, pois é a opção do mercado mais apropriada para o projeto, sendo assim o cálculo do raio efetivo de rolagem é feito:

$$R_p = \frac{D_p}{2} \times 0,98 = \frac{510}{2} \times 0,98 = 250 \text{ mm}$$

No início do projeto do carro, é necessário estimar os valores da distribuição de carga em ambos os eixos e o posicionamento de centro de massa do veículo, para calcular o torque de frenagem, possibilitando o dimensionamento das pinças de freio e do cilindro mestre. Para estimar a massa total do veículo, incluindo o peso do piloto, consideramos um valor em torno de 360kg. Para a distribuição de massas, utilizamos inicialmente um valor de 60% para o eixo dianteiro e 40% para o eixo traseiro, considerando o efeito da transferência de carga no processo de frenagem.

Com todas essas estimativas o cálculo da massa nos eixos dianteiro e traseiro são dados pelas equações 4.6 e 4.7:

$$m_{rf} = \frac{1}{2} m_v \times 0,6 \quad (4.6)$$

$$m_{rf} = \frac{1}{2} \times 360 \times 0,6 = 108 \text{ kg}$$

$$m_{rr} = \frac{1}{2} m_v \times 0,4 \quad (4.7)$$

$$m_{rr} = \frac{1}{2} \times 360 \times 0,4 = 72 \text{ kg}$$

Para o cálculo da força de reação nas rodas dianteiras e traseiras, temos as equações 4.8 e 4.9.

$$F_{pf} = m_{rf} \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.8)$$

$$F_{pf} = m_{rf} \times \mu_{pneu} \times g = 108 \times 1,15 \times 9,81 = 1218,402 \text{ N}$$

$$F_{pr} = m_{rr} \times \mu_{pneu} \times g \quad (4.9)$$

$$F_{pr} = m_{rr} \times \mu_{pneu} \times g = 72 \times 1,15 \times 9,81 = 812,268 \text{ N}$$

Para o cálculo da segunda parcela do torque de frenagem, porém ainda não possuímos o projeto dos discos de freio junto aos cubos de roda. Sendo assim, utilizaremos os momentos de inércia do conjunto pneu e roda. Segundo Eger [7], para esse tipo de pneu e roda, temos o somatório total de 2,139 kgm², dividindo por quatro 0,53475 kgm².

$$I_w = 0,53475 \text{ kgm}^2$$

A velocidade angular é calculada desconsiderando o deslizamento entre pneu e roda, pela equação 4.10.

$$\alpha_w = a/R_p \quad (4.10)$$

$$\alpha_w = 6,25 / 0,25 = 25 \text{ rad/s}^2$$

Depois destes cálculos, temos conhecimento de todas variáveis para o cálculo do torque de frenagem. As equações 4.11 e 4.12 são pra as rodas dianteiras e traseiras, respectivamente.

$$T_{pf} = F_{pf}R_p + I_w\alpha_w \quad (4.11)$$

$$T_{pf} = 1218,402 \times 0,25 + 0,53475 \times 25 = 317,96 \text{ N.m}$$

$$T_{pr} = F_{pr}R_p + I_w\alpha_w \quad (4.12)$$

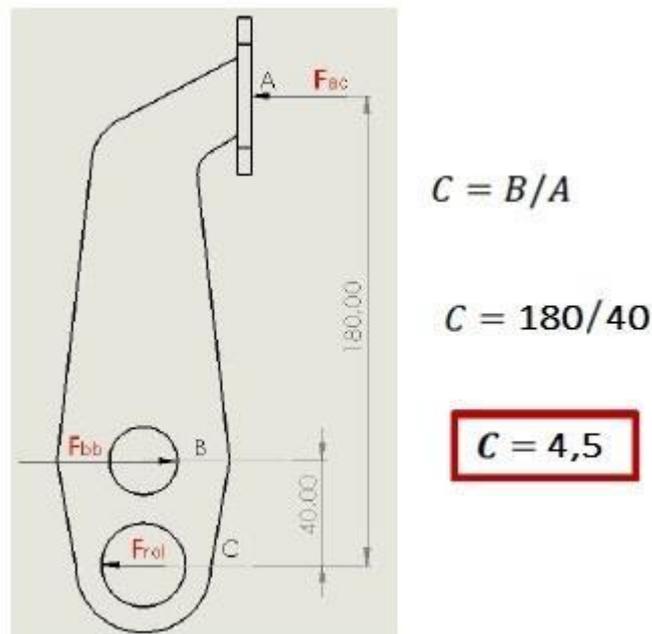
$$T_{pr} = 812,268 \times 0,25 + 0,53475 \times 25 = 216,43 \text{ N.m}$$

3.1.4 Cálculo Da Relação De Pedal De Freio

No início do projeto, foi informado que a razão de pedal nos veículos deve variar entre 4,0 e 6,5 sem força acionadora externa, determinada por Oshiro.

Devido ao espaço pequeno dentro de um *cockpit* de fórmula e questões de ergonomia, não é recomendável o pedal do freio do veículo ultrapassar o comprimento de 250mm. Com estes valores, definimos as dimensões do pedal, seu ponto de pivotamento, além do cálculo da razão de pedal, ilustrado na Figura 25.

Figura 25 - Dimensões da Razão do Pedal



Fonte: Autoria Própria

Os freios mecânicos sem auxílio de força acionadora externa tem pedais de freio muito bons, quando a razão da força de acionamento e a desaceleração do veículo varia entre 263N/G e 445N. De acordo com Limpert [12], quando estes valores

situam entre 445N/G e 668N/G, os pedais são classificados como aceitáveis. Devido as características físicas dos seres humanos que são motoristas variarem bastante, a força máxima de acionamento do pedal de freio não ultrapassa 445N, segundo Limpert [12].

Segundo Da Silva [5], para este tipo de freios de competição a força de acionamento testado é um pouco menor do que 350N, o que geraria um valor menor do que 550N/G, que atende as recomendações de Limpert [12].

3.1.5 Cilindro Mestre E Pinça De Freio

Uma possível variação da força de frenagem aplicada nos eixos dianteiro e traseiro é importante para o projeto do sistema de freio, devido ao fato dos coeficientes de atrito entre os materiais de fricção e o coeficiente de atrito pneu e solo serem estimados. Para a calibração do sistema é necessário um mecanismo com a função de ajuste. Para acionadores hidráulicos, *balance bar* ou válvula proporcional são utilizados para uma regulação do sistema mais simples e eficaz.

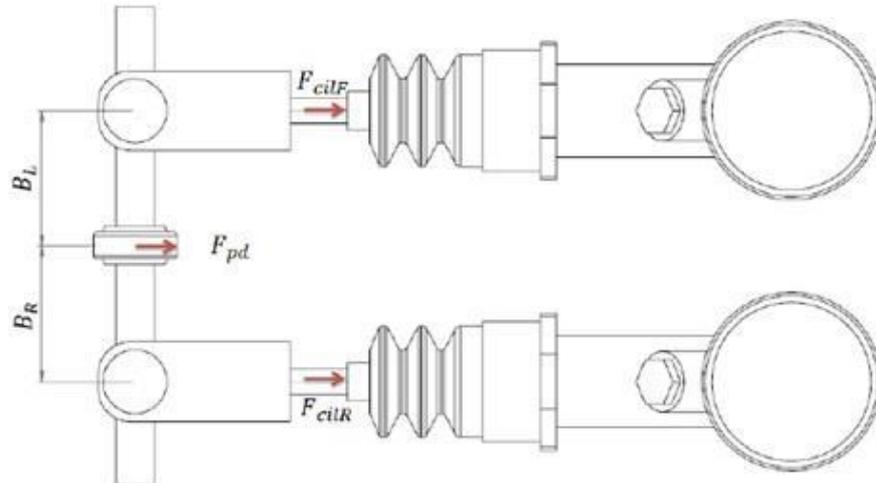
A válvula proporcional trabalha no circuito hidráulico através de perda de carga. É um mecanismo que pode ser acoplado em cilindros mestre duplos. Sua principal vantagem é uma excelente distribuição de pressão em vários coeficientes de atrito entre pneu e solo. Porém, em frenagens mais bruscas e grandes desacelerações, o condutor deve fazer um grande esforço no pedal, sem redução do curso do mesmo.

O mecanismo do *balance bar* atua com dois cilindros mestres simples. Seu funcionamento é baseado na distribuição da força do pedal sobre ambos os cilindros mestres. Esta distribuição segue as equações de equilíbrio de Newton. Em um corpo em equilíbrio, tanto os somatórios de forças atuantes, quanto os somatórios de momentos são nulos. Através da força exercida pelo *balance bar* e a distância do *pushrod* até a rótula esférica é possível calcular as forças atuando nos cilindros mestres, demonstradas na Figura 26, pelas equações 4.13 e 4.14.

$$F_{pd} = F_{cilF} + F_{cilR} \quad (4.13)$$

$$F_{cilF} B_L = F_{cilR} B_R \quad (4.14)$$

Figura 26 - Esquema do Mecanismo da *Balance Bar*



Fonte: Dos Santos (2014)

Inicialmente, vamos considerar uma distribuição igual para cada um dos cilindros mestre, para o cálculo da pressão de saída, pela equação 4.15.

$$P_{cm} = \frac{F_{pd}}{2 A_{cm}} \quad (4.15)$$

Nos capítulos anteriores, foi citado que a função do fluido de freio é a transmissão da força do cilindro mestre para as pinças ou cilindros de roda, mantendo a pressão hidráulica constante. Para um fluido incompressível, e as perdas de carga nos conectores e tubulações desprezadas, temos a equação 4.16:

$$P_{cm} = P_{pin} \quad (4.16)$$

A força de transmissão do fluido de freio para as pinças se dá pela equação 4.17:

$$F_{pin} = P_{pin} \times A_{pin} \quad (4.17)$$

Nos capítulos anteriores, foi mostrado que as pinças, do tipo fixa, possuem maior eficiência de frenagem se comparadas às pinças flutuantes, graças a uma maior dissipação de calor e uma pressão melhor distribuída. Porém as pinças flutuantes são mais simples e leves, e ainda exigem a metade da força de acionamento, num mesmo número de cilindros. Neste tipo de projeto, mecanismos auxiliares que aumentam a força de frenagem são inviáveis. Sendo assim, a necessidade de menor força de acionamento em relação ao número de cilindros, faz com que a escolha seja realmente pelas pinças flutuantes, que ainda trabalham bem com discos possuindo pequenos empenamentos. A força de fechamento é calculada pela equação 4.18:

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \quad (4.18)$$

A força de fechamento contribui para a determinação da força de atrito, que é aplicada na pastilhas de freio que reduzem a rotação do disco de freio. A força de atrito pode ser calculada pela equação 4.19:

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pas} \quad (4.19)$$

Os discos de freio são responsáveis pelo torque necessário para a desaceleração do veículo. A força de atrito precisa ser conhecida para o cálculo desse torque, pela equação 4.20.

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \quad (4.20)$$

Este torque será constante em toda montagem, uma vez que o disco é acoplado a roda, que é unida rigidamente ao pneu, calculado pela equação 4.21.

$$T_p = T_r = T_d \quad (4.21)$$

Devido às medidas internas da roda, o limite do diâmetro do disco de freio é de 220 mm. Tendo um ponto de aplicação da força de fechamento, o diâmetro efetivo do disco de freio é de 200 mm, que será o valor adotado.

A relação entre os diâmetros dos pistões da pinça de freio e do cilindro mestre está pronto pra ser calculada.

Cálculo da força do pedal aplicada pelo condutor, pela equação 4.22:

$$F_{pd} = F_{pil} \times C = 350 \times 4,5 = 1575 \text{ N} \quad (4.22)$$

Cálculo da força de atrito no disco de freio:

$$R_{ef} = 100 \text{ mm}$$

$$T_p = T_r = T_d \geq 317,96 \text{ N.m}$$

$$T_d = F_{at} \times R_{ef} \rightarrow 318 \leq F_{at} \times 0,1 \rightarrow F_{at} \geq 3179,6 \text{ N}$$

Cálculo da razão entre pinça e cilindro mestre:

$$F_{at} = F_{fec} \times \mu_{pas} \rightarrow 3179,6 \leq F_{fec} \times 0,45 \rightarrow F_{fec} \geq 7066,444 \text{ N}$$

$$F_{fec} = F_{pin} \times 2 \rightarrow F_{pin} \geq 3533,222$$

$$F_{pin} = P_{pin} \times A_{pin} \rightarrow P_{pin} \geq \frac{3533,222}{A_{pin}}$$

$$P_{pin} = P_{cm}$$

$$P_{cm} = \frac{F_{pd}}{2 \times A_{cm}} = \frac{787,5}{A_{cm}}$$

$$\frac{787,5}{A_{cm}} = \frac{3533,22}{A_{pin}} \rightarrow \frac{A_{pin}}{A_{cm}} = \frac{3533,22}{787,5} \cong 4,486$$

$$\frac{D_{pin}^2}{D_{cm}^2} = 4,486 \rightarrow \frac{D_{pin}}{D_{cm}} \cong 2,11$$

Para o travamento das rodas, é necessário um conjunto Cilindro Mestre e Pinça com razão de diâmetro próxima a 2,11.

3.2 Escolha Dos Componentes Dimensionados

Alguns componentes dimensionados no projeto foram escolhidos de acordo com as opções do mercado.

3.2.1 Escolha Cilindro Mestre E Pinça De Freio

Para a seleção destes componentes, os cálculos determinaram uma relação 2,11 entre os diâmetros dos pistões da pinça de freio e do cilindro mestre. Por razões de distribuição de frenagem, a relação no disco traseiro pode ser um de um valor ligeiramente maior, desde que ocorra o contrário no disco dianteiro.

As pinças de freio que serão utilizadas serão as específicas para motos, pois são mais leves em relação aos carros de passeio, possibilitando uma redução de massa suspensa em cada roda. A Tabela 6 apresenta alguns modelos de pinças de freio utilizadas no mercado.

Tabela 6: Dados Técnicos de Pinças de Freio

Modelo da Pinça	Diâmetro do Pistão (mm)
CG125 Titan KS/ES	32
CG150 Titan	32
NX-4 Falcon	38,09
CB300R	38,09
CB400	38,09
CB450	38,09
CB500	42,43
CBX250-Twister(Duplo)	35,92
Falcon(Dianteiro e Traseiro)	38,18
VT600	38,18
XLX350R	35,92
XR250 Tornado(Duplo)	38,18

Fonte: Dos Santos /Adaptada (2014)

Para a escolha do modelo de cilindro mestre, o ponto mais importante é a performance na distribuição da força de acionamento. Para maior confiabilidade foram selecionados alguns tipos de cilindro mestre utilizados em automóveis de competição. A Tabela 7, possui alguns tipos de cilindro mestre.

Tabela 7: Dados Técnicos de Cilindro Mestre

Modelo do Cilindro	Diâmetro do Pistão
Wilwood 260-2636 5/8"	15,875
FORDAERO/ITAMARATY 1961/1971	25,4
VW KOMBI 1976/1982	23,81
GURGEL E-400 1981/1983	22,22
VW FUSCA 1957/1966	19,05
VW BRASILIA 1973/1976	19,05
GURGEL X-12/TOCANTINS 1969/1977	17,46
PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	17,46

Fonte: Dos Santos /Adaptada (2014)

As pinças de freio e os cilindros mestre trabalham simultaneamente, sendo assim a Tabela 8 possui algumas combinações entre ambos. Foram levados em consideração, valores acima da relação de diâmetro calculada e combinações de baixo custo. Em caso de cilindros mestre de mesmo diâmetro, foram escolhidos os mais comuns no mercado automotivo.

Tabela 8: Combinações entre Pinças e Cilindro Mestre

Modelo da Pinça	Modelo do Cilindro	Razão entre Diâmetro(mm)
CG 150 Titan	Wilwood 260-2636 5/8"	2,02
CBX250-Twister	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26
NX-4 Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40
XR250 Tornado	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41
Falcon	Wilwood 260-2636 5/8"	2,41
XLX350R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,26
CB500	Wilwood 260-2636 5/8"	2,67
CB300R	Wilwood 260-2636 5/8"	2,40
CBX250-Twister	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,06
NX-4 Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18
XR250 Tornado	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19
Falcon	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19
XLX350R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,06
CB500	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,43
CB300R	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,18
VT600	PUMA GT/GTE/GTS 1968/1973	2,19
NX-4 Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00
XR250 Tornado	VW BRASILIA 1973/1976	2,00
Falcon	VW BRASILIA 1973/1976	2,00
CB500	VW BRASILIA 1973/1976	2,23
CB300R	VW BRASILIA 1973/1976	2,00
VT600	VW BRASILIA 1973/1976	2,00

Fonte: Dos Santos /Adaptada (2014)

A partir desses dados técnicos, o cilindro mestre escolhido será o Wilwood 260-2636 5/8", porque o pistão possui um diâmetro menor, conseqüentemente permite uma pinça com diâmetro menor. Sendo assim, a massa suspensa nas rodas é menor, assim como a quantidade de peças, facilitando a manutenção.

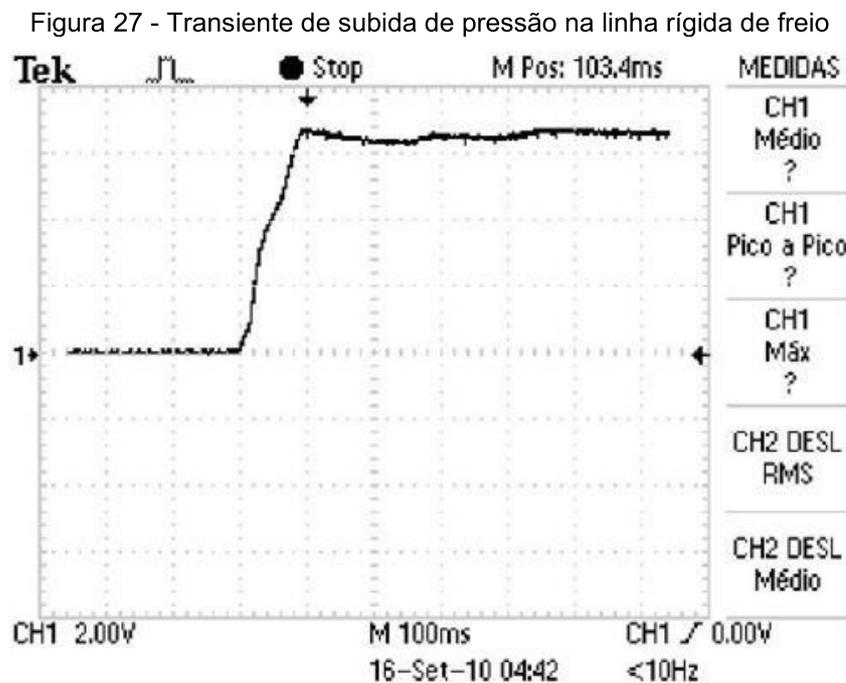
Quanto às pinças de freio, foram selecionadas para o eixo traseiro a pinça CG150 Titan, pois trabalha com um menor valor de torque de frenagem, já para o eixo dianteiro, a opção foi pela pinça CBX250-Twister. Os dois tipos de pinças visam uma redução de massa suspensa nas rodas, com a vantagem de terem a opção de modelos espelhados, o que permite os sangradores posicionados pra cima numa montagem com a manga de eixo, facilitando uma possível manutenção.

