

UNIVERSIDADE DE CAXIAS DO SUL
ÁREA DO CONHECIMENTO DAS CIÊNCIAS EXATAS E ENGENHARIAS

BRUNO GABRIEL MENINO

**ANÁLISE DE UM DISPOSITIVO DE ABSORÇÃO DE IMPACTO PARA A
TRASEIRA DE UM ÔNIBUS ELÉTRICO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

CAXIAS DO SUL

2022

BRUNO GABRIEL MENINO

**ANÁLISE DE UM DISPOSITIVO DE ABSORÇÃO DE IMPACTO PARA A
TRASEIRA DE UM ÔNIBUS ELÉTRICO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

Trabalho de Conclusão de Curso II apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Orientador Prof. Me. André Alaniz Cesário

CAXIAS DO SUL

2022

BRUNO GABRIEL MENINO

**ANÁLISE DE UM DISPOSITIVO DE ABSORÇÃO DE IMPACTO PARA A
TRASEIRA DE UM ÔNIBUS ELÉTRICO ATRAVÉS DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA**

Trabalho de Conclusão de Curso II apresentado como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica pela Universidade de Caxias do Sul. Área de concentração: Mecânica dos Sólidos.

Aprovado em 01/07/2022.

Banca examinadora:

Prof. Me. André Alaniz Cesário

Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Dr. Alexandre Vieceli

Universidade de Caxias do Sul – UCS

Prof. Me. Alessandro Sordi

Applus + IDIADA

RESUMO

O presente trabalho teve por objetivo analisar o comportamento da região da estrutura traseira de um ônibus elétrico em uma situação de colisão baseado no ensaio do pêndulo conforme resolução N° 629 do CONTRAN (2016) e criar mecanismos capazes de absorver a energia gerada pelo impacto a fim de garantir a integridade das baterias elétricas de tração que ali estão alocadas, evitando possíveis vazamentos de eletrólitos inflamáveis e até mesmo iniciar um incêndio se danificadas. Foram realizados estudos sobre perfis de seção tubular com gatilhos para deformação (*triggers*), denominados como *crash boxes* (que têm por objetivo converter energia cinética em energia de deformação). Foram criadas sete propostas com base em autores que estudaram diferentes conceitos sobre o assunto. Para o modelamento das propostas foi utilizado o *software SolidWorks 2019* e avaliado numericamente o comportamento de cada uma através do *software ANSYS LS-DYNA*. A partir destes estudos foi possível obter reduções de até 148% referente aos valores de P_{max} e o aumento de até 43% de P_{med} em comparação a um tubo quadrado de mesma seção transversal. Após as simulações individuais das *crash boxes* foram aplicadas as três melhores na estrutura juntamente com caminhos de cargas que serviram para direcionar a energia residual para regiões mais rígidas como as longarinas do chassi e travessas de união entre a carroceria. As propostas chegaram a converter até 45% da energia cinética em energia de deformação e atenderam os critérios de aprovação que era garantir que nenhum componente da estrutura tocasse as baterias durante o impacto, diferente da estrutura atual que falhou de forma a danificar as baterias.

Palavras-chave: Absorvedores de Impacto. Impacto Traseiro. Método dos Elementos Finitos. Baterias Elétricas. *Crash box*.

ABSTRACT

The present work aimed to analyze the behavior of the region of the rear structure of an electric bus in a collision situation based on the pendulum test according to resolution No. 629 of CONTRAN (2016) and created mechanisms capable of absorbing the energy generated by the impact in order to guarantee the integrity of the electric traction batteries that are allocated there, preventing possible leaks of flammable electrolytes and even starting a fire if damaged. Studies were carried out on tubular section profiles with triggers for deformation (triggers), called crash boxes (which aim to convert kinetic energy into deformation energy). Seven proposals were created based on authors who studied different concepts on the subject. For the modeling of the proposals, the SolidWorks 2019 software was used and the behavior of each one was numerically evaluated through the ANSYS LS-DYNA software. From these studies, it was possible to obtain reductions of up to 148% regarding Pmax values and an increase of up to 43% of Pmed compared to a square tube of the same cross section. After the individual simulations of the crash boxes, the three best ones were applied to the structure along with load paths that served to direct the residual energy to more rigid regions such as the chassis spars and joining beams between the bodywork. The proposals even converted up to 45% of the kinetic energy into deformation energy and met the approval criteria that was to ensure that no component of the structure touched the batteries during impact, unlike the current structure that failed to damage the batteries.

Keywords: Crash Absorber. Rear Crash. Finite Element Method. Electric Batteries. Crash Box

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 - Evolução do número de ônibus elétricos na América Latina	13
Figura 2 - Veículos com baterias de lítio em chamas.....	14
Figura 3 - <i>Attivi Express</i> da Marcopolo S.A.....	15
Figura 4 - Posição das baterias na região traseira do <i>Attivi</i>	16
Figura 5 - Testes de carga vertical no teto e tração lateral	17
Figura 6 - Teste do pêndulo.....	18
Figura 7 - Teste de capotamento.....	19
Figura 8 - Construção geral de uma bateria de tração	20
Figura 9 - Baterias em VE	21
Figura 10 - Baterias em OE	21
Figura 11 - Elemento de Viga.....	29
Figura 12 - Elemento de Casca.....	30
Figura 13 - Elemento Sólido.....	31
Figura 14 - Formas de Colapso em tubos de paredes finas	32
Figura 15 - Determinação de K_p e β	34
Figura 16 - Gráfico idealizado de Força por Deslocamento.....	34
Figura 17 - Principais modos de colapso.....	35
Figura 18 - Exemplo de <i>Triggers</i>	36
Figura 19 - Fluxograma de Atividades	37
Figura 20 - Posicionamento dos pêndulos	38
Figura 21 - Tensão Efetiva x Deformação Plástica Efetiva dos Aços.....	39
Figura 22 - Ponto de corte para análise da estrutura.....	39
Figura 23 - Modelos CAD e de superfície média.....	40
Figura 24 - Detalhes da malha.....	41
Figura 25 - Detalhes das conexões	42
Figura 26 - Restrições de movimento.....	43
Figura 27 - Seção base da <i>Crash box</i>	45
Figura 28 - <i>Crash boxes</i>	46
Figura 29 - Simulação da <i>Crash box</i>	47
Figura 30 - Absorvedor de impacto na estrutura	48
Figura 31 - Regiões Críticas Estutura Atual.....	50
Figura 32 - Comparativo antes x durante o impacto	51

Figura 33 - Energia gerada do impacto dos pêndulos	51
Figura 34 - Força x Deslocamento	52
Figura 35 - Energia gerada pelo impacto da placa rígida	53
Figura 36 - Comportamento TQ em diferentes análises.....	53
Figura 37 - Comportamento das <i>Crash boxes</i>	54
Figura 38 - Força x Deslocamento - Estampados.....	54
Figura 39 - Força x Deslocamento - Recortados	55
Figura 40 - Força x Deslocamento - Outras Secções.....	55
Figura 41 - Regiões Críticas Estutura Proposta.....	57
Figura 42 - Resultados ET	57
Figura 43 - Resultados EL	58
Figura 44 - Resultados RC	58
Figura 45 - Energia Interna x Tempo - ET	59
Figura 46 - Energia Interna x Tempo - EL	59
Figura 47 - Energia Interna x Tempo - RC.....	59

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Valores de P_{med} , P_{max} e Deslocamento.....	56
Quadro 2 - Energia interna <i>Crash boxes</i>	60

LISTA DE ABREVIATURA E SIGLAS

ABME	1º Anuário Brasileiro de Mobilidade Elétrica
BYD	<i>Build Your Dreams</i>
CAD	<i>Computer Aided Design</i>
CATL	<i>Contemporary Amperex Technology Limited</i>
CO ₂	Dióxido de Carbono
CONTRAN	Conselho Nacional de Trânsito
ECE	<i>United Nations Economic Commission for Europe</i>
FABUS	Associação Nacional dos Fabricantes de Ônibus
GEE	Gases do Efeito Estufa
IPVA	Imposto sobre a Propriedade de Veículos Automotores
MEF	Método dos Elementos Finitos
OE	Ônibus Elétricos
OMS	Organização Mundial da Saúde
ONU	Organização das Nações Unidas
Sindipeças	Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos Automotores
SPTrans	São Paulo Transporte
VE	Veículos Elétricos
AEQE	Análise Explícita Quase Estática
AED	Análise Explícita Dinâmica
TQ	Tubo Quadrado
ET	Estampo Transversal
EL	Estampo Longitudinal
RT	Recorte Transversal
RL	Recorte Longitudinal
RC	Recorte nos Cantos
TH	Tubo Hexagonal
TC	Tubo Circular

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	O AMBIENTE DE TRABALHO.....	14
1.2	JUSTIFICATIVA DO TRABALHO.....	14
1.3	OBJETIVO GERAL.....	16
1.4	OBJETIVOS ESPECÍFICOS.....	16
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	17
2.1	NORMATIZAÇÃO DE SEGURANÇA DE ÔNIBUS.....	17
2.2	BATERIAS DE ÍONS DE LÍTIO.....	20
2.2.1	Composição de uma bateria de íons de lítio.....	20
2.2.2	Segurança das baterias de lítio na indústria automotiva.....	20
2.3	RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS.....	22
2.3.1	Energia de deformação.....	22
2.3.2	Taxa de deformação.....	23
2.4	MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.....	23
2.4.1	Tipos de análise.....	24
2.4.1.1	Análise estática ou dinâmica.....	24
2.4.1.2	Análise linear.....	25
2.4.1.3	Análise não linear.....	25
2.4.1.4	Integração Direta.....	26
2.4.1.5	Análise Explícita - Método da diferença central.....	26
2.4.1.6	Análise Implícita - Método trapezoidal.....	28
2.4.2	Tipos de elementos.....	29
2.4.2.1	Elemento Unidimensional (1D).....	29
2.4.2.2	Elemento Bidimensional (2D).....	30
2.4.2.3	Elemento Tridimensional (3D).....	30
2.4.3	Etapas do método.....	31
2.5	CONCEITOS DE ABSORVEDORES DE IMPACTO.....	31
2.5.1	Colapso por Compressão ou Flexão.....	32
2.5.2	Triggers (gatilhos para deformação).....	35
2.6	TRABALHOS CORRELATOS.....	36

3	MATERIAIS E MÉTODOS	37
3.1	FLUXOGRAMA DO TRABALHO	37
3.2	OBJETO DE ESTUDO	37
3.2.1	Critérios para aprovação das propostas	38
3.3	FASE DE DESENVOLVIMENTO DO MODELO ATUAL	38
3.3.1	Materiais utilizados	38
3.3.2	Preparação da geometria	39
3.3.3	Geração de malha de Elementos Finitos	40
3.3.4	Condições de contorno	42
3.3.5	Processamento	43
3.4	FASE DE DESENVOLVIMENTO DAS <i>CRASHBOXES</i>	44
3.4.1	Parâmetros para construção de uma <i>crash box</i>	44
3.4.2	Simulações das <i>crash boxes</i>	46
3.5	APLICACAO DAS <i>CRASHBOXES</i> NA ESTRUTURA.....	48
4	RESULTADOS	50
4.1	RESULTADOS ESTRUTURA TRASEIRA ATUAL	50
4.2	RESULTADOS DAS <i>CRASH BOXES</i>	52
4.3	RESULTADOS DA ESTRUTURA COM O ABSORVEDOR DE IMPACTO	56
5	CONCLUSÃO	61
6	TRABALHOS FUTUROS	63
	REFERÊNCIAS	64

1 INTRODUÇÃO

Uma das preocupações relacionadas aos impactos ambientais com maior recorrência é a emissão dos Gases do Efeito Estufa - GEE. Quando mensurado em nível mundial, o setor de transporte responde por 25% das emissões de dióxido de carbono - CO₂ intensificando os efeitos do aquecimento global segundo a Organização das Nações Unidas - ONU (2018). Conforme a Organização Mundial da Saúde - OMS (2016) duas das dez principais causas de morte no mundo estão relacionadas a doenças respiratórias provenientes da poluição do ar e que mais da metade da população mundial urbana está exposta a uma poluição atmosférica 2,5 vezes maior do que padrões de segurança recomendadas pela instituição.

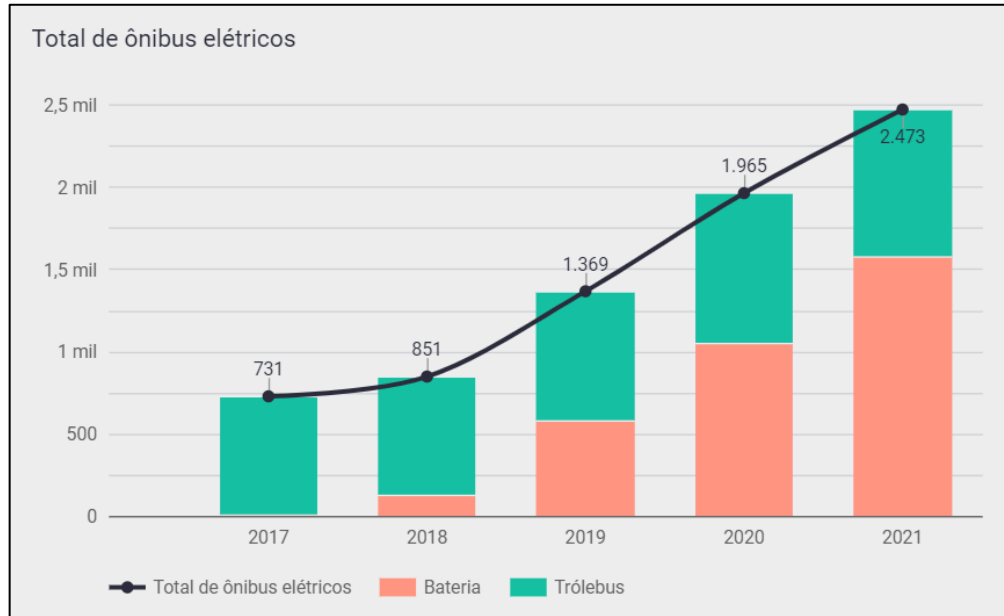
Tendo em vista tais acontecimentos, em 2015, 195 países discutiram e se propuseram a criar um tratado que rege-se medidas de redução da emissão de GEE a fim de conter o aquecimento global através da manutenção da temperatura abaixo de 2°C acima dos níveis pré-industriais e de garantir medidas para limitar o aquecimento a 1,5°C, o mesmo foi nomeado como Acordo de Paris em 2015. Alguns países já propuseram metas para diminuição das emissões de CO₂, como por exemplo Noruega e França, além do Reino Unido produzirão veículos com zero emissões a partir de 2025, 2040 e 2035, respectivamente. O Brasil também é um dos países signatários ao acordo e tem como objetivos até 2025 diminuir 37% das emissões quando comparado aos níveis de 2005 e neutralizá-las por completo até o ano de 2060 de acordo com o 1º Anuário Brasileiro de Mobilidade Elétrica - ABME (2020).

Algumas montadoras já têm planos para a parada da produção de veículos movidos a combustão conforme CNN Brasil (2021), por exemplo a Ford pretende oferecer a partir de 2026 apenas veículos híbridos ou veículos elétricos - VE, já a Volvo que atualmente vende apenas veículos híbridos no Brasil, passará a vender apenas veículos 100% elétricos a partir do ano de 2030 e também a Mercedes-Benz com planos para 2039. Atualmente a frota mundial de VE atingiu a marca de 7,2 milhões de unidades aponta o estudo de *Automotive Business* (2021), e é liderado por China seguido pela Europa e Estados Unidos. O setor de ônibus elétricos - OE que contém cerca de 513 mil unidades em todo o mundo também é liderado pela China.

A cidade de Shenzhen na China, é destaque em relação à sua frota de ônibus. Praticamente 100% dos veículos são elétricos. Na América do Sul, a capital Chilena Santiago, também se destaca com 413 VE, o que corresponde a 6% da frota. Já no Brasil o número se aproxima das 350 unidades sendo a maioria os Trólebus, aponta o estudo do ABME (2020), número correspondente a 0,09% quando comparado a frota total que se aproxima de 389 mil unidades de acordo com o Sindicato Nacional da Indústria de Componentes para Veículos

Automotores - Sindipeças (2020). Na Figura 1, observa-se a evolução do número de ônibus elétricos em relação aos últimos 5 anos na América Latina.

Figura 1 - Evolução do número de ônibus elétricos na América Latina



Fonte: Radar (2021).

Alguns pontos de atenção deverão ser tomados ao longo da transição da motorização a combustão para elétrica, um deles é a necessidade de apoio dos governos em relação a incentivos a mobilidade elétrica conforme abordado pelo ABME (2020). A Lei 13.755 (2018) que ficou conhecida como “Rota 2030” é um incentivo do governo a fim de promover investimento em inovação relacionadas a novas tecnologias para propulsão principalmente a elétrica, e também prevê a isenção do Imposto sobre a Propriedade de Veículos Automotores - IPVA referente a VE ou híbridos nos primeiros cinco anos dos mesmos.

Outro ponto importante é a segurança veicular com relação às baterias. Por se tratar de uma tecnologia nova, sempre há riscos que ainda não são conhecidos pela sociedade. Bisschop (2020) destaca que, com o aumento das frotas de VE, as estatísticas de envolvimento em acidentes dos mesmos também aumentarão. Colisões que venham a danificar as baterias de lítio podem resultar em incêndios e oferecer riscos tanto para os ocupantes dos veículos como para equipes de salvamento. As baterias quando estão em chamas trazem maiores dificuldades em extinguir o incêndio quando comparadas a veículos a combustão. Um comparativo é a quantidade de água e tempo necessário para conter um incêndio de um veículo convencional a combustão que varia de 750 a 1.000 litros em torno de 5 minutos e um veículo com células de baterias de lítio que pode levar até 60 minutos e cerca de 10.000 litros. A Figura 2 ilustra casos

de acidentes com incêndio de veículos com baterias de lítio, A) um veículo leve da Renault na Coreia em 2016, B) um ônibus na cidade de Shenzhen, China em 2015.

Figura 2 - Veículos com baterias de lítio em chamas



Fonte: Sun (2020).

1.1 O AMBIENTE DE TRABALHO

Marcopolo S.A. é uma empresa brasileira multinacional fabricante de ônibus e líder no seu segmento no Brasil que iniciou suas atividades no ano de 1949. Sediada em Ana Rech, Caxias do Sul, Rio Grande do Sul a empresa atende aos mercados nacional e de exportação. A planta principal da empresa conta com uma área total de 471.000 m² quadrados e 88.000 m² de área construída conforme Marcopolo (2021). No final do ano de 2020 acumulava uma produção de aproximadamente 8,383 mil unidades segundo dados da Associação Nacional dos Fabricantes de Ônibus - FABUS (2022).

O projeto foi desenvolvido na Engenharia de Produto, sendo um trabalho em conjunto com o setor Engenharia de Simulações e Testes e o setor de Conceituação do Produto.

1.2 JUSTIFICATIVA DO TRABALHO

É evidente que VE serão o futuro da mobilidade mundial, pela necessidade de uma sociedade mais sustentável e pela preservação ambiental. O setor vem crescendo exponencialmente nos últimos anos e a tendência é que a virada de chave seja cada vez mais rápida com o avanço da tecnologia, incentivo dos governos e concorrência de montadoras de veículos, encarroçadoras e fabricantes de chassis.

Motivadores que fizeram a Marcopolo S.A. iniciar no ano de 2020 o desenvolvimento de ônibus 100% elétricos juntamente com parceiras como a *Build Your Dreams* - BYD (empresa especializada em energia limpa) fabricante de chassis. O *Attivi* (Figura 3) é um ônibus urbano com chassi D11B da BYD focado em locomover o maior número de pessoas possível com sustentabilidade e segurança e uma autonomia de até 250 quilômetros (MARCOPOLO, 2021).

Figura 3 - *Attivi* da Marcopolo S.A.

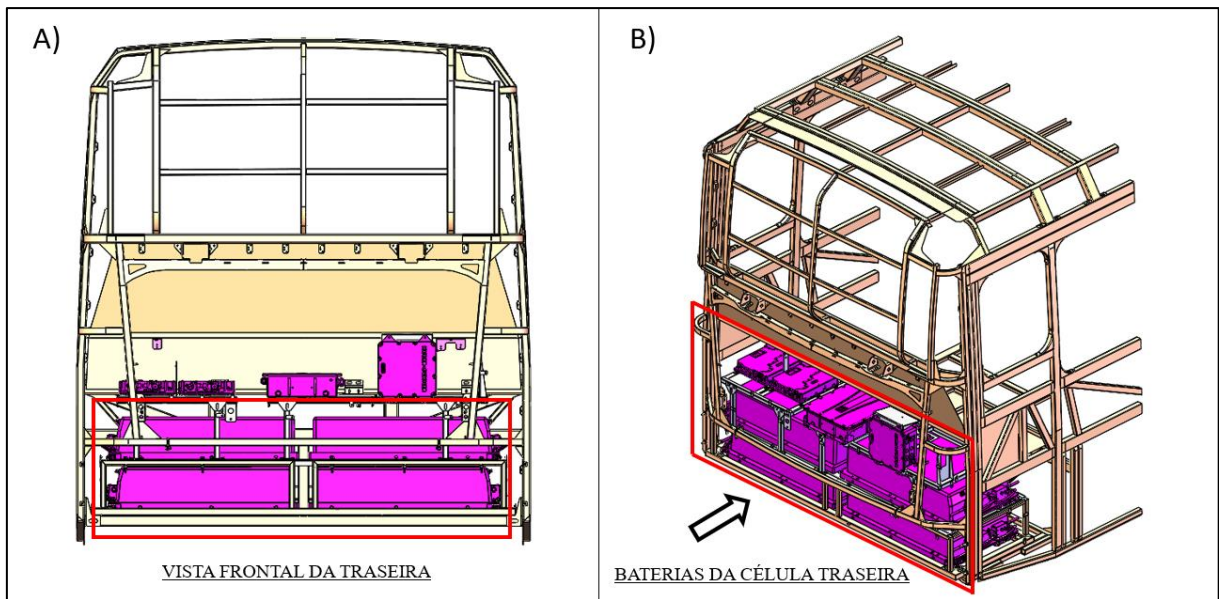


Fonte: Marcopolo S.A. (2020).

