RAMÔN RUTHES AUERSVALDT

**Análise Paramétrica de Absorvedores de Energia
de Impacto Poligonais com Janelas Laterais**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Orientador: Prof. Dr. Marcílio Alves

São Paulo
2014

RAMÔN RUTHES AUERSVALDT

**Análise Paramétrica de Absorvedores de Energia
de Impacto Poligonais com Janelas Laterais**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica
da Universidade de São Paulo para obtenção
do título de Mestre em Engenharia Mecânica

Curso e área de concentração:
Engenharia Mecânica, Projeto e Fabricação

Orientador: Prof. Dr. Marcílio Alves

São Paulo
2014

Autorizo a reprodução e divulgação total ou parcial deste trabalho, por qualquer meio convencional ou eletrônico, para fins de estudo e pesquisa, desde que citada a fonte.

FICHA CATALOGRÁFICA

Auersvaldt, Ramôn Ruthes

Análise Paramétrica de Absorvedores de Energia de Impacto Poligonais com Janelas Laterais / R.R. Auersvaldt. – São Paulo, 2014. 125 p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Segurança veicular 2.Flambagem 3.Método dos elementos finitos 4.Dinâmica Veicular (Impacto) I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos II.t

Aos meus pais, que fizeram de suas vidas um exemplo de amor para mim e sempre me garantiram as melhores condições para que pudesse buscar meu próprio caminho.

Ao meu irmão, uma das pessoas mais dedicadas e comprometidas que conheço. Saiba que hoje uso sua teimosia de exemplo para alcançar meus objetivos.

À minha esposa, que nos momentos mais complicados sempre esteve comigo encorajando-me e mostrando-me o quanto somos capazes de atingir nossos objetivos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço aos meus pais por nunca medirem esforços para que eu pudesse seguir meu caminho com as melhores condições. Agradeço também a meu irmão por estar sempre ao meu lado, mesmo que distante, e me animar e alegrar sempre que preciso. E ainda à minha esposa, que nos momentos mais difíceis está ao meu lado e me mostra o quanto somos capazes de perseguir nossos sonhos.

Agradeço ao Prof. Dr. Marcílio Alves que sempre esteve a disposição para me ajudar e garantir que eu pudesse chegar ao final de minha dissertação. Tenho certeza que seu apoio foi fundamental para que este trabalho pudesse ser concluído. Agradeço ao seu esforço em ler, revisar e contribuir de modo a engrandecer esta dissertação. Muito obrigado pelo apoio constante, incentivo e pela amizade.

Agradeço ao Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE), por ter me proporcionado um espaço onde eu pudesse desenvolver este trabalho. Agradeço em especial aos integrantes e ex-integrantes do laboratório, Bruno Takahashi, Roberto Oshiro, Renato Yamassaki, Rafael Celeghini, Rafael Moura, Leonardo Mazzariol, Davi Martins, Wallaci Reis, Vinícius Cruz, pelo auxílio sempre que preciso e pelos momentos, mesmo que breves, em que pudemos compartilhar experiências e recarregar as energias.

Agradeço ainda aos engenheiros e colegas de trabalho Anderson Bueno (Comil), Gregor Link (Dürr) e Mathias Runk (Dürr), que me incentivaram e compreenderam meu desejo em concluir meu mestrado, estando sempre abertos a me ajudar quando preciso.

Engenharia é a arte de estar aproximadamente certo ao invés de precisamente errado.

Prof. Roderick A. Smith
Professor at Imperial College of London
Fatigue Expert
Chief Scientific Officer of the UK Department for Transport
Chair of the Future Railway Research Centre

Resumo

O aumento no número de veículos tem levado a um exagerado aumento das colisões. Para diminuir a quantidade e a gravidade dos acidentes, a segurança veicular passou a ser um ponto determinante na concepção de um automóvel. Dentre as principais frentes de estudo da segurança veicular está a redução da energia cinética transmitida aos ocupantes quando de uma colisão. Neste caso, os projetos de veículos empregam absorvedores de impacto, também conhecidos pelo termo em inglês crash box, para absorver a energia cinética do impacto em energia de deformação da estrutura. Este estudo tem por objetivo avaliar o desempenho dos absorvedores de energia mais comuns na literatura e na indústria. A avaliação ocorre por meio de simulações numéricas usando o método dos elementos finitos e por considerações teóricas de várias medidas de eficiência. Uma vez identificados os absorvedores de melhor desempenho ao impacto, estes são considerados como base para análises paramétricas de forma e material de modo a se aumentar sua eficiência.

Palavras-chave: Segurança Veicular, Flambagem, Método dos Elementos Finitos, Dinâmica Veicular (Impacto).

Abstract

The increase in vehicle production has lead to an increase in the number os collisions. To reduce the amount and severity of accident vehicle safety became an important issue in automobile design. Among the main vehicle safety researches is the reduction in the kinectic energy transmitted to the occupants in a colision event. Impact absorbers or crash boxes transform the impact kinectic energy into plastic deformation. This research aims to asses the performance of the most common energy absorbers used in the industry. The assesment is done trough numerical simulations by finite element analysis and trough theoretical approaches using different efficiency measures. The most successful absorbers are used as basis for optimizing its shape and material usage.

Keywords: Vehicle Safety, Buckling, Finite Element Method, Vehicle Dynamics (Impact).

Sumário

1	Introdução	1
1.1	Estatísticas de Segurança Veicular	2
1.2	Normas e Testes	4
1.3	Estrutura Veicular - Crashworthiness	8
1.4	Objetivos	14
1.5	Organização do Trabalho	14
2	Flambagem Dinâmica Progressiva	17
2.1	Comportamento da Flambagem Progressiva Dinâmica	21
2.1.1	Tubo Circular Sobre Flambagem Estática Progressiva	23
2.1.2	Tubo Circular Sobre Flambagem Dinâmica Progressiva	30
2.1.3	Tubo Quadrado Sobre Flambagem Progressiva	31
2.2	Eficiência de Absorção de Energia	43
2.3	Conclusões do Capítulo 2	48
3	Absorvedores de Impacto	51
3.1	Absorvedores de Impacto: Modelos e Perfis	52
3.1.1	Perfis Circulares	53
3.1.2	Perfis Quadrados	55
3.1.3	Top-Hat e Double-Hat	56
3.1.4	Perfis Poligonais	57
3.1.5	Demais Absorvedores	58
3.2	Conclusões do Capítulo 3	60
4	Análise Paramétrica de Perfis Estruturais	61
4.1	Introdução	61
4.2	Modelo Numérico	62
4.2.1	Tipo de Análise	63
4.2.2	Definição do Elemento	64
4.2.3	Propriedades Materiais	65
4.2.4	Imperfeições	66
4.3	Definição das Análises	67
4.4	Resultados das Análises	68
4.4.1	Modo de Deformação por Flambagem	68
4.4.2	Força de Pico Inicial	75
4.4.3	Energia Absorvida	79
4.4.4	Eficiência de Absorção	84

4.5	Conclusões do Capítulo 4	85
5	Análise Paramétrica de Materiais para Modelos Bilineares	89
5.1	Introdução	89
5.2	Definição dos Modelos	90
5.2.1	Aço de Alta Resistência	91
5.2.2	Liga de Alumínio Estrutural	91
5.3	Resultados das Análises	93
5.3.1	Modo de deformação	93
5.3.2	Força de Pico Inicial	95
5.3.3	Energia Absorvida	100
5.3.4	Eficiência de Absorção de Energia	102
5.4	Conclusões do Capítulo 5	107
6	Discussão dos Resultados	109
6.1	Introdução	109
6.2	Análise Paramétrica de Perfis Estruturais	109
6.3	Análise Paramétrica de Material	112
6.4	Considerações Gerais	115
7	Conclusão	119

Lista de Figuras

1.1	Taxa de mortalidade nas rodovias após a década de 70 (Seiffert & Wech, 2007).	3
1.2	Taxa de mortalidade no Trânsito a cada 100 mil habitantes. (Organização Mundial da Saúde - OMS, 2012)	5
1.3	Acidentes em rodovias federais no Brasil. (Departamento Nacional de Infra-estrutura e Transporte - DNIT, 2014)	5
1.4	Programas de avaliação de segurança veicular (Global NCAP, 2014).	6
1.5	Regulamentações europeia ECE R94 e americana FVMSS 208 (Carhs, 2014).	7
1.6	Programas de avaliação de segurança veicular (Carhs, 2014)).	8
1.7	Número de fatalidades em diferentes tipos de rodovias alemãs entre 1980 e 2004 (Seiffert & Wech, 2007)).	9
1.8	Número de acidentes na Alemanha em 1999 por idade e gênero dos condutores (Seiffert & Wech, 2007)).	9
1.9	Distribuição das vias de esforço na estrutura veicular durante uma colisão frontal.	10
1.10	Energia absorvida e curva de desaceleração desenvolvida em uma simulação em elementos finitos de um ensaio frontal realizado pelo LatinNCap.	12
1.11	Deslocamentos da parede corta-fogo resultantes de uma análise em elementos finitos de um ensaio frontal LatinNCap.	12
2.1	Conjunto de colunas em flambagem devido ao carregamento compressivo (Faculdade de Arquitetura e Urbanismo - UFRJ, 2014).	17
2.2	Exemplo dos modos de flambagem – flambagem progressiva à esquerda e flambagem global à direita. (Karagiozova & Alves, 2004b)	19
2.3	Histórico do comportamento de tubos que sofreram flambagem global e progressiva. (Karagiozova & Alves, 2004b)	20
2.4	À esquerda tubo com flambagem progressiva axissimétrica, ao centro e à direita tubo com flambagem progressiva não-axissimétrica. (Jones, 1989)	20
2.5	Tubo sujeito a carregamento axial.	21
2.6	Exemplo de curva força deslocamento para tubo de parede fina sobre flambagem progressiva.(Jones, 1989)	22
2.7	Registro fotográfico do desenvolvimento das dobras durante a flambagem. As imagens referem-se aos pontos de 1 à 9 na curva.(Jones, 1989)	22
2.8	Modo de flambagem axissimétrico idealizado para um tubo cilíndrico. (Jones, 1989)	24
2.9	Definição da distância de compressão efetiva. (Jones, 1989)	29
2.10	Tubos quadrados de parede fina sobre ação de um carregamento axial.	32

2.11	Tubo de PVC sobre carregamento axial estático apresentando um modo simétrico de flambagem. (Meng et al., 1983)	33
2.12	Elementos básicos de flambagem apresentados por Wierzbicki & Abramowicz (1983).	34
2.13	Modelos de deformação Tipo I para tubos quadrados (Wierzbicki & Abramowicz, 1983).	35
2.14	Relações trigonométricas entre os parâmetros δ , α , S	36
2.15	Coordenadas e parâmetros para análise da dissipação de energia em uma superfície toroidal. (Lu & Yu, 2003)	38
2.16	Superfície plana ao ser deformada sobre um toróide. (Wierzbicki & Abramowicz, 1983)	39
2.17	Energia específica (S_e) para diferentes modelos de absorvedores de impacto. (Jones, 1989)	46
2.18	Eficiência de curso (S_{te}) para diferentes modelos de absorvedores de impacto. (Jones, 1989)	46
3.1	Exemplos de modos de flambagem em elementos estruturais veiculares. (du Bois et al., 2004)	52
3.2	Exemplo de absorvedor de impacto tubular de veículo comercial	54
3.3	Absorvedor dianteiro de perfil quadrado de um VW Jetta.	55
3.4	Geometria e modos de deformação de tubos de seção transversal quadrada com estampas longitudinais. (Zhang & Huh, 2009)	56
3.5	Seção transversal dos perfis estruturais top-hat e double-hat.	56
3.6	Seção transversal top-hat presente na longarina do Audi A1.	57
3.7	Seções hexagonal e octagonal aplicadas a veículos comerciais.	58
3.8	Absorvedor de impacto do tipo multi-célula. (Najafi & Rais-Rohani, 2011)	59
3.9	Absorvedor do tipo “Origami” proposto por Ma & You (2011).	60
4.1	Modelo base considerado para a dissertação	63
4.2	Tamanho de malha típica utilizada nas análises.	64
4.3	Curva tensão versus deformação para um aço comum considerada para as análises. (Song et al., 2013)	65
4.4	Dimensões do tubo considerado nas análises paramétricas para perfis quadrados, hexagonais e double-hat.	66
4.5	Tubo quadrado com vazio deformado segundo modo característico simétrico. (Song et al., 2013)	68
4.6	Tubo quadrado com vazio deformado segundo modo característico extensional. (Song et al., 2013)	69
4.7	Modelo <i>Quad 0</i>	70
4.8	Modelo <i>Quad 1</i>	70
4.9	Modelo <i>Quad 2</i>	70
4.10	Modelo <i>Quad 3</i>	71
4.11	Modelo <i>hex 0</i>	72
4.12	Modelo <i>hex 1</i>	72
4.13	Modelo <i>hex 2</i>	72
4.14	Modelo <i>hex 3</i>	73
4.15	Modelo <i>hat 0</i>	73
4.16	Modelo <i>hat 1</i>	74

4.17	Modelo <i>hat</i> 2.	74
4.18	Modelo <i>hat</i> 3.	74
4.19	Curva característica e modelo deformado <i>Quad0</i>	75
4.20	Curva força versus deslocamento para as simulações realizadas para os primeiros 5mm de deslocamento.	76
4.21	Curva força versus deslocamento para os modelos quadrados para os primeiros 5mm de deslocamento.	77
4.22	Curva força versus deslocamento para os modelos hexagonais para os primeiros 5mm de deslocamento.	78
4.23	Curva força versus deslocamento para os modelos double-hat para os primeiros 5mm de deslocamento.	79
4.24	Modelos de tubo quadrado após os 15ms de simulação.	81
4.25	Modelos de tubo hexagonal após os 15ms de simulação.	81
4.26	Modelos de tubo double-hat após os 15ms de simulação.	81
4.27	Histórico de absorção de energia para os casos simulados durante os 15ms de análise.	82
4.28	Histórico de absorção de energia para os absorvedores quadrados durante os 15ms de análise.	82
4.29	Histórico de absorção de energia para os absorvedores hexagonais durante os 15ms de análise.	83
4.30	Histórico de absorção de energia para os absorvedores double-hat durante os 15ms de análise.	83
4.31	Comparativo de energia total absorvida e S_e para os modelos analisados.	86
4.32	Comparativo de eficácia de absorção de energia em função do tamanho das janelas.	86
5.1	Média de consumo de materiais para a fabricação de um veículo leve. (Davis et al., 2014)	89
5.2	Modelo <i>Quad 0</i> em $t = 4ms$	93
5.3	Modelo <i>Quad 3</i> em $t = 4ms$	94
5.4	Modelo <i>Hex 0</i> em $t = 4ms$	94
5.5	Modelo <i>Hex 3</i> em $t = 4ms$	95
5.6	Modelo <i>Hat 0</i> em $t = 4ms$	95
5.7	Modelo <i>Hat 3</i> em $t = 4ms$	96
5.8	Força de pico inicial para os modelos <i>Quad0</i> para os primeiros 10mm de compressão	96
5.9	Força de pico inicial para os modelos <i>Quad3</i> para os primeiros 40mm de compressão	98
5.10	Força de pico inicial para os modelos <i>Hex0</i> para os primeiros 10mm de compressão	98
5.11	Força de pico inicial para os modelos <i>Hex3</i> para os primeiros 10mm de compressão	99
5.12	Força de pico inicial para os modelos <i>Hat0</i> para os primeiros 10mm de compressão	99
5.13	Força de pico inicial para os modelos <i>Hat3</i> para os primeiros 10mm de compressão	100
5.14	Comparativo da força de pico desenvolvida para os modelos simulados	102

5.15	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Quad0</i>	103
5.16	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Quad3</i>	103
5.17	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Hex0</i>	104
5.18	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Hex3</i>	104
5.19	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Hat0</i>	105
5.20	Histórico de energia absorvida pelos modelos <i>Hat3</i>	105
5.21	Comparação da energia total e específica absorvida pelos diferentes materiais.	106
5.22	Comparação da eficácia de absorção de energia dos materiais estudados.	106
6.1	Força de pico inicial desenvolvida para os modelos apresentados no capítulo 4.	110
6.2	Energia absorvida (E_i) pelos modelos estudados.	116
6.3	Energia específica (S_e) absorvida pelos modelos estudados.	116
6.4	Eficácia de absorção (φ) para os modelos estudados.	117
6.5	Força versus deslocamento para os modelos <i>Quad0</i> em aço comum e <i>Quad3</i> em aço comum e HSLA.	118

Lista de Tabelas

1.1	Dez principais causas de mortalidade (valores em milhões para o ano de 2008 (Organização Mundial da Saúde - OMS, 2012)).	4
1.2	Resultados de carregamentos nas vias de esforço da figura 1.9.	13
4.1	Dimensões dos modelos de tubo conforme figura 4.4.	67
4.2	Resultados da análise da força de pico inicial (P_k) e sua relação com a força de escoamento (P_y) para os modelos simulados.	80
4.3	Energia absorvida (E_i), absorção específica de energia (S_e) e eficácia de absorção (φ) para os modelos de absorvedores analisados.	85
5.1	Modelos estudados no capítulo 5.	92
5.2	Composição do aço de alta resistência Docol 800 DL. (SAAB, 2014)	92
5.3	Composição da liga de alumínio 7068. (Advanced Metals International - AMI, 2014)	92
5.4	Resultados da análise da força de pico inicial (P_k) e sua relação com a força de escoamento (P_y) para os modelos simulados.	101
5.5	Energia absorvida (E_i), absorção específica de energia (S_e) e eficácia de absorção (φ) para os modelos de absorvedores analisados.	107

Lista de Abreviaturas e Siglas

ABNT Associação Brasileira de Normas Técnicas.

CAE Engenharia Assistida por Computador.

CESVI Centro de Experimentação e Segurança Viária.

DNIT Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes.

ECE Economic Commission for Europe.

FEA Análise por Elementos Finitos.

FENABRAVE Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores.

FIA Federação Internacional do Automóvel.

FMVSS Federal Motor Vehicle Standard Safety Regulations.

Global NCAP Global New Car Assessment Programmes.

Latin NCAP Latin New Car Assessment Programmes.

LSTC Livermore Software Technology Corporation.

MEF Método dos Elementos Finitos.

OMS Organização Mundial da Saúde.

UFRJ Universidade Federal do Rio de Janeiro.

Lista de Símbolos

$2H$ Altura do elemento de deformação padrão para perfis quadrados.

A Área.

D Constante da equação de Cowper-Symonds.

E_i Energia Absorvida.

E_t Energia total.

E_{tr} Energia absorvida por um espécime em um ensaio de tração.

E Módulo de Elasticidade.

K Módulo de Encruamento.

L Comprimento do tubo.

M_0 Momento fletor agindo na dobra.

M Massa do impactor em uma análise de impacto.

N Força normal.

P_k Força de Pico Inicial.

P_m Força axial compressiva média para o fenômeno de flambagem.

P_y Força de Escoamento.

P_{cr} Força axial compressiva crítica de flambagem.

P Força axial compressiva.

R Raio do tubo circular.

S_a Fator de inclinação da Curva S-N Espécime.

S_e Eficiência específica.

S_{te} Eficiência de curso.

S Distância horizontal até o ponto D .

T Tempo para formação de uma dobra.

- V_e Eficiência volumétrica.
- V_t Volume total do absorvedor.
- V_t Velocidade tangencial à dobra.
- V_u Volume de material deformado.
- V Velocidade horizontal.
- Δ_{max} Compactação axial máxima após o impacto.
- Δ Compactação axial durante o impacto.
- α Ângulo de rotação na aresta LD .
- β Ângulo de revolução da seção toroidal.
- δ_e Distância de compressão efetiva.
- $\dot{E}_T$ Taxa de dissipação de energia total.
- $\dot{\kappa}$ Taxa de curvatura.
- $\dot{\omega}$ Velocidade angular.
- $\dot{\theta}$ Taxa de rotação.
- $\dot{\varepsilon}_\phi$ Taxa de deformação circunferencial.
- $\dot{\varepsilon}$ Taxa de deformação.
- η Fator de efetividade estrutural.
- γ Ângulo de rotação da aresta KC .
- ϕ Ângulo de rotação da dobra.
- ϕ Densidade relativa.
- ψ_0 Ângulo inicial entre 2 laterais adjacentes para tubos quadrados.
- ψ Ângulo entre 2 laterais adjacentes para tubos quadrados.
- ρ Densidade do material.
- σ'_0 Tensão de escoamento dinâmica.
- σ_0 Tensão de escoamento.
- σ_i Tensão característica.
- σ_r Tensão de ruptura.
- σ Tensão.

ε_ϕ Deformação circunferencial.

ε Deformação.

φ Fator de eficácia de absorção de energia.

a Raio circunferencial do toróide.

b Raio de curvatura das arestas.

c Largura do tubo.

h Espessura do tubo.

l Comprimento da dobra.

m Massa do absorvedor em uma análise de impacto.

q Constante da equação de Cowper-Symonds.

r distância em relação ao centro do toróide.

CAPÍTULO 1

Introdução

A área de impacto estrutural estuda os fenômenos que ocorrem quando da colisão de corpos, causando a alteração de seu movimento devido à atuação de forças por um curto período de tempo.

Pode não ser evidente, mas fenômenos de impacto ocorrem com grande frequência, indo desde situações do cotidiano, como em um jogo de bilhar e até a colisão de um veículo de competição contra uma barreira de proteção. Nota-se, portanto, que há um grande campo de estudo referente ao impacto em estruturas.

Uma de suas grandes áreas de desenvolvimento do impacto estrutural é a segurança veicular, onde se deseja prever o comportamento da estrutura do veículo no momento de uma colisão. As consequências de um acidente de trânsito estão ligadas diretamente à reação da estrutura às forças de impacto que resultam da colisão.

A segurança veicular é um termo abrangente, onde se estuda a redução dos danos causados por acidentes de veículos, avaliando-se cada um dos fatores causadores de acidentes: as condições de tráfego; o motorista; o veículo. Inserido neste contexto, a análise de impacto avalia a capacidade do veículo em absorver a energia do impacto que poderia ser transmitida aos ocupantes.

Os absorvedores de impacto são componentes responsáveis por evitar ou reduzir danos causados por uma colisão ao veículo e seus equipamentos assim como aos seus ocupantes. Eles estão presentes em estruturas da indústria aeronáutica, em veículos de transporte como trens e caminhões, assim como em automóveis.

Os tipos de absorvedores de impacto e os mecanismos de dissipação de energia variam de acordo com a sua aplicação bem como com o veículo a ser considerado. Dentre os meios de dissipação de energia pode-se destacar: mecanismos hidráulicos; mecanismos de extrusão; flambagem de tubos de parede fina; expansão de tubos, etc.

Na área automobilística, principal interesse do presente trabalho, os tubos de parede fina são comumente empregados por serem de fácil fabricação e possuírem baixo custo de produção. Seu mecanismo de absorção de energia ocorre através da transformação da energia cinética do impacto em energia de deformação da estrutura.

A seguir são apresentadas as estatísticas relacionadas aos acidentes em rodovias no país para que seja evidenciada a importância do estudo em segurança veicular. Também são apresentados os principais testes de impacto e as normas para homologação de um veículo com relação à segurança no país. Por conseguinte, apresenta-se o conceito de Crashworthiness como uma parcela da pesquisa em segurança veicular. São abordados também os objetivos do presente trabalho, suas metodologias de pesquisa e é feita uma descrição a respeito da organização do texto apresentado.

1.1 Estatísticas de Segurança Veicular

Dentre as características mais importantes na concepção de um automóvel estão o conforto, a confiabilidade, o consumo de combustível, o custo e a segurança. Principalmente em países desenvolvidos como Alemanha, Austrália, Japão e Estados Unidos a segurança aparece dentre os principais pontos para a compra de um novo veículo.

A preocupação com as mortes no trânsito teve início em meados do século XX, levando os governos e organizações a estudarem as características dos acidentes de trânsito e a tomarem medidas com o intuito de minimizar suas consequências. A partir de então, os fabricantes de automóveis passaram a considerar a segurança veicular uma peça fundamental no desenvolvimento de um novo projeto.

Na figura 1.1 pode ser visto a redução significativa na taxa de mortalidade nas rodovias após a década de 70, quando medidas relativas a segurança começaram a ser empregadas de forma mais ampla.

Mesmo com a atual preocupação de governos e empresas, dados de 2008 da Organização Mundial da Saúde (Organização Mundial da Saúde - OMS, 2012) mostrados na tabela 1.1 apontam os acidentes de trânsito como causa de uma parcela significativa da mortalidade da população mundial, sendo a primeira causa de morte não vinculada a doença. Neste sentido, a ênfase dada à segurança veicular ainda é imprescindível para que haja uma melhora nestas estatísticas.

Embora a concepção estrutural do veículo seja apenas uma parcela da segurança veicular, o desenvolvimento de veículos mais seguros age diretamente na redução dos danos causados aos ocupantes.

Figura 1.1 Taxa de mortalidade nas rodovias após a década de 70 (Seiffert & Wech, 2007).

No entanto, a criticidade dos acidentes de trânsito mostra-se diferente quando comparados alguns países. A figura 1.2 mostra a taxa de mortalidade no trânsito a cada 100 mil habitantes no ano de 2010 para alguns países, segundo a Organização Mundial da Saúde - OMS (2012).

Pode-se observar que diante do comparativo, o Brasil ainda necessita evoluir substancialmente para que possa atingir taxas similares a de países onde a segurança veicular é considerada um dos principais pontos na aquisição de um veículo.

Segundo o Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes – DNIT (Departamento Nacional de Infraestrutura e Transporte - DNIT, 2014) no ano de 2011 ocorreram 188.925 acidentes, sendo que destes 7.008 possuíram vítimas fatais e 63.980 possuíram vítimas com ferimento. Entre os anos de 2005 e 2011 houve um aumento de 71% no número de acidentes nas rodovias federais, conforme mostra a figura 1.3.

Na medida em que se observa o aumento no número de veículos no país é preciso atentar-se cada vez mais às suas especificações técnicas para que o nível de qualidade dos mesmos também cresça. No ano de 2013 foram comercializados no país 3,86 milhões de automóveis e comerciais leves segundo aponta a Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (FENABRAVE, 2014) em seu Resumo Mensal de Dezembro de 2013, um número expressivo mesmo para um país de dimensões continentais.

Tabela 1.1 Dez principais causas de mortalidade (valores em milhões para o ano de 2008 (Organização Mundial da Saúde - OMS, 2012)).

