

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

PROJETO DE UMA MANGA DE EIXO COM FREIO TIPO PRENSA

por

Thiago Fernandes de Oliveira

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenheiro Mecânico.

Porto Alegre, Julho de 2012.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul
Escola de Engenharia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE UMA MANGA DE EIXO COM FREIO TIPO PRENSA

por

Thiago Fernandes de Oliveira

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Dr. Arnaldo Ruben Gonzalez
Coordenador do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Projeto e Fabricação**

Orientador: Prof. Heraldo José de Amorim

Comissão de Avaliação:

Prof.^a Cintia C. Petry Mazzaferro

Prof. Ney Francisco Ferreira

Prof. Rodrigo Rossi

Porto Alegre, 06 de Julho de 2012.

DEDICATÓRIA

Dedico este trabalho à minha mãe, Loíra Fernandes de Oliveira e ao meu pai, Carlos Odone Meregali de Oliveira por me darem a oportunidade de realizar este curso, e não me abandonarem nos momentos mais difíceis.

Dedico também à RS Racing Team, meu maior projeto, meus melhores amigos e minha segunda família.

AGRADECIMENTOS

O incentivo e apoio dos meus amigos, colegas e professores tornaram este projeto possível.

Agradeço aos professores e amigos, Heraldo Amorim e Rafael Laranja, por acreditarem neste projeto e me ajudarem em todas as fases dele.

Novamente à equipe RSR, que foi a base deste trabalho e objetivo de meus esforços, onde recebi apoio incondicional de todos os integrantes.

E agradeço principalmente àqueles que disseram que este projeto não seria possível; foi isso que o tornou possível.

OLIVEIRA, T.F., **Projeto de uma manga de eixo com freio tipo prensa**. 2012. 27 folhas.
Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

RESUMO

Pequenos veículos de competição, como o caso dos fórmulas SAE, apresentam dificuldades no projeto de alguns componentes, justamente pelo reduzido espaço disponível. O conjunto mais afetado pela falta de espaço consiste na suspensão e manga de eixo. Partindo de dados obtidos junto à equipe RS Racing de Fórmula SAE da UFRGS, uma manga de eixo foi projetada para se adequar ao volume reduzido das rodas utilizadas, e propiciar a geometria de suspensão escolhida pela equipe. Uma alternativa em sistemas de freio foi proposta de modo a permitir a correta integração entre a suspensão e a manga de eixo. Esta proposta baseia-se nas teorias usadas em pinças de freio comuns e também nas características de um sistema de embreagem moderna, sendo denominado de freio de tipo prensa. Este sistema tem como principais vantagens a compactação do conjunto aliado a uma boa capacidade de frenagem, utilizando baixas pressões hidráulicas, máxima de 3,5 MPa, sem comprometer o esforço do piloto. A pressão de contato entre pastilhas de freio e disco é igualmente reduzida, o que evita o desgaste das superfícies, e mantém as propriedades do material abrasivo por mais tempo. Para alcançar esses objetivos, uma extensa pesquisa de mercado foi realizada para buscar componentes comerciais cabíveis ao projeto, de maneira a reduzir custos e facilitar a manutenção. Pastilhas de freio foram selecionadas de acordo com suas geometrias e características abrasivas, além de suas utilizações em motos de baixa cilindrada, facilmente encontradas no mercado. Todos os componentes do circuito hidráulico foram avaliados e selecionados de acordo com sua disponibilidade, custos e principalmente suas geometrias, de maneira a possibilitar o correto funcionamento do conjunto. A geometria de suspensão utilizada pela equipe foi analisada para verificar sua interação com a manga de eixo quando em trabalho, impondo limitações geométricas ao projeto, mas garantindo ausência de interferências em qualquer situação de uso. A estimativa dos carregamentos decorrentes de uma frenagem foram avaliados, e através de métodos analíticos e numéricos a estrutura projetada foi analisada. Os resultados encontrados foram coerentes com o esperado para os carregamentos impostos, e as análises apontaram o uso do Aço SAE 1045 laminado a frio para os componentes mais exigidos, e a liga de alumínio 2011 T6 para os demais, o que permitiu manter um baixo peso final do conjunto e alta segurança estrutural. O projeto final mostrou-se capaz de atender aos objetivos propostos, sendo posteriormente a este trabalho, fabricado e testado pela equipe RS Racing com o intuito de sua utilização em suas competições nacionais e internacionais.

PALAVRAS-CHAVE: sistema de freios, manga de eixo, suspensão automotiva, Fórmula SAE

OLIVEIRA, T.F., **Project of a spindle carrier with press brake type**. 2012. 27 pages. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.

ABSTRACT

Small racing cars, as the case of formulas SAE, present difficulties in the design of some components, due to the small space available. The group most affected by lack of space is the suspension and the spindle carrier. Based on data obtained from the RS Racing team of Formula SAE from UFRGS, a spindle carrier was designed to suit the reduced volume of used wheels, allowing the suspension geometry chosen by the team. A new concept in brake systems has been generated to allow the correct integration of suspension and spindle carrier. This new system is based on theory used in common brake calipers and also has the characteristics of a modern clutch system, so called press brake being type. This system has as main advantages the small components set combined with a good braking performance, using low hydraulic pressures, up to 3.5 MPa, without compromising the efforts of the pilot. The contact pressure between brake pads and the disc is also reduced, which prevents wear of the surfaces, and maintains the properties of the abrasive material for a longer time. To achieve these goals, an extensive market research was conducted to seek commercial components applicable to the project in order to reduce costs and facilitate maintenance. Brake pads were selected according to their geometry and abrasive characteristics, and their use in low-displacement motorcycles, easily found on market. All components of the hydraulic circuit were evaluated and selected according to their availability, cost and especially their geometries in order to provide the correct functioning of the set. Suspension system used by the team was checked for its interaction with spindle carrier when in work, imposing geometric constraints to the project, but ensuring no interference in any work situation. The estimate of loads due to a braking was evaluated, and through analytical and numerical methods the designed structure was analyzed. The results were consistent with the loads imposed, and the analysis indicated the use of SAE 1045 steel cold rolled for the components most required, and 2011 T6 aluminum alloy for the other, which allowed it to maintain a low weight of the final set and high structural safety. The final design was capable of meeting the proposed objectives, and subsequently this work, manufactured and tested by RS Racing team in order to use in both national and international competitions.

KEYWORDS: brake system, spindle carrier, automotive suspension, Formula SAE

ÍNDICE

1. INTRODUÇÃO	1
2. OBJETIVOS	1
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	1
3.1. CONCEITOS BÁSICOS DE UM SISTEMA DE FREIOS	1
3.1.1. Tipos de Sistemas	2
3.1.2. Sistemas de Acionamento	3
3.2. GEOMETRIA DE SUSPENSÃO	4
4. METODOLOGIA	4
4.1. REQUISITOS DE PROJETO	4
4.1.1. Limitações Geométricas	5
4.2. PROPOSTA INICIAL	6
4.3. DIMENSIONAMENTO	7
4.3.1. Esforços nos pneus	7
4.3.2. Torque de Frenagem	8
4.3.3. Temperatura do Rotor	8
4.3.4. Pressão Máxima do Sistema Hidráulico	9
4.3.5. Esforços na ponta de eixo	10
4.4. ANÁLISE ESTRUTURAL	11
4.4.1. Carregamento Mecânico e Restrições	11
4.4.2. Análise da Malha	12
4.4.2.1. Convergência dos resultados	12
4.4.3. Resultados	13
4.5. APRIMORAMENTO DO PROJETO	13
5. AVALIAÇÃO DO PROJETO E DISCUSSÃO	14
6. CONCLUSÕES	14
7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	15
ANEXO	16
Anexo I – Características da geometria de suspensão	16
Anexo II – Propriedades típicas de algumas ligas de alumínio	18
Anexo III – Comportamento do coeficiente de atrito com relação à pressão de contato.	18
APÊNDICES	19
Apêndice I – Características de cada par Cilindro de Roda/ Cilindro Mestre.	19
Apêndice II – Resultados de cada análise numérica	19
Apêndice III – Parâmetros por dimensão do cilindro mestre.	20

1. INTRODUÇÃO

Em competições automobilísticas, o aumento das velocidades atingidas é proporcional às novas tecnologias empregadas em diversas áreas de um veículo, incluindo motor, suspensão e carenagem. Em alguns casos, as velocidades atingidas em competições foram tão altas que os regulamentos foram alterados visando a segurança dos pilotos e do público em geral. Apesar das tentativas de diminuir os valores atingidos, as velocidades continuaram aumentando em prol da competitividade entre as diferentes categorias. Para acompanhar esse desenvolvimento, o sistema de freios sofreu várias mudanças e aperfeiçoamentos desde seu surgimento, partindo de modelos arcaicos onde um bastão era arrastado no chão até sistemas de alta complexidade dotados e comandados por computadores, que aumentam a eficiência de frenagem em diversas situações.

Um sistema de frenagem é necessário em qualquer veículo, e desenvolvimentos são constantes na área. Equipes de competição empregam diversos engenheiros para analisar e aperfeiçoar seus sistemas, gastando recursos para que este conjunto crítico seja bem desenvolvido. Como o projeto de um sistema de freios tem forte dependência com o tipo de veículo ao qual ele será vinculado, cada caso é único, abrindo grande margem para pesquisa e desenvolvimento para determinados segmentos. Um segmento pouco abordado é aquele dos pequenos veículos de competição como karts, fórmula 5, formula SAE e minibaja.

O pouco desenvolvimento nesta área advém das dificuldades relacionadas à inserção de um sistema de freios adequado no reduzido espaço disponível desses veículos. Por serem de apelo amador ou sem grandes recursos financeiros, essas competições não possuem profissionais dedicados a este desenvolvimento, sendo então um nicho a ser explorado. Tomando como base o veículo 2012 de fórmula SAE da equipe RS Racing Team da UFRGS, um sistema de freios será desenvolvido considerando as limitações inerentes a esse segmento.

