

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GABRIEL J. F. FRASSI**

**METODOLOGIA DE PROJETO DE ATENUADORES  
DE IMPACTO VISANDO ATENDER ÀS NORMAS  
TÉCNICAS PARA IMPACTOS FRONTAIS**

São Paulo  
2014

**UNIVERSIDADE DE SÃO PAULO ESCOLA POLITÉCNICA  
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA**

**GABRIEL J. F. FRASSI**

**METODOLOGIA DE PROJETO DE ATENUADORES  
DE IMPACTO VISANDO ATENDER ÀS NORMAS  
TÉCNICAS PARA IMPACTOS FRONTAIS**

Texto apresentado à Escola Politécnica da  
Universidade de São Paulo como requisito  
para a conclusão do curso de graduação em  
Engenharia Mecânica, junto ao Departa-  
mento de Engenharia Mecânica (PME).

Área de Concentração:

Engenharia Automotiva

Orientador:

Prof. Dr. Marcelo Augusto Leal Alves

São Paulo  
2014

Frassi, Gabriel José Fernandes

Metodologia de projeto de atenuadores de impacto visando atender às normas técnicas para impactos frontais/ G. J. F. Frassi. São Paulo, 2014.

107 p.

Monografia (Graduação em Engenharia Mecânica) — Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica (PME).

1. Engenharia Automotiva. 2. Absorção de impacto. 3. Metodologia de projeto. I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica (PME). II. t.

## AGRADECIMENTOS

Agradeço a minha família, que sempre esteve do meu lado e me apoiou durante toda a graduação e em especial durante os dois anos estudando longe de casa. Gostaria de agradecer também a minha namorada, que sempre me encorajou, confiou em mim e continuou sendo minha melhor amiga mesmo com a longa distância. Agradeço ainda aos meus amigos que participaram do programa de duplo diploma comigo e que foram a minha família na Itália.

À Escola Politécnica, que fomentou meu interesse pela engenharia automotiva, através da equipe de Fórmula SAE. Agradeço também aos membros dessa equipe, por me ajudarem a tornar o projeto realidade.

Ao meu orientador, Marcelo Alves, por me incentivar e direcionar durante os anos de participação na Equipe Poli Racing e durante o desenvolvimento deste trabalho. Ao professor Roberto Barbiero, do *Politecnico di Torino*, que me introduziu e guiou nos primeiros passos deste projeto.

Às empresas que tornaram este trabalho possível, direta ou indiretamente. Primeiramente, a *I.De.A Institute*, especialmente a Pasquale Papalia e Mauro Maina, que me introduziram em um projeto tecnológico real e me ensinaram bastante durante o estágio. Também, a *EnginSoft*, especialmente Alfonso Ortalda e Dario D’Agostino, que me forneceram acesso ao *LS-Dyna* e infra-estrutura e conhecimento para a realização das simulações em Elementos Finitos. Por fim, a *Impact Design Europe*, que me forneceu uma licença de demonstração do *Visual Crash Studio* para o desenvolvimento deste projeto.

## RESUMO

Uma boa performance em testes de impacto frontais é desejada pelos fabricantes para atingir os requisitos mínimos de segurança determinado por lei e para ter uma publicidade positiva. Este trabalho apresenta a metodologia de projeto *crashworthiness* de um veículo levando em consideração o mercado Brasileiro. Assim, começa com a descrição dos testes de homologação e independentes que são feitos no Brasil. Em um próximo passo, o processo de projeto e as ferramentas usadas na indústria são descritos. Então, dois dos componentes mais importantes para absorção de energia, a viga principal e o *crashbox*, são projetados e analisados para fornecer exemplificação e conhecimento dos métodos que podem ser usados. A análise é dividida em três partes: o projeto da viga principal, o projeto do *crashbox* e a análise do conjunto formado por eles. No projeto da viga principal, também é considerada a sua forma em S, então primeiramente somente a parte reta é projetada para absorção de energia e depois é verificada junto com a zona curvada. Por fim, é feita uma análise comparativa com resultados experimentais presentes em bibliografia para avaliar a eficácia dos métodos estudados.

Para o projeto dos componentes e as análises dos estudos experimentais, um modelo empírico e um analítico são apresentados e usados para cálculos. Ainda, os componentes são simulados usando *Visual Crash Studio*, que é um *software* baseado no método do macro-elemento, e usando *LS-Dyna*, que é um software baseado no método dos Elementos Finitos. Durante o projeto, é feita uma comparação entre uma solução que é usada pela Fiat e outra que é usada pela Volkswagen.

# **ABSTRACT**

A good performance in frontal impact tests is desired by manufacturers in order to meet the minimum safety required by law and to have a positive marketing. This work presents a methodology for a crashworthiness design of vehicle concerning the Brazilian market. This work starts with the description of the homologation and independent tests that are done in Brazil. In the next step, the design process and tools used in the industry are described. Then, two of the most important components for energy absorption, the main rail and the crash box, are designed and analysed in order to provide exemplification and understanding of the methods that can be used. The analysis is divided in three parts: the design of the main rail, the design of the crash-box and the sub-assembly analysis, which consists in the integration of the crash box in the main rail. In the main rail design, it is also considered its S-shape, so firstly the straight part is designed for energy absorption and then it is verified with the S-zone together. A comparative analysis with experimental studies is done in order to evaluate the effectiveness of the different methods used in this work.

For the design of the components and the analysis of the experimental studies, an empirical and an analytical methods are presented and used for calculations. Also, the components are simulated using Visual Crash Studio, which is a software based on the Macro Element Method, and using LS-Dyna, which is a software based on the Finite Element Method. During the design, a comparison between a solution that is used by Fiat and another one used by Volkswagen is made.

# SUMÁRIO

## Lista de Figuras

## Lista de Tabelas

<b>1</b>	<b>Introdução</b>	<b>20</b>
1.1	Mercado Brasileiro . . . . .	20
1.2	Objetivos deste trabalho . . . . .	23
<b>2</b>	<b>Normas de segurança para impactos frontais no Brasil</b>	<b>25</b>
2.1	Testes de homologação . . . . .	25
2.1.1	Combinação usando a ABNT NBR 15300-2 . . . . .	26
2.1.1.1	Critério de lesão na cabeça (HIC) . . . . .	26
2.1.1.2	Critério de lesão no pescoço (NIC) . . . . .	27
2.1.1.3	Peito . . . . .	27
2.1.1.4	Fêmur . . . . .	28
2.1.2	Combinação usando a ABNT NBR 15300-3 . . . . .	28
2.1.2.1	Critério de performance da cabeça (HPC) . . . . .	28
2.1.2.2	Critério de lesão no pescoço (NIC) . . . . .	28
2.1.2.3	Critério de força no fêmur (FFC) . . . . .	30
2.1.2.4	Critério de força compressiva na tíbia (TCFC) . . . . .	30

2.1.2.5	Índice da tíbia (TI) . . . . .	30
2.1.2.6	Critério de compressão do tórax (ThCC) . . . . .	31
2.1.2.7	Critério de viscosidade (V*C) . . . . .	31
2.2	Latin NCAP . . . . .	32
2.2.1	Proteção ao adulto . . . . .	33
2.2.2	Proteção infantil . . . . .	35
<b>3</b>	<b>Projeto <i>Crashworthiness</i></b>	<b>38</b>
3.1	Análise de componente . . . . .	39
3.2	Análise de <i>sub-assembly</i> . . . . .	43
3.3	Análise do veículo completo . . . . .	44
<b>4</b>	<b>Projeto da viga principal</b>	<b>46</b>
4.1	Energia cinética . . . . .	46
4.2	Viga principal . . . . .	47
4.2.1	Modelo empírico . . . . .	47
4.2.2	Elemento <i>Superfolding</i> (SE) . . . . .	49
4.2.3	<i>Visual Crash Studio</i> (VCS) . . . . .	55
4.2.4	Método dos Elementos Finitos (FE) . . . . .	57
4.2.5	Comparação dos resultados . . . . .	63
4.3	Vigas principais em S . . . . .	64
4.3.1	<i>Visual Crash Studio</i> (VCS) . . . . .	65
4.3.2	Método dos Elementos Finitos (FE) . . . . .	69



4.3.3	Comparação dos resultados . . . . .	71
<b>5</b>	<b>Projeto do <i>crashbox</i></b>	<b>75</b>
5.1	Energia cinética . . . . .	75
5.2	<i>Crashbox</i> . . . . .	75
5.2.1	Modelo empírico . . . . .	76
5.2.2	Elemento <i>Superfolding</i> (SE) . . . . .	76
5.2.3	Visual Crash Studio (VCS) . . . . .	77
5.2.4	Método dos Elementos Finitos (FE) . . . . .	78
5.2.5	Comparação dos resultados . . . . .	78
<b>6</b>	<b>Análise do <i>sub-assembly</i></b>	<b>81</b>
6.1	Energia cinética . . . . .	81
6.2	<i>Sub-assembly</i> . . . . .	81
6.2.1	Visual Crash Studio (VCS) . . . . .	82
6.2.2	Método dos Elementos Finitos (FE) . . . . .	84
6.2.3	Comparação dos resultados . . . . .	87
<b>7</b>	<b>Comparação com resultados experimentais</b>	<b>88</b>
7.1	Revisão bibliográfica dos estudos experimentais . . . . .	88
7.2	Modelo empírico . . . . .	90
7.3	Elemento <i>Superfolding</i> (SE) . . . . .	91
7.4	<i>Visual Crash Studio</i> (VCS) . . . . .	91

7.5	Método dos Elementos Finitos (FE) . . . . .	92
7.6	Comparação dos resultados . . . . .	96
<b>8</b>	<b>Conclusão</b>	<b>101</b>
8.1	Futuras mudanças nos requisitos técnicos . . . . .	103
8.2	Possíveis desenvolvimentos deste trabalho . . . . .	104
	<b>Referências</b>	<b>106</b>

## LISTA DE FIGURAS

1	Resultados dos testes da Latin NCAP realizados em Agosto de 2010 (LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME, 2010b) . . . . .	21
2	Vendas por segmento no Brasil em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013) . . . . .	22
3	Quota de mercado para veículos de passageiro e comerciais leves em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013) . . . . .	22
4	Vendas da Fiat no Brasil em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013) . . . . .	23
5	Ilustração do teste de impacto de acordo com a norma ABNT NBR 15300-2 . . . . .	26
6	Ilustração do teste de impacto de acordo com a norma ABNT NBR 15300-3 . . . . .	29
7	Critério de compressão no pescoço (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013) . . . . .	29
8	Critério de cisalhamento no pescoço (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013) . . . . .	30
9	Critério de força no fêmur (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013) . . . . .	31

10	Ilustração dos componentes mais importantes da parte frontal do veículo para absorção de energia. Modelo do Toyota Camry fornecido pela NCAC (NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC), 2014) . . . . .	40
11	(a) Colapso da viga por dobramento. (b) Colapso da viga por flexão (DU BOIS et al., 2004) . . . . .	41
12	Curvas típicas de força-deslocamento e de energia absorvida por uma estrutura de parede fina quando colapsada por dobras . . . . .	42
13	(a) Modo assimétrico. (b) Modo simétrico (c) Modo inverso. (BARBIERO, 2013) . . . . .	42
14	Exemplo de uma geometria complexa (coluna B de um automóvel) simplificada para análise no VCS (IMPACT DESIGN EUROPE, 2014) . . . . .	43
15	Exemplo da estrutura frontal de um veículo analisada no VCS (IMPACT DESIGN EUROPE, 2014) . . . . .	44
16	Exemplo de simulação de segurança do ocupante usando o software <i>MADYMO</i> . Figura disponível na página da internet do fabricante do software (TASS INTERNATIONAL, 2014) . . . . .	45
17	(a) Seção transversal usada na maioria dos veículos FIAT. (b) Seção transversal usada atualmente nos veículos Volkswagen . . . . .	48
18	Elemento <i>Superfolding</i> (WIERZBICKI; ABRAMOWICZ, 1983) . . . . .	50
19	Diferença entre as curvas de tensão usadas em cada modelo . . . . .	54
20	Modelo para o teste de queda usando VCS . . . . .	57
21	Curva de força-deslocamento obtida no VCS para a seção cartola usada pela Fiat, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e feita de Litec 600DP . . . . .	57

22	Curva de força-deslocamento obtida no VCS para a seção usada pela Volkswagen, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e feita de Litec 600DP . . . . .	58
23	Viga principal com seção transversal do tipo cartola (usada pela Fiat) em três instantes representativos no impacto. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da base. (c) Fim do impacto . . . . .	61
24	Viga principal com a seção transversal usada pela Volkswagen em três instantes representativos da colisão. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da segunda dobra e começo do colapso na base (c) fim do impacto . . . . .	61
25	Curva de força pelo deslocamento obtida com o método FE para a seção transversal usada pela FIAT, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e feita de Litec 600DP. . . . .	62
26	Curva de força pelo deslocamento obtida com o método FE para a seção transversal usada pela Volkswagen, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e feita de Litec 600DP. . . . .	62
27	Viga principal em forma de S do Toyota Camry (NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC), 2014) . . . . .	64
28	Perfil usado para as simulações da viga principal em S . . . . .	65
29	Seção transversal do reforço. A largura é determinada pela distância entre as paredes internas da seção transversal da viga principal . . . . .	66
30	Exemplo das seções transversais representadas no VCS. Linhas azuis indicam os pontos de solda nas seções usadas pela Fiat e pela Volkswagen, respectivamente . . . . .	66

31	Modelo da viga em S no VCS. Os pontos representam o começo e fim de cada elemento de viga . . . . .	67
32	Modelo do ensaio de queda da viga em S . . . . .	67
33	Curva de força pelo deslocamento obtida no VCS para a viga em S com seção transversal usada pela Fiat, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e com material Litec 600DP . . . . .	68
34	Curva de força pelo deslocamento obtida no VCS para a viga em S com seção transversal usada pela Volkswagen, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ e $t = 3,1\text{mm}$ e com material Litec 600DP . . . . .	68
35	Viga em S analisada depois do impacto. (a) Fiat. (b) Volkswagen . . . . .	69
36	Viga principal em S com seção transversal do tipo cartola usada pela Fiat em três instantes de tempo representativos do impacto. (a) Começo do colapso da primeira dobra e da flexão. (b) Primeira dobra não se completou. (c) Viga colapsada por flexão . . . . .	70
37	Viga principal em S com seção transversal do tipo cartola usada pela Volkswagen em três instantes de tempo representativos do impacto. (a) Começo do colapso da primeira dobra e da flexão. (b) Primeira dobra não se completou. (c) Viga colapsada por flexão . . . . .	71
38	Curva de força-deslocamento obtida em análise em FE para a viga principal em S com seção usada pela Fiat, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ , $t = 3,1\text{mm}$ e com material Litec 600DP . . . . .	72
39	Curva de força-deslocamento obtida em análise em FE para a viga principal em S com seção usada pela Volkswagen, com $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ , $t = 3,1\text{mm}$ e com material Litec 600DP . . . . .	72

40	Flexão da viga principal em S com seção transversal usada pela Fiat em relação ao eixo vertical do veículo . . . . .	74
41	Seção transversal do tipo duplo C usada para <i>crashbox</i> unido por solda contínua ou adesivos . . . . .	76
42	Curva força-deslocamento obtida em VCS para o <i>crashbox</i> com seção do tipo cartola, com $a = b = 60$ mm, $f = 15$ mm, $t = 4,4$ mm and material AA6014-T4. . . . .	78
43	<i>Crashbox</i> com seção transversal do tipo cartola em três instantes representativos do impacto. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da segunda dobra (c) Fim do colapso . . . . .	79
44	Curva de força pelo deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o <i>crashbox</i> com seção transversal do tipo cartola, com $a = b = 60$ mm, $f = 15$ mm, $t = 4,4$ mm e material AA6014-T4. . . . .	79
45	<i>Crashbox</i> parafusado na viga principal usando duas placas (cinza claro) no Toyota Yaris . . . . .	82
46	<i>Sub-assembly</i> analisado em VCS depois do impacto. Cinza claro representa a geometria inicial. Cores suaves representam os componentes depois da compressão do <i>crashbox</i> e cores fortes representam os componentes depois do final do colapso.(a) Fiat. (b) Volkswagen . . . . .	83
47	Curva força-deslocamento obtida no VCS para o <i>sub-assembly</i> com viga principal com seção transversal usada pela Fiat . . . . .	83
48	Curva força-deslocamento obtida no VCS para o <i>sub-assembly</i> com viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen . . . . .	84

49	Energia absorvida por cada componente na análise em VCS para a viga principal com seção transversal do tipo cartola (Fiat). A curva da viga principal considera apenas a energia absorvida em sua parte reta, que é a projetada para absorção de energia . . . . .	85
50	<i>Crashbox</i> em três instantes representativos do impacto na análise de <i>sub-assembly</i> . (a) Colapso da primeira dobra (b) Colapso da segunda dobra (c) Fim do colapso do <i>crashbox</i> e início do colapso da viga principal . . . . .	85
51	<i>Sub-assembly</i> analisado em FE 30 ms depois do início do impacto . .	86
52	Curva de força em função do deslocamento obtida em análise em FE para o conjunto com viga principal com seção transversal usada pela Fiat	86
53	Curva de força em função do deslocamento obtida em análise em FE para o conjunto com viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen . . . . .	87
54	Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 1 referente à tabela 11 . . . . .	92
55	Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 2 referente à tabela 11 . . . . .	93
56	Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 3 referente à tabela 11 . . . . .	93
57	Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 4 referente à tabela 11 . . . . .	94
58	Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 1 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11 .	95



59	Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 2 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11 .	95
60	Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 3 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11 .	96
61	Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 4 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11 .	96
62	Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 1 referente à tabela 11 . . . . .	97
63	Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 2 referente à tabela 11 . . . . .	97
64	Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 3 referente à tabela 11 . . . . .	98
65	Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 4 referente à tabela 11 . . . . .	98
66	Seção transversal do tipo cartola com modificações para facilitar soldagem do reforço . . . . .	104

## LISTA DE TABELAS

1	Distribuição da energia absorvida em impactos contra barreiras rígidas	39
2	Propriedades dos aços dupla fase produzidos pela Ruukki (RAUTA- RUUKKI CORPORATION, 2014) . . . . .	49
3	Resultados obtidos usando o método empírico. Todas as seções trans- versais possuem $f = 20mm$ . . . . .	49
4	Resultados obtidos usando o método do elemento <i>Superfolding</i> . Todas as seções transversais possuem $f = 20mm$ . . . . .	53
5	Resultados obtidos usando o método do elemento <i>Superfolding</i> consi- derando os efeitos da taxa de deformação na tensão. Todas as seções transversais possuem $f = 20mm$ se referem a tabela 4 . . . . .	56
6	Resumo dos resultados obtidos pelos diferentes métodos. Deforma- ção* corresponde a deformação esperada baseada na média de força depois do primeiro pico. Todas as seções têm $a = 60mm$ , $b = 160mm$ , $f = 20mm$ and $t = 3, 1mm$ e são feitas de Litec 600DP. . . . .	63
7	Propriedades do alumínio AA6014-T4 (EUROPEAN ALUMINIUM ASSOCIATION, 2014) . . . . .	77
8	Resultados obtidos usando o método empírico. A seção transversal tem $a = b = 60\text{ mm}$ e $f = 15\text{ mm}$ . . . . .	77
9	Resultados obtidos usando o método SE. A seção transversal tem $a =$ $b = 60\text{ mm}$ e $f = 15\text{ mm}$ . . . . .	77

10	Resumo dos resultados obtidos pelos diferentes métodos. Deslocamento* corresponde ao deslocamento esperado baseado na força média depois do pico de força. Todas as seções transversais têm $a = 60\text{mm}$ , $b = 160\text{mm}$ , $f = 20\text{mm}$ , $t = 4,4\text{mm}$ e material Litec 600DP. .	80
11	Dados dos ensaios realizados por Schneider e Jones (2004) e Tarigopula et al. (2006) selecionados para comparação. As dimensões referem-se a figura 17(a). Além disso, $L_p$ é o comprimento do corpo de prova, $m$ é a massa do martelo e $v$ é a velocidade de impacto do martelo . . . . .	89
12	Propriedades dos aços usados nos estudos experimentais selecionados e do aço Litec 600DP usado nas análises anteriores. $D$ e $p$ referem-se aos parâmetros da equação de Cowper-Symonds (equação 4.12) . . .	90
13	Resultados obtidos usando o método empírico para os quatro ensaios descritos na tabela 11 . . . . .	90
14	Resultados obtidos usando o modelo do elemento <i>Superfolding</i> para os quatro ensaios descritos na tabela 11 . . . . .	91
15	Resultados obtidos usando o <i>Visual Crash Studio</i> para os quatro ensaios descritos na tabela 11 . . . . .	92
16	Resultados obtidos usando o método dos Elementos Finitos para os quatro ensaios descritos na tabela 11 . . . . .	99
17	Força média (em kN) obtida para os diferentes métodos de análise em comparação com a obtida experimentalmente presente na bibliografia. Os ensaios referem-se aos descritos na tabela 11 . . . . .	99
18	Tempo computacional requerido para as análises do Capítulo 7, usando processador Intel Core2Quad Q6600 e 4Gb de memória RAM . . . .	102

# 1 INTRODUÇÃO

O aumento do número de acidentes e consequentes lesões no transporte rodoviário fizeram com que a indústria e as autoridades regulatórias se preocupassem mais com a segurança dos ocupantes de um veículo.

Entretanto, como as autoridades regulatórias se preocupam com a segurança mínima requisitada pelos veículos para que sejam homologados, a Euro NCAP (*European New Car Assessment Programme*) foi fundada em 1997 de modo a encorajar os fabricantes a investir na melhoria da segurança. A Euro NCAP organiza testes de impacto e avalia os riscos de lesões aos ocupantes dos carros vendidos na Europa. Como os resultados estão disponíveis aos consumidores, eles podem impactar, tanto positiva quanto negativamente, nas vendas dos veículos.

## 1.1 Mercado Brasileiro

Com a mesma proposição da Euro NCAP, em 2010 a Latin NCAP (*Latin America & Caribbean New Car Assessment Programme*) foi criada para testar a segurança passiva dos automóveis vendidos na América Latina e no Caribe. Os primeiros resultados publicados no mesmo ano mostraram que o nível de segurança dos veículos vendidos no Brasil é baixo, como se pode ver na figura 1, em que nota máxima possível é 5 estrelas, tanto para proteção para adultos como para crianças.

Para esses primeiros testes, é importante ressaltar que 3 dos veículos (Fiat Palio, Volkswagen Gol e Peugeot 207) são considerados como veículos de entrada pela

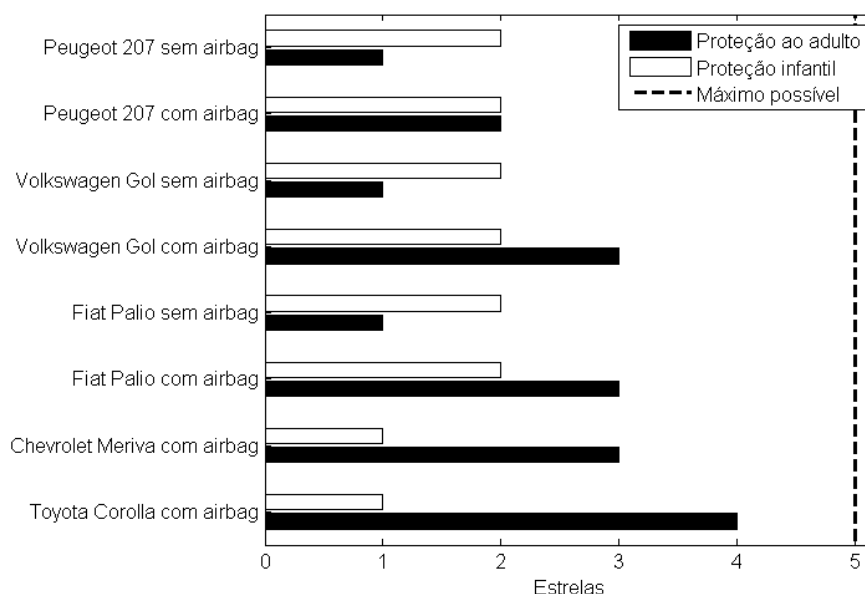


Figura 1: Resultados dos testes da Latin NCAP realizados em Agosto de 2010 (LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME, 2010b)

FENABRAVE (Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores), que é uma entidade que representa o setor de distribuição de veículos no Brasil. Essa escolha para os testes representa a tendência do mercado brasileiro, onde 58% dos veículos vendidos são veículos de entrada, *hatch* pequenos ou sedãs pequenos, como mostrado na figura 2.

Do ponto de vista da proteção passiva, a dificuldade em obter notas elevadas nesses segmentos está baseada no fato de que esses veículos são projetados para ter custo reduzido e não possuem sistemas tecnológicos como air bags, ABS, EBD, etc. Além disso, como são automóveis pequenos, o máximo deslocamento que pode ser comprimido em um impacto é crítico. Entretanto, a Volkswagen conseguiu obter 5 estrelas na proteção para adultos e 4 para proteção infantil com seu novo modelo de entrada UP!.

A Fiat é a líder de mercado em veículos de passageiro e comerciais leves, como se pode ver na quota de mercado mostrada na figura 3. A Fiat conquistou essa liderança graças ao seu sucesso nos segmentos de entrada (Uno e Palio), sedãs pequenos (Siena) e *pick-ups* pequenas (Strada), como mostrado na figura 4.

