



PROJETO DE GRADUAÇÃO

**Projeto do Conjunto de Cubos de Roda de um
Veículo de Fórmula SAE**

Por,

Pedro Souza Faria

Brasília, 25 de novembro de 2021

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

Projeto do Conjunto de Cubos de Roda de um Veículo de Fórmula SAE

Por,

Pedro Souza Faria

PROJETO DE GRADUAÇÃO SUBMETIDO AO DEPARTAMENTO DE
ENGENHARIA MECÂNICA DA FACULDADE DE TECNOLOGIA DA
UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA, COMO PARTE DOS REQUISITOS
NECESSÁRIOS PARA A OBTENÇÃO DO GRAU DE ENGENHEIRO MECÂNICO.

Banca Examinadora

Prof. Dr. Jorge Luiz de Almeida Ferreira _____

Prof. Dr. Aida Alves Fadel _____

Prof. Dr. Antônio Manoel Dias Henriques _____

Brasília 11 de novembro de 2021

Resumo

A Fórmula SAE é uma categoria de competição universitária que objetiva o projeto e construção de veículos do tipo "*open-wheel*". O presente projeto teve como objetivo o redimensionamento dos cubos de roda de um carro da temporada de 2017 desta competição. Para o redimensionamento desses componentes, o primeiro passo foi a análise conceitual e mecânica da peça existente, seguida da identificação dos carregamentos atuantes. Com essas informações foi possível definir os focos do dimensionamento. Esse projeto não envolveu apenas os valores dos carregamentos, mas também aspectos como peso, interações com outros subsistemas, adequação as regras da competição, facilidade de manufatura e custo do material empregado. A utilização de softwares CAD/CAE no dimensionamento dos componentes foram de suma importância quanto à necessidade de se conhecer o comportamento mecânico dos componentes complexos mediante os carregamentos, bem como para comparar diferentes os resultados encontrados.

Palavras-chaves: fsae. cubo de roda. sistema de suspensão. sistema de freios.

Lista de Figuras

Figura 1 – Carro da equipe AMZ Racing em competição de Fórmula SAE em 2017.	1
Figura 2 – Carro da equipe Apuama Racing em competição de Fórmula SAE em 2019.	2
Figura 3 – Detalhe para o conjunto de suspensão do protótipo da Apuama Racing no ano de 2012.	3
Figura 4 – Detalhe para a suspensão do protótipo da equipe Apuama Racing no ano de 2017.	5
Figura 5 – Detalhe para o conjunto de massa não suspensa de um carro de Fórmula 1. (http://www.safebraking.com/hass-f1-brake-disc-explodes/)	6
Figura 6 – Imagem de modelo CAD do cubo de roda Apuama Racing 2017. (1) Flange de fixação para roda. (2) Flange de fixação para disco.	7
Figura 7 – Cubo do tipo rápido e com disco flutuante em protótipo de equipe de FSAE. (Acervo pessoal.)	8
Figura 8 – Exemplo de trizeta. (https://www.connectparts.com.br/trizeta-ford-fiesta-1-0-1-6-99-amp-160519/p)	8
Figura 9 – Sistema referencial padrão de análise dinâmica veicular. (GILLESPIE, 1992)	9
Figura 10 – Esquema da transferência lateral de carga em uma curva. (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995)	10
Figura 11 – Esquema da transferência longitudinal de carga em situação de aceleração ou frenagem. (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995)	11
Figura 12 – Teste em bancada para aquisição de dados de interação entre pneu e solo, o TTC. (https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/motorsports-tire-testing/)	11
Figura 13 – Esquema de forças no atuantes no pneu em situação de curva. (JAZAR, 2017)	13
Figura 14 – Atual modelo CAD dos cubos de roda do protótipo da Apuama Racing.	15
Figura 15 – Dimensões do padrão de furação da roda disponível.	15
Figura 16 – Detalhe para a livre passagem do disco de freio pela flange de fixação da roda.	16

Figura 17 – Detalhe para a distância entre o plano de fixação da roda e o plano mais externo da pinça de freio.	17
Figura 18 – Corte em seção parcial da manga, evidenciando espaço de alocação dos rolamentos.	17
Figura 19 – Corte em seção parcial do cubo traseiro, evidenciando máxima distância de deslocamento da trizeta.	18
Figura 20 – Corte em seção parcial do cubo dianteiro atual.	19
Figura 21 – Flange de apoio do disco antes e depois da alteração proposta.	19
Figura 22 – Detalhe para a profundidade do alojamento da trizeta.	20
Figura 23 – Configurações adicionadas para representação da Liga Al 7075-T6 no software de simulação. Dados retirados de http://www.matweb.com	24
Figura 24 – Esquema de posicionamento do carregamento remoto.	24
Figura 25 – Diagrama de corpo livre de modelo simplificado de um cubo dianteiro em situação estática.	25
Figura 26 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção X.	26
Figura 27 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção Y.	27
Figura 28 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção Z.	27
Figura 29 – Representação da distância entre o ponto de referência do cubo e o centro do pneu na direção axial.	28
Figura 30 – Representação da força remota no modelo de simulação.	29
Figura 31 – Configuração do recurso de força remota no modelo de simulação. Magnitude das componentes de acordo com a tabela 2.	29
Figura 32 – Faces configuradas para suportar apenas compressão, impedindo a rotação do cubo em torno do próprio eixo.	30
Figura 33 – Faces configuradas para suportar apenas compressão, impedindo a translação do cubo na direção axial.	30
Figura 34 – Face configurada para suporte de rolamento.	31
Figura 35 – Comparação entre elementos de baixo e alto Skewness. (Fonte: http://ansys-satya.blogspot.com/2016/12/skewness.html)	31
Figura 36 – Demonstração de diferentes níveis de Element Quality. (VARTZIOTIS; WIPPER; PAPADRAKAKIS, 2013)	32
Figura 37 – Malha criada sem nenhum tipo de otimização.	32
Figura 38 – Skewness e Element Quality para malha sem otimização.	33
Figura 39 – Malha criada dividindo o corpo em várias partes.	33
Figura 40 – Detalhe para a descontinuidade entre os elementos de corpos em contato.	34
Figura 41 – Skewness e Element Quality para malha de corpo dividido.	34
Figura 42 – Detalhe para a continuidade entre os elementos de corpos em contato.	35
Figura 43 – Skewness e Element Quality para malha de corpo dividido e com compartilhamento topológico.	35
Figura 44 – Detalhe da concentração de tensão. Escala de cores referente ao Fator de Segurança.	36

Figura 45 – Detalhe para a transição suave nos níveis de tensão.	36
Figura 46 – Fator de segurança para o modelo antigo do cubo de roda dianteiro. . .	37
Figura 47 – Fator de segurança no corte em seção do modelo antigo.	37
Figura 48 – Fator de segurança para o modelo novo do cubo de roda dianteiro. . . .	38
Figura 49 – Fator de segurança no corte em seção do modelo novo.	38
Figura 50 – Detalhe para o sistema de coordenadas criado rotacionado de 45° em torno do eixo Z (eixo do cubo).	39
Figura 51 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°.	39
Figura 52 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°, filete maior e malha mais refinada.	39
Figura 53 – Comparação entre os cortes em seção do cubo em comprimento original (abaixo) e encurtado (acima).	40
Figura 54 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°, encurtado e com flange mais espessa.	41
Figura 55 – Comparação entre os cortes em seção do cubo traseiro atual (abaixo) e o proposto pelo projeto (acima).	42

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Parametrização da Modificação do Fator de Segurança (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009)	21
Tabela 2 – Picos de Magnitude de força na interface pneu-roda	26
Tabela 3 – Resumo da redução de massa dos cubos de roda.	43

Sumário

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Contexto	1
1.1.1	Competição de Fórmula SAE	1
1.1.2	Equipe Apuama Racing	2
1.2	Motivação	2
1.3	Objetivos	3
1.4	Metodologia	3
2	CONCEITOS TEÓRICOS	5
2.1	Suspensão de um Veículo de FSAE	5
2.1.1	Massas Suspensa e Não Suspensa	6
2.2	O Cubo de Roda	6
2.2.1	Conexões do Cubo	7
2.2.2	Tipos de Cubo de Roda	8
2.3	Dinâmica Veicular e Transferência de Carga	9
2.3.1	Transferência Lateral de Carga	9
2.3.2	Transferência Longitudinal de Carga	10
2.4	Forças na Interface Pneu-Solo	11
2.4.1	Frenagem (aceleração longitudinal)	12
2.4.2	Aceleração Lateral	12
2.5	O Método de Elementos Finitos	13
3	PROJETO CONCEITUAL	14
3.1	Considerações Iniciais	14
3.2	O Estado Atual do Projeto	14
3.3	Restrições Geométricas	15
3.3.1	Roda	15
3.3.2	Disco de Freio	16
3.3.3	Pinça de Freio	16
3.3.4	Manga de Eixo	17

3.3.5	Eixo de Transmissão	17
3.4	Possíveis Pontos de Otimização da Peça	18
3.4.1	Área de seção transversal	18
3.4.2	Apoio dos discos de freio	19
3.4.3	Alojamento da trizeta	19
3.4.4	Comprimento do Cubo	20
3.5	Fator de Segurança	20
	4 PROJETO INTERMEDIÁRIO	23
4.1	Definição do Material e Processo de Fabricação	23
4.1.1	Configuração do Material no Software de Simulação	23
4.2	Condições de Contorno do Problema	24
4.2.1	Definição dos Esforços	26
4.2.2	Configuração das Condições de Contorno no software de Simulação	28
4.3	Geração da Malha de Elementos Finitos do Modelo	31
4.4	Resultados da Análise Estrutural	35
4.5	Alterações no Cubo Traseiro	41
	5 CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS	43
	REFERÊNCIAS	45

1 Introdução

1.1 Contexto

1.1.1 Competição de Fórmula SAE

Anualmente, a SAE realiza em todo o mundo competições de engenharia para universitários. Estudantes de todo o mundo dedicam parte do seu tempo na universidade desenvolvendo protótipos de várias naturezas, como os aviões não tripulados do SAE *Aerodesign*, os veículos *off-road* do *Baja SAE* e carros de corrida do Fórmula SAE (figura 1). Essas competições visam promover a experiência prática de projeto de engenharia, partindo do estudo e aquisição de conhecimento, passando pelo projeto e construção e finalizando em uma competição que põe a prova todo o trabalho da equipe.

A Fórmula SAE, especificamente, é o segmento de competição entre equipes que desenvolvem carros elétricos ou à combustão do tipo rodas livres, monoposto e *cockpit* aberto. A competição avalia a totalidade do trabalho realizado pelas equipes, sendo os custos, as inovações, metodologias e conceitos de projeto e construção tão importantes quanto os resultados dinâmicos dos protótipos. Por ser uma competição focada no veículo, estes são pilotados pelos próprios alunos. Essa condição é precedente para uma rígida rotina de inspeção de segurança que antecede as provas dinâmicas do evento. Além disso, o regulamento da competição limita a potência dos motores dos carros.

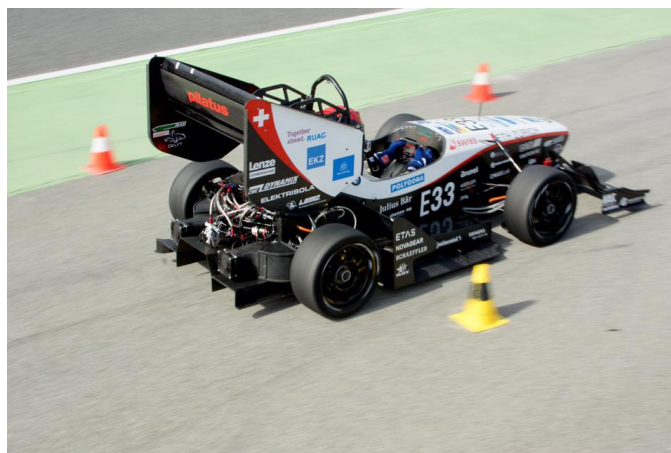


Figura 1 – Carro da equipe AMZ Racing em competição de Fórmula SAE em 2017.

1.1.2 Equipe Apuama Racing

Atualmente a Universidade de Brasília é representada das competições de FSAE Brasil pelas equipes Apuama Racing (figura 2) na categoria combustão e pela FG Racing na categoria elétrica.

Iniciada em 2004, a história da Apuama Racing é de constante evolução. Nos dias de hoje a equipe conta com dezenas de participantes, dos mais variados cursos, e já conquistou bons resultados na competição.



Figura 2 – Carro da equipe Apuama Racing em competição de Fórmula SAE em 2019.

1.2 Motivação

A busca por referências de projeto de componentes de veículos de corrida não é algo trivial. Por isso, é interessante que os projetos realizados pelos estudantes sejam documentados e repassados a cada geração, e uma forma de garantir isso é utilizando do espaço do projeto de graduação para desenvolver estes projetos.

No contexto da competição FSAE, o projeto de cada componente do veículo tem como objetivo a performance equilibrada com a confiabilidade e o preço, além de ter que garantir a segurança do piloto e de todos os envolvidos no processo. A performance dinâmica do carro representa a maior parte dos pontos disputados na competição e, por isso, a cada temporada as equipes otimizam seus componentes em busca do melhor resultado. É comum que equipes iniciantes utilizem componentes comerciais, de veículos de rua, para montar seus veículos. Isso afeta muito a performance destes veículos, pois tais componentes foram projetados para carros de massa muito maior e condições de operação completamente diferentes. A figura 3 evidencia situação do tipo.

Os cubos de roda são componentes críticos quanto aos aspectos apresentados. São eles que proporcionam a interface entre o carro e o solo, servindo de conexão entre rodas e

os sistemas de transmissão e freio. Por isso, são um ótimo objeto para se canalizar tempo e energia tentando otimizá-lo.

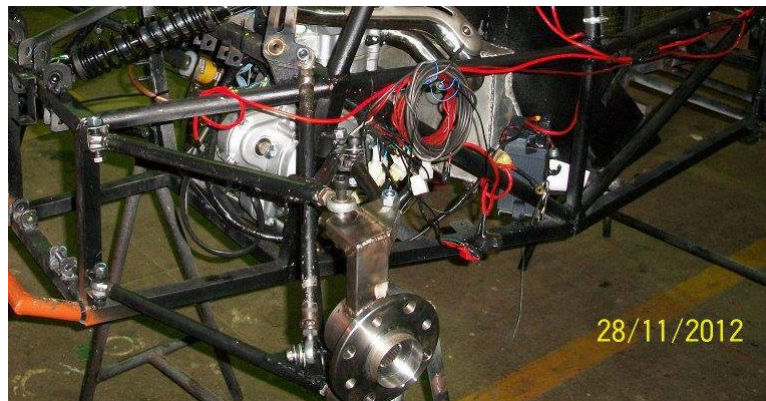


Figura 3 – Detalhe para o conjunto de suspensão do protótipo da Apuama Racing no ano de 2012.

