

Estudo numérico da absorção de energia de impacto em estrutura *honeycomb* hexagonal e em atenuador de impacto automotivo

Numerical study of impact energy absorption in hexagonal *honeycomb* structure and automotive impact attenuator

DOI:10.34117/bjdv7n4-158

Recebimento dos originais: 07/03/2021

Aceitação para publicação: 07/04/2021

Henrique Otokovieski Dolinski

Graduando em Engenharia Mecânica pela Universidade Tecnológica Federal do Paraná
Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Curitiba, Sede Ecoville
R. Deputado Heitor Alencar Furtado, 5000, Curitiba - PR, CEP 81280-340
E-mail: henriquedolinski@alunos.utfpr.edu.br

Rodrigo de Sá Martins

Mestre em Engenharia Mecânica pela Universidade Federal de Minas Gerais
Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Curitiba, Sede Ecoville
R. Deputado Heitor Alencar Furtado, 5000, Curitiba - PR, CEP 81280-340
E-mail: martins.2018@alunos.utfpr.edu.br

Marco Antônio Luersen

Doutor em Sciences de l'Ingénieur pelo Institut National des Sciences Appliquées de
Rouen (INSA de Rouen), França
Universidade Tecnológica Federal do Paraná - Câmpus Curitiba, Sede Ecoville
R. Deputado Heitor Alencar Furtado, 5000, Curitiba - PR, CEP 81280-340
E-mail: luersen@utfpr.edu.br

RESUMO

Este artigo tem como objetivo apresentar um estudo sobre o comportamento à absorção de energia ao impacto de dois tipos de componentes: um núcleo de estrutura sanduíche em formato de *honeycomb* e um atenuador de impacto automotivo, ambos de alumínio. Para tal, são realizadas simulações numéricas pelo método dos elementos finitos, utilizando o programa comercial Abaqus. Os componentes são modelados com elementos finitos do tipo casca (*shell*) sendo que, para cada um dos componentes, foram construídos dois modelos numéricos: um sem e outro com a consideração de dano. As curvas **força versus deslocamento** e valores de parâmetros relacionados à capacidade de absorção de energia de impacto dos modelos dos componentes, obtidos como resultados das simulações, são apresentados e discutidos.

Palavras-chave: Absorvedor de impacto, Estrutura *honeycomb*, Elementos finitos.

ABSTRACT

This paper aims to present a study about the behavior related to impact energy absorption of two types of components: a honeycomb core of a sandwich structure and an automotive impact attenuator, both made of aluminum. For this, numerical simulations are carried out using the finite element method through the commercial code Abaqus. The

components are modeled with shell-type finite elements and, for each of the components, two numerical models were built: one without and another with the consideration of damage. The curves **force versus displacement** and parameters related to the impact energy absorption capacity of the component models, obtained as results from the simulations, are presented and discussed.

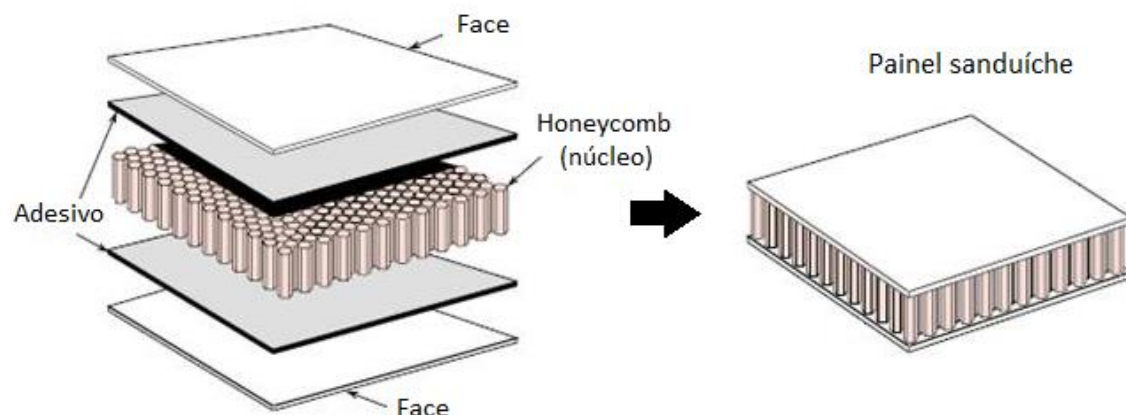
Keywords: Impact absorber, Honeycomb structure, Finite elements.

