



**Universidade de Brasília - UnB  
Faculdade UnB Gama - FGA  
Engenharia Automotiva**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE MÓDULO PARA  
TRANSPORTE TERRESTRE DE TROPAS**

**Autor: André Nepomuceno Trajano  
Orientador: Henrique Gomes de Moura  
Coorientador: Lucival Malcher**

**Brasília, DF  
2015**



**ANDRÉ NEPOMUCENO TRAJANO**

**ANÁLISE ESTRUTURAL DE MÓDULO PARA TRANSPORTE TERRESTRE DE  
TROPAS**

Monografia submetida ao curso de graduação em Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília, como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva.

Orientador: Henrique Gomes de Moura,  
Dr. Eng.

Coorientador: D.Sc. Lucival Malcher

**Brasília, DF  
2015**

## **CIP – Catalogação Internacional da Publicação\***

André Nepomuceno Trajano.

Análise Estrutural de Módulo para Transporte Terrestre de Tropas/André Nepomuceno Trajano. Brasília: UnB, 2015. 89p.: il.; 29,5 cm.

Monografia (Graduação) – Universidade de Brasília  
Faculdade do Gama, Brasília, 2015. Orientação: Henrique  
Gomes de Moura.

1. Análise Estrutural. 2. Estrutura tubular. 3. Transporte das tropas I. Moura, Henrique. II. Análise Estrutural de Módulo para Transporte Terrestre de Tropas.

CDU Classificação



## **ANÁLISE ESTRUTURAL DE MÓDULO PARA TRANSPORTE TERRESTRE DE TROPAS**

**André Nepomuceno Trajano**

Monografia submetida como requisito parcial para obtenção do Título de Bacharel em Engenharia Automotiva da Faculdade UnB Gama - FGA, da Universidade de Brasília, em \_\_/\_\_/2015, apresentada e aprovada pela banca examinadora abaixo assinada:

---

**Prof. Dr. Eng. Henrique Gomes de Moura, UnB/FGA**  
Orientador

---

**Prof. D.Sc.: Lucival Malcher, UnB/FT**  
Coorientador

---

**Prof. M.Sc.: Saleh Khalil Barbosa, UnB/ FGA**  
Membro Convidado

---

**Eng. Tiago de Bortoli Luciano**  
Membro Convidado

Brasília, DF  
2015

## **AGRADECIMENTOS**

Aos meus pais, principalmente, que sempre estiveram ao meu lado e construíram uma base sólida para a realização do curso. O amor e apoio incondicional, em todos os momentos, serviram como força para que pudesse chegar até aqui. Obrigado por mostrarem sempre o melhor caminho.

Ao meu irmão, por todo carinho e incentivo demonstrado ao longo dos anos.

À minha namorada, pela compreensão durante todo o curso. Serei sempre grato por todo seu apoio, que me serviu como fonte de motivação.

Aos amigos e colegas de graduação, o apoio e a amizade construída foi importante em cada dificuldade enfrentada.

Ao Professor D.Sc. Lucival Malcher pela oportunidade de trabalhar juntos. A confiança dada desde o início da graduação e os conhecimentos passados em cada reunião foram extremamente valiosos.

À toda empresa Technicae e, em especial, ao Eng. Tiago Bortoli por todo o auxílio e suporte disponibilizados para a realização deste trabalho.

*Hasta la victoria siempre. (Che Guevara)*

## RESUMO

O trabalho apresenta estudo sobre uma proposta que está sendo sugerida ao Exército Brasileiro para o transporte das tropas. Atualmente, há diversas ocorrências de danos materiais e pessoais durante o transporte e a proposta mostrada incorpora uma estrutura tubular em aço capaz de proteger os ocupantes, além de promover dinamicidade e versatilidade ao Exército Brasileiro. Este trabalho aborda, primeiramente, um ensaio experimental feito na estrutura e seus respectivos resultados. Neste trabalho, propõe-se uma análise numérica e experimental de um módulo auxiliar para transporte de tropas por meio terrestre. Para se chegar a tais objetivos, primeiro é realizada análise experimental de um módulo metálico, capaz de transportar quatro indivíduos simultaneamente. Isso é feito com base na análise de integridade do material e rigidez da estrutura, tendo como parâmetros esforços que simulam condições de capotamento/tombamento de um sistema caminhão-módulos de transporte. Análise da deflexão máxima da estrutura é efetuada, com o intuito de se medir a rigidez global do sistema. Em uma segunda etapa, simulações numéricas em um programa comercial de elementos finitos (ABAQUS) são realizadas, com base em um comportamento elasto-plástico da estrutura, utilizando também as mesmas condições de carregamento adotadas durante a etapa de análise experimental. Por fim, uma comparação entre os resultados numéricos e experimentais é feita, bem como uma conclusão a respeito das condições estruturais do projeto.

**Palavras-chave:** Transporte das tropas. Ensaio experimental. Deflexão máxima.

## **ABSTRACT**

This paper presents a study of a proposal being suggested to the Brazilian Army to transport troops. Currently, there are several instances of damage or injury during transport and shown proposal incorporates a tubular steel frame able to protect the occupants, in addition to promoting dynamism and versatility to the Brazilian army. This paper first discusses an experimental test done on the structure and their results. In this paper, we propose a numerical and experimental analysis of an auxiliary module for troop transport by land. To achieve such objectives, it is first conducted an experimental analysis module of a metal capable of carrying four individuals simultaneously. This analysis is based on the material integrity analysis and rigidity of the structure, with the parameters efforts that simulate conditions of rollover/tipping a transport truck-system modules. Analysis of the structure of the maximum deflection is made in order to measure the overall stiffness of the system. In a second step, numerical simulations in a commercial finite element software (ABAQUS) are made based on an elasto-plastic behavior of the structure, also using the same loading conditions adopted during the step of experimental analysis. Finally, a comparison between the numerical and experimental results is made and a conclusion about the structural conditions of the project.

**Keywords:** Transport troops. Experimental test. Maximum deflection.



## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Chassi Audi R8 (Fonte: Site Electric Vehicle Buddy).....	15
Figura 2 – Ensaio de Flexão (Fonte: Página UFSC).....	16
Figura 3 – Análise numérica de um navio (Fonte: Site MESH Engineering). ....	17
Figura 4 – Exemplo de transporte atual de tropas militares (Fonte: Site CBMSC)....	18
Figura 5 – Acidente com caminhão do Exército (Fonte: Blogspot Montedo).....	18
Figura 6 – Gráfico tensão-deformação para uma liga de alumínio (CALLISTER, 2008. Modificada).....	22
Figura 7 – Linhas de Lüder em uma tira de aço doce (BEER, 1996).....	25
Figura 8 – Hexágono de Tresca (SHIGLEY, 2005). ....	26
Figura 9 – Componentes devido a tensões triaxiais (SHIGLEY, 2005).....	27
Figura 10 – Elipse da Teoria de von Mises (BEER, 1996).....	28
Figura 11 – Relação ente Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento e Teoria Energia de Distorção (SHIGLEY, 2005). ....	29
Figura 12 – Vista lateral do espaço residual (Fonte: AUSTRALIAN, 2012). ....	30
Figura 13 – Vista longitudinal do espaço residual (Fonte: AUSTRALIAN, 2012) .....	30
Figura 14 – Arco principal. ....	33
Figura 15 – Suporte frontal.....	33
Figura 16 – Apoio para banco. ....	34
Figura 17 – Posicionamento apoio para banco. ....	34
Figura 18 – Quadro inferior de fixação. ....	35
Figura 19 – Reforço lateral.....	35
Figura 20 – Desenho final do protótipo. ....	36
Figura 21 – Módulo de transporte finalizado. ....	37
Figura 22 – Curvatura no topo do arco principal.....	38
Figura 23 – Detalhe fixação superior reforço lateral. ....	38
Figura 24 – Detalhe fixação inferior reforço lateral. ....	39
Figura 25 – Detalhe quadro inferior de fixação.....	40
Figura 26 – Ancoragem cinto de segurança.....	40
Figura 27 – Módulo de transporte montado em uma viatura militar. ....	41
Figura 28 – Vista lateral do módulo de transporte montado em uma viatura militar..	41
Figura 29 – Bancada CELETTE (Fonte: Site CELETTE).....	42
Figura 30 – Disposição espacial dos pórticos.....	43

Figura 31 – Sistema de medição NAJA (Fonte: Site CELETTE). .....	43
Figura 32 – Cilindros utilizados para aplicação das cargas. ....	44
Figura 33 – Alongador nos ensaios vertical e frontal. ....	45
Figura 34 – Bomba manual ENERPAC. ....	45
Figura 35 – Detalhe do manômetro acoplado à bomba. ....	46
Figura 36 – Eixos coordenados do robô aplicados à estrutura. ....	47
Figura 37 – Detalhe dos furos que não receberam parafusos. ....	48
Figura 38 – Detalhe da sapata central que não recebeu nenhum parafuso. ....	48
Figura 39 – Posicionamento do trilho já com o robô acoplado. ....	49
Figura 40 – Nivelamento do trilho antes de iniciar as medições. ....	50
Figura 41 – Régua de calibragem. ....	50
Figura 42 – Tela do programa NAJA durante calibração. ....	51
Figura 43 – Equipamentos do ensaio montados. ....	51
Figura 44 – Pontos de interesse do módulo de transporte. ....	53
Figura 45 – Aplicação da carga vertical com auxílio de um alongador. ....	54
Figura 46 – Detalhe do ponto 2 após retirada da carga. ....	55
Figura 47 – Pistão de apoio à esquerda. ....	57
Figura 48 – Fixação do pistão para ensaio frontal. ....	57
Figura 49 – Pistão utilizado no carregamento lateral. ....	58
Figura 50 – Representação por linhas da estrutura. ....	61
Figura 51 – Linhas do arco principal com dimensões. ....	62
Figura 52 – Linhas da metade simétrica da estrutura com dimensões. ....	62
Figura 53 – Menu importação ABAQUS. ....	63
Figura 54 – Módulo de transporte no ambiente CAE. ....	64
Figura 55 – Propriedades elásticas do aço 1020. ....	65
Figura 56 – Dados do encruamento material. ....	66
Figura 57 – Curva de encruamento para Aço 1020. ....	66
Figura 58 – Adicionando dimensões do perfil. ....	68
Figura 59 – Criando seção do suporte frontal. ....	69
Figura 60 – Perfis disponíveis para criar seção. ....	70
Figura 61 – Aplicando seções às linhas do modelo. ....	70
Figura 62 – Alterar visualização do modelo. ....	71
Figura 63 – Configuração para visualização do modelo renderizado. ....	71
Figura 64 – Modelo renderizado. ....	72

Figura 65 – Criando assembly. ....	73
Figura 66 – Opção para considerar deformações plásticas. ....	73
Figura 67 – Criação das condições de contorno. ....	74
Figura 68 – Selecionar pontos para engastamento. ....	74
Figura 69 – Opção de engaste do ABAQUS. ....	75
Figura 70 – Opção de aplicação da carga no ABAQUS. ....	76
Figura 71 – Valor da força no carregamento vertical. ....	76
Figura 72 – Carregamentos aplicados na estrutura. ....	77
Figura 73 – Configurações da criação da malha. ....	78
Figura 74 – Ativando força frontal para simulação. ....	78
Figura 75 – Quadro das simulações. ....	78
Figura 76 – Análise lateral em andamento. ....	79
Figura 77 – Simulações realizadas. ....	79
Figura 78 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento vertical. ....	81
Figura 79 – Deslocamentos para carregamento vertical. ....	82
Figura 80 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento frontal. ....	83
Figura 81 – Deslocamentos para carregamento frontal. ....	84
Figura 82 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento lateral. ....	85
Figura 83 – Deslocamentos para carregamento lateral. ....	85

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Fatores de correção dinâmicos .....	31
Tabela 2 – Propriedades Aço SAE 1020 .....	36
Tabela 3 – Cargas aplicadas durante o ensaio .....	52
Tabela 4 – Deslocamentos para carga vertical.....	54
Tabela 5 – Deslocamentos para carga frontal (primeira tentativa) .....	56
Tabela 6 – Deslocamentos para carga frontal (segunda tentativa) .....	56
Tabela 7 – Deslocamentos para carga lateral .....	58
Tabela 8 – Cargas aplicadas e comprimentos .....	77
Tabela 9 – Comparação do tempo de simulação para cada tipo de elemento .....	80

## SUMÁRIO

<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>15</b>
1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO ASSUNTO .....	15
1.2. OBJETIVO DO TRABALHO .....	19
<b>1.2.1. Objetivo principal</b> .....	<b>19</b>
<b>1.2.2. Objetivos específicos</b> .....	<b>19</b>
1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO .....	19
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>21</b>
2.1. ASPECTOS MECÂNICOS DOS MATERIAIS .....	21
2.2. CRITÉRIOS DE FALHA.....	24
<b>2.2.1. Teoria da Tensão Máxima de Cisalhamento para Materiais Dúcteis</b> ...	<b>24</b>
<b>2.2.2. Teoria da Energia de Distorsão para Materiais Dúcteis</b> .....	<b>26</b>
<b>2.2.3. Protocolo Australiano (ADR59)</b> .....	<b>29</b>
<b>3. PROTÓTIPO PARA TRANSPORTE DE TROPA</b> .....	<b>32</b>
3.1. CONCEPÇÃO .....	32
3.2. MODELAGEM 3D.....	32
<b>3.2.1. Arco principal</b> .....	<b>33</b>
<b>3.2.2. Suporte frontal</b> .....	<b>33</b>
<b>3.2.3. Apoio para banco</b> .....	<b>34</b>
<b>3.2.4. Quadro inferior de fixação</b> .....	<b>35</b>
<b>3.2.5. Reforço lateral</b> .....	<b>35</b>
<b>3.2.6. Desenho final</b> .....	<b>36</b>
3.3. FABRICAÇÃO .....	36
3.4. DETALHAMENTO DO PRODUTO FINAL .....	37
<b>4. ENSAIO EM BANCADA</b> .....	<b>42</b>
4.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA .....	42
4.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL .....	47
<b>4.2.1. Condições de carga e deflexão</b> .....	<b>52</b>
<b>4.2.2. Pontos sob análise</b> .....	<b>53</b>
4.3. RESULTADOS EXPERIMENTAIS.....	53
<b>4.3.1. Carregamento vertical</b> .....	<b>53</b>
<b>4.3.2. Carregamento frontal</b> .....	<b>55</b>
4.3.2.1. Primeiro ensaio .....	55
4.3.2.2. Segundo ensaio .....	56
<b>4.3.3. Carregamento lateral</b> .....	<b>58</b>
<b>5. SIMULAÇÕES</b> .....	<b>60</b>
5.1. MONTAGEM DO PROBLEMA EM AMBIENTE CAE .....	60
5.2. GEOMETRIA DOS COMPONENTES E PROPRIEDADES DO MATERIAL ...	64
<b>5.2.1. Módulo Properties</b> .....	<b>64</b>
5.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARACTERÍSTICAS DA MALHA .....	72
<b>5.3.1. Módulo Assembly</b> .....	<b>72</b>
<b>5.3.2. Módulo Load</b> .....	<b>74</b>
<b>6. RESULTADOS NUMÉRICOS</b> .....	<b>80</b>
6.1. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS .....	80

6.1.1. Carregamento Vertical .....	80
6.1.2. Carregamento Frontal .....	82
6.1.3. Carregamento Lateral .....	84
7. CONCLUSÃO .....	86
8. TRABALHOS FUTUROS .....	88
9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	89

## 1. INTRODUÇÃO

### 1.1. CONTEXTUALIZAÇÃO DO ASSUNTO

Um projeto mecânico é elaborado buscando solucionar um problema ou atender uma demanda específica. Para que seja bem sucedido, o projeto deve ser funcional, seguro, confiável, competitivo, utilizável, manufaturável e mercável (SHIGLEY, 2005). De uma forma geral, deve ser seguro o bastante durante sua operação e atraente do ponto de vista de quem compra e utiliza. Os projetos de estruturas demandam um elevado grau de cuidado, pois devem possuir níveis de segurança para exercer sua função de forma satisfatória e, além disso, o produto final é utilizado por pessoas, podendo ser como abrigo, transporte, entre outras finalidades. A validação do projeto pode e deve ser realizada de duas maneiras, isoladas ou em conjunto: por meio de ensaios mecânicos ou simulações numéricas.

Os testes mecânicos buscam representar uma situação real de funcionamento, aplicando as cargas que seriam sofridas pela estrutura em situações básicas ou críticas. Dentro do ramo da Engenharia Automotiva, amplamente explorado durante o curso, temos o chassi, como é possível ver na Fig. (1), que é a estrutura principal do veículo onde são acoplados todos os outros componentes do automóvel. O chassi possui várias classificações e especificações, porém em todos os casos ele deve suportar todo tipo de esforço, tanto estático quanto dinâmico.



Figura 1 – Chassi Audi R8 (Fonte: Site Electric Vehicle Buddy).<sup>1</sup>

<sup>1</sup> Disponível em: <http://evbud.com/news/129/>. Acesso em maio 2015.

O chassi veicular deve preservar a vida dos passageiros. Segundo Bertocchi (2005), em situações de acidente, tem-se que a dissipação da energia envolvida acontece por meio da deformação da estrutura do veículo, evitando, assim, que toda energia do impacto seja integralmente transferida para o habitáculo. Uma forma de comprovar a resistência preestabelecida na fase de projeto consiste em ensaios mecânicos do tipo destrutivo, podendo ser ensaios simples de tração ou compressão e flexão (Fig. 2) ou torção, por exemplo. Os ensaios destrutivos são os mais utilizados para determinar ou verificar as propriedades dos materiais (ZOLIN, 2010).



Figura 2 – Ensaio de Flexão (Fonte: Página UFSC).<sup>2</sup>

Simulação numérica é uma outra alternativa de validação de projetos. Definida por Pegden (1990) como “o processo de projetar um modelo computacional de um sistema real e conduzir experimentos com este modelo com o propósito de entender seu comportamento e/ou avaliar estratégias para sua operação” permite o estudo prévio do comportamento do objeto de estudo (Fig. 3).

Atualmente, com o desenvolvimento acelerado das tecnologias e, concomitantemente, da cadeia de software, as simulações numéricas estão presentes na grande maioria das indústrias, pois possibilitam redução de custo, redução do tempo de desenvolvimento e lançamento do produto (SANTOS, 2007). Sua grande vantagem é conseguir modelar fielmente uma estrutura real, assim como aplicar as condições de contorno e de funcionamento. Com a utilização desse tipo de software, as análises numéricas promovem um projeto mais eficiente sem que seja feito nenhum ensaio mecânico do tipo destrutivo. A Figura (3) mostra um navio

---

<sup>2</sup> Disponível em: <http://noticias.ufsc.br/2009/10/equipe-ufsc-de-eficiencia-energetica-participara-de-competicao-nacional/>. Acesso em maio 2015.



modelado numericamente e também uma das vantagens das simulações numéricas: já é possível observar de antemão os potenciais pontos críticos do navio. Para uma empresa, é extremamente interessante o uso da simulação, pois não é necessário arcar com os custos de projeto e construção de um protótipo físico que será exclusivamente para ser destruído. Infere-se que um modelo de simulação numérica, extremamente bem ajustado, pode garantir que uma empresa simplesmente realize um projeto em um ambiente computacional, faça as simulações necessárias e construa seu produto direto para utilização.

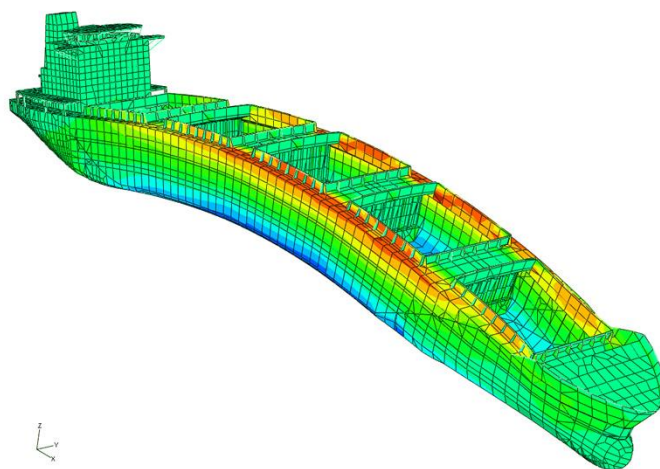


Figura 3 – Análise numérica de um navio (Fonte: Site MESH Engineering).<sup>3</sup>

No âmbito dos Exércitos Militares ao redor do mundo e, especialmente, do Exército Brasileiro, existe a necessidade de realizar o transporte dos militares em diversas situações, seja ela treinamento, missão ou combate. Por ser um transporte que envolve pessoas, este deve ser feito adequadamente, com segurança e de forma eficiente. Atualmente, esses deslocamentos são feitos de modo semelhante ao mostrado na Fig. (4). Bancos de madeira estão dispostos na lateral do veículo para acomodação dos militares, posicionamento crítico em situações de acidentes, já que é uma área bastante suscetível a receber cargas nesses casos. Os cintos de segurança utilizados são simples, do tipo dois pontos. Esse tipo de cinto está ligado a menor proteção, pois não impede a movimentação do tronco. Um cinto com três ou quatro pontas seria suficiente para distribuir melhor as forças geradas por movimentos bruscos e impedir a movimentação de pescoço e tronco.

---

<sup>3</sup> Disponível em: <http://www.mesh.com.tr/strength-analyses.html>. Acesso em maio 2015.



Figura 4 – Exemplo de transporte atual de tropas militares (Fonte: Site CBMSC).<sup>4</sup>

Muito por conta das tais deficiências atuais, estão sendo veiculados, com frequência, na mídia casos de incidentes com os veículos atualmente disponíveis para realização dos deslocamentos necessários. Dentre eles, tem-se aqueles em que há apenas pessoas feridas, porém, em algumas ocasiões, são ocorrências fatais. Um exemplo desses incidentes pode ser visto na Fig. (5). As causas são diversas: viatura não especializada para transporte, cargas secas sendo transportadas junto com militares, deficiência nos dispositivos de segurança disponíveis, não utilização de equipamentos de segurança, entre outras.