1.3 Objetivos

Este trabalho tem como objetivo central o projeto de otimização do conjunto de cubos de roda para um veículo de Fórmula SAE, tomando como base o protótipo da equipe Apuama Racing, visando melhoria na performance do carro e mantendo foco nas possibilidades de manufatura e realidade financeira da equipe.

Também é objetivo deste trabalho fomentar a categoria FSAE sendo referência de mentalidade, metodologia e projeto para as futuras gerações de competidores.

1.4 Metodologia

O projeto foi dividido em duas fases:

- Projeto Conceitual: inclui o estudo da viabilidade e contexto e levantamento de parâmetros de restrição de projeto. Nesse momento foi descrita uma lista de requisitos, contendo os objetivos e requisitos técnicos do projeto.
- Projeto Intermediário: abrange todo o processo de definições de engenharia do componente projetado. Foi nessa fase que os materiais, a geometria e os fatores de fabricação foram definidos.

No capítulo 3, o projeto conceitual, foi feita na análise do estado atual dos componentes a serem projetados (seção 3.2). Em seguida, foi feito um levantamento de todos os requisitos e restrições do projeto, de qualquer natureza (seção 3.3). Algumas dessas

restrições são: as regras presentes no regulamento pertinentes para o projeto deste elemento, a interface desse componente com os demais componentes do veículo, as condições de operação e os esforços aos quais o componente está submetido quando em uso.

Na seção 3.4, foram levantadas as possibilidades de solução do problema em questão, analisando o projeto atual da peça e os diferentes conceitos de projeto previamente utilizados. Outro importante momento do projeto conceitual é a definição do fator de segurança (seção 3.5).

O projeto intermediário se iniciou no capítulo 4 com a discussão do material e método de fabricação empregado na construção da peça. A análise detalhada e realística dos esforços de regime de trabalho do objeto projetado, que acontece na seção 4.2. Dado que o objeto em questão é parte de um veículo automobilístico, há várias situações diferentes de solicitação mecânica sobre ele. Foram então definidas as condições de contorno para o projeto estrutural da peça.

Definido o modelo, foi realizada a análise estrutural. Este processo foi realizado utilizando-se do método de elementos finitos, objetivando-se a encontrar o fator de segurança, definido previamente no projeto conceitual. Com o modelo numérico definido, foi iniciado um processo iterativo de atualização da geometria, a fim de se encontrar a geometrias de massa mais reduzida.

2 Conceitos Teóricos

2.1 Suspensão de um Veículo de FSAE

Um sistema de suspensão tem como principal objetivo conectar as rodas de um veículo ao chassi do mesmo, de forma que as rodas tenham movimento independente e isolem o máximo possível o carro das irregularidades do chão. Além disso, o sistema de suspensão deve possibilitar que as rodas transladem verticalmente sem que haja nestas alguma angulação indesejada. É mandatório que esse sistema seja rígido o suficiente para garantir que todo o movimento seja decorrente apenas das imperfeições da pista. (SMITH, 1978)

A suspensão de um carro de fórmula é construída, na maioria dos casos, no sistema "duplo A". Essa configuração compõe-se basicamente de dois braços em formato de "A", que conectam a manga de eixo ao chassi. A manga de eixo, por sua vez, serve de mancal de rolamento para o cubo de roda, que é o componente que sustenta a roda. Todos esses elementos formam o bloco de massa não suspensa. Na figura 4 é possível ter visibilidade de vários destes elementos.



Figura 4 – Detalhe para a suspensão do protótipo da equipe Apuama Racing no ano de 2017.

2.1.1 Massas Suspensa e Não Suspensa

Quando o carro está no chão, parte dele está suspensa pelas molas da suspensão e parte está diretamente apoiado no chão. Dessa forma, o chassi e basicamente tudo apoiado nele é o que chama-se de massa suspensa. Por outro lado, roda, pneu, cubo de roda, rolamentos, manga de eixo, pinça e disco de freio são chamados de massa não suspensa.

Essa diferenciação não é levada em conta sob a ótica da redução de massa a fim de otimizar a relação entre peso e potência. Entretanto a massa não suspensa tem uma particularidade: por uma questão de inércia, quanto menor for a massa não suspensa, mais rápido as molas conseguem retornar a roda para a posição de equilíbrio após uma perturbação.

Por isso, todos os elementos presentes nesse conjunto particular são alvos de constante pesquisa para otimização de massa. Em categorias de elite como a Fórmula 1, por exemplo, já não se usam mais discos de freio em material metálico, que foram substituídos pelos materiais compostos de cerâmica e carbono como é possível ver na figura 5.



Figura 5 – Detalhe para o conjunto de massa não suspensa de um carro de Fórmula 1. (<http://www.safebraking.com/hass-f1-brake-disc-explodes/>)

2.2 O Cubo de Roda

Evidentemente, a suspensão do veículo não rotaciona junto à roda, afinal ela está conectada ao chassi. Para isso, é necessário que haja uma conexão entre o sistema de suspensão e a roda. O componente responsável por essa interface é o cubo de roda, e ele está presente em qualquer veículo: moto, bicicleta, carro ou até nos trens de pouso de uma aeronave.

O cubo de roda se apoia em rolamentos montados na manga de eixo, e gira livremente em relação a esta. É no cubo de roda em que são fixados a roda, o disco de freio e, no caso do eixo traseiro, os eixos de transmissão. É fácil concluir, então, que são várias as solicitações mecânicas sobre o cubo de roda. Todas as reações de atrito no pneu, os torques de aceleração e frenagem e o próprio peso do veículo são absorvidos pelo cubo de roda. Inclusive, diferentes combinações entre essas solicitações podem acontecer, como uma frenagem em curva.

2.2.1 Conexões do Cubo

Como dito, as rodas do carro são fixas aos cubos de roda através de parafusos prisioneiros, que são fixados numa flange que faz parte da geometria do cubo (figura 6). Há diferentes padrões de furação de rodas, e esse é o parâmetro utilizado para o projeto do cubo, uma vez que os furos do cubo têm que se alinhar com os furos da roda.

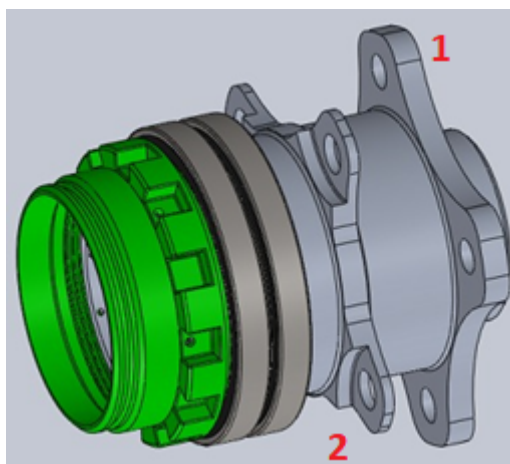


Figura 6 – Imagem de modelo CAD do cubo de roda Apuama Racing 2017. (1) Flange de fixação para roda. (2) Flange de fixação para disco.

Além disso, o disco de freio é fixo ao cubo de roda. Essa conexão é usualmente realizada por pinos que impedem o movimento relativo entre cubo e disco. Existem dois cenários possíveis: sistema de freios de disco fixo ou de disco flutuante (figura 7). Neste segundo caso, o disco tem certa liberdade de movimento longitudinal relativo ao cubo. Tal variante depende do tipo de pinça de freio disponível. Pinças flutuantes exigem discos fixos e pinças fixas exigem discos flutuantes.

Para os cubos traseiros, há também a necessidade de conectar os eixos de transmissão, que transmitem torque do diferencial do veículo para os cubos e, conseqüentemente, para as rodas. Essa conexão, no cenário de FSAE, é geralmente realizada através de trizetas (figura 8). Estas peças são estriadas internamente para se fixarem aos eixos e transmitem movimento ao cubo devido a geometria interna dos cubos traseiro.



Figura 7 – Cubo do tipo rápido e com disco flutuante em protótipo de equipe de FSAE. (Acervo pessoal.)



Figura 8 – Exemplo de trizeta. (<https://www.connectparts.com.br/trizeta-ford-fiesta-1-0-1-6-99-amp-160519/p>)

2.2.2 Tipos de Cubo de Roda

Há dois tipos principais de cubos de roda:

- Cubos de roda convencionais
- Cubos de roda rápidos

Os cubos rápidos (figuras 5 e 7) estão presentes principalmente nos carros de categorias profissionais de corrida. Neles, a roda do carro é fixada apenas pela pressão de uma porca central, que é rosqueada no próprio corpo do cubo. Esta construção permite uma troca de roda muito mais rápida do que a primeira, justificando seu uso nas categorias de corrida. Além disso, rodas especiais são requisito para a utilização deste tipo de cubo.

Já os cubos convencionais são aqueles presentes na maioria dos carros de rua. Neles, a roda é fixada através de três ou mais parafusos prisioneiros. Esse tipo de cubo oferece uma maior facilidade de manutenção, uma vez que não são necessárias ferramentas especiais para troca das rodas. Ademais, é fácil encontrar no mercado rodas compatíveis com esses cubos, já que rodas e cubos seguem o mesmo padrão de furação.

2.3 Dinâmica Veicular e Transferência de Carga

Segundo (GILLESPIE, 1992), todas as forças primárias atuando sobre um carro estão distribuídas em apenas quatro pequenas áreas de contato: as interfaces entre pneu e chão. Forças relacionadas a aceleração, frenagem e curvas todas estão sendo atuadas em tal interface. Como dito na seção 2.2, o cubo de roda está sujeito a todas essas forças advindas desse contato entre pneu e solo. Por isso, é necessário analisar tais esforços isoladamente. Utilizou-se o sistema de coordenadas da figura 9.

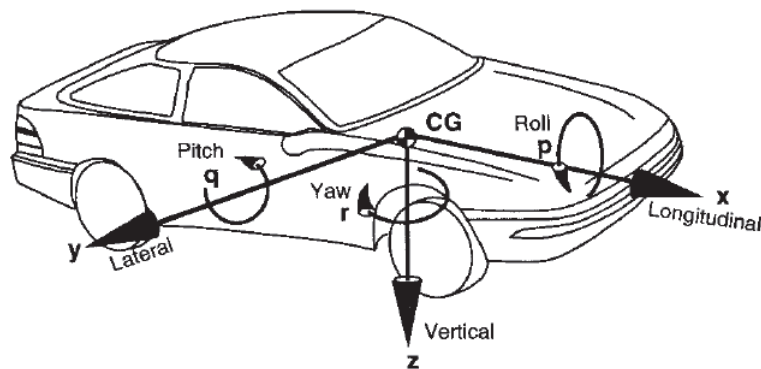


Figura 9 – Sistema referencial padrão de análise dinâmica veicular. (GILLESPIE, 1992)

2.3.1 Transferência Lateral de Carga

Quando em uma curva, um carro tem sua carga transferida das rodas do lado de dentro da curva para as rodas de fora uma vez que o centro de gravidade do veículo está acima do chão. Isso ocorre pois uma reação inercial, chamada "força centrífuga" é desenvolvida contrária a aceleração lateral causada pelas forças da curva. (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995)

Fazendo o equilíbrio de momentos no esquema da figura 10, se atinge a equação 2.1:

$$\Delta W_y = \frac{hWA_y}{t} \quad (2.1)$$

onde:

- ΔW_y é a variação de carga nas rodas de um dos lados do carro
- h é a altura do centro de gravidade
- t é a bitola do carro
- A_y é a aceleração lateral do carro

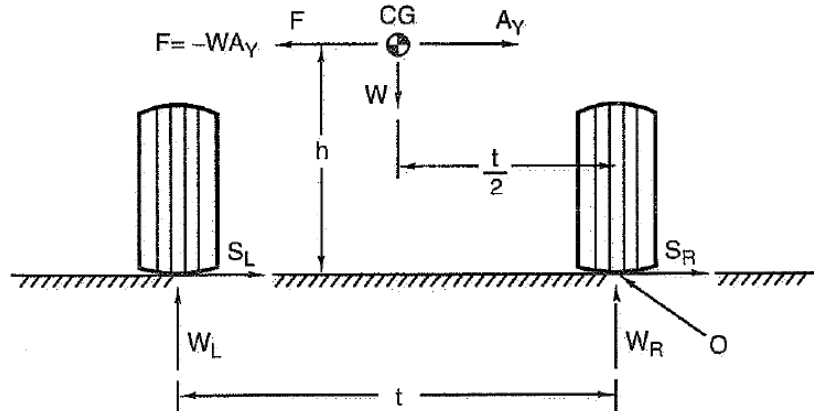


Figura 10 – Esquema da transferência lateral de carga em uma curva. (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995)

2.3.2 Transferência Longitudinal de Carga

Segundo (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995), um carro sob aceleração a favor do movimento (devida a tração do motor) ou aceleração contrária (devido o torque de frenagem) sofre uma força inercial similar a aceleração lateral em uma curva. Nestes casos, as rodas da frente e as rodas de trás terão uma variação na carga suportada. Esta diferença se dá pela equação 2.2, que é obtida de forma análoga a equação da transferência de carga lateral.

$$\Delta W_x = \frac{hW A_x}{l} \quad (2.2)$$

onde:

- ΔW_x é a variação de carga em um eixo
- h é a altura do centro de gravidade
- l é a distância entre eixos do carro
- A_x é a aceleração longitudinal do carro

O esquema da figura 11 facilita a visualização deste fenômeno.

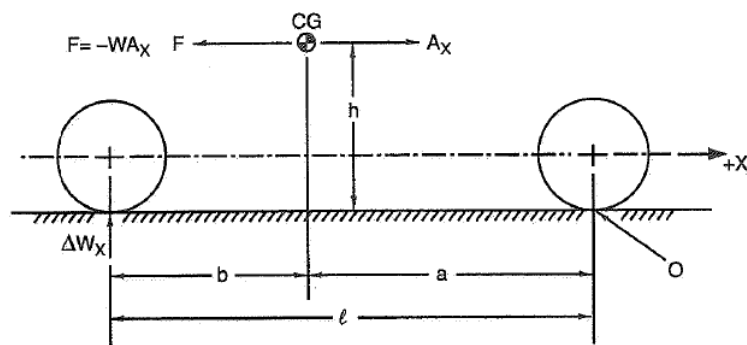


Figura 11 – Esquema da transferência longitudinal de carga em situação de aceleração ou frenagem. (MILLIKEN; MILLIKEN et al., 1995)

2.4 Forças na Interface Pneu-Solo

Discutidas as transferências de carga decorrentes da dinâmica veicular, é possível estudar as forças nos pneus que, como mencionado na seção 2.2, compõem o conjunto de forças que solicitará mecanicamente o cubo de roda. As forças nos pneus, entretanto, não são obtidas de forma trivial, pois dependem das particularidades de determinada interface pneu-solo. Tal caracterização do pneu é obtida através do *FSAE Tire Test Consortium*, ou simplesmente TTC. O TTC é uma base de dados gerada em bancada experimental (figura 12).