3.2.2 Escolha Das Linhas E Conexões De Freio

Nos capítulos anteriores, foi constatado que o melhor tipo de linha de freio que precise de movimentação é a linha flexível de teflon revestida de aço inoxidável, devido a sua boa redução de perda de carga.

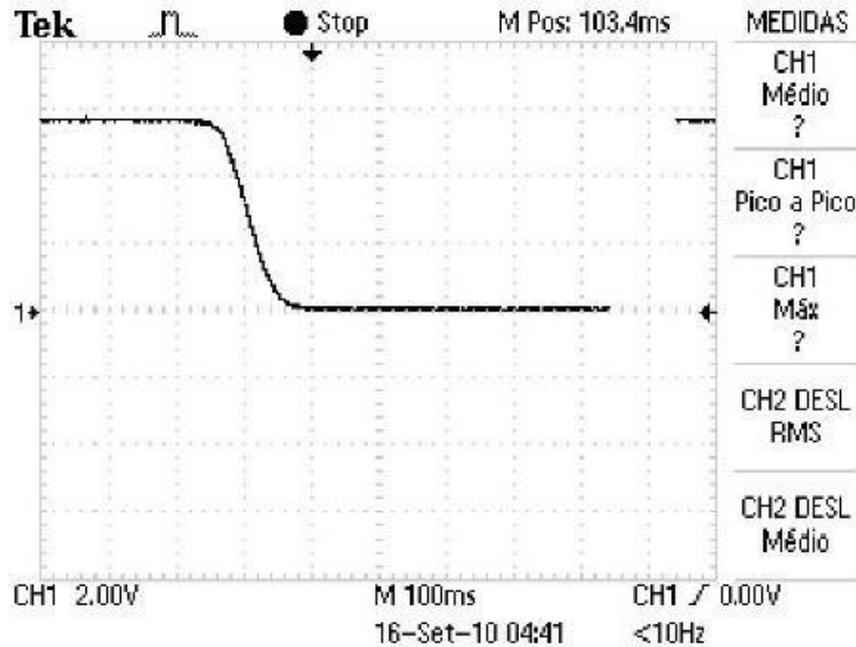
Para um teste de carga em linhas de freio rígida e flexível, o autor Dos Santos [6] utilizou um transdutor de pressão auxiliado por um osciloscópio na saída do cilindro mestre. Posteriormente, este equipamento foi montado no fim da linha traseira, no ponto da conexão T de freio com as linhas flexíveis próximas às rodas.

Com ajuda do osciloscópio, Dos Santos [6], realizou a plotagem de dois gráficos mostrados nas Figuras 27 e 28, com transientes de subida e queda de pressão na linha rígida de freio. O osciloscópio trabalhou com uma força de acionamento de 647N, onde no primeiro gráfico, em um intervalo de 100ms, a pressão hidráulica atingiu seu valor máximo de 7 MPa. No segundo gráfico, o experimento é realizado com uma pressão máxima de 5,79 MPa, com um tempo de 140ms de inatividade da pressão hidráulica. Seguem os gráficos do osciloscópio.



Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 28 - Transiente de queda de pressão na linha rígida de freio



Fonte: Dos Santos (2014)

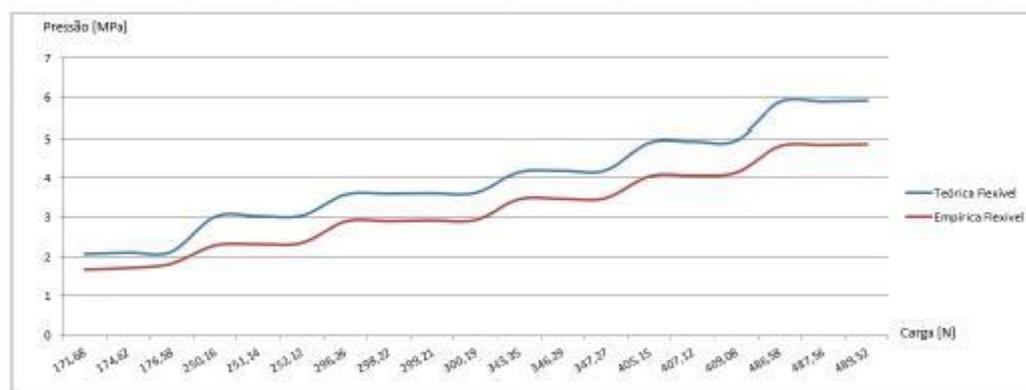
Ainda referente ao teste de carga realizados por Dos Santos [6], as Tabelas 9 e 10 representam uma comparação entre as pressões teóricas e as pressões medidas no fim das linhas, de acordo com determinadas cargas aplicadas para acionamento dos freios. As Tabelas 9 e 10 são para linhas de cobre rígidas e flexíveis de teflon, ambas com diâmetro de 3/16". As curvas de pressão são ilustradas nas Figuras 29 e 30.

Tabela 9: Dados da medição de perda de carga na linha flexível de teflon 3/16"

Carga [Kg]	Carga [N]	Pressão teórica [Mpa]	Pressão Aferida [Mpa]	Percentual de Perda de Carga
17,5	171,68	2,08	1,65	20%
17,8	174,62	2,11	1,70	20%
18	176,58	2,14	1,81	15%
25,5	250,16	3,03	2,28	25%
25,6	251,14	3,04	2,31	24%
25,7	252,12	3,05	2,34	23%
30,2	296,26	3,58	2,89	19%
30,4	298,22	3,61	2,90	20%
30,5	299,21	3,62	2,92	19%
30,6	300,19	3,63	2,93	19%
35	343,35	4,15	3,45	17%
35,3	346,29	4,19	3,46	17%
35,4	347,27	4,20	3,49	17%
41,3	405,15	4,90	4,04	17%
41,5	407,12	4,92	4,06	17%
41,7	409,08	4,95	4,14	16%
49,6	486,58	5,89	4,81	18%
49,7	487,56	5,90	4,84	18%
49,9	489,52	5,92	4,86	18%

Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 29 - Comparação entre as curvas de pressão para linha flexível de teflon 3/16"



Fonte: Dos Santos (2014)

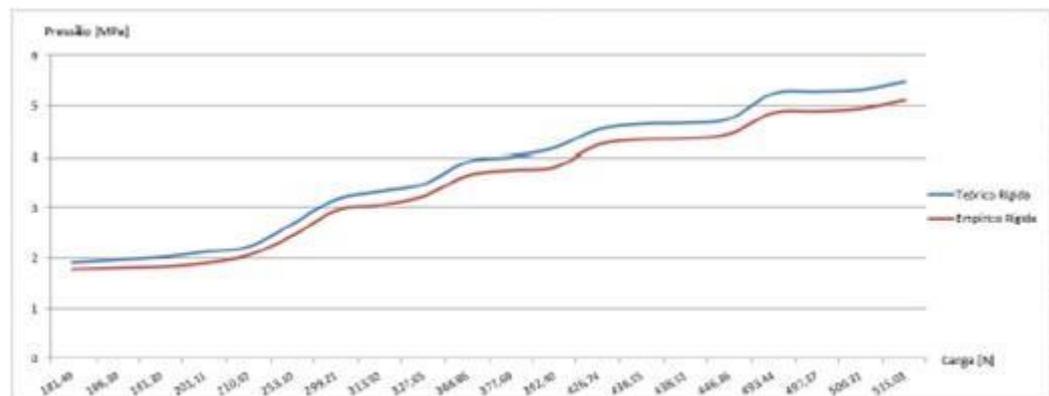
Tabela 10: Dados da medição de perda de carga na linha rígida de cobre 3/16"

Carga [Kg]	Carga [N]	Pressão teórica (MPa)	Pressão Aferida [MPa]	Percentual de Perda de Carga
18,5	181,49	1,93	1,79	7%
19	186,39	1,98	1,82	8%
19,5	191,30	2,03	1,84	9%
20,5	201,11	2,13	1,91	10%
21,5	210,92	2,24	2,07	8%
25,8	253,10	2,69	2,45	9%
30,5	299,21	3,17	2,95	7%
32	313,92	3,33	3,06	8%
33,4	327,65	3,48	3,24	7%
37,6	368,86	3,91	3,64	7%
38,5	377,69	4,01	3,74	7%
40	392,40	4,16	3,81	9%
43,5	426,74	4,53	4,22	7%
44,5	436,55	4,63	4,32	7%
44,7	438,51	4,65	4,34	7%
45,5	446,36	4,74	4,44	6%
50,3	493,44	5,24	4,85	7%
50,7	497,37	5,28	4,88	7%
51	500,31	5,31	4,93	7%
52,5	515,03	5,46	5,10	7%

Fonte: Dos Santos (2014)

"

Figura 30 - Comparação entre as curvas de pressão para linha rígida de cobre 3/16"



Fonte: Dos Santos (2014)

A partir dessas medições, traçamos uma linha vermelha nas tabelas para análise de forças de acionamento próximas a 400N, constando a perda de carga na linha rígida de 7%, enquanto para a linha flexível é de 17%. Consideramos que as linhas rígidas de cobre de diâmetro 3/16", atendem o projeto desde a saída do cilindro mestre até os pontos que não exigem movimentação das linhas.

Para os pontos próximos a suspensão e as rodas, as mangueiras flexíveis serão mesmo as de teflon revestidas de uma malha de aço inoxidável. A Tabela 11 mostra linhas de alta resistência da fabricante Balflex, de acordo com a norma SAE 100R14, com uma temperatura de operação variando entre -50°C e 200°C para fluidos hidráulicos.

Tabela 11: Especificações de linhas flexíveis de teflon com uma malha externa de Aço Inoxidável

O Nominal [pol]	O Interior [mm]	O Exterior [mm]	Pressão de Trabalho [MPa]	Pressão Mínima de Ruptura [MPa]
1/8"	3,2	6,3	27,5	110
3/16"	4,8	7,6	20	80
1/4"	6,4	8,8	16,7	67
5/16"	7,9	11	14,2	57
3/8"	9,5	12,1	13,5	54
13/32"	10,3	13	12,5	50
1/2"	12,7	15,7	11,3	45
5/8"	15,9	19,3	10,3	41
3/4"	19	22,2	8	32
7/8"	22	26,1	6,8	27
1"	25,4	29,1	6,3	25
1.1/8"	28,6	32,6	5,5	22

Fonte: Dos Santos (2014)

Utilizando os dados da Tabela 11, a melhor opção para o projeto é a linha flexível de diâmetro 1/8", devido a maior resistência e diâmetro compatível com as conexões de freio.

4 PROJETO DO PEDAL DE FREIO

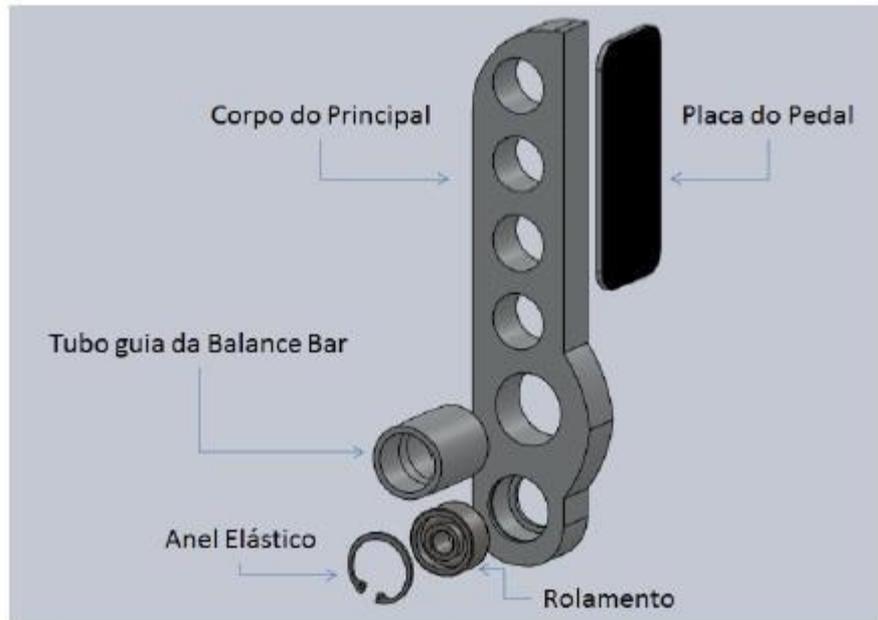
Nas competições de fórmula SAE, o regulamento exige que o pedal de freio suporte uma força de 2000 N, obviamente sem o auxílio de um suporte e sem falhas no sistema.

Num projeto de pedal de freio, a força máxima aplicada ocorre quando a sua posição em relação ao *pushrod* é de 90°, estando paralelo ao cilindro mestre, de acordo com Puhn [18]. Além disso, o curso máximo de um pedal é de 150mm, segundo o mesmo autor. Se tratando da anatomia, quando o pedal de freio é acionado até o fim pelo motorista, a angulação do tornozelo não ultrapassa os 40°, sendo que o limite humano é de 45°. Num sistema a frio, o curso máximo do pedal é de 90mm, ou seja, uma angulação de 25°, determinado por Limpert [12].

4.1 Componentes E Material Do Pedal De Freio

O projeto do pedal de freio possui três componentes principais: o corpo principal, a placa onde a força de acionamento é aplicada e a tubo onde encaixa o *balance bar*. As peças são unidas pelo processo de soldagem. O esquema pode ser visto na Figura 31.

Figura 31 - Componentes do Pedal de Freio



Fonte: Dos Santos (2014)

O regulamento da competição permite um pedal de freio fabricado com aço, alumínio ou titânio. A terceira opção é inviável. Um exemplo de aço de preço baixo e de fácil acesso seria o Aço 1020. Porém um pedal de alumínio seria bem mais leve que o de aço, além de também obter ótima resistência quanto às forças impostas.

Dois ligas de alumínio muito importantes no mercado, são 6061 e 7005, devido ao fato de ambas possuírem boa soldabilidade. Temos as Tabelas 12 e 13 dos componentes de cada uma delas.

Tabela 12: Elementos Químicos e suas quantidades presentes na Liga AA6061

Elemento	Al	Si	Cu	Cr	Mg
peso (%)	97,9	0,6	0,28	0,2	1,0

Fonte: Marques (2013)

Tabela 13: Elementos Químicos e suas quantidades presentes na Liga AA7005

Elemento	Al	Mn	Mg	Cr	Zn	Ti	Zr
peso (%)	93,3	0,45	1,4	0,13	4,5	0,04	0,14

Fonte: Marques (2013)

Segundo Marques [14], a liga 6061 destaca-se por boa resistência mecânica se comparada ao alumínio puro, boa resistência à corrosão e uma baixa densidade. Um tratamento térmico como T4 ou T6, ainda pode melhorar a sua resistência

Ainda segundo o mesmo autor, a liga 7005 é caracterizada por ter uma resistência mecânica superior à liga 6061 e por ser mais frágil. Ainda tem como vantagem, a sua melhor utilização sem necessidade de tratamento térmico.

Porém a força de aplicação atinge um valor menor que 400N, número que não oferece nenhum risco de quebra ou trinca de um pedal fabricado com esses tipos de alumínio. A liga 6061 ainda tem boas propriedades mecânicas nesse aspecto e apresenta maior ductilidade, o que facilita para atingir o formato desejado. Sua baixa densidade permite redução de peso. Somado ao fato de ser facilmente adquirido no mercado, o Alumínio 6061-T6 é o escolhido para o material.

Segundo o informe técnico White Martins [21], no processo de soldagem das ligas de alumínio deve ser utilizada corrente alternada, para quebra da resistente camada de óxido na superfície. Em caso de preenchimento, o metal de adição para a liga 6061 deve ser do tipo 4043, que contém 5,2% de Silício.

4.2 Rolamento Do Pedal De Freio

Na prova de design das competições de fórmula SAE, os juízes avaliam as folgas laterais do pedal, conferindo se o sistema de frenagem é de confiança. Com o objetivo de eliminar estas folgas, uma alternativa é o uso de um rolamento fixo no corpo principal do pedal do freio, através de um anel elástico.

Na fabricante de rolamentos SKF, temos rolamentos rígidos de esferas com uma carreira de esferas, que possuem diâmetro interno menor que 12mm, e devem ter cargas axiais abaixo de 25% da classificação da carga básica estática. Para rolamentos rígidos de carreira dupla, as cargas axiais devem possuir valor inferior a 50% desta carga básica estática. As Tabelas 14 e 15 informam dados técnicos desses dois tipos de rolamento.