Figura 5 – Acidente com caminhão do Exército (Fonte: Blogspot Montedo).<sup>5</sup>

---

<sup>4</sup> Disponível em:

[http://www.cbm.sc.gov.br/index.php?option=com\\_content&view=article&id=2652:cbmsc-recebe-1o-caminhao-para-o-transporte-de-tropa-e-ajuda-humanitaria-&catid=76:noticias-cbmsc&Itemid=117](http://www.cbm.sc.gov.br/index.php?option=com_content&view=article&id=2652:cbmsc-recebe-1o-caminhao-para-o-transporte-de-tropa-e-ajuda-humanitaria-&catid=76:noticias-cbmsc&Itemid=117).

Acesso em maio 2015.

## 1.2. OBJETIVO DO TRABALHO

### 1.2.1. Objetivo principal

É de bastante interesse reduzir ao máximo, ou até mesmo eliminar, os problemas supracitados, auxiliando o Exército Brasileiro com uma estrutura versátil e desmontável, capaz de ser instalada de forma fácil nas viaturas habilitadas para transporte pessoal. Propõe-se neste trabalho realizar, inicialmente, uma simulação experimental da estrutura de transporte terrestre. Após, proceder a uma análise dos resultados obtidos e verificar se está de acordo com critérios de segurança e funcionalidade já estabelecidos. Posteriormente, simulações numéricas serão desenvolvidas a fim de obter parâmetros passíveis de melhoria.

### 1.2.2. Objetivos específicos

- Realização de uma breve análise da solução atual;
- Elaboração de um protótipo preliminar;
- Construção do protótipo;
- Realização de testes em bancada;
- Análise da estrutura via MEF;
- Sugestões de modificação/otimização do protótipo.

A primeira etapa do trabalho irá abordar até a realização dos ensaios experimentais. O estudo da otimização computacional e novas simulações experimentais farão parte da segunda etapa deste trabalho.

## 1.3. ESTRUTURA DO TRABALHO

No sentido de organizar este trabalho para um melhor entendimento das ideias, a seguinte estrutura foi adotada: no Capítulo 2, faz-se uma revisão bibliográfica do assunto, abordando os aspectos iniciais da teoria dos materiais, mostrando os principais critérios de falha para materiais dúcteis e apresentando uma regulamentação internacional (Protocolo Australiano adr59), que trata sobre comportamento e resistências requeridos em determinado tipo de veículo, em situações de capotamento e/ou tombamento. Já no Capítulo 3 é apresentado o protótipo, objeto de estudo deste trabalho, mostrando sua concepção, elaboração

---

<sup>5</sup> Disponível em: <http://montedo.blogspot.com.br/2013/12/jiboia-jabuti-macaco-caminha-do.html>. Acesso em maio 2015.

dos desenhos técnicos, materiais utilizados e produto final. Por sua vez, o Capítulo 4 contém a realização do ensaio experimental, apresentando a metodologia, os resultados obtidos e uma discussão sobre o estado da estrutura após o ensaio. Por fim, no Capítulo 5, as conclusões acerca do presente trabalho são apresentadas, fazendo as observações necessárias quanto à qualidade da estrutura e aos resultados obtidos no teste experimental. Também é mostrada a próxima etapa do trabalho e algumas sugestões para o desenvolvimento de trabalhos futuros.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1. ASPECTOS DO COMPORTAMENTO MECÂNICO DOS MATERIAIS

O comportamento mecânico dos materiais metálicos pode ser demonstrado a partir da simples análise de um gráfico tensão-deformação. Para obtenção desse gráfico, um ensaio de tração, compressão ou cisalhamento deverá ser realizado. Entre eles, o ensaio mais comum de tensão-deformação é feito submetendo-se o material a cargas de tração (CALLISTER, 2008). Do ensaio são retirados os parâmetros tensão ( $\sigma$ ) e deformação ( $\varepsilon$ ), que se encontram em função do alongamento sofrido durante o teste. Tais parâmetros se relacionam da seguinte forma:

$$\sigma = E\varepsilon, \quad (1)$$

onde  $\sigma$  representa a tensão,  $\varepsilon$  representa a deformação e  $E$  representa o módulo de elasticidade do material.

A Equação (1) é conhecida como Lei de Hooke simplificada. Mostra que a tensão e deformação são grandezas diretamente proporcionais, a partir de uma constante de proporcionalidade  $E$ , também chamada de Módulo de Young. O gráfico tensão-deformação (Fig. 6) mostra a divisão do comportamento do material em dois regimes: elástico e plástico. Observando o gráfico disponível na Fig. (6), encontra-se o ponto que separa os regimes, chamado de limite de escoamento  $\sigma_e$ . O ponto “M” refere-se à maior tensão que pode ser aplicada em determinado material, denominada limite de resistência à tração (LRT). Já o ponto “F” mostra a tensão última, valor aplicado no momento da ruptura do corpo de prova. O limite de escoamento é uma propriedade material e representa o carregamento que pode ser aplicado para que o material continue respondendo elasticamente.

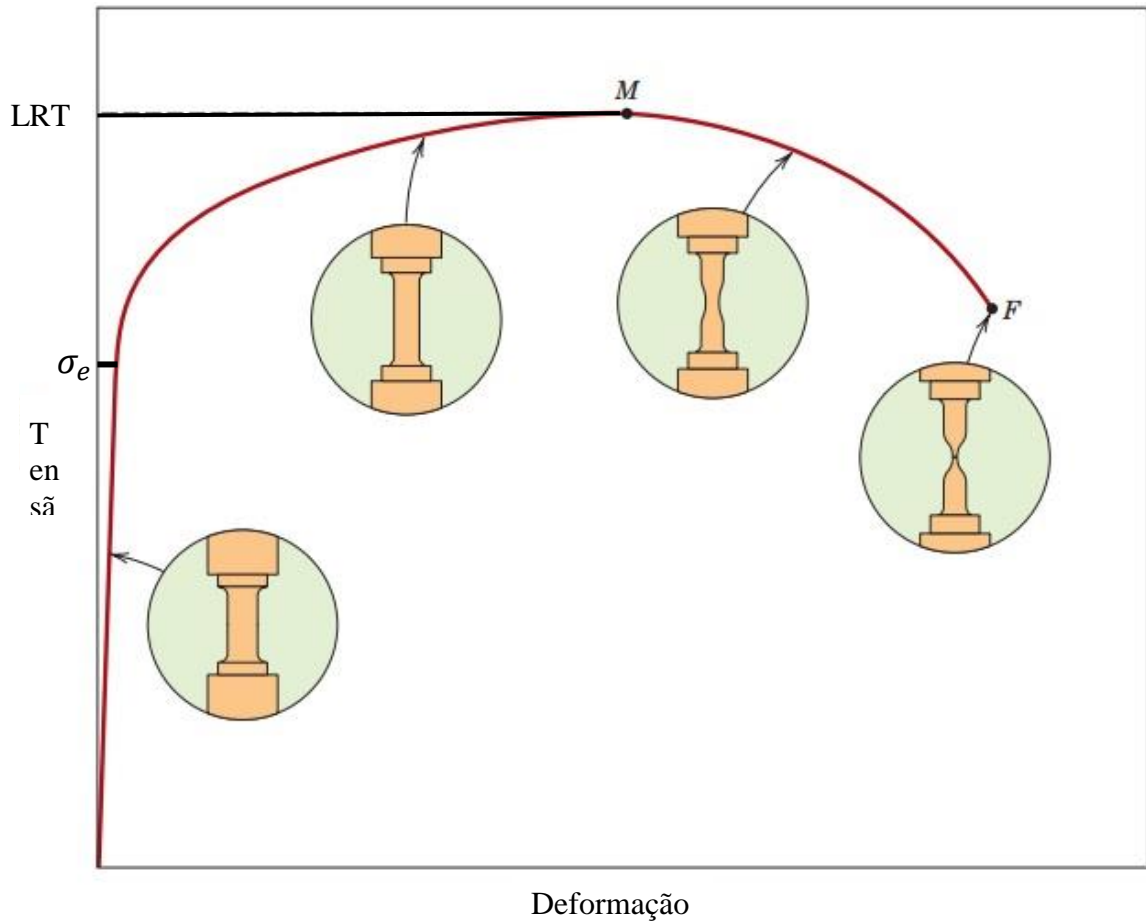


Figura 6 – Gráfico tensão-deformação para uma liga de alumínio (CALLISTER, 2008. Modificada).

Um material sob regime elástico é normalmente modelado como tendo um comportamento linear e obedecendo a Lei de Hooke, tanto a lei simplificada quanto a lei generalizada. A Lei de Hooke generalizada é aplicada quando o material está sob um estado de tensão triaxial (HIBBELER, 2010), ao contrário da lei simplificada que é utilizada em casos uniaxiais. No estado triaxial, todas as tensões influenciam nas deformações de cada eixo. Por exemplo, a deformação específica em uma determinada orientação, no eixo  $X$ ,  $\epsilon_x$ , sofre influência direta de  $\sigma_x$  e também de uma parcela de  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$ . As parcelas são obtidas por meio do coeficiente de Poisson e as deformações específicas totais se apresentam da seguinte forma:

$$\begin{aligned}
\varepsilon_x &= \frac{1}{E} [\sigma_x - \nu(\sigma_y + \sigma_z)] \\
\varepsilon_y &= \frac{1}{E} [\sigma_y - \nu(\sigma_x + \sigma_z)] \\
\varepsilon_z &= \frac{1}{E} [\sigma_z - \nu(\sigma_x + \sigma_y)]
\end{aligned} \tag{2}$$

A Lei de Hooke generalizada fica representada pela Eq. (3) na forma tensorial:

$$\boldsymbol{\sigma} = \mathbb{D}^e : \boldsymbol{\varepsilon}^e, \tag{3}$$

onde:

$$\begin{aligned}
\boldsymbol{\sigma} &= \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} \\
\boldsymbol{\varepsilon}^e &= \begin{bmatrix} \varepsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{yx} & \varepsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} & \gamma_{zy} & \varepsilon_z \end{bmatrix}
\end{aligned} \tag{4}$$

tanto o tensor tensão quanto o tensor deformação possuem nove elementos, porém, tem-se que  $\tau_{xy} = \tau_{yx}$ ,  $\tau_{xz} = \tau_{zx}$ ,  $\tau_{yz} = \tau_{zy}$  e  $\gamma_{xy} = \gamma_{yx}$ ,  $\gamma_{xz} = \gamma_{zx}$ ,  $\gamma_{yz} = \gamma_{zy}$ . Então, devido a essa simetria, apenas seis elementos são considerados independentes. Dessa forma, a lei de Hooke pode ser representada na forma matricial:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_y \\ \sigma_z \\ \tau_{yz} \\ \tau_{zx} \\ \tau_{xy} \end{bmatrix} = \frac{E}{(1+\nu)(1-2\nu)} \begin{bmatrix} 1-\nu & \nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & 1-\nu & \nu & 0 & 0 & 0 \\ \nu & \nu & 1-\nu & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 1-2\nu \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \varepsilon_x \\ \varepsilon_y \\ \varepsilon_z \\ \gamma_{yz} \\ \gamma_{zx} \\ \gamma_{xy} \end{bmatrix} \tag{5}$$

tendo a matriz constitutiva como uma função dependente do módulo de elasticidade e do coeficiente de Poisson do material adotado.

Dentro do regime elástico não há deformações definitivas, as deformações são restituídas quando as excitações são retiradas. O regime plástico já apresenta

deformações definitivas e, por isso, o comportamento do material não é mais regido pela Lei de Hooke. Para conseguir descrever o comportamento, utilizam-se formulações constitutivas. Como mencionado anteriormente, o limite de escoamento é o que apresenta até que nível de carga um material pode ser submetido sem que apresente deformações, as quais não possam ser completamente restituídas. Dependendo da condição de uso desse material, e é o que acontece na maioria das vezes, isso não é um fator que pode ser tolerável dentro de um projeto. Sendo assim, os projetos adotam o regime elástico como o regime ideal de trabalho e, por isso, o limite de escoamento é essencial quando se fala de critério de resistência.

Além do limite de escoamento como condição importante de projeto, a rigidez de uma estrutura também deve ser analisada. Grandes deformações mostram que a estrutura apresenta uma rigidez global baixa. Caso as deflexões sejam baixas, a rigidez é elevada. Assim, em uma condição geral de projeto, faz-se necessária uma análise de resistência do material e rigidez da estrutura.

## 2.2. CRITÉRIOS DE FALHA

Ao elaborar um projeto de peça e/ou qualquer equipamento submetido a carregamentos estáticos ou dinâmicos, devem ser levadas em conta suas respectivas resistências, já que um equipamento é passível de falha. Para tal, existem diversos critérios de falha para materiais dúcteis que buscam prever a falha de um material submetido a carregamentos de tração, cisalhamento ou um estado combinado. A seguir, serão apresentados alguns desses critérios.

### 2.2.1. Teoria da Tensão Máxima de Cisalhamento para Materiais Dúcteis

A teoria da máxima tensão de cisalhamento, também conhecida como Teoria de Tresca ou Teoria de Guest, toma como base um ensaio de tração de determinado espécime para dizer que o escoamento se inicia no momento em que a tensão máxima de cisalhamento de qualquer elemento se iguala ou supera a tensão de cisalhamento que causa o escoamento naquele espécime (HIBBELER, 2010).

Microscopicamente, o começo do escoamento é sinalizado quando, durante o ensaio de tração, as linhas de Lüder formam um ângulo de  $45^\circ$  com eixo horizontal do corpo de prova, como está mostrado na Fig. (7). Sabendo que a tensão de cisalhamento é máxima quando encontra este ângulo, esse critério de falha é válido.





Figura 7 – Linhas de Lüder em uma tira de aço doce (BEER, 1996).

Em um ensaio de tração simples, temos que:

$$\sigma = \frac{P}{A}, \quad (6)$$

onde  $\sigma$  é a tensão gerada no espécime,  $P$  é a força aplicada e  $A$  é a área da seção transversal onde está sendo aplicada a força. Nesse tipo de ensaio, a tensão máxima de cisalhamento ocorre a  $45^\circ$  e é igual à metade da tensão aplicada. No momento do escoamento, a tensão cisalhante pode ser escrita da seguinte forma:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_e}{2}, \quad (7)$$

ou seja, a tensão para encontrar a máxima cisalhante é o próprio limite de escoamento do material. Levando para um estado geral de tensão, assumindo  $\sigma_1 \geq \sigma_2 \geq \sigma_3$ , a falha por escoamento de um material na Teoria de Tresca acontece quando:

$$\tau_{m\acute{a}x} = \frac{\sigma_1 - \sigma_3}{2} \geq \frac{\sigma_e}{2}, \quad (8)$$

onde  $\tau_{m\acute{a}x}$  representa a tens\~ao de cisalhamento m\~axima,  $\sigma_1$  e  $\sigma_3$  representam a maior e a menor tens\~ao principal, respectivamente, e  $\sigma_e$  representa o limite de escoamento.

A Figura (8) mostra a \~area de seguran\~ca para o modelo submetido a um estado biaxial. Qualquer ponto que se encontra dentro dessa \~area estar\~a fora do regime pl\~astico do material. J\~a se o ponto ficar fora da \~area indicada, tem-se o escoamento do material. Essa \~area indicada \~e conhecida como Hex\~agono de Tresca (BEER, 1996).

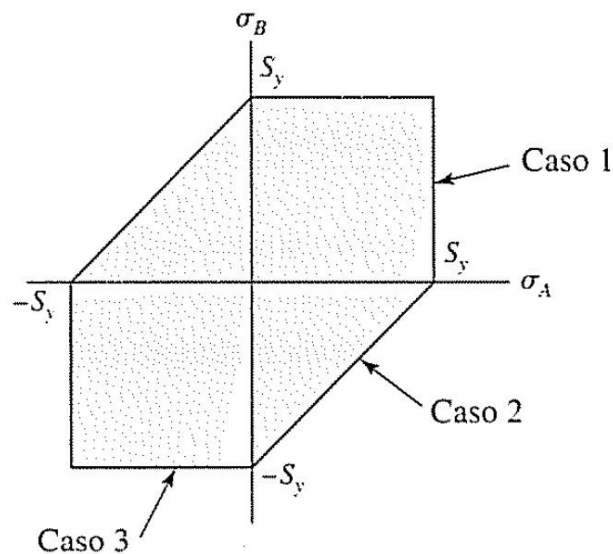


Figura 8 – Hex\~agono de Tresca (SHIGLEY, 2005).

Percebe-se que a resist\~encia ao escoamento quando submetido a um estado cisalhante \~e:

$$S_{sy} = 0,5\sigma_e \quad (9)$$

Em situa\~c\~oes de projeto, \~e poss\~ivel incorporar fator de seguran\~ca “n” para a Eq. (8). Assim:

$$\tau_{m\acute{a}x} \geq \frac{\sigma_e}{2n} \quad (10)$$

### 2.2.2. Teoria da Energia de Distor\~c\~ao para Materiais D\~ucteis

A teoria da energia de distor\~c\~ao prev\~e uma energia de deforma\~c\~ao por distor\~c\~ao em uma unidade de volume para representar a falha de um material. Foi constatado que materiais d\~ucteis apresentam, quando comparados ao ensaio de tra\~c\~ao simples, valores bem mais elevados para resist\~encia de escoamento quando

estão tensionados hidrostaticamente (SHIGLEY, 2005). Isto posto, detectou-se que o escoamento era influenciado também pela distorção angular do elemento tensionado e o elemento submetido a um estado triaxial se deforma segundo cada componente desse estado, como é possível observar na Fig. (9):

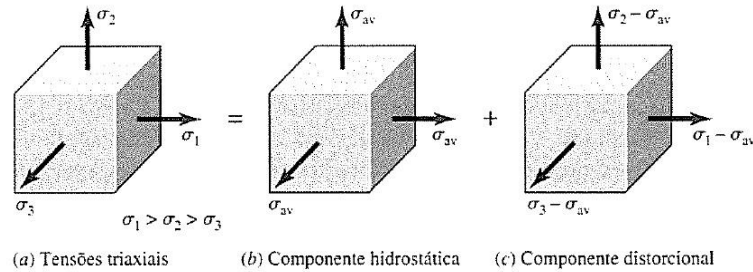


Figura 9 – Componentes devido a tensões triaxiais (SHIGLEY, 2005).

Para essa teoria, o escoamento acontece quando a energia de deformação por distorção em uma unidade de volume se iguala ou supera a energia de deformação por distorção em unidade de volume de um material quando escoar sob tração ou compressão. O cálculo da energia de deformação é dado por:

$$u = \frac{1 + \nu}{3E} \left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right], \quad (11)$$

onde  $u$  representa a energia de distorção,  $\nu$  representa o Coeficiente de Poisson e  $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$  as tensões principais.

Aplicando a condição de simples tração em que  $\sigma_1 = \sigma_Y$  e  $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$ , a Eq. (11) acima se torna:

$$u = \frac{1 + \nu}{3E} \sigma_e^2 \quad (12)$$

Logo, tem-se escoamento quando a Eq. (11) for igual ou superior à Eq. (12), conforme mostrado na Eq. (13) abaixo:

$$\left[ \frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2 + (\sigma_3 - \sigma_1)^2}{2} \right]^{1/2} \geq \sigma_e \quad (13)$$

A parte esquerda da Eq. (13) é conhecida como a tensão equivalente de von Mises,  $\sigma'$ . Devido a essa contribuição, o modelo também é conhecido como Teoria de von Mises. Trabalhando com um estado de tensão plana, temos que uma das componentes é igual a zero. Assim, a tensão equivalente de von Mises é dada como:

$$\sigma' = \sigma_1^2 - \sigma_1\sigma_3 + \sigma_3^2 \quad (14)$$

onde  $\sigma'$  significa a tensão equivalente de von Mises e  $\sigma_1$  e  $\sigma_3$  as tensões principais máxima e mínima.

Então, relacionando a tensão equivalente de von Mises e o critério de falha, o escoamento irá acontecer quando:

$$\sigma' \geq \sigma_e \quad (15)$$

Analogamente, é possível incorporar um coeficiente de segurança “n”, resultando em:

$$\sigma' \geq \frac{\sigma_e}{2n} \quad (16)$$

A Figura (10) mostra, de maneira semelhante à Teoria de Tresca, uma área de segurança, para qual o modelo prevê ou não o escoamento.

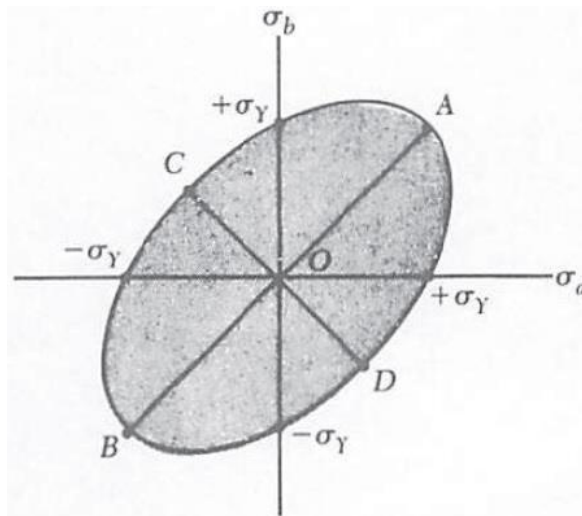


Figura 10 – Elipse da Teoria de von Mises (BEER, 1996).

Uma comparação entre esses dois modelos é válida, pois as diferenças conceituais nos modelos provocam resultados não semelhantes. Em alguns pontos, um dos modelos acaba fazendo uma previsão de escoamento mais acertada. A comparação gráfica pode ser realizada pela Fig. (11). Os pontos em que as áreas se intercedem são os pontos comuns dos dois modelos e os resultados são idênticos. Entretanto, quando não há essa intersecção, é possível notar que o modelo da tensão máxima de cisalhamento é mais conservador quando comparado ao critério da máxima energia de distorção. Além disso, nota-se que, para pontos fora do Hexágono de Tresca, que significa escoamento do material, na teoria de von Mises o material conseguiria permanecer no regime elástico, ou seja, sem atingir o escoamento e preservando seu comportamento esperado. Esses casos acontecem quando os pontos estão localizados dentro da área compreendida entre o hexágono e a elipse.

