

O MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ESPUMA DE ALUMÍNIO COMO ABSORVEDOR DE IMPACTO EM CARROCERIAS
DE ÔNIBUS

por

Guilherme Léo Rossi Reis

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, Fevereiro de 2017.

ESPUMA DE ALUMÍNIO COMO ABSORVEDOR DE IMPACTO EM CARROCERIAS
DE ÔNIBUS

por

Guilherme Léo Rossi Reis
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz

Aprovada por:

Prof. Dr. Jorge Daniel Riera, PPGEC/UFRGS

Prof. Dr. Walter Jesus Paucar Casas, PROMEC/UFRGS

Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Júnior, PPGPPF/UPF

Prof. Dr. Jakson M. Vassoler
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 8 de Fevereiro de 2017.

*Só há duas maneiras de viver a vida:
a primeira é vivê-la como se os milagres não
existissem.
A segunda é vivê-la como se tudo fosse milagre.*
Albert Einstein

*A desobediência é uma virtude necessária à
CRIATIVIDADE.*
Raul Seixas

AGRADECIMENTOS

Agradeço a Deus.

Agradeço os meus pais, Ademir e Laís que sempre estiveram lá por mim e me ensinaram tudo que sei e sou, sempre me incentivaram em todas minhas escolhas, me dando mais que o apoio necessário.

Agradeço ao meu orientador Ignácio Iturrioz, pela amizade, conhecimento compartilhado e paciência durante o projeto.

À Aline, por todo entendimento e companheirismo durante todo tempo, estando sempre do meu lado.

À todos amigos e colegas.

Agradeço ao SENAI de Metalurgia de Caxias do Sul, e ao PPGE3M pela disponibilidade do espaço e infraestrutura.

RESUMO

O aumento da segurança das estruturas de ônibus frente a cenários de impacto e a consequente diminuição das mortes e danos causados por acidentes de trânsito são imprescindíveis em um país como o Brasil, onde o transporte rodoviário é fundamental. Nesse contexto o presente trabalho explora a possibilidade do uso de tubos de aço preenchidos com espuma de alumínio como absorvedores de impacto em estruturas de ônibus. Foi realizada a fabricação da espuma como preenchimento dos tubos de aço, que então foram ensaiados sob compressão e flexão três pontos. Um modelo em elementos finitos foi desenvolvido no software LS-Dyna, 2006, considerando as não-linearidades geométricas e do material para representação das propriedades do tubo e da espuma. Finalmente uma estrutura de ônibus rodoviário foi modelada em software de elementos finitos e sua estrutura foi modificada pela adição de espuma de alumínio como preenchimento dos tubos para melhorar o desempenho da estrutura em acidentes de tombamento e impacto semi-frontal. Comentários sobre todos os resultados, apresentando a melhora relativa da estrutura devido às modificações propostas, são finalmente apresentados, assim como a validação da metodologia numérica utilizada para representação das estruturas.

Palavra Chave: Elementos finitos, espuma de alumínio, ônibus, impacto.

ABSTRACT

The improvement of the safety of the road bus structure against impact scenarios and reduction of the injuries and death in traffic accidents is crucial in a country like Brazil, where the road transport matrix is fundamental in the traffic of people and goods. In this context in the present work is explored the possibilities of the metallic tubes filled with aluminum foam as shock absorber in the bus structures. With this goal, an experimental campaign using tubes filled with aluminum foam was made. In these tests, uniaxial compression and three points bending tests were performed. The finite element method was implemented in LS-Dyna, 2006, and simulations were carried out, considering material and geometric non-linearities. The material properties were calibrated using the tests cited. Then, a bus structure modeled with finite element method was modified adding metallic tubes filled with aluminum foam to improve the structure performance in rollover and semi-frontal impact scenarios. Commentaries about all the results, presenting the relative improvement of the structure due to the proposed modifications, are finally presented, as well as the validation of the numerical methodology used to represent the structures.

Keywords: Finite Element Method, aluminum foam, bus, impact.

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	1
1.1	Justificativa	2
1.2	Objetivos do trabalho	4
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	5
2.1	Problemas Não-lineares na Mecânica dos Sólidos	5
2.1.1	Plasticidade	5
2.1.2	Plasticidade dependente da taxa de deformação	7
2.1.3	Propagação de uma onda de tensão	9
2.2	Comportamento quase estático	10
2.3	Elementos Finitos	10
2.3.1	Análise Implícita	11
2.4	Análises dinâmicas	12
2.4.1	Análise Explícita: Método das Diferenças Centrais	13
2.5	Parâmetros de Análise	14
2.6	Problemas de contato	18
2.7	Ensaio de Compressão	20
2.8	Ensaio de Flexão	22
2.9	Engenharia Estrutural: Impacto	23
2.10	Sólidos Celulares	26
2.10.1	Mecanismos de Deformação em Espumas	26
2.10.2	Absorção de Energia em Materiais Celulares	27
2.10.3	Espuma de Alumínio	27
2.11	Descrição de uma Estrutura de Ônibus Rodoviário	33
3	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	35
3.1	Normas de Segurança Veicular	35
3.2	Simulação Numérica de Acidentes Veiculares	37
3.3	Otimização de Estruturas Metálicas	39
4	ESPUMA DE ALUMÍNIO	40
4.1	Processo de Fabricação da Espuma de Alumínio	40
4.2	Ensaio de Compressão	42
4.3	Ensaio de Flexão Três Pontos	43
4.4	Modelo numérico teste de compressão e flexão 3 pontos	44
4.5	Resultados	45
4.5.1	Espuma de Alumínio	45
4.5.2	Teste de compressão	48
4.5.3	Testes de Flexão Três Pontos	56
5	SIMULAÇÕES NUMÉRICAS ENVOLVENDO UMA ESTRUTURA DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO	63

5.1	Ensaio dos materiais	63
5.2	Calibração de um ônibus interurbano	65
5.3	Metodologia de avaliação de estruturas de ônibus submetidas a impacto	69
5.4	Modelo Numérico de um Ônibus Rodoviário	71
5.4.1	Ensaio de Tombamento	72
5.4.2	Simulação de Impacto Semi-Frontal	75
5.5	Resultados	77
5.5.1	Simulação de Tombamento	77
5.5.2	Simulação de Impacto Semi-Frontal	82
6	CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	95
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	98
	APÊNDICE A	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 Evolução da frota de ônibus e micro-ônibus. Fonte: DENATRAN, 2014.....	1
Figura 1.2 Evolução das ocorrências de morte e invalidez envolvendo ônibus e micro-ônibus. Adaptado de seguradora Líder DPVAT, 2011.	2
Figura 2.1 Curva tensão x deformação material elasto-plástico.....	6
Figura 2.2 Endurecimento Isotrópico e Cinemático.....	7
Figura 2.3 Eventos por taxa de deformação. Adaptado [Macauly, 1987].	7
Figura 2.4 Comportamento elasto-plástico bi linear. Adaptado de Meira Junior, 2010.....	8
Figura 2.5 Tensão de escoamento da taxa de deformação segundo <i>J-C</i> e <i>Cowper-Simonds</i> . Adaptado de Crisfield, 2000.	9
Figura 2.6 Modelo Não conservativo simplificado	12
Figura 2.7 Sistema de coordenadas para construção do elemento. Adaptado do manual do usuário <i>LS-Dyna</i>	15
Figura 2.8 Cálculo de razão de aspecto para um triângulo. Adaptado manual do usuário <i>ANSYS v.17</i>	16
Figura 2.9 Comparação de razão de aspecto para um triângulo. Adaptado manual do usuário <i>ANSYS v.17</i>	16
Figura 2.10 Cálculo de razão de aspecto para quadriláteros. Adaptado manual do usuário <i>ANSYS v.17</i>	16
Figura 2.11 Comparação de razão de aspecto para um quadrilátero. Adaptado manual do usuário <i>ANSYS v.17</i>	17
Figura 2.12 Variação do <i>warpage fator</i> . Adaptado manual do usuário <i>ANSYS v.17</i>	17
Figura 2.13 Contato nó – nó. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.	18
Figura 2.14 Discretização do modelo. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.	19
Figura 2.15 Contato nó – reta. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.....	19
Figura 2.16 Curvas não linear do material.	20
Figura 2.17 Modos de deformação; A) tubo sem espuma sob compressão; B) tubo com espuma de alumínio sob compressão. Adaptado de Ashby, 2000.....	21
Figura 2.18 Esquema teste flexão três pontos para estrutura sanduíche. Adaptado de Ashby, 2000.	22
Figura 2.19 Estruturas absorvedoras de impacto. Adaptado de Meira, 2010.....	25
Figura 2.20 Anéis estruturais e rótulas plásticas no ônibus.....	26

Figura 2.21 Curva tensão x deformação para material celular. Adaptado de Duarte, 2005.....	26
Figura 2.22 Estruturas de células abertas (A) e fechadas (B). Adaptado de Duarte, 2005.	27
Figura 2.23 Estágios da expansão da espuma de alumínio. Adaptado de Duarte, 2005.	28
Figura 2.24 Estrutura celular colapsada. Adaptado de Duarte, 2005.	29
Figura 2.25 Propriedades espumas metálicas. Adaptado de Duarte, 2005.....	30
Figura 2.26 Modos de falha em relação à temperatura. Adaptado de Duarte, 2005.	30
Figura 2.27 Esquemática do processo de fabricação da espuma de alumínio.	31
Figura 2.28 Propriedades hidreto de titânio. Adaptado Schur et.al., 1996.....	31
Figura 2.29 Pó Hidreto de titânio no microscópio.....	32
Figura 2.30 Curva de compressibilidade da mistura pó de alumínio e hidreto de titânio. Adaptado de Bonaldi, 2012.	32
Figura 2.31 Ônibus double decker. Adaptado de Marcopolo AS.....	33
Figura 2.32 Casulo estrutural ônibus rodoviário. Adaptado de Viero, 2013.....	34
Figura 2.33 União casulo estrutural e chassi. Adaptado de Tech, 2009.....	34
Figura 3.1 Esquemática do tombamento de um ônibus físico. Adaptado de Eliot, et.al. ...	35
Figura 3.2 Deformação de uma estrutura de ônibus sob tombamento. Adaptado de Eliot, et.al.	36
Figura 3.3 Unidades utilizadas para cálculo da energia cinética de tombamento. Adaptado de ECE R66, 2001.....	36
Figura 3.4 Espaço Residual de Sobrevivência. Adaptado de Eliot, et.al.....	37
Figura 4.1 Matriz de compactação utilizada.....	40
Figura 4.2 Máquina Universal de Ensaio.....	41
Figura 4.3 Suporte tubo.	42
Figura 4.4 Disposição da amostra compactada no interior do tubo.....	42
Figura 4.5 Ensaio de Compressão	43
Figura 4.6 Dispositivo para ensaio de flexão três pontos. A) Dispositivo sem corpo de prova; B) Dispositivo com corpo de prova.....	43
Figura 4.7 Modelos para análises de compressão e flexão.....	44
Figura 4.8 Força x deslocamento espuma de alumínio.	45
Figura 4.9 Estruturas celulares.	46
Figura 4.10 Principais parâmetros de fabricação da espuma de alumínio. Adaptado de Duarte,2005	47

Figura 4.11 Ensaio de compressão. A, B: Tubos sem tratamento térmico, C, D: Tubos modificados termicamente, E, F: Tubos com preenchimento de alumínio.	48
Figura 4.12 Ensaio de compressão – força x deslocamento.	49
Figura 4.13 Ensaio de compressão – Elemento <i>Belytschko-Tsay</i> com variação da espessura em comparação com experimental.	49
Figura 4.14 Deformada compressão – Elemento <i>Belytschko-Tsay</i> com variação da espessura em comparação com experimental.	50
Figura 4.15 Corte transversal ensaio de compressão. (A) sem tratamento térmico, (B) modificado termicamente.	50
Figura 4.16 Corte transversal ensaio de compressão espuma de alumínio.	51
Figura 4.17 Descolamento da interface aço/alumínio.	51
Figura 4.18 Tubo sem espuma sob compressão.	52
Figura 4.19 Comparativo deformada – Modelo numérico e experimental.....	52
Figura 4.20 Tubo com espuma compressão.	53
Figura 4.21 Comparativo deformada – Modelo numérico e experimento.	54
Figura 4.22 Descolamento da interface tubo de aço/ espuma de alumínio para o teste de compressão.	54
Figura 4.23 Descolamento da interface tubo de aço/ espuma de alumínio e dobramento da face do tubo para o teste de compressão.	54
Figura 4.24 Ensaio de flexão.	56
Figura 4.25 Ensaio de flexão.	57
Figura 4.26 Densificação da espuma.	58
Figura 4.27 Descolamento interface espuma de alumínio/tubo de aço.	58
Figura 4.28 Força x deslocamento teste flexão tubo.	59
Figura 4.29 Força x deslocamento teste flexão tubo vazio.	60
Figura 4.30 Força x deslocamento teste flexão com espuma.	60
Figura 4.31 Força x deslocamento teste flexão tubo com espuma.	61
Figura 4.32 Descolamento interface espuma/tubo.	61
Figura 4.33 Comportamento tubo com espuma sob flexão seção central.	62
Figura 5.1 Ensaio de tração dos materiais	63
Figura 5.2 Corpo de prova aço 1020, unidades em (mm).	64
Figura 5.3 Curva não linear do material aço 1020.	65
Figura 5.4 Posição de colagem acelerômetros. Adaptado de Mercedes-Benz do Brasil.....	66

Figura 5.5 Aceleração no tempo.....	66
Figura 5.6 Acelerômetro utilizado.....	67
Figura 5.7 Acelerações no domínio da frequência.	67
Figura 5.8 Características dos modos de vibração. Adaptado de Meira, 2010.....	68
Figura 5.9 Comparação numérico x experimental frequências naturais	69
Figura 5.10 Localização dos mecanismos absorvedores de impacto. Adaptado de Meira.2010.	70
Figura 5.11 Impacto semi-frontal. Adaptado de ABC News	71
Figura 5.12 Impacto frontal. Adaptado de NBC de Nova Iorque e Meira 2010	71
Figura 5.13 Modelo de ônibus utilizado.....	72
Figura 5.14 Modelo poltrona.....	72
Figura 5.15 Modelo de ônibus utilizado.....	73
Figura 5.16 Modelo antes do impacto.	73
Figura 5.17 Malha coluna entre janelas.....	73
Figura 5.18 Aplicação Espuma de Alumínio.....	74
Figura 5.19 Placas delimitadoras do espaço de sobrevivência.....	74
Figura 5.20 Modelos de impacto.	75
Figura 5.21 Modelos com absorvedor de impacto.	76
Figura 5.22 Preenchimento do tubo com espuma de alumínio – Absorvedor de impacto.	76
Figura 5.23 Tombamento Lateral	77
Figura 5.24 Distância Placa de Sobrevivência/Estrutura.....	77
Figura 5.25 Rótulas Plásticas. Adaptado de Tech, 2009 e Ciapparini, 2012.	78
Figura 5.26 Energias envolvidas na análise – Modelo sem absorvedor de impacto.	79
Figura 5.27 Estrutura deformada sem espuma	80
Figura 5.28 Deformações plásticas no ônibus.....	80
Figura 5.29 Tensões de von Mises no ônibus.....	81
Figura 5.30 Energias envolvidas na análise - Modelo com absorvedor de impacto	81
Figura 5.31 Energias internas modelo sem e com espuma, respectivamente.....	82
Figura 5.32 Platô na energia interna, modelo sem e com espuma, respectivamente.....	82
Figura 5.33 Estrutura deformada com absorvedor de impacto durante impacto semi-frontal.	83
Figura 5.34 Impacto ônibus com carro de passeio. Adaptado do site G1.com.	83
Figura 5.35 Distância entre o posto do motorista e a parte frontal do chassi.....	84
Figura 5.36 Rótulas plásticas no impacto.....	85

Figura 5.37 Acidente entre ônibus e caminhão. Adaptado do site G1.com.	85
Figura 5.38 Comparativo numérico.....	86
Figura 5.39 Sequência de fotos do impacto – Sem absorvedor.....	87
Figura 5.40 Sequência de fotos do impacto – Com absorvedor.....	88
Figura 5.41 Velocidades no posto de motorista durante o impacto.....	89
Figura 5.42 Acelerações no posto de motorista durante o impacto.....	90
Figura 5.43 Velocidades na poltrona de passageiro durante o impacto.....	90
Figura 5.44 Acelerações na poltrona de passageiro durante o impacto.....	91
Figura 5.45 Tolerâncias do corpo ao impacto. Adaptado de Macaully, 1987 e Jones, 2001c...	91
Figura 5.46 Quebra das travessas do chassi.	92
Figura 5.47 Amassamento do absorvedor de impacto.....	92
Figura 5.48 Ruptura do material do absorvedor de impacto.	92
Figura 5.49 Energias absorvidas. Modelo original, com absorvedor e com absorvedor e espuma, respectivamente.....	93
Figura 5.50 Energias envolvidas na análise - Modelo sem absorvedor de impacto.....	94
Figura 5.51 Energias envolvidas na análise - Modelo com absorvedor de impacto.	94
Figura 5.52 Energias envolvidas na análise - Modelo com espuma de alumínio.....	94
Figura A.1 Tubos sem tratamento térmico e sem espuma sob compressão.	102
Figura A.2 Tubos modificados termicamente e sem espuma sob compressão.	103
Figura A.3 Tubo com preenchimento de espuma de alumínio sob compressão.	103
Figura A.4 Tubo sem tratamento térmico e sem espuma sob flexão.....	104
Figura A.5 Tubo modificado termicamente e sem espuma sob flexão.	104
Figura A.6 Tubo com preenchimento de espuma de alumínio sob flexão.	105

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 Tipos de acidentes e pessoas envolvidas por tipo de acidente, adaptado de PRF, 2016.	2
Tabela 1.2 Principais causas de acidentes nas estradas brasileiras. Fonte DENATRAN, 2015.3	
Tabela 2.1 Critérios de qualidade de malha	15
Tabela 2.2 Modelos matemáticos módulo de Young espuma. Adaptado de Duarte, 2005.....	29
Tabela 2.3 Características do hidreto de titânio.	32
Tabela 4.1 Composição das Amostras testadas	41
Tabela 4.2 Propriedades da espuma.	44
Tabela 4.3 Comparativo de energias absorvidas para o teste de compressão.	55
Tabela 4.4 Comparativo de energias absorvidas para o teste de flexão.	62
Tabela 5.1 Ensaio de tração do material ZAR230 em laboratório.	63
Tabela 5.2 Propriedades aço 1020. Adaptado de Guia do aço <i>ArcelorMittal</i>	64
Tabela 5.3 Propriedades dos aços utilizados (Companhia Siderúrgica Nacional).	64
Tabela 5.4 Frequências e características dos quatro primeiros modos de vibração do ensaio.	68
Tabela 5.5 Comparação Numérico x Experimental.....	68
Tabela 5.6 Distância relativa placa de sobrevivência/estrutura modelo com espuma.....	79
Tabela 5.7 Distância entre o posto do motorista e a parte frontal do chassi.	84
Tabela 5.8 Energias absorvidas nas análises	93

LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIACÕES

Lista de símbolos

$\dot{\varepsilon}$	Razão de deformação, 1/s
W_v^{espuma}	Energia absorvida por unidade de volume da espuma, J/m ³
W_v^{tubo}	Energia absorvida por unidade de volume do tubo, J/m ³
ε_D^{espuma}	Deformação da espuma no ensaio de compressão
ε_D^{tubo}	Deformação do tubo no ensaio de compressão
ρ_s	Densidade do sólido, kg/m ³
σ_{ys}	Tensão de escoamento, N/mm ²
Δ	Deslocamento axial, m
A	Área, m ²
a	Aceleração, m/s ²
b	Largura, m
C	Fator de amassamento
c	Velocidade de uma onda de tensão em uma barra, m/s
D	Constante do material da equação de Cowper-Symonds
d	Altura total, m
E	Módulo de elasticidade longitudinal, N/mm ²
E_{tan}	Módulo tangente, N/mm ²
F	Força, N
F_m	Força média, N
G	Módulo de Cisalhamento, N/mm ²
g	Gravidade, m/s ²
H	Metade do comprimento da onda de amassamento plástico, m
h	Altura de queda, m
I	Momento de inércia, kg.m ²
J_1, J_2, J_3	Invariantes de tensão
k	Coefficiente de flambagem local
K	Matriz de rigidez
K_l	Perda de energia cinética, Nm
K_c	Energia Cinética, J
l	Comprimento, m
M	Massa, kg

n	Número de tubos do conjunto
Q	Função potencial plástica
q	Constante do material da equação de Cowper-Symonds
R	Raio médio do tubo, m
t	Espessura, m
V	Velocidade, m/s
ε	Deformação específica
λ	Multiplicador plástico
ρ^*	Densidade da espuma, kg/m ³
σ_0	Tensão de fluxo dinâmico
ϕ	Contribuição das arestas das células
δ	Deslocamento axial, m
ν	Coefficiente de Poisson
ρ	Densidade do material, kg/m ³
T_{ij}	Matriz de tensões
S_{ij}	Matriz Tensões Desviadoras

Abreviações

PRF	Polícia Rodoviária Federal
PBT	Peso Bruto Total
ABS	Antiblockier-Bremssystem
ABCR	Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias
MEF	Método dos Elementos Finitos
DPVAT	Seguro de Danos Pessoais Causados por Veículos Automotores de Vias Terrestres
CNRB	Constrained Nodal Rigid Body
NBR	Norma Brasileira
CAD	Computer-aided design
LdTM	Laboratório de Transformação Mecânica
RPM	Rotações por minuto
SENAI	Serviço Nacional de Aprendizagem Industrial
SAE	<i>Society of Automotive Engineers</i>
HSLA	<i>High Strength Low Alloy</i>
CG	Centro de gravidade
DENATRAN	Departamento Nacional de Trânsito

1 INTRODUÇÃO

Segundo a Constituição Federal do Brasil de 1988 (Art. 30, V.), o transporte coletivo é um dos serviços que tem caráter essencial à população. Segundo a Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias (ABCR), o crescimento da frota de ônibus e micro-ônibus entre os anos de 2000 e 2010 foi de 87,5% e de 2005 a 2010 de 39,1% (Figura 1.1).

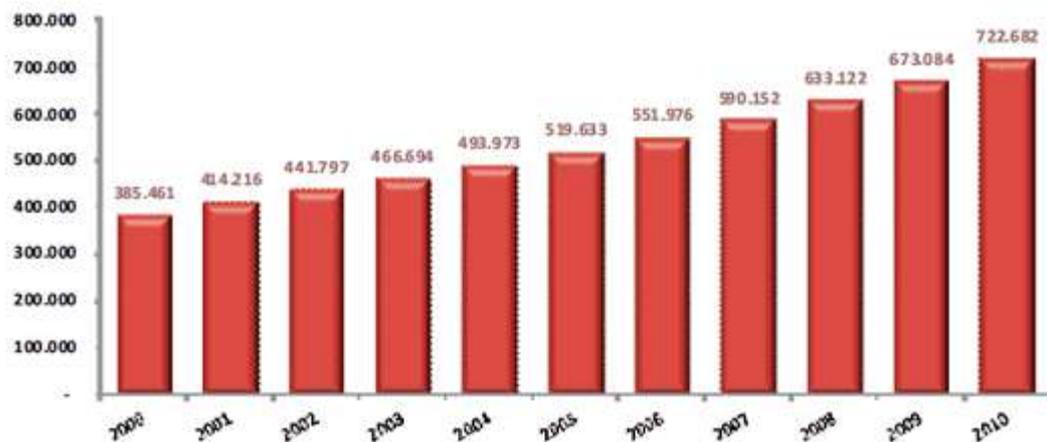


Figura 1.1 Evolução da frota de ônibus e micro-ônibus. Fonte: DENATRAN, 2014.

A estrutura dos ônibus tem como principal objetivo o transporte de pessoas, porém este transporte deve ser feito de maneira segura e eficiente. Aumentar a segurança de um veículo sob condições de impacto, envolve decisões não elementares e requer um projeto robusto, utilizando ferramentas como absorvedores de impacto, novos materiais com melhores propriedades mecânicas, simulações numéricas computacionais e experimentos.

Considerando a gravidade do número de mortes e de acidentes, foi desenvolvido um trabalho que visa agregar estas ferramentas para obtenção de uma estrutura resistente, economicamente viável e respeitando os limites de peso por eixo impostos pelas normas correspondentes.

Neste trabalho é fabricada a espuma de alumínio, material celular utilizado para absorção de impacto com baixa densidade, como preenchimento de tubos metálicos. São estudadas as propriedades mecânicas da espuma através de ensaios, que depois são simulados utilizando o método dos elementos finitos. Também é apresentado no trabalho alguns exemplos da performance dos elementos compostos por tubos preenchidos com espuma metálica dentro da estrutura dos ônibus melhorando sua performance frente a cenários de acidentes.

1.1 Justificativa

Segundo dados da Polícia Rodoviária Federal (PRF), entre 2011 e 2016 houve 38.545 acidentes de trânsito envolvendo ônibus, somente em estradas federais, resultando em 801 mortes e 3.329 feridos graves. A Tabela 1.1 classifica os acidentes com ônibus somente no ano de 2014 no Brasil.

Tabela 1.1 Tipos de acidentes e pessoas envolvidas por tipo de acidente, adaptado de PRF, 2016.

	Acidentes	Porcentagem	Mortos	Feridos Graves
Colisão Frontal	262	5,1%	37	115
Colisão Lateral	1902	36,7%	18	67
Colisão Transversal	674	13,1%	4	35
Colisão Traseira	2307	44,5%	14	78
Tombamento	35	0,6%	10	34

A Figura 1.2 apresenta o número de mortes e de pessoas com invalidez, devido aos acidentes nas estradas federais segundo a Associação Brasileira de Concessionárias de Rodovias (ABCR). Através de leis mais rígidas, conscientização do uso do cinto de segurança e estudos mais aprofundados em segurança veicular, grande parte destas mortes e pessoas inválidas poderiam ter sido evitadas.

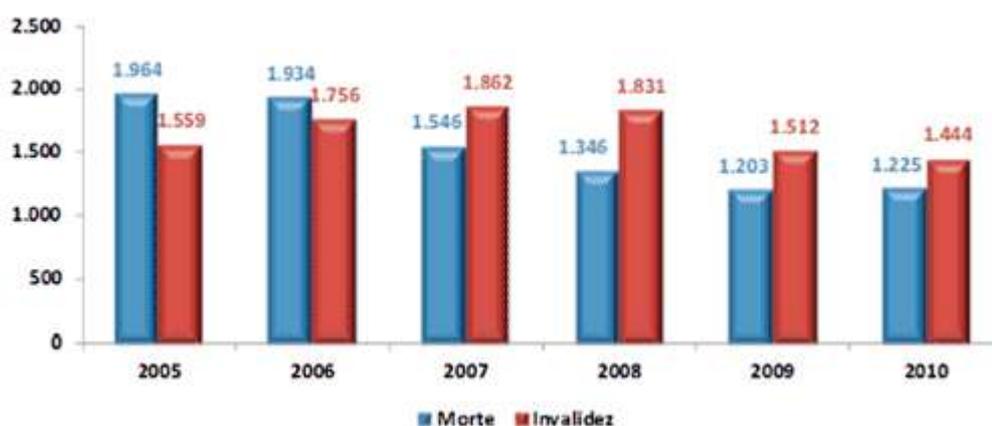


Figura 1.2 Evolução das ocorrências de morte e invalidez envolvendo ônibus e micro-ônibus. Adaptado de seguradora Líder DPVAT, 2011.

Através dos dados apresentados na Tabela 1.1, verifica-se que o acidente mais crítico é o tombamento, que gera em torno de 1 morte a cada três acidentes. O capotamento gera uma morte em cada 4 acidentes e a colisão frontal, uma morte a cada 10 acidentes. Trabalhando em

estruturas que aumentem a segurança dos ocupantes do veículo sob os acidentes que têm maiores frequências e fatalidades, é possível salvar o maior número de pessoas. Lembrando que nenhuma estrutura substitui o uso do cinto de segurança, item de uso obrigatório e que garante a segurança mínima dos passageiros e motoristas deste tipo de transporte.

Segundo um estudo apresentado pelo Departamento Nacional de Trânsito (DENATRAN), onde os resultados estão presentes na Tabela 1.2, a falta de atenção é o principal motivo dos acidentes nas estradas brasileiras durante o ano de 2015. Portanto, além de conscientizar os motoristas a terem mais atenção enquanto dirigem, é necessário investir em sistemas de proteção, tanto na parte de proteção ativa como passiva. A proteção ativa é desenvolvida com o intuito de evitar acidentes e como exemplo podem ser citados o freio ABS, retrovisores e sistemas de suspensão ativa. A proteção passiva se refere a equipamentos e/ou componentes que aumentem a proteção dos ocupantes dos veículos em caso de acidentes como *airbag*, cintos de segurança e absorvedores de impacto.

Tabela 1.2 Principais causas de acidentes nas estradas brasileiras. Fonte DENATRAN, 2015.

	Acidentes	Mortes
Defeito mecânico em veículo	5726	154
Defeito na via	1989	111
Desobediência à sinalização	6009	407
Dormindo	4059	328
Falta de atenção	36772	1203
Ingestão de álcool	6739	478
Não guardar distância de segurança	11400	92
Ultrapassagem indevida	2993	592
Velocidade incompatível	14251	946
Animais na pista	3077	111
Outras	28992	2437

A motivação deste trabalho é a redução do número de mortes devido aos acidentes envolvendo ônibus. Nesse contexto, propõe-se uma metodologia que permita a avaliação da segurança de um ônibus e a representação de um novo material compósito celular numericamente também é foco deste estudo.

1.2 Objetivos do trabalho

O objetivo geral deste trabalho é desenvolver uma metodologia para estudo de um material projetado para aumentar a capacidade de absorção de energia durante um evento de impacto, desde sua produção, caracterização, aplicabilidade e utilização em eventos com deformação programada.

Como objetivos específicos propõem-se:

- Fabricar corpos de prova tubulares de aço preenchidos com espuma de alumínio fabricados através da metalurgia do pó;
- Levantar as propriedades do aço utilizado nos corpos de prova;
- Realizar testes de flexão e compressão e analisar o comportamento estrutural dos corpos de prova;
- Calibrar o modelo numérico e levantar as propriedades equivalentes da estrutura sanduíche;
- Calibrar uma estrutura de ônibus em relação à rigidez e aos seus modos de vibração;
- Utilizar as propriedades equivalentes obtidas em um teste de impacto veicular e tombamento de um ônibus rodoviário;

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

2.1 Problemas Não-lineares na Mecânica dos Sólidos

Em um problema na mecânica dos sólidos, quando as cargas aplicadas em uma estrutura são baixas em relação à sua resistência, a estrutura trabalha em regime elástico, não apresentando deformação permanente. Se a estrutura for projetada com materiais metálicos dúcteis e as solicitações forem suficientemente altas, esta passa do regime elástico para o regime plástico e então, não-linearidades devem ser consideradas no equacionamento do problema. Para ser considerado não linear, um problema deve ser equacionado com sua matriz de rigidez e/ou vetor de cargas dependente dos deslocamentos [Malvern, 1969].

Os problemas não lineares na mecânica dos sólidos podem ser divididos em não-linearidade geométrica e do material. Não linearidade geométrica é quando ocorre mudanças significativas da configuração deformada para a configuração indeformada da estrutura. Não linearidade do material é quando ocorre a alteração das propriedades do material após a deformação do material, no caso dos aços.

2.1.1 Plasticidade

A plasticidade, isto é, a não linearidade do material, no caso dos aços, ocorre quando o material é deformado de tal forma que não retorna mais ao seu estado inicial. Estes materiais são chamados elasto-plásticos e a formulação de uma teoria tri-dimensional para plastificação destes materiais depende de três fatores: critério de escoamento, que define quando um material se comporta elástica ou plasticamente, regra de fluxo e regra de endurecimento [Spencer, 1980].

O critério de escoamento pode ser representado pela inequação

$$f(T_{ij}) \leq k^2 \quad (2.1)$$

onde $f(T_{ij})$ é a função de escoamento e k^2 é um parâmetro que depende geralmente do histórico de deformações. Se $f(T_{ij}) < k^2$ o material se comporta elasticamente; se $f(T_{ij}) = k^2$ o material está no limite elástico. Esta equação pode ser considerada uma superfície de escoamento para os componentes da tensão. Para materiais isotrópicos, o critério de escoamento deve ser uma função dos invariantes da tensão J_1 , J_2 e J_3 .

Para muitos materiais, particularmente metais, o escoamento do material não é afetado pela pressão hidrostática. Por esta razão, o critério de escoamento de materiais isotrópicos deve ser função apenas dos invariantes J'_2 e J'_3 onde

$$J'_2 = \frac{1}{2} S_{ij} S_{ij} \quad (2.2)$$

$$J'_3 = \frac{1}{3} S_{ij} S_{ik} S_{jk} \quad (2.3)$$

A relação tensão x deformação de um material na região plástica, também chamado de regra do fluxo (Crisfield, 2000), determina a direção da deformação plástica, e é definida como

$$\varepsilon^p = \lambda \left(\frac{\partial Q}{\partial \sigma} \right) \quad (2.4)$$

onde λ é um escalar positivo denominado multiplicador plástico e Q é a função potencial plástica. Os metais podem ser divididos em elasto-plásticos perfeitos e elasto-plásticos com comportamento linear e não linear (Figura 2.1).

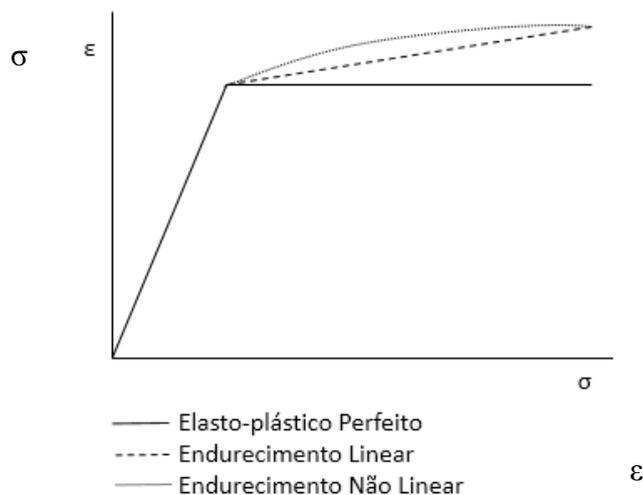


Figura 2.1 Curva tensão x deformação material elasto-plástico.

Existe um outro parâmetro importante na análise não linear de um material chamado regra do endurecimento (Figura 2.2). Esta descreve o comportamento da superfície de escoamento do material sob grandes deformações, através de dois modelos principais: material com endurecimento isotrópico e com endurecimento cinemático. Em uma análise da superfície de escoamento de um material, o primeiro tende a aumentar sua superfície uniformemente em torno do centro, enquanto o segundo tende a deslocar sua posição, efeito causado pela heterogeneidade do material.

