



**Gilvania Terto Alves**

**Avaliação de Absorção de Energia de Impacto  
Uma Abordagem Baseada em Testes Com  
Estruturas Similares**

**Dissertação de Mestrado**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica da PUC-Rio.

Orientador: Prof. Marco Antonio Meggiolaro

Rio de Janeiro  
Setembro de 2009



**Gilvania Terto Alves**

**Avaliação da Absorção de Energia de Impacto. Uma Abordagem Baseada em Testes com Estruturas Similares**

Dissertação apresentada como requisito parcial para obtenção do grau de Mestre pelo Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica do Departamento de Engenharia Mecânica do Centro Técnico Científico da PUC-Rio. Aprovada pela Comissão Examinadora abaixo assinada.

**Prof. Marco Antonio Meggiolaro**

Orientador

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

**Prof. Mauro Speranza Neto**

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

**Prof. Ronaldo Domingues Vieira**

Departamento de Engenharia Mecânica – PUC-Rio

**Prof. Marcos Venicius Soares Pereira**

Departamento de Materiais – PUC-Rio

**Prof. José Eugenio Leal**

Coordenador Setorial do Centro Técnico Científico – PUC-Rio

Rio de Janeiro, 22 de setembro de 2009

Todos os direitos reservados. É proibida a reprodução total ou parcial do trabalho sem autorização da universidade, do autor e do orientador.

### **Gilvania Terto Alves**

Graduou-se em Engenharia Mecânica no CEFET-RJ (Centro Federal de Educação Tecnológica Celso Suckow da Fonseca) em 2003. Especialista em Eng.<sup>a</sup> do Petróleo pela UNESA em 2005 e Prof.<sup>a</sup> do Ensino Básico Técnico e Tecnológico da Coordenadoria de Desenho (2008).

#### Ficha Catalográfica

Alves, Gilvania Terto

Avaliação de absorção de energia de impacto uma abordagem baseada em testes com estruturas similares / Gilvania Terto Alves ; orientador: Marco Antonio Meggiolaro. – 2009.

153 f. : il. (color.) ; 30 cm

Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica)– Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2009.

Inclui bibliografia

1. Engenharia mecânica – Teses. 2. Impacto. 3. Energia. 4. Velocidade de impacto. 5. Deformação. 6. Absorção de energia. 7. Crashworthiness. 8. Colisão veicular. 9. Estruturas similares. I. Meggiolaro, Marco Antonio. II. Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro. Departamento de Engenharia Mecânica. III. Título.

CDD: 621

Para meus pais, Osvaldo e Maria José,  
e meu esposo Marcio, pelo apoio e confiança.

## Agradecimentos

Aos meus pais, meu esposo Marcio e ao meu amigo Marcelo de Jesus Rodrigues da Nóbrega por terem-me incentivado a realizar este curso de Mestrado.

Ao professor Marco Antonio Meggiolaro e Mauro Speranza Neto pela orientação e constante incentivo.

Ao professor Ronaldo Domingues Vieira pela colaboração e disponibilidade nos momentos difíceis.

Aos Professores participantes da Comissão examinadora.

À CNPq e à PUC-Rio, pelos auxílios concedidos, sem os quais este trabalho não poderia ter sido realizado.

Aos meus colegas da PUC-Rio, pelo incessante apoio, funcionários da Nuclep S.A.

A Deus, pela conclusão deste trabalho com êxito e a todos os amigos e familiares.

## Resumo

Alves, Gilvania T.; Meggiolaro, Marco Antonio. **Avaliação de Absorção de Energia de Impacto. Uma Abordagem baseada em Testes Com Estruturas Similares**, 2009. 153p. Dissertação de Mestrado – Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Diversas estruturas projetadas pelo homem estão suscetíveis a impacto e quando se menciona impacto mecânico, pensa-se em um esforço de natureza dinâmica, na qual a carga é aplicada repentinamente e rapidamente. O impacto é um fenômeno de bastante complexidade, pois estão envolvidos o módulo da força, duração da aplicação desta e velocidade do impacto, além do comportamento mecânico do material. O impacto pode ser encontrado em diversas situações, entre elas se pode citar o projeto de ferramentas, explosões, artilharia, segurança no armazenamento de substâncias perigosas, colisões entre meios de transporte tais como aeronaves, carros, trens, etc. O carregamento aplicado associado à velocidade fornece o que é chamado de energia de impacto, que dependendo de sua amplitude pode provocar grandes prejuízos estruturais, ao meio ambiente ou ainda ao ser humano. Por isso devem-se prover meios de absorção desta energia para reduzir suas consequências. O comportamento da estruturas mecânicas submetidas ao impacto é um tema de bastante relevância e atualmente vem sendo frequentemente discutido devido às colisões de veículos. Neste trabalho, foram realizadas simulações de carregamentos dinâmicos em estruturas similares representando componentes veiculares através do método de elementos finitos seguidos de testes de impacto por queda de peso com medição das deformações, registradas por um extensômetro conectado a um sistema de aquisição de sinais, de modo a se estabelecer um método para cálculo da energia absorvida pela estrutura.

## Palavras-chave

Impacto; Energia; Velocidade de Impacto; Deformação; Absorção de Energia; Crashworthiness; Colisão veicular, Estruturas Similares.

## Abstract

Alves, Gilvania Terto; Meggiolaro, Marco Antonio (Adviser). **Evaluation of Absorption of Impact Energy: An Approach Based on Impact Tests in Similar Structures**. Rio de Janeiro, 2009. 153p. M.Sc. Dissertation - Departamento de Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro.

Several man-made structures are susceptible to impact forces. Mechanical impact is associated with an effort of dynamic nature, in which the load is suddenly and quickly applied. Impact is a complex phenomenon, because of the intensity of the force, duration of its application, and impact speed involved, which influence the mechanical behavior of the material. Impact can be found in several situations, e.g. in tool design, explosions, artillery, safety systems for dangerous substance storage, collisions between transport vehicles such as aircraft, cars, trains, etc. The applied loading associated to high speeds supplies the so-called impact energy. Depending on its intensity, impact can cause large structural damage, to the environment, or even to a human being. Therefore, ways to absorb this energy must be provided to reduce its consequences. The behavior of mechanical structures submitted to impact is a highly relevant issue. Nowadays, it is frequently discussed in the context of vehicle collisions. In this work, simulations of dynamic loading are carried through, in similar structures representing components of a vehicle, through the Finite Elements Method. Impact tests using a drop weight machine are performed to measure deformations using strain gauges connected to a system signal acquisition system, in order to establish a method to calculate the impact energy absorbed by the structure.

## Keywords

Impact; Energy; Velocity of Impact; Strain; Energy Absorption; Crashworthiness; Vehicle Collision, Similar Structures.

## Sumário

1. Introdução	16
1.1 Testes de Impacto ( <i>Crash Tests</i> )	18
1.2 Análise do Problema	19
1.3 Objetivo da Dissertação	20
1.4 Descrição da Dissertação	20
1.5 Revisão Bibliográfica	21
2. Conceitos Importantes no Estudo de Impacto	25
2.1 Carregamento Estrutural Dinâmico	25
2.2 Ensaio de Materiais	33
2.3 Testes de Impacto em Veículos ( <i>Crash Tests</i> )	41
2.4 Variáveis e Características do Impacto	44
2.5 Comportamento Dinâmico dos Materiais	54
2.6. Método de Elementos Finitos Aplicados aos Problemas de Impacto	60
2.7 Análise de Similaridade	67
3 Metodologia Empregada para Análise de Impacto	91
3.1 Determinação de Propriedades Mecânicas do Material	92
3.2 Especificação do Dispositivo de Impacto	99
3.3 Especificação do Sistema de Instrumentação / Medição	102
3.4 Procedimento de Análise	102
3.5 Análise da Estrutura “L”	104
3.6 Análise da Estrutura “U”	107
4. Resultado dos Testes e Comentários	118
4.1 Teste n.º 1	118
4.2 Teste n.º 2	123
4.3 Teste n.º 3	126
4.4 Influência da Taxa de Deformação nos Fatores de Escala da Análise por Similaridade	131
4.5 Análise de Similaridade Para Determinação da	



Taxa de Deformação Imposta ao Protótipo	133
4.6 Análise da Absorção de Energia pela Estrutura “U”	136
5. Conclusões e Sugestões	141
6. Referências Bibliográficas	144
Apêndice A	149

## Lista de Figuras

Figura 1 – Viga bi-apoiada submetida a carregamento estático concentrado	25
Figura 2 – Impacto em viga bi-engastada devido à queda de massa M	26
Figura 3 – Esquema de um extensômetro de resistência elétrica	28
Figura 4 – Esquema de medição da deformação por extensômetro	29
Figura 5 – Influência da taxa de deformação nas propriedades mecânicas de um aço de médio carbono obtidas em ensaio de tração	33
Figura 6 – Entalhes recomendados pela ASTM E -23 para ensaio de impacto tipo Charpy.	34
Figura 7 – Corpo de prova entalhado para ensaio de impacto	34
Figura 8 – Máquina tipo pêndulo para ensaio de impacto	35
Figura 9 – Entalhes recomendados pela ASTM E -23 para ensaio de impacto tipo Izod	35
Figura 10 – Máquina tipo pêndulo para ensaio de impacto IZOD	36
Figura 11 – Energia absorvida na fratura em função da temperatura	37
Figura 12 – Influência do teor de carbono na temperatura dúctil-frágil do aço	38
Figura 13 – Navio Liberty partido em dois após falha repentina (frágil) resultante de carregamento dinâmico de baixo grau significativo	39
Figura 14 – Esquema de uma máquina Drop Weight	39
Figura 15 – Máquina hidráulica para ensaios de materiais	40
Figura 16 – Equipamento utilizado para ensaio de materiais por barra de Hopkinson	41
Figura 17 – Etapas de um <i>crash</i> em VW Gol segundo FMVSS 208	43
Figura 18 – Esquema de um pára-choque	45
Figura 19 – Diferença de altura dos elementos absorvedores de energia nos veículos	46
Figura 20 – Esquema de atuação da força sob a estrutura frontal de um veículo	47
Figura 21 – Impacto axial de elemento absorvedor de energia	50

Figura 22 – Padrão de deformação ideal para elementos tubulares	50
Figura 23 – Flambagem dinâmica progressiva para elementos de seção tubular	51
Figura 24 – Flambagem dinâmica progressiva em um tubo quadrado	52
Figura 25 – Flambagem dinâmica plástica para elementos de seção tubular	52
Figura 26 – Flambagem global de elementos de seção tubular	53
Figura 27 (a), (b), (c) – Diferença na flambagem global de elementos de seção tubular	54
Figura 28 – Curva tensão x deformação de um certo material	55
Figura 29(a) – Modelo de comportamento rígido perfeitamente plástico	56
Figura 29(b) – Modelo de comportamento elástico perfeitamente plástico (elásto-plástico)	57
Figura 29(c) – Modelo rígido com endurecimento linear	57
Figura 29(d) – Modelo elástico com endurecimento linear	57
Figura 30 – Comparação do resultado previsto pelo modelo de Johnson-Cook com resultado experimental	60
Figura 31 – Etapas da análise por elementos finitos	60
Figura 32(a), (b) – Elementos sólidos linear e parabólico. Elementos de casca linear e parabólico	64
Figura 33 – Elemento solid 164 do LS-Dyna	66
Figura 34 – Esquema de impacto tipo charpy de componente veicular	88
Figura 35(a), (b) – Estrutura frontal de veículo. Estrutura simplificada em “U”	92
Figura 36 – Especificação de corpo de prova para tração	93
Figura 37 - Corpo de Prova preparado para o ensaio de tração	93
Figura 38 – Máquina universal para ensaio de tração	94
Figura 39 – Curva tensão x deformação convencional de uma liga de alumínio 6351-T6	94
Figura 40 – Comparação das curvas tensão x deformação de um aço SAE 1020 obtida por controle de taxa de deformação e por controle de velocidade.	95
Figura 41 – Variação das propriedades mecânicas de um aço SAE 4340 com o aumento da taxa de deformação	96

Figura 42 – Comparação das curvas tensão x deformação de um aço inoxidável SAE 304 obtidas com ensaios de tração controlados por taxa de deformação e velocidades	96
Figura 43(a) – Perfil das curvas tensão x deformação do alumínio para diferentes níveis de taxa de deformação	97
Figura 43(b) – Perfil das curvas tensão x deformação do alumínio para diferentes níveis de controle de velocidade	97
Figura 44(a),(b) - Perfil das curvas tensão x deformação do latão para diferentes níveis de taxa de deformação e velocidades de ensaio	98
Figura 45 – Máquina de queda de peso utilizada no impacto do “U” e esquema do teste.	99
Figura 46 – Massa de 48,3 kg e colunas guias da máquina de queda de peso	100
Figura 47(a), (b) – Dispositivo de liberação / içamento da massa. Escala graduada em centímetros	100
Figura 48 – Base para montagem da estrutura em “U”	101
Figura 49 – Motor elétrico para acionamento da máquina de queda de peso	101
Figura 50 – Esquema de um pórtico em “L”. Curvadora manual para conformação mecânica das barras	104
Figura 51 – Estrutura discretizada e submetida a carregamento estático	106
Figura 52 – Esquema do carregamento estático no “L”	107
Figura 53 – Dimensões da estrutura em “U”	108
Figura 54 – Pórtico em “U” instrumentado com extensômetro	108
Figura 55 – Estrutura deformada após colisão com massa de 48,3 kg	109
Figura 56 – Etapas para um ajuste linear de uma curva utilizando o programa Excel	111
Figura 57 – Esquema de teste usado para estimativa da duração de impacto	112
Figura 58 – Sinal registrado pelo aquisitor de sinais	112
Figura 59 – Dados de entrada utilizados pelo programa	113