A configuração da carroceria do ônibus *Attivi* que será estudada neste trabalho ainda está em fase de testes. Ela é similar em termos de corte transversal e design, porém o chassi é fabricado pela própria Marcopolo S.A. em outra planta na cidade de São Paulo e as baterias são fornecidas pela empresa chinesa *Contemporary Amperex Technology Limited* - CATL, que é composta por duas células de 6 unidades cada uma, localizadas em cima do teto e na parte traseira do veículo.

A Marcopolo S.A. é uma empresa que pensa na segurança dos seus produtos e focado neste quesito identificaram-se pontos de melhoria na região traseira onde estão alocadas uma das células das baterias do ônibus *Attivi* (Figura 4). No projeto atual, não há mecanismos específicos para proteção das baterias, em caso de uma colisão traseira as chances de as mesmas serem danificadas e causarem desastres maiores é grande. Do ponto de vista econômico as baterias representam uma boa porcentagem do valor total do ônibus e caso apenas uma bateria venha a ser danificada é necessária a troca da célula inteira das mesmas.

Figura 4 - Posição das baterias na região traseira do *Attivi*



Fonte: o autor (2021).

Um motivador para este estudo é que ainda não há normas que especifiquem testes de impactos que validem a estrutura de um ônibus elétricos em relação as baterias do mesmo, ficando a critério da encarroçadora desenvolver e validar mecanismos de segurança. O fato de já ter um estudo em relação a este tema, colocará a empresa a frente, caso surjam novas normas.

1.3 OBJETIVO GERAL

Analisar absorvedores de impacto para a estrutura traseira de um OE urbano através de simulações numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos - MEF.

1.4 OBJETIVOS ESPECÍFICOS

- a) Estudar e avaliar conceitos de absorvedores de impacto e tipos de perfis de aço e suas diferentes formas de colapso através de simulação numérica;
- b) definir um método de teste e aprovação dos absorvedores de impacto para proteção das baterias;
- c) realizar análises numéricas da estrutura completa atual do veículo;
- d) realizar análises numéricas da estrutura completa do veículo com as três melhores propostas.

2 REFERENCIAL TEÓRICO

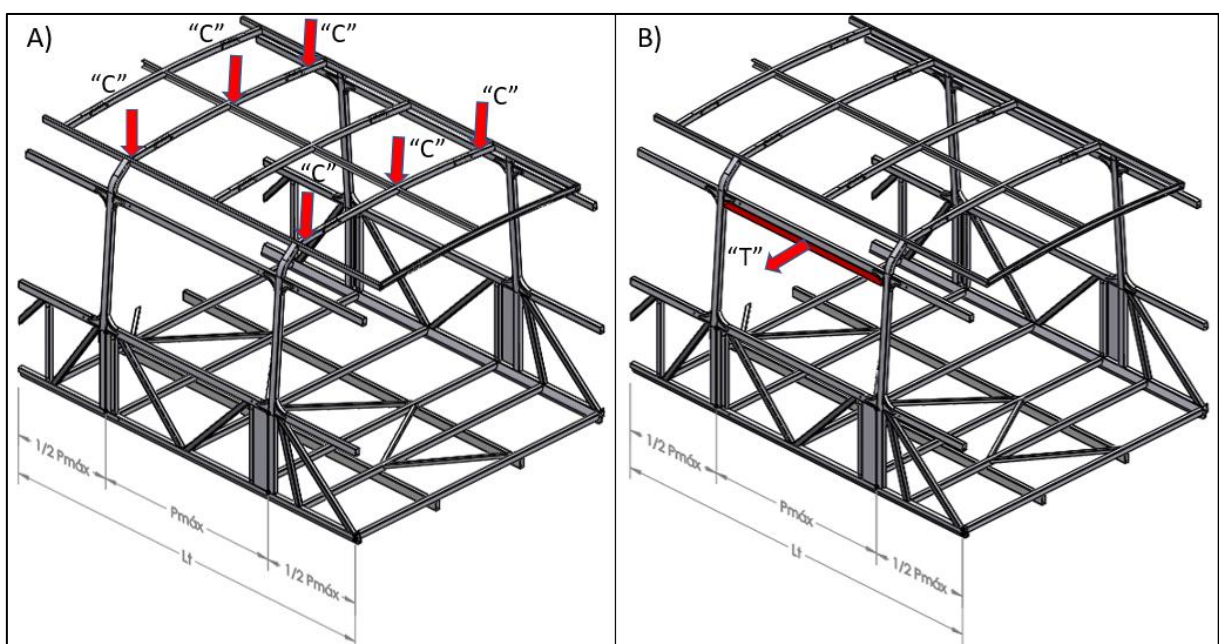
No presente capítulo fez-se o levantamento preliminar do embasamento teórico fundamental e ferramentas de apoio ao tema escolhido, trazendo conceitos a fim de contribuir para o melhor entendimento dos resultados que serão obtidos ao longo do trabalho.

2.1 NORMATIZAÇÃO DE SEGURANÇA DE ÔNIBUS

No Brasil o órgão responsável por normatizar as condições de resistência estrutural dos ônibus para homologação do mesmo é o Conselho Nacional de Trânsito - CONTRAN. De acordo com a resolução Nº 445 (2013), os ônibus estão classificados de acordo com sua categoria, que pode variar conforme peso e capacidade de passageiros. O documento regulamentador é constituído por três apêndices, onde são especificadas as condições pela qual a estrutura do ônibus deve atender.

O apêndice I é dividido em dois tópicos ao que diz respeito a resistência frente ao capotamento. O primeiro deles exige que o módulo da estrutura resista a uma determinada carga vertical estática “C” sobre o teto (Figura 5 A)) aplicadas nos vãos de janela - $P_{máx}$ ao longo do comprimento total do módulo de ensaio - L_t . No segundo teste a estrutura deve resistir a uma tração lateral estática “T” (Figura 5 B)) perpendicularmente ao peitoril da janela.

Figura 5 - Testes de carga vertical no teto e tração lateral



Fonte: o autor (2021).

Conforme a resolução N° 629 do CONTRAN (2016), o apêndice II estabelece a condição de resistência ao impacto frontal através do teste do pêndulo que consiste em elevar uma massa a uma determinada altura e distância do ponto de impacto.

O pêndulo deverá colidir com um módulo frontal do ônibus, em dois pontos de impactos distintos, o primeiro ponto deve ser coincidente com o eixo do volante do veículo, enquanto o segundo ponto deve ser o oposto simétrico em relação ao eixo central longitudinal. Caso o veículo possua chassi independente, a estrutura da carroceria deve ser fixada por meio de seus componentes originais da base, e o chassi fixo ao módulo de ensaio. Após submetido ao teste o módulo da estrutura frontal ensaiada, não poderá exceder um certo valor de deslocamento permanente, a fim de não comprometer a área de sobrevivência do motorista. A Figura 6 ilustra o ensaio.

Figura 6 - Teste do pêndulo



Fonte: Marcopolo (2014).

A energia cinética aplicada no teste pode ser calculada pela Equação (1):

$$E_c = mgh \quad (1)$$

Onde:

E_c = Energia cinética [J];

m = Massa [kg];

g = 9,8 [m/s²];

h = Altura [m].

Considerando o pêndulo com massa igual a 1000 kg e a altura de queda do mesmo de 2 metros, é obtido uma energia cinética de 19,6 kJ. Energia equivalente a um veículo de 1000 kg a uma velocidade de 22,5 km/h que pode ser obtida pela Equação (2):

$$E_c = m \frac{v^2}{2} \quad (2)$$

Onde:

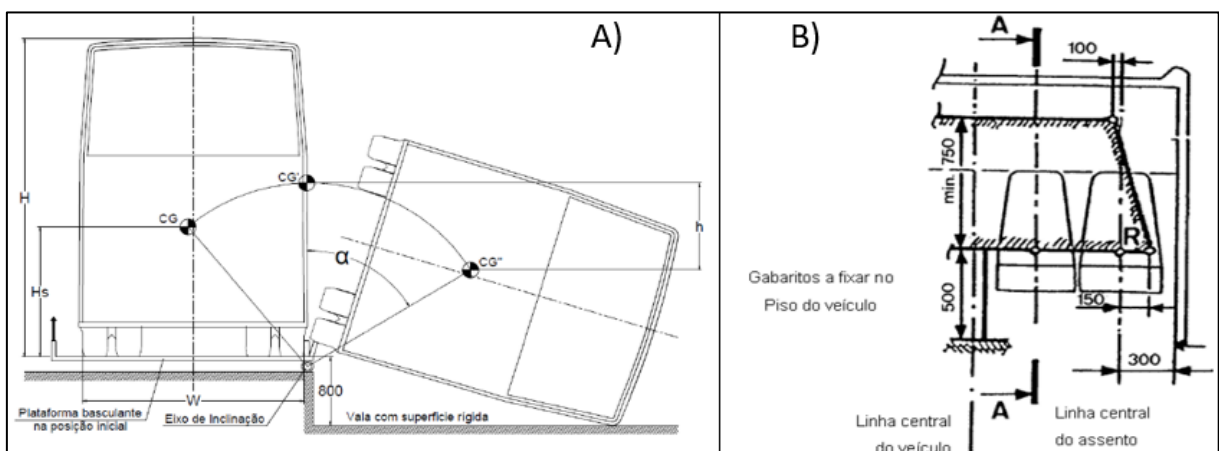
V = Velocidade [m/s].

Por fim o apêndice III - Resistência da Superestrutura, elaborada com base no regulamento ECE R66.02, onde estabelece critérios de segurança em casos de capotamento do ônibus e solicita testes para aprovação do mesmo.

A Figura 7 A) ilustra como deve ser feito o ensaio, no qual o ônibus (seja o veículo completo, apenas um módulo da estrutura ou um modelo matemático) é colocado em uma plataforma a 800 mm de altura do solo que irá bascular até que o ônibus perca aderência e capote. Onde “H” é a altura, “Hs” a medida da plataforma até o “CG”, “W” a largura do módulo do ônibus em análise.

Após a realização do ensaio é feita a avaliação da estrutura. A Figura 7 B) apresenta o espaço residual, onde nenhum componente da estrutura da carroceria poderá invadi-lo para que seja aprovado no teste.

Figura 7 - Teste de Capotamento



Fonte: adaptado de Resolução N° 629 (2016).

2.2 BATERIAS DE ÍONS DE LÍTIO

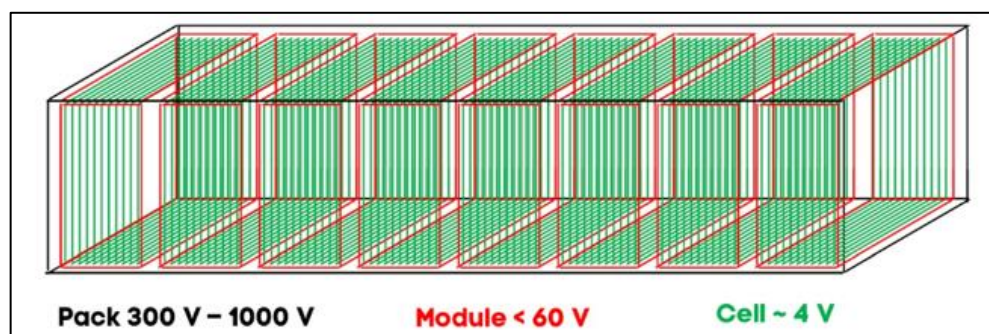
Conforme Xie (2020), as baterias recarregáveis de íons de lítio transformaram eletrônicos portáteis e são a tecnologia também usadas nos VE. Elas também desempenham um papel fundamental em sistemas de energia intermitentes para um futuro mais sustentável.

2.2.1 Composição de uma bateria de íons de lítio

Uma bateria de íons de lítio moderna consiste em dois eletrodos, normalmente óxido de lítio-cobalto (LiCoO_2) como catodo e grafite (C_6) como anodo, separados por um separador poroso imerso em um eletrólito líquido não aquoso usando Hexafluorofosfato de lítio (LiPF_6) em uma mistura de carbonato de etileno ($\text{C}_3\text{H}_4\text{O}_3$) e pelo menos mais um carbonato linear. Durante o carregamento, os íons de lítio se movem do LiCoO_2 para o lado do anodo, formando grafite litiado (LiC_6). Durante a descarga estes íons voltam para estrutura hospedeira enquanto os elétrons são liberados para o circuito externo (XIE, 2020).

De acordo com Bisschop (2020) as baterias de tração têm uma alta tensão, podendo variar de 300 a 1000 volts (V), uma energia armazenada de até 100 kWh e uma tensão de saída de 60 V. Um gabinete de uma bateria de tração é constituído por inúmeras células eletroquímicas (Figura 8).

Figura 8 - Construção geral de uma bateria de tração



Fonte: adaptado de Bisschop (2020).

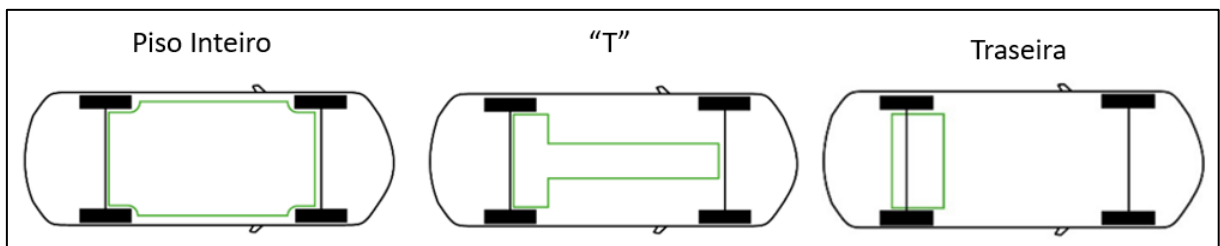
2.2.2 Segurança das baterias de lítio na indústria automotiva

A segurança das baterias de lítio é uma preocupação importante para a implantação de VE. Elas contêm materiais ativos altamente energéticos e eletrólitos orgânicos altamente inflamáveis. Normalmente uma bateria se incendeia devido à fuga térmica, seja no momento

da colisão causada por um acidente ou pode demorar um tempo para ganhar calor suficiente para inflamar os seus produtos químicos (KOTAK, 2021).

A geometria da bateria, sua posição e o *design* estrutural são parâmetros importantes ao integrar um VE. Uma abordagem comum é instalar a bateria dentro de compartimentos ou áreas rígidas, menos propensas a serem afetadas em caso de colisões, denominadas “zonas seguras”. Veículos pequenos as três principais configurações utilizadas (Figura 9) são em forma de “T”, piso inteiro e para VE menores na traseira (BISSCHOP, 2020).

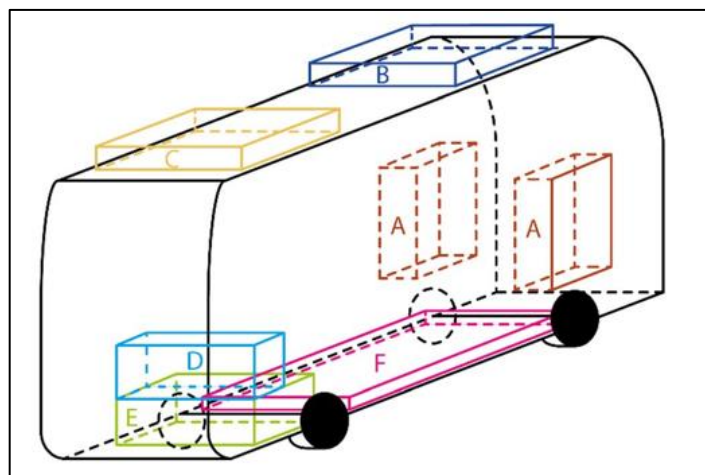
Figura 9 - Disposição das Baterias em VE



Fonte: adaptado de Bisschop (2020).

Ainda conforme Bisschop (2020) os ônibus não seguem necessariamente as mesmas configurações apresentadas em veículos de passeio. Fabricantes como Volvo Bus, Solaris, BYD e VDL, optam por alocar as baterias em cima do veículo ou na região traseira conforme apresentado na Figura 10. Desta forma requerem menos modificações em veículos já existentes, a refrigeração se torna mais fácil por estarem expostas ao ar e o mais importante que não compromete o espaço disponibilizado para os passageiros.

Figura 10 - Baterias em OE



Fonte: adaptado de Bisschop (2020).

Conforme ECE R100 (2020), VE devem cumprir todos os requisitos de segurança em caso de colisão como para veículos convencionais (UN-R94 para colisão frontal; UN-R95 para colisão lateral; UN-R12 para mecanismo de direção; UN-R32 para colisão traseira).

Durante estes testes não deve haver fogo, nem explosões. O vazamento de eletrólito aquoso até um determinado período de tempo não pode invadir o ambiente do passageiro e o limite máximo que pode escoar para fora do VE é de 7% do total da célula da bateria. Já para o eletrólito não aquoso não é permitido que haja vazamento, tanto para dentro do VE, como para fora. É recomendado pela norma que haja estruturas de proteção ao compartimento das baterias de tração que venham a absorver energias de impacto em colisões.

Conforme a São Paulo Transportes - SPTrans (2018), alguns requisitos específicos para OE foram estabelecidos devido ao aumento da frota com tal meio de propulsão, dentre eles é solicitado que na região das baterias haja uma estrutura capaz de absorver impactos em caso de colisões e em nenhum momento do evento sejam tocadas por itens da carroceria.

2.3 RESISTÊNCIA DOS MATERIAIS

A compreensão do comportamento mecânico dos materiais é essencial para projetar com segurança todos os tipos de estrutura, sejam elas aviões, edifícios, máquinas, navios e espaçonaves. Por isso a mecânica dos materiais é um assunto básico em muitos campos da engenharia (GERE E GOODNO, 2009).

2.3.1 Energia de deformação

Conforme Hibbeler (2018), 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 do material, ela é denominada energia de deformação conforme Equação (3):

$$u = \frac{\Delta U}{\Delta V} \quad (3)$$

Onde:

u = Energia de deformação;

ΔU = Variação da energia interna;

ΔV = Variação do volume.

2.3.2 Taxa de deformação

Conforme a taxa de deformação de aços de baixo carbono aumenta, a tensão de escoamento e o limite de resistência aumentam. No entanto o alongamento por muitas vezes reduz e a ruptura tende a ser frágil para taxas muito elevadas. Para Dieter (1961) a taxa de deformação depende da velocidade com que o material é deformado e de suas dimensões. A taxa de deformação em função da deformação linear é expressa pela Equação (4):

$$\dot{\epsilon}_{eng} = \frac{d_{eng}}{dt} = \frac{d(L-Li)/Li}{dt} = \frac{1}{Li} = \frac{dl}{dt} = \frac{V}{Li} \quad (4)$$

Onde:

V = Velocidade [m/s];

L = Comprimento no instante que se avalia [m];

Li = Comprimento inicial [-].

E também pode ser escrita sendo a variação de deformação por unidade de tempo conforme Equação (5):

$$\dot{\epsilon} = \frac{\partial \epsilon}{\partial t} \quad (5)$$

Onde:

$\partial \epsilon$ = Taxa de deformação;

∂t = Variação do tempo.

2.4 MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

As aplicações de métodos analíticos para resolução de problemas estruturais são possíveis quando a geometria, carregamento e as condições de contorno são simples e bem definidas, retornando valores exatos de deslocamentos, tensões e deformações através de uma equação matemática. Porém a maioria destas aplicações práticas fogem do cotidiano do engenheiro de cálculo de estruturas, que se depara com problemas complexos, tornando a solução analítica impossível. Um caminho alternativo aos métodos analíticos é a utilização do MEF (ALVES FILHO, 2013).

Para Bathe (1996), o MEF é usado para resolver problemas físicos na análise e projeto de engenharia. O problema físico normalmente envolve uma estrutura real ou componente estrutural sujeito a um certo carregamento. A idealização do problema físico para um modelo matemático requer certas suposições que levam a equações diferenciais que governam o modelo matemático. Como a técnica de solução de elementos finitos é um procedimento numérico, é necessário avaliar a precisão da solução. Se os critérios de precisão não forem atendidos, a solução numérica deve ser repetida com parâmetros de resolução refinadas até que uma precisão suficiente seja refeita.

Conforme Alves Filho (2013), o MEF consiste em um método aproximado de cálculos de sistemas contínuos, ou seja, subdividindo uma estrutura contínua em um número finito de elementos, os mesmos são conectados por pontos discretos, denominado como nós, obtendo assim uma solução do problema através do comportamento de cada elemento. Inicialmente o MEF foi associado a aplicações de análise linear de estruturas, vibrações, análises não lineares envolvendo grandes deflexões e deformações. Com a comprovação do método foi migrado também para outras áreas da física, tais como transferência de calor, escoamento de fluidos, eletromagnetismo, hidrodinâmica e entre outras.

2.4.1 Tipos de análise

Para a escolha correta do tipo de análise a ser aplicada, é necessário conhecer a classificação da geometria, material e ações aplicadas. Conforme Azevedo (2003), os tipos de análises são classificados como, estática ou dinâmica e linear ou não linear.

2.4.1.1 Análise estática ou dinâmica

Para Azevedo (2003), a análise estática é aplicada quando as cargas em uma determinada estrutura não variam conforme o tempo, levando em conta apenas o valor máximo de carregamento. A Equação (6) representa o equilíbrio entre as forças externas atuantes e as forças internas elásticas (ALVES FILHO, 2013).

$$\{F\} = [K] \cdot \{U\} \quad (6)$$

Onde:

$\{F\}$ = Vetor de carga;

$[K]$ = Matriz de rigidez;

$\{U\}$ = Vetor deslocamento.