Tabela 14: Rolamentos Rígidos de esfera de carreira simples de esferas SKF

Dimensões Principais [mm]			Classificação de carga básica		Carga axial [kN]	Designação
d	D	B	Dinâmica	Estática		
			[kN]	[kN]		
			C	C0		
10	30	9	5,4	2,36	0,59	6200-2Z
10	35	11	8,52	3,4	0,85	6300-2RSH
12	37	12	10,1	4,15	1,0375	6301-2Z
15	35	14	7,8	3,75	0,9375	62202-2RS1
15	42	17	11,4	5,4	1,35	62302-2RS1
17	40	16	9,56	4,75	1,1875	62203-2RS1
17	47	19	13,5	6,55	1,6375	62303-2RS1

Fonte: Dos Santos (2014)

Tabela 15: Rolamentos Rígidos de esfera de dupla carreira de esferas SKF

Dimensões Principais [mm]			Classificação de carga básica		Carga axial [kN]	Designação
d	D	B	Dinâmica	Estática		
			[kN]	[kN]		
			C	C0		
10	30	14	9,23	5,2	2,6	4200 ATN9
12	32	14	10,6	6,2	3,1	4201 ATN9
12	37	17	13	7,8	3,9	4301 ATN9
15	35	14	11,9	7,5	3,75	4202 ATN9
15	42	17	14,8	9,5	4,75	4302 ATN9
17	40	16	14,8	9,5	4,75	4203 ATN9
17	47	19	19,5	13,2	6,6	4303 ATN9

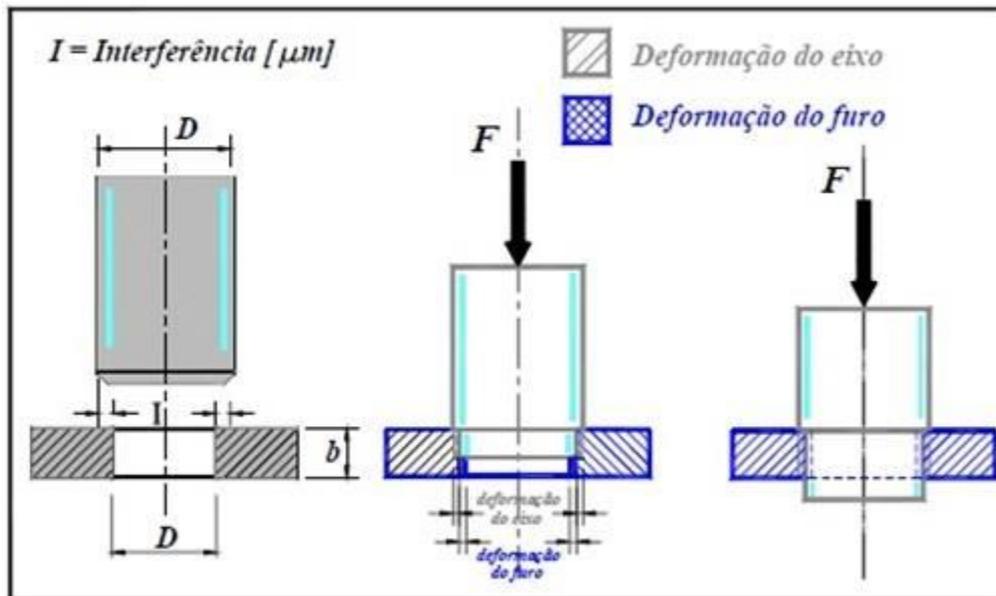
Fonte: Dos Santos (2014)

Analisando as Tabelas 14 e 15, o melhor tipo de rolamento para o projeto do pedal é o rolamento rígido de duas carreiras de esferas tipo 4200 ATN9, já que suas dimensões são menores e atende bem quanto à resistência as forças impostas ao pedal. Para uma possível falha desse rolamento, a carga aplicada lateralmente ao pedal (perpendicular ao pushrod) é inatingível por questões ergonômicas, ou seja, esse tipo de rolamento montado corretamente é mais que suficiente para o projeto.

4.3 Montagem Do Pedal De Freio E Rolamento

O pedal do freio é um projeto mecânico que no seu processo de montagem, temos um acoplamento eixo/furo, onde as dimensões do eixo são maiores que as do furo, necessitando de um ajuste por interferência, mostrado na Figura 32.

Figura 32 - Ajuste com interferência/ Deformação do Eixo e do Furo



Fonte: Marco Filho (2009)

Para o rolamento não escapar através de forças laterais, é utilizado um anel elástico no lado externo e um batente do lado interno. Segundo Marco Filho [13], no processo de ajuste com interferência, o diâmetro externo do tubo interno (D_i) deve maior que o diâmetro interno do tubo externo (D_e). As equações 5.1, 5.2, 5.3, 5.4, 5.5, são para cálculo da pressão de montagem.

$$\boxed{\frac{I}{P} = \frac{D}{E_e}(x_e + \nu_e) + \frac{D}{E_i}(x_i - \nu_i)} \quad (5.1)$$

$$x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} \quad (5.2)$$

$$x_i = \frac{(\theta_i^2 + 1)}{(\theta_i^2 - 1)} \quad (5.3)$$

$$\theta_i = \frac{D}{D_i} \quad (5.4)$$

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} \quad (5.5)$$

onde: $I \Rightarrow$ interferência
 $P \Rightarrow$ pressão interna (p_i) e externa (p_e), $p_i = p_e$
 $D \Rightarrow$ diâmetro da interface
 $E \Rightarrow$ módulo de elasticidade longitudinal (módulo de *Young*) do material
 $\nu \Rightarrow$ coeficiente de *Poisson*

A fabricante STF nos informa que a tolerância dimensional para o rolamento é de -9um a 0um, o que significa respectivamente, os valores dos afastamentos inferior e superior, em relação ao sistema eixo-base (S.E.B).

Os valores das tolerâncias do furo do pedal do freio deverão ser conhecidos para o cálculo da pressão de montagem. A Tabela 16 é de Marco Filho [13], para obtermos os valores das tolerâncias.

Tabela 16: Valores dos afastamentos para furos de qualidade 8 - IT 8

Diâmetro [mm] de até	Z8	ZAS	ZBS	ZCS
1 3	-26 -40	-32 -46	-40 -54	-60 -74
3 6	-35 -53	-42 -60	-50 -68	-80 -98
6 10	-42 -64	-52 -74	-67 -89	-97 -119
10 14	-50 -77	-64 -91	-90 -117	-130 -157
14 18	-60 -87	-77 -104	-108 -135	-150 -177
18 24	-73 -106	-98 -131	-136 -169	-188 -221
24 30	-88 -121	-118 -151	-160 -193	-218 -251

Fonte: Marco Filho (2009)

Segundo Dos Santos [6], neste projeto de pedal o ideal seriam furos com IT8 e campo de tolerância Z8, com diâmetro nominal de 30mm, onde os valores dessas tolerâncias são de $-114\mu\text{m}$ e $-151\mu\text{m}$, respectivamente, para afastamentos superior e inferior.

Os cálculos de interferência máxima e mínima de montagem podem ser feitos pelas equações 5.6 e 5.7.

$$IM = D_{máx E} - D_{mín F} = (D + a_s) - (D + A_i) = a_s - A_i \quad (5.6)$$

$$im = D_{mín E} - D_{máx F} = (D + a_i) - (D + A_s) = a_i - A_s \quad (5.7)$$

$$IM = a_s - A_i = 0 - (-151) = 151 \mu\text{m}$$

$$im = a_i - A_s = -9 - (-118) = 109 \mu\text{m}$$

Para calcular a pressão máxima de montagem, vamos utilizar como parâmetros os módulos de elasticidade entre 69 e 207 GPa e os coeficientes de Poisson entre 0,29 e 0,33, usando a equação 5.8, temos:

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{30,151}{30} = 1,05333 \quad x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 199,17675$$

$$\frac{IM}{P} = \frac{D}{E_e} (x_e + \nu_e) + \frac{D}{E_i} (1 - \nu_i) \Leftrightarrow P = 5,167 \text{ MPa} \quad (5.8)$$

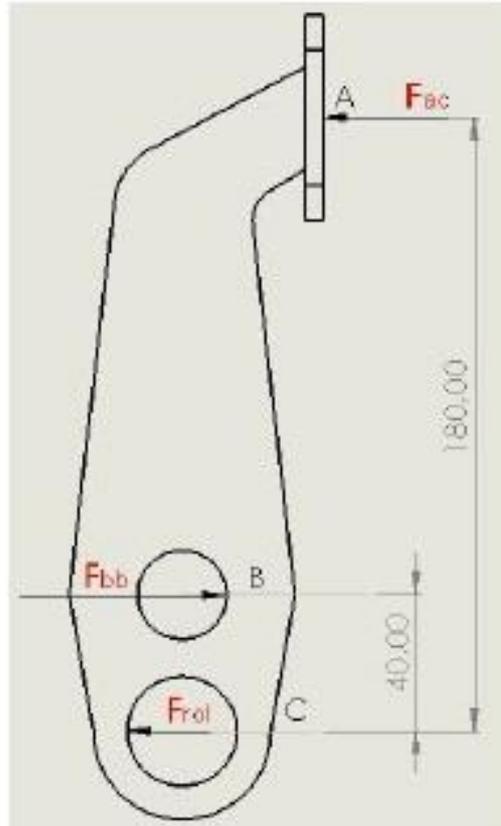
Segundo sistema eixo base, a especificação da montagem entre rolamento e furo do pedal de freio é 30 ZA8/h5.

4.4 Diagrama De Forças Do Pedal De Freio

O esquema de diagrama de corpo livre é usado para a determinação das forças de reações da rótula esférica da *balance bar* (F_{bb}) e do rolamento no pedal (F_{rol}),

representando o somatório de momentos do componente, como na Figura 33. As forças são calculadas pelas equações 5.9 e 5.10.

Figura 33 - Diagrama de corpo livre do Pedal de Freio



Fonte: Autoria Própria

$$\sum M_A = -F_{rol} \times 0,18 + F_{bb} \times 0,14 = 0 \quad (5.9)$$

$$F_{bb} = \frac{F_{rol} \times 0,18}{0,14}$$

$$\sum M_B = F_{ac} \times 0,14 - F_{rol} \times 0,04 = 0 \quad (5.10)$$

$$F_{rol} = \frac{F_{ac} \times 0,14}{0,04} = \frac{2000 \times 0,14}{0,04} = 7000 \text{ N}$$

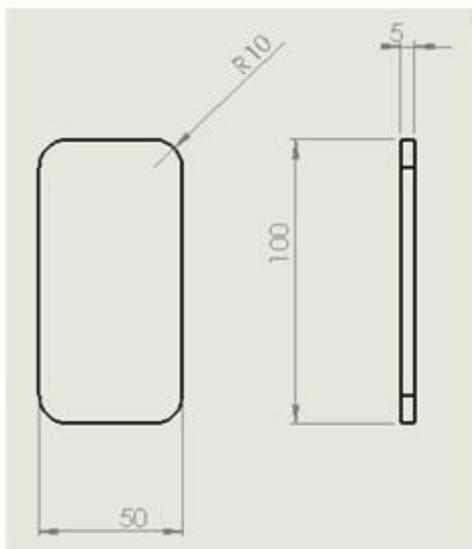
$$F_{bb} = \frac{7000 \times 0,18}{0,14} = 9000 \text{ N}$$

Segundo o fabricante, a liga de alumínio 6061 de tratamento T6, pode ter sua resistência alterada na região da solda, graças a seu tratamento térmico. Para uma simulação estática do pedal de freio, o *software* SolidWorks é utilizado. Nestas análises são fornecidos os valores máximos de tensão, deslocamento e deformação.

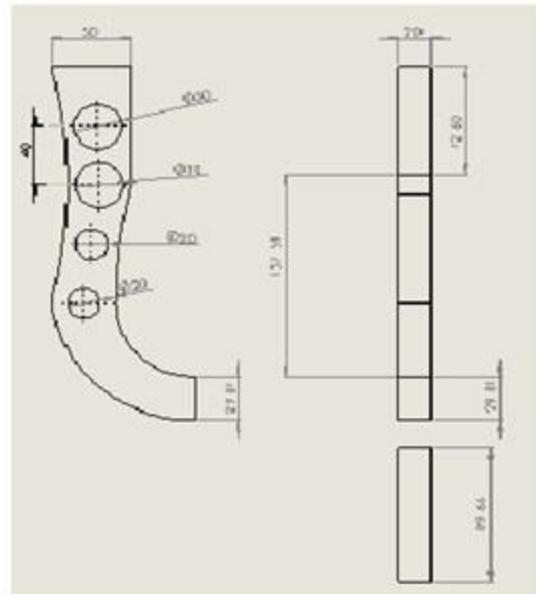
4.5 Desenhos Técnicos

Os desenhos técnicos do pedal de freio foram feitos via SolidWorks, e podem ser vistos nas Figuras 34, 35, 36, 37 e 38.

Figura 34 - Desenho Técnico Placa do Pedal Figura 35 - Desenho Técnico Corpo do Pedal

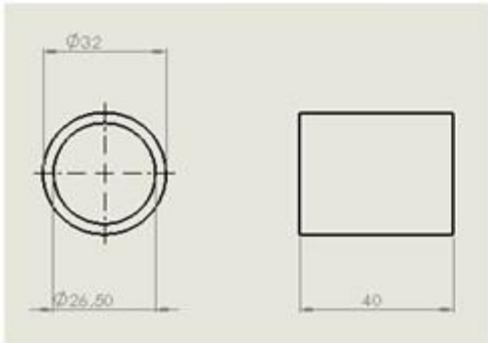


Fonte: Autoria Própria



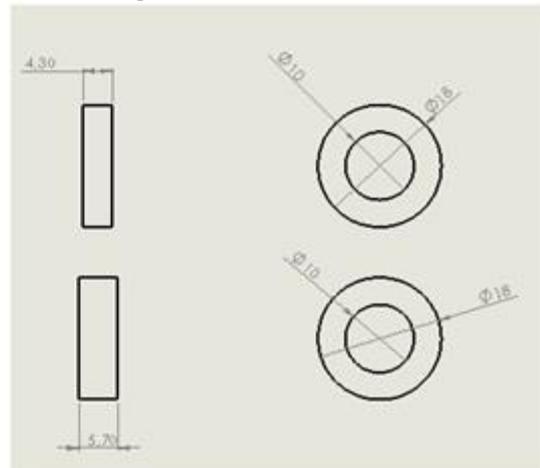
Fonte: Autoria Própria

Figura 36 - Tubo Guia do Pedal



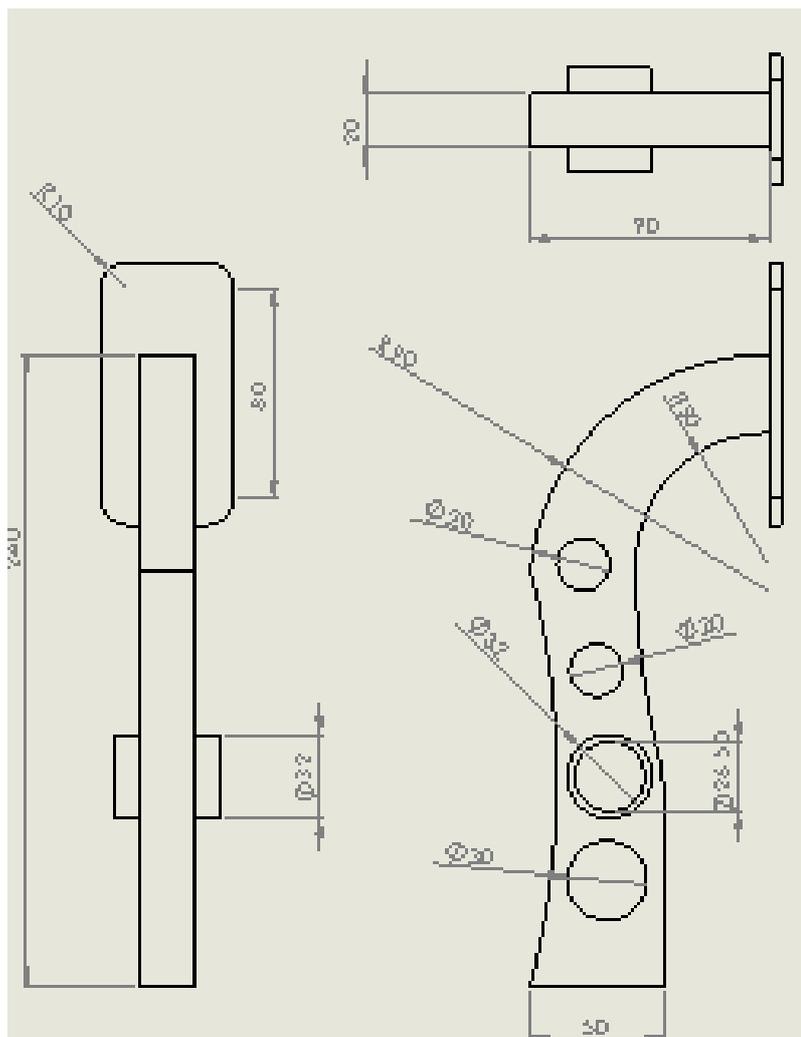
Fonte: Autoria Própria

Figura 37 - Arruelas do Pedal



Fonte: Autoria Própria

Figura 38 - Pedal Completo



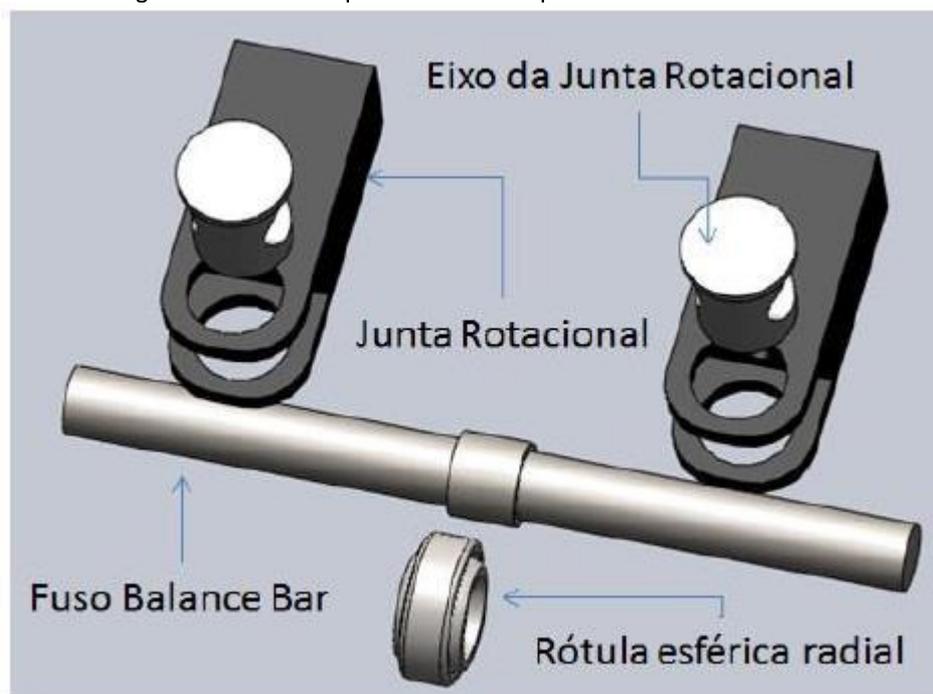
Fonte: Autoria Própria

5 PROJETO DO BALANCE BAR

O mecanismo do *balance bar* tem objetivo de distribuir a força de acionamento para os cilindros mestre, através da sua regulagem, como já foi informado em capítulos anteriores. O *balance bar* atua mecanicamente, com a distribuição de forças baseada nas equações de Newton.

Para este projeto, o *balance bar* possui quatro componentes principais. O mecanismo possui um fuso e um eixo montado nele. Este eixo pertence a uma junta rotacional que é conectada ao *pushrod*, e por fim existe uma rótula de esférica radial montada por interferência. Segue a vista explodida na Figura 39.

