



UNIVERSIDADE FEDERAL RURAL DO SEMI-ÁRIDO
PRÓ-REITORIA DE GRADUAÇÃO
CENTRO DE ENGENHARIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA

VICTOR GOMES DE OLIVEIRA SOUSA

CÁLCULO ESTRUTURAL DE VEÍCULO TIPO BAJA

MOSSORÓ

2019

VICTOR GOMES DE OLIVEIRA SOUSA

CÁLCULO ESTRUTURAL DE VEÍCULO TIPO BAJA

Monografia apresentada a Universidade
Federal Rural do Semi-Árido como requisito
para obtenção do título de Engenheiro
Mecânico

Orientador: Prof. Dr. Zoroastro Torres Vilar

MOSSORÓ

2019

© Todos os direitos estão reservados a Universidade Federal Rural do Semi-Árido. O conteúdo desta obra é de inteira responsabilidade do (a) autor (a), sendo o mesmo, passível de sanções administrativas ou penais, caso sejam infringidas as leis que regulamentam a Propriedade Intelectual, respectivamente, Patentes: Lei nº 9.279/1996 e Direitos Autorais: Lei nº 9.610/1998. O conteúdo desta obra tomar-se-á de domínio público após a data de defesa e homologação da sua respectiva ata. A mesma poderá servir de base literária para novas pesquisas, desde que a obra e seu (a) respectivo (a) autor (a) sejam devidamente citados e mencionados os seus créditos bibliográficos.

S725c Sousa, Victor Gomes de Oliveira.
Cálculo estrutural de veículo tipo BAJA /
Victor Gomes de Oliveira Sousa. - 2019.
74 f. : il.

Orientador: Zoroastro Torres Vilar.
Monografia (graduação) - Universidade Federal
Rural do Semi-árido, Curso de Engenharia
Mecânica, 2019.

1. Cálculo Estrutural. 2. BAJA. 3. SAE. I.
Vilar, Zoroastro Torres, orient. II. Título.

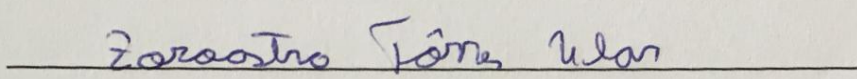
VICTOR GOMES DE OLIVEIRA SOUSA

CÁLCULO ESTRUTURAL DE VEÍCULO TIPO BAJA

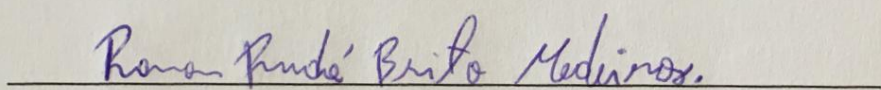
Monografia apresentada a Universidade Federal Rural do Semi-Árido como requisito para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Defendida em: 22/03/2019

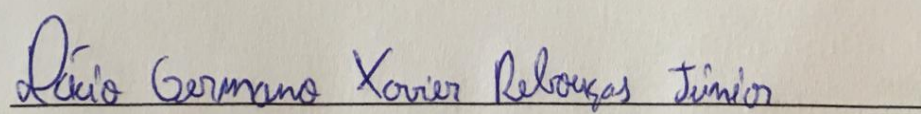
BANCA EXAMINADORA

A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature is "Zoroastro Torres Vilar" written over a horizontal line.

Prof. Dr. Zoroastro Torres Vilar – UFERSA
Presidente

A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature is "Ramon Rudá Brito Medeiros" written over a horizontal line.

Prof. MCs. Ramon Rudá Brito Medeiros – UFC
Primeiro Membro

A rectangular box containing a handwritten signature in blue ink. The signature is "Dácio Germano Xavier Rebouças Júnior" written over a horizontal line.

Eng. Dácio Germano Xavier Rebouças Júnior – UFERSA
Segundo Membro

*Aos meus heróis, construtores de quem eu sou e do que acredito,
José Aldenor de Sousa e Maria da Conceição Oliveira Sousa.*

wyrd bið ful aræd

Dedico.

AGRADECIMENTOS

Agradeço antes de tudo a Maria da Conceição e José Aldenor, antes mesmo de ser minha essa conquista é de vocês dois por todo sacrifício que fizeram na vida para que eu tivesse a chance de ter esse momento. Antes de meu, esse sonho é de vocês e para vocês, pois tudo que eu gerar de bom será em espelho ao que me ensinaram. Obrigado.

Aos meus irmãos Wilk, Leonardo e Erico, por sempre me mostrarem mesmo sem saber que eu posso ser sempre melhor, obrigado.

Aos meus pais, todos aqueles que contribuíram para minha formação como pessoa e me deram amor, proteção e carinho, Maria Goretti, José Laelson (Saburá), Luzia Eufrázio (vovó), Francisco de Paula (vovô) e Sônia. Sempre fui muito abençoado por tê-los comigo. Obrigado.

A minha companheira, amiga, namorada, e confidente Maria Eduarda, por me incentivar e estar ao meu lado nos bons e maus momentos. Obrigado.

Agradeço ao meu orientador de projeto de conclusão de curso, orientador de estágio, coordenador de curso, professor, coordenador de projeto: Prof. Dr. Zoroastro Torres Vilar. Obrigado por todo conhecimento passado, por toda paciência e incentivo ao longo desses anos. Agradeço também por, junto ao Prof. Dr. Manoel Quirino da Silva Junior, alavancarem o curso de engenharia mecânica na UFERSA e darem exemplo aos futuros engenheiros de como serem profissionais com excelência, zelo e amor ao que fazem.

Agradeço aos meus primeiros gestores na indústria: Pedro Sousa e Henrique Freitas, por me darem a oportunidade e confiança de mostrar meu trabalho.

A equipe Cactus Baja, pela oportunidade de crescimento pessoal e profissional e pela confiança depositada.

Por fim agradeço aos meus Amigos: João Paulo, Alexsandro Júnior, Jefferson Santos, Renan, Noe, Thomas, Paulo César, Alexandre.

RESUMO

Vendo a oportunidade nos estudantes de engenharia, a Sociedade de Engenheiros da Mobilidade destina atenção na promoção de um projeto para desenvolver um veículo *off-road* com características peculiares, denominada BAJA. O projeto conta com engenheiros atuantes na indústria que confeccionam e julgam provas dos mais variados estilos, tendo competição no âmbito regional, nacional e mundial. O trabalho objetiva desenvolver e aplicar passos fundamentais para dimensionamento do cálculo estrutural deste veículo com foco em seu chassi para atendimento final de premissas de massa e fator de segurança. Escolheu-se este componente, pois o chassi incorpora todo acoplamento de todos os demais setores de um veículo e tem envolvimento imenso na segurança para o piloto. Tem-se como metodologia aplicar um passo a passo do projeto e suas tomadas de decisões, adotando métodos e validando-os para cumprimento de requisitos iniciais de projeto. Foi feita a modelagem do problema e proposto uma situação crítica como inicial para dimensionamento do chassi: simulação de um impacto frontal entre dois veículos BAJA. Após a narrativa das tomadas de decisões, obteve-se uma massa 3% acima do proposto inicialmente e menos de 1% de fator de segurança acima do proposto, o que se considerou como resultado satisfatório frente aos números obtidos, conta-se como resultado ainda as oportunidades de atuação em tomada de decisões gerando conhecimento dos pontos para melhoria em próximo projeto.

Palavras-chave: Cálculo Estrutural; BAJA; SAE;

ABSTRACT

Seeing the opportunity on engineering students, the Society of Mobility Engineers focuses attention on promoting a project to develop a characteristic off-road vehicle named BAJA. The project counts with engineers that work in the industry to design and judge tests in the most varied styles, creating regional, national and global competition. The objective of this work is to develop and apply fundamental steps for dimensioning the structural calculus of this vehicle with a focus on its chassis to reach the initial project assumptions of mass and safety factor. This component was chosen because the chassis incorporates all coupling of all other sectors of a vehicle and has immense involvement in the safety for the pilot. The methodology is to apply a step by step project and its decision making, adopting methods and validating them to fulfill initial project requirements. It was made the modeling of the problem and proposed a critical situation as initial for chassis dimensioning: simulation of a frontal impact between two BAJA vehicles. After the narrative of the decision-making, a mass was obtained that was 3% higher than initially proposed and less than 1% of a safety factor above the proposed one, which was considered as a satisfactory result when compared to the result numbers obtained. The opportunities of acting in decision making generating knowledge of the points for improvement in the next project are also good results.

Keywords: Structural Calculus; BAJA; SAE;

LISTA DE FIGURAS

Figura 01 - Resistências externas atuantes em veículo automotor.....	17
Figura 02 – Ilustração de estrutura de viga real.....	25
Figura 03 – Distribuição real das forças que agem na viga	25
Figura 04 – Diagrama linearizado da viga.....	26
Figura 05 – Barra sobre forças de tração.....	27
Figura 06 – Diagrama de corpo livre de uma barra sob ação de uma força.....	28
Figura 07 – Distribuição de tensão de cisalhamento média sobre as seções de uma barra sob ação de uma força.....	28
Figura 08 – Diagrama de tensão-deformação convencional e real para um material dúctil.....	30
Figura 09 – Elemento sob momentos conjugados em suas extremidades.....	33
Figura 10 – Representação dos componentes, dos momentos dos esforços e dos eixos adotados.....	34
Figura 11 – Extensômetro	35
Figura 12 – Ponte de Wheatstone montada com extensômetro.....	36
Figura 13 – Extensômetros posicionados como roseta.....	37
Figura 14 – Aplicação dos parâmetros de influencia para obtenção do fator de segurança final.....	48
Figura 15 – Gráfico do resultado da tensão para refino de malhas e comparação com cálculo analítico.....	50
Figura 16 – Modelagem do chassi inicial do projeto com condições de contorno aplicadas...	53
Figura 17 – Simulação 01 da gaiola.....	55
Figura 18 – Simulação 02 da gaiola.....	56
Figura 19 – Simulação 03 da gaiola.....	57
Figura 20 – Simulação 04 da gaiola.....	57
Figura 21 – Simulação 05 da gaiola.....	58
Figura 22 – Simulação 06 da gaiola.....	58
Figura 23 – Gráfico do comportamento da massa da gaiola com o incremento de travamento.....	59
Figura 24 – Gráfico do comportamento da tensão gerada na gaiola após simulação com a adição de massa por travamentos.....	60
Figura 25 – Simulação após retirada do ponto 03.....	61
Figura 26 – Simulação após retirada do ponto 05.....	62

LISTA DE TABELAS

Tabela 01 – Tipos de acoplamentos e suas respectivas reações de apoio.....	23
Tabela 02 – Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis.....	41
Tabela 03 – comparação da tensão gerada e do tempo de criação de malha entre os tipos de malhas adotados.....	51

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

PIB – Produto Interno Bruto

SAE – Sociedade dos Engenheiros da Mobilidade

DIN – Instituto Alemão de Padronização

F_{RO} – Resistência ao Rolamento

F_L – Arrasto Aerodinâmico

F_{St} – Resistência à Subida

SI – Sistema Internacional

σ – Tensão Normal

τ – Tensão de Cisalhamento

$\tau_{méd}$ – Tensão de Cisalhamento Média

F_{rup} – Carga de Ruptura

F_{adm} – Carga Admissível

FS – Fator de Segurança

L_0 – o comprimento inicial do elemento analisado

δ – representa o deslocamento

ϵ – representa a deformação

E – Módulo de Elasticidade do Material

σ_{lp} – Limite de Proporcionalidade

σ_e – Tensão de Escoamento

σ_r – Limite de Resistência

σ_{rup} – Tensão de Ruptura

e_0 – Tensão de Saída

CAD – Projeto Auxiliado por Computador

CAE – Engenharia Auxiliada por Computador

FEA – Método de Análise de Elementos Finitos

SUMÁRIO

1 INTRODUÇÃO	12
2 OBJETIVOS	13
2.1 Objetivo Geral	13
2.2 Objetivos Específicos.....	13
3 GESTÃO DO CONHECIMENTO (GC).....	14
3.1 SAE	14
3.1.1 SAE Brasil	14
3.1.2 Competição Baja SAE Brasil	15
3.2 Tecnologia Automotiva	15
3.2.1 Elementos de máquinas	15
3.2.1.1 Juntas	15
3.2.1.2 Elementos roscados de fixação.....	16
3.2.2 Influência para veículos automotores	16
3.2.2.1 Resistência externa	17
3.2.6 Chassi	18
3.2.6.1 Requisitos gerais do chassi	18
3.2.6.2 Segurança do chassi.....	19
3.3 Mecânica dos Sólidos – Análise Estrutural	20
3.3.1 Análise e projeto estrutural.....	20
3.3.2 Componentes e sistemas estruturais	21
3.3.3 Forças e reações envolvidas nas estruturas.....	22
3.3.3.1 Tipos de cargas estruturais	22
3.3.3.2 Tipos de apoios e reações	23
3.3.4 Convenção de sinais	24
3.3.5 Idealização estrutural.....	24
3.3.6 Tensão.....	26
3.3.6.1 Tensão admissível	28
3.3.7 Cargas axiais.....	31
3.3.8 Torção.....	32
3.3.9 Flexão	32
3.4 Extensometria	34
3.4.1 Princípio de funcionamento.....	34

3.4.2 Rosetas de deformação	37
3.5 Segurança para projeto.....	38
3.5.1 Coeficiente de segurança	39
3.5.2 Escolha do coeficiente de segurança	40
3.6 Utilização de Software para auxílio em projetos mecânicos.....	41
3.6.1 Projeto auxiliado por computador (CAD)	41
4 MATERIAIS E MÉTODOS	44
4.1 Decisões.....	44
4.1.1 Método de cálculo	44
4.1.2 Modelagem e Massa	45
4.1.3 Decisão de Fator de Segurança.....	46
4.2 Consolidações do método	48
4.2.1 Análise de convergência.....	48
4.3 Definição de testes.....	51
4.3.1 Simulação de Impacto Frontal	52
5 RESULTADOS E DISCUSSÃO	55
5.1 Ensaio de impacto frontal	55
5.2 Atendimentos de Premissas	62
6 CONSIDERAÇÕES FINAIS.....	63
7 CONCLUSÃO.....	65
8 REFERÊNCIAS	66
ANEXO A – ESCALA DE CORES RESULTADAS DO TESTE DE CONVERGENCIA	70

1 INTRODUÇÃO

A indústria automobilística tem expressiva relevância no cenário econômico mundial na atualidade, chegando a movimentar cerca de US\$ 2,5 trilhões por ano, em 2008. Em 2011 no Brasil, 18,2% do PIB industrial foi atribuído à indústria automobilística, cerca de R\$ 972,1 bilhões (Lervolino, 2012).

Uma das variações gerada pela evolução tecnológica dos automóveis é o veículo do tipo Baja, um carro *off-road* pequeno projetado para superar condições adversas que possui como principal característica a forma do chassi, que é construído de tubos circulares formando uma gaiola. Este tipo de automóvel requer um projeto bem menos elaborado que os veículos sofisticados atuais, apesar de atendimento de solicitações de transporte e transposição de obstáculos nos mais diversos cenários. Hoje este veículo é muito utilizado em projeto de extensão para aprimoramento e aplicação de conhecimento e também para competição, pois um programa de uma sociedade de engenheiros da área da mobilidade (SAE – Sociedade de Engenheiros da Mobilidade) enxergou neste veículo uma porta de entrada para talentos ainda na faculdade para o mercado.

No Brasil a SAE promove anualmente mais de 100 eventos no país, que contam com a presença de 18000 participantes (SAE, 2018). Hoje milhares alunos de várias áreas de tecnologia e engenharias (mecânica, elétrica, produção, etc) se submetem a uma interação direta com o veículo, onde além da criação desde concepção de projetos e fabricação estes mesmos alunos por muitas vezes desempenham papeis de piloto ou mecânico. Muitos desses alunos passam a absorver conhecimentos enormes em áreas veiculares carentes de talentos na indústria. Segundo Costa (2001), os sistemas mecânicos veiculares são: Motor, Transmissão, Suspensão, Sistema de direção, Freios e Chassi.

Como todo projeto de máquinas, se faz necessária atestar sua segurança. A garantia da escolha do método de cálculo estrutural adequado pode significar a segurança direta desses alunos (que ora são projetistas, ora mecânicos, ora pilotos). O cálculo estrutural é a parte onde se dimensiona e analisa as tensões e geometrias envolvidas no veículo para garantir sua estruturação e segurança. O principal componente de segurança de um veículo é o chassi (que também conhecido como gaiola neste tipo de veículo), pois nele estarão acoplados todos os demais sistemas e o piloto. Logo o chassi deve ser projetado para resistir aos esforços mais críticos impostos por esses componentes e pela proposição do veículo (Soares et al, 2012).

2 OBJETIVOS

2.1 Objetivo Geral

O trabalho objetiva aplicar passos fundamentais para dimensionamento do cálculo estrutural de um veículo do tipo baja com foco em seu chassi para manter parâmetros de projeto controlados dentro do previsto. Em termos gerais objetiva-se analisar o comportamento estrutural da resposta de uma simulação de impacto frontal estático do chassi.

2.2 Objetivos Específicos

- Adotar método mais indicado para realizar cálculo estrutural.
- Validar método adotado.
- Realizar modelagem do problema e identificar situações de contorno.
- Realizar cálculo estrutural e interagir resposta de tensão com adição ou retirada de componentes estruturais para atendimento de premissas de projeto.

3 GESTÃO DO CONHECIMENTO (GC)

3.1 SAE

A SAE, Sociedade de Engenheiros da Mobilidade, é uma organização responsável por estudos, normas e padrões relativos aos setores automotivo e aeroespacial em todo o mundo. Congrega 138 mil engenheiros, técnicos e especialistas ao mercado automotivo, tendo seu principal benefício como o aprendizado duradouro e o desenvolvimento de padrões consensuais voluntários. Mantém também a comunidade da mobilidade informada sobre os desenvolvimentos mais recentes do setor por meio de revistas, publicações técnicas, históricas e estatísticas para mais de 65 países (SAE, 2018).

A SAE possui uma vertente social, a SAE Foundation, que incentiva e apoia o desenvolvimento de profissionais capacitados na comunidade da mobilidade promovendo e apoiando o conhecimento científico. Apresenta 12 eventos que põem em treinamento o conhecimento adquirido em sala de aula de cursos de engenharia, desafiando alunos para projetarem, criarem e testarem desempenho de um veículo real em um ambiente competitivo, atingindo mais de 4500 alunos de 500 universidades em seis continentes (SAE, 2018).

3.1.1 SAE Brasil

A primeira afiliada da SAE International, SAE BRASIL, teve sua formação anunciada durante os anos 90, começando com mais de 1500 membros. A SAE BRASIL desenvolve atividades importantes para o conhecimento e atualização tecnológica da indústria, focada em inovações e tendências da mobilidade, realiza simpósios, colóquios, cursos e eventos técnicos se tornando um símbolo ativo que gera conhecimento para os profissionais da mobilidade brasileira. A SAE BRASIL conta com 6000 associados e mais de 1000 voluntários, tendo sua sede na cidade de São Paulo, estando ainda presente em sete estados brasileiros por meio de 10 seções regionais. Promove anualmente mais de 100 eventos no país, que contam com a presença de 18000 participantes (SAE, 2018). A competição de veículos do tipo BAJA é um exemplo de evento promovido pela SAE BRASIL.

3.1.2 Competição Baja SAE Brasil

Competição Baja é uma competição de veículos *off road* construídos para operarem em diversos terrenos com diversas adversidades, sendo projetados para único piloto e segundo normas e regras elencadas pela SAE. A competição Baja SAE BRASIL acontece em duas etapas, uma em cada semestre, sendo uma das etapas em nível regional e outra em nível nacional, sendo constituída de equipes integradas por alunos de engenharia (ensino superior) que representam suas respectivas instituições de ensino. É determinado que cada equipe desenvolva um veículo desde seu projeto preliminar inicial até sua construção, teste e validação, apresente ainda visual e design chamativo e agradável, tal como bom desempenho, confiabilidade, boa manutenção, segurança e outros parâmetros.

