

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

TRABALHO DE CONCLUSÃO DE CURSO

Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro
de competição classe Fórmula SAE®

Aluno: Lucas Silva Yoshida
Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

São Carlos – SP
2013

UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO – USP
ESCOLA DE ENGENHARIA DE SÃO CARLOS – EESC
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA – SEM

Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro
de competição classe Fórmula SAE®

Trabalho de conclusão de curso
apresentado ao Departamento de
Engenharia Mecânica, da Escola de
Engenharia de São Carlos, da
Universidade de São Paulo, como parte
dos requisitos necessários para conclusão
do curso de Graduação em Engenharia
Mecânica. Área de concentração:
Engenharia Mecânica.

Aluno: Lucas Silva Yoshida
Orientadora: Profa. Dra. Zilda de Castro Silveira

São Carlos – SP
2013

AUTORIZO A REPRODUÇÃO TOTAL OU PARCIAL DESTE
TRABALHO, POR QUALQUER MEIO CONVENCIONAL OU ELETRÔNICO,
PARA FINS DE ESTUDO E PESQUISA, DESDE QUE CITADA A FONTE.

Yoshida, Lucas Silva

Y54p Projeto adaptativo de um sistema de freios para
utilização em carro de competição classe Fórmula SAE® /
Lucas Silva Yoshida; orientadora Zilda de Castro
Silveira. São Carlos, 2013.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica)

--

Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo, 2013.

1. freios mecânicos. 2. projeto sistemático. 3.
Fórmula SAE. 4. desenvolvimento de projeto. I. Título.

FOLHA DE AVALIAÇÃO

Candidato (a): Lucas Silva Yoshida

Título: Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro de competição classe Fórmula SAE

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à
Escola de Engenharia de São Carlos da
Universidade de São Paulo
Curso de Engenharia Mecânica.

BANCA EXAMINADORA

Prof. Associado Jans de Carvalho

Nota atribuída: 9,5 (nove e meio)

[Assinatura]
(assinatura)

Prof. Eng. Mec. Rafael Mottazzo

Nota atribuída: 9,5 (nove e meio)

Rafael B. Mottazzo
(assinatura)

Profa. Dr. Zilda de C. Silveira

(orientador(a))

Nota atribuída: 10,0 (dez)

Zilda de C. Silveira
(assinatura)

Média: 9,7 (nove e sete)

Resultado: Aprovado

Data: 09/12/2013

Este trabalho tem condições de ser hospedado no Portal Digital da Biblioteca da EESC

SIM NÃO Visto do orientador [Assinatura]

AGRADECIMENTOS

À Equipe EESC USP – Fórmula SAE que proporcionou uma experiência única de aprendizagem, trabalho, espírito de equipe e superação.

À professora Zilda de Castro Silveira, por acreditar, apoiar e ensinar no desdobramento do trabalho.

Aos grandes amigos que fiz durante os anos de graduação, em especial ao Maurício de Souza que muito ajudou nas análises CAE e de metodologia de projeto.

*"-Erra, por certo, gravemente, aquele que
hesita em perdoar; erra, entretanto,
muito mais ainda aos olhos
de Deus, aquele que condena sem
hesitar."*

(Malba Tahan - O homem que calculava)

Yoshida, L.S. (2013) **Projeto adaptativo de um sistema de freios para utilização em carro de competição classe Fórmula SAE®**. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 100p.

RESUMO

Neste trabalho é apresentado um estudo da melhoria do projeto de freio do veículo de competição acadêmica utilizando abordagem da metodologia de projeto. O projeto e melhoria de um sistema de freios envolvem diferentes áreas da engenharia mecânica, desde análise estrutural e térmica até fenômenos tribológicos. Características de desempenho altamente requeridas em componentes e conjunto do sistema de freios são sem dúvida, durabilidade e confiabilidade. Essas medidas de qualidade temporal são fortemente dependentes das decisões de projeto tomadas, ao longo do projeto conceitual, preliminar e detalhado e a partir, dos dados da engenharia experimental e dados de desempenho efetivamente obtidos ou estimados. O objetivo deste trabalho é apresentar a melhoria do projeto do sistema de freios do protótipo Fórmula SAE® (2012) de forma sistemática, baseado em projeto adaptativo. Através de um estudo de caso do conceito utilizado, foram levantadas as informações sobre cada componente, pontos de melhoria e escolha dos itens a serem desenvolvidos levando em conta as características e limitações do projeto. Conclui-se que o uso de ferramentas de metodologia de projeto auxilia na tomada de decisões e na escolha das frentes de trabalho para um melhor resultado do projeto.

Palavras-chave: *freios mecânicos; projeto sistemático; Fórmula SAE®; desenvolvimento de projeto.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Princípios físicos, arranjos básicos e métodos de acionamento para transferência de energia de um componente para outro.....	14
Figura 2 - Freios de atrito.....	15
Figura 3 - Freio eletromagnético.....	15
Figura 4 - Componentes do Freio a Tambor.....	17
Figura 5- Freio cônico.....	17
Figura 6 - Multiplicação da força, Pedal e Pinça.....	20
Figura 7 - Servo freio.....	21
Figura 8 - Tipos de freio a disco.....	23
Figura 9 – Mecanismo de auto-regulagem dos freios a disco.....	24
Figura 10 - Ciclo de desenvolvimento de produtos.....	26
Figura 11 - Árvore funcional de um descascador de batatas.....	28
Figura 12 - Configuração de um quadro morfológico.....	30
Figura 13 - Configuração do projeto.....	34
Figura 14 - Disposição dos circuitos hidráulicos independentes no protótipo EX.....	35
Figura 15- Princípio da alavanca.....	36
Figura 16 – Pedal de Freio EX.....	37
Figura 17 – Base dos Pedais do Protótipo EX.....	38
Figura 18 - Base dos pedais - Protótipo EX.....	38
Figura 19 - Disposição convencional dos cilindros mestres nos pedais de freio.....	39
Figura 20 – Mecanismo do Bias Bar por posicionamento do pedal.....	40
Figura 21 – Mecanismo de Bias Bar por distância das hastes.....	40
Figura 22 - Cilindro Mestre - Protótipo EX.....	41
Figura 23 - Características da pinça flutuante, projeto E6 a EX.....	44
Figura 24 -- Características térmicas da pastilha de freio - Protótipo EX.....	44
Figura 25 - Pastilha de freio - Protótipo EX.....	45
Figura 26 - Montagem de disco de freio no cubo de roda - Protótipo EX.....	45

Figura 27 – Estrutura analítica do sistema de freios (Fórmula SAE®-EESC-USP).....	47
Figura 28 - Deformação do <i>square-ring</i> durante o acionamento da pinça de freio flutuante.....	52
Figura 29 - Efeito mola pelo retorno da deformação do <i>square ring</i> para seu estado original	53
Figura 30 - Convenção de eixos da SAE.....	57
Figura 31 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob ação de frenagem.	57
Figura 32 – Carga no eixo (N) por desaceleração (g).....	69
Figura 33 - Forças de frenagem normalizadas	70
Figura 34 - Coeficiente de atrito por eixo e melhoria, de acordo com a desaceleração.	70
Figura 35 - Malha gerada no disco para aplicação da carga.	73
Figura 36 - Malha gerada para o disco de freio.	73
Figura 37 - Botão flutuante para fixação de disco flutuante	74
Figura 38 - Modelagem do Disco de Freio. Protótipo EX, 2012.....	75
Figura 39 – Disco de freio EX - Resultado em Tensão.....	75
Figura 40 - Disco de freio EX - Resultado em deslocamento	76
Figura 41 - Modelagem do Disco de Freio. Protótipo E60, 2013.	77
Figura 42 - Disco de freio E60 - Resultado em Tensão	77
Figura 43 - Disco de freio E60 - Resultado em deslocamento.....	78
Figura 44 - Proposta inicial - Espessura 4mm. Resultado em Tensão. .	79
Figura 45 - Proposta Secundária. Espessura 3,5mm. Resultado em Tensão.	80
Figura 46 - Proposta Final. Espessura 3,5mm. Resultado em Tensão..	80
Figura 47 - Proposta final. Espessura 3,5mm. Resultado em deslocamento.....	81
Figura 48 - Pinça dianteira proposta.....	82
Figura 49 - Pastilha de freio Wilwood para pinça dianteira.....	82
Figura 50 – Simulação pinça dianteira com as condições de contorno .	83
Figura 51 - Simulação pinça dianteira.....	83
Figura 52 – Deslocamento por deformação da pinça de freio dianteira.	84
Figura 53 - Pinça traseira proposta.....	85

Figura 54 - Pastilha de freio Wilwood para pinça traseira	85
Figura 55 - Distribuição de tensões da pinça traseira com condições de contorno	86
Figura 56 – Distribuição de tensões da pinça traseira	86
Figura 57 - Deslocamento por deformação da pinça de freio traseira. ..	87
Figura 58 - Vista da montagem disco e cubo de roda	88

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características do Fluido de freio DOT 4.....	42
Tabela 2 – Diagrama Lógico do sistema de freios.....	47
Tabela 3 – Ponderação normalizada das características de cada componente do sistema.	49
Tabela 4 - Vantagens e desvantagens dos componentes em destaque na ponderação da tabela 3.....	49
Tabela 5 –Classificação de acordo com as soluções básicas para cada subfunção – <i>Calipers</i>	51
Tabela 6 – Classificação de acordo com as soluções básicas para cada subfunção – Disco de freio	54
Tabela 7 – Parâmetros de entrada para obtenção da força de frenagem no eixo.....	67
Tabela 8 – Saídas obtidas a partir da força de frenagem no eixo.....	67
Tabela 9 – Combinação do raio efetivo e diâmetro da pinça como parâmetros de entrada e resultados.....	68
Tabela 10 - Combinação do diâmetro do cilindro mestre e diâmetro da pinça como parâmetros de entrada e resultados	68
Tabela 11 - Combinação do raio efetivo e diâmetro do cilindro mestre como parâmetros de entrada e resultados	68

Sumário

1. Introdução	10
1.1 Objetivo	11
2. Embasamento teórico	12
2.1 Freios: Definição e tipos	13
2.1.1 Freios por atrito	16
2.1.2 Comportamento térmico: Absorção de energia e resfriamento	18
2.2 Considerações sobre freios automotivos	19
2.2.1 O torque de frenagem em veículos	20
2.2.2 Freios a disco	22
2.3 Ciclo de desenvolvimento do projeto do produto	25
2.3.1 Fase do projeto conceitual	26
2.3.2 – Projeto Preliminar ou Anteprojeto	32
2.3.3 – Projeto detalhado	33
3. Estudo de caso	34
3.1. Análise do sistema de freios da Equipe EESC-USP Fórmula SAE	36
3.1.1 Pedal	36
3.1.2. <i>Brake bias bar</i>	39
3.1.3. Cilindro Mestre	40
3.1.4. Reservatório de fluido	41
3.1.5. Fluido de freio	41
3.1.6. Linhas de freio	42
3.1.7. Caliper	43
3.1.8. Pastilha	44
3.1.9. Disco	45
4. Escolha dos componentes de projeto	46
4.1. Estudo de melhoria do projeto	46
4.2. Análise morfológica do Caliper	51
4.3. Análise morfológica Disco de freio	54
5. Pré-dimensionamento de componentes do sistema de freios	57

6. Pré-dimensionamento e análise estática.....	72
6.1. Condições de cálculo	72
6.2. Resultados do disco de freio	74
6.3. Projeto dos calipers dianteiro e traseiro	81
6.3.1. Caliper dianteiro	81
6.3.2. Caliper traseiro	84
6.4. Projeto de componentes de submontagem.....	87
7. Conclusões	89
Referências	90
8. Anexos.....	92
Anexo 1 – PART T - GENERAL TECHNICAL REQUIREMENTS	92
Anexo 2: Desenhos gerais da montagem da roda	94
Anexo 3 - Forma de pontuação da equipe FSAE na competição nacional	95

1. Introdução

As recentes tecnologias relacionadas com o desenvolvimento de novos materiais e a incorporação de sistemas embarcados têm contribuído de forma acelerada para elevar o valor agregado dos veículos em geral, e garantir maior segurança e confiabilidade aos usuários. Requisitos técnicos relacionados com a ergonomia, redução da emissão de poluentes ligadas às questões ambientais e estudos de autonomia em centros urbanos e rodovias se apresentam particularmente importantes nos últimos cinco anos.

Com isso, as áreas e núcleos de pesquisa e desenvolvimento localizados em indústrias automotivas e universidades nos principais países desenvolvedores buscam constantes melhorias, com foco nas relações de consumo com: potência dos motores, diminuição do arrasto aerodinâmico e da resistência ao rolamento dos pneus, visando um melhor aproveitamento do mesmo (Porpíglío; Silveira, 2013). Além desses aspectos, a busca por novas fontes de geração de energia tem se intensificado junto com a crescente rigidez das condições de segurança dos passageiros visando reduzir o número de acidentes e vítimas no trânsito.

Em âmbito acadêmico, existem alguns projetos propostos para competições estudantis, que visam incentivar as habilidades técnicas, para a construção de protótipos automotores. Neste contexto, o Formula SAE ® é uma competição estudantil organizada pela *Society of Automotive Engineers* (SAE International), que inicialmente foi denominada SAE Mini Indy, em 1978. O conceito do Formula SAE abrange uma companhia industrial fictícia, que contrata uma equipe composta de graduandos de diferentes áreas do conhecimento para desenvolver um pequeno carro de Fórmula 1 (Society of Automotive Engineers current June 2004b).

O protótipo deve possuir características contundentes em alto desempenho de dirigibilidade, frenagem e aceleração. Ainda deve ser

projetado visando: baixo custo, facilidade de montagem e manutenção, ser confiável e ter construção que possibilite uma produção em série.

Sob a visão do projeto mecânico básico, um sistema de freios a disco requer inicialmente, o cálculo estático das forças de acoplamento, pressões de contato nas condições de pressão constante e pressão uniforme (previsão de desgaste do disco), torques inicial e de aceleração e as parcelas de transferência de calor para as condições de frenagem ao longo da vida útil do par pastilha-pinças. A investigação sobre o comportamento térmico e energia dissipada do par superfície de atrito-disco são fundamentais para estimar a confiabilidade e durabilidade do sistema de freios. Outros aspectos de influência significativa no projeto e desempenho do sistema de freios são dirigibilidade do motorista, condições da pista e climáticas.

1.1 Objetivo

Neste trabalho é proposto um estudo de melhoria do projeto do sistema de freios do protótipo Fórmula SAE®, através de um projeto adaptativo, utilizando estudo sistemático baseado em técnicas de metodologia de projeto.

Destina-se este trabalho em encontrar os pontos fortes e fracos do atual projeto e o seu histórico. Através do levantamento de dados e análise, utilizar as ferramentas de metodologia para encontrar a estratégia de projeto que leve a maior melhoria do sistema possível dentro das limitações de projeto, como prazo, custo, recursos da equipe.

2. Embasamento teórico

O sistema de freio é parte fundamental de um veículo, pois permite seu uso adequado e seguro em condições de tráfego nas ruas e estradas. Devido a sua importância na segurança do veículo, requisitos legais que regulamentam o seu funcionamento e o seu desempenho são estabelecidos por vários órgãos reguladores do tráfego de automóveis em diversos países (KAWAGUCHI, 2005). Portanto, segundo Limpert (1999), as principais funções de um sistema de freios automotivo são: desacelerar o veículo, em algumas situações até a parada, manter a velocidade constante durante uma descida, ou manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado.

Freios são essencialmente dispositivos de dissipação de energia e, portanto, geram uma grande quantidade de calor durante sua operação. Assim, eles devem ser projetados para absorver e transferir esse calor sem causar danos a si mesmos ou a seu entorno. (NORTON, 2004).

Os freios podem ser classificados como freios de serviço, usados em frenagens para situações de rotina do veículo, freios de emergência ou secundários, utilizados em casos de falha do sistema principal, e freios de estacionamento, cujo objetivo é manter o veículo parado com ou sem a presença do motorista (Porpígio; Silveira, 2013).

O sistema mais comum na aplicação automobilística utiliza o princípio hidráulico para transmitir a energia de acionamento ao elemento de atrito (pastilha ou lona) durante a ação de frear. O sistema hidráulico é preenchido com um fluido adequado e é pressurizado e forçado por meio de deslocamento de pistões mestres. Os freios a tambor são aqueles que forçam o material de atrito contra uma superfície cilíndrica, seja interna, externa ou em ambas as faces.

2.1 Freios: Definição e tipos

Segundo Norton (2004) freios e embreagens são, conceitualmente, o mesmo dispositivo. Cada um deles provê uma interface de atrito, magnética, hidráulica, ou mecânica entre dois elementos. Se os dois componentes são rotativos, possuem velocidades angulares distintas, e o objetivo é acoplá-los de modo que atinjam a mesma velocidade angular, diferente de zero, esse dispositivo é uma embreagem. Se um dos elementos possui velocidade angular, enquanto o outro é fixo com velocidade zero, e o objetivo é acoplá-los de modo que atinja o repouso, esse dispositivo é um freio. As classificações dos freios e embreagens podem ser feitas de acordo com o modo que transferem energia e pelo acoplamento de suas partes em movimento.

Limpert (1999) e Norton (2000) classificam os sistemas de freio de acordo com o modo pela qual a energia é transmitida entre o atuador e o elemento de atrito como a pastilha ou sapata:

1. Freios mecânicos: envolvem projetos nos quais apenas dispositivos mecânicos, como por exemplo, barras, cabos ou cames são utilizados para transmitir energia para os freios das rodas. Em muitas aplicações, freios de estacionamento são freios mecânicos.

2. Freios hidráulicos: utiliza um fluido como meio de transmissão de energia para os freios das rodas.

3. Freios a ar: utilizam ar para transmitir energia para os freios. Quando utilizado em freios automotivos, o ar é pressurizado. Freios a vácuo são utilizados em trens como meio de transmissão de energia para os freios das rodas.

4. Freios elétricos: utilizam corrente elétrica como meio de transmissão de energia para os freios das rodas.

5. Freios mistos: utilizam dois ou mais dos meios pelos quais energia pode ser transmitida para os freios.

A Figura 1 abaixo apresenta esta classificação de embreagens e freios.

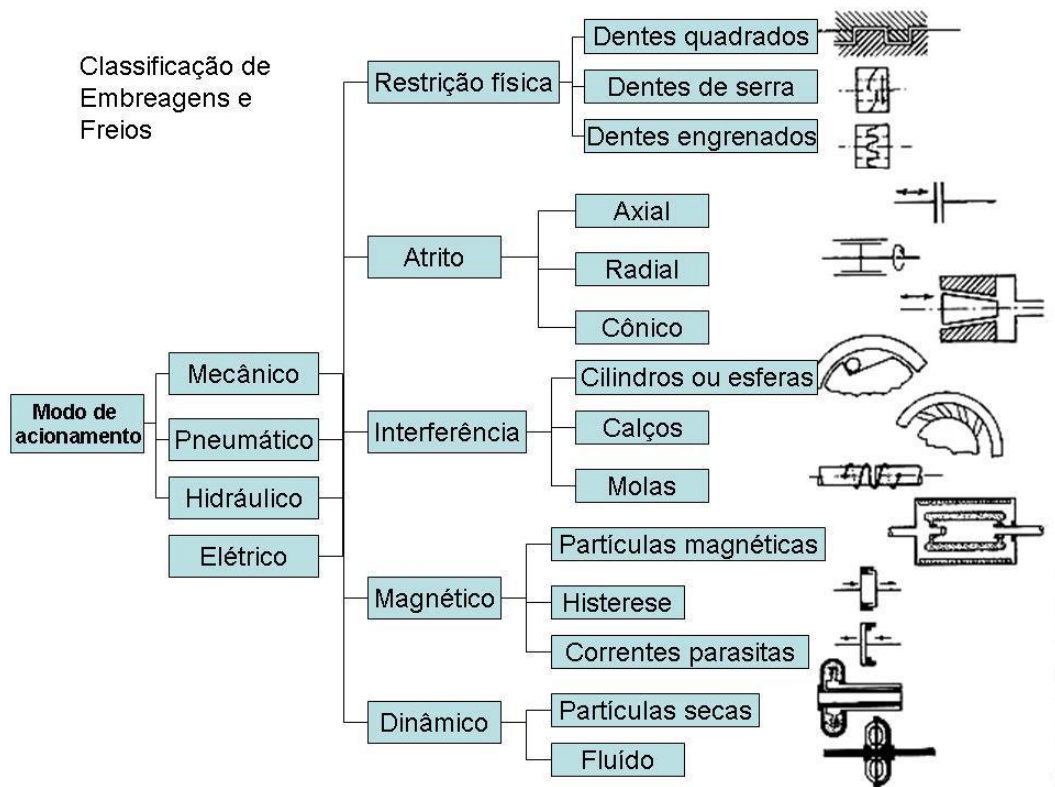


Figura 1 - Princípios físicos, arranjos básicos e métodos de acionamento para transferência de energia de um componente para outro (Norton, 2000)

Observando as formas construtivas do freio, cujo objetivo é inibir o movimento, encontram-se três principais: freios de atrito, eletromagnéticos e de bombeamento de fluido.

Os freios de atrito, cujo exemplo é apresentado na Figura 2 utilizam o contato entre superfícies como forma de converter a energia cinética em calor. É o método mais antigo e utilizado para frenagens de veículos leves e pesado, equipamentos, máquinas de elevação, entre outros.

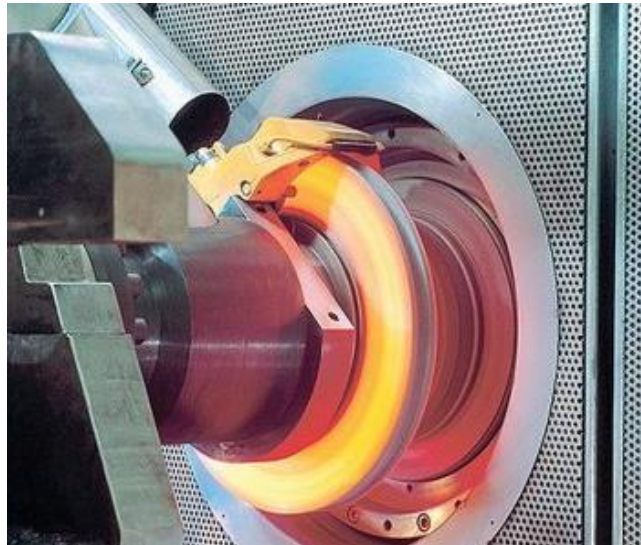


Figura 2 - Freios de atrito (Fonte: <http://www.autoweek.com/article/20061221/FREE/61218009>)

Os freios regenerativos ou eletromagnéticos são aqueles que convertem a energia cinética em energia elétrica, que pode ser armazenada para uso posterior ou dissipada na forma de calor por meio de resistências elétricas. Esses freios operam da mesma forma que um gerador elétrico, segundo o princípio da indução eletromagnética, conforme apresentado na Figura 3. Sucintamente, a força resistiva do campo magnético induzido é responsável por inibir o movimento desejado. Sua utilização tem crescido com o advento dos carros híbridos, os quais aproveitam a energia da frenagem, que seria dissipada em forma de calor, para alimentar os motores elétricos que auxiliam o de combustão interna na propulsão do veículo.



Figura 3 - Freio eletromagnético. (Fonte: <http://www.logismarket.ind.br>).

Há, ainda, métodos que convertem a energia do movimento em energia potencial, armazenada sob a forma de ar pressurizado, óleo pressurizado, ou volantes rotativos. Também conhecidos como freios de bombeamento, são utilizados em casos quando se tem um motor a combustão interna e a injeção de combustível é interrompida. Assim, o motor passa a se comportar como um compressor, e as perdas internas de bombeamento causam o efeito de frenagem no veículo ou na máquina.

2.1.1 Freios por atrito

Juvinall e Marshek (1991) exemplificam que a maioria dos componentes de máquinas opera por meio de superfícies deslizantes, como engrenagens, rolamentos e cames. Nesses dispositivos, que tem o objetivo de transmitir o movimento, os esforços da engenharia se concentram no intuito de diminuir o atrito entre as superfícies, a fim de reduzir ao máximo as perdas de energia por atrito. Em contrapartida, os freios por atrito são componentes que dependem desta perda de energia por meio de superfícies de atrito, para desempenharem sua função. Nesse caso, o projeto desses componentes visa aumentar o coeficiente de atrito, ao mesmo tempo em que se deseja o menor desgaste possível.

Freios de atrito são elementos que trabalham fixados na estrutura, ou seja, velocidade angular nula, e que, através da força normal de contato entre os componentes de atrito, gera-se um torque de arrasto a fim de reduzir ou zerar a velocidade angular do elemento girante. Os freios atuantes por superfícies de atrito dividem-se, principalmente em três tipos: freios a disco, freios a tambor e freios cônicos.

O freio a tambor consiste em um tambor de ferro fundido e um par de sapatas semicirculares, conforme apresentado na Figura 4. O tambor está ligado à roda e gira solidário com esta de tal modo que possuem a mesma velocidade angular. O atrito necessário para reduzir a velocidade do tambor provém da aplicação da força de frenagem do sistema hidráulico, pelo lado de dentro, às sapatas, que não rodam, mas estão montadas num prato metálico

fixo. Cada sapata é constituída por uma peça curva de aço ou liga metálica leve coberta por um revestimento ou guarnição resistente ao desgaste (lona) que está fixado através de rebites, parafusos ou união adesiva à sapata de freio.