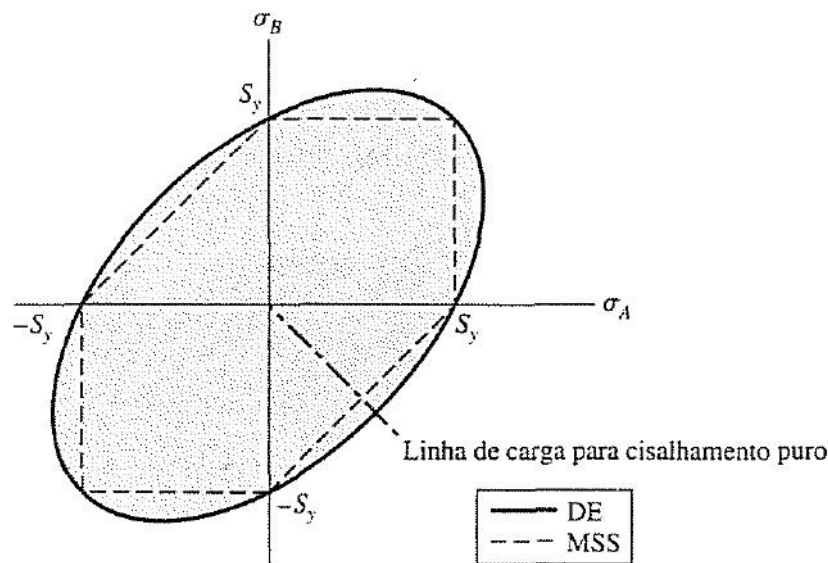


Figura 11 – Relação ente Teoria da Máxima Tensão de Cisalhamento e Teoria Energia de Distorção (SHIGLEY, 2005).

### 2.2.3. Protocolo Australiano (adr59)

Protocolo ADR59 é uma regulamentação australiana, a qual trata sobre requisitos mínimos de proteção estrutural que um veículo habilitado para transporte de pessoas deve possuir em situações de tombamento ou capotamento. Nele é definido um espaço residual, que nada mais é que uma área em que as deformações estruturais não estão presentes. Esse espaço permite que os ocupantes não sejam atingidos nas referidas situações. Além desse espaço, é garantido pelo protocolo que a superestrutura do veículo resista aos esforços devido

à rolagem do seu centro de massa. Nas Figuras (12) e (13) abaixo, encontram-se as dimensões do espaço residual.

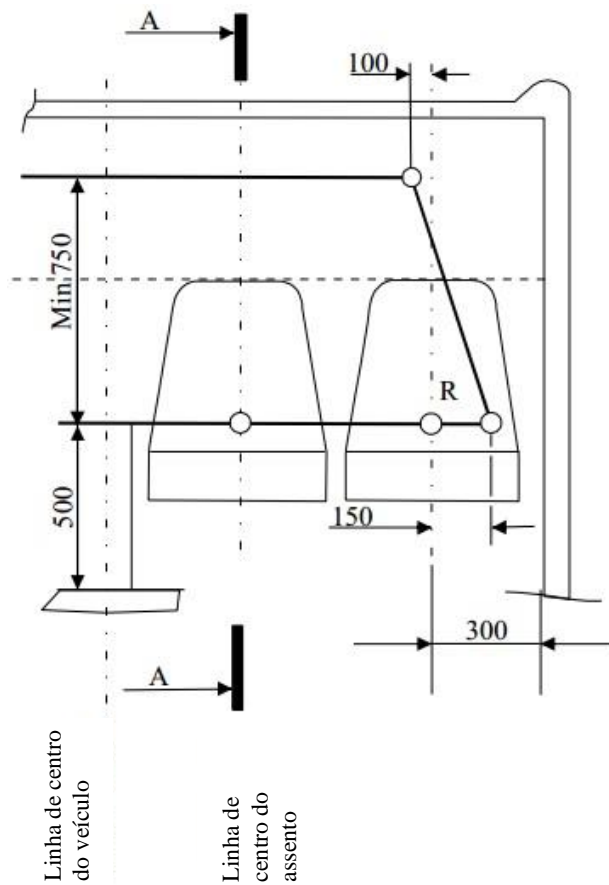


Figura 12 – Vista lateral do espaço residual (Fonte: AUSTRALIAN, 2012).

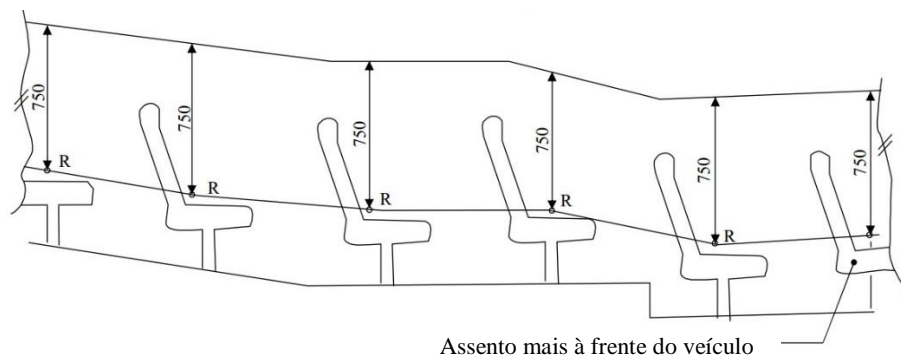


Figura 13 – Vista longitudinal do espaço residual (Fonte: AUSTRALIAN, 2012)

A validação dos requisitos estruturais é realizada com a aplicação de cargas estáticas multiplicadas por um fator de correção dinâmico. A função desse fator é aproximar ao máximo uma condição estática de uma condição dinâmica, dita real. Dessa forma, tem-se uma carga estática equivalente, que simula uma condição

dinâmica, porém tratada estaticamente. As cargas estáticas devem ser multiplicadas pelos fatores contidos na Tab. (1) abaixo:

Tabela 1 - Fatores de correção dinâmicos

Vertical	Lateral	Frontal
4	1,5	1

Após a aplicação das cargas equivalentes, é realizada uma verificação dos deslocamentos sofridos pela estrutura. Para que esteja de acordo com o Protocolo Australiano, os deslocamentos não deverão ser maiores que 100mm (AUSTRALIAN, 2012), garantindo o espaço residual intacto e a segurança de todos os ocupantes.

### 3. PROTÓTIPO PARA TRANSPORTE DE TROPA

#### 3.1. CONCEPÇÃO

O módulo de transporte tem como objetivo ser uma estrutura versátil e de baixo custo, que possa ser desmontável. Nenhum veículo que realiza transporte de tropa atualmente possui uma estrutura apropriada para seu devido fim. Por vezes, encontra-se transporte humano e de cargas no mesmo compartimento, aumentando ainda mais os danos em caso de acidente. Com base nessas informações e em seus pré-requisitos, as premissas do projeto foram:

- Design de baixo custo e que agregue peças que permitam fácil montagem, desmontagem e agilidade no transporte;
- Estrutura principal feita de tubo de aço carbono SAE 1020, projetada para operar com os esforços requeridos no uso diário;
- Sapatas de fixação no assoalho da viatura, garantindo que permaneça estática, mesmo sob condições críticas.

Tais características levaram em consideração que as viaturas aptas a fazer o transporte possuam estrutura do tipo Santo Antônio original. Em casos de capotamento ou tombamento, essa estrutura irá suportar as cargas provenientes da massa do veículo especializado. Tal iniciativa oferece uma proteção extra às tropas militares e ao kit de transporte. Além disso, possibilitou que a estrutura fosse versátil e de baixo custo, sem que segurança e capacidade de transporte fossem afetados.

#### 3.2. MODELAGEM 3D

O desenho CAD dessa estrutura foi elaborado no programa SOLIDWORKS. A concepção levou em consideração as necessidades que o Exército Brasileiro possui, entre outras, versatilidade e dinamicidade. Além disso, uma característica importante para essa estrutura é a modularização, que contribui fortemente para as necessidades citadas anteriormente.

Levando em consideração a modularidade, cada componente do kit de transporte foi desenhado separadamente e, ao final, foi utilizada a função disponível no SOLIDWORKS chamada Montagem, onde é realizada a junção de todas as peças até chegar no desenho final. Essa estratégia é interessante, pois torna possível a visualização de cada parte separadamente, como é sua geometria e



como as partes integram a estrutura. A estrutura de transporte é composta pelas seguintes partes:

### 3.2.1. Arco principal

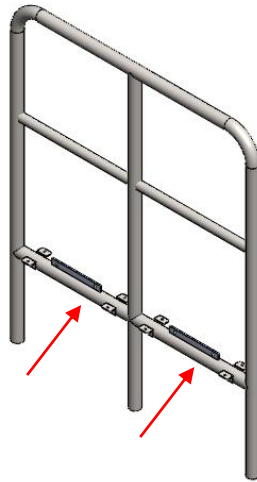


Figura 14 – Arco principal.

Cada kit será composto por apenas um arco principal. Trata-se de um perfil tubular e responsável por suportar grande parte dos esforços aplicados. Nele também encontram-se duas longarinas soldadas (detalhe Fig. 14) que servirão como ancoragem para bancos e cintos de segurança.

### 3.2.2. Suporte frontal

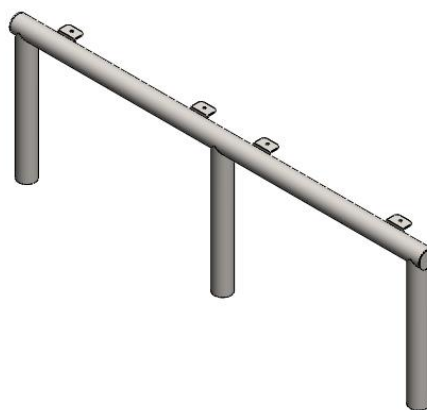


Figura 15 – Suporte frontal.

Suporte tubular, mostrado na Fig. (15), posicionado de forma a servir como suporte para os bancos da estrutura. Cada kit irá possuir dois suportes desse

modelo. Possui cantoneiras próprias para fixação dos apoios destinados aos bancos.

### 3.2.3. Apoio para banco

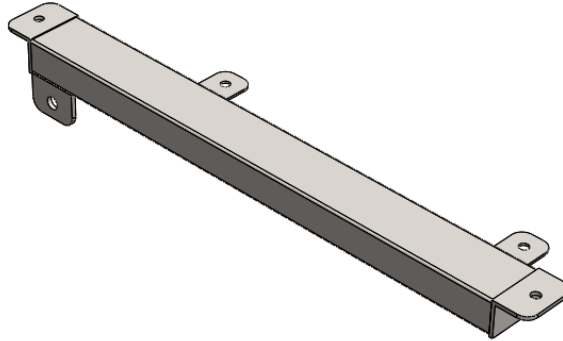


Figura 16 – Apoio para banco.

Componente retangular (Fig. 16) responsável por apoiar os bancos da estrutura, fazendo a ligação entre o arco principal e o suporte frontal. As cantoneiras permitem parafusar nos respectivos suportes e longarinas. Para cada banco, são necessários dois apoios semelhantes e, ao todo, oito para a estrutura. Os apoios ficam dispostos como mostrado na Fig. (17):

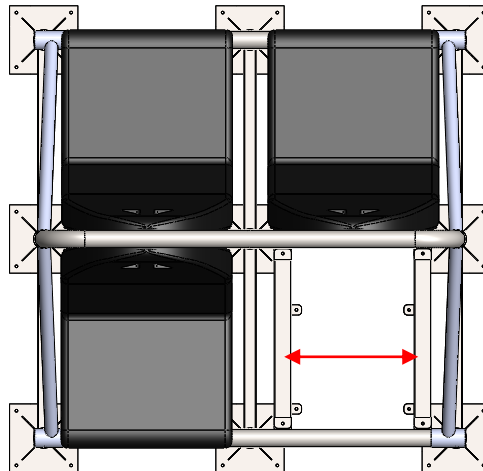


Figura 17 – Posicionamento apoio para banco.

### 3.2.4. Quadro inferior de fixação

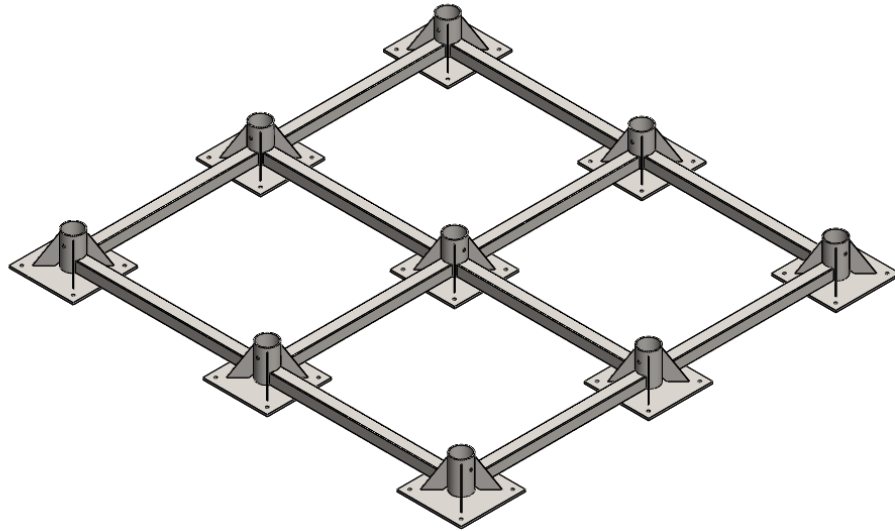


Figura 18 – Quadro inferior de fixação.

Quadro responsável pela fixação do conjunto no assoalho da viatura apropriada para transporte de militares. Na Figura (18) é possível identificar nove sapatas interligadas por perfis quadrados. Cada sapata é composta por uma chapa quadrada, um tubo cilíndrico e quatro abas laterais. As chapas quadradas possuem quatro furos em cada extremidade para permitir a colocação dos parafusos fixadores. Já os tubos cilíndricos abrigam tanto o suporte frontal quanto o arco principal da estrutura.

### 3.2.5. Reforço lateral

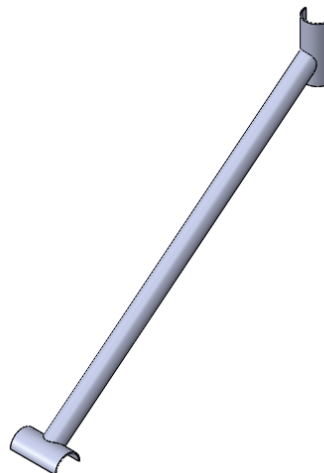


Figura 19 – Reforço lateral.

Observou-se a necessidade da utilização de um reforço (Fig. 19) para aumentar a rigidez da estrutura quando submetida a esforços laterais. Assim, o reforço é composto por um tubo cilíndrico com duas mãos-francesas soldadas, uma em cada extremidade, parafusadas no arco principal e suporte frontal. Esse reforço é posicionado nas laterais do módulo. Logo, a estrutura contém quatro reforços semelhantes a esse, dois na lateral esquerda e dois na lateral direita.

### 3.2.6. Desenho final

A união de todos esses componentes gera o módulo de transporte terrestre, que pode ser visto na Fig. (20) abaixo:



Figura 20 – Desenho final do protótipo.

### 3.3. FABRICAÇÃO

Para fins de projeto, foi utilizado o aço carbono SAE 1020 como matéria-prima. Esse aço é altamente empregado no ramo automotivo devido à sua excelente soldabilidade e índices consideráveis de tenacidade, apresentando, assim, uma boa relação custo-benefício. As características do material são apresentadas na Tab. (2) abaixo:

Tabela 2 - Propriedades Aço SAE 1020

Módulo Elasticidade, $E$ (GPa)	Limite de Escoamento, $\sigma_e$ (MPa)
205	390

As dimensões de cada componente do módulo são mostradas abaixo:

- Arco principal e suporte frontal
  - Diâmetro de 50,8mm com espessura de parede de 2mm.
- Perfil quadrado em metalon
  - 35x35mm com espessura de parede de 1,5mm.
- Perfil retangular em metalon
  - 30x15mm com espessura de parede de 1mm.
- Quadro inferior de fixação
  - Chapas de aço com espessura de 2mm para abas laterais;
  - Chapas de aço com espessura de 6mm para fixação do assoalho;
  - Tubo com diâmetro de 60mm e espessura de 3mm para acomodar arco central e frontal.
- Cantoneiras
  - Espessura de 3mm.

#### 3.4. DETALHAMENTO DO PRODUTO FINAL

A estrutura de transporte finalizada é apresentada na Fig. (21) abaixo:



Figura 21 – Módulo de transporte finalizado.

A pintura adotada para toda a estrutura foi verde-oliva, conforme norma do Exército Brasileiro NEB/T Pr-20. A curvatura presente no arco principal da estrutura foi realizada por meio da técnica de calandragem e é mostrada na Fig. (22):



Figura 22 – Curvatura no topo do arco principal.

O aumento da rigidez estrutural dado pelo reforço lateral é detalhado nas Figuras (23) e (24), onde é mostrado também como é feita a fixação no arco principal e suporte frontal. Em todos os pontos de fixação, foram utilizados parafusos da classe M8.8.



Figura 23 – Detalhe fixação superior reforço lateral.



Figura 24 – Detalhe fixação inferior reforço lateral.

O quadro inferior de fixação é composto por nove peças iguais às contidas na Fig. (25). É possível observar os furos na chapa quadrada, que servirão para fixar o módulo de transporte no assoalho do veículo. Verifica-se também a utilização dos parafusos para conectar o quadro com o arco principal. Para realizar a ancoragem dos cintos de segurança utilizados, quatro pequenas placas foram soldadas no arco principal na porção logo atrás dos bancos. É possível visualizar em detalhe a ancoragem e soldagem da peça na Fig. (26).



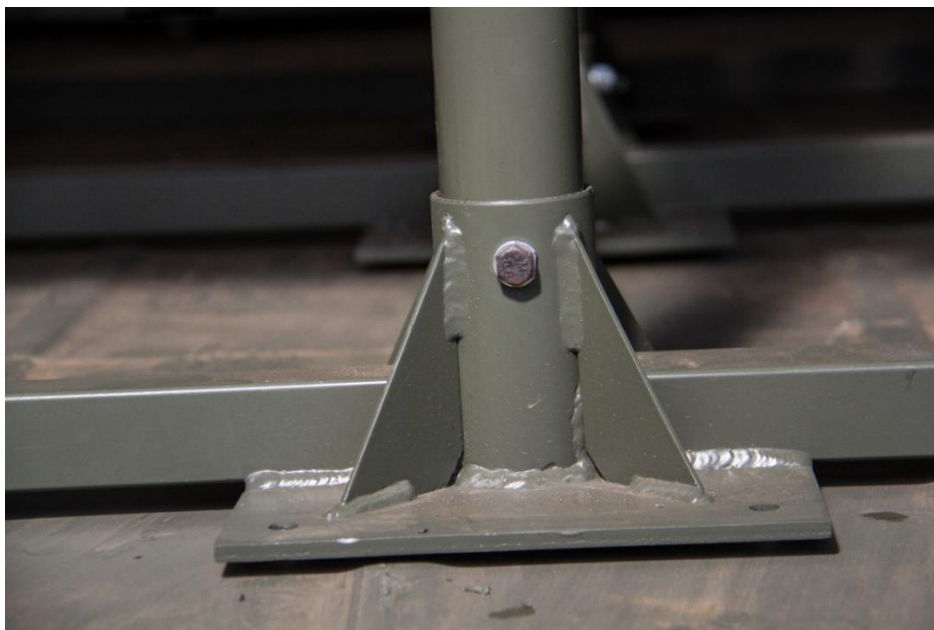


Figura 25 – Detalhe quadro inferior de fixação.



Figura 26 – Ancoragem cinto de segurança.

As Figuras (27) e (28) mostram o kit de transporte pessoal sendo testado em um veículo militar disponível para transporte:





Figura 27 – Módulo de transporte montado em uma viatura militar.



Figura 28 – Vista lateral do módulo de transporte montado em uma viatura militar.

## 4. ENSAIO EM BANCADA

### 4.1. DESCRIÇÃO DA BANCADA

O Laboratório de Processos de Fabricação da Engenharia Automotiva da Universidade de Brasília – Campus Gama possui uma bancada da marca Celette, modelo Rhone. A bancada é mostrada na Fig. (29). Trata-se de uma estrutura especializada em operações de elevação de automóveis, sendo ela uma estrutura robusta e, ao mesmo tempo, versátil, pois é capaz de desempenhar funções como esta requerida no projeto.



Figura 29 – Bancada CELETTE (Fonte: Site CELETTE).<sup>6</sup>

A bancada é composta por perfis “I” e chapas de 10mm de espessura, fixadas e distribuídas ao longo da mesa conforme necessidade do ensaio. Neste caso, foram utilizadas três chapas de aço semelhantes distribuídas lado a lado. Há também dois pórticos junto à bancada, que auxiliam a realização de ensaios. São feitos de chapas de aço com perfil “I” e podem ser vistos na Fig. (30). O maior deles, na cor cinza, é fixado ao chão. Já o menor, na cor preta, está fixado sobre a mesa. Em ambos os pórticos, é feita a fixação de suportes para pistão hidráulico, por meio de prisioneiros e/ou sargentos. No pórtico cinza, foram fixados os suportes para os testes vertical e frontal. O suporte do teste lateral foi feito no pórtico menor com a utilização de dois sargentos.

A aquisição de dados fica a cargo do sistema de medição da marca NAJA (Fig. 31). Seu funcionamento compreende a utilização de um robô com uma ponta metálica, que possui extensões variadas, e um trilho pelo qual o robô percorre durante a realização das medições. O sistema é capaz de fornecer dados com uma

<sup>6</sup> Disponível em: <http://www.celette.com/products/straightening/bench/rhone.html>. Acesso em junho 2015.

precisão de 0,5mm. É necessário um computador para que seja instalado um programa da própria fabricante, realizando a interface entre o computador e o robô. A comunicação é realizada via Bluetooth e os pontos são armazenados em tempo real, à medida que são obtidos.



Figura 30 – Disposição espacial dos pórticos.



Figura 31 – Sistema de medição NAJA (Fonte: Site CELETTE).<sup>7</sup>

<sup>7</sup> Disponível em: <http://www.celette.com/products/measure/electronic/naja/naja-evolution-high-trolley-without-computer-bu-na-3014wi.html>. Acesso em junho 2015.



Os carregamentos foram aplicados na estrutura utilizando pistões hidráulicos e bombas manuais, já com manômetros acoplados. Os pistões são da marca ENERPAC (Fig. 32), sendo que um deles consegue exercer uma pressão de carga máxima de 10 toneladas e o outro pistão possui capacidade de exercer 25 toneladas. Contam com a presença de furos rosqueados na ponta do cilindro para a utilização de alongadores, caso necessário, que ampliam ainda mais a capacidade de testes. Neste ensaio, foi necessária a utilização de um alongador que está mostrado na Fig. 33.



