

ANDERSON AKIHITO TAMASHIRO
MAURO MASAHIRO SUDA

**Análise do desempenho de longarinas de automóveis quando
submetidas a impacto**

São Paulo
2012

ANDERSON AKIHITO TAMASHIRO
MAURO MASAHIRO SUDA

**Análise do desempenho de longarinas de automóveis quando
submetidas a impacto**

Monografia apresentada à Escola Politécnica da
Universidade de São Paulo para obtenção do Título
de Bacharel em Engenharia Mecatrônica

Orientadora: Prof. Dra. Larissa Driemeier

São Paulo
2012

FICHA CATALOGRÁFICA

Suda, Mauro Masahiro

Análise do desempenho de longarinas de automóveis quando submetidas a impacto / M.M. Suda, A.A. Tamashiro. -- São Paulo, 2012.

83 p.

Trabalho de Formatura - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos.

1.Segurança veicular (Impacto) 2.Estrutura veicular 3.Metodo dos elementos finitos I.Tamashiro, Anderson Akihito II.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecatrônica e de Sistemas Mecânicos III.t.

AGRADECIMENTOS

À Professora Larissa e ao Professor Marcílio pela orientação e atenção dadas durante todo este projeto. Gostaríamos também de agradecer ao Esdras, ao Caio, ao Celeghini, ao Miguel, ao Leonardo e a todos os técnicos e engenheiros do GMSIE pelo suporte nos ensaios experimentais e simulações numéricas.

RESUMO

A estrutura frontal de um veículo deve ser projetada para absorver grandes quantidades de energia em um impacto frontal, colapsando progressivamente de uma maneira controlada da frente para trás. Os componentes principais responsáveis por esta absorção são duas longarinas, cujo comprimento colapsável, material e geometria irão definir a quantidade de energia absorvida. Porém, nas situações reais de acidente veicular frontal, uma parte considerável dos impactos é com sobreposição menor que 50%, ou seja, apenas uma fração da frente do veículo sofre o impacto. Isso também afeta diretamente a capacidade de absorção de energia das longarinas.

O presente estudo tem por objetivo analisar tanto do ponto de vista numérico quanto experimental o comportamento da longarina quando submetida a impacto. O material será caracterizado estática e dinamicamente por meio de ensaios de tração. A seguir, o desempenho será avaliado através de experimentos com longarinas reais e também por simulações numéricas de impacto.

Por fim, será analisada a influência da sobreposição em um impacto frontal sobre a segurança veicular e sobre a capacidade da longarina absorver energia.

Palavras chave: longarina, segurança veicular, elementos finitos, impacto frontal.

ABSTRACT

The front structure of a vehicle is designed to absorb large quantities of energy in an impact, collapsing gradually in a controlled manner from front to back. The main components responsible for this absorption are two front rails, whose material, geometry and collapsible length, will define the amount of energy absorbed. However, in real situations of frontal vehicular accident, a considerable amount of accidents happens with less than 50% of overlap, ie, only a fraction of the front of the vehicle suffers impact. This also directly affects the energy absorption capacity of the rails.

The present study aims to analyze both experimental and numerical behavior of the front rail when subjected to impact. The material behavior will be characterized by static and dynamic tensile tests. The performance will be evaluated through experiments with real front rails and numerical simulations of impact.

At the end of the study, the influence of overlap in a frontal impact on vehicle safety and on the ability of rail to absorb energy will be analyzed.

Keywords: front rail, vehicle safety, finite element method, frontal impact.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Distribuição dos tipos de acidentes na Alemanha (GIDAS, 2008).....	14
Figura 2 – Principais absorvedores de energia em impacto frontal (Porsche Engineering Services, 1998)	15
Figura 3 – Energia absorvida durante um impacto frontal (Porsche Engineering Services, 1998)	15
Figura 4 - Malha de Elementos Finitos de Componentes Mecânicos Sólidos (Alves Filho, 2007)	20
Figura 5 – Diagrama de corpo livre de uma mola	22
Figura 6 – Diagrama de corpo livre de uma treliça (Alves Filho, 2007)	23
Figura 7 – Diagrama de corpo livre de uma viga (Alves Filho, 2007)	23
Figura 8 – Esquema para o caso linear	24
Figura 9 – Esquema para o caso não linear	25
Figura 10 – Fenômeno de autocontato em um tubo cilíndrico (GMSIE, 2012).....	26
Figura 11 - Corpo sujeito a forças externas (MICHELLI,2008)	27
Figura 12 – Estado de tensão tridimensional e tensor das tensões (BUDYNAS et al, 2006)	27
Figura 13 - Estado de tensão (a) dividido entre hidrostático (b) e desviador (c) (BUDYNAS et al, 2006)	28
Figura 15 – Modelo em elementos finitos de um problema simples de impacto	36
Figura 16 – Gráfico de energia cinética e interna.....	38
Figura 17 – Visualização da perfuração da placa	39
Figura 18 – Energia interna total e da placa	40
Figura 19 – Energia associada aos elementos deletados, eroded energy	40
Figura 20 – Representação da deformação plástica.....	41
Figura 21 - Tensões durante o impacto da esfera rígida	42
Figura 22 - Tensões ao longo da placa.....	42
Figura 23 – Deslocamento da esfera.....	43
Figura 24 – Velocidade da esfera	43
Figura 25 – Aceleração da esfera.....	44
Figura 26 - Foto do Dodge Neon modelo 1996 (Internet)	45
Figura 27 – Modelo virtual do Dodge Neon modelo 1996 (NCAC, 2006)	45

Figura 28 – Curva tensão-deformação do modelo numérico	46
Figura 29 – Veículo antes do impacto	47
Figura 30 – Veículo após o impacto	48
Figura 31 – Veículo após o impacto, vista lateral	48
Figura 32 – Energia Cinética e Interna Global	49
Figura 33 – Componentes da energia interna	49
Figura 34 – Principais componentes antes do impacto	50
Figura 35 – Principais componentes após o impacto.....	50
Figura 36 – Longarina do lado do passageiro (vista interna ao compartimento do motor)	51
Figura 37 – Modelo virtual da longarina do lado do passageiro, vista interna ao compartimento do motor (NCAC, 2006)	51
Figura 38 – Longarina do lado do passageiro (vista externa ao compartimento do motor).....	52
Figura 39 – Modelo virtual da longarina do lado do passageiro, vista externa ao compartimento do motor (NCAC, 2006)	52
Figura 40 – Corpos de prova para o teste estático	53
Figura 41 – Colocação do extensômetro no corpo de prova	54
Figura 42 – Corpos de prova ao final do ensaio estático	54
Figura 43 – Curva tensão-deformação de engenharia.....	55
Figura 44 – Curva tensão-deformação real do material e do modelo numérico	56
Figura 45 – Comparação de material pelo ensaio experimental e modelo numérico	57
Figura 46 – Análise da taxa de deformação sofrida pela longarina.....	58
Figura 47 – Corpos de prova para o teste dinâmico	59
Figura 48 – Máquina de ensaio de tração dinâmico	60
Figura 49 – Sistema de fixação em forma de cunha	60
Figura 50 – Curva de deslocamento em função do tempo do teste 2	61
Figura 51 – Ensaio dinâmicos considerados.....	62
Figura 52 – Comparação preliminar entre os testes.....	62
Figura 53 – Comparação estático x dinâmico	63
Figura 54 – Curvas para obtenção dos parâmetros de Cowper-Symonds.....	64
Figura 55 – Malha da longarina ensaiada.....	65
Figura 56 – Longarina após o ensaio de impacto	66

Figura 57 – Deslocamento da massa durante o impacto	66
Figura 58 – Ensaio de impacto da longarina	67
Figura 59 – Máquina para o ensaio de impacto.....	68
Figura 60 – Longarina cortada e fixada	69
Figura 61 – Resultado do ensaio experimental de impacto.....	69
Figura 62 – Longarina antes e depois do ensaio de impacto.....	69
Figura 63 – Velocidade durante o ensaio	70
Figura 64 – Deslocamento da massa durante o impacto	71
Figura 65 – Comparação entre os resultados experimental e numérico	71
Figura 66 – Comparação entre o ensaio experimental e o numérico	72
Figura 67 – Dimensões da barreira deformável (IIHS, 2008)	73
Figura 68 – Modelo numérico do veículo com a barreira deformável	74
Figura 69 – Vista lateral do impacto.....	74
Figura 70 – Deformação das longarinas.....	75
Figura 71 – Energia de impacto absorvida pelas duas longarinas	76
Figura 72 – Desaceleração da cabine dos ocupantes	77
Figura 73 – Grau de deformação da cabine.....	78

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Critérios de desempenho entre as normas FMVSS e ABNT 15000-1	18
Tabela 2 - Comparação entre normas brasileiras e a Latin NCAP	19
Tabela 3 – Parâmetros dos materiais do modelo de impacto simples.....	36
Tabela 4 – Propriedades do material do modelo numérico	46
Tabela 5 – Parâmetros da simulação.....	47

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	13
1.1	Motivação.....	13
1.2	Contexto	13
1.3	Importância do estudo.....	14
1.4	Proposta.....	16
2	NORMAS DE SEGURANÇA VEICULAR	17
3	TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS	20
3.1	MEF Linear	22
3.2	MEF Não Linear	24
4	PLASTICIDADE	27
5	ANÁLISE DINÂMICA.....	31
5.1	Método das Diferenças Centrais.....	31
6	MODELO DE COWPER-SYMONDS.....	34
7	SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS.....	35
7.1	Modelagem e simulação de um problema simples	36
7.1.1	<i>Parâmetros do problema</i>	<i>36</i>
7.1.2	<i>Resultados da simulação.....</i>	<i>37</i>
8	MODELO NUMÉRICO DO VEÍCULO	45
8.1	Modelo de material da longarina	46
8.2	Simulação do modelo numérico original	47
9	LONGARINAS PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL	51
10	CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL	53
10.1	Caracterização estática do material.....	53
10.1.1	<i>Ensaio de tração estático.....</i>	<i>53</i>
10.1.2	<i>Comparação entre o modelo numérico e o real.....</i>	<i>55</i>
10.2	Caracterização dinâmica do material	58
10.2.1	<i>Estudo da taxa de deformação durante impacto da longarina.....</i>	<i>58</i>
10.2.2	<i>Ensaio de tração dinâmico.....</i>	<i>59</i>

10.2.3	<i>Análise dos dados</i>	62
10.2.4	<i>Parâmetros de Cowper-Symonds</i>	63
11	COMPORTAMENTO DA LONGARINA SOB IMPACTO	65
11.1	Simulação do ensaio de impacto	65
11.2	Ensaio experimental de impacto.....	66
11.2.1	<i>Parâmetros do ensaio</i>	67
11.2.2	<i>Ensaio de impacto</i>	68
11.2.3	<i>Análise dos dados</i>	70
11.2.4	<i>Comparação com o resultado numérico</i>	71
12	SIMULAÇÃO COM DIFERENTES VALORES DE SOBREPOSIÇÃO	73
13	CONCLUSÃO	79
14	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	80
15	BIBLIOGRAFIA	83

1 INTRODUÇÃO

1.1 Motivação

A evolução da capacidade de processamento dos computadores nos últimos anos tornou viável a simulação numérica em diversos campos da engenharia. Este avanço proporcionou a possibilidade de representar fenômenos complexos em um ambiente virtual, que possui a vantagem de consumir poucos recursos físicos.

No campo da segurança veicular, a análise numérica através do método dos elementos finitos representa os ensaios de impacto, conhecidos como *crash-tests*. Graças a sofisticadas técnicas de simulação computacional, diversas configurações de estrutura podem ser testadas e medidas com relação a quanto efetivamente as mesmas absorvem a energia de impacto, de uma forma precisa, rápida e com um custo que seria impossível de ser atingido com protótipos reais (Matsumoto, 2010).

A ferramenta numérica permite realizar inúmeras simulações computacionais de *crash-test*, otimizando a capacidade da estrutura em absorver energia de impacto e garantir a integridade de seus passageiros.

1.2 Contexto

O mercado automotivo apresenta uma intensa concorrência entre os fabricantes de veículos e é regulada por normas internacionais de segurança. Os mercados dos países europeus e dos Estados Unidos são regulados por normas que requerem testes de impacto, conhecidos como *crash-tests*, para aprovação de um veículo no mercado (Bugelli, 2010).

Além dos testes requeridos pela legislação de seu país, existem entidades que realizam *crash-tests* e disponibilizam os resultados para os consumidores de forma independente. São entidades como a Euro NCAP (*European New Car Assessment Program*) e LATIN NCAP (*Latin New Car Assessment*) e ambos atuam em seus respectivos mercados com a missão de realizar *crash-tests* para incentivar o aumento da segurança veicular seja estimulando os fabricantes a desenvolverem veículos mais seguros ou, no caso da LATIN NCAP, estimulando os governos da América Latina e do Caribe a aplicarem testes de impacto para veículos de passageiros.

Apesar de não serem classificados como normas, os protocolos de testes da NCAP são extensivamente utilizados pelas montadoras durante o desenvolvimento e validação de veículos, pois seus resultados são parâmetros mundialmente reconhecidos em segurança veicular, classificando os carros em estrelas quanto ao seu nível de segurança (Bugelli, 2010).

A simulação computacional é empregada neste contexto para realizar o teste de impacto em um ambiente virtual. A análise numérica permite prever o comportamento da estrutura em uma situação de colisão, realizando a análise de parâmetros cruciais como deformação da cabine e desaceleração dos passageiros. Dessa forma, o emprego da simulação computacional prevê a classificação estrutural do veículo antes do teste físico de validação (Matsumoto, 2010).

1.3 Importância do estudo

Estatísticas relacionadas ao perfil dos acidentes de carros de passeio indicam que a maioria dos acidentes envolve impacto frontal de veículos. A Figura 1 mostra dados estatísticos relativos à distribuição dos tipos de acidentes veiculares na Alemanha coletados pelo projeto GIDAS (*German In-Depth Accident Study*), conduzidos pelas entidades *Federal Highway Research Institute* (BASt) e *German Association for Research in Automobile Technology* (FAT).

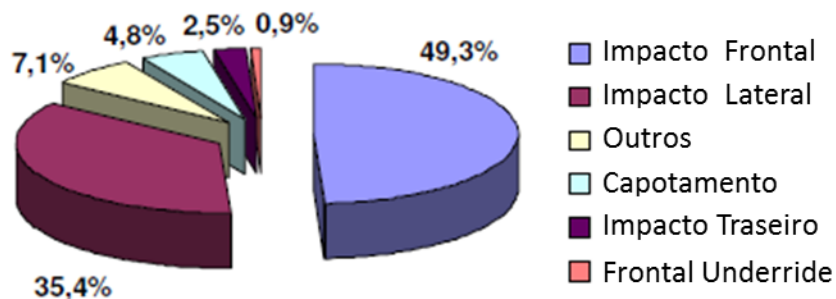


Figura 1 – Distribuição dos tipos de acidentes na Alemanha (GIDAS, 2008)

Em um acidente veicular envolvendo impacto frontal, a estrutura do veículo foi projetada para absorver grande parte da energia de impacto para garantir a segurança de seus ocupantes. A estrutura deve colapsar progressivamente da frente para trás como forma de absorver energia, e entre diversos componentes, a longarina foi projetada para absorver a maior quantidade de energia (Matsumoto, 2010).

Griskevicius et al. (2003) realizaram simulações numéricas de impacto frontal de acordo com especificações da US NCAP (100% de impacto frontal a 56 km/h em uma barreira rígida) e especificações da Euro NCAP (impacto frontal com 40% de sobreposição a 64 km/h em uma barreira deformável). A Figura 2 ilustra os componentes da estrutura frontal responsáveis pela absorção de grande parte da energia em um impacto frontal.

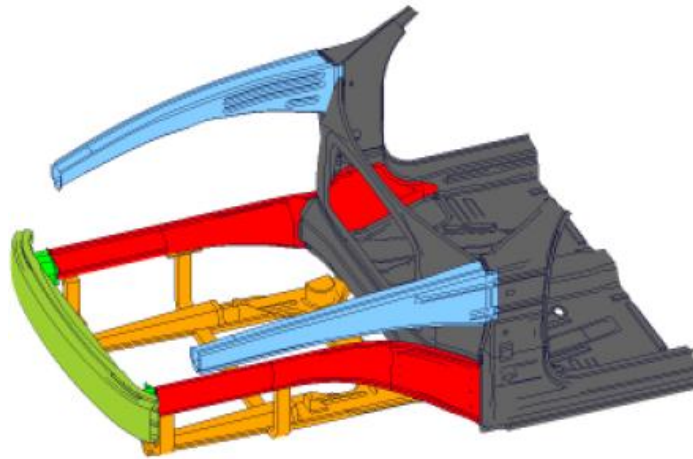


Figura 2 – Principais absorvedores de energia em impacto frontal (Porsche Engineering Services, 1998)

A Figura 3 ilustra a distribuição de energia absorvida durante o impacto.

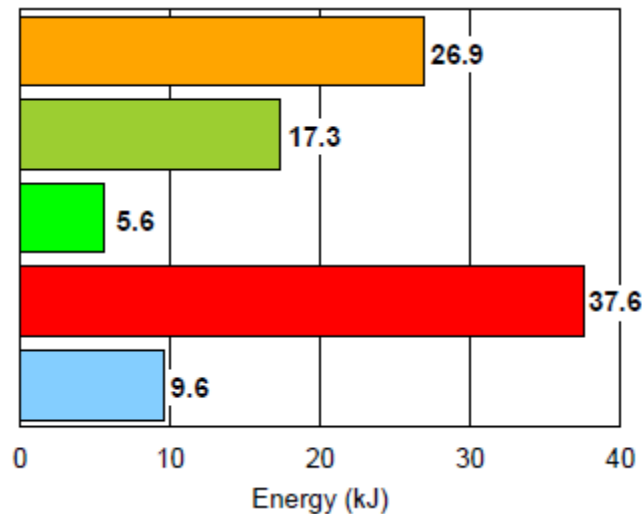


Figura 3 – Energia absorvida durante um impacto frontal (Porsche Engineering Services, 1998)

Verifica-se que a longarina é responsável pela absorção de grande parte da energia durante o impacto.

1.4 Proposta

A proposta deste trabalho é realizar um estudo tanto do ponto de vista experimental quanto do numérico do comportamento da longarina de um veículo quando submetida a impacto.

Primeiramente, será abordado um problema simples de impacto de uma esfera rígida em uma placa de aço para fins de estudo do software de elementos finitos.

Para o ensaio experimental, será adquirida uma longarina do modelo Dodge Neon 1996. Parte dela fornecerá corpos de prova para se determinar o comportamento estático e dinâmico do material através de ensaios experimentais. A parte mais importante dela quanto a impacto será preservada para se realizar um ensaio experimental de impacto. Ambos os resultados de caracterização do material e de impacto serão confrontados com modelos numéricos a fim de se ajustar o modelo do veículo disponibilizado pela NCAC.

Ao final, o modelo ajustado do veículo será analisado quanto a influencia da sobreposição em um impacto frontal sobre a segurança veicular e sobre a capacidade da longarina absorver impacto.

2 NORMAS DE SEGURANÇA VEICULAR

Diversas normas sobre segurança veicular foram concebidas para regulamentar a produção de veículos. Elas norteiam diversos aspectos de segurança tais como, em alguns países, a obrigatoriedade em realizar um *crash-test* dentro de especificações da legislação para a validação do veículo no mercado.

Crash-tests ou ensaios de impacto veicular simulam condições reais de acidentes e avaliam o nível de segurança oferecido às pessoas envolvidas na colisão. A respeito de colisões frontais, as normas americanas, europeias e brasileiras apresentam especificações diferentes.

As normas americanas de segurança veicular *FMVSS* (*Federal Motor Vehicle Standard*) são emitidas pela *NHTSA* (*National Highway Traffic Safety Administration*) sob um mandato legislativo. As normas europeias são emitidas pela *ECE* (*Economic Commission of Europe*) e regulamentadas pela *EEC* (*European Economic Community*). No Brasil, a regulamentação é feita pelas resoluções do CONTRAN (Conselho Nacional de Trânsito) e portarias do DENATRAN (Departamento Nacional de Trânsito), que por sua vez, podem requisitar normas NBR publicadas pela ABNT (Associação Brasileira de Normas Técnicas). (Bugelli, 2010).

A norma americana *FMVSS* a respeito de ensaios de impactos frontais especifica que veículos produzidos após Setembro de 2007 devem realizar os testes com o veículo a 56 km/h (35 mph) em uma barreira rígida perpendicular a linha de trajetória com 100% de sobreposição. O teste também especifica que os veículos comportarão bonecos (*dummies*) para averiguar os efeitos do impacto sobre um ser humano. A norma também especifica a aceleração máxima que o centro de gravidade da cabeça do *dummy* pode receber durante o teste de impacto.

A norma brasileira ABNT 15000-1 especifica os critérios de desempenho para ensaios de impacto frontal. Ela define os parâmetros limite que os bonecos (*dummies*) devem apresentar durante o teste. A Tabela 1 mostra uma comparação entre os critérios de desempenho da norma americana *FMVSS* e a norma brasileira ABNT 15000-1 para ensaios de impacto frontal com 100% de sobreposição:

Tabela 1 – Critérios de desempenho entre as normas FMVSS e ABNT 15000-1

Critérios	Americana	Brasileira
Critério de lesão na cabeça (HIC)	1000 em 36 ms	1000 em 36 ms
Aceleração resultante do tórax	60 g	60 g
Compressão do tórax relativa à coluna vertebral	76 mm	76 mm
Força transmitida axialmente através dos fêmures	10 kN	10 kN
Critérios de lesão no pescoço - Fzc, Fz de tração	6806 N	6806 N
Critérios de lesão no pescoço - Fzc, Fz de compressão	6160 N	6160 N
Critérios de lesão no pescoço - Myc, momento de flexão	310 Nm	310 Nm
Critérios de lesão no pescoço - Myc, momento de extensão	135 Nm	135 Nm
Nij máximo	1.0	1.0
Tração máxima na célula de carga superior	4170 N	4170 N
Fz de compressão na célula de carga superior	4000 N	4000 N
Máxima aceleração resultante da cabeça em 3 ms	60 g	80 g

Exceto pelo critério máxima aceleração resultante da cabeça do *dummy* em 3 ms, as normas americanas e brasileiras quanto ao desempenho em um ensaio de impacto frontal com 100% de sobreposição são iguais.

