



DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE ABSORVEDORES DE  
ENERGIA DE SEÇÃO QUADRADA  
SOLICITADOS POR ESMAGAMENTO AXIAL:  
ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA**

José Carlos de Souza Teles

Brasília, Julho de 2018

**UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA**

FACULDADE DE TECNOLOGIA

UNIVERSIDADE DE BRASÍLIA  
Faculdade de Tecnologia

DISSERTAÇÃO DE MESTRADO

**ESTUDO DO DESEMPENHO DE ABSORVEDORES DE  
ENERGIA DE SEÇÃO QUADRADA  
SOLICITADOS POR ESMAGAMENTO AXIAL:  
ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA**

**José Carlos de Souza Teles**

*Dissertação submetida ao Departamento de Engenharia Mecânica  
da Faculdade de Tecnologia da Universidade de Brasília como requisito parcial  
para obtenção do grau de Mestre Engenheiro em Sistemas Mecatrônicos.*

Banca Examinadora

Profa. Dra. Rita de Cássia Silva,  
PPMEC/UnB  
*Orientador*

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Alessandro Borges de Sousa Oliveira  
*Coorientador*

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Rodrigo Arbey Muñoz Meneses,  
PPMEC/UnB  
*Examinador interno*

\_\_\_\_\_

Prof. Dr. Cristian Vendittozzi, FGa/UnB  
*Examinador externo*

\_\_\_\_\_

## FICHA CATALOGRÁFICA

TELES, JOSÉ CARLOS DE SOUZA

ESTUDO DO DESEMPENHO DE ABSORVEDORES DE ENERGIA DE SEÇÃO QUADRADA SOLICITADOS POR ESMAGAMENTO AXIAL: ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA

[Distrito Federal] 2018.

xii, 105 p., 210 x 297 mm (ENM/FT/UnB, Mestre, Sistemas Mecatrônicos, 2018).

Dissertação de Mestrado - Universidade de Brasília. Faculdade de Tecnologia.

Departamento de Engenharia Mecânica.

- |                          |                           |
|--------------------------|---------------------------|
| 1. Absorvedor de Energia | 2. Esmagamento axial      |
| 3. Deformação            | 4. Distribuição de Tensão |
| 5. Flambagem             |                           |
| I. ENM/FT/UnB            | II. Título (série)        |

## REFERÊNCIA BIBLIOGRÁFICA

TELES, J. C. S. (2018). ESTUDO DO DESEMPENHO DE ABSORVEDORES DE ENERGIA DE SEÇÃO QUADRADA SOLICITADOS POR ESMAGAMENTO AXIAL: ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA, Dissertação de Mestrado em Sistemas Mecatrônicos, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Tecnologia, Universidade de Brasília, Brasília, DF, 105 p.

## CESSÃO DE DIREITOS

AUTOR: José Carlos de Souza Teles

TÍTULO: ESTUDO DO DESEMPENHO DE ABSORVEDORES DE ENERGIA DE SEÇÃO QUADRADA SOLICITADOS POR ESMAGAMENTO AXIAL: ANÁLISE EXPERIMENTAL E NUMÉRICA.

GRAU: Mestre ANO: 2018

É concedida à Universidade de Brasília permissão para reproduzir cópias desta dissertação e para emprestar ou vender tais cópias somente para propósitos acadêmicos e científicos. O autor reserva outros direitos de publicação e nenhuma parte desse trabalho de conclusão de curso pode ser reproduzida sem autorização por escrito do autor.

---

José Carlos de Souza Teles

Endereço: Setor Leste Projeção A

Bairro: Gama Leste

CEP 72444-240 - Brasília - DF - Brasil

## **Dedicatória**

*Dedico este trabalho à minha família.*

*José Carlos de Souza Teles*



## Agradecimentos

*Agradeço primeiramente a Deus pelas oportunidades concedidas e pela capacidade de aproveitá-las.*

*À minha família pelas condições, apoio e compreensão durante meus estudos.*

*A todos os meus professores, desde o primário até o mestrado.*

*Ao professor Alessandro Borges de Sousa Oliveira e à professora Rita de Cássia Silva pela oportunidade em participar do mestrado. À professora Rita pela compreensão e persistência ao longo do desenvolvimento do trabalho. Agradeço ambos os professores pela orientação deste mestrado, que sem dúvidas contribuiu para meu crescimento profissional e pessoal.*

*Aos técnicos de laboratório da UnB Jackson Paz, Danilo Oliveira e José Henrique Oliveira que me ajudaram na parte experimental.*

*Aos colegas de mestrado e de profissão, Luciano de Paula Rodrigues e Paulo Marques pelas ajudas ao longo de todo o mestrado, desde a época das disciplinas até a execução das atividades da pesquisa.*

*Agradeço também à Universidade de Brasília pelo crescimento profissional e pessoal adquirido e todas as oportunidades vividas ao longo do mestrado e também da graduação. Por fim agradeço ao DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito) pela ajuda financeira para o desenvolvimento deste trabalho.*

*José Carlos de Souza Teles*

---

## RESUMO

A busca por veículos seguros é uma necessidade atual dado o grande número de colisões veiculares, conforme mostrado por estatísticas de trânsito. Para o desenvolvimento de veículos mais seguros é necessário o entendimento do esmagamento axial de seus componentes estruturais durante colisões, pois a deformação de tais componentes absorve grande parte da energia cinética. Neste sentido, este trabalho apresenta um estudo acerca do esmagamento axial de tubos de seção quadrada usados como absorvedores de energia. Esses tubos constituem geometrias representativas do *crash box*, um absorvedor de energia posicionado entre o para-choque e as longarinas de muitos modelos de veículos. Para o desenvolvimento do trabalho, a influência de três parâmetros foi estudada: material da composição do absorvedor (alumínio e aço), espessura da parede e presença de furos laterais circulares nas paredes dos absorvedores. Os estudos foram realizados por meio de ensaios de esmagamento em baixa velocidade (solicitação quase-estática) e simulações numéricas foram executadas com o objetivo de analisar os modos de flambagem e a distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia. Indicadores de desempenho foram estabelecidos e comparados com a finalidade de identificar os absorvedores mais eficientes. Verificou-se que a espessura da parede e o material influenciam significativamente os indicadores de desempenho estudados. Sobre a influência dos furos laterais, foi constatado que esses constituem concentradores de tensão e estabelecem um padrão de distribuição da tensão ao longo das paredes dos tubos, o que altera o processo de deformação dos absorvedores de energia e conseqüentemente influencia os indicadores de desempenho analisados. Em relação ao indicador de desempenho energia absorvida, verificou-se um aumento de 28% para os absorvedores fabricados em aço e de 67% para os absorvedores fabricados em alumínio quando a espessura da parede foi aumentada. Sobre o estudo da presença de furos, foi verificado um aumento de 15% da energia específica para o caso do aço e 9% para o alumínio quando o absorvedor de melhor desempenho foi comparado ao absorvedor sem furos laterais. Como inovação em relação aos trabalhos apresentados pela literatura estudada, apresenta-se o estudo da presença de várias camadas de furos laterais e o uso de simulações numéricas de distribuição de tensão como forma de entendimento do esmagamento axial de absorvedores de seção quadrada.

**Palavras Chaves:** Absorvedor de Energia. Esmagamento Axial. Deformação. Distribuição de Tensão. Flambagem.

---

## ABSTRACT

The search for safe vehicles is essential nowadays due to the large number of car crashes, as can be noted by the traffic statistics. In order to design safer vehicles, it is necessary the understainment on how the structural components of the car behaves under axial crushing, since its deformation absorbes a large percentage of the kinetic energy. In this sense, this work presents a study on the axial crushing of square tubes used as energy absorbers. These tubes are representatives of crash box, which is an energy absorber placed between the bumper and the side members of many vehicles. In order to develop this work, three parameters were studied: material used on the absorber (aluminium and steel), wall thickness and the presence of circular holes on the tubes' walls. The studies were conducted by means of low-speed crushing testes (quasi-static solicitation) and numerical simulations were conducted in order to analysis the buckling modes and the stress distribution along the absorbers' walls. Performance indicators were stablished and compared for the purpose of finding the most efficient absorbers. It was found that the tube's wall thickness and its material have a great influence on the performance indicators. Concerning to the influence of the lateral holes, it was verified that the holes work as stress concentrators and induce a pattern for the stress distribution along the tubes' walls. This pattern changes the way the energy absorber deformats, and the performance indicators also change as a consequence. Concerning to the Absoved Energy, an increase of 28% was verified in the absorbers made with steel and 67% for the absorbers made with aluminum when the wall thickness was increased. About the study related to the presence of lateral holes, it was verified an increase of 15% for steel and 9% for aluminum when the best absorber was compared to its equivalent with no holes. As innovation, this work provides a study concernig to the presence of various layers of lateral holes and the use of numerical simulations to promote a better understanding about the crhusing behavior of tubes used as energy absorbers.

**Keywords:** Energy Absorber. Axial Crushing. Deformation. Stress Distribution. Buckling.

# SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>Introdução</b> .....	<b>1</b>
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO.....	1
1.2	OBJETIVOS .....	4
1.3	ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO.....	4
<b>2</b>	<b>Revisão Bibliográfica</b> .....	<b>5</b>
2.1	ABSORVEDORES DE ENERGIA.....	5
2.2	ESMAGAMENTO AXIAL DE ABSORVEDORES DE ENERGIA TUBULARES COM SEÇÃO TRANSVERSAL QUADRADA.....	7
<b>3</b>	<b>Análises Experimentais</b> .....	<b>17</b>
3.1	INTRODUÇÃO.....	17
3.2	METODOLOGIA .....	23
3.2.1	DESCRIÇÃO DOS ENSAIOS .....	23
3.2.2	CONFECÇÃO DOS ABSORVEDORES DE ENERGIA .....	26
3.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	29
3.3.1	ENSAIOS REALIZADOS EM ABSORVEDORES DE ENERGIA SEM FUROS LATERAIS .	30
3.3.2	ENSAIOS REALIZADOS EM ABSORVEDORES DE ENERGIA FABRICADOS EM AÇO COM FUROS LATERAIS.....	37
3.3.3	ENSAIOS REALIZADOS EM ABSORVEDORES DE ENERGIA FABRICADOS EM ALU- MÍNIO COM FUROS LATERAIS.....	42
3.3.4	ANÁLISE COMPARATIVA DOS MATERIAIS UTILIZADOS - ABSORVEDORES COM FUROS LATERAIS .....	45
3.4	CONCLUSÕES DO CAPÍTULO 3.....	46
<b>4</b>	<b>Análises Numéricas - Modos de Flambagem e Distribuição de tensão</b> .....	<b>48</b>
4.1	INTRODUÇÃO.....	48
4.2	METODOLOGIA .....	49
4.3	RESULTADOS E DISCUSSÕES .....	53
4.3.1	ABSORVEDORES FABRICADOS EM AÇO.....	54
4.3.2	ABSORVEDORES FABRICADOS EM ALUMÍNIO .....	69
4.4	CONCLUSÕES DO CAPÍTULO 4.....	78

<b>5</b>	<b>Conclusões e Trabalhos Futuros .....</b>	<b>79</b>
5.1	CONCLUSÕES .....	79
5.2	TRABALHOS FUTUROS.....	83
	<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....</b>	<b>84</b>

# LISTA DE FIGURAS

1.1	Principais causa de mortes no mundo no ano de 2016. Dados obtidos de World Health Organization (2018a).....	1
1.2	Taxa de mortalidade no trânsito no ano de 2013. Adaptado de: World Health Organization (2018b). .....	2
1.3	Número de acidentes e mortes em rodovias federais brasileiras no período de 2010 a 2016. Adaptado de Ministério dos Transportes, Portos e Aviação Civil (2017). .....	2
1.4	Crash box e alma do para-choque dianteiro do veículo Volkswagen Fox modelo 2015. Adaptado de SONDECARAUTOPECAS (2018).....	3
2.1	Três fases do colapso de uma coluna sujeita a um carregamento axial. Adaptado de Abramowicz e Jones (1997). .....	8
2.2	Posicionamento da deformação plástica localizada de uma coluna sujeita a um carregamento axial <b>P</b> . Adaptado de Abramowicz e Jones (1997). .....	8
2.3	Fase inicial do colapso de um tubo de seção quadrada com $C/t \approx 38$ . Fonte: Abramowicz e Jones (1997).....	10
2.4	Mapa de deformação de colunas de seção quadrada submetidas a um carregamento axial quase estático. Legenda: — Eq. 2.6, $\square$ Flambagem Progressiva, $\circ$ Flexão Global. Adaptado de Abramowicz e Jones (1997).....	10
2.5	Elementos básicos de colapso: (a) Tipo I e (b) Tipo II. Fonte: Abramowicz e Jones (1984). .....	11
2.6	Modo simétrico de deformação: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).....	12
2.7	Modo assimétrico misto de deformação tipo A: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).....	13
2.8	Modo assimétrico misto de deformação tipo B: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).....	13
2.9	Relação da curva FxD com a formação das dobras em um processo de flambagem progressiva. Adaptado de Paik, Chung e Chun (1996).....	16
2.10	Curva da força axial em função do deslocamento para um absorvedor de seção quadrada. Adaptado de DiPaolo e Tom (2006). .....	16
3.1	Chapas de fixação do absorvedor de energia utilizadas nos trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) e DiPaolo e Tom (2006). Fonte: DiPaolo e Tom (2006)..	18

3.2	Dimensões e localização dos gatilhos utilizados nos trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronskey (2000) e DiPaolo e Tom (2006). Fonte: Adaptado de (DIPAOLLO; TOM, 2006) .....	19
3.3	Três diferentes mecanismos de colapso: (a) flambagem progressiva, (b) inversão e (c) <i>splitting</i> . Adaptado de Reid (1993).....	21
3.4	Absorvedores ensaiados por Mamalis et al. (2009): (a) AE sem furos, (b) AE com furos na metade do comprimento, (c) AE com furos posicionados em 1/4 do comprimento, (d) AE com furos posicionados em 10 mm ou 7,5 mm (para os AEs om furos de 5 mm de diâmetro) da extremidade superior e (e) AE com 3 furos posicionados nas distâncias anteriores. Fonte: Mamalis et al. (2009).....	22
3.5	Fixação do absorvedor de energia: (a) vista isométrica, (b) vista explodida e (c) identificação das peças .....	24
3.6	Detalhes da adequação da máquina de ensaios: (a) montagem do conjunto, (b) parte superior, (c) parte inferior e (d) adaptador com rosca .....	25
3.7	Dimensões do absorvedor de energia (dimensões em mm) .....	26
3.8	Tipos de absorvedores de energia com furos laterais : (a) tipo A, (b) tipo B, (c) tipo C, (d) tipo D, (e) tipo E, (f) tipo F (dimensões em mm).....	27
3.9	Comparativo entre os ensaios dos AEs de aço sem furos: efeito da variação da espessura da parede da seção transversal. (a) Força axial em função do deslocamento axial, (b) absorvedor AC_16_0 e (c) absorvedor AC_18_0. ....	31
3.10	Comparativo entre os ensaios dos AEs de alumínio sem furos: efeito da variação da espessura da parede da seção transversal. (a) Força axial em função do deslocamento axial, (b) absorvedor AL_14_0 e (c) absorvedor AL_16_0. ....	32
3.11	Comprimento do lóbulo teórico em função da espessura da parede do absorvedor. ...	32
3.12	Comparativo entre as curvas de força axial em função do deslocamento para os absorvedores de energia fabricados em aço e alumínio. ....	34
3.13	Exemplo de escolha dos extremos dos segmentos para análise por intervalos da curva FxD - ensaio AC_16_0 .....	37
3.14	Absorvedores de energia fabricados em aço com furos após ensaios de esmagamento. ....	38
3.15	Efeito da variação da distância entre furos na curva FxD dos absorvedores fabricados em aço: (a) AEs com furos de 8 mm de diâmetro, (b) AEs com furos de 12 mm de diâmetro .....	41
3.16	Efeito da variação do diâmetro dos furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em aço: (a) AEs tipo A, (b) AEs tipo B e (c) AEs tipo C. ....	41
3.17	Comportamento da curva FxD para AEs perfurados nas 4 paredes e AEs perfurados em apenas duas paredes opostas: (a) tipo A e tipo D, (b) tipo B e tipo E (c) tipo C e tipo F .....	42
3.18	Absorvedores de energia fabricados em alumínio com furos após ensaios de esmagamento. ....	43
3.19	Efeito da variação da distância entre furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em alumínio: (a) AEs com furos de 8 mm , (b) AEs com furos de 12 mm. ....	44

3.20	Efeito da variação do diâmetro dos furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em alumínio: (a) AEs tipo A, (b) AEs tipo B e (c) AEs tipo C .....	45
3.21	Gráfico comparativo dos valores obtidos para a energia absorvida específica .....	45
4.1	Modelos de plasticidade utilizados nas simulações: (a) modelo adotado para o aço e (b) modelo adotado para o alumínio. ....	50
4.2	Imperfeição na forma de onda senoidal introduzida nas geometrias usadas nas simulações ( $e = 0,05mm$ ) .....	51
4.3	Detalhes da malha adotada: (a) malha de um AE sem furos (AC_16_0), (b) malha de um AE com furos (AC_16_A_8), (c) discretização do vértice de um AE de aço, (d) discretização do vértice de um AE de alumínio e (e) refinamento da região de um furo de 8 mm de diâmetro.....	51
4.4	Detalhes das condições de contorno: (a) restrição de todos os graus de liberdade na extremidade superior, (b) restrição dos deslocamentos laterais na porção inferior e (c) região de aplicação da força de compressão na base da geometria .....	52
4.5	Esquemático das simulações de flambagem .....	53
4.6	Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor de aço sem furos (a).....	54
4.7	Primeiros dez modos de flambagem obtidos para o absorvedor de aço sem furos (AC_16_0).....	55
4.8	Primeiro modo de flambagem obtido para cada AE de aço simulado. ....	56
4.9	Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.8 .....	57
4.10	Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor AC_16_A_8 (a).....	58
4.11	Comparativo entre os valores obtidos experimentalmente para a força de pico e o carregamento crítico obtido no primeiro modo de flambagem para absorvedores fabricados em aço.....	60
4.12	Distribuição de tensão nos AEs fabricados em aço .....	61
4.13	Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.12 .....	62
4.14	Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_0. ....	63
4.15	Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_A_8. ....	64
4.16	Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_A_12.....	64
4.17	Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_B_8. ....	65



4.18 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_B_12. ....	65
4.19 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_C_8. ....	66
4.20 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_C_12. ....	66
4.21 Processo de formação de lóbulos (a) a (e) e distribuição de tensão ao longo das paredes (f) - Absorvedor AC_16_B_12. ....	67
4.22 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_D_12. ....	68
4.23 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_E_12, melhor desempenho experimental. ....	68
4.24 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC_16_F_12. ....	69
4.25 Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor AL_14_0. ....	70
4.26 Primeiros 10 modos de flambagem obtidos para o absorvedor AL_14_0. ....	70
4.27 Primeiro modo de flambagem obtido para cada AE de alumínio simulado. ....	71
4.28 Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.27. ....	72
4.29 Comparativo entre os valores obtidos experimentalmente para a força de pico e o carregamento crítico obtido no primeiro modo de flambagem para absorvedores fabricados em alumínio. ....	73
4.30 Distribuição de tensão nos CPs fabricados em alumínio. ....	74
4.31 Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.30. ....	74
4.32 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL_14_0. ....	75
4.33 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL_14_A_8. ....	75
4.34 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL_14_A_12. ....	76
4.35 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL_14_B_8. ....	76
4.36 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL_14_B_12. ....	76

- 4.37 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_C\_8. 77
- 4.38 Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_C\_12. .... 77
- 4.39 Formação simultânea de dois lóbulos em um AE de alumínio - Absorvedor AL\_14\_B\_12. 78

# LISTA DE TABELAS

3.1	Especificação dos absorvedores de energia ensaiados .....	29
3.2	Resultados experimentais obtidos .....	30
3.3	Efeito da variação da espessura da parede nos indicadores de desempenho estudados - AEs sem furos laterais.....	33
3.4	Efeito da variação do material nos indicadores de desempenho estudados - absorvedor AC_16_0 (referência) versus absorvedor AL_16_0 .....	35
3.5	Análise por segmentos da curva FxD - absorvedores de energia sem furos laterais....	36
3.6	Indicadores de desempenho em ordem decrescente - absorvedores de energia fabricados em aço.....	39
3.7	Indicadores de desempenho em ordem decrescente - absorvedores de energia fabricados em alumínio.....	44
4.1	Propriedades mecânicas utilizadas nas simulações .....	49
4.2	Valores utilizados nos modelos de plasticidade dos materiais .....	50
4.3	Valores de força e tempo de aplicação de carregamento adotados nas simulações .....	53
4.4	Valores de carregamento crítico para os absorvedores de aço. Valores em kN.....	59
4.5	Valores de carregamento crítico para os absorvedores de alumínio. Valores em kN..	73



# LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Área da seção transversal de um absorvedor de energia
$b$	Raio do toróide formado nas dobras do tubo
$C$	Largura da seção transversal de um absorvedor de energia com seção quadrada
$D$	Deslocamento máximo obtido do esmagamento de um absorvedor de energia
$E$	Módulo de elasticidade
$e$	Amplitude da imperfeição inserida na parede dos absorvedores para simulações
$E_a$	Energia absorvida
$E_1$	Energia absorvida por um elemento básico de colapso do tipo I
$E_2$	Energia absorvida por um elemento básico de colapso do tipo II
$F_{max}$	Força de pico
$F_{med}$	Força média
$F_s$	Força axial aplicada nas simulações
$F_{yt}$	Força teórica necessária para causar deformação plástica na seção transversal do absorvedor de energia
$FxD$	Força axial em função do deslocamento axial
$H$	Metade da altura inicial de um elemento básico de colapso do absorvedor de seção quadrada
$I_1$	Integral usada na Eq. 2.7
$I_3$	Integral usada na Eq. 2.7
$L$	Comprimento de um absorvedor de energia
$LR$	Razão de carregamento
$M$	Momento fletor atuante na seção transversal do absorvedor de energia
$m$	Massa do absorvedor de energia
$M_0$	Momento fletor por unidade de comprimento
$P(x)$	Força axial aplicada em um absorvedor de energia na direção $x$
$P_m$	Força média teórica
$\bar{P}_m$	Força média teórica corrigida pela distância efetiva de esmagamento
$P_u$	Força última. Equivalente à força de pico
$R$	Raio do vértice da seção transversal de um absorvedor de energia com seção quadrada
$SEA$	Energia absorvida específica
$t$	Espessura da parede do absorvedor de energia
$W_0$	Deslocamento lateral da parte central de uma coluna

$\gamma$	Densidade
$\delta_1$	Distância efetiva de esmagamento para um elemento básico de colapso do tipo I
$\delta_2$	Distância efetiva de esmagamento para um elemento básico de colapso do tipo II
$\varepsilon_v^p$	Deformação plástica verdadeira
$\eta$	Efetividade Estrutural
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\sigma_0$	Tensão de escoamento do material
$\sigma_c$	Tensão característica do material
$\sigma_v$	Tensão verdadeira
$\xi$	Mudança no ponto de aplicação do carregamento axial na extremidade o absorvedor de energia durante o esmagamento

# LISTA DE SIGLAS

AE	Absorvedor de energia
AISI	<i>American Iron and Steel Institute</i>
ASTM	<i>American Society for Testing and Materials</i>
CFRP	<i>Carbon Fiber Reinforced Polymer</i>
GFRP	<i>Glass Fiber Reinforced Polymer</i>
MEF	Método dos Elementos Finitos
OMS	Organização Mundial da Saúde
PET	<i>Polyethylene Terephthalate</i>

# Capítulo 1

## Introdução

### 1.1 Contextualização

Os veículos automotores constituem um meio de transporte largamente utilizado pela sociedade contemporânea. Medidas relacionadas à segurança veicular são importantes para a preservação da integridade dos ocupantes dos veículos haja vista o grande número de acidentes que acontecem diariamente. Dados da Organização Mundial da Saúde (WORLD HEALTH ORGANIZATION, 2018a) mostram que no ano de 2016 os acidentes de trânsito representaram a oitava maior causa de mortes no mundo, sendo a única causa não relacionada a doenças entre as 10 principais causas daquele ano, conforme mostrado na Fig. 1.1. Ainda de acordo com a Organização Mundial da Saúde (OMS) os acidentes de trânsito foram responsáveis por cerca de 2,5% do total de mortes mundiais no ano de 2016.

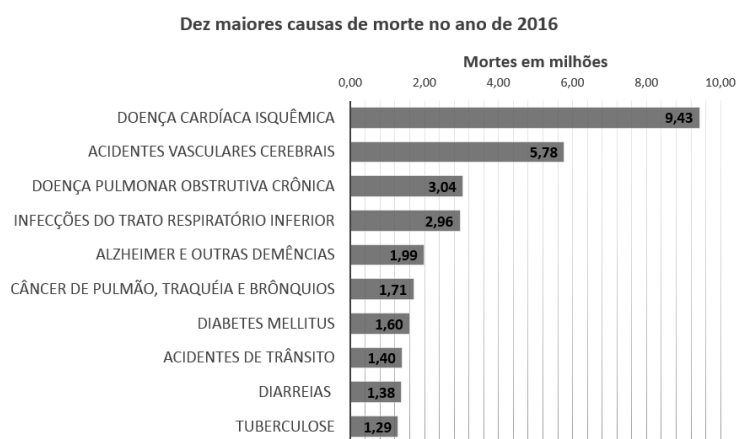


Figura 1.1: Principais causa de mortes no mundo no ano de 2016. Dados obtidos de World Health Organization (2018a).

Sobre o posicionamento do Brasil em relação aos demais países no que concerne a fatalidades no trânsito, dados da OMS mostram que o Brasil apresenta altas taxas de mortes ocasionadas por acidentes de trânsito quando comparado a países desenvolvidos como Estados Unidos, Canadá e



Alemanha. Isso foi constatado para o ano de 2013, quando o Brasil apresentou uma taxa de 23,4 mortes para cada cem mil habitantes, valor bem superior às taxas apresentadas pela da Alemanha (4,3), Canadá (6,0) e Estados Unidos (10,6), conforme apresentado em World Health Organization (2018b). Um mapa da taxa de mortalidade por países no ano de 2013 é mostrado na Fig. 1.2.

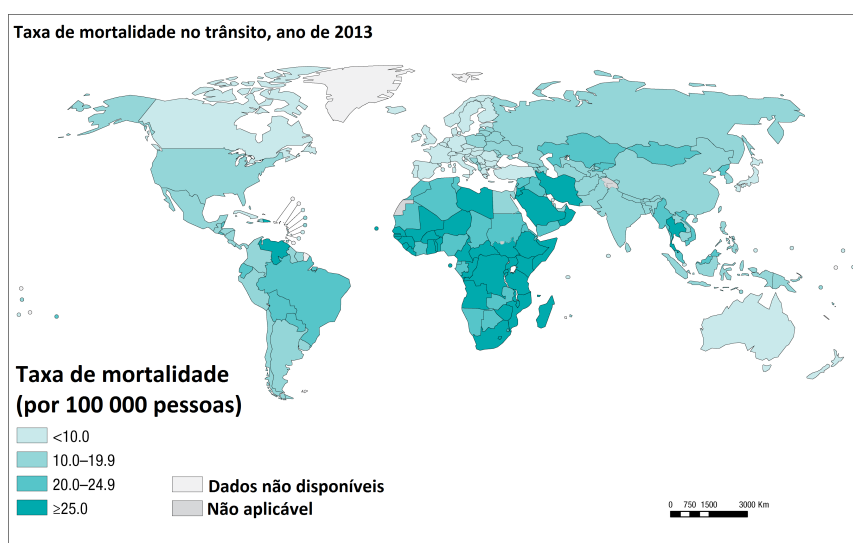


Figura 1.2: Taxa de mortalidade no trânsito no ano de 2013. Adaptado de: World Health Organization (2018b).

A Fig. 1.3 apresenta os números de acidentes e de mortes em rodovias federais brasileiras que foram registradas no período de 2010 a 2016. Verifica-se que o número de acidentes rodoviários, bem como as mortes decorrentes de tais acidentes sofreu diminuição no período mostrado, porém os valores verificados no ano de 2016 continuam altos, o que evidencia a necessidade de veículos mais seguros.

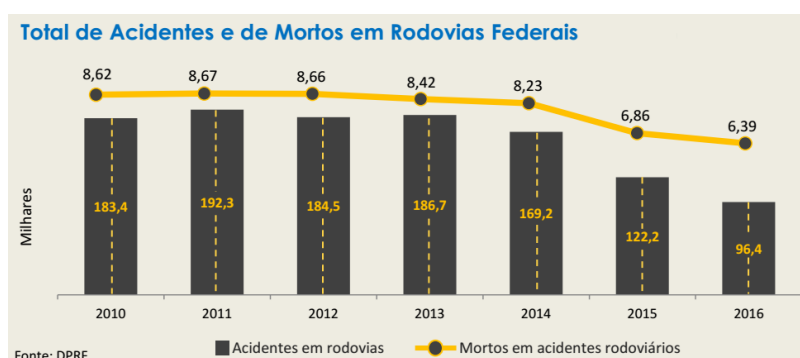


Figura 1.3: Número de acidentes e mortes em rodovias federais brasileiras no período de 2010 a 2016. Adaptado de Ministério dos Transportes, Portos e Aviação Civil (2017).

Para o desenvolvimento de veículos mais seguros, se faz necessária a compreensão dos fenômenos de esmagamento de seus componentes estruturais durante colisões, uma vez que a deformação de tais componentes constitui uma forma de absorção da energia cinética liberada durante a co-

lisão. Um componente largamente estudado devido seu papel na absorção de energia em colisões automotivas é o *crash box*. Esse componente estrutural trata-se de um absorvedor de energia posicionado entre o para-choques do veículo e suas longarinas, conforme mostrado na Fig. 1.4.

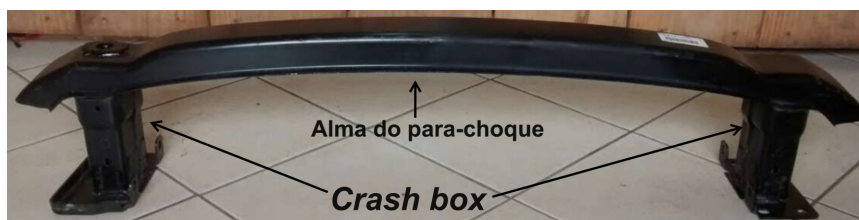


Figura 1.4: Crash box e alma do para-choque dianteiro do veículo Volkswagen Fox modelo 2015. Adaptado de SONDECARAUTOPECAS (2018).

O *crash box* absorve uma grande quantidade de energia cinética durante a colisão por meio de sua deformação, a qual diminui a aceleração sentida pelos ocupantes durante uma colisão. De acordo com Proteste (2012) o *crash box* é um absorvedor fabricado em aço ou alumínio que pode absorver até 90% da energia sem deformar as longarinas, por isso um projeto eficiente de tal componente é muito importante para a obtenção de veículos mais seguros.

Em relação ao processo de conversão de energia, a dissipação da energia cinética por meio de deformação plástica depende dentre outros fatores da magnitude e método de aplicação da solicitação, taxa de transmissão, padrão de deformação ou deslocamento e propriedades dos materiais (JOHNSON, 1978 apud ALGHAMDI, 2001). Seguindo essa mesma abordagem, Xue (2003) afirma que existem duas maneiras de melhorar o desempenho de estruturas que absorvem energia cinética por meio de deformação. A primeira, e mais usada, refere-se ao projeto da geometria do absorvedor de modo que este se deforme de uma maneira desejada e absorva o máximo de energia possível. O segundo método que pode ser usado para melhorar um absorvedor é o uso de materiais de alta resistência, o que por vezes apresenta alto custo.

De acordo com Desai e Kadam (2016) o projeto de um *crash box* deve atender os seguintes requisitos: a força de pico precisa ser baixa de modo que a força transmitida para a estrutura do veículo seja minimizada, a energia absorvida pela deformação precisa ser alta e a massa do *crash box* precisa ser pequena devido sua influência no peso do veículo.

Com base nas informações acima apresentadas, verifica-se a necessidade do desenvolvimento de veículos mais seguros e o componente *crash box* merece uma atenção especial devido sua importância na absorção de energia durante uma colisão veicular. Nesse sentido, o presente trabalho mostra investigações acerca do desempenho de tubos de parede fina com seção quadrada utilizados como absorvedores de energia. Para tal, foram analisados absorvedores de energia fabricados em dois tipos de metais: alumínio e aço. Variações na espessura da parede também foram estudadas para os dois materiais, e o efeito da presença de furos transversais nos absorvedores foram analisados.

Para o desenvolvimento do presente trabalho, ensaios de esmagamento em baixa velocidade (solicitação quase-estática) foram conduzidos em geometrias representativas de *crash boxes* e si-

mulações numéricas foram executadas com o intuito de promover um entendimento do fenômeno estudado. Em relação ao uso de geometrias representativas do *crash box*, de acordo com Xue (2003) ensaios de componentes em escala são extensivamente conduzidos, para as mais variadas aplicações, sendo empregados em diversos segmentos: de fabricantes automotivos a laboratórios acadêmicos, de fabricantes de navios a projetistas de aeronaves e os corpos de prova mais utilizados são colunas prismáticas.

## 1.2 Objetivos

O objetivo geral deste trabalho é estudar o desempenho de tubos de seção quadrada utilizados como absorvedores de energia. Para tal, os seguintes objetivos específicos foram estabelecidos:

1. Analisar o efeito da variação da espessura da parede do absorvedor;
2. Analisar o efeito da alteração do material;
3. Analisar a influência da presença de furos laterais nas paredes dos absorvedores de energia.

## 1.3 Organização do documento

O presente documento é dividido em cinco capítulos. O Capítulo 1 mostra uma contextualização do trabalho, onde são apresentadas as motivações do mesmo, bem como os objetivos e a apresentação da dissertação.

O Capítulo 2 mostra a parte principal da revisão bibliográfica. Nele são apresentados os principais conceitos sobre absorvedores de energia, os quais são essenciais para o entendimento dos capítulos seguintes. Convém citar aqui que parte da revisão bibliográfica é mostrada na introdução dos Capítulos 3 e 4, onde são mostrados trabalhos similares que serviram de inspiração para o desenvolvimento daqueles capítulos.

As análises experimentais são apresentadas no Cap. 3. Além dos trabalhos similares apresentados no item 3.1, tal capítulo mostra a metodologia utilizada para a execução de ensaios mecânicos (seção 3.2), os resultados obtidos e discussões (seção 3.3), bem como uma breve conclusão ao final do capítulo (seção 3.4).

O Capítulo 4 mostra as análises numéricas desenvolvidas com o objetivo de investigar o esmagamento dos absorvedores perfurados lateralmente. Para tal, o referido capítulo apresenta simulações de flambagem cujas principais saídas foram os modos de flambagem com seus respectivos carregamentos críticos e também a distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores. A estrutura do Cap. 4 é mesma apresentada para o Cap. 3: Introdução (seção 4.1), Metodologia (seção 4.2), Resultados e discussões (seção 4.3) e Conclusão (seção 4.4).

Ao final do trabalho, são apresentadas as conclusões e trabalhos futuros (Cap. 5) e em seguida as referências bibliográficas são mostradas.

# Capítulo 2

## Revisão Bibliográfica

### 2.1 Absorvedores de Energia

Os absorvedores de energia (AEs) são sistemas que convertem parcialmente ou totalmente energia cinética em outra forma de energia. Tal conversão de energia pode ser reversível ou irreversível (ALGHAMDI, 2001).

De acordo com Olabi, Morris e Hashmi (2007) os absorvedores de energia idealmente atuam de uma maneira irreversível. Os referidos pesquisadores citaram algumas formas de absorção de energia de forma irreversível, tais como deformação plástica, energia dissipada por fricção ou por fratura. O trabalho de tais autores afirma que os tubos de seção circular e quadrada são os elementos estruturais mais comumente utilizados em aplicações de absorção de energia devido à sua disponibilidade e facilidade de fabricação. Ainda de acordo com Olabi, Morris e Hashmi (2007), os tubos podem dissipar energia de forma elástica ou inelástica através de diferentes modos de deformação, como por exemplo compressão lateral e esmagamento axial.

Absorvedores de energia são largamente utilizados pela indústria automotiva com o objetivo de preservar os ocupantes dos veículos em casos de colisões ou diminuir o dano causado a eles. Grande parte dos veículos utilizam algum dispositivo entre o para-choques e a carroceria do veículo especialmente projetado para absorver parte da energia produzida em um impacto frontal. Geralmente estes dispositivos são tubos que sofrem colapso por esmagamento axial durante uma colisão frontal, o que dissipa energia cinética de uma forma irreversível (COSTAS et al., 2013).

Indicadores são utilizados por diversos autores com o objetivo de avaliar o desempenho de absorvedores de energia das mais variadas formas e modos de colapso bem como para comparar a performance de diferentes absorvedores. Os principais indicadores de desempenho são mostrados em seguida.

**Energia absorvida ( $E_a$ ):** Energia absorvida por meio da deformação do absorvedor. Calculada pela área abaixo da curva força axial em função do deslocamento.

$$E_a = \int_0^D P(x) dx \quad (2.1)$$

Onde  $P(x)$  é a força axial aplicada na direção  $x$  e  $D$  é o deslocamento máximo obtido no esmagamento do absorvedor.

**Energia Absorvida Específica (SEA):** Razão entre a energia absorvida e a massa ( $m$ ) do absorvedor. Esse indicador é especialmente importante quando redução de peso é desejada.

$$SEA = \frac{E_a}{m} \quad (2.2)$$

**Força de pico ( $F_{max}$ ):** Maior valor de força obtido durante o processo de esmagamento. Valor obtido experimentalmente.