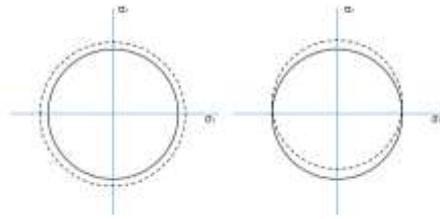


Figura 2.2 Endurecimento Isotrópico e Cinemático.

2.1.2 Plasticidade dependente da taxa de deformação

Deformação é definida como o deslocamento relativo entre dois elementos infinitesimais de um sólido, quando o material é solicitado por algum esforço. A velocidade com que essa deformação ocorre (chamado de sensibilidade à deformação ou visco-plasticidade [Jones, 2001a]) altera as propriedades mecânicas do material [Macaulay, 1987]. Para uma dada deformação em um corpo, existe uma relação direta entre taxa de deformação e duração do evento. Altas taxas de deformação são eventos de curta duração e vice-versa. Somente a ordem de grandeza da taxa de deformação é importante e pequenas variações são desprezíveis. Em eventos com altas taxas de deformação, a tensão de escoamento de um material pode ser até três vezes maior do que estaticamente. Este aumento tende a ser maior para materiais com baixos valores de tensão de escoamento.

Algumas taxas de deformação de interesse estão apresentadas na Figura 2.3.

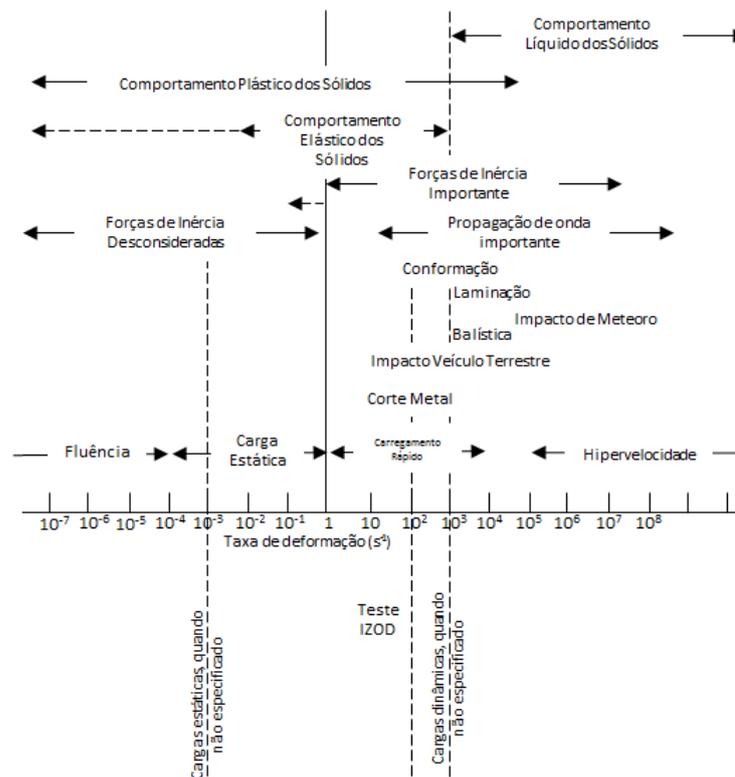


Figura 2.3 Eventos por taxa de deformação. Adaptado [Macaulay, 1987].

Para calcular estruturas absorvedoras de impacto é necessário ter conhecimento de uma equação constitutiva representativa dos fenômenos de impacto. Cowper e Symonds, 1957, e Jones, 2001a apresentaram a equação constitutiva

$$\dot{\epsilon} = D \left(\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} - 1 \right)^q, \sigma'_0 \geq \sigma_0 \quad (2.5)$$

onde σ'_0 é a tensão de fluxo dinâmico para uma taxa de deformação plástica $\dot{\epsilon}$, σ_0 é a tensão de fluxo estático associada e D e q são constantes do material. A equação pode ser reescrita como

$$\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{\frac{1}{q}} \quad (2.6)$$

Valores de $D=40,4$ 1/s e $q=5$ produziram bons resultados para o aço doce, comparados a dados experimentais, como apresentados por Jones, 2001a. Para a aplicação destes valores dentro do software *Ls-Dyna* é utilizado o material plástico cinemático (*MAT_PLASTIC_KINEMATIC*) da biblioteca de materiais com $\beta=0,0$ e $VP=0,0$ (escalonamento da tensão de escoamento). Este modelo equaciona a tensão de escoamento através da equação:

$$1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{C} \right)^{\frac{1}{\rho}} \quad (2.7)$$

Onde $C=D$ e $\rho=q$. O comportamento do material está ilustrado na Figura 2.4.

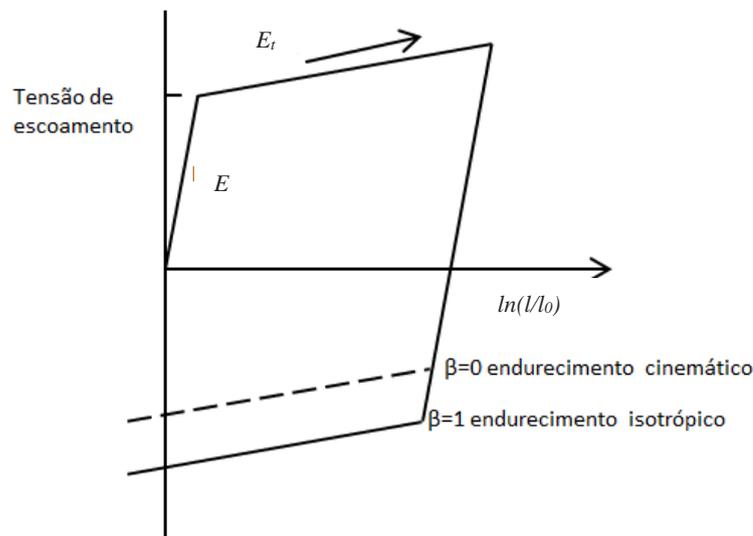


Figura 2.4 Comportamento elasto-plástico bi linear. Adaptado de Meira Junior, 2010.

O estudo de Crisfield, 2000, apresenta outros valores para C e q nas equações de *Cowper-Symonds* para casos dinâmicos. Os valores utilizados foram $D=19957,2$ e $q=7,0117$ e

os resultados para a tensão de escoamento estão apresentados na Figura 2.5 em uma comparação com o modelo de *Jonhson-Cook*.

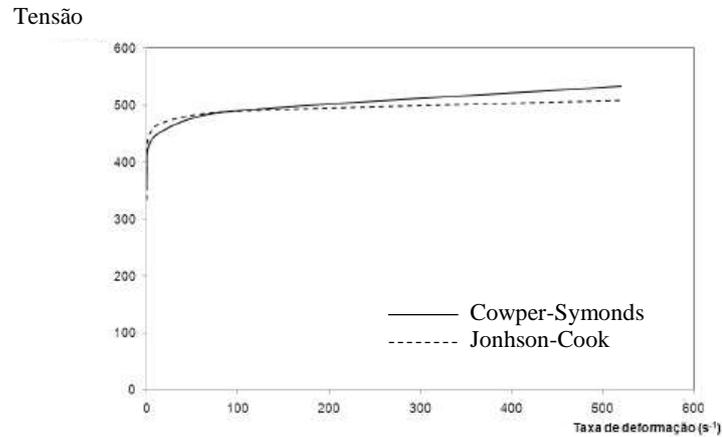


Figura 2.5 Tensão de escoamento da taxa de deformação segundo *J-C* e *Cowper-Simonds*.

Adaptado de Crisfield, 2000.

2.1.3 Propagação de uma onda de tensão

Onda de tensão é o resultado de uma perturbação mecânica em um sólido. Estas ondas resultam em tensões e deformações no corpo, que geralmente ocorrem simultaneamente, porém a deformação pode defasar em relação à tensão. Segundo Macauly, 1987, tração ou compressão elástica produzem mudanças no volume, mas não produzem distorção angular, chamadas ondas irrotacionais.

A velocidade c de uma onda de pressão em uma barra pode ser calculada como apresentado por Macauly, 1987 e por Cook, et.al., 1988,

$$c = \sqrt{\frac{E}{\rho}} \quad (2.8)$$

onde E é o módulo de elasticidade longitudinal e ρ a densidade do material. Nota-se que a velocidade depende somente de parâmetros do material e é independente dos esforços aplicados. No algoritmo do software *Ls-Dyna*, a velocidade de propagação de uma onda de tensão em um meio contínuo em três dimensões é calculada através da equação

$$c_{3D-continuo} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (2.9)$$

Em duas dimensões a equação pode ser simplificada como

$$c_{3D-continuo} = \sqrt{\frac{E(1-\nu)}{(1+\nu)(1-2\nu)\rho}} \quad (2.10)$$

As equações acima são formuladas para a teoria linear, entretanto podem ser utilizadas em modelos não lineares, considerando o módulo de elasticidade como a tangente da curva tensão x deformação

$$c = \sqrt{\frac{E_{tan}}{\rho}} \quad (2.11)$$

2.2 Comportamento quase estático

O comportamento quase estático de uma estrutura é a representação de um evento dinâmico independentemente do tempo [Jones,2001b]. Esta estratégia simplifica a análise e, além disso, continua capturando as principais características do evento. A principal implicação são as forças de inércia, desconsideradas na análise. Problemas não lineares quase estáticos envolvem condições de contorno complexas e com grandes deformações. Estes problemas, segundo manual do *software LS-Dyna*, geralmente são mais eficientes quando resolvidos através de métodos numéricos explícitos.

2.3 Elementos Finitos

Segundo Zienkiewicz, 1989, o método dos elementos finitos (MEF), tem como objetivo determinar o estado de tensão e deformação de um sólido de geometria arbitrária sujeito a ações exteriores. Segundo Alves, 2013 os métodos analíticos clássicos permitiam calcular a resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões na estrutura em todos os seus pontos, através de equações diferenciais. Estes métodos porém, só podiam ser empregados a geometrias simples, com condições de contorno igualmente simples.

Para contornar este empecilho, os métodos analíticos foram aperfeiçoados através da discretização de sistemas contínuos, para se chegar a soluções aproximadas, que visam a resposta verdadeira analítica da mecânica do contínuo. Técnicas gerais para descrever através de equações diferenciais estes problemas têm sido desenvolvidas, como as diferenças finitas centrais, resíduos ponderados ou técnicas aproximadas [Zienkiewicz,1989].

Para análises não-lineares, o MEF utiliza o Princípio dos Trabalhos Virtuais [Cook, et.al., 1988], que substitui as equações diferenciais que regem o problema por equações integrais, que podem ser resolvidas em passos (*steps*). *Softwares* como o *Ansys Workbench*, que utilizam métodos implícitos, fazem a linearização das equações não lineares através de métodos numéricos, como o método de *Newton-Raphson* [Bathe, 1996] que realiza uma expansão em séries de *Taylor*, e trunca os termos de mais alta ordem. O *software* considera a convergência do problema quando o resíduo da diferença entre as somas das forças internas e externas atinja um critério definido.

Softwares de análises explícitas, como o *Ls-Dyna*, utilizam Métodos de Integração Temporal Direta e, mais especificamente, Método Explícito das Diferenças Centrais.

2.3.1 Análise Implícita

O método implícito calcula a rigidez global do sistema e a utiliza para fazer o balanço das forças externas, obtendo o deslocamento resultante. Neste tipo de análise, não há um critério mínimo para o passo de tempo, embora tenha a desvantagem do custo computacional requerido para armazenamento e fatoração da matriz de rigidez. As análises implícitas podem ser dinâmicas, quando divididas em passos de tempo, ou estáticas, quando o carregamento é aplicado gradativamente.

As análises implícitas são consideradas convergentes quando as normas do deslocamento ou energia atingem um critério estipulado pelo usuário. A cada iteração o *software* busca o equilíbrio do sistema com uma equação do tipo

$$K\Delta u = R \quad (2.12)$$

onde K é a matriz de rigidez, que deve ser invertida, para através da multiplicação por R , que é o resíduo da iteração, encontrar o incremento de deslocamento. Este método considera a condição de equilíbrio no próprio instante ($t+\Delta t$). *Softwares* comerciais de elementos finitos como *Ansys Workbench*, utiliza o método de *Newmark* para soluções de problemas dinâmicos. O método implícito utiliza a equação (2.13) para obter as soluções.

$$\{u_{n+1}\} = [K]^{-1} * \{F_{n+1}^a\} \quad (2.13)$$

O método de integração implícita inverte a matriz de rigidez e calcula para cada incremento do tempo um deslocamento. Para problemas lineares, o método implícito é instável para incrementos de tempo excessivamente grandes, e para problemas não lineares, um incremento de tempo curto pode dificultar a convergência do modelo. Apesar da verificação

realizada pelo *software*, não é garantida a convergência para problemas altamente não lineares pelo método implícito.

O método implícito para problemas dinâmicos é dividido em método de *Houbolt*, método Θ *Wilson* e método de *Newmark*.

2.4 Análises dinâmicas

Um problema é considerado dinâmico quando estão presentes forças de inércia e amortecimento e a resposta do sistema é dependente do tempo. Neste trabalho serão analisados eventos de impacto semi-frontal e tombamento. Estas análises são não conservativas, pois há perda de energia devido à deformação da estrutura. O modelo numérico mais simples para contornar este problema do balanço de energia é o método da dissipação de energia. A Figura 2.6 apresenta um modelo não conservativo simplificado.

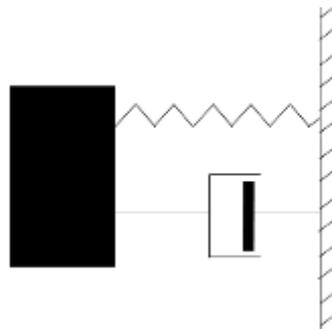


Figura 2.6 Modelo Não conservativo simplificado

Considerando-se amortecimento viscoso e as forças de amortecimento dependente da velocidade temos

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = 0 \quad (2.14)$$

onde M é a massa, C o amortecimento e K a rigidez do sistema e \ddot{U} , \dot{U} e U são a aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente. As matrizes M e K são de fácil determinação, porém a caracterização do amortecimento de uma estrutura não é um problema trivial. Para isto utiliza-se a equação

$$C = \alpha M + \beta K \quad (2.15)$$

onde α e β são coeficientes determinados experimentalmente. Esta equação é conhecida como amortecimento de *Rayleigh* e oferece vantagens matemáticas [Zienkiewicz, 1989]. A equação pode ser escrita como

$$M\ddot{U} + F_i(t) = F_{ext}(t) \quad (2.16)$$

onde F_i são as forças internas (restitutivas e dissipativas) e F_{ext} são as forças externas. Para estruturas lineares pode-se utilizar o método da superposição modal, enquanto para estruturas não lineares utiliza-se o método de integração direta.

O método de integração direta realiza uma discretização temporal e resolve as equações para um instante de tempo. A definição dos passos de tempo determinará a precisão e estabilidade do método [Bathe, 1996]. Métodos numéricos implícitos calculam a equação de movimento para o passo de tempo t_{n+1} enquanto métodos explícitos calculam para o passo de tempo anterior t_n . Análises implícitas e explícitas são relativas ao algoritmo de integração no tempo utilizado. O método explícito faz a soma das forças internas e externas para cada nó e a aceleração nodal é calculada dividindo-se o resultado pela massa do nó. Já o método implícito calcula a rigidez global do sistema e a utiliza para fazer o balanço das forças externas, obtendo o deslocamento.

2.4.1 Análise Explícita: Método das Diferenças Centrais

O método aplicado pelo *software Ls-Dyna* é o método das diferenças centrais. Este método calcula as velocidades e acelerações de um problema como

$$\ddot{U}_n = \frac{1}{\Delta t_{n+1/2}} (\dot{U}_{n+1/2} - \dot{U}_{n-1/2}) \quad (2.17)$$

$$\dot{U}_{n+1/2} = \frac{1}{\Delta t_{n+1}} (U_{n+1} - U_n) \quad (2.18)$$

onde o índice $n+1/2$ significa a média da diferença entre os tempos t_{n+1} e t_{n-1} . A aceleração é calculada através da fórmula

$$\ddot{U}_n = M^{-1}(F_{ext} - F_i)_n \quad (2.19)$$

Substituindo este valor nas equações acima, chega-se ao valor de velocidade

$$\dot{U}_{n+1/2} = \dot{U}_{n-1/2} + \Delta t \ddot{U}_n \quad (2.20)$$

Substituindo novamente chegamos a

$$U_{n+1} = U_n + \Delta t \dot{U}_{n+1/2} \quad (2.21)$$

onde U_n é um valor conhecido do passo de tempo anterior. Condições iniciais são necessárias a este problema, como deslocamento e velocidade inicial. Neste problema a matriz de massa é diagonalizada para fins de simplificação, o que leva a uma redução das frequências naturais do

sistema, que é compensada por um aumento causado pelo próprio método. A não linearidade deste método fica concentrada nos termos das forças internas e externas, enquanto o resto do equacionamento permanece igual a um problema linear. Uma deficiência do método é a definição de um passo de tempo inferior ao critério de *Courant-Friedrichs-Levy*, o que garante a estabilidade do método.

$$\Delta t \leq \Delta t_{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} = \frac{T_{min}}{\pi} \quad (2.22)$$

onde ω_{max} é a maior frequência natural do sistema e T_{min} é o período mínimo de vibração. Em elementos finitos, uma maneira prática para definição do passo de tempo é o tempo em que uma onda de pressão leva para atravessar o menor elemento da malha. Em geral quanto menor o valor de Δt , mais precisa é a solução, mas o custo computacional é maior. Método das diferenças finitas centrais não necessita da fatoração da matriz de rigidez para cada passo da solução. O método é aplicado apenas quando a matriz de massa é concentrada, ou seja, apresenta apenas termos nas diagonais.

2.5 Parâmetros de Análise

Para realização de simulações, uma série de parâmetros devem ser definidos para a correta representação do problema. A programação por trás de um *software* de elementos finitos faz uso de diferentes teorias, métodos e aproximações. Cada opção escolhida para representação de um problema gera uma série de variáveis, das quais algumas devem ser definidas pelo usuário do *software*. Abaixo estão listadas algumas variáveis dentro do problema e algumas opções para os tipos de simulação em estudo.

Segundo estudo apresentado em Alves, 2013, elementos de casca são adequados para análises detalhada de estruturas metálicas e cita aplicações automotivas, ferroviárias e aeronáuticas. O elemento *fully_integrated_shell* no software *LS-Dyna*, realiza uma pseudo-interpolação das deformações para melhorar o comportamento sob flexão, segundo manual do usuário do *software LS-Dyna*. O elemento de casca *Belytschko-Lin-Tsay* foi implementado pelo *software LS-Dyna* como uma alternativa computacionalmente mais eficiente quando comparado com o elemento *Hughes-Liu*. Para um elemento de casca, o elemento *Belytschko-Lin-Tsay* requer 725 operações matemáticas, enquanto o elemento *under_integrated_Hughes_Liu* requer 4050 operações. Para o elemento *Hughes-Liu* explícito, são necessárias 35350 operações matemáticas. Por este motivo o elemento *Belytschko-Lin-Tsay* é geralmente utilizado.

O elemento de casca *Belytschko-Lin-Tsay* é baseado na combinação de formulações co-rotacional e velocidade de deformação. A eficiência da formulação é obtida das simplificações matemáticas oriundas de duas hipóteses: a porção co-rotacional da formulação evita a complexidade da mecânica não linear pela incorporação de um sistema de coordenadas no elemento; a velocidade de deformação, ou taxa de deformação, facilita a avaliação das formulações constitutivas.

O elemento quadrilateral de casca é definido pela localização dos nós dos vértices. O eixo de coordenadas do sistema é incorporado no elemento e é definida em termos de coordenadas nodais (Figura 2.7).

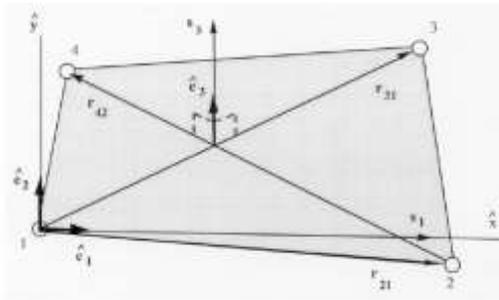


Figura 2.7 Sistema de coordenadas para construção do elemento. Adaptado do manual do usuário *LS-Dyna*.

Para as análises realizadas neste estudo, obedeceram-se parâmetros para qualidade de malha, mínimos para obtenção de resultados satisfatórios [Mislisenna, 2016], que estão apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2.1 Critérios de qualidade de malha

Parâmetro de Qualidade	Permitido min./máx.
Mínimo comprimento	0,005
Máximo comprimento	0,1
Máxima razão de aspecto	5
Máximo ângulo de warpage	15
Porcentagem de elementos triangulares	5

A razão de aspecto, segundo manual da *ANSYS*, 2016, é a relação entre a borda mais longa e mais curta do elemento. Para um triângulo é calculada a partir de um nó do elemento para o ponto médio da aresta oposta e os pontos médios das outras duas bordas. Em geral, essas linhas não são perpendiculares umas às outras ou a qualquer outra extremidade do elemento.

Retângulos são construídos centrados sobre cada uma dessas duas linhas, com bordas que passam pelos pontos médios da borda do elemento e do vértice do triângulo. Estas construções são repetidas, utilizando cada um dos outros dois cantos do vértice (Figura 2.8).

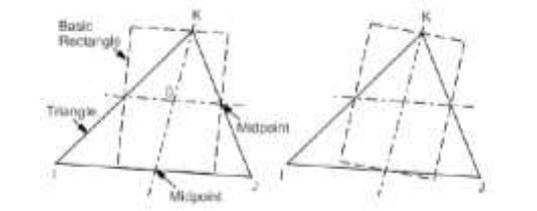


Figura 2.8 Cálculo de razão de aspecto para um triângulo. Adaptado manual do usuário ANSYS v.17.

A razão de aspecto do triângulo representa a razão entre o lado mais longo para o lado mais curto de qualquer um dos seis retângulos, dividida pela raiz quadrada de três. Para triângulos, a razão de aspecto equivalente a 1 é para um triângulo equilátero e quanto maior a distorção desta forma maior o valor. A Figura 2.9 mostra o comparativo entre um triângulo com razão de aspecto 1 e 20.



Figura 2.9 Comparação de razão de aspecto para um triângulo. Adaptado manual do usuário ANSYS v.17.

Para cálculo da razão de aspecto para retângulos, retângulos são construídos centrados sobre cada uma das duas linhas das arestas, com bordas que passam pelos pontos médios do elemento. A razão de aspecto para um quadrilátero é a razão entre o lado mais longo e o mais curto do retângulo (Figura 2.10).

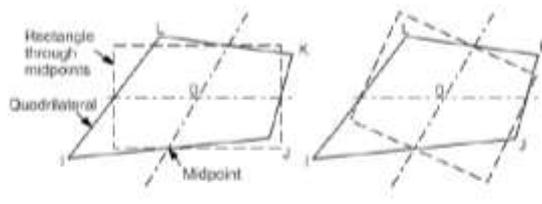


Figura 2.10 Cálculo de razão de aspecto para quadriláteros. Adaptado manual do usuário ANSYS v.17.

A melhor relação possível para um quadrilátero é o quadrado, com razão de aspecto igual a um. A Figura 2.11 mostra a comparação entre razão de aspecto 1 e 20 para um retângulo.



Figura 2.11 Comparação de razão de aspecto para um quadrilátero. Adaptado manual do usuário ANSYS v.17.

O *warping factor* é definido como sendo a distância do ponto do vértice do elemento para o plano médio dos pontos da rede, dividido pela média dos comprimentos de elementos diagonais. Para elementos planos (onde os pontos da rede encontram-se num plano) este fator é zero. A Figura 2.12 mostra o que acontece com a variação do ângulo de *warpage*, sendo que o melhor valor possível é zero.

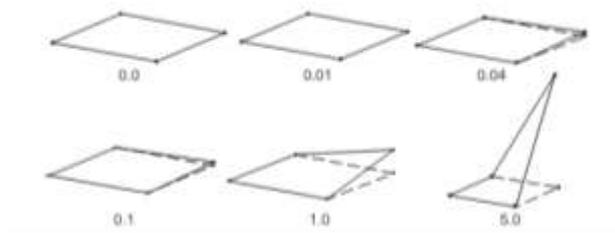


Figura 2.12 Variação do *warpage factor*. Adaptado manual do usuário ANSYS v.17.

A formulação de elemento utilizado nas análises é a *Fully Integrated Shell Element*, com um *Shear Factor* de 0,8333 e cinco elementos na espessura [Bala, Day, 2012].

O *software LS-Dyna* tem uma extensa biblioteca de materiais para diferentes aplicações. No caso de análises não lineares em que é necessário utilizar uma curva tensão x deformação para correta representação do material, pode ser utilizado o material *Piecewise_Linear_Plasticity*.

Para representação de espumas estruturais que tem o objetivo de absorver energia durante um evento de impacto, é recomendado a utilização de elementos sólidos e a utilização do material *Mat_Low_Density_Foam*, presente na biblioteca de materiais do *software LS-Dyna*. (Malli, 2012). Com este material é possível carregar uma curva de força x deslocamento que representa a compressão do material.

Os controles disponíveis para análise e que serão utilizados neste estudo são *CONTROL_ACCURACY*, *CONTROL_BULK_VISCOSITY*, *CONTROL_CONTACT*, *CONTROL_ENERGY*, *CONTROL_HOURLASS*, *CONTROL_SHELL*, *CONTROL_SOLID*, *CONTROL_TERMINATION* e *CONTROL_TIMESTEP*.

2.6 Problemas de contato

Na engenharia, frequentemente surgem problemas envolvendo o contato entre as partes, seja num motor em rotação, no contato entre o pistão e o cilindro, seja num acidente automotivo, quando há o contato entre as peças e até o contato entre um mesmo componente. Estes problemas, os quais são não lineares, são denominados problemas de contato [Zienkiewicz e Taylor 1989]. Durante o equacionamento do problema, apresentam-se restrições cinemáticas, as quais impedem a penetração de dois contornos.

No caso da aplicação de elementos finitos, é necessário primeiramente identificar as partes que estarão em contato durante o evento. Por conseguinte é necessário especificar o tipo de contato necessário para representação do problema, como por exemplo, contato sem atrito, representado pela tração de contato diferente de zero somente na direção normal à superfície de contato. Porém, ao utilizar elementos finitos é preciso estar atento às simplificações impostas pela discretização do domínio, como mostrado na Figura 2.13.

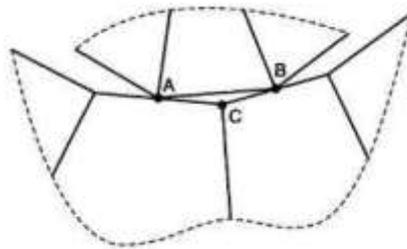


Figura 2.13 Contato nó – nó. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.

Pela Figura 2.13 percebe-se dois corpos em contato. Os nós A e B do primeiro corpo estão em contato com as arestas conectadas ao nó C. Esta simplificação não representa fielmente a realidade, pois a aresta entre os nós A e B não está em contato com o segundo corpo e nem mesmo as normais das arestas estão alinhadas entre si, o que representa uma descontinuidade das normais das faces entre os elementos.

Na modelagem do problema é possível equacionar o contato nó com nó, através do comando “topologia compartilhada”, válido para pequenos deslocamentos, segundo Figura

2.14, nó com superfície, que pode ser equacionado pelo contato entre o nó e a reta ligando dois pontos (Figura 2.15), ou pela interpolação dos pontos que seguem a tangente do corpo.

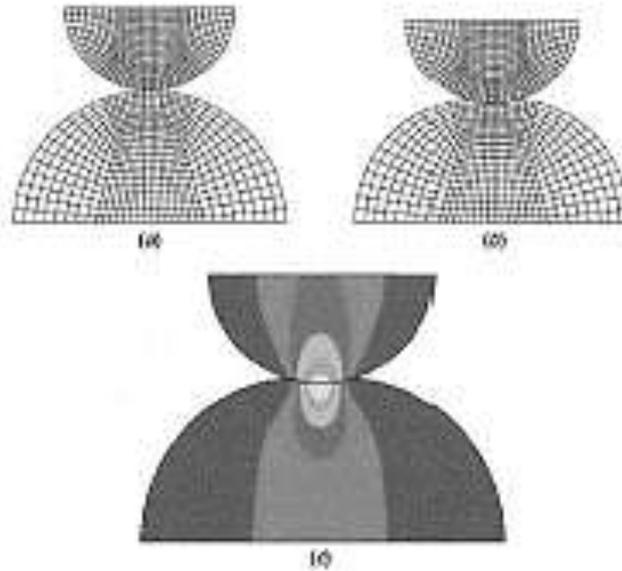


Figura 2.14 Discretização do modelo. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.

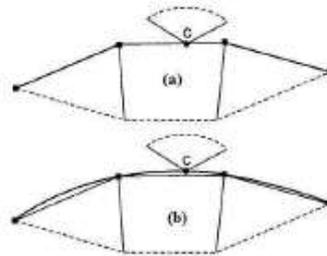


Figura 2.15 Contato nó – reta. Adaptado de Zienkiewicz e Taylor, 1989.

Pode ser ainda modelado o contato superfície com superfície, de uso mais geral, como por exemplo, na simulação de acidentes rodoviários, onde não se sabe exatamente quais superfícies entrarão em contato. No software *Ls-Dyna* as opções de contato para este estudo são:

- *Contact_Automatic_Surface_to_Surface*: segundo tutorial do software *LS-Dyna*, este contato é indicado em análises de impacto, uma vez que é um contato em que ambos os lados do elemento de casca participam. Durante um evento de impacto, é difícil prever quais componentes estarão em contatos após grandes deformações;
- *Contact_Tiebreak_Surface_to_Surface*: este tipo de contato permite a definição de parâmetros de falha;

- *Contact_Single_Surface*: este contato permite escolher uma lista de componentes que estarão em contato, incluindo elas mesmos. É indicado para análises de *crashworthiness*.

O *software* citado utiliza algoritmos de trilha de conectividade de malha e método da ordenação cúbica para reconhecimento de contatos. O primeiro utiliza nós compartilhados, enquanto o segundo divide a região escrava em cubos, que representam restrições.

A conectividade entre os componentes também pode ser feita através de elementos de restrição, como os *spotwelds*, que acoplam para cada nó da ligação, os seis graus de liberdade (3 rotações e 3 translações) ou CNRB (Constrained Nodal Rigid Body).

2.7 Ensaio de Compressão

Quando sujeito a carregamentos compressivos, tubos de parede fina apresentam comportamento de uma curva força axial x deslocamento semelhante ao apresentado na Figura 2.16. Depois de atingir a resistência máxima, o tubo exibe um comportamento instável, marcado por picos e vales. Muitos projetos mecânicos são dimensionados através do carregamento máximo que a estrutura pode suportar, mas no caso de absorvedores de impacto toda a energia absorvida pela estrutura é contabilizada no balanço de energia. Cada um dos picos apresentados na figura abaixo corresponde a uma dobra do tubo ou flambagem local, segundo Meira Junior, 2010. A maior absorção de energia ocorre com o maior amassamento possível do tubo.

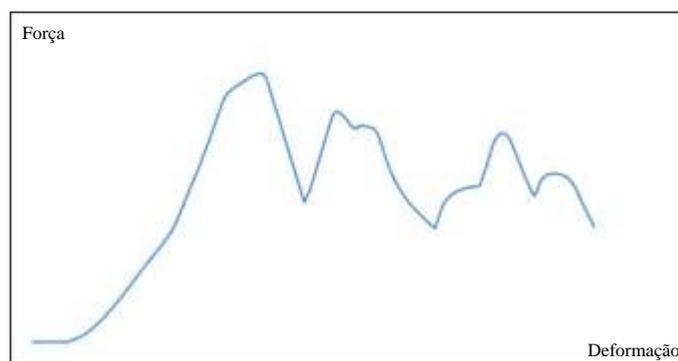


Figura 2.16 Curvas não linear do material.

Segundo Ashby, 2000 a eficiência em termos de absorção de impacto tem relação com energia absorvida por unidade de volume ou por unidade de peso. Tubos de parede fina são eficientes absorvedores de impacto quando achatados axialmente. Analisando-se um tubo de

aço e um corpo de prova com espuma de alumínio sob compressão, nota-se um comportamento diferente entre eles. O tubo preenchido com espuma de alumínio apresenta dobras ao longo de todo o comprimento do tubo, enquanto o tubo sem preenchimento apresenta dobras localizadas na parte superior (Figura 2.17).

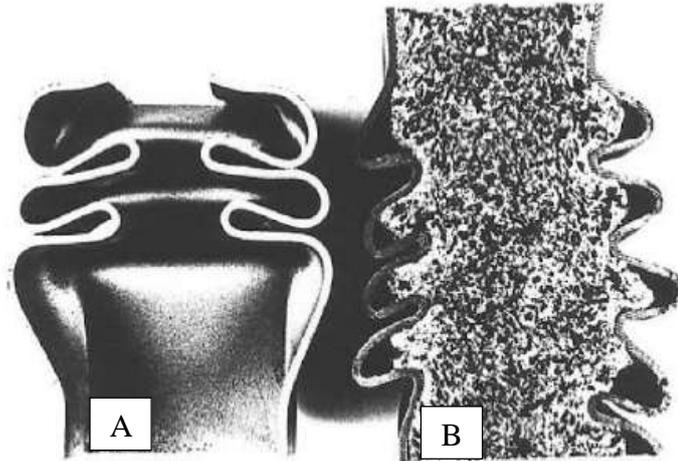


Figura 2.17 Modos de deformação; A) tubo sem espuma sob compressão; B) tubo com espuma de alumínio sob compressão. Adaptado de Ashby, 2000.