Este sistema será integrado à manga de eixo, justamente para reduzir dimensões e dar mais robustez ao conjunto como um todo. Uma nova concepção será abordada, onde os elementos principais de um sistema de freios serão reordenados, de forma a se adequar ao veículo em questão. O projeto também busca se adequar à geometria de suspensão escolhida pela equipe, que é o fator mais limitante do sistema de freios para veículos pequenos, uma vez que os elementos da suspensão costumam ocupar a maior parte do volume disponível da roda.

2. OBJETIVOS

Parte integrante do veículo 2012 de fórmula SAE da equipe RS Racing Team, este projeto visa o desenvolvimento completo de uma manga de eixo com o sistema de freio embutido, buscando ultrapassar algumas dificuldades específicas deste tipo de veículo. Através de um conceito robusto, o sistema deverá atender outros veículos similares sem necessitar de modificações significativas de projeto. Geometria e materiais serão definidos, analisados e se possível melhorados nesta proposta, com ênfase no alto desempenho nas pistas e na durabilidade de seus componentes.

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1. CONCEITOS BÁSICOS DE UM SISTEMA DE FREIOS

Os freios de um veículo são parte extremamente importante para o desempenho e segurança, sendo de igual importância desenvolver cada parte do sistema de forma adequada ao contexto utilizado, tanto para uso comum quanto para competições automobilísticas.

Carros de corrida exigem os melhores projetos, justamente porque exigem o máximo em termos de frenagem e estão sujeitos a grandes esforços durante uma competição. De maneira ideal, o freio deve ser acionado pelo menor tempo possível, e gerar a maior quantidade de fricção nesse momento. Isso possibilita que um veículo de competição de alto desempenho chegue a uma curva com a maior velocidade possível, desacelere o suficiente

para contornar a curva sem derrapar, e acelerar novamente, já que o objetivo dessas competições é contornar um percurso no menor tempo possível.

Para diminuir esse tempo de frenagem, o que se conhece como retardar a frenagem, é necessário um sistema robusto o suficiente para suportar as rápidas mudanças de carregamento térmico e mecânico. O gradiente térmico gerado durante uma frenagem afeta mais sistemas além do de freios. Alguns efeitos decorrentes dessa mudança drástica de temperaturas são danosos ao sistema, como a geração de trincas nos discos de freio, o comprometimento das propriedades de atrito das pastilhas e alteração das propriedades do fluido hidráulico. Em situações mais críticas, estes efeitos podem gerar fogo em alguns componentes [Bill e Dallmer, 2010].

Não apenas a capacidade de frenagem deve ser levada em conta durante o projeto de um sistema de freios, mas também sua geometria, peso, custo e principalmente a frequência com que o sistema será utilizado. Em veículos de competição, o freio será utilizado com muita frequência, sendo necessário que o conjunto seja confortável e intuitivo para o piloto.

3.1.1. Tipos de Sistemas

A maioria dos sistemas de freio utiliza a força gerada pelo atrito que ocorre quando duas peças se friccionam. De acordo com Juvinal e Marshek, 2000, a função dos freios é diminuir a velocidade do veículo, absorvendo a energia cinética através da conversão desse movimento em calor pela fricção entre dois ou mais componentes. Essa transformação de energia é possível pela ação do condutor, que ao acionar o pedal de freio, faz com que haja atrito em algumas partes do sistema.

Diferentes tipos de sistemas de freios utilizam métodos diferentes de gerar atrito entre partes móveis e fixas. Também há maneiras diferentes de se dissipar o calor e de acionamento do sistema. Existem basicamente dois tipos de sistemas de freio, o a disco e o a tambor.

Um dos tipos mais comuns de freios utilizados nos dias atuais é o sistema a tambor. Há dois tipos de sistemas, o interno e o externo, sendo que sua classificação se refere ao posicionamento das sapatas em relação ao tambor. Mesmo havendo esta diferença, os dois sistemas compartilham a maioria dos componentes. Cada projeto possui um tambor de metal, geralmente fundido, ligado à roda e girando junto com a mesma. Dentro do tambor estão as sapatas, que por sua vez possuem material abrasivo em sua superfície, comumente chamadas de lonas de freio. Estas sapatas são movidas contra o interior do tambor, proporcionado por pistões dentro do cilindro de roda.

Os freios a tambor têm as desvantagens, em relação ao freio a disco, de possuir muitas partes móveis e apresentar uma não linearidade entre o torque de freio e o coeficiente de atrito, onde pequenas variações no fator de atrito geram grandes variações no torque [Müller, 2009]. O principal problema deste tipo de freio é a pequena faixa de temperatura de trabalho, sendo então mais suscetível ao *fading*, termo usado para descrever falhas no sistema decorrentes do aquecimento das superfícies de atrito, o que pode comprometer o correto funcionamento do sistema. Como vantagens, os freios a tambor apresentam menor custo de fabricação, menor esforço requerido pelo condutor, e a fácil incorporação de freio de estacionamento no projeto, obrigatório em veículos de passeio.

No sistema de freio a disco, uma força normal é aplicada à pastilha de freio, que entra em contato com um disco solidário à roda em movimento, provocando fricção entre essas duas partes, desacelerando o sistema. Este tipo de sistema está aos poucos substituindo os freios a tambor, principalmente por sua melhor dissipação do calor gerado, simplicidade de montagem e manutenção, apesar de seu custo ainda ser mais elevado.

Freios a disco podem ser classificados em dois tipos: de disco simples e multidisco. O tipo de disco simples é o utilizado em carros de corrida e de passeio, já o multidisco é usado normalmente na aviação. Discos simples possuem um rotor, ou disco, que é friccionado pelas pastilhas de freio, que são feitas de material abrasivo. O sistema multidiscos apresenta diversos discos giratórios separados por discos fixos, também chamados de estatores. Um

atuador hidráulico de grande diâmetro atua sobre todos os discos, giratórios e fixos, forçando sua união e fazendo com que a energia cinética dos discos giratórios seja dissipada através dos discos fixos. Este sistema tem alta eficiência de frenagem, porém sua dissipação de calor é muito baixa, e exige que o sistema fique um período inoperante para que ele possa resfriar. A Figura 3.1 apresenta os dois tipos de freio a disco mencionados.

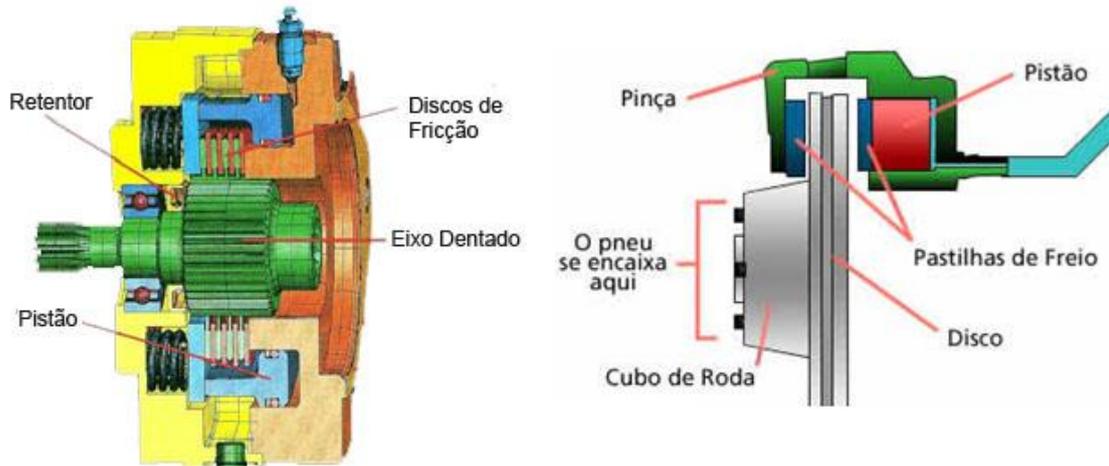


Figura 3.1 – Sistema multidisco (à esquerda) e freio de disco simples (à direita).

As vantagens do freio a disco simples estão relacionadas à simplicidade de projeto, apresentando maior resistência ao *fade*, melhor refrigeração do conjunto, menor manutenção, maior resistência à impurezas no sistema e uma maior área de contato para um mesmo peso do sistema. Essas características tornam o sistema de disco simples o mais utilizado em carros modernos de passeio e de competição.

Freios magnéticos já são utilizados em montanhas russas, trens de alta velocidade, carros que ultrapassam a barreira do som, e demais veículos que necessitam de alto desempenho de frenagem e extrema segurança. Este tipo de freio funciona como um motor elétrico, porém a força eletromotriz não é usada para acelerar um rotor, e sim para freá-lo. Neste sistema, o rotor é ligado diretamente à roda, e normalmente há um conjunto independente para cada roda.

Outro tipo de freio não muito citado na literatura automotiva, mas muito utilizado, é o freio aerodinâmico, que se baseia no princípio do arrasto, onde uma área maior em contato com um fluido irá gerar um coeficiente maior de arrasto. O freio aerodinâmico é um dos primeiros sistemas de freios conhecidos pelo homem, e também um dos mais simples. O atrito gerado pelo ar em alta velocidade cria uma força contrária ao movimento de determinado objeto, desacelerando o mesmo. O maior problema desta solução é que, apesar de ser simples, não é prática, já que para grande capacidade de frenagem é necessária uma grande área de arrasto.

3.1.2. Sistemas de Acionamento

O movimento e força exercidos no pedal de freio de um veículo precisam de alguma maneira acionar o sistema de frenagem e desacelerar o veículo. Há três principais sistemas de acionamento utilizados em mecanismos de frenagem, o sistema de acionamento mecânico, o sistema de acionamento hidráulico e o sistema de acionamento pneumático.

No sistema de acionamento mecânico o pedal de freio opera cabos ou hastes rígidas, e estes então movem as sapatas contra o tambor, no caso de freios a tambor, ou acionam as pastilhas de freio contra o rotor, no caso de sistemas a disco. São sistemas simples, seguros e confiáveis, mas ocupam grande volume quando é necessário alto poder de frenagem, sendo normalmente utilizados para pequenas aplicações, como por exemplo, freios de bicicletas.