Já na análise dinâmica as cargas variam rapidamente conforme o tempo, desta forma são consideradas as forças de inércia que ocasionam acelerações nos seus componentes devido a variação de velocidade. A Equação (7) representa o equilíbrio entre as forças externas atuantes e as forças internas elásticas, de inércia e amortecimento (ALVES FILHO, 2013).

$$\{F(t)\} = [K] \cdot \{U(t)\} + [C] \cdot \{\dot{U}(t)\} + [M] \cdot \{\ddot{U}(t)\} \quad (7)$$

Onde:

$\{F(t)\}$ = Vetor de carga em função do tempo;

$[M]$ = Matriz de massa;

$[C]$ = Matriz de Amortecimento;

$\{U(t)\}$ = Vetor deslocamento no tempo;

$\{\dot{U}(t)\}$ = Vetor velocidade no tempo;

$\{\ddot{U}(t)\}$ = Vetor aceleração no tempo.

2.4.1.2 Análise linear

Em uma análise linear a relação entre tensão e deformação é proporcional, ou seja, partindo de uma carga aplicada haverá um determinado deslocamento, logo dobrando o valor da carga inicial, o deslocamento dobrará também (AZEVEDO, 2003).

2.4.1.3 Análise não linear

Segundo Sanchez (2001) para avaliar uma simulação de uma colisão é necessário avaliar o comportamento não linear do fenômeno. Conforme Bathe (1996) o comportamento não linear se caracteriza por três principais causas:

- a) comportamento não linear do tipo cinemático devido a grandes deslocamentos, rotações e deformações que ocorrem no processo;
- b) comportamento linear do tipo constitutivo, devido ao caráter inelástico (plástico, viscoplástico e degradação) que caracteriza as deformações do material;

- c) caráter não linear nas condições de contorno devido à integração (contato e atrito) que se produz entre os sólidos que atuam no processo ao longo de uma superfície de contato que não é conhecida inicialmente que varia ao longo do processo.

2.4.1.4 Integração Direta

Para Bathe (1996) e Alves Filho (2013), na integração direta, a Equação (7) é integrada usando um procedimento numérico executado passo a passo, o termo "direto" significa que antes da integração numérica, nenhuma transformação da equação em uma forma diferente é realizada. De forma geral, a aplicabilidade do processo de integração direta, e a sua consequente efetividade, ocorre quando se pretende calcular a resposta dinâmica para fenômenos de curta duração. Em essência, a integração numérica direta é baseada em duas ideias:

- a) Em primeiro lugar, em vez de tentar satisfazer (7) em todos os infinitos instantes de um intervalo de tempo, o objetivo é satisfazer apenas alguns instantes discretos do intervalo de tempo em que ocorre o fenômeno dinâmico. Esses instantes são separados por intervalos de tempo Δt . A Equação (8) apresenta a separação dos intervalos de tempo:

$$\Delta t = \frac{T}{n} \quad (8)$$

Onde:

Δt = Instante de um intervalo de tempo (*time step*);

T = Tempo do fenômeno dinâmico;

n = Número de intervalos.

- b) A segunda ideia na qual um método de integração direta é baseado é que uma variação de deslocamentos, velocidades e acelerações dentro de cada intervalo de tempo Δt é assumida. É a forma da superposição sobre a variação de deslocamentos, velocidades e acelerações dentro de cada intervalo de tempo que determina a precisão, estabilidade e custo do procedimento de solução.

2.4.1.5 Análise Explícita - Método da diferença central

Para Bathe (1996) o método da diferença central é o mais utilizado para integração explícita no tempo para análises dinâmicas não lineares, onde a relação de equilíbrio (7) é considerada como um sistema ordinário de equações diferenciais com coeficientes constantes, e que pode aproximar os valores de aceleração e velocidades em termos do deslocamento.

Este método parte da relação entre valores da função que expressam os deslocamentos em um dado instante depois e os valores da função em instantes anteriores, utilizando a série de Taylor. As equações de velocidade e aceleração estão respectivamente descritas pelas equações 9 e 10.

$$\{\dot{U}(t)\} = \frac{1}{2 \cdot \Delta t} (\{U(t + \Delta t)\} - \{U(t - \Delta t)\}) \quad (9)$$

$$\{\ddot{U}(t)\} = \frac{1}{\Delta t^2} (\{U(t + \Delta t)\} - 2 \cdot \{U(t)\} + \{U(t - \Delta t)\}) \quad (10)$$

Substituindo as equações 9 e 10 na Equação 7, se chega na Equação 11:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2} \cdot M + \frac{1}{2 \Delta t} \cdot C \right) \cdot U(t + \Delta t) = F(t) - K \cdot U(t) + \frac{1}{\Delta t^2} \cdot M (2 \cdot U(t) - U(t + \Delta t)) + \frac{1}{2 \Delta t} \cdot C \cdot U(t - \Delta t) \quad (11)$$

Para convergência de (11), o intervalo de tempo Δt escolhido deve ser menor que um dado valor crítico, por isso é conhecido por ser um método condicionalmente estável. Esta condição é dada pelas Equações (12) e (13):

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{max}} = \frac{2}{2 \cdot \pi \cdot f} = \frac{2}{2 \cdot \pi} \cdot T_{minimo} \quad (12)$$

$$\Delta t \leq \frac{T_{minimo}}{\pi} \quad (13)$$

Onde:

ω_{max} = Frequência natural mais alta de $\det([K] - \omega_n^2 \cdot [M]) = 0$.

2.4.1.6 Análise Implícita - Método trapezoidal

Para Alves Filho (2013) a análise implícita é sempre estável independente do intervalo de tempo Δt considerado. A única restrição está relacionada à precisão do cálculo, por isso é chamado de incondicionalmente estável. Quando comparado a análise explícita, a implícita tem custo computacional muito alto sendo viável somente quando o *time step* Δt for bem maior ao utilizado no método em comparação.

Seguindo o método de montagem das Equações (9) e (11) é possível obter os valores de deslocamento, velocidades e acelerações para o método trapezoidal. As Equações de velocidade (14) e de aceleração (15) estão apresentadas abaixo:

$$\{\dot{U}(t + \Delta t)\} = \frac{2}{\Delta t} (\{U(t + \Delta t) - U(t)\}) - \{\dot{U}(t)\} \quad (14)$$

$$\{\ddot{U}(t + \Delta t)\} = \frac{4}{\Delta t^2} (\{U(t + \Delta t) - U(t)\}) - \frac{4}{\Delta t} \{\dot{U}(t)\} - \{\ddot{U}(t)\} \quad (15)$$

Substituindo (14) e (15) na Equação de equilíbrio (7) aplicada para o instante $t + \Delta t$ pode-se apresentar resumidamente abaixo a Equação (16):

$$\{F(t + \Delta t)\}^{Efetiva} = [K]^{Efetiva} \cdot \{U(t + \Delta t)\} \quad (16)$$

Onde:

$$[K]^{Efetiva} = \frac{4}{\Delta t^2} \cdot [M] + \frac{2}{\Delta t} \cdot [C] + [K] \quad (17)$$

E:

$$\begin{aligned} \{F(t + \Delta t)\}^{Efetiva} = \{F(t + \Delta t)\} + [M] \cdot \left(\frac{4}{\Delta t^2} \cdot \{U(t)\} + \frac{4}{\Delta t} \{\dot{U}(t)\} + \{\ddot{U}(t)\} \right) + \\ [C] \cdot \left(\frac{2}{\Delta t} \cdot \{U(t)\} + \{\dot{U}(t)\} \right) \end{aligned} \quad (18)$$

Para selecionar o passo Δt que produza um resultado acurado deve-se identificar o valor de frequência ω_{max} mais alta presente no carregamento. Modos de vibrar de uma estrutura com frequências maiores que aproximadamente $3 \cdot \omega_{max}$ são quase estáticas, enquanto modos com

frequências menores que $3 \cdot \omega_{max}$ possuem comportamento dinâmico. Alves Filho (2013) sugere o uso da condição conforme Equação (19):

$$\Delta t \leq \frac{0,3}{\omega_{max}} \quad (19)$$

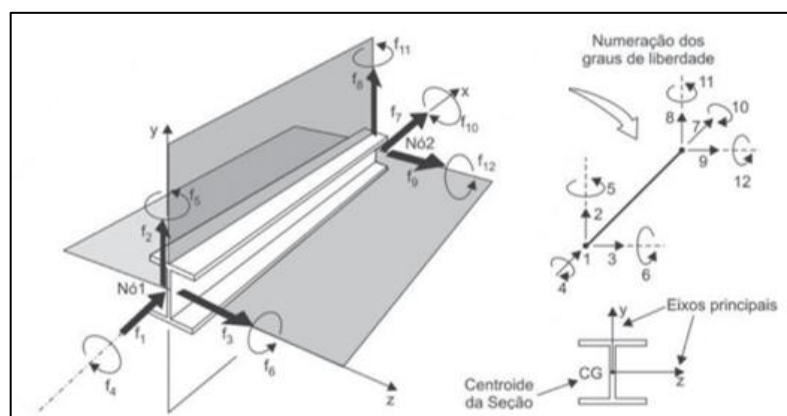
2.4.2 Tipos de elementos

De forma geral existem três tipos de elementos mais utilizados em análises pelo MEF, sendo eles os unidimensionais (onde a malha pode ser gerada seguindo linhas de referência, podendo ser utilizados elementos barras ou vigas), bidimensionais (onde a malha pode ser gerada sobre superfícies) e tridimensionais (onde a malha pode ser gerada sobre volumes de corpos sólidos) (ALVES FILHO, 2013).

2.4.2.1 Elemento Unidimensional (1D)

Dentro dos elementos unidimensionais (1D) o mais utilizado é o de viga, que consiste em uma barra reta, com comprimento muito maior que sua seção transversal. O mesmo possui solução exata, pois são conhecidas as suas formas de deformação. Este elemento pode transmitir forças axiais, momentos fletores nos planos que contêm seus dois eixos principais do plano da seção transversal da viga, forças cortantes nos planos de ação dos momentos fletores e momentos torçores em relação ao eixo dos centros de torção da viga (ALVES FILHO, 2013). A Figura 11 ilustra o elemento de viga, onde cada nó tem seis graus de liberdade - GL, sendo três deslocamentos e três rotações.

Figura 11 - Elemento de Viga



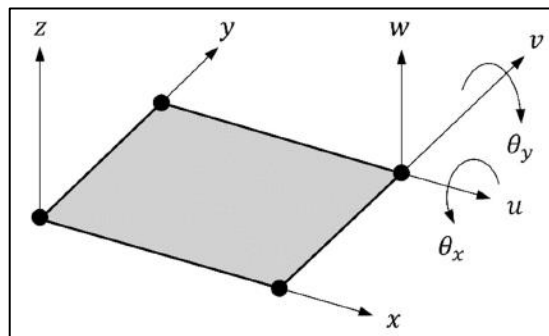
Fonte: Alves Filho (2013).

2.4.2.2 Elemento Bidimensional (2D)

Conforme Alves Filho (2013), para os elementos bidimensionais (2D) o de casca é o mais usual e se caracteriza por ter uma espessura bem menor que as suas dimensões de largura e comprimento e são obtidas a partir da superfície média de um corpo. Com grande frequência são utilizados em engenharia estrutural, aviação, construção naval e mecânica automobilística.

Os elementos do tipo casca comumente apresentam geometrias triangulares ou quadradas. Cada nó tem 5 GL, onde os componentes de deslocamento u , v e w que atuam nas direções x , y e z respectivamente e as componentes de rotação θ_y , atuando no eixo y , e θ_x , atuando no eixo x , Figura 12 (ALVES FILHO, 2013).

Figura 12 - Elemento de casca



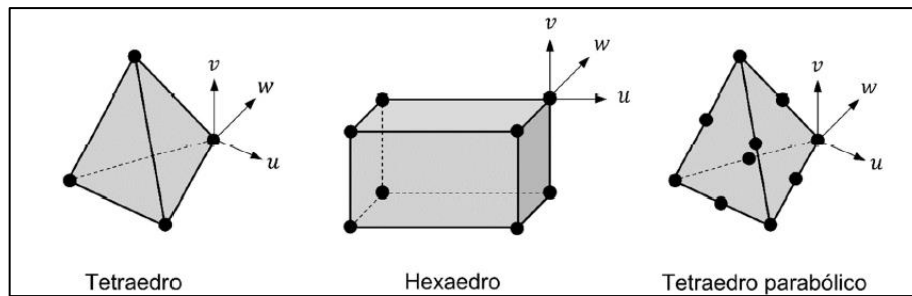
Fonte: Alves Filho (2013).

Para Sordi (2020), quanto mais pontos de integração na superfície do elemento tipo casca mais fácil será a deformação deste elemento e haverá uma melhor aproximação do comportamento real do material durante uma análise não linear. Deste modo em um caso de colisão onde exista flambagem pode se obter um resultado melhor se a superfície de integração tiver quatro pontos.

2.4.2.3 Elemento Tridimensional (3D)

Para Bathe (1996), os elementos tridimensionais (3D) sólidos são utilizados em aplicações onde a geometria se apresenta de forma complexa. O acréscimo do terceiro componente permite definir os deslocamentos dos nós nos planos x , y e z . As formas mais comuns deste tipo de elemento são: tetraedro linear, hexaedro linear e tetraedro parabólico, Figura 13. Os elementos supracitados apresentam 3 GL por nó. O tetraédrico linear, hexaedro linear e tetraedro parabólico tem um total de 4, 8 e 10 nós respectivamente.

Figura 13 - Elemento Sólido



Fonte: adaptado de Davies (2011).

Para Alves Filho (2013), os elementos tetraédricos são muito utilizados em análises por ter facilidade em representar os corpos contínuos sólidos, sendo dos mais simples até os mais complexos. Quando se fazem necessários cálculos mais acurados de tensões e deformações é indicado o uso do sólido tetraedro parabólico ao invés do linear, que com a inclusão de nós intermediários possibilita que haja funções de interpolação de maior grau.

Ainda conforme Alves Filho (2013), os elementos hexaédricos apresentam um comportamento melhor quando comparado ao tetraedro devido as suas deformações variarem linearmente ponto a ponto dentro do elemento.

2.4.3 Etapas do método

Basicamente o MEF é dividido em três etapas principais segundo Alves Filho, 2013: pré-processamento, processamento e pós processamento.

- Pré-processamento: etapa onde ocorre a entrada dos dados para geração do modelo, nela são aplicadas as propriedades físicas da estrutura em análise, as condições de contorno e a escolha dos elementos e suas dimensões que irão constituir a malha;
- processamento: etapa onde ocorre a resolução dos cálculos das equações diferenciais do modelo, obtendo assim as matrizes de rigidez de cada elemento e a partir disso do sistema global;
- pós-processamento: nesta etapa ocorre a análise dos resultados obtidos, tarefa que compete ao engenheiro para validação da resolução do problema.

2.5 CONCEITOS DE ABSORVEDORES DE IMPACTO

Para Ambrosio (2001), *crashworthiness* (resistência ao impacto) é a capacidade de um veículo de absorver a energia cinética do choque com uma diminuição mínima do espaço de

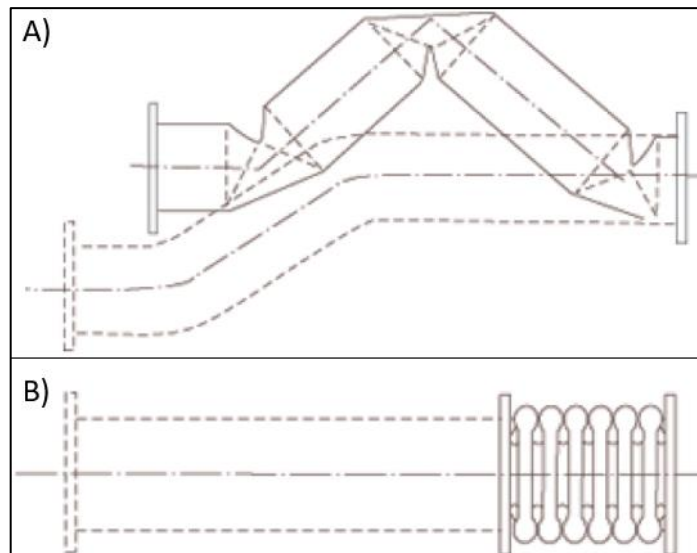
sobrevivência fornecendo proteção para os ocupantes do veículo em caso de acidente. O mesmo pode se aplicar para outros componentes de um veículo, como por exemplo baterias elétricas em casos de VE ou OE onde podem oferecer riscos aos usuários.

De acordo com Hou (2011), tubos de paredes finas são os mais indicados para absorção axial de energia devido ao seu bom desempenho e pouca massa. Logo a compressão e deformação axial destes componentes vêm sendo estudadas para perfis de seção circular, quadrada e poligonal. A carga de colapso, os valores de deslocamento, energia absorvida e o peso são utilizados como critérios de seleção da geometria para suas determinadas aplicações.

2.5.1 Colapso por Compressão ou Flexão

A absorção de energia de uma estrutura por deformação plástica, normalmente ocorrem de forma axial ou por flexão. Geralmente o segundo modo é mais encontrado pelo fato de necessitar menos energia para ocorrer, porém o modo axial é capaz de absorver uma quantidade maior de energia em um impacto (CHOU, 1974). As Figuras 14 A) e 14 B) apresentam exemplos de Colapso por Flexão e por Compressão respectivamente.

Figura 14 - Formas de Colapso em tubos de paredes finas



Fonte: adaptado de Du Bois (2004).

De acordo com Du Bois (2004) o colapso totalmente axial só pode ser alcançado nas estruturas absorventes de energia e apenas durante os impactos diretos (frontais ou traseiros) ou ligeiramente fora do ângulo (5° - 10°). Portanto, a maioria dos membros estruturais, estarão sujeitos a modos mistos de colapso.

O modo de flexão, que envolve a formação de mecanismos de dobradiça local e cinemática do tipo ligação, é um modo de energia mais baixo. Uma estrutura frontal terá sempre uma tendência a entrar em colapso neste tipo de modo. Mesmo uma estrutura concebida para o colapso axial falhará desta forma, a menos que sejam seguidas regras muito específicas para aumentar a sua estabilidade e resistência à carga fora do ângulo (Du Bois, 2004).

Utilizando conceitos de cinemática e plasticidade Wierzbicki e Abramowicz (1983) desenvolveram a teoria para o colapso axial de um tubo de paredes finas. A expressão para a carga média é derivada a partir do balanço de energia com o trabalho externo realizado pelo carregamento compressivo e as várias formas de deformação e suas energias dissipadas durante o processo de deformação. Para um tubo quadrado ou retangular, foi formulada a Equação (20):

$$P_{med} = 9,56 \sigma_y t^{5/3} b^{1/3} \quad (20)$$

Onde:

P_{med} = Carga média [N];

σ_y = Tensão de escoamento do material [MPa];

t = Espessura do tubo [mm];

b = Tamanho do maior lado do tubo [mm].

Partindo do princípio de que um tubo quadrado é formado por placas que se instabilizam e dobram localmente, o que guiaria a deformação da seção, pode-se relacionar as propriedades do material, a razão de aspecto entre a espessura e o comprimento do lado com a carga de colapso (Du Bois, 2004). A Equação (21) representa a carga máxima suportada pela seção para $t/b < 0,08$ (razão de espessura e largura) e as Figuras 15 A) e 15 B) mostram respectivamente os diagramas para se obter os valores de K_p e β .

$$P_{max} = 2 \left[K_p \frac{E}{\beta (1-\nu^2)} \right]^{0,43} t^{1,86} b^{0,14} (1 + \alpha) \sigma_y^{0,57} \quad (21)$$

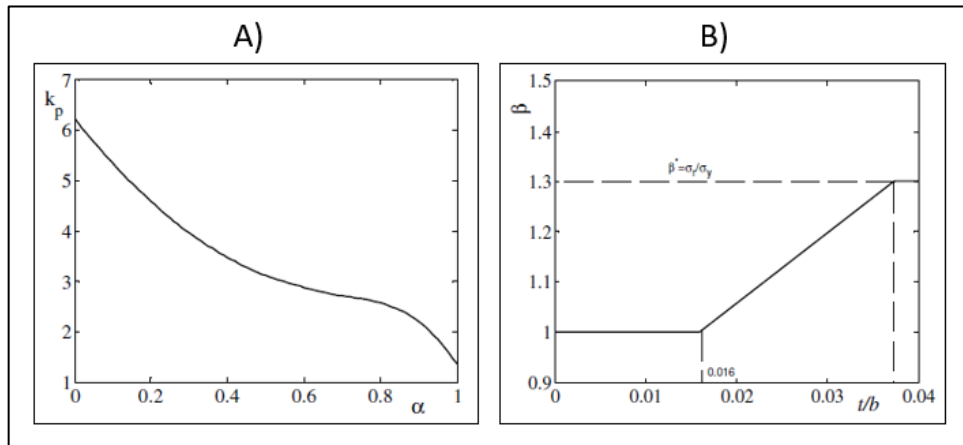
Onde:

P_{max} = Carga máxima [N];

K_p = Coeficiente incapacitante da placa [-];

β = Capacidade de endurecimento do material [-];

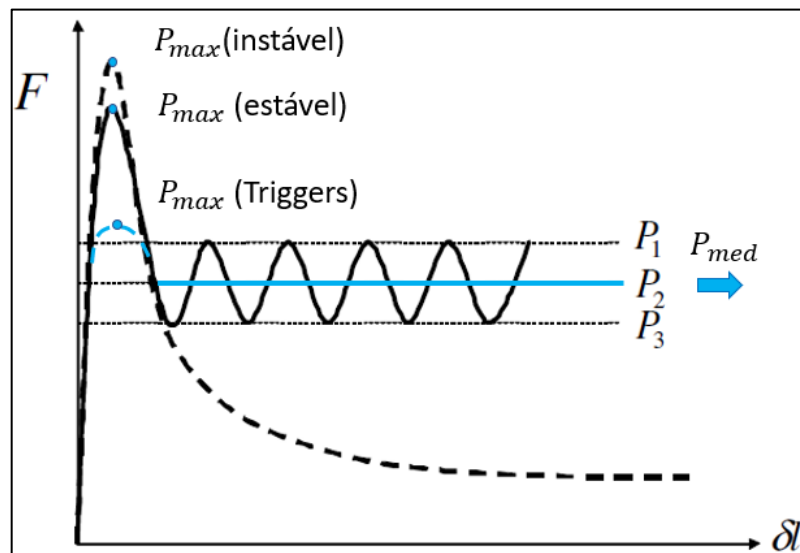
α = Razão entre o maior e menor lado do tubo.

