



PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE ESTRUTURAL DO CHASSI DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

Por,
Felipe Azevedo Canut

Brasília, 28 de Novembro de 2014

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA

FACULDADE DE TECNOLOGIA
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA
Faculdade de Tecnologia
Departamento de Engenharia Mecânica

PROJETO DE GRADUAÇÃO

ANÁLISE ESTRUTURAL DO CHASSI DE UM VEÍCULO FÓRMULA SAE PELO MÉTODO DE ELEMENTOS FINITOS

POR,

Felipe Azevedo Canut

Relatório submetido como requisito parcial para obtenção
do grau de Engenheiro Mecânico.

Banca Examinadora

Prof. Antonio Manoel Dias Henriques (Orientador) _____

Prof. Lucival Malcher (Coorientador) _____

Prof. Edgar Nobuo Mamiya _____

Brasília, 28 de Novembro de 2014

Dedicatória

Dedico este trabalho aos meus pais, Vera Cristina e Respino, meus maiores exemplos para a vida e ao meu avô, Pedro Azevedo, in memoriam, que ainda me ensina a ser uma pessoa melhor.

Agradecimentos

Agradeço ao meu orientador, professor Antonio Manoel, pela excelente orientação neste trabalho e ao longo de todo o curso.

Ao meu coorientador, professor Lucival Malcher, por toda paciência e disposição em ajudar.

Ao professor Edgar Mamiya que me apresentou os primeiros conceitos de engenharia na disciplina Mecânica I.

A todo corpo docente do Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade de Brasília.

A todos os técnicos do SG-9 sempre prestativos e bem humorados.

A equipe de Fórmula SAE “Apuama Racing” onde tive a oportunidade de colocar o conhecimento teórico em prática e fazer grandes amigos.

E principalmente aos meus pais, Vera Cristina e Oduvaldo Respino, minha avó, Vera Maria, e meu tio, Vasco Azevedo, que estiveram comigo sempre, me dando todo o apoio necessário para superar qualquer barreira e a minha namorada, Marina Lustosa, pela compreensão e paciência, estando sempre ao meu lado.

Felipe Azevedo Canut

RESUMO

Este trabalho apresenta a análise numérica de um chassi de fórmula SAE da equipe *Apuama Racing – UnB* quando submetido a esforços indicados no regulamento da competição que visam garantir a rigidez mínima e integridade da estrutura em caso de capotamento. Também são feitas medições do nível de deslocamento experimental em uma bancada de ensaio pertencente ao núcleo de integridade da Faculdade UnB do Gama. Os deslocamentos numéricos e experimentais são comparados afim de se validar as simulações realizadas. Ao final das análises percebeu-se que o chassi não apresenta a rigidez necessária e por isso são propostas modificações na geometria de maneira a atender o regulamento.

ABSTRACT

This work presents the numerical analysis of *Apuama Racing - UnB* team formula SAE's chassis when submitted to efforts presented on the competition's rules that aimed to ensure the minimum stiffness and integrity of the structure in case it rolls over. Also, measurements of the experimental displacement are made through a test bench, property of the Faculdade UnB-Gama integrity center. The numerical and experimental displacement are compared in order to assess the simulations. It was noticed that the chassis does not presents the proper stiffness, and because of that, modifications are proposed in the geometry in order to fit in the regulation.

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	MOTIVAÇÃO	1
1.2	OBJETIVOS	3
1.3	ESTRUTURA DO TRABALHO	3
2	CONCEPÇÃO DE UM CHASSI	4
2.1	VISÃO GERAL	4
2.2	TIPOS DE CHASSI	5
2.2.1	CHASSI EM ESCADAS	5
2.2.2	CHASSI CRUCIFORME	6
2.2.3	CHASSI TUBULAR	6
2.2.4	CHASSI MONOCOQUE	7
2.2.5	CHASSI COMBINADO	8
2.3	REGULAMENTO FÓRMULA SAE	8
2.3.1	PROVAS E PONTUAÇÃO	11
2.4	CRITÉRIOS DE PROJETO	11
2.4.1	MODELO CONSTITUTIVO ELASTO-PLÁSTICO	12
2.5	ELEMENTOS FINITOS E UTILIZAÇÃO DE PROGRAMAS COMERCIAIS	16
2.5.1	INTRODUÇÃO AO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	16
2.5.2	EQUILÍBRIO E TRABALHO VIRTUAL	19
2.5.3	SOLIDWORKS	21
2.5.4	ABAQUS	22
3	MODELAGEM, MEDIÇÃO E ANÁLISE	23
3.1	A GEOMETRIA DO PROTÓTIPO	23
3.2	ELEMENTO FINITO UTILIZADO E CONVERGÊNCIA DA MALHA	24
3.3	PROPRIEDADES MECÂNICAS DO MATERIAL	26
3.4	CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS	28
3.4.1	CARREGAMENTOS APLICADOS NO ARCO PRINCIPAL	28
3.4.2	CARREGAMENTOS APLICADOS NO ARCO FRONTAL	28
3.5	SIMULAÇÕES	29
3.6	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	48
4	MEDIÇÕES E ANÁLISES EXPERIMENTAIS	51
4.1	A BANCADA	51
4.2	PONTOS DE MEDIÇÃO	54
4.3	PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL	55
4.4	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS	57
5	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS	61

5.1 CONCLUSÕES	61
5.2 TRABALHOS FUTUROS	62
6 REFERÊNCIAS	63

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1: Evento da Fórmula SAE realizado na Alemanha 2009. [2].....	2
Figura 2.1: Chassi da equipe Sauber de Fórmula 1. [4]	4
Figura 2.2: Chassi típico utilizado até a década de 60. [6].....	5
Figura 2.3: Chassi cruciforme. [5].....	6
Figura 2.4: Tubos devidamente triangulados. [7].....	6
Figura 2.5: Chassis tubular de um Fórmula SAE. [8]	7
Figura 2.6: Chassi monocoque de um carro de produção. [9].....	8
Figura 2.7: Chassi combinado. [10].....	8
Figura 2.8: Principais componentes do chassi de Fórmula SAE. [7]	9
Figura 2.9: Envelope de segurança para cabeça do piloto. [7].....	9
Figura 2.10: Tubos de fixação do <i>Main Hoop</i> e <i>Front Hoop</i> [7]	10
Figura 2.11: Estruturas de impacto lateral [7]	10
Figura 2.12: Gráfico tensão-deformação.	12
Figura 2.13: Endurecimento isotrópico [12].....	15
Figura 2.14: Módulo de escoamento e módulo de endurecimento. [12]	15
Figura 2.15: Tipos de elementos finitos. [14].....	18
Figura 2.16: Chassi desenhado no <i>Solidworks</i>	22
Figura 2.17: Chassi simulado no programa <i>Abaqus</i>	22
Figura 3.1: Chassi em elementos sólidos à esquerda, chassis em elementos de vigas à direita.	23
Figura 3.2: Seções do chassi.....	24
Figura 3.3: Representação do elemento de viga. [16]	25
Figura 3.4: Convergência da malha.	25
Figura 3.5: Tamanho médio dos elementos de 10 mm (malha utilizada).....	26
Figura 3.6: Curva de encruamento para aço baixo-carbono.	27
Figura 3.7: Carregamentos e pontos de fixação do chassi.....	28
Figura 3.8: Aplicação da força longitudinal no <i>Main Hoop</i>	30
Figura 3.9: <i>Main Hoop</i> , F_x , Tensão de von Mises.	31
Figura 3.10: <i>Main Hoop</i> , F_x , Deslocamento total.	31
Figura 3.11: <i>Main Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção X.....	31

Figura 3.12: <i>Main Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção Y.....	32
Figura 3.13: <i>Main Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção Z.....	32
Figura 3.14: <i>Main Hoop</i> , F_x , Deformação plástica equivalente.....	32
Figura 3.15: Aplicação da força vertical no <i>Main Hoop</i>	33
Figura 3.16: <i>Main Hoop</i> , F_y , Tensão de von Mises.....	34
Figura 3.17: <i>Main Hoop</i> , F_y , Deslocamento total.....	34
Figura 3.18: <i>Main Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção X.....	34
Figura 3.19: <i>Main Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção Y.....	35
Figura 3.20: <i>Main Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção Z.....	35
Figura 3.21: <i>Main Hoop</i> , F_y , Deformação plástica equivalente.....	35
Figura 3.22: Aplicação da força lateral no <i>Main Hoop</i>	36
Figura 3.23: <i>Main Hoop</i> , F_z , Tensão de von Mises.....	37
Figura 3.24: <i>Main Hoop</i> , F_z , Deslocamento total.....	37
Figura 3.25: <i>Main Hoop</i> , F_z , Deslocamento na direção X.....	37
Figura 3.26: <i>Main Hoop</i> , F_z , Deslocamento na direção Y.....	38
Figura 3.27: <i>Main Hoop</i> , F_z , Deslocamento na direção Z.....	38
Figura 3.28: <i>Main Hoop</i> , F_z , Deformação plástica equivalente.....	38
Figura 3.29: Aplicação da força longitudinal no <i>Front Hoop</i>	39
Figura 3.30: <i>Front Hoop</i> , F_x , Tensão de von Mises.....	40
Figura 3.31: <i>Front Hoop</i> , F_x , Deslocamento total.....	40
Figura 3.32: <i>Front Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção X.....	40
Figura 3.33: <i>Front Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção Y.....	41
Figura 3.34: <i>Front Hoop</i> , F_x , Deslocamento na direção Z.....	41
Figura 3.35: <i>Front Hoop</i> , F_x , Deformação plástica equivalente.....	41
Figura 3.36: Aplicação da força vertical no <i>Front Hoop</i>	42
Figura 3.37: <i>Front Hoop</i> , F_y , Tensão de von Mises.....	43
Figura 3.38: <i>Front Hoop</i> , F_y , Deslocamento total.....	43
Figura 3.39: <i>Front Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção X.....	43
Figura 3.40: <i>Front Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção Y.....	44
Figura 3.41: <i>Front Hoop</i> , F_y , Deslocamento na direção Z.....	44
Figura 3.42: <i>Front Hoop</i> , F_y , Deformação plástica equivalente.....	44
Figura 3.43: Aplicação da força lateral no <i>Front Hoop</i>	45
Figura 3.44: <i>Front Hoop</i> , F_z , Tensão de von Mises.....	46
Figura 3.45: <i>Front Hoop</i> , F_z , Deslocamento total.....	46

Figura 3.46: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção X.....	46
Figura 3.47: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção Y.....	47
Figura 3.48: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção Z.	47
Figura 3.49: Front Hoop, Fz, Deformação plástica equivalente.....	47
Figura 3.50: Nós críticos e centro de coordenadas.	48
Figura 4.1: Bancada de ensaios.	52
Figura 4.2: Atuador hidráulico.	53
Figura 4.3: Nivelamento do trilho.	53
Figura 4.4: Régua para calibragem.....	54
Figura 4.5: Pontos para medição experimental.	54
Figura 4.6: Posição zero da MMC.....	56
Figura 4.7: Ensaio com carga aplicada na direção vertical	56
Figura 4.8: Ensaio com carga aplicada na direção lateral.	57
Figura 4.9: Ensaio com carga aplicada na direção longitudinal.	57
Figura 5.1: Chassi modificado.....	61

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1: Peso de cada prova FSAE.....	11
Tabela 3.1: Geometrias gerais do protótipo.....	24
Tabela 3.2: Estudo de convergência de malha.	26
Tabela 3.3: Propriedades do aço AISI 1010 [17].	27
Tabela 3.4: Análise elástica no arco principal.	29
Tabela 3.5: Tensões de deformações no arco principal.....	48
Tabela 3.6: Deslocamentos no arco principal.....	49
Tabela 3.7: Tensões de deformações no arco frontal.	49
Tabela 3.8: Deslocamentos no arco frontal.	49
Tabela 4.1: Dados experimentais.....	58
Tabela 4.2: Deslocamentos no Main Hoop.	59
Tabela 5.1: Deslocamentos do chassi modificado.....	61

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolos Latinos

a	Deslocamentos nodais	[m]
\mathbf{B}	Matriz deformação	
\mathbb{D}	Matriz constitutiva	
\mathbf{K}	Matriz rigidez	
N	Função de forma	
p	Vetor de forças, tensão hidrostática	
q	Tensão equivalente de von Mises	[MPa]
S	Superfície	[m ²]
\mathbf{S}	Tensor desviador	
u	Deslocamento	[m]
V	Volume	[m ³]

Símbolos Gregos

ε	Deformação	
$\boldsymbol{\varepsilon}^e$	Tensor deformação elástica	
$\boldsymbol{\varepsilon}^p$	Tensor deformação plástica	
$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p$	Taxa do tensor de deformação plástica	
$\bar{\boldsymbol{\varepsilon}}^p$	Deformação plástica equivalente	
$\dot{\gamma}$	Multiplicador plástico	
$\boldsymbol{\sigma}$	Tensor tensão	
σ_y	Tensão de escoamento	[MPa]
σ_{y0}	Tensão de escoamento inicial	[MPa]
\emptyset	Função de escoamento	[MPa]
ρ	Densidade	[Kg]/[m ³]

Siglas

SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
FSAE	<i>Fórmula SAE</i>

1 INTRODUÇÃO

1.1 MOTIVAÇÃO

Segundo Bertel Schmitt [1], até o ano de 2007, existiam 806 milhões de automóveis circulando por todo mundo. O *Boston Consulting Group* prevê que em 2014 um terço da demanda mundial será para atender os mercados do BRIC (Brasil, Rússia, Índia e China). O principal componente responsável pela segurança dos ocupantes comum a todos esses automóveis é o chassi.

Tanto nos automóveis de corrida como nos de rua, o chassi é um componente de suma importância para o desempenho e segurança. Para um bom desempenho, o chassi deve ser perfeitamente rígido, quando comparado à suspensão e mais leve possível. Quanto à segurança, é ele que deve suportar todo impacto devido a colisões ou capotamentos.

Os chassis modernos são estruturas extremamente complexas de serem analisadas, e analisá-los por métodos analíticos clássicos é uma missão praticamente impossível. Para este tipo de problema recorre-se às soluções aproximadas que podem ser aplicadas a qualquer estrutura, independente da sua forma ou condições de carregamento. Esta formulação é feita pelo método dos elementos finitos (MEF). Com um bom modelo numérico é possível diminuir o número de protótipos construídos, barateando a análise. O custo computacional da análise feita por elementos finitos depende do grau de refinamento e das condições de contorno do modelo proposto.

Por questão de disponibilidade, o chassi estudado pertence a um carro de fórmula SAE (*Society of Automotive Engineers*), que é uma competição na qual estudantes de várias áreas da engenharia devem projetar e construir um protótipo de corrida que é avaliado em provas estáticas e dinâmicas.



Figura 1.1: Evento da Fórmula SAE realizado na Alemanha 2009. [2]

Os carros Fórmula SAE a combustão têm motores de 4 tempos e cilindrada máxima de 610 cm³. A construção dos veículos deve obedecer às normas do regulamento da competição, que exige das equipes, com até 20 integrantes, que se especializem nos variados sistemas que compõem um carro deste tipo, como motorização, freios, direção, suspensão, sistemas elétricos, chassi e segurança.

Os carros Fórmula SAE surgiram em 1978, nos EUA, e, desde então, são projetados por equipes de estudantes de graduação e pós-graduação de engenharia, de acordo com regras definidas pela SAE *International* e sob a orientação de um professor.

Além do Brasil e Estados Unidos, as competições de carros Fórmula SAE a combustão são realizadas na Inglaterra, Alemanha, Austrália, Áustria, Espanha, Hungria, Itália e Japão. O Brasil ingressou no circuito em 2004, com objetivo de fomentar nos estudantes de engenharia a especialização técnica em veículos de alto desempenho. [3]

A Fórmula SAE também é uma das únicas categorias do automobilismo que não limita o peso mínimo dos veículos de competição. Por este motivo as equipes têm liberdade para inovar no projeto tentando sempre manter os protótipos com o menor peso possível. Empresas como a *OptimumG*, que é uma das maiores do mundo no ramo de consultoria automobilística, acompanham de perto as soluções desenvolvidas pelos estudantes nas competições da FSAE.

1.2 OBJETIVOS

Este trabalho tem como objetivo analisar o chassi da equipe de Fórmula SAE-UnB, "Apuama Racing", quando submetido a carregamentos impostos por regulamento que simulam uma situação de capotamento. As análises são realizadas de maneira numérica e experimental. A análise numérica é feita por elementos finitos através do programa *Abaqus v6.10*, e a experimental por intermédio de um ensaio em bancada realizado na Universidade de Brasília, campus Gama. Uma vez que as análises numéricas estejam coerentes com o ensaio experimental, é possível propor melhorias no desenho do chassi sem a necessidade da construção de novos protótipos e novos ensaios experimentais.

A finalidade da análise numérica é determinar os pontos mais requisitados do chassi, e verificar se a estrutura falha em algum quesito estipulado pelo regulamento. Os pontos indicados como críticos pela análise são medidos por uma máquina de medir por coordenadas durante o ensaio experimental. Os resultados da análise experimental servirão para validar o modelo numérico proposto.

1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO

Este trabalho é dividido em seis capítulos. O segundo capítulo traz uma revisão bibliográfica, apresentando os diferentes tipos de chassi, regulamento da competição fórmula SAE e os principais conceitos sobre modelos constitutivos e elementos finitos. O terceiro capítulo mostra a modelagem do problema pelo método dos elementos finitos e os resultados obtidos das análises numéricas. O quarto capítulo apresenta os procedimentos e resultados experimentais. O capítulo cinco é a conclusão deste trabalho.

2 CONCEPÇÃO DE UM CHASSI

Este capítulo fornece o mínimo de informações para que seja possível compreender de forma clara as análises feitas no decorrer deste trabalho.

2.1 VISÃO GERAL

O chassi é o componente do veículo que suporta todos os esforços da suspensão e aerodinâmicos, sendo também, o elemento que liga todos os componentes do automóvel. Além disso, é responsável pela proteção do piloto em caso de colisão.

Ao longo da história, novas ferramentas surgiram, como é o caso da análise por elementos finitos, possibilitando a concepção de novas estruturas mais complexas. Os chassis modernos são leves e resistentes, e apresentam uma geometria muito mais elaborada quando comparado aos chassis mais antigos.

Nos carros de competição, o chassi deve ser leve e rígido, de tal forma a melhorar a resposta do carro na pista. Deve também cumprir todos os regulamentos das federações de automobilismo e das respectivas categorias.

O chassi também influi diretamente na aerodinâmica do carro, uma vez que determina a sua forma geral e delimita onde serão instalados os componentes aerodinâmicos. A figura 2.1 mostra um chassi do tipo monocoque da equipe Sauber de Fórmula 1.

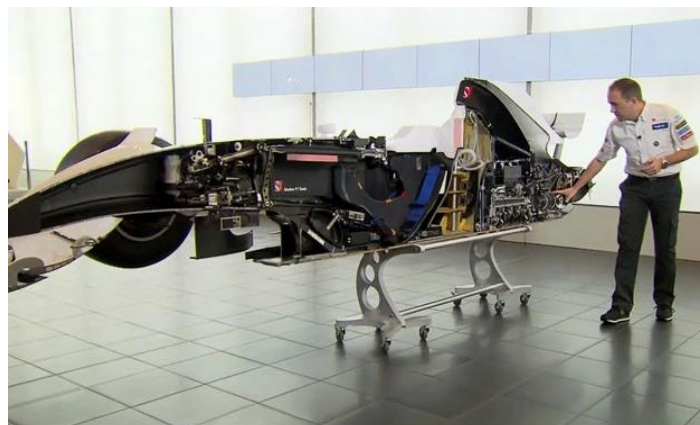


Figura 2.1: Chassi da equipe Sauber de Fórmula 1. [4]

2.2 TIPOS DE CHASSI

Segundo Nicolas Venancio (2013) [5], os diversos tipos de chassi podem ser divididos em 5 grupos:

- Chassi em escadas;
- Chassi cruciforme;
- Chassi tubular;
- Chassi monocoque;
- Chassi combinado.

2.2.1 CHASSI EM ESCADAS

Foi um dos primeiros tipos de chassi a aparecer e foi largamente utilizado até o início dos anos 60. Ele é constituído de duas longarinas longitudinais ligadas por várias travessas. Trata-se de um chassi mais simples, podendo ser concebido a mão. Possui alta capacidade de carga e é utilizado em caminhões e pick-ups, como mostra a figura 2.2.

Um ponto negativo dessa configuração é a baixa rigidez torcional. Isso acontece, basicamente, por se tratar de uma estrutura 2D.

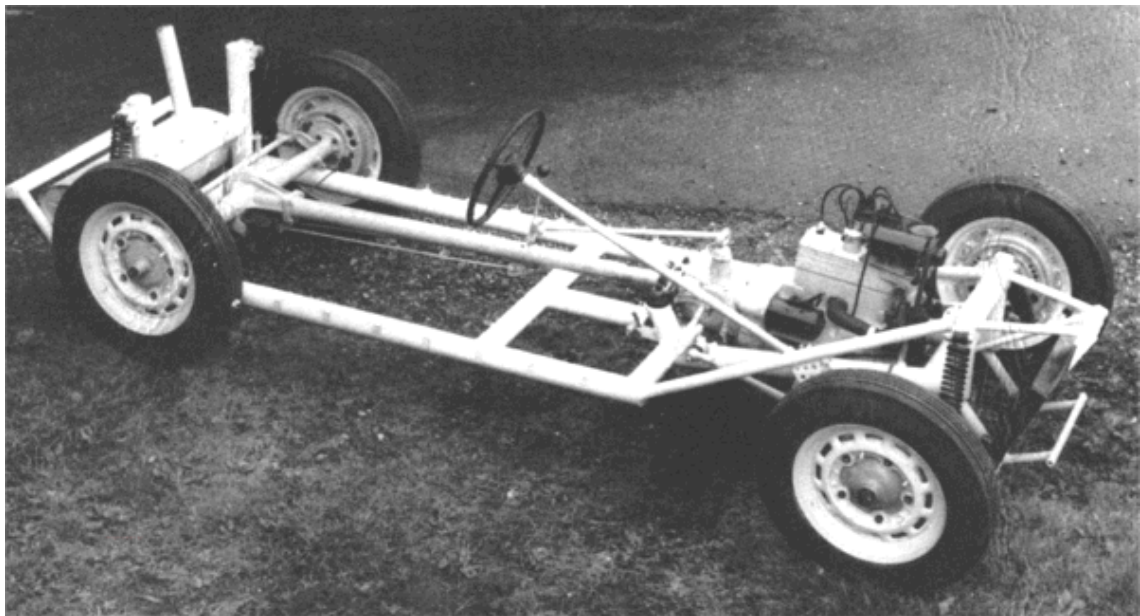


Figura 2.2: Chassi típico utilizado até a década de 60. [6]

2.2.2 CHASSI CRUCIFORME

É o chassi em escadas somado de uma estrutura em cruz, afim de melhorar a rigidez torcional do conjunto. A estrutura em cruz liga as duas longarinas e está sujeita apenas à flexão. Quanto maior a rigidez da junta central da cruz, maior a rigidez do chassi. A figura 2.3 mostra um esquema de chassi cruciforme.