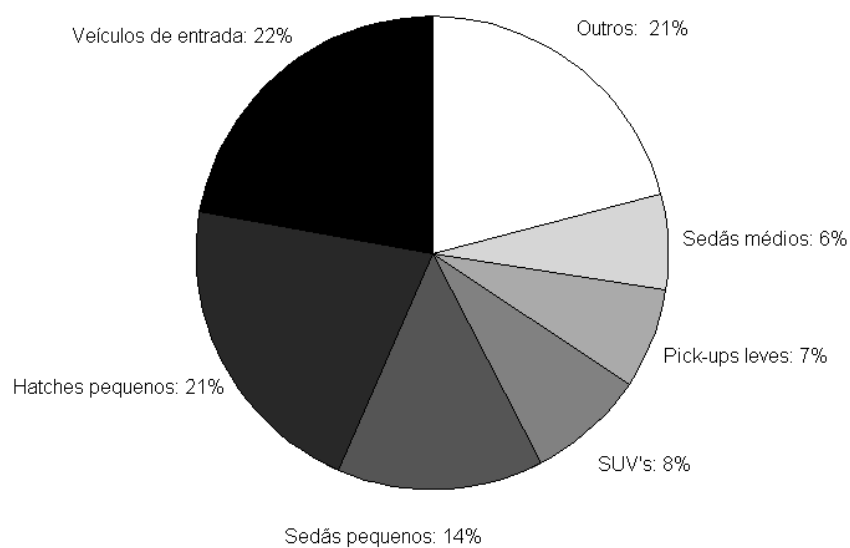


Figura 2: Vendas por segmento no Brasil em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013)

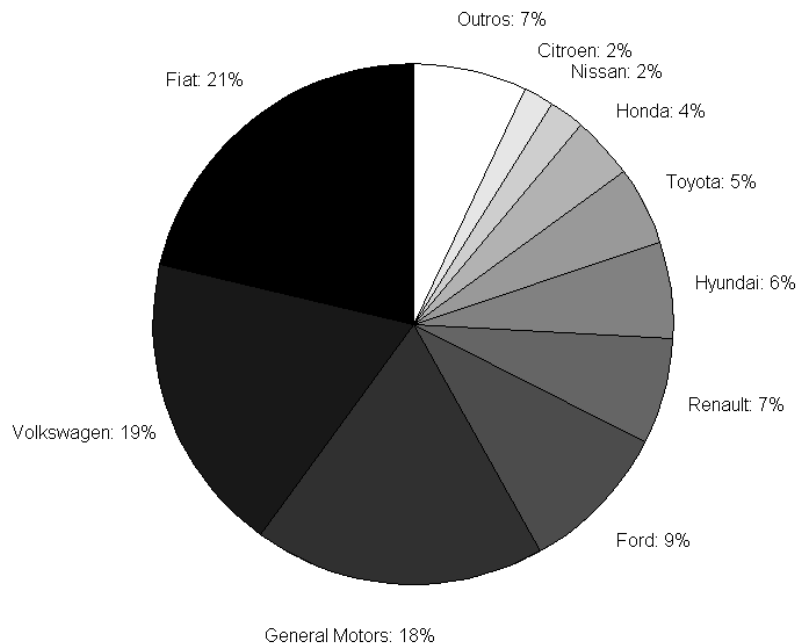


Figura 3: Quota de mercado para veículos de passageiro e comerciais leves em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013)

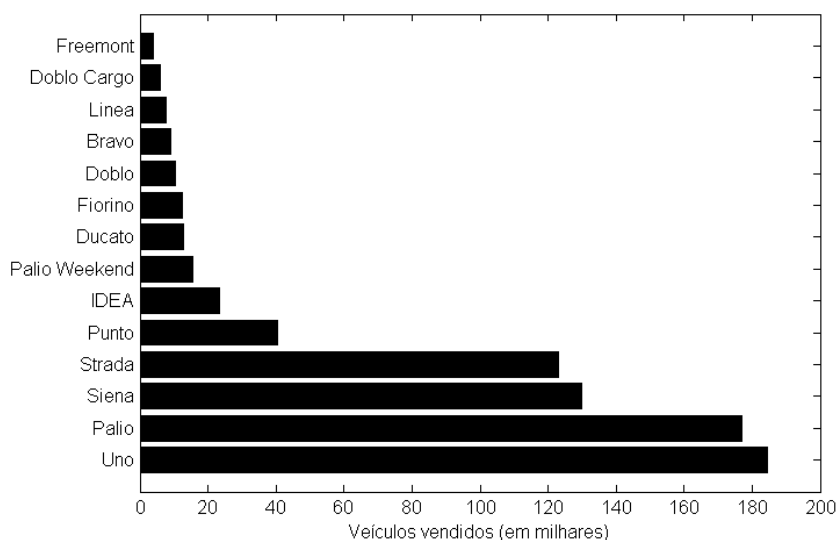


Figura 4: Vendas da Fiat no Brasil em 2013. Dados da Federação Nacional da Distribuição de Veículos Automotores (2013)

## 1.2 Objetivos deste trabalho

A primeira parte desse trabalho foi desenvolvida dentro da empresa *I.De.A Institute* e apresentada como tese de graduação em Engenharia Automotiva no *Politecnico di Torino* (Itália). A empresa em questão estava encarregada do projeto de carroceria de um novo veículo que a Fiat Brasil planeja lançar em 2015 e que substituirá o FIAT Palio e posteriormente todos os veículos que usam sua plataforma, o que inclui um sedã (Siena), uma *station wagon* (Palio Weekend) e uma *pick-up* leve (Strada). Como já mostrado na figura 4, esta plataforma representa cerca de 60% das vendas da Fiat no Brasil em 2013.

O objetivo desta parte é guiar o projeto do veículo de modo a obter alto nível de segurança para impactos frontais. Portanto, este estudo deve conter:

- Análise dos requisitos de segurança para homologação e para os testes da Latin NCAP;
- Descrição dos passos de um design para um projeto *crashworthiness*, ou seja,

voltado para proteção à colisão;

- Revisão dos conceitos teóricos para o projeto da viga principal;
- Projeto simplificado da viga principal.

Devido aos resultados obtidos na primeira parte, uma segunda parte foi desenvolvida como complemento deste trabalho para o projeto de formatura em Engenharia Mecânica na Escola Politécnica da USP. O objetivo desta parte é comparar resultados utilizando os métodos descritos na primeira parte com resultados experimentais obtidos na literatura.



## 2 NORMAS DE SEGURANÇA PARA IMPACTOS FRONTAIS NO BRASIL

### 2.1 Testes de homologação

Recentemente, o CONTRAN (*Conselho Nacional de Trânsito*), agência regulatória de tráfego, tem tentado aumentar a segurança dos veículos produzidos e vendidos no país. Entre 1973 e 2012, os fabricantes tinham que realizar um teste de impacto para verificar se o deslocamento da coluna de direção e o vazamento de combustível estavam abaixo do máximo permitido. Desde 2012, testes biomecânicos são requeridos para todos os novos modelos de veículos que começaram a ser vendidos no início do mesmo ano. Ainda, em janeiro de 2014, todos os novos veículos vendidos do Brasil devem vir obrigatoriamente equipados com *air bags* e sistema anti bloqueio de freios (ABS).

A abordagem biomecânica para avaliação da segurança em impactos frontais baseia-se em três normas. Uma delas, ABNT NBR 15300-1 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2013), é obrigatória e define os resultados mínimos para a aprovação. Esta norma deve ser usada conjuntamente com a norma ABNT NBR 15300-2 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2005a) ou ABNT NBR 15300-3 (ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS, 2005b), que definem diferentes protocolos de testes. ABNT NBR 15300-2 define um teste de colisão a 48 km/h contra uma barreira rígida e 100% de sobreposição, enquanto para a ABNT NBR 15300-3 a velocidade é de 56 km/h, a barreira é deformável

e a sobreposição é de apenas 40%. Em ambos os testes, manequins Hybrid-III são usados para o motorista e o passageiro, correspondendo com as dimensões principais de um percentil de 50% dos homens dos Estados Unidos da América.

### 2.1.1 Combinação usando a ABNT NBR 15300-2

Esta combinação é similar a norma Americana FMVSS 208 e está esquematizada na figura 5. Os critérios de aprovação estão definidos abaixo.

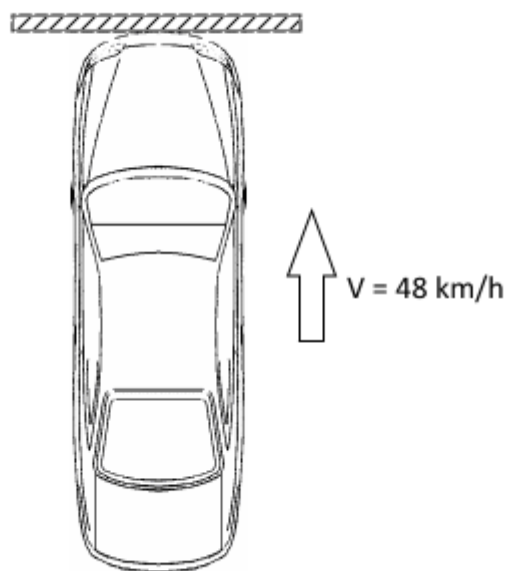


Figura 5: Ilustração do teste de impacto de acordo com a norma ABNT NBR 15300-2

#### 2.1.1.1 Critério de lesão na cabeça (HIC)

Se a cabeça do manequim não colidir com nenhuma parte do veículo, o critério está aprovado. Entretanto, se colidir, o índice HIC não deve exceder 1000 e a aceleração resultante não deve exceder 80g por mais de 3 milissegundos. O índice HIC é calculado usando a equação 2.1. A janela de tempo deve ser escolhida de modo a maximizar o HIC e não pode ser maior que 36 milissegundos.

$$HIC = (t_2 - t_1) \left[ \frac{1}{t_2 - t_1} \int_{t_1}^{t_2} [a_x^2 + a_y^2 + a_z^2]^{0.5} dt \right]^{2.5} \quad (2.1)$$

### 2.1.1.2 Critério de lesão no pescoço (NIC)

Para cada instante,  $N_{ij}$  é calculado usando a equação 2.2, em que  $F_Z$  e  $M_{OCY}$  são a força axial e o momento de flexão no pescoço e as constantes são:

- $F_{ZC} = 6806$  N, se  $F_Z$  é uma força de tensão;
- $F_{ZC} = 6160$  N, se  $F_Z$  é uma força de compressão;
- $M_{YC} = 310$  N.m, se  $M_{OCY}$  é um momento de flexão;
- $M_{YC} = 135$  N.m, se  $M_{OCY}$  é um momento de extensão.

$$N_{ij} = \left( \frac{F_z}{F_{ZC}} \right) + \left( \frac{M_{OCY}}{M_{YC}} \right) \quad (2.2)$$

Para ser aprovado nesse critério:

- $N_{ij}$  não pode ser maior que 1,0;
- $F_Z$  não pode ser maior que 4170 N em tensão;
- $F_Z$  não pode ser maior que 4000 N em compressão.

### 2.1.1.3 Peito

Durante o teste, a aceleração total no peito não pode exceder 60g e sua compressão não pode ser maior que 76 milímetros.

#### **2.1.1.4 Fêmur**

A força axial máxima não pode exceder 10 kN para a aprovação.

### **2.1.2 Combinação usando a ABNT NBR 15300-3**

Esta combinação é idêntica a norma europeia ECE R94 e é mostrada na figura 6. A barreira deformável é feita de uma estrutura de alumínio em colméia e composta por 2 regiões de densidade diferentes. Além dos critérios biomecânicos, durante o teste o veículo deve atender aos seguintes critérios:

- As portas não devem se abrir;
- As portas não podem trancar;
- O vazamento de combustível não pode exceder  $5 \times 10^{-4}$  kg/s;
- Ao menos uma porta de cada fileira deve poder ser aberta externamente e os manequins podem ser retirados do veículo sem mudar a posição longitudinal do banco.

Atingindo esses objetivos, os critérios biomecânicos são avaliados. Eles estão definidos abaixo.

#### **2.1.2.1 Critério de performance da cabeça (HPC)**

Este critério é idêntico ao Critério de lesão na cabeça (HIC) descrito anteriormente.

#### **2.1.2.2 Critério de lesão no pescoço (NIC)**

As forças de compressão e de cisalhamento não podem exceder os valores mostrados nas figuras 7 e 8. Também, o momento de flexão do pescoço não deve ser maior que 57 N.m em extensão.

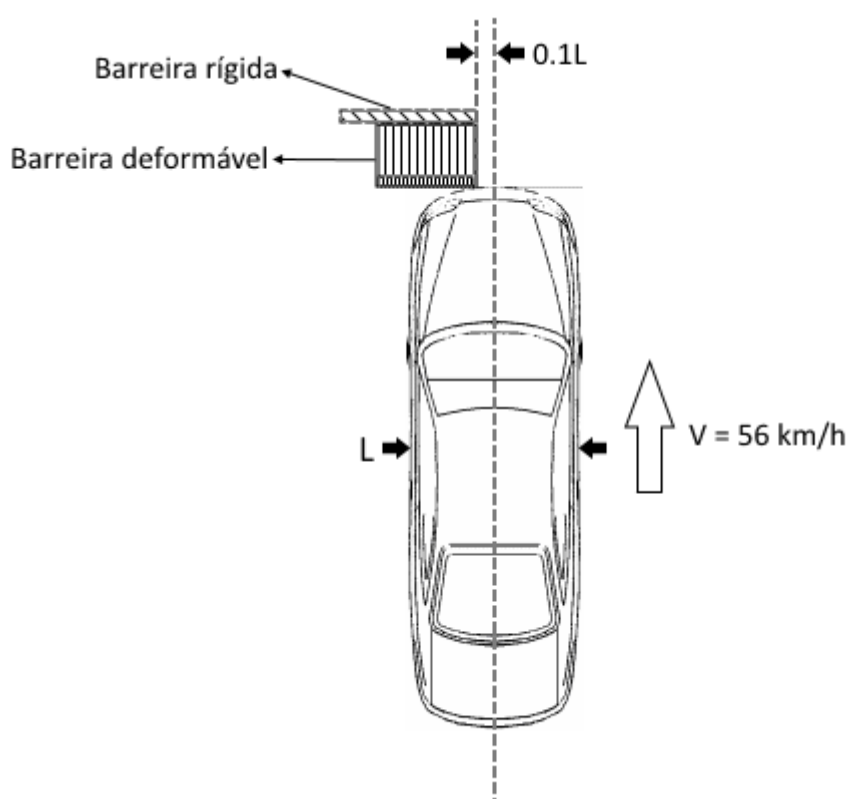


Figura 6: Ilustração do teste de impacto de acordo com a norma ABNT NBR 15300-3

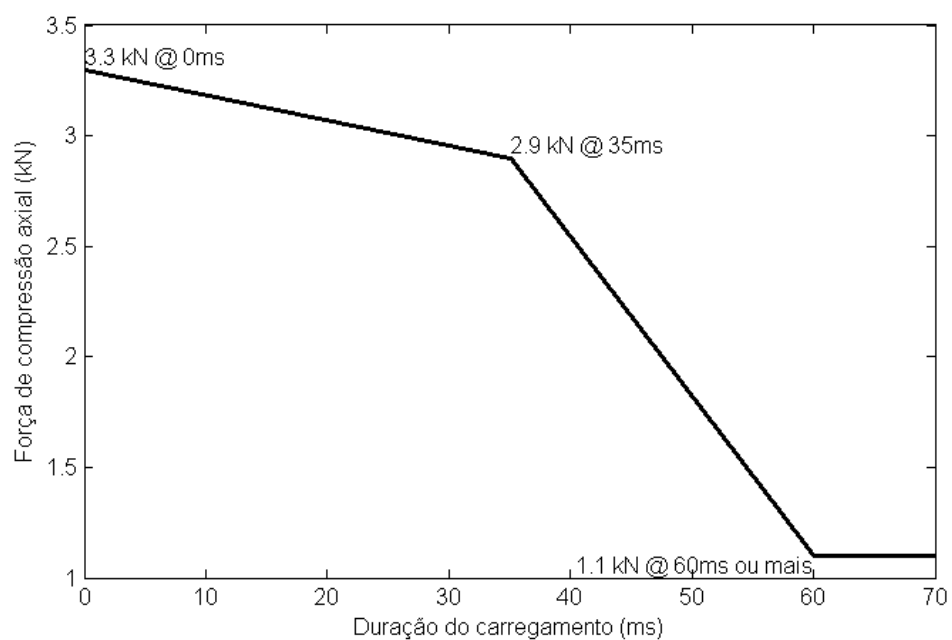


Figura 7: Critério de compressão no pescoço (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013)

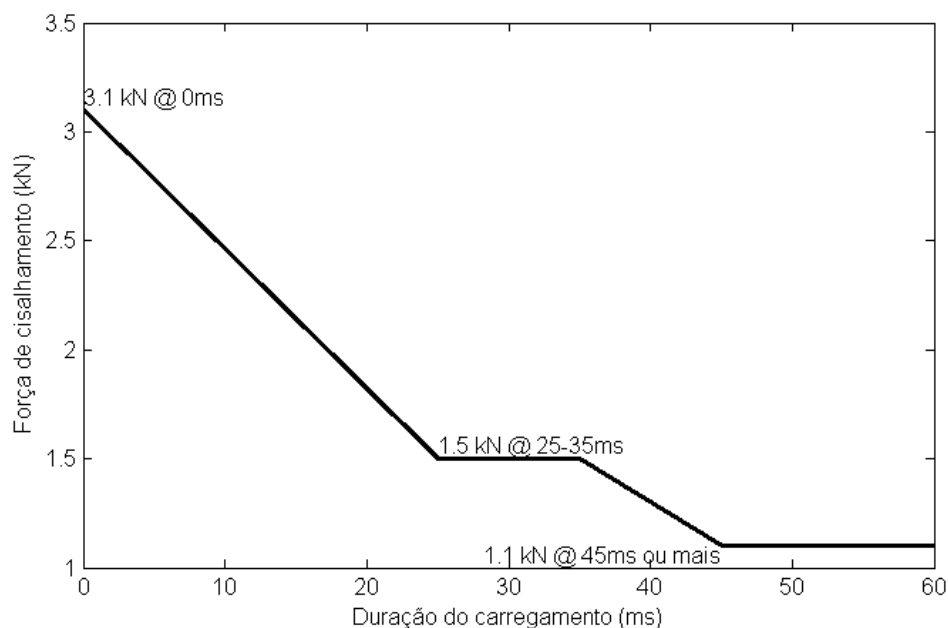


Figura 8: Critério de cisalhamento no pescoço (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013)

#### 2.1.2.3 Critério de força no fêmur (FFC)

A força axial no fêmur não deve exceder em compressão o critério de performance mostrado na figura 9.

#### 2.1.2.4 Critério de força compressiva na tíbia (TCFC)

A força de compressão na tíbia não deve exceder 8 kN. Além disso, o deslocamento relativo entre o fêmur e a tíbia não deve exceder 15 mm.

#### 2.1.2.5 Índice da tíbia (TI)

Para cada instante, TI é calculado usando a equação 2.3, em que  $M_x$ ,  $M_y$  e  $M_{cr}$  são, respectivamente, o momento de flexão ao redor dos eixos x e y medidos no manequim e o momento de flexão crítico, definido como uma constante igual a 225 N.m.  $F_z$  é a força axial de compressão medida na direção do eixo z, enquanto  $F_{cz}$  é força compressiva crítica definida como 35,9 kN. TI não deve ser maior que 1,3 em nenhum

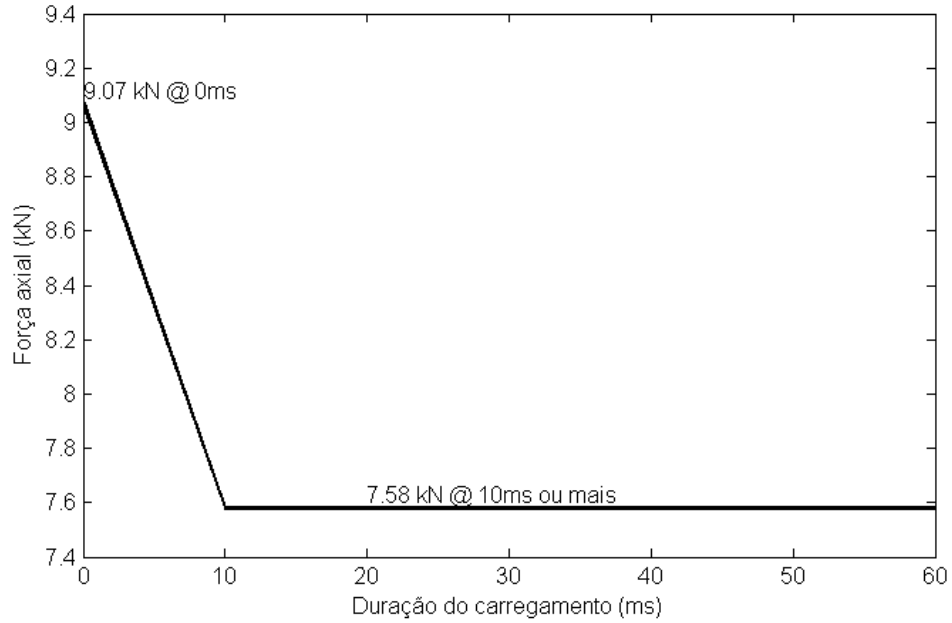


Figura 9: Critério de força no fêmur (UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE, 2013)

momento.

$$TI = \left| \frac{\sqrt{M_x^2 + M_y^2}}{M_{cr}} \right| + \left| \frac{F_z}{F_{cz}} \right| \quad (2.3)$$

#### 2.1.2.6 Critério de compressão do tórax (ThCC)

A compressão do tórax não deve ser maior que 50 mm.

#### 2.1.2.7 Critério de viscosidade (V\*C)

$V * C$  é calculado usando a equação 2.4 para cada instante de tempo, em que  $V$  é a taxa de deflexão do esterno, dada pela equação 2.5, e  $C$  é a compressão, dada pela equação 2.6.  $D_T$  é a deflexão medida em um instante de tempo e  $\delta t$  é o intervalo de tempo entre as medidas de deflexão e deve ser menor que  $1,25 \times 10^{-4}$  segundos.  $V * C$  não deve ser maior que 1 m/s.

$$V * C = 1,3V_t C_t \quad (2.4)$$

$$V_t = \frac{8(D_{t+1} - D_{(t-1)}) - (D_{t+2} - D_{(t-2)})}{12\delta t} \quad (2.5)$$

$$C_t = \frac{D_t}{0,299} \quad (2.6)$$

## 2.2 Latin NCAP

Embora uma nota elevada no teste da Latin NCAP não seja obrigatória, ela pode ser usada na divulgação do veículo como uma vantagem competitiva. Também, os testes feitos atualmente pela Latin NCAP podem ser usados pelas agência regulatórias quando da definição de novas exigências para os testes de homologação.

Os procedimentos de avaliação da Latin NCAP são mais simples que os da Euro NCAP. São apenas 2 testes, um frontal e outro lateral. No teste de impacto frontal, são avaliadas a proteção do motorista, do passageiro e de crianças (18 meses e 3 anos de idade) baseados em dados biométricos. Uma nota entre 0 e 5 estrelas é dada para a proteção de adulto e infantil. O teste de impacto lateral é feito somente se o veículo tiver obtido 5 estrelas na proteção ao adulto. Neste caso, os critérios de performance de um teste segundo a norma ECE R95 devem ser atingidos.

O teste de impacto frontal é semelhante ao definido pela norma ABNT NBR 15300-3, consistindo de colidir o veículo a 64 km/h contra uma barreira deformável com 40% de sobreposição. Este teste tenta simular uma colisão frontal envolvendo dois veículos com a mesma massa andando a uma velocidade de 55 km/h em senti-



dos opostos. O veículo deve ser equipado com dois manequins Hybrid-III (percentil 50%) nos bancos da frente do carro, um manequim infantil TNO/Ogle P1 $\frac{1}{2}$  no banco traseiro do lado do passageiro e um manequim infantil TNO P3 no banco traseiro do lado do motorista. Ambos os manequins infantis são posicionados em um adequado sistema de retenção infantil (*Child Restraint System* - CRS), recomendado no manual de usuário do veículo. Os procedimentos completos para a preparação do teste estão descritos no Protocolo de Teste (LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME, 2010a).

### 2.2.1 Proteção ao adulto

O corpo dos manequins adultos é dividido em 4 regiões. Para cada uma delas, uma pontuação entre 0 e 4 é dada baseada na performance de cada critério relacionado. Os critérios são quase os mesmos da norma ABNT NBR 15300-3, entretanto existe um limite de performance máximo e mínimo para cada critério e a pontuação é calculada interpolando o valor determinado. Eles estão definidos no Protocolo de Avaliação para proteção ao adulto (LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME, 2013a). Em geral, o critério de mínima performance é o mesmo da norma usada para homologação, de modo que um automóvel avaliado como 1 estrela deve atingir o mínimo de desempenho requerido pela agência regulatória. Se houverem mais de um critério para uma região do corpo, o pior desempenho é usado. As regiões e os respectivos critérios são:

- Cabeça e pescoço:
  - Cabeça: critério de lesão na cabeça (HIC), igual ao HPC;
  - Pescoço: baseado no pior desempenho entre forças de cisalhamento, forças de tensão e momento de flexão em extensão, conforme definidos para o NIC.

- Peito:
  - Compressão: igual ao ThCC;
  - Critério de viscosidade: igual ao  $V \cdot C$ .
- Joelho, fêmur e pélvis:
  - Fêmur: igual ao FFC;
  - Joelho: baseado no deslocamento compressivo.
- Perna e pé:
  - Parte inferior da perna: baseado na pior performance entre TI e TCFC;
  - Pé/tornozelo: baseado no deslocamento para trás do pedal.

Podem haver também outros fatores que modificam a nota em cada região do corpo se a proteção para diferentes alturas de ocupantes ou em diferentes posições de banco ou ainda se um acidente um pouco diferente pode provocar resultados bem piores que os medidos. Isto leva em consideração, por exemplo, um contato instável no *air bag*, abertura das portas ou a integridade do compartimento dos passageiros. A nota máxima possível é 17, sendo 4 para cada região do corpo (em cada região é usado o menor valor entre as notas de motorista e passageiro) e um ponto extra se o veículo for equipado com avisos de cinto de segurança (*seat belt reminders* - SBR). O ranking em estrelas é então gerado da seguinte maneira:

- 5 estrelas: somente se o veículo atingiu 14 a 16 pontos nas regiões do corpo, também recebeu o ponto extra do SBR, é equipado com 4 canais de ABS e oferece proteção lateral de acordo com a norma ECE95;
- 4 estrelas: para pontuação total entre 11 e 13,99;
- 3 estrelas: para pontuação total entre 8 e 10,99;

- 2 estrelas: para pontuação total entre 5 e 7,99;
- 1 estrela: para pontuação total entre 2 e 4,99;
- 0 estrelas: para pontuação total entre 0 e 1,99.

Entretanto, se houver uma importante região do corpo que é precariamente protegida e pode oferecer risco de lesão fatal, o resultado é limitado a 1 estrela, independentemente da pontuação.

### 2.2.2 Proteção infantil

O manequim representando uma criança de 3 anos de idade é dividido em duas regiões enquanto o de 18 meses é dividido em três regiões. Como na proteção ao adulto, existem critérios de máxima e mínima performance, porém a pontuação pode ser diferente para cada manequim. Elas estão definidas no Protocolo de Avaliação para proteção infantil (LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME, 2013b). Também nesta avaliação, a menor performance é usada para o critério de lesão na cabeça. As regiões e os respectivos critério são:

- Cabeça: máximo de 3 pontos para o manequim de 18 meses e 6 pontos para o de 3 ano de idade;
  - Contato da cabeça com o CRS: baseado na aceleração resultante da cabeça;
  - Movimento da cabeça (apenas para CRS virados para a frente): baseado no máximo movimento frontal da cabeça;
  - Exposição da cabeça (apenas para CRS virados para trás): baseado nas cargas compressivas no podo da cabeça e na contenção da cabeça dentro do CRS.
- Tensão no pescoço: apenas para P1 $\frac{1}{2}$  em um CRS virado para trás. Uma pontuação máxima de 3 pontos é dada baseada na aceleração vertical da cabeça;

- Peito: máximo de 6 pontos para cada manequim baseado na aceleração resultante no peito.

A avaliação dinâmica consiste na soma dos pontos listados acima (12 para cada manequim). Entretanto, caso o manequim seja ejetado do CRS ou caso haja contato da cabeça do manequim com o veículo, a pontuação é automaticamente definida como zero.