Figura 12 – Teste em bancada para aquisição de dados de interação entre pneu e solo, o TTC. (<https://www.calspan.com/services/transportation-testing-research-equipment/tire-performance-testing/motorsports-tire-testing/>)

Essa massa de dados serve, então, para alimentar um modelo matemático de pneu conhecido como "*Magic Formula*" (PACEJKA, 2005) que resulta nas máximas acelerações laterais e longitudinais suportadas por um pneu no veículo dadas as características de peso, centro de massa, bitola, coeficiente aerodinâmico e temperatura.

2.4.1 Frenagem (aceleração longitudinal)

O torque de frenagem é dado pelo produto entre a a força de atrito nos discos de freio e o raio efetivo do mesmo. Este torque é reagido em forma de uma força contrária ao movimento na interface entre pneu e solo. (LIMPERT, 2011)

$$T_{Fd} = \mu_p N_p r_d \quad (2.3)$$

onde:

- T_{Fd} é o torque de frenagem no disco
- N_p é a força normal entre pastilha de freio e disco
- μ_p é o coeficiente de atrito entre pastilha de freio e disco
- r_d é o raio efetivo do disco

Este torque contrário ao movimento de rotação da roda gera uma força contrária na direção longitudinal do carro na interface pneu-solo. Como, segundo (MOSSMANN et al., 2002), o coeficiente de atrito estático é sempre maior do que o cinético e, segundo (LIMPERT, 2011), a maior força de frenagem acontece quando a desaceleração é igual ao coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, tem-se que o torque máximo no centro da roda gerado pela frenagem é dado pela equação 2.4.

$$T_F = \mu_p W_{din} r_p \quad (2.4)$$

onde:

- T_F é o torque de frenagem no centro da roda
- W_{din} é a carga dinâmica sobre o pneu
- r_p é o raio efetivo do pneu

2.4.2 Aceleração Lateral

Em uma curva, além da transferência de carga discutida no tópico 2.3.1, é também relevante a força de atrito no pneu na direção lateral (ver referencial da figura 9) para o sentido interno da curva. Essa força gera um momento de flexão no eixo do cubo de roda que tem importante impacto em seu projeto. Na figura 13, essa força é representada por F_l .

A força F_l gera um momento de flexão, M_{fl} , no eixo do cubo de roda proporcional ao raio efetivo do pneu:

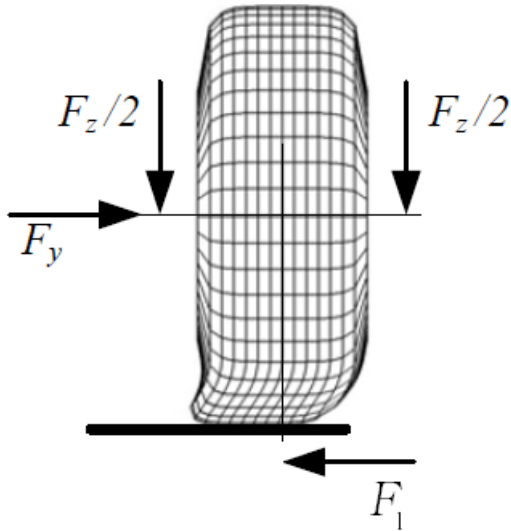


Figura 13 – Esquema de forças no atuantes no pneu em situação de curva. (JAZAR, 2017)

$$M_{fl} = F_l \times r_p \quad (2.5)$$

2.5 O Método de Elementos Finitos

O projeto mecânico de estruturas de geometria simples é relativamente fácil de ser feito analiticamente. Quando a geometria da peça é muito complexa, entretanto, esse esforço se multiplica atingindo o inviável. Para esses casos, utiliza-se o método de elementos finitos.

Segundo (NORTON, 2013), MEF é uma forma de discretizar um meio em um conjunto de elementos conectados por nós a fim de se obter uma aproximação das tensões e deformações, em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas em alguns nós da estrutura. Evidentemente, quando maior o número de nós, mais precisa é a aproximação, porém aumenta-se consideravelmente o custo computacional.

A modelagem do problema é feita da mesma forma que na solução analítica. São determinados os apoios e carregamentos. Podem ser incluídas no modelo variações como do tipo de apoio (mancal de rolamento, engaste ou apoio simples), da área de atuação das forças (em um ponto ou distribuição em uma área) e dos modelos de fixação (junta parafusada ou contato simples). Tais diferenças certamente geram diferença nos resultados, porém há casos em que essa maior precisão não compensa o custo computacional. Esse *trade-off* só pode ser analisado comparando-se os resultados particulares de cada caso.

3 Projeto Conceitual

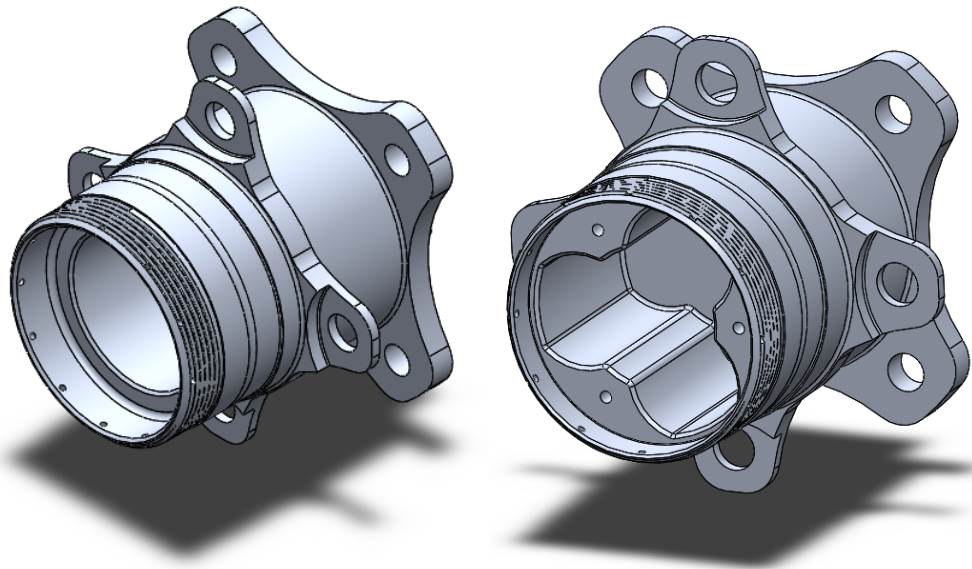
3.1 Considerações Iniciais

Para se iniciar o projeto de um componente de um protótipo de FSAE, são necessários alguns pontos de alinhamento de expectativa. Para isso, são feitas algumas considerações iniciais, que servirão de premissas ao longo de todo o projeto:

- O conjunto de cubos e componentes dependentes destes deve ter massa total menor do que a do conjunto atual (2,82 kg).
- A peça tem que estar dentro de todas as normas da competição.
- A geometria de suspensão e o sistema de freio atuais serão utilizados como parâmetro de projeto.
- Os custos de material e usinagem deverão ser levados em conta durante o desenvolvimento da peça.
- Os componentes projetados só serão utilizados em competição após a devida validação via testes práticos montados no protótipo.

3.2 O Estado Atual do Projeto

Atualmente, os cubos de roda do protótipo da Apuama Racing são construídos da liga de alumínio tratado termicamente 7075-T6 (figura 14). Os cubos tem diâmetro externo idêntico para todos os pontos de sua extensão, exceto nas flanges e no apoio da roda. Tanto os cubos traseiros quanto os dianteiros são bi-apoiados na manga de eixo, e giram livremente em relação a mesma em rolamentos de esfera idênticos. Os cubos traseiros têm parte da sua extensão construídos com uma geometria que permite o encaixe das trizetas, enquanto os cubos dianteiros são completamente vazados. A flange de conexão com a roda tem quatro furos nos quais foram prensados parafusos prisioneiros estriados. Já a flange de fixação do disco de freio tem, além dos furos dos pinos, um ressalto que impede a rotação relativa entre cubo e disco. Além disso, os cubos têm em sua extremidade uma rosca na qual se prende uma porca a fim de impedir que o cubo escape da manga de eixo.



(a) Cubo dianteiro.

(b) Cubo traseiro.

Figura 14 – Atual modelo CAD dos cubos de roda do protótipo da Apuama Racing.

3.3 Restrições Geométricas

O projeto dos cubos de roda é cercado de restrições impostas pela geometria ou pela dinâmica de outros componentes. As restrições mais relevantes são:

3.3.1 Roda

Primeiramente, é necessário levar em conta a roda disponível. A roda que a equipe possui atualmente é uma roda de 13 polegadas com furação de 4x100 mm, ou seja: quatro furos dispostos igualmente espaçados num círculo de 100 milímetros de diâmetro (figura 15). Dessa forma, essa também deve ser o padrão de furação da flange de fixação da roda.

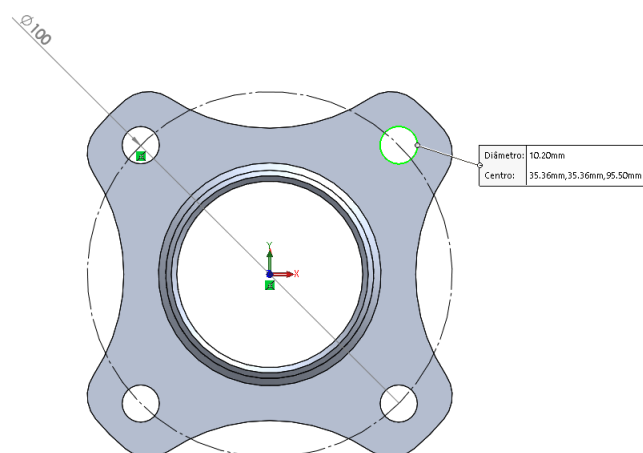


Figura 15 – Dimensões do padrão de furação da roda disponível.

3.3.2 Disco de Freio

Outro ponto que influencia o projeto do cubo é o disco de freio. O diâmetro interno do disco é fator determinante para o diâmetro máximo possível para a flange de fixação do disco. Além disso, o disco tem que ter a liberdade de ser montado e desmontado com o cubo preso à manga de eixo. Dessa forma, o padrão de fixação do disco tem que possibilitar que ele passe livremente pela flange de fixação da roda, como evidenciado na figura 16.

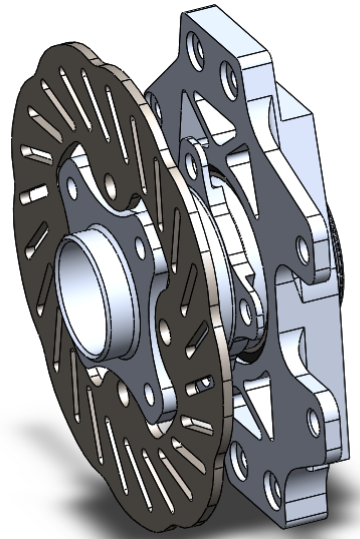


Figura 16 – Detalhe para a livre passagem do disco de freio pela flange de fixação da roda.

3.3.3 Pinça de Freio

Outra forma que o sistema de freio impacta neste projeto é pela dimensão da pinça de freio. Este componente limita a distância entre as duas flanges do cubo, uma vez que elas precisam estar distantes o suficiente para que a pinça não tenha contato com a roda. A figura 17 evidencia a distância entre a face mais interna da roda e a face mais externa da pinça.

A distância entre as flanges, por sua vez, é fator determinante para o comprimento total do cubo, que por sua vez dita a bitola do carro. Este parâmetro é algo projetado pela equipe de suspensão pois impacta diretamente na dinâmica do veículo, o que o torna um parâmetro também importante. Um menor comprimento do cubo implica numa menor massa pois, além de ter menor volume, terá menor alavanca, reduzindo tensões mais baixas e, conseqüentemente, menor espessura de parede.

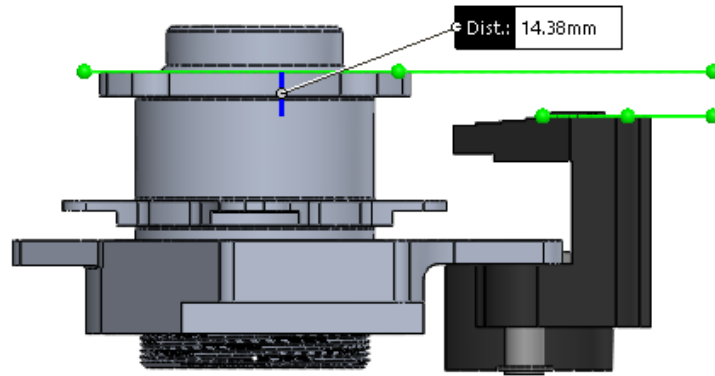


Figura 17 – Detalhe para a distância entre o plano de fixação da roda e o plano mais externo da pinça de freio.

3.3.4 Manga de Eixo

O projeto das mangas de eixo do veículo é um parâmetro restritivo uma vez que define o diâmetro máximo dos rolamentos. A profundidade da cavidade da manga de eixo também é limitante dimensional para os rolamentos e, conseqüentemente, do cubo. Na figura 18 é possível visualizar o espaço disponível para os rolamentos.

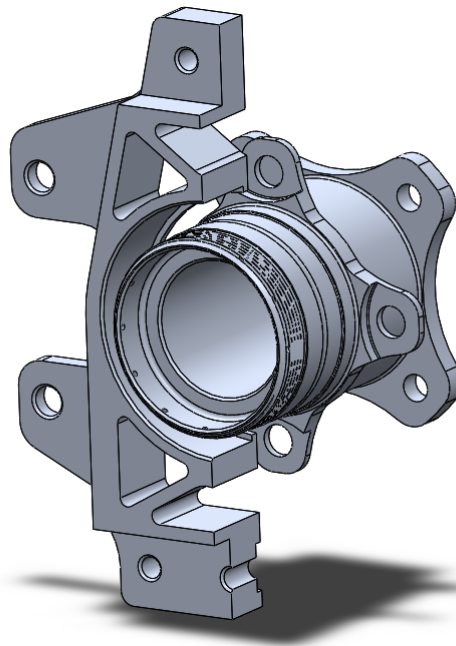


Figura 18 – Corte em seção parcial da manga, evidenciando espaço de alocação dos rolamentos.

3.3.5 Eixo de Transmissão

Para os cubos traseiros, é necessário que estes permitam encaixe da trizeta (figura 19). A profundidade deste encaixe, entretanto, depende do quanto que o cubo translada longitudinalmente em relação ao eixo de transmissão. Essa traslação acontece por uma

questão de geometria de suspensão. Quando a roda translada na vertical, em um *bump*, por exemplo, conseqüentemente há, também, um deslocamento da transversal ao carro. Por isso, deve haver comprimento suficiente para toda a extensão deste possível movimento. Além disso, o ângulo máximo entre o eixo do cubo e o eixo de transmissão tem que ser levado em consideração de forma que esses componentes não entrem em contato.