Total de Mortes	56,89	100%
Doença Cardíaca Isquêmica	7,25	12,8%
Doença Cerebrovascular	6,15	10,8%
Infecções respiratórias inferiores	3,46	6,1%
Doença Pulmonar Obstrutiva Crônica	3,28	5,8%
Doenças diarreicas	2,46	4,3%
HIV / AIDS	1,78	3,1%
Cânceres de traquéia / brônquios / pulmão	1,39	2,4%
Tuberculose	1,34	2,4%
Acidentes Automotivos	1,21	2,1%
Doença cardíaca hipertensiva	1,15	2,0%

1.2 Normas e Testes

Embora acidentes sejam eventos complexos e aleatórios vinculados a uma série de causas distintas, em geral identifica-se como principal responsável o condutor. No entanto, análises mais aprofundadas apontam que itens como conforto, ruído, sinalização, a rodovia, entre outros, estão relacionados a boa parte das ocorrências. Deste modo, pode-se apontar como as três principais fontes de acidentes: o ser humano, o veículo e as rodovias.

Medidas para a redução das fatalidades apresentadas nas estatísticas podem ser alcançadas através das melhorias das condições rodoviárias, de um melhor treinamento para os condutores, leis mais rígidas ou ainda pelo desenvolvimento de veículos mais seguros.

Seiffert & Wech (2007) citam que a abordagem tomada pelos governos no âmbito da segurança veicular varia de acordo com o país. Enquanto nos Estados Unidos considera-se a educação do condutor como limitada e atribui-se ao veículo a responsabilidade de proteger o ocupante em um acidente, na Europa a legislação impõe grande parcela da responsabilidade aos condutores com o intuito de privilegiar a prevenção dos acidentes.

O aumento do número de acidentes e fatalidades nos anos 60 levou os países europeus, norte americanos e asiáticos a ampliar suas legislações com relação a segurança veicular a partir da década de 70. Atualmente, a Comissão Econômica pela Europa – ECE trabalha para organizar as diferentes normas criadas em todo o mundo e é tida como referência para os países europeus e para o Japão.

Figura 1.2 Taxa de mortalidade no Trânsito a cada 100 mil habitantes. (Organização Mundial da Saúde - OMS, 2012)

Figura 1.3 Acidentes em rodovias federais no Brasil. (Departamento Nacional de Infraestrutura e Transporte - DNIT, 2014)

Além das legislações locais para cada país, a organização sem fins lucrativos Global New Car Assessment Programm – Global NCAP promove o desenvolvimento de uma avaliação da segurança de veículos a partir de ensaios consumeristas, ou seja, testes de segurança veicular não exigidos pelos governos.

Em todo o mundo já estão difundidos diferentes estruturas para a avaliação de segurança veicular através da cooperação entre a Global NCAP, a Federação Internacional do Automóvel – FIA e órgãos locais. A figura 1.4 apresenta o histórico de criação dos programas de avaliação promovidos pela Global NCAP em todo o mundo.

Os ensaios realizados variam de acordo com os países onde são realizados, embora apresentem semelhanças entre si. Na Europa, o programa de avaliação Euro NCAP classifica os veículos testados de acordo com uma pontuação que varia de zero a cinco estrelas. A pontu-

Figura 1.4 Programas de avaliação de segurança veicular (Global NCAP, 2014).

ação é obtida a partir dos resultados obtidos pelo veículo em quatro categorias: proteção ao pedestre; proteção ao ocupante; proteção às crianças e sistemas de segurança.

Enquanto em alguns países a segurança veicular é tema recorrente, Cunha & Travassos (2012) citam que no Brasil a legislação começou a modernizar-se recentemente, quando em 2007 foi aprovada a nova Resolução 221 que regula os testes frontais e os critérios biomecânicos a serem respeitados pelas montadoras.

Esta resolução é uma evolução da Resolução 463 da década de 70, onde o único critério considerado era o deslocamento da coluna de direção durante um choque frontal. A nova legislação define que desde janeiro de 2012 os novos modelos lançados no país devem seguir a Resolução 221, e a partir de janeiro de 2014 a mesma foi aplicada a todos os veículos comercializados no país.

A nova normalização exige das montadoras o cumprimento do padrão definido pela Associação Brasileira de Normas Técnicas – ABNT na norma ABNT NBR 15300-1 para os valores limites de dano causados aos ocupantes de veículos. Os veículos podem ser testados, por escolha das montadoras, segundo as normas ABNT NBR 15300-2 ou ABNT NBR 15300-3 que possuem as mesmas características de ensaios realizados em outros países.

A norma ABNT NBR 15300-2 baseia-se na norma americana FVMSS 208, onde o veículo é impactado contra uma barreira rígida, sem deslocamento em relação à barreira (100% da frente do veículo é impactada). A única diferença em relação à norma americana é a velocidade do impacto, enquanto na norma brasileira o veículo atinge a barreira a 48km/h, nos EUA o ensaio é realizado a 56km/h.

Por outro lado, a norma ABNT NBR 15300-3 tem como referência o padrão europeu definido pela ECE R94, em que o impacto é realizado sobre uma barreira deformável, com deslocamento de 40% do veículo em relação à barreira (40% da frente do veículo é impactada). Para este caso, ambos os testes são realizados a uma velocidade de 56km/h.

A figura 1.5 mostra as diferenças conforme descritas anteriormente entre a norma europeia ECE R94 e a norma americana FMVSS 208. Na figura 1.5 ainda é apresentada a norma americana equivalente à europeia (com a barreira deslocada em 40%).

	USA	FMVSS 208 4 Tests at 32 to 56 km/h belted and unbelted 2 H-III / 2 H-III 5 % female see page 38	FMVSS 208 40 km/h 40 % Offset 2 H-III 5 % female belted
Europe		ECE-R94; 96/79/EC 56 km/h 40 % Offset 2 H-III

Figura 1.5 Regulamentações europeia ECE R94 e americana FMVSS 208 (Carhs, 2014).

Além da evolução das regulamentações referentes à segurança veicular, iniciou-se em 2010 na América Latina o programa de avaliação do desempenho de segurança Latin New Car Assessment Program – Latin NCAP, conforme mostra a figura 1.6.

A avaliação é realizada seguindo o sistema europeu Euro NCAP embora atualmente sejam considerados para a pontuação final do veículo apenas os resultados para a proteção aos ocupantes e proteção das crianças.

Na figura 1.6 é mostrado um comparativo entre os testes realizados pela Euro NCAP, US NCAP e Latin NCAP. Embora atualmente apenas o ensaio de impacto frontal seja realizado para os veículos latino-americanos o intuito da organização realizadora dos testes é expandir a avaliação para que se tenha uma verificação equivalente aos outros modelos de ensaios NCAP pelo mundo.

Os primeiros testes realizados com modelos comercializados no continente feitos entre 2010 e 2012 apontaram, em uma classificação que vai de 0 à 5 estrelas, que 50% dos veículos obtiveram até 2 estrelas para ocupantes adultos, conforme resultados divulgados pela Latin NCAP (Latin NCAP, 2014) no ano de 2012. Este resultado corrobora a importância do desenvolvimento de uma cultura voltada para a segurança veicular nos países latino-americanos.

Embora não sejam voltados para a avaliação da segurança do ocupante, o Centro de Experimentação e Segurança Viária – CESVI Brasil realiza ensaios de impacto veiculares a 15km/h com o intuito de estimar os danos causados aos veículos por acidentes de baixa velocidade. Os dados destas avaliações são utilizados por seguradoras de veículos para estimar

Figura 1.6 Programas de avaliação de segurança veicular (Carhs, 2014)).

o custo do seguro e também pelas montadoras para divulgar o baixo custo de reparo de seus veículos.

1.3 Estrutura Veicular - Crashworthiness

Quando se trata de segurança veicular, os três fatores causadores de acidentes a serem discutidos são as condições de tráfego (rodovias), os veículos e os condutores. Melhores condições de tráfego, veículos melhores preparados e com maiores tecnologias para evitar acidentes e condutores experientes e bem treinados são fatores imprescindíveis para a obtenção de uma melhor segurança no tráfego.

A figura 1.7 (Seiffert & Wech, 2007) mostra a influência das condições de tráfego na redução de acidentes. São apresentados os números absolutos de fatalidades em três tipos de estradas alemãs, sendo que as estradas federais (Autobahns) mostram menores incidentes mesmo se comparadas com estradas urbanas.

O treinamento e experiência dos condutores também aparecem como fator importante, como se vê na figura 1.8 (Seiffert & Wech, 2007), onde se avaliou o número de acidentes para diferentes gêneros e idades dos condutores no ano de 1999 na Alemanha. Os motoristas mais jovens se envolvem em um maior número de acidentes, assim como para todas as faixas etárias as mulheres mostraram maior segurança.

A redução dos acidentes ou a diminuição de suas consequências também é dividida por du Bois et al. (2004), em quatro diferentes frentes: estrutura veicular; prevenção de acidentes; treinamento do condutor e melhoria das rodovias. Nas últimas décadas muitos equipamentos foram adicionados aos veículos como meio de sinalizar a ocorrência de acidentes ou para prevenir possíveis danos causados aos ocupantes. Do mesmo modo, a estrutura veicular

Figura 1.7 Número de fatalidades em diferentes tipos de rodovias alemãs entre 1980 e 2004 (Seiffert & Wech, 2007)).

Figura 1.8 Número de acidentes na Alemanha em 1999 por idade e gênero dos condutores (Seiffert & Wech, 2007)).

passou por um processo de reformulação para atender seus diversos requisitos e aprimorar sua função relativa a segurança e absorver grande parte da energia envolvida em um acidente.

No desenvolvimento de um projeto de estrutura veicular são levados em conta os diferentes carregamentos a serem suportados durante a vida do veículo. A estrutura está sujeita aos arrastos aerodinâmicos, à vibração transmitida pela suspensão, a carregamentos dinâmicos ocasionados por ondulações e ainda é projetada para garantir a integridade do veículo em acidentes de trânsito.

Cada um dos diferentes carregamentos possui características específicas que podem estar em conflito entre si. A priorização de determinadas características deve considerar disponibilidade financeira, condições técnicas, normas e regulamentações, necessidades do mercado. Segundo du Bois et al. (2004), o projeto estrutural de um veículo pode ter duas diferentes concepções: chassi; ou monobloco.

Em veículos com chassi, sua estrutura é composta por três partes distintas interligadas em geral por uniões soldadas, sendo elas: o chassi, a carroceria e um quadro frontal. Enquanto a carroceria fornece rigidez à torção e flexão o chassi tem a responsabilidade de suportar a fixação do motor, transmissão, suspensão e demais acessórios. Em um caso de colisão, o quadro frontal deve absorver a energia dos instantes iniciais de modo a reduzir possíveis danos no chassi.

Para veículos monobloco, as estruturas básicas apresentadas no modelo anterior são interligadas por uniões e num evento de impacto a transmissão das ondas de choque são distribuídas para todas as partes da estrutura. A figura 1.9 mostra a divisão dos carregamentos causados por um choque frontal pelas diferentes regiões da estrutura.

Figura 1.9 Distribuição das vias de esforço na estrutura veicular durante uma colisão frontal.

O termo em inglês *Crashworthiness* pode ser compreendido como uma medida da habilidade da estrutura em deformar-se plasticamente durante uma colisão, garantindo a integridade do compartimento onde estão os ocupantes do veículo. O termo originou-se inicialmente na indústria aeronáutica, mas atualmente é vastamente empregado também para estruturas veiculares. O entendimento de *Crashworthiness* e dos conceitos de segurança veicular adequaram-se ao longo dos anos, uma vez que inicialmente a integridade estrutural do veículo era tomada como base para avaliação e hoje zonas de deformação programada foram incluídas para garantir a segurança dos ocupantes através da energia de deformação absorvida pela estrutura.

Uma avaliação completa de segurança veicular envolve diferentes estágios presentes durante uma colisão. Inicialmente é avaliada a colisão inicial entre a estrutura do veículo e o objeto com o qual houve o choque, podendo ser outro veículo, uma parede, uma árvore, entre outros, em seguida. Neste ponto o interesse é conhecer o comportamento da estrutura e verificar a efetividade de suas zonas de deformação. A partir destes dados pode ser avaliada a colisão dos ocupantes com o veículo. Neste estágio, a partir da desaceleração transmitida,

deseja-se entender os deslocamentos dos ocupantes, o funcionamento dos sistemas de retenção (cintos de segurança, air bags) e os danos causados aos ocupantes do veículo pelo efeito da desaceleração ou pelo contato com partes internas do automóvel.

O principal interesse do presente trabalho está relacionado a avaliação do primeiro estágio, uma vez que é onde a estrutura veicular age de forma direta, embora ainda a estrutura possa minimizar os efeitos posteriores reduzindo a energia transmitida e levando a um pulso com menores níveis de desaceleração.

Em um evento de choque frontal, a estrutura frontal do veículo deve ser rígida o bastante para evitar intrusões elevadas do painel do veículo para dentro do compartimento dos ocupantes, mas também deve absorver a energia cinética do impacto, levando a um pulso de desaceleração adequado a partir de suas zonas de deformações programadas. Uma estrutura muito rígida irá gerar picos de desaceleração elevados, transmitindo aos passageiros uma grande parte de energia de colisão.

Para exemplificar uma avaliação de Crashworthiness, a seguir são apresentados os resultados de uma análise de elementos finitos de um veículo comercial sujeito a um impacto frontal segundo os requisitos de um ensaio frontal realizado pela LatinNCap. O veículo atinge uma barreira deformável com 40% de sua parte frontal a uma velocidade de 67km/h. Diferentes avaliações são realizadas com o intuito de verificar a capacidade da estrutura em garantir a integridade estrutural do compartimento dos passageiros sem permitir que a energia do impacto seja transmitida.

Em uma análise estrutural de um choque frontal é considerada a capacidade da estrutura frontal em absorver a energia da colisão, sendo também verificada a curva de desaceleração do veículo, avaliando-se o pico máximo de aceleração e seu tempo de duração. A figura 1.10 mostra a energia absorvida pela estrutura do veículo e os níveis de desaceleração gerados durante o impacto, resultado da análise em elementos finitos.

Este é o ponto inicial a ser avaliado, uma vez que a estrutura deve minimizar a energia transmitida sem permitir que elevados níveis de desaceleração sejam desenvolvidos. A partir destes dados, verifica-se se as zonas de deformação programada da estrutura trabalharam de forma correta, tendo resultado nas deformações esperadas. Caso contrário, é necessário verificar os esforços desenvolvidos nas diferentes partes da estrutura.

O pulso de aceleração também será importante posteriormente para a análise dos efeitos da colisão dentro do compartimento do veículo, sendo o principal dado de entrada para a avaliação dos danos causados aos ocupantes, assim como para a calibração adequada do airbag e do sistema de retenção.

Ainda, são avaliados os níveis de intrusão do painel da estrutura, conforme mostra a figura 1.11. A parede corta-fogo divide o compartimento dos ocupantes da parte frontal do

Figura 1.10 Energia absorvida e curva de desaceleração desenvolvida em uma simulação em elementos finitos de um ensaio frontal realizado pelo LatinNCap.

veículo, as deformações da estrutura frontal para a absorção da energia geram deslocamentos nesta peça do veículo onde estão fixados o painel, os pedais e por onde passa a coluna de direção.

Figura 1.11 Deslocamentos da parede corta-fogo resultantes de uma análise em elementos finitos de um ensaio frontal LatinNCap.

Os critérios para os descolamentos máximos ao longo da parede corta-fogo levam em conta as distâncias máximas para que as partes internas do veículo entrem em contato com os ocupantes durante o impacto. A região mais crítica é onde são fixados os pedais, uma vez que os mesmos estão diretamente em contato com os pés do motorista do veículo.

Em uma análise em elementos finitos são considerados os deslocamentos máximos gerados durante o impacto e também a configuração final da parede corta-fogo após o retorno

elástico da estrutura, desta forma avalia-se o contato durante a colisão e o estado final do veículo.

Avalia-se também a distribuição do esforço transmitido à estrutura ao longo dos diferentes caminhos oferecidos pela configuração da estrutura. O choque inicialmente é transmitido diretamente para a viga transversal frontal do veículo e posteriormente para as longarinas. Daí, ele se dispersa por três vias principais: pelo assoalho; pelas portas; ou pela coluna A e teto.

A tabela 1.2 mostra os resultados da avaliação por elementos finitos, apresentados os valores de esforço transmitido às diferentes vias de esforço citadas anteriormente na figura 1.9. Pode-se observar que a maior parte do esforço é direcionada ao assoalho, pois o mesmo possui maiores reforços para garantir uma melhor integridade da cabine onde estão os ocupantes.

Tabela 1.2 Resultados de carregamentos nas vias de esforço da figura 1.9.

Número	Seção	Força
1	Longarina	86,7kN
2	Reforço Frontal	26,6kN
3	Coluna A	26,9kN
4	Reforço de Porta	21,4kN
5	Assoalho	71,0kN

Esta avaliação permite dimensionar as seções transversais das estruturas, uma vez que o carregamento transmitido por elas é conhecido, portanto a inércia requerida em cada uma delas pode ser definida. Ainda pode-se verificar a necessidade de redirecionar parte do esforço para outra região onde há maior rigidez para garantir a integridade da estrutura.

Além das análises apresentadas, faz-se também avaliações específicas de determinadas regiões da estrutura onde algum mecanismo localizado deve ser iniciado durante a colisão. Um exemplo é o contato das rodas com a travessa lateral do veículo por onde parte do esforço é transmitido ao assoalho.

Também é verificada se o comportamento da estrutura ocorreu conforme o previsto, uma vez que algumas peças devem desenvolver deformações programadas. Em geral as longarinas do veículo devem sofrer flexão global lateral para maximizar o gasto de energia em sua deformação. Por outro lado, os absorvedores frontais são desenvolvidos para sofrer flambagem progressiva, pois possui um comprimento menor e sua estabilidade pode ser controlada com mais facilidade.

É importante citar que atualmente para se atingir as metas de segurança veicular no projeto de um veículo, além das análises de Crashworthiness da estrutura são empregados sistemas para a detecção de acidentes. Com o desenvolvimento de sensores mais precisos e com melhor alcance, cada vez mais os veículos são servidos de detectores de colisão

Alguns veículos já possuem sistemas de detecção de colisão frontal com frenagem automática, ou seja, quando uma colisão é prevista pelo radar instalado na travessa frontal o veículo inicia a frenagem sem a necessidade de intervenção do condutor. Para velocidades menores o impacto pode ser evitado, enquanto para situação em alta velocidade os danos são reduzidos substancialmente.

Além dos exemplos apresentados, o desenvolvimento relativo à segurança veicular ainda é um assunto em pauta em diversos países e novas tecnologias são lançadas em novos modelos de veículos a cada ano. Também pesquisas relativas a sensores e radares com maiores alcances e estruturas mais segurança continuam a ser realizadas, ampliando ainda mais o horizonte relativo à segurança veicular.

1.4 Objetivos

A presente dissertação tem por objetivo verificar a eficiência de perfis estruturais quadrados, hexagonais e double-hat, quando submetidos a um carregamento axial de impacto. Os perfis são avaliados também com a inclusão de vazios nas paredes laterais e para três diferentes materiais: aço comum, aço de alta resistência e alumínio. O intuito do estudo é analisar o mecanismo de deformação de cada perfil, a eficiência de absorção de energia e a força inicial de pico gerada para cada configuração, apresentando por fim uma discussão dos resultados obtidos e os absorvedores que apresentaram resultados maximizados para os parâmetros avaliados.

1.5 Organização do Trabalho

O capítulo 2 mostra uma explanação teórica a respeito da flambagem progressiva dinâmica, uma vez que este é o mecanismo de deformação responsável pela dissipação da energia do impacto a partir da energia de deformação da estrutura. São abordados o desenvolvimento das equações de energia e força média para tubos circulares e quadrados, sendo também realizadas as associações para os modelos hexagonais e double-hat. Ainda são apresentados alguns conceitos de eficiência de absorção de energia e estabilidade de estruturas submetidas a carregamentos axiais.

No capítulo 3 são discutidos os principais modelos de absorvedores de impacto, sendo exemplificadas aplicações em veículos comerciais. São abordados ainda alguns estudos a respeito de suas características aproveitando-se a discussão do capítulo 2.

Os detalhes das simulações numéricas são mostrados no capítulo 4, onde são discutidas as considerações realizadas referente às regiões de interface entre a estrutura e suas superfícies de impacto, a aplicação das imperfeições e os modelos dos materiais considerados.

A partir do capítulo 4 as diferentes análises realizadas são apresentadas. Sendo no capítulo 4 detalhada a análise paramétrica dos perfis estruturais, onde é considerada adição de janelas nas paredes laterais dos perfis originais com o intuito de verificar alterações no comportamento das estruturas.

O capítulo 5 discute a análise paramétrica de materiais considerando modelos bilineares. Três diferentes materiais são considerados para as configurações com melhores resultados mostradas no capítulo 4 para os diferentes perfis, sendo possível assim obter uma melhor configuração de forma e material.

Finalmente, o capítulo 6 apresenta a discussão dos resultados, considerando as avaliações realizadas para os diferentes modelos, tanto na análise paramétrica de perfis estruturais quanto para os materiais bilineares considerados. Uma comparação dos resultados com o embasamento teórico é discutida.

CAPÍTULO 2

Flambagem Dinâmica Progressiva

Quando submetidas a carregamentos compressivos, as estruturas podem apresentar instabilidade na forma de deflexão lateral, conhecida como flambagem. O desequilíbrio pode ser causado por defeitos na microestrutura do material, por uma pequena excentricidade na aplicação da força ou ainda pela ação de uma força lateral mínima.

Deste modo, pode-se dizer que o fenômeno de flambagem é uma resposta instável de uma estrutura à aplicação de um carregamento axial compressivo, mostrado na figura 2.1 para uma sequência de barras sobre a ação de uma força compressiva P .

Figura 2.1 Conjunto de colunas em flambagem devido ao carregamento compressivo (Faculdade de Arquitetura e Urbanismo - UFRJ, 2014).

Na figura 2.1 podem ser observados diferentes modelos de flambagem para uma coluna quando alteradas as condições de contorno da estrutura. Da esquerda para a direita as respectivas condições de contorno são: simplesmente apoiada em ambos os lados, permitindo rotação nos apoios; simplesmente apoiada em uma extremidade e engastada na outra; engastada em ambos os lados, sem permitir nenhuma rotação nos apoios; e engastada na parte inferior e livre na extremidade superior.

Na maioria dos casos de projeto estrutural, a flambagem deve ser evitada para garantir as condições de uso da estrutura. Para tanto, é determinada a carga crítica de flambagem a

partir da qual a posição de equilíbrio passará por uma instabilidade levando o componente a falha devido à deflexão lateral.

No entanto, no âmbito da segurança veicular, a flambagem em tubos de parede fina é um meio eficiente de absorção de energia no caso de uma colisão. Assim sendo, na concepção de um veículo, deve-se projetar uma estrutura para que esteja sujeita à flambagem e tenha alto grau de compressibilidade de forma a aproveitar a grande dissipação de energia de deformação envolvida neste fenômeno.

Podem ser encontrados estudos extensivos na literatura tratando das diferentes variáveis relacionadas ao fenômeno da flambagem em estruturas veiculares. Eles tratam dos diferentes modos de flambagem existentes, de suas características e da sensibilidade dos mesmos à alteração das propriedades materiais, do carregamento aplicado, das características geométricas do tubo e das condições de contorno da estrutura.

Segundo Karagiozova & Jones (2008), embora existam muitos modos de flambagem para tubos de parede fina, em geral três padrões de deformação podem ser definidos: flambagem global; flambagem progressiva; flambagem mista.

A figura 2.2 mostra o resultado de simulações realizadas por Karagiozova & Alves (2004a), onde dois tubos de alumínio com mesmas propriedades materiais e com 450mm de comprimento são submetidos a carregamentos com velocidades diferentes. O tubo à esquerda e o à direita sofreram impactos respectivamente a 8,5m/s e 8,75m/s.

Na imagem à esquerda da figura 2.2 o tubo respondeu ao carregamento através da flambagem global. Este modo de flambagem está vinculado a estruturas mais esbeltas e possui características de deformação semelhantes aos modos de Euler para colunas carregadas estaticamente, onde o momento causado pela instabilidade da estrutura causa uma flexão lateral gerando o desenvolvimento de dobras principais.

A flambagem progressiva é caracterizada pelo aparecimento de uma sequência de dobras que podem se iniciar na base ou no topo e se prolongar ao longo do tubo. A imagem à direita da figura 2.2 mostra um tubo onde se desenvolveu a flambagem progressiva. Neste padrão de deformação ocorrem sucessivamente flambagens localizadas devido ao surgimento de um momento fletor local.

Dependendo dos parâmetros do ensaio, ainda pode se desenvolver a flambagem mista, onde a flexão lateral aparece em conjunto com as dobras progressivas, mostrando que esta configuração deforma-se com a combinação dos dois modos de deformação anteriores.

No fenômeno de flambagem dinâmica, a energia cinética do carregamento é transmitida para a estrutura, que irá transformá-la em energia de deformação. Embora possam se desenvolver diferentes modos de flambagem no regime plástico, o primeiro estágio de deformação, ainda no regime elástico, é a compressão axial do tubo.

Figura 2.2 Exemplo dos modos de flambagem – flambagem progressiva à esquerda e flambagem global à direita. (Karagiozova & Alves, 2004b)

A compressão axial é responsável por uma parcela da absorção de energia e exerce uma influência sobre o modo de flambagem posterior, pois a deformação elástica sofrida nesta etapa altera as condições iniciais do fenômeno subsequente. Este fato justifica a influência da tensão de escoamento do material na formação do modo de flambagem, uma vez que a tensão de escoamento está relacionada à capacidade de absorção de energia do tubo na fase de compressão inicial.

É imprescindível no projeto de um veículo considerar que a estrutura se deforme seguindo os modos de flambagem, onde a maior energia possível seja absorvida, garantindo assim uma maior eficiência energética.

Na figura 2.3, resultado do estudo de Karagiozova & Alves (2004b), é apresentado o histórico de carregamento (figura 2.3a), energia interna e cinética (figura 2.3b) e velocidade (figura 2.3c) comparando os comportamentos dos tubos com flambagem global e progressiva da figura 2.2.

Pela figura 2.3a pode-se observar que o comportamento de ambos os modos durante os primeiros 2ms, onde ocorre o primeiro pico de força, é semelhante uma vez que a etapa de compressão inicial é independente do modo de flambagem. No entanto, a partir deste ponto, cada um dos modos apresenta características distintas.

Para a flambagem progressiva, a força (figura 2.3a) oscila em torno de uma força média, formando as dobras sucessivas em cada conjunto de picos e vales. Este efeito de deformação promove uma transformação contínua da energia cinética do impactor (curva T_p – figura 2.3b) em energia de deformação (curva T_{pp} – figura 2.3b), até que a energia recebida no impacto seja completamente absorvida e consequentemente a velocidade do impactor chegue à zero (curva p – figura 2.3c).