Figura 60 – Curva tensão x deformação verdadeira utilizados na simulação	114
Figura 61 – Duração e Amplitude de impacto	115
Figura 62 – Pórtico discretizado por elementos finitos	116
Figura 63 – Deflexão vertical sofrido pelo ponto médio pela estrutura	117
Figura 64 – Estrutura em “U” após impacto a 13,32km/h	119
Figura 65 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 13,32 km/h obtido experimentalmente	119
Figura 66 – Ajuste da curva com qualidade de 96% para obtenção da taxa de deformação experimental	120
Figura 67 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente	120
Figura 68 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente	121
Figura 69 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 97%	122
Figura 70 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de 3,7 m/s (13,32 km/h)	122
Figura 71 – Estrutura em “U” após impacto a 15,84 km/h	123
Figura 72 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 15,84 km/h, obtido experimentalmente	123
Figura 73 – Ajuste da curva experimental deformação x tempo com qualidade de 98%	124
Figura 74 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente	124
Figura 75 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente	125
Figura 76 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 99%	125
Figura 77 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de 4,4 m/s (15,84 km/h)	126
Figura 78 – Estrutura em “U” após impacto a 19,44 km/h	126
Figura 79 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 19,44 km/h	127

Figura 80 – Ajuste da curva experimental deformação x tempo com qualidade de 98%	127
Figura 81 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente	128
Figura 82 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente	128
Figura 83 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 95%	129
Figura 84 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de 5,4 m/s (19,44 km/h)	129
Figura 85 – Gráfico da força em função do deslocamento (deflexão vertical)	138
Figura 86 – Gráfico da força em função do deslocamento dividido em seis partes	139
Figura 87 – Ajuste da curva do gráfico F x d referente ao trecho A com qualidade de 100%	139

## Lista de Tabelas

Tabela 1 – Estatísticas envolvendo tipos de colisões diferentes	17
Tabela 2 – Técnicas de testes de acordo com a taxa de deformação	32
Tabela 3 – Coeficientes experimentais da equação constitutiva de Cowper-Symonds	59
Tabela 4 – Fatores de escala de variáveis submetidas a cargas dinâmicas segundo teoria da similaridade direta	75
Tabela 5 – Exemplos de unidades secundárias com suas respectivas dimensões	78
Tabela 6 – Fatores de escala corrigidos	86
Tabela 7 – Influência da taxa de deformação nos fatores de escalas corrigidos	89
Tabela 8 – Comparação entre fatores de escala	89
Tabela 9 - Grau de sensibilidade de alguns materiais à taxa de deformação e à variação de velocidade no ensaio de tração	98
Tabela 10 – Comparação de resultados de deflexão estática entre os métodos analítico, numérico e experimental	107
Tabela 11 – Deslocamento vertical experimental dos pontos médios das estruturas em função da velocidade de impacto	130
Tabela 12 – Comparação entre as deflexões verticais, experimental e numérica, dos pontos médios das estruturas em “U”	130
Tabela 13 – Parâmetros de aceleração e força obtidos pela simulação por elementos finitos	131
Tabela 14 – Comparação entre as taxas de deformação, experimental e numérica, dos pontos médios das estruturas em “U”	131
Tabela 15 – Fatores de escala corrigidos para estrutura de alumínio	132
Tabela 16 – Comparação entre fatores de escala de altas taxas de deformação	132

# 1 Introdução

Em uma sociedade na qual estruturas concebidas pelo homem são encontradas em toda parte, é indiscutível a importância de se prever o comportamento estrutural destas quando submetidas a diversos tipos de carregamento. Por isto à disposição dos engenheiros e especialistas, existem várias técnicas de análise elástica e plástica, incluindo o comportamento dinâmico das estruturas quando sujeitas a impacto visando projeto de equipamentos e componentes mais leves e seguros.

Entre as estruturas de bastante interesse estão os veículos, que ultimamente tendem a ficar cada vez mais leves para redução do consumo de combustível diminuindo assim as emissões de gases poluentes e agressões ao meio ambiente. O desafio encontra-se em se projetar veículos cada vez mais leves sem diminuir sua rigidez e conseqüentemente a segurança proporcionada aos seus ocupantes, quando estes estiverem envolvidos em colisões.

O aumento do número de veículos nas ruas é evidente a cada ano que passa e uma das conseqüências deste fato é também o crescente número de acidentes. Segundo o anuário estatístico do Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes comparando os anos de 1995 e 2007 observa-se um aumento de 34,5% no número de colisões ocorridas em rodovias federais. Segundo estatísticas, os acidentes envolvendo veículos mais relevantes em relação à frequência e ao número de vítimas e/ou gravidade das lesões são as colisões frontais, conforme a Tabela 1. Com isso, é compreensível a necessidade de se estudar o comportamento dinâmico de estruturas veiculares submetidas a impacto com a finalidade de projetos mais eficientes em relação à segurança dos passageiros.



Tipo de Acidente	Acidentes		Feridos		Mortos		Mortes / 100 acidentes
	Quantidade	%	Quantidade	%	Quantidade	%	
Colisão frontal	4.538	4,0	7.395	11,2	1.508	24,6	33,23
Atropelamento pedestre	3.996	3,6	3.581	5,4	1.170	19,1	29,28
Colisão lateral	19.118	17,0	9.323	14,1	600	9,8	3,14
Colisão traseira	27.124	24,1	9.710	14,7	550	9,0	2,03
Saída de pista	14.574	13,0	8.903	13,5	507	8,3	3,48
Colisão transversal	7.982	7,1	6.567	9,9	472	7,7	5,91
Capotamento	7.353	6,5	7.470	11,3	449	7,3	6,11
Outros	6.311	5,6	2.863	4,3	336	5,5	5,32
Colisão com objeto fixo	10.430	9,3	4.730	7,2	281	4,6	2,69
Tombamento	6.418	5,7	4.362	6,6	162	2,6	2,52
Atropelamento animais	3.479	3,1	812	1,2	54	0,9	1,55
Engavetamento	1.134	1,0	401	0,6	30	0,5	2,65
<b>Total</b>	<b>112.457</b>	<b>100,0</b>	<b>66.117</b>	<b>100,0</b>	<b>6.119</b>	<b>100,0</b>	<b>5,44</b>

Fonte: PRF/MJ, Coordenação Geral de Operações, Divisão de Planejamento Operacional, Núcleo de Estatística, Datatran 2004.

Tabela 1 – Estatísticas envolvendo tipos de colisões diferentes.

Com o objetivo de reduzir o número de vítimas fatais e/ou severidade das lesões provocadas pelas colisões, departamentos de Engenharia de Segurança Veicular das empresas automotivas vêm desenvolvendo pesquisas com o intuito de avaliar o desempenho dos componentes estruturais do veículo por meio de testes de impacto conhecido por *crash tests*.

Os *crash tests* são realizados pelas empresas automotivas com a finalidade de avaliar a segurança de seus passageiros em seus veículos e também por instituições governamentais que visam verificar se as normas de projeto estão sendo cumpridas e conseqüentemente orientar os consumidores finais sobre quais são os veículos mais seguros no mercado.

Os testes de impacto proporcionam a avaliação do comportamento do veículo através de vários parâmetros. Entre eles pode-se citar o termo conhecido atualmente na indústria automotiva, em inglês ainda sem tradução adequada, por *crashworthiness*. *Crashworthiness* ou resistência ao impacto é a capacidade de uma estrutura de absorver energia oriunda do impacto por meio de deformações plásticas, mantendo o colapso sob controle, e desta forma manter a integridade no espaço dos ocupantes.

Além de itens como dirigibilidade, freios ABS, *air bag*, cintos de segurança, entre outros, a habilidade na absorção controlada de energia é um fator muito importante para a segurança veicular, pois quanto maior a energia absorvida pela estrutura do veículo, menor a transferência para os passageiros e, sendo assim, menor a severidade dos danos causados.

## 1.1 Testes de Impacto (Crash Tests)

Os testes de impacto realizados em estruturas tais como veículos, embarcações, aeronaves, trens, entre outros meios de transporte têm o objetivo de avaliar o comportamento de seus componentes na questão de absorção de energia cinética devida ao impacto. Componentes estruturais tais como painéis, colunas, tubos, entre outros perfis têm a função de se deformarem o suficiente, de forma plástica, enquanto absorvem energia sem perda de estabilidade estrutural (colapso controlado). Em relação aos veículos em geral, o conjunto estrutural deve se deformar de maneira controlada sem que ocorra penetração excessiva do espaço reservado aos ocupantes, preservando assim a integridade dos mesmos.

Não há dúvidas sobre a importância dos testes de impacto na segurança veicular, porém estes ainda são muito onerosos e de difícil repetibilidade já que são realizados com réplicas em tamanho real ou em escala. Como alternativa para redução significativa dos custos surgiu a possibilidade da reprodução do impacto por meio de técnicas de análise computacional como, por exemplo, o Método de Elementos Finitos (MEF).

As análises computacionais não substituem definitivamente os testes de impacto, apenas contribuem no projeto das estruturas dando uma previsão da resposta das mesmas quando sujeitas a impacto, que deverão ser confirmadas com os *crashes tests* reais. A grande contribuição dos recursos computacionais vem da alta repetibilidade, o que permite alterações no projeto promovendo quantas simulações forem necessárias antes de se partir para o teste de impacto propriamente dito.

## 1.2 Análise do Problema

A bandeira do desenvolvimento sustentável, nos últimos anos, vem se difundindo por todo o planeta. As dificuldades em se adquirir um automóvel nos últimos anos estão menores. Segundo o jornal O Estado de São Paulo (07/2009) o número de veículos vendidos em junho de 2009, informados pela Associação Nacional dos Fabricantes de Veículos Automotores (ANFAVEA), foi de 300.157 unidades, o que significa um aumento de 21,5% quando comparado ao mês anterior e um acréscimo de 17,2% em relação ao mesmo período do ano de 2008.

A expansão da indústria automotiva representa uma boa notícia para a economia do país, mas ao mesmo tempo é um motivo de preocupação para as autoridades no que diz respeito à possibilidade de aumento no número de mortos e feridos em acidentes devido à grande concentração de veículos nas ruas e estradas do país.

Diante a este cenário de crescimento da indústria automotiva, e por meio deste trabalho pretende-se contribuir no estudo de impacto de estruturas com o objetivo de agregar informações à análise de reconstituição de acidentes, na qual a partir de uma estrutura deformada pode-se saber as condições do impacto na sua iminência. Este trabalho será desenvolvido através das seguintes etapas:

- Revisão bibliográfica sobre impacto e absorção da energia;
- Simulação por MEF da estrutura que representa de forma simplificada a parte frontal de um veículo;
- Execução de Testes de Impacto na estrutura similar;
- Determinação de parâmetros da absorção de energia do impacto;
- Interpretação de resultados e comparação entre o método numérico e experimental.

Em concordância com o mencionado anteriormente, no presente trabalho pretende-se apresentar uma metodologia que sirva de base para pesquisas posteriores, mais complexas, que empreguem esta mesma abordagem.

### 1.3 Objetivo da Dissertação

O objetivo do presente trabalho é desenvolver uma metodologia para, a partir de parâmetros conhecidos de um impacto, tais como velocidade, energia cinética, dados de geometria, propriedades mecânicas do material, condições de carregamento, se estimar a resposta de uma estrutura em relação à absorção da energia do impacto. Para esta finalidade, o trabalho envolverá uma parte numérica e uma parte experimental. A parte experimental terá início com ensaios de tração, em corpos de prova devidamente fabricados segundo norma específica, para determinação das propriedades mecânicas do material tais como módulo de elasticidade, alongamento e limite de escoamento.

Após os ensaios de tração se realizará a análise numérica pelo método de elementos finitos e após a conclusão desta serão feitos os ensaios de impacto por queda de peso. Para a realização dos ensaios de impacto, deverão ser construídas estruturas simplificadas representativas de um pára-choque frontal de um veículo, assim como seu sistema de fixação na máquina de ensaio.

A análise numérica da estrutura será feita por *programas* comerciais que utilizam o método de elementos finitos. Os programas escolhidos são os *CosmosWorks Advanced Professional* desenvolvido pela *Mechworks Corporation* e também o Ansys LS-Dyna.

Cabe ressaltar que os trabalhos desenvolvidos sobre o assunto relatam em sua maioria estudos experimentais e/ou numéricos de impacto em elementos tubulares provocado por carregamento axial. Devido aos estudos serem realizados em uma estrutura maciça, este trabalho apresentará uma comparação entre os resultados numérico e experimental, visando estabelecer um procedimento para análises posteriores.

### 1.4 Descrição da Dissertação

O presente trabalho está formatado em sete capítulos, conforme descrito a seguir. No *Capítulo I, Introdução*, apresenta-se alguns tópicos relevantes que explicitam a importância em se estudar os fenômenos associados ao impacto, a

análise do problema, os objetivos desta dissertação seguida da relação de publicações imprescindíveis ao desenvolvimento do trabalho.

No *Capítulo II, Estudos de Interesse Publicados*, se encontra um breve resumo de estudos relacionados ao tema publicados recentemente que foram de fundamental importância na realização desta dissertação.

O *Capítulo III* consiste em apresentar conceitos relacionados aos possíveis tipos de carregamentos mecânicos, explicando o caso particular do carregamento dinâmico impulsivo com todas as variáveis envolvidas tais como energia de impacto, modos de absorção da energia, deformação, comportamento mecânicos de material, entre outros. Neste capítulo também se abordam os possíveis ensaios de impacto para caracterização de material e também os testes de impacto veiculares. Também se encontra os fundamentos do Método de Elementos Finitos. E finalmente se apresenta os conceitos relacionados a análise de similaridade.

O *Capítulo IV, Metodologia Empregada*, parte central do trabalho; explicam-se as metodologias desenvolvidas para a análise dinâmica da estrutura similar, demonstrando o procedimento a ser seguido para se estimar o comportamento de uma estrutura veicular em tamanho natural.

