

**UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
CENTRO DE CIÊNCIAS EXATAS E DA TECNOLOGIA
CURSO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

ALEXSANDRO SORDI

**ANÁLISE DA UNIÃO ESTRUTURAL DE UM ÔNIBUS
EM CONDIÇÃO DE TOMBAMENTO UTILIZANDO MEF**

CAXIAS DO SUL

2016

ALEXSANDRO SORDI

**ANÁLISE DA UNIÃO ESTRUTURAL DE UM ÔNIBUS
EM CONDIÇÃO DE TOMBAMENTO UTILIZANDO MEF**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Mecânica dos sólidos.

Orientador: prof. Me. Eng. Joel Vicente Ciapparini

CAXIAS DO SUL

2016

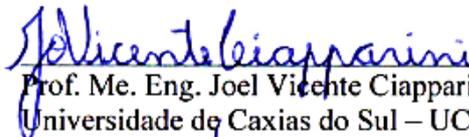
ALEXSANDRO SORDI

**ANÁLISE DA UNIÃO ESTRUTURAL DE UM ÔNIBUS
EM CONDIÇÃO DE TOMBAMENTO UTILIZANDO MEF**

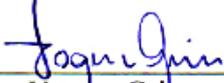
Trabalho de Conclusão de Curso apresentado à Universidade de Caxias do Sul como requisito parcial à obtenção do título de Engenheiro Mecânico. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Aprovado em 30/06/16.

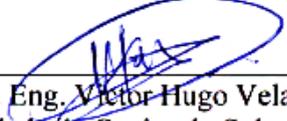
Banca Examinadora:



Prof. Me. Eng. Joel Vicente Ciapparini
Universidade de Caxias do Sul – UCS



Prof. Me. Eng. Vagner Grison
Universidade de Caxias do Sul – UCS



Prof. Me. Eng. Victor Hugo Velazquez Acosta
Universidade de Caxias do Sul – UCS

As maiores loucuras são as mais sensatas alegrias, pois tudo que fizermos hoje ficará na memória daqueles que um dia sonharão em ser como nós: Loucos, porém, felizes.

Kurt Donald Cobain

RESUMO

Atualmente as empresas fabricantes de ônibus devem cumprir normas e exigências quanto a segurança dos passageiros de transporte coletivo. Estas determinam valores mínimos de segurança, procedimentos e métodos de ensaios que devem ser adotados. Sendo assim, neste trabalho, foi realizada uma análise, através do método de elementos finitos, na qual se buscou avaliar a rigidez estrutural de um módulo da lateral de um ônibus, com e sem preenchimento de poliuretano estrutural, quando submetidos aos ensaios de tombamento conforme Resolução CONTRAN nº 445. Neste contexto foi realizado ensaio de tração para caracterização dos materiais, ensaio de flexão com tubos preenchidos com PU estrutural, representação do ensaio de flexão no *software* Ansys-LS DYNA para calibração do modelo. Posteriormente calculou-se, através do mesmo *software*, a rigidez de uma seção da lateral da carroceria de um ônibus onde utilizou-se os parâmetros do ensaio do pêndulo conforme descrito na Resolução CONTRAN nº 445. Os resultados alcançados mostram que o PU estrutural pode ser utilizado como reforço no interior de tubos para aumentar a rigidez estrutural, desde que seja corretamente dimensionado e posicionado. Além disso, pode contribuir para a redução da massa do veículo sem perder a rigidez.

Palavras-chave: Poliuretano estrutural. Rigidez estrutural. Ensaio do pêndulo.

ABSTRACT

Currently, bus manufacturers must meet standards and requirements for the safety of public transport passengers. These determine security minimum values procedures and test methods to be adopted. Therefore, in this assignment, an analysis was performed, through the finite element method, which sought to assess the structural rigidity of the module sideview of the bus, with and without filler structural polyurethane, when subjected to overturning tests according to CONTRAN n° 445 Resolution. In this context it was conducted tensile test and bending test for characterization of materials. It was later represented the bending test in Ansys-LS DYNA software for model calibration. Then calculated by means of the same software, the energy absorption of the sideview section of the structure of the bus using the pendulum test parameters as described in CONTRAN n° 445 Resolution. The results obtained show that the structural PU can be used as reinforcement in the interior tubes to increase the structural rigidity provided it is correctly dimensioned and positioned. Moreover, it can contribute to the reduction of the vehicle mass without losing rigidity.

Keywords: Polyurethane structural. Structural rigidity. Pendulum test.

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Módulo de resiliência e de tenacidade	20
Figura 2 - Curvas tensão-deformação materiais elasto-plásticos	21
Figura 3 - Tensões e deformações para um material elasto-plástico ideal	22
Figura 4 - Plastificação parcial de uma seção.....	23
Figura 5 - Rótula plástica de uma barra flexionada sob ação de um momento.....	23
Figura 6 - Comportamento de materiais absorvedores de energia	24
Figura 7 - Comparação do desempenho de uma estrutura sem espuma e com espuma	25
Figura 8 – Aplicação de PU estrutural	25
Figura 9 - Sequência de etapas para aplicação do MEF	26
Figura 10 - Método das diferenças centrais.....	29
Figura 11 - Aplicação prática de modelo com elementos de casca.....	30
Figura 12 – Razão de aspecto	31
Figura 13 – Fator de empenamento	31
Figura 14 – Razão de determinantes de jacobianos.....	32
Figura 15 – Desvio de paralelismo	32
Figura 16 - Ônibus modelo Audace.....	33
Figura 17 - Casulo estrutural de um ônibus.....	34
Figura 18 – Seção de um casulo estrutural	35
Figura 19 – Fluxograma da metodologia de trabalho.....	36
Figura 20 – Curva tensão-deformação da região plástica.....	38
Figura 21 – Corpos de prova para ensaio de flexão	38
Figura 22 – Comportamento do PU durante injeção	39
Figura 23 – Ensaio de flexão em 3 pontos.....	39
Figura 24 - Cálculo da energia total	40
Figura 25 - Espaço residual (dimensões em mm)	41
Figura 26 - Cálculo da energia total	41
Figura 27 – Deslocamento do CG da carroceria.....	42
Figura 28 – Caracterização do ensaio do pêndulo.....	43
Figura 29 – Modelo CAD do ensaio de flexão.....	44
Figura 30 – Malha do ensaio de flexão.....	45
Figura 31 – Propriedades do material ZSTE 380	46
Figura 32 – Comportamento deslocamento x tempo do punção	46

Figura 33 – Modelo CAD do ensaio de flexão com PU.....	47
Figura 34 – Malha do ensaio de flexão.....	48
Figura 35 – Propriedades do material PU estrutural.....	48
Figura 36 – Compartilhamento de topologia utilizado.....	49
Figura 37 – Malha do ensaio do pêndulo.....	50
Figura 38 – Representação do pêndulo no ensaio.....	51
Figura 39 – Propriedades do material ZAR 230.....	52
Figura 40 – Formulação dos elementos casca.....	52
Figura 41 – Reforço da região inferior.....	53
Figura 42 – Reforço da região superior e inferior.....	54
Figura 43 – Reforço das longarinas.....	54
Figura 44 – Colunas com mudança de espessura.....	55
Figura 45 – Ensaio de flexão resultado numérico X experimental.....	56
Figura 46 – Região plastificada comportamento numérico X experimental.....	57
Figura 47 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão.....	57
Figura 48 – Ensaio de flexão com PU numérico X experimental.....	58
Figura 49 – Comportamento do PU numérico X experimental.....	58
Figura 50 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU sem limpeza.....	59
Figura 51 – Comportamento do PU numérico X experimental.....	60
Figura 52 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU com limpeza.....	60
Figura 53 – Comportamento do ideal do PU estrutural.....	61
Figura 54 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU.....	61
Figura 55 – Vista frontal e isométrica do ensaio do pêndulo.....	62
Figura 56 – Localização dos pontos medidos.....	63
Figura 57 – Comparativo ensaios do pêndulo.....	64

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Acidentes de acordo com a natureza	14
Tabela 2 - Propriedades dos aços utilizados	35
Tabela 3 – Resultado do Ensaio de tração	37
Tabela 4 – Parâmetros de qualidade de malha	50
Tabela 5 – Comparativo da eficiência do PU	62
Tabela 6 – Comparativo resultados ensaios do pêndulo.....	64

LISTA DE SIGLAS

ABCR	Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias
ANTP	Associação Nacional de Transportes Públicos
CAD	Desenho Assistido por Computador
CG	Centro de Gravidade
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
MEF	Método de Elementos Finitos
PU	Poliuretano
ZAR	Zincagem de Alta Resistência

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	14
1.2	EMPRESA E AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO.....	15
1.3	OBJETIVOS.....	15
1.3.1	Objetivo geral.....	15
1.3.2	Objetivos específicos.....	16
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	17
2.1	TRABALHOS CORRELATOS.....	17
2.2	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.....	19
2.2.1	Energia de deformação.....	19
2.2.2	Módulo de resiliência e de tenacidade.....	19
2.3	PLASTICIDADE.....	20
2.3.1	Teoria da plasticidade.....	20
2.3.2	Leis de encruamento.....	21
2.3.3	Taxa de deformação.....	22
2.3.4	Rótulas plásticas.....	22
2.3.5	Flexão com plastificação da seção parcial.....	23
2.4	ESTUDO DE MATERIAIS ABSORVEDORES DE ENERGIA.....	24
2.4.1	Utilização da espuma de PU como reforço estrutural.....	24
2.5	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	26
2.5.1	Introdução ao método dos elementos finitos.....	26
2.5.2	Fundamentos do MEF.....	26
2.5.3	Análise dinâmica não-linear.....	27
2.5.4	Método da diferença central.....	28
2.5.5	Elemento tipo casca.....	30
2.5.6	Elemento tipo sólido.....	30
2.5.7	Geração de malhas.....	31
3	METODOLOGIA.....	33
3.1	APRESENTAÇÃO DO VEÍCULO ESTUDADO.....	33
3.2	DESCRIÇÃO DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS.....	34

3.3	MEDODOLOGIA DE TRABALHO	36
3.4	ENSAIO DOS MATERIAIS	37
3.4.1	Ensaio de tração	37
3.4.2	Ensaio de flexão em três pontos.....	38
3.4.3	Ensaio com pêndulo em uma seção da carroceria	40
3.5	MÉTODOS	44
3.5.1	Análise do ensaio de flexão através do MEF	44
3.5.2	Análise do ensaio de flexão com PU através do MEF.....	47
3.5.3	Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria através do MEF	49
3.5.4	Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria com PU através do MEF	53
3.5.5	Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria redimensionada.....	55
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	56
4.1	COMPARATIVO NUMÉRICO X EXPERIMENTAL DO ENSAIO DE FLEXÃO.56	
4.1.1	Ensaio de flexão.....	56
4.1.2	Ensaio de flexão com PU e sem limpeza	57
4.1.3	Ensaio de flexão com PU e com limpeza	59
4.1.4	Ensaio de flexão com PU e com aderência perfeita	60
4.1.5	Comparativo de eficiência do PU estrutural	61
4.2	RESULTADOS DAS ANÁLISES DO ENSAIO DO PÊNDULO	62
5	CONCLUSÃO.....	65
6	SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS.....	67
	REFERÊNCIAS	68

1 INTRODUÇÃO

Com o passar dos anos, a frota de veículos tem aumentado significativamente. Segundo pesquisa da Associação Nacional de Transportes Públicos - ANTP (2014) de 2003 a 2012 a frota de veículos no Brasil aumentou 92%, porém a qualidade das estradas não acompanhou tal evolução. Somando esse fator com a falha mecânica e a imprudência de alguns motoristas, os quais chegam a revogar a Lei do Descanso dos Motoristas Profissionais, o número de acidentes de trânsito cresceu consideravelmente.

No que diz respeito à segurança dos passageiros, as encarregadoras de ônibus devem desenvolver produtos que garantam as mais variadas aplicações de transporte. Para Sánchez (2001), a segurança dos ocupantes, quando ocorre um impacto, é um item de extrema importância. Ele também menciona que para um veículo ser considerado seguro, deve prevenir o envolvimento em colisões e minimizar o grau das lesões quando se envolver em um acidente.

A contínua evolução no desenvolvimento de materiais trouxe muitas soluções para dar mais conforto e segurança aos usuários de transporte coletivo. Ao tentar desenvolver melhores condições de segurança para um veículo, engenheiros caminham para aplicação de materiais mais rígidos ou a inclusão de reforços ao longo de pontos específicos da estrutura do veículo. Entretanto uma estrutura mais reforçada nem sempre é a mais pesada, visto que uma otimização estrutural pode ser feita visando diminuir peso do veículo.

Segundo Matsumoto (2010), a utilização de reforços de materiais compostos como o plástico e a fibra de vidro, tem mostrado bom desempenho em testes de impacto, onde a grande vantagem está em seu peso. Geralmente estes reforços são projetados a fim de aumentar a rigidez das regiões que apresentam grandes deformações, estabilizando as seções do veículo que trabalham como caminho de carga.

Para Röttger, Droste e Birch (2010) um dos principais candidatos a serem utilizados como reforços locais são as espumas estruturais. Os autores mencionam que o principal motivo, é que as espumas estruturais possuem grande relação peso/desempenho, resultando num sistema de absorção de energia mais avançado e eficiente. Tais benefícios podem traduzir-se em redução de peso da estrutura, visto que a espuma é utilizada em uma área local podendo eliminar reforços ou diminuir as espessuras dos materiais.

Atualmente as empresas fabricantes de ônibus devem cumprir normas e exigências quanto à segurança dos passageiros de transporte coletivo. Estas determinam valores mínimos de segurança, procedimentos e métodos de ensaios que devem ser adotados. A Resolução

CONTRAN nº 445 (2013), a qual será aplicada neste trabalho, estabelece os requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros para o mercado brasileiro.

Sendo assim, neste trabalho, será avaliada a rigidez estrutural de uma seção da lateral de um ônibus, com análises através do método de elementos finitos, utilizando poliuretano estrutural para reforçar as regiões que apresentam maiores deformações, quando submetidos ao ensaio do pêndulo conforme a Resolução CONTRAN nº 445 (2013).

1.1 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

Neste trabalho, a justificativa inicial recai no número de acidentes envolvendo ônibus. Conforme a Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias – ABCR (2014), no ano de 2014 foram registrados um total de 121.547 acidentes de trânsito no Brasil, dos quais 3.635 tiveram envolvimento de ônibus. No Rio Grande do Sul, segundo o Departamento Estadual de Trânsito - DETRAN/RS (2015) no período de 2010 a 2014 foram computados 597 acidentes com vítimas fatais com envolvimento de pelo menos um ônibus. Destes 46% foram em rodovias (estaduais e federais) e 54% em vias municipais.

A tabela 1 lista o número de acidentes de acordo com sua natureza.

Tabela 1 - Acidentes de acordo com a natureza

Tipo de acidente	Vias Municipais	Rodovias
Colisão	127	181
Colisão lateral	56	36
Atropelamento	127	35
Choque com objeto fixo	2	4
Tombamento/capotamento	3	13
Outro	9	4

Fonte: adaptado de DETRAN/RS (2015)

Outra justificativa para este trabalho se dá pelo fato que colisões envolvendo ônibus, geralmente resultam em grandes tragédias, ocorrendo grandes deformações da estrutura do veículo. Portanto aumentar a rigidez sem ampliar excessivamente a massa é um grande desafio de engenharia.

Por fim, o estudo proposto para aumentar a rigidez da estrutura de um ônibus, pode contribuir de forma significativa para melhorar a segurança do transporte coletivo numa condição de tombamento.

1.2 EMPRESA E AMBIENTE DE DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO

A empresa Marcopolo S.A., fundada em 06 de agosto de 1949, é uma sociedade de capital aberto sediada na cidade de Caxias do Sul – RS, sendo uma das principais empresas na fabricação de carrocerias de ônibus. Ao longo da sua história já produziu mais de 400.000 carrocerias. No Brasil, a empresa possui duas unidades fabris na cidade de Caxias do Sul – RS, uma na cidade de Duque de Caxias – RJ e outra fábrica na cidade de São Matheus – ES, e no exterior, há fábricas na África do Sul, Argentina, Austrália, China, Colômbia, Egito, Índia, México, Canadá, Estados Unidos e na Rússia.

A visão da empresa é de ser reconhecida mundialmente como grupo empresarial brasileiro mais competitivo nos negócios em que estiver atuando e de sólida imagem socioambiental e econômica. Dentre as certificações que a empresa possui, destacam-se a NBR ISO 9001 (Sistema de gestão da Qualidade), a SA 8000 (Sistema de responsabilidade Social), a NBR ISO 14001 (Sistema de gestão ambiental) e a OHSAS 18001 (Sistema de saúde e segurança do trabalho).

O presente trabalho será realizado nas áreas de engenharia de desenvolvimento e engenharia de produto. Na engenharia de desenvolvimento são elaborados os novos produtos e inovações que serão lançados pela empresa, nessa área são realizadas as análises de elementos finitos, dando mais segurança, durabilidade e credibilidade ao produto. Na engenharia de produto ocorre o planejamento das carrocerias além da modularização, padronização, parametrização e personalização das versões e variações do produto.

1.3 OBJETIVOS

1.3.1 Objetivo geral

Avaliar, através do método de elementos finitos, a rigidez estrutural de uma seção da lateral de um ônibus, com e sem preenchimento de poliuretano estrutural, quando submetido ao ensaio do pêndulo conforme Resolução CONTRAN nº 445 (2013).

1.3.2 Objetivos específicos

A seguir são apresentados os objetivos específicos que complementam o geral:

- a) caracterizar os materiais da carroceria em estudo;
- b) desenvolver uma metodologia para representação do material poliuretano estrutural no *software* de elementos finitos Ansys-LS DYNA;
- c) determinar os esforços que a estrutura deve suportar;
- d) analisar através do método de elementos finitos dois módulos da estrutura lateral, uma com tubos preenchidos com poliuretano estrutural e a outra sem preenchimento, com auxílio do *software* Ansys-LS DYNA;
- e) analisar o PU aplicado no tubo sem limpeza e com limpeza;
- f) avaliar o efeito do preenchimento em três posições distintas da estrutura;
- g) avaliar a capacidade de absorção de energia dos tubos preenchidos com PU;
- h) identificar os contatos e parâmetros, do Ansys-LS DYNA, que melhor representa o ensaio experimental.

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica expondo trabalhos correlatos, os quais realizaram análises em estruturas de carrocerias de ônibus utilizando o MEF, envolvendo segurança veicular. Também são citados trabalhos que buscam alternativas para reduzir massa de veículos com utilização de materiais não convencionais como o aço de alta resistência e a espuma estrutural.

Num segundo momento, procura-se expor uma revisão teórica sobre resistência dos materiais, plasticidade e materiais poliméricos. Por fim é apresentado um tópico abordando o método de elementos finitos.

2.1 TRABALHOS CORRELATOS

Brandão (2005) realizou um estudo propondo mudança de materiais de elemento estrutural automotivo, com o objetivo de redução de massa sem perda de desempenho. Neste trabalho foram construídos e avaliados quatro modelos através do MEF. Os resultados alcançados possibilitaram uma redução de massa e, apesar do bom resultado, o elemento em estudo perdeu desempenho estrutural.

Bonatto (2007) analisou o comportamento de estrutura de carroceria de ônibus quando submetidas a um impacto frontal, avaliando normas que regulamentam a segurança de veículos e rótulas plásticas. Utilizando o *software* de elementos finitos Ansys-LS DYNA, obteve resultados que por motivos de custo inviabilizaram a aplicação em testes reais.

Ruiz et al. (2009) analisaram a possibilidade de utilização de aço de alta resistência e de espuma estrutural para melhorar a absorção de energia e reduzir o peso final de uma estrutura de um ônibus. No trabalho é destacado que o aço de alta resistência é responsável pela absorção de energia e a espuma estrutural evita o colapso. Os resultados encontrados foram de redução de 25% do peso da estrutura avaliada, podendo chegar a 300 kg numa estrutura que atenda a Regulamentação ECE R66.