A norma ABNT NBR 15000-2 define que o ensaio de impacto frontal deve ser realizado com o veículo a 48 km/h em uma barreira rígida perpendicular a linha de trajetória com 100% de sobreposição.

A norma ABNT NBR 15000-3 define que o ensaio de impacto frontal deve ser realizado com o veículo a 56 km/h em uma barreira deformável perpendicular a linha de trajetória com 40% de sobreposição.

Por fim, a resolução N° 211, de 11 de Janeiro de 2007 define que todos os veículos novos devem estar de acordo com as normas ABNT NBR 15300-1 em conjunto com as normas ABNT NBR 15300-2 ou ABNT NBR 15300-3 para ensaios de impacto frontal; de acordo com a norma ABNT NBR 15.240 para ensaios de impacto traseiro e de acordo com a norma ABNT NBR 15.241 para teste de integridade do sistema de combustível em ensaio de impacto frontal.

Comparando-se as normas brasileiras com a Latin NCAP, que é um instituto de avaliação de segurança veicular independente, pode-se observar que as normas vigentes no Brasil estão aquém do padrão utilizado pela Latin NCAP. Este, por sua vez, é semelhante ao padrão utilizado na Europa pela Euro NCAP.

Tabela 2 - Comparação entre normas brasileiras e a Latin NCAP

	ABNT NBR 15300 3	ABNT NBR 15300 2	Latin NCAP
Velocidade de impacto	56 km/h	48 km/h	64 km/h
Tipo de Barreira	Deformável	Rígida	Deformável
Sobreposição	40%	100%	40%

Além dos testes de impacto frontal para a validação de novos veículos no Brasil, outras resoluções foram emitidas para aumentar a segurança veicular no país.

A resolução N° 311, de 03 de Abril de 2009, define que todos os veículos novos após a data de 01 de Janeiro de 2014 devem possuir Air Bag.

A resolução N° 380, de 28 de Abril de 2011, define que todos os veículos novos após a data de 01 de Janeiro de 2014 devem possuir sistema de ABS.

3 TEORIA DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

A análise do comportamento de uma estrutura pode ser realizada por meio de métodos analíticos clássicos, que permitem o cálculo da resposta exata dos deslocamentos, deformações e tensões em todos os seus pontos. A formulação teórica desenvolvida em Resistência dos Materiais como a Teoria de Vigas e Teoria Geral de Placas e Cascas descreve a estrutura por uso intenso de recursos matemáticos das Equações Diferenciais. Com base nelas, é possível analisar diversas configurações geométricas de chapas, condições de fixação nas bordas e diversas condições de carregamento.

A solução analítica é bastante efetiva para analisar o comportamento de sistemas de geometria simples e com condições de carregamento e apoio “bem comportados”. Porém, a maioria das estruturas de importância prática são muito complexas para serem analisadas pelas técnicas clássicas. Para estruturas de forma arbitrária, a solução analítica frequentemente torna-se impossível, e o problema requer grandes e excessivas simplificações. (Alves Filho, 2007)

O Método dos Elementos Finitos realiza a análise da estrutura de forma aproximada por meio de técnicas numéricas. Aplicada dentro da precisão aceitável para o problema de Engenharia, é possível analisar estruturas de geometrias e condições de contorno complexas.

A análise de uma estrutura considera a representação do problema como um Sistema Discreto. O corpo contínuo é subdividido em um número finito de partes (os Elementos), conectados entre si por intermédio de pontos discretos, que são chamados de Nós. (Alves Filho, 2007). Na Figura 4 é representado um sistema contínuo subdividido em elementos.

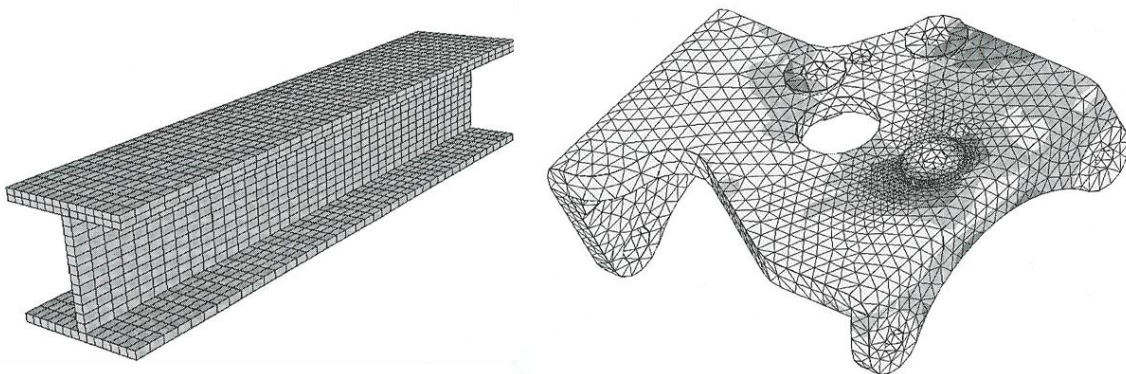


Figura 4 - Malha de Elementos Finitos de Componentes Mecânicos Sólidos (Alves Filho, 2007)

Deve-se considerar, quando se decide o tamanho do elemento, que o modelo virtual represente com uma boa aproximação a estrutura, e com isso, o resultado do modelo discretizado em elementos finitos tenha uma correlação com o modelo físico. Por outro lado, elementos muito pequenos geram altos custos de processamento. (Ferreira, 2010).

O cálculo do comportamento da estrutura considera as forças de interação entre os vários elementos por meio de esforços discretos nos nós. A análise por MEF tem como ponto de partida obter a relação entre forças nodais e deslocamentos nodais para cada elemento individual.

A partir do conhecimento da geometria, condições de contorno, condições iniciais e propriedades do material tal como densidade, módulo de elasticidade e coeficiente de Poisson, é possível realizar uma análise do comportamento da estrutura em elementos finitos.

A ferramenta de elementos finitos permite que correções sejam efetuadas já no âmbito do desenvolvimento do projeto, evitando-se gastos excessivos em ferramental, inerentes à execução de projetos desenvolvidos pelo processo de Tentativa e Erros. O uso do Método dos Elementos Finitos revela-se como um grande diferencial, reduzindo os prazos e enxugando os custos, desenvolvendo assim o poder competitivo das empresas. (Alves Filho, 2007)

Particularmente a análise de estruturas submetidas a carregamento de impacto envolve, geralmente, geometrias complexas, grandes deformações, plasticidade, variações de temperatura, efeitos de inércia, separação do material, etc. (Ferreira, 2010). Devido ao alto grau de complexidade apresentado neste tipo de problema, o Método dos Elementos Finitos apresenta-se como uma ferramenta bastante apropriada para descrever o comportamento da estrutura.

3.1 MEF Linear

No estudo do MEF Linear Estático é considerada a relação linear entre forças nodais e deslocamentos nodais. E esta é representada pela Matriz de Rigidez de acordo com a equação (3.1):

$$\{f\} = [k] \cdot [u] \quad (3.1)$$

Onde:

$\{f\}$ é o vetor de forças que atuam nos nós

$[k]$ é a matriz de rigidez

$[u]$ é o vetor de deslocamentos

A Matriz de Rigidez pode ser formulada para diversos tipos de estrutura como, por exemplo, mola, treliça e viga.

a) O elemento de mola transmite apenas forças axiais e sofre deslocamentos axiais, sendo assim considerado o elemento mais simples.

O diagrama de corpo livre da mola pode ser representado de acordo com a Figura 5:

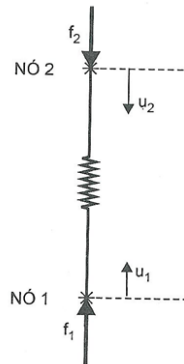


Figura 5 – Diagrama de corpo livre de uma mola

De acordo com a Figura 5, temos as forças nodais (f) e deslocamentos nodais (u) e na condição de equilíbrio, obtemos a matriz de rigidez local de acordo com a equação 3.2:

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ f_2 \end{Bmatrix}_{2 \times 1} = k \cdot \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix}_{2 \times 2} \cdot \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \end{Bmatrix}_{2 \times 1} \quad (3.2)$$

b) Para uma treliça, que os elementos são divididos em barras, temos a seguinte condição de equilíbrio para o elemento:

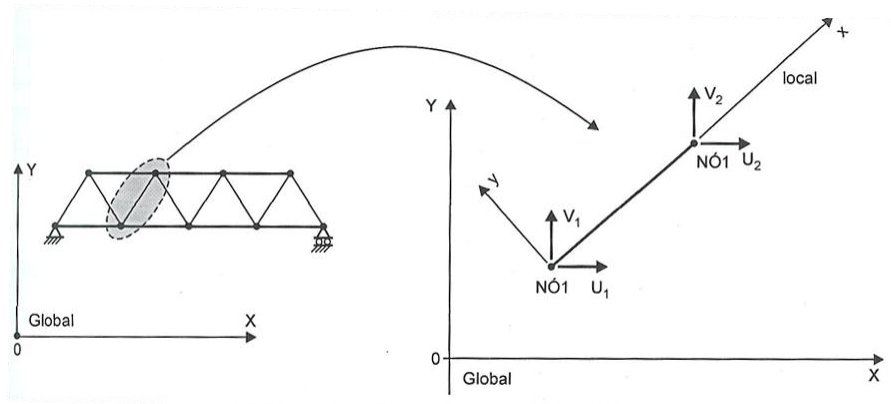


Figura 6 – Diagrama de corpo livre de uma treliça (Alves Filho, 2007)

$$\begin{Bmatrix} f_{x1} \\ f_{y1} \\ f_{x2} \\ f_{y2} \end{Bmatrix} = \frac{AE}{L} \cdot \begin{bmatrix} 1 & 0 & -1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \\ -1 & 0 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} v_1 \\ v'_1 \\ v_2 \\ v'_2 \end{Bmatrix} \quad (3.3)$$

c) Um elemento de viga com somente rigidez à flexão apresenta matriz de rigidez de dimensão 4, de acordo com a equação 3.4:

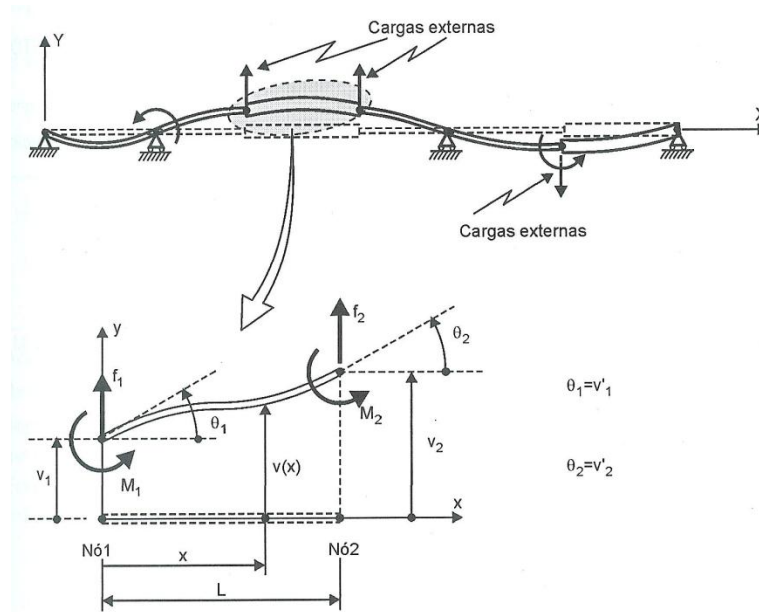


Figura 7 – Diagrama de corpo livre de uma viga (Alves Filho, 2007)

$$\begin{Bmatrix} f_1 \\ M_1 \\ f_2 \\ M_2 \end{Bmatrix} = \frac{EI}{L^3} \cdot \begin{bmatrix} 12 & 6 & -12 & 6 \\ 6 & 4 & -6 & 2 \\ -12 & -6 & 12 & -6 \\ 6 & 2 & -6 & 4 \end{bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} v_1 \\ v'_1 \\ v_2 \\ v'_2 \end{Bmatrix} \quad (3.4)$$

3.2 MEF Não Linear

As não linearidades presentes em um problema de impacto podem ser divididas em três classes: não linearidades devidas ao material, à geometria e às condições de contorno.

Durante um problema de impacto veicular, os materiais se deformam a tal ponto que passam do regime elástico linear e entram no regime plástico. O regime elástico se caracteriza pelo módulo de elasticidade E constante, enquanto que no regime plástico E depende da deformação ε . Esta dependência de E em função de ε introduz uma não linearidade ao problema.

Em relação às não linearidades devidas à geometria, tem-se que grandes deformações afetam de maneira não linear a matriz de rigidez $[k]$, porque alteram o comprimento L e seção A do modelo.

Fica mais claro entender o aspecto não linear através da Figura 8, que mostra o caso linear, em regime elástico e pequenos deslocamentos:

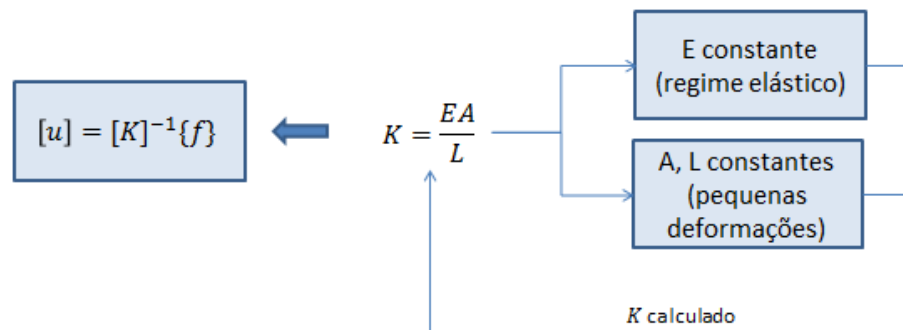


Figura 8 – Esquema para o caso linear

O foco é calcular vetor de deslocamentos $[u]$ e, para isso, precisamos da matriz de rigidez $[k]$. Como o módulo E é constante devido ao regime elástico e a área da seção A e o comprimento L também são constantes devido à pequena deformação, pode-se calcular a matriz de rigidez e, assim, calcular $[u]$.

Já o caso não linear pode ser entendido pelo esquema da Figura 9:

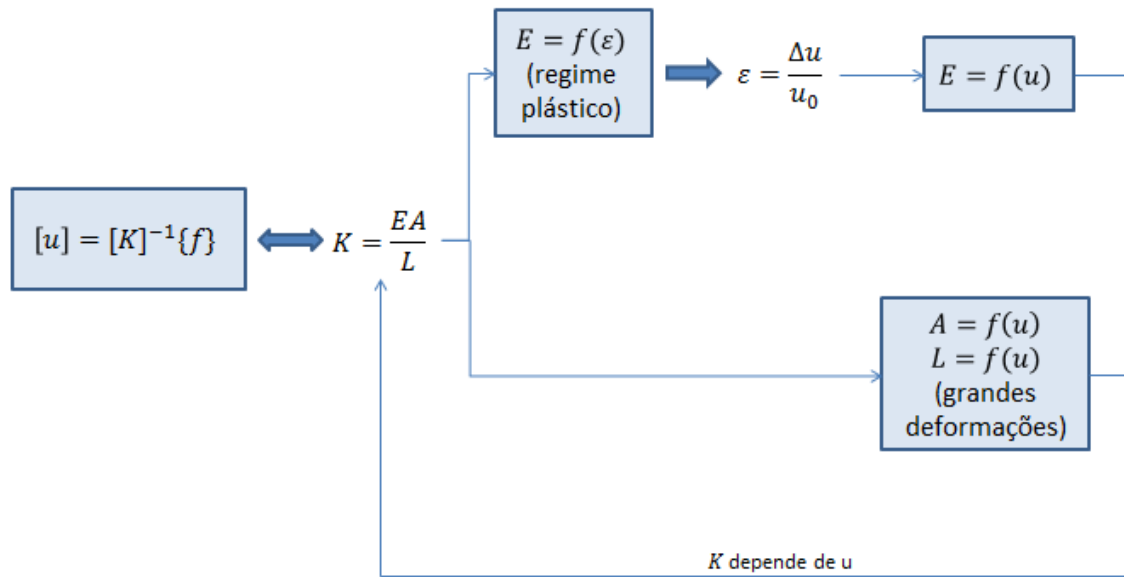


Figura 9 – Esquema para o caso não linear

Neste caso, o módulo E não é mais constante, pois depende da deformação ε devido ao regime plástico. Como $\varepsilon = \frac{\Delta u}{u_0}$, o módulo E depende do deslocamento u . As grandes deformações afetam a área da seção A e o comprimento L , assim A e L dependem de u . Então, para se calcular a matriz $[k]$, precisa-se do deslocamento $[u]$, mas este depende da matriz de rigidez. Assim, verifica-se que se faz necessário um método iterativo para resolver este problema.

Também os grandes deslocamentos afetam o vetor de carregamento $\{f\}$, ou seja, $\{f\}$ depende de $[u]$. Pode-se observar isso quando uma estrutura sofre um grande deslocamento, a sua geometria atual é completamente diferente da inicial, alterando os esforços atuantes sobre a mesma.

Por fim, a não linearidade devida às condições de contorno ocorre porque estas dependem do deslocamento $[u]$, ou seja, conforme a evolução do deslocamento do modelo, as condições de contorno são alteradas. Em um problema de impacto veicular, uma das principais alterações das condições de contorno é devido ao autocontato, que é o contato entre partes de uma peça com outras da mesma.



Figura 10 – Fenômeno de autocontato em um tubo cilíndrico (GMSIE, 2012)

4 PLASTICIDADE

Quando uma superfície interna de um corpo submetido a forças externas é isolada, as forças internas atuantes nesta superfície manifestam-se como forças distribuídas ao longo da área (tensão). A distribuição de tensões em um ponto depende do plano considerado e terá componentes normais e tangenciais, denominados respectivamente de tensão normal (σ) e de tensão de cisalhamento (τ). A Figura 11 mostra as forças na superfície interna isolada de um corpo.

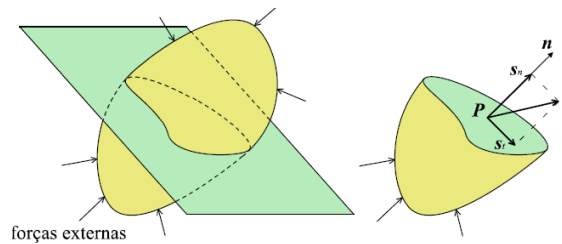


Figura 11 - Corpo sujeito a forças externas (MICHELLI,2008)

Considerando três planos ortogonais em relação às direções de um sistema cartesiano tridimensional xyz , é possível exprimir o estado de tensões através de seis valores de tensão normal ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$) e de cisalhamento ($\tau_{xy}, \tau_{xz}, \tau_{yz}$). Esse estado pode ser descrito por um tensor, como mostra a Figura 12.

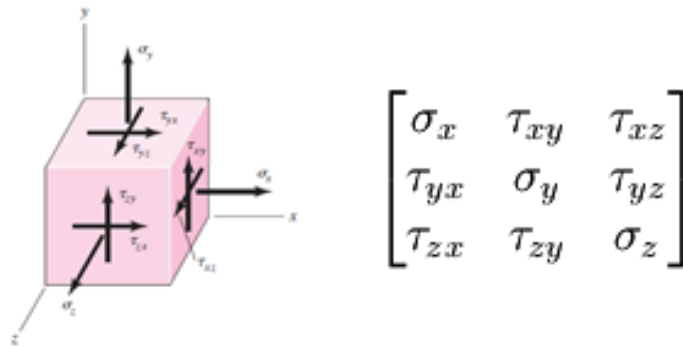


Figura 12 – Estado de tensão tridimensional e tensor das tensões (BUDYNAS et al, 2006)

Em particular, existe uma orientação do plano em que as componentes tangenciais (τ) são nulas. Nesta configuração, as componentes normais são ditas principais $\sigma_1, \sigma_2, \sigma_3$ e suas direções são chamadas direções principais (BUDYNAS et al, 2006).

As tensões principais são invariantes do tensor de tensões, isto é, independentes do sistema de coordenadas utilizado. Além das tensões principais, a tensão média ou hidrostática também é invariante, e é definida como:

$$\sigma_m = \frac{\sigma_x + \sigma_y + \sigma_z}{3} \quad (5.1)$$

Diversos critérios em função de invariantes foram desenvolvidos para verificar em qual nível de solicitação um ponto interno do corpo sofre escoamento. A teoria de máxima energia de distorção para materiais dúcteis apresenta-se como um critério bastante utilizado (BUDYNAS et al, 2006).

Podemos modelar o estado de tensões de um elemento como a superposição de dois tipos de tensão: uma parcela hidrostática e a outra desviadora, como mostra a Figura 13.

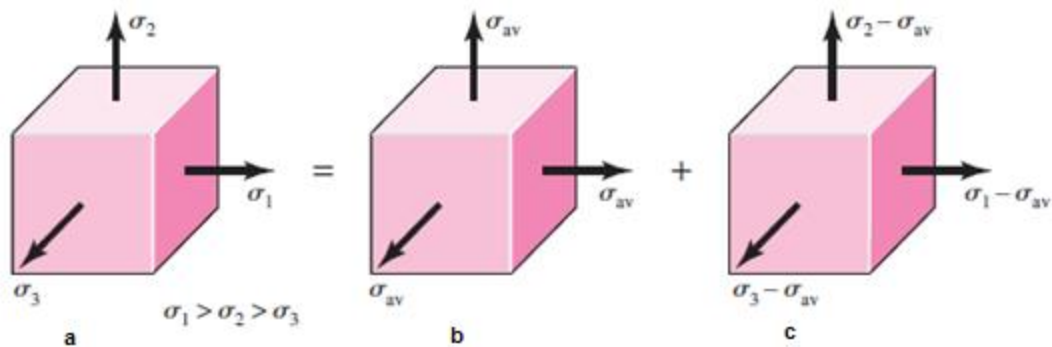


Figura 13 - Estado de tensão (a) dividido entre hidrostático (b) e desviador (c) (BUDYNAS et al, 2006)

Em representação tensorial, temos a Figura 14:

$$\begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix} = \underbrace{\begin{bmatrix} p & 0 & 0 \\ 0 & p & 0 \\ 0 & 0 & p \end{bmatrix}}_{\text{Hidrostático}} + \underbrace{\begin{bmatrix} \sigma_x - p & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y - p & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z - p \end{bmatrix}}_{\text{Desviador}}$$

A parcela hidrostática é responsável por alterações apenas no volume do sólido. Já a parcela desviadora é responsável por distorções na forma do sólido sem alterar seu volume. Segundo as teorias clássicas de plasticidade, o tensor desviador é o que rege o processo de deformação plástica (MICHELI, 2008).