O *Capítulo V, Resultados dos Testes e Comentários*, apresenta os resultados obtidos nas simulações e nos experimentos, realizando uma comparação destes para verificar a concordância entre os mesmos.

O *Capítulo VI, Conclusões e Sugestões*, são apresentadas as conclusões e algumas recomendações visando a continuidade deste trabalho a partir de outros temas que abordem esta teoria.

O *Capítulo VII, Referências Bibliográficas*, são apresentadas as referências das informações consultadas para a realização deste trabalho.

## **1.5**

### **Revisão Bibliográfica**

Para realização deste trabalho, alguns artigos contribuíram no que diz respeito à apresentação de informações importantes ao estudo do tema abordado. A seguir será apresentado um descritivo breve destes artigos.

Meyers (1994) aborda a diferença no comportamento dos materiais, quando estes são submetidos a carregamento estático ou dinâmico, conceitua taxa

de deformação e classifica os impactos de acordo com a taxa de deformação provocada na estrutura em impacto quase-estático, de dinâmica baixa, de dinâmica alta e de alta velocidade.

Carneiro (1996) aborda o uso da teoria da similaridade para o estudo de fenômenos de engenharia. A teoria da similaridade é baseada no princípio da homogeneidade dimensional que vem da condição de que toda equação, ou seja, toda relação funcional que expresse um processo físico não deve variar independente de qualquer mudança no sistema de unidades. Pela similaridade, o estudo do fenômeno é realizado com modelos devido a diversas razões como, por exemplo, o alto custo envolvido para montagem de um experimento para reprodução do fenômeno com o sistema de interesse (protótipo). Nesta análise considera-se que o modelo é homólogo (correspondente) ao protótipo e por isso este é capaz de prever a resposta do protótipo (sistemas equivalentes). Com os conceitos da homogeneidade dimensional e de similaridade, o estudo de um fenômeno de engenharia composto por  $n$  variáveis é feito com uma quantidade reduzida de números adimensionais, formados pelo produto de potências das variáveis originais, denominados números  $\pi$ , que representam de maneira adequada à área de interesse em questão.

Langseth e Hopperstad (1996) descrevem o estudo experimental realizado em perfis de alumínio extrudados de seção quadrada e paredes finas, motivado pela necessidade das indústrias automotivas em reduzir o consumo de combustível dos veículos e conseqüentemente as emissões de dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ). O estudo consiste no ensaio estático e dinâmico de ligas de alumínio de diferentes graus de têmpera, espessura de parede e velocidade de impacto com o objetivo de se conhecer as propriedades mecânicas do alumínio e as diferenças de comportamento mecânico dos perfis extrudados.

Jones (1997) é uma referência que contribui bastante no estudo de impacto estrutural. Neste encontram-se informações sobre comportamento mecânico de perfis como chapas e vigas quando submetidos a carregamento dinâmico. Aborda a influência das características do material (sensibilidade a taxa de deformação imposta no carregamento) no comportamento dinâmico das estruturas e também os possíveis modos de deformação dos perfis necessários a absorção de energia de impacto (flambagem progressiva, flambagem plástica e flambagem global).

Cunat (2000) conceitua *crashworthiness* como a capacidade do veículo fornecer proteção aos seus ocupantes durante o impacto por meio da absorção de energia. Também relata a influência da taxa de deformação nas propriedades mecânicas de um material e conseqüentemente na resistência ao impacto.

Em Alghamdi (2000) se encontra uma descrição da forma dos absorvedores de energia mais comuns verificados em estruturas submetidas a impacto, tais como veículos e aeronaves, navios e trens, associados aos tipos de carregamentos mais predominantes. Neste artigo também se estuda como os elementos estruturais se deformam, absorvendo energia do impacto.

Karagiozova e Alves (2004) relatam aspectos referentes aos modos de deformação de estruturas tubulares de ligas de alumínio submetidas a carregamento dinâmico de impacto e demonstra que os modos de deformação não são predominantes sob determinadas condições. Neste artigo verifica-se que o aumento da velocidade de impacto associado ao aumento do comprimento do tubo, que antes se deformava apenas pelo modo de deformação por flambagem global faz com que o mesmo tubo apresente um modo de deformação por flambagem dinâmica progressiva.

Birch (2005) destaca a importância da pesquisa sobre o impacto veicular e apresenta o termo *crashworthiness*; atualmente bastante comum em pesquisas associadas ao impacto. Neste artigo também são mostradas as possibilidades de estudo do impacto por análise numérica, a descrição do absorvedor de energia considerado ideal junto com fatores de influência na absorção de energia e as considerações básicas para um projeto de estruturas “*crashworthy*”, ou seja, estruturas com capacidade de absorção de energia suficiente para manter a integridade dos ocupantes e/ou cargas.

Edwards *et al.* (2005) aborda aspectos relacionados à colisão frontal entre veículos. Neste artigo encontra-se uma descrição dos fatores que possuem bastante influência na severidade de uma colisão entre veículos como, por exemplo, a relação entre as massas dos veículos envolvidos e a condição de interação estrutural entre os mesmos (características geométricas).

No trabalho publicado por Haenchen *et al.* (2005) encontram-se definições importantes sobre o tema compatibilidade entre veículos. A compatibilidade entre veículos submetidos a impacto atualmente vem sendo conceituada como a proteção oferecida aos passageiros por um veículo submetido a impacto sem

causar grandes danos aos outros passageiros do outro veículo envolvido na colisão. Também se verifica neste artigo fundamentos teóricos relacionados a colisão veicular.

Smerd *et al.* (2005) encontram-se os resultados obtidos de um ensaio de tração a altas taxas de deformação de ligas de alumínio utilizado na industria automotiva. A realização dos ensaios tem como objetivo estudar a influência da taxa de deformação no comportamento mecânico do alumínio, considerado pouco sensível a taxa de deformação. Neste artigo verifica-se que o comportamento mecânico de um material também pode ser modelado pela equação constitutiva de Johnson - Cook, na qual percebe-se a influência da taxa de deformação nas propriedades mecânicas.

Dimas e Soares (2009) abordam o estudo numérico e experimental de uma viga engastada duplamente impactada na direção transversal por uma massa de 10,9 kg com velocidade inicial conhecida. Descreve o aparato experimental necessário ao impacto e as variáveis principais para a definição da intensidade do impacto tais como massa do impactador, velocidade do impacto, energia cinética e energia absorvida. Também menciona a análise dinâmica realizada pelo método de elementos finitos através do programa LS-Dyna.



## 2 Conceitos Importantes no Estudo de Impacto

Para um melhor entendimento do comportamento mecânico de uma estrutura submetida a impacto é necessário uma apresentação dos conceitos básicos que regem os fenômenos envolvidos com tal carregamento. Neste item será abordada a terminologia inerente ao impacto, assim como os modos de deformação associados e os ensaios mecânicos existentes para caracterização do comportamento mecânico de materiais submetidos a impacto.

### 2.1 Carregamento Estrutural Dinâmico

Os carregamentos possíveis de serem aplicados em uma estrutura são classificados em estático e dinâmico. Gere (2003) menciona que uma carga é considerada estática quando permanece constante ao longo do tempo. Filho (2005) complementa que o carregamento na estrutura é efetuado de forma bastante lenta e que qualquer estágio do carregamento pode ser tratado como carregamento estático. Como exemplo de carga estática pode-se citar uma viga bi-apoiada ilustrada na Figura 1.

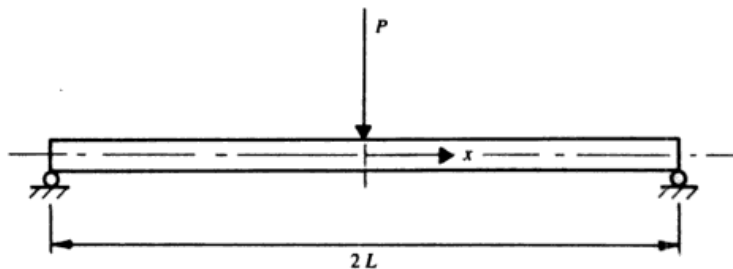


Figura 1 - Viga bi-apoiada submetida a carregamento estático concentrado. Fonte: (Jones, 1997).

O carregamento estático aplicado no meio da viga causa deslocamento vertical em vários pontos da viga. Entre os pontos deslocados pode-se citar o ponto central que tem seu deslocamento máximo representado pela seguinte equação,

$$\delta = \frac{PL^3}{48EI}$$

na qual,

$\delta$  = deslocamento máximo vertical [mm];

P = valor do carregamento [N];

L = comprimento da viga [ mm];

E = módulo de elasticidade do material da viga [N/mm<sup>2</sup>]; e

I = momento de inércia [mm<sup>4</sup>]

Um carregamento dinâmico é aquele cujo módulo varia em função do tempo (Gere, 2003). Em casos onde a variação do carregamento se torna oscilante tem-se o fenômeno da fadiga. Sob essas circunstâncias é possível que estruturas mecânicas falhem em níveis de tensão bem abaixo do limite de resistência a tração ou do limite de escoamento para uma carga estática. O termo “fadiga” é usado, pois a falha ocorre após um longo período de carregamentos cíclicos ou repetitivos.

O impacto é um carregamento dinâmico e como exemplo de situações possíveis de se verificar este tipo de carregamento se pode citar a operação de equipamentos e componentes tais como bate-estacas e punções de corte, explosões, segurança em *containers* e, colisões entre meios de transporte, este último com crescente interesse devido ao aumento do número de acidentes.

Como exemplo de carga dinâmica pode-se citar a queda de uma massa em uma viga duplamente engastada, ilustrada na Figura 2.

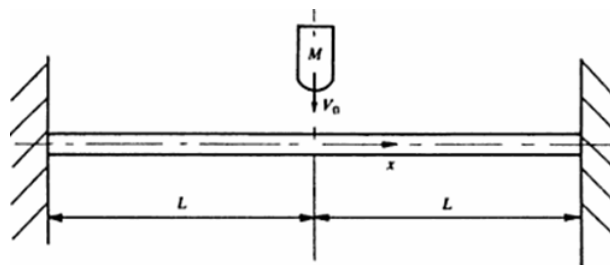


Figura 2 - Impacto em viga bi-engastada devido à queda de massa M. Fonte: (Jones,1997).

Os carregamentos mencionados causam na estrutura o deslocamento de seus pontos e podem provocar dois fenômenos distintos (Dally e Riley, 1991):

- Translação e/ou rotação: quando a posição relativa de todos os pontos da estrutura se mantém inalterados durante o deslocamento, diz-se que a estrutura sofreu um movimento de corpo rígido.
- Deformação: quando a posição relativa de quaisquer dois pontos da estrutura se altera, provocando modificação na forma e no tamanho do corpo. As deformações podem ser visíveis como o alongamento de uma estrutura de borracha ou praticamente imperceptíveis como, por exemplo, as pequenas deformações de uma ponte durante o tráfego de veículos.

Quando uma fibra de um componente estrutural, representada por uma pequena reta definida por dois pontos, sofre uma variação de comprimento, diz-se que o componente sofreu uma deformação longitudinal ( $\epsilon$ ) ou deformação normal expressa por,

$$\epsilon = \left( \frac{l - l_0}{l} \right) \times 100 ,$$

na qual

$\epsilon$  = deformação longitudinal ou normal (%);

$l$  = comprimento final da fibra [m]; e

$l_0$  = comprimento inicial da fibra [m].

Muitas aplicações da engenharia envolvem deformações bem pequenas, dentro do limite elástico do material, mas em situações de impacto as deformações (plásticas) são bastante significativas. A deformação é uma grandeza geométrica e adimensional, normalmente é expressa em percentual e medida por técnicas experimentais através do uso de extensômetros.

A determinação da deformação em um componente feita através da equação acima não garante uma boa exatidão, pois é feita considerando um comprimento finito e não um ponto do componente. De modo a permitir uma melhor exatidão na medição da deformação, os extensômetros são bastante utilizados em muitas aplicações. Os extensômetros atendem melhor ao requisito

de medição pontual, pois podem possuir comprimento bastante reduzido (Dally e Riley, 1991). Entre os vários tipos de extensômetros existentes podem-se citar os de resistência elétrica.

Os extensômetros de resistência elétrica, (*strain gages*), ilustrado na Figura 3, são sensores formados por fios condutores de diâmetros extremamente pequenos que quando colados à superfície do componente, acusam variações do seu comprimento (alongamento ou encurtamento) através de variações de sua resistência elétrica quando estes se deformam.

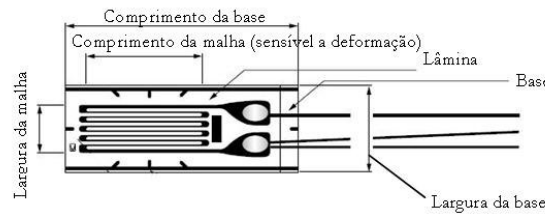


Figura 3 – Esquema de um extensômetro de resistência elétrica.

O funcionamento de um extensômetro baseia-se na propriedade física de um condutor denominada por resistividade elétrica, descoberta em 1856 por Lord Kelvin (Dally e Riley, 1991). Kelvin percebeu que a resistência de um fio aumenta ou diminui quando a deformação no mesmo aumenta ou diminui. A resistência de um condutor é definida pela seguinte equação,

$$R = \rho \frac{L}{A}$$

na qual verifica-se que a resistência (R) depende da resistividade do material ( $\rho$ ), do comprimento (L) e da área (A) do condutor. Diferenciando-se a equação mencionada conclui-se mais claramente que qualquer alteração na dimensão do condutor conseqüentemente causa uma alteração em sua resistência.

$$\frac{dR}{R} = \frac{d\rho}{\rho} + \frac{dL}{L} - \frac{dA}{A}$$

na qual,

dR = variação da resistência do condutor [ $\Omega$ ];

d $\rho$  = variação da resistividade do material do condutor [ $\Omega.m$ ];

dL = variação do comprimento do condutor [m]; e

dA = variação da área da seção transversal do condutor [ $m^2$ ].