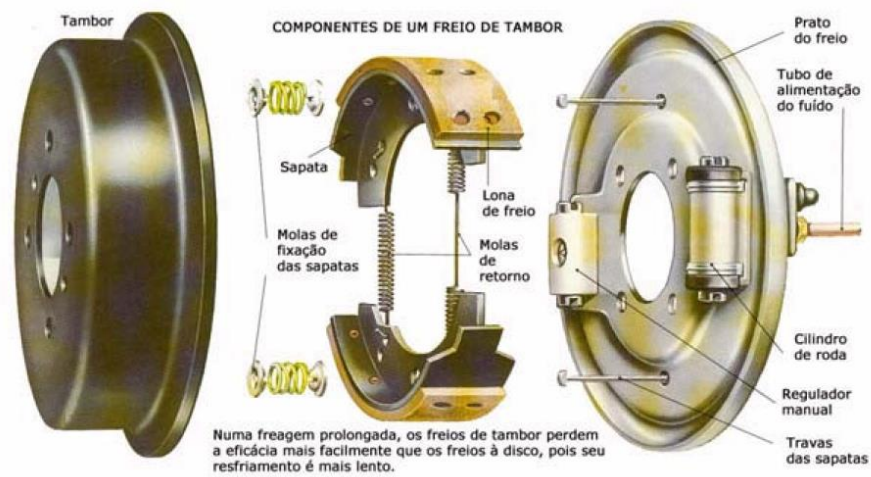


Figura 4 - Componentes do Freio a Tambor (Costa, P.G, 2001, Bíblia do Carro)

Existem casos em que as superfícies de atrito são planas e perpendiculares ao eixo de rotação, com a força normal na direção axial. Esta situação é mais aplicada nos freios a disco e será explicada com mais detalhes nas próximas seções. Há, ainda, a situação em que a força normal é a soma vetorial de uma força na direção radial com uma força na direção axial, que é o caso dos freios cônicos, conforme ilustrado na Figura 5.

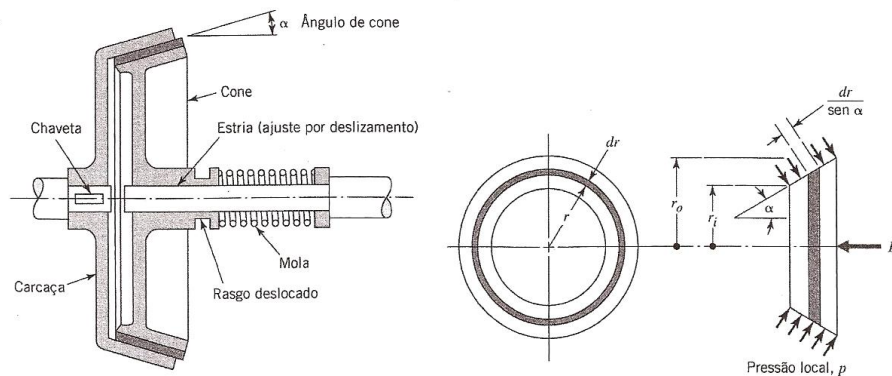


Figura 5- Freio cônico (Fonte: Juvinal e Marshek, 2006).

2.1.2. Comportamento térmico: Absorção de energia e resfriamento

Os freios por atrito devem ser capazes de resistir a altas temperaturas. Isto porque, o seu modo de funcionamento consiste na transformação de energia cinética ou potencial em calor.

O projeto deve considerar a dissipação de calor e resistência ao calor. Em freios acionados continuamente, o projeto deve promover taxas de trocas de térmicas de forma a garantir que a temperatura não exceda os limites para o bom funcionamento. No caso de freios utilizados de forma intermitente, a capacidade térmica de seus componentes deve proporcionar que parte do calor seja armazenado e dissipado em certo período de tempo.

Juvinall e Marshek (1991) afirmam que, de uma forma geral, um sistema de freios completo deve ser projetado para evitar tensões térmicas não desejáveis – expansões e contrações não uniformes e não controladas dos materiais ou até mudança de fase dos mesmos – capazes de distorcer os elementos de atrito, pinças ou sapatas.

A equação básica da transferência de calor (Lei do Resfriamento de Newton) modificada para aplicações em freios por atrito, de acordo com Juvinall e Marshek (1991) é dada pela equação (1).

$$H = C \cdot A(T_s - T_a) \quad (1)$$

Sendo, considerando o Sistema Internacional (SI) de Unidades:

H = taxa de dissipação de calor [W];

C = coeficiente global de transferência de calor [W/m².K];

A = área da superfície exposta à dissipação do calor [m²];

T_s = temperatura média da superfície de dissipação de calor [K];

T_a = temperatura do ar ao redor da superfície de dissipação de calor

[K].

A capacidade do freio em trabalhar com grandes quantidades de energia térmica sem atingir grandes temperaturas, que podem ser destrutivas para o sistema, pode ser otimizada através de algumas aplicações de transferência de calor como: aumento na área da superfície exposta à dissipação de calor, aumento no fluxo de ar que passa ao redor da superfície de dissipação de calor – criando difusores para a canalização do ar, por exemplo – e aumentar massa e calor específico das partes em contato com as superfícies de atrito, aumentando a capacidade de armazenar calor durante frenagens curtas e intensas.

2.2 Considerações sobre freios automotivos

Segundo Limpert (1999), as principais funções de um sistema de freios automotivo são: desacelerar o veículo, em algumas situações até a parada, manter a velocidade constante durante uma descida, ou manter o veículo estacionado após ele estar completamente parado. Os freios podem ser classificados de acordo com a sua proposta, deste modo podem ser: freios de serviço, usados em frenagens para situações de rotina; freios de emergência ou secundários, usados em caso de falha do sistema principal e freios de estacionamento, utilizados para manter o veículo parado, com ou sem a presença do motorista.

Dentre os modos de transmitir energia de acionamento, o sistema mais comum é o hidráulico. Neste sistema, o fluido com características específicas para o uso automotivo como regido nos padrões oficiais estabelecidos pela FMVSS 116 - DOT (*Federal Motor Vehicle Safety Standards – Motor vehicle brake fluids – Department Of Transportation*) é pressurizado pelos cilindros mestres.

2.2.1. O torque de frenagem em veículos

No mecanismo de frenagem, a força aplicada nos elementos de fricção geralmente é maior do que a força atuante no pedal, imposta pelo motorista que realiza o controle. A amplificação da força já pode ser analisada no próprio pedal, que possui um ganho de força devido a uma geometria favorável, como o de uma alavanca. Em seguida, esta força é transmitida pelo fluido até os pistões da pinça, onde é novamente multiplicada devido à diferença de áreas do êmbolo do cilindro mestre e dos pistões da pinça.

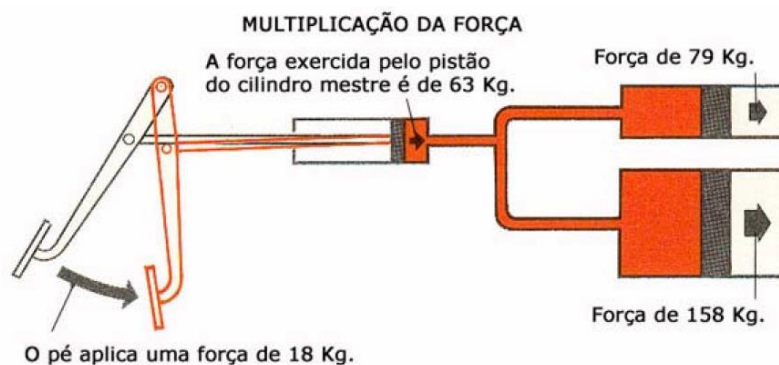


Figura 6 - Multiplicação da força, Pedal e Pinça (Costa, P.G, 2001, Bíblia do Carro, p.133).

Em veículos de uso comercial, geralmente mais um componente de multiplicação de força é utilizado após o pedal, chamado *booster* ou servofreio.

No caso do servofreio a vácuo, o pedal do freio empurra uma haste, que passa através da câmara de vácuo para o cilindro-mestre, acionando o seu pistão.

O motor cria um vácuo parcial dentro da câmara de vácuo, em ambos os lados do diafragma. O tipo mais comum destes sistemas utiliza o vácuo parcial criado no coletor de admissão, outros utilizam uma bomba de vácuo independente. Quando se aciona o pedal do freio, a haste abre uma válvula, permitindo a entrada do ar na câmara em um lado do diafragma, enquanto este isola o vácuo. Isto aumenta a pressão no outro lado do diafragma, ajudando a empurrar a haste, que por sua vez empurra o pistão no cilindro-mestre, como é ilustrado na figura 7.

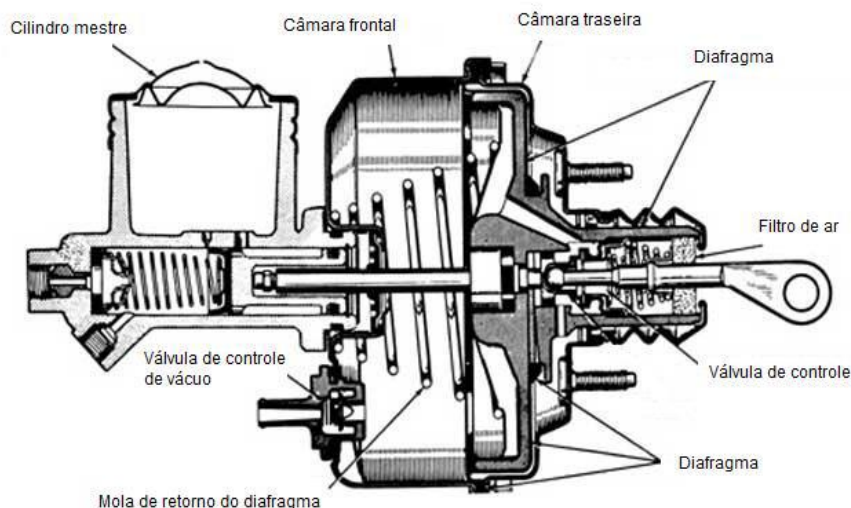


Figura 7 - Servo freio (Fonte: <http://image.mustangmonthly.com>)

Após o servofreio, encontra-se o cilindro mestre que tem a função de gerar pressão hidráulica e abastecer o sistema com fluido, proveniente do reservatório. O cilindro mestre é responsável por gerar aumento de pressão do fluido de forma controlada. Ao acionar o pedal de freio, o pistão do cilindro mestre comprime o fluido que está com a linha de freio conectada, assim, todo o sistema ganha pressão, que atua nas pinças.

No cilindro mestre são conectadas as linhas de freio que são responsáveis por distribuir e alocar o ponto de pressão hidráulico nos cilindros atuadores das pinças.

Nas pinças de freio, ainda tem-se os cilindros atuadores das rodas onde também há amplificação da força de acionamento através do princípio de Pascal. São nestes atuadores que utilizam a pressão do sistema para transformá-la em força atuante nas pastilhas.

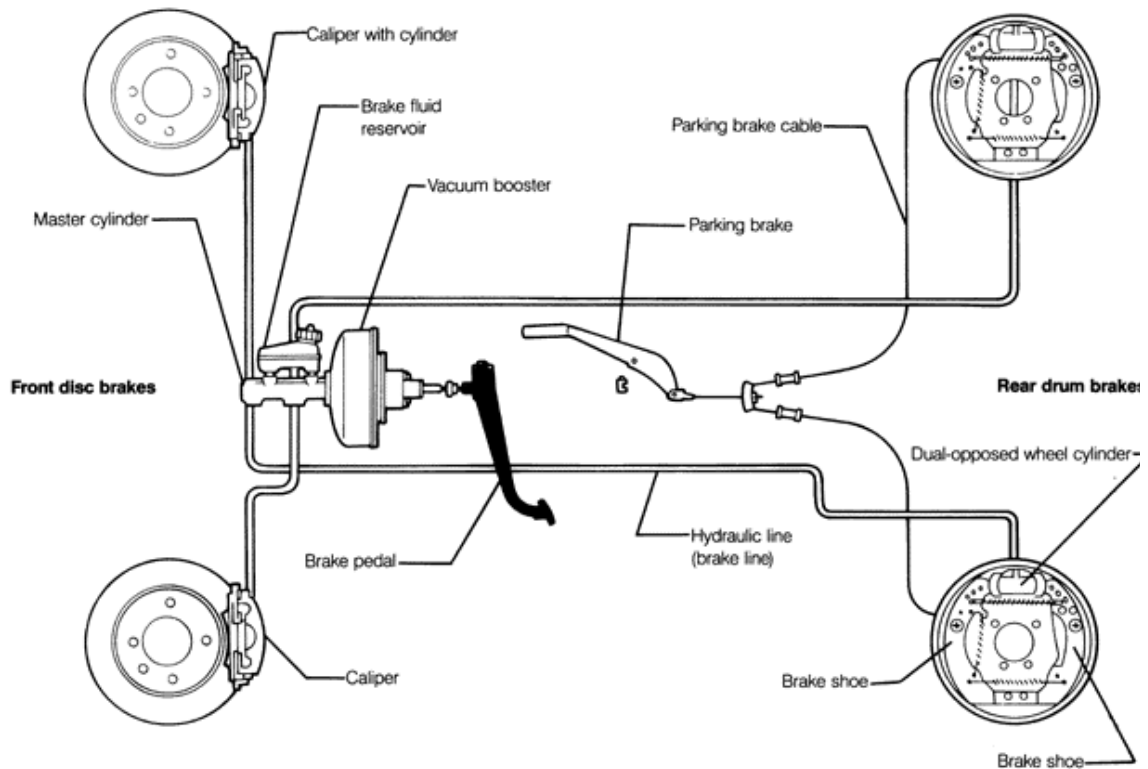


Figura 8 – Sistema de freios automotivo comum (www.carparts.com)

2.2.2. Freios a disco

Freios a disco, assim como os freios a tambor, são comumente utilizados em automóveis de passeio. O princípio básico de funcionamento consiste na geração de força de frenagem através do contato das pastilhas nas superfícies laterais do disco por meio de sua movimentação na direção axial provida pelo êmbolo do conjunto freio a disco ou “caliper”. (KAWAGUCHI, 2005).

Segundo Limpert (1999), a maior vantagem do uso de freios a disco baseia-se no fato de sua baixa degradação em desempenho a altas temperaturas, de até 900°C. O aumento da espessura devido à dilatação do disco de freio decorrente da frenagem não causa perda de volume do fluido de freio, isto é, não causa nenhum aumento de curso de pedal, nem afeta de modo algum o conforto de frenagem. Além disso, apresenta comportamento linear entre o torque de frenagem e o coeficiente de atrito entre pastilha e disco.

A disposição do freio no conjunto da roda pode ser dividida em freio a disco tipo fixo ou tipo flutuante conforme Figura 8.

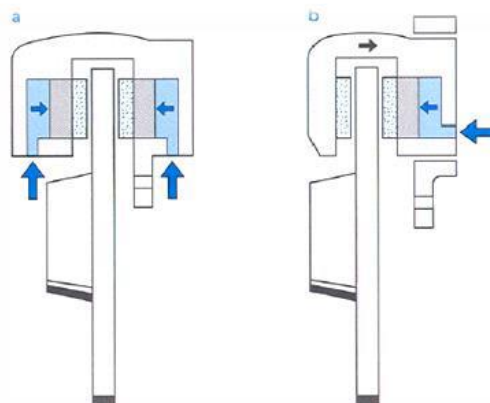
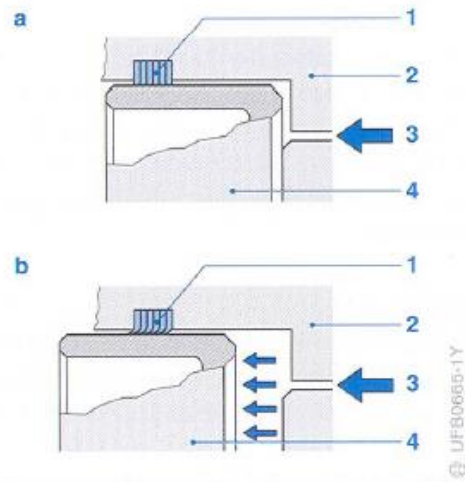


Figura 8 - Tipos de freio a disco: (a) tipo fixo, (b) tipo flutuante (KAWAGUCHI, 2005)

O conjunto do freio a disco tem a capacidade de auto ajuste no posicionamento das pastilhas com relação ao disco, isto porque o anel de vedação da pinça é projetado de forma a sofrer deformação elástica que realiza o retorno do êmbolo quando a linha não está pressurizada, conforme a figura 9. A desvantagem principal dos freios a disco flutuantes consiste no maior potencial de torque residual decorrente do arraste da pastilha. Este fato se deve ao retorno do anel de vedação do êmbolo, quando a pressão hidráulica do freio é liberada. A existência de um número maior de graus de liberdade comparado aos do tipo fixo, tornam estes mais suscetíveis a ocorrência de ruídos (KAWAGUCHI, 2005). Com o desgaste da pastilha e do disco, o anel vedante proporciona que o posicionamento em alívio do pedal avance, de forma a deixar entre o disco e a pastilha um espaçamento na ordem de 0,15 mm.

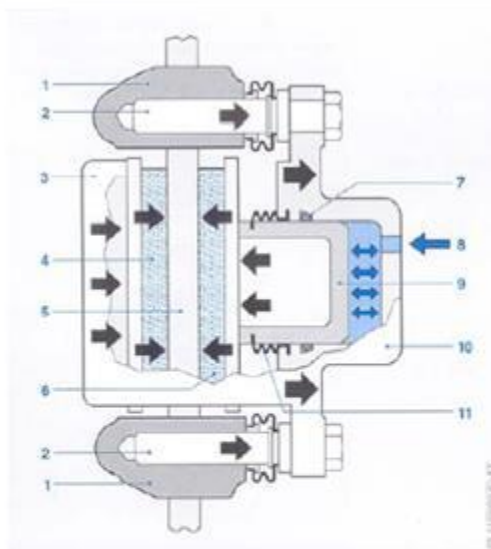
Segundo LIMPert (1999), os freios a disco flutuantes apresentam uma série de vantagens comparada ao do tipo fixo. Caracterizam-se pela facilidade de instalação nas rodas, uma vez que não possuem pistões do lado externo, próximo às rodas.



(a) freio não aplicado; (b) freio aplicado;

(1) anel de vedação; (2) corpo do caliper; (3) orifício de entrada de fluido; (4) êmbolo.

Figura 9 – Mecanismo de auto-regulagem dos freios a disco. (KAWAGUCHI, 2005)



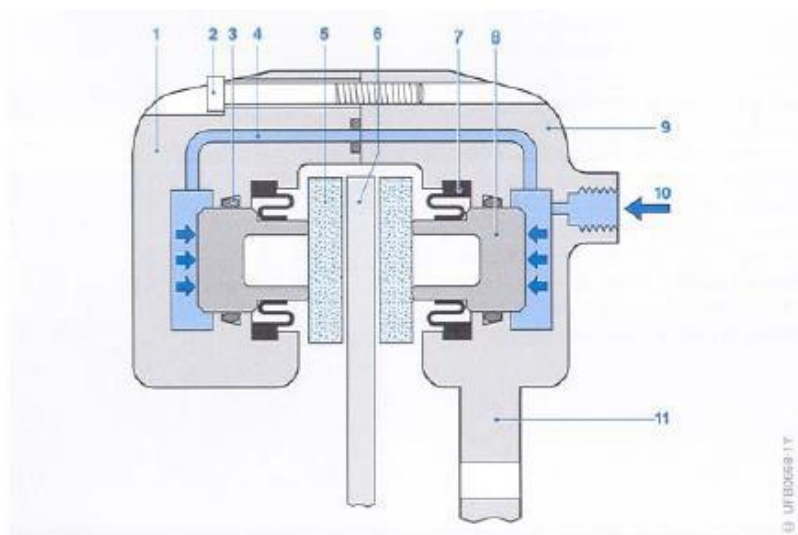
(1) suporte; (2) pino-guia; (3) carcaça; (4) pastilha de freio externa; (5) disco de freio;

(6) pastilha de freio interna; (7) anel de vedação; (8) furo de alimentação do fluido;

(9) êmbolo; (10) carcaça; (11) guarda-pó de borracha.

Figura 10 - Freio a disco tipo flutuante. (KAWAGUCHI, 2005)

Um freio a disco com pinça fixa pode possuir dois ou mais êmbolos localizados em lados opostos que movimentam as pastilhas contra o disco quando é aplicada pressão hidráulica pelo furo de alimentação (item 10 na figura 10). Desta forma, a força de contato pastilha/disco gera força de frenagem no veículo. Freios a disco do tipo fixo caracterizam-se por serem mais robustos que os do tipo flutuante, que são apresentados a seguir. Sua robustez resulta em baixa absorção volumétrica (KAWAGUCHI, 2005). Além disso, apresenta um desgaste de pastilha interna e externa mais balanceada, com baixo desgaste cônico comparado aos freios a disco flutuantes (LIMPERT, 1999).



(1) carcaça externa; (2) parafuso de junção; (3) anel de vedação; (4) canal de fluido; (5) pastilha de freio; (6) disco de freio; (7) guarda-pó de borracha; (8) êmbolo; carcaça interna flangeada; (10) furo de alimentação do fluido; (11) flange de montagem

Figura 11 - Freio a disco tipo fixo. (KAWAGUCHI, 2005)

2.3 Ciclo de desenvolvimento do projeto do produto

Segundo Back (2003), “O projeto de um componente ou um sistema apresenta em cada caso características e peculiaridades próprias. Mas à medida que um projeto é iniciado e desenvolvido desdobra-se uma sequência

de eventos, numa ordem cronológica, formando um modelo, o qual quase sempre é comum a todos os projetos. Estes eventos ou fases do projeto são de forma gerais bastante distintos e devem ser sequenciados e encaixados de modo a transformar recursos em objetos úteis [...]”.

As atividades de projeto devem passar por diversas etapas. Estas formam uma sequência aproximada, embora na prática os projetistas ocasionalmente circulem ou retrocedam através das etapas (Slack, 1999). Há vários modelos de ciclo de desenvolvimento de produtos propostos na literatura pertinente. O modelo proposto por Back *et. al* (2003) apresenta as divisões no ciclo de desenvolvimento do produto, detalhando cada fase, conforme apresentado na Figura 12.

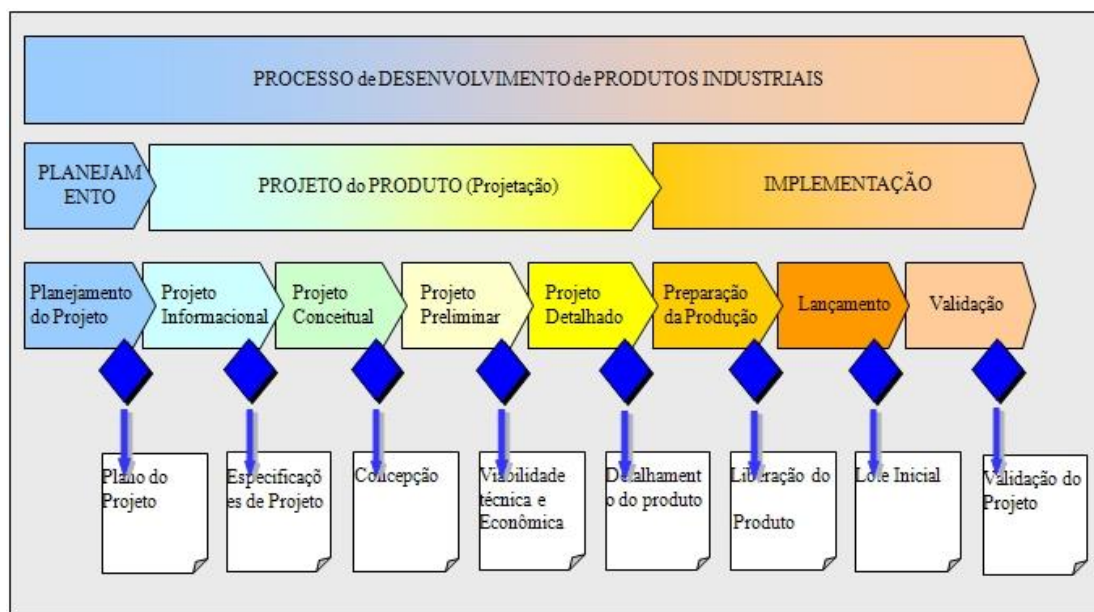


Figura 10 - Ciclo de desenvolvimento de produtos (Back, et. al 2003).

2.3.1 Fase do projeto conceitual

O projeto conceitual tem como objetivo produzir princípios de projeto para um produto melhorado ou alguma inovação. Ele deve satisfazer as exigências do consumidor e diferenciar o novo produto de outros do mercado. Especificamente, o projeto conceitual deve mostrar como o novo produto será

feito para atingir os benefícios básicos, (Baxter, 1998). Nesta etapa, os conhecimentos básicos e tecnológicos da engenharia e a capacidade de abstração são fundamentais para nortear a busca e avaliação de soluções. Segundo Baxter (1998) há dois aspectos fundamentais, para se obter sucesso no projeto conceitual. Fazer o possível para gerar o maior número possível de conceitos e optar pelo melhor deles.

A geração de conceitos exige muita intuição, imaginação e raciocínio lógico. A maior dificuldade no projeto conceitual é liberar a mente para se atingir conceitos originais. Segundo Baxter (1998), usando-se simplesmente a imaginação e a intuição, é possível gerar conceitos novos. Contudo aplicando-se técnicas de pensamento estruturadas podem-se alcançar melhores resultados. Essas técnicas citadas pelo autor são: análise da tarefa, das funções do produto, do ciclo de vida, concepção do estilo, semântica do produto e simbolismo, a emoção provocada pelo mesmo e, por último, a escolha do conceito.