Segundo o critério da máxima energia de distorção, a deformação plástica do corpo ocorrerá apenas se a energia de distorção, elemento na Figura 13-c, ultrapassar um valor máximo. Sendo a energia de distorção u_d , ela pode ser calculada através da energia do elemento da Figura 13-a menos a energia do elemento da Figura 13-b (BUDYNAS et al, 2006):

$$u_d = u - u_h = \frac{1 + \nu}{3E} \left[\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2} \right] \quad (5.2)$$

No caso uniaxial, temos $\sigma_1 = S_y$ e $\sigma_2 = \sigma_3 = 0$, portanto:

$$u_d = \frac{1 + \nu}{3E} \cdot S_y^2 \quad (5.3)$$

Sabe-se que em um ensaio de tração, o escoamento ocorrerá na condição uniaxial. Quando se iguala a energia de distorção do caso uniaxial (equação 5.3) com a energia do caso tridimensional (equação 5.2), tem-se:

$$\sqrt{\frac{(\sigma_1 - \sigma_2)^2 + (\sigma_1 - \sigma_3)^2 + (\sigma_2 - \sigma_3)^2}{2}} \geq S_y \quad (5.4)$$

A relação (5.4) é conhecida como o Critério da Máxima Energia de Distorção ou Critério de von Misses. Este é utilizado para analisar a máxima tensão que o corpo suportará até entrar em escoamento.

Nos materiais metálicos, o fenômeno da plasticidade pode ser observado por uma deformação permanente e pela variação do módulo E em função da deformação ϵ . Analisando macroscopicamente o fenômeno da plasticidade, a Teoria da Plasticidade tem como objetivo prover modelos constitutivos contínuos capazes de descrever, qualitativa e quantitativamente, com suficiente acuracidade o comportamento dos materiais tanto no regime elástico como plástico.

A abordagem pode ser também feita microscopicamente, analisando o fenômeno da plasticidade por meio do movimento de discordâncias na rede cristalina, levando ao entendimento dos

fenômenos de plasticidade vistos macroscopicamente. Contudo, essa abordagem está fora do escopo do presente estudo.

5 ANÁLISE DINÂMICA

Na análise dinâmica, tem-se que o equilíbrio é regido pela equação (5.1):

$$M\ddot{U}(t) + C\dot{U}(t) + KU(t) = F(t) \quad (5.1)$$

onde \ddot{U} , \dot{U} e U representam a aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente; M , C , K e F representam a massa, o amortecimento, a elasticidade e as forças de excitação externas, respectivamente.

A equação (5.1), mais especificamente, é classificada como uma equação diferencial de segunda ordem. No âmbito das equações diferenciais existem diversos métodos de resolução. Já no âmbito do método dos elementos finitos, apenas alguns desses métodos são utilizados na prática, por razões de custo computacional.

Basicamente, são utilizados duas classes de métodos: o método da superposição modal e o método da integração direta. Neste último, existe ainda uma subdivisão entre métodos explícitos e implícitos. Dentro do método explícito, tem-se o método das diferenças centrais; enquanto dentro dos métodos implícitos, tem-se como exemplo os métodos de Houbolt, de Wilson e de Newmark.

Nos problemas de impacto, que é o objetivo do presente estudo, o método das diferenças centrais é o mais utilizado e as razões disso serão abordadas a seguir.

5.1 Método das Diferenças Centrais

O método das diferenças centrais pertence à classe dos métodos de integração direta, que se constituem uma alternativa aos métodos de superposição modal. O termo “direta” vem porque nenhuma transformação de equações é feita antes da integração numérica (Bathe, 1996). No método da superposição modal, é necessário a resolução do problema de autovalor e autovetor para o desacoplamento das equações de equilíbrio dinâmico antes da integração numérica.

Os métodos de integração direta trazem grande vantagem em comparação ao método de superposição modal quando há um grande número de modos de vibrar e também quando há não linearidades, que modificam os autovalores e autovetores com a história do carregamento, não sendo factível recalcular os modos e frequências naturais (Alves Filho, 2005).

O método das diferenças centrais é um método numérico de integração passo a passo. Isto significa que a equação (5.1) não é satisfeita em um tempo t qualquer, mas ela é satisfeita apenas em tempos discretos espaçados de Δt . Ou seja, além da discretização do corpo contínuo em elementos finitos própria do MEF, há a questão da discretização do tempo própria do Método da Integração Direta. Esta questão é crucial para a convergência da solução e será abordada mais adiante.

O princípio do método é estimar o valor de uma função em um dado instante a partir do valor dela em um instante anterior. Segundo Alves Filho, parte-se de uma Série de Taylor para obter tal estimativa.

Expandindo a Série de Taylor de $U(t + \Delta t)$ e $U(t - \Delta t)$ e eliminado termos de terceira ou maior ordem, obtemos:

$$U(t + \Delta t) = U(t) + \dot{U}(t)\Delta t + \ddot{U}(t)\frac{\Delta t^2}{2} \quad (5.2)$$

$$U(t - \Delta t) = U(t) - \dot{U}(t)\Delta t + \ddot{U}(t)\frac{\Delta t^2}{2} \quad (5.3)$$

Subtraindo (5.2) de (5.3), obtemos:

$$\dot{U}(t) = \frac{1}{2\Delta t}(U(t + \Delta t) - U(t - \Delta t)) \quad (5.4)$$

Somando (5.2) e (5.3), obtemos:

$$\ddot{U}(t) = \frac{1}{\Delta t^2}(U(t + \Delta t) - 2U(t) + U(t - \Delta t)) \quad (5.5)$$

Aplicando (5.4) e (5.5) em (5.1), temos:

$$\left(\frac{1}{\Delta t^2}M + \frac{1}{2\Delta t}C\right)U(t + \Delta t) = F(t) - KU(t) + \frac{1}{\Delta t^2}M\{2U(t) - U(t - \Delta t)\} + \frac{1}{2\Delta t}CU(t - \Delta t) \quad (5.6)$$

Em (5.6), pode-se observar que $U(t + \Delta t)$ depende do conhecimento de $U(t)$ e $U(t - \Delta t)$, ou seja, $U(t + \Delta t) = f(U(t); U(t - \Delta t))$. Assim, o deslocamento está explicitamente definido a partir do conhecimento dos deslocamentos anteriores. Por esse motivo é que o método é

classificado como explícito. Em se tratando de uma função explícita, o custo computacional é reduzido quando comparado aos métodos implícitos.

Porém, o método explícito é condicionalmente estável, enquanto os métodos implícitos são incondicionalmente estáveis, ou seja, a solução converge para qualquer passo Δt escolhido.

A condição de estabilidade do MDC é dada por:

$$\Delta t \leq \frac{2}{\omega_{m\acute{a}x}} \quad (5.7)$$

onde $\omega_{m\acute{a}x}$ é a frequência natural mais alta de $\det(K - \omega^2 M) = 0$.

Pode-se deduzir pela condição de estabilidade imposta em (5.7), que nos problemas em que se apresentam componentes de alta frequência como, por exemplo, propagação de ondas, o passo Δt poderá ser extremamente pequeno. Pode-se citar que em problemas de impacto, o passo exigido é da ordem de 10^{-6} segundos ou menor ainda. Assim, se a duração do fenômeno a ser simulado for muito longa, como o passo geralmente é muito pequeno, o número total de passos será extremamente elevado e isso se traduz em um tempo de processamento alto.

Todavia, nos problemas de impacto veicular, a duração do fenômeno é da ordem de décimos de segundos. Assim, o método explícito, ou método das diferenças centrais, configura-se como mais adequado para esses problemas.

6 MODELO DE COWPER-SYMONDS

O modelo de Cowper-Symonds (CS) pode ser utilizado para caracterizar dinamicamente o material para simulações numéricas.

O modelo de CS relaciona a taxa de deformação de um material e a tensão associada a esta deformação pela relação (6.1):

$$\sigma = \sigma_0 \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_p}{C} \right)^{1/p} \right] \quad (6.1)$$

σ : Tensão resultante

σ_0 : Tensão estática

$\dot{\varepsilon}_p$: Taxa de deformação plástica equivalente

C e p : Parâmetros de Cowper-Symonds

É possível reescrever a equação de tal forma que:

$$\left(\frac{\sigma}{\sigma_y} - 1 \right) = \left(\frac{\dot{\varepsilon}_p}{C} \right)^{1/p} \quad (6.2)$$

Aplicando a função logarítmica em cada membro da Equação 6.2, obtemos:

$$\ln \dot{\varepsilon}_p = p \ln \left(\frac{\sigma}{\sigma_y} - 1 \right) + \ln C \quad (6.3)$$

Observa-se que esta equação possui a forma:

$$y = ax + b \quad (6.4)$$

Ao plotarmos a equação (6.3) nos dados obtidos experimentalmente, verifica-se que o gráfico é uma reta, de tal forma que o coeficiente angular corresponde ao parâmetro P e o ponto que esta cruza o gráfico no eixo Y é o $\ln C$, conforme a equação (6.4).

7 SOFTWARE DE ELEMENTOS FINITOS

A abordagem por elementos finitos de problemas complexos, como a modelagem de um *crash-test*, é feita dividindo-se o problema em três partes: o pré-processamento, o processamento e o pós-processamento. Em cada uma das três partes, geralmente usam-se softwares diferentes e específicos que possuam interface entre si.

Pré-processamento:

O pré-processamento consiste na modelagem do problema. Esta fase inclui o modelo geométrico do material, a geração da malha de elementos finitos, os modelos de caracterização dos materiais, as condições iniciais, de contorno e de carregamento.

Neste estudo, é utilizado para o pré-processamento o software *Altair Hypermesh*[®].

Processamento:

A fase de processamento consiste na montagem e resolução de sistemas de equações gerados a partir do modelo criado no pré-processamento. Existem diversos métodos de montagem e resolução dos sistemas de equações, cada um com suas particularidades.

Neste estudo, é utilizado para o processamento o *solver* do *LS-Dyna*[®]. Este software usa o método explícito de integração temporal, o que o torna adequado para problemas transientes altamente não lineares, como o caso de impacto veicular.

Pós-processamento:

O pós-processamento consiste na coleta e interpretação dos dados gerados na fase de processamento a fim de se obter variáveis de interesse para a análise, tais como deslocamento, velocidade, aceleração, forças, tensões, energias e etc.

Neste estudo, é utilizado para o pós-processamento os softwares *Altair Hyperview*[®] e *Altair Hypergraph*[®].

7.1 Modelagem e simulação de um problema simples

Para fins de estudo dos softwares de elementos finitos citados no item anterior, foi abordado primeiramente um problema simples de impacto entre uma esfera e uma placa.

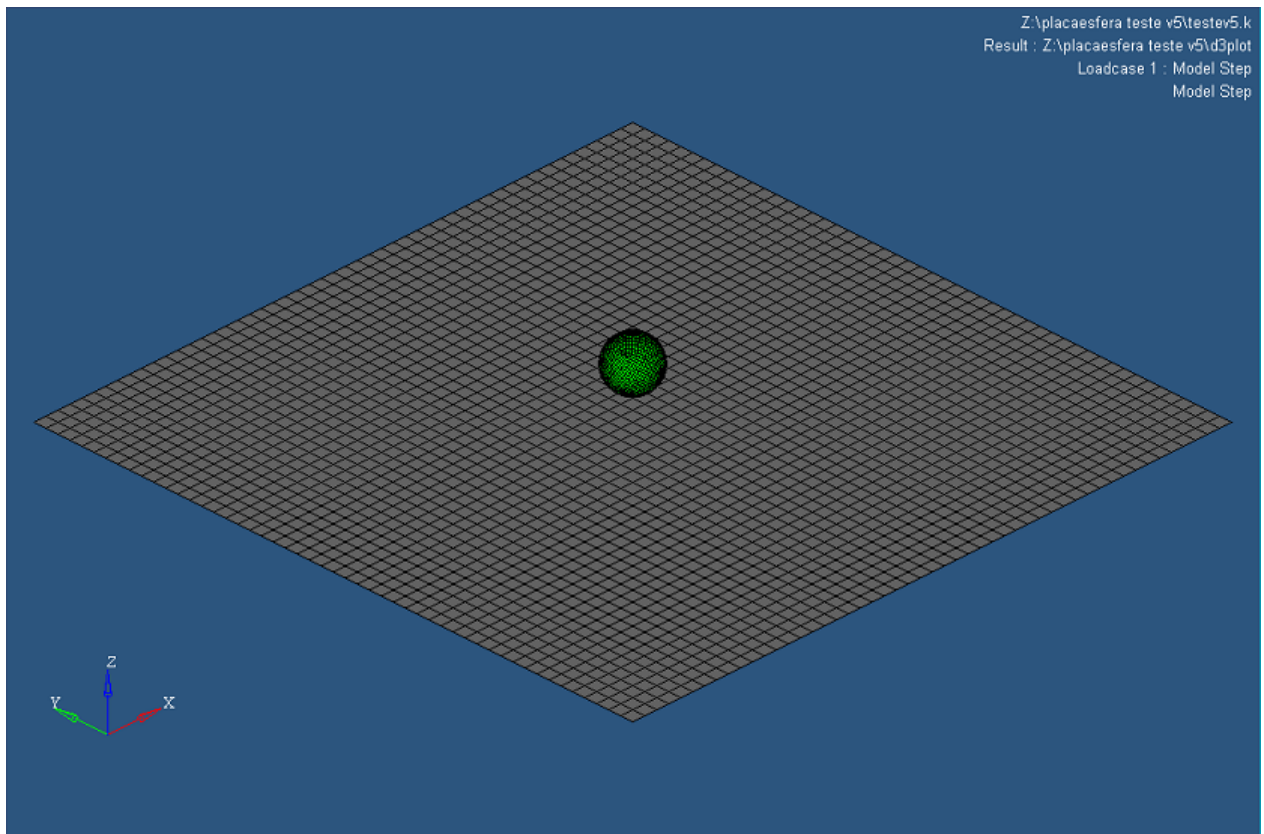


Figura 14 – Modelo em elementos finitos de um problema simples de impacto

7.1.1 Parâmetros do problema

- Material

Tabela 3 – Parâmetros dos materiais do modelo de impacto simples

Peça	Placa	Esfera
Modelo	Bilinear estático	Rígido
Material	Alumínio	Aço
Densidade (ton/mm ³)	2,7E-09	7,85E-09

Módulo de Elasticidade/Young (MPa)	72.789	210.000
Coeficiente de Poisson	0,35	0,3
Tensão de Escoamento (MPa)	394	N/A
Módulo de Plasticidade (MPa)	16,6	N/A
Deformação máxima (de ruptura)	0,117	N/A

- Geometria

Placa: quadrada de 250 mm

Esfera: raio de 10 mm

- Elementos finitos

Placa: elemento de casca com 1,6 mm de espessura

Esfera: elemento de casca com 10 mm de espessura

- Condições iniciais e de contorno

Placa: engastada nos quatro lados, velocidade e deslocamento inicial zero

Esfera: Velocidade inicial de -50.000 mm/s na direção Z

- Processamento

Tempo de simulação: 0,001 s

Ordem do passo: 1E-07 s

7.1.2 Resultados da simulação

A partir dos parâmetros do problema, obtêm-se representações e gráficos de algumas das variáveis de interesse.

- Energia cinética e interna

No gráfico da Figura 16, temos as energia cinética (EC) e interna (EI) da placa e a energia cinética da esfera:

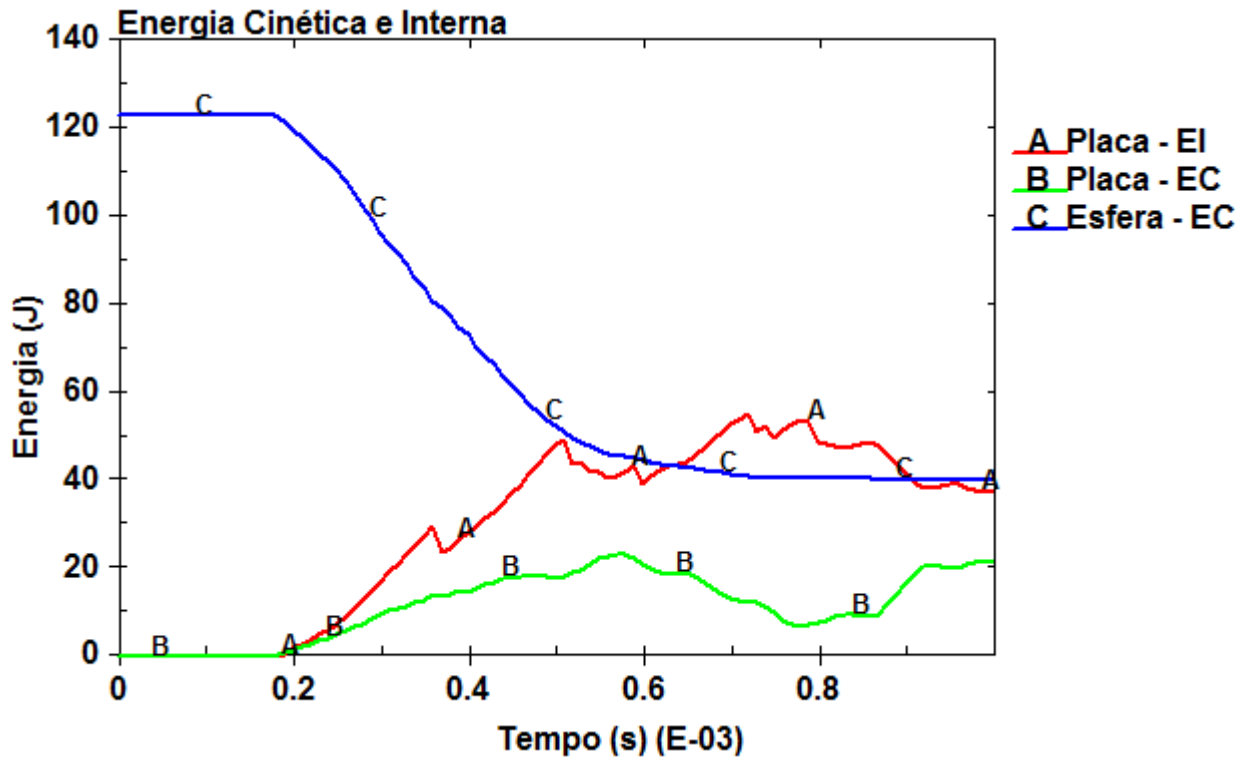


Figura 15 – Gráfico de energia cinética e interna

Observa-se que após o impacto, que ocorre em $0,19 \times 10^{-3}$ s, a energia cinética da esfera (linha azul) é transferida à placa nas formas de energia interna (linha vermelha) e energia cinética (linha verde).

Uma primeira observação que se deve fazer é a da energia cinética inicial da esfera. No gráfico, observa-se que é de 123 Joules. Este valor é maior do que o valor teórico de energia cinética para uma esfera maciça de aço de 10 mm de raio a 50 m/s. Esta diferença é devido ao modelo de elementos finitos escolhido para a esfera, no caso um elemento de casca com 10 mm de espessura. Este modelo de esfera possui uma massa maior que um modelo sólido de esfera, consequentemente há uma maior energia cinética. Optou-se pelo modelo de casca de 10 mm de espessura ao invés do modelo sólido pela questão do custo computacional, o modelo sólido tem um custo muito mais elevado.