1 INTRODUÇÃO

Muitas das invenções realizadas pela engenharia são baseadas em modelos já existentes na natureza. A estrutura celular do tipo *honeycomb* não é diferente. Assim que uma estrutura desse tipo é visualizada, já nos remete aos favos construídos pelas abelhas em suas colmeias. Mas esse tipo de estrutura possui várias características atrativas para engenheiros e pesquisadores. Sua organização constituída de várias "células", podendo elas serem não só hexagonais, mas também triangulares, quadradas ou outros formatos, cria a possibilidade de construção de peças com alta rigidez e leves, em estruturas chamadas de "sanduíche". Uma estrutura sanduíche, representada esquematicamente da Figura 1, normalmente é composta de um núcleo, geralmente de alumínio devido à sua menor rigidez quando comparado ao aço e boa absorção de energia, fixado por adesivo a placas de alumínio (faces) ou algum material compósito como por exemplo fibra de vidro em matriz de epóxi.

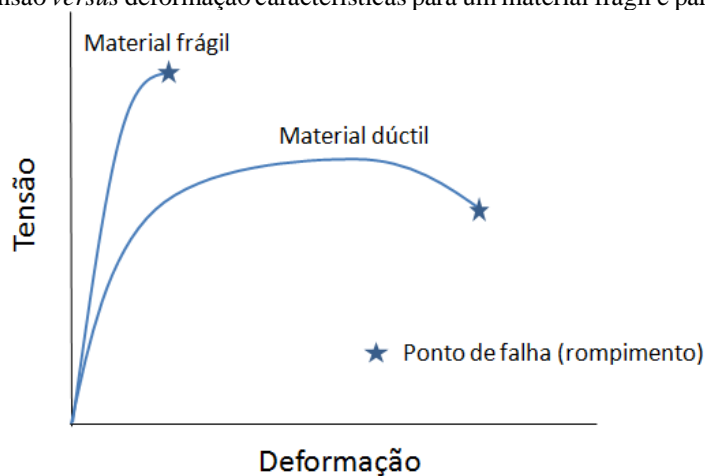
Estruturas celulares possuem ótimas propriedades de absorção de energia ao impacto e podem ser uma alternativa viável ao projeto de atenuadores de impacto (BAROUTAJI et al., 2017; RODRIGUES e LUERSEN, 2020).

Figura 1 - Esquema de estrutura sanduíche com núcleo de honeycomb (adaptado de Global Spect - Engineering360, 2021).



Segundo Callister (2012), o conceito de ductilidade está atrelado à capacidade de um material se deformar antes de seu rompimento. A Figura 2 apresenta curvas tensão *versus* deformação de um material dúctil e de um material frágil. Um material dúctil, após atingir a tensão limite de escoamento, apresenta uma deformação plástica significativa antes de seu rompimento, diferente de materiais frágeis, que são mais resistentes devido à sua tensão limite de resistência ser superior, porém não suportam tanta deformação até seu rompimento. A alta ductilidade é importante quando o objetivo é absorção de energia, já que o material poderá absorver energia de maneira suave. Assim, em absorvedores de impacto, cuja finalidade é a proteção de pessoas, com a utilização de materiais mais dúcteis tem-se uma desaceleração mais amena, não submetendo o corpo humano a grandes esforços internos os quais, se forem elevados, podem causar sérias lesões. O alumínio, utilizado como material dos componentes estudados no presente trabalho, é um dos principais metais dúcteis empregados em estruturas que necessitam de boas características de absorção de impacto.

Figura 2 - Curvas tensão *versus* deformação características para um material frágil e para um material dúctil.



O presente trabalho tem como objetivo apresentar um estudo sobre o comportamento à absorção de energia ao impacto de dois tipos de componentes: um núcleo de estrutura sanduíche em formato de *honeycomb* e um atenuador de impacto automotivo, ambos de alumínio.

2 MATERIAIS E MÉTODOS

Os componentes estudados (*honeycomb* e atenuador de impacto automotivo) foram modelados no *software* comercial de elementos finitos Abaqus. Foram utilizados

elementos finitos do tipo casca (*shell*), com quatro nós e seis graus de liberdade por nó (elementos S4R do Abaqus). Optou-se pelo método explícito de solução das equações visto que, devido à alta não-linearidade e complexidade das simulações dinâmicas de impacto, é necessária uma análise em menores incrementos de tempo.