- *A análise da tarefa* parte do princípio de que todos os produtos são projetados para serem usados de alguma forma pelo homem e, ao examinar-se a relação homem-produto em detalhe, pode-se descobrir que ela é geralmente complexa e pouco compreendida. A análise da tarefa explora as interações entre o produto e seu usuário, através de observações e análises. Os resultados desses estudos são usados para gerar novos conceitos, levando-se em consideração métodos ergonômicos e antropométricos;
- *A análise das funções do produto* é um tipo de estudo mais analítico do produto voltado para o consumidor. As funções do produto são apresentadas como percebidas e avaliadas pelo consumidor, sendo que para produtos de maior complexidade ou aqueles cujas funções não são entendidas pelo consumidor, deve-se realizar pesquisas formais de mercado. Na condução do estudo deve-se perguntar: *como e por quê?* Dessa forma, elabora-se uma árvore funcional e proposições de soluções conceituais para cada uma das questões. A Figura 13 exemplifica a análise funcional, aplicada a um descascador de batatas.

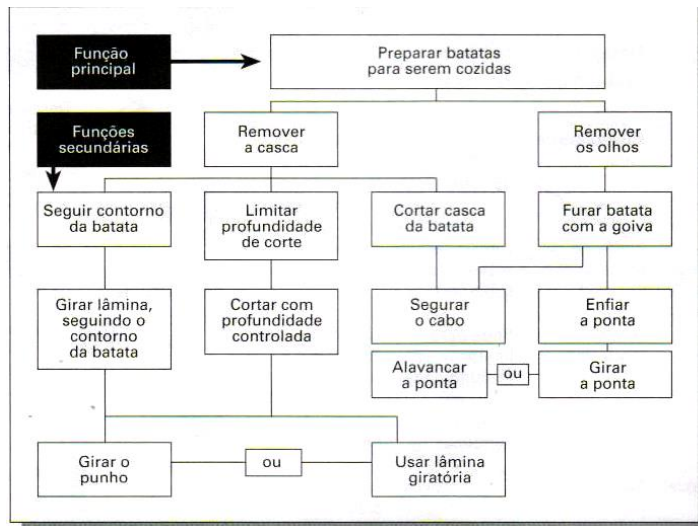


Figura 11 - Árvore funcional de um descascador de batatas (Baxter, et al. 1998).

- *A análise do ciclo de vida* é usada por *designers* que pretendem diminuir a agressividade ambiental dos novos produtos. Pode-se elaborar um fluxo do ciclo de vida, desde a entrada de matéria prima na fábrica, passando pela produção, distribuição e uso, até o descarte final do produto. Dessa maneira, podem-se propor mudanças conceituais na estrutura ou na forma do produto para aproximar o ciclo do seu descarte final, por exemplo.
- *A análise de valor* procura aumentar o valor relativo (em relação ao custo) das peças e componentes e do produto como um todo, sem comprometer as suas funções, baseando-se na estratégia de identificar as funções do produto estabelecendo valores para elas e procurando minimizá-los ao máximo, mantendo a qualidade.
- *A concepção de estilo* é a definição da forma global do produto sem a preocupação do projeto de cada componente. Os objetivos do estilo podem ser estabelecidos a partir de outros produtos da empresa, identificando-se como uma marca da mesma e os aspectos semânticos e simbólicos do produto.
- *A semântica do produto* é a preocupação de que cada produto deve ter uma aparência visual adequada à sua função. Assim, os produtos duráveis e

de trabalho pesado devem ter aspecto robusto e forte; os produtos engraçados devem parecer leves e alegres, enquanto os produtos para trabalhos sérios devem parecer sóbrios e eficientes.

- *O simbolismo do produto* baseia-se na ideia de que todos nós temos uma autoimagem, baseada nos valores pessoais e sociais que possuímos. Faz parte da natureza humana observar os objetos que reflitam a nossa própria imagem.
- *O impacto provocado pelo produto* leva em conta projetos elaborado para transmitir certos sentimentos e emoções. Nesse caso os conceitos são definidos pelas linhas de expressão visual que trará o impacto (emoção) desejado.

Com a observação de um número significativo de etapas deve-se selecionar àqueles viáveis, para seguir com o processo de desenvolvimento.

2.3.1.1 Análise Morfológica

Na fase do projeto conceitual podem ser utilizadas técnicas que estimulem a criatividade espontânea ou que sejam mais estruturadas. Para estas técnicas pode-se citar o Diagrama Matéria-Energia-Sinal e análise morfológica. As soluções criativas são, às vezes, encontradas ao formar novas combinações de objetos, processos e ideias.

A análise morfológica consiste em dividir o problema em duas ou mais dimensões, baseado nas funções requeridas do sistema ou componentes a serem projetados. Deve-se em seguida, listar o maior número de possíveis caminhos para alcançar cada uma das dimensões funcionais.

As listas são colocadas numa matriz morfológica ou matriz de projeto, de um modo que, as diversas combinações possam ser facilmente analisadas, conforme ilustrado na Figura 14.

Parâmetros	Soluções Parciais (Conhecidas ou Possíveis)		
	1	1.1	1.2
2	2.1	2.2	2.3
3	3.1	3.2	3.3
4	4.1	4.2	4.3
5	5.1	5.2	5.3
6	6.1	6.2	6.3

Figura 12 - Configuração de um quadro morfológico

As vantagens deste tipo de método de criatividade estruturada são:

- representação parcial de problemas complexos;
- procedimento sistemático;
- análise mais detalhada do sub-problema
- permite combinação de soluções;
- fornece impulsos para a criatividade;
- adequado para trabalhos em grupo;
- soluções parciais de sub-problemas

As desvantagens incluem:

- não fornece soluções acabadas, somente conceituais;
- Existem incertezas nas soluções;
- sistemas complexos tornam o quadro extenso e pouco claro.

Durante a fase de projeto conceitual, o projetista se depara com uma quantidade considerável de variáveis de projeto e infinitas combinações de possibilidades, sendo complexo determinar qual caminho será o mais efetivo. A

análise morfológica auxilia nesta fase do projeto de forma a ampliar a gama de soluções propostas para cada função requerida ao componente. É neste ponto no qual se realiza a divisão do projeto em pequenas partes, que podem ser estudadas mais detalhadamente e com maior liberdade de criação.

Primeiro, ao realizar a montagem do quadro de subfunções, o projetista se vê em uma análise detalhada de requisitos, em segundo momento, com o auxílio do processo informacional e criativo, o engenheiro elabora uma série de soluções para cada subfunção, buscando encontrar a melhor alternativa para cada caso.

Deve-se atentar que um agregado de boas soluções individuais pode não ser a melhor solução para o conjunto, deste modo, a integração das análises morfológicas de cada subconjunto do sistema se faz necessária.

Assim, ao se deparar com decisões de projeto, o engenheiro consegue visualizar de forma mais ampla o impacto de suas escolhas nas demais soluções, que não necessariamente estão diretamente ligadas ao componente projetado em questão. Dentro do âmbito de tomada de decisão, o engenheiro pode estimar para cada uma das soluções de projeto seu impacto em uma série de atividades do ciclo de vida do produto.

Por exemplo, o uso de uma peça de fabricação própria pode gerar custos de usinagem, estocagem de matéria prima, redução de tolerâncias dimensionais e geométricas que comprometem a qualidade da montagem, etc. Ao passo que a compra da peça através de um fornecedor pode gerar atrasos de entrega e validação do fornecedor, por exemplo. O responsável pelo projeto deve ponderar quais características são as mais importantes no momento.

A tomada de decisão dentro do projeto pode envolver diversos grupos de trabalho em uma empresa ou grupo de pesquisa, e em situações de maior equilíbrio e relevância das escolhas pode-se criar uma tabela comparativa, com adição de notas e pesos para diversos quesitos.

2.3.2 – Projeto Preliminar ou Anteprojeto

Segundo Pahl e Beitz (2004), uma vez que a solução básica foi essencialmente elaborada a partir de informações sobre a estrutura de funcionamento, a configuração concreta dessa ideia básica figura agora em primeiro plano. Esta ideia agora exige a escolha de materiais, definição das dimensões principais, o exame da compatibilidade espacial e ainda a complementação das conseqüentes funções auxiliares por meio de sub-soluções. A configuração é desenvolvida e concluída através de uma avaliação técnico-econômica.

Uma vez conhecida a solução preliminar, levam-se em conta o seguinte: requisitos determinantes das dimensões (potência, vazão, dimensões das interfaces, etc.); do arranjo (direções do fluxo ou do movimento, posição, etc.) e de materiais (resistência à corrosão, módulo de elasticidade, resistência a tração) e outros. Posteriormente, determina-se o esclarecimento das condições espaciais determinantes ou limitantes da configuração do projeto básico, como por exemplo: afastamentos exigidos, direções a considerar para os eixos e limitações de montagem.

Após a percepção dos requisitos determinantes da configuração e das restrições espaciais, é preciso desenvolver a estrutura do produto por meio de um esboço e da escolha preliminar do material, considerando-se os portadores da função principal, determinantes da configuração global. Inicialmente, esses portadores deverão ser configurados, através de formatos, volumes, dimensões externas e de interface. Em seguida, é possível verificar as funções auxiliares necessárias e suas utilidades para as soluções existentes. Por exemplo, avaliar uma função de suporte e de fixação, de forma a padronizar peças. A partir deste ponto, segue o projeto preliminar dos portadores da função principal, de acordo com regras para configuração, utilizando normas, prescrições, cálculos mais exatos e resultados de ensaios. Nessa fase, também se detalha os portadores de funções auxiliares, acrescentando componentes padronizados e de fornecedores. Feito o dimensionamento dos componentes, deve-se avaliar o

projeto segundo critérios técnico-econômicos e, caso seja necessário, aperfeiçoar o projeto preliminar para liberação do detalhamento.

Para dimensionamento e seleção de material, é imprescindível o conhecimento de uma condição de carga claramente definida quanto à magnitude, tipo, frequência ou intervalo de atuação. Na falta desses dados deve-se dimensionar com hipóteses adequadas e estimando o tempo do ciclo de vida do produto.

A configuração do objeto deve ser tal que resulte um estado de tensões descritível ou que possa ser analisado para qualquer condição de serviço. Nesse sentido, para suportar a equipe de projeto quando resultados analíticos são extremamente complexos, podem-se utilizar sistemas CAE (*Computer Aided Engineering*).

2.3.3 – Projeto detalhado

Segundo Baxter (1998) e Ulmann (1997), a configuração do projeto começa com o conceito escolhido e termina com o protótipo completamente desenvolvido e testado. Ela compreende quatro fases:

- Geração de ideias, explorando-se todas as formas possíveis de fabricar o produto.
- Seleção da melhor resposta em relação às especificações de projeto.
- Análise das possibilidades de falha e seus efeitos, para levantar os possíveis pontos fracos do produto.
- Construção e teste do protótipo, para aprovar ou rejeitar o projeto.

Como acontecem nas outras etapas de projeto, essas fases não ocorrem ordenadas dessa maneira. Elas podem aparecer entrelaçadas entre si. Em outros casos, é necessário retroceder para melhorar um aspecto que já foi examinado anteriormente ou avançar, para conferir certos aspectos do desenvolvimento.

Ao final do processo de configuração do projeto detalhado, deve-se tomar a decisão da arquitetura do produto; ou seja, como o produto é organizado em blocos de componentes a serem montados, a forma e função de cada componente, processo de montagem e os tipos de materiais e processos de manufatura a serem usados na produção. Todo o procedimento deve estar contido em um memorial descritivo do projeto, desenhos técnicos e protótipos, assim como a análise de falhas e resultados dos testes com protótipos. A Figura 15 exemplifica o processo de detalhamento de um produto.

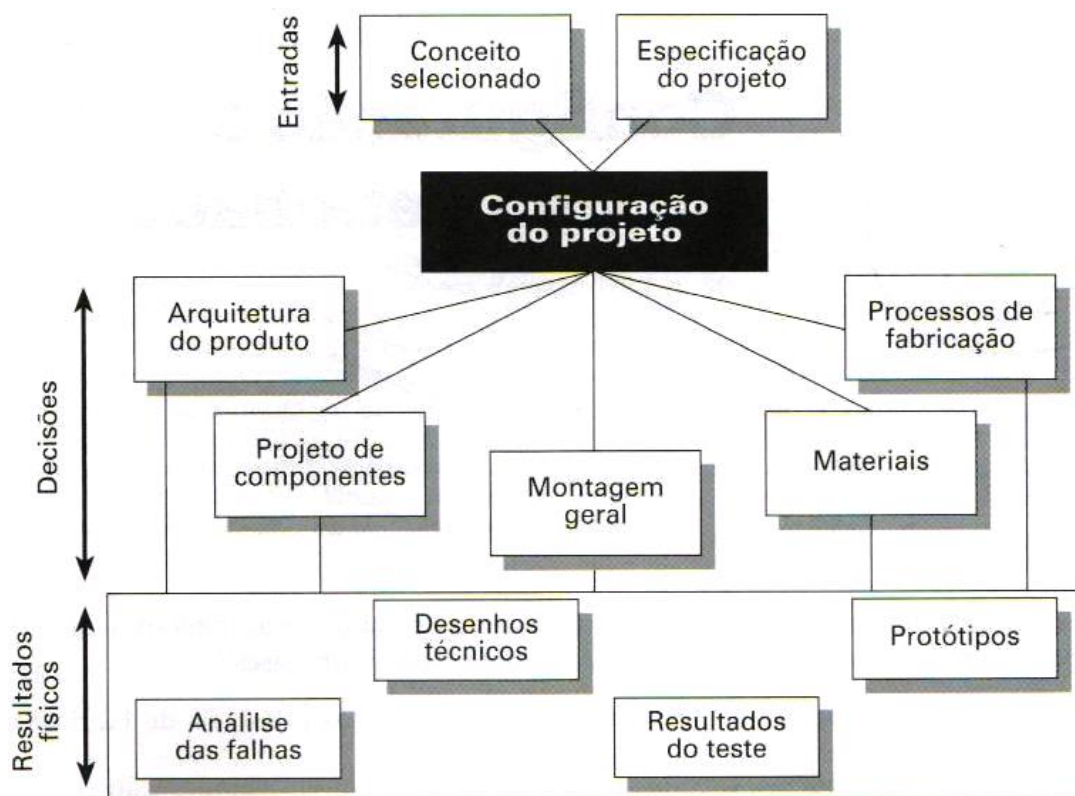


Figura 13 - Configuração do projeto (Baxter, et al. 1998).

3. Estudo de caso

Ao longo dos últimos dez anos, cada equipe que participa do projeto Fórmula SAE® utiliza certas características básicas no dimensionamento do projeto de freio, pois é expressivo o bom desempenho do sistema na prova de segurança e dinâmicas:

- Durante o dimensionamento dos componentes do sistema é adotado como ponto ótimo de frenagem a condição na qual todos os pneumáticos estão exercendo a maior força de frenagem possível, assim, em forte frenagem as quatro rodas serão travadas ao mesmo tempo. Esta condição atende o item da regra geral da competição sobre a prova de segurança (vide anexo 1, T7.2).
- O sistema de hidráulico segue a especificação da regra e possui dois circuitos hidráulicos totalmente independentes que são divididos entre a dianteira e traseira do veículo.

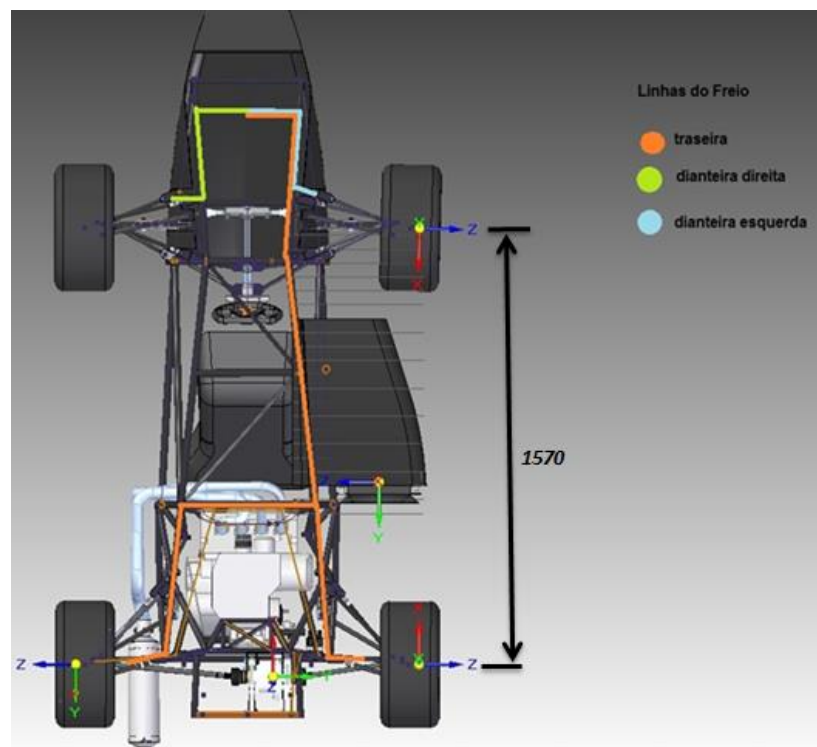


Figura 14 - Disposição dos circuitos hidráulicos independentes no protótipo EX (fonte: acervo da Equipe EESC – USP FSAE)-

- Uso de freios a disco ao invés de freios a tambor, que deve ter menor quantidade de componentes, e conseqüentemente peso, maior capacidade de troca de calor e facilidade de verificação e troca das pastilhas.

3.1. Análise do sistema de freios da Equipe EESC-USP Fórmula SAE

3.1.1 Pedal

O pedal do freio utiliza o princípio da alavanca para amplificar a força dos pés do piloto em pressão nas linhas hidráulicas. Este fator de amplificação deve ser dimensionado levando-se em conta a força desejada a ser atuante nos cilindros mestres e o deslocamento adequado para os pedais, evitando que fiquem “longos”, aumentando o tempo de resposta do piloto.

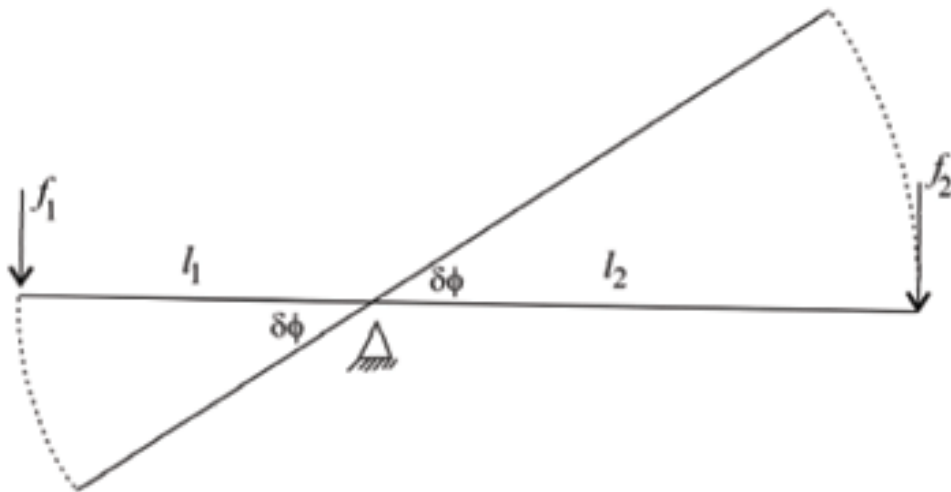


Figura 15- Princípio da alavanca. Através do aumento do braço de aplicação da força, diminui-se a força necessária para gerar o mesmo momento. (Fonte: Revista Brasileira de Ensino de Física, Abril./Junho 2006)

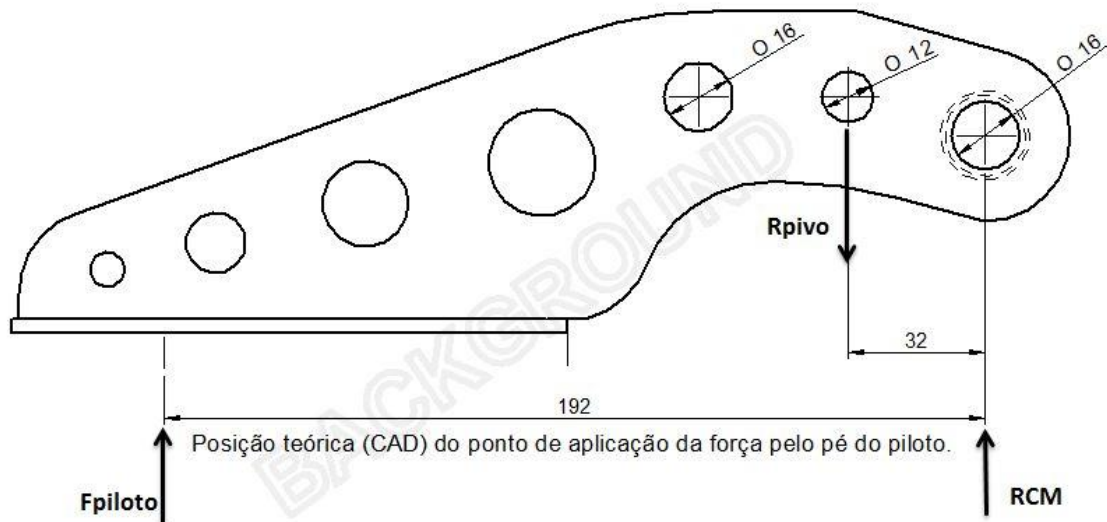


Figura 16 – Pedal de Freio EX

$$\Sigma M_{pivo} = 0 \rightarrow F_{piloto} \cdot (192 - 32) = RCM \cdot 32 \quad (2)$$

$$\Sigma F_y = 0 \rightarrow F_{piloto} + RCM = R_{pivo} \quad (3)$$

$$\frac{RCM}{F_{piloto}} = \text{ganho} = \frac{192-32}{32} = 6 \quad (4)$$

Pedal do freio do protótipo EX, ilustrado na figura 18, referente ao ano de 2012, foi construído de alumínio 7075 – T6, garantindo alta resistência mecânica, aliada com baixo peso. Por medida de regra (T7.1.8) o pedal de freio deve suportar uma grande quantidade de força, (2KN) sem falhas. Tal requerimento é trabalhado a partir de análise estrutural por elementos finitos durante a fase de projeto.

A construção do pedal do freio do protótipo EX possui geometria inovadora na categoria no Brasil. O posicionamento dos cilindros mestres foi deslocado, de modo que o cilindro mestre fica voltado para o piloto e não em direção dianteira do veículo (ilustrado na figura 19). Este layout proporcionou aumento no ganho do pedal, melhora na sensibilidade e maximização do uso do espaço no interior do chassi, reduzindo o comprimento da dianteira do chassi.

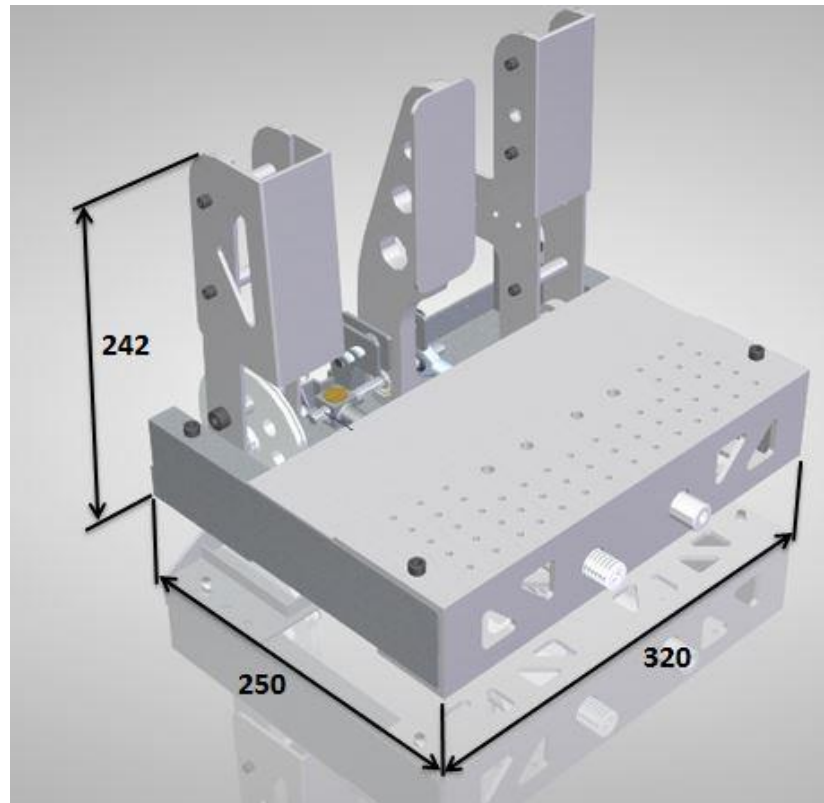


Figura 17 – Base dos Pedais do Protótipo EX



Figura 18 - Base dos pedais - Protótipo EX (fonte: acervo pessoal)



Figura 19 - Disposição convencional dos cilindros mestres nos pedais de freio
(fonte: www.wilwood.com/Pedals)

3.1.2. *Brake bias bar*

O mecanismo do Bias bar tem o objetivo de permitir o ajuste fino da distribuição de força de frenagem entre o eixo dianteiro e traseiro. Este ajuste é importante para maximizar o desempenho do protótipo de acordo com cada configuração de pista e comportamento do piloto (comportamento *oversteer* ou *understeer* na aproximação da curva). Existem algumas formas de construção do mecanismo do Bias: (a) através do deslocamento do pedal no eixo do bias, de forma que ele fique mais próximo de um ou outro cilindro (figura 22); (b) variando o comprimento da haste dos pistões, de forma que o volume total de fluido no cilindro dianteiro seja maior que no traseiro (figura 23).