A partir do exposto acima se pode afirmar que uma deformação provocada em um componente estrutural será percebida pelo extensômetro que acusará com uma variação em sua resistência. Este sinal de variação de resistência devidamente convertido por um sistema de aquisição de sinais fornece a quantidade de deformação do componente estrutural, conforme a Figura 4.

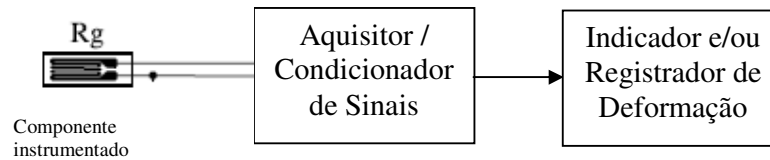


Figura 4 – Esquema de medição da deformação por extensômetro.

O carregamento estático e dinâmico não se diferenciam apenas pela duração do esforço atuante. O comportamento mecânico da estrutura é bem diferente quando está submetida a impacto devido à complexidade do fenômeno.

Um impacto ou colisão é definido como um carregamento não linear, no qual se verifica a atuação em uma estrutura de uma força de alto módulo em um curto intervalo de tempo (Goldsmith, 1960). A força do impacto, também conhecida como impulso, causa a mudança de uma variável física na estrutura chamada de quantidade de movimento ( $p$ ), cujo módulo é expresso pela equação abaixo,

$$p = mv$$

na qual,

$m$  = massa da estrutura [kg]; e

$v$  = velocidade da estrutura [m/s].

Segundo Goldsmith (1960) e Stronge (2004), a colisão entre dois corpos pode ser perfeitamente ou parcialmente elástica ou ainda perfeitamente plástica – inelástica. Nas colisões elásticas, com deformações temporárias, há conservação da energia, ou seja, antes e depois da colisão a energia é igual. Quando há deformações permanentes nos corpos envolvidos na colisão não há conservação da energia, pois parte da energia cinética é convertida em energia de deformação.

Sendo assim tem-se uma colisão do tipo inelástica, na qual o grau de plasticidade é avaliado por um parâmetro chamado coeficiente de restituição ( $e$ ), associado a

- $e = 1$  – Colisão perfeitamente elástica;
- $e = 0$  – Colisão perfeitamente plástica; e
- $0 < e < 1$  – Colisão elasto-plástica.

Em se tratando das colisões veiculares, o interesse está voltado para o estudo das colisões perfeitamente plásticas (inelásticas) e das elasto-plásticas. Nas colisões inelásticas ( $e = 0$ ) considera-se que a velocidade após colisão ( $V_p$ ) é a mesma para os dois corpos e que o efeito “rebound” é desprezível. De acordo com Abdulmassih (2003), através da teoria da conservação da quantidade de movimento tem-se  $V_p$

$$V_p = \frac{m_1 V_{1A} + m_2 V_{2A}}{m_1 + m_2}$$

na qual,

$V_p$  = velocidade dos corpos após colisão [ m/s];

$m_1$  = massa do corpo 1 [ kg];

$m_2$  = massa do corpo 2 [kg];

$V_{1A}$  = velocidade do corpo 1 antes da colisão [ m/s]; e

$V_{2A}$  = velocidade do corpo 2 antes da colisão [ m/s].

Normalmente as colisões possuem coeficientes de restituição ( $e$ ) entre 0 e 1 (colisões parcialmente elásticas). Nestas condições as velocidades dos corpos após a colisão são diferentes e através da teoria da conservação da quantidade de movimento tem-se:

$$V_{1p} = \frac{(1+e)m_2 V_{2A}}{m_1 + m_2} - \frac{V_{1A}(m_2 e - m_1)}{m_1 + m_2}$$

$$V_{2p} = \frac{(1+e)m_1 V_{1A}}{m_1 + m_2} - \frac{V_{2A}(m_1 e - m_2)}{m_1 + m_2}$$

nas quais,

$V_{1p}$  = velocidade do corpo 1 após a colisão [ m/s];

$V_{2p}$  = velocidade do corpo 2 após a colisão [ m/s];

$m_1$  = massa do corpo 1 [ kg];

$m_2$  = massa do corpo 2 [kg];

$V_{1A}$  = velocidade do corpo 1 antes da colisão [ m/s];

$V_{2A}$  = velocidade do corpo 2 antes colisão [ m/s]; e

$e$  = coeficiente de restituição.

Haenchen *et al.* (2004) afirma que para colisões veiculares, a energia de deformação ( $E_D$ ) absorvida, é a diferença entre a energia cinética antes ( $E_{CA}$ ) e após ( $E_{CP}$ ) colisão. Assim, a energia de deformação ( $E_D$ ) para colisões inelásticas ( $e = 0$ ) é expressa por:

$$E_D = E_{CA} - E_{CP}$$

$$E_D = \left[ \frac{1}{2} (m_1 v_{1A}^2 + m_2 v_{2A}^2) \right] - \left[ \frac{1}{2} (m_1 + m_2) v_P^2 \right]$$

$$E_D = \frac{1}{2} \times \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2} (v_{1A} - v_{2A})^2$$

nas quais,

$m_1$  = massa do corpo 1 [kg];

$m_2$  = massa do corpo 2 [kg];

$v_{1A}$  = velocidade do corpo 1 antes da colisão [m/s];

$v_{2A}$  = velocidade do corpo 2 antes da colisão [m/s]; e

$v_P$  = velocidade dos corpos após a colisão [m/s].

Segundo Silva (2004) e Jones (1997) o impacto também pode ser classificado em impacto de baixa e de alta velocidade. Ainda com o critério de classificação exposto acima, o impacto é classificado por Jones (1997) em impacto quase-estático de baixa velocidade até 10 m/s (36 km/h) e dinâmico de alta velocidade maior que 10 m/s (36 km/h).

Com relação à classificação de um impacto, este ainda pode ser definido de acordo com a taxa de deformação provocada na estrutura. A taxa de deformação é definida como a variação da deformação no tempo e é calculada pela seguinte expressão:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\varepsilon}{dt}$$

Segundo Meyers (1994), o impacto segundo a taxa de deformação pode ser definido como impacto quase estático, impacto de dinâmica baixa, impacto de dinâmica alta e impacto de alta velocidade. A Tabela 2 apresenta as respectivas taxas de deformação de acordo com as técnicas de testes existentes.

<b>METÓDOS DE TESTE COMUNS</b>	<b>TAXA DE DEFORMAÇÃO</b>
ALTA VELOCIDADE DE IMPACTO	$10^7$
–Explosivos	$10^6$
–Impacto de placa normal	$10^5$
–Laser pulsado	
–Chapa explodindo	
DINÂMICA ALTA	$10^4$
–Teste de Taylor	$10^3$
–Barra de Hopkinson	
–Anel de Expansão	
DINÂMICA BAIXA	$10^2$
–Máquinas hidráulica ou pneumática de alta velocidade	$10^1$
	$10^0$
QUASE ESTÁTICO	$10^{-1}$
–Máquinas hidráulicas, servo-hidráulicas ou de parafuso	$10^{-2}$
	$10^{-3}$
	$10^{-4}$
FLUÊNCIA E RELAXAMENTO DE TENSÕES	$10^{-5}$
–Máquinas convencionais de teste	$10^{-6}$
–Testes de fluência	$10^{-7}$
	$10^{-8}$
	$10^{-9}$

Tabela 2: Técnicas de testes de acordo com a taxa de deformação. Fonte: (Meyers, 1994).



A resposta de uma determinada estrutura submetida à ação de carregamento dinâmico (impacto) depende da velocidade de impacto e da taxa de deformação imposta. Para materiais sensíveis à taxa de deformação há modificações nas propriedades mecânicas de acordo com o aumento da taxa de deformação (Meyers, 1994); (Jones, 1997). A Figura 5 mostra curvas tensão x deformação de um aço de médio carbono para diferentes taxas de deformação. A influência da taxa de deformação nas propriedades do material é denominada viscoplasticidade.

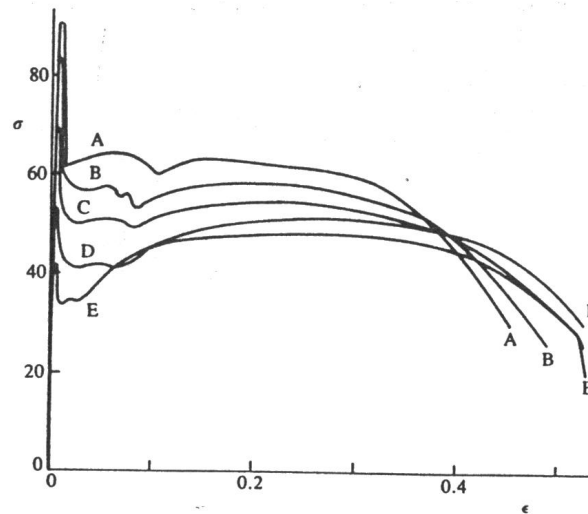


Figura 5 – Influência da taxa de deformação nas propriedades mecânicas de um aço de médio carbono obtidas em ensaio de tração. A:  $\dot{\epsilon} = 106s^{-1}$ , B:  $\dot{\epsilon} = 55s^{-1}$ , C:  $\dot{\epsilon} = 2s^{-1}$ , D:  $\dot{\epsilon} = 0,22s^{-1}$ , E:  $\dot{\epsilon} = 0,001s^{-1}$ . Fonte: (Jones, 1997).

## 2.2 Ensaio de Materiais

Os ensaios de materiais consistem em submeter um objeto já fabricado ou a matéria-prima deste as situações que simulem os esforços que estes irão sofrer nas condições reais de uso. Os ensaios mecânicos são classificados em ensaios destrutivos ou não destrutivos.

Os ensaios destrutivos são aqueles que provocam a ruptura ou inutilização do material. A finalidade destes ensaios é a determinação das propriedades mecânicas de um material e entre estes estão os ensaios de tração, flexão, dureza, dobramento e impacto, sendo este último de fundamental importância para conhecimento do comportamento dinâmico do material.

Na atualidade existem ensaios de impacto adequados para as mais diversas situações, desde impacto de baixas velocidades até impacto a velocidades hipersônicas. Entre os ensaios mais antigos estão os ensaios de impacto tipo Charpy e tipo Izod. A técnica Charpy de baixa velocidade é a mais comumente usada nos Estados Unidos (CALLISTER, 2002). Este ensaio relativamente simples consiste na colisão de um martelo pendular com um corpo de prova de seção transversal quadrada, entalhado no centro e bi-apoiado horizontalmente na máquina de ensaio.

Os corpos de prova entalhados para ensaio Charpy são subdivididos em três tipos conforme forma do entalhe: tipo A, tipo B e tipo C. Todos possuem comprimento igual a 55 milímetros e seção quadrada de 10 mm conforme mostra Figura 6.

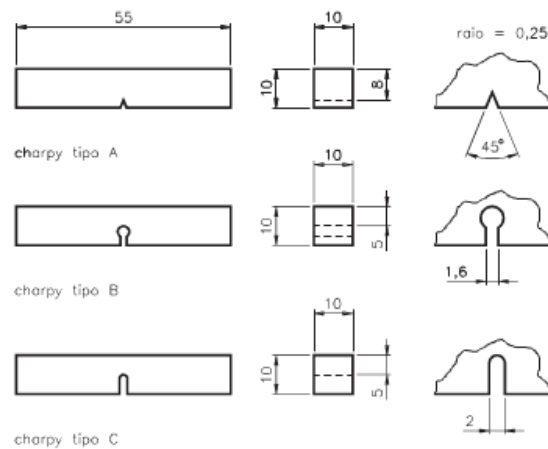


Figura 6 – Tipos de entalhe recomendados pela ASTM E -23 para ensaio de impacto tipo Charpy. Fonte: (Souza, 2004).

O entalhe é feito no meio do corpo de prova. O tipo A tem a forma de um V, o tipo B, a forma de um buraco de fechadura e o tipo C tem a forma de um U invertido. A Figura 7 ilustra um corpo de prova para ensaio de impacto Charpy com entalhe tipo V.

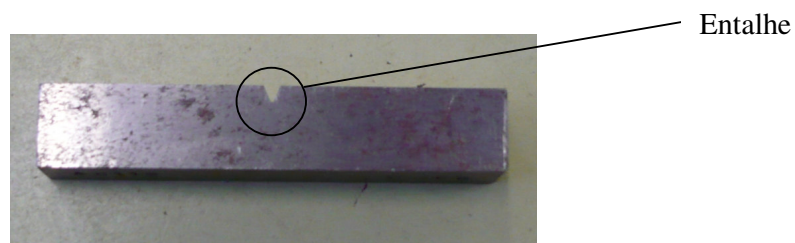


Figura 7 – Corpo de prova entalhado para ensaio de impacto. Fonte: Nuclep S/A.

Para iniciar o ensaio, o martelo pendular é elevado a uma determinada altura, onde adquire uma energia potencial gravitacional inicial. Quando o pêndulo é liberado, a aresta montada sobre o mesmo colide e fratura o corpo de prova exatamente no entalhe, que tem a finalidade de atuar como um ponto concentrador de tensões, e após isso continua sua trajetória até a certa altura, menor que a primeira, onde possui uma nova energia potencial gravitacional.

A diferença entre as energias potenciais gravitacionais antes e depois do impacto representa a energia absorvida pelo corpo de prova, necessária a ruptura do mesmo. A Figura 8 mostra uma máquina tipo Charpy com seus principais componentes e o nível de energia absorvida pelo material antes da ruptura.