Para cada um dos componentes foram construídos dois modelos numéricos: um sem e outro com a consideração de dano e, como o intuito de uma melhor clareza na apresentação dos resultados, a seguinte denominação foi atribuída aos modelos:

- **Modelo 1:** Núcleo *honeycomb* sem considerar o dano (massa total de 0,312 g);
- **Modelo 2:** Núcleo *honeycomb* considerando dano (massa total de 0,312 g);
- **Modelo 3:** Atenuador de impacto sem considerar o dano (massa total de 1,12 kg);
- **Modelo 4:** Atenuador de impacto considerando dano (massa total de 1,12 kg).

Na sequência são apresentados detalhes da modelagem dos componentes e características relevantes.

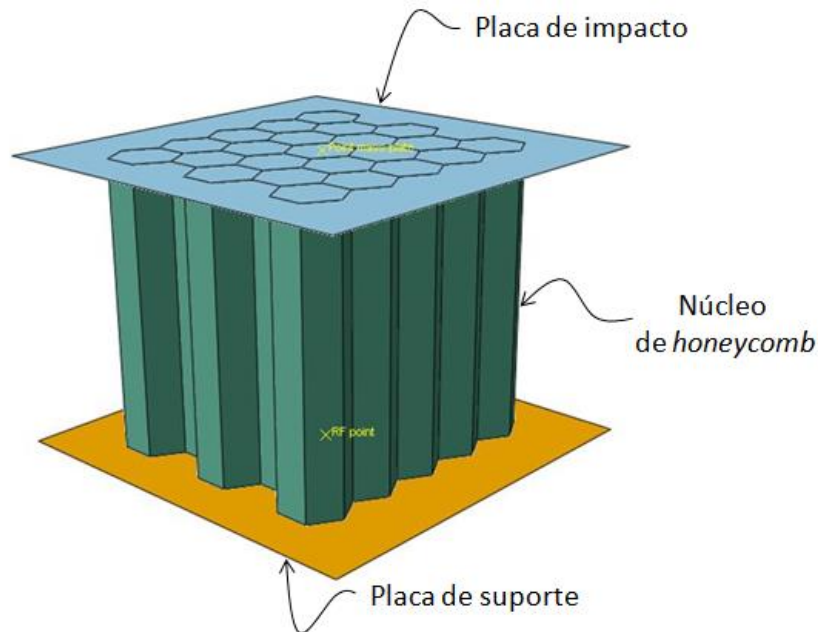
2.1 MODELAGEM DA ESTRUTURA *HONEYCOB*

O modelo de *honeycomb* é composto por um núcleo de 15 mm de altura e 5×5 células hexagonais, sendo o comprimento da aresta de cada célula 1,73 mm. Para a sua simulação foi feito o uso de uma placa rígida como base de dimensão 20×20 mm, onde as arestas inferiores do núcleo foram engastadas nessa placa. Dessa forma, na região da placa, todos os graus de liberdade estão restritos. Já as arestas superiores do núcleo se encontram ligadas à placa de impacto pelo recurso *tie*, disponível no Abaqus, evitando assim o contato das mesmas durante o esmagamento, o qual poderia resultar em uma absorção de energia não realística, visto que ocorre o fenômeno de densificação. Para aplicar a carga de impacto foi utilizada outra placa, com as mesmas dimensões da placa de suporte, com massa de 5 kg e velocidade inicial de 10 m/s. Essa placa apresenta movimento somente no eixo que ocorre a compressão, e sem nenhum outro grau de liberdade (nem de translação, nem de rotação). Ambas as placas de ensaio dos dois modelos são acompanhadas de um ponto central de referência, sendo um na placa de impacto (*Point mass plate*), o qual está atrelada à velocidade, massa da placa e condição de contorno, sendo possível obter, após a simulação, o valor do deslocamento da mesma o qual será o mesmo valor da compressão do modelo uma vez que o ponto se encontra sobre a placa. O outro ponto (*RF point*), na placa inferior, apresenta a condição de

contorno de engaste e, após finalizada a simulação, é obtida a força resultante média em cada passo da simulação e, com isso, pode-se construir o gráfico de força *versus* tempo.

A Figura 4 apresenta o modelo do *honeycomb* com as placas para a realização da simulação numérica, onde pode-se observar, em amarelo, os dois pontos usados para inserir as condições de contorno e retirar resultados, sendo eles, o *Point mass plate*, definido na placa de impacto, e o *RF point*, responsável pelo engastamento da placa inferior.

Figura 4 - Esquema da estrutura com núcleo *honeycomb* para simulação numérica de impacto.



A Figura 5 apresenta a malha de elementos finitos utilizada para o núcleo, obtida através de um estudo de convergência de malha, levando em conta precisão de resultados e tempo disponível para realizar as simulações.

Figura 5 - Malha de elementos finitos do núcleo *honeycomb*.