Tech (2009) propôs uma metodologia para otimização estrutural de um ônibus sob condição de tombamento, utilizando algoritmo genético. O modelo de elementos finitos utilizado foi construído por elementos de viga flexível e viga rígida. Para caracterizar as rótulas plásticas foram utilizados métodos numéricos e experimentais. Como resultado, chegou a um algoritmo genético que indica que a região dianteira do ônibus é a parcela que mesmo acrescentando massa, pouco contribui para a resistência mecânica do veículo ao

tombamento. A região intermediária é a região onde devem ser aplicados tubos mais robustos, pois é a região mais solicitada numa condição de tombamento, essa importância diminui gradativamente conforme se aproxima da traseira do veículo.

Meira Junior (2010) propôs uma metodologia para otimizar estruturas unifilares formadas por barras flexíveis e/ou rígidas unidas através de juntas não lineares. Neste trabalho foi avaliado a capacidade de uma estrutura de uma carroceria de ônibus em absorver toda a energia produzida durante um evento de impacto frontal. Como resultado obteve uma metodologia para reprojeter estruturas de carroceria de ônibus, sob condição de impacto frontal, com aumento da capacidade de absorver impacto sem invasão da área de sobrevivência do motorista e sem necessidade de aumento de massa na carroceria.

Karlinski, Ptak e Dzialak (2013) realizaram uma simulação, através do método de elementos finitos, da resistência da cabine de uma máquina de terraplanagem sob condição de tombamento. Os testes foram baseados na norma PN-EM ISO 3471:2009, onde são especificados os testes ao qual a máquina deve resistir, tais como: tombamento, esmagamento da cabine e simulação de condução. O resultado atingido foi que a máquina analisada atende as especificações da norma.

Wood (2013) propôs uma metodologia para automatizar o processo de configuração e pré-processamento, utilizando os *softwares* Hypermesh e Process Manager, de uma simulação de tombamento de uma estrutura de um ônibus, cumprindo os requisitos da Resolução ECE R66. O *software* utilizado para solução do teste foi o Radioss, e os benefícios alcançados por este estudo foi uma significativa redução de tempo nas análises.

Goedel et al. (2015) apresentaram um estudo paramétrico de impacto semifrontal em um ônibus. Neste estudo foi avaliado independentemente a influência de cada variável envolvida neste tipo de acidente. Os autores utilizaram um modo de análise explícita formado por elementos de vigas utilizando a lei construtiva elasto-plástica, onde leva em conta a influência da taxa de deformação.

Gonçalves, Silva e Silveira (2015) avaliaram o comportamento inelástico de sistemas estruturais metálicos submetidos à flexão em torno do eixo de menor inércia. Neste trabalho, os autores, adotam uma formulação por elementos finitos reticulados planos, na qual o processo de plastificação do aço é acompanhado através do método da rótula plástica refinada. É mencionado, também, que a flexão em torno do eixo mais fraco apresenta benefícios importantes como a capacidade de desenvolver toda a resistência plástica sem ocorrência de flambagem lateral por torção.

2.2 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

Segundo Hibbeler (2010) a resistência dos materiais é considerada uma área da mecânica que estuda as relações entre as cargas externas aplicadas a um corpo deformável e a intensidade das forças internas que agem no interior do corpo.

O principal objetivo da mecânica dos materiais é determinar as tensões, deformações e deslocamentos em estruturas e seus componentes devido à ação de cargas sobre eles. Se pudermos determinar essas quantidades para todos os valores de cargas, até as que causam falha, teremos uma noção completa do comportamento mecânico dessas estruturas (GERE e GOODNO, 2009).

2.2.1 Energia de deformação

Quando um material é deformado por uma carga externa, tende a armazenar energia internamente em todo o seu volume. Como essa energia está relacionada com as deformações no material, ela é denominada energia de deformação conforme equação 1 (HIBBELER, 2010).

$$u = \frac{\Delta U}{\Delta V} \quad (1)$$

Onde:

u = Energia de deformação;

ΔU = Variação da energia interna;

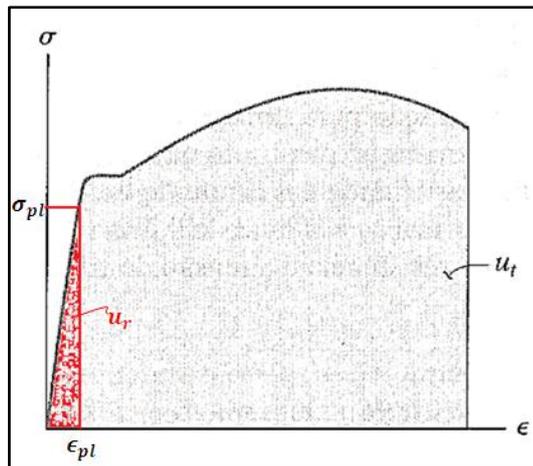
ΔV = Variação de volume.

2.2.2 Módulo de resiliência e de tenacidade

Segundo Hibbeler (2010) o módulo de resiliência é estabelecido quando a tensão atinge o limite da proporcionalidade, como calculada pela equação 1. Pela região elástica do diagrama tensão-deformação (figura 1), é possível observar que u_r é equivalente à área triangular sombreada sob o diagrama. Fisicamente, resiliência representa a habilidade de um material absorver energia sem sofrer qualquer dano permanente.

Conforme Hibbeler (2010) o módulo de tenacidade representa a densidade da energia de deformação do material imediatamente antes da ruptura. Essa propriedade é importante quando se projetam elementos que possam ser carregados acidentalmente. Está representada na figura 1 como toda a área sob o diagrama tensão-deformação.

Figura 1 - Módulo de resiliência e de tenacidade



Fonte: adaptado de Hibbeler (2010)

2.3 PLASTICIDADE

De acordo com Aguiar (2008) considerar apenas os efeitos da zona elástica dos materiais em projetos mecânicos resulta uma avaliação muito simples. Em muitos projetos é importante ultrapassar o limite de escoamento (maior tensão que o material pode suportar sem sofrer uma extensão permanente quando a carga for retirada), ou seja, apesar de escoar o material não significa a falha do componente mecânico. Para tanto, alguns tópicos devem ser analisados.

2.3.1 Teoria da plasticidade

Para Pockszevnicki (2004) a teoria da plasticidade envolve prover um princípio capaz de descrever o comportamento da relação tensão-deformação para materiais que apresentam uma resposta elasto-plástica quando submetidos a carregamentos externos. Esta resposta pode ser:

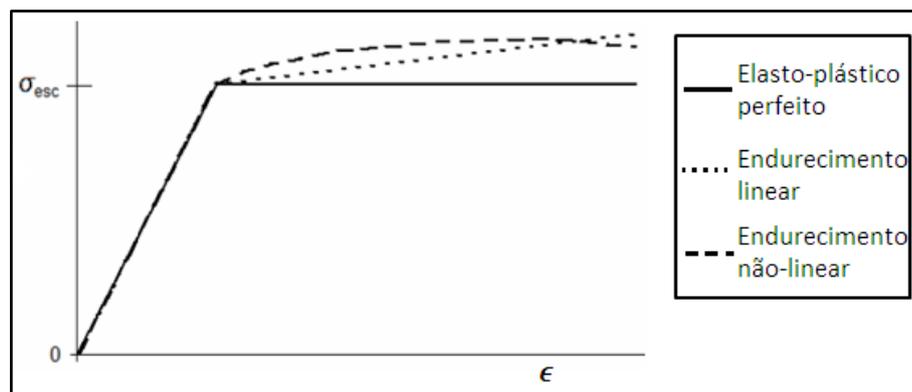
- a) elástica: quando depois de cessada a carga o corpo não apresenta deformações residuais. As deformações que ocorrem são reversíveis a nível atômico;

b) plástica: quando depois de cessado o carregamento a deformação não se desfaz, sendo, portanto irreversível ou permanente. Essas deformações irreversíveis podem ser plásticas ou viscosas, ocorre a nível cristalino em adição a parcela de deformação elástica.

2.3.2 Leis de encruamento

Conforme Tech (2009) os metais podem ser representados por materiais elasto-plástico perfeitos, que não sofrem endurecimento após o escoamento e os materiais elasto-plásticos com encruamento, estes podendo apresentar endurecimento linear e não linear. Na figura 2 são mostradas as curvas tensão-deformação típicas de materiais elasto-plásticos.

Figura 2 - Curvas tensão-deformação materiais elasto-plásticos



Fonte: Tech (2009)

O encruamento é caracterizado pelo fato de que para materiais reais, a tensão limite de escoamento do material é dependente de uma medida de tensão plástica acumulada. Assim a superfície do escoamento pode variar em cada estágio de deformação plástica, pois é dependente da deformação. Tal fenômeno pode ser formulado como mostrado na equação 2 (POCKZEVNICKI, 2004).

$$f(\sigma, \varepsilon^p, k) = F(\sigma, \varepsilon^p) - k^2(\varepsilon^p) = 0 \quad (2)$$

Onde:

k = Tamanho da superfície de escoamento;

$F(\sigma, \varepsilon^p)$ = Define a forma da superfície.

2.3.3 Taxa de deformação

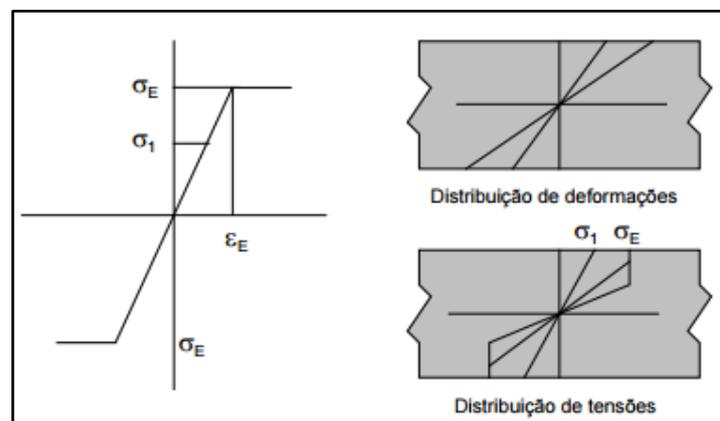
Segundo apresentado por Macaulay (1987 apud MEIRA JUNIOR, 2010) a taxa de deformação é um parâmetro adimensional que descreve a quantidade de deformação que ocorre num material quando é carregado. A taxa de deformação é a razão pela qual a deformação ocorre sob carregamento de impacto no tempo e geralmente é dada em unidades de deformação por segundo.

Conforme Meira Junior (2010), para uma dada deformação existe um inter-relacionamento entre taxa de deformação e duração do processo de deformação, por exemplo, altas taxas de deformação ocorrem sob uma escala de tempo pequena e vice-versa.

2.3.4 Rótulas plásticas

Conforme Rosa (2004), uma barra de material elasto-plástico ideal pode ser mostrado através da figura 3, onde é apresentado na forma de distribuição de tensões e se altera com o aumento da carga externa de flexão. Até o momento de início de escoamento (M_E), a distribuição é linear e imediatamente todo o material estará em regime elástico. Quando atingindo M_E pela primeira vez a tensão limite de escoamento é alcançada na parte crítica. Tendo qualquer aumento na flexão, ocorre necessariamente uma plastificação, que tem início nas fibras externas do material entrando para a parte interna de acordo com o aumento da carga aplicada. Como o material é considerado elasto-plástico ideal, a distribuição de tensões é estável na zona plastificada, logo qualquer aumento de carga só poderá ser equilibrado com o aumento da zona plastificada, fazendo com que este penetre mais no material.

Figura 3 - Tensões e deformações para um material elasto-plástico ideal



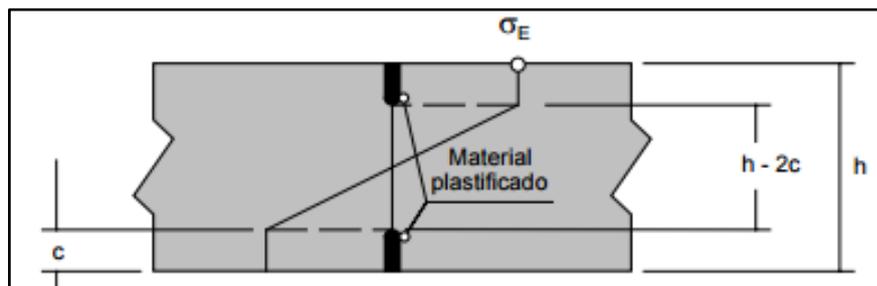
Fonte: Rosa (2004)

Rosa (2004) ainda menciona que quando toda a seção da barra atinge o limite de escoamento, a mesma não pode resistir a qualquer acréscimo de carga. Nesta situação o movimento aplicado atinge o momento de plastificação, portanto não existe mais material elástico que possa ter sua tensão elevada para estabilizar um aumento de carga.

2.3.5 Flexão com plastificação da seção parcial

Para Rosa (2004) considerando um material elasto-plástico ideal, a distribuição de tensões para uma seção parcialmente plastificada pode ser representada pela figura 4. O autor afirma que a região plastificada do material penetra uma profundidade “c”, onde a tensão constante é igual à de escoamento, no núcleo ainda elástico, a tensão possui uma distribuição linear, desde zero até a linha neutra, até a tensão de escoamento na interface elasto-plástica

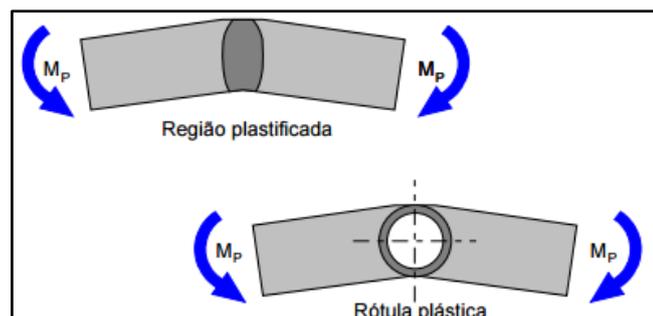
Figura 4 - Plastificação parcial de uma seção



Fonte: Rosa (2004)

Segundo Rosa (2004) na figura 5 é mostrado que conforme o momento supera o momento de início de escoamento (M_E), e tem uma aproximação do momento de plastificação (M_P), as deformações e os deslocamentos passam a aumentar mais rápido que no caso elástico e a seção não tem como suportar mais acréscimos de carga. Assim a viga atua como uma rótula na parte escoada, dobrando sobre atuação do momento M_P .

Figura 5 - Rótula plástica de uma barra flexionada sob ação de um momento



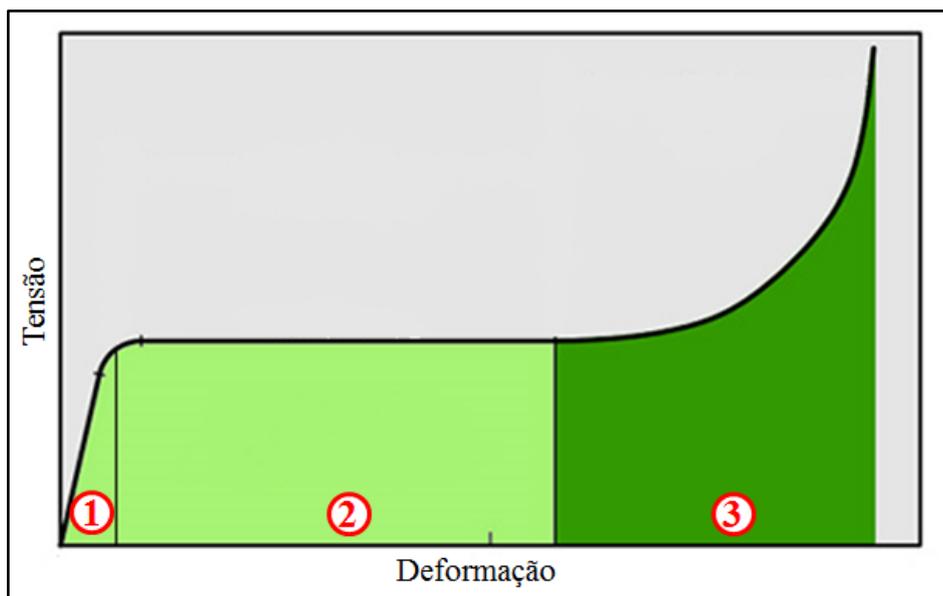
Fonte: Rosa (2004)

2.4 ESTUDO DE MATERIAIS ABSORVEDORES DE ENERGIA

Burdank (2012) diz que materiais absorvedores de energia é uma classe de produtos que geralmente absorvem a energia cinética mecânica por compressão ou por deflexão com uma tensão constante ao longo de uma distância extensa. Um exemplo de elemento mecânico que executa uma função muito similar são as molas, porém elas são consideradas elementos de armazenamento de energia e não de absorvedores, pois elas rebatem a energia de volta.

Na figura 6 é apresentada um gráfico tensão-deformação característico de materiais absorvedores de energia. Nele é possível verificar três regiões característica desses materiais. A região 1 é definida como região elástica, a região 2 é a zona ideal de absorção de energia e a região 3 é onde ocorre a densificação do material.

Figura 6 - Comportamento de materiais absorvedores de energia



Fonte: adaptado de Burdank (2012)

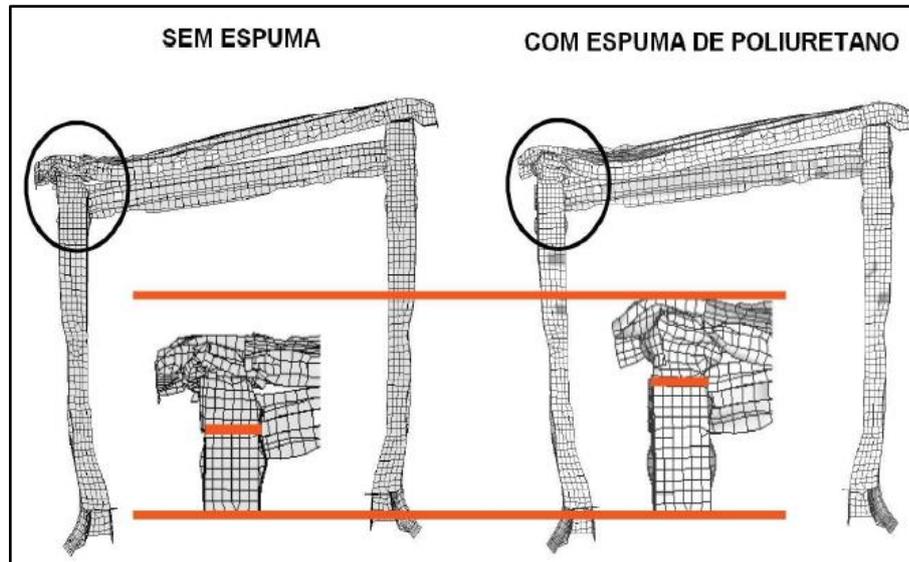
2.4.1 Utilização da espuma de PU como reforço estrutural

Estudos apresentados por Kallina et al. (1994, apud MALLI, 2012) mostram que em 90% das falhas envolvendo membros estruturais de veículos falharam por flexão. A fim de conseguir aumentar a eficiência na absorção energia e na rigidez estrutural, o autor recomenda a introdução de espumas estruturais no interior de tubos de paredes fina.

Lanzerath e Schiling (2003, apud MATSUMOTO, 2010) aplicaram a técnica do uso de espumas estruturais para comparar o desempenho estrutural de veículos submetidos a

impactos frontais e laterais. A figura 7 mostra o resultado da aplicação da técnica num impacto de reparabilidade, nela é possível verificar o deslocamento total em duas estruturas sendo uma reforçada com PU e a outra sem esse reforço.