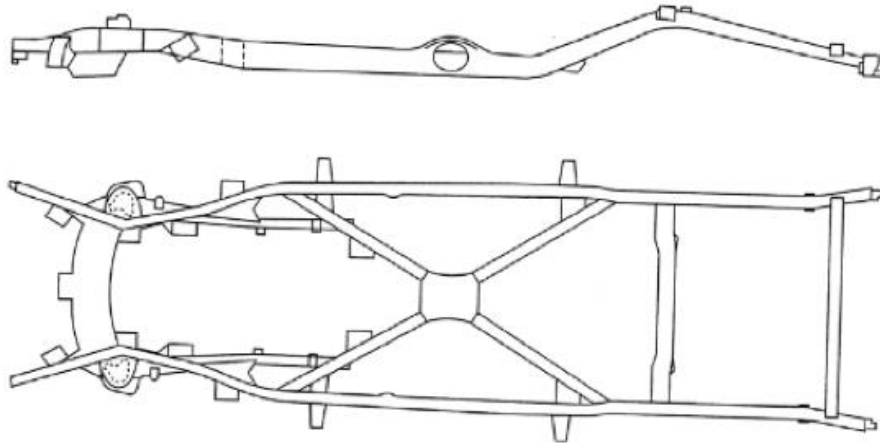


Figura 2.3: Chassi cruciforme. [5]

2.2.3 CHASSI TUBULAR

Estrutura 3D, composta por tubos de seção circular ou quadrada. Por se tratar de uma estrutura 3D, esse chassi possui alta resistência à flexão e torção. Para isso, os seus tubos devem ser triangulados corretamente, ou seja, só devem ser submetidos a esforços de tração ou compressão, como mostra a figura 2.4.

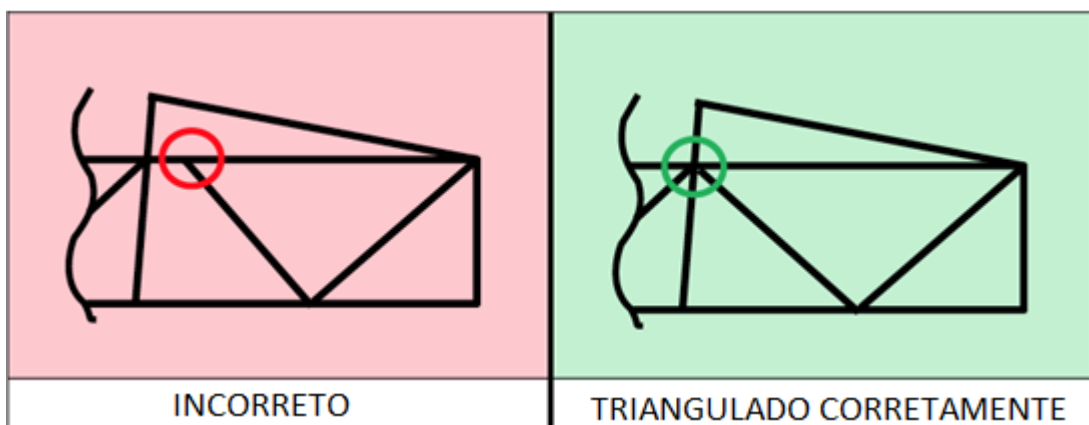


Figura 2.4: Tubos devidamente triangulados. [7]

Os tubos que constituem o chassi podem ser de seção circular ou quadrada. Os de seção quadrada permitem uma soldagem mais fácil, já os de seção circular conferem à estrutura rigidez máxima.

Os chassis tubulares são de alta precisão e, normalmente, compõem os carros de competição ou carros de rua de alto desempenho, mas também são caros e trabalhosos de serem construídos, sendo quase todos feitos à mão. Na figura 2.5, pode-se ver um chassi tubular de um veículo de Fórmula SAE. O chassi considerado neste trabalho foi o da equipe *Apuma Racing* e é do tipo tubular.

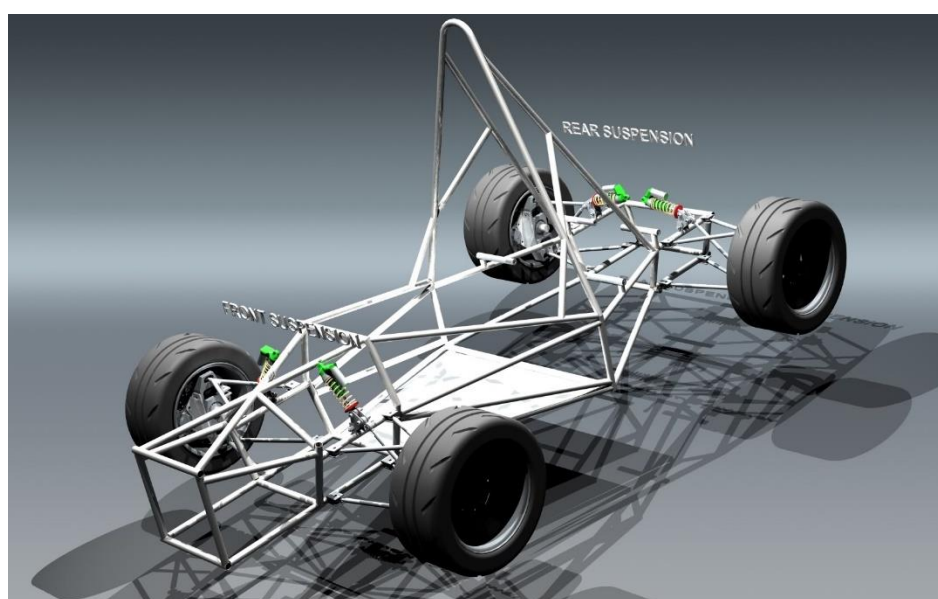


Figura 2.5: Chassis tubular de um Fórmula SAE. [8]

2.2.4 CHASSI MONOCOQUE

É uma peça única, que define a forma final do carro, como mostrado na figura 2.6. Normalmente são feitos de folhas de metal, alumínio ou fibra de carbono. A grande maioria dos carros de produção atuais utilizam esse tipo de estrutura por ser de fácil construção em grande escala e ter alta resistência a impacto. O processo de construção desse tipo de estrutura também é altamente robotizado.

Já os monocoques de fibra de carbono são mais utilizados nos carros de competição, como é o caso da Fórmula 1. Eles possuem alta resistência e rigidez, e são extremamente leves.



Figura 2.6: Chassi monocoque de um carro de produção. [9]

2.2.5 CHASSI COMBINADO

Combina o chassi monocoque com o tubular. A célula do piloto é feita de uma peça única (monocoque), enquanto o resto do chassi é formado por tubos. Ele alia as facilidades da construção dos dois tipos de chassi, sendo mais barato que o chassi monocoque e é mostrado na figura 2.7.



Figura 2.7: Chassi combinado. [10]

2.3 REGULAMENTO FÓRMULA SAE

A fórmula SAE é uma competição de engenharia na qual os estudantes devem projetar e construir um veículo de corrida seguindo regulamentos preestabelecidos.

Segundo o regulamento da Fórmula SAE, a estrutura do veículo deve contar com dois arcos de proteção contra rolagem (*Main Hoop* e *Front Hoop*) e seus suportes (*Main Hoop Bracing* e *Main Hoop Bracing Suports*), suporte frontal para a fixação do atenuador de impacto (*Front Bulkhead*), e estrutura de impactos laterais (*Side Impact Structure*). Estas estruturas podem ser vistas na figura 2.8.

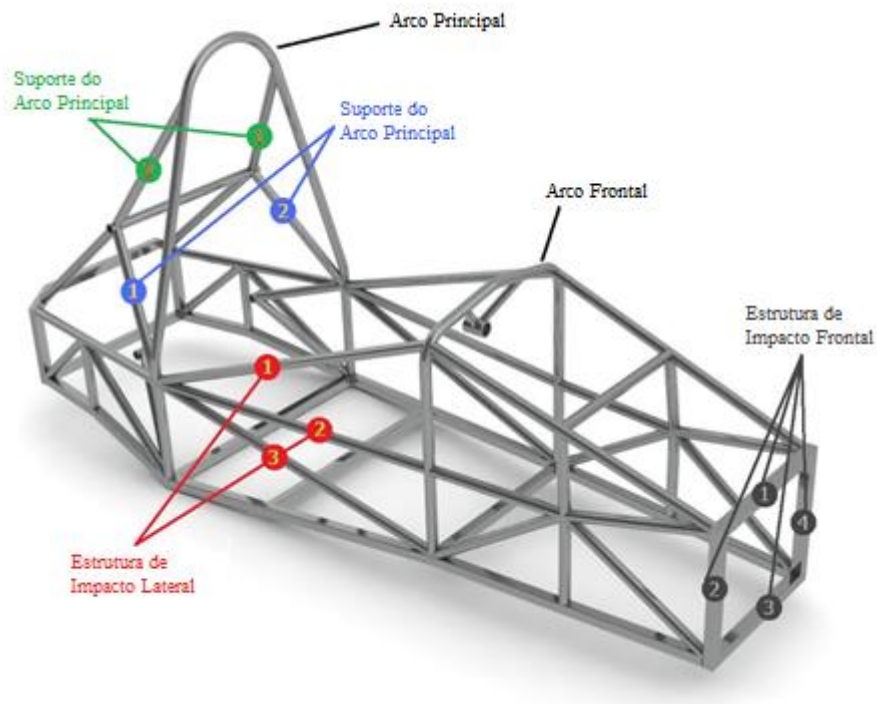


Figura 2.8: Principais componentes do chassi de Fórmula SAE. [7]

Para que seja garantida a segurança do projeto, todos os tubos devem ser de aço com 0,1% de carbono no mínimo.

A principal função dos arcos de rolagem (*Main Hoop* e *Front Hoop*) é a proteção do piloto em caso de capotagem. Nesse caso, as mãos e a cabeça do piloto não devem tocar o chão. O capacete do piloto deve permanecer dentro de um “envelope”, conforme mostrado na figura 2.9.

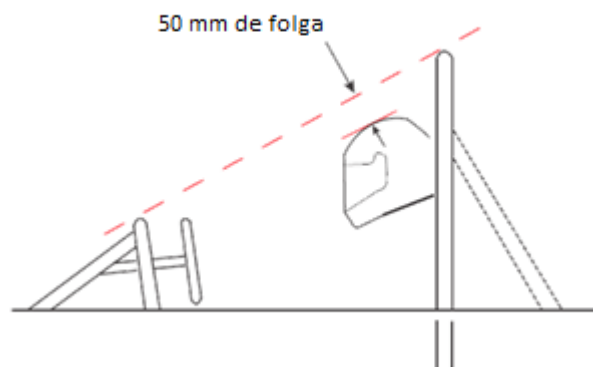


Figura 2.9: Envelope de segurança para cabeça do piloto. [7]

Os tubos de fixação do *Main Hoop* devem ser presos o mais perto o possível do topo (menos de 160 mm da parte mais alta do *Main Hoop*) e ter um ângulo de no mínimo 30° em relação ao *Main Hoop*. Os tubos de fixação do *Front Hoop* devem ficar, no máximo, à 5 mm do topo do mesmo, conforme mostra a figura 2.10.

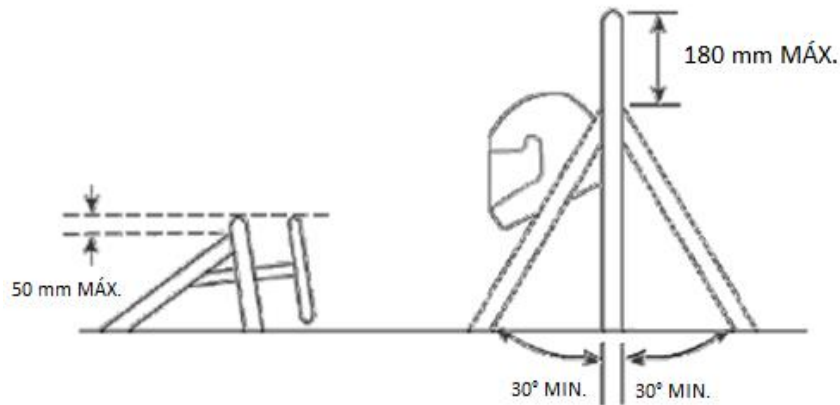


Figura 2.10: Tubos de fixação do *Main Hoop* e *Front Hoop* [7]

A estrutura de impacto lateral é composta de, no mínimo, 3 barras laterais. A barra lateral superior deve estar contida, em toda a sua extensão, entre 300 mm e 350 mm de altura do solo. A barra lateral inferior deve conectar a parte de baixo do *Front Hoop* à parte de baixo do *Main Hoop*. A barra diagonal deve conectar a barra inferior à barra superior ao longo do comprimento compreendido entre o *Front Hoop* e o *Main Hoop*, como pode ser visto na figura 2.11.



Figura 2.11: Estruturas de impacto lateral [7]

2.3.1 PROVAS E PONTUAÇÃO

A premissa da competição é que cada grupo representa uma pequena companhia, onde é projetado e construído um protótipo para pilotos amadores ou recém saídos do kart. Os protótipos devem ter um preço acessíveis, custando menos de 25.000 USD. Cada equipe deve convencer os jurados, que fazem o papel de empresários, a produzir o seu protótipo em larga escala. Assim, os carros não são julgados apenas pelo desempenho, mas também pelo preço, facilidade de manufatura e confiabilidade.

Os eventos são divididos em estáticos e dinâmicos. As provas estáticas têm como objetivo assegurar que o veículo é seguro para ser pilotado nas provas dinâmicas além de avaliar a viabilidade econômica do projeto, bem como o projeto mecânico em si. As provas dinâmicas avaliam o desempenho, confiabilidade e consumo de combustível. A tabela 2.1 mostra o peso de cada prova.

Tabela 2.1: Peso de cada prova FSAE.

Eventos Estáticos:	
Apresentação de marketing	75
Apresentação do projeto	150
Análises de custos	100
Eventos Dinâmicos:	
Aceleração	75
<i>Skid-Pad</i>	50
<i>Autocross</i>	150
Economia de combustível	100
Enduro	300
Total de pontos:	1000

Antes de participar de qualquer evento, seja estático ou dinâmico, o protótipo deve passar pelas provas eliminatórias de segurança. São elas: Inspeção Técnica, Teste de ruído, Teste de inclinação e Teste de frenagem. Nenhuma dessas provas contribui para a pontuação da equipe, porém todas têm caráter eliminatório.

2.4 CRITÉRIOS DE PROJETO

O chassi em estudo foi analisado levando-se em conta dois pontos chave: rigidez e integridade. No caso em estudo, a rigidez está relacionada com as deflexões máximas permitidas na estrutura e são impostas pelo regulamento. Já a integridade, segundo Shigley [11], está relacionada com a perda de função do material, ou seja, eventos como distorção, deformação

permanente e rompimento podem ser considerados como falha de projeto. Para análise do comportamento da estrutura utilizou-se o modelo elasto-plástico descrito a seguir.

2.4.1 MODELO CONSTITUTIVO ELASTO-PLÁSTICO

Uma deformação dos corpos materiais é chamada de elástica se considerada reversível e independente do tempo, ou seja, a deformação desaparece instantaneamente assim que as forças externas são removidas. No caso em que a deformação cresce com o tempo após a aplicação de uma força externa e decresce lentamente após a retirada da força, tem-se o comportamento viscoelástico do material. [12]

A deformação é chamada de plástica se for irreversível ou permanente. Materiais frágeis como vidro ou concreto possuem predominantemente deformações elásticas antes que a falha ocorra, já os metais, que são materiais dúcteis, podem ter uma grande deformação plástica antes da falha.

A teoria da plasticidade trata da relação tensão-deformação ou força deslocamento para um material ou estrutura plasticamente deformada. A figura 2.12 mostra um gráfico tensão-deformação típico para aços onde a primeira parte é linear e corresponde a fase elástica do material e a segunda parte corresponde a fase plástica. [12]

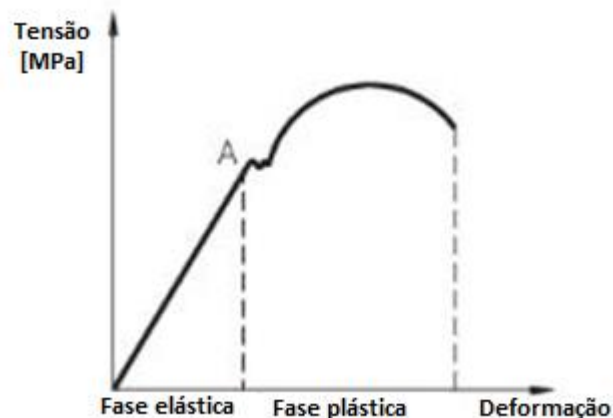


Figura 2.12: Gráfico tensão-deformação.

Para a compreensão dos conceitos envolvidos na definição de um modelo constitutivo, é necessário a apresentação de algumas definições preliminares. O chamado tensor das tensões σ pode ser escrito como a soma de uma contribuição volumétrica e uma contribuição desviadora [13], como mostra a equação (2.1) [12]:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbf{S} + p\mathbf{I} \quad (2.1)$$

onde \mathbf{S} representa o tensor desviador, p é a tensão hidrostática e \mathbf{I} é um tensor identidade de segunda ordem. A tensão hidrostática pode ser então definida como sendo:

$$p = \frac{1}{3}tr(\boldsymbol{\sigma}) \quad (2.2)$$

onde $tr(\boldsymbol{\sigma})$ representa o traço do tensor tensão.

A relação entre o campo de tensão e o campo de deformação elástico é descrito pela lei de Hooke generalizada.

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbb{D}:\boldsymbol{\varepsilon}^e \quad (2.3)$$

onde \mathbb{D} é um tensor de quarta ordem chamado de matriz constitutiva e $\boldsymbol{\varepsilon}^e$ é o tensor das deformações elásticas. O operador “:” é chamado de dupla contração.

A função de escoamento para um material é definida pela relação entre a tensão equivalente e o limite de escoamento do material. Cada função de escoamento tenta descrever quando o material passará do regime elástico para o regime plástico ao ser submetido a esforços de tração, compressão, cisalhantes ou combinados. A função de escoamento de Mises é definida como mostra a equação (2.4) [12].

$$\phi = q - \sigma_{y0} \quad (2.4)$$

onde ϕ é a função de escoamento de Mises, σ_{y0} é o limite de escoamento inicial do material e q é a tensão equivalente de Mises e é definida como:

$$q = \left[\frac{3}{2} \mathbf{S}:\mathbf{S} \right]^{1/2} \quad (2.5)$$

O material permanecerá em regime elástico enquanto a tensão for menor que um determinado limite, chamado de tensão de escoamento. Após o escoamento o material deixa de ter comportamento linear e não pode mais ser descrito pela lei de Hooke. [12]

Quando o material está na fase plástica, a evolução das deformações é determinada pela lei de fluxo plástico. Essa lei define a taxa de crescimento do tensor da deformação plástica que, de acordo com a plasticidade associativa, é definida como mostra a equação [12]:

$$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p \equiv \dot{\gamma} \mathbf{N} \quad (2.6)$$

onde \mathbf{N} é o chamado vetor de fluxo plástico e $\dot{\gamma}$ é o multiplicador plástico. O vetor de fluxo plástico representa a direção do escoamento e é definido pela derivada direcional da função de escoamento.

$$\mathbf{N} \equiv \frac{\partial \phi}{\partial \boldsymbol{\sigma}} \quad (2.7)$$

Considerando-se o critério de escoamento de Mises, tem-se que o vetor de fluxo plástico é expresso por:

$$\mathbf{N} = \frac{3}{2q} \mathbf{S} \quad (2.8)$$

Para o endurecimento isotrópico, considera-se a deformação plástica equivalente como variável interna associada ao endurecimento isotrópico é definida como [12]:

$$\bar{\varepsilon}^p = \left[\frac{2}{3} \boldsymbol{\varepsilon}^p : \boldsymbol{\varepsilon}^p \right]^{1/2} \quad (2.9)$$

Para o critério de Mises, tem-se que a deformação plástica equivalente é igual ao multiplicador plástico, $\dot{\gamma}$:

$$\dot{\bar{\varepsilon}}^p = \dot{\gamma} \quad (2.10)$$

A relação entre o limite de escoamento e o nível de plastificação pode ser linear ou não-linear e neste trabalho será expressa pela equação [12]:

$$\sigma_y = \sigma_{y0} + H(\bar{\varepsilon}^p) \bar{\varepsilon}^p \quad (2.11)$$

onde H é o módulo de endurecimento. A figura 2.13 mostra a expansão da superfície de escoamento devido ao endurecimento isotrópico.

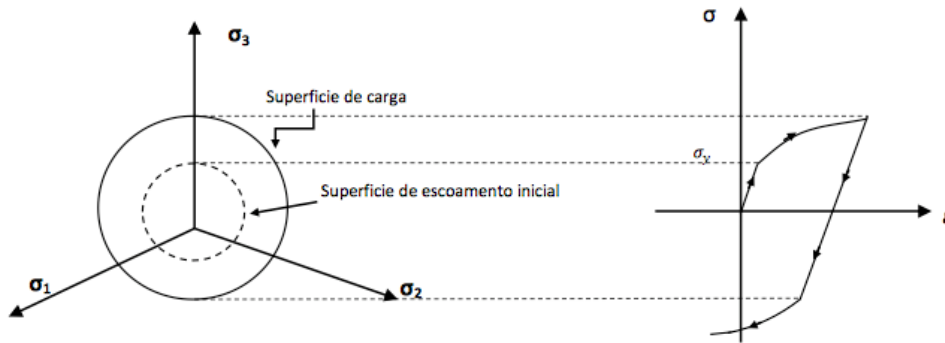


Figura 2.13: Endurecimento isotrópico [12].

O módulo de encruamento corresponde a inclinação da curva tensão deformação quando o material se encontra na fase plástica, como mostra a figura 2.14. Se $H = 0$, o comportamento é chamado de perfeitamente plástico.

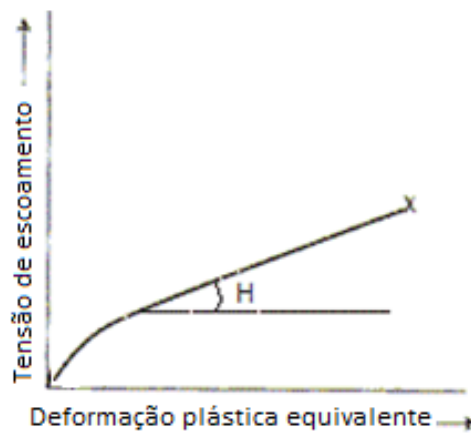


Figura 2.14: Módulo de escoamento e módulo de endurecimento. [12]

O quadro 1 mostra de forma resumida o modelo constitutivo adotado neste trabalho.

Quadro 1: Modelo constitutivo elasto-plástico [12].

i)	Decomposição aditiva da deformação:		
		$\boldsymbol{\varepsilon} = \boldsymbol{\varepsilon}^e + \boldsymbol{\varepsilon}^p$	
ii)	Lei de Hooke:		
		$\boldsymbol{\sigma} = \mathbb{D}^e : \boldsymbol{\varepsilon}^e$	
iii)	Função de Escoamento:		
		$\phi = \sqrt{\frac{3}{2} \boldsymbol{S} : \boldsymbol{S} - \sigma_{y0} - H^I \bar{\varepsilon}^p}$	
iv)	Lei de fluxo plástico:		
		$\dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p = \dot{\gamma} \frac{3}{2q} \boldsymbol{S}$	
	e lei de evolução para $\bar{\varepsilon}^p$:		
		$\dot{\bar{\varepsilon}}^p = \sqrt{\frac{2}{3} \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p : \dot{\boldsymbol{\varepsilon}}^p} = \dot{\gamma}$	
v)	Regra de complementaridade		
	$\dot{\gamma} \geq 0$,	$\phi \leq 0$,	$\dot{\gamma} \phi = 0$

2.5 ELEMENTOS FINITOS E UTILIZAÇÃO DE PROGRAMAS COMERCIAIS

Os dois principais programas utilizados neste trabalho foram o *SolidWorks 2013* e o *Abaqus 6.10*. O programa *SolidWorks* foi utilizado para se desenhar a geometria do chassi a ser simulado, já o programa *Abaqus* foi utilizado para se fazer a análise por elementos finitos.