**Força média ( $F_{med}$ ):** Média da força axial aplicada. Pode ser calculada como a razão entre a energia absorvida e o deslocamento máximo.

$$F_{med} = \frac{E_a}{D} \quad (2.3)$$

**Razão de carregamento ( $LR$ ):** Em aplicações automotivas, esse valor deve ser o mais baixo possível para reduzir a aceleração sentida pelos ocupantes. É calculado como a razão entre a força de pico ( $F_{max}$ ) e a força média ( $F_{med}$ ).

$$LR = \frac{F_{max}}{F_{med}} \quad (2.4)$$

**Efetividade Estrutural ( $\eta$ ):** Indicador utilizado para comparativos de desempenho de absorvedores fabricados em diferentes materiais.

$$\eta = \frac{F_{med}}{A\sigma_c} \quad (2.5)$$

Onde  $A$  é a área da seção transversal do absorvedor e  $\sigma_c$  é uma tensão característica do material. Para o caso em que  $\sigma_c = \sigma_0$ , a efetividade estrutural representa uma razão entre a força média e a força necessária para causar escoamento na seção transversal do AE.

Em relação aos indicadores de desempenho aqui apresentados, em aplicações automotivas espera-se que a energia absorvida ( $E_a$ ), a força média ( $F_{med}$ ) e a efetividade estrutural ( $\eta$ ) apresentem os maiores valores possíveis. Sobre a força de pico ( $F_{max}$ ), é desejável pequenos valores desse indicador, uma vez que esta força é transmitida à cabine do veículo. A razão de carregamento deve apresentar valores mais próximos da unidade possível, situação em que a força de pico e a força média seriam iguais e uma maior eficiência na transformação de energia seria obtida. Isto porque na flambagem progressiva (modo de colapso em estudo neste trabalho) a força axial oscila em torno de uma força média, formando dobras sucessivas, onde observa-se vales e picos, conforme será descrito na seção 2.2. Em situação ideal, a oscilação da força axial em torno da força média será pequena e o  $LR$  será próximo de 1.

Neste trabalho, por vezes a sigla AE é utilizada em substituição ao termo absorvedor de energia.

## 2.2 Esmagamento Axial de Absorvedores de Energia Tubulares com Seção Transversal Quadrada

A compreensão do esmagamento axial de tubos necessita do estudo de colunas. As colunas são, em suas formas mais básicas, barras longas, retas e prismáticas submetidas a cargas axiais compressivas. Caso as colunas se mantenham retas, elas podem ser estudadas por métodos convencionais de análise de tensão. Porém, verifica-se que para determinadas condições de carregamento, geometria da coluna e restrições das extremidades, a coluna pode se deformar lateralmente. Essa deformação lateral pode se tornar grande o suficiente para causar uma falha catastrófica da coluna. Tal falha é denominada flambagem (HIGDON et al., 1981).

A flambagem de colunas é estudada por Shigley, Mischke e Budynas (2005) considerando as dimensões da coluna e a forma de aplicação do carregamento, sendo situações consideradas: colunas longas com carregamento central, colunas de comprimento intermediário com carregamento central, colunas com carregamento excêntrico e membros curtos de compressão (pilaretes). Em cada um dos modelos citados, os autores apresentam equações para o cálculo de um carregamento axial crítico. A coluna não sofre flambagem quando solicitada por forças axiais menores que o carregamento axial crítico. Para os casos em que a tensão em alguma seção transversal da coluna exceda a tensão de escoamento do material, Higdon et al. (1981) sugerem o uso da teoria da coluna inelástica. O referido livro apresenta a teoria de módulo tangente para o estudo das colunas inelásticas.

Estudos específicos sobre a flambagem de tubos de parede fina mostram os diferentes padrões de colapso obtidos quando estas estruturas são comprimidas axialmente. Karagiozova e Jones (2008) afirmam que três padrões de flambagem são geralmente obtidos: flexão global (*global bending*) também chamada de flambagem global por alguns autores, flambagem progressiva (*progressive buckling*) e flambagem mista (*mixed buckling*). Na flambagem global verifica-se flexão da coluna, a qual apresenta deslocamento lateral considerável da sua parte central. A flambagem progressiva apresenta formação de dobras sequenciais que podem se iniciar nas extremidades ou no meio da coluna. A flambagem mista é a combinação da flambagem global com a flambagem progressiva, onde a estrutura apresenta formação progressiva de dobras e flexão global.

Um comportamento típico de esmagamento axial de tubos submetidos a uma força compressiva de magnitude suficiente para causar deformações plásticas (flambagem inelástica) é mostrado na Fig.2.1. O referido gráfico apresenta a força compressiva axial em função do deslocamento axial para tubos de seção quadrada ou circular. Observa-se no gráfico três regiões distintas: a região 1 é caracterizada por uma compressão uniforme da coluna, na região 2 se inicia o processo de flexão global e na região 3 ocorre o colapso local das seções transversais localizadas no meio ou nas extremidades da coluna (ABRAMOWICZ; JONES, 1997).

O processo de carregamento mostrado na Fig.2.1 se inicia com uma compressão elástica uniforme da coluna até o ponto E. Essa compressão é seguida por uma região de deformação elástica e plástica E-A e por uma zona de transição A-B. O colapso da estrutura se inicia no ponto A, com um valor de carregamento que dá início a um processo de flexão global da coluna, o qual se

desenvolve ao longo de toda a região A-B. Na zona de transição A-B, verifica-se a localização gradual de deformações plásticas nas extremidades ou no meio da coluna. Este processo causa uma pequena variação na força axial e um grande deslocamento lateral da coluna. A deflexão lateral da coluna ocasiona colapso local da face de uma seção transversal do tubo, localizada próxima a uma de suas extremidades, como mostrado na Fig. 2.2. O colapso localizado ocorre próximo ao ponto B (Fig. 2.1) e inicia-se então um padrão de colapso naquela extremidade da coluna, o qual pode ser seguido de colapso localizado na outra extremidade. Observa-se que, até esse ponto, não existe colapso da seção transversal localizada no meio da coluna, a qual continua o processo de flexão global (ABRAMOWICZ; JONES, 1997).

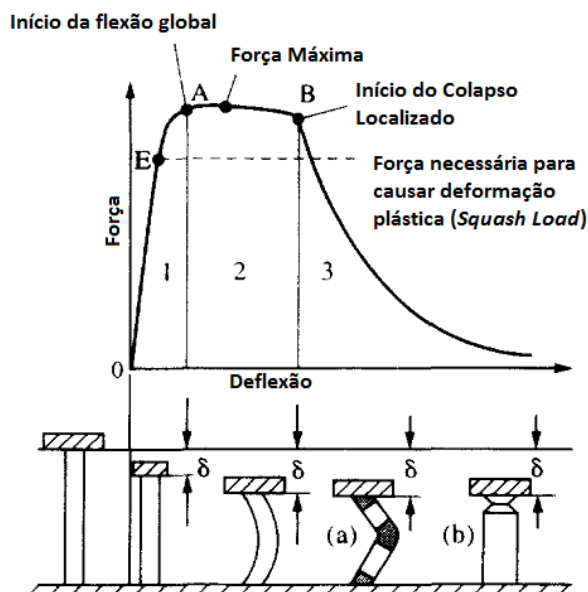


Figura 2.1: Três fases do colapso de uma coluna sujeita a um carregamento axial. Adaptado de Abramowicz e Jones (1997).

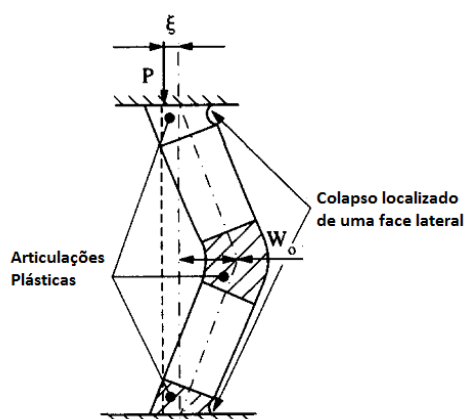


Figura 2.2: Posicionamento da deformação plástica localizada de uma coluna sujeita a um carregamento axial  $P$ . Adaptado de Abramowicz e Jones (1997).

O comportamento subsequente da coluna sob esmagamento axial é governado pelos seguintes efeitos:

1) A parte deformada de uma extremidade da coluna é muito mais fraca que a parte não deformada (ou pouco deformada) na face oposta da seção transversal. Este fato resulta em um aumento da sollicitação da parte não deformada da seção transversal, resultando em uma mudança na aplicação da força axial  $P$  para a parte côncava do tubo, como mostrado na Fig. 2.2. Essa redistribuição da força pode ocasionar um colapso de toda a seção transversal de uma ou das duas extremidades do tubo, e o mecanismo de colapso é típico de flambagem progressiva (ABRAMOWICZ; JONES, 1997).

2) A flexão global da coluna é associada com o crescimento do deslocamento lateral  $W_0$  na parte central da coluna (ver Fig. 2.2). O deslocamento  $W_0$ , somado à mudança no ponto de aplicação da força (distância  $\xi$ ) resulta em um incremento da sollicitação na seção transversal localizada no comprimento médio da coluna, devido ao aumento do momento fletor atuante em tal seção ( $M = P(W_0 + \xi)$ ). Este fenômeno pode causar colapso da seção transversal localizada no comprimento médio da coluna, iniciando assim um terceiro mecanismo de colapso (ABRAMOWICZ; JONES, 1997).

Se o colapso ocorrer primeiro em uma das extremidades da coluna (o efeito de  $\xi$  é fator dominante), a coluna continua a colapsar progressivamente (situação (b) da Fig. 2.1). Caso contrário, ou seja, se o colapso ocorrer primeiro na seção transversal localizada no comprimento médio da coluna, o efeito global devido a  $W_0$  é dominante, a coluna continua a sofrer flexão sem nenhuma deformação adicional considerável em suas extremidades, como mostrado na Fig. 2.1, situação (a) (ABRAMOWICZ; JONES, 1997).

Segundo Abramowicz e Jones (1997), o comportamento descrito na Fig. 2.1 é observado para relações  $C/t \lesssim 40$  para tubos quadrados, onde  $C$  é a largura da seção transversal do tubo e  $t$  é a espessura de sua parede. Para relações diferentes das mencionadas, a flambagem do tubo ocorre no regime elástico e é seguida de deformação elasto-plástica. Esta fase da compressão é acompanhada de uma localização gradual da deformação plástica em um único lóbulo, o que eventualmente proporciona um colapso catastrófico de toda a seção transversal. Este processo é acompanhado de uma redução repentina da força axial, como é mostrado na Fig. 2.3. Os resultados de Abramowicz e Jones (1997) mostraram que mesmo colunas esbeltas, que falham no regime elástico, podem apresentar flambagem progressiva sem nenhuma tendência de flexão global.



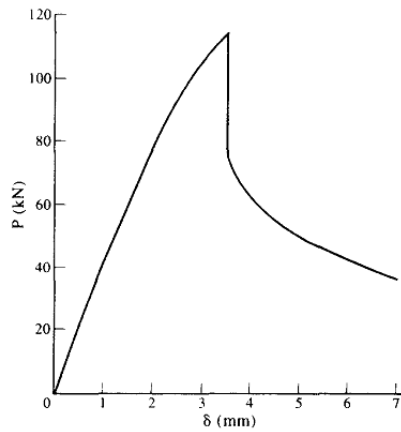


Figura 2.3: Fase inicial do colapso de um tubo de seção quadrada com  $C/t \approx 38$ . Fonte: Abramowicz e Jones (1997).

Uma importante contribuição dos trabalhos de Abramowicz e Jones (1997) é mostrada na Fig. 2.4. Em tal figura é possível observar o modo de deformação obtida pelos autores para as razões  $L/C$  estudadas em função de  $C/t$ , sendo  $L$  o comprimento do tubo. A partir dos dados experimentais obtidos do ensaio de tubos fabricados em aço de baixo carbono (*mild steel*), foi construída com uso de métodos de ajuste de curvas, a melhor curva que representa uma relação  $L/C$  crítica em função de  $C/t$ . A expressão obtida do ajuste de curvas é mostrada na Eq. 2.6. A curva obtida de tal equação pode ser vista na Fig. 2.4. Observa-se que, para razões  $L/C$  menores que  $(L/C)_{cr}$  os tubos sofrem esmagamento por flambagem progressiva, enquanto que para  $L/C$  maiores que  $(L/C)_{cr}$  acontece flexão global dos tubos. Convém salientar que a equação apresentada foi obtida empiricamente, e portanto é aplicável para tubos fabricados em aço de baixo carbono.

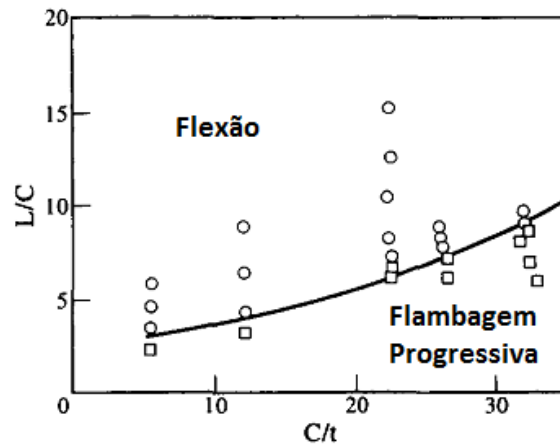


Figura 2.4: Mapa de deformação de colunas de seção quadrada submetidas a um carregamento axial quase estático. Legenda: — Eq. 2.6,  $\square$  Flambagem Progressiva,  $\circ$  Flexão Global. Adaptado de Abramowicz e Jones (1997).

$$(L/C)_{cr} = 2,482 \exp(0,0409C/t) \quad (2.6)$$

Estudos analíticos são conduzidos com a finalidade de obter expressões algébricas que possam prever o comportamento de tubos quando esmagados axialmente. Nesse sentido, a literatura estudada apresenta estimativas para medidas da capacidade de absorção de energia baseadas no perfil de deformação dos absorvedores.

O trabalho de Abramowicz e Jones (1984) apresenta uma estimativa para a força média de esmagamento obtida durante a formação de um lóbulo de tubos de seção quadrada esmagados axialmente. Os referidos autores fizeram uso de dois tipos de elementos básicos de colapso para representar lóbulos formados durante o processo de esmagamento axial de um tubo de seção quadrada. Os elementos utilizados são mostrados na Fig. 2.5. Observa-se da figura que ambos elementos possuem altura inicial  $2H$  e largura  $C/2$ . Durante o processo de compressão axial do elemento tipo I uma face é projetada para dentro e a face adjacente é projetada para fora enquanto que no elemento do tipo II as duas faces adjacentes são projetadas para fora do tubo, conforme mostrado na Fig. 2.5.

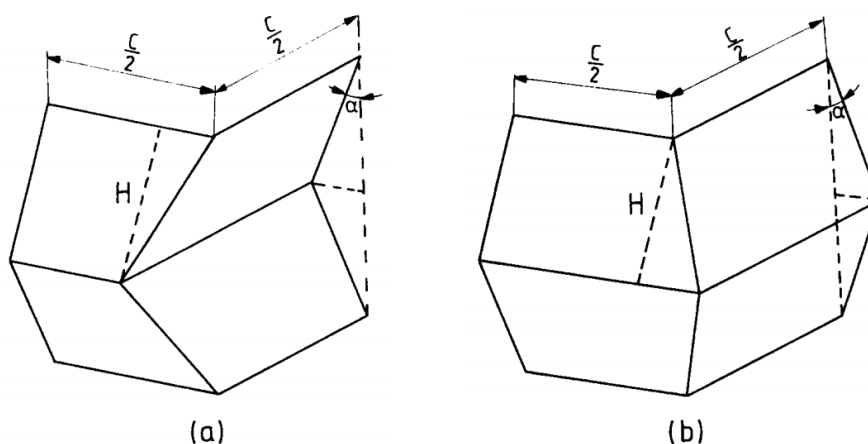


Figura 2.5: Elementos básicos de colapso: (a) Tipo I e (b) Tipo II. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).

A energia absorvida por cada elemento básico de colapso durante o processo de esmagamento é calculada em termos das propriedades mecânicas do material e das dimensões do tubo, conforme mostrado a seguir (ABRAMOWICZ; JONES, 1984).

$$E_1 = M_0(16HI_1b/t + 2\pi C + 4I_3H^2/b) \quad (2.7)$$

$$E_2 = M_0(8H^2/t + 2\pi C + 4H) \quad (2.8)$$

A Equação 2.7 representa a energia calculada por um elemento do tipo I, enquanto que a Eq. 2.8 representa a energia calculada por um elemento do tipo II. Em ambas equações,  $b$  é o raio do toróide formado pela dobra,  $I_1$  e  $I_3$  representam integrais cujas soluções dependem da geometria do tubo. Para tubos de seção quadrada, Abramowicz e Jones (1984) usaram  $I_1 = 0,555$

e  $I_3 = 1,148$ . Nas referidas equações,  $M_0$  é calculado por:

$$M_0 = \sigma_0 \frac{t^2}{4} \quad (2.9)$$

Nos trabalhos de Abramowicz e Jones (1984) os modos de deformação de tubos de seção quadrada esmagados axialmente foram classificados em simétrico, assimétrico e extensional. O termo modo simétrico é usado para descrever 3 casos distintos, os quais possuem características de absorção de energia idênticas: dois lóbulos opostos se movem para fora e os outros dois lóbulos restantes se movem para dentro (Fig. 2.6), três lóbulos se movem para dentro e um lóbulo se move para fora, e o terceiro modo simétrico em que todos os lóbulos de uma camada se move para dentro do tubo.

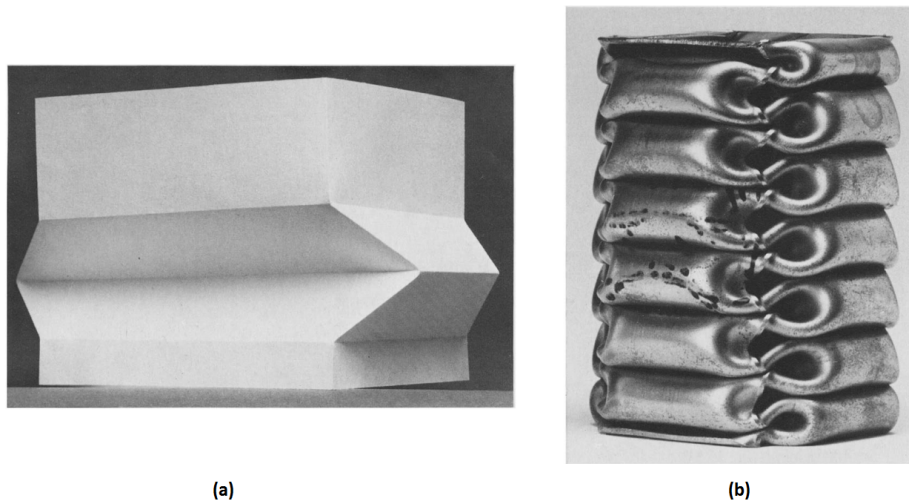


Figura 2.6: Modo simétrico de deformação: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).

O modo de deformação simétrico é composto por quatro elementos básicos de colapso do tipo I, sendo que cada um deles absorve a energia prevista pela Eq. (2.7). Para prever a força média de esmagamento, o trabalho externo ( $P_m 2H$ ) é igualado à energia interna ( $4E_1$ ) e em seguida minimizado em relação a  $b$  e  $H$ . As estimativas apresentados por Abramowicz e Jones (1984) para o caso simétrico são:

$$\frac{P_m}{M_0} = 38,12(C/t)^{1/3} \quad (2.10)$$

$$\frac{H}{t} = 0,99(C/t)^{2/3} \quad (2.11)$$

$$\frac{b}{t} = 0,72(C/t)^{1/3} \quad (2.12)$$

O modo de deformação assimétrico foi dividido em modo assimétrico misto tipo A e modo assimétrico misto tipo B. Os dois modos mistos assimétricos são compostos por duas camadas de lóbulos, sendo a primeira camada formada por lóbulos simétricos, razão pela qual o modo é chamado misto. No modo assimétrico tipo A, a segunda camada de lóbulos é formada por 3 lóbulos que se movem para fora e um lóbulo para dentro (Fig. 2.7), em contraste com o modo de deformação assimétrico misto tipo B, em que dois lóbulos adjacentes se deslocam para fora e os outros dois lóbulos adjacentes se deslocam para dentro (Fig. 2.8).

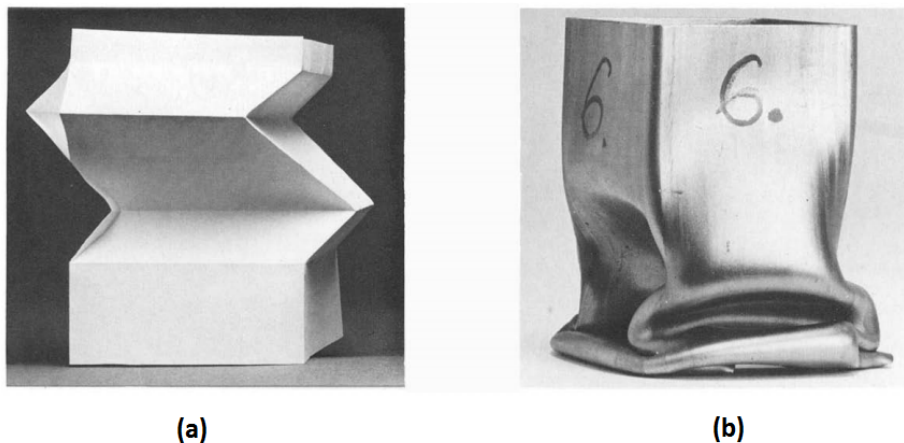


Figura 2.7: Modo assimétrico misto de deformação tipo A: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).

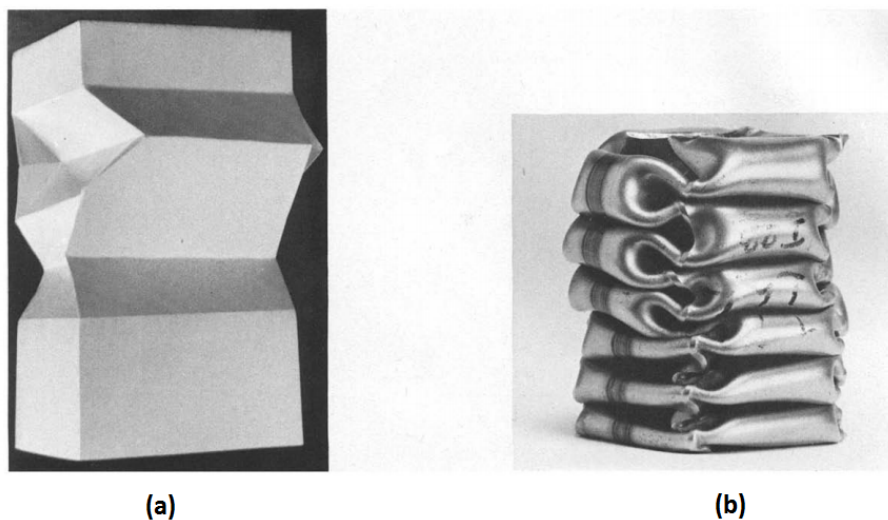


Figura 2.8: Modo assimétrico misto de deformação tipo B: (a) Modelo em papel e (b) Corpo de prova esmagado experimentalmente. Fonte: Abramowicz e Jones (1984).

Para o modo de deformação assimétrico misto tipo A, foi considerado que esse tipo de deformação consiste em duas camadas de altura total  $4H$  compostas por seis elementos básicos de colapso do tipo I e 2 elementos básicos de colapso do tipo II. De maneira similar ao caso simétrico, com

a finalidade obter uma estimativa pra a força média, a energia interna absorvida ( $6E_1 + 2E_2$ ) foi igualada ao trabalho externo ( $P_m 4H$ ). O resultado obtido por Abramowicz e Jones (1984) para casos em que  $C/t = 31$  (valor médio utilizado em seus experimentos) é mostrado abaixo:

$$\frac{P_m}{M_0} = 33,58(C/t)^{1/3} + 2,92(C/t)^{2/3} + 2 \quad (2.13)$$

$$\frac{H}{t} = 0,73(C/t)^{2/3} \quad (2.14)$$

$$\frac{b}{t} = 0,61(C/t)^{1/3} \quad (2.15)$$

O modo de deformação assimétrico misto tipo B é composto por sete elementos básicos do tipo I e um elemento básico do tipo II, os quais formam duas camadas de altura  $4H$ . Sendo assim, a energia absorvida ( $7E_1 + E_2$ ) foi igualada ao trabalho externo ( $P_m 4H$ ) e foram obtidas as estimativas mostradas nas Equações 2.16 a 2.18 para o caso em que  $C/t = 31$  (ABRAMOWICZ; JONES, 1984)).

$$\frac{P_m}{M_0} = 35,54(C/t)^{1/3} + 1,65(C/t)^{2/3} + 1 \quad (2.16)$$

$$\frac{H}{t} = 0,83(C/t)^{2/3} \quad (2.17)$$

$$\frac{b}{t} = 0,65(C/t)^{1/3} \quad (2.18)$$

O modo de deformação extensional é composto de uma camada formada por quatro elementos básicos de colapso do tipo II. Neste modo de deformação, as quatro paredes do tubo se dobram para fora. De maneira similar aos demais modos de deformação, a energia absorvida ( $4E_2$ ) foi igualada ao trabalho externo ( $P_m 2H$ ) para obter as estimativas mostradas nas Eq. 2.19 e 2.20.

$$\frac{P_m}{M_0} = 16\sqrt{\pi}(C/t)^{1/2} + 8 \quad (2.19)$$

$$\frac{H}{t} = 0,886(C/t)^{1/2} \quad (2.20)$$

As Equações 2.10 a 2.20 foram obtidas considerando que o elemento básico de colapso é esmagado por uma distância  $2H$ . Estudos de Abramowicz (1983) mostraram que, em situações práticas a distância efetiva de esmagamento é cerca de 70% do comprimento inicial do tubo, para o caso da deformação simétrica. Visando obter um modelo mais realístico, os autores Abramowicz e Jones (1984) consideraram o efeito da distância efetiva de esmagamento. Para tal, os referidos autores desenvolveram relações entre a distância efetiva de esmagamento e a distância inicialmente

considerada  $2H$  para os elementos básicos de colapso do tipo I (Fig. 2.5(a)) e do tipo II (Fig. 2.5(b)), as quais são mostradas na Eq. 2.21 e na Eq. 2.22 respectivamente:

$$\frac{\delta_1}{2H} = 0,73 \quad (2.21)$$

$$\frac{\delta_2}{2H} = 0,77 \quad (2.22)$$

Utilizando as estimativas para a distância efetiva de esmagamento mostradas nas Eq. 2.21 e 2.22 e seguindo metodologia similar a apresentada para a obtenção das Eq. 2.10 a 2.20, Abramowicz e Jones (1984) obtiveram estimativas mais realísticas para a força média de esmagamento, conforme apresentado a seguir para cada modo de deformação mostrado.

Modo de deformação simétrico:

$$\frac{\bar{P}_m}{M_0} = 52,22(C/t)^{1/3} \quad (2.23)$$

Modo de deformação assimétrico tipo A:

$$\frac{\bar{P}_m}{M_0} = 43,61(C/t)^{1/3} + 3,79(C/t)^{2/3} + 2,6 \quad (2.24)$$

Modo de deformação assimétrico tipo B:

$$\frac{\bar{P}_m}{M_0} = 46,16(C/t)^{1/3} + 2,14(C/t)^{2/3} + 1,3 \quad (2.25)$$

Modo de deformação extensional:

$$\frac{\bar{P}_m}{M_0} = 36,83(C/t)^{1/2} + 10,39 \quad (2.26)$$

A avaliação do desempenho dos absorvedores de energia é feita usando dados provenientes do gráfico força axial em função do deslocamento (referida em algumas partes deste documento como curva FxD). Essa curva é usada extensivamente pela literatura estudada, uma vez que os indicadores de desempenho apresentados na seção 2.1 são obtidos por meio dela e sua análise fornece informações sobre a formação dos lóbulos durante o processo de flambagem progressiva.

Um exemplo de curva FxD é mostrado na Fig. 2.9. De acordo com Paik, Chung e Chun (1996) a força axial sofre uma queda repentina depois que a força de pico é alcançada ( $P_u$  na Fig. 2.9). Com a continuação do esmagamento, as paredes do tubo vão se deformar até entrarem em contato. Após o contato, a força axial volta a subir até que outra dobra se inicie na parede adjacente e a força axial caia novamente. Esse comportamento se repete até que todas as dobras se formem e a partir deste momento a estrutura se comporta como um corpo rígido (PAIK; CHUNG; CHUN, 1996).

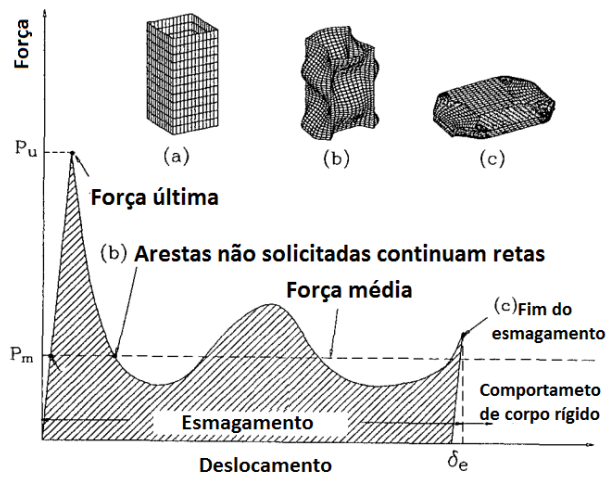


Figura 2.9: Relação da curva FxD com a formação das dobras em um processo de flambagem progressiva. Adaptado de Paik, Chung e Chun (1996).

Os pesquisadores DiPaolo e Tom (2006) estudaram o esmagamento axial de tubos de seção quadrada fabricados em quatro tipos de aço, conforme será apresentado no item 3.1. Tais autores apresentaram detalhes da curva FxD, conforme mostrado na Fig. 2.10. Através da referida figura, verifica-se que a curva FxD foi dividida em duas fases: fase inicial e fase secundária. A fase inicial inclui o pré-colapso da estrutura (região antes da força de pico), mudança de solicitação axial das paredes para flexão, e a formação das primeiras dobras com o correspondente aumento e diminuição da força axial. A segunda fase constitui o regime estacionário de formação dos lóbulos. Observa-se que essa fase é dividida entre ciclos, cada ciclo sendo dividido em segmentos. Em cada ciclo formam-se dois lóbulos e em cada segmento apenas um, conforme mostrado na Fig. 2.10.

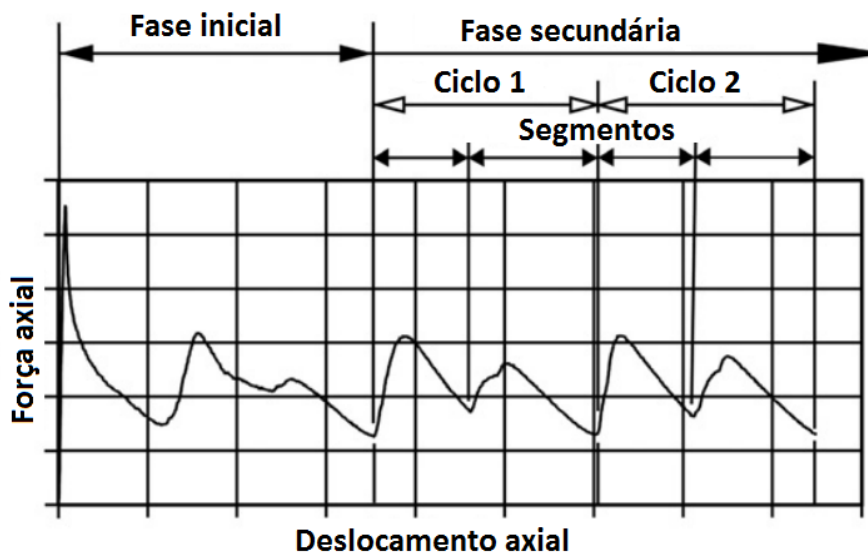


Figura 2.10: Curva da força axial em função do deslocamento para um absorvedor de seção quadrada. Adaptado de DiPaolo e Tom (2006).

## Capítulo 3

# Análises Experimentais

### 3.1 Introdução

Investigações experimentais de esmagamento axial de tubos são conduzidas com o objetivo de estudar o desempenho de tais componentes quando utilizados como absorvedores de energia. Neste sentido, diversos pesquisadores fazem uso de ensaios mecânicos destrutivos para analisar o desempenho desses componentes, através de corpos de prova representativos dos mesmos. Com base nessa análise os resultados obtidos podem ser inferidos como um comportamento esperado para os absorvedores em geral. Neste contexto, na literatura científica encontra-se um grande número de estudos experimentais e numéricos sobre o esmagamento axial de tubos. A seguir, destacam-se alguns dos trabalhos consultados para a realização desse trabalho.

Costas et al. (2013) estudaram a absorção de energia de tubos de aço sem preenchimento e os mesmos tubos preenchidos com quatro tipos de materiais: espuma de PET (polietileno tereftalato), cortiça, chapas de polímero reforçados com fibra de vidro (GFRP) e chapas de polímero reforçados com fibra de carbono (CFRP). Em seus trabalhos foram executados ensaios experimentais e simulações numéricas. Os ensaios quase-estáticos foram executados a uma velocidade de aproximadamente  $1 \text{ mm/s}$  ( $60 \text{ mm/min}$ ) onde apenas os primeiros 7 centímetros dos corpos de prova foram deformados, e, em seguida testes dinâmicos de impacto foram executados nos corpos de prova pré-deformados. Os ensaios dinâmicos foram executados em apenas 3 tipos de absorvedores: absorvedor sem reforço (para efeitos de comparação), absorvedor reforçado com núcleo de chapas de polímero reforçado com fibras de vidro - GRFP (por apresentar os melhores resultados nos ensaios quase-estáticos) e absorvedor reforçado com núcleo de cortiça, pois, de acordo com os autores, poucas investigações desse reforço são apresentadas na literatura. Nos ensaios dinâmicos, uma massa de 350 kg foi liberada a uma altura de 2,5 metros e impactou o absorvedor a uma velocidade de aproximadamente  $6,7 \text{ m/s}$  ( $25 \text{ km/h}$  ou  $4,02 \times 10^5 \text{ mm/min}$ ).

Os trabalhos de Costas et al. (2013) objetivaram estudar o efeito do preenchimento de tubos de aço com os quatro diferentes materiais citados no parágrafo anterior. Os referidos autores verificaram que o melhor desempenho em relação à absorção de energia foi obtido para os absorvedores reforçados com compósitos de fibras de vidro em seu interior. Os absorvedores reforçados



com espuma de PET foram indicados como uma opção quando se deseja reforços de baixo custo, enquanto os absorvedores preenchidos com cortiça e chapas de polímeros de fibras de carbono (CFRP) apresentaram os piores resultados nas simulações numéricas e, segundo os autores, o incremento da energia absorvida não compensa o aumento da massa provocada pelo reforço do absorvedor com esses materiais.

DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) executaram análises experimentais com o intuito de estudar o efeito da microestrutura e da composição do material na absorção de energia de tubos de seção quadrada com largura de 50mm x 50mm (dimensões externas) e 1,5 mm de espessura de parede. Em seus estudos, os autores realizaram ensaios de esmagamento axial em corpos de prova fabricados em aço inoxidável 304 em uma máquina universal de ensaios MTS com capacidade de 1350 kN de força a uma velocidade de 2,5 mm/min. Os absorvedores ensaiados possuíam 300 mm de comprimento. Iniciadores do processo de flambagem progressiva (gatilhos) foram utilizados com o intuito de proporcionar um modo específico de flambagem e garantir uma mesma localização do processo de colapso. Os mesmos gatilhos (Fig. 3.2) foram utilizados por DiPaolo e Tom (2006) e serão descritos em seguida nesta seção. Para a fixação dos absorvedores, foram utilizadas duas chapas circulares com ranhuras no formato e dimensões da seção transversal dos tubos, conforme mostrado na Fig. 3.1, e durante a realização dos ensaios os tubos foram encaixados nas ranhuras. De acordo com os próprios autores, a restrição imposta nas extremidades dos absorvedores por meio das chapas mostradas na Fig. 3.1 não proporciona um confinamento completo das extremidades, e por isso alterações no desempenho dos absorvedores no início dos ensaios eram esperadas. Assim, para o estudo apresentado nesta dissertação, foi utilizado um método de fixação que restringe os primeiros 100 mm da base dos absorvedores, conforme será descrito no item 3.2.1.

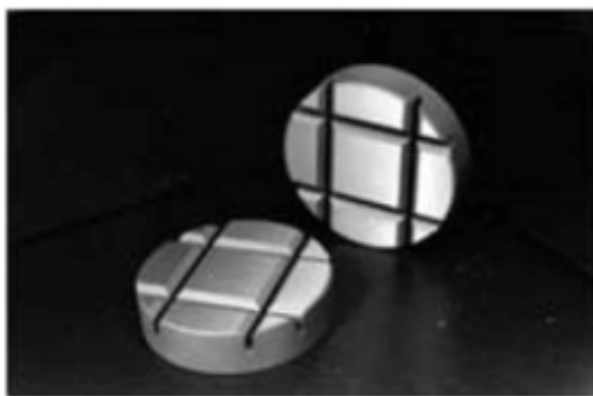


Figura 3.1: Chapas de fixação do absorvedor de energia utilizadas nos trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) e DiPaolo e Tom (2006). Fonte: DiPaolo e Tom (2006).