A segunda observação é a da tendência da esfera manter um valor constante de energia cinética. Isso é devido ao fato que a esfera perfura a placa e continua seu movimento. A perfuração fica evidente na Figura 17:

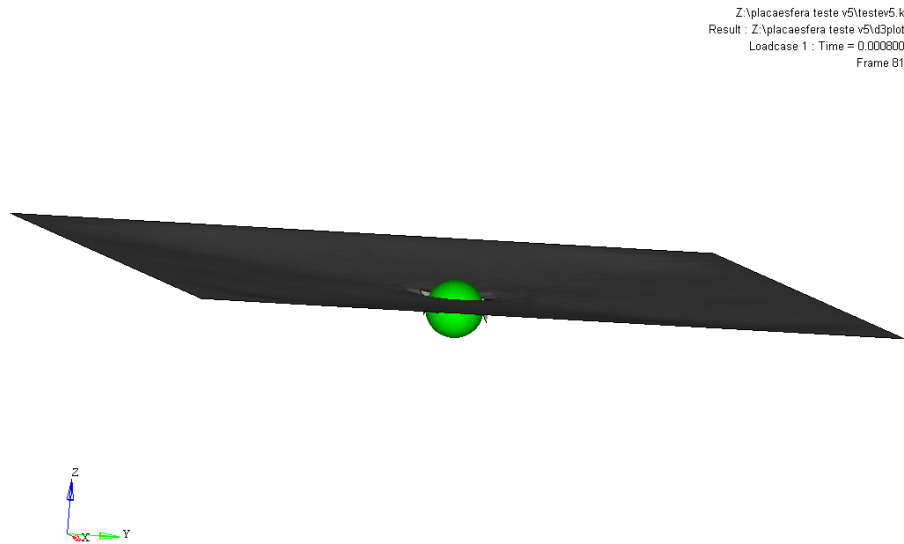


Figura 16 – Visualização da perfuração da placa

Outra forma de se observar a perfuração é comparando a energia interna total com a energia interna da placa. Em primeira análise, estas duas devem ser iguais já que a esfera não tem parcela de energia interna por ser rígida, mas vejamos o gráfico da Figura 18:

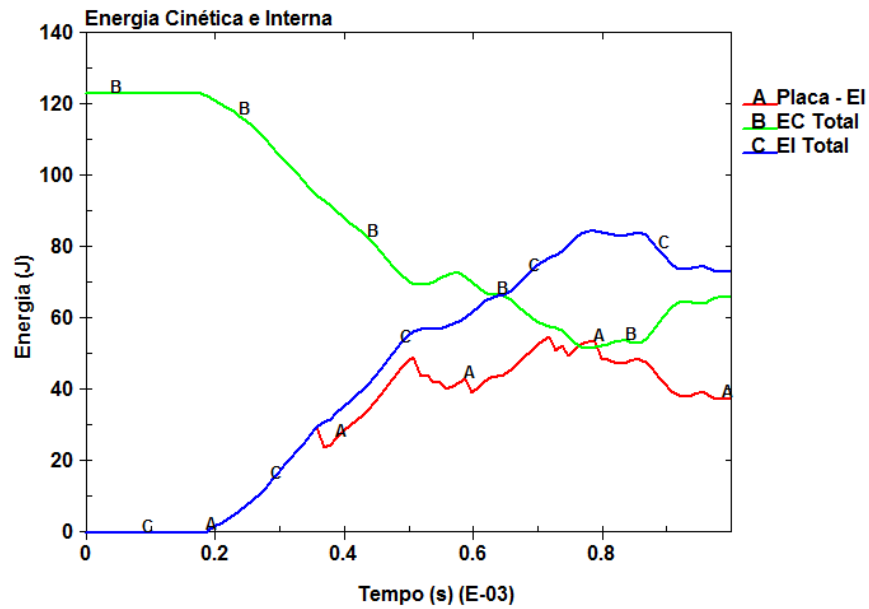


Figura 17 – Energia interna total e da placa

Observa-se que no instante $0,37\text{E-}03$ s as curvas A e C se separam. Neste instante, ocorre a perfuração da placa. A separação das curvas ocorre porque a energia interna da placa decresce em função da energia associada aos elementos deletados pela perfuração, chamada de *eroded energy*.

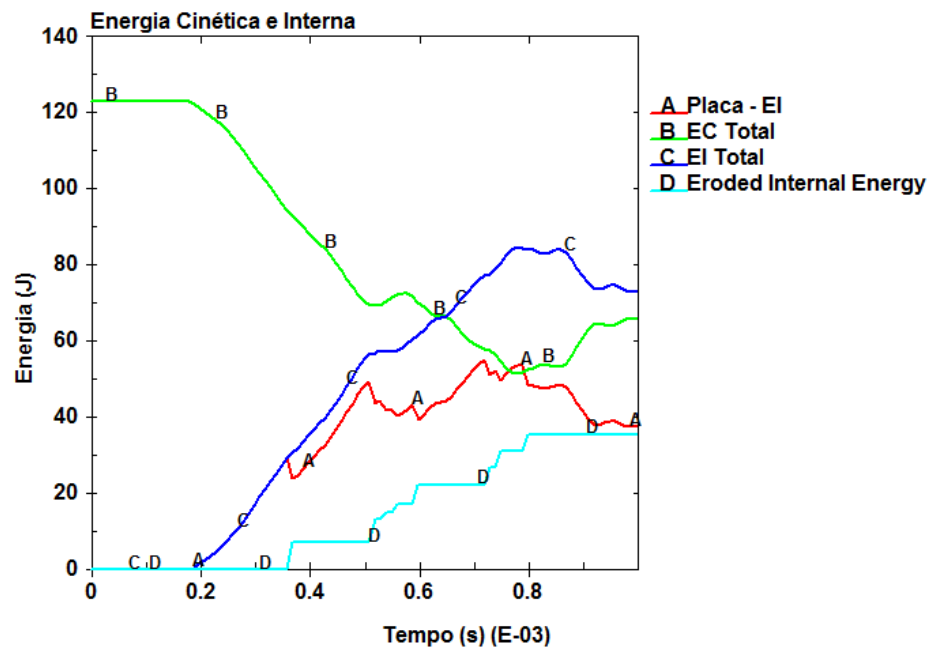


Figura 18 – Energia associada aos elementos deletados, eroded energy

- Deformação plástica

Na Figura 20 tem-se uma representação da deformação plástica sofrida pela placa:

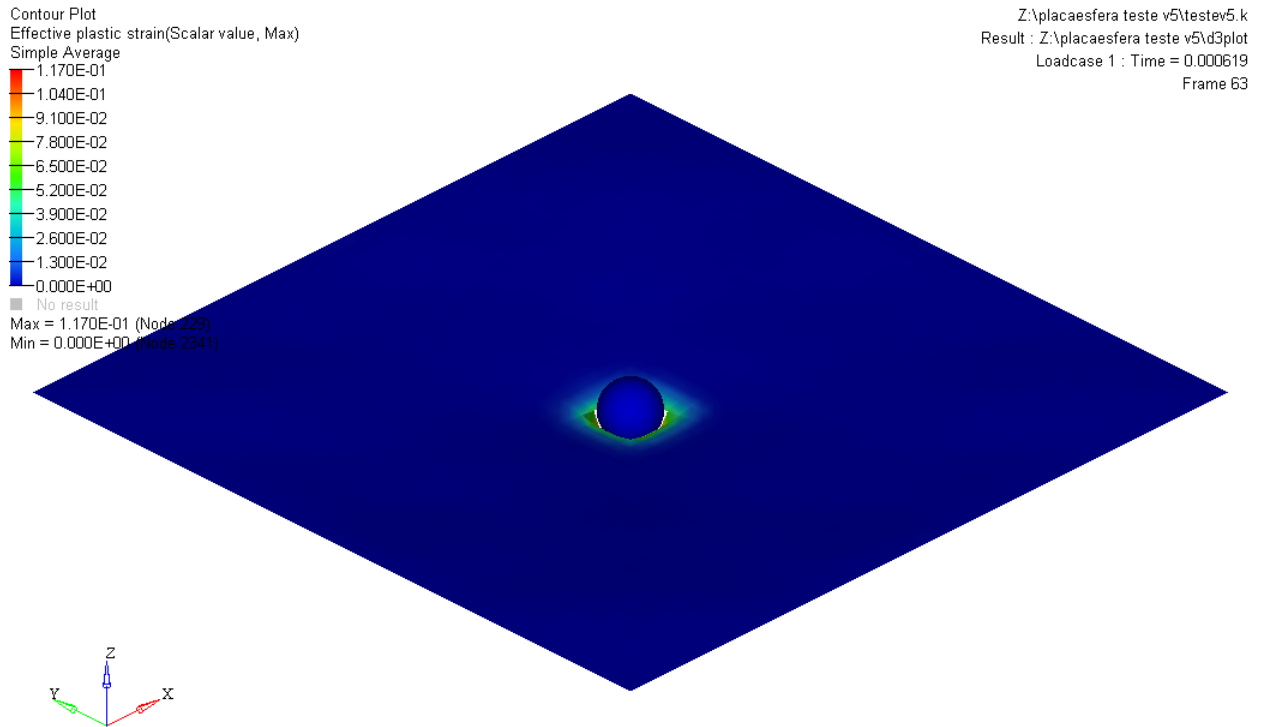


Figura 19 – Representação da deformação plástica

Como era de se esperar, a deformação plástica atingiu o limite estabelecido de ruptura do material de 0.117.

- Tensão

Para a análise das tensões, foi adotado o critério de von Mises, também conhecido como critério da máxima energia de distorção.

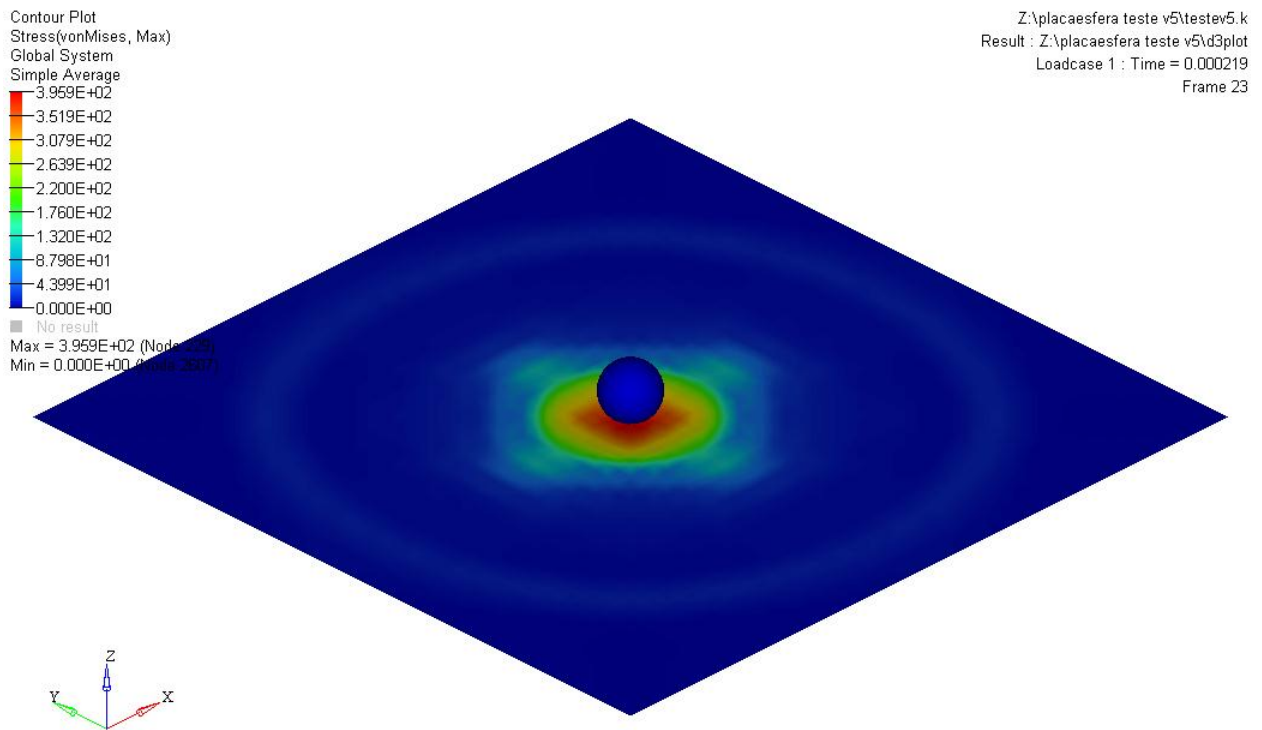


Figura 20 - Tensões durante o impacto da esfera rígida

Observa-se que a tensão atinge valores por volta de 400 MPa, acima da região elástica do material. As tensões se propagam pela placa até atingir as extremidades dela:

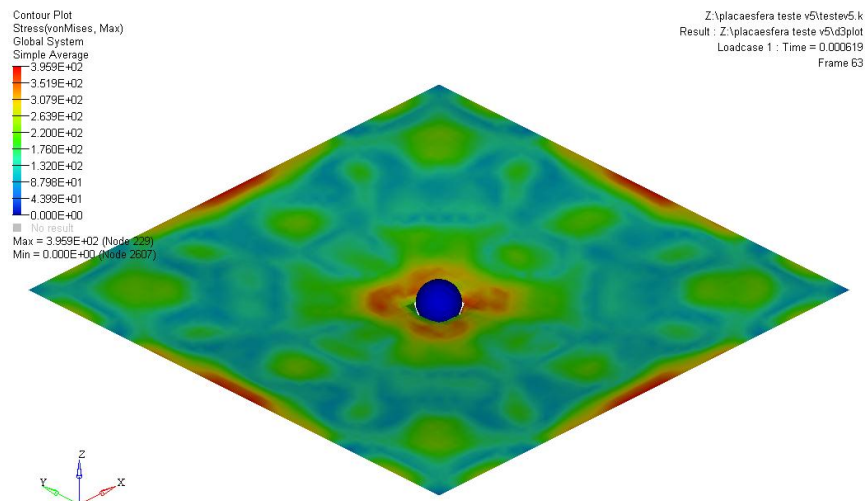


Figura 21 - Tensões ao longo da placa

- Deslocamento e velocidade da esfera

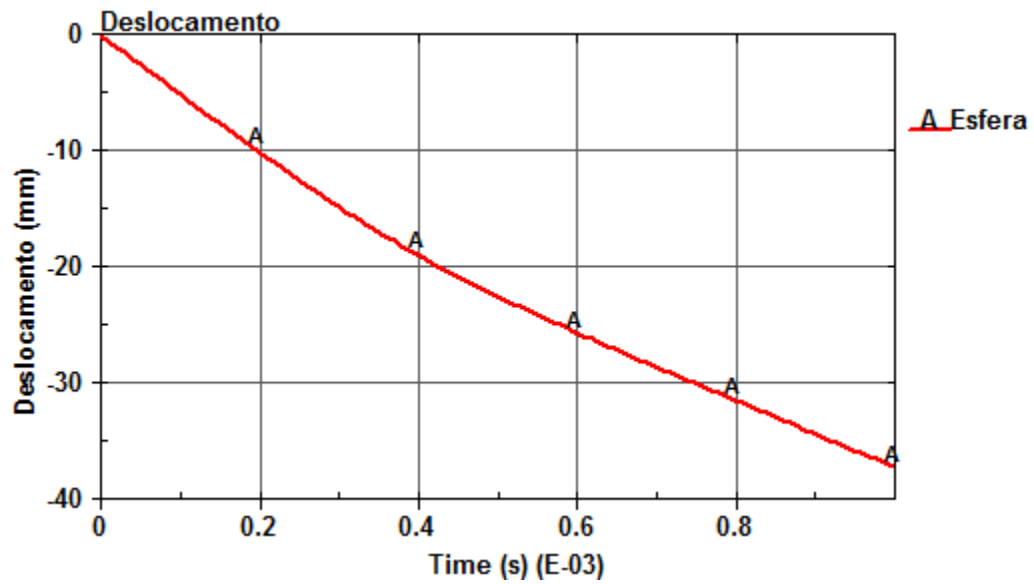


Figura 22 – Deslocamento da esfera

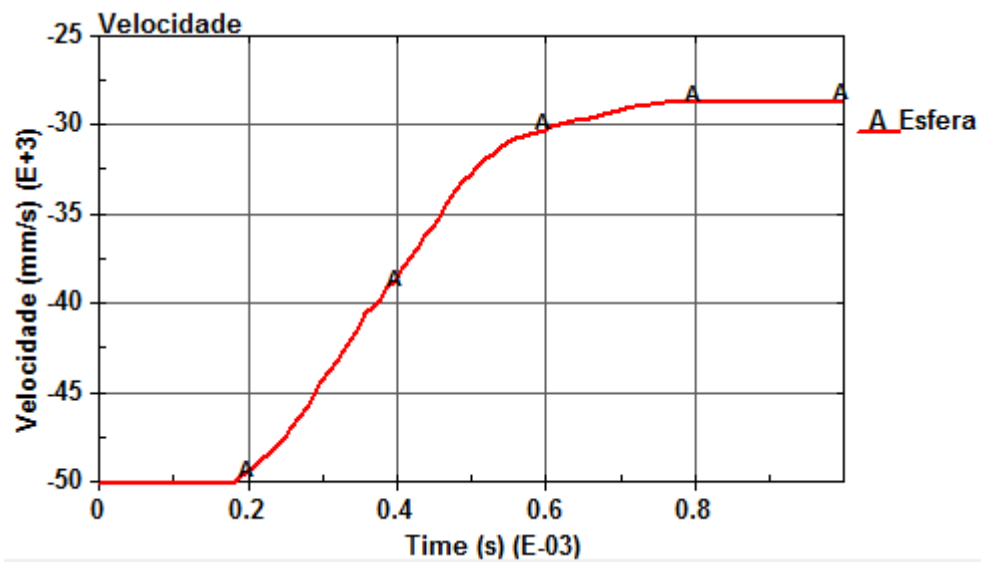


Figura 23 – Velocidade da esfera

Observa-se que a velocidade final da esfera ficou em cerca de -28.592 mm/s.

- Aceleração da esfera

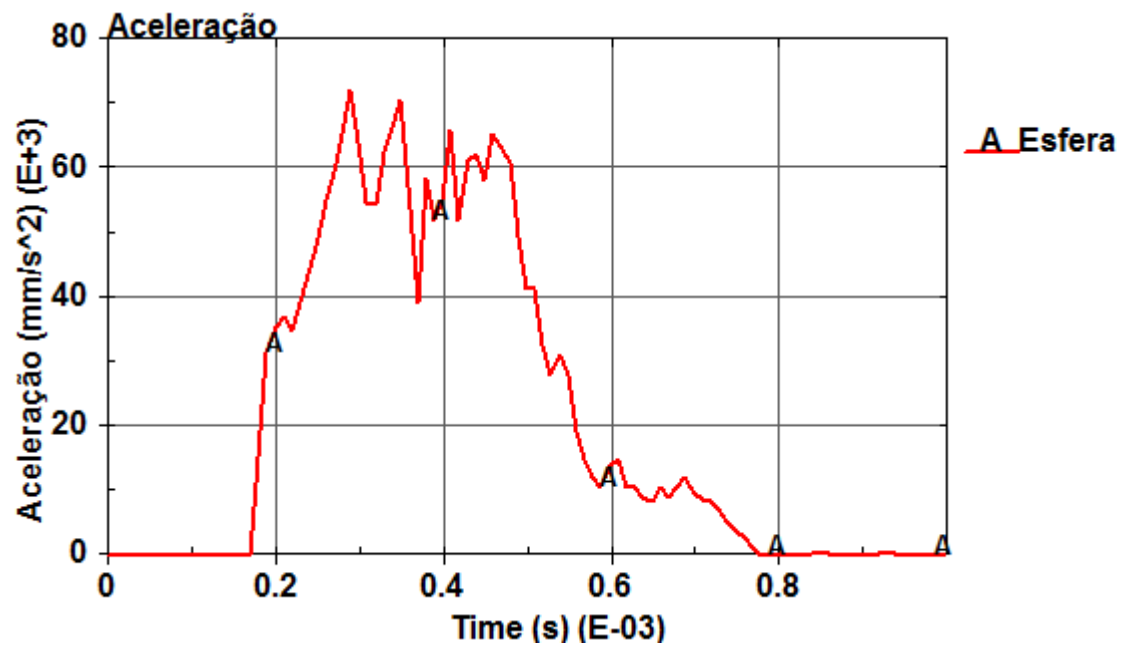


Figura 24 – Aceleração da esfera

No gráfico da Figura 25, observa-se que a esfera experimenta acelerações de até 72.422 mm/s².

8 MODELO NUMÉRICO DO VEÍCULO

O automóvel escolhido neste estudo é o Dodge Neon ano-modelo 1996. Este automóvel possui um modelo em elementos finitos disponibilizado pela NCAC (*National Crash Analysis Center*).



Figura 25 - Foto do Dodge Neon modelo 1996 (Internet)



Figura 26 – Modelo virtual do Dodge Neon modelo 1996 (NCAC, 2006)

O modelo numérico possui 283.859 nós, sendo composto principalmente por elementos de casca.

8.1 Modelo de material da longarina

O comportamento do material utilizado no modelo numérico foi definido através de ensaios de tração feitos pela NCAC. Analisando o modelo numérico, é possível obter o gráfico da Figura 28 que mostra a curva tensão-deformação estática usada, além de outras propriedades importantes listadas na Tabela 4.

Tabela 4 – Propriedades do material do modelo numérico

Densidade	7890 kg/m ³
Módulo de Elasticidade	210 GPa
Coefficiente de Poisson	0,3
Tensão de Escoamento	400 MPa
Cowper-Symonds (C)	80
Cowper-Symonds (p)	4,5

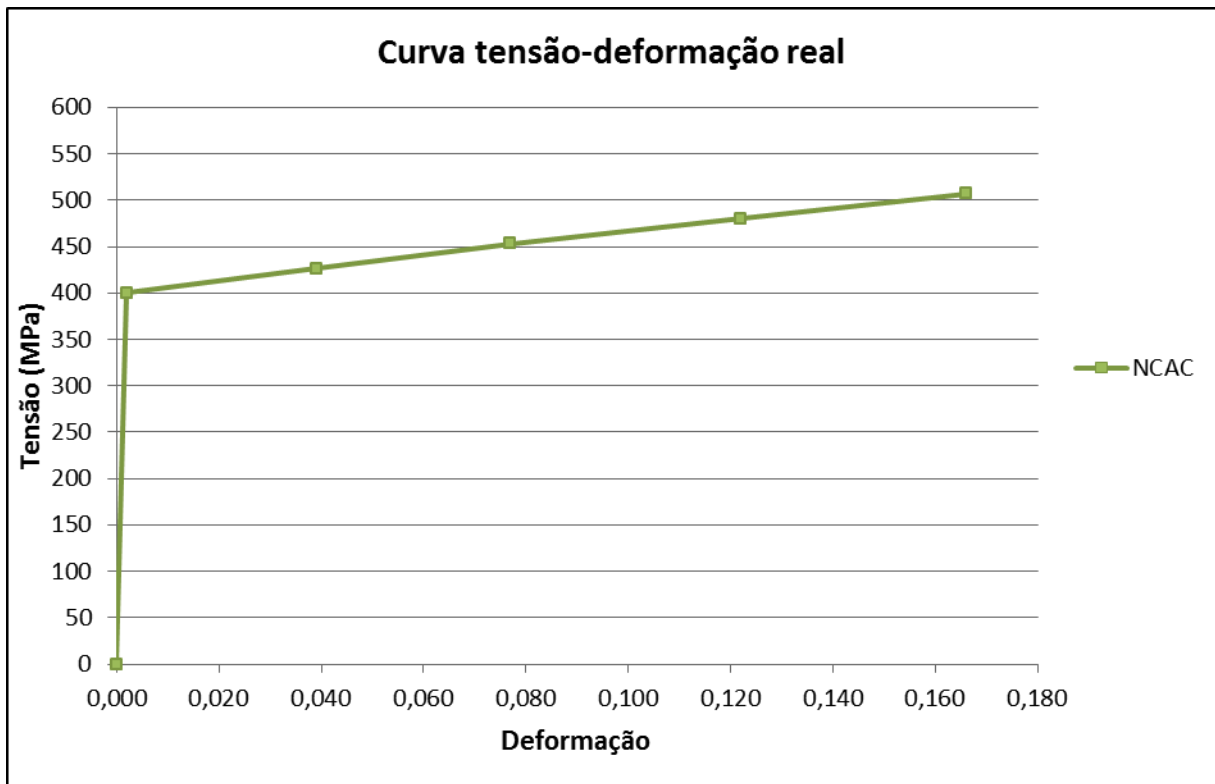


Figura 27 – Curva tensão-deformação do modelo numérico

8.2 Simulação do modelo numérico original

O modelo numérico do veículo da NCAC foi simulado segundo a norma da NHTSA de impacto frontal em barreira rígida a 56,6 km/h com sobreposição total.