2.2 MODELAGEM DO ATENUADOR DE IMPACTO AUTOMOTIVO

O atenuador de impacto automotivo foi projetado para ser utilizado em um veículo que participará da competição Fórmula SAE¹, promovida pela Sociedade de Engenheiros da Mobilidade (SAE, da sigla em inglês de *Society of Automotive Engineers*). Esse componente é posicionado na parte dianteira do veículo, de forma a proteger o piloto em caso de colisão frontal ou oblíqua.

O modelo geométrico do atenuador é apresentado na Figura 6, e a Figura 7 apresenta a parte interna (preenchimento) desse componente. O formato piramidal foi escolhido devido à sua melhor capacidade para iniciar uma deformação em relação ao formato hexaédrico regular. Os alívios em forma de círculos de diâmetro 35 mm têm como função diminuir a rigidez e assim iniciar a deformação (flambagem progressiva) com um pico de força menor. Os formatos das chapas no interior do atenuador seguem a mesma proposta dos alívios circulares, para diminuir a força necessária para se entrar no regime plástico do material. A fixação das chapas de reforço internas se dão por rebites de 4 mm, não representados no modelo numérico, visto que sua ausência não faria uma diferença significativa na absorção de energia, mas diminui bastante o tempo de simulação.

¹ <https://saebrasil.org.br/programas-estudantis/formula-sae-brasil>

Figura 6 - Atenuador de impacto (dimensões em mm).

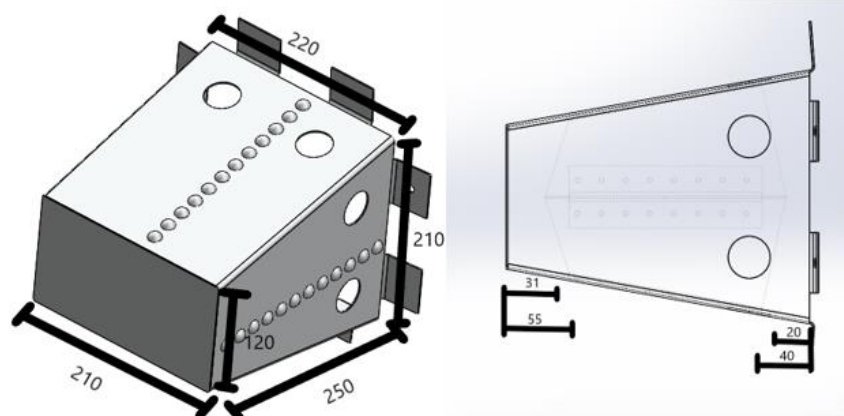
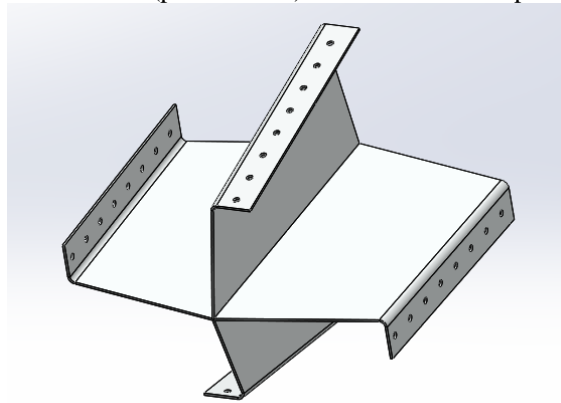


Figura 7 - Preenchimento (parte interna) do atenuador de impacto automotivo.



Na simulação numérica do atenuador de impacto foram inseridas duas placas de 300×300 mm, seguindo a mesma metodologia do modelo do *honeycomb*, ou seja, uma placa fixa rígida para o suporte, e uma placa de impacto. A placa de impacto possui massa de 300 kg e velocidade inicial de 9 m/s, valores estipulados pela própria SAE. Como no modelo do *honeycomb*, ambas as placas do modelo do atenuador de impacto possuem um ponto de referência central para serem retirados os resultados (deslocamento e força ao longo do tempo), para em seguida serem calculados os parâmetros de interesse.

2.3 MATERIAL DOS COMPONENTES

O mesmo material é considerado para os dois componentes, o Alumínio AA3003 H18, com uma espessura de 0,05 mm para o *honeycomb* e 1,5 mm para o atenuador de impacto. As propriedades do material utilizado estão apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 - Propriedades mecânicas do Alumínio AA3003 H18 (ZHANG, ZHANG e WEN, 2014.)