Figura 32 – Cilindros utilizados para aplicação das cargas.



Figura 33 – Alongador nos ensaios vertical e frontal.

Os pistões são colocados em uma base na cor preta, como mostrado na Fig. (32), para serem posicionados nos pórticos. Os cilindros possuem engates responsáveis pela conexão da mangueira das bombas. As bombas manuais, mostradas na Fig. (34), são da mesma marca dos pistões e têm como função ser um atuador hidráulico. As bombas são acionadas manualmente e deslocam hidráulicamente os pistões até que os mesmos toquem a estrutura já posicionada na bancada.



Figura 34 – Bomba manual ENERPAC.

A partir do momento em que o pistão encosta na estrutura, os manômetros acoplados (Fig. 35) às bombas começam a exibir a carga atuante. Os manômetros apresenta duas escalas, uma na cor preta variando entre 10 e 700  $kgf/cm^2$  e outra na cor vermelha de 0,5 até 10 força tonelada métrica.

O sistema de eixos coordenados do robô de medição está representado pelas setas vermelhas na Fig. (36) abaixo. A coerência entre os eixos adotados pelo robô e a aplicação deles na estrutura permite a interpretação correta acerca das leituras dos dados para cada medição realizada.



Figura 35 – Detalhe do manômetro acoplado à bomba.





Figura 36 – Eixos coordenados do robô aplicados à estrutura.

#### 4.2. PROCEDIMENTO EXPERIMENTAL

Antes de iniciar o teste, as chapas de aço de 10mm são distribuídas de forma a comportar a estrutura que, posteriormente, é posicionada e parafusada com a utilização de parafusos e porcas. Como são nove sapatas presentes e cada uma delas possui quatro furos, o ideal seria 36 parafusos M8.8, porém a disposição das barras estruturais da bancada impossibilita que seja colocado parafuso nos furos semelhantes ao mostrado na Fig. (37). Devido a essa restrição, as seis sapatas dispostas na lateral receberam apenas dois parafusos cada. As três sapatas localizadas no centro do quadro puderam ser parafusadas nos quatro cantos, com exceção da sapata do meio (Fig. 38) que não recebeu nenhum parafuso, pois era inviável o acesso por baixo da bancada.

A fixação da estrutura impede que ela se movimente durante a aplicação de cargas. Caso haja movimentação, haverá interferência nas medições de deslocamento estrutural e, como consequência, cada nova medida não terá a mesma referência que a medida anterior. Apesar de não ter sido possível a

colocação de todos os parafusos, foi verificado que a estrutura permaneceu estática com os vinte parafusos disponíveis.

Após o posicionamento e fixação do módulo de transporte, é necessário encontrar a melhor forma de posicionar o trilho para que o robô possa alcançar os pontos de interesse da estrutura. Para tanto, observou-se que a melhor posição era paralelo ao pórtico cinza, como pode ser visto na Fig. (39).

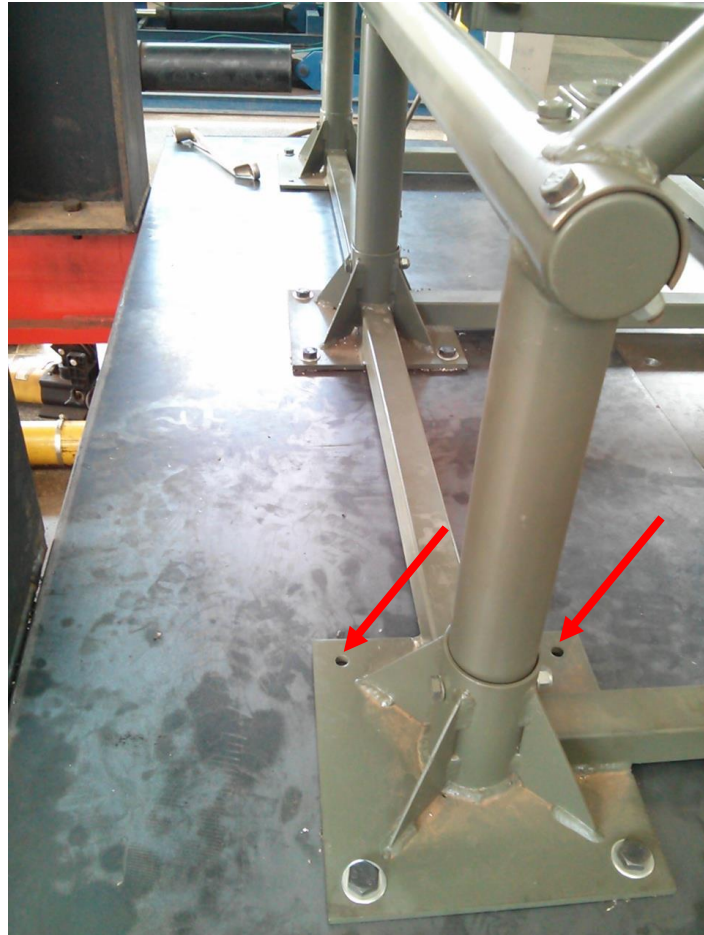


Figura 37 – Detalhe dos furos que não receberam parafusos.



Figura 38 – Detalhe da sapata central que não recebeu nenhum parafuso.





Figura 39 – Posicionamento do trilho já com o robô acoplado.

O trilho deve estar totalmente nivelado para não interferir nas medições. É realizado com o auxílio de dois pequenos suportes que podem ser ajustados até atingir o nível de  $0^{\circ}$  mostrado na Fig. (40) por um nível eletrônico.

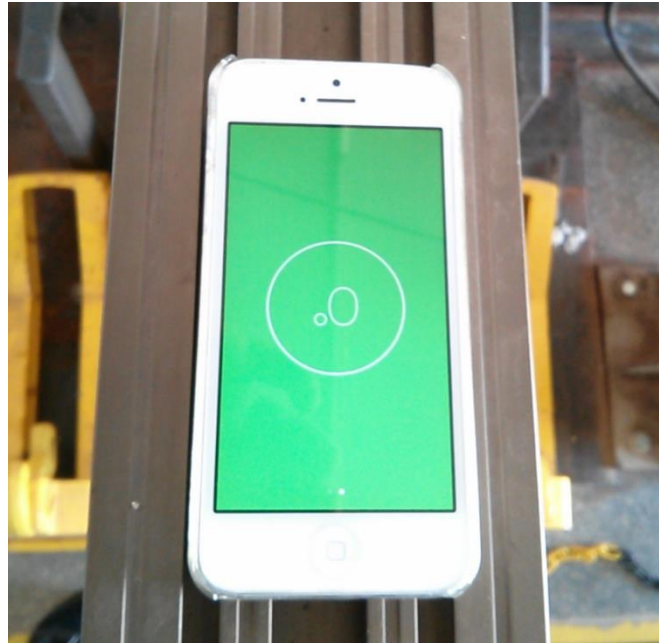


Figura 40 – Nivelamento do trilho antes de iniciar as medições.

Com o trilho nivelado, é necessário verificar a calibração do sistema de medição. A verificação é realizada com o auxílio da régua de calibração (Fig. 41) do equipamento, medindo a distância entre dois pontos marcados na régua. É considerado satisfatório quando se obtém um valor de 350,05 com uma tolerância de  $\pm 0,2\text{mm}$ . A Figura (42) mostra a tela do programa NAJA com o resultado da calibragem, apresentando uma distância de 349,8mm. Portanto, dentro dos limites considerados pela régua de calibração.



Figura 41 – Régua de calibragem.

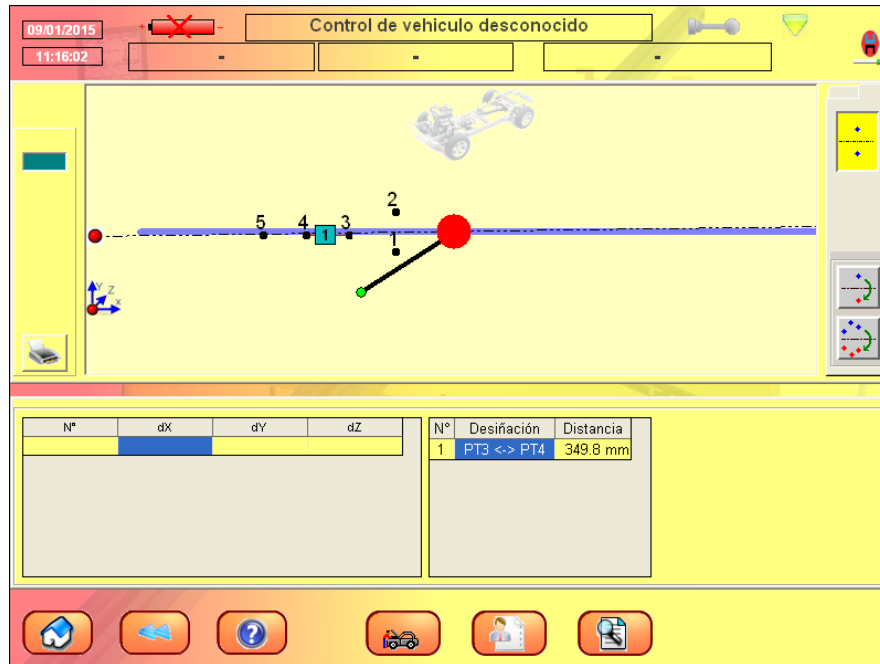


Figura 42 – Tela do programa NAJA durante calibração.

A Figura (43) mostra o ensaio pronto para ser iniciado. Observa-se todos os três pistões posicionados com os suportes fixados e o robô de medição integrado ao trilho.



Figura 43 – Equipamentos do ensaio montados.

#### 4.2.1. Condições de carga e deflexão

Os ensaios foram realizados de forma não-simultânea obedecendo a seguinte ordem: vertical, frontal e lateral. As cargas aplicadas foram obtidas com as seguintes considerações: uma massa de 600 kg, que engloba o peso total de quatro passageiros mais o peso total da estrutura, e a gravidade como  $10 \text{ m/s}^2$ . A Tabela (3) mostra o valor das cargas considerando os coeficientes estabelecidos pelo Protocolo Australiano (AUSTRALIAN, 2012).

Tabela 3 - Cargas aplicadas durante o ensaio

Vertical	Lateral	Frontal
$(600 \times 10) \times 4 = 24000 \text{ N}$ $24000 \text{ N} = 2,4 \text{ tf}$	$(600 \times 10) \times 1,5 = 9000 \text{ N}$ $9000 \text{ N} = 0,9 \text{ tf}$	$(600 \times 10) \times 1 = 6000 \text{ N}$ $6000 \text{ N} = 0,6 \text{ tf}$

Cada ensaio se inicia com uma medição dos pontos de interesse, que serão discutidos na próxima seção. Essa medição inicial serve para ter um controle do estado inicial da estrutura e permitir que sejam analisadas as deflexões e restituições elásticas após os carregamentos. A diferença entre os três tipos de medição – antes, durante e depois – resulta no quanto a estrutura defletiu. Sendo assim, o ensaio obedeceu a seguinte ordem para os três tipos de carregamento:

- Medição antes da aplicação da carga;
- Aplicação da carga;
- Medição durante aplicação da carga;
- Retirada da carga;
- Medição após aplicação da carga.

Durante a realização do teste frontal, constatou-se que a fixação das chapas de aço na bancada não foi suficiente para suportar o carregamento aplicado na estrutura. Observou-se que, enquanto a carga era aplicada, a bancada se inclinava por inteiro. Essa inclinação certamente causaria consequência na medição dos deslocamentos. Para contornar a situação, após o ensaio lateral foi realizado novamente o ensaio frontal, agora com um apoio para a estrutura de transporte no mesmo ponto que foi aplicada a carga anteriormente e a carga sendo aplicada no lado oposto. Os resultados serão apresentados para ambas as tentativas.



#### 4.2.2. Pontos sob análise

Foram definidos oito pontos na estrutura para serem analisados antes, durante e após os carregamentos. Esses pontos, que podem ser vistos na Fig. (44), foram os escolhidos por estarem localizados em áreas sensíveis aos carregamentos impostos na estrutura. Considera-se inicialmente que tais pontos sofrerão os maiores esforços, sendo seus níveis de tensão e deflexão próximos do crítico.



Figura 44 – Pontos de interesse do módulo de transporte.

### 4.3. RESULTADOS DO EXPERIMENTO

#### 4.3.1. Carregamento vertical

Iniciando o ensaio pelo carregamento vertical, aplicou-se uma carga de 2,4 *tf*. Para a aplicação dessa carga, foi necessária a utilização do alongador citado anteriormente. O momento da aplicação da carga e a deflexão da estrutura podem ser vistos na Fig. (45).



Figura 45 – Aplicação da carga vertical com auxílio de um alongador.

Os resultados do carregamento frontal podem ser visualizados na Tab. (4) abaixo:

Tabela 4 - Deslocamentos para carga vertical

Pontos	Carga			Descarga		
	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$
1	-2,1	0,3	-3,66	0,33	0,45	1,79
2	-2,22	-6,64	<b>-17,35</b>	0,25	-2,93	<b>-12,66</b>
3	-3,58	-1,05	-5,92	-1,07	-0,24	-3,17
4	-1,57	0,03	-1,34	-0,49	-0,14	-0,41
5	-0,76	-0,84	-1,14	-1,32	-0,18	-0,92
6	-2,22	-0,39	-2,9	-1,24	0,02	-1,58
7	1,56	0,39	<b>-13,74</b>	-1,39	0,48	-5,72
8	1,69	-0,18	-1,27	0,63	0,23	0,56

Podemos perceber que os maiores deslocamentos ocorreram no eixo Z, mais especificamente nos pontos 2 e 7, definidos na estrutura, que se encontravam na mesma linha de aplicação da carga. Portanto, foram obtidos os resultados mais expressivos, -17,35 e -13,74mm, respectivamente. O sinal negativo diz respeito ao sentido contrário do adotado pelo sistema NAJA.

A Figura (46) apresenta como ficou o topo do arco principal com a retirada da carga. Percebe-se que houve apenas uma deflexão permanente centrada neste

ponto, tanto as laterais do ponto quanto o tubo central do arco principal não apresentaram deformações permanentes visíveis.



Figura 46 – Detalhe do ponto 2 após retirada da carga.

### 4.3.2. Carregamento frontal

#### 4.3.2.1. Primeiro ensaio

O ensaio seguinte apresentou possíveis problemas na fixação das chapas na bancada. É possível constatar isso pelos valores mostrados na Tab. (5) abaixo. A aplicação de  $0,6\text{ tf}$  resultou em valores altos no eixo  $X$ , o que sugere um deslocamento fora do normal para a estrutura. Considera-se que a rigidez da bancada para esse ensaio estava baixa e, quando aplicado o carregamento, o conjunto bancada/módulo realizava um movimento de corpo rígido. Visualmente foi possível detectar que a bancada estava se movimentando. Essa movimentação da bancada também foi detectada pelo robô do sistema de medição, por meio das medições espaciais. Com isso, os valores obtidos não puderam ser considerados como deslocamentos do próprio sistema de transporte, já que a movimentação da bancada interfere nos deslocamentos de cada ponto, gerando conclusões equivocadas. Para contornar essa situação, foi colocado um pistão adicional, no lado oposto ao de aplicação da carga, para servir como um apoio e elevar a rigidez da bancada. Assim, o ensaio pôde ser realizado sem maiores problemas.

Tabela 5 – Deslocamentos para carga frontal

Pontos	Carga			Descarga		
	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$
1	-79,18	-3,12	-0,97	-9,84	3,44	-1,65
2	-80,13	-4,78	20,08	-8,08	1,77	2,23
3	-80,49	-1,93	30,97	-9,79	1,78	2,75
4	-71,26	3,21	-4,41	-7,63	3,49	3,35
5	-72,04	-2,5	38	-7,1	1,21	3,46
6	-62,11	-2,59	-6	-7,98	2,26	0,94
7	-61,97	-1,99	15,11	-8,7	2,29	0,32
8	63,25	-1,5	36,44	-7,59	1,42	1,13

## 4.3.2.2. Segundo ensaio

Após os três ensaios e verificada uma inconsistência no segundo deles, foi realizado o ensaio com carga frontal novamente. Entretanto, nesta segunda tentativa, utilizou-se um pistão adicional (Fig. 47) para servir como apoio da estrutura, buscando evitar que a bancada se movimentasse e garantir que todo carregamento aplicado pelo pistão fixado no lado oposto do pórtico cinza (Fig. 48) fosse transferido apenas para a estrutura. Pela Tabela (6) é possível notar que agora os resultados podem ser considerados confiáveis.

Tabela 6 – Deslocamentos para carga frontal (segunda tentativa)

Pontos	Carga			Descarga		
	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$
1	4,94	12,24	3,32	2,56	12,55	2,9
2	-3,21	0,56	0	-3,24	-2,13	6,04
3	-2,79	0,92	1,59	-6,21	1,58	-0,26
4	<b>-37,81</b>	-2,28	-38,19	-5,11	-0,09	-0,53
5	-1,72	0,73	1,04	-6,06	0,7	0,49
6	-1,06	0,1	-1,01	-3,57	-0,15	-1,42
7	-1,39	-0,6	1,95	-4,26	0,13	0,18
8	-1,31	-0,1	0,53	-1,35	0,63	1,31





Figura 47 – Pistão de apoio à esquerda.



Figura 48 – Fixação do pistão para ensaio frontal.

O ponto 4, que se encontrava bem próximo da aplicação, foi o que apresentou maior deslocamento, no caso de -37,81mm no eixo  $X$ , no sentido contrário ao de aplicação da carga. No geral, o eixo  $X$  apresentou deslocamentos maiores que os demais, como esperado.

#### 4.3.3. Carregamento lateral

O teste lateral contou com a aplicação de carga de 0,9 *tf*. Foi utilizado um alongador bem mais comprido do que aquele utilizado nos ensaios anteriores (Fig. 49). Os resultados para o carregamento lateral, apresentados na Tab. (7), mostram que os deslocamentos ocorreram no mesmo sentido de aplicação da carga.



Figura 49 – Pistão utilizado no carregamento lateral.

Tabela 7 - Deslocamentos para carga lateral

Pontos	Carga			Descarga		
	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$	$\Delta X$	$\Delta Y$	$\Delta Z$
1	3,2	<b>-19,47</b>	0,48	-4,67	-16,52	-4,03
2	1,97	<b>-25,81</b>	1,03	1,05	-5,31	-0,34
3	3,77	<b>-20,03</b>	-1,68	3,42	-4,6	-2,28
4	0,55	-11,26	-1,71	1,21	-3,01	-2,65
5	1,78	-10,43	-1,8	1,93	-2,82	-0,96
6	3,78	-6,59	<b>20,16</b>	3,86	-1,1	21,22
7	1,96	<b>-17,85</b>	0,92	1,99	-3,4	0,31
8	0,32	-7,93	-0,97	-0,16	-1,83	-0,86

Destaque para os pontos 1, 2, 3 e 7 do eixo *Y* que apresentaram os maiores valores. Esse fato deve-se à localização dos mesmos, pois são os pontos mais próximos do local em que o pistão atuava. Como esperado, dentre os quatro, o ponto 2 apresentou o maior deslocamento, 25,81mm no sentido negativo do eixo *Y*.

Percebe-se também um deslocamento anormal do ponto 6 no eixo *Z*. Esse valor fora do esperado pode ser devido a um procedimento incorreto no momento da aferição.

## 5. SIMULAÇÕES

A partir de agora, o modelo CAD do sistema de transporte realizado no ambiente CAD será tratado numericamente em um ambiente CAE. O programa computacional ABAQUS/CAE versão 6.12-1 será o responsável pela validação estrutural do modelo. Trata-se de um programa baseado em elementos finitos capaz de fornecer dados como tensão equivalente de von Mises e deslocamentos nodais, que auxiliarão na análise estrutural e comparação com os dados experimentais já obtidos anteriormente.

O programa é bem versátil e exige alguns conhecimentos da área de Engenharia. Não há uma biblioteca dedicada pronta para uso, com características e dados técnicos de todos os materiais. O usuário deve inserir no programa os dados do material utilizado. Por exemplo, para o aço 1020, informações como tensão de escoamento e módulo de elasticidade são essenciais para obtenção de resultados de qualidade. É importante que os dados sejam de uma fonte segura, pois influenciarão fortemente nas análises.

A utilização do SOLIDWORKS na primeira etapa faz com que seja necessário utilizar a ferramenta de importação do ABAQUS. Há um *plugin* próprio do ABAQUS que abre uma porta de comunicação entre os dois programas e realiza a importação de forma direta. Porém, como se trata de uma estrutura com diversos componentes e diversas conexões, a transferência simples e direta para o ABAQUS poderia acarretar vários problemas de leitura dentro do ambiente CAE e, que por sua vez, geraria resultados incorretos na análise da simulação. Dessa forma, foi definido que, para esta simulação numérica, o melhor caminho é a modelagem estrutural por meio de elementos de viga. Assim, a estrutura é representada de forma simplificada, mas com uma aproximação satisfatória, as várias conexões ficam concentradas em um ponto e cada linha recebe o seu perfil correto.

### 5.1. MONTAGEM DO PROBLEMA EM AMBIENTE CAE

Primeiro passo foi realizar o desenho de toda a estrutura utilizando linhas que servirão como guia para os elementos de viga. A Figura (50) mostra essa representação da estrutura utilizando linhas.