2.5.1 INTRODUÇÃO AO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Grande parte dos problemas de engenharia podem ser modelados por equações diferenciais ordinárias (EDOs) e equações diferenciais parciais (EDPs). Porém, nem sempre essas equações

apresentam solução analítica conhecida. Nestes casos, soluções numéricas, que se aproximam da solução analítica, são necessárias. O método dos elementos finitos (MEF) consiste de vários métodos numéricos para a solução de problemas descritos por EDOs e EDPs e limitados por condições de contorno. É responsabilidade do engenheiro avaliar as soluções encontradas através deste método e verificar as simplificações utilizadas e os erros associados a este tipo de solução [14].

Inicialmente o MEF foi desenvolvido para simulação de estruturas aeroespaciais, mas no final dos anos 60 este método já estava sendo utilizado em problemas não estruturais nas áreas de mecânica dos fluidos e transferência de calor. Com a evolução da computação, o MEF tem sido aplicado de forma satisfatória como uma técnica conveniente para solução de problemas mais complexos em diferentes campos da engenharia: civil, mecânica, nuclear, biomédica, hidrodinâmica, entre outras. Atualmente, existem vários programas comerciais que resolvem problemas físicos utilizando o MEF, como o COSMOS, NASTRAN, ASKA, SAP, TITUS, MARC, ABAQUS, ANSYS, ADINA, entre outros [14].

As soluções analíticas podem ser divididas em duas partes, sendo uma homogênea e a outra particular. A solução homogênea está associada ao comportamento natural e propriedades físicas do sistema, como módulo de elasticidade condutividade térmica. A parte particular da solução das equações diferenciais está relacionada com os parâmetros de distúrbio do sistema, como forças externas e diferenças de temperatura. Os parâmetros que definem o comportamento natural do sistema formam, por exemplo, a matriz rigidez, enquanto os parâmetros de distúrbio geram a matriz de carregamentos [14].

Há duas formas de formulação para os problemas descritos por EDOs e EDPs. A “forma forte” que consiste na solução direta das equações que governam o problema físico e a “forma fraca”, que utiliza a formulação integral e aproximações numéricas para a solução do mesmo problema.

No MEF o domínio do problema é dividido em sub-regiões de geometrias mais simples, como triângulos, quadrados, tetraedros e cubos. Desta forma, um problema complexo de ser resolvido é dividido em problemas mais simples que estão conectados entre si.

As regiões delimitadas pelos vértices (nós) possuem um tamanho definido, e por isso são chamadas de elementos finitos, ao contrário dos elementos infinitesimais utilizados no cálculo diferencial e integral. Os elementos finitos estão ligados entre si por determinados pontos, chamados de nós. O conjunto formado por todos os elementos finitos e nós é chamado de malha.

A precisão do método é diretamente proporcional ao número de elementos finitos contidos na malha. A medida que o número de elementos aumenta, o seu tamanho diminui, assim quando o tamanho dos elementos finitos tendem a zero e o número de elementos finitos tende a infinito, a solução numérica converge para a solução analítica do problema. Em contra partida, quanto maior o número de elementos, maior serão as matrizes globais do sistema e, por

consequência, maior a capacidade de processamento de dados requerida. Além do tamanho, outro fator determinante para a precisão dos resultados é a forma e o número de nós que constituem o elemento finito. O número de nós de cada elemento define se a aproximação do deslocamento nodal será feita de forma linear ou quadrática. A figura 2.16 mostra exemplos de elementos finitos lineares e quadráticos.

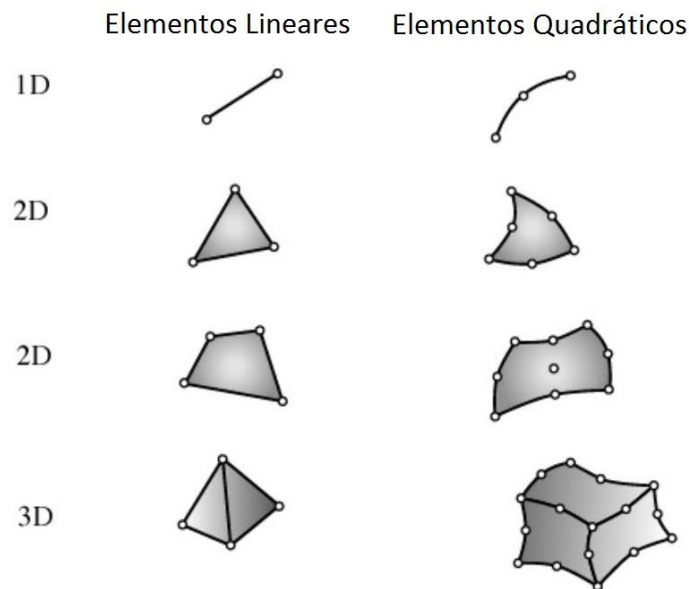


Figura 2.15: Tipos de elementos finitos. [14]

Nos problemas estruturais, busca-se determinar as tensões, deformações e deslocamentos de um corpo submetido a forças externas ou deslocamentos impostos. Dentro da área da mecânica dos sólidos são realizadas análises estáticas, dinâmicas e análises modais (estudo de rigidez e modos de vibração da estrutura).

No MEF deve-se também avaliar o número de graus de liberdade de cada elemento constituinte da malha. O conceito de graus de liberdade está relacionado com a quantidade de movimentos possíveis que a partícula ou corpo pode realizar em uma determinada direção, plano, ou no espaço tridimensional. Um ponto apresenta 3 graus de liberdade no espaço, referentes a translação nas três direções possíveis, enquanto um corpo sólido apresenta seis graus de liberdade, três referentes as translações e três referentes as rotações.

Na análise por elementos finitos, cada grau de liberdade corresponde a um possível movimento que o nó poderá realizar. Esses deslocamentos dos nós são as principais incógnitas do MEF.

Apesar do MEF ser uma ferramenta poderosa para a resolução de problemas dentro de diversas áreas da engenharia, trata-se de um método aproximado. Deve-se ter em mente que as simplificações realizadas no modelo físico podem acarretar em resultados incoerentes com a

realidade. O conhecimento de prováveis fontes de erro como linearizações, imperfeições na representação do modelo geométrico, resoluções numéricas assim como o conhecimento do problema físico em estudo é de extrema importância na validação e interpretação dos resultados [14].

2.5.2 EQUILÍBRIO E TRABALHO VIRTUAL

O balanço de momento de um dado corpo pode ser expresso pela equação [15]:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \vec{b} = \rho \ddot{u} \quad (2.12)$$

onde $\boldsymbol{\sigma}$ é o tensor das tensões de Cauchy, \vec{b} é o vetor das forças de volume na configuração deformada e $\rho \ddot{u}$ corresponde as forças inerciais. Quando as forças de inércia são consideradas nulas, tem-se que a equação de equilíbrio pode ser expressa por:

$$\nabla \cdot \boldsymbol{\sigma} + \vec{b} = 0 \quad (2.13)$$

A equação de equilíbrio necessita que a seguinte condição de contorno (2.14) seja satisfeita.

$$\vec{t} = \boldsymbol{\sigma} \vec{n} \quad (2.14)$$

onde \vec{t} é o vetor tensão aplicado na condição de contorno do corpo e \vec{n} é o vetor normal à superfície do corpo no ponto de aplicação do vetor tração.

As equações de equilíbrio podem ser reescritas na sua forma fraca com o uso do princípio dos trabalhos virtuais. A formulação de elementos finitos se beneficia do fato de o princípio dos trabalhos virtuais possuir uma formulação integral. Sendo assim, utiliza-se a equação (2.15) ao invés da equação (2.13) na formulação do MEF [15].

$$\int_V \sigma_{ij} \delta \epsilon_{ij} dV - \int_S t_i \delta u_i dS - \int_V b_i \delta u_i dV = 0 \quad (2.15)$$

Onde δu_i é o chamado deslocamento virtual e $\delta \epsilon_{ij}$ é a deformação virtual, que é calculada pela equação (2.16).

$$\underline{\delta \epsilon} = \boldsymbol{\partial} \underline{\delta u}$$

(2.16)

$$\underline{\boldsymbol{\theta}} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & \frac{\partial}{\partial x} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{\partial}{\partial z} & 0 & \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial z} \end{bmatrix}$$

O sublinhado representa que a matriz é unidirecional, como mostra as equações (2.17).

$$\underline{\boldsymbol{\sigma}}^T = [\underline{\sigma}_{xx} \ \underline{\sigma}_{yy} \ \underline{\sigma}_{zz} \ \underline{\sigma}_{yz} \ \underline{\sigma}_{xz} \ \underline{\sigma}_{xy}] \quad (2.17)$$

$$\underline{\delta \boldsymbol{\varepsilon}}^T = [\delta \varepsilon_{xx} \ \delta \varepsilon_{yy} \ \delta \varepsilon_{zz} \ \delta \gamma_{yz} \ \delta \gamma_{xz} \ \delta \gamma_{xy}]$$

Reescrevendo a equação (2.15) em termos das matrizes unidirecionais (2.17), obtém-se:

$$\int_V \underline{\boldsymbol{\sigma}}^T \underline{\boldsymbol{\theta}} \underline{\delta u} dV = \int_S \underline{\boldsymbol{t}} \underline{\delta u} dS + \int_V \underline{\boldsymbol{b}} \underline{\delta u} dV \quad (2.18)$$

As integrais sobre o volume V e superfície S do corpo podem ser calculadas elemento por elemento, como mostra a equação (2.19) [15].

$$\sum_{e=1}^m \left[\int_{V_e} \underline{\boldsymbol{\sigma}}^T \underline{\boldsymbol{\theta}} \underline{\delta u} dV \right] = \sum_{e=1}^m \left[\int_{S_e} \underline{\boldsymbol{t}} \underline{\delta u} dS + \int_{V_e} \underline{\boldsymbol{b}} \underline{\delta u} dV \right] \quad (2.19)$$

Normalmente, as integrais sobre o volume e sobre a superfície do elemento são calculadas numericamente através da quadratura de Gauss. Este método requer a avaliação do integrando em alguns pontos, os chamados pontos de Gauss. Quanto mais pontos de Gauss forem avaliados, mais precisa será a integração numérica [15].

Para se obter as componentes da tensão deve-se utilizar as equações constitutivas. Tratando-se de um material no regime linear, encontra-se a equação (2.20).

$$\underline{\boldsymbol{\sigma}} = \underline{\mathbb{D}} \underline{\boldsymbol{\varepsilon}} \quad (2.20)$$

Onde $\underline{\mathbb{D}}$ é chamada de matriz constitutiva. O campo de deslocamento pode ser escrito como:

$$\underline{\boldsymbol{u}} = \underline{\mathbb{N}} \underline{\boldsymbol{a}} \quad (2.21)$$

Onde \underline{N} representa a função de interpolação ou função de forma do elemento finito e \underline{a} são os deslocamentos nodais do elemento. A partir da função de forma do elemento é definida a matriz de deformação como sendo:

$$\mathbf{B} = \partial \underline{N} \quad (2.22)$$

Assim, após algumas manipulações matemáticas, reescrever a equação de equilíbrio para cada elemento como sendo:

$$\mathbf{K}^e \underline{a} = \underline{P}^e \quad (2.23)$$

$$\mathbf{K}^e = \mathbf{B}^t \mathbb{D} \mathbf{B}$$

Onde \mathbf{K}^e é a matriz de rigidez local e \underline{P}^e são os vetores de força aplicados em cada nó. Quando todas as matrizes de rigidez local e todos vetores de força são assemblados no sistema global do corpo, obtém-se a equação:

$$\mathbf{K}^g \underline{a} = \underline{P}^g \quad (2.24)$$

Onde \mathbf{K}^g e \underline{P}^g são a matriz de rigidez global e vetor de forças global respectivamente. Uma vez calculado os deslocamentos nodais é possível calcular também as tensões e deformações em qualquer ponto nodal dentro do corpo.

2.5.3 SOLIDWORKS

Este programa contém ferramentas poderosas que auxiliam na modelagem da geometria do chassi a ser analisado. O desenho foi feito em elementos de viga, onde cada linha do modelo representa um tubo com uma secção transversal a ser definida no programa de elementos finitos *Abaqus*. O desenho final em elementos de viga, mostrado na figura 2.17, foi salvo no formato “IGS” para que pudesse ser importado posteriormente.

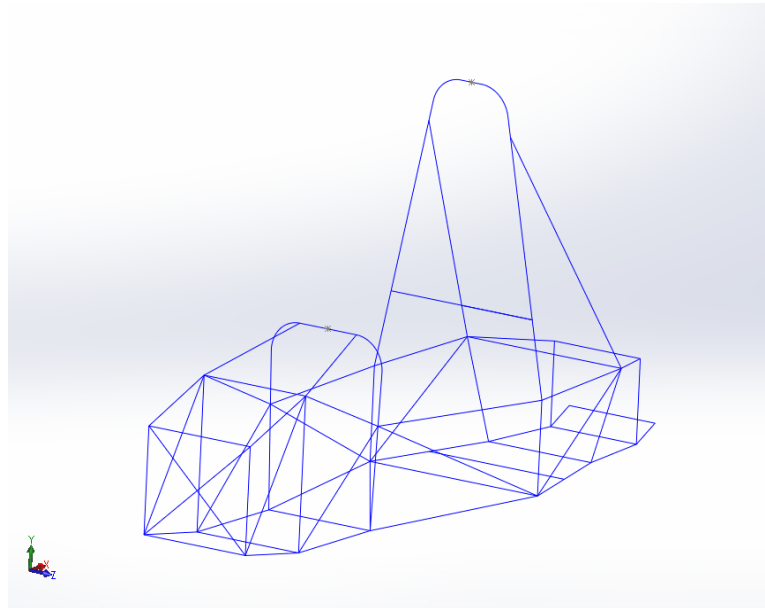


Figura 2.16: Chassi desenhado no *Solidworks*.

2.5.4 ABAQUS

O programa *Abaqus* permite que a geometria importada seja simulada pelo método de elementos finitos. Com este programa é possível simular os carregamentos desejados e obter, como saídas, as tensões equivalentes de von Mises, deslocamentos e deformações. A figura 2.18 exemplifica uma simulação qualquer realizada pelo programa.

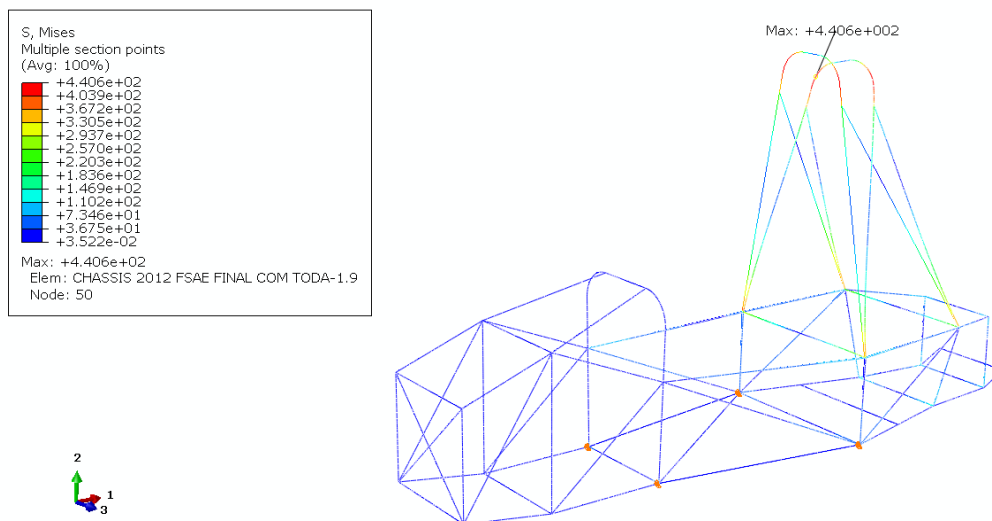


Figura 2.17: Chassi simulado no programa *Abaqus*

3 MODELAGEM, MEDIÇÃO E ANÁLISE

Este capítulo expõe todas as decisões tomadas no processo de análise por elementos finitos do chassi.

3.1 A GEOMETRIA DO PROTÓTIPO

A geometria do protótipo foi desenhada no programa *SolidWorks* de duas formas. A primeira forma representa apenas os elementos de viga e foi exportado para o programa *Abaqus*. O segundo desenho mostra o chassi formado por elementos sólidos e permite que o chassi seja visualizado de forma mais detalhada, como mostra a figura 3.1.

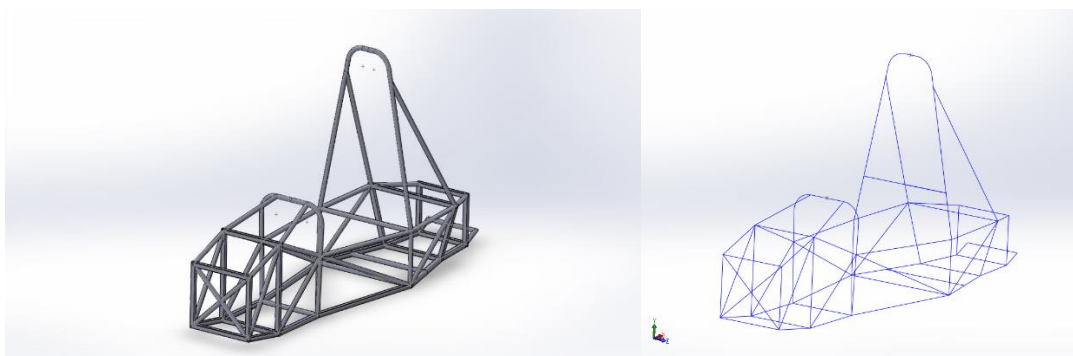


Figura 3.1: Chassi em elementos sólidos à esquerda, chassis em elementos de vigas à direita.

A tabela 3.1 mostra as principais dimensões do protótipo a ser analisado e a figura 3.2 as diferentes seções tubulares utilizadas. Tubos de seções quadradas de 25,4 mm x 25,4 mm e 1.5 mm de espessura, em vermelho, foram utilizados por uma questão de facilidade na hora da construção do chassi. O restante dos tubos é de seção cilíndrica de 25,4 mm de diâmetro com espessura de 2,4 mm nos arcos de capotamento (*Main Hoop e Front Hoop*), em azul, e 1,2 mm no restante dos tubos, em amarelo, como mostra a figura 3.2. As dimensões detalhadas do chassi estão disponíveis no anexo II deste trabalho.

Tabela 3.1: Geometrias gerais do protótipo.

Geometrias Gerais do Protótipo	
Comprimento [mm]	2355,47
Altura [mm]	1300,8
Largura [mm]	660,8
Distância entre a base do Main Hoop e Front Hoop [mm]	750
Largura - Front Hoop [mm]	409,93
Largura - Main Hoop [mm]	660,8

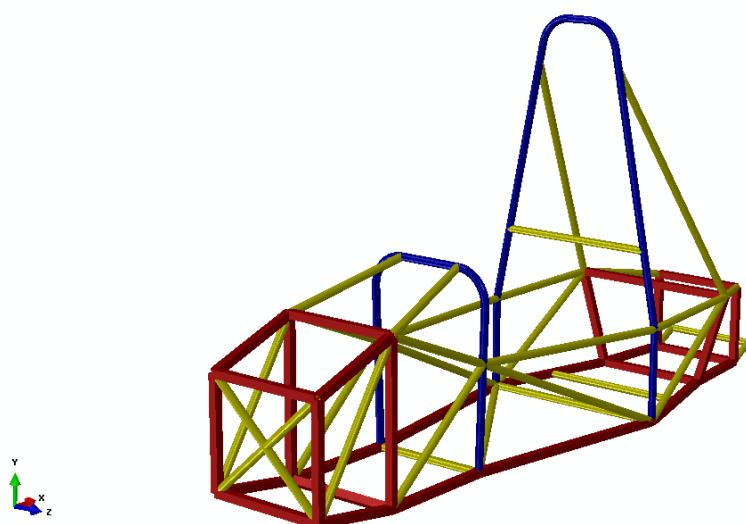


Figura 3.2: Seções do chassi.

3.2 ELEMENTO FINITO UTILIZADO E CONVERGÊNCIA DA MALHA

O grau de refinamento da malha é um dos pontos principais da análise por elementos finitos. Ele define o custo computacional e a precisão da simulação e depende da complexidade da geometria a ser analisada e do tipo de elemento finito utilizado.

Foi escolhido um elemento de viga quadrático para a análise. No programa *Abaqus*, esse elemento é chamado de “*beam23*”. O elemento de viga quadrático possui três nós, conforme mostrado na figura 3.3.

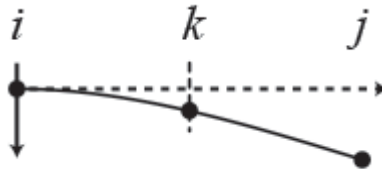


Figura 3.3: Representação do elemento de viga. [16]

Afim de se determinar o tamanho médio dos elementos finitos a ser adotado, foi feito um estudo de convergência de malha. Este estudo consiste em aplicar um carregamento à estrutura e perceber a influência da malha nos resultados. Se a partir de um certo grau de refinamento, os resultados começarem a variar cada vez menos, pode-se dizer que há uma convergência da malha. O grau de refinamento mais adequado é aquele onde se consegue resultados com o menor erro possível tendo em vista os recursos computacionais gastos.

Para o caso em estudo, o tempo de simulação foi utilizado como medida de custo computacional, e a tensão máxima de von Mises como parâmetro para se verificar a convergência (figura 3.4). Após quatro análises, foi escolhida a malha contendo elementos finitos de aproximadamente 10 mm de comprimento, como pode ser visto na tabela 3.2.

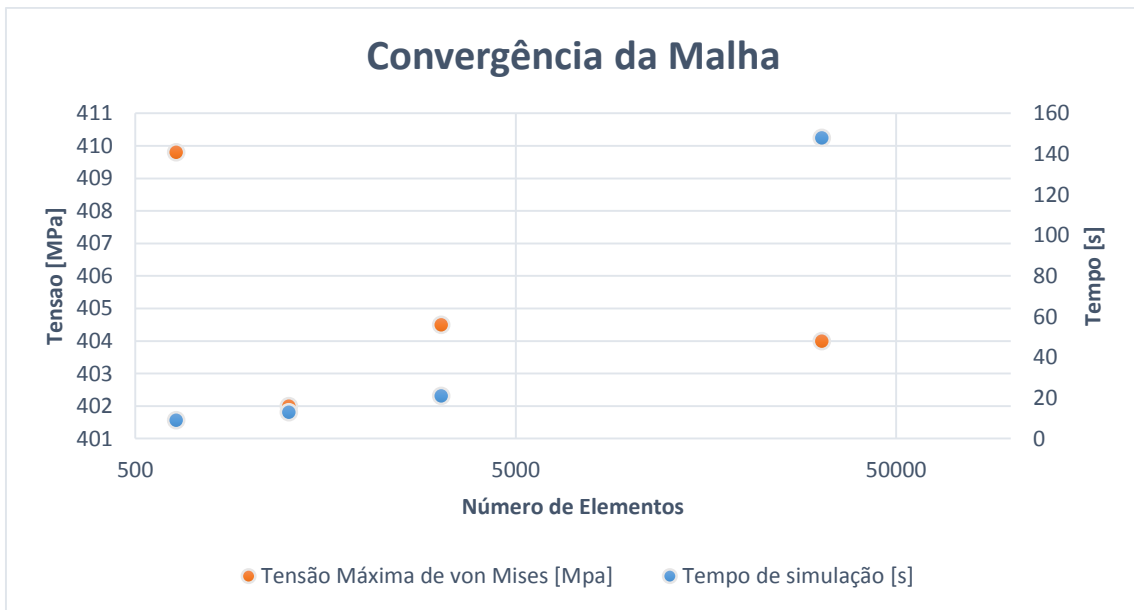


Figura 3.4: Convergência da malha.