A competição e si é composta de várias partes, sendo comumente realizada durante três dias, abrangendo provas estáticas, dinâmicas e de segurança. As provas estáticas são apresentações de projetos, custos, marketing, manutenção entre outras. As provas dinâmicas são análises do veículo em movimento e condições adversas. Testes de segurança também são feitos para que os veículos possam ou não participar das provas dinâmicas, verificando-se a conformidade do veículo para com as regras e normas impostas pela SAE BRASIL. A equipe vencedora da competição de âmbito nacional, assim como as equipes que se posicionarem na segunda e terceira colocação, ganham uma vaga para competição internacional que acontece nos Estados Unidos.

3.2 Tecnologia Automotiva

3.2.1 Elementos de máquinas

3.2.1.1 Juntas

Tem-se na mecânica como uma junta um objeto que permite o acoplamento mecânico permitindo a sua fixação com firmeza. Dependendo da necessidade de união existe um determinado e apropriado meio de junta a se utilizar, podendo este ser escolhido de acordo com as necessidades e disponibilidades (custo, massa, confiabilidade) em questão.

Ocorre uma junta de atrito quando ocorre encaixe por contato com pressão em superfícies de fricção (áreas ativas), podendo essa pressão ser gerada por parafusos, chaves, separadores elásticos ou outros componentes de união. Existem juntas com conexão cônica,

ou juntas com encaixe com interferência cônica, sendo esta adequada para forças dinâmicas e torques, como sua utilização em pontas de eixo, por exemplo. Abraçadeiras utilizam forças externas para assegurar a pressão superficial. Juntas chaveadas utiliza uma chave padronizada para provocar distorção radial de um lado entre o eixo e o cubo (Beuth-Verlag, 2001).

3.2.1.2 Elementos roscados de fixação

Inclui-se como elementos utilizados para fixar juntas que possuem rosca como elementos roscados, como por exemplo parafusos e porcas. Parafusos e porcas são utilizados para esforços sobre peças de modo que as forças operacionais estáticas ou dinâmicas não provoquem qualquer movimento relativo entre peças. Quando um elemento de fixação é apertado ou afrouxado ele se desloca axialmente, onde existem normas e convenções para normatização de tais elementos e da maneira como utilizá-los e padronizá-los (como sendo mais usual parafusos roscados à direita para aperto, embora eventualmente se tenha parafusos roscados à esquerda em algumas aplicações especiais). Parafusos normais de fixação se utilizam de perfis de roscas métrica (DIN13, ISO 965). Conforme DIN ISO 228-T para tubulações são usadas roscas de tubulações (Beuth-Verlag, 2001).

3.2.2 Influência para veículos automotores

Sabe-se que o veículo deve ser capaz de realizar a quebra de inércia, passando de um estado estacionário para estado móvel. Deve ainda ser capaz de, quando já em movimento, acelerar ou desacelerar exigindo uma certa potência. Atende-se então requisição dessa potência com armazenamento de combustíveis, que por sua vez devem atender a requisitos de legislação da localidade e ter ainda suas próprias características como densidade de potência (W/kg) e densidade de armazenamento de energia (W.h/kg). Atender parâmetros de segurança e conforto como normas na localidade onde o veículo está sendo designado, ter boa resposta e ser chamativo para o proprietário. Estes e dezenas de outros parâmetros influenciam em escolhas para criação de um veículo automotor, tangendo patamares de projeto, vendas e marketing. Será abordado neste tópico apenas os principais exemplos de influência de resistência, influência do ambiente e influência do piloto.

3.2.2.1 Resistência externa

Existe-se uma resistência externa que pode ser compensada com medidas para redução de peso, melhoria na aerodinâmica e menor resistência ao rolamento. Melhorar os fatores de resistência ao movimento podem implicar, em um veículo médio, cerca de 10% de redução de peso, arraste e resistência ao rolamento, o que assegura melhorias no consumo de combustível de aproximadamente 6%, 3% e 2% respectivamente (Bosch, 2004). Logo a resistência externa influencia o consumo, peso e consequentemente a venda de um veículo.

A resistência total ao movimento é calculada como mostra a equação 1:

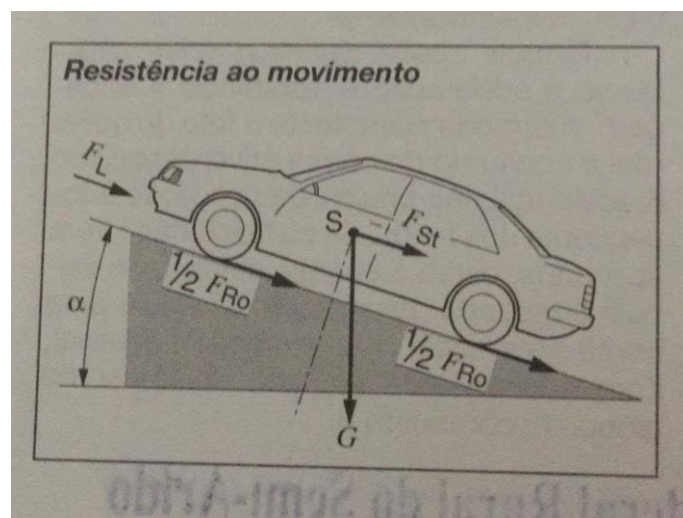
$$F_W = F_{RO} + F_L + F_{St} \quad (1)$$

Onde F_{RO} é a resistência ao rolamento, sendo esta o produto de processos de deformação que ocorrem no contato entre o pneu e a superfície da estrada. Encontra-se a resistência ao rolamento com o produto entre o coeficiente de resistência ao rolamento, o peso do veículo em Newtons, e o cosseno do ângulo do gradiente entre eles.

F_L é o arrasto aerodinâmico obtido pelo produto de 0,05, da densidade do ar em quilograma por metro cúbico, do coeficiente de arrasto, da seção transversal maior do veículo em metros quadrados, e do quadrado da soma da velocidade final mais velocidade inicial.

A resistência à subida, F_{St} , é calculada como o produto do peso em Newtons e do seno do gradiente entre o movimento e a inclinação de subida, ilustrado na Figura 01.

Figura 01 – Resistências externas atuantes em veículo automotor



Fonte: Bosch, 2004

3.2.6 Chassi

Chassi é a parte do veículo que suporta as principais cargas atuantes em seu movimento e transposição de obstáculos. Existem diversos tipos de chassi, como o chassi de túnel central, o chassi de longarina e o chassi monobloco.

O chassi de túnel central é conhecido também como chassi em “Y”, sendo feito de uma estrutura central que sofre todos os esforços com adição de partes que sustentam a suspensão e outras partes. Essas partes adicionais proporcionam uma baixa rigidez à torção do chassi, fazendo com que seja aplicado esse tipo de chassi apenas em automóveis de passeio. Um exemplo de veículo que se utilizou deste modelo foi o conhecido Fusca. O chassi de longarinas é uma estrutura, como o nome sugere, onde as longarinas suportam todas as cargas atuantes pelo veículo. É um clássico tipo de chassi em que apresenta-se vigas em perfil “U” comumente paralelas e interligadas por barras de perfis diversos. É um modelo de chassi que foi bastante utilizado no passado. Porém o modelo mais utilizado na atualidade devido sua boa rigidez torcional, e abordado neste trabalho, é o modelo de chassi monobloco.

O chassi monobloco, ou carroceria monobloco como é abordada por Bosch (2004), é composta por chapas e estruturas ocas e painéis, ligados entre si por solda (pode-se ainda haver componentes colados ou rebitados). Alguns outros elementos adicionais (para-lamas, portas, capô, etc) são aparafusados na estrutura do chassi.

3.2.6.1 Requisitos gerais do chassi

A rigidez que o chassi oferece à um binômio aplicado gera uma torção na estrutura como um todo, essa rigidez é nomeada como rigidez torcional. Bosch (2004) afirma que essa rigidez deve ser a maior possível para minimizar as deformações nas aberturas para as portas, janelas e porta-malas. Ainda relata que os efeitos dessa rigidez torcional devem ser considerados sobre as características oscilatórias do veículo.

As oscilações da carroceria e seus elementos podem prejudicar gravemente o conforto em caso de ocorrência de ressonância. O chassi, assim como todo elemento, apresenta uma frequência natural passível de oscilações, de maneira que entre eles o sugerido por Bosch (2004), é a desarmonização por meio de vincos e alterações na espessura e na seção das paredes.

Cargas alternadas que agem sobre o chassi durante movimento e transposição de obstáculos podem provocar falhas, fissuras e fadiga sobre pontos da estrutura ou sobre os

próprios pontos de solda. Os pontos mais expostos à essa carga cíclica é na ancoragem da suspensão, na direção e nos sistemas de transmissão. Logo o veículo deve possuir estudo satisfatório do comportamento e fadiga da atuação dessas cargas para garantir longevidade e segurança.

Em caso de colisões ou acidentes existirá solicitações e cargas envolvidas, a carroceria deve ser capaz de transformar a maior parte possível da energia cinética envolvida nessas colisões em trabalho de deformação sem causar alteração significativa na localidade do passageiro, a fim de garantir segurança aos passageiros. Obviamente, as áreas mais expostas a danos e impactos (mesmo que pequenas colisões) devem ser facilmente substituíveis ou reparadas, pois a possibilidade de manutenção e reparo a essas peças agregam valor significativo ao veículo.

Como já citado, pode-se haver a ligação e o contato entre elementos do chassi, de maneira que haverá o possível contato entre materiais distintos. Há ainda a exposição de certas partes do chassi ao meio externo, de maneira que interação com o ambiente e condições adversas e ofensivas far-se-á possível. Logo com isso cria-se uma requisição de uma proteção contra corrosão no chassi. O chassi deve ter essa proteção contra corrosão considerada ainda na fase de projeto, de maneira que algumas medidas são sugeridas por Bosch (2004). Deve-se minimizar as junções com flange, os cantos vivos e as arestas e evitar áreas que possam acumular sujeiras e umidade. Deve-se ainda prever furos para tratamento e pintura por eletroforese, prover boa acessibilidade para o tratamento contra corrosão e prever ventilação para os espaços vazios. Evita-se ainda amplamente a entrada de água e sujeira, prover furos para saída de água e minimizar a área sujeita ao impacto de pedras. Obviamente deve-se também prever e evitar a corrosão por contato dos elementos.

3.2.6.2 Segurança do chassi

A segurança no chassi pode ser dividida em duas, segurança ativa e segurança passiva. A segurança ativa compreende a prevenção de acidentes, de maneira que a segurança passiva abrange a redução das consequências de acidentes.

Faz parte da segurança ativa a segurança que preze pela harmonia do chassi em relação ao alinhamento com outros sistemas, como as rodas, a suspensão e ao sistema de direção e freios, onde nestes dois últimos reflete-se diretamente no comportamento dinâmico do veículo. Prover uma menor carga psicológica aos ocupantes do veículo também está inclusa, pois exposição a oscilações como ruídos e influencias climáticas contribui

consideravelmente para redução ou aumento de probabilidade de atos falhos no trânsito. Ainda na segurança ativa podem-se citar medidas para incrementar a segurança perceptiva como utilização de equipamentos de iluminação, avisos sonoros, visibilidade, entre outros. Por fim, deve-se diminuir ao máximo a carga física requerida ao motorista e aumentar a possibilidade de circulação (tornar acessíveis elementos de comando a partir da posição do motorista de forma ideal).

Faz parte da segurança passiva abranger no projeto as condições e respostas dos componentes externos. Projeta-se então o veículo para minimizar os efeitos de um possível acidente, onde fatores determinantes para essa segurança são o comportamento deformável da carroceria do veículo e sua forma externa. O objetivo primordial é reduzir ao mínimo as consequências de uma colisão entre pessoas no exterior do veículo com o próprio veículo. Exemplos dessa segurança se dão na utilização de faróis deslocáveis, limpadores de para-brisa recuados, calhas recuadas, maçanetas de portas recuadas.

3.3 Mecânica dos Sólidos – Análise Estrutural

3.3.1 Análise e projeto estrutural

Estruturas são utilizadas para sustentar forças e carregamentos de maneira que pelo comportamento existente dos materiais ela se deformará. Tem-se por análise estrutural o cálculo de forças e deformações envolvidas nesses processos. Segundo McCormac, 2009, quase todos os ramos da tecnologia se envolvem em uma ou outra ocasião com questões relativas à resistência e à deformação de sistemas estruturais. Ele afirma que projeto estrutural inclui a disposição e o dimensionamento de estruturas e de suas partes de forma que elas suportem satisfatoriamente as cargas às quais possam estar sujeitas, ou seja, o projeto envolve:

- A forma geral do sistema estrutural;
- Estudos de configurações estruturais alternativas que forneçam soluções;
- Considerações de carregamento;
- Análises preliminares e projeto de soluções possíveis;
- Seleção de uma solução;
- Análise e projeto estrutural final da estrutura;

Deve-se incluir também no projeto estrutural a utilização de desenhos, planos e plantas.

A engenharia estrutural engloba uma variedade de sistemas estruturais, dos maiores como pontes, estádios e edifícios aos frágeis e minuciosos como tecidos com enchimento de ar. Pode-se ainda apresentar-se com um único elemento como uma única barra ou de maneira complexa como pontes com vão suspenso. O que importa é ser capaz de analisar a grande variedade de tamanhos e tipos de uma estrutura, de maneira prudente. As leis da inércia e do movimento, de Sir Isaac Newton, são utilizadas como princípios fundamentais na análise estrutural. As leis do movimento, como bem conhecidas, podem ser expressas como:

$$\sum F = m \cdot a \quad (02)$$

Onde $\sum F$ é o somatório de todas as forças atuantes no corpo, m é a massa do corpo e a é sua aceleração. De maneira a tratar da parte estática de um sistema em equilíbrio, onde o sistema não possui aceleração, ou seja, $a = 0$, nos utilizaremos da seguinte equação:

$$\sum F = 0 \quad (03)$$

3.3.2 Componentes e sistemas estruturais

Os componentes elementares para uma estrutura são tirantes, escoras, vigas, colunas, diafragmas e treliça. Além destes outros componentes e termos podem ser encontrados, porém tratarão de uma composição destes em situação específica.

Tirantes são elementos sujeitos apenas por forças axiais de tração, de maneira que se aplica carga apenas em suas extremidades, sendo péssimos resistores de flexão.

Escoras são elementos sujeitos apenas a forças axiais de compressão. Analogamente aos tirantes, as escoras só podem ser carregadas em suas extremidades e não podem resistir à cargas de flexão.

Vigas são elementos sujeitos principalmente a forças de flexão. Imagina-se que são elementos horizontais, porém pode se aplicar uma viga também em outras orientações como por exemplo de maneira inclinada.

Colunas são elementos que estão sujeitos principalmente a forças de compressão axial, se diferindo da escora por poder se sujeitar a forças de flexão. Analogamente às vigas, as colunas também podem se apresentar de maneira inclinada.

Diafragma é um componente estrutural composto de placas espessas. Normalmente apresenta uma alta rigidez em seu plano, sendo bastante utilizado para pisos e paredes e

comumente utilizados entre vigas e colunas, podendo inclusive ser reforçado para suportar melhor forças transversais (como o cisalhamento).

Treliça é um tipo especial de estrutura. É composta totalmente por escoras e tirantes, significando que todos os seus componentes estão conectados de maneira a se sujeitarem apenas por forças axiais de tração e compressão. McCormac (2009) admite que as treliças tem as forças externas agindo apenas em suas conexões, e não diretamente nos componentes, pois do contrario poderia causar-se flexão nos membros das treliças. Em nível de conhecimento existem diversos outros tipos de estrutura com diversos níveis de complexidade, como por exemplo, tecidos ou telas, cascas curvas, que podem ser utilizadas em tendas, arenas, represas.

3.3.3 Forças e reações envolvidas nas estruturas

É bem sabido que um sistema estrutural é projetado para receber ações de forças, onde sob a influencia dessas forças pode-se admitir que a estrutura estará em estado de equilíbrio estático como já citado. Como consequência cada componente da estrutura, mesmo que analisado separadamente, deverá estar em equilíbrio estático também, com isso nasce o conceito das forças atuantes (cargas aplicadas) e de suas reações (forças de reação resultante).

Cargas aplicadas são cargas que agem na estrutura, podendo ser o resultado do peso da estrutura, das cargas de utilização da estrutura para sua determinada finalidade ou mesmo cargas provenientes do próprio ambiente onde a estrutura se situa. Reações são as forças que os apoios da estrutura exercem sobre a própria estrutura, de maneira tal que são consideradas como parte das forças externas aplicadas sobre a estrutura. As reações são provenientes de apoio, por isso são comumente chamadas de reações de apoio, que é uma ligação entre a estrutura e a localidade onde esta se localiza.

3.3.3.1 Tipos de cargas estruturais

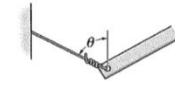
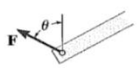
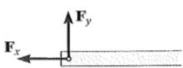
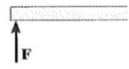
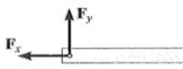
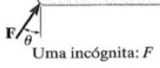
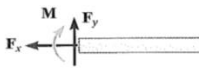
As cargas estruturais podem ser classificadas quanto a sua característica e duração. De maneira geral, podem-se definir cargas como cargas permanentes, cargas variáveis e cargas ambientais. Cargas permanentes são as cargas de modulo constante que permanecem em uma posição, compreendendo o peso da estrutura ou algum acessório a ela fixado. Cargas variáveis são cargas que variam em modulo e posição. Compreendem as cargas de ocupação, cargas de carga e descarga de materiais e equipamentos, cargas e aplicações cíclicas, etc. Já as cargas ambientais são as cargas, como nome sugere, causadas pelo ambiente onde a estrutura se

localiza. Compreendem em cargas geradas por chuvas, ventos, neve, gelo, temperatura e até terremotos. De maneira mais ampla, estas também são cargas variáveis. (McCormac, 2009).

3.3.3.2 Tipos de apoios e reações

Apoios em estruturas podem ser articulações, roletes, extremidades fixas ou juntas. Uma articulação é a conexão por meio de um pino liso (por isso é comumente conhecida como conexão de pino). Esse tipo de apoio impede o movimento na direção horizontal e vertical, permitindo rotações em torno do próprio eixo do pino, logo, tem-se reações de forças atuantes nas componentes vertical e horizontal do sistema. Roletes só oferecem resistência ao movimento na direção perpendicular à superfície que o suporte, não havendo resistência considerada em relação a rotação em torno do rolete ou ao movimento paralelo à superfície de suporte do mesmo. Logo apenas uma força de reação aparecerá aqui, comumente utilizada no eixo vertical, mas podendo ser em qualquer eixo desde que respeitada a regra que sua resistência é perpendicular à superfície de suporte do rolete. Nos roletes ainda deve-se abranger a possibilidade de compressão ou dilatação térmica do material, pois neste caso não há restrição, trata-se da estrutura de maneira livre. Um apoio fixo, ou um engaste ou engastamento, oferece resistência tanto à rotação em torno do próprio suporte como aos movimentos horizontais ou verticais. Logo nesse tipo de apoio aparece componente de força na vertical, na horizontal e aparece também um momento – este exigido para impedir a rotação. Hibbeler (2010) apresenta algumas maneiras mais propícias de como esses apoios podem aparecer em problemáticas que envolvem contato e acoplamento de elementos, tal como são representados em simbologias, podendo ser vista na Tabela 01.

Tabela 01 – Tipos de acoplamentos e suas respectivas reações de apoio

Tipo de acoplamento	Reação	Tipo de acoplamento	Reação
	 Uma incógnita: F		 Duas incógnitas: F_x, F_y
	 Uma incógnita: F		 Duas incógnitas: F_x, F_y
	 Uma incógnita: F		 Três incógnitas: F_x, F_y, M

Fonte: Hibbeler, 2010.