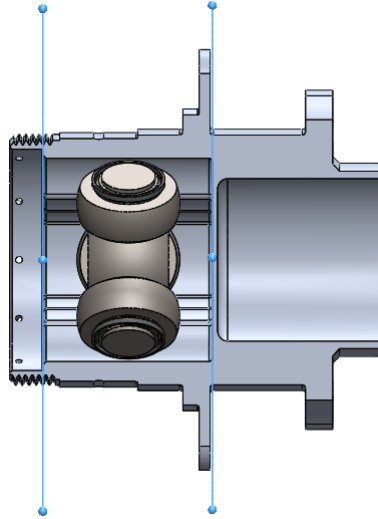


Figura 19 – Corte em seção parcial do cubo traseiro, evidenciando máxima distância de deslocamento da trizeta.

3.4 Possíveis Pontos de Otimização da Peça

Analisando o modelo atual, se encontram vários possíveis pontos de otimização. Essas observações irão compor o primeiro conceito da peça projetada. A seguir, serão apresentadas as propostas de otimização da estrutura.

3.4.1 Área de seção transversal

No modelo atual, o cubo de roda possui a área de seção transversal constante em toda sua extensão (figura 20). Dessa forma, esta dimensão pode ser um ponto importante para redução de massa caso seja projetado em seções distintas e com áreas diferentes. Além disso, os apoios atuais são em dois rolamentos de esfera. É interessante levar em conta a possibilidade de se apoiar o cubo em um ou mais rolamentos de rolos cilíndricos, de forma que o carregamento fique melhor distribuído e possibilite uma geometria mais otimizada.

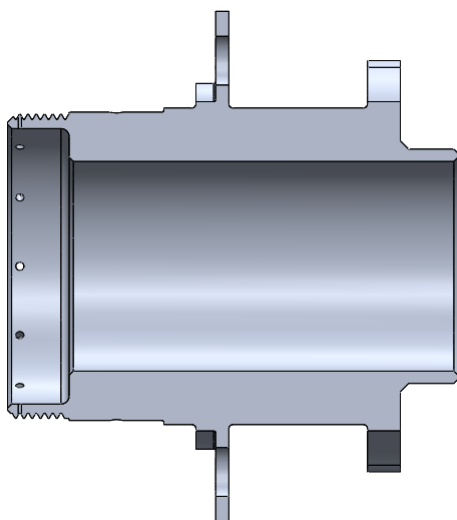
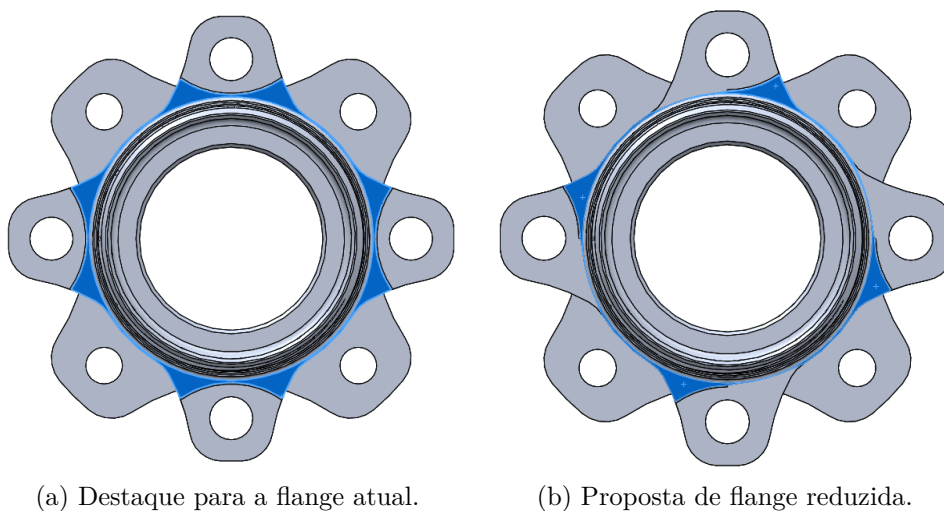


Figura 20 – Corte em seção parcial do cubo dianteiro atual.

3.4.2 Apoio dos discos de freio

Outro ponto interessante é o apoio dos discos de freio. A geometria da flange impede a rotação do disco nos dois sentidos, mesmo que sem o pino de fixação instalado (figura 21 a). Esta solução foi implementada na transição das temporadas 2016 para 2017 a fim de se descarregar um pouco o pino de fixação e poder diminuí-lo. Entretanto, é clara a oportunidade de se retirar um pouco mais de material dessa flange, removendo este apoio do lado contrário ao torque de frenagem, como mostrado na figura 21 b.



(a) Destaque para a flange atual.

(b) Proposta de flange reduzida.

Figura 21 – Flange de apoio do disco antes e depois da alteração proposta.

3.4.3 Alojamento da trizeta

Para os cubos traseiros, uma oportunidade de otimização existente está na interface interna que faz contato com a trizeta (figura 22). Como explicado na sessão 3.3.5, a trizeta tem movimento longitudinal relativo ao cubo de roda, portanto o perfil de contato precisa

ter certa extensão a fim de garantir que sempre haverá suprimento de torque do motor para as rodas. No modelo atual essa extensão prevê todo o curso nominal do amortecedor. Entretanto, isso é bastante superdimensionado uma vez que o curso real de translação da roda é apenas 20% do curso nominal do amortecedor. Dessa forma, é possível reduzir o comprimento da alma do cubo, reduzindo consideravelmente a massa da peça.

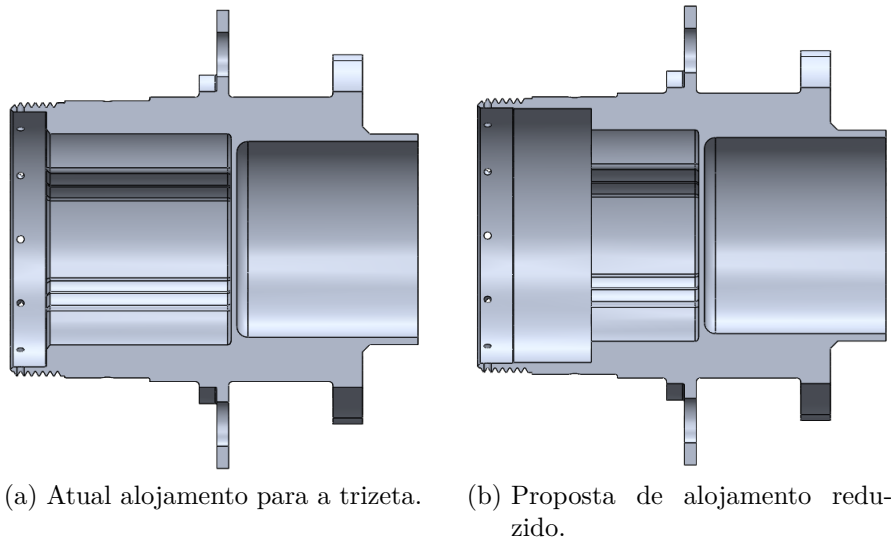


Figura 22 – Detalhe para a profundidade do alojamento da trizeta.

3.4.4 Comprimento do Cubo

Também é possível reduzir massa do cubo o encurtando. Uma forma de fazer isso é aproximando a flange de fixação da roda da flange de apoio do disco. Isso é possível pois, como explicado na sessão 3.3.3 e mostrado na figura 17, a pinça de freio tem distância considerável para a roda no modelo atual, permitindo aproximação.

3.5 Fator de Segurança

Segundo (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009), incertezas de geometria, dimensões, materiais, métodos de fabricação e operação devem ser estimadas em projeto. Uma das formas propostas pelo autor para contornar tais incertezas é projetando um fator de segurança. Este fator deverá garantir que as mínimas capacidades mecânicas da peça sejam maiores do que as condições de projeto. Na pratica, se escolhe algum parâmetro relacionado aos carregamentos e este será reduzido do fator de segurança.

$$\sigma_p = \frac{S_{fm}}{n_{FS}} \quad (3.1)$$

onde:

- σ é o parâmetro a ser usado para projeto
- S_{fm} é o parâmetro usado como critério de falha do projeto
- n_{FS} é o fator de segurança projetado

O projeto do fator de segurança n_{FS} se dá em torno de oito parâmetros subjetivos de redução (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009):

1. Precisão da determinação de forças, carregamentos e deflexões impostas a peça durante a operação
2. Precisão da determinação de esforços internos da peça dadas as condições de operação
3. Precisão do conhecimento de propriedades mecânicas do material
4. Necessidade de se conservar material, massa, dimensões ou custo
5. Gravidade das consequências em caso de falha
6. Qualidade da manufatura
7. Condições de Operação
8. Qualidade do acompanhamento e manutenção ao longo da vida útil da peça

Estes parâmetros são, então, dimensionalizados por valores entre -4 até +4, de forma que os parâmetros positivos irão aumentar n_{FS} e os negativos, diminuir. A lógica de dimensionalização segue a tabela 1.

Tabela 1 – Parametrização da Modificação do Fator de Segurança (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009)

± 1	branda necessidade de se alterar n_{FS}
± 2	moderada necessidade de se alterar n_{FS}
± 3	alta necessidade de se alterar n_{FS}
± 4	extrema necessidade de se alterar n_{FS}

Para o presente projeto, os valores definidos foram:

- Determinação de carregamentos: +2

Os carregamentos serão estimados e calculados teoricamente, o que não dá a segurança de um levantamento empírico.

- Determinação de esforços: -1

Os esforços serão calculados através de modelo em método de elementos finitos e com considerável poder computacional.

- Precisão das propriedades mecânicas do material: +1
O material adquirido pode não apresentar as propriedades mecânicas esperadas, como em ocasiões anteriores.
- Conservação de material, massa ou custo: -4
Em se tratando de um projeto de otimização que busca performance, este não é um fator relevante.
- Gravidade da falha: 0
O risco de vida é próximo de zero em caso de falha destes componentes, de forma que qualquer perda será meramente material.
- Qualidade da manufatura: +1
De acordo com experiências anteriores, a manufatura pode não ser precisa como projetada.
- Condições de operação: 0
As condições de operação são bem extremas, porém não fogem de um mesmo padrão previsto.
- Qualidade da manutenção: -4
A manutenção e inspeção serão constantes dado o contexto de FSAE.

O cálculo proposto por (COLLINS; BUSBY; STAAB, 2009) para determinar n_{FS} é:

$$n_{FS} = 1 + \frac{(10 - t)^2}{100} \quad (3.2)$$

onde t é a soma dos valores escolhidos para os parâmetros quando $t \geq -6$. Quando $t < -6$, admite-se $n_{FS} = 1,15$.

No caso, o fator de segurança deste projeto fica definido por $n_{FS} = 1,25$.

4 Projeto Intermediário

4.1 Definição do Material e Processo de Fabricação

Uma vez que este trabalho tem como objetivo central a otimização de massa dos cubos de roda com abordagem de modelagem mecânica e que já se têm considerável conhecimento sobre o material do modelo atual, o conjunto de cubos de roda projetados neste trabalho será construído utilizando-se a mesma liga: Alumínio liga 7075 temperado (têmpera T6).

Segundo (DINIZ, 2017), esta liga proporcionou uma baixíssima formação de trincas, mesmo nas regiões de alta concentração de tensão de uma manga de eixo utilizada por duas temporadas inteiras. Este fato é conclusão de experimentos práticos com líquido penetrante e metodologia de análise específica para tal.

As principais propriedades mecânicas dessa liga são seu alto limite de escoamento, de 503 MPa, módulo de elasticidade de 71,7 MPa e 3% de alongação na ruptura. Essas propriedades são superiores a muitos dos aços e acompanham uma densidade bem mais baixa: $2,81 \text{ g/cm}^3$. Dados retirados de (MATWEB..., 2020).

Além disso, decidiu-se manter-se inalterado o processo de fabricação por ser um processo já dominado pela equipe, tendo histórico de bons resultados com este método, além de ser um serviço prestado gratuitamente por patrocinadores.

4.1.1 Configuração do Material no Software de Simulação

O material escolhido não estava presente na biblioteca padrão do software de simulação. Dessa forma, foi criado um modelo de material que simulasse o real. Foram, então, adicionadas as propriedades físicas e mecânicas teóricas da liga Al 7075-T6 e este modelo de material foi utilizado no modelo de análise mecânica. A figura 23 mostra a configuração da liga.

Properties of Outline Row 3: Al 7075-T6			
	A	B	C
1	Property	Value	Unit
2	Material Field Variables	Table	
3	Density	2810	kg m ⁻³
4	Isotropic Elasticity		
5	Derive from	Young's Modulus ...	
6	Young's Modulus	71700	MPa
7	Poisson's Ratio	0,33	
8	Bulk Modulus	7,0294E+10	Pa
9	Shear Modulus	2,6955E+10	Pa
10	Tensile Yield Strength	503	MPa
11	Tensile Ultimate Strength	572	MPa

Figura 23 – Configurações adicionadas para representação da Liga Al 7075-T6 no software de simulação. Dados retirados de <http://www.matweb.com>

4.2 Condições de Contorno do Problema

Como discutido na seção 2.4, a origem dos carregamentos no cubo é a interface entre pneu e solo. Dessa forma, a análise de mecânica se inicia com um esquema como o representado na figura 24. A área de contato entre pneu e solo é deslocada do centro do cubo, de forma que a força resultante no pneu é uma força remota para fins de análise do cubo. Isso significa que, transportando a força resultante para o centro do cubo haverá um momento associado.

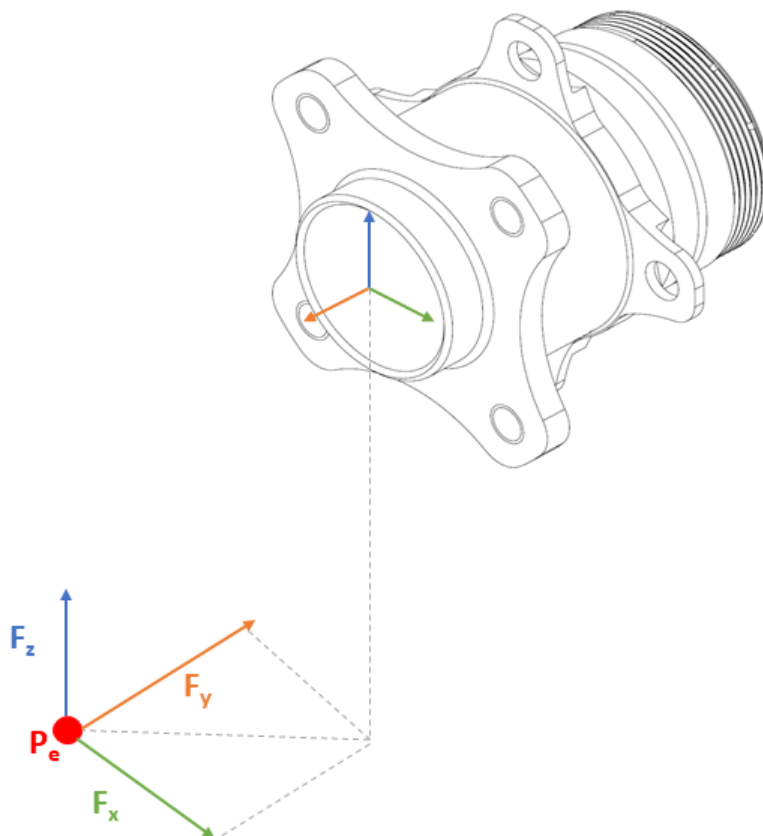


Figura 24 – Esquema de posicionamento do carregamento remoto.