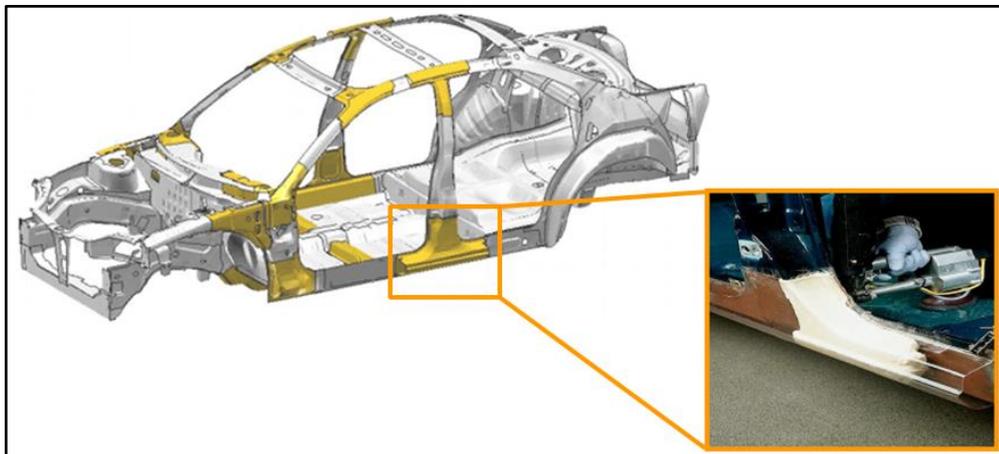
Figura 7 - Comparação do desempenho de uma estrutura sem espuma e com espuma



Fonte: Matsumoto (2010)

Droste e Rottger (2007) dizem que é possível injetar espumas de PU de alta densidade em cavidades de conjuntos estruturais (figura 8). Essa espuma aplicada irá expandir e curar em alguns segundos. Com base na densidade da espuma o conjunto irá ganhar resistência estrutural e rigidez mecânica, podendo assim eliminar peso dos componentes, alterando as espessuras das matérias por exemplo.

Figura 8 – Aplicação de PU estrutural



Fonte: adaptado de Droste e Rottger (2007)

2.5 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

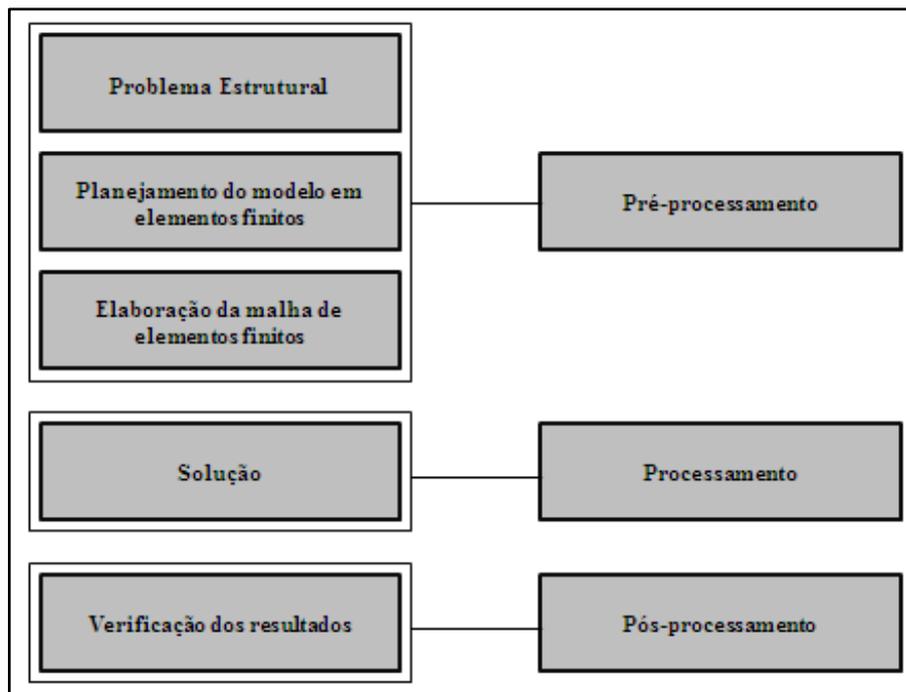
2.5.1 Introdução ao método dos elementos finitos

Para Azevedo (2003) o método dos Elementos Finitos (MEF) tem o objetivo de determinar o estado de tensão e de deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores.

Segundo Norton (2013) a aplicação do MEF consiste na divisão de um componente em um número finito de elementos discretos conectados pelos seus nós, podendo obter-se uma aproximação das tensões e deformações em qualquer parte do componente, para um dado conjunto de condições de contorno e de cargas aplicadas em alguns nós da estrutura.

Alves Filho (2013) diz que em qualquer análise deve-se estabelecer uma sequência básica para aplicação do MEF, conforme indicado na figura 9.

Figura 9 - Sequência de etapas para aplicação do MEF



Fonte: adaptado de Alves Filho (2013)

2.5.2 Fundamentos do MEF

Conforme Azevedo (2003) para formular o MEF é necessário existir uma equação integral, de modo que seja possível substituir a integral sobre um domínio complexo (de

volume V) por um somatório de integrais estendidos a subdomínios de geometria simples (de volume V_i). Esta técnica é ilustrada com o seguinte exemplo, que corresponde ao integral de volume de uma função f (equação 3).

$$\int_V f dV = \sum_{i=1}^n \int_{V_i} f dV \quad (3)$$

Onde:

V = Volume.

Na equação 4 pressupõe-se que:

$$V = \sum_{i=1}^n V_i \quad (4)$$

Onde:

V_i = Subdomínios de geometria simples.

Segundo Azevedo (2003) caso seja possível calcular todas as integrais estendidas aos subdomínios V_i , basta efetuar o somatório correspondente ao segundo membro da equação 4 para obter a integral estendida a todo o domínio. Cada subdomínio V_i corresponde a um elemento finito de geometria simples (segmento de reta, triângulo, quadrilátero, tetraedro, paralelepípedo). O somatório indicado na equação 4 vai dar origem à operação designada *assemblagem*, que apresenta muitas semelhanças com a que é efetuada nas estruturas reticuladas.

2.5.3 Análise dinâmica não-linear

Para Cook, Malkus e Plesh (1974, apud TECH, 2009), pode-se resolver equações de equilíbrio não-lineares, através do processo de linearização das equações do problema, dividindo-as em várias etapas lineares. Portanto um problema não-linear é solucionado como vários problemas lineares resolvidos cada um dentro de um passo. Com isso conclui-se que da mesma maneira que em problemas lineares, os problemas não-lineares são resolvidos

substituindo o conjunto de equações diferenciais por equações integrais através, por exemplo, do Princípio dos trabalhos Virtuais (PTV).

Bathe (1996, apud BIONDO, 2014) atribui o comportamento não linear a três causas principalmente:

- a) comportamento não linear do tipo cinemático devido a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem no processo;
- b) comportamento não linear constitutivo, devido ao caráter inelástico (plástico, viscoplástico, degradação) que caracteriza a deformação do material;
- c) caráter não linear das condições de contorno devido, por exemplo, à iteração (contato e atrito) produzida entre os sólidos que atuam no processo ao longo de uma superfície de contato que não é conhecida inicialmente e que varia ao longo do processo.

A equação 5 é a equação de equilíbrio que rege a resposta dinâmica de um sistema para o método de elementos finitos.

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = R \quad (5)$$

Onde:

M = Massa;

C = Amortecimento;

K = Matriz rigidez;

U = Vetor deslocamento;

\dot{U} = Vetor velocidade;

\ddot{U} = Vetor aceleração.

2.5.4 Método da diferença central

O software LS-DYNA, utilizado neste trabalho para resolução dos cálculos, utiliza o método explícito das diferenças centrais para integrar as equações de movimento.

Segundo Matsumoto (2010) a formulação deste método é baseada em aproximações por diferenças centrais para as velocidades e acelerações.

Neste método a velocidade e aceleração são descritas respectivamente pelas equações 6 e 7.

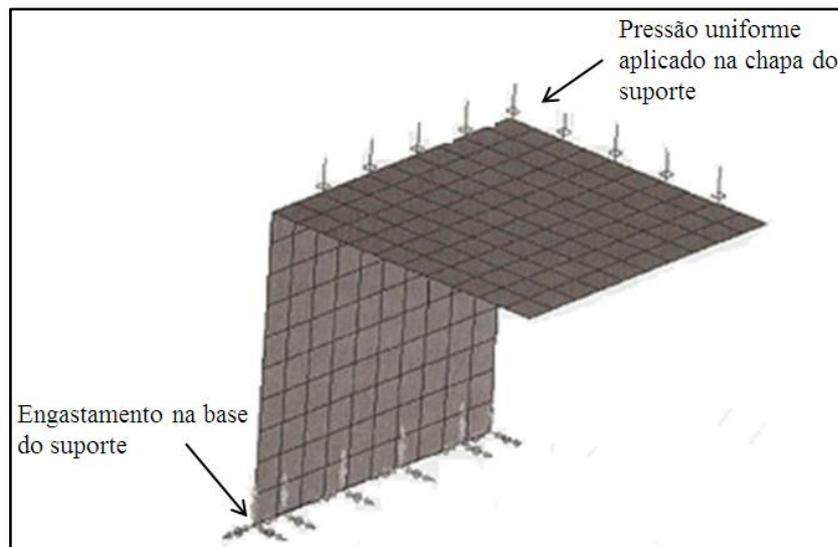
condição é empregar um passo de tempo de análise que seja inferior ao tempo necessário para uma onda de pressão atravessar o menor elemento da malha.

2.5.5 Elemento tipo casca

Alves Filho (2013) comenta que elementos de casca são adequados para análise detalhada de estruturas metálicas e cita diversas aplicações, tais como análise detalhada de chassis e travessas, casulos de ônibus, para-choques, trens e aviões.

Para Soriano (2003) casca é um sólido que se caracteriza por uma dimensão denominada espessura, muito menor do que as dimensões de uma superfície média, sólido este submetido a efeitos de flexão e de membrana. O efeito de membrana se refere à deformação da superfície média da casca nesta mesma superfície. Na figura 11 representa-se uma aplicação prática de um modelo com elementos de casca.

Figura 11 - Aplicação prática de modelo com elementos de casca



Fonte: Alves Filho (2013)

2.5.6 Elemento tipo sólido

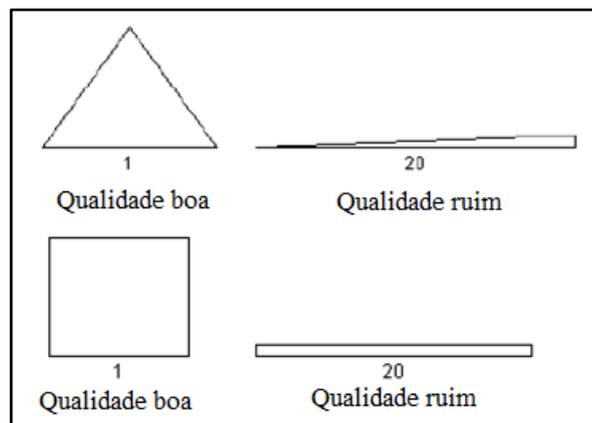
Segundo Alves Filho (2013) elementos tipo sólidos são corpos contínuos elásticos que preenchem as três dimensões do espaço. Na prática esse tipo de elemento pode representar estruturas complicadas de espessuras variáveis ou espessuras consideráveis em relação ao tamanho da estrutura, como por exemplo eixos, componentes de máquinas, suportes fundidos, carcaças de embreagem e transmissão, blocos de motor, entre outros.

2.5.7 Geração de malhas

A geração de malhas para resolução de problemas com o MEF é algo fundamental para a boa qualidade do resultado. Para isso alguns parâmetros devem ser observados:

- a. Razão de forma (*Aspect Ratio*) - conforme Ansys (2013) esse parâmetro é a medida da relação da base e da altura de um retângulo ou de um triângulo. Para ser considerado um elemento satisfatório, o valor dessa relação deve ser próximo de unitária. Na figura 12 são representadas razões de aspecto para um retângulo e um triângulo;

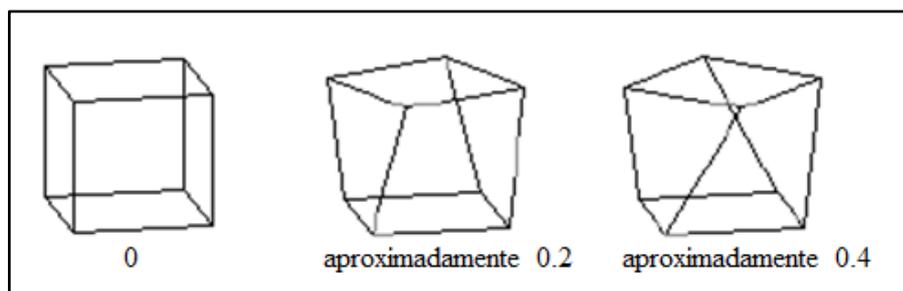
Figura 12 – Razão de aspecto



Fonte: adaptado de Ansys (2013)

- b. Fator de empenamento (*Warping Factor*) - conforme Ansys (2013) quanto mais próxima de plana a face for, menor será seu empenamento. Para se obter bons resultados é desejável que não haja empenamentos. Na figura 13 são apresentados alguns exemplos para fatores de empenamento em um elemento sólido.

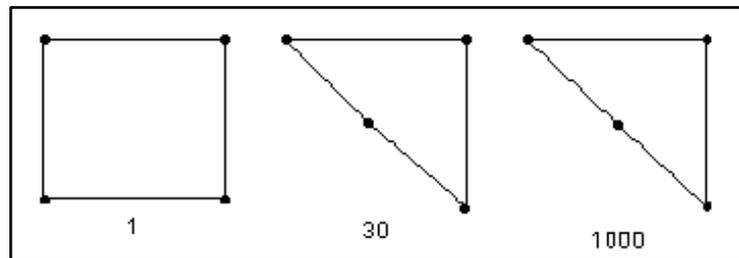
Figura 13 – Fator de empenamento



Fonte: adaptado de Ansys (2013)

- c. Razão de determinantes de jacobianos (*Jacobian Ratio*) - conforme Ansys(2013) a razão de determinantes é baseada na ideia de mapeamento entre um sistema de coordenadas real do elemento e um sistema de coordenadas natural (de referência) para realizar a integração primária. Um valor de razão de jacobianos alto significa que o cálculo de jacobianos, em pontos diferentes do elemento, resultou em valores não muito próximos. A figura 14 mostra exemplos da razão de determinantes de jacobianos para um quadrilátero.

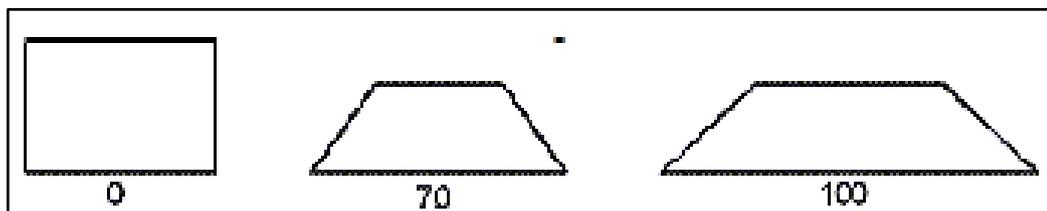
Figura 14 – Razão de determinantes de jacobianos



Fonte: adaptado de Ansys (2013)

- d. Desvio de paralelismo (*Parallel Deviations*) - conforme Ansys (2013) esse parâmetro é a quantificação do não paralelismo entre as arestas opostas em um quadrilátero. O melhor valor possível é 0, pois nessa condição há o perfeito paralelismo. Na figura 15 são mostrados alguns exemplos de paralelismo para um quadrilátero.

Figura 15 – Desvio de paralelismo



Fonte: adaptado de Ansys (2013)

3 METODOLOGIA

Neste capítulo é apresentada a situação atual do produto em estudo, descrevendo as características de construção, as ligações do anel estrutural e os materiais aplicados em uma parte da carroceria. Em seguida são apresentados os materiais e os métodos utilizados para atingir o objetivo deste estudo.

3.1 APRESENTAÇÃO DO VEÍCULO ESTUDADO

O veículo a ser estudado neste trabalho é o modelo Audace, encarroçado pela empresa Marcopolo. Este modelo de ônibus é utilizado para serviços de fretamento e intermunicipais. Possui comprimento máximo de 12.700 mm, 3.200 mm de altura e largura de 2.550 mm.

São fabricados sobre chassis de tração 4x2 de diversas montadoras, como por exemplo, Mercedes Benz, Volkswagen e Volvo. Tem a capacidade para transportar de 46 a 49 passageiros, com ou sem sanitário.

A estrutura do veículo é composta por perfis tubulares e chapas de aço. A união dos componentes da estrutura da carroceria acontece através do processo de soldagem e a montagem desta com o chassi acontecem por juntas soldadas e juntas parafusadas.

Na figura 16 é representada uma imagem do veículo a ser estudado.

Figura 16 - Ônibus modelo Audace



Fonte: Ônibus Brasil (2015)

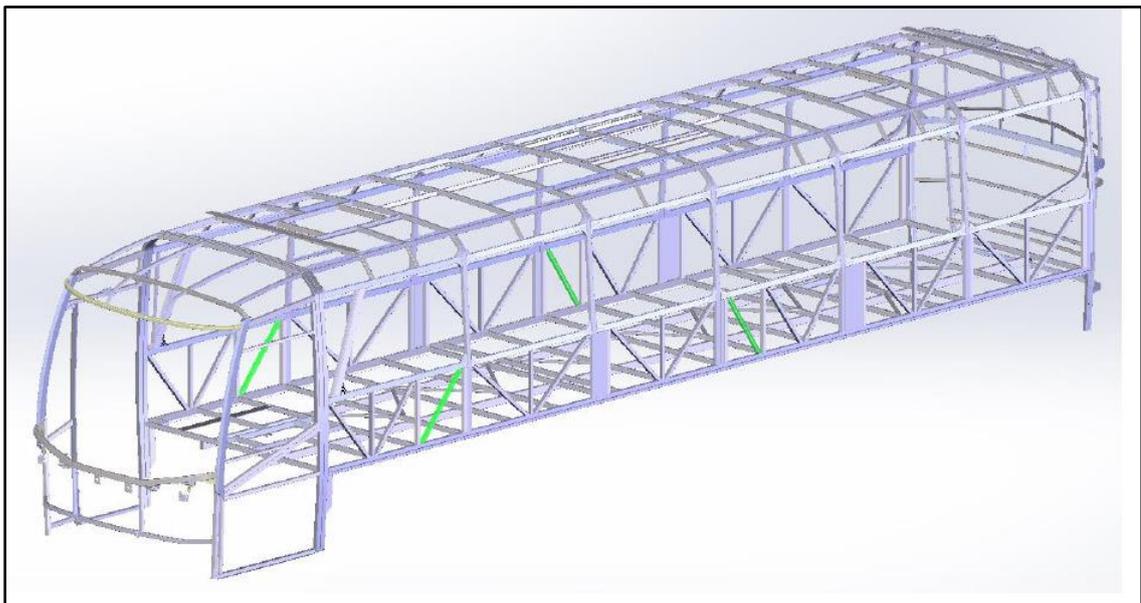
3.2 DESCRIÇÃO DE UMA CARROCERIA DE ÔNIBUS

Em um ônibus, chama-se “casulo” a estrutura que é acoplada sobre um chassi. Conforme Tech (2009), o casulo é a estrutura resistente que dá rigidez e forma a carroceria do ônibus. Muitas vezes o casulo estrutural é chamado de “esqueleto” da carroceria pela sua aparência e função mecânica.

O casulo estrutural do ônibus em estudo é formado por seis componentes: frente, traseira, lateral direita, lateral esquerda, base e teto. No processo de montagem, esses componentes são fabricados separadamente e posteriormente são unidos em um gabarito por processo de soldagem.

A figura 17 mostra um casulo estrutural de um ônibus.