Os trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) foram divididos em duas partes. Na primeira parte os autores ensaiaram nove corpos de prova com o intuito de validar as condições de ensaio utilizadas. Observou-se nesta fase inicial do trabalho apenas pequenas variações nos indicadores de desempenho utilizados, o que segundo os autores, validam a metodologia empregada, uma vez que as condições de ensaios foram controladas e uma resposta muito similar foi obtida.

Os resultados das investigações da primeira fase proporcionaram a continuação dos estudos por meio da implementação da segunda fase, onde aços inoxidáveis com composições e microestruturas diferentes foram testados. Verificou-se na segunda fase que um aumento na concentração de carbono e uma diminuição no tamanho dos grãos ocasionou um aumento de 18% na energia absorvida. Sobre a curva força em função do deslocamento, verificou-se uma pequena ampliação horizontal de cada segmento da curva e um deslocamento vertical para cima quando o percentual de carbono foi aumentado e o tamanho dos grão foi diminuído. Como conclusão do trabalho, DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) afirmaram que a influência do material de um absorvedor de energia pode ser estudada nas situações em que a resposta dos experimentos é controlada e também que a microestrutura e composição do material de um absorvedor podem ser alteradas para melhorar o seu desempenho.

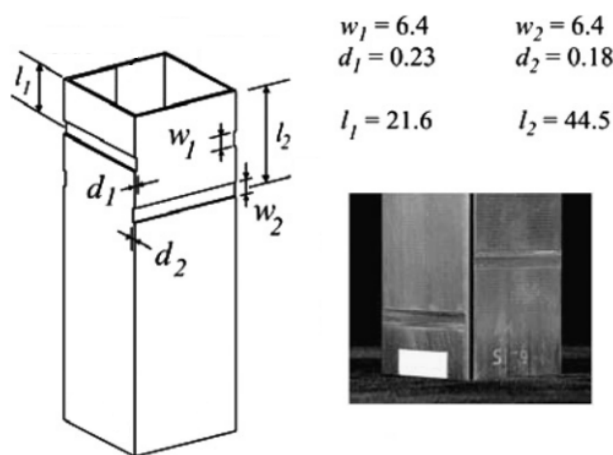


Figura 3.2: Dimensões e localização dos gatilhos utilizados nos trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000) e DiPaolo e Tom (2006). Fonte: Adaptado de (DIPAULO; TOM, 2006)

DiPaolo e Tom (2006) fizeram uma investigação do esmagamento de tubos quadrados usando uma máquina universal de ensaios MTS 500 kN. Em suas investigações, os referidos autores executaram ensaios quase-estáticos a uma velocidade de 2,5 mm/min. A escolha de ensaios quase-estáticos foi justificada pela minimização de efeitos de inércia, taxa de deformação e aquecimento devido à deformação. Tal trabalho teve dois objetivos: demonstrar a capacidade de tubos comerciais de seção quadrada fabricados com diferentes tipos de aço em obter a mesma resposta de esmagamento simétrico e examinar o efeito do material no processo de esmagamento para uma resposta específica induzida nos componentes através de gatilhos, como mostrado na Fig. 3.2. Os iniciadores de colapso foram usinados na forma de sulcos nas quatro paredes dos tubos, sendo que um espaçamento vertical foi usado para separar os sulcos das paredes adjacentes. A localização e o espaçamento dos iniciadores foram determinadas com base no comprimento natural dos lóbulos, obtido por meio de ensaios de esmagamento previamente realizados em absorvedores sem gatilhos. A profundidade dos sulcos variou de 10% a 15% da espessura da parede dos absorvedores.

Os ensaios de DiPaolo e Tom (2006) foram executados em absorvedores de energia fabricados em tubos quadrados com largura de seção transversal 50mm x 50mm (dimensão externa), com-

primento igual a 305 mm. Os absorvedores foram fabricados em 4 tipos de aço diferentes: ASTM A36, ASTM A513 Tipo 1, aço inoxidável AISI 316, aço inoxidável AISI 304. A espessura da parede dos tubos variou de 1,40 mm a 1,51 mm. Em relação à fixação dos absorvedores durante os ensaios, foi usado o mesmo método descrito para os trabalhos de DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000), em que os absorvedores foram inseridos em ranhuras fabricadas sob medida em chapas de aço (Fig. 3.1). Os resultados obtidos pelos referidos autores mostraram a possibilidade de restringir o esmagamento axial a uma resposta específica para tubos comerciais fabricados em diferentes materiais. Os resultados também mostraram que os iniciadores do processo de flambagem utilizados foram adequados para iniciar o colapso do tubo e estabelecer a configuração desejada.

Tarigopula et al. (2006) realizaram experimentos quase-estáticos e ensaios de impacto em tubos de aço de alta resistência (DP800) com seção transversal quadrada e seção transversal do tipo *top hat*. O trabalho objetivou fazer um estudo comparativo entre os dois tipos de seção transversal e também a validação de um modelo numérico usado pelos autores. Os ensaios quase-estáticos foram executados em uma máquina universal de ensaios Instron 250 kN e mediram o histórico de carregamento e deslocamento axial. Em tais ensaios, foi usada uma velocidade de 0,1 mm/s (6 mm/min). Nos ensaios dinâmicos, os absorvedores de energia foram impactados por uma massa de 600 kg a três velocidades diferentes: 5 m/s (18 km/h), 10 m/s (36 km/h) e 15 m/s (54 km/h). Os absorvedores de seção quadrada possuíam largura da seção igual a 60 mm x 60 mm, comprimento igual a 410 mm e espessura da parede igual a 1,2 mm. Nos ensaios quase-estáticos, os primeiros 100 mm da base dos absorvedores foram confinados de modo que nenhum deslocamento lateral foi permitido naquela região. Os resultados mostraram que os absorvedores com seção do tipo *top hat* absorvem mais energia que os absorvedores de seção quadrada, porém os AEs quadrados são mais eficientes que os *top hats* quando a energia absorvida específica é usada como indicador de desempenho, tanto nas análises quase-estáticas quanto dinâmicas.

Dada sua importância, os resultados experimentais de Tarigopula et al. (2006) foram usados por Kazancı e Bathe (2012), para verificar a validade de suas análises numéricas utilizando diferentes métodos de integração numérica.

Importantes contribuições experimentais também foram dadas por Abramowicz e Jones (1997). Para a realização do trabalho, os autores realizaram ensaios de esmagamento quase-estáticos em tubos de seção quadrada e circular à uma velocidade variando entre 0,1 mm/s e 1 mm/s (6 mm/min e 60 mm/min) utilizando uma máquina de ensaios DARTEC 250 kN. Ensaios de impacto também foram realizados, sendo que os absorvedores foram impactados por massas de até 210 kg a velocidades de até 12,14 m/s (43,7 km/h). O principal objetivo dos trabalhos de Abramowicz e Jones (1997) foi estudar o fenômeno de transição da flambagem global para flambagem progressiva. Para tal estudo, foram ensaiados absorvedores de energia com diferentes razões entre comprimento e largura da seção transversal ( $L/c$ ) e também diferentes razões entre largura e espessura da parede ( $C/t$ ), para o caso de tubos de seção quadrada. Um dos principais resultados obtidos é a Eq. 2.6, a qual estabelece uma fronteira entre flexão global e flambagem progressiva para um absorvedor fabricado em aço de baixo carbono (*mild steel*) ao relacionar um comprimento crítico em função da razão  $C/t$ . Outra constatação importante dos referidos autores foi a descoberta de que mesmo colunas relativamente curtas iniciam o processo de flambagem por uma flexão global, a qual pode

eventualmente ser sucedida por flambagem progressiva.

Reid (1993) estudou modos de colapso em tubos metálicos utilizados como absorvedores de energia usando uma máquina universal de ensaios (Instron 1185). A velocidade adotada por tal autor foi  $0,167 \text{ mm/s}$  ( $10 \text{ mm/min}$ ). Para o estudo em questão 3 diferentes modos de colapso foram analisados: flambagem progressiva (Fig. 3.3 (a)), inversão (Fig. 3.3 (b)) e *splitting* (Fig. 3.3 (c)). Diferentes condições de extremidade foram utilizadas para obter os modos de deformação mostrados na Fig. 3.3. O referido trabalho é citado aqui com a finalidade de mostrar que análises experimentais também podem ser utilizadas para estudar absorvedores de energia que trabalham com modos de deformação diferentes da flambagem progressiva.

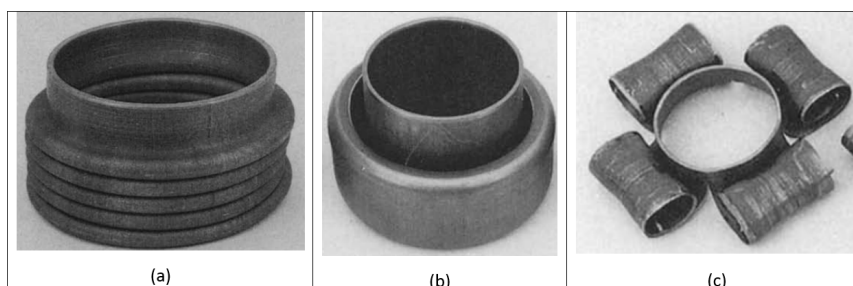


Figura 3.3: Três diferentes mecanismos de colapso: (a) flambagem progressiva, (b) inversão e (c) *splitting*. Adaptado de Reid (1993).

Andrews, England e Ghani (1983) realizaram ensaios de esmagamento axial de tubos cilíndricos fabricados em alumínio com o objetivo de classificar os modos de colapso de tais estruturas. Os modos de colapso constituem a maneira que os absorvedores de energia se deformam quando comprimidos axialmente. No estudo em questão, as dimensões (comprimento, diâmetro e espessura da parede) dos absorvedores foram alteradas com a finalidade de verificar qual modo de colapso foi obtido para cada configuração. Considerando as dimensões estudadas, foram verificados 7 diferentes modos de colapso. Para a execução dos experimentos, uma máquina de ensaios universal (Instron 1195) com 100 kN de capacidade foi utilizada. A velocidade adotada variou de  $2 \text{ mm/min}$  a  $10 \text{ mm/min}$ . Segundo os autores, a variação da taxa de deformação proporcionada pela variação de velocidade adotada não exerceu influência no modo de deformação dos tubos.

Mamalis et al. (2009) estudaram o efeito da inserção de furos nas paredes laterais de absorvedores de energia tubulares com seção transversal quadrada. Em seus trabalhos os referidos autores testaram AEs com furos transversais de 5 mm e 10 mm de diâmetro. Além do diâmetro, a localização e a quantidade de furos, bem como a presença de furos em uma ou duas paredes opostas do tubo também foram objetos de estudo. As dimensões dos AEs, bem como a localização dos furos são mostradas na Fig. 3.4. Os absorvedores foram cortados de tubos comerciais fabricados em aço de baixo carbono S355 e a espessura da parede adotada foi 2 mm. Os ensaios foram executados em uma prensa automatizada com capacidade de força de 1000 kN à velocidade de  $20 \text{ mm/min}$ . Os resultados dos testes mostraram que a localização é mais importante que o diâmetro dos furos para o esmagamento dos tubos estudados. Os absorvedores com furos laterais na metade do comprimento do tubo apresentaram o melhor desempenho, uma vez que absorveram mais energia de

deformação, diminuíram o valor da força de pico e mantiveram o valor da força média em altos valores. Os absorvedores com furos em apenas uma parede falharam em reduzir o valor da força de pico e apresentaram valores de força média muito próximos dos verificados para os absorvedores com furos em duas paredes opostas. O melhor desempenho foi apresentado pelo absorvedor com furos de 10 mm em duas paredes opostas localizados na metade de seu comprimento.

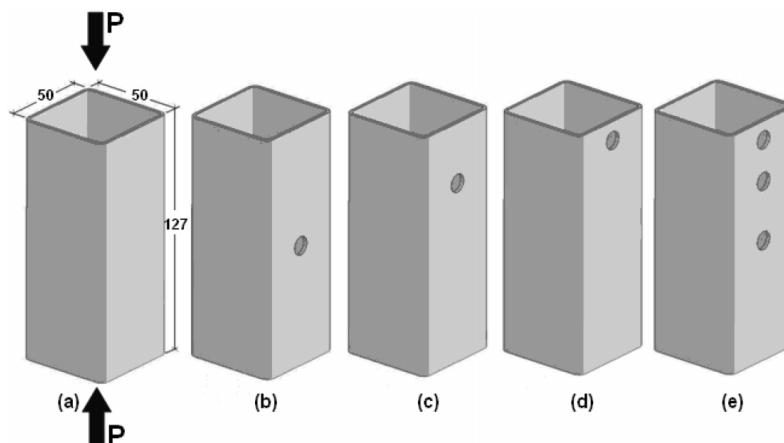


Figura 3.4: Absorvedores ensaiados por Mamalis et al. (2009): (a) AE sem furos, (b) AE com furos na metade do comprimento, (c) AE com furos posicionados em  $1/4$  do comprimento, (d) AE com furos posicionados em 10 mm ou 7,5 mm (para os AEs com furos de 5 mm de diâmetro) da extremidade superior e (e) AE com 3 furos posicionados nas distâncias anteriores. Fonte: Mamalis et al. (2009).

Através dos trabalhos consultados, verificou-se que os ensaios de esmagamento quase-estáticos são amplamente empregados no estudo do processo de flambagem progressiva. Conforme descrito por DiPaolo e Tom (2006), os ensaios quase-estáticos apresentam como vantagem a minimização de efeitos de inércia, taxa de deformação e aquecimento devido ao processo de esmagamento, o que possibilita o estudo da influência da alteração de determinados parâmetros, como por exemplo composição do material e dimensões dos absorvedores de energia. Para o presente estudo experimental, objetiva-se analisar o efeito da alteração do material do AE, espessura da parede e da presença de furos laterais nas paredes dos absorvedores. Sendo assim, ensaios quase-estáticos de esmagamento axial foram escolhidos pois acredita-se que tais ensaios são adequados para o presente estudo, uma vez que para este tipo de solicitação é mais provável que o efeito da variação de um determinado parâmetro seja isolado. Além disso, conforme descrito por Jones (1995) o modo de deformação de um absorvedor solicitado dinamicamente é similar ao modo de deformação obtido em ensaios quase-estáticos. Ainda de acordo com Jones (1995), os efeitos de inércia se tornam importantes para velocidades acima de 12 m/s.

A geometria dos absorvedores de energia também foi definida com base no estudo da literatura. Observou-se que a maioria dos autores pesquisados utilizam tubos de parede fina com seção transversal quadrada ou redonda em seus estudos. A escolha de tubos de parede fina se justifica pelo alto desempenho de tais estruturas na absorção de energia, conforme afirma Abramowicz e Jones (1997). A escolha de tubos de seção quadrada se baseia na possibilidade de uso dessas

estruturas em aplicações automotivas, conforme descrito por DiPaolo e Tom (2006), bem como na viabilidade de fabricação dos corpos de prova a serem ensaiados.

Outra importante informação obtida da literatura diz respeito à máquina utilizada nos ensaios. Observou-se que a maioria dos autores consultados usaram uma máquina universal de ensaios para realização dos experimentos. Exceção para essa escolha, foram os pesquisadores Mamalis et al. (2009), os quais utilizaram uma prensa automatizada em seus testes. Com base nos trabalhos apresentados, optou-se por utilizar uma máquina universal de ensaios para o desenvolvimento do presente estudo, a qual foi adaptada para a fixação dos absorvedores de energia, conforme será descrito no Item 3.2.1.

Observada a importância dos ensaios de esmagamento quase-estáticos para o estudo do desempenho de tubos de paredes finas como absorvedores de energia através da consulta da literatura pertinente, procedeu-se para a realização de ensaios. Os ensaios que serão apresentados neste capítulo foram executados com base nos trabalhos supracitados, onde buscou-se a velocidade dos ensaios, métodos de fixação, máquina utilizada, dimensões dos absorvedores de energia e presença de iniciadores do processo de flambagem progressiva. O presente capítulo descreve a metodologia adotada durante os ensaios bem como os resultados obtidos e uma discussão dos mesmos. Ao final do capítulo são apresentadas as principais conclusões obtidas a partir das análises experimentais.

## **3.2 Metodologia**

Conforme mencionado no Capítulo 1, neste trabalho ensaios de esmagamento quase-estáticos foram executados com a finalidade de estudar o efeito que determinadas variáveis de interesse exercem no processo de esmagamento axial de tubos. Para tal estudo, variou-se a espessura da parede do absorvedor e o material de sua composição. A presença de furos como gatilhos para formação de dobras também foi estudada. Como indicadores de desempenho, foram considerados energia absorvida, energia específica absorvida, força de pico, força média, razão de carregamento e efetividade estrutural, os quais foram apresentados na seção 2.1. Tais indicadores foram calculados a partir de dados de força e deslocamento adquiridos nos ensaios de esmagamento axial. A metodologia utilizada para a execução dos ensaios é mostrada nos itens que se seguem.

### **3.2.1 Descrição dos Ensaios**

Os ensaios de esmagamento foram realizados em uma máquina universal de ensaios da marca Instron com capacidade de 100 kN de força e deslocamento máximo do cabeçote móvel igual a 150 mm (modelo Instron 8801). A aquisição de dados dos ensaios restringiu-se à obtenção da força e do deslocamento relacionada a cada incremento de carga. Os ensaios foram executados à temperatura ambiente, a uma velocidade de 6 mm/min sendo que os absorvedores de energia foram esmagados até o deslocamento máximo da máquina ser obtido.

A porção inferior dos absorvedores de energia foi fixada na máquina através de um dispositivo especificamente desenvolvido para esse fim, conforme mostrado na 3.5. Nesse dispositivo, 100 mm

de comprimento do absorvedor de energia ficam confinados, restringindo assim o deslocamento lateral das paredes do tubo naquela região. O arranjo mecânico conta ainda com a inserção de um tarugo de madeira, de acordo com o item 6 da Fig. 3.5(b) específico para cada absorvedor de energia ensaiado. Uma folga de aproximadamente 0,5 mm entre a peça de madeira e a parte interna do tubo foi usada para permitir sua inserção e posterior retirada. Para garantir o alinhamento axial do AE com a linha de aplicação da força, duas placas de aço (itens 4 da Fig. 3.5 (b)) foram colocadas nas extremidades internas do tubo. Essa metodologia de ensaio foi adaptada dos trabalhos de Tarigopula et al. (2006). Detalhes do dispositivo de fixação, bem como da placa centralizadora superior são apresentados na Fig. 3.6.

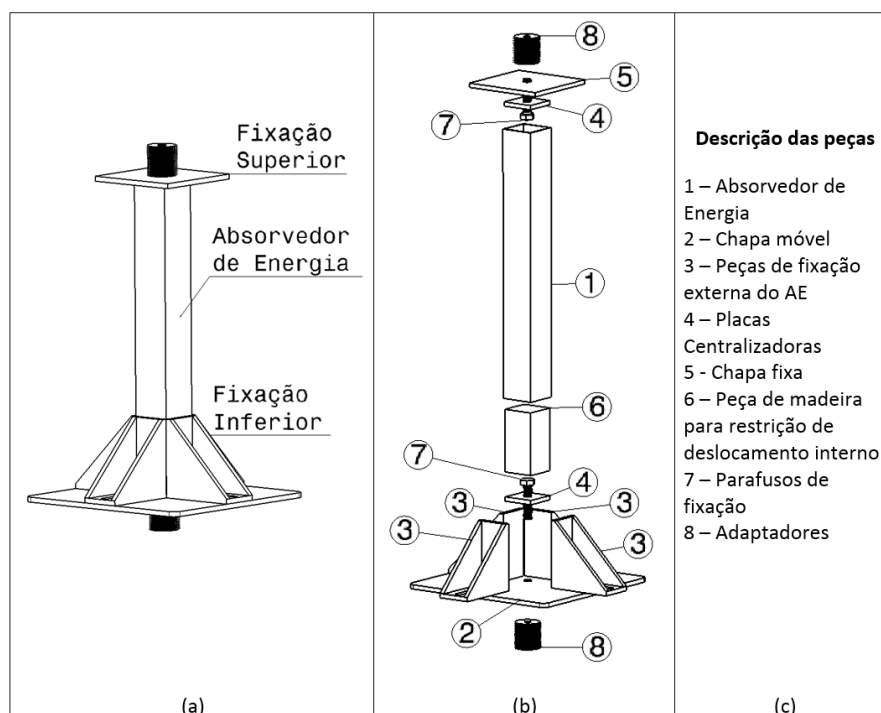


Figura 3.5: Fixação do absorvedor de energia: (a) vista isométrica, (b) vista explodida e (c) identificação das peças

Algumas adequações foram feitas à máquina universal de ensaios para garantir a fixação dos AEs. Um suporte foi projetado e construído para tal finalidade (ver Fig. 3.5, itens 2 e 3). Detalhes das adequações são mostrados na Fig. 3.6. O dispositivo construído foi preso à máquina de ensaios através do adaptador com rosca (peça de número 8, Fig. 3.6 (d)). A parte externa do adaptador foi enroscada à máquina de ensaios e o restante do dispositivo foi preso ao adaptador por meio do parafuso de fixação (peça de número 7). O absorvedor de energia foi centralizado na máquina por meio das placas centralizadoras superior e inferior (peças número 4). Tais placas foram fabricadas considerando a espessura da parede dos AEs ensaiados, e, o total de 8 placas centralizadoras foi fabricado uma vez que 4 espessuras diferentes foram testadas. O absorvedor de energia foi confinado na parte inferior por meio de quatro peças de fixação externa (número 3). Tais peças são móveis para proporcionar a inserção do AE e o uso de amostras com dimensões de seção transversal diferentes das apresentadas nesse trabalho. Furos oblongos (identificados pela letra C

na Fig. 3.6 (c)) foram feitos e as peças de fixação foram presas à chapa móvel (peça número 2) por meio de parafusos inseridos nos furos identificados com a letra B (3.6 (c)). A parte superior do dispositivo pode ser vista na Fig. 3.6 (b). A chapa fixa (peça número 5) serve como um anteparo para o AE, sendo presa à máquina por meio do parafuso de fixação (peça número 7).

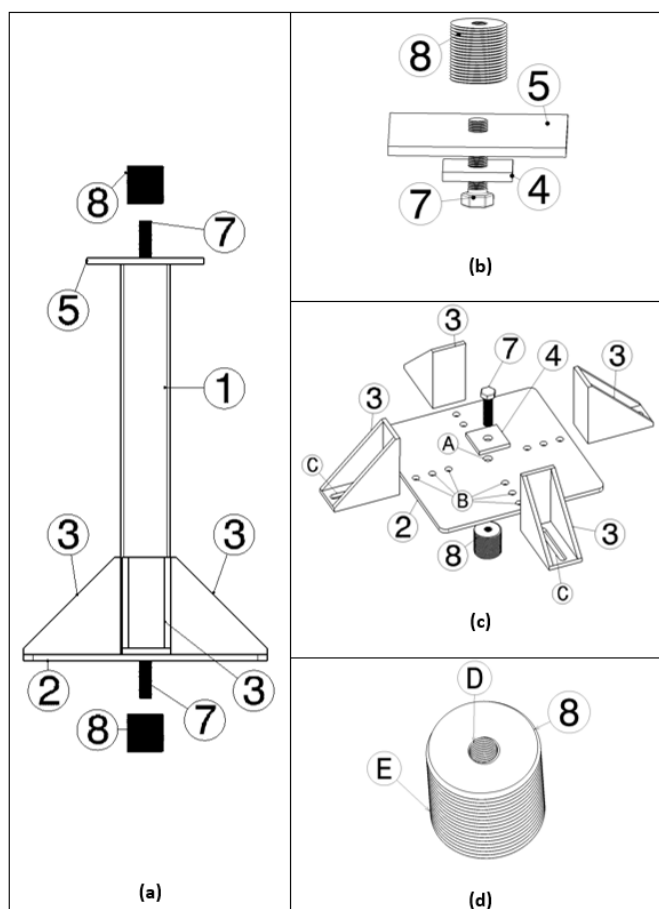


Figura 3.6: Detalhes da adequação da máquina de ensaios: (a) montagem do conjunto, (b) parte superior, (c) parte inferior e (d) adaptador com rosca

Os absorvedores de energia foram esmagados por meio da imposição de um deslocamento à sua extremidade inferior, sendo a extremidade superior apoiada na parte fixa da máquina. Tal deslocamento foi imposto a uma velocidade de  $6 \text{ mm/min}$ , o que garante uma taxa de deformação da ordem de  $10^{-4} \text{ s}^{-1}$ . Essa velocidade também foi usada nos ensaios de esmagamento quase-estáticos de Tarigopula et al. (2006) e valores similares foram adotados em trabalhos publicados, como mostrado no item 3.1. Convém salientar que tal velocidade foi adotada para todos os ensaios, uma vez que o efeito da variação da taxa de deformação não é um parâmetro em estudo no presente trabalho.



### 3.2.2 Confecção dos Absorvedores de Energia

Na confecção dos absorvedores de energia dois materiais são considerados: Alumínio 6061 e Aço 1010. Os dois materiais estão presentes em aplicações automotivas sendo, portanto, pertinente a avaliação de seu comportamento como dispositivo de segurança passiva. Além disso, é também importante se considerar a facilidade de fabricação, assim resolveu-se testar o desempenho de tubos de seção quadrada disponíveis na região para esse fim, sendo os tubos de aço comprados na loja Pinheiro Ferragens e de alumínio comprados na loja ALBRA alumínio, ambas situadas no setor de indústrias e abastecimento do Distrito Federal. Para caracterizar os materiais utilizados, ensaios de tração foram realizados segundo a norma ASTM E 8M (ASTM-E8M-00, 2000). Os resultados dos ensaios de tração, bem como valores de algumas propriedades obtidas da literatura são apresentados na Tab. 4.1, na Tab. 4.2 e também na Fig. 4.1 (páginas 49 e 50).

As dimensões dos absorvedores de energia foram escolhidas com base em trabalhos presentes na literatura (DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000), DiPaolo e Tom (2006), Mamalis et al. (2009) e Tarigopula et al. (2006)). O desenho do AE padrão é mostrado na Fig. 3.7, onde as dimensões  $t$  e  $R$  representam, respectivamente, a espessura da parede do tubo e o raio dos vértices da seção transversal. Essas dimensões são apresentadas na Tab. 3.1 (página 29). O comprimento dos absorvedores de energia foi escolhido levando-se em consideração uma distância efetiva de esmagamento igual a 150 mm, sendo esse o deslocamento máximo que pode ser obtido da máquina universal usada nos ensaios.

Conforme mencionado no item 2.2, em situações práticas a distância efetiva de esmagamento é cerca de 70% do comprimento útil do absorvedor de energia (ABRAMOWICZ, 1983). Com base nessa informação e adotando-se a distância efetiva de esmagamento em 150 mm (condição da máquina universal utilizada), obtém-se um comprimento útil de aproximadamente 214 mm. O comprimento total de 400 mm foi escolhido considerando 100 mm da porção inferior confinada, 214 mm de comprimento útil e 6 mm da placa centralizadora superior (item 5 da Fig. 3.6), restando um comprimento igual a 80 mm para considerações relativas a incertezas no modo de deformação dos AEs.

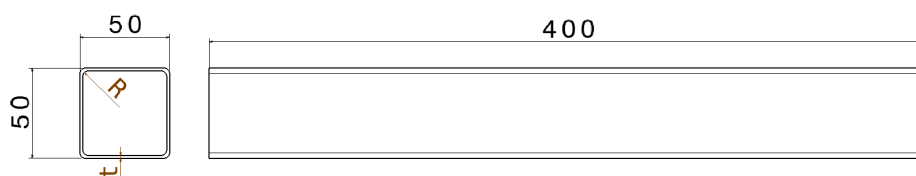


Figura 3.7: Dimensões do absorvedor de energia (dimensões em mm)

Sete diferentes tipos de absorvedores de energia foram testados e para identificá-los usou-se a seguinte nomenclatura: tipo 0, tipo A, tipo B, tipo C, tipo D, tipo E e tipo F. Um AE do tipo 0 (sem furos laterais) é apresentado na Fig. 3.7, enquanto os absorvedores com furos laterais são mostrados na Fig. 3.8. Convém salientar que a largura da seção transversal e o comprimento dos AEs com furos laterais são as mesmas do absorvedor tipo 0, as quais são apresentadas na Fig. 3.7. Esclarece-se que na nomenclatura adotada diferenciam-se os AEs quanto à presença de furos nas

quatro paredes ou apenas em duas delas, assim como a distância vertical entre eles e diâmetro. As distâncias são as estabelecidas na Fig. 3.8 e os diâmetros foram de 8 mm e 12 mm. A escolha de tais diâmetros será melhor esclarecida no decorrer dessa seção. Somado às variações geométricas dos AEs citadas acima, ainda houve variação, conforme citado no início da presente subseção, do material e espessura de parede.

A Tabela 3.1 traz a lista de AEs ensaiados. O formato geral da nomenclatura utilizada para diferenciá-los é a seguinte: XX\_YY\_Z\_d, onde XX representa o material (AC = Aço, AL = Alumínio), YY refere-se à espessura da parede do tubo (14 = chapa #14, 16 = chapa #16 e 18 = chapa #18), Z é o tipo do AE (Fig. 3.7 e Fig. 3.8) e d é o diâmetro dos furos laterais. Para o caso dos absorvedores de energia sem furos laterais (tipo 0), nenhum valor de d foi utilizado, ficando a nomenclatura XX\_YY\_Z.

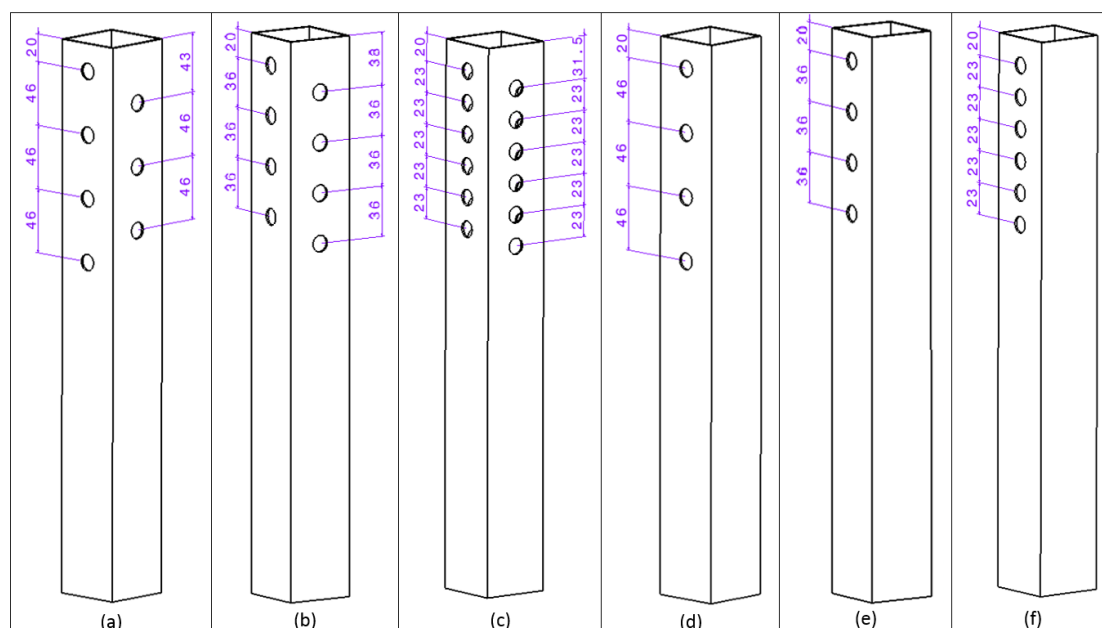


Figura 3.8: Tipos de absorvedores de energia com furos laterais : (a) tipo A, (b) tipo B, (c) tipo C, (d) tipo D, (e) tipo E, (f) tipo F (dimensões em mm).

Os furos laterais foram feitos com o objetivo de servirem de gatilhos, os quais funcionam como iniciadores do processo de formação dos lóbulos. Abordagem similar foi apresentada por DiPaolo, Monteiro e Gronsky (2000), DiPaolo e Tom (2006) e Mamalis et al. (2009). Para determinar a posição dos furos, primeiro executou-se ensaios nos AEs do Tipo 0 (sem furos laterais) com o intuito de verificar, dentre os modos de deformação apresentados no item 2.2, qual seria o modo de deformação obtido para os AEs ensaiados e o número de lóbulos formados. Verificou-se que o modo simétrico, apresentado no item 2.2, é predominante nos 4 absorvedores do tipo 0 analisados.

A distância entre os furos dos absorvedores do Tipo A foi determinada considerando o comprimento do lóbulo ( $2H$ ) e a distância efetiva de esmagamento (Eq. 2.21), sendo  $H$  estimado pela Eq. 2.11. Os furos dos AEs do tipo B foram feitos com o objetivo de induzir a formação de um lóbulo adicional. Para isso, a distância entre os furos de uma mesma parede foi diminuída de 46

mm (distância teórica usada nos AEs do Tipo A) para 36 mm (distância usada nos AEs do tipo B), viabilizando assim a presença de um furo adicional.

A distância entre os furos do AE tipo C foi estabelecida em 23 mm (metade da distância usada nos absorvedores do tipo A) para investigar o efeito de uma redução significativa da distância entre os gatilhos. É importante informar que o início da furação de todas as amostras foi feito considerando o mesmo referencial (20 mm da extremidade superior do AE), conforme mostrado na Fig. 3.8. O posicionamento dos furos em relação à extremidade superior foi feita a partir da observação dos AEs do tipo 0 após os ensaios de esmagamento e dos estudos de Mamalis et al. (2009), os quais afirmaram que os melhores resultados foram obtidos para absorvedores com furos mais próximos da metade de seu comprimento. Ainda sobre a localização dos primeiros furos, convém salientar que a distância do primeiro furo adotada neste trabalho (20 mm) é muito similar à distância de 21,6 mm adotada por DiPaolo, Monteiro e Gronskey (2000) e DiPaolo e Tom (2006). Situação similar acontece com o posicionamento do segundo furo nos AEs do tipo A (43 mm) em comparação à distância de 44,5 mm usada por DiPaolo, Monteiro e Gronskey (2000) e DiPaolo e Tom (2006), conforme pode ser verificado nas Figuras 3.2 e 3.8.

A escolha do diâmetro dos furos foi feita com base nos trabalhos de Mamalis et al. (2009), os quais ensaiaram absorvedores com furos de 5 mm e 10 mm de diâmetro. Para o presente trabalho, foram fabricados absorvedores com furos de diâmetros um pouco maiores que os apresentados por Mamalis et al. (2009), uma vez que tais autores afirmaram que, para determinadas configurações, os furos por eles testados não funcionaram como iniciadores do processo de colapso. Sendo assim, no presente estudo, dois diâmetros de furos foram testados: 8mm e 12 mm, conforme mostrado na Tab. 3.1.

Os ensaios dos absorvedores dos tipos D, E e F foram executados com o objetivo de estudar o fenômeno do esmagamento axial dos tubos quando apenas duas paredes opostas possuem furos. Sendo assim, o absorvedor do tipo D é similar ao AE do tipo A, sendo que a diferença entre esses dois AEs está no fato de o AE do tipo A possuir furos em todas as quatro paredes, dispostos em camadas intercaladas e o AE do tipo D apresentar furos em apenas duas paredes opostas. O mesmo ocorre para o absorvedor do tipo E (similar ao AE do tipo B) e para o absorvedor do tipo F (similar ao AE do tipo C), como mostrado na Fig. 3.8.

Os absorvedores de energia foram cortados de tubos vendidos comercialmente, utilizando uma máquina de serra de fita horizontal (marca Starrett, modelo St-3720). Após o corte, as duas extremidades do AE passaram por um processo de acabamento com a finalidade de proporcionar perpendicularidade entre as extremidades e o eixo do tubo, bem como paralelismo entre as duas extremidades. O processo de furação dos AEs foi feito em um centro de usinagem da marca Romi (modelo D600). Após a furação, os absorvedores de energia passaram por um processo de acabamento final para remoção das rebarbas deixadas durante os processos de fabricação.

Tabela 3.1: Especificação dos absorvedores de energia ensaiados

Identificação do AE	Material	Espessura da Parede (mm)	Tipo do AE	Diâmetro dos Furos (mm)	Raio dos Vértices (mm)
AC_16_0	Aço	1,60	0	-	3
AC_18_0	Aço	1,25	0	-	2
AC_16_A_8	Aço	1,60	A	8	3
AC_16_B_8	Aço	1,60	B	8	3
AC_16_C_8	Aço	1,60	C	8	3
AC_16_A_12	Aço	1,60	A	12	3
AC_16_B_12	Aço	1,60	B	12	3
AC_16_C_12	Aço	1,60	C	12	3
AC_16_D_12	Aço	1,60	D	12	3
AC_16_E_12	Aço	1,60	E	12	3
AC_16_F_12	Aço	1,60	F	12	3
AL_14_0	Alumínio	2,00	0	-	<1
AL_16_0	Alumínio	1,55	0	-	<1
AL_14_A_8	Alumínio	2,00	A	8	<1
AL_14_B_8	Alumínio	2,00	B	8	<1
AL_14_C_8	Alumínio	2,00	C	8	<1
AL_14_A_12	Alumínio	2,00	A	12	<1
AL_14_B_12	Alumínio	2,00	B	12	<1
AL_14_C_12	Alumínio	2,00	C	12	<1

### 3.3 Resultados e Discussões

Esta seção apresenta os resultados dos ensaios de esmagamento axial dos absorvedores de energia descritos na seção precedente. Ao todo, são apresentados os resultados de 19 (dezenove) ensaios. Os resultados obtidos são mostrados na Tab. 3.2. Observando a referida tabela, verifica-se a variação nos indicadores de desempenho estudados, os quais foram apresentados na seção 2.1. Dado que a interrupção dos ensaios dos absorvedores de energia não se deu com o mesmo nível de deslocamento, optou-se por padronizar esse valor a 130 mm para todos eles. Dessa forma, os indicadores de eficiência terão por base o mesmo deslocamento. As especificações de cada AE apresentado são mostradas na Tab. 3.1.