Como o correto posicionamento e fixação do CRS é imprescindível para que o sistema de segurança funcione corretamente, pontos adicionais são dados para:

- Marcação de CRS (4 pontos para cada CRS): se as marcações dos CRS atendem completamente aos requisitos;
- Interface entre o CRS e o veículo (2 pontos para cada CRS): caso não haja problemas de compatibilidade;
- Uso do CRS no banco frontal:
  - Marcação de aviso de *air bag* (2 pontos): se o veículo possui marcação de aviso do perigo associado com o uso de CRS virado para trás ou se o veículo não possui *air bags*;
  - Requisitos de desabilitar o *air bag* (máximo de 3 pontos): caso o veículo seja capaz de desabilitar o *air bag* na presença de um CRS virado para trás no banco frontal;
- Cintos de segurança de 3 pontos (1 ponto): se todos os bancos de passageiros são equipados com cintos de segurança automáticos de 3 pontos;
- Gabarito (1 ponto): se os bancos laterais traseiros atendem ao teste de instalação usando um gabarito;

- CRS universal (1 ponto): se um CRS universal pode ser usado em todos os bancos de passageiros;
- ISOFIX:
  - Usabilidade (1 ponto): se ao menos dois bancos de passageiros possuem fixação ISOFIX corretamente assinalados;
  - Três ou mais posições para ISOFIX universal (1 ponto): se três ou mais bancos de passageiros estão disponíveis para uso simultâneo com CRS ISOFIX universal;
  - Lugares para ISOFIX de tamanho grande (1 ponto): baseado na possibilidade de uso de CRS ISOFIX de tamanho grande virados para trás.
- CRS integrado:
  - Disponibilidade (1 ponto): se dois ou mais CRS integrados são oferecidos;
  - CRS integrado dos grupos I-III (1 ponto): se um ou mais CRS desses grupos são oferecidos.

A máxima pontuação possível é 49, sendo 24 da avaliação dinâmica e 25 da avaliação adicional. A pontuação de estrelas é então gerada conforme segue:

- 5 estrelas: para pontuação total entre 46 e 49 points;
- 4 estrelas: para pontuação total entre 37 e 45,99;
- 3 estrelas: para pontuação total entre 25 e 36,99;
- 2 estrelas: para pontuação total entre 13 e 24,99;
- 1 estrela: para pontuação total entre 0,01 e 12,99;
- 0 estrelas: para pontuação total igual a 0.

### 3 PROJETO *CRASHWORTHINESS*

De modo a obter um projeto voltado à proteção ao impacto, é importante entender quais são os principais componentes que atuam absorvendo energia durante um impacto e os diferentes métodos de analisá-los. É importante mencionar ainda que diferentes métodos de análise estão relacionados com diferentes fases de projeto de um veículo, definindo a metodologia do projeto.

O principal conceito que guia o projeto de um veículo é que o compartimento dos passageiros deve ser rígido, enquanto a parte frontal deve absorver impactos através de deformação plástica. Deste modo, a integridade do compartimento é garantida e a aceleração é reduzida. A integridade do compartimento é também essencial para que o sistema de retenção e os *air bags* funcionem corretamente.

Os componentes que absorvem a parte mais significativa da energia em um impacto frontal estão mostrados na figura 10. O *crashbox* é projetado para absorver impactos a uma velocidade inferior a 15 km/h e para ser facilmente substituído. Assim, os outros componentes não são danificados durante uma colisão a baixa velocidade. Seguradoras avaliam o preço da apólice de seguro baseando-se também no custo de reparo de um veículo que colidiu a essa velocidade.

As vigas principais são responsáveis por absorver a maior parte da energia, mesmo em situação de sobreposição parcial. Em colisão com sobreposição total, elas absorvem aproximadamente 60% da energia, enquanto para uma sobreposição de 50%, a fração delas é reduzida a 40%. A tabela 1 mostra a distribuição de energia em duas

Tabela 1: Distribuição da energia absorvida em impactos contra barreiras rígidas

	Sobreposição total	50% de sobreposição
Velocidade (km/h)	55	56
Elemento	Energia absorvida	
Vigas principais	60%	40%
Vigas superiores	6%	10%
Quadro do motor	20%	30%
Crashbox	10%	5%
Membro transversal do para-choque	4%	15%

situações de testes de impacto, ambos contra barreiras rígidas.

Três níveis de análise são realizadas durante o projeto de um veículo: componentes, *sub-assemblies* e veículo completo, cujo nível de complexidade aumenta conforme o desenvolvimento do projeto. Embora atualmente seja possível executar análise de veículo completo usando método dos elementos finitos, analisando também a resposta biomecânica, as análises de componentes e *sub-assemblies* ainda são importantes. De acordo com Roth et al. (2011), o processo de engenharia simultaneamente com o projeto economiza tempo e custo, dado que o custo de modificação é baixo nas fases iniciais do projeto.

### 3.1 Análise de componente

Como a importância desses dois componentes é grande em impactos frontais, o projeto das vigas principais e dos *crashboxes* são estudados primeiro. Em geral, esses componentes são estruturas de paredes finas feitas de aço (ou alumínio para os *crashboxes*). Em uma colisão frontal, essas estruturas estão sujeitas a compressão axial e podem deformar por dobras ou por flexão, como se pode ver na figura 11. A deformação por flexão é evitada, dado que a energia absorvida neste caso é muito menor que através de dobras. A figura 12 mostra a força e a energia em função do deslocamento durante compressão por dobras.

Estruturas de paredes finas são projetadas para absorver energia por dobramentos.

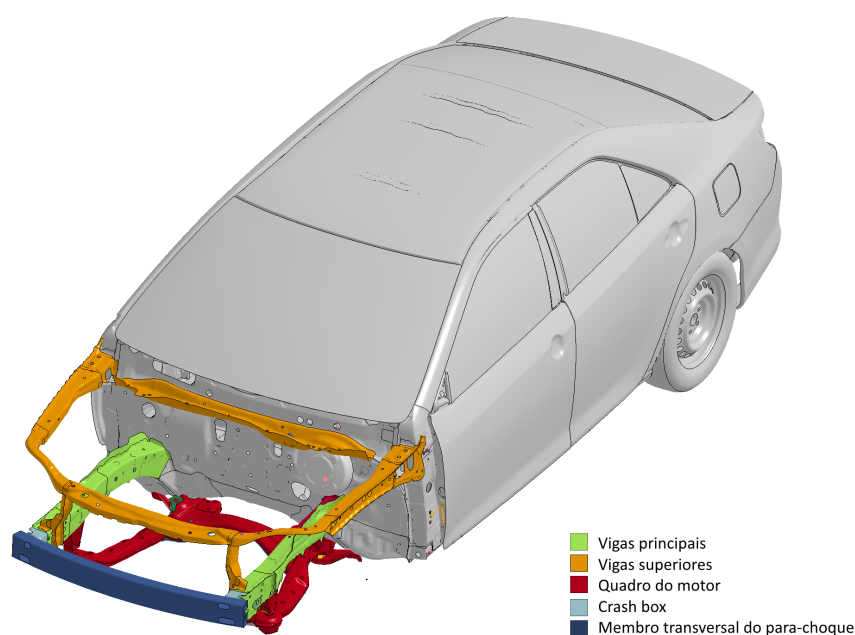


Figura 10: Ilustração dos componentes mais importantes da parte frontal do veículo para absorção de energia. Modelo do Toyota Camry fornecido pela NCAC (NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC), 2014)

Três padrões de dobras de um canto podem ser encontrados: modos assimétrico, simétrico e inverso. Colapso assimétrico é caracterizado por uma face se deslocando para dentro, enquanto a outra se desloca para fora (figura 13(a)). Modo simétrico significa que ambas as faces de dobram para fora (figura 13(b)) e modo inverso é caracterizado por ambas as faces se dobrando para dentro (figura 13(c)).

O modo assimétrico é desejado, visto que ele fornece um padrão de dobra repetível, o que aumenta a estabilidade da viga durante a compactação. O modo inverso deve ser evitado, visto que ele diminui a área da seção transversal e consequentemente a resistência a flexão, e então o colapso por flexão pode ocorrer; é o modo de colapso mais instável. O modo simétrico também diminui a estabilidade de uma viga, visto que ele induz um modo inverso na próxima dobra. Porém, quando combinado com modos de colapso assimétricos nos outros cantos, ele é considerado aceitável.

O design da viga principal e do *crashbox* é guiado pelas curvas de força e energia e um bom compromisso entre a energia absorvida, a desaceleração e o deslocamento



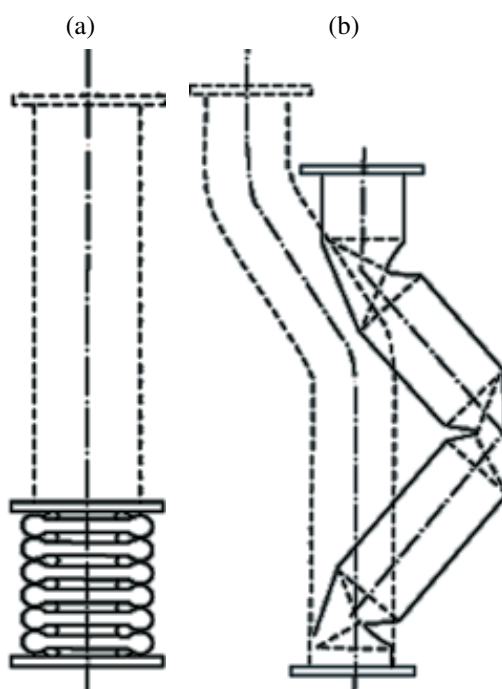


Figura 11: (a) Colapso da viga por dobramento. (b) Colapso da viga por flexão (DU BOIS et al., 2004)

deve ser atingido. De modo a estimar o comportamento desses componentes em compressão, três níveis de abordagens podem ser feitos.

O primeiro nível de análise consiste de modelos matemáticos simples que fornecem estimativas da energia absorvida calculando a força média durante a compressão. O modelo empírico desenvolvido por Magee e Thornton descrito em Du Bois et al. (2004) e o modelo analítico proposto por Wierzbicki e Abramowicz (1983) fornecem boa correlação com resultados experimentais. As maiores desvantagens deste nível de análises são que a geometria da seção transversal é limitada a casos simples e o pico de força não pode ser estimado. Entretanto, as dimensões gerais dos componentes podem ser determinadas.

A abordagem de segundo nível possibilita a avaliação da curva de força através de um cálculo estendido do modelo de elemento *superfolding* de Abramowicz e Wierzbicki, chamado de método do macro-elemento (ABRAMOWICZ, 2001). Este modelo está implementado no software *Visual Crash Studio* (VCS) e oferece um cálculo rá-

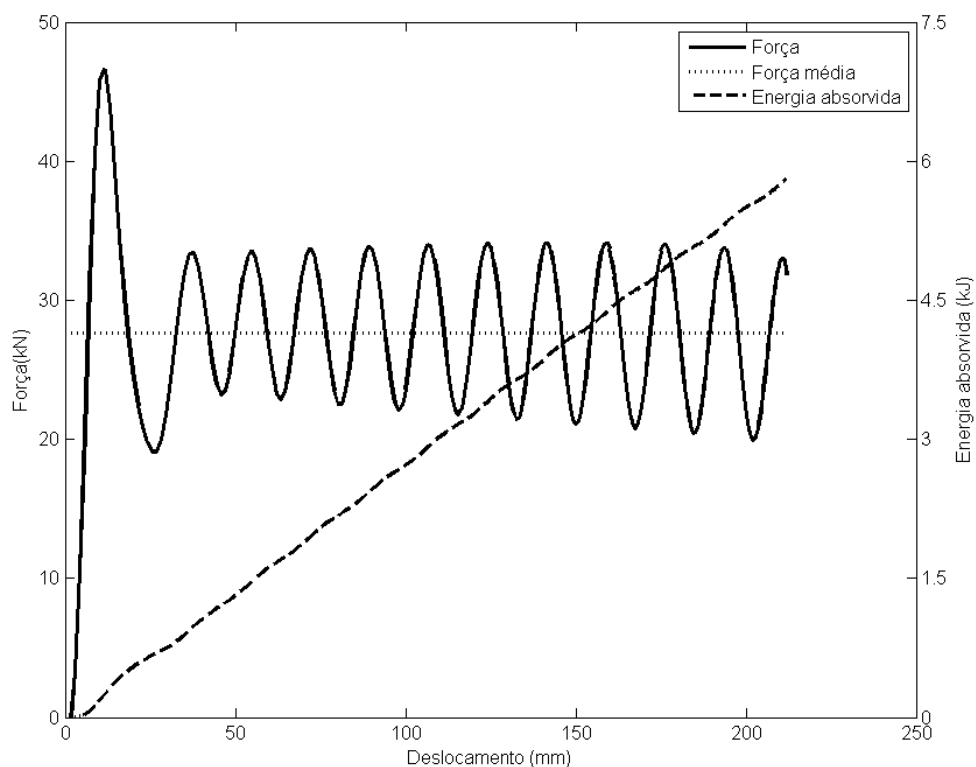


Figura 12: Curvas típicas de força-deslocamento e de energia absorvida por uma estrutura de parede fina quando colapsada por dobras

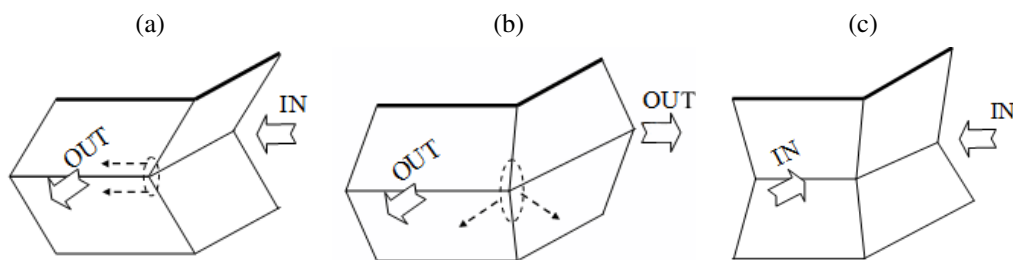


Figura 13: (a) Modo assimétrico. (b) Modo simétrico (c) Modo inverso. (BARBIERO, 2013)

pido. No VCS, geometrias complexas, como a variação da seção transversal ao longo do componente, podem ser modeladas como uma sequência de elementos, como pode ser visto na figura 14. VCS também possibilita o projeto de iniciadores (*triggers*) de modo a reduzir o pico de força.

A última abordagem é a verificação e o refinamento do componente usando o método dos elementos finitos (FE), em que um teste de queda da geometria final do com-

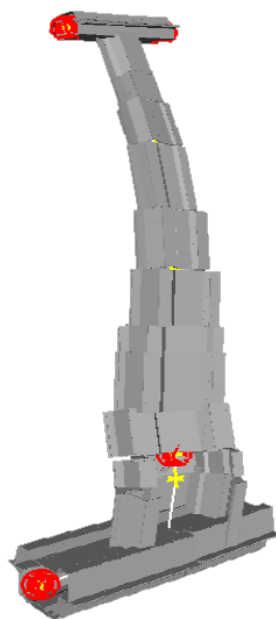


Figura 14: Exemplo de uma geometria complexa (coluna B de um automóvel) simplificada para análise no VCS (IMPACT DESIGN EUROPE, 2014)

ponente pode ser simulado usando a formulação explícita. A integração dos softwares de CAE (*computer-aided engineering*) e CAD (*computer-aided design*) possibilita uma exportação fácil da geometria.

### 3.2 Análise de *sub-assembly*

Essas análises são importantes para estudar a interação dos diferentes componentes durante um impacto. Esta interação pode resultar no mau funcionamento de um componente, por exemplo falhando por flexão ao invés de dobramentos. Neste nível, é possível avaliar a resposta em diferentes situações, por exemplo sobreposição completa ou parcial da barreira. Com relação aos impactos frontais, a simulação da estrutura frontal do automóvel pode ser estudada. O método do macro-elemento no VCS pode ser usado para este fim, obtendo bons resultados com baixo custo computacional, requerendo entretanto algumas simplificações na geometria, como pode ser visto na figura 15. FE possibilita avaliar também possíveis intrusões dos elementos na cabine.

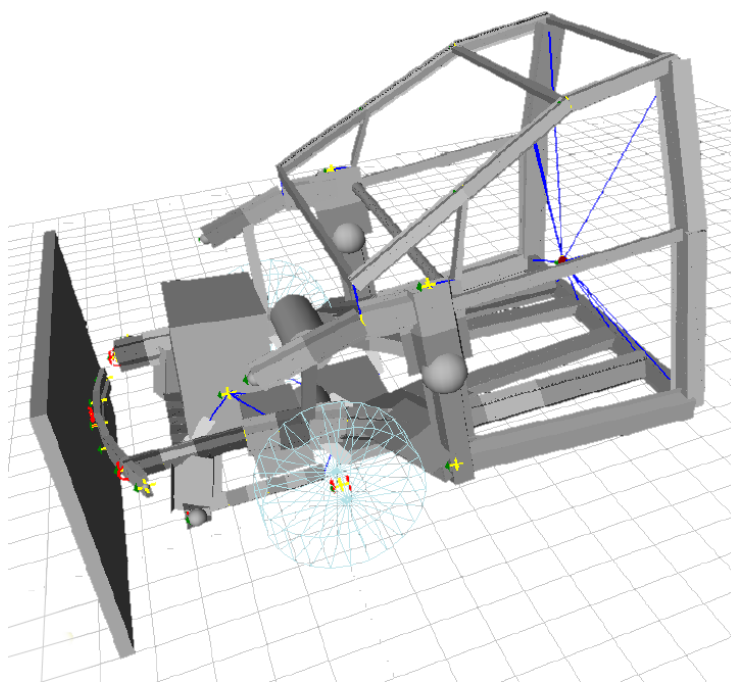


Figura 15: Exemplo da estrutura frontal de um veículo analisada no VCS (IMPACT DESIGN EUROPE, 2014)

Durante esta fase do projeto, a segurança dos ocupantes também pode ser analisada. O comportamento dos ocupantes no compartimento, com assentos, *air bags* e revestimentos internos, podem ser simulados impondo um perfil de aceleração, perfil este que pode ser obtido na análise de *sub-assembly* da estrutura frontal. De acordo com Schweizerhof, Nilsson e Hallquist (1992), os manequins podem ser modelados usando juntas e elementos finitos rígidos ou flexíveis, mas apenas a resposta nas juntas podem ser obtidas. Como alternativa, o software *MADYMO* oferece integração dos métodos multi-corpos e elementos finitos, com modelos de manequins e humanos validados, como mostrado na figura 16.

### 3.3 Análise do veículo completo

Nesta etapa, a estrutura inteira do veículo pode ser analisada tanto com quanto sem a análise de segurança dos ocupantes. A informação mais completa é fornecida nesta análise, visto que a interação das peças estruturais com os outros componentes é

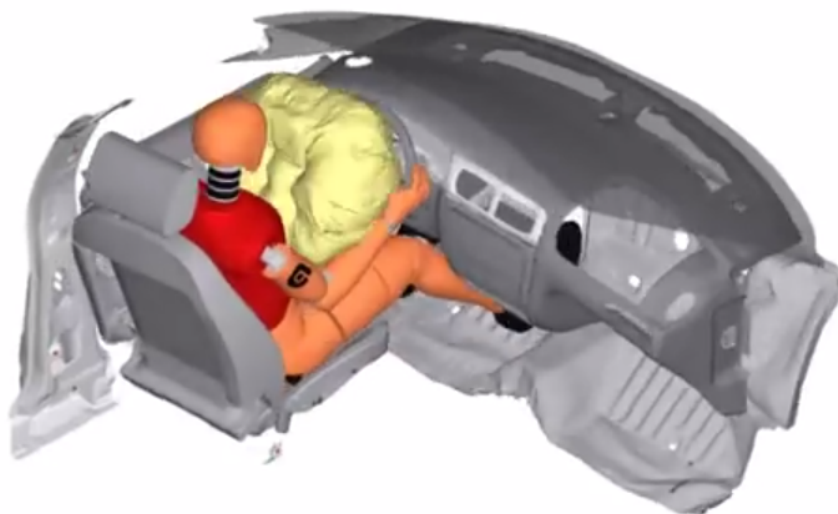


Figura 16: Exemplo de simulação de segurança do ocupante usando o software *MADYMO*. Figura disponível na página da internet do fabricante do software (TASS INTERNATIONAL, 2014)

importante, especialmente na verificação de intrusões na cabine ou de exposição dos ocupantes a alguns componentes que podem oferecer perigo durante uma colisão.

Assim como foi comentado na análise de *sub-assemblies*, VCS pode ser usado no estudo sem ocupantes. Contudo, a informação neste caso é limitada, pois as intrusões não podem ser avaliadas. FE e sua integração em softwares como *MADYMO* fornecem maior detalhamento. Contudo, como há um grande número de pequenos componentes na estrutura de um veículo e eles devem ser modelados com elementos suficientemente pequenos, a análise do veículo completo consome muito tempo. Além disso, de acordo com Roth et al. (2011), o nível de detalhamento das malhas ainda não é suficiente e futuras melhorias em poder de processamento de computadores serão usadas para aumentar a qualidade das malhas e não para reduzir o tempo de simulação. Deste modo, a análise do veículo completo é usada para verificação e pequenos refinamentos, enquanto a determinação do tamanho dos elementos para cada componente deve ser feito em análises anteriores.

## 4 PROJETO DA VIGA PRINCIPAL

### 4.1 Energia cinética

O primeiro passo é estimar a energia cinética do veículo que deve ser dissipada. A massa do veículo depois do ajuste para o teste, com fluidos e ocupantes, é aproximadamente 1300 kg para o modelo *hatch* e 1400 kg para o modelo sedã. O sedã será usado como referência visto que será o caso mais crítico devido a maior energia cinética.

Dois casos de velocidade serão estudados neste trabalho. Para o impacto com sobreposição total, 48 km/h é a velocidade definida pela norma ABNT NBR 15300-2. Portanto, a energia que o veículo deve absorver é:

$$E_{k_{full}} = \frac{mV^2}{2} = \frac{1400 \times \left(\frac{48}{3,6}\right)^2}{2} = 124,4kJ$$

Em relação ao impacto com 40% de sobreposição contra uma barreira deformável, a norma ABNT NBR 15300-3 define 56 km/h enquanto a Latin NCAP define 64 km/h como velocidades para os seus respectivos testes. Como o teste da Latin NCAP é mais rigoroso, ele será usado como referência. Contudo, parte da energia cinética será absorvida pela barreira. No Capítulo 2, foi citado que uma colisão a 64 km/h tenta simular um acidente envolvendo dois automóveis a 55 km/h. Essa velocidade, portanto, define a energia que o veículo deve absorver:

$$E_{k_{40\%}} = \frac{mV^2}{2} = \frac{1400 \times \left(\frac{55}{3,6}\right)^2}{2} = 163,4kJ$$

## 4.2 Viga principal

De modo a começar o estudo da viga principal, será assumido como referência que o percentual de energia cinética que ela absorve é similar ao que foi descrito na tabela 1, mesmo sabendo que as velocidade e sobreposições são diferentes. Devido a simetria, a energia será distribuída igualmente entre a viga principal de cada lado no caso da sobreposição completa. Enquanto que para a sobreposição parcial, será assumido que toda a energia é absorvida pela viga do lado do impacto. Portanto, a energia que deve ser absorvida pela viga principal é:

$$E_{mr_{full}} = E_{k_{full}} \times 0,6 \times 0,5 = 37,3kJ$$

$$E_{mr_{40\%}} = E_{k_{40\%}} \times 0,4 = 65,4kJ$$

### 4.2.1 Modelo empírico

A equação 4.1 fornece a força média conforme descrito por Du Bois et al. (2004), em que  $m$  e  $n$  são parâmetros determinados experimentalmente para diferentes seções transversais,  $\sigma_u$  é a resistência a tração,  $\phi$  é a densidade relativa dada por  $\phi = \frac{A}{A_0}$ ,  $A$  é a área da seção transversal e  $A_0$  é a área total contida dentro da seção transversal fechada.

$$P_m = m\sigma_u\phi^{1+n}A_0 \quad (4.1)$$

Uma seção transversal típica para a viga principal é a do tipo cartola (*top-hat*). Atualmente, a FIAT usa na maior parte de seus carros uma seção tipo cartola como mostrada na figura 17(a), enquanto alguns modelos da Volkswagen estão usando uma seção diferente que é mostrada na figura 17(b). Deste modo, as peças podem ser fabricadas por estampagem e posteriormente unidas por solda ponto. Entretanto, para o

modelo empírico, há dados apenas para o modelo cartola usado pela FIAT. Para este,  $m = 2,82 - 4,35p_f$ , em que  $p_f$  é o percentual de área ocupado pelas flanges, e  $n = 1$ .

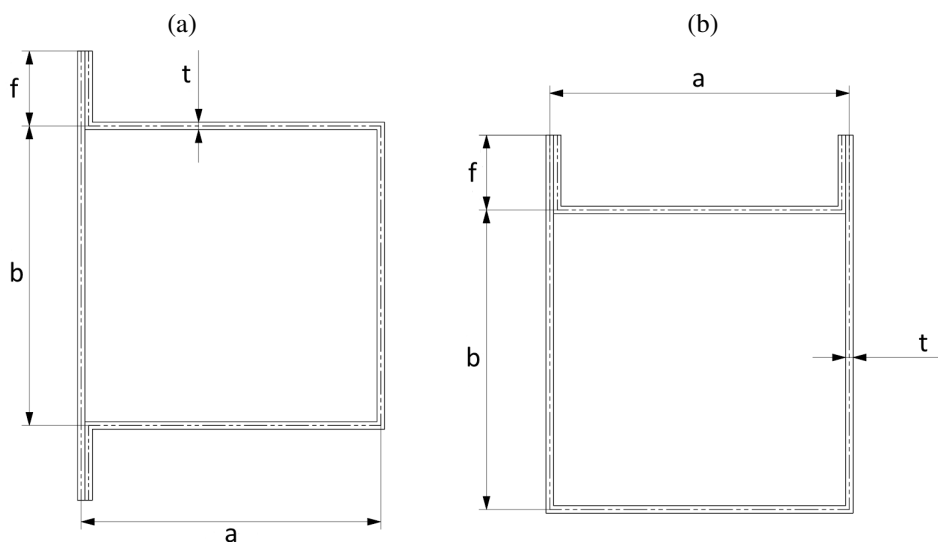


Figura 17: (a) Seção transversal usada na maioria dos veículos FIAT. (b) Seção transversal usada atualmente nos veículos Volkswagen

Para determinar a geometria da seção transversal, a deformação máxima da viga principal deve ser determinada. O comprimento da viga principal para um típico veículo de entrada é aproximadamente 400 mm. Porém, a deformação máxima é menor que esse valor, dado que o material não pode ser completamente comprimido. Abramowicz e Jones (1984) mostraram que a compressão axial efetiva é 0,75 na média para tubos quadrados. Logo, será assumida uma máxima deformação de 300 mm.