Figura 17 - Casulo estrutural de um ônibus



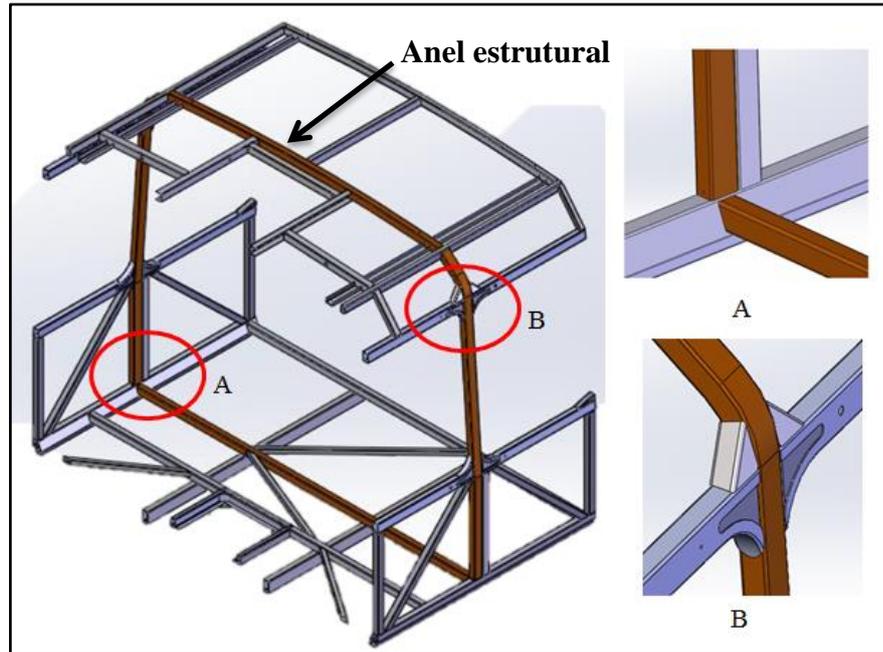
Fonte: autor (2016)

Além de dar forma e rigidez, o casulo estrutural tem a função de suportar os esforços solicitados pela carroceria. Numa situação de impacto o casulo deve absorver toda energia, por isso tem grande importância. A alta rigidez da estrutura é dada pela construção da mesma ser em forma de anel no sentido transversal da carroceria e esses anéis serem conectados, uns aos outros, por tubos no sentido longitudinal. O anel estrutural é formado por tubos de seção quadrada e retangular. Esses tubos são dispostos de acordo com o design externo do veículo, pois neles são fixados revestimentos externos e internos que dão acabamento e forma final ao produto.

A região onde a lateral é conectada com a base, e a lateral com o teto, são exemplos de uniões estruturais. São nas proximidades das uniões estruturais que se concentram as deformações localizadas durante o tombamento do veículo.

Na figura 18 é mostrada uma seção de um casulo estrutural, identificando a localização do anel estrutural e os dois exemplos de uniões estruturais citados anteriormente.

Figura 18 – Seção de um casulo estrutural



Fonte: autor (2016)

Os materiais utilizados para construção da carroceria são o aço estrutural ZAR 230 (ZAR – zincagem de alta resistência) e o aço de alta resistência ZSTE 380 (segundo a norma SEW 093). A composição química e as propriedades mecânicas de cada um são apresentadas na tabela 2.

Tabela 2 - Propriedades dos aços utilizados

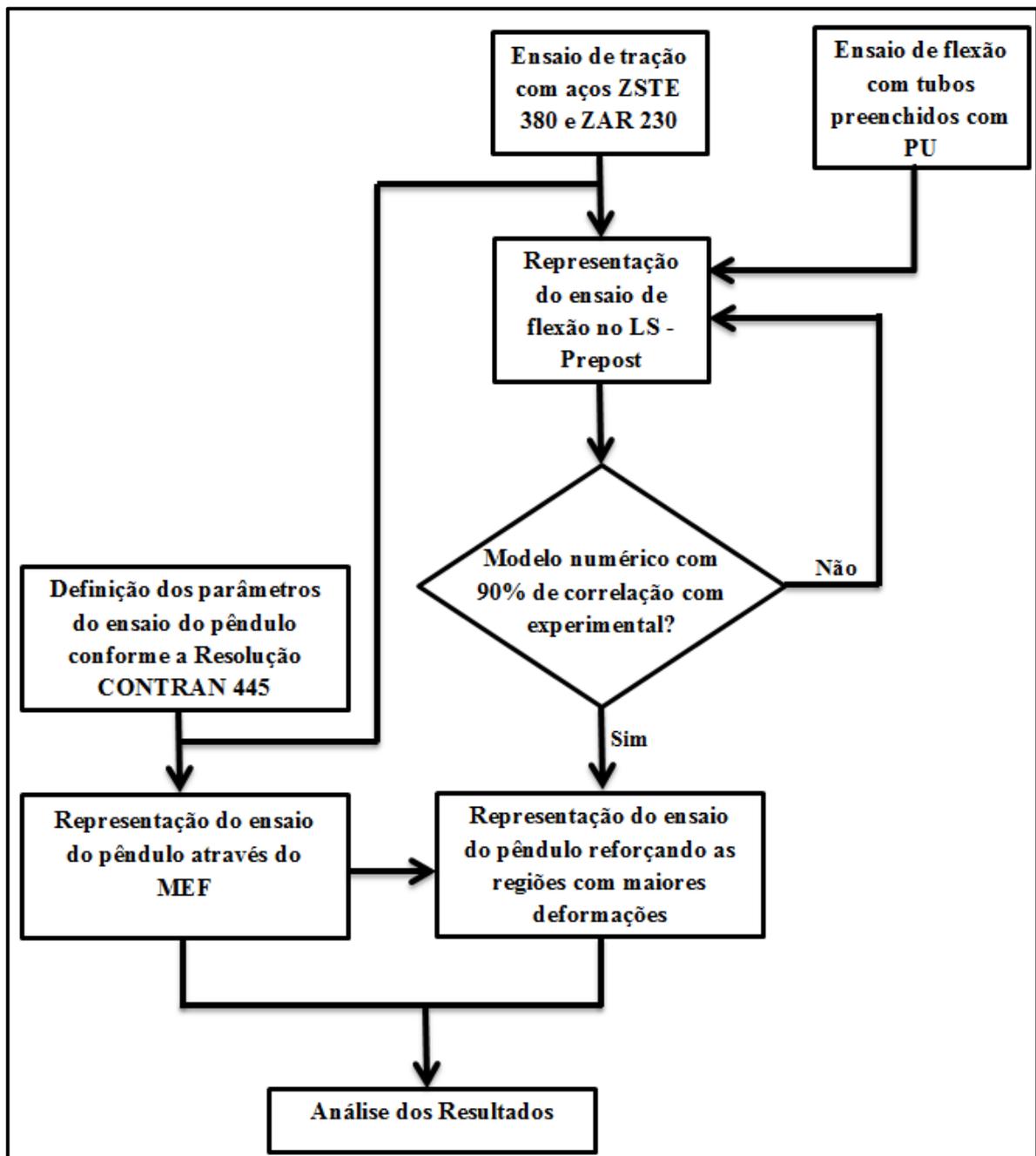
Tipo de Aço	Composição Química (% máxima)								Propriedades Mecânicas
	C	Mn	P	S	Si	Nb	Ti	Al	Limite de Escoamento (MPa)
ZAR 230	0,20	-	0,04	0,04	-	-	-	-	230
ZSTE 380	0,1	1,2	0,03	0,03	0,5	0,09	0,2	0,002	380/500

Fonte: adaptado de CSN (2015)

3.3 METODOLOGIA DE TRABALHO

Buscando atingir os objetivos deste trabalho foram definidas sete fases, consideradas ações que constituem procedimentos a serem desenvolvidos no decorrer deste estudo. Para um melhor entendimento as fases deste trabalho estão listadas no fluxograma representado na figura 19.

Figura 19 – Fluxograma da metodologia de trabalho



Fonte: autor (2016)

3.4 ENSAIO DOS MATERIAIS

3.4.1 Ensaio de tração

Conforme Goedel (2013) o ensaio de tração consiste em aplicar uma força de tração constantemente crescente, coincidente com o eixo do corpo de prova, medindo-se simultaneamente, durante o ensaio, a força aplicada instantaneamente e o alongamento resultante que o corpo de prova apresenta. As principais propriedades mecânicas que se obtém com este ensaio são a resistência ao escoamento e o limite de resistência à tração.

Para realizar uma análise pelo método dos elementos finitos, torna-se fundamental as propriedades mecânicas dos materiais do objeto de estudo. Nesse sentido, realizou-se o ensaio de tração em seis corpos de prova, sendo três do aço ZSTE 380 e outros três corpos de prova do aço ZAR 230. Os corpos de prova foram ensaiados nos laboratórios da empresa Marcopolo S.A., numa máquina universal de ensaios da marca Emic DL10000 e foram utilizados os parâmetros da ASTM E 8 que determina os métodos padrões para ensaios de tração de materiais metálicos.

Os resultados do ensaio de tração podem ser observados na tabela 3 e a curva tensão-deformação da região plástica da média dos corpos de prova ensaiados na figura 20. Observa-se que o valor mínimo do limite de escoamento do aço ZSTE 380 é 380 MPa, no entanto no ensaio de tração o resultado foi de 449,05 MPa. Para o aço ZAR 230 o limite de escoamento é de 230 MPa e no ensaio de tração o resultado foi de 349,96 MPa.

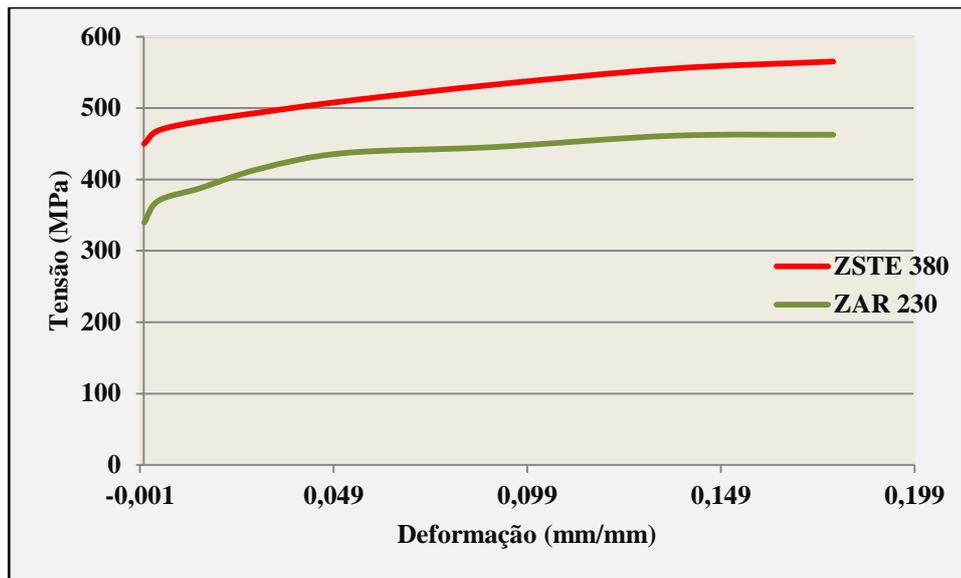
Conforme Ciapparini (2012) a indústria de ônibus passou a utilizar esse tipo de aço, em algumas partes das carrocerias, principalmente por eles terem seu limite de escoamento relativamente alto. Com isso, pode-se aperfeiçoar a estrutura, reduzindo espessura sem comprometer a integridade estrutural.

Tabela 3 – Resultado do Ensaio de tração

Tipo de aço	Espessura (mm)	Largura (mm)	Força máxima (N)	Tensão de ruptura (MPa)	Tensão de escoamento (MPa)	Módulo de Elasticidade (MPa)	Alongamento (%)
ZAR 230	2,64	12,18	1282,32	391,08	349,96	164351,09	25,67
ZSTE 380	2,76	12,17	1665,81	486,35	449,05	224876,73	23,86

Fonte: adaptado de Marcopolo S.a. (c) (2015)

Figura 20 – Curva tensão-deformação da região plástica

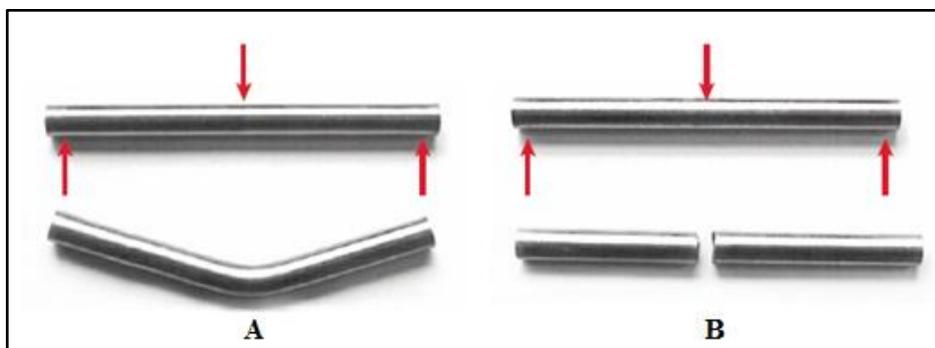


Fonte: adaptado de Marcopolo S.A. (c) (2015)

3.4.2 Ensaio de flexão em três pontos

Norton (2013) diz que esse ensaio consiste de um tubo apoiado nas 2 extremidades e uma carga crescente aplicada na parte central do tubo. Se o material ensaiado for dúctil, a falha acontecerá por escoamento (figura 21 A). Caso o material ensaiado for frágil, a viga romperá (figura 21 B). Para realização desse teste, utilizaram-se os parâmetros da norma ASTM D6272-10. O mesmo foi ensaiado nos laboratórios da empresa Marcopolo S.A., numa máquina universal de ensaios da marca Emic DL10000.

Figura 21 – Corpos de prova para ensaio de flexão



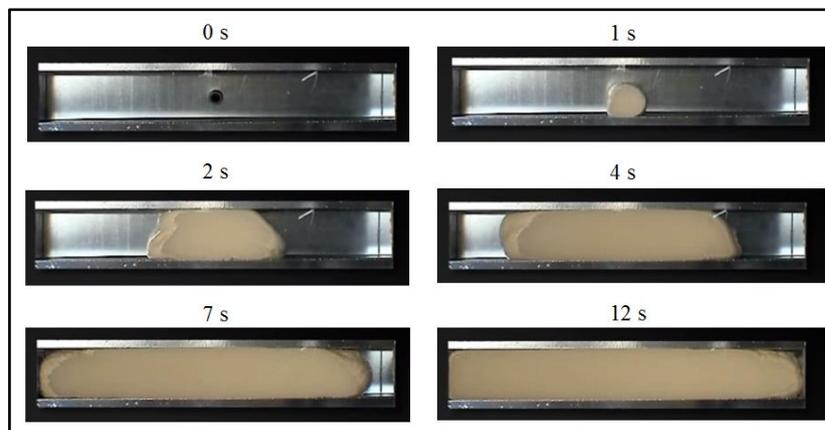
Fonte: Norton (2013)

Os tubos ensaiados eram de aço ZSTE 380, tinham um comprimento de 700 mm, bitola de 40 x 60 mm e espessura de 2,3 mm. Para uma obtenção de resultados mais

completos, foram realizados 3 corpos de prova, sendo 1 corpo de prova constituído apenas pelo tubo (denominado CP1), 1 corpo de prova composto de um tubo preenchido com 340 mm de PU estrutural na parte central e realizando a limpeza do mesmo, com acetona, antes da aplicação do PU (denominado CP2), por fim, 1 corpo de prova igual ao anterior, porém não realizando a limpeza do tubo antes da aplicação do PU estrutural (denominado CP3).

O PU utilizado tinha densidade de 510 kg/m^3 e para injeção realizou-se um furo no centro do tubo e o mesmo permaneceu na horizontal. Na figura 22 é representado o comportamento da expansão do PU estrutural durante a injeção no interior de um tubo de $500 \times 70 \times 70 \text{ mm}$ num intervalo de tempo de 12 segundos.

Figura 22 – Comportamento do PU durante injeção



Fonte: adaptado de Dow Automotive (2016)

Na figura 23 é mostrado o ensaio de flexão em 3 pontos realizado.

Figura 23 – Ensaio de flexão em 3 pontos



Fonte: autor (2016)

Esse teste foi feito somente com um corpo de prova de cada característica pelo fato de não possuir PU estrutural disponível para realizar mais testes.

3.4.3 Ensaio com pêndulo em uma seção da carroceria

Esse ensaio é normatizado pela Resolução CONTRAN nº 445 (2013), que estabelece que deve-se aplicar a seção da carroceria em questão, a fração apropriada de energia prevista na equação 10. Deve-se observar que no momento do impacto, o ângulo da direção de movimento do pêndulo com o plano médio vertical de orientação longitudinal da referida seção da carroceria esteja entre 20° e 25°.

A Resolução CONTRAN nº 445 (2013) estabelece que a superfície de impacto do pêndulo deva ser de aço, com $20 \text{ mm} \pm 5 \text{ mm}$ de espessura. Essa superfície deve ser plana e retangular, a largura não deve ser inferior à largura da seção da carroceria ensaiada e a altura não deve ser inferior a 800 mm.

Para o cálculo da energia total (E) deve ser aplicada a equação 10 descrita a seguir e observar a figura 24.

$$E = 0,75 \cdot M \cdot g \cdot h \quad (10)$$

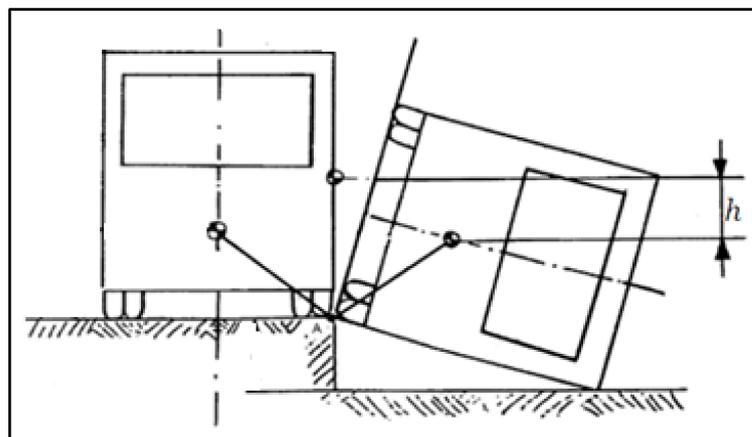
Onde:

M = massa do veículo vazio em ordem de marcha;

g = 9,8 m/s²;

h = deslocamento do centro de gravidade.

Figura 24 - Cálculo da energia total

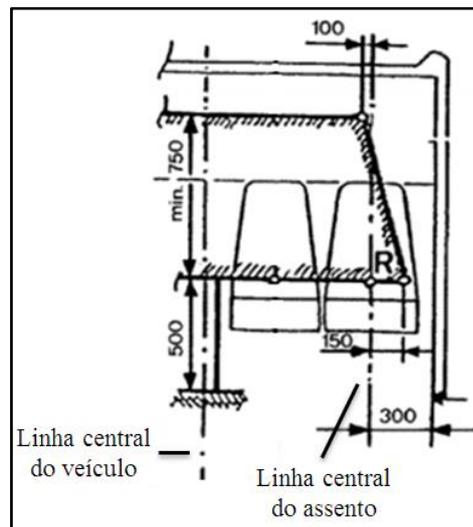


Fonte: CONTRAN nº445 (2013)

Além disso, o corpo do pêndulo deve estar firmemente ligado a duas barras rígidas, sendo que o eixo das barras não poderá distar mais de 3500 mm do centro de gravidade (CG) do pêndulo.

Como critério de aprovação, segundo a Resolução CONTRAN nº 445 (2013), todas as seções transversais da carroceria devem garantir que a região do espaço residual (mostrado na figura 25) não seja invadida durante o capotamento.

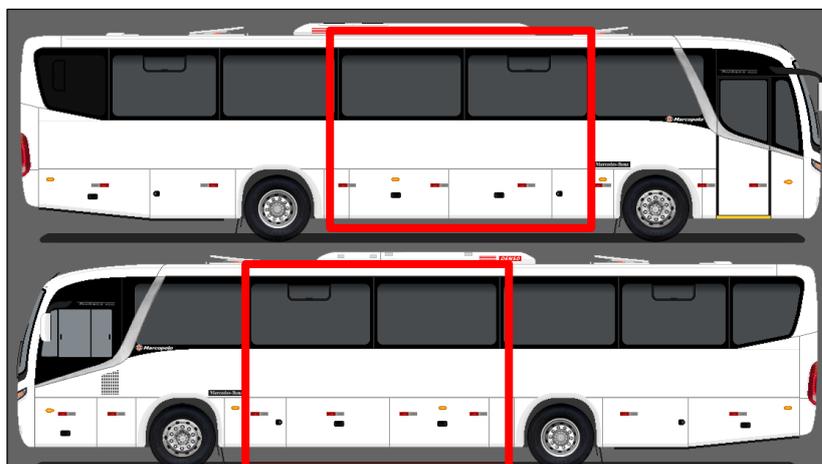
Figura 25 - Espaço residual (dimensões em mm)



Fonte: CONTRAN nº445 (2013)

Com base nos requisitos da norma apresentada acima, foi adotada a seção da estrutura de uma carroceria de um ônibus intermunicipal apresentado na figura 26 e destacada em vermelho para a construção do modelo numérico.