Considerando um tubo circular de raio r e espessura t , sendo $t \ll r$, com tensão de escoamento do material σ_{ys} sob uma força média F_m de compressão axial temos

$$F_m = 4\pi R t^{5/3} \sigma_{ys} \quad (2.23)$$

A força permanece praticamente constante até as dobras do tubo se encontrarem, com uma deformação $\varepsilon_D^{\text{tubo}}$, resultando em um deslocamento axial

$$\delta = l \varepsilon_D^{\text{tubo}} \quad (2.24)$$

A energia absorvida por unidade de volume é

$$W_v^{\text{tubo}} = \frac{F_m \delta}{\pi R^2 l} = 4 \left(\frac{t}{R}\right)^{5/3} \sigma_{ys} \varepsilon_D^{\text{tubo}} \quad (2.25)$$

então a energia absorvida por unidade de volume da espuma é

$$W_v^{\text{espuma}} = C_1 \left(\frac{\rho}{\rho_s}\right)^{3/2} \sigma_{ys} \varepsilon_D^{\text{espuma}} \quad (2.26)$$

com $C_1 \approx 0,3$. A densificação na espuma envolve o dobramento das faces do tubo e das paredes das células até que estas colidam e estabilizem. Como uma primeira aproximação, as deformações $\varepsilon_D^{\text{tubo}}$ e $\varepsilon_D^{\text{espuma}}$ são iguais para uma mesma densidade relativa. Assim, o tubo sem preenchimento é mais eficiente que a espuma por um fator

$$\frac{W_v^{tubo}}{W_v^{espuma}} \approx 4,2 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{1/6} \quad (2.27)$$

então a energia absorvida por unidade de peso é

$$W_w^{tubo} = \frac{F_m \delta}{2\pi R t l \rho_s} = 2 \left(\frac{t}{r} \right)^{2/3} \frac{\sigma_{ys}}{\rho_s} \varepsilon_D^{tubo} \quad (2.28)$$

e substituindo $2t/r$ por ρ/ρ_s

$$W_w^{tubo} = 2^{1/3} \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{2/3} \frac{\sigma_{ys}}{\rho_s} \varepsilon_D^{tubo} \quad (2.29)$$

portanto, a energia absorvida pela espuma é

$$W_w^{espuma} = C_1 \left(\frac{\rho}{\rho_s} \right)^{1/2} \frac{\sigma_{ys}}{\rho_s} \varepsilon_D^{espuma} \quad (2.30)$$

2.8 Ensaio de Flexão

O trabalho de Ashby, 2000 apresenta uma metodologia para avaliação da rigidez de uma estrutura sanduíche sob flexão três pontos. A Figura 2.18 apresenta um modelo esquemático de um teste de flexão três pontos para uma estrutura sanduíche.

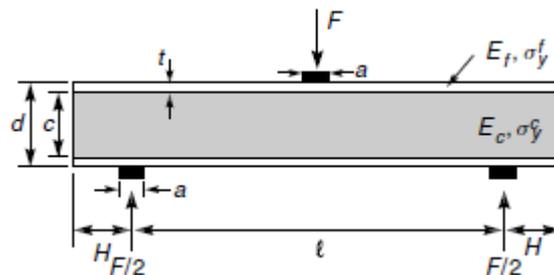


Figura 2.18 Esquema teste flexão três pontos para estrutura sanduíche. Adaptado de Ashby, 2000.

Considerando uma viga de altura total d , distância entre apoios l , espessura das chapas t , altura do núcleo c , rigidez à flexão equivalente $(EI)_{eq}$, rigidez ao cisalhamento equivalente $(AG)_{eq}$, com uma força F aplicada no centro da viga, a deflexão elástica da face superior em relação à face inferior δ no ponto de aplicação da carga é igual à soma das deflexões devido à flexão e ao cisalhamento

$$\delta = \frac{Fl^3}{48(EI)_{eq}} + \frac{Fl}{4(AG)_{eq}} \quad (2.31)$$

e a rigidez à flexão equivalente é calculado como

$$(EI)_{eq} = \frac{E_f b t d^2}{2} + \frac{E_f b t^3}{6} + \frac{E_c b c^3}{12} \quad (2.32)$$

$$\approx \frac{E_f b t d^2}{2} \quad (2.33)$$

enquanto a rigidez ao cisalhamento equivalente é

$$(AG)_{eq} = \frac{b d^2}{c} G_c \approx b c G_c \quad (2.34)$$

e o momento máximo é dado por

$$M = \frac{F l}{4} \quad (2.35)$$

Supondo que a falha ocorra pelo escoamento do tubo, a carga máxima suportada pela estrutura é determinada equacionando o máximo momento na estrutura com o momento de colapso plástico

$$F_{fy} = \frac{4 b t (c + t)}{l} \sigma_y^f + \frac{b c^2}{l} \sigma_y^c \quad (2.36)$$

2.9 Engenharia Estrutural: Impacto

O termo em inglês *crashworthiness* representa a capacidade de uma estrutura e qualquer um de seus componentes em absorver impacto e proteger os ocupantes em casos de acidentes [Bois, et.al. 2004]. O termo *crashworthiness* foi primeiramente utilizado na indústria aeroespacial durante a década de 50 e, no caso de ônibus, conota uma medida da eficiência do veículo em deformar plasticamente e ainda assim manter um espaço físico residual de sobrevivência para os ocupantes.

No estudo de um ônibus, a estrutura absorvedora de impacto deve ser rígida o suficiente para absorver uma quantidade satisfatória de energia, mas flexível suficiente para manter baixos os níveis de desaceleração, ser deformável em uma região programada, impedir invasão do espaço residual, proteger dianteira e traseira do veículo em casos de impacto frontal e traseiro e ser adaptável para diferentes tipos de chassis e carrocerias.

Testes envolvendo impacto estrutural podem ser feitos através de componentes, montagens ou testes em escala real e envolvem uma série de fatores que dificultam a repetibilidade destes e aumentam sua complexidade com o aumento do número de componentes. Modelos físicos são, na maioria das vezes, utilizados para aprovações finais de estruturas, apesar dos modelos numéricos computacionais terem apresentado um aumento do potencial nos últimos anos.

Para realizar uma análise analítica de um problema envolvendo impacto, considera-se a conservação da quantidade de movimento, que para dois corpos é

$$M_2V_2 = (M_1 + M_2)V_3 \quad (2.37)$$

onde M_1 é uma massa estacionária, M_2 é uma massa que se movimenta com velocidade V_2 e V_3 é a velocidade das massas após o impacto, desconsiderando o coeficiente de restituição. A perda de energia cinética é

$$K_1 = \frac{M_2V_2^2}{2 - (M_1 + M_2)\frac{V_3^2}{2}} \quad (2.38)$$

que pode ser escrita como

$$K_1 = \frac{\frac{M_2V_2^2}{2}}{1 + \frac{M_2}{M_1}} \quad (2.39)$$

onde $\frac{M_2V_2^2}{2}$ é a energia cinética inicial do problema. Considerando o impacto de duas massas com mesmo valor, a perda de energia durante o impacto é igual à metade da energia cinética inicial do evento. Com as equações acima percebe-se a quantidade de energia que teria que ser absorvida durante o impacto de um ônibus pesando, por exemplo, 15 toneladas contra uma parede rígida ou contra um caminhão em alta velocidade.

A estrutura de um ônibus é composta basicamente de tubos de parede fina e chapas. Segundo Jones, 2001c, a força média de amassamento de um tubo pode ser calculada através de

$$P_m = \frac{21,1n\sigma_0RH \left[1 + 0,41 \left(\frac{H}{R} \right)^{1/2} \right] \left[1 + \left(\frac{V_2}{4RD} \right)^{1/q} \right]}{2,14(R/H)^{1/2} - 1} \quad (2.40)$$

a aceleração calculada como

$$a = - \frac{21,1n\sigma_0RH \left[1 + 0,41 \left(\frac{H}{R} \right)^{1/2} \right] \left[1 + \left(\frac{V_2}{4RD} \right)^{1/q} \right]}{M_2(21,4 \left(\frac{R}{H} \right)^{1/2} - 1)} \quad (2.41)$$

o tempo de resposta é

$$T = \frac{M_2V_2[2,14 \left(\frac{R}{H} \right)^{1/2} - 1]}{21,1n\sigma_0RH \left[1 + 0,41 \left(\frac{H}{R} \right)^{1/2} \right] \left[1 + \left(\frac{V_2}{4RD} \right)^{1/q} \right]} \quad (2.42)$$

e a distância de amassamento

$$\Delta = \frac{M_2 V_2^2 [2,14 \left(\frac{R}{H}\right)^{1/2} - 1]}{42,2 n \sigma_0 R H \left[1 + 0,41 \left(\frac{H}{R}\right)^{1/2}\right] \left[1 + \left(\frac{V_2}{4RD}\right)^{1/q}\right]} \quad (2.43)$$

onde H é a metade do comprimento da onda de amassamento plástico, em mm, R é o raio médio do tubo em mm, e D é a constante do material da equação de *Cowper-Symonds*.

No estudo do *crashworthiness* de um ônibus é necessário desenvolver uma estrutura para absorção de impacto específica para cada tipo de acidente. No caso de impacto frontal, geralmente é desenvolvida uma estrutura absorvedora de impacto ou uma estrutura que impeça que toda energia seja absorvida pela estrutura do veículo, desviando a rota de impacto, por exemplo. Uma estrutura absorvedora esta apresentada na Figura 2.19.

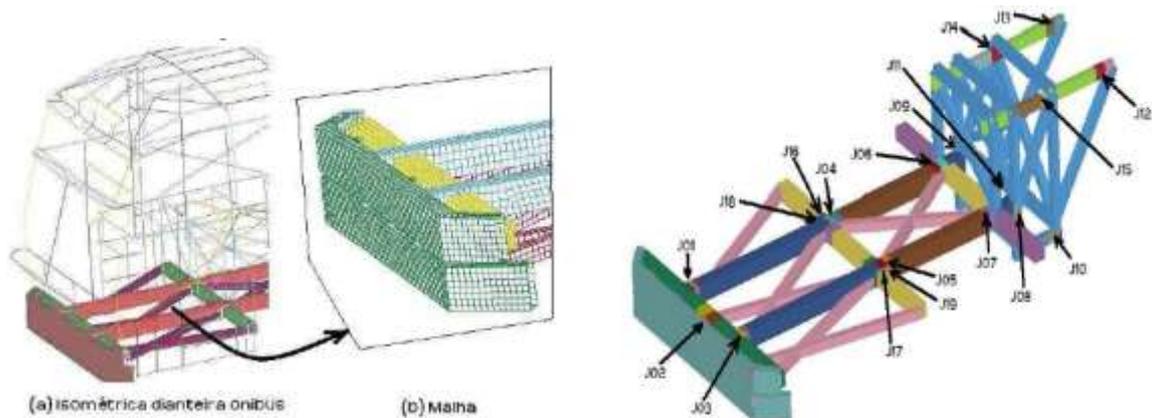


Figura 2.19 Estruturas absorvedoras de impacto. Adaptado de Meira, 2010.

Outro caso típico de acidente veicular é o tombamento lateral do veículo, sendo o dimensionamento da estrutura um projeto extremamente complexo, devido à necessidade do atendimento de normas de segurança e peso máximo por eixo da estrutura. No estudo de absorção de energia na estrutura durante o tombamento, é focado o aumento da capacidade de absorção de energia nas regiões de rótulas plásticas, que são as regiões que sofrerão as maiores deformações. Em uma estrutura de ônibus rodoviário, as rótulas plásticas normalmente estão localizadas segundo Figura 2.20, apresentadas por Tech, 2009.

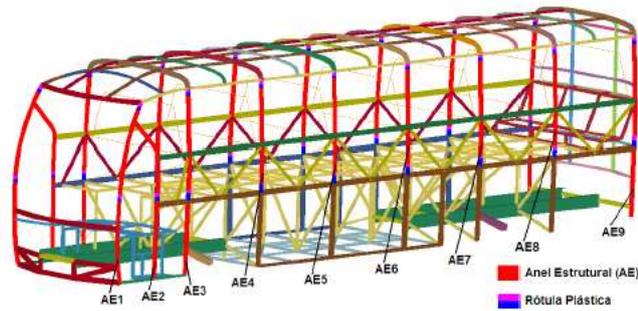


Figura 2.20 Anéis estruturais e rótulas plásticas no ônibus.
Adaptado de Tech, 2009.

2.10 Sólidos Celulares

Segundo Gibson e Ashby, 1988, um sólido celular é constituído de uma cadeia de colunas sólidas ou placas, as quais formam as arestas e faces das células. Uma das características mais importante de um sólido celular é sua densidade relativa, ρ^*/ρ_s , isto é, a densidade da espuma ρ^* dividida pela densidade do sólido que o material é feito, ρ_s . Espumas especiais de ultra-baixa-densidade podem ser fabricadas com uma densidade relativa de 0,001 enquanto madeiras tem densidades que variam de 0,15 a 0,4. Para o valor de 0,3 há uma transição entre a estrutura considerada como espuma e uma estrutura considerada como um sólido contendo poros isolados. Em geral, o módulo de elasticidade, a resistência mecânica e a tenacidade de uma espuma variam como uma potência da densidade.

2.10.1 Mecanismos de Deformação em Espumas

A espuma de alumínio, funcionando como absorvedor de impacto, trabalha sob compressão, apresentando um comportamento tensão x deformação linear elástico para baixas tensões, seguido de um platô que representa o colapso plástico e a final densificação do material, onde as tensões aumentam abruptamente. A área abaixo do gráfico da Figura 2.21 representa a energia absorvida pela espuma.

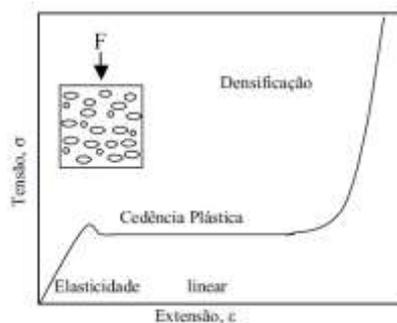


Figura 2.21 Curva tensão x deformação para material celular. Adaptado de Duarte, 2005.

2.10.2 Absorção de Energia em Materiais Celulares

Espumas que apresentam comportamento plástico ou frágil absorvem toda energia na região do platô, sob a forma de plastificação, fratura ou atrito entre as células que falharam estruturalmente.

Para o tubo preenchido com espuma de alumínio, as falhas devem ocorrer pelo escoamento ou fratura das faces. As faces sob compressão apresentam flambagem localizada, enquanto as falhas na espuma geralmente ocorrem por cisalhamento, embora também possa ocorrer falha sob compressão ou tração.

2.10.3 Espuma de Alumínio

Segundo Banhart, 2013, De Meller em 1925, descreve em sua patente os dois principais processos de fabricação de espumas metálicas:

- Injeção de gás inerte no metal derretido;
- Adição de um agente expensor ao metal derretido, geralmente um carboneto.

A metodologia empregada neste estudo é através da metalurgia do pó, apresentada em Banhart, 2007, onde hidreto de titânio é adicionado ao pó de alumínio, que então são misturados e comprimidos até o estado semi-sólido, para posterior aquecimento da mistura até temperaturas levemente abaixo da temperatura de fusão da liga, o que leva então à expansão do metal pela dissociação do titânio e hidrogênio.

Segundo Gibson e Ashby, 1988 existem dois tipos básicos de estruturas celulares para espumas: células abertas e células fechadas (Figura 2.22). A espuma de alumínio fabricada neste estudo apresenta células fechadas. Estas estruturas diferem, por exemplo, pelo modo de falha da estrutura, que se dá pela flexão da parede celular, no caso de células abertas e pela contração da parede celular, no caso de células fechadas. O processo mais eficiente para a produção de células fechadas foi desenvolvido pelo instituto IFAM Fraunhofer, que utiliza o processo de metalurgia do pó.

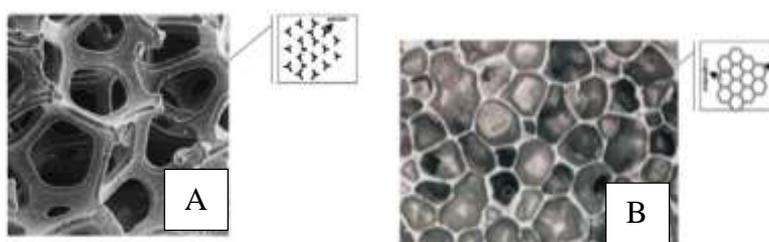


Figura 2.22 Estruturas de células abertas (A) e fechadas (B). Adaptado de Duarte, 2005.

O processo de expansão da espuma de alumínio é complexo e envolve uma série de fatores e parâmetros que exercem grande influência na estrutura celular que irá ser obtida.

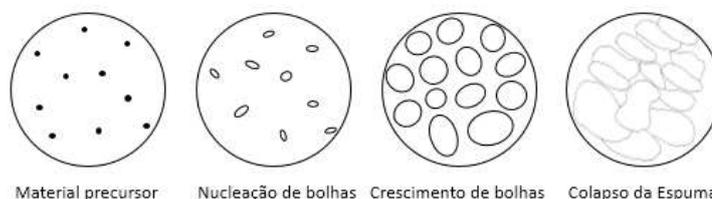


Figura 2.23 Estágios da expansão da espuma de alumínio. Adaptado de Duarte, 2005.

A nucleação de bolhas inicia em temperaturas acima da temperatura de fusão do material expensor, inserido na matriz de alumínio. Neste estágio, o hidreto de titânio (TiH_2) se decompõe em titânio e hidrogênio. O acúmulo de moléculas de gás geralmente ocorre em locais onde existam impurezas, fissuras ou outras anomalias na estrutura. O crescimento homogêneo de bolhas na matriz depende principalmente da distribuição uniforme do agente expensor através de toda a estrutura, parâmetros de compactação, propriedades químicas e granulométricas dos pós de metais, agente expensor utilizado e ciclo de aquecimento (Figura 2.23).

No trabalho de Duarte, 2005 são citados os processos de prensagem e extrusão a quente como os mais utilizados para obter a compactação da amostra. Neste trabalho será utilizado o processo proposto por Bonaldi, 2012 que visa eliminar o processo de aquecimento da matriz durante a compactação para redução de custos.

Após a nucleação, o aumento progressivo da temperatura gera um aumento da pressão interna das bolhas. Este processo ocorre a temperaturas perto da temperatura de fusão do alumínio, o que também é um fator necessário para a obtenção da espuma. Durante este processo, a espuma de alumínio não alcança um equilíbrio termodinâmico estável, devido à sua alta energia superficial, efeitos de drenagem capilar, drenagem por gravidade e a não uniformidade do tamanho das bolhas, o que gera uma contínua modificação da estrutura durante o processo. Desta maneira, as bolhas geralmente apresentam estrutura poliédrica ou esférica.

Depois deste estágio, podem ocorrer o rearranjo das bolhas dentro da matriz, a drenagem do alumínio fundido e a ruptura das células. Quando não há mais a liberação de gás pelo hidreto, o crescimento de bolhas é suspenso e inicia-se o colapso da espuma. O colapso estrutural da espuma ocorre por drenagem e pela coalescência da estrutura (Figura 2.24). Drenagem é o processo de escoamento do metal fundido pelas paredes das células e coalescência é a junção de duas ou mais células da estrutura, gerando bolhas de tamanhos heterogêneos.

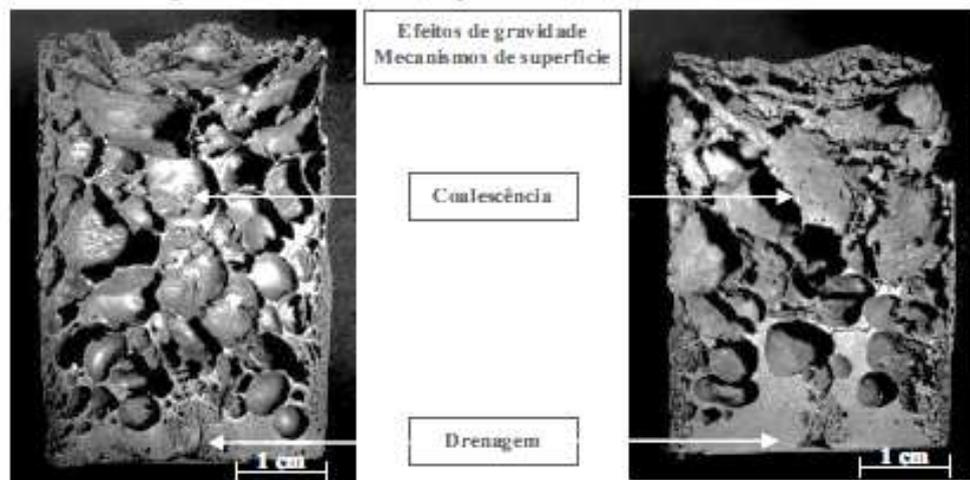


Figura 2.24 Estrutura celular colapsada. Adaptado de Duarte, 2005.

Existem na literatura diversos modelos matemáticos que relacionam o módulo de elasticidade equivalente da espuma (E^*/E_s) com a densidade relativa ρ , segundo Tabela 2.2, onde ϕ é a contribuição das arestas das células, $(1 - \phi)$ é a contribuição das faces das células e o índice s indica as propriedades do sólido do material base.

Tabela 2.2 Modelos matemáticos módulo de Young espuma. Adaptado de Duarte, 2005.

Módulo de Young (E^*/E_s)		Autores
Espuma de células aberta	Espuma de células fechada	
ρ^2	$\phi^2 \rho^2 + (1 - \phi) \rho$	Gibson and Asbhy (1982) Argumento dimensional
$\frac{\rho^2}{10 + 31\rho + 4\rho^2}$	-	[Warren and Kraynik (1988)] Tetraedro, triangular
$0.98 \rho^2$	0.35ρ	[Warren and Kraynik (1997)] Tetradecaedro
-	$0.32 \rho + 0.32 \rho^2$	Simone [1997] Tetradecaedro, faces planas

As propriedades das espumas metálicas variam significativamente (Figura 2.25). No caso das espumas de alumínio comerciais, a densidade relativa pode variar desde 0,02 até 0,35, seu módulo de Young de 0,02 GPa até 12 GPa e sua resistência à compressão de 0,04 MPa até 14 MPa [Niet, Wadsworth, 2000].

Propriedades	Símbolo	Unidades	Nome Comercial e Material				
			Cymat Al-SiC	Aluligth Al	Alporas Al	ERG Al	Inco Ni
Propriedades Mecânicas							
Estrutura celular		-	fechada	fechada	fechada	aberta	aberta
Densidade relativa	ρ/ρ_s	-	0.02-0.2	0.1-0.35	0.08-0.1	0.05-0.1	0.03-0.04
Densidade		Mg/m ³	0.07-0.56	0.3-1.0	0.2-0.25	0.16-0.25	0.26-0.37
Módulo de Young	E	GPa	0.02-2.0	1.7-12	0.4-1.0	0.06-0.3	0.4-1.0
Módulo de elasticidade transversal	G	GPa	0.001-1.0	0.6-5.2	0.3-0.35	0.02-0.1	0.17-0.37
Módulo de Massa	K	GPa	0.02-3.2	1.8-13.0	0.9-1.2	0.06-0.3	0.4-1.0
Módulo de elasticidade à flexão	E_f	GPa	0.03-3.3	1.7-12.0	0.9-1.2	0.06-0.3	0.4-1.0
Coefficiente de Poisson			0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34	0.31-0.34
Resistência à compressão	σ_c	MPa	0.04-7.0	1.9-14.0	1.3-1.7	0.9-3.0	0.6-1.1
Limite de elasticidade à tração	σ_y	MPa	0.04-7.0	2.0-20	1.6-1.8	0.9-2.7	0.6-1.1
Resistência à tração	σ_t	MPa	0.05-8.5	2.2-30	1.6-1.9	1.9-3.5	1.0-2.4
MOR	σ_{MOR}	MPa	0.04-7.2	1.9-25	1.8-1.9	0.9-2.9	0.6-1.1
Coefficiente de perda	η^c	%	0.4-1.2	0.3-0.5	0.9-1.0	0.3-0.5	1.0-2.0
Tenacidade à fractura	K_{IC}	MPam ^{1/2}	0.03-0.5	0.3-1.6	0.1-0.9	0.1-0.28	0.6-1.0
Propriedades Térmicas							
Temperatura de fusão	T_m	K	830-910	840-850	910-920	830-920	1700-1720
Temperatura máxima de serviço	T_{max}	K	500-530	400-430	400-420	380-420	550-650
Temperatura mínima de serviço	T_{min}	K	1-2	1-2	1-2	1-2	1-2
Calor específico	C_p	J/kg.K	830-870	910-920	830-870	850-950	450-460
Condutividade térmica	λ	W/m.K	0.3-10	3.0-3.5	3.5-4.5	6.0-11	0.2-0.3
Coefficiente de expansão térmica	α	10 ⁻⁶ /K	19-21	19-23	21-23	22-24	12-14
Calor latente	L	KJ/kg	355-385	380-390	370-380	380-395	280-310
Propriedades Eléctricas							
Resistividade	R	10 ⁶ ohm.m	90-3000	20-200	210-250	180-450	300-500

Figura 2.25 Propriedades espumas metálicas. Adaptado de Duarte, 2005.

Geralmente em espumas metálicas, os mecanismos de falha importantes em uma análise estrutural são aqueles associados à plasticidade e à fluência (*Creep*). A Figura 2.26 apresenta os modos de falha de materiais metálicos em relação à temperatura. Para altos níveis de tensão, o material irá falhar plasticamente ou apresentar fratura frágil. Em baixos níveis de tensão, a falha em temperaturas elevadas pode ocorrer pela fluência do material ou pelo escoamento do material, já que a tensão de escoamento diminui com o aumento de temperatura.

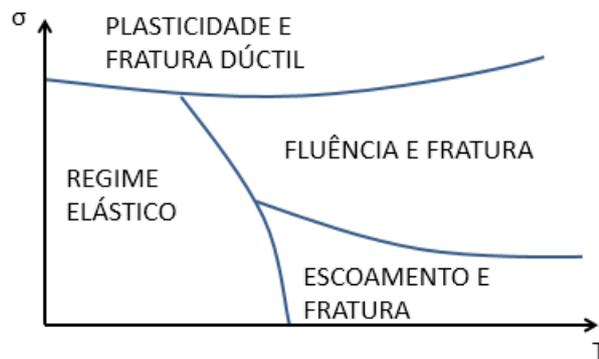


Figura 2.26 Modos de falha em relação à temperatura. Adaptado de Duarte, 2005.

2.10.3.1 Processo de Fabricação da Espuma de Alumínio

Para fabricação da espuma de alumínio, foi necessária a pesquisa na literatura de processos já validados, com informações sobre parâmetros como pressão de compactação, quantidade de agente expensor, tempo e curva de aquecimento. As matérias primas utilizadas neste estudo foram fornecidas pelas empresas *Alcoa* (pó de alumínio) e *BRATS* (hidreto de titânio).

O processo básico utilizado neste estudo está apresentado no diagrama da Figura 2.27. Este processo foi desenvolvido originalmente pelo *Fraunhofer Institute for Manufacturing and Advanced Materials*, porém com uma variação apresentada por Bonaldi, 2012, onde não é adicionado óxido de cálcio-alumínio (CaAl_2O_4) para modificação da viscosidade, como apresentado por Banhart, 1999.



Figura 2.27 Esquemática do processo de fabricação da espuma de alumínio.

A Figura 2.28 apresenta o diagrama titânio-hidrogênio e uma tabela com informações sobre as fases existentes deste material.

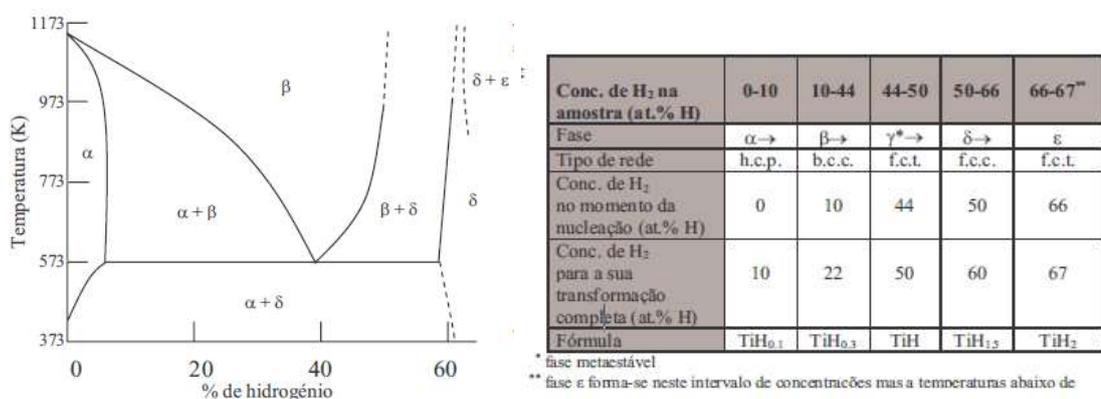


Figura 2.28 Propriedades hidreto de titânio. Adaptado Schur et.al., 1996.

O hidreto de titânio utilizado durante este trabalho foi pesquisado por Bonaldi, 2012, onde foram obtidas as informações apresentadas. A Figura 2.29 apresenta uma micrografia do pó de TiH_2 .

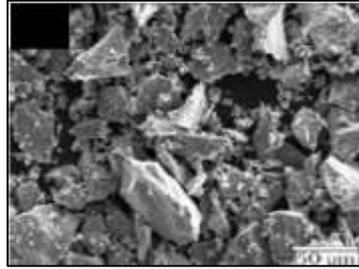


Figura 2.29 Pó Hidreto de titânio no microscópio

As características do TiH_2 estão apresentadas na Tabela 2.3. Neste estudo é utilizado 3% de hidreto de titânio na mistura. Na literatura [Duarte, 2005 e Banhart, et.al, 1998] encontra-se que, para este processo de fabricação da espuma de alumínio, desenvolvido pelo instituto IFAM, até 1% em peso do agente espumante é suficiente para a expansão da mistura. Entretanto, encontra-se também valores de 2-3,5% de TiH_2 [Umashankar, Jha e Mahule, 2011].

Tabela 2.3 Características do hidreto de titânio.

Grau de Pureza	Diâmetro médio (μm)	Tamanho μm (D50)	Tamanho μm (D90)
99,97%	32,14	33,69	52,28

Para determinação da pressão de compactação, foi utilizado o estudo realizado por Bonaldi, 2012 com o objetivo de atingir uma densidade acima de 95% da densidade do sólido. O estudo foi realizado com os mesmos constituintes. A Figura 2.30 apresenta a curva de compressibilidade do pó de Al-TiH_2 .



Figura 2.30 Curva de compressibilidade da mistura pó de alumínio e hidreto de titânio.

Adaptado de Bonaldi, 2012.

Com este resultado foi possível estabelecer a pressão de 450 MPa para utilização no estudo. Acima desta pressão não há um aumento significativo na densidade relativa da amostra compactada.

2.11 Descrição de uma Estrutura de Ônibus Rodoviário

Os ônibus rodoviários (Figura 2.31) são classificados sobre vários aspectos como altura da saia, número de eixos, comprimento, número de passageiros, etc. O chassi pode ter duas longarinas que se estendem por todo comprimento do carro ou ser separado em módulos ou pode ainda, ser articulado, no caso de ônibus urbanos. A maioria das estruturas de ônibus no mundo são fabricados com tubos e chapas de aço, unidos através do processo de soldagem.



Figura 2.31 Ônibus double decker. Adaptado de Marcopolo SA.

Referente à parte estrutural dos ônibus rodoviários, esta é dividida em partes que são montadas separadamente, para depois de unidas formar o casulo estrutural (Figura 2.32). O casulo estrutural é responsável por absorver vibrações que passam através do chassi, suportar o carregamento devido aos passageiros e bagagens e suportar os acabamentos e chapeamentos que cobrem a estrutura. O casulo é dividido em frente, traseira, lateral esquerda e direita, bagageiro, base superior, teto, estruturas dos rodados e posto do motorista.

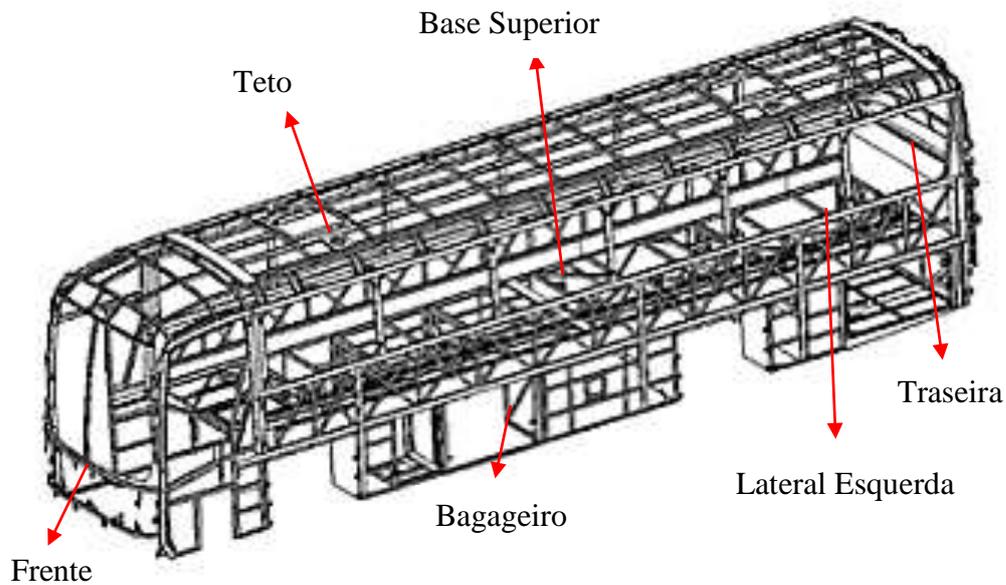


Figura 2.32 Casulo estrutural ônibus rodoviário. Adaptado de Viero, 2013.

O chassi no caso, é adquirido de uma montadora e preparado, isolando-se mangueiras e fiações, soldando ou parafusando chapas de preparação e montado o tanque de combustível. Depois do casulo estrutural estar pronto e soldado e o chassi preparado, os dois são unidos através de uniões soldadas, segundo Figura 2.33. Após esta etapa, são instalados os acabamentos internos e externos, como fibras, revestimentos, chapeamento, vidros, porta-pacotes e poltronas.

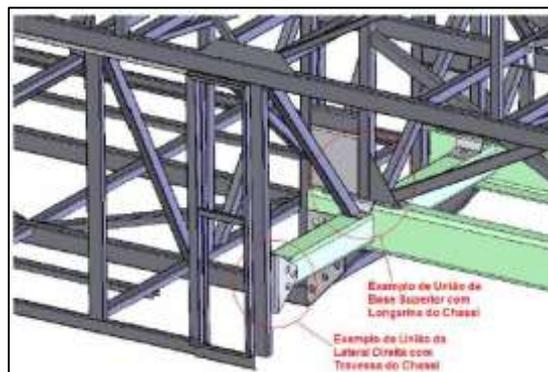


Figura 2.33 União casulo estrutural e chassi. Adaptado de Tech, 2009.

3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Normas de Segurança Veicular

Com o crescente aumento da população e conseqüente aumento do uso de ônibus rodoviários, cresce também o número de acidentes nas estradas. Diante disso, verificou-se a necessidade da criação de normas de segurança veicular, que na sua maioria, envolve quesitos mínimos para a resistência estrutural da carroceria frente a eventos que simulem acidentes como impacto frontal do ônibus, impacto lateral, impacto traseiro e tombamento.