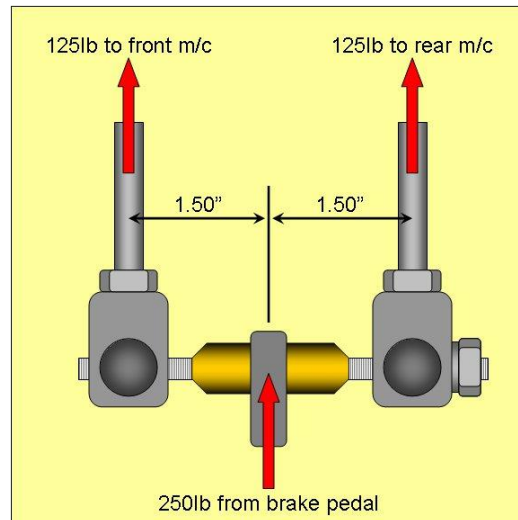


Figura 20 – Mecanismo do Bias Bar por posicionamento do pedal

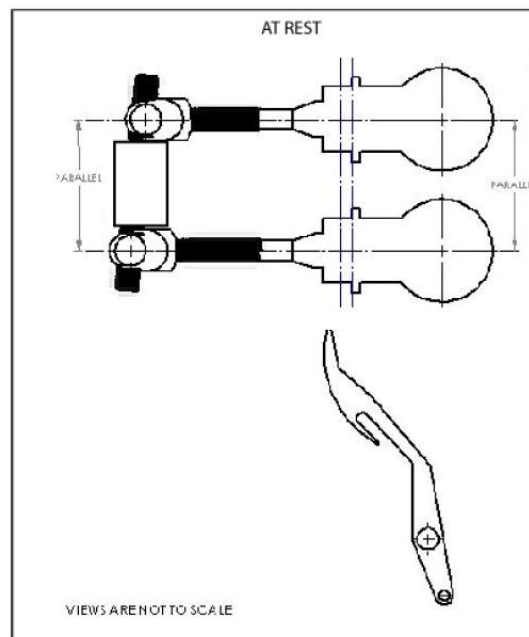


Figura 21 – Mecanismo de Bias Bar por distância das hastes

3.1.3. Cilindro Mestre

É o componente onde se gera a pressão hidráulica do sistema, onde há a conversão da força exercida pelo piloto no pedal em pressão hidráulica para as linhas de freio. O conjunto é formado por um cilindro e um pistão composto por

gaxeta, mola, batente e pino guia, a figura 24 mostra o cilindro mestre desenvolvido pela equipe EESC USP – Fórmula SAE.

O dimensionamento está baseado na planilha de cálculo utilizada que leva em conta o tamanho das pinças, discos entre outros.

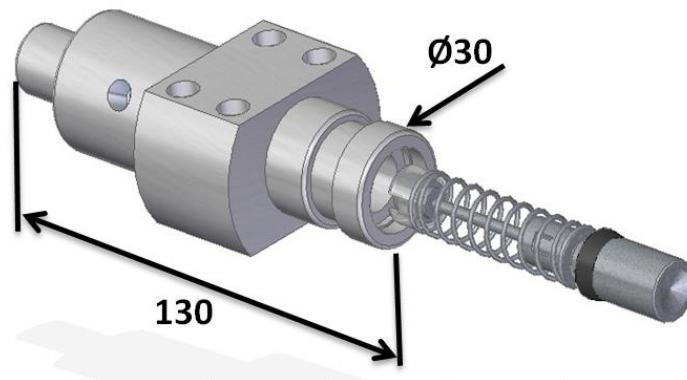


Figura 22 - Cilindro Mestre - Protótipo EX (unidades em mm)

3.1.4. Reservatório de fluido

É o compartimento que armazena o fluido do sistema. Na configuração do protótipo EX, o reservatório de fluido de freio é separado do cilindro mestre e possui volume necessário para facilitar a manutenção ao sangrar e manter o sistema em funcionamento sem entrada de ar.

3.1.5. Fluido de freio

O fluido de freio é meio pelo qual é transformada a força aplicada no pedal de freio em força hidráulica para o acionamento do freio nas rodas. O fluido a ser utilizado deve suportar situações de alta temperatura, compressão e ser compatível com os selantes utilizados para não colocar em risco a eficiência e segurança da frenagem, assim, foi escolhido o fluido de freio DOT 4.

O fluido de freio Varga® foi desenvolvido além dos padrões oficiais estabelecidos pela FMVSS 116 (*Federal Motor Vehicle Safety Standards* –

Motor vehicle brake fluids. DOT3, DOT4), J1703 SAE e ABNT-A, apresentado na Tabela 1. Sua composição inclui uma mistura de éteres de glicol, lubrificantes, inibidores de ferrugem em superfícies metálicas e danos em borracha.

Tabela 1 - Características do Fluido de freio DOT 4

Requisitos	DOT 4
Viscosidade cinemática (a 100°C em m ² /s / pH)	1,5x10 ⁻⁶ / 7 a 11,5
Ponto de ebulição	230°C
Resistência a oxidação (mg/cm ² , em alumínio/ em aço)	0,05 / 0,03
Corrosão (mg/cm ² , em alumínio/ em aço/ em cobre)	0,1 / 0,2 / 0,4

3.1.6. Linhas de freio

As linhas de freio são responsáveis por carregar o fluido de freio e alimentar as pinças de freio. No desenvolvimento do protótipo EX, foi projetada uma linha mista, composta de parte rígida e parte flexível.

Esta decisão foi tomada considerando-se os seguintes aspectos:

- As perdas de carga relativas à expansão da linha flexível, o que acontece de forma muito mais reduzida na linha rígida;
- O preço da linha flexível que é muito superior ao da linha rígida (o metro linear com conectores da linha flexível é cerca de 6 a 7 vezes mais caro do que a linha rígida);
- A facilidade de manutenção, ou também denominado *service ability*, das linhas rígidas que proporcionou uma redução no uso de selantes e de trabalho nas conexões por usar um engate por união emenda;

- Necessidade do uso das linhas flexíveis para proporcionar a movimentação no curso de trabalho da suspensão.

A linha rígida é composta de tubos de cobre de 3/16” e ocupa uma dimensão de 60% do comprimento total da linha traseira em cada lado. As conexões são feitas por união emenda (anilha) que representaram fácil instalação, sem necessidade de uso de vedante de teflon e selantes de silicone.

A linha flexível Aeroquip é composta de uma linha de teflon® revestida por uma malha trançada de aço inoxidável que confere rigidez e ao mesmo tempo flexibilidade.

3.1.7. *Caliper*

É denominado de *caliper* o conjunto da pinça de freio, composto pela carcaça, êmbolo, parafuso sangrador. O projeto EX possui 4 pinças flutuantes idênticas de 44,5mm de diâmetro do êmbolo único, da marca *Wilwood®*, modelo *Dynalite-Single-Floater®*. Sua escolha se deve as dimensões reduzidas da roda aro 10 e pelo fato de serem pinças comerciais que facilitam a montagem e manutenção. A pinça flutuante utilizada pela equipe EESC – USP Fórmula SAE entre os anos de 2008 a 2012 é ilustrada na figura 25.

DYNALITE SINGLE FLOATER, MOUNTING DIMENSIONS:

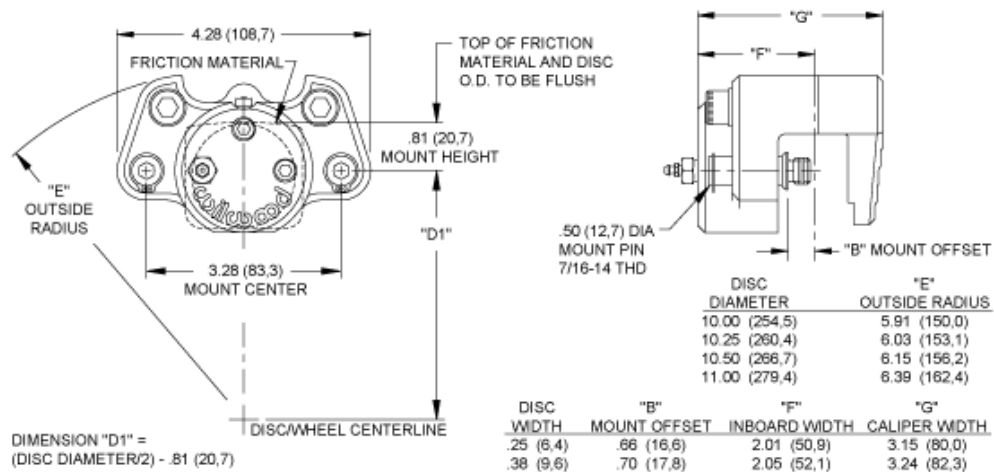


Figura 23 - Características da pinça flutuante, projeto E6 a EX. Peso: 635g, cada. (fonte: <http://www.wilwood.com/Calipers>)

3.1.8. Pastilha

No projeto do ano de 2012 foi utilizada uma pastilha comercial da marca wilwood cujas dimensões são compatíveis com o pinça comercial utilizada. O composto denominado Polimatrix A foi o escolhido por apresentar resposta imediata mesmo em baixas temperaturas, além, é claro, de apresentar baixas taxas de desgaste mesmo em frenagens severas e que elevam o disco a altas temperaturas, conforme Figura 26 e Figura 27.

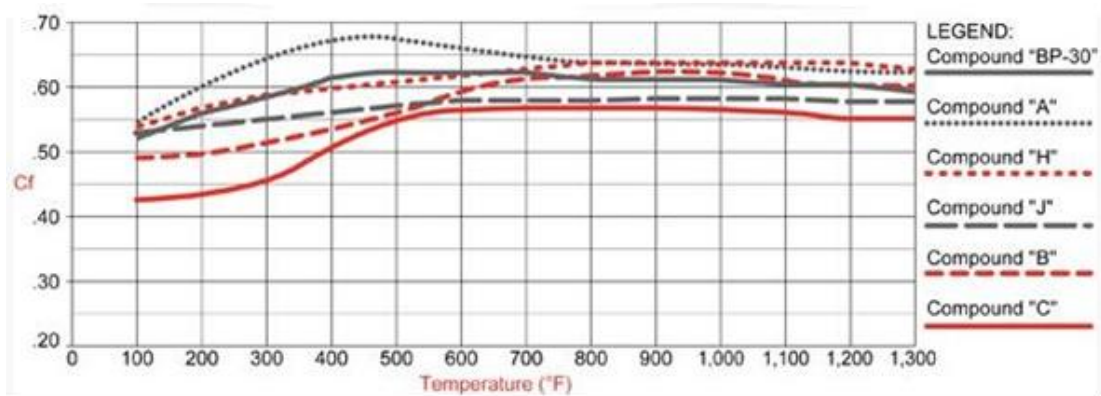


Figura 24 -- Características térmicas da pastilha de freio - Protótipo EX (Fonte:<http://www.wilwood.com/BrakePads>).

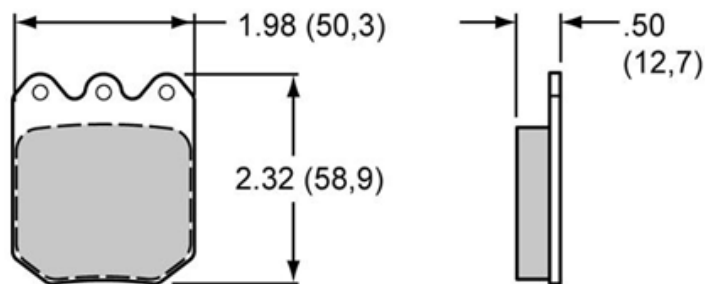


Figura 25 - Pastilha de freio - Protótipo EX
 (Fonte: <http://www.wilwood.com/BrakePads>)

3.1.9. Disco

Projetado e usinado pela Equipe. Tem suas dimensões externas e internas limitadas pelo dimensionamento dos componentes da suspensão e empacotamento dentro da roda aro 10".

O disco é manufaturado a partir do aço 1045 temperado para garantir dureza (aquecimento a 850°C e banho de água) e revenido a (a 600°C durante 1,5h). Sendo usinado a laser e retificado.



Figura 26 - Montagem de disco de freio no cubo de roda - Protótipo EX (Fonte: Acervo Equipe EESC -USP FSAE)

4. Escolha dos componentes de projeto

4.1. Estudo de melhoria do projeto

Durante o projeto do sistema de freios, as tomadas de decisão devem ser realizadas para iniciar as definições dos componentes. Para isso deve ser levada em conta a importância de cada item dentro do sistema, a análise de riscos e modos de falha, se existe algo semelhante disponível no mercado que supra as necessidades, o tempo e a qualidade do projeto.

Segundo Dieter (2009), uma estrutura analítica de projeto (*Work Breakdown Structure - WBS*) é um instrumento usado para dividir um projeto em segmentos gerenciáveis para assegurar que o escopo completo de trabalho está compreendido. O WBS lista as tarefas que necessitam ser feitas. Preferencialmente, estes são expressos como resultados, ao invés de ações planejadas. Os resultados são utilizados no lugar das ações, porque são mais fáceis de prever, no início do projeto. A estrutura analítica de projeto realizada para o sistema de freio está descrita na figura 29, no qual se observa a divisão de componentes.

A decomposição funcional produz o Diagrama estrutura analítica. Esta é um diagrama de blocos que apresenta fluxos de energia, matéria e sinal como setas rotuladas tomando caminhos entre os blocos (Dieter, 2009).

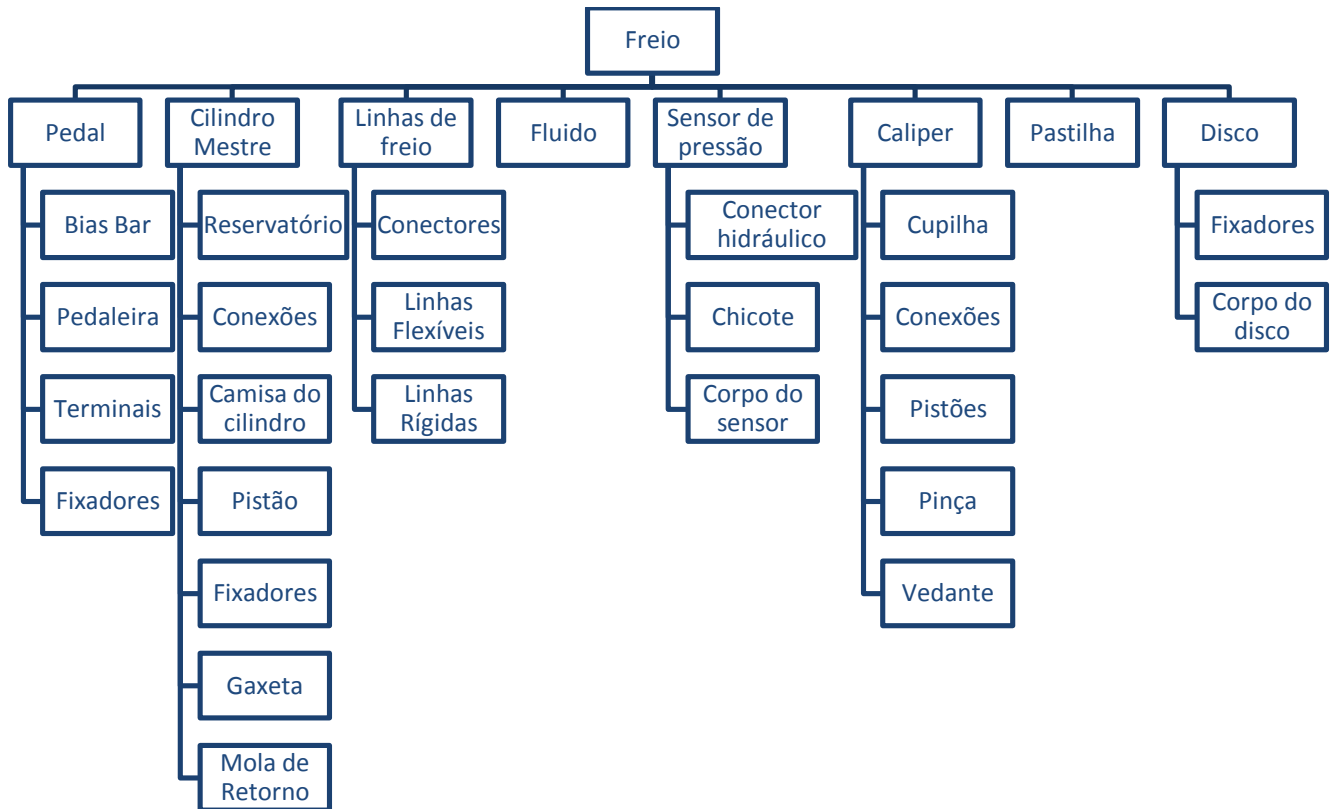
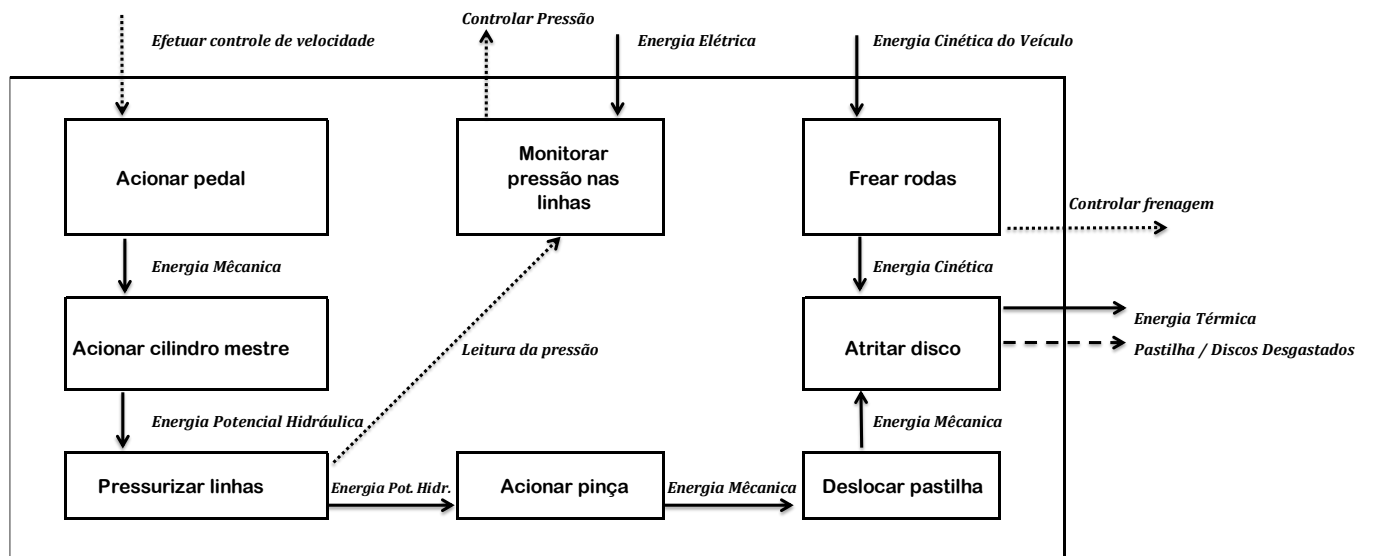


Figura 27 – Estrutura analítica do sistema de freios (Fórmula SAE®-EESC-USP).

Tabela 2 – Diagrama Lógico do sistema de freios.



A abordagem semântica de projeto explicitada na árvore funcional e no diagrama lógico auxilia nas tomadas de decisão de projeto, porque apresenta os relacionamentos entre os componentes e sub-sistemas.

Gradela (2013) identificou os modos de falha dos componentes do sistema de freios da Equipe EESC – USP Fórmula SAE® e suas respectivas severidades. Tem-se que alguns itens cujo efeito possui maior prioridade de risco foram alvo de reprojeção no ano de 2012 como, por exemplo: cilindro mestre e a implementação de novas conexões mais efetivas contra vazamentos.

Outras configurações do projeto de freio, porém, estão sem atualização e otimização de desempenho há alguns anos, tornando-se ultrapassadas com relação às equipes concorrentes, como, por exemplo, as pinças e pastilhas adquiridas de mesmo modelo, há pelo menos cinco anos. Este fato mostra o forte domínio da equipe com estes componentes, mas uma descontinuidade com a otimização e com a meta de excelência em desempenho.

Um exemplo prático é o uso de discos de freio de alumínio por equipes de Fórmula SAE na Europa e Estados Unidos, no entanto, ligas de alumínio são dispendiosas e tem processos de manufaturas especiais que elevam o custo de forma considerável e, por ser uma tecnologia recente, necessita de estudos para implementação. Faz parte da decisão do gerente do projeto analisar o tempo a ser dispendido em estudos e os riscos gerados sobre o prazo e qualidade geral do projeto ao abortar o processo em andamento.

A tabela 3 foi elaborada a fim de obter valores de maior dificuldade de disponibilidade, manufatura, manutenção, amplitude do impacto das alterações, alto custo, aumento de desempenho, risco em falha dos componentes do sistema de freios do protótipo EX. Foram atribuídas notas a cada componente e em seguida multiplicadas entre si, para efeito comparativo foi normalizado a maior nota a 100 pontos.

Tabela 3 – Ponderação normalizada das características de cada componente do sistema. (de 1 a 10, sendo o valor 10 maior importância/dificuldade).

	<i>disponibilidade /manufatura</i>	<i>manutenção/ service ability</i>	<i>Custo</i>	<i>Alterações</i>	<i>aumento de desempenho</i>	<i>Risco em falha</i>	<i>Pontos</i>
Pedal	6	5	4	6	6	10	100,00
Cilindro Mestre	3	2	8	7	5	8	31,11
<i>Brake Bias</i>	10	2	1	5	6	9	12,50
Reservatório	1	1	1	2	1	7	0,03
Fluido	1	8	2	1	1	5	0,19
Linhas	3	8	3	4	1	7	4,67
Pinça	4	3	6	10	7	6	70,00
Pastilha	4	2	4	7	8	5	20,74
Disco	4	2	4	10	9	6	40,00

Esta análise mostrou que quatro itens mostraram-se mais complexos e de maior impacto em mudanças da configuração atual. Destes itens, os pedais e o cilindro mestre sofreram uma atualização do modelo de 2011 para 2012. A tabela 4 ilustra as principais vantagens e desvantagens dos quatro componentes citados acima.

Tabela 4 - Vantagens e desvantagens dos componentes em destaque na ponderação da tabela 3

Componente	Vantagens	Desvantagens
Pedal	Empacotamento no <i>cockpit</i> <i>Service ability</i>	Peso elevado Confiabilidade
Pinça	Alta confiabilidade Alta eficiência em frenagem	Empacotamento no aro 10” Peça comprada limita melhoria
Disco	Alta confiabilidade Robustez	Peso elevado Irregularidade superficial
Cilindro Mestre	Confiabilidade Empacotamento no <i>cockpit</i>	Peso elevado Manufatura

A análise FMEA de Gradela (2013) ilustra que, exceto pela condição de superaquecimento dos discos e a sangria, a severidade e a prioridade de risco dos atuais componentes “pinça” e “pastilha” não figuram entre os cinco mais críticos. Assim, pode-se concluir que uma alteração nestes componentes a fim de maximizar o seu desempenho pode ser realizada sem comprometer de forma incisiva no desempenho da equipe na competição. Mas espera-se que a prioridade de risco para estes componentes aumente pela possibilidade de gerar maior número de ocorrências de falha. Entretanto com o amadurecimento do projeto e períodos de testes que comprovem uma estabilização dos novos componentes, a frequência de ocorrências tenderá a se reduzir.

Conclui-se, portanto que o foco do projeto adaptativo do sistema de freios pode se concentrar no desenvolvimento do freio no conjunto de roda: *caliper*, disco de freio e pastilhas. Apesar das pastilhas de freio não configurarem como principal item de modificação elas estão intrinsecamente ligadas ao layout da pinça de freio e são alteradas por consequência. O foco das melhorias de projeto será o balanço entre as vantagens e desvantagens do conjunto atual, com foco na melhoria de desempenho.








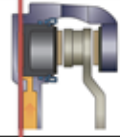

Alterar um conjunto de pinças e pastilhas exige certa análise, pois são peças extremamente interligadas, juntamente com o disco de freio. As modificações para a pinça e pastilha afetam de forma significativa o disco de freio e o empacotamento no interior da roda. Como forma a realizar um pacote de atualizações, será analisado, na seção 6 deste trabalho, no âmbito do dimensionamento e projeto: o disco de freio, pastilha, *caliper* e cubo de roda.

No caso do projeto adaptativo do sistema de freios, algumas tomadas de decisão dos projetos anteriores devem ser revistas pela possibilidade de terem se tornadas obsoletas, entretanto, deve-se considerar que o modelo já existente e ou algum outro do passado são referência de projeto e podem ser imprescindíveis para a escolha de peso e avaliação da nova proposta, afinal o projeto adaptativo visa realizar a melhoria do sistema. Observa-se que algumas decisões são tomadas devido ao histórico da equipe, reduzindo o

tempo de projeto reestruturando algum ponto que já foi trabalhado em gestões anteriores.

4.2. Análise morfológica do Caliper

Tabela 5 –Classificação de acordo com as soluções básicas para cada subfunção – Calipers (Traçado em azul para o conjunto traseiro e, em vermelho, para o conjunto dianteiro)

Subfunções	Solução	1	2	3	4
atuação da pinça		hidraulica	pneumática	eletromagnética	
transformar pressão em força nas pastilhas		 Embolos redondos - qtde 2 - iguais	 Embolos redondos - qtde 1		leitura de pressão e atuação de motor
vedação do sistema		 anel vedante na camisa - square ring	 anel vedante no embolo - square ring	 anel vedante na camisa - O ring	 anel vedante no embolo - O ring
conexões		NPT	BSP	UNF	 conexão freio automotivo
sistema de fixação		aparafusado na manga			
sistema de acionamento		 flutuante	 rígido		
material		aluminio	FoFo	aço	liga de aço

Atuação na pinça: de forma hidráulica por regra da categoria. (“T7.1.1 Deve possuir dois (2) circuitos hidráulicos independentes para que se tenha, caso ocorra falha em qualquer ponto do sistema, uma frenagem efetiva em pelo menos duas (2) das rodas.”)