O caso de freio travado com o veículo em curva, por mais que seja uma situação não recorrente na prática, é uma boa referência para as análises mecânicas, pois concatena tanto a força do disco de freio contra o cubo quanto a força de atrito entre pneu e solo durante derrapagem. Essas duas situações são escolhidas, portanto, para a primeira análise estática da peça. Pode ser feito, então, um diagrama de corpo livre simplificado do cubo (figura 25), levando em consideração apenas seu eixo principal. Este modelo serve de base para as condições de contorno de uma primeira análise estática, sem levar em consideração as flanges.

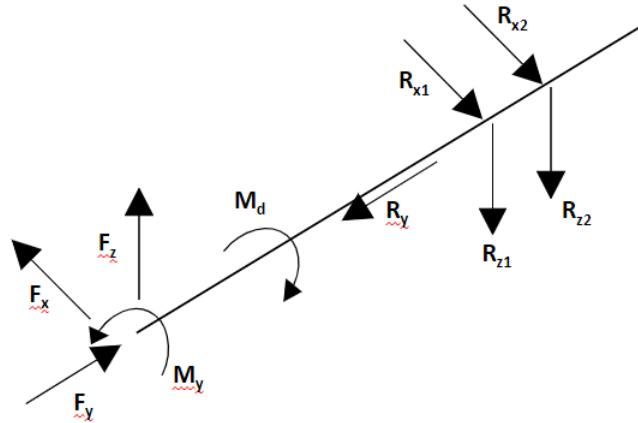


Figura 25 – Diagrama de corpo livre de modelo simplificado de um cubo dianteiro em situação estática.

A simulação através de elementos finitos vai acrescentar ao modelo importantes fatores de complexidade, como:

- Geometria completa da peça, possibilitando análise das flanges
- Apoios do tipo mancal de rolamento
- Fixação por parafuso na flange da roda

A complexidade do modelo também pode aumentar a depender dos carregamentos impostos. Diferentes condições de carregamento podem ser analisadas, porém o que faz mais sentido ser utilizado para simulação é aquela que impuser maior estresse para a peça. São elas:

- Para cubo dianteiro: Máxima aceleração lateral e maior torque de frenagem.
- Para cubo traseiro: Máximas aceleração lateral e longitudinal (saída de curva).

Utilizando os dados do TTC para tais situações, é construído então o modelo final de simulação.

4.2.1 Definição dos Esforços

Como dito na sessão 4.2, o modelo de simulação foi configurado para as situações de maior estresse, ou seja, onde a força de contato entre pneu e solo é máxima. A força máxima foi extraída dos resultados da simulação de volta que considera uma volta rápida em um dos circuitos da competição. Tal simulação foi proposta por (BRASIL, 2018).

As Figuras 26,27 e 28 representam o resultado obtido mostrando a evolução da magnitude da força em cada direção. A Tabela 2 compila os picos de magnitude em cada cubo e em cada direção.

Tabela 2 – Picos de Magnitude de força na interface pneu-roda

	Direção		
	X	Y	Z
Dianteiro Direito	-2800 N	-2300 N	1750 N

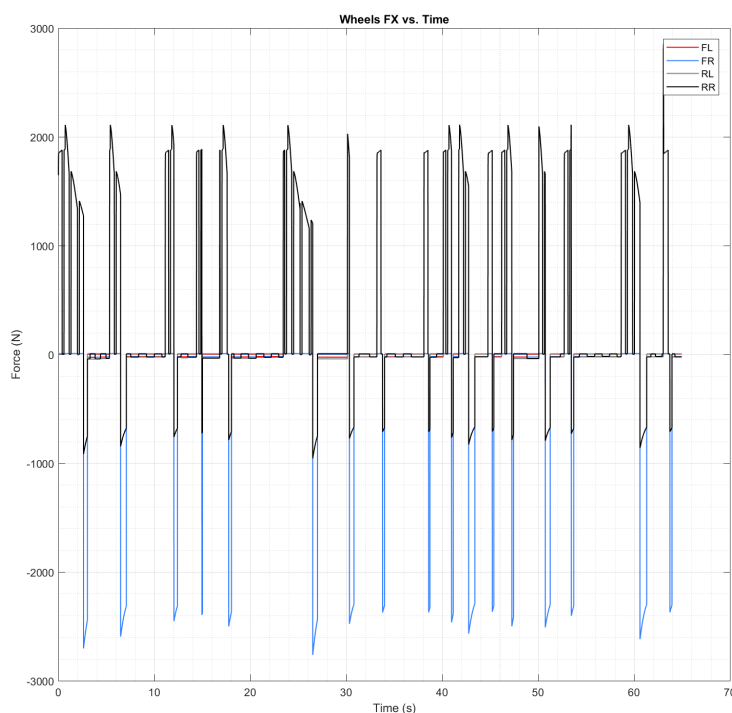


Figura 26 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção X.

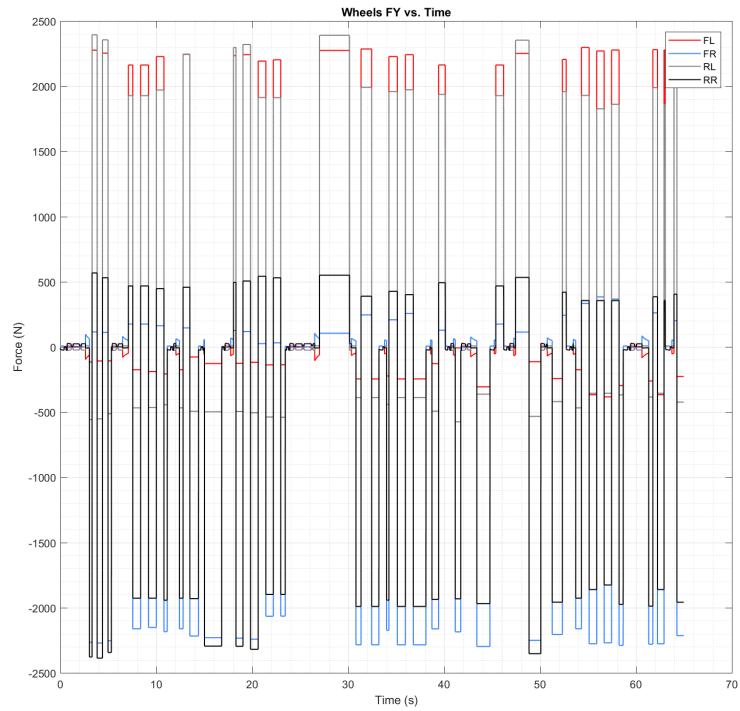


Figura 27 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção Y.

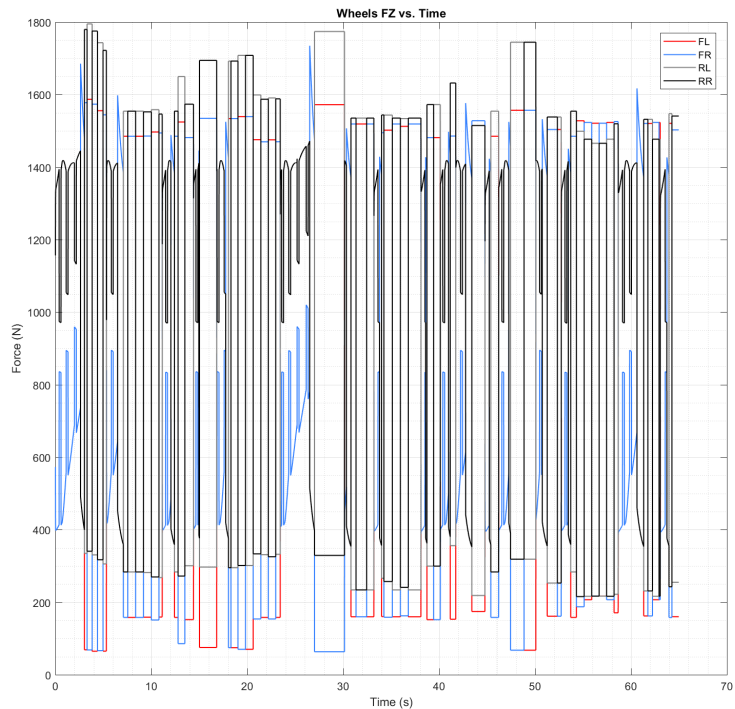


Figura 28 – Evolução da força na interface pneu-solo na direção Z.

Apesar de, de acordo com a simulação, os picos de força mostrados na tabela 2 não ocorrer de forma simultânea, utilizou-se os valores máximos em cada direção para

se compor a força resultante na interface entre pneu e solo. Essa decisão conservadora é compatível com o proposto na seção 3.5, além de que é possível que esses picos sejam atingidos simultaneamente em alguma situação adversa não prevista na simulação de volta padrão.

4.2.2 Configuração das Condições de Contorno no software de Simulação

A correta configuração das condições de contorno do problema no modelo de simulação é essencial para a validade dos resultados. Dessa forma, procurou-se utilizar das ferramentas mais similares à realidade de cada força ou restrição de movimento.

Como explicado na figura 24, a entrada de carregamento do modelo foi feita através de uma força remota. Tal força tem como ponto de aplicação o centro da face do pneu em contato com o solo e age sobre as faces internas dos furos da flange de fixação da roda, uma vez que estas faces suportam os parafusos de roda. Na figura 29 é possível visualizar a distância entre o ponto de referência do cubo de roda e o centro do pneu. Quanto à distância na direção radial, esta se dá pelo raio nominal do pneu. No caso, os pneus utilizados no protótipo da equipe têm diâmetro nominal de 19,5 polegadas, o que equivale a um raio de 247,65 mm.

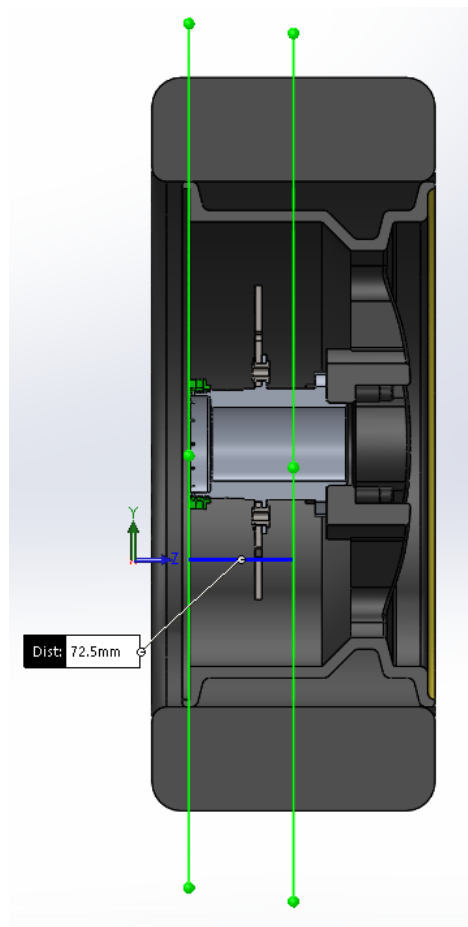


Figura 29 – Representação da distância entre o ponto de referência do cubo e o centro do pneu na direção axial.

Nas figuras 30 e 31 é possível compreender a configuração da força remota.

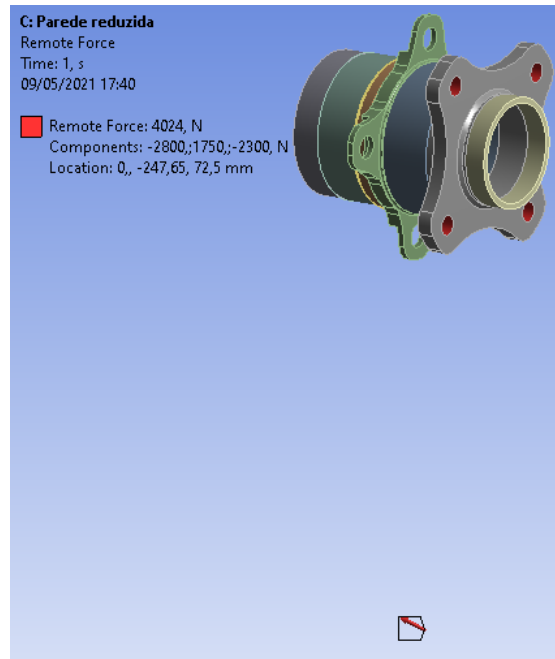


Figura 30 – Representação da força remota no modelo de simulação.

Details of "Remote Force"	
<input type="checkbox"/> Scope	
Scoping Method	Geometry Selection
Geometry	4 Faces
Coordinate System	Global Coordinate System
<input type="checkbox"/> X Coordinate	0, mm
<input type="checkbox"/> Y Coordinate	-247,65 mm
<input type="checkbox"/> Z Coordinate	72,5 mm
Location	Click to Change
<input type="checkbox"/> Definition	
Type	Remote Force
Define By	Components
<input type="checkbox"/> X Component	-2800, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Y Component	1750, N (ramped)
<input type="checkbox"/> Z Component	-2300, N (ramped)
Suppressed	No
Behavior	Deformable

Figura 31 – Configuração do recurso de força remota no modelo de simulação. Magnitude das componentes de acordo com a tabela 2.

Em seguida, foram configuradas as restrições de movimento. A restrição de rotação em torno do próprio eixo do cubo acontece por conta do sistema de freio, portanto, na flange de fixação do disco de freio. Esta restrição do movimento ocorre como um suporte simples, que suporta apenas compressão. Sendo assim, utilizou-se este tipo específico de suporte no software de simulação, selecionando as faces onde há contato com o disco de freio. São elas: as faces internas dos furos do pino fixador e os batentes de formato semi-circular. A figura 32 mostra no detalhe as faces selecionadas.