Figura 2.3 Histórico do comportamento de tubos que sofreram flambagem global e progressiva. (Karagiozova & Alves, 2004b)

Figura 2.4 À esquerda tubo com flambagem progressiva axissimétrica, ao centro e à direita tubo com flambagem progressiva não-axissimétrica. (Jones, 1989)

Por outro lado, na flambagem global, o primeiro pico de força causa a instabilidade global da estrutura, que ao se deformar perde sua resistência mecânica axial, levando à queda no valor do carregamento. Neste modo de flambagem, a energia cinética (curva T_g – figura 2.3b) é parcialmente transmitida para a estrutura, resultando em uma menor energia de deformação (curva T_{pg} – figura 2.3b). A massa de impacto termina o teste ainda com velocidade residual (curva g – figura 2.3c).

Assim como apresentado por Karagiozova & Jones (2008) e Karagiozova & Alves (2004b), o desenvolvimento de absorvedores de impacto otimizados tem como base a flambagem progressiva, com sua grande capacidade de absorção de energia proporcionada pela a formação das dobras sequencias.

Mesmo a flambagem progressiva pode possuir diferentes modos de deformação. Para tubos circulares, por exemplo, os modos de deformação dependem das características geométricas da estrutura. Eles podem ser do tipo axissimétrico (concertina), ou seja, apresentar o mesmo perfil de deformações em torno do perímetro do círculo (figura 2.4 à esquerda), ou não axissimétrico (diamante), onde há um padrão no modo de deformação ao longo da circunferência (figura 2.4 à direita).

Jones (1989) cita que vários métodos teóricos demonstram que tubos mais espessos com razão entre o raio do círculo e sua espessura $R/h < 40$ se deformam axissimetricamente,

enquanto tubos com maiores valores de razão R/h flambam de forma não axissimétrica.

2.1 Comportamento da Flambagem Progressiva Dinâmica

Os conceitos da flambagem dinâmica progressiva são ilustrados em uma casca de parede fina, apoiada em uma extremidade e sujeita a uma força axial compressiva P em sua borda superior aplicada através do impacto com um objeto de massa M , conforme ilustra a figura 2.5. A abordagem matemática apresentada considera a aplicação do carregamento de forma quase estática, válida quando a velocidade inicial V_0 é baixa e a massa do objeto de impacto M é muito maior do que a massa do absorvedor m .

São demonstrados as abordagens matemáticas para a flambagem estática progressiva onde os efeitos da taxa de deformação não são considerados e também para a flambagem dinâmica progressiva, onde ainda que os efeitos de inércia sejam negligenciados é considerado no modelo material os efeitos da taxa de deformação.

Quando a velocidade inicial é mais elevada e a massa M é próxima da massa do absorvedor os efeitos de inércia devem ser considerados e para tanto desenvolve-se a flambagem dinâmica plástica. A abordagem teórica para este caso de flambagem não estão desenvolvidos no presente trabalho devido aos efeitos de inércia não se mostrarem significativos para as análises realizadas

Figura 2.5 Tubo sujeito a carregamento axial.

Portanto, o carregamento é aplicado gradualmente sobre o tubo gerando uma curva força deslocamento similar à apresentada na figura 2.6. Curvas conforme a da figura 2.6 represen-

tam o padrão de comportamento de um tubo submetido a flambagem progressiva. Inicialmente, durante o regime elástico, a deformação ocorre devido às tensões compressivas até que no ponto *A* é atingido o valor do carregamento crítico (P_{cr}).

Figura 2.6 Exemplo de curva força deslocamento para tubo de parede fina sobre flambagem progressiva.(Jones, 1989)

Figura 2.7 Registro fotográfico do desenvolvimento das dobras durante a flambagem. As imagens referem-se aos pontos de 1 à 9 na curva.(Jones, 1989)

Então a instabilidade ocorre iniciando a formação da primeira dobra que se completa no ponto *B*. A partir de então começam a se desenvolver as dobras sucessivas seguindo o mesmo padrão de deformação observado até o ponto 9, caracterizando assim a flambagem progressiva. Conforme citado por Jones (2010), por conveniência no projeto de um absorvedor de impacto é considerado um carregamento médio P_m , segundo ilustra a linha média P_m na figura 2.6.

Cada uma das dobras observadas nos tubos deformados da figura 2.7 equivale a um pico e um vale sucessivos na curva de força por deslocamento (2.6). Evidentemente, uma maior absorção de energia está ligada a uma maior compactação do tubo e consequentemente à formação de um maior número de dobras.

Para modelos teóricos, os parâmetros mais importantes a serem obtidos são a energia

absorvida e a força média desenvolvida na seção da estrutura durante o impacto. Em geral, para o fenômeno de flambagem progressiva os modelos matemáticos preveem a energia necessária para a formação da primeira dobra a partir da qual a força média desenvolvida na estrutura pode ser prevista e estendida para o restante da análise.

Nas subseções seguintes são desenvolvidos os procedimentos analíticos para a obtenção da energia de deformação para a primeira dobra, bem como a força média do impacto para tubos circulares e quadrados submetidos a flambagem progressiva por carregamentos compressivos. A escolha pelas seções circulares e quadradas deve-se ao fato de serem os perfis com maior emprego em veículos comerciais e representarem os modelos base para os demais perfis em uso atualmente.

Em ambos os casos, inicialmente é desenvolvida a formulação teórica para um caso de flambagem estática progressiva, ou seja, os efeitos de taxa de deformação não estão contabilizados. Em seguida, é considerado a flambagem dinâmica progressiva, considerando a sensibilidade do modelo material à taxa de deformação.

2.1.1 Tubo Circular Sobre Flambagem Estática Progressiva

Para o caso estático, uma formulação teórica aproximada é apresentada por Jones (2010). Devido à complexidade do fenômeno de flambagem progressiva, para a resolução teórica são consideradas as simplificações conforme abaixo:

- 1) O material do tubo tem um comportamento rígido e perfeitamente plástico;
- 2) Considera-se o modelo axissimétrico simplificado de deformação (figura 2.8);
- 3) Os efeitos de inércia não são relevantes;

A figura 2.8 ilustra o modo de deformação simplificado considerado. A energia de deformação absorvida pelo sistema para a formação de uma dobra (E_T) deve ser igual ao trabalho realizado pela força P_m para reduzir o comprimento total do tubo em $2l$. Através desta igualdade de energias podemos obter o valor da força P_m para que seja formada uma dobra,

$$P_m 2l = E_T \quad (2.1)$$

A energia total de deformação do tubo E_T pode ser dividida em quatro parcelas distintas. As três primeiras dizem respeito à formação das dobras nos pontos a , b e c , enquanto a quarta

Figura 2.8 Modo de flambagem axissimétrico idealizado para um tubo cilíndrico. (Jones, 1989)

se deve a deformação circunferencial das superfícies representados por um corte pelas retas ab e bc quando o ângulo ϕ aumenta de um incremento $d\phi$.

$$E_T = E_a + E_b + E_c + E_S \quad (2.2)$$

A energia consumida para a formação da dobra em torno do ponto a pode ser obtida a partir do trabalho realizado pelo momento aplicado neste ponto (M_o) multiplicado pelo ângulo deslocado.

Considerando esta energia em torno de toda a circunferência do tubo tem-se que

$$E_a = 2\pi R M_o \frac{\pi}{2} \quad (2.3)$$

Sendo o momento necessário para causar a deformação plástica igual a

$$M_o = \frac{(2\sigma/\sqrt{3})h^2}{4} \quad (2.4)$$

Devido a sua posição, o ponto b sofre incrementos de posição de R até $R + l$ com a variação de ϕ , e o incremento de energia absorvida neste ponto é

$$dE_b = 2\pi(R + l \sin(\phi))M_o(2d\phi) \quad (2.5)$$

Integrando este incremento tem-se a energia para a formação de uma dobra no ponto b como

$$E_b = \int_0^{\pi/2} 4\pi(R + l\sin(\phi))M_0 d\phi \quad (2.6)$$

$$E_b = 4\pi M_0(R\pi/2 + l) \quad (2.7)$$

O ponto c está alinhado verticalmente com o ponto a e, portanto o momento sobre eles será o mesmo, deste modo, a energia absorvida nesta posição é igual à E_a .

$$E_c = E_a = 2\pi R M_0 \frac{\pi}{2} \quad (2.8)$$

A energia necessária para que o aumento circunferencial (termo em inglês *stretching*) das retas ab e bc entre ϕ e $\phi + d\phi$ ocorra é função da própria deformação circunferencial. A equação 2.9 mostra o incremento de energia (dE_S) causado por um incremento na deformação.

$$dE_S = \sigma_0 d\epsilon 2lh 2\pi R \quad (2.9)$$

O incremento de deformação é dado por

$$d\epsilon = \frac{2\pi[(l/2)\sin(\phi + d\phi)] - 2\pi[(l)\sin(\phi)]}{2\pi R} \quad (2.10)$$

ou seja

$$d\epsilon = \frac{l \cos(\phi) d\phi}{2R} \quad (2.11)$$

Substituindo a equação 2.11 na equação 2.9 e integrando em ambos os lados tem-se que

$$E_S = \int_0^{\pi/2} \sigma_0 2lh d\epsilon 2\pi R \quad (2.12)$$

ou seja

$$E_S = 2\sigma_0 l^2 h \pi \quad (2.13)$$

Substituindo as equações 2.3, 2.7, 2.8 e 2.13 em 2.2 tem-se a energia total absorvida pelo tubo para a formação de uma dobra:

$$E_T = 2\pi R M_0 \frac{\pi}{2} + 4\pi M_0(R\pi/2 + l) + 2\pi R M_0 \frac{\pi}{2} + 2\sigma_0 l^2 h \pi \quad (2.14)$$

Somando-se todas as parcelas da equação 2.14 tem-se que

$$E_T = 4\pi RM_0(\pi R + l) + 2\sigma_0 l^2 h \pi \quad (2.15)$$

Substituindo o valor de M_0 na equação 2.15, tem-se,

$$E_T = \frac{2\pi\sigma_0 h^2(\pi R + l)}{\sqrt{3}} + 2\pi\sigma_0 l^2 h \quad (2.16)$$

Agora, para garantir a conservação da energia, pode-se igualar a energia absorvida com o trabalho realizado pela força P_m substituindo a equação 2.15 em 2.1:

$$P_m 2l = \frac{2\pi\sigma_0 h^2(\pi R + l)}{\sqrt{3}} + 2\pi\sigma_0 l^2 h \quad (2.17)$$

Embora o comprimento das dobras l não seja conhecido, ele pode ser obtido ao se minimizar a força de compressão, ou seja, $dP_m dl = 0$,

$$\frac{h(-\pi R/l^2)}{\sqrt{3}} + 1 = 0 \quad (2.18)$$

$$l = \sqrt{\frac{\pi R h}{\sqrt{3}}} \quad (2.19)$$

Substituindo 2.19 em 2.17, tem-se,

$$\frac{P_m}{M_0} = 4(3)^{1/4} \pi^{3/2} (R/h)^{1/2} + 2\pi \quad (2.20)$$

Para a obtenção de 2.20, considerou-se que as dobras se formam na parede externa do tubo. A mesma análise desenvolvida para a parte interna a força média resulta em,

$$\frac{P_m}{M_0} = 4(3)^{1/4} \pi^{3/2} (R/h)^{1/2} - 2\pi \quad (2.21)$$

Deste modo, Jones (2010) cita que uma aproximação aceitável para a força média é obtida fazendo-se a média das forças obtidas para as paredes interna e externa,

$$P_m = \frac{2(\pi h)^{3/2} R^{1/2} \sigma_0}{3^{1/4}} \quad (2.22)$$

A equação 2.22 apresenta o valor da força média (P_m) necessária para o desenvolvimento de uma dobra completa sobre o tubo considerando-se um caso de flambagem estática progressiva.

Segundo Jones (1989), uma abordagem quase estática para tubos pode ser assumida para impactos a baixas velocidades, isto é no caso de tubos metálicos até $10m/s$. Deste modo, podem-se desconsiderar os efeitos de inércia e a equação 2.22 continua válida para tais casos.

Para auxiliar na análise de dados numéricos ou experimentais, Jones (1989) desenvolve os conceitos da compressão axial de um tubo circular com o auxílio de dois parâmetros adimensionais, a efetividade estrutural e a densidade relativa.

A efetividade estrutural é definida como,

$$\eta = \frac{P_m}{A\sigma_1} \quad (2.23)$$

onde P_m é a força de compressão média demonstrada anteriormente para tubos circulares, A é a área da seção transversal do tubo e σ_1 é uma tensão característica.

Se $\sigma_1 = \sigma_0$ então $A\sigma_0$ é o força necessária para causar o escoamento do material e, portanto, η é a razão entre a força média aplicada durante o impacto e a força de escoamento.

Para o caso do tubo circular, onde $A = 2\pi Rh$, a efetividade estrutural é,

$$\eta = \frac{P_m}{2\pi Rh\sigma_0} \quad (2.24)$$

Outro parâmetro adimensional definido por Jones (1989) é a densidade relativa,

$$\phi = \frac{A}{A_c} \quad (2.25)$$

onde A_c é a área da seção transversal de um tubo sólido de mesmas dimensões. Para um cilindro $A_c = \pi R^2$, e

$$\phi = \frac{2\pi Rh}{\pi R^2} \quad (2.26)$$

$$\phi = \frac{2h}{R} \quad (2.27)$$

A equação 2.22 que define a força de compressão média para uma flambagem estática progressiva pode ser reescrita considerando os dois parâmetros adimensionais η e ϕ resultando na equação 2.44.

$$\eta = \left(\frac{\pi\phi}{2\sqrt{3}} \right) \quad (2.28)$$

A equação 2.28 fornece um resultado aproximado para a eficiência de absorção de energia para a formação de uma dobra em um tubo circular em flambagem estática progressiva. Entretanto, estes resultados têm como base a hipótese de modelo de deformação segundo a figura 2.8, onde a energia para a formação de uma dobra é definida pela equação 2.1.

Para resultados mais precisos, Jones (1989) cita Abramowicz & Jones (1984) e Wierzbicki & Abramowicz (1983) onde a distância de compressão efetiva é definida, conforme mostra a figura 2.9, como sendo,

$$\delta_e = 2l - 2x_m - h \quad (2.29)$$

A distância de compressão efetiva é a magnitude da redução de comprimento do tubo após a aplicação do carregamento e, portanto, fornece uma definição mais exata do trabalho externo realizado sobre o tubo,

$$E_T = P_m \delta_e \quad (2.30)$$

substituindo a equação 2.1, onde a energia absorvida era definida por $P_m 2l$.

Segundo Abramowicz 1983, colunas inelásticas de comprimento $2l$ comportam-se de modo que,

$$x_m \approx 0,28 \frac{l}{2} \quad (2.31)$$

sendo então a distância efetiva definida por,

$$\delta_e = 1,72l - h \quad (2.32)$$

ou

$$\frac{\delta_e}{2l} = 0,86 - \frac{h}{2l} \quad (2.33)$$

Substituindo a equação 2.19 na equação 2.33 temos,

$$\frac{\delta_e}{2l} = 0,86 - 0,40 \left(\frac{h}{R} \right)^{1/2} \quad (2.34)$$

Figura 2.9 Definição da distância de compressão efetiva. (Jones, 1989)

Portanto, considerando a distância de compressão efetiva do tubo a força média para o caso de flambagem estática (equação 2.22) é definida como

$$P_m = \frac{2(\pi h)^{3/2} R^{1/2} \sigma_0}{3^{1/4} [0,86 - 0,37(h/R)^{1/2}]} \quad (2.35)$$

A equação 2.35 pode ser reescrita a partir dos parâmetros adimensionais, resultando na seguinte expressão para a eficiência de absorção para flambagem estática progressiva

$$\eta = \frac{(\pi\phi)/2}{3^{1/4} [0,86 - 0,37(\phi/2)^{1/2}]} \quad (2.36)$$

A obtenção empírica de uma equação similar à equação 2.36 para a efetividade estrutural é mostrada por Lu & Yu (2003) onde tem-se que

$$\eta = 2\phi^{0,7} \quad (2.37)$$

2.1.2 Tubo Circular Sobre Flambagem Dinâmica Progressiva

Alguns materiais aplicados a absorvedores de impacto são sensíveis à taxa de deformação, isto é, apresentam comportamentos diferentes quando alterada a velocidade do impacto devido taxa de deformação sofrida pela estrutura. Neste caso é necessário modificar a tensão de escoamento utilizada na equação 2.22 considerando a taxa de deformação. Para tais materiais, mesmo não sendo considerados os momentos de inércia, os efeitos dinâmicos têm influência sobre o comportamento dinâmico da estrutura.

Para considerar a sensibilidade à taxa de deformação de um determinado material é preciso definir a tensão de escoamento dinâmica (σ'_0) e substituí-la na equação 2.22 no lugar da tensão de escoamento (σ_0). A tensão de escoamento dinâmica pode ser obtida através da equação constitutiva de Cowper-Symonds,

$$\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} = 1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q} \quad (2.38)$$

onde D e q são constantes do material.

Portanto a relação entre σ'_0 e σ_0 é

$$\sigma'_0 = \sigma_0 \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q} \right] \quad (2.39)$$

Para obter a equação da força média agindo em um tubo circular sobre compressão dinâmica substitui-se σ'_0 da equação 2.39 no lugar de σ_0 da equação 2.22,

$$P_m = \frac{2(\pi h)^{3/2} R^{1/2}}{3^{1/4}} \sigma_0 \left[1 + \left(\frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q} \right] \quad (2.40)$$

Embora a taxa de deformação sofra variação durante o impacto, pode-se calcular uma taxa de deformação média durante todo o evento,

$$\dot{\epsilon}_\phi = \frac{\epsilon_\phi}{T} \quad (2.41)$$

onde $T = 2l/V_0$, sendo o tempo necessário para a formação da dobra e depende do comprimento l e a velocidade de impacto V_0 , com $\epsilon_\phi \approx l/2R$ sendo a deformação circunferencial média. Portanto,

$$\dot{\epsilon}_\phi = \frac{V_0}{4R} \quad (2.42)$$

Assim sendo, a equação 2.40 pode ser descrita por,

$$P_m = \frac{2(\pi h)^{3/2} R^{1/2}}{3^{1/4}} \sigma_0 \left[1 + \left(\frac{V_0}{4RD} \right)^{1/q} \right] \quad (2.43)$$

A equação 2.43 apresenta a força média para a formação de uma dobra completa para um caso de flambagem dinâmica progressiva.

Assim como para a flambagem estática progressiva, pode-se definir a força média para a flambagem dinâmica progressiva a partir dos parâmetros adimensionais definidos pelas equações 2.27 e 2.24, como

$$\eta = \left(\frac{\pi \phi}{2 \sqrt{3}} \right) \left[1 + \left(\frac{V_0}{4RD} \right)^{1/q} \right] \quad (2.44)$$

O parâmetro $V_0/4RD$ leva em conta a sensibilidade do material à taxa de deformação. Assim como esperado, quanto menor a velocidade do impacto menor é a influência da parcela dinâmica na análise.

As equações 2.43 e 2.44 resultam do modelo simplificado considerado na figura 2.8. Do mesmo modo como realizado para a flambagem estática, pode-se considerar a distância efetiva, conforme mostra a figura 2.9, para se obter uma relação mais exata para a força média,

$$P_m = \frac{2(\pi h)^{3/2} R^{1/2} \sigma_0 \left[1 + (V_0/4RD)^{1/q} \right]}{3^{1/4} [0,86 - 0,37(h/R)^{1/2}]} \quad (2.45)$$

O qual, utilizando as variáveis adimensionais η e ϕ , pode ser escrita como,

$$\eta = \frac{[(\pi \phi)/2] \left[1 + (V_0/4RD)^{1/q} \right]}{3^{1/4} [0,86 - 0,37(\phi/2)^{1/2}]} \quad (2.46)$$

2.1.3 Tubo Quadrado Sobre Flambagem Progressiva

Embora tubos quadrados apresentem um histórico de força deslocamento similares aos perfis circulares devido a desenvolverem o mesmo fenômeno de flambagem progressiva, seu modo característico apresenta-se de forma bastante distinta. Portanto, a abordagem teórica para a obtenção da energia de deformação e da força média do impacto é distinta da apresentada anteriormente.

(a) Exemplo de tubo com modo simétrico de flambagem. (Wierzbicki & Abramowicz, 1983)

(b) Exemplo de tubo com modo extensional de flambagem. (Jones, 1989)

Figura 2.10 Tubos quadrados de parede fina sobre ação de um carregamento axial.

A figura 2.10 mostra dois tubos quadrados após serem submetidos a carregamentos axiais. Assim como para os tubos circulares, a figura 2.6 representa uma curva comumente obtida em ensaios ou simulações de tubos quadrados para este tipo de carregamento de impacto. Conforme já abordado para os tubos circulares, a primeira parcela de deformação é referente a parcela elástica e ocorre durante a compressão axial do tubo. Em seguida inicia-se a formação das dobras representadas na figura 2.6 pela oscilação em torno da força média P_m .

A figura 2.10a mostra um tubo quadrado após sofrer flambagem progressiva. O modo desenvolvido no tubo é conhecido como modo simétrico de flambagem, onde duas laterais opostas do perfil quadrado deformam-se para o interior do tubo enquanto as outras sofrem flexão para o lado externo. Conforme cita Jones (1989), este modo é encontrado para tubos finos, onde a relação entre a largura c e a espessura h é maior que 40,8.

Por outro lado, o tubo da figura 2.10b quando carregado axialmente iniciou sua deformação segundo o modo de flambagem extensional, onde todos os lados do absorvedor deformam-se para a parte externa do tubo. Segundo Jones (1989), este modo desenvolve-se para tubos com $c/h < 7,5$.

Meng et al. (1983), avaliou a deformação característica para tubos quadrados ao realizar ensaios de tubos de PVC sobre carregamentos axiais e verificar os modos de deformação induzidos. Os modos encontrados são similares aos vistos em tubos metálicos de parede

fina, como o da figura 2.10.

Figura 2.11 Tubo de PVC sobre carregamento axial estático apresentando um modo simétrico de flambagem. (Meng et al., 1983)

A figura 2.11 mostra um dos modelos estudados por Meng et al. (1983), onde a relação entre o comprimento do tubo L e sua largura c é 4. Pode-se observar claramente na figura 2.11 a formação do modo simétrico de flambagem sendo desenvolvido no tubo de PVC.

Em seu estudo, Meng et al. (1983), destaca a semelhança entre os modos vistos na figura 2.11 e o perfil de deformação desenvolvido em uma das laterais do tubo quando analisada de forma isolada como uma placa plana submetida a um carregamento compressivo.

Este fato se verificou também em seus experimentos, uma vez que após serem comprimidos os cantos dos tubos deformados não sofreram qualquer deslocamento, mostrando que não foi desenvolvido qualquer momento fletor nos cantos dos tubos e portanto não há transmissão de momento entre uma lateral com o comportamento da sua lateral adjacente.

Tendo em vista os modos típicos de deformação para tubos quadrados, Wierzbicki & Abramowicz (1983), definem os modelos da figura 2.13 como os elementos padrões de deformação para tubos quadrados. Cada um dos elementos representam um quarto de um perfil

Figura 2.12 Elementos básicos de flambagem apresentados por Wierzbicki & Abramowicz (1983).

quadrado e de fato uma vez combinada quatro partes destes elementos podem ser formados os principais modelos de deformação observados em tubos de seção quadrada.

Wierzbicki & Abramowicz (1983) dividem os elementos básico em elemento Tipo I, conforme figura 2.12a e elemento Tipo II, como mostrado na figura 2.12b

O modo extensional mostrado na figura 2.10b pode ser representado por quatro elementos apresentados na figura 2.12b.

Quatro elementos da figura 2.12a dispostos na forma de um tubo quadrado formam um modo simétrico, conforme visto no absorvedor da figura 2.10a.

A união de modelos de deformação com os dois elementos da figura 2.12a formam modos mistos de flambagem, com características tanto de modelos simétricos quanto extensionais.

No presente trabalho, para os modelos analisados, os modos de deformação desenvolvidos são em sua grande maioria simétricos e portanto é apresentada a seguir a abordagem numérica para tubos quadrados com modo de flambagem simétrica.

A figura 2.13a apresenta o mesmo elemento básico definido por Wierzbicki & Abramowicz (1983) onde são definidas as variáveis para o desenvolvimento teórico para os perfis quadrados.

A figura 2.13b, também apresentada por Wierzbicki & Abramowicz (1983), mostra um modelo de dobra mais realístico, onde são consideradas as continuidades cinemáticas nas bordas do tubo. Para o desenvolvimento de equações mais precisas é necessário considerar as curvas formadas no tubo, bem como sua trajetória durante a aplicação do carregamento de impacto.

O elemento característico considerado pela figura 2.13a pode ser descrito em sua posição indeformada pela sua altura antes da deformação $2H$ e pela largura de suas laterais c .

(a) Elemento básico de flambagem considerado para o desenvolvimento teórico.

(b) Modo padrão de deformação para tubos quadrados considerando a continuidade da geometria do perfil.

Figura 2.13 Modelos de deformação Tipo I para tubos quadrados (Wierzbicki & Abramowicz, 1983).

De modo geral, dos tipos distintos de arestas formam o elemento básico da figura 2.13a:

- Arestas horizontais fixas (AB e BC);
- Arestas verticais móveis (UB e BL).

Durante o impacto, a aresta vertical UB se move e seu ângulo de inclinação aumenta conforme o carregamento é aplicado.

Por outro lado, as arestas horizontais se mantem na mesma posição e para o modelo matemático se assume que o comprimento das arestas AB e BC permanece constante durante o evento de choque, ou seja $AB = BC = c$. Do mesmo modo, o ângulo entre duas laterais adjacentes $2\psi_0$, que para tubos quadrados é $\pi/2$, não é alterado durante flambagem.

Três parâmetros relacionados a deformação podem descrever o nível de compactação do elemento da figura 2.13b, sendo eles:

- Distância efetiva de compressão - δ ;
- Ângulo de rotação da lateral - α ;
- Distância horizontal até o ponto $C - S$;

A figura 2.14 mostra o triângulo retângulo formado pela aresta e a distância de C em relação a linha vertical S da figura 2.13a. De onde se obtém que

$$\delta = 2H(1 - \cos \alpha) \quad (2.47)$$

Figura 2.14 Relações trigonométricas entre os parâmetros δ , α , S .

e

$$S = H \sin \alpha \quad (2.48)$$

A velocidade de compressão pode ser obtida a partir da equação 2.47, sendo

$$\dot{\delta} = 2H \sin \alpha \dot{\alpha} \quad (2.49)$$

enquanto a velocidade horizontal no ponto C é

$$V = \dot{S} = H \cos \alpha \dot{\alpha} \quad (2.50)$$

Também por relações trigonométricas, pode-se demonstrar que os ângulos das dobras da figura 2.12a se relacionam conforme

$$\operatorname{tg} \gamma = \frac{\operatorname{tg} \psi_0}{\sin \alpha} \quad (2.51)$$

$$\operatorname{tg} \beta = \frac{\operatorname{tg} \alpha}{\sin \psi_0} \quad (2.52)$$

No entanto, no modelo apresentado na figura 2.13a, toda a deformação plástica ocorre de forma localizada nas arestas do elemento. Em um modelo real, a continuidade dos planos da estrutura está vinculada a deformação sofrida pelas arestas do tubo. Portanto, a deformação será propagada entre as faces fazendo com que as arestas sejam conformadas durante o impacto.