No Brasil a norma vigente é a Resolução N°445 do CONTRAN, 2013. Abaixo é descrito alguns itens da norma referida:

- Norma regulamentadora do nível de ruído externo aceitável para ônibus;
- NBR 6091:2009 (Exigida pela Resolução CONTRAN 445/13 e ECE R14): norma regulamentadora referente ao cinto de segurança;
- ECE R80: exigências quanto à resistência mínima do encosto da poltrona.

No anexo II – Procedimento para avaliação estrutural de carrocerias de ônibus urbanos e micro-ônibus da Resolução N° 445 do CONTRAN, 2013, são estabelecidos testes para avaliação da resistência mecânica da estrutura de ônibus frente a eventos que simulem tombamento, onde uma seção da carroceria é carregada no teto com um carregamento que simule a condição do evento real. Após este teste, a seção do ônibus é tracionada lateralmente. Para representação do impacto frontal, um bloco de 1000 kg colide com a estrutura frontal do ônibus em ambos os lados simultaneamente.

Para ônibus rodoviário, as normas de segurança são mais rígidas quando comparadas com as exigências para ônibus urbano. As diretrizes seguem a norma europeia ECE R66, 2001, que descreve um espaço residual de sobrevivência para os ocupantes frente um evento de tombamento. A norma cita quatro opções para homologação:

- Tombamento de um ônibus completo (Figura 3.1);

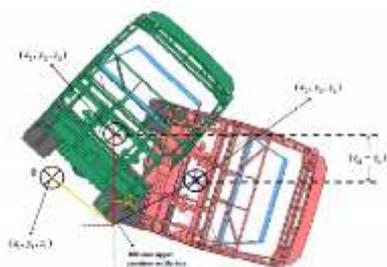


Figura 3.1 Esquemática do tombamento de um ônibus físico. Adaptado de Eliot, et.al.

- Ensaio de diferentes seções do ônibus, sendo um referente à seção do salão do ônibus e outro referente à frente e à traseira;
- Ensaio com um pêndulo impactando a lateral de uma seção da carroceria do ônibus;
- Ensaio por método de cálculo (Figura 3.2).

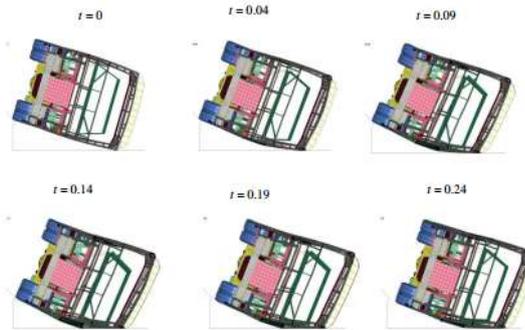


Figura 3.2 Deformação de uma estrutura de ônibus sob tombamento. Adaptado de Eliot, et.al.

Este trabalho realizará o tombamento de uma estrutura completa do ônibus através do *software Ls-Dyna*. Segundo a norma, o ônibus completo deve tombar de uma plataforma com 800 mm de altura atingindo o solo de concreto com uma energia igual a

$$E = 0,75Mgh \quad (3.1)$$

onde M é a massa do ônibus, g a gravidade e h a diferença de altura entre o centro de gravidade do ônibus em uma posição instável e antes do contato com o solo (Figura 3.3).

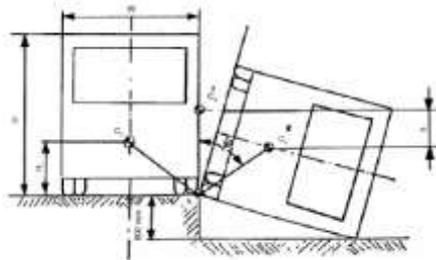


Figura 3.3 Unidades utilizadas para cálculo da energia cinética de tombamento. Adaptado de ECE R66, 2001.

Conhecendo-se a energia de impacto do ônibus, é possível então estabelecer a velocidade angular de impacto do ônibus através da equação (3.2) e da equação (3.3)

$$E = \frac{1}{2} (I_{zz} + m \times r^2) \times w^2 \quad (3.2)$$

$$w = \frac{E}{\sqrt{\frac{1}{2}(I_{zz} + m \times r^2)}} \quad (3.3)$$

onde I_{zz} é o momento de inércia do ônibus em relação ao eixo longitudinal do ônibus, r é o raio de giro do ônibus, do ponto de giro do ônibus até seu centro de gravidade.

O espaço residual de sobrevivência é o espaço mínimo necessário para sobrevivência e evacuação dos passageiros em caso de acidente, segundo a norma. Um exemplo do espaço residual de um ônibus está apresentado na Figura 3.4.

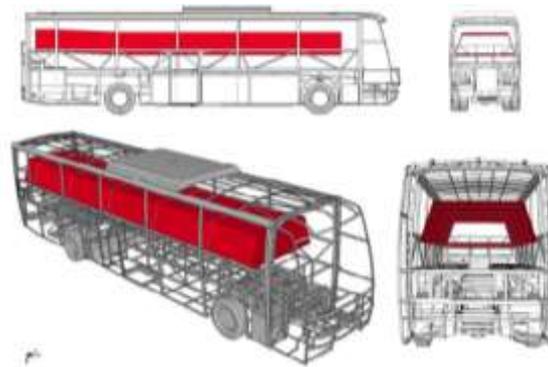


Figura 3.4 Espaço Residual de Sobrevivência. Adaptado de Eliot, et.al.

3.2 Simulação Numérica de Acidentes Veiculares

A simulação através de *softwares* comerciais vem adquirindo uma maior importância em relação ao quesito segurança e atualmente já é possível substituir testes, que são caros, demorados e de difícil repetibilidade, por um teste virtual (MEF). Além das desvantagens citadas anteriormente, para testes é necessário construir um protótipo e, caso for necessário efetuar mudanças, o nível de dificuldade é maior, além da necessidade de realizar o teste novamente.

Para a simulação numérica de acidentes envolvendo ônibus é necessário primeiramente ter a estrutura e todos os componentes estruturais modelados em um *software CAD*, e esta estrutura então, precisa ser calibrada para correta representação do modelo físico. As frequências naturais do modelo numérico devem coincidir com as do modelo físico, que podem ser obtidas através da instrumentação do veículo em aplicação com acelerômetros e retirado o espectro de frequências do sistema. O centro de gravidade de cada componente deve ser mantido durante a modelagem. Após esta etapa é preciso estabelecer parâmetros considerados ótimos para a análise, como aceleração máxima, deformação máxima, etc. As condições iniciais e condições de contorno devem ser estabelecidas, que envolvem, por exemplo, as velocidades

iniciais e o ângulo de colisão entre os ônibus, se for avaliado o impacto entre dois ônibus. Com um modelo padrão calibrado e analisado, é possível desenvolver uma estrutura absorvedora de impacto, observando pontos como rótulas plásticas da estrutura e espaço de sobrevivência e, a partir deste ponto, avaliar diferentes configurações de absorvedor em diferentes condições de contorno.

Segundo Ambrósio, et.al., 1996, testes podem ser realizados com modelos reais ou em escala, com o objetivo sempre de proteger os ocupantes, preservando sua integridade física e atendimento de normativas legais. Testes com veículos em escala real, normalmente envolvem o uso de *dummies*, manequins em escala real instrumentados com acelerômetros que simulam a reação do ser humano durante o evento. Para ônibus, não existe ainda uma norma que exige o impacto de um ônibus completo contra um obstáculo rígido.

Para estabelecer as condições de contorno para simulação de acidentes é necessária uma base de estudos estatísticos para entender qual tipo de estrutura para absorção de impacto é necessária.

Ko, et.al., 2009 realizaram um estudo de impacto frontal e tombamento de um ônibus fabricado com estruturas sanduíches e fibra de vidro com epóxi. Foi utilizado o software *LS-Dyna*. Foi utilizado o critério de falha *Chang-Chang* modificado para prever a falha dos materiais compósitos durante os eventos de impacto.

No trabalho de Elitok, et.al., é apresentada uma análise no software *LS-Dyna* do tombamento de uma estrutura de ônibus seguindo as indicações presentes na norma europeia ECE.R66 e analisa a distância relativa do espaço residual à estrutura do veículo.

O trabalho de Tech, 2009 tem abordagem semelhante ao citado anteriormente, trabalhando com algoritmos genéticos a fim de obter uma estrutura absorvedora de impacto eficiente. Utiliza o software *LS-Dyna* para as análises estruturais dinâmicas.

Goedel, 2013 apresenta os aspectos relacionados com o impacto frontal de um ônibus rodoviário, onde desenvolve um algoritmo para análise simplificada de uma estrutura sob impacto e explora a não-linearidade do material e taxa de deformação.

A otimização de estruturas para *crashworthiness* de metais poliméricos visando a segurança para utilização aeroespacial é apresentada no estudo de Shuyong, 2014. São utilizados perfis senoidais na estrutura visando a máxima absorção de energia.

Shah, et.al., em 2014, desenvolveram um estudo sobre grandes deformações e critérios de falha de espumas de poliestireno através do software *LS-Dyna*, representando a espuma através do material *Crushable Foam*.

3.3 Otimização de Estruturas Metálicas

Neste capítulo são citados alguns trabalhos relacionados à otimização de estruturas metálicas sob impacto, revisando pontos pertinentes a este estudo.

No trabalho de Jones, 2003 há uma abordagem da instabilidade dinâmica plástica de estruturas metálicas sujeitas a impacto. Aborda também o conceito de flambagem progressiva em tubos, ondas de tensão e métodos de análises quase-estáticos.

Modelos de dano e previsão de falha em componentes estruturais sob impacto são o foco do trabalho de Pickett, 2004. Foi utilizado o software comercial para análises de *impacto PAM-CRASH*, utilizando técnicas numéricas como a transformação de elementos de casca para sólidos e a divisão de elementos durante a análise, ajustando a densidade e qualidade da malha, segundo necessidade.

Estruturas sanduíches, especialmente tubos de parede fina com preenchimento em espuma, são abordadas por Sun, et.al., 2009, sob solicitações de impacto. Explora a variação da densidade da espuma através do tubo, o que altera também as propriedades de absorção de energia do material. Esta modificação na densidade visa uma deformação programada do tubo.

Bugelli, 2010 apresenta modelos de falha para veículos sob impacto, utilizando análises no ambiente do *software LS-Dyna* e experimentos. Faz-se o estudo da taxa de deformação para ligas de aço a diferentes velocidades. São utilizados os modelos de dano *Johnson-Cook* e o critério da máxima tensão cisalhante.

Nusier, et.al., 2010 apresentam uma abordagem geral do projeto de estruturas para controle da energia de impacto com o objetivo principal de manter o dano aos ocupantes abaixo do nível de risco. Observa que o momento crítico do acidente é durante o pulso de impacto e, portanto, a estrutura deve ter condições de absorver a energia referida.

O estudo de Crupi, et. al., de 2014, trata do impacto de baixa velocidade em materiais compósitos como espuma de alumínio, compósitos laminados, painéis de *honeycomb* e laminados de madeira. São avaliados os modos de deformação das estruturas e a capacidade de absorção de energia de cada uma.

4 ESPUMA DE ALUMÍNIO

4.1 Processo de Fabricação da Espuma de Alumínio

Este capítulo apresenta a metodologia utilizada para fabricação da espuma de alumínio. O processo foi realizado primeiramente no Laboratório de Transformação Mecânica (LdTM) da UFRGS e posteriormente no laboratório de metalurgia do SENAI Mecatrônica Caxias do Sul. O processo completo de fabricação da espuma foi realizado em ambos laboratórios.

A primeira etapa do processo é a mistura dos pós de alumínio e hidreto de titânio, constituintes principais da espuma, que foram misturados em um misturador convencional tipo duplo “V” com rotação de 20 RPM durante 30 minutos. Foi acrescentado 1% em massa de parafina durante a mistura para diminuir o atrito entre a amostra e a matriz de compactação. Após o término desta etapa, 10g de mistura foi comprimida em uma matriz de compactação fabricada com material aço ferramenta D5, apresentada na Figura 4.1. Esta quantidade de mistura foi utilizada devido à adesão do alumínio na matriz de compactação para quantidades maiores, o que muitas vezes ocasionava a quebra da mistura compactada.

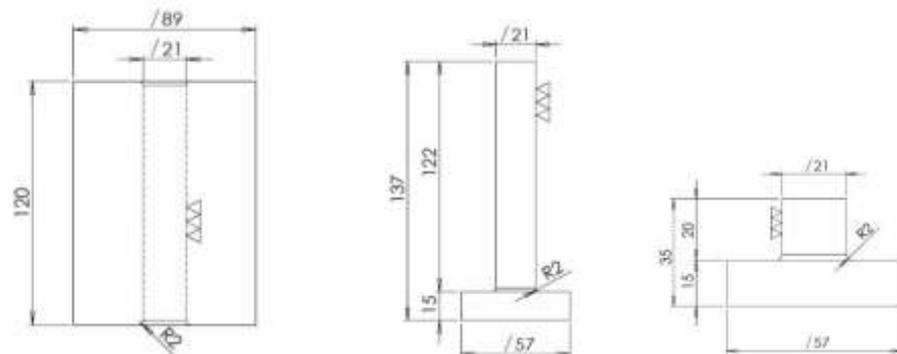


Figura 4.1 Matriz de compactação utilizada.

Durante o estudo foram testadas quantidades de hidreto de titânio iguais a 0,8%, 1%, 1,2%, 1,5%, 2%, 2,5%, 3% e 3,5% em peso, temperaturas de aquecimento desde 700°C até 880°C, e tempos de aquecimento variando de 7 até 15 minutos, segundo Tabela 4.1, totalizando 86 amostras.

Tabela 4.1 Composição das Amostras testadas

Temperatura [°C]	Tempo Aquecimento [min]						Agente Expansor [%]								
	7	8	9	10	11	12	15	0,8	1	1,2	1,5	2	2,5	3	3,5
700	x							x	x	x	x	x	x	x	x
700		x						x	x			x		x	
700			x					x				x		x	
700				x				x				x		x	
700					x			x						x	
710		x						x	x	x		x		x	
710				x				x	x			x		x	
710					x			x	x			x		x	
720		x						x	x	x		x		x	
720			x					x				x			
720				x				x				x			
740		x						x				x			
740				x				x				x			
760		x						x				x			
760				x				x				x			
800		x						x	x	x		x		x	
800				x				x				x			
800					x			x				x			
820		x						x	x	x		x		x	
820				x				x				x			
830		x						x	x	x	x	x	x	x	x
830			x					x		x		x		x	
830				x				x				x		x	
840		x						x						x	
840			x					x						x	
880		x						x						x	

Como parâmetros para avaliação da estrutura celular, foram observadas a densidade final, uniformidade no tamanho dos vazios, variação da densidade com a altura dos tubos, distribuição dos vazios e completo preenchimento do tubo. Segundo Banhart, 2002, um material é considerado como celular, isto é, espuma, quando os níveis de porosidade excedem 70%.

O material estearato de zinco era utilizado como lubrificante da matriz. O equipamento utilizado para compressão da mistura e realização dos testes de compressão e flexão é a Máquina Universal de Ensaio modelo DL20000 da marca EMIC com capacidade de 200 kN em compressão (Figura 4.2). A velocidade de compressão utilizada foi 10 mm/min.



Figura 4.2 Máquina Universal de Ensaio.

Após a extração da amostra da matriz de compactação, que também era realizada com o auxílio da máquina universal, esta foi levada ao forno, como preenchimento do tubo ou isolada em um suporte (Figura 4.3) e aquecida a temperaturas de até 900°C. O tubo utilizado era de aço 1020, com espessura de 1,5 mm e comprimento de 80 mm para os ensaios de compressão e de 160 mm para os ensaios de flexão. O forno utilizado é da marca JUNG com volume de 30 litros, dimensões 250x300x400 mm, potência de 8,5 kW, capacidade até 1200°C modelo TB3012. O forno foi pré-aquecido até a estabilização da temperatura.

A amostra foi mantida pelo tempo estipulado no forno e então retirada para resfriar ao ar livre. A Figura 4.3 apresenta o suporte utilizado para expansão da espuma de alumínio como preenchimento do tubo.



Figura 4.3 Suporte tubo.

A amostra compactada era inserida dentro do tubo para aquecimento seguindo o mesmo processo de Bonaldi, 2012, (Figura 4.4).



Figura 4.4 Disposição da amostra compactada no interior do tubo.

4.2 Ensaio de Compressão

Para os ensaios de compressão foi utilizada a Máquina Universal de Ensaios modelo DL20000 da marca EMIC com procedimento baseado na norma NBR NM-ISSO 7500 v.08. O dispositivo está apresentado na Figura 4.5. A velocidade de compressão utilizada foi de 10 mm/min, a fim de representar um comportamento quase-estático.



Figura 4.5 Ensaio de Compressão

O processo para obtenção da espuma de alumínio utilizado necessita do aquecimento da amostra e do tubo no forno, o que pode alterar as propriedades do tubo, devido ao recozimento dos grãos. Por esse motivo foram testados três tipos de corpos de prova:

- Tubo sem preenchimento e sem tratamento térmico;
- Tubo sem preenchimento e modificado termicamente;
- Tubo preenchido com espuma de alumínio.

O tubo modificado termicamente seguiu o mesmo processo utilizado para espumagem dos corpos de prova preenchidos com espuma, utilizando também o mesmo forno para todos os corpos de prova.

Foram testados 3 corpos de prova de cada tipo, totalizando 9 testes de compressão.

4.3 Ensaio de Flexão Três Pontos

Os ensaios de flexão três pontos foram realizados no mesmo equipamento utilizado nos testes de compressão citados anteriormente. Um dispositivo foi acoplado ao equipamento, segundo apresentado na Figura 4.6. A distância entre os calços era de 130 mm e o raio do punção e dos calços era de 25 mm. A velocidade da prensa utilizada foi de 10 mm/min.

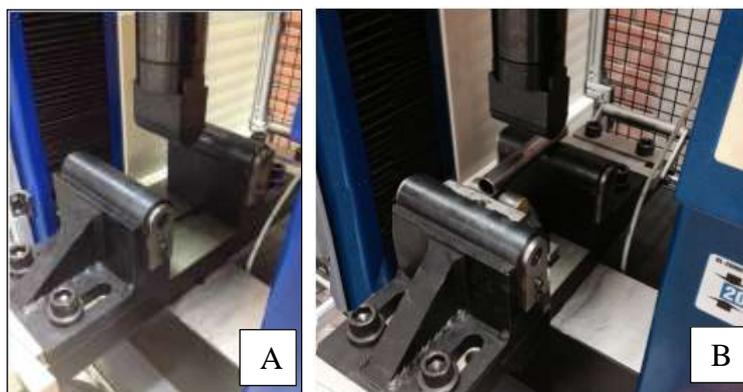


Figura 4.6 Dispositivo para ensaio de flexão três pontos. A) Dispositivo sem corpo de prova;
B) Dispositivo com corpo de prova.

Semelhante à metodologia utilizada nos ensaios de compressão, serão testados 9 corpos de prova sob flexão: 3 tubos sem tratamento térmico, 3 modificados termicamente e 3 com espuma de alumínio como preenchimento do tubo.

4.4 Modelo numérico teste de compressão e flexão 3 pontos

Neste capítulo serão descritos os modelos e parâmetros de análise utilizados para os testes de compressão e flexão de tubos. Uma imagem geral dos modelos está apresentada na Figura 4.7. O modelo de compressão tinha 3136 elementos de casca do tipo *quad* e 3384 elementos sólidos. O modelo utilizado para flexão do tubo era formado por 6272 elementos de casca e 9120 elementos sólidos

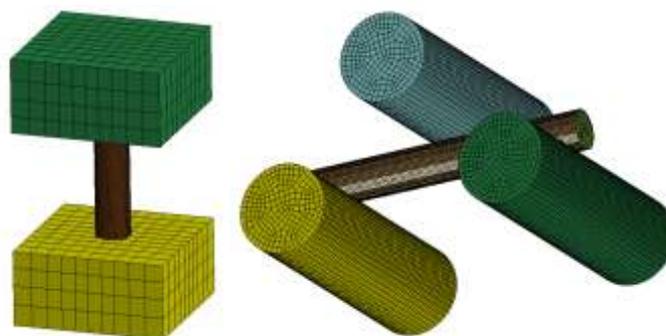


Figura 4.7 Modelos para análises de compressão e flexão.

Os materiais utilizados na análise foram o elemento *Piecewise_Linear_Plasticity* com uma curva tensão x deformação especificada segundo testes. Para representação da espuma foi utilizado o material *Low_Density_Foam*, com uma tensão de *cut-off* de 0,001, fator histerético de descarregamento de 1, coeficiente viscoso de 0,25. As propriedades utilizadas para a espuma de alumínio estão apresentadas na Tabela 4.2, onde *RO* é a densidade do sólido, *E* é o módulo de elasticidade, retirado da pesquisa de Duarte, 2004, *TC* é a tensão de *cut-off*, *HU* é o fator histerético e *DAMP* é o coeficiente viscoso.

Tabela 4.2 Propriedades da espuma.

ρ	E	TC	HU	Damp
600 kg/m ³	5 GPa	1e-3	1	0.25

Foi carregada uma curva de força x deslocamento para a espuma segundo Figura 4.8. Esta curva é adicionada pelo comando *DEFINE_CURVE* e é, então, associada à espuma pelo comando *LCID* na aba *MAT_LOW_DENSITY_FOAM*. Foram utilizadas as mesmas propriedades presentes no estudo de Duarte, 2005.

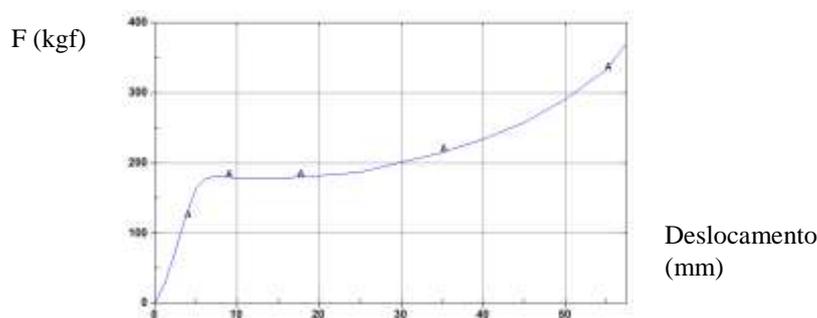


Figura 4.8 Força x deslocamento espuma de alumínio.

O contato estabelecido entre o tubo de aço 1020 e os apoios e entre o tubo de aço 1020 e o punção é o *contact_automatic_surface_to_surface*. Este tipo de contato é recomendado em análises envolvendo colisões, pois não permitem penetração entre os componentes da análise. Os coeficientes de atrito adotado foram: estático igual a 0,3 (FS) e dinâmico igual a 0,15 (FD), apresentados por Oberg e Jones, 1964. O contato entre o tubo e a espuma foi representado pelo comando *Contact_Tiebreak_Nodes_to_Surface* com fatores de atrito estático e cinético iguais a 0,3 e 0,15, respectivamente.

A condição de contorno aplicada ao punção foi o *boundary_prescribed_motion_rigid* com deslocamento em função do tempo, utilizando uma análise quase-estática, que não leva em conta os efeitos de inércia.

O modelo numérico será calibrado em relação ao tubo modificado termicamente para posterior avaliação do tubo preenchido com espuma, a fim de avaliar a contribuição da espuma e do tubo de aço na resistência mecânica da estrutura sanduíche.

4.5 Resultados

4.5.1 Espuma de Alumínio

Neste capítulo são apresentados os resultados obtidos durante a fabricação dos corpos de prova com espuma de alumínio. Durante o estudo foram testadas quantidades de hidreto de titânio que variaram de 0,8% até 3,5% em peso, na mistura com o pó de alumínio, temperaturas de aquecimento desde 700°C até 880°C e tempos de aquecimento variando de 7 até 15 minutos. Primeiramente foram testados os parâmetros encontrados na literatura [Banhart, 2013, 2007, Duarte, 2005, Bonaldi, 2012] porém os resultados da estrutura celular não foram satisfatórios. Os melhores resultados foram obtidos com a proporção de 3% de agente espumante por 8 minutos no forno a 880°C (Figura 4.9).



Figura 4.9 Estruturas celulares.

Para avaliação da estrutura celular foram observados parâmetros como densidade final, uniformidade no tamanho dos vazios, variação da densidade com a altura do tubo, distribuição dos vazios e completo preenchimento do tubo. Devido ao tempo disponível e ao foco do trabalho ser a representação numérica da espuma, a estrutura celular obtida foi considerada satisfatória. Segundo Banhart, 2002 um material é considerado como celular, isto é, espuma, quando os níveis de porosidade excedem 70%. A densidade relativa da espuma de alumínio obtida foi de 77% para a estrutura apresentada anteriormente.

Apesar de a estrutura celular acima ter apresentado a maior estabilidade nos resultados e melhor distribuição de poros obtida, observa-se poros maiores, devido ao coalescimento da espuma devido à temperatura ou tempo de aquecimento excessivo. A espuma preencheu completamente os tubos utilizados nos testes de compressão e flexão, porém nos tubos de flexão a densidade variou consideravelmente com a altura devido, possivelmente, ao gradiente de temperatura. O fato da maioria da literatura [Banhart, 2013, 2007, Duarte, 2005, Bonaldi, 2012] citar a utilização de quantidades de hidreto de titânio de 1% em peso na mistura quando comparado com os resultados obtidos neste estudo, pode estar relacionado com o tipo de forno

utilizado (tamanho, uniformidade da temperatura no interior do forno), pureza do hidreto de titânio (impurezas, umidade) e ajustes no processo (temperatura).

A morfologia da estrutura depende principalmente de dois fatores: distribuição do agente expensor e temperatura de aquecimento [Duarte,2005]. Cada partícula do agente expensor é um ponto de nucleação dos vazios. À medida que a temperatura aumenta, as bolhas começam a surgir, primeiramente em um formato alongado no plano perpendicular à direção de compactação da amostra. O crescimento posterior dos vazios depende principalmente da velocidade de produção de gás, que depende do agente expensor e porcentagem, velocidade de difusão na matriz metálica e pela textura do material utilizado como matriz.

Após o crescimento dos vazios, ocorre o rearranjo das células, devido à difusão de gás entre as bolhas e drenagem do metal líquido. Após a etapa em que não é mais produzido gás pelo processo de dissociação do hidrogênio, inicia-se o colapso da espuma, devido a mecanismos chamados drenagem e coalescência. A drenagem é o escoamento do líquido pelas junções das bolhas e a coalescência é a ruptura do líquido dos filmes que dividem os vazios devido a perturbações no sistema, como perturbações mecânicas, térmicas ou impurezas presentes na mistura. Os principais parâmetros que podem influenciar na morfologia da espuma estão resumidos na Figura 4.10.

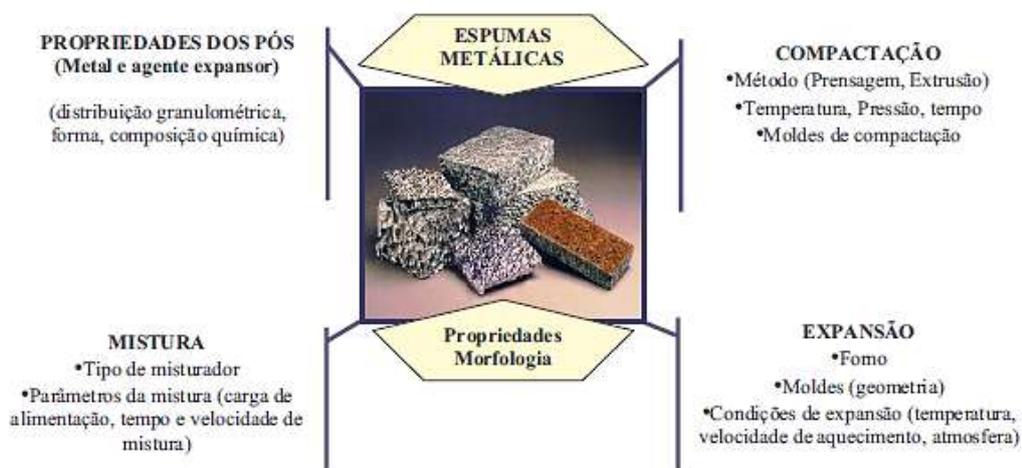


Figura 4.10 Principais parâmetros de fabricação da espuma de alumínio. Adaptado de Duarte,2005

Existem outros processos possíveis como citado em Lorna, et.al., 1988, Banhart, 2013,2007, Duarte, 2005 e Bonaldi, 2012 para fabricação da espuma de alumínio onde é possível obter estruturas celulares mais uniformes e em grande escala, além de não precisar aquecer o tubo porém, devido ao investimento inicial, a metalurgia do pó foi o processo selecionado.

4.5.2 Teste de compressão

Os resultados dos testes de compressão estão apresentados na Figura 4.11. Os tubos A e B são os tubos sem tratamento térmico, os tubos C e D são os tubos modificados termicamente e os tubos E e F são os tubos preenchidos com espuma de alumínio.



Figura 4.11 Ensaio de compressão. A, B: Tubos sem tratamento térmico, C, D: Tubos modificados termicamente, E, F: Tubos com preenchimento de alumínio.

Pela Figura 4.11 nota-se que o tubo preenchido com espuma apresentou um modo de amassamento diferente dos tubos sem preenchimento. Enquanto os tubos sem preenchimento sofreram amassamento lateral, devido a imperfeições nos tubos como, por exemplo, variação de espessura e altura, o tubo preenchido com espuma de alumínio, apresentou uma série de dobras em forma de anel, que segundo Ashby, 2000, representa uma maior eficiência em relação à absorção de energia.

O gráfico das forças envolvidas no ensaio está apresentado na Figura 4.12 para os tubos sem tratamento térmico e modificado termicamente e para o tubo preenchido com espuma. São apresentados os resultados dos corpos de prova que obtiveram os valores medianos em relação à absorção de energia, para comparação com os resultados numéricos. O tubo com espuma apresentou os maiores picos de tensão e conseqüentemente a maior absorção de energia. Observa-se que para os tubos sem preenchimento, o pico de força acontece no primeiro dobramento do tubo e depois acontece o decaimento da força máxima dos picos. Para o tubo preenchido com espuma, ao passo que o tubo vai amassando, a força necessária para o achatamento do tubo aumenta, devido à compactação da espuma.

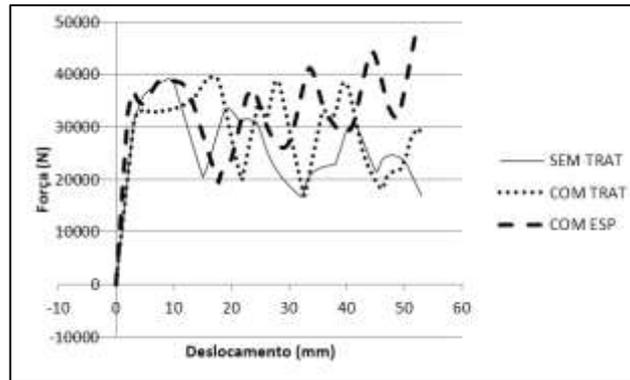


Figura 4.12 Ensaio de compressão – força x deslocamento.

Para avaliação da modificação das propriedades do aço devido ao aquecimento do mesmo no forno, o tubo modificado termicamente apresentou uma maior resistência mecânica à compressão e também os dois casos tiveram formas de amassamento diferentes, o que também influencia na resistência final. O tubo com tratamento absorveu 11,5% mais energia quando comparado com o tubo sem tratamento térmico. Isso é explicado devido ao aquecimento do tubo ter gerado um maior número de dobras em relação ao tubo não modificado.

Durante as análises, foi avaliada a influência da utilização da formulação do elemento 25 no *LS-Dyna*, que é a formulação *Belytschko-Tsay* com variação da espessura. Os resultados estão apresentados na Figura 4.13. Como resultado, constatou-se que a força durante a análise é consideravelmente diferente dos resultados experimentais, porém o modo de amassamento do tubo ficou semelhante ao teste (Figura 4.14), o que não aconteceu com o elemento 16, elemento utilizado para calibração dos testes de compressão e flexão três pontos.

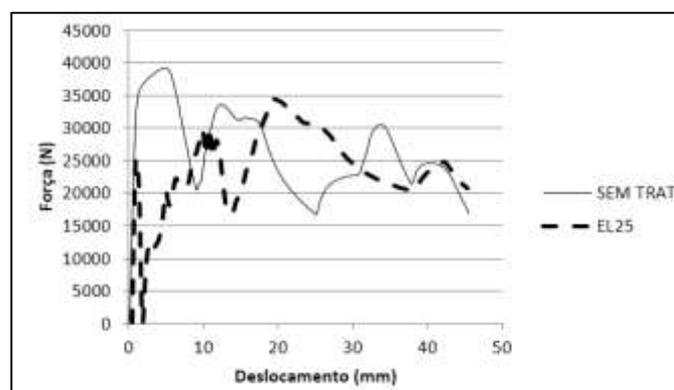


Figura 4.13 Ensaio de compressão – Elemento *Belytschko-Tsay* com variação da espessura em comparação com experimental.

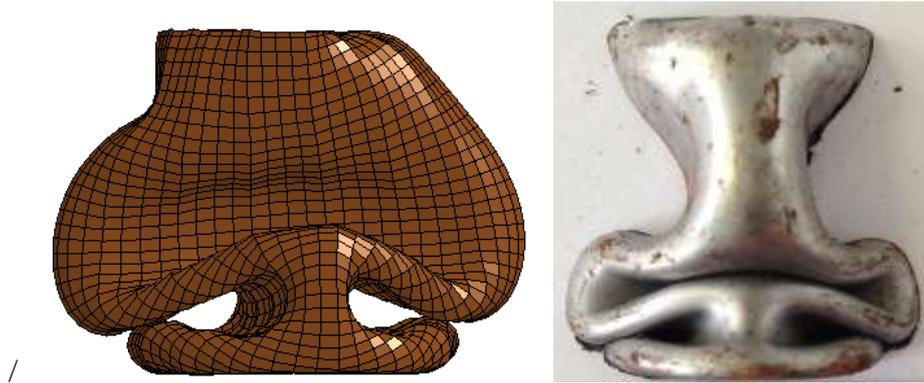


Figura 4.14 Deformada compressão – Elemento *Belytschko-Tsay* com variação da espessura em comparação com experimental.

Um corte transversal dos tubos ensaiados sob compressão está apresentado na Figura 4.15. Os tubos A e B correspondem aos tubos sem tratamento térmico e modificado termicamente, respectivamente. Verifica-se uma modificação no perfil dos tubos sem tratamento térmico e modificado termicamente, além das modificações nas propriedades do material. Apesar do tubo modificado termicamente apresentar propriedades mecânicas de valores menores quando comparado com o tubo sem tratamento devido ao recozimento dos grãos, apresentou dobras mais uniformes no tubo para um mesmo deslocamento, o que pode gerar uma maior absorção de energia, pois segundo Ashby, et.al., 2000, a maior absorção de energia ocorre para o maior amassamento possível do tubo.