Módulo de elasticidade (GPa)	Densidade (kg/m ³)	Coefficiente de Poisson	Tensão de escoamento (MPa)	Tensão limite de resistência (MPa)	Deformação plástica última
68,9	2730	0,33	115,8	154,5	0,67

2.4 CONSIDERAÇÃO DO DANO

Já na fase do estudo com dano, foi necessária uma pesquisa maior para a compreensão do funcionamento desse fenômeno na simulação e a influência dos valores dos coeficientes inseridos no modelo. Inicialmente definiu-se que seria usada a opção Dano Dúctil, disponível no Abaqus e, de acordo com o estudo desenvolvido por Luo (2008), foi definido o valor de 0,21 para a taxa de deformação (*strain rate*) para a liga de alumínio. Em seguida, para entender a influência da triaxialidade de tensões e da taxa de deformação, foram realizadas simulações com diferentes valores para esses parâmetros, mas nenhuma alteração significativa foi constatada. Em uma busca na literatura sobre tais parâmetros, chegou-se à conclusão que para o Alumínio AA3003 H18, sob baixas e médias velocidades tais quais aquelas do presente estudo, os coeficientes poderiam ser definidos com o valor nulo, de acordo com Mirza, Barton e Church (1996).

Após definido o critério de iniciação do dano, ainda era necessário definir o critério de propagação de dano, sendo usado o critério de falha por deformação. Para definir o mesmo é necessário saber qual o tipo de elemento simulado, onde o elemento linear assume valor de 0,2 e quadrático de 0,1, qual a deformação que o material sofre desde a deformação de escoamento (0,02), até a sua ruptura (0,67) e, por fim usar o tamanho do elemento de malha como um multiplicador. Então, em uma malha de tamanho de elemento 5 mm, tem-se: $0,2 \times 0,65 \times 5 = 3,25$. Tal valor necessita ser alterado a cada refinamento de malha que se faz.

Para a comparação visual de dano, é necessário ativar a função status no Abaqus, que elimina os elementos onde houve rompimento do material. Tal parâmetro não retorna valores, mas sim um resultado visual de quais elementos estão com dano.

2.5 PARÂMETROS DE ANÁLISE DA EFICIÊNCIA À ABSORÇÃO DE IMPACTO

A eficiência de absorvedores de impacto pode ser avaliada por diversos parâmetros. Para o presente estudo foram utilizadas a energia total absorvida (TEA, do inglês *total energy absorption*); a energia específica absorvida (SEA, do inglês *specific energy absorption*), que é definida como a razão entre a energia total absorvida e a massa

do modelo (cf. Equação (1)); e a eficiência de esmagamento (CFE, do inglês *crush force efficiency*), a qual é obtida pela razão entre a força média e a força máxima desenvolvidas durante o impacto (cf. Equação (2)). Para o parâmetro *CFE*, quanto mais próximo da unidade melhor, o que significa uma absorção de energia de forma mais suave pois o pico da força será mais próximo da média da força.

$$SEA = \frac{TEA}{m} \quad (1)$$

$$CFE = \frac{F_{méd}}{F_{máx}} \quad (2)$$

O cálculo da energia absorvida foi realizado a partir da integração da curva força *versus* deslocamento. Foi definido como critério de parada um tempo de 0,00075 segundos, correspondente a 7,5 mm de deslocamento da placa de impacto, testado o número de pontos que seriam usados na simulação para uma melhor curva e, por fim, feita a convergência da malha com um erro permitido igual ou menor que 8%.

Para o cálculo da energia absorvida pelo atenuador, foi definido como tempo de deslocamento da placa de impacto 0,004 segundos. Esse valor foi escolhido com o intuito em se atingir em média os 200 mm de deslocamento, e evitar assim entrar na zona de densificação. Porém, para o cálculo do erro na análise de convergência de malha foi utilizado valor de deslocamento de 130 mm.

3 RESULTADOS E DISCUSSÃO

As Figuras 8 e 9 apresentam, respectivamente, os Modelos 1 (sem as placas) e 3 nas situações de antes (indeformado) e após (deformado) a simulação de impacto.

Figura 8- Modelo 1: (a) indeformado e (b) deformado (final da simulação), onde as cores representam a distribuição de deslocamento ao longo da direção do impacto.

