

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS - UFSCAR  
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DE TECNOLOGIA - CCET  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA - DEMEC

**CLEBER ROBERTO COSTA**

**DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO MANGA DE EIXO,  
PONTA DE EIXO E CUBO DE RODA DE UM VEÍCULO  
BAJA.**

**CLEBER ROBERTO COSTA**

**Dimensionamento do conjunto manga de eixo, ponta de eixo e cubo de roda  
de um veículo Baja.**

Trabalho de conclusão de curso apresentado  
ao curso de graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de São Carlos,  
para obtenção do título de bacharel em Engenharia Mecânica.

Orientador: Prof. Dr. Mariano Eduardo  
Moreno

São Carlos - SP

2022



**FUNDAÇÃO UNIVERSIDADE FEDERAL DE SÃO CARLOS COORDENAÇÃO DO CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA - CCEMec/CCET**

Rod. Washington Luís km 235 - SP-310, s/n - Bairro Monjolinho, São Carlos/SP, CEP 13565-905

Telefone: (16) 33519703 - h p://www.ufscar.br

DP-TCC-FA nº 20/2022/CCEMec/CCET

**Graduação: Defesa Pública de Trabalho de Conclusão de Curso Folha**

**Aprovação (GDP-TCC-FA)**

**FOLHA DE APROVAÇÃO**

**CLEBER ROBERTO COSTA**

**DIMENSIONAMENTO DO CONJUNTO MANGA DE EIXO, PONTA DE EIXO E CUBO DE RODA DE UM VEÍCULO BAJA**

**Trabalho de Conclusão de Curso**

**Universidade Federal de São Carlos – Campus São Carlos**

São Carlos, 26 de maio de 2022

**ASSINATURAS E CIÊNCIAS**

Cargo/Função	Nome Completo
Orientador	<b>Mariano Eduardo Moreno</b>
Membro da Banca 1	<b>Vitor Ramos Franco</b>
Membro da Banca 2	<b>Rodrigo Bresciani Canto</b>



Documento assinado eletronicamente por **Vitor Ramos Franco Docente**, em 26/05/2022, às 17:19, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Rodrigo Bresciani Canto Docente**, em 26/05/2022, às 17:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Mariano Eduardo Moreno Docente**, em 26/05/2022, às 17:27, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site [ps://sei.ufscar.br/autenticacao](https://sei.ufscar.br/autenticacao), informando o código verificador **0695435** e o código CRC **2DCBF408**.

Dedico este trabalho a todos que tornaram esse momento possível.

## Agradecimentos

Talvez a parte mais difícil de escrever desse trabalho: filho de um casal de lavradores, Sandra e Roberto, apesar de sempre ter sido dedicado nos estudos e ter tido relativo sucesso na escola, o incentivo a continuar estudando nem sempre era algo presente e, por vezes, ouvia frases como “estudar não é para pobre” ou “estudar não dá em nada”. Ao final do ensino médio fiquei 2 anos, afastado da educação, algo que me corroeu por dentro e me fez querer mudar tal situação.

Aqui começam meus agradecimentos... Aos professores que me acompanharam no ensino fundamental e médio, acreditando em mim mais do que eu mesmo, meu tio Américo, talvez a única pessoa que sempre me incentivou a estudar e não deixou de acreditar que era possível, mesmo quando eu, aparentemente, havia desistido, à Rosinha, uma figura materna que me apoiou no início da vida acadêmica, e posteriormente viria a ajudar minha irmã também, meus pais, que depois de minha decisão de seguir estudando, me apoiaram e ajudaram durante todo o trajeto, e meus irmãos, que serviram, diversas vezes, como fonte de motivação.

Dentro da UFSCar iniciei, praticamente, uma nova vida, onde pude contar com muitas pessoas especiais, uma lista tão grande, que provavelmente esquecerei algumas pessoas. Começando por todos os professores com quem tive contato, em especial, Gustavão, que deu-me a oportunidade de ser monitor duas vezes e com quem tenho um livro publicado, Mariano, meu orientador nesse trabalho e em outros tantos que realizei no Baja Ufscar, Watanabe, um dos melhores professores que já tive e responsável pelo meu primeiro contato com engenharia na universidade e Vitor pelas aulas mais insanas da graduação, que, com certeza, contribuíram para a visão de engenharia que eu tenho hoje. Por fim, agradeço a todos os amigos que me acompanharam nesse caminho, que eu atravessaria de novo dezenas de vezes: Dante, Bispão, Bispinho, Duarte, Kojima, Sullivan, Paula, Parsek, Camila, Higor, Eduardo, Felipe, Gabriel, Gabi, Mascote, Bonfim, Frank, etc. Que tornaram minha jornada muito mais agradável e fácil.

*“Não sabendo que era impossível, ele foi lá e fez.”*

Jean Cocteau

# Resumo

O sistema de suspensão de um veículo do tipo baja é extremamente exigido em competições, devido às condições de terreno e, tende a apresentar muitas falhas se mal projetado. Além disso, o desempenho dinâmico do veículo está atrelado à sua massa e, portanto, um dimensionamento preciso de seus componentes trará benefícios, não só à confiabilidade do projeto, mas também ao seu desempenho. Com a disseminação de *softwares* de elementos finitos, o dimensionamento de peças de geometria complexa, como a manga de eixo, se torna mais fácil. Contudo, é comum o uso desses programas por usuários que desconhecem as teorias necessárias para a realização de uma análise estrutural pelo método dos elementos finitos e, por consequência, utilizam esses *softwares* de maneira errônea ou desnecessária. Isso vem sendo um problema recorrente em competições de baja nos últimos anos e, não diferente, um problema da equipe Baja UFSCar. O presente trabalho visa dimensionar um conjunto de componentes da suspensão dianteira de um baja, composto por manga de eixo, ponta de eixo e cubo de roda. Como base do projeto, foi utilizado um histórico de carga retirado de uma simulação feita em um aplicativo desenvolvido em *Python*. Após a abordagem de toda teoria necessária para o entendimento dos fenômenos, os componentes foram dimensionados com o auxílio de *softwares* CAE, obtendo-se, ao final, uma redução de massa entre 19% e 30%, para os componentes abordados, considerando uma vida finita de 60 horas, sendo suficiente para quatro competições, incluindo testes, ou um ciclo de vida do veículo.

**Palavras-chave:** Veículo Baja SAE, dimensionamento, análise de elementos finitos.

# Abstract

*The suspension of a Baja SAE vehicle is highly demanded in competitions, due to the terrain characteristics, and can show constant failures, if badly designed. Besides, the dynamics of the car are directly linked with its own mass. Therefore, a precise dimensioning of the components will represent, not just a raise in reliability, but also in performance. With the dissemination of finite element analysis software, the dimensioning of parts with complex geometries, such as the knuckle gets much easier. However, the usage of these software by users that do not have the proper knowledge to perform a structural finite element analysis is becoming very common. It is a recurrent problem in the SAE competitions recently, also affecting the Baja UFSCar team. This work intends to design a group of components that compose part of the front suspension system of a Baja SAE vehicle, the knuckle, the hub, and the stub axle. The basis of the project will be a load history provided by a simulation made in a Python algorithm. After a revision of all the theory regarding the phenomenons involved, the dimensioning of the parts have been made with the help of a CAE software, which led to a mass reduction between 19% and 30%, of the worked components, considering a finite life of 60 hours, which is enough for four competitions, considering tests, or the life cycle of the vehicle.*

**Keywords:** *Baja SAE vehicle, dimensioning, finite element analysis.*

## Lista de Figuras

(1)	Protótipo baja da equipe Baja UFSCar. . . . .	16
(2)	Modelo CAD do conjunto ponta de eixo, manga de eixo e cubo de roda atuais da equipe Baja UFSCar. . . . .	17
(3)	Interface do aplicativo para obtenção de resposta dinâmica de um veículo baja desenvolvido por Pasekian (2021) . . . . .	18
(4)	Exemplo de falha por fadiga. . . . .	21
(5)	Exemplos de tensões que causam fadiga. As tensões repetida e pulsante introduzem efeitos de tensão média, que serão tratados mais adiante. . . . .	23
(6)	Representação esquemática de um ensaio de fadiga. . . . .	24
(7)	Gráfico log-log da composição de curvas S-N para aços forjados com $S_{ut} < 1400$ MPa. . . . .	25
(8)	Resistência à fadiga em $5 \times 10^8$ ciclos para ligas de alumínio forjadas. . . . .	26
(9)	Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços. . . . .	29
(10)	Efeitos da tensão média na tensão alternada de resistência à fadiga de alto ciclo para aços. . . . .	31
(11)	Diagrama de Goodman modificado. . . . .	32
(12)	curvas de sensibilidade ao entalhe para aços. . . . .	33
(13)	Exemplo de aplicação do método <i>rainflow</i> em um histórico de cargas aleatório periódico. . . . .	35
(14)	Obstáculos utilizados na simulação. . . . .	41
(15)	Cargas atuantes nas rodas dianteiras do veículo. . . . .	41
(16)	Desenho esquemático do modelo dinâmico usado para obtenção das cargas. . . . .	42
(17)	Malhas do modelo de elementos finitos da manga de eixo . . . . .	44
(18)	Montagem do atual sistema de suspensão da equipe baja UFSCar. . . . .	45
(19)	Condições de contorno do modelo de elementos finitos da manga de eixo. . . . .	45
(20)	Perfis de carregamento para um apoio cilíndrico (a) e apoio simples (b). . . . .	46
(21)	Jacobiano da malha hexaédrica. . . . .	47
(22)	Jacobiano da malha tetraédrica. . . . .	47
(23)	Análise de convergência de malha dos modelos de elementos finitos. . . . .	48
(24)	Configuração da ferramenta de fadiga do <i>software</i> . . . . .	50
(25)	Fatores de multiplicação da carga aplicada ao modelo. . . . .	50

(26)	Carregamento obtido, por meio do modelo multi-corpos do SolidWorks. . . . .	51
(27)	Carregamento envolvido por funções de seno e cosseno. . . . .	52
(28)	Desenho esquemático do modelo analítico da ponta de eixo. . . . .	53
(29)	Diagrama de momento fletor da ponta de eixo. . . . .	53
(30)	Deformações na região de acoplamento dos componentes, do modelo de elementos finitos. . . . .	54
(31)	tensão máxima na interface entre a ponta de eixo e a manga. Região correspondente ao engaste no modelo analítico. . . . .	55
(32)	Vida da ponta de eixo após a redução nos diâmetros das seções transversais. . . . .	55
(33)	Modelos CAD das pontas de eixo atualmente em uso e proposta a ser construída	55
(34)	Vida, em ciclos, da manga de eixo atualmente em uso pela equipe. . . . .	56
(35)	Vida na região crítica da manga de eixo atualmente em uso pela equipe. . . . .	57
(36)	Vida da manga com as melhorias de projeto aplicadas. . . . .	57
(37)	Vida na região crítica da manga com as melhorias de projeto aplicadas. . . . .	58
(38)	Modelos CAD das mangas de eixo atualmente em uso e proposta a ser construída.	58
(39)	Tensão de von Mises atuante no cubo de roda, para uma carga de 2500 $N$ aplicada nos furos, onde passam os parafusos que prendem as rodas ao cubo (escala de deformação - $6,8 \times 10^2$ ). . . . .	60
(40)	Condições de contorno do modelo de elementos finitos do cubo de roda, para aplicação da carga lateral. . . . .	62
(41)	Concentrador de tensão presente na interface entre uma nervura e a aba do cubo. . . . .	62
(42)	Tensão de von Mises do cubo com as melhorias de projeto aplicadas. . . . .	63
(43)	Vida do cubo com as melhorias de projeto aplicadas. . . . .	63
(44)	Modelos CAD dos cubos atualmente em uso e proposta a ser construída. . . . .	64

## Lista de Tabelas

1	Coeficientes para a equação de $C_{surf}$ . . . . .	29
2	Relação entre confiabilidade e o coeficiente $C_{reliability}$ . . . . .	30
3	Magnitude das reversões. . . . .	36
4	Magnitude dos ciclos. . . . .	36
5	Coeficientes de correção das Curvas $S - N$ dos componentes. . . . .	43
6	Parâmetros das Curvas $S - N$ dos componentes. . . . .	43
7	Fatores usados para determinação de fator de projeto para materiais dúcteis. . . . .	49
8	Tensões alternada e média para cada ciclo de carga. . . . .	59
9	Dano para cada ciclo de carga da simulação. . . . .	59
10	Vida total da manga de eixo atualmente em uso. . . . .	60

# Lista de Siglas

SAE	-	Society of automotive engineers
CAE	-	Computer-aided engineering
CAD	-	Computer-aided design
GEMAC	-	Grupo de mecânica aplicada e computacional
CNC	-	Controle numérico computacional
PSD	-	Power spectral density

# Lista de Símbolos

- $S_{e'}$  - Limite de resistência à fadiga estimado para materiais que apresentam comportamento de vida infinita, para casos em que não se dispõem de dados experimentais.
- $S_{f'@5E+8}$  - Limite de resistência à fadiga estimado para materiais que não apresentam comportamento de vida infinita, para casos em que não se dispõem de dados experimentais.
- $S_{ut}$  - Limite de resistência à tração.
- $S_e$  - Limite de resistência à fadiga corrigido, perante condições de aplicação, para materiais que apresentam comportamento de vida infinita.
- $S_f$  - Limite de resistência à fadiga corrigido, perante condições de aplicação, para materiais que não apresentam comportamento de vida infinita.
- $C_{load}$  - Coeficiente de correção da curva  $S - N$  referente à categoria de carregamento.
- $C_{size}$  - Coeficiente de correção da curva  $S - N$  referente ao tamanho da seção transversal.
- $C_{surf}$  - Coeficiente de correção da curva  $S - N$  referente ao acabamento superficial.
- $C_{temp}$  - Coeficiente de correção da curva  $S - N$  referente à temperatura de operação.
- $C_{reliability}$  - Coeficiente de correção da curva  $S - N$  referente ao desvio padrão dos dados experimentais.
- $d$  - Diâmetro da seção transversal.
- $d - equi$  - Diâmetro equivalente da seção transversal.
- $A_{95}$  - Área do corpo de prova sob flexão rotativa sujeita a tensões superiores a 95% da tensão máxima.
- $T$  - Temperatura de operação.
- $\sigma_{alt}$  - Tensão alternada.
- $\sigma_m$  - Tensão média.
- $\sigma_{max}$  - Tensão máxima.
- $\sigma_{min}$  - Tensão mínima.

$K_t$	-	Concentrador de tensão estático, para carregamentos normais.
$K_{ts}$	-	Concentrador de tensão estático, para carregamentos cisalhantes.
$K_f$	-	Concentrador de tensão de fadiga, para carregamentos normais.
$K_{fs}$	-	Concentrador de tensão de fadiga, para carregamentos cisalhantes.
$q$	-	Coefficiente de sensibilidade ao entalhe.
$n_i$	-	Número de ciclos de carregamento em um determinado nível.
$N_i$	-	Número de ciclos de carregamento que o material resiste em um determinado nível.
$N$	-	Fator de segurança de projeto.
$F1$	-	Fator de segurança referente à qualidade dos dados do material.
$F2$	-	Fator de segurança referente às condições ambientais de trabalho.
$F3$	-	Fator de segurança referente aos modelos matemáticos para carregamentos e tensões.
$M$	-	Momento fletor.
$I$	-	Momento de inércia da seção transversal.
$c$	-	Distância entre o ponto de interesse e a linha neutra.
$F_{centrípetas}$	-	Força centrípeta.
$\mu_{pneu}$	-	Coefficiente de atrito dinâmico entre o pneu e o solo.
$M_{carro}$	-	Massa do carro.
$G$	-	Gravidade.

# Sumário

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>16</b>
1.1	Objetivos . . . . .	19
<b>2</b>	<b>Revisão bibliográfica</b>	<b>20</b>
<b>3</b>	<b>Fundamentação teórica</b>	<b>21</b>
3.1	Falha por fadiga . . . . .	21
3.1.1	Contextualização . . . . .	21
3.1.2	Inicialização da trinca . . . . .	22
3.1.3	Propagação da trinca . . . . .	22
3.1.4	Modelo S-N . . . . .	23
3.1.5	O ensaio de fadiga . . . . .	24
3.1.6	Limite de resistência a fadiga . . . . .	25
3.1.7	Ajuste da Curva S-N . . . . .	27
3.1.8	Efeitos de tensões médias . . . . .	31
3.1.9	Diagrama de Goodman modificado . . . . .	32
3.1.10	Concentradores de tensão e fator de sensibilidade ao entalhe . . . . .	33
3.1.11	Regra de Miner e método <i>rainflow</i> . . . . .	33
3.2	Método dos elementos finitos . . . . .	37
<b>4</b>	<b>Materiais e métodos</b>	<b>40</b>
4.1	Descrição da entrada . . . . .	40
4.2	Propriedades dos materiais . . . . .	42
4.3	Descrição do modelo de elementos finitos da manga de eixo. . . . .	44
<b>5</b>	<b>Discussões e resultados</b>	<b>53</b>
5.1	Dimensionamento da ponta de eixo . . . . .	53
5.2	Dimensionamento da manga de eixo . . . . .	56
5.3	Dimensionamento do cubo de roda . . . . .	60
<b>6</b>	<b>Conclusões e sugestões para trabalhos futuros</b>	<b>65</b>

## 1 Introdução

Anualmente, a *Society of Automotive Engineers (SAE)* organiza duas competições de protótipos baja, construídos por estudantes, com o intuito de promover inovação na área automobilística, assim como ajudar a formar melhores profissionais de engenharia. Dado que as competições se dividem em avaliações de projeto, dinâmica veicular e resistência do protótipo, o dimensionamento estrutural dos componentes do veículo tem grande influência nos resultados, visto que, além de estar incluído na avaliação de projeto, tem influência direta tanto no comportamento dinâmico, uma vez que se relaciona diretamente tanto com a massa do sistema, quanto na resistência do carro, medida através de uma prova de enduro, na qual o veículo é submetido aos mais diversos obstáculos, numa corrida que dura 4 horas.