Figura 15 - Determinação de K_p e β 

Fonte: Morello (2011).

A Figura 16 ilustra o gráfico idealizado de Força por Deslocamento esperados para tubos de paredes finas em situação de compressão axial. A força máxima de colapso, para um comportamento estável, é menor que a força máxima para um comportamento instável (flambagem). No entanto, quando não ocorre a flambagem, o tubo continua absorvendo energia através da deformação guiada pela formação e compactação dos lóbulos no seu eixo longitudinal. Neste caso, em que a deformação entra em regime permanente, a força média (P_{med}) varia entre P_1 e P_3 .

Figura 16 - Gráfico idealizado de Força por Deslocamento

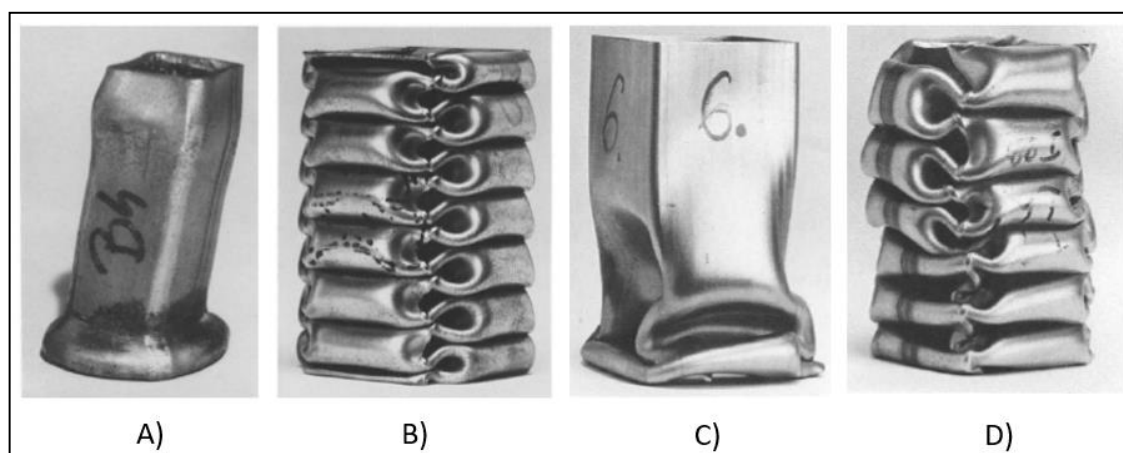


Fonte: adaptado de Morello (2011).

Abramowicz e Jones (1984, 1986) desenvolveram estudos em tubos de paredes finas, com seções quadradas e circulares, sob esmagamento axial em condições estática e dinâmica,

para avaliar a capacidade de absorção de energia e validar os resultados experimentais a partir de modelos matemáticos. Dessa maneira eles definiram os modos de colapso em duas formas principais: extensional (assimétrica) que ocorre somente para espessuras elevadas, com relação $b/t < 7,5$ apresentada na Figura 17 A) e colapso não extensional (simétrico, misto assimétrico tipo A e misto assimétrico tipo B) que ocorre para relações de $b/t > 40$ apresentadas respectivamente nas Figuras 17 B), 17 C) e 17 D).

Figura 17 - Principais modos de colapso



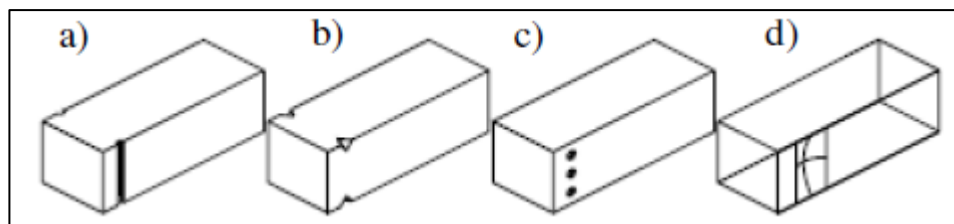
Fonte: adaptado de Abramovicz (1986).

Para seções retangulares, o efeito do comprimento deve ser considerado a partir de uma relação entre o comprimento (l) e o lado (b) maior que 10, sendo $l/b > 10$. Para relações de l/b entre 50 e 70 a instabilidade de Euler começa a ser o modo de falha dominante causando flambagem do tubo, destaca Du Bois (2004).

2.5.2 Triggers (gatilhos para deformação)

Para aplicações de absorvedores de impacto, o objetivo é maximizar a absorção de energia, controlar o modo de colapso desejado, reduzir o pico inicial de força P_{max} e aumentar a P_{med} garantindo assim a máxima eficiência e aplicabilidade (ZHANG, 2007). Tubos programados para receberem cargas de formas axiais, se deformarem e equipados com triggers são caracterizados como *crash boxes*.

Recortes, ressaltos ou rebaixos ao longo do comprimento do tubo favorecem a deformação axial de forma a evitar a flexão. São também utilizados como gatilhos para o início da deformação (Figura 18), facilitando a entrada do tubo em regime permanente, estado em que a deformação tende a se manter estável (ZHANG e HUH, 2009).

Figura 18 - Exemplos de *Triggers*

Fonte: Morello (2011).

2.6 TRABALHOS CORRELATOS

Para Wang (2018), estruturas de paredes finas são usadas atualmente nos campos automotivo e aeroespacial devido a sua leveza e suas excelentes propriedades de resistência ao choque.

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.

Sordi (2021) estudou a integridade estrutural de uma carroceria e, posteriormente, os mecanismos de absorção de energia foram aumentados a fim de idealizar uma célula de sobrevivência para o motorista do ônibus

Abramowicz (2003) desenvolveu estudos em tubos de paredes finas, com seções quadradas e circulares, sob esmagamento axial em condições estática e dinâmica, para avaliar a capacidade de absorção de energia e validar os resultados experimentais a partir de modelos matemáticos.

Maia (2021) analisou o desempenho, modo de deformação e as características de uma *crash box* quando submetidas a impacto contra parede rígida em alta velocidade. No estudo foi utilizado a tecnologia de *Origami Engineering* para a geometria dos absorvedores de impacto que apresentaram bons resultados quando comparados aos modelos de perfis tradicionais de seção retangular.

Lopes (2021) desenvolveu propostas de absorvedores de impacto para a união da estrutura frontal de um ônibus com o *Podest* (posto do motorista), de tal maneira que os absorvedores impeçam o avanço do *Podest* na região de sobrevivência do motorista. O estudo realizado verificou o comportamento de diferentes geometrias e materiais sujeitos a mesma situação, impacto frontal, a fim de otimizar a absorção de energia.

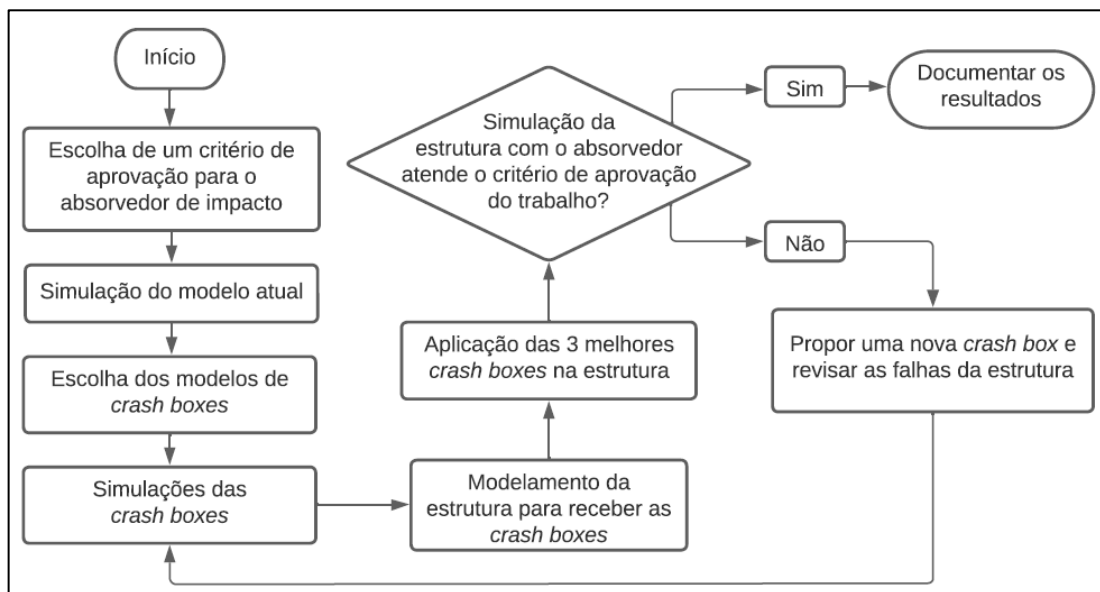
3 MATERIAIS E MÉTODOS

O presente capítulo apresenta as condições atuais de projeto do tema abordado neste trabalho e detalha todas etapas que foram seguidas para o desenvolvimento e criação de propostas de um absorvedor de impacto para a proteção das baterias de tração na região traseira do OE *Attivi* de forma a atender os objetivos específicos citados na Seção 1.4.

3.1 FLUXOGRAMA DO TRABALHO

Buscando uma metodologia para a realização das atividades de desenvolvimento deste trabalho, foi elaborado o fluxograma que se apresenta na Figura 19, nele são abordados todos os pontos a serem avaliados para que esta etapa ocorresse de forma organizada e eficiente.

Figura 19 - Fluxograma de Atividades



Fonte: o autor (2022).

3.2 OBJETO DE ESTUDO

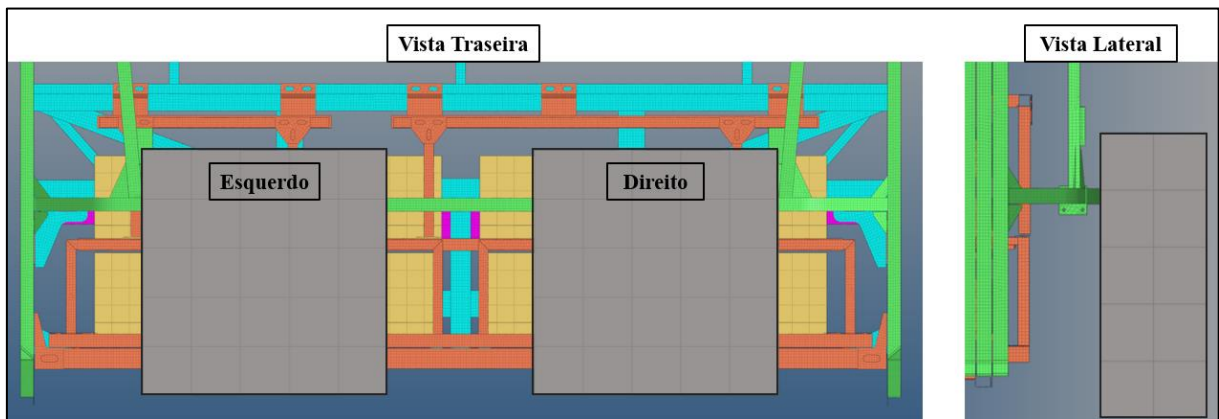
Inicialmente o projeto atual da região traseira do OE *Attivi* não conta com estruturas capazes de absorver impacto em uma situação de colisão conforme apresentado na Seção 1.2. Propôs-se então submeter a estrutura traseira a uma simulação numérica baseada no ensaio do pêndulo (Nº 629 do CONTRAN - Apêndice II) citado na seção 2.1. A mesma foi realizada com a estrutura em sua forma atual e com as propostas de absorvedores de impacto criadas com o auxílio da literatura abordada no Capítulo 2 e simulações numéricas.

3.2.1 Critérios para aprovação das propostas

Para as simulações numéricas do veículo completo com as novas propostas para absorção de impacto foi usado como critério de aprovação que, em nenhum momento, durante a aplicação do carregamento, possa haver a colisão de um componente da estrutura com as baterias.

Foram utilizados os valores de energia característicos do ensaio do pêndulo obtidos pela Equação (2) na Seção 2.1. Os mesmos foram centralizados com as baterias conforme apresentado na Figura 20.

Figura 20 - Posicionamento dos pêndulos



Fonte: o autor (2022).

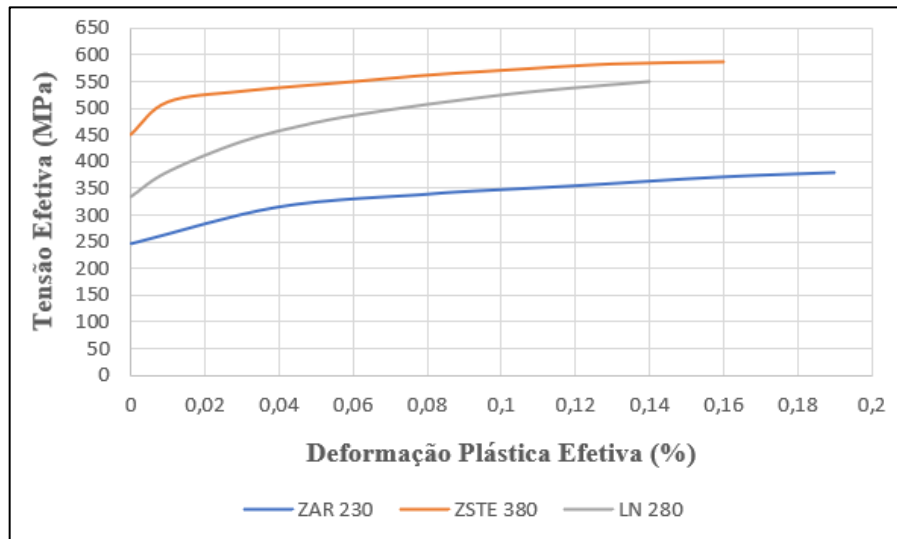
3.3 FASE DE DESENVOLVIMENTO DO MODELO ATUAL

Neste tópico são detalhados o desenvolvimento de cada etapa deste trabalho, desde a concepção do modelo 3D, materiais utilizados, simulações numéricas e o método de validação das propostas.

3.3.1 Materiais utilizados

Os materiais utilizados para a fabricação dos modelos apresentados neste trabalho foram os aços ZAR 230, ZSTE 380 e LN 280. Os valores de tensão-deformação apresentados na Figura 21 são provenientes do banco de dados da Marcopolo S.A. onde ensaios de tração com corpos de prova de cada material foram realizados nos laboratórios da Empresa para obtenção das suas respectivas curvas Tensão Efetiva x Deformação Plástica Efetiva.

Figura 21 - Tensão Efetiva x Deformação Plástica Efetiva dos Aços

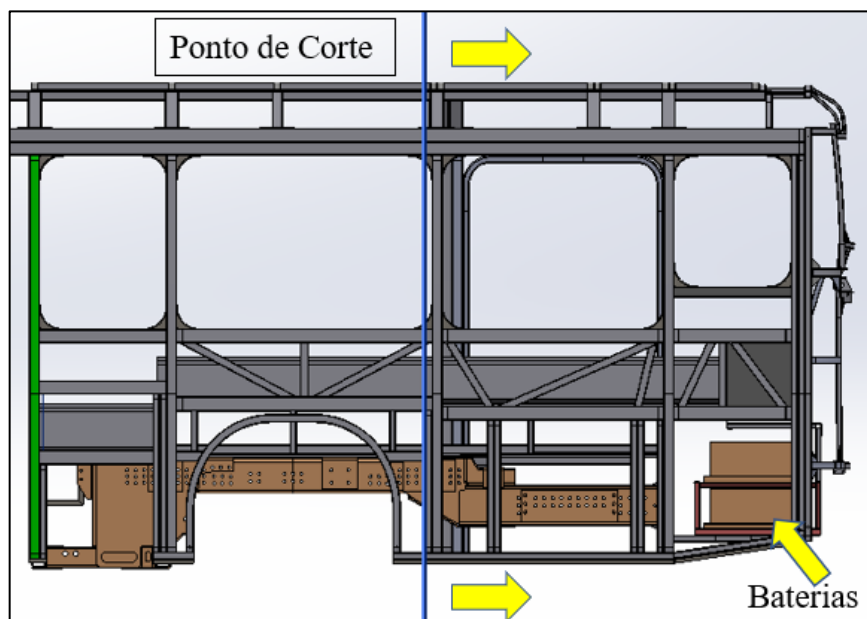


Fonte: adaptado de Marcopolo (2022).

3.3.2 Preparação da geometria

O *Software* utilizado para obter a geometria atual do projeto e a concepção de novas propostas foi o *SolidWorks* 2019. Assumindo que as cargas geradas pelo impacto dos pêndulos não causariam grandes deformações a partir da antepenúltima união do chassi com a carroceria foi considerado para a análise apenas a região do corte à direita apresentada na Figura 22. Desta forma também é possível ganhar tempo nas seguintes etapas.

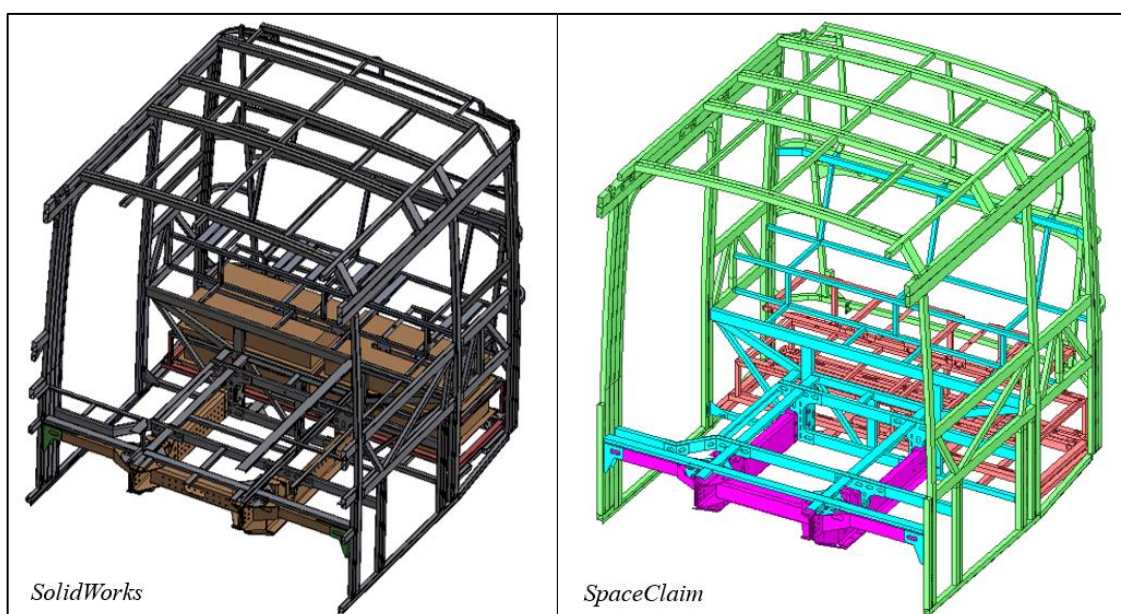
Figura 22 - Ponto de corte para análise da estrutura



Fonte: o autor (2022).

O modelo CAD - *Computer Aided Design* de formato sólido foi importado para o *Software ANSYS SpaceClaim* para geração das superfícies médias, ajustes finos na geometria, compartilhamento de topologia entre componentes com objetivo de representar uniões de topo entre os tubos, simplificações de geometrias levando em conta apenas o que é essencial para a análise visando facilitar as etapas seguintes e demandar menos memória para salvar resultados. A Figura 23 apresenta o modelo da estrutura no formato CAD e de superfícies médias.

Figura 23 - Modelos CAD e de superfície média

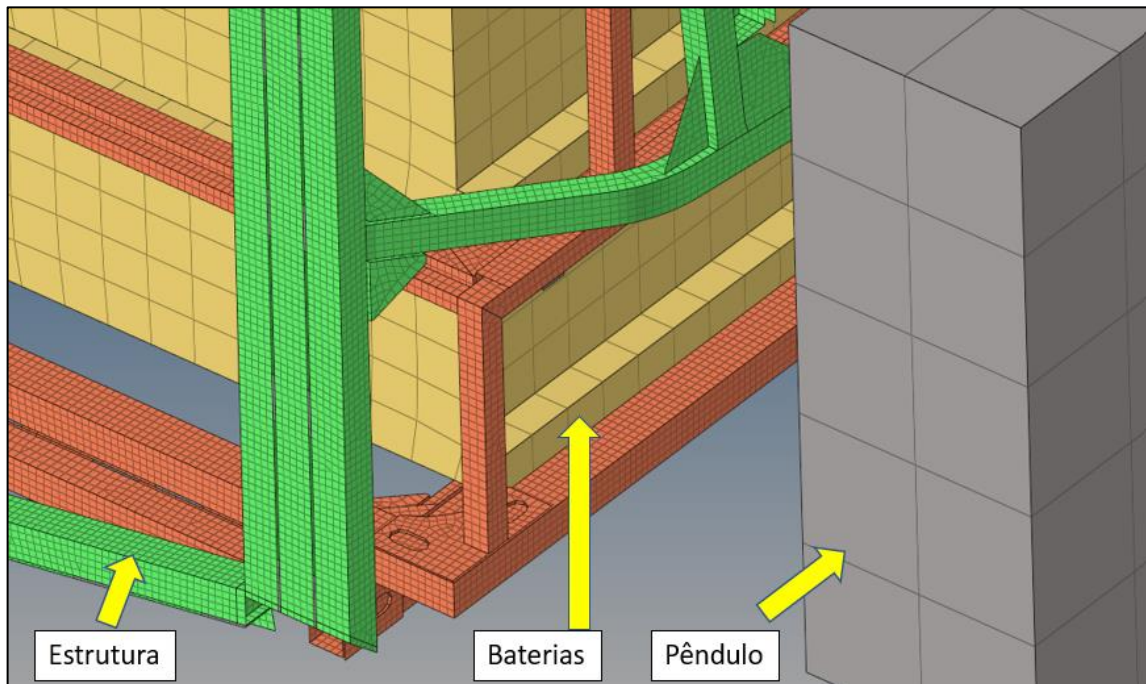


Fonte: o autor (2022).