Figura 4.15 Corte transversal ensaio de compressão. (A) sem tratamento térmico, (B) modificado termicamente.

Um corte dos tubos preenchidos com espuma de alumínio e ensaiados sob compressão está apresentado na Figura 4.16.



Figura 4.16 Corte transversal ensaio de compressão espuma de alumínio.

Estudando o comportamento da estrutura sanduíche ensaiada, nota-se regiões onde ocorreu o descolamento da estrutura celular da parede do tubo e regiões em que a espuma acompanhou a deformação da estrutura em aço (Figura 4.17). Estes resultados são importantes para correta representação da espuma em elementos finitos. Como comentado anteriormente, o processo utilizado necessita ajustes devido à não homogeneidade da estrutura celular.



Figura 4.17 Descolamento da interface aço/alumínio.

Na Figura 4.18 estão apresentados os resultados numéricos e uma comparação entre os resultados numérico e experimental. Utilizando as propriedades ensaiadas do material e representando o ensaio de compressão numericamente, chegou-se a uma diferença de 0,3 % na força máxima do teste de compressão, em relação ao ensaio.

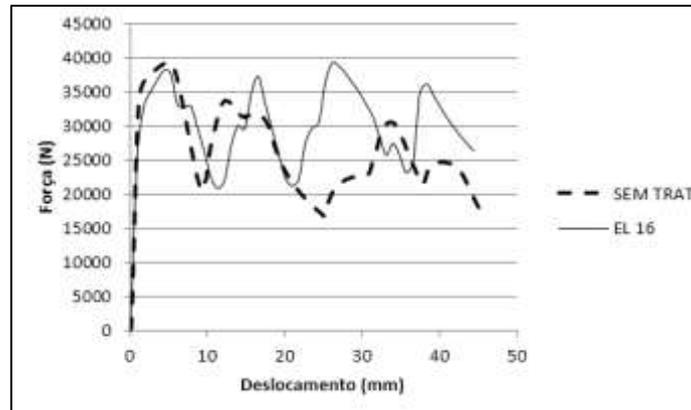


Figura 4.18 Tubo sem espuma sob compressão.

A Figura 4.19 apresenta uma comparação entre a análise e o ensaio para o tubo sem tratamento térmico. Nota-se uma semelhança relevante entre os modelos, o que junto com a correspondência da energia absorvida, pode-se considerar o modelo numérico calibrado para utilização nas análises dinâmicas.



Figura 4.19 Comparativo deformada – Modelo numérico e experimental.

Os resultados apresentados a seguir são referentes aos corpos de prova preenchidos com espuma de alumínio e solicitados sob compressão. O gráfico da Figura 4.20 apresenta as forças reativas durante o teste de compressão. Tanto o experimento como o modelo apresentam o mesmo comportamento na relação força x deslocamento. A força atinge o primeiro pico e após apresenta uma série de picos e vales onde a força máxima de cada pico vai aumentando com o aumento da compressão da espuma. Nota-se pelo gráfico que no teste a força máxima se mantém por um período maior, quando comparado com o modelo. Este efeito pode ser devido à taxa de aquisição de dados do teste ou pela velocidade empregada na prensa. Outro ponto que deve ser revisto é de que apesar da energia absorvida pelo modelo com espuma ser maior, quando comparado com o modelo sem preenchimento, a força máxima do primeiro pico é menor, mesmo tendo sido utilizadas as mesmas propriedades para o aço.

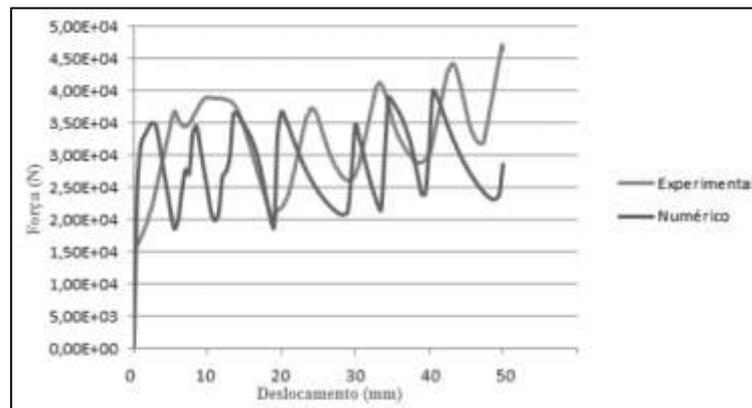


Figura 4.20 Tubo com espuma compressão.

A Figura 4.21 apresenta uma comparação entre a análise e o ensaio para o tubo preenchido com espuma. Nota-se uma semelhança relevante entre o modo de amassamento dos tubos, o que junto com a correspondência da energia absorvida, pode-se considerar o modelo numérico calibrado para utilização nas análises dinâmicas. A não uniformidade das dobras do tubo ensaiado pode ser devido à morfologia da estrutura celular, variações na espessura do tubo ou devido à face superior e inferior do tubo não serem completamente planas.

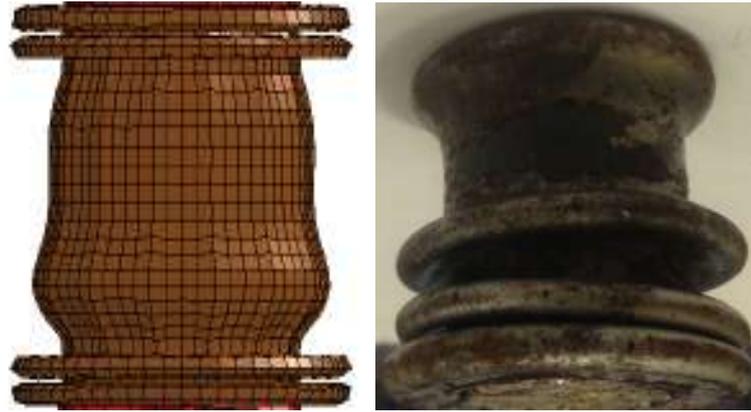


Figura 4.21 Comparativo deformada – Modelo numérico e experimento.

As Figura 4.22 e Figura 4.23 apresentam em detalhe o descolamento do material celular da parede do tubo de aço, tanto para o teste como para a análise. Isso indica que o modelo numérico, além de representar a força necessária para compressão do tubo, representa os fenômenos envolvidos na análise, indicando uma boa correlação para utilização do modelo em análises mais complexas.

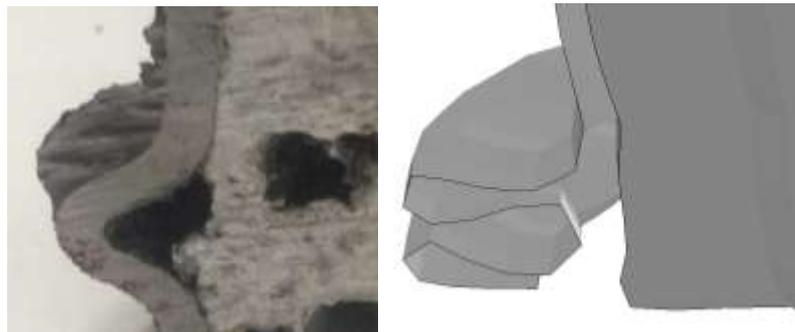


Figura 4.22 Descolamento da interface tubo de aço/ espuma de alumínio para o teste de compressão.

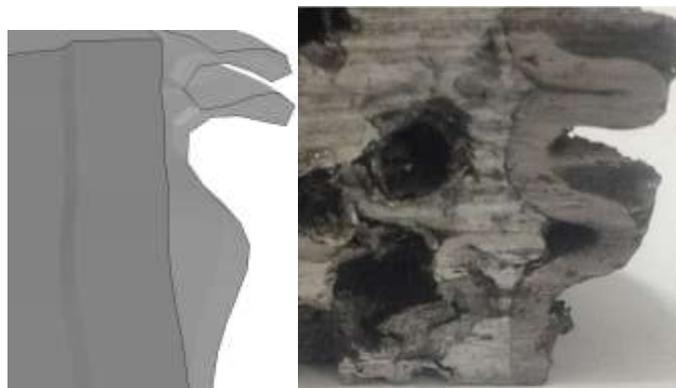


Figura 4.23 Descolamento da interface tubo de aço/ espuma de alumínio e dobramento da face do tubo para o teste de compressão.

Dos resultados apresentados na Tabela 4.3 se pode chegar a algumas conclusões:

Tabela 4.3 Comparativo de energias absorvidas para o teste de compressão.

	$(E_{maxi}/E_{max*}) \times 100$
SEM TRAT	100
COM TRAT	111,5
COM ESP	137,5
SEM_ESP_NUM	112,8
COM_ESP_NUM	119,9

* Comparativo ao tubo sem tratamento e vazio

- O tubo modificado termicamente, diferentemente do esperado, por ter uma estrutura celular com grãos maiores, apresentou uma maior absorção de energia em relação ao tubo sem tratamento térmico no ensaio de compressão. Mesmo com propriedades mecânicas degradadas, este fato ocorreu devido ao modo de amassamento dos tubos terem sido diferentes, ocasionando a maior absorção de energia por parte do tubo modificado termicamente;
- O tubo preenchido com espuma nos resultados dos ensaios de compressão, absorveu 37,5% mais energia quando comparado ao tubo vazio e sem tratamento térmico. Este aumento é representativo quando tratamos da absorção de energia em eventos de impacto, o que pode ser a diferença entre uma estrutura segura ou não;
- O modelo sem preenchimento absorveu 12,8% mais energia quando comparado ao ensaio do tubo sem tratamento térmico e 1,3% mais energia quando comparado ao ensaio do tubo termicamente modificado. Essa maior absorção de energia pode ser devido ao fato do modelo numérico ter as faces totalmente planas, o que ocasiona um amassamento radialmente uniforme e que gera uma maior absorção de energia. Faces totalmente planas são difíceis de se conseguir e ocasiona, muitas vezes, o amassamento radial não uniforme. Outro ponto a ser observado são as modificações das propriedades mecânicas do tubo, englobando as incertezas das medições das propriedades e da própria fabricação do aço;
- O modelo do tubo com preenchimento de espuma de alumínio absorveu 7,1% mais energia do que o tubo numérico sem preenchimento. Este valor é inferior aos 37,5% do teste experimental, provavelmente devido ao fato de não terem sido levantadas as

propriedades mecânicas da espuma, somente da estrutura sanduíche e terem sido utilizadas propriedades mecânicas retiradas da literatura.

4.5.3 Testes de Flexão Três Pontos

Neste capítulo serão apresentados os resultados dos testes de flexão para os tubos sem tratamento térmico, modificado termicamente e para o tubo preenchido com espuma de alumínio. Os testes de compressão e flexão são pertinentes a este estudo uma vez que durante um evento de impacto, a maior parte dos componentes está sob compressão e flexão. A Figura 4.24 apresenta os tubos ensaiados.

O modo de amassamento dos tubos permaneceu inalterado pelo preenchimento da espuma, tendo sido modificadas apenas as forças envolvidas no dobramento dos tubos (Figura 4.24). No corte longitudinal do tubo ensaiado nota-se que há um gradiente na densidade da espuma ao longo do tubo, o que necessitaria ajustes no processo de fabricação. Nos tubos utilizados para compressão, que tinham a metade do comprimento, não se notou um gradiente de densidade considerável.



Figura 4.24 Ensaio de flexão.

Um corte transversal de diferentes seções ao longo do corpo de prova preenchido com espuma de alumínio após o teste de flexão três pontos está apresentado na

Figura 4.25. Nota-se a variação da densidade da espuma ao longo do corpo de prova, devido ao processo de drenagem e coalescência da estrutura na seção central do tubo, onde algumas bolhas desaparecem para o crescimento de outras. Este fenômeno é devido ao aquecimento excessivo na parte central do tubo e baixa temperatura nas extremidades, o que representa uma taxa de aquecimento elevada. A homogeneidade da mistura foi descartada

como possível problema devido ao fato de terem sido utilizados os mesmos parâmetros do estudo de Bonaldi, 2012.

Uma característica das estruturas celulares obtidas no preenchimento dos tubos utilizados para flexão é que a densidade da espuma é maior nas extremidades do tubo. Duarte, 2005 apresenta a drenagem, fenômeno que ocorre no crescimento da espuma. Porém a drenagem ocorre devido à uma inter-relação da gravidade, tensão superficial e forças viscosas. Porém como o tubo estava posicionado verticalmente, a razão da densidade maior na extremidade superior do tubo é devido à outros motivos. O tubo em si pode ter um aquecimento não uniforme, resultando em gradientes de temperatura no interior do mesmo. As extremidades da amostra compactada podem ter propriedades diferentes devido ao contato com a matriz de compactação e ter uma maior resistência ao aparecimento de vazios (Figura 4.26).



Figura 4.25 Ensaio de flexão.



Figura 4.26 Densificação da espuma.

Durante os testes de flexão três pontos ocorreu o descolamento da interface espuma de alumínio/tubo de aço, como pode ser observado na Figura 4.27. Para correta representação da espuma em elements finitos, este comportamento deve ser reproduzido, para que assim sejam abordados todos os fenômenos envolvidos.



Figura 4.27 Descolamento interface espuma de alumínio/tubo de aço.

Os resultados dos testes de flexão estão apresentados abaixo. O gráfico da Figura 4.28 apresenta as forças exercidas pelo punção em relação ao deslocamento do mesmo. São apresentados os resultados dos corpos de prova que obtiveram os valores medianos em relação à absorção de energia, para comparação com os resultados numéricos. Nota-se uma melhora considerável na resistência do tubo à flexão, com uma absorção de energia 27,4% maior quando comparado ao tubo sem tratamento térmico. Enquanto nos tubos sem preenchimento e nos tubos sem preenchimento e modificado termicamente a força atingiu o máximo e se manteve constante, enquanto no tubo com espuma a força necessária para flexão do tubo seguiu um comportamento crescente durante todo o teste. Diferentemente do que aconteceu nos testes de compressão dos tubos, o tubo modificado termicamente teve uma perda de resistência à flexão, o que tem que ser levado em consideração para aplicação em produtos que envolvem segurança de pessoas, como é o caso do ônibus. Existem outros processos como injeção de gás que não prejudicaria a resistência dos tubos, pois não necessita o aquecimento do mesmo.

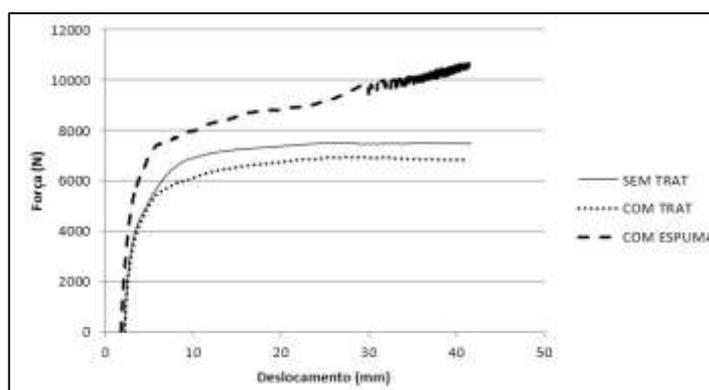


Figura 4.28 Força x deslocamento teste flexão tubo.

A Figura 4.29 apresenta os resultados numéricos e uma comparação com os resultados experimentais. Utilizando as propriedades ensaiadas do material e representando o ensaio de flexão três pontos numericamente, as forças envolvidas na análise ficaram no mesmo nível do tubo modificado termicamente. Este fato pode ser devido a variações na espessura e nas propriedades do tubo. Verificou-se que segundo o guia do aço ArcelorMittal o limite de escoamento para o aço 1020 laminado é de 210 MPa, e no levantamento das propriedades dos tubos utilizados foi encontrado o valor de 276 MPa para o limite elástico.

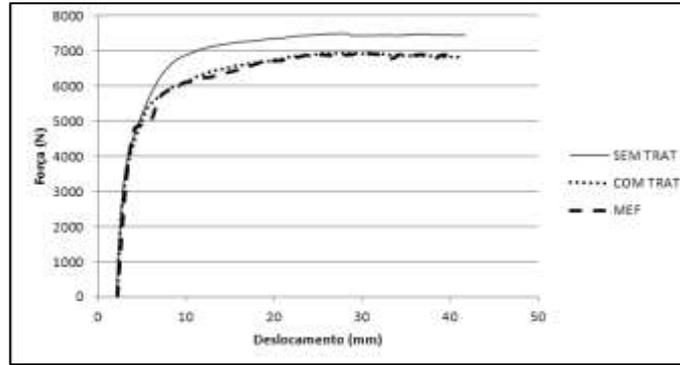


Figura 4.29 Força x deslocamento teste flexão tubo vazio.

O gráfico da Figura 4.30 apresenta uma comparação entre os modelos dos tubos e experimental preenchidos com espuma e ensaiados sob flexão três pontos. O comportamento do modelo representou o comportamento apresentado nos testes estruturais. Os níveis dos esforços envolvidos na análise ficaram em um nível intermediário entre os corpos de prova testados.

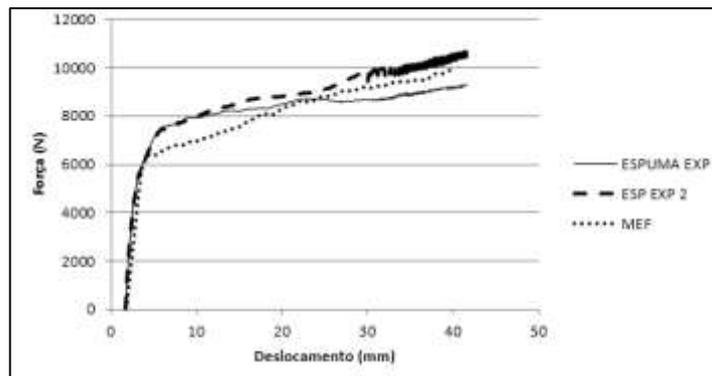


Figura 4.30 Força x deslocamento teste flexão com espuma.

A Figura 4.31 apresenta uma comparação entre as deformadas da análise e do teste, para os tubos com e sem espuma de alumínio. As deformadas dos tubos sem tratamento térmico, modificado termicamente e com preenchimento em espuma apresentaram uma semelhança relevante, o que indica que a espuma não modificou o modo de falha do tubo sob flexão, diferente do que aconteceu nos tubos ensaiados sob compressão.



Figura 4.31 Força x deslocamento teste flexão tubo com espuma.

As Figura 4.32 e Figura 4.33 apresentam em detalhe o descolamento do material celular da parede do tubo de aço, tanto para o teste como para a análise. Isso indica que o modelo numérico, além de representar a força necessária para flexão do tubo, representa os fenômenos envolvidos na análise, indicando uma boa correlação para utilização do modelo em análises mais complexas.

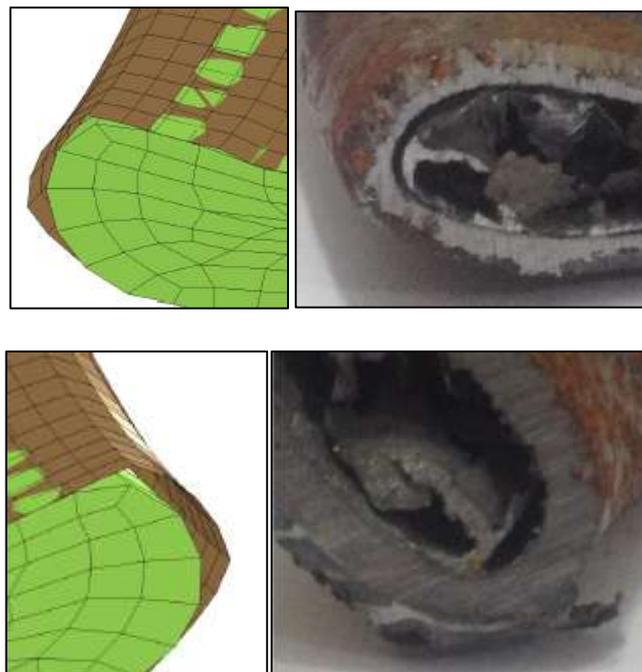


Figura 4.32 Descolamento interface espuma/tubo.

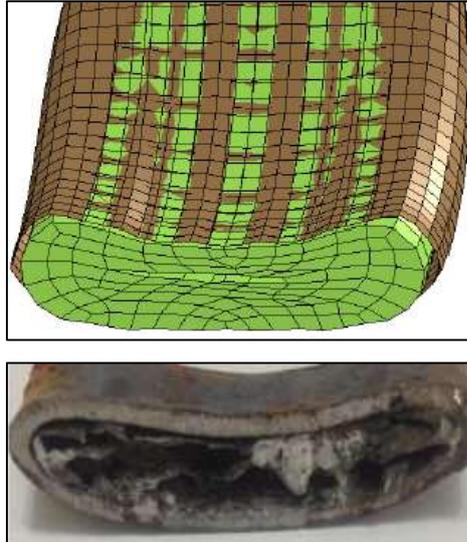


Figura 4.33 Comportamento tubo com espuma sob flexão seção central.

Pelos resultados apresentados na Tabela 4.4 chegam-se a algumas conclusões:

Tabela 4.4 Comparativo de energias absorvidas para o teste de flexão.

	PORCENTAGEM*
SEM TRAT	100
COM TRAT	94,1
COM ESP	127,4
SEM_ESP_NUM	96,2
COM_ESP_NUM	118,9

* Comparativo ao tubo sem tratamento e vazio

- Diferentemente do teste de compressão, o tubo modificado termicamente teve uma menor resistência à flexão, quando comparado ao tubo sem tratamento térmico;
- O tubo com preenchimento de espuma de alumínio absorveu 33,3% mais energia quando comparado ao tubo modificado termicamente e 27,4% a mais de energia quando comparado ao tubo sem tratamento térmico. Este resultado evidencia a eficiência da espuma de alumínio no quesito *crashworthiness*;
- O modelo com preenchimento de espuma absorveu 22,7% mais energia quando comparado ao modelo numérico sem preenchimento;
- O corpo de prova sem tratamento absorveu 3,8% mais energia quando comparado ao modelo. Esta diferença é pequena e pode ser devido a variações na geometria do tubo e nas propriedades mecânicas do mesmo;

- O modelo com espuma absorveu 8,5% menos energia do que no ensaio. Como constatado e apresentado no Anexo A, os tubos preenchidos com espuma apresentaram uma variação considerável na resistência mecânica sob flexão e, portanto, esta diferença entre o modelo e o ensaio pode ser considerada ínfima.

5 SIMULAÇÕES NUMÉRICAS ENVOLVENDO UMA ESTRUTURA DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO

5.1 Ensaio dos materiais

Para obtenção das propriedades mecânicas dos materiais utilizados neste estudo foram realizados testes de tração conforme norma ASTM E 8 (Figura 5.1). Os materiais que foram utilizados durante o projeto são denominados NBR 7008 ZAR 230, ZSTE 380 e aço SAE 1020.



Figura 5.1 Ensaio de tração dos materiais

Os corpos de prova foram confeccionados segundo norma referida. Para confecção dos corpos de prova dos materiais NBR 7008 ZAR 230, ZSTE 380 foram utilizadas as faces dos tubos retangulares e foram realizados três ensaios para cada material. Para as análises foram utilizadas as propriedades médias dos materiais. A tabela Tabela 5.1 apresenta as propriedades obtidas para o material ZAR230.

Tabela 5.1 Ensaio de tração do material ZAR230 em laboratório.

<i>Corpo de prova (B)</i>	<i>Espessura (mm)</i>	<i>Largura (mm)</i>	<i>Força Máxima (Kgf)</i>	<i>Tensão de ruptura (Mpa)</i>	<i>Tensão de escoamento (Mpa)</i>	<i>Módulo de Elasticidade (GPa)</i>	<i>Alongamento (%)</i>
CP1	2,72	12,16	1627,49	482,54	391,07	224,9	23,51
CP2	2,76	12,17	1665,81	486,35	449,05	224,9	23,86
CP3	2,74	12,04	1624,04	482,77	443,35	224,9	19,99
CP4	2,72	12,24	1628,18	479,59	424,50	224,9	22,04

Para a confecção dos corpos de prova do material SAE 1020, devido aos tubos utilizados serem de seção circular, foi necessária a conformação do tubo para posterior corte de um perfil plano para teste (Figura 5.2). Todos os corpos de prova foram cortados com o processo eletro a fio, que não modifica as propriedades do material, devido ao aquecimento.

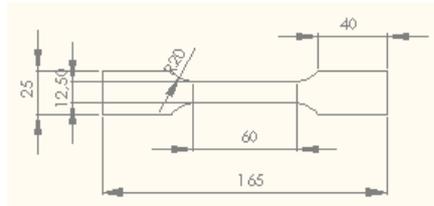


Figura 5.2 Corpo de prova aço 1020, unidades em (mm).

As fabricantes de carrocerias nacionais utilizam em sua estrutura aços de alta resistência mecânica e baixa liga (ARBL), que, segundo Neves, 2009, constituem um grupo específico de aços com composição química determinada para atender a certas especificações de propriedades mecânicas, principalmente limite de escoamento. Segundo norma SAE J2340 (*Society of Automotive Engineers*), os aços HSLA (*High Strength Low Alloy*) ou ligas ARBL, são classificados através do seu limite de escoamento que pode variar de 300 a 900MPa (SAE, 1999).

As propriedades do material aço 1020, apresentadas pela fabricante de aços *ArcelorMittal*, estão apresentadas na Tabela 5.2, onde *LR* é o limite de ruptura em [MPa], *LE* é o limite de escoamento em [MPa], *A* é o alongamento em [%] e *HB* é a dureza do aço. A CSN apresenta as propriedades dos aços ZAR230 E ZSTE380, mostrados na Tabela 5.3.

Tabela 5.2 Propriedades aço 1020. Adaptado de Guia do aço *ArcelorMittal*.

CONFORME SAE J1397 MAIO 92					
SAE/AISI	PROCESSAMENTO	LR (MPa)	LE(MPa)	A(%)	HB
1020	LAMINADO	380	210	25	111
	TREFILADO	420	350	15	121

Tabela 5.3 Propriedades dos aços utilizados (Companhia Siderúrgica Nacional).

PROPRIEDADES DOS AÇOS UTILIZADOS										
TIPO DE AÇO	COMPOSIÇÃO QUÍMICA (% MÁXIMA)								PROPRIEDADES MECÂNICAS	
	C	Mn	P	S	Si	Nb	Ti	Al	Limite de Escoamento (MPa)	Limite de Resistência Mecânica (MPa)
ZAR 230	0,2	-	0,04	0,04	-	-	-	-	230	310
ZSTE380	0,1	0,2	0,03	0,03	0,5	0,09	0,2	0,002	380 a 500	460 a 600

Na Figura 5.3 estão apresentadas as curvas não lineares do material aço 1020, utilizadas como dado de entrada para as análises efetuadas. O eixo vertical do gráfico é a tensão, em MPa e o eixo horizontal é a deformação específica do aço, em %.

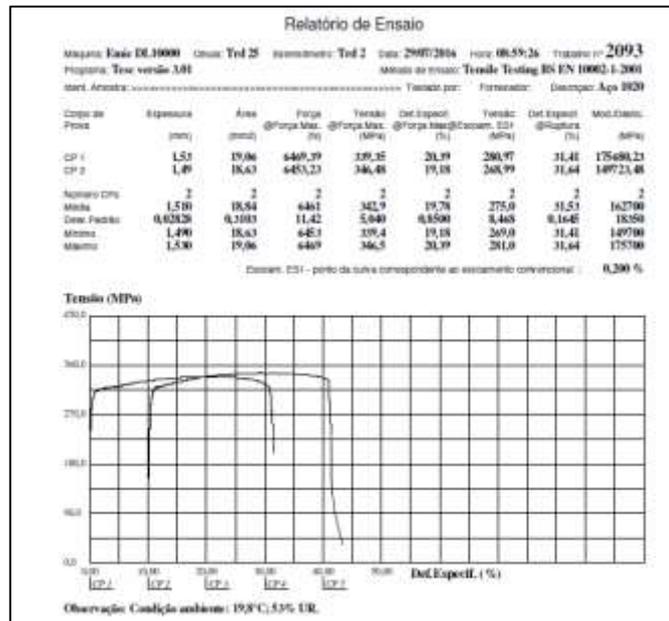


Figura 5.3 Curva não linear do material aço 1020.

5.2 Calibração de um ônibus interurbano

Neste capítulo é apresentada a metodologia para calibração do ônibus interurbano utilizado nos testes de tombamento e impacto. O ônibus físico foi instrumentado com acelerômetros nos cubos de roda e nas longarinas do chassi. Um ônibus rodoviário 4x2 motor traseiro foi utilizado para a coleta de dados. Através de um tratamento dos dados é obtido o espectro de frequência do ônibus, que é comparado com as frequências naturais obtidas de uma análise modal realizada em software de elementos finitos.

Os acelerômetros foram colados na aba superior do chassi, alinhados com o eixo do veículo (A2), e no cubo de roda (A1) (Figura 5.4). Foram instrumentados os eixos dianteiro e traseiro, ambos do lado direito do veículo. Foram utilizados acelerômetros uniaxiais, uma vez que a principal direção das entradas dos carregamentos na estrutura é a vertical. São utilizados acelerômetros com um pré-amplificador embutido (Figura 5.6), que transformam um sinal em $mV/m/s^2$ para m/s^2 . Para esta calibração, o acelerômetro apresenta um nível de confiança de 95%.

A faixa de operação do acelerômetro utilizado vai de 0,7 a 7000 Hz, é hermeticamente lacrado, trabalha com variações de temperatura e possui boas características em relação às tensões de base, segundo Brüel & Kjaer, 2008. O acelerômetro é fixo na estrutura através de cola estrutural.

O sistema de aquisição de dados utilizado foi o *Pulse 12 chanel Brüel&Kjaer Type 3560 C*, o qual foi calibrado juntamente com o acelerômetro através do calibrador *Brüel&Kjaer Type 4294*. A taxa de amostragem utilizada para a coleta de dados foi de 200 Hz.

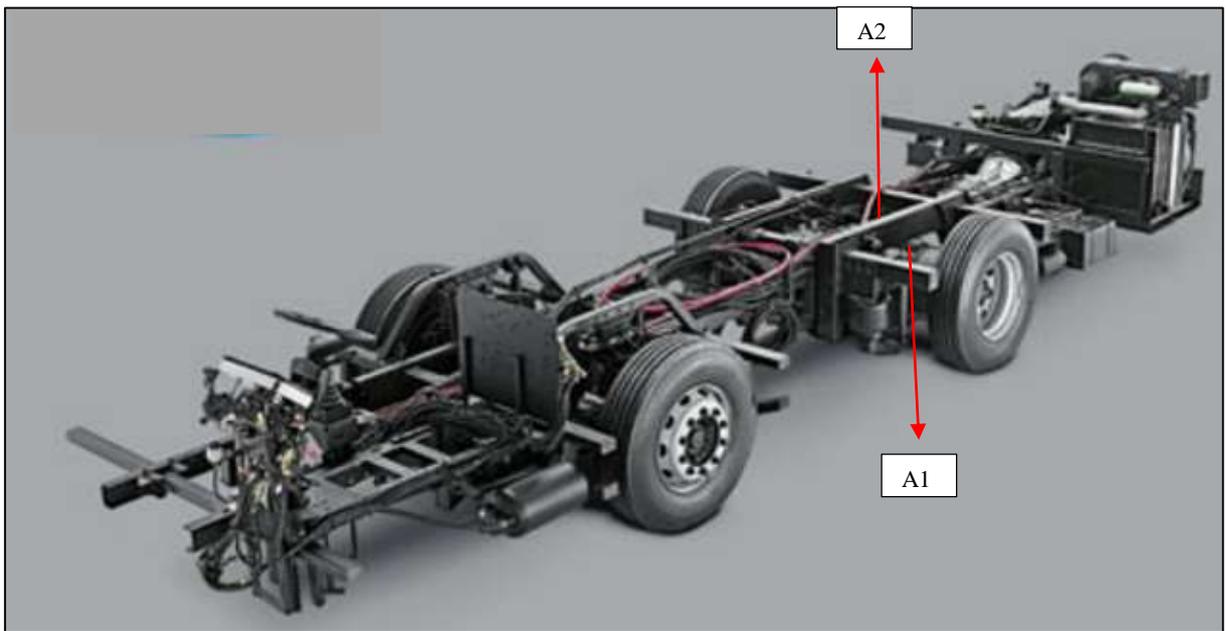


Figura 5.4 Posição de colagem acelerômetros. Adaptado de Mercedes-Benz do Brasil.

A pista utilizada para coleta de sinais foi uma rota urbana, de asfalto, com velocidades máximas de 80 km/h. Foram coletados 28 segundos. A Figura 5.5 apresenta as acelerações no cubo de rodas dianteiro coletadas em m/s^2 .

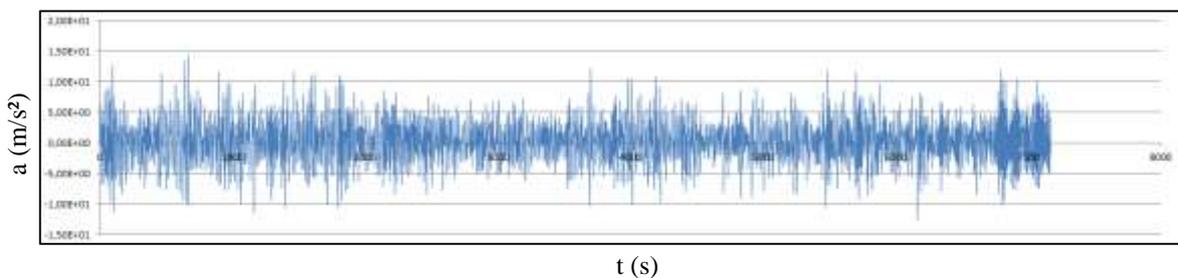


Figura 5.5 Aceleração no tempo

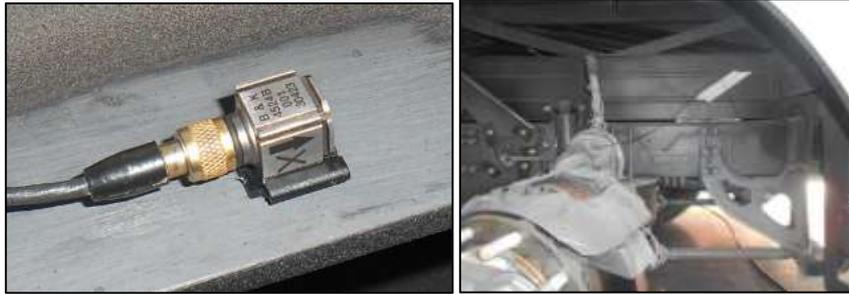


Figura 5.6 Acelerômetro utilizado.

A Figura 5.7 apresenta as magnitudes das acelerações no domínio da frequência para a direção vertical nos quatro pontos de medição.