Por questões de organização, esta seção foi dividida em 4 subseções. Inicialmente são apresentados os resultados dos 4 (quatro) ensaios de absorvedores de energia sem furos. Em seguida são apresentados os resultados obtidos com os AEs perfurados lateralmente fabricados em aço e os resultados dos ensaios dos AEs fabricados em alumínio com furos laterais. Por último, uma subseção mostra um comparativo entre os resultados obtidos para o indicador de desempenho energia absorvida específica, como uma forma de comparar o desempenho de absorvedores fabricados em aço e alumínio perfurados lateralmente.

Tabela 3.2: Resultados experimentais obtidos

Identificação do AE	Ea (kJ)	m (kg)	SEA (kJ/kg)	Fmax (kN)	Fmed (kN)	LR	$\eta$
AC_16_0	3,41	0,907	3,76	82,6	26,3	3,14	0,466
AC_18_0	2,66	0,742	3,59	66,8	20,5	3,26	0,462
AC_16_A_8	3,83	0,902	4,24	77,4	29,4	2,63	0,569
AC_16_B_8	3,64	0,898	4,06	76,9	28,0	2,74	0,542
AC_16_C_8	3,50	0,896	3,90	71,8	26,9	2,67	0,520
AC_16_A_12	3,50	0,897	3,90	71,0	26,9	2,64	0,545
AC_16_B_12	3,72	0,894	4,16	71,4	28,6	2,50	0,579
AC_16_C_12	3,53	0,879	4,02	67,0	27,2	2,46	0,550
AC_16_D_12	3,77	0,903	4,17	78,6	29,0	2,71	0,587
AC_16_E_12	3,91	0,903	4,33	79,1	30,1	2,63	0,610
AC_16_F_12	3,76	0,895	4,20	77,9	28,9	2,69	0,586
AL_14_0	2,66	0,399	6,65	56,7	20,4	2,78	0,488
AL_16_0	1,59	0,312	5,09	41,4	12,2	3,38	0,374
AL_14_A_8	2,72	0,395	6,90	53,2	20,9	2,54	0,546
AL_14_B_8	2,41	0,395	6,10	51,5	18,5	2,78	0,483
AL_14_C_8	2,57	0,393	6,55	52,3	19,8	2,64	0,515
AL_14_A_12	2,54	0,391	6,49	49,1	19,5	2,52	0,533
AL_14_B_12	2,70	0,390	6,94	48,3	20,8	2,33	0,568
AL_14_C_12	2,90	0,384	7,56	50,1	22,3	2,25	0,609

### 3.3.1 Ensaios realizados em absorvedores de energia sem furos laterais

Os ensaios realizados nos AEs do tipo 0 objetivaram estudar a influência do material utilizado na fabricação do absorvedor e também da espessura da parede da seção transversal nos indicadores de desempenho analisados.

As curvas de força em função do deslocamento, bem como imagens dos absorvedores de energia após o término dos ensaios são mostrados nas Fig. 3.9 e Fig. 3.10 para o aço e o alumínio, respectivamente.

Os referidos gráficos mostram o efeito da variação da espessura da seção transversal na curva FxD. Observa-se que, tanto para o caso dos AEs fabricados em aço quanto para os AEs fabricados em alumínio ocorreu uma defasagem horizontal na curva força versus deslocamento, o que evidencia uma diferença no comprimento dos lóbulos formados durante os ensaios. Essa diferença no comprimento dos lóbulos quando a espessura da parede é alterada foi prevista pelo modelo teórico apresentado por Abramowicz e Jones (1984), através da Eq. 2.11, apresentada no item 2.2. A variação do comprimento teórico dos lóbulos em função da espessura da parede do absorvedor pode ser verificada a partir da análise do gráfico mostrado na Fig. 3.11 enquanto que a variação de tal comprimento verificada nos experimentos é mostrada na Tab. 3.5. Para o cálculo do comprimento teórico mostrado na Fig. 3.11, foram utilizadas as Equações 2.11 e 2.21.

Observa-se ainda uma diferença na amplitude dos segmentos periódicos das curvas mostradas na Fig. 3.9 e na Fig. 3.10, evidenciando alteração da força axial quando a espessura sofre variação. Essa elevação na magnitude da força pode ser explicada pelo aumento da resistência ocasionado pelo acréscimo de material na parede do tubo, o qual provocou um incremento na força necessária para causar plastificação da seção transversal.

Outra observação importante a ser feita das Figuras 3.9 e 3.10 diz respeito à parte inicial das curvas, a qual descreve o início do processo de formação do primeiro lóbulo. Analisando cada figura individualmente, é possível verificar que, para um mesmo material, as duas curvas são praticamente sobrepostas na porção inicial.

O fato descrito no parágrafo anterior é verificado até que a força de pico seja alcançada para o AE com menor espessura de parede da seção transversal e, a partir daí as curvas se diferenciam. A proximidade das curvas na parte inicial justifica-se pelo fato de o material dos dois AEs apresentar mesmo módulo de elasticidade e pequena variação na área da seção transversal, uma vez que durante o início do ensaio o absorvedor é submetido a uma compressão elástica uniforme, conforme apresentado na Seção 2.2.

O fato de o absorvedor com menor espessura de parede iniciar o processo de plastificação do primeiro lóbulo antes do absorvedor mais espesso é justificável pelo fato de os dois AEs apresentarem mesma tensão de escoamento (Tab. 4.1), uma vez que ambos são fabricados com o mesmo material. A diminuição na espessura da parede ocasiona redução na área da seção transversal, fazendo com que a tensão de escoamento seja obtida primeiro no AE de menor espessura.

Em relação ao modo de deformação, observou-se que os quatro AEs do tipo 0 apresentaram modo de deformação simétrico, conforme descrito na Seção 2.2.

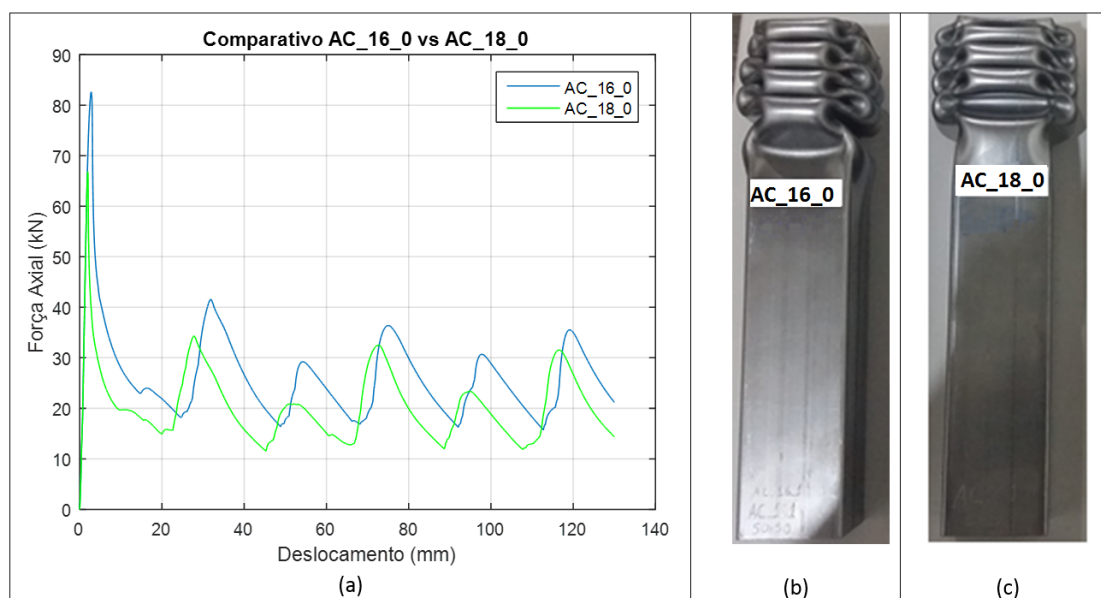


Figura 3.9: Comparativo entre os ensaios dos AEs de aço sem furos: efeito da variação da espessura da parede da seção transversal. (a) Força axial em função do deslocamento axial, (b) absorvedor AC\_16\_0 e (c) absorvedor AC\_18\_0.

Após o processamento dos dados, foi possível observar as variações dos indicadores de desempenho estudados, conforme apresentado na Tab. 3.2. Para o aço, um aumento de 0,35 mm (28%) na espessura da parede do tubo ocasionou um acréscimo de 750 J (28%) na energia absorvida, 165 gramas (22%) na massa, 170 J/kg (4,7%) na energia absorvida específica, 15,8 kN (24%) na força máxima e 5,8 kN (28%) na força média. A efetividade estrutural foi aumentada em um valor muito pequeno, cerca de 0,87%. Dos parâmetros estudados, o único que apresentou diminuição com o aumento da espessura da seção transversal foi a razão de carregamento, a qual sofreu redução de 3,7%.

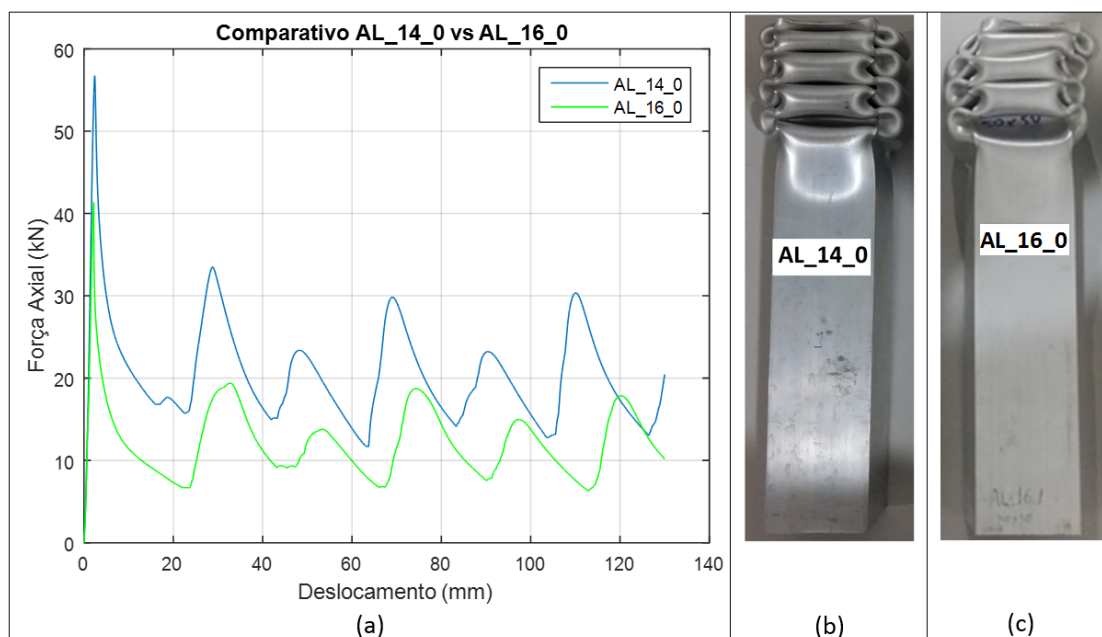


Figura 3.10: Comparativo entre os ensaios dos AEs de alumínio sem furos: efeito da variação da espessura da parede da seção transversal. (a) Força axial em função do deslocamento axial, (b) absorvedor AL\_14\_0 e (c) absorvedor AL\_16\_0.

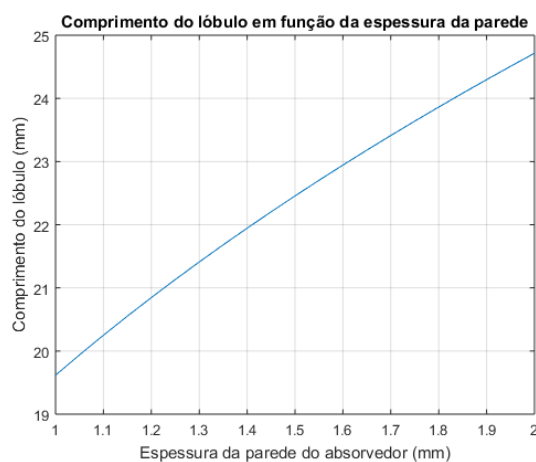


Figura 3.11: Comprimento do lóbulo teórico em função da espessura da parede do absorvedor.

Em relação aos ensaios realizados nos AEs de alumínio, a espessura da parede foi aumentada em 0,45 mm (29%). Esse incremento ocasionou um acréscimo de 1,07 kJ (67%) na energia absorvida, 87 gramas (28%) na massa, 1,56 kJ/kg (31%) na energia absorvida específica, 15,3 kN (37%) na força máxima e 8,2 kN (67%) na força média. A efetividade estrutural apresentou um acréscimo de cerca de 30%. Assim como ocorreu com os AEs de aço, dos indicadores de desempenho analisados usando os dados dos ensaios dos AEs de alumínio, o único que apresentou diminuição com o aumento da espessura da parede da seção transversal foi a razão de carregamento, a qual sofreu redução de 18%. Para uma melhor visualização e interpretação, as informações acima descritas são mostradas na Tab. 3.3 onde o símbolo ↑ é usado para representar aumento no indicador e o símbolo ↓ é usado para mostrar diminuição do indicador de desempenho estudado. Nas comparações, adotou-se como referência o absorvedor de energia com menor espessura de parede da seção transversal (AC\_18\_0 para o aço e AL\_16\_0 para o alumínio).

Tabela 3.3: Efeito da variação da espessura da parede nos indicadores de desempenho estudados - AEs sem furos laterais

Material	Espessura da Parede (mm) <sup>1</sup>	Ea (kJ)	m (kg)	SEA (kJ/kg)	Fmax (kN)	Fmed (kN)	LR	$\eta$
Aço	↑ 0,35	↑ 0,750	↑ 0,165	↑ 0,170	↑ 15,8	↑ 5,8	↓ 0,12	↑ 0,004
	28%	28%	22%	4,7%	24%	28%	3,7%	0,87%
Alumínio	↑ 0,45	↑ 1,07	↑ 0,087	↑ 1,56	↑ 15,3	↑ 8,2	↓ 0,6	↑ 0,114
	29%	67%	28%	31%	37%	67%	18%	30%

Por meio da análise das Figuras 3.9 e 3.10 e da Tab. 3.3 verifica-se que variações na curva força em função do deslocamento e, conseqüentemente nos indicadores de desempenho, são mais evidentes nos absorvedores de energia fabricados em alumínio. A Tab. 3.3 mostra que aumentos percentuais na espessura da parede muito próximas (28% para o aço e 29% para o alumínio) conduzem a um aumento relativo dos indicadores de desempenho muito maiores para o alumínio quando comparados aos aumentos verificados para o aço.

O fenômeno descrito no parágrafo anterior é notado, principalmente para os indicadores de desempenho Energia Absorvida e Força Média, os quais apresentaram um aumento relativo igual a 67% para o alumínio em comparação ao aumento de 28% verificado para o absorvedor fabricado em aço. Diferenças consideráveis também foram verificadas para a energia absorvida específica (incremento de 31% para o AE de alumínio e 4,7% para o AE de aço) e efetividade estrutural (incremento de 30% para o AE de alumínio e 0,87% para o AE de aço). Dos indicadores estudados, o que apresentou variações relativas mais próximas foi o indicador força de pico, sendo que um aumento de 37% foi verificado para o alumínio e um aumento de 24% foi apresentado pelo absorvedor de aço quando a espessura da parede dos absorvedores foi aumentada.

<sup>1</sup>Relativamente ao AE de menor espessura de parede.



Os dados do ensaio do absorvedor AC\_16\_0 foram comparados aos dados do ensaio do absorvedor AL\_16\_0, com o propósito de verificar o efeito do material no desempenho dos tubos de seção quadrada utilizados como absorvedores de energia, conforme Fig. 3.12 e Tab. 3.4. Para as comparações mostradas na referida tabela, foi considerado como referência o ensaio do AE fabricado em aço (AC\_16\_0).

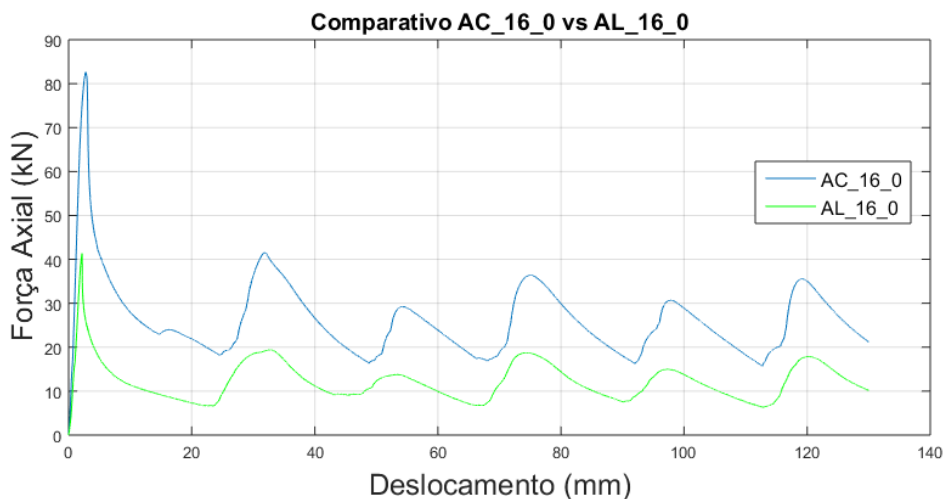


Figura 3.12: Comparativo entre as curvas de força axial em função do deslocamento para os absorvedores de energia fabricados em aço e alumínio.

Através da análise da Fig. 3.12 é possível verificar uma diferença considerável na magnitude das forças máximas em cada lóbulo, assim como a força de pico no primeiro lóbulo, que corresponde à primeira transmissão de força para a cabine em caso de impactos. Tal divergência é explicada pela diferença na resistência ao escoamento dos materiais, conforme mostrado na Tab. 4.1. Observa-se também diferença na inclinação da parte inicial das duas curvas (compressão elástica uniforme), o que é justificado pela diferença no módulo de elasticidade dos dois materiais usados na fabricação dos AEs, uma vez que a variação da área da seção transversal é muito pequena. Outra constatação importante é o comprimento dos segmentos das curvas, que podem ser verificados pela distância entre os vales. Observa-se que tais distâncias são aproximadamente iguais, evidenciando que os AEs ensaiados apresentaram comprimentos de lóbulos muito similares. Esse fato é apresentado numericamente na Tab. 3.5, a qual mostra pequenas variações nos comprimentos dos lóbulos correspondentes ao se comparar cada segmento do absorvedor AC\_16\_0 com o segmento de mesmo número em AE AL\_16\_0. A constatação de que o comprimento dos lóbulos não depende do material é corroborada pela Eq. 2.11, a qual mostra que o comprimento dos lóbulos ( $2H$ ) depende apenas da geometria do tubo.

Observando a Tab. 3.4 verifica-se um decréscimo considerável na energia absorvida devido aos baixos valores de força axial apresentados pelo alumínio, como pode ser verificado na Fig. 3.12. Os valores de força de pico e força média também apresentaram uma redução significativa quando comparados aos valores verificados para o AE fabricado em aço, o que pode ser justificado pela baixa resistência ao escoamento do alumínio. A razão de carregamento apresentou um pequeno

aumento quando comparado ao aço, o que não é bom para aplicações automotivas, onde se espera que o valor de tal parâmetro seja o mais próximo de 1 (um) possível.

Destaca-se como alteração positiva a energia absorvida específica, parâmetro esse que apresentou um aumento de 35% em relação ao aço, o que pode ser um fator de escolha do alumínio para aplicações em que se deseja redução de peso. De acordo com Jones (2010), o qual fez comparativos entre o desempenho de tubos de seção circular fabricados em alumínio e aço inoxidável usando um indicador que relaciona a energia absorvida pelo absorvedor com a energia absorvida pelo mesmo volume de material em um ensaio de tração, o alumínio é mais efetivo que o aço inoxidável. Constatação semelhante é feita no presente trabalho quando o indicador de desempenho energia absorvida específica dos absorvedores AC\_16\_0 e AL\_16\_0 são comparados, uma vez que levando em conta unicamente esse parâmetro, um absorvedor fabricado em alumínio com mesma massa que um absorvedor fabricado em aço teoricamente absorveria mais energia que o absorvedor fabricado em aço.

Tabela 3.4: Efeito da variação do material nos indicadores de desempenho estudados - absorvedor AC\_16\_0 (referência) versus absorvedor AL\_16\_0

<b>Espessura da Parede (mm)</b>	<b>Ea (kJ)</b>	<b>m (kg)</b>	<b>SEA (kJ/kg)</b>	<b>Fmax (kN)</b>	<b>Fmed (kN)</b>	<b>LR</b>	<b><math>\eta</math></b>
↓ 0,05 3%	↓ 1,82 53%	↓ 0,595 66%	↑ 1,33 35%	↓ 41,3 50%	↓ 14,0 53%	↑ 0,235 7,5%	↓ 0,092 20%

Com a finalidade de prover uma investigação mais detalhada do fenômeno de esmagamento axial, a curva força em função do deslocamento foi dividida em segmentos e os indicadores de desempenho foram calculados para cada trecho segmentado. O início e o fim de cada segmento foram escolhidos de forma visual, sendo que os vales de cada segmento foram escolhidos como extremos do intervalo de análise. Tal escolha foi feita com base na suposição de que cada vale representa o fim do processo de formação de um lóbulo e o início da formação do lóbulo subsequente. Exemplo de escolha dos segmentos é mostrado na Fig. 3.13 para a curva FxD do aço, ensaio do absorvedor AC\_16\_0. Os resultados obtidos das análises por segmentos são mostrados na Tab. 3.5. Para a referida tabela, a sequência dos segmentos foi escolhida iniciando-se a contagem pelo primeiro lóbulo de cada gráfico, conforme exemplificado na Fig. 3.13.

A Tabela 3.5 mostra que o comprimento dos lóbulos sofre alteração quando a espessura da seção transversal é modificada. Observa-se ainda que essa variação é muito pequena quando o material é alterado (vide comparativo entre AC\_16\_0 e AL\_16\_0).

Verifica-se também que a energia absorvida é diretamente relacionada ao comprimento e à força máxima de cada segmento, uma vez que os maiores valores de energia absorvida foram apresentados por lóbulos que possuem a maior combinação comprimento e força máxima. Por isso, observa-se que os maiores valores do indicador de desempenho energia absorvida são verificados nos dois primeiros lóbulos, fato que se repetiu para todos os quatro absorvedores sem furos laterais.

Um comportamento oscilatório da força máxima em cada lóbulo pode ser observado a partir

do segundo segmento. Ele caracteriza-se por um decréscimo seguido de posterior aumento e assim sucessivamente. Esse comportamento pode ser verificado analisando os picos de força dos gráficos apresentados nas Figuras 3.9, 3.10 e 3.12 e reflete-se na energia absorvida, na força média e na razão de carregamento, os quais apresentam o mesmo padrão de variação. Esse comportamento oscilatório da força máxima de cada lóbulo também foi verificado por DiPaolo e Tom (2006), conforme mostrado na Fig. 2.10. Com relação à razão de carregamento, é importante notar que o valor apresentado pelo primeiro lóbulo é muito maior que os valores apresentados pelos demais. Esse fenômeno foi verificado para todos os AEs do tipo 0, o que evidencia a necessidade de atenção especial para o primeiro lóbulo no sentido de minimizar o valor da força de pico.

Tabela 3.5: Análise por segmentos da curva FxD - absorvedores de energia sem furos laterais

Identificação do AE	Segmento	Comprimento (mm)	Ea (kJ)	Fmax (kN)	Fmed (kN)	LR
AC_16_0	1	24,6	0,748	82,6	30,4	2,72
	2	24,6	0,667	41,5	27,5	1,51
	3	19,4	0,438	29,2	22,6	1,29
	4	23,8	0,614	36,4	25,7	1,41
	5	20,7	0,484	30,7	23,4	1,31
	6	17,2	0,464	35,6	26,9	1,32
AC_18_0	1	22,7	0,509	66,8	22,4	2,98
	2	22,6	0,503	34,3	22,3	1,54
	3	21,5	0,359	20,9	16,7	1,25
	4	21,8	0,477	32,5	21,8	1,49
	5	19,1	0,344	23,4	18,0	1,30
	6	22,2	0,469	31,5	21,1	1,49
AL_14_0	1	23,5	0,528	56,7	22,4	2,53
	2	18,4	0,432	33,5	23,4	1,43
	3	21,7	0,387	23,4	17,8	1,31
	4	19,7	0,419	29,8	21,3	1,40
	5	20,2	0,372	23,3	18,4	1,26
	6	22,9	0,461	30,4	20,2	1,51
AL_16_0	1	23,6	0,293	41,4	12,4	3,33
	2	23,7	0,320	19,4	13,5	1,44
	3	20,1	0,212	13,8	10,5	1,31
	4	23,7	0,303	18,7	12,8	1,47
	5	21,8	0,237	15,0	10,9	1,38
	6	17,0	0,226	17,9	13,3	1,34

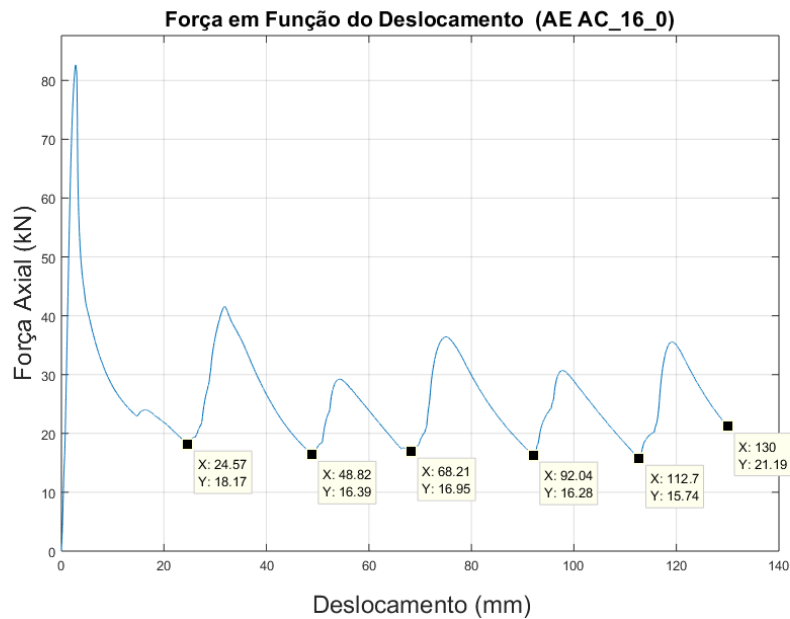


Figura 3.13: Exemplo de escolha dos extremos dos segmentos para análise por intervalos da curva FxD - ensaio AC\_16\_0

### 3.3.2 Ensaio realizados em absorvedores de energia fabricados em aço com furos laterais

As análises da influência que furos laterais exercem no desempenho de absorvedores de energia tubulares com seção quadrada fabricados em aço foram conduzidas em AEs com 1,60 mm de espessura de parede (chapa #16). A escolha dessa espessura, em detrimento da chapa #18 também estudada nos AEs do tipo 0 fabricados em aço, é justificada pelo melhor desempenho dos absorvedores de energia sem furos fabricados na chapa #16, como apresentado na Tab. 3.3.

Imagens dos absorvedores de energia fabricados em aço após o término dos ensaios são mostradas na Fig. 3.14. Por meio da análise da referida figura, observa-se o modo de colapso dos absorvedores. Os AEs AC\_16\_A\_8, AC\_16\_A\_12 e AC\_16\_D\_12, cuja distância entre furos foi calculada usando a Eq. 2.11, apresentaram formação das dobras coincidente com os furos, conforme mostrado na Figuras 3.14 (a), 3.14 (d) e 3.14 (g). Para o caso do absorvedor AC\_16\_D\_12 (Fig. 3.14 (g)) houve coincidência entre a formação das dobras e a posição dos furos, porém verificou-se um processo de flambagem mista da coluna, uma vez que houve formação de lóbulos (característica da flambagem progressiva) e ao mesmo tempo ocorreu um deslocamento lateral considerável, o que se assemelha a um processo de flexão global da coluna. Outro absorvedor que apresentou combinação de flambagem progressiva com flexão global foi o AE AC\_16\_F\_12, conforme apresentado na Fig. 3.14 (i). O deslocamento lateral apresentado por esses dois AEs foi estimado por meio da medição da excentricidade verificada entre as duas extremidades do tubo. Para o absorvedor AC\_16\_D\_12 verificou-se uma excentricidade de aproximadamente 42 mm, enquanto para o absorvedor AC\_16\_F\_12 a excentricidade medida foi aproximadamente 23 mm.

Para os absorvedores de energia dos tipos B, C, E e F, cuja distância entre furos difere do comprimento teórico de um lóbulo ( $2H$ ), verificou-se que a formação do primeiro lóbulo se iniciou em um furo, conforme esperado, porém os demais lóbulos não necessariamente começaram a se formar no furo, o que difere do desejável. Sendo assim, pode-se afirmar que, para os casos em que os furos foram feitos obedecendo a distância teórica, os mesmos funcionaram como iniciadores do processo de formação de todas as dobras, porém para os AEs perfurados em distâncias diferentes da teórica, somente o primeiro lóbulo foi iniciado pelo furo. Observa-se ainda que, em todos os casos em que a distância da furação não corresponde à teórica, os furos modificaram o processo de formação dos lóbulos subsequentes ao primeiro lóbulo, o que pode ser observado por meio da comparação da Fig. 3.14 com a Fig. 3.9(b). Essa comparação mostra que a forma bem comportada da Fig.3.9(b) não é verificada para os AEs da Fig. 3.14, sobretudo nos absorvedores mostrados nas Figuras 3.14(b), 3.14(f) e 3.14(i).

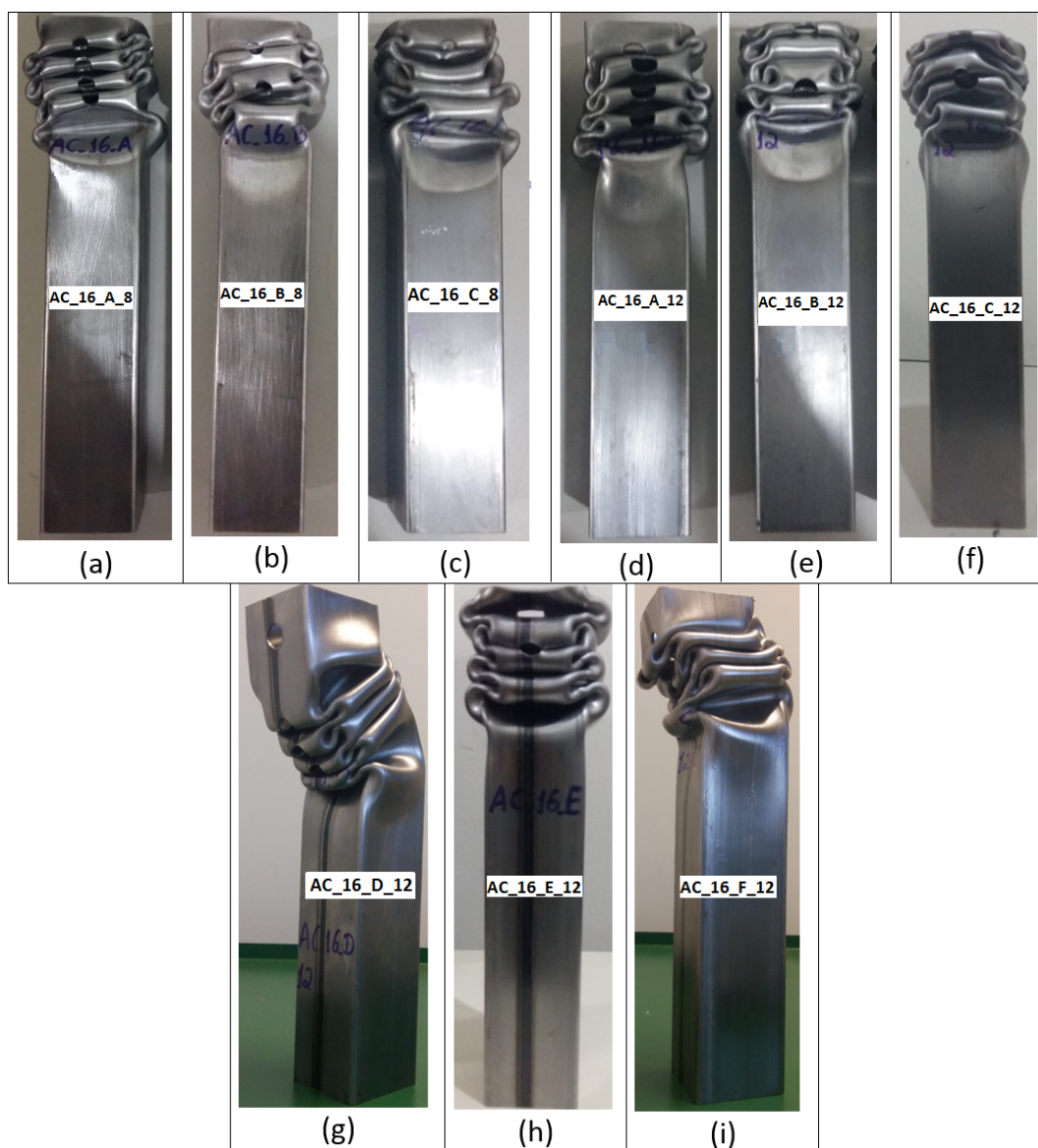


Figura 3.14: Absorvedores de energia fabricados em aço com furos após ensaios de esmagamento.

Os indicadores de desempenho foram organizados em ordem decrescente e são apresentados na Tab. 3.6. Além dos valores obtidos para os AEs de aço perfurados lateralmente, também são mostrados os resultados do absorvedor de referência (AC\_16\_0) para possibilitar uma análise do efeito da inserção dos furos laterais.

Observa-se da Tab. 3.6 que, todos os absorvedores de energia perfurados lateralmente apresentaram melhoria nos indicadores de desempenho quando comparados ao AE sem furos (AC\_16\_0). Essa afirmação é feita com base na constatação que o absorvedor AC\_16\_0 apresentou os menores valores de Energia Absorvida ( $Ea$ ), Energia Absorvida Específica ( $SEA$ ), Força Média ( $Fm$ ) e Efetividade Estrutural ( $\eta$ ). Ainda sobre o comparativo dos indicadores de desempenho, a Tab. 3.6 mostra que os maiores valores de força de pico ( $Fmax$ ) e Razão de Carregamento ( $LR$ ) foram observados para o AE do tipo 0, o que corrobora a afirmação de que, dentre os AEs de aço estudados, o absorvedor do tipo 0 apresentou desempenho inferior aos AEs perfurados lateralmente, dado que em aplicações automotivas busca-se por menores valores de força de pico e razões de carregamento próximas à unidade.

Tabela 3.6: Indicadores de desempenho em ordem decrescente - absorvedores de energia fabricados em aço.

Ordem	Indicador de desempenho					
	Ea (kJ)	SEA (kJ/kg)	Fmax (kN)	Fmed (kN)	LR	$\eta$
1	AC_16_E_12 (3,91)	AC_16_E_12 (4,33)	AC_16_0 (82,6)	AC_16_E_12 (30,1)	AC_16_0 (3,14)	AC_16_E_12 (0,610)
2	AC_16_A_8 (3,83)	AC_16_A_8 (4,24)	AC_16_E_12 (79,1)	AC_16_A_8 (29,4)	AC_16_B_8 (2,74)	AC_16_D_12 (0,587)
3	AC_16_D_12 (3,77)	AC_16_F_12 (4,20)	AC_16_D_12 (78,6)	AC_16_D_12 (29,0)	AC_16_D_12 (2,71)	AC_16_F_12 (0,586)
4	AC_16_F_12 (3,76)	AC_16_D_12 (4,17)	AC_16_F_12 (77,9)	AC_16_F_12 (28,9)	AC_16_F_12 (2,69)	AC_16_B_12 (0,579)
5	AC_16_B_12 (3,72)	AC_16_B_12 (4,16)	AC_16_A_8 (77,4)	AC_16_B_12 (28,6)	AC_16_C_8 (2,67)	AC_16_A_8 (0,569)
6	AC_16_B_8 (3,64)	AC_16_B_8 (4,06)	AC_16_B_8 (76,9)	AC_16_B_8 (28,0)	AC_16_A_12 (2,64)	AC_16_C_12 (0,550)
7	AC_16_C_12 (3,53)	AC_16_C_12 (4,02)	AC_16_C_8 (71,8)	AC_16_C_12 (27,2)	AC_16_A_8 (2,63)	AC_16_A_12 (0,545)
8	AC_16_A_12 (3,50)	AC_16_A_12 (3,90)	AC_16_B_12 (71,4)	AC_16_A_12 (26,9)	AC_16_E_12 (2,63)	AC_16_B_8 (0,542)
9	AC_16_C_8 (3,50)	AC_16_C_8 (3,90)	AC_16_A_12 (71,0)	AC_16_C_8 (26,9)	AC_16_B_12 (2,50)	AC_16_C_8 (0,520)
10	AC_16_0 (3,41)	AC_16_0 (3,76)	AC_16_C_12 (67,0)	AC_16_0 (26,3)	AC_16_C_12 (2,46)	AC_16_0 (0,466)

Em relação à Energia Absorvida, foi observado uma tendência de melhor desempenho dos AEs com furos em apenas duas paredes opostas, evidenciada pelos absorvedores AC\_16\_E\_12 (posição 1), AC\_16\_D\_12 (posição 3) e AC\_16\_F\_12 (posição 4). Ainda sobre a Energia Absorvida, nota-se que os AEs do tipo B apresentaram um melhor desempenho que os demais AEs perfurados em todas as paredes com furos de 12 mm. Já para o caso dos absorvedores de aço perfurados em todas as paredes com furos de 8 mm, o melhor resultado foi obtido para o AE do tipo A.