Conforme destacado por Lu & Yu (2003), o movimento de uma aresta com curvatura infinita, como no elementos da figura 2.13a, absorveria uma quantidade infinita de energia quando se move.

Para que a abordagem matemática apresente resultados precisos é necessário portanto a consideração de um modelo que seja cinematicamente admissível. Para tanto será considerado o modelo da figura 2.13b, onde as arestas localizadas são estendidas em regiões de deformação representadas pelas áreas hachuradas da figura 2.13b.

São três diferentes regiões de deformação a serem analisadas a partir do modelo da figura 2.13b:

- 1) 1 superfície toroidal que conecta as demais quatro regiões de deformação do modelo;
- 2) 2 superfícies cilíndricas ligadas por duas arestas aos planos rígidos (arestas horizontais AB e BC da figura 2.13a);
- 3) 2 superfícies cônicas ligadas a dois planos de faces adjacentes (arestas móveis UB e BL da figura 2.13a).

Para determinar a energia absorvida pelo modelo considerado para o tubo quadrado é preciso determinar a energia de deformação necessária para cada uma das três regiões deformáveis. No entanto, durante o impacto, a superfície toroidal, bem como as arestas que formam a superfície cônica, variam de dimensões. Portanto é necessário que a soma da energia resultante da formação de uma dobra completa considere as variações nas dimensões da estrutura.

A integral na equação 2.53 é apresentada por Wierzbicki & Abramowicz (1983) para se obter a taxa de energia dissipada durante o impacto.

$$\dot{E}_{T_{quad}} = \int_S (M\dot{\kappa} + N\dot{\epsilon})dS + \int_L M_0\dot{\theta}dl \quad (2.53)$$

onde $\dot{\kappa}$ e $\dot{\epsilon}$ são respectivamente a taxa de curvatura e a taxa de extensão da superfície.

A primeira parcela é referente à dissipada pela superfície toroidal onde sua primeira parte considera o trabalho do momento fletor M para alterar a curvatura da superfície e a segunda parte contabiliza a contribuição da extensão circunferencial. A segunda parcela considera a energia relativa às arestas verticais e horizontais do modelo padrão considerado.

Para a abordagem teórica da superfície toroidal, mostrada na figura 2.13b, considera-se o sistema de coordenadas apresentado na figura 2.15 assim como demonstrado por Lu & Yu (2003), onde as coordenadas θ e ϕ são respectivamente a posição meridional e a posição circunferencial. Ainda define-se como terceira coordenada a distância do ponto em relação ao centro do toróide r e sua relação com o raio da seção circular do toróide b .

Segue abaixo os limites dos ângulos considerados para a análise do modelo apresentados na figura 2.15 assim como a relação entre r e b .

$$\frac{\pi}{2} - \psi < \theta < \frac{\pi}{2} + \psi \quad (2.54)$$

Figura 2.15 Coordenadas e parâmetros para análise da dissipação de energia em uma superfície toroidal. (Lu & Yu, 2003)

$$-\beta \leq \phi \leq \beta \quad (2.55)$$

$$r = b \cos \theta + a \quad (2.56)$$

A partir da definição deste sistema de coordenadas o incremento de superfície dS da primeira parte da equação 2.53 é

$$dS = rd\phi b d\theta \quad (2.57)$$

Portanto, a primeira integral da equação 2.53 que define a taxa de dissipação para a superfície toroidal torna-se

$$\dot{E}_1 = \int_S (M\dot{\kappa} + N\dot{\epsilon}) rd\phi b d\theta \quad (2.58)$$

A figura 2.16 mostra uma superfície plana sendo deformada ao passar ao redor de um toróide, uma demonstração de como ocorre a deformação na superfície toroidal do modelo de deformação considerado.

Ao ser puxada através do toróide a uma velocidade tangencial V_t a superfície plana deforma-se a uma taxa de extensão $\dot{\epsilon}$ e uma taxa de curvatura $\dot{\kappa}$.

Wierzbicki & Abramowicz (1983), definem as taxas de deformação $\dot{\epsilon}$ e $\dot{\kappa}$ em relação aos parâmetros do toróide como

$$\dot{\epsilon} = \frac{\dot{\omega} b \sin \theta}{r} \quad (2.59)$$

Figura 2.16 Superfície plana ao ser deformada sobre um toróide.
(Wierzbicki & Abramowicz, 1983)

$$\dot{\kappa} = \frac{\dot{\omega} a \sin \theta}{r^2} \quad (2.60)$$

Substituído as equações 2.57, 2.59 e 2.60 na equação 2.58 tem-se a taxa de dissipação de energia no toróide definida pela integral dupla

$$\dot{E}_1 = \int_{-\beta}^{\beta} b \left[\int_{\pi/2-\psi}^{\pi/2+\psi} \left(M_0 \frac{\dot{\omega} a \sin \theta}{r^2} + N_0 \frac{\dot{\omega} b \sin \theta}{r} \right) r d\theta \right] d\phi \quad (2.61)$$

Segundo Wierzbicki & Abramowicz (1983), como b é sempre maior do que a espessura dos tubos, o momento não apresenta uma contribuição significativa para a taxa de dissipação de energia. Deste modo, pode-se descartar a primeira parcela da equação 2.61 para uma abordagem teórica mais simplificada, restando apenas a segunda parcela

$$\dot{E}_1 = \int_{-\beta}^{\beta} b \left[\int_{\pi/2-\psi}^{\pi/2+\psi} \left(N_0 \frac{\dot{\omega} b \sin \theta}{r} \right) r d\theta \right] d\phi \quad (2.62)$$

Resolvendo a primeira integral tem-se

$$\dot{E}_1 = \int_{-\beta}^{\beta} (2\dot{\omega} b^2 N_0 \sin \psi) d\theta \quad (2.63)$$

Sendo que pelas imagens das figuras 2.13a e 2.15, pode-se definir uma variação linear entre o ângulo entre as laterais do tubo ψ e a curvatura do toróide ω a partir do ângulo inicial $\psi_0 = \pi/2$ para um quadrado.

$$\psi = \psi_0 + \frac{\pi - 2\psi_0}{\pi} \phi \quad (2.64)$$

Substituindo a equação 2.64 na equação 2.63 e integrando-se em relação à ω tem-se

$$\dot{E}_1 = \frac{4N_0bH\pi}{(\pi - 2\psi_0)\text{tg}\psi_0} \cos \alpha \left[\text{sen}\psi_0 \text{sen}\left(\frac{\pi - 2\psi_0}{\pi}\right) \beta + \cos \psi_0 \left(1 - \cos\left(\frac{\pi - 2\psi_0}{\pi}\right)\right) \beta \right] \dot{\alpha} \quad (2.65)$$

Finalmente, integrando a equação 2.68 para se obter a energia de deformação para a superfície toroidal, tem-se

$$E_1 = 4HbN_0I_1(\psi_0) \quad (2.66)$$

ou ainda

$$E_1 = \frac{16HbM_0}{h} I_1(\psi_0) \quad (2.67)$$

onde I_1 é

$$I_1(\psi_0) = \frac{\pi}{(\pi - 2\psi_0)\text{tg}\psi_0} \int_0^{\pi/2} \cos \alpha \left[\text{sen}\psi_0 \text{sen}\left(\frac{\pi - 2\psi_0}{\pi}\right) \beta + \cos \psi_0 \left(1 - \cos\left(\frac{\pi - 2\psi_0}{\pi}\right)\right) \beta \right] d\alpha \quad (2.68)$$

Para determinar as energias dissipadas pelas arestas horizontais e verticais, integra-se a segunda parte da equação da taxa de energia 2.53, obtendo-se

$$\dot{E}_{2,3} = 2M_0L_{1,2}\dot{\theta} \quad (2.69)$$

Iniciando pelo item 1, a energia dissipada para a formação das dobras sobre cada uma das arestas AB e BC da figura 2.13a pode ser calculada como o trabalho realizado pelo momento fletor durante a deformação. Considerando que as duas dobras AB e BC tem comprimentos $L_1 = c$ e ainda que são movimentadas de um ângulo α , tem-se

$$\dot{E}_2 = 2M_0c\dot{\alpha} \quad (2.70)$$

Para a formação de uma dobra completa sobre a aresta BC o momento fletor deve mover a borda superior de $0 \leq \alpha \leq \pi/2$, fazendo com que a integral para determinar a energia seja

$$E_2 = 2 \int_0^{\pi/2} M_0c d\alpha \quad (2.71)$$

Após a integração, obtem-se a energia par a compressão em torno das aresta horizontais AB e BC como

$$E_2 = \pi M_0 c \quad (2.72)$$

Para as arestas verticais, a partir da figura 2.13a, verifica-se que o comprimento das arestas UB e BL pode ser definido em função do ângulo γ como

$$L_3 = \frac{2H}{\text{sen}\gamma} \quad (2.73)$$

A taxa de rotação $\dot{\omega}$ para as arestas móveis UB e BL é função da velocidade tangencial no ponto C e do raio de curvatura da aresta b

$$\dot{\omega} = \frac{V_t}{b} \quad (2.74)$$

A velocidade tangencial é perpendicular a velocidade horizontal no ponto C definida pela equação 2.49 e ambas estão relacionadas pela ângulo entre as parede do perfil ψ_0 de modo que

$$V_t = \frac{V}{\text{tg}\psi_0} \quad (2.75)$$

Portanto, substituindo a equação 2.75 na equação da taxa de rotação 2.74

$$\dot{\omega} = \frac{V}{\text{tg}\psi_0 b} \quad (2.76)$$

Substituindo as equações 2.73 e 2.76 na equação 2.69 tem-se

$$\dot{E}_3 = 2M_0 \frac{2H}{\text{sen}\gamma} \frac{V}{\text{tg}\psi_0 b} \quad (2.77)$$

A velocidade do ponto C é igual a taxa de deslocamento da distância S , e já foi definida na equação 2.49. Substituindo a equação 2.49 em 2.77 obtem-se a taxa de energia para o item 3 como

$$\dot{E}_3 = 2M_0 \frac{2H}{\text{sen}\gamma} \frac{H \cos \alpha \dot{\alpha}}{\text{tg}\psi_0 b} \quad (2.78)$$

Rearranjando a equação 2.78 tem-se

$$\dot{E}_3 = 4M_0 \frac{H^2}{b} \frac{1}{\operatorname{tg}\psi_0} \frac{\cos \alpha}{\operatorname{sen}\gamma} \dot{\alpha} \quad (2.79)$$

Integrando, encontra-se a energia dissipada nas arestas UB e BL como

$$E_3 = 4M_0 \frac{H^2}{b} I_3(\psi_0) \quad (2.80)$$

onde I_3 é função dos ângulos α e γ

$$I_3(\psi_0) = \frac{1}{\operatorname{tg}\psi_0} \int_0^{\pi/2} \frac{\cos \alpha}{\operatorname{sen}\gamma} d\alpha \quad (2.81)$$

Somando-se as três equações obtidas para a dissipação 2.67, 2.72 e 2.80, tem-se a energia total gasta para a formação de um dobra para o perfil quadrado como

$$E_T = \frac{16HbM_0}{h} I_1(\psi_0) + \pi M_0 c + 4M_0 \frac{H^2}{b} I_3(\psi_0) \quad (2.82)$$

Uma vez que para a formação de uma dobra completa o tubo de deformar-se em $2H$, a equação 2.1 torna-se

$$E_T = P_m 2H \quad (2.83)$$

ou seja

$$P_m 2H = \frac{16HbM_0}{h} I_1(\psi_0) + \pi M_0 c + 4M_0 \frac{H^2}{b} I_3(\psi_0) \quad (2.84)$$

Dividindo a equação 2.84 por $M_0 2H$, tem-se

$$\frac{P_m}{M_0} = 8I_1(\psi_0) \frac{b}{h} + \pi c \frac{H}{b} + 2I_3(\psi_0) \frac{H}{b} \quad (2.85)$$

Definindo os parâmetros constantes de cada uma das parcelas da equação 2.85 como

$$A_1 = 8I_1(\psi_0) \quad (2.86)$$

$$A_2 = \frac{\pi}{2} \quad (2.87)$$

$$A_3 = 2I_3(\psi_0) \quad (2.88)$$

A equação ?? pode ser simplificada para

$$\frac{P_m}{M_0} = A_1 \frac{b}{h} + A_2 \frac{c}{H} + A_3 \frac{H}{b} \quad (2.89)$$

Ao aplicar os parâmetros efetividade estrutural e densidade relativa Lu & Yu (2003) mostra que

$$\eta = 0,948\phi^{2/3} \quad (2.90)$$

Lu & Yu (2003) mostra ainda que ao ser considerado a distância efetiva de compressão (δ_e)

$$\frac{\delta_e}{2H} = 0,73 \quad (2.91)$$

resultados mais precisos podem ser obtidos e tem-se

$$\eta = 1,3\phi^{2/3} \quad (2.92)$$

2.2 Eficiência de Absorção de Energia

Análises comparativas para avaliar o desempenho de absorvedores de impacto distintos são complexas devido à variedade de modos de deformação entre os modelos e também pela falta de dados de materiais específicos de impacto considerados para as estruturas.

Na literatura podem ser encontrados diversos trabalhos a respeito da avaliação das características e eficiências de componentes estruturais sujeitos a carregamentos compressivos estáticos e dinâmicos. Em geral, estes estudos consideram a energia absorvida com relação à massa ou ao volume da estrutura e dizem respeito a materiais ou geometrias específicas.

Em um projeto de absorvedor de impacto, no entanto, é importante se ter a liberdade para considerar modelos distintos de absorvedores, variando sua geometria e os materiais com o intuito de encontrar a melhor eficiência de absorção de energia.

Uma das teorias para a avaliação da eficiência de um absorvedor de impacto é a medida de eficiência específica (S_e), apresentada por Jones (1989). Ela é definida como a razão da

energia total absorvida (E_t) pela massa total do absorvedor (m), fornecendo assim a energia absorvida por unidade de massa.

$$S_e = \frac{E_t}{m} \quad (2.93)$$

Jones (1989), também define como alternativa para a medida de eficiência de absorção de energia a eficiência volumétrica (V_e). Neste caso considera-se a razão entre o volume de material deformado no impacto (V_u) e o volume total do absorvedor (V_t).

$$V_e = \frac{V_u}{V_t} \quad (2.94)$$

Para algumas geometrias, a equação 2.94 que define a eficiência volumétrica pode ser reduzida ao se calcular a eficiência de curso (S_{te}),

$$S_{te} = \frac{S_a}{L} \quad (2.95)$$

onde S_a e L são respectivamente o deslocamento axial do absorvedor e o comprimento inicial do componente.

No presente trabalho será considerada a energia específica (S_e) como parâmetro de referência de comparação entre os diferentes modelos de absorvedores estudados. A partir deste parâmetro é possível comparar seções diferentes de tubos de parede fina, assim como absorvedores vazados para facilitar o início da deformação.

A seguir é desenvolvida a formulação para a eficiência específica para tubos circulares de quadrados com o intuito de demonstrar a abordagem matemática para esta medida de eficiência de energia.

Semelhante ao que já foi apresentado anteriormente, a energia absorvida ainda durante o impacto pode ser definida como

$$E_a = P_m \Delta \quad (2.96)$$

onde Δ é a compactação axial durante o impacto.

Portanto, considerando um tubo circular de densidade ρ e área $A = 2\pi R$ tem-se como energia específica

$$S_{ec} = \frac{P_m \Delta}{2\pi R L \rho} \quad (2.97)$$

A máxima energia específica para um tubo circular pode ser obtida caso as dobras formadas pela flambagem progressiva se desenvolvam por toda a extensão do tubo. Neste caso a compactação axial Δ será igual à compactação máxima do tubo Δ_{max} , que pode ser obtida a partir da distância de compressão efetiva determinada pela equação 2.34,

$$\frac{\delta_e}{2l} = 0,86 - 0,40 \left(\frac{h}{R} \right)^{1/2} \quad (2.98)$$

ou ainda

$$\frac{\delta_e}{2l} = 0,86 - 0,57 \left(\frac{h}{2R} \right)^{1/2} \quad (2.99)$$

Assim sendo,

$$\Delta_{max} = L \left(0,86 - 0,57 \left(\frac{h}{2R} \right)^{1/2} \right) \quad (2.100)$$

Portanto, quando $\Delta = \Delta_{max}$ tem-se a eficiência específica máxima para um tubo ao substituir-se a equação 2.100 em 2.97

$$S_{ec} = \frac{0,95(1 + 0,29\phi^{1/2})\sigma\phi^{1/2}}{\rho} \quad (2.101)$$

Pode-se obter também a eficiência de curso (Ste),

$$S_{tec} = \frac{\Delta_{max}}{L} \quad (2.102)$$

Substituindo a equação 2.100, tem-se que a eficiência de curso para um tubo circular é aproximadamente,

$$S_{tec} \approx 0,75 \quad (2.103)$$

quando a razão entre o raio e a espessura do absorvedor está entre $15 \leq 2R/h \leq 60$.

Jones (1989), mostra ainda que para um tubo com seção transversal quadrada a energia específica e a eficiência de curso são respectivamente,

$$S_{eq} = \frac{0,945\sigma\phi^{2/3}}{\rho} \quad (2.104)$$

$$S_{teq} = 0,73 \quad (2.105)$$

Deste modo, podemos concluir a partir do valor da eficiência de curso, que seções transversais circulares apresentam uma melhor absorção de energia quando comparadas às seções transversais quadradas.

A partir do conceito da energia específica e da eficiência de curso, Jones (1989), apresenta as Figuras e onde são comparados os desempenhos de diferentes absorvedores de impacto amplamente aplicados em veículos.

Figura 2.17 Energia específica (S_e) para diferentes modelos de absorvedores de impacto. (Jones, 1989)

Figura 2.18 Eficiência de curso (S_{te}) para diferentes modelos de absorvedores de impacto. (Jones, 1989)

Outra medida que auxilia na comparação entre absorvedores de impacto distintos é o fator de eficácia de absorção de energia (φ) mencionado por Jones (2010). Este fator considera a energia total absorvida pelo componente e a energia absorvida pelo mesmo volume de

material em um ensaio de tração (E_{tr}),

$$\varphi = \frac{E_t}{E_{tr}} \quad (2.106)$$

Por relacionar a energia absorvida com outra energia relacionada à propriedade material da estrutura, este fator é indicado para a comparação de absorvedores de dois materiais diferentes.

A equação 2.106 pode ser reescrita por,

$$\varphi = \frac{\int_0^{\delta_f} P d\delta}{V_t \int_0^{\varepsilon_r} \sigma d\varepsilon} \quad (2.107)$$

onde δ é o deslocamento axial, sendo δ_f seu valor máximo. A integral no denominador é a energia absorvida até a ruptura em um ensaio de tração com o mesmo volume de material.

Deste modo, pode-se definir o fator de eficácia de absorção de energia estático como,

$$\varphi = \frac{P_m \delta_f}{\sigma_0 A L \varepsilon_r} \quad (2.108)$$

que é a energia absorvida definida pela força média aplicada na estrutura multiplicada pelo deslocamento total do absorvedor ao final do fenômeno, considerando um material rígido, plástico, com tensão de escoamento.

Para o caso de carregamento dinâmico, a energia absorvida pode ser definida como a energia cinética do impactor no início do evento (E_{c0}) somada à energia potencial adquirida durante o impacto (E_{pi}).

$$E_{c0} = \frac{MV_0^2}{2} \quad (2.109)$$

$$E_{pi} = Mg\delta_f \quad (2.110)$$

onde, M é a massa do impactor, V_0 é a velocidade inicial do impactor e g é a gravidade.

$$\varphi' = \frac{MV_0^2/2 + Mg\delta_f}{\sigma_0' A L \varepsilon_r} \quad (2.111)$$

Caso seja desconsiderada a sensibilidade do material à taxa de deformação σ_0' pode ser considerado como a tensão de escoamento σ_0 e ainda, assumindo que a energia potencial adquirida é desprezível se comparada à energia cinética inicial, tem-se,

$$\varphi' = \frac{MV_0^2}{2\sigma_0 AL\varepsilon_r} \quad (2.112)$$

Embora na maior parte dos testes realizados, o deslocamento axial total ao final do ensaio (δ_f) seja menor que o deslocamento axial efetivo (δ_e), segundo Jones (2010), este último pode ser relacionado com o comprimento total como sendo,

$$\frac{\delta_e}{L} = \frac{3}{4} \quad (2.113)$$

Deste modo o valor de L nas equações 2.108 e 2.112 pode ser substituído e o fator de eficácia de absorção de energia estático e dinâmico é definido respectivamente por,

$$\varphi = \frac{3P_m}{4\sigma_0 A\delta_e \varepsilon_r} \quad (2.114)$$

$$\varphi' = \frac{3MV_0^2}{8\sigma_0 A\delta_e \varepsilon_r} \quad (2.115)$$

Jones (2010) discute sobre os resultados obtidos para o fator de eficácia de absorção de energia para diferentes geometrias de absorvedores de impacto. Dentre as avaliações o tubo circular, assim como para a eficiência de curso, apresenta melhor desempenho em comparação com outras geometrias.

No presente trabalho o estudo realizado por Jones (2010) é estendido para outras geometrias comparando os resultados fornecidos pelas diferentes medidas de eficiência para absorvedores de impacto distintos.

2.3 Conclusões do Capítulo 2

Este capítulo mostrou a abordagem matemática para os modelos de flambagem progressiva para tubos circulares e quadrados, considerando materiais sensíveis a taxa de deformação da estrutura. As seções circulares e quadradas são amplamente empregadas na indústria automotiva para a fabricação de absorvedores de impacto estrutural. Também, estes modelos são comumente usados como base para o desenvolvimento de outras seções e geometrias

mais complexas, servindo como exemplo de comparação em estudos de eficiência de absorção de energia.

Foram apresentados os mecanismos básicos de deformação progressiva para ambas as seções e apresentadas as considerações de modelos mais realistas, considerando a continuidade da geometria estrutural. A partir destes modelos desenvolveu-se a formulação teórica para a energia absorvida em uma dobra e para a obtenção da força média desenvolvida na estrutura.

Finalmente, medidas de eficiência de absorção de energia foram apresentados de modo a permitir a comparação dos resultados de análises de diferentes geometrias e materiais de absorvedores de impacto.

Os conceitos aqui desenvolvidos são considerados nos capítulos subsequentes para a análise paramétrica geométrica e material dos diferentes modelos de tubos de parede finas estudados.

CAPÍTULO 3

Absorvedores de Impacto

No projeto de estruturas veiculares voltadas para a absorção de energia de impacto, duas principais considerações precisam ser avaliadas: absorção da energia cinética do impacto; e resistência a colisão ou a capacidade da estrutura de garantir a integridade da cabine onde estão os ocupantes do veículo.

Conforme já abordado no capítulo 1, uma estrutura veicular formada por um tubo de parede fina pode deformar-se de dois modos principais: por compressão axial ou flambagem progressiva; e por flexão. Para o desenvolvimento da compressão axial pura em elementos estruturais instalados em veículos a colisão deve ocorrer com ângulos próximos de 0. Portanto, a grande maioria das peças estruturais em um automóvel estão sujeitas ao desenvolvimento de um modo misto, onde há a combinação entre a flambagem progressiva e a flexão.

O modo de flexão é mostrado na figura 3.1b e envolve a formação de uma dobra principal na peça causada pela flexão da estrutura. Este modo apresenta uma menor absorção de energia, no entanto pode ser controlado de forma mais simples pela adição de dobras ao longo do elemento estrutural.

Um exemplo da compressão axial pura pode ser vista no elemento da figura 3.1a, onde dobras localizadas são desenvolvidas ao longo da estrutura, causando uma maior absorção de energia. Para estruturas projetados a partir de tubos de parede fina, a flambagem progressiva apresenta-se como o modo com maior absorção de energia. Entretanto, a obtenção de tal modo em elementos veiculares motra-se algo complexo, sendo obtido em geral para elementos menores e com função estrutural específica para a dissipação de energia.

Absorvedores de impacto são componentes estruturais responsáveis por evitar ou atenuar a transmissão da energia causada por um impacto a outro meio que se deseja proteger. Nas colisões envolvendo veículos, os absorvedores de impacto são empregados para reduzir os danos causados a equipamentos e principalmente para aumentar a segurança dos ocupantes.

Figura 3.1 Exemplos de modos de flambagem em elementos estruturais veiculares. (du Bois et al., 2004)

Uma vez que o amortecimento do impacto é alcançado através da transformação da energia cinética da massa impactante em energia de deformação do absorvedor de impacto estrutural, para estes elementos específicos o projeto estrutural deve evitar o surgimento de modos mistos e favorecer ao máximo o desenvolvimento da compressão axial. Para tanto, alguns parâmetros como sua rigidez e a relação de suas dimensões externas pela sua espessura, devem ser estudados cuidadosamente uma vez que os mesmos apresentam influência sobre o modo de flambagem desenvolvido.

Neste capítulo são mostrados alguns exemplos de aplicações assim como as forças médias (P_m) comumente desenvolvidas. A partir destes dados são mostradas as medidas de eficiência relativas aos mesmos assim como discutidas no capítulo 2.

Ainda, neste capítulo são discutido os diferentes materiais considerados no desenvolvimento de um absorvedor de impacto veicular. A escolha do material depende de fatores técnicos como o peso do veículo, o peso requerido do absorvedor, a facilidade para a soldagem do componente no restante da estrutura ou ainda de fatores comerciais e econômicos, como do design do modelo, da categoria comercial do veículo e das disponibilidade financeira do projeto.

Conforme citado por du Bois et al. (2004), componentes estruturais ainda devem ser de fácil fabricação, portanto é imprescindível que o material apresente boa conformabilidade e devem ser resistentes a corrosão. Ainda, relacionado às características mecânicas, devem apresentar resistência suficiente para garantir a integridade do compartimento dos ocupantes enquanto por outro lado permite níveis de deformação suficientes para executar a absorção de energia.

3.1 Absorvedores de Impacto: Modelos e Perfis

Diversos estudos avaliam o melhor aproveitamento da energia de deformação, levando a avaliações de diferentes modelos de absorvedores de impacto. Os tipos mais empregados

em veículos são tubos de parede fina com seções transversais variadas que, em geral, sofrem algumas alterações para oferecer uma maior estabilidade uma vez que na prática o impacto pode ocorrer sobre diversos ângulos.