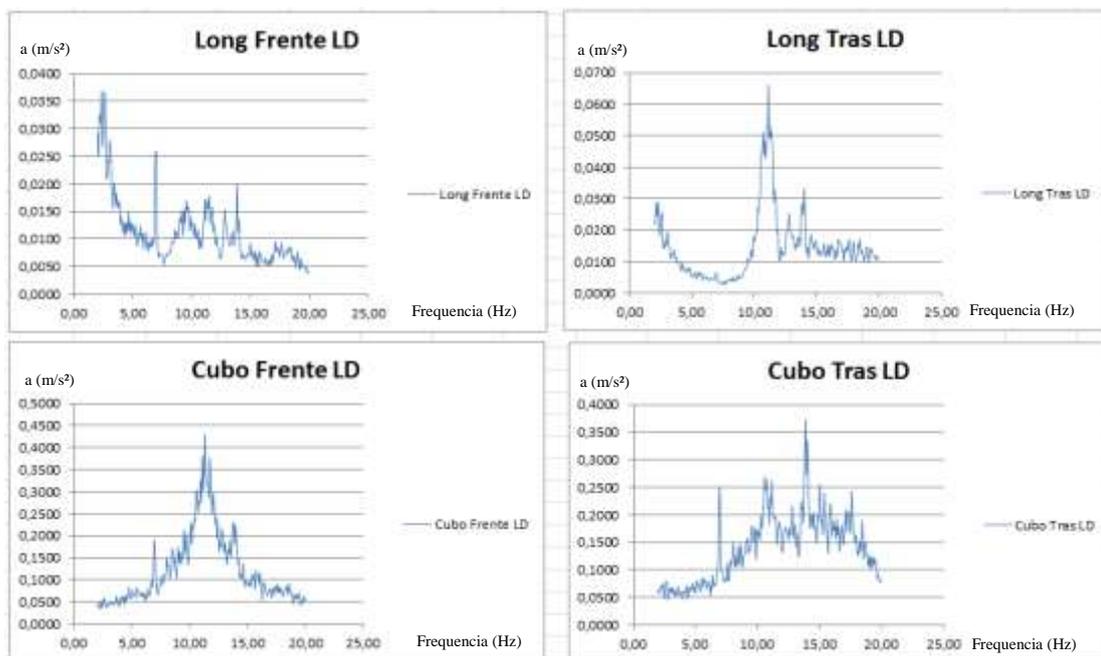


Figura 5.7 Acelerações no domínio da frequência.

As frequências com maior amplitude nos dados analisados no domínio da frequência e que sofreram um aumento nas amplitudes, quando se compara as acelerações do cubo de roda em relação às acelerações na longarina do chassi, foram consideradas as frequências naturais do ônibus. As frequências naturais experimentais foram 7 Hz, 10,25 Hz, 13,06 Hz e 18,64 Hz.

Para as análises numéricas foram utilizados o casulo do ônibus e o chassi, enquanto os periféricos foram simplificados, preservando o centro de gravidade de cada um dos componentes. O veículo foi ensaiado em PBT. A Figura 5.8 apresenta um estudo feito por Meira, 2010 efetuando uma análise modal de um ônibus rodoviário e que apresentou as mesmas características dos quatro primeiros modos de vibração (Tabela 5.4). A análise modal não levou

em conta a modelagem da suspensão, devido ao fato de não se ter informações suficientes para a análise.

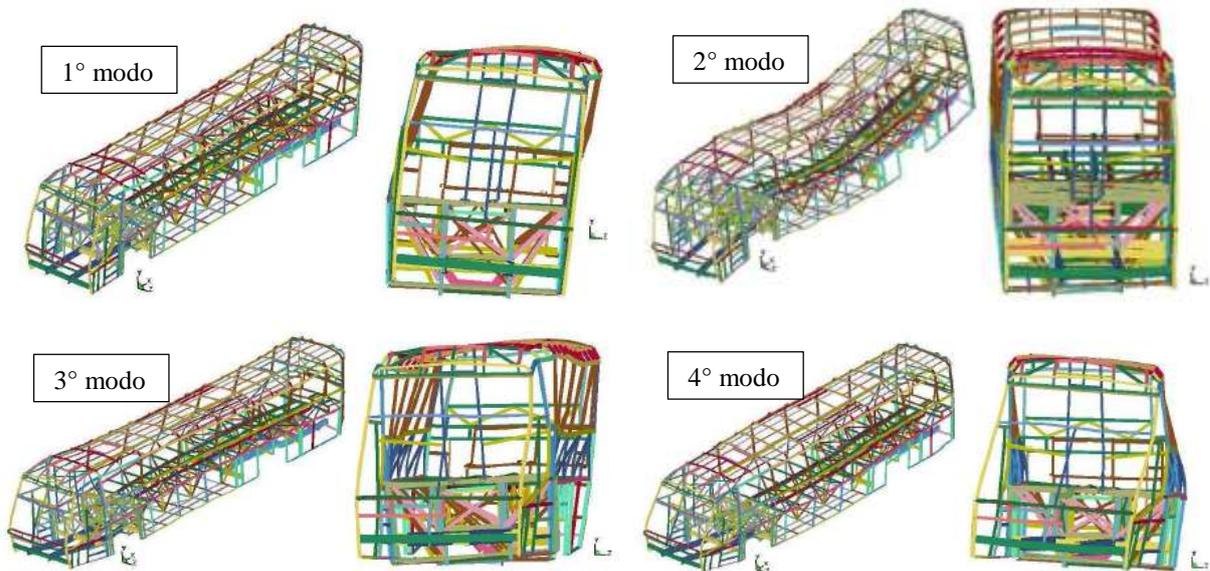


Figura 5.8 Características dos modos de vibração. Adaptado de Meira, 2010.

Tabela 5.4 Frequências e características dos quatro primeiros modos de vibração do ensaio.

Modo	Frequência [Hz]	Característica
1	6,08	Torção
2	10,25	Flexão
3	13,06	Flexotorção
4	18,64	Flexotorção

Uma comparação entre as frequências naturais obtidas experimentalmente e numericamente estão apresentadas na Tabela 5.5 e na Figura 5.9.

Tabela 5.5 Comparação Numérico x Experimental

Experimental [Hz]	Numérico [Hz]	Diferença [%]
7	6,08	13,1
10,25	11,5	10,86
13,06	13,8	5,4
18,64	18,5	0,75

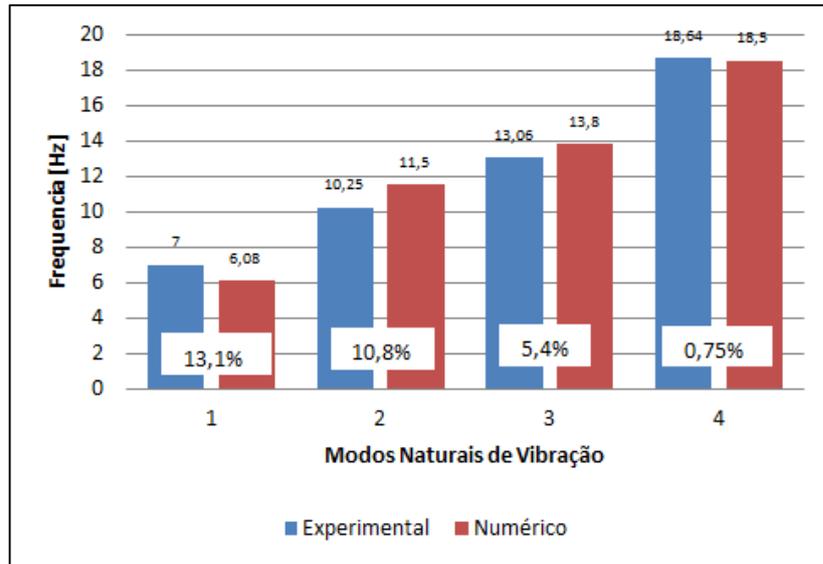


Figura 5.9 Comparação numérico x experimental frequências naturais

Considera-se que as diferenças percentuais entre os resultados numéricos e experimentais são aceitáveis, validando o modelo numérico do ponto de vista das frequências naturais da estrutura. Isto seria relevante no caso de uma análise elástica linear aplicável numa análise de fadiga. Para considerar o modelo do ônibus calibrado em relação aos ensaios de impacto e tombamento, é imprescindível estar atento às formas de colapso da estrutura durante o evento. Neste estudo utilizaram-se os ensaios de compressão e flexão para prever como a estrutura iria se comportar sob impacto. Um estudo mais aprofundado necessitaria de uma calibração realizada através de um protótipo ou um modelo em escala, por exemplo, para entender as interações entre todos os componentes. Um esforço neste sentido foi realizado na tese de Meira, 2010, também publicado em Meira et. al. 2016.

5.3 Metodologia de avaliação de estruturas de ônibus submetidas a impacto

Neste capítulo será apresentada a metodologia utilizada para o desenvolvimento de um absorvedor de impacto para ônibus rodoviário. Este é um item de extrema importância e de análise extremamente complexa, por tratar com não linearidades. A primeira etapa do projeto consistiu na definição dos objetivos:

- Peso máximo da estrutura: este tipo de veículo deve atender a diversas legislações que limitam o peso máximo por eixo, além do próprio PBT (Peso Bruto Total) do chassi. O peso máximo que a estrutura absorvedora pode ter é 100 kg;

- A estrutura absorvedora deverá garantir um espaço mínimo de sobrevivência para o motorista, em caso de impacto semi-frontal, evitando danos físicos ao motorista;
- A estrutura deverá aumentar a energia absorvida, sem deformações que possam causar dano aos ocupantes do veículo e mantendo a desaceleração dentro dos níveis toleráveis.

Com os objetivos definidos, a próxima etapa do projeto é a análise de um ônibus sob um evento de impacto. Será realizado um estudo qualitativo da estrutura para completo entendimento dos fenômenos envolvidos. Serão definidas as rótulas plásticas da estrutura, isto é, as regiões que apresentam as maiores deformações durante o impacto (Figura 5.10). Com o conhecimento destes pontos, é possível desenvolver uma estrutura com deformação programada.

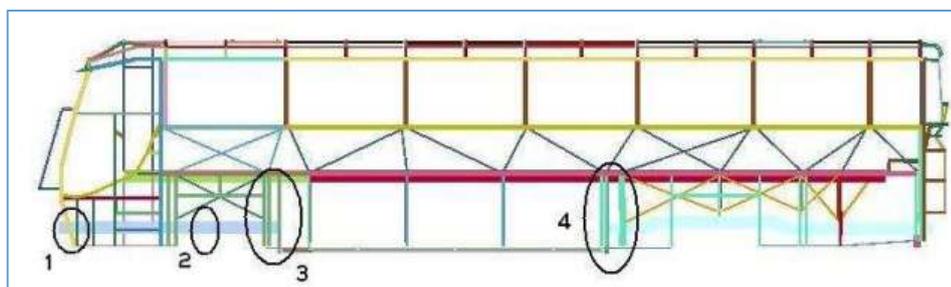


Figura 5.10 Localização dos mecanismos absorvedores de impacto. Adaptado de Meira.2010.

Com o conhecimento das regiões a serem trabalhadas e das limitações de projeto, deverão ser definidos os parâmetros de respostas que serão utilizados para comparação de estruturas:

- Máximas acelerações;
- Máximos deslocamentos;

A próxima etapa é a definição dos testes de impacto a serem realizados e as condições de contorno a serem utilizadas. Para esta definição serão utilizados como base acidentes reais que aconteceram com ônibus rodoviários (Figura 5.11 e Figura 5.12). Serão realizados ensaios de impacto com *offset* de 50% nos modelos sem absorvedor de impacto, com absorvedor de impacto e com absorvedor de impacto preenchido com espuma. Este teste foi escolhido por ser um dos tipos de teste mais críticos e com maior incidência, como apresentado na seção 1.1 e na Figura 5.11 e devido ao instinto do motorista de desviar a rota do veículo, quando este prevê uma colisão frontal, evitando assim, que os ônibus colidam em toda sua parte frontal.



Figura 5.11 Impacto semi-frontal. Adaptado de ABC News

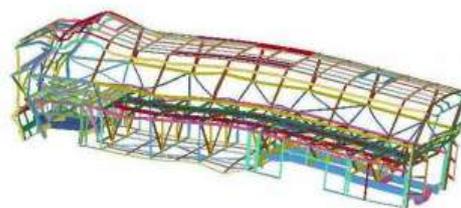


Figura 5.12 Impacto frontal. Adaptado de NBC de Nova Iorque e Meira 2010

Com estes testes realizados é possível analisar os resultados sob os parâmetros definidos. Estudando o efeito do absorvedor de impacto na estrutura é possível propor melhorias, tanto na estrutura original do ônibus como na estrutura do absorvedor de impacto.

5.4 Modelo Numérico de um Ônibus Rodoviário

O modelo utilizado é de um ônibus rodoviário 4x2 com motor traseiro com um PBT de 18.500 kg (Figura 5.13). Os periféricos do ônibus como ar-condicionado, pneus, vidros, motor, poltronas, tanque e porta-pacotes foram simplificados para fim de análise, com cada um dos componentes mantendo seu centro de gravidade original. Foram utilizados pontos de massa para calibrar o centro de gravidade do modelo com o ônibus físico. A ligação entre os tubos foi realizada através de nós coincidentes e a ligação entre o chassi, a carroceria e os periféricos foi feita utilizando *spotwelds*.

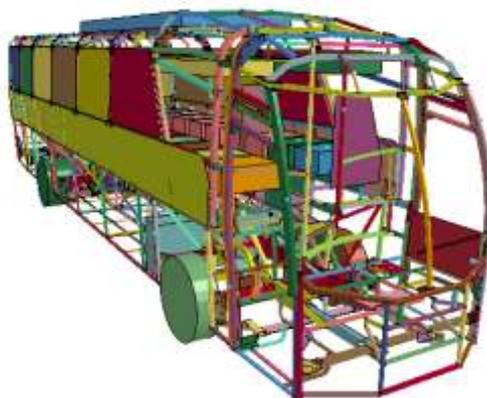


Figura 5.13 Modelo de ônibus utilizado.

O modelo tem 715271 elementos de casca com formulação *Belytschko-Tsay* e 26317 elementos sólidos. Foram observados ao máximo os critérios de malha estabelecidos anteriormente. Foi utilizado o comando para controle do passo de tempo para soluções com escala de massa, para diminuir o tempo de análise, tomando o cuidado de adicionar no máximo 5% de massa ao modelo e mantendo a energia de auto deformação (*Hourglass*) abaixo de 5%.

Uma estrutura simplificada das poltronas é adicionada para representar a resistência mecânica acrescida ao modelo, mantendo os tubos da base da poltrona como no ônibus físico (Figura 5.14). A massa de cada passageiro, que segundo o Anexo 9 da ECE R66_02, deve ser de 50% da massa média de uma pessoa (34 kg), é adicionada também de maneira simplificada, mantendo o CG original.

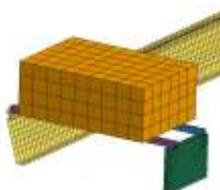


Figura 5.14 Modelo poltrona.

5.4.1 Ensaio de Tombamento

Neste capítulo é descrito o modelo utilizado no ensaio de tombamento. Uma visão geral da malha está apresentada na Figura 5.15. O objetivo desta análise é avaliar o comportamento estrutural do veículo e a influência do uso da espuma de alumínio como preenchimento estrutural dos tubos da estrutura.

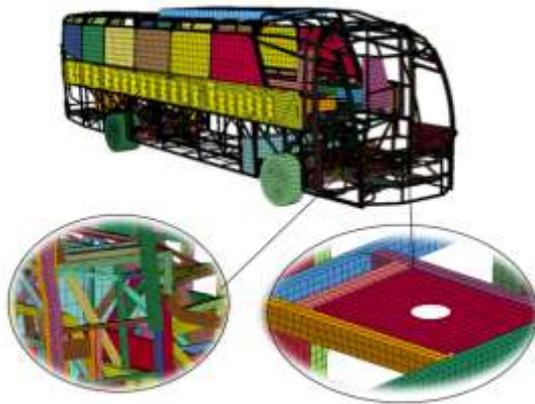


Figura 5.15 Modelo de ônibus utilizado

Para redução do custo computacional, o modelo é rotacionado até o momento anterior ao impacto com a plataforma e sua velocidade de rotação é calculada pela metodologia apresentada no capítulo 3.1, que transforma a energia potencial em energia cinética rotacional (Figura 5.16).



Figura 5.16 Modelo antes do impacto.

Nas colunas entre janelas do ônibus foi utilizado o mínimo de quatro elementos nas faces dos tubos com o objetivo de obter uma boa qualidade de malha, uma discretização suficiente e a linha neutra de flexão nas bordas dos elementos, uma vez que as colunas são os componentes que sofrem as maiores deformações em tombamentos (Figura 5.17).

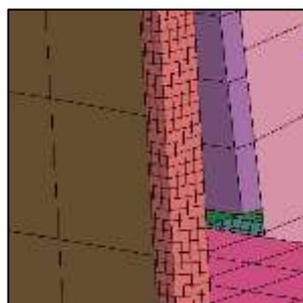


Figura 5.17 Malha coluna entre janelas.

Para definição dos lugares mais eficientes para utilização da espuma de alumínio, foi utilizado o estudo realizado por Tech, 2009, que simulou um evento de tombamento em um ônibus e verificou que a principal rótula plástica no ônibus em situação de tombamento é a ligação entre a base do salão e a lateral do ônibus. Seguindo esta metodologia foram acrescentados 5,118 kg de espuma de alumínio na longarina inferior da lateral do ônibus, segundo Figura 5.18.

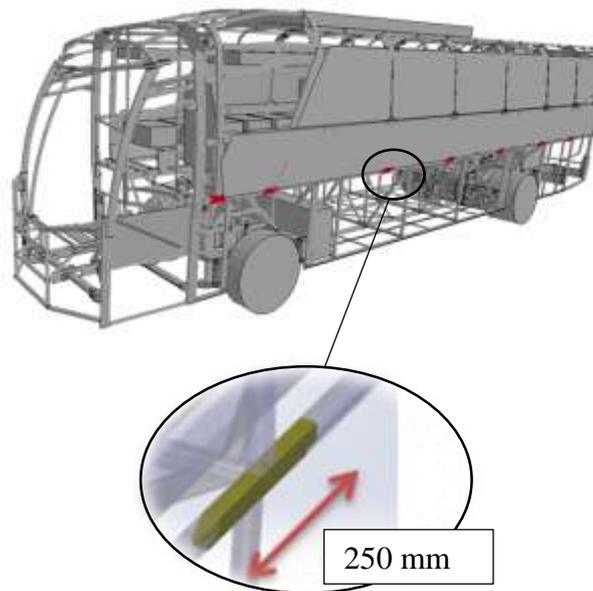


Figura 5.18 Aplicação Espuma de Alumínio

Para representação do espaço residual descrito na norma de tombamento, foi utilizada uma estrutura semelhante à utilizada nos ensaios de tombamento. A estrutura foi fixa nos barrotes da base, nas regiões das colunas entre janelas e respeita as dimensões estipuladas na norma. As placas estão apresentadas na Figura 5.19. As placas não foram incluídas no grupo de contato no software e portanto, não exerciam influência estrutural na análise.

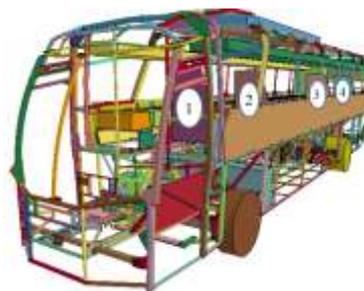


Figura 5.19 Placas delimitadoras do espaço de sobrevivência.

Não foram utilizados critérios de falha para o aço, uma vez que não se verifica tensões acima da tensão de ruptura do material e, devido a testes efetuados anteriormente, onde se constatou que não há quebra das uniões soldadas do casulo. Outro motivo para desconsideração da falha do material é o tempo computacional devido ao refinamento da malha necessária para a utilização deste comando.

Nos testes de tombamento não é utilizada taxa de deformação do material, considerando este efeito como um coeficiente de segurança para a análise, uma vez que o acréscimo da taxa de deformação aumentaria a resistência da estrutura.

5.4.2 Simulação de Impacto Semi-Frontal

Nesta seção é descrito o modelo utilizado no ensaio de impacto semi-frontal. A malha utilizada é a mesma do modelo utilizado na análise de tombamento. O objetivo desta análise é avaliar o comportamento estrutural do veículo e a influência do uso da espuma de alumínio como preenchimento estrutural dos tubos da estrutura e propor melhorias em relação à segurança do motorista e dos passageiros.

Serão avaliados os modos de deformação da estrutura original do ônibus para entender o comportamento sob impacto. Como teste foi escolhido um impacto semi-frontal entre dois ônibus rodoviários com *offset* de 50%, onde um deles se encontra parado e restrito na direção longitudinal na sua traseira e o outro se movimenta com uma velocidade de 10 m/s (Figura 5.20). Esta avaliação preliminar não leva em conta efeitos de encruamento devido à taxa de deformação. Posteriormente será incorporado na estrutura absorvedora um preenchimento com espuma de alumínio e será avaliado seu efeito no caso de impacto semi-frontal.

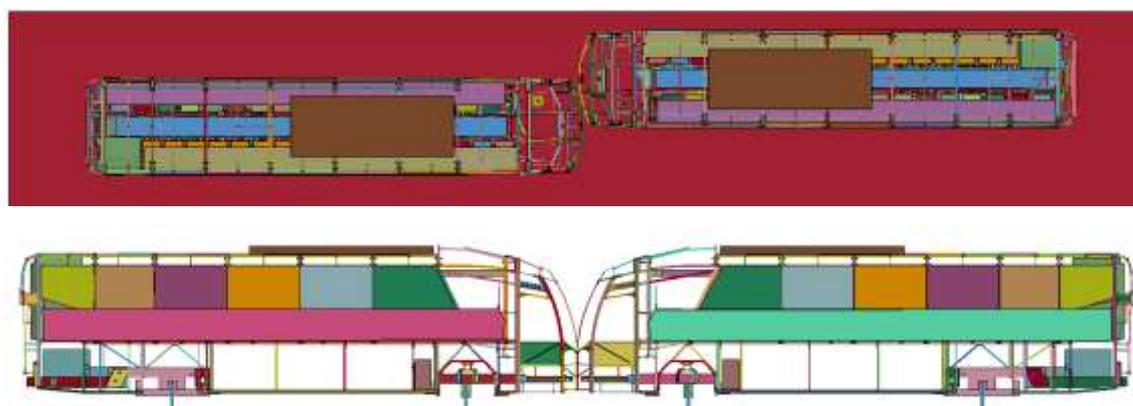


Figura 5.20 Modelos de impacto.

Uma visão geral do chassi com o absorvedor de impacto proposto está apresentada na Figura 5.21 onde os componentes em preto representam o absorvedor. Os tubos da estrutura absorvedora tem espessura de 3,75 mm e as chapas têm espessura de 10 mm. A estrutura absorvedora apresentada na Figura 5.21 pesa 70 kg e é fabricada totalmente com aço ZAR230. O chassi utilizado neste estudo é para um ônibus rodoviário com módulos dianteiro e traseiro unidos pela carroceria e com PBT de 18500 kg. Este chassi foi escolhido por ser um dos mais utilizados no país. Para desenvolvimento do absorvedor foram observados pontos como o modo de deformação do absorvedor, peso máximo, viabilidade de montagem e requisitos de segurança.



Figura 5.21 Modelos com absorvedor de impacto.

A espuma de alumínio foi utilizada em regiões onde buscava-se uma maior absorção de energia, em pontos onde se queria evitar a ruptura do material ou em rótulas plásticas consideradas críticas para a segurança. Foram adicionados 10 kg de espuma de alumínio na estrutura, no local indicado na Figura 5.22.

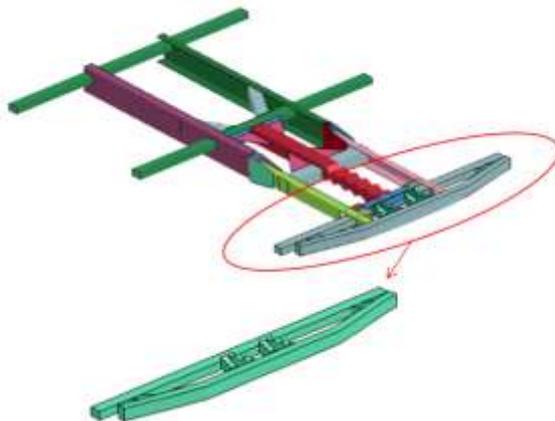


Figura 5.22 Preenchimento do tubo com espuma de alumínio – Absorvedor de impacto.

5.5 Resultados

5.5.1 Simulação de Tombamento

A avaliação numérica do ensaio de tombamento é de extrema importância, pois avalia diretamente a capacidade da estrutura do veículo em conservar a integridade física dos ocupantes do ônibus. Cada vez mais se busca alternativas viáveis que aumentem a resistência de estruturas sem agregar peso. Neste capítulo é avaliada a eficiência da espuma de alumínio como absorvedor de impacto em eventos de tombamento. A Figura 5.23 apresenta o modelo sem espuma antes do impacto e no momento de máxima deformação.

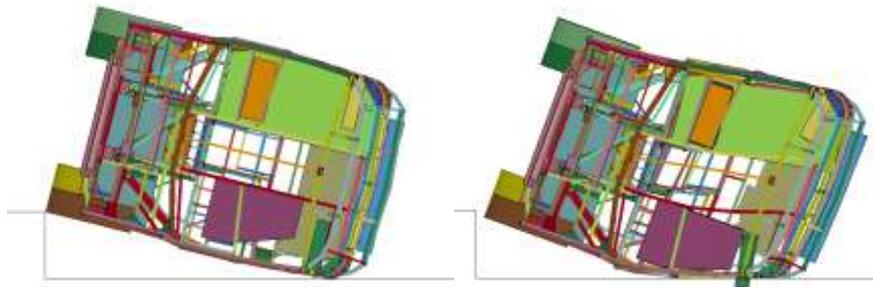


Figura 5.23 Tombamento Lateral

Os resultados apresentados serão referentes à distância da estrutura do veículo à região de sobrevivência. Para a norma de tombamento, a estrutura deve ter uma resistência que garanta que o espaço residual à estrutura do veículo não invada o espaço residual. Será realizado um comparativo das estruturas com e sem espuma de alumínio e será avaliada a eficácia deste material no quesito absorção de impacto. A Figura 5.24 apresenta a distância medida da placa de sobrevivência até a estrutura do veículo. A medida é referente à menor distância entre a placa e a estrutura.

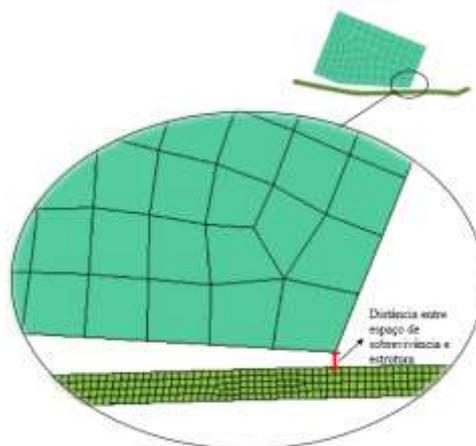


Figura 5.24 Distância Placa de Sobrevivência/Estrutura.

As rótulas plásticas da estrutura, isto é, as regiões com maiores deformações plásticas e que conseqüentemente absorvem a maior parte da energia do tombamento estão apresentadas na Figura 5.25. Conhecendo as rótulas plásticas de uma estrutura sob impacto é possível trabalhar em regiões localizadas da estrutura para a melhor relação peso x resistência. É possível observar que as rótulas plásticas estão localizadas na longarina inferior da lateral indicada pelo ponto (a), caverna do teto, indicada pelo ponto (b) e na coluna entre janelas, que possui três rótulas plásticas, nas regiões do fim do rodapé, peitoral e longarina superior da lateral, pontos (c), (d) e (e) respectivamente.

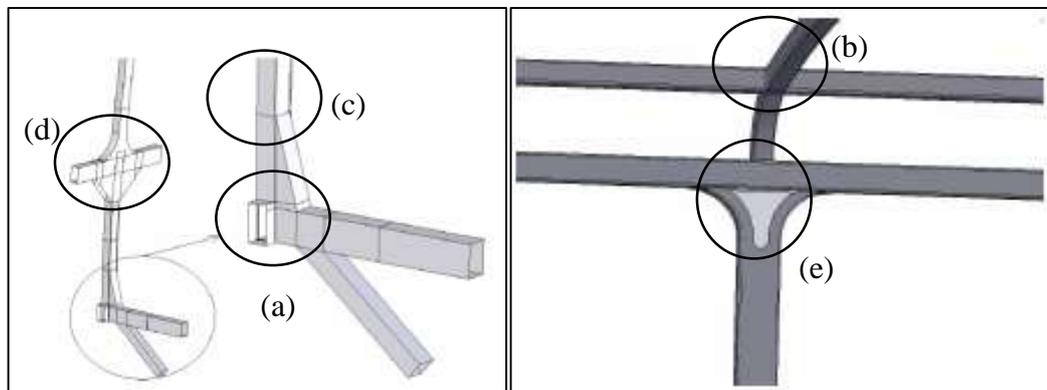


Figura 5.25 Rótulas Plásticas. Adaptado de Tech, 2009 e Ciapparini, 2012.

O gráfico das energias envolvidas na análise está apresentado na Figura 5.26. A energia total, representada pela curva C, se mantém constante durante toda a análise, o que representa o estado conservativo da análise. A energia cinética, representada pela curva A, decai no tempo, até o ponto de máxima deformação da estrutura. Após o ponto de mínima energia cinética ela volta a ter um pequeno aumento, que representa o retorno elástico da estrutura. A energia interna na análise, representada pela curva B, representa a energia absorvida pela estrutura devido à deformação dos tubos que compõem o casulo do ônibus. A energia de *Hourglass*, representada pela curva D, segundo manual do *software LS-Dyna* representa uma energia de auto deformação, que não é uma energia física, a qual surge devido ao uso do elemento *Belystchko Tsay*. Esta energia não deve ultrapassar 5% da energia total, devido à influência no resultado final. A curva E representa a energia de amortecimento da análise, e a curva F representa a energia devido ao atrito da estrutura com o solo.

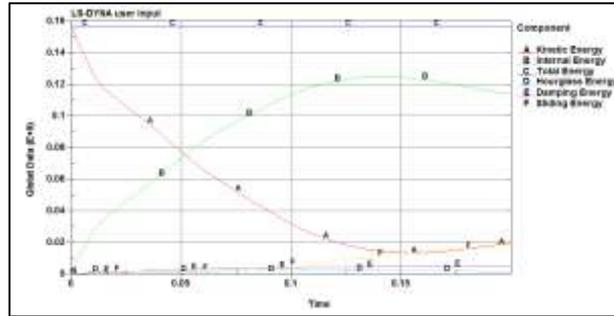


Figura 5.26 Energias envolvidas na análise – Modelo sem absorvedor de impacto.

A distância relativa das placas de sobrevivência até a estrutura do veículo para o modelo com espuma nas longarinas da lateral está apresentada na Tabela 5.6. Houve uma melhora na resistência da estrutura ao tombamento, com uma melhora relativa média de 16,9% na distância entre o espaço de sobrevivência e a estrutura, quando comparado ao modelo sem espuma de alumínio. Apesar do aumento da distância entre a placas de sobrevivência e a estrutura não ter uma magnitude tão elevada para o modelo com espuma em relação ao modelo sem espuma, como de pouco mais de 5mm para a primeira placa, para o tombamento este é um ganho significativo.

Tabela 5.6 Distância relativa placa de sobrevivência/estrutura modelo com espuma.

Placa	Distância modelo sem espuma (mm)	Distância modelo com espuma (mm)	Diferença Relativa (%)
1	32,31	37,37	15,6
2	34,54	34,54	0
3	34,96	41,21	17,9
4	24,02	32,2	34

O modelo sem espuma no momento de máxima deformação está apresentado na Figura 5.27.



Figura 5.27 Estrutura deformada sem espuma

As Figura 5.28 e Figura 5.29 apresentam as deformações plásticas e as tensões equivalentes do modelo tombado sem espuma. Pelas deformações plásticas nota-se que a união da estrutura lateral com o teto é a que mais absorve energia, pois é a primeira região a entrar em contato com o solo. Até o momento de máxima deformação, esta região é a única que tem contato com o solo e, as demais regiões, como as colunas entre janelas, sofrem flexão dos tubos.

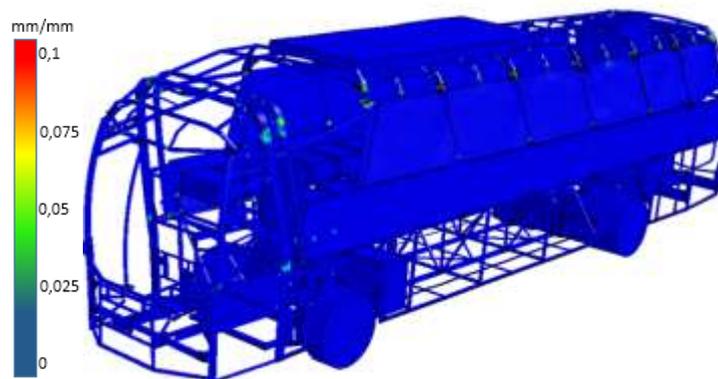


Figura 5.28 Deformações plásticas no ônibus.

Durante o teste de tombamento verifica-se que nenhum ponto da estrutura ultrapassa a tensão de ruptura do material quando se analisam as máximas tensões principais, não ocorrendo a falha do mesmo. Na Figura 5.29 são apresentadas as tensões equivalentes no modelo.

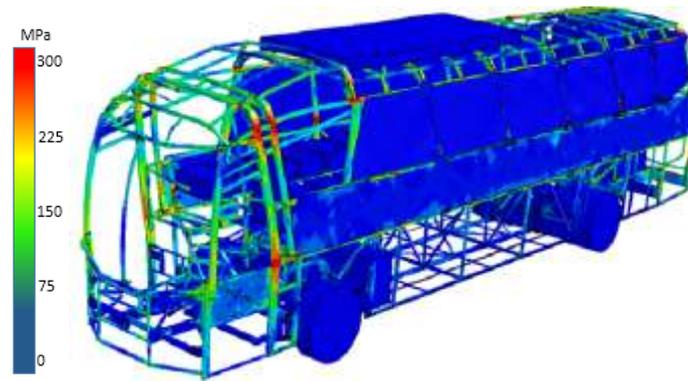


Figura 5.29 Tensões de von Mises no ônibus.