3.3.3 Geração de malha de Elementos Finitos

A malha foi gerada com o auxílio do *Software Altair Hypermesh*. Para este trabalho foram utilizados os elementos retangulares bidimensionais (2D) de casca em todo contexto. Elementos de tamanho 8 mm foram utilizados homogeneamente para toda a estrutura. Para as baterias o tamanho escolhido foi de 50 mm e os pêndulos 130 mm, valores maiores pelo fato de que não foram medidos valores de tensões ou deformações destes componentes, apenas as geometrias e os valores das massas são importantes. A quantidade de elementos de todo o modelo da estrutura atual foi de 585632 e 581466 nós. A Figura 24 apresenta detalhes da malha gerada.

Figura 24 - Detalhes da malha



Fonte: o autor (2022).

Para uma melhor qualidade de malha nos modelos foram utilizados três parâmetros que o próprio *software* oferece, sendo elas:

- a) Fator de Empenamento (*Warpage*): este critério mede quanto uma face de um elemento desvia de ser plana. O plano é definido por três pontos, logo esta verificação só se aplica a elementos retangulares. O mesmo é dividido em dois triângulos ao longo de sua diagonal e o ângulo entre as faces é medido, (ENGINEERING Altair, 2019). Todos os elementos dos modelos deste trabalho ficaram abaixo dos 30 graus;
- b) Razão de Forma (*Aspect ratio*): este critério mede a razão entre a maior e a menor borda do elemento ou a distância mais curta entre um nó de canto até sua borda oposta, (ENGINEERING Altair, 2019). Este método é muito usado para a verificação do comprimento mínimo do elemento. Neste trabalho todos os elementos ficaram com o comprimento abaixo dos 15 mm;
- c) Razão de determinantes de Jacobiano (*Jacobian*): este critério avalia o desvio do elemento de sua forma ideal ou perfeita, por exemplo, o desvio de um triângulo equilátero. O mesmo relaciona o alongamento local do espaço paramétrico que é necessário para encaixá-lo no espaço de coordenadas globais. O valor pode variar

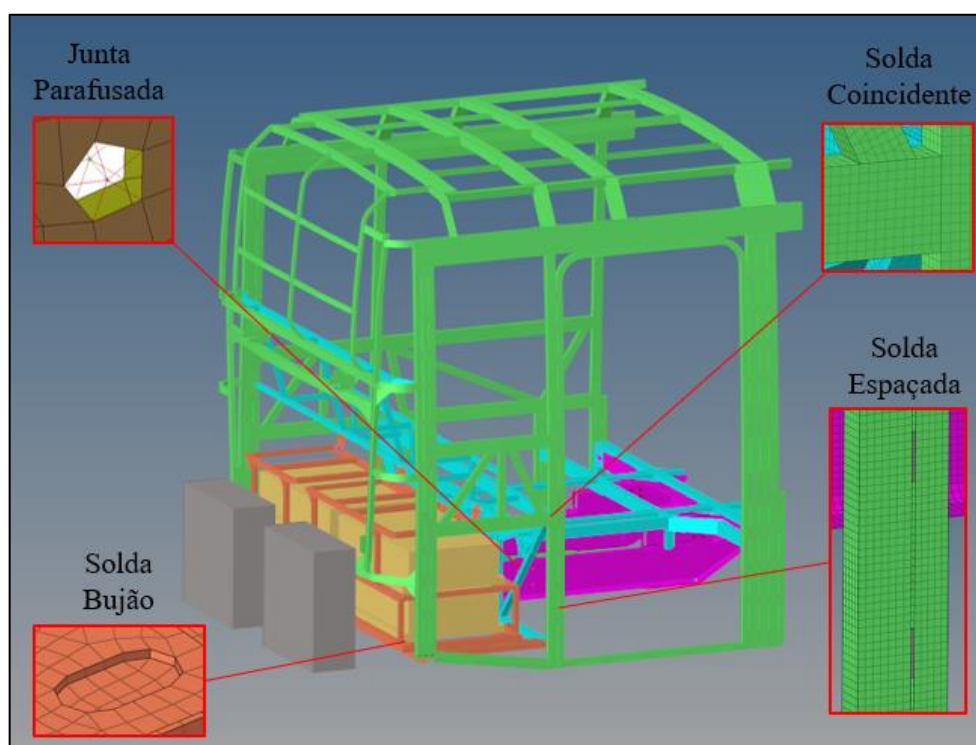
de 0,0 a 1,0 onde 1,0 representa o formato perfeito (ENGINEERING Altair, 2019).

Neste trabalho os valores para este critério ficaram acima de 0,30.

Para as uniões parafusadas que constituem o modelo foram criados elementos rígidos conectados por nós nas furações com um nó central, e para a construção dos parafusos foram utilizados elementos de viga.

Para a conexão dos corpos soldados de topo foram utilizados elementos que representam os cordões de solda com espaçamentos determinados nos desenhos técnicos dos conjuntos, já os corpos com uniões de solda em seu contorno foram considerados a união dos nós. Soldas do tipo bujão também foram feitas para construção das uniões de tubos com chapas metálicas. A Figura 25 ilustra todas as conexões utilizadas no modelo.

Figura 25 - Detalhes das conexões



Fonte: o autor (2022).

3.3.4 Condições de contorno

O modelo já discretizado foi importado para o *Software ANSYS LS-prepost* onde são introduzidos os dados de entrada e as condições de contorno.

Os materiais de aço que constituem a estrutura foram criados considerando plasticidade linear, onde foram atribuídos os valores de densidade, modulo de elasticidade, coeficiente de Poisson e os valores das suas curvas tensão efetiva x deformação plástica efetiva

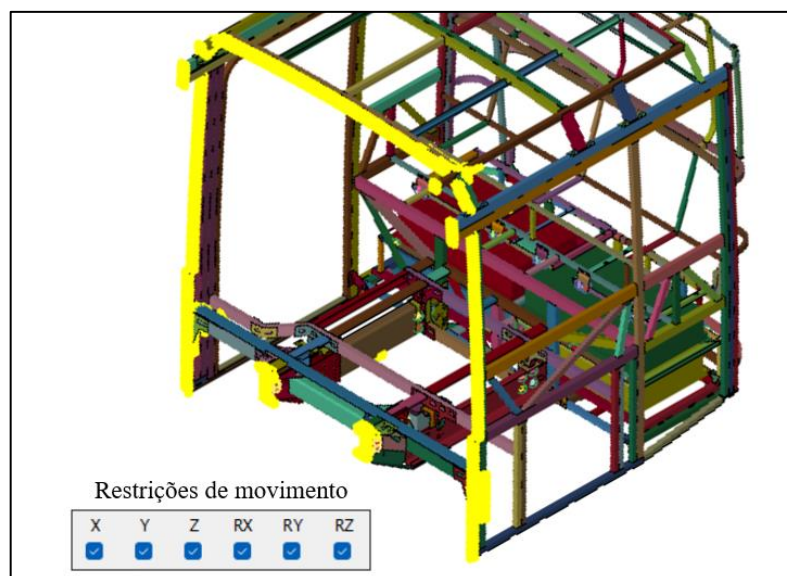
de forma ponto a ponto. Os blocos foram considerados como corpos rígidos, pois a deformação deste componente é pequena em relação a estrutura.

A malha de elementos finitos, modelada com elementos de casca, foi atribuída a formulação *Belytschko-Tsay*, devido a sua alta velocidade de processamento, 5 pontos de integração e para o fator de cisalhamento utilizou-se 0,83.

No tipo de contato utilizado nenhuma superfície mestre foi definida, o contato foi considerado entre todos os componentes incluindo o autocontato dos mesmos. Os coeficientes de atrito estático e dinâmico adotados foram 0,30 e 0,25 respectivamente.

Foram definidas as velocidades nos pêndulos na direção Z positiva. Os mesmos também tiveram a translação em Y restringida para que não caíssem no início da simulação, em X e Z mantiveram-se livres assim como as rotações em todos os sentidos de forma a replicar o teste físico de forma mais próxima. A estrutura foi considerada como engastada, fixando toda a face de onde foi feito o corte, restringindo os movimentos de translação e rotação em todos os sentidos e direções de todos os nós da face. A Figura 26 ilustra as restrições do engaste utilizadas no modelo.

Figura 26 – Restrições de movimento



Fonte: o autor (2022).

3.3.5 Processamento

No processamento foram realizados os cálculos das equações diferenciais do modelo, obtendo assim as matrizes de rigidez de cada elemento e, a partir disso, do sistema global. Para este trabalho o *solver* escolhido foi o *Software* da *ANSYS Mechanical APDL R19.2*.

3.4 FASE DE DESENVOLVIMENTO DAS *CRASHBOXES*

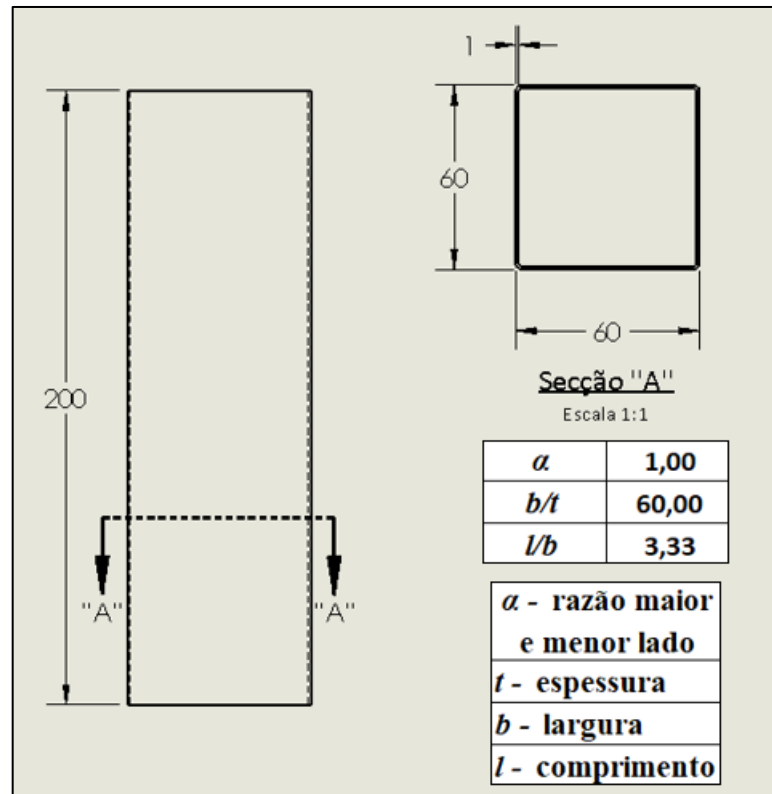
Os conceitos estudados na seção 2.5, serviram de base para a construção de *crash boxes* de boa eficiência quanto a absorção de impacto antes de qualquer concepção de modelos 3D ou qualquer tipo de análise numérica.

3.4.1 Parâmetros para construção de uma *crash box*

Seguindo os parâmetros mais relevantes já estudados referentes a diferentes perfis absorvedores de energia que recebem cargas axiais, foi possível montar uma lista de fatores a serem considerados na concepção da seção da *crash box*, sendo eles:

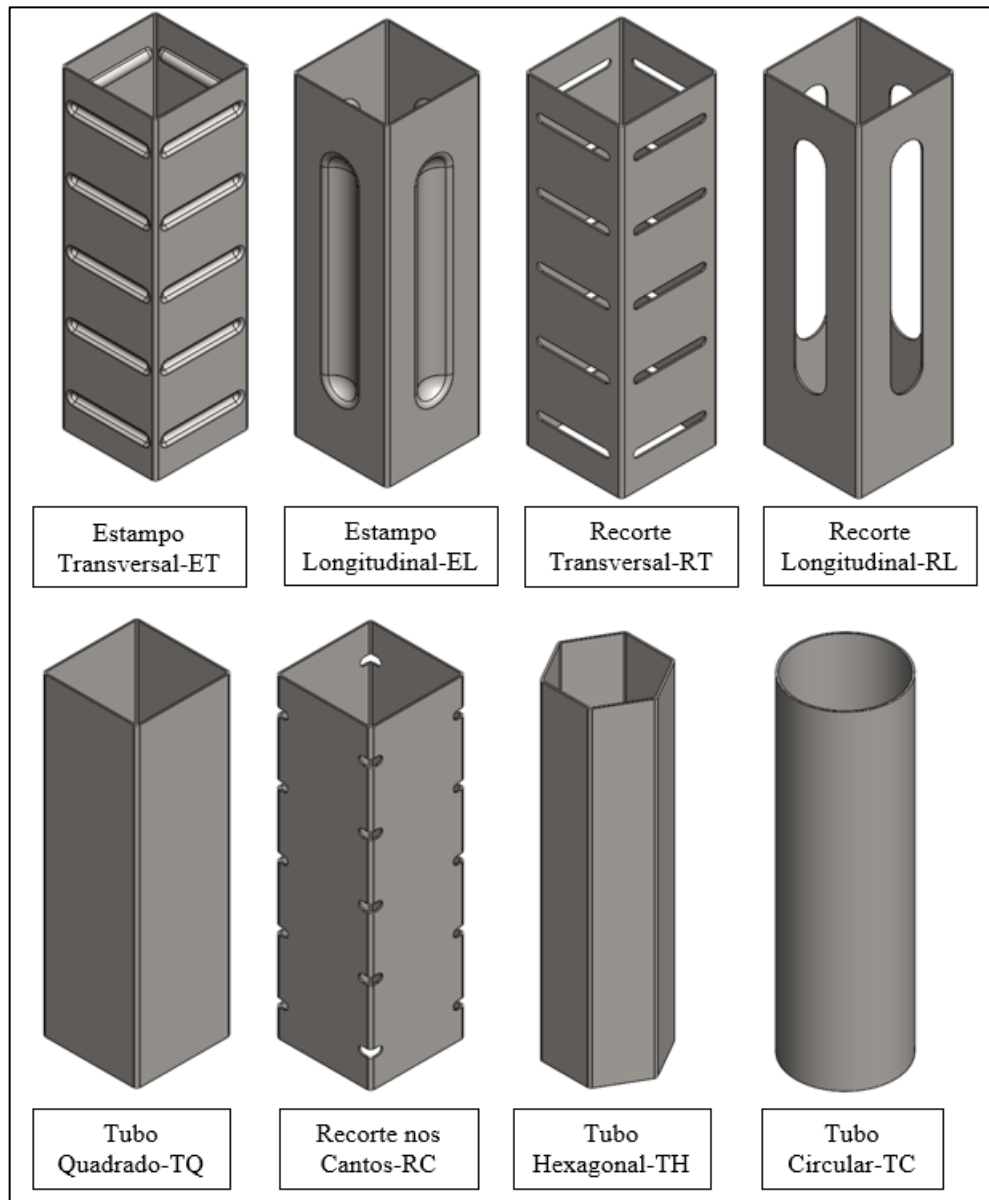
- a) Manter o valor de α próximo de 1, que implica diretamente no valor de K_p obtido pelo gráfico da Figura 15 B e conseqüentemente no valor de P_{max} ;
- b) utilizar uma seção quadrada também com o intuito de facilitar a criação dos lóbulos, conforme estudado. Ela apresenta vantagens em relação a uma seção retangular como por exemplo a força P_{max} que tende a ser menor facilitando o início do colapso;
- c) manter a relação b/t igual ou maior que 40, de forma a apresentar formas de lóbulos simétricos e uma deformação controlada durante colapso, evitando uma possível flambagem do componente;
- d) manter a relação l/b inferior a 10, de forma a evitar flambagem do tubo;
- e) os *triggers* devem absorver o impacto e agirem de forma eficiente aproximando os valores de P_{med} de P_{max} fazendo com que o colapso precise de menos força para iniciar e durante a deformação ele crie uma maior quantidade de lóbulos e absorva o máximo de energia.

A partir dos parâmetros citados foi possível escolher a seção quadrada de 60x60x1,00 mm. Preliminarmente, ela atende aos quatro primeiros tópicos destacados acima. O comprimento de 200 mm foi escolhido por se aproximar do espaço disponível para aplicação na carroceria. A Figura 27 apresenta a seção base da *crash box*, suas dimensões e os valores das relações supracitadas.

Figura 27 - Seção base da *Crash box*

Fonte: o autor (2022).

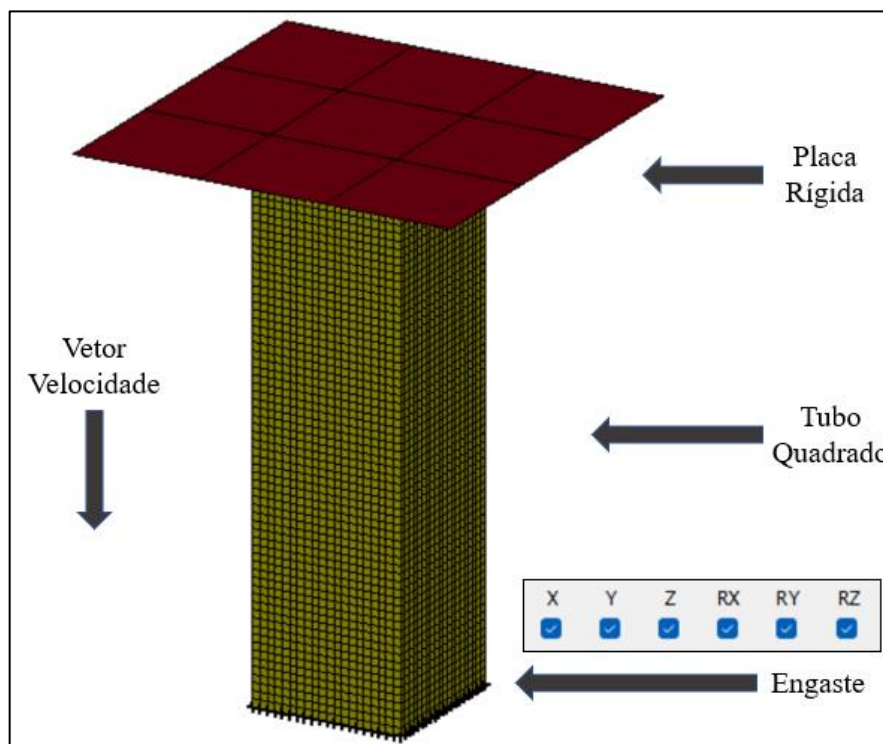
Ao todo foram escolhidas e simuladas individualmente sete *crash boxes* e o Tubo Quadrado - TQ. Os modelos Estampo Transversal - ET e Recorte nos Cantos - RC são baseados nos estudos de Kumar, 2008 que apresentaram valores de P_{max} menores quando comparados a um tubo quadrado sem *triggers*. O Estampo Longitudinal - EL provenientes de estudos de Zhang, 2009 que apresentou uma maior absorção de energia e também o decréscimo da força P_{max} . O modelo Tubo Hexagonal - TH baseado nos estudos de Xu, 2018 e o modelo Tubo Circular - TC de Abramowicz, 1983 que mesmo apresentando uma seção diferente, foram testados por terem apresentado formas de colapso mais controlado. E os modelos Recorte Transversal - RT e Recorte Longitudinal - RL criados pelo autor com base nos demais visando facilitar a fabricação deles. A Figura 28 apresenta todos os modelos CAD das sete *crash boxes* e do TQ.

Figura 28 - *Crash boxes*

Fonte: o autor (2022).

3.4.2 Simulações das *crash boxes*

Para avaliação das *crash boxes* foram realizados testes individuais a cada proposta com o auxílio da literatura. Para a escolha do melhor método de simulação que se encaixaria para este trabalho foi simulado inicialmente o tubo quadrado sem nenhum *trigger*. Os passos de obtenção do modelo 3D, criação de superfície média e geração de malhas foram os mesmos utilizados para o modelo da estrutura geral. Ressaltando que a malha do tubo foi refinada tendo os elementos com tamanho de 3 mm e a placa rígida 50 mm. No total o modelo conta com 5456 elementos e 5369 nós. A Figura 29 apresenta a forma de como foi criado o modelo numérico.

Figura 29 - Simulação da *Crash box*

Fonte: o autor (2022).