Os parâmetros  $SEA$  e  $F_{med}$  apresentaram comportamento semelhante à Energia Absorvida, o que pode ser justificado pelo fato de tais parâmetros serem calculados a partir da Energia Absorvida (Equações 2.2 e 2.3), sendo que o deslocamento máximo foi padronizado em 130 mm e houve pouca variação de massa dos AEs estudados (Tab. 3.2). A única mudança na ordem foi a troca de posição do absorvedor AC\_16\_F\_12 com o absorvedor AC\_16\_D\_12 na coluna referente à Energia Absorvida Específica ( $SEA$ ), decorrente da redução da massa do AE do tipo F devido à presença de furos adicionais.

Outra constatação importante da Tab. 3.6 é o padrão observado para o indicador de desempenho força de pico. Verifica-se que o maior valor foi obtido pelo AE sem furos laterais. Em seguida, na ordem de classificação, estão os AEs perfurados em apenas duas paredes opostas. A partir daí, estão posicionados os absorvedores com furos em todas as paredes laterais (primeiro os AEs com furos de 8 mm e depois os AEs com furos de 12 mm). O fato de os absorvedores de energia com furos em apenas duas paredes apresentarem maiores valores de força de pico pode ser explicado pela alteração na distribuição de tensão induzida pelos furos adicionais nos AEs perfurados em todas as paredes, conforme será apresentado no item 4.3.1. Ainda sobre os absorvedores perfurados em todas as paredes, observa-se que o furo de 12 mm provocou redução na área da seção transversal do tubo quando comparada à área da seção transversal do AE com furos de 8 mm, o que provocou redução no valor da força necessária para causar deformação plástica naquela seção.

Através da análise da Tab. 3.6 verifica-se que, dentre os AEs fabricados em aço para o presente estudo, o absorvedor do tipo E com furos de 12 mm apresenta o melhor desempenho como absorvedor de energia, uma vez que tal absorvedor apresentou os maiores valores para os indicadores energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural.

A influência que a variação da distância entre os furos dos AEs perfurados em todas as paredes exerce na curva força em função do deslocamento é mostrada na Fig. 3.15 para os dois diâmetros de furos analisados. Observa-se que existe uma variação considerável no comportamento da curva quando a distância entre os furos é modificada. Observa-se ainda que as curvas dos absorvedores perfurados lateralmente apresentam distâncias entre vales e picos maiores que as verificadas para o AE sem furos. Esse fenômeno pode ser explicado pelo fato de que mais de um lóbulo é formado simultaneamente, o que faz com que a oscilação na curva seja menos perceptível. A formação simultânea de mais de um lóbulo é explicada no item 4.3.1.

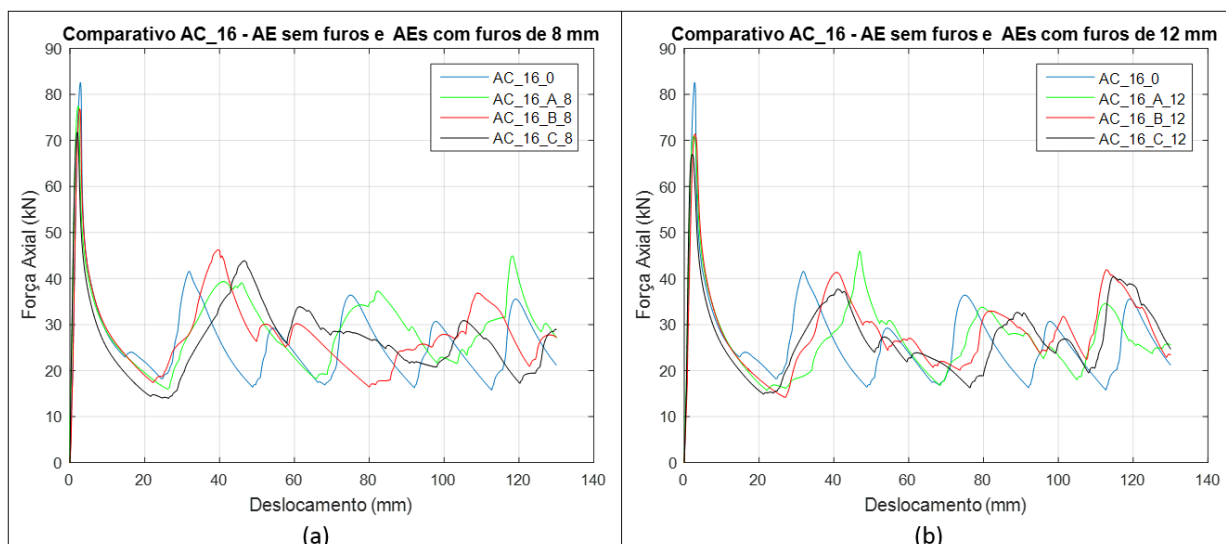


Figura 3.15: Efeito da variação da distância entre furos na curva FxD dos absorvedores fabricados em aço: (a) AEs com furos de 8 mm de diâmetro, (b) AEs com furos de 12 mm de diâmetro

Com intuito de analisar a influência do diâmetro dos furos laterais, as curvas FxD do absorvedor de energia sem furos foi plotada juntamente com as curvas dos AEs com furos de 8 mm e 12 mm de diâmetro. Os gráficos obtidos são mostrados na Fig. 3.16. Através da análise de tal figura, verifica-se que a alteração do diâmetro do furo ocasiona variação no comportamento da curva FxD. Observa-se também a variação causada na força de pico, a qual sofreu redução com o aumento do diâmetro do furo.

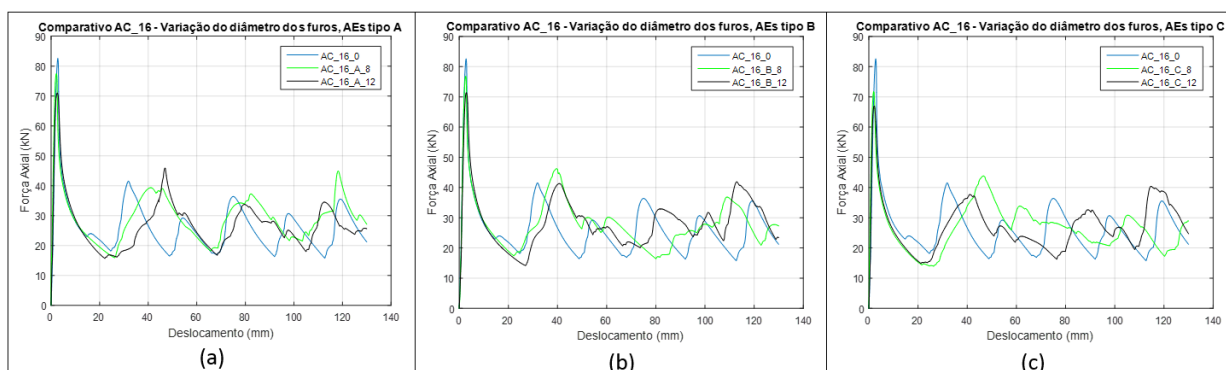


Figura 3.16: Efeito da variação do diâmetro dos furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em aço: (a) AEs tipo A, (b) AEs tipo B e (c) AEs tipo C.

Outra investigação feita para o caso dos absorvedores de energia fabricados em aço diz respeito à influência do número de paredes perfuradas no comportamento da curva FxD. Os gráficos obtidos são mostrados na Fig. 3.17.

Para a sobreposição das curvas, compararam-se os AEs que possuem as mesmas distâncias entre os furos de uma mesma parede. Sendo assim, o AE do tipo A foi comparado ao AE do tipo D, o absorvedor do tipo B foi comparado ao absorvedor do tipo E e o absorvedor do tipo C



foi comparado ao absorvedor do tipo F. As distâncias entre os furos de cada AE são mostradas na Fig. 3.8. Por meio da análise dos gráficos, é possível observar que a presença de furos em todas as paredes de forma intercalada induz uma alteração na maneira como os AEs se deformam, o que provoca mudança na forma das curvas. Essa modificação pode ser explicada pelo fato que a distribuição de tensão ao longo das paredes do tubo é alterada pela presença dos furos adicionais dos AEs tipos A, B e C, o que foi constatado através de simulações numéricas que serão apresentadas no Cap. 4.

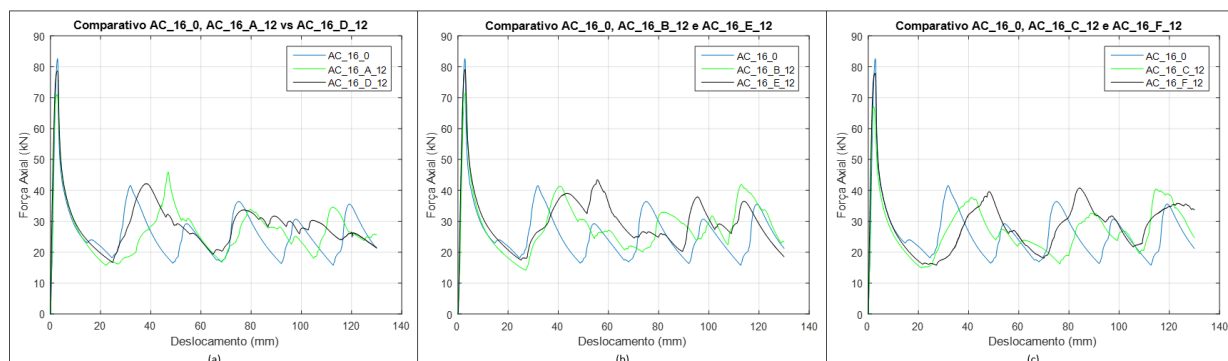


Figura 3.17: Comportamento da curva FxD para AEs perfurados nas 4 paredes e AEs perfurados em apenas duas paredes opostas: (a) tipo A e tipo D, (b) tipo B e tipo E (c) tipo C e tipo F

### 3.3.3 Ensaios realizados em absorvedores de energia fabricados em alumínio com furos laterais

Assim como ocorrido para os absorvedores fabricados em aço, a escolha da espessura da parede dos absorvedores a serem perfurados lateralmente foi feita com base nos resultados verificados para os AEs sem furos laterais. Nesse sentido, buscou-se pelo absorvedor sem furos fabricado em alumínio que apresentou o melhor desempenho. De acordo com a Tab. 3.3 o AE de alumínio que apresentou os melhores resultados foi fabricado na chapa #14 (espessura = 2,00 mm), e portanto, foi adotada essa espessura de parede para os AEs a serem usados na análise da influência de furos.

As distâncias entre os furos dos AEs de alumínio foram as mesmas usadas para os AEs de aço. Convém mencionar que o comprimento teórico dos lóbulos, previsto pela Eq. 2.11 sofre alteração em relação ao comprimento teórico previsto para os AEs de aço analisados na subseção anterior, uma vez que a espessura da parede do tubo foi alterada. Porém, a variação do comprimento teórico foi pequena ( $2H = 22,9$  mm para os AEs de aço e  $2H = 24,7$  mm para os AEs de alumínio) e por isso decidiu-se manter a mesma distância usada nos absorvedores de energia fabricados em aço.

Fotografias dos AEs de alumínio perfurados lateralmente são mostradas na Fig. 3.18. Observa-se que os absorvedores AL\_14\_A\_8, AL\_14\_A\_12 e AL\_14\_C\_12 apresentaram coincidência entre a formação das dobras e a posição dos furos. Para os referidos AEs do tipo A, as dobras se formaram de modo que os furos foram projetados para dentro, e por isso não aparecem nas fotografias. Observa-se da referida figura que, apenas os AEs AL\_14\_B\_8 (Fig. 3.18 (b)) e

AL\_14\_C\_12 (Fig. 3.18 (f)) apresentaram formação de dobra no furo mais próximo da extremidade superior, sendo que nos demais absorvedores as dobras se concentraram na porção central do comprimento. Tal posicionamento dos lóbulos corrobora a constatação de Mamalis et al. (2009), os quais afirmaram que furos posicionados na metade do comprimento do tubo são mais efetivos na iniciação do processo de formação de dobras.

Assim como ocorreu para os AEs de aço, os resultados foram classificados em uma tabela em ordem decrescente com a finalidade de estudar o desempenho dos diferentes absorvedores considerando os parâmetros de análise. A classificação é mostrada na Tab. 3.7. Diferentemente do ocorrido com os AEs de aço, nem todos os absorvedores de alumínio perfurados apresentaram melhor desempenho que o absorvedor sem furos, uma vez que o AE sem furos (AL\_14\_0) ocupa a posição central da tabela quando os parâmetros Energia Específica, Energia Absorvida Específica e Força Média são analisados. Em relação à Força de Pico, observa-se o mesmo padrão apresentado pelos AEs de aço: no topo da tabela se encontra o AE sem furos, seguido por AEs com furos de 8 mm e por último se encontram os absorvedores de energia com furos de 12 mm.

Através da análise da Tab. 3.7 verifica-se que, dentre os AEs de alumínio estudados neste trabalho, o absorvedor do tipo C com furos de 12 mm apresenta o melhor desempenho como absorvedor de energia, uma vez que esse absorvedor apresentou os maiores valores para os indicadores energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural.

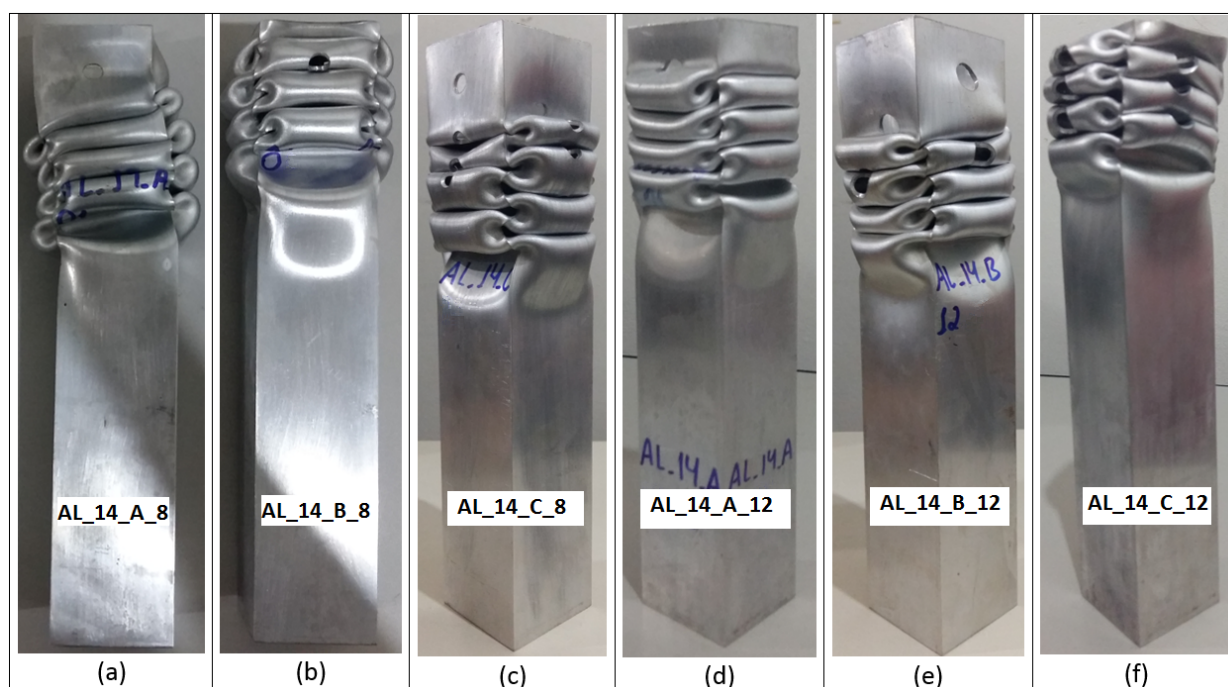


Figura 3.18: Absorvedores de energia fabricados em alumínio com furos após ensaios de esmagamento.

Tabela 3.7: Indicadores de desempenho em ordem decrescente - absorvedores de energia fabricados em alumínio

Ordem	Indicador de desempenho					
	Ea (kJ)	SEA (kJ/kg)	Fmax (kN)	Fmed (kN)	LR	$\eta$
1	AL_14_C_12 (2,90)	AL_14_C_12 (7,56)	AL_14_0 (56,7)	AL_14_C_12 (22,3)	AL_14_B_8 (2,78)	AL_14_C_12 (0,609)
2	AL_14_A_8 (2,72)	AL_14_B_12 (6,94)	AL_14_A_8 (53,2)	AL_14_A_8 (20,9)	AL_14_0 (2,78)	AL_14_B_12 (0,568)
3	AL_14_B_12 (2,70)	AL_14_A_8 (6,90)	AL_14_C_8 (52,3)	AL_14_B_12 (20,8)	AL_14_C_8 (2,64)	AL_14_A_8 (0,546)
4	AL_14_0 (2,66)	AL_14_0 (6,65)	AL_14_B_8 (51,5)	AL_14_0 (20,4)	AL_14_A_8 (2,54)	AL_14_A_12 (0,533)
5	AL_14_C_8 (2,57)	AL_14_C_8 (6,55)	AL_14_C_12 (50,1)	AL_14_C_8 (19,8)	AL_14_A_12 (2,52)	AL_14_C_8 (0,515)
6	AL_14_A_12 (2,54)	AL_14_A_12 (6,49)	AL_14_A_12 (49,1)	AL_14_A_12 (19,5)	AL_14_B_12 (2,33)	AL_14_0 (0,488)
7	AL_14_B_8 (2,41)	AL_14_B_8 (6,10)	AL_14_B_12 (48,3)	AL_14_B_8 (18,5)	AL_14_C_12 (2,25)	AL_14_B_8 (0,483)

A Figura 3.19 mostra um comparativo entre as curvas FxD dos diferentes tipos de AEs de alumínio para o diâmetro dos furos igual a 8 mm e 12 mm. Observa-se de tais figuras que os furos laterais funcionaram como influenciadores de formação das dobras dos tubos, uma vez que as curvas dos absorvedores perfurados lateralmente apresentam um comportamento diferente da curva do AE sem furos. Assim como ocorrido para os absorvedores de aço, verificou-se maiores distâncias entre os vales das curvas dos absorvedores perfurados, quando comparadas com as distâncias apresentadas pelo AE sem furos.

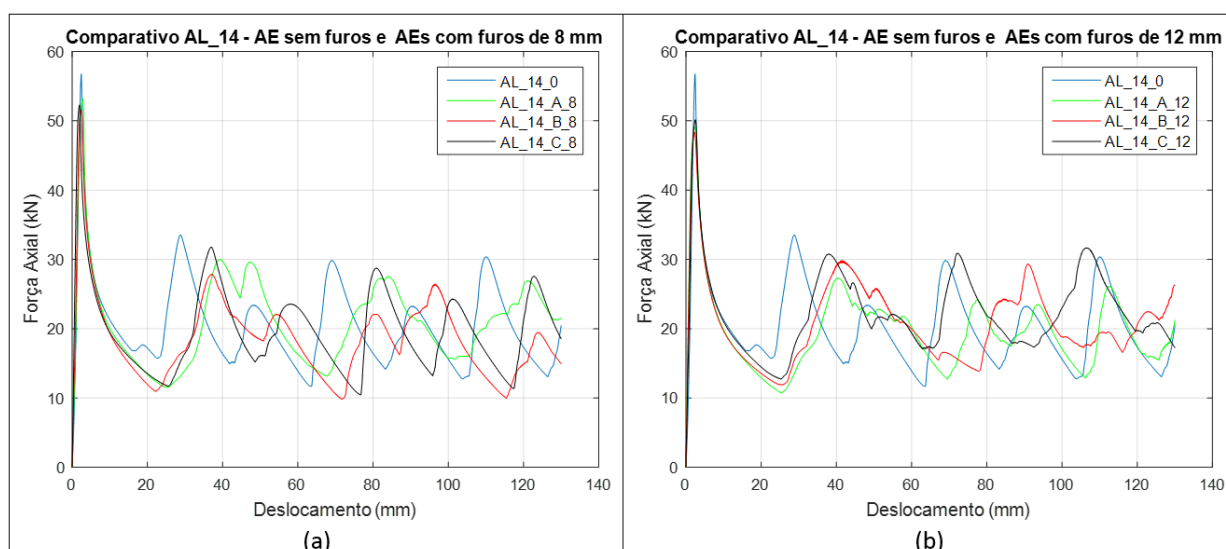


Figura 3.19: Efeito da variação da distância entre furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em alumínio: (a) AEs com furos de 8 mm , (b) AEs com furos de 12 mm.

A influência da variação do diâmetro dos furos na curva FxD é mostrada de forma comparativa na Fig. 3.20. Verifica-se uma semelhança na formação do primeiro lóbulo, sendo a força de pico a diferença mais notável naquele segmento. Observa-se ainda que o processo de formação dos lóbulos seguintes se inicia de maneira igual para todos os AEs perfurados, e que a curva se mantém quase idêntica até a ocorrência de deformação plástica (segundo pico das curvas). A partir daí, cada curva apresenta um comportamento característico.

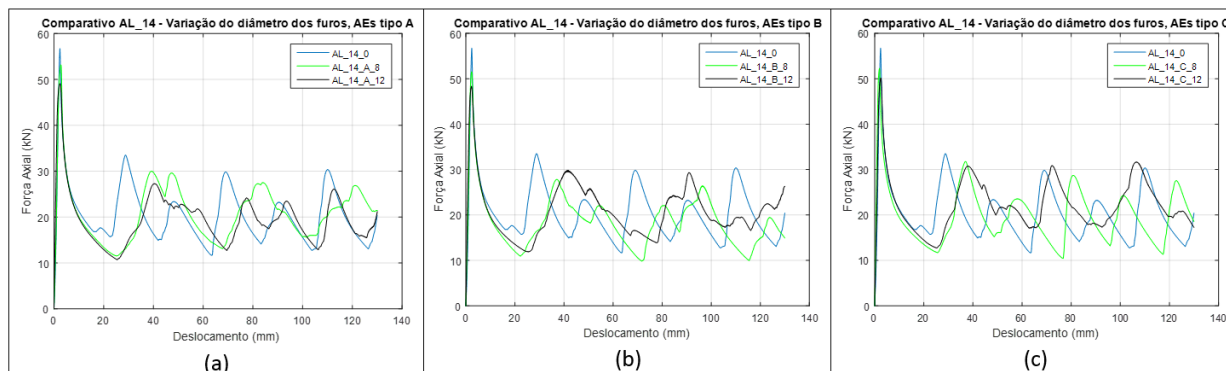


Figura 3.20: Efeito da variação do diâmetro dos furos na curva FxD dos absorvedores de energia fabricados em alumínio: (a) AEs tipo A, (b) AEs tipo B e (c) AEs tipo C

### 3.3.4 Análise comparativa dos materiais utilizados - Absorvedores com furos laterais

O indicador de desempenho energia absorvida específica foi utilizado com a finalidade promover uma comparação entre os absorvedores de energia com furos. Esse indicador foi escolhido para esta finalidade pois leva em consideração a massa do absorvedor. A comparação é mostrada no gráfico da Fig. 3.21. Os valores do indicador *SEA* dos absorvedores do tipo 0 AC\_16\_0 e AL\_14\_0 também são apresentados para fins de comparação.

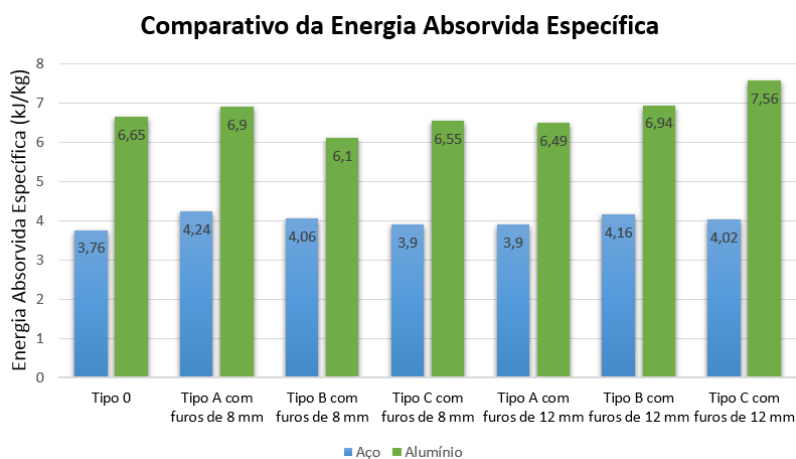


Figura 3.21: Gráfico comparativo dos valores obtidos para a energia absorvida específica

Observa-se da Fig. 3.21 que o alumínio apresentou os maiores valores de SEA para todos os tipos de absorvedores e diâmetros de furos estudados. Sendo assim, levando-se em conta apenas esse indicador, é possível afirmar que o alumínio apresenta melhor desempenho como absorvedor de energia quando comparado ao aço. Essa constatação foi feita para todas as configurações de diâmetro e distância entre furos testadas neste trabalho e também para os absorvedores sem furos, uma vez que o alumínio absorveu mais energia por massa em todos os casos analisados.

### 3.4 Conclusões do Capítulo 3

O presente capítulo apresentou o resultado dos ensaios de esmagamento executados com a finalidade de analisar o desempenho de tubos de seção quadrada como absorvedores de energia. A metodologia usada para a execução dos ensaios de esmagamento quase-estáticos foi apresentada no início do capítulo bem como a especificação dos absorvedores de energia utilizados nos ensaios. Verificou-se a influência do material, da espessura da parede da seção transversal e da presença de furos nas paredes dos tubos. Como resultados, foram apresentados os valores dos indicadores de desempenho para cada absorvedor de energia ensaiado.

A análise dos resultados dos ensaios realizados com absorvedores sem furos mostrou que, conforme previsto pela literatura estudada, a espessura da parede do absorvedor exerce influência no comprimento dos lóbulos. Um aumento da amplitude da força axial também foi verificada quando a espessura da parede foi aumentada, tanto para absorvedores fabricados em aço quanto para AEs de alumínio. Verificou-se também que a variação dos indicadores de desempenho foi mais evidente para os absorvedores de alumínio que para os AEs de aço.

Um estudo da influência do material foi feita através do comparativo dos resultados dos absorvedores AC\_16\_0 e AL\_16\_0, os quais apresentam uma diferença de apenas 0,05 mm na espessura da parede. Através do comparativo das curvas força em função do deslocamento, verificou-se que os absorvedores apresentam comprimento de lóbulos muito similares e diferenças significativas na magnitude da força axial, sendo que o aço apresentou maiores valores de força. Porém quando o parâmetro energia absorvida específica foi analisado, verificou-se que o alumínio apresentou um aumento de 35% nesse indicador quando comparado ao absorvedor fabricado em aço.

Análises por segmentos da curva FxD foram executadas para os quatro absorvedores sem furos laterais com a finalidade de avaliar os indicadores de desempenho em cada lóbulo. Verificou-se que a energia absorvida por lóbulo, bem como a força média dependem da magnitude da força e do comprimento de cada lóbulo. A análise por lóbulos mostrou ainda que o indicador energia absorvida apresenta valores máximos para os dois primeiros lóbulos, fato verificado para todos os quatro absorvedores estudados.

Em relação ao estudo da influência da presença de furos nas paredes laterais dos absorvedores de energia, por meio das análises apresentadas neste capítulo, foi possível verificar que os furos alteram o processo de formação das dobras, o que para todos os AEs de aço e para metade dos AEs de alumínio melhorou o desempenho dos tubos como absorvedores de energia. Essa constatação foi feita com base na análise dos indicadores de desempenho estudados, sendo que melhorias em

tais indicadores foram verificadas para os absorvedores com furos laterais. Destaque é dado para o indicador força de pico, o qual apresentou diminuição para todos os absorvedores perfurados quando comparados aos absorvedores sem furos, o que é desejável em aplicações automotivas.

Para os absorvedores fabricados em aço perfurados lateralmente, verificou-se que o melhor desempenho foi apresentado pelo AE do tipo E com furos de 12 mm de diâmetro (AC\_16\_E\_12). Esse absorvedor possui furos em apenas duas paredes opostas e distância entre furos igual a 36 mm. Foi escolhido como melhor absorvedor por apresentar os maiores valores de energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural quando comparados aos demais absorvedores fabricados em aço.

Dentre os absorvedores fabricados em alumínio com furos laterais, o absorvedor do tipo C (distância entre furos igual a 23 mm) com furos de 12 mm de diâmetro (AL\_14\_C\_12) apresentou o melhor desempenho. Essa constatação é feita com base nos indicadores energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural, os quais apresentaram os maiores valores para o absorvedor AL\_14\_C\_12, quando comparados aos indicadores dos demais absorvedores fabricados em alumínio.

Uma investigação de qual seria o melhor material foi feita considerando o indicador de desempenho energia absorvida específica. Verificou-se que, para todas as configurações de diâmetro e distância entre furos testadas, o alumínio apresentou melhor desempenho que o aço, quando a SEA é considerada como único indicador.

## Capítulo 4

# Análises Numéricas - Modos de Flambagem e Distribuição de tensão

### 4.1 Introdução

Simulações numéricas são amplamente empregadas no estudo do desempenho de absorvedores de energia. Como exemplo, podem ser citados os trabalhos de Tarigopula et al. (2006) e Mamalis et al. (2009), os quais realizaram simulações numéricas utilizando o método dos elementos finitos para fazer comparativos com os resultados experimentais obtidos em seus estudos e ainda Kazanci e Bathe (2012) que estudaram diferentes métodos de integração na análise do desempenho de absorvedores de energia.

As simulações numéricas também podem ser utilizadas para o entendimento de um determinado fenômeno, como por exemplo o efeito de furos circulares no processo de flambagem de placas de aço, investigação realizada por Real et al. (2013) e estudos de influência da orientação de fibras de carbono em tubos de seção quadrada no primeiro modo de flambagem desenvolvidos por Rózyło e Wrzesińska (2016). Simulações numéricas também foram usadas nos trabalhos de Helbig et al. (2016) com a finalidade de estudar a flambagem de placas com perfurações de diferentes geometrias no centro das chapas, onde verificou-se a distribuição de tensão de von Mises ao longo das placas.

Nesse sentido, para o presente trabalho, um estudo numérico foi desenvolvido por meio de simulações usando o Método dos Elementos Finitos (MEF) em um software comercial com o objetivo de estudar o efeito da inserção de furos no modo de flambagem dos absorvedores de energia e também na distribuição da tensão equivalente de von Mises ao longo das paredes dos mesmos.

Acerca da organização, o presente capítulo descreve a metodologia utilizada para a realização das simulações bem como os resultados obtidos a partir dessas análises. A apresentação dos resultados é feita em duas subseções: a primeira apresenta os resultados dos absorvedores fabricados em aço e a segunda subseção mostra os resultados obtidos das simulações dos AE's fabricados em

alumínio. Ao final, são mostradas as conclusões do capítulo, onde é apresentado de forma sucinta as principais constatações obtidas das simulações numéricas descritas.

## 4.2 Metodologia

A escolha dos absorvedores de energia a serem simulados foi feita considerando o objetivo das análises numéricas, sendo este objetivo a investigação do efeito da inserção de furos no modo de flambagem e na distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia. Neste sentido, as simulações foram conduzidas apenas com geometrias representativas dos AE's de aço fabricados com chapa #16 (AC\_16\_0, AC\_16\_A\_8, AC\_16\_A\_12, AC\_16\_B\_8, AC\_16\_B\_12, AC\_16\_C\_8, AC\_16\_C\_12, AC\_16\_D\_12, AC\_16\_E\_12 e AC\_16\_F\_12) e AE's de alumínio em chapa #14 (AL\_14\_0, AL\_14\_A\_8, AL\_14\_A\_12, AL\_14\_B\_8, AL\_14\_B\_12, AL\_14\_C\_8 e AL\_14\_C\_12). Portanto, os absorvedores AC\_18\_0 e AL\_16\_0 não foram simulados porque esses absorvedores não são objeto do estudo a respeito da inserção de furos nas paredes laterais.

Para cada absorvedor de energia estudado nas análises numéricas três simulações foram executadas, sendo duas simulações referentes aos estudos de flambagem e a terceira referente ao estudo de distribuição de tensão. A respeito do estudo de flambagem, uma simulação estática estrutural (*Static Structural*) foi executada com a finalidade de fornecer a entrada da simulação de flambagem (*Eigenvalue Buckling*). Essa simulação estática preliminar foi feita considerando não linearidades geométricas e do material, conforme será explicado nesta seção. Para os estudos de distribuição de tensão, uma simulação estática estrutural não linear (não linearidades do material e geométricas) foi executada para cada absorvedor de energia.

As propriedades mecânicas utilizadas nas simulações para caracterizar os materiais são mostradas na Tab. 4.1. Como modelo de plasticidade, adotou-se o encruamento isotrópico multilinear (*Multilinear Isotropic Hardening*). Tal modelo utiliza a deformação plástica verdadeira e a tensão verdadeira para representar o comportamento do material na região plástica. Os valores usados no modelo de plasticidade são mostrados de forma tabular na Tab. 4.2 e de forma gráfica na Fig. 4.1. Os valores apresentados nas Tab. 4.1 (exceto  $\nu$  e  $\gamma$ ) e Tab. 4.2, bem como na Fig. 4.1 são provenientes de ensaios de tração executados em corpos de prova fabricados em chapas planas, conforme especificações da norma ASTM E 8M (ASTM-E8M-00, 2000).

Tabela 4.1: Propriedades mecânicas utilizadas nas simulações

Material	Propriedade Mecânica			
	$E(GPa)$ <sup>1</sup>	$\nu$ <sup>2</sup>	$\sigma_0(MPa)$ <sup>3</sup>	$\gamma(kg/m^3)$ <sup>4</sup>
Aço	195	0,30	172	7850
Alumínio	63	0,33	112	2700

<sup>1</sup>Obtido de ensaios de tração executados pelos autores

<sup>2</sup>Obtido de Jr (2007)

<sup>3</sup>Obtido de ensaios de tração executados pelos autores



Tabela 4.2: Valores utilizados nos modelos de plasticidade dos materiais

<b>Aço</b>		<b>Alumínio</b>	
$\varepsilon_v^p$	$\sigma_v(MPa)$	$\varepsilon_v^p$	$\sigma_v(MPa)$
0	182	0	108,8
0,03112	224,7	0,0048	114,1
0,05771	255,1	0,00785	117,6
0,08944	283,2	0,01227	120,8
0,1391	320,4	0,01749	123,1
0,1994	359,2	0,02269	124,3
0,2586	389,9	0,02786	125
0,3195	417,1	0,03537	125,7
0,3849	446,2	0,04504	126,8
0,4314	462,7	0,05527	127,2

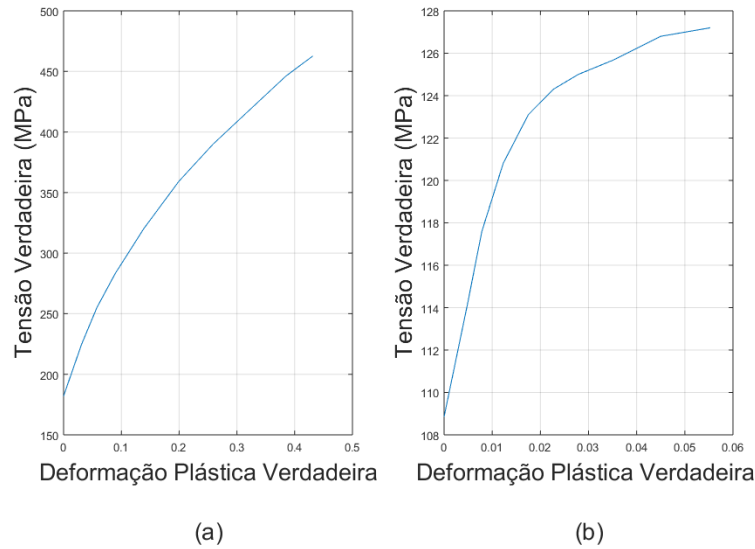


Figura 4.1: Modelos de plasticidade utilizados nas simulações: (a) modelo adotado para o aço e (b) modelo adotado para o alumínio.

As geometrias usadas nas simulações foram criadas em um software CAD e importadas para o software de elementos finitos. As dimensões adotadas são as mesmas mostradas na Fig. 3.7. Assim como nos trabalhos de Tarigopula et al. (2006) e Kazanci e Bathe (2012) imperfeições geométricas foram adicionadas na seção transversal dos tubos com o intuito de contabilizar possíveis erros de planicidade em suas paredes. A imperfeição foi inserida na geometria na forma de onda senoidal com amplitude de 0,05 mm e meio comprimento de onda, conforme mostrado na Fig. 4.2. Foram adotados os mesmos valores mostrados na Tab. 3.1 para a espessura da parede e o raio dos vértices. Para o caso dos AE's de alumínio, o raio  $R = 0,5mm$  foi utilizado nos vértices dos tubos.