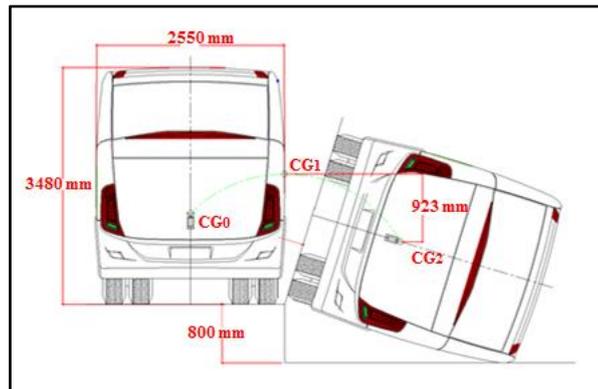
Figura 26 - Cálculo da energia total



Fonte: adaptado de Desenhos de ônibus de Goiás (2016)

Posteriormente, foi utilizada a equação 10 para calcular a energia total a ser absorvida pela seção da carroceria mostrada na figura 25. Para tal, foi modelada a estrutura a ser analisada, utilizando o *software* Solidworks 2014. A massa total da estrutura do veículo é de 11149 kg. O deslocamento do CG (h) foi determinado pelo método gráfico. Seu valor é de 923 mm e está representado na figura 27.

Figura 27 – Deslocamento do CG da carroceria



Fonte: autor (2016)

Com isso obtém-se:

$$E = 0,75 \cdot 397 \cdot 9,8 \cdot 0,923$$

$$E = 75635,37 \text{ J}$$

Micu, Iozca e Fratila (2014) afirmam que igualando a energia cinética do pêndulo, no momento do impacto com a seção da carroceria, com a energia total a ser absorvida pela estrutura, pode-se obter a velocidade que o pêndulo deve atingir a estrutura. Utilizando esse princípio chegamos à equação 11.

$$0,75 \cdot M \cdot 9,8 \cdot h = \frac{m \cdot v^2}{2} \quad (11)$$

Onde:

M = massa da seção da carroceria;

h = deslocamento do centro de gravidade;

m = massa do pêndulo;

v = velocidade do pêndulo no momento do impacto.

Para realizar este cálculo torna-se necessário obter a massa do pêndulo. Para tal, considerou-se que o mesmo deve ter 1000 kg. Durante uma situação de impacto o que vai garantir a absorção de energia são os anéis estruturais. Portanto teremos que dividir a energia total de 75635,37 pelos anéis estruturais do veículo em estudo. Deste modo, reescrevendo a equação 11 em função da velocidade e substituindo as incógnitas pelos seus respectivos valores obtém-se:

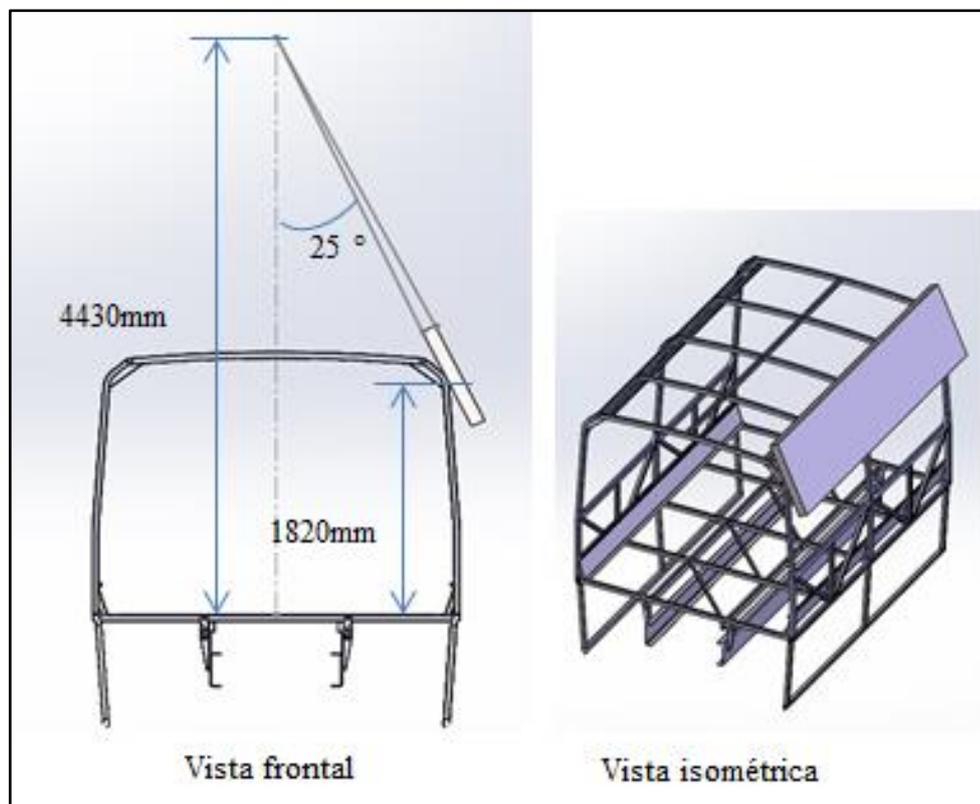
$$v = \sqrt{\frac{0,75 \cdot M \cdot g \cdot h \cdot 2}{7 \cdot m}}$$

$$v = \sqrt{\frac{75635,37 \cdot 2}{7000}}$$

$$v = 4,6487 \text{ m/s}$$

Após a realização dos cálculos, o ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria ficou caracterizado conforme a figura 28.

Figura 28 – Caracterização do ensaio do pêndulo



Fonte: autor (2016)

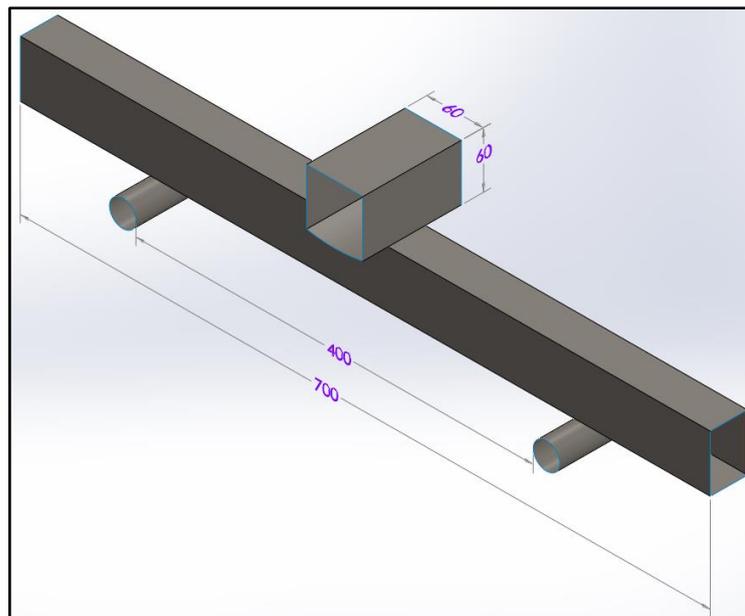
3.5 MÉTODOS

3.5.1 Análise do ensaio de flexão através do MEF

Para análise, através do MEF, foi construído o modelo do ensaio de flexão em três pontos em CAD utilizando o *software* Solidworks 2014. Este modelo foi construído por elementos tipo casca por ser o que mais caracteriza situações envolvendo grandes deformações, devido a sua capacidade de reproduzir flexão, deformação de cisalhamento e membrana. Ele consiste em analisar a deformação da linha média da casca.

A figura 29 mostra o modelo ao qual foi submetido à análise através do MEF. Nota-se que alguns componentes do modelo experimental foram modificados ou suprimidos por terem pouca ou nenhuma influência durante o ensaio. Medidas em milímetros.

Figura 29 – Modelo CAD do ensaio de flexão

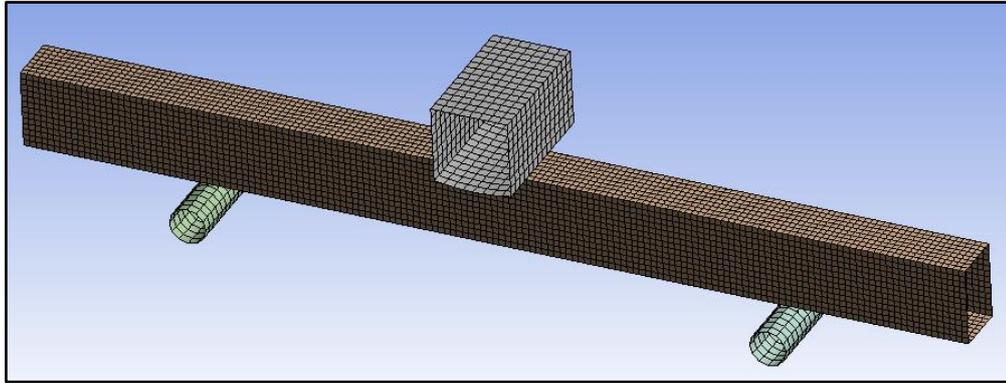


Fonte: autor (2016)

Com o modelo construído, importou-se o mesmo para o *software* de elementos finitos Ansys V16 – Workbench onde foi gerada a malha. Para tal foram observados ao máximo os critérios de qualidade dos elementos apresentados na seção 2.5.7, sendo que a qualidade dos elementos apresentava valor médio de 0,997 e razão de aspecto um valor médio de 1,023. A malha gerada continha 7318 elementos e pode ser visualizada com detalhe na figura 30.

Após a construção da malha, foi utilizado o *software* LS- Prepost 4.2 para preparação do modelo e inserção das condições iniciais da análise, propriedades dos materiais, condições de contato e condições de contorno.

Figura 30 – Malha do ensaio de flexão



Fonte: autor (2016)

O tubo de aço ZSTE 380 foi representado pelo material elastoplástico através da opção *Mat_Piecewise_Linear_Plasticity*. Os valores da densidade (R_o em ton/mm^3), módulo de elasticidade (E em $\text{ton}/\text{mm}\cdot\text{s}^2$) e coeficiente de Poisson (PR) utilizados para o material são mostradas na figura 31. Os dados ponto a ponto da relação tensão - deformação na região plástica foi considerada de acordo com a curva de engenharia obtida no ensaio de tração.

Na figura 31 esses pontos são representados pelos valores de EPS (deformação plástica em mm/mm) e ES (tensão em $\text{ton} \cdot \text{mm}/\text{s}^2$). ES1 representa a tensão de escoamento do material e nesta condição o valor de deformação plástica (EPS1) é igual a zero.

Aos apoios e ao punção atribuiu-se a condição rígida através da opção *mat_rigid*. Este tipo de material considera que os componentes sofrerão deformação pequena quando comparado com a deformação do tubo de aço ZSTE 380.

A formulação dos elementos utilizada foi a *fully_integrated_shell* (ELFORM = 16). Esta formulação é recomendada para elementos tipo casca quando se deseja precisão na análise, segundo Hallquist (2006). O fator de cisalhamento (SHRF) utilizado foi de 0,8333, também utilizou-se três pontos de integração através da espessura (NIP = 3).

O contato estabelecido entre o tubo de aço ZSTE 380 e os apoios e entre o tubo de aço ZSTE 380 e o punção é o *contact_automatic_surface_to_surface*. Este tipo de contato é recomendado em análises envolvendo colisões pois não permitem penetração entre os componentes da análise. Os coeficientes de atrito adotado foram: estático 0,74 (FS) e dinâmico 0,57 (FD).

Figura 31 – Propriedades do material ZSTE 380

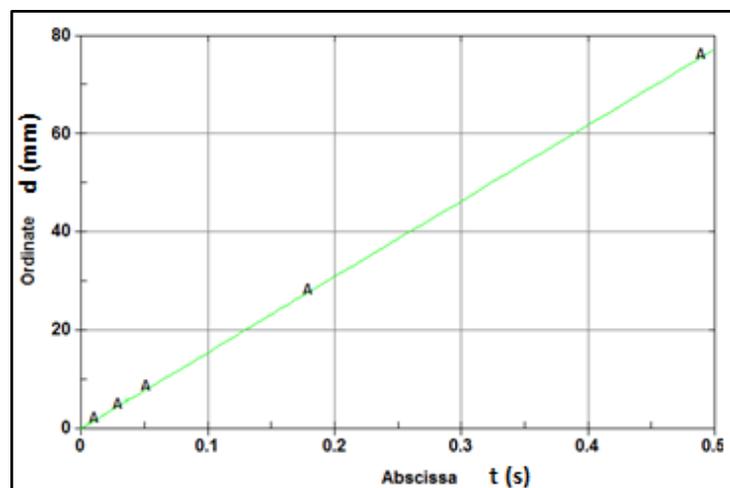
NewID	Draw	RefBy	Pick	Add	Accept	Delete	Default	Done
<input type="checkbox"/> Use *PARAMETER (Subsys: 1) Setting								
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY_(TITLE) (024) (1)								
TITLE								
Material tubo zste								
1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
2		7.850e-009	2.150e+005	0.3000000	450.00000	0.0	0.0	0.0
2	C	P	LCSS	LCSR	VP			
	0.0	0.0	0	0	0.0			
3	EPS1	EPS2	EPS3	EPS4	EPS5	EPS6	EPS7	EPS8
	0.0	0.0035500	0.0161000	0.0276000	0.0494000	0.0879000	0.1340000	0.1650000
4	ES1	ES2	ES3	ES4	ES5	ES6	ES7	ES8
	450.00000	482.00000	494.00000	503.00000	520.00000	543.00000	566.00000	576.00000
COMMENT:								
Total Card: 1 Smallest ID: 2 Largest ID: 2 Total deleted card: 0								

Fonte: autor (2016)

O contato estabelecido entre o tubo de aço ZSTE 380 e os apoios e entre o tubo de aço ZSTE 380 e o punção é o *contact_automatic_surface_to_surface*. Este tipo de contato é recomendado em análises envolvendo colisões pois não permitem penetração entre os componentes da análise. Os coeficientes de atrito adotado foram: estático 0,74 (FS) e dinâmico 0,57 (FD).

O carregamento aplicado ao punção foi o *boundary_prescribed_motion_rigid* com deslocamento em função do tempo conforme descrito pelo gráfico da figura 32. O eixo da ordenada representa o deslocamento e o eixo da abscissa o tempo.

Figura 32 – Comportamento deslocamento x tempo do punção

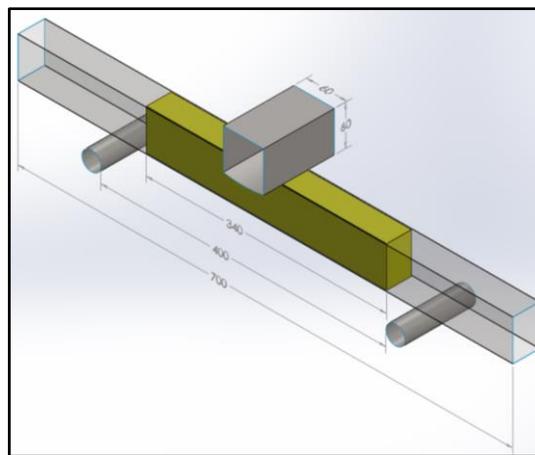


Fonte: autor (2016)

3.5.2 Análise do ensaio de flexão com PU através do MEF

Na análise do ensaio de flexão em três pontos reforçado com PU estrutural foi considerada a mesma metodologia do ensaio anterior. O ensaio de flexão em três pontos foi construído em CAD utilizando o software Solidworks. O PU estrutural foi construído por elementos tipo sólido, recomendado por Hallquist (2006) para utilizar em espumas estruturais. A figura 33 ilustra a construção do modelo em CAD, o retângulo amarelo no interior do tubo representa o PU estrutural.

Figura 33 – Modelo CAD do ensaio de flexão com PU



Fonte: autor (2016)

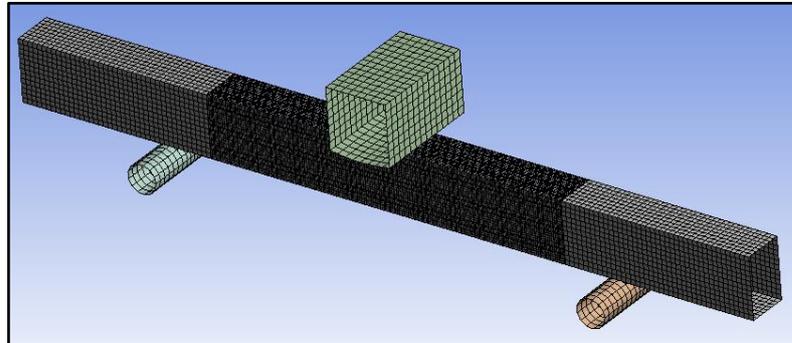
A malha, assim como o ensaio anterior, foi construída no software de elementos finitos Ansys V16 – Workbench. A malha gerada tinha 92998 elementos sendo que se manteve a mesma quantidade de elementos para o punção, os apoios e o tubo da análise da seção 3.5.1. No caso do PU a malha foi refinada para compreender o comportamento desse material na região de plastificação do tubo de aço durante o ensaio de flexão. Na figura 34, a malha pode ser visualizada.

Após a construção da malha, foi utilizado o *software* LS- Prepost 4.2 para preparação do modelo e inserção das condições iniciais da análise, propriedades dos materiais, condições de contato e condições de contorno.

O tubo de aço ZSTE 380, os apoios e o punção foram caracterizados pelos mesmos materiais da análise apresentada na seção 3.5.1. O PU estrutural foi representado pelo material *mat_low_density_foam*, uma das opções apresentadas por Malli (2012) para representar espumas que tem objetivo de absorção de energia durante uma situação de impacto. Os valores da densidade (R_o em ton/mm^3), módulo de elasticidade (E em $\text{ton}/\text{mm}.\text{s}^2$), fator de

amortecimento (DAMP), fator de forma (SHAPE) e tensão de corte (TC) utilizados para representar o material são mostrados na figura 35.

Figura 34 – Malha do ensaio de flexão



Fonte: autor (2016)

Figura 35 – Propriedades do material PU estrutural

*MAT_LOW_DENSITY_FOAM_TITLE (057) (1)								
TITLE								
Material Pu 57								
1	MID	RO	E	LCID	TC	HU	BETA	DAMP
	4	5.100e-010	1.450e+004	3	0.0010000	1.0000000	0.0	0.5000000
2	SHAPE	FAIL	BVFLAG	ED	BETA1	KCON	REF	
	10.0000000	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	

Fonte: autor (2016)

Para os elementos casca, foi utilizada a formulação tipo *fully_integrated_shell* (ELFORM = 16). A formulação utilizada para os elementos sólidos (Pu estrutural) foi a *constant_stress_solid_element* (ELFORM = 1) essa é a opção *default* do *software* ela representa a formulação de tensão constante.

O contato estabelecido entre o tubo de aço ZSTE 380 e os apoios e entre o tubo de aço ZSTE 380 e o punção é o *contact_automatic_surface_to_surface*. Este tipo de contato é recomendado em análises envolvendo colisões já que não permitem penetração entre os componentes da análise. Os coeficientes de atrito adotado foram: estático 0,74 (FS) e dinâmico 0,57 (FD).

Para definir o contato utilizado entre o tubo de aço ZSTE 380 e PU estrutural foram considerados três situações, sendo a primeira considerando o tubo sem limpeza, a segunda considerando o tubo com limpeza e a terceira considerando uma aderência perfeita entre o

tubo e o PU. Na situação do tubo sem limpeza foi utilizado o contato *contact_surface_to_surface*, para situação do tubo com limpeza utilizou-se o contato *contact_tied_shell_edge_to_surface*, já para terceira situação, o contato utilizado foi o *contact_tied_shell_edge_to_surface_offset*. Os coeficientes de atrito adotado foram: estático 0,30 (FS) e dinâmico 0,25 (FD). Sendo que esses foram os contatos dentre todos analisados que melhor representam o comportamento do PU no ensaio de flexão.