O protótipo Baja é um veículo fora de estrada (Figura 1), sendo assim os componentes da suspensão acabam por ser extremamente solicitados nessas competições. Como esse sistema exige que a maioria de seus componentes sejam personalizados, para atender às condições geométricas necessárias, cabe à equipe projetar e dimensionar esses elementos, dos quais se destacam as três peças abordadas nesse trabalho (mostradas na Figura 2).

Visto que a equipe Baja UFSCar não possui uma base de dados sólida no dimensionamento de componentes e aquisição de dados, o uso de simulações computacionais, desde que usadas corretamente, produz excelentes resultados, tanto na confiabilidade quanto na redução de massa das peças.

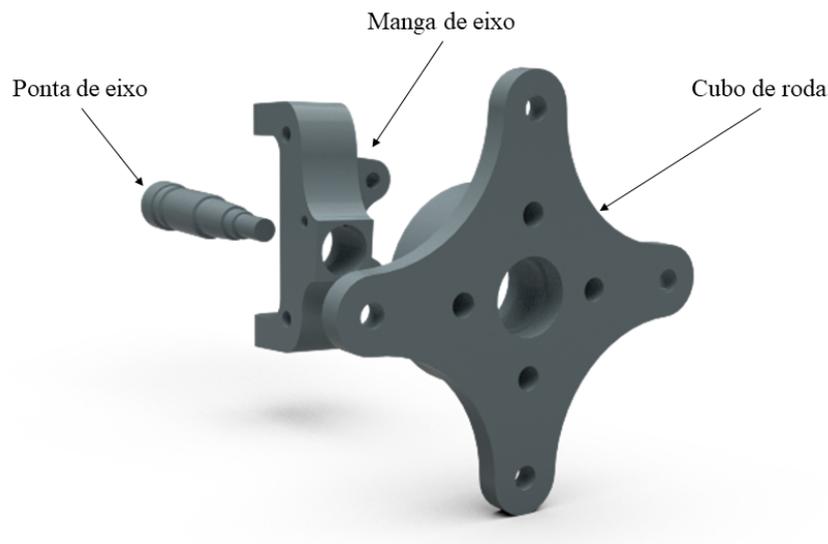
Figura 1: Protótipo baja da equipe Baja UFSCar.



Fonte: Equipe Baja UFSCar.

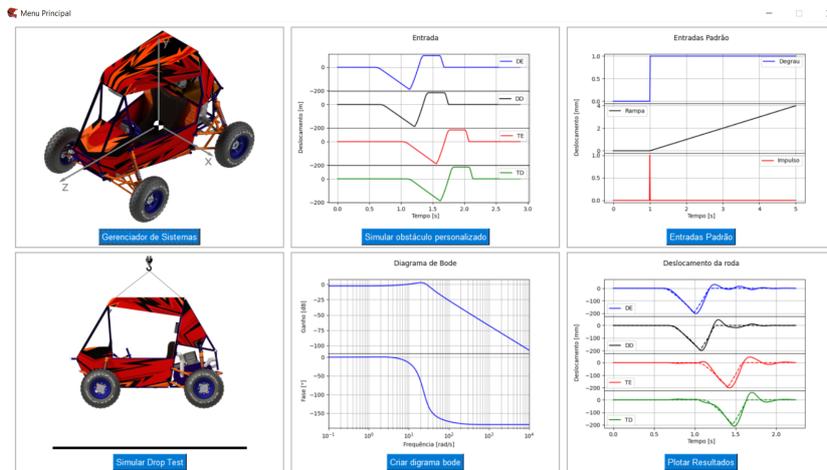
Devido à falta de equipamentos para aquisição de dados por parte da equipe, será utilizado como entrada para o dimensionamento a carga obtida através de um aplicativo desenvolvido por outro membro da equipe em seu trabalho de conclusão de curso (Figura 3). O aplicativo em questão foi desenvolvido em Pasekian (2021), e utiliza como base as técnicas de modelagem dinâmica presentes em Felício (2010). Por meio desse aplicativo, desenvolvido em *Python*, é possível entrar com as equações que regem a geometria do terreno e obter os resultados de comportamento dinâmico do carro, assim como as forças atuantes em cada massa. Neste trabalho, será utilizada a força que atua na massa dianteira não suspensa. Também é possível avaliar diferentes velocidades e, até mesmo, defasagem entre rodas, ou seja, simulando o carro passando esterçado em um obstáculo.

Figura 2: Modelo CAD do conjunto ponta de eixo, manga de eixo e cubo de roda atuais da equipe Baja UFSCar.



Fonte: Próprio autor.

Figura 3: Interface do aplicativo para obtenção de resposta dinâmica de um veículo baja desenvolvido por Pasekian (2021)



Fonte: (PASEKIAN, 2021).

Dado que a manga de eixo e o cubo de roda possuem geometria bastante complexa, o cálculo de tensão por ferramentas analíticas se torna inviável e, portanto, a utilização de métodos numéricos é imprescindível. As ferramentas *CAE* (*Computer Aided Engineering*) são, hoje, as mais utilizadas para esses problemas de engenharia e funcionam com base no método dos elementos finitos. Esse método consiste na discretização da geometria em um número finito de elementos de forma conhecida, em que é possível calcular os níveis de tensão, e que são conectados por meio de nós. Cada elemento possui um sistema de equações organizado em uma matriz, juntamente com os sistemas de equações dos demais elementos da estrutura. Por meio da inversão dessa matriz obtém-se os deslocamentos relativos de cada nó e, conseqüentemente, as deformações e as tensões (FILHO, 2018).

Já para a ponta de eixo, que é uma peça de geometria mais simples, é possível lançar mão de cálculos analíticos, utilizando metodologias contidas em diversos livros de elementos de máquina. Porém, cabe notar que há uma particularidade nesse caso, uma vez que a ponta de eixo está acoplada à manga, que é uma peça de alumínio e apresenta praticamente um terço da rigidez do aço, assumir um engaste entre essas duas peças pode levar a um super dimensionamento.

Como os componentes estão sujeitos a ciclos repetidos de tensão e deformação, os mesmos tendem a falhar por fadiga mecânica. Esse fenômeno consiste basicamente na propagação de trincas por meio de esforços de cisalhamento e tração, o que faz com que o material falhe muito abaixo do seu limite de ruptura (BUDYNAS; NISBETH, 2016). Por

meio da teoria relacionada à fadiga mecânica e dos resultados de ambas as simulações, é possível dimensionar os componentes para o ciclo de vida de um protótipo, que é de quatro competições, ou dois anos, em média.

Dimensionar os componentes dessa forma garante o devido funcionamento do protótipo, bem como, a sua diminuição de massa, imprescindível para obtenção de bons resultados em competições.

## 1.1 Objetivos

O principal objetivo desse projeto é dimensionar, por acúmulo de dano, o conjunto ponta de eixo, manga de eixo e cubo de roda dianteiros de um protótipo baja, com o auxílio de simulações computacionais e da teoria de fadiga dos materiais.

Como objetivos específicos podem ser citados:

- Melhorar as análises estruturais da equipe Baja UFSCar, bem como desenvolver um padrão de dimensionamento de componentes projetados pela equipe.
- Atingir uma redução de massa de pelo menos 15% no conjunto final.

## 2 Revisão bibliográfica

Nesse capítulo são apresentados, de forma resumida, dois trabalhos que abordaram o mesmo assunto.

Yan (2011) fez o dimensionamento da manga de eixo da equipe Poli Aurora, da escola politécnica da universidade de São Paulo. Em seu trabalho, dimensiona-se o componente em questão pelo método dos elementos finitos, utilizando como entrada dados provenientes de instrumentação. Por meio de um transdutor linear de posição, acoplado ao sistema de suspensão do veículo, foi possível medir os deslocamentos do sistema ao passar por uma série de obstáculos e, posteriormente, por meio do tratamento dos dados, obter as cargas atuantes no sistema. Yan também apresenta toda a teoria sobre fadiga presente em Norton (2013), sendo a base para o cálculo de vida do componente estudado.

De posse das cargas que atuavam no sistema, foi feita uma análise estática da manga com uma carga conhecida e então o modelo de elementos finitos foi validado com a utilização de um *strain gauge*. Após a validação do modelo de elementos finitos a vida da manga foi calculada pela ferramenta de fadiga do *software SolidWorks*, porém, nenhuma otimização foi realizada, apesar de existir a possibilidade, algo que se almeja fazer neste trabalho.

Pedroso e Pião (2021) fizeram uma abordagem mais simplificada do dimensionamento dos componentes da suspensão dianteira da equipe Zebu Baja, da universidade Federal do Triângulo Mineiro, porém fez uma análise aprofundada da determinação da geometria do sistema de suspensão, bem como, um tutorial de modelagem 3D no *software SolidWorks* e outro sobre como “limpar” sólidos importados para o Ansys, utilizando a ferramenta SpaceClaim.

Em seu trabalho Pedroso e Pião (2021), fizeram uma revisão sobre as cargas atuantes no sistema, e optaram por utilizar a carga máxima encontrada por Yan (2011), em seu trabalho, multiplicado por um coeficiente de segurança 2. Posteriormente, também foi levado em consideração os esforços provenientes do sistema de frenagem do veículo e, então uma simulação estática foi realizada. O dimensionamento dos componentes foi feito pelo critério de von Mises e, assim como no trabalho de Yan (2011), nenhuma otimização foi realizada.

### 3 Fundamentação teórica

#### 3.1 Falha por fadiga

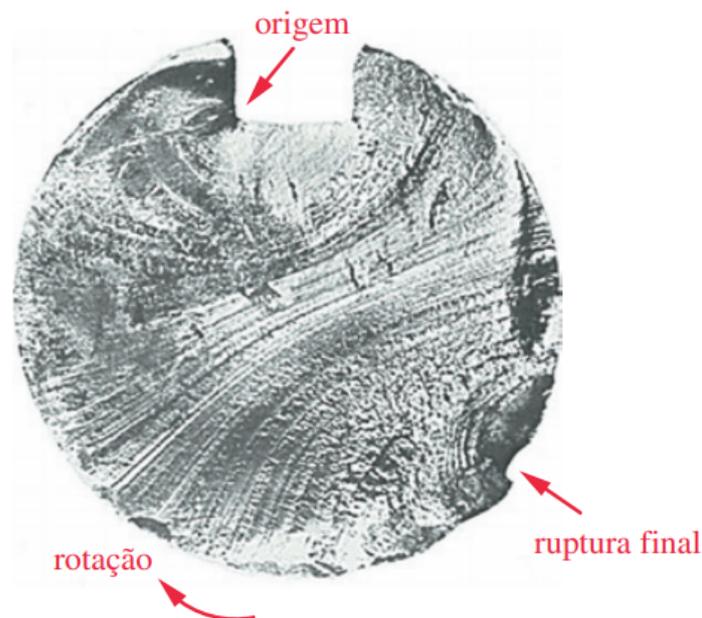
Nesse capítulo é feita uma apresentação da teoria necessária para o dimensionamento dos componentes.

##### 3.1.1 Contextualização

A maioria das falhas em componentes mecânicos acontecem por ciclos de cargas dinâmicas variáveis. Dado que essas falhas ocorrem, muitas vezes, em níveis de tensão muito abaixo do limite de escoamento do material, o critério de falha de von Mises torna-se incapaz de produzir um resultado para um projeto seguro (NORTON, 2013).

O termo surgiu por volta de 1800, quando eixos de vagões, projetados conforme a teoria de estruturas conhecidas na época, começaram a falhar após pouco tempo em funcionamento. O aspecto da fratura (Figura 4), parecido com a fratura de um material frágil, levou Rankine a acreditar que as tensões variáveis levavam a uma cristalização do aço, o tornando frágil (NORTON, 2013).

Figura 4: Exemplo de falha por fadiga.



Fonte: (NORTON, 2013).

Em meados dos anos 1800, um engenheiro alemão, August Wöhler, conduziu estudos por mais de uma década em eixos submetidos a carga de flexão. Seu trabalho, publicado

em 1870, evidenciou, pela primeira vez, a existência de um nível de tensão, para qual o aço resistia a milhões de ciclos de carga alternada. A esse nível de tensão foi dado o nome de limite de resistência a fadiga. A denominação *fadiga* veio da ideia de que de alguma forma o material se cansava conforme eram aplicados ciclos de carga, teoria que foi desmentida pelo próprio Wöhler, que ensaiou partes dos eixos quebrados e verificou que, em ensaios de carga estática, continuavam tão resistentes e dúcteis quanto eram antes de serem submetidos ao ensaio cíclico, porém o nome *fadiga* perdurou e é utilizado até hoje para definir fenômenos de falha por cargas cíclicas no tempo.

O início de uma falha por fadiga sempre se dá através da propagação de uma trinca, que pode estar presente desde a manufatura do componente, ou surgiu posteriormente devido a deformações cíclicas ao redor de um concentrador de tensão (NORTON, 2013). Esse concentrador de tensão pode ser introduzido nos processos de fabricação ou de manufatura denominado entalhe por Norton (2013) que, por sua vez, define qualquer contorno geométrico que eleve localmente a tensão em um corpo. Assim, a falha por fadiga pode ser separada em três partes: surgimento ou inicialização da trinca, propagação da trinca e ruptura repentina (NORTON, 2013).

### 3.1.2 Inicialização da trinca

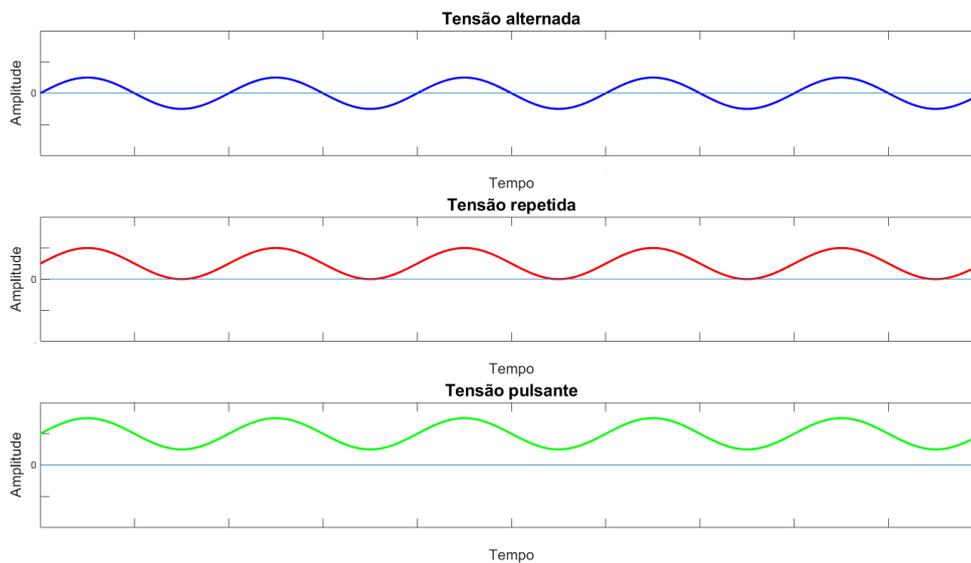
Sabendo que um material sempre irá possuir heterogeneidades em escala microscópica, esses defeitos podem gerar um contorno geométrico que eleve consideravelmente os níveis de tensão naquele ponto do corpo, acarretando deformações plásticas localizadas, mesmo que o patamar de tensão global na seção esteja muito abaixo do limite de escoamento do material. Essas deformações plásticas, desde que haja uma componente positiva, ou seja, de tração, irão proporcionar o surgimento de bandas de cisalhamento ao redor do entalhe. Conforme mais ciclos de carga são aplicados essas bandas vão se agrupando, gerando trincas microscópicas (NORTON, 2013).

### 3.1.3 Propagação da trinca

Após a inicialização da trinca, seja essa pelo mecanismo supracitado, ou uma trinca já presente no material, tem-se um concentrador de tensão na ponta da mesma muito mais severo que no entalhe original e, dessa forma, toda vez que há uma passagem do carregamento por um ciclo de tração, há uma deformação plástica na ponta da trinca,

que se alonga de forma a baixar os níveis de tensão naquele ponto, terminando na sua propagação. Quando o carregamento passa por um ciclo de compressão, a trinca se fecha deixando sua ponta afiada novamente. Esse processo se repete, desde que os valores de tensão na ponta da trinca, variem de níveis abaixo da tensão de escoamento para solicitações de tração acima desse valor. Nota-se, portanto, que falhas por fadiga acontecem apenas sob solicitações tratativas, sendo tensões compressivas benéficas para a vida do componente (NORTON, 2013). Outro mecanismo que contribui para a propagação de trincas é a corrosão, porém a aplicação abordada no trabalho não prevê a utilização dos componentes em ambientes quimicamente agressivos.