Alghandi (2001) apresenta uma revisão de estudos a respeito de alguns modelos empregados atualmente: tubos circulares, cones circulares (também conhecidos como frusta), tubos com geometrias poligonais, estruturas com imperfeições, placas sanduíche, estruturas em colmeia. Em seu estudo, é apresentado o equacionamento das forças médias para alguns dos modelos de absorvedor citados.

Mamalis et al. (1991), estudou o comportamento de octógonos de parede fina sujeitos a compressão estática, citando a força média desenvolvida após o início da flambagem progressiva e comparando a eficiência deste modelo com tubos cilíndricos e quadrados.

Cheng et al. (2006), mostra em seu trabalho a avaliação de descontinuidades com formato de ranhuras, de cilindros e de elipses aplicadas a tubos quadrados. A energia absorvida e conseqüentemente a força média aplicada durante a deformação são calculadas empiricamente, obtendo-se a energia específica.

Neste capítulo são apresentados os seguintes modelos de absorvedores, suas aplicações e suas eficiências:

- Perfis Circulares;
- Perfis Quadrados;
- Perfis Poligonais;
- Perfis Top-hat e double-hat;
- Demais perfis comumente estudados e utilizados em veículos comerciais.

3.1.1 Perfis Circulares

Tubos circulares extrudados são comumente utilizados como base em pesquisas relacionadas à absorção de impacto, uma vez que seu modelamento matemático, conforme apresentado no capítulo 2, é bastante conhecido. Ainda, devido a haverem perfis extrudados estruturais circulares em diferentes tamanhos e com diferentes espessuras são economicamente viáveis para a maior parte dos projetos.

Conforme mostram as figuras 2.17 e 2.18 os tubos circulares são absorvedores de impacto com elevada eficiência de absorção de energia e por serem de fácil fabricação são também alguns dos modelos mais aplicados a veículos comerciais. A figura 3.2 ilustra um absorvedor circular frontal instalado em veículos comerciais como o Jeep.

Figura 3.2 Exemplo de absorvedor de impacto tubular de veículo comercial

Em aplicações práticas, no entanto, é comum que os tubos circulares sejam empregados com alguma diferença em sua configuração para aumentar sua estabilidade, facilitar o início da flambagem ou para maximizar a absorção de energia. Portanto, diversos estudos avaliam os tubos circulares com alterações para avaliar aspectos relacionados ao impacto.

A adição de rasgos ou ranhuras em tubos pode alterar o modo de deformação desenvolvido e também a capacidade de absorção de energia, sendo em geral aplicações comuns em veículos comerciais.

Han et al. (2007) mostra uma análise da influência da posição de furos em tubos cilíndricos com relações de comprimento por diâmetros diferentes. A posição dos furos pode influenciar no modo de flambagem, tubos com furos próximos ao centro tendem a desenvolver um modo de flexão global reduzindo a absorção de energia, por outro lado para furos próximos das extremidades o início da flambagem é facilitada desenvolvendo um modo de flambagem progressiva.

Podem ainda ser encontrados estudos a respeito do efeito causado pelo preenchimento dos tubos com outros materiais, como polímeros ou líquidos. Lu et al. (2009) estudou o comportamento de absorvedores circulares preenchidos com líquido quando sujeitos a testes de impacto à baixa velocidade. A descrição da resposta por um modelo mecânico matemático mostrou-se difícil devido à complexidade do fenômeno que envolve a interação fluido-estrutura, portanto os resultados foram tratados empiricamente. Houve uma melhora no comportamento sobre flambagem progressiva devido à pressão hidrodinâmica que reduz a sensibilidade às imperfeições iniciais do material.

O desenvolvimento teórico para os cálculos da força média (P_m), da energia específica (S_e) e da eficiência de curso (S_{te}) foram apresentados no capítulo 2 para impactos estáticos e dinâmicos seguindo a teoria apresentada por Jones (1989). Assim como também foi calculada a efetividade estrutural (η)

Segue abaixo o equacionamento da efetividade estrutural para o caso estático,

$$\eta = \frac{(\pi\phi)/2}{3^{1/4} [0,86 - 0,37(\phi/2)^{1/2}]} \quad (3.1)$$

Para o caso empírico mostrado por Lu & Yu (2003)

$$\eta = 2\phi^{0,7} \quad (3.2)$$

3.1.2 Perfis Quadrados

Assim como os absorvedores circulares, perfis quadrados são considerados de fácil fabricação e, portanto, são também amplamente aplicados às estruturas veiculares. Na figura 3.3 pode-se observar um absorvedor de seção transversal quadrada instalado em uma travessa dianteira que faz parte da estrutura de um VW Jetta.

Figura 3.3 Absorvedor dianteiro de perfil quadrado de um VW Jetta.

Os perfis quadrados também são amplamente estudados como base para alterações menores na geometria. Cheng et al. (2006) investigou experimentalmente diferentes tipos de descontinuidades aplicadas na região central de absorvedores de seção transversal quadrada. As descontinuidades estudadas tem formato de ranhura, de cilindro ou de elipse e mostram o potencial para alterar o modo de flambagem global formado no tubo contínuo para outros modos com uma absorção de energia maior.

Zhang & Huh (2009) estudou numericamente tubos de aço de perfil quadrado com estampos longitudinais em sua lateral (figura 3.4), embora absorvedores com ressaltos estampados sejam facilmente encontrados e sejam bastante estudados, na maior parte dos casos os estampos são posicionados transversalmente à aplicação do carregamento.

Figura 3.4 Geometria e modos de deformação de tubos de seção transversal quadrada com estampas longitudinais. (Zhang & Huh, 2009)

O estudo mostra que ressaltos posicionados na transversal fornecem um meio para controle da deformação do absorvedor, garantindo assim uma maior estabilidade, e tornando o carregamento melhor distribuído durante o impacto. Por outro lado, a eficiência de absorção de energia é ligeiramente comprometida.

Segundo Zhang & Huh (2009), o comportamento em compressão de tubos de seção quadrada com indentações na longitudinal apresenta diferentes modos de deformação em relação aos tubos sem estampas, conforme mostra a figura 3.4. Para este modelo de absorvedor pode-se elevar a eficiência de absorção de energia devido ao aumento nos valores da força média de compressão.

Seguindo a mesma análise realizada para seções circulares e também apresentada no capítulo 2, a efetividade estrutural pode ser definida como

$$\eta = 1,3\phi^{2/3} \quad (3.3)$$

3.1.3 Top-Hat e Double-Hat

Enquanto tubos de perfil quadrado são em geral obtidos a partir da extrusão, os perfis conhecidos pelos termos em inglês top-hat e double-hat permitem a obtenção de uma seção transversal próxima da quadrada formada pela união de chapas dobradas. A figura 3.5 mostra a seção transversal dos tubos top-hat e double-hat.

Figura 3.5 Seção transversal dos perfis estruturais top-hat e double-hat.

Tais perfis são comumente usados na indústria automotiva por permitirem a obtenção de perfis quadrados através de processos simples. Pelo seu método de fabricação e por serem obtidos a partir de chapas planas, os perfis Top e Double-hat são economicamente favoráveis em projetos estruturais tornando seu uso comum em veículos. Eles ainda apresentam como vantagem a facilidade de montagem e fixação de outras peças em sua estrutura devido às suas bordas. A figura 3.6 mostra uma longarina do Audi A1 onde está presente um perfil top-hat.

Figura 3.6 Seção transversal top-hat presente na longarina do Audi A1.

Segundo Lu & Yu (2003), estes perfis apresentam um comportamento de flambagem progressiva similar ao observado em seções quadradas, assim como se espera a partir de sua geometria. Uma equação empírica obtida mostra que,

$$\eta = 0,57\phi^{0,63} \quad (3.4)$$

3.1.4 Perfis Poligonais

Outro modelo de absorvedor utilizado em veículos comerciais são as estruturas com seção transversal poligonais, sendo os mais comumente encontrados os perfis hexagonal e octogonal. As figuras 3.7a e 3.7b ilustram respectivamente a aplicação de um perfil octogonal em um automóvel Mini Cooper e de um perfil hexagonal em um Porsche 911. Este tipo de absorvedor, ainda pode ser fabricado de maneira simples a partir de tubos extrudados, no entanto devido ao custos dos perfis poligonais extrudados as montadoras costumam aplicar estes modelos de absorvedores a veículos de categorias superiores.

Embora não tenha avaliado diretamente este modelo de estrutura, Jones (2010) cita em sua avaliação de eficiência de absorvedores que a seção hexagonal deve possuir uma classificação intermediária entre os perfis circulares e quadrados. Portanto, pode-se concluir que quanto maior o número de lados do polígono mais próximos da geometria e consequentemente do comportamento da seção circular estará a estrutura.

(a) Absorvedor frontal de um Mini Cooper em formato octagonal.

(b) Longarina hexagonal de um Porsche 911.

Figura 3.7 Seções hexagonal e octogonal aplicadas a veículos comerciais.

O desenvolvimento teórico para absorvedores poligonais é uma generalização do equacionamento considerado para o modelo com perfil quadrado uma vez que este último se trata de um caso específico de polígono. Mamalis et al. (1991) apresenta os modos de falha e a energia dissipada para tubos poligonais de parede fina, sendo que os modos presentes são os mesmos mostrados na figura 2.13 no capítulo 2, podendo ser, portanto um modo inextensível (figura 2.12a) ou um modo extensível (figura 2.12b).

A dedução na força média (P_m) e força de pico (P_k) para um octógono é desenvolvida por Mamalis et al. (1991) assumindo o modo inextensível, e seu estudo apresenta como resultado

$$P_m = c_1 \sigma_0 A_e \quad (3.5)$$

$$P_m = c_2 \sigma_0 A_e \quad (3.6)$$

onde A_e é a área efetiva da seção transversal e as variáveis c_1 e c_2 são

- $c_1 = 0,35$ - para espessura da parede $t = 0,81$;
- $c_1 = 0,70$ - para espessura da parede $t = 1,52$;
- $c_2 = 0,70c_1$ - para o modo de deformação axissimétrico;
- $c_2 = 0,35c_1$ - para o modo de deformação inextensível.

3.1.5 Demais Absorvedores

Embora os modelos citados anteriormente sejam mais comuns em aplicações comerciais, podem ainda ser encontrados absorvedores de impacto com diversas formas e seções transversais. No entanto, conforme a complexidade das geometrias aumenta, cresce também o custo de fabricação e projeto, portanto alguns modelos são aplicados apenas em veículos de

categorias superiores ou então fazem parte de estudos para otimizar a absorção de energia e a distribuição de cargas na estrutura.

Uma vertente de estudos de absorvedores tem como conceito criar estruturas celulares dentro dos perfis externos, a figura 3.8 mostra um exemplo deste absorvedor de impacto conhecido pela sua estrutura multi-célula.

Najafi & Rais-Rohani (2011) apresenta um estudo numérico e experimental a respeito de diferentes configurações de estruturas multi-célula, avaliando a energia específica de absorção para cada um dos modelos. Segundo suas análises, as paredes que conectam a geometria interior com a exterior formam ângulos agudos formando padrões de deformação mais complexos se comparados aos absorvedores com apenas uma seção transversal. Por outro lado, este tipo de absorvedor apresenta menos flutuações em torno da força média se comparado com modelo de seção externa apenas que resulte na mesma força média.

Figura 3.8 Absorvedor de impacto do tipo multi-célula. (Najafi & Rais-Rohani, 2011)

Outro conceito de absorvedores de impacto é baseado na técnica japonesa de dobraduras de papel origami, mesmo nome dado a este tipo de absorvedores. Um estudo realizado por Ma & You (2011) sugere um absorvedor com um padrão de dobras inicial com o intuito de orientar a deformação sofrida durante a compressão axial. A figura 3.9 mostra o absorvedor proposto e seu modo de deformação.

A configuração considerada por Ma & You (2011) possui os cantos em formato de diamante com o intuito de induzir o modo de deformação desejado fazendo com que o tubo siga um padrão preestabelecido e ainda reduzir o valor da força de pico inicial ao desempenhar o papel de imperfeições da estrutura. Em comparação com um tubo de seção transversal quadrada, Ma & You (2011) mostra que este modelo de absorvedor proporciona uma redução

Figura 3.9 Absorvedor do tipo “Origami” proposto por Ma & You (2011).

de mais de 30% na força de pico inicial enquanto eleva a força média e consequentemente a energia absorvida.

3.2 Conclusões do Capítulo 3

No presente capítulo foram abordados os tipos de absorvedores comumente avaliados em estudos acadêmicos e também foram mostrados alguns exemplos destes componentes aplicados a veículos comerciais.

Mostrou-se a efetividade estrutural para os absorvedores de impacto circulares, quadrados e do tipo top ou double-hat, assim como foi apresentada a força média desenvolvida em absorvedores hexagonais.

Foram mencionados diferentes estudos acadêmicos relativos à área, onde variações sobre os modelos padrão de absorvedores de impacto são realizadas. Estudos avaliam o comportamento sobre carregamento de impacto quando rasgos ou vazios são adicionados à estrutura, ou ainda quando a estrutura é preenchida por espuma ou líquido. Em geral tais estudos tem o objetivo de melhorar a estabilidade, em reduzir a força e pico inicial ou elevar a eficiência de absorção de energia dos absorvedores.

CAPÍTULO 4

Análise Paramétrica de Perfis Estruturais

4.1 Introdução

A indústria automotiva emprega cada vez mais recursos para a prevenção de acidentes ou para a redução de seus danos aos ocupantes. Sensores de posição e radares são utilizados para detectar possibilidades de impacto e podem ser instalados em conjunto com sistemas de frenagem automática. Entretanto, uma vez que o impacto ocorre os absorvedores de impacto são responsáveis pela absorção da energia potencial da colisão.

Como já indicado no capítulo 3, tubos de parede fina são amplamente empregados tendo em vista sua alta capacidade de absorção de energia e facilidade de fabricação. Esta capacidade está diretamente ligada ao mecanismo de flambagem progressiva que pode ser desenvolvido em tubos de parede fina em determinadas condições de geometria e carregamento, conforme mostrado por Karagiozova & Alves (2004a), levando a maximização da energia dissipada por deformação plástica.

O projeto de absorvedores de impacto pode considerar diversas geometrias de seções transversais como seções quadradas (Zhang & Huh, 2009), seções poligonais (Mamalis et al., 1991), seções top ou double-hat (Lu & Yu, 2003) entre outras. Cada uma das seções transversais apresenta um comportamento diferente quando submetidas a carregamentos axiais de impacto levando a modos de flambagem distintos e níveis de absorção de energia variados.

Tubos de seção quadrada são frequentemente estudados por serem de fácil fabricação e possuírem uma base teórica bem desenvolvida, conforme mostrada no capítulo 2 baseada no desenvolvimento analítico apresentado por Wierzbicki & Abramowicz (1983) e Abramowicz & Jones (1984).

Muitos estudos a respeito da otimização das características de flambagem de perfis quadrados sobre carregamentos axiais podem ser encontrados. Zhang & Huh (2009) avalia a

energia absorvida por tubos quadrados com estampas elípticas e Song et al. (2013) avalia a eficiência de tubos quadrados com vazios parametrizados ao longo do comprimento.

Ainda, perfis quadrados servem de base tanto para modelos poligonais quanto para absorvedores top ou double-hat. Perfis poligonais são uma generalização do perfil quadrado, conforme mostrado no capítulo 3, uma vez que para perfis poligonais considera-se a expansão da teoria considerada para o caso quadrado. Ainda, perfis top ou double-hat são perfis de natureza retangular formados pela união de chapas dobradas.

Neste capítulo são apresentados os resultados de simulações numéricas de tubos com perfis quadrados, hexagonais e double-hat com a adição de vazios ao longo da estrutura. É avaliada a energia interna total da estrutura para cada um dos perfis. No entanto, para ser possível a avaliação dos diferentes modelos inclusive com a inclusão das janelas é necessária a utilização de um parâmetro de eficiência de energia. Também, no capítulo são mostrados o fator de absorção de energia específica (S_e) e eficácia de absorção (φ) conforme apresentados no capítulo 2. Deste modo a quantidade de energia absorvida por unidade de massa do absorvedor pode ser averiguada e as configurações mais favoráveis determinadas.

Ainda são apresentadas as forças de pico inicial para cada configuração de absorvedor, valor que deve ser o menor possível de modo a reduzir a transmissão de esforço às peças adjacentes da estrutura e conseqüentemente sua rigidez necessária, uma vez que a rigidez do absorvedor deve ser inferior para garantir que a deformação se inicie.

A força de pico inicial é estudada por Daneshi & Hosseinipour (2002) para tubos circulares com ranhuras ao longo da circunferência sobre a ação de carregamento axial. Seus experimentos mostram a influência de *triggers*¹ no tubo para a redução da força de pico inicial, permitindo assim o início da flambagem antes do carregamento de escoamento global para a estrutura.

4.2 Modelo Numérico

No presente trabalho é avaliado o comportamento de um absorvedor de impacto formado por um tubo de parede fina sobre a ação de um carregamento compressivo de impacto. Portanto, a análise numérica em questão deve considerar o efeito do carregamento dinâmico tomando em conta o incremento de tempo da análise bem como as propriedades materiais adequadas.

A seguir são discutidos os conceitos para a aplicação do MEF para a solução de um problema de flambagem progressiva de um tubo de parede fina com diferentes seções transversais apoiado em uma base rígida atingido por uma massa com uma velocidade inicial. A

¹Variações geométricas para facilitar o início da deformação.

Figura 4.1 Modelo base considerado para a dissertação

figura 4.1 mostra o modelo base considerado para as análises desta dissertação. Na figura 4.1a o modelo utilizado é mostrado com as definições das geometrias rígidas, a base e a massa impactante e, no meio, o absorvedor de impacto. Na figura 4.1b estão as condições de contorno consideradas para o problema. Para a avaliação paramétrica das seções transversais o tubo de parede fina é impactado por uma massa de 500kg não deformável a uma velocidade de 5m/s , também mostrado na figura 4.1.

4.2.1 Tipo de Análise

De modo geral as análises por elementos finitos podem ser divididas em análises lineares e não-lineares e também em análises estáticas e dinâmicas, sendo possível qualquer combinação entre elas. A escolha do tipo de análise deve ser realizada a partir do conhecimento do problema a ser formulado, uma vez que análises estáticas e não-lineares são mais simples e tem um menor custo computacional, no entanto podem não ser precisas para casos físicos mais complexos.

O modelo considerado nesta dissertação e mostrado na figura 4.1, avalia a aplicação de uma massa M sendo impactada a uma velocidade inicial V_0 sobre um tubo de parede fina. Em análises de impacto como esta ou para análises mais complexas, como a representação de ensaios de impacto veiculares conforme discutido no capítulo 1, é necessário analisar o equilíbrio de forças do modelo a cada instante de tempo t para considerar as forças de inércia que agem sobre a estrutura e também para avaliar os efeitos das taxas de deformação sobre o material considerado.

Portanto, para uma análise de impacto considera-se os efeitos dinâmicos da estrutura. Ainda, por tratar-se de um fenômeno onde ocorre a plastificação do material, alteração nos contatos na estrutura e a presença de grandes deslocamento e deformações, temos claramente uma análise não-linear.

Por se tratar de um problema de curta duração a tendo em vista sua estabilidade e velocidade computacional, um método explícito para resolução das equações não-lineares foi empregado para o problema em questão. Portanto, a condição de estabilidade atrelada aos problemas explícitos foi considerada para as simulações desenvolvidas. Tem-se então uma análise dinâmica explícita para a resolução do problema de impacto, o que leva em conta os efeitos de inércia da estrutura.

4.2.2 Definição do Elemento

Para o tubo de parede fina do presente trabalho foram utilizados elementos sólidos hexaédricos com seis graus de liberdade em cada nó. Na espessura de $h = 1,4mm$ foram considerados dois elementos finitos de $0,7mm$ para que fosse possível a representação da flexão dos elementos na formação das dobras características da flambagem progressiva. Para que a proporção entre os lados dos elementos sólidos fossem mantidas o tamanho médio da malha no sentido do comprimento do tubo é de $0,8mm$.

Embora cada modelo do presente trabalho apresente uma quantidade diferente de elementos, para referência, o modelo para a análise de um tubo de seção quadrada sem vazios possui um total de 106200 elementos. A figura 4.2 mostra a malha típica utilizada nas análises em torno do canto do modelo de tubo quadrado, apresentando a uniformidade do tamanho dos elementos em todas as suas direções.

Figura 4.2 Tamanho de malha típica utilizada nas análises.

O tipo de formulação e interpolação do elemento deve ser selecionado com critérios definidos uma vez que envolve um aumento no número de graus de liberdade e consequentemente no tempo total da análise.

No presente trabalho foram considerados os elementos hexaédricos de seis nós com interpolação linear do software comercial LS-Dyna 971, uma vez que o tamanho de malha considerado representa uma discretização fina do modelo. Isto permite a representação do comportamento sobre flexão..

4.2.3 Propriedades Materiais

O material empregado nos modelos considera um aço comum extraído do estudo de Song et al. (2013) com densidade $\rho = 7129 \text{ kg/m}^3$, módulo de elasticidade $E = 211 \text{ GPa}$, coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$, tensão de escoamento $\sigma_y = 261,5 \text{ MPa}$ e tensão de ruptura $\sigma_u = 431,6 \text{ MPa}$.

A curva tensão versus deformação real do material é mostrada na figura 4.3 (Song et al., 2013). No entanto, para possibilitar as análises paramétricas materiais mostradas no capítulo 5, a curva 4.3 foi ajustada por um modelo de material bilinear com módulo de elasticidade $E = 210 \text{ GPa}$ e módulo de encruamento $K = 879 \text{ MPa}$.

Figura 4.3 Curva tensão versus deformação para um aço comum considerada para as análises. (Song et al., 2013)

A sensibilidade do material à taxa de deformação é considerada utilizando a equação constitutiva de Cowper-Simonds com coeficientes $D = 16,64$ e $q = 3,53$.

Figura 4.4 Dimensões do tubo considerado nas análises paramétricas para perfis quadrados, hexagonais e double-hat.

Para a definição do modelo numérico, no software LS-Dyna 971 utilizou-se o material *Piecewise Linear Plasticity (MAT_24)* onde é definida a densidade, módulo de elasticidade, módulo de Poisson, tensão de escoamento e as coordenadas de tensão e deformação da curva plástica do material.

4.2.4 Imperfeições

Conforme apresentado no capítulo 2, o fenômeno de flambagem ocorre devido a alguma instabilidade causada no sistema devido à imperfeições na estrutura ou à excentricidade na aplicação do carregamento. Em um modelo numérico, a malha gerada para tubos de parede fina não possui imperfeições iniciais e a força aplicada é distribuída uniformemente por toda a seção transversal. Portanto, as instabilidades podem ocorrer unicamente devido a erros numéricos. No entanto tal instabilidade não pode ser controlada e pode não ser representativa do fenômeno físico.

Em modelos de compressão axial de tubos, diferentes métodos podem ser considerados para a adição de imperfeições à geometria do modelo. Song et al. (2013) considerou os primeiros modos de flambagem do tubo de parede plana e aplicou deslocamentos equivalentes à combinação dos modos com um deslocamento máximo de $0,0455mm$. Ao invés dos modos de flambagem, são empregadas também combinações dos modos de vibração da estrutura.

No presente trabalho utilizou-se o comando **PERTURBATION_Node* do software LS-Dyna (LSTC, 2007). A partir deste comando são empregadas funções senoidais para a aplicação de deslocamentos ao longo da estrutura. Utilizou-se funções senoidais com compri-

mento de onda de 60mm de modo a garantir três ondas completas ao longo dos 180mm das estruturas calculadas. Tal valor foi selecionado a partir dos resultados demonstrados por modelos de mesmas dimensões ensaiados por Song et al. (2013) onde três ondulações completas podem ser observadas na estrutura.

4.3 Definição das Análises

As análises são realizadas para modelos de tubos com seções transversais quadradas, hexagonais e double-hat inicialmente sem vazios com altura $L = 180\text{mm}$, espessura $h = 1,4\text{mm}$ e lateral c conforme o tipo de seção mostradas na tabela 4.1. Em seguida são adicionados seis vazios parametrizados pelas dimensões a e b ao longo das laterais dos tubos conforme apresentado na figura 4.4 separados em seções de altura H . A tabela 4.1 mostra as configurações das geometrias com os valores das dimensões a e b para cada uma das seções transversais.

Tabela 4.1 Dimensões dos modelos de tubo conforme figura 4.4.

Modelo	c	a	b	H
Quad 0	48,50mm	-	-	-
Quad 1	48,50mm	14,55mm	21,00mm	30mm
Quad 2	48,50mm	24,25mm	15,00mm	30mm
Quad 3	48,50mm	33,95mm	9,00mm	30mm
Hex 0	33,38mm	-	-	-
Hex 1	33,38mm	9,11mm	21,00mm	30mm
Hex 2	33,38mm	15,19mm	15,00mm	30mm
Hex 3	33,38mm	21,27mm	9,00mm	30mm
Hat 0	48,50mm	-	-	-
Hat 1	48,50mm	14,55mm	21,00mm	30mm
Hat 2	48,50mm	14,55mm	21,00mm	30mm
Hat 3	48,50mm	14,55mm	21,00mm	30mm

As dimensões das seções transversais dos tubos hexagonais foram selecionadas de modo a manter o momento de inércia da seção igual ao momento de inércia dos respectivos tubos de seção quadrada. Para os modelos double-hat, foram mantidas as dimensões do modelos quadrado e incluídas as abas para soldagem dos tubos.

4.4 Resultados das Análises

Assim como já mencionado na seção 4.1, os diferentes modelos de tubos foram simulados e avaliados segundo:

- 1) Modo de deformação desenvolvido;
- 2) Energia total absorvida;
- 3) Força de pico inicial;
- 4) Fator de absorção de energia específica - S_e (capítulo 2).
- 5) Eficácia de absorção de energia - φ (capítulo 2).

4.4.1 Modo de Deformação por Flambagem

O estudo apresentado por Song et al. (2013) mostra os modos de deformação desenvolvidos em tubos quadrados ao serem adicionados vazios ao longo de suas paredes. Song et al. (2013) divide os modos de deformação apresentados em seus estudos como modo simétrico, onde duas paredes opostas do tubo deformam-se para a parte externa e as outras duas paredes opostas deformam-se para a parte interna do tubo, e modo extensional, onde as quatro bordas da seção quadrada deformam-se para o exterior do tubo.

A figura 4.5 apresenta tubos quadrados com vazios após a aplicação de carregamentos axiais compressivos deformados com um modo característico simétrico de flambagem. Por outro lado, na figura 4.6 Song et al. (2013) apresenta tubos sobre a ação de mesmo carregamento deformados segundo um modo característico extensional.