O carregamento aplicado ao punção foi o *boundary_prescribed_motion_rigid* com deslocamento em função do tempo conforme descrito pelo gráfico da figura 32.

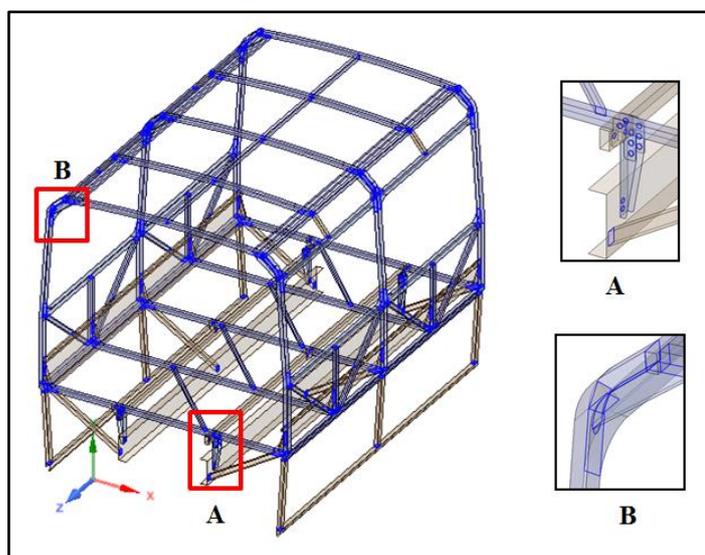
Os dados de densidade e módulo de elasticidade foram utilizados conforme o fabricante do PU estrutural, os demais dados foram arbitrados e ajustados ao longo do trabalho.

3.5.3 Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria através do MEF

Partindo das características e parâmetros proposto na seção 3.3.2, a seção da carroceria foi importada para o *software* Ansys V16 – Workbench – Módulo Space Claim. Nesse *software*, o modelo virtual, foi tratado e a opção compartilhamento de topologia foi utilizada. Essa opção é uma maneira e se conseguir uma malha com mais qualidade, pois se tem certeza de que o cruzamento e/ou encontro entre os componentes, da seção analisada, são perfeitos.

Na figura 36 é possível verificar o compartilhamento topológico utilizado, sendo a seção A representando soldas do tipo tampão da conexão entre a base estrutural e o chassi, e na seção B é mostrado o reforço utilizado na curva do teto do casulo estrutural.

Figura 36 – Compartilhamento de topologia utilizado



Fonte: autor (2016)

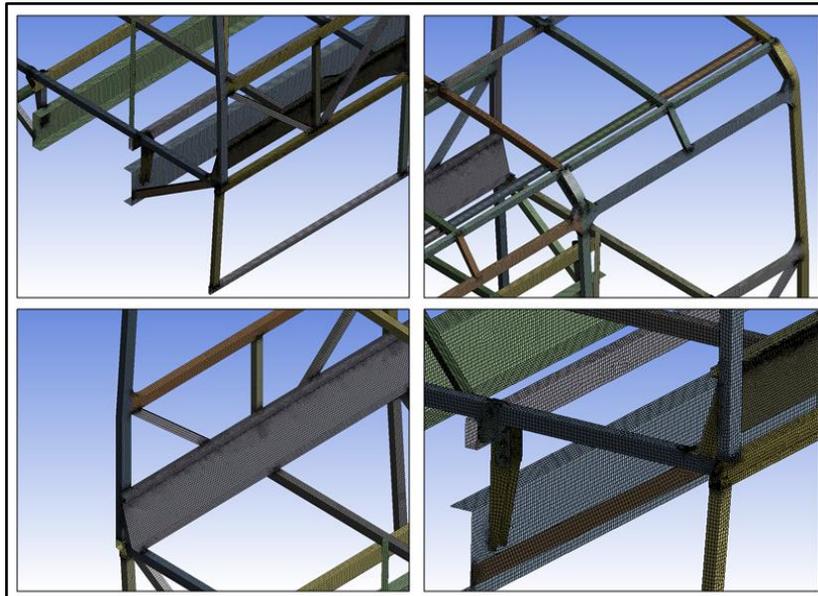
Em seguida foi gerada a malha, utilizando o *software* Ansys V16 – Workbench, observando os parâmetros de qualidade de malha descrito na seção 2.5.7. A tabela 4 apresenta os parâmetros de qualidade da malha encontrados. A malha gerada continha 377209 elementos e pode ser visualizada na figura 37. A malha foi refinada nas regiões de maior interesse, ou seja, nas regiões onde espera-se que tenha maior deformação.

Tabela 4 – Parâmetros de qualidade de malha

Parâmetro de qualidade de malha	Mín.	Máx.
Razão de aspecto	1	1,34
Fator de empenamento	0	9,26E-04
Razão de determinantes de jacobianos	1	1,05
Desvio de paralelismo	0	2,28

Fonte: autor (2016)

Figura 37 – Malha do ensaio do pêndulo



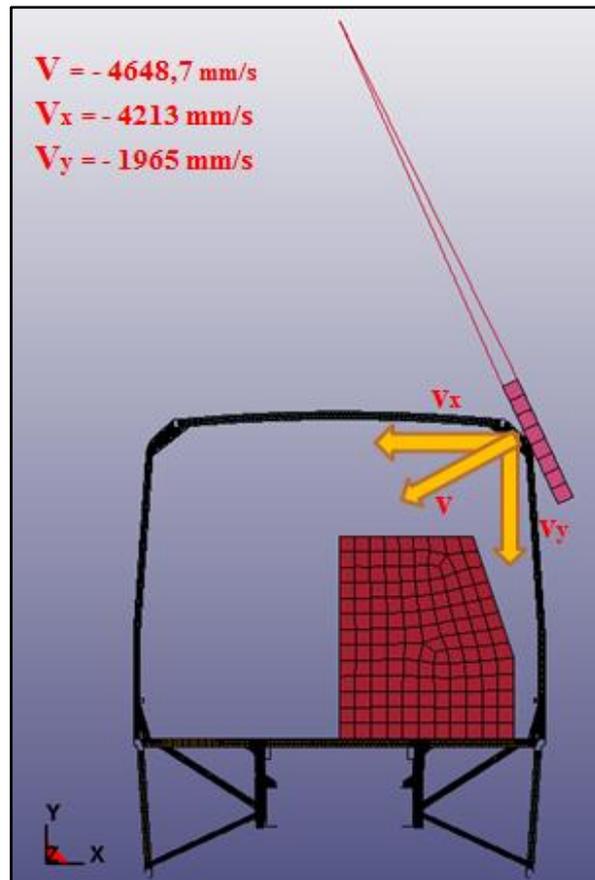
Fonte: autor (2016)

Após a construção da malha, foi utilizado o *software* LS- Prepost 4.2 para preparação do modelo e inserção das condições iniciais da análise, propriedades dos materiais, condições de contato e condições de contorno.

Seguindo os parâmetros dimensionais na seção 3.4.3, no *software* LS-Dyna, foi criado um ponto rígido com a finalidade de fixar o ponto de giro do pêndulo, atribui-se graus de liberdade para seu movimento, onde este ficou livre em torno de R_z , conforme eixos da

figura 38. Em seguida criou-se 4 elementos do tipo viga para ligar este ponto rígido até os quatro vértices do pêndulo. Esses elementos representam os cabos de sustentação do pêndulo. A figura 38 mostra a configuração do ensaio e também a velocidade a qual o pêndulo deve atingir a estrutura conforme mostrado na seção 3.4.3.

Figura 38 – Representação do pêndulo no ensaio



Fonte: autor (2016)

Para construção do modelo, utilizaram-se na estrutura, dois tipos de materiais, ZAR 230 e ZSTE 380, conforme o projeto do veículo. No *software* LS-Dyna a estrutura foi representada por material elastoplástico através da opção *Mat_Piecewise_Linear_Plasticity*.

Os valores da densidade (R_o em ton/mm^3), módulo de elasticidade (E em ton/mm.s^2) e coeficiente de Poisson (PR) utilizados para o material são mostradas na figura 31 e 39. Os dados ponto a ponto da relação tensão - deformação na região plástica foi considerada de acordo com a curva de engenharia obtida no ensaio de tração. Na figura 39 esses pontos são representados pelos valores de EPS (deformação plástica em mm/mm) e ES (tensão em ton . mm/s^2). A opção ES1 representa a tensão de escoamento do material e nesta condição o valor de deformação plástica (EPS1) é igual a zero.

A estrutura de elementos finitos, modelada com elementos de casca, foi atribuída formulação *Belytschko-Tsay*, devido sua alta velocidade de processamento, formulação do LS-Dyna (ELFORM=2) e três pontos de integração através da espessura. Para o fator de cisalhamento (SHRF), utilizou-se 0.833 (figura 40).

Para os sólidos foi usada a opção *ELFORM = 1*. No software *LS-Dyna* esta opção representa a formulação de tensão constante.

Figura 39 – Propriedades do material ZAR 230

***MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY (024) (2)**

TITLE								
ZAR 230								
1	MID	RO	E	PR	SIGY	ETAN	FAIL	TDEL
	7	1.100e-008	1.650e+005	0.3000000	339.75900	0.0	0.0	0.0
2	C	P	LCSS	LCSR	VP			
	0.0	0.0	0	0	0.0			
3	EPS1	EPS2	EPS3	EPS4	EPS5	EPS6	EPS7	EPS8
	0.0	0.0406000	0.0519000	0.0832000	0.1171000	0.1362000	0.1799000	0.2027000
4	ES1	ES2	ES3	ES4	ES5	ES6	ES7	ES8
	339.75900	370.30191	387.75369	415.00500	437.01581	445.44479	461.25751	462.67889

Fonte: autor (2016)

Figura 40 – Formulação dos elementos casca

***SECTION_SHELL (TITLE) (114)**

TITLE								
1	SECID	ELFORM	SHRF	NIP	PROPT	QR/IRID	ICOMP	SETYP
	1	2	0.8333330	3	1	0	0	1
2	T1	T2	T3	T4	NLOC	MAREA	IDOF	EDGSET
	1.5500000	1.5500000	1.5500000	1.5500000	0.0	0.0	0.0	0

Fonte: autor (2016)

Os cabos que fazem a movimentação do pêndulo foram considerados como materiais elásticos pela opção *Mat_Elastic* do software LS-Dyna. Os valores de densidade (Ro em ton/mm³), foram calibrados de forma que o modelo simplificado representa aproximadamente a massa verdadeira de cada componente. Para o módulo de elasticidade (E em ton/mm.s²),

utilizaram-se baixos valores em relação ao aço, garantindo-se assim a não influência da rigidez destes componentes no resultado da análise.

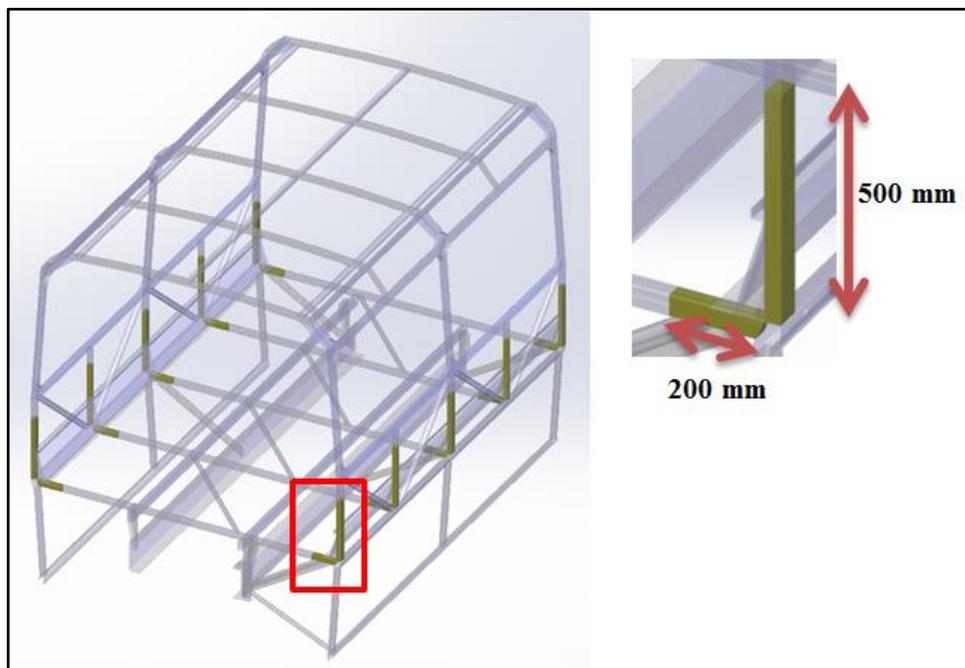
Ao pêndulo foi atribuída a condição rígida através da opção *Mat_Rigid* do LS-Dyna. Nesta condição considera-se que a deformação deste componente é pequena quando comparada à deformação da estrutura.

O contato entre a estrutura e o pêndulo na análise foi definido segundo a opção *contact_automatic_surface_to_surface*. Os coeficientes de atrito adotados foram: estático 0.4 (FS) dinâmico 0.3 (FD).

3.5.4 Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria com PU através do MEF

Para análise computacional do ensaio do pêndulo, reforçando a carroceria com o PU estrutural, optou-se por aplicá-lo em utilizando três condições. A primeira condição foi reforçar a união estrutural inferior, aplicando PU estrutural na base e na lateral. Na figura 41 são mostrados as posições e o dimensionamento dessa condição.

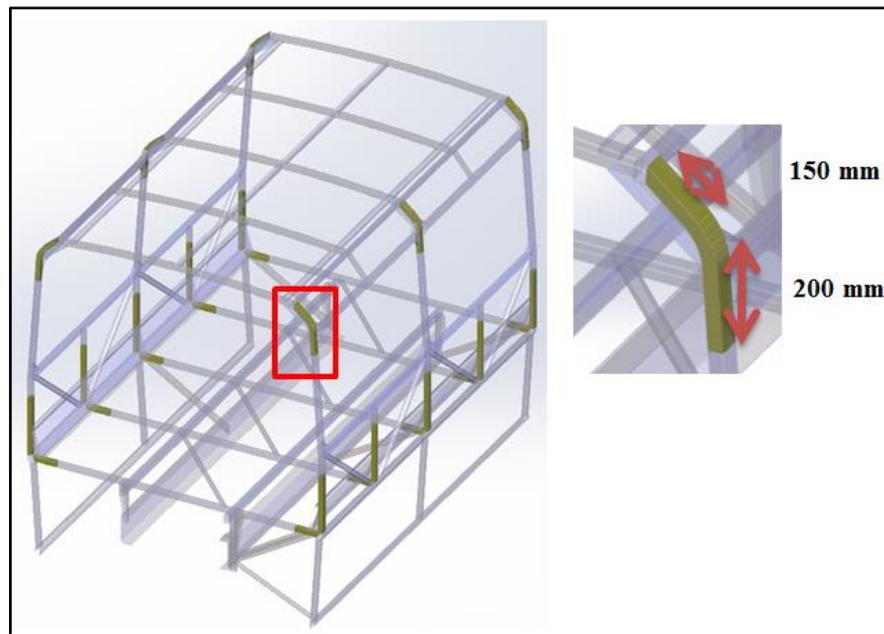
Figura 41 – Reforço da região inferior



Fonte: autor (2016)

Na segunda condição, foi acrescido reforço na região superior. O PU estrutural foi dimensionado e posicionado conforme a figura 42. A região inferior continuou conforme a condição anterior.

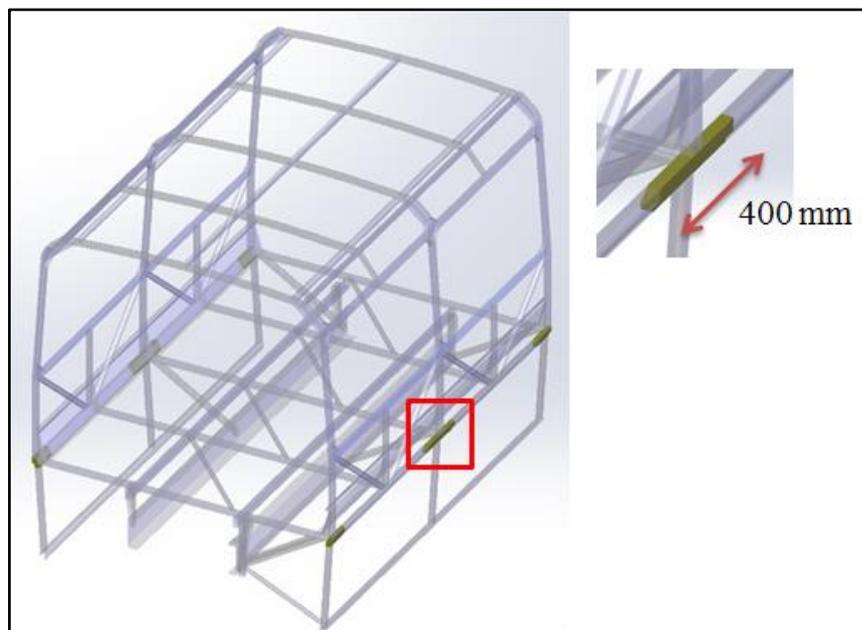
Figura 42 – Reforço da região superior e inferior



Fonte: autor (2016)

Na terceira condição, foram reforçadas as longarinas inferiores. O PU estrutural foi dimensionado e posicionado conforme a figura 43.

Figura 43 – Reforço das longarinas



Fonte: autor (2016)

Após o modelamento do PU, o mesmo foi importado para análise no LS-Dyna. O material, as condições de contorno e parâmetros utilizados foram os mesmos da análise da

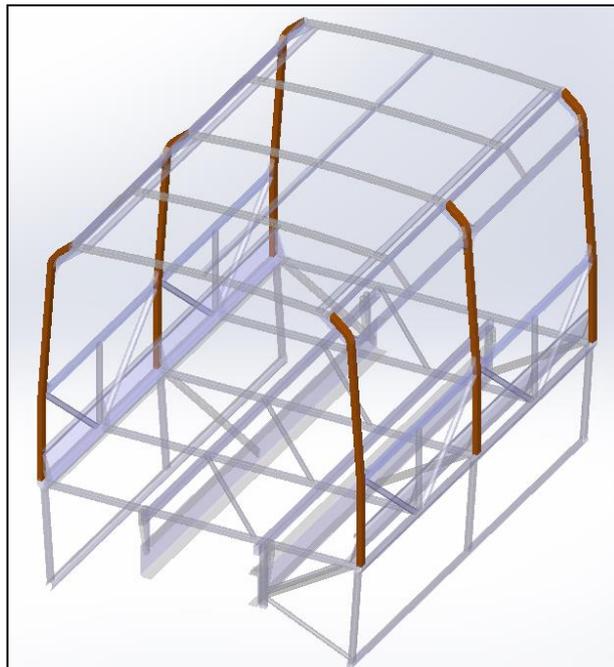
carroceria realizada na seção 3.4.3. O contato utilizado para essa análise foi o *contact_tied_shell_edge_to_surface_offset*, esse contato é o mesmo utilizado na análise onde considera-se a perfeita aderência entre o PU e o tubo estrutural.

3.5.5 Ensaio do pêndulo em uma seção da carroceria redimensionada

Para obter-se uma comparação entre o aumento de massa acrescido na carroceria e a eficiência do PU estrutural foi realizada uma análise similar à apresentada na seção 3.5.3, modificando apenas a espessuras dos tubos verticais dos anéis estruturais. Essa espessura passou de 2,7 para 3,75 mm.

Na figura 44 é mostrada a localização desses tubos, os mesmos são mostrados na cor laranja para melhor visualização.