Alguns parâmetros da simulação são listados na Tabela 5.

Tabela 5 – Parâmetros da simulação	
Tempo total de simulação	0,15 s
Ordem do passo	1E-06 s
Número de quadros	30
Velocidade Inicial	56,6 km/h
Massa do veículo em teste	1359 kg

A Figura 29 mostra o veículo antes do impacto e as figuras 29 e 30 o mostram após o impacto.

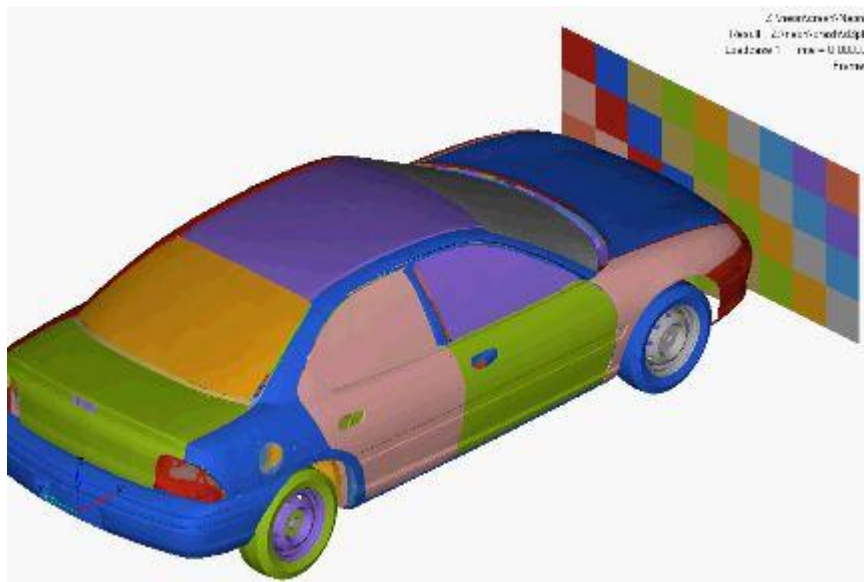


Figura 28 – Veículo antes do impacto

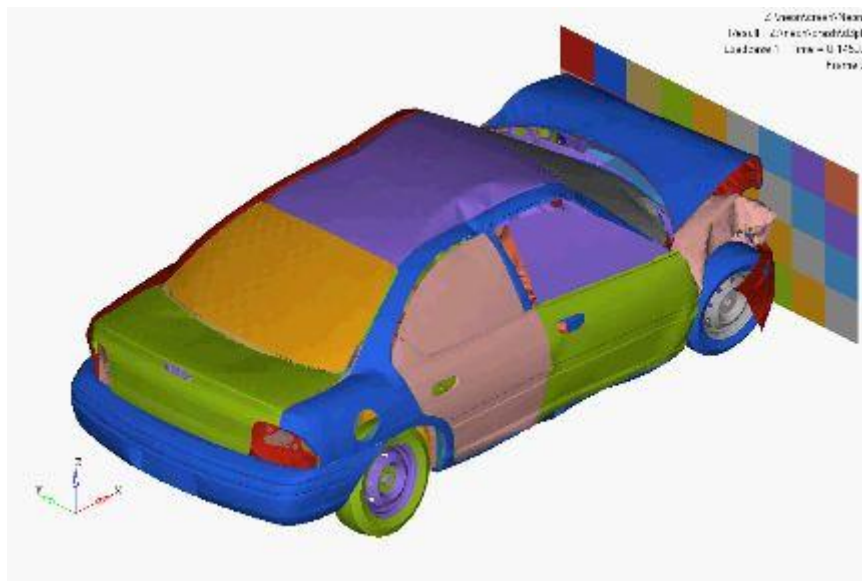


Figura 29 – Veículo após o impacto

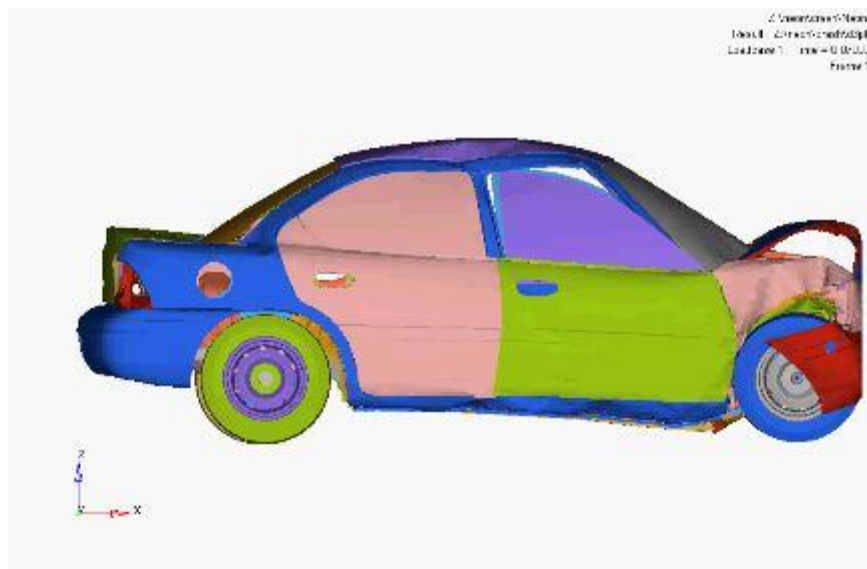


Figura 30 – Veículo após o impacto, vista lateral

Da simulação, obtém-se o gráfico da Figura 32 que mostra a energia cinética e interna global ao longo do tempo.

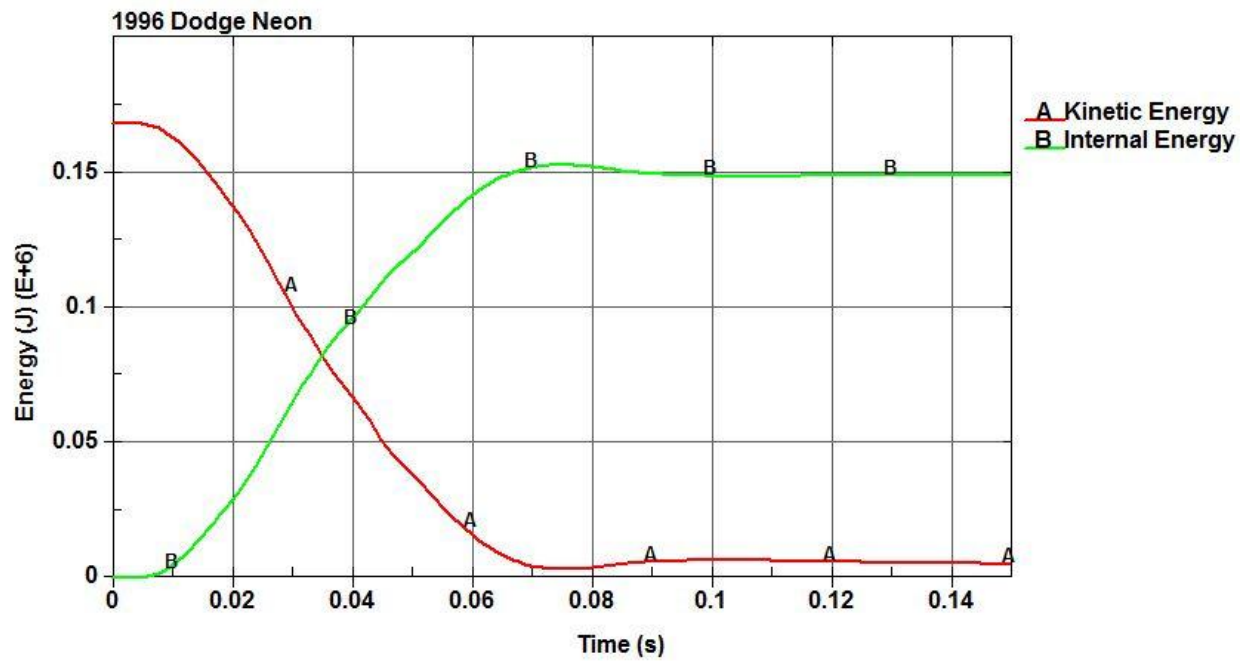


Figura 31 – Energia Cinética e Interna Global

Observa-se a conversão de energia cinética do veículo em energia interna durante 0,07 segundos.

Decompondo a energia absorvida pela parte frontal do veículo, podem-se verificar as principais componentes responsáveis pela absorção de energia no gráfico da Figura 33.

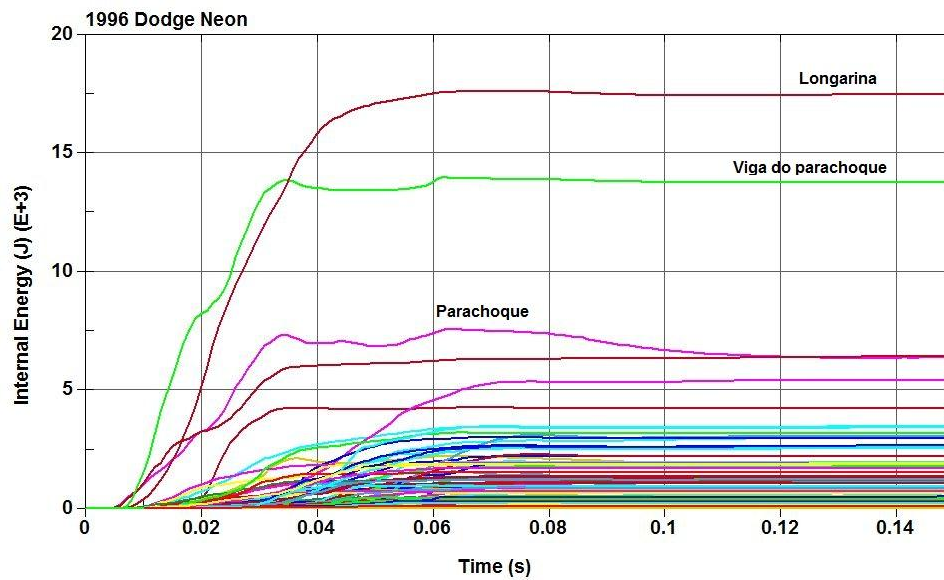


Figura 32 – Componentes da energia interna

Podem-se verificar os três componentes mais importantes na absorção de energia em um impacto frontal no veículo em questão: a longarina, a viga do paracheque e o paracheque; sendo a longarina o principal componente dentre os três.

Nas figuras 33 e 34, observa-se o comportamento desses componentes antes e após o impacto.

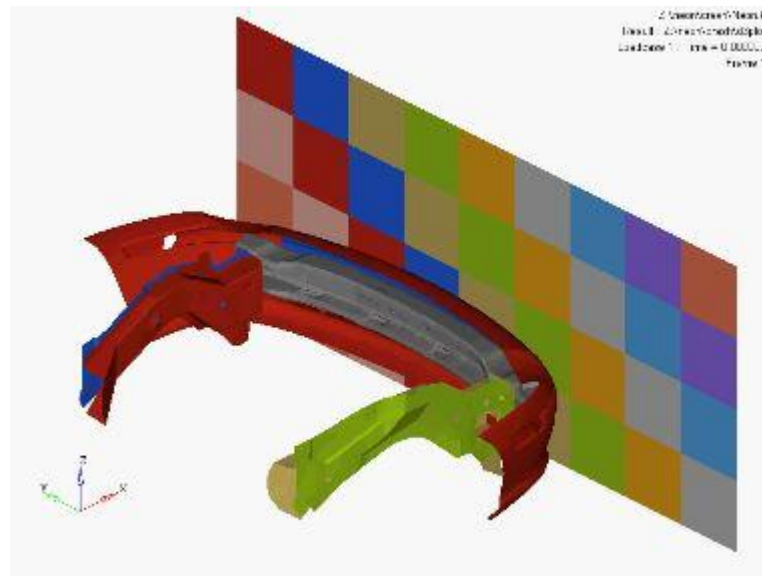


Figura 33 – Principais componentes antes do impacto

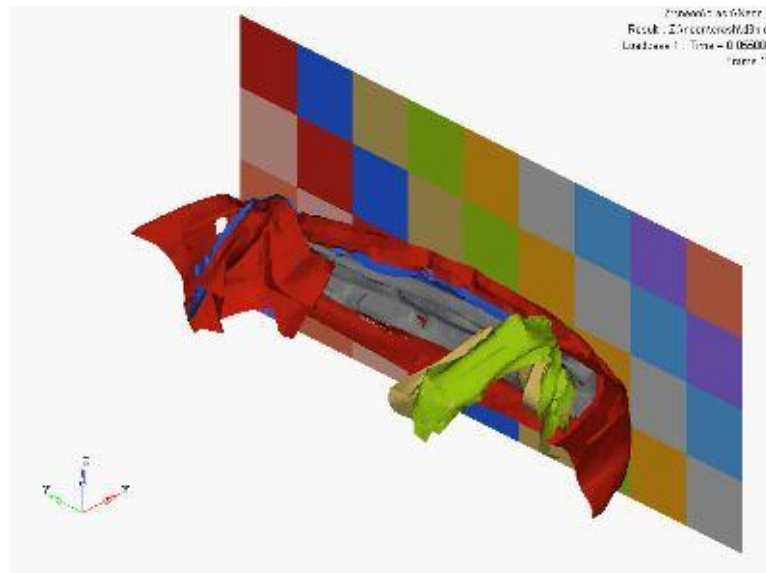


Figura 34 – Principais componentes após o impacto

9 LONGARINAS PARA ANÁLISE EXPERIMENTAL

Para a análise experimental, foi adquirida uma longarina do modelo Dodge Neon 1996. A região menos solicitada em um impacto foi usada para retirar corpos de prova para o ensaio estático e dinâmico e a região mais solicitada foi utilizada no ensaio experimental de impacto. Por se tratar de uma peça fabricada por um processo de estampagem, os corpos de prova, tanto do ensaio estático como do dinâmico, foram retirados de regiões afastadas dos dobramentos. Essa precaução é necessária para evitar que as propriedades do material nos corpos de prova sejam afetadas pelo processo de fabricação da longarina.

Abaixo seguem as fotos da peça e do modelo virtual:



Figura 35 – Longarina do lado do passageiro (vista interna ao compartimento do motor)

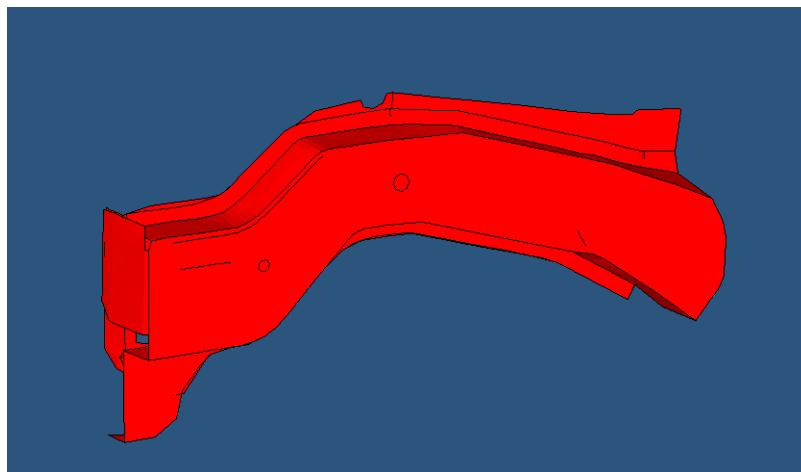


Figura 36 – Modelo virtual da longarina do lado do passageiro, vista interna ao compartimento do motor (NCAC, 2006)



Figura 37 – Longarina do lado do passageiro (vista externa ao compartimento do motor)

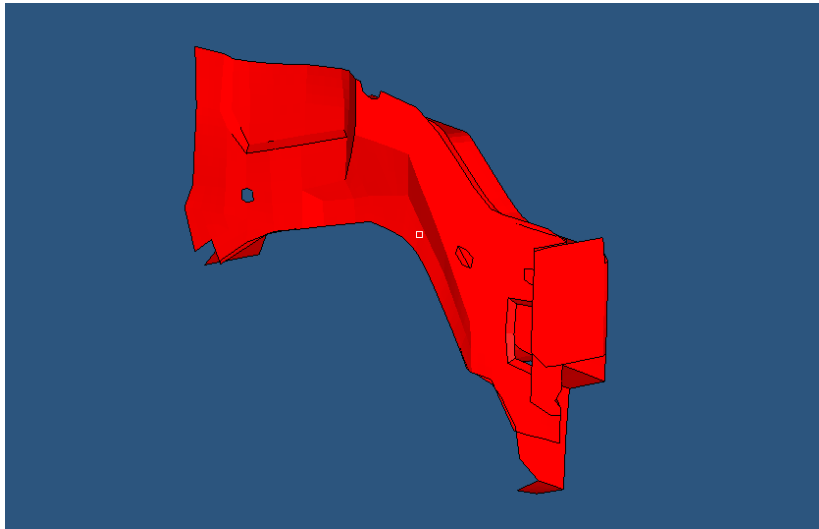


Figura 38 – Modelo virtual da longarina do lado do passageiro, vista externa ao compartimento do motor (NCAC, 2006)

10 CARACTERIZAÇÃO DO MATERIAL

10.1 Caracterização estática do material

Para o ensaio de tração estático, retiraram-se dois corpos de prova da região menos solicitada da longarina.

10.1.1 Ensaio de tração estático

A Figura 40 mostra as dimensões do corpo de prova e o mesmo após a fabricação.



Figura 39 – Corpos de prova para o teste estático

O ensaio foi feito no laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE). A velocidade é de 1mm/min e utilizou-se um extensômetro para medir a deformação do corpo de prova. Na Figura 41 observa-se a colocação do extensômetro no corpo de prova.

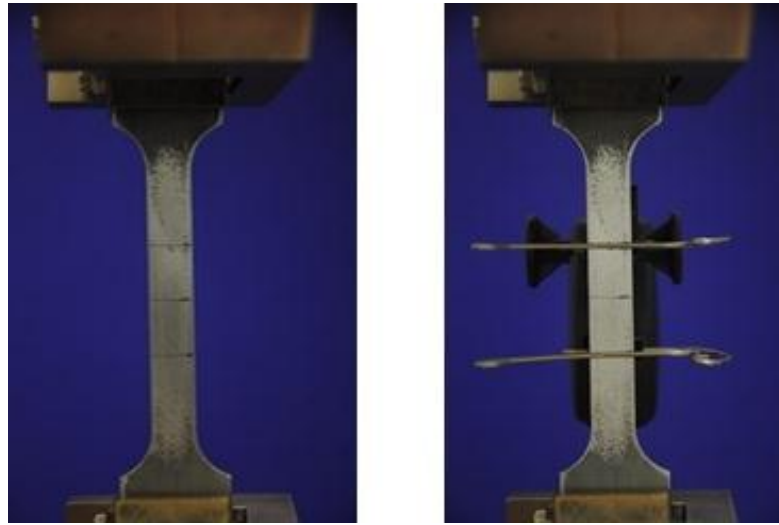


Figura 40 – Colocação do extensômetro no corpo de prova

O espaçamento inicial das duas hastes do extensômetro é de 25mm, que corresponde ao l_0 do cálculo da deformação de engenharia $\varepsilon_e = \Delta l / l_0$.

Na Figura 42, podem-se observar os corpos de prova ao final do ensaio.



Figura 41 – Corpos de prova ao final do ensaio estático

Através da leitura do deslocamento pelo extensômetro e da força pela célula de carga, aplicando-se a área da seção transversal, temos a curva tensão-deformação de engenharia do material.

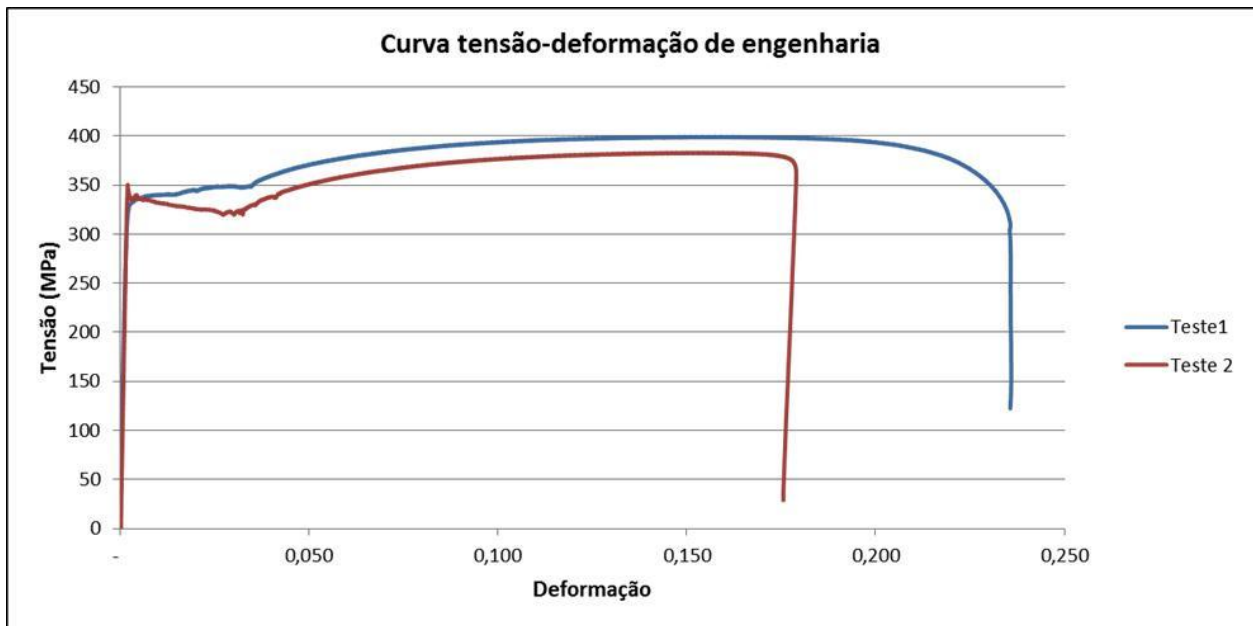


Figura 42 – Curva tensão-deformação de engenharia

10.1.2 Comparação entre o modelo numérico e o real

A fim de se comparar o resultado de caracterização do material da longarina adquirida com o modelo de material utilizado na longarina virtual, deve-se transformar a curva de engenharia em curva real. Esta transformação se dá por:

$$\begin{cases} \sigma_r = \sigma_e (1 + \varepsilon_e) \\ \varepsilon_r = \ln(1 + \varepsilon_e) \end{cases}$$

Aplicando a transformação acima, obtemos a curva tensão-deformação real do material. Plotando no mesmo gráfico a curva do modelo numérico, podemos comparar os resultados no gráfico da Figura 44.