Figura 4.5 Tubo quadrado com vazio deformado segundo modo característico simétrico. (Song et al., 2013)

Como visto nas figuras 4.5 e 4.6, para tubos com janelas com valores menores do que a o tubo se comporta segundo o modo simétrico, seguindo o mesmo mecanismo de deformação de tubos sem janelas. Entretanto, ao se aumentar a dimensão a as arestas não suportam o carregamento aplicado e flambam antes das paredes laterais, levando ao modo extensional.

Figura 4.6 Tubo quadrado com vazio deformado segundo modo característico extensional. (Song et al., 2013)

Em um modelo de tubo quadrado sem janelas as arestas suportam o carregamento axial até que inicie-se a flexão das paredes laterais levando ao modo simétrico onde o mecanismo de deformação segue a resolução teórica apresentada no capítulo 2 a partir do modelo de Wierzbicki & Abramowicz (1983) mostrado na figura 2.13b, ou seja, desenvolvem-se as três regiões de deformação: superfícies cilíndricas nas laterais; superfícies cônicas e superfície toroidal nas arestas.

No modo extensional, devido a redução da área da seção transversal na região da janela, ocorre uma dissociação entre as quatro arestas levando a casos de flambagem local em cada uma delas. Segundo Lu & Yu (2003), no modelo de Wierzbicki & Abramowicz (1983) a região toroidal desenvolve-se para manter a continuidade entre as laterais deformadas do tubo. Entretanto, uma vez que as regiões laterais onde se desenvolveriam as superfícies cilíndricas foram removidas, as arestas apresentam o comportamento de flambagem de uma coluna em "L".

Nas análises realizadas variou-se o valor de a e b de modo a identificar ambos os modos de deformação e avaliar sua influência sobre o resultado. As simulações foram desenvolvidas ao longo de 15ms, de modo a permitir a formação de uma dobra completa para cada caso. A seguir é apresentado o início da deformação (primeiros 4ms) para todos os casos analisados de forma a identificar-se o comportamento de cada absorvedor.

Os tubos de seção quadrada são mostrados nas figuras 4.7, 4.8, 4.9 e 4.5. Conforme identificado por Song et al. (2013) os tubos de perfil quadrado desenvolvem o modo simétrico até que a janela apresenta um determinado valor de a . Os modelos *Quad0* (figura 4.7), *Quad1* (figura 4.8) e *Quad2* (figura 4.9) com valores de a respectivamente 0mm, 14,55mm, 24,25mm desenvolveram o modo de deformação simétrico, enquanto o modelo *Quad3* (figura 4.5) com $a = 33,95mm$ apresentou o modo de flambagem extensional.

Embora sua geometria seja distinta dos casos anteriores, para tubos hexagonais pode-se compreender que o caso simétrico de deformação seja relativo a deformação intercalada das paredes para o interior e exterior do tubo, enquanto que o modo extensional continua indicando a flexão de todas as arestas do tubo.

A partir desta definição, nas figuras 4.11, 4.12, 4.13 e 4.14 são mostrados respectivamente os caso de estudo *Hex0*, *Hex1*, *Hex2* e *Hex3*. Pode-se observar na figura 4.11 que o

Figura 4.7 Modelo *Quad 0*.

Figura 4.8 Modelo *Quad 1*.

Figura 4.9 Modelo *Quad 2*.

Figura 4.10 Modelo *Quad 3*.

tubo de seção hexagonal sem janelas segue, assim como o de seção quadrada, o modo simétrico. Entretanto, nas demais simulações, o modo hexagonal mostrou-se mais suscetível ao desenvolvimento de modos extensionais, como é mostrado nas figuras 4.12, 4.13 e 4.14 para os casos *Hex1*, *Hex2* e *Hex3*. Embora inicialmente, com 1ms, os modelos *Hex1* e *Hex2* mostrem uma tendência ao modo simétrico, ao seguir com a análise o modo extensional desenvolveu-se.

Modelos hexagonais possuem arestas com ângulos inferiores às arestas de um tubo quadrado. Deste modo, o carregamento crítico de flambagem é inferior, ocasionando o aparecimento do modo extensional para janelas com valores menores a quando comparados aos tubos quadrados. Análises posteriores a este trabalho considerando tubos hexagonais com maior espessura poderiam elevar a rigidez das arestas e levar ao desenvolvimento do modo simétrico para tubos hexagonais com janelas.

Os instantes iniciais para os modelos de tubos double-hat *Hat0*, *Hat1*, *Hat2* e *Hat3* são mostrados respectivamente nas figuras 4.15, 4.16, 4.17 e 4.18. Para o modelo sem janelas *Hat0* desenvolve-se o modo simétrico de forma similar ao modelo quadrado *Quad0*. Para os demais modelos double-hat inicialmente pode ser observado o aparecimento do caso simétrico de deformação, mesmo para o modelo *Hat3* que possui um valor elevado de largura de janelas com $a = 33,95mm$.

Para os absorvedores double-hat as janelas foram adicionadas apenas nas paredes laterais planas do tubo, levando a modelos em que não ocorrem casos em que apenas as arestas devem sustentar o carregamento. Este fato indica a predominância do aparecimento dos modos simétricos. Ainda, a rigidez acrescentada pelas abas laterais de soldagem provoca após os instantes iniciais um modo de deformação distinto, devido a maior parte da rigidez estrutural concentrar-se nas paredes com as abas.

Figura 4.11 Modelo *hex 0*.

Figura 4.12 Modelo *hex 1*.

Figura 4.13 Modelo *hex 2*.

Figura 4.14 Modelo *hex 3*.

Os resultados estão de acordo com o que mostra o estudo de Song et al. (2013), onde com o aumento do valor da base da janela a os tubos que apresentam deformação simétrica passam a desenvolver o modo extensional. Assim como já observado, a alteração pode ser explicada devido a redução da rigidez na parte da seção transversal, onde encontra-se o vazio, uma vez que neste ponto a tensão gerada pelo carregamento concentra-se nas bordas do tubo, até um ponto em que a seção perde o equilíbrio e deforma-se plasticamente em todos os cantos, levando ao deslocamento para o lado externo.

Após a análise dos resultados das simulações desenvolvidas constatou-se que os modelos que apresentaram modo de deformação extensional estiveram mais sujeitos a instabilidades. Ou seja, para o caso extensional, o controle da deformação posterior à primeira dobra é de difícil execução uma vez que o após a primeira dobra a geometria do absorvedor sofre uma alteração significativa e altera seu estado de equilíbrio para o prosseguimento da aplicação do carregamento.

Figura 4.15 Modelo *hat 0*.

Figura 4.16 Modelo *hat 1*.

Figura 4.17 Modelo *hat 2*.

Figura 4.18 Modelo *hat 3*.

(a) Curva força versus deslocamento para o modelo de tubo quadrado *Quad0*.

(b) Tubo quadrado *Quad0* em $t = 15ms$.

Figura 4.19 Curva característica e modelo deformado *Quad0*.

4.4.2 Força de Pico Inicial

Em um caso de impacto axial onde um modo de flambagem progressiva desenvolve-se, a estrutura inicialmente absorve o carregamento através da deformação elástica ocorrendo o início da compressão do tubo. A partir de determinado valor crítico, a estrutura perde sua estabilidade devido a imperfeições no material ou na aplicação da força. A partir deste ponto, a força necessária para prosseguir com a deformação do absorvedor diminui até que outro ponto de estabilidade seja alcançado.

A força crítica onde ocorre a instabilidade também é chamada de força de pico inicial, pois em uma curva típica de flambagem progressiva (conforme figura 2.6 do capítulo 2) este é o maior carregamento aplicado na estrutura nos instantes iniciais.

A figura 4.19a mostra a curva força versus deslocamento para o modelo de tubo quadrado *Quad0*. Pode-se notar o desenvolvimento da força de pico inicial e a sequência da curva característica de flambagem progressiva. Ainda, na figura 4.19b é apresentado o tubo *Quad0* após os 15ms de simulação, ou seja após concluída a aplicação do carregamento apresentado.

Quando instalado na estrutura de um veículo, o absorvedor de impacto estará ligado às demais partes estruturais da carroceria. Deste modo é importante que a força de pico inicial seja reduzida para que um menor carregamento seja transmitido para a estrutura, possibilitando assim um conjunto mais leve uma vez que a rigidez necessária da estrutura é menor.

Portanto, a seguir são comparadas as curvas força-deslocamento desenvolvidas pelos modelos simulados. Embora a análise completa tenha sido realizada, no presente trabalho os instantes iniciais da aplicação do carregamento são apresentados para que a visualização dos dados seja aprimorada dado que a força de pico inicial já está desenvolvida.

Tendo em vista que o modelo de tubo quadrado sem janelas *Quad0* é vastamente aplicado comercialmente, os valores encontrados para outros perfis na pesquisa são comparados a seus valores para que seja possível averiguar o ganho de desempenho em relação a ele.

A figura 4.20 mostra a força desenvolvida nos modelos simulados nos primeiros 5mm de deslocamentos sofridos pelos absorvedores. Embora na sequência sejam apresentadas as curvas para cada uma das seções averiguadas, na figura 4.20 pode-se notar que os tubos double-hat apresentam valores maiores de força de pico inicial, enquanto são os modelos hexagonais a desenvolver menores níveis de carregamento inicialmente. Ainda a inserção de janelas nos tubos quadrados leva esta seção a cobrir uma grande faixa de força de pico inicial.

Figura 4.20 Curva força versus deslocamento para as simulações realizadas para os primeiros 5mm de deslocamento.

As curvas mostradas na figura 4.20 são destacadas para os modelos de tubos quadrados, hexagonais e double-hat respectivamente nas figuras 4.21, 4.22 e 4.23. Em cada uma das curvas é destacada por uma reta preta o valor da força de pico para o modelo de tubo quadrado sem janelas.

Para os modelos quadrados a adição das janelas e o aumento no valor de sua base (a) acarreta em uma redução substancial na força de pico inicial, chegando a uma diminuição de 65% para o modelo *Quad3*. Ainda, pode-se notar na figura 4.21 que na curva força por

deslocamento a força de pico inicial tende a equiparar-se a força média quando elevado o valor de a .

Como destacado anteriormente, os modelos hexagonais apresentaram um comportamento instável com a adição das janelas. No entanto, ainda assim é possível notar a redução da força inicial. Por outro lado, os tubos com seção double-hat mesmo apresentando uma melhora nos níveis de carregamento inicial ainda apresentam valores elevados uma vez que as aberturas laterais foram aplicadas a apenas dois de seus lados.

Figura 4.21 Curva força versus deslocamento para os modelos quadrados para os primeiros 5mm de deslocamento.

A força de pico inicial em tubos cilíndricos de parede fina foi estudada por Daneshi & Hosseini-pour (2002). Seus experimentos mostram a influência da adição de *triggers* em um tubo para reduzir a força de pico, permitindo que a flambagem ocorra antes que o carregamento atinja o valor de escoamento da estrutura. Daneshi & Hosseini-pour (2002) avalia a correlação da força de pico com a força de escoamento da estrutura.

Assim como apresentado por Daneshi & Hosseini-pour (2002), o valor da força de pico está diretamente ligado ao comportamento elástico da estrutura. Quando janelas são adicionadas às paredes laterais ocorre nesta região uma diminuição da área da seção transversal do tubo. Deste modo, a força de escoamento da estrutura nesta seção é reduzida, induzindo a uma iniciação precoce da flambagem.

Devido à influência do escoamento na força de pico desenvolvida é interessante investigar a razão entre a força de pico e a força de escoamento da seção transversal quando o tamanho da janela do tubo é alterada. Assim sendo, a razão de carregamentos para os diversos modelos

Figura 4.22 Curva força versus deslocamento para os modelos hexagonais para os primeiros 5mm de deslocamento.

simulados foi comparado com a força de escoamento para cada seção (P_y) conforme mostra a equação 4.1.

$$P_y = A\sigma_y \quad (4.1)$$

Ainda a razão entre a força de pico e o carregamento de escoamento para os modelos de referência sem janelas *Quad0*, *Hex0* e *Hat0* (P_{y0}) foi considerada para cada uma das seções como mostrado na equação 4.2.

$$P_{y0} = A_0\sigma_y \quad (4.2)$$

sendo que A é a área da seção transversal para cada um dos modelos analisados neste trabalho e A_0 é a área da seção transversal dos modelos de referência *Quad0*, *Hex0* e *Hat0*.

A tabela 4.2 mostra os resultados encontrados para cada um dos modelos simulados. Pode-se notar que para os modelos de seção quadrada e double-hat a razão entre a força de pico inicial e a força de escoamento da seção manteve-se em torno de 3,0, mesmo quando adicionada a janela e variada sua dimensão. Do mesmo modo para os modelos hexagonais a razão mostrou um valor aproximadamente constante de 1,0.

Também, quando comparada a razão entre a força de pico e a força de escoamento para o modelo de referência, pode-se observar que a razão para o modelo *Quad3* chega a um terço

Figura 4.23 Curva força versus deslocamento para os modelos double-hat para os primeiros 5mm de deslocamento.

do valor do modelo de referência *Quad0*. Para a seção hexagonal o modelo *Hex3* apresenta 38% da razão do modelo *Hex0*.

Em resumo, conforme já explicado, a força de pico inicial está correlacionada com o modo elástico do material avaliado e sua tensão de escoamento. A adição de janelas aos modelos reduz significativamente a área da seção transversal gerando uma maior tensão desenvolvida nas regiões ao entorno das janelas. Deste modo, a força necessária para se atingir o escoamento é menor e a flambagem dos tubos ocorre com níveis de carga inferiores aos modelos sem janelas.

Assim sendo, modelos com janelas apresentam um melhor comportamento relacionado aos níveis de carregamento a serem transmitidos à peças subsequentes quando montados em uma estrutura completa, possibilitando assim uma redução na massa da carroceria. Nas seção seguinte são apresentados a energia absorvida por cada modelo, onde se pode averiguar de forma mais completa a viabilidade destes modelos de absorvedores.

4.4.3 Energia Absorvida

No desenvolvimento de um modelo para absorvedores de impacto a energia total absorvida pela estrutura é um parâmetro fundamental a ser avaliado. As simulações realizadas no presente trabalho compreenderam 15ms de aplicação de carregamento. Neste intervalo, a maior parte da energia de impacto dos modelos analisados é transmitida da massa para a estrutura desenvolvendo completamente a primeira dobra.

Tabela 4.2 Resultados da análise da força de pico inicial (P_k) e sua relação com a força de escoamento (P_y) para os modelos simulados.

Modelo	P_y	P_k	% P_k	P_k/P_y	P_k/P_{y0}
Quad 0	69,0kN	205,0kN	-	3,0	3,0
Quad 1	47,7kN	141,1kN	-31%	3,0	2,0
Quad 2	33,5kN	103,5kN	-50%	3,1	1,5
Quad 3	19,3kN	71,5kN	-65%	3,7	1,0
Hex 0	110,3kN	136,0kN	-34%	1,2	1,2
Hex 1	90,2kN	95,6kN	-53%	1,1	0,9
Hex 2	76,9kN	73,5kN	-64%	1,0	0,7
Hex 3	63,5kN	51,5kN	-75%	0,8	0,5
Hat 0	72,6kN	225,7kN	+10%	3,1	3,1
Hat 1	62,0kN	190,9kN	-7%	3,1	2,6
Hat 2	54,9kN	180,0kN	-12%	3,3	2,5
Hat 3	47,8kN	156,1kN	-24%	3,3	2,1

instante em que a maior parte da energia de impacto havia sido transmitida aos modelos analisados e a primeira dobra para os modelos simulados foi completamente desenvolvida.

As figuras 4.24, 4.25 e 4.26 mostram os quatro modelos analisados para cada seção transversal após os 15ms de análise. Pode-se notar a instabilidade ocorrida nos modelos hexagonais e no modelo *Quad3* após os primeiros 10ms de análise. Observa-se também que os absorvedores double-hat *Hat1*, *Hat2* e *Hat3* apresentaram um modo distinto de deformação, embora inicialmente tenham seguido o mesmo modo simétrico que se desenvolveu no modelo *Hat0*.

As curvas de energia absorvida pelo tempo de simulação para cada um dos modelos são apresentadas na figura 4.27. O valor da energia absorvida pelo modelo de referência *Quad0* é destacado pela reta em preto, assim como realizado para a análise da força de pico. Embora uma melhor visualização das curvas seja mostrada em sequência, pode-se observar que os modelos double-hat têm suas curvas concentradas na parte superior do gráfico enquanto os modelos hexagonais com janelas mostram uma menor energia interna.

A seguir, na figura 4.28, é mostrada em detalhe o histórico de absorção de energia para os modelos de absorvedores de seção quadrada.

É possível perceber uma pequena variação na energia absorvida pelo modelos quadrados. Ainda, os tubos com janelas apresentaram uma energia absorvida próximo do modelo

Figura 4.24 Modelos de tubo quadrado após os 15ms de simulação.

Figura 4.25 Modelos de tubo hexagonal após os 15ms de simulação.

Figura 4.26 Modelos de tubo double-hat após os 15ms de simulação.

Figura 4.27 Histórico de absorção de energia para os casos simulados durante os 15ms de análise.

Quad0. Nota-se também que mesmo absorvendo uma menor energia nos instantes iniciais o modelo *Quad3*, com $a = 33,95mm$ absorve uma maior quantidade de energia quando comparada ao modelo *Quad0* aos 15ms.

Figura 4.28 Histórico de absorção de energia para os absorvedores quadrados durante os 15ms de análise.

Para os modelos hexagonais, com exceção do modelo *Hex0* sem janelas, a energia absorvida foi abaixo dos níveis mostrados pelos demais casos simulados. O resultado se deve à instabilidade apresentada pelos modelos quando as janelas são adicionadas. Este efeito pode ser visto nas imagens dos absorvedores hexagonais deformados após os 15ms na figura 4.25.

Por outro lado, pode-se observar que o modelo hexagonal sem janelas *Hex0* mostra uma absorção de energia superior mesmo ao tubo quadrado de referência.

Figura 4.29 Histórico de absorção de energia para os absorvedores hexagonais durante os 15ms de análise.

Dentre os casos estudados, o modelo *Hat0* apresentou a maior absorção de energia, estando 30% acima do modelo tomado como referência *Quad0*, conforme é mostrado na tabela 4.3. Os demais modelos double-hat também apresentaram resultados próximos ou superiores ao modelo *Quad0* embora com níveis de absorção inferiores ao tubo double-hat sem janelas.

Figura 4.30 Histórico de absorção de energia para os absorvedores double-hat durante os 15ms de análise.

A tabela 4.3 mostra os resultados de absorção de energia aos 15ms para todos os modelos

estudados assim como uma comparação entre o nível de energia absorvido por cada modelo com a absorção do modelo de referência.

A seguir discute-se ainda a absorção de cada modelo, no entanto, são apresentados os valores de eficiência energética conforme debatido no capítulo 2.

4.4.4 Eficiência de Absorção

Anteriormente foram mostrados e comparados os níveis de absorção de energia dos modelos simulados. Entretanto, assim como discutido no capítulo 2, para estudos de modelos distintos de absorvedores é necessária a parametrização das análises de modo a se obter a real eficiência de absorção de energia.

Dentre as medidas apresentadas no capítulo 2, optou-se por considerar nas discussões a seguir a energia específica absorvida (S_e), parâmetro que considera a energia absorvida pela massa da estrutura apresentados por Jones (1989) e também a eficácia de absorção de energia (φ), citada por Jones (2010), onde a energia absorvida pelo absorvedor é comparada com a energia absorvida pelo mesmo volume de material em um ensaio de tração (E_{tr}).

A tabela 4.3 apresenta os resultados das simulações para a energia total absorvida para todos os modelos avaliados. Ela também mostra a massa dos absorvedores e os dois parâmetros de eficiência energética: energia específica absorvida (S_e) e a eficácia de absorção de energia (φ). Tanto a energia total quando a energia específica são comparadas aos valores obtidos com o modelo de referência *Quad0*.

A figura 4.31 mostra os resultados de energia total e energia específica absorvida pelos modelos de tubos analisados de modo a possibilitar a comparação entre a eficiência de cada um dos modelos. Pode-se observar que a maior parte dos modelos analisados apresente uma pequena variação relativa à energia total absorvida. A energia específica os modelos hexagonais tiveram um desempenho inferior aos tubos quadrados e double-hat.

Para os tubos quadrados, ainda que os modelos com janelas *Quad1* e *Quad2* tenham mostrado uma menor energia absorvida, apresentaram bons resultados para energia específica devido a redução na massa do absorvedor. Também, dentre os tubos com janelas, o modelo *Quad3* apresentou uma absorção de energia e eficiência de absorção superior ao modelo sem janelas. Os tubos com seção double-hat mostraram bom desempenho tanto para o modelo sem janelas quanto para os absorvedores com janelas, embora uma diminuição na absorção de energia tenha ocorrido para os modelos *Hat1*, *Hat2* e *Hat3*.

A variação da eficácia de absorção ao se alterar as dimensões das janelas para cada tipo de seção transversal pode ser vista na figura 4.32.

Tabela 4.3 Energia absorvida (E_i), absorção específica de energia (S_e) e eficácia de absorção (φ) para os modelos de absorvedores analisados.

Modelo	m	E_i	% E_i	S_e	% S_e	φ
Quad 0	0,338kg	3894kJ	-	11.505kJ/kg	-	1,4
Quad 1	0,326kg	3487kJ	-10%	10.689kJ/kg	-7%	1,3
Quad 2	0,324kg	3129kJ	-20%	9.659kJ/kg	-16%	1,2
Quad 3	0,326kg	4024kJ	+3%	12.335kJ/kg	+7%	1,5
Hex 0	0,541kg	3943kJ	+1%	7.287kJ/kg	-37%	0,9
Hex 1	0,530kg	2362kJ	-39%	4.460kJ/kg	-61%	0,6
Hex 2	0,527kg	2131kJ	-45%	4.040kJ/kg	-65%	0,5
Hex 3	0,530kg	2101kJ	-46%	3.967kJ/kg	-66%	0,5
Hat 0	0,356kg	5054kJ	+30%	14.178kJ/kg	+23%	1,8
Hat 1	0,350kg	4197kJ	+8%	11.982kJ/kg	+4%	1,5
Hat 2	0,349kg	3945kJ	+1%	11.297kJ/kg	-2%	1,4
Hat 3	0,350kg	3907kJ	0%	11.152kJ/kg	-3%	1,4

Para os tubos hexagonais e double-hat o aumento no valor da largura a e altura b da janela acarreta em uma diminuição na eficácia. O mesmo ocorre para os modelos quadrados *Quad1* e *Quad2* que tem o parâmetro φ reduzido, entretanto, o modelo *Quad3* com maior janela dentre os absorvedores quadrados apresentam um aumento na eficácia de absorção.

4.5 Conclusões do Capítulo 4

No capítulo 4 foram discutidos os resultados das simulações numéricas da aplicação de um carregamento de impacto axial à tubos de parede fina com perfis quadrados, hexagonais e double-hat. Além dos tubos de perfis comuns foram adicionadas janelas nas paredes laterais dos absorvedores com largura a e altura b . Os tubos foram avaliados conforme seu modo de deformação desenvolvido, a força de pico inicial gerada na estrutura e a energia total e específica absorvida pelo absorvedor.

Song et al. (2013) apresenta em seu trabalho dois possíveis modos de deformação para tubos quadrados quando se considera a adição de janelas às suas laterais: modo simétrico e modo extensional. No presente trabalho observou-se que para tubos quadrados ao aumentar-se o valor da largura da janela a o modo simétrico em geral desenvolvido para o tubo quadrado sem janelas passa a ser substituído pelo modo extensional, como ocorre para o modelo

Figura 4.31 Comparativo de energia total absorvida e S_e para os modelos analisados.

Figura 4.32 Comparativo de eficácia de absorção de energia em função do tamanho das janelas.

Quad3 na figura . Pode-se observar ainda que o desenvolvimento do modo extensional para tubos quadrados favorece uma maior absorção de energia, uma vez que o modelo *Quad3* apresentou um aumento de 3% de absorção de energia total e 7% de absorção de energia específica quando comparado ao tubo quadrado tradicional, modelo *Quad0*. Ainda, o modelo *Quad3* desenvolveu uma força de pico inicial 65% inferior a apresentada pelo modelo quadrado sem janelas, sendo o segundo modelo avaliado com menor força de pico inicial. No entanto, ao final da análise o modelo sofreu instabilidade após a formação da primeira dobra e não atingiu um novo ponto de estabilidade em seguida.

O modelo hexagonal tradicional *Hex0* apresentou uma absorção de energia superior ao modelo quadrado *Quad0* e desenvolveu o modo de deformação simétrico. Entretanto, os demais modelos hexagonais apresentaram o modo extensional em seus primeiros instantes de aplicação de carregamento. Posteriormente, mostraram-se instáveis, levando a baixos níveis de absorção de energia, muito embora tenham apresentado também baixas forças de pico inicial.

Conforme já disposto anteriormente, a adição de janelas nas laterais dos tubos de parede fina leva a uma redução da área de seção transversal levando a diferentes comportamentos de deformação e ocasionando o aparecimento do modo extensional de flambagem. Este modo para os modelos de tubo quadrado mostrou-se eficiente para absorção de energia. No entanto, mostrou-se sensível à instabilidades e portanto um absorvedor que desenvolva tal modo não pode ser facilmente controlado em uma aplicação prática, sendo necessários cuidados com as condições de contorno.

A aplicação de janelas aos absorvedores quadrados e double-hat que desenvolvam o modo simétrico mostrou-se uma aplicação interessante na prática por possibilitar a redução da massa de parte da estrutura da carroceria de um veículo uma vez que a força de pico inicial foi significativamente reduzida sem alterar substancialmente a eficiência de absorção de energia.

Para os modelos hexagonais estudos futuros relacionados à adição de janelas às paredes poderiam ser realizados de modo a encontrar uma relação adequada entre a rigidez e estabilidade do absorvedor e a redução da força de pico inicial.

CAPÍTULO 5

Análise Paramétrica de Materiais para Modelos Bilineares

5.1 Introdução

A fabricação de veículos ainda emprega o aço em abundância. No entanto, nas últimas décadas, o desenvolvimento de novas ligas e novos materiais está alterando a composição material dos automóveis. Principalmente com o desenvolvimento de novos polímeros e compósitos e ainda com o aprimoramento de ligas de aço e alumínio de alta resistência a tendência para os próximos anos é que o aço comum seja cada vez mais substituído. O efeito de redução no uso de ferro e aço comum já vem acontecendo. Segundo Davis et al. (2014), entre 1995 e 2012 houve um aumento no uso de alumínio e uma diminuição do uso de ferro fundido.