Transformar pressão em força nas pastilhas: Dianteira: dois êmbolos redondos, pois garantem área em menor espaço na direção radial,

proporcionando melhor otimização do espaço dentro da roda sem perder área de contato entre pastilha e disco de freio. O uso de êmbolos redondos de mesma dimensão tanto para a caliper dianteiro e traseiro é justificado pela facilidade em encontrar vedantes de dimensões tabeladas (intercambiabilidade / montagem).

Vedação do sistema: anel vedante *square-ring* garante o retorno do êmbolo da pinça quando a pressão de serviço é retirada devido ao efeito mola do elemento vedante. Sua ação pode ser vista na figura 30 e o retorno pelo efeito mola na figura 31.

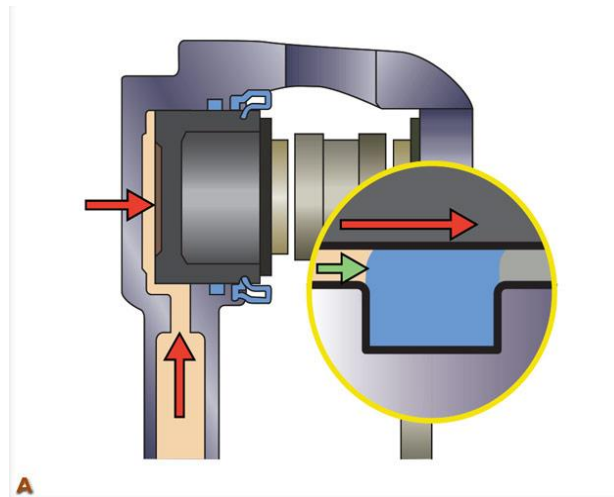


Figura 28 - Deformação do *square-ring* durante o acionamento da pinça de freio flutuante

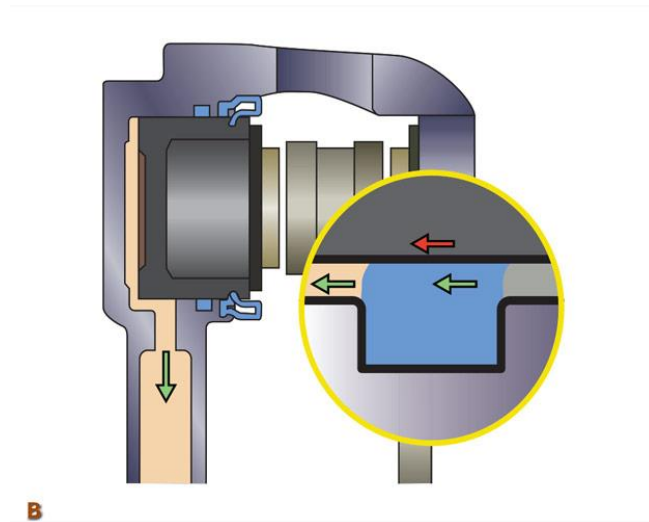


Figura 29 - Efeito mola pelo retorno da deformação do *square ring* para seu estado original

Conexões: NPT (*National Pipe Taper*) pelo uso comum em pinças comerciais, sendo de fácil aquisição e compatibilidade com os conectores encontrados no mercado. Este tipo de rosca cônica garante contra vazamentos sem o auxílio de vedantes.

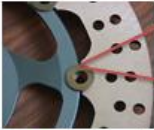









Sistema de fixação: aparafusado na manga permite alto grau de atrito e acoplamento da pinça na manga, facilidade de remoção e manutenção da pinça.

Sistema de acionamento: flutuante possui a vantagem de menor peso, menor quantidade de peças (menor quantidade de vedação, êmbolos, conexões e outros). Embora o modelo de pinça fixa possua a vantagem de não existir pressão de contato residual, visando duas das metas do protótipo que são a redução de peso e a diminuição de elementos que podem vir a gerar vazamentos cujo modo de falha é considerado de grau alto para severidade e muito alto no quesito ocorrência (Gradela, 2013), opta-se pelo sistema de pinças flutuantes.

Material: alumínio 7075 –T6 com tratamento de anodização devido ao baixo peso, resistência mecânica, além da capacidade de produção por fundição em larga escala.

4.3. Análise morfológica Disco de freio

Tabela 6 – Classificação de acordo com as soluções básicas para cada subfunção – Disco de freio

Subfunções	Solução	1	2	3	4	5
material		alumínio	aço alto carbono	aço liga	liga cromo	FoFo
funcionamento		flutuante 	rígido 			
fixação		flutuando no disco 	parafuso no disco 	parafuso em flange e disco 	parafuso em flange e flutuante no disco 	encaixe e aparafusado 
layout		furado 	ventilado 	furado e ventilado 		

A tabela 7 mostra a configuração escolhida dentre as diversas disponibilidades de material, funcionamento, fixação e layout.

Material: Uso de aço de alto carbono garante um endurecimento superficial por têmpera, é um material facilmente encontrado no mercado, possui boa resistência mecânica e capacidade de trabalhar sob as temperaturas que o componente pode atingir (até 400 graus Celsius). Este material é utilizado por diversos anos pela equipe e mostrou-se ter uma boa capacidade de atrito com o composto da pastilha.

Acionamento dos discos. O disco de freio considerado pode ser flutuante ou rígido. Discos flutuantes possuem descolamentos na direção do eixo do disco. Sua fixação é por meio de botões fixados por presilhas que apoiam entre duas partes entre disco e cubo/flange. O uso de discos flutuantes proporciona um melhor ajuste na distância entre a pastilha e o disco, juntamente com o retorno da pinça, deste modo tende a ser o método a causar

menor contato residual entre as partes e menor nível de vibrações. Os discos flutuantes podem ser compostos por um aro de atrito e um flange, neste caso há uma redução de peso ao utilizar um flange de material mais leve e menos resistente (alumínio) e um aro onde ocorrerá o atrito com a pastilha de aço de alto carbono.

Vantagens: Fixação mais leve; utiliza menor área para fixação; fácil aplicação; espaço reduzido; diminuição de efeitos de vibração;

Desvantagens: não possui know-how na equipe (sem histórico sobre como atua a fixação, ausência de modelos para cálculo de resistência e dimensionamento)

No estudo foi considerado o disco flutuante, devido as vantagens anteriormente descritas e o uso de fixação entre disco e cubo de roda, não utilizando um flange para o disco de freio devido à pequena dimensão que a mesma possuiria devido o diâmetro da fixação no cubo e o diâmetro máximo de fixação no disco de freio.

Devido à disseminação do uso de disco flutuante nas competições de FSAE e o grande número de motos comerciais encontradas com este tipo de disco de freio, considera-se que a busca de informações para o estudo e acúmulo de conhecimento da equipe sobre esta nova tecnologia não será de grande dificuldade.

Fixação: sua fixação depende do modo de acionamento determinado. Interferente, pode causar trepidações por posição falha em montagem ou fora dos limites de tolerância da superfície de encosto, além de depender de tolerância dimensional que pode possuir uma variação no processo de fabricação em maior escala.

Uma fixação do disco flutuante com flange necessita de uma união no cubo por parafusos que gera maior rigidez e pelo atrito entre as partes. Uma fixação robusta é necessária para evitar trepidações e danos ao disco e ao cubo de roda.

Layout: A meta de baixo peso do protótipo não permite uma configuração de disco muito robusta, deste modo, o uso de disco não ventilado é preferível. Assim, resta a opção do uso do disco sólido e do disco furado. Para realizar uma redução de peso e uma capacidade do disco em limpar a pastilhas de eventuais detritos e água, o disco possui alívios de material como rasgos e furos. O posicionamento e dimensionamento destes vazios de material são determinados através da análise de resistência mecânica e térmica por elementos finitos.

Uma decisão de projeto importante neste ponto se refere à dimensão dos discos de freio traseiros e dianteiros. É fato que os discos traseiros são menos solicitados mecanicamente e poderiam ter um dimensionamento mais refinado com relação ao disco dianteiro, reduzindo peso em geral. Entretanto, outro ponto a ser observado é a facilidade de manufatura e intercambiabilidade entre os componentes.

Estudos com modelos geométricos em programas CAD, para um possível disco traseiro foram realizados e indicaram que um disco de freio traseiro melhorado teria uma redução de peso com relação ao disco dianteiro de 50 gramas cada, totalizando uma redução de 100 gramas no peso total do veículo. Observando do ponto de vista de fabricação em série, seriam, dois modelos diferentes de peças de reposição e estoque.

O fato de utilizar um modelo único de disco de freio gera redução de peças reserva para a equipe, evita montagem incorreta dos componentes, menor variedade de peças tendendo a reduzir a complexidade de estoque e abastecimento de assistência técnica, observando pela ótica da fabricação e venda do modelo em larga escala. Assim, considera-se que os benefícios do uso de disco de freio iguais, tanto na posição traseira dianteira são maiores que os benefícios de reduzir em 100 gramas o peso do veículo.

5. Pré-dimensionamento de componentes do sistema de freios

5.1 Dinâmica Longitudinal de frenagem - Equacionamento

Segundo Gillespie (1992) os movimentos do veículo são referenciados em um sistema de coordenadas ortogonal fixado no centro de gravidade do veículo, conforme a convenção de eixos proposto pela SAE na Figura 32.

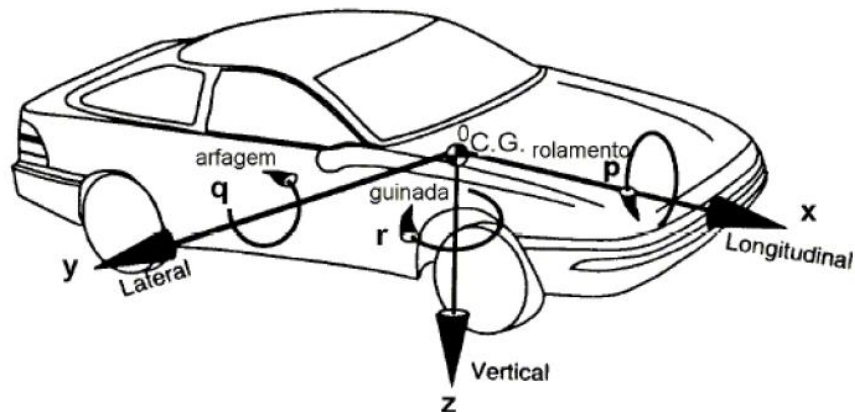


Figura 30 - Convenção de eixos da SAE. (Fonte: Gioria 2008).

As condições de frenagem são governadas pelo atrito entre a interface pneu-pista. Considerando F_{bf} e F_{br} como as forças de frenagem aplicadas às rodas dianteiras e traseiras e considerando a segunda lei de Newton, a equação de movimento é dada pela equação (5), conforme a figura 33.

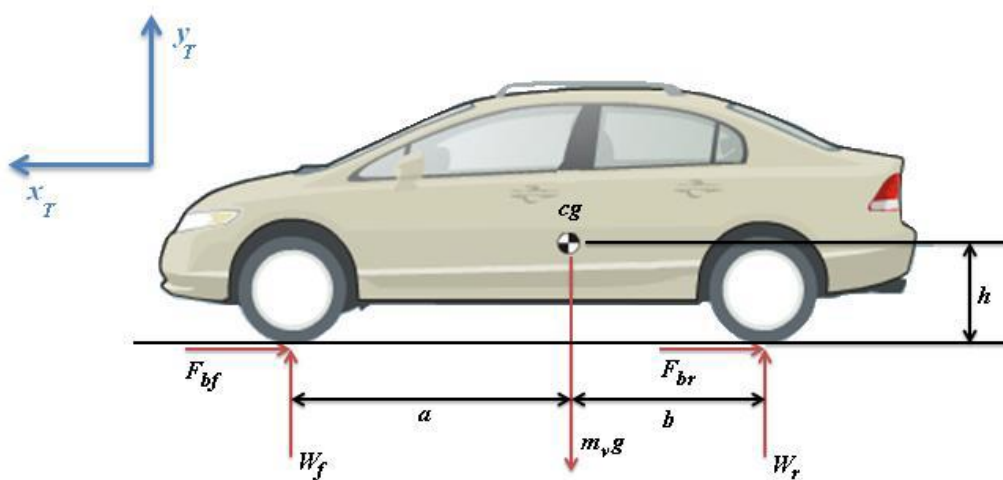


Figura 31 - Diagrama de corpo livre de um veículo sob ação de frenagem (Fonte: Husain, 2010).

$$\sum F_{xT} = m_v \cdot a_{xT} =$$

$$F_{bf} + F_{br} + m_v g \sin(\theta) + F_{rol} + F_{AD}$$

(5)

A força de resistência ao rolamento (F_{rol}) e as forças de arrasto aerodinâmicas (F_{AD}) auxiliam o processo de frenagem e a força gravitacional depende do perfil da pista, por isso o aparecimento do ângulo θ .

O tempo e a distância de frenagens desenvolvidas, durante as mudanças de velocidade com desaceleração uniforme também podem ser obtidas a partir da segunda lei de Newton de acordo com as equações (6) e (7):

$$t = \frac{m_v}{\sum F_{xT}} (V_0 - V_f)$$

(6)

$$x = \frac{m_v}{\sum F_{xT}} (V_0^2 - V_f^2)$$

(7)

Sendo V_0 e V_f , as velocidades iniciais e finais respectivas do veículo durante a frenagem.

Para uma frenagem brusca, as forças de frenagem serão muito maiores quando comparadas com as forças de rolamento e de arrasto aerodinâmica. Assim, a equação (5) pode ser simplificada para:

$$F_{bf} + F_{br} = m_v a_{xT}$$

(8)

De acordo com o diagrama de corpo livre do veículo acima, a distribuição do peso (estático) do veículo entre os eixos traseiros e dianteiros é:

$$W_f = \frac{m_v g b}{(a + b)} \quad (9)$$

$$W_r = \frac{m_v g a}{(a + b)} \quad (10)$$

No entanto, sob a ação da frenagem, haverá uma alteração dinâmica na distribuição dos pesos do veículo. Denominando-se os pesos dinâmicos W'_f e W'_r e utilizando a lei de movimento de Newton na direção Y_T , tem-se:

$$\begin{aligned} \sum F_{yT} = 0 = W'_f + W'_r - m_v g &\Rightarrow \\ W'_f + W'_r = m_v g & \end{aligned} \quad (11)$$

O peso dinâmico pode ser estimado utilizando os momentos gerados pelas forças em torno do centro de gravidade do veículo, dado por:

$$\sum M_{cg} = 0 = F_{bf} \cdot h - W'_f \cdot a + F_{br} \cdot h + W'_r \cdot b \quad (12)$$

$$m_v a_{xT} h = W'_f \cdot a - W'_r \cdot b$$

Multiplicando ambos os lados da equação (10) por “b” e somando-se com a equação (9), tem-se:

$$W'_f = \frac{m_v \cdot g \cdot b}{a + b} + \frac{m_v \cdot a_{xT} \cdot h}{a + b} \quad (13)$$

$$W'_r = \frac{m_v \cdot g \cdot a}{a + b} - \frac{m_v \cdot a_{xT} \cdot h}{a + b} \quad (14)$$

Os primeiros termos das equações (12) e (13) são os mesmos para os pesos na condição estática, os segundos termos são os pesos nas condições dinâmicas somadas e subtraídas, para os eixos dianteiros e traseiros respectivamente na ação de frenagem. As equações mostram que, durante o

processo de frenagem, as rodas dianteiras são submetidas a mais peso, em comparação com as rodas traseiras. Esta condição significa que os eixos frontais sustentam a maior parcela da força de frenagem. A taxa de peso dinâmico entre os eixos dianteiros e traseiros é dada pela equação (15).

$$\frac{W'_f}{W'_r} = \frac{b + h.a_{xT} / g}{c - h.a_{xT} / g} \quad (15)$$

Logo, a ação de frenagem na região frontal pode ser descrita pela razão entre os pesos dinâmicos frontais e traseiros pode ser obtida pela equação (16).

$$\frac{F_{bf}}{F_{br}} = \frac{W'_f}{W'_r} \quad (16)$$

Assim, sistemas de freios devem ser projetados distribuindo a força de frenagem entre os freios dianteiros e traseiros de acordo com a taxa de peso dinâmico.

O dimensionamento do sistema de freio deve estar baseado no comportamento dinâmico da frenagem. No protótipo FSAE é desejado que a eficiência de frenagem fosse máxima, além da possibilidade de ajuste para um comportamento mais sobre esterçante em entradas de curva a fim de reduzir ao máximo o tempo de volta. Assim, o dimensionamento dos componentes deve gerar a maior força de frenagem possível em cada roda, ao mesmo tempo.

Na dinâmica de frenagem de veículos de dois eixos, como no caso em questão, primeiro verifica-se o carregamento estático de cada eixo de acordo com dados geométricos do veículo como distância entre eixos, localização do centro de gravidade.

Utilizando a teoria apresentada anteriormente, realiza-se um roteiro de cálculo baseado nos dados de projeto necessários para cálculo da frenagem dinâmica, distribuição das forças, portanto o “balanço de frenagem”.

Dados do Projeto:

- Distância entre-eixos (d) [mm]
- Altura do CG (h) [mm]
- Distribuição das cargas estáticas (ψ), em porcentagem da dianteira e traseira;
- Coeficiente de atrito entre pneu e pavimento (μ_{PP});
- Aumento na massa por inércia rotativa (I) [%]
- Raio do conjunto roda + pneu (R) [mm]
- Eficiências (η), em porcentagem do pedal e da pinça;
- Peso do carro + piloto (m) [kg]
- Pressão das linhas (P0) [MPa]
- Força aplicada no pedal (FP) [kg]
- Coeficiente de atrito entre pastilha e disco (μ_{PD});
- Ganho do Pedal [g]

Parâmetros de saída:

São os dados referentes à dinâmica da frenagem que dependem somente dos parâmetros iniciais do veículo

- a) Transferência de carga durante a frenagem (em porcentagem do peso do veículo):

$$T_C = \frac{\mu_{PP} * h}{d} \quad (17)$$

Sendo:

μ_{PP} é a desaceleração ótima, ou seja, a máxima que o contato entre o pneumático e o pavimento possa suportar. Considera-se o atrito pneu – pavimento máximo como igual a desaceleração em força G possível para a frenagem do veículo.

b) Distribuição das forças de frenagem por eixo (N):

São as forças desenvolvidas entre a roda e o pavimento no momento da frenagem.

- Dianteira:

$$F_{FRd} = (m * I * \psi_d * 9,81 + T_C * m * I * 9,81) * \mu_{PP} \quad (18)$$

- Traseira:

$$F_{FRt} = (m * I * \psi_t * 9,81 - T_C * m * I * 9,81) * \mu_{PP} \quad (19)$$

c) Balanço de Frenagem:

É a porcentagem de força necessária para frear o eixo traseiro, em relação à força total de frenagem.

$$\emptyset = \frac{F_{FRt}}{(F_{FRd} + F_{FRt})} \quad (20)$$

5.2 Balanço de forças do sistema de freios - Equacionamento

Para realizar todos os cálculos apresentados até então, foi elaborada uma planilha. Foram considerados como elementos principais do dimensionamento: diâmetro do cilindro mestre, diâmetro do pistão da pinça e diâmetro do disco. Estes são comparados dois a dois, de forma que o terceiro componente seja um output resultante.

Assim, realiza-se um processo iterativo para que, de acordo com as possibilidades de projeto, sejam dimensionados os componentes do sistema. Para que a comparação dois a dois ocorra, foram desenvolvidas 3 planilhas que cruzadas aos pares, considerando as entradas de projeto, e verificando as saídas viáveis de projeto e montagem.

A primeira planilha (1) tem como objetivo: encontrar a configuração de cilindros mestres ou de ajuste do *brake bias* que se adeque às condições de projeto de acordo com os seguintes parâmetros:

a) Pressão necessária nas Linhas (MPa):

É a pressão que necessita chegar ao êmbolo da pinça para que se atinja a força ideal de frenagem.

- Dianteira:

$$P_d = \frac{F_{FRd} * R + 2 * \pi * r_d * \eta_{WC} * \mu_{PD} * P_0 * \left(\frac{D_{WCd}}{2}\right)^2}{2 * \pi * r_d * \eta_{WC} * \mu_{PD} * \left(\frac{D_{WCd}}{2}\right)^2} \quad (21)$$

- Traseira:

$$P_t = \frac{F_{FRt} * R + 2 * \pi * r_t * \eta_{WC} * \mu_{PD} * P_0 * \left(\frac{D_{W Ct}}{2}\right)^2}{2 * \pi * r_t * \eta_{WC} * \mu_{PD} * \left(\frac{D_{W Ct}}{2}\right)^2} \quad (22)$$

b) Diâmetro dos cilindros mestres (mm):

É o diâmetro dos pistões necessários para gerar a pressão ideal, quando pressionados com certa carga.

- Dianteiro:

$$D_{MCd} = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{F_P * g * 9,81 * \eta_P}{P_d}} \quad (23)$$

- Traseiro:

$$D_{MCt} = \sqrt{\frac{4}{\pi} * \frac{F_P * g * 9,81 * \eta_P}{P_t}} \quad (24)$$

c) Ajuste do Brake Bias:

É a quantidade de ajuste, em porcentagem, necessário para alterar a razão entre a força aplicada no pedal que é transmitida a cada cilindro mestre, caso desejemos utilizar cilindros mestres idênticos.

$$A_{BB} = \frac{\left(P_0 * 2 * \mu_{PD} * r_t * \eta_{WC} * \left(\frac{D_{WCt}}{2}\right)^2 * \pi + F_{FRt} * R\right) * \left(r_d * \left(\frac{D_{Wcd}}{2}\right)^2 * \pi\right)}{\left(r_t * \left(\frac{D_{WCt}}{2}\right)^2 * \pi\right) * \left(P_0 * 2 * \mu_{PD} * r_d * \eta_{WC} * \left(\frac{D_{Wcd}}{2}\right)^2 * \pi + F_{FRd} * R\right)} \quad (25)$$

A segunda planilha (2) tem como objetivo encontrar a configuração de posicionamento das pinças nas mangas, ou seja, os raios efetivos dos discos para as demais condições de projeto.

a) Raio efetivo dos discos (mm):

É o ponto de aplicação da força proveniente das pinças que equilibrará o momento da força de frenagem aplicada no solo.

- Dianteiro:

$$r_d = \frac{F_{FRd} * R}{\left(2 * \mu_{PD} * \left(\frac{F_P * g * \eta_P * 9,81}{\left(\frac{D_{WCd}}{2} \right)^2 * \pi} - P_0 \right) * \eta_{WC} * \left(\frac{D_{WCd}}{2} \right)^2 * \pi \right)} \quad (26)$$

- Traseiro:

$$r_t = \frac{F_{FRt} * R}{\left(2 * \mu_{PD} * \left(\frac{F_P * g * \eta_P * 9,81}{\left(\frac{D_{WCt}}{2} \right)^2 * \pi} - P_0 \right) * \eta_{WC} * \left(\frac{D_{WCt}}{2} \right)^2 * \pi \right)} \quad (27)$$

A terceira planilha (3) tem como objetivo encontrar a configuração das pinças ou do ajuste do *brake bias* que melhor se ajusta às condições de projeto.

a) Pressão nas Linhas (MPa):

É a pressão de funcionamento do freio devido à força exercida no pedal.

- Dianteira:

$$P_d = \frac{F_P * 9,81 * g * \eta_p}{\left(\left(\frac{D_{MCd}}{2} \right)^2 * \pi \right)} \quad (28)$$

- Traseira:

$$P_t = \frac{F_P * 9,81 * g * \eta_p}{\left(\left(\frac{D_{MCt}}{2} \right)^2 * \pi \right)} \quad (29)$$

b) Diâmetro do cilindro da pinça (mm):

É o diâmetro necessário para gerar a força de frenagem ideal, dada a pressão nas linhas devida à força exercida no pedal.

- Dianteira:

$$D_{WCd} = \sqrt{\frac{\left(\frac{4}{\pi}\right) * F_{FRd} * R}{2 * \mu_{PD} * r_d * \eta_{WC} * (P_d - P_0)}} \quad (30)$$

- Traseira:

$$D_{WCt} = \sqrt{\frac{\left(\frac{4}{\pi}\right) * F_{FRt} * R}{2 * \mu_{PD} * r_t * \eta_{WC} * (P_t - P_0)}} \quad (31)$$

5.3 Resultados

As Tabelas de 7 a 11 apresentam os valores numéricos de cada comparação.

INPUTS COMUNS	
Distância entre-eixos (mm)	
1570	
Altura do CG (mm)	
220	
Distribuição de cargas estáticas	
<i>Dianteira</i>	<i>Traseira</i>
0,48	0,52
Coefficiente de Atrito entre Pneu e Pavimento	
1,4	
Aumento na Massa devido à Inércia Rotativa	
1,15	
Raio do Conjunto Roda + Pneu (mm)	
228,6	
Eficiências	
<i>Pinça</i>	<i>Pedal</i>
0,98	0,8
Peso do Carro + Piloto (N)	
2650	
Pressão Inicial nas Linhas - Pushout (MPa)	
0,03	
Força Aplicada no Pedal (N)	
445	
Coefficiente de Atrito entre Pastilha e Disco	
0,55	
Ganho do Pedal	
6	

Tabela 7 – Parâmetros de entrada para obtenção da força de frenagem no eixo.

OUTPUTS COMUNS				
Transferência de Carga				
0,20				
Forças de Frenagem por Eixo (N)				
Dianteiro:	2884,9		Traseiro:	1381,6
Balanço da Frenagem (Φ)				
0,32				

Tabela 8 – Saídas obtidas a partir da força de frenagem no eixo.