3.3.4 Convenção de sinais

O uso de um sistema padrão de sinais facilita a comunicação entre engenheiros. Essa convenção, sendo utilizada ou não, não representa prejuízo nos cálculos, sendo apenas uma maneira de padronizar e facilitar a leitura de uma solução de equações. Para tal, cada autor pode adotar suas próprias padronizações, porém o mais comumente utilizado é:

- Utiliza-se sinal positivo para tração, segundo ideia de que elementos tracionados tendem a se tornarem maiores ou mais compridos;
- Utiliza-se sinal negativo para elementos em compressão, pois ao serem comprimidos tenderão a encurtar e, portanto, ficam menos compridos;
- Um momento positivo faz com que o topo da viga esteja comprimido e sua base, tracionada;

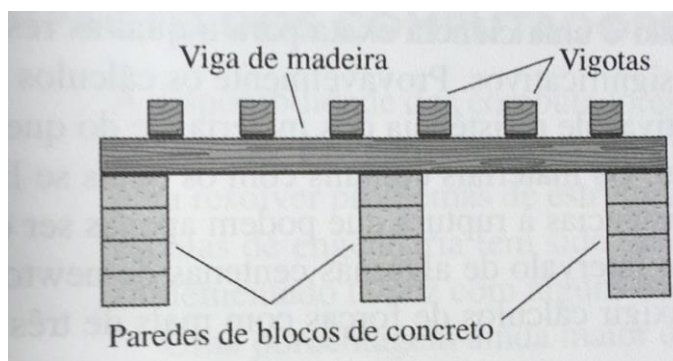
3.3.5 Idealização estrutural

Utiliza-se do processo de substituição de uma estrutura real por uma estrutura idealizada que compreende em um sistema simples adequado para análise, por ser mais útil e possibilitar a facilitação dos cálculos. De outra perspectiva os componentes estruturais possuem dimensões (largura, espessura), e raramente as forças atuam de maneira concentradas atuando em um único ponto, no lugar disso, elas são distribuídas em pequenas áreas. Além disso, o material de maneira real pode possuir descontinuidade e peculiaridades vindas deste o seu processo de fabricação. Ainda são admitidas algumas hipóteses parcialmente verdadeiras sobre a construção real da estrutura, como as barras de treliça são conectadas por pinos sem atrito, as deformações das barras das treliças sob ação do carregamento são muito pequenas para causar algum efeito sobre as forças naqueles elementos e mais outras simplificações e hipóteses. Se essas características forem levadas em consideração de maneira detalhada e fidedigna, ficará muito complexo, senão inviável, realizar uma análise estrutural, mesmo que pequena.

A intenção é discretizar um sistema, transformando o que antes tinha, por exemplo, três dimensões em apenas uma. Frequentemente adota-se um esquema onde coloca-se linhas e atribui-se pontos em, exemplificando, centro de componentes para representar os componentes estruturais e cargas, de maneira a substituírem satisfatoriamente os modelos reais complexos, isso é chamado de idealização estrutural, onde cria-se um diagrama linear.

McComarc (2009) trás um exemplo descrito na Figura 02, que demonstra uma viga de madeira que suporta varias vigotas do piso, e por sua vez, é suportada por três paredes de bloco de concreto.

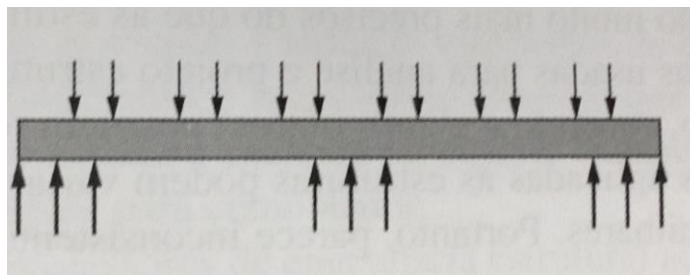
Figura 02 – Ilustração de estrutura de viga real



Fonte: McCormac, 2009.

Na Figura 03 demonstra-se como é a distribuição real das forças na viga. Observa-se a aplicação de várias forças (com número significativo) em cada componente em contato com a viga.

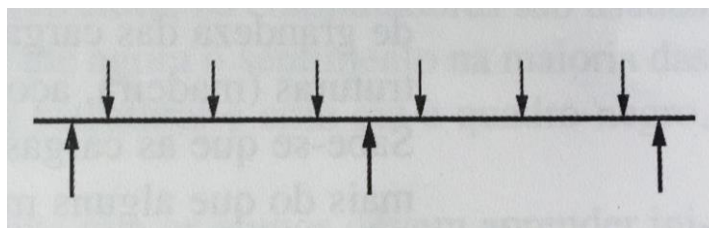
Figura 03 – Distribuição real das forças que agem na viga Figura



Fonte: McCormac, 2009.

Na Figura 04 seguinte demonstra-se que com o objetivo de analisar a estrutura, pode-se representar de maneira conservativa a viga e suas cargas e reações com a utilização de um diagrama linear. Ressalta-se que os vãos carregados são maiores, o que faz com que os momentos e as forças cisalhantes calculadas sejam maiores do que realmente ocorrem na realidade.

Figura 04 – Diagrama linearizado da viga



Fonte: McCormac, 2009.

Faz-se entender que análise estrutural não é ciência perfeitamente exata que prevê soluções de vários dígitos de precisão, entretanto consegue-se estimativas de resistência dos materiais. Os materiais possuem uma resistência à ruptura que podem apenas ser estimadas, sabendo que as cargas aplicadas podem também variar em intervalos, mesmo que pequenos.

3.3.6 Tensão

Hibbeler (2010) descreve tensão como o quociente entre a força e uma área onde a mesma força está agindo, de maneira que ela descreve a intensidade da força interna sobre um plano específico (área) que passa por um ponto. A intensidade da força, ou força por unidade de área, que age perpendicularmente à área é definida como tensão normal σ . Na tensão normal ou tensão tracionar o elemento na determinada área, ela será denominada tensão de tração, de maneira análoga, se ela comprimir será chamado de tensão de compressão. Se a força por unidade de área agir tangente a área, é denominada tensão de cisalhamento τ . Como notação, utilizam-se índices para orientar o sentido das tensões em referência aos eixos adotados. No sistema internacional de unidades e medidas, ou sistema SI, os valores de tensão normal e tensão de cisalhamento são especificados nas unidades básicas de força e área, sendo então newtons por metro quadrado. Esta unidade denomina-se pascal (Pa), de maneira que em trabalhos de engenharia é comumente utilizada em escalas de quilo (10^3), simbolizado por k, mega (10^6), simbolizado por M, ou giga (10^9), simbolizado por G, para representar valores de tensão maiores.

Desde que o elemento esteja submetido a uma deformação uniforme e constante, essa deformação será o resultado de uma tensão normal constante. Resulta-se em cada área da seção transversal sendo submetida a uma força, e a soma dessas forças age em toda a área da seção transversal, devendo ser equivalente à força resultante interna na seção. Pode-se escrever a tensão como:

$$\int dF = \int_A \sigma dA \quad (04)$$

A tensão também pode ser reescrita como:

$$\sigma = \frac{P}{A} \quad (05)$$

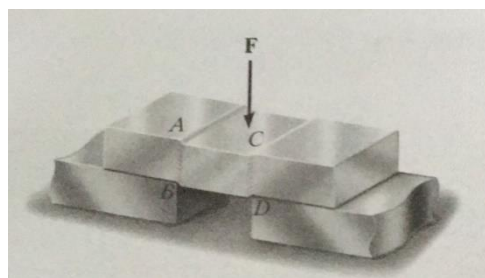
Onde σ é a tensão normal média em qualquer ponto da área da seção transversal, P é a força normal interna resultante, que é aplicada no centroide da área da seção transversal, sendo determinada pelas equações de equilíbrio citadas previamente, e A é a área da seção transversal do elemento.

De maneira análoga à tensão normal média, apresenta-se a tensão de cisalhamento média. Esta por sua vez já foi definida previamente como a tensão que age no plano da área seccionada. A tensão de cisalhamento média, segundo Hibbeler (2010), distribuída sobre cada área seccionada que desenvolve uma força de cisalhamento é definida por:

$$\tau_{méd} = \frac{V}{A} \quad (06)$$

Onde $\tau_{méd}$ é a tensão de cisalhamento média na seção, que se considera ser a mesma em cada ponto localizado na seção, V é a força de cisalhamento interna resultante na seção determinada pelas equações de equilíbrio e A é a área da seção. Mostra-se na Figura 05 a aplicação de uma situação de carga em uma barra sob uma força F, de maneira a se identificar o plano onde haverá o cisalhamento (deslizamento de planos), indicados como plano AB e plano CD.

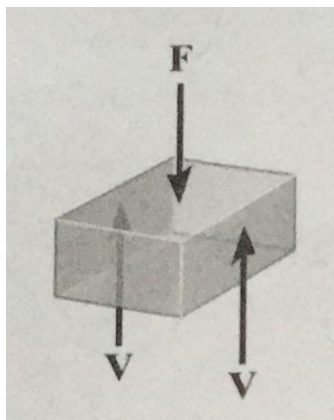
Figura 05 – Barras sob ação de uma força



Fonte: Hibbeler, 2010.

Aplica-se então um diagrama de corpo livre no segmento central não apoiado, pois este deslizará e definirá o plano que sofrerá cisalhamento como visto na Figura 06.

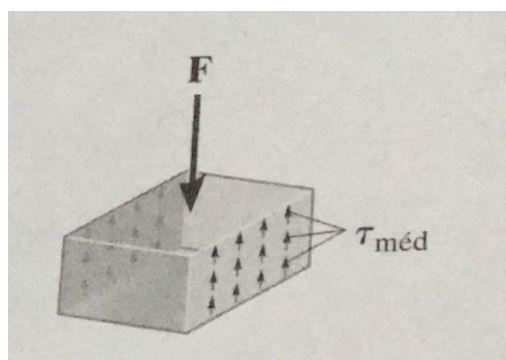
Figura 06 – Diagrama de corpo livre de uma barra sob ação de uma força



Fonte: Hibbeler, 2010.

A ação de distribuição de tensão de cisalhamento média pode ser vista na próxima figura, Figura 07, tal como sua ação sobre as seções.

Figura 07 – Distribuição de tensão de cisalhamento média sobre as seções de uma barra sob ação de uma força



Fonte: Hibbeler, 2010.

3.3.6.1 Tensão admissível

Um engenheiro que preze por segurança em um projeto estrutural deve restringir a tensão atuante no material a um nível seguro, logo utiliza-se uma tensão adotada como segura ou admissível para o projeto de uma estrutura. É necessário escolher uma tensão admissível que restrinja a carga aplicada a um valor menor do que a carga que o elemento pode suportar totalmente. Existem diversos fatores que podem implicar numa tensão real suportada por determinado elemento de determinado material bem menor que a tensão estipulada por

cálculo, isso se deve a descontinuidades, imperfeições de dimensões, erros de fabricação, problemas de vibrações e impactos, cargas acidentais, corrosão atmosférica, entre outras. Utiliza-se então um número para sanar essas variáveis que podem ocorrer em uma situação real, esse número é chamado de fator de segurança. O fator de segurança é a razão entre a carga de ruptura F_{rup} e a carga admissível F_{adm} . A carga de ruptura é uma carga determinada por ensaios experimentais no material em laboratório sob condições estritas. O fator de segurança é selecionado com base na experiência como projetista ou em normas de projetos, onde será abordado posteriormente métodos para auxílio de escolha de fator de segurança quando não se há experiência. Por fim, a equação que descreve o fator de segurança é:

$$\text{Fator de Segurança} = \frac{F_{rup}}{F_{adm}} \quad (07)$$

3.3.7 Deformação

A resistência de um material depende da sua capacidade de suportar carga sem se deformar de maneira excessiva, permanente ou a se romper, sendo esta uma propriedade intrínseca ao próprio material, sendo encontrada através de experimentos específicos e testes. Um dos testes mais importantes é o ensaio de tração ou compressão. Ele é utilizado, além de outras determinações, para encontrar a relação entre a tensão normal média e a deformação normal média em muitos materiais usados na engenharia. É através de um ensaio de tração ou compressão que é possível se construir um gráfico que caracteriza seu comportamento. Esse gráfico resulta-se em uma curva, sendo denominada de diagrama de tensão-deformação. Considerando que a deformação é constante em toda a região entre os pontos de apoio da máquina de ensaio de tração-compressão, tem-se, segundo Hibbeler (2010):

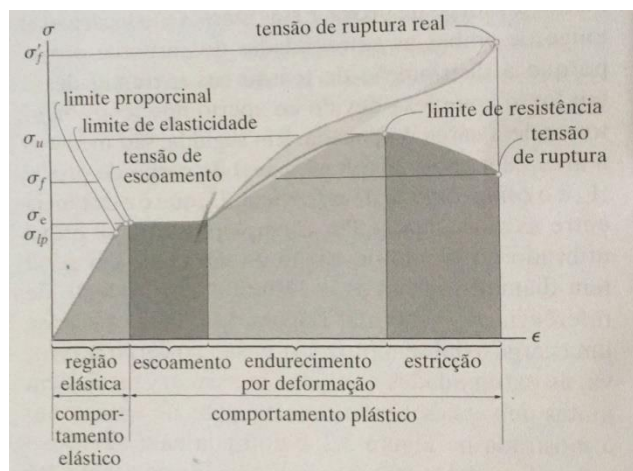
$$\epsilon = \frac{\delta}{L_0} \quad (08)$$

Onde ϵ representa a deformação, adimensional e comumente utilizada em metros por metros ou milímetros por milímetros, δ representa o deslocamento, sendo a variação do comprimento (final menos inicial), e L_0 o comprimento inicial do elemento analisado.

Ao criar um gráfico no qual o eixo das ordenadas representa a tensão e o eixo das abscissas representa a deformação de um material, ou seja um diagrama de tensão-deformação, teremos uma representação visual de pontos importantes como na Figura 08 a

seguir. Ressalta-se que jamais dois materiais distintos apresentarão exatamente o mesmo diagrama.

Figura 08 – Diagrama de tensão-deformação convencional e real para um material dúctil



Fonte: Hibbeler, 2010.

Alguns pontos podem ser observados, como o limite proporcionalidade, limite de elasticidade, tensão de escoamento, limite de resistência, e módulo de elasticidade.

O material se comporta elasticamente quando as deformações no corpo de prova estão dentro da primeira região mostrada na Figura 08, onde a curva se apresenta como uma linha reta inicialmente que obedece a uma proporcionalidade, ou seja, nessa parte o material é linearmente elástico, onde sua inclinação indica o módulo de elasticidade do material (E). O limite superior da tensão para essa relação linear é o limite proporcionalidade (σ_{lp}). Um pequeno aumento na tensão acima do limite de elasticidade resultará no colapso do material e provocará uma deformação permanente, fenômeno chamado de escoamento. A tensão que causa escoamento é chamada de tensão de escoamento (σ_e), ao passo que a deformação nessa região é chamada de deformação plástica. Ao terminar o escoamento, aplica-se uma carga adicional ao corpo de prova, resultando em uma curva que cresce continuamente até atingir uma tensão máxima denominada limite de resistência (σ_r). A partir do limite de resistência a área da seção transversal começa a diminuir em uma região localizada do corpo de prova, esse fenômeno é causado por planos deslizantes formados no interior do material e as deformações causadas por tensão de cisalhamento. O diagrama tende então a decrescer até a quebra do corpo de prova, quando atinge a tensão de ruptura (σ_{rup}).

Observa-se que na parte inicial do diagrama, a tensão é diretamente proporcional à deformação, de maneira que pode-se escrever a tensão como:

$$\sigma = E \cdot \epsilon \quad (09)$$

Essa relação é conhecida como a Lei de Hooke, um matemático inglês Robert Hooke (1635-1703). Como já se viu, E é o módulo de elasticidade do material, escrito em pascal, σ é a tensão também em pascal e ϵ é a deformação adimensional. Onde essa lei é válida apenas até o limite de proporcionalidade.

De maneira abrangente, as estruturas são projetadas de modo a sofrerem apenas pequenas deformações, onde estas não ultrapassam os valores do diagrama tensão-deformação correspondentes ao trecho linear elástico, ou seja, apenas no campo elástico do material, o que proporciona amplo auxílio nos cálculos estruturais.

3.3.7 Cargas axiais

Segundo Beer (1995), ao se aplicar uma carga axial em um elemento homogêneo de comprimento inicial e seção transversal conhecido, tem-se uma tensão atuante que, ao não se exceder o limite de proporcionalidade do material, pode-se aplicar a Lei de Hooke e escrever:

$$\delta = \frac{P \cdot L}{A \cdot E} \quad (10)$$

Onde se consegue prever o deslocamento (δ) de um elemento sob carga axial, conhecendo o módulo da carga (P) aplicada, seu comprimento inicial (L), a área de seção transversal (A) e seu módulo de elasticidade (E).

De maneira análoga, ao se varia a seção, a carga ou o material em um elemento submetido à uma carga axial, pode-se também prever seu deslocamento final através da divisão de seus segmentos, sendo expresso como:

$$\delta = \sum_i \frac{P_i \cdot L_i}{A_i \cdot E_i} \quad (11)$$

O deslocamento total da barra também pode ser obtido por integração estendida ao comprimento inicial:

$$\delta = \int_0^L \frac{P \cdot dx}{A \cdot E} \quad (12)$$

3.3.8 Torção

Peças submetidas a torção são encontradas em muitas aplicações na engenharia onde um caso comum é sua utilização em eixo de transmissão, produzido para transmitir potencia de um ponto a outro. Esses eixos podem ser maciços ou ocos.

Segundo Beer (1995) um eixo sujeito à ação de um momento de torção (T) iguais e de sentido opostos em suas extremidades, tem sua seção perpendicular ao eixo longitudinal apresentando forças elementares de cisalhamento (dF), perpendiculares ao raio do eixo. A soma dos momentos das forças dF em relação ao centro tem a mesma intensidade do torque T , escreve-se então:

$$\int r \cdot dF = T \quad (13)$$

Onde r representa o raio do eixo. De outra perspectiva, pode-se supor o eixo com geometria constante, onde se obtém que o torque é o produto da força pela distância aplicada, tendo sua unidade em newton metro. Ao se substituir a força em questão pela tensão vezes a área e integrar a equação obtêm-se:

$$T = \frac{(\tau \cdot J)}{r} \quad (14)$$

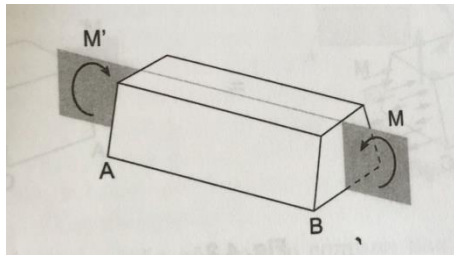
J representa o momento de inércia polar da seção transversal em relação ao seu centro. Reescrevendo em função da tensão de cisalhamento (τ):

$$\tau = \frac{T \cdot r}{J} \quad (15)$$

3.3.9 Flexão

Ao se aplicar um momento (M e M') em cada extremidade de um elemento simétrico, de iguais módulos e sentidos contrários, que atuam em um mesmo plano longitudinal, Beer (1995) afirma que este elemento está em flexão pura, exemplificado na Figura 09.

Figura 09 – Elemento sob momentos conjugados em suas extremidades



Fonte: Beer, 1995.

As condições de equilíbrio do elemento exigem que os esforços elementares exercidos sobre uma seção transversal passada cortando o elemento formem um conjugado equivalente a M . Assim a seção transversal da barra submetida à flexão pura apresentará esforços internos equivalentes. O momento M é chamado de momento fletor da seção.

Sabe-se que um conjugado consiste em duas forças iguais e de sentidos opostos. Sabe-se ainda que a soma das componentes dessas forças em qualquer direção é zero. Além disso, o momento do conjugado em relação a qualquer eixo perpendicular a seu plano é sempre o mesmo e o momento do conjugado, em relação a qualquer eixo contido no seu plano é igual a zero. Pode-se então expressar a equivalência do sistema de esforços internos, pois temos que a soma das componentes e dos momentos dos esforços elementares deve ser igual à soma das componentes e dos momentos do conjugado:

$$\sum F_x = 0 \quad (16)$$

$$\sum M_y = 0 \quad (17)$$

$$\sum M_z = M \quad (18)$$

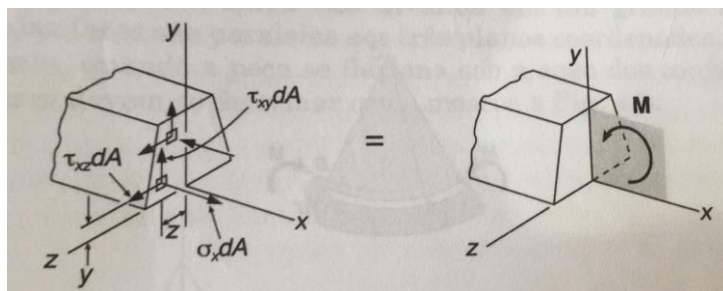
$$\int \sigma_x dA = 0 \quad (19)$$

$$\int z \sigma_x dA = 0 \quad (20)$$

$$\int (-y \sigma_x) dA = M \quad (21)$$

Que pode ser vista as referencias dos eixos adotados na Figura 10.