Figura 5.1 Média de consumo de materiais para a fabricação de um veículo leve. (Davis et al., 2014)

A figura 5.1 mostra a média de consumo de materiais para a fabricação de um veículo comercial leve. Pode-se observar que em 2012, na média, 8,1% da estrutura do veículo deixou de ser produzida em aço comparado a 2000.

Em sentido contrário, o uso de aço de alta resistência cresceu 76% entre 1995 e 2012 enquanto o alumínio passou a ser 48% mais utilizado no mesmo período.

Aços de alta resistência, também descritos pela sigla em inglês HSLA¹, são aços com a adição de outros elementos químicos desenvolvidos para apresentarem melhores propriedades mecânicas ou maior resistência a corrosão. Em geral contém baixa quantidade de carbono e até 2% de manganês para garantir boa conformabilidade e soldabilidade. Ainda podem contar com diferentes combinações de outros elementos de liga tais como cromo, níquel, molibdênio, cobre, nitrogênio, vanádio, nióbio, titânio, e zircônio.

Embora possuam aplicações na área agrícola, industrial, civil e em mineração, os aços de alta resistência são comumente aplicados à veículos comerciais. Sua principal aplicação na fabricação de automóveis diz respeito à partes estruturais onde as propriedades elevadas das ligas permitem um desempenho mais elevado do que o aço comum.

Assim como os aços, o alumínio passou a ser estudado formando uma série de ligas e composições químicas para atender diferentes requisitos industriais e comerciais. Principalmente impulsionado pelo ramo aeronáutico e aeroespacial, ligas de alumínio de alta resistência passaram a ser desenvolvidas para substituir o aço onde a redução de massa da estrutura se mostra necessária.

Ligas de alumínio de alta resistência utilizam cerca de 85% de alumínio e outros elementos químicos como cobre, magnésio, manganês, silicone, estanho e zinco. Dentre os tipos de liga, as ligas chamadas de 7xxx segundo o sistema internacional de designação de ligas de alumínio são as mais utilizadas para aplicações estruturais, principalmente em operações aeroespaciais.

Embora, devido ao seu alto custo o alumínio ainda não seja empregado de forma tão ampla quanto aço de alta resistência em peças estruturais para a maior parte dos veículos comerciais, ligas de alumínio já fazem parte de modelos mais caros devido ao seu desempenho e mostram-se importantes elementos para a pesquisa.

5.2 Definição dos Modelos

Tendo em vista a tendência de aumento na aplicação de aços de alta resistência e ligas de alumínio para a fabricação de veículos comerciais, segundo a figura 5.1, mostra-se im-

¹High Strength Low Alloy Steels - Aços de alta resistência e baixa liga.

portante a avaliação dos absorvedores analisados neste trabalho quando compostos por tais materiais.

Para tanto, neste capítulo são apresentados os resultados da simulação dos modelos *Quad0*, *Quad3*, *Hex0*, *Hex3*, *Hat0* e *Hat3* discutidos no capítulo 4 considerando-os fabricados por um aço de alta resistência e uma liga de alumínio estrutural, além dos modelos em aço comum mostrados no capítulo anterior.

Deste modo, os modelos de materiais bilineares simulados anteriormente foram alterados para a análise paramétrica material.

A tabela 5.1 mostra os modelos estudados e a serem discutidos neste capítulo.

5.2.1 Aço de Alta Resistência

Dentre os aços de alta resistência diferentes modelos podem ser encontrados no mercado. Para o presente trabalho foi selecionado o aço comercial Docol 800 DL.

Segundo o fabricante SAAB (2014) o aço Docol 800 DL apresenta tensão de escoamento mínima de $\sigma_y = 390MPa$ e tensão de ruptura mínima de $\sigma_u = 800MPa$ e alongamento à 80% de 13%. Considerou-se ainda para o modelo módulo de elasticidade $E = 211GPa$, densidade $\rho = 7129kg/m^3$ e coeficiente de Poisson $\nu = 0,3$.

A tabela 5.2 mostra a composição do aço de alta resistência Docol 800 DL selecionado para as análises numéricas.

5.2.2 Liga de Alumínio Estrutural

Escolheu-se a liga de alumínio 7068 por tratar-se do composto estrutural de alumínio mais resistentes entre as ligas de alumínio conhecidas. Segundo um de seus fabricantes Advanced Metals International - AMI (2014), é uma liga aplicada a absorvedores de impacto veiculares, engrenagens, tencionadores de correntes para modelos de corrida, entre outras aplicações.

A liga de alumínio 7068 possui densidade $\rho = 2850kg/m^3$, módulo de elasticidade $E = 73,1GPa$, tensão de escoamento $\sigma_y = 683MPa$, tensão de ruptura $\sigma_u = 710MPa$, alongamento de 9% e módulo de Poisson $\nu = 0,33$

A tabela 5.3 mostra a composição da liga de alumínio 7068 selecionada para as análises numéricas.

Tabela 5.1 Modelos estudados no capítulo 5.

Modelo	<i>Material</i>	<i>c</i>	<i>a</i>	<i>b</i>
Quad 0	Aço Comum	48,50mm	-	-
Quad 0	HSLA	48,50mm	-	-
Quad 0	Alumínio	48,50mm	-	-
Quad 3	Aço Comum	48,50mm	33,95mm	9,00mm
Quad 3	HSLA	48,50mm	33,95mm	9,00mm
Quad 3	Alumínio	48,50mm	33,95mm	9,00mm
Hex 0	Aço Comum	33,38mm	-	-
Hex 0	HSLA	33,38mm	-	-
Hex 0	Alumínio	33,38mm	-	-
Hex 3	Aço Comum	33,38mm	21,27mm	9,00mm
Hex 3	HSLA	33,38mm	21,27mm	9,00mm
Hex 3	Alumínio	33,38mm	21,27mm	9,00mm
Hat 0	Aço Comum	48,50mm	-	-
Hat 0	HSLA	48,50mm	-	-
Hat 0	Alumínio	48,50mm	-	-
Hat 1	Aço Comum	48,50mm	14,55mm	21,00mm
Hat 2	HSLA	48,50mm	14,55mm	21,00mm
Hat 3	Alumínio	48,50mm	14,55mm	21,00mm

Tabela 5.2 Composição do aço de alta resistência Docol 800 DL. (SAAB, 2014)

C (%)	Si (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Al (%)	Nb (%)
0,14	0,20	1,50	0,010	0,002	0,040	0,015

Tabela 5.3 Composição da liga de alumínio 7068. (Advanced Metals International - AMI, 2014)

Si (%)	Fe (%)	Cu (%)	Mn (%)	Mg (%)	Cr (%)	Zn (%)	Ti (%)	Zr (%)
0,12	0,15	2,40	0,010	3,00	0,05	8,30	0,10	0,15

5.3 Resultados das Análises

A seguir são apresentados os resultados das simulações para tubos fabricados em aço comum, resultados já mostrados no capítulo 4, em aço estrutural de alta resistência (HSLA) Docol 800 DL e em liga de alumínio 7068 conforme dados destacados anteriormente.

Assim como realizado para as análises paramétricas de perfis estruturais apresentada no capítulo 4, foi avaliado o modo de deformação, a força de pico inicial, a energia absorvida e a eficiência de absorção de energia.

5.3.1 Modo de deformação

Os modos de deformação simétricos e extensional abordados anteriormente são analisados quando uma alteração no material do absorvedor é realizada.

Nas figuras 5.2a, 5.2b e 5.2c são mostrados os modelos *Quad0* respectivamente para aço comum, HSLA e alumínio. Verifica-se pela figura 5.2 que para os tubos quadrados sem janelas *Quad0* não houve diferença no modo de deformação encontrado.

Figura 5.2 Modelo *Quad 0* em $t = 4ms$.

Os resultados para diferentes materiais para tubos quadrados com janelas *Quad3* são apresentados nas figuras 5.3a, 5.3b e 5.3c. Pode-se constatar que para o tubo em alumínio o modo de deformação simétrico é desenvolvido, ao contrário do modo extensional que ocorre para os modelos de aço comum e HSLA.

Para os modelos hexagonais sem janelas *Hex0* os modos de deformação desenvolvidos são mostrados pelas figuras 5.4a, 5.4b e 5.4c. Nota-se que o modo simétrico que ocorre para o aço comum se mantém para os demais modelos.

Figura 5.3 Modelo *Quad 3* em $t = 4ms$.

Figura 5.4 Modelo *Hex 0* em $t = 4ms$.

Quando as janelas são acrescentadas ao modelo hexagonal e os materiais são alterados, o modo extensional passa a ocorrer inicialmente para todos os material considerados, como mostram as figuras 5.5a, 5.5b e 5.5c. Entretanto, assim como ocorre para o modelo em aço comum mostrado no capítulo 4, o modelo em alumínio passa por instabilidade e não apresenta um modo estável nos instantes seguintes. Por outro lado, quando se considera um tubo em aço de alta resistência o comportamento do modelo mantém-se estável durante a simulação.

Os modelos double-hat sem janelas *Hat0* são apresentados nas figuras 5.6a, 5.6b e 5.6c. Para o modelo em alumínio até os $4ms$ o modo simétrico foi predominante, no entanto posteriormente o comportamento do modelo mostrou-se instável. Para o absorvedor em aço de alta resistência o modo simétrico ocorre assim como visto no modelo em aço comum.

Por último, os absorvedores double-hat com janelas *Hat3* seguiram o modo simétrico

Figura 5.5 Modelo *Hex 3* em $t = 4ms$.

Figura 5.6 Modelo *Hat 0* em $t = 4ms$.

para os casos em HSLA e alumínio assim como ocorreu para o modelo em aço comum como apontam as figuras 5.7a, 5.7b e 5.7c. No entanto, assim como o tubo double-hat sem janelas em alumínio o modelo *Hat3* apresentou instabilidade quando o material foi considerado.

5.3.2 Força de Pico Inicial

Conforme discutido no capítulo 4, a força de pico desenvolvida nos instantes iniciais da análise é sensível a variações na tensão de escoamento. Neste capítulo tem-se o interesse de avaliar dependência da força de pico quando alterada a tensão de escoamento e o módulo de elasticidade em relação ao aço comum já apresentado.

Na figura 5.8 a força desenvolvida nos instantes iniciais da análise com diferentes materiais para os modelos *Quad0* é mostrada. Percebe-se que o modelo em HSLA teve uma

Figura 5.7 Modelo *Hat 3* em $t = 4ms$.

maior força de pico em relação ao aço comum. Este efeito ocorre devido a maior tensão de escoamento que eleva a força necessária para o início da flambagem do tubo.

Para o modelo em alumínio, o nível de carregamento desenvolvido foi inferior ao aço comum e o instante de pico ocorre em um nível de deslocamento maior ao percebido para o aço comum. Isto porque o alumínio possui um módulo de elasticidade menor e deste modo a força aplicada leva a estrutura a sofrer maiores deformações.

Figura 5.8 Força de pico inicial para os modelos *Quad0* para os primeiros 10mm de compressão

Quando considera-se o modelo de tubo quadrado com janelas *Quad3*, o modelo em HSLA continua apresentando um maior carregamento inicial, como pode ser visto na figura 5.9, e assim como o modelo em aço comum, mantém um nível de carregamento aproximadamente constante durante um período longo de impacto.

Pode-se indicar que os modelos *Quad3* não perdem a estabilidade após a ação inicial do carregamento. Isto ocorre devido ao modo extensional desenvolvido onde, após a formação das dobras iniciais, o absorvedor se mantém compacto e continua a apresentar resistência à força aplicada.

É importante destacar que a figura 5.9 mostra a curva força versus deslocamento até os 40mm de deformação para que seja possível a visualização do efeito destacado.

Ainda, ao contrário do que ocorre para o tubo quadrado sem janelas, o modelo em alumínio também apresenta uma força de pico inicial elevada mas apenas por um período curto de tempo, havendo em seguida a instabilidade e a diminuição no nível de carregamento.

O modelo hexagonal sem janelas *Hex0* em HSLA também apresentou uma maior força de pico em comparação ao tubo de aço comum, conforme apresenta a figura 5.10.

Para o absorvedor em alumínio, a força de pico apresentou níveis semelhantes ao do aço comum e, assim como ocorreu para o modelo *Quad0*, a força máxima ocorre em maiores níveis de deslocamento como também mostra a figura 5.10. Em modelos hexagonais com janelas *Hex3* o alumínio também apresentou um valor elevado de força de pico como visto na figura .

O absorvedor fabricado em HSLA desenvolveu uma força mais elevada em instantes posteriores à formação da primeira dobra, sofrendo em seguida redução e comportando-se de modo semelhante ao aço comum.

Os modelos double-hat sem janelas *Hat0* em aço comum e HSLA mostraram os maiores valores de força de pico inicial como se observa na figura comparando-se o nível máximo das curvas com a linha preta de referência que possui o valor da força máxima para o modelo quadrado sem janelas *Quad0* em aço comum.

O tubo double-hat sem janelas em alumínio resistiu ao carregamento aplicado inicialmente desenvolvendo uma força de pico elevada mas ficando abaixo dos valores para os demais materiais devido à instabilidade do absorvedor após aproximadamente 3mm de deformação. Assim como o ocorreu para o absorvedor *Hat0* em alumínio o modelo double-hat com janelas *Hat3* fabricado em alumínio sofreu instabilidade, colapsando após 5mm de deformação. No entanto, ainda desenvolveu uma força de pico semelhante ao modelo em aço comum.

Seguindo o padrão encontrando para os tubos de HSLA para as demais seções, o modelo *Hat3* em HSLA apresentou uma maior força de pico inicial quando comparado ao absorvedor de aço comum avaliado no capítulo 4.

Na tabela 5.4 pode ser vista uma compilação dos resultados de força de pico inicial para cada um dos modelos testados. É apresentada também a razão entre a força de pico e a

Figura 5.9 Força de pico inicial para os modelos *Quad3* para os primeiros 40mm de compressão

Figura 5.10 Força de pico inicial para os modelos *Hex0* para os primeiros 10mm de compressão

Figura 5.11 Força de pico inicial para os modelos *Hex3* para os primeiros 10mm de compressão

Figura 5.12 Força de pico inicial para os modelos *Hat0* para os primeiros 10mm de compressão

Figura 5.13 Força de pico inicial para os modelos *Hat3* para os primeiros 10mm de compressão

força de escoamento para cada seção transversal considerada, tomando em conta as janelas aplicadas.

Assim como já observado nas curvas força versus deslocamento das figuras 5.8, 5.9, 5.10, 5.11, 5.12 e 5.13, os modelos fabricados em aço de alta resistência (HSLA) desenvolvem uma força de pico superior as demais devido a maior tensão de escoamento do material. Este efeito pode ser visto de forma clara na figura 5.14.

Um resumo da tabela 5.4 pode ser visto na figura 5.14, onde a força de pico de cada um dos modelos é comparada com os absorvedores fabricados pelos três materiais testados.

5.3.3 Energia Absorvida

A seguir são apresentados os níveis de energia absorvidos por cada um dos materiais estudados para cada um dos modelos selecionados.

Na figura 5.15 o histórico de energia para os modelo de tubo quadrado *Quad0* é apresentado. Verifica-se que o absorvedor com HSLA mostra um melhor nível de absorção em comparação com o aço comum. Ainda, o modelo em alumínio apresentou um maior valor de absorção após os 15ms de análise embora nos primeiros instantes tenha tido níveis mais baixos.

Tabela 5.4 Resultados da análise da força de pico inicial (P_k) e sua relação com a força de escoamento (P_y) para os modelos simulados.

Modelo	P_y	P_k	% P_k	P_k/P_y
Quad 0 Aço	69,0kN	205,0kN	-	3,0
Quad 0 HSLA	102,9kN	238,1kN	+16%	2,3
Quad 0 Alu	180,1kN	137,3kN	-33%	0,8
Quad 3 Aço	19,3kN	71,5kN	-65%	3,7
Quad 3 HSLA	28,7kN	123,6kN	-40%	4,3
Quad 3 Alu	50,3kN	99,4kN	-52%	2,0
Hex 0 Aço	110,3kN	136,0kN	-34%	1,2
Hex 0 HSLA	164,4kN	191,5kN	-7%	1,2
Hex 0 Alu	288,0kN	143,3kN	-30%	0,5
Hex 3 Aço	63,5kN	51,5kN	-75%	0,8
Hex 3 HSLA	94,8kN	81,9kN	-60%	0,9
Hex 3 Alu	165,9kN	78,5kN	-62%	0,5
Hat 0 Aço	72,6kN	225,7kN	+10%	3,1
Hat 0 HSLA	108,3kN	282,1kN	+38%	3,6
Hat 0 Alu	189,7kN	166,6kN	-19%	0,9
Hat 3 Aço	47,8kN	156,1kN	-24%	3,3
Hat 3 HSLA	71,3kN	237,4kN	+16%	3,3
Hat 3 Alu	124,8kN	158,1kN	-23%	1,3

Para os modelos quadrados com janelas *Quad3*, pode-se observar na figura 5.16 que o modelo em aço comum apresentou um histórico de absorção intermediário entre os modelos em HSLA e alumínio.

No modelo hexagonal *Hex0* onde não há janelas o modelo em alumínio apresentou um valor de absorção de energia aos 15ms próximo ao tubo em HSLA e ambos mostram níveis acima do modelo em aço comum. A figura 5.17 apresenta o histórico de absorção de energia para cada um dos materiais simulados para os modelos hexagonais sem janelas.

O modelo hexagonal com janelas *Hex3* em aço comum apresentou instabilidade conforme discutido no capítulo 4, no entanto os modelos em HSLA e alumínio apresentaram um melhor comportamento que se reflete em uma melhor absorção de energia, como pode ser visto na figura 5.18

Figura 5.14 Comparativo da força de pico desenvolvida para os modelos simulados

Assim como ocorre para os modelos *Quad3*, para os absorvedores double-hat sem janelas *Hat0* e double-hat com janelas *Hat3*, respectivamente representados pelas figuras 5.19 e 5.20, o aço comum apresentou valores entre os obtidos pelos modelos em HSLA e alumínio.

A tabela 5.5 mostra os valores de energia absorvidos por cada um dos modelos simulados para o capítulo 5. Pode-se notar que os tubos com fabricação em HSLA apresentaram os melhores valores de absorção energética para todos os perfis selecionados.

5.3.4 Eficiência de Absorção de Energia

A eficiência de absorção de energia foi avaliada segundo a energia específica e a eficácia de absorção, assim como realizado no capítulo 4 na análise paramétrica de perfis estruturais.

A tabela 5.5 mostra além da energia absorvida os valores de energia específica e eficácia de absorção para os modelos estudados. Um resumo da tabela 5.5 pode ser visto nas figuras 5.21 e 5.22.

Na figura 5.21 a energia total e específica absorvida pelos tubos de parede fina são comparadas para cada um dos tipos de materiais avaliados.

Devido a baixa densidade os modelos em alumínio apresentaram resultados de energia específica absorvida muito acima dos demais materiais para todos os modelos considerados.

A figura 5.22 mostra a eficácia de absorção de cada um dos absorvedores.

Figura 5.15 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Quad0*.

Figura 5.16 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Quad3*.

Figura 5.17 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Hex0*.

Figura 5.18 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Hex3*.

Figura 5.19 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Hat0*.

Figura 5.20 Histórico de energia absorvida pelos modelos *Hat3*.

Figura 5.21 Comparação da energia total e específica absorvida pelos diferentes materiais.

Figura 5.22 Comparação da eficácia de absorção de energia dos materiais estudados.

Tabela 5.5 Energia absorvida (E_i), absorção específica de energia (S_e) e eficácia de absorção (φ) para os modelos de absorvedores analisados.

Modelo	m	E_i	% E_i	S_e	% S_e	φ
Quad 0 Aço	0,338kg	3.894kJ	-	11.505kJ/kg	-	1,4
Quad 0 HSLA	0,338kg	5.302kJ	+36%	15.666kJ/kg	+36%	2,2
Quad 0 Alu	0,135kg	4.425kJ	+14%	32.704kJ/kg	+184%	1,4
Quad 3 Aço	0,326kg	4.024kJ	+3%	12.335kJ/kg	+7%	1,5
Quad 3 HSLA	0,326kg	5.418kJ	+39%	16.606kJ/kg	+44%	2,3
Quad 3 Alu	0,130kg	2.907kJ	-25%	22.287kJ/kg	+94%	0,9
Hex 0 Aço	0,541kg	3.943kJ	+1%	7.287kJ/kg	-37%	0,9
Hex 0 HSLA	0,541kg	4.843kJ	+24%	8.952kJ/kg	-22%	1,2
Hex 0 Alu	0,216kg	4.847kJ	+24%	22.410kJ/kg	+95%	0,9
Hex 3 Aço	0,530kg	2.101kJ	-46%	3.967kJ/kg	-66%	0,5
Hex 3 HSLA	0,530kg	2.980kJ	-23%	5.627kJ/kg	-51%	0,8
Hex 3 Alu	0,212kg	2.649kJ	-32%	12.512kJ/kg	+9%	0,5
Hat 0 Aço	0,356kg	5.054kJ	+30%	14.178kJ/kg	+23%	1,8
Hat 0 HSLA	0,356kg	5.767kJ	+48%	16.179kJ/kg	+41%	2,2
Hat 0 Alu	0,142kg	4.390kJ	+13%	30.809kJ/kg	+168%	1,3
Hat 3 Aço	0,350kg	3.907kJ	0%	11.152kJ/kg	-3%	1,4
Hat 3 HSLA	0,350kg	4.909kJ	+26%	14.014kJ/kg	+22%	1,9
Hat 3 Alu	0,140kg	1.588kJ	-59%	11.343kJ/kg	-1%	0,5

5.4 Conclusões do Capítulo 5

Tendo em vista o crescimento na utilização de novos materiais na fabricação de veículos mostra-se importante uma análise paramétrica do material de absorvedores de impacto. Foram apresentados os resultados das simulações dos modelos de tubos de parede fina conforme descritos anteriormente no capítulo 4 para diferentes materiais.

Os absorvedores em aço comum, conforme resultados mostrados no capítulo 4, foram comparados a componentes produzidos em aço de alta resistência Docol 800 DL e em alumínio estrutural 7068. A escolha destes materiais teve como base o aumento na utilização dos mesmos na indústria automotiva nos últimos anos e seu bom desempenho estrutural. Ainda, com estes materiais pode-se avaliar a influência do módulo de elasticidade e da tensão de escoamento para o caso de impacto axial em tubos de parede fina.

Mostrou-se no capítulo o modo de deformação desenvolvido pelos absorvedores. Houve a alteração no modo de deformação para o modelo *Quad3* em alumínio, passando do modo extensional para o modo simétrico. Também os modelo double-hat com e sem janelas em alumínio apresentaram instabilidade e não mostraram bons resultados.

A força de pico inicial cresceu para os absorvedores em HSLA principalmente devido à maior tensão de escoamento, levando o tubo a iniciar a flambagem sobre um carregamento maior. Os modelos em alumínio para os tubos quadrados e hexagonais apresentaram valores de carregamento de pico próximos aos modelos em aço comum.

A energia total absorvida durante a simulação pelos modelos em HSLA foram superiores aos componentes fabricados em aço comum. Ainda, o modelo hexagonal sem janelas *Hex0* em alumínio apresentou valor de absorção superior ao modelo em aço comum e próximo do valor obtido pelo tubo em HSLA.

A utilização do alumínio mostrou-se favorável quando observada a energia específica absorvida, enquanto os modelos em HSLA apresentaram melhores valores de eficácia de absorção.

CAPÍTULO 6

Discussão dos Resultados

6.1 Introdução

Neste capítulo os resultados mostrados anteriormente são debatidos. O modo de deformação de cada modelo é correlacionado com a força de pico e a absorção de energia desenvolvida pelos tubos de parede fina, de modo a avaliar em conjunto os diferentes parâmetros calculados pelas simulações.

6.2 Análise Paramétrica de Perfis Estruturais

No capítulo 4 foram mostrados os resultados calculados a partir das simulações de modelos de tubos quadrado, hexagonal e double-hat com e sem janelas sobre a ação de uma força axial compressiva. Os doze modelos estudados são mostrados na tabela 4.1.

As análises têm o intuito de verificar a influência da adição das janelas bem como verificar a sensibilidade dos parâmetros com a alteração de suas dimensões.

Pode-se verificar que para todas as seções transversais analisadas os modelos com maiores larguras a de janelas apresentaram menores força de pico inicial. A figura 6.1 mostra de modo claro a redução na força de pico para os modelos com janelas com base maiores.

Este efeito pode ser explicado pela redução da área da seção transversal. Tendo em vista que o início da flambagem está relacionada com a tensão de escoamento do material e o início da deformação plástica, a redução de área em parte da seção transversal induz maiores tensões nesta região mesmo quando níveis de força menores são aplicados.

Estes resultados coincidem com os dados apresentados por Song et al. (2013). Em seu trabalho realizou-se um estudo de tubos quadrados com a inclusão de janelas e verificando

Figura 6.1 Força de pico inicial desenvolvida para os modelos apresentados no capítulo 4.

que o aumento na largura da janela proporciona uma redução no nível do carregamento sobre a estrutura.

Os modelos estudados com maiores janelas *Quad3*, *Hex3* e *Hat3* possuem na seção transversal em torno das janelas áreas respectivamente 72%, 42% e 34% menores do que os modelos sem janelas. Estes mesmos modelos apresentaram uma redução de 65%, 75% e 24% em relação à força de pico desenvolvida nos respectivos modelos de referência *Quad0*, *Hex0* e *Hat0* conforme a tabela 4.2. Ou seja, apenas o modelo hexagonal apresentou uma maior diferença entre a redução de área e a redução de força devido à instabilidade ocorrida no modelo *Hex3* após os primeiros instantes da análise.

Dentre as seções estudadas mostra-se que houve um aumento na absorção de energia com a inclusão das janelas em relação ao modelo sem janelas apenas quando comparados os modelos *Quad0* e *Quad3*. O modelo *Quad3* com largura da janela $a = 33,95mm$ apresentou um aumento de 3% na energia absorvida em relação ao modelo sem janelas (tabela 4.3). Observa-se que, ao contrário dos demais modelos quadrados, o modelo *Quad3* desenvolveu o modo de deformação extensional que permitiu a deformação na estrutura sem que toda a rigidez se perdesse, garantindo uma boa absorção de energia.

Entretanto, nos momentos finais da análise, o modelo *Quad3* perdeu sua estabilidade o que iniciou seu colapso como visto na figura 4.24d. As figuras 4.25b e 4.25c mostram que os modelos hexagonais *Hex1* e *Hex2* também apresentaram instabilidade em algum instante, tais modelos também desenvolveram o modo de deformação extensional.

Assim sendo é válido destacar a sensibilidade dos modelos com modo extensional a

imperfeições do material ou na aplicação do carregamento que podem ocasionar a perda de rigidez.