Os materiais usados atualmente são diferentes tipos de aços avançados de alta resistência (AHSS), especialmente aços de dupla fase (DP). Aços AHSS tem elevada resistência devido a sua combinação de fases moles e duras, ferrita e mantensita no caso de aços DP, obtidas através do resfriamento controlado durante o processo de produção. A tensão de escoamento dos aços usados na viga principal varia entre 300 e 600 MPa. De modo a comparar a geometria necessária para diferentes materiais, aços produzidos pela *Ruukki Corporation* serão usados pois as informações das propriedades necessárias estão disponíveis em sua página na internet (RAUTARUUKKI CORPORATION, 2014) e mostrados na tabela 2. A tabela 3 dispõe os resultados para



Tabela 2: Propriedades dos aços dupla fase produzidos pela Ruukki (RAUTARUUKKI CORPORATION, 2014)

Propriedade	Litec 500DP	Litec 600DP	Litec 800DP
Tensão de escoamento (MPa)	300-380	340-420	450-560
Tensão de ruptura (MPa)	500	600	780
Expoente de encruamento	0,15	0,14	0,14
Deformação real na ruptura	0,207	0,182	0,131

Tabela 3: Resultados obtidos usando o método empírico. Todas as seções transversais possuem  $f = 20mm$

Seção	a(mm)	b(mm)	t(mm)	$P_m$ (kN)	$\delta_{40\%}$ (mm)	$\delta_{full}$	Material
1	80	140	3,0	228,8	285,7	163,2	Litec 500DP
2	80	140	2,7	222,8	293,3	167,5	Litec 600DP
3	80	140	2,4	229,4	284,9	162,8	Litec 800DP
4	80	160	2,9	222,5	293,8	167,8	Litec 500DP
5	80	160	2,7	231,7	282,1	161,1	Litec 600DP
6	80	160	2,3	219,1	298,3	170,4	Litec 800DP
7	60	160	2,8	232,1	281,6	160,9	Litec 500DP
8	60	160	2,5	222,5	293,7	167,8	Litec 600DP
9	60	160	2,2	224,6	291,0	166,2	Litec 800DP

diferentes geometrias possíveis para os três diferentes materiais usando este modelo. A deformação foi obtida usando o teorema do trabalho-energia, considerando que há apenas variação da energia cinética e que a energia cinética no final da colisão é nula. Então, a deformação é obtida usando:

$$\delta_{full} = \frac{E_{mr_{full}}}{P_m}$$

$$\delta_{40\%} = \frac{E_{mr_{40\%}}}{P_m}$$

#### 4.2.2 Elemento *Superfolding* (SE)

Um elemento *Superfolding* é dividido em 18 partes, conforme mostrado na figura 18, apresentando diferentes comportamentos:

- Notados por 1: deformação de uma superfície toroidal livre (deformações inex-

tensíveis);

- Notados por 2: flexão ao longo de linhas de dobra estacionárias (deformações inextensíveis);
- Notados por 3: deformações de rolamento (elementos quase inextensíveis);
- Notados por 4: abertura de superfícies cônicas (elementos extensíveis);
- Notados por 5: elementos rígidos.

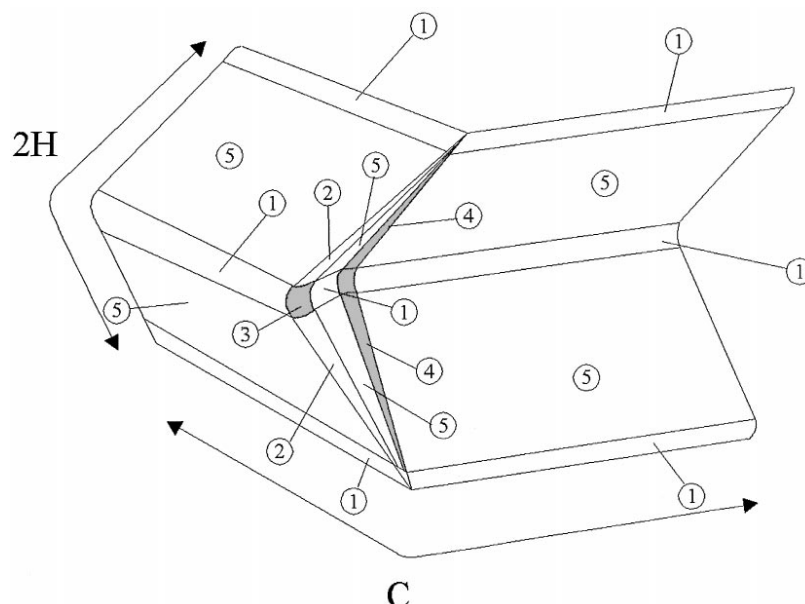


Figura 18: Elemento *Superfolding* (WIERZBICKI; ABRAMOWICZ, 1983)

A solução simplificada obtida por Wierzbicki e Abramowicz (1983) para a força de colapso média de um SE é dada pela equação 4.2, em que  $r$  é o raio de rolamento para a região 4,  $C$  é o comprimento dos lados de um SE,  $2H$  é o comprimento da onda plástica,  $\sigma_0^{(i)}$  é a tensão de escoamento instantânea equivalente em energia para a  $i$ ésima região de escoamento plástico e  $I_i$  são os coeficientes que dependem do ângulo  $2\psi_0$  entre 2 placas adjacentes. Para  $2\psi_0 = \pi/2$ ,  $I_1 = 0,555$  e  $I_3 = 1,148$  (WIERZBICKI; ABRAMOWICZ, 1983). Isso é válido para um colapso assimétrico da estrutura.

$$P_m = \frac{t^2}{4} \left( \sigma_0^{(1)} 8I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{C}{H} + \sigma_0^{(3)} 2I_3 \frac{H}{r} \right) \frac{2H}{\delta_e} \quad (4.2)$$

A energia total dissipada por uma seção pode ser obtida adicionando a contribuição da energia dissipada por cada elemento ( $E = P_m \delta_e$ ). Para a seção transversal usada pela FIAT, os procedimentos estão descritos em White, Jones e Abramowicz (1998), existem dois elementos de comprimento  $C = f + a/2$  e outros dois elementos de comprimento  $C = a/2 + b/2$ . Ainda, a contribuição da placa de fechamento deve ser adicionada, que é dada pela equação 4.3. Finalmente, a energia total absorvida pela viga com essa seção transversal é dada pela equação 4.4.

$$E_{pl} = \frac{\pi}{2} 4M_0 L_{pl} = \frac{t^2}{4} \sigma_0^{(2)} 2\pi(b + 2f) \quad (4.3)$$

$$E_{T_{FIAT}} = \frac{t^2}{4} \left( 32\sigma_0^{(1)} I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{(2a + 2b + 4f)}{H} + 8\sigma_0^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right) 2H \quad (4.4)$$

O mesmo procedimento pode ser feito para a seção transversal da Volkswagen. Para a parte da cartola, existem dois elementos de comprimento  $C = f + b + a/2$ , enquanto a placa de fechamento pode ser descrita como dois elementos de comprimento  $C = f + a/2$ . Então, a energia total dissipada por uma viga com essa seção é dada pela equação 4.5, que é idêntica a equação para a seção transversal da FIAT. Portanto, espera-se que ambas as seções transversais apresentem comportamento semelhante como absorvedores de energia.

$$E_{T_{vw}} = \frac{t^2}{4} \left( 32\sigma_0^{(1)} I_1 \frac{r}{t} + \sigma_0^{(2)} \pi \frac{(2a + 2b + 4f)}{H} + 8\sigma_0^{(3)} I_3 \frac{H}{r} \right) 2H = E_{T_{FIAT}} \quad (4.5)$$

De modo a considerar o encruamento dos materiais, uma lei de potência pode ser escrita conforme mostrado na equação 4.6. Também, as tensões de escoamento instantâneas equivalentes em energia são definidas para deformações de tração (equação 4.7) e deformações de rolamento e flexão (equação 4.8), em que  $\epsilon_0$  é a deformação máxima em regiões de flexão. Assim,  $\sigma_0^{(1)}(\epsilon_{0_1}) = \sigma_0^N$ ,  $\sigma_0^{(2)}(\epsilon_{0_2}) = \sigma_0^M$  e  $\sigma_0^{(3)}(\epsilon_{0_3}) = \sigma_0^M$ .

$$\frac{\sigma(\epsilon)}{\sigma_u} = \left( \frac{\epsilon}{\epsilon_u} \right)^n \quad (4.6)$$

$$\sigma_0^N = \frac{1}{\epsilon_0} \int_0^{\epsilon_0} \sigma(\epsilon) d\epsilon \quad (4.7)$$

$$\sigma_0^M = \frac{2}{\epsilon_0^2} \int_0^{\epsilon_0} \sigma(\epsilon) \epsilon d\epsilon \quad (4.8)$$

Finalmente, uma estimativa das deformações máximas nas diversas regiões deve ser considerada para obter as tensões de escoamento instantâneas equivalentes em energia (WHITE; JONES; ABRAMOWICZ, 1998):  $\epsilon_{0_1} = t/(2r)$ ,  $\epsilon_{0_2} = t/(2R) = 0,93H$  e  $\epsilon_{0_3} = t/(2r)$ . Essas tensões são então escritas conforme as equações 4.9, 4.10 e 4.11.

$$\sigma_0^{(1)} = \sigma_u a_1 \left( \frac{t}{r} \right)^n, \text{ em que } a_1 = \frac{1}{(2\epsilon_u)^n(n+1)} \quad (4.9)$$

$$\sigma_0^{(2)} = \sigma_u a_2 \left( \frac{t}{H} \right)^n, \text{ em que } a_2 = \frac{2 \times 0,93^n}{(\epsilon_u)^n(n+2)} \quad (4.10)$$

Tabela 4: Resultados obtidos usando o método do elemento *Superfolding*. Todas as seções transversais possuem  $f = 20mm$

Seção	a(mm)	b(mm)	t(mm)	$P_m(kN)$	$\delta_{40\%}(mm)$	$\delta_{full}$	Material
1	80	140	3,5	228,8	285,6	163,2	Litec 500DP
2	80	140	3,1	229,1	285,2	162,9	Litec 600DP
3	80	140	2,6	230,3	283,8	162,1	Litec 800DP
4	80	160	3,4	222,0	294,4	168,2	Litec 500DP
5	80	160	3,0	221,0	295,8	168,9	Litec 600DP
6	80	160	2,5	220,0	297,6	170,0	Litec 800DP
7	60	160	3,5	228,8	285,6	163,2	Litec 500DP
8	60	160	3,1	229,1	285,2	162,9	Litec 600DP
9	60	160	2,6	230,3	283,8	162,1	Litec 800DP

$$\sigma_0^{(3)} = \sigma_u a_3 \left( \frac{t}{r} \right)^n, \text{ em que } a_1 = \frac{2}{(2\epsilon_u)^n(n+2)} \quad (4.11)$$

A equação 4.4 pode então ser resolvida minimizando-a com respeito aos parâmetros  $r$  e  $H$  e igualando a zero. Ainda,  $\delta/(2H) = 0,73$  foi determinado teoricamente por Abramowicz e Jones (1984). Portanto, usando as mesmas seções analisadas no modelo anterior e as propriedades dos materiais dadas na tabela 2, os resultados obtidos usando este modelo podem ser vistos na tabela 4. A espessura de cada seção foi alterada de modo a estar de acordo com a máxima deformação possível.

Na tabela pode ser visto que para não ultrapassar a deformação máxima admissível, a espessura das placas foi aumentada. Em outras palavras, o modelo empírico apresentou resultados mais rígidos que o modelo SE. Isso se deve a aproximação da curva de tensão-deformação que é usada em cada modelo. No modelo empírico, a tensão de tração é constante, enquanto que no método SE é aproximada por uma função da deformação (equação 4.6). A diferença entre as duas abordagens pode ser vista na figura 19.

Esses dois primeiros métodos foram desenvolvidos baseados em uma compactação quase-estática. Em ambos, os efeitos da taxa de deformação não são considera-

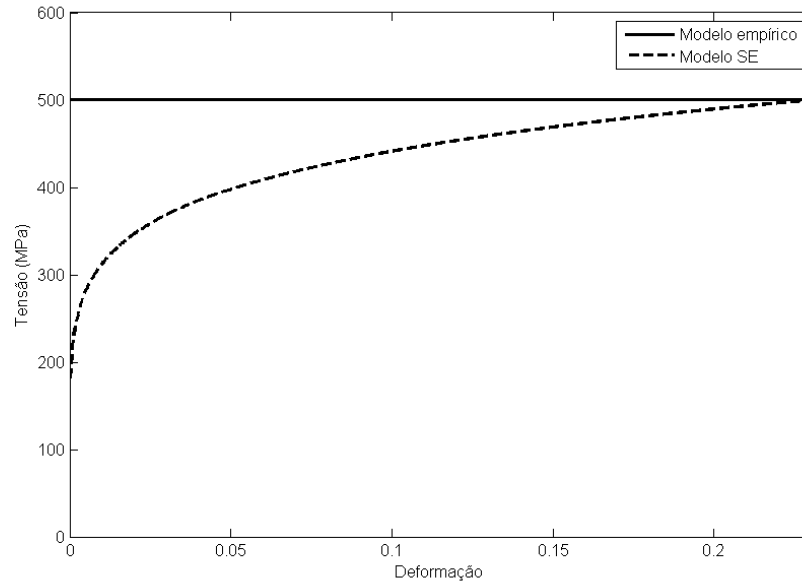


Figura 19: Diferença entre as curvas de tensão usadas em cada modelo

dos. Abramowicz e Jones (1984) propuseram um modo de avaliar a resposta dinâmica usando a equação constitutiva uniaxial empírica de Cowper-Symonds (equação 4.12), em que  $D$  e  $p$  são duas constantes do material responsáveis pelos efeitos da taxa de deformação. A força média dinâmica  $P_m^d$ , pode então ser calculada usando a equação 4.13, em que  $\dot{\epsilon} = 0,33 \frac{V}{C}$  para o modo de colapso assimétrico (ABRAMOWICZ; JONES, 1986).  $D$  e  $p$  serão aproximadas pelos valores obtidos por Peixinho (2004) ( $D = 2710,3 s^{-1}$  e  $p = 1,95$  para o Litec 500DP e 600DP e  $D = 2370,6 s^{-1}$  e  $p = 1,89$  para o Litec 800DP).

$$\sigma_0^d = \sigma_0(\epsilon) \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \right] \quad (4.12)$$

$$P_m^d = P_m \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/p} \right] \quad (4.13)$$

A tabela 5 mostra os resultados obtidos para a resposta dinâmica das seções com a mesma espessura da tabela 4. Duas colunas foram adicionadas e mostram a massa e momento de inércia de área com respeito ao eixo lateral do carro ( $I_y$ ) das seções do modo a escolher uma delas para as próximas análises. O momento de inércia de área é importante pois determina a rigidez a flexão relativa de cada seção comparada com as outras. A rigidez a flexão na direção lateral do veículo contribui com a rigidez torcional do veículo e também ajuda a evitar colapso devido a flexão na região onde a viga principal desce para baixo do piso, conforme será discutido adiante. É importante notar que não há diferença entre o segundo momento de inércia entre as seções usadas pela Fiat e pela Volkswagen. Em um caso real, outros fatores como o custo e a formabilidade dos material devem ser levados também em consideração na escolha da geometria. A relação entre a massa e o momento de inércia de área é praticamente igual para as seções com os mesmos parâmetros  $a$  e  $b$ . As seções do primeiro grupo ( $a = 80\text{mm}$  e  $b = 140\text{mm}$ ) apresentam a maior, ou seja a pior, relação entre massa e momento de inércia ( $9,3 \times 10^{-4}\text{kg/mm}^4$ ), enquanto o segundo grupo ( $a = 80\text{mm}$  e  $b = 160\text{mm}$ ) apresenta a melhor relação ( $7,5 \times 10^{-4}\text{kg/mm}^4$ ). Entretanto, uma seção do terceiro grupo ( $a = 60\text{mm}$  e  $b = 160\text{mm}$ ) será escolhida, visto que a relação ( $7,8 \times 10^{-4}\text{kg/mm}^4$ ) é semelhante a do segundo grupo, mas o espaço lateral será otimizado, o que é importante em um carro com motor transversal. Embora o uso do Litec 800DP possibilitaria a menor massa da viga principal, este material pode ser frágil dado que seu máximo alongamento é menor que os outros, o que não é recomendado para absorção de energia. A seção 8 será então usada para as próximas análises.

### 4.2.3 *Visual Crash Studio (VCS)*

O *Visual Crash Studio* é uma ferramenta poderosa para analisar e otimizar vigas para absorção de impactos. Ele usa o método do macro-elemento, que é uma versão estendida do método do Elemento *Superfolding* descrito anteriormente, mas avaliando

Tabela 5: Resultados obtidos usando o método do elemento *Superfolding* considerando os efeitos da taxa de deformação na tensão. Todas as seções transversais possuem  $f = 20mm$  se referem a tabela 4

Seção	$P_{m40\%}^d$ (kN)	$\delta_{40\%}$ (mm)	$P_{mfull}^d$ (kN)	$\delta_{full}$	Massa (kg)	$I_y$ ( $mm^4$ )
1	254,7	256,5	252,9	147,5	5,7	6146,6
2	255,1	256,1	253,3	147,3	5,1	5444,0
3	256,4	254,8	254,6	146,6	4,3	4565,8
4	246,2	265,4	244,5	152,6	6,0	8015,5
5	245,1	266,7	243,4	153,3	5,3	7072,4
6	243,6	268,3	241,9	154,3	4,4	5893,5
7	254,7	256,6	253,0	147,6	5,7	7355,1
8	255,1	256,2	253,4	147,4	5,1	6514,4
9	256,4	254,9	254,6	146,6	4,3	5464,6

a razão de energia dissipada a cada instante de tempo, ao invés de estimar somente a média. Essa ferramenta apresenta também um modelo para flexão e torção das vigas.

Um teste de queda foi simulado usando VCS. O martelo foi modelado como um material rígido, com massa de 560 kg de modo a obter a energia cinética que deve ser absorvida em uma colisão a 55 km/h. A força foi medida na base da viga e representa a força aplicada pela viga na estrutura do veículo. Este modelo pode ser visto na figura 20.

Ambas as seções usadas pela Fiat e Volkswagen foram avaliadas e as curvas de força pelo deslocamento são mostradas nas figuras 21 e 22. Para a seção tipo cartola usada pela Fiat, uma força média de 251,0 kN e um deslocamento de 260,1 mm foram obtidos. Enquanto que para a seção usada pela Volkswagen, uma força média de 259,4 kN e um deslocamento de 251,6 mm foram obtidos. A curva da força foi filtrada usando um filtro SAE classe 600 para remover o ruído. A força média foi calculada desconsiderando o primeiro pico.



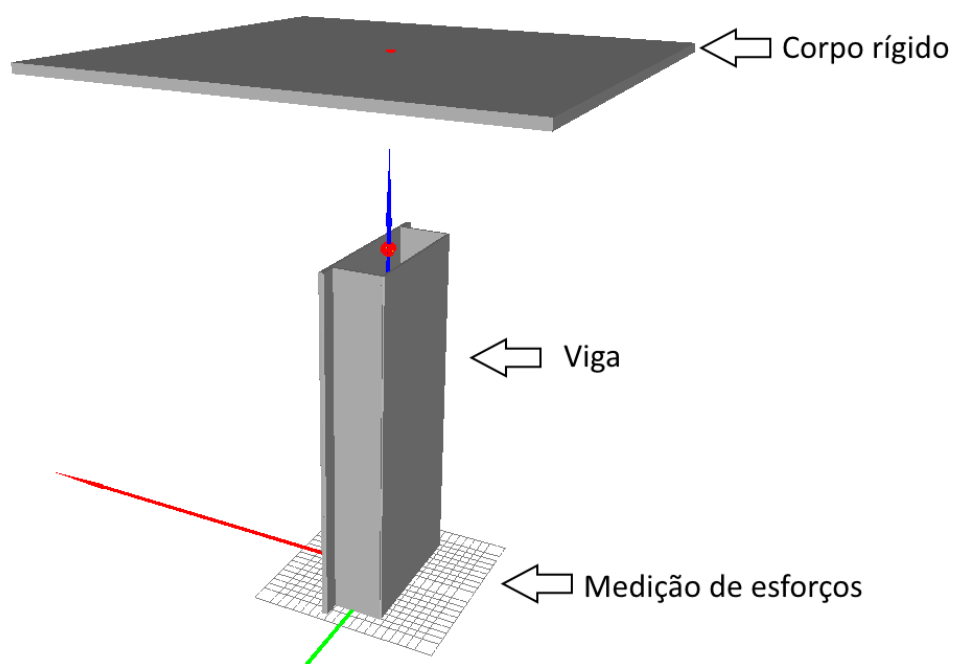


Figura 20: Modelo para o teste de queda usando VCS

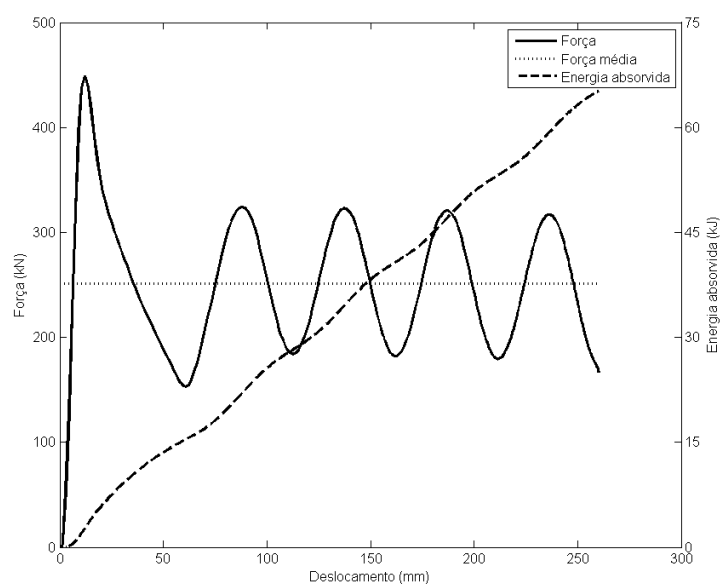


Figura 21: Curva de força-deslocamento obtida no VCS para a seção cartola usada pela Fiat, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e feita de Litec 600DP

#### 4.2.4 Método dos Elementos Finitos (FE)

A análise utilizando o método dos Elementos Finitos consiste em discretizar uma geometria contínua, dividindo-a em elementos suficientemente pequenos para apresen-

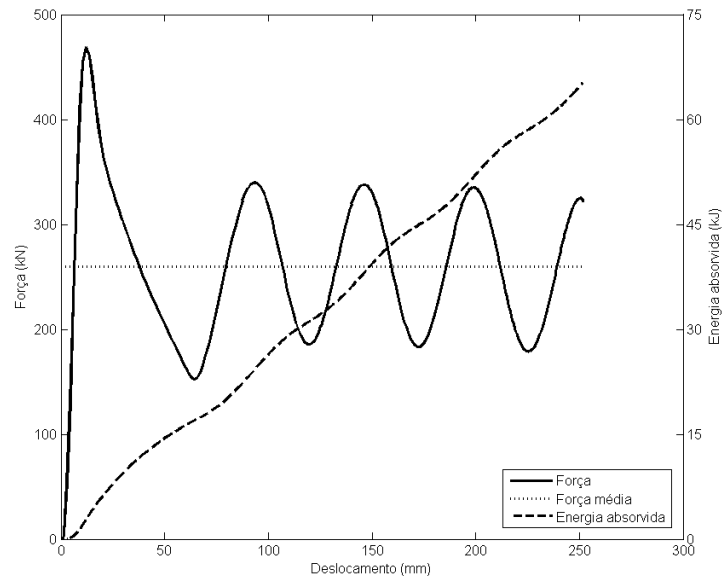


Figura 22: Curva de força-deslocamento obtida no VCS para a seção usada pela Volkswagen, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e feita de Litec 600DP

tar uma boa correlação com o comportamento real da estrutura. A equação 4.14 é a equação de equilíbrio de um sistema dinâmico em modelo de FE, em que:

- $[M]$  é a matriz de massa;
- $[C]$  é a matriz de amortecimento;
- $[K]$  é a matriz de rigidez;
- $\ddot{u}$  é o vetor aceleração;
- $\dot{u}$  é o vetor velocidade;
- $u$  é o vetor posição.

$$[M]\ddot{u} + [C]\dot{u} + [K]u = F \quad (4.14)$$

É importante notar que o estudo de impacto analisado neste trabalho é não-linear, já que a matriz de rigidez depende da posição e das velocidades (o material apresenta encruamento e os efeitos da razão de deformação são considerados). O método explícito será usado para resolver a equação de equilíbrio para  $\ddot{u}$ . Ele consiste de calcular o comportamento do sistema no instante  $t + \Delta t$  como função das condições no instante  $t$ . No método das diferenças centradas, as equações 4.15 e 4.16 são usadas para calcular  $\dot{q}_{t+\Delta t}$  e  $q_{t+\Delta t}$ , respectivamente.

$$\ddot{q}_t = \frac{\dot{q}_{t+\Delta t} - \dot{q}_t}{\Delta t} \quad (4.15)$$

$$\dot{q}_t = \frac{q_{t+\Delta t} - q_t}{\Delta t} \quad (4.16)$$

O método explícito é condicionalmente estável. O intervalo  $\Delta t$  deve ser menor que um valor crítico para que a solução seja estável e garanta convergência dos resultados. O intervalo crítico é geralmente definido como o intervalo que uma onda de pressão elástica leva para cruzar o menor elemento na malha. Considerando  $\Delta x$  a menor distância entre nós e  $c$  a velocidade de propagação de uma onda plástica em um material com módulo elástico  $E$  e densidade  $\rho$ :

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{c} = \frac{\Delta x}{\sqrt{\frac{E}{\rho}}} \quad (4.17)$$

O software usado para executar a análise usando o método dos Elementos Finitos foi o *LS-Dyna*, que foi fornecido pela *EnginSoft*. A geometria foi representada usando elementos de casca (*shell*) na superfície média da geometria. Para preparar o modelo, os elementos da base da peça foram restringidos em translação e um plano foi posici-

onado sob a base para representar o chão em um ensaio de queda. Os materiais foram definidos através do fornecimento de suas curvas de tensão real-deformação real, ao invés de usar a função de potência descrita anteriormente, e usando a equação constitutiva de Cowper-Symonds para os efeitos devido a taxa de deformação. De acordo com a *EnginSoft*, a deformação máxima na ruptura não deve ser colocada na curva fornecida porque, considerando quando ela é colocada e o elemento apresenta deformação maior que a de ruptura, o elemento é excluído dos cálculos, o que implica na redução da rigidez da peça. Contudo, mesmo que haja fendas na superfície, o material ainda é importante no problema de impacto, especialmente por exemplo na compressão das dobras. Porém, se a lei de potência fosse usada para definir o material, os elementos que falharam apresentariam um aumento de tensão. Então, para evitar isso, a curva de tensão real-deformação real foi definida, tendo uma tensão constante, e igual a tensão de ruptura, para as deformações maiores que a de falha.

A base e o martelo foram definidos como materiais rígidos, e a massa e a velocidade inicial foram definidas para o martelo, do mesmo modo que foi feito para a análise em VCS. Todos os graus de liberdade do martelo foram restringidos, exceto a translação no eixo vertical. O intervalo de tempo imposto foi calculado pelo software. Entretanto, é importante notar que o intervalo de tempo deve estar de acordo com a relação 4.17 para qualquer instante de tempo e que a distância entre os nós varia durante a simulação. De modo a garantir a estabilidade, *LS-Dyna* recalcula o intervalo de tempo a cada instante e, caso o intervalo imposto não seja suficiente, a densidade do material dos elementos críticos é aumentada até que a relação seja satisfeita. Assim, o tempo computacional pode ser reduzido (ao invés de impor um intervalo de tempo pequeno), e caso a massa adicionada ao sistema não seja significativa quando comparada com a massa total do sistema, os resultados são aceitáveis.

Depois de uma primeira inspeção visual dos resultados, pode-se ver que para ambas as seções transversais o colapso foi assimétrico e começou do topo para a base da

viga principal. Entretanto, ambas inverteram de comportamento durante o impacto e passaram a apresentar dobramentos começando na base, deixando uma região no meio que não colapsou, como as figuras 23 e 24 mostram.