A Figura 5.30 apresenta as energias envolvidas no evento de tombamento do ônibus com preenchimento de espuma de alumínio. A diferença principal entre o gráfico apresentado na Figura 5.30 e o gráfico das energias do modelo sem espuma de alumínio (Figura 5.26) é o aumento da energia de atrito gerada entre a espuma e o tubo e entre a própria espuma.

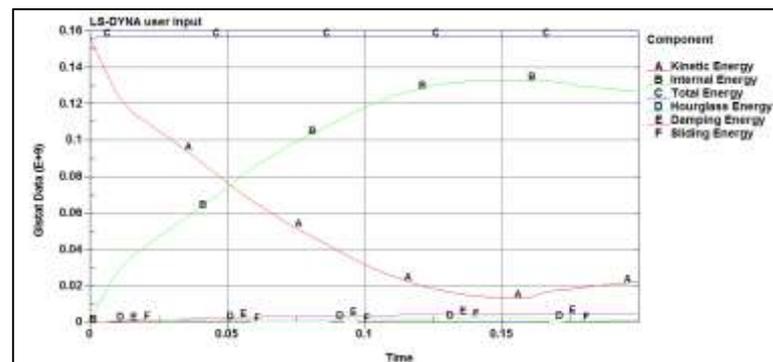


Figura 5.30 Energias envolvidas na análise - Modelo com absorvedor de impacto

Em comparação com as energias envolvidas na análise pela Figura 5.31, que apresentam as energias internas de cada análise, constata-se que o modelo com espuma absorveu 6,4% mais energia, quando comparado ao modelo sem preenchimento de espuma. Para o modelo sem espuma a energia interna máxima alcançou $1,245 \times 10^8$ J, enquanto no modelo com preenchimento em espuma a energia interna máxima foi de $1,33 \times 10^8$ J.

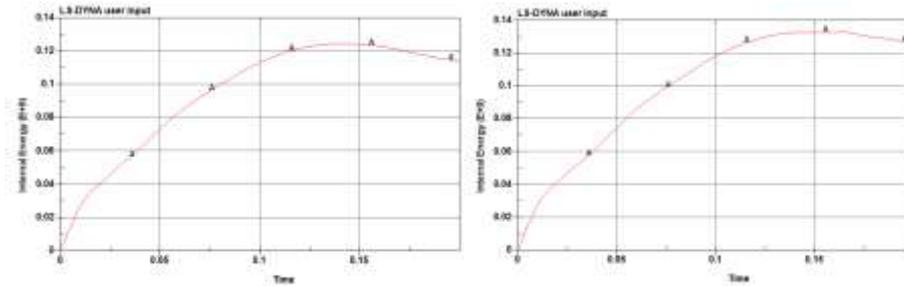


Figura 5.31 Energias internas modelo sem e com espuma, respectivamente.

Analisando-se o gráfico da energia interna do modelo com preenchimento em espuma, constata-se a presença de um platô na energia, entre os tempos de 0,12 segundos e 0,17 segundos, o que não acontece no modelo sem preenchimento de espuma. Este fato é devido à absorção de energia pela espuma, material este que exibe um comportamento tensão x deformação sob compressão semelhante, com uma região elástica presente, seguida de um platô, onde a maior parte da energia é absorvida e finalmente ocorrendo a densificação do material (Figura 5.32).

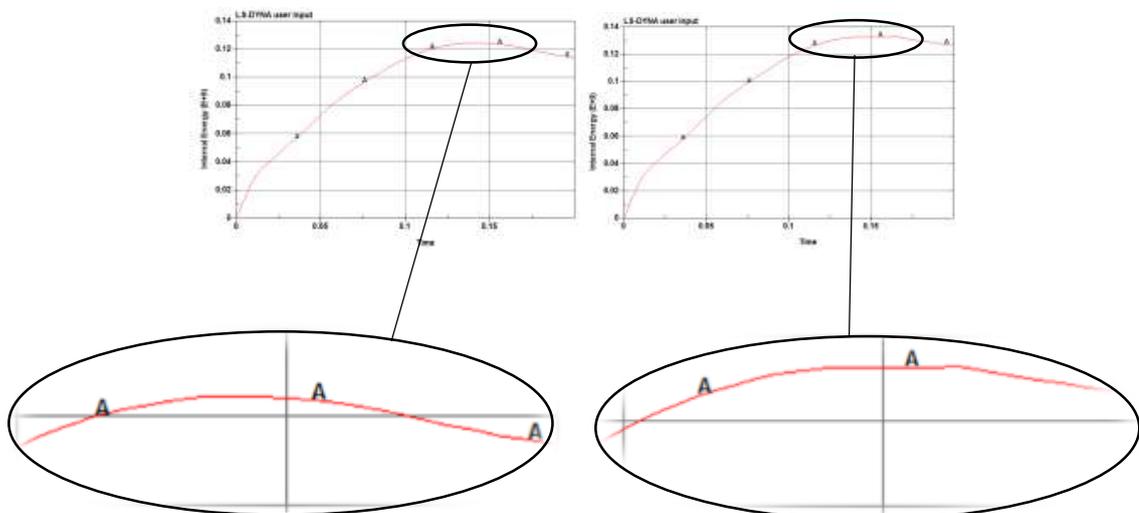


Figura 5.32 Platô na energia interna, modelo sem e com espuma, respectivamente.

5.5.2 Simulação de Impacto Semi-Frontal

A estrutura deformada para o modelo com absorvedor de impacto no tempo de 0,3 segundos de análise está apresentada na Figura 5.33. No modelo sem absorvedor, a estrutura do ônibus invadiu completamente o posto do motorista, ocasionando sérios danos ao motorista, além de ocasionar o efeito “abridor de latas” na lateral do veículo. No modelo com absorvedor de impacto incorporado, a estrutura manteve um espaço de sobrevivência razoável, mantendo

um espaço de quase 700 mm entre o posto do motorista e a estrutura dianteira do veículo, além de desviar a rota de colisão do veículo evitando o efeito abridor de latas..



Figura 5.33 Estrutura deformada com absorvedor de impacto durante impacto semi-frontal.

A análise efetuada foi referente ao impacto entre dois ônibus, mas o absorvedor desenvolvido, evitaria também, no caso do impacto contra um veículo de passeio, a invasão do veículo na parte inferior do ônibus, segundo Figura 5.34.



Figura 5.34 Impacto ônibus com carro de passeio. Adaptado do site G1.com.

Efetuando uma medida da distância remanescente entre a estrutura e o posto do motorista, nota-se a grande influência do absorvedor de impacto na conservação do espaço de sobrevivência necessário para a integridade física do motorista. A distância entre o posto do motorista e a parte frontal do chassi (detalhe em vermelho, Figura 5.35) após o impacto, para cada um dos modelos, está apresentada na Tabela 5.7.

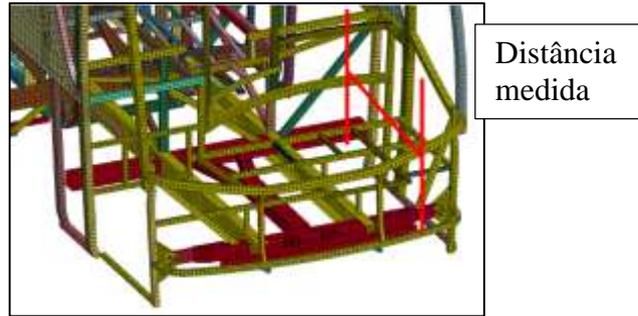


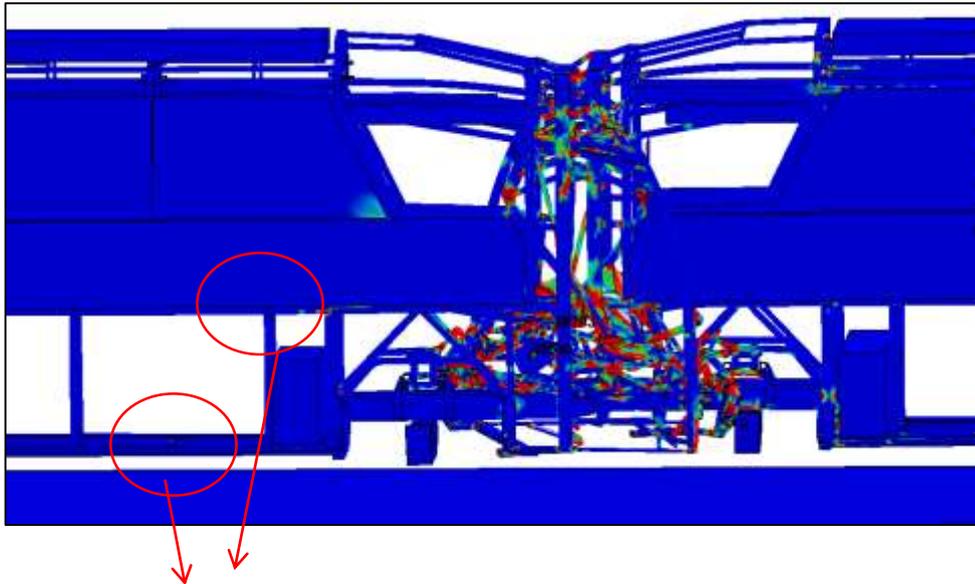
Figura 5.35 Distância entre o posto do motorista e a parte frontal do chassi.

Tabela 5.7 Distância entre o posto do motorista e a parte frontal do chassi.

Modelo	Distância (mm)
Antes do impacto	1050
Sem absorvedor	190
Com absorvedor	680
Com absorvedor e espuma	692

O modelo com absorvedor de impacto e espuma de alumínio não obteve um ganho de resistência considerável, quando comparado com o modelo somente com o absorvedor. Deve-se ser estudado a utilização da espuma em tubos que tenham uma maior deformação sob compressão na parte dianteira de ônibus. Já o modelo com absorvedor de impacto apresentou uma melhora considerável frente ao modelo original, sendo eficaz em relação à proteção do motorista, nas condições especificadas.

Analisando-se o impacto, notam-se as principais rótulas plásticas para este tipo de acidente. Uma das principais rótulas está localizada na região da cabeceira dianteira, no final do módulo frontal do chassi. Outra rótula plástica está localizada na região do bagageiro inferior, segundo detalhe da Figura 5.36. Conhecendo-se onde estão as rótulas plásticas do veículo é possível atuar nestas regiões para aumentar sua resistência e aumentar a energia absorvida durante um impacto.



Rótulas plásticas

Figura 5.36 Rótulas plásticas no impacto.

A Figura 5.37 apresenta um acidente ocorrido na rodovia Imigrantes em São Bernardo do Campo, ocorrido em 14/12/2016, onde um ônibus colidiu contra um caminhão que estava parado na pista. Neste acidente a deformação do caminhão foi quase imperceptível perto das deformações presentes na estrutura do ônibus.



Figura 5.37 Acidente entre ônibus e caminhão. Adaptado do site G1.com.

Um comparativo numérico é apresentado na Figura 5.38. Para comparação com o acidente ocorrido na rodovia Imigrantes, foi utilizado o impacto entre ônibus realizado. Até o momento não havia informações referente à velocidade do ônibus durante a colisão mas a estrutura deformada se assemelha bastante à estrutura simulada a 10 m/s.

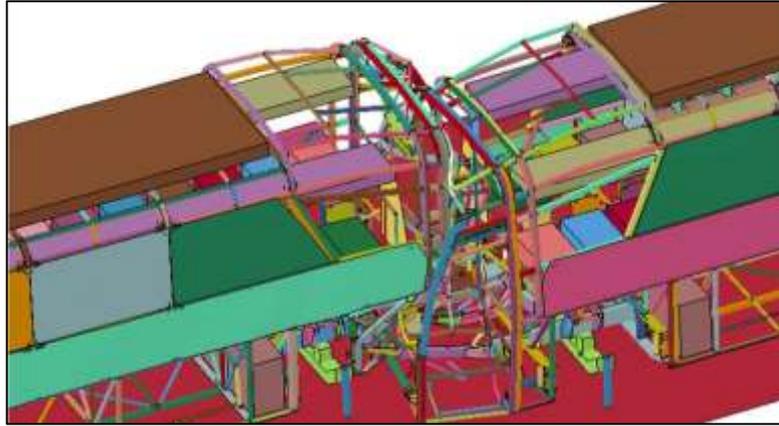


Figura 5.38 Comparativo numérico.

Uma sequência do acidente simulado está apresentada na Figura 5.39 para o ônibus sem absorvedor. A estrutura do ônibus foi ocultada para detalhamento do comportamento do posto do motorista. Nota-se a invasão do espaço referente ao posto do motorista durante o evento. Na Figura 5.40 nota-se que mesmo após o impacto, o posto do motorista permaneceu com um espaço suficiente para a sobrevivência do motorista.

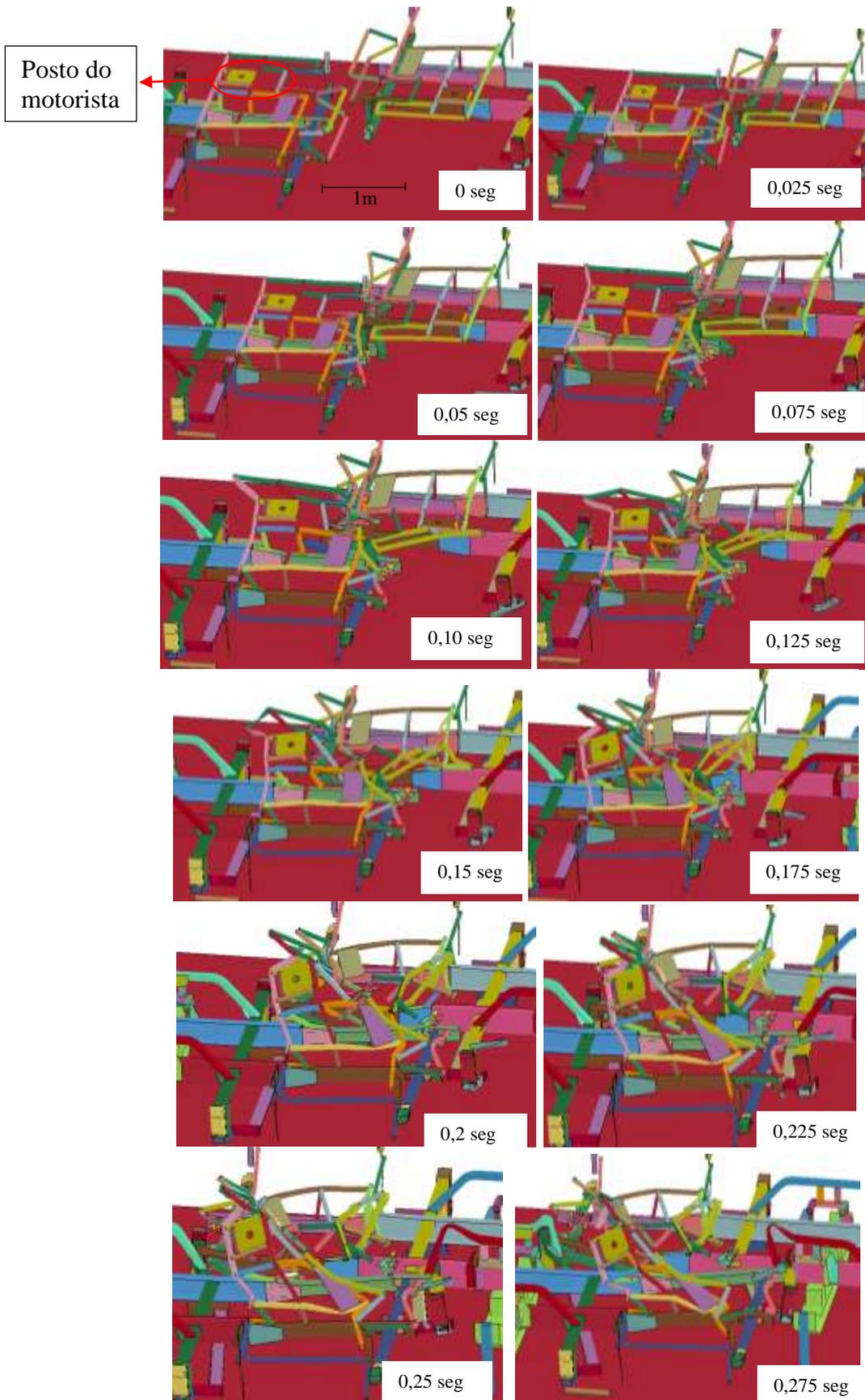


Figura 5.39 Sequência de fotos do impacto – Sem absorvedor.

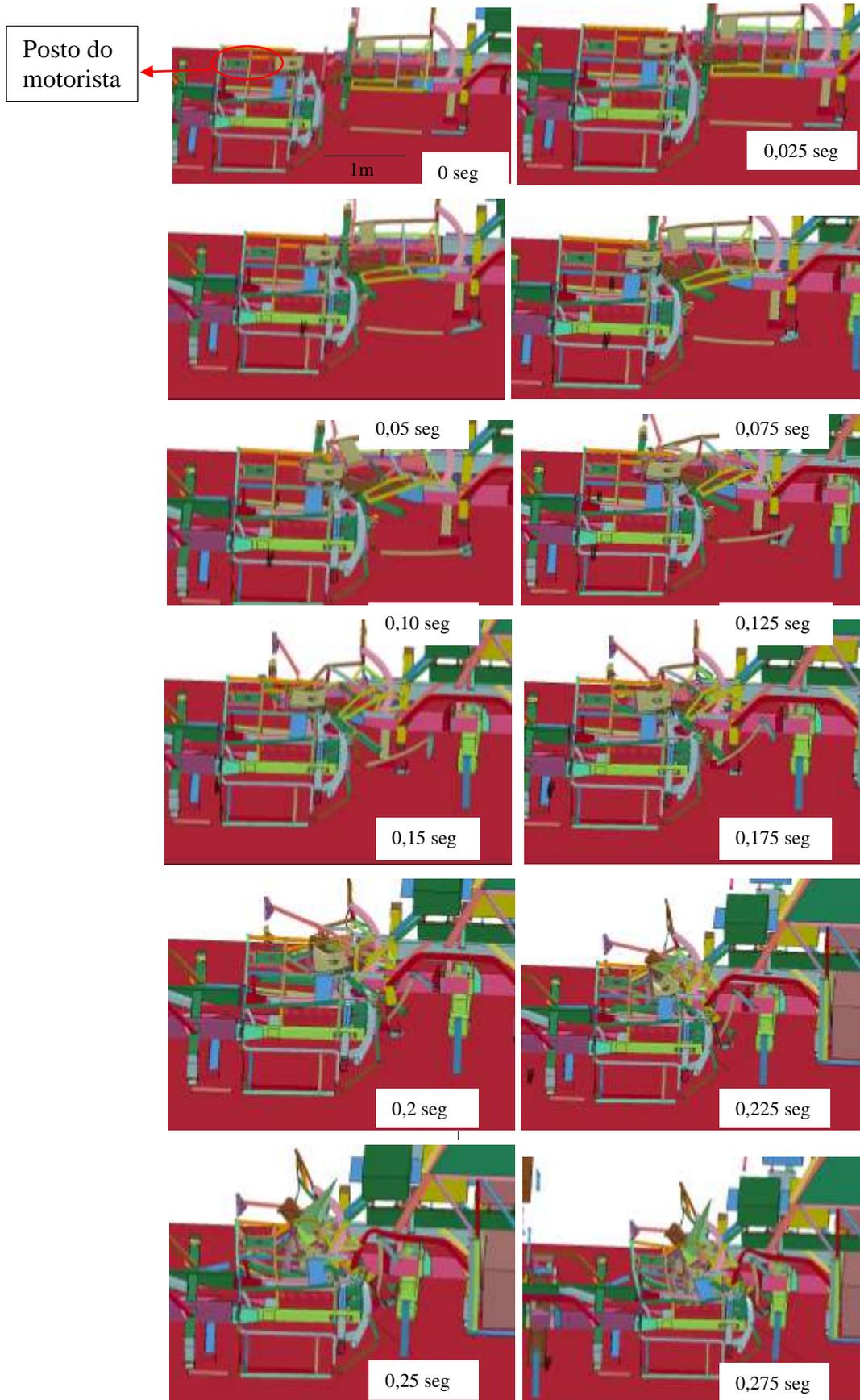


Figura 5.40 Sequência de fotos do impacto – Com absorvedor.

As velocidades e acelerações presentes na análise estão apresentadas nas Figura 5.41, Figura 5.42, Figura 5.43 e Figura 5.44. Os valores são referentes às acelerações presentes nas poltronas dos passageiros e no posto do motorista, pois um dos critérios utilizados para a análise é que as acelerações não ultrapassem as máximas suportadas pelo corpo humano. Segundo Huang, 2002, um pulso é considerado baixo para acelerações em torno de 18 g e altos para acelerações em torno de 87 g.

Através da Figura 5.41 observa-se que as velocidades no posto do motorista não se modificaram significativamente nos três modelos estudados. Nota-se que no modelo sem absorvedor houveram mudanças mais bruscas na velocidade, devido ao impacto das estruturas contra o posto do motorista. Para os modelos com absorvedor e com absorvedor preenchido com espuma, o decaimento da velocidade no posto do motorista foi mais suave. O modelo sem absorvedor apresentou a maior velocidade no fim da análise, o que significa que, mesmo sendo o modelo com maior deformação até o tempo de 0,3 segundos, ainda mantém a maior energia cinética entre os três modelos.

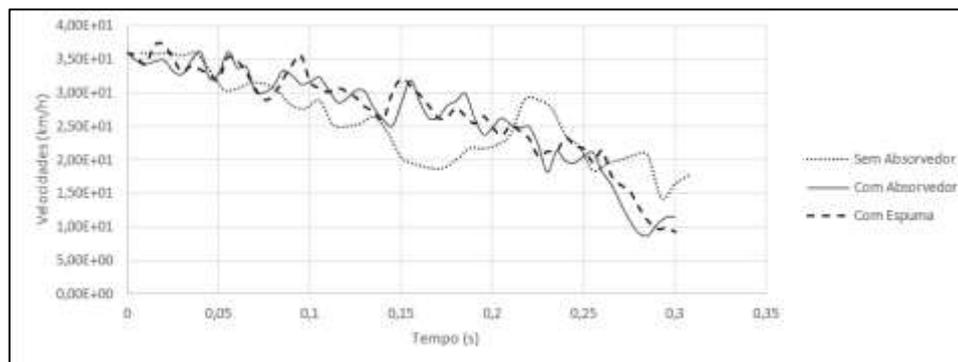


Figura 5.41 Velocidades no posto de motorista durante o impacto.

Através da Figura 5.42 observam-se picos de aceleração bastante elevados, chegando a 24 g para o modelo sem absorvedor e 23 g para os modelos com absorvedor e com espuma. Para o modelo sem absorvedor, o maior pico de aceleração ocorreu no tempo 0,275, momento em que a estrutura do ônibus atinge o posto do motorista. Para os modelos com absorvedor e com espuma, os maiores picos de aceleração se distribuíram ao longo da análise, pela razão que o absorvedor de impacto aumenta a rigidez da estrutura, desde o primeiro instante de contato dos ônibus.

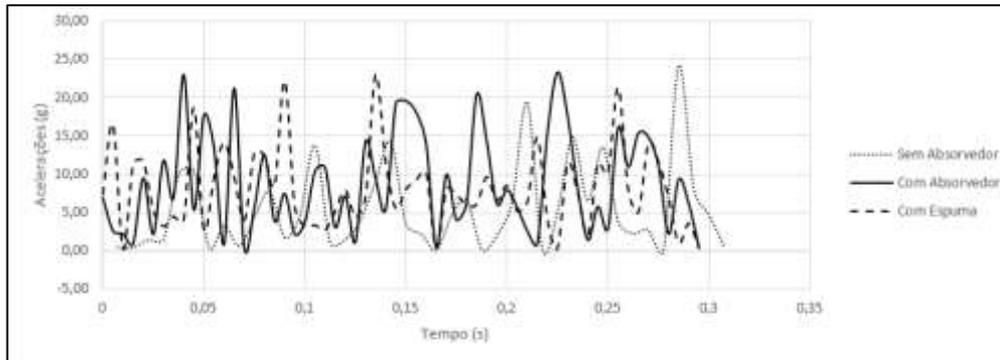


Figura 5.42 Acelerações no posto de motorista durante o impacto.

Pela Figura 5.43 verificam-se que as velocidades para as três análises na poltrona de passageiros localizada próxima ao centro de gravidade do veículo são maiores que as presentes no posto do motorista. Isto é devido ao ônibus continuar se movimentando enquanto o posto do motorista se encontra a uma menor velocidade devido, a já ter neste momento, sofrido maiores desacelerações.

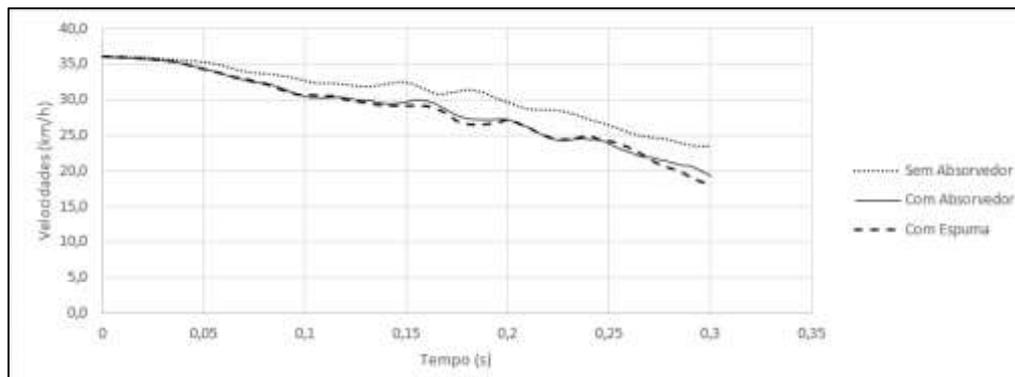


Figura 5.43 Velocidades na poltrona de passageiro durante o impacto.

Pela Figura 5.44, assim como a velocidade na poltrona de passageiro, as acelerações também são de uma menor magnitude, quando comparadas com o as acelerações no posto do motorista. Para o modelo com espuma como preenchimento dos perfis metálicos, o pico de aceleração atingiu quase 6 g, enquanto no modelo com absorvedor de impacto atingiu 4,7 g e no modelo sem absorvedor, 3,5 g. Nesta poltrona do veículo, a menor aceleração se deu para o modelo sem absorvedor, devido ao fato deste já ter absorvido a maior parte da energia cinética na deformação da parte frontal do veículo. A estrutura absorvedora, devido ao fato de tornar a estrutura mais rígida, transmite uma carga maior para o salão de passageiros. Apesar de os modelos com absorvedor terem apresentado acelerações maiores neste ponto, o nível das acelerações não é crítico para o ser humano.

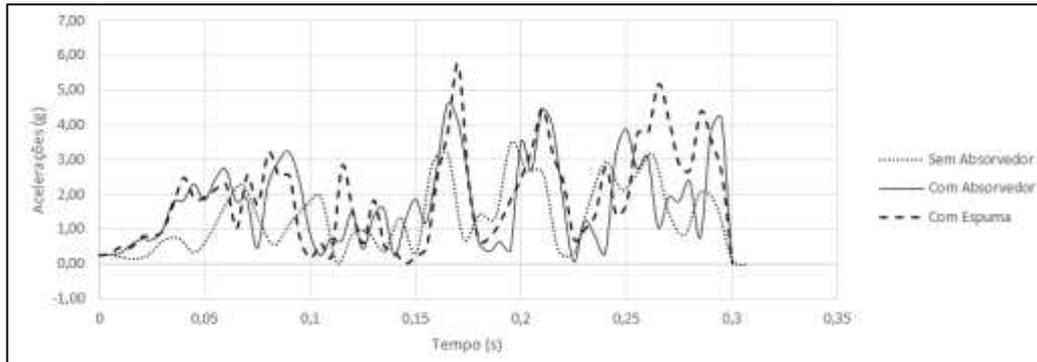


Figura 5.44 Acelerações na poltrona de passageiro durante o impacto.

Na Figura 5.45 são apresentadas as acelerações que o corpo humano suporta e os danos que cada nível de aceleração em relação ao tempo de exposição causam. Pelas acelerações coletadas nas simulações, os picos de aceleração duram em torno de 0,02 segundos e atingem no máximo 24 g no posto do motorista. Para um pulso desta duração, acelerações de até 60 g não causam ferimento graves para o ser humano. Portanto, com a velocidade utilizada nas simulações, as acelerações dos ocupantes durante o impacto semi-frontal não prejudicariam os ocupantes, sendo o ponto crítico da análise a invasão da estrutura no espaço residual de sobrevivência.

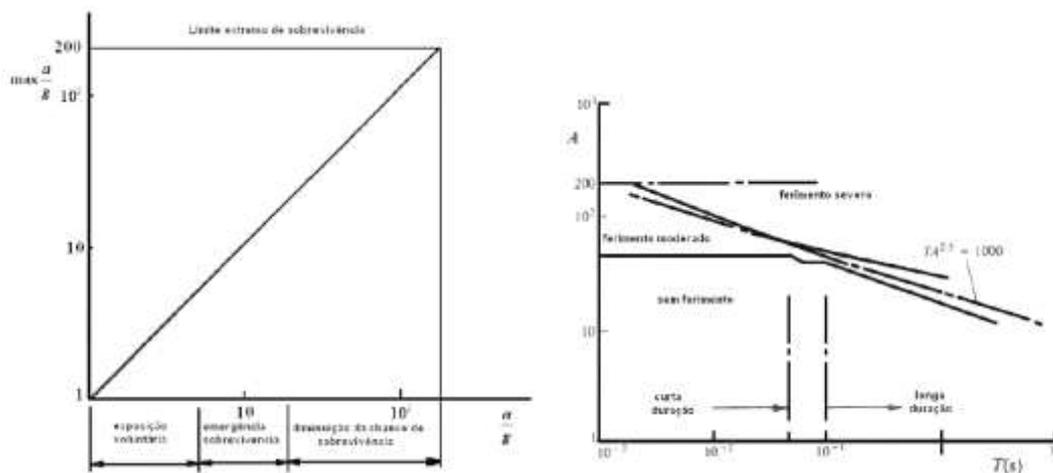


Figura 5.45 Tolerâncias do corpo ao impacto. Adaptado de Macauly, 1987 e Jones, 2001c.

Durante o impacto do ônibus sem absorvedor, ocorre a ruptura da primeira e da segunda travessa do chassi, segundo Figura 5.46. Isso ocasiona a conseqüente invasão do espaço do motorista e maior dano à estrutura do ônibus.

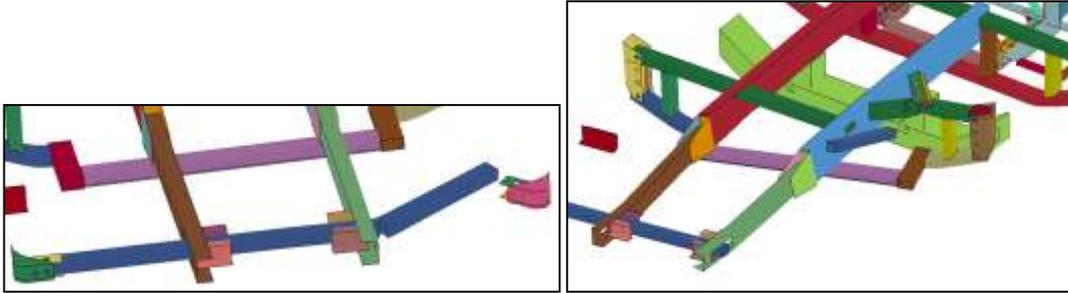


Figura 5.46 Quebra das travessas do chassi.

Comparando o modelo sem e com espuma de alumínio, nota-se que para o mesmo tempo de análise há um amassamento menor do tubo preenchido com espuma, principalmente no tubo absorvedor frontal e na primeira travessa do chassi (Figura 5.47).

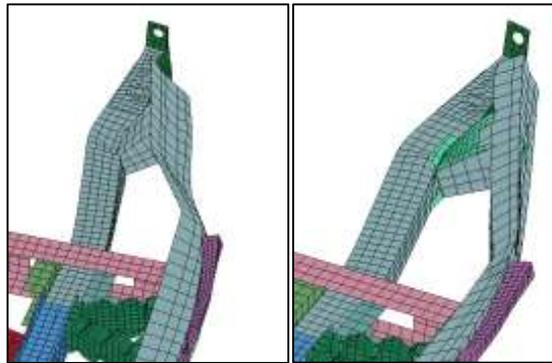


Figura 5.47 Amassamento do absorvedor de impacto.

No tempo de 0,25 segundos, nota-se que, no modelo sem preenchimento de espuma alguns pontos da travessa do chassi começam a apresentar falha, o que não acontece para os tubos preenchidos com espuma. Em uma visão macro, os dois modelos com absorvedor de impacto, com e sem preenchimento de espuma, apresentaram os mesmos modos de falha e, praticamente a mesma distância do espaço de sobrevivência do motorista (Figura 5.48).

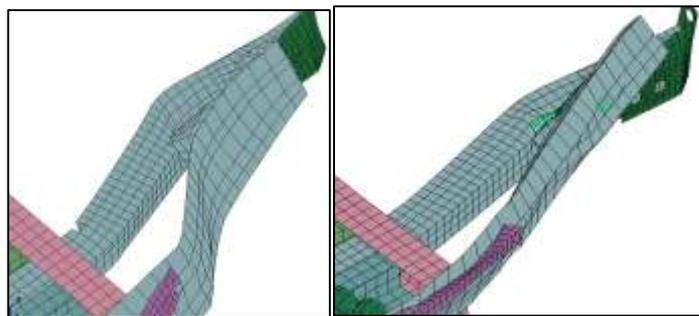


Figura 5.48 Ruptura do material do absorvedor de impacto.

Em relação à energia absorvida pelos modelos, o veículo com absorvedor de impacto absorveu 30% mais energia, quando comparado com o modelo original. Já o modelo com

preenchimento de espuma de alumínio absorveu cerca de 3% a mais do que o modelo com absorvedor e sem preenchimento (Figura 5.49).