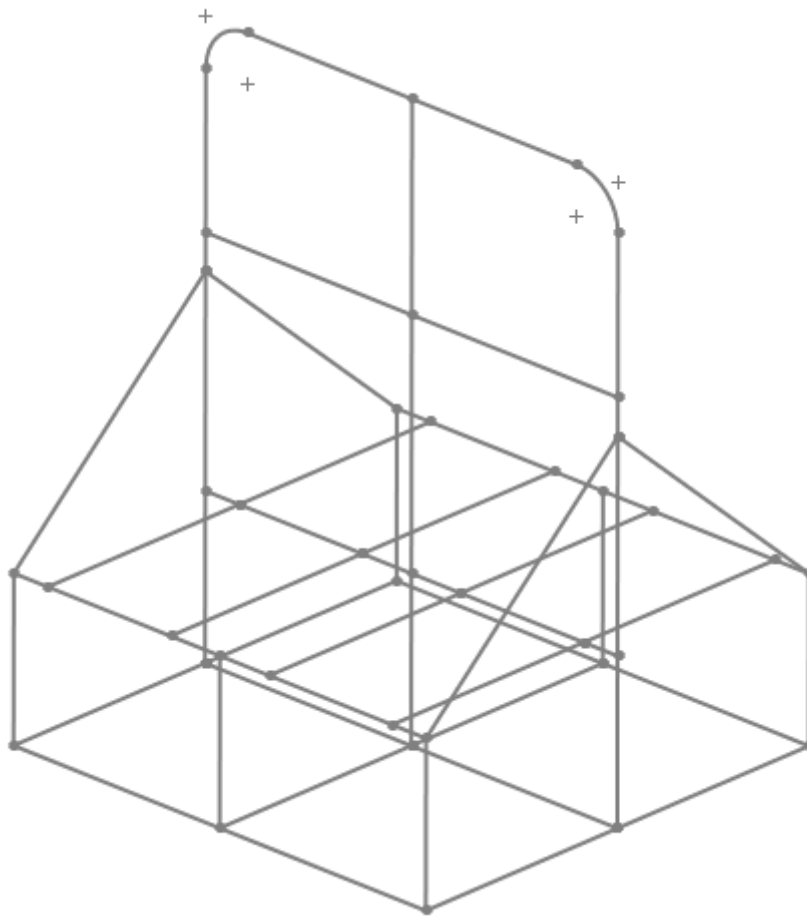


Figura 50 – Representação por linhas da estrutura.

É possível observar na figura acima uma simplificação em relação às sapatas de fixação. As nove sapatas com quatro furos cada foram substituídas por um ponto, onde se encontra a união das barras (retangulares e/ou cilíndricas) adjacentes. Há uma pequena perda em relação à representação real da estrutura, mas é possível inferir que caso todos os esforços sejam plenamente suportados dessa forma, o modelo real também suportará, como já foi verificado anteriormente. As Figuras (51) e (52) mostram o desenho em detalhe com medidas reais. Na primeira está o arco principal com as quatro barras horizontais e as respectivas dimensões, as outras duas barras horizontais posicionadas na parte extrema inferior são as barras quadradas que compõem o quadro inferior de fixação. A Figura (52) mostra uma metade do módulo de transporte, sabendo que é simétrico em relação ao arco principal, e suas respectivas medidas. É possível ver que, por exemplo, as fixações do suporte e da longarina estão representadas por um ponto em cada barra.

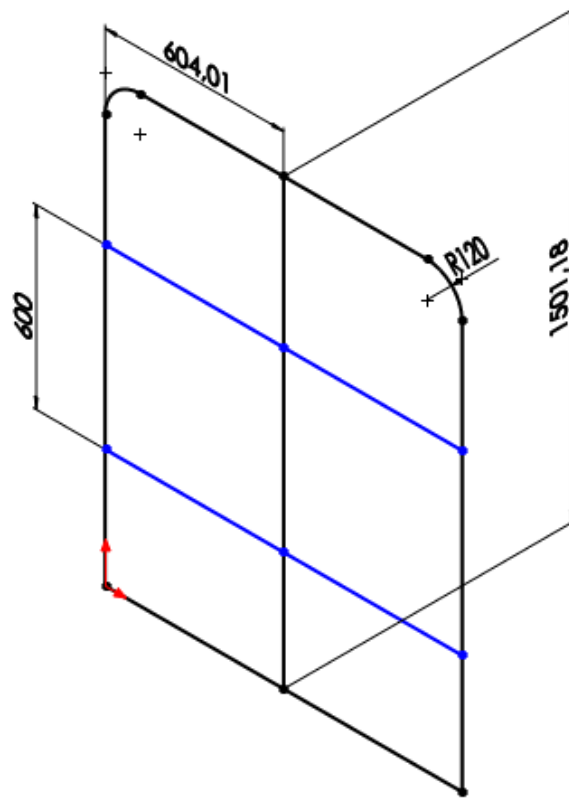


Figura 51 – Linhas do arco principal com dimensões.

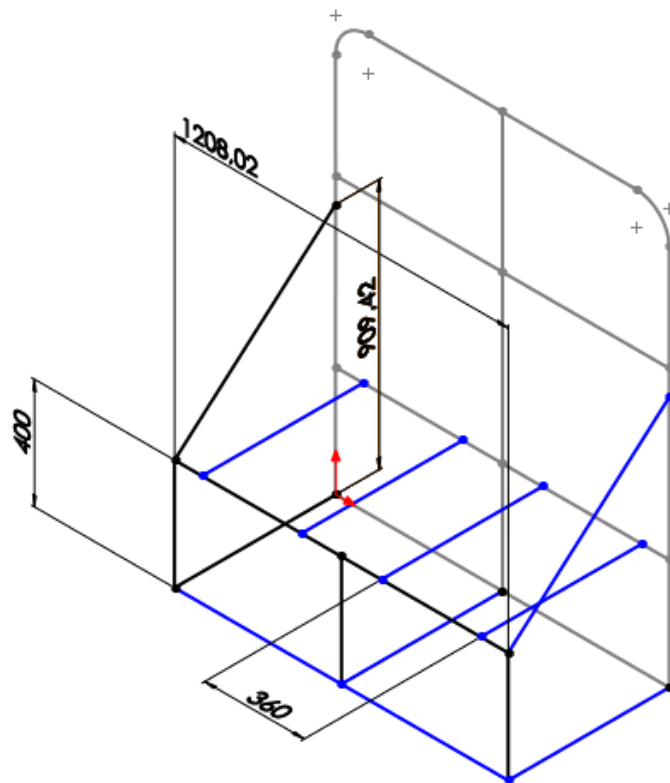


Figura 52 – Linhas da metade simétrica da estrutura com dimensões.

A partir da estrutura formada por linhas, o modelo está pronto para ser inserido no programa ABAQUS. Utilizando uma extensão de arquivo universal (.IGES) para o desenho por linhas, a importação é realizada segundo as opções da árvore do menu apresentado na Fig. (53). A Figura (54) apresenta o resultado da importação, significando que a estrutura modular foi transferida com sucesso para o ambiente CAE.

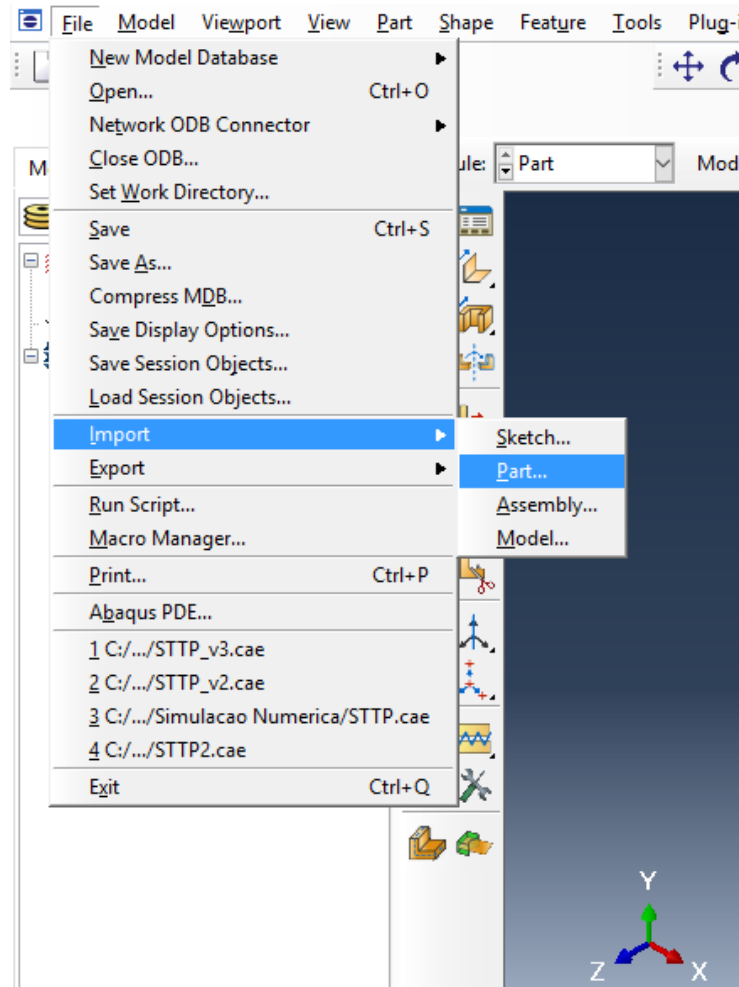


Figura 53 – Menu importação ABAQUS.

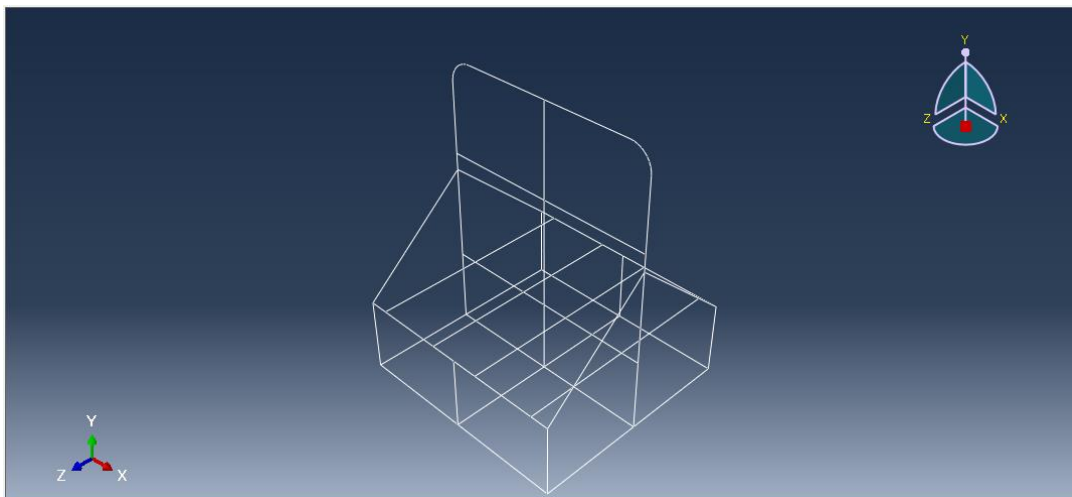


Figura 54 – Módulo de transporte no ambiente CAE.

## 5.2. GEOMETRIA DOS COMPONENTES E PROPRIEDADES DO MATERIAL

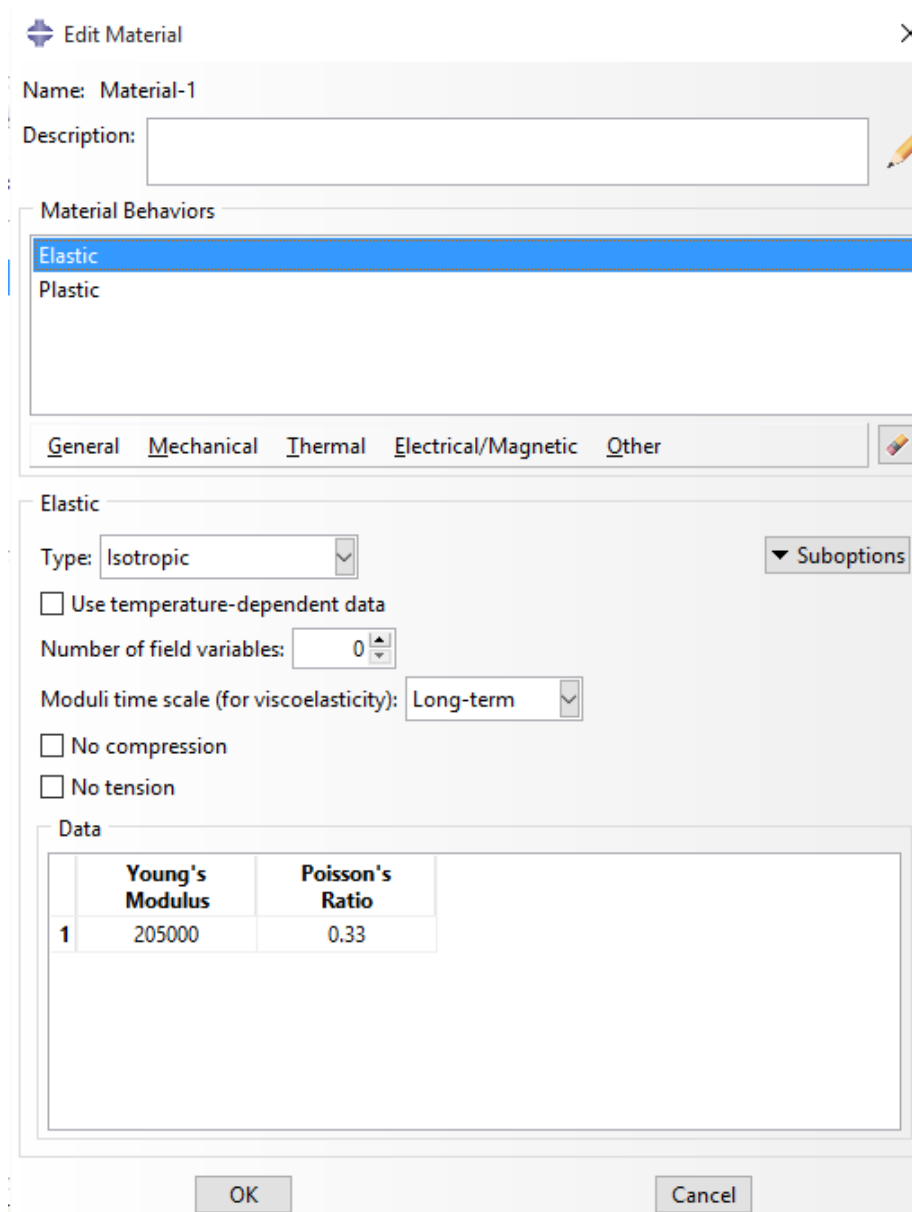
A partir deste momento, é realizada a inserção de todos os parâmetros da estrutura dentro do ABAQUS, visando à realização das simulações numéricas. Propriedades materiais, perfis utilizados, condições de contorno, entre outros, serão os parâmetros inseridos para cumprir os pré-requisitos necessários para a correta determinação dos fatores a serem analisados nesta etapa do trabalho, deslocamentos sofridos e tensão equivalente de von Mises. Há um cuidado que se deve tomar ao inserir medidas e propriedades que é a coerência entre as unidades. Neste caso, iremos utilizar as propriedades materiais em [MPa] que é equivalente a [N/mm<sup>2</sup>]. Então, no momento da determinação dos perfis, deve-se utilizar a unidade [mm] para preservar a coerência com a unidade de resistência.

### 5.2.1. Módulo *Properties*

Dentro do módulo “*Properties*” no ABAQUS são inseridas as propriedades elásticas e plásticas do material, como módulo de elasticidade  $E$  junto com curva de encruamento do aço. Essa curva é importante, pois diz respeito ao encruamento sofrido pelo material. Quando é submetido a esforços superiores ao seu limite de escoamento, que no caso é  $390\text{ MPa}$ , ocorre um endurecimento do material que eleva o ponto de escoamento, deixando a peça mais dura. Para o aço 1020, ocorre o encruamento denominado isotrópico. As Figuras (55) e (56) mostram o módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson já informado anteriormente, porém agora inseridos no programa, e também as coordenadas de encruamento material,



respectivamente. A curva de encruamento utilizada é plotada no MATLAB e mostrada na Fig. (57).



**Edit Material** [Close]

Name: Material-1

Description: [Text Box]

Material Behaviors

- Elastic (Selected)
- Plastic

General Mechanical Thermal Electrical/Magnetic Other

**Elastic**

Type: Isotropic [Suboptions]

Use temperature-dependent data

Number of field variables: 0

Moduli time scale (for viscoelasticity): Long-term

No compression

No tension

Data

	Young's Modulus	Poisson's Ratio
1	205000	0.33

OK Cancel

Figura 55 – Propriedades elásticas do aço 1020.

Edit Material

Name: Material-1

Description:

Material Behaviors

Elastic

Plastic

General Mechanical Thermal Electrical/Magnetic Other

Plastic

Hardening: Isotropic

Use strain-rate-dependent data

Use temperature-dependent data

Number of field variables: 0

Data

	Yield Stress	Plastic Strain
1	390	0
2	439	0.0001
3	448	0.0002
4	455	0.0003
5	460	0.0004
6	464	0.0005
7	468	0.0006
8	471	0.0007
9	474	0.0008

OK Cancel

Figura 56 – Dados do encruamento material.

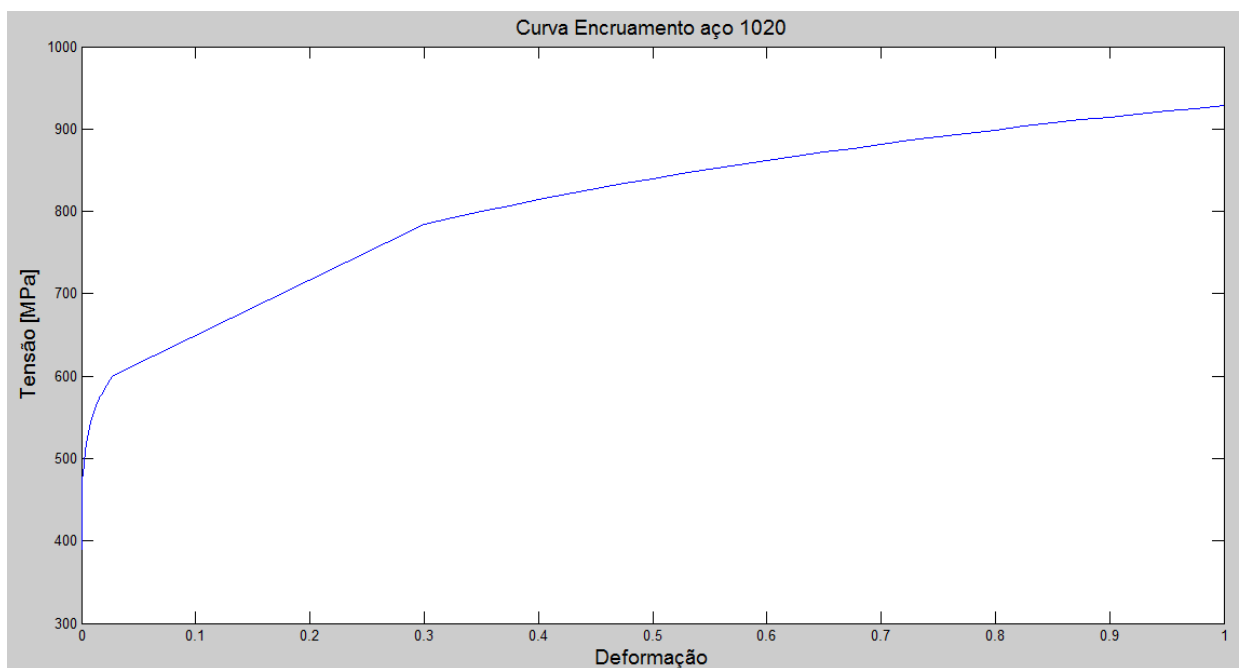


Figura 57 – Curva de encruamento para Aço 1020.

Feita aplicação dos parâmetros e dentro do mesmo módulo do ABAQUS, o próximo passo é inserir os perfis estruturais, como apresentado na Fig. (58). Os perfis adicionados foram denominados de forma a facilitar a identificação nas etapas seguintes e estão listados abaixo:

- Tubo254e2
  - Diâmetro: 25,4mm
  - Espessura: 2mm
- Tubo254e1
  - Diâmetro: 25,4
  - Espessura: 1mm
- Tubo1905e2
  - Diâmetro 19,05
  - Espessura: 2mm
- Tubo1905e1
  - Diâmetro 19,05
  - Espessura: 1mm
- Barra quadrada
  - 35x35mm
  - Espessura: 1,5mm
- Barra retangular
  - 50x30mm
  - Espessura: 1mm

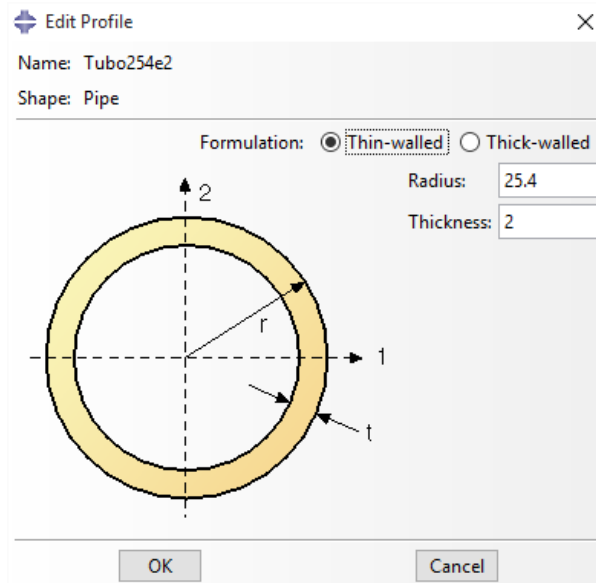


Figura 58 – Adicionando dimensões do perfil.

A estrutura foi dividida, dentro do programa, em oito seções principais:

- Arco principal
- Barra vertical do arco principal
- Barra horizontal superior
- Barra horizontal inferior
- Suporte frontal
- Suporte lateral
- Quadro de fixação
- Apoio para os bancos

A etapa de criação da seção já inclui a atribuição do perfil que ela deve ter. Como exemplo, serão mostradas as etapas para o suporte frontal. Na opção “*Create Section*” seleciona-se *Beam > Beam*, como na Fig. (59) abaixo:

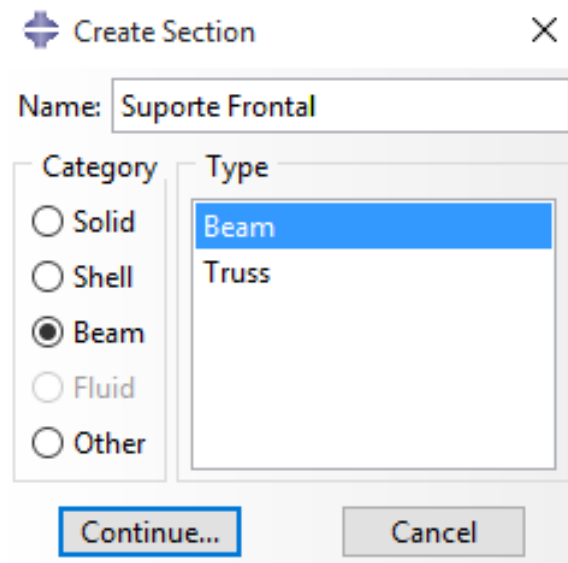


Figura 59 – Criando seção do suporte frontal.