Figura 5: Exemplos de tensões que causam fadiga. As tensões repetida e pulsante introduzem efeitos de tensão média, que serão tratados mais adiante.



Fonte: Próprio autor.

### 3.1.4 Modelo $S-N$

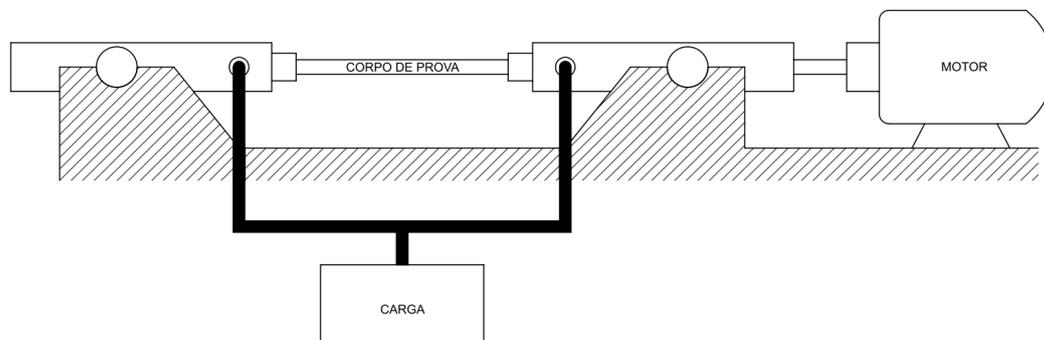
O modelo de falha por fadiga que compara tensão e número de ciclos, o  $S-N$ , é o mais antigo e mais utilizado até hoje. Isso faz com que seja relativamente simples encontrar dados de materiais para aplicação nesse modelo. Ele é mais recomendado para projetos de fadiga de alto ciclo, mais que  $10^3$  ciclos, e com cargas bem definidas, sendo baseado na tensão, buscando determinar o limite de resistência a fadiga do material. Feito isso a peça é projetada de forma a ficar abaixo do nível de tensão para o número de ciclos requerido, partindo da premissa de que as tensões locais não ultrapassarão o limite de escoamento

e, portanto, não haverá a propagação da trinca. Essa abordagem não é recomendada para projetos com vida inferior a  $10^3$  ciclos, pois nesse patamar, com certeza, ocorreram deformações plásticas localizadas no componente. Para esse caso deve-se utilizar o modelo de deformações por ciclo, ou modelo  $\epsilon-N$  que fornece resultados muito mais precisos para o estágio de inicialização da trinca. Porém, ele não é recomendado para projetos que devem suportar altos números de ciclos, além disso, dados de materiais para esse tipo de abordagem são muito menos comuns, devido a sua alta complexidade (NORTON, 2013).

### 3.1.5 O ensaio de fadiga

O ensaio de fadiga mais comum, consiste em um corpo de prova de seção circular determinada, de acabamento superficial polido, bi apoiado em uma máquina rotativa, com um carregamento de flexão pura e alternada proveniente de uma leve inclinação em seus apoios devido à aplicação de uma carga conhecida. Essa abordagem mitiga a concentração de tensões que poderiam ocorrer, caso fosse utilizado uma carga concentrada no centro da seção longitudinal do corpo (Figura 6).

Figura 6: Representação esquemática de um ensaio de fadiga.



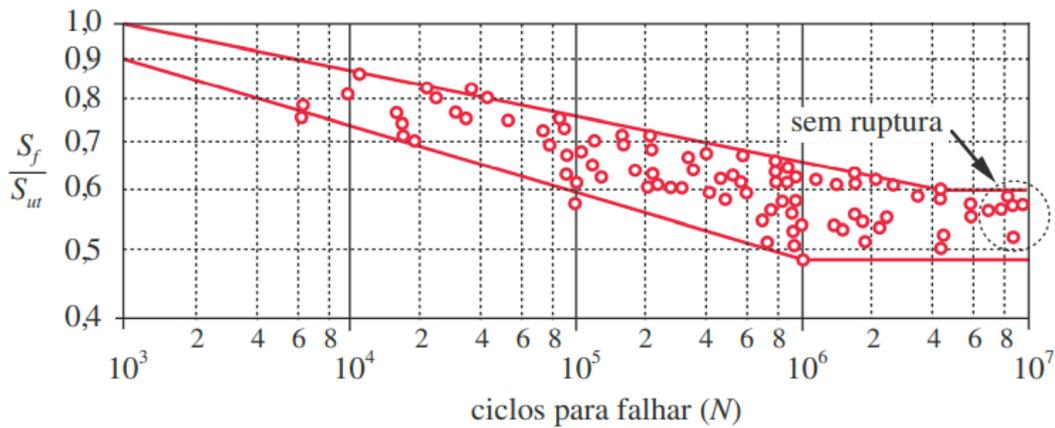
Fonte: Próprio autor.

A vida de um componente está atrelada a diversos fatores, como geometria, ambiente, esforços, etc. O ensaio de fadiga fornece dados muito específicos e, conseqüentemente, restritos àquelas condições. Todavia, caso a realização de testes nas condições reais de aplicação de um projeto seja inviável, é possível aplicar coeficientes de correção para a curva do ensaio, de forma a obter uma curva aproximada para um projeto que difere das condições de ensaio (NORTON, 2013).

### 3.1.6 Limite de resistência a fadiga

Os primeiros pontos de destaque para construção da curva  $S-N$  são o limite de resistência a tração ( $S_{ut}$ ) seguido pelo limite de resistência à fadiga ( $S_e$  ou  $S_f$ ). Na Figura 7 é possível observar que a resistência à fadiga de aços cai linearmente com o número de ciclos, até um patamar (aproximadamente  $10^6$  ciclos), em que há um ponto de inflexão, onde a curva se torna constante. Assume-se que a partir desse nível de carregamento não há mais falha por fadiga e, portanto, o componente pode ser solicitado infinitamente sem a ocorrência de quebras. A esse ponto dá-se o nome de limite de resistência à fadiga (NORTON, 2013).

Figura 7: Gráfico log-log da composição de curvas S-N para aços forjados com  $S_{ut} < 1400$  MPa.



Fonte: (NORTON, 2013).

Dada a grande dispersão observada no gráfico, é comumente utilizada a aproximação para o limite de resistência a fadiga pela linha de inclinação 0,5. Entretanto, esse comportamento não é observado em aços com limite de ruptura maior que 1400 MPa, sendo observado uma ligeira queda no valor, dessa forma, o limite de resistência à fadiga para o aço com limite de ruptura de 1400 MPa é utilizado (NORTON, 2013). Dadas essas considerações, caso não haja o valor de limite de resistência a fadiga da liga de aço desejada na literatura ou em bibliotecas de materiais confiáveis, pode-se aproximar  $S_{e'}$  pelas seguintes equações:

$$S_{e'} = 0,5S_{ut} \quad S_{ut} \leq 1400 \text{ MPa} \quad (1)$$

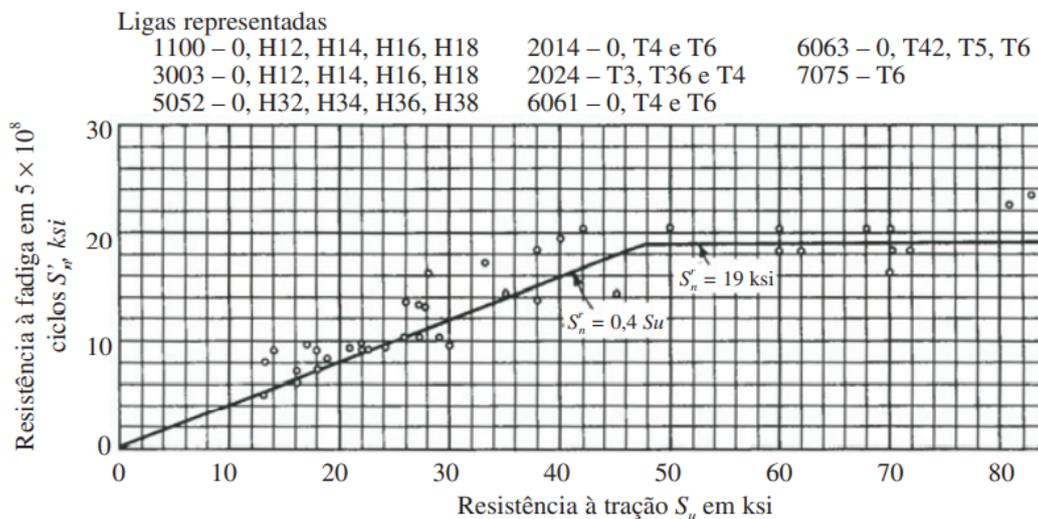
$$S_{e'} = 700 \text{ MPa} \quad S_{ut} > 1400 \text{ MPa} \quad (2)$$

Todavia, apesar de aços, ligas de aço, alguns polímeros, ligas de molibdênio e titânio apresentarem esse comportamento, há materiais que, apesar de possuir um ponto de inflexão por volta de  $10^7$  ciclos, com destaque para o alumínio, cobre e ligas de aço com alto teor de carbono, não apresentam uma curva constante após esse ponto, apenas uma atenuação na inclinação. Para esses tipos de materiais é utilizado o valor de resistência a fadiga médio para  $5 \times 10^8$  ciclos denominado  $S_{f'@5E+8}$ . Mais especificamente, nos casos de ligas de alumínio, analogamente ao caso de ligas de aços, há uma saturação na relação de  $S'_f$  com  $S_{ut}$  em aproximadamente 330 MPa (NORTON, 2013). Para valores de  $S_{ut}$  menores que 330 MPa, a aproximação é feita pela linha de inclinação 0,4, como pode ser visto no gráfico da Figura 8, resultando nas seguintes equações:

$$S_{f'@5E+8} = 0,4S_{ut} \quad S_{ut} \leq 330 \text{ MPa} \quad (3)$$

$$S_{f'@5E+8} = 132 \text{ MPa} \quad S_{ut} > 330 \text{ MPa} \quad (4)$$

Figura 8: Resistência à fadiga em  $5 \times 10^8$  ciclos para ligas de alumínio forjadas.



Fonte: (NORTON, 2013).

Vale ressaltar que, assim como nas ligas de aços, essas aproximações só devem ser utilizadas na ausência de dados experimentais sobre a liga de alumínio que se está utilizando.

### 3.1.7 Ajuste da Curva S-N

Como citado na seção sobre o ensaio de fadiga, para projetos específicos, há a necessidade do ajuste da curva  $S-N$  de um material, a fim de levar em consideração as divergências entre os parâmetros do projeto e o ensaio. Esses fatores de redução de limite de resistência a fadiga, são, ao final, multiplicados pelo valor original para se obter o valor corrigido, de acordo com as equações abaixo:

$$S_e = S_e' C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{reliability} \quad (5)$$

$$S_f = S_f' C_{load} C_{size} C_{surf} C_{temp} C_{reliability} \quad (6)$$

Em que  $S_e$  representa o limite para materiais que apresentam vida infinita e  $S_f$  denota o limite em  $5 \times 10^8$  ciclos para materiais que não possuem tal comportamento (NORTON, 2013).

O coeficiente  $C_{load}$  faz referência ao tipo de carregamento. Diferente de um carregamento de flexão, no qual um corpo de prova circular tem em sua seção transversal uma distribuição de tensões que apresenta valores máximos de tração e compressão nas extremidades, com uma solicitação nula no centro, em um carregamento normal, toda a seção é solicitada uniformemente, dessa forma, a probabilidade de desencadear uma trinca no objeto aumenta consideravelmente. Consequentemente há uma maior probabilidade de falha do componente, algo que foi verificado em ensaios de fadiga por solicitação uniaxial. Segundo Norton (2013) alguns autores afirmam que ensaios desse tipo resultam em valores de limite de resistência a fadiga entre 10% e 30% menores do que os valores observados em ensaios por flexão rotativa. Dessa forma o valor de  $C_{load}$  pode ser escrito como,

$$C_{load} = 1 \quad \text{flexão pura} \quad (7)$$

$$C_{load} = 0,7 \quad \text{força normal} \quad (8)$$

Ensaio de fadiga sobre torção apresentam resultados que são aproximadamente 0,577 vezes os encontrados em flexão pura, entretanto se a tensão equivalente de von Mises for calculada, o resultado obtido pode ser comparado diretamente com o limite de resistência

à fadiga sob flexão pura e, conseqüentemente,  $C_{load}$  é definido como 1.

O coeficiente  $C_{size}$  está atrelado ao tamanho do componente projetado. Os corpos de prova para ensaio de fadiga tem dimensão de 8 mm de diâmetro. Caso a peça projetada possua uma dimensão maior, a probabilidade de se atingir um defeito aumenta e, portanto, há a necessidade de correção de  $S_{e'}$  ou  $S_{f'}$ . Budynas e Nisbeth (2016) propõem equações para a obtenção de  $C_{size}$ , mostradas abaixo.

$$C_{size} = 1 \quad d < 8 \text{ mm} \quad (9)$$

$$C_{size} = 1,189d^{-0,097} \quad 8 \text{ mm} < d \leq 250 \text{ mm} \quad (10)$$

$$C_{size} = 0,6 \quad d > 250 \text{ mm} \quad (11)$$

Para solicitações de força normal  $C_{size}$  assume valor sempre igual a 1, pois esse tipo de carregamento não é sensível ao tamanho da seção.

As equações 9, 10 e 11 são validas apenas para corpos de prova cilíndricos, porém alguns autores propõem maneiras de aproximar seções transversais conhecidas a seções circulares girantes, calculando um diâmetro equivalente pela equação 12, que então, pode ser utilizado nas equações apresentadas (NORTON, 2013).

$$d_{equi} = \sqrt{\frac{A_{95}}{0,0766}} \quad (12)$$

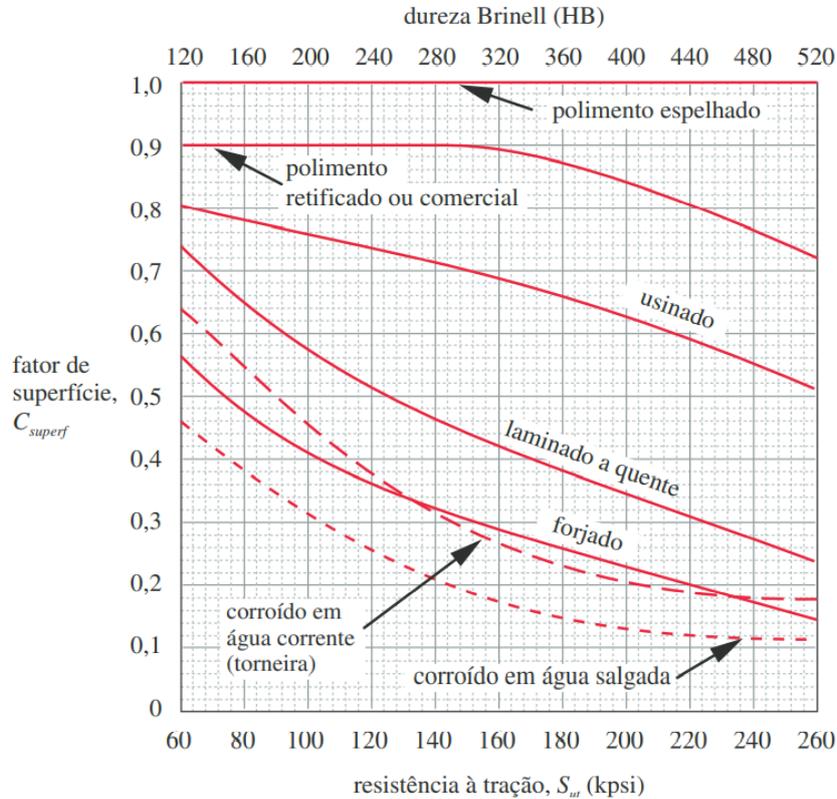
Para uma seção circular não girante, caso da ponta de eixo, a variável  $A_{95}$  é definida como,

$$A_{95} = 0,010462d^2 \quad (13)$$

Com a finalidade de reduzir a influência de defeitos de superfície nos resultados de ensaios, corpos de prova de ensaio de fadiga tem acabamento superficial polido e espelhado, porém, componentes tradicionais não possuem um acabamento tão nobre e tendem a concentrar imperfeições em suas superfícies. Dadas tais condições, surge a necessidade de um fator de correção de acabamento superficial,  $C_{surf}$ . Na Figura 9 é apresentado uma correlação do valor de correção de superfícies de ligas de aços para diferentes processos

de fabricação. Nota-se que ligas com maior limite de resistência a tração tem maior sensibilidade a defeitos de superfície, resultando em valores menores de  $C_{surf}$  (NORTON, 2013).