Tabela 3.2: Estudo de convergência de malha.

Convergência da malha			
Tamanho aproximado do elemento [mm]	Número de elementos	Tempo de simulação [s]	Tensão equivalente máxima de von Mises [MPa]
50	641	9	409,80
25	1267	13	402,00
10	3188	21	404,50
1	31872	148	404,00

Quando comparado com a malha formada por elemento de 1 mm, a malha escolhida forneceu um resultado 0,1% maior em um tempo 85% menor, se mostrando assim, uma excelente escolha. A figura 3.5 mostra a estrutura discretizada com o nível de refinamento escolhido.

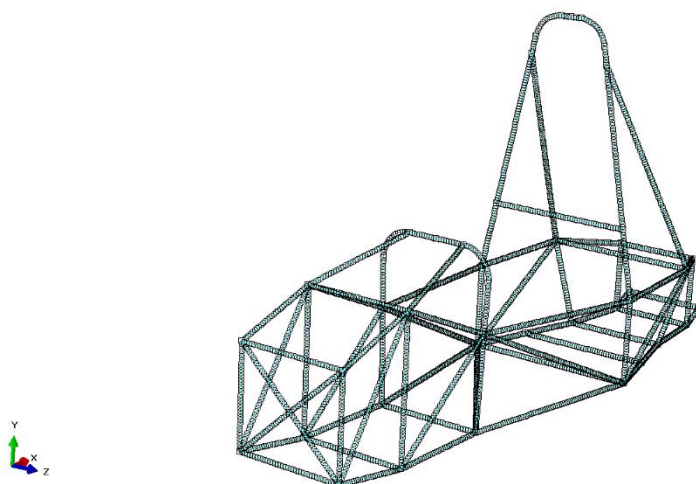


Figura 3.5: Tamanho médio dos elementos de 10 mm (malha utilizada).

3.3 PROPRIEDADES MECÂNICAS DO MATERIAL

Para uma boa análise é necessário que as propriedades do material utilizado na construção do protótipo sejam determinadas em ensaio ou disponibilizadas pelo fabricante. Como nem todas as informações estavam disponíveis, algumas propriedades inseridas no programa de elementos finitos foram retiradas do banco de dados do *MatWeb* [17]. Sabe-se que o material utilizado foi um aço baixo-carbono AISI 1010 e as propriedades estimadas para este material são mostradas na tabela 3.3.

Tabela 3.3: Propriedades do aço AISI 1010 [17].

Aço AISI 1010	
Densidade	76,5 kN/m ³
Tensão de Ruptura	360 MPa
Tensão de Escoamento	180 MPa
Módulo de Elasticidade	200 GPa
Módulo de Poisson	0,29

Para uma análise elasto-plástica, deve-se também utilizar a curva de encruamento do material. A figura 3.6 mostra a curva encruamento utilizada neste trabalho e foi obtida pela *China Steel Corporation* [18].

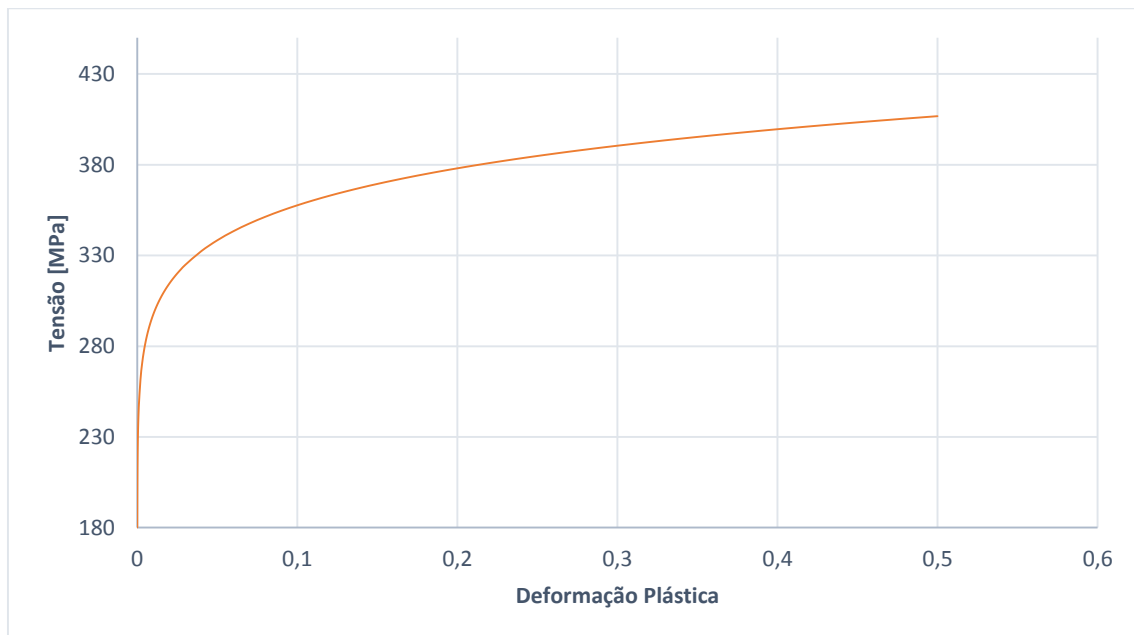


Figura 3.6: Curva de encruamento para aço baixo-carbono.

3.4 CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARREGAMENTOS

O regulamento da fórmula SAE estipula certos carregamentos, que devem ser aplicados em regiões específicas do chassi, para comprovar que a estrutura do mesmo protege o piloto contra impactos e capotamento. Os locais onde serão impostos os carregamentos e os pontos de fixação do chassi podem ser vistos na figura 3.7. Os carregamentos do *Main Hoop* e *Front Hoop* foram aplicados nos nós 27 e 36 respectivamente.

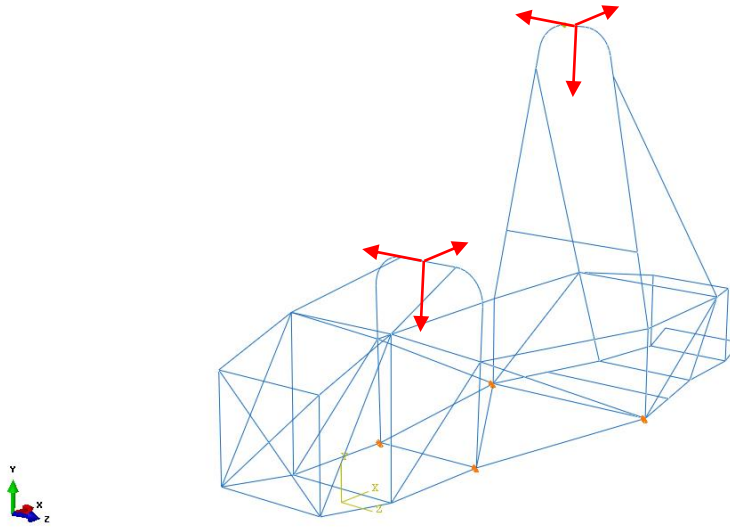


Figura 3.7: Carregamentos e pontos de fixação do chassi.

3.4.1 CARREGAMENTOS APLICADOS NO ARCO PRINCIPAL

- Carregamento aplicado: $F_x = 6.0$ kN (longitudinal), $F_y = -9.0$ kN (vertical), $F_z = -5.0$ kN (lateral). Cada componente do carregamento deve ser aplicado de forma individual;
- Ponto de aplicação da força: topo do *Main Hoop* (nó 27).
- Condições de contorno: Os nós inferiores do *Main Hoop* e *Front Hoop*, dos dois lados devem estar fixos para deslocamento (x, y, z), mas não para rotação (nós 5, 6, 13 e 18);
- Deslocamento máximo permitido: 25 mm.

3.4.2 CARREGAMENTOS APLICADOS NO ARCO FRONTAL

- Carregamento aplicado: $F_x = 6.0$ kN (longitudinal), $F_y = -9.0$ kN (vertical), $F_z = -5.0$ kN (lateral) Cada componente do carregamento deve ser aplicado de forma individual;
- Ponto de aplicação da força: topo do *Front Hoop* (nó 36);

- Condições de contorno: Os nós inferiores do *Main Hoop* e *Front Hoop*, dos dois lados devem estar fixos para deslocamento (x, y, z), mas não para rotação (nós 5, 6, 13 e 18);
- Deslocamento máximo permitido: 25 mm.

3.5 SIMULAÇÕES

Uma primeira análise, puramente elástica, foi feita e constatou-se que as tensões experimentadas pelo chassi superavam o limite de escoamento do material. Assim, como uma segunda análise, foi utilizado um modelo elasto-plástico, afim de se obter um modelo mais compatível com as tensões simuladas no chassi em análise. Os resultados da análise elástica são mostrados na tabela 3.4. Os campos assinalados em vermelho mostram que a tensão simulada no chassi foi maior que o limite de escoamento do material, ou que o deslocamento foi maior que o máximo imposto pelo regulamento.

Tabela 3.4: Análise elástica no arco principal.

Main Hoop			
Direção	Fx 6,0 kN (Longitudinal)	Fy 9,0 kN (Vertical)	Fz 5,0 kN (Lateral)
Tensão equivalente de von Mises [MPa]	335	309	654
Deslocamento Total [mm]	11.7	1.42	27.8
Deslocamento U1 [mm]	11.7	0.28	0.58
Deslocamento U2 [mm]	3.07	1.04	4.71
Deslocamento U3 [mm]	0.57	1.4	27.4

A seguir são mostradas as análises considerando-se o comportamento elasto-plástico do material:

1 – Aplicação das forças no arco principal de rolagem (*Main Hoop*)

1-a) Força longitudinal (F_x):

Foi aplicado uma força longitudinal de 6 kN no topo do *Main Hoop*, como mostra a figura 3.8.

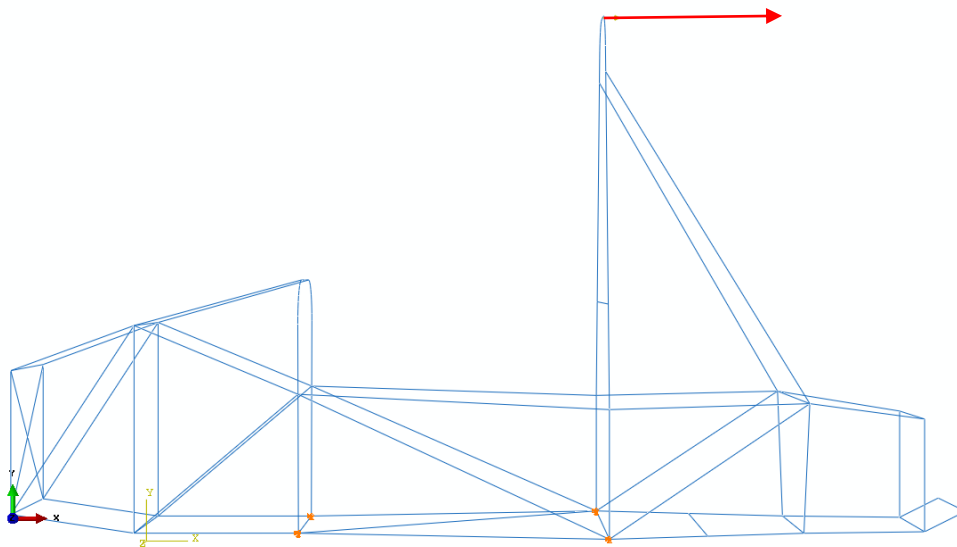


Figura 3.8: Aplicação da força longitudinal no *Main Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

- Tensão de *von Mises* máxima: 342,2 MPa (Figura 3.9).
- Deslocamento total máximo: 49,3 mm (Figura 3.10).
- Deslocamento U_x máximo (em módulo): 49,1 mm (Figura 3.11).
- Deslocamento U_y máximo (em módulo): 6,5 mm (Figura 3.12).
- Deslocamento U_z máximo (em módulo): 2,7 mm (Figura 3.13).
- Deformação Plástica Equivalente máxima: $1,40e-1$ (Figura 3.14).

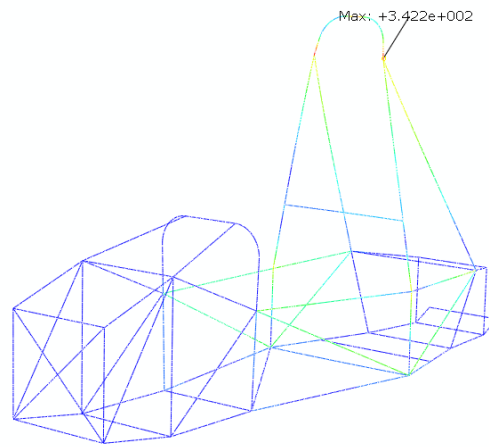
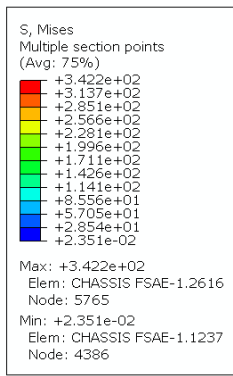


Figura 3.9: *Main Hoop*, Fx, Tensão de von Mises.

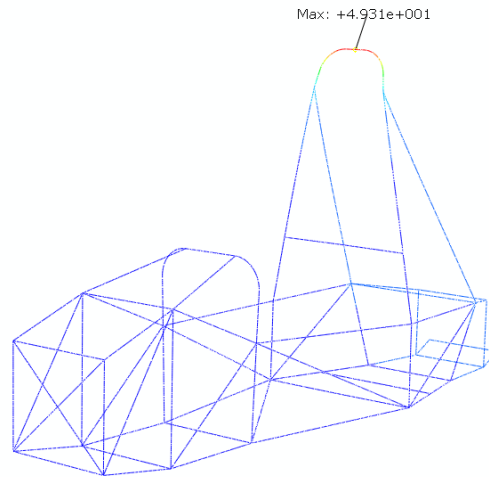
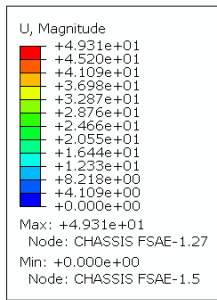


Figura 3.10: *Main Hoop*, Fx, Deslocamento total.

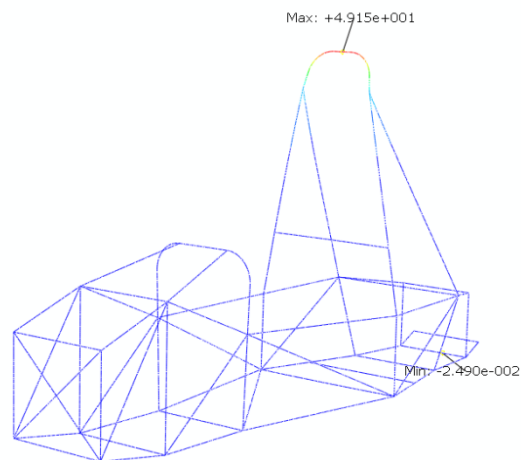
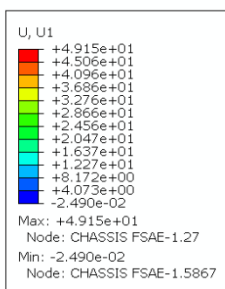


Figura 3.11: *Main Hoop*, Fx, Deslocamento na direção X.

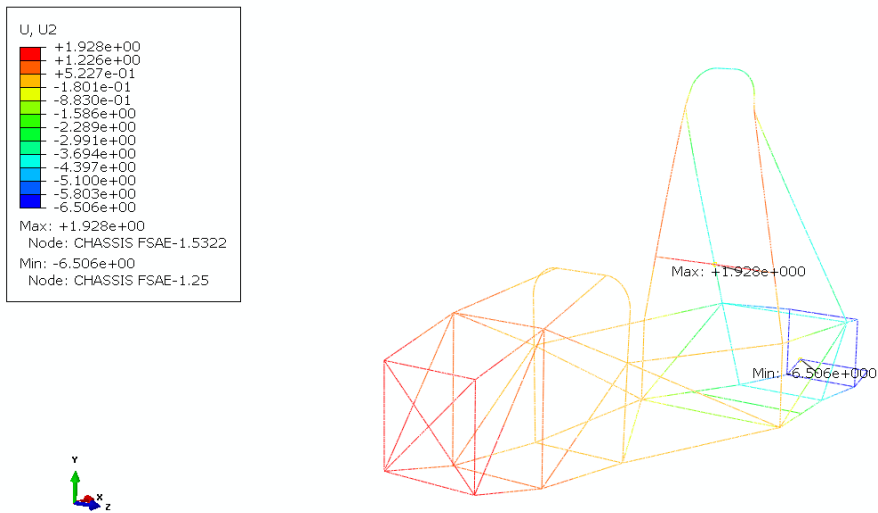


Figura 3.12: Main Hoop, Fx, Deslocamento na direção Y.

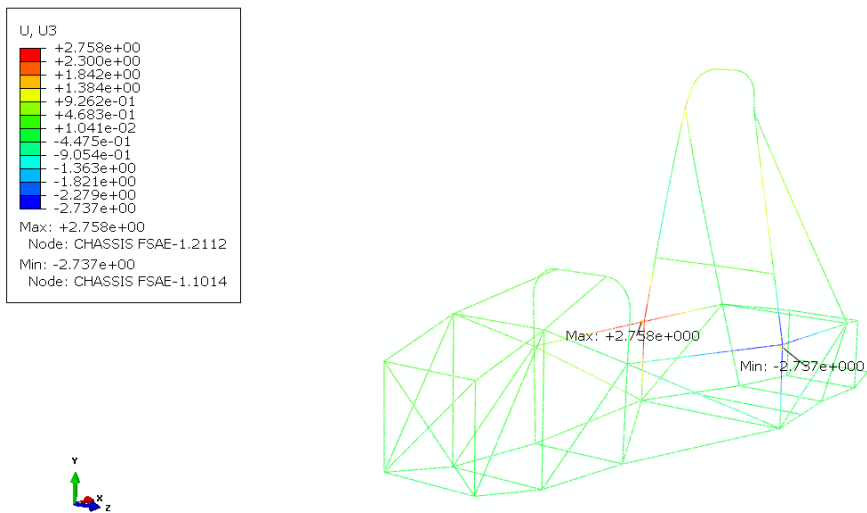


Figura 3.13: Main Hoop, Fx, Deslocamento na direção Z.

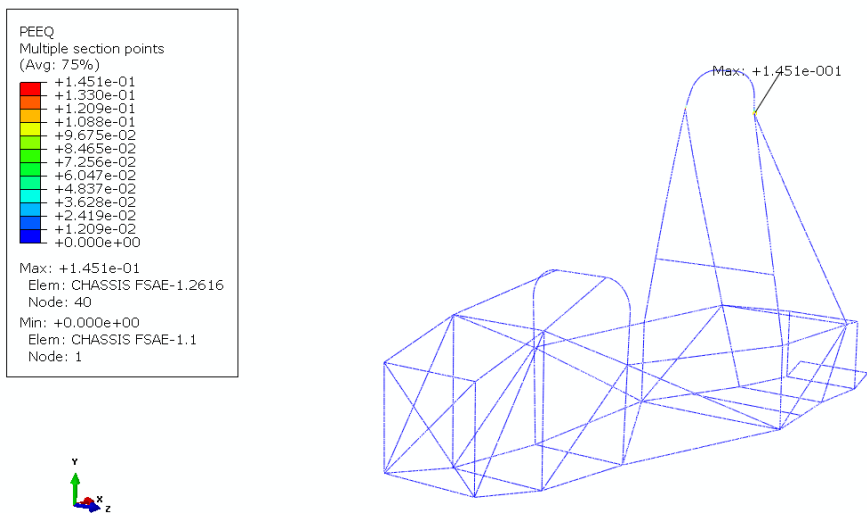


Figura 3.14: Main Hoop, Fx, Deformação plástica equivalente.

1-b) Força vertical:

Foi aplicado uma força vertical de 9 kN (F_y) no topo do *Main Hoop*, como mostra a figura 3.15:

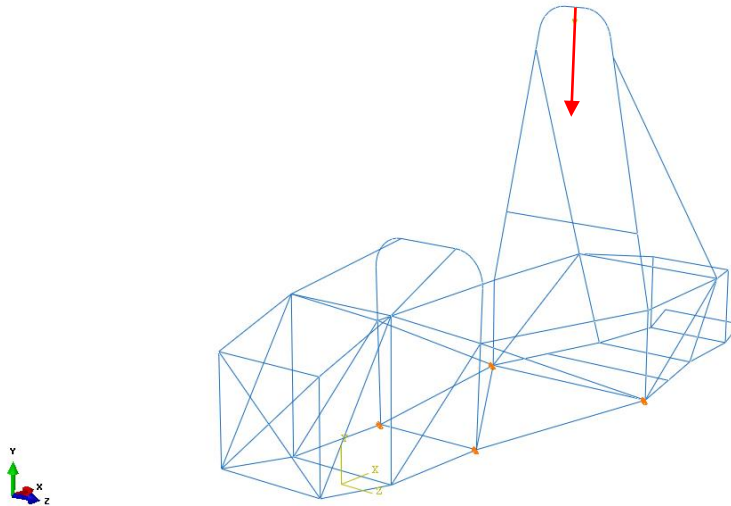


Figura 3.15: Aplicação da força vertical no *Main Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

- Tensão de *von Mises* máxima: 297 MPa (Figura 3.16).
- Deslocamento total máximo: 1,92 mm (Figura 3.17).
- Deslocamento U_x máximo (em módulo): 0,79 mm (Figura 3.18).
- Deslocamento U_y máximo (em módulo): 1,75 mm (Figura 3.19).
- Deslocamento U_z máximo (em módulo): 1,61 mm (Figura 3.20).
- Deformação Plástica Equivalente máxima: $8,52e-3$ (Figura 3.21).

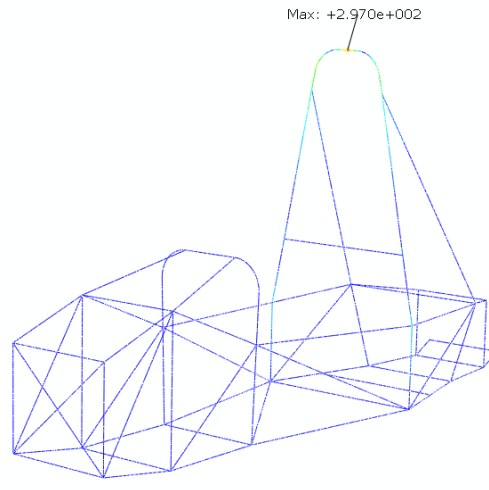
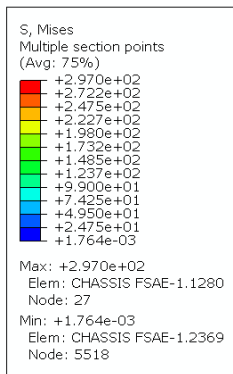


Figura 3.16: Main Hoop, Fy, Tensão de von Mises.