A tela seguinte (Fig. 60) apresenta as opções de perfis disponíveis. Ao suporte frontal deve ser atribuído o perfil com nome “Tubo254e2”. Agora, temos a seção criada e o perfil associado corretamente. Para as demais seções, as etapas são idênticas, exceto quanto ao perfil para cada uma. Após a criação de todas as seções, o programa requer a relação entre seção e os elementos de viga, ou seja, atribuir ao desenho os perfis/seções que o compõem. A Figura (61) exemplifica a função “*Assign Section*” do ABAQUS. Selecionam-se as linhas do arco principal, por exemplo, e cada uma delas é realçada pela cor vermelha. Quando todas as linhas da seção escolhida forem selecionadas, dentro do menu “*Section*” está a lista das seções adicionadas anteriormente e deve-se selecionar a seção adequada à região marcada. Fazendo isso para todos os componentes do módulo de transporte, tem-se as dimensões reais atribuídas ao elemento de viga. Para realizar as simulações, o programa necessita que sejam inseridas as orientações dos elementos de viga, ou seja, os vetores tangentes de cada linha. Essa definição é realizada pela função “*Assign Beam Orientation*” e foi realizada em duas etapas: a primeira criando vetor tangente unicamente para linhas verticais e a segunda etapa para todas as linhas horizontais e as duas curvas do arco principal.

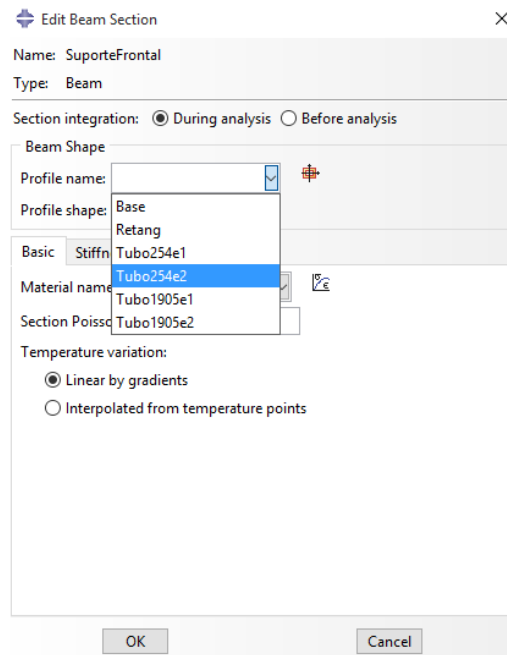


Figura 60 – Perfis disponíveis para criar seção.

É possível gerar uma visualização dos elementos de viga com as dimensões reais do perfil fazendo a renderização do modelo. Dentro da aba “View”, escolher a opção “Part Display Options” (Fig. 62). Dentro desse menu, selecionar as opções “Render beam profiles” e “Render shell thickness” (Fig. 63). Na Figura 64 está o modelo mostrado de forma semelhante ao modelo real.

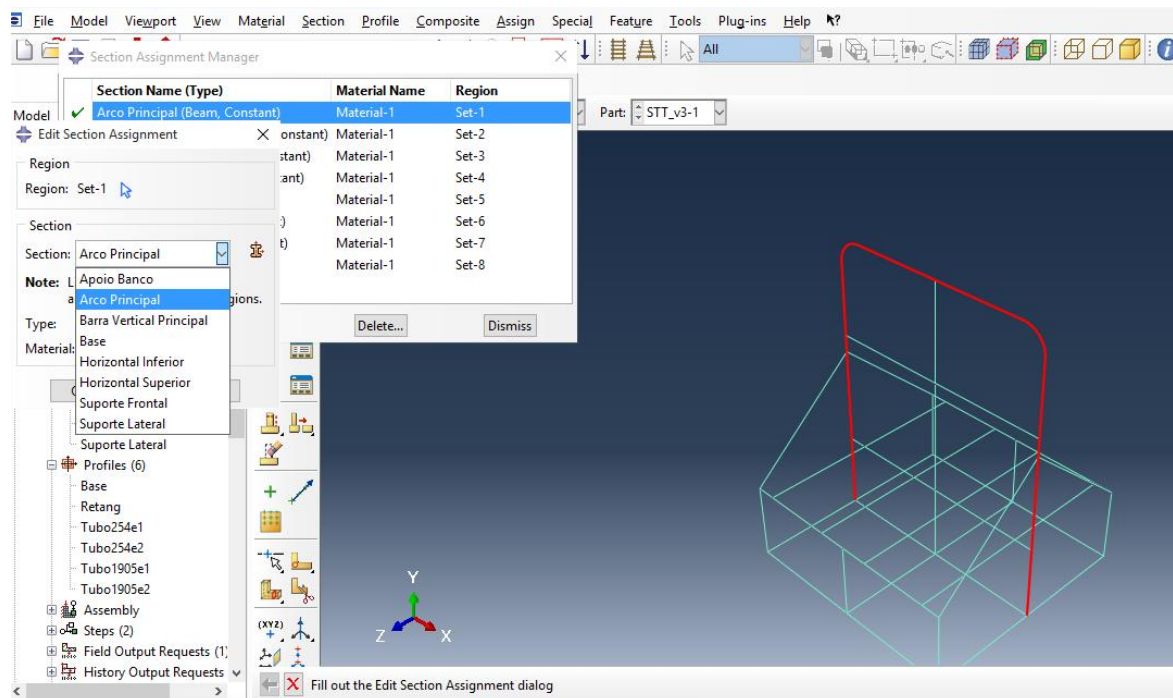


Figura 61 – Aplicando seções às linhas do modelo.

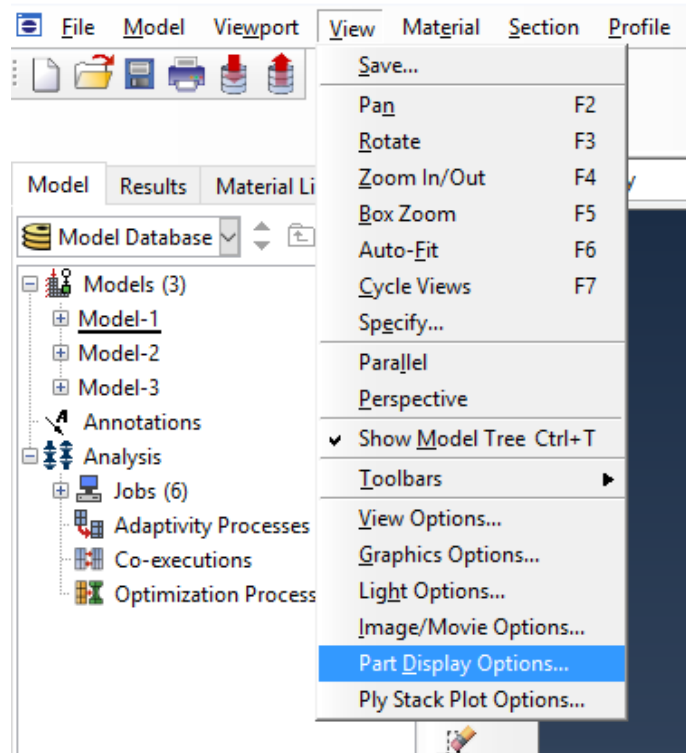


Figura 62 – Alterar visualização do modelo.

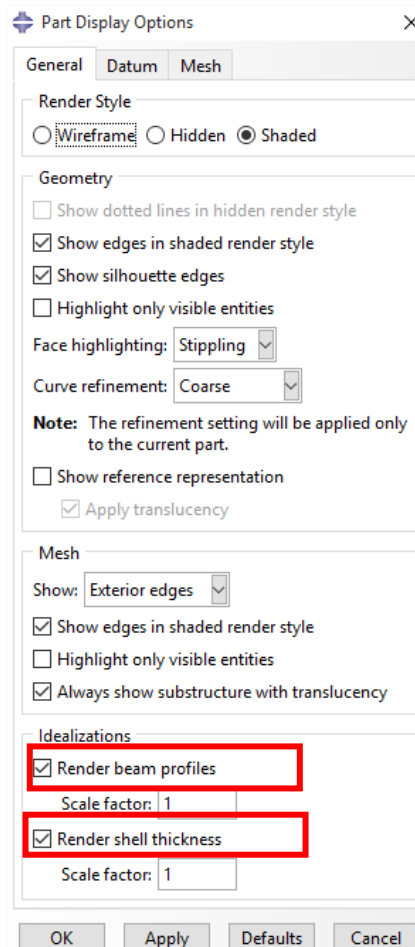


Figura 63 – Configuração para visualização do modelo renderizado.

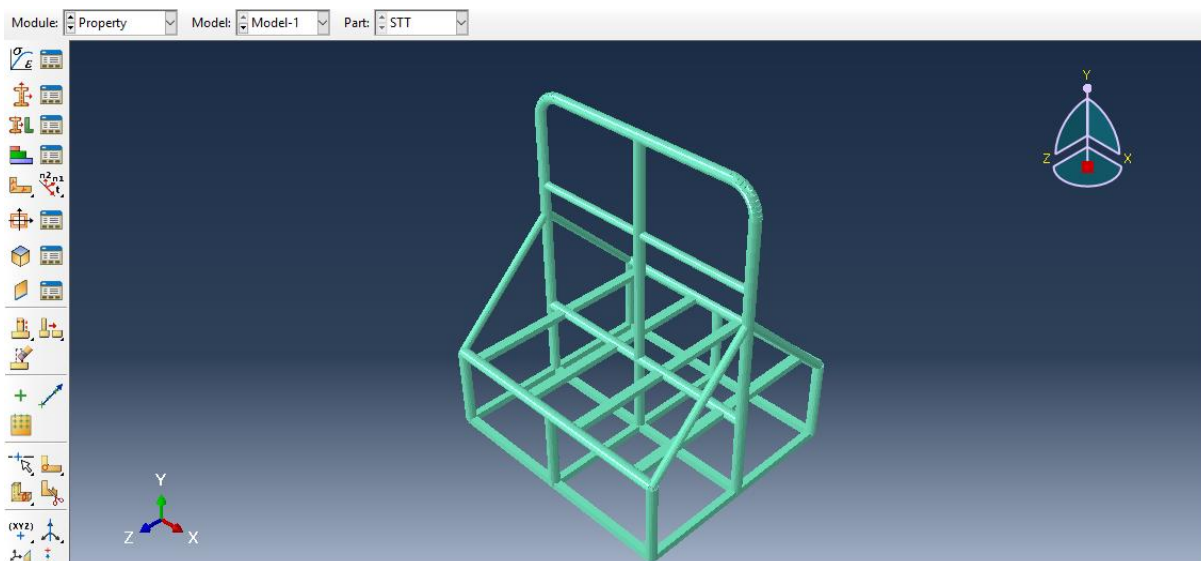


Figura 64 – Modelo renderizado.

### 5.3. CONDIÇÕES DE CONTORNO E CARACTERÍSTICAS DA MALHA

#### 5.3.1. Módulo *Assembly* e *Step*

Antes de aplicar as condições de contorno do problema, dois passos ainda são requisitados pelo ABAQUS. O primeiro deles é tornar o conjunto uma peça única, realizando isso pelo módulo “*Assembly*”. No quadro “*Parts*”, selecionar conforme Fig. (65). Após essa etapa, é necessária a criação de um *step* adicional. Um será utilizado para as condições de contorno e o adicional para aplicação das cargas. Neste último, a função “*Nlgeom*” (Fig. 66) é habilitada para que sejam incorporados os efeitos das deformações plásticas, que são os efeitos não-lineares que irão ocorrer durante a aplicação dos carregamentos.



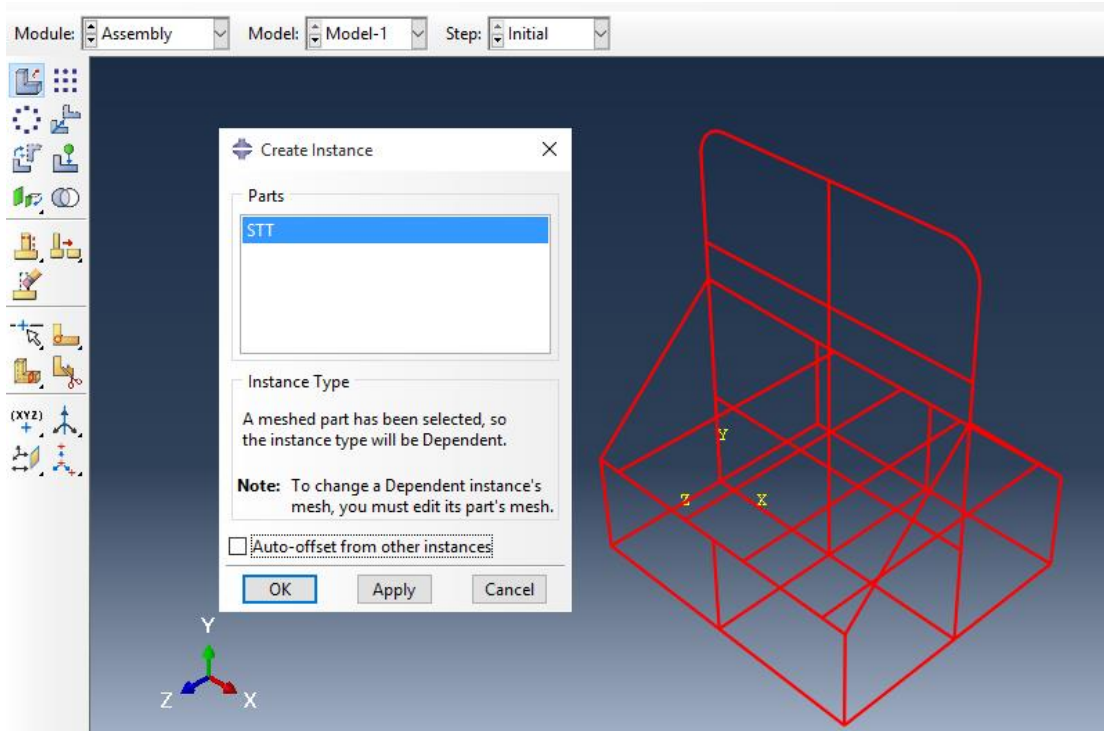


Figura 65 – Criando assembly.

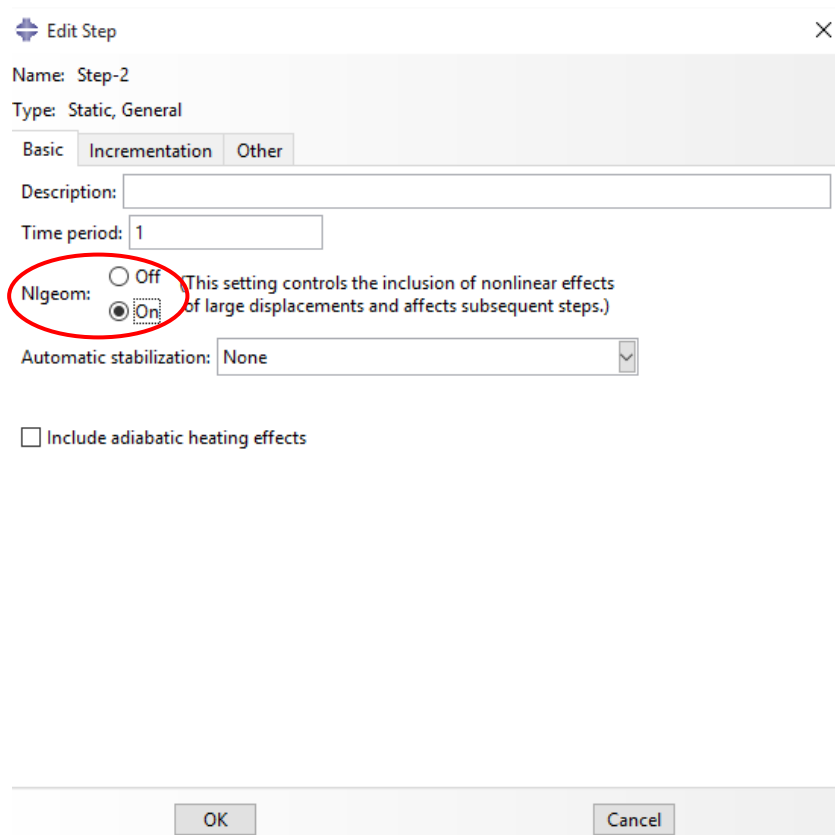


Figura 66 – Opção para considerar deformações plásticas.

### 5.3.2. Módulo *Load*

Agora, dentro do módulo “*Load*”, são inseridas as condições de contorno e as cargas atuantes. Para representar a fixação da estrutura no assoalho do veículo em que será instalada na prática, nove pontos da base da estrutura serão selecionados e cada um deles será engastado. Escolher a opção “*Create Boundary Condition*”, o *step* inicial deve ser atribuído para o engaste (Fig. 67). Selecionar todos os pontos referentes à base da estrutura, conforme Fig. (68). Depois, seleciona-se a última opção chamada “*Encastre*” (Fig. 69).

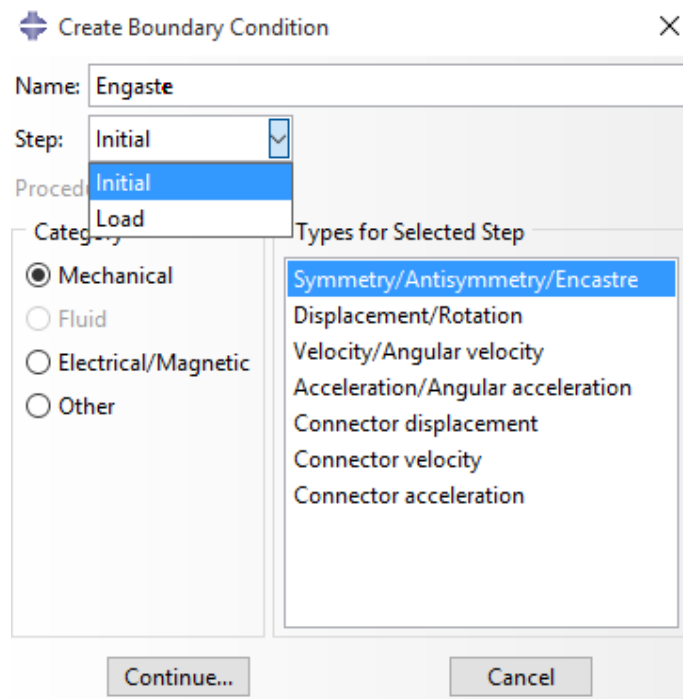


Figura 67 – Criação das condições de contorno.

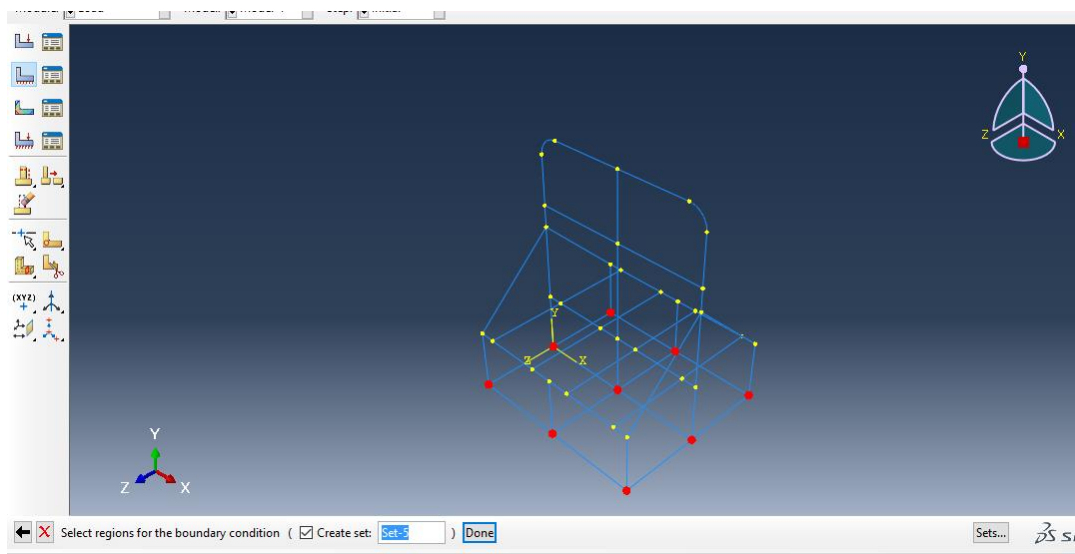


Figura 68 – Selecionar pontos para engastamento.

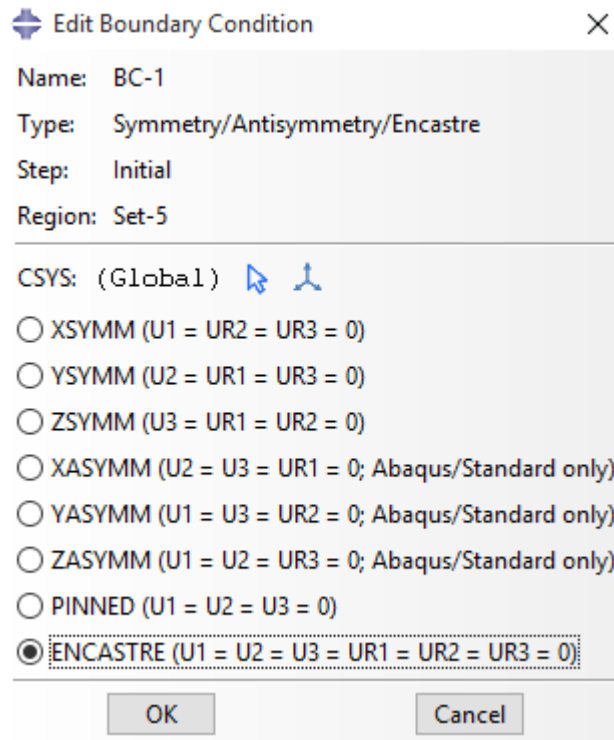


Figura 69 – Opção de engaste do ABAQUS.