Figura 9: Fatores de superfície para diversos tipos de acabamento superficial para aços.



Fonte: (NORTON, 2013).

Budynas e Nisbeth (2016) apresentam uma abordagem, para o gráfico da Figura 9, por meio de uma equação exponencial.

$$C_{surf} = AS_{ut}^b \quad (14)$$

Na qual  $A$  e  $b$  São retirados da Tabela 1:

Tabela 1: Coeficientes para a equação de  $C_{surf}$ .

Acabamento	$A$	$b$
Retificado	1,58	-0,085
Usinado ou estirado a frio	4,51	-0,265
laminado a quente	57,7	-0,718
Forjado	272	-0,995

Fonte: (NORTON, 2013).

Esses valores de  $C_{surf}$  podem até ser utilizados como uma aproximação para ligas metálicas que não sejam de aço, quando dados sobre esses materiais não se encontram disponíveis, desde que não seja o projeto de um componente crítico.

Ensaio de fadiga tradicionais são realizados a temperatura ambiente. É de conhecimento que a tenacidade a fratura diminui em baixas temperatura e aumenta em temperaturas mais altas, contudo, em temperaturas muito elevadas, o ponto de inflexão, a partir de onde o material passar a ter vida infinita desaparece, ou seja, o limite de resistência a fadiga continua diminuindo conforme o número de ciclos aumenta. Budynas e Nisbeth (2016) sugere as seguintes fórmulas para definir o coeficiente  $C_{temp}$ .

$$C_{temp} = 1 \quad T < 450 \text{ }^\circ\text{C} \quad (15)$$

$$C_{temp} = 1 - 0,0058(T - 450) \quad 450 \text{ }^\circ\text{C} < T \leq 550 \text{ }^\circ\text{C} \quad (16)$$

Como os ensaios utilizados para obter tais equações foi realizado em aços, não se deve utilizá-las em outras ligas metálicas.

Dados sobre limites de resistência à fadiga de materiais geralmente correspondem a valores ajustados pelo método dos mínimos quadrados e, portanto, vários pontos ficam abaixo da curva, ou seja, apresentam falha antes do previsto. Caso não se queira conviver com esse risco no projeto deve-se corrigir a curva pelo coeficiente  $C_{reliability}$ . Dados experimentais sugerem que Desvios padrões em ensaios de fadiga em aços raramente excedem 8%. A Tabela 2 é a relação entre níveis de confiabilidade e  $C_{reliability}$  para desvios padrão de 8% para aços (NORTON, 2013).

Tabela 2: Relação entre confiabilidade e o coeficiente  $C_{reliability}$ .

Confiabilidade	$C_{reliability}$
50%	1,000
90%	0,897
95%	0,868
99%	0,814
99,9%	0,753
99,99%	0,702
99,999%	0,659
99,9999%	0,620

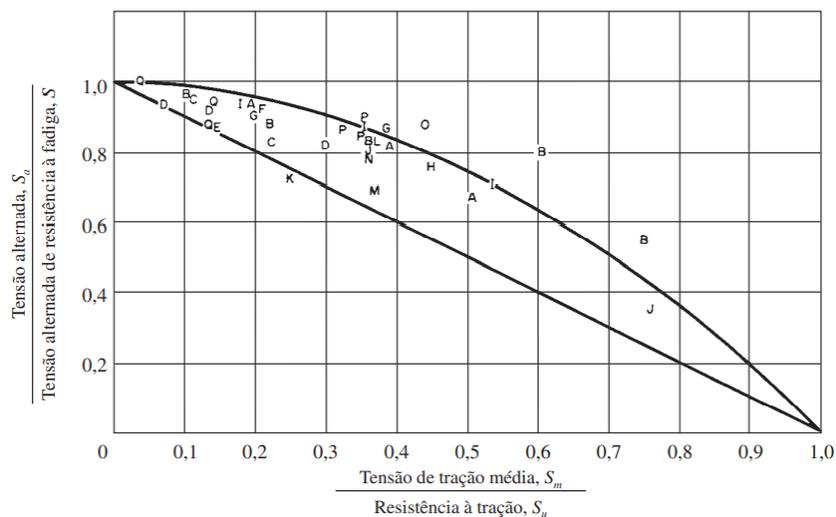
Fonte: (NORTON, 2013).

Por fim, também pode existir, em projetos mais específicos, a necessidade de mais fatores de correção, com base nas necessidades.

### 3.1.8 Efeitos de tensões médias

A curva  $S-N$  tratada na seção anterior pode ser usada para projetos de componentes sob cargas alternadas, porém em casos mais gerais, uma máquina pode estar submetida a uma tensão aleatória, em que a componente de tensão média pode ser diferente de zero. Essa componente de tensão média altera o número de ciclos até a falha para um componente, podendo fazê-lo falhar antes do previsto para os níveis de tensão alternada ao qual ele está submetido (caso que ocorre, se essa componente média causar tração), ou podendo ser benéfica retardando a falha do componente (caso que ocorre, se a componente média causar compressão). O gráfico da Figura 10 apresenta dados experimentais de aços sob o efeitos de tensão média de tração. A parábola em destaque é conhecida como curva de Gerber e pode ser ajustadas com facilidade para casos em que há uma quantidade alta de informação, porém a reta, também em destaque, que passa abaixo de praticamente todos os pontos, conhecida com curva de Goodman, é muito mais indicada quando há escassez de dados, ou se está em fase de projeto (NORTON, 2013).

Figura 10: Efeitos da tensão média na tensão alternada de resistência à fadiga de alto ciclo para aços.

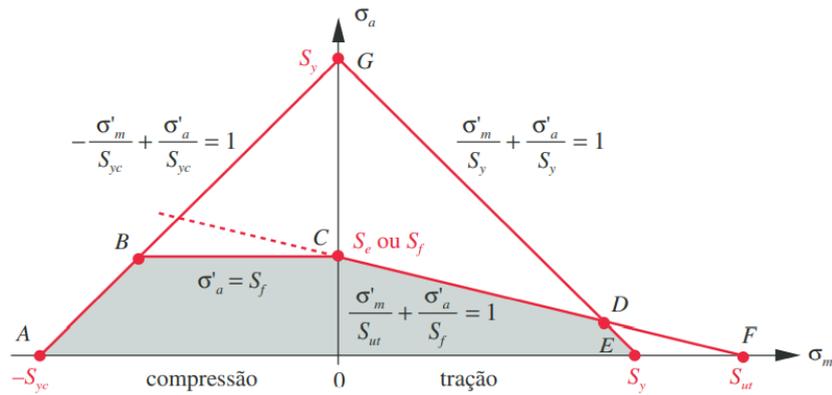


Fonte: (NORTON, 2013).

### 3.1.9 Diagrama de Goodman modificado

Dadas as considerações da seção anterior, faz-se necessário a definição de um critério de falha diferente para casos em que há uma componente de tensão média atuando no sistema. Para esses casos, é comumente utilizado, o diagrama de Goodman modificado (Figura 11). Em suma ele afirma que qualquer projeto, onde a combinação de tensões médias e alternadas se encontram compreendidas dentro da região cinza, terá vida infinita ou de  $5 \times 10^8$  ciclos, para ligas que não apresentam tal comportamento. Vale ressaltar que esse diagrama não é capaz de fornecer um resultado para projetos que visam calcular uma vida específica para um componente ou projetos que estão submetidos a cargas alternadas e médias aleatórias (NORTON, 2013). Para esses casos há a necessidade de converter a tensão resultante em uma tensão  $S_{f\text{ equivalente}}$  (equação 17) ou utilizar métodos de contabilização de ciclos, como o *rainflow*.

Figura 11: Diagrama de Goodman modificado.



Fonte: (NORTON, 2013).

$$S_{f\text{ equivalente}} = \frac{\sigma_a}{1 - \frac{\sigma_m}{S_{ut}}} \quad (17)$$

Sendo a tensão alternada  $\sigma_a$  é dada por,

$$\sigma_a = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (18)$$

E a tensão média  $\sigma_m$  é definida como,

$$\sigma_m = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (19)$$

### 3.1.10 Concentradores de tensão e fator de sensibilidade ao entalhe

A ocorrência de descontinuidades ou entalhes, que atrapalham o fluxo de cargas em um material, levam a uma concentração de tensões nos pontos onde se encontram, podendo até mesmo gerar deformações locais. Os valores de concentração de tensão teóricos de tensões normais e cisalhamento,  $K_t$  e  $K_{ts}$  respectivamente, denotam aproximadamente a intensidade da concentração de tensão em determinadas descontinuidades, bastando multiplicar o valor da tensão nominal na seção transversal que possui um entalhe pelos valores de  $K_t$  ou  $K_{ts}$ , para se obter os níveis de tensão no ponto (NORTON, 2013).

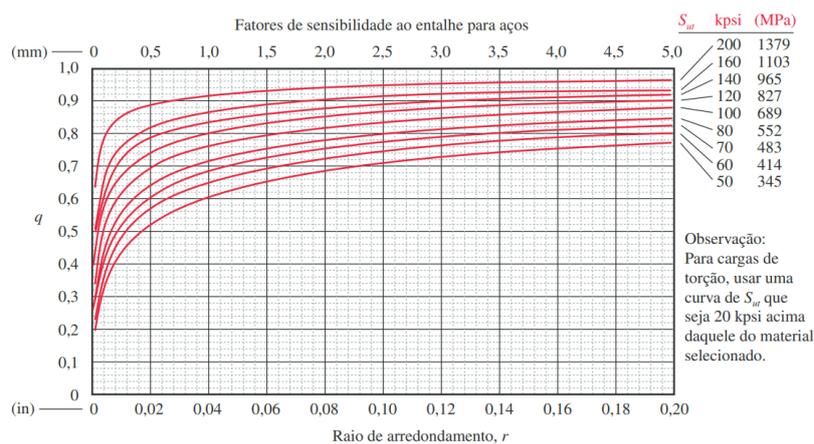
Contudo, para cargas dinâmicas e necessário levar em consideração a sensibilidade ao entalhe do material para se obter  $K_f$ . Os materiais apresentam diferentes sensibilidades a concentração de tensão, sendo, em geral, os materiais frágeis, muito mais sensíveis a descontinuidades. Em Pilkey et al. (2020) concentrador de tensões para cargas dinâmicas é definido como,

$$K_f = 1 + q(K_t - 1) \quad (20)$$

Sendo  $q$  o fator de sensibilidade ao entalhe.

Na Figura 12, é possível conferir alguns valores de  $q$  para aços.

Figura 12: curvas de sensibilidade ao entalhe para aços.



Fonte: (NORTON, 2013).

### 3.1.11 Regra de Miner e método rainflow

Partindo da premissa que uma máquina está sujeita a cargas aleatórias no tempo, é fato que ela possuirá diferentes níveis de tensão, e resistirá a um número de ciclos

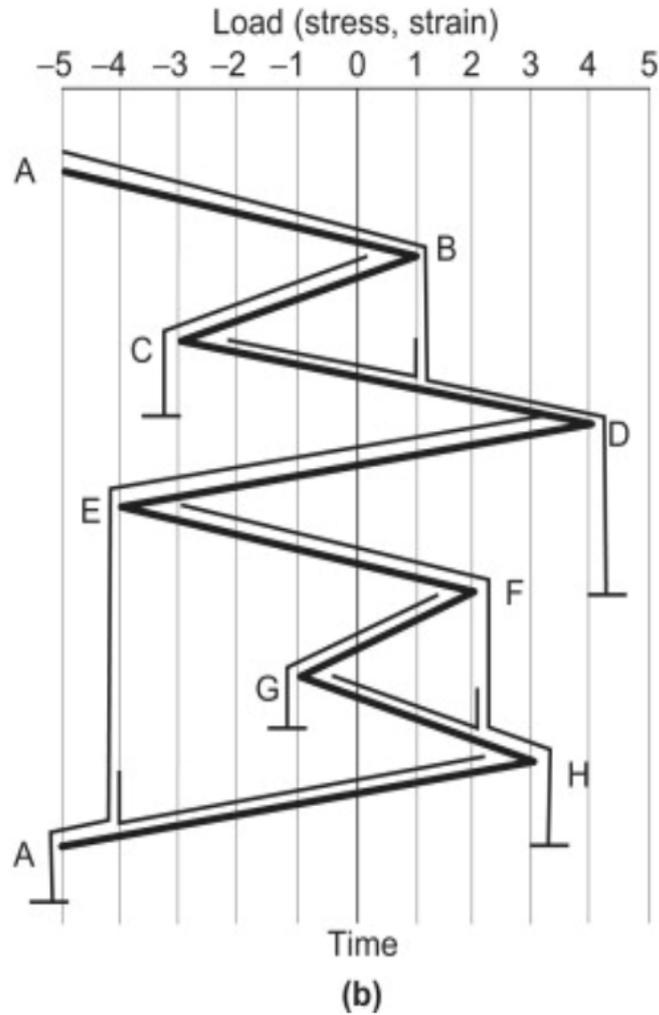
diferente para cada um desses níveis de tensão. Para calcular a vida de um componente nessas condições uma abordagem bastante utilizada é a de dano acumulado, que consiste em calcular a porcentagem de vida que o componente perde em cada nível de tensão e somá-los. Essa metodologia é conhecida como regra de Miner (NORTON, 2013).

$$\sum \frac{n_i}{N_i} = c \quad (21)$$

Em que  $n_i$  é o número de ciclos em um determinado nível de tensão  $\sigma_i$ ,  $N_i$  é número de ciclos até a falha para esse mesmo nível de tensão e  $c$  é o dano acumulado. Geralmente utiliza-se  $c = 0,7$ , quando não se tem dados experimentais (NORTON, 2013).

Porém, a parte mais difícil se dá na contagem de ciclos, principalmente de períodos de tempo extensos, contudo o método *rainflow* simplifica esse problema, além de ser programável. Esse método consiste em rotacionar o histórico de carga  $90^\circ$  e imaginar como a chuva fluiria por eles se fossem o telhado de uma construção oriental (LEE et al., 2011).

Figura 13: Exemplo de aplicação do método *rainflow* em um histórico de cargas aleatório periódico.



Fonte: (LEE et al., 2011).

As etapas para aplicação do método nesse histórico estão apresentadas abaixo:

1. Define-se o ponto A como sendo o ponto de maior magnitude;
2. Identifica-se a maior reversão do sistema, que nesse caso começa no ponto A e termina no Ponto D;
3. Identifica-se a segunda maior reversão do sistema, que nesse caso começa no ponto D e termina no Ponto A da outra extremidade;
4. Dentro da primeira maior reversão:
  - (a) Identifica-se a reversão que se inicia em B e termina em C, dado que D é um máximo maior que C;

(b) Identifica-se a reversão que se inicia em C e termina em B, esbarrando na reversão que se inicia em A e termina em B.

5. Dentro da segunda maior reversão:

(a) Identifica-se a reversão que se inicia em E e termina em H;

(b) Identifica-se a reversão que se inicia em H e termina em E, esbarrando na reversão que se inicia em D e termina em A;

(c) Identifica-se a reversão que se inicia em F e termina em G, dado que H é um máximo maior que F;

(d) Identifica-se a reversão que se inicia em G e termina em F, esbarrando na reversão que se inicia em E e termina em H.

6. Constroem-se as Tabelas 3 e 4 (LEE et al., 2011).

Tabela 3: Magnitude das reversões.

Reversões	De	a	<i>range</i>	<i>mean</i>
1	A	D	9	-0,5
1	D	A	9	-0,5
1	B	C	4	-1
1	C	B	4	-1
1	E	H	7	-0,5
1	H	H	7	-0,5
1	F	G	3	0,5
1	G	F	3	0,5

Fonte: (LEE et al., 2011).

Tabela 4: Magnitude dos ciclos.

Reversões	De	a	<i>range</i>	<i>mean</i>
1	A	D	9	-0,5
1	B	C	4	-1
1	E	H	7	-0,5
1	F	G	3	0,5

Fonte: (LEE et al., 2011).

O valores de *range* e *mean* são, respectivamente, a faixa de operação da componente alternada e a componente média de cada ciclo.

### 3.2 Método dos elementos finitos

Na maioria dos problemas de engenharia do campo estrutural, assim como no problema abordado aqui, calcular os níveis de tensão atuantes nos componentes é muito difícil, quando não impossível. Para esses casos uma saída é a utilização de métodos numéricos de cálculo, como o método das diferenças finitas, ou métodos dos elementos finitos, sendo o segundo o mais utilizado atualmente para esse tipo de problema, com uma ampla gama de softwares, que se bem utilizados, facilitam, melhoram e agilizam projetos.

O método dos elementos finitos consiste em dividir uma geometria complexa em várias partes com geometria definida, na qual o cálculo de deformações se torna possível, conectadas umas, as outras por nós. Dessa forma geram-se as funções de equilíbrio para cada um dos nós e calcula-se a tensão nos pontos de integração. Depois, por meio de funções de interpolação, é possível recuperar os valores de tensão para a geometria como um todo, porém, com um erro associado a discretização do componente, erro esse, que pode ser desprezível ou não, dependendo da qualidade da modelagem realizada, que depende das condições de contorno, escolha do elemento, número de elementos, qualidade dos elementos e conhecimento da teoria por trás do que se quer calcular (FILHO, 2018).