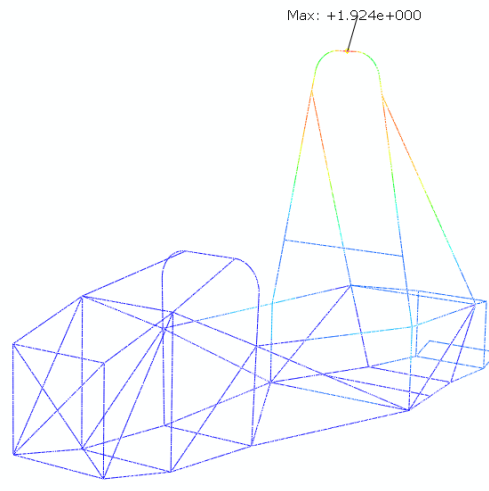
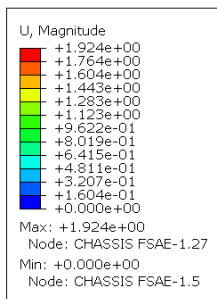


Figura 3.17: Main Hoop, Fy, Deslocamento total.

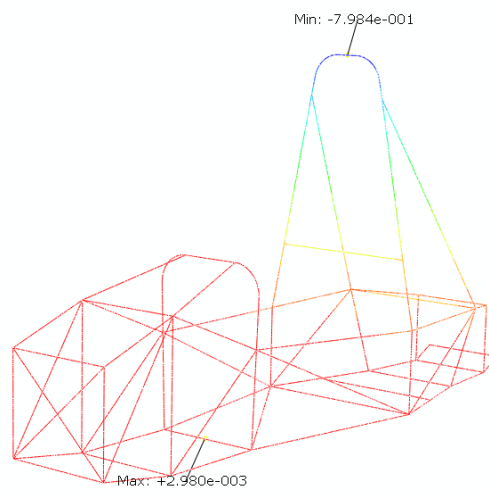
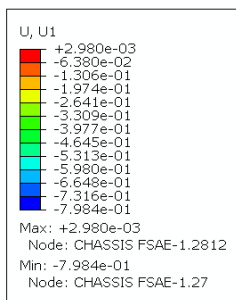


Figura 3.18: Main Hoop, Fy, Deslocamento na direção X.

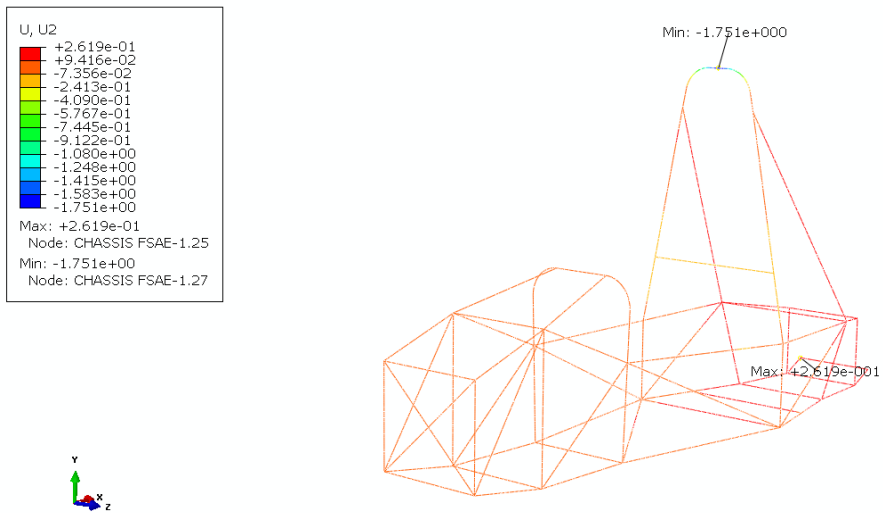


Figura 3.19: Main Hoop, Fy, Deslocamento na direção Y.

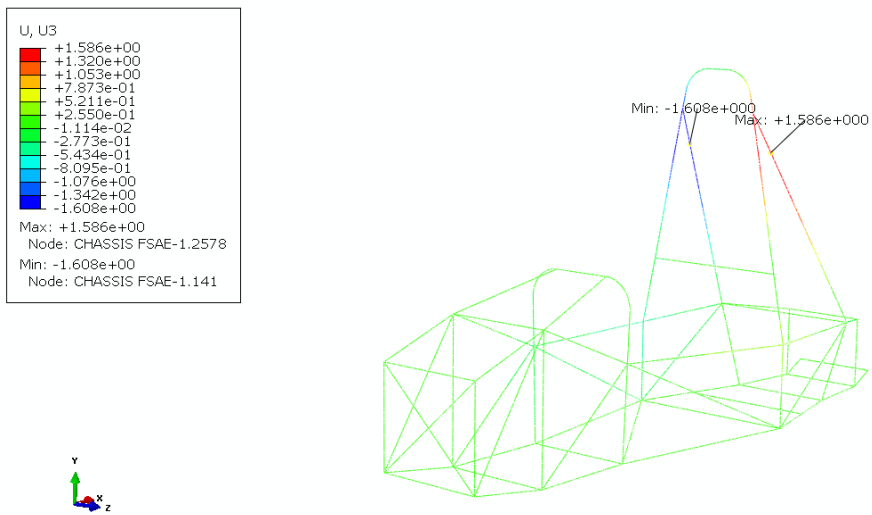


Figura 3.20: Main Hoop, Fy, Deslocamento na direção Z.

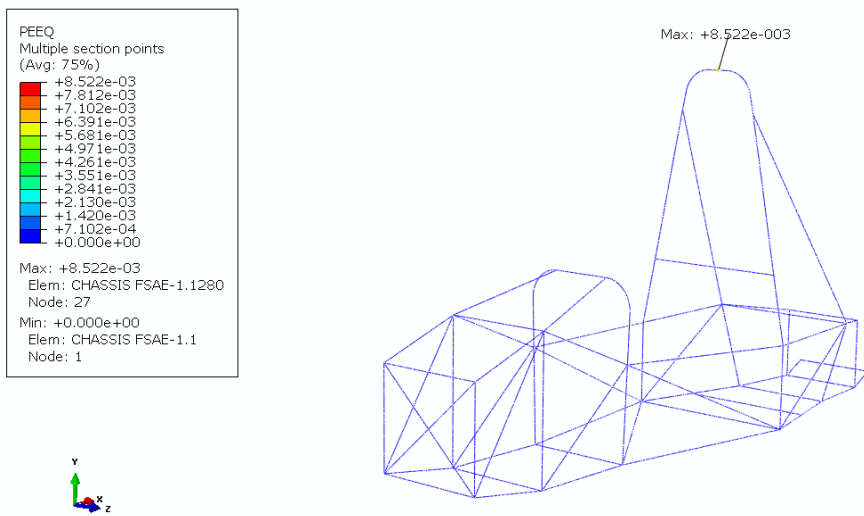


Figura 3.21: Main Hoop, Fy, Deformação plástica equivalente.

1-c) Força lateral:

Foi aplicado uma força lateral de 5 kN (Fz) no topo do *Main Hoop*, como mostra a figura 3.22.

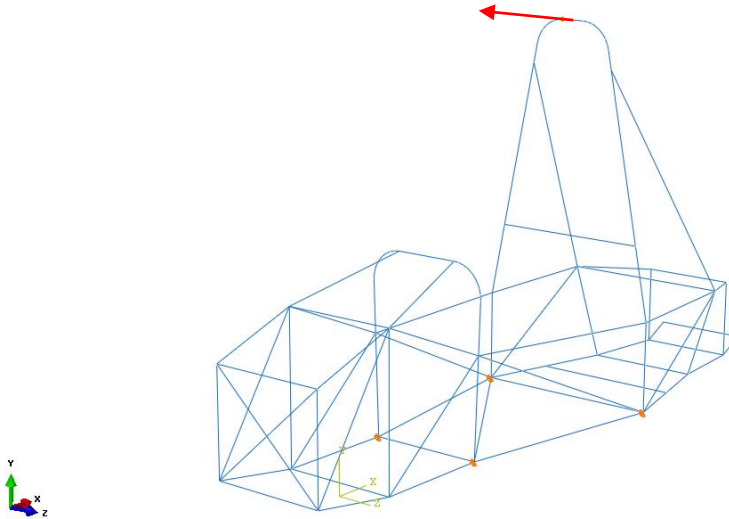


Figura 3.22: Aplicação da força lateral no *Main Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

- Tensão de *von Mises* máxima: 355,1 MPa (Figura 3.23).
- Deslocamento total máximo: 351,4 mm (Figura 3.24).
- Deslocamento Ux máximo (em módulo): 27 mm (Figura 3.25).
- Deslocamento Uy máximo (em módulo): 119,5 mm (Figura 3.26).
- Deslocamento Uz máximo (em módulo): 336,1 mm (Figura 3.27).
- Deformação Plástica Equivalente máxima: 1,57e-1 (Figura 3.28).

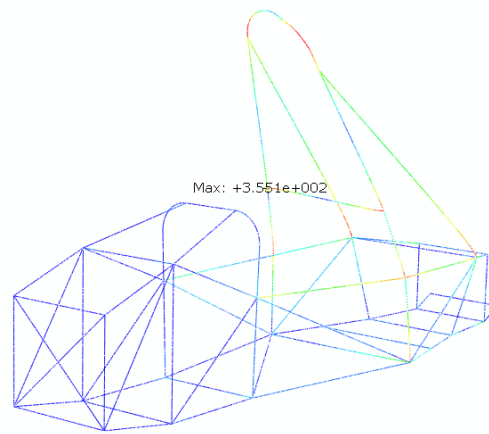
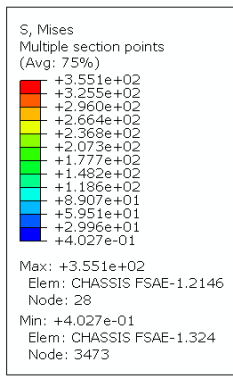


Figura 3.23: Main Hoop, Fz, Tensão de von Mises.

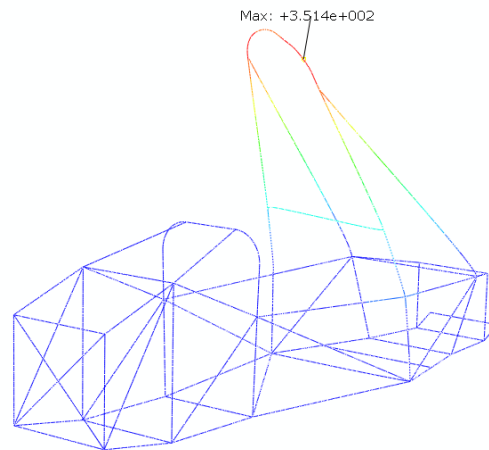
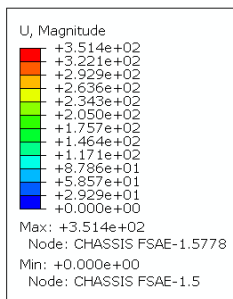


Figura 3.24: Main Hoop, Fz, Deslocamento total.

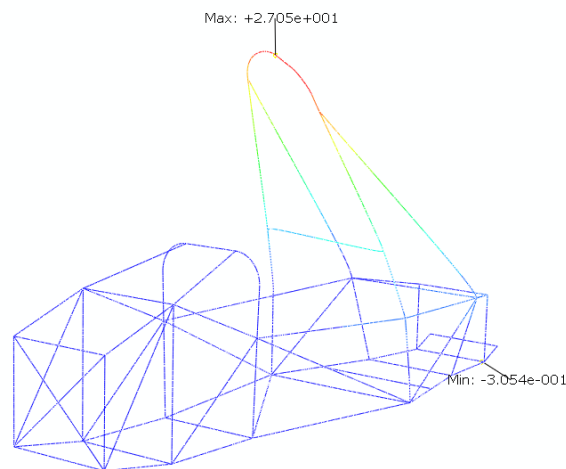
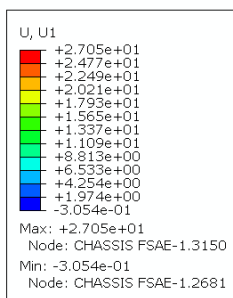


Figura 3.25: Main Hoop, Fz, Deslocamento na direção X.

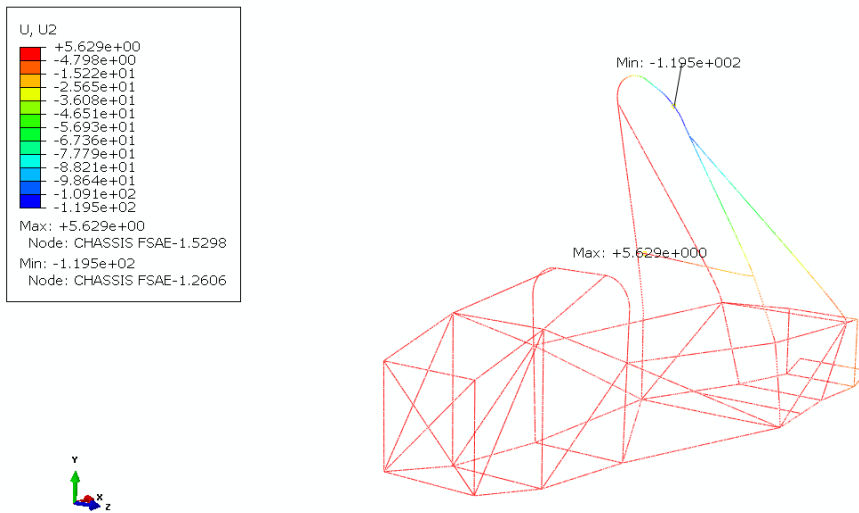


Figura 3.26: Main Hoop, Fz, Deslocamento na direção Y.

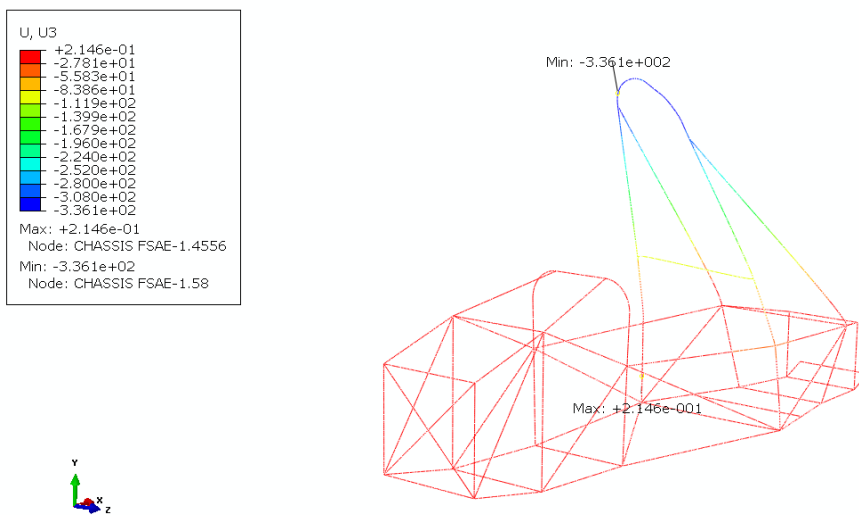


Figura 3.27: Main Hoop, Fz, Deslocamento na direção Z.

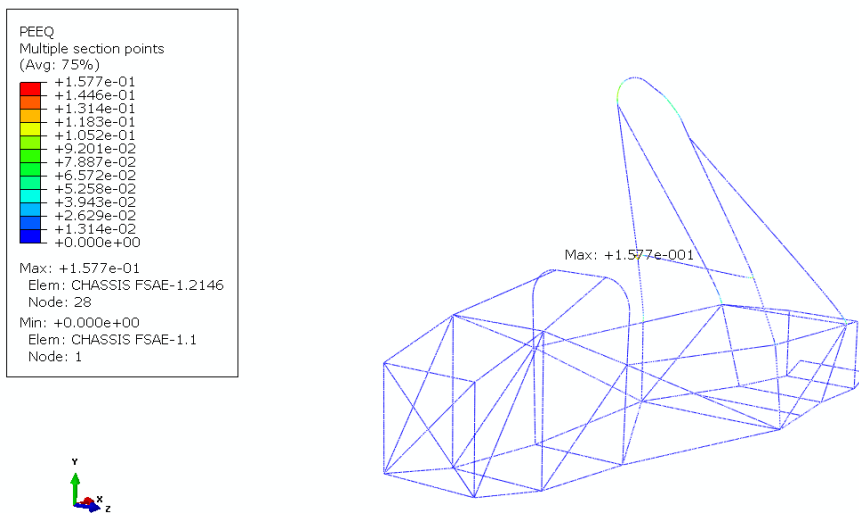


Figura 3.28: Main Hoop, Fz, Deformação plástica equivalente.

2 – Aplicação das forças no arco principal de rolagem (*Front Hoop*)

2-a) Força longitudinal:

Foi aplicado uma força longitudinal (F_x) de 6 kN no topo do *Front Hoop*, como mostra a figura 3.29.

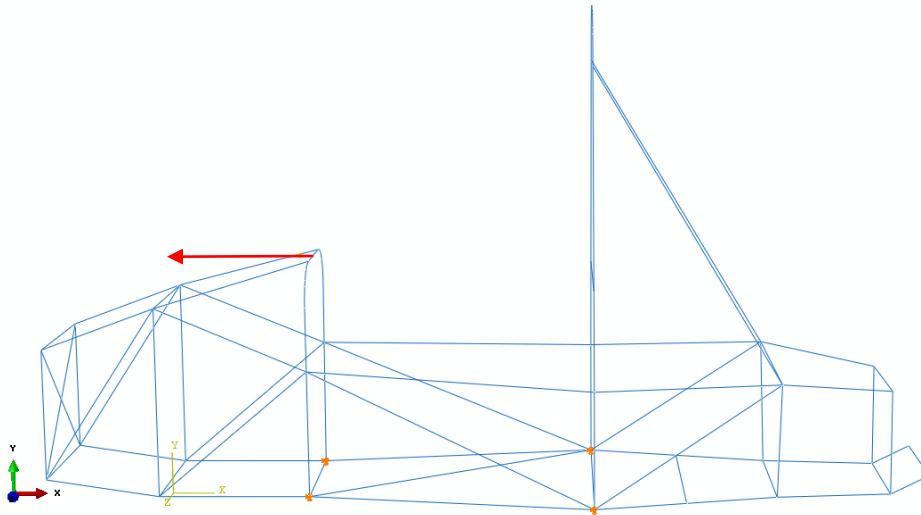


Figura 3.29: Aplicação da força longitudinal no *Front Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

- Tensão de *von Mises* máxima: 201,4 MPa (Figura 3.30).
- Deslocamento total máximo: 1,33 mm (Figura 3.31).
- Deslocamento U_x máximo (em módulo): 1,33 mm (Figura 3.32).
- Deslocamento U_y máximo (em módulo): 1,05 mm (Figura 3.33).
- Deslocamento U_z máximo (em módulo): 0,36 mm (Figura 3.34).
- Deformação Plástica Equivalente máxima: 8,28e-5 (Figura 3.35).

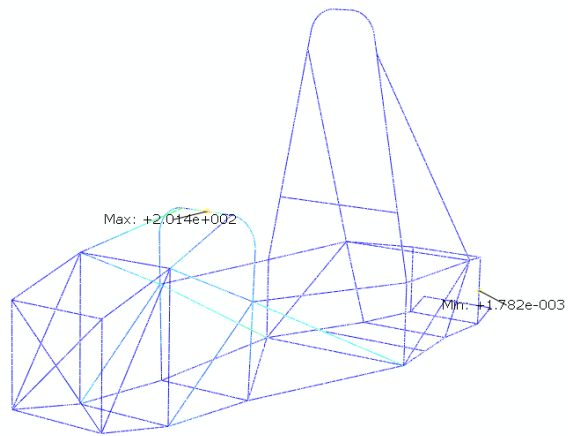
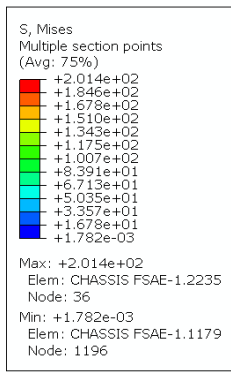


Figura 3.30: Front Hoop, Fx, Tensão de von Mises.

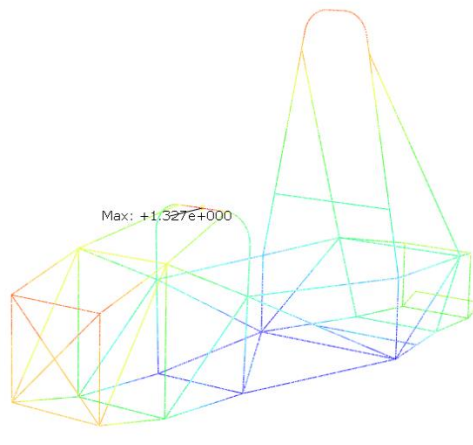
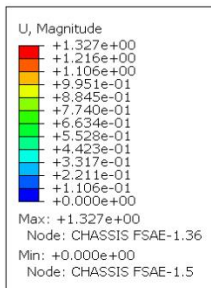


Figura 3.31: Front Hoop, Fx, Deslocamento total.

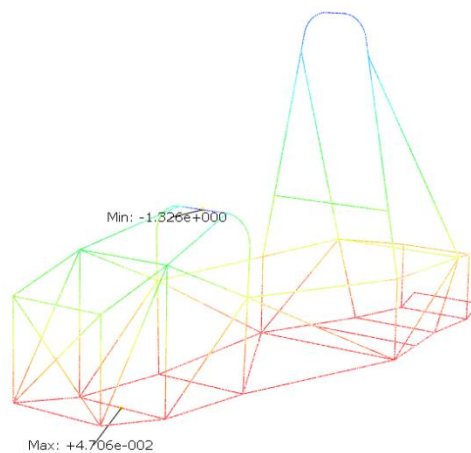
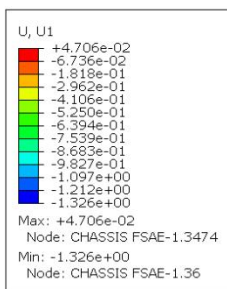


Figura 3.32: Front Hoop, Fx, Deslocamento na direção X.

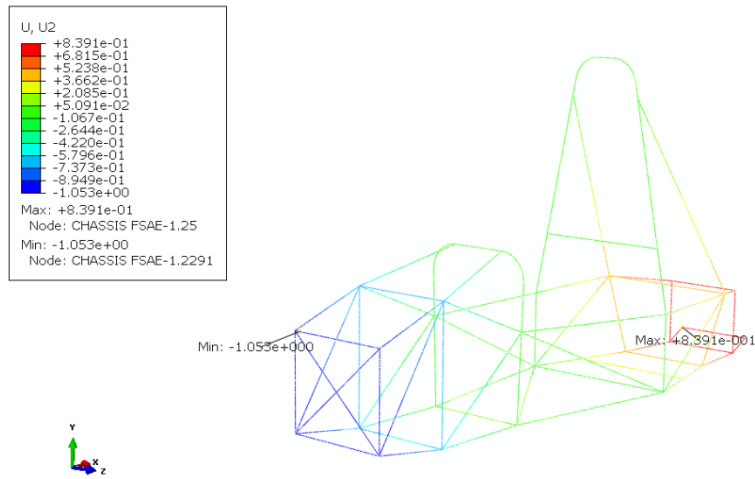


Figura 3.33: *Front Hoop*, Fx, Deslocamento na direção Y.