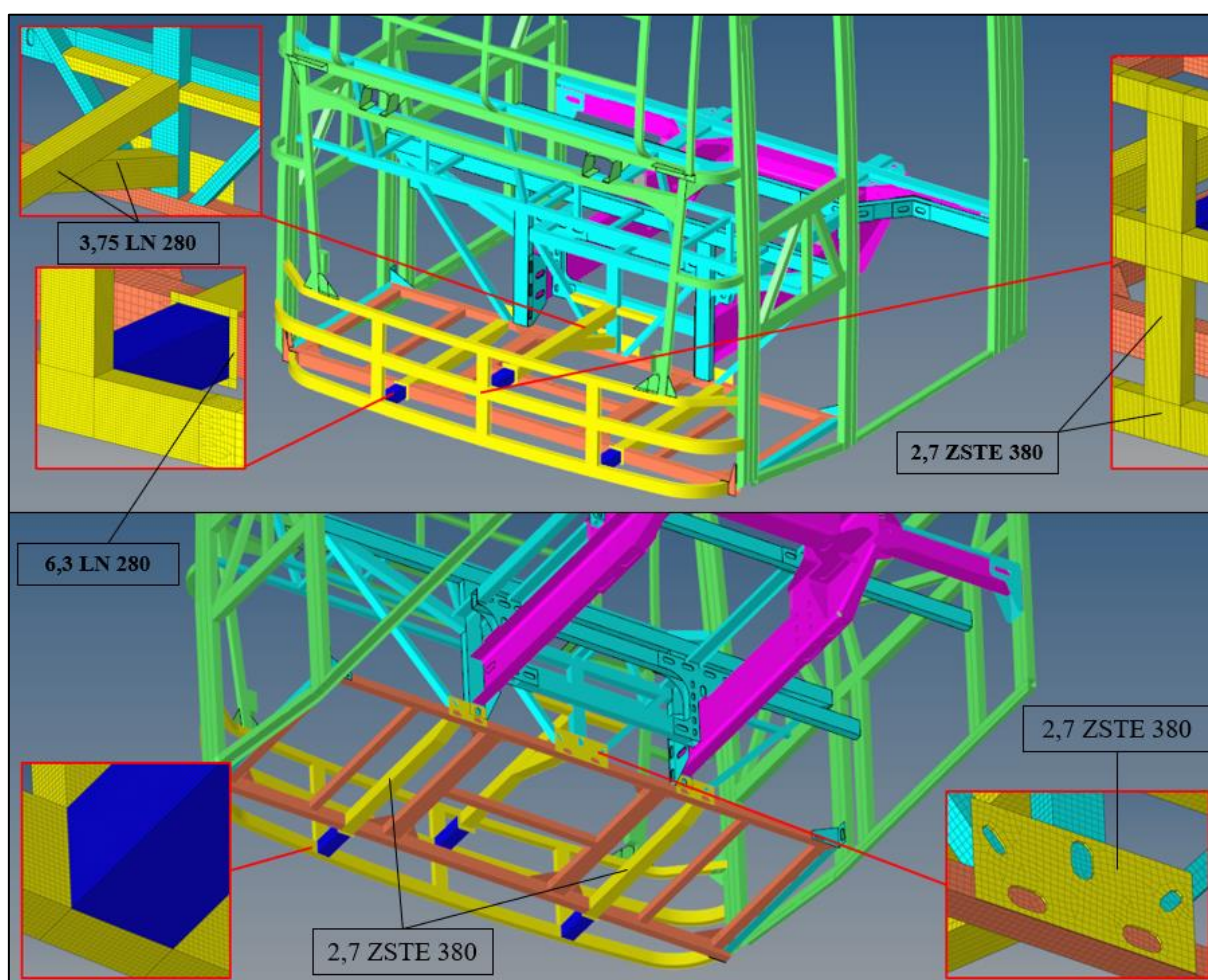
Dentro do *Software ANSYS LS-prepost*, foi escolhido o material aço ZAR 230 e a formulação *Belytschko-Tsay*. A placa foi considerada como corpo rígido. As avaliações para a escolha de um método para simulação das propostas foram feitas das seguintes formas:

- a) Teste de uma análise explícita quase estática - AEQE aplicando um deslocamento prescrito constante de 0,042 m/s a placa rígida durante o tempo de 2,5 segundos;
- b) teste de uma análise explícita dinâmica – AED aplicando uma velocidade de 6,263 m/s na placa rígida com uma massa de 200 kg, conseqüentemente gerando uma energia de 1/5 do valor da colisão de um dos pêndulos. Para calibrar a massa da placa foi ajustada a densidade do material da mesma, o valor da gravidade utilizado foi de $9,81 \text{ m/s}^2$. Estes valores foram estimados levando em consideração que mais de uma *crash box* seria instalada e que demais itens da estrutura absorveriam parte da. Também visando garantir uma simulação mais controlada e uma posterior análise de forma mais fácil através de gráficos;
- c) após a escolha entre os tipos de análises foi verificado o impacto de considerar os raios laterais dos tubos ou não, para isso foi realizado a mesma simulação com um modelo com e outro sem raios e um comparativo entre eles.

3.5 APLICACAO DAS *CRASHBOXES* NA ESTRUTURA

Para a aplicação das *crash boxes* foram criados caminhos de cargas posicionados de forma estratégica na estrutura com o objetivo de transferir as cargas geradas pelos pêndulos para regiões mais rígidas como as longarinas do chassi e as travessas. Os mesmos foram modelados com tubos em orientação para receber cargas de forma axial. A Figura 30 apresenta detalhes da nova proposta como a espessura e material dos novos componentes.

Figura 30 - Absorvedor de impacto na estrutura



Fonte: o autor (2022).

Na Figura 30 foram ocultadas as baterias e os seus suportes facilitando a visualização e o entendimento da nova proposta. Em amarelo são todos os novos componentes que constituem o absorvedor de impacto juntamente com as *crash boxes* em azul. Os mesmos foram otimizados de forma a não terem contato algum com os suportes das baterias e também serem o mais leve possível, por se tratar de um OE o peso é um fator crucial por afetar diretamente em sua autonomia.

Os detalhes apresentam a conexão das *crash boxes* com a estrutura, foram adicionadas placas quadradas de 6,3 mm de espessura para uma melhor solda e apoio aos tubos desta região. A malha foi refinada na região das *crash boxes* com o objetivo de manter os mesmos tamanhos de elementos dos testes individuais e garantir a conexão de todos os nós ali presentes. O modelo proposto contou com 705186 elementos e 699535 nós.

As etapas de simulação da estrutura proposta foram as mesmas da estrutura atual, de forma a obter um comparativo de resultados entre as duas situações avaliadas no trabalho e conseqüentemente ter uma conclusão mais robusta sobre as vantagens da inserção de um absorvedor de impacto.

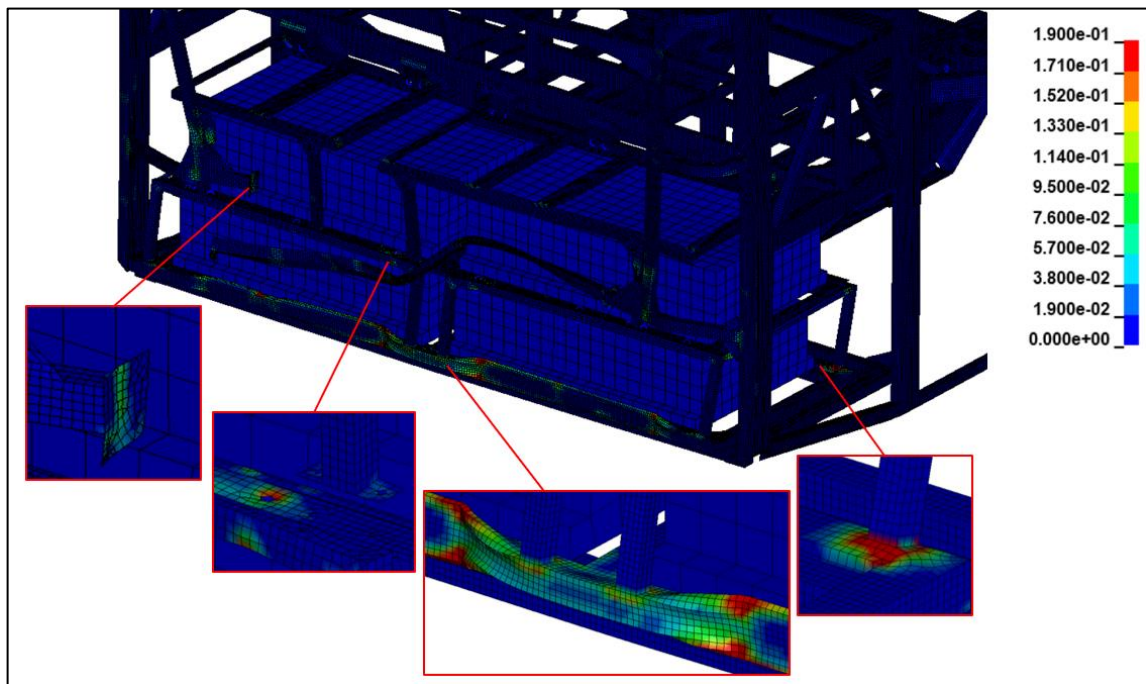
4 RESULTADOS

O presente capítulo apresenta os resultados obtidos nas simulações da estrutura da traseira em sua forma atual, de todas as *crash boxes* em seus testes individuais e também da estrutura traseira com o absorvedor de impacto.

4.1 RESULTADOS ESTRUTURA TRASEIRA ATUAL

Como não havia nenhum caminho de carga e nem absorvedores de impacto, os pêndulos colidiram diretamente contra os suportes das baterias fazendo com que houvesse um grande deslocamento deles e das baterias. O tubo móvel que tinha junta parafusada veio a falhar assim como os suportes superiores dos componentes elétricos com o mesmo tipo de junta, conseqüentemente os mesmos se chocaram nas baterias comprometendo-as de continuarem sendo usadas e podendo causar vazamentos de eletrólitos ou até mesmo iniciar um incêndio. E na Figura 31 as principais regiões que ultrapassaram os valores de tensão plástica efetiva dos materiais utilizados no modelo.

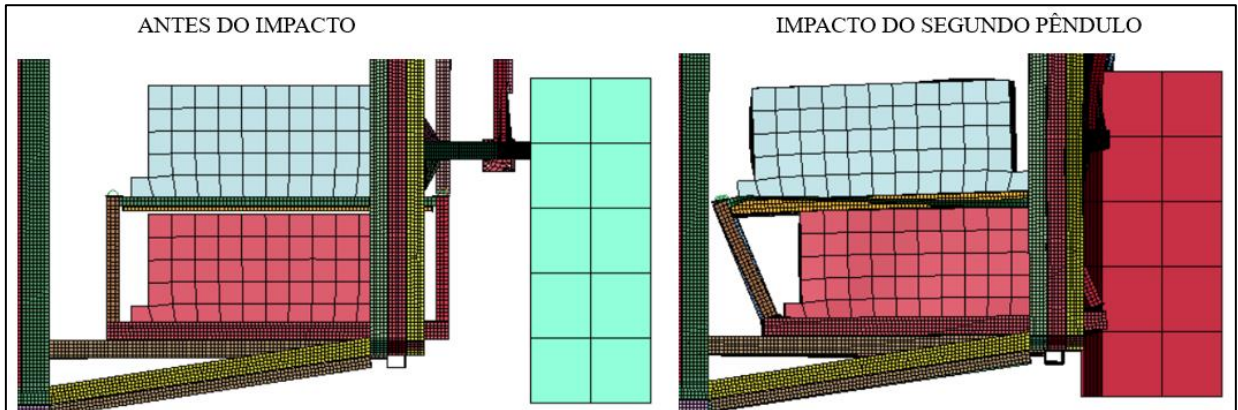
Figura 31 - Regiões Críticas Estrutura Atual



Fonte: o autor (2022).

A Figura 32 apresenta o momento em que o segundo pêndulo colide com a estrutura causando um deslocamento de aproximadamente 110 mm nas baterias superiores e seus suportes.

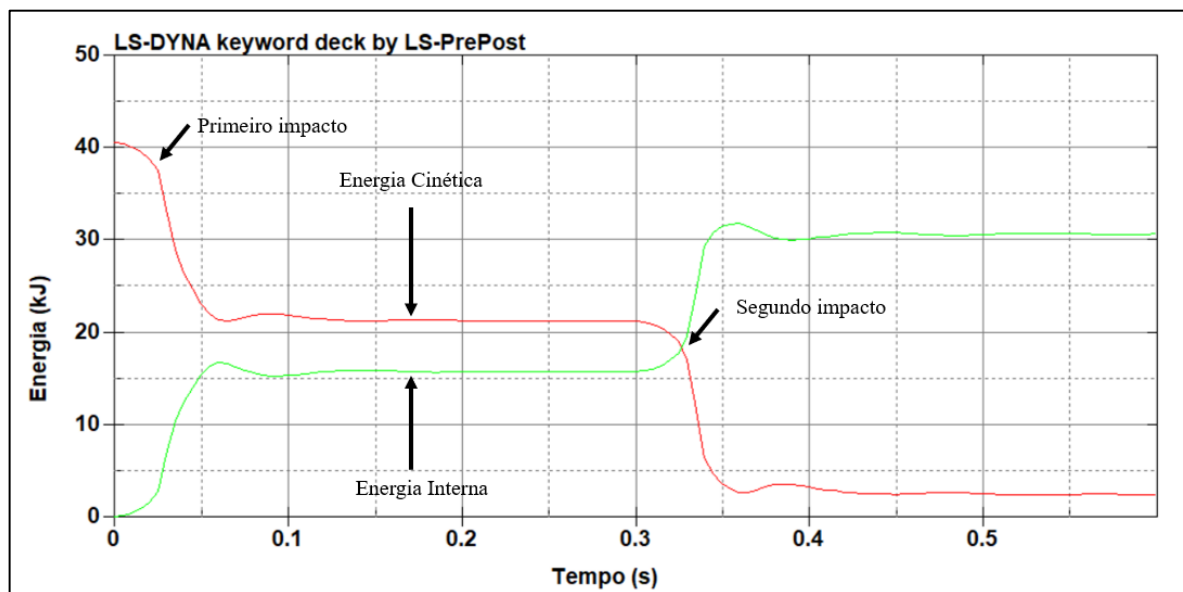
Figura 32 - Comparativo antes x durante o impacto



Fonte: o autor (2022).

A Figura 33 apresenta os valores de energia gerado pelos pêndulos durante os impactos. A curva da energia cinética espelha a curva da energia interna, mostrando que toda energia gerada foi absorvida pela estrutura.

Figura 33 - Energia gerada do impacto dos pêndulos

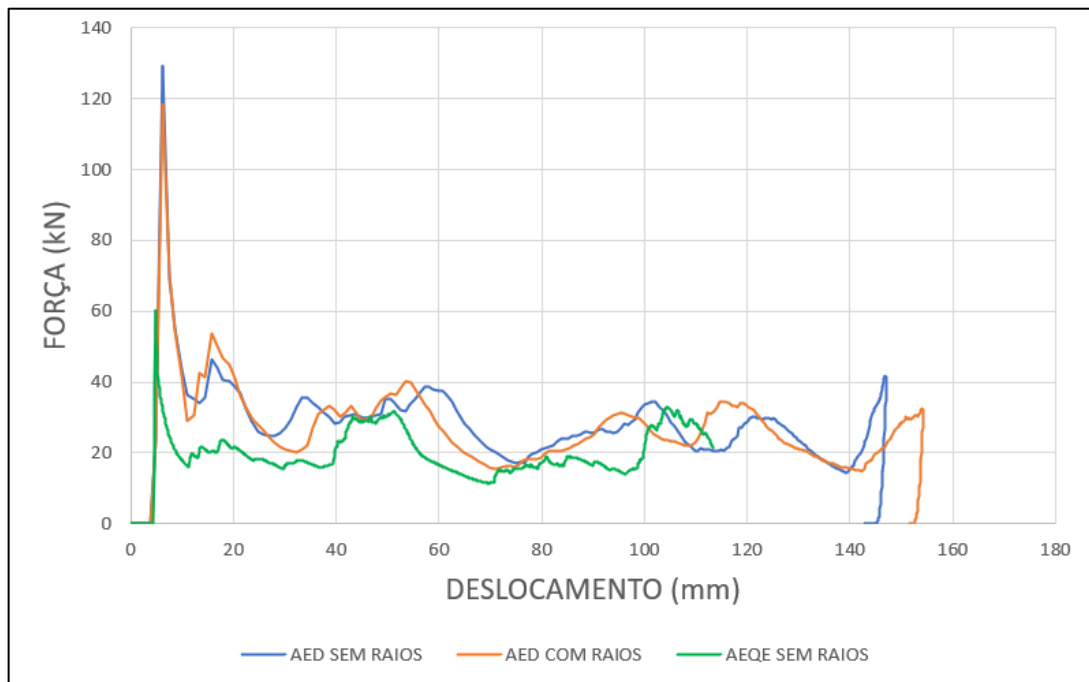


Fonte: o autor (2022).

4.2 RESULTADOS DAS *CRASH BOXES*

As simulações preliminares das *crash boxes* foram feitas conforme as três formas propostas na Seção 3.4.2. A AED apresentou um valor de P_{max} bem acima da AEQE, como já era esperado pois quanto maior a velocidade do impacto mais rígido fica o material. O tempo de processamento requerido pela AEQE foi de 3,5 horas enquanto a AED 14 minutos. As simulações AED com raios e sem raios apresentaram comportamentos similares e os valores de P_{med} e de P_{max} muito próximos. A Figura 34 apresenta o comparativo entre elas levando em consideração a força pelo deslocamento.

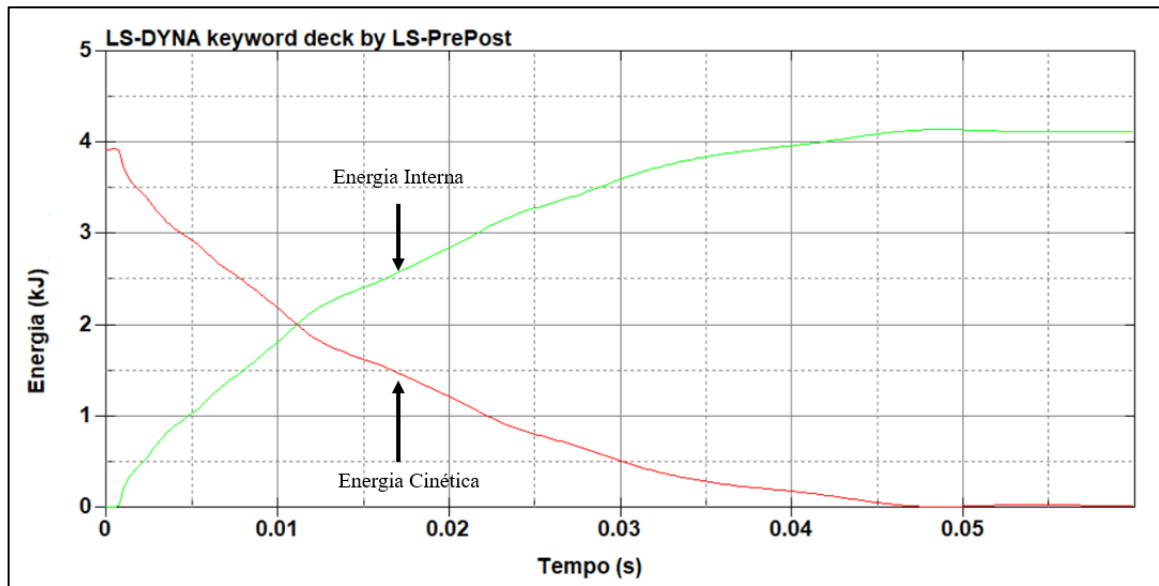
Figura 34 - Força x Deslocamento



Fonte: o autor (2022).

Levando em conta os resultados de tempo de processamento e o comportamento similar das análises, foi optado por seguir com a AED sem raios para as simulações das *crash boxes* com *triggers*. Não utilizar raios facilita a aplicação na estrutura e criar uma malha de boa qualidade. A Figura 35 traz as curvas de energia cinética e energia interna gerada pela placa rígida e absorvida pelo TQ.

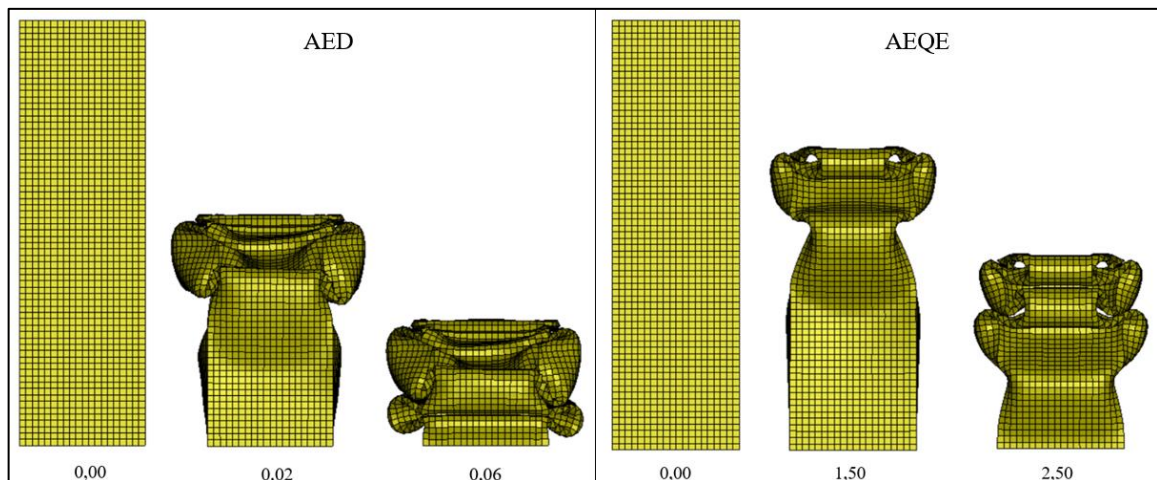
Figura 35 - Energia gerada pelo impacto da placa rígida



Fonte: o autor (2022).

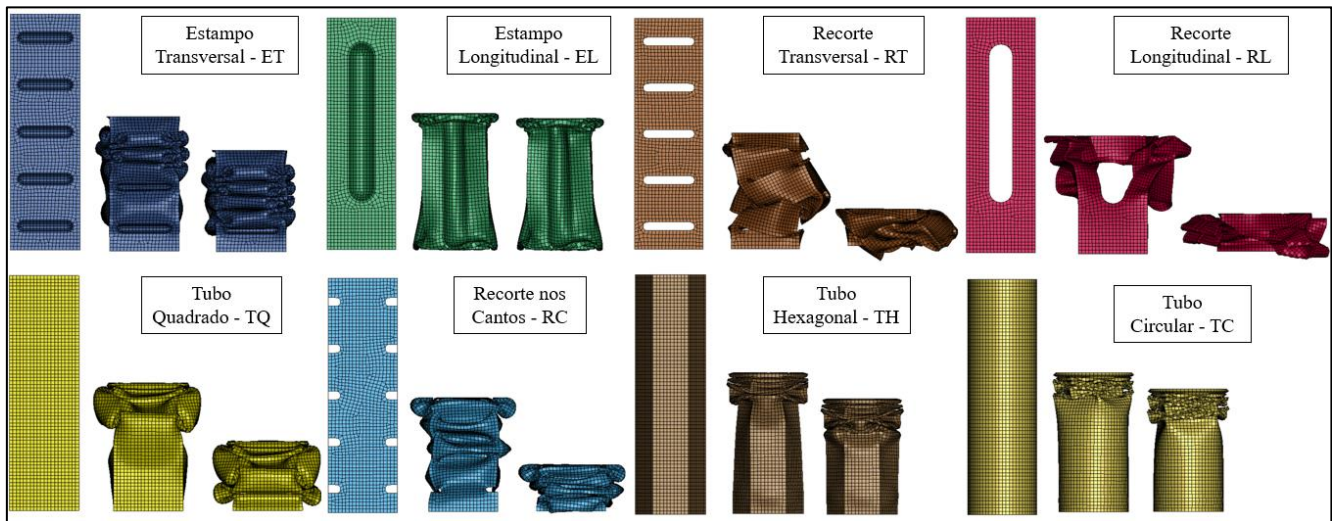
A Figura 36 apresenta a comparação dos dois tipos de análise, as duas tiveram comportamento controlado e similar e um colapso do tipo não extensional misto assimétrico tipo B. Os valores da imagem são de tempo em segundos.