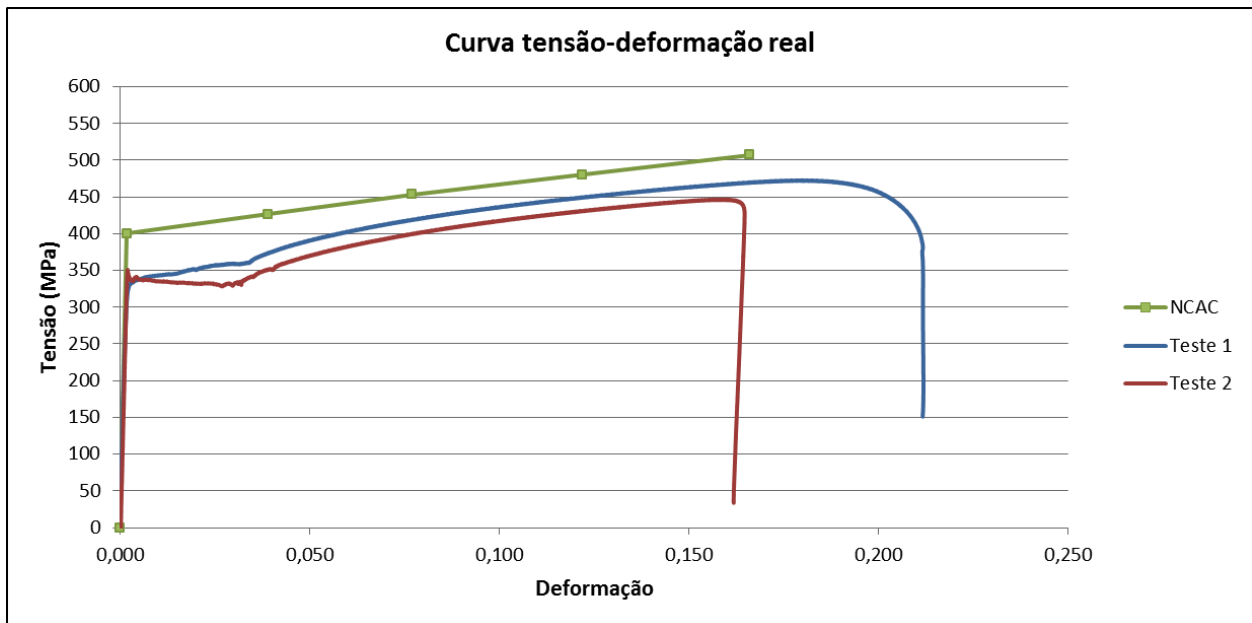


Figura 43 – Curva tensão-deformação real do material e do modelo numérico

Percebe-se que as curvas do material da longarina adquirida são sempre menores que a curva do modelo numérico da NCAC, lembrando que estas foram obtidas também através de ensaios de tração. A grande diferença está no fato da peça adquirida ser de um veículo antigo. Sendo o ano-modelo 1996, então faz 16 a 17 anos que a peça foi fabricada e estampada. Esse tempo é considerável para efeitos sobre a microestrutura do material, além dos efeitos de milhares de ciclos térmicos sofridos pelas longarinas por estarem muito próximas ao motor.

Ao se calcular a curva média entre o teste 1 e o teste 2 e comparar esta curva com o modelo da NCAC, obtém-se o gráfico 34.

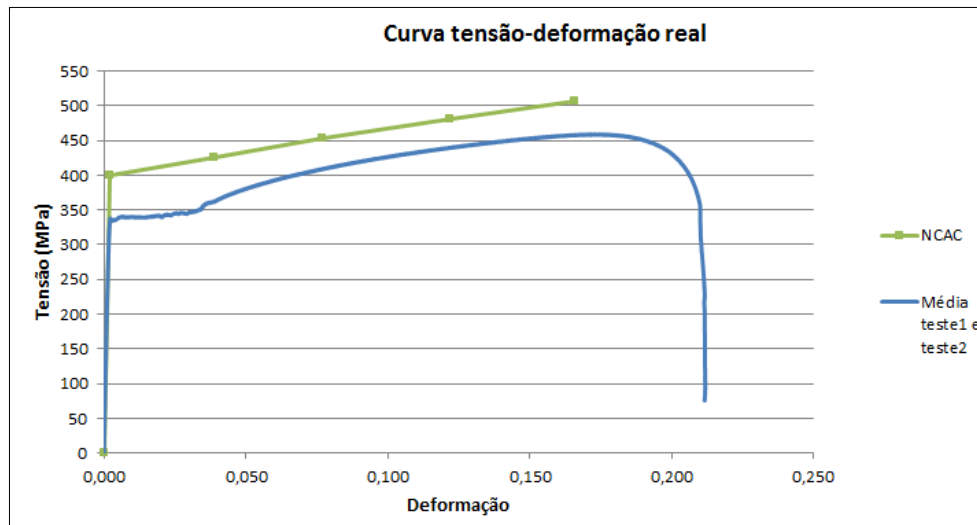


Figura 44 – Comparação de material pelo ensaio experimental e modelo numérico

No gráfico da Figura 45, observa-se que a diferença média entre o material adquirido e o modelo da NCAC é de 12% até 0,15 de deformação, o que se configura como uma boa aderência entre os modelos considerando-se que a longarina sofreu com os efeitos do tempo e de ciclos térmicos já citados. Assim, conclui-se que os materiais do modelo numérico e da longarina adquirida são semelhantes.

Essa diferença de comportamento estático será incluída ao modelo numérico da longarina. A curva de comportamento estático será incorporada ao modelo, substituindo a original da NCAC.

10.2 Caracterização dinâmica do material

10.2.1 Estudo da taxa de deformação durante impacto da longarina

Antes de se realizar um ensaio dinâmico de um material, é necessário o conhecimento da faixa de valores de taxa de deformação ao qual o material da peça em estudo estará sujeito. Através desses valores, é possível determinar a máquina mais adequada para se realizar o ensaio.

Simulando o veículo sob as mesmas condições de impacto da seção 8.2 e analisando somente a longarina, obtemos os resultados da Figura 46:

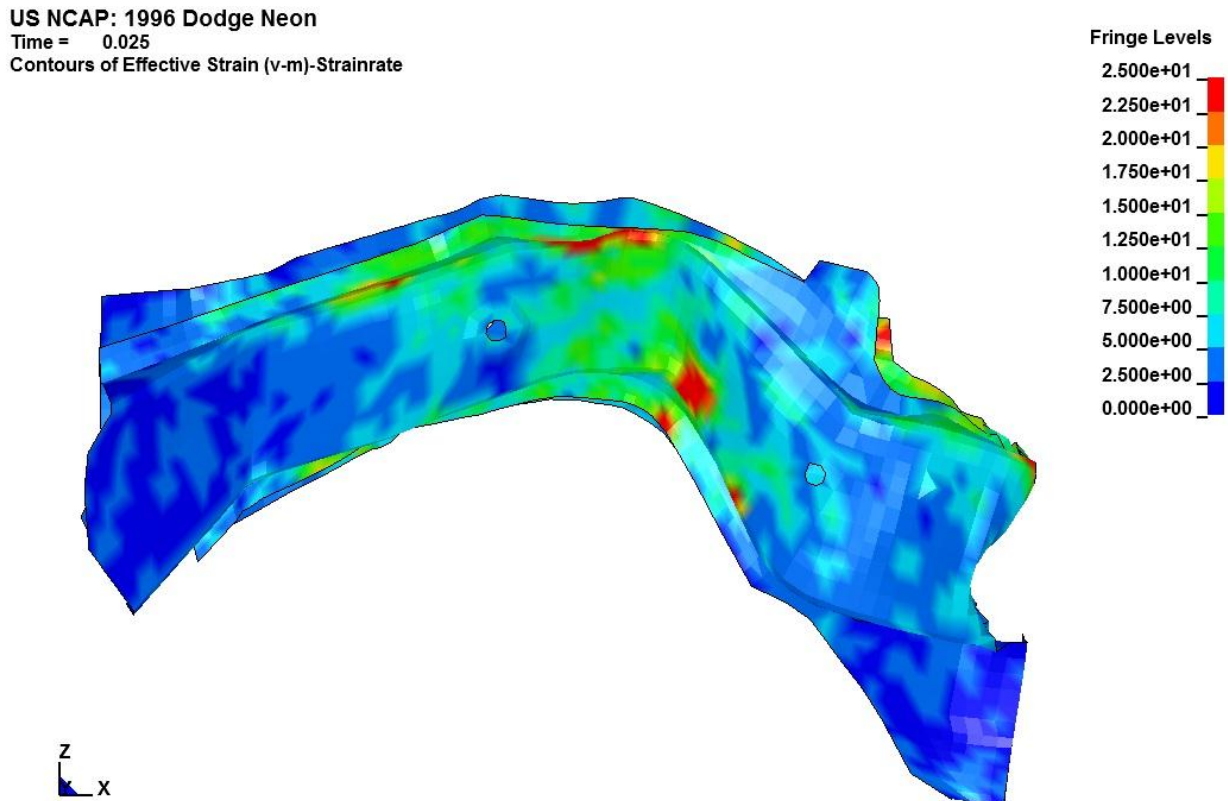


Figura 45 – Análise da taxa de deformação sofrida pela longarina

Na Figura 46, tem-se o quadro, em $t = 0,025$ s, em que ocorre a maior taxa de deformação. Verifica-se que somente algumas regiões possuem taxa de deformação mais elevada e nestas regiões a faixa que predomina é de 10/s a 20/s de taxa.

Resultado semelhante obteve Dietenberger ao analisar o veículo Chevrolet C2500 sob mesmas condições de impacto.

Considerando essa faixa de taxa de deformação, o equipamento mais adequado para o ensaio dinâmico é a máquina de ensaio de tração dinâmico.

10.2.2 Ensaio de tração dinâmico

Para o ensaio dinâmico, utilizando a região menos solicitada da longarina, foi possível obter 6 corpos de prova. A Figura 47 mostra as dimensões do corpo de prova e o mesmo após fabricação.

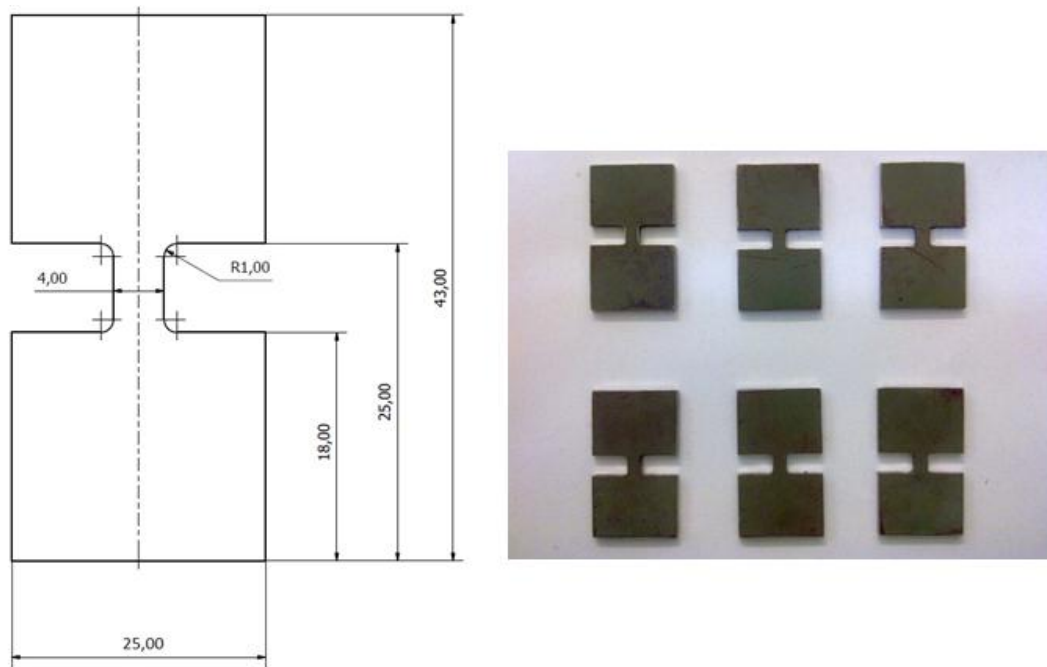


Figura 46 – Corpos de prova para o teste dinâmico

O ensaio de tração foi realizado no laboratório do Grupo de Mecânica dos Sólidos e Impacto em Estruturas (GMSIE) através de uma máquina, Figura 48, que efetua o ensaio a velocidades superiores ao do ensaio quase estático. Assim, pode-se obter a resposta dinâmica do material.

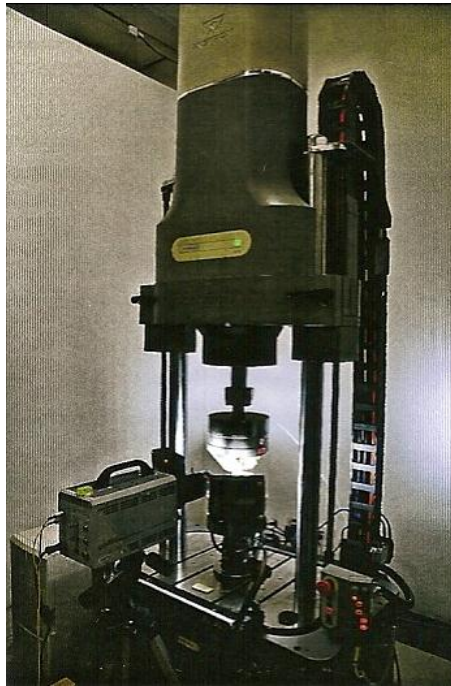


Figura 47 – Máquina de ensaio de tração dinâmico

Esta máquina possui sistema de fixação do corpo de prova semelhante ao da máquina utilizada no ensaio quase estático, que consiste em um sistema de cunhas mostrado na Figura 49.

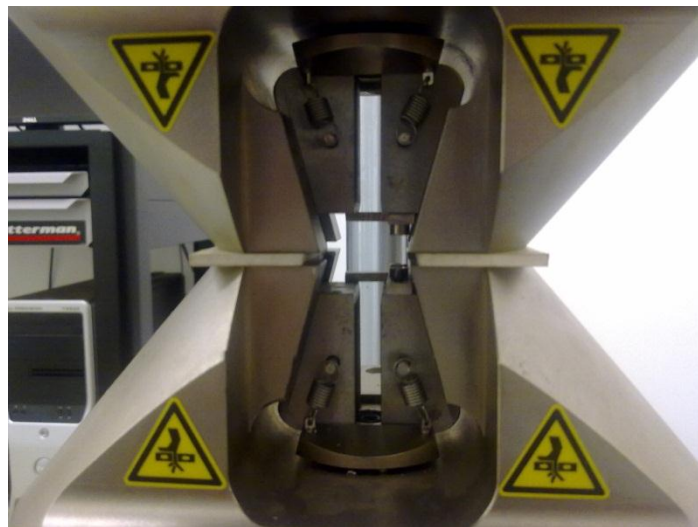


Figura 48 – Sistema de fixação em forma de cunha

Porém, essa máquina não possui sistema de medição externo, como o extensômetro utilizado no ensaio quase estático. Isso trará importantes considerações que serão abordadas adiante.

Para medir o deslocamento e a força, foram utilizados os sensores da própria máquina.

Já a velocidade do ensaio realizado é derivada da curva de deslocamento em função do tempo, uma vez que a velocidade do ensaio não é constante ao longo do tempo. No início, a velocidade é menor devido à inércia do sistema da máquina. Podemos verificar isso na Figura 50 relativa ao teste do corpo de prova 2:

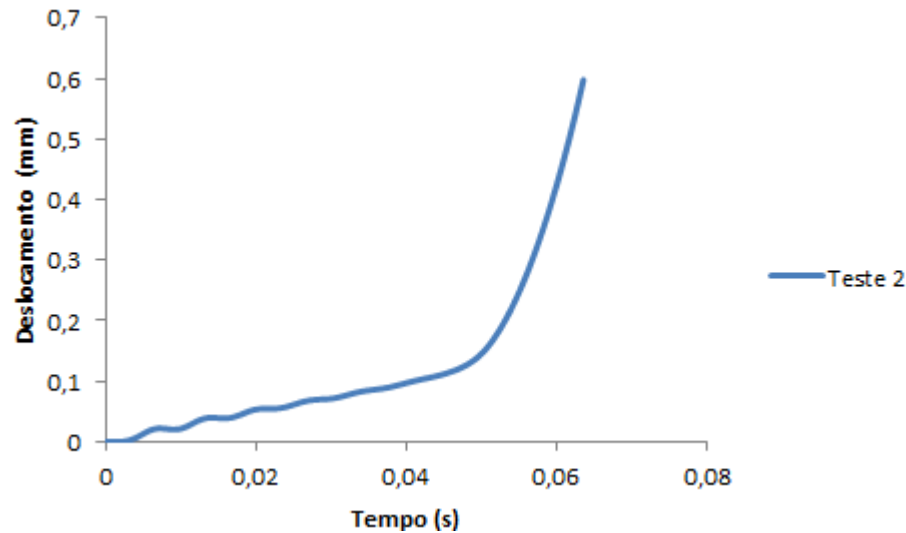


Figura 49 – Curva de deslocamento em função do tempo do teste 2

Através da leitura do deslocamento e da força aplicada ao decorrer do ensaio e da área da seção transversal, foi possível obter as curvas de tensão-deformação. Nestes, verificou-se que os resultados obtidos nos ensaios dinâmicos 1,3,4 e 5 apresentaram inconsistências nos resultados devido a flutuações em suas curvas. Isto possivelmente ocorreu devido a um escorregamento das garras que seguram os corpos de prova durante o ensaio. Uma vez que a máquina não possui um sistema de medição externo desacoplado, esse escorregamento foi incluído como sendo deslocamento do corpo de prova, o que traz inconsistências de medição que invalidaram os quatro testes. Desta forma, serão considerados apenas os resultados dos ensaios 2 e 6, realizados respectivamente à taxas de deformação de 11,2/s e a 7,1/s:

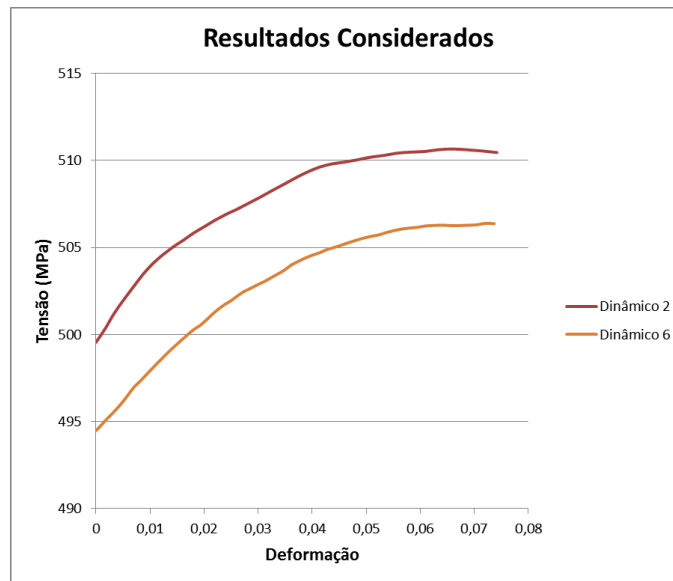


Figura 50 – Ensaios dinâmicos considerados

10.2.3 Análise dos dados

Ao realizar uma comparação direta entre os resultados obtidos com o ensaio quase estático, verifica-se o seguinte:

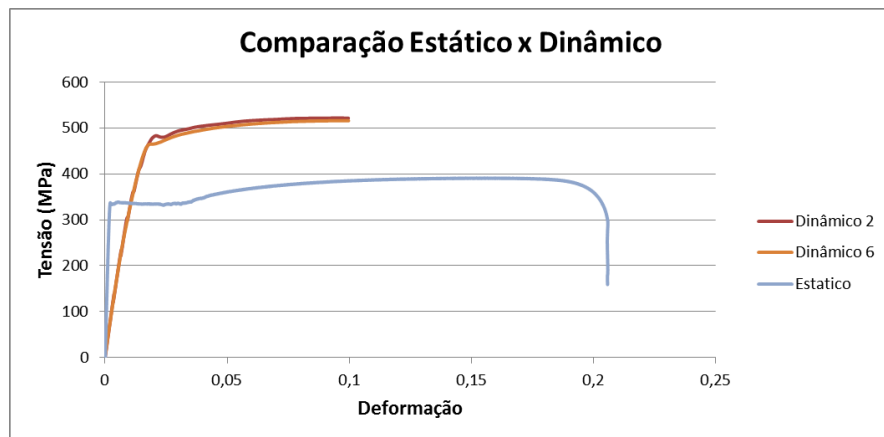


Figura 51 – Comparação preliminar entre os testes

Em um primeiro momento, nota-se que os resultados dos testes dinâmicos apresentam um valor de tensão máxima maiores que a do teste estático, conforme esperado teoricamente.