Figura 10 – Representação dos componentes, dos momentos dos esforços e dos eixos adotados



Fonte: Beer, 1995.

Com os conceitos já citados e o entendimento dos cálculos de um elemento infinitesimal e de que em parte de um elemento ele se traciona e outra ele se comprime sob flexão, tem-se por conclusão, segundo Beer (1995), que a tensão de flexão é:

$$\sigma = \frac{Mc}{I} \quad (22)$$

De maneira que σ representa a tensão de flexão, podendo ela ser máxima ou no ponto, a depender de c , que é a distância da linha neutra na seção do elemento até o ponto analisado em questão (sendo ele máximo na superfície, gerando tensão de flexão máxima), e I representa o momento de inércia no eixo em questão analisado.

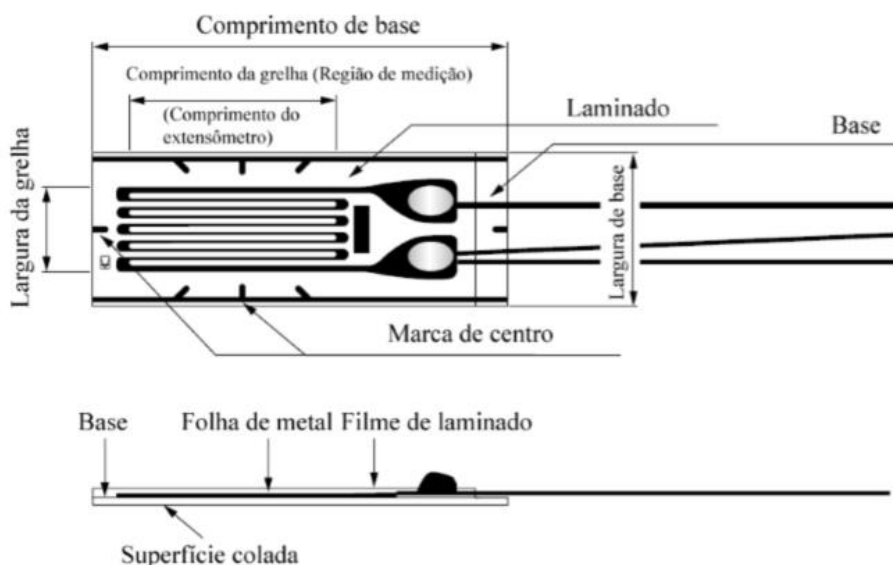
3.4 Extensometria

3.4.1 Princípio de funcionamento

Extensômetro de resistência elétrica é uma grade de filamentos ou pedaços de lâmina de metal que podem ser ligados à um elemento para medir sua deformação (Hibbeler, 2010). O princípio de funcionamento consiste na variação de resistência elétrica de um material devido sua deformação de dimensões ao ser submetido a uma determinada tensão, ao passo que conhecer as dimensões iniciais e resistências iniciais envolvidas, pode-se conhecer a deformação sofrida pelo material. A resistência que um material exerce para passagem de corrente elétrica é escrita em função de seu comprimento, sua seção de área e da sua resistividade, que é uma propriedade intrínseca de cada material. Ao se obter a deformação, desde que no regime elástico, obtém-se também a tensão envolvida segundo Lei de Hooke já citada, o que justifica o uso de extensômetro na engenharia, uma vez que esta passa agora a

permitir a descoberta de tensão e conseqüentemente forças envolvidas em problemas reais, possibilitando seu cálculo e atuação de solução de problemas.

Figura 11 – Extensômetro



Fonte: Kyowa.

Cada material possui uma resistência própria, ao passo que a variação dessa resistência pode ser associada com a deformação com uso de uma constante de proporcionalidade (K_s), geralmente fornecido pelo fabricante do extensômetro (Kyowa, 2018). Abaixo segue a equação de descreve essa relação, onde R representa a resistência, L o comprimento e ϵ a deformação.

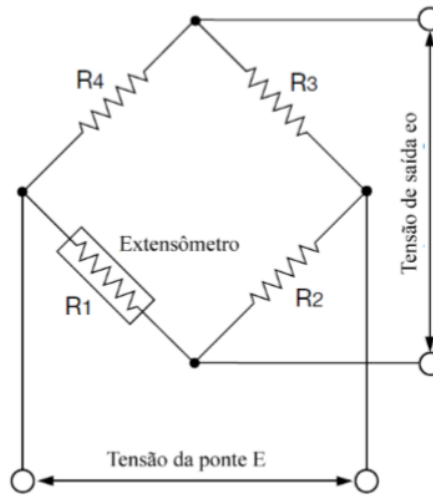
$$\frac{\Delta R}{R} = K_s \cdot \frac{\Delta L}{L} = K_s \cdot \epsilon \quad (23)$$

A deformação varia com relação à tensão aplicada e esta, por sua vez, varia com a carga aplicada. Trabalha-se com a utilização de extensômetros (também conhecido como *Strain Gages*) no campo elástico, logo a deformação envolvida pode facilmente ser pequena a nível de difícil detecção de equipamento de fácil acesso como um multímetro. À medida que se aplica uma carga de maneira constante até a carga desejada, deseja-se plotar o comportamento da deformação e tensão, logo se deseja vários pontos para o conhecimento do comportamento e resultado da tensão, deformação e carga envolvida no sistema, de maneira que a aquisição de vários pontos impossibilita novamente o uso de equipamentos como o multímetro, mesmo que este tenha uma sensibilidade tal que possa detectar a variação de

deformação. Com base nisso, utiliza-se equipamentos e artifícios para facilitar ou possibilitar a leitura e aquisição da tensão, deformação e carga envolvida.

Uma maneira de se resolver o problema da variação de resistência pequena, é a utilização de uma medição indireta através do sistema de ponte de *Wheatstone*. Um circuito em ponte é um circuito numa configuração tal que pode ser empregado em medidores de corrente, medidores de tensão, e para retificadores ou para medir sinal entre outras aplicações. Em uma ponte de *Wheatstone*, conforme se aplica uma diferença de potencial (E) em dois terminais, surge uma tensão de saída em outras extremidades (Beylestad, 2004). Abaixo segue a Figura 12 adaptada de uma ponte com extensômetro.

Figura 12 – Ponte de Wheatstone montada com extensômetro



Fonte: Kyowa.

Nota-se que R_2 , R_3 e R_4 são resistores que apresentam resistência fixa, podendo estes ser selecionados e comprados facilmente no mercado com uma alta precisão em seu módulo de resistência. R_1 representa o extensômetro, sendo este uma resistência de módulo variável. A seguir formula-se como a tensão de saída (e_0 - desejada) está relacionada com as resistências da ponte.

$$e_0 = \frac{R_1 R_3 - R_2 R_4}{(R_1 + R_2)(R_3 + R_4)} \quad (24)$$

As resistências fixas são conhecidas, a tensão de entrada também é um valor conhecido. Obtém-se através de equipamento de medição a tensão de saída, ao passo que ao substituir o valor encontra-se qual a resistência do extensômetro no determinado momento,

que pode ser comparado com o valor de resistência informado pelo fabricante do extensômetro sem deformação, conhecendo assim a deformação envolvida através da equação 24. A tensão pode ser encontrada por meio da Lei de Hooke uma vez conhecida a deformação.

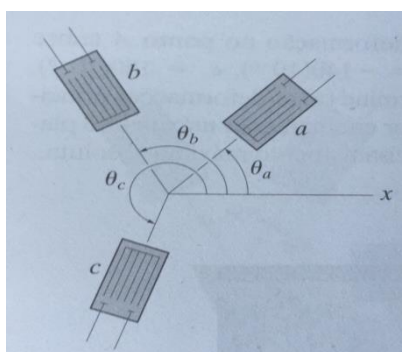
3.4.2 Rosetas de deformação

Na aplicação de uma carga geral a um corpo, as deformações normais em um ponto sobre sua superfície são frequentemente determinadas por meio de um conjunto de três extensômetros agrupados conforme um padrão específico, esse padrão é denominado roseta de deformação ou simplesmente roseta (Hibbeler, 2010). Esta associação é normalmente utilizada quando não se sabe previamente a orientação das cargas envolvidas no material, abrangendo assim componentes em mais de um eixo com a utilização de extensômetro.

As deformações são medidas apenas no plano de aplicação dos extensômetros, e visto que a superfície do corpo está livre de tensão, os extensômetros podem ser submetidos ao estado plano de tensão mas não ao estado plano de deformação. Ou seja, a reta normal à superfície livre é um eixo principal de deformação, logo a deformação principal normal ao longo desse eixo não pode ser medida pela roseta justamente por não haver material. O importante é que o deslocamento fora do plano causado por essa deformação principal não afetará as medições dos extensômetros no plano.

De maneira geral ao se utilizar três extensômetros, contempla-se três eixos de atuação de cargas no material, sendo estes posicionados segundo ângulos pré-determinados. Hibbeler (2010) trás uma exemplificação onde nomeia-se três extensômetros como a, b e c, onde o extensômetro a é colocado a uma angulação θ_a , o extensômetro b é colocado a uma angulação θ_b e o extensômetro c é colocado a uma angulação θ_c de um eixo de referência chamado x.

Figura 13 – Extensômetros posicionados como roseta



Fonte: Hibbeler, 2010.

Ao se obter as leituras de deformação em cada extensômetro (ϵ_a para extensômetro a e assim por diante), pode-se determinar as componentes de deformação nos eixos x, y e a deformação de cisalhamento xy no ponto, segundo Hibbeler, com as seguintes equações:

$$\epsilon_a = \epsilon_x \cos^2 \theta_a + \epsilon_y \sin^2 \theta_a + \gamma_{xy} \sin \theta_a \cos \theta_a \quad (25)$$

$$\epsilon_b = \epsilon_x \cos^2 \theta_b + \epsilon_y \sin^2 \theta_b + \gamma_{xy} \sin \theta_b \cos \theta_b \quad (26)$$

$$\epsilon_c = \epsilon_x \cos^2 \theta_c + \epsilon_y \sin^2 \theta_c + \gamma_{xy} \sin \theta_c \cos \theta_c \quad (27)$$

Onde os valores de ϵ_x , ϵ_y e γ_{xy} são determinados ao se resolver as equações simultaneamente. Porém ao se utilizar angulações específicas (como o extensômetro A a 0° , o extensômetro B a 45° e o extensômetro C a 90°), a equação simplificar-se-à ao passo que ficará:

$$\epsilon_x = \epsilon_a \quad (28)$$

$$\epsilon_y = \epsilon_c \quad (29)$$

$$\gamma_{xy} = 2\epsilon_b - (\epsilon_a + \epsilon_c) \quad (30)$$

Obviamente o equacionamento simplificado pode se alterar à medida que se altere os ângulos para valores afim de facilitar os cálculos.

3.5 Segurança para projeto

Como descrito no tópico 3.3 deste trabalho, necessita-se estimar um fator de consideração nos cálculos a fim de sanar as aleatoriedades que podem prejudicar a integridade do material, da construção do equipamento, do processo de fabricação, da não fidedignidade do cálculo, entre outras. A qualidade desejada no projeto deve ser medida, de maneira que muitas literaturas apontam a experiência do projetista como um critério suficiente para tal. Norton (2013) auxilia a tomada de decisão para coeficientes de segurança e normas de projeto, principalmente indicado para projetistas inexperientes. Diz-se que a qualidade de um

projeto pode ser medida por inúmeros critérios onde, quando não se tem experiência envolvida no determinado assunto nem normas especificando o determinado fator, é sempre necessário calcular um ou mais coeficientes de segurança para estimar a probabilidade de falha.

3.5.1 Coeficiente de segurança

O coeficiente de segurança, também chamado de fator de segurança, é tipicamente a razão entre duas quantidades que possuem a mesma unidade, sendo sempre adimensional. Uma das maneiras de se expressar um coeficiente de segurança é escolher com base nas cargas aplicadas sobre a peça. Uma vez que o esforço é altamente previsível ao longo do tempo, uma simples razão entre a resistência do material e a tensão exercida no material pode ser a definição apropriada para o coeficiente de segurança (Norton, 2013). Esta razão pode ser modificada à medida que complicações vão sendo introduzidas à problemática, abrangendo problemas tais como ferrugem, utilização de sistema de sustentação ou contato, cargas e condições ambientais.

Se a peça estiver sujeita a solicitações que varia de maneira cíclica com o tempo ela pode sofrer falha por fadiga. A resistência de um material à fadiga para alguns tipos de solicitações pode ser expressa como o número máximo de ciclos de tensão reversa em um dado nível de tensão (Norton, 2013). Outro fator complicador é a imprevisão da amplitude das cargas com certa exatidão, sendo algumas vezes atribuído isso à imprevisibilidade do fator “operador”, um humano que opera a máquina. Um exemplo dessa imprevisibilidade é a impossibilidade do projetista de parar um operador de utilizar um equipamento projetado para determinada tensão para uma tensão três vezes maior.

Uma vez que há mais de uma forma de falha para uma peça, pode-se haver mais de um valor para o fator de segurança, de maneira que deve se ater ao menor fator de segurança, ou fator de segurança mínimo, para a peça em questão. De maneira geral, como esse coeficiente é uma razão entre a tensão sobre a peça e a resistência do material, quando essa razão chega a 1 significa que ambas são iguais, logo a falha ocorre devido a presença de imperfeições e imprevisibilidade já citados. Logo se deseja que o fator de segurança seja sempre superior a 1.

Porém apenas aumentar o fator não garante o melhor projeto, deve-se lembrar que aumentar o fator requer aumentar as dimensões da peça ou reduzir as condições de solicitações (o que nem sempre está disponível no projeto dadas as requisições iniciais). Alguns fatores com a adição de dimensão de um projeto são críticos para um bom projeto,

pois dimensões exageradas podem levar à massa em excesso, rigidez e resposta às solicitações indesejadas e com peculiaridades, ou até mesmo custo elevado ou impossibilidade de fabricação. Um exemplo clássico é a avião que opera com fator de segurança próximo a um para devido peculiaridades de aplicação. Portanto, um fator ideal deve ser escolhido com base em critérios pré-definidos para as especificidades do projeto.

3.5.2 Escolha do coeficiente de segurança

A não experiência de um projetista de uma determinada peça pode levar a proposição confusa. O fator de segurança pode ser tratado então como uma medida de sanar as incertezas do projetista quanto aos modelos analíticos e teorias de falha, bem como dados de propriedades do material utilizado. Alguns fatores influenciam diretamente na confiança do modelo no qual os cálculos são baseados, sendo estes, segundo Norton (2013):

- Se testes tiverem sido realizados de maneira extensa em protótipos físicos do projeto para prova a eficácia do modelo;
- Se tiver sido gerado relatórios e informações de resistência do material utilizado;
- Se o modelo não tiver sido tão bem testado;
- Se as informações de propriedades do material não forem tão confiáveis;
- Se há ausência de qualquer norma de projeto que possa especificar o fator de segurança indicado;

Norton (2013) apresenta uma tabela com conjuntos de fatores para materiais dúcteis que podem ser analisados em três categorias listadas com base no conhecimento ou julgamento do projetista sobre as informações dispostas no projeto. O coeficiente geral do projeto deverá ser adotado como o maior dos três escolhidos nas categorias. Ainda é afirmado por ele que dadas as incertezas envolvidas, o coeficiente de segurança geralmente não deve ser assumido com precisão maior que a d uma casa decimal.

Tabela 02 – Fatores utilizados para determinar um coeficiente de segurança para materiais dúcteis

Informações	Qualidade das informações	Fator
Dados disponíveis a partir de testes	Material utilizado foi testado	1,3
	Dados representativos de testes do material estão disponíveis	2,0
	Dados razoavelmente representativos de testes disponíveis	3,0
	Dados insuficientes representativos de testes estão disponíveis	5,0+
Condições Ambientais Conhecidas	São idênticas as condições dos testes realizados	1,3
	Igual a de ambiente de laboratório	2,0
	Ambiente moderadamente desafiador	3,0
	Ambiente extremamente desafiador	5,0+
Modelos Analíticos para forças e tensões	Modelos foram testados em experimentos	1,3
	Modelos testados apresentam precisamente o Sistema	2,0
	Modelos aproximados	3,0
	Modelos são aproximações grosseiras	5,0+

Fonte: Norton, 2013.

A Tabela 02 é utilizada para materiais dúcteis, os quais apresentam uma fase de elasticidade proporcional prevista em testes, de maneira a operarem apenas em cima da tensão de escoamento obedecendo ao limite de proporcionalidade. Ao se utilizar material frágil essa perspectiva muda, pois materiais dúcteis dão sinal visível à falha antes da ruptura, ao contrário dos materiais frágeis que tendem a romper de maneira repentina. Norton (2013) sugere que o fator de segurança para materiais frágeis seja o dobro do que seria selecionado para o material dúctil em mesma situação.

3.6 Utilização de Software para auxílio em projetos mecânicos

3.6.1 Projeto auxiliado por computador (CAD)

A utilização de computadores trouxe à engenharia métodos de solução de problemas remanescentes por séculos insolúveis devido à alta demanda computacional. Agora se pode sanar estes problemas em questão de minutos com utilização de microcomputadores de baixo custo. Métodos extensivos e complexos de soluções gráficas e matriciais foram desenvolvidos no passado para contornar a falta de uma maneira potencial de cálculo rápido e automático. Alguns desses métodos ainda são valiosos por poderem mostrar resultados de uma forma compreensível, mas não se pode mais “fazer engenharia” sem utilizar o instrumento mais recente e mais poderoso: o computador (Norton, 2013).

O projeto auxiliado por computador hoje conta, diferente de outrora, com um sistema que permite que a geometria da peça a ser projetada ou desenhada seja codificada em um banco de dados em três dimensões, existindo literalmente um componente sólido com cada composição e sua respectiva coordenada salva no computador. Com a composição do elemento sólido, tem-se arestas e faces formadas, o que se gera vistas ortográficas convencionais facilmente como se deseja ao utilizar essa tecnologia. Em tempos passados os modelos criados eram meramente ilustrativos e imagens nas quais se baseavam para criação de vistas e figuração de imagens prévias, hoje não, a utilização de projetos auxiliados por computadores facilitam, ao literalmente criar a peça virtual, em cálculos como centro de gravidade, massa, momento de inércia da massa e propriedades geométricas da seção transversal na localidade que se queira, independente da complexidade da geometria. Fazer esses cálculos à mão era cansativo, principalmente em geometrias complexas como em veículos com estrutura de chassi em treliças, porém hoje é uma questão de clicar de botões para determinados softwares.

Os sistemas de modelos sólidos geralmente oferecem uma base para programas mais avançados em termos de análise, como os programas de análises de elementos finitos (FEA), que será visto posteriormente. Muitas vezes é possível fazer a intercambialidade de peças entre ambas as plataformas virtuais, sem prejuízo algum. Essa combinação de ferramentas proporciona um meio poderoso para obtenção de projetos superiores.

3.6.2 Engenharia auxiliada por computador (CAE)

Antes que se estude propriamente dito o modelo de engenharia auxiliada por computador é de suma importância grifar a necessidade prévia de conhecimento sobre análise e cálculos de tensão. A engenharia auxiliada por computador trás resultados que requerem uma compreensão sólida da teoria, pois estes resultados podem ser incorretos a depender dos dados de situação de entrada e condições do sistema simulado.