<sup>4</sup>Obtido de Jr (2007)

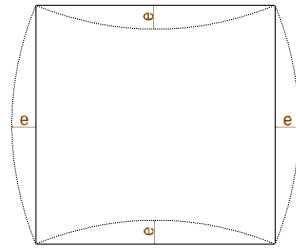


Figura 4.2: Imperfeição na forma de onda senoidal introduzida nas geometrias usadas nas simulações ( $e = 0,05mm$ )

A Figura 4.3 mostra detalhes da discretização adotada no modelo numérico. Na referida figura, é possível verificar que as arestas dos tubos foram divididas em elementos, todos com mesmo comprimento. Cada elemento possui 3 mm de comprimento. Em relação à discretização dos raios dos vértices, adotou-se diferentes abordagens para as simulações dos AE's de aço e de alumínio, uma vez que os absorvedores apresentam diferentes valores de raio. Para o aço, o arco foi dividido em 5 elementos (ver Fig. 4.3 (c)), enquanto que para a geometria representativa dos AE's de alumínio apenas um elemento foi utilizado (Fig. 4.3 (d)), devido ao fato de que essa última geometria apresenta raio pequeno ( $R = 0,5mm$ ) e uma melhor qualidade do elemento foi obtida com a configuração mostrada. A malha foi refinada nas proximidades dos furos, como mostrado na Fig. 4.3 (e) pois a referida região constitui uma descontinuidade e por isso apresenta concentração de tensão.

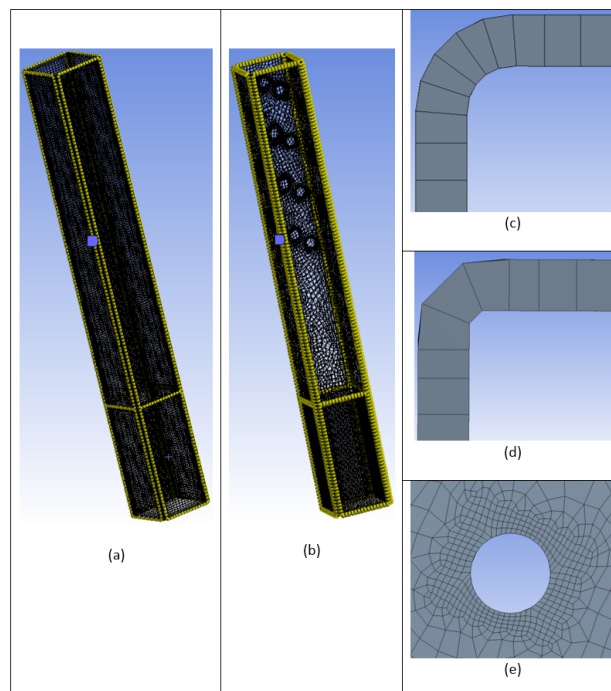


Figura 4.3: Detalhes da malha adotada: (a) malha de um AE sem furos (AC\_16\_0), (b) malha de um AE com furos (AC\_16\_A\_8), (c) discretização do vértice de um AE de aço, (d) discretização do vértice de um AE de alumínio e (e) refinamento da região de um furo de 8 mm de diâmetro.

Em relação aos elementos, foram adotados elementos bidimensionais lineares. Elementos desse tipo também foram utilizados nos trabalhos de Tarigopula et al. (2006) e Mamalis et al. (2009). Para o presente estudo, o elemento usado em todas as simulações foi o SHELL 181. Esse elemento possui quatro nós com seis graus de liberdade em cada nó: translações nos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  e rotações em torno dos eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$ . De acordo com o manual do software, tal elemento é aplicável em análises de superfícies finas e moderadamente espessas, sendo possível sua utilização em simulações com grandes deformações e aplicações não lineares. Para o elemento utilizado, alterações na espessura da superfície são consideradas em aplicações não lineares. A quantidade de elementos obtidos foi diferente em cada simulação, uma vez que foram usadas diferentes geometrias por causa dos furos laterais.

Sobre as condições de contorno e aplicação de carregamento, buscou-se reproduzir as condições dos ensaios. Para tanto, todos os graus de liberdade da extremidade superior foram restritos através de um suporte fixo (Fig. 4.4 (a)) e os deslocamentos laterais da porção inferior foram restringidos nos primeiros 100 milímetros (restrição do deslocamento da parte em destaque nas direções  $x$  e  $z$  da Fig. 4.4 (b)), uma vez que essa região foi confinada pelo suporte inferior durante os ensaios. Um carregamento concentrado foi aplicado na extremidade inferior da geometria (Fig. 4.4 (c)), representando a força de esmagamento imposta pela máquina de ensaios.

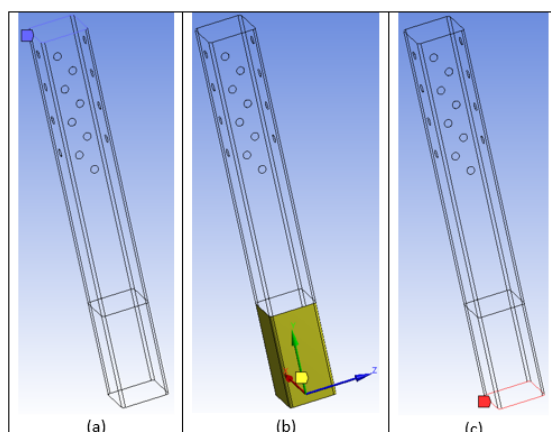


Figura 4.4: Detalhes das condições de contorno: (a) restrição de todos os graus de liberdade na extremidade superior, (b) restrição dos deslocamentos laterais na porção inferior e (c) região de aplicação da força de compressão na base da geometria

As análises de flambagem foram executadas com o uso do módulo *Eigenvalue Buckling*, presente no software utilizado nas simulações numéricas. As análises executadas com tal módulo precisam ser precedidas por uma análise estática estrutural (*Static Structural*), conforme mostrado na Fig. 4.5 para o caso da simulação do absorvedor AC\_16\_A\_8. A análise estática estrutural pode ser tanto linear como não linear. Para o presente trabalho, escolheu-se implementar análises não lineares que consideram um modelo de plasticidade do material, grandes deslocamentos e imperfeições da geometria dos tubos, conforme mostrado na Fig. 4.2. Tal escolha foi feita com o intuito de obter um modelo mais realístico do fenômeno em estudo e foi empregada tanto nas simulações estáticas que precedem as simulações de flambagem como também nas análises estáticas

de distribuição de tensão.

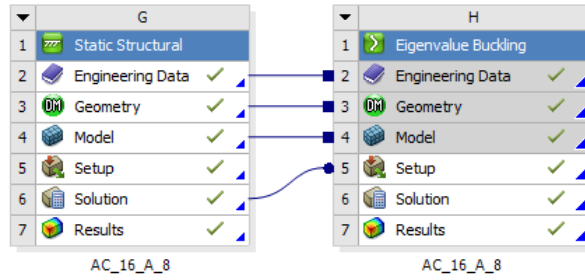


Figura 4.5: Esquemático das simulações de flambagem

Para as análises de flambagem, uma força de esmagamento de 1 N foi utilizada nas análises estáticas estruturais. Como saída das simulações de flambagem, foram solicitados os 10 primeiros modos de flambagem com os seus respectivos fatores multiplicativos que devem ser multiplicados pela força de perturbação inicial para a obtenção do carregamento crítico.

As simulações de análise de tensão foram executadas usando valores de força que, considerando os valores de tensão de escoamento mostrados na Tab. 4.1, não induzem deformações plásticas no material dos tubos. Escolheu-se um mesmo valor de força para todas as simulações de um mesmo material com a finalidade de possibilitar uma análise da variação de tensão ao longo das paredes dos tubos e também para garantir uma equidade. A Tab. 4.3 sintetiza os valores de força utilizados nas simulações ( $F_s$ ), bem como os valores teóricos que causariam deformação plástica do material ( $F_{yt}$ ). O tempo de aplicação de carregamento para as análises de distribuição de tensão, mostrado na referida tabela, foi obtido a partir da análise dos dados dos ensaios mecânicos de esmagamento descritos no Cap. 3 e representam os valores para os quais as forças mostradas ( $F_s$ ) foram obtidas durante os ensaios. Os valores teóricos de força  $F_{yt}$  apresentados foram calculados para os AE's com furos de 12 mm de diâmetro.

Tabela 4.3: Valores de força e tempo de aplicação de carregamento adotados nas simulações

	Simulações de Análise de Tensão			Simulações de Flambagem	
	$F_{yt}$ (N)	$F_s$ (N)	Tempo (s)	$F_s$ (N)	Tempo (s)
AE's de Aço	46674	40000	12	1	1
AE's Alumínio	37632	30000	14	1	1

### 4.3 Resultados e Discussões

Na presente seção, são apresentados os dez primeiros modos de flambagem dos absorvedores sem furos e apenas o primeiro modo de flambagem dos absorvedores com furos, pois acredita-se que esse foi o modo obtido durante os ensaios. Tal escolha foi feita após a verificação de que a forma final dos absorvedores obtida nos ensaios de esmagamento se assemelha ao primeiro modo de flambagem obtido nas simulações para todos os absorvedores estudados, conforme será apresentado nos itens 4.3.1 e 4.3.2. Além disso, o primeiro modo apresenta o menor valor de carregamento

crítico, e verificou-se que para todos os AEs ensaiados, a força de pico (responsável por provocar a falha do absorvedor) é consideravelmente menor que todos os dez valores de carregamento crítico apresentados.

Apresentam-se também, os valores de carregamento crítico para os dez primeiros modos de flambagem de todos os AEs estudados nas análises numéricas e comparações entre esses valores são feitas nos itens 4.3.1 e 4.3.2.

Sobre as análises de tensão, é mostrada a variação da distribuição da tensão equivalente de von Mises nas paredes laterais dos tubos quando a distância e o diâmetro dos furos são alterados e relações entre a distribuição de tensão e a formação das dobras são feitas por meio de comparativos entre fotografias dos experimentos e resultados de distribuição de tensão obtidos nas simulações.

A respeito da organização, esta seção está dividida em duas subseções: a subseção 4.3.1 apresenta os resultados obtidos das simulações dos absorvedores fabricados em aço e a subseção 4.3.2 apresenta os resultados obtidos para os absorvedores fabricados em alumínio.

### 4.3.1 Absorvedores fabricados em aço

A Figura 4.7 apresenta os dez primeiros modos de flambagem do absorvedor fabricado em aço sem a presença de furos laterais (AC\_16\_0). Observa-se da figura que nos dois primeiros modos o absorvedor se deforma de maneira simétrica, considerando a definição de deformação simétrica apresentada na seção 2.2. Verifica-se que no primeiro modo foram obtidos seis lóbulos simétricos e no segundo modo apenas cinco lóbulos. Comparando os modos obtidos das simulações do absorvedor AC\_16\_0 com o resultado do ensaio de tal AE, verificou-se que o primeiro modo de flambagem melhor se adequa ao caso, uma vez que o absorvedor apresentou seis lóbulos completos conforme mostrado na Fig. 4.6 (a). A partir do terceiro modo de flambagem o absorvedor se deforma diferentemente das formas obtidas durante os ensaios. Essa constatação também foi feita para os absorvedores perfurados lateralmente, e, por isso apenas o primeiro modo de flambagem destes absorvedores é apresentado aqui.

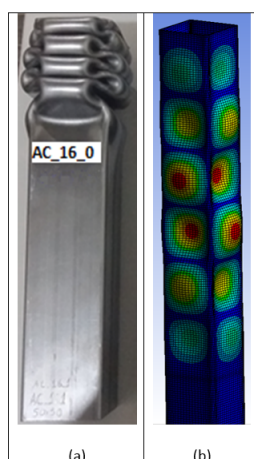


Figura 4.6: Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor de aço sem furos (a).

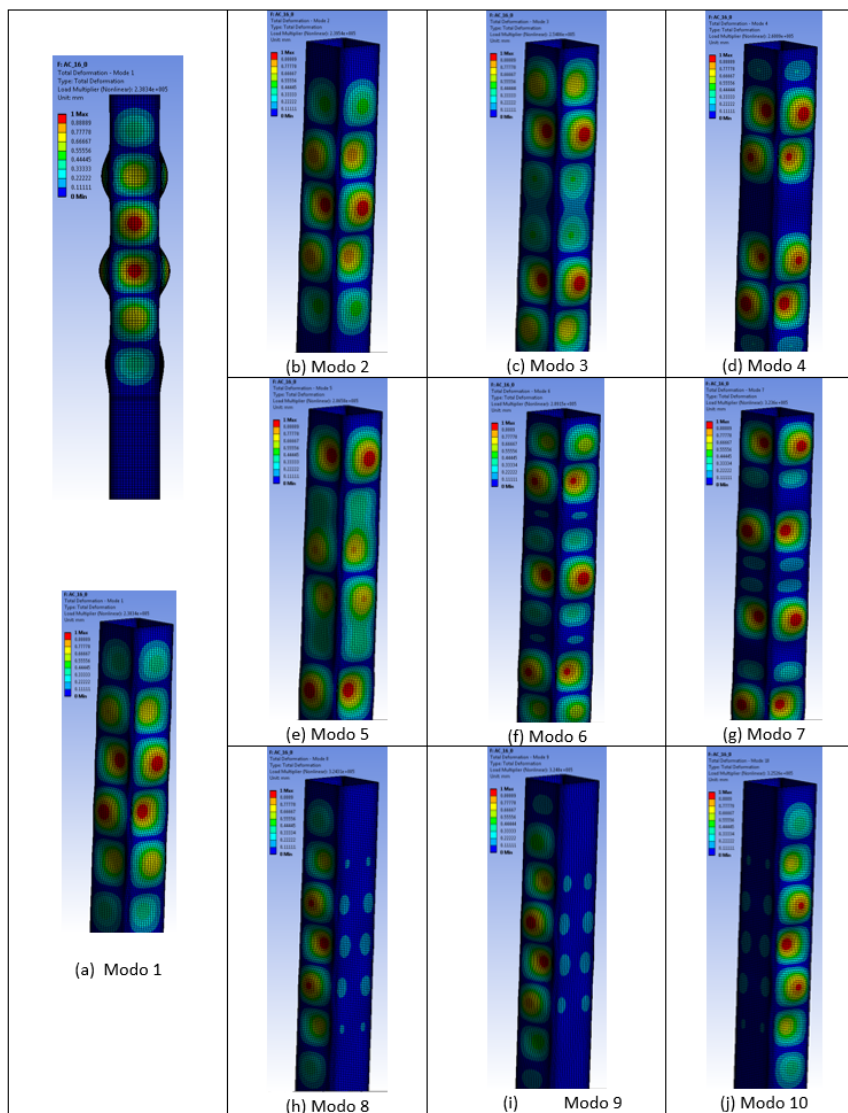


Figura 4.7: Primeiros dez modos de flambagem obtidos para o absorvedor de aço sem furos (AC\_16\_0).

O primeiro modo de flambagem obtido das simulações dos AEs fabricados em aço é mostrado na Fig. 4.8 para cada absorvedor estudado. Com a finalidade de proporcionar uma comparação entre os modos de flambagem, as figuras mostradas foram obtidas considerando o mesmo referencial, de modo que o furo com menor distância da borda superior esteja na face esquerda do tubo em todas as figuras. Neste trabalho, é considerado como referência para as explicações a face esquerda de cada tubo (conforme mostrado na Fig. 4.8(a)) e o primeiro lóbulo é considerado como sendo o lóbulo mais próximo da extremidade superior. Uma legenda mostrando o significado das cores da Fig. 4.8 é apresentada na Fig. 4.9. Por meio da análise conjunta das duas figuras é possível verificar o padrão de deslocamento lateral obtido em cada modo de flambagem simulado.

A Figura 4.8(a) apresenta o primeiro modo de flambagem de um AE sem furos laterais fabricado em aço. É possível verificar na referida figura que a parte confinada (porção inferior) não apresenta nenhum deslocamento lateral, o que pode ser explicado pela restrição imposta naquela região.

Esse comportamento também foi verificado nos outros nove modos de flambagem analisados (não mostrados na figura). Observa-se ainda o início da formação de lóbulos simétricos, pois em todos os lóbulos as duas paredes opostas se projetaram no mesmo sentido (para fora ou para dentro do tubo) e as paredes adjacentes se projetam no sentido oposto.

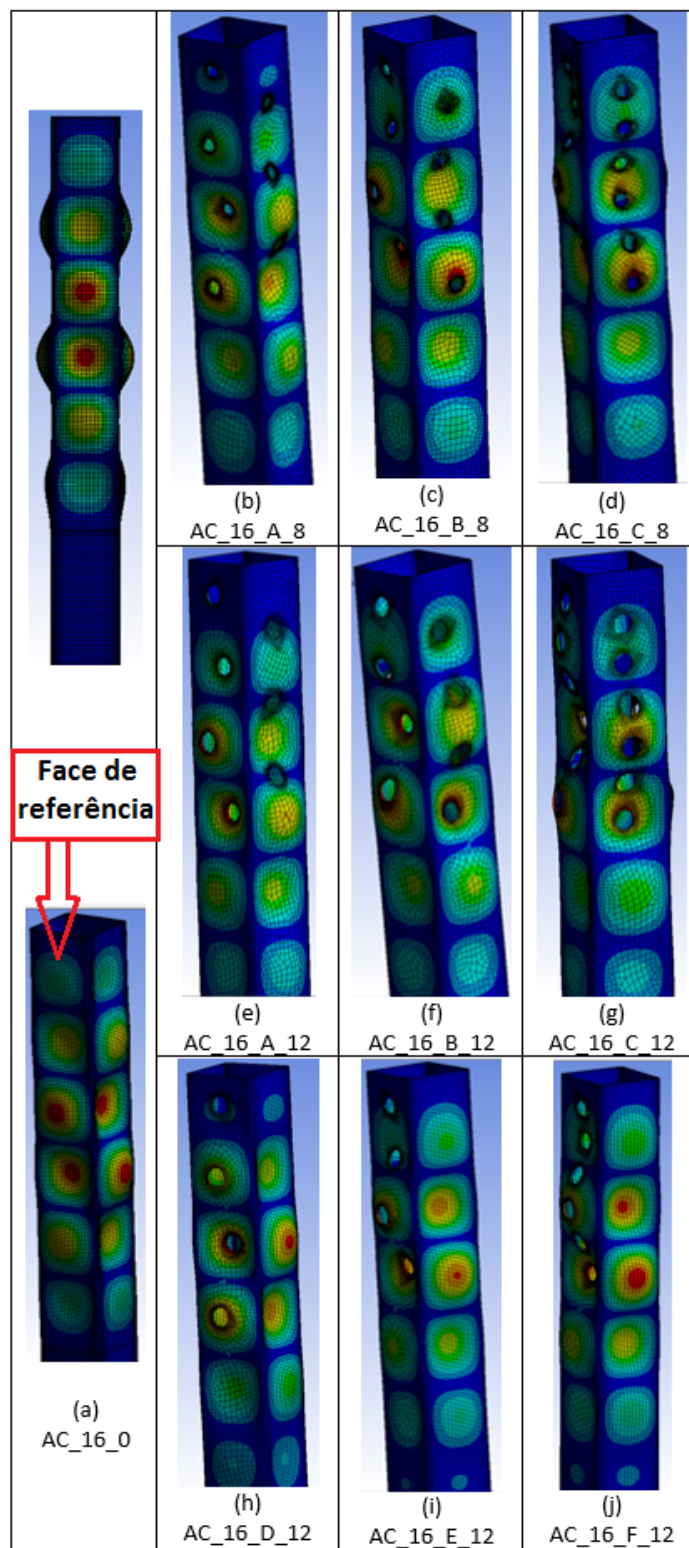


Figura 4.8: Primeiro modo de flambagem obtido para cada AE de aço simulado.



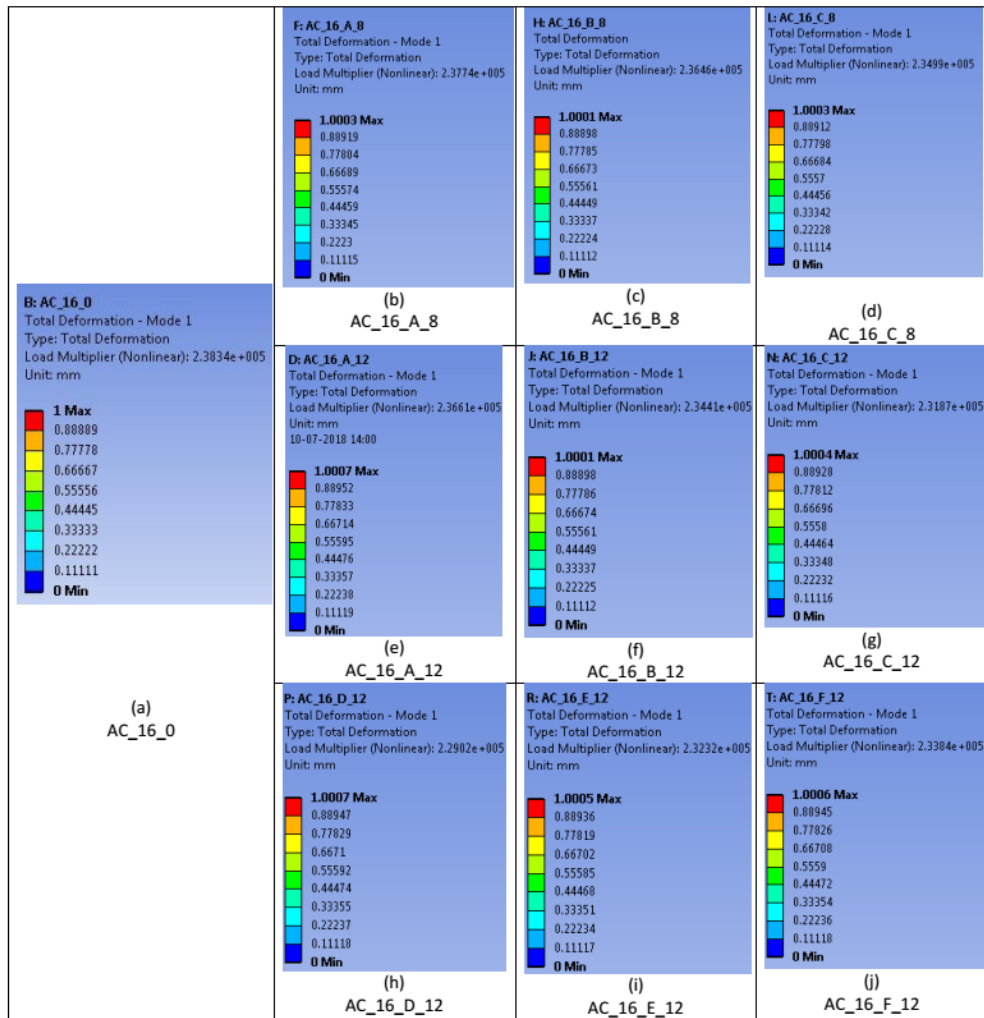


Figura 4.9: Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.8

Observa-se da Fig. 4.8 que todos os absorvedores apresentaram um modo de deformação simétrico, conforme descrito na seção 2.2. Verificam-se também variações na maneira como os lóbulos se iniciam. Para os absorvedores do tipo A e tipo D (Figuras 4.8(b), 4.8(e) e 4.8(h)) verifica-se que o posicionamento de todos os furos coincide com a formação dos lóbulos, o que não ocorre nos demais tipos de absorvedores de energia.

Comparando-se os resultados apresentados nas Figuras 4.8(b), 4.8(e) e 4.8(h) com o perfil de colapso dos absorvedores apresentados nas Figuras 3.14(a), 3.14(d) e 3.14(g) verifica-se um maior comprimento dos lóbulos obtidos nas simulações numéricas, uma vez que nos experimentos foram obtidos lóbulos direcionados para fora do tubo em cada furo e nas simulações houve alternância no sentido dos lóbulos e um número menor de lóbulos foram formados na região dos furos, conforme mostrado na Fig.4.10 para o caso do absorvedor AC\_16\_A\_8. Convém relembrar que a distância entre os furos dos absorvedores do tipo A e do tipo D foi determinada teoricamente por meio das Equações 2.11 e 2.21.



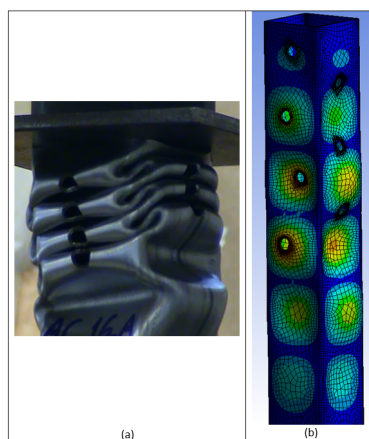


Figura 4.10: Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor AC\_16\_A\_8 (a).

Através do comparativo dos primeiros modos de flambagem com o perfil de colapso apresentado pelos AEs fabricados em aço com furos laterais após os ensaios de esmagamento, descritos no item 3.3.2, observa-se que em ambas situações (experimento e simulação) o modo de deformação simétrico foi obtido. Esse fato pode ser notado através do comparativo da Fig. 4.8 com a Fig. 3.14. Destaca-se aqui que essa semelhança é verificada apenas no sentido de formação das dobras, uma vez que, verificou-se nos experimentos que a presença de furos alterou o comprimento e a forma dos lóbulos, o que não ocorre para os primeiros modos de flambagem mostrados na Fig. 4.8. Isso pode ser justificado pelo fato que as análises de flambagem descrevem apenas o início do colapso de uma estrutura, não prevendo assim o processo completo de formação dos lóbulos, o qual inclui interação de outros fatores como por exemplo distribuição de tensão ao longo das paredes dos tubos.

Outra constatação diz respeito ao sentido de formação das dobras. Para o absorvedor de energia do tipo A com furos de 8 mm de diâmetro (Fig. 4.8(b)) observa-se que a dobra do primeiro lóbulo (vizinhança do primeiro furo) presente na face de referência é projetada para dentro do tubo e as demais dobras daquela face são formadas alternando-se entre projeção para fora e para dentro, conforme esperado para o tipo de deformação simétrica. Nos absorvedores do tipo B (Fig. 4.8(c)) e do tipo C (Fig. 4.8(d)) ambos com furos de 8 mm de diâmetro verifica-se que a primeira dobra da face de referência também é formada projetando-se para dentro do tubo. Esse sentido de formação das dobras difere dos resultados obtidos experimentalmente através dos ensaios de esmagamento, conforme apresentado na Fig. 3.14, a qual mostra que a primeira dobra na face de referência é projetada para fora do tubo para os três absorvedores em questão. Porém, tanto para o resultado experimental quanto numérico, o padrão simétrico se repetiu e apenas o sentido das dobras foi divergente.

Comparando as Figuras 4.8(b), 4.8(c) e 4.8(d) com as Figuras 4.8(e), 4.8(f) e 4.8(g) verifica-se o efeito da variação do diâmetro dos furos no modo de flambagem dos absorvedores. Observa-se das referidas figuras que o aumento no diâmetro dos furos alterou o sentido de formação das dobras, porém o mesmo padrão simétrico foi obtido. Em relação aos resultados experimentais,

verificou-se que a alteração no diâmetro dos furos não causou mudança no sentido de formação das dobras, conforme mostrado na Fig. 3.14.

A análise do efeito da ausência de furos nas paredes adjacentes é feita comparando as Figuras 4.8(e), 4.8(f) e 4.8(g) com as Figuras 4.8(h), 4.8(i) e 4.8(j). Observando as referidas imagens, verifica-se que para as três comparações houve inversão no sentido de formação das dobras. Observa-se também que, para o caso dos absorvedores com furos em apenas duas paredes opostas, houve início da formação de um lóbulo adicional.

Os valores de carregamento crítico obtidos nas simulações para cada modo de flambagem são apresentados na Tab. 4.4. Por meio da análise de tal tabela verifica-se que o carregamento crítico sofre variação quando furos são feitos nos absorvedores de energia.

Atenção especial é dada ao carregamento crítico obtido para o primeiro modo de flambagem de todos os absorvedores de energia simulados pois, conforme apresentado anteriormente, acredita-se que os AEs se deformaram de acordo com o primeiro modo de flambagem. Observa-se um decréscimo desse valor para todos os absorvedores perfurados lateralmente quando comparados ao absorvedor sem furos, conforme mostrado na Tab. 4.4.

Tabela 4.4: Valores de carregamento crítico para os absorvedores de aço. Valores em kN.

		Modo de Flambagem									
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
Absorvedor	AC_16_0	238,3	239,5	254,9	260,1	286,6	289,2	323,6	324,3	324,8	325,3
	AC_16_A_8	237,7	239,1	255,8	260,6	285,6	291,2	316,0	316,2	324,9	330,6
	AC_16_A_12	236,6	238,8	255,5	259,5	283,8	290,8	309,7	312,4	323,2	330,8
	AC_16_B_8	236,5	238,9	254,6	259,8	285,5	288,2	307,8	308,1	324,6	333,2
	AC_16_B_12	234,4	238,2	253,3	258,5	283,5	286,3	300,5	300,9	322,4	332,3
	AC_16_C_8	235,0	238,3	253,5	258,5	283,7	285,4	318,9	319,6	322,2	326,4
	AC_16_C_12	231,9	237,3	252,1	256,2	280,0	282,8	314,2	315,0	321,4	325,7
	AC_16_D_12	229,0	245,7	252,0	262,0	282,4	292,7	306,4	307,5	318,0	328,8
	AC_16_E_12	232,3	240,9	253,7	259,0	284,2	289,4	305,9	307,7	322,4	324,5
	AC_16_F_12	233,8	238,1	252,3	257,1	281,1	286,2	299,4	301,5	318,9	327,1

Comportamento semelhante ao apresentado para o carregamento crítico do primeiro modo de flambagem foi verificado experimentalmente para o indicador de desempenho força de pico, conforme apresentado no item 3.3.2. Acredita-se que o indicador força de pico é análogo ao carregamento crítico, pois esse valor é responsável por causar o início do processo de colapso nos AEs durante os experimentos. Um comparativo entre esses dois valores é mostrado na Fig. 4.11 para todos os AEs de aço que foram objeto de estudo nas simulações. Observa-se do gráfico em questão que os valores experimentais da força de pico são consideravelmente menores que os valores obtidos das simulações numéricas.

De acordo com Haseganu e Smirnov (2000) os valores de carregamento crítico provenientes de estudos clássicos de flambagem geralmente são significativamente maiores que os valores obtidos experimentalmente. Os referidos autores apresentam como justificativa dessa diferença a sensibili-

dade do carregamento crítico às imperfeições presentes na estrutura, bem como nas diferenças de condições de contorno verificadas entre experimentos e estudos teóricos. Sendo assim, assume-se que a diferença mostrada na Fig. 4.11 pode ser explicada pela presença de imperfeições na geometria e/ou material dos AEs estudados, ou ainda as condições de contorno aplicadas nas simulações diferem da fixação do absorvedor durante os experimentos.

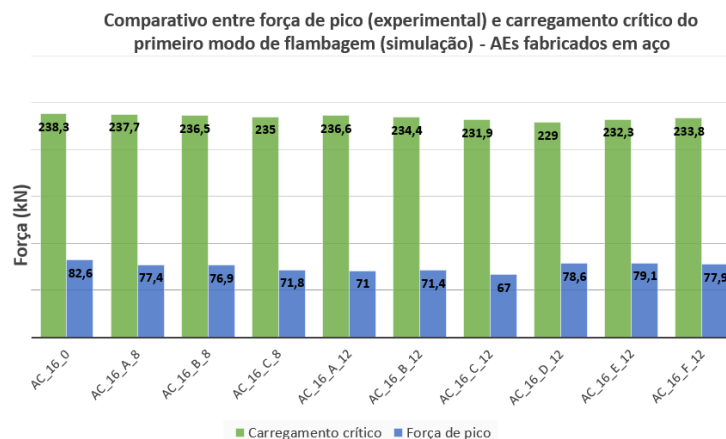


Figura 4.11: Comparativo entre os valores obtidos experimentalmente para a força de pico e o carregamento crítico obtido no primeiro modo de flambagem para absorvedores fabricados em aço.

Em seguida, esta subseção apresenta os resultados das análises de distribuição de tensão ao longo dos AEs fabricados em aço.

Os resultados das análises de distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia fabricados em aço são mostrados na Fig. 4.12. Tal figura mostra a distribuição da tensão equivalente de von Mises. A alteração na distribuição da tensão pode ser verificada por meio da variação das cores em cada figura, sendo o significado de cada cor apresentado na Fig. 4.13. Para possibilitar uma comparação entre as figuras, adotou-se a mesma quantidade de cores, o que faz com que as cores mostradas representem intervalos de tensão com valores muito próximos.

Através da análise da Fig. 4.12 é possível observar que a presença de furos laterais induz um padrão de distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia, o qual varia de acordo com o distanciamento dos furos inseridos. Verifica-se concentração de tensão nos furos e a formação de um padrão em forma de X com centro em cada furo, conectando os pontos de concentração de tensão de uma parede com os concentradores de tensão da parede adjacente, passando pelos vértices do tubo, como apresentado de forma nítida na Fig. 4.12(e). Verifica-se ainda que a presença de furos fez com que a região localizada na parte central da lateral do absorvedor (metade da largura) apresentasse tensão equivalente de von Mises menor que a tensão obtida naquela região para os AEs sem furos, conforme evidenciado pela cor azul em todos os AEs da Fig. 4.12.

Com relação ao efeito da distância entre furos, verifica-se que a proximidade entre os furos faz com que uma distribuição de tensão mais homogênea seja alcançada, como pode ser verificado pela comparação entre as Figuras 4.12(b), 4.12(c) e 4.12(d). Essa homogeneização acontece por-

que os concentradores de tensão estão mais próximos entre si, promovendo assim regiões onde a magnitude da tensão possui valores muito próximos, uma vez que tais concentradores de tensão possuem a mesma geometria. Convém salientar que o aumento na quantidade de furos e a consequente diminuição na distância entre os mesmos induz aumento da tensão equivalente, conforme pode ser observado comparando os AEs mostrados nas Figuras 4.12(d), 4.12(g) e 4.12(j) com os absorvedores que os antecedem na Fig. 4.12. Nas referidas imagens, a cor vermelha evidencia regiões onde a tensão de von Mises varia entre 160 MPa e 187 MPa, enquanto a cor alaranjada representa uma faixa de tensão de aproximadamente 135 MPa a 160 MPa, conforme Fig. 4.13.