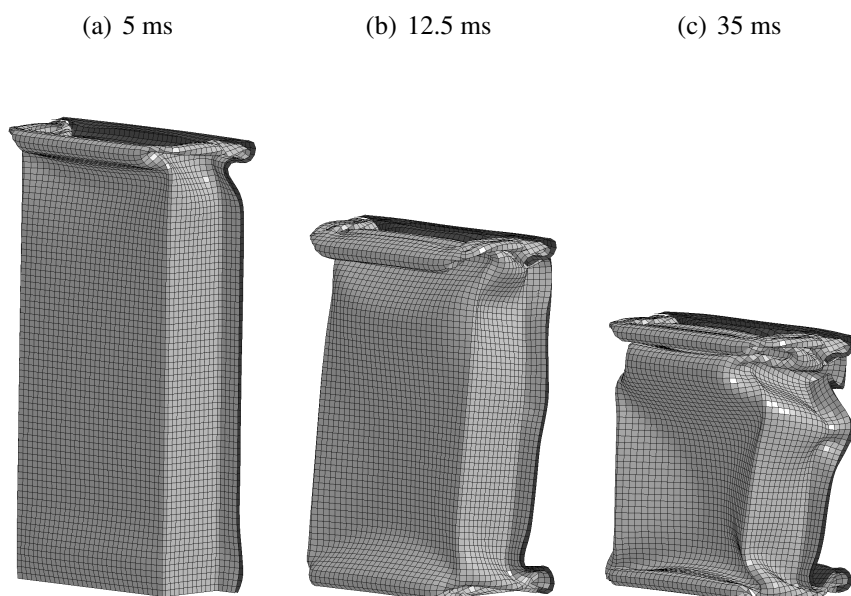


Figura 23: Viga principal com seção transversal do tipo cartola (usada pela Fiat) em três instantes representativos no impacto. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da base. (c) Fim do impacto

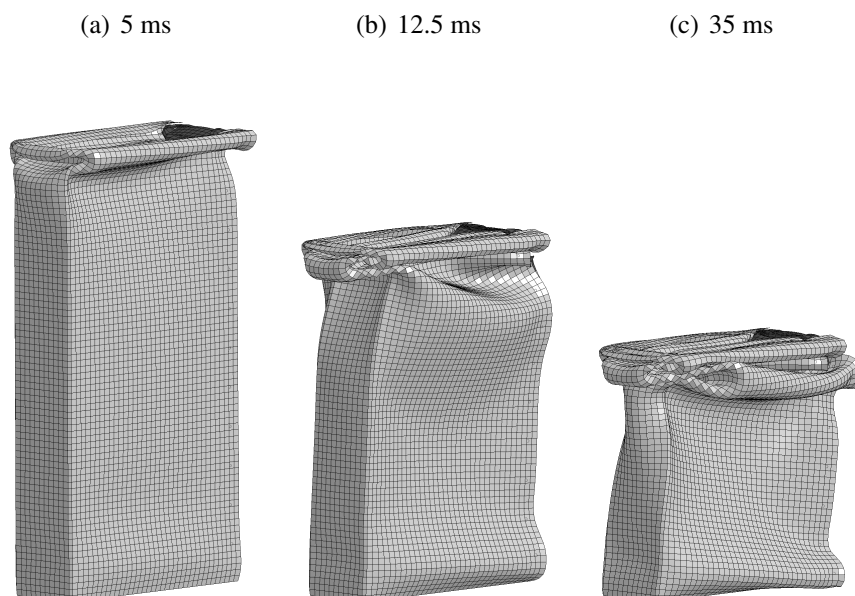


Figura 24: Viga principal com a seção transversal usada pela Volkswagen em três instantes representativos da colisão. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da segunda dobra e começo do colapso na base (c) fim do impacto

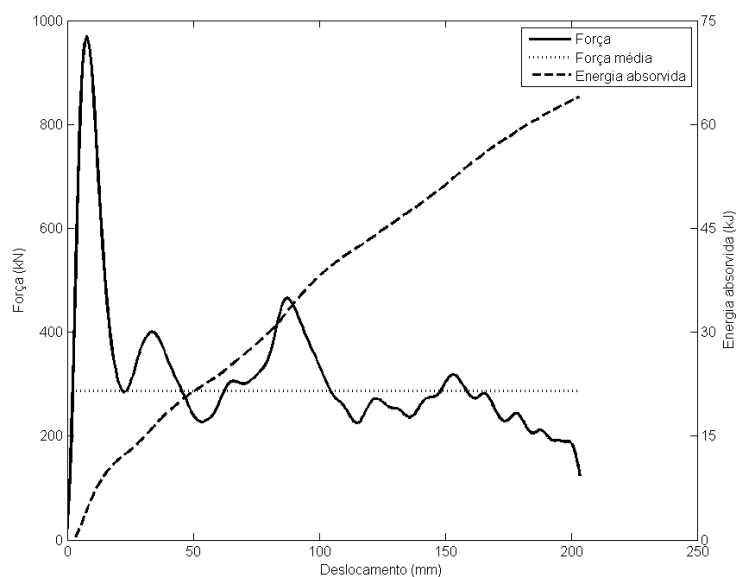


Figura 25: Curva de força pelo deslocamento obtida com o método FE para a seção transversal usada pela FIAT, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e feita de Litec 600DP.

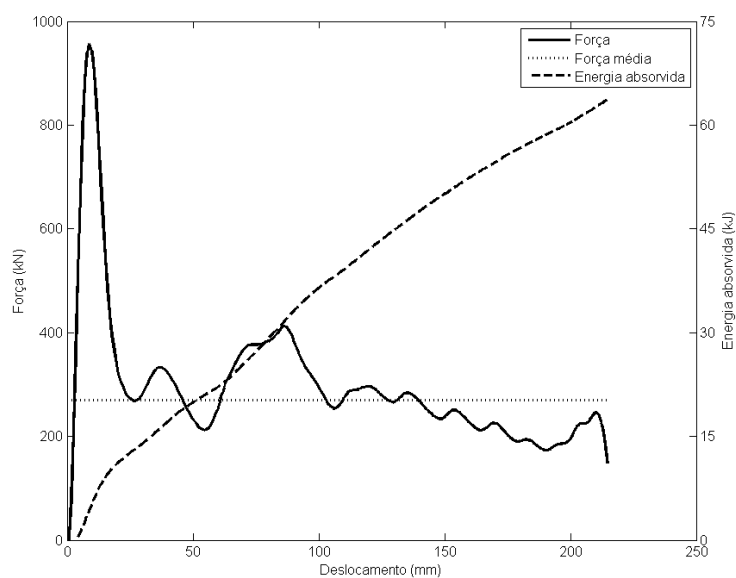


Figura 26: Curva de força pelo deslocamento obtida com o método FE para a seção transversal usada pela Volkswagen, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e feita de Litec 600DP.

As figuras 25 e 26 apresentam as curvas de força pelo deslocamento resultante da análise usando método FE, filtrada por um filtro SAE 180. Para seção usada pela Fiat, uma força média (sem considerar o pico) de 286,0 kN e um deslocamento de

Tabela 6: Resumo dos resultados obtidos pelos diferentes métodos. Deformação\* corresponde a deformação esperada baseada na média de força depois do primeiro pico. Todas as seções têm  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  and  $t = 3,1\text{mm}$  e são feitas de Litec 600DP.

Seção	Ambas		Fiat		Volkswagen	
Métodos	SE	Empírico	VCS	FE	VCS	FE
Força média (kN)	255,1	340,5	251,0	286,0	259,4	268,8
Força máxima (kN)	N/A	N/A	449,2	970,6	469,1	956,8
Deformação (mm)	256,2	191,9	260,1	205,2	251,6	214,8
Deformação* (mm)	256,2	191,9	260,4	228,5	251,9	243,1

205,2 mm foram obtidos. Enquanto que para a seção usada pela Volkswagen, uma força média de 268,8 kN e um deslocamento de 214,8 mm foram obtidos. Ambas as seções apresentaram resultado similar, mesmo que a usada pela Fiat começou a dobrar na base antes da outra. Em ambos os casos, a massa adicionada ao sistema para garantir estabilidade foi menor que 0,02 kg, que pode ser desprezada. Então, pode-se considerar que a energia adicionada ao sistema não influenciou no resultado.

#### 4.2.5 Comparação dos resultados

A tabela 6 resume os resultados obtidos pelos diferentes métodos. Como no VCS e na análise em FE há um pico na força, espera-se que a deformação medida seja menor que a calculada analiticamente, que considera apenas uma força média depois do primeiro pico. Um linha adicional foi incluída para apresentar uma deformação esperada desconsiderando o pico inicial. Os resultados do modelo empírico foram recalculados para apresentar resultados para a mesma seção transversal, dado que a espessura mudou durante a análise com FE.

Os resultados divergiram substancialmente. O método empírico apresentou a maior rigidez da estrutura e isto pode estar relacionado com as diferentes condições dessa análise quando comparada com os experimentos com os quais esse método foi desenvolvido.

A análise em FE apresentou a resposta que é mais rígida que as análises no VCS

e a força no pico também é maior. É importante notar que, conforme descrito pelo método SE, os resultados das seções são similares em cada método. Como previsto, as análises usando o método SE e o *software* VCS apresentaram resultado semelhante, visto que o conceito teórico por trás de ambos métodos é similar.

### 4.3 Vigas principais em S

As vigas principais geralmente têm uma forma de S de modo a descer para baixo do pavimento, como pode ser visto na figura 27. Esta é uma situação crítica porque a viga pode falhar por flexão na zona do S ao invés de por dobramentos na parte frontal. Para prevenir a flexão, um reforço é soldado por dentro da viga para aumentar a rigidez. Usualmente esse reforço é feito do mesmo material da viga, por exemplo um aço de alta resistência FEE355, com espessura entre 2 e 3 mm. Como as propriedades do FEE355 são similares a do Litec 600DP usado nas análises anteriores, este segundo será usado também para o reforço.

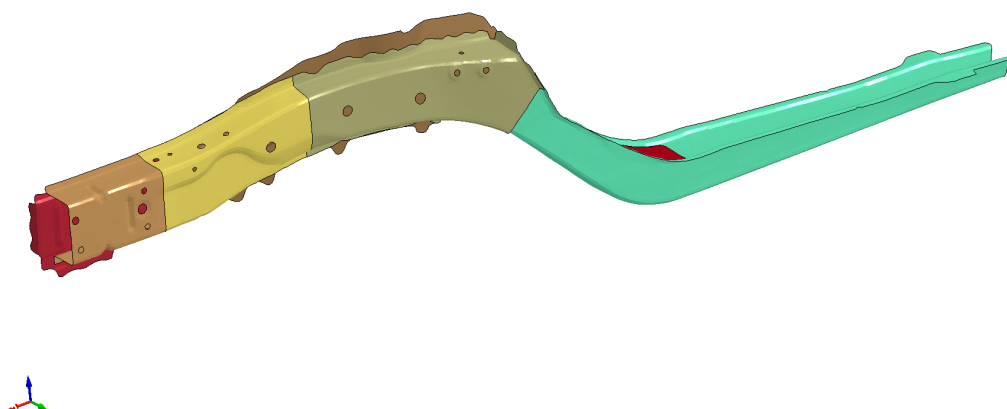


Figura 27: Viga principal em forma de S do Toyota Camry (NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC), 2014)

As dimensões da viga em S usada nesta análise podem ser vistas na figura 28 e correspondem ao perfil do componente do Toyota Yaris medido no modelo de Elementos



Finitos que foi desenvolvido pelo *The National Crash Analysis Center (NCAC)* da Universidade George Washington sob contrato com a FHWA e a NHTSA do Departamento de Transporte dos Estados Unidos (USDOT) (NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC), 2014). Na figura pode ser visto também o posicionamento do reforço dentro da viga principal.

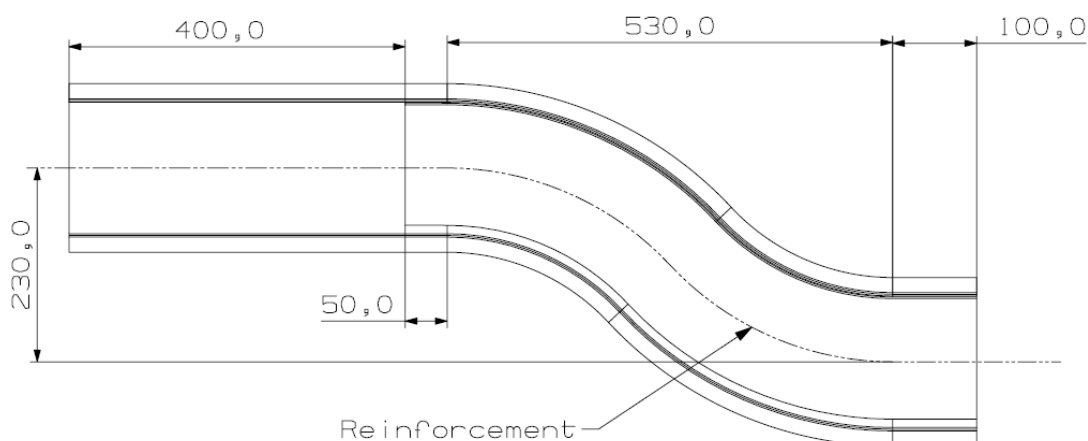


Figura 28: Perfil usado para as simulações da viga principal em S

O reforço usado tem a forma de C, com as dimensões mostradas na figura 29. A altura e a espessura foram determinadas por iteração durante as análises no *Visual Crash Studio*. Duas grandes diferenças podem ser encontradas relativas ao uso do reforço nas vigas com seções transversais usadas pela Fiat e pela Volkswagen. Na primeira, o reforço pode ser soldado a ponto somente em um dos seus lados (figura 30(a)), enquanto que para a da Volkswagen, ele pode ser soldado em dois lados (figura 30(b)).

#### 4.3.1 Visual Crash Studio (VCS)

O procedimento para simular a viga em S foi o mesmo que o descrito anteriormente. A curva foi modelada usando oito linhas retas de modo a atingir boa precisão dos resultados (figura 31). Para modelar o contato entre o topo da viga com o martelo, todos os graus de liberdade, exceto a translação na direção axial, foram restringidos.

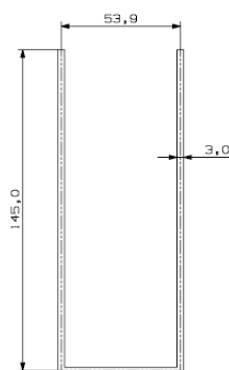


Figura 29: Seção transversal do reforço. A largura é determinada pela distância entre as paredes internas da seção transversal da viga principal

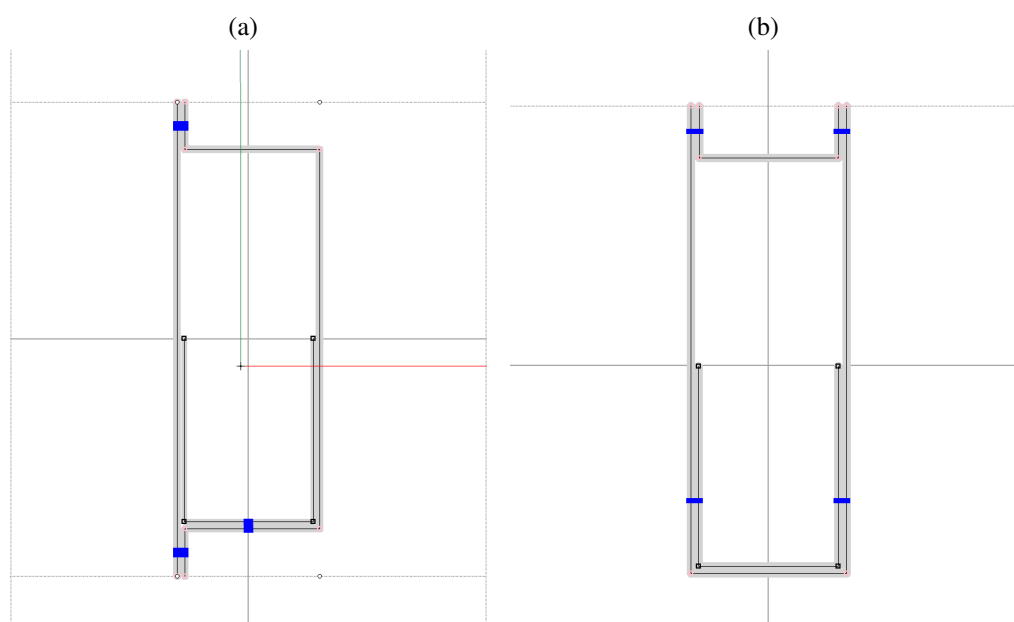


Figura 30: Exemplo das seções transversais representadas no VCS. Linhas azuis indicam os pontos de solda nas seções usadas pela Fiat e pela Volkswagen, respectivamente

Isto garante que a carga será aplicada axialmente na parte frontal da viga principal e pode ser representada pelo modelo da figura 32.

As primeiras simulações mostraram um colapso em flexão incipiente na zona curvada. Isto se deve ao pico de força da primeira dobra, de modo que a rigidez para a primeira dobra foi maior que a para flexão. Para reduzir o pico de força, um mecanismo iniciador, *trigger*, será inserido. O VCS possui uma ferramenta para calcular a altura do ressalto ou profundidade de um iniciador do tipo *bead*, sendo necessário impor o

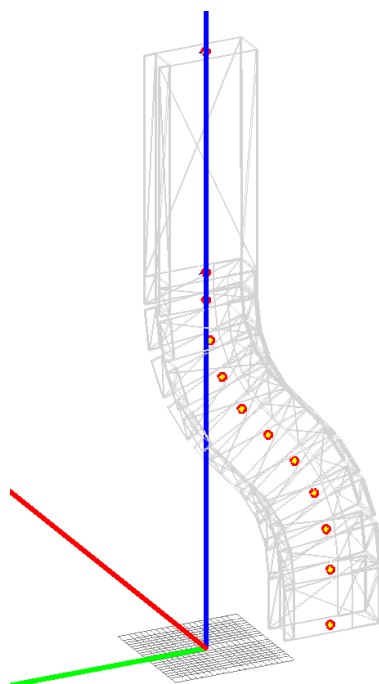


Figura 31: Modelo da viga em S no VCS. Os pontos representam o começo e fim de cada elemento de viga

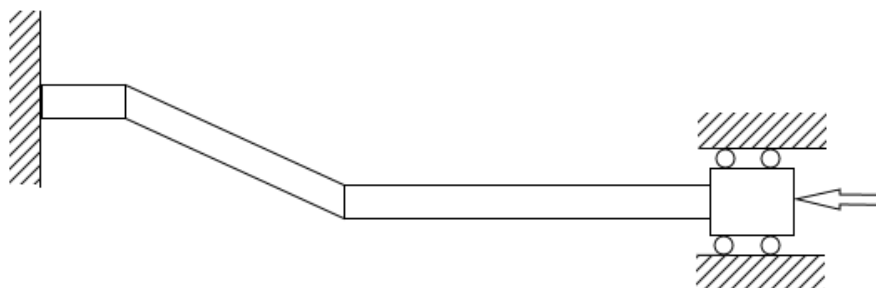


Figura 32: Modelo do ensaio de queda da viga em S

pico de força desejado. Como o projeto do iniciador não é de interesse desse estudo, o pico de força foi definido de modo a ser igual ao máximo de força das próximas dobras.

As figuras 33 e 34 mostram os resultados para as análises das vigas com seção transversal usadas pela Fiat e Volkswagen, respectivamente. Uma força média de 202,6 kN e a deformação na direção axial de 320,8 mm foram obtidos para a da Fiat, enquanto uma força média de 155,5 kN e deformação de 418,7 mm foram obtidas para a outra. Como o pico de força foi removido, a força média foi calculada usando toda a curva de

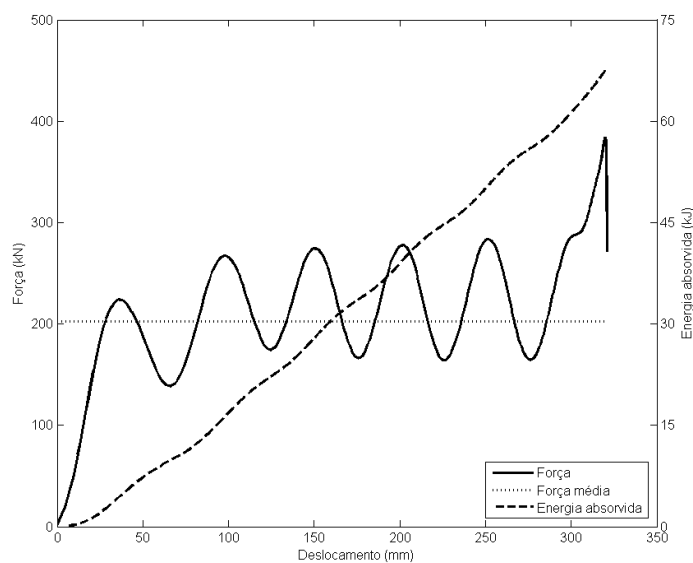


Figura 33: Curva de força pelo deslocamento obtida no VCS para a viga em S com seção transversal usada pela Fiat, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e com material Litec 600DP

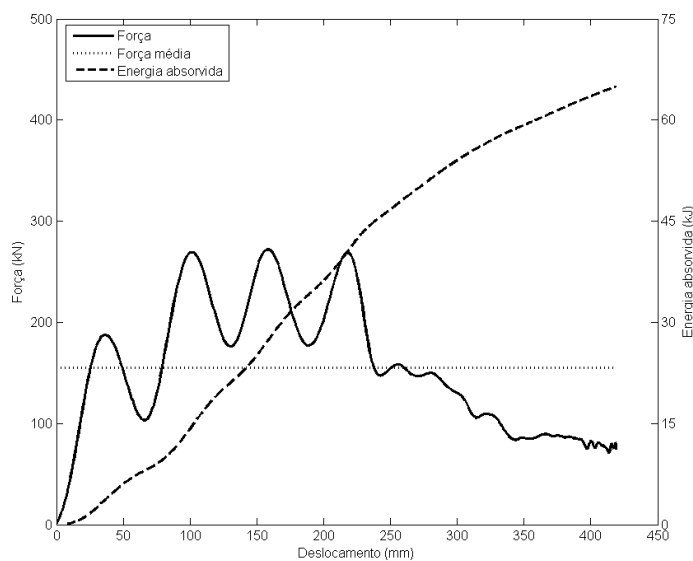


Figura 34: Curva de força pelo deslocamento obtida no VCS para a viga em S com seção transversal usada pela Volkswagen, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$  e  $t = 3,1\text{mm}$  e com material Litec 600DP

força pelo deslocamento. Analisando a curva de força pelo deslocamento da seção da Volkswagen, pode ser visto que após a quarta dobra, a viga principal começou a sofrer colapso por flexão, caracterizado pela queda da força.

Neste caso, a seção usada pela Fiat apresentou uma melhor resposta que a da Volkswagen, porque a deformação da zona em S foi menor. O ponto onde a zona em S começa, que indica a intrusão no compartimento dos ocupantes, se moveu 11,3 mm na primeira, o que pode ser considerado aceitável, enquanto na segunda moveu-se 208,9 mm, sendo 120,8 mm na direção axial. Isto pode ser visto na figura 35, em que cinza claro representa a viga antes do impacto. Zonas em amarelo representam regiões que colapsaram (apresentam deformação plástica), enquanto vermelho representa zonas onde houve profundo colapso, por exemplo dobramentos.

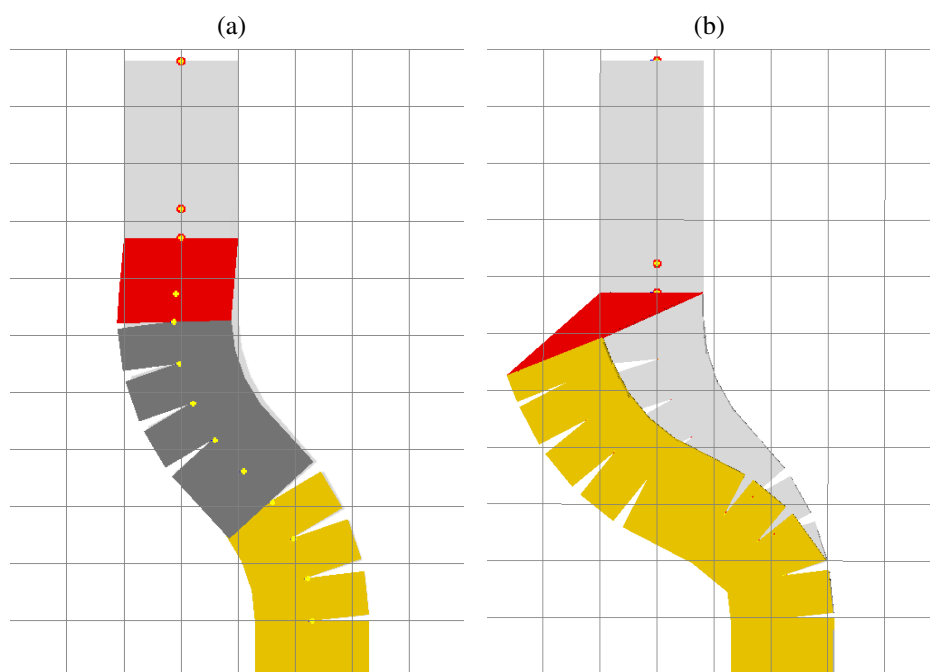


Figura 35: Viga em S analisada depois do impacto. (a) Fiat. (b) Volkswagen

#### 4.3.2 Método dos Elementos Finitos (FE)

O modelo usado para esta simulação foi similar ao usado para a análise anterior com o método dos Elementos Finitos. O reforço foi soldado a ponto dentro da viga principal e os nós do topo do componente foram restringidos em translação, exceto para a translação axial, de modo a evitar escorregamento no contato entre o componente e o martelo. Iniciadores foram desenhados na peça para reduzir o pico de força e direcionar

as dobras do topo para a base. Eles foram posicionados distantes 72 mm do anterior, visto que esse valor representa o parâmetro  $2H$  (figura 18) e foi medido no VCS. A profundidade do iniciador também foi determinada no VCS.

Os resultados mostram que o reforço não foi suficiente para prevenir a flexão da zona em S. As figuras 36 e 37 mostram a evolução da colisão e pode ser visto que a flexão começa no ponto onde o reforço começa no mesmo instante em que se inicia a primeira dobra (que não se completa). Para o tempo total imposto para a simulação (60 ms), a energia cinética não foi completamente absorvida pela viga principal.

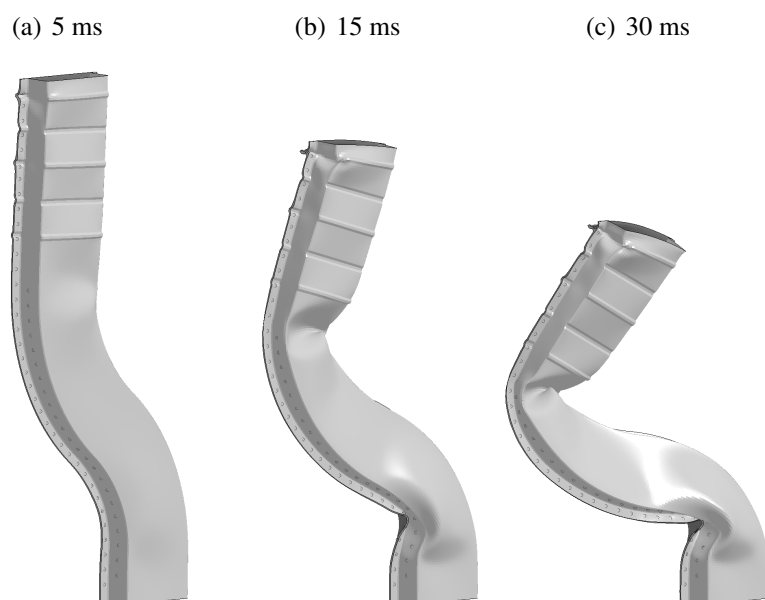


Figura 36: Viga principal em S com seção transversal do tipo cartola usada pela Fiat em três instantes de tempo representativos do impacto. (a) Começo do colapso da primeira dobra e da flexão. (b) Primeira dobra não se completou. (c) Viga colapsada por flexão

Analisando as curvas de força em função do deslocamento, é possível notar que a viga principal resistiu a uma força de 400 kN antes do começo do colapso por flexão, como pode ser visto nas figuras 38 e 39. Também nessas simulações, é importante ressaltar que a massa adicionada ao sistema para garantir a estabilidade é desprezível.