Norton (2013) afirma que a técnica previamente citada CAD faz parte de um subgrupo de tópico mais abrangente da engenharia auxiliada por computador, cujo termo significa que se trata de algo mais que uma simples geometria de peças. As distinções entre CAD e CAE podem ser confusas à medida que aplicativos e softwares mais sofisticados vão sendo lançados. Alguns fabricantes podem utilizar o conceito de um software de CAD com um pacote extra de FEA como um software de CAE. Existem outros exemplos de fabricantes desses softwares que utilizam a sigla CAE para conceitos específicos. O que se espera do

CAE é que seja capaz de simulações como simulações de forças dinâmicas ou estáticas, combinação de análise de sistemas CAD com outras análises (como térmica, dinâmica, de tensão), permitir restrições ao projeto para poder controlar a geometria e conhecer tensões e consequências envolvidas ou assuntos relacionados.

Existe ainda outra classe de CAE, os solucionadores de equações. Exemplifica-se com o programa MATLAB, TK Solver ou Excel. Norton (2013) afirma que essas são ferramentas de uso geral que permitem qualquer combinação de equações que podem ser codificadas de forma conveniente e depois manipuladas ao grupo de equações de diferentes valores. Os solucionadores de equações são inestimáveis para solução de equações de força, tensão e deflexão em problemas de projetos de máquinas por permitir solução de várias questões e tentativas, arbitrárias ou não, de maneira rápida.

4 MATERIAIS E MÉTODOS

O cálculo estrutural do tipo de veículo BAJA pode ser dividido em duas partes: decisões de projetos e consolidação de métodos adotados para cálculos. Apenas após finalização dessas duas etapas é que se tem resultados oriundos do projeto, neste caso, estrutural. O foco desse trabalho será atado apenas ao chassi por ser principal componente estrutural e de maior complexidade e impacto envolvido do tipo de veículo, uma vez que este é o fundamental componente de segurança.

O chassi é constituído, no caso estudado, de tubos circulares de aço SAE 1020 com diâmetro externo de 31,75mm e espessura de 1,6mm quando se trata dos principais tubos envolvidos diretamente com normas e regras de segurança da SAE BRASIL. Esses mesmos tubos foram também utilizados nos travamentos do chassi do veículo, ou seja, nos tubos utilizados para melhor distribuição de cargas entre os tubos estruturais, porém outras especificações de tubos podem ser utilizadas para esses travamentos segundo regulamento da competição.

4.1 Decisões

4.1.1 Método de cálculo

O método do cálculo deve ser escolhido de acordo com parâmetros atrelados à peça que será selecionada. Existem cálculos analíticos altamente difundidos com literaturas dissertando a fundo sobre os mesmos, esse cálculo é bastante utilizado e consolidado, onde apesar de não restar dúvidas sobre sua eficácia se apresenta em alguns casos como uma metodologia bastante limitada frente a sistemas mais complexos. Existem métodos computacionais através de métodos numéricos que envolvem composições matriciais de rigidez, elasticidade e massa atreladas ao material e as geometrias envolvidas, conhecido como método de elementos finitos, que facilita bastante o estudo de cargas aplicadas a corpos complexos, com geometrias desafiadoras, ou em casos onde se deseja chegar o máximo possível de proximidade do cálculo com a aplicação real para se minimizar aditivos de segurança – que geralmente implicam em massa, custo ou tempo finais do projeto. Existe também um método ainda mais ousado que faz uso de vários corpos de diferentes materiais e geometrias com artifícios computacionais complexos, simulando até mesmo a interação entre diferentes corpos acoplados antes, durante e após o contato dos mesmos apesar das

deformações envolvidas, sendo este método o de dinâmica de multicorpos, de maneira que para este método exige-se extremo domínio da situação a ser calculada e do controle das condições de contorno do software utilizado.

A problemática de qual método selecionar vai variar de acordo com as ferramentas dispostas ao engenheiro responsável pelo cálculo, com a complexidade geométrica da peça em questão e, por fim, com a possibilidade de realização de testes experimentais que simulem as condições reais. O método analítico se utiliza de simplificações e é consolidado hoje sem deixar dúvidas, porém só pode ser facilmente aplicado em peças de geometria simples, do contrário um raciocínio e tempo exorbitantes seriam requeridos para realização do cálculo. O método de dinâmica de multicorpos exige um conhecimento imenso em relação ao controle de parâmetros do sistema, uma vasta experiência e possibilidade na realização de testes para consolidação do método, pois suas condições de contorno são quase imprevisíveis e complexas. O método de análise de elementos finitos possibilita testes e consolidação mais simplória em relação de multicorpos, apesar de requerer também uma certa experiência em conhecimento no projeto das condições de contorno do sistema, sendo o método no meio termo entre um cálculo com menos requisitos porém limitado e um cálculo mais refinado porém que exige vasta experiência.

Devido à peça selecionada ser o chassi, o método mais indicado é o de elementos finitos pois esta apresenta uma complexidade que inviabiliza o cálculo analítico por ser uma componente com distribuição de cargas em três dimensões, eliminando assim simplificações adotadas no cálculo analítico simples. É também uma parte que pode ser analisada isoladamente sem tanto prejuízo na integridade dos resultados, aplicando favoritismo da adoção dos elementos finitos e não da dinâmica de multicorpos.

4.1.2 Modelagem e Massa

A competição BAJA SAE dispõe de regras que dizem requisitos mínimos para materiais utilizados, sua resistência, metodologia e considerações em pontos de união dos componentes, entre outras regras que influenciam no espaço que o corpo do piloto terá e na segurança do piloto. O chassi, também chamado de gaiola, possui na competição componentes obrigatórios, porém estes não serão considerados no trabalho para que se mantenha segredos de projetos. A não utilização fiel não altera o passo a passo para projeto do chassi ou a integridade no cálculo final, onde projetar um chassi para competição BAJA SAE

apenas passa a ter uma preocupação a mais, a de atender as normas de segurança além do passo a passo do trabalho.

O método de modelagem e fabricação também não será levado em consideração no trabalho, ficando apenas contido aqui as preocupações de projeto e cálculo estrutural. Através dos softwares pode se conseguir facilmente a modelagem da gaiola ao passo que após modelagem da gaiola consegue-se auxílio para desenhos técnicos e gabaritos para fabricação.

A massa adotada como premissa de projeto foi de 28 quilogramas, sendo esta uma escolha livre de projeto para o referido trabalho com base em experiência em projetos anteriores do mesmo componente.

4.1.3 Decisão de Fator de Segurança

O regulamento diz claramente que o chassi deve ser de um aço tubular: um metal dúctil, ou seja, não quebradiço. Isso proporciona uma maneira de determinar o fator de segurança com base em uma fase de deformação elástica existente nesses materiais, que nos dá o norte para um dimensionamento após aplicação de cargas que gerem de um retorno sem prejuízo (ou com prejuízo previsto de acordo com ciclo de solicitação) à integridade inicial do componente projetado. Para o chassi foi definido com base no custo um aço SAE 1020 como já citado, este possui tensão de escoamento de 351 MPa. De maneira bem análoga, outros componentes com outros materiais possuirão sua determinada tensão de escoamento. O fator de segurança devera ser aplicado em cima dessa tensão, que representa essa fase característica de retorno e comportamento proporcional frente à uma deformação.

O baja é um veículo *off-road* confeccionado para vencer as adversidades dos mais variados terrenos, o que implica em solicitações severas. Competições da BAJA SAE Brasil simulam essas adversidades através de pistas elaboradas com obstáculos. O tempo de experiência de equipe participante dessas competições dá aos seus líderes conhecimento para atuar de forma satisfatória em cima de decisões de projetos referentes aos fatores de segurança. Para definição do fator de segurança no trabalho, serão utilizados valores referentes.

Os fatores contidos na tabela 02 indicados por Norton são valores referência para definições iniciais. A experiência em projetos permite alterar esses valores. Uma reunião com líderes de cada setor é indicada para definir em conjunto parâmetros importantes que gerem incremento ou decréscimo em forma de porcentagem para fator de segurança adotado da tabela acima. Esses parâmetros são de livre escolha dos projetistas, tendo base as solicitações

do projeto. Para cálculo estrutural do veículo baja neste estudo foram levados em consideração os seguintes parâmetros:

- Custo total de fabricação
- Prejuízo por falha do componente durante competição
- Exposição à impactos que a peça se encontrará após instalada no veículo
- Estoque e sua respectiva gestão de reposição de peça
- Alívio de massa

Os itens elencados acima têm influencia de acordo sua importância, que também é definida pelo projetista com base em sua experiência sobre a solicitação final do componente. Para dimensionamento do chassi neste trabalho utilizou-se como fator de decréscimo de fator de segurança o item alívio de massa, todos os demais foram utilizados como fatores de acréscimo de fator de segurança. O estudo considerou ainda cinco níveis de importância decidindo sua ponderação como decisão de projeto, sendo eles nomeados como:

- Não importante: representando uma porcentagem de 0% sobre o valor da tabela base para definição de coeficiente de segurança
- Baixa importância: representando uma porcentagem de 5% sobre o valor da tabela base para definição de coeficiente de segurança
- Média importância: representando uma porcentagem de 15% sobre o valor da tabela base para definição de coeficiente de segurança
- Alta importância: representando uma porcentagem de 25% sobre o valor da tabela base para definição de coeficiente de segurança
- Crítico: representando uma porcentagem de 40% sobre o valor da tabela base para definição de coeficiente de segurança

Foi adotado como valor inicial o fator de segurança 1,3 pois:

- O material foi testado, sua homogeneidade atestada e sua tensão de escoamento atestada em laboratório com teste destrutivo.
- As condições que chassi será submetido em competição podem ser facilmente reproduzidas em pistas teste, ou até acentuadas.
- O modelo de cálculo de tensão foi testado pelo projetista – será testado novamente no tópico 4.2.1 – este é um ponto de muita cautela e deve ser preferido sempre o critério de segurança em caso de incerteza.

Com base nos parâmetros para alteração do fator indicado por Norton e na quantificação de diferentes graus de importância de diversos parâmetros considerados, chegou-se ao seguinte fator de segurança para o chassi:

Figura 14 – Aplicação dos parâmetros de influência para obtenção do fator de segurança final

Estrutural	Componente	Chassi
	FS inicial	1,3
Acréscimos:	Custo Total (\$ e Fabricação)	5,00%
	Competição (Prejuízo por Falha)	40,00%
	Exposição (Risco de Impacto Externo)	40,00%
	Estoque (Tempo e Gestão)	20,00%
Decréscimo:	Alívio de Massa	40,00%
	FS final	2,15

Fonte: Autoria própria

Logo o fator de segurança definido segundo decisão de projeto foi de 2,15.

4.2 Consolidações do método

4.2.1 Análise de convergência

O método de elementos finitos foi adotado no trabalho como mais adequado para análise estrutural do chassi, porém é menos consolidado que o método de cálculo analítico comum por conter condições de contorno mais difíceis de controlar e também por requerer mais decisões de projeto – este último requer mais experiência na área do projeto e dedicação para testes de tentativa e erro.

Para constatar integridade do método selecionado é necessário antes de partir para o cálculo estrutural da peça por meio numérico, realizar cálculo analítico mesmo que em uma outra peça simples para fim de análise do comportamento dos distintos métodos para um mesmo sistema. Busca-se nesta análise entender o comportamento do resultado em função da variação do tamanho da malha adotada. A existência ou não da convergência dos resultados pode significar a existência de erros, constatações grosseiras ou desatenções do cálculo.

Foi adotado um elemento em forma de paralelepípedo, com altura de 10mm, largura de 10mm e comprimento de 100mm como a peça simples que será submetida aos distintos métodos de análises. Uma de suas faces teria restrição total, ou seja, não teria nenhum grau de

liberdade o que corresponde a uma situação totalmente engastada. A outra face recebe uma força aplicada sobre a aresta superior na intensidade de 10 N, de cima para baixo.

No cálculo analítico transforma-se esse sistema em uma forma simplificada de apenas duas dimensões, e aplica-se os equacionamentos para as tensões de cisalhamento e flexão. A maior carga encontrada é na flexão na extremidade engastada sendo bem maior que a de cisalhamento, logo a maior tensão utilizada será a de flexão, mostrada na equação 22 que ao substituir pelos valores obtidos temos:

$$\sigma = \frac{0,1m * 10N * 0,005m}{\frac{0,01m * 0,01m^3}{12}}$$

Tem-se:

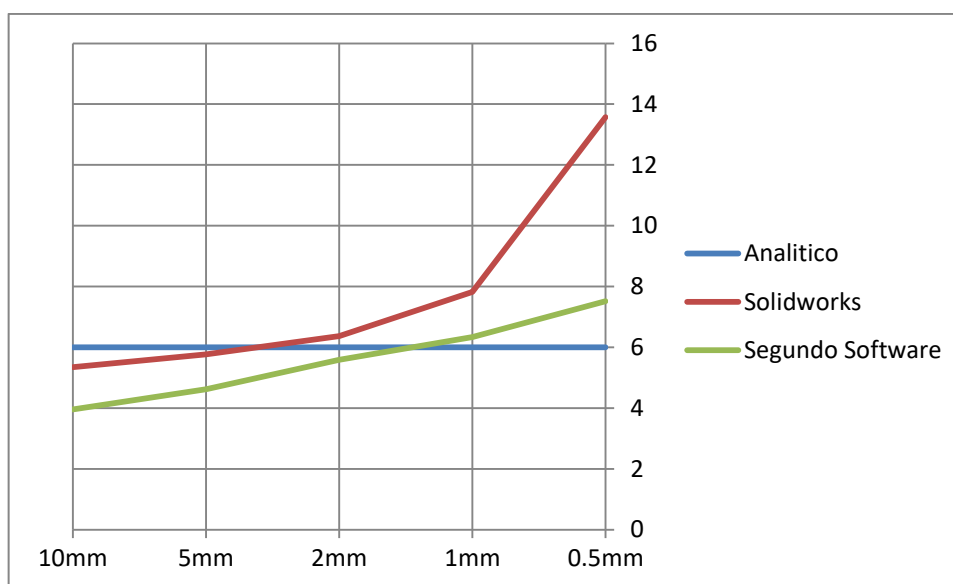
$$\sigma = 6MPa$$

Para utilização do método de elementos finitos adotou-se dois Softwares que, por sua vez, adotam sistemas de geometria de malha distintos. A utilização de dois softwares é proposital para que se evidencie o comportamento do resultado de acordo com o sistema de geometria de malha adotado uma vez que todas as demais condições de contorno serão as mesmas.

Utilizou-se como condição de contorno as condições mais críticas para que em todo e qualquer caso de incerteza seja adotado princípios conservadores e que o erro final seja sempre para mais, gerando adição de massa em detrimento de uma boa segurança de projeto. Com isso foi utilizado restrição total em uma das faces, dando zero grau de liberdade. A outra face recebeu uma carga aplicada de 10 N em sua aresta superior, onde esta carga atua de cima para baixo. Foi desconsiderada a força gravitacional. Foi gerado malha de tamanho 0,5mm, 1mm, 2mm, 5mm e 10mm para entender o comportamento do resultado, e foi plotado o gráfico do resultado do método de elementos finitos com dois softwares, e do método de cálculo analítico.

No anexo A tem-se imagens do comportamento de cada malha adotada em cada software, onde se pode observar que as regiões de tensões são bastante similares, apesar da distinta geometria utilizada pelos softwares. Abaixo vemos o gráfico com o resultado de todas as malhas estudadas em comparação com o cálculo analítico.

Figura 15 – Gráfico do resultado da tensão para refino de malhas e comparação com cálculo analítico



Fonte: Autoria própria

Após obter o gráfico da convergência dos resultados, é decisão do projetista assumir qual malha adotar de acordo com sua solicitação de projeto: ser mais ou menos conservador. Após refino de cerca de 2,5 mm de tamanho de malha vemos que o Solidworks passa a resultar numa tensão maior que a do cálculo analítico, onde para o Segundo software CAE esse valor passa a ser 1,5mm. Isso quer dizer que o Segundo software CAE é mais conservador, mas não necessariamente mais exato. Cabe ao projetista escolher em qual valor confiar, de maneira que experiências prévias e testes podem auxiliar na tomada de decisão. A própria disponibilidade de softwares pode ser uma questão limitante a se deparar no dia-a-dia, de maneira que testes com ensaios em laboratório devam ser adotados.

Utilizar destes valores para refino de malha já proporcionaria uma boa confiabilidade ao projeto devido convergência dos dois softwares, porém adotando conservadorismo por se tratar um método numérico que desconsidera, por exemplo, soldas e descontinuidade do material será adotado malha de 1 mm no software Solidworks. Outro motivo para escolha de um valor tão alto de refino é a não realização de experimentos em laboratórios com equipamentos como *Strain Gauge* para a realização do teste de convergência em específico. O prejuízo por escolher um refino elevado de malha é refletido em valores mais altos de tensão, consequentemente um aumento de massa no final do projeto. Além disso, caso haja limitação dos computadores envolvidos, o tempo elevado nas simulações computacionais pode ser também um reflexo desgastante na escolha de alto refino de malha pois, apesar de o

Solidworks adotar um tipo de malha que facilite a geração de malha em tubos, os softwares sofrem bastante na geração de malhas principalmente em concentradores de tensão nas peças.

Ao se adotar o modelo de malha BEAM malha de viga no tipo tubo rígido no software SolidWorks, reduz-se o tempo de modelagem o que pode reduzir bastante custos e problemas no projeto do chassi. A utilização de qualquer alteração no modelo de malha deve ser também contestada e aprovada com algum tipo de teste, mesmo sendo utilizado o mesmo software e tamanho de malha, pois uma simplificação no modelo de cálculo significa diretamente alteração na discretização do problema e desconsideração de alguns pontos que, de maneira geral não vão, mas podem alterar os valores finais significativamente. Realizou-se então uma análise de convergência de uma amostra modelada de 100 mm de comprimento do tubo utilizado no chassi, com uma de suas extremidades engastada e a outra com uma aplicação de uma força de 10N no sentido vertical de cima para baixo. O resultado da simulação para teste de convergência de tipos de malha pode ser observado na Tabela 03 abaixo, que demonstra praticamente a mesma tensão gerada, porém com uma diferença significativa no tempo de criação de malha – principalmente ao se tratar de um tubo de apenas 100 mm de comprimento.

Tabela 03 – comparação da tensão gerada e do tempo de criação de malha entre os tipos de malhas adotados

Tipo de malha	Tensão gerada	Tempo de criação
Sólida Padrão	2,36Mpa	14s
BEAM malha de viga - Tubo rígido	2,39 Mpa	0s

Fonte: Autoria própria

Com a tabela 03 fica nítida a justificativa da escolha do tipo de malha sendo escolhido o tipo BEAM, uma vez que a influencia na tensão gerada é pouca frente a um aumento significativo de tempo para geração de malha.

4.3 Definição de testes

Para projeto de um veículo deve-se saber quais suas solicitações para então definir testes que simulem as piores situações. Em um veículo de tipo baja existem testes que simulem condições severas ao chassi, do mesmo modo que também existem testes que simulem essas condições no sistema de suspensão, de trem de força, freio e assim por diante. Para definir integridade do chassi existem simulações de condições de capotagem, de impactos frontais e laterais, de rigidez torcional, entre outros. Capotagem e impacto lateral

são situações que podem ocorrer, porém com uma frequência muito baixa, são condições ímpares para o veículo. Rigidez torcional é importante conhecer, porém sua implicância é bem maior na interação que o sistema de chassi possui com os demais sistemas, não sendo a principal condição para segurança do piloto. O teste julgado mais expositivo ao piloto e que ocorre com maior frequência será abordado no trabalho de maneira mais a fundo: será simulado um teste de impacto frontal, onde a situação é a colisão frontal entre dois veículos baja.