A aplicação das cargas se dá dentro do mesmo módulo a partir da opção “*Create load*”. Como dito anteriormente, o *step* adicional é selecionado para as cargas. Além disso, como está sendo usado elemento de viga, a melhor aproximação para o carregamento na estrutura será utilizando a opção “*line load*” (Fig. 70). A carga, ao invés de ficar concentrada em apenas um ponto, será dividida pelo comprimento real da barra em que está sendo aplicado o carregamento. A Figura 71 exemplifica a aplicação da força vertical na estrutura. A linha superior, destacada em vermelho, recebe a força vertical, seu comprimento é 968,02 *mm*.

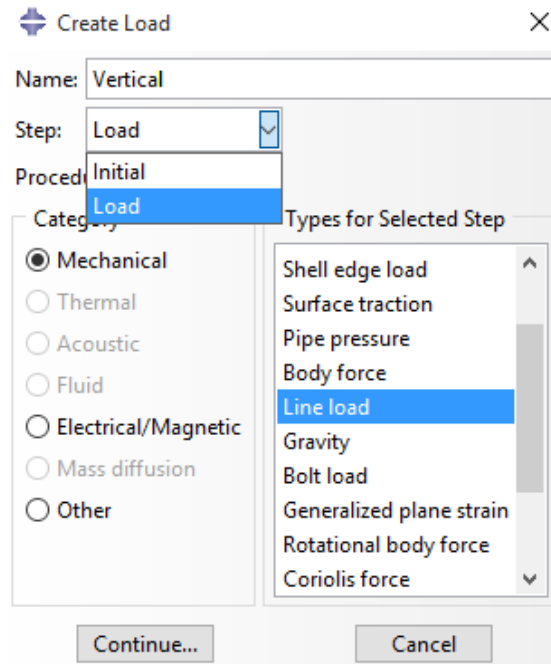


Figura 70 – Opção de aplicação da carga no ABAQUS.

Para “line load”, o campo “component” (ver Fig. 71) deve ser preenchido como  $\frac{F}{L}$ , ou seja, magnitude da força dividida pelo comprimento da linha. Como no carregamento vertical, a força aplicada é de 24000 N, o campo “Component 2” (referente ao eixo Y) é preenchido com 24,793. A Figura 72 mostra a estrutura com todos os carregamentos aplicados e a Tab. (8) mostra o comprimento de cada linha e a força equivalente para cada carregamento. Para a simulação proposta apenas uma força deve estar ativa. Caso contrário, o programa irá fazer os cálculos das três forças atuando simultaneamente.

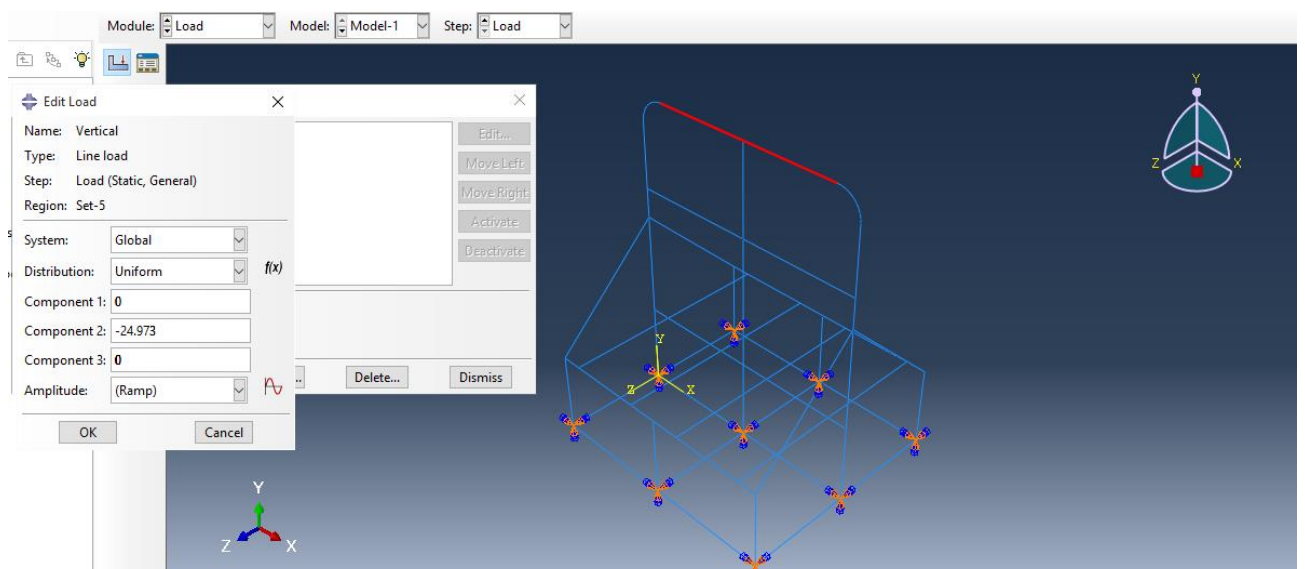


Figura 71 – Valor da força no carregamento vertical.

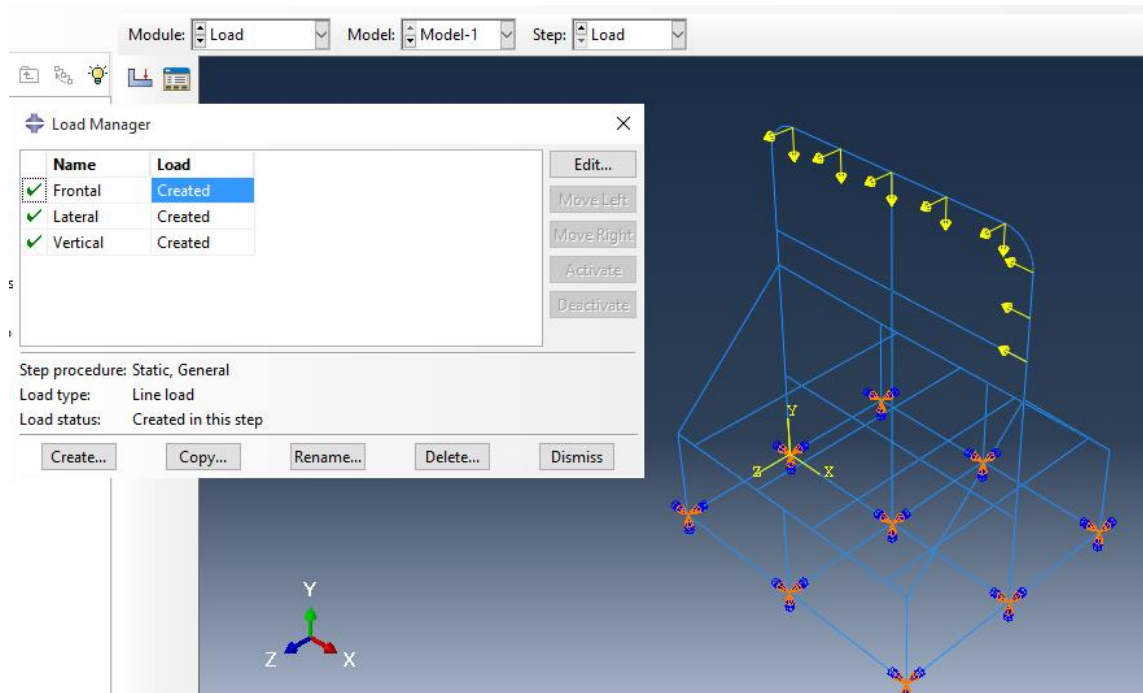


Figura 72 – Carregamentos aplicados na estrutura.

Tabela 8 - Cargas aplicadas e comprimentos

<b>Carregamento</b>	<b>Comprimento</b>	<b>Line load</b>
Vertical	968,02 mm	$\frac{24000}{24,793} = 24,793 \left[ \frac{N}{mm} \right]$
Lateral	968,02 mm	$\frac{9000}{968,02} = 9,3 \left[ \frac{N}{mm} \right]$
Frontal	345,02 mm	$\frac{6000}{345,02} = 18,46 \left[ \frac{N}{mm} \right]$

A malha apresenta as propriedades que constam na Fig. (73) abaixo. Para criação da malha foi definido elemento quadrático e, com isso, temos uma malha quadrática de três nós. Além disso, o número total de nós resultantes foi 2741 e o número total de elementos foi 1381. Agora, com a análise já configurada para os três casos necessários, o próximo passo é utilizar um módulo do ABAQUS denominado “Job”. Dentro desse módulo, serão criados três “Jobs” diferentes, um para cada carregamento. Após a inserção de cada um, a opção “Job Manager” estará semelhante àquela mostrada na Fig. 74. Antes que se inicie a análise computacional é necessário certificar-se, dentro do módulo “Load”, se a força correta está ativada. Para o carregamento lateral, por exemplo, o quadro “Load Manager” deve estar como mostrado na Fig. (75) e as setas amarelas, que representam o carregamento, devem ser as únicas constantes na estrutura para essa simulação. Dessa forma está

garantido que a simulação frontal irá ocorrer apenas com a aplicação da força frontal. Agora que todos os pré-requisitos da simulação frontal foram cumpridos, seleciona-se a opção “Frontal”, como na Fig. 75, e pressionar “Submit”.

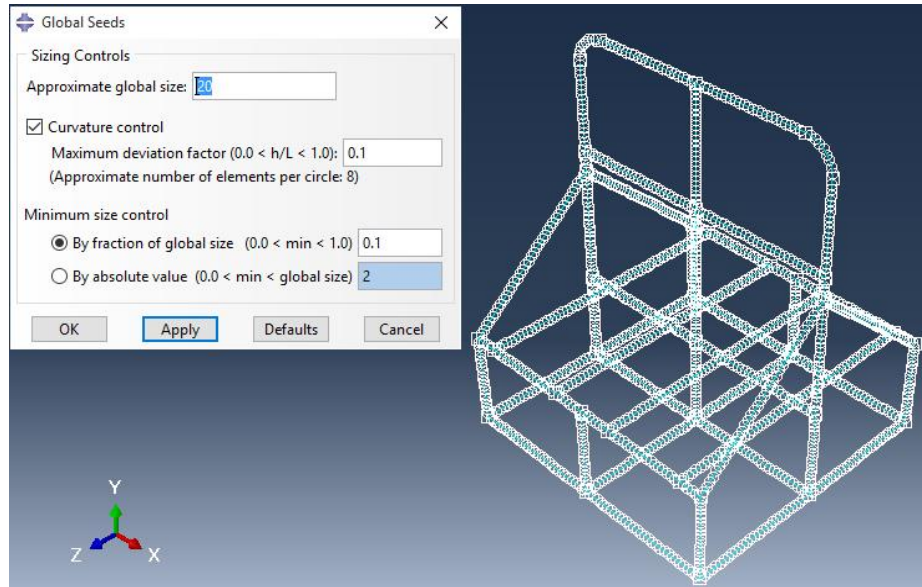


Figura 73 – Configurações da criação da malha.

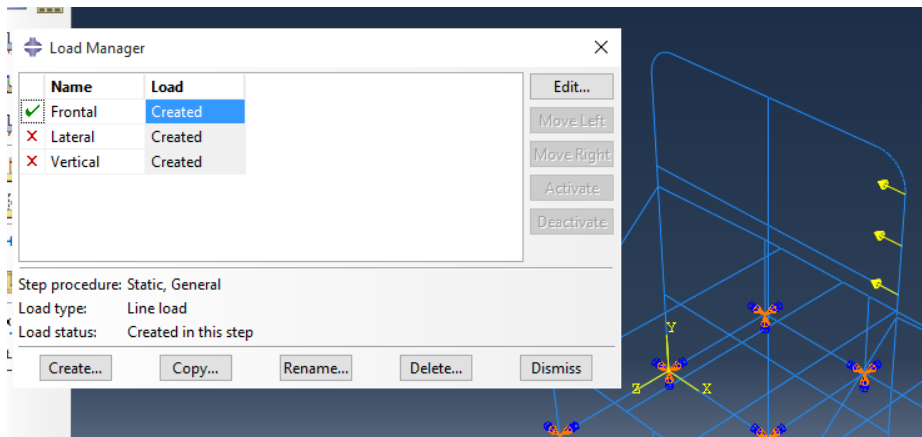


Figura 74 – Ativando força frontal para simulação.

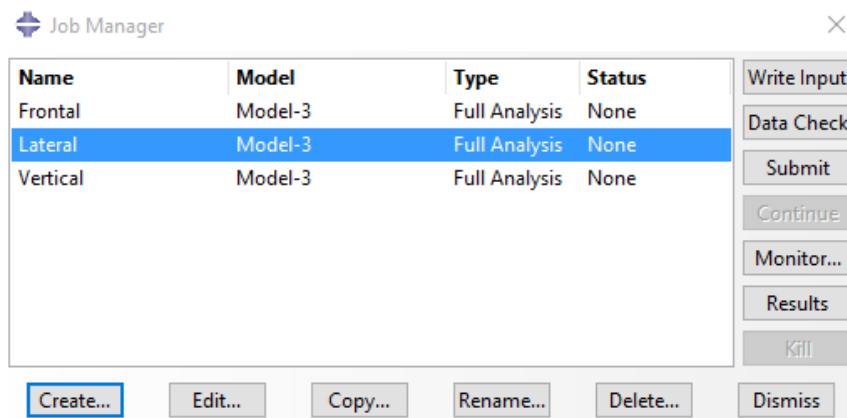


Figura 75 – Quadro das simulações.

Na Figura 76 podemos ver “*Running*” no status da simulação e, dentro da opção “*Monitor...*”, é possível acompanhar o andamento e consultar informações como quantidade de iterações e duração total da análise. Caso algum erro apareça durante a simulação, aparecerá “*Aborted*” no status da simulação e dentro da última opção citada anteriormente, constará um detalhamento do erro associado. Quando todas as análises forem concluídas com sucesso, o ABAQUS apresenta um quadro como o mostrado na Fig. (77). A visualização dos resultados pode ser feita escolhendo o módulo “*Visualization*” ou dentro do “*Job Manager*” em “*Results*”.

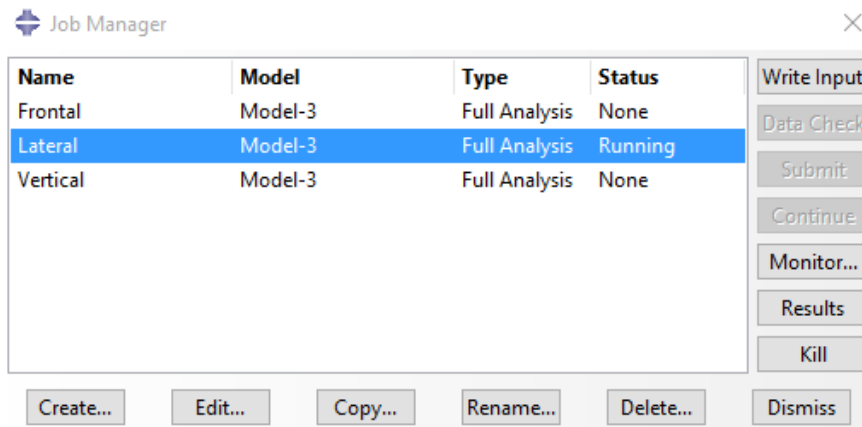


Figura 76 – Análise lateral em andamento.

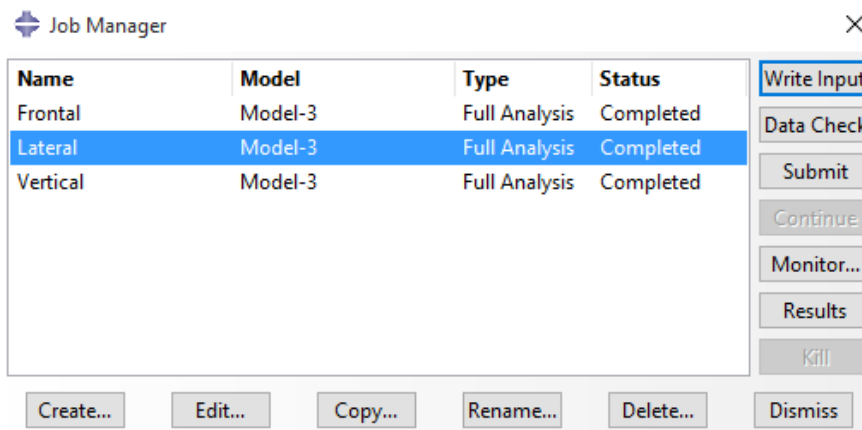


Figura 77 – Simulações realizadas.

## 6. RESULTADOS NUMÉRICOS

### 6.1. APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS

Já dito anteriormente, a malha aplicada utiliza elemento do tipo quadrático. Porém, na intenção de comparar eficiência entre os tipos de elemento, linear e quadrático, foram realizadas simulações em ambas as situações. A Tabela (9) abaixo apresenta o tempo total de simulação para cada situação.

Tabela 9 - Comparação do tempo de simulação para cada tipo de elemento

Carregamento	Linear (s)	Quadrático (s)
Vertical	1	1
Frontal	1	1,6
Lateral	1,7	2,8

Observa-se na tabela acima que a diferença de tempo em um mesmo tipo de carregamento é baixo, no máximo 1,1s. Essa comparação permite uma análise se é interessante a utilização de um elemento um pouco mais complexo, verificar se o custo computacional compensa os resultados obtidos. Tendo em vista que a diferença entre os tempos ficou bastante baixa, é correto dizer que o elemento quadrático é interessante de se utilizar, ao invés do elemento linear, pois os resultados serão mais precisos e o tempo de retorno da simulação continua sendo baixo.

#### 6.1.1. Carregamento Vertical

A simulação vertical resultou nas seguintes tensões de von Mises mostradas na Fig.(78). A melhor análise, neste caso, é desconsiderarmos a tensão máxima, pois está sob influência do contato da aplicação da força. Partindo da segunda maior, temos que a maior tensão que a estrutura está submetida, quando há o carregamento vertical, é de  $172,6 \text{ MPa}$ . Sabendo que a tensão de escoamento desse material, aço 1020, é de  $390 \text{ MPa}$ , o maior esforço aplicado na estrutura é pouco mais de 60% do que a estrutura suporta, ou seja, o limite crítico para falha dessa estrutura não será atingido.



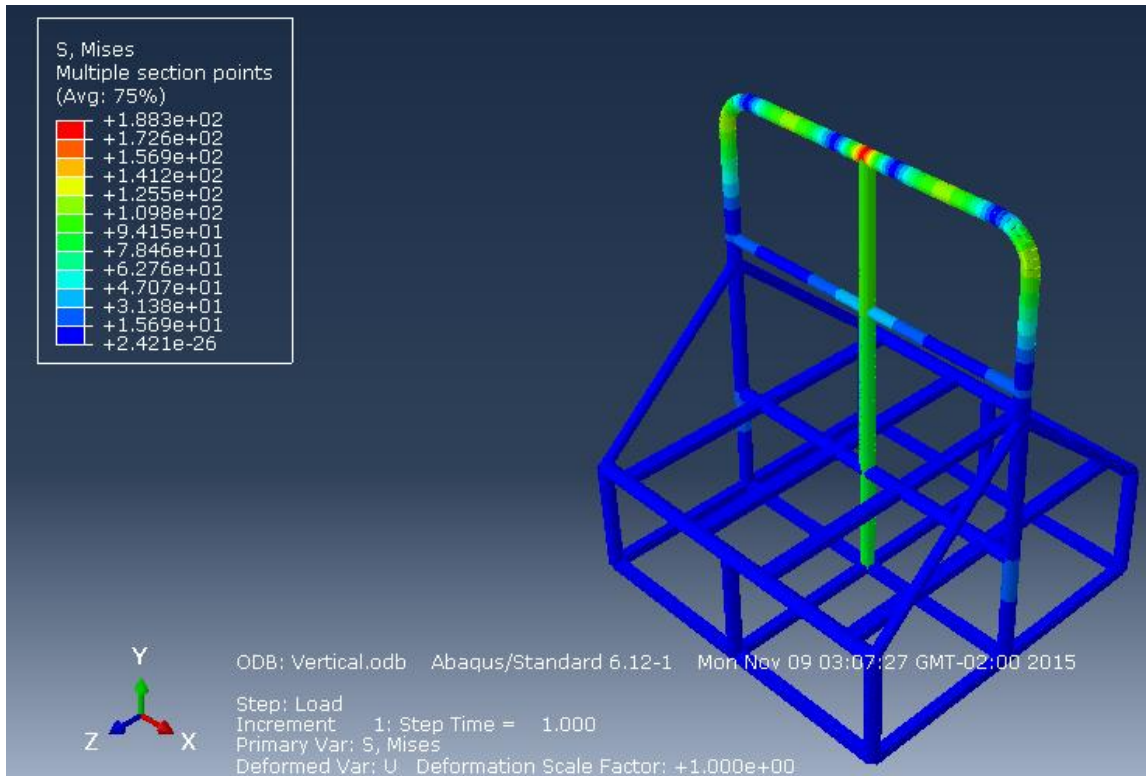


Figura 78 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento vertical.

Os deslocamentos sofridos pela estrutura estão mostrados na Fig. (79) e é possível observar que a resistência do módulo de transporte no carregamento vertical está adequado e seguindo a norma adotada. O maior deslocamento é cerca de  $1,1\text{ mm}$ , considerado um deslocamento bastante pequeno perante os  $100\text{ mm}$  admitidos pelo Protocolo Australiano. Nota-se que os maiores deslocamentos se encontram na região esperada e de acordo com o teste experimental. A divergência se encontra nos valores do deslocamento. Enquanto experimentalmente o maior deslocamento foi de  $17,35\text{ mm}$ , o deslocamento computacional está bem abaixo desse valor. Entretanto, a concordância com a norma de segurança ainda está garantida.