Figura 36 – Comportamento TQ em diferentes análises



Fonte: o autor (2022).

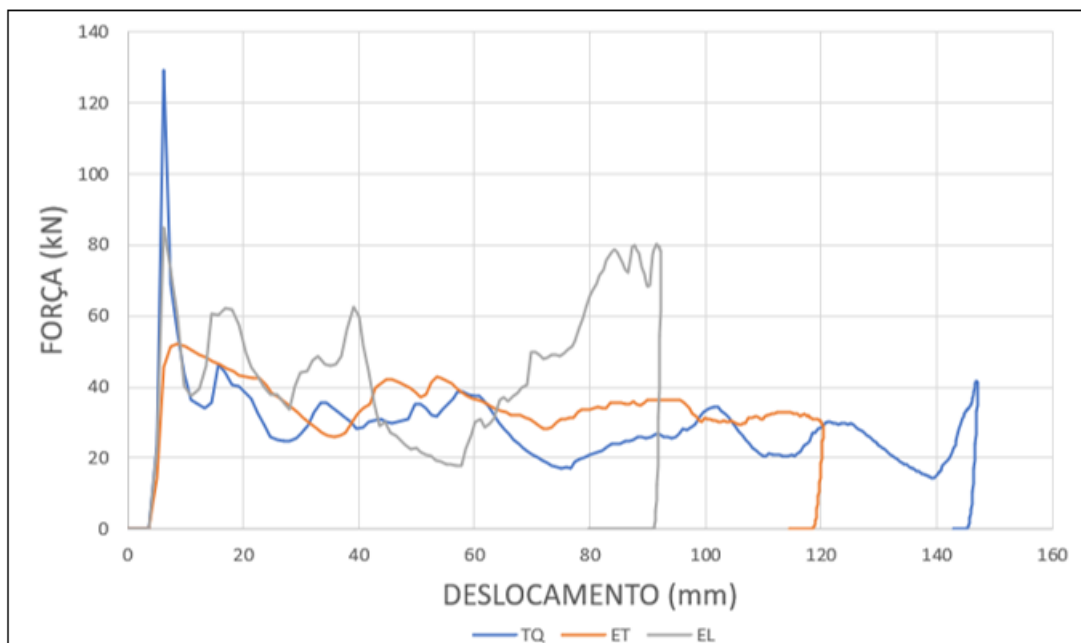
Após a definição do tipo de simulação a ser usada, foram testados os outros modelos de *crash boxes*. A Figura 37 apresenta o comportamento de cada uma em três instantes de tempo sendo eles 0,00, 0,02 e 0,06 segundos.

Figura 37 - Comportamento das *Crash boxes*

Fonte: o autor (2022).

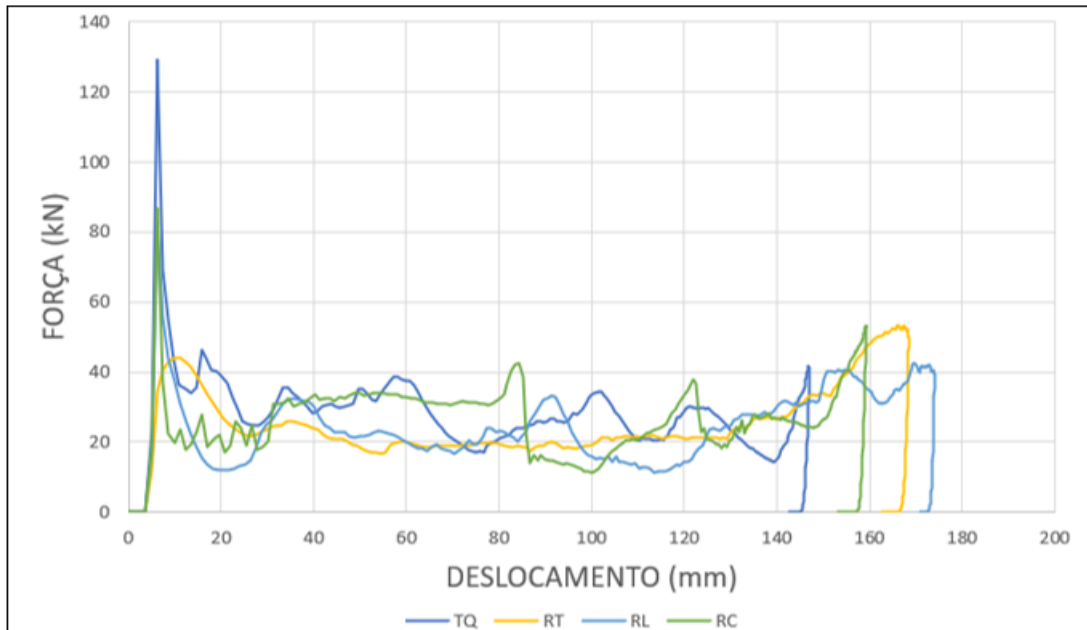
As Figuras 38, 39 e 40 trazem as curvas de força por deslocamento das *crash boxes* em comparação ao tubo quadrado. Elas foram separadas em três grupos sendo eles, os Estampados, Recortados e Outras Secções.

Figura 38 - Força x Deslocamento - Estampados



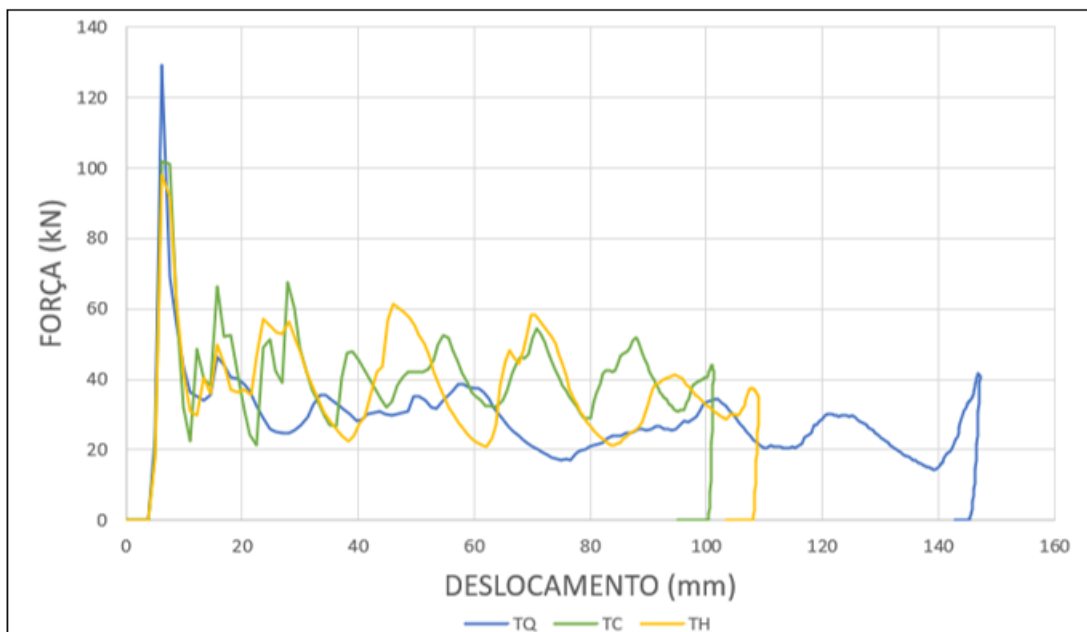
Fonte: o autor (2022).

Figura 39 - Força x Deslocamento - Recortados



Fonte: o autor (2022).

Figura 40 - Força x Deslocamento – Outras Secções



Fonte: o autor (2022).

Os valores de P_{med} , P_{max} e Deslocamento estão listados no Quadro 1.

Quadro 1 - Valores de P_{med} , P_{max} e Deslocamento

CRASH BOXES	TQ	ET	EL	RT	RL	RC	TC	TH
P_{max} (kN)	129,2	52,0	84,8	53,3	83,4	86,9	101,7	98,2
P_{med} (kN)	28,4	34,1	49,9	25,8	32,3	31,4	41,8	40,4
Deslocamento (mm)	147	120	91	168	174	159	101	109

Fonte: o autor (2022).

O *Gap* entre P_{max} e P_{med} é conhecido como oportunidade de ganho de absorção de energia. Logo, é melhor ter P_{max} baixo e P_{med} o mais próximo possível de P_{max} assim é possível otimizar a *crash box*. Quanto maior for a deformação da *crash box* melhor, pois maior é a energia que ela está absorvendo e está realizando sua função com maior eficiência.

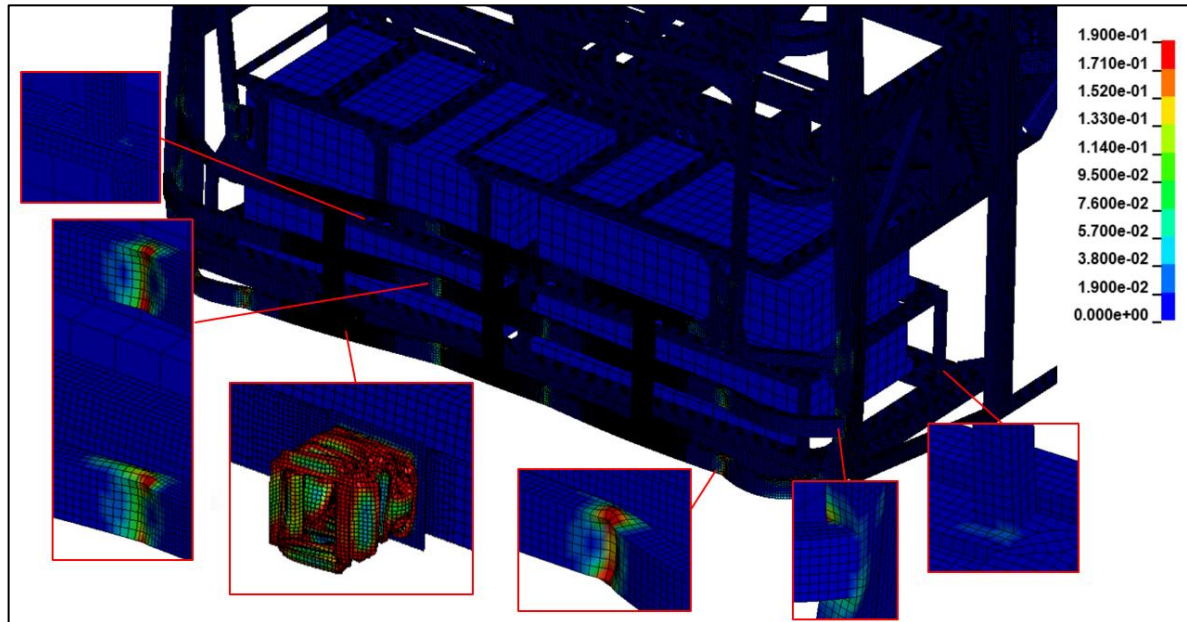
A força máxima e média de cada proposta variou de forma significativa. A que teve o melhor desempenho no quesito P_{max} foi a ET apresentando uma redução de 148% em relação ao TQ. Tratando de P_{med} foi a EL obteve o melhor desempenho, representando um acréscimo de 43% comparado ao TQ. Em termos de deslocamento o EL apresentou o menor valor de 91 mm e o RL o maior valor de 174 mm.

Levando em consideração a forma de colapso, os valores de P_{med} , P_{max} e o deslocamento de cada proposta foram escolhidas três para serem inseridas na estrutura sendo elas, ET, EL e RC.

4.3 RESULTADOS DA ESTRUTURA COM O ABSORVEDOR DE IMPACTO

A aplicação das *crash boxes* e os caminhos de carga apresentaram um novo comportamento da estrutura durante a colisão dos pêndulos. Em nenhuma das três propostas aplicadas houve a falha de parafusos, nenhum componente tocou as baterias e os suportes das mesmas sofreram deformações e deslocamentos desprezíveis garantindo a preservação das baterias. O tubo removível que falhou na simulação da estrutura atual foi substituído por um tubo contínuo, visto que não havia necessidade da remoção do mesmo para manutenção. A Figura 41 apresenta as regiões mais afetadas e nota-se que estas foram apenas as que tiveram contato direto com os pêndulos em detalhe a *crash box* deformada de forma controlada não apresentando flambagem.

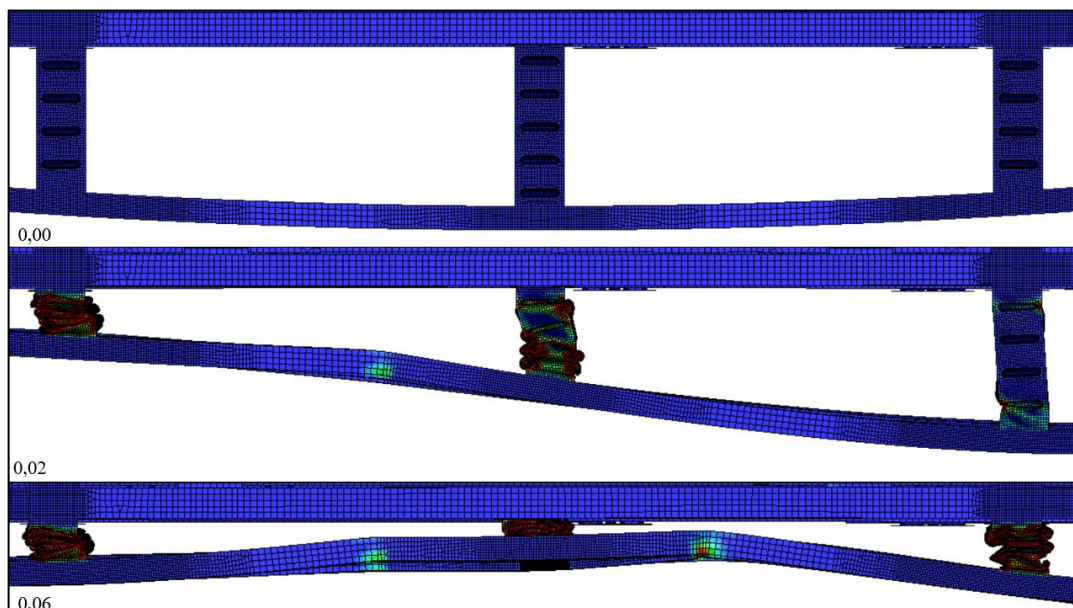
Figura 41 - Regiões Críticas Estrutura Proposta



Fonte: o autor (2022).

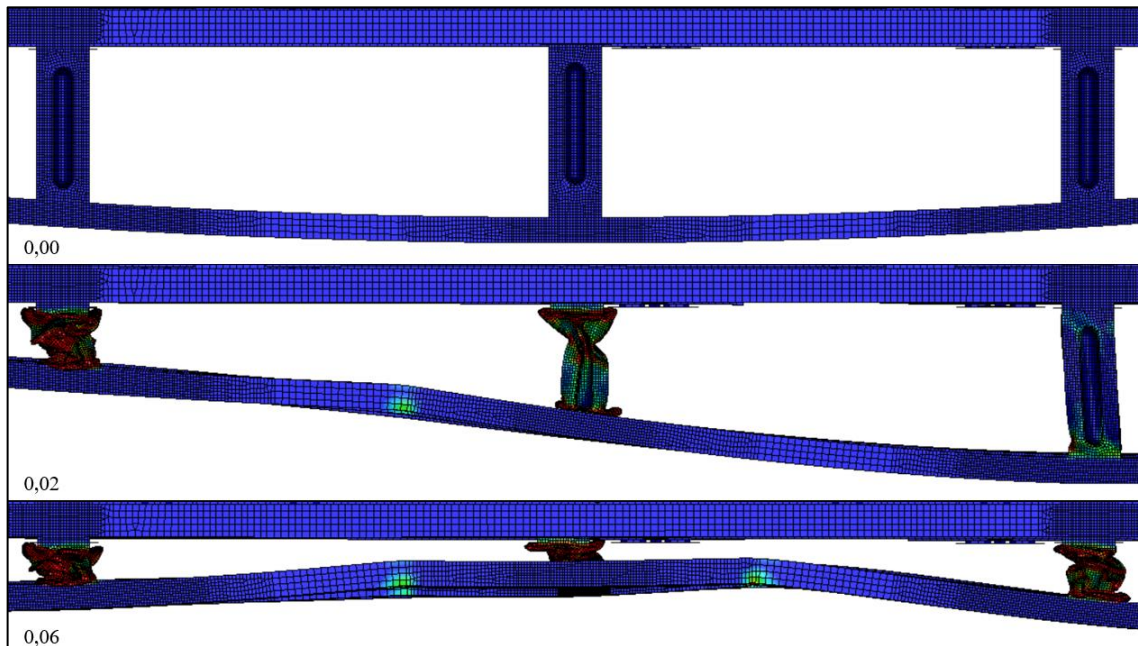
As propostas ET e EL apresentaram uma boa rigidez durante o impacto, o comportamento delas foi similar aos testes individuais. A RC apresentou uma menor rigidez fazendo com que os tubos traseiros deformassem o suporte inferior das baterias. As Figuras 42, 43 e 44 apresentam as *crash boxes* ET, EL e RC respectivamente durante o impacto dos pêndulos. As figuras estão separadas em três momentos, sendo eles nos tempos de 0,00 (sem impacto), 0,02 (impacto do primeiro pêndulo) e 0,06 segundos (impacto do segundo pêndulo).

Figura 42 - Resultados ET



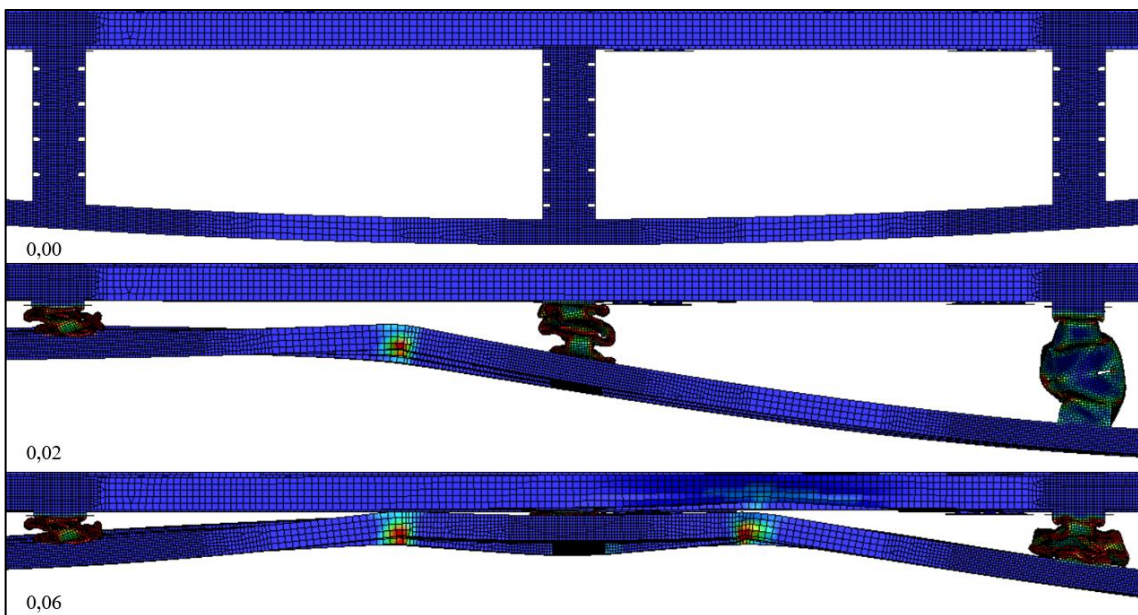
Fonte: o autor (2022).

Figura 43 - Resultados EL



Fonte: o autor (2022).

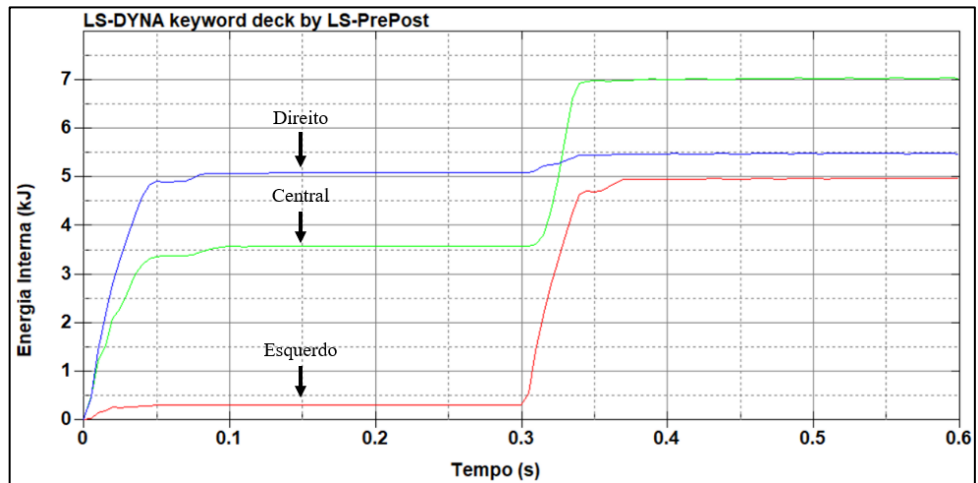
Figura 44 - Resultados RC



Fonte: o autor (2022).