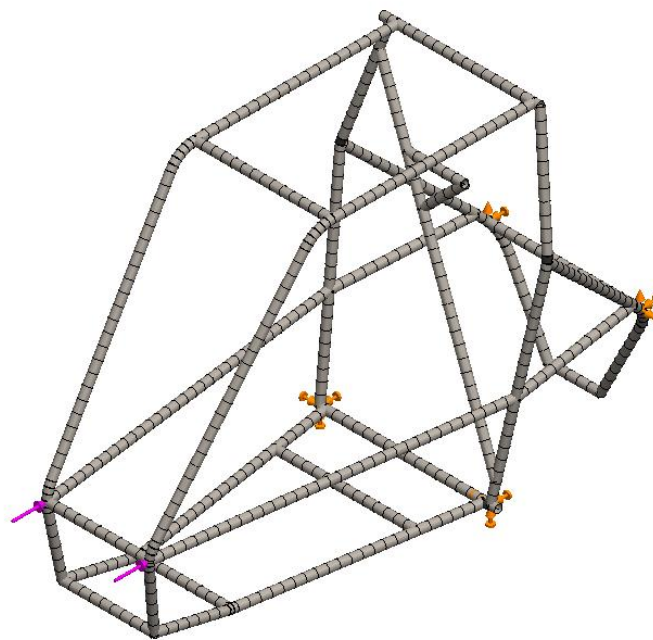
A condição real da situação adotada para simulação requer uma simulação de caráter dinâmico: que requer tempo da aplicação da carga envolvido. Porém esta é uma análise bem mais complexa que envolve conhecimento de vibrações mecânica dos materiais, ao passo que considerar o impacto estático, ou seja, a carga aplicada lentamente dá uma oportunidade de análise inicial do comportamento da peça frente à situação. A análise dinâmica deve ser feita à medida que vá se buscando melhorias para o projeto, não devendo ser descartada, apesar do trabalho se ater para passos para projeto inicial do dimensionamento da gaiola e se finalizar na análise estática.

4.3.1 Simulação de Impacto Frontal

Após ser definido método de cálculo, as premissas de projeto (fator de segurança e massa) e ter sido realizada a modelagem (em tese respeitando o mínimo de segurança das normas adotadas), é realizada uma simulação de impacto frontal. A simulação tem como condição de contorno a velocidade máxima do veículo atingida e estabilizada, colidindo diretamente contra outro veículo em igual situação. Estas condições são de escolha do projetista e nos dá propriedade para decidir parâmetros envolvidos na simulação. A análise crítica dos resultados é constante, de maneira que ao se constatar atendimento ou não dos parâmetros iniciais de premissas, deve-se alterar layout da estrutura (modelagem) adicionando ou removendo travamentos para reanalisar comportamento da gaiola frente a condição severa simulada e seu respectivo atendimento às premissas iniciais, o passo deve ser repetido até se encontrar um ponto ideal (ou o mais próximo disso).

Na Figura 16 tem-se uma imagem da modelagem após as condições adotadas:

Figura 16 – Modelagem do chassi inicial do projeto com condições de contorno aplicadas



Fonte: Autoria própria

4.3.1.1 Restrição

Foi adotada a restrição fixa: uma restrição que dá 0 graus de liberdade, sendo a mais crítica por isso a mais conservadora, uma vez que não há ensaios experimentais para garantir outra situação menos crítica.

Foi definido o ponto de fixação os pontos onde a suspensão traseira são fixadas na gaiola, pois o impacto envolve uma colisão na parte dianteira do veículo e a parte traseira seria, por conservação de momento linear e inércia, a última a ser afetada, podendo ser considerada a parte mais fixa do veículo. As restrições são marcadas na imagem acima como setas laranja, indicando quais eixos são fixados em relação a translação e rotação.

4.3.1.2 Malha

Foi adotado o tipo de malha *BEAM*, padrão ISO, tipo TUBO RÍGIDO que é uma que irá se comportar como a malha convencional do programa, porém simplificada como vigas conectadas com transferência de carga integral. Este é um modelo que facilita a vida do projetista, simplificando a modelagem e mantendo integridade do cálculo numérico (sendo

igualmente conservadora por transferir integralmente a carga entre os pontos de fixação definidos no momento da modelagem). O tamanho de malha foi definido no item 4.2.1.

4.3.1.3 Carga

A carga utilizada foi obtida da equação 02 onde a massa corresponde ao valor previsto em projeto de 170 Kg (massa sempre é uma premissa de projeto neste tipo de veículo, logo estará disponível esse valor antes mesmo da confecção do carro), sendo adicionada a massa do piloto de 60 Kg (que também segue como conhecimento prévio oriundo de experiência do projetista). A aceleração instantânea do veículo não é comumente um parâmetro conhecido e controlado, de maneira que é mais palpável obter o tempo para percorrer determinada distância, pois esta é uma das provas realizadas em competições e logo se calcula uma aceleração média, onde foi adotada aceleração de $12,79\text{m/s}^2$ - com base nos tempos obtidos por experiência e banco de dados da equipe.

Com massa e aceleração calcula-se a força envolvida no impacto: 2942,17 N. Este valor considera a força gerada por um veículo, de maneira que a colisão envolve dois em igual circunstância, logo se multiplica esse valor pelo número de veículos, obtendo 5884,34N.

A carga foi aplicada nos pontos onde seria instalado o para-choque do veículo, pois após deformação plástica do para-choque, este dará os pontos onde a carga será transferida. Para manter conservadorismo nos cálculos, desconsidera o valor da energia perdida na deformação do para-choque, considerando que toda energia gerada será passada integralmente entre os componentes mesmo sabendo que isto não ocorre na realidade.

A carga é representada pelas setas de cor rosa. Os pontos de coordenada que estão sendo aplicadas são de acordo com projeto que define a fixação do para-choque.

5 RESULTADOS E DISCUSSÃO

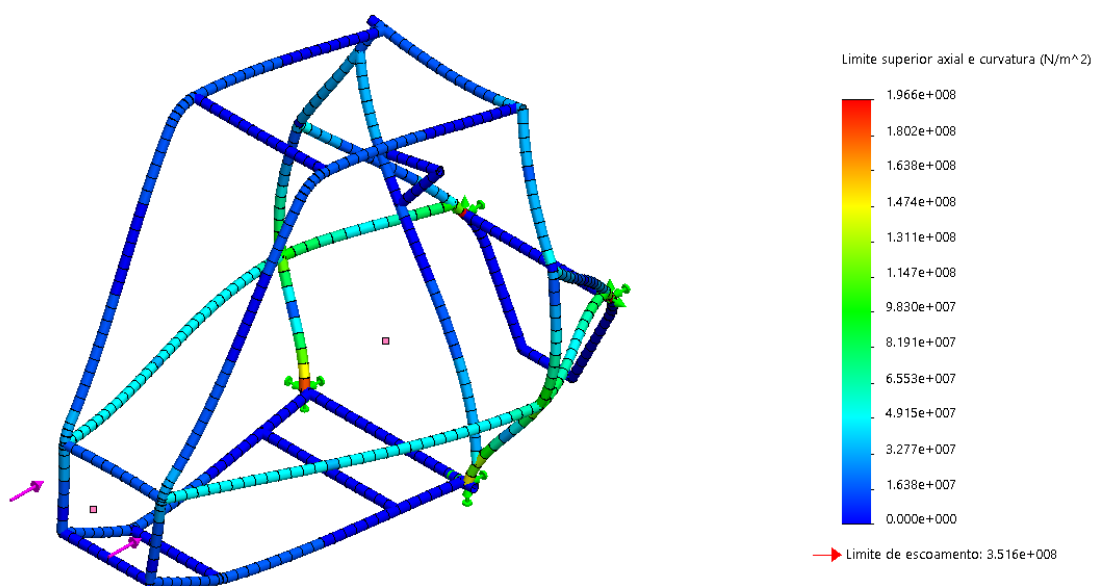
Serão apresentados nesta seção os resultados das metodologias escolhidas, apresentado como valores os resultados do método numérico adotado. Por fim, será discutida a reutilização do método para atendimento de premissas iniciais de projeto em contrapartida das decisões do projeto.

5.1 Ensaio de impacto frontal

Após realizado ensaio de impacto frontal obtém-se o valor de tensão no material da peça submetida ao esforço, sendo a tensão encontrada uma combinação de tensão axial e de curvatura por se tratar de um elemento treliçado.

A primeira simulação é a da gaiola sem adição de nenhum travamento, onde foi encontrada uma tensão de 193,2 Mpa, dando um fator de segurança de 1,81. A condição gerada pelo software pode ser vista na Figura 17.

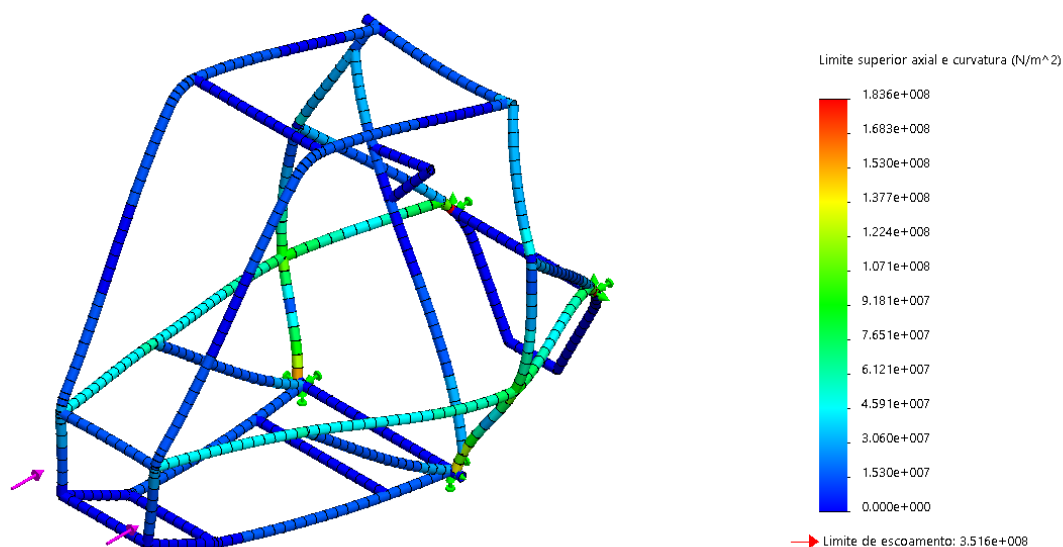
Figura 17 – Simulação 01 da gaiola



Fonte: Autoria própria

A segunda simulação, representada pela Figura 18, é da gaiola com adição de 1,47 metros de travamento, o que proporciona aumento de 1,77 Kg na peça. Gerou-se uma tensão após simulação de 183,6 Mpa, e um fator de segurança de 1,91.

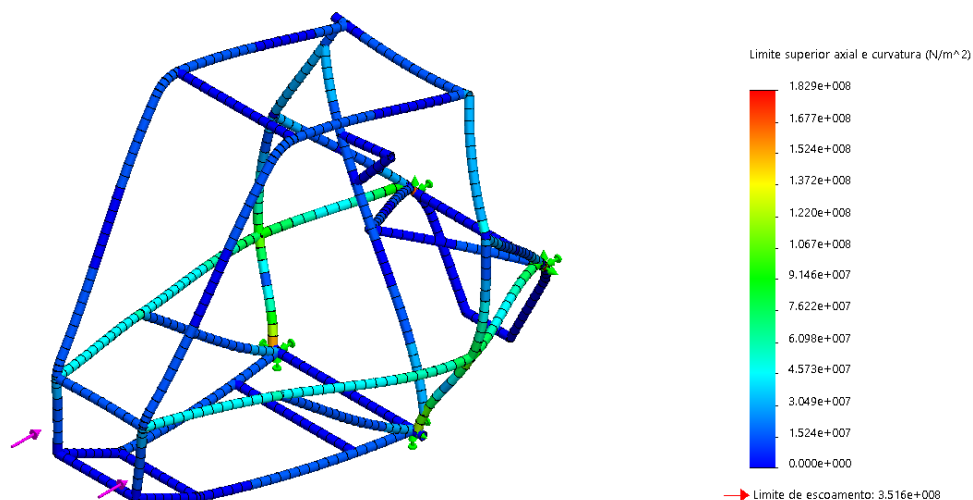
Figura 18 – Simulação 02 da gaiola



Fonte: Autoria própria

A terceira simulação – Figura 19 - tem uma adição de 1,21 metros de travamento, proporcional a um aumento de 1,45 Kg. Gerou-se uma tensão após simulação de 182,9 Mpa e fator de segurança de 1,91.

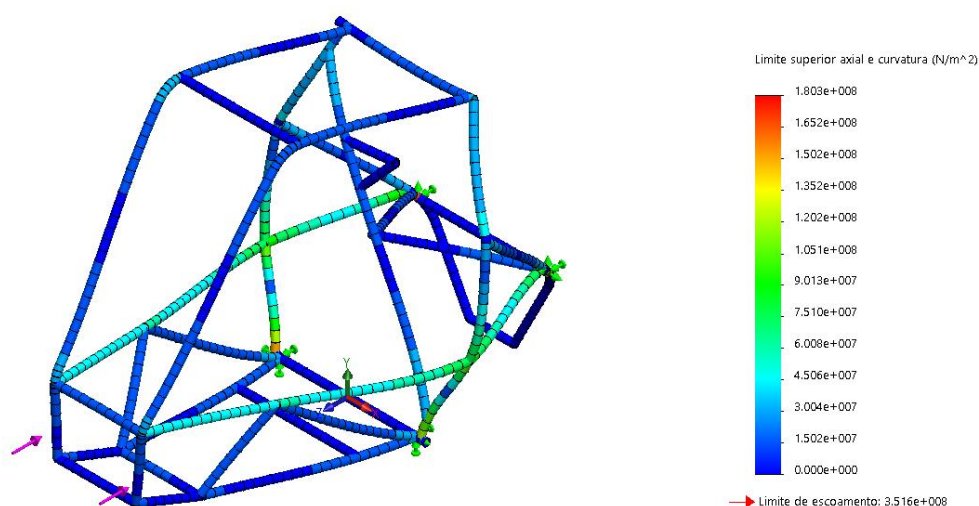
Figura 19 – Simulação 03 da gaiola



Fonte: Autoria própria

A quarta simulação conta com adição de mais 0,78 metros de travamento, com aumento de 0,94 Kg de massa. Gerou-se tensão pós simulação de 180,3 Mpa e fator de segurança de 1,94, vide Figura 20.

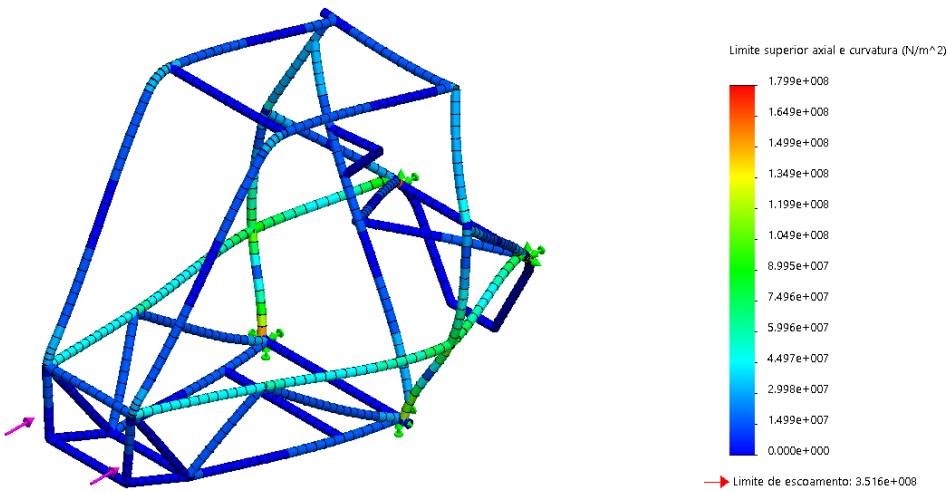
Figura 20 – Simulação 04 da gaiola



Fonte: Autoria própria

A quinta simulação, Figura 21, adicionou 0,93 metros de travamento, que representa 1,13 Kg de massa. Obteve-se 179,9 Mpa de tensão e fator de 1,95.

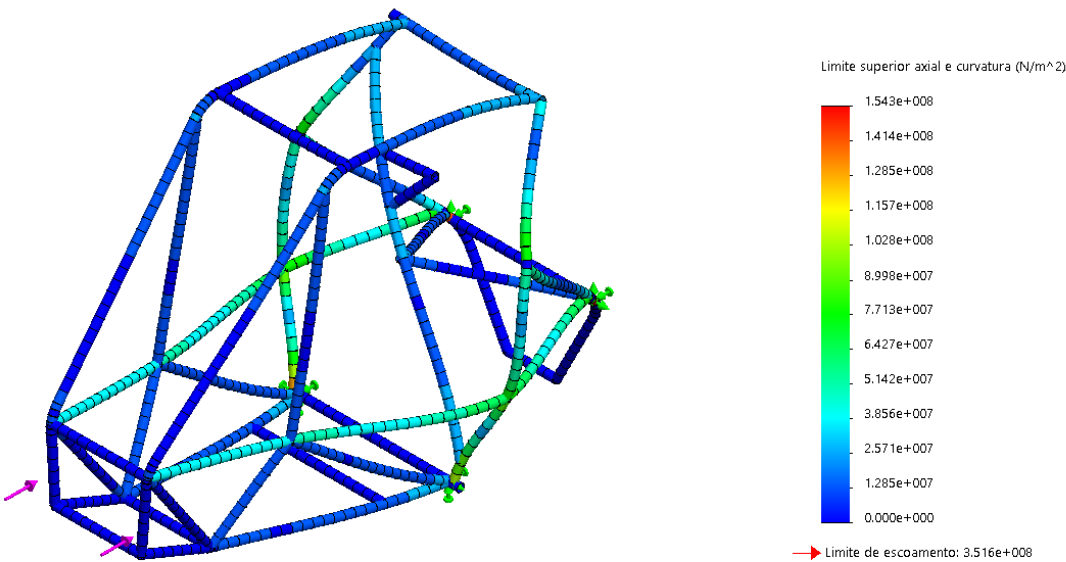
Figura 21 – Simulação 05 da gaiola



Fonte: Autoria própria

Por fim a última simulação na parte inicial de adição de travamentos contou com 1,61 metros a mais de travamento e 1,93 Kg de massa. Gerou-se pela simulação tensão de 154,3 Mpa e 2,27 de fator de segurança, visto na Figura 22.

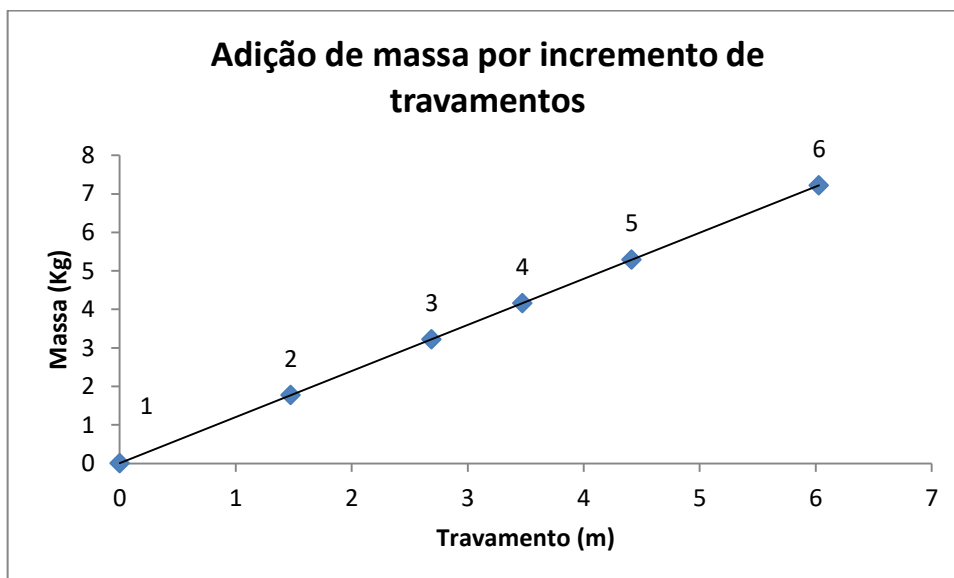
Figura 22 – Simulação 06 da gaiola



Fonte: Autoria própria

Pela análise do comportamento do aumento de massa em função do aumento de travamento (em metro linear), consegue-se plotar o seguinte gráfico, contido na Figura 23:

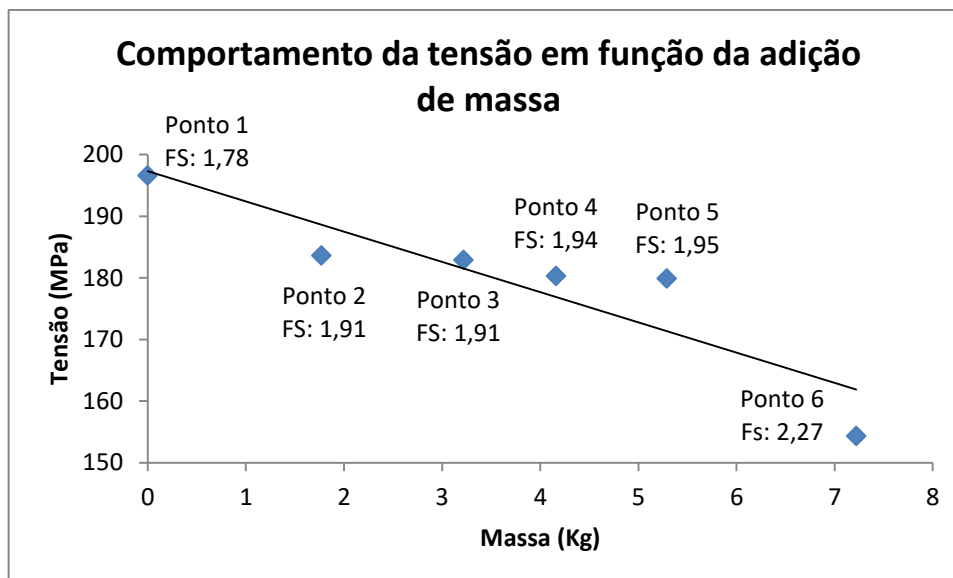
Figura 23 – Gráfico do comportamento da massa da gaiola com o incremento de travamento



Fonte: Autoria própria

Como era esperada, a adição de travamento em metros é diretamente proporcional a adição de massa do chassi. Em contra partida, a resposta que essa adição de massa proporciona ao comportamento da tensão não é linear, ela não se comporta apenas em função da adição de massa. Esta não linearidade era esperada, de maneira que o ponto onde o travamento é adicionado chega a influenciar até mais que o próprio tamanho do travamento. O gráfico a seguir mostra o comportamento, da tensão em função da adição de massa.