Os elementos, partes com geometria definida, são agrupados em conjuntos de zero (massas concentradas, por exemplo) uma, duas ou três dimensões. Os elementos de uma dimensão, ou elementos de linha, são comumente utilizados na representação de vigas, barras e molas. Possuem baixo custo computacional, porém não são capazes de representar efeitos locais, como um concentrador de tensão. Já os de duas dimensões, elementos do tipo casca, são muito utilizados na representação de chapas. Por fim, os elementos de três dimensões, ou elementos sólidos, que podem ser utilizados nos casos mais gerais, porém não são recomendados para situações que podem ser bem representadas por elementos de uma ou duas dimensões, devido ao seu maior custo computacional (FILHO, 2018).

No problema tratado neste trabalho, serão utilizados elementos de três dimensões, portanto, será dado um foco maior nesse grupo, em particular, os elementos de segunda ordem, dado a maior acurácia nos resultados que esses elementos são capazes de gerar.

Em elementos unidimensionais, como os elementos de mola e viga, é possível obter a matriz de rigidez da estrutura de forma analítica, pois a única interação entre cada elemento se dá nos nós, porém, quando se trata de elementos planos ou sólidos, há uma ou mais arestas do elemento interagindo com arestas de seus vizinhos, e representar a

forma deformada de cada elemento se torna um pouco mais complexo (FILHO, 2018).

Para ajudar nessa tarefa, lança-se mão de uma ferramenta matemática chamada interpolação. Essa ferramenta é utilizada em cenários em que se conhece resultado de um função  $f(x)$  para determinados valores e  $x$ , mas não há uma função analítica para que se possa obter todos os valores da função para qualquer valor de  $x$ . Uma maneira de contornar esse problema é, por exemplo, aproximar o segmento entre dois valores conhecidos da função por uma função linear. Note que ao tentar-se utilizar uma função de segundo grau, mas utilizando apenas dois pontos conhecidos da função, chega-se a conclusão que podem existir infinitas parábolas passando por ali, ao passo que, utilizando uma aproximação linear passando por três pontos, dependendo do caso, pode-se ter uma aproximação muito grosseira, sendo mais recomendado nesse caso, usar como aproximação uma função de segundo grau. Além disso, tentando uma aproximação por uma função de terceiro grau, novamente têm-se o caso de infinitas soluções. Portanto, a escolha correta do polinômio de interpolação, para representar o fenômeno A ou B tem grande influência nos resultados.

Sabe-se que a rigidez de uma mola pode ser definida com base em uma força externa, que nela foi aplicada, e seu deslocamento. Não diferente em elementos unidimensionais pode-se utilizar esse mesmo conceito, portanto a matriz de rigidez de cada elemento pode ser definida associando um deslocamento em um dos graus de liberdade do elemento e a força que surge nos outros. Já em um elemento tridimensional essa abordagem direta não é possível, portanto há a necessidade do uso de uma abordagem mais geral (FILHO, 2018).

Quando associa-se a ação de uma força a um deslocamento, rapidamente vem a mente o conceito de trabalho, que do ponto de vista físico represente a entrada ou saída de energia de um sistema. No caso dos elementos finitos, é feita a contabilização do trabalho das forças nodais associando com os deslocamentos nodais. Essa energia que foi transferida para o sistema consiste na energia de deformação do sistema, que por sua vez, é correspondente à configuração deformada do elemento, que é descrita por uma função de interpolação. Portanto, pode-se definir a matriz de rigidez de um elemento bi ou tridimensional igualando a energia de deformação com o trabalho realizado no mesmo, porém, como a energia de deformação está ligada à configuração deformada do elemento, ou seja, depende da função de interpolação, conclui-se que os resultados estão diretamente ligados com a capacidade dessa função de representar o problema a ser analisado (FILHO, 2018).

Os elementos tetraédricos lineares, apesar de serem ótimos para representar qualquer geometria, apresentam resultados muitas vezes não acurados, devido à pobreza dessas funções de interpolação, por causa do número de graus de liberdade, apenas 12, as equações de deformação desse elemento resultam em constantes e, portanto é necessário uma discretização muito refinada para se conseguir um resultado satisfatório com esse elemento. Para contornar esse problema, é possível adicionar um nó intermediário em cada aresta do tetraedro aumentando o número de graus de liberdade do mesmo para 24, o que resulta em funções de deformação lineares e, conseqüentemente resultados muito mais ricos e acurados (tal elemento é chamado tetraedro de segunda ordem ou tetraedro parabólico) (FILHO, 2018).

Outra alternativa para o problema do elemento tetraédrico linear é o elemento hexaédrico. Mesmo o linear já apresenta deformações que variam linearmente, porém, não é possível representar qualquer geometria com esse elemento, sendo muitas vezes necessária a subdivisão do componente em partes possíveis de serem representadas por elemento hexaédricos. Outro problema recorrente é a distorção excessiva de alguns elementos na malha, que levam a resultados imprecisos, o que, por vezes, leva um modelo com hexaedros de segunda ordem a ficar inferior, em termos de qualidade, a um modelo de tetraedros de segunda ordem. Porém, quando o uso desses elementos é possível, sem esse problema citado, pode-se produzir resultados muito mais representativos, principalmente no caso do hexaedro de segunda ordem, mesmo com uma malha pouco refinada (FILHO, 2018).

## 4 Materiais e métodos

O modelo multicorpos, de 7 graus de liberdade, feito em *Python*, utilizado para a aquisição das cargas que atua nos componentes a serem dimensionados, foi realizado por Pasekian (2021), com base na teoria apresentada em Felício (2010). O algoritmo em questão fornece diversos resultados do comportamento dinâmico do veículo, e também carregamentos, por meio de uma entrada de deslocamento na base.

Para as análises dos modelos de elementos finitos foi utilizado o software ANSYS Workbench 2020 R3, licença gentilmente cedida pelo Grupo de Mecânica Aplicada e Computacional (GMAC - UFSCar), utilizando malhas hexaédricas, quando possível, e comparando o resultado com o de uma malha tetraédrica de segunda ordem, em um computador com 8 Gigabytes de memória RAM e um processador Intel i5 de sétima geração. Serão aqui apresentadas análises tanto de qualidade quanto de convergência de malha.

Por fim, de posse das cargas e das tensões de cada componente, utilizando o mesmo *software* foi calculada a vida em horas de cada componente pelo critério de dano acumulado e, foram realizadas melhorias de projeto visando atingir os requisitos de projeto.

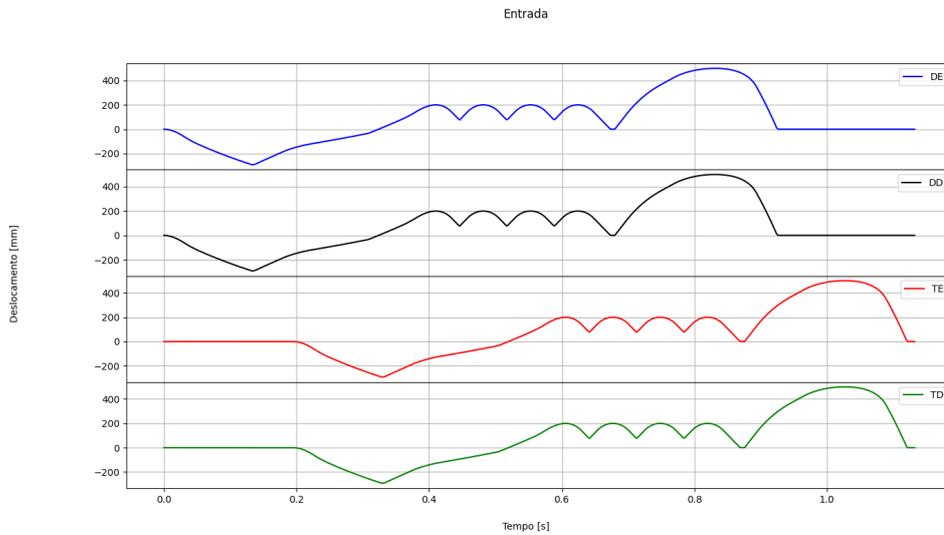
### 4.1 Descrição da entrada

Como entrada para o dimensionamento do sistema, foram utilizados 3 obstáculos tentando representar os tipos mais severos de deformações na pista, encontradas em competições.

- Uma valeta com 400 milímetros de profundidade e 500 de largura;
- 5 “costelas” de 200 milímetros de altura e 200 de largura, espaçadas entre si de 200 milímetros;
- Lombada com 500 milímetros de altura e 500 de largura que cai repentinamente (Figura 14).

As velocidades utilizadas para a valeta, as “costelas” e a lombada foram 3 *m/s*, 7 *m/s* e 4 *m/s*, respectivamente.

Figura 14: Obstáculos utilizados na simulação.

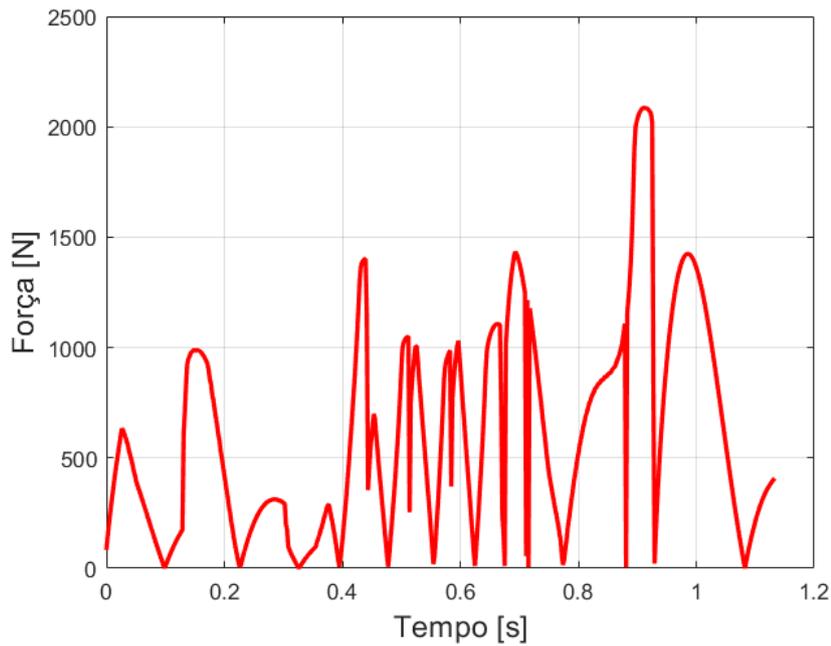


Fonte: Próprio autor.

As curvas  $DE$ ,  $DD$ ,  $TE$  e  $TD$  representam os deslocamentos, levando em consideração o raio do pneu, das rodas dianteira esquerda, dianteira direita, traseira esquerda e traseira direita, respectivamente.

Utilizando-se esses obstáculos e os dados do veículo da equipe foi obtido o perfil de cargas mostrado na Figura 15.

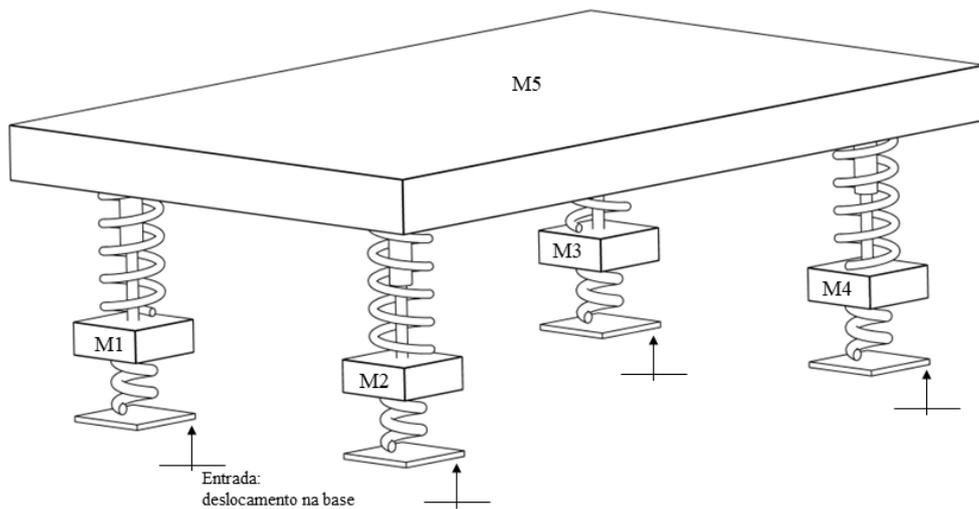
Figura 15: Cargas atuantes nas rodas dianteiras do veículo.



Fonte: Próprio autor.

Essa carga em questão se refere às forças atuantes nas massas não suspensas M1 e M2 (Figura 16), do modelo multi-corpos, que representam os conjuntos dianteiros, não suspensos do veículo, em que, dentre outros, se encontram os três componentes estudados no presente trabalho. Como não é possível precisar ao certo onde essa força está aplicado, devido às simplificações adotadas no modelo dinâmico, essa força foi considerada como atuando na roda do veículo, e este componente, por sua vez, foi considerado perfeitamente rígido e, portanto, as cargas são diretamente transferidas para o cubo e conseqüentemente a ponta de eixo e manga.

Figura 16: Desenho esquemático do modelo dinâmico usado para obtenção das cargas.



Fonte: Próprio autor.

Os valores de cargas máximas encontrados são bastante condizentes com os valores encontrados por Yan (2011), por meio de um transdutor de deslocamento linear.

## 4.2 Propriedades dos materiais

O primeiro passo para o dimensionamento dos componentes foi a correção da curva  $S - N$  de ambos. No caso da manga, a equipe utiliza o alumínio 7075-T6 na fabricação e, por falta de dados experimentais, a curva de fadiga do mesmo será corrigida com base na metodologia apresentada nesse trabalho, realizada em aço e, conseqüentemente, serve apenas como uma simplificação. Já a ponta de eixo é fabricada em aço 4340, que apesar de possuir elementos de liga em sua composição, é um aço médio carbono, que se encaixa no grupo de materiais utilizados nos experimentos, utilizados para obtenção dos coeficientes

de correção da curva  $S - N$  por Norton (2013). Outros dois pontos de discussão são os coeficientes  $C_{size}$  e  $C_{reliability}$ . Devido à complexidade na geometria da manga o coeficiente  $C_{size}$  foi simplificado para 1, o que foi levado em consideração na escolha do coeficiente de segurança, já para a ponta de eixo esse valor pode ser calculado sem problemas, por meio de um dimensionamento analítico do componente. Para o  $C_{reliability}$  foi escolhido uma confiabilidade de 90%, dado que são peças de confecção única e em caso de quebra pouco antes do previsto, a substituição não seria um problema tao grave. Com base nessas considerações foram obtidos os coeficientes apresentados na Tabela 5 para as curvas  $S - N$  da manga, cubo e da ponta de eixo.

Tabela 5: Coeficientes de correção das Curvas  $S - N$  dos componentes.

Componente	Material	$C_{load}$	$C_{size}$	$C_{surf}$	$C_{temp}$	$C_{rel}$
Manga	AL 7075-T6	0,7	1	0,838	1	0,897
Cubo	AL 7075-T6	0,7	1	0,838	1	0,897
Ponta de eixo	Aço 4340	0,7	1	0,782	1	0,897

Fonte: Próprio autor.

Apesar de a ponta de eixo ter 22 milímetros de diâmetro em sua maior seção, essa seção é caracterizada como não girante e, portanto, deve-se calcular seu diâmetro equivalente, como descrito nas equações 12 e 13, o que resulta em um valor de aproximadamente 8,2 milímetros, algo muito próximo da condição para que  $C_{size}$  seja igual a 1. Como esse componente foi dimensionado para vida infinita no passado, e espera-se que os diâmetros das seções transversais iram diminuir após a otimização, o valor de  $C_{size}$  para a curva  $S - N$  do componente foi aproximado para 1. Na Tabela 6 estão destacados os valores, já corrigidos, dos parâmetros necessários para a construção do diagrama  $S - N$ .

Tabela 6: Parâmetros das Curvas  $S - N$  dos componentes.

Componente	$S_{ut}$ [MPa]	$S'_e$ [MPa]	$S'_f$ [MPa]	$S_m$ [MPa]	$S_e$ [MPa]	$S_{f@5 \times 10^8}$ [MPa]
Manga	572	[-]	132	429	[-]	69,5
Cubo	572	[-]	132	429	[-]	69,5
Aço 4340	745	372,5	[-]	559	182,8	[-]

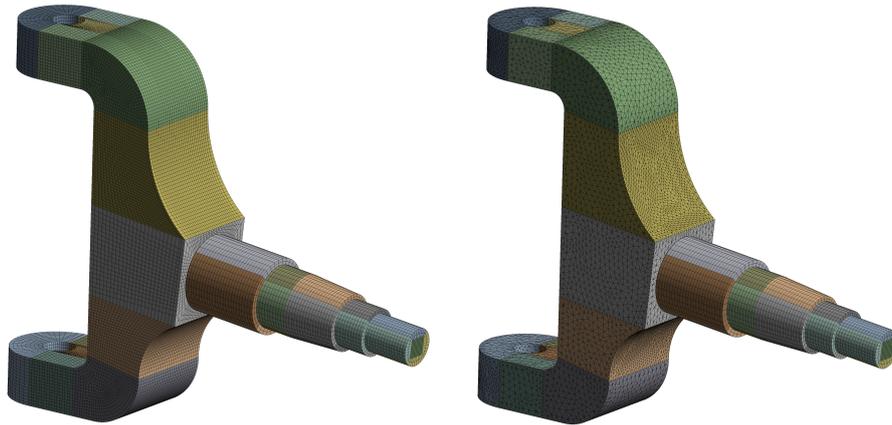
Fonte: Próprio autor.