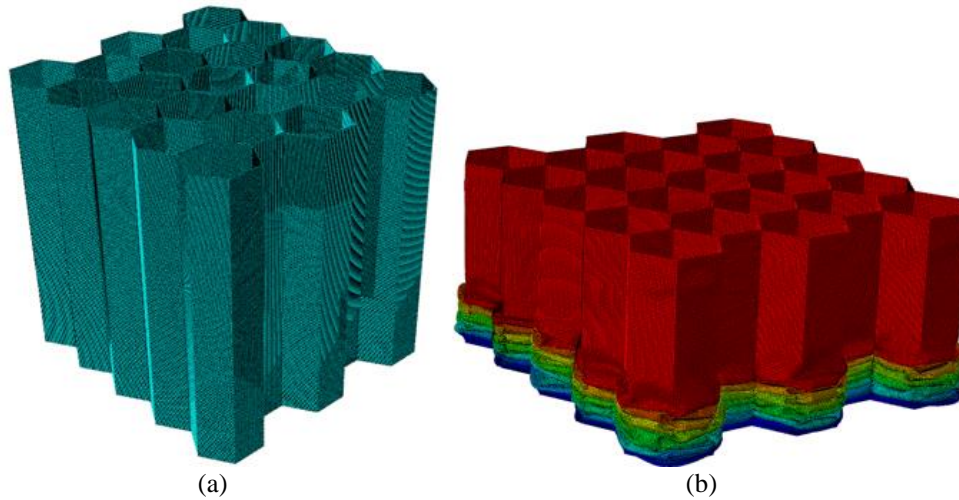
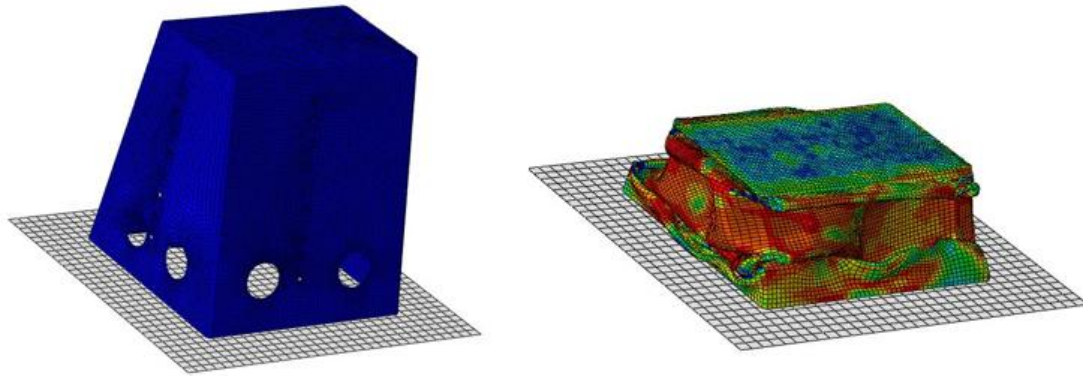


Figura 9 - Modelo 3: (a) indeformado e (b) deformado (final da simulação).



A Figura 10 apresenta as curvas de força *versus* deslocamento obtidas para os modelos 1 e 2 (*honeycomb*), e a Figura 11 para os modelos 3 e 4 (atenuador de impacto automotivo).

Apesar de serem modelos geometricamente diferentes, é possível comparar os seus comportamentos. O atenuador de impacto, devido aos alívios em sua base, os quais tem função de facilitar a deformação inicial do modelo, o que diminui também o pico de força e, conseqüentemente, o pico de desaceleração, não apresenta dobras sequenciais (flambagem progressiva) como apresentado no modelo *honeycomb*. Essas dobras, além de representarem um melhor aproveitamento da área superficial lateral, também colaboram para a absorção de energia, conforme o avanço da compressão ocorre.

Figura 10 - Curvas força *versus* deslocamento dos modelos 1 e 2 (núcleo *honeycomb*).