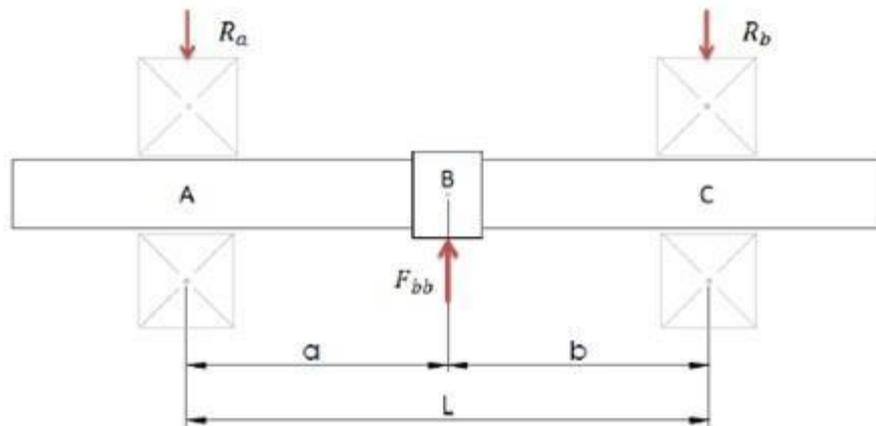
Figura 39 - Vista explodida dos componentes da *Balance Bar*



Fonte: Dos Santos (2014)

5.1 Eixo Do Balance Bar

Segue na Figura 40, o diagrama de corpo livre do eixo do *balance bar*

Figura 40 - Diagrama de corpo livre do Fuso da *Balance Bar*

Fonte: Dos Santos (2014)

O diagrama de forças atuantes acima, mostra que o fuso do balance bar atua como uma viga bi apoiada de apoio simples, se R_a e R_b forem iguais a carga aplicada F_{bb} será central, caso contrário a aplicação da carga será intermediária. Aplicamos uma força de 700N, o dobro da força de acionamento. Segundo Budynas [3], as reações de apoio e o momento fletor são dados pelas equações 6.1, 6.2, 6.3 e 6.4:

$$R_a = \frac{F_{bb}b}{L} \quad (6.1)$$

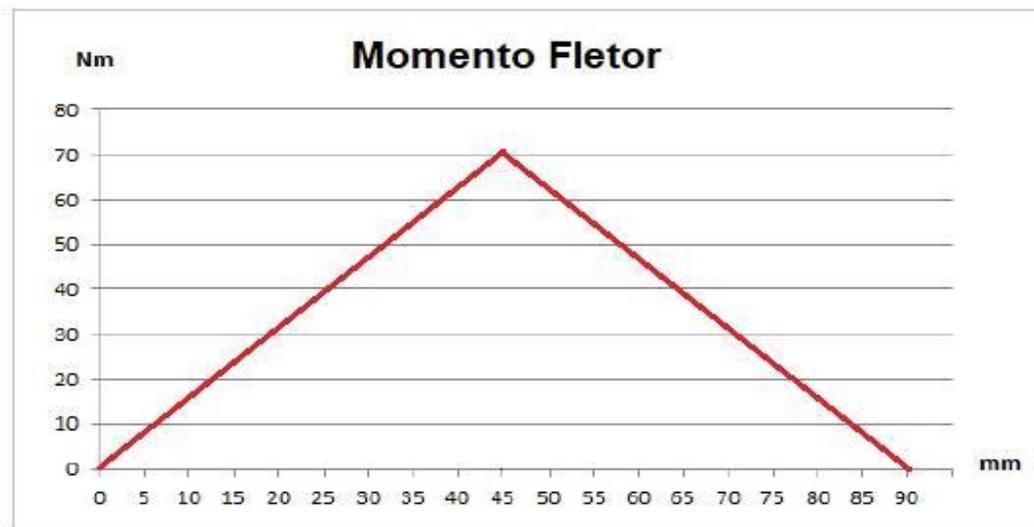
$$R_b = \frac{F_{bb}a}{L} \quad (6.2)$$

$$M_{AB} = \frac{F_{bb}bx}{L} \quad (6.3)$$

$$M_{BC} = \frac{F_{bb}a}{L}(l-x) \quad (6.4)$$

Sendo, $L = 90\text{mm}$ e $F_{bb} = 3150\text{N}$

Quando o sistema de frenagem está atuando, podem ser necessárias diferentes frenagens na dianteira e na traseira. Para uma frenagem simultânea nas quatro rodas, é normalmente utilizado o ajuste de 50% na dianteira e 50% na traseira. Assim sendo utilizado para o cálculo do momento fletor. A Figura 41, demonstra o diagrama do momento fletor.

Figura 41 - Gráfico Momento Fletor *Balance Bar*

Fonte: Autoria Própria

Para escolha do diâmetro do balance bar desse tipo de projeto, para Dos Santos [6] recomenda um diâmetro da menor seção da ordem de 10mm. Sendo assim, o diâmetro mínimo escolhido para o fuso nestas forças atuante foi de 3/8", ou seja, 9,52mm. Na Tabela 17, temos as dimensões básica de eixos com rosca no sistema métrico, possibilitando a escolha do fuso M12X1,75, pois o diâmetro mínimo da menor seção é de 9,5mm.

Tabela 17: Dimensões de eixos e furos roscados no Sistema Métrico

Diâmetro Nominal Passo	Rosca Externa - Classe 6g						Rosca Interna - Classe 6H				
	Diâmetro Maior		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Menor		Diâmetro Menor		Diâmetro Primitivo		Diâmetro Maior
	máx.	min.	máx.	min.	máx.	min.	min.	máx.	min.	máx.	
M3 - 0,5	2,980	2,874	2,655	2,580	2,367	2,256	2,459	2,599	2,675	2,775	3,000
M4 - 0,7	3,978	3,838	3,53	3,433	3,119	2,979	3,242	3,422	3,545	3,663	4,000
M5 - 0,8	4,976	4,826	4,456	4,361	3,995	3,842	4,134	4,334	4,480	4,605	5,000
M6 - 1	5,974	5,794	5,324	5,212	4,747	4,563	4,917	5,153	5,350	5,500	6,000
M7 - 1	6,974	6,794	6,324	6,212	5,747	5,563	5,917	6,153	6,350	6,500	7,000
M8 - 1,25	7,972	7,760	7,160	7,042	6,438	6,230	6,647	6,912	7,188	7,348	8,000
M9 - 1,25	8,972	8,760	8,160	8,042	7,438	7,230	7,647	7,912	8,188	8,348	9,000
M10 - 1,5	9,968	9,732	8,994	8,862	8,128	7,888	8,376	8,676	9,026	9,206	10,000
M12 - 1,75	11,966	11,701	10,829	10,679	9,819	9,543	10,106	10,441	10,863	11,063	12,000
M14 - 2	13,962	12,682	12,663	12,503	11,508	11,204	11,835	12,210	12,701	12,913	14,000
M16 - 2	15,962	15,682	14,663	14,503	13,508	13,204	13,835	14,210	14,701	14,913	16,000
M18 - 2,5	17,958	17,623	16,334	16,164	14,891	14,541	15,294	15,744	16,376	16,600	18,000
M20 - 2,5	19,958	19,623	18,334	18,164	16,891	16,541	17,294	17,744	18,376	18,600	20,000
M22 - 2,5	21,958	21,623	20,334	20,164	18,891	18,541	19,294	19,744	20,376	20,600	22,000
M24 - 3	23,952	23,577	22,003	21,803	20,271	19,855	20,752	21,252	22,051	22,316	24,000
M27 - 3	26,952	26,577	25,003	24,803	23,271	22,855	23,752	24,252	25,051	25,316	27,000
M30 - 3,5	29,947	29,522	27,674	27,462	25,653	25,189	26,211	26,771	27,727	28,707	30,000

Fonte: Dos Santos (2014)

No processo de usinagem do tubo, a escolha do material seria a partir do cálculo das forças atuantes. O cálculo é feito pela equação 3.5, segundo Blau [1].

$$\sigma_x = \frac{M_b y}{I_{zz}} \quad (6.5)$$

As variáveis são: M_b = Momento fletor atuante no eixo (N.mm)

Y = distância para a linha neutra do ponto onde a tensão é aplicada (mm)

I_{zz} = Momento de inércia para eixos cilíndricos (kg.mm)

(Obs: Para eixos cilíndricos y = diâmetro da menor seção)

$$I_{zz} = \frac{\pi d^4}{64} \quad \sigma_x = \frac{32M_b}{\pi d^3} = \frac{32 \times 70,875}{\pi \times 9,5^3} = 841,12 \text{ MPa}$$

A Tabela 18 está de acordo com Budynas [3], representando aços temperados com tratamento térmico a 650°C, temperatura selecionada através da faixa de dureza dos aços.

Tabela 18: Propriedades dos Aços temperados e revenidos a temperatura de 650°C

AISI n°	Resistência à tração [MPa]	Resistência ao escoamento [MPa]	Dureza Brinell	Fator de Segurança (FS)
1030	586	441	207	0,53
1040	634	434	192	0,52
1050	717	538	235	0,65
4130	758	655	230	0,79
4340	965	855	280	1,1

Fonte: Dos Santos (2014)

A partir da Tabela 18, o aço mais indicado para o projeto é o aço 4340, devido a sua maior resistência, sendo que os outros estariam com o limite abaixo de 800N, que é 40% da carga limite aplicada pelo piloto.

5.2 Rótula Esférica Radial

A fabricante SKF disponibiliza dados técnicos de rótulas esféricas radiais, conforme a Tabela 19.

Tabela 19: Rótulas Esféricas radiais SKF

Dimensões Principais [mm]				Ângulo de inclinação [°]	Classificação de carga básica [kN]		Designação
d	D	B	C		Dinâmica	Estática	
					C	C0	
10	19	9	6	12	8,15	40,5	GE10E
12	22	10	7	10	10,8	54	GE12E
12,7	22,225	11,1	9,525	6	14	41,5	GEZ8ES
15	26	12	9	8	17	85	GE15ES
15,875	26,988	13,894	11,913	6	21,6	65,5	GEZ10ES
17	30	14	10	10	21,2	106	GE17ES
19,05	31,75	16,662	14,275	6	31,5	93	GEZ12ES
20	35	16	12	9	30	146	GE20ES
22,225	36,513	19,431	16,662	6	42,5	127	GEZ14ES

Fonte: Dos Santos (2014)

Para escolha da rótula do *balance bar* é preciso da força de reação aplicada nela de 9000N, a carga limite aplicada pelo piloto de 2000N. O diâmetro mínimo da rótula deve ser de 12mm pois o fuso selecionado foi o de M2 x 1,75. Todas as rótulas com diâmetro interno acima de 12mm suportam a carga básica de 9kN, diante disso, a escolha foi feita pela rótula GE15ES, de diâmetro externo 15mm, diâmetro interno 26mm e espessura 12mm.

5.3 Montagem Do Eixo E Rótula Do Balance Bar

O processo de montagem entre rótula e eixo do *balance bar* é realizado por interferência. Segundo Marco Filho [13], na situação de tubo interno maciço e tubos de materiais idênticos temos a equação 6.6:

$$\frac{l}{P} = \frac{D}{E} (x_e + 1) \quad (6.6)$$

O fabricante da rótula informa os valores de tolerância adimensional 18um e 0um, sendo os valores dos afastamentos superior e inferior para o sistema furo-base (S.F.B.).

O cálculo da pressão de montagem é feito após estimar as tolerâncias do fuso do balance bar. De acordo com Dos Santos [6], determinamos pra esse mecanismo campo de tolerância Zb, e usando a Tabela 16, com referência no caso de eixos com IT8 e diâmetro nominal de 15mm, as tolerâncias dimensionais são de 108µm e 135µm, correspondendo aos afastamentos superior e inferior. As equações das interferências de montagem são as mesmas do capítulo 5: (5.2), (5.4), (5.6) e (5.7).

$$IM = a_s - A_i = 135 - 0 = 135\mu\text{m} \quad im = a_i - A_s = 108 - 18 = 90\mu\text{m}$$

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{15,135}{15} = 1,009 \quad x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 111,6134$$

Agora calculamos a pressão máxima com a equação 6.7(E=207 GPa).

$$P = \frac{IME}{D(x_e + 1)} = 16,54 \text{ MPa} \quad (6.7)$$

A especificação de montagem deste projeto de balance bar, entre rótula e eixo, segundo o sistema furo base é 15 H7/zb8.

5.4 Junta Rotacional E Eixo

O material adequado para este componente é o aço 1020, pois atende as características necessárias e é facilmente encontrado no mercado em pequenas quantidades.

O diagrama de corpo livre mostra a junta rotacional e seu respectivo eixo sob esforços de compressão, com ajuste máximo do balance bar, como nas Figuras 42 e 43.

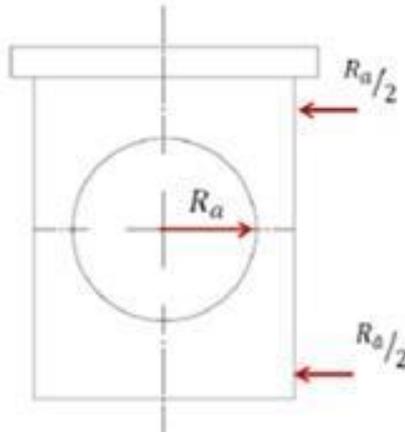
$$a = 30\text{mm} \quad b = 60\text{mm} \quad R_a = 2100\text{N} \quad R_b = 1050\text{N}$$

Figura 42 - Diagrama de corpo livre da Junta Rotacional



Fonte: Dos Santos (2014)

Figura 43 - Diagrama de corpo livre do Eixo da Junta Rotacional



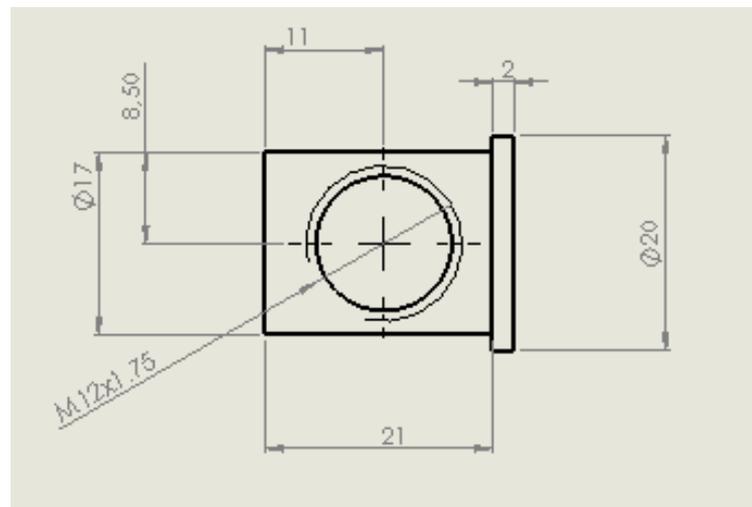
Fonte: Dos Santos (2014)

Para uma simulação estática do balance bar, o software SolidWorks é utilizado. Nestas análises são fornecidos os valores máximos de tensão, deslocamento e deformação.

5.5 Desenhos Técnicos

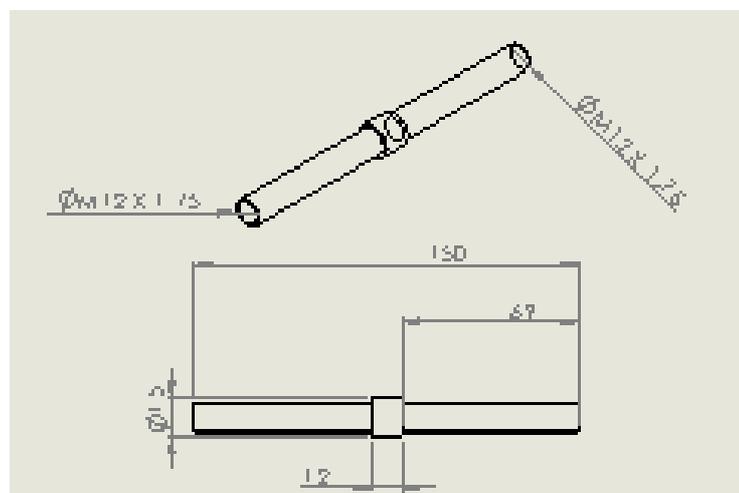
Os desenhos técnicos do Balance Bar foram feitos via SolidWorks e estão demonstrados nas Figuras 44, 45 e 46.

Figura 44 - Desenho Técnico Eixo Junta Rotacional



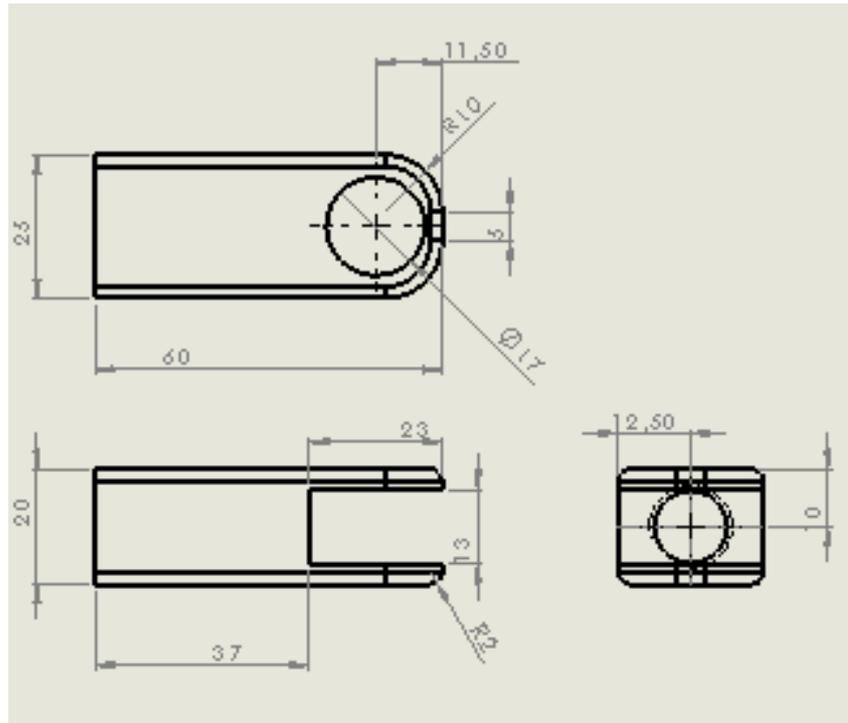
Fonte: Autoria Própria

Figura 45 - Desenho Técnico Fuso do *Balance Bar*



Fonte: Autoria Própria

Figura 46 - Desenho Técnico Junta Rotacional



Fonte: Autoria Própria

6 PROJETO DO DISCO DE FREIO

6.1 Escolha Do Material

Os materiais mais utilizados para a fabricação de discos de freio são ferro fundido cinzento, aço-carbono e aço inoxidável, segundo Orthwein [15].