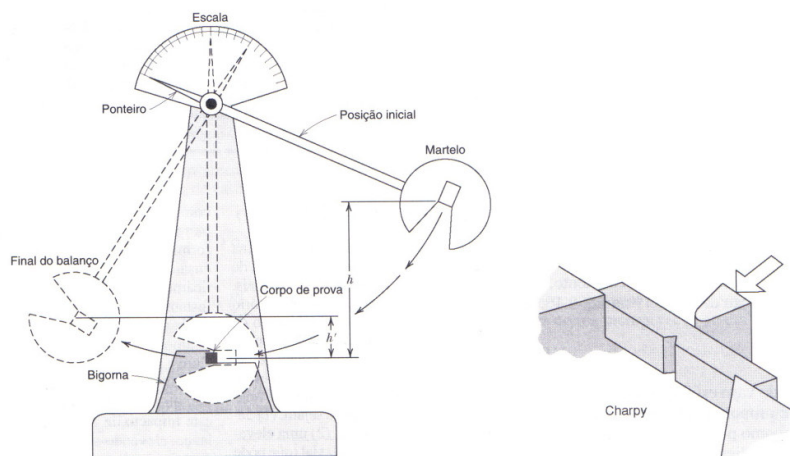


Figura 8 – Máquina tipo pêndulo para ensaio de impacto – Fonte: (Callister, 2002)

O ensaio tipo IZOD é bem similar ao ensaio tipo Charpy. Uma das diferenças está nas dimensões e posicionamento do corpo de prova. O entalhe no corpo de prova Izod tem a mesma forma do Charpy tipo A, porém não é centralizado. Quanto ao posicionamento, o corpo de prova é engastado verticalmente na máquina de ensaio. As Figuras 9 e 10 mostram respectivamente as dimensões do corpo de prova Izod e o posicionamento na máquina de ensaio.

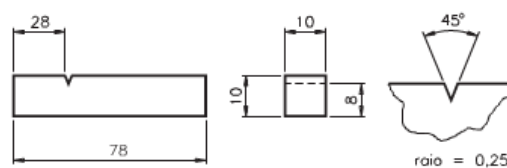


Figura 9 – Entalhe recomendados pela ASTM E -23 para ensaio de impacto tipo Izod. Fonte: (Souza, 2004).

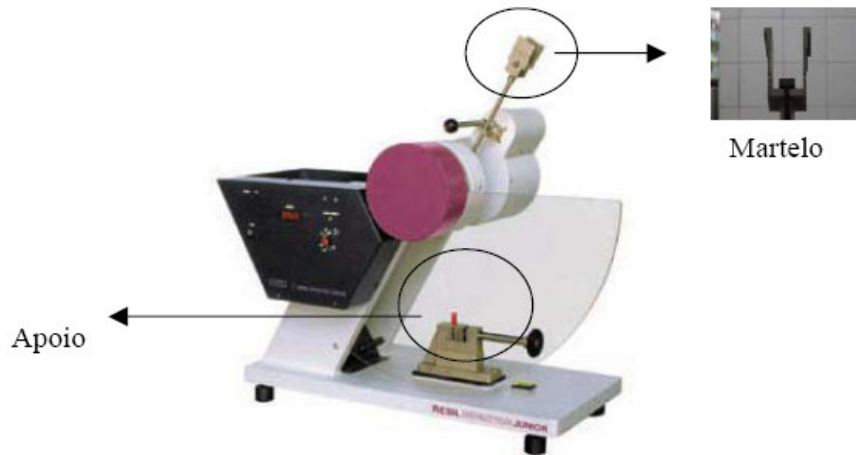


Figura 10 – Máquina tipo pêndulo para ensaio de impacto Izod – Fonte: (Silva, 2004)

Vale ressaltar que variáveis como o tamanho e o formato do corpo de prova, assim como a configuração e as dimensões do entalhe influenciam os resultados dos testes. Os resultados obtidos pelos ensaios clássicos de Charpy e Izod são em sua maioria de caráter comparativo, pois nestes vários fatores de interferência como, por exemplo, as dimensões do corpo de prova não são considerados (MARTINS; LUCENA, 2006). Por este motivo atualmente já existem estudos desenvolvidos para se instrumentar o ensaio de modo a garantir maior aproveitabilidade dos resultados.

A capacidade de um determinado material de absorver energia do impacto está associada à sua tenacidade. Os ensaios mencionados acima fornecem informações sobre a capacidade do material em absorver e dissipar essa energia. Estes também analisam a suscetibilidade do mesmo à transição dúctil-frágil, ou seja, condição onde um material dúctil se comporta de maneira frágil (SOUZA, 2004).

A transição dúctil-frágil está relacionada ao nível de energia de impacto absorvida em medida em função da temperatura (CALLISTER, 2002). Se um determinado material possui transição dúctil-frágil, os ensaios Charpy e/ou Izod objetivam determinar qual faixa de temperatura que este fenômeno ocorre. Para isso realizam-se diversos ensaios de impacto partindo-se de temperaturas elevadas até as temperaturas mais baixas.

Para temperaturas elevadas percebe-se um grande nível de energia absorvida até a fratura (fratura dúctil). À medida que se reduz a temperatura, verifica-se uma queda significativa da energia absorvida em uma faixa de

temperatura relativamente pequena. A partir daí a energia apresenta um valor pequeno e constante, caracterizando um modo de fratura frágil. Como exemplo de material com transição dúctil-frágil pode-se citar o aço. A Figura 11 mostra esquematicamente uma curva de material com transição dúctil-frágil.

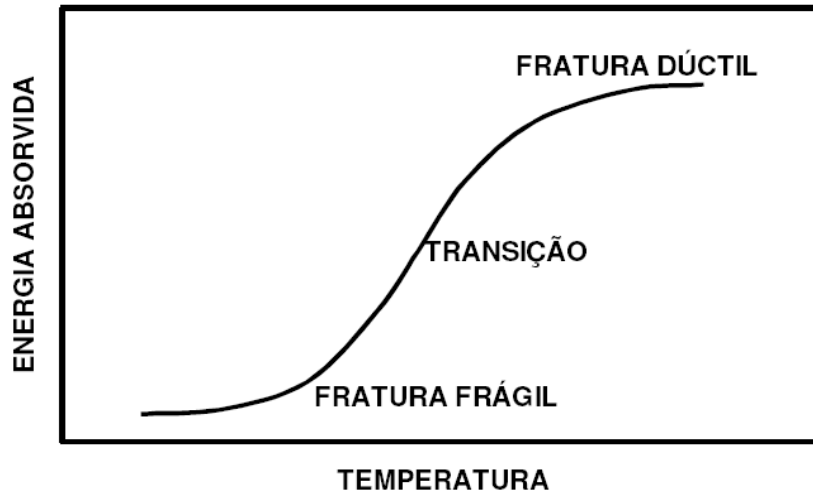


Figura 11 — Energia absorvida na fratura em função da temperatura. Fonte: (ESAB, 2009)

Nem todas as ligas metálicas apresentam transição dúctil-frágil. A ocorrência deste fenômeno está associada ao tipo de estrutura cristalina e também a composição química. Materiais de estrutura cristalina do tipo cúbica de face centrada (CFC) como, por exemplo, as ligas de alumínio e cobre são dúcteis mesmo em temperaturas mais baixas. Porém ligas com estrutura cristalina cúbica de corpo centrado (aços) possuem temperatura de transição dúctil-frágil.

Para os aços a temperatura de transição é fortemente influenciada pela composição química e pela microestrutura. O aumento do teor de carbono aumenta transição-dúctil frágil, ou seja, o aço passa a ter comportamento frágil a partir de temperaturas consideradas elevadas, conforme ilustra a Figura 12. Já o tamanho do grão (microestrutura) do aço provoca uma redução da temperatura de transição dúctil-frágil.

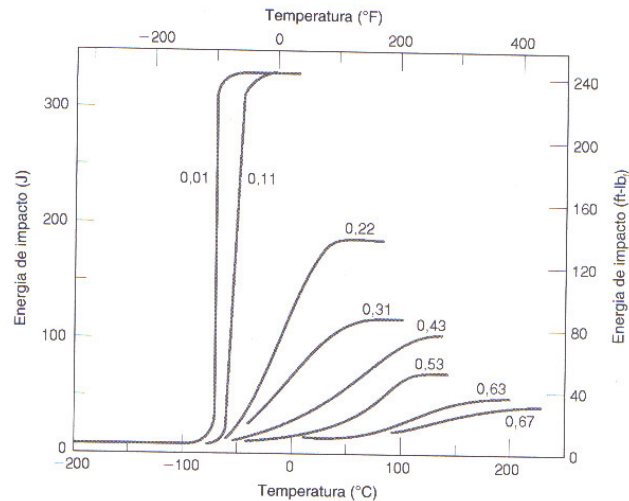


Figura 12 – Influência do teor de carbono na temperatura dúctil-frágil do aço. Fonte: (Callister, 2002)

Atualmente, outro item que está sendo bem explorado é a influência da taxa de deformação nas propriedades mecânicas de um material. Estes estudos estão sendo feitos por meio de máquinas hidráulicas que possuem maior custo do que os ensaios convencionais, pois permite um ajuste da taxa de deformação desejada. Com o avanço da tecnologia aeronáutica foi necessário o aperfeiçoamento dos ensaios de impacto para se alcançar maiores velocidades. Sendo assim desenvolveram-se os ensaios de altas velocidades como os ensaios de impacto balísticos e por Barra de Hopkinson.

Muitos estudos partem do princípio que um material é perfeitamente homogêneo e isotrópico e, portanto livre de qualquer defeito, como trincas, lacunas ou inclusões que poderiam atuar como um concentrador de tensões. Muitas ocorrências associadas a falhas de componentes submetidos a carregamentos estáticos mostram que isso não é verdade para materiais reais. Um fato bastante mencionado relacionado à falhas catastróficas, onde as tensões nominais estavam bem abaixo da resistência ao escoamento do material, foi a ruptura dos Navios Liberty nos Estados Unidos. Estes navios de carga, com casco de aço dúctil, utilizados na Segunda Guerra Mundial simplesmente se partiram em dois enquanto estava ancorado antes de ser colocado em serviço (NORTON, 2000). A Figura 13 mostra o comentário acima.



Figura 13 – Navio Liberty partido em dois após falha repentina (frágil) resultante de carregamento dinâmico de baixo grau significativo. Fonte: (Norton, 2000).

Visando uma melhor compreensão de falhas de materiais dúcteis que ocorreram de maneira frágil, surgiu o ensaio por queda de peso (*Drop Weight Test*). Este ensaio também conhecido por ensaio de Pellini foi desenvolvido no Laboratório de Pesquisas Navais dos Estados Unidos por William S. Pellini. A partir deste ensaio foi possível conhecer a temperatura de transição dúctil frágil, o que não era possível de se obter apenas pela técnica Charpy (LANCASTER, 1999).

O ensaio por queda de peso (*Drop Weight*) é também muito simples e consiste na queda livre de uma massa de certa altura sobre a estrutura a ser testada. Quando a massa está suspensa, esta possui energia potencial gravitacional que será convertida em energia cinética quando a massa for liberada, conforme Figura 14. Uma das vantagens deste teste em relação ao Charpy e Izod é a possibilidade de se avaliar estruturas de geometria diferente de uma simples viga.

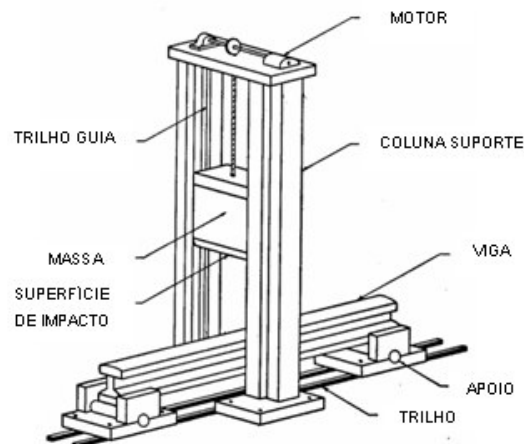


Figura 14 – Esquema de uma máquina *Drop Weight* – Fonte: (Goldsmith, 1960)

As máquinas hidráulicas são também bastante utilizadas no que se refere à caracterização do comportamento mecânico do material. São normalmente utilizadas em ensaios com corpos de prova a taxa de deformação baixa e constante, mas também podem gerar carregamento dinâmico com altas taxas de deformação impostas ao material conforme Figura 15.

Além de se conhecer a variação temporal da deformação através de sensores do tipo extensômetro posicionados no corpo de prova, também é possível determinar propriedades mecânicas do material como limite de resistência ao escoamento, módulo de elasticidade, limite de resistência a tração, entre outras propriedades.



Figura 15 – Máquina hidráulica para ensaios de materiais – Fonte: ITUC – PUC-RJ.

Ensaio por barra de Hopkinson é destinado à caracterização dinâmica do material permitindo a obtenção das propriedades do material a altas taxas de deformação. Normalmente a energia utilizada para geração do impacto provém de cilindros com gás comprimido a altas pressões. Segundo Silva (2004) esta técnica é parecida à utilizada nas máquinas hidráulicas no sentido de que a mesma também permite a determinação de propriedades básicas dos materiais em função da taxa de deformação. Verifica-se na Figura 16 o dispositivo utilizado para ensaio pela Barra de Hopkinson.