Figura 24 – Gráfico do comportamento da tensão gerada na gaiola após simulação com a adição de massa por travamentos



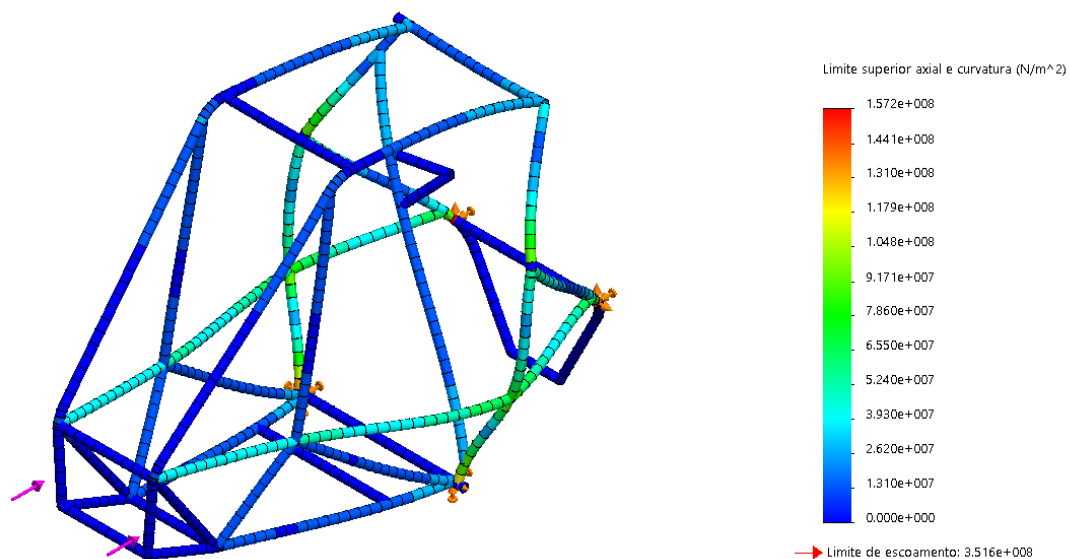
Fonte: Autoria própria

O comportamento acima descrito pode ser utilizado apenas para o sistema simulado, de maneira que a adição de um simples travamento, por menor que seja, pode influenciar novamente de maneira imprevisível a resposta do comportamento da tensão em função da nova adição de massa. Com este resultado, mapeou-se as maiores quedas de tensão e maiores aumentos de massa. A massa atual da gaiola é de 31,34 Kg, estando 3,34 Kg acima do requerido nas decisões iniciais de projeto. O fator de segurança é de 2,27, estando pouquíssimo acima do previsto, o que demanda bastante criticidade na escolha dos travamentos a se retirar.

Do ponto 2 para o ponto 3 e do ponto 4 para o ponto 5, além dos altos acréscimos de massa pode-se notar no gráfico um ínfimo ou inexistente aumento de fator de segurança o que os torna adição de massa injustificada. A retirada desses pontos pode aliviar essa massa, de maneira que será necessária nova simulação para análise de comportamento do sistema alterado, porém espera-se um impacto baixo na redução do fator de segurança.

A simulação abaixo, Figura 25, mostra o resultado do comportamento da tensão na gaiola após retirada do ponto 3 identificado. Obteve-se uma redução de 1,45 Kg de massa em detrimento de uma redução de 0,07 de fator de segurança, estando essa ainda dentro do fator previsto como premissa.

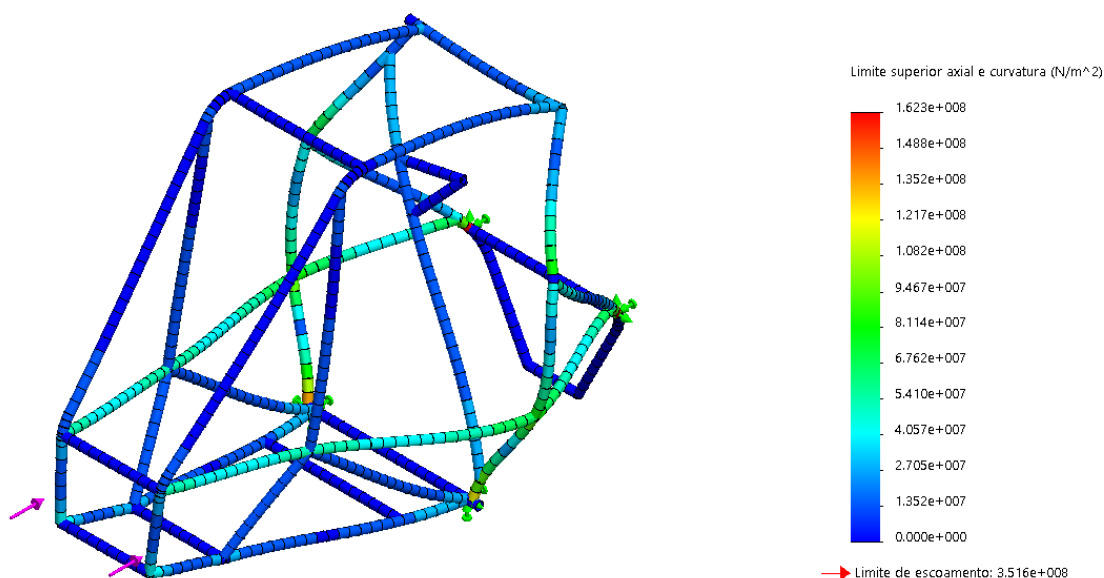
Figura 25 – Simulação após retirada do ponto 03



Fonte: Autoria própria

Após simulação analisa-se novamente o atendimento das premissas iniciais e verifica-se que o fator de segurança está acima do almejado, o mesmo acontece com a massa. Ao contrário do fator de segurança, a massa atual se encontra muito acima do estipulado em premissas de projetos, ficando 1,98 Kg acima do previsto, logo se toma a decisão de realizar novamente a retirada de um travamento, sendo o ponto 5 o escolhido por ter sido identificado previamente como ponto de adição de massa não justificado. Realiza-se então nova simulação e acompanham-se seus resultados, como mostrado na Figura 26.

Figura 26 – Simulação após retirada do ponto 05



Fonte: Autoria própria

Após nova simulação, obtém-se uma redução de 1,13 Kg de massa, atingindo um total de 28,85 Kg na gaiola, cerca de 3% do valor total acima. O fator de segurança encontrado foi de 2,16, estando praticamente igual o desejado inicialmente.

5.2 Atendimentos de Premissas

Discute-se nesse ponto uma tomada de decisão, pois uma das premissas foi alcançada ao passo que a outra ainda não o fora. Qualquer alteração em uma implica em um incremento negativo na outra, de maneira que será parada neste ponto a realização de alterações. A segurança implica diretamente na integridade do usuário do veículo, onde o excesso de 0,85 Kg de massa implica em uma consequência menor, como o não atendimento de metas em outros sistemas do veículo – aceleração, velocidade.

O não atendimento de massa neste cálculo não implica diretamente no não atendimento da massa prevista total do veículo projetado, entende-se que este alívio de massa é repassado aos demais sistemas como freio, suspensão, direção e trem de força, onde está é uma decisão tomada em conjunto com demais encarregados dos demais setores.

6 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Este trabalho para conclusão de curso realizou um estudo computacional numérico para projeto no chassi de um veículo do tipo BAJA com objetivo de documentar o passo a passo para cálculo estrutural do tipo de veículo para projetistas iniciantes. Dentre todas as simulações, o estudo focou em elencar e realizar a mais fundamental, para que servisse como pontapé inicial para as demais simulações. Forneceu meios de consolidação do método numérico e obteve comportamento de massa e tensão frente a uma situação crítica como resposta, sendo estes comportamentos de imensa importância no projeto do veículo como um todo. Considerou-se no trabalho as premissas iniciais apenas massa e fator de segurança, de maneira que ao passo que as metas vão sendo atingidas e os cálculos consolidados, pode-se e deve-se adicionar mais premissas, como metas para rigidez torcional, atendimento de volume interno para conforto do piloto, aumento de área de acesso para manutenção de partes específicas como o motor, entre outros.

O processo de calibração do modelo numérico foi através de um teste de convergência onde se analisou o método analítico e dois softwares, obtendo a resposta do sistema para mesma situação crítica. Obteve-se através do processo de calibração a convergência de valores mínimos para segurança de utilização do tamanho de malha. Ao passo que a experiência com determinado modelo numérico aumenta, elimina-se a necessidade da comparação com outro software, por exemplo. Recomenda-se a realização de procedimento experimental, caso haja disponibilidade de equipamentos, para mesma situação. A obtenção de condições de contornos no experimento igual ao da simulação é bastante complexa, ao passo que definições como aplicação de carga no experimento de maneira precisa ou fixação ideal são bastante restritas a forma como será montado o experimento.

Obteve-se da simulação valores de tensão e através de escala de cores o ponto de ação desta, porém o deslocamento também é uma resposta da simulação que pode e deve ser analisada, visto que respostas às forças em vigas como flambagem e deflexão são condições menos críticas nesse modelo de peça porém existentes.

A integridade dos componentes de união estrutural deve ser levada em consideração após a simulação, durante fase de construção do veículo. De nada adianta calcular a integridade da estrutura de um modelo computacional se a condição real não zelar para mantimento mais próximo possível do modelo idealizado e estudado, logo as soldas são pontos críticos de controle, tal como análise experimental de uma amostra do material a ser utilizado.

O trabalho forneceu boas práticas para realização de projeto de cálculo estrutural de um veículo com chassi em gaiola. Os resultados permaneceram dentro ou próximo das metas estabelecidas, mostrando que ao se conhecer as condições mais severas envolvidas na vida útil do projeto e não negligenciar o passo a passo exigido para consolidação do projeto tem-se resultados claros. O comportamento da gaiola durante processo de construção da mesma para situações extremas foi mostrado claramente, o material empregado no chassi suporta claramente o carregamento estático empregado, visto que a tensão gerada foi cerca de duas vezes maior que a suportada no âmbito de deformação elástica do material dúctil requerido. Os pontos de tomada de decisão foram mostrados, sejam eles antes, durante ou após realização do cálculo estrutural.

Por fim, o método adotado forneceu boa estimativa para o início de projeto de veículo do tipo BAJA, incrementando o conhecimento das equipes iniciantes de maneira a dar um norte para o projeto desta componente.

7 CONCLUSÃO

Foram aplicados e consolidados passos fundamentais para dimensionamento do cálculo estrutural de um veículo tipo baja, sendo estudado comportamento do chassi com foco em parâmetros iniciais de projeto adotados: massa e fator de segurança, de maneira que o método adotado, o método de elementos finitos, foi validado e mostrou-se condizente cálculo analítico.

A problemática foi modelada e o componente escolhido também modelado através de software, onde se aplicou o cálculo estrutural, obtendo como resposta a tensão e a massa à medida que se adicionava ou retirava travamentos. A resposta possibilitou entender e controlar os parâmetros iniciais de projeto, mostrando consistência do cálculo utilizado e atendendo objetivos iniciais do projeto.

A constatação da necessidade de melhora contínua do projeto é uma conclusão construtiva e satisfatória. Os pontos observados e elencados para melhoria do próximo projeto são parte de resultados positivos do trabalho.

Por fim as premissas não foram atendidas em sua totalidade, porém considera-se o resultado satisfatório devido ao comportamento geral da resposta do cálculo e a proximidade dos valores finais obtidos com os estipulados inicialmente.

8 REFERÊNCIAS

BAJA SAE BRASIL. Disponível em: <http://portal.saebrasil.org.br/programasestudantis/baja-sae-brasil>. Acessado em 15 de dezembro de 2018.

BARBOSA, L. F. F M. **Avaliação da rigidez torcional do chassi de um protótipo Baja SAE através do método de elementos finitos e de ensaio experimental**– Guaratinguetá, 2015.

BEER, F. P. e Johnston, Jr., E. R., **Resistência dos Materiais** 3ª edição; São Paulo: Pearson Makron Books, 1995.

BEER, F. P. e Johnston, Jr., E. R., **Mecânica Vetorial para Engenheiros**. Cinemática e Dinâmica . Vol. I e II, McGraw Hill, 1990.

BOSCH, R.; **“Manual de Tecnologia Automotiva”**, Tradução da 25 edição alemã. Editora Edgard Blücher, São Paulo, 2004.

BOYLESTAD, Robert L. **Introdução à análise de circuitos**. 10 edição; São Paulo: Prentice Hall, 2004.

BURBA, L. T. **Análise Da Rigidez Torcional do Chassi de um Veículo Fórmula SAE**, Universidade de Brasília ,2015

COSTA, J.A. **Estudo da rigidez torcional do quadro de um formula SAE por análise de elementos finitos** – São Caetano do Sul, SP, 2012

COSTA, P. G. **“A bíblia do carro”**, 2001.

DIN7190: Encaixes por pressão. Regras de cálculo e projeto. Beuth-Verlag 2001

DIN- Taschenbuch 10: Mechanische Verbindungs-elemente - Schrauben (elementos mecânicos de fixação roscados - parafusos e parafusos com porca), Beuth-Verlag 2001.

GILLESPIE, Thomas D. **“Fundamentals of Vehicle Dynamics”**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1992.

HAN FUI, Teo; RAHMAN, Roslan. **“Statics and Dynamics Structural Analysis of a 4.5 ton Truck Chassis”** Universiti Teknologi Malaysia, 2007

HIBBELER R. C. **Resistência dos materiais**. 7 ed. São Paulo: Pearson Prentice Hall, 2010.

KYOWA. How strain gages works. KYOWA ELECTRONIC INSTRUMENTS CO., LTD, 2018.

LERVOLINO, F. **“Crescimento da indústria automobilística e de autopeças no Brasil nos últimos 10 anos”**, 2012.

MARTINS, J.; **Motores de Combustão Interna**. 3ª edição, 2011.

MCCORMAC, Jack C.. **Análise Estrutural: Usando Métodos Clássicos e Métodos Matriciais**. 4. ed. Rio de Janeiro: Ltc, 2009.

NORTON, R., **Projeto de máquinas**: uma abordagem integrada, 4ª edição, Bookman, Porto Alegre, 2013.

RAO, S. “**Vibrações Mecânicas**”, Quarta edição, Pearson, 2008

REGULAMENTO ADMINISTRATIVO E TÉCNICO BAJA SAE BRASIL. Disponível em: http://portal.saebrasil.org.br/Portals/0/Users/223/39/28639/RATBSB_emenda_02.pdf. Acessado em 17 de fevereiro de 2019.

SHIGLEY, Joseph E., **Elementos de Máquinas**, Vol. 2, 3ed., LTC, Rio de Janeiro, 1984.

SHIGLEY, Joseph E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G., **Projeto de Engenharia Mecânica**, Bookman, Porto Alegre, 2005.

SOARES, F. S, Geritz, L. C, Cervieri, A., Aires, A. F. R., da Silveira, M. A., “**Desenvolvimento de um chassis automotivo para um veículo elétrico de pequeno porte**”, Publicado na revista de iniciação científica da ULBRA – N°10/2012

SOLIDWORKS. SolidWorks Student Edition. 2017-2018. Disponível em: <https://www.solidworks.com/pt-br/product/solidworks-education> Acesso em: 18 de fevereiro de 2019.

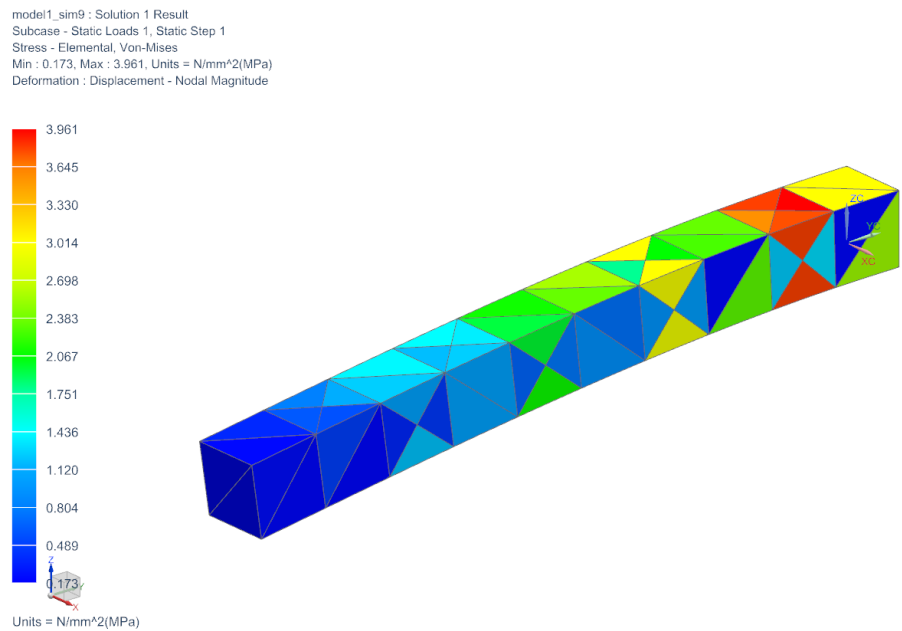
SOLIDWORKS, "Mesh." 2014, em http://help.solidworks.com/2012/English/SolidWorks/cworks/IDC_HELP_PREFERENCE_MESH.htm.

SOLIDWORKS, "Solid Mesh." 2014, em http://help.solidworks.com/2012/English/SolidWorks/cworks/ID_Solid_Mesh.htm?id=60d2224ca7e64c9fb63bb111ad57387c#Pg0.

Wolfgang Matschinsky. "**Suspensão de veículos rodoviários**". 2a edição; Springer-Verlag 1998.