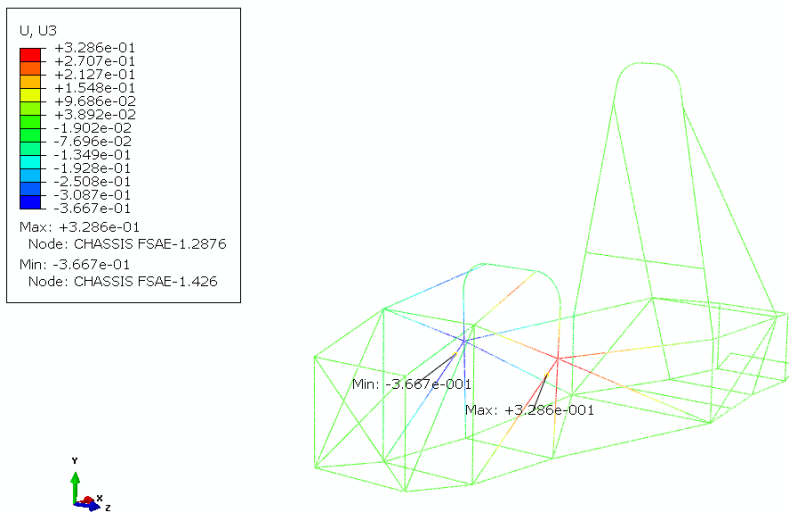


Figura 3.34: *Front Hoop*, Fx, Deslocamento na direção Z.

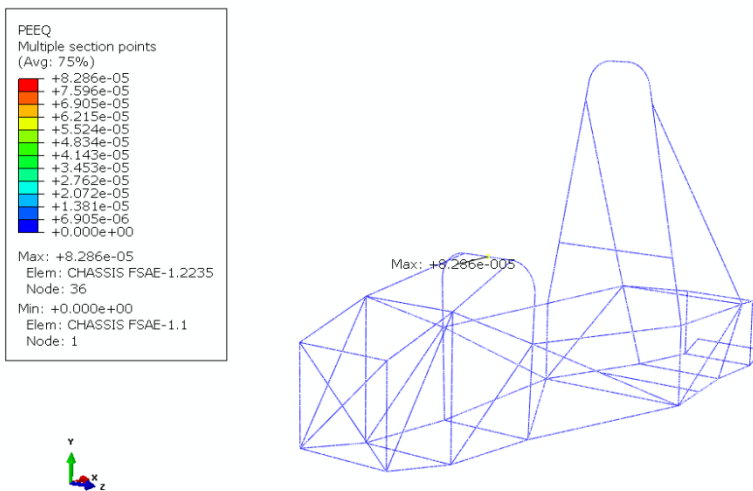


Figura 3.35: *Front Hoop*, Fx, Deformação plástica equivalente.

2-b) Força vertical:

Foi aplicado uma força vertical (F_y) de 9 kN no topo do *Front Hoop*, como mostra a figura 3.36.

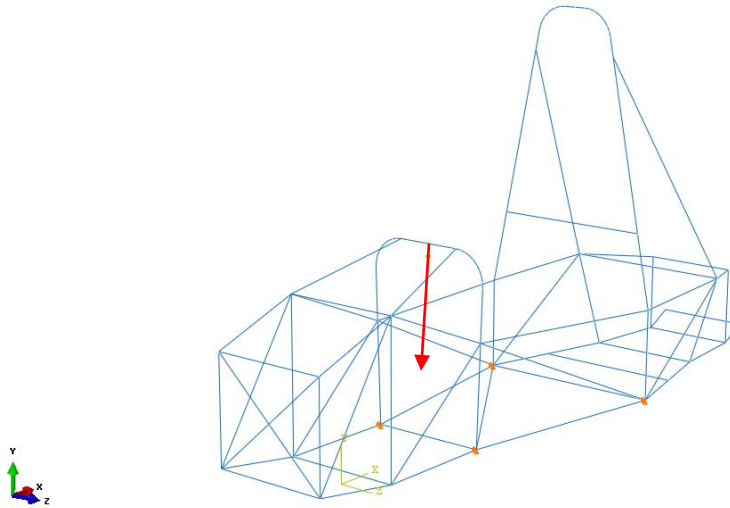


Figura 3.36: Aplicação da força vertical no *Front Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

- Tensão de *von Mises* máxima: 333,5 MPa (Figura 3.37).
- Deslocamento total máximo: 8,84 mm (Figura 3.38).
- Deslocamento U_x máximo (em módulo): 0,66 mm (Figura 3.39).
- Deslocamento U_y máximo (em módulo): 8,82 mm (Figura 3.40).
- Deslocamento U_z máximo (em módulo): 3,5 mm (Figura 3.41).
- Deformação Plástica Equivalente máxima: 4,80e-2 (Figura 3.42).

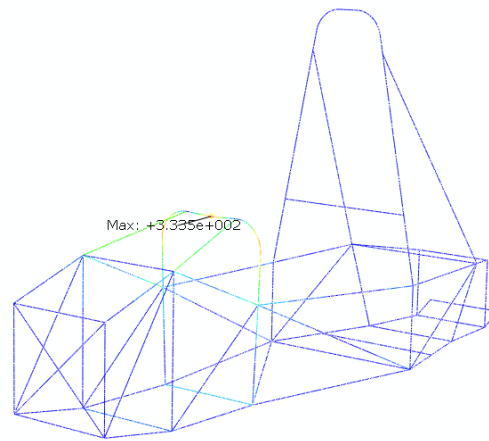
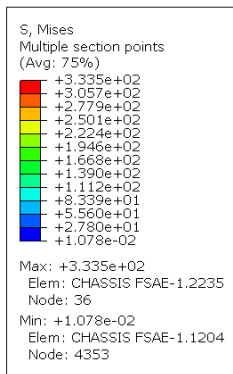


Figura 3.37: Front Hoop, F_y, Tensão de von Mises.

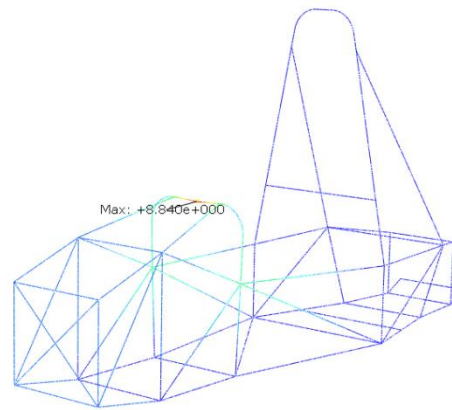
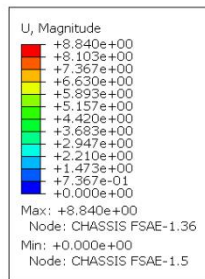


Figura 3.38: Front Hoop, F_y, Deslocamento total.

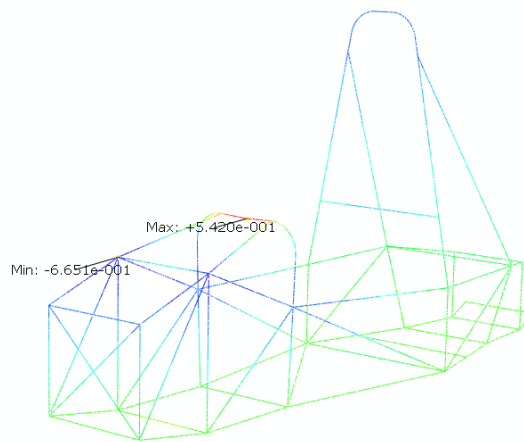
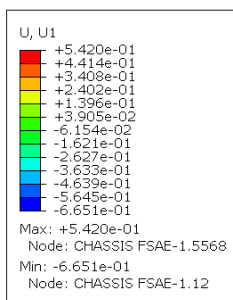


Figura 3.39: Front Hoop, F_y, Deslocamento na direção X.

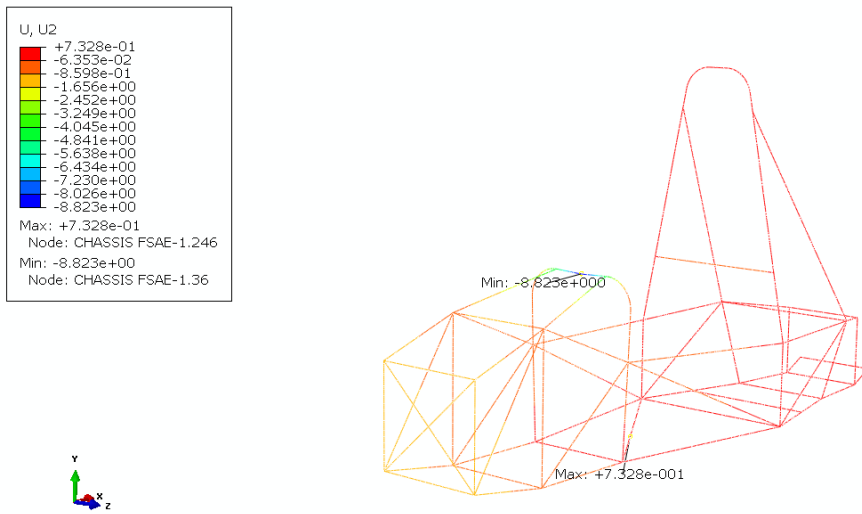


Figura 3.40: *Front Hoop, Fy*, Deslocamento na direção Y.

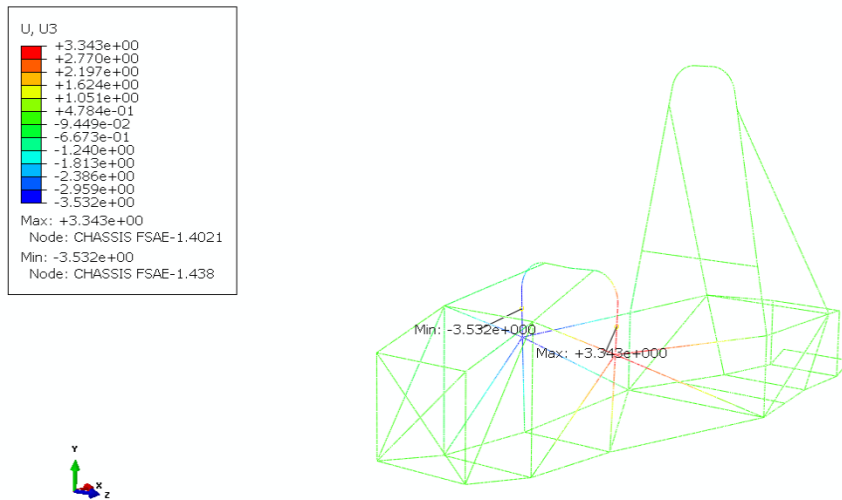


Figura 3.41: *Front Hoop, Fy*, Deslocamento na direção Z.

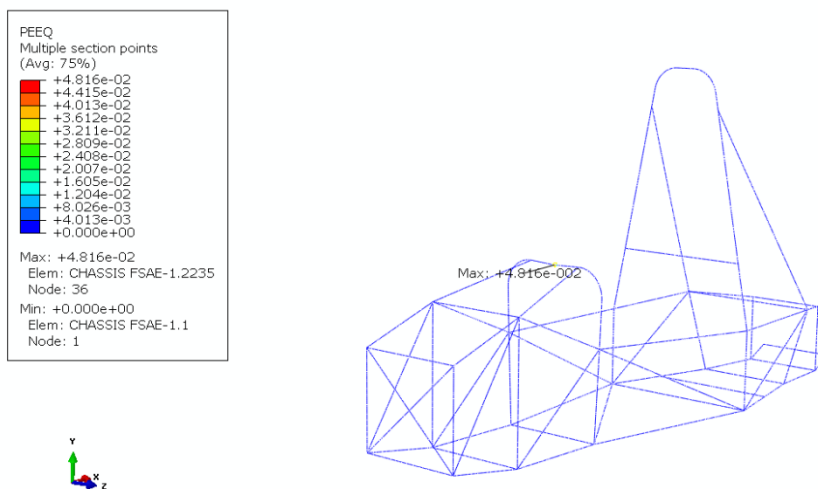


Figura 3.42: *Front Hoop, Fy*, Deformação plástica equivalente.

2-c) Força lateral:

Foi aplicado uma força lateral de 5 kN (F_z) no topo do *Front Hoop*, como mostra a figura 3.43.

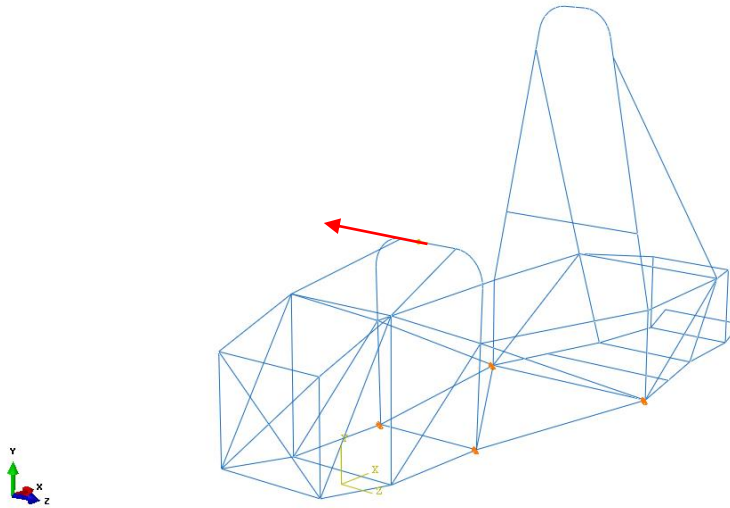


Figura 3.43: Aplicação da força lateral no *Front Hoop*.

Após a simulação, os resultados obtidos pelo programa foram:

Tensão de *von Mises* máxima: 307,2 MPa (Figura 3.44).

Deslocamento total máximo: 28,6 mm (Figura 3.45).

Deslocamento U_x máximo (em módulo): 3,84 mm (Figura 3.46).

Deslocamento U_y máximo (em módulo): 5,42 mm (Figura 3.47).

Deslocamento U_z máximo (em módulo): 28,5 mm (Figura 3.48).

Deformação Plástica Equivalente máxima: $1,46e-2$ (Figura 3.49).

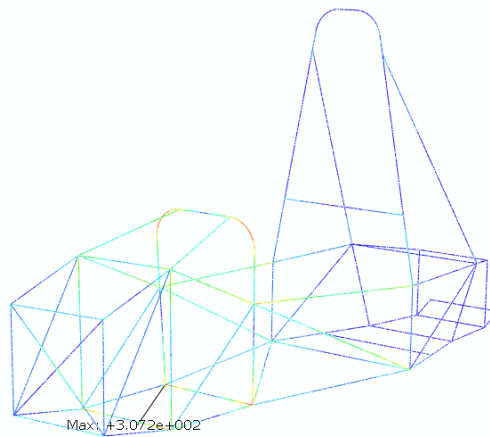
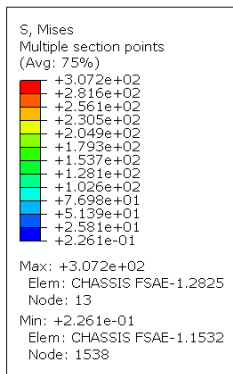


Figura 3.44: Front Hoop, Fz, Tensão de von Mises.

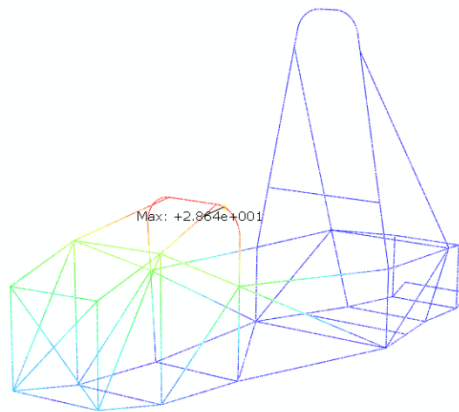
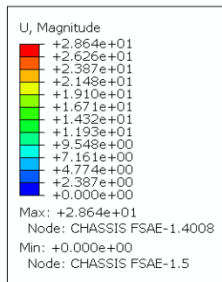


Figura 3.45: Front Hoop, Fz, Deslocamento total.

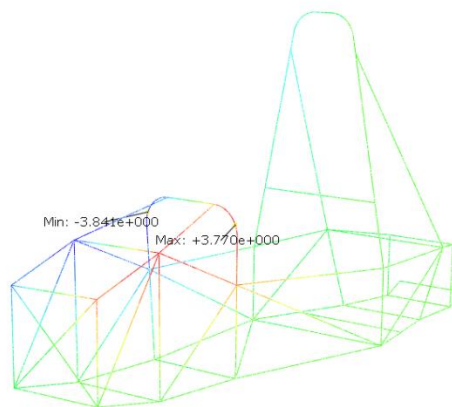
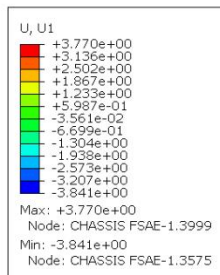


Figura 3.46: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção X.

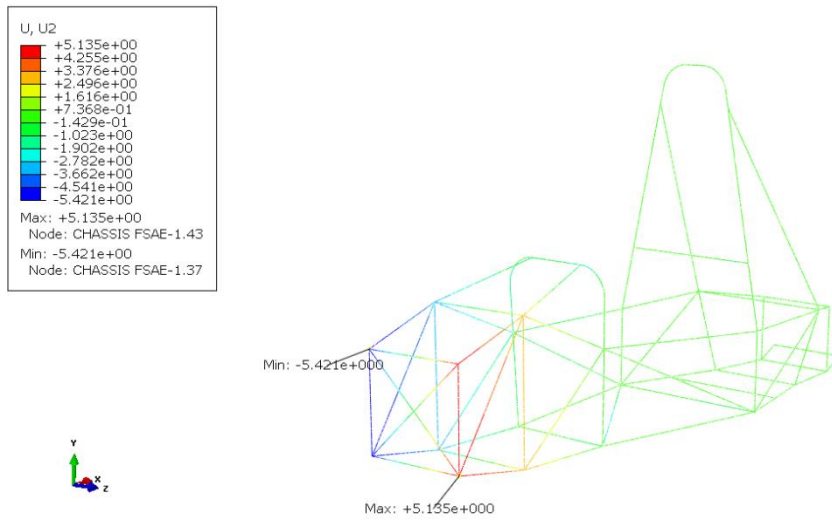


Figura 3.47: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção Y.

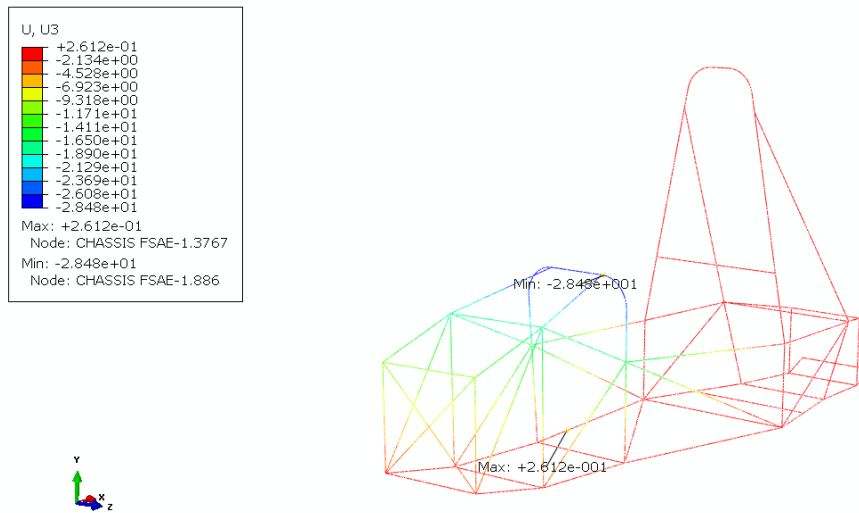


Figura 3.48: Front Hoop, Fz, Deslocamento na direção Z.

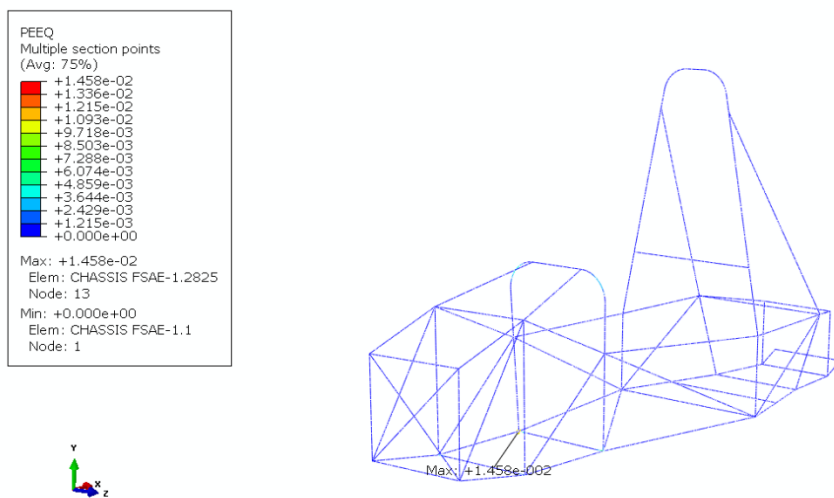


Figura 3.49: Front Hoop, Fz, Deformação plástica equivalente.

3.6 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Os resultados encontrados nas análises são mostrados nas tabelas 3.5 e 3.6 para o *main hoop*, e nas tabelas 3.7 e 3.8 para o *front hoop*. Todas as coordenadas apresentadas nas tabelas 3.5 e 3.7 têm como referência o ponto azul mostrado na figura 3.50. Os nós críticos também são destacados na mesma figura.

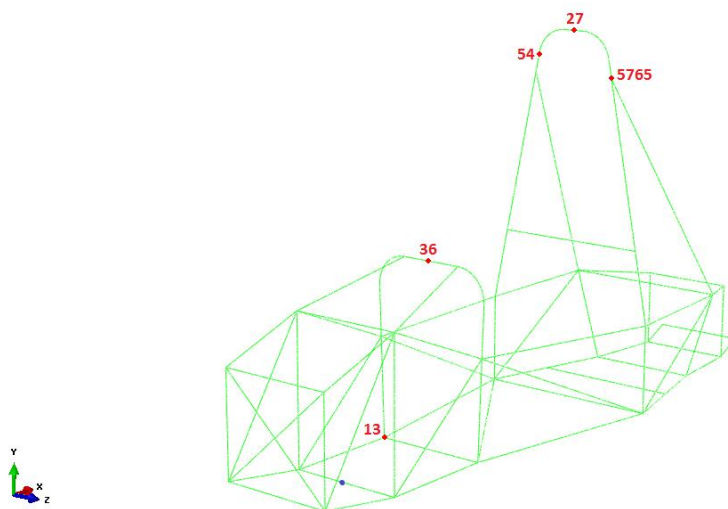


Figura 3.50: Nós críticos e centro de coordenadas.

Os pontos em vermelho representam as regiões mais solicitadas em cada carregamento, portanto, são regiões adequadas para os extensômetros serem colados durante um ensaio experimental.

Tabela 3.5: Tensões de deformações no arco principal.

Arco Principal - Tensões e Deformações			
Direção do Carregamento	Carga Longitudinal (Fx)	Carga Vertical (Fy)	Carga Lateral (Fz)
Tensão equivalente de von Mises [MPa]	342,2	297	355,1
Deformação plástica equivalente	1,40E-01	8,52E-03	1,57E-01
Nó crítico	5765	27	54
Coordenadas do nó crítico (x, y, z) [mm]	(1150, 1190.58, 150.115)	(1150, 1317.7, 0)	(1150, 1261.1, -132.355)

Tabela 3.6: Deslocamentos no arco principal.

Arco Principal - Deslocamentos			
Direção do Carregamento	Carga Longitudinal (Fx)	Carga Vertical (Fy)	Carga Lateral (Fz)
Deslocamento U1 [mm]	49,1	0,79	27
Deslocamento U2 [mm]	6,5	1,75	119,5
Deslocamento U3 [mm]	2,75	1,61	336,1
Deslocamento Máximo [mm]	49,3	1,92	351,4

Tabela 3.7: Tensões de deformações no arco frontal.