Figura 44 – Colunas com mudança de espessura



Fonte: autor (2016)

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

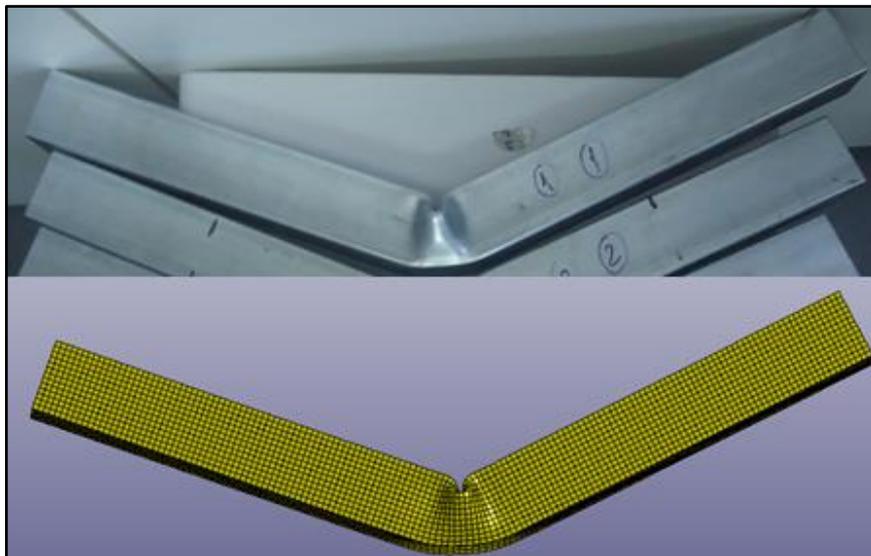
Neste capítulo são apresentados os resultados da análise numérica do ensaio de flexão, confrontando com os resultados do ensaio experimental. Também é apresentado o resultado do ensaio do pêndulo, com e sem a utilização do PU estrutural, conforme descrito na seção 3.3.3.

4.1 COMPARATIVO NUMÉRICO X EXPERIMENTAL DO ENSAIO DE FLEXÃO

4.1.1 Ensaio de flexão

Com os resultados da simulação realizada no *software* Ansys-LS DYNA pode-se comparar com o ensaio de flexão realizado de forma experimental. Essa comparação foi realizada para verificar se o modelo numérico foi corretamente calibrado. Percebe-se através da figura 45 que o comportamento do tubo de aço ZSTE 380 no ensaio realizado por MEF quanto experimental foi muito similar.

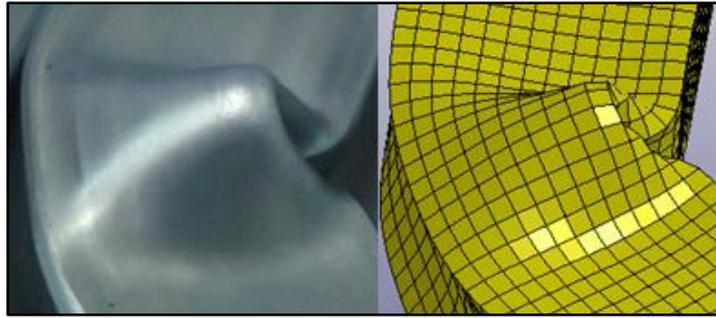
Figura 45 – Ensaio de flexão resultado numérico X experimental



Fonte: autor (2016)

Analisando o resultado da região central do tubo ensaiado, percebe-se que a mesma sofreu deformação plástica. Na análise numérica o comportamento do tubo ficou aproximado do comportamento experimental. A figura 46 mostra um comparativo entre as regiões plastificadas.

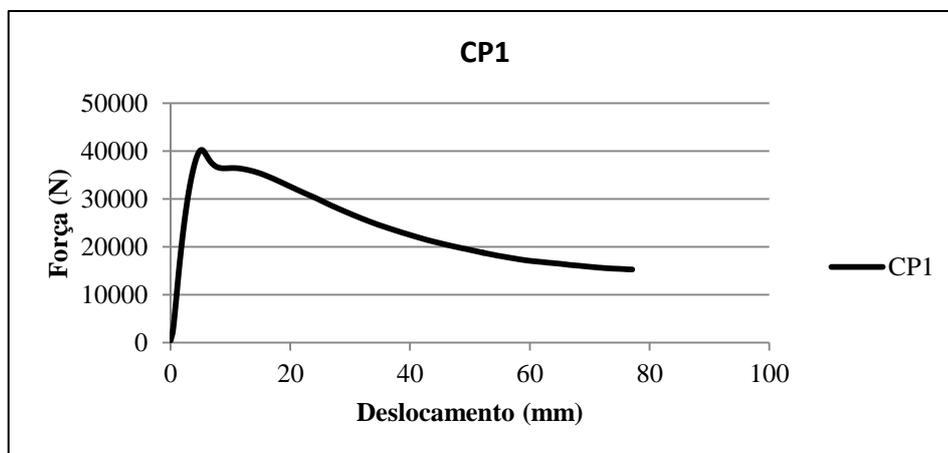
Figura 46 – Região plastificada comportamento numérico X experimental



Fonte: autor (2016)

O objetivo desse teste era avaliar a força necessária que o punção realizava para deslocar o tubo. A força máxima que o punção aplicou no tubo foi de 41376 N enquanto que no ensaio experimental essa força foi de 40235 N. A variação percentual, entre os dois modelos, foi de aproximadamente + 2,8 %, essa diferença pode ter sido pela convergência da malha. A figura 47 mostra a curva força x deslocamento do ensaio de flexão realizado através do ensaio experimental.

Figura 47 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão



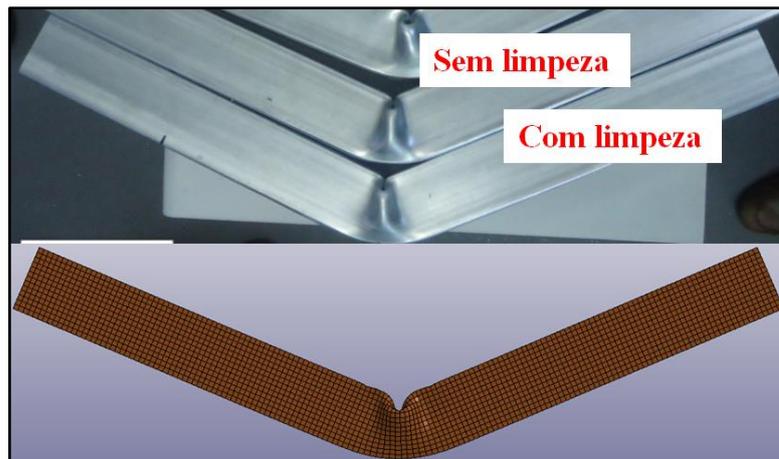
Fonte: adaptado de Marcopolo S.A.(b) (2015)

4.1.2 Ensaio de flexão com PU e sem limpeza

Esse ensaio foi realizado para avaliar o comportamento do PU estrutural quando aplicado num tubo sem qualquer tipo de limpeza.

A figura 48 mostra o comparativo do comportamento do tubo após os ensaios experimentais (com e sem PU) e a análise numérica. Nela é possível avaliar que as características de deformação dos tubos se mostraram muito similares.

Figura 48 – Ensaio de flexão com PU numérico X experimental



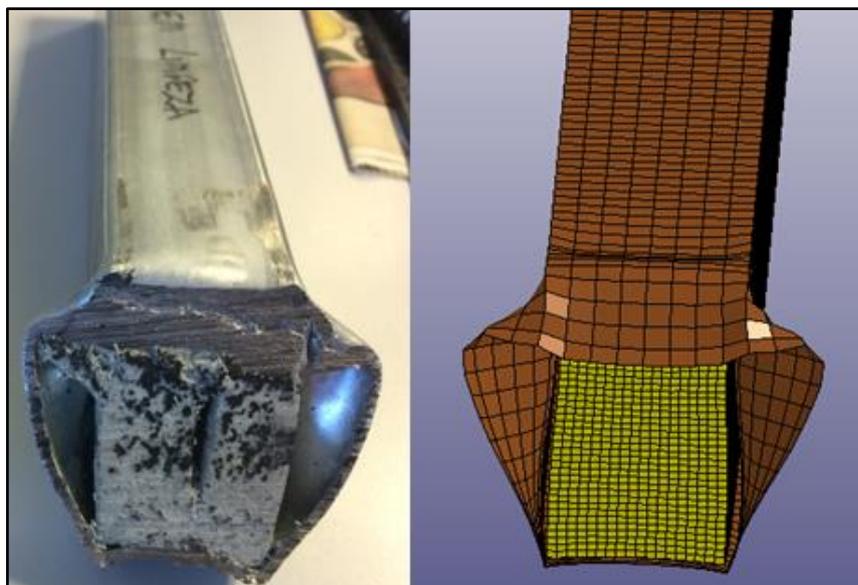
Fonte: autor (2016)

Para avaliar o desempenho do PU estrutural foi realizado um corte transversal na região central do tubo após o ensaio de flexão.

No corpo de prova ensaiado experimentalmente constatou-se que ocorreu uma falha na região central do PU. Não se sabe o momento exato que ela aconteceu, mas pode ser sido ocasionada pela falta de aderência entre o PU e as paredes internas do tubo, figura 49.

Na análise numérica, representando essa condição, não ocorreu a falha na região central do PU devido a complexidade que isso demandaria. Contudo o contato utilizado, entre o PU e o tubo representou bem o comportamento do ensaio para essa condição, conforme a figura 49.

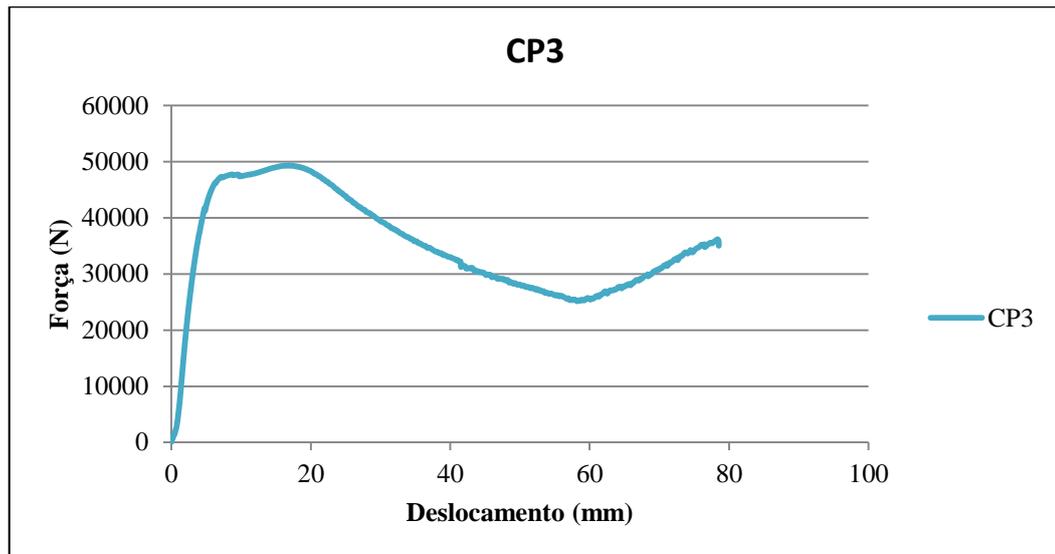
Figura 49 – Comportamento do PU numérico X experimental



Fonte: autor (2016)

A força máxima que o punção aplicou no tubo foi de 45568 N enquanto que no ensaio experimental essa força foi de 49330 N. A variação percentual, entre os dois modelos, foi de aproximadamente -7,63 %, essa variação pode ter sido devido a utilização das propriedades teóricas do PU na análise estrutural. A figura 50 mostra a curva força x deslocamento do ensaio de flexão realizado através do ensaio experimental.

Figura 50 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU sem limpeza



Fonte: adaptado de Marcopolo S.A.(b) (2015)

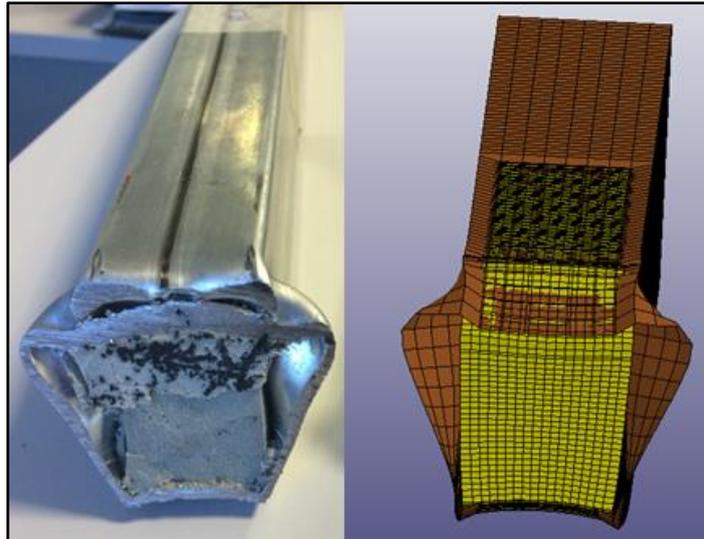
4.1.3 Ensaio de flexão com PU e com limpeza

O comportamento do tubo com PU foi o mesmo tanto quando se realizou a limpeza como quando sem a realização da limpeza. Por isso foi apresentado na figura 45.

A figura 51 mostra o comportamento do PU no interior de um tubo que foi realizado a limpeza antes da aplicação do mesmo. Com ela é possível avaliar que o PU não teve aderência por completo nas laterais do tubo, isso possivelmente porque não foi realizada a correta limpeza do tubo antes da aplicação do PU estrutural. Na análise numérica, representando essa condição foi aplicado somente contato nas faces superiores e inferiores entre o tubo e o PU.

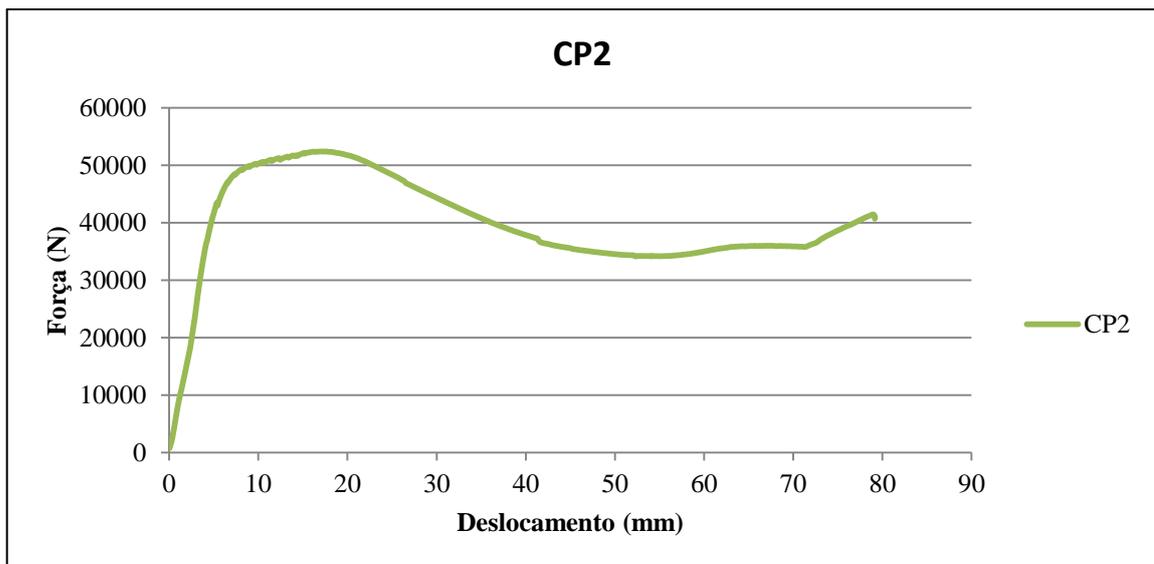
A força máxima que o punção aplicou no tubo foi de 47664 N enquanto que no ensaio experimental essa força foi de 52411 N. A variação percentual, entre os dois modelos, foi de aproximadamente -9,06 %, essa variação pode ter sido devido a utilização das propriedades teóricas do PU na análise estrutural. A figura 52 mostra a curva força x deslocamento do ensaio de flexão realizado através do ensaio experimental.

Figura 51 – Comportamento do PU numérico X experimental



Fonte: autor (2016)

Figura 52 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU com limpeza



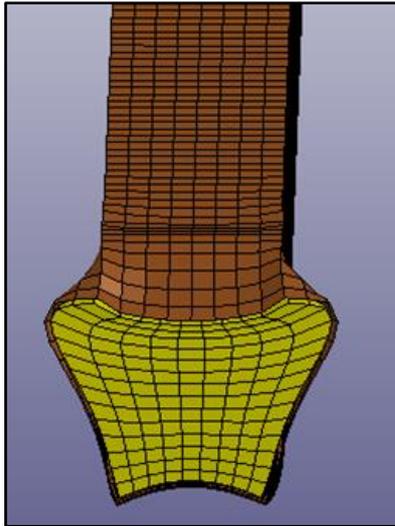
Fonte: adaptado de Marcopolo S.A.(b) (2015)

4.1.4 Ensaio de flexão com PU e com aderência perfeita

A fim de uma correta representação do PU estrutural, foi realizado uma análise onde considerou-se uma aderência em todas as paredes internas do tubo. Esse seria o comportamento do PU caso fosse realizado a limpeza correta do tubo.

Na figura 53 são mostradas, com um corte na região central, as características do PU para essa condição de aplicação.

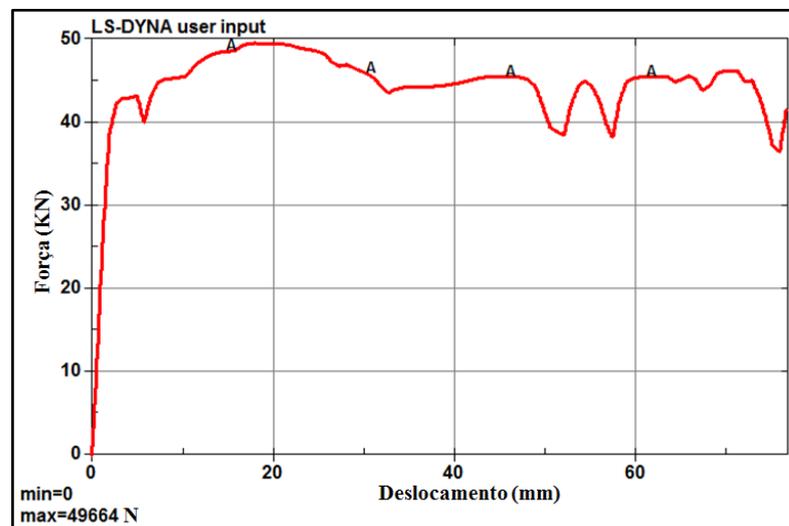
Figura 53 – Comportamento do ideal do PU estrutural



Fonte: autor (2016)

Na figura 54 é mostrada a curva força x deslocamento desse ensaio realizado através do LS-Dyna. Nela é possível observar que a força máxima que o punção realizou foi de 49664 N enquanto que no ensaio com pouca aderência foi de 47664 N.

Figura 54 – Curva força x deslocamento do ensaio de flexão com PU



Fonte: autor (2016)

4.1.5 Comparativo de eficiência do PU estrutural

Com o objetivo de avaliar a eficiência do PU estrutural, foram comparadas através da energia interna total absorvida, as quatro condições do ensaio de flexão realizadas através do MEF.

A tabela 5 mostra esse comparativo comparando as análises dos tubos com PU estrutural com o sem PU.