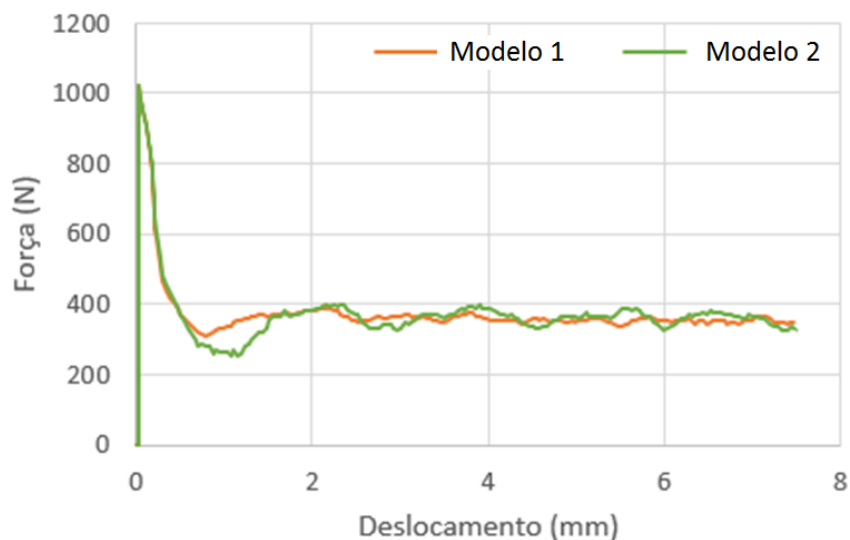
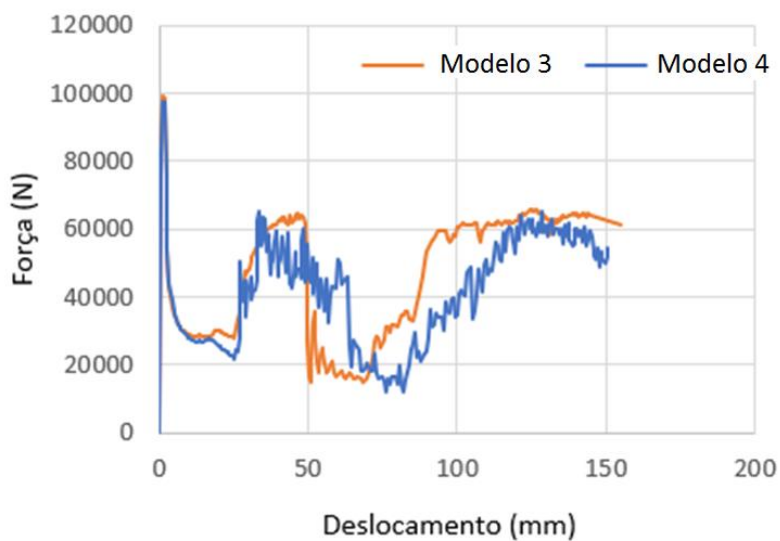


Figura 11 - Curvas força *versus* deslocamento dos modelos 2 e 4 (atenuador de impacto).



As Figuras 12 e 13 apresentam evidências de dano (i.e., retirada de material) nos modelos do *honeycomb* (modelo 2) e do atenuador (modelo 4), respectivamente.

Figura 12 - Evidência do dano no modelo *honeycomb* (para uma melhor visualização, foi utilizada a representação em cores da distribuição da tensão de von Mises).

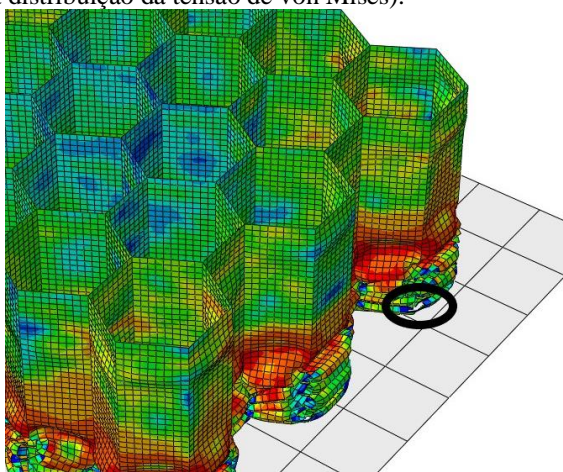
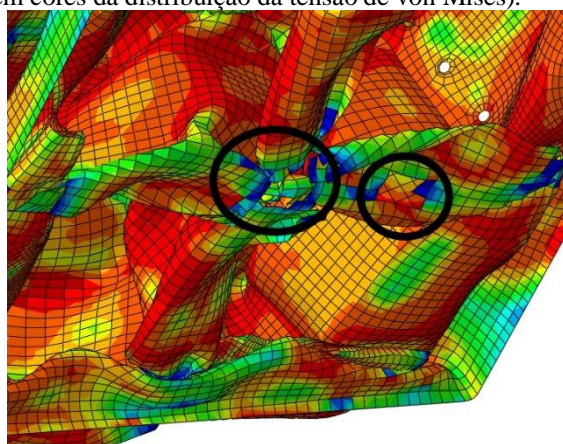


Figura 13 - Evidência do dano no modelo do atenuador de impacto (para uma melhor visualização, foi utilizada a representação em cores da distribuição da tensão de von Mises).



Na Tabela 2 tem-se os principais parâmetros de interesse para avaliar a absorção de energia de impacto, obtidos das simulações numéricas para cada um dos modelos.