(MATWEB, 2022)

### 4.3 Descrição do modelo de elementos finitos da manga de eixo.

Para o modelo de elementos finitos foram feitas duas malhas, uma com tetraedros de segunda ordem e outra com hexaedros de segunda ordem (Figura 17), com a finalidade de estabelecer uma comparação entre os resultados.

Figura 17: Malhas do modelo de elementos finitos da manga de eixo



Fonte: Próprio autor.

As condições de contorno se baseiam na montagem do sistema atual (Figura 18). A manga é fixa às bandejas por meio de juntas rotulares sendo a superior presa à bandeja montada no amortecedor. Além disso, há um *clevis*, que é responsável por interligar o conjunto ao sistema de direção, montado à manga por meio de parafusos. Para representar essa montagem foram escolhidas as seguintes condições de contorno (ilustradas na Figura 19):

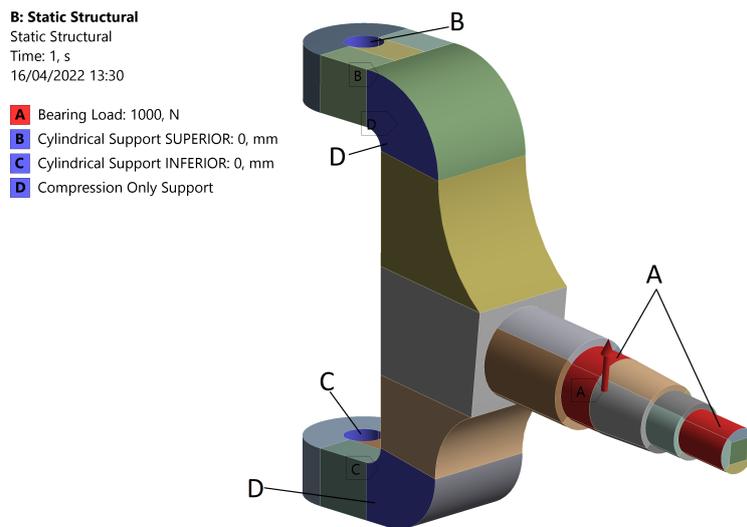
- A - *Bearing load* com módulo de  $1000\text{ N}$  na região onde são assentados os rolamentos que unem a ponta de eixo ao cubo, representando a carga de resposta ao amortecedor do veículo.
- B - Suporte cilíndrico com restrição de movimento na direção radial e axial.
- C - Suporte cilíndrico com restrição de movimento radial.
- D - Suporte de compressão na região, onde é preso o *clevis* da direção, para impedir a manga de girar ao redor do próprio eixo.

Figura 18: Montagem do atual sistema de suspensão da equipe baja UFSCar.



Fonte: Equipe Baja UFSCar.

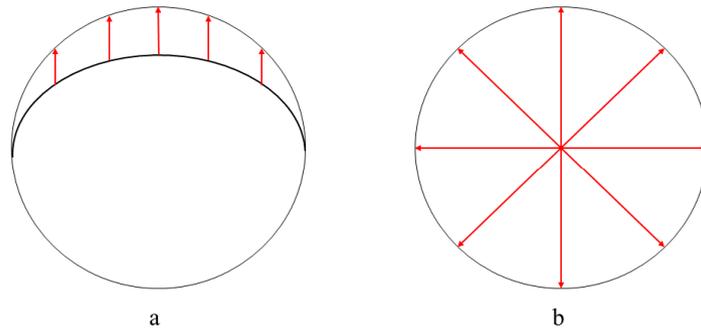
Figura 19: Condições de contorno do modelo de elementos finitos da manga de eixo.



Fonte: Próprio autor.

A escolha por apoios cilíndricos e cargas de rolamento se deve ao formato cilíndrico da região, e o fato de que a geometria não tem um perfil de cargas linear, devido as conexões pinadas entre os corpos e, conseqüentemente, apoios e forças simples, *displacement e force*, respectivamente não seriam representativos o suficiente (Figura 20).

Figura 20: Perfis de carregamento para um apoio cilíndrico (a) e apoio simples (b).



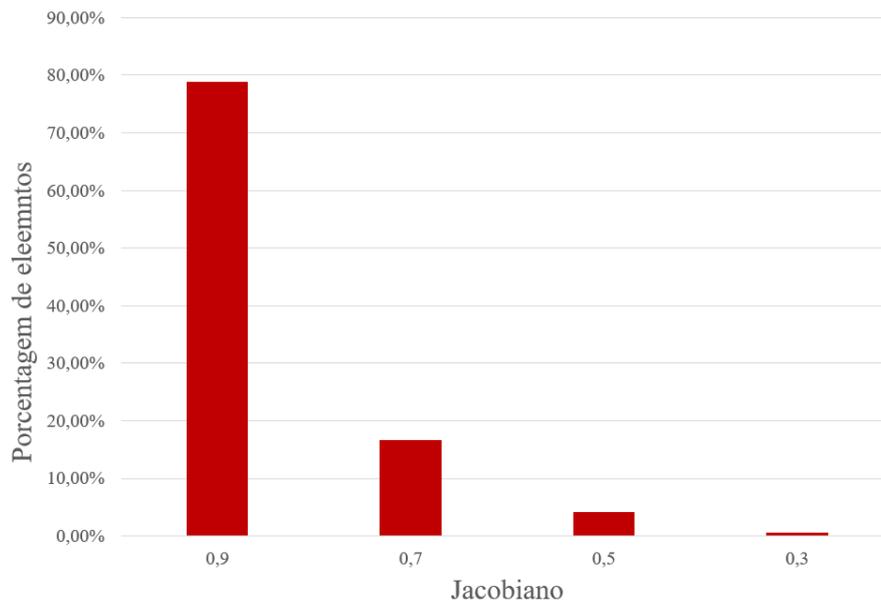
Fonte: Próprio autor.

Um dos pontos-chave do modelo é a condição de contato entre a manga de eixo e a ponta de eixo. Os tipos de contato mais comuns como *bonded* ou *frictionless* não são capazes de representar a realidade de maneira satisfatória. Para contornar esse problema, foi utilizado o contato do tipo *rough* que simula uma condição de atrito infinito entre as partes e, portanto, não há escorregamento entre a manga e a ponta de eixo, porém é possível que haja um descolamento nas direções normais, o que representa bem a condição de montagem por interferência dos dois componentes. A pré-carga devido a esse ajuste de montagem foi desprezada, pois, a interferência do ajuste é baixa, já que há um pino transversal que garante a fixação da ponta de eixo.

Outro ponto a ressaltar são os furos que prendem o *clevis* da direção e o furo pelo qual passa o pino de fixação da ponta de eixo a manga que foram retirados do modelo, para reduzir o custo computacional. Como não estavam próximos das regiões críticas, esses furos não tem grande influência no resultado final.

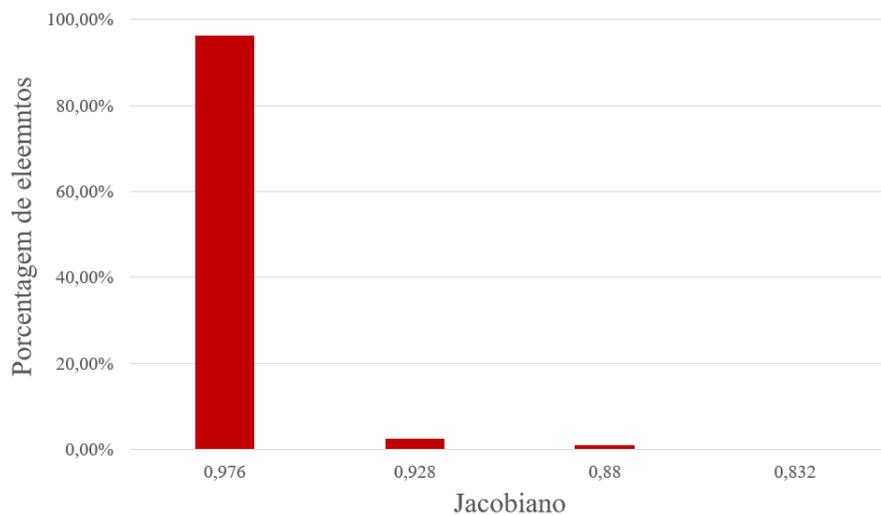
Como esperado, a malha de elementos hexaédricos apresentou uma qualidade inferior a malha de elementos tetraédricos em termos de geometria dos elementos gerados, como pode ser visto nos gráficos das Figuras 21 e 22. O jacobiano, além de ser uma matriz de derivadas parciais, é também utilizado como um índice de qualidade da malha de elementos finitos. Quanto mais próximo de 1 se encontra a jacobiano de um elemento, mais próximo do ideal, em termos geométricos, está esse mesmo elemento.

Figura 21: Jacobiano da malha hexaédrica.



Fonte: Próprio autor.

Figura 22: Jacobiano da malha tetraédrica.



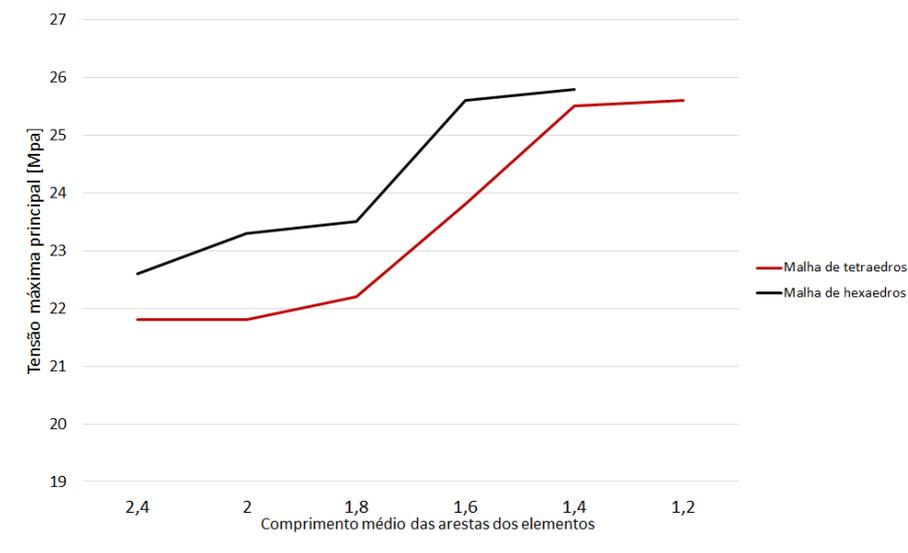
Fonte: Próprio autor.

Nota-se que, na malha tetraédrica, quase todos os elementos se encontram com o seu jacobiano muito próximo ao valor ideal de 1, o que significa que quase todos os elementos são tetraedros ideais, ou seja, sem nenhuma distorção, efeito que se faz bem mais presente na malha hexaédrica, devido à complexidade da geometria.

Contudo, grande parte desses elementos distorcidos se encontram relativamente longe de regiões críticas em ambas as malhas e, como pode ser visto no gráfico da Figura 23,

ambos os modelos convergem para o mesmo patamar de tensão máxima.

Figura 23: Análise de convergência de malha dos modelos de elementos finitos.



Nota: Não foi possível reduzir a malha ainda mais, pois as análises demandavam cerca de 13 horas usando toda a capacidade de processamento e memória RAM do computador.

Fonte: Próprio autor.

Com a malha do modelo de elementos finitos devidamente analisada, foi usado a ferramenta de fadiga do *software* ANSYS para estimar a vida dos componentes. Para isso, a carga do modelo foi multiplicada por fatores de proporção de forma para que ficasse igual à carga extraída do *App* (Figura 15), multiplicada por um coeficiente de segurança, e utilizou-se o critério de *Goodman* para computar os danos de cargas médias (Figuras 24 e 25). O coeficiente de segurança foi definido com base na metodologia de Norton (2013) apresentada na Tabela 7.

Tabela 7: Fatores usados para determinação de fator de projeto para materiais dúcteis.

Informação	Qualidade da informação	fator
F1:		
Dados de propriedades do material disponíveis a partir de ensaios:	O material foi ensaiado	1,3
	Dados de ensaios representativos do material estão disponíveis	2,0
	Dados de ensaios representativos do material estão disponíveis	3,5
	Dados de testes pouco representativos do material estão disponíveis	5+
F2:		
Condições ambientais e de trabalho em que será utilizado:	São idênticas às condições de ensaio do material	1,3
	Essencialmente em condições ambientais normais	2,0
	Ambiente moderadamente desafiador	3,5
	Ambiente extremamente desafiador	5+
F3:		
Modelos analíticos para carregamentos e tensões:	Modelos comprovados por ensaios experimentais	1,3
	Modelos representam com precisão o sistema	2,0
	Modelos representam aproximadamente o sistema	3,5
	Modelos representam grosseiramente o sistema	5+

Fonte: (NORTON, 2013).

O coeficiente de segurança deve ser definido como o máximo dentre os três fatores propostos (equação 22), levando-se em consideração as incertezas envolvidas no projeto.

$$N = \text{MAX}(F1, F2, F3) \quad (22)$$

Dado que manga e cubos são feitos em alumínio e as equações que definem coeficientes de correção da curva  $S - N$  foram definidas com base em ensaios de aços com baixo teor de carbono, escolheu-se definir o fator F1 como sendo 5. Os outros dois fatores foram definidos como sendo 3,5, dado que o sistema de suspensão está muito sujeito a impactos e o modelo multi-corpos da equipe ainda carece de validação. Portanto, o coeficiente de segurança aplicado ao projeto do cubo e da manga foi 5. Já a ponta de eixo, por ser feita em aço teve seu coeficiente de segurança definido como 3,5.

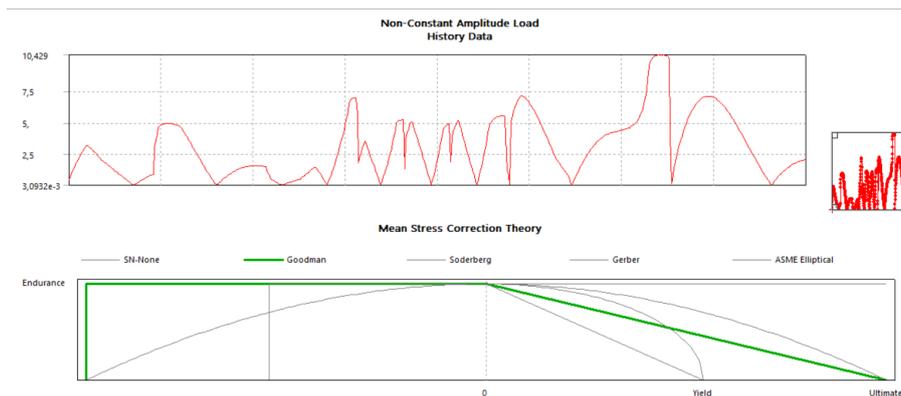
Figura 24: Configuração da ferramenta de fadiga do *software*.

Details of "Fatigue Tool"	
<b>Domain</b>	
Domain Type	Time
<b>Materials</b>	
Fatigue Strength Factor (Kf)	1,
<b>Loading</b>	
Type	History Data
History Data Location	C:\Users\cleb...\loadhistory.dat
<input type="checkbox"/> Scale Factor	5,
<b>Definition</b>	
<input type="checkbox"/> Display Time	End Time
<b>Options</b>	
Analysis Type	Stress Life
Mean Stress Theory	Goodman
Stress Component	Signed von-Mises
Bin Size	32
Use Quick Rainflow Counting	Yes
Infinite Life	1,e+009 blocks
Maximum Data Points To Plot	5000,
Results Input (Beta)	Stress
<b>Life Units</b>	
Units Name	blocks
1 block is equal to	1, blocks

Fonte: Próprio autor.

O fator  $K_f$  foi configurado como 1, pois todos os fatores de correção foram computados nas propriedades dos materiais usados na simulação.

Figura 25: Fatores de multiplicação da carga aplicada ao modelo.



Fonte: Próprio autor.

O *software* ANSYS faz o cálculo de vida dos componentes com base na tensão da análise estática, que por sua vez, tem os níveis de tensão, nas regiões que possuem concentradores, governados por  $K_t$ , que possui valores ligeiramente maiores que  $K_f$ . Portanto as análises estão um pouco mais conservadoras.