O sistema hidráulico é mais utilizado em veículos de rua e de competição, pois costuma resultar no melhor custo benefício em muitas ocasiões. A função de transferir a força aplicada do pedal de freio é realizada pelo fluido de freio, similar aos cabos e hastes do sistema mecânico. No acionamento hidráulico, é possível aplicar forças no pistão da roda muito maiores que aquelas aplicadas no pedal de freio, possibilitando mais conforto para o motorista.

Também conhecidos como *Air brakes*, o sistema pneumático é utilizado em veículos de grande porte, por ser o mais seguro. O modo de atuação é bastante similar ao hidráulico, sendo que a maior diferença está no fluido de trabalho. Contudo, ao contrário dos demais sistemas, este necessita de um grande reservatório de ar constantemente abastecido para manter a pressão na linha quando os freios forem acionados. Como o ar é fornecido constantemente para o sistema, pequenos vazamentos não vão interferir no funcionamento dos freios, evitando também a degradação do fluido dentro das linhas de transmissão. Por outro lado, é um sistema muito complexo, caro, volumoso e ineficiente, sendo o único que necessita de energia externa para funcionar.

3.2. GEOMETRIA DE SUSPENSÃO

A suspensão de um veículo é responsável pela absorção dos esforços provenientes da estrada ou pista, possuindo diversas configurações para diferentes aplicações. Seu projeto possui inúmeras variações de ângulos, medidas e geometrias, e exige muito tempo de estudo para se chegar a uma dinâmica propícia para determinada situação.

A definição de alguns desses parâmetros envolvem diretamente a manga de eixo (componente que conecta a suspensão à roda), e os projetos destes dois componentes são interligados, sendo um dependente do outro. Os principais elementos que relacionam o projeto da suspensão à manga de eixo são apresentados no Anexo I.

4. METODOLOGIA

4.1. REQUISITOS DE PROJETO

Uma vez que o projeto da manga de eixo com freio embutido tem como objetivo sua utilização no carro 2012 da equipe de Formula SAE da UFRGS, devem ser considerados requisitos de projeto e desempenho presentes no regulamento desta competição, além de limitações impostas pelo restante do veículo. Contudo, a metodologia apresentada pode ser aplicada a qualquer veículo similar, não se limitando ao caso abordado. As limitações mais relevantes a este projeto referentes ao regulamento da competição são listadas abaixo.

- O sistema de freios deve operar nas quatro rodas, e ser acionado por um único pedal.
- Precisa ter dois circuitos hidráulicos independentes, cada um com seu próprio reservatório de fluido, a fim de manter a frenagem em ao menos duas rodas, caso haja vazamentos em algum ponto do sistema.
- Deve ter capacidade de bloquear as quatro rodas ao mesmo tempo.
- *Brake-by-wire* (sistemas por cabos) são proibidos.
- Circuitos hidráulicos plásticos são proibidos.
- Em vista lateral, nenhuma parte do sistema de freios pode ficar abaixo da linha do assoalho do carro.
- O pedal de freio deve ser projetado para aguentar uma força de 2000 N sem apresentar falhar na capacidade de frenagem.

O objetivo do projeto é obter um sistema de freios com alta capacidade de frenagem, aliada a baixo custo de fabricação e manutenção, sem deixar de atender aos requisitos citados.

A Tabela 4.1 apresenta os principais atributos desejados pelo autor para o sistema de freios, e suas relevâncias dentro do projeto.

Tabela 4.1 – Atributos desejados por ordem decrescente de importância.

ORDEM	ATRIBUTO	RELEVÂNCIA
1	Alta Capacidade de Frenagem	Proporciona menores tempos de desaceleração
2	Sistema Compacto	O baixo volume do sistema evitará colisão com os componentes da suspensão
3	Sistema Robusto	O desenho do sistema precisa ser confiável e suportar todas as cargas impostas a ele
4	Componentes Leves	Um baixo peso do sistema diminui as transferências de massa durante acelerações e frenagens
5	Fácil Manutenção	Todas as peças devem ser de fácil acesso dentro do sistema, requerendo mínimo esforço de desmontagem e remontagem. O maior número de componentes comerciais deve ser empregado para facilitar possíveis reparos no conjunto
6	Baixo Custo de Fabricação	Os materiais empregados e processos de fabricação utilizados deve proporcionar um custo acessível à maioria dos usuários deste sistema

4.1.1. Limitações Geométricas

Visando melhor aproveitamento de espaço e proporcionar um projeto de suspensão adequado, foi definido que a manga de eixo deverá ser instalada no interior da roda. Apesar de esta possuir geometria simples, seu volume interno é limitado, exigindo um projeto da manga de eixo adequado às suas dimensões. A Figura 4.1 apresenta as dimensões da roda utilizada pela equipe RS Racing Team.

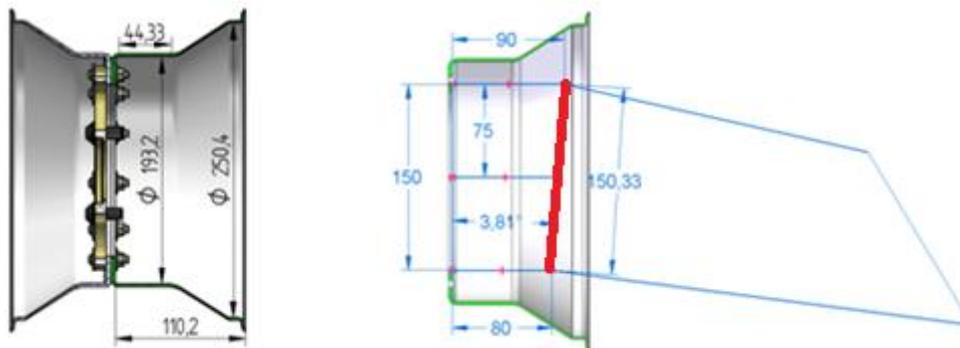


Figura 4.1 – Dimensões principais da roda utilizada pela RS Racing Team, em milímetros.

Em um sistema de freios, a capacidade de frenagem é proporcional ao diâmetro do disco de freio. A força gerada pelas pastilhas de freio, multiplicada pelo raio efetivo do disco gera o torque necessário para frear o veículo, e quanto maior este torque maior será eficiência do conjunto. Logo, para que esse torque seja maximizado, o disco de freio precisa ser o maior possível, e pela Figura 4.1 o limite deste disco seria de aproximadamente 190 mm (diâmetro interno da roda) já considerando uma margem de segurança. Outra limitação é imposta pela suspensão do veículo. A dinâmica de trabalho de uma suspensão envolve muitos ângulos, distâncias e fatores, conforme foi visto na seção 3.2. Como a manga de eixo é o elemento intermediário entre a roda e os braços de suspensão, os pontos de ancoragem de todas as peças precisam ser analisados.

Para reduzir a possibilidade de interferências decorrentes do movimento da suspensão, a geometria da manga de eixo será limitada por uma reta imaginária (reta em vermelho, Figura 4.1), compreendida entre os pontos de ancoragem dos braços de suspensão superior e inferior, a qual representa exatamente a posição do pino mestre da manga de eixo. Esta inclinação foi definida pela equipe RS Racing Team juntamente com os demais ângulos característicos, e servirá como limitação geométrica para este projeto.

4.2. PROPOSTA INICIAL

A partir das limitações geométricas impostas pelo reduzido tamanho da roda utilizada pela equipe RS Racing Team de Fórmula SAE da UFRGS, um conceito foi desenvolvido e uma proposta gerada. Para melhor aproveitamento do espaço disponível, mantendo alta capacidade de frenagem, um novo tipo de freio foi concebido, o sistema do tipo prensa, cujo funcionamento é similar ao de uma embreagem moderna, com o atuador hidráulico da roda empurrando um disco de alumínio com material abrasivo contra um disco de freio deslizante, que entrará em contato com a superfície da manga de eixo. Pastilhas de freio convencionais serão utilizadas como material abrasivo pelo baixo custo e fácil aquisição. A Figura 4.2 demonstra esta proposta inicial e a disposição de seus componentes principais.

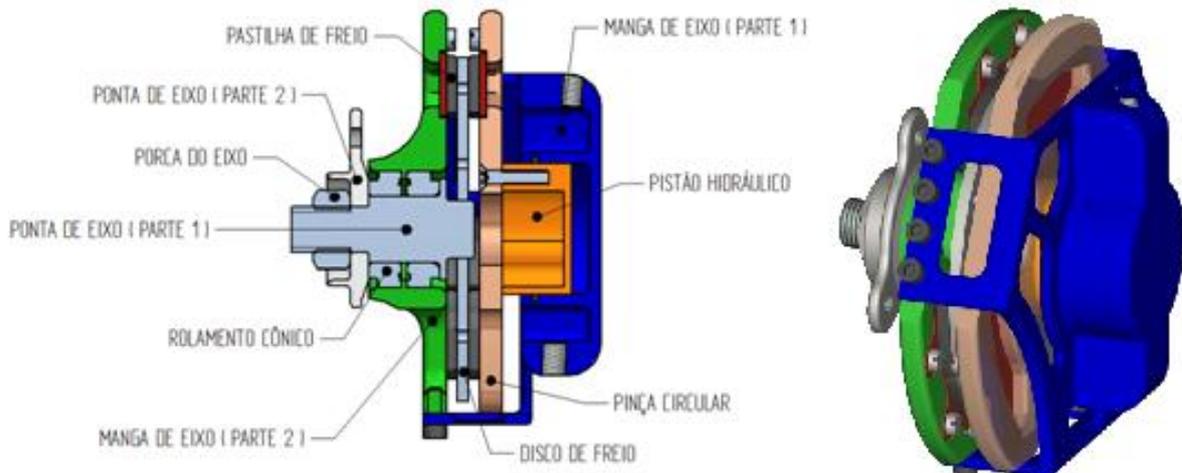


Figura 4.2 – Principais elementos do sistema proposto.