Na viga principal com seção usada pela Volkswagen, foi possível ver que houve o processo de dobramento mesmo que ela tenha falhado por flexão. Visualmente, pode

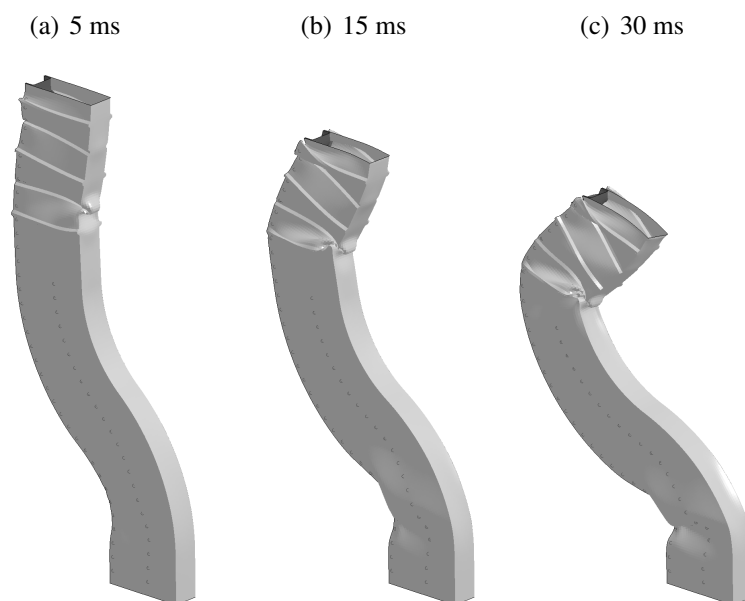


Figura 37: Viga principal em S com seção transversal do tipo cartola usada pela Volkswagen em três instantes de tempo representativos do impacto. (a) Começo do colapso da primeira dobra e da flexão. (b) Primeira dobra não se completou. (c) Viga colapsada por flexão

ser visto na figura 37 que a parte reta da viga também foi compactada, enquanto que a usada pela Fiat (figura 36) a parte reta se manteve quase indeformada. Isto pode ser visto também pelas curvas de força-deslocamento: para a da Fiat, a força caiu repentinamente depois do pico; enquanto que para a da Volkswagen, ela caiu para um valor médio e permaneceu quase constante. Portanto, a energia total absorvida pela seção usada pela Volkswagen foi maior que a usada pela Fiat para um mesmo deslocamento.

### 4.3.3 Comparação dos resultados

Nas análises da viga principal em forma de S, VCS previu uma resposta caracterizada principalmente por dobramentos na parte reta, como desejado, enquanto a resposta obtida no *LS-Dyna* foi principalmente flexão na zona curvada. De modo a ter uma resposta de colapso por dobramentos, a carga durante os dobramentos não deve exceder o valor crítico para flexão. Como pode ser visto por exemplo nas figuras 21

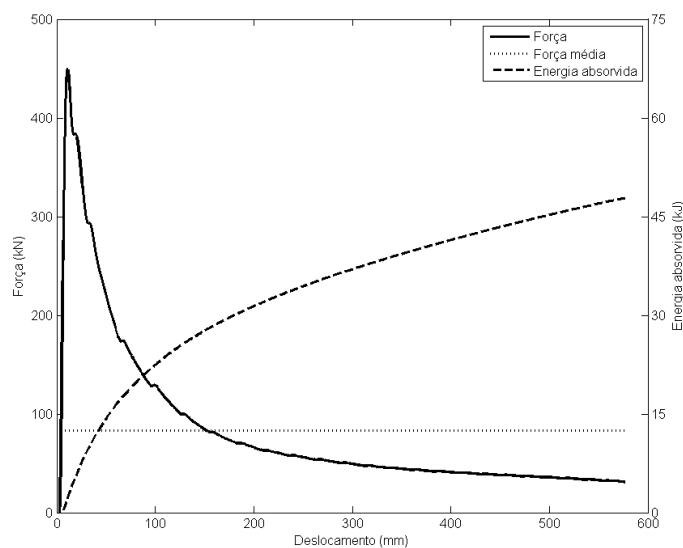


Figura 38: Curva de força-deslocamento obtida em análise em FE para a viga principal em S com seção usada pela Fiat, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$ ,  $t = 3,1\text{mm}$  e com material Litec 600DP

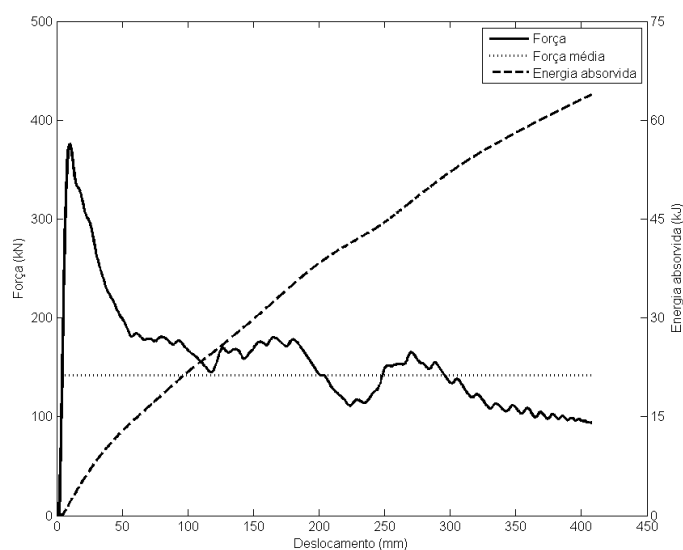


Figura 39: Curva de força-deslocamento obtida em análise em FE para a viga principal em S com seção usada pela Volkswagen, com  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$ ,  $t = 3,1\text{mm}$  e com material Litec 600DP

e 25, o pico de força obtido usando FE é muito maior que o obtido por VCS. Então, usar as dimensões do iniciador determinadas no VCS pode ter contribuído para a falha por flexão, visto que ele não foi suficiente para reduzir o pico de força em um nível suficiente na análise no método dos Elementos Finitos.



Entretanto, aumentar a altura dos iniciadores resultaria em outros problemas. Primeiro, a deformação dos elementos aumentaria e alguns erros poderiam ser encontrados no cálculo. Diminuir o tamanho dos elementos resultaria em um aumento do custo computacional por causa do aumento do número de elementos e diminuição do intervalo de tempo. É importante notar que a simulação do modelo em VCS em um computador portátil regular (com 4 processadores para portáteis) foi da ordem de 15 segundos, enquanto a simulação do modelo em FE em uma estação de trabalho (com 12 processadores de servidores) foi aproximadamente 40 minutos. Isto dificulta o teste de pequenas modificações no *LS-Dyna*.

A viga principal com seção transversal usada pela Fiat apresentou também, na análise em FE, flexão em relação ao eixo vertical do veículo, como pode ser visto na vista lateral da figura 40. A resistência a flexão nesta direção é menor que na direção do eixo lateral ( $a$  é menor que  $b$  na figura 16(a)). Isto deve-se ao fato de que a seção transversal é assimétrica na direção do eixo vertical do veículo, então o lado com a placa de fechamento apresenta uma resistência diferente do outro lado. Um aumento no parâmetro  $a$  provavelmente resultaria em maior estabilidade do componente. Entretanto, como a condição de carga está no plano da viga em S, VCS não prevê flexão em outra direção devido a instabilidade da seção transversal. FE apresenta, deste modo, uma análise mais completa.



Figura 40: Flexão da viga principal em S com seção transversal usada pela Fiat em relação ao eixo vertical do veículo

## 5 PROJETO DO *CRASHBOX*

### 5.1 Energia cinética

Estes atenuadores de impacto devem absorver a energia de um impacto a 15 km/h de modo a reduzir o custo de reparo, independentemente da sobreposição. Então, o dimensionamento do *crashbox* será feito neste capítulo considerando que um máximo de 90% da energia cinética nesta velocidade é absorvida por um único *crashbox*. A energia cinética que deve ser absorvida é então:

$$E_{cb} = 0,9E_k = \frac{mV^2}{2} = 0,9 \frac{1400 \times \left(\frac{15}{3,6}\right)^2}{2} = 10,9kJ$$

### 5.2 *Crashbox*

O estudo do *crashbox* será feito do mesmo modo que o da viga principal. Neste caso, uma das seções transversais mais comum é a do tipo cartola, como foi mostrado na figura 17(a). Ela é principalmente usada se o atenuador for soldado a ponto. Entretanto, outra possível seção transversal é a mostrada na figura 41, que é usada se a solda for contínua (por exemplo, solda *laser*) ou se a união for por adesivos. Peroni, Avalle e Belingardi (2009) compararam experimentalmente diferentes seções transversais combinadas com diferentes técnicas de união. Em geral, a seção do tipo duplo C é usada em caso de alumínio ou materiais compósitos.

Solda a laser ainda é uma técnica com custo elevado e, portanto, não adequada para

a fabricação de um veículo de entrada. Além disso, o custo do *crashbox* influencia o preço da apólice do seguro, pois o teste de impacto a 15 km/h é usado pelas seguradoras para avaliar o custo de reparo. Assim, a seção transversal do tipo cartola será usada para o projeto do *crashbox*. O comprimento típico deste tipo de atenuador é de cerca de 100 mm, portanto a máxima deformação que será considerada é 75 mm.

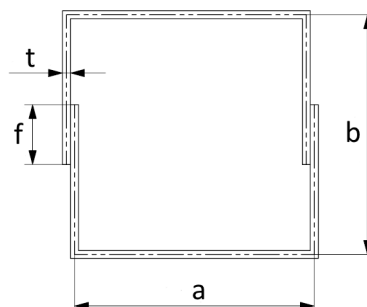


Figura 41: Seção transversal do tipo duplo C usada para *crashbox* unido por solda contínua ou adesivos

### 5.2.1 Modelo empírico

Para a seção do tipo cartola, os parâmetros foram dados no capítulo anterior. A seção transversal terá a mesma largura da viga principal e comprimento igual a sua largura ( $a = b = 60$  mm e  $f = 15$  mm referente a figura 17(a)). A espessura será calculada para atingir os requisitos. Atualmente, alumínio é usado para o *crashbox* devido ao seu baixo custo e alta capacidade de absorver energia. Alumínio AA6014-T4 é normalmente usado para propósito de absorver impactos e suas propriedades são dadas na tabela 7. Os resultados do modelo empírico para este caso são mostrados na tabela 8.

### 5.2.2 Elemento *Superfolding* (SE)

O modelo para a seção do tipo cartola foi dado na equação 4.4. O encruamento do material também foi considerado e os resultados são dados na tabela 9. A espessura foi recalculada de modo a atingir os requisitos. Neste caso, os efeitos devido a taxa de

Tabela 7: Propriedades do alumínio AA6014-T4 (EUROPEAN ALUMINIUM ASSOCIATION, 2014)

Propriedade	AA6014-T4
Tensão de escoamento (MPa)	290
Tensão de ruptura (MPa)	170
Expoente de encruamento	0,16
Deformação real na ruptura	0,45

Tabela 8: Resultados obtidos usando o método empírico. A seção transversal tem  $a = b = 60$  mm e  $f = 15$  mm

Parâmetro	Valor
$t$ (mm)	3,3
$P_m$ (kN)	145,9
$\delta$ (mm)	74,9
Material	AA6014-T4

deformação não foram considerados, visto que o alumínio em estudo apresenta baixa sensibilidade a este efeito, que portanto pode ser considerado desprezível.

### 5.2.3 Visual Crash Studio (VCS)

Um modelo similar ao mostrado anteriormente (figura 20) foi feito para a análise do *crashbox*. O martelo foi considerado como tendo massa de 1260 kg atingindo o atenuador a uma velocidade inicial de 15 km/h para obter a mencionada energia cinética. A curva de força-deslocamento pode ser vista na figura 42. Uma força média de 144,4 kN e um deslocamento de 75,7 mm foram obtidos na análise.

Tabela 9: Resultados obtidos usando o método SE. A seção transversal tem  $a = b = 60$  mm e  $f = 15$  mm

Parâmetro	valor
$t$ (mm)	4,4
$P_m$ (kN)	148,9
$\delta$ (mm)	73,4
Material	AA6014-T4

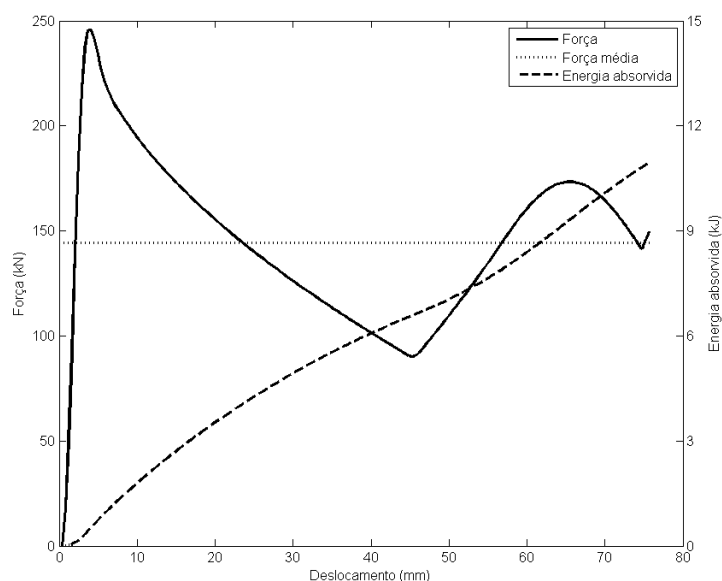


Figura 42: Curva força-deslocamento obtida em VCS para o *crashbox* com seção do tipo cartola, com  $a = b = 60$  mm,  $f = 15$  mm,  $t = 4,4$  mm and material AA6014-T4.

#### 5.2.4 Método dos Elementos Finitos (FE)

Para a análise em FE, o alumínio também foi modelado usando sua curva de tensão real-deformação real, conforme foi feito no capítulo anterior. O preparo da simulação foi feito também do mesmo modo que na da viga principal. Entretanto, a distância considerada entre os pontos de solda neste caso foi de 20 mm.

Uma inspeção visual dos resultados mostra que o componente apresentou colapso por dobramentos simétricos, como pode ser visto na figura 43. Duas dobras foram completamente formadas, como foi obtido anteriormente no VCS. A figura 44 apresenta a curva de força-deslocamento para esta análise. Uma força média de 175,0 kN e um deslocamento de 58,6 mm foram obtidos.

#### 5.2.5 Comparação dos resultados

A tabela 10 resume os resultados obtidos pelos diferentes métodos. Novamente, os resultados usando o modelo empírico foram recalculados para a mesma espessura dos

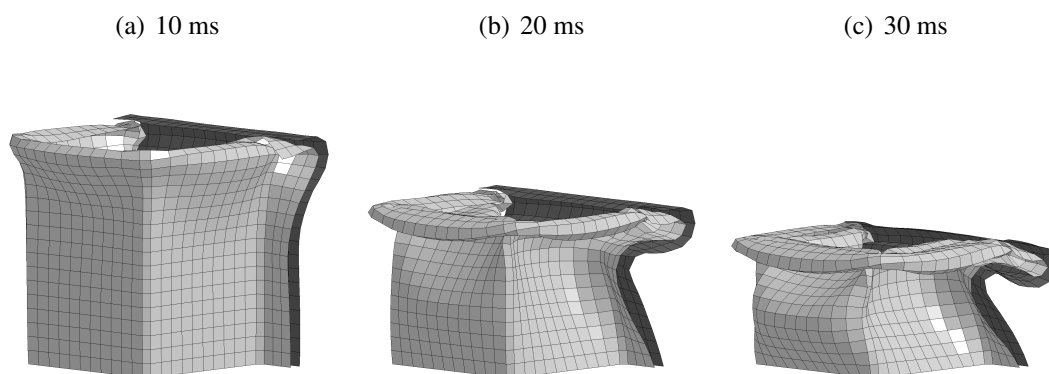


Figura 43: *Crashbox* com seção transversal do tipo cartola em três instantes representativos do impacto. (a) Colapso da primeira dobra. (b) Colapso da segunda dobra (c) Fim do colapso

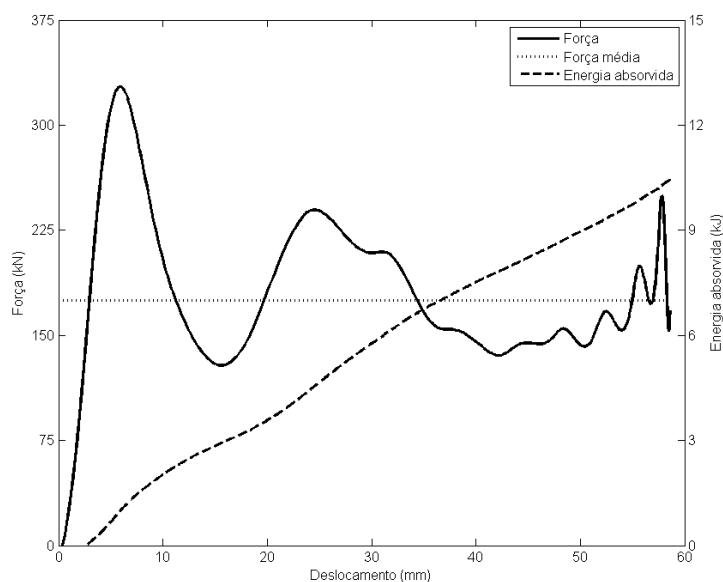


Figura 44: Curva de força pelo deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o *crashbox* com seção transversal do tipo cartola, com  $a = b = 60$  mm,  $f = 15$  mm,  $t = 4,4$  mm e material AA6014-T4.

outros. Uma linha foi adicionada para mostrar o deslocamento esperada sem considerar o pico de força, de modo a comparar os resultados do VCS e da análise em FE com as dos métodos empíricos e SE.

A análise usando o método empírico mostra novamente uma estrutura que é mais rígida que a prevista pelos outros métodos. É importante notar que para o *crashbox*, a análise usando o método SE e o *software* VCS apresentou resultados similares, como

Tabela 10: Resumo dos resultados obtidos pelos diferentes métodos. Deslocamento\* corresponde ao deslocamento esperado baseado na força média depois do pico de força. Todas as seções transversais têm  $a = 60\text{mm}$ ,  $b = 160\text{mm}$ ,  $f = 20\text{mm}$ ,  $t = 4,4\text{mm}$  e material Litec 600DP.

Método	Empírico	SE	VCS	FE
Força média (kN)	255,0	148,9	144,4	175,0
Pico de força (kN)	N/A	N/A	245,6	327,4
Deslocamento (mm)	42,9	73,4	75,7	58,6
Deslocamento* (mm)	42,9	73,4	75,7	62,5

esperado considerando que o VCS é baseado no método SE. Comparando com o VCS, a análise em Elementos Finitos mostra um componente mais rígido, considerando que tanto o pico como a força média são maiores.



## 6 ANÁLISE DO *SUB-ASSEMBLY*

A análise do conjunto formado pelos dois componentes projetados anteriormente tem a intenção de verificar se a viga principal conectada com o *crashbox* responde como desejado. Apesar de alguns resultados dos capítulos anteriores terem mostrado a viga principal falhando por flexão, o estudo continuará já que a intenção aqui é mostrar a metodologia do projeto.

### 6.1 Energia cinética

O *sub-assembly* será analisado nas condições do teste da Latin NCAP. Entretanto, a energia cinética que deverá ser considerada corresponde a soma das energias que devem ser absorvidas pela viga principal e pelo *crashbox*. Portanto, a energia é:

$$E_{SA} = E_{mr40\%} + E_{cb} = 65,4 + 10,9 = 76,3kJ$$

De modo a obter esta energia cinética com uma massa colidindo a 55 km/h, uma massa equivalente de 654 kg deve ser usada para o impacto do conjunto.

### 6.2 *Sub-assembly*

O *crashbox* é fixado a viga principal usando parafusos para que seja facilmente trocado depois de um acidente a baixa velocidade. Para que seja possível a fixação por parafusos, placas são soldadas no fim e começo do *crashbox* e da viga principal, res-

pectivamente, como pode ser visto na figura 45. Essas placas são feitas com o mesmo material que os componentes em que elas são soldadas e contribuem para distribuir a carga do *crashbox* para a viga principal, dado que as dimensões deles são usualmente diferentes.

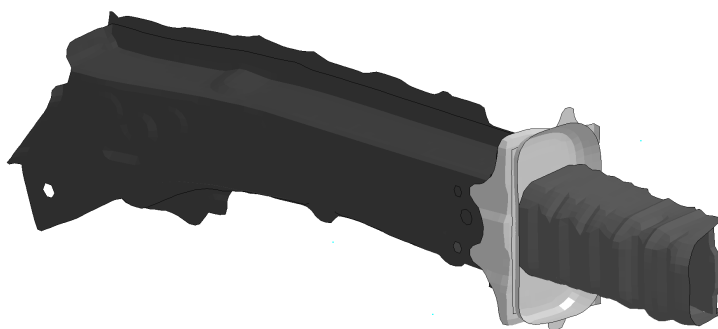


Figura 45: *Crashbox* parafusado na viga principal usando duas placas (cinza claro) no Toyota Yaris

### 6.2.1 Visual Crash Studio (VCS)

Para modelar o conjunto no VCS, a influência das placas foi negligenciada e o elemento *superbeam* do *crashbox* foi diretamente fixado ao mesmo nó onde a viga principal começa. Fazendo assim, o deslocamento da base do *crashbox* é diretamente transmitido para a viga principal. Analisando visualmente, os resultados são satisfatórios, conforme pode ser visto na figura 46. O *crashbox* colapsou antes que a viga principal e esta, por sua vez, colapsou principalmente por dobramentos. O nó onde a zona em S começa deslocou 16,4 mm (sendo 10,4 mm na direção axial) na viga com seção transversal usada pela Fiat e 15 mm (6,8 mm na direção axial) na com seção usada pela Volkswagen.

Nas curvas de força pelo deslocamento (figuras 47 e 48), pode ser visto que a primeira dobra apresenta uma força mais baixa, visto que ela representa o colapso do *crashbox*, cuja rigidez é menor que a da viga principal. Depois de 100 mm de deslocamento, a força começa a seguir um padrão, porque apenas a viga principal está

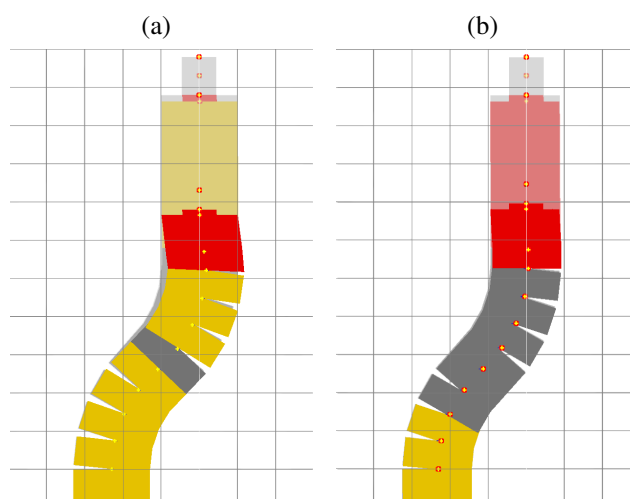


Figura 46: *Sub-assembly* analisado em VCS depois do impacto. Cinza claro representa a geometria inicial. Cores suaves representam os componentes depois da compressão do *crashbox* e cores fortes representam os componentes depois do final do colapso.(a) Fiat. (b) Volkswagen

agora colapsando por dobramentos. Durante todo o impacto, uma força média de 186,2 kN foi obtida para o conjunto com a viga principal usada pela Fiat, enquanto uma força média de 194,6 kN foi obtida para a outra.

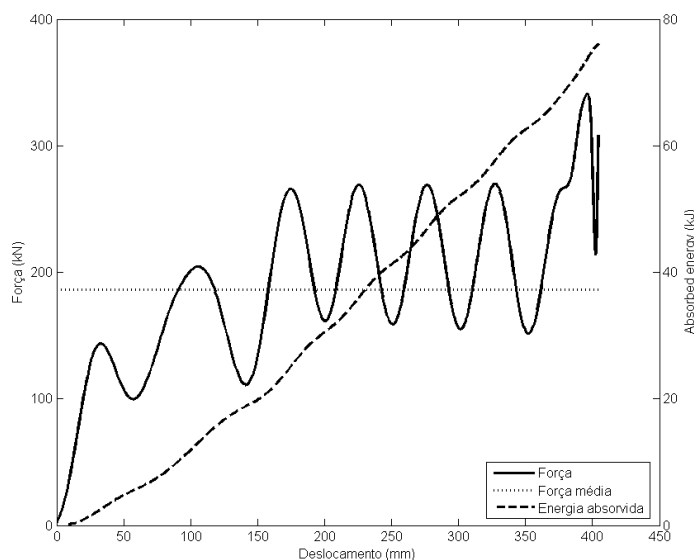


Figura 47: Curva força-deslocamento obtida no VCS para o *sub-assembly* com viga principal com seção transversal usada pela Fiat

A figura 49 apresenta a energia absorvida para cada componente no caso da viga

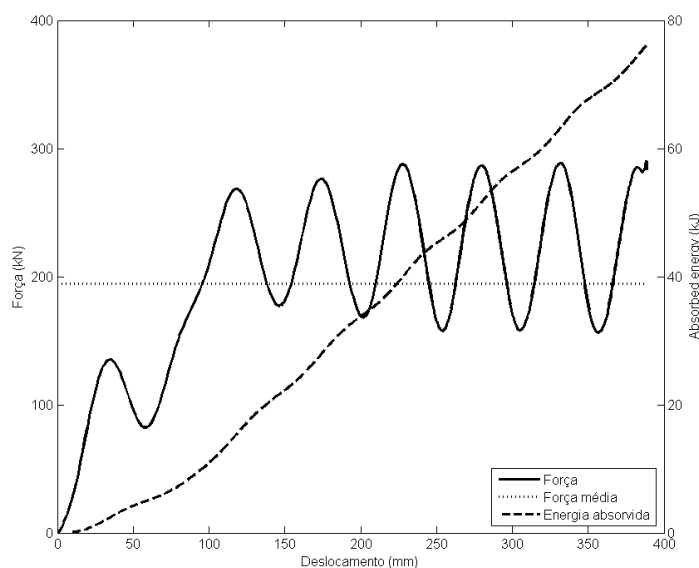


Figura 48: Curva força-deslocamento obtida no VCS para o *sub-assembly* com viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen

principal Fiat. Conforme projetado, o *crashbox* absorveu aproximadamente 11 kJ e a parte reta da viga principal absorveu cerca de 61 kJ. O restante da energia cinética foi absorvida pela parte em curva da viga principal. Um resultado similar foi obtido para o conjunto com viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen.