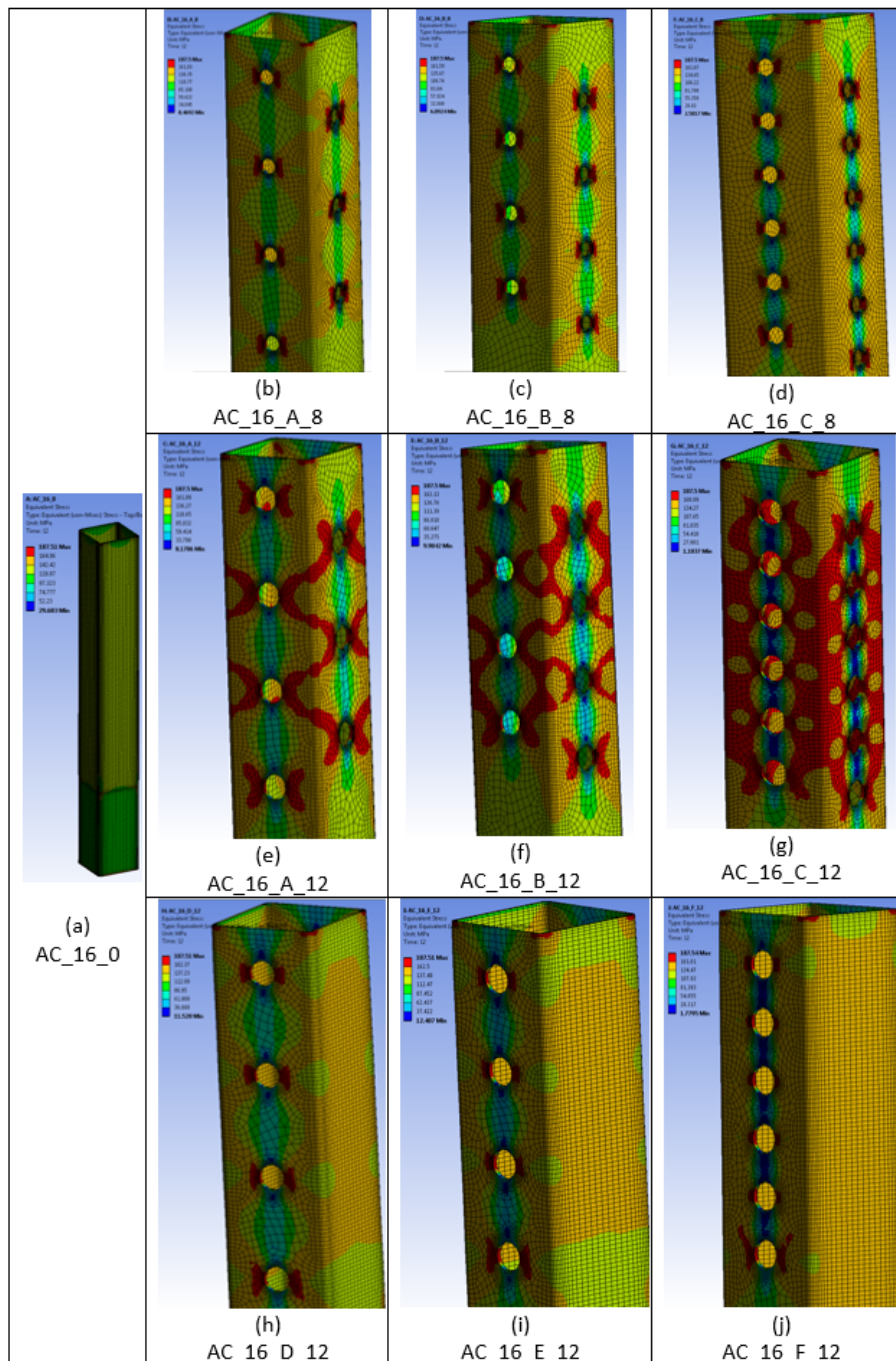


Figura 4.12: Distribuição de tensão nos AEs fabricados em aço

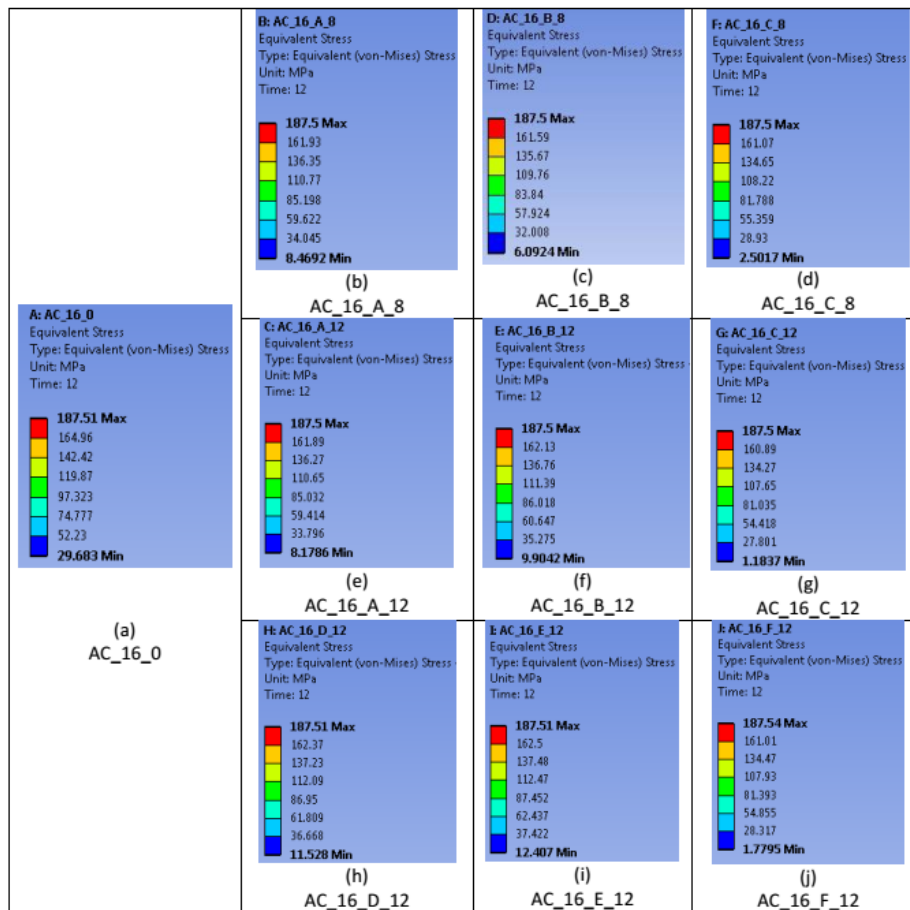


Figura 4.13: Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.12

A influência da variação do diâmetro dos furos na distribuição de tensão é verificada através da comparação das Figuras 4.12(b), 4.12(c) e 4.12(d) com as Figuras 4.12(e), 4.12(f) e 4.12(g). Observa-se que o mesmo padrão de distribuição é verificado, porém com maiores valores de tensão, fato evidenciado pela cor vermelha nas imagens, a qual representa tensões de von Mises variando entre 160 MPa e 187 MPa (valores mostrados na Fig. 4.13).

O aumento da tensão equivalente de von Mises devido ao incremento no diâmetro do furo, conforme descrito no parágrafo anterior, pode ser explicado pelo fato de o furo com diâmetro de 12 mm apresentar uma maior concentração de tensão quando comparado ao furo de 8 mm de diâmetro. Além disso, as distâncias entre as extremidades dos furos e os vértices do tubo sofreram redução devido ao aumento no diâmetro, o que faz com que a área da parede seja diminuída, aumentando assim a tensão naquela região.

Comparativos entre a distribuição de tensão obtida das simulações e o modo de colapso obtidos experimentalmente para todos os AEs de aço objetos de estudo das simulações numéricas são mostrados em seguida. Para tais comparativos, buscou-se nas fotografias dos absorvedores pelas regiões de maior deformação, onde acredita-se que a tensão equivalente de von Mises seja máxima. Essas regiões são evidenciadas nas figuras por setas na cor vermelha nas fotografias dos AEs com furos laterais.

A Fig. 4.14 mostra um comparativo entre a distribuição de tensão ao longo das paredes do absorvedor AC\_16\_0 e o perfil de deformação para o referido AE obtida durante os ensaios. Verifica-se através da análise da Fig. 4.14(b) a formação de lóbulos muito semelhantes, o que pode ser uma consequência da distribuição uniforme da tensão equivalente de von Mises, conforme mostrado na Fig. 4.14(a).

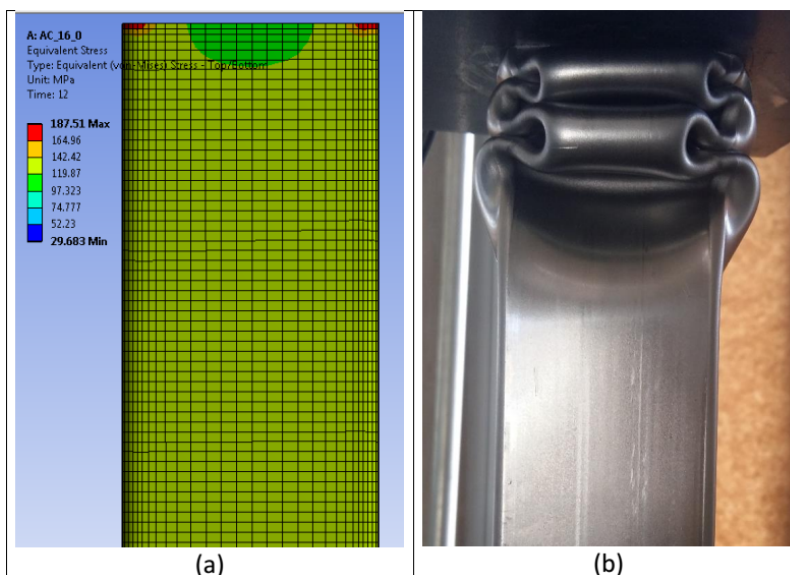


Figura 4.14: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_0.

Um comparativo entre a distribuição de tensão e a formação do primeiro lóbulo do absorvedor AC\_16\_A\_8 é mostrado na Fig. 4.15. Observa-se da referida figura que a simulação numérica prevê com certa exatidão a região de maior tensão. Essa constatação pode ser feita por meio da análise da Fig. 4.15, onde é possível verificar que a região de maior deformação do primeiro lóbulo (mostrada pelas setas vermelhas na Fig. 4.15(b)) coincide com a região de maior tensão mostrada na Fig. 4.15(a).



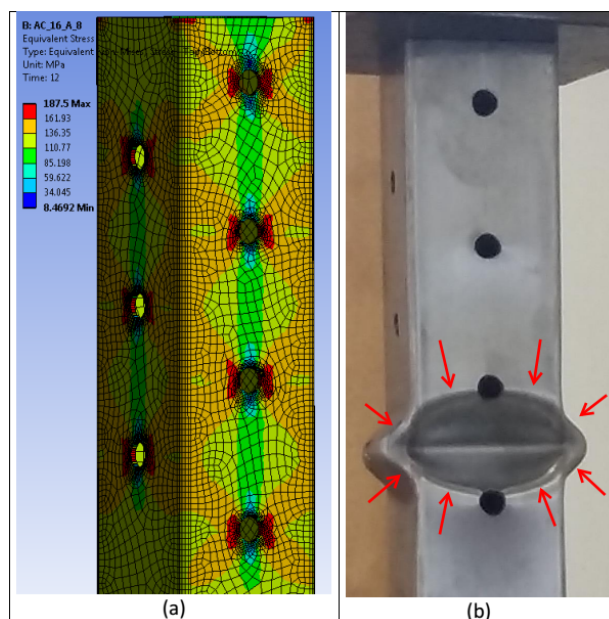


Figura 4.15: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_A\_8.

Em relação ao absorvedor AC\_16\_A\_12, verifica-se comportamento semelhante ao verificado para o absorvedor AC\_16\_A\_8 quando a formação do primeiro lóbulo é examinada, uma vez que a formação do lóbulo coincide com a região de maior tensão, conforme pode ser observado no comparativo da Fig. 4.16. A diferença verificada em relação ao AE AC\_16\_A\_8 diz respeito à localização da primeira dobra, a qual se formou próxima à extremidade superior do AE (cerca de 43 mm distante do topo) conforme mostrado na Fig. 4.16, em contraste com a primeira dobra do absorvedor AC\_16\_A\_8 que se formou a cerca de 135 mm da extremidade superior.

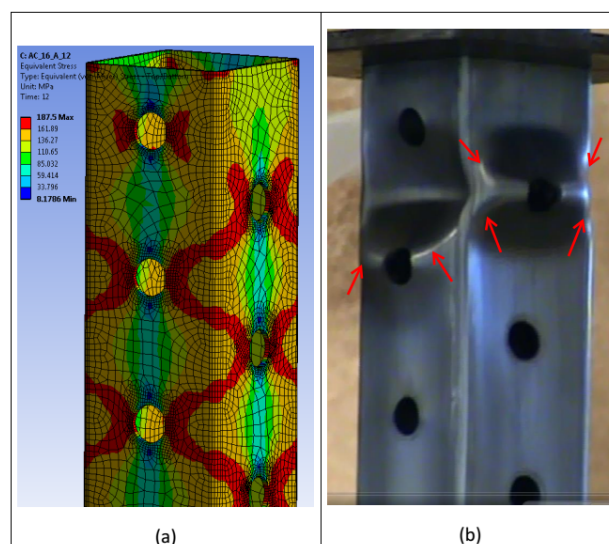


Figura 4.16: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_A\_12.

Para os absorvedores do tipo B AC\_16\_B\_8 (Fig. 4.17) e AC\_16\_B\_12 (Fig. 4.18) verifica-se que o primeiro lóbulo de ambos absorvedores se formaram próximos ao topo do AE com uma diferença na localização de 23 mm, sendo o primeiro lóbulo do AE AC\_16\_B\_8 localizado a 43 mm do topo e do AC\_16\_B\_12 localizado a 66 mm do topo. Observa-se, também que a dobra localizada na face de referência apresenta maior comprimento no AE com furos de 12 mm que a primeira dobra do AE com furos de 8 mm, uma vez que no AE de 12 mm a dobra atinge o terceiro furo da face de referência o que não ocorre para o AE com furos de 8 mm. Isso acontece porque o furo de 12 mm ocasionou maior concentração de tensão alterando assim o padrão de formação dos lóbulos.

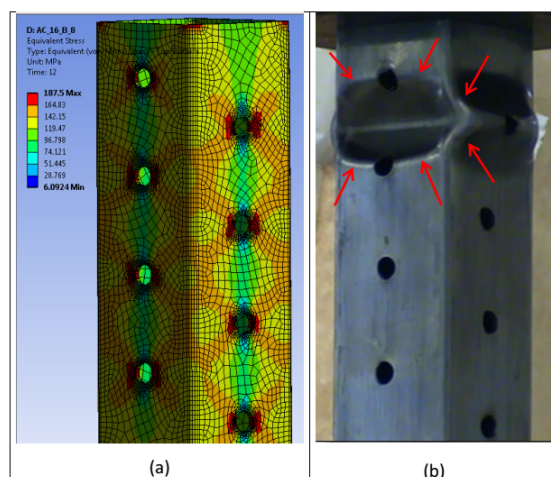


Figura 4.17: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_B\_8.

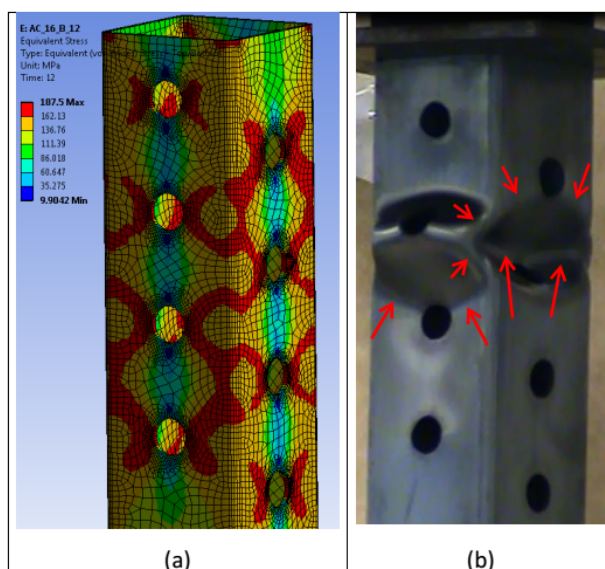


Figura 4.18: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_B\_12.



A partir das análises dos absorvedores do tipo C (Fig. 4.19 e Fig. 4.20) verificou-se um fenômeno mais complexo. Aparentemente, a presença de um furo adicional no comprimento médio do lóbulo alterou a distribuição de tensão equivalente de von Mises de modo que a dobra localizada nas proximidades daquele furo apresentou uma forma diferente da verificada para os AEs do tipo 0 e tipo A. Isso foi verificado também nas análises numéricas, onde observa-se uma configuração diferente para a distribuição de tensão, conforme pode ser verificado comparando-se as figuras referentes a esses absorvedores.

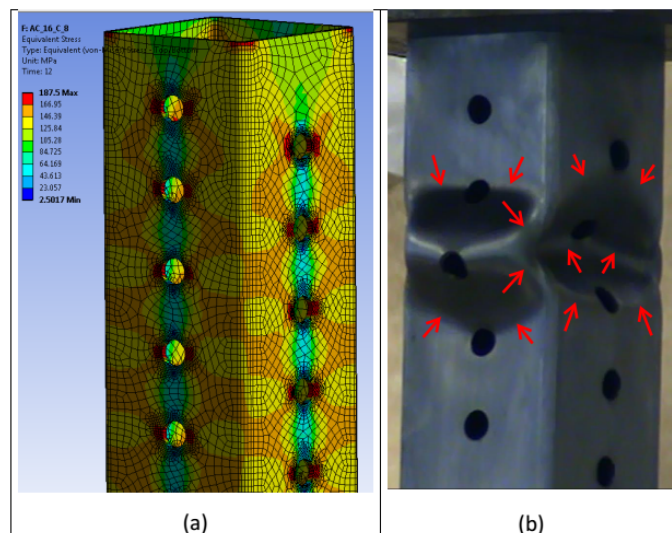


Figura 4.19: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_C\_8.

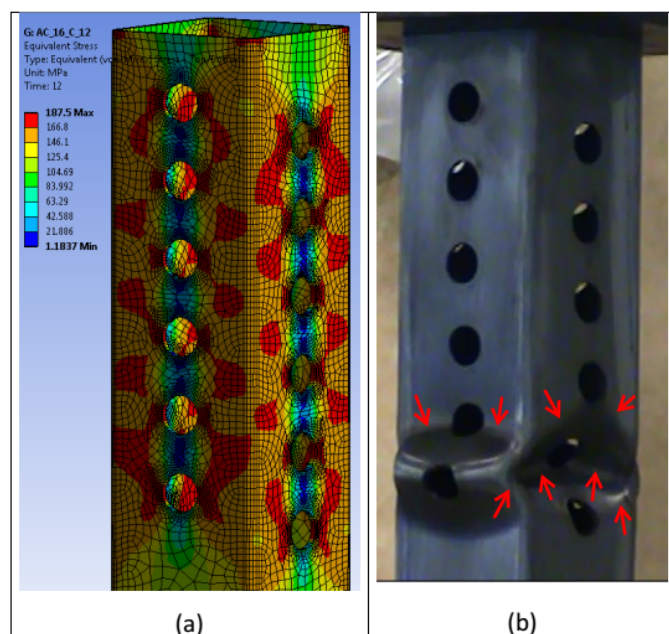


Figura 4.20: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_C\_12.

Ainda sobre os absorvedores fabricados em aço com furos nas quatro paredes, verificou-se a formação simultânea de mais de um lóbulo, conforme mostrado na Fig. 4.21 para as dobras dos furos 3 e 7. Através da análise da Fig. 4.21(a), observa-se que o lóbulo começa a se formar no furo de número 3 com a dobra para dentro. Imediatamente abaixo na parede adjacente uma dobra começa a se formar também para dentro do AE nas proximidades do furo número 7, conforme mostrado na Fig. 4.21(b) e na Fig. 4.21(c). Isto se dá porque todas as paredes possuem gatilhos e a rigidez necessária para garantir a formação completa da dobra em uma única parede é interrompida devido a presença de um gatilho na parede vizinha. Observa-se que a distribuição da tensão sofre uma perturbação pela presença do furo intercalado que não permite a formação completa da dobra, como mostrado nas Figuras 4.21(b) a Fig. 4.21(e). As setas em vermelho na figura referem-se às regiões de maior deformação, as quais coincidem com as regiões que apresentam os maiores valores da tensão equivalente de von Mises, como mostrado na Fig. 4.21(f).

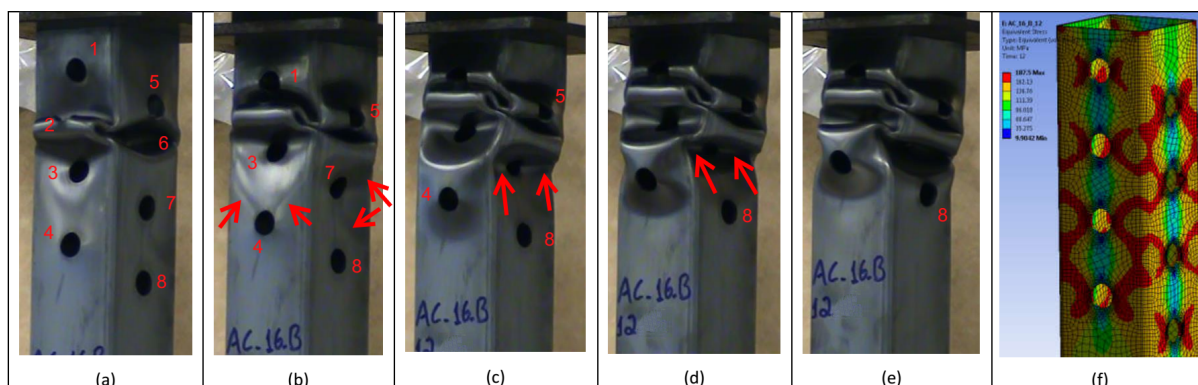


Figura 4.21: Processo de formação de lóbulos (a) a (e) e distribuição de tensão ao longo das paredes (f) - Absorvedor AC\_16\_B\_12.

O efeito da ausência de furos nas paredes adjacentes à parede de referência na distribuição de tensão pode ser visualizado através da comparação das Figuras 4.12(e), 4.12(f) e 4.12(g) com as Figuras 4.12(h), 4.12(i) e 4.12(j). Observa-se que nas paredes sem furos não ocorre concentração acentuada de tensão, e o padrão da distribuição foi alterado quando compara-se com os absorvedores com furos em todas as quatro paredes laterais.

Verifica-se também que a tensão nas paredes sem furos dos absorvedores dos tipos D (Fig. 4.12(h)), E (Fig. 4.12(i)) e F (Fig. 4.12(j)) sofreu aumento se comparado ao absorvedor do tipo 0 (Fig. 4.12 (a)), o qual não possui furos em nenhuma de suas paredes. Com o auxílio da Fig. 4.13 nota-se que nas paredes sem furos dos AEs dos tipos D, E e F a tensão de von Mises variou entre 134 MPa e 162 MPa (cor alaranjada) e para o absorvedor do tipo 0 a tensão de von Mises em todas as paredes ficou entre entre 119 MPa e 142 MPa. Pode-se afirmar, portanto, que os furos laterais exercem influência não somente na distribuição de tensão ao longo das paredes em que estão inseridos, mas também nas paredes adjacentes, uma vez que a tensão equivalente de von Mises foi aumentada na parede sem furos dos AEs dos tipos D, E e F.

Assim como ocorreu para os demais absorvedores de aço, comparativos entre a formação do primeiro lóbulo (experimental) e a distribuição de tensão (numérico) foram executados para os AEs dos tipos D, E e F, conforme mostrado nas Figuras 4.22, 4.23 e 4.24. Observa-se das referidas figuras que a presença de furos influenciou a formação do primeiro lóbulo, especialmente no absorvedor do tipo F (Fig. 4.24). Observa-se também que para os absorvedores dos tipos D e E as dobras formadas na parede sem furos (adjacente à parede de referência) a dobra se iniciou de maneira similar ao padrão obtido para os AEs sem furos laterais. Isso se dá devido à uniformidade da distribuição da tensão, conforme mostrado nas simulações numéricas. Para o absorvedor do tipo F, verificou-se que a proximidade dos furos causou uma alteração no comprimento da dobra na parede oposta à parede de referência, conforme mostrado na Fig. 4.24 (c), o que pode ter ocasionado a instabilidade lateral verificada para esse absorvedor, conforme descrito na subseção 3.3.2.

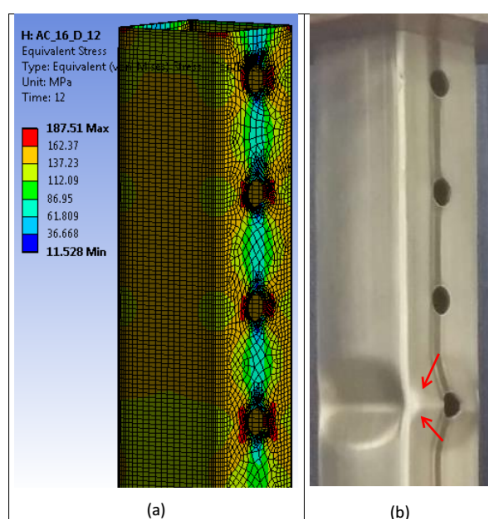


Figura 4.22: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_D\_12.

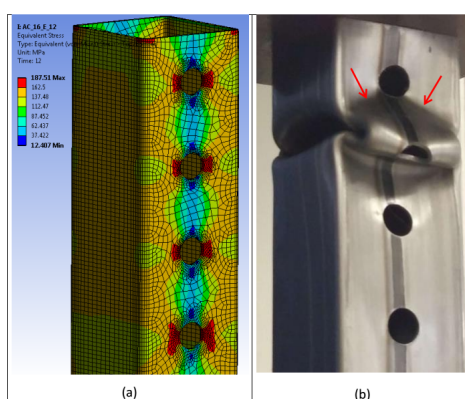


Figura 4.23: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_E\_12, melhor desempenho experimental.

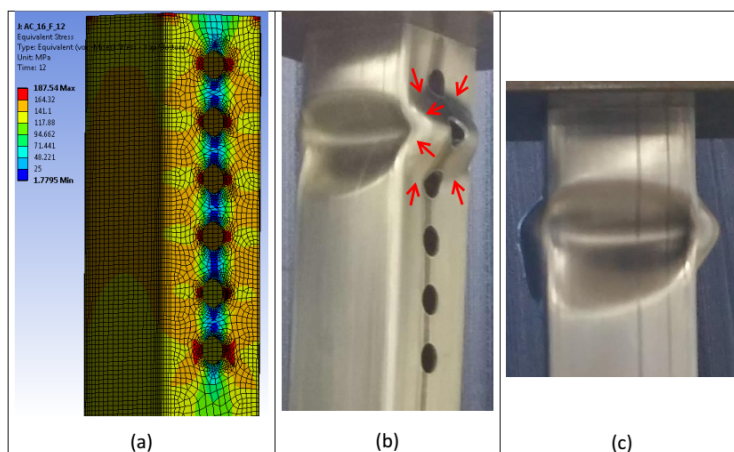


Figura 4.24: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AC\_16\_F\_12.

### 4.3.2 Absorvedores fabricados em Alumínio

As análises de flambagem dos absorvedores fabricados em alumínio forneceram como saída os dez primeiros modos de flambagem com seus respectivos carregamentos críticos. Assim como no estudo dos absorvedores fabricados em aço, para os absorvedores de alumínio também foram executadas simulações de distribuição de tensão ao longo das paredes dos tubos.

Os dez primeiros modos de flambagem do absorvedor de alumínio sem furos (AL\_14\_0) são apresentados na Fig. 4.26. A referida figura mostra que todos os dez modos de flambagem obtidos para o absorvedor de alumínio são semelhantes aos modos de flambagem obtidos para o absorvedor de aço sem furos (mostrados na Fig. 4.7). Assim sendo, apenas os dois primeiros modos de flambagem são simétricos e o primeiro modo é o que mais se assemelha à situação verificada nos ensaios mecânicos pois possui seis lóbulos completos, conforme apresentado no comparativo da Fig. 4.25 e em razão disso somente o primeiro modo é analisado na presente seção, uma vez que o primeiro modo de flambagem dos demais absorvedores de alumínio estudados também apresenta lóbulos simétricos, conforme mostrado na Fig. 4.27.

Ainda sobre a escolha do primeiro modo de flambagem para as análises, convém mencionar que esse modo apresenta o menor valor de carregamento crítico, e por isso acredita-se que o AE se deforma de acordo com a forma apresentada pelo primeiro modo de flambagem. Assim como obtido para os absorvedores de aço, do terceiro modo de flambagem em diante os absorvedores de alumínio (inclusive os absorvedores com furos) se deformaram de uma maneira bem diferente da forma obtida nos ensaios de esmagamento.

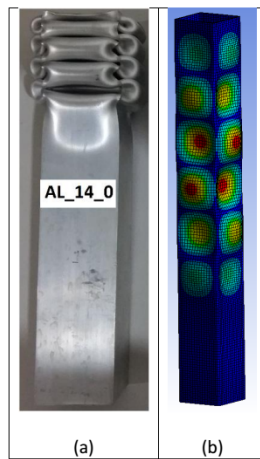


Figura 4.25: Comparativo entre o primeiro modo de flambagem obtido da simulação numérica (b) e o resultado experimental obtido do ensaio de esmagamento do absorvedor AL\_14\_0.

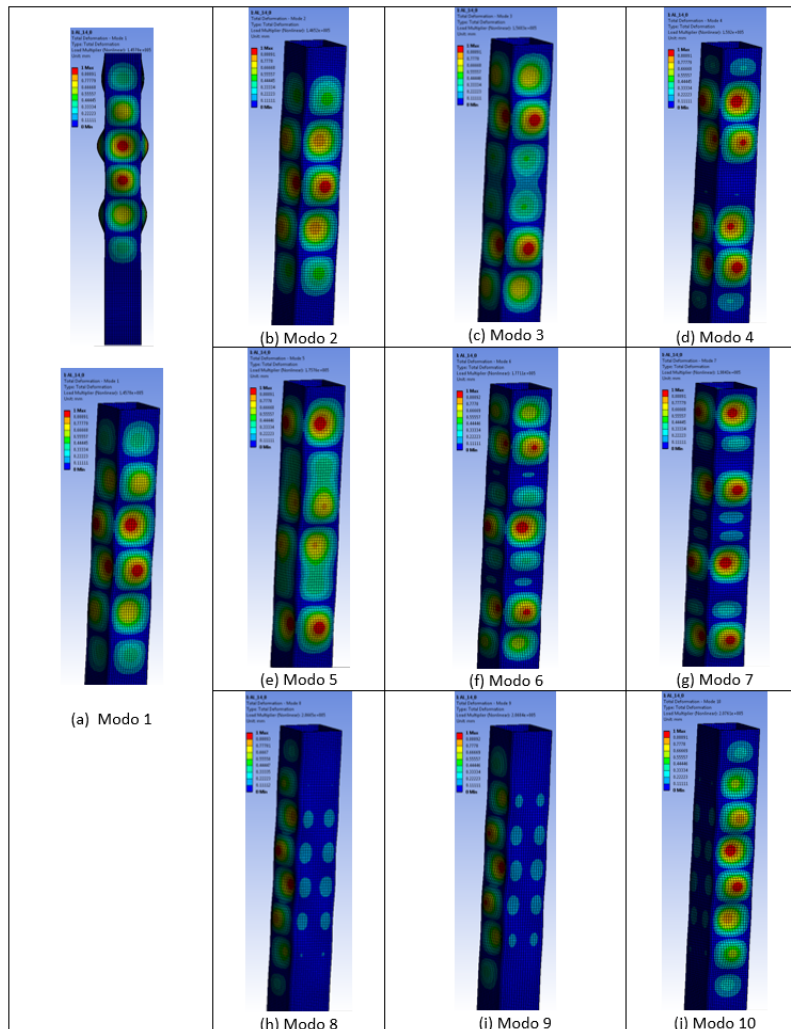


Figura 4.26: Primeiros 10 modos de flambagem obtidos para o absorvedor AL\_14\_0.



A Figura 4.27 apresenta o primeiro modo de flambagem para os sete absorvedores de alumínio analisados nas simulações. Assim como feito na apresentação dos resultados dos absorvedores de aço, as figuras mostradas foram obtidas considerando o mesmo referencial, de modo que o furo com menor distância da borda superior esteja na face esquerda do tubo em todas as figuras e é considerado como referência para as explicações a face esquerda de cada tubo (conforme mostrado na Fig. 4.8(a)) e o primeiro lóbulo é considerado como sendo o lóbulo mais próximo da extremidade superior. Legendas das cores usadas na Fig. 4.27 são apresentadas na Fig. 4.28.

É possível observar com a análise da Fig. 4.27 que existem variações nos modos de flambagem quando a distância e o diâmetro dos furos são alterados. As diferenças notáveis se referem ao sentido de formação das dobras e à localização das mesmas. Comparando-se os absorvedores com furos de 8mm de diâmetro (Figuras 4.27(b), 4.27(c) e 4.27(d)) observa-se que o primeiro lóbulo se inicia em diferentes localizações. Em relação ao efeito da variação do diâmetro dos furos, a diferença mais aparente no modo de deformação está na alteração do sentido das dobras dos absorvedores do tipo C, em que verifica-se que a primeira dobra da face de referência do absorvedor com furos de 8mm (Fig. 4.27(d)) se projeta para dentro do tubo, enquanto que a primeira dobra do absorvedor com furos de 12 mm (Fig. 4.27(g)) é projetada para fora.

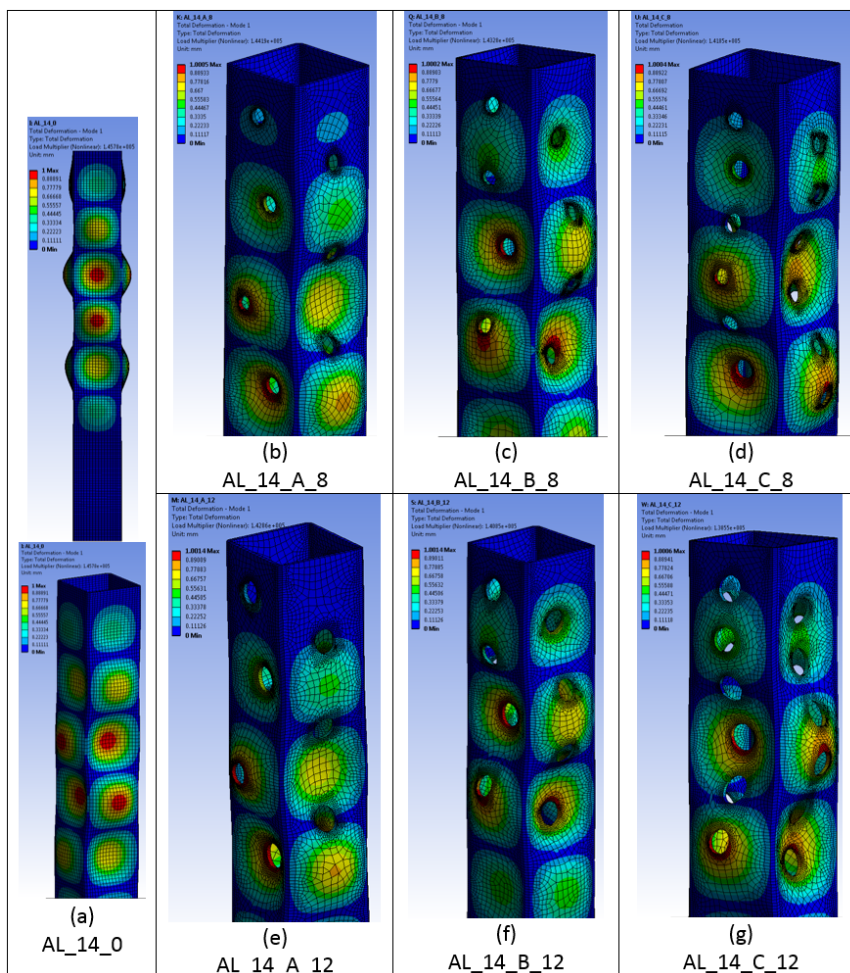


Figura 4.27: Primeiro modo de flambagem obtido para cada AE de alumínio simulado.

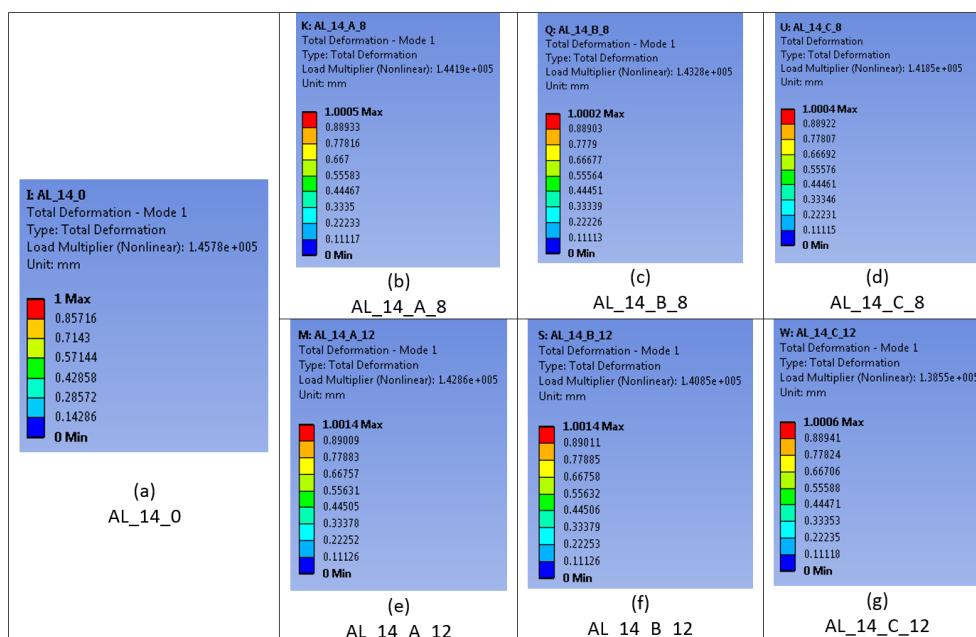


Figura 4.28: Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.27

Comparando-se os primeiros modos de flambagem com o perfil de colapso apresentado pelos AEs fabricados em alumínio com furos laterais após os ensaios de esmagamento, descritos no item 3.3.3, observa-se que em ambas situações (experimento e simulação) o modo de deformação simétrico foi obtido. Esse fato pode ser notado através do comparativo da Fig. 4.27 com a Fig. 3.18. Verificou-se também que para os AEs AL\_14\_A\_8, AL\_14\_C\_8 e AL\_14\_B\_12 os lóbulos se concentraram a partir do segundo furo da face de referência (Fig. 3.18) em contraste com os resultados das simulações numéricas, as quais preveem formação de dobras a partir do primeiro furo (Fig. 4.27). Essa diferença pode ser justificada por imperfeições no material dos AEs na região onde as dobras se formaram.

Os valores dos carregamentos críticos obtidos para os dez primeiros modos de flambagem de cada AE de alumínio estudado são mostrados na Tab. 4.5. A análise da tabela mostra que os valores de carregamento crítico sofrem variação quando furos são inseridos na geometria dos absorvedores de alumínio. Assim como constatado para absorvedores fabricados em aço, todos os AEs de alumínio perfurados lateralmente apresentaram carregamentos críticos abaixo dos valores apresentados pelo absorvedor sem furos (AL\_14\_0) para o primeiro modo de flambagem, conforme apresentado na Tab. 4.5.

Comportamento semelhante ao apresentado para o carregamento crítico do primeiro modo de flambagem foi verificado experimentalmente para o indicador de desempenho força de pico, conforme apresentado no item 3.3.3. Um comparativo entre esses dois valores é mostrado na Fig. 4.29 para todos os AEs de alumínio que foram objeto de estudo nas simulações. Observa-se do gráfico em questão que os valores experimentais da força de pico são consideravelmente menores que os valores obtidos das simulações numéricas, fato também verificado para os absorvedores de aço. Novamente, essa diferença pode ser explicada pela presença de imperfeições na geometria dos

AEs estudados, ou ainda as condições de contorno aplicadas nas simulações podem ser diferentes da situação de fixação do absorvedor durante os experimentos.

Tabela 4.5: Valores de carregamento crítico para os absorvedores de alumínio. Valores em kN.