Tabela 5 – Comparativo da eficiência do PU

Tipo do ensaio	Energia absorvida (J)	% de incremento de energia
Tubo sem PU	1,86E+06	Base
Tubo com PU e sem limpeza	2,34E+06	26
Tubo com PU e com limpeza	2,39E+06	28
Tubo com PU e com limpeza ideal	2,65E+06	42

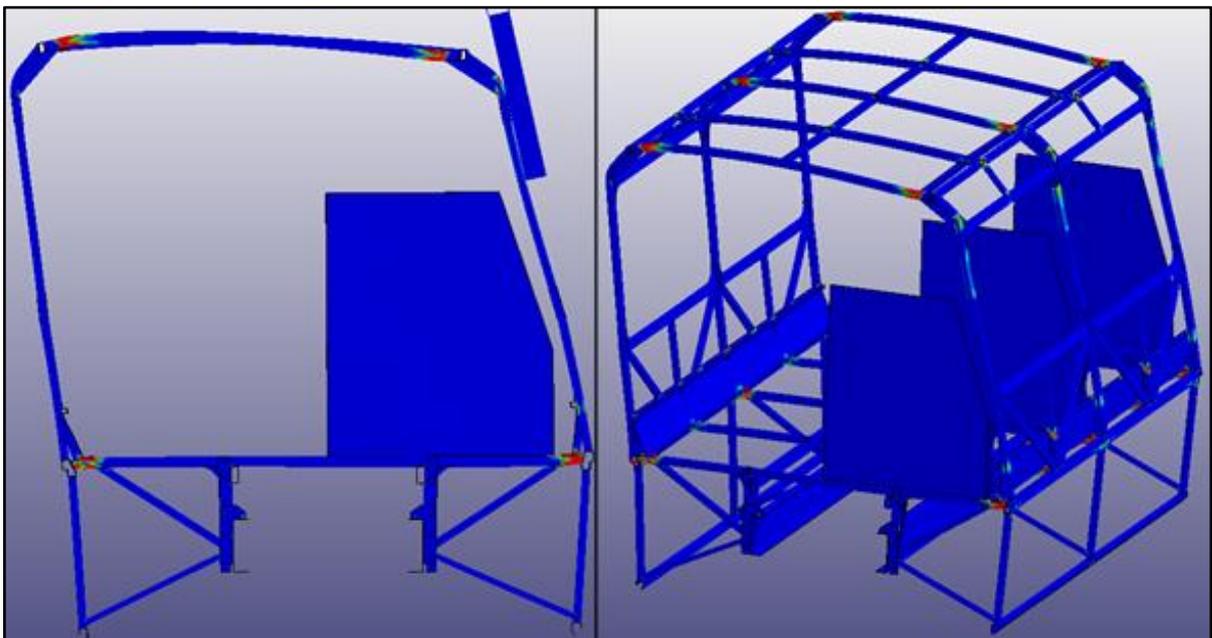
Fonte: autor (2016)

4.2 RESULTADOS DAS ANÁLISES DO ENSAIO DO PÊNDULO

As características e localização das deformações plásticas das estruturas analisadas não tiveram diferenças significativas entre si. Sendo que no tempo de 0,15 segundos é o momento em que ocorre a máxima deformação em todas as situações analisadas.

A figura 55 mostra as deformações plásticas e o comportamento da estrutura no tempo de 0,15 segundos.

Figura 55 – Vista frontal e isométrica do ensaio do pêndulo

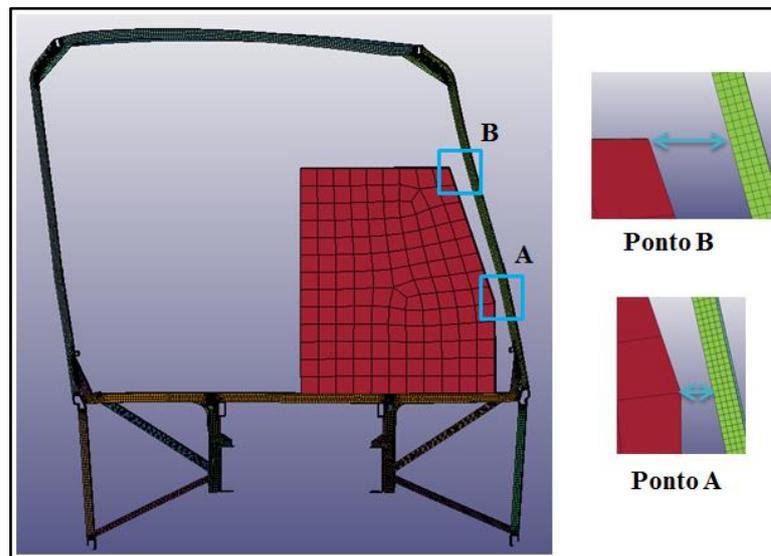


Fonte: autor (2016)

Em nenhuma das cinco análises realizadas ocorreu o contato entre a estrutura analisada e as placas que representam o espaço residual. Portanto todas atendem os critérios de tombamento previsto na Resolução CONTRAN nº 445 (2013).

Para o comparativo entre as análises foram medidos a distância em dois pontos entre a placa de sobrevivência e a estrutura. Sendo que quanto maiores os valores dessas distâncias, mais rígidas serão as seções. A localização desses pontos é mostrada na figura 56.

Figura 56 – Localização dos pontos medidos



Fonte: autor (2016)

Na tabela 6 são expostos os resultados das cinco análises, sendo mostrada, além das distâncias entre o espaço residual e a estrutura, também o acréscimo de massa que cada condição acrescenta na estrutura, tomando como base a estrutura do carro atual.

Quanto ao aumento de rigidez da estrutura, foi possível observar, que o PU estrutural tem uma contribuição significativa. Porém o correto dimensionamento e posicionamento na estrutura tem muita influencia no resultado. Isso pode ser observado se comparar a análise da seção com PU na região inferior e superior, onde foi acrescentado 8,4 kg de PU e teve deslocamentos medidos nos pontos A e B, respectivamente, de 63 e 110 mm, com a análise do seção com PU nas longarinas inferiores, onde foi acrescentado apenas 2,5 kg de PU e teve deslocamentos medidos nos pontos A e B, respectivamente, de 73 e 126 mm.

Fazendo uma análise do aumento de rigidez comparando a análise do seção com as colunas de 3,75 mm com a análise do seção com PU nas longarinas inferiores, nota-se que mesmo acrescentando aproximadamente 26 kg a mais de aço na carroceria não foi possível alcançar a eficiência do PU estrutural.

Dentre as análises realizadas conclui-se que a opção de utilizar reforços localmente na longarina inferior se caracterizou a melhor alternativa, visto que ela proporcionou a maior rigidez para estrutura com o menor aumento de massa.

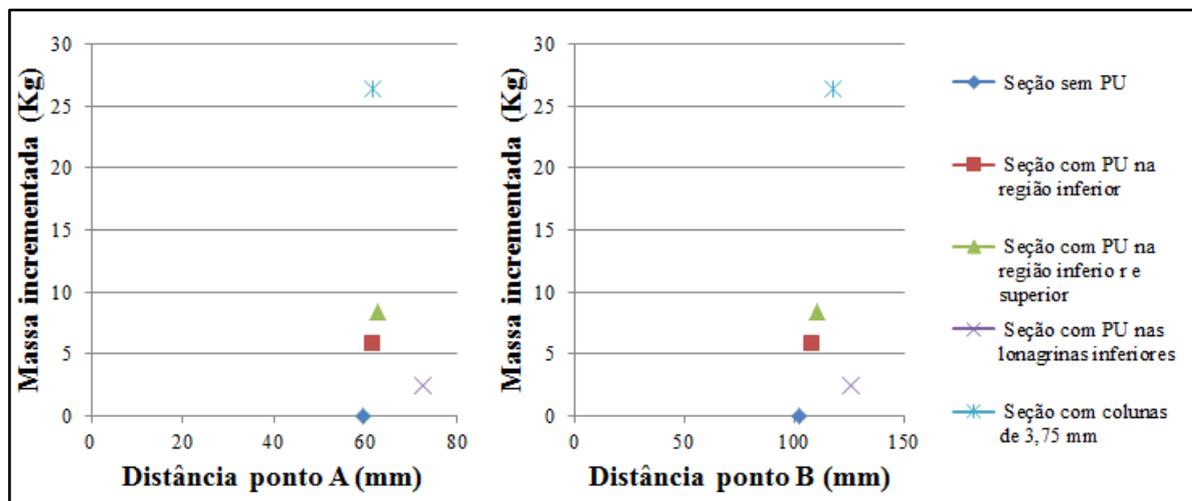
Tabela 6 – Comparativo resultados ensaios do pêndulo

Tipo do ensaio	Distância entre o espaço residual e a estrutura (mm)		Massa incrementada (kg)
	Ponto A	Ponto B	
Seção sem PU	60	102	Base
Seção com PU na região inferior	62	108	5,8
Seção com PU na região inferior e superior	63	110	8,4
Seção com PU nas longarinas inferiores	73	126	2,5
Seção com colunas de 3,75 mm	62	118	26,4

Fonte: autor (2016)

Na figura 57 são mostrados os comparativos dos ensaios do pêndulo através de dois gráficos, um para o ponto A e outro para o ponto B, respectivamente mostrados na figura 56.

Figura 57 – Comparativo ensaios do pêndulo



Fonte: autor (2016)

5 CONCLUSÃO

Neste trabalho realizaram-se ensaios experimentais e análises numéricas, buscando analisar a capacidade do PU estrutural em aumentar a rigidez da estrutura de um ônibus submetido ao ensaio do pêndulo o qual representa uma condição de tombamento.

Foi possível observar que para se obter um bom resultado em uma análise através do MEF, é imprescindível a realização de ensaios experimentais para calibrar a análise computacional. Essa calibração tem fundamental importância pois tem a função de prevenir erros na análise que poderiam ocasionar resultados incorretos.

Com isso é possível concluir que, para o caso do ensaio de flexão, por tratar-se de um ensaio quase estático, onde é imposto um deslocamento do punção, o PU teve um comportamento muito similar nas análises realizadas através do MEF com os ensaios experimentais. Por consequência a correlação entre as análises computacionais e as experimentais ficou na faixa de valores aceitos pela empresa Marcopolo, onde deve ser até 10%, sendo 2,8 % para o ensaio de flexão com o tubo, 7,63 % para o ensaio de flexão com PU e sem limpeza e 9,06 % para o ensaio de flexão com PU e com limpeza.

Pela observação dos aspectos analisados nos ensaios de flexão, percebe-se que a limpeza dos tubos antes da aplicação do PU estrutural tem grande importância para que a aderência entre ambos aconteça por completa. Essa importância pode ser observada levando em conta o incremento de absorção de energia usando como base o ensaio de flexão sem PU estrutural. A análise que não foi realizado a limpeza do tubo teve 26 % de aumento da absorção de energia, na análise com a limpeza de forma ineficaz, teve um aumento de 28%, já a análise considerando uma aderência perfeita, teve um aumento de 42% de absorção de energia.

Em relação às análises numéricas do ensaio do pêndulo pode-se concluir que o PU estrutural tem grande contribuição para aumentar a rigidez estrutural. Isso pode ser verificado comparando a análise da seção com as colunas de 3,75 mm com a análise da seção com PU nas longarinas inferiores, nota-se que mesmo acrescentando aproximadamente 26 kg a mais de aço na carroceria não foi possível alcançar a eficiência do PU estrutural que contribuiu para um aumento de 2,5 kg.

Outro ponto importante, observado no trabalho, é o fato de que o correto dimensionamento e posicionamento do PU estrutural na estrutura tem muita influência no resultado. Isso pode ser observado se comparar a análise da seção com PU na região inferior e superior, onde foi acrescentado 8,4 kg de PU e teve deslocamentos medidos nos pontos A e B,

respectivamente, de 63 e 110 mm, com a análise da seção com PU nas longarinas inferiores, onde foi acrescentado apenas 2,5 kg de PU e teve deslocamentos medidos nos pontos A e B, respectivamente, de 73 e 126 mm.

Por fim, pode-se afirmar que os objetivos propostos nesse trabalho, foram atingidos e o PU estrutural pode ser utilizado como reforço no interior de tubos para aumentar a rigidez estrutural, desde que seja corretamente dimensionado e posicionado. Portanto entende-se que os softwares e a metodologia proposta para a representação deste material se mostraram muito eficazes para a resolução de problemas de engenharia.

6 SUGESTÕES DE TRABALHOS FUTUROS

Como sugestão para trabalhos futuros, nesta mesma área de conhecimento, sugere-se:

- a. Realizar um estudo, dimensionando e definindo uma correta posição de aplicação do PU estrutural, otimizando a espessura dos tubos utilizados na carroceria;
- b. Avaliar uma condição para que seja garantido a posição e o dimensional do PU estrutural nos tubos;
- c. Avaliar o comportamento do PU estrutural sob a condição de fadiga;
- d. Realizar ensaios experimentais dos testes do pêndulo para comparar os resultados com os realizados pelo MEF;
- e. Avaliar a eficiência do PU estrutural em tubos com e sem limpeza, utilizando faixas de deslocamento do gráfico força - deslocamento.

REFERÊNCIAS

- ABCR - Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias. **Acidentes de Tráfego 2014**. Disponível em: <<http://www.abcr.org.br/Conteudo/Secao/41/acidentes+de+trafego.aspx>>. Acesso em: 12 de agosto 2015.
- AGUIAR, A. C. C.. **Análise estrutural de tubos expansíveis para poços de petróleo**. 68 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia do Petróleo, Universidade Federal do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2008.
- ALVES FILHO, A.. **Elementos finitos: a base da tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013.
- ANSYS. **Mechanical User's Guide 15.0**. Canonsburg: Ansys inc., 2013.
- ANTP - Associação Nacional de Transportes Públicos. **Sistema de Informações da Mobilidade Urbana Relatório Geral 2012**. Disponível em: <http://antp.org.br/_5dotSystem/download/dcmDocument/2014/08/01/CB06D67E-03DD-400E-8B86-D64D78AFC553.pdf> Acesso em: 18 de setembro 2015.
- AZEVEDO, A. F. M.. **Método dos elementos finitos**. Porto: Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, 2003.
- BIONDO, F.. **Comparativo de dois conceitos estruturais de um ônibus utilizando método dos elementos finitos**. 56 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2014.
- BONATTO, R.. **Avaliação do desempenho de elementos estruturais absorvedores de impacto em estruturas veiculares**. 99 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2007.
- BRANDÃO, A. C.. **Redução de massa em elemento estrutural de veículos automotivos através da utilização de aços de alta resistência**. 133 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Automotiva, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005.
- BURDANK, S. D.. **Dynamic characterization of rigid polyurethane foam used in FEA softball simulations**. 129 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Washington, Washington, 2012.
- CIAPPARINI, J. V. **Avaliação de Fadiga de uma Carroceria de Ônibus Submetida a Diferentes Perfis de Pista**. 166 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2012.
- CONTRAN - Conselho Nacional de Trânsito. **Resolução nº445**: requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importado. 2013.
- CSN – Companhia Siderúrgica Nacional. **Catálogo zincados**. Disponível em: <http://www.csn.com.br/irj/go/km/docs/csn_documentos/csn/catalogo_zincado.pdf>. Acesso em: 11 de novembro de 2015.

DANIEL, I. M.; CHO, J. M.. Characterization of Anisotropic Polymeric Foam Under Static and Dynamic Loading. **Exp Mech**, [s.l.], v. 51, n. 8, p.1395-1403, 19 fev. 2011. Springer Science + Business Media. DOI: 10.1007/s11340-011-9466-3.

DESENHOS DE ÔNIBUS DE GOIÁS. Disponível em:
<<http://desenhosdeonibusdegoias.blogspot.com.br/2012/10/marcopolo-audace.html>>. Acesso em: 05 de março de 2016.

DETRAN/RS - Departamento Estadual de Trânsito do Rio Grande do Sul. **Estudo Acidente com Envolvimento de ônibus 2010 a 2014**. Disponível em:<<http://www.detrans.rs.gov.br/conteudo/34165/estudo-acidente-com-envolvimento-de-onibus-2010-a-2014>>. Acesso em: 12 de agosto 2015.

DOW AUTOMOTIVE. Disponível em:
<<http://www.dowautomotive.com/products/betafoam.htm>>. Acesso em: 20 de abril de 2016.

DROSTE, A.; ROTTGER, J.. Crash performance increase with structural Betafoam. **In: 6TES DEUTSCHES LS-DYNA FORUM '07, 6**. 2007, Frankenthal. Ls-dyna Anwenderforum, 2007.

GERE, J. M.; GOODNO, B. J. **Mecânica dos materiais**. São Paulo: Cengage Learning, 2009.

GOEDEL, F. et al. Simulação numérica da estrutura de um ônibus rodoviário submetida a impacto semifrontal contra uma parede rígida. **Revista Internacional de Métodos Numéricos Para Cálculo y Diseño En Ingeniería**, [s.l.], mar. 2015. Elsevier BV. DOI: 10.1016/j.rimni.2014.10.001.

GOEDEL, F.. **Aspectos Relacionados com o impacto semi-frontal em ônibus rodoviário** 150 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de Passo Fundo, Passo Fundo, 2013.

GONÇALVES, G.A.; SILVA, A.R.D.; SILVEIRA, R.A.M.. Avaliação do comportamento inelástico de colunas e pórticos metálicos com flexão em torno do eixo de menor inércia. **Revista Internacional de Métodos Numéricos Para Cálculo y Diseño En Ingeniería**, [s.l.], mar. 2015. Elsevier BV. DOI: 10.1016/j.rimni.2014.07.002. Disponível em:
<<http://api.elsevier.com/content/article/PII:S0213131514000595?httpAccept=text/xml>>. Acesso em: 10 set. 2015.

HALLQUIST, J.O.. **LS-DYNA Theoretical Manual**, Livermore Software Technology Corporation, 2006.

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

KARLINSKI, J.; PTAK, M.; DZIALAK, P.. Simulation tests of roll-over protection structure. **Archives Of Civil And Mechanical Engineering**, [s.l.], v. 13, n. 1, p.57-63, mar. 2013. Elsevier BV. DOI: 10.1016/j.acme.2012.12.001. Disponível em:
<<http://api.elsevier.com/content/article/PII:S1644966512001343?httpAccept=text/xml>>. Acesso em: 17 ago. 2015.

MALLI, A. K.. **Performance evaluation of thin walled tube filled with nano based polyurethane rigid foam for increased roof strength of a vehicle.** 84 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Wichita, Wichita, 2012.

MARCOPOLO S.A.(a). **Certificações.** Disponível em: <http://www.marcopolo.com.br/marcopolo_sa/pt/marcopolo/certificacoes>. Acesso em: 18 de agosto 2015.

MARCOPOLO S.A.(b). **Relatório Ensaio flexão em 3 pontos.** Caxias do Sul: Documentos Internos Marcopolo, 2015.

MARCOPOLO S.A.(c). **Relatório Ensaio tração.** Caxias do Sul: Documentos Internos Marcopolo, 2015.

MATSUMOTO, A. T.. **Estudo do desempenho de reforços poliméricos em estruturas veiculares submetidas a impacto.** 149 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

MEIRA JUNIOR, A. D.. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal.** 445 f. Tese (Doutorado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2010.

MICU, D. A.; IOZCA, M. D.; FRATILA, G.. Experimental Test and Computer simulation reserch on rollover impact of a bus structure. **World Scientific And Engineering Academy And Society**, Brasov, p.129-136, June 2014.

NORTON, R. L.. **Projeto de máquinas:** uma abordagem integrada. 4.ed. Porto Alegre: Bookman, 2013. 1017 p. + CD-ROM ISBN 9788582600221.

ÔNIBUS BRASIL. Disponível em: < <http://onibusbrasil.com/foto/1468392/> >. Acesso em: 10 de novembro de 2015.

POCKSZEVNICKI, B. C. **Análise de materiais em regime elasto-plástico usando um modelo J2 com dano e modelo de "CAP" suave.** 157 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2004.

ROSA, E.. **Análise de resistência mecânica:** Mecânica da fratura e fadiga. Florianópolis: Grante, 2004. 417 p.

RÖTTGER, R.; DROSTE, A.; BIRCH, A.. Implementation and simulation of local reinforcements of profile applications with changing cross sections. **In: 9TH GERMAN LS-DYNA FORUM**, 2010, Bamberg. Dynamore, 2010.

RUIZ, S. et al.. New Optimized Bus Structure to Improve the Roll-Over Test (ECE-R66) Using Structural Foam with High Strength Steel. **Sae Technical Paper Series**, [s.l.], 21 jan. 2009. SAE International. DOI: 10.4271/2009-26-0003.

SÁNCHEZ, C. A. A.. **Estudo de Impacto Usando Elementos Finitos e Análise não Linear.** 143 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2001.

SORIANO, H. L.. **Método de Elementos Finitos em Análise de Estruturas**. São Paulo: Editora da Universidade de São Paulo, 2003.

TECH, T. W.. **Proposta de metodologia para otimização estrutural de um ônibus em condições de tombamento**. 191 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2009.

VILAR, W. D.. **Química e tecnologia dos poliuretanos**. 2.ed. Rio de Janeiro: Vilar Consultoria, 1999.

WOOD, L.. Automation of Coach Rollover Simulation. **In: UK ALTAIR TECHNOLOGY CONFERENCE, 8.**, Warwickshire. Uk Altair Technology Conference, 2013.