Arco Frontal - Tensões e Deformações			
Direção do Carregamento	Carga Longitudinal (Fx)	Carga Vertical (Fy)	Carga Lateral (Fz)
Tensão equivalente de von Mises [MPa]	201,4	333,5	307,2
Deformação plástica equivalente	8,28E-05	4,80E-02	1,46E-02
Nó crítico	36	36	13
Coordenadas do nó crítico (x, y, z) [mm]	(400, 657.7, 0)	(400, 657.7, 0)	(400, 42.3, -192.263)

Tabela 3.8: Deslocamentos no arco frontal.

Arco Frontal Deslocamento			
Direção do Carregamento	Carga Longitudinal (Fx)	Carga Vertical (Fy)	Carga Lateral (Fz)
Deslocamento U1 [mm]	1,33	0,66	3,84
Deslocamento U2 [mm]	1,05	8,82	5,42
Deslocamento U3 [mm]	0,36	3,5	28,5
Deslocamento Máximo [mm]	1,33	8,84	28,6

Dos resultados obtidos, foi verificado que os deslocamentos estipulados pelo regulamento foram excedidos quando aplicados os carregamentos laterais e frontais no *Main Hoop* e o carregamento lateral no *Front Hoop*. Do ponto de vista da tensão, os carregamentos mais críticos

foram o lateral, para o *Main Hoop*, e o vertical, para o *Front Hoop*. Verificou-se também que as deformações plásticas principalmente nos arcos de capotamento, *Main Hoop* e *Front Hoop*, e que a tensão equivalente de von Mises máxima nesses arcos é de 355,1 MPa e 333,5 MPa respectivamente. A deformação plástica nos arcos de capotamento é favorável do ponto de vista da absorção de energia do impacto do capotamento, porém a falta de rigidez dessas estruturas não garante um volume seguro para o piloto.

4 MEDIÇÕES E ANÁLISES EXPERIMENTAIS

Finalizada a análise pelo MEF, o chassi foi testado em bancada para que os resultados encontrados sejam avaliados e o modelo numérico seja validado. A bancada utilizada para os testes foi doada para a UnB-Gama pela companhia Vale do Rio Doce em um projeto realizado em parceria entre as duas entidades. Inicialmente, além de medir os deslocamentos pretendia-se utilizar a bancada também para medir as deformações nos críticos apontados na análise pelo MEF, por meio da colagem de extensômetros elétricos. Ocorreu que devido à falta de disponibilidade do equipamento de medição das deformações não foi possível executar esta etapa da análise experimental, que desde já fica como sugestão para futuras análises. Os deslocamentos são medidos através de uma máquina de medir por coordenadas acoplada a bancada que se utiliza de um programa para armazenamento e análise dos dados coletados.

4.1 A BANCADA

Originalmente a bancada foi doada para a UnB fins desenvolver de um projeto em parceria com a Vale do Rio Doce. A bancada foi utilizada nos testes de uma estrutura que protege as caminhonetes da mineradora contra capotagens. Mesmo sendo concebida para testes em veículos maiores, a bancada atende as especificações necessárias para o ensaio do chassi de um veículo Fórmula SAE.

A bancada consiste em uma mesa de desempenho com inúmeras regulagens para a fixação do chassi. A mesa está envolvida por dois pórticos, sendo um móvel, onde são fixados os atuadores hidráulicos, que irão aplicar as cargas no chassi. Os deslocamentos são medidos por uma máquina de medir por coordenadas, que possui braços articulados e se movimenta sobre um trilho posicionado no meio da bancada. As coordenadas dos pontos medidos são mostradas no computador, através do programa próprio da máquina (figura 4.1).



Figura 4.1: Bancada de ensaios.

Os atuadores são compostos de uma bomba e um cilindro hidráulico, acionados a mão, e são capazes de aplicar até 10 Tf. O indicador de força do atuador possui marcações a cada 0,2 Tf, como mostra a figura 4.2.

O trilho por onde a máquina de medir por coordenada (MMC) se movimenta foi fixado de forma a manter um ângulo de 90° com a direção longitudinal do carro. Por esse motivo, as coordenadas indicadas no programa da MMC devem ser corrigidas de acordo com a equação (4.1).

$$\begin{aligned} X_{MMC} &= Z_{Chassi} \\ Y_{MMC} &= X_{Chassi} \\ Z_{MMC} &= Y_{Chassi} \end{aligned} \quad (4.1)$$

Os suportes do trilho foram fixados firmemente para se evitar que erros devido a movimentação ocorressem. Após fixado, o trilho foi nivelado com auxílio de um nível eletrônico, como mostra a figura 4.3.

Antes de começarem as medições, a calibragem do equipamento é conferida através da medição da distância entre dois pontos contidos na régua de calibragem do aparelho. A distância medida deve apresentar um erro menor ou igual a 0.2 mm, como mostra a figura 4.4.



Figura 4.2: Atuador hidráulico.

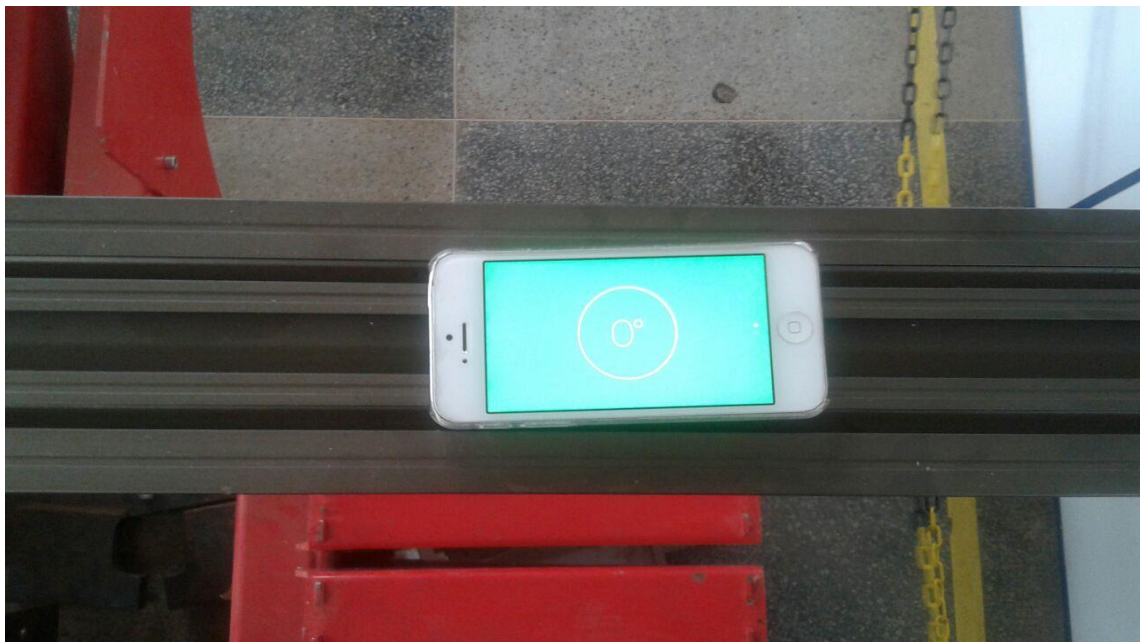


Figura 4.3: Nivelamento do trilho.

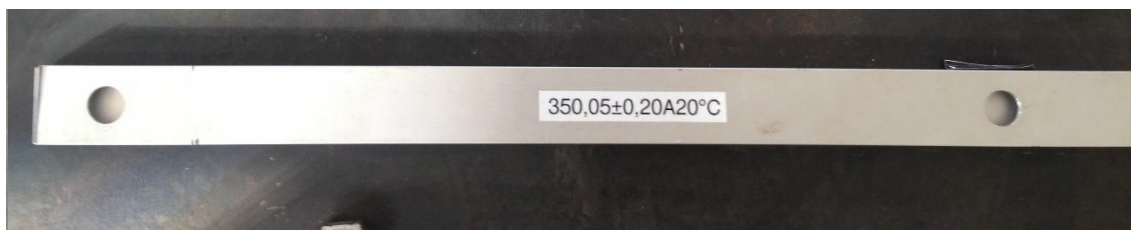


Figura 4.4: Régua para calibragem.

4.2 PONTOS DE MEDIÇÃO

Devido a um limitador de movimento do braço de medição, a MMC é incapaz de medir pontos abaixo da linha do trilho. Por esse motivo, todos os pontos selecionados para medição fazem parte do *Main Hoop*, conforme mostra a figura 4.5. Todos os pontos selecionados são simétricos em relação ao eixo Y.

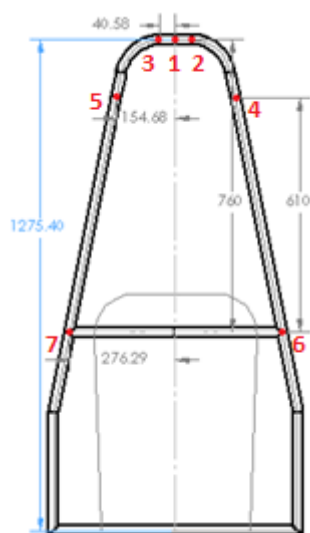


Figura 4.5: Pontos para medição experimental.

Os pontos 1 a 5 foram escolhidos por terem apresentado os maiores deslocamentos nas simulações numéricas e os pontos 6 e 7 são importantes pois estão nas extremidades da barra onde o cinto de segurança do piloto é fixado.

4.3 PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

A fim de se manter as condições de ensaio as mais próximas o possível das condições de contorno definidas nas simulações por elementos finitos, o chassi foi fixado à bancada por quatro grampos rosqueados, sendo dois na base no *Main Hoop* e dois na base do *Front Hoop*.

A fixação dos atuadores também foi feita de forma a replicar os carregamentos introduzidos nas simulações numéricas, com exceção do carregamento lateral, que foi aplicado 150 mm abaixo do topo do *Main Hoop* por falta de suportes mais altos.

Todos os pontos selecionados foram medidos três vezes em cada ensaio: uma vez antes da aplicação da carga, uma vez durante e uma vez após a retirada do carregamento. A primeira medida corresponde a configuração não deformada do chassi. A segunda corresponde a configuração deformada do chassi, onde parte das deflexões são devido a deformações elásticas e parte devido a deformações plásticas. A terceira medida corresponde apenas as deflexões devido as deformações plásticas, uma vez que as deformações elásticas já foram restituídas.

Assim, o procedimento experimental seguiu os seguintes passos:

- 1 Ligar a máquina de medir por coordenadas na posição de zeramento (figura 4.6).
- 2 Medir os pontos 1 a 7 marcados no chassi e anotar as coordenadas de cada ponto.
- 3 Aplicar o carregamento vertical bombeando manualmente óleo para o atuador pneumático até a carga atingir o valor desejado (9 kN para a carga vertical, 5 kN para a lateral e 6 kN para a longitudinal).
- 4 Medir os pontos 1 a 7 marcados no chassi e anota-se as coordenadas de cada ponto.
- 5 Diminuir a pressão de óleo no atuador hidráulico de forma a retirar todo a carga do mesmo sobre o chassi.
- 6 Medir os pontos 1 a 7 marcados no chassi e anota-se as coordenadas de cada ponto.
- 7 Posicionar o atuador para o ensaio lateral.
- 8 Repetir os procedimentos 2 a 6.
- 9 Posicionar o atuado para o ensaio longitudinal.
- 10 Repetir os procedimentos 2 a 6.
- 11 Desligar e guardar a MMC.



Figura 4.6: Posição zero da MMC.

No ensaio lateral e longitudinal se faz necessário o uso de extensores acoplados junto aos atuadores, como mostra a figuras 4.7 a 4.9.



Figura 4.7: Ensaio com carga aplicada na direção vertical



Figura 4.8: Ensaio com carga aplicada na direção lateral.



Figura 4.9: Ensaio com carga aplicada na direção longitudinal.

4.4 APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Após realizados os experimentos os dados coletados foram transformados para as coordenadas do chassi através das equações (4.1) e apresentados na tabela 4.1. O curso do atuador não foi suficiente para fornecer 5 kN de força no ensaio com carga aplicada na lateral, fornecendo

apenas 3,5 kN. Os dados coletados neste ensaio serão comparados com os deslocamentos obtidos em uma nova simulação onde as seguintes condições de contorno foram aplicadas:

- Força de 3.5 kN aplicados 150 mm abaixo do topo do *main hoop*;
- Os nós inferiores do *main hoop* e *front hoop*, dos dois lados devem estar fixos para deslocamento (x, y, z), mas não para rotação.

Tabela 4.1: Dados experimentais.

Direção do carregamento	Pontos	Deslocamentos com a carga			Deslocamentos após a retirada da carga		
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Vertical 9,0 kN	1	0,1	8,4	0,5	0,9	3,8	3,2
	2	0,1	8,1	0,2	0,1	3,5	3,8
	3	0,6	7,1	0,5	0,3	3,3	2,1
	4	1,7	4,5	0,2	0,3	1,6	4,1
	5	1,9	3,4	0,8	0,4	0,9	0,6
	6	0,3	4,8	0,5	1,8	3,2	0,1
	7	0,3	4,4	1,0	0,4	2,1	1,1
Lateral 3,5 kN	Coordenadas sem o carregamento			Coordenadas com o carregamento			
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
	1	14,4	6,6	52,2	6,6	4,1	27,0
	2	14,0	5,7	53,2	6,7	3,6	27,8
	3	14,7	7,5	51,6	6,7	5,0	27,1
	4	12,3	4,8	51,6	5,8	4,1	26,1
	5	12,7	7,0	49,1	6,1	4,6	24,8
6	3,5	14,7	14,5	1,5	202,3	11,8	
7	6,6	2,2	15,8	2,9	3,2	11,9	
Longitudinal 6 kN	Coordenadas sem o carregamento			Coordenadas com o carregamento			
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
	1	*	*	*	27,4	0,8	10,1
	2	*	*	*	*	*	*
	3	55,9	1,2	1,6	24,2	2,5	9,2
	4	13,7	1,2	1,4	2,5	1,0	9,6
	5	6,8	0,0	8,1	6,0	0,9	11,5
6	3,6	0,7	0,9	8,3	0,6	5,4	
7	2,7	0,6	5,6	4,9	1,5	6,2	

Os deslocamentos assinalados com “ * “ não puderam ser medidos devido ao posicionamento do atuador.

Com as coordenadas experimentais, os deslocamentos experimentais são calculados pela equação (4.2).

$$U_{exp} = \sqrt{(x_0 - x_1)^2 + (y_0 - y_1)^2 + (z_0 - z_1)^2} \quad (4.2)$$

Os deslocamentos experimentais, U_{exp} , e os deslocamentos simulados numericamente, U_{num} , são comparados na tabela 4.2. Os deslocamentos destacados em vermelho excederam o limite estipulado pelo regulamento que é de 25 mm.

Tabela 4.2: Deslocamentos no Main Hoop.

Direção do carregamento	Pontos	Nó	U_{num} [mm]	U_{exp} [mm]	$U_{exp} - U_{num}$ [mm]
Vertical 9 kN	1	27	1,9	8,42	6,49
	2	42	1,6	8,10	6,52
	3	1	1,6	7,14	5,56
	4	40	1,5	4,82	3,32
	5	3	1,5	3,98	2,44
	6	35	0,2	4,84	4,60
	7	28	0,2	4,52	4,28
Lateral 3,5 kN	1	27	48,3	54,55	6,26
	2	42	48,6	55,31	6,70
	3	1	48,2	54,17	5,97
	4	40	59,5	53,26	-6,19
	5	3	48,0	51,20	3,22
	6	35	15,2	20,94	5,77
	7	28	15,0	17,26	2,25
Longitudinal 6 kN	1	27	49,3	*	*
	2	42	48,5	*	*
	3	1	48,5	55,94	7,47
	4	40	10,8	13,82	3,07
	5	3	10,9	10,58	-0,29
	6	35	1,9	3,78	1,84
	7	28	1,9	6,25	4,31

Nota-se uma diferença entre os deslocamentos simulados e experimentais. Parte dessa diferença pode ter sido causada pelas simplificações inerentes ao uso do MEF, assim como o uso

de elementos de viga e a aplicação de uma carga concentrada. Como o chassi foi fabricado pela própria equipe de Fórmula SAE, erros associados aos processos de fabricação e as soldagens do chassi podem ter ocorrido. Após realizados os experimentos também constatou-se esmagamento nos tubos do chassi que foram fixados a bancada por meio de grampos. Ainda assim a simulação numérica conseguiu prever todos os deslocamentos experimentais com uma diferença máxima de apenas 7,5 mm.

5 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 CONCLUSÕES

A conclusão das várias simulações efetuadas foi que o chassi não apresenta a rigidez necessária estipulada pelo regulamento da competição quando aplicado as cargas lateral e frontal no arco principal (*Main Hoop*) e a carga lateral no arco frontal (*Front Hoop*). Também ocorreu o escoamento do material em todas as simulações, contudo as deformações plásticas ajudam na absorção do impacto em caso de capotamento e são favoráveis desde que a estrutura tenha a rigidez mínima para garantir a segurança do piloto. Como solução para o problema de rigidez do chassi, sugere-se alterar a geometria do protótipo, acrescentando ou reposicionando barras. A figura 5.1 mostra uma possível solução para o problema de rigidez do chassi, onde os tubos em azul foram reposicionados e os tubos em vermelho foram acrescentados à estrutura.

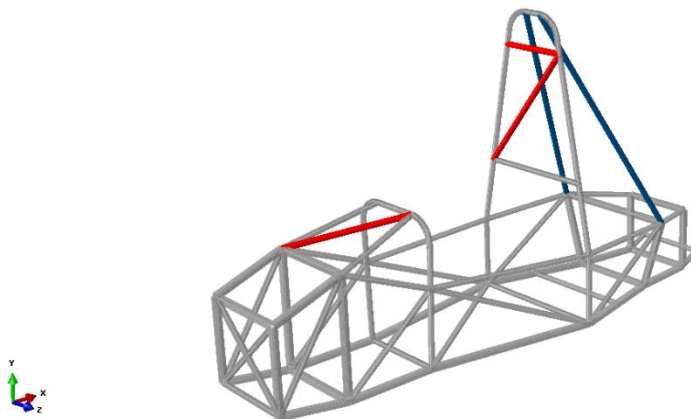


Figura 5.1: Chassi modificado.

Os três carregamentos mais críticos foram simulados no novo chassi, que mostrou ter a rigidez necessária estipulada pelo regulamento, como mostra a tabela 5.1.

Tabela 5.1: Deslocamentos do chassi modificado.

Carregamento	Ponto de aplicação	Deslocamentos Máximos [mm]	
		Chassi Original	Chassi Modificado
Lateral 5,0 kN	Main Hoop	351,4	6,34
Frontal 6,0 kN	Main Hoop	49,3	12,7
Lateral 5,0 kN	Front Hoop	28,6	24,5

A análise numérica também se mostrou satisfatória na determinação dos deslocamentos nos pontos sobre o *Main Hoop*, uma vez que todos os deslocamentos simulados não diferiram mais de 7,5 mm dos valores experimentais.

A bancada de ensaios é adequada para o tipo de experimento realizado neste trabalho, porém é necessário cuidado especial com a fixação do chassi.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

Sugere-se utilizar elementos sólidos para próximas simulações ou desenhar a estrutura diretamente no *software Abaqus*. Resultados de novas simulações podem ser confrontadas com as apresentadas neste trabalho afim de se obter as vantagens e desvantagens de cada modelo.

Uma análise utilizando extensômetros elétricos também seria muito importante na validação das simulações numéricas.

6 REFERÊNCIAS

- [1] Bertel Schmitt, "[Auto industry sets new world record](#)". The Truth About Cars, 2011.
- [2] Wikipedia Formula SAE < http://it.wikipedia.org/wiki/Formula_SAE > - Consultado em 10/06/2014.
- [3] Carros tipo Fórmula construídos por universitários competem nos EUA < http://www.saebrasil.org.br/eventos/programas_estudantis/formula2013/exibe.aspx?codigo=900 > Consultado em 10/06/2014.
- [4] <http://petrolsmell.com/2010/02/04/car-chassis-construction/> - Consultado em 10/06/2014.
- [5] Venâncio N. F. **Projeto do chassi de uma viatura de fórmula**, Dissertação do mestrado integrado em engenharia mecânica: Universidade do Porto, junho de 2013.
- [6] <http://www.volkspage.net/artigos/71/> - Consultado em 10/06/2014.
- [7] SAE International, **2014 FSAE Rules**, Disponível em http://students.sae.org/cds/formulaseries/rules/2014_fsae_rules.pdf - Consultado em 10/06/2014.
- [8] <http://www.cb7tuner.com/vbb/showthread.php?t=101611> - Consultado em 10/06/2014.
- [9] <http://petrolsmell.com/2010/02/04/car-chassis-construction/> - Consultado em 10/06/2014.
- [10] <http://www.tornadosportscars.com/GT40/Monocoquechassis.html> - Consultado em 10/06/2014.
- [11] Bodynas, R. G. & Nisbett J. K. **Elementos de máquinas de Shigley**. 8 ed. Porto Alegre: Editora Afiliada, 2011.
- [12] De Souza Neto, E.A., Peri'c, Owen, D.R.J., **Computational methods for plasticity: theory and applications**, 2008.
- [13] Lemaitre, J., Chaboche, J.L., **Mechanics of Solid Materials**. Cambridge University, 1990.

- [14] Rade, D. A., **Método dos Elementos Finitos**. Apostila da disciplina Método dos Elementos Finitos aplicados a Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Uberlândia, (2006).
- [15] BARBERO, E. J. **Finite Element Analysis of Composite Materials Using Ansys**. 2. ed. Flórida, Estados Unidos: CRC Press, 2013.
- [16] http://fea-cae-engineering.com/FEA-CAE-Engineering/element_types.htm - Consultado em 10/06/2014.
- [17] <http://matweb.com/search/DataSheet.aspx?MatGUID=d1fb033eaa044f2fa6e074dfaaa05a51> – Consultado em 10/06/2014.
- [18] Yi-Kai Lin, Kang Ming Hsu & Ping-Kun Lee, **The Application of Flow Stress Model to Sheet Metal Forming Simulation**, China Steel Technical Report, No. 23, 2010.
- [15] Azevedo, A.F.M. **Método dos elementos finitos**. 1. Ed. Porto: Universidade do porto, 2003.
- [16] MILLIKEN W.F.; MILLIKEN, D. L.; 1995. **Race Car Vehicle Dynamics** Warrendale: Society Of Automotive Engineers.
- [17] Alves Filho, Avelino, **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**, 1 ed, São Paulo: Érica, 2000.