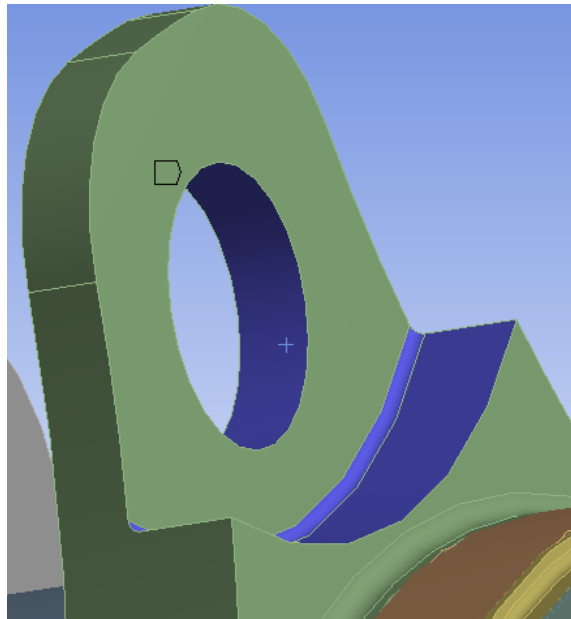


Figura 32 – Faces configuradas para suportar apenas compressão, impedindo a rotação do cubo em torno do próprio eixo.

Além disso, outro suporte apenas de compressão foi configurado para o batente do cubo. Este batente impede a peça de transladar na direção axial em um dos sentidos. O outro sentido é fixado pela porca, porém esta não é solicitada no caso analisado neste modelo. A imagem 33 mostra exatamente a face do batente selecionada para o suporte de compressão.

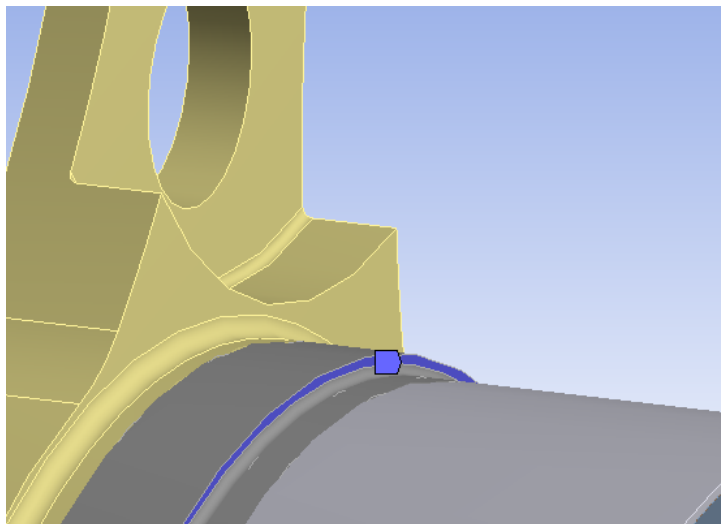


Figura 33 – Faces configuradas para suportar apenas compressão, impedindo a translação do cubo na direção axial.

A última restrição de movimento é a que representa o suporte dos rolamentos. Para isso, foi utilizado o recurso de suporte cilíndrico, que foi configurado para suportar translação radial deixando livres a rotação em torno do próprio eixo e a translação axial. Por mais que a interferência entra a face externa do cubo e a interna do rolamento seja, na realidade, uma restrição ao movimento de translação axial, isto não foi levado em

consideração no modelo pois o batente explicado na figura 33 suporta a maior parte dessa solicitação. A figura 34 mostra a face em questão.

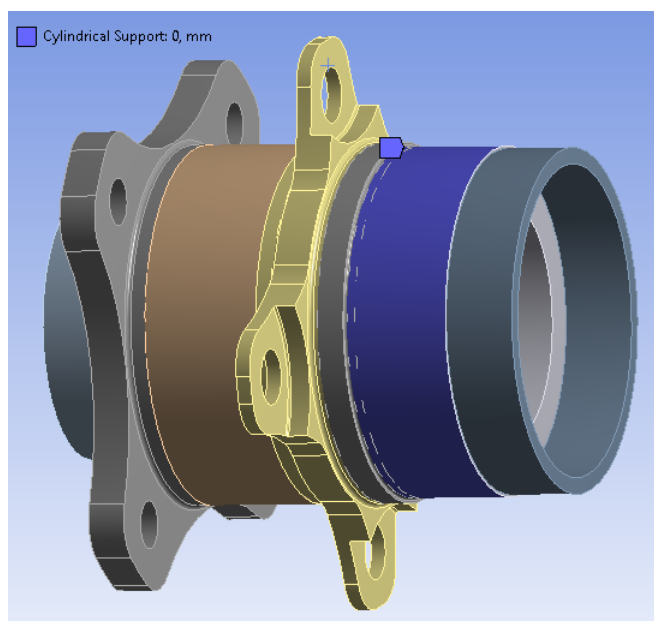


Figura 34 – Face configurada para suporte de rolamento.

4.3 Geração da Malha de Elementos Finitos do Modelo

Outra parte muito importante da geração do modelo de simulação mecânica é a geração da malha de elementos finitos. Diferentes técnicas foram realizadas, a fim de se chegar a uma malha de qualidade desejada. Para medir a qualidade da malha gerada, analisou-se dois parâmetros: *Skewness* e *Element Quality*.

O Skewness mede quão distorcido é um elemento em relação à sua forma-alvo. Na figura 35, compara-se dois elementos de baixo Skewness com dois de alto. Este parâmetro varia entre 0 e 1, e quanto mais próximo de 0, melhor.

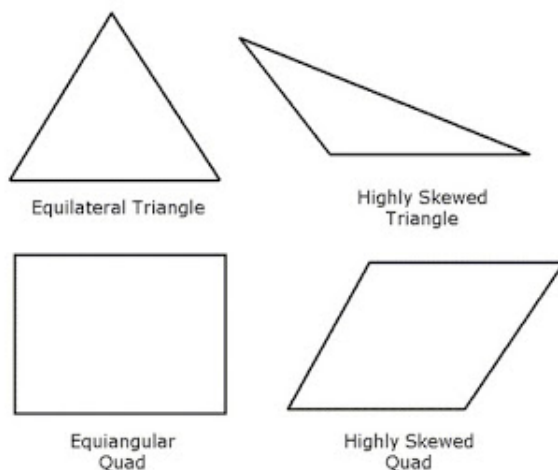


Figura 35 – Comparação entre elementos de baixo e alto Skewness. (Fonte: <http://ansys-satya.blogspot.com/2016/12/skewness.html>)

O Element Quality, por sua vez, melhora quando se aproxima de 1. Este parâmetro é função da relação entre o volume de um elemento (ou área nos casos de elementos de duas dimensões) e seu perímetro. A figura 36 dá alguns exemplos deste parâmetro.

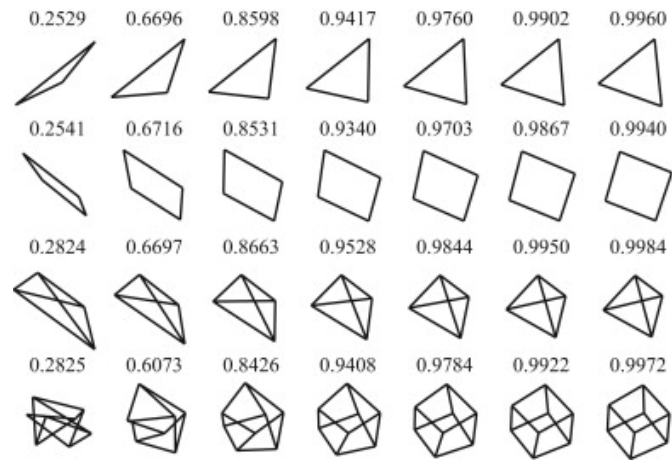


Figura 36 – Demonstração de diferentes níveis de Element Quality. (VARTZIOTIS; WIPPER; PAPADRAKAKIS, 2013)

De início gerou-se a malha de forma automática. Este é a técnica mais simples de geração de malha, e que requer menor poder computacional, mas geralmente leva a resultados não satisfatórios para geometrias não triviais como a do caso em questão. Na figura 37 é representado o resultado da geração de malha automática. Já na figura 38, é possível visualizar a distribuição de elementos em cada parâmetro.

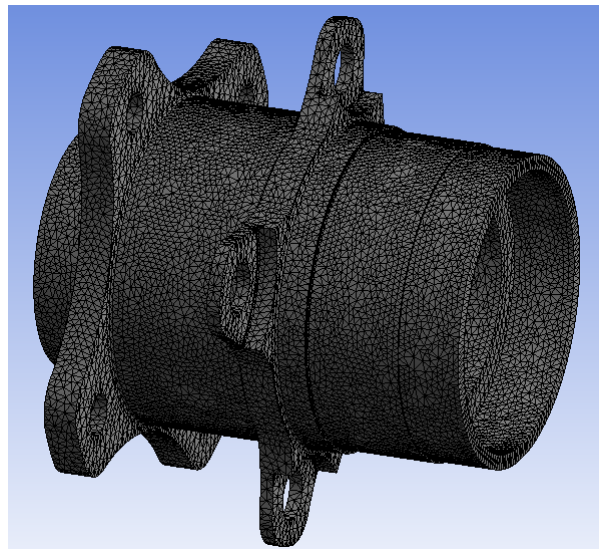


Figura 37 – Malha criada sem nenhum tipo de otimização.

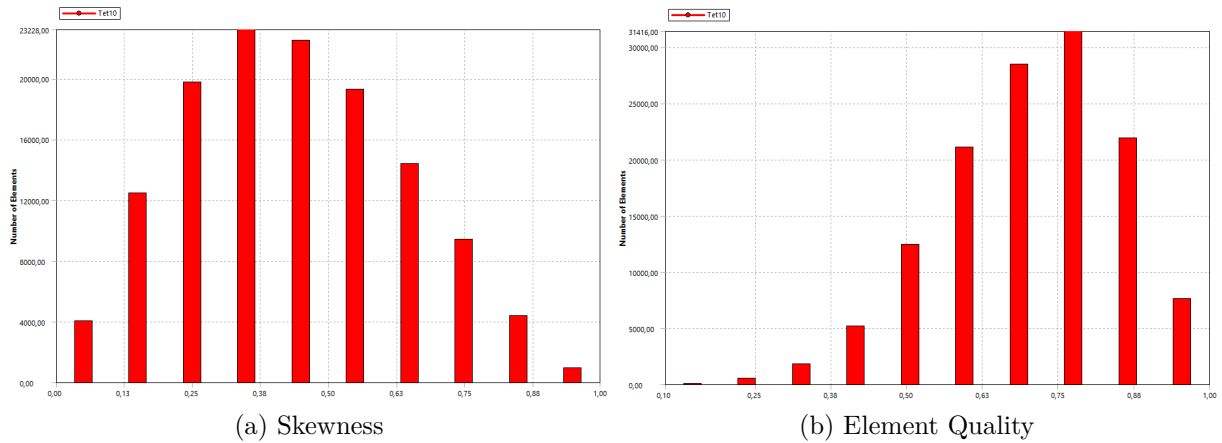


Figura 38 – Skewness e Element Quality para malha sem otimização.

O próximo passo foi segmentar o cubo de roda em partes menores, de forma a separar as regiões complexas das simples. Dessa forma, boa parte da peça pôde ter uma malha de alta qualidade gerada, como pode-se ver na figura 39. Por outro lado, essa segmentação gera algumas discontinuidades na malha, detalhadas na figura 40, implicando negativamente nos resultados da simulação, o que foi discutido mais a frente deste trabalho, na seção de Resultados (sessão 4.4). É possível ver, entretanto que a qualidade da malha aumentou consideravelmente, como pode-se ver na figura 41.

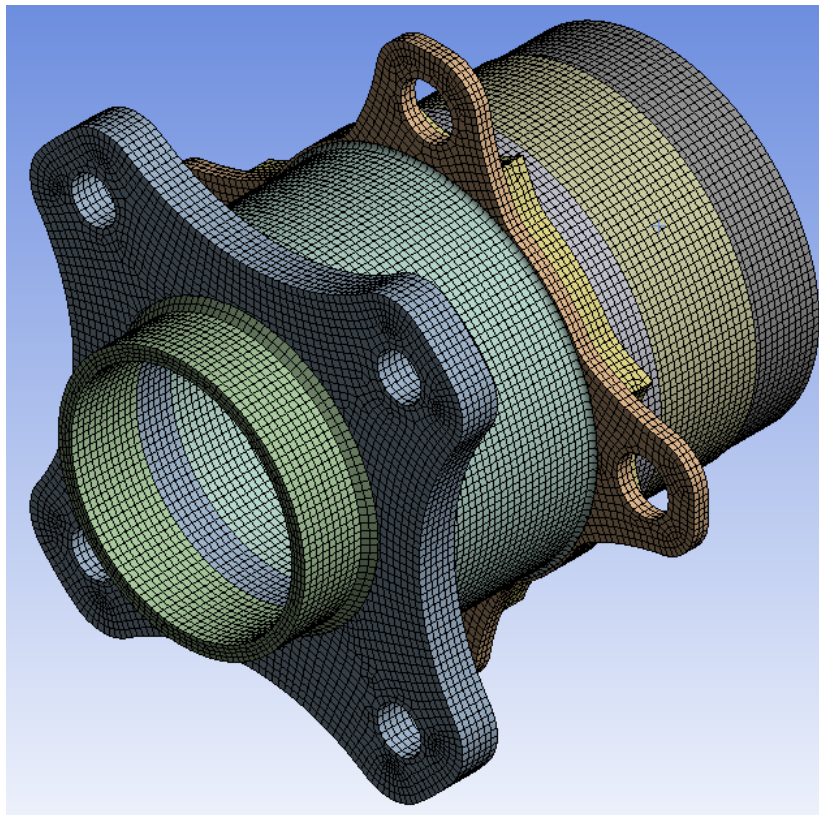


Figura 39 – Malha criada dividindo o corpo em várias partes.

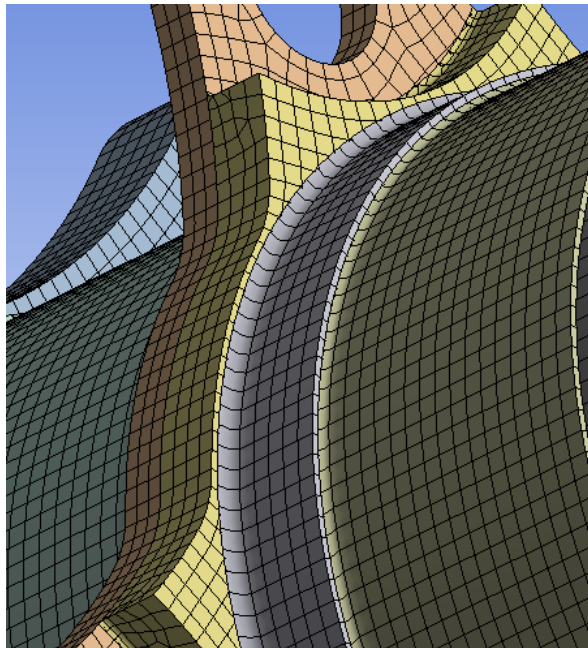


Figura 40 – Detalhe para a descontinuidade entre os elementos de corpos em contato.