No entanto a porção inicial dos testes dinâmicos referentes à parte de deformação elástica apresenta uma inclinação diferente ao do teste estático. A inclinação determina o valor do módulo

de elasticidade e como se trata de materiais iguais em todos os ensaios, o resultado teórico indica que as inclinações deveriam ser as mesmas.

A inconsistência relativa à inclinação das curvas deve-se à forma de obtenção de dados no ensaio dinâmico. Uma vez que a medição do deslocamento foi feita diretamente com os sensores da máquina, outros fatores, além da deformação do corpo de prova, são incluídos na medição, como: a deformação da própria máquina devido à sua rigidez, a medição da deformação fora da área de estricção do corpo de prova e o deslocamento das garras de suporte do corpo de prova para o efeito cunha.

A inconsistência na medição do valor do módulo de elasticidade não invalida o ensaio por completo, uma vez que é possível utilizar os valores da taxa de deformação do corpo de prova na região plástica.

Desta forma, os resultados considerados para a comparação são:

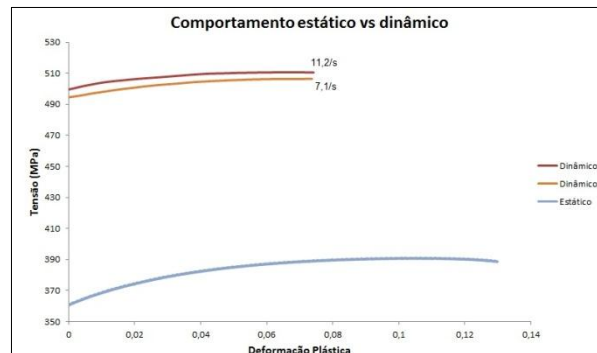


Figura 52 – Comparação estático x dinâmico

10.2.4 Parâmetros de Cowper-Symonds

Ao aplicar a equação (6.1) para obtenção dos parâmetros de Cowper-Symonds nos resultados dos ensaios dinâmicos, temos:

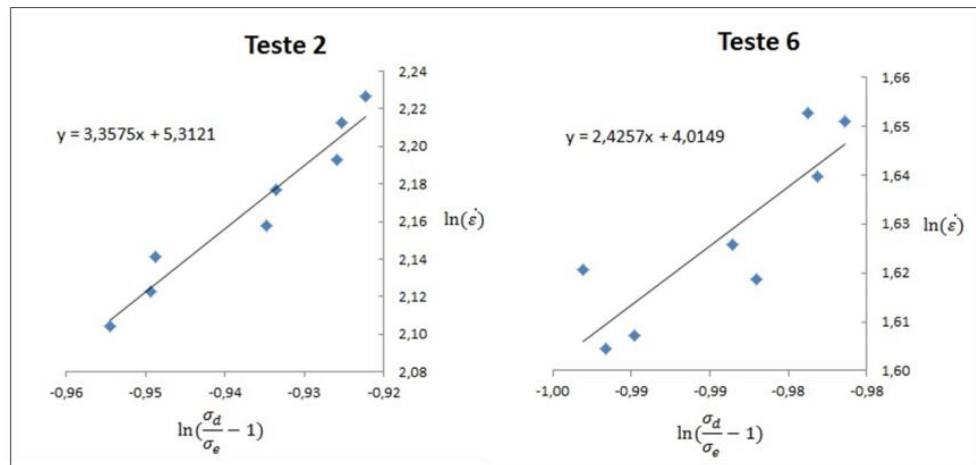


Figura 53 – Curvas para obtenção dos parâmetros de Cowper-Symonds

Desta forma caracterizamos o material através da média dos dois ensaios, com $C = 106$ e $P = 2,9$.

A título de comparação, no modelo numérico da NCAC, os parâmetros de Cowper-Symonds são $C = 80$ e $P = 4,5$. No modelo numérico da longarina, esses valores serão atualizados pelos parâmetros obtidos experimentalmente.

11 COMPORTAMENTO DA LONGARINA SOB IMPACTO

11.1 Simulação do ensaio de impacto

A análise numérica de uma longarina isolada submetida a impacto foi realizada para estimar o resultado do ensaio de impacto da longarina descrita na seção 11.2.

O modelo utilizado foi uma longarina cortada na parte mais solicitada, conforme a Figura 55.

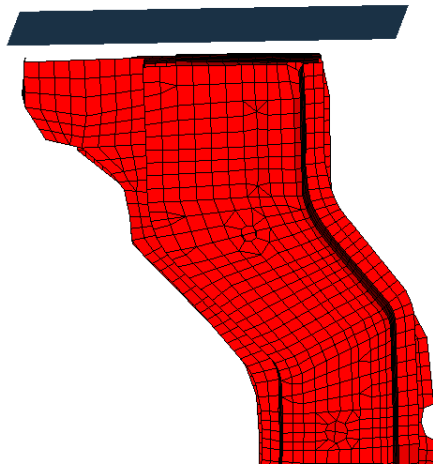


Figura 54 – Malha da longarina ensaiada

Os resultados dos ensaios de tração estático e dinâmico foram introduzidos ao modelo de material da longarina.

A simulação numérica considerou a longarina engastada em sua base e um plano com velocidades e massas especificadas. Para a definição dos parâmetros do ensaio experimental de impacto, foram testados diversas combinações de massa e velocidade e os valores escolhidos foram de 160 kg para a massa e 7,6 m/s para a velocidade.

A Figura 56 mostra o resultado da simulação.

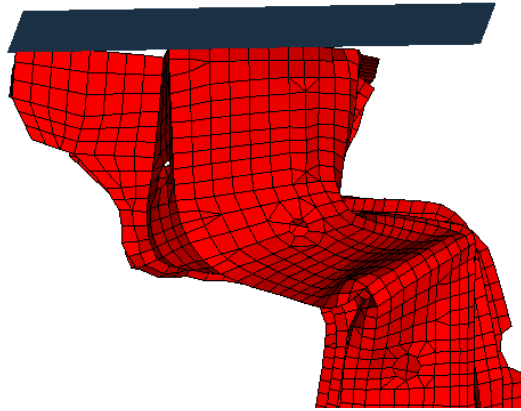


Figura 55 – Longarina após o ensaio de impacto

O deslocamento da massa em função do tempo é ilustrado na Figura 57. Este gráfico será utilizado para comparar com o resultado experimental.

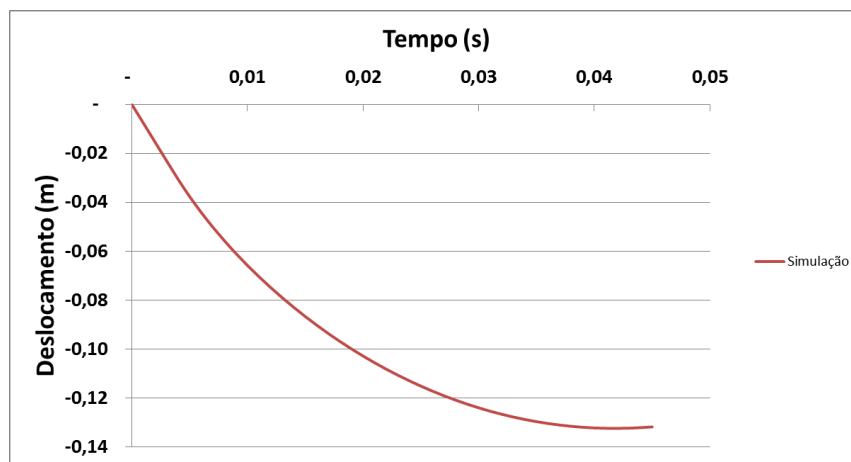


Figura 56 – Deslocamento da massa durante o impacto

11.2 Ensaio experimental de impacto

No experimento, a longarina é isolada do veículo e uma massa é solta contra ela a uma altura especificada, conforme ilustrada na Figura 58.

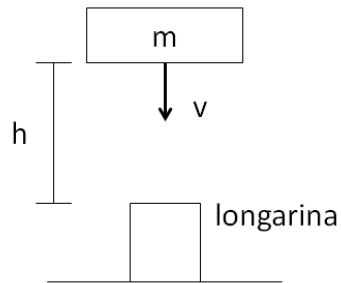


Figura 57 – Ensaio de impacto da longarina

11.2.1 Parâmetros do ensaio

Em um ensaio de impacto frontal segundo a norma da NHTSA, o veículo colide contra uma barreira rígida a 56 km/h com sobreposição total. O resultado obtido na simulação do veículo em impacto indica que as duas longarinas absorvem juntas aproximadamente 17,5 kJ de energia, de acordo com a Figura 33. Logo cada longarina é responsável por absorver aproximadamente 8,75 kJ de energia. Porém, esse resultado é obtido com a longarina instalada no veículo, ou seja, com condições de contorno diversas que são difíceis de serem reproduzidas.

Na condição do ensaio, a única condição de contorno é o engaste na base metálica. Assim, devido à alteração das condições de contorno da longarina ensaiada em relação à mesma instalada no veículo, a capacidade de absorção de energia não será a mesma.

Outro fator considerado foi a limitação de espaço livre para deformação para o ensaio experimental. A longarina, durante sua deformação, não pode colidir com as guias pelas quais a massa se movimenta, caso contrário o experimento seria invalidado por adição de uma condição de contorno não prevista durante o impacto. A Figura 59 mostra a máquina utilizada para o ensaio.



Figura 58 – Máquina para o ensaio de impacto

Para contornar essa limitação, a abordagem tomada consistiu em ensaiar a parte da longarina correspondente à região mais relevante em termos de absorção de energia e realizar diversas simulações numéricas com diferentes valores de velocidade e energia de impacto para obter uma deformação dentro das limitações de espaço da máquina. A simulação numérica está descrita na seção 11.1 e os valores de velocidade e energia encontrados são tais que a massa deve ser de 160 kg a uma altura de 3 m.

A energia de impacto estimada é dada pela energia potencial gravitacional:

$$E = mgh$$

A energia estimada é de aproximadamente 4,7 kJ, um valor 40,5% menor que o simulado para a longarina instalada no veículo.

11.2.2 Ensaio de impacto

A longarina foi cortada para se acomodar no espaço entre as guias e evitar sua colisão com elas durante o ensaio de impacto. A fixação foi feita soldando a longarina em uma base metálica, além de reforços para assegurar que a condição de contorno não se altere devido a ruptura de uma solda. O eletrodo usado tem resistência muito próxima a do material da longarina para manter a homogeneidade do material, dentro das limitações do processo de solda por eletrodo revestido. A Figura 60 mostra a longarina cortada e fixada.



Figura 59 – Longarina cortada e fixada

Em relação ao sensoriamento, a velocidade durante o ensaio foi mensurada por laser e o comportamento da longarina durante o impacto foi registrado por uma câmera com alta taxa de aquisição de quadros. As Figuras 61 e 62 mostram o resultado do impacto.

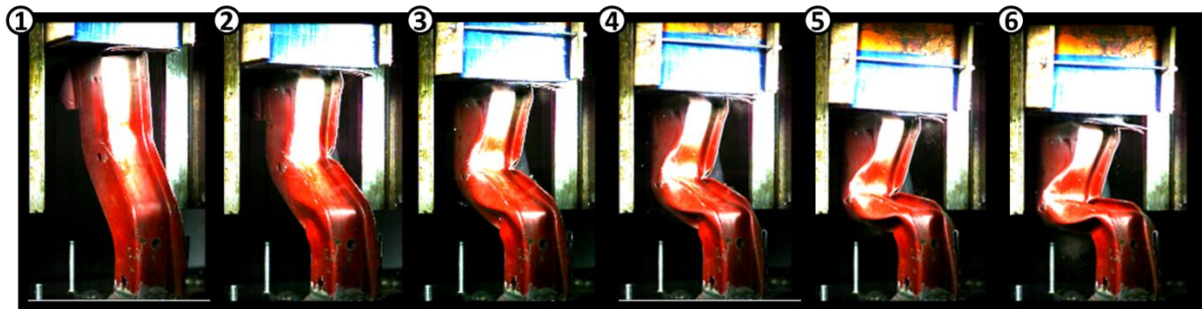


Figura 60 – Resultado do ensaio experimental de impacto



Figura 61 – Longarina antes e depois do ensaio de impacto

11.2.3 Análise dos dados

A velocidade da massa durante o impacto foi registrada pelo laser, conforme a Figura 63.

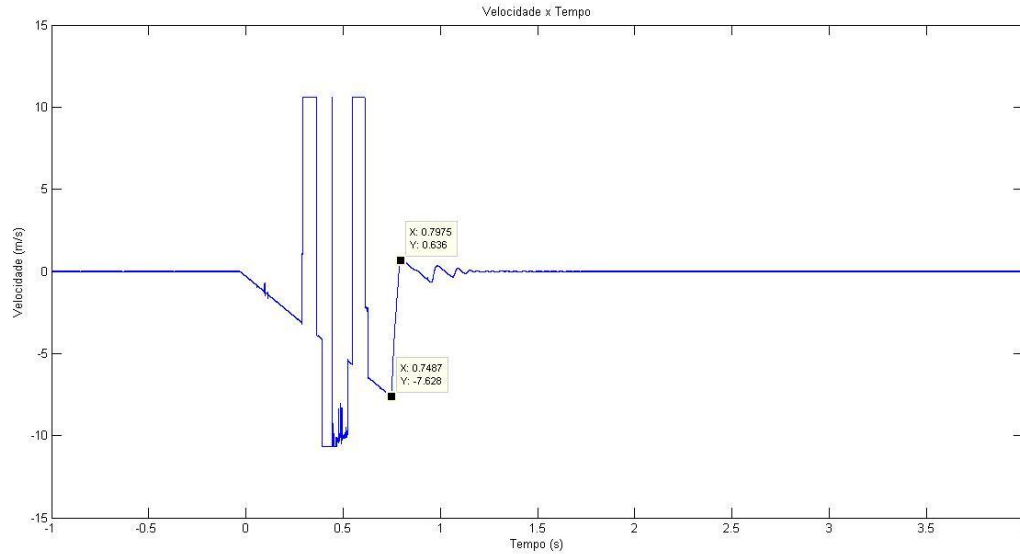


Figura 62 – Velocidade durante o ensaio

Devido a folgas nas guias em relação à massa que impacta a longarina e ao foco do laser ter sido ajustado para a região de interesse do ensaio, em alguns momentos o laser perde o sinal e adquire um sinal saturado. O fenômeno é evidente na Figura 63 nos picos de velocidade, no entanto as perdas de sinal ocorrem antes do impacto com a longarina.

No momento do impacto, a velocidade registrada é de 7,63 m/s. O valor teórico para a velocidade de impacto é de 7,67 m/s.

O resultado obtido para a velocidade pode ser integrado para verificar o deslocamento da massa durante o impacto. A Figura 64 mostra o resultado da integração.

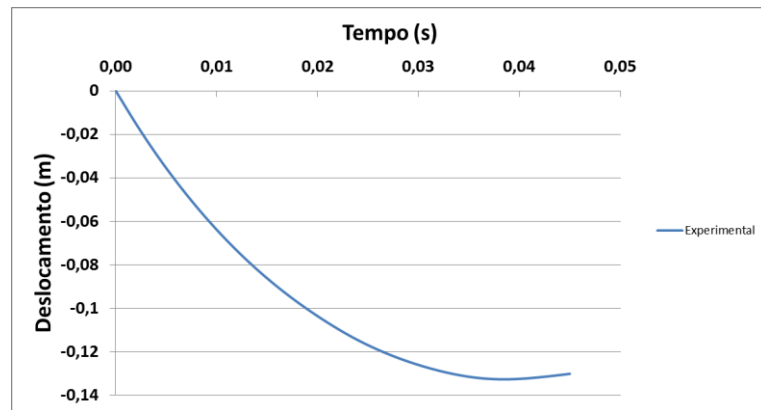


Figura 63 – Deslocamento da massa durante o impacto

11.2.4 Comparação com o resultado numérico

A comparação entre o resultado numérico desenvolvido na seção 11.1 e o resultado experimental é ilustrada na Figura 65.

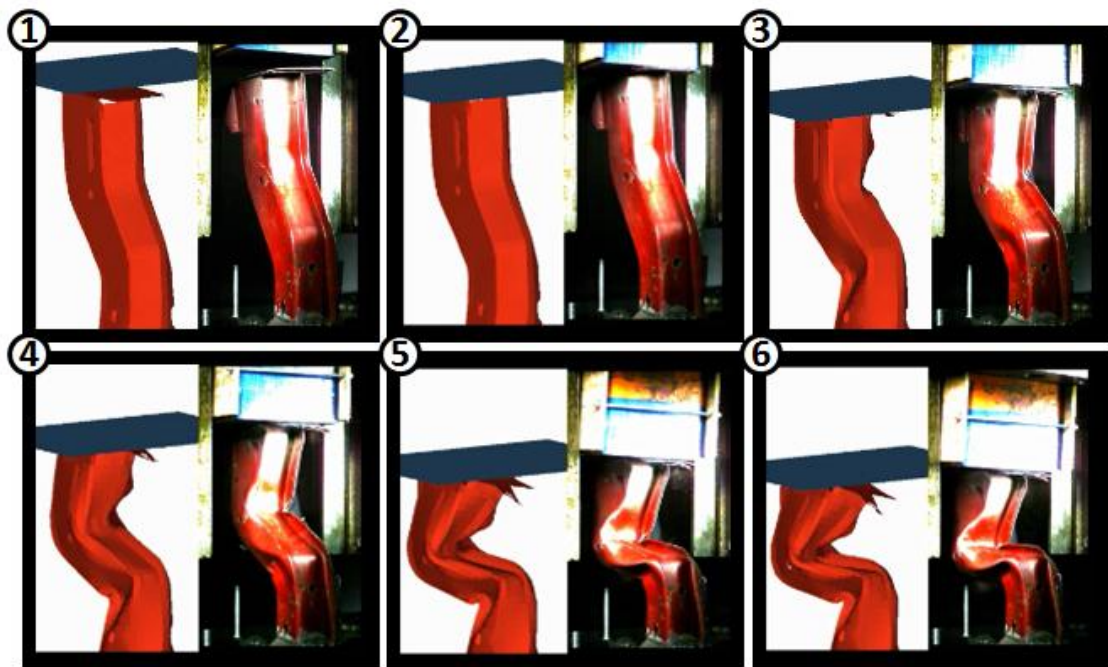


Figura 64 – Comparação entre os resultados experimental e numérico

No momento do impacto no ensaio experimental, a massa apresenta uma deflexão devido às folgas nas guias e não é possível reproduzir este comportamento na simulação numérica. Embora exista este fator, o resultado previsto na simulação numérica é muito próximo do resultado obtido experimentalmente.

A Figura 66 mostra a comparação entre o resultado da simulação e o experimental.

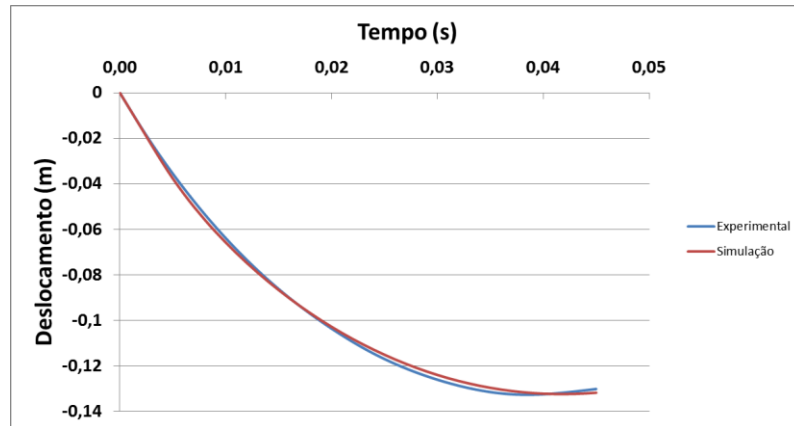


Figura 65 – Comparação entre o ensaio experimental e o numérico

Nota-se a correlação entre ambos. Assim, o ajuste feito no modelo numérico da longarina através dos parâmetros obtidos dos ensaios de tração é válido e será incorporado ao veículo antes de se realizar as simulações de impacto frontal com diferentes sobreposições.

12 SIMULAÇÃO COM DIFERENTES VALORES DE SOBREPOSIÇÃO

Os veículos comercializados nos mercados europeus e americano são dimensionados para serem aprovados nos testes de impacto normatizados, no entanto em uma situação de impacto real o grau de sobreposição não é necessariamente o valor empregado no *crash test*.

A análise do grau de sobreposição sobre o desempenho do veículo, com ênfase no desempenho da longarina, foi realizada por simulações numéricas com o modelo de elementos finitos ajustado com os parâmetros obtidos nos ensaios de tração.

A simulação numérica foi realizada com barreira do tipo deformável conforme especificado pela *Insurance Institute for Highway Safety* (IIHS). A barreira deformável, a qual é fixada em uma barreira rígida, é feita de alumínio com um material em forma de colmeia, chamado de *honeycomb*. A Figura 67 mostra as dimensões da barreira e as especificações de resistência máxima do para-choque da barreira (1,723 MPa) e da base (0,345 MPa).

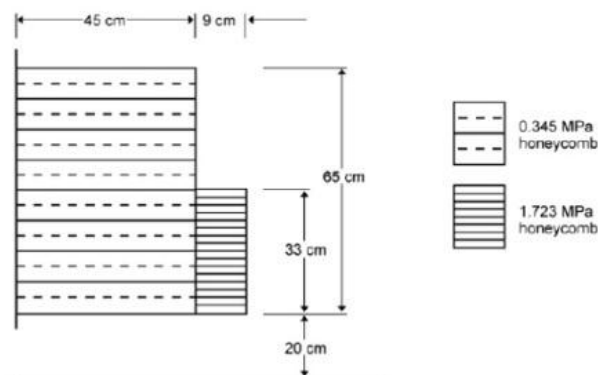


Figura 66 – Dimensões da barreira deformável (IIHS, 2008)

O *LS-Dyna*[®] conta com alguns modelos de material para simular a alta anisotropia do *honeycomb* e o usado para as simulações foi o 26 (LS-DYNA Keyword User's Manual)

Os valores de sobreposição escolhidos são de 100%, 50%, 25% e 10%. A Figura 68 mostra os quatro casos na simulação numérica.