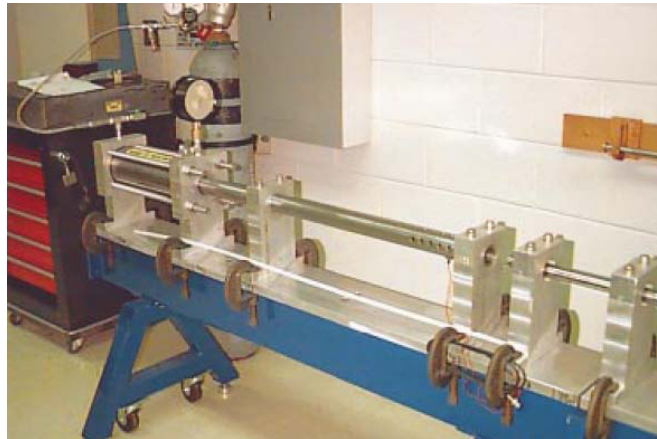


Figura 16 – Equipamento utilizado para ensaio por Barra de Hopkinson – Fonte: (Silva, 2004).

### 2.3 Testes de Impacto em Veículos (*Crash Tests*)

Os ensaios mencionados até aqui são basicamente utilizados para caracterização dinâmica de um material sob a forma de corpo de prova (geometria simples), exceto o ensaio *Drop Weight* que permite uma avaliação um pouco mais complexa. Em se tratando de análises veiculares, estes não são suficientes e por isso os testes de impacto, mais conhecidos como *crash tests*, são largamente utilizados para avaliação do comportamento veicular em uma colisão.

Os testes de impacto são realizados segundo diversas normas elaboradas por instituições governamentais existentes em várias partes do mundo. Como exemplos destas instituições elaboradoras de normas para *crash tests* pode-se citar *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA), dos Estados Unidos, *New Car Assessment Program* (EuroNCAP), da Comunidade Européia e *National Agency for Automotive Safety & Victim's Aid* (NASVA) do Japão.

As normas regulamentadoras dos *crashes tests* não são de fácil acesso, porém no site da *National Highway Traffic Safety Administration* é possível encontrar o conjunto de normas denominadas *Federal Motor Vehicle Safety Standards* (FMVSS). Seguem abaixo algumas normas disponíveis no site mencionado acima:

- FMVSS 201 – Proteção dos Ocupantes a Impactos Interiores: Determina parâmetros para projeto de áreas internas do veículo com o objetivo de evitar lesões provenientes do golpe nas pessoas devido à colisão do veículo.
- FMVSS 204 – Deslocamento da Coluna de Direção: Limita o deslocamento da coluna de direção no sentido do motorista reduzindo assim as lesões peitorais, no pescoço e na cabeça.
- FMVSS 206 – Travas de Portas e Retenção dos Componentes: Detalha características para travas de portas laterais, trincos, etc. com o intuito de reduzir o risco dos passageiros serem expulsos do veículo na colisão.
- FMVSS 207 – Bancos: Estabelece requisitos para montagem dos bancos evitando que os mesmos sejam lançados a frente durante a colisão.
- FMVSS 208 – Colisão Frontal Contra Barreira Rígida: Determina os requisitos para colisão do veículo, devidamente instrumentado, com sensores de deformação, acelerômetros e células de carga, contra barreira rígida e fixa a 56 km/h. Como este teste fornece uma grande desaceleração sobre os passageiros representados por manequins instrumentados (*dummies*), também proporciona avaliação dos cintos de segurança, *air bags* e absorção de energia. Mostra-se na Figura 17, a sequência de um *crash test* de acordo com FMVSS 208.



Figura 17 - Etapas de um *crash* em VW Gol segundo FMVSS 208. Fonte: [http://www.estradas.com.br/new/materias/materia\\_air\\_bags.asp](http://www.estradas.com.br/new/materias/materia_air_bags.asp)

- FMVSS 210 – Montagem e fixação dos cintos de segurança: Estabelece requisitos para montagem dos cintos de segurança de forma a garantir a integridade dos passageiros durante uma colisão.

- FMVSS 212 – Montagem do Pára-Brisa: Estabelece requisitos para montagem de pára-brisas. O pára-brisa é um item importante no conjunto de um veículo, pois não deve permitir que os passageiros sejam lançados para fora do veículo em uma colisão.

Autores como Birch (2005) e Paul *et al.* (2000) concordam que os testes de impacto devem considerar os seguintes aspectos:

- Absorção de energia de forma estável e controlada sem invasão excessiva do espaço reservado aos passageiros;

- Manutenção da permanência dos passageiros no interior do veículo, impedindo o lançamento dos mesmos para meio externo; e

- Projeto de áreas internas do veículo para prover “suavidade” aos impactos secundários dos passageiros devido à colisão.

No auxílio aos estudos sobre as colisões veiculares surgiram na década de 80 às ferramentas de modelagem numérica, entre elas, o Método de Elementos Finitos – MEF (Birch, 2005)

A contribuição do Método de Elementos Finitos foi muito significativa na área de Segurança Veicular. Dentre as muitas pesquisas desenvolvidas, a maioria relacionada aos aspectos mencionados acima, outros estudos analisaram a influência de operações típicas na montagem de um veículo tais como conformação mecânica e soldagem, na resposta ao impacto (Craig *et al.*, 2004); (Chen *et al.*, 2004).

## 2.4 Variáveis e Características do Impacto

O impacto é um carregamento dinâmico de curta duração. Segundo Goldsmith (1960), em se tratando de impacto perfeitamente elástico entre corpos, pode-se aplicar sem nenhuma complexidade a lei de conservação da quantidade de movimento para determinar os parâmetros cinemáticos dos corpos.

No tocante a colisões veiculares há produção de deformações plásticas que funcionam como um modo de dissipação de energia. Neste tipo de colisão, um dos principais interesses é conhecer a quantidade de energia absorvida pela estrutura do veículo. Uma das finalidades do *crash test* é saber o nível de energia armazenada no veículo, sem que ocorra como consequência a penetração excessiva da estrutura ao espaço reservado aos passageiros - célula de sobrevivência (Paul *et al.*, 2000). Desta forma quanto maior o nível de energia armazenada na estrutura veicular, menor a transferência de energia para o interior do compartimento dos passageiros e menos severos serão os danos causados.

Segundo Junior, Walber e Iturrioz (2006), Cunat (2000) e Birch (2005), o termo atualmente utilizado na área de Segurança Veicular para designar a habilidade de uma estrutura em absorver energia pela conversão da energia cinética em energia de deformação plástica é *crashworthiness*.

As pesquisas atuais sobre *crashworthiness* estrutural visam o aprimoramento da resistência a colisão sacrificando elementos da estrutura para absorver energia do impacto protegendo assim os passageiros e ou cargas perigosas (Jones, 2003). Com isso pode-se afirmar que o fator *crashworthiness* é um critério muito importante no projeto de uma estrutura.

Como comentado a capacidade de absorção da energia do impacto é conhecida pela expressão *crashworthiness*. A dissipação desta energia é feita por elementos absorvedores deformáveis que de acordo com Alghamdi (2000) são capazes de transformar energia cinética em energia de deformação. No caso de colisões veiculares, a estrutura dianteira é projetada com zonas de deformação progressiva (enrugamento) e pára-choques equipados com sistemas amortecedores de impacto, esquematicamente ilustrado pela Figura 18, são responsáveis pela absorção da energia de maneira irreversível por deformações plásticas.

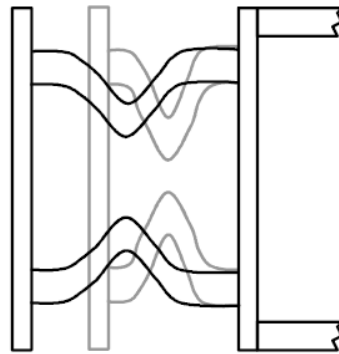


Figura 18 – Esquema de um pára-choque. – Fonte: (Frei *et al.*, 1999).

Haenchen *et al.*(2004) afirma que veículos projetados para impacto em barreira rígida a uma velocidade  $v_B$  que se envolvem em colisões com diferença de velocidades (*close velocity*) menor ou igual a  $2v_B$  possuem energia de deformação suficiente para resistir ao impacto sem a presença de grandes penetrações em seus compartimentos de passageiros. Porém em várias situações de colisão percebe-se que não é isso que acontece e muitas vezes o compartimento dos passageiros de um veículo fica totalmente destruído enquanto o outro fica levemente danificado. Visando evitar esta desigualdade nas deformações dos veículos envolvidos em colisão frontal, o conceito de *bulk-head* estabelece que deve-se sempre definir uma deformação máxima para a parte frontal do veículo, de modo a evitar o colapso do compartimento durante a colisão.

A eficiência da absorção da energia do impacto está relacionada com o tipo de material da estrutura, modo do carregamento (axial, transversal, combinado, etc.), taxa de deformação, entre outros. Além destes parâmetros, estudos iniciados a partir de 1985, segundo Bruhning *et al.* (1991), mostraram que

a absorção de energia na colisão veicular também é influenciada pelas características dos veículos que os tornam compatíveis ou não entre si.

A compatibilidade é definida pelos institutos de estudos de segurança no tráfego urbano, reconhecidos mundialmente, como *National Highway Traffic Safety Administration* (NHTSA) e *Insurance Institute Highway Safety* (IIHS) como a capacidade de um veículo em proteger seus ocupantes durante uma colisão sem causar grandes danos aos ocupantes do outro veículo.

Haenchen *et al.* (2004) diz que a proteção proporcionada por um veículo aos seus passageiros e a proteção aos passageiros do outro veículo envolvido na colisão é chamada, respectivamente, de **auto proteção** e **proteção a terceiros**, e que a compatibilidade é vista como um ponto de equilíbrio entre a auto proteção e a proteção a terceiros.

De acordo com Lund *et al.* (2000), o que causa incompatibilidade entre os veículos é a diferença entre os projetos existentes no mercado automotivo. Como exemplos destas diferenças se pode citar a massa, rigidez estrutural, altura dos pára-choques em relação ao solo (geometria), etc. Segue abaixo Figura 19, representativa da incompatibilidade entre dois veículos de características diferentes.



Figura 19 – Diferença de altura dos elementos absorvedores de energia nos veículos.

A geometria é um fator de bastante influência na compatibilidade entre os veículos. Edward *et al.* (2001) afirma que a geometria garante uma boa interação estrutural, permitindo assim eficiência na absorção de energia com invasão mínima do compartimento dos passageiros.

Em relação à absorção de energia, Dimas e Soares (2009) dizem que a energia absorvida (energia de deformação) por uma estrutura pode ser calculada pela seguinte expressão:

$$E_D = \int F(s)ds$$

A energia de deformação ( $E_D$ ) é oriunda do trabalho realizado pela força

de impacto sobre a estrutura, que causa o deslocamento de suas partículas resultando assim na deformação. Segundo Meriam e Kraige (2004) o trabalho realizado durante um impacto corresponde à variação de sua energia cinética e é definido pela seguinte expressão:

$$W = \int F ds = \Delta E_c$$

na qual,

$W$  = Trabalho realizado [J];

$F$  = Força atuante [N];

$ds$  = Variação do deslocamento [m]; e

$\Delta E_c$  = Variação da energia cinética.

Em uma colisão veicular frontal a expressão mencionada acima pode ser analisada pela Figura 20 onde se pode verificar que a energia absorvida é função da força atuante sob a estrutura a ser deformada.

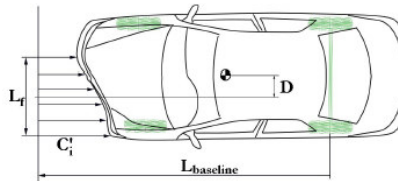


Figura 20 – Esquema de atuação da força sob a estrutura frontal de um veículo.

Para colisão entre veículos incompatíveis entre si, a desaceleração sofrida pelo veículo de massa menor e conseqüentemente seus passageiros é obtida relacionando a energia de deformação do veículo de massa maior considerando que o mesmo foi projetado para um impacto com uma barreira rígida à velocidade  $v_B$  (HAENCHEN *et al.*, 2004). Desta forma tem-se que a força aplicada no veículo menor durante a colisão é

$$F_s = m_s \times a_s,$$

na qual,

$F_s$  = força de impacto no veículo menor [N];

$m_s$  = massa do veículo menor [kg]; e

$a_s$  = desaceleração do veículo menor [ $m/s^2$ ].

A energia de deformação  $E_D$  absorvida pelo veículo maior é:

$E_D = \frac{1}{2} m_l v_B^2$ , na qual  $m_l$  é massa do veículo maior e  $v_B$  é a velocidade de projeto do impacto contra barreira rígida. Considerando que a energia de deformação também é  $E_D = F \times s_l$ , tem-se, se a força é constante, que:

$$\frac{1}{2} m_l v_B^2 = F \times s_l$$

$$F_l = \frac{1}{2} \frac{m_l v_B^2}{s_l}$$

na qual,

$F_l$  = força de impacto no veículo maior [N];

$m_l$  = massa do veículo maior [kg]; e

$s_l$  = deslocamento sofrido pelo compartimento do veículo maior [m].

Pelo princípio da ação e reação, as forças no veículo maior e menor são iguais. Assim tem-se que a desaceleração ( $a_s$ ) do veículo menor é:

$$a_s = \frac{1}{2s_l} \times \frac{m_l}{m_s} \times v_B^2$$

Pela expressão acima, percebe-se que a desaceleração do veículo menor é inversamente proporcional ao deslocamento associado à deformação sofrida pelo veículo maior durante a colisão. Para se ter níveis menores de desaceleração no veículo menor, menos prejudiciais ao corpo humano, deve-se ter mais espaço para deformação no veículo maior. Porém isso é um impasse para as indústrias automotivas, pois o comprimento dos veículos é limitado devido às questões de espaço urbano e também devido aos sistemas de restrição (*air bags*) dos veículos só serem capazes de proteger seus ocupantes somente se a desaceleração do veículo estiver dentro de limites de projeto definidos.

A compatibilidade entre veículos é um assunto de abordagem recente e conforme Gabler & Hollowell (2000) esta é alvo de pesquisas devido à



popularidade crescente de veículos de grande massa (utilitários), tais como *pick-ups*, *vans* e *mini-vans*, incompatíveis com outros veículos da frota mundial.