O conjunto proposto utiliza três pares de pastilhas de freio (metade na pinça circular e metade na manga de eixo), o que aumenta o torque induzido e diminui a pressão de contato de suas superfícies de atrito com a superfície do disco de freio. Isso resulta em uma menor deformação superficial de cada pastilha, reduzindo seu desgaste e aumentando a vida útil. A menor deformação também mantém a integridade das propriedades de atrito das pastilhas (Anexo III) [Gultekin et al., 2010, Tsang et al., 1985, Desplanques et al., 2007]. Outra vantagem deste sistema é a melhor distribuição dos esforços na superfície do disco de freio, uma vez que a força normal atuante no disco é distribuída em três pontos. Além disso, a distribuição uniforme diminui possíveis empenamentos do rotor, tornando o sistema, em teoria, mais seguro que o modelo convencional. O freio do tipo prensa também permite o uso de um disco menor dentro do interior da roda, sem prejudicar o desempenho durante uma frenagem. A diminuição deste componente facilita a disposição dos demais, principalmente dos pontos de suspensão do veículo, que possuem inclinações e posições específicas. Contudo, o resfriamento do disco pode ser comprometido pela geometria do conceito, necessitando de análises de transferência de calor para melhores conclusões. Estas análises não fazem parte do escopo deste trabalho.

Para integrar melhor o projeto, o atuador hidráulico do sistema é compartilhado com o suporte dos pontos de suspensão, sendo este então um componente comum entre a manga de

eixo e sistema de frenagem. Esta integração foi necessária para a redução de peso do sistema, pois é desnecessário utilizar parafusos de fixação para um atuador externo. As localizações dos demais componentes essenciais ao correto funcionamento da proposta, tais como entrada do fluido hidráulico, parafuso de “sangramento” do fluido e do suporte da barra de direção serão definidas de acordo com resultados obtidos na análise numérica realizada. Como são componentes com relativa liberdade de posicionamento, eles serão integrados a esta proposta inicial nas áreas que estiverem sobre menor esforço total.

4.3. DIMENSIONAMENTO

Com uma proposta inicial projetada de acordo com os requisitos e limitações impostas, as cargas de frenagem podem ser calculadas. A análise dimensional parte da interação de contato do pneu com o solo, até a força que o piloto deve aplicar no pedal de freio para uma correta parada. Como este sistema será utilizado na competição Fórmula SAE 2012, que apresenta ciclos de frenagem mínimos, a análise por fadiga não foi realizada.

4.3.1. Esforços nos pneus

Uma vez que todos os esforços realizados por um veículo são transmitidos ao solo pelos pneus, o dimensionamento de um sistema de freios deve iniciar através da determinação dos esforços em cada roda (Figura 4.3).

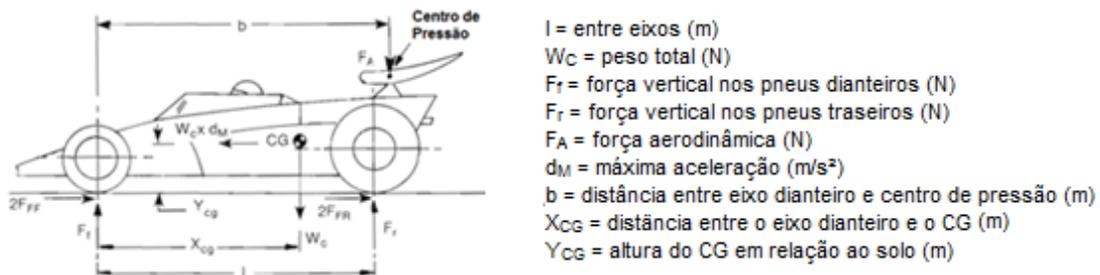


Figura 4.3 – Cargas nos pneus durante uma frenagem (adaptado de Puhn, 1985).

Em essência, a capacidade de frenagem depende apenas de quanto atrito os pneus podem gerar com determinada superfície. Quanto maior a fricção em cada pneu, maior a desaceleração do veículo para uma mesma força aplicada nos pedais. Como a força de fricção depende da força vertical atuante em cada roda e do coeficiente de atrito do par pneu-solo, estes precisam ser obtidos. O coeficiente de atrito de rolamento varia conforme a temperatura das superfícies, e para pneus de competição quentes em contato com asfalto seco, este coeficiente é aproximadamente 1,4 [Puhn, 1985]. Através das equações de movimento para o veículo obtém-se a carga atuante em cada eixo, sendo que, para efeito de cálculos, considera-se distribuição simétrica dessas cargas em ambos os lados do veículo. As equações 4.1 e 4.2 permitem, respectivamente, o cálculo da força vertical sobre o eixo frontal e da força de fricção em cada um dos pneus dianteiros.

$$F_f = W_C \cdot \left[1 - \frac{X_{CG}}{l} + \frac{\mu \cdot Y_{CG}}{l} \right] + F_A \cdot \left[1 - \frac{b}{l} + \frac{\mu \cdot Y_{CG}}{l} \right] \quad (4.1)$$

$$F_F = \frac{\mu \cdot F_f}{2} \quad (4.2)$$

Tanto o peso do veículo quanto a posição do CG foram estimados em função de dados fornecidos pela equipe RS Racing Team de Formula SAE (Tabela 4.2). Uma vez que o veículo

não utilizará apêndices aerodinâmicos, a força F_A será nula. A distância entre eixos é de 1525 mm, valor mínimo permitido pelo regulamento.

Tabela 4.2 – Dados do veículo fórmula SAE estudado.

W_C	X_{CG}	Y_{CG}	μ	F_A	l
2500 N	0,8 m	0,2334 m	1,4	0	1,525 m

Através dos dados apresentados na Tabela 4.2 estimou-se a força de fricção atuando durante a frenagem sobre um pneu dianteiro em 1206,94 N. Os dados referentes à força vertical e a de fricção atuando sobre os pneus traseiros podem ser calculados de maneira semelhante.

4.3.2. Torque de Frenagem

O maior esforço que o sistema de freios enfrenta é o torque de frenagem que, ao ser aplicado em um disco de freio, causa o travamento da roda. Este torque equivale ao produto entre a força de fricção F_F e o raio de rolamento do pneu. O torque máximo é obtido utilizando o raio máximo do pneu (equação 4.3).

$$T_B = F_F \cdot r_e, \quad (4.3)$$

onde T_B é o torque de frenagem por roda e r_e o raio externo da roda, ambos em unidades SI. O raio externo do pneu dianteiro selecionado pela RS Racing Team é de 224 mm, fornecendo um torque de frenagem igual a 270,35 Nm.

4.3.3. Temperatura do Rotor

O sistema de freios deve ser projetado de maneira a conseguir conter a energia cinética decorrente do movimento do veículo. Essa energia absorvida, que depende da massa e da velocidade do veículo, é transformada em calor e deve ser absorvida pelos discos de freio, sendo proporcional ao torque desenvolvido em cada roda. A energia cinética nas rodas dianteiras, K_F , pode ser obtida pela equação 4.4, onde K_T e K_F representam respectivamente, a energia cinética total e a parcial nas rodas dianteiras. O termo T_F representa o torque nas rodas dianteiras, enquanto o termo T_R representa o torque nas rodas traseiras

$$K_F = \frac{K_T \cdot T_F}{(T_F + T_R)}. \quad (4.4)$$

A energia total pode ser calculada pela equação 4.5, onde m é a massa total do veículo e v sua velocidade

$$K_T = \frac{m \cdot v^2}{2}. \quad (4.5)$$

A tabela 4.3 a seguir apresenta os resultados calculados para a energia cinética do veículo. A velocidade utilizada é a máxima estimada para a competição fórmula SAE, cerca de 100 km/h.

Tabela 4.3 – Esforços e energias envolvidos em uma frenagem.

	Força vertical nos pneus	Força de atrito em um pneu	Torque de frenagem	Parcela da energia cinética	Energia cinética total
Dianteira	1724,2 N	1206,94 N	270,35 N.m	66627,11 J	96605 J
Traseira	775,8 N	543,06 N	121,64 N.m	29977,89 J	

A energia contida por apenas um disco de freio dianteiro é igual à metade de K_F , e com esta energia é possível prever a temperatura que o disco de freio vai alcançar. A temperatura de cada disco pode ser estimada através da equação 4.6 [Puhn, 1985], que se limita a aplicação em rotores confeccionados em aço carbono.

$$T_{Disco} = 0,0024 \cdot \frac{K}{m_{Disco}} - 17,8 + T_A, \quad (4.6)$$

Onde T_{Disco} é a temperatura estimada do disco (°C), K é a energia cinética absorvida por apenas um disco, m_{Disco} a massa do disco (kg) e T_A a temperatura ambiente (°C).

Considerando a massa do disco de freio dianteiro, estimada em 0,6 kg, a energia cinética em uma roda dianteira, e uma temperatura ambiente de 25 °C obtém-se uma temperatura de 140,45 °C. Uma vez que esta temperatura se refere a uma parada única, as temperaturas em serviço serão mais elevadas, pois o calor remanescente de cada processo de frenagem será agregado ao seguinte se não houver correta dissipação de calor. Para uma margem de segurança adequada, essa temperatura será considerada 300°C, limite ainda aceitável para evitar falhas do tipo *fade* [Balotin, 2010].

4.3.4. Pressão Máxima do Sistema Hidráulico

O torque necessário para frear cada roda de um veículo é proporcional à força aplicada no rotor de freio. Esta força por sua vez depende da área do pistão de atuação do freio e da pressão hidráulica de trabalho. A pressão de trabalho implica na facilidade que o piloto terá em desacelerar o carro aplicando pouca força ao pedal. Contudo, pressões elevadas exigem componentes mais robustos e pesados, o que para um veículo de competição nem sempre é desejado. Por outro lado, o uso de pressões muito baixas tende a ser desfavorável por exigir esforço demasiado por parte do piloto, sendo desaconselhado para provas de longa duração.

Para o sistema de freios ser eficiente sem deixar de ser confortável para o piloto, é necessária a correta definição da pressão máxima do sistema hidráulico. Essa pressão depende da força normal exercida sobre o disco de freio, do coeficiente de atrito entre o fluido de trabalho e as mangueiras de distribuição e da área total do pistão do atuador de cada roda. O coeficiente de atrito para o circuito hidráulico é sugerido por Puhn, 1985, como 0,3. A área total mencionada depende do cilindro mestre escolhido, que será definido posteriormente. A estimativa da força que um atuador hidráulico precisa exercer sobre um disco de freio pode ser feita segundo os métodos de Pressão Constante e Desgaste Uniforme. Enquanto o primeiro considera as condições de uma pastilha de freio nova, o segundo método é indicado para pastilhas com desgaste.