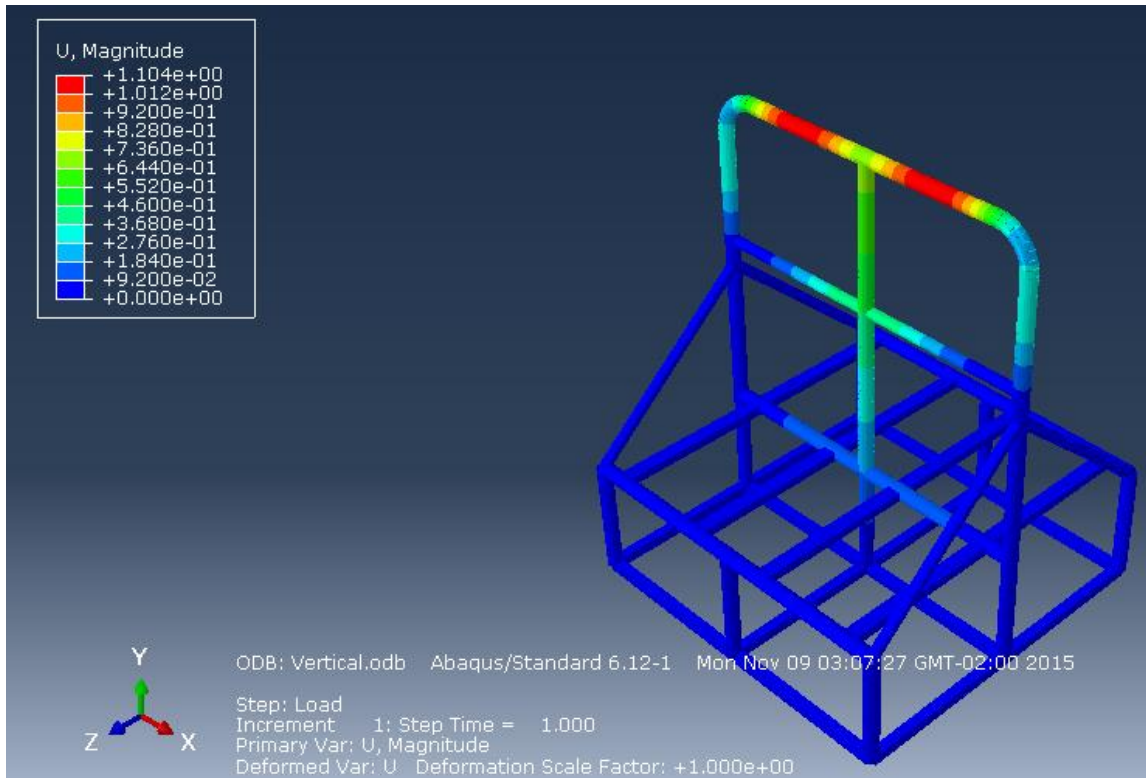


Figura 79 – Deslocamentos para carregamento vertical.

### 6.1.2. Carregamento Frontal

A Figura (80) apresenta as tensões equivalentes de von Mises registradas na simulação frontal do módulo de transporte. Dentre a faixa de valores mostrada, considera-se que a maior tensão equivalente suportada pela estrutura é  $293,5 \text{ MPa}$ . Podemos destacar a resistência do arco principal e também que o travamento realizado pelas quatro barras verticais, localizadas na parte superior e inferior do arco principal, suportam os esforços e auxiliam satisfatoriamente a estrutura, impedindo deslocamentos exagerados do arco.

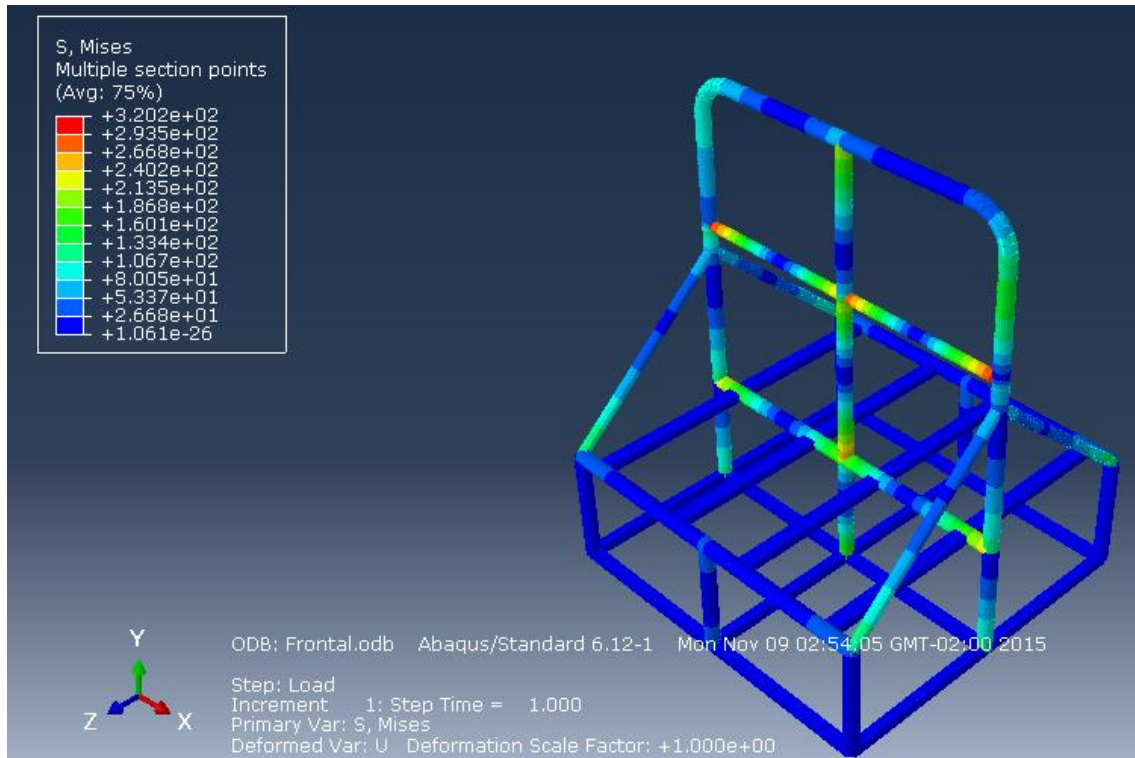


Figura 80 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento frontal.

Como mostrado na Fig. (81), o maior deslocamento é  $10,76\text{ mm}$  numericamente e  $37,81\text{ mm}$  durante o ensaio. Essa diferença de quase 71% entre os deslocamentos mostra que, apesar de o modelo estar bem representado no ambiente CAE, as propriedades materiais devem ser determinadas com precisão. É provável que, neste caso, o limite de escoamento esteja superestimado, tendo em vista as informações apresentadas pela fabricante do material, que não foram consideradas satisfatórias, levando a buscar uma comparação com as demais disponíveis no mercado, até que se chegasse a um valor adequado para o limite de escoamento.

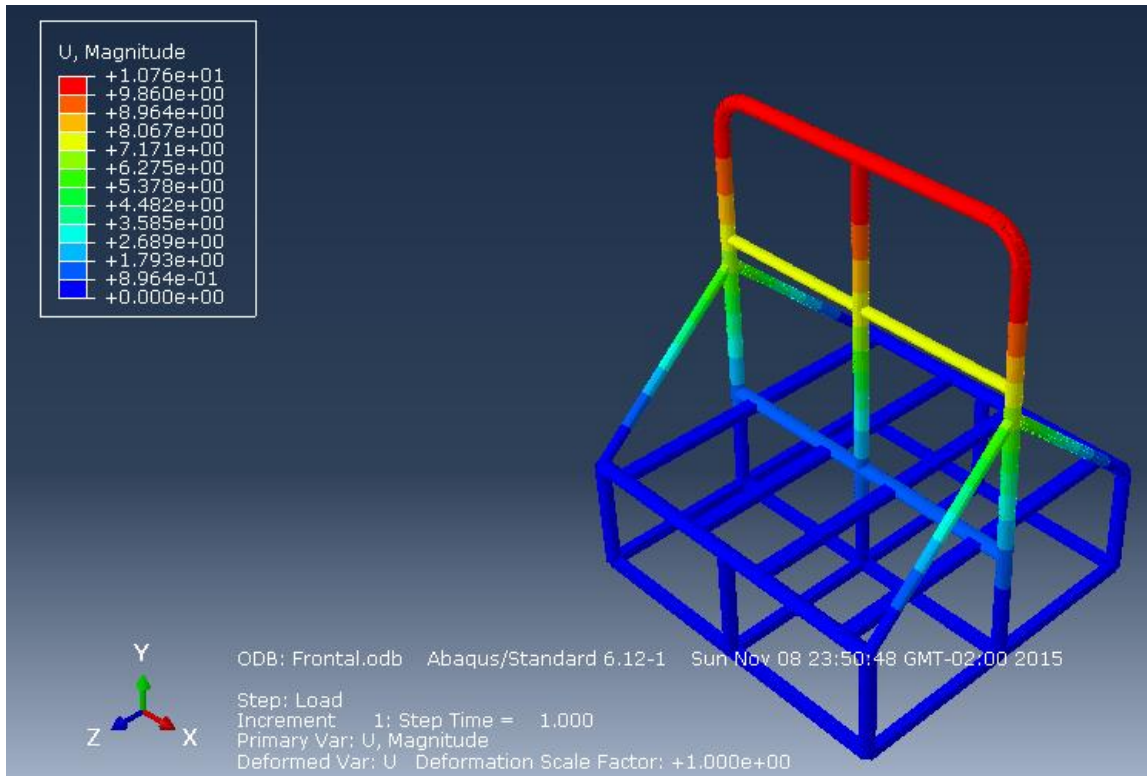


Figura 81 – Deslocamentos para carregamento frontal.

### 6.1.3. Carregamento Lateral

Nesta simulação, os resultados alcançados foram considerados os mais expressivos, onde foi notável a aplicação das cargas e as deformações relacionadas. Na Figura (82) encontram-se as tensões equivalentes de von Mises e, dentre elas, pode-se destacar a maior tensão atuante na estrutura de  $193,3 \text{ MPa}$ . A maior tensão está localizada próximo ao ponto de fixação dos suportes laterais da estrutura. O resultado mostra que esses suportes estão cumprindo sua função de aumentar a rigidez estrutural principalmente do arco principal, impedindo que o mesmo flexione em cima dos ocupantes do módulo. A Figura (83) apresenta os principais deslocamentos ocorridos na estrutura. O maior valor obtido experimentalmente foi  $25,81 \text{ mm}$  e a simulação lateral resultou em um deslocamento máximo de  $36,8 \text{ mm}$ , uma diferença de aproximadamente 41%, diferença essa que mesmo sendo maior, a estrutura mais uma vez se comportou dentro da zona de segurança estabelecida pelo Protocolo Australiano.

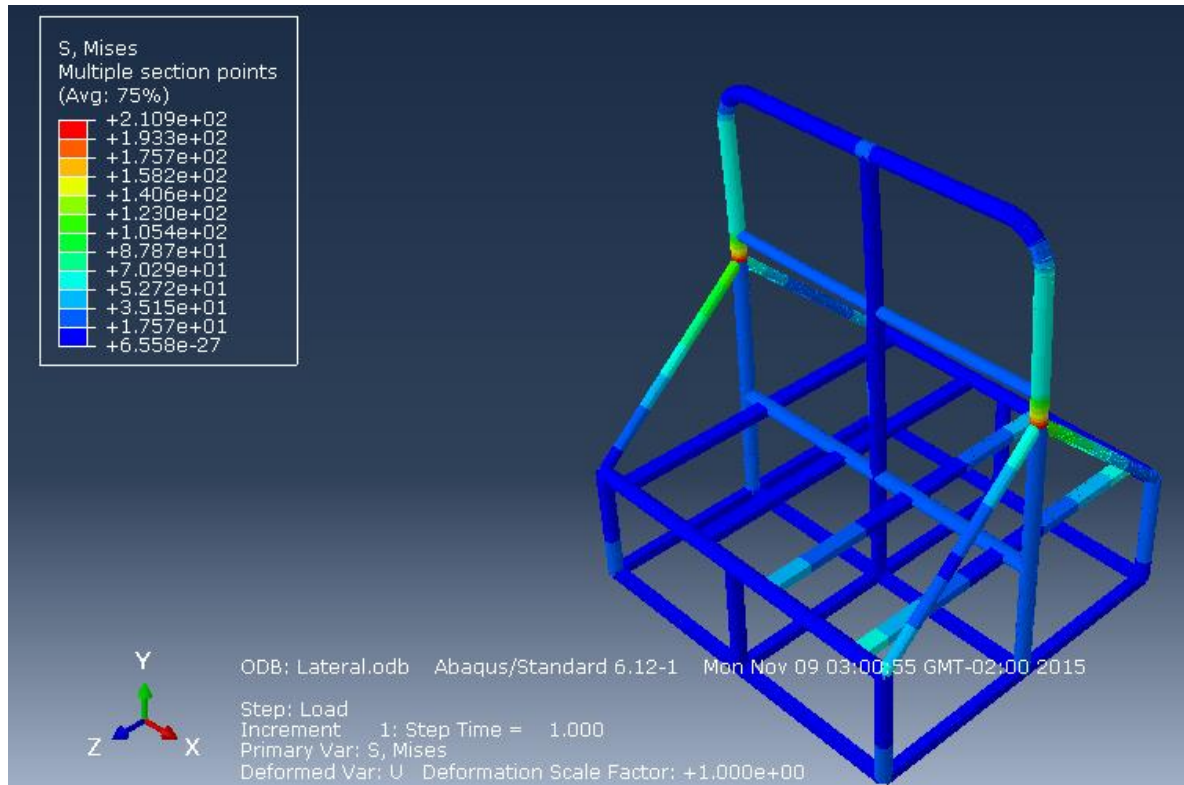


Figura 82 – Tensão equivalente de von Mises para carregamento lateral.

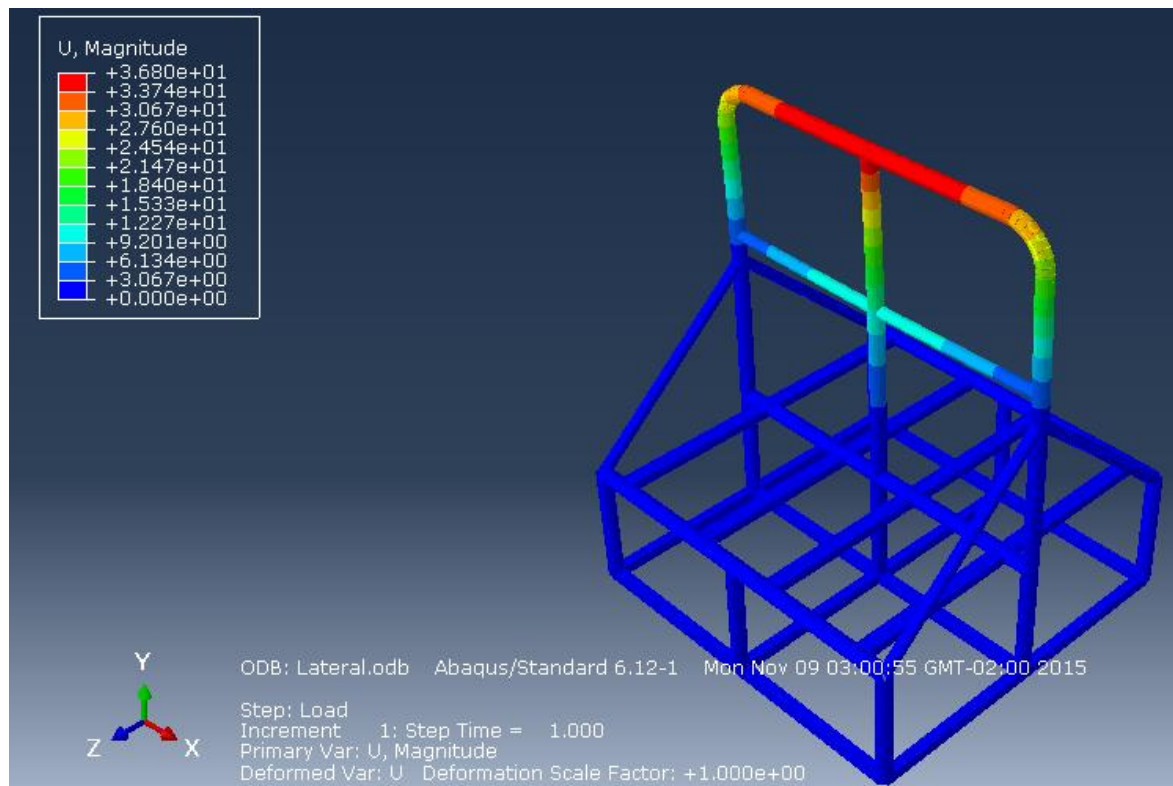


Figura 83 – Deslocamentos para carregamento lateral.



## 7. CONCLUSÃO

A primeira parte do trabalho constitui-se na realização do projeto de um módulo de transporte terrestre, a ser aplicado em viaturas do Exército Brasileiro, utilizando um programa CAD. Os desenhos da seção 3.2 contemplam os requisitos necessários para esse tipo de estrutura, como resistência, modularidade e versatilidade. A segurança durante o transporte também foi um fator importante durante a concepção do projeto. Ensaio experimentais foram realizados, após concepção em CAD, visando à validação do projeto nos aspectos de resistência e segurança. Os resultados dos ensaios possibilitaram uma análise estrutural e o conhecimento dos pontos em que se tem os maiores níveis de deflexões devido aos carregamentos que foram estipulados, seguindo normas de segurança veicular.

A estrutura para o transporte de tropa a ser aplicada em uma Viatura de Transporte Não-Especializada (VTNE) apresentou bom comportamento mecânico nas três condições de carregamento. Não houve nenhum tipo de falha do material durante a aplicação das cargas. No imprevisto citado no subitem 4.3.2., a fixação das chapas de aço não foi suficiente para suportar o carregamento frontal e gerou um movimento de rotação da bancada. Mesmo com essa movimentação, os demais testes puderam ser realizados sem nenhuma influência. O posicionamento de um cilindro em um dos lados da estrutura aumentou a rigidez da bancada e permitiu a aplicação do carregamento no lado oposto da estrutura.

Como mencionado, o Protocolo Australiano foi utilizado nesse ensaio para efeitos de comparação. Para este protocolo, as deflexões geradas não podem ultrapassar 100mm (AUSTRALIAN, 2012). Os resultados apresentados nas tabelas mostraram que a estrutura está adequada quanto ao Protocolo Australiano, já que o maior deslocamento encontrado, mostrado na tabela 6, foi de 37,81mm no carregamento frontal.

Pela análise dos resultados obtidos e já durante o início do projeto, foi detectado que a condição crítica para esse kit seria quando fosse submetido a esforços frontais. Pode-se ver que, mesmo sendo crítica, tal condição não foi capaz de gerar danos expressivos na estrutura, comprovando que a rigidez global da estrutura atende aos requisitos de sua aplicação. O módulo se comportou de forma satisfatória, mostrando ser segura e confiável a sua aplicação, garantindo que os ocupantes sejam transportados com a devida segurança.

É de suma importância que se tenha todos os dados materiais corretos, advindos de uma fonte confiável para não incorrer em conclusões equivocadas. Parâmetros incorretos podem ultrapassar certos limites, como, por exemplo, mostrar que a estrutura não está apta para o uso cotidiano e obrigar que seja feita uma revisão e alterações no projeto, desperdiçando tempo, dinheiro e recurso computacional.

Apesar de algumas diferenças obtidas na comparação entre experimental e numérico, os resultados estão dentro do esperado. Em nenhum dos três casos a estrutura atingiu o nível crítico de 100 mm considerado pelo Protocolo Australiano. Dentro da tensão equivalente de von Mises, temos  $320 \text{ MPa}$  como valor máximo encontrado. Isso significa que o módulo de transporte está em consonância com os modelos de falha apresentados e, também, com o Protocolo Australiano.

Portanto, a simulação numérica realizou mais uma validação em cima do projeto de transporte de tropas, assim como o ensaio experimental. A estrutura se comporta de maneira satisfatória, não oferece riscos aos passageiros e é capaz de realizar o transporte com o conforto e a segurança necessária.

## **8. TRABALHOS FUTUROS**

Realizada a simulação numérica e confrontada com a simulação experimental, verificou-se uma diferença significativa nos valores dos deslocamentos nos três tipos de carregamento. Mesmo que o módulo de transporte tenha sido aprovado em ambas as simulações, é interessante que haja uma confirmação das propriedades materiais que foram utilizadas nesse trabalho. Sabe-se que segurança veicular é um item importante e de bastante sensibilidade. A motivação para o início deste trabalho era justamente a falta de segurança que ainda existe em situações de transporte militar.

A simplificação realizada por elementos de viga também é um ponto que pode ser melhorado neste trabalho, em busca de diminuir as possíveis falhas resultantes dessa simplificação. Uma alternativa para isso é buscar construir toda a estrutura diretamente no ABAQUS. Realizando dessa forma, também é possível sugerir otimizações, como redução de peso, mudança de geometria, outras formas de travamento, para essa estrutura. A estrutura atual possui a performance necessária e satisfatória para o que foi projetada, mas também é uma estrutura com potencial de receber diversas melhorias.



## 9. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- AUSTRALIAN, G. Australian design rule adr59. Omnibuses Rollover Protective Structures, 2012.
- BEER, F. P. & JOHNSON JR, E. R., Resistência dos Materiais, 3 Ed., Makron Books, São Paulo, 1996.
- BERTOCCHI, M. Segurança Veicular. Skill Ed., Curitiba, 2005.
- CALLISTER Jr., W.D., Ciência e Engenharia dos Materiais, uma Introdução, 7. Ed., LTC, Rio de Janeiro, 2008.
- HIBBELER, R. C., Resistência dos Materiais, 7. Ed., Pearson Prentice Hall, São Paulo, 2010.
- PEGDEN, C. D., Shannon, R. E. & Sadowski, R. P. *Introduction to Simulation Using SIMAN*. McGrawHill, *New York*, 1990.
- SANTOS, V. L. “Estudo da dinâmica vertical de um veículo através da teoria de sistemas multicorpos”, Trabalho de conclusão de curso, Politécnica USP, 2007
- SHIGLEY, Joseph E., Mischke, C. R. e Budynas, R. G., Projeto de Engenharia Mecânica, Bookman, Porto Alegre, 2005.
- ZOLIN, Ivan. Curso técnico em automação industrial: ensaios mecânicos e análises de falhas, 3. Ed., Santa Maria: Universidade Federal de Santa Maria: Colégio Técnico Industrial de Santa Maria, 2010.