Ao final do dimensionamento realizado por meio do *software*, foi feita uma comparação com o cálculo de vida da manga de eixo, realizado analiticamente na competição Baja SAE 2020, e com base em um carregamento diferente, retirado de um modelo multi-corpos feito no *motion studio* do *software* SolidWorks, com obstáculos similares (o modelo de elementos finitos utilizado para obtenção das tensões era idêntico ao atual).

O modelo multi-corpos citado acima, utilizado na mesma competição, foi abandonado pela equipe, devido a complexidade do *setup*, porém as cargas obtidas por meio dele podem ser vistas na Figura 26.

Figura 26: Carregamento obtido, por meio do modelo multi-corpos do SolidWorks.



Fonte: Próprio autor.

Essas cargas foram avaliadas na ponta de eixo do veículo, componente ao qual a carga é aplicada no modelo de elementos finitos da manga.

Na época, devido ao desconhecimento da técnica *rain flow*, foi feito um esforço para envolver essas cargas em funções de seno e cosseno (Figura 27) e, assim permitir o cálculo de dano no componente pelas equações 17 e 21.

Figura 27: Carregamento envolvido por funções de seno e cosseno.



Fonte: Próprio autor.

Conhecida a tensão no componente para uma carga de  $1000\text{ N}$  e, desde que o material esteja em seu regime linear, as tensões, para outros valores de carregamento, podem ser facilmente calculadas, sem a necessidade de utilizar o modelo de elementos finitos, uma vez que são diretamente proporcionais e, posteriormente, divididas em suas componentes normal e média.

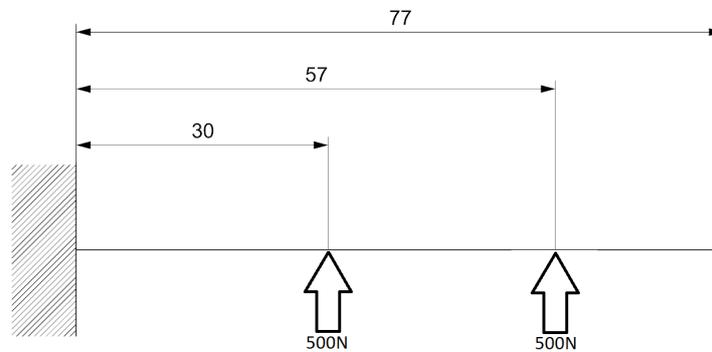
## 5 Discussões e resultados

Nesse capítulo é apresentado os resultados obtidos, e as melhorias aplicadas nos componentes.

### 5.1 Dimensionamento da ponta de eixo

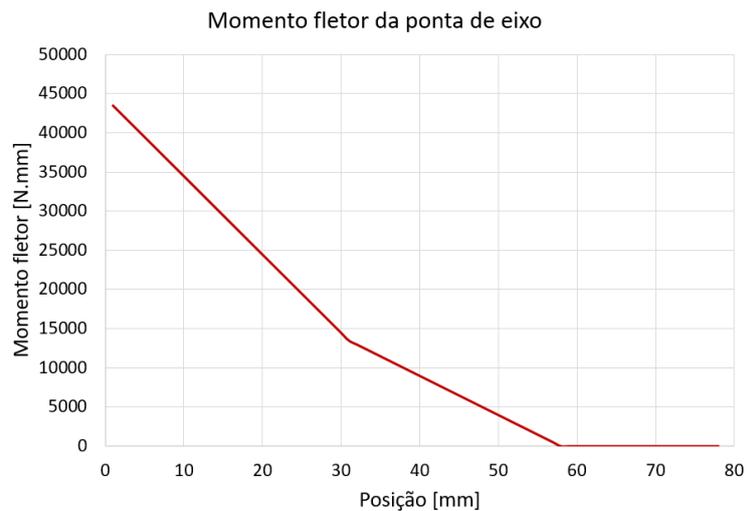
Na abordagem mais simplificada possível, a ponta de eixo pode ser aproximada por uma viga engastada (Figura 28) e, conseqüentemente, os valores de tensão podem ser calculados analiticamente através de seu diagrama de momento (Figura 29).

Figura 28: Desenho esquemático do modelo analítico da ponta de eixo.



Fonte: Próprio autor.

Figura 29: Diagrama de momento fletor da ponta de eixo.



Fonte: Próprio autor.

Sabendo que a ponta de eixo atual se inicia com uma seção transversal circular de 22

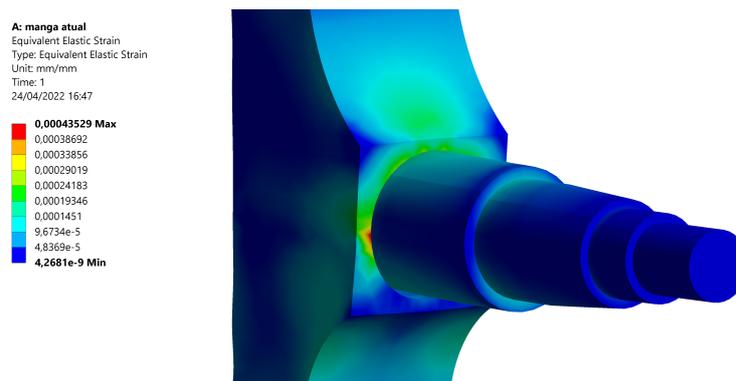
milímetros de diâmetro, o valor máximo de tensão, sem levar em considerações concentradores de tensão, pode ser facilmente calculado pela equação 23.

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (23)$$

em que  $\sigma$  é a tensão normal atuando no ponto,  $M$  é o momento fletor no ponto de interesse,  $c$  é a distância entre o ponto de interesse e a linha neutra, que se desprezada a carga estática do carro, algo que foi feito no modelo multi-corpos, se encontra bem no centro da seção transversal da ponta de eixo, e  $I$  é o momento de inércia de área da seção no ponto de interesse. Dadas essas considerações, e sabendo que  $M$  é igual a 43500  $Nmm$ , e que  $c$  é a metade do diâmetro da seção transversal no ponto, tem-se que a tensão máxima é aproximadamente 41,6  $MPa$ .

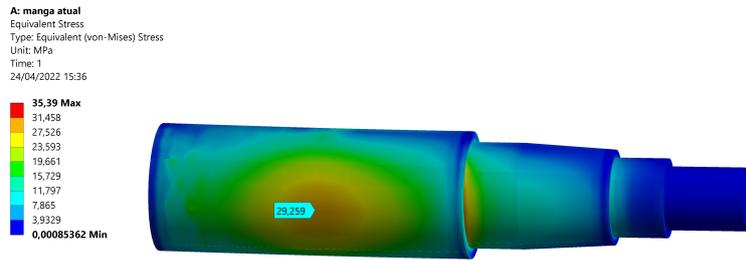
Contudo, esse valor, como pode ser visto na Figura 31, está muito acima do obtido pela simulação. Isso se deve ao fato de que no modelo analítico o engaste é perfeitamente rígido, porém no modelo de elementos finitos a manga absorve uma parte da energia (Figura 30), por meio de sua deformação, algo que acontece na realidade. Dado que a diferença na tensão, nesse ponto, entre modelo analítico, menos representativo nesse caso, e o de elementos finitos é de quase 30%, o dimensionamento do componente foi feito via *software*.

Figura 30: Deformações na região de acoplamento dos componentes, do modelo de elementos finitos.



Fonte: Próprio autor.

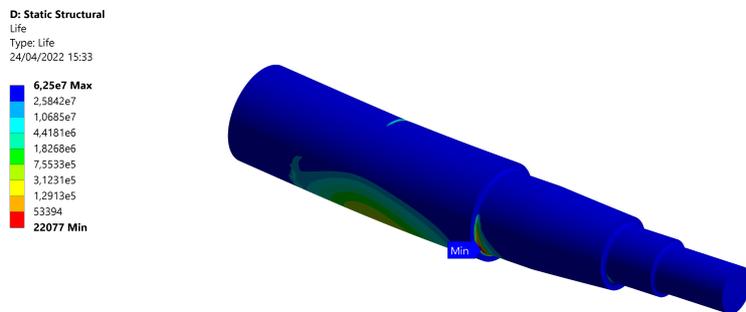
Figura 31: tensão máxima na interface entre a ponta de eixo e a manga. Região correspondente ao engaste no modelo analítico.



Fonte: Próprio autor.

Considerando uma sequência de obstáculos como a da simulação a cada dez segundo, conclui-se que a ponta de eixo precisa suportar cerca de 21600 ciclos de carga para apresentar uma vida de 60 horas, o suficiente para o ciclo de vida do protótipo. Diminuindo os diâmetros das seções transversais e mantendo a proporção entre as mesmas, foi possível chegar muito próximo desse valor (Figura 32), o que reduziu o diâmetro da maior seção do eixo para 19 milímetros, diminuindo a massa de 292 para 176 gramas, ou seja, uma redução de aproximadamente 30% (Figura 33).

Figura 32: Vida da ponta de eixo após a redução nos diâmetros das seções transversais.



Fonte: Próprio autor.

Figura 33: Modelos CAD das pontas de eixo atualmente em uso e proposta a ser construída

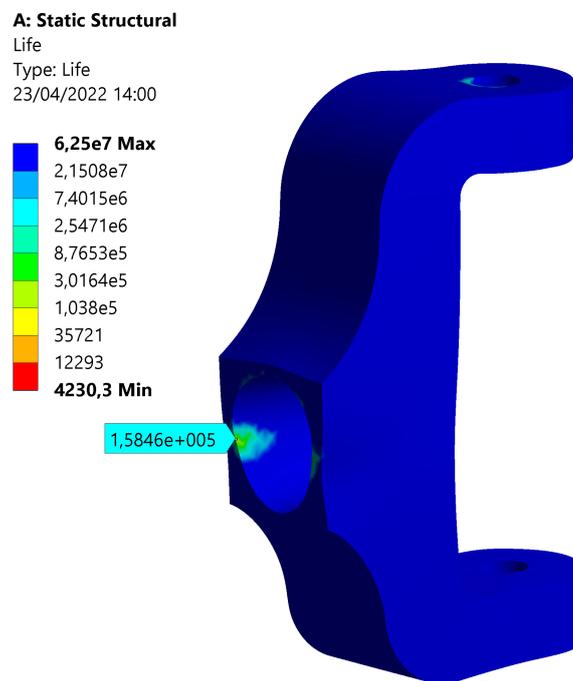


Fonte: Próprio autor.

## 5.2 Dimensionamento da manga de eixo

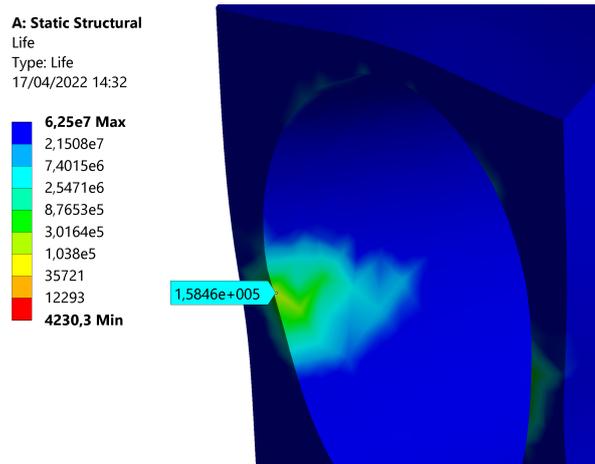
Mesmo com a adoção de um alto coeficiente de segurança, a região crítica da manga apresentou vida de 158 mil ciclos de carregamento. Tomando as mesmas considerações adotadas na ponta de eixo, a manga apresentou uma vida de aproximadamente 439 horas, algo extremamente acima do que a equipe necessita, além disso, quase toda estrutura do componente apresentou vida superior a  $6 \times 10^7$  ciclos, mostrando haver espaço para uma redução significativa de massa (Figura 34 e 35).

Figura 34: Vida, em ciclos, da manga de eixo atualmente em uso pela equipe.



Fonte: Próprio autor.

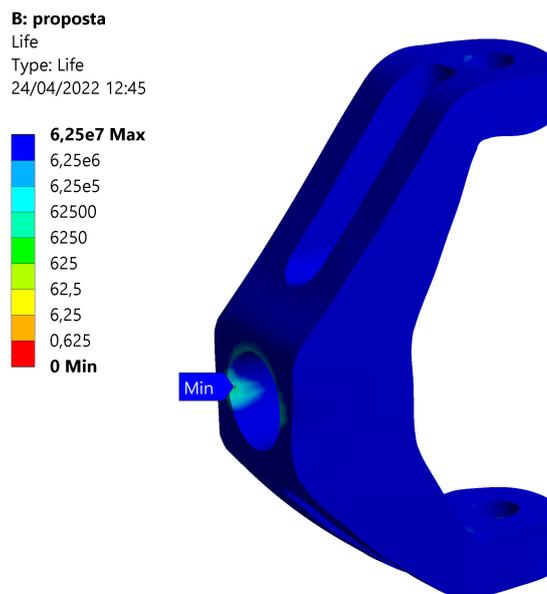
Figura 35: Vida na região crítica da manga de eixo atualmente em uso pela equipe.



Fonte: Próprio autor.

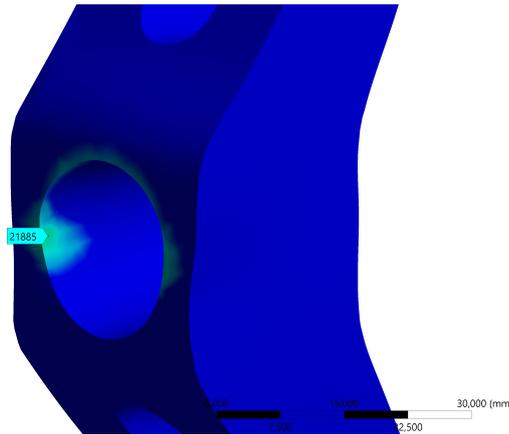
Utilizando o mesmo modelo de elementos finitos trabalhou-se na geometria até a obtenção de uma vida de aproximadamente 21600 ciclos na região crítica do componente, ou seja, uma vida em torno de 60 horas. Depois de algumas mudanças na geometria, retirando material das regiões que apresentavam vida superior, foi possível alcançar um resultado próximo ao almejado como pode ser visto nas Figuras 36 e 37. Essa otimização reduziu a massa do componente de 263 para 192 gramas, ou seja, uma redução de cerca de 27% (Figura 38).

Figura 36: Vida da manga com as melhorias de projeto aplicadas.



Fonte: Próprio autor.

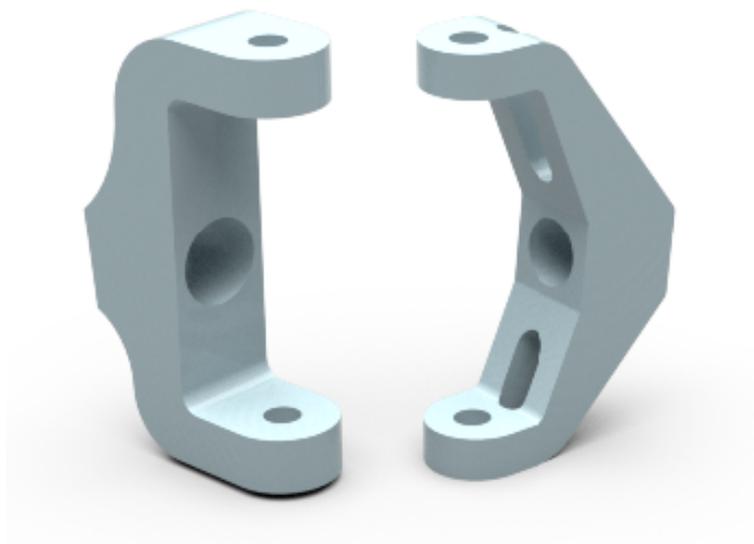
Figura 37: Vida na região crítica da manga com as melhorias de projeto aplicadas.



Fonte: Próprio autor.

Os valores mais baixos de vida, que aparecem nas legendas, são referentes à ponta de eixo, a qual foi modelada sem os raios de alívio e sem as propriedades corretas, nesse modelo, com exceção do coeficiente de *Poisson* e a rigidez, nessas simulações. Além disso, o coeficiente de segurança, valor que multiplica as cargas, utilizado nos modelos referentes a essas imagens foi 5.

Figura 38: Modelos CAD das mangas de eixo atualmente em uso e proposta a ser construída.



Fonte: Próprio autor.

Um ponto interessante de destaque no dimensionamento da manga de eixo é o resultado quase idêntico ao dimensionamento feito analiticamente, em 2020. Considerando a

sequência de obstáculos dentro do mesmo intervalo de 10 segundos, e o mesmo coeficiente de segurança, obteve-se um resultado de 444,1 horas de vida para manga, ou seja, um resultado com apenas 1,2% de divergência.

Os valores de tensão alternada e média de cada ciclo de carga, obtido pelo modelo do *software* SolidWorks, pode ser visto na Tabela 8.

Tabela 8: Tensões alternada e média para cada ciclo de carga.