O modo extensional induz a deformação das arestas do tubo para o lado externo, garantindo a absorção da energia inicialmente pelo deslocamento das bordas. Entretanto, após a primeira deformação, o tubo deve encontrar uma nova posição de estabilidade que depende da deformação sofrida inicialmente. Caso, na formação da primeira dobra, alguma aresta se deforme, um momento será gerado na formação da dobra subsequente favorecendo a instabilidade da estrutura.

Para os demais modelos, a inclusão de janelas nas faces planas dos tubos levou a uma redução na energia absorvida, como mostra a figura 4.31. Para modelos com modo de deformação simétrico estes resultados concordam com as colocações teóricas do capítulo 2. Com a inclusão das janelas nas faces dos tubos as superfícies de deformação cilíndricas, mostradas na figura 2.13b, são reduzidas e geram uma menor energia absorvida.

Verifica-se pela tabela que as perdas de energia devido as janelas para os modelos com modo de deformação simétrico variam entre 10% e 20% em relação ao modelo quadrado e double-hat sem janelas. Portanto pode-se destacar que a maior parcela de energia interna gerada no absorvedor é referente à deformação das bordas do tubo, conforme abordado no capítulo 2.

No entanto, embora as janelas induzam uma perda de energia devido a retirada de material, é importante verificar as medidas de eficiência de absorção energética comparando a energia absorvida pela massa do material ou relativa a uma característica de referência.

Para os modelos quadrados, a diferença entre a energia absorvida pelo modelo sem janelas *Quad0* e os modelos com janelas *Quad1*, *Quad2* e *Quad3* foi de respectivamente -10%, -20% e +3%, enquanto isto a diferença na energia específica (S_e) foi respectivamente de -7%, -16% e +7%, segundo a tabela 4.3.

Verifica-se para o modelo *Quad1* que a eficiência de absorção manteve-se próxima a obtida pelo modelo de referência *Quad0*. Quando tomado em conta que o modelo *Quad1* apresentou uma força de pico inicial 31% inferior ao modelo sem janelas verifica-se que o absorvedor de impacto com janelas *Quad1* mostra-se uma opção válida para aplicações comerciais.

Assim como ocorre para a energia específica, o aumento no tamanho das janelas acarreta em uma redução nos valores de eficácia de absorção de energia.

Para os modelos de tubo quadrados e hexagonais a porcentagem de redução da eficácia de absorção para absorvedores com janelas é semelhante ao encontrado para a energia específica, enquanto que para os modelos double-hat a redução é duas vezes maior para a eficácia de absorção.

Os maiores níveis de absorção de energia foram encontrados para os modelos double-hat, sendo que mesmo com a adição das janelas, a energia absorvida pelos tubos double-hat permaneceram próximo aos valores do modelo *Quad0*, como visto na tabela 4.3.

As bordas de soldagem dos tubo de parede fina com seção transversal double-hat fornecem maior rigidez ao modelo. O aumento na rigidez causa uma força de pico inicial mais elevado, por outro lado, permitiu uma maior absorção de energia.

Ainda, para os modelos com janelas, os absorvedores double-hat foram desenhados com janelas em apenas duas faces garantindo uma maior superfície lateral para dissipação de energia nas faces.

Uma vez verificados os resultados, a adição de janelas às faces planas de tubos de parede fina mostrou resultados adequados e manteve níveis de absorção de energia próximos aos modelos sem janela, principalmente para os absorvedores quadrados e double-hat.

Para os modelos hexagonais, a força de pico foi reduzida com a inclusão de janelas na face. No entanto os modos extensionais desenvolvidos não apresentaram estabilidade durante todo o período analisado. As bordas dos modelos hexagonais mostraram não suportar níveis elevados de carregamento quando são adicionadas as janelas e parte da parede lateral é removida.

6.3 Análise Paramétrica de Material

No capítulo 5 foram apresentados os resultados obtidos pelas simulações dos modelos de tubos de parede fina para três tipos diferentes de material: aço comum; aço de alta resistência Docol 800 DL; liga de alumínio 7068.

Os modelos numéricos consideraram curvas de material bilineares e portanto para o três modelos avaliados foram alterados o módulo de elasticidade, a tensão de escoamento e o coeficiente de encruamento, além da densidade e do coeficiente de Poisson. Deste modo pode-se verificar a influência destes parâmetros no comportamento de absorvedores de impacto sobre ação de um carregamento axial compressivo.

Comparou-se o comportamento dos modelos *Quad0*, *Quad3*, *Hex0*, *Hex3*, *Hat0* e *Hat3* em aço comum apresentados no capítulo 4 com os mesmos absorvedores em aço de alta resistência (HSLA) e alumínio estrutural.

Para os modelos *Quad0* não houve mudança no modo de deformação simétrico já desenvolvido no modelo em aço comum. A força de pico inicial foi 16% maior para o aço de alta resistência que possui uma força de escoamento (P_y) 49% superior e mesmo módulo de elasticidade.

O modelo *Quad0* em alumínio apresentou uma força de pico 33% inferior à do modelo em aço comum, mesmo com uma força de escoamento superior devido a sua tensão de escoamento. Percebe-se, pela tabela 5.4, que a razão entre a força de pico e a força de escoamento para o modelo em alumínio é inferior aos modelos em aço comum e HSLA, tendo a força de pico ficado abaixo da força de escoamento. Ainda, o módulo de elasticidade menor do alumínio levou a força de pico a desenvolver-se com um maior nível de deformação, como visto na figura 5.8.

Dentre os modelos quadrados sem janelas, o absorvedor em HSLA apresentou a melhor absorção de energia, sendo 36% superior à absorção do modelo em aço comum. O tubo em alumínio apresentou uma energia absorvida 13% acima do aço comum, como visto na tabela 5.5.

Dentre as alterações nos materiais realizados, o modelo *Quad3* em alumínio foi o único a diferir dos modos de deformação do respectivo modelo em aço comum. O absorvedor de alumínio mostrou o modo simétrico de deformação enquanto os modelos *Quad3* em aço comum e HSLA deformação pelo modo extensional.

A força de pico inicial para o modelo *Quad3* em alumínio foi 39% superior ao carregamento de pico do aço comum, no entanto após os instantes iniciais iniciou a sequência de dobras características do modo simétrico e perdeu rigidez. Por outro lado o modelo em HSLA com força de pico 73% superior à do aço comum e o absorvedor em aço resistiram por um carregamento elevado e mantiveram-se estáveis por um período longo, como visto na figura 5.9.

A absorção de energia do modelo *Quad3* em HSLA foi 35% superior à do aço comum, enquanto o alumínio apresentou um nível energético absorvido 28% menor. No entanto, quando tomada em conta a energia específica, o modelo em alumínio, devido à sua baixa densidade, desenvolveu um valor 81% superior à eficiência do aço comum. Para a eficácia de energia o absorvedor *Quad3* com maior índice é o HSLA, estando 51% acima do aço comum. Por outro lado a eficácia do modelo em alumínio mostrou-se baixa.

Assim como ocorreu para os modelos quadrados sem janelas, o modelo hexagonal *Hex0* em HSLA apresentou força de pico superior à do aço comum, seguindo posteriormente um comportamento similar. O modelo em alumínio, assim como para outros modelos, teve a força de pico desenvolvida para maiores deslocamentos do modelo e 5% superior a força de pico para o aço comum.

O alumínio mostrou uma absorção de energia similar a mostrado pelo HSLA para o modelo hexagonal *Hex0*, ambas foram 23% superiores à energia de absorção do aço comum.

Quando verificada a energia específica, o modelo em alumínio *Hex0* teve um aumento de 208% em relação ao aço comum, enquanto o HSLA esteve 23% acima. Por outro lado,

para a eficácia de absorção o HSLA mostrou um valor 36% maior que o aço comum, como aponta a tabela 5.5.

No capítulo 4 mostrou-se que o modelo hexagonal com janelas *Hex3* em aço comum não se manteve estável durante toda a análise. No entanto, os modelos em HSLA e alumínio apresentaram estabilidade e deste modo níveis de energia absorvida respectivamente 42% e 26% mais elevados. A energia específica para os modelos *Hex3* em HSLA e alumínio mostraram-se 42% e 215% acima do aço comum.

A instabilidade reflete-se também na baixa força de pico de 51, 5kN para o modelo *Hex3* em aço comum, que embora desejada no desenvolvimento do absorvedor, não deve ser causada por instabilidade do modo de flambagem global da estrutura.

O modelo double-hat *Hat0* em alumínio também mostrou-se instável e portanto apresentou, assim como o modelo *Hex3* em alumínio, resultados negativos para a absorção de energia, apresentando uma eficácia 27% inferior à do aço comum. Por outro lado, o modelo em HSLA mostrou um nível de energia absorvida 14% superior ao do aço comum e ambos apresentaram valores superiores ao do tubo quadrado sem janelas *Quad0* em aço comum.

Entretanto, como parâmetro negativo destaca-se a força de pico elevada para os modelos double-hat sem janelas *Hat0*. Semelhante ao já ocorrido para os modelos em aço na análise paramétrica de perfis, o modelo em HSLA mostrou uma força de pico 38% superior ao tubo quadrado sem janelas em aço.

A adição das janelas aos modelos double-hat reduziu de certo modo as elevadas forças de pico. O carregamento de pico para os modelos double-hat com janelas *Hat3* em aço comum e alumínio é respectivamente 24% e 23% menor ao modelo quadrado *Quad0* em aço comum.

Para os modelos double-hat *Hat3* o tubo em alumínio sofreu instabilidade após 4ms de simulação prejudicando o restante da avaliação. Entretanto, os modelos em aço comum e HSLA apresentaram um bom comportamento e tiveram uma energia absorvida semelhante ao do modelo *Quad0* em aço comum, e 26% superior no caso do tubo em aço de alta resistência.

Considerando o tubo double-hat com janelas o HSLA teve eficácia e energia específica respectivamente 39% e 26% superiores ao modelo em aço comum.

Ao se analisar os diferentes perfis simulados nota-se o comportamento instável do alumínio por gerar maiores deslocamento e fornecer uma menor rigidez ao modelo, fato que leva a possibilidade de desenvolvimento de maiores momentos fletores globais no modelo.

No entanto, nos absorvedores em que a estabilidade foi garantida, percebe-se uma boa capacidade do alumínio para absorção de energia, principalmente quando observada a energia específica absorvida.

Segundo a teoria, a eficácia de absorção é descrita pela equação 2.107. Uma vez que os modelos em alumínio apresentam o mesmo volume de material e uma elevada tensão de escoamento a tendência é que sua eficácia não seja tão elevada quanto os modelos em aço. A afirmação é corroborada pelos modelos estudados e pelos resultados apresentados no capítulo 5.

O efeito contrário ocorre para a absorção específica de energia, descrita pela equação 2.93. Devido à baixa densidade e consequente baixa massa de material, a energia absorvida por quilograma para o alumínio deve a ser elevada quando comparada com materiais mais pesados. De fato, os modelos estudados e mencionados anteriormente comprovaram este efeito.

O aço de alta resistência apresentou valores de absorção mais elevados para todos os casos simulados, assim como os tubos em HSLA mostraram-se estáveis quando sujeitos aos efeitos da flambagem progressiva.

Ainda, a eficácia de absorção para o aço de alta resistência se mostrou elevada. Este efeito pode ser gerado devido ao baixo alongamento das ligas de aço de alta resistência e ao elevado módulo de encruamento.

A tensão de escoamento elevada do HSLA favorece a estabilidade garantindo menores deformações plásticas, no entanto causa um aumento na força de pico inicial.

6.4 Considerações Gerais

Ao todo foram realizadas doze simulações para a análise paramétrica de perfis estruturais conforme capítulo 4 e dezoito modelos para a análise paramétricas materiais do capítulo 5.

As figuras 6.2 e 6.3 mostram respectivamente uma compilação da energia total absorvida e da absorção específica de energia de todos os modelos estudados na presente dissertação.

Segundo o que apresenta Jones (1989) em seu livro e como mostrado na figura 2.17, os absorvedores de impacto formado por tubos de parede fina apresentam uma absorção específica de energia de até $30J/kg$. Na figura 6.3, onde são mostrados os valores para os modelos simulados, observa-se que a energia específica (S_e) para os casos estudos está na faixa entre $10J/kg$ e $32J/kg$, exatamente dentro da faixa citada por Jones (1989).

Para a maior parte dos modelos, a inclusão de janelas e o aumento no valor da largura a da mesma reduziu os valores de energia absorvidos. Este efeito é percebido também para todos os materiais testados. Apenas o modelo *Quad3* mostrou uma melhora na absorção de energia em relação ao seu modelo de referência sem janelas a não ser para a simulação deste modelo em alumínio onde o modo simétrico ocorreu.

Figura 6.2 Energia absorvida (E_i) pelos modelos estudados.

Figura 6.3 Energia específica (S_e) absorvida pelos modelos estudados.

Figura 6.4 Eficácia de absorção (φ) para os modelos estudados.

Os modelos que desenvolveram o modo extensional mostraram uma boa capacidade de absorção de energia, no entanto um controle adequado para garantir a estabilidade do absorvedor se faz necessária. As simulações onde ocorreu o modo extensional mostraram-se sensíveis a pequenas variações na aplicação do carregamento e nos contatos com o modelo.

A inserção de janelas aos modelos double-hat mostraram-se interessante por apresentar uma menor força de pico aos modelos e manter um elevado nível de absorção de energia. No entanto, para os modelos em alumínio uma instabilidade significativa nos modelos foi desenvolvida.

Dentre os modelos estudados o absorvedor *Quad3* mostrou um comportamento sobre impacto adequado e principalmente fabricado em aço de alta resistência apresenta uma boa estabilidade à deformação. Seu nível de absorção de energia é superior ao encontrado no modelo quadrado sem janelas em aço comum e a força de pico inicial desenvolvida é 40% inferior.

A curva força versus deslocamento para o modelo *Quad3* em HSLA é mostrada na figura 6.5.

Nota-se que a força de pico desenvolvida pelo modelo *Quad3* em aço de alta resistência é próxima da força média de flambagem e a curva força versus deslocamento aproxima-se da formação de um quadrado maximizando a energia absorvida e minimizando os esforços gerados na estrutura.

Figura 6.5 Força versus deslocamento para os modelos *Quad0* em aço comum e *Quad3* em aço comum e HSLA.

A energia específica absorvida pelo modelo *Quad3* em HSLA é 35% superior ao modelo *Quad3* em aço comum e 39% maior que o modelo sem janelas em aço. Do mesmo modo, a eficácia de absorção é 49% superior ao modelo com janelas em aço e 60% acima da eficácia para o modelo *Quad0* em aço comum.

CAPÍTULO 7

Conclusão

Desde a década de 70 países europeus, asiáticos e americanos passaram a adotar medidas mais severas em suas legislações relativas a segurança veicular. A partir de então tais países passaram a verificar uma redução significativa no número de acidentes. Atualmente a Comissão Econômica pela Europa - ECE é o principal exemplo de órgão responsável pela organização de diferentes normas criadas e atua para países europeus e o Japão.

No entanto, no Brasil os índices de mortalidade no trânsito ainda são elevados quando comparados aos níveis atuais em países onde já há uma cultura e legislação relativas à segurança veicular bem desenvolvidas. Por outro lado, desde 2010 novos esforços vem sendo tomados como a atualização da legislação para abranger ensaios mais completos e a criação de um programa de avaliação de segurança independente para os veículos fabricados na América Latina.

A maior preocupação de governos e organizações levou a segurança a ser um tópico discutido na concepção de automóveis, na fabricação de estradas e rodovias e na educação dos condutores.

No âmbito automotivo a segurança veicular abrange uma série de fatores indo desde sensores instalados para a prevenção de acidentes até o projeto de estruturas com materiais especificamente desenvolvidos para atender critérios de impacto.

Para a avaliação do desempenho de veículos relativos a segurança aos ocupantes, testes homologatórios e consumeristas são realizados pelos governos e laboratórios. Em muitos testes os veículos são impactados em barreiras a altas velocidades, verificando o comportamento da estrutura sobre o efeito do choque e avaliando os mecanismos de proteção do ocupante, tais como cintos de segurança e airbag. A partir dos resultados o nível de proteção ao ocupante pode ser definido.

No projeto estrutural de um veículo diversos tipos de absorvedores de impacto são considerados e precisam ser desenvolvidos de modo a absorver a energia do choque e prevenir danos aos passageiros.

Este trabalho avaliou o comportamento de absorvedores de impacto estrutural formados por tubos de parede fina sobre a ação de um carregamento axial compressivo. Foram realizadas análises paramétricas de perfis estruturais e de materiais dos tubos selecionados.

Nas análises paramétricas de perfis estruturais três diferentes seções transversais foram consideradas: tubo quadrado; tubo hexagonal; tubo double-hat (tubo formado pela soldagem de dois perfis em "U"). Ainda, cada perfil foi simulado com a adição de janelas em suas faces planas, sendo considerado três tamanhos diferentes de janelas para cada seção transversal. Deste modo, na análise de perfis estruturais foram considerados ao todo doze modelos de absorvedores, sendo quatro para cada perfil.

Observou-se para todos os modelos analisados uma redução na força de pico inicial com a adição de janelas. Este efeito é explicado pela redução da área da seção transversal na região das janelas levando a estrutura a atingir a tensão de escoamento sobre a ação de um menor carregamento dando início a flambagem do tubo.

Dentre os modelos avaliados, observou-se que os modelos quadrados e double-hat com janelas apresentaram valores de absorção de energia e eficiência de absorção próximos aos valores dos tubos sem janelas. Este resultado mostra o potencial da aplicação de janelas a tubos quadrados e double-hat para aplicações comerciais tendo em vista que o mesmo nível de eficiência de absorção pode ser garantida com o desenvolvimento de uma força de pico menor.

Os modelos hexagonais com janelas se mostraram instáveis ocasionando níveis de absorção energética baixos. A redução da área lateral nos modelos hexagonais levou os absorvedores a sofrerem o modo de deformação extensional que não garantiu a estabilidade necessária após a formação das primeiras dobras.

A partir dos resultados da análise paramétrica de perfis estruturais, foram selecionados os absorvedores com resultados mais promissores para as análises paramétricas de material. Neste caso, considerou-se os modelos selecionados fabricados em aço comum (conforme análises primárias), em aço de alta resistência Docol 800 DL e em liga de alumínio estrutural 7068.

Para os modelos analisados, observou-se a elevação da força de pico com a utilização do aço de alta resistência. A maior tensão de escoamento acarreta na necessidade de maiores níveis de carregamento para o início da deformação e formação da primeira dobra.

Por outro lado o aço de alta resistência mostrou uma maior absorção de energia em comparação aos modelos em aço comum. Este resultado vai de acordo com o aumento na aplicação de HSLA nas carrocerias de veículos ao longo da última década.

O menor módulo de elasticidade levou os modelos em alumínio a desenvolverem a força de pico sobre maiores níveis de deformação. Ainda, as maiores deformações sofridas acarretaram na instabilidade para os modelos double-hat em alumínio.

Por outro lado, os modelos quadrados hexagonais e quadrados em alumínio mostraram energia específica de absorção maiores em relação aos demais modelos.

Após a realização das simulações e análises dos resultados mostra-se interessante estudos mais aprofundados para a aplicação de janelas aos modelos hexagonais. Os resultados do presente trabalho mostraram a instabilidade destes modelos levando-os ao colapso nos instantes finais. A verificação do histórico de deformação mostra uma baixa rigidez apresentada pela estrutura quando as janelas são adicionadas. Novas posições para as janelas ou a análise de modelos com espessuras diferentes pode levar a resultados melhores.

Embora o presente trabalho tenha focado a análise de perfis poligonais, em trabalhos futuros o comportamento de novas seções transversais sobre impacto axial podem ser averiguadas. Em aplicações comerciais diferentes tipo de perfis são aplicados conforme abordado brevemente no capítulo 3 e seus desempenhos a impacto já vem sendo estudados para tubos sem janelas.

Ainda, as análises paramétricas materiais podem ser desenvolvidas para novos materiais estudados e com frequente aplicação em projetos estruturais tais qual titânio, polímeros ou compósitos.

Finalmente, uma vez verificados todos os resultados simulados, dentre os modelos avaliados o tubo quadrado com janelas *Quad3* em aço de alta resistência mostrou os resultados mais promissores. Os níveis de absorção de energia e os valores de eficiências de absorção foram superiores ao modelo quadrado sem janelas em aço comum. Também, a curva força versus deslocamento, conforme discutido no capítulo 6, mostrou uma característica para maximização da energia absorvida, em que a força de pico inicial aproxima-se da força média desenvolvida no absorvedor.

De modo geral, o presente trabalho contribui com a análise do comportamento de absorvedores veiculares sobre impacto. A adição de janelas se mostrou como opção no desenvolvimento de modelos mais leves e com melhor eficiência de absorção de energia. Alguns dos tubos de parede fina estudados podem ser considerados no projeto de estruturas veiculares voltadas para a segurança, principalmente onde se tenha o objetivo de otimização da massa da carroceria. Os novos materiais avaliados apresentaram resultados positivos e com

o expansão no uso de materiais alternativos em automóveis tendem a ser cada vez mais aplicados comercialmente. Em resumo, com o presente trabalho foi possível apresentar modelos de absorvedores de impacto mais leves e que apresentam maior eficiência de absorção de energia.

Referências Bibliográficas

- Abramowicz, W. & Jones, N. (1984). Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, 2(2), 179–208.
- Advanced Metals International - AMI (2014). Datasheet 7068. http://www.smithsadvanced.com/downloads/7068_AMI.pdf.
- Alghandi, A. (2001). Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-Walled Structures*, (39), 189–213.
- Carhs (2014). *Safety Companion 2014* (1st ed.). Carhs.
- Cheng, Q., Altenhof, W., & Li, L. (2006). Experimental investigations on the crush behaviour of aa6061-t6 aluminum square tubes with different types of through-hole discontinuities. *Thin-Walled Structures*, (44), 441–454.
- Cunha, V. & Travassos, X. (2012). Brazil's new vehicle front impact safety standards - abnt nbr 15300-1 and abnt nbr 15300-2 or abnt nbr 15300-3: is the manufacturer choice the safest for the passenger? *International Journal of Automotive Technology*, 13(4), 623–628.
- Daneshi, G. & Hosseinipour, S. (2002). Elastic-plastic theory for initial buckling load of thin-walled grooved tubes under axial compression. *Journal of Materials Processing Technology*, (125), 826–832.
- Davis, S., Diegel, S., & Boundy, R. (2014). *Transportation Energy Data Book*, volume 33. Oak Ridge National Laboratory.
- Departamento Nacional de Infraestrutura e Transporte - DNIT (2014). Quadro 0101 2011. <http://www.dnit.gov.br/rodovias/operacoes-rodoviaras/estatisticas-de-acidentes/quadro-0101-numerodeacidentesporgravidade-anode2011.pdf/view>.
- du Bois, P., Chou, C., Fileta, B., Khalil, T., King, A., Mahmood, H., Mertz, H., & Wismans, J. (2004). *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection* (1st ed.). American Iron and Steel Institute - AISI.
- Faculdade de Arquitetura e Urbanismo - UFRJ (2014). Pilares - Modo de flambagem. <http://www.fau.ufrj.br/apostilas/mse/Colunas.htm>.

- FENABRAVE (2014). Emplacamentos. <http://www3.fenabrave.org.br:8082/plus/modulos/listas/index.php?tac=indices-e-numeros&idtipo=1&id=614&layout=indices-e-numeros>.
- Global NCAP (2014). NCAP Programmes. <http://www.globalncap.org/ncap-programmes/>.
- Han, H., Taheri, F., & Pegg, N. (2007). Quasi-static and dynamic crushing behaviors of aluminum and steel tubes with a cutout. *Thin-Walled Structures*, (45), 283–300.
- Jones, N. (1989). *Structural Impact* (1st ed.). Cambridge University Press.
- Jones, N. (2010). Energy-absorbing effectiveness factor. *International Journal of Impact Engineering*, (37), 754–765.
- Karagiozova, D. & Alves, M. (2004a). Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact - part i: Experimental and numerical observations. *International Journal of Solids and Structures*, (41), 1565–1580.
- Karagiozova, D. & Alves, M. (2004b). Transition from progressive buckling to global bending of circular shells under axial impact - part ii: Theoretical analysis. *International Journal of Solids and Structures*, (41), 1581–1604.
- Karagiozova, D. & Jones, N. (2008). On the mechanics of the global bending collapse of circular tubes under dynamic axial load: Dynamic buckling transition. *International Journal of Impact Engineering*, (35), 397–424.
- Latin NCAP (2014). Results. <http://www.latinncap.com/en/results/>.
- LSTC (2007). *LS-Dyna: Keyword User's Manual*, volume 1. Livermore Software Technology Corporation - LSTC.
- Lu, G., Han, Z., Lei, J., & Zhang, S. (2009). A study on the impact response of liquid-filled cylindrical shells. *Thin-Walled Structures*, (47), 1557–1566.
- Lu, G. & Yu, T. (2003). *Energy Absorption of Structures and Materials* (1st ed.). CRC Press.
- Ma, J. & You, Z. (2011). The origami crash box. In Yim, M. (Ed.), *Fifth International Meeting of Origami Science, Mathematics, and Education*, (pp. 277–289).
- Mamalis, A., Manolakos, D., Baldoukas, A., & Viegelaahn, G. (1991). Energy dissipation and associated failure modes when axially loading polygonal thin-walled cylinders. *Thin-Walled Structures*, (12), 17–34.
- Meng, Q., Al-Hassani, S., & Soden, P. (1983). Axial crushing of square tubes. *International Journal of Mechanical Sciences*, 25, 747–773.
- Najafi, A. & Rais-Rohani, M. (2011). Mechanics of axial plastic collapse in multi-cell, multi-corner crush tubes. *Thin-Walled Structures*, (49), 1–12.
- Organização Mundial da Saúde - OMS (2012). Road safety. http://www.who.int/gho/road_safety/en/index.html.

- SAAB (2014). Datasheet: Docol DP/DL - Cold reduced dual phase steels. http://www.ssab.com/Global/DOCOL/datasheets_docol/en/201_Docol%20DP%20DL.pdf.
- Seiffert, U. & Wech, L. (2007). *Automotive Safety Handbook* (2nd ed.). Society of Automotive Engineers - SAE.
- Song, J., Chen, Y., & Lu, G. (2013). Light-weight thin-walled structures with patterned windows under axial crushing. *International Journal of Impact Engineering*, (66), 239–248.
- Wierzbicki, T. & Abramowicz, W. (1983). On the crushing mechanics of thin-walled structures. *Journal of Applied Mechanics*, 50, 727–734.
- Zhang, X. & Huh, H. (2009). Energy absorption of longitudinally grooved square tubes under axial compression. *Thin-Walled Structures*, (47), 1469–1477.