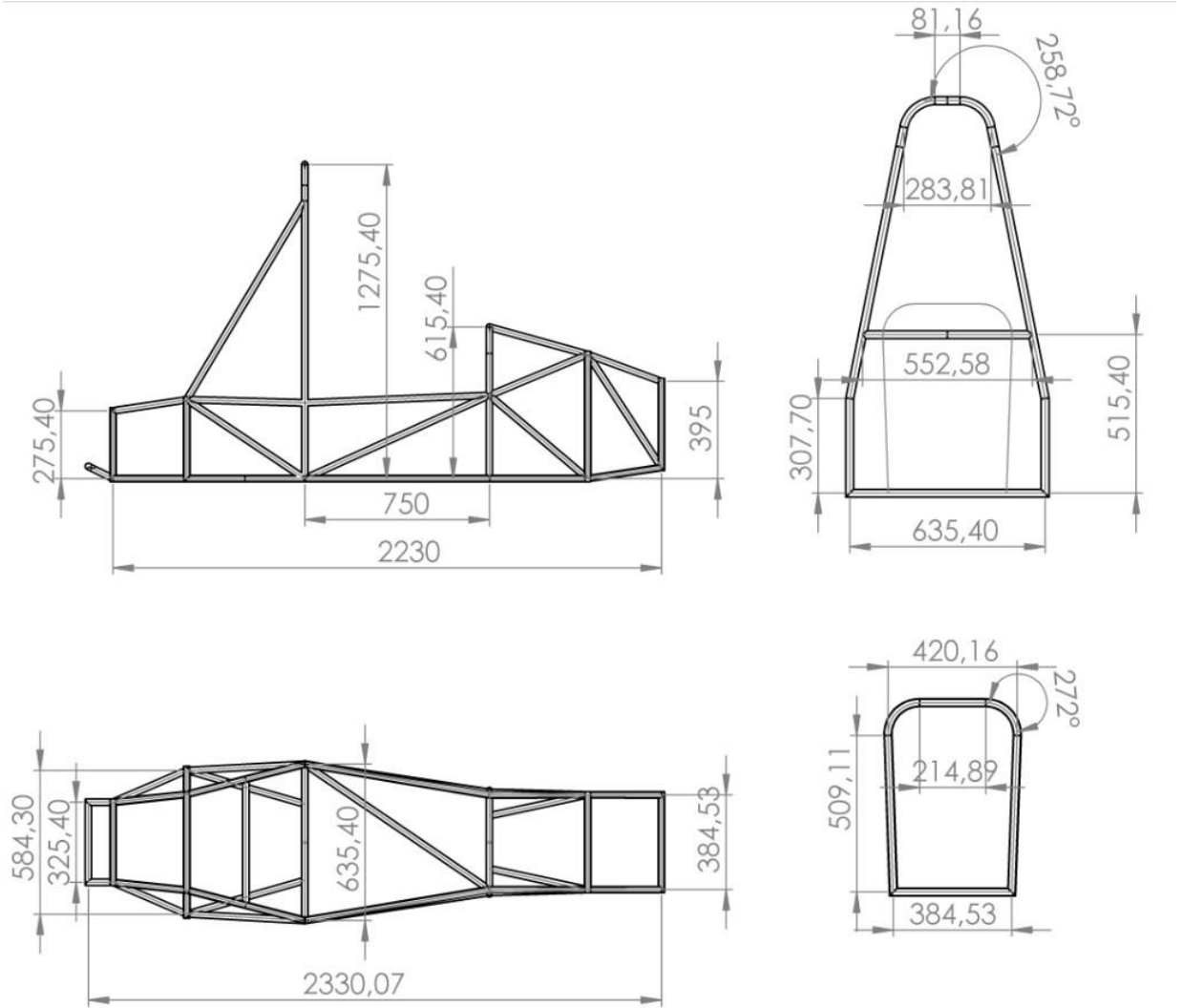
ANEXOS

		Pag.
Anexo I	Cronograma do projeto de graduação	66
Anexo II	Dimensões detalhadas do chassi	67
Anexo III	Medições realizadas	68
Anexo IV	Principais conceitos sobre extensometria	69

ANEXO I – CRONOGRAMA DO PROJETO DE GRADUAÇÃO.

Projeto de graduação 1						
Atividade	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maiο	Junho
Revisão Bibliográfica						
Elaboração da parte escrita do PG-1						
Modelagem do chassi utilizando MEF						
Análise e discussão dos resultados numéricos						
Projeto de graduação 2						
Atividade	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
Coleta de informações sobre a bancada de ensaio.						
Elaboração da parte escrita do PG-1						
Ensaio do chassi em bancada						
Análise e discussão dos resultados experimentais						

ANEXO II – DIMENSÕES DETALHADAS DO CHASSI.



ANEXO III – MEDIÇÕES REALIZADAS

Direção do carregamento	Pontos	Coordenadas sem o carregamento			Coordenadas com o carregamento			Coordenadas após a retirada do carregamento		
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
Vertical 9,0 kN	1	-639,5	601,4	-3413,5	-639,4	593,0	-3413,0	-638,6	597,6	-3416,7
	2	-640,4	601,4	-3453,6	-640,5	593,3	-3453,8	-640,3	597,9	-3457,4
	3	-637,1	601,2	-3374,5	-637,7	594,1	-3374,0	-637,4	597,9	-3376,6
	4	-645,5	449,1	-3557,7	-643,8	444,6	-3557,5	-645,8	447,5	-3561,8
	5	-637,6	443,9	-3275,0	-635,7	440,5	-3274,2	-638,0	443,0	-3275,6
	6	-663,7	-101,5	-3680,3	-663,4	-106,3	-3680,8	-661,9	-104,7	-3680,2
	7	-649,6	-107,2	-3162,7	-649,9	-111,6	-3163,7	-649,2	-109,3	-3163,8
Lateral 3,5 kN										
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
	1	-638,3	597,6	-3416,7	-623,9	604,2	-3364,5	-631,7	601,7	-3389,7
	2	-640,3	597,9	-3457,4	-626,3	603,6	-3404,2	-633,6	601,5	-3429,6
	3	-637,4	597,9	-3376,6	-622,7	605,4	-3325,0	-630,7	602,9	-3349,5
	4	-645,8	447,5	-3561,8	-633,5	452,3	-3510,2	-640,0	451,6	-3535,7
	5	-638,0	443,0	-3275,6	-625,3	450,0	-3226,5	-631,9	447,6	-3250,8
6	-661,9	-104,7	-3680,2	-658,4	-90,0	-3665,7	-660,4	97,6	-3668,4	
7	-649,2	-109,3	-3163,8	-642,6	-107,1	-3148,0	-646,3	-106,1	-3151,9	
Longitudinal 6,0										
		X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]	X [mm]	Y [mm]	Z [mm]
	1	-633,7	602,8	-3387,0	*	*	*	-661,1	603,6	-3397,1
	2	*	*	*	*	*	*	-663,0	604,8	-3436,2
	3	-634,7	602,9	-3346,6	-690,6	604,1	-3345,0	-658,9	605,4	-3355,8
	4	-642,1	451,1	-3532,8	-655,8	452,3	-3531,4	-639,6	452,1	-3542,4
	5	-634,0	447,0	-3248,0	-640,8	447,0	-3256,1	-628,0	447,9	-3236,5
6	-663,8	-97,5	-3666,6	-660,2	-96,8	-3665,7	-655,5	-98,1	-3672,0	
7	-648,1	-107,7	-3148,5	-650,8	-107,1	-3154,1	-643,2	-106,2	-3154,7	

ANEXO IV – PRINCIPAIS CONCEITOS SOBRE EXTENSOMETRIA

INTRODUÇÃO A EXTENSOMETRIA

Existem diversas formas de se medir tensão, sendo a mais comum o uso de extensômetros, um dispositivo cuja a resistência elétrica varia proporcionalmente à deformação sofrida pelo dispositivo. Ou seja, o extensômetro mede diretamente a deformação sofrida pelo material, mas com a lei de Hooke é possível determinar a tensão experimentada pelo material a partir da deformação sofrida [1].

Normalmente as deformações medidas são muito pequenas, produzindo pequenas variações no sinal elétrico, não podendo ser lido diretamente através de um multímetro ou osciloscópio. Por isso, o tratamento da deformação medida é feito por um sistema de medição. O sistema de medição é composto pelo próprio extensômetro, que converte a deformação em variação de resistência elétrica. O(s) extensômetro(s) são montados em um circuito conhecido como Ponte de Wheatstone, que pode ser montada em várias configurações ($\frac{1}{4}$ ponte, $\frac{1}{2}$ ponte completa, $\frac{1}{4}$ ponte diagonal e ponte completa) e melhora a sensibilidade do circuito a pequenas variações. Uma fonte alimenta a ponte com tensão de entrada e a variação da resistência elétrica dos extensômetros provoca uma diferença na tensão de saída da ponte, que é lida por uma placa que coleta esses dados em mV. Esses dados são transformados em informações úteis, como tensão ou deformação, através de uma calibragem do sistema. A figura 1 mostra um esquema básico do sistema de medição descrito.

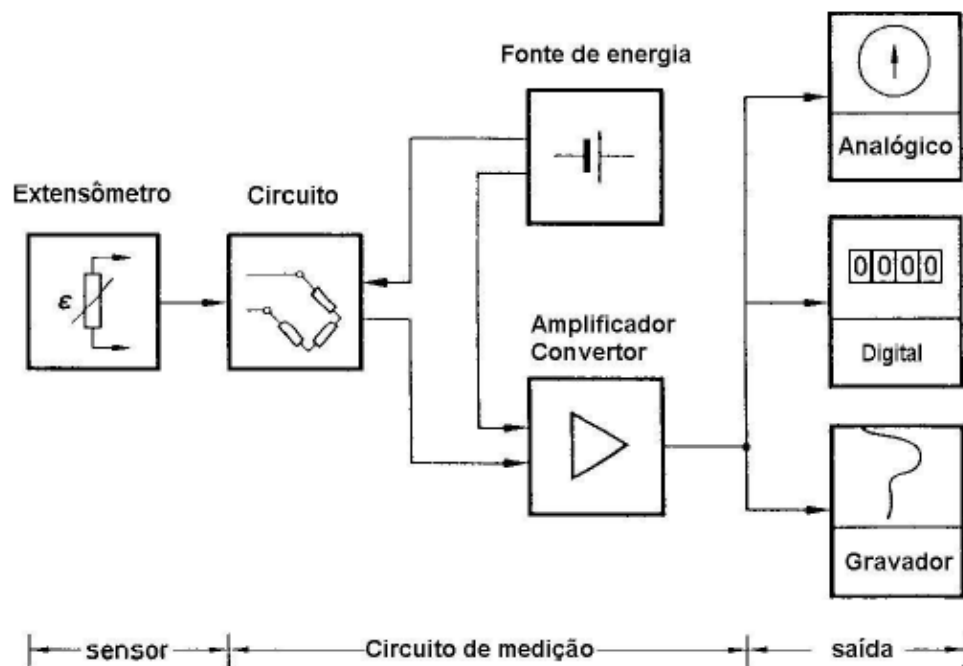


Figura 1: Esquema do sistema de medição utilizado na extensometria. [1]

PRINCÍPIO DE FUNCIONAMENTO DOS EXTENSÔMETROS DE RESISTÊNCIA VARIÁVEL

Nos extensômetros de resistência variável toda deformação sofrida pelo corpo deve ser transmitida para o dispositivo de medição, por isso deve haver uma aderência ótima entre eles. O princípio de funcionamento de extensômetro metálico está ligado ao fato de que todo condutor muda a sua resistência elétrica quando submetido a tensões mecânicas. Estas variações são causadas pela mudança da forma do condutor e por mudanças na sua micro estrutura. A equação (1) descreve essa relação.

$$\frac{\Delta R}{R_0} = \varepsilon(1 + 2\nu) + \frac{\Delta\rho}{\rho} \quad (1)$$

- ε: Deformação;
- ν: Coeficiente de Poisson;
- ρ: Resistividade;
- R: Resistência elétrica.

Para a maioria dos materiais utilizados na fabricação dos extensômetros, pode-se desprezar a variação de resistência elétrica devido mudanças de micro estruturas [1]. A sensibilidade S do extensômetro pode ser definida como mostra a equação (2).

$$S = \frac{\Delta R/R_0}{\varepsilon} \quad (2)$$

Alguns fatores devem ser considerados para a escolha do extensômetro adequado para cada aplicação. São eles: tipo do extensômetro, comprimento da grade de medição, extensômetros múltiplos, resistência elétrica do extensômetro, temperatura, nível de alongamento, tensão de alimentação e influências do meio ambiente.

A princípio o comprimento da grade do extensômetro não influencia nos valores medidos, uma vez que o dispositivo mede o alongamento relativo e não o absoluto. O extensômetro faz uma média das condições de deformação que ocorrem na superfície na qual está colado. Extensômetros de 3 a 6 mm de comprimento de grade são satisfatórios para a maioria das aplicações, mas deve-se observar restrições de área para colagem. Em regiões onde a área para a colagem do extensômetro é reduzida ou o gradiente de deformação é muito alto, são utilizados extensômetros com grades menores.

Extensômetros múltiplos podem ser estar dispostos em cadeia ou em rosetas. Os extensômetros em cadeia são utilizados na determinação do gradiente de tensão de uma certa seção do corpo. Já as rosetas são aplicadas em regiões onde não se conhece as condições de tensão do ponto. Exemplos de extensômetros múltiplos podem ser vistos na figura 2.

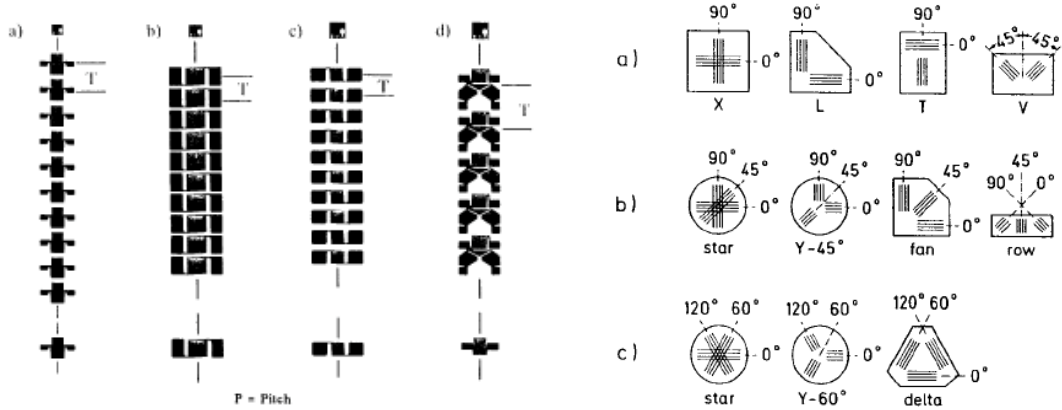


Figura 2: Extensômetros em cadeia (esquerda) e rosetas (direita) [1].

No caso das rosetas, as tensões principais no plano de aplicação da roseta podem ser definidas pela equação 3 para rosetas 0°/45°/90° ou equação 4 para rosetas 0°/60°/120°.

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_c}{2} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \sqrt{(\varepsilon_a - \varepsilon_b)^2 + (\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (3)$$

$$\sigma_{1,2} = \frac{E}{1-\nu} \frac{\varepsilon_a + \varepsilon_b + \varepsilon_c}{3} \pm \frac{E}{\sqrt{2}(1+\nu)} \sqrt{\left(\frac{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c}{3}\right)^2 + \frac{1}{3}(\varepsilon_c - \varepsilon_b)^2} \quad (4)$$

As direções das deformações relativas a cada extensômetro “a”, “b” e “c” são mostradas na figura 3.

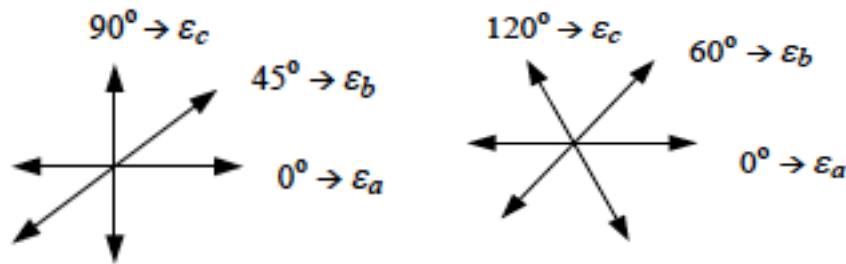


Figura 3: Orientação das deformações para roseta 0°/45°/90° (esquerda) e 0°/60°/120° (direita) [1].

As direções principais no plano de aplicação da roseta são definidas em função de φ , onde a direção principal 1 tem o ângulo φ e a direção principal 2 tem o ângulo $\varphi + 90^\circ$, ambos em relação à direção “a”, como mostrado na figura 4. A tangente do ângulo 2φ pode ser calculado pelas equações (5) e (6) para as rosetas 0°/45°/90° e 0°/60°/120° respectivamente.

$$\tan 2\varphi = \frac{2\varepsilon_b - \varepsilon_a - \varepsilon_c}{\varepsilon_a - \varepsilon_c} \quad (5)$$

$$\tan 2\varphi = \frac{\sqrt{3}(\varepsilon_b - \varepsilon_c)}{2\varepsilon_a - \varepsilon_b - \varepsilon_c} \quad (6)$$

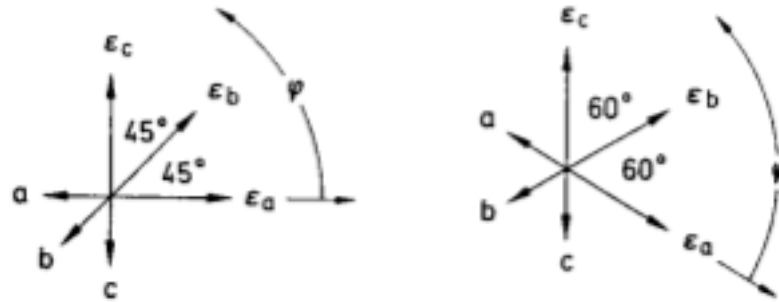


Figura 6: Ângulo da direção principal 1, φ [1].

O uso de extensômetros são geralmente restritos a deformações na faixa de $\pm 3000 \mu m/m$. Porém existem aplicações que exigem faixas maiores de deformações, como medições em polímeros e metais submetidos a deformações plásticas. Para estes casos é possível encontrar extensômetros com limites de até $20 cm/m$, porém com uma perda de precisão. Assim sendo, é importante conhecer a ordem de grandeza das deformações que serão medidas na superfície dos tubos do chassi.

O CIRCUITO

Em 1843, Charles Wheatstone apresentou um circuito capaz de medir resistências elétricas com precisão, conhecido como Ponte de Wheatstone. Esta ponte é utilizada na extensometria onde é necessário medir variações relativas de resistências elétricas da ordem de $10^{-4} \Omega/\Omega$.

A ponte é constituída por quatro braços formados pelas resistências elétrica R_1 , R_2 , R_3 e R_4 . O circuito é excitado com uma diferença de potencial V_1 entre os pontos 2 e 3. A tensão de resposta do circuito V_2 é medida entre os pontos 1 e 4, como mostra a figura 5.

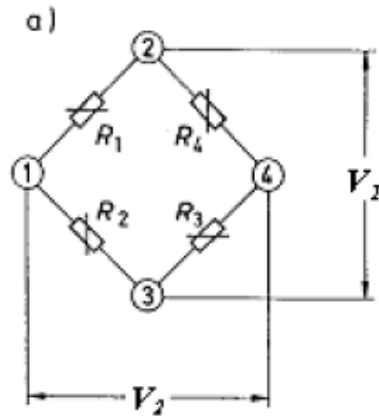


Figura 5: Representação da Ponte de Wheatstone [1].

A equação de equilíbrio da ponte (7) é escrita em função da variação das resistências dos braços da ponte e das diferenças de potencial de excitação e saída.

$$\frac{V_2}{V_i} = \frac{1}{4} \left(\frac{\Delta R_1}{R_1} - \frac{\Delta R_2}{R_2} + \frac{\Delta R_3}{R_3} - \frac{\Delta R_4}{R_4} \right) \quad (7)$$

Na extensometria, as resistências que formam os braços da ponte são substituídos pelos extensômetros. As montagens de pontes utilizam normalmente um, dois ou quatro extensômetros e são chamadas de: 1/4 de ponte, 1/2 de ponte, duplo 1/4 de ponte e ponte completa. Essas diversas montagens são mostradas na figura 6.

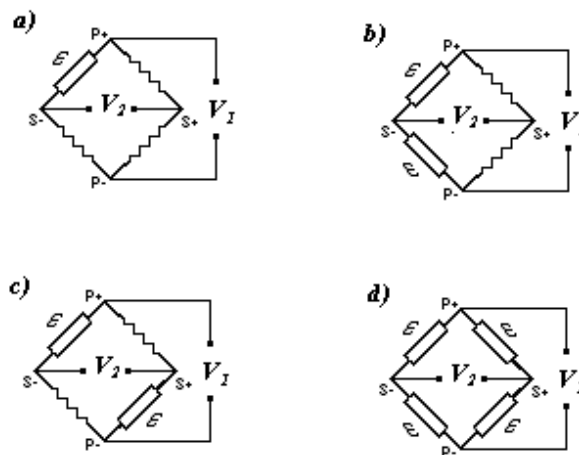


Figura 6: Configurações das Pontes de Wheatstone: a) 1/4 de ponte, b) 1/2 de ponte, c) duplo 1/4 de ponte, d) ponte completa [1].

No caso mais geral, onde todos os braços da ponte são formados por extensômetros a equação de equilíbrio da ponte (8) pode ser escrita em função da sensibilidade S do extensômetro, das deformações ε e das diferenças de potencial V .

$$\frac{V_2}{V_1} = \frac{1}{4} (\varepsilon_1 - \varepsilon_2 + \varepsilon_3 - \varepsilon_4) \quad (8)$$

EFEITO DA RESISTÊNCIA DOS CABOS DE LIGAÇÃO

Frequentemente os extensômetros são ligados aos aparelhos de leitura por longos cabos o que ocasiona perda de sensibilidade nas medições. Isto ocorre porque o cabo de ligação acrescenta uma resistência em série com o extensômetro fazendo com que a resistência total do circuito aumente. Como o aparelho de leitura mede a variação relativa da resistência ($\Delta R/R_{total}$), um aumento na resistência total significa uma diminuição na sensibilidade na medição. A nova sensibilidade do extensômetro pode ser corrigida através da equação (9).

$$S_i = S_0 \frac{R_e}{R_e + R_c} \quad (9)$$

Onde:

S_i : Novo fator de sensibilidade do extensômetro;

S_0 : Fator de sensibilidade original;

R_e : Resistência do extensômetro [Ohm];

R_c : Resistência do cabo de ligação [Ohm].

Outro fator que ocasiona erros nas medições é a variação da resistência elétrica do cabo de ligação devido a variação de temperatura. O material usado nos cabos de ligação é o cobre e este apresenta um coeficiente de variação da resistência elétrica com a

temperatura de $4 \text{ ppm}/^{\circ}\text{C}$. Este efeito pode ser eliminado através de um sistema de ligação chamado “Três Fios”, mostrado na figura 7.

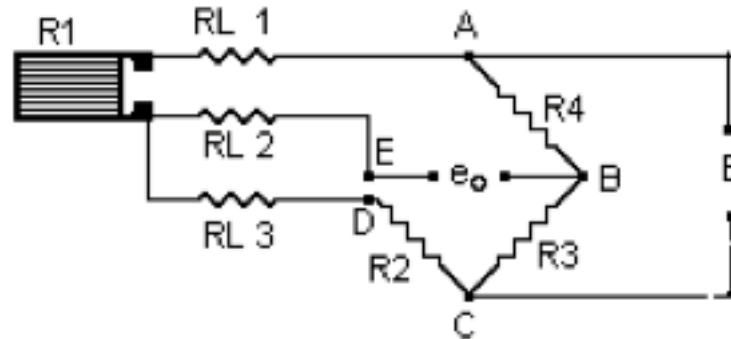


Figura 7: Sistema de ligação "Três Fios" [2].

Neste circuito o braço da ponte entre A e E contém as resistências de linha RL1 e RL2, mais a resistência do extensômetro R1. O braço entre os pontos C e E contém as resistências de linha RL2 e RL3 mais a resistência do resistor R2. Se todos cabos forem da mesma espessura e mesmo comprimento, logo $RL1=RL2=RL3$, a variação das resistências dos braços A-E e C-E serão iguais. Assim, qualquer variação de temperatura não irá influir nas medições realizadas entre os pontos A e C.

REFERENCIAS

[1] **Apostila de Extensometria** - Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Federal de Santa Catarina

[2] Barreto Júnior, Euler, **Extensometria – Manual Prático** – Departamento de Engenharia Mecânica - Universidade Estadual Paulista UNESP