## 6.2.2 Método dos Elementos Finitos (FE)

As placas também foram modeladas usando elementos de casca (*shell*) no *LS-Dyna* e foram fixadas nos respectivos componentes vinculando os nós da aresta do componente com a placa. Os parafusos foram considerados como elementos rígidos e substituídos por um nó central conectado às placas por elementos rígidos. Iniciadores foram inseridos também no *crashbox* para reduzir o pico de força nesse componente.

Os resultados mostraram que o *crashbox* colapsou por dobramentos antes do colapso da viga principal em ambas as análises. Ainda, o iniciador deste componente guiou o colapso em modo assimétrico, como pode ser visto na figura 50.

Entretanto, conforme mostrado na análise da viga principal em S, a viga principal

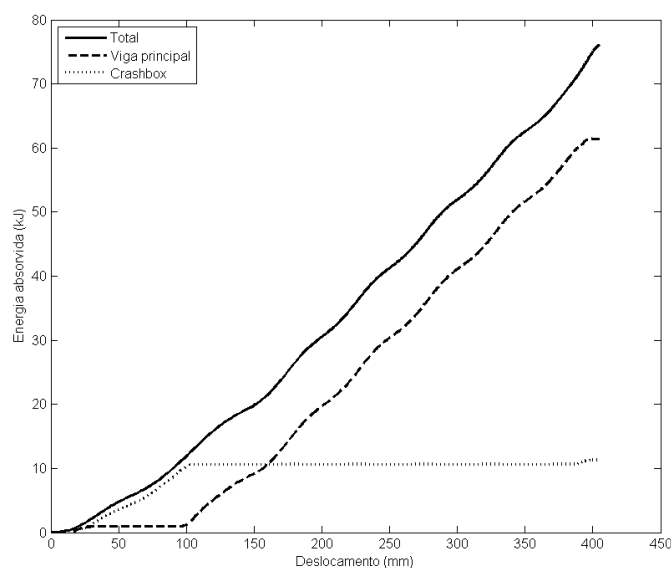


Figura 49: Energia absorvida por cada componente na análise em VCS para a viga principal com seção transversal do tipo cartola (Fiat). A curva da viga principal considera apenas a energia absorvida em sua parte reta, que é a projetada para absorção de energia

(a) 2.5 ms

(b) 5 ms

(c) 7.5 ms

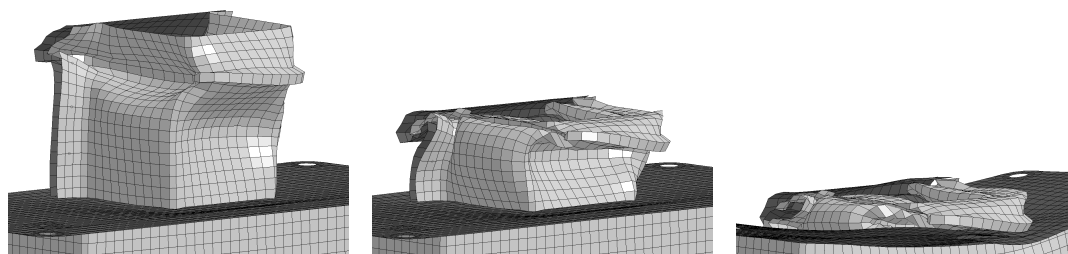


Figura 50: *Crashbox* em três instantes representativos do impacto na análise de *sub-assembly*. (a) Colapso da primeira dobra (b) Colapso da segunda dobra (c) Fim do colapso do *crashbox* e início do colapso da viga principal

colapsou por flexão também nesta análise, como mostrado na figura 51. As curvas de força em função do deslocamento (figuras 52 e 53) mostram que há um pico de força após o fim do colapso do *crashbox* (cerca de 100 mm), que representa a força crítica antes de começar o colapso por flexão. Como os iniciadores não foram suficientes para reduzir o pico de força abaixo deste valor, a viga principal colapsou por flexão. Porém, pode ser visto que mesmo que a viga principal com seção Volkswagen tenha falhado

por flexão, ela também apresentou dobramentos, como podem ser vistos na figura 53, onde o deslocamento está entre 200 e 300 mm.

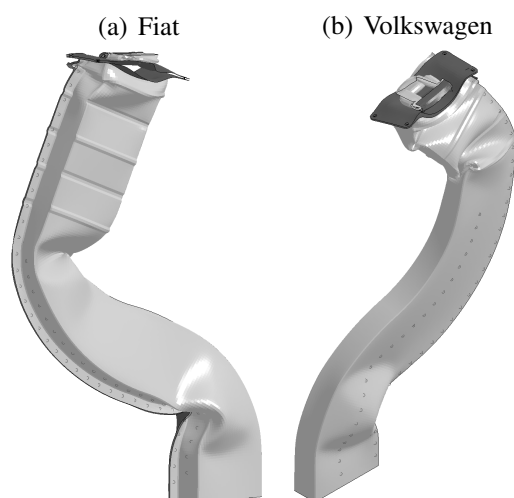


Figura 51: *Sub-assembly* analisado em FE 30 ms depois do início do impacto

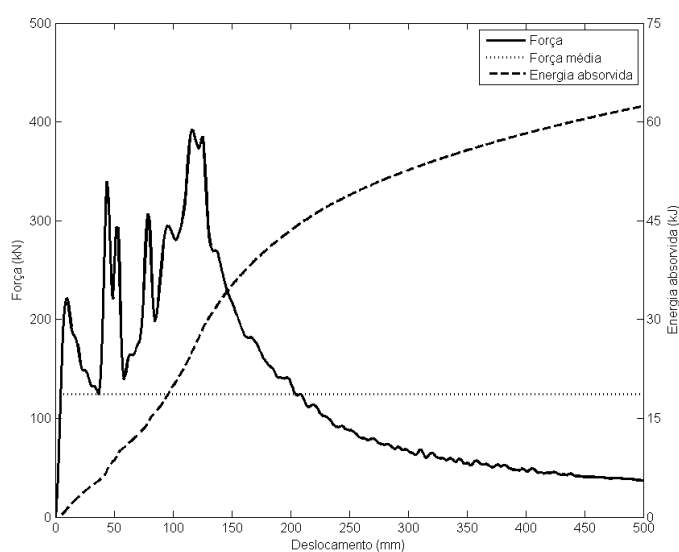


Figura 52: Curva de força em função do deslocamento obtida em análise em FE para o conjunto com viga principal com seção transversal usada pela Fiat

A energia absorvida pelo *crashbox* durante todo o impacto foi maior que o valor desejado de 10,8 kJ, cerca de 15 kJ. Como o método dos Elementos Finitos apresentou uma resposta mais rígida que o método SE e a análise em VCS conforme visto no capítulo anterior, a energia total absorvida pelo *crashbox* com o mesmo comprimento deveria realmente ser maior.

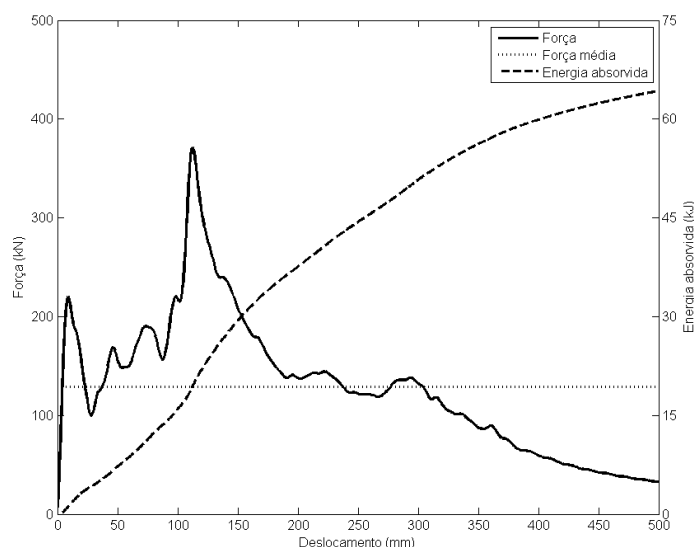


Figura 53: Curva de força em função do deslocamento obtida em análise em FE para o conjunto com viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen

### 6.2.3 Comparação dos resultados

Na análise do conjunto usando VCS, pôde ser visto que o deslocamento da zona em S para a seção transversal usada pela Volkswagen foi menor quando comparada a análise somente do componente, mesmo que a geometria usada tenha sido exatamente a mesma (figuras 45(b) e 34(b)). As prováveis razões para essa melhora são a pequena quantidade de energia absorvida a mais pelo *crashbox*, que reduziu a carga na viga principal, e as cargas cíclicas aplicadas pelo *crashbox* na viga principal que podem ter ajudado a reduzir o pico de força da viga principal.

Ainda que o *crashbox* tenha colapsado em modo assimétrico devido a presença do iniciador, ao invés de no modo simétrico como visto no capítulo anterior, sua força média na análise em FE permaneceu a mesma. Então, é possível concluir que o colapso em modo simétrico não foi o responsável pelos resultados mais rígidos em FE quando comparado ao método SE ou a análise em VCS.

## **7 COMPARAÇÃO COM RESULTADOS EXPERIMENTAIS**

De modo a avaliar a aproximação de cada modelo com o problema real, é necessária a comparação com resultados experimentais. É importante observar que o caso estudado é de difícil reprodução em laboratório; além de massa e velocidade de impacto elevadas, os componentes apresentam espessura elevada que dificultam a fabricação dos corpos de prova para o ensaio. Além disso, o curto tempo para que tal estudo pudesse ser realizado o tornou inviável.

Como o intuito desse trabalho é apresentar as ferramentas e metodologia do projeto *crashworthiness*, este capítulo visa portanto comparar as ferramentas e sua acurácia. Assim, foram utilizados resultados experimentais presentes em bibliografia e as simulações foram refeitas para os parâmetros desses experimentos seguindo as descrições feitas nos capítulos anteriores.

### **7.1 Revisão bibliográfica dos estudos experimentais**

Diversos estudos experimentais já foram realizados no campo de compactação de vigas de pequena espessura. Contudo, a maior parte refere-se a ensaios quase-estáticos e seções transversais quadradas ou do tipo cartola conforme mostrado na figura 17(a). Entretanto, para uma efetiva comparação, os ensaios devem ser dinâmicos.

Para tal comparação, dois estudos foram selecionados. No trabalho realizado por Schneider e Jones (2004), foram realizados ensaios quase-estáticos e dinâmicos em



Tabela 11: Dados dos ensaios realizados por Schneider e Jones (2004) e Tarigopula et al. (2006) selecionados para comparação. As dimensões referem-se a figura 17(a). Além disso,  $L_p$  é o comprimento do corpo de prova,  $m$  é a massa do martelo e  $v$  é a velocidade de impacto do martelo

Ensaio	$a$ (mm)	$b$ (mm)	$f$ (mm)	$t$ (mm)	$L_p$ (mm)	$m$ (kg)	$v$ (m/s)	Material
1	60,4	59,8	14,4	1,18	499,0	88	15,9	IF
2	61,1	60,3	14,5	1,21	327,5	94	11,8	HSLA
3	60,5	59,9	15,0	1,23	328,0	53	15,2	MS
4	60,5	59,5	25,0	1,18	310,0	600	15,0	DP800

corpos de prova com seções transversais quadradas e do tipo cartola descritas anteriormente, com três diferentes materiais e diferentes velocidades de impacto. Os materiais testados foram: aço IF (*Interstitial-free*, sem elementos intersticiais), aço HSLA (*High Strength Low Alloy*, alta resistência baixa liga) e aço MS (*Mild Steel*, aço doce). Dentre os ensaios realizados, três foram selecionados (um com cada material), de modo que apresentem velocidade de impacto o mais próxima possível das usadas nas simulações da viga principal, mas mantendo uma compactação por dobramentos progressivos e sem apresentar instabilidade. Os dados dos ensaios selecionados estão presentes na tabela 11.

Um segundo estudo, realizado por Tarigopula et al. (2006), foi selecionado por apresentar experimentos com um aço avançado de alta resistência, do tipo de dupla fase. Assim, este material se aproxima mais dos que são atualmente usados para absorção de energia em veículos. Nesse caso também, um ensaio foi selecionado para comparação devido a velocidade próxima da usada na simulação da viga principal, mas com colapso progressivo. Os dados do ensaio selecionado estão presentes na tabela 11. É importante notar nesse estudo que apenas parte da energia cinética é absorvida pelo corpo de prova, havendo um outro mecanismo para absorção do restante da energia cinética do martelo. Assim, esse estudo apresenta uma taxa de deformação praticamente constante.

A tabela 12 apresenta as propriedades dos quatro materiais dos estudos experi-

Tabela 12: Propriedades dos aços usados nos estudos experimentais selecionados e do aço Litec 600DP usado nas análises anteriores.  $D$  e  $p$  referem-se aos parâmetros da equação de Cowper-Symonds (equação 4.12)

Propriedade	IF	HSLA	MS	DP800	Litec 600DP
Tensão de escoamento (MPa)	284	313	156	520	340-420
Tensão de ruptura (MPa)	405	412	277	760	600
Expoente de encruamento	0,09	0,075	0,12	0,09	0,14
Deformação real na ruptura	0,315	0,319	0,390	0,13	0,182
$D (s^{-1})$	16640,0	4915,0	403,0	3702311,0	2710,3
$p$	3,53	3,14	3,24	4,93	1,95

Tabela 13: Resultados obtidos usando o método empírico para os quatro ensaios descritos na tabela 11

Ensaio	Aço	$P_m$ (kN)	$\delta$ (mm)
1	IF	26,93	413,0
2	HSLA	28,80	227,2
3	MS	20,02	305,8
4	DP800	50,70	Não se aplica

mentais, além do Litec 600DP usado nas simulações da viga principal, para efeito de comparação

## 7.2 Modelo empírico

As equações para o cálculo usando esse modelo foram mostradas no capítulo 4. O procedimento foi realizado para os quatro experimentos selecionados para comparação e os resultados da análise usando esse modelo são mostrados na tabela 13. Como as seções transversais apresentam geometria muito próxima, a diferença de força média deve-se principalmente às propriedades dos materiais, com as seções com materiais com tensão de ruptura mais elevada apresentando maior rigidez. O parâmetro  $\delta$  indica a deformação necessária para absorver toda a energia cinética do martelo. É importante notar que ele não se aplica ao ensaio 4, visto que apenas parte da energia é absorvida pela viga em análise.

Tabela 14: Resultados obtidos usando o modelo do elemento *Superfolding* para os quatro ensaios descritos na tabela 11

Ensaio	Aço	$P_m$ (kN)	$\delta$ (mm)
1	IF	31,96	348,0
2	HSLA	32,59	200,8
3	MS	28,03	218,5
4	DP800	62,00	Não se aplica

### 7.3 Elemento *Superfolding* (SE)

Usando a equação para a viga do tipo cartola usada pela FIAT (equação 4.4) e levando-se em consideração o encruamento do material e os efeitos da taxa de deformação usando os parâmetros da equação de Cowper-Symonds descritos na tabela 12, foram obtidos os resultados mostrados na tabela 14. É importante notar que para o ensaio 4, foi usado  $\dot{\epsilon} = 0,66 \frac{V}{C}$  na equação 4.12, visto que neste ensaio admite-se que a velocidade é constante e o parâmetro  $\dot{\epsilon}$  havia sido calculado por Abramowicz e Jones (1986) levando-se em consideração uma velocidade média  $v_m = V/2$ .

### 7.4 *Visual Crash Studio* (VCS)

A simulação do ensaio de queda de cada experimento foi feita com o mesmo modelo usado anteriormente (figura 20). Quanto ao ensaio 4, não foi feito modelo do mecanismo para absorção do restante da energia. Admitindo-se que este mecanismo não interfira nos resultados do experimento, na simulação em VCS foi considerado apenas um tempo final de simulação menor, suficiente para deformar mais que 75% do comprimento da viga. A tabela 15 resume os resultados obtidos nessa análise, enquanto as figuras 54, 55, 56 e 57 mostram as curvas de força-deslocamento para cada análise. Todas as curvas foram filtradas com um filtro SAE 600.

Tabela 15: Resultados obtidos usando o *Visual Crash Studio* para os quatro ensaios descritos na tabela 11

Ensaio	Aço	$P_m$ (kN)	$\delta$ (mm)	$P_{peak}$ (kN)
1	IF	32,04	347,1	56,15
2	HSLA	33,81	193,3	64,86
3	MS	27,52	247,1	56,11
4	DP800	62,41	Não se aplica	114,51

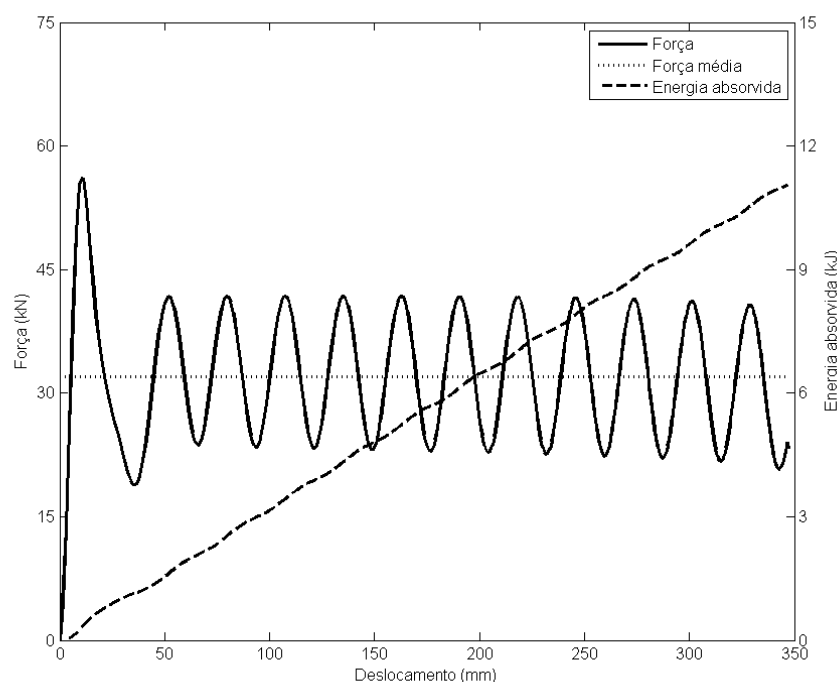


Figura 54: Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 1 referente à tabela 11

## 7.5 Método dos Elementos Finitos (FE)

O modelo para a simulação usando o método dos Elementos Finitos para os 4 ensaios cujos dados experimentais estão disponíveis foram feitos utilizando o mesmo procedimento indicado anteriormente. Para o ensaio 4, novamente foi considerado apenas um tempo de simulação menor, visto que apenas parte da energia é absorvida pelo componente em teste.

Devido a não obtenção da licença do *LS-Dyna* para essas simulações, foi utilizado então o *software Radioss*, do pacote *Hyperworks*, para a resolução do problema usando

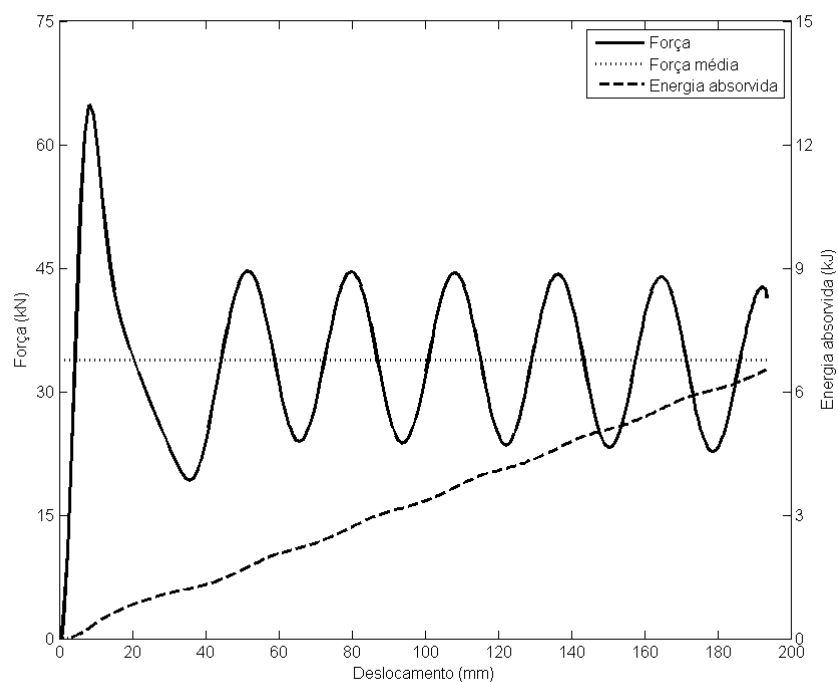


Figura 55: Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 2 referente à tabela 11

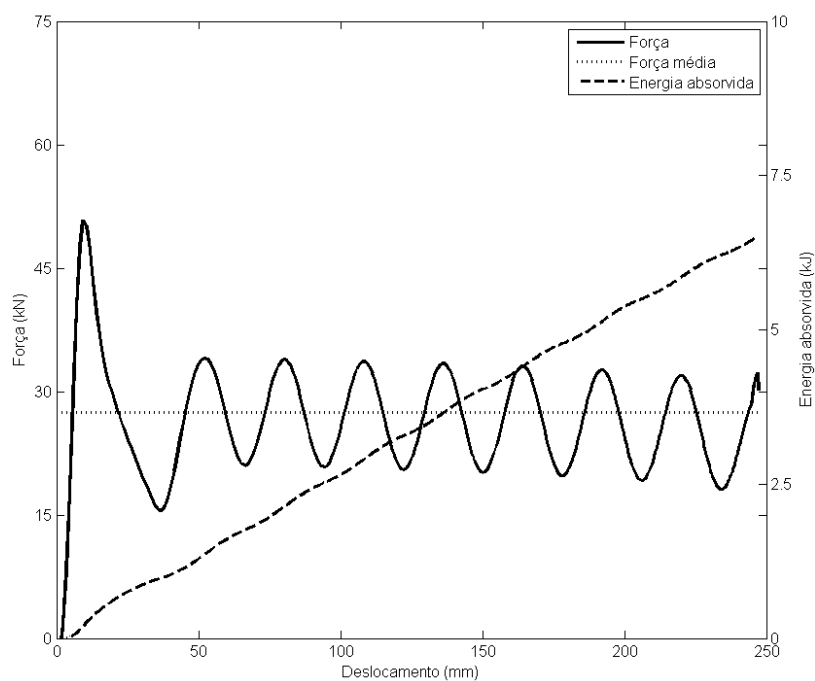


Figura 56: Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 3 referente à tabela 11

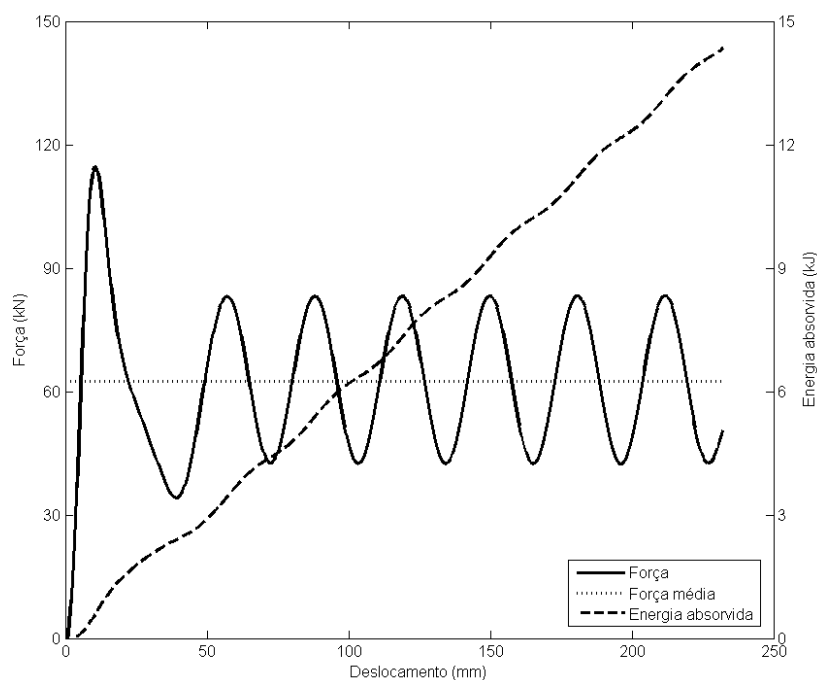


Figura 57: Curva força-deslocamento obtida em VCS para o ensaio 4 referente à tabela 11

o método explícito. Para isso, o modelo feito usando o pré-processador *LS-Prepost*, do pacote *LS-Dyna*, foi importado para o pré-processador *Hypercrash*. As modificações que foram necessárias foram somente de reescrever dados que foram perdidos na importação de um ao outro, como por exemplo as curvas de tensão real-deformação real dos materiais. Assim, o modelo desenvolvido anteriormente foi mantido.

As figuras 58, 59, 60 e 61 mostram as vigas em três instantes de tempo da deformação. É possível ver que em todas, os dobramentos se iniciam nos dois extremos dos componentes. É possível ver que há a combinação de modos de colapso assimétrico em dois vértices da seção transversal e inverso ou simétrico nos outros dois vértices. Devido a presença do modo de colapso assimétrico, a compactação é majoritariamente estável, apresentando falha por flexão apenas no final do impacto, como se pode ver nos ensaios 1 e 4.

As curvas de força pelo deslocamento são mostradas nas figuras 62, 63, 64 e 65,

filtradas por um filtro SAE 180. A tabela 16 resume os resultados obtidos pela análise com o método dos Elementos Finitos para os quatro ensaios. A força média foi calculada levando-se em consideração apenas a região de dobramentos progressivos, excluindo-se também o pico de força do primeiro dobramento.