Segundo o método de Pressão Constante, a força necessária sobre o disco pode ser calculada através da equação 4.7 [Juvinal e Marshek, 2000], resultando em uma força de 5721,94 N em cada uma das rodas dianteiras.

$$F = \frac{3.T_B.(r_o^2 - r_i^2)}{2.\mu.N.(r_o^3 - r_i^3)}, \quad (4.7)$$

onde r_o e r_i representam respectivamente o raio externo e o raio interno da pastilha de freio e N indica o número de interfaces de fricção. Juvinal e Marshek, 2000, propõe um N igual a 2 quando há pastilhas dos dois lados do disco de freio e um μ médio igual a 0,37 para as pastilhas de competição selecionadas neste projeto.

Para o método do Desgaste Uniforme, a força necessária pode ser obtida pela equação 4.8. Para os parâmetros utilizados, a força calculada foi de 5802,69 N

$$F = \frac{T}{\mu.r_m.N}, \text{ com } r_m = \left(\frac{r_o+r_i}{2}\right). \quad (4.8)$$

Os valores obtidos por ambos os métodos são semelhantes, sendo aquele por desgaste uniforme um pouco mais elevado, que será o utilizado nos demais cálculos. Com a força de aplicação necessária calculada, é possível determinar a pressão máxima que cada atuador no disco de freio deve suportar através da equação 4.9 [Puhn, 1985], cujo resultado para o projeto inicial é de 3,79 MPa. A área total de pistão hidráulico foi definida de acordo com os elementos disponíveis no mercado (Apêndice I).

$$P_{m\acute{a}x} = \frac{F}{\mu_h \cdot A_T}, \quad (4.9)$$

onde $P_{m\acute{a}x}$ é a pressão hidráulica máxima (MPa), F a força atuante no pistão (N), μ_h o coeficiente de fricção no circuito hidráulico e A_T a área total do pistão hidráulico. Para um cáliper do tipo flutuante e com apenas um pistão, a área total é igual ao dobro da área desse mesmo pistão. Como o sistema projetado usa a mesma teoria para esse tipo de cáliper, os conceitos utilizados para ela podem ser aplicados.

Para os diâmetros disponíveis no mercado, a tabela presente no Apêndice III foi montada. Fixando o deslocamento do pistão do cilindro mestre em 35 mm e o deslocamento do pistão do atuador da roda em 5 mm, são obtidas pressões máximas entre 1,78 e 13,97 MPa.

4.3.5. Esforços na ponta de eixo

A manga de eixo é o componente responsável pela transmissão dos esforços do freio até a suspensão, e por consequência para o restante do veículo. Seu componente principal e mais exigido é a ponta de eixo, que permite o giro da roda através de rolamentos cônicos de rolos, enquanto a manga de eixo e o restante do veículo permanecem em translação. A Figura 4.4 ilustra a ponta de eixo projetada para o sistema.

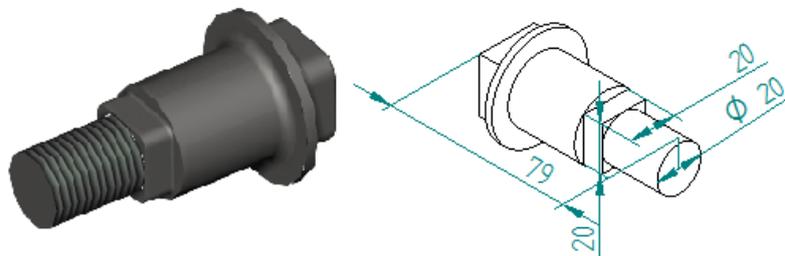


Figura 4.4 – Desenho da ponta de eixo projetada. Dimensões em milímetros.

O torque de frenagem é o principal esforço transmitido, logo será o principal analisado para este componente. Dentre suas diferentes seções, o esforço máximo ocorrerá naquela de menor diâmetro. Como a ponta de eixo possui seções circulares e retangulares, a menor de cada tipo precisa ser analisada.

De acordo com Popov, 1978, a tensão cisalhante máxima, $\tau_{M\acute{a}x}$ (MPa), de uma seção quadrada é dada pela equação 4.10, onde T é o torque de frenagem (N.m), c o comprimento da aresta da seção quadrada, J o momento polar de inércia da seção (mm^4) e k um fator de concentração. Lubis e Akmal, 2008, relacionam o fator de concentração, para a intersecção entre uma seção quadrada e uma circular, como dependente do raio da intersecção (2,5 mm neste projeto), do diâmetro da seção circular (estimado em 29 mm) e da diagonal da seção quadrada, resultando em um fator de 1,6. Através da equação 4.10, onde c é o comprimento da aresta da seção quadrada no valor de 20 mm, estimou-se uma tensão de 259,93 MPa.

$$\tau_{m\acute{a}x} = k \cdot \frac{T}{0,208 \cdot c^3} \cdot 10^3, \quad (4.10)$$

De maneira conservadora, pode-se utilizar o critério de falha de Tresca para definir a tensão de escoamento mínima para o material da ponta de eixo, resultando em 519,87 MPa. O material selecionado foi o aço SAE 1045 (ABNT 1045) laminado a frio, cuja tensão de escoamento permite sua utilização com segurança, além de apresentar boa usinabilidade quando comparado com aços de maior resistência e dispensa tratamento térmico para a aplicação proposta.

4.4. ANÁLISE ESTRUTURAL

Para validar o projeto proposto, a análise dos esforços em todo o sistema precisa ser realizada, de modo a realçar possíveis erros estruturais e de geometria. Para geometrias simples, métodos analíticos são possíveis e muitas vezes preferíveis por não dependerem de recursos computacionais. Uma análise como esta foi realizada para a ponta de eixo no item 4.3.5. Esta peça será analisada novamente por métodos numéricos juntamente com o restante do conjunto.

O projeto foi modelado tridimensionalmente com o uso do programa Siemens Solid Edge ST3 e será analisado com o processador Siemens FEMAP V10.3 e solucionado com o NX Nastran 8.0. Estes *softwares* apresentam compatibilidade entre seus sistemas, o que diminui os erros de importação entre um programa e outro que, quando ocorrem, costumam interferir diretamente nos resultados da análise.

Para diminuir os tempos de simulação, o projeto foi simplificado em duas análises distintas; uma para o conjunto ponta de eixo – porca – disco de freio e a outra para o par manga de eixo – pinça circular. No caso da segunda análise, como a manga de eixo é dividida em duas partes, os parafusos que as ligam também serão considerados na simulação. Estes dois conjuntos podem ser vistos na figura 4.5.

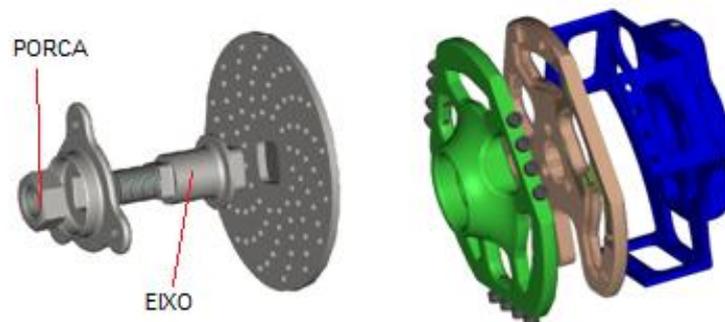


Figura 4.5 – Divisão do conjunto inicial em duas análises distintas.

Esses são os componentes que podem falhar ao serem submetidos ao torque de uma frenagem, que é a maior carga de trabalho do conjunto. As demais peças não têm tanto significado para o resultado final e por isso podem ser suprimidas nestas duas análises.

4.4.1. Carregamento Mecânico e Restrições

Para manter a integridade estrutural do conjunto em qualquer situação de trabalho, o pior caso possível precisa ser analisado. Para a primeira análise, o disco de freio será restringido por sua periferia externa, impedindo os movimentos de rotação do disco. Desta maneira a maior parte do torque será absorvida pela ponta de eixo, que é justamente o componente menos resistente do conjunto analisado. Esse torque será aplicado nos três furos que conectam a roda à ponta de eixo, que é exatamente o que ocorre na prática.

O segundo conjunto corresponde à pinça circular, que aplica força no disco de freio, e a manga de eixo, que suporta o torque decorrente dessa força aplicada. Para o estudo do pior caso possível, será considerado que todo o torque decorrente da frenagem será aplicado na

pinça circular e que a restrição de movimentos será localizada nos pontos de ancoragem da suspensão, para simular uma suspensão rígida que não absorve a energia do movimento.

4.4.2. Análise da Malha

Diversos tipos de elementos podem ser utilizados na simulação numérica, cada um com vantagens e desvantagens em relação aos outros. Algumas malhas geram um erro maior, porém exigem menos recursos computacionais e são mais fáceis de serem geradas. Neste trabalho será utilizada a malha com elementos tetraédricos de quatro nós, que são os mais simples para este tipo de análise. Contudo, esse tipo de malha pode gerar grandes erros, sendo necessário realizar verificações para que isto não ocorra.

4.4.2.1. Convergência dos resultados

A análise por elementos finitos consiste de uma série de interações proporcionais ao tamanho da malha. O resultado obtido em determinada simulação numérica pode não ser correto caso a malha utilizada tenha poucos elementos, o que resulta em poucas interações. Para confirmar os resultados para determinada análise é necessário fazer um teste de convergência. Esse teste consiste em realizar sucessivas simulações de um mesmo problema, mudando apenas o tamanho de malha nas regiões críticas. Os resultados de cada simulação são comparados, e quando duas análises em sequencia apresentarem resultados próximos significa que houve convergência dos resultados.

Para determinada região crítica de cada conjunto analisado, um plano longitudinal à peça foi traçado e os elementos adjacentes a ele foram analisados, conforme figura 4.6.