INPUTS PLANILHA 1				OUTPUTS PLANILHA 1								
Raio Efetivo dos Discos (mm)				Pressão necessária nas Linhas (Mpa)								
Dianteiro:	85		Traseiro:	85,0	Dianteira:	7,07	Traseira:	13,60				
Diâmetro do Cilindro da Pinça (mm)				Ajuste no Brake Bias (Diant. / Tras.)								
Dianteiro:	36		Traseiro:	25,4	0,34				0,66			
				10 20 30 40 50 60 70 80 90 100								
				Diâmetro do Cilindro Mestre (mm)								
				Dianteiro:				Traseiro:				
				19,612				14,14				

Tabela 9 – Combinação do raio efetivo e diâmetro da pinça como parâmetros de entrada e resultados

INPUTS PLANILHA 2				OUTPUTS PLANILHA 2								
Diâmetro do Cilindro Mestre (mm)				Raio Efetivo dos Discos (mm)								
Dianteiro:	15,875		Traseiro:	15,875	Dianteiro:	55,9	Traseiro:	107,5				
Diâmetro do Cilindro da Pinça (mm)				Pressão obtida nas Linhas (Mpa)								
Dianteiro:	36		Traseiro:	25,4	Dianteira:	10,79	Traseira:	10,79				

Tabela 10 - Combinação do diâmetro do cilindro mestre e diâmetro da pinça como parâmetros de entrada e resultados

INPUTS PLANILHA 3				OUTPUTS PLANILHA 3								
Diâmetro do Cilindro Mestre (mm)				Pressão obtida nas Linhas (Mpa)								
Dianteiro:	15,875		Traseiro:	15,875	Dianteira:	10,79	Traseira:	10,79				
Raio Efetivo dos Discos (mm)				Ajuste no Brake Bias (Diant. / Tras.)								
Dianteiro:	85,0		Traseiro:	85,0	0,50				0,50			
				10 20 30 40 50 60 70 80 90 100								
				Diâmetro do Cilindro da Pinça (mm)								
				Dianteiro:				Traseiro:				
				29,2				20,2				

Tabela 11 - Combinação do raio efetivo e diâmetro do cilindro mestre como parâmetros de entrada e resultados

Como valor de entrada das planilhas 1, 2 e 3 foi determinado o diâmetro do cilindro mestre como 15,875 mm que é a dimensão atual, como este componente não será alterado, busca-se então encontrar o valor apropriado para as outras duas variáveis: raio efetivo dos discos e diâmetro do cilindro da pinça.

Após algumas interações em modelos CAD preliminares, levando em conta o tamanho da pinça e do disco de freio, obteve-se um valor de raio efetivo entre 80 a 90 mm. A partir da análise dimensional do cilindro da pinça de forma a buscar um diâmetro padrão igual para as pinças traseira e dianteira aliado com um tamanho de fácil acesso ao mercado de peças de reposição, conclui-se que o diâmetro de cilindro da pinça de 1 polegada é o mais adequado, sendo um pistão no *caliper* traseiro e dois pistões no *caliper* dianteiro.

O raio efetivo corresponde ao empacotamento de roda e requisitos de projeto para os valores dimensionais de cilindro mestre e pinça, correspondentes é 85 mm.

A figura 34 mostra a transferência de carga em cada eixo, sendo que durante o regime estacionário a distribuição de pesos nos eixos é ligeiramente maior na traseira e, com o efeito de transferência de carga, o peso dinâmico é acrescentado cada vez mais de acordo com a desaceleração para o eixo dianteiro.

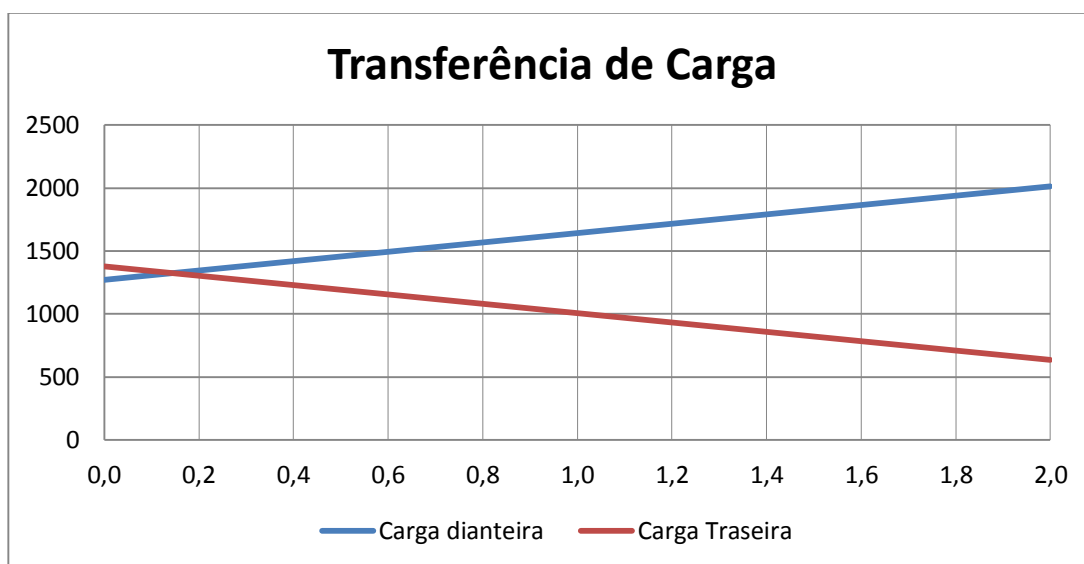


Figura 32 – Carga no eixo (N) por desaceleração (g)

Observa-se na figura 35, uma função parabólica que descreve as forças de frenagem normalizadas indicando que a força de frenagem em cada eixo (cor vermelha), a reta que indica o balanço de frenagem para a desaceleração

em 1,4g. A partir do valor de balanço de frenagem consegue-se estimar a distribuição de frenagem adequada para cada quantidade de desaceleração e para cada tipo de comportamento do veículo desejada.

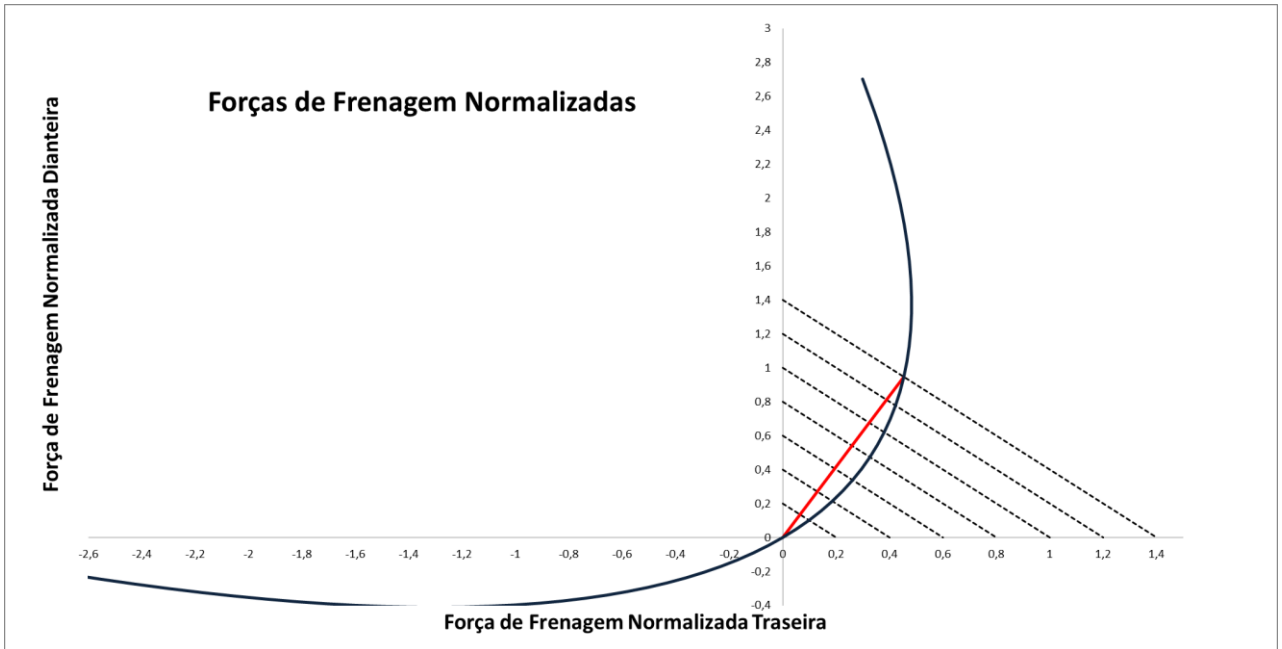


Figura 33 - Forças de frenagem normalizadas

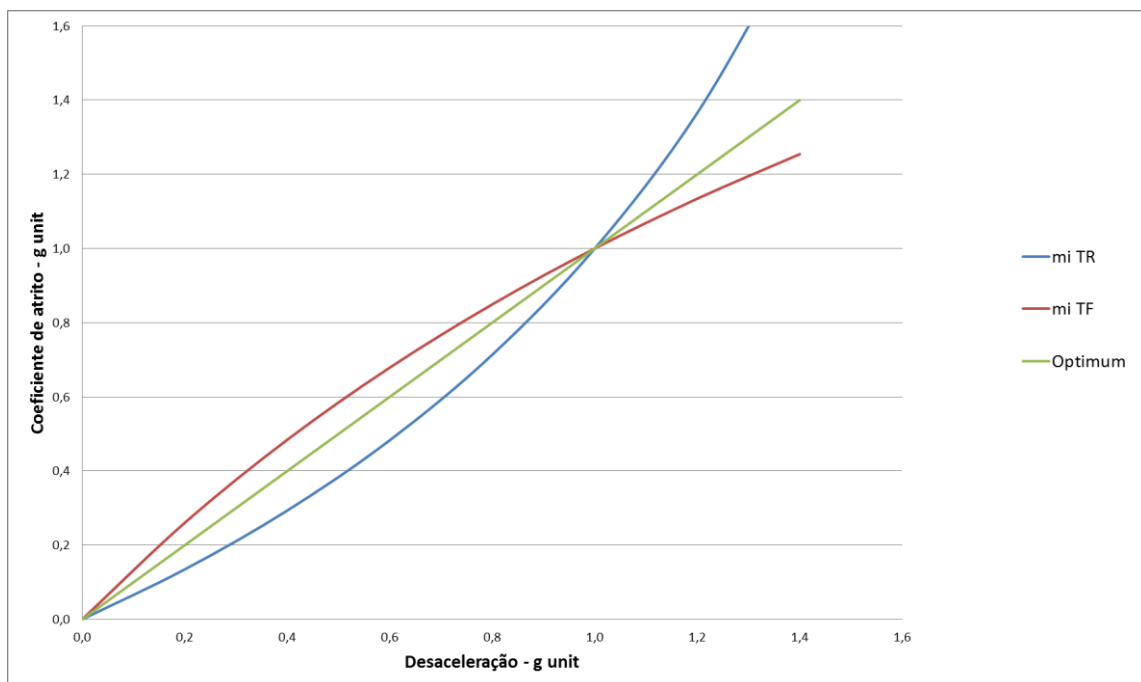


Figura 34 - Coeficiente de atrito por eixo e melhoria, de acordo com a desaceleração.

Na figura 36, percebe-se que existe uma variação do atrito utilizado nos eixos traseiro e dianteiro, justamente devido à transferência de carga que retira força normal do eixo traseiro e conseqüentemente diminui a sua força de frenagem. Verifica-se que no ponto de desaceleração de 1g os atritos tornam-se mais próximos do valor ótimo (que desconsidera a transferência de carga), sendo um ponto de frenagem equilibrada e uso de toda a capacidade desaceleração pelo atrito entre os quatro pneus e o pavimento.

6. Pré-dimensionamento e análise estática

Após definir os parâmetros do projeto, o layout do sistema e realizar os cálculos preliminares de projeto, resta verificar a resistência mecânica das peças projetadas.

6.1. Condições de cálculo

Para os cálculos pelo método dos elementos finitos, foi utilizado o *software* Hypermesh 11.0® e Autodesk Simulation Multiphysics 2012® Para a análise estática numérica dos discos de freio foram feitas algumas hipóteses:

- A avaliação do disco de freio é na condição estática;
- O disco de freio é rígido a ponto que não alterar sua espessura;
- A pressão gerada é transformada em força de atrito pelas pastilhas, a força de atrito é determinada pela força de atrito por eixo descrito na planilha de dimensionamento;
- Análise linear;
- A malha gerada no disco é dividida em duas partes, sendo uma representando a superfície de contato com a pastilha e a segunda representando o disco de freio (ilustrado nas figuras 37 e 38);
- A simulação para os discos de freio foi gerada utilizando elemento casca tipo “Shell”, devido a geometria do disco possuir duas dimensões maiores que a terceira que representa a espessura. Este elemento proporciona velocidade em processamento.
- A malha gerada é mista, composta por malha triangular e quadrangular, pelo fato da malha quadrangular utilizar uma função linear de aproximação, ao contrário da triangular que utiliza uma função constante, as malhas quadrangulares geram melhores resultados, no entanto a geometria circular no disco gera distorções na malha quadrangular que são corrigidos pela malha triangular.
- Para o disco, as restrições de deslocamento estão localizadas na região de contato entre o disco e a região fixada pelos rebites flutuantes;

- A entrada de força está sobre a malha gerada no disco que representa o contato com a pastilha e tem sua força de atrito distribuída igualmente na respectiva área.
- Para encontrar a força de atrito na pastilha necessária para gerar a força de frenagem máxima, realiza-se a equação de equilíbrio de momento:

$$F_{fren} \cdot 0.5 \cdot r_{roda} = F_{past} \cdot r_{past} \quad (32)$$

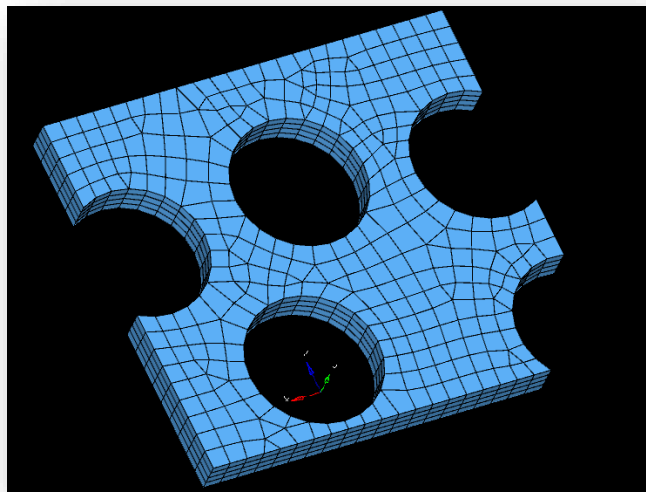


Figura 35 - Malha gerada no disco para aplicação da carga.

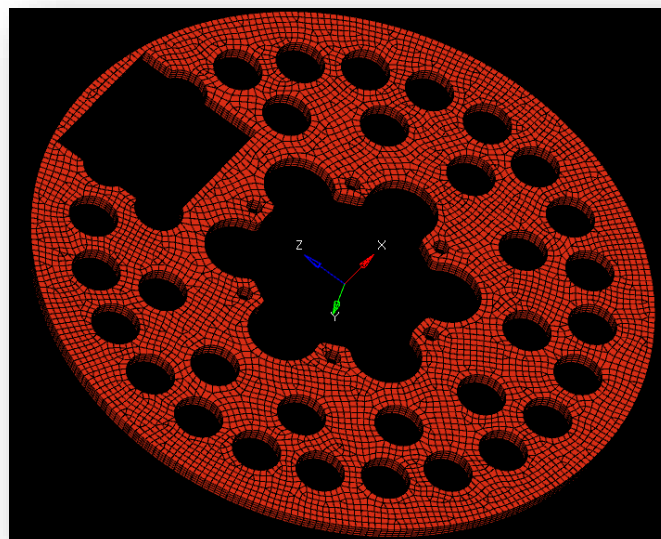


Figura 36 - Malha gerada para o disco de freio.

6.2. Resultados do disco de freio

Foram escolhidos para uma análise comparativa, os dois últimos discos de freios utilizados pela equipe EESC-USP Fórmula SAE, nos anos de 2012 e 2013. Em seguida são apresentados outros três modelos que foram desenvolvidos, sendo o último deles o modelo final.

Os modelos propostos seguem a configuração estudada anteriormente na definição do projeto e assim possuem um disco de freio e um cubo de roda que são fixados entre si por botões presilhados que permitem certa flutuação lateral, conforme a figura 39.



Figura 37 - Botão flutuante para fixação de disco flutuante

Os modelos antigos de disco são aparafusados diretamente do cubo de roda e, portanto, possuem geometria diferente no ponto de fixação.

Observando-se as Figuras 41 e 42 tem-se o campo de tensão e deformação do disco de freio do protótipo EX, ano 2012. O sistema de fixação é feito no cubo de roda através de 6 parafusos M5. O peso de cada disco de freio é de 530 g e a sua espessura é de 4 mm.

Observa-se que o resultado em tensão máximo obtido nesta simulação é de 130 MPa e a tensão média na região de maior tensão na peça é de 116 MPa.

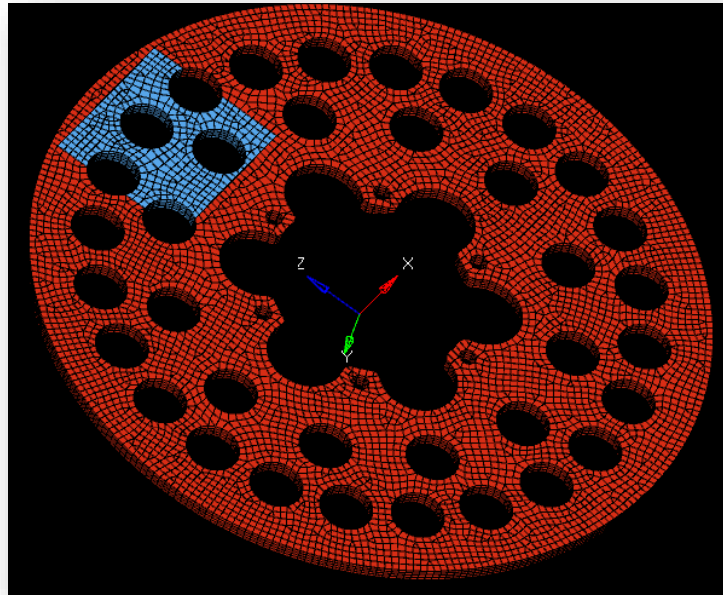


Figura 38 - Modelagem do Disco de Freio. Protótipo EX, 2012

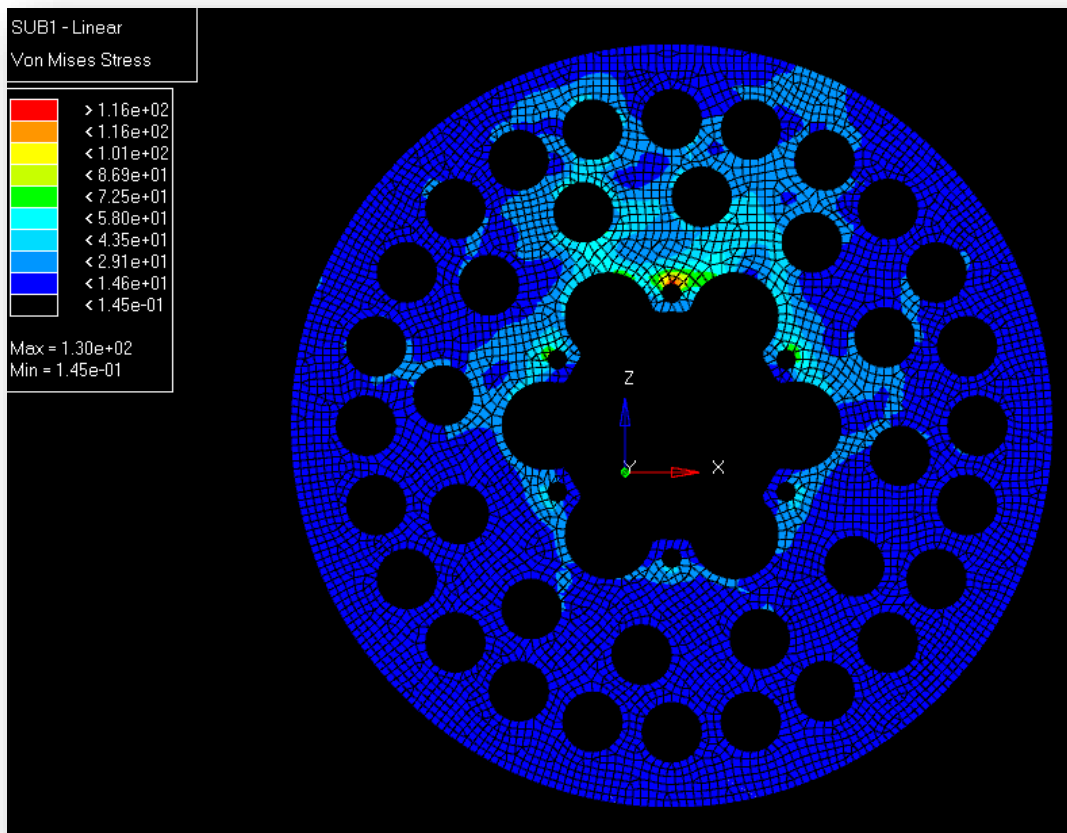


Figura 39 – Disco de freio EX - Resultado em Tensão

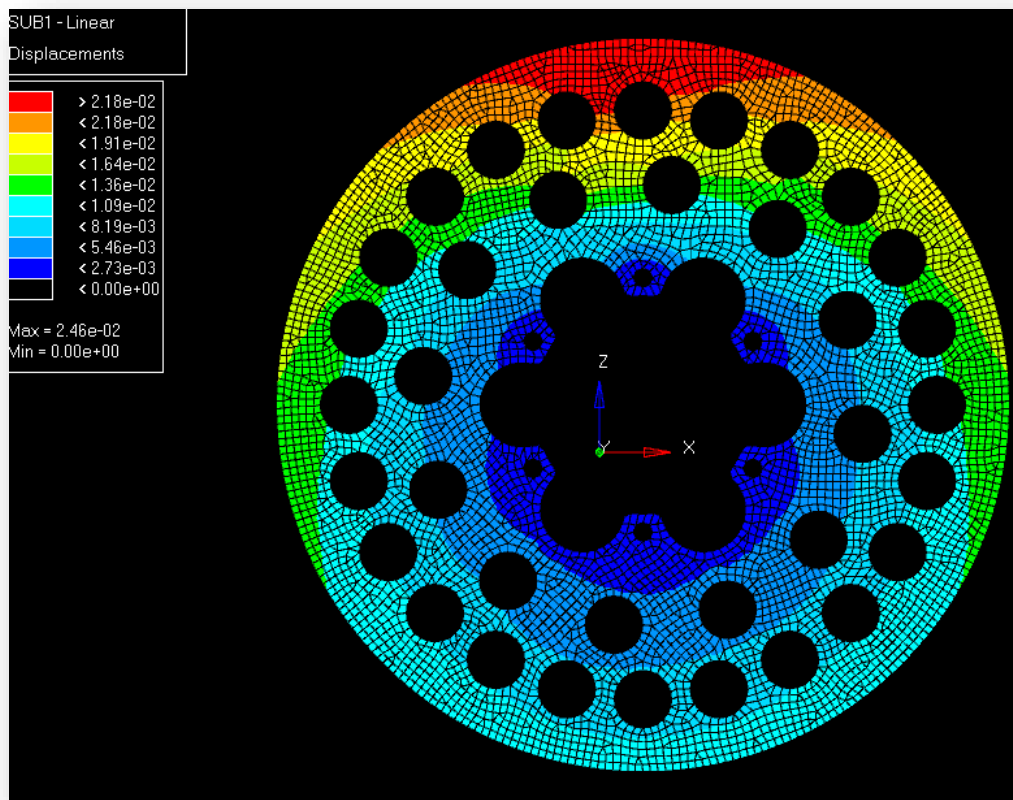


Figura 40 - Disco de freio EX - Resultado em deslocamento

A seguir, nas figuras 44 e 45, estão relacionados os resultados em tensão e deformação do disco de freio do protótipo E60, ano de 2013. O sistema de fixação é por encaixe de pinos no disco de freio e apertados por uma porca central de roda contra o encosto no cubo de roda. O peso de cada disco de freio é de 479 gramas e a sua espessura é de 3,5 mm. Observa-se que o resultado em tensão máxima obtido nesta simulação é de 184 MPa e a tensão média na região de maior tensão na peça é de 163 MPa.