A escolha do aço inoxidável é a mais sensata, devido ao baixo custo para compra e usinagem do material se preciso. Outra vantagem é que o aço inoxidável pode ser submetido a um tratamento térmico sem comprometer suas propriedades mecânicas. A nível de competição, a avaliação da organização ainda considera discos desse tipo de material melhores em questões estéticas.

A empresa Aperam é fabricante de aço inoxidável e apresenta o aço inoxidável do tipo martensítico 420, como opção de material com boa resistência e dureza, além de uma condutividade térmica também muito boa. Diante dessas características, o disco de freio ideal do projeto é composto por aço inoxidável tipo martensítico 420.

6.2 Montagem Do Disco

Nos capítulos anteriores, fizemos a escolha do uso de pinças flutuantes nas quatro rodas do veículo. Para equipes de fórmula a montagem é feita pelo disco fixo ao cubo de roda, por questão de praticidade. O conjunto disco de freio, manga de eixo e cubo de roda, deixa o espaço reduzido, comprometendo o uso de porcas e parafusos. Sendo assim, uma boa opção de montagem nesses casos é por interferência, fixando o disco ao cubo de roda.

De acordo com Marco Filho [13], temos a equação 7.1 para tubo interno maciço, calculando interferência.

$$\frac{I}{P} = \frac{D}{E}(x_e + 1) \quad (7.1)$$

Novamente vamos utilizar o sistema furo base para determinar tolerâncias, nesse caso para disco de freio e cubo de roda. De acordo com Marco Filho [13], para furos com IT8 com diâmetro nominal de 5mm, as tolerâncias dimensionais são de +18µm e 0µm, respectivamente para os afastamentos superior e inferior.

A partir dos esforços de torção na frenagem, temos o cálculo da pressão mínima de montagem dos componentes, pela equação 7.2.

$$P_{min} = \frac{2T}{\mu\pi bD^2} \quad (7.2)$$

Sendo b, o comprimento de montagem, segundo Dos Santos [6], vamos utilizar 28mm e o coeficiente $\mu = 0,74$, o torque maximo de frenagem para o travamento é de 317,96 Nm , distribuido em cinco fixações chegando ao valor de T= 63592 Nmm.

$$P_{min} = \frac{2 \times 63592}{0,74 \times \pi \times 28 \times 5^2} = 78,155 \text{ MPa}$$

Agora são necessárias as estimativas das tolerâncias do eixo interno para o cálculo da pressão de montagem, para isso usamos a Tabela 16. Tendo eixos com IT8, usamos campo de tolerância Zc segundo Dos Santos [6], diâmetro nominal 5mm, os valores de tolerância dimensional são +98µm e 80µm, respectivamente afastamentos superior e inferior. Seguem as equações de interfencias maxima e minima: (5.2), (5.4), (5.6), (5.7).

$$IM = a_s - A_t = 98 - 0 = 98 \text{ } \mu\text{m} \quad im = a_t - A_s = 80 - 18 = 62 \text{ } \mu\text{m}$$

$$\theta_e = \frac{D_e}{D} = \frac{5,098}{5} = 1,0196$$

$$x_e = \frac{(\theta_e^2 + 1)}{(\theta_e^2 - 1)} = 51,5226$$

Portanto, agora é possível o cálculo da pressão máxima de montagem, a partir da interferência máxima de $98\mu\text{m}$, usando a equação 7.3. ($E=207\text{GPa}$)

$$P = \frac{I_{max}E}{D(x_e + 1)} = 77,25 \text{ MPa} \quad (7.3)$$

A pressão de montagem através da interferência mínima se dá na equação 7.4:

$$P = \frac{I_{min}E}{D(x_e + 1)} = 48,87 \text{ MPa} < 78,155 \text{ MPa} \quad (7.4)$$

Com estes valores não é possível um ajuste padronizado. A solução é o cálculo com afastamentos fora dos padrões, com valores de $103\mu\text{m}$ para o inferior e $118\mu\text{m}$ para o superior. A partir destes valores de afastamentos teremos as pressões de montagem ideais.

$$IM = a_s - A_i = 118 - 0 = 118 \mu\text{m} \quad im = a_i - A_s = 103 - 18 = 85 \mu\text{m}$$

Então, os valores das pressões, máxima e mínima, são:

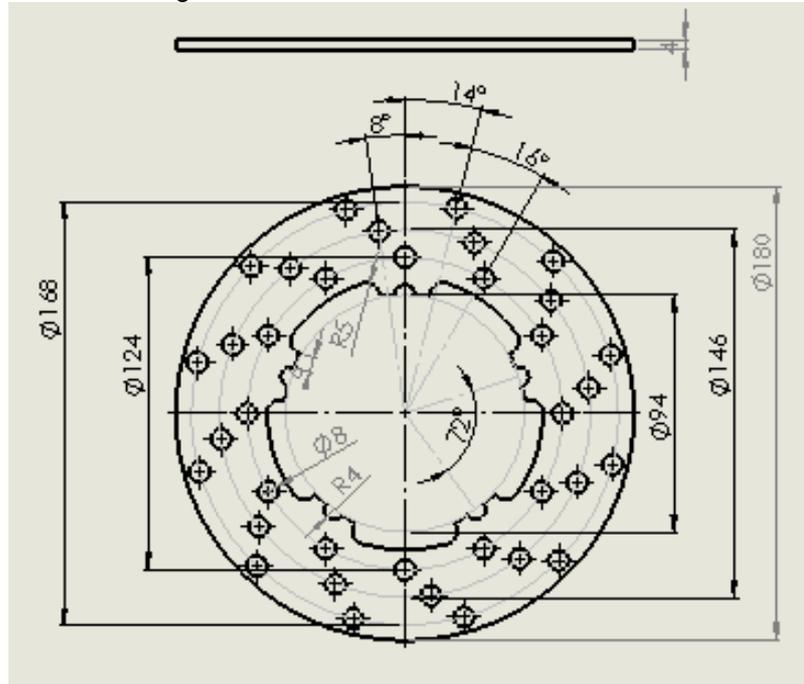
$$P = \frac{I_{max}E}{D(x_e + 1)} = 108,64 \text{ MPa} \quad P = \frac{I_{min}E}{D(x_e + 1)} = 78,32 \text{ MPa}$$

Para uma simulação estática do disco de freio, o software SolidWorks é utilizado. Nestas análises são fornecidos os valores máximos de tensão, deslocamento e deformação.

6.3 Desenhos Técnicos

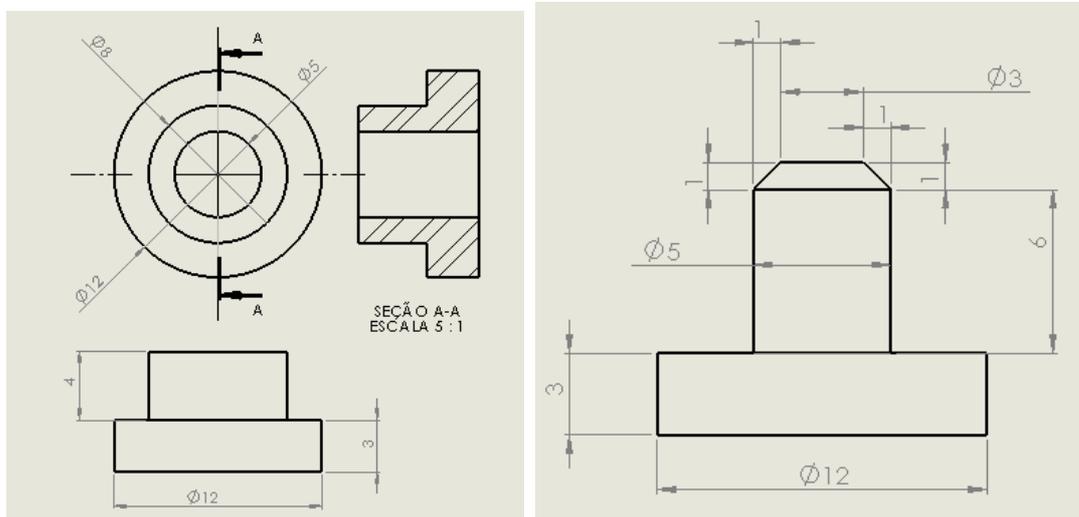
Os desenhos técnicos via SolidWorks estão nas Figuras 47, 48 e 49.

Figura 47 - Desenho Técnico Disco traseiro



Fonte: Autoria Própria

Figura 48 - Desenhos Técnicos elementos de fixação



Fonte: Autoria Própria

Figura 49 - Desenho Técnico Disco dianteiro

7 AVALIAÇÃO FINAL DO PROJETO

Para uma avaliação final do projeto, temos variáveis já determinadas como relação do pedal de freio; diâmetros de discos, pinças e cilindros mestre, e a posição do centro de massa (dados adquiridos de um projeto antigo da equipe de FSAE da UFJF). Para o cálculo da máxima desaceleração temos equação (3.4) determinada por Puhn [18].

$$D_{Xmax} = \frac{\left(\mu_f g \frac{B_r}{B} + \mu_r g \frac{B_f}{B}\right)}{\left(1 + \mu_r \frac{h}{B} + \mu_f \frac{h}{B}\right)}$$

$$B_f = 0,85 \quad B_r = 0,80 \quad B = 1,65 \quad h = 0,35 \quad D_{Xmax} = 7,5822 \text{ m/s}^2$$

Agora vamos aplicar os estudos para a simulação de uma prova de frenagem de competição e regularizar a distribuição do balance bar por questões de segurança.

7.1 Torque de Frenagem

Num projeto de freios de um carro de fórmula SAE, o objeto final é a aprovação na prova de frenagem da competição. Para simular um teste consideramos uma velocidade inicial de 12 m/s e uma distância percorrida de 12m, assim preenchendo as Tabelas 20 e 21.

$$v^2 = v_0^2 + 2a\Delta S \quad a = \frac{-v_0^2}{2\Delta S} = 6 \text{ m/s}^2 \quad G = 6 \text{ m/s}^2 / 9,81 = 0,611$$

Com base num projeto antigo da equipe da UFJF, temos uma massa total de 300kg, sendo assim temos os seguintes parâmetros nos máximos valores antes do deslizamento.

Tabela 20 : Força Máxima em cada roda

Força nas rodas dianteiras	Força nas rodas traseiras
1015,335 N	676,89 N

Fonte: Autoria Própria

Tabela 21: Torque Máximo em cada roda

Torque nas rodas dianteiras	Torque nas rodas traseiras
266,67 N.m	182,05 N.m

Fonte: Autoria Própria

A Tabela 22 apresenta as principais variáveis apresentadas pelo dimensionamento do projeto. Já a Tabela 23, o torque de frenagem.

Tabela 22: Variáveis para cálculo do Torque de Frenagem gerado

Razão de Pedal	Força de ação do piloto	Força do pedal	Relação dianteira Balance Bar	Relação traseira Balance Bar	Relação de diâmetros dianteira	Relação de diâmetros traseira
4,5	350	1575	0,5	0,5	2,26	2,02

Fonte: Autoria Própria

Tabela 23: Torque gerado pelo sistema aplicando uma força de 350N no Pedal

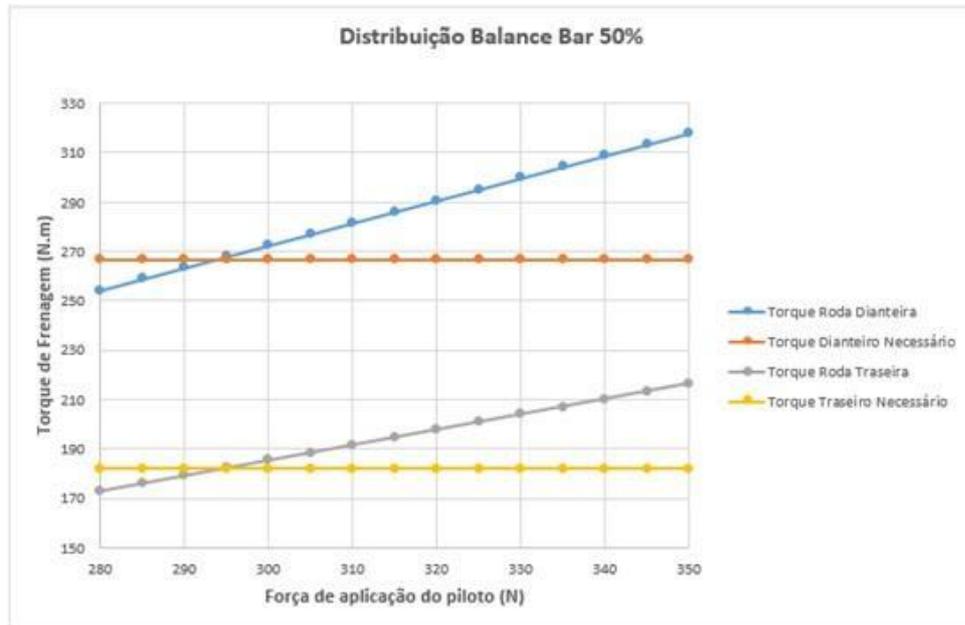
Torque gerado nas rodas dianteiras	Relação Torque Real/Necessário	Torque gerado nas rodas traseiras	Relação Torque Real/Necessário
317,96 N.m	1,19	216,43 N.m	1,18

Fonte: Autoria Própria

7.2 Balance Bar

Para o balance bar, é necessário que o travamento de rodas dianteiro ocorra primeiro que o traseiro. No gráfico da Figura 50 podemos perceber esse intervalo.

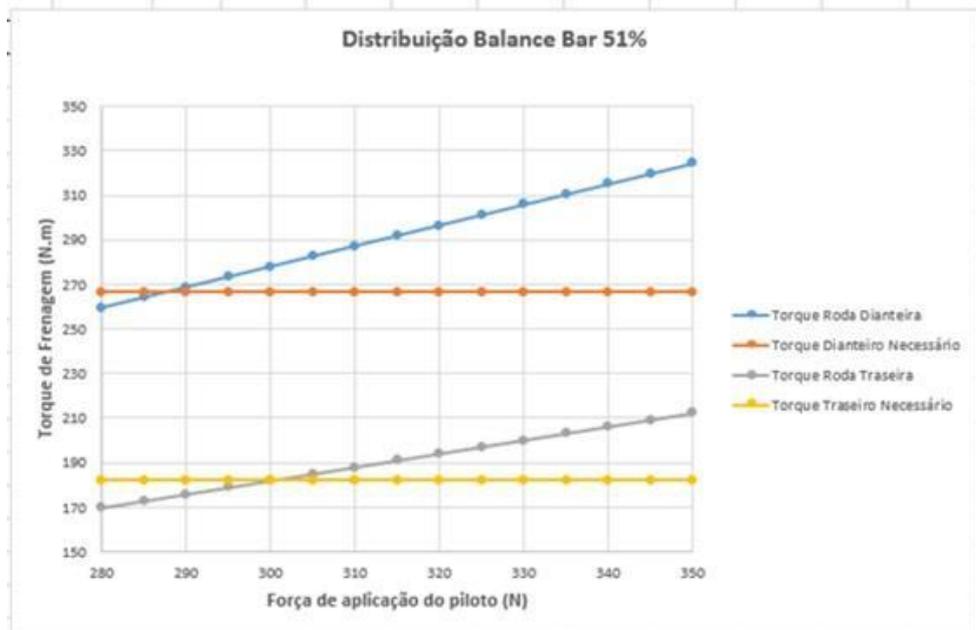
Figura 50 - Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 50% no *Balance Bar*



Fonte: Autoria Própria

No caso de um *balance bar* com distribuição 51% para o eixo dianteiro e 49% para o traseiro, os resultados podem ser ainda melhores. Neste caso, aumenta a margem de tempo que as rodas dianteiras travam antes das traseiras, como no gráfico da Figura 51.

Figura 51 - Curva Força de Aplicação do Piloto x Torque de Frenagem para uma distribuição de 51% na Balance Bar



Fonte: Autoria Própria

7.3 Pedal de Freio

Com os gráficos e tabelas acima, percebemos que para a frenagem segura a força de acionamento ultrapassa levemente os 295N, sendo que a desaceleração pretendida é de 0,611G. Fizemos o cálculo dessa desaceleração em termos de G e encontramos o valor de 491 N/G, o que é um valor plenamente aceitável segundo Limpert [12].

Para a determinação do curso máximo do pedal, seguimos a recomendação de Dos Santos [6], que determinou as angulações com um inclinômetro e conhecendo o valor de volume de fluido deslocado de cada pinça, conforme a Tabela 24.

Tabela 24: Curso do Pedal de Freio

Sistema Frio		Sistema aquecido	
Angulação [°]	Deslocamento [mm]	Angulação [°]	Deslocamento [mm]
20	48	36	86,75

Fonte: Autoria Própria

7.4 Análise em Elementos Finitos

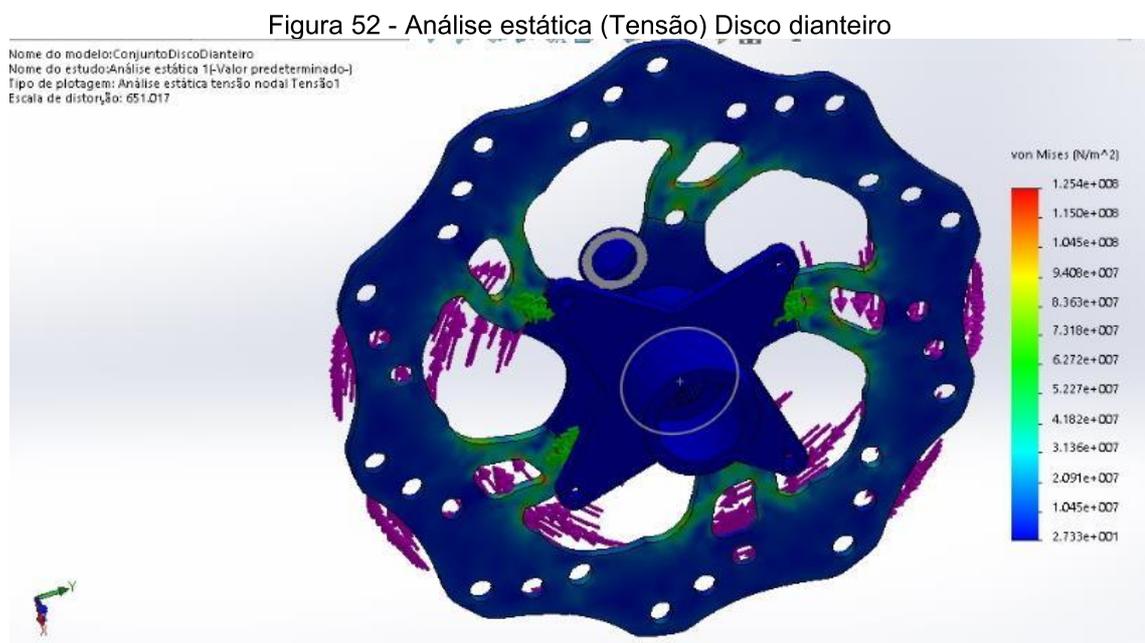
As análises em elementos finitos são simulações feitas através do *software* Solidworks. Nas seis primeiras figuras, temos as análises dos discos de freio, fixados no cubo de roda, com o movimento de rotação e o torque aplicado com as pastilhas, aplicadas com as ferramentas do *software*. Ambos os discos estão simulados com o material correto, o Aço Inoxidável Martensítico 420.