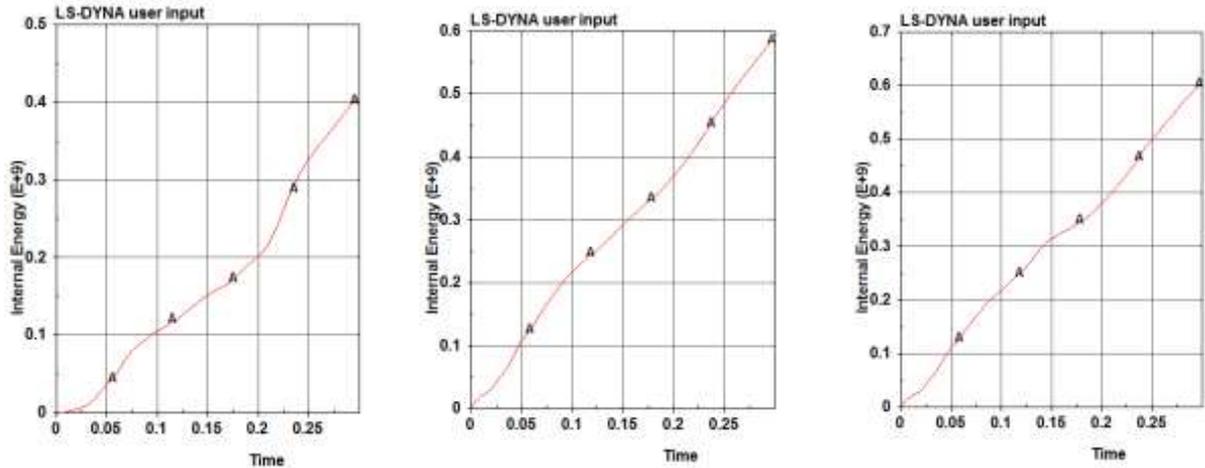


Figura 5.49 Energias absorvidas. Modelo original, com absorvedor e com absorvedor e espuma, respectivamente.

A Tabela 5.8 apresenta as energias absorvidas na análise. Pelas análises, apesar da energia absorvida pelo modelo com preenchimento de espuma de alumínio não apresentar um acréscimo de energia considerável, ele evitou o rompimento da travessa do chassi, o que pode auxiliar na absorção de energia e no desvio da rota do ônibus.

Tabela 5.8 Energias absorvidas nas análises

Modelo Original	Modelo Com Absorvedor	Modelo Com Espuma
4,08e8 kJ	5,919E8 kJ	6,078E8 kJ

Os gráficos das energias envolvidas nas análises do evento de impacto semi-frontal do ônibus estão apresentados nas Figura 5.50, Figura 5.51 e Figura 5.52. A energia total, representada pela curva C, aumenta ao longo do tempo para todas as análises, devido ao atrito entre os componentes dos ônibus durante o evento. A energia cinética, representada pela curva A, decai no tempo, até a completa parada dos ônibus. A energia interna na análise, representada pela curva B, representa a energia absorvida pela estrutura devido à deformação dos tubos que compõem o casulo do ônibus. A energia de *Hourglass*, não deve ultrapassar 5% da energia total, devido à influência no resultado final. A curva G representa a energia de amortecimento da análise e a curva H representa a energia devido ao atrito das partes durante o evento. A razão de energia, representada pela curva D, que expressa a energia final em relação à energia inicial

se manteve baixa, assim como o trabalho externo, representado pela curva I.

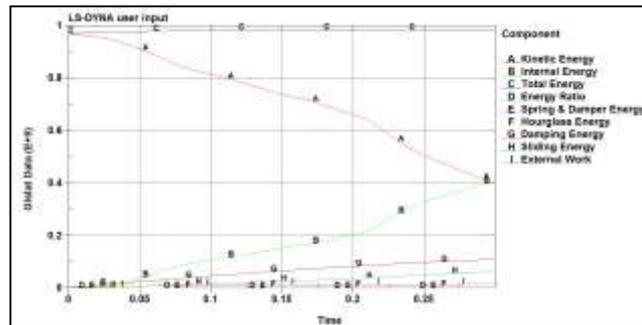


Figura 5.50 Energias envolvidas na análise - Modelo sem absorvedor de impacto.

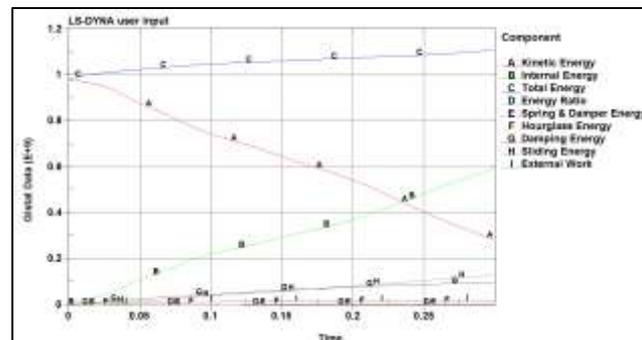


Figura 5.51 Energias envolvidas na análise - Modelo com absorvedor de impacto.

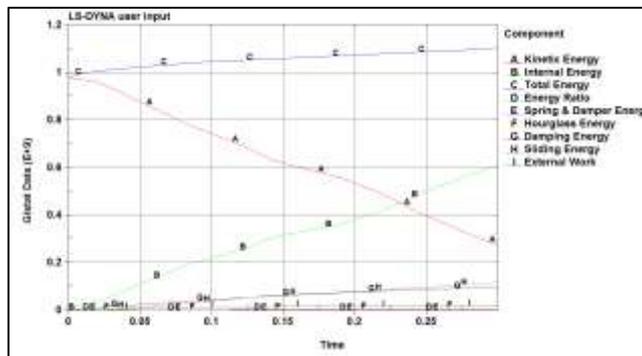


Figura 5.52 Energias envolvidas na análise - Modelo com espuma de alumínio.

As Figura 5.50, Figura 5.51 e Figura 5.52 apresentam as energias envolvidas no evento de impacto semi-frontal do ônibus com preenchimento de espuma de alumínio. A principal diferença entre os gráficos das energias envolvidas na análise do modelo sem absorvedor de impacto e os modelos com absorvedor e com preenchimento de espuma de alumínio é o aumento da energia de atrito gerada entre o absorvedor de impacto e a estrutura, a espuma e o tubo e entre a própria espuma de alumínio.

6 CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

Neste trabalho realizaram-se experimentos com a fabricação da espuma de alumínio como preenchimento de tubos de parede fina, variando-se a composição e parâmetros de fabricação deste material, a fim de encontrar a estrutura celular mais propícia para absorção de impacto. Com os corpos de prova fabricados, testes de compressão e flexão foram realizados e uma correlação numérica foi encontrada para representação da estrutura sanduíche. Depois de levantadas as propriedades mecânicas dos constituintes, aplicações da espuma foram estudadas, como preenchimento dos tubos, em eventos de impacto semi-frontal e tombamento lateral. Com os resultados obtidos é possível apresentar as seguintes conclusões:

Na fabricação da espuma de alumínio, a estrutura celular obtida pode ser considerada satisfatória, uma vez que se atingiu a densidade considerada mínima para espuma e, se formou de fato, uma estrutura celular com paredes bem definidas. Este é um processo complexo que necessita de maiores estudos para encontrar uma estrutura celular totalmente homogênea e isenta de imperfeições. As estruturas sanduíches obtidas foram consideradas satisfatórias, uma vez que ocorreu o completo preenchimento dos tubos com a estrutura celular. Problemas de processos devem ser revistos a fim de se aperfeiçoar a estrutura, problemas estes, como a densificação e a drenagem da estrutura celular.

Os testes efetuados com os corpos de prova apresentaram resultados consistentes, uma vez que houve um acréscimo considerável na energia absorvida pelos tubos preenchidos com espuma em comparação com os tubos sem preenchimento, tanto para os testes de compressão como nos testes de flexão dos tubos (37,5% e 27,4%, respectivamente). Foram estudados os modos de falha dos tubos, associando cada corpo de prova com um modo de falha e capacidade de absorção de energia.

Os modelos numéricos dos tubos com e sem preenchimento de espuma de alumínio desenvolvidos apresentaram uma boa correlação com os resultados experimentais, validando a metodologia utilizada para representação dos materiais.

No estudo apresentado, um esforço na direção da calibração do modelo do ônibus é realizado procurando realizar uma comparação entre os modos e frequências naturais no modelo e num ônibus real ensaiado. Esta calibração deveria ser realizada também no sentido de ajustar o comportamento do ônibus frente a cargas que ativassem o colapso da sua estrutura.

Durante o teste de tombamento, a utilização da espuma de alumínio auxiliou no atendimento da norma referente à resistência da estrutura ao tombamento lateral e apresentou,

com um acréscimo de apenas 5,12 kg, uma melhora relativa de 16,9% em relação à distância do espaço de sobrevivência até a estrutura do ônibus.

O absorvedor de impacto, apesar de ter se mostrado eficiente quanto aos objetivos propostos, pode ser trabalhado para absorver uma maior quantidade de energia através da deformação da estrutura, utilizando por exemplo, uma deformação programada. As acelerações máximas durante a análise de impacto ficaram abaixo dos níveis críticos para o corpo humano, nas velocidades utilizadas.

Os objetivos referentes ao absorvedor de impacto foram atingidos. O peso da estrutura absorvedora não ultrapassou os 100 kg, definidos como meta no início do projeto, garantiu um espaço mínimo de sobrevivência para o motorista durante o impacto semi-frontal e aumentou a energia absorvida pelo ônibus. Análises adicionais deverão ser efetuadas para avaliar a eficiência do absorvedor de impacto em eventos denominados “abridor de latas”, considerado um dos tipos de acidente mais crítico.

O modelo em casca utilizado exibe um comportamento semelhante em termos da estrutura deformada quando comparado com acidentes ocorridos nas estradas brasileiras. Portanto, o modelo em casca do ônibus pode ser considerado calibrado, em relação à deformação da estrutura frente a eventos de impacto.

Com as avaliações efetuadas, é possível salientar que as estruturas frontais dos ônibus rodoviários atuais não estão aptas do ponto de vista da segurança do motorista e dos passageiros, devido à invasão do espaço residual, tanto pela parte do chassi como pela parte da estrutura. É necessário que as autoridades responsáveis tomem medidas cabíveis que regulamentem e exijam a manutenção da integridade do espaço do motorista e do salão de passageiros em caso de um impacto frontal.

Como continuação deste trabalho propõe-se a investigação das propriedades mecânicas da espuma sob variadas densidades e avaliação da resistência à fadiga da espuma de alumínio e até o levantamento de uma curva de fadiga para o material. Recomenda-se ainda a investigação da influência das taxas de deformação sob a deformação da estrutura sob impacto e a realização de uma maior variedade de testes, como o impacto em ângulo (“efeito abridor de latas”).

É proposto, também, o desenvolvimento de uma estrutura lateral ao motorista para evitar o dobramento da estrutura na direção interna à estrutura do ônibus. A utilização de *dummies* nas simulações ajudaria, também, no levantamento da criticidade dos acidentes. É de extrema importância, a realização de testes que auxiliem no completo entendimento dos fenômenos

envolvidos no *crashworthiness*.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Alves Filho, A. **Elementos Finitos: a base da tecnologia CAE**, 6. Ed. São Paulo: Érica, 2013.

Ambrósio, J.A.C., Pereira, M.F.O., Silva, F.P. **Crashworthiness of transportation systems: structural impact and occupant protection**. Kluwer Academic Publishers (Dordrecht/Boston/London), published in cooperation with NATO Scientific Affairs Division. 1996.

ANSYS Help Viewer, v. 17, 2016.

Ashby, M.F., Evans A.G., Fleck N.A., Hutchinson J.W., Wadley H.N.G. **Metal Foams: A Design Guide**, Butterworth-Heinemann, 2000.

Bala, S., Day, J. **General guidelines for crash analysis in LS-Dyna**. Livermore Software Technology Corporation, Crash Guidelines p. 21.1, 2003-2012.

Banhart J. **Light-Metal Foams. History of Innovation and Technological Challenges**, Advanced Engineering Materials, 2013.

Banhart J. **Manufacture, characterization and application of cellular metals and metal foam**. Fraunhofer Institute for Manufacturing and Advanced Materials, 1999.

Banhart J. **Metal foams. From fundamental research to applications**. Frontiers in the design of materials. Universities Press (India) Limited, 2007.

Banhart J., Baumeister J. **Production Methods for Metallic Foams**. Fraunhofer-Institute for Applied Materials Research (IFAM), 1998.

Banhart, J. **Functional applications. handbook of cellular metals; production, processing and application**. Editores: H-P. Degischer, B. Kriszt, 313-320, Wiley-VCH, Weinheim, 2002.

Bathe, K.J. **Finite element procedures**. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1996.

Bois, P., Chou, C.C., Fileta, B.B., Khalil, T.B., King, A.I., Mahmood, H.F, Mertz, H.J., Wismans, J. **Vehicle crashworthiness and occupant protection**. Automotive Applications Committee American Iron and Steel Institute Southfield, Michigan, 2004.

Bonaldi P. O. **Obtenção de espuma de alumínio através do processo de metalurgia do pó e propriedades mecânicas de estruturas sanduíches**, UFRGS, 2012.

Brüel & Kjaer **Sound and vibration measurement a/s, technical documentation: human vibration analyzer type 4447 user manual**. Naerum, Denmark. 2008.

Bugelli E.B. **Modelos de falha em análise numérica de estrutura veicular submetida a impacto de baixa velocidade**, USP, 2010.

Ciapparini, J.V., **Avaliação de fadiga de uma carroceria de ônibus submetida a diferentes perfis de pista.** UFRGS, 2012.

Cook, D.R, Malkus, D.S., Plesha, E.M. **Concepts and applications of finite element analysis.** John Wiley & Sons, 1988.

Crisfield M.A., et.al. **Non-linear finite element analysis of solids and structures.** Vol. 1, Wiley, 2000.

Crupi, V., Epasto, G., Guglielmino, E. **Internal Damage Investigation of Composites Subjected to Low-Velocity Impact.** Society for Experimental Mechanics, Experimental Techniques, 2014.

DENATRAN, Departamento Nacional de Trânsito, Frota. Disponível em: <http://www.denatran.gov.br/frota.htm>, 2014.

Duarte I.M.A. **Espumas metálicas: processo de fabrico, caracterização e simulação numérica.** Universidade do Porto, 2005.

ECE R66 - Directive 2001/85/EC European Parliament, Jornal Oficial das Comunidades Européias, 2001.

Elitok K., Güler, A.M., Avci, F.H., Stelzmann, U. **Regulatory bus roll-over crash analysis using LS-Dyna,** TEMSA. FIGES Engineering, Copyright 2003-2017.

Gibson L. J., Ashby M.F. **Cellular Solids – Structures and Properties,** 1988.

Goedel, F. **Aspectos relacionados com o impacto semi-frontal em ônibus rodoviário,** UFRGS, 2013.

Guia do Aço, Aços Longos, ArcelorMittal, 2013. www.arcelormittal.com/br. Acesso em 10/2016

<http://g1.globo.com/sao-paulo/noticia/acidente-entre-onibus-e-caminhao-na-imigrantes-deixa-feridos-e-pelo-menos-um-morto.ghtml>. Acesso em 09/2016

<http://www.abc.net.au/news/2016-10-24/tour-bus-crash-kills-seven-in-california/7958606>. Acesso em 11/2016.

<http://www.dynasupport.com/tutorial/contact-modeling-in-ls-dyna/contact-types>
Acesso em 10/10/2016

http://www.ifam.fraunhofer.de/en/Profile/Locations/Bremen/Shaping_Functional_Materials/Powder_Technology/Lightweight_Materials.html. Acesso em 08/2016.

<http://www.marcopolo.com.br/marcopolo>. Acesso em 08/2016.

<http://www.nbcnewyork.com/news/local/NJ-2-NJ-Transit-Buses-Collide-Serious-Accident-Injuries-Newark-390676851.html>. Acesso em 09/2016.

Huang, M. **Vehicle crash mechanics.** CRC Press, New York, 2002.

Jones, N. **General introduction to structural crashworthiness. Energy management and occupant protection.** J.A.C. Ambrósio (ed.) Springer Wien NewYork, pp 67-82, 2001c.

Jones, N. **Material strain rate sensitivity. crashworthiness. energy management and occupant protection.** Springer Wien NewYork, pp 49-66, 2001a.

Jones, N. **Quasi-static behavior. crashworthiness. energy management and occupant protection.** JSpringer Wien NewYork, pp 19-31, 2001b.

Jones, N. **Several phenomena in structural impact and structural crashworthiness.** European Journal of Mechanics A/Solids 22, 2003.

Ko, H.Y,Shin, K.B., Jeon, K.W., Cho, S.H. **A study on the crashworthiness and rollover characteristics of low-floor bus made of sandwich composites.** Journal of Mechanical Science and Technology 23, 2009.

Krieg R.D. **Accuracies of numerical solution methods for the elastic-perfectly plastic model.** Journal of Pressure Vessel Technology, Vol. 99 N°4, Series J, Transactions of the ASME, 1977.

Ls-Dyna Theory Manual. Compiled by: John O. Hallquist, 2006.

LS-Dyna, User Manual. **Non linear dynamic analysis of structures.** – Version 950-d Livermore Software Technology Corporation 7374, Livermore. 1999.

Macauly M. **Introduction to Impact Engineering.** Chapman and Hall, Brunel University, 1987.

Malli, A. K. **Performance evaluation of thin walled tube with nano based polyurethane rigid foam increased roof strength of a vehicle.** Curso de Engenharia Mecânica, Universidade Estadual de Wichita, Wichita, 2012.

Malvern L. E. **Introduction to the mechanics of a continuous medium.** Prentice Hall Inc., 1969.

Meira Junior, A. D. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal,** UFRGS, 2010.

Meira Junior, A.D, et.al. **Numerical analysis of na intercity bus structure: A simple unifilar model proposal to assess frontal and semifrontal crash scenarios.** Latin American Journal of Solid Structures. Vol 13, No 9, pp 1616-1640, 2016.

Mercedes_Benz do Brasil. mercedes-benz.com.br

Mirlisenna, G. **Model verification for finite element analysis,** ANSYS Convergence 2016, São Paulo, 2016.

Neves, F, Button, s.t. **Análise de comportamento micro estrutural de um aço micro ligado por simulação física analógica ao forjamento a quente.** UFRN, 2009.

Nieh T. G. K., Wadsworth J. **Effect of cell morphology on the compressive properties of open-cell aluminium foams**. Material Science and Engineering, 2000.

Nusier, S., Belwafa, J.E., Mahmood, H.F., Fileta, B.B. **Front rail having controlled thickness for energy absorption**, Ford Global Technologies, 2010.

Oberg, E., Jones, F.D. **Machinery's Handbook**. The Industrial Press, 1964.

Ônibusbrasil.com

Pickett, Anthony, et.al. **Failure prediction for advanced crashworthiness of transportation vehicles**, International Journal of Impact Engineering, 2004.

SAE, **Surface vehicle recommended practice warren dale**, SAE J 2340, 1999.

Schur, D.V., Zaginaichenko, V. M. Adejev. **Phase transformations in titanium hydrides**. Int. J Hydrogen Energy, Vol. 21 N° 11/12 – 1996.

Seguradora Líder DPVAT, disponível em <http://www.seguradoralider.com.br/Pages/dados-especificos-veiculos-transportes-coletivos.aspx>, 2011. Acesso em 11/2016.

Shah, Q.H., Topa, A. Modeling large deformation and failure of expanded polystyrene crushable foam using LS-Dyna. Modeling and Simulation in Engineering, Hindawi Publishing Corporation, Volume 2014, 2014.

Shuyong, D., Tao, Y., Han, X., Yang, X., Hou, S., Hu,Z. Investigation on structure optimization of crashworthiness of fiber reinforced polymers materials. Composites: part B, Engineering, Elsevier Journal, 2014.

Spencer A. J. **Continuum Mechanics**. New York, 1980.

Sun, G. Li, G., Hou, S., Li,W., Li, Q. **Crashworthiness design for functionally graded foam-filled thin-walled structures**. Materials Science and Engineering. Elsevier Journal, 2009.

Tech, T.W. **Proposta de metodologia para otimização estrutural de um ônibus em condições de tombamento** – UFRGS, Porto Alegre, 2009.

Umashankar C., Jha K., Mahule K. N. **Aluminium foam fabrication by powder metallurgy route**. BARC, 2011.

Viero, C.F, **Metodologia de projeto para arranjo estrutural de carroceria de ônibus através de sistemas modulares: Um estudo de caso**. Dissertação de Mestrado em Projeto e Processos de Fabricação, Universidade de Passo Fundo, 2013.

www.vias-seguras.com

Zienkiewicz, O.C.; Taylor, R.L. **The finite element method**. 4 ed. London: McGraw Hill, 1989.

APÊNDICE A

Neste anexo estão apresentados os resultados de todos os ensaios de compressão e flexão realizados. Os resultados estarão divididos em:

- Compressão:
 - Tubo sem tratamento térmico e sem espuma;
 - Tubo modificado termicamente e sem espuma;
 - Tubo com preenchimento de espuma de alumínio.

- Flexão:
 - Tubo sem tratamento térmico e sem espuma;
 - Tubo modificado termicamente e sem espuma;
 - Tubo com preenchimento de espuma de alumínio.

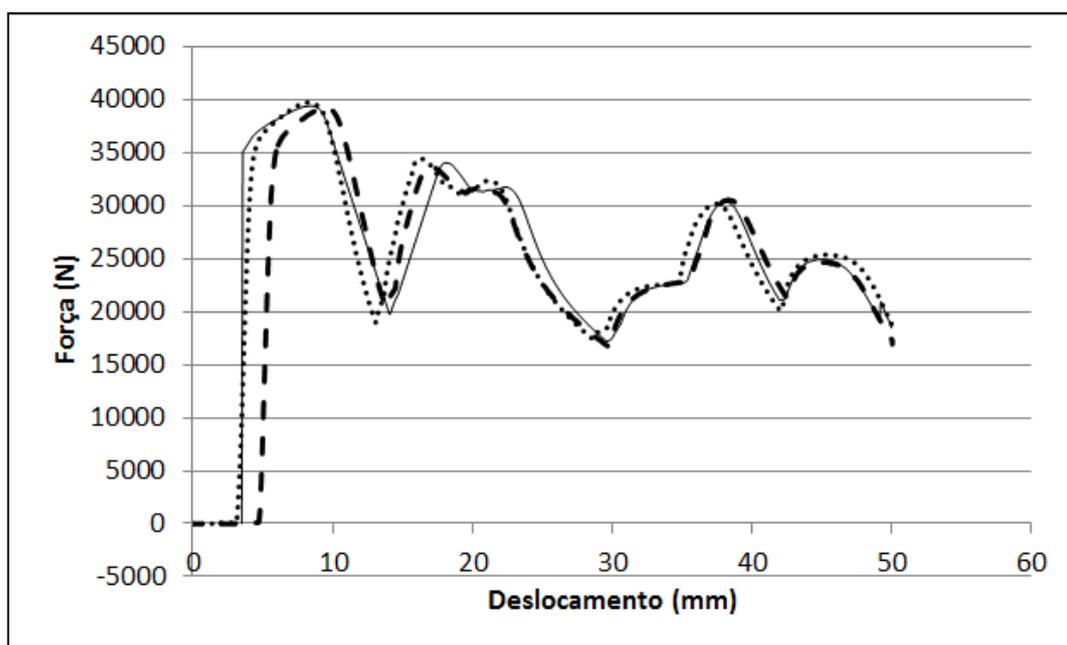


Figura A.1 Tubos sem tratamento térmico e sem espuma sob compressão.

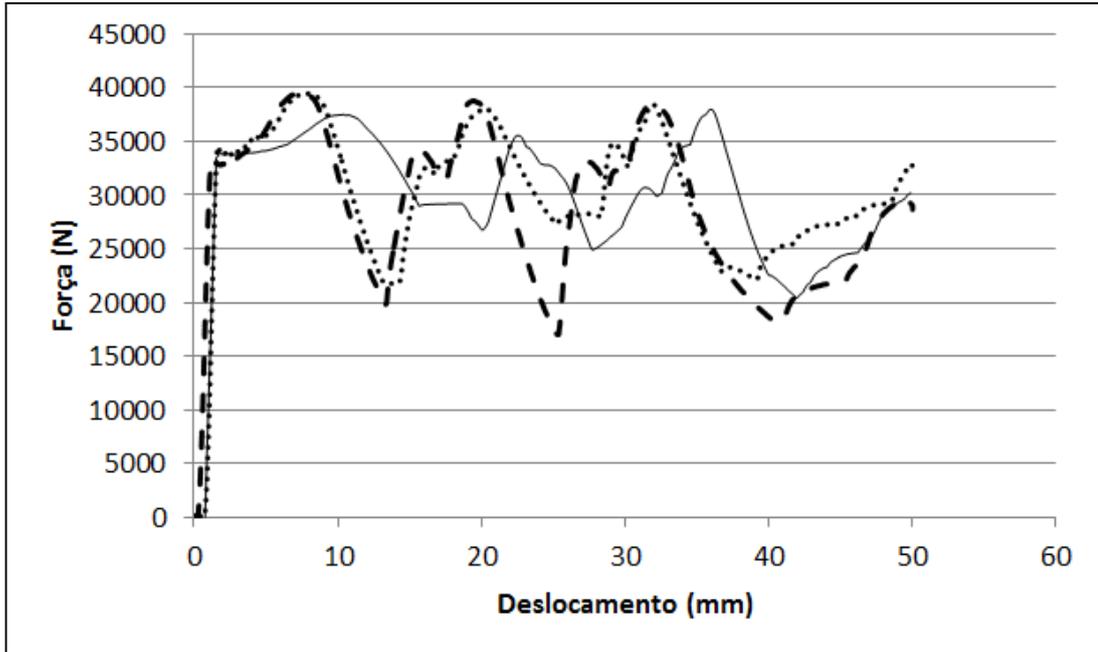


Figura A.2 Tubos modificados termicamente e sem espuma sob compressão.

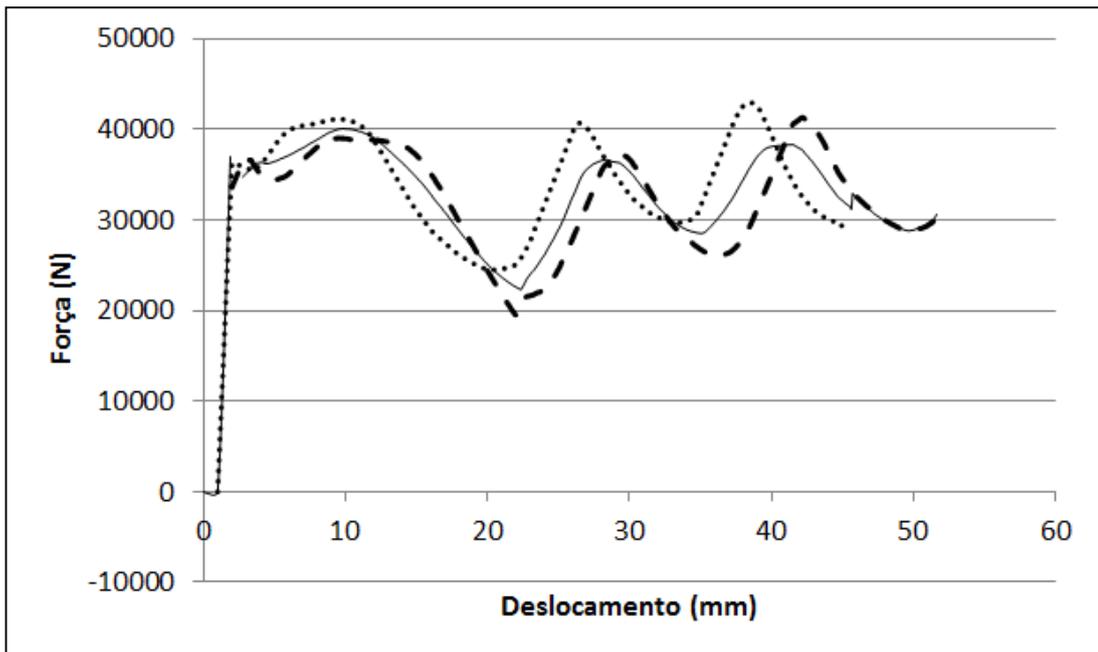


Figura A.3 Tubo com preenchimento de espuma de alumínio sob compressão.

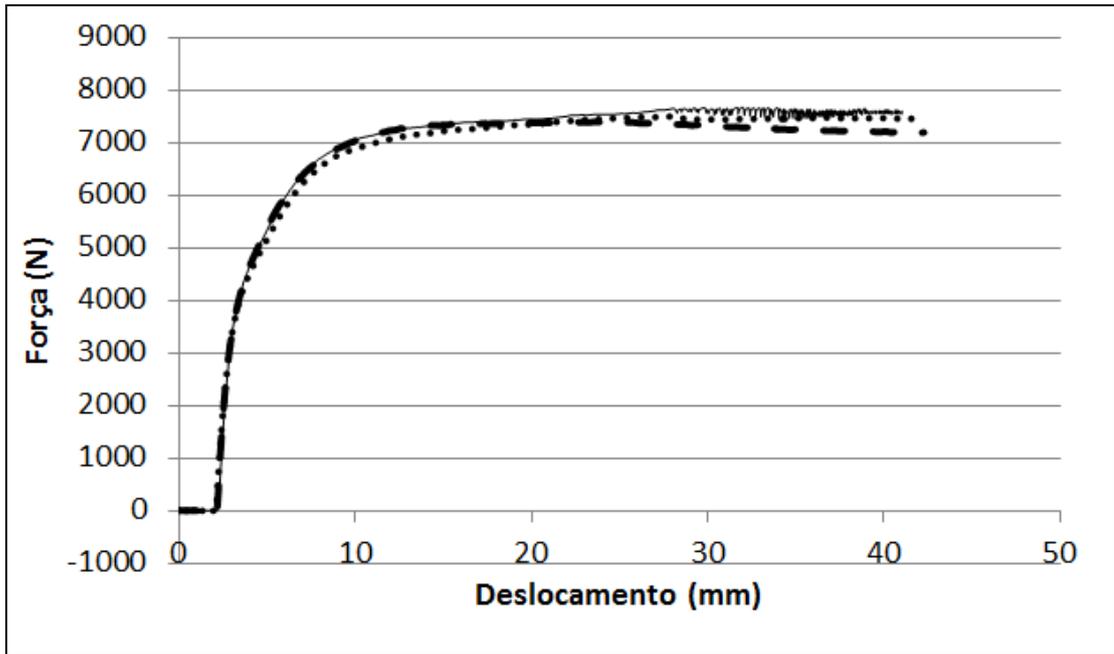


Figura A.4 Tubo sem tratamento térmico e sem espuma sob flexão.

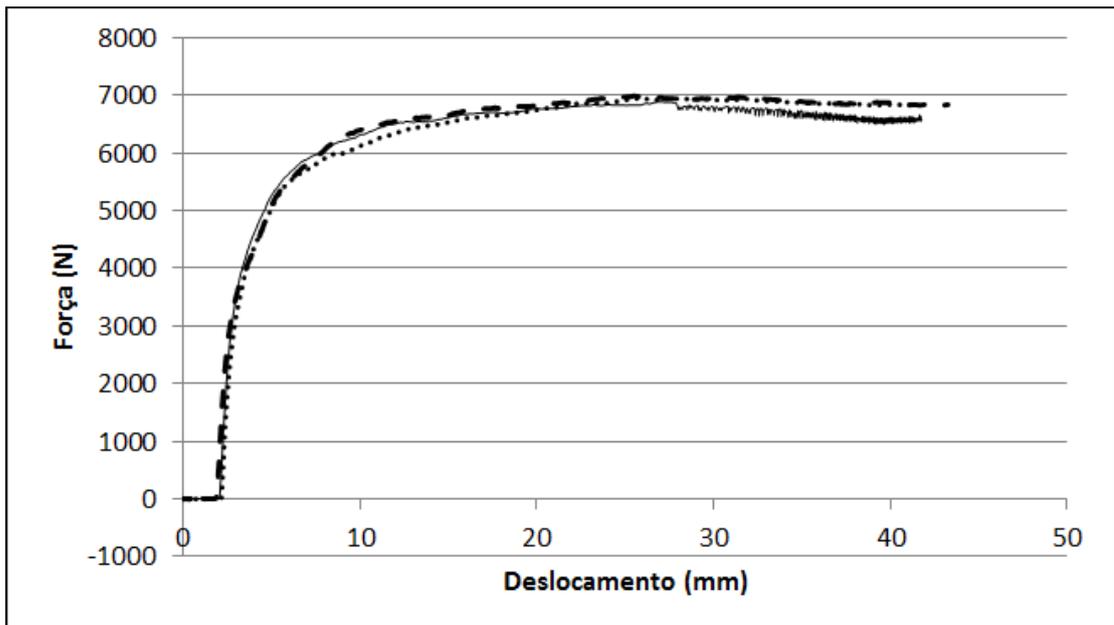


Figura A.5 Tubo modificado termicamente e sem espuma sob flexão.

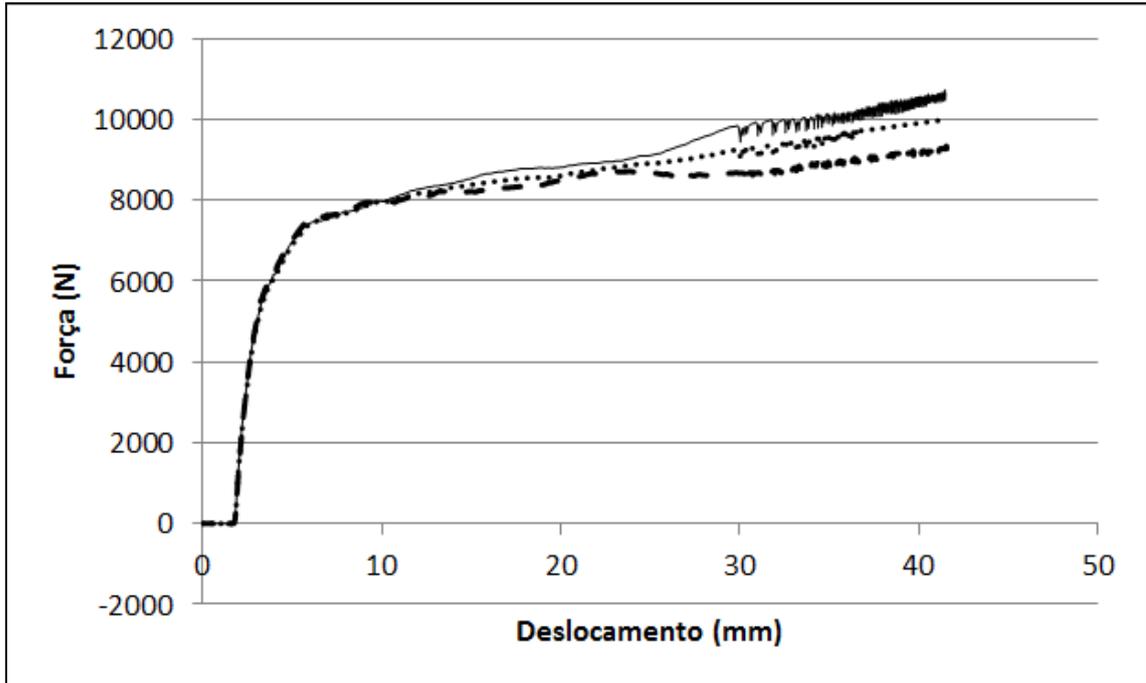


Figura A.6 Tubo com preenchimento de espuma de alumínio sob flexão.