Toda estrutura submetida a um carregamento do tipo impulso deve ser idealmente capaz de absorver toda a energia proveniente do impacto, ou pelo menos a maior parte dela. Desta forma garante-se que os prejuízos, sejam mínimos e por isso a necessidade de se estudar como ocorre esta absorção de energia (ALVES; BIRCH, 2000).

Os elementos absorvedores estruturais se deformam quando recebem a energia do impacto e o modo como estas deformações acontecem é de suma importância em *crashworthiness*. Estudos diversos mostram as características de deformação dos elementos, a força de impacto recebida por estes e a quantidade de energia absorvida. Também se verifica que a geometria dos elementos, condições de carregamento impulsivo, diferença entre as massas das estruturas envolvidas e material influenciam no modo de deformação dos absorvedores (REID, 1995), (LANGSETH; HOPPERSTAD, 1996), (KARAGIOZOVA; JONES, 1996), (ALGHAMDI, 2000), (JONES, 2003) E (BIRCH, 2005).

A avaliação do modo como os absorvedores estruturais se deformam é feita por diversos meios, entre eles o método experimental, onde carregamentos de impacto são aplicados a toda estrutura ou pelo menos em parte dela.

Das diversas possibilidades de carregamento, um dos mais explorados é o carregamento axial seguido do carregamento transversal, submetidos a elementos tubulares de seção circular, quadrada, retangular, etc. que são amplamente estudados devido ao bom desempenho mostrado na absorção de energia (Jones, 1997) e (Jones, 2003).

Birch (2005) considera um absorvedor de energia ideal, o elemento de seção circular com pequena espessura de parede que se deforma de maneira estável apresentando várias dobras (deformação tipo sanfona) quando submetido a um carregamento do tipo axial, ilustrado na Figura 21.

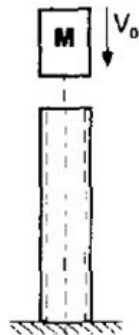


Figura 21 – Impacto axial de elemento absorvedor de energia. Fonte: (Langseth; Hopperstad, 1996)

Segundo Birch (2005) e Alghamdi (2000), um elemento tubular capaz de se deformar, de maneira controlada, através de um conjunto de dobras regulares e progressivas, ilustrada na Figura 22, apresenta elevada capacidade de absorção de energia durante o impacto.

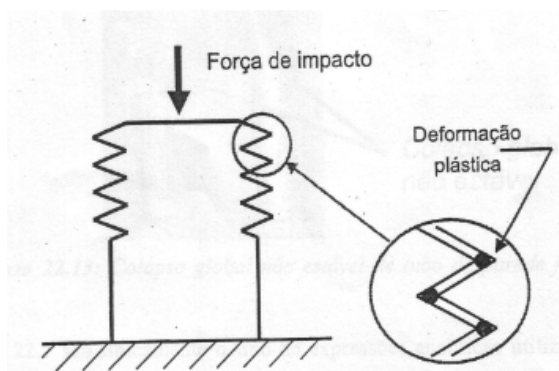


Figura 22 – Padrão de deformação ideal para elementos tubulares. Fonte: (Birch, 2005)

Porém como já foram mencionados, estudos feitos com elementos absorvedores de seções tubulares mostraram modos de deformação diferentes que dependem de fatores como:

- Geometria da seção tubular (dimensões gerais, espessura de parede, etc);
- Propriedade mecânica do material (ductilidade);
- Tipo de geometria (circular, quadrada, retangular, triangular, etc);
- Condições de impacto.

Diversas referências mostram os possíveis modos de deformação desenvolvidos pelos elementos absorvedores. Entre estas se podem citar Jones (1997), Alghamdi (2000) que classificam os modos de deformação em:

- Flambagem dinâmica progressiva;
- Flambagem dinâmica plástica; e
- Flambagem global.

O desenvolvimento de dobras plásticas, que se iniciam na extremidade submetida ao impacto caracteriza o modo de deformação conhecido por flambagem dinâmica progressiva de acordo com Figura 23. Esse modo é normalmente observado em casos de impacto de baixas velocidades (Jones, 1997).

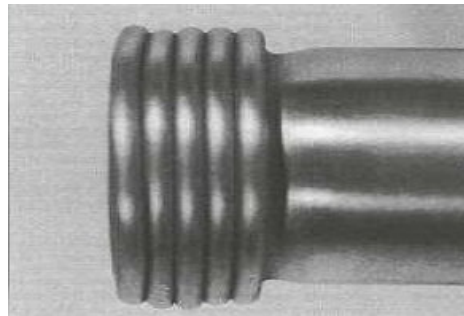


Figura 23 – Flambagem dinâmica progressiva para elementos de seção tubular. Fonte: (Jones, 1997).

Em Langseth (1996) verifica-se que a flambagem dinâmica progressiva não é um modo de deformação particular de elementos tubulares de seção circular. Estudos feitos em perfis extrudados de seção quadrada mostram que estes exibem um padrão de deformação muito similar aos tubos circulares mostrado na Figura 24.

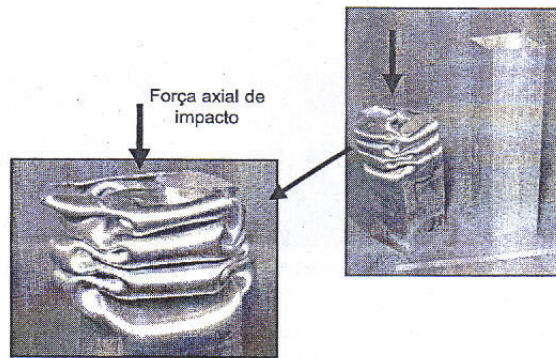


Figura 24 – Flambagem dinâmica progressiva em um tubo quadrado. Fonte: (Birch, 2005).

O modo de flambagem dinâmica plástica é caracterizado pela formação de dobras plásticas ao longo de todo o comprimento do elemento tubular (Figura 25). As dobras observadas neste modo são tão evidentes quanto às do modo flambagem progressiva. A flambagem dinâmica plástica é característica de impacto axial a altas velocidades (Jones, 1997).



Figura 25 – Flambagem dinâmica plástica para elementos de seção tubular. Fonte: (Jones, 1997).

A flambagem global é o modo de deformação que apresenta menos eficiência em relação à absorção de energia. Neste tipo de comportamento não há formação de dobras plásticas, pois o elemento ao receber o impacto perde estabilidade e colapsa de forma estável ao redor de um único ponto conhecido como rótula plástica, conforme Figura 26.



Figura 26 – Flambagem global de elementos de seção tubular. Fonte: (Jones, 1997).

Segundo estudos realizados por Karagiozova; Alves (2004) os elementos absorvedores de energia cinética são mais eficientes quando se deformam no modo de flambagem progressiva dinâmica em vez de dinâmica plástica.

A partir dos modos de deformação apresentados, percebe-se que um mesmo tubo pode se deformar de maneiras diferentes, influenciando assim a quantidade de energia absorvida durante o impacto. Mediante esta característica, estudos apresentados em Karagiozova; Alves (2004) e Karagiozova; Jones (2008) mostram que há uma condição que permite uma transição entre os modos de deformação já citados.

O comprimento crítico dos elementos tubulares determina a transição entre os modos de flambagem progressivo e global. Também se pode citar a velocidade de impacto como um fator de muita influência na transição entre os modos de deformação, de acordo com a Figura 27.

A Figura 27(a) mostra o comportamento de um tubo de 300 mm de comprimento quando submetido a um impacto de 5,9m/s e 6,3 m/s. Percebe-se que se iniciou a formação das dobras plásticas na maior velocidade. Já a Figura 27(b) mostra a deformação em um tubo de 500 mm de comprimento colidido a uma velocidade de 8,7 m/s e 9,0 m/s. Nesta condição a flambagem progressiva se desenvolveu no impacto a 9,0 m/s. Na Figura 27(c), o impacto ocorreu em um tubo de 650 mm. Nesta situação a flambagem dinâmica progressiva aconteceu em uma velocidade de 10,4 m/s enquanto que a flambagem global se deu em um impacto de 10,1 m/s. A partir do exposto se percebe que o modo de deformação não é função apenas da velocidade. Sendo assim pode-se concluir que o aumento

da velocidade de impacto faz com que os tubos se tornem mais estáveis desenvolvendo assim, em tubos mais longos, o modo de flambagem progressiva em vez da flambagem global.

Pode-se concluir também que pequenas variações na centralização do carregamento podem provocar uma mudança no modo de deformação para uma mesma velocidade. Desta forma se verifica que o comportamento apresentado pela estrutura é função da geometria, velocidade, tipo de carregamento e do material envolvido.



Figura 27(a), (b) e (c) - Diferença na flambagem global de elementos de seção tubular. Fonte: (Karagiozova; Alves, 2004).

## 2.5 Comportamento Dinâmico dos Materiais

A análise de uma estrutura sob impacto requer o conhecimento do modelo de comportamento mecânico do material, ou seja, é necessário descrever a resposta do material por meio de equações denominadas equações constitutivas (Nóbrega, 2009).

Segundo Gere (2003) a deformação de um material consiste em duas fases: a fase elástica e a fase plástica, sendo as duas fases facilmente identificadas na sua curva Tensão x Deformação ilustrada na Figura 28.

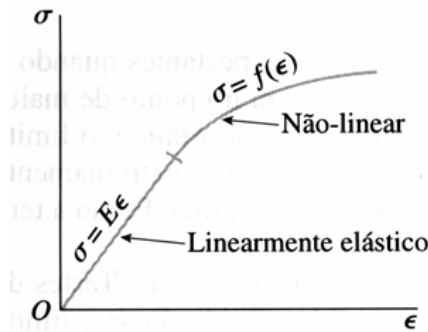


Figura 28 - Curva tensão x deformação de um certo material. Fonte: (Nóbrega, 2009).

Na região linear da curva tensão x deformação (fase elástica), onde existe uma relação de linearidade entre as tensões e deformações, o comportamento de um material submetido a um estado uniaxial de tensões é regido pela Lei de Hooke:

$$\sigma = \varepsilon \times E$$

na qual,

$\sigma$  = Tensão [MPa];

$\varepsilon$  = Deformação [ adimensional]; e

E = Módulo de Elasticidade do material [MPa].

A lei de Hooke diz que as tensões são proporcionais às deformações mediante uma propriedade intrínseca do material chamada Módulo de Elasticidade. Já na fase plástica, ou região não linear, não se evidencia uma relação linear entre as tensões e deformações, por isso deve-se prever o comportamento do material por outra equação que segundo Gere (2003) é conhecida como equação de Ramberg-Osgood:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_1} + \frac{\sigma_0 \alpha}{E_2} \times \left( \frac{\sigma}{\sigma_0} \right)^m$$

na qual:

$\sigma$  - Tensão [MPa];

$E_1$  – Módulo de Elasticidade [MPa];

$E_2$  – Módulo de Plasticidade [MPa];

$\sigma_0$  = Tensão de escoamento [MPa];

$\alpha, m$  – Constantes experimentais do material; e  
 $\epsilon$  - Deformação total [adimensional].

Nas situações de colisão a fase de interesse é a fase plástica de deformação, na qual ocorre a absorção de energia, por isso a necessidade em se conhecer o comportamento constitutivo do material. Dowling (1993), diz que os modelos de plasticidade do material ilustrados nas Figuras 29(a), 29(b), 29(c) e 29(d) são respectivamente:

- Modelo rígido perfeitamente plástico;
- Modelo elástico perfeitamente plástico;
- Modelo rígido com endurecimento linear; e
- Modelo elástico com endurecimento linear.

O modelo descrito pela Figura 29(a) indica que o material permanece sem deformações até ter seu limite de escoamento alcançado e somente a partir deste momento que o material se deforma continuamente para uma tensão constante.

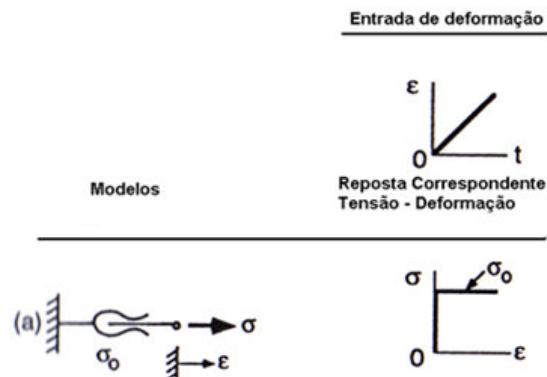


Figura 29(a) - Modelo de comportamento rígido perfeitamente plástico. Fonte: (Nóbrega, 2009).

A Figura 29(b) representa a relação linear entre tensão e deformação que ocorre na fase elástica do material seguido de uma deformação contínua na fase plástica para uma tensão constante.



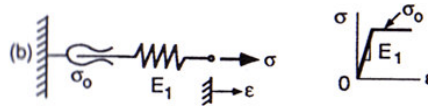


Figura 29(b) - Modelo de comportamento elástico perfeitamente plástico (elásto-plástico).  
Fonte: (Nóbrega, 2009).

Quando um material possui um modelo rígido com endurecimento linear, Figura 23 (c), significa que este não se deforma até ter seu limite de escoamento atingido. Após esse momento há uma relação de proporcionalidade entre a tensão e deformação já no regime plástico.