Nas Figuras 52 e 55, temos análises de tensão e percebemos os maiores valores próximos aos pontos de fixação dos discos com os cubos de roda, porém com valores abaixo de $8.00 \text{ e}+007 \text{ N/m}^2$, ou seja, não representa risco nenhum ao projeto. Nas Figuras 53 e 56, temos análises de deslocamento dos discos, sendo que nas áreas mais distantes do centro, onde a pastilha tem contato ao disco, o deslocamento URES chega a valores próximos a $3.00 \text{ e}-002 \text{ mm}$, sendo os pontos críticos do projeto. A longo prazo, causa empenamento dos discos, mas para o projeto é suficiente. Já nas Figuras 54 e 57, temos as deformações ESTRN menores que $2.50 \text{ e}-006$ próximo às áreas de fixação, valores baixos que não ameaçam o projeto.

Para a simulação do pedal do freio, foi utilizada a ferramenta de fixação do Solidworks, pois ele está engastado no tubo guia do *balance bar*. Também foi aplicada a força de acionamento na placa do pedal, pois é onde o piloto aciona o sistema de freios. Aplicando o Alumínio 6061, na Figura 58 temos a simulação de tensão, onde o máximo valor não ultrapassa $1.20 \text{ e}+008 \text{ N/m}^2$ na região próxima a fixação ao *balance bar*, números muito seguros. Na Figura 59 temos a análise de deslocamento onde temos o ponto crítico na placa do pedal com valores URES próximos a $1.40 \text{ e}-000 \text{ mm}$, trazendo riscos a longo prazo. No Figura 60, as deformações são maiores na região próxima à fixação ao *balance bar* com valores ESTRN até $9.00 \text{ e}-004$, que são números baixos. No geral, o pedal atende muito bem ao projeto.

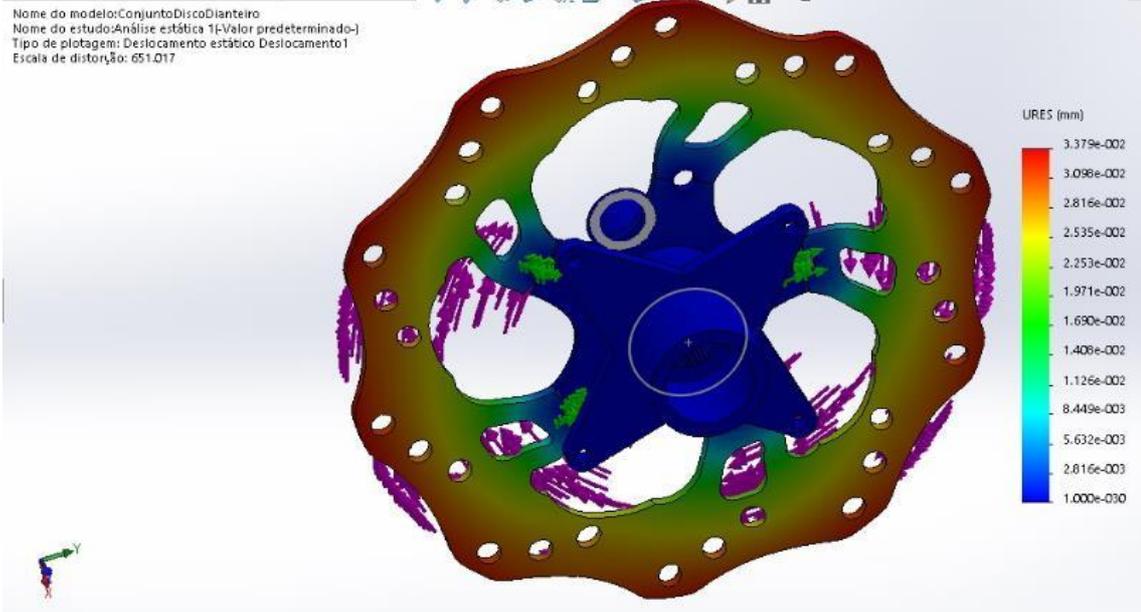
Posteriormente temos as simulações dos componentes do *balance bar*. Com as ferramentas do *software* fixamos nas juntas as áreas presas aos eixos. E eixos simulamos as áreas engastadas no tubo guia e aplicamos como forças, as reações de apoio. Nas Figuras 61 e 67 temos as análises de tensão das juntas rotacionais. Com valores abaixo de $4.50 \text{ e}+007 \text{ N/m}^2$ próximo a área de fixação, são ótimos números em relação ao limite de escoamento do Aço AISI 1020. Nas Figuras 62 e 68, aparecem as simulações de deslocamento, onde os pontos críticos estão do lado contrário à fixação, chegando a até URES $2.00 \text{ e}-003 \text{ mm}$. Por fim, nas Figuras 63 e 69 temos as análises de deformação, com os maiores valores ESTRN próximos à área de fixação chegando a $1.90 \text{ e}-004$, o que também não oferece risco ao trabalho.

E finalmente, as simulações dos eixos das juntas do *balance bar*, começando com as análises de tensão nas Figuras 64 e 70. Próximo a fixação ao tubo guia temos o ponto crítico com números próximos ao $8.50 \text{ e}+006 \text{ N/m}^2$. Nas Figuras 65 e 71, as simulações apontam o mesmo ponto crítico com deslocamento URES $\text{e}-004\text{mm}$. Nas Figuras 66 e 72, os valores próximos à fixação com o tubo, são de deformação ESTRN $3.00 \text{ e}-005$. Logo, todas as simulações validam o projeto como apto a ser colocado em prática.