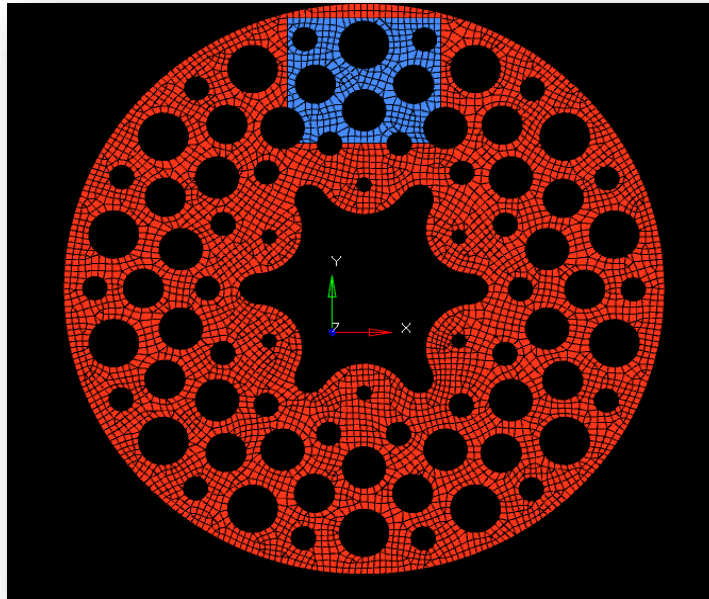


Figura 41 - Modelagem do Disco de Freio. Protótipo E60, 2013. 479 gramas

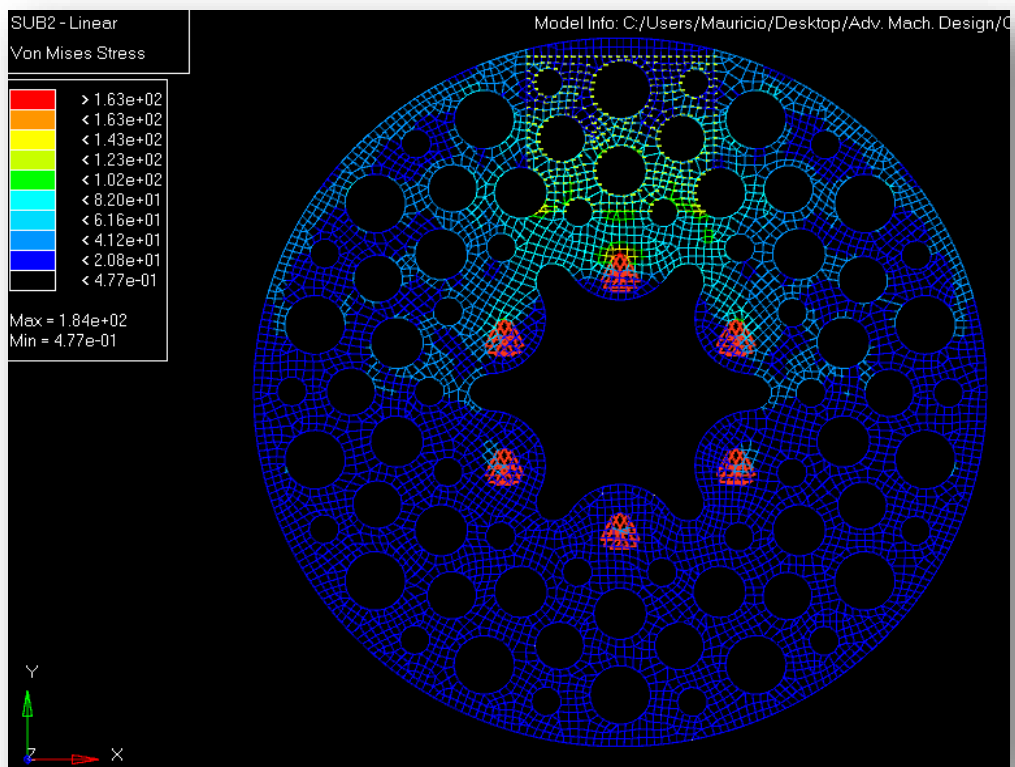


Figura 42 - Disco de freio E60 - Resultado em Tensão

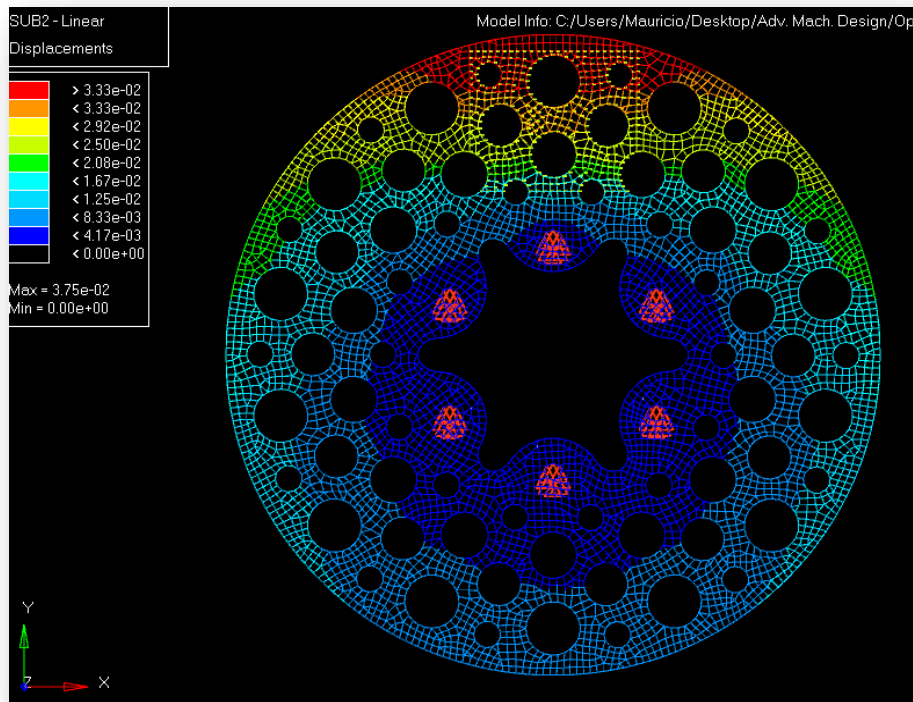


Figura 43 - Disco de freio E60 - Resultado em deslocamento

Observando os resultados das análises dos anos de 2012 e 2013, consegue observar um nível de tensão e deslocamento referenciais. No ano de 2013 houve uma elevação da tensão aplicada à peça, embora não tenha ocorrido qualquer problema estrutural seja no componente de 2013 como no de 2012, tornando os parâmetros como base para a conformidade da peça para o seu uso.

Inspirando-se no layout do disco de freio do ano de 2012, mas com a adaptação da fixação de disco flutuante, realizou-se a análise da primeira proposta, como está ilustrado na figura 46. Com 566 nós de aplicação de força de atrito na malha de disco destinada à pastilha dentre os 3576 elementos.

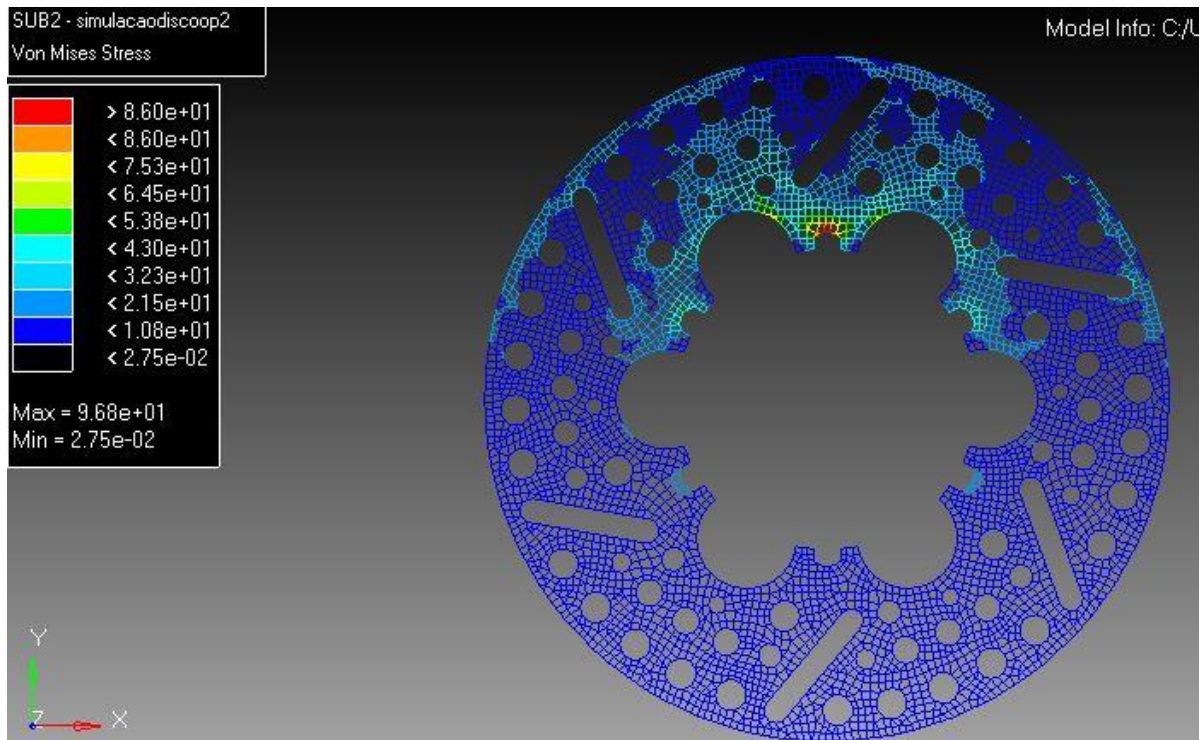


Figura 44 - Proposta inicial - Espessura 4mm. Resultado em Tensão.

Em seguida, baseando – se no dimensional em espessura no disco de freio do protótipo de 2013, foi feita a análise, agora com a espessura de 3,5mm, ilustrado na figura 47. Busca-se um aumento no valor de tensão para próximo às referências (130 a 184 MPa de pico de tensão) e uma redução no peso do componente.

Por fim, para alcançar uma condição de maior redução de peso no disco de freio, foi reformulado o desenho do disco, expondo a peça no nível de tensão próximos a 129 MPa com pico de 145 MPa, portanto, muito próximo dos valores de referência nos quais as análises buscavam. Deste modo, a proposta final, exibida nas figuras 48 e 49 alcançou peso de 398 gramas (redução de 17% em peso com relação ao ano de 2013 e diminuição de 22% em pico de tensão).

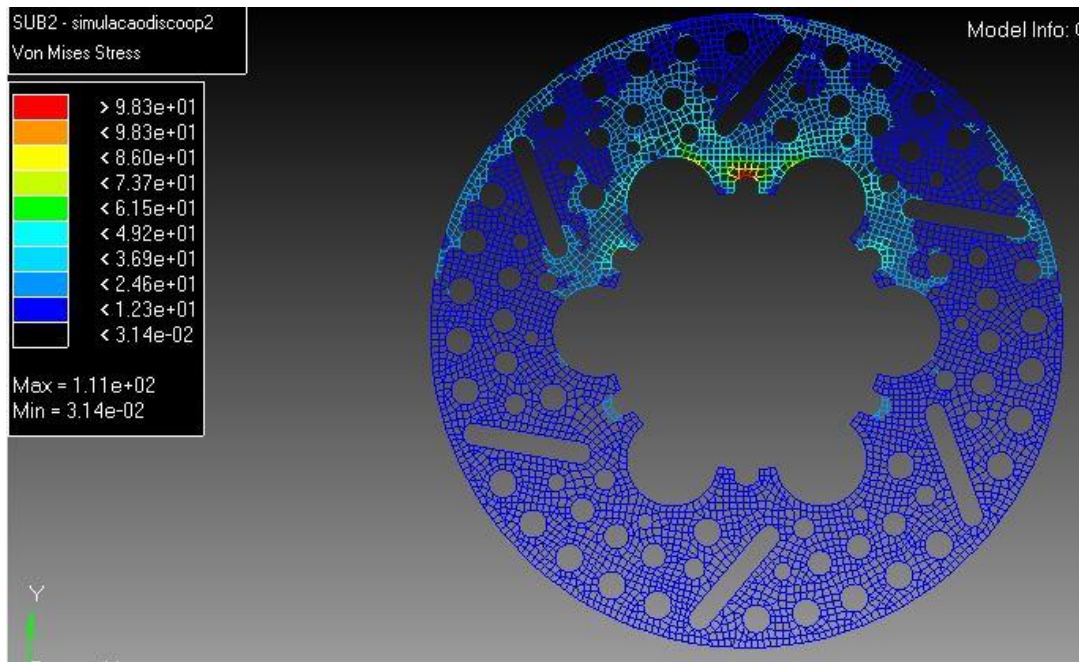


Figura 45 - Proposta Secundária. Espessura 3,5mm. Resultado em Tensão.
 439 gramas

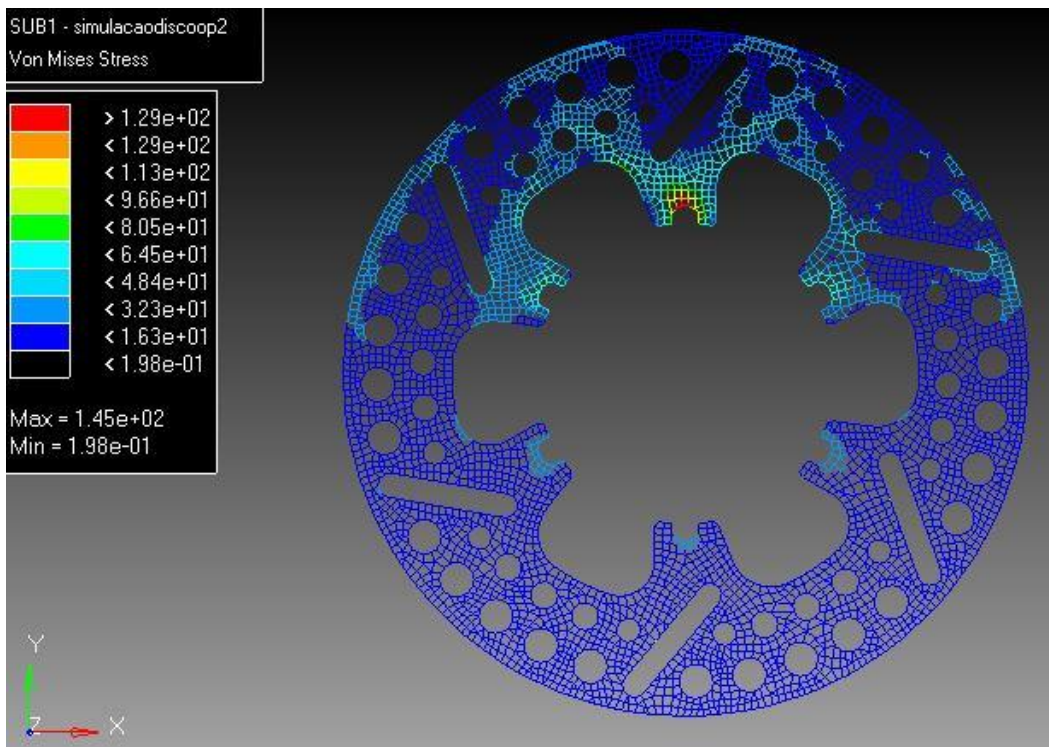


Figura 46 - Proposta Final. Espessura 3,5mm. Resultado em Tensão. 398
 gramas

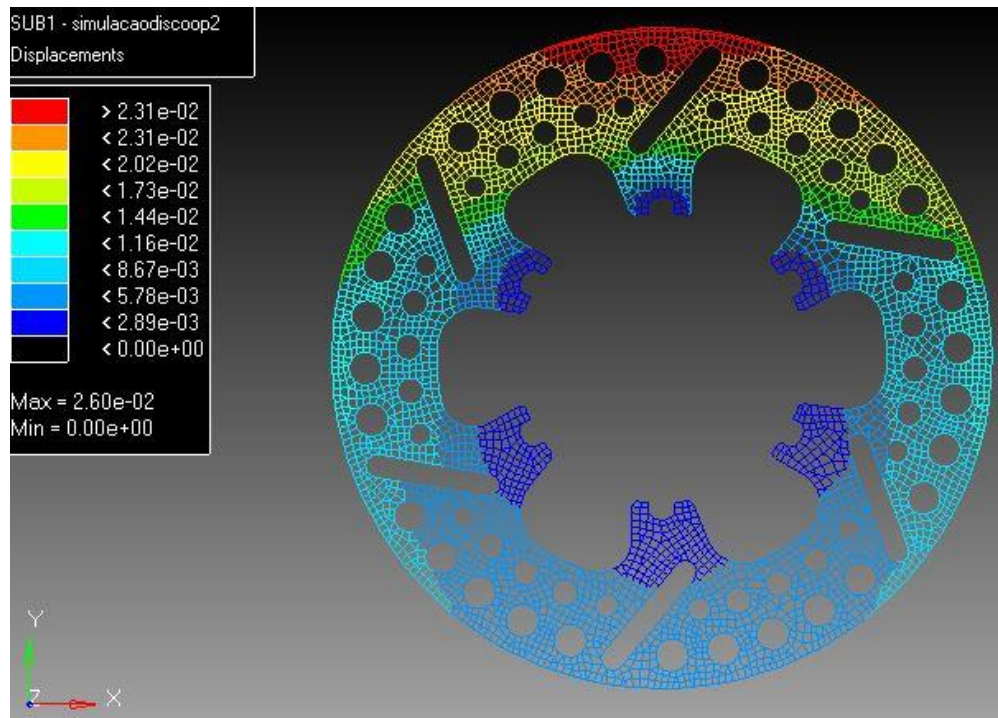


Figura 47 - Proposta final. Espessura 3,5mm. Resultado em deslocamento

6.3. Projeto dos calipers dianteiro e traseiro

6.3.1. Caliper dianteiro

O caliper dianteiro tem configuração dupla de pistões e utiliza a pastilha indicada na figura 51, da marca *Wilwood*. Se comparado com o modelo wilwood anteriormente utilizado, a área de contato desta pastilha é maior e está em uma distância radial ao centro de giro da roda maior. A pinça é de Alumínio 7075-T6 e possui peso (montado com pastilhas, conectores e fixadores) de 876 gramas

Utilizou-se o elemento de malha quadrangular “Brick”, restrições de deslocamento nos dois furos onde a pinça será fixada, em seguida, é adicionado a pressão do sistema hidráulico de 7 MPa, como resultado da planilha de cálculo. Para a reação na porção oposta da pinça, transforma-se a pressão atuante em força, de acordo com a área da pastilha.

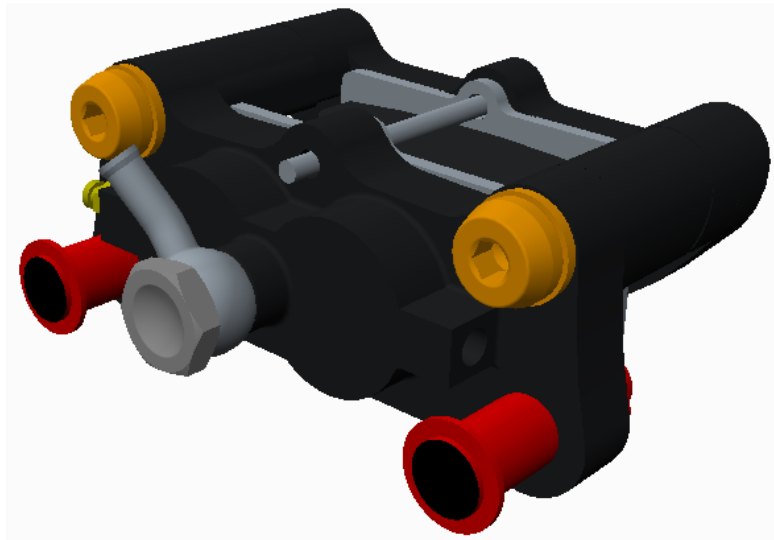


Figura 48 - Pinça dianteira proposta

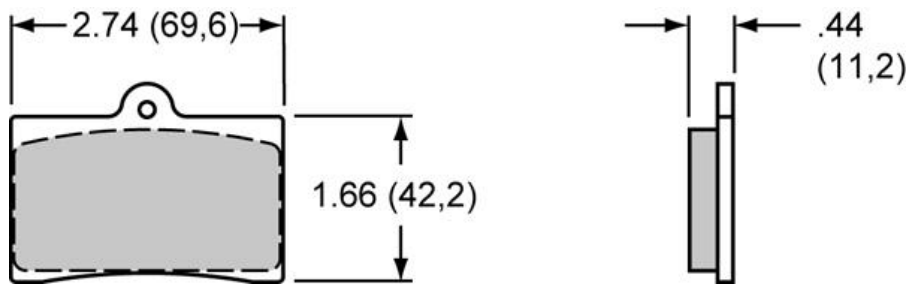


Figura 49 - Pastilha de freio Wilwood para pinça dianteira. Cod. 6211 (fonte: <http://www.wilwood.com/BrakePads>)

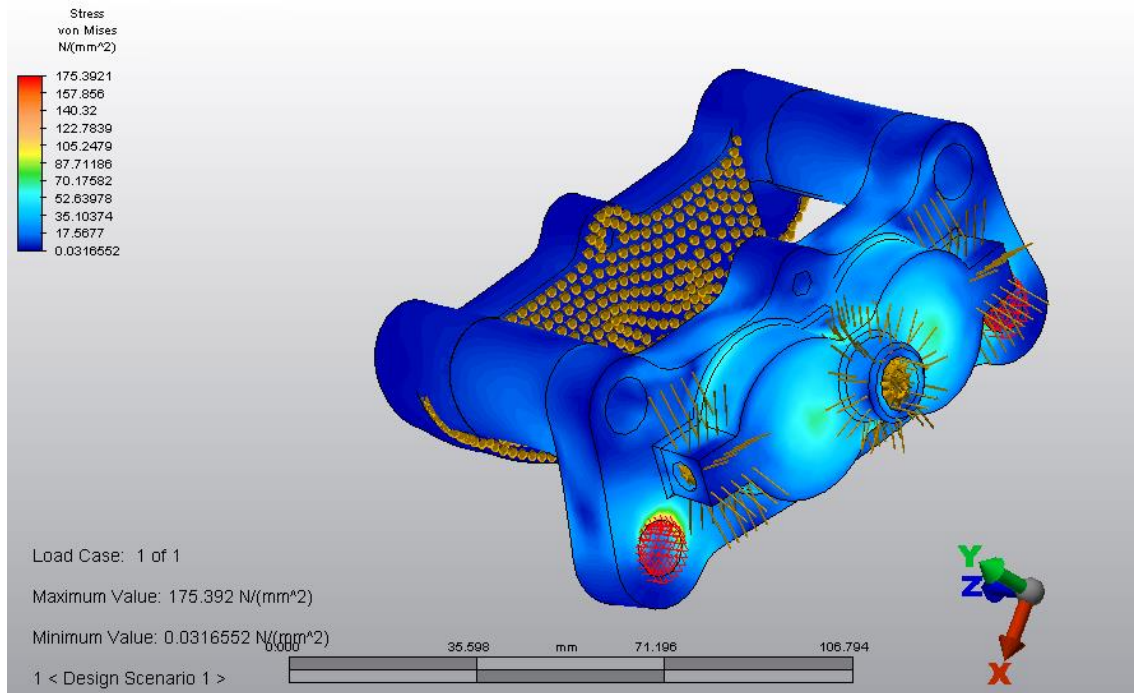


Figura 50 – Simulação pinça dianteira com as condições de contorno

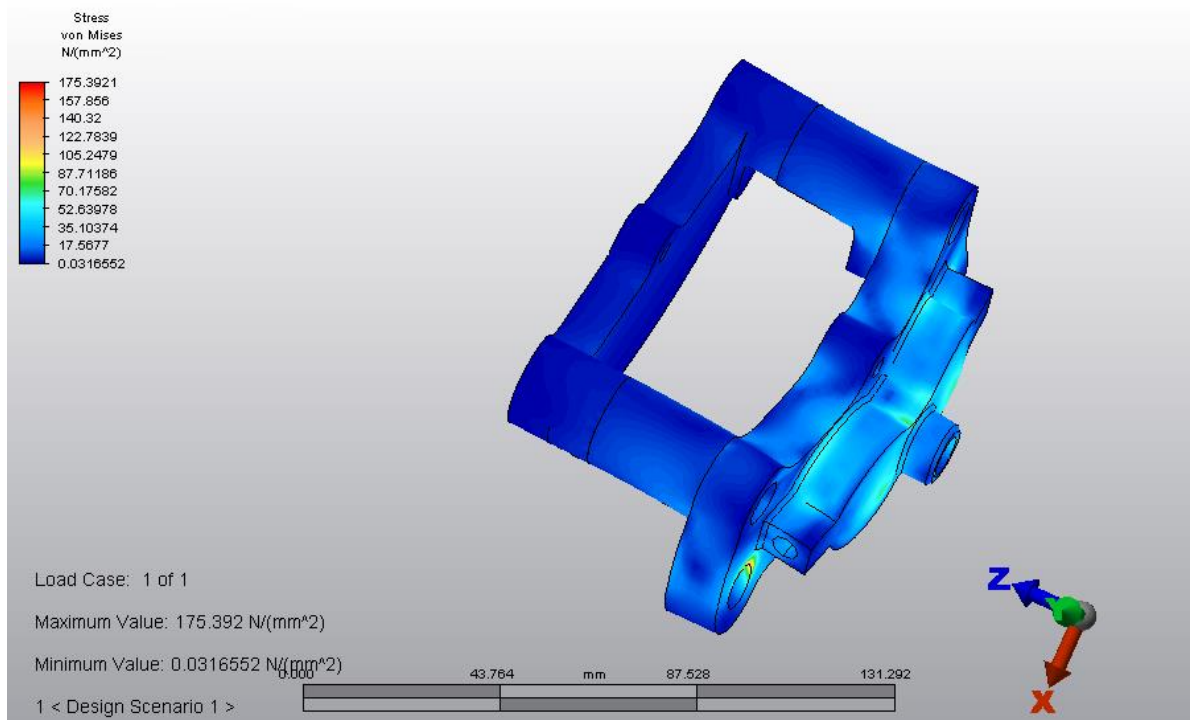


Figura 51 - Simulação pinça dianteira

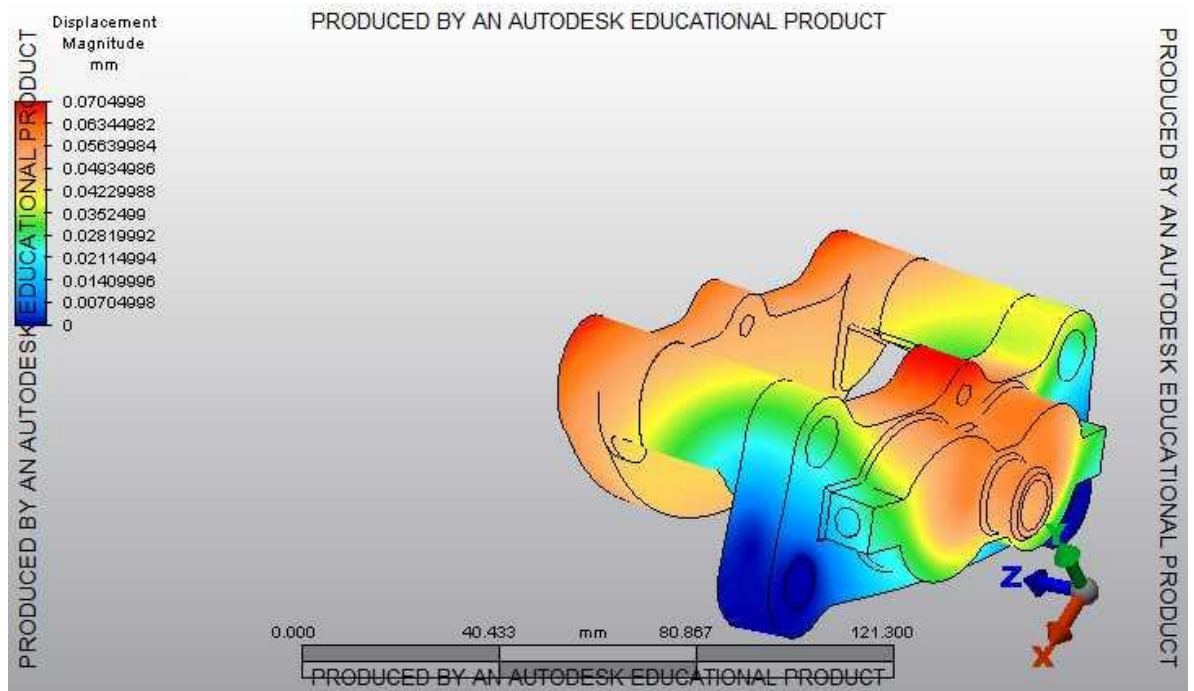


Figura 52 – Deslocamento por deformação da pinça de freio dianteira.