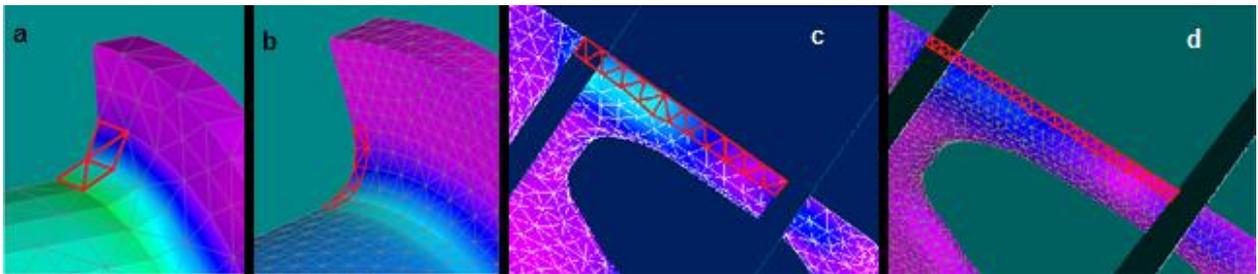


Figura 4.6 – Malha inicial (a e c) e malha refinada (b e d).

Os elementos marcados em vermelho na figura 4.6 foram os usados para comparação dos resultados após o refino de malha e compreendem exatamente a mesma região da peça nas diferentes análises. Essas são as regiões que apresentam as maiores tensões nas geometrias de cada conjunto, e com isso poderiam apresentar erros de convergência. As tensões máximas para a mesma região nos diferentes refinamentos de malha podem ser conferidos na Tabela 4.4 a seguir.

Tabela 4.4 – Análise de convergência das malhas simuladas.

Ponta de Eixo e Disco de Freio		Manga de Eixo e Pinça Circular	
Elementos da Malha	Tensão Máxima na Região	Elementos da Malha	Tensão Máxima na Região
100805	99,64 MPa	183875	46,50 MPa
180284	101,89 MPa	492051	45,75 MPa
444688	109,73 MPa	967536	46,69 MPa
1037436	110,61 MPa	1479512	44,72 MPa

A análise da Manga de Eixo demonstra que as malhas utilizadas convergem para uma tensão na região de aproximadamente 45 MPa, e que os resultados já podem ser considerados. O teste para a ponta de eixo também mostra a tendência de convergência dos resultados, mas novos refinamentos da malha podem ser realizados para melhores conclusões.

4.4.3. Resultados

Com as simulações realizadas e conferida a convergência de suas malhas, os resultados finais ficaram definidos, conforme Apêndice II

Para a ponta de eixo, a máxima tensão obtida na simulação é de 320 MPa, sendo coerente com os cálculos analíticos realizados na seção 4.3.5, onde 344,22 MPa encontrados., confirmando a escolha do aço 1045 laminado a frio para o eixo como a melhor opção. A manga de eixo, juntamente com a pinça circular, apresentou uma tensão máxima no valor de 106,1 MPa. A liga de alumínio 2011-T3 apresenta tensão de escoamento na ordem de 296 MPa (Anexo II) e apresenta excelente usinabilidade, sendo assim adequada para estes componentes, além daqueles que possuem tensões ainda mais baixas, mantendo a segurança do conjunto.

4.5. APRIMORAMENTO DO PROJETO

Alguns detalhes de projeto foram aguardados até a finalização das simulações numéricas, pois possuíam maior flexibilidade de suas localizações dentro do sistema. Geometrias que apresentaram tensões elevadas nas simulações foram suavizadas, aumentando a confiabilidade do conjunto.

As mudanças principais se resumem à manga de eixo, incluindo detalhes do sistema hidráulico ausentes no projeto inicial. A conexão da mangueira do fluido hidráulico (*Aeroquip*) foi disposta na face da manga de eixo correspondente ao cilindro do atuador hidráulico, de acordo com o padrão automotivo de mercado. A colocação de um parafuso “sangrador” também é necessária para ajustar o sistema em seu primeiro uso. Este sangramento consiste em se retirar o ar das linhas hidráulicas expulsando um pouco de fluido junto, e isso é possível com o uso de parafusos especiais, mas de fácil aquisição no mercado. Estas duas alterações podem ser vistas na figura 4.7.

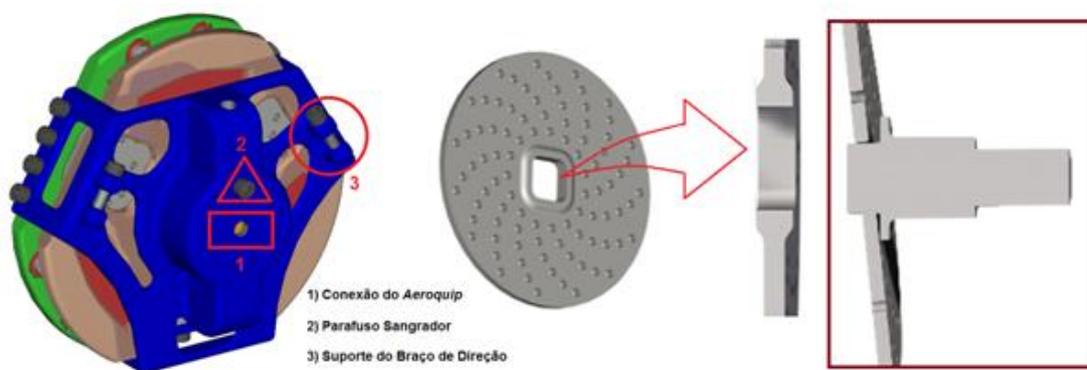


Figura 4.7 – Componentes adicionados ou modificados.

O suporte do braço de direção apresentado na Figura 4.7 é responsável por conectar o setor de direção até a manga de eixo, possibilitando então esterçar as rodas. Sua configuração é simples, sendo usinado juntamente com o restante da manga, prendendo a barra da direção com um parafuso M10. Como sua localização é diferente para cada lado do veículo, dois suportes foram adicionados ao projeto, simétricos em relação à linha do pino mestre.

Para garantir um ajuste deslizante entre o disco e a ponta de eixo nas diferentes temperaturas de trabalho, por causa da dilatação do material, um ressalto em cada lado do disco de freio foi adicionado. Essa dilatação poderia fazer com que o disco empenasse na ponta de eixo, e possivelmente deixando o veículo sem freio na roda em que isto ocorresse. O ajuste H6/h5 permite o ajuste deslizante entre zero e 300°C para o disco projetado, sendo então o adequado para a fabricação destes componentes. A ilustração deste problema, e a solução proposta estão dispostas na Figura 4.7.

5. AVALIAÇÃO DO PROJETO E DISCUSSÃO

Os resultados obtidos com a análise numérica foram menores que aqueles obtidos analiticamente, necessitando análises mais profundas para conferir sua igualdade, mas já confirmando que o projeto atende os requisitos estruturais impostos pela competição Fórmula SAE.

A separação da simulação numérica em duas análises distintas se mostrou adequada para expressar a pior condição de trabalho possível dos componentes. As tensões geradas na estrutura durante uma frenagem estão bem abaixo das tensões de escoamento dos materiais de fabricação selecionados. Essa diferença proporciona um coeficiente de segurança adequado à proposta, que sugere grande confiabilidade do sistema aliada a um alto desempenho. A escolha da liga de alumínio 2011 T3 facilita a fabricação dos componentes por apresentar Classe A em usinabilidade, em uma escala que vai de A (excelente) até E (péssimo). O aço 1045 laminado a frio escolhido para a ponta de eixo e para o disco de freio possui baixo custo de aquisição quando comparado com aços alto carbono, e por não exigir tratamento térmico, também facilita sua fabricação por usinagem.

A utilização de peças comerciais como base para a elaboração do projeto acabou por facilitar o desenvolvimento do conceito, dando diretrizes para a geometria mais adequada para o sistema. As limitações geométricas impostas pela geometria de suspensão e pelo tamanho da roda tornaram o mecanismo compacto e de acordo com as necessidades. A simetria do sistema permite a utilização nos dois lados do veículo e facilita a fabricação dos componentes. Essa condição também permite maior facilidade na manutenção do sistema, pois uma única peça sobressalente é compatível com ambos os lados do carro.

Apesar das vantagens do conceito, a robustez da estrutura aumentou o peso do conjunto de maneira significativa. O projeto foi superdimensionado para evitar falhas quando em utilização, contudo com testes experimentais no veículo da equipe RS Racing é possível estudar o comportamento dos componentes, abrindo margem para possíveis melhorias estruturais. Outra consideração importante é sobre a refrigeração do sistema. Por ser um conjunto mais fechado que o tipo de freio a disco comum, a refrigeração do disco de freio e das pastilhas de fricção fica prejudicada. Por empregar o triplo de pastilhas que o sistema comum, cada pastilha deveria absorver apenas um terço da energia total de frenagem (considerando apenas a parcela absorvida pelas pastilhas), o que seria benéfico ao sistema. Este benefício se deve ao fato de que quanto menor a temperatura de trabalho das pastilhas de freio, mais linear será seu coeficiente de atrito. Contudo, apesar da teórica menor absorção de energia para cada pastilha, o disco de freio possui uma menor área de superfície livre de fricção, o que reduz a capacidade de refrigeração do disco e mantém as temperaturas elevadas por mais tempo, podendo comprometer o coeficiente de atrito das pastilhas.

Um estudo mais aprofundado em relação à cinemática térmica do conjunto é indicado pra trabalhos futuros, a fim de prever a real influência do número de pastilhas de freio nas temperaturas do disco e também na variação do coeficiente de atrito. A integração de dutos de ar à manga de eixo também deve ser avaliada, pois o ar canalizado por eles refrigera melhor o disco de freio, podendo evitar o problema das altas temperaturas de frenagem. Um estudo sobre a fadiga dos componentes deve ser realizado para a utilização em períodos de maior duração que a Fórmula SAE, de modo a avaliar o grau de segurança nestas condições.

6. CONCLUSÕES

A geração de uma alternativa em sistemas de freios se mostrou possível dentro do contexto trabalhado. Com o uso de componentes comerciais e com base no dimensionamento dos demais componentes, o conjunto tem condições teóricas de proporcionar ao veículo fórmula SAE 2012 da UFRGS um alto desempenho de frenagem.