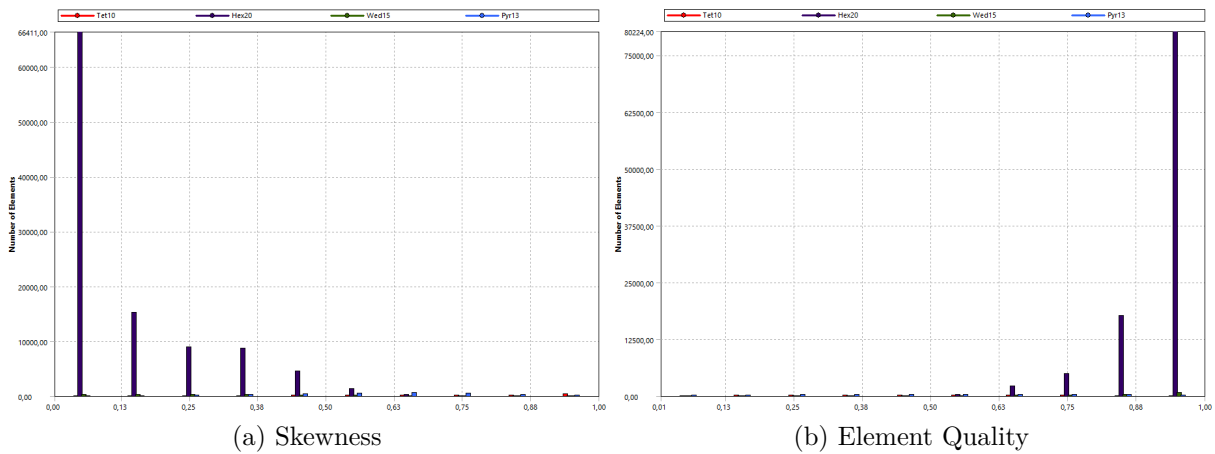


Figura 41 – Skewness e Element Quality para malha de corpo dividido.

Percebida essa falha nesta forma de geração de malha, utilizou-se o recurso de compartilhamento topológico. Este recurso consiste em unir, nó a nó, os elementos das faces de dois corpos em contato. Isso garante uma continuidade nas tensões analisadas. As imagens 42 e 43 mostram os resultados obtidos para esta técnica. Dados os resultados satisfatórios, decidiu-se que a malha do modelo final seria gerada desta forma.

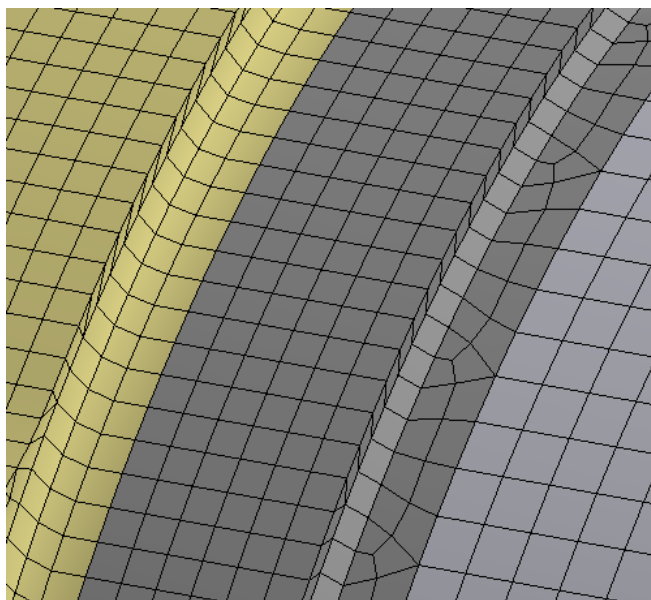


Figura 42 – Detalhe para a continuidade entre os elementos de corpos em contato.

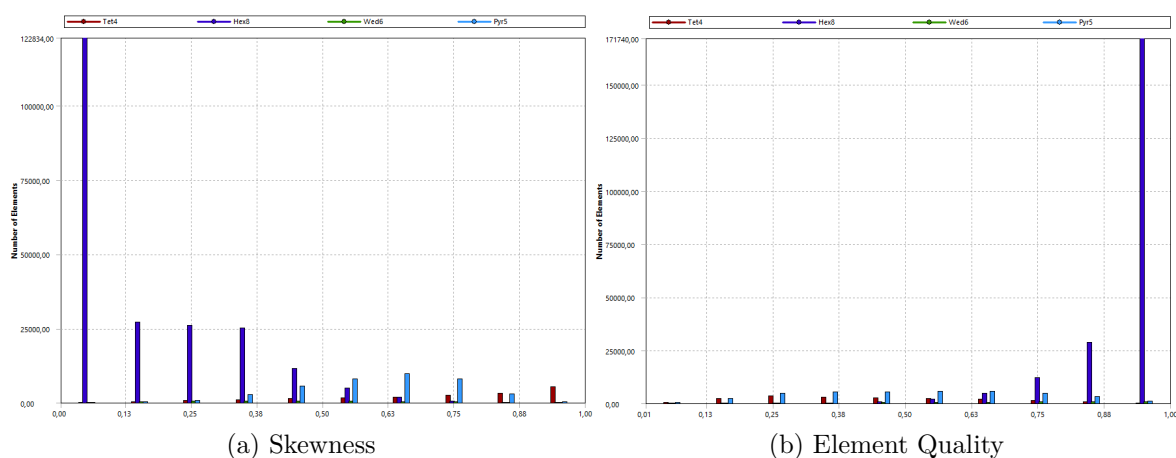


Figura 43 – Skewness e Element Quality para malha de corpo dividido e com compartilhamento topológico.

4.4 Resultados da Análise Estrutural

Devido a péssima performance da primeira malha gerada (figura 37), foi decidido por não realizar a análise mecânica de tal modelo. Desse forma, o primeiro resultado obtido foi o do modelo com malha gerada dividindo-se o corpo, porém sem realizar o compartilhamento de faces entre eles. Com a descontinuidade dos elementos, observou-se uma concentração irreal de tensões, como pode-se ver na figura 44.

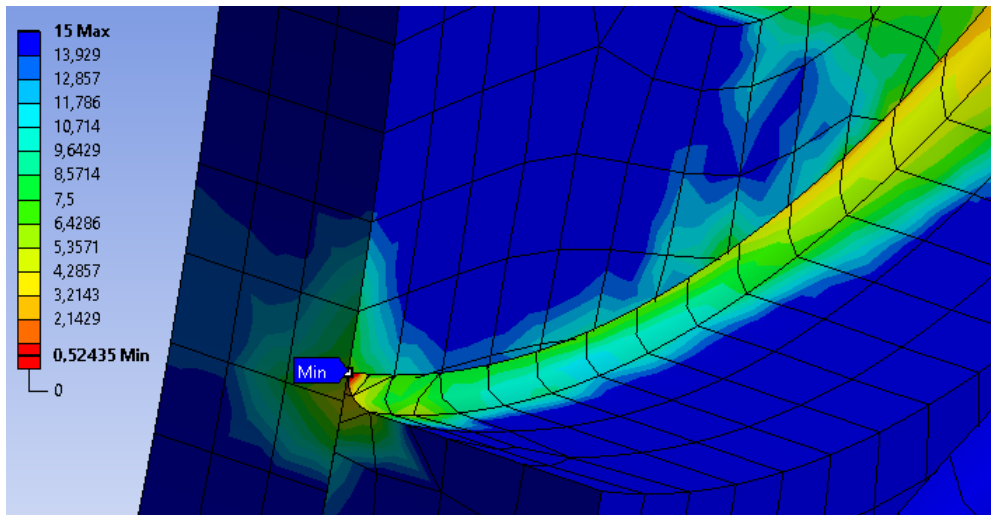


Figura 44 – Detalhe da concentração de tensão. Escala de cores referente ao Fator de Segurança.

Além desta concentração de tensão, a descontinuidade de elementos gerou uma descontinuidade também nas tensões no corpo. Também na imagem 44 é possível observar que na região do filete há uma brusca alteração do nível fator de segurança, o que é um bom indício de um resultado não fidedigno à realidade.

Já no modelo onde se optou pelo compartilhamento de faces entre os corpos divididos, o resultado foi de transições bem mais suaves nos níveis de tensão nas divisas dos corpos. Na figura 45 é possível ver que não há concentrações de tensão tão desproporcionais a realidade como no caso anterior.

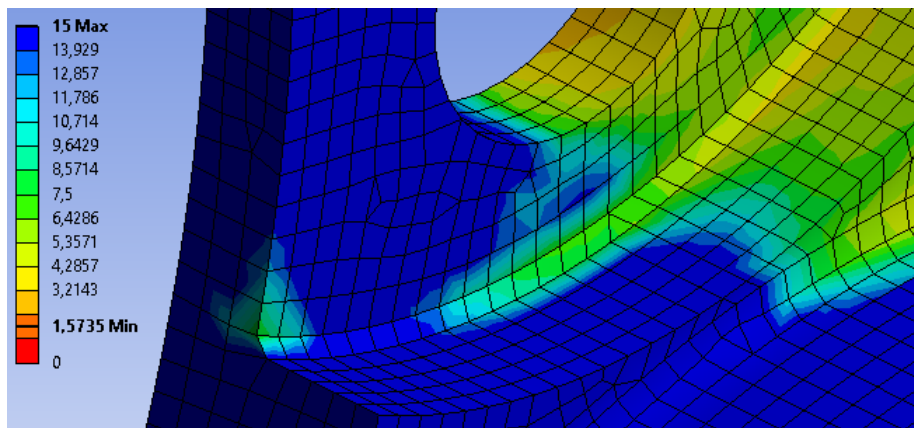


Figura 45 – Detalhe para a transição suave nos níveis de tensão.

Definido o modelo, foi então realizada a análise da peça antiga. Os resultados mostraram um projeto conservador, como pode-se observar na escala de fator de segurança da figura 46. O corte em seção da figura 47 mostra que, de fato, a espessura da parede do cubo de roda é bem superdimensionada.

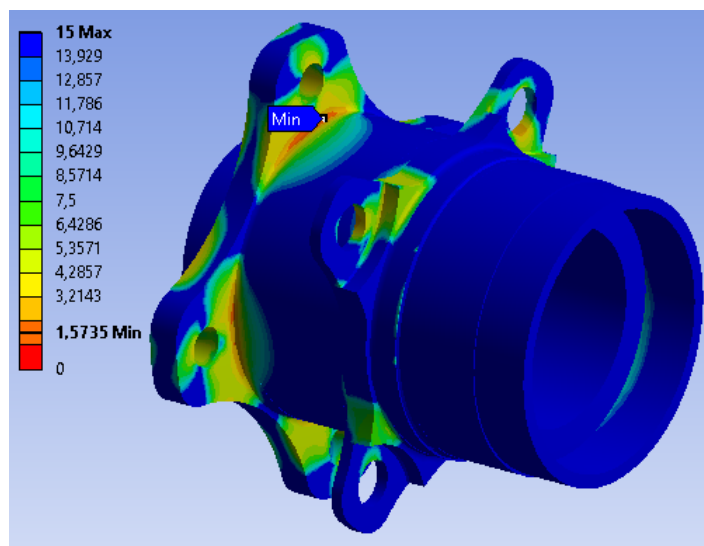


Figura 46 – Fator de segurança para o modelo antigo do cubo de roda dianteiro.

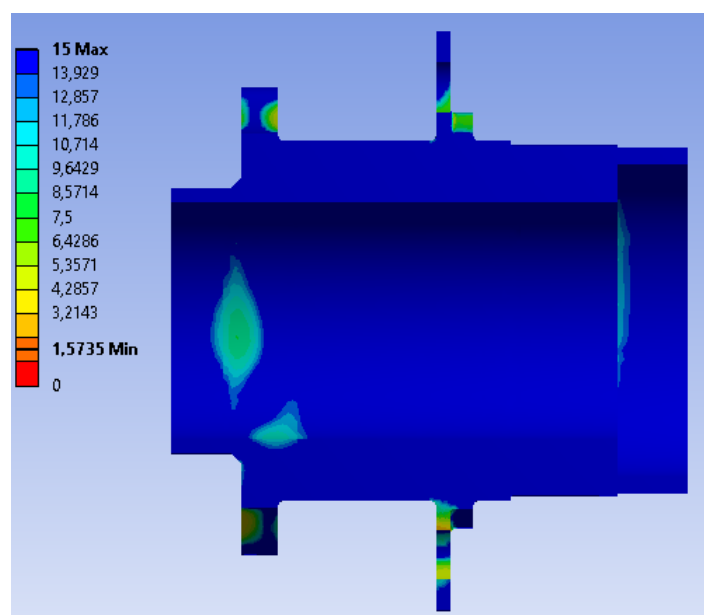


Figura 47 – Fator de segurança no corte em seção do modelo antigo.

Dessa forma, foi então reduzida a espessura da parede do cubo e repetida a rotina de simulação, seguindo o mesmo modelo. Os resultados obtidos continuaram mostrando fatores de segurança satisfatórios para a peça. As imagens 48 e 49 mostram o fator de segurança da peça e o corte em seção respectivamente.

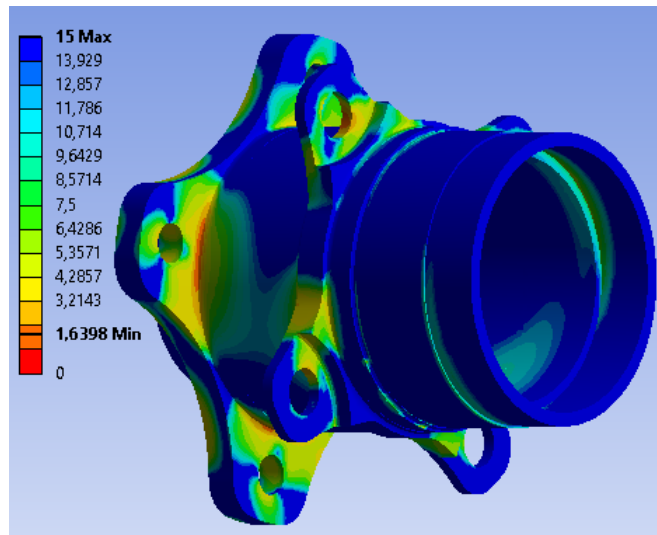


Figura 48 – Fator de segurança para o modelo novo do cubo de roda dianteiro.