6.3.2. Caliper traseiro

Como avaliado na fase conceitual, a pinça de freio traseira deve ser dimensionalmente bem reduzida em comparação com o modelo Wilwood. O modelo flutuante de pistão único utiliza a pastilha da marca Wilwood ilustrada na figura 55. O caliper possui peso (montado com pastilhas, conectores e fixadores) de 604 gramas.

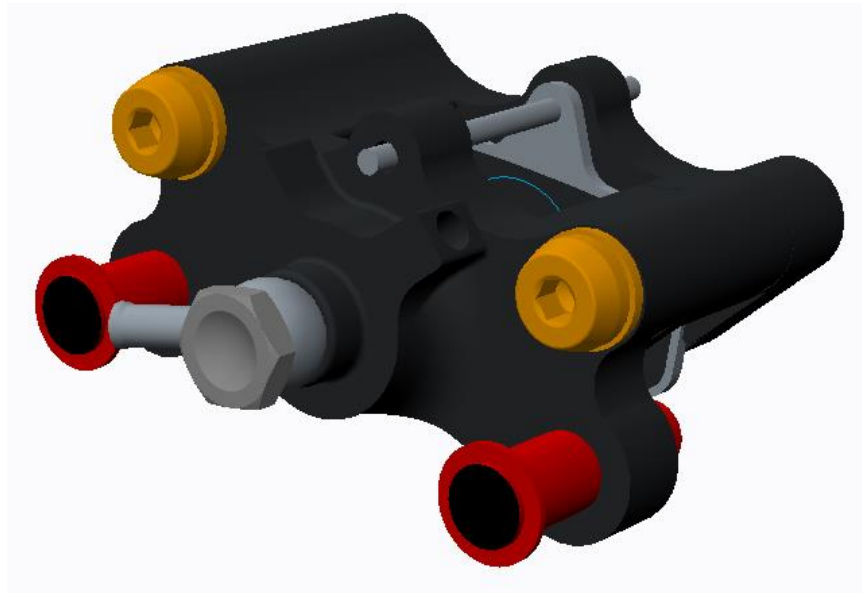


Figura 53 - Pinça traseira proposta

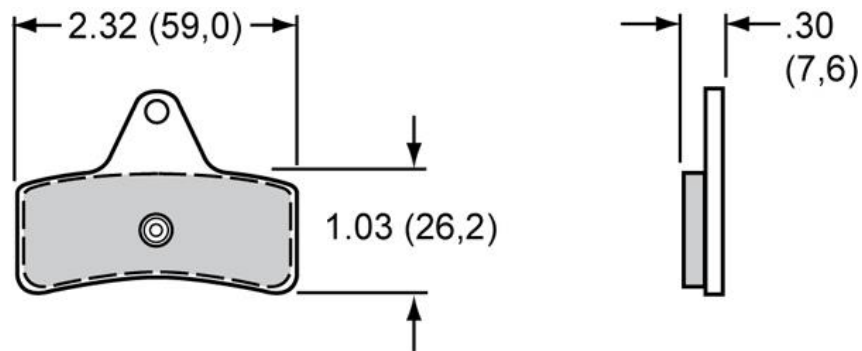


Figura 54 - Pastilha de freio Wilwood para pinça traseira. Cod. 4308
(fonte: <http://www.wilwood.com/BrakePads>)

A simulação estrutural da pinça traseira segue o mesmo princípio da pinça dianteira.

Encontra-se a representação da tensão atuante na peça nas figuras 56 e 57, observa-se que os valores são baixos com relação ao limite de escoamento do material utilizado que é o alumínio 7075 –T6 (503 MPa).

A figura 58 mostra o deslocamento da peça por deformação elástica, nota-se que os valores encontrados comprovam a sua rigidez.

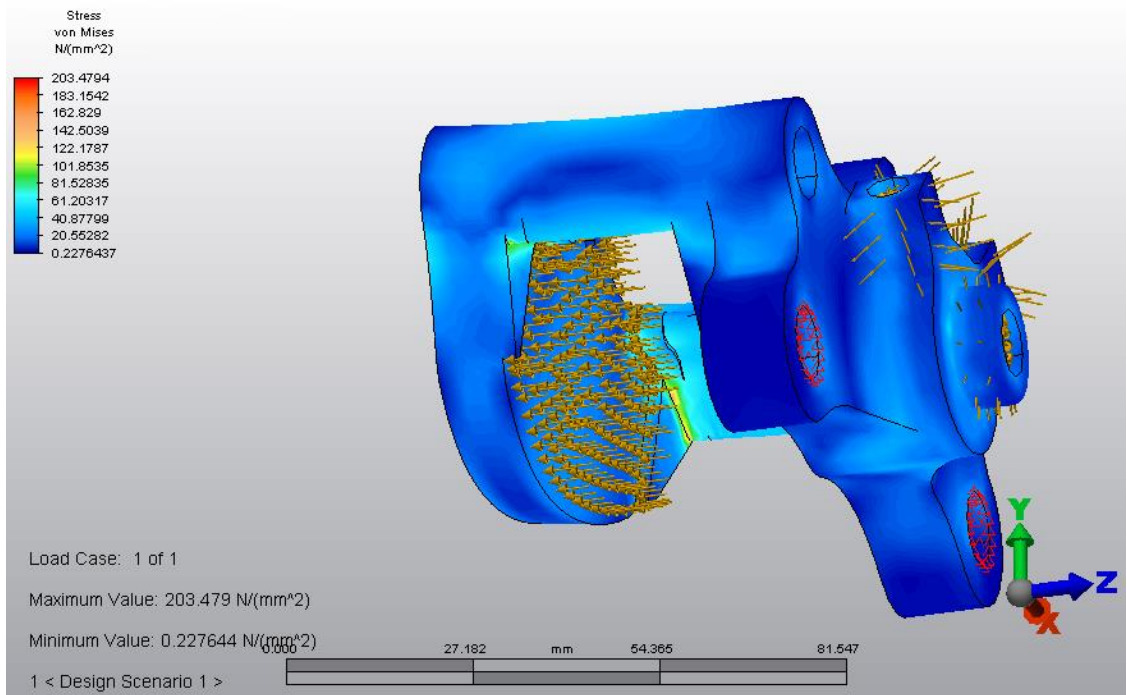


Figura 55 - Distribuição de tensões da pinça traseira com condições de contorno

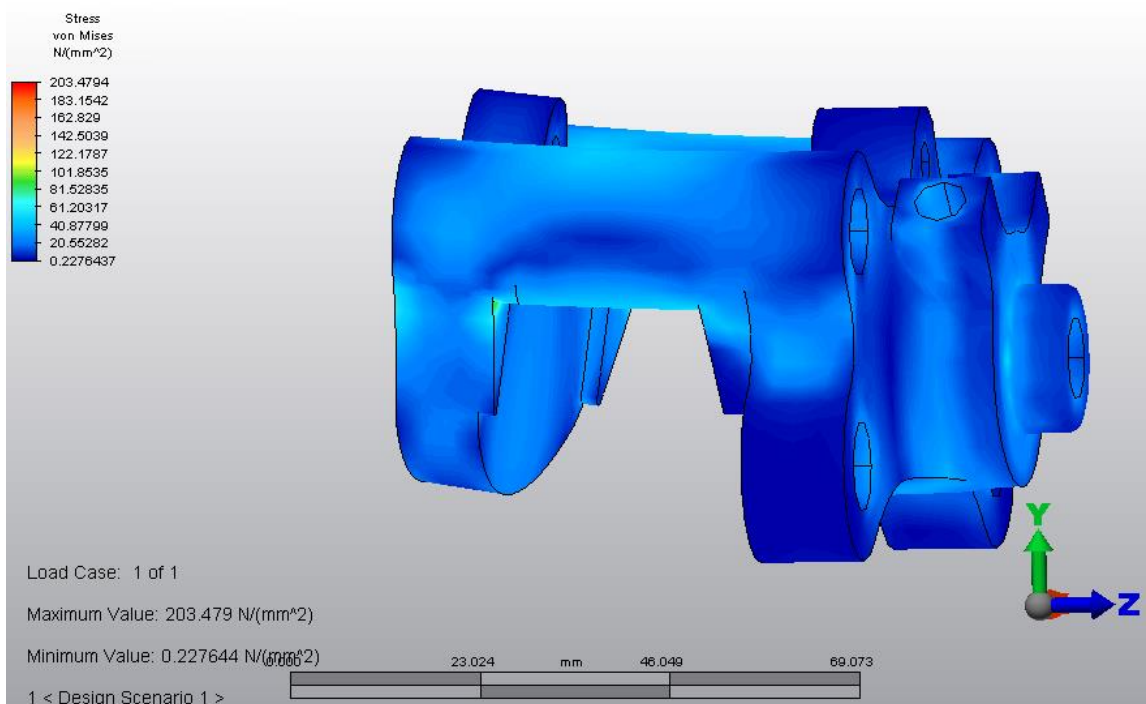


Figura 56 – Distribuição de tensões da pinça traseira

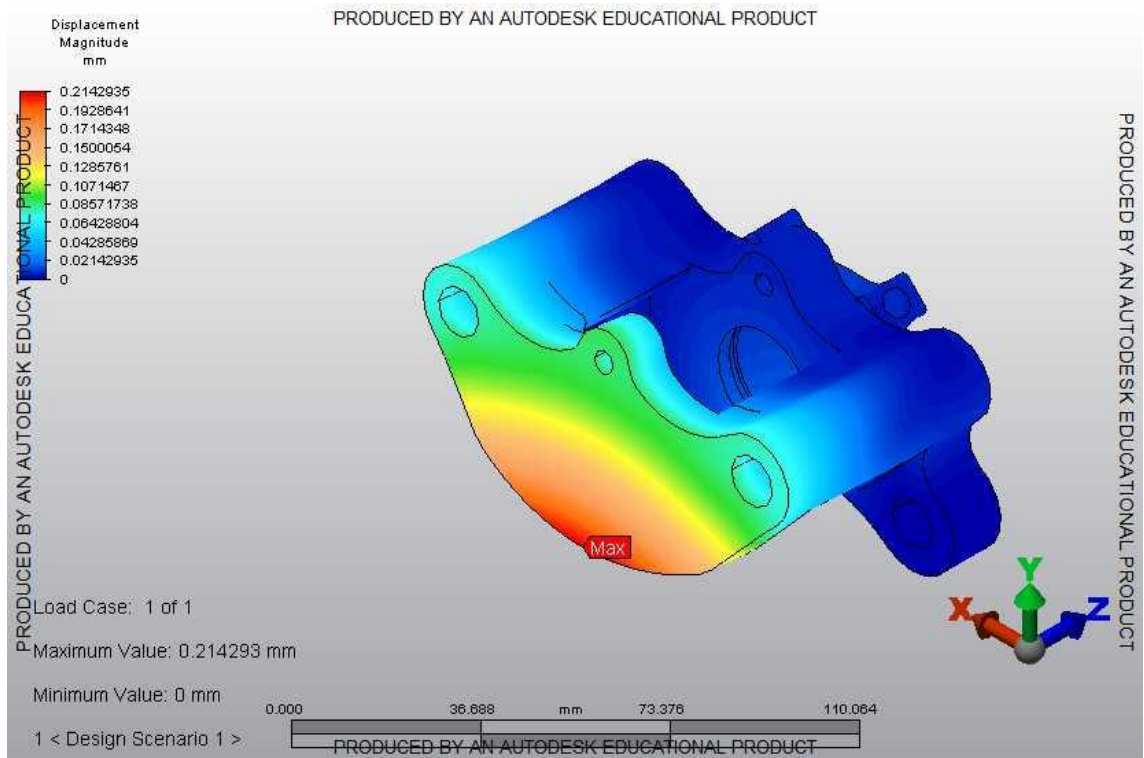


Figura 57 - Deslocamento por deformação da pinça de freio traseira.

6.4. Projeto de componentes de submontagem

Para adequar o projeto de um novo conjunto de freio de roda surgiu necessidade de adaptar outros componentes circundantes ao novo *layout*. Sendo assim existe a proposta de alteração de mangas dianteiras e traseiras, uso de conectores tipo banjo angulados 90 graus e novo projeto de cubo de roda que comporte a fixação do disco de freio e seja de baixo offset de montagem para o flange de roda.

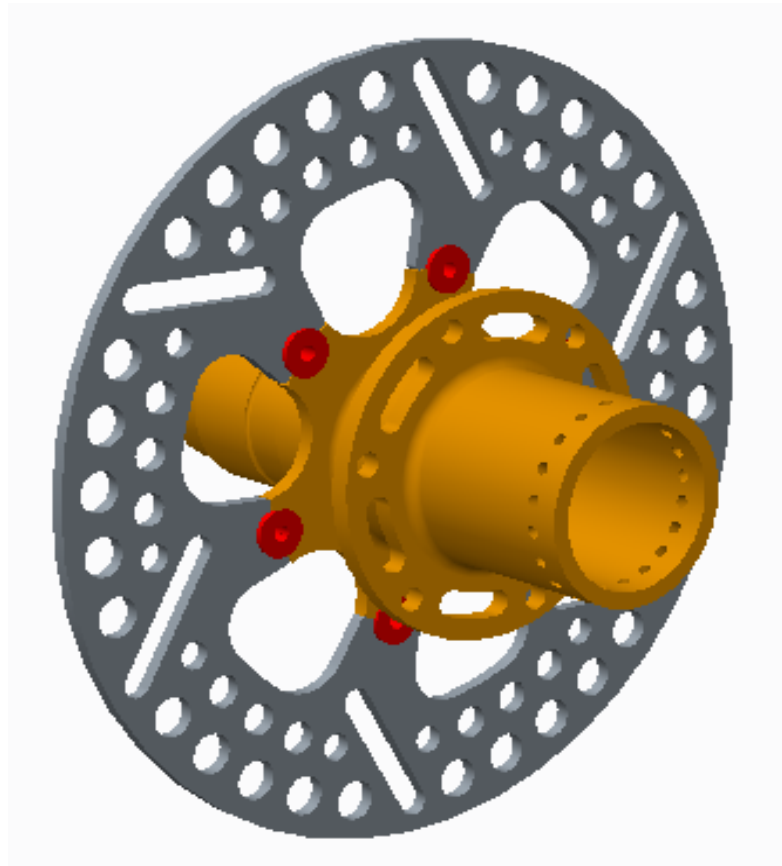


Figura 58 - Vista da montagem disco e cubo de roda

7. Conclusões

Observa-se que a configuração do projeto do sistema de freios do protótipo Fórmula SAE não possui um número elevado de componentes, mas o seu arranjo é complexo, com muitas interfaces entre as peças.

O uso de ferramentas de metodologia de projeto auxilia na visualização e entendimento dos componentes e de suas relações no sistema técnico ou físico. Essa condição auxiliou na tomada de decisões técnicas e de seus impactos durante o projeto conceitual do sistema de freios, seja no projeto, processo, montagem e manutenção. Assim, durante a elaboração de um projeto adaptativo, como ocorre entre as temporadas, é importante analisar quais os componentes são mais importantes para gerar resultados a curto e a longo prazo. A duração da maioria dos projetos da equipe está por volta de 10 meses. Para conseguir gerir modificações em curto espaço de tempo, se faz necessário o estudo de tópicos a serem abordados e soluções propostas.

Para a configuração do protótipo EX, as alterações do freio no conjunto da roda é importante para atualizá-lo com relação ao empacotamento da roda aro 10" e abrir uma nova frente para melhoria e possíveis otimizações do sistema. Com a proposta apresentada, consegue-se utilizar discos de freio mais leves e com diâmetro maior, isto leva a um momento de frenagem maior (pelo incremento do raio efetivo) e conseqüentemente uma possibilidade de redução da capacidade das pinças, reduzindo seu dimensional.

Por fim, tem-se apresentado o projeto adaptativo que responde de forma eficiente às necessidades do projeto de 2012. Segue como proposta para trabalhos seguinte: o detalhamento, fabricação e testes de validação para uso do projeto nas competições futuras.

Referências

Back, N.; Forcellini, F.A. (2003). **Projeto de Produtos**. Apostila (Disciplina de Projeto Conceitual e Projeto para Manufatura do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica). UFSC, Florianópolis.

Baxter, M. (1998) **Projeto do Produto**. 2ª. Edição. Edgard Blücher. 260p.

Dieter, G.E. (2009) **Engineering Design**. 5ª. Edição. McGraw Hill

Gradela, F.B. (2013) **Identificação das falhas e propostas de melhoria no sistema de freios de carros de competição *on-road* - Fórmula®-SAE**. Trabalho de Conclusão de Curso – Departamento de Engenharia Mecânica - Escola de Engenharia de São Carlos, Universidade de São Paulo. 84p.

Guillespie, T. D. (1992), **Fundamentals of vehicle dynamics**. SAE International, Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, Pa.

Kawaguchi, H. (2005). **Comparação da Análise de Conforto de Frenagem Subjetiva x Objetiva de um Veículo de Passeio**. Dissertação de Mestrado Profissional. Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. 101p.

Limpert, R. (1999) **Brake Design and Safety**. 2a. edição. SAE International, Society of Automotive Engineers, Inc. Warrendale, Pa.

Norton, R. L. (2004). **Projeto de Máquinas**. Editora: Bookman. 2ª Edição. P. 817 – 834.

Pahl, G.; Beitz, W. (2004). **Projeto na Engenharia**. 6 ed., São Paulo: Edgard Blücher.

Porpígio, I. S.; Silveira, Z.C. (2013) Projeto preliminar de um freio a tambor para veículos leve considerando análise estática mecânica. **SAE International, 2013-36-0164: SAE Technical Papers.**

<http://www.wilwood.com/Calipers/CaliperList.aspx?subname=Dynalite%20Single%20Floater> (Acesso em Julho de 2013).

<http://www.wilwood.com/BrakePads/BrakePadsApp.aspx?compound=PolyMatrix%20A> (Acesso em Julho de 2013).

<http://www.wilwood.com/MasterCylinders/MasterCylinderValves.aspx> (Acesso em Julho de 2013).

<http://students.sae.org/competitions/formulaseries/rules/> (Acesso em Outubro de 2013).

8. Anexos

Anexo 1 – PART T - GENERAL TECHNICAL REQUIREMENTS

ARTIGO 7: SISTEMA DE FREIO

T7.1 Sistema de Freio – Geral

O carro deve ser equipado com um sistema de freio que age nas quatro rodas e é acionado por controle único.

T7.1.1 Deve possuir dois (2) circuitos hidráulicos independentes para que se tenha, caso ocorra falha em qualquer ponto do sistema, uma frenagem efetiva em pelo menos duas (2) das rodas. Cada circuito hidráulico deve possuir sua própria reserva de fluido, seja pelo uso de reservatórios diferentes ou pelo uso de um em conjunto, do tipo OEM.

T7.1.2 Um freio único acoplado no diferencial da transmissão é aceitável.

T7.1.3 O sistema de freio deve ser capaz de travar as quatro (4) rodas durante o teste especificado abaixo.

T7.1.4 Freios do tipo *Brake-by-wire* são proibidos.

T7.1.5 Linhas de freio feitas de plástico e desencapadas são proibidas.

T7.1.6 O sistema de freio deve ser protegido por um escudo de proteção contra falhas do sistema de transmissão ou colisões pequenas.

T7.1.7 Visto lateralmente, nenhum componente do sistema de freio que está montado na parte suspensa do carro pode se projetar abaixo da superfície mais baixa do chassi.

T7.1.8 O pedal de freio deve ser projetado para suportar uma força de 2000N sem que nenhuma falha aconteça ao sistema de freio ou ao pedal. Isso poderá ser testado por um oficial da competição quando sentado normalmente e pressionando o pedal com a maior força que conseguir.

T7.1.9 O pedal de freio deve ser fabricado utilizando-se aço ou alumínio, ou usinado a partir do aço, alumínio ou titânio.

T7.2 Brake Test

T7.2.1 O sistema de freio será testado dinamicamente e deve demonstrar capacidade de travar as quatro (4) rodas e parar completamente o veículo em linha reta ao final de uma corrida especificada pelos inspetores de freio.

T7.3 Brake Over-Travel Switch

T7.3.1 Uma chave elétrica deverá ser instalada no pedal de freio, ligada em série ao comando de desligamento do motor. Esta chave deve ser instalada para que, caso ocorra uma falha catastrófica no sistema de freio, o curso ampliado do pedal seja capaz de acioná-la resultando no desligamento do motor, como definido no artigo 4 da seção IC, para veículos a combustão.

T7.3.2 O simples retorno dessa chave para a posição inicial não deve ser capaz de restaurar o circuito elétrico e ela deve ser posicionada de forma que o piloto não seja capaz de alcançá-la.

T7.3.3 A chave deve ser de controle analógico.

T7.3.4 A chave deve ser mecânica, de contato único e de duas posições, como mostrada abaixo.

T7.4 Luz de Freio

T7.4.1 o carro deve ser equipado com uma luz de freio vermelha. O componente deve possuir fundo preto e ser retangular, triangular ou de

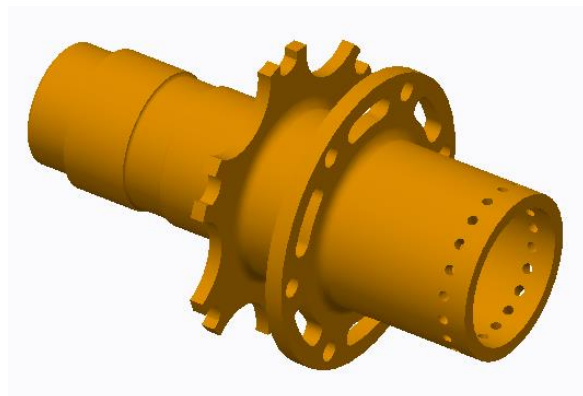
formato semi circular, com uma área mínima de 15 cm². Cada luz de freio deve ser visível da traseira do veículo sob luz do sol.

T7.4.2 Este componente deve ser fixado, verticalmente, entre o eixo das rodas traseiras e os ombros do piloto e, horizontalmente, na altura da linha de centro do veículo, aproximadamente.

Anexo 2: Desenhos gerais da montagem da roda



(a)



(b)

(a) Manga de suspensão; (b) Cubo de roda.



Vistas da montagem da roda traseira

Anexo 3 – Forma de pontuação da equipe FSAE na competição nacional

Design Event		150																																
Cost & Manufacturing Analysis Event		100																																
Presentation Event		75																																
Acceleration Event		75																																
Skidpad Event		50																																
Autocross Event		150																																
Fuel Economy Event	 <p>Fuel Economy - Used Cars (Reg No. ABC 1234)</p> <p>CO₂ emissions (g/km)</p> <table border="1"> <tr><td>127</td><td>127</td></tr> <tr><td>130</td><td>130</td></tr> <tr><td>135</td><td>135</td></tr> <tr><td>140</td><td>140</td></tr> <tr><td>145</td><td>145</td></tr> <tr><td>150</td><td>150</td></tr> <tr><td>155</td><td>155</td></tr> <tr><td>160</td><td>160</td></tr> <tr><td>165</td><td>165</td></tr> <tr><td>170</td><td>170</td></tr> <tr><td>175</td><td>175</td></tr> <tr><td>180</td><td>180</td></tr> <tr><td>185</td><td>185</td></tr> <tr><td>190</td><td>190</td></tr> <tr><td>195</td><td>195</td></tr> <tr><td>200</td><td>200</td></tr> </table> <p>Fuel used (estimated) for 12,000 miles</p> <p>127 g/km = 127 grams of CO₂ per kilometre. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol.</p> <p>127 g/km = 127 grams of CO₂ per kilometre. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol. This is equivalent to 127 grams of CO₂ per litre of petrol.</p>	127	127	130	130	135	135	140	140	145	145	150	150	155	155	160	160	165	165	170	170	175	175	180	180	185	185	190	190	195	195	200	200	100
127	127																																	
130	130																																	
135	135																																	
140	140																																	
145	145																																	
150	150																																	
155	155																																	
160	160																																	
165	165																																	
170	170																																	
175	175																																	
180	180																																	
185	185																																	
190	190																																	
195	195																																	
200	200																																	
Endurance Event		300																																
Total Points Possible		1000																																