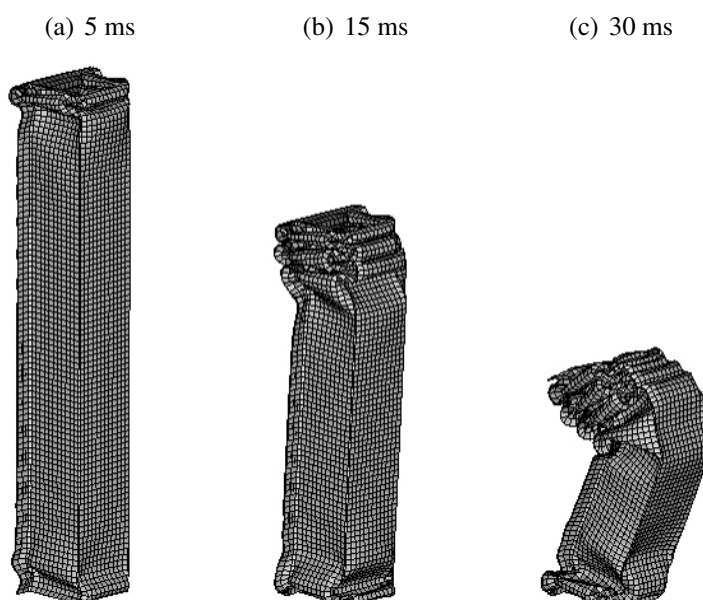


Figura 58: Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 1 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11

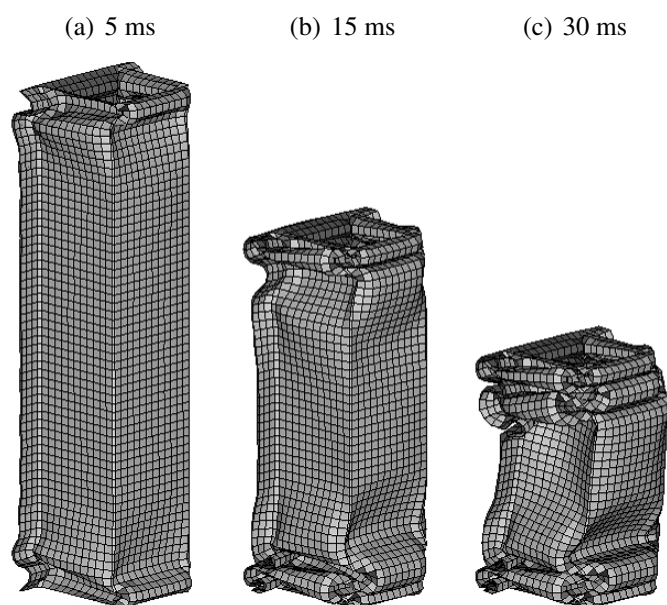


Figura 59: Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 2 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11

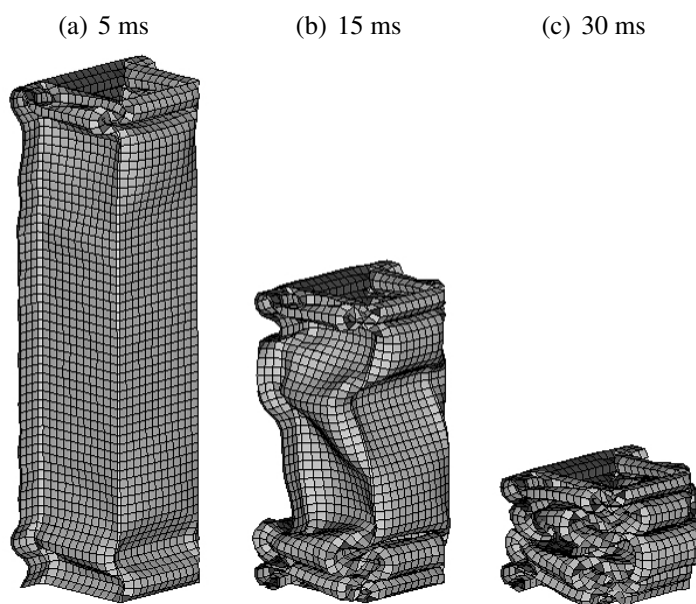


Figura 60: Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 3 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11

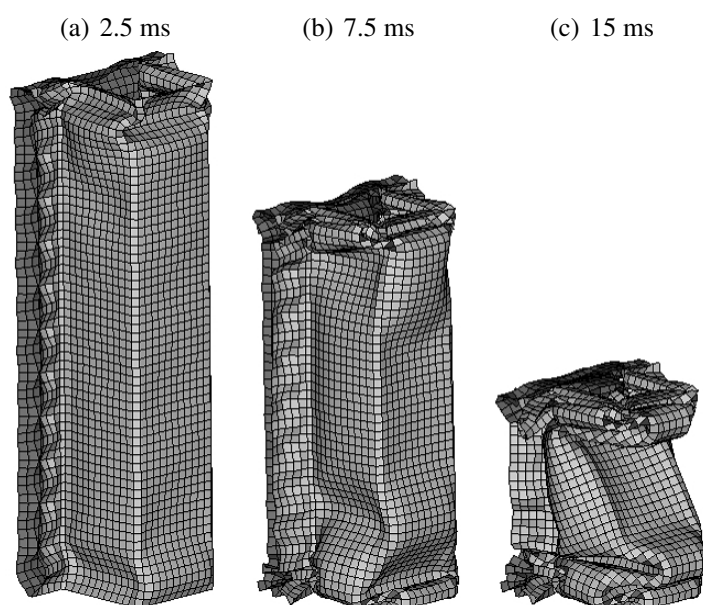


Figura 61: Resultados da análise em Elementos Finitos do ensaio 4 em três instantes representativos do colapso. Os ensaios referem-se a tabela 11

## 7.6 Comparação dos resultados

A tabela 17 resume os resultados obtidos para a força média pelos diferentes métodos para os ensaios estudados. É importante levar em consideração que houve a combinação de colapsos inversos, simétricos e assimétricos nas análises utilizando o



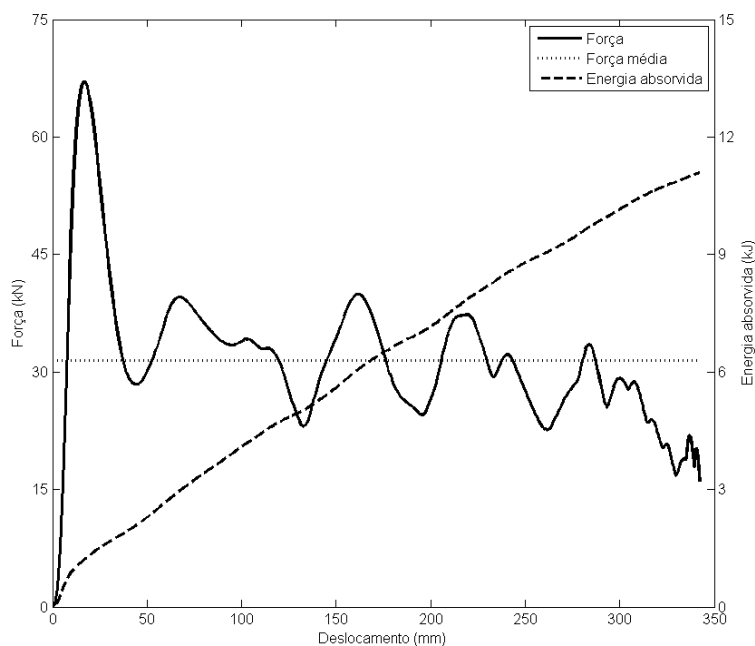


Figura 62: Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 1 referente à tabela 11

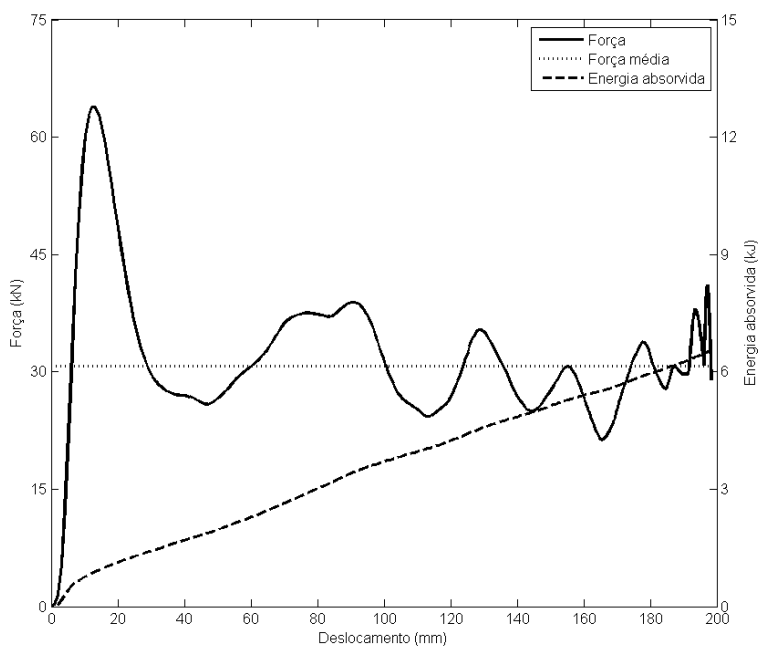


Figura 63: Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 2 referente à tabela 11

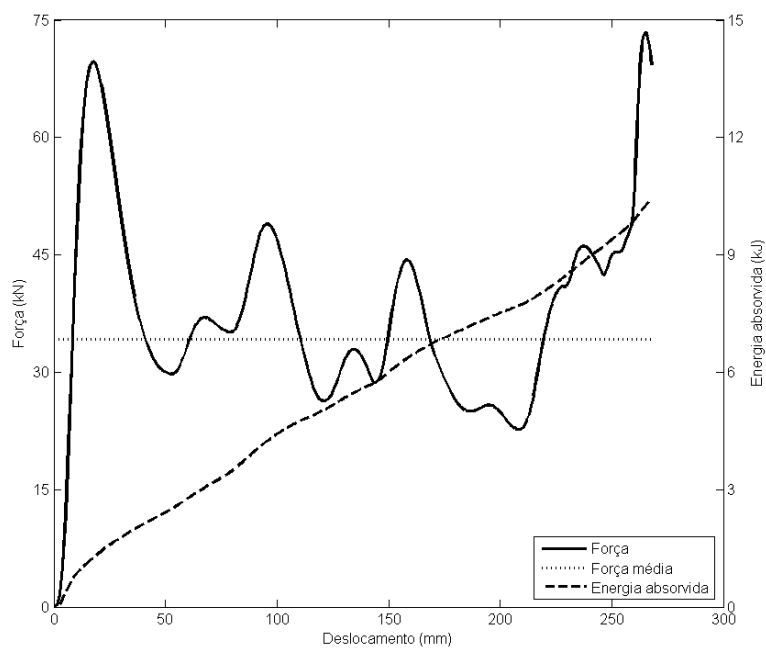


Figura 64: Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 3 referente à tabela 11

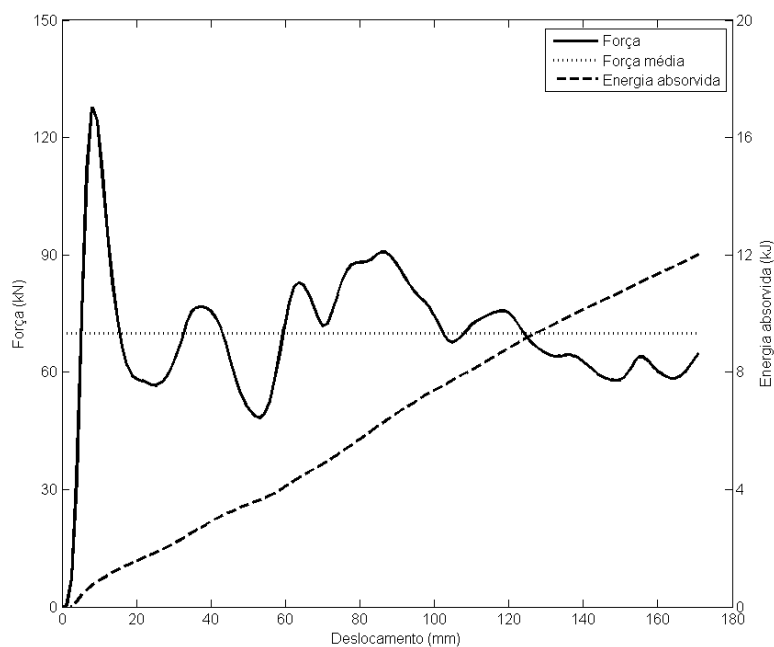


Figura 65: Curva força-deslocamento obtida usando o método dos Elementos Finitos para o ensaio 4 referente à tabela 11

Tabela 16: Resultados obtidos usando o método dos Elementos Finitos para os quatro ensaios descritos na tabela 11

Ensaio	Aço	$P_m$ (kN)	$\delta$ (mm)	$P_{peak}$ (kN)
1	IF	31,50	342,2	67,10
2	HSLA	30,72	198,2	63,85
3	MS	34,22	273,0	69,77
4	DP800	69,84	Não se aplica	127,68

Tabela 17: Força média (em kN) obtida para os diferentes métodos de análise em comparação com a obtida experimentalmente presente na bibliografia. Os ensaios referem-se aos descritos na tabela 11

Ensaio	Empírico	SE	VCS	FE	Experimental
1	26,93	31,96	32,04	31,50	34,3
2	28,80	32,59	33,81	30,72	34,4
3	20,02	28,03	27,52	34,22	34,7
4	50,70	62,00	62,41	69,84	58,2

*software* de elementos finitos. Apesar de as simulações apresentarem dobramentos progressivos e estáveis, a presença dessas combinações pode ter resultado em menor rigidez do corpo de prova. As análises usando o método do elemento *Superfolding* e o VCS foram feitas considerando-se apenas modo de colapso assimétrico. No artigo escrito por Schneider e Jones (2004), não foram descritos os modos de colapso e as figuras presentes no estudo não permitem concluir essa questão também. Quanto ao artigo escrito por Tarigopula et al. (2006), é possível notar pelas imagens que houve combinação de diferentes tipos de colapsos, tal qual nas simulações presentes neste relatório.

Quanto ao modelo empírico, este foi desenvolvido baseado em ensaios quase-estáticos, em que há maior tendência de obtenção de modo de colapso assimétrico. Além disso, ao não considerar os efeitos da taxa de deformação na resistência do material, a rigidez da viga é subdimensionada e, portanto, a força média obtida é menor.

Comparando os resultados deste capítulo com os obtidos no capítulo 4, é possível notar que anteriormente o modelo empírico apresentou o resultado mais rígido dentre os métodos. Como esse modelo foi desenvolvido baseando-se em um número limitado

de parâmetros geométricos de seções transversais, é possível notar a alta limitação desse método. As análises do capítulo 4 consideraram materiais de alta resistência, com uma seção transversal de área e espessura elevadas quando comparadas com os experimentos geralmente realizados, como se pôde perceber na revisão bibliográfica presente neste capítulo.

Pode se ver ainda na tabela 17 que a maior diferença entre as análises usando o método do macro-elemento (SE ou VCS) e o método dos elementos finitos ocorreu para os ensaios 3 e 4. Esses ensaios apresentam duas diferenças importantes quando comparadas com os outros 2 testes: o material do ensaio 3 apresenta aumento de resistência devido a taxa de deformação maior que os outros três materiais; e o material do ensaio 4 apresenta a maior resistência a tração e a menor ductilidade dentre os quatro materiais, além de a energia cinética do martelo ser uma ordem de grandeza maior que para os outros ensaios. Por essas características, o ensaio 4 aproxima-se mais das simulações realizadas no capítulo 4; e o resultado obtido foi semelhante, visto que o método dos elementos finitos apresentou resultados mais rígidos para os componentes, como pode ser visto na tabela 6. Nas simulações dos ensaios experimentais, vê-se que para essas características (ensaio 4), as análises usando o método SE e o VCS apresentaram maior correlação com os resultados experimentais.

## 8 CONCLUSÃO

Os resultados obtidos para os componentes projetados não foram conclusivos, visto que não é possível concluir que método representa com melhor aproximação o caso real. A comparação com estudos experimentais é interessante para indicar vantagens e desvantagens de cada modelo para determinadas características das análises, mas apenas testes experimentais dos componentes fariam com que fosse possível ter uma conclusão a respeito disso. Contudo, considerando que o objetivo deste estudo era fornecer e explicar a metodologia de um projeto *crashworthiness*, começando da fase inicial do projeto, os objetivos foram atingidos.

É importante notar a aplicação de cada método durante o processo de projeto de um veículo. Por exemplo, o tempo computacional necessário para uma simulação no método dos Elementos Finitos faz com que este não seja útil para as primeiras etapas do projeto. *Visual Crash Studio* fornece uma resposta mais rapidamente. Então, a combinação de ambos os *softwares* pode ser usada para diminuir o tempo total de projeto. Para efeito de comparação, a tabela 18 mostra o tempo computacional requerido para as análises do Capítulo 7, que foram todas realizadas no mesmo computador, com processador de uso doméstico de 4 núcleos e 4 *gigabytes* de memória RAM. Os cálculos dos métodos empírico e SE foram feitos utilizando o *software* de cálculo *Matlab*.

Apesar de não ter sido comentado no processo do projeto, testes experimentais são imprescindíveis durante todas fases de um projeto. Com o advento de avançados métodos computacionais para simular impactos, o papel exercido pelos testes experi-

Tabela 18: Tempo computacional requerido para as análises do Capítulo 7, usando processador Intel Core2Quad Q6600 e 4Gb de memória RAM

Método	Tempo
Empírico	< 1 segundo
SE	< 1 segundo
VCS	5 segundos
FE	40 minutos

mentais mudou. Antes, eles eram usados para testar diferentes soluções e compará-las para escolher a melhor. Ou seja, os testes experimentais eram usados para projetar os componentes. Atualmente, entretanto, eles são usados para verificar os resultados obtidos anteriormente e calibrar as ferramentas computacionais de modo com que os resultados experimentais e computacionais apresentem correlação satisfatória.

Durante as atividades exercidas na *I.de.a Institute* e na *EnginSoft*, foi possível notar que o projeto de um veículo desde o começo é quase nunca realizado. Normalmente, os fabricantes usam uma combinação de diferentes soluções implementadas em diferentes veículos. Além disso, a união de fabricantes, como o caso da Fiat e Chrysler formando o grupo FCA, torna possível importar soluções usadas pelas outras companhias em diferentes mercados.

Comparando a viga principal e o *crashbox* projetados neste trabalho com o que realmente é usado em um veículo, os componentes projetados aqui podem ser considerados super-dimensionados. Primeiramente, a análise de somente um componente em uma colisão não é simples. No caso real, muitos outros componentes influenciam a performance de cada peça. Além disso, soluções mais complexas que as apresentadas aqui são usadas nos veículos. Por exemplo, ao invés de usar uma viga principal espessa (cuja manufatura torna-se difícil), soluções envolvendo duas estruturas de paredes finas (uma interna e outra externa) podem ser usadas para que ambas as peças apresentem boa formabilidade.

As dimensões da seção transversal do reforço para a viga em S também são mai-

ores que as usadas pelos fabricantes (tanto em altura quanto espessura). Ainda assim, a viga em S falhou por flexão na análise em FE. Em um veículo, existem outros componentes que contribuem para aumentar a rigidez à flexão. Assim, a viga em S não precisa resistir a carga de flexão por si própria. Além disso, outra solução encontrada nos veículos é o aumento da seção transversal da viga principal na região com curva, o que aumenta a rigidez à flexão. A conexão entre os componentes da estrutura frontal também ajuda a distribuir a carga e direcionar cada componente a colapsar do modo desejado. Para direcionar o colapso por dobras iniciando na ponta da viga principal até sua base, ressaltos longitudinais também podem ser inseridos na viga principal; o aumento da seção transversal na parte reta também poderia fazer isso. Ainda, um projeto para boa absorção de energia tenta maximizar o comprimento relativo de cada componente, comparando com o comprimento da parte frontal do veículo; assim, *crashbox* de 200 mm de comprimento e vigas principais maiores podem ser soluções alternativas.

Das análises usando o método dos Elementos Finitos, foi observado que a viga principal com seção transversal usada pela Volkswagen apresentou melhores resultados que a usada pela Fiat, conforme comentado nas análises dos resultados dos capítulos 4 e 6. Isto está provavelmente relacionado com a possibilidade de soldar o reforço em dois pontos. Entretanto, a seção do tipo cartola poderia ser levemente modificada de modo a permitir a soldagem a ponto em duas faces, como mostrado na figura 66. Além disso, a distância entre as duas faces de baixo (do reforço e da cartola) aumentariam a rigidez a flexão devido à criação de duas superfícies fechadas.

## 8.1 Futuras mudanças nos requisitos técnicos

Quando se projeta um veículo cuja plataforma deseja-se que se mantenha competitiva no mercado por diversos anos, é importante avaliar possíveis futuras mudanças nas leis. No caso da proteção ao ocupante, as mudanças nos testes independentes, como o Latin NCAP, também são importantes. Como as normas Brasileiras para homologação

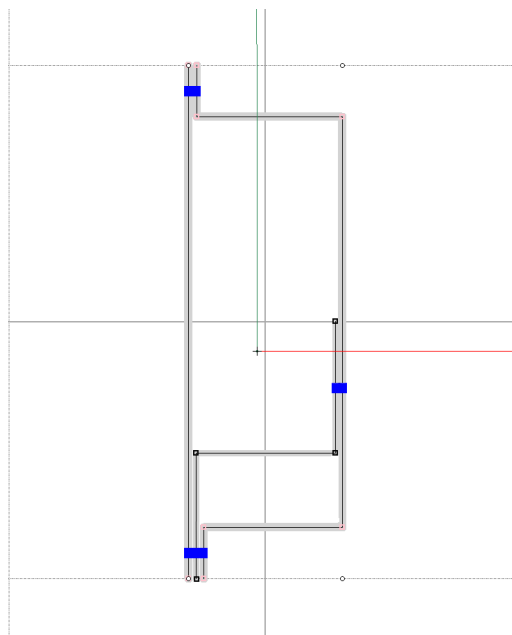


Figura 66: Seção transversal do tipo cartola com modificações para facilitar soldagem do reforço

são baseadas nos padrões Europeus e Americanos, é esperado que os testes que são obrigatórios nesses outros continentes farão parte dos requisitos no Brasil em alguns anos. Para impactos frontais, testes com colisão em um ângulo de  $30^\circ$  já são realizados nos Estados Unidos. Assim, uma solução como a analisada neste trabalho (com seção transversal que apresenta largura reduzida quando comparada a altura) seria provavelmente evitada, já que apresenta menor rigidez à flexão em relação ao eixo vertical do veículo.

Em relação aos testes independentes, os testes da NHTSA (*National Highway Traffic Safety Administration*) NCAP incluem impacto frontal em barreira rígida com sobreposição total a 56 km/h, enquanto proteção ao pedestre é atualmente avaliada pela Euro NCAP.

## 8.2 Possíveis desenvolvimentos deste trabalho

Conforme mencionado, testes experimentais dos componentes projetados seriam de grande valia para avaliar a eficiência de cada método que pode ser usado no projeto



de absorvedores de impacto. Mais comparações entre o VCS e o método dos Elementos Finitos seriam interessantes, mas não foram possíveis devido a licença experimental de 30 dias fornecida pela *Impact Design Europe* para as análises no VCS.

A avaliação de componentes com geometrias mais complexas é um possível próximo passo deste trabalho, dado que eles se tornariam mais similares aos que os fabricantes usam. As análises de conjuntos mais complexos, envolvendo mais componentes, seriam úteis para entender a interação entre eles e evitar os mencionados super-dimensionamentos de peças devido a análise de somente um componente.

Finalmente, modificações de componentes de forma a adequar a futuros requisitos de segurança podem ser realizados. Por exemplo, para atingir uma melhor avaliação na proteção para pedestres da Euro NCAP, a parte frontal do *crashbox*, ou outro componente posicionado na sua frente, deveria ser menos rígida para absorver a energia da colisão de uma perna com o para-choque do veículo.

## REFERÊNCIAS

ABRAMOWICZ, W. Macro element method in crashworthiness of vehicles. In: \_\_\_\_\_. *Crashworthiness: Energy Management and Occupant Protection*. [S.l.: s.n.], 2001.

ABRAMOWICZ, W.; JONES, N. Dynamic axial crushing of square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, v. 2, n. 2, p. 179–208, 1984.

\_\_\_\_\_. Dynamic progressive buckling of circular and square tubes. *International Journal of Impact Engineering*, v. 4, n. 4, p. 243–270, 1986.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *Road vehicles - Protection for occupant - Crash test Part 2: Crash test with 100% of overlapping*. [S.l.], 2005.

\_\_\_\_\_. *Road vehicles - Protection for occupant - Crash test Part 3: Crash test with 40% of overlapping*. [S.l.], 2005.

\_\_\_\_\_. *Road vehicles — Protection for occupant — Frontal crash test Part 1: Performance requirements*. [S.l.], 2013.

BARBIERO, R. *Developing forms and design of the bodywork*. 2013.

DA CUNHA, V. *As novas normas técnicas brasileiras para teste de impacto frontal veicular para proteção dos ocupantes: Definição do melhor teste para o mercado de veículos vendidos no brasil e análise financeira para atualização do laboratório de testes*. Master dissertation, 2011.

DU BOIS, P. et al. *Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection*. [S.l.: s.n.], 2004.

EUROPEAN ALUMINIUM ASSOCIATION. *The aluminium automotive manual*. 2014. Disponível em: <<http://www.alueurope.eu/aam/>>. Acesso em: 26.6.2014.

FEDERAÇÃO NACIONAL DA DISTRIBUIÇÃO DE VEÍCULOS AUTOMOTORES. *Resumo Mensal Dezembro 2013*. 2013. Disponível em: <[www.fenabreve.org.br](http://www.fenabreve.org.br)>. Acesso em: 25.4.2014.

IMPACT DESIGN EUROPE. *Visual Crash Studio - Software Presentation*. 2014. Disponível em: <<http://www.impactdesign.pl/vcs.html>>. Acesso em: 25.6.2014.

LATIN AMERICAN & CARIBBEAN NEW CAR ASSESSMENT PROGRAMME. *Frontal Impact Testing Protocol*. 2010. Disponível em: <[www.latinncap.com](http://www.latinncap.com)>.

\_\_\_\_\_. *Latin NCAP tests results*. 2010. Disponível em: <<http://www.latinncap.com/po/resultados>>. Acesso em: 26.4.2014.

\_\_\_\_\_. *Assessment Protocol - Adult Occupant Protection*. 2013. Disponível em: [www.latinncap.com](http://www.latinncap.com).

\_\_\_\_\_. *Assessment Protocol - Child Occupant Protection*. 2013. Disponível em: [www.latinncap.com](http://www.latinncap.com).

NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER (NCAC). *Finite Element Model Archive*. 2014. Disponível em: <http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>. Acesso em: 25.6.2014.

PEIXINHO, N. *Study of visco-plasticity models for the prevision of mechanical behaviour of high strength steels subjected to impact*. Phd dissertation, 2004.

PERONI, L.; AVALLE, M.; BELINGARDI, G. Comparison of the energy absorption capability of crash boxes assembled by spot-weld and continuous joining techniques. *International Journal of Impact Engineering*, v. 36, p. 498–511, 2009.

RAUTARUUKKI CORPORATION. *Litec Advanced High Strength Steels*. 2014. Disponível em: <http://www.ruukki.com/Products-and-solutions/Steel-products/Metal-coated-steels/Litec-advanced-high-strength-steel>. Acesso em: 7.6.2014.

ROTH, S. et al. Crash fe simulation in the design process. In: \_\_\_\_\_. *Numerical Analysis - Theory and Application*. [S.l.]: InTech, 2011.

SCHNEIDER, F.; JONES, N. Impact of thin-walled high-strength steel structural sections. p. 131–158, 2004.

SCHWEIZERHOF, K.; NILSSON, L.; HALLQUIST, J. Crashworthiness analysis in the automotive industry. *International Journal of Computer Applications in Technology*, v. 5, n. 2/3/4, p. 134–156, 1992.

TARIGOPULA, V. et al. Axial crushing of thin-walled high-strength steel sections. v. 32, p. 847–882, 2006.

TASS INTERNATIONAL. *MADYMO Solver*. 2014. Disponível em: <https://www.tassinternational.com/madymo>. Acesso em: 2.6.2014.

UNITED NATIONS ECONOMIC COMMISSION FOR EUROPE. *Regulation No. 94: Uniform provisions concerning the approval of vehicles with regard to the protection of the occupants in the event of a frontal collision*. [S.l.], 2013.

WHITE, M.; JONES, N.; ABRAMOWICZ, W. A theoretical analysis for the quasi-static axial crushing of top-hat and double-hat thin-walled sections. v. 41, p. 209–233, 1998.

WIERZBICKI, T.; ABRAMOWICZ, W. On the crushing mechanics of thin-walled structures. *Journal of Applied Mechanics*, v. 50, p. 727–734, 1983.