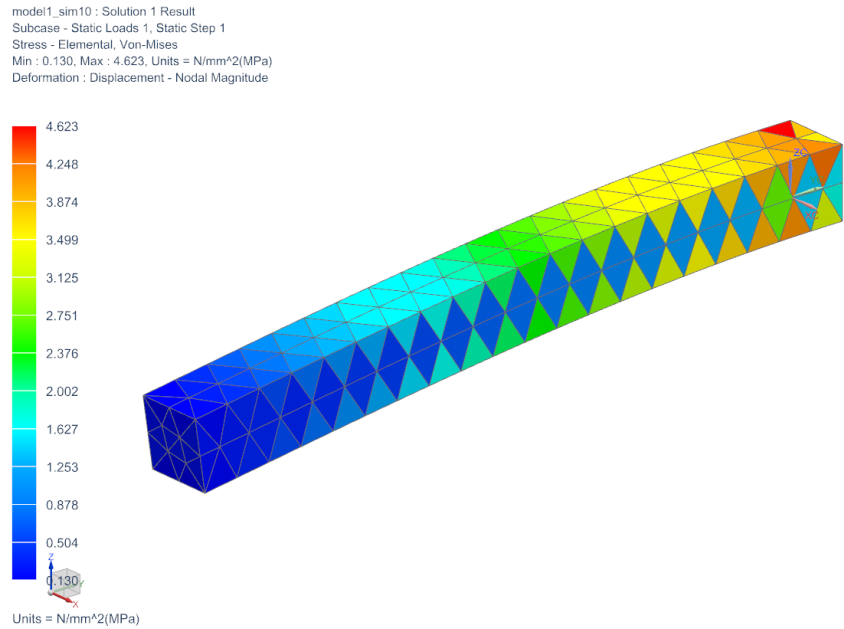
ANEXO A – ESCALA DE CORES RESULTADAS DO TESTE DE CONVERGENCIA

Figura A1 – Escala de cores resultada da malha de 10mm no Segundo software CAE



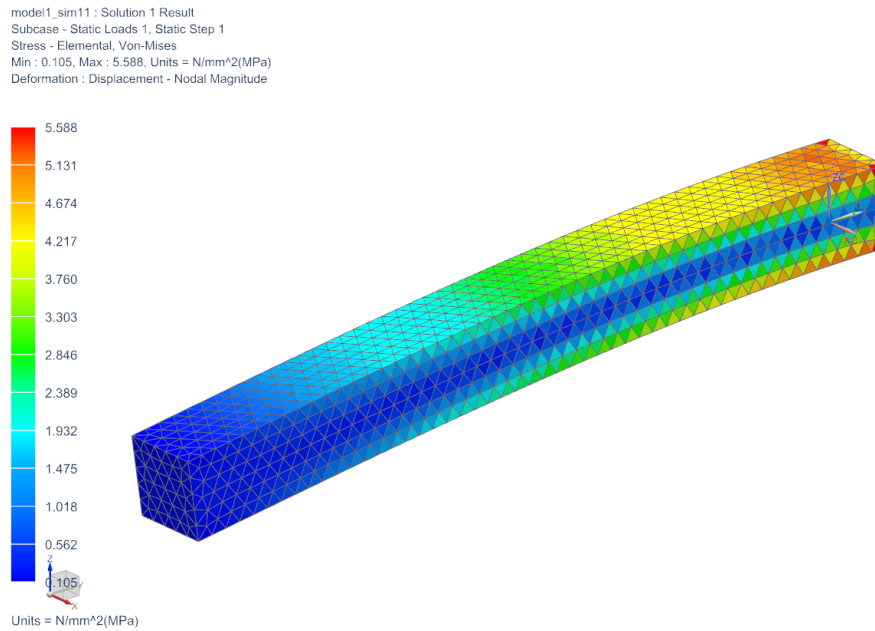
Fonte: Autoria própria

Figura A2 – Escala de cores resultada da malha de 5mm no Segundo software CAE



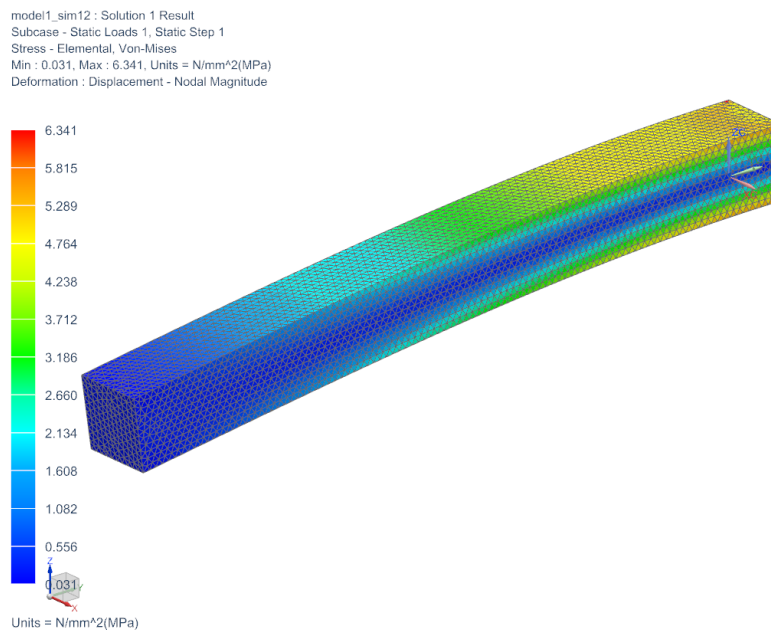
Fonte: Autoria própria

Figura A3 – Escala de cores resultada da malha de 2mm no Segundo software CAE



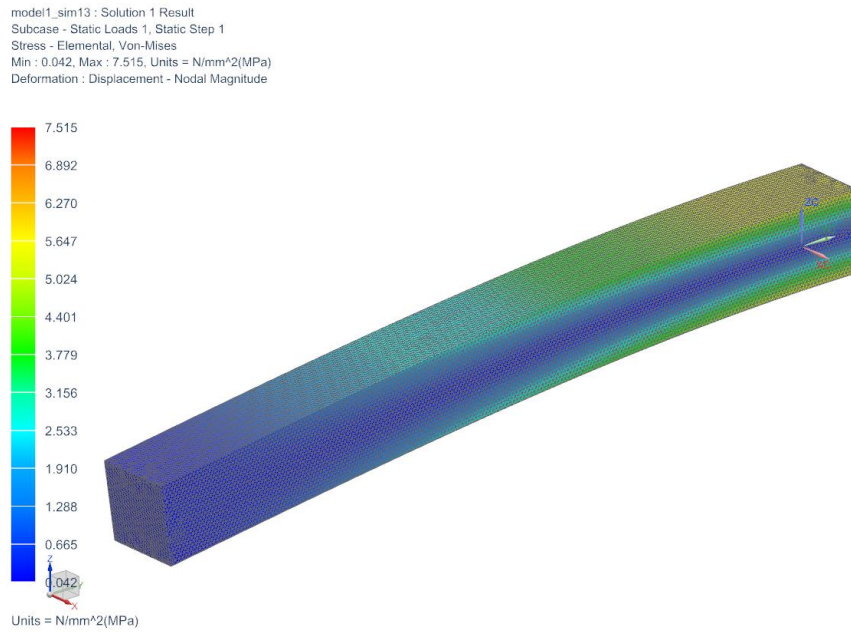
Fonte: Autoria própria

Figura A4 – Escala de cores resultada da malha de 1mm no Segundo software CAE



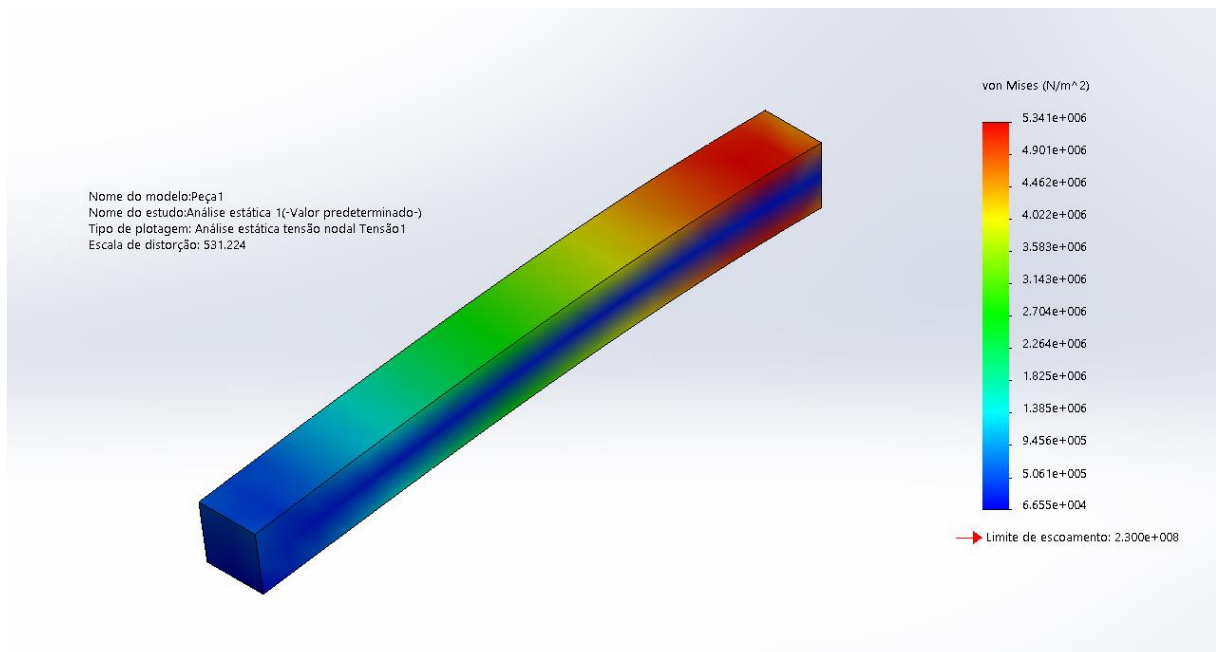
Fonte: Autoria própria

Figura A5 – Escala de cores resultada da malha de 0,5mm no Segundo software CAE



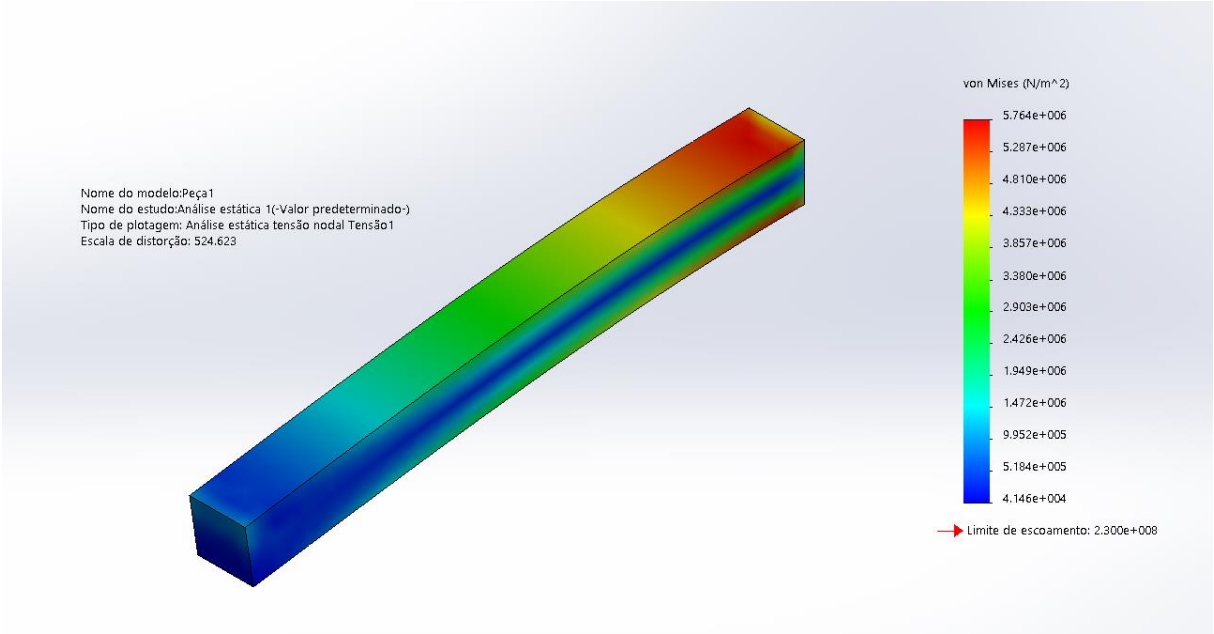
Fonte: Autoria própria

Figura A6 – Escala de cores resultada da malha de 10mm no SolidWorks



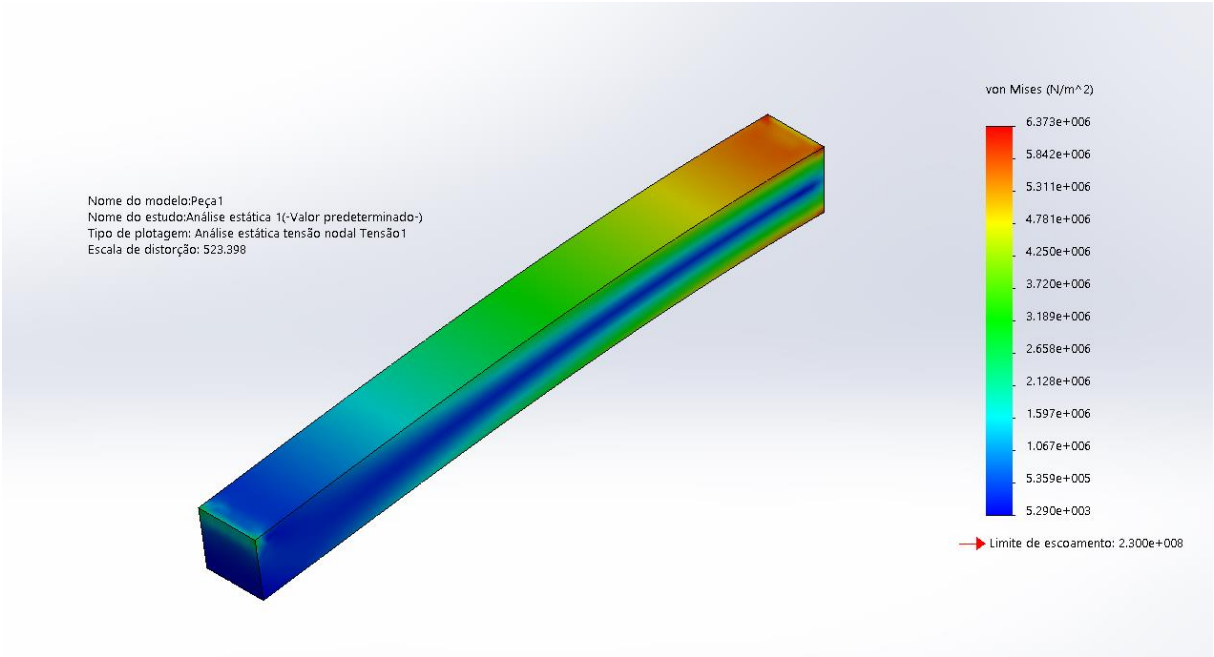
Fonte: Autoria própria

Figura A7 – Escala de cores resultada da malha de 5mm no SolidWorks



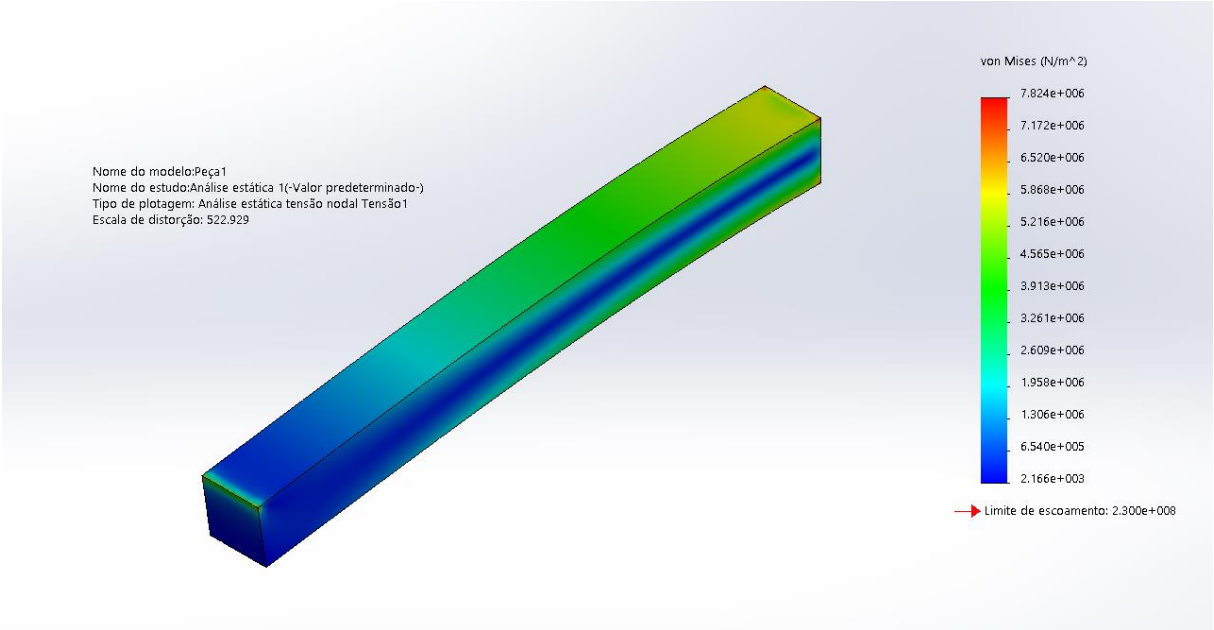
Fonte: Autoria própria

Figura A8 – Escala de cores resultada da malha de 2mm no SolidWorks



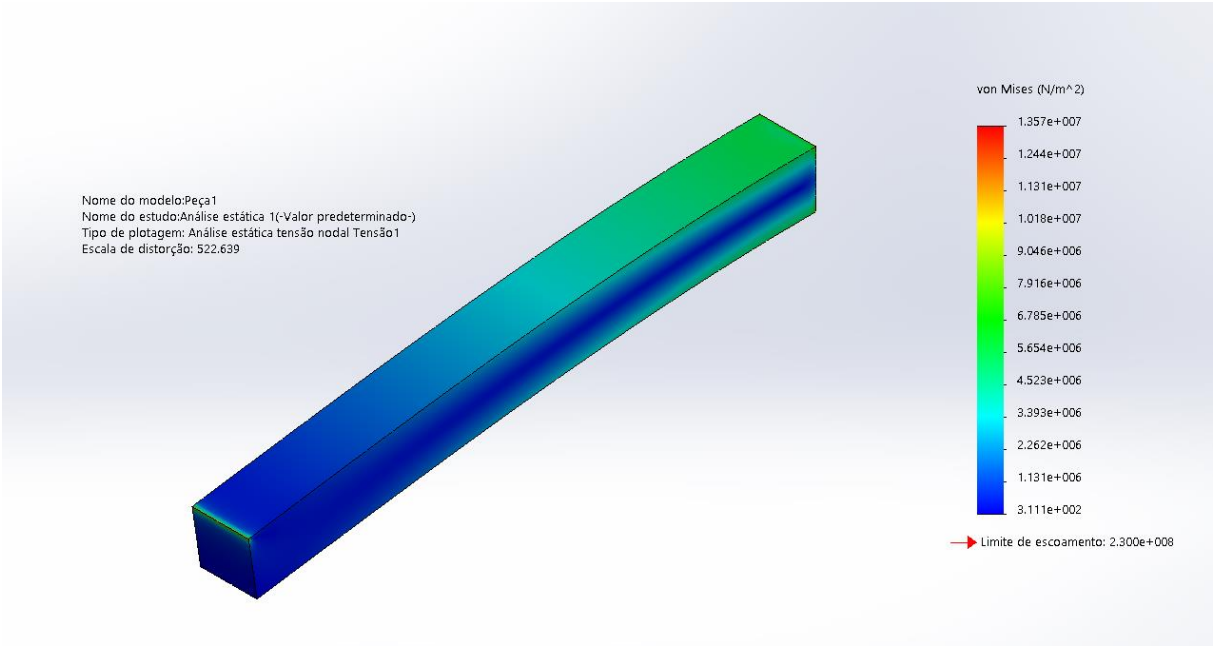
Fonte: Autoria própria

Figura A9 – Escala de cores resultada da malha de 1mm no SolidWorks



Fonte: Autoria própria

Figura A10 – Escala de cores resultada da malha de 0,5mm no SolidWorks



Fonte: Autoria própria