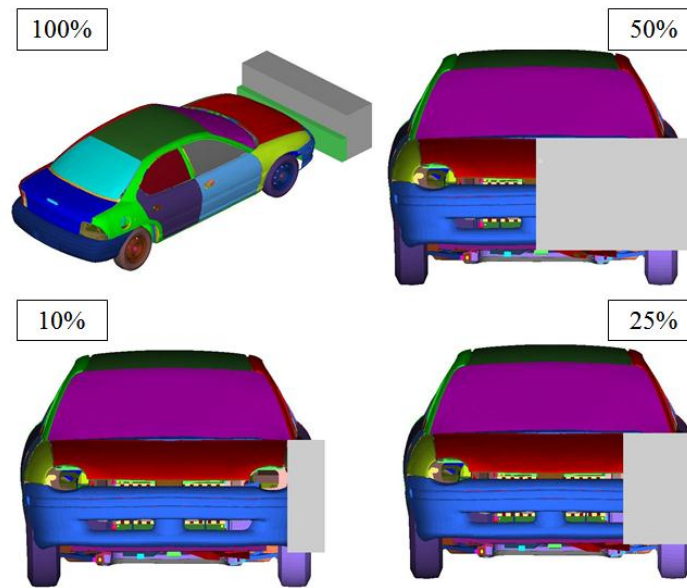


Figura 67 – Modelo numérico do veículo com a barreira deformável

Os resultados dos ensaios de tração estático e dinâmico foram introduzidos ao modelo original da NCAC. Apesar de os ensaios terem sido feitos somente com uma parte do veículo, a longarina, uma parte considerável das estruturas do veículo é feita do mesmo material e processo de fabricação, estampagem no caso, que a longarina. Assim, as propriedades obtidas por meio dos ensaios experimentais foram incluídas em várias partes do veículo.

A simulação foi realizada com velocidade de 56,6 km/h e o tempo total da simulação foi de 0,15s para a sobreposição de 10% e 0,10s para os outros casos. A Figura 69 evidencia a deformação lateral do veículo. A barreira foi omitida para melhor visualização da deformação do veículo.

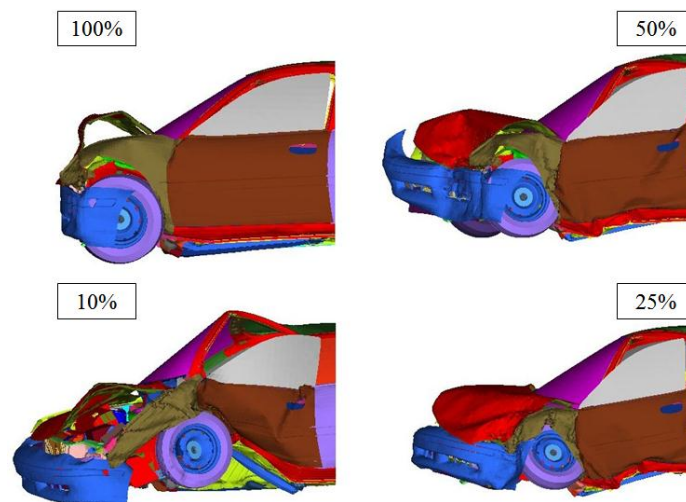


Figura 68 – Vista lateral do impacto

A vista lateral do impacto mostra o aumento da deformação do habitáculo do motorista à medida que o valor de sobreposição diminui. As sobreposições de 100% e 50% apresentam bom desempenho quanto à deformação e sua proteção ao condutor, no entanto as sobreposições de 25% e 10% apresentam um elevado grau de deformação que pode afetar a integridade do condutor.

O desempenho das longarinas durante o impacto pode ser avaliado destacando-as no resultado da simulação. A Figura 70 apresenta a deformação das longarinas.

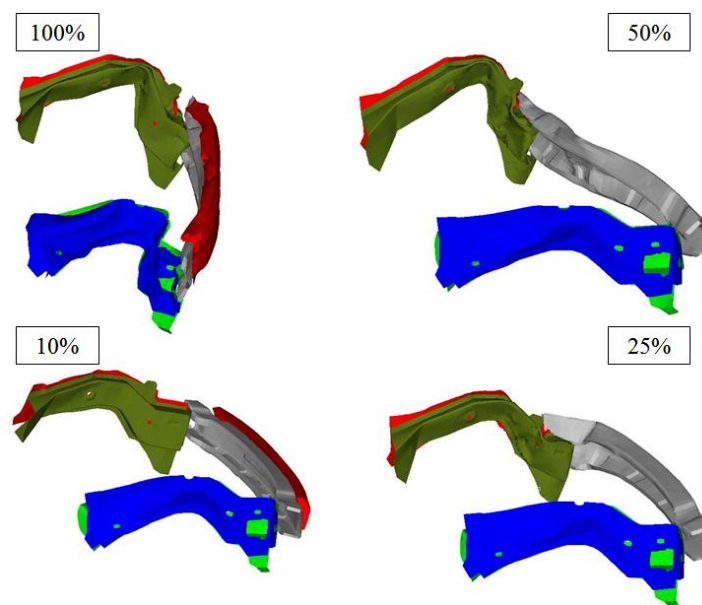


Figura 69 – Deformação das longarinas

Na sobreposição de 100%, as duas longarinas sofrem deformação de mesma magnitude. Entre as sobreposições de 50% e 25%, verifica-se que a longarina do lado do passageiro é pouco solicitada e a longarina do lado do condutor sofre menor deformação na sobreposição de 25%. Na sobreposição de 10%, as duas longarinas são pouco solicitadas, caracterizando em pouca deformação.

A diminuição da deformação caracteriza-se como uma diminuição da quantidade de energia de impacto absorvida pelo componente, conforme ilustrado na Figura 71.

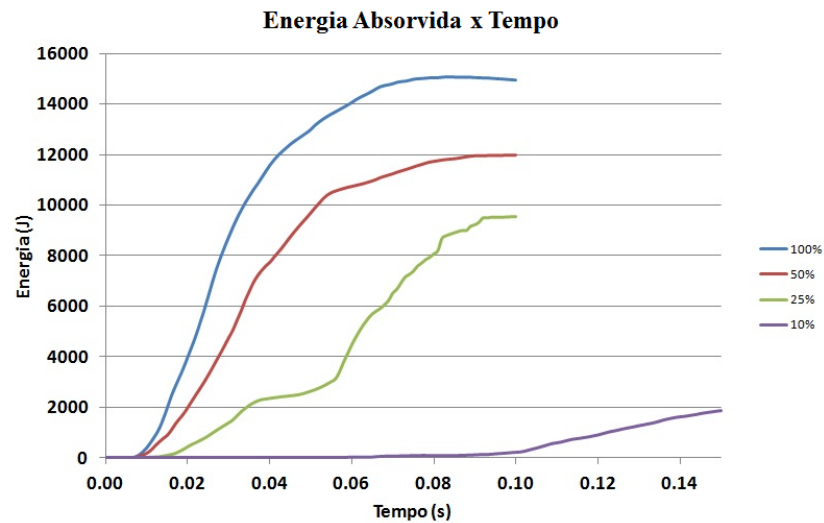


Figura 70 – Energia de impacto absorvida pelas duas longarinas

A diminuição do grau de deformação da longarina reflete na diminuição da energia absorvida por este componente. Conforme mostrado na Figura 33, a longarina é o componente frontal mais importante na absorção de energia de impacto, dessa forma seu baixo desempenho compromete a segurança global oferecida pelo veículo em um impacto frontal.

A segurança dos ocupantes do veículo pode ser avaliada em conjunto com a desaceleração aos quais estão submetidos. A Figura 72 mostra a aceleração de um ponto no painel do carro entre o motorista e o passageiro.

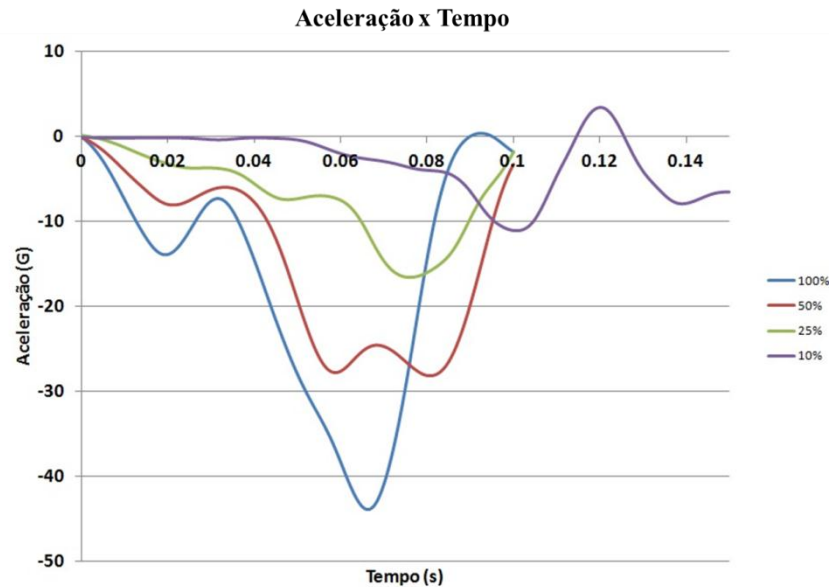


Figura 71 – Desaceleração da cabine dos ocupantes

O resultado não mostra a desaceleração da cabeça do ocupante, no entanto é possível avaliar a segurança oferecida verificando a aceleração do interior do veículo. Quanto menor a magnitude da desaceleração, maior a segurança oferecida aos passageiros. Nesse sentido, verificam-se menores níveis de desaceleração conforme se diminui o valor da sobreposição.

Comparando as sobreposições de 100% e 10%, o nível de desaceleração chega a ser, aproximadamente, 4 vezes menor para a sobreposição de 10%.

Todavia, o nível de desaceleração não é o único parâmetro para avaliar a segurança oferecida pelo veículo, é necessário também analisar se a deformação da cabine afeta a integridade do motorista. A Figura 73 mostra o grau de avanço do painel sobre a cabine do motorista, em uma escala de 0 a 400 mm.

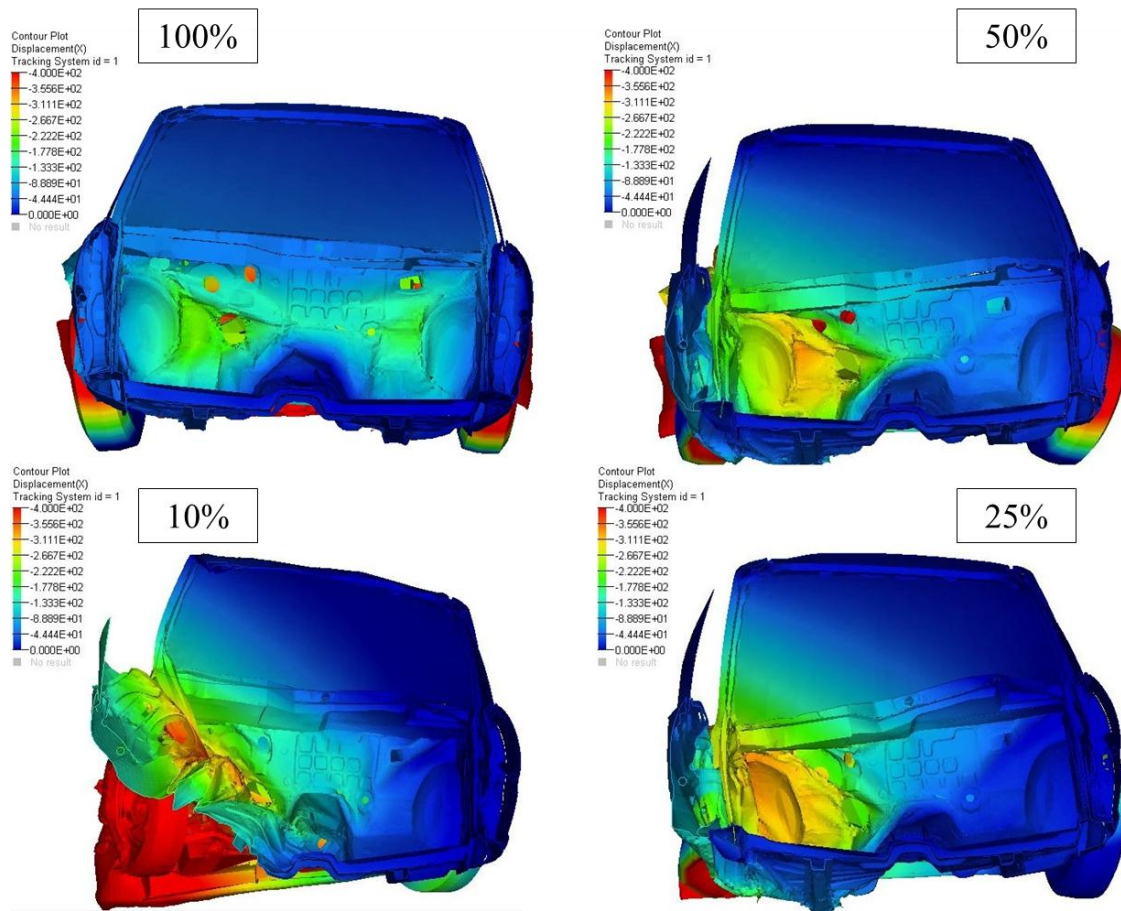


Figura 72 – Grau de deformação da cabine

Verifica-se que o impacto com sobreposição de 10% afeta seriamente a cabine do motorista, comprometendo sua segurança.

13 CONCLUSÃO

A análise numérica do impacto frontal do veículo inteiro apresentou as longarinas como o componente mais importante na absorção de energia, seguidas da viga do parachoque e o parachoque.

A análise experimental da longarina contemplou a análise dos parâmetros do material e seu desempenho em um ensaio de impacto. Os parâmetros do material foram determinados por meio de ensaios de tração estático e dinâmico. Neste, foi utilizado o modelo de Cowper-Symonds, e os resultados experimentais apresentaram um desvio de 34% em relação aos parâmetros do modelo numérico do veículo fornecido pela NHTSA.

Com os parâmetros obtidos dos ensaios de tração, ajustou-se o modelo numérico da longarina e um ensaio de impacto dela isolada do veículo foi modelado para verificar a qualidade desse ajuste. O subsequente experimento de impacto apresentou um comportamento conforme previsto pela análise numérica e confirmou a qualidade do ajuste. Este foi expandido para o carro, uma vez que vários componentes estruturais do veículo tem o mesmo material e processo de fabricação da longarina.

O modelo do veículo ajustado foi analisado por meio de simulações numéricas com diferentes valores de sobreposição: 100%, 50%, 25% e 10%. Constatou-se que o veículo apresenta bom desempenho em um impacto com 100% de sobreposição. Porém, quando simulado com valores menores de sobreposição, o veículo apresentou um péssimo desempenho, afetando a segurança dos ocupantes.

A diminuição do grau de sobreposição aumentou o grau de deformação do habitáculo dos passageiros, e ao mesmo tempo, diminuiu o grau de deformação da longarina. A energia passou a ser absorvida por outros componentes do veículo e o habitáculo foi invadido em níveis cada vez maiores quanto menores os valores de sobreposição, afetando a segurança oferecida.

Conclui-se que a longarina é um componente crítico para a absorção de energia em um impacto veicular frontal. Sua deformação progressiva e controlada auxilia no aumento da segurança oferecida e sua subutilização em impactos com baixos valores de sobreposição influencia diretamente na segurança dos ocupantes do veículo.

14 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BUGELLI, E. B. *Modelos de falha em análise numérica de estrutura veicular submetida a impacto de baixa velocidade*. 2010. 130 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

GIDAS Project. *Atividades desenvolvidas*. Disponível em <<http://gidas.org>>. Acesso em: 23 de Abril de 2012.

GRISKEVICIUS, P.; ZILIUKAS, A. *The crash energy absorption of the vehicles front structures*. Kaunas, Lithuania: Kaunas University of Technology, 2003.

MATSUMOTO, A. T. *Estudo do desempenho de reforços poliméricos em estruturas veiculares submetidas a impacto*. 2010. 137 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

NHTSA, *Test Procedure 208-14*. Disponível em: <<http://www.nhtsa.gov/DOT/NHTSA/Vehicle%20Safety/Test%20Procedures/Associated%20Files/TP%20208-14%20Sections%201-14.pdf>>. Acesso em: 18 de Junho de 2012.

NATIONAL CRASH ANALYSIS CENTER. *Finite Element Model Archive*. Disponível em: <<http://www.ncac.gwu.edu/vml/models.html>>. Acesso em: 12 de Março de 2012.

ELECTRONIC CODE OF FEDERAL REGULATIONS. Federal Motor Vehicle Safety Standards. § 571.208 Standard No. 208; Occupant crash protection. Disponível em: <<http://www.ecfr.gov/cgi-bin/retrieveECFR?gp=1&SID=20b147286d3cd035b32b2f4affe58236&ty=HTML&h=L&n=49y6.1.2.3.39&r=PART#49:6.1.2.3.39.2.7.44>>. Acesso em: 19 de Junho de 2012.

LS-DYNA *Keyword user's manual - Volume I*. Version 971. Livermore, California (EUA): Livermore Software Technology Corporation – LSTC, 2007

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 15000-1: Veículos rodoviários automotores – Proteção ao ocupante – Ensaios de impacto frontal. Parte 1: Requisitos de desempenho.* Rio de Janeiro, 2005. 15 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 15000-2: Veículos rodoviários automotores – Proteção ao ocupante – Ensaios de impacto frontal. Parte 2: Procedimento de ensaio de impacto frontal com 100% de sobreposição.* Rio de Janeiro, 2005. 3 p.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. *NBR 15000-3: Veículos rodoviários automotores – Proteção ao ocupante – Ensaios de impacto frontal. Parte 3: Procedimento de ensaio de impacto frontal com 40% de sobreposição.* Rio de Janeiro, 2005. 18 p.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO – CONTRAN. Resolução Nº 221, De 11 de Janeiro de 2007. *Estabelece requisitos de proteção aos ocupantes e integridade do sistema de combustível decorrente de impacto nos veículos.* Código de Trânsito Brasileiro. 23 set. 1997. Art 103

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO – CONTRAN. Resolução Nº 311, de 03 de Abril de 2009. *Dispõe sobre a obrigatoriedade do uso do equipamento suplementar de segurança passiva - Air Bag, na parte frontal dos veículos novos saídos de fábrica, nacionais e importados.* Código de Trânsito Brasileiro. 23 set. 1997.

CONSELHO NACIONAL DE TRÂNSITO – CONTRAN. Resolução Nº 380, de 28 de Abril de 2011. *Dispõe sobre a obrigatoriedade do uso do sistema antitravamento das rodas – ABS.* Código de Trânsito Brasileiro. 23 set. 1997.

DIETENBERGER, M.; BUYUK, M.; KAN, C. *Development of a high strain-rate dependent vehicle model.* LS-DYNA Anwenderforum, Bamberg, 2005

ALVES FILHO, AVELINO. *Elementos Finitos: A base da Tecnologia CAE.* 5 ed., São Paulo: Érica, 2007.

ALVES FILHO, AVELINO. *Elementos Finitos: Análise Dinâmica*. 1 ed., São Paulo: Érica, 2005.

BATHE, KLAUS-JÜRGEN. *Finite element procedures*. Editora Prentice-Hall, 1996.

BUDYNAS, R. G.; NISBETT, J. K. *Shigley's Mechanical Engineering Design*. 8th ed. USA: McGraw-Hill Series in Mechanical Engineering, 2006. p. 75 – 83; 213 – 218

MICHELI, G. B. *Análise numérico-experimental do impacto em chapas de alumínio aeronáutico*. 2008. 180 p. Dissertação (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2008

FERREIRA A. S. *Análise comparativa pelo método dos elementos finitos entre diferentes estruturas internas de capôs de veículos visando à proteção ao pedestre em caso de atropelamento*. 2010. 98 p. Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2010.

BRESCINI FILHO, E.; ZAVAGLIA, C. A. C.; BUTTON, S. T.; GOMES, E.; NERY, F. A. C. *Conformação Plástica dos Metais*. 6^a ed. Campinas: Editora da Unicamp, 2011. 254p.

IIHS. *Offset barrier crash test protocol*. 2008. Disponível em: http://www.iihs.org/ratings/protocols/pdf/test_protocol_high.pdf. Acesso em: 29 de Outubro de 2012.

15 BIBLIOGRAFIA

Euro NCAP. *European New Car Assessment Programme*. Disponível em <<http://www.euroncap.com>>. Acesso em: 18 de Abril de 2012.

Latin NCAP. *Latin New Car Assessment Programme*. Disponível em <<http://latinncap.com>>. Acesso em: 18 de Abril de 2012.

US NCAP. *United States New Car Assessment Programme*. Disponível em <<http://www.safercar.gov/>>. Acesso em: 18 de Abril de 2012.

Global NCAP. *Global New Car Assessment Programme*. Disponível em <<http://www.globalncap.org/Pages/HomeMain.aspx>>. Acesso em: 18 de Abril de 2012.

NORH, M.; BLUME, K.; DAIMLER, S. *Crash Adaptive Vehicle Structures and Components*. Germany: Mercedes-Benz Research. Paper 09-0304. [2009]

PORSCHE ENGINEERING SERVICES INC. *Ultra Light Steel Auto Body Phase 2*. Version 1.0.2. 1998. Disponível em: <http://www.steel.org/~media/Files/Autosteel/Programs/ULSAB/ulsab_eng_rpt_complete.ashx>. Acesso em: 02 de Junho de 2012.

NAKANO, R. K. *Influência da taxa de deformação na falha de uniões por solda a ponto*. 2005. 75p. Dissertação (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, São Paulo, 2005