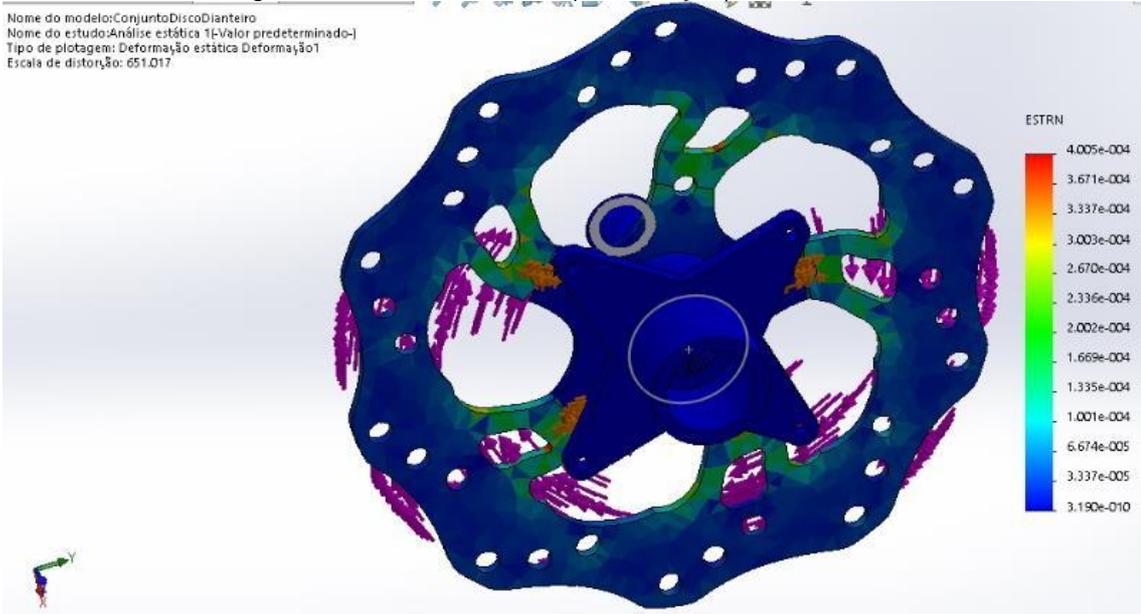
Fonte: Autoria Própria

Figura 53 - Análise estática (Deslocamento) Disco dianteiro



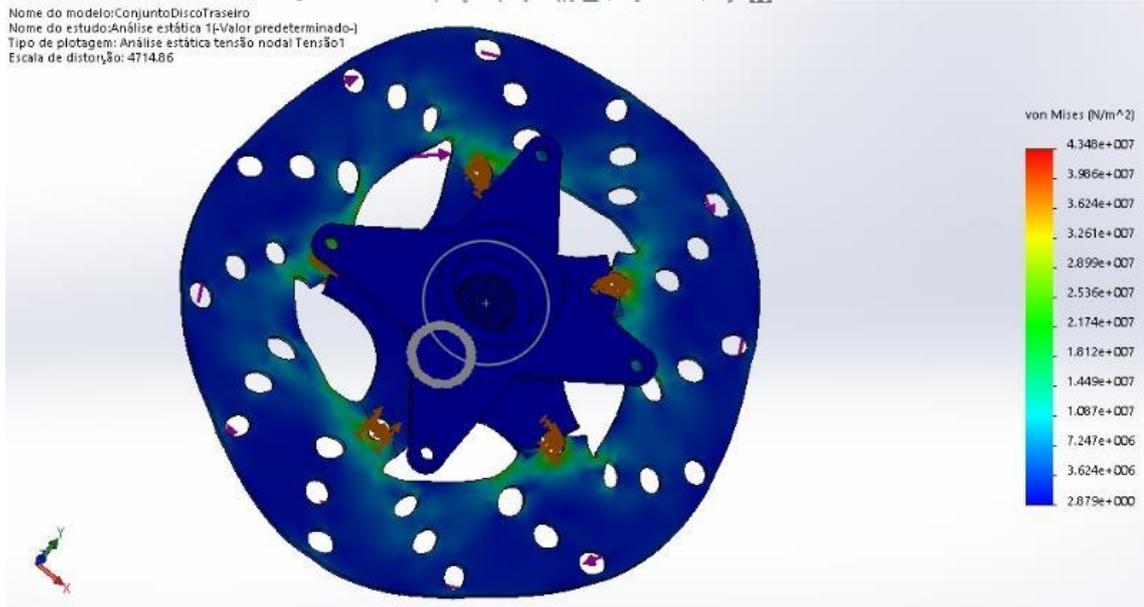
Fonte: Autoria Própria

Figura 54 - Análise estática (Deformação) Disco dianteiro



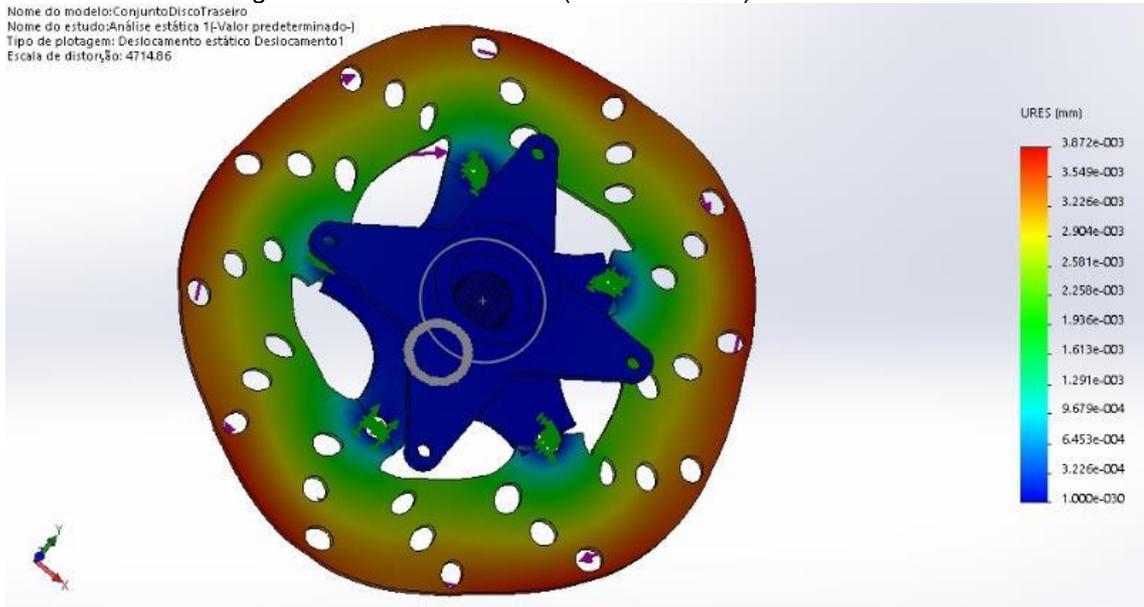
Fonte: Autoria Própria

Figura 55 - Análise estática (Tensão) Disco traseiro



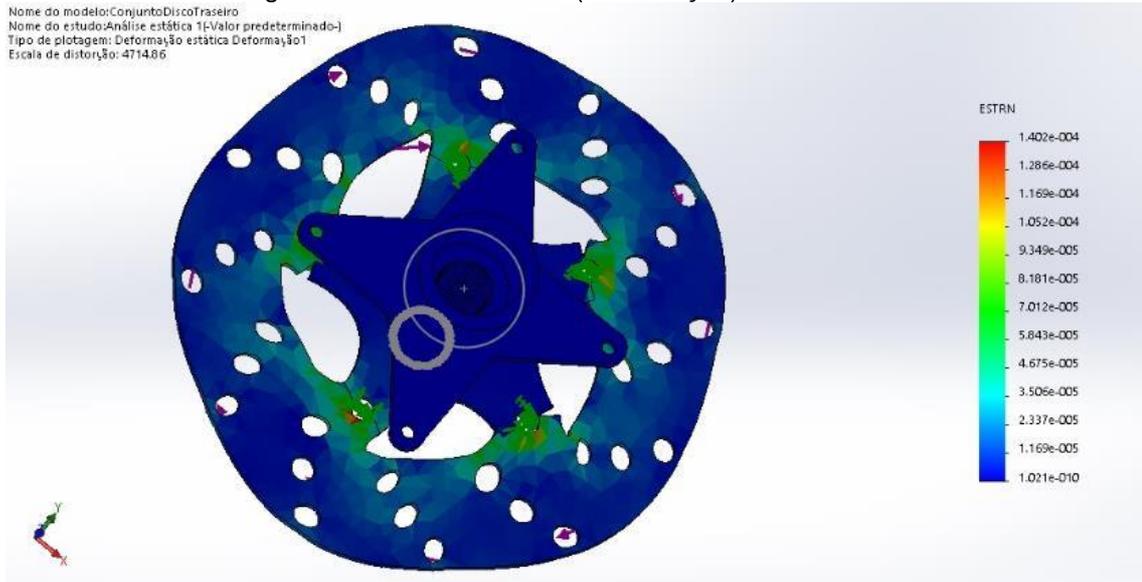
Fonte: Autoria Própria

Figura 56 - Análise estática (Deslocamento) Disco traseiro



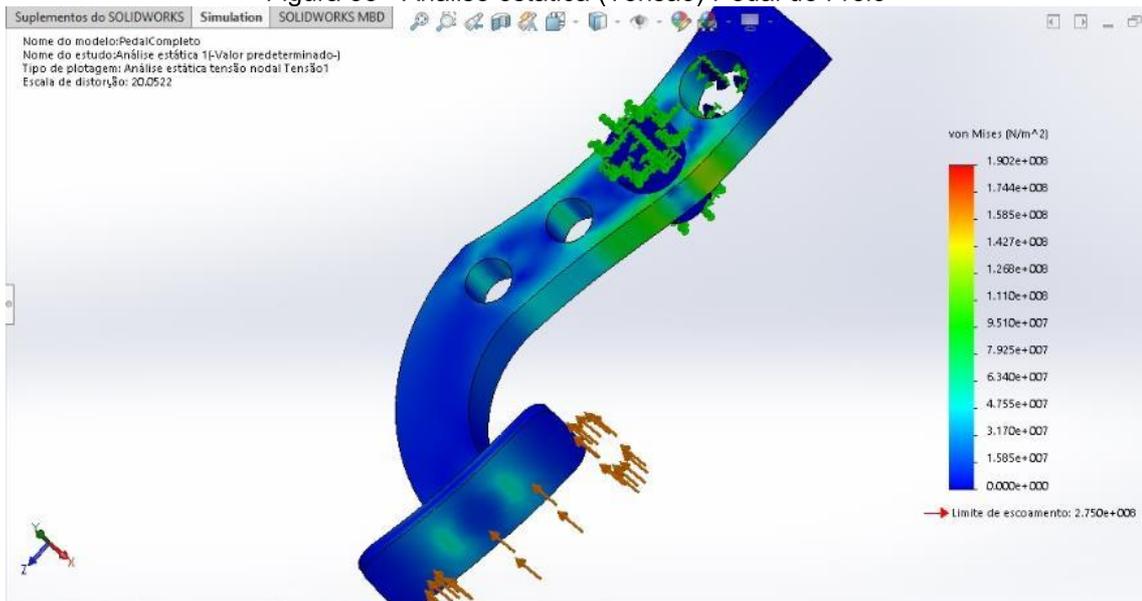
Fonte: Autoria Própria

Figura 57 - Análise estática (Deformação) Disco traseiro



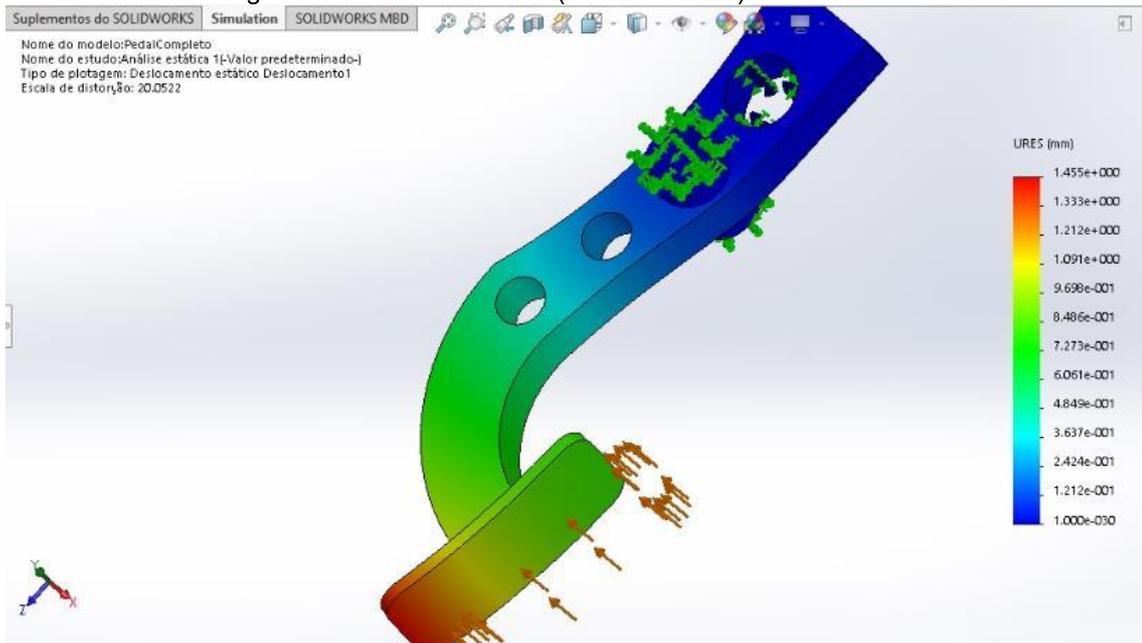
Fonte: Autoria Própria

Figura 58 - Análise estática (Tensão) Pedal de Freio



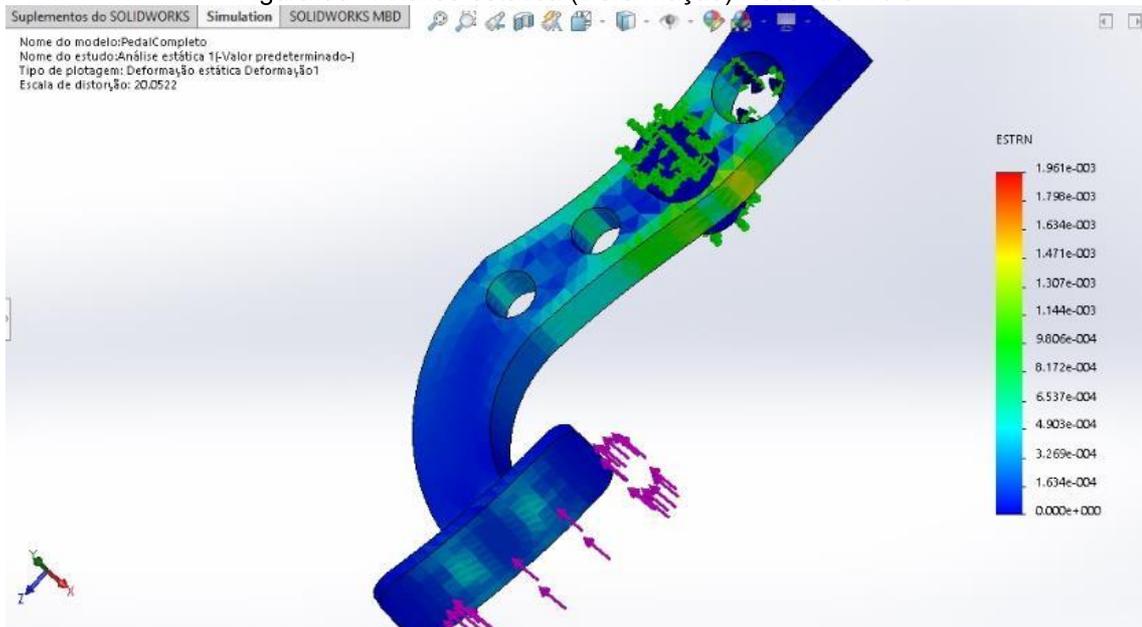
Fonte: Autoria Própria

Figura 59 - Análise estática (Deslocamento) Pedal de Freio



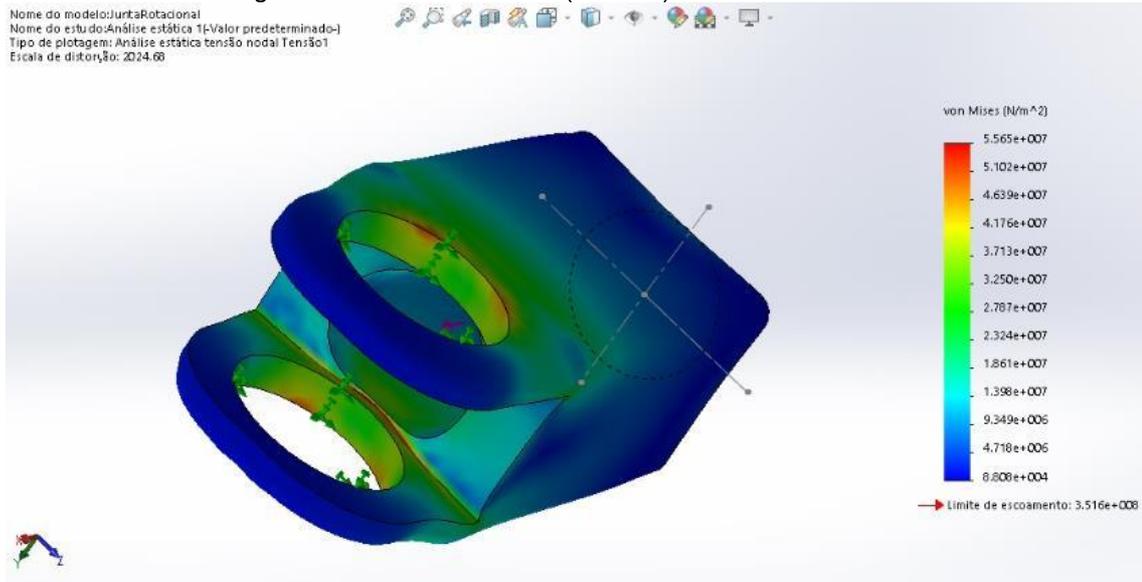
Fonte: Autoria Própria

Figura 60 - Análise estática (Deformação) Pedal de Freio



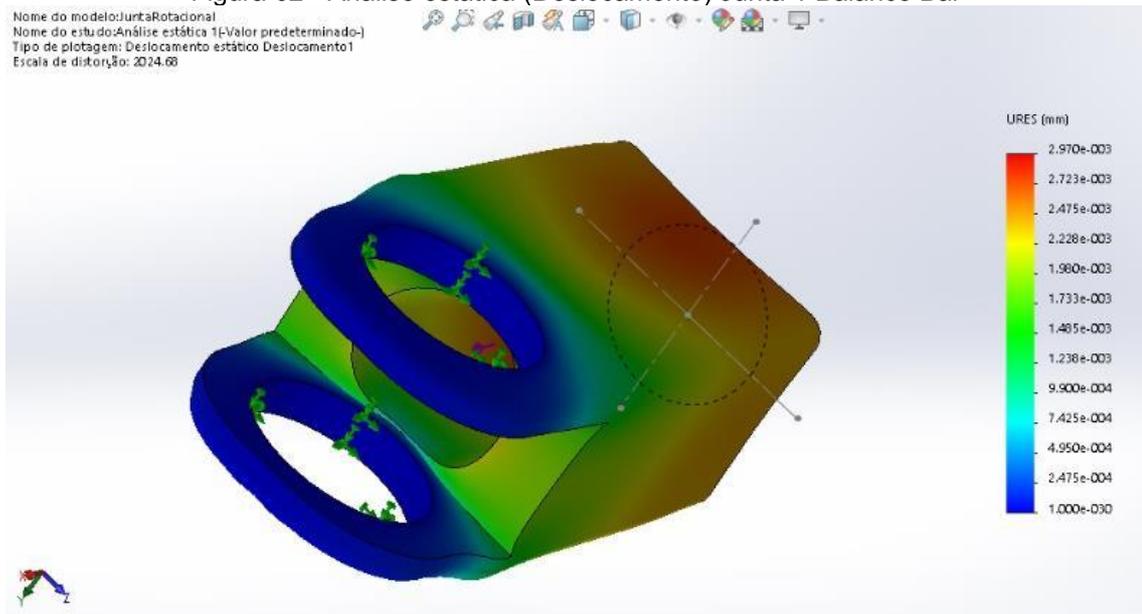
Fonte: Autoria Própria

Figura 61 - Análise estática (Tensão) Junta 1 Balance Bar



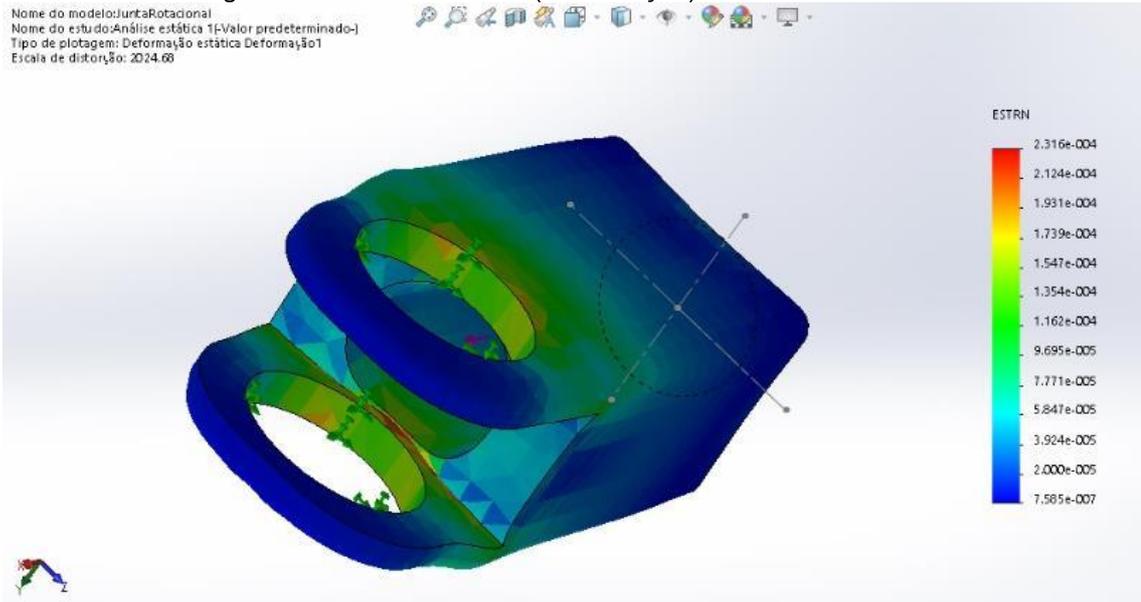
Fonte: Autoria Própria

Figura 62 - Análise estática (Deslocamento) Junta 1 Balance Bar



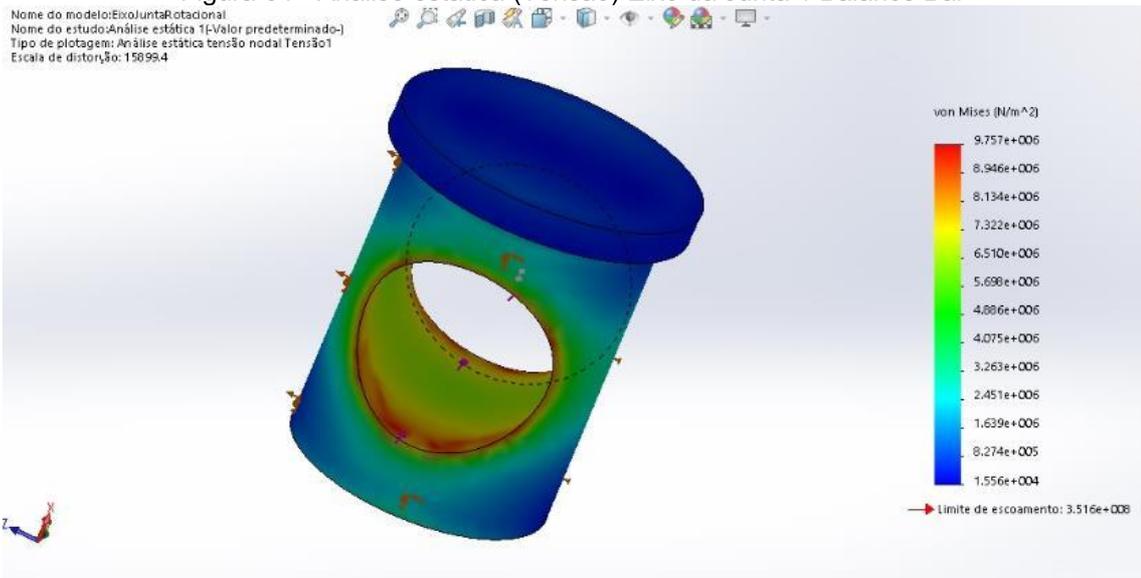
Fonte: Autoria Própria

Figura 63 - Análise estática (Deformação) Junta 1 Balance Bar



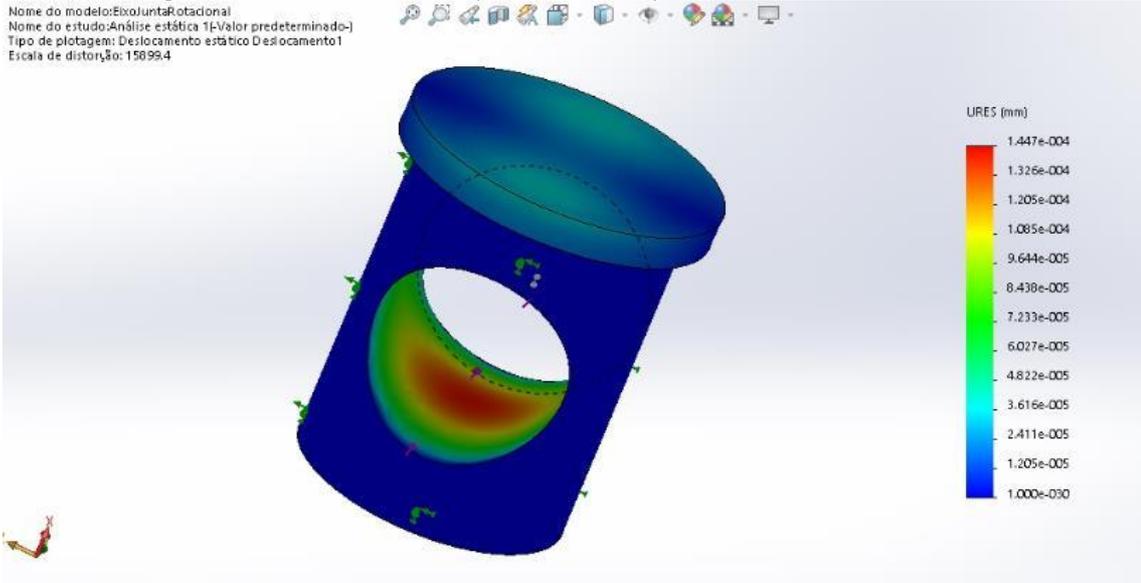
Fonte: Autoria Própria

Figura 64 - Análise estática (Tensão) Eixo da Junta 1 Balance Bar



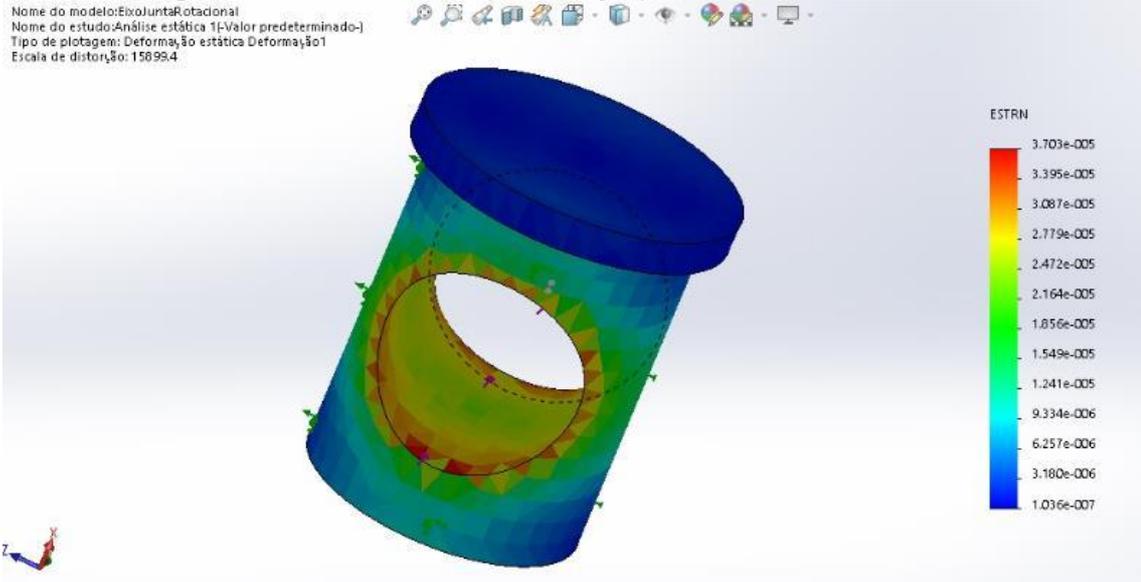
Fonte: Autoria Própria

Figura 65 - Análise estática (Deslocamento) Eixo da Junta 1 Balance Bar



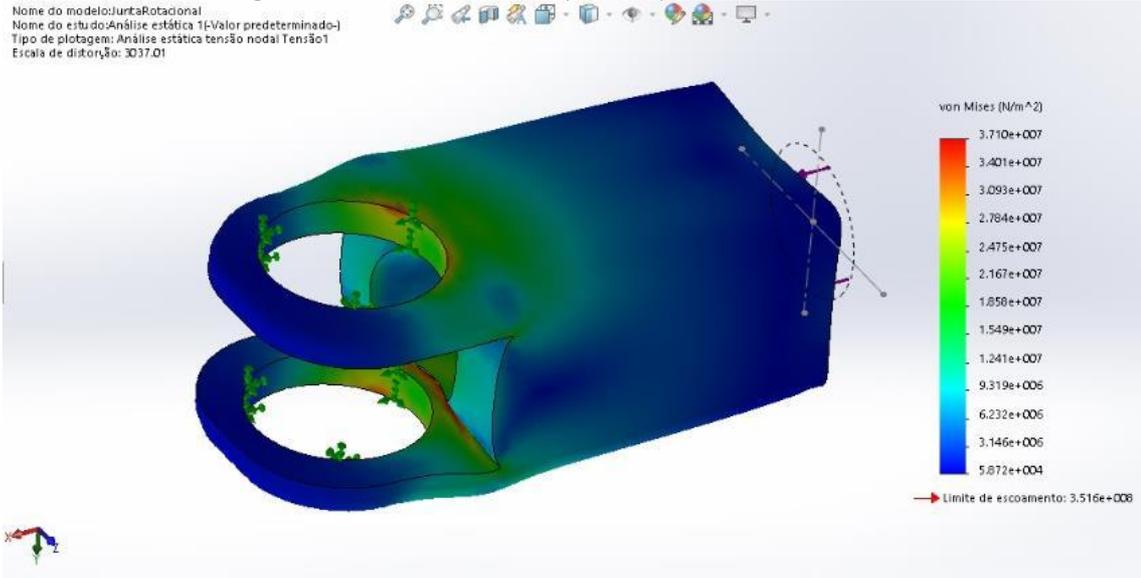
Fonte: Autoria Própria

Figura 66 - Análise estática (Deformação) Eixo da Junta 1 Balance Bar



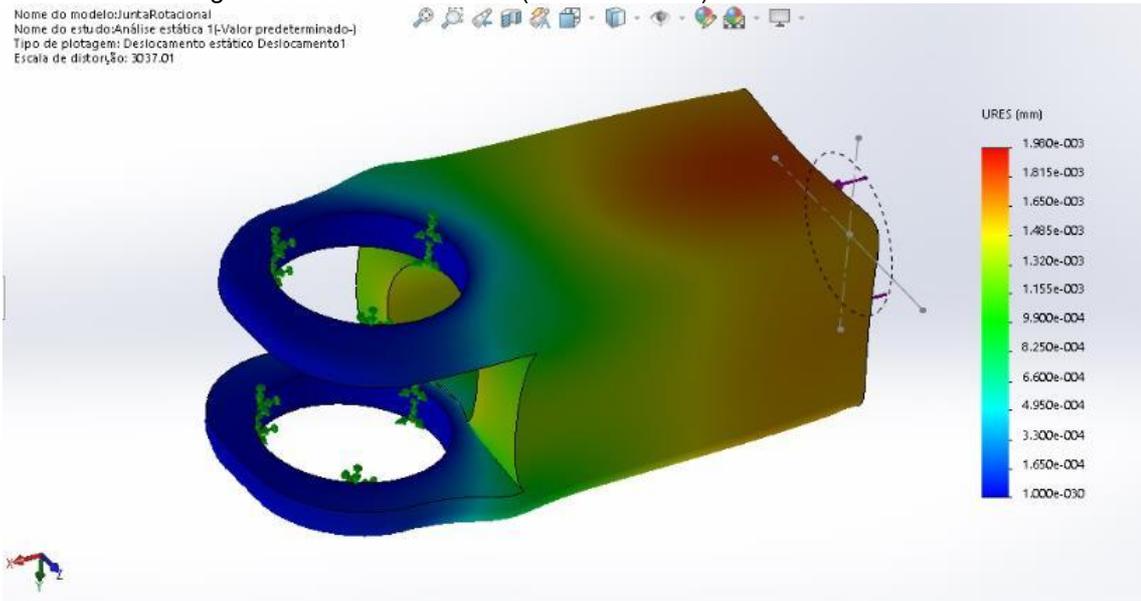
Fonte: Autoria Própria

Figura 67 - Análise estática (Tensão) Junta 2 Balance Bar



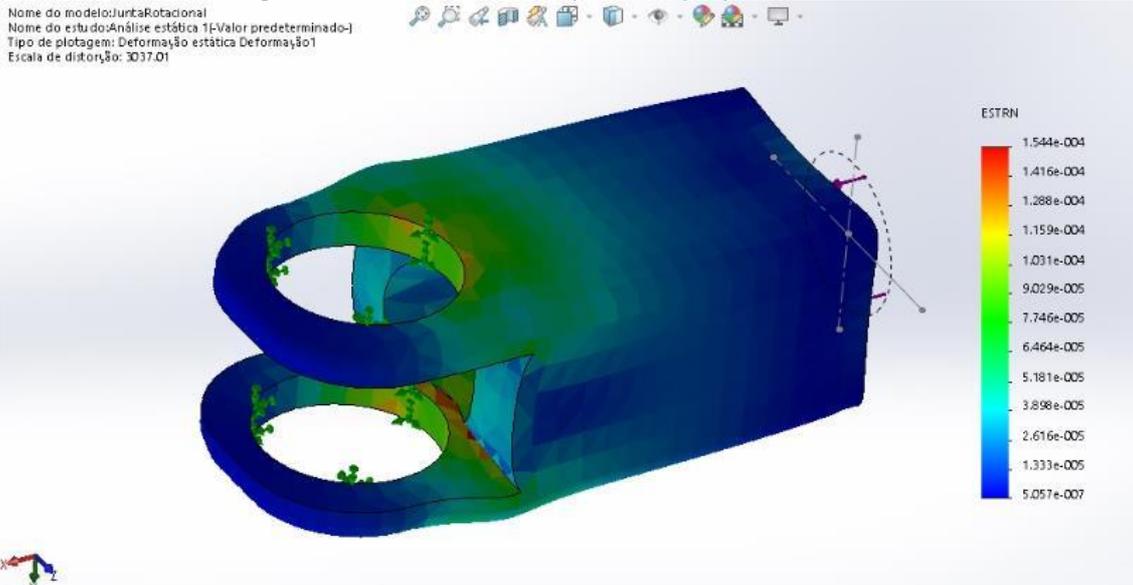
Fonte: Autoria Própria

Figura 68 - Análise estática (Deslocamento) Junta 2 Balance Bar



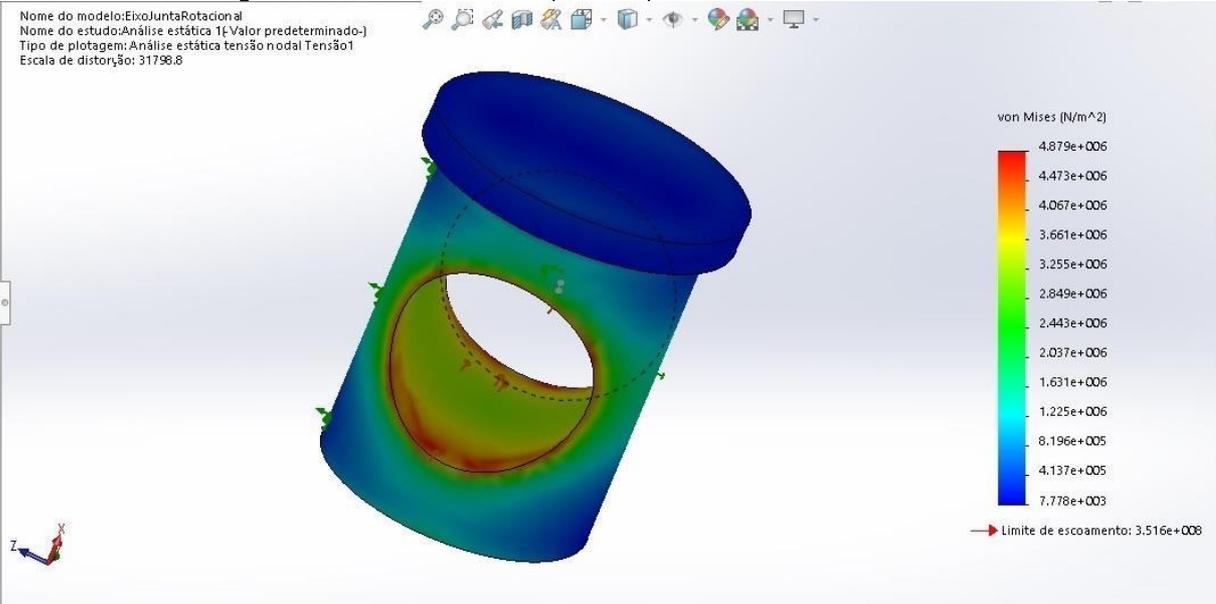
Fonte: Autoria Própria

Figura 69 - Análise estática (Deformação) Junta 2 Balance Bar



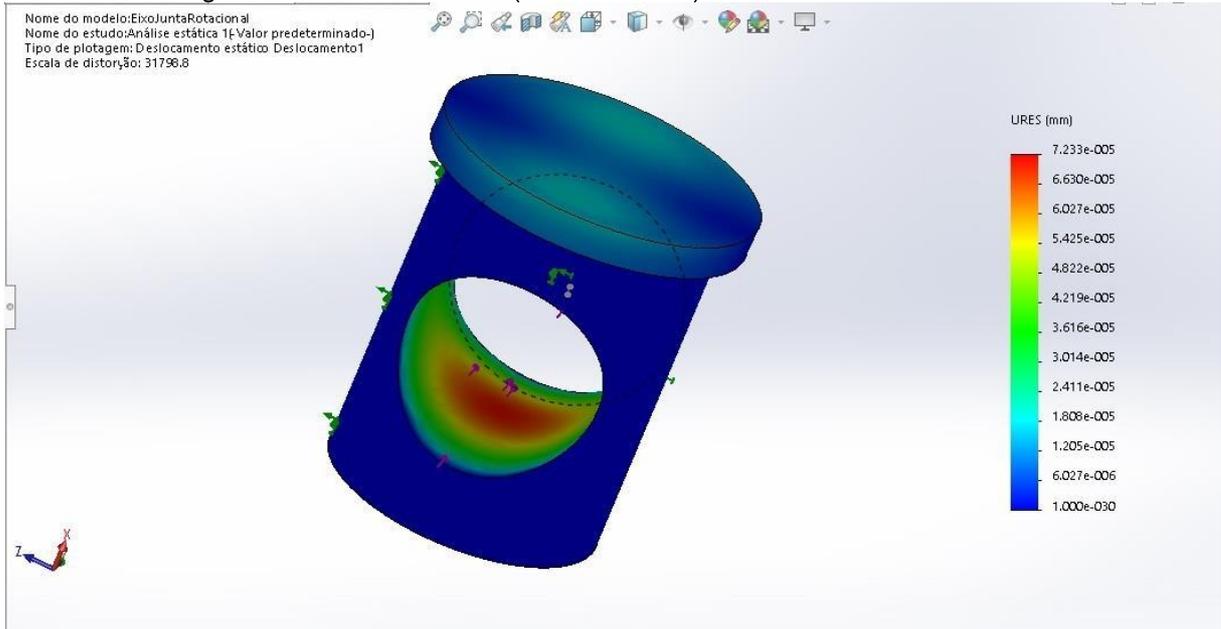
Fonte: Autoria Própria

Figura 70 - Análise estática (Tensão) Eixo da Junta 2 Balance Bar



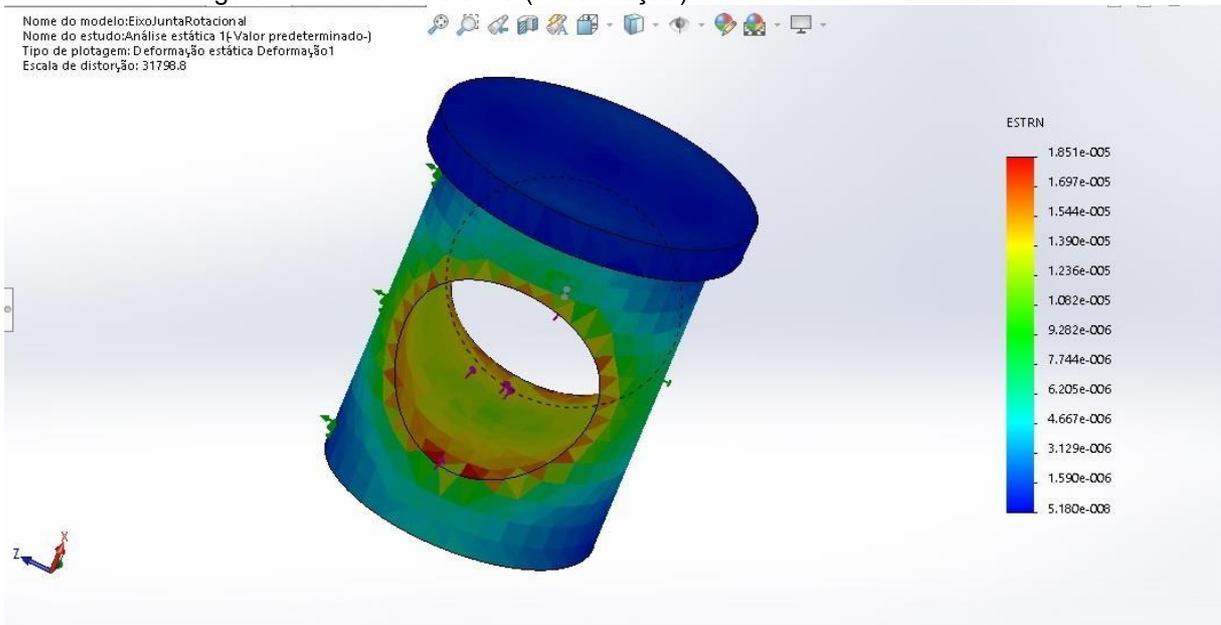
Fonte: Autoria Própria

Figura 71 - Análise estática (Deslocamento) Eixo da Junta 2 Balance Bar



Fonte: Autoria Própria

Figura 72 - Análise estática (Deformação) Eixo da Junta 2 Balance Bar



Fonte: Autoria Própria

8 CONCLUSÃO

Esse trabalho se trata de um sistema de freio a disco hidráulico. Em outras palavras, um projeto mecânico que consiste em converter energia cinética e energia térmica através da fricção. Seu funcionamento é baseado no princípio de Pascal, que a pressurização sobre um líquido é distribuída uniformemente em todas as partículas desse fluido, ou seja, a pressão hidráulica é constante. O calor é dissipado nos discos e o objetivo é a desaceleração do veículo até a parada. Conhecimentos de dinâmica veicular foram utilizados para o projeto.

Entre os componentes, três deles foram projetados: Pedal, disco e *balance bar*. Os outros são padronizados no mercado e foram analisados e escolhidos de acordo com sua viabilidade e seu custo benefício, dentro desse tipo de projeto universitário, atendendo as regras impostas ao mesmo. Entre esses componentes temos cilindro-mestre, pinças e pastilhas, além das linhas de freio, rígidas e flexíveis.