	Modo de Flambagem									
	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10
AL_14_0	145,8	146,5	156,0	159,2	175,8	177,1	198,4	206,6	206,8	207,6
AL_14_A_8	144,2	145,2	155,7	158,3	173,7	176,8	197,0	200,3	200,4	207,5
AL_14_A_12	142,9	144,1	154,9	157,2	171,9	175,8	195,3	195,6	197,3	206,3
AL_14_B_8	143,3	144,8	154,8	157,8	173,7	174,8	193,6	193,8	197,0	207,1
AL_14_B_12	140,8	143,3	153,6	156,2	171,4	172,8	187,6	188,4	194,6	204,9
AL_14_C_8	141,8	143,9	153,9	156,6	172,0	172,8	193,5	200,4	202,8	204,4
AL_14_C_12	138,5	141,5	152,5	154,4	168,6	170,0	189,3	196,2	200,4	200,8

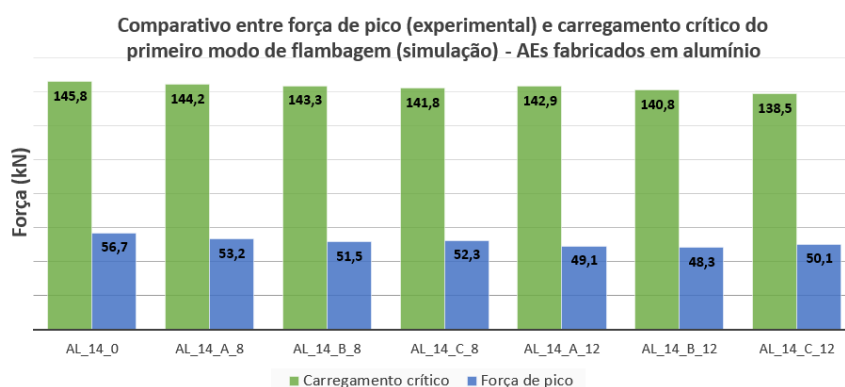


Figura 4.29: Comparativo entre os valores obtidos experimentalmente para a força de pico e o carregamento crítico obtido no primeiro modo de flambagem para absorvedores fabricados em alumínio.

A parte restante desta subseção apresenta os resultados das análises de distribuição de tensão ao longo dos AEs fabricados em alumínio.

Os resultados das análises de distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores fabricados em alumínio são apresentados na Fig. 4.30. Verifica-se para os absorvedores em alumínio o mesmo padrão de distribuição de tensão apresentado para os absorvedores fabricados em aço (Fig. 4.12). A diferença nos resultados das análises de distribuição de tensão entre os absorvedores de alumínio e de aço está no nível de tensão, o que se justifica pela diferença na espessura da parede e também no raio dos vértices dos tubos, conforme mostrado na Tab. 3.1.

A legenda das cores utilizadas na Fig. 4.30 é mostrada na Fig. 4.31. Através da comparação da Fig. 4.31 com a Fig. 4.13 verifica-se a diferença na magnitude da tensão equivalente de von Mises. Convém salientar que a força aplicada nas simulações dos AE's de alumínio é menor que a força aplicada nos AE's de aço, conforme mostrado na Tab. 4.3, o que também contribui para uma menor tensão nos AEs de alumínio quando comparados aos absorvedores fabricados em aço.



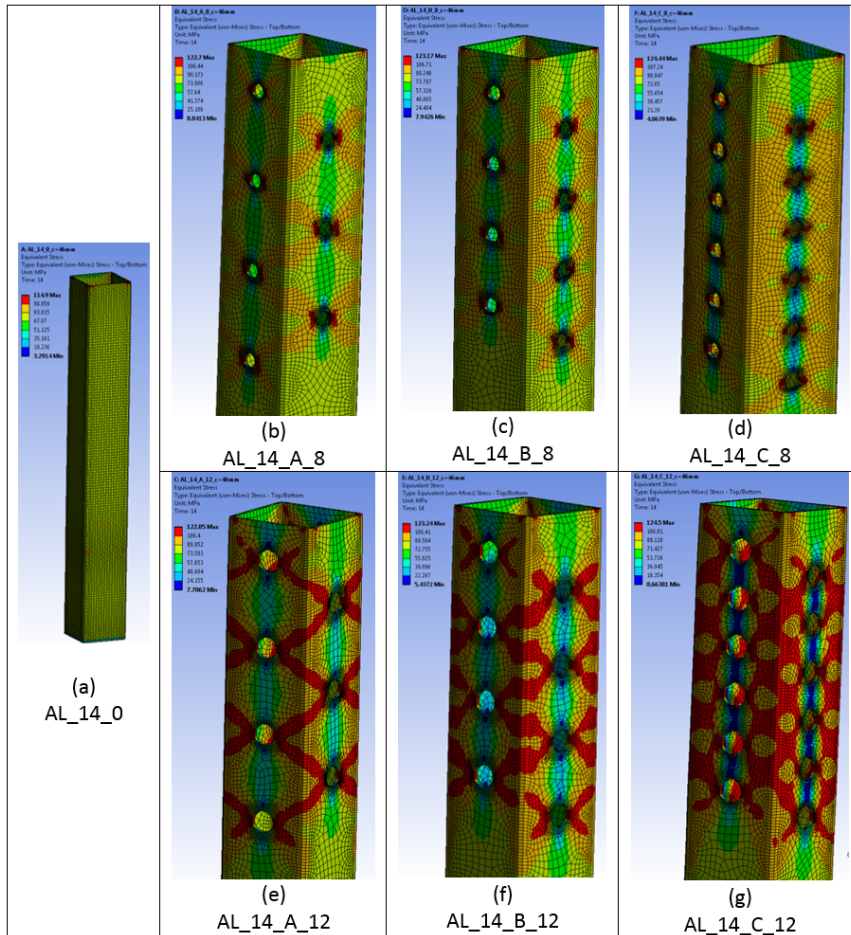


Figura 4.30: Distribuição de tensão nos CPs fabricados em alumínio

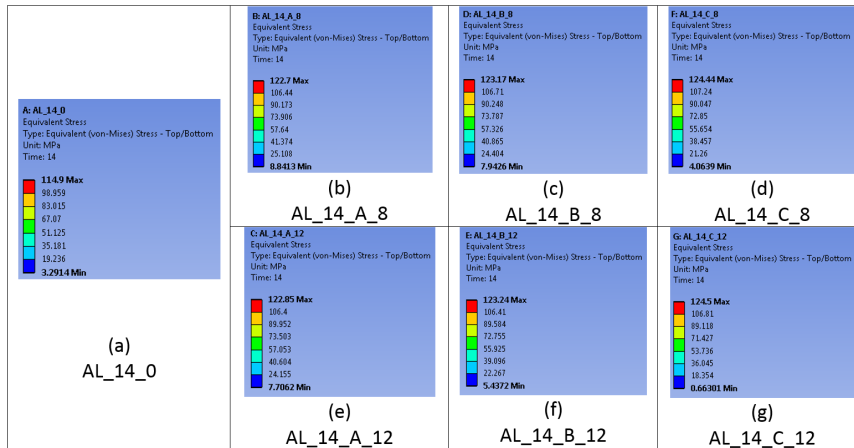


Figura 4.31: Legenda das cores utilizadas na Fig. 4.30

Comparações entre a distribuição de tensão obtida nas simulações foram feitas com a formação dos lóbulos verificada experimentalmente em cada absorvedor de alumínio estudado nas simulações. Tais comparativos são mostrados nas figuras que se seguem. Assim como ocorrido para as análises dos AEs fabricados em aço, as regiões de formação das dobras dos AEs perfurados late-

ralmente, onde acredita-se que a tensão equivalente de von Mises seja máxima são evidenciadas por setas vermelhas. Para todos os AEs estudados, observou-se semelhança entre a formação das dobras e a distribuição de tensão ao longo das paredes.

A influência que os furos exercem na formação das dobras pode ser verificada ao se comparar o início do primeiro lóbulo do AE sem furos (Fig. 4.32 (b)) com os demais AEs apresentados nas figuras subsequentes. Observa-se que, para o caso do AE sem furos e também para o caso dos AEs do tipo A (distância entre furos calculada com base na teoria) a dobra direcionada para dentro apresenta linha de formação aproximadamente reta e transversal ao eixo do tubo conectando os vértices das paredes. Para os demais absorvedores perfurados, as dobras se iniciam na forma de "V" com origem no furo da dobra interna e direcionado para os furos de paredes adjacentes. Essa formação da dobra confirma o padrão obtido para a distribuição de tensão obtido das simulações numéricas.

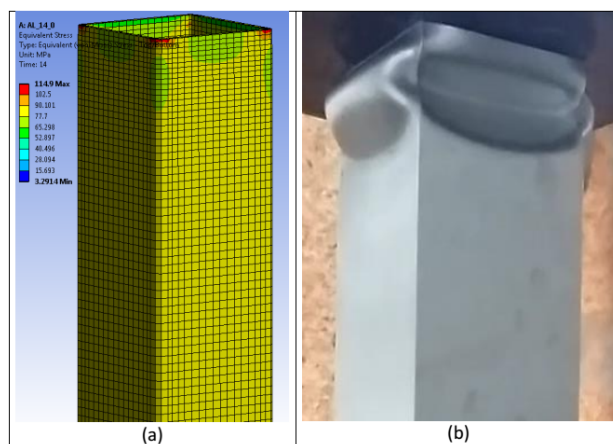


Figura 4.32: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_0.

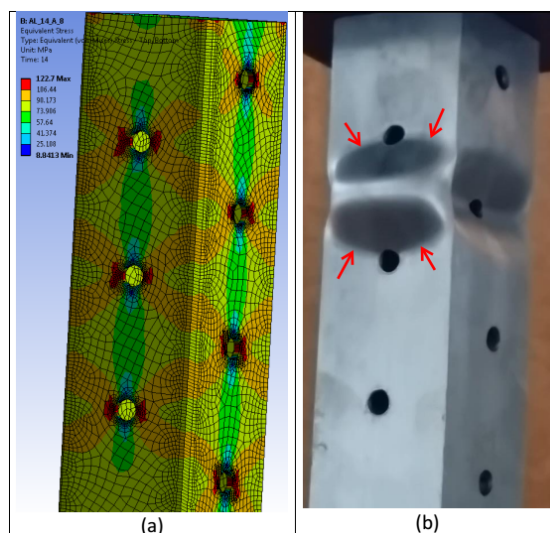


Figura 4.33: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_A\_8.

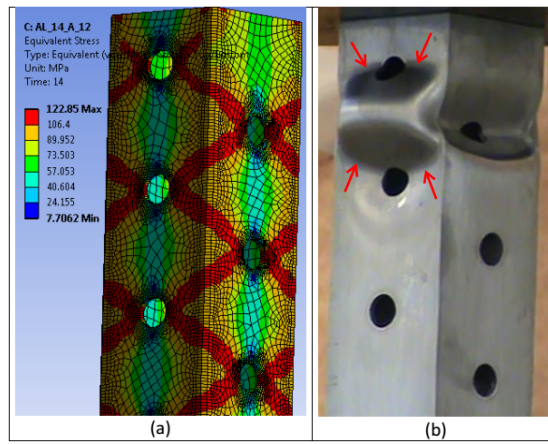


Figura 4.34: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_A\_12.

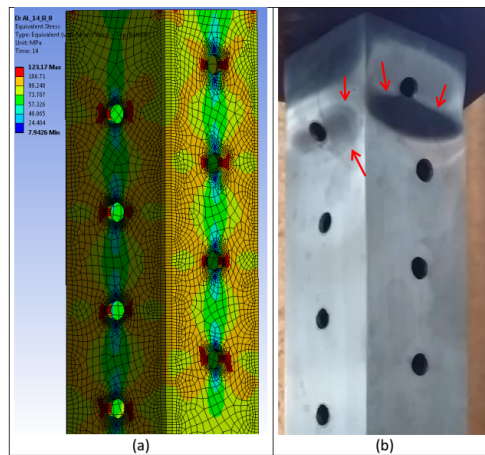


Figura 4.35: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_B\_8.

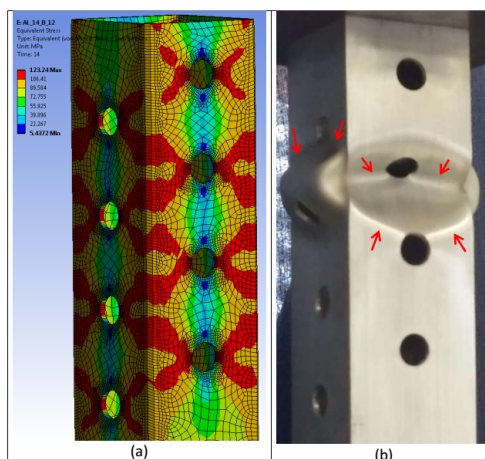


Figura 4.36: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_B\_12.

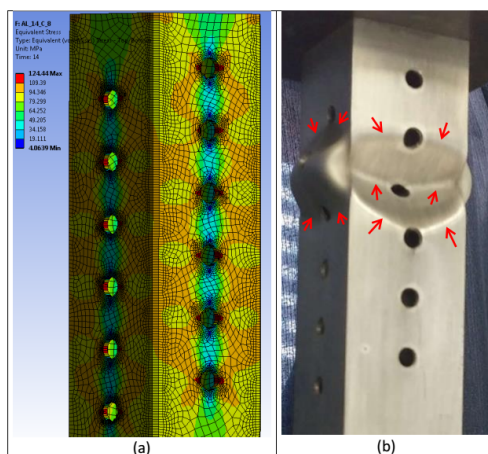


Figura 4.37: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_C\_8.

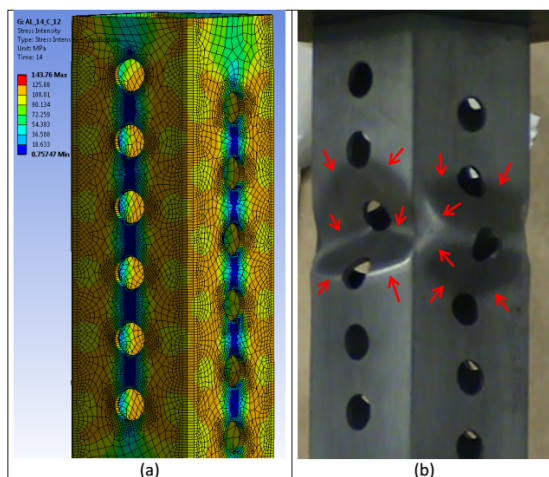


Figura 4.38: Comparativo entre o padrão de distribuição da tensão equivalente de von Mises obtido das simulações (a) e o absorvedor durante o ensaio (b) - Absorvedor AL\_14\_C\_12.

Para os absorvedor de energia AL\_14\_B\_12 verificou-se a formação simultânea de mais de um lóbulo, conforme mostrado na Fig. 4.39 para as dobras evidenciadas na figura. Assim como explicado para os absorvedores fabricados em aço, esse fenômeno acontece porque todas as paredes possuem gatilho e a rigidez necessária para garantir a formação completa da dobra em uma única parede é interrompida pois na parede vizinha existe um iniciador de dobra. Observa-se que a distribuição da tensão sofre uma perturbação pela presença do furo intercalado que não permite a formação completa da dobra, como mostrado na Fig. 4.36(a). As setas em vermelho na figura referem-se às regiões de maior deformação, as quais coincidem com as regiões que apresentam os maiores valores da tensão equivalente de von Mises, como mostrado na Fig. 4.36(a).

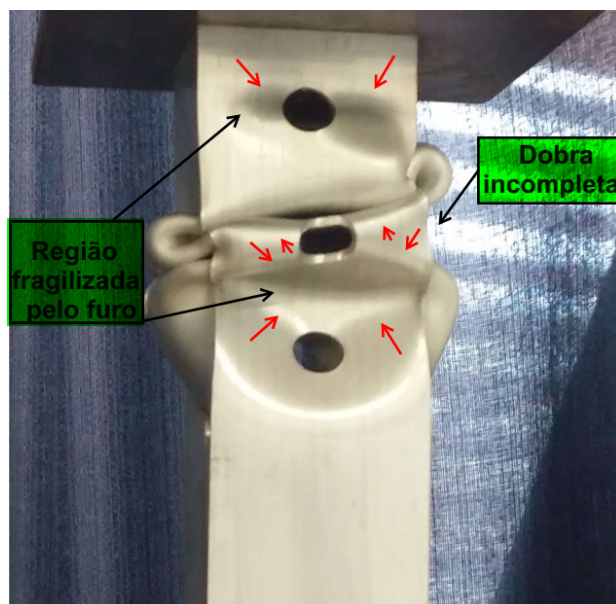


Figura 4.39: Formação simultânea de dois lóbulos em um AE de alumínio - Absorvedor AL\_14\_B\_12.

#### 4.4 Conclusões do Capítulo 4

Este capítulo apresentou os resultados de simulações numéricas executadas com o objetivo de estudar a influência dos furos inseridos nas paredes laterais dos absorvedores de energia nos modos de flambagem e também na distribuição da tensão ao longo das paredes. Como saída das simulações, foram fornecidos os dez primeiros modos de flambagem com seu respectivo carregamento crítico e imagens da distribuição de tensão equivalente de von Mises com os valores de tensão obtidos de uma análise estática não linear.

As simulações de análise de flambagem mostraram que pequenas variações nos modos de flambagem dos AE's fabricados em aço e alumínio são ocasionadas pela inserção dos furos com os diâmetros de 8 mm e 12 mm nos absorvedores. Para os dois materiais estudados e para os dois diâmetros de furos analisados, verificou-se que o primeiro modo de flambagem mais se assemelha ao comportamento apresentado pelos absorvedores nos ensaios mecânicos. Em relação ao carregamento crítico de flambagem, foi constatado que todos os valores de carregamento crítico referente ao primeiro modo de flambagem dos absorvedores perfurados lateralmente foram menores que o carregamento obtido para o equivalente AE sem furos laterais. Comparando-se esses resultados com os resultados experimentais observou-se que a força de pico, grandeza análoga ao carregamento crítico do primeiro modo de flambagem por ser responsável pela falha da estrutura, também apresentou decréscimo para todos os AEs perfurados lateralmente.

Em relação às análises de distribuição de tensão, confirmou-se que os furos atuam como concentradores de tensão nas paredes que estão inseridos e por isso estabelecem um novo padrão de distribuição de tensão. Através das figuras apresentadas, foi mostrado o padrão de distribuição de tensão ao longo das paredes, o qual se repetiu para todos os absorvedores perfurados lateralmente.



# Capítulo 5

## Conclusões e Trabalhos Futuros

### 5.1 Conclusões

O presente trabalho apresentou os resultados de investigações acerca do esmagamento axial de absorvedores de energia que podem ser usados em aplicações automotivas. Para isso, ensaios de esmagamento em baixa velocidade (quase-estáticos) foram realizados em tubos de seção quadrada usando uma máquina universal de ensaios. O efeito da variação de três parâmetros foi estudado: material da composição do absorvedor, espessura da parede e presença de furos laterais nas paredes dos absorvedores.

Para a análise dos resultados, indicadores de desempenho foram estabelecidos a partir da consulta à literatura concernente ao tema e apresentados na seção 2.1. Comparações entre os indicadores de desempenho foram feitas com a finalidade de verificar o absorvedor de melhor performance dentre os AEs estudados. Tais indicadores foram obtidos a partir da curva força axial em função do deslocamento axial (curva  $F \times D$ ), a qual é extensivamente utilizada pela literatura consultada devido sua importância para a obtenção de indicadores de desempenho e também por fornecer informações acerca da formação dos lóbulos durante o processo de esmagamento axial.

Além de ensaios de esmagamento, análises numéricas foram executadas utilizando o método dos elementos finitos (MEF) para uma melhor compreensão do fenômeno de esmagamento axial dos absorvedores perfurados lateralmente. Nas análises numéricas foram realizadas simulações de flambagem, em que foram obtidos os dez primeiros modos de flambagem dos absorvedores com seus respectivos carregamentos críticos e também simulações para investigação da distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia.

Para o desenvolvimento do trabalho, os ensaios de esmagamento foram executados em tubos vendidos comercialmente fabricados em dois tipos de materiais metálicos: alumínio e aço. Duas espessuras diferentes foram estudadas para cada tipo de material, as quais são lembradas em seguida.

As principais conclusões do trabalho foram divididas de acordo com os objetivos específicos e são apresentadas abaixo.

## 1. Efeito da variação da espessura da parede do absorvedor.

Para este estudo, a espessura da parede dos AEs fabricados em aço foi aumentada de 1,25 mm para 1,60 mm (aumento de 28%) e a espessura dos AEs de alumínio foi aumentada de 1,55 mm para 2,00 mm (aumento de 29%). Observou-se que, tanto para o caso dos AEs fabricados em aço quanto para os AEs fabricados em alumínio ocorreu uma defasagem horizontal na curva força versus deslocamento, o que evidencia uma diferença no comprimento dos lóbulos formados durante os ensaios. Essa diferença no comprimento dos lóbulos quando a espessura da parede é alterada foi prevista pelo modelo teórico apresentado no trabalho. Verificou-se também aumento na amplitude da força axial por meio da análise da curva FxD, o que foi explicado pelo aumento da resistência devido ao acréscimo de material na parede do AE, o qual provocou um incremento da força necessária para causar plastificação da seção transversal.

A alteração na curva FxD descrita no parágrafo anterior repercutiu nos indicadores de desempenho, de forma mais notável nos AEs fabricados em alumínio. Para os indicadores Energia Absorvida e força média, verificou-se um aumento relativo de 67% para o alumínio e de 28% para o absorvedor fabricado em aço. Diferenças consideráveis também foram verificadas para a energia absorvida específica (incremento de 31% para o AE de alumínio e 4,7% para o AE de aço) e efetividade estrutural (incremento de 30% para o AE de alumínio e 0,87% para o AE de aço). A força de pico também sofreu alteração com o aumento da espessura da parede. Para esse indicador, verificou-se um aumento de 37% para o AE fabricado em alumínio e um aumento de 24% para o AE de aço.

## 2. Efeito da alteração do material.

Para o estudo da variação do material, os resultados dos ensaios de dois absorvedores de energia com espessura de parede muito próximas (diminuição de 3% relativamente ao AE de aço) foram comparados. Considerou-se nas comparações o AE fabricado em aço como referência. Sobre o gráfico FxD foi verificada uma diminuição considerável no valor da força axial ao longo de toda a curva quando compara-se o alumínio em relação ao aço. Essa constatação foi explicada pela diferença na tensão de escoamento dos dois materiais. Verificou-se também variação na parte inicial da curva, a qual corresponde à região de compressão uniforme do absorvedor. A variação aqui descrita foi explicada pela diferença no módulo de elasticidade dos materiais, uma vez que naquela região da curva o absorvedor é solicitado por compressão elástica uniforme e a variação da área da seção transversal dos absorvedores foi muito pequena.

Outra constatação importante feita a partir da curva FxD diz respeito ao comprimento dos segmentos das curvas, os quais foram estimados pela distância entre os vales. Observou-se que tais distâncias são aproximadamente iguais, evidenciando que os AEs ensaiados apresentaram comprimentos de lóbulos muito similares. A constatação de que o comprimento dos lóbulos não depende do material é corroborada pela Eq. 2.11, a qual mostra que o comprimento dos lóbulos ( $2H$ ) depende apenas da geometria do tubo.

O efeito que a variação do material exerce nos indicadores de desempenho foram apresentados através de uma tabela comparativa. Essa tabela mostrou que a energia absorvida e a força média apresentaram diminuição de 53%, a força de pico caiu 50%, a razão de carregamento aumentou 7,5% e a efetividade estrutural sofreu uma redução de 20% quando o material foi alterado de aço para alumínio. Alteração desejável foi verificada para o indicador energia absorvida específica, o qual apresentou aumento de 35%.

O indicador energia absorvida específica (SEA) foi utilizado para um comparativo entre todos os AEs perfurados lateralmente e o respectivo AE sem furos de cada material (AL\_14\_0 para o alumínio e AC\_16\_0 para o aço), conforme mostrado na Fig. 3.21. Desse comparativo, verificou-se que o alumínio apresentou os maiores valores de SEA para todos os tipos de absorvedores e diâmetros de furos estudados. Sendo assim, levando-se em conta apenas esse indicador, é possível afirmar que o alumínio apresenta melhor desempenho como absorvedor de energia quando comparado ao aço. Essa constatação foi feita para todas as configurações de diâmetro e distância entre furos testadas neste trabalho e também para os absorvedores sem furos, uma vez que o alumínio absorveu mais energia por massa em todos os casos analisados.

Ainda sobre a influência do material do absorvedor no processo de esmagamento axial, verificou-se que variações na curva FxD e conseqüentemente nos indicadores de desempenho, são mais evidentes nos absorvedores de energia fabricados em alumínio. Aumentos percentuais na espessura da parede muito próximas (28% para o aço e 29% para o alumínio) conduziram a um aumento relativo dos indicadores de desempenho muito maiores para o alumínio quando comparados aos aumentos verificados para o aço, conforme descrito no item 1 da presente seção.

### **3. Influência da presença de furos laterais nas paredes dos absorvedores de energia.**

As análises da influência que furos laterais exercem no desempenho de absorvedores de energia fabricados em aço foram conduzidas em AEs com 1,60 mm de espessura de parede (chapa #16) e nos AEs fabricados em alumínio com 2,00 mm de espessura (chapa #14). A escolha dessas espessuras foi justificada devido ao fato que absorvedores fabricados com essas chapas apresentaram o melhor desempenho nos estudos dos AEs sem furos.

Para tais análises, foram fabricados absorvedores de energia perfurados lateralmente, os quais foram identificados como tipos A, B, C, D, E e F. Em cada tipo de AE variou-se a distância entre furos (tipos A, B e C) e a quantidade de paredes perfuradas, sendo que os AEs dos tipos A, B e C tiveram todas as 4 paredes furadas em camadas intercaladas e os AEs dos tipos D, E e F tiveram apenas duas paredes opostas perfuradas, como mostrado na Fig. 3.8. O efeito do diâmetro dos furos também foi analisado. Para isso, foram fabricados dois AEs para os tipos A, B e C de cada material, sendo os furos desses AEs com diâmetros de 8 mm e 12 mm. Os resultados obtidos foram comparados com o AE sem furos equivalente (mesmo material e mesma espessura de parede). Características dos AEs estudados foram mostradas na Tab. 3.1 e na Fig. 3.8.

Para ambos materiais, os indicadores de desempenho foram organizados em ordem decrescente e apresentado nas Tabelas 3.6 e 3.7. A análise comparativa dos indicadores de desempenho verificados para os AEs de aço mostrou que todos os absorvedores de energia perfurados lateralmente



apresentaram melhoria nos indicadores quando comparados ao AE sem furos. Em relação aos absorvedores fabricados em alumínio, nem todos os AEs perfurados apresentaram melhor desempenho que o absorvedor sem furos, uma vez que o AE sem furos (AL\_14\_0) ocupa a posição central da tabela quando os parâmetros Energia Específica, Energia Absorvida Específica e Força Média são analisados. Destaque é dado para o indicador força de pico, o qual apresentou diminuição para todos os absorvedores perfurados quando comparados aos absorvedores sem furos, o que é desejável em aplicações automotivas.

Em relação ao indicador força de pico, foi verificado um padrão para os AEs fabricados nos dois materiais utilizados. Para os absorvedores fabricados em aço, o maior valor foi obtido pelo AE sem furos, seguido pelos AEs com furos em apenas duas paredes opostas e por último estão os AEs com furos intercalados nas quatro paredes (maiores valores para AEs com furos de 8 mm). Para os AEs de alumínio, verificou-se padrão similar: no topo da tabela se encontra o AE sem furos, seguido por AEs com furos de 8 mm e por último se encontram os absorvedores de energia com furos de 12 mm.

A melhoria nos indicadores de desempenho dos absorvedores perfurados lateralmente foi atribuída à alteração no processo de formação das dobras, a qual foi verificada através da análise das curvas FxD e também por meio de comparações entre fotografias tiradas durante os ensaios de esmagamento e a distribuição de tensão ao longo das paredes dos AEs.

Tendo como base os indicadores de desempenho, foram estabelecidos os melhores absorvedores para cada material. Dentre os AEs fabricados em aço, o absorvedor do tipo E com furos de 12 mm (AC\_16\_E\_12) mostrou o melhor desempenho, uma vez que tal absorvedor apresentou os maiores valores para os indicadores energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural. Dentre os absorvedores fabricados em alumínio, o absorvedor do tipo C com furos de 12 mm de diâmetro (AL\_14\_C\_12) apresentou o melhor desempenho. Essa constatação é feita com base nos indicadores energia absorvida, energia absorvida específica, força média e efetividade estrutural.

As simulações numéricas executadas serviram para compreensão do fenômeno estudado. Buscou-se nas simulações de flambagem por relações entre os modos de flambagem e o perfil de colapso dos AEs. Verificou-se que os dois primeiros modos de flambagem bem como os resultados experimentais apresentaram modo de deformação simétrico quando o sentido de formação das dobras é considerado. Sobre o carregamento crítico, verificou-se diminuição para o primeiro modo de flambagem de todos os AEs perfurados, o que também foi verificado para o indicador de desempenho força de pico obtido experimentalmente.

Uma diferença significativa entre o carregamento crítico de flambagem e a força de pico foi verificada para todos os AEs estudados. Essa diferença pode ter ocorrido devido a presença de imperfeições no material e/ou geometria dos AEs, ou ainda pela não equivalência entre as condições de contorno das simulações e dos experimentos.

Sobre as análises numéricas relativas à distribuição de tensão, confirmou-se que os furos funcionam como concentradores de tensão e um padrão na distribuição de tensão foi verificado para os AEs perfurados lateralmente, o qual varia de acordo com o distanciamento dos furos. Comparações

entre a distribuição da tensão equivalente de von Mises obtida das simulações e a formação dos lóbulos durante os experimentos foram feitas no Cap. 4. Através das comparações confirmou-se que a formação das dobras é de fato influenciada pela presença de furos laterais, uma vez que tais furos alteram a distribuição de tensão ao longo das paredes.

## 5.2 Trabalhos Futuros

Como continuação do trabalho aqui apresentado sugere-se os dois estudos descritos a seguir.

### 1. Teste dos absorvedores de energia sob impacto

Sugere-se que os absorvedores de energia solicitados por esmagamento quase-estático neste trabalho sejam estudados quando solicitados por impacto. Sugere-se que os dados obtidos da solicitação dinâmica sejam comparados com os resultados apresentados no presente trabalho, de modo a quantificar os efeitos de inércia e da taxa de deformação.

### 2. Medição experimental da distribuição de tensão

Como uma forma de verificação experimental da distribuição de tensão ao longo das paredes dos absorvedores de energia, sugere-se o emprego da Análise Termoelástica de Tensões (*Thermoelastic Stress Analysis*), a qual faz uso de uma câmera infravermelha para a obtenção do campo de tensões de um determinado componente. Para o desenvolvimento do trabalho, novos ensaios quase-estáticos seriam executados e a distribuição de tensão seria determinada experimentalmente usando análise termoelástica de tensões. Os resultados obtidos da análise experimental de tensões seriam comparados com as simulações numéricas aqui apresentadas.

# REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABRAMOWICZ, W. The effective crushing distance in axially compressed thin-walled metal columns. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 1, n. 3, p. 309–317, 1983.
- ABRAMOWICZ, W.; JONES, N. Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 2, n. 2, p. 179–208, 1984.
- ABRAMOWICZ, W.; JONES, N. Transition from initial global bending to progressive buckling of tubes loaded statically and dynamically. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 19, n. 5-6, p. 415–437, 1997.
- ALGHAMDI, A. Collapsible impact energy absorbers: an overview. *Thin-walled structures*, Elsevier, v. 39, n. 2, p. 189–213, 2001.
- ANDREWS, K.; ENGLAND, G.; GHANI, E. Classification of the axial collapse of cylindrical tubes under quasi-static loading. *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, v. 25, n. 9-10, p. 687–696, 1983.
- ASTM-E8M-00. *Standard test methods for tension testing of metallic materials [Metric]*. [S.l.]: ASTM International West Conshohocken, PA, 2000.
- COSTAS, M. et al. Static and dynamic axial crushing analysis of car frontal impact hybrid absorbers. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 62, p. 166–181, 2013.
- DESAI, D. D.; KADAM, M. A. Analysis and development of energy absorbing crash box. *International Journal of Advance Research and Innovative Ideas in Education*, v. 2, n. 3, p. 3776–3782, 2016.
- DIPAULO, B.; MONTEIRO, P.; GRONSKY, R. An experimental investigation on the axial crush of a stainless steel box component. *WIT Transactions on The Built Environment*, WIT Press, v. 48, 2000.
- DIPAULO, B.; TOM, J. A study on an axial crush configuration response of thin-wall, steel box components: The quasi-static experiments. *International journal of solids and structures*, Elsevier, v. 43, n. 25-26, p. 7752–7775, 2006.
- HASEGANU, S. F. E.; SMIRNOV, A. Buckling analysis of axially compressed square elastic tubes with weakly supported edges. *Technische Mechanik*, v. 20, n. 1, p. 13–20, 2000.
- HELBIG, D. et al. Study about buckling phenomenon in perforated thin steel plates employing computational modeling and constructal design method. *Latin American Journal of Solids and Structures*, SciELO Brasil, v. 13, n. 10, p. 1912–1936, 2016.
- HIGDON, A. et al. *Mecânica dos Materiais*. Rio de Janeiro: Guanabara Dois, 1981.

- JOHNSON, W. Metallic energy dissipating systems. *Applied Mech. Review*, v. 31, p. 277–287, 1978.
- JONES, N. Quasi-static analysis of structural impact damage. *Journal of Constructional Steel Research*, Elsevier, v. 33, n. 3, p. 151–177, 1995.
- JONES, N. Energy-absorbing effectiveness factor. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 37, n. 6, p. 754–765, 2010.
- JR, C. W. D. Materials science and engineering: an introduction. *John Wiley & Sons. Inc.–New York, USA*, 2007.
- KARAGIOZOVA, D.; JONES, N. On the mechanics of the global bending collapse of circular tubes under dynamic axial load- dynamic buckling transition. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 35, n. 5, p. 397–424, 2008.
- KAZANCI, Z.; BATHE, K.-J. Crushing and crashing of tubes with implicit time integration. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 42, p. 80–88, 2012.
- MAMALIS, A. et al. The effect of the implementation of circular holes as crush initiators to the crushing characteristics of mild steel square tubes: experimental and numerical simulation. *International journal of crashworthiness*, Taylor & Francis, v. 14, n. 5, p. 489–501, 2009.
- MINISTÉRIO DOS TRANSPORTES, PORTOS E AVIACAO CIVIL. *Anuário Estatístico de Transportes 2010 - 2016*. 2017. Disponível em: <[http://www.transportes.gov.br/images/2017/Sumario\\_Executivo\\_AET\\_-\\_2010\\_-\\_2016.pdf](http://www.transportes.gov.br/images/2017/Sumario_Executivo_AET_-_2010_-_2016.pdf)>. Acesso em: 19 jul 2018.
- OLABI, A.-G.; MORRIS, E.; HASHMI, M. Metallic tube type energy absorbers: a synopsis. *Thin-walled structures*, v. 45, n. 7, p. 706–726, 2007.
- PAIK, J. K.; CHUNG, J. Y.; CHUN, M. S. On quasi-static crushing of a stiffened square tube. 1996.
- PROTESTE. *Cartilha de Segurança Veicular*. 2012. Disponível em: <<http://www.proteste.org.br/nt/nc/press-release/proteste-lanca-cartilha-de-seguranca-veicular/download?resourceUri=3FD3DC1680AB7F2F15C16215590CC15AE06F4F7B>>. Acesso em: 19 jul 2018.
- REAL, M. de V. et al. Elastic and elasto-plastic buckling analysis of perforated steel plates. *VETOR-Revista de Ciências Exatas e Engenharias*, v. 23, n. 2, p. 61–70, 2013.
- REID, S. Plastic deformation mechanisms in axially compressed metal tubes used as impact energy absorbers. *International Journal of Mechanical Sciences*, Elsevier, v. 35, n. 12, p. 1035–1052, 1993.
- RÓŻYŁO, P.; WRZESIŃSKA, K. Numerical analysis of buckling and critical forces in a closed section composite profile. *Applied Computer Science*, v. 12, 2016.
- SHIGLEY, J.; MISCHKE, C.; BUDYNAS, R. *Projeto de Engenharia Mecânica*. [S.l.]: Bookman, 2005.
- SONDECARAUTOPECAS. *Alma Parachoque Dianteiro Volkswagen Fox 2015/ Original*. 2018. Disponível em: <[https://http2.mlstatic.com/alma-parachoque-dianteiro-volkswagen-fox-2015-original-D\\_NQ\\_NP\\_353011-MLB20468645002\\_102015-F.webp](https://http2.mlstatic.com/alma-parachoque-dianteiro-volkswagen-fox-2015-original-D_NQ_NP_353011-MLB20468645002_102015-F.webp)>. Acesso em: 20 jul 2018.
- TARIGOPULA, V. et al. Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections. *International Journal of Impact Engineering*, Elsevier, v. 32, n. 5, p. 847–882, 2006.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. *Global Health Estimates 2016: Deaths by Cause, Age, Sex, by Country and by Region, 2000-2016*. 2018. Disponível em: <[http://www.who.int/healthinfo/global\\_burden\\_disease/estimates/en/](http://www.who.int/healthinfo/global_burden_disease/estimates/en/)>. Acesso em: 19 jul 2018.

WORLD HEALTH ORGANIZATION. *Road Safety: Estimated road traffic death rate (per 100 000 population), 2013*. 2018. Disponível em: <[http://gamapserver.who.int/gho/interactive\\_charts/road\\_safety/road\\_traffic\\_deaths2/atlas.html](http://gamapserver.who.int/gho/interactive_charts/road_safety/road_traffic_deaths2/atlas.html)>. Acesso em: 19 jul 2018.

XUE, L. *Chain link model for axially crushed thin-walled tubes*. Tese (Doutorado) — Massachusetts Institute of Technology, 2003.