Os cálculos analíticos e numéricos demonstraram a estabilidade da estrutura para os carregamentos impostos, levando a seleção de materiais comuns no mercado automotivo e que possibilitam fácil fabricação. O sistema desenvolvido permite instalação em ambos os

lados do veículo, não necessitando de modificações para seu correto funcionamento. O sistema hidráulico desenvolvido trabalha a pressões máximas menores que 4 MPa para uma força de 300 N no pedal de freio. Esta pressão é muito baixa quando comparada àquela em um sistema de freio a disco comum. Desta maneira o circuito do fluido de freio é menos exigido e consequentemente mais seguro.

Um protótipo será construído para testes pela equipe RS Racing Team e de acordo com seus resultados será utilizado na competição Fórmula SAE de 2012, sendo esperado que o sistema cumpra com seus objetivos. Em caso de resultados satisfatórios nestes testes, o projeto poderá ser adequado para outros veículos similares ao deste trabalho.

7. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Bill, K.H., Dallmer, S., 2010. **“Design and construction of the brake systems for the 'Formula Student'- Racing Cars BRC08 / BRC09”**, Proceedings of XXIX μ -Symposium, Bad Neuenahr, Alemanha.

Balotin, J.G., **“Procedimento para ensaio de materiais de atrito utilizando um tribômetro”**. 2010. 83 folhas. Monografia (Dissertação para obtenção do Título de Mestre em Engenharia) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

Duffy, J. E., **“Modern Automotive Technology”**. The Goodheart-Willcox Company, Inc., 2004. p. 1353-1377.

Desplanques, Y., Roussette, O., Delgallaix, G., Copin, R., Berthier, Y., **“Analysis of Tribological Behaviour of Pad-Disc Contact in Railway Braking”**, Wear 262, p. 582-591. 2007.

Gultekin, D., Uysal, M., Aslan S., Alaf M., Guler M.O., Akbulut H., **“The effects of applied load on the coefficient of friction in Cu-MMC brake pad/Al-SiCp MMC brake disc system”**, Wear 270, p 73–82, 2010.

Juvinall, R. & Marshek, K., **“Fundamentals of Machine Component Design”**, John Wiley and Sons, Inc, USA, 3rd edition, 2000.

Lubis, A. & Akmal, J., **“Stress Concentration Factors of Stepped-Shafts of Circular-to-Square Cross Section under Twisting Moment”**, Jurnal Teknik Mesin Indonesia, Vol 3, N°2, Oktober 2008.

Müller, M. B., **“Proposta de uma metodologia para desenvolvimento de novo fornecedor de freios traseiros a tambor para veículos já em produção”**, 2009. 69 páginas. Trabalho de Curso (Mestrado Profissionalizante em Engenharia Automotiva) – Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2009.

Popov, E.P., **“Introdução à Mecânica dos Sólidos”**. São Paulo: Edgard Blucher, 1978.

Puhn, F., **“Brake Handbook”**, HP books, 2nd printing, 1985.

Tsang, P.H.S., Jacko, M.G., Rhee, S.K., **“Comparison of Chase and Inertial Brake Dynamometer Testing of Automotive Friction Materials”**, Wear of Materials: International Conference on Wear Materials, p 129-137, 1985.

ANEXO

Anexo I – Características da geometria de suspensão

CÂMBER - Na vista frontal do veículo, o câmber é o ângulo de inclinação vertical de uma roda e é medida em graus entre a linha de centro vertical no referencial da roda e a linha vertical no referencial do solo (Figura A1).

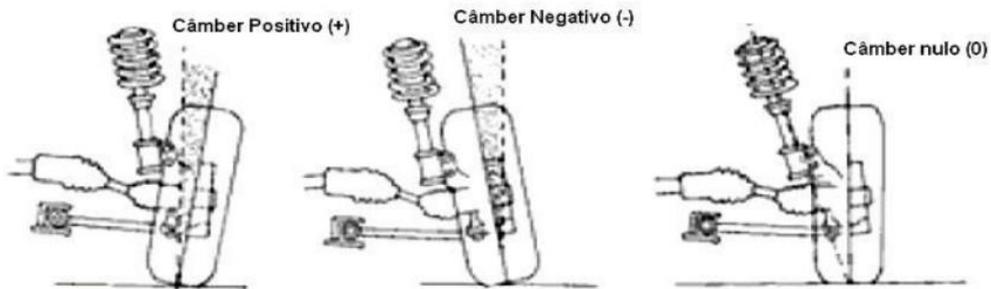


Figura A1 – Ângulo de Câmber.

CÂSTER - Na vista lateral do veículo define-se o ângulo de câster como o ângulo em graus medido entre a linha vertical no referencial do solo em relação à linha do eixo de giro da roda (Figura A2).

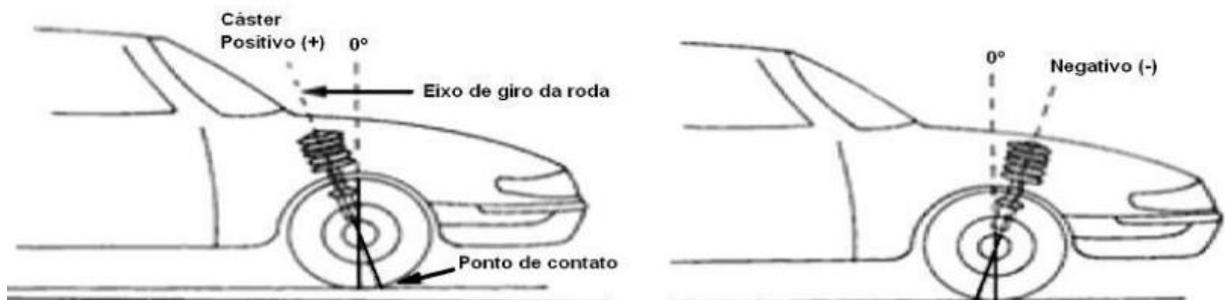
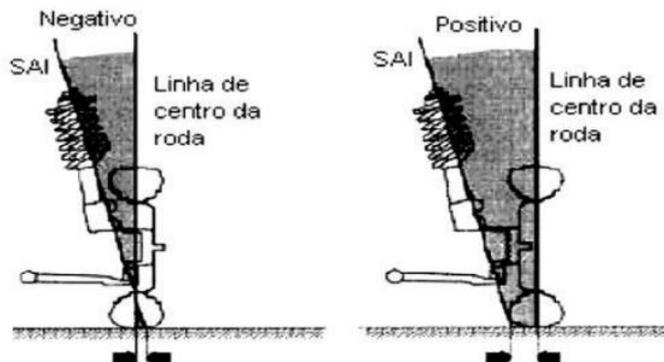


Figura A2 – Ângulo de Câster.

RAIO DE DESLIZAMENTO - No plano frontal do veículo, além do ângulo de inclinação do pino mestre, a linha de rotação da roda em relação à linha de centro vertical da roda nos fornece outra informação importante. O raio de deslizamento do pneu é obtido pela distância, medida no plano de contato pneu-solo, do prolongamento destas duas linhas (Figura A3).

Figura A3 – Raio de Deslizamento ou *Scrub Radius*.

INCLINAÇÃO DO PINO MESTRE - No mesmo plano frontal do veículo é identificado o ângulo conhecido como inclinação do pino mestre. Este é medido em graus e obtido entre a linha que passa pelo eixo de rotação da roda (Eixo EG) na vista frontal e a linha de centro vertical da roda, na Figura A4. Este eixo de rotação da roda é o mesmo utilizado para a determinação do câster. O ponto Q indica a linha de centro da roda.

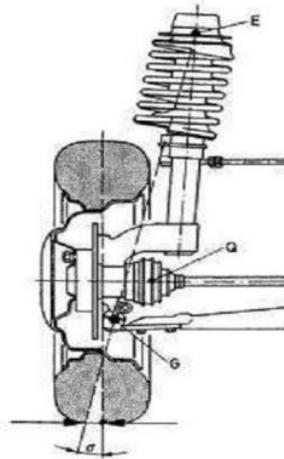


Figura A4 – Inclinação do Pino Mestre

ÂNGULO INCLUSO - Ainda no plano frontal, o ângulo entre a linha de inclinação do pino mestre e a linha de centro vertical da roda, medido em graus é o ângulo incluído (Figura 5). Este ângulo deve ser o mesmo entre as rodas simétricas de um mesmo eixo, mesmo se o câmber for diferente. A inobservância deste item pode causar a quebra de elementos da suspensão ou da direção, mais comumente das juntas de direção.

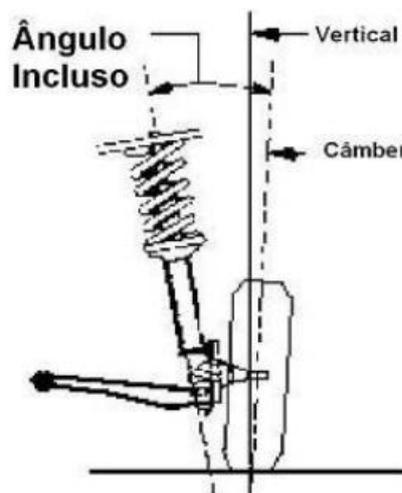


Figura 5 – Ângulo Incluído.