$F_{Mx}[N]$	$F_{Mn}[N]$	$\sigma_{alt}[MPa]$	$\sigma_{md}[MPa]$
1115	0	17,0	17,0
570	185	6,3	11,1
1520	0	23,2	23,2
2000	0	30,4	30,4
550	60	7,6	9,2
1300	0	19,8	19,8
380	0	5,8	5,8
2100	0	32,0	32,0
800	170	10,0	14,4

Fonte: Próprio autor.

De posse desses valores de tensão, por meio da equação 17 foi possível fazer uma comparação com a curva  $S - N$  do material e computar o dado com o auxílio da equação 21. Os valores de dano obtidos, já com o coeficiente de segurança aplicado, podem ser vistos na Tabela 9.

Tabela 9: Dano para cada ciclo de carga da simulação.

Tensão equivalente [N]	Nº de ciclos de vida	Nº de ciclos na simulação	Dano [%]
87,6	3,28E+07	1	3,05E-6
32,1	2,36E+10	2	8,49E-9
120,7	3,99E+06	2	5,01E-5
161,0	6,04E+05	2	3,33E-4
38,7	6,99E+09	1	1,43E-8
102,6	1,16E+07	1	8,63E-6
29,3	4,35E+10	1	2,29E-9
169,6	4,31E+05	1	2,32E-4
51,3	1,10E+09	2	11,83E-7

Fonte: Próprio autor.

Somando os danos causados, e considerando uma sequência de obstáculos, como os da simulação, a cada 10 segundos, foi obtido o resultado da Tabela 10.

Tabela 10: Vida total da manga de eixo atualmente em uso.

Tempo da simulação [s]	Dano causado em um bloco de obstáculos [%]	Vida [h]
10	6,25E-04	444,1

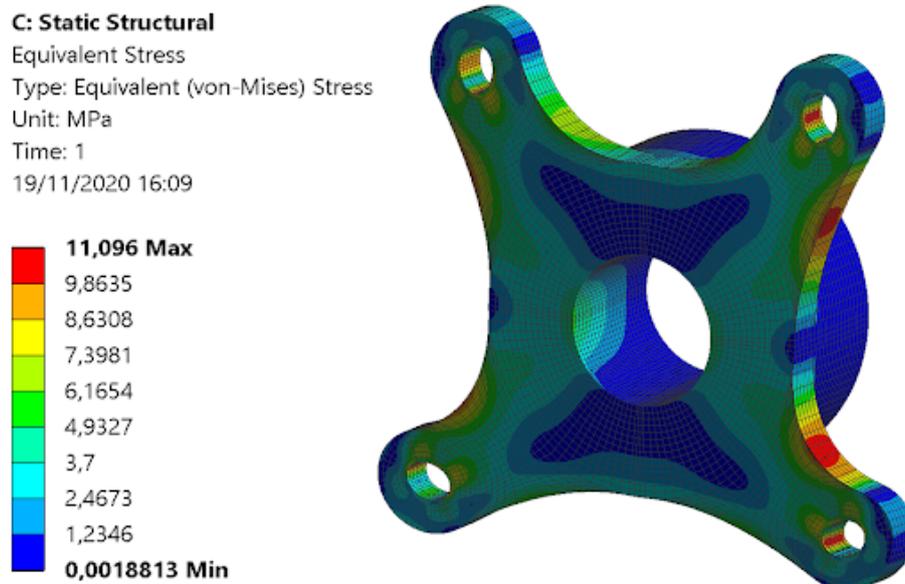
Fonte: Próprio autor.

Apesar dessa metodologia fornecer bons resultados, ela é extremamente custosa e se torna inviável para um caso em que se disponha de um histórico de carga maior, sendo assim, o dimensionamento por meio do Ansys permite um maior dinamismo no dimensionamento dos componentes, e permite que a equipe trabalhe com um histórico de cargas adquirido experimentalmente, com maior facilidade, no futuro.

### 5.3 Dimensionamento do cubo de roda

Para o cubo de roda foram adotadas as mesmas simplificações utilizadas na manga, já que seu material é o mesmo. Porém, após uma primeira análise notou-se que as cargas vindas do sistema de suspensão do veículo resultavam em tensões muito baixas no componente (Figura 39).

Figura 39: Tensão de von Mises atuante no cubo de roda, para uma carga de 2500 N aplicada nos furos, onde passam os parafusos que prendem as rodas ao cubo (escala de deformação -  $6,8 \times 10^2$ ).



Fonte: Próprio autor.

Como esses níveis de tensão causam um dano desprezível no componente, foi utilizada outra abordagem para o dimensionamento do cubo.

Nas competições, fica evidente, pela mudança de cambagem abrupta, a solicitação lateral a que esse componente fica submetido em curvas. Portanto, essa carga lateral foi estimada e, o cubo, dimensionado para a mesma.

Sabendo que a força centrípeta gerada pelo veículo numa curva pode ser tão grande quanto o coeficiente de atrito entre os pneus e o solo e sua força normal, caso esse limite seja ultrapassado, o carro simplesmente irá começar a escorregar. Com essas considerações, obtém-se o seguinte valor para a carga lateral, a qual o carro fica submetido em curvas:

$$F_{centrípeta} = \mu_{pneu} \times M_{carro} \times G \quad (24)$$

dado que o coeficiente de atrito do pneu, comumente utilizados em baixas, é de 0,7, que massa do veículo com piloto é de aproximadamente 250 quilos e aproximando a gravidade para 9,81 tem-se,

$$F_{centrípeta} = 1716,75N \quad (25)$$

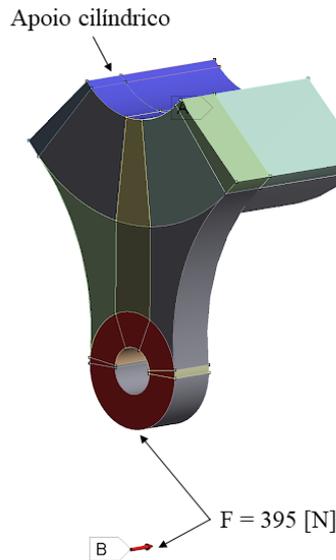
Porém, essa força não é igualmente distribuída entres às quatro rodas do carro. Sabendo que a distribuição de massa do baja é de aproximadamente 40 % para dianteira e 60 % para a traseira e, que o veículo experimenta uma transferência de carga lateral de 15 % em curvas, tem-se que a roda dianteira externa a uma curva sofre uma carga de 395  $N$  e a interna 291,4  $N$  aproximadamente.

Outra incerteza é como essas forças se distribuem em cada uma das abas do cubo e, portanto, foi feita uma simplificação considerando um caso extremo, em que apenas umas dessas abas suporta toda a carga.

Assim como no caso da manga, foi feito um modelo de elementos finitos do cubo, tomando todos os mesmos cuidados em relação à malha.

As condições de contorno podem ser vistas na Figura 40. A região em azul denota um apoio cilíndrico completamente restrito e, em vermelho, tem-se a carga aplicada na região de contato entre o pneu e o solo, porém transferida para o cubo na região onde o mesmo se conecta com a roda.

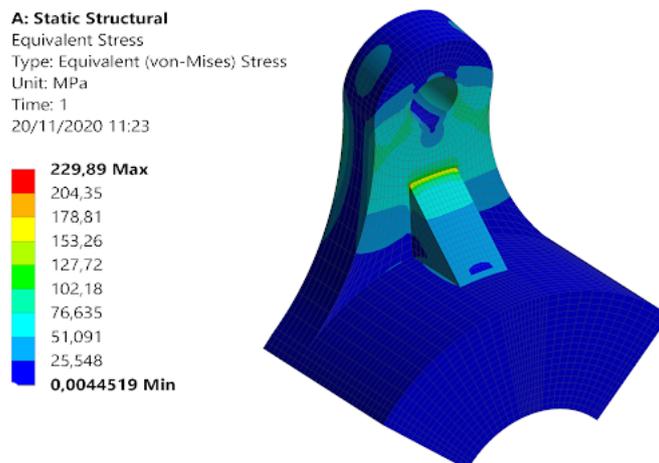
Figura 40: Condições de contorno do modelo de elementos finitos do cubo de roda, para aplicação da carga lateral.



Fonte: Próprio autor.

Após a conclusão de diversas análises, variando o grau de refinamento da malha, ficou evidente a existência de um problema grave de projeto no *design* do componente. Uma nervura presente na parte de trás da aba possui um concentrador de tensão altíssimo, o qual inclusive impossibilitou a obtenção de resultados conclusivos, dado que a malha não convergiu na região (Figura 41). Portanto, uma correção no *design* fez-se necessária.

Figura 41: Concentrador de tensão presente na interface entre uma nervura e a aba do cubo.



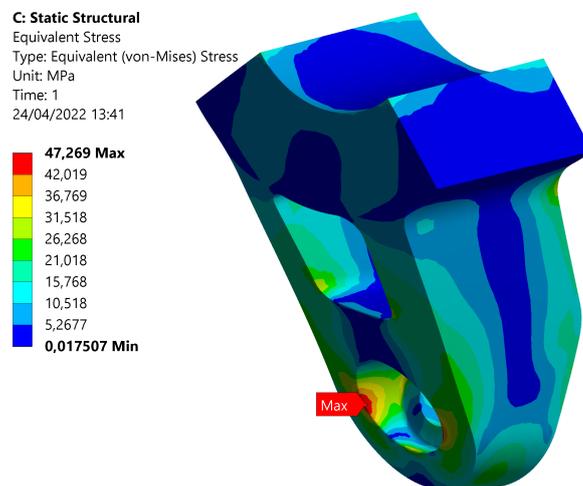
Fonte: Próprio autor.

Para corrigir esse problema, foi proposto um novo design, com uma abordagem completamente diferente, em que a nervura e a aba são integradas, o que permitiu atingir

níveis de tensão dentro dos requisitos de projeto (Figura 42), algo que foi possível graças a aquisição de um torno CNC por parte do departamento de Engenharia Mecânica da UFSCar.

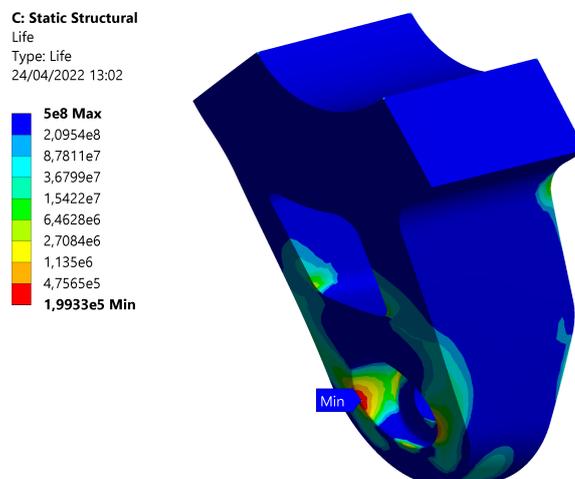
Foi estimado que durante uma volta de uma competição o cubo experimenta 150 ciclos de carga como os citados anteriormente. Sabendo que uma volta, em média, considerando as competições nacional e regional, dura 3 minutos, concluí-se que o cubo precisa apresentar vida de, pelo menos, 180 mil ciclos. Depois de algumas tentativas foi possível chegar em um design que apresentou vida de aproximadamente 200 mil ciclos, o que satisfaz a condição mínima imposta (Figura 43).

Figura 42: Tensão de von Mises do cubo com as melhorias de projeto aplicadas.



Fonte: Próprio autor.

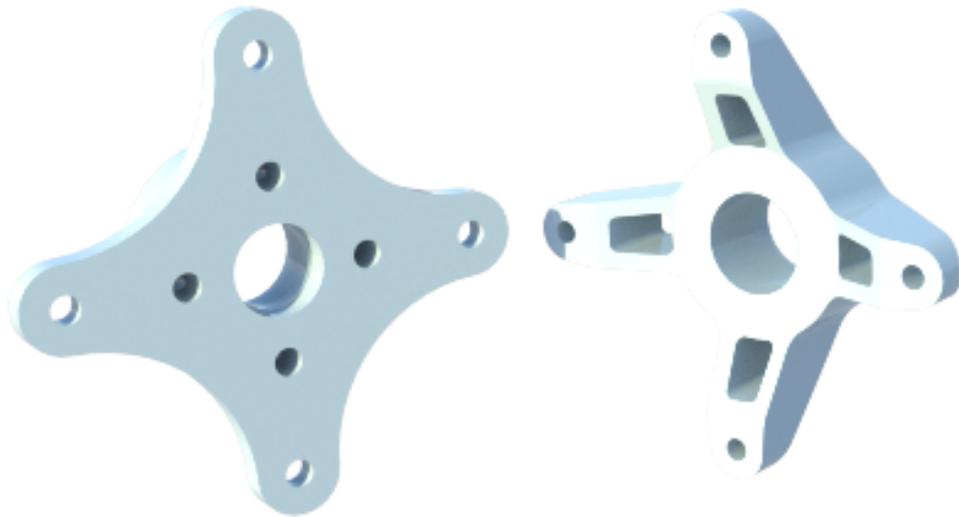
Figura 43: Vida do cubo com as melhorias de projeto aplicadas.



Fonte: Próprio autor.

Com essas alterações, o cubo, além de apresentar valores de tensão máxima muito mais baixos que na situação anterior (Figura 41), teve uma redução de massa de cerca de 19%, caindo 602 gramas para 486 gramas (Figura 44).

Figura 44: Modelos CAD dos cubos atualmente em uso e proposta a ser construída.



Fonte: Próprio autor.

## 6 Conclusões e sugestões para trabalhos futuros

Além de ter sido possível alcançar uma redução de massa expressiva no sistema, aproximadamente 25%, mantendo um nível de confiabilidade alto, também foi traçado um roteiro de dimensionamento de componentes, que pode ser extrapolado para todo o carro, ademais, as ferramentas exploradas no *software* Ansys, dão à equipe a possibilidade de trabalhar futuramente com um dimensionamento ainda mais refinado, computando outros efeitos significantes, e podem ter passado despercebidos por esse trabalho, e até mesmo utilizar um histórico de carga adquirido por meio da instrumentação do veículo, ao longo de um teste ou uma competição.

Apesar de ter sido possível alcançar os objetivos pretendidos com o trabalho, ainda há várias melhorias possíveis para se implementar no futuro, com o intuito de aumentar a confiabilidade da metodologia. O principal ponto de melhoria passa pela validação dos modelos utilizados, tanto o multi-corpos, algo que não será tratado nesse trabalho, quanto o de elementos finitos, que pode ser facilmente feito, com um *strain gauge*, como em Yan (2011). Outro ponto a ser melhorado diz respeito aos dados dos materiais, principalmente o alumínio. Como os coeficientes de correção das curvas  $S - N$  são recomendados apenas para aços baixo e médio carbono, reproduzir os ensaios no alumínio 7075-T6 seria uma excelente maneira de aumentar a confiança nos dados acerca da vida do componente, podendo assim, baixar o coeficiente de segurança. Por fim, apesar de a entrada utilizada para o dimensionamento dos componentes ser representativa, pensando nas últimas competições, cujos obstáculos mais críticos foram reproduzidos na simulação, existe uma componente de aleatoriedade nesses obstáculos, dado que eles variam de frequência e intensidade ao longo das pistas, ou podem, até mesmo, ser completamente diferentes em uma competição futura. Portanto, uma análise no domínio da frequência, como por exemplo, do tipo *power spectral density*, ou PSD, que consiste em aplicar uma carga aleatória, dentro de um *range* de amplitude e frequência ao componente, poderia aumentar, ainda mais, a confiabilidade do dimensionamento.

## Referências

- BUDYNAS, R. G.; NISBETH, J. K. *Elementos de Máquinas de Shigley-10<sup>ª</sup> Edição*. [S.l.]: McGraw Hill Brasil, 2016.
- FELÍCIO, L. C. *Modelagem da dinâmica de sistemas e estudo da resposta*. [S.l.]: RiMa editora, 2010.
- FILHO, A. A. *Elementos Finitos–A base da tecnologia CAE*. [S.l.]: Saraiva Educação SA, 2018.
- LEE, Y.-L.; BARKEY, M. E.; KANG, H.-T. *Metal fatigue analysis handbook: practical problem-solving techniques for computer-aided engineering*. [S.l.]: Elsevier, 2011.
- MATWEB. 2022. <https://www.matweb.com/> - acesso em abril de 2022.
- NORTON, R. L. *Projeto de máquinas*. [S.l.]: bookman editora, 2013.
- PASEKIAN, P. H. L. *Desenvolvimento de um software de simulação do comportamento dinâmico de um veículo baja*. [S.l.]: Trabalho de conclusão de curso - UFSCar, 2021.
- PEDROSO, G. M.; PIÃO, R. *Projeto CAD e CAE da manga de eixo da suspensão dianteira de um protótipo Baja SAE*. [S.l.]: Trabalho de conclusão de curso - Universidade Federal do Triângulo Mineiro, 2021.
- PILKEY, W. D.; PILKEY, D. F.; BI, Z. *Peterson's stress concentration factors*. [S.l.]: John Wiley & Sons, 2020.
- YAN, L. T. W. *Análise estrutural utilizando o método de elementos finitos de componentes do veículo Baja SAE submetidos a esforços de fadiga*. [S.l.]: Trabalho de conclusão de curso - Escola politécnica da universidade de São Paulo, 2011.