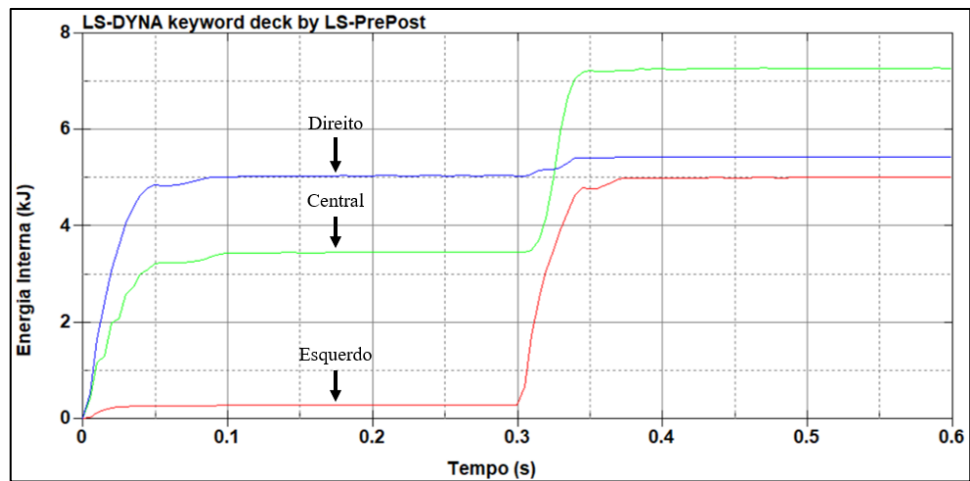
Os caminhos de cargas não apresentaram flambagem e nem grandes deformações, visto que grande parte da energia dos impactos foram absorvidas pelas *crash boxes* enquanto se deformavam. As Figuras 45, 46 e 47 abaixo apresentam os valores de energia interna pelo tempo das *crash boxes* de cada uma das propostas.

Figura 45 - Energia Interna x Tempo - ET



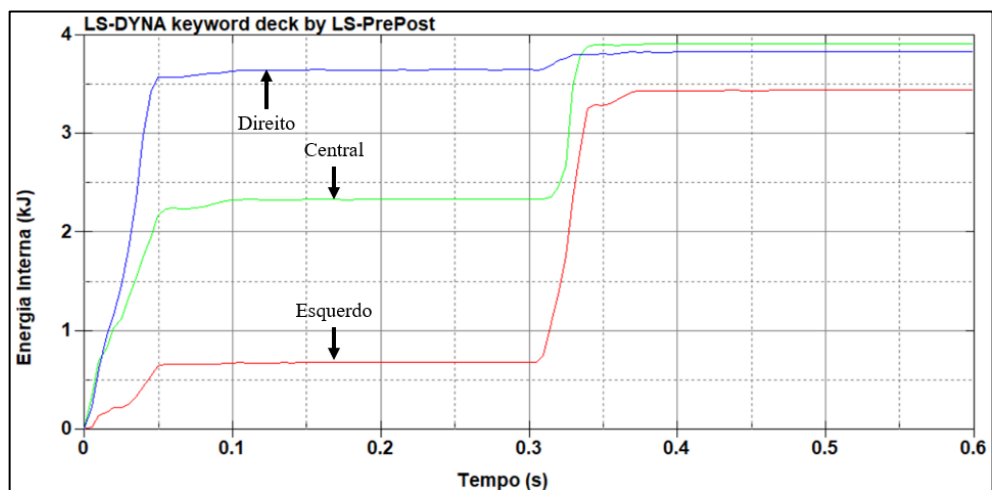
Fonte: o autor (2022).

Figura 46 - Energia Interna x Tempo - EL



Fonte: o autor (2022).

Figura 47 - Energia Interna x Tempo - RC



Fonte: o autor (2022).

Considerando que cada pêndulo gerou uma energia de 19,6 kJ, um total de 39,2 kJ de energia cinética foi impactado nas estruturas atual e proposta. Esta energia se transformou em energia de deformação. Conforme dados dos gráficos de energia interna das *crash boxes* foi possível obter o quanto cada uma das propostas recebeu durante o fenômeno. O Quadro 2 apresenta estes valores em kJ e também em percentual, o restante da energia foi dissipada pelos outros componentes da estrutura. As propostas ET e EL mostraram uma eficiência similar entre elas de 45% da energia total e superior a RC de 28%.

Quadro 2 - Energia Interna *Crash boxes*

<i>CRASH BOXES</i>	ET		EL		RC	
	1° P.	2° P.	1° P.	2° P.	1° P.	2° P.
Energia (kJ) Direito	5,1	0,4	5,0	0,4	3,7	0,1
Energia (kJ) Central	3,6	3,4	3,4	3,8	2,3	1,6
Energia (kJ) Esquerdo	0,4	4,6	0,2	4,8	0,7	2,7
Energia Total (kJ)	17,5		17,6		11,1	
Percentual Impactos	45%		45%		28%	

Fonte: o autor (2022).

5 CONCLUSÃO

O presente trabalho tinha por objetivo analisar absorvedores de impacto para a estrutura traseira de um OE urbano através de simulações numéricas utilizando o Método dos Elementos Finitos - ME. Dentro dele foram divididos em quatro objetivos específicos para facilitar o entendimento e organização de cada etapa e todos foram atingidos de forma satisfatória.

Os estudos sobre conceitos de absorvedores de impacto e do colapso axial de tubos de paredes finas juntamente com a aplicação de *triggers* que foi o primeiro objetivo definido se mostrou importante na construção de uma *crash box* conforme abordado na Seção 2.5. Os resultados das simulações das propostas vistos na Seção 4.2 trouxeram reduções de até 148% referente aos valores de P_{max} e o aumento de até 43% de P_{med} em comparação a um tubo quadrado de mesma seção transversal. Desta forma é possível transformar energia cinética em energia de deformação de maneira eficiente.

Já o segundo objetivo de definir um critério de aprovação das propostas deste trabalho escolhido na Seção 3.2.1 se mostrou válido em termos de comparação para a estrutura atual e a proposta. Pelo fato de as baterias serem sensíveis a pequenas deformações, é de extrema importância que a condição de que nenhum componente estrutural toque as baterias durante o impacto seja aplicada. Os valores de energia gerados pelos impactos de pêndulos podem ser equivalentes a de veículos com uma determinada massa e uma velocidade. Por se tratar de um ensaio já conhecido para homologação de ônibus e possível ser testado experimentalmente em projetos futuros.

A estrutura atual quando simulada veio a falhar de forma a não atender os critérios de aprovação conforme apontado na Seção 4.1. Por não conter mecanismos de absorção de impacto os pêndulos causaram grandes deformações aos suportes e as próprias baterias. Tais informações citadas contribuem para o cumprimento do terceiro objetivo.

Por fim o quarto objetivo também foi cumprido. A estrutura proposta teve aprovação com os três modelos de *crash boxes* escolhidas visto na Seção 4.3. As mesmas apresentaram o colapso programado como esperado e não ocorreu flambagem ou falha precocemente. As propostas ET e EL tiveram valores de absorção da energia total aproximado de 45%, superando a RC que foi de 28%. Os caminhos de carga construídos conforme explicado na Seção 3.5 se mantiveram iguais nas três simulações e tiveram função importante, reforçando a estrutura durante o impacto para que a deformação ocorresse apenas na região própria para isto e direcionando as cargas residuais para regiões mais rígidas do OE e assim manter os suportes

das baterias livres de grandes deformações e tensões, conseqüentemente garantindo a integridade das baterias.

O trabalho realizado mostrou a importância de absorvedores de impactos para proteção de partes importantes em OE. O conjunto dos absorvedores agregaram um total de apenas 24 kg na região traseira do veículo representando 0,16% quando comparado com a massa do veículo todo. Em caso de pequenas colisões, é possível que com apenas a reforma do para-choque e a substituição dos absorvedores garantem que o OE volte a rodar com um baixo custo de manutenção, visto que não será preciso a troca do conjunto de baterias. Outro fator, é a segurança que ele pode trazer, evitando vazamento de eletrólitos inflamáveis ou até incêndios.

6 TRABALHOS FUTUROS

Baseado nos estudos sobre absorvedores de impacto e simulações numéricas vistas neste trabalho é possível definir novos projetos. Um exemplo seriam teste experimentais para as *crash boxes* de forma individual, podendo ser testes quase estáticos ou preferencialmente dinâmicos a uma determinada velocidade.

De forma a avaliar possíveis variáveis durante o fenômeno de impacto é aconselhável testar de forma experimental um módulo da estrutura completa da traseira com as propostas vistas neste trabalho.

As espessuras das *crash boxes* podem ser alteradas e testadas em novos estudos de forma a ganhar uma maior rigidez sendo útil para maiores impactos.

Avaliar as acelerações que as baterias estão recebendo devido a colisão, pois níveis de acelerações altos podem danificar as mesmas.

Avaliar o comportamento da estrutura em uma condição de impacto de alta velocidade e também em colisões laterais.

REFERÊNCIAS

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE**. 6. ed. São Paulo: Érica, 2013. ISBN 978-85-7194-741-2.

ALVES FILHO, Avelino. **Elementos Finitos: A base da tecnologia CAE - Análise não Linear**. São Paulo: Érica, 2012. ISBN 978-85-365-1972-2.

ABRAMOWICZ, W.. Thin-walled structures as impact energy absorbers. **Thin-Walled Structures**, [S.L.], v. 41, n. 2-3, p. 91-107, fev. 2003. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/s0263-8231\(02\)00082-4](http://dx.doi.org/10.1016/s0263-8231(02)00082-4).

ABRAMOWICZ W, JONES N. **Dynamic progressive buckling of circular and square tubes**. *International Journal of Impact Engineering* 1986;4(4):243–70. [https://doi.org/10.1016/0734-743X\(86\)90017-5](https://doi.org/10.1016/0734-743X(86)90017-5)

ABRAMOWICZ, Wlodzimierz. The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns. **International Journal Of Impact Engineering**, [S.L.], v. 1, n. 3, p. 309-317, jan. 1983. Elsevier BV. [http://dx.doi.org/10.1016/0734-743x\(83\)90025-8](http://dx.doi.org/10.1016/0734-743x(83)90025-8).

AMBROSIO, Jorge A.C.. **CRASHWORTHINESS: energy management and occupant protection**. Itália: Cism, 2001. ISBN 3-211-83334-x

AUTOMOTIVE-BUSINESS. **MOBILITY NOW**. 2021. Disponível em: <https://www.automotivebusiness.com.br/inovacao/667/no-mundo-26-dos-carros-vendidos-sao-eletrificados>. Acesso em: 02 set. 2021.

AZEVEDO, A. F. M. Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto. **Método dos elementos finitos**, 2003. Disponível em: <www.fe.up.pt/~alvaro>. Acesso em: 07 jun. 2021.

BATHE, K.-J. Finite element procedures. Nova Jersey: Prentice Hall, 1996. ISBN 0133014584

BISSCHOP, Roeland; WILLSTRAND, Ola; ROSENGREN, Max. Handling Lithium-Ion Batteries in Electric Vehicles: preventing and recovering from hazardous events. **Fire Technology**, [S.L.], v. 56, n. 6, p. 2671-2694, 8 set. 2020. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s10694-020-01038-1>.

BRASIL. Lei n.º 13.755, de 10 de dezembro de 2018. **Estabelece requisitos obrigatórios para a comercialização de veículos no Brasil; institui o Programa Rota 2030 - Mobilidade e Logística; dispõe sobre o regime tributário de autopeças não produzidas; e altera as Leis n.ºs 9.440, de 14 de março de 1997, 12.546, de 14 de dezembro de 2011, 10.865, de 30 de abril de 2004, 9.826, de 23 de agosto de 1999, 10.637, de 30 de dezembro de 2002, 8.383, de 30 de dezembro de 1991, e 8.989, de 24 de fevereiro de 1995, e o Decreto-Lei n.º 288, de 28 de fevereiro de 1967**. Diário Oficial da União, Brasília, DF, 19 de jun. 2019. Disponível em: <https://www.in.gov.br/web/dou/-/lei-n-13.755-de-10-de-dezembro-de-2018-167070058>. Acesso em: 06 set. 2021.

CHOU, Clifford C.; NYQUIST, Gerald W. **Analytical studies of the head injury criterion (HIC)**. SAE Technical Paper, 1974.

CNN-BRASIL. **Adeus, gasolina: estas marcas vão parar de investir nos motores a combustão.** 2021. Disponível em: <https://www.cnnbrasil.com.br/business/adeus-gasolina-estas-marcas-vaio-parar-de-investir-nos-motores-a-combustao/>. Acesso em: 02 set. 2021.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução nº 629, de 30 de novembro de 2016. 23 p.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO. Resolução nº 445, de 25 de junho de 2013. 76 p.

DIETER, George, E., *Metarlugia Mecânica*, Mellon University, Pittsburg, USA, 1961.

DUBOIS, Paul. **Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection.** Southfield: The New Steel, 2004.

ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. **Proposal For The 03 Series Of Amendments To Un Regulation No. 100 (Electric Power Trained Vehicles).** Geneva, 10 nov. 2020.

ENGINEERING, Altair. **Chapter 3: Shell Meshing:** checking and editing mesh. Checking and Editing Mesh. 2019. Disponível em: https://altairuniversity.com/wp-content/uploads/2012/04/HM_Quality_extract.pdf. Acesso em: 13 nov. 2021.

FABUS, ASSOCIAÇÃO NACIONAL DOS FABRICANTES DE ÔNIBUS. **Produção Acumulada.** Disponível em: <https://fabus.com.br/producao.htm>. Acesso em: 25 de jun. 2022.

GERE, J. M.; GOODNO, B. J. **Mecânica dos materiais.** São Paulo: Cengage Learning, 2009. ISBN 978-0-534-55397-5.

HIBBELER, R. C.. **Resistência dos Materiais.** 10. ed. São Paulo: Person Education do Brasil Ltda., 2018. ISBN 978-85-430-2499-8.

HOU, Shujuan; HAN, Xu; SUN, Guangyong; LONG, Shuyao; LI, Wei; YANG, Xujing; LI, Qing. Multiobjective optimization for tapered circular tubes. **Thin-Walled Structures**, [S.L.], v. 49, n. 7, p. 855-863, jul. 2011. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2011.02.010>.

KUMAR, Sanjeev. A Numerical Study on the Axial Crush Characteristics of Thin Walled Rectangular Tubes Subjected to Dynamic Impact. **Sae Technical Paper Series**, [S.L.], p. 1-12, 14 abr. 2008. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2008-01-0242>.

KOTAK, Bhavya; KOTAK, Yash; BRADE, Katja; KUBJATKO, Tibor; SCHWEIGER, Hans-Georg. Battery Crush Test Procedures in Standards and Regulation: need for augmentation and harmonisation. **Batteries**, [S.L.], v. 7, n. 3, p. 63, 16 set. 2021. MDPI AG. <http://dx.doi.org/10.3390/batteries7030063>.

MARCOPOLO. MARCOPOLO: nossa história. Nossa História. 2020. Disponível em: <https://www.marcopolo.com.br/marcopolo/a-marcopolo/nossa-historia>. Acesso em: 02 set. 2021.

LI, Q.Q.; LI, E.; CHEN, T.; WU, L.; WANG, G.Q.; HE, Z.C.. Improve the frontal crashworthiness of vehicle through the design of front rail. **Thin-Walled Structures**, [S.L.], v. 162, p. 107588, maio 2021. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2021.107588>.

LOPES, Vinicius. **DESENVOLVIMENTO DE UM ABSORVEDOR DE IMPACTO PARA O POSTO DO MOTORISTA DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO EM SITUAÇÃO DE COLISÃO FRONTAL**. 2021. 67 f. TCC (Graduação) - Curso de Engenharia M, Universidade de Caxias do Sul, Caxias do Sul, 2021.

MAIA, Ciro de Faria. **AVALIAÇÃO DA ABSORÇÃO DE ENERGIA DURANTE COLISÃO DE UMA LONGARINA ORIGAMI SOLDADA PELOS PROCESSOS RSW E GMAW**. 2021. 151 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, 2021.

MARCOPOLO. **MARCOPOLO DESENVOLVE ATTIVI EXPRESS, NOVO ARTICULADO PARA TECNOLOGIA 100% ELÉTRICA**. 2020. Disponível em: <https://www.marcopolo.com.br/marcopolo/comunicacao/noticias/marcopolo-desenvolve-attivi-express-novo-articulado-para-tecnologia-100-eletrica>. Acesso em: 04 set. 2021.

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

MORELLO, Lorenzo. **The Automotive Body: volume ii: system design**. New York: Springer, 2011. (ISBN 978-94-007-0516-6).

OMS (ORGANIZACIÓN MUNDIAL DE LA SALUD). Ambient air pollution: A global assessment of exposure and burden of disease. [s.l.: s.n.]. Disponível em: <http://apps.who.int/iris/bitstream/10665/250141/1/9789241511353-eng.pdf>.

ONU. **Transporte sustentável é destaque na conferência do clima da ONU**. 2018. Disponível em: <https://brasil.un.org/pt-br/81822-transporte-sustentavel-e-destaque-na-conferencia-do-clima-da-onu>. Acesso em: 02 set. 2021.

PNME. **1º ANUÁRIO BRASILEIRO DA MOBILIDADE ELÉTRICA**. 2020. Disponível em: <https://www.pnme.org.br/biblioteca/1o-anuario-brasileiro-da-mobilidade-eletrica/>. Acesso em: 06 set. 2021.

RADAR. **Evolução: total de ônibus elétricos**. Total de ônibus elétricos. 2021. Disponível em: <https://www.ebusradar.org/>. Acesso em: 04 set. 2021.

SÁNCHEZ, C. A. A. **Estudo do Impacto utilizando elementos finitos e análise não linear**. 2001. 143 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade de São Paulo, São Carlos, 2001.

SÃO PAULO (Estado). Decreto nº 56.349, de 21 de agosto de 2015. **Estabelece a política municipal de incentivo ao uso de carros elétricos ou movidos a hidrogênio, e dá outras providências**. Secretaria do Governo Municipal. Disponível em: <https://app-plpconsulta-prd.azurewebsites.net/Forms/MostrarArquivo?ID=4393&TipArq=1>. Acesso em: 06 set. 2021.

SINDICATO NACIONAL DA INDÚSTRIA DE COMPONENTES PARA VEÍCULOS AUTOMOTORES (org.). **Relatório da frota Circulante**. Disponível em: https://www.sindipecas.org.br/sindinews/Economia/2020/RelatorioFrotaCirculante_Abril_2020.pdf. Acesso em: 18 mar. 2021.

SPTRANS, São Paulo Transportes -. **MANUAL DOS PADRÕES TÉCNICOS – TRACÇÃO ELÉTRICA**. Disponível em: https://www.prefeitura.sp.gov.br/cidade/secretarias/upload/transportes/edital2018/001_ESTRUTURAL/ANEXO-V_MANUAIS/5-1-4_MANUAL-DOS-PADROES-TECNICOS_TRACAO-ELETRICA.pdf. Acesso em: 1 out. 2018.

SORDI, Alessandro. **Avaliação numérico-experimental de impacto em estruturas de ônibus utilizando a similaridade**. 2020. 117 f. Dissertação (Mestrado) - Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2020.

SORDI, Alessandro; BIONDO, Felipe; CIAPPARINI, Joel V.. Development of a Survival Cell in a Road Bus Structure Submitted to Frontal Impact. **Sae Technical Paper Series**, [S.L.], p. 1-8, 26 mar. 2021. SAE International. <http://dx.doi.org/10.4271/2020-36-0421>.

SUN, Peiyi; BISSCHOP, Roeland; NIU, Huichang; HUANG, Xinyan. A Review of Battery Fires in Electric Vehicles. **Fire Technology**, [S.L.], v. 56, n. 4, p. 1361-1410, 11 jan. 2020. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1007/s10694-019-00944-3>.

WANG, Jin; ZHANG, Yong; HE, Ning; WANG, Chun H.. Crashworthiness behavior of Koch fractal structures. **Materials & Design**, [S.L.], v. 144, p. 229-244, abr. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.matdes.2018.02.035>.

WIERZBICKI, T.; ABRAMOWICZ, W.. On the Crushing Mechanics of Thin-Walled Structures. **Journal Of Applied Mechanics**, [S.L.], v. 50, n. 4, p. 727-734, 1 dez. 1983. ASME International. <http://dx.doi.org/10.1115/1.3167137>.

XIE, Jing; LU, Yi-Chun. A retrospective on lithium-ion batteries. **Nature Communications**, [S.L.], v. 11, n. 1, p. 1-4, 19 maio 2020. Springer Science and Business Media LLC. <http://dx.doi.org/10.1038/s41467-020-16259-9>.

XU, Xiang; ZHANG, Yong; WANG, Jin; JIANG, Feng; WANG, Chun H.. Crashworthiness design of novel hierarchical hexagonal columns. **Composite Structures**, [S.L.], v. 194, p. 1-13, jun. 2018. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.compstruct.2018.03.099>.

ZHANG, Xiong; HUH, Hoon. Energy absorption of longitudinally grooved square tubes under axial compression. **Thin-Walled Structures**, [S.L.], v. 47, n. 12, p. 1469-1477, dez. 2009. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2009.07.003>.

ZHANG, Xiong; CHENG, Gengdong; YOU, Zhong; ZHANG, Hui. Energy absorption of axially compressed thin-walled square tubes with patterns. **Thin-Walled Structures**, [S.L.], v. 45, n. 9, p. 737-746, set. 2007. Elsevier BV. <http://dx.doi.org/10.1016/j.tws.2007.06.004>.