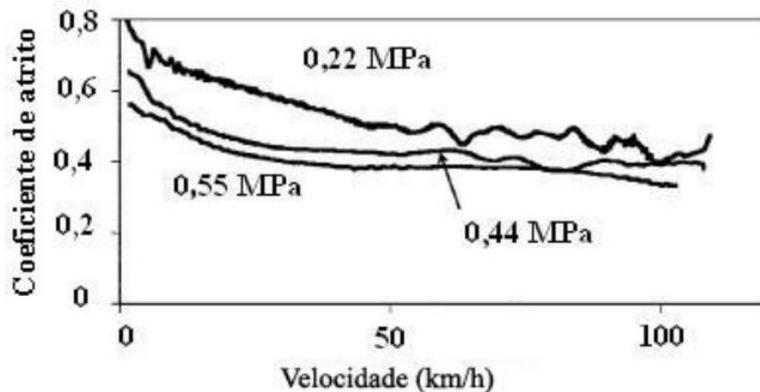
Anexo II – Propriedades típicas de algumas ligas de alumínio

Liga / tratamento	Limite de resistência [MPa]	Limite de escoamento [MPa]	Alongamento em 50mm ¹ [%]	Resistência à corrosão (geral) ²	Conformação a frio ³	Usinagem ³	Características de soldagem ⁴				Aplicações e observações
							Brasagem	MIG	TIG	Ponto	
1100-O	90	34	45	A	A	E	A	A	A	B	Alumínio comercialmente puro altamente resistente à corrosão em e fácil de ser conformado e soldado.
1100-H14	124	117	20	A	A	D	A	A	A	A	
1060-O	69	-	-	-	-	-	-	-	-	-	A liga 1060-O é a liga de menor dureza disponível no mercado. É empregada em cabos elétricos, trocadores de calor e tubos para isolamento de cabos.
1060-H18	131	-	-	-	-	-	-	-	-	-	A liga 1350 foi desenvolvida especialmente para a fabricação de condutores elétrico.
1350-O	83	28	-	A	A	E	A	A	A	B	
1350-H19	186	185	-	-	-	-	-	-	-	-	
2219-O	172	76	-	-	-	-	D	D	A	B	A liga 2219 é empregada em criogênia, e apresenta boa soldabilidade.
2219-T87	476	393	-	D	D	B	D	A	A	A	
2011-T3	379	296	15	D	C	A	D	D	D	D	Parafusos usinados; componentes usinados para automóveis e eletrônicos.
2011-T8	407	310	12	D	D	A	D	D	D	D	
2024-O	186	76	22	-	-	D	D	D	D	D	A liga 2024 é largamente empregada em componentes estruturais de aeronaves. Poder ser soldada por meio de solda-ponto.
2024-T351	469	324	19	D	C	B	D	C	B	B	
2014-o	186	97	18	-	-	D	D	D	D	B	Aplicada em componentes estruturais de aeronaves e caminhões, pistões e componentes de máquinas.
2014-T4	427	290	20	D	C	B	D	D	B	B	
2014-T6	483	414	13	D	D	B	D	D	B	B	
3003-O	110	41	40	A	A	E	A	A	A	B	A liga 3003 apresenta excelente resistência a corrosão, elevada ductilidade e soldabilidade. É largamente empregada em equipamentos da indústria química, condensadores, trocadores de calor e vasos de pressão.
3003-H12	131	124	20	A	A	E	A	A	A	A	
3003-H16	179	172	14	A	C	D	A	A	A	A	
3004-O	179	69	25	A	A	D	B	A	A	B	
3004-H38	283	248	6	A	C	C	B	A	A	A	
3105-O	117	55	-	A	A	E	A	A	A	B	Revestimento para residências e edifícios, carroçaria de caminhões e "trailers", componentes automotivos, equipamentos médicos e componentes sujeitos à corrosão atmosférica.
3105-H14	172	152	-	A	B	D	A	A	A	A	
3105-H18	214	193	-	A	C	D	A	A	A	A	

- 1- Alongamento obtido em corpo-de-prova com 2,18 mm.
2- Classificação qualitativa de resistência à corrosão - A e B podem ser submetidos a atmosferas industriais e marinhas sem proteção e C, D e E devem ser protegidas. As letras representam ordem decrescente de resistência a corrosão A é a melhor.
3- Classificação qualitativa de conformação mecânica ("trabalhabilidade") e "usinabilidade" em ordem decrescente, A é a melhor.
4- Classificação qualitativa das características de soldagem: A- normalmente soldável pelos procedimentos e métodos convencionais; B- soldável com técnicas especiais em que aplicações específicas requerem ensaios preliminares para o desenvolvimento do procedimento de soldagem; C- Soldagem limitada pela ocorrência de trincas, queda na resistência mecânica ou resistência à corrosão; D- não soldável ou não possui métodos de soldagem desenvolvidos.

*Ref.: ASM Specialty Handbook - Aluminum and Aluminum Alloys – ASM International 1993

Anexo III – Comportamento do coeficiente de atrito com relação à pressão de contato.



*[Adaptado de Desplanques et al., 2007].

APÊNDICES

Apêndice I – Características de cada par Cilindro de Roda/ Cilindro Mestre.

Diâmetro Pistão Comercial (Cilindro de Roda)	Força Piloto	Cilindro Mestre Comercial	Custo Médio Cilindro Mestre	Pressão Máxima
mm	N	mm	R\$	MPa
45	308,12	25,40	R\$ 214,99	6,08
46	294,87	25,40	R\$ 214,99	5,82
48	342,74	28,58	R\$ 248,62	5,35
51	303,61	28,58	R\$ 248,62	4,74
52	292,04	28,58	R\$ 248,62	4,56
54	334,33	31,80	R\$ 78,37	4,22
57	300,07	31,80	R\$ 78,37	3,79
60	327,59	34,92	R\$ 147,10	3,42
60,5	322,19	34,92	R\$ 147,10	3,37
66	322,29	38,10	R\$ 192,73	2,83

*Em negrito par escolhido no projeto

Apêndice II – Resultados de cada análise numérica.

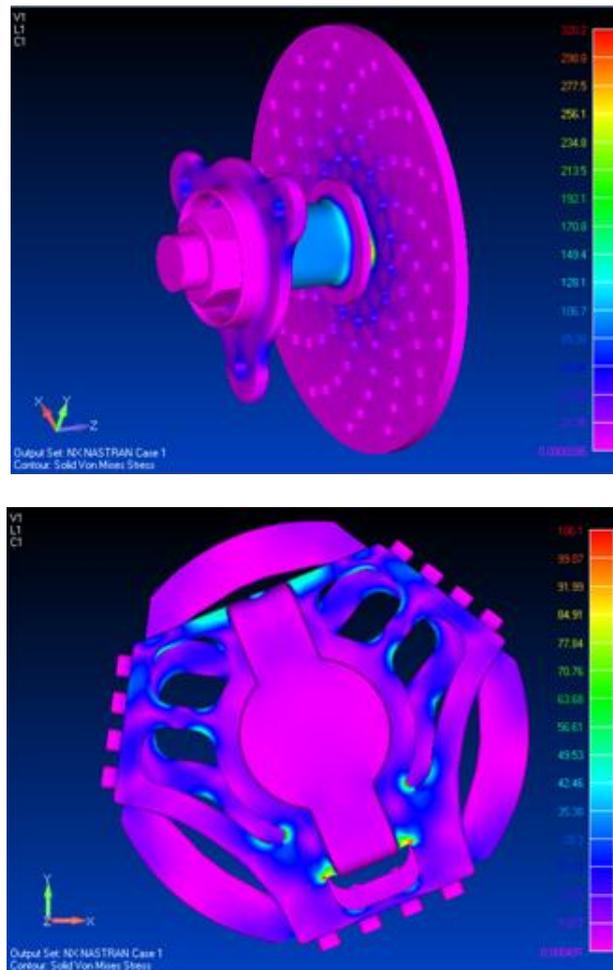


Figura 6: Mapa de tensões na ponta de eixo (no alto) e na manga de eixo.

Apêndice III – Parâmetros por dimensão do cilindro mestre.

Cilindro Pistão		Cilindro Mestre						Cilindro Roda						Pedal		Circuito	
Diâmetro Pistão	Área Pistão	Deslocamento o Pistão	Volume Deslocado	Força Pistão	Deslocamento Pistão	Volume Deslocado (para uma roda)	Área Pistão (flutuante)	Área Total Pistão	Diâmetro Pistão	Força Pistão	Relação	Força Piloto	Coefficiente de atrito	Pressão Máxima			
[mm]	[mm ²]	[mm]	[mm ³]	N	[mm]	[mm ³]	[mm ²]	[mm ²]	[mm]	N	-	N	-	MPa			
15,88	197,83		6924,13			3462,06	692,41	1384,83	29,70					13,97			
17,46	239,38		8378,20			4189,10	837,82	1675,64	32,67					11,54			
19,00	283,39		9918,48			4959,24	991,85	1983,70	35,55					9,75			
19,05	284,88		9970,75			4985,37	997,07	1994,15	35,64					9,70			
20,00	314,00		10990,00			5495,00	1099,00	2198,00	37,42					8,80			
20,64	334,34		11701,78			5850,89	1170,18	2340,36	38,61					8,26			
21,00	346,19		12116,48			6058,24	1211,65	2423,30	39,29					7,98			
22,00	379,94		13297,90			6648,95	1329,79	2659,58	41,16					7,27			
22,20	386,88		13540,78			6770,39	1354,08	2708,16	41,53					7,14			
22,23	387,75		13571,29			6785,65	1357,13	2714,26	41,58					7,13			
23,00	415,27		14534,28			7267,14	1453,43	2906,86	43,03					6,65			
23,02	415,99		14559,59			7279,79	1455,96	2911,92	43,07					6,64			
23,81	445,12		15579,29			7789,65	1557,93	3115,86	44,55					6,21			
24,00	452,16	35,00	15825,60	2763,19	5,00	7912,80	1582,56	3165,12	44,90	5802,69	10,00	276,32	0,30	6,11			
25,40	506,45		17725,77			8862,89	1772,58	3545,15	47,52					5,46			
26,20	538,65		18852,77			9426,39	1885,28	3770,55	49,01					5,13			
26,60	555,43		19440,21			9720,11	1944,02	3888,04	49,76					4,97			
26,99	571,74		20010,73			10005,37	2001,07	4002,15	50,49					4,83			
28,58	640,98		22434,18			11217,09	2243,42	4486,84	53,46					4,31			
28,60	642,10		22473,45			11236,73	2247,35	4494,69	53,51					4,30			
31,75	791,33		27696,52			13848,26	2769,65	5539,30	59,40					3,49			
31,80	793,82		27783,82			13891,91	2778,38	5556,76	59,49					3,48			
33,34	872,44		30535,41			15267,71	3053,54	6107,08	62,37					3,17			
34,13	914,55		32009,17			16004,58	3200,92	6401,83	63,86					3,02			
38,10	1139,51		39882,98			19941,49	3988,30	7976,60	71,28					2,42			
44,45	1551,00		54285,17			27142,59	5428,52	10857,03	83,16					1,78			