O projeto do pedal de freio, teve a escolha da liga de Alumínio 6061 como material, e dimensionamento de acordo com medidas plausíveis calculadas com o diagrama de corpo livre. Um rolamento foi escolhido e a montagem é feita por interferência. Avaliando as simulações computacionais o pedal atende nosso objetivo.

O *balance bar* tem a importante função de distribuir a força de acionamento para o cilindro-mestre. Seu material é o Aço 4340. Para seu dimensionamento foi necessário um diagrama do momento fletor e sua montagem é feita por interferência, incluindo sua junta rotacional e sua rótula esférica. Analisamos os esforços via Solidworks e os pontos críticos não oferecem grande riscos ao trabalho.

Outra parte projetada foi o disco de freio, sendo distintos os dianteiros e traseiros, devido a distribuição de força no processo de frenagem. Seu material é o Aço Inox 420 e sua montagem também feita por interferência. Os discos obviamente possuem perfurações para a dissipação do calor e atendem perfeitamente o nosso sistema de freios.

Podemos concluir que o projeto atendeu as expectativas. As peças projetadas foram testadas com simulações e estão coerentes com os objetivos, e os componentes escolhidos são opções viáveis no mercado. Esse trabalho possibilitou um aprendizado e foi concluída de projetar um freio a disco com grandes chances de ser aprovado numa prova de frenagem, caso uma equipe o coloque em prática.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- [1] BLAU, P. J. **Friction Science and Technology: From Concepts to Applications**, 2 ed. USA, CRC Press, 2008.
- [2] BREUER, B; BILL, K. **Brake Technology Handbook**. Warrendale, Pennsylvania, SAE International, 2008.
- [3] BUDYNAS, RICHARD. G., NISBETT, J. KEITH. **Elementos de Máquinas de Shigley** – Projeto de Engenharia Mecânica, 8 ed. Bookman, 2011.
- [4] COSTA, P.G. **A Bíblia do Carro**, versão digital, 2002.
- [5] DA SILVA, PEDRO HENRIQUE MORAES, **Análise do Sistema de Freio de um Veículo Fórmula SAE**, 2017.
- [6] DOS SANTOS, GUSTAVO CARVALHO MARTINS, **Projeto E Dimensionamento De Um Sistema De Freios Aplicado A Um Veículo Fórmula SAE**, 2014.
- [7] EGER, ANDRÉ, **Simulação e Análise do Desempenho Longitudinal Veicular Sob Condições Dinâmicas Trativas**, 2007.
- [8] GILLESPIE, T. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**. Warrendale, SAE International, 1992.
- [9] GENTA, G., MORELLO, L. **The Automotives Chassis, Vol 2** – System Design, Italy, Springer, 2009.
- [10] HALLIDAY, D, RESNICK, R., WALKER, J. **Fundamentals of Physics**, 8 ed. USA, Wiley, 2008.
- [11] HEIRING, B; ERSOY, M. **Chassis Handbook**. Wiesbaden, Springer Fachmedien 2011.
- [12] LIMPert, R. **Brake Design e Safety**, 2 ed. Warrendale, SAE International, 1999.
- [13] MARCO FILHO, FLÁVIO DE, - **Apostila de Metrologia**, 2009.
- [14] MARQUES, FERNANDO AMARAL, **Estudo Comparativo de Propriedades Mecânicas do Quadro de Bicicletas, fabricados com Alumínio, Titânio e Aço**, 2013.
- [15] ORTHWEIN, W.C. **Clutches and Brakes – Design and Selection**, 2 ed. New York, Marcel Dekker, 2004.
- [16] OSHIRO, D. **Brake Article**, USA, 1994.

[17] PAMPHLET, D. **Analysis and design automotive brake system.** [S. I.]: US Army material development & readiness command, 1976.

[18] PUHN, F. **Brake Handbook**, 1 ed., New York, HpBooks, 1987.

[19] REIF, K. **Brakes, Brake Control and Driver Assistance Systems.** Wiesbaden, Springer 2014.

[20] STONE, R., BALL, J.K. **Automotive Engineering Fundamentals**, Warrendale **SAE International** 2004

[21] WHITE MARTINS, **Informe Técnico – Soldagem do Alumínio e Suas Ligas**, 2002.