Tabela 2 - Resultados obtidos para os parâmetros de interesse

Modelo	TEA (J)	SEA (kJ/kg)	CFE
1	2,7735	8,8895	0,3496
2	2,7622	8,8534	0,3580
3	$5,7245 \times 10^3$	5,1112	0,5718
4	$5,1034 \times 10^3$	4,5569	0,5748

Os modelos do *honeycomb* (modelos 1 e 2) apresentarem uma diferença muito pequena, sendo de 0,41% para os parâmetros TEA e SEA, e 2,4% para o parâmetro CFE, provavelmente pelo fato de apenas o núcleo estar sendo analisado. Tal resultado se mostrou satisfatório visto que os modelos são regulares, isto é, sem concentradores de tensão, o que indica que a análise com dano não trataria diferença significativa nos

resultados nessa situação. Isso também é confirmado pelo formato das curvas força *versus* deslocamento desses modelos (Figura 10), com pouca diferença entre elas.

Já para os modelos do atenuador de impacto automotivo (modelos 3 e 4), a diferença nos parâmetros TEA e SEA foi de 10,8%, e para o parâmetro CFE de 0,52%. Também o formato das curvas força *versus* deslocamento desses modelos (Figura 11) indicam uma diferença significativa, sugerindo que em caso de estruturas mais complexas (isto é, formatos irregulares e/ou com concentradores de tensão) uma análise com dano e, portanto mais realística, é necessária. Entretanto, ressalta-se aqui que análises com dano necessitam de maiores informações sobre o comportamento do material, o que muitas vezes pode ser difícil de se encontrar na literatura ou de realizar ensaios de caracterização para obtenção das propriedades necessárias.

4 CONCLUSÕES

Este artigo apresentou um estudo numérico, através de simulações via método dos elementos finitos, de dois componentes: núcleo *honeycomb* e atenuador de impacto automotivo. O objetivo foi analisar a capacidade de absorção de energia de impacto dos componentes, que foram modelados sem e com o efeito do dano. Como resultados das simulações, foram obtidas as curvas força *versus* deslocamento, e parâmetros para análise da eficiência da absorção de energia (TEA, SEA e CFE).

Para o *honeycomb*, que é uma estrutura em formato regular, sem concentradores de tensões, observou-se que a consideração do dano não apresentou alteração significativa em relação à sua não consideração, com a maior diferença nos parâmetros de interesse sendo menor que 2,5%.

Já para os modelos do atenuador de impacto automotivo observou-se uma diferença muito pequena para o parâmetro CFE (de 0,52%), mas relativamente grande (10,8%) nos parâmetros de energia absorvida (TEA e SEA). Dado que esse componente não é uma estrutura com geometria regular e apresenta vários concentradores de tensão, inclusive alguns deles incluídos para facilitar o início da deformação plástica (furos circulares próximos à base maior), esses resultados sugerem que nesses casos a consideração do dano é relevante.

AGRADECIMENTOS

O presente trabalho foi realizado com apoio do Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq), através de uma bolsa de Iniciação Científica para o primeiro autor.

REFERÊNCIAS

BAROUTAJI, A.; SAJJIA, M.; OLABI, A. On the crashworthiness performance of thinwalled energy absorbers: recent advances and future developments. **Thin-Walled Structures**, v. 118, p. 137-163, 2017.

CALLISTER. **Ciência e Engenharia de Materiais - Uma Introdução**. [S.l.]: LTC, 2012.

GLOBAL SPECT - ENGINEERING 360: **Honeycombs and Honeycomb Materials Information**. Disponível em:

https://www.globalspec.com/learnmore/materials_chemicals_adhesives/composites_textiles_reinforcements/honeycombs_honeycomb_materials

Acesso em: 01 de março. de 2021.

LUO, M. **Ductile Fracture Characterization of an Aluminum Alloy Sheet**. [S.l.]. 2008.

MIRZA, M.S.; BARTON, D. C. B.; CHURCH, P. C. The effect of stress triaxiality and strain-rate on the fracture characteristics of ductile metals. **Journal of Materials Science**, v. 31, p. 453-461, 1996.

RODRIGUES, M. T.; LUERSEN, M. A. Crashworthiness optimization of honeycomb structures under out-of-plane impact using radial basis functions. **Materialwissenschaft und Werkstofftechnik**, v. 51, p. 654-664, 2020.

ZHANG, X.; ZHANG, H.; WEN, Z. Experimental and numerical studies on the crush resistance of aluminum honeycombs with various cell configurations. **International Journal of Impact Engineering**, v. 66, p. 48-59, 2014.