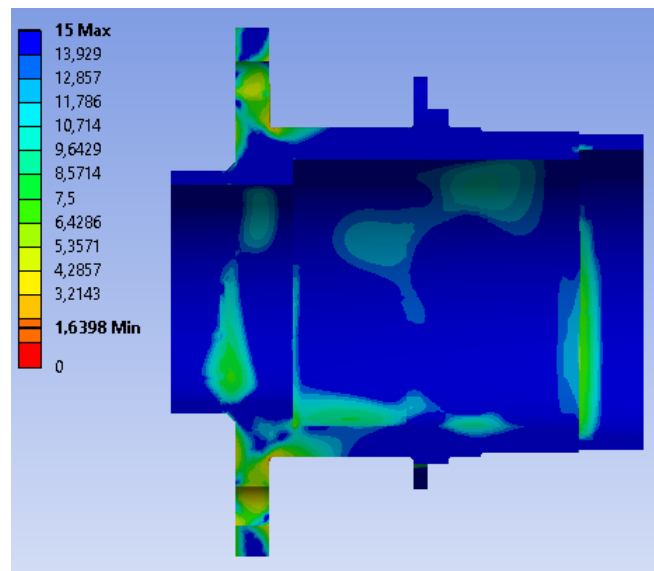


Figura 49 – Fator de segurança no corte em seção do modelo novo.

Como próximo passo, foi realizada a simulação deste mesmo modelo, porém rotacionado de 45° em torno do próprio eixo (figura 50), a fim de se alinhar o ponto de aplicação da força com uma das extremidades da flange de fixação da roda. O resultado obtido foi de aumento nos níveis de tensão, porém mantendo-se dentro do fator de segurança projetado na seção 3.5. A figura 51 mostra o resultado para o fator de segurança nessas condições.

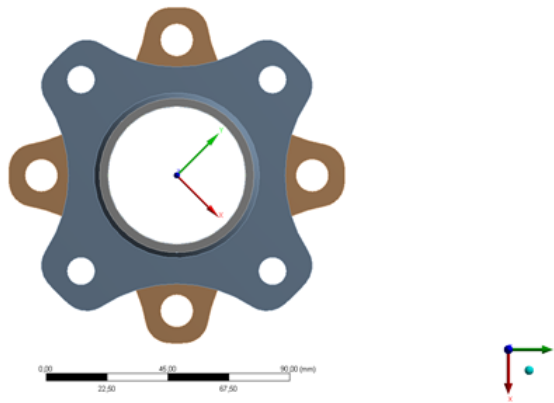


Figura 50 – Detalhe para o sistema de coordenadas criado rotacionado de 45° em torno do eixo Z (eixo do cubo).

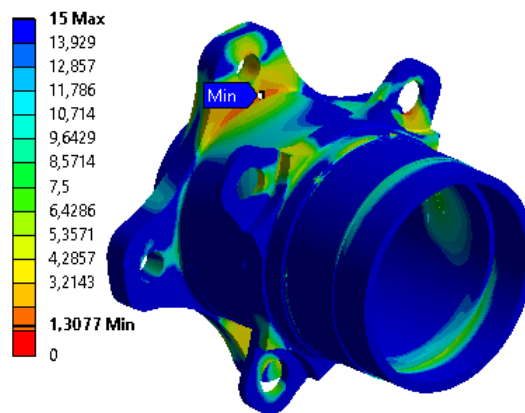


Figura 51 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°.

Visto que, apesar de dentro do fator de segurança projetado, a versão da figura 51 apresentou uma queda de FS significativa em relação ao resultado anterior, decidiu-se realizar um aumento no raio do filete daquela região, visto que esta alteração acrescenta pouca massa à peça e é muito eficiente em desconcentrar as tensões. Além disso, refinou-se a malha de elementos da região, o que acabou dando visibilidade para um fator de segurança ainda mais baixo, como mostrado na figura 52.

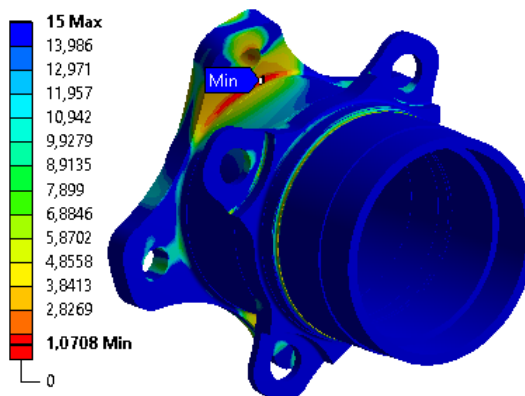


Figura 52 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°, filete maior e malha mais refinada.

Como esta iteração levou a um FS abaixo do considerado ideal para o projeto, uma nova alteração geométrica foi necessária. Neste novo passo, o recurso utilizado foi o descrito na seção 3.4.4: o encurtamento do cubo. Dado que, como mostrado na figura 17, há uma distância de 14,38 mm entre o plano mais interno da roda e o plano mais externo da pinça, decidiu-se reduzir em 10 mm o comprimento do cubo aproximando a flange de fixação da roda à flange do disco de freio.

Dado que nesse encurtamento removeu-se bastante material do corpo da peça, decidiu-se aumentar em 25% a espessura da flange de fixação da roda, onde havia-se observado tensões mais altas. Com isso, a flange passou de 8 mm para 10 mm de espessura. A figura 53 mostra a comparação entre a geometria antes e depois de ser encurtada.

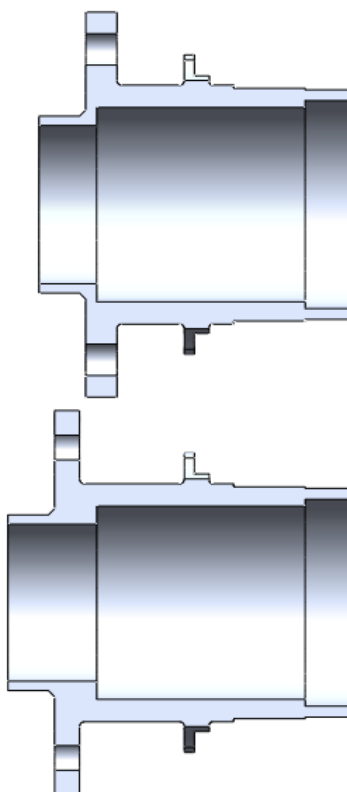


Figura 53 – Comparação entre os cortes em seção do cubo em comprimento original (abaixo) e encurtado (acima).

Esta alteração geométrica fez necessária a atualização do modelo de simulação. Apesar de os módulos de cada direção do carregamento remoto terem sido mantidos, o posicionamento da força resultante foi alterada pelos mesmos 10 mm que o cubo foi encurtado, uma vez que o ponto médio do pneu também se aproximou da referência do cubo. Com isso, o resultado obtido foi de um FS bem mais satisfatório, como mostra a figura 54.

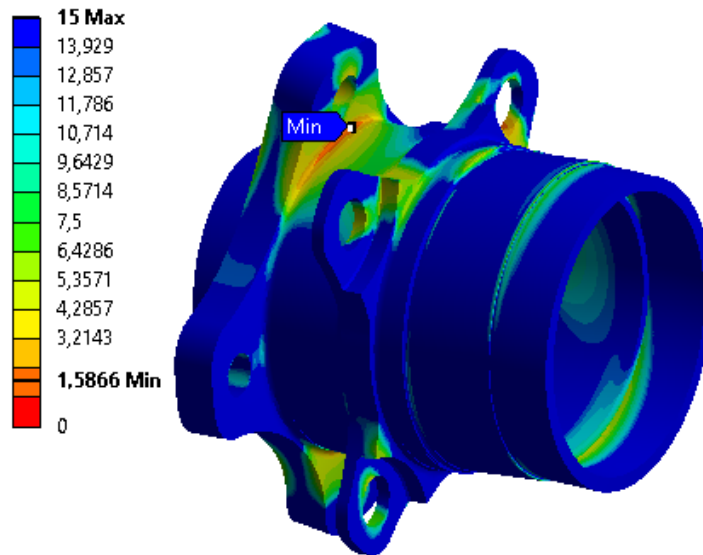


Figura 54 – Fator de segurança para caso de cubo rotacionado de 45°, encurtado e com flange mais espessa.

Dessa forma, fica definida como versão final dos cubos dianteiros esta última apresentada: encurtado, com flange de roda mais espessa e com diâmetro interno maior.

4.5 Alterações no Cubo Traseiro

O cubo traseiro, como discutido na seção 3.4.3, tem uma grande oportunidade de redução de massa apenas se reduzindo a profundidade do alojamento da trizeta. A fim e garantir maior confiabilidade à peça, realizou-se o mesmo aumento de 25% na flange da roda que foi feito no dianteiro. A figura 55 mostra a comparação entre as seções do antigo e do novo cubo traseiro.

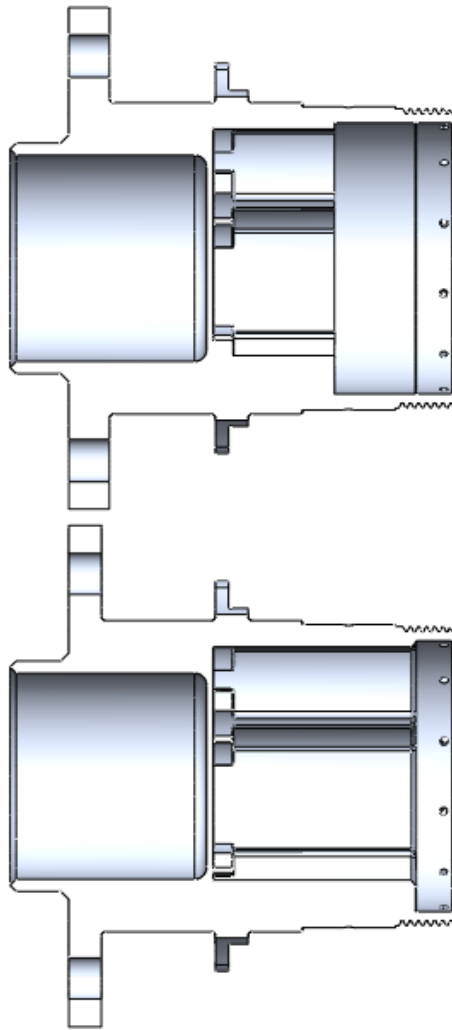


Figura 55 – Comparação entre os cortes em seção do cubo traseiro atual (abaixo) e o proposto pelo projeto (acima).

5 Conclusões e Sugestões para Trabalhos Futuros

O presente trabalho entregou um projeto de otimização do conjunto de cubos de roda para o protótipo de FSAE da Apuama Racing, registrando alguns dos conhecimentos necessários para projetos de otimização mecânica. Certamente, este trabalho poderá auxiliar futuros projetos, atingindo, dessa forma, o objetivo proposto.

O modelo de cubo dianteiro alcançado ao final do projeto tem 479 g, representando uma redução de massa de 34% em relação a peça anterior de 730 g (tabela 3). Além disso, foi possível reduzir 37 g do cubo traseiro apenas redistribuindo o material, de uma região menos carregada para uma região mais carregada. Ao total, reduziu-se 20% da massa do conjunto de cubos de roda, o que gera uma expectativa de melhora na performance do veículo.

Tabela 3 – Resumo da redução de massa dos cubos de roda.

	Massa Modelo Antigo	Massa Modelo Proposto	Ref.
Dianteiro	730 g	479 g	Fig. 53
Traseiro	680 g	643 g	Fig. 55
Conjunto	2,82 kg	2,24 kg	-

Toda essa redução de massa foi possível paralela à melhoria da performance mecânica das peças. Isso demonstra certo conservadorismo nos fatores de segurança no contexto de fórmula SAE, apesar de este conservadorismo vir diminuindo com a evolução dos projetos. A análise crítica e a redistribuição de material pela peça foram essenciais para que se conseguisse chegar ao objetivo.

Apesar de ter-se obtido um bom resultado com o projeto, muito é possível de se evoluir. A validação do material é extremamente importante para a confiabilidade do modelo. Dessa forma, uma evidente maneira de melhorar o resultado seria utilizando uma liga com propriedades mecânicas previamente aferidas. Dessa forma, a geração de um modelo de material apresentado na seção 4.1 seria bem mais precisa.

A utilização de metodologias como a Otimização Topológica também aceleraria bastante o processo de otimização da peça, porém necessitaria maior disponibilidade de tempo para pesquisa e desenvolvimento.

Além disso, também é possível tornar o modelo mais confiável através da validação de esforços. A utilização de extensômetros no corpo do cubo de roda ajudaria a calibrar o modelo de simulação, culminando em uma rotina mais precisa.

Referências

- BRASIL, P. H. Desenvolvimento e análise comparativa de três simuladores de volta para carros de corrida. 2018. Citado na página 26.
- COLLINS, J. A.; BUSBY, H. R.; STAAB, G. H. *Mechanical design of machine elements and machines: a failure prevention perspective*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2009. Citado 4 vezes nas páginas vi, 20, 21 e 22.
- DINIZ, P. A. Projeto de um conjunto de mangas de eixo para um veículo fórmula sae. 2017. Disponível em: <<https://bdm.unb.br/handle/10483/18759>>. Citado na página 23.
- GILLESPIE, T. D. *Fundamentals of vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of automotive engineers Warrendale, PA, 1992. v. 400. Citado 2 vezes nas páginas iii e 9.
- JAZAR, R. N. *Vehicle dynamics: theory and application*. [S.l.]: Springer, 2017. Citado 2 vezes nas páginas iii e 13.
- LIMPERT, R. *Brake design and safety*. [S.l.]: SAE, 2011. Citado na página 12.
- MATWEB, Material Property Data. 2020. Disponível em: <<http://www.matweb.com/index.aspx>>. Citado na página 23.
- MILLIKEN, W. F.; MILLIKEN, D. L. et al. *Race car vehicle dynamics*. [S.l.]: Society of Automotive Engineers Warrendale, PA, 1995. v. 400. Citado 4 vezes nas páginas iii, 9, 10 e 11.
- MOSSMANN, V. L. d. F. et al. Determinação dos Coeficientes de Atrito Estático e Cinético Utilizando-se a Aquisição Automática de Dados. *Revista Brasileira de Ensino de Física*, scielo, v. 24, p. 146 – 149, 06 2002. ISSN 1806-1117. Disponível em: <http://www.scielo.br/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S1806-11172002000200010&nrm=iso>. Citado na página 12.
- NORTON, R. L. *Projeto de máquinas*. [S.l.]: bookman editora, 2013. Citado na página 13.
- PACEJKA, H. *Tire and vehicle dynamics*. [S.l.]: Elsevier, 2005. Citado na página 11.
- SMITH, C. *Tune to win*. [S.l.]: Aero Publishers Fallbrook, 1978. Citado na página 5.
- VARTZIOTIS, D.; WIPPER, J.; PAPADRAKAKIS, M. Improving mesh quality and finite element solution accuracy by getme smoothing in solving the poisson equation. *Finite elements in analysis and design*, Elsevier, v. 66, p. 36–52, 2013. Citado 2 vezes nas páginas iv e 32.