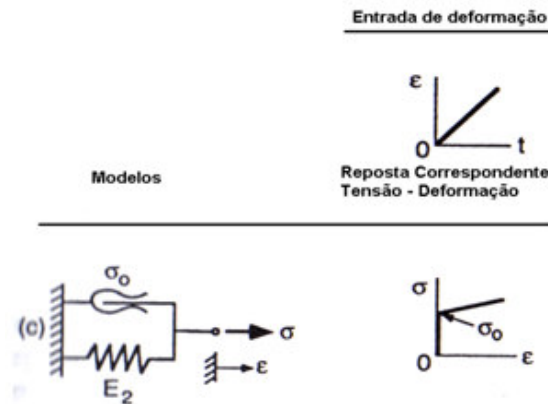


Figura 29(c) - Modelo rígido com endurecimento linear. Fonte: (Nóbrega, 2009)

No comportamento do material descrito pela Figura 29 (d) verifica-se uma relação de proporcionalidade entre a tensão e deformação na fase elástica seguida de outra relação de proporcionalidade na fase plástica, obtendo assim uma segunda propriedade intrínseca ao material chamada de Módulo de Plasticidade ( $E_2$ ).

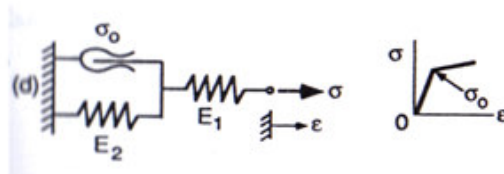


Figura 29(d) - Modelo elástico com endurecimento linear. Fonte: (Nóbrega, 2009)

Para este modelo de comportamento aplica-se a seguinte equação constitutiva:

$$\varepsilon = \frac{\sigma}{E_1} + \left( \frac{\sigma - \sigma_0}{E_2} \right)^m$$

na qual,

$\sigma$  – Tensão atuante [MPa];

$\sigma_0$  – Tensão de Escoamento [MPa];

$\varepsilon$  – Deformação total [adimensional];

$E_1$  – Módulo de Elasticidade [MPa]; e

$E_2$  – Módulo de Plasticidade [MPa].

Conforme mencionado anteriormente, o comportamento dinâmico de um material sensível a taxa de deformação é dependente do valor da taxa imposta no carregamento e não deve ser analisado somente pela curva tensão x deformação convencional do material. De modo a analisar a influência da taxa de deformação no comportamento do material, várias equações constitutivas de modelo de material já foram propostas. Em Jones (1997) encontra-se a equação constitutiva proposta por Cowper-Symonds,

$$\frac{\sigma_{d_0}}{\sigma_0} = 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{1/q}$$

$$\sigma_{d_0} = \sigma_0 \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{1/q} \right]$$

na qual,

$\sigma_{d_0}$  = tensão de escoamento dinâmica (MPa);

$\sigma_0$  = tensão de escoamento obtida no ensaio de tração (MPa);

$\dot{\varepsilon}$  = taxa de deformação ( $s^{-1}$ ); e

D e q = constantes experimentais inerentes ao material.

Segundo Jones (1997), as constantes experimentais D e q para um aço de médio teor de carbono e ligas de alumínio estão representadas na Tabela 3.

Material	D (s <sup>-1</sup> )	q
Aço médio carbono	40,4	5
Ligas de alumínio	6500	4

Tabela 3 – Coeficientes experimentais da equação constitutiva de Cowper-Symonds. Fonte: Adaptação de (Jones,1997).

Em Smerd *et al.* (2005), se encontra uma análise do comportamento dinâmico do alumínio, que é tradicionalmente considerado ter pouca sensibilidade à taxa de deformação. Nesta referência, a sensibilidade à taxa de deformação é modelada pela equação constitutiva de Johnson-Cook, na qual se verifica que a tensão dinâmica ( $\sigma_d$ ) novamente dependente da taxa de deformação, deformação e temperatura,

$$\sigma_d = (\sigma_0 + B\varepsilon^n) \times \left( 1 + C \ln \frac{\dot{\varepsilon}}{\dot{\varepsilon}_0} \right) \times [1 - (T^*)^m]$$

na qual,

$\sigma_0$  = tensão de escoamento obtida no ensaio de tração [MPa];

$\varepsilon$  = deformação plástica;

$\dot{\varepsilon}$  = taxa de deformação carregamento dinâmico;

$\dot{\varepsilon}_0$  = taxa de deformação de referência;

$$T^* = \text{Temperatura} = \frac{T - T_{\text{ambiente}}}{T_{\text{fusão}} - T_{\text{ambiente}}}; \text{ e}$$

B, C, m e n = constantes experimentais do material.

Segue na Figura 30, uma comparação entre o resultado da análise do comportamento dinâmico de um alumínio obtido de forma experimental e através da equação de Johnson-Cook. Os resultados apresentados apresentam uma boa concordância.

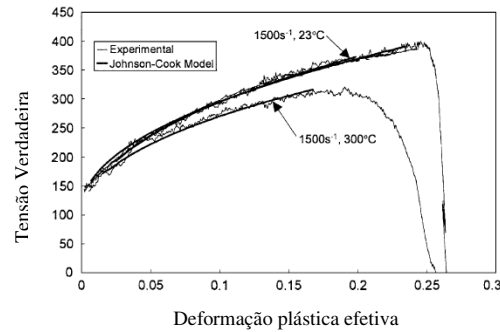


Figura 30 – Comparação do resultado previsto pelo modelo de Johnson-Cook com resultado experimental. Fonte: (Smerd *et al.*, 2005).

## 2.6 Método de Elementos Finitos Aplicados aos Problemas de Impacto

O Método de Elementos Finitos – MEF – é uma técnica computacional voltada para resolução de problemas de análise estrutural. A técnica não consiste na verificação de todos os pontos existentes na estrutura e sim na avaliação de uma quantidade suficiente para representar a resposta de toda a estrutura, que nesta etapa encontra-se discretizada (Huebner, 2001). Na Figura 31 segue um esquema das etapas necessárias para a aplicação do método de elementos finitos.

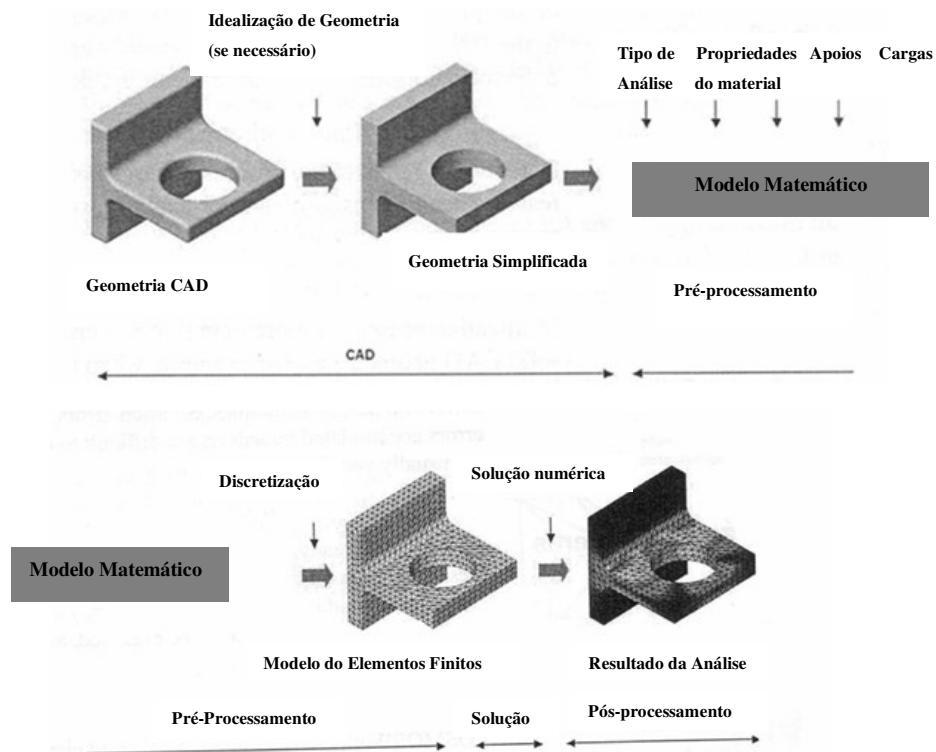


Figura 31 – Etapas da análise por elementos finitos. Fonte: Manual de Treinamento Profissional CosmosWorks 2005.

Atualmente a análise por elementos finitos pode ser realizada por vários programas existentes como, por exemplo, Ansys, Cosmos Works e Abaqus. O esquema mostrado anteriormente na Figura 31 é sempre válido independente do programa escolhido, porém dependendo do tipo de análise estrutural a ser executada devem-se incluir certos parâmetros que serão posteriormente comentados.

Conforme mencionado, os carregamentos estruturais são classificados em estático e dinâmico. Em se tratando de carregamento estático, este é linear quando se observa os seguintes itens:

- O comportamento constitutivo do modelo é regido pela Lei de Hooke. Normalmente esta condição é verificada com cargas atuantes pequenas;
- Os deslocamentos (deformações) causados no modelo pelo carregamento são pequenos; e
- Não há variação do carregamento com o tempo, após alcance de seu valor máximo.

Cargas dinâmicas variam com o tempo, induzem grandes forças de inércia e/ou amortecimento, e deslocamentos.

Um carregamento dinâmico é considerado não linear e na prática todas as estruturas reais se comportam de maneira não linear de uma forma ou de outra em algum momento do carregamento (Guia do Usuário Cosmos Works, 2007). Em alguns casos, a análise linear pode ser adequada, em outros, como situações que envolvem colisões, é mais adequado proceder a uma análise não linear. Segundo Sánches (2001), a não linearidade do carregamento representada por fenômenos associados à plasticidade, grandes deslocamentos e rotações, grandes deformações, comportamento constitutivo do material e condições de atrito durante o carregamento, pode ser agrupada em três classes:

- Não linearidade geométrica;
- Não linearidade do material; e
- Não linearidade de contato.

Segundo o Guia do Usuário Cosmos Works (2007), a não linearidade geométrica estará presente sempre quando estruturas submetidas a carregamento dinâmico apresentarem grandes deslocamentos em sua configuração geométrica. A não linearidade de material é originada da relação não linear entre tensão e deformação, verificada em muitas situações como, por exemplo, a plasticidade envolvida em colisões. A não linearidade de contato ocorre exclusivamente em condições que se verifica uma constante mudança na posição entre duas superfícies em contato, ou seja, na condição limite das estruturas envolvidas durante o carregamento.

Em Sánches (2001), verifica-se que as não linearidades são atribuídas ao comportamento não linear do tipo cinemático (grandes deslocamentos, rotações e deformações), ao comportamento não linear do tipo constitutivo (comportamento do material) e ao caráter não linear das condições de contorno (mudança do local de contato das superfícies envolvidas). Todas estas não linearidades tornam uma análise dinâmica muito mais complexa que uma análise estática, fazendo-se assim necessário uma análise por procedimentos computacionais implementados pelos programas de elementos finitos.

Para o desenvolvimento deste trabalho foi utilizado inicialmente o programa Cosmos Works, desenvolvido pela *MechWorks Corporation* seguido do pacote LS-Dyna elaborado pela *Ansys Inc.* Ambos os programas para a análise de problemas dinâmico utilizam a equação do movimento,

$$F_I(t) + F_D(t) + F_E(t) = R(t),$$

na qual,

$F_I$  = Forças inerciais;

$F_D$  = Forças de amortecimento;

$F_E$  = Forças elásticas; e

$R$  = Resultante das forças aplicadas.

A equação do equilíbrio acima aplicada para os vários elementos finitos da estrutura assume a seguinte forma matricial,

$$[M] \left\{ \ddot{u} \right\} + [C] \left\{ \dot{u} \right\} + [K] \{u\} = \{F\}$$

na qual,

[M] = matriz de massa;

[C] = matriz de amortecimento;

[K] = matriz de rigidez;

$\{\ddot{\mathbf{u}}\}$  = vetor aceleração;

$\{\dot{\mathbf{u}}\}$  = vetor velocidade;

$\{\mathbf{u}\}$  = vetor deslocamento; e

$\{\mathbf{F}\}$  = vetor de forças aplicadas.

Na análise estática, a equação matricial acima se reduz a  $[\mathbf{K}]\{\mathbf{u}\} = \{\mathbf{F}\}$ , uma vez que as forças de inércia e de amortecimento são desprezíveis em condições de baixa velocidade e aceleração. Porém em uma análise dinâmica não linear as matrizes de rigidez, de massa e de amortecimento da estrutura são dependentes do deslocamento e de suas derivadas.

Desta forma para estruturas complexas, onde as matrizes envolvidas são de ordem muito alta, a solução da equação acima é feita por métodos de integração direta no tempo. Entre os métodos de integração direta no tempo estão os métodos explícitos e os métodos implícitos.

Segundo Sánches (2001), a integração no tempo é feita por intervalos de tempo que, pela velocidade, transformam-se em incrementos de deslocamentos. Em situações de colisão, onde é interessante considerar plasticidade e contato, as análises consideram os incrementos de deslocamento, no qual a cada passo da integração no tempo, acha-se o incremento de deslocamento da estrutura necessário aos cálculos de tensões e deformações.

O Cosmos Works, programa de elementos finitos, inicialmente utilizado é elaborado em ambiente Windows e não transmite aos usuários muitas dificuldades em seu manuseio. Utiliza método de integração explícita no tempo, onde a determinação da solução do deslocamento em um dado instante é baseada nos deslocamentos dos instantes anteriores (Guia do Usuário Cosmos Works, 2007).

Para realização das análises utilizando CosmosWorks deve-se ajustar o tipo de estudo, as propriedades mecânicas do material, parâmetros associados ao carregamento e ao grau de restrição atuante na estrutura e dados para geração da

malha (discretização da estrutura). Para discretização da estrutura, o CosmosWorks fornece duas opções para escolha do elemento finito: o elemento sólido tetraédrico e o elemento de casca triangular. Tanto o elemento sólido tetraédrico quanto o elemento de casca triangular podem ser de primeira ordem (elemento linear) ou de segunda ordem (elemento parabólico) (Guia do Usuário CosmosWorks, 2007). Na Figura 32(a) e 32(b) é representado os tipos de elementos possíveis de serem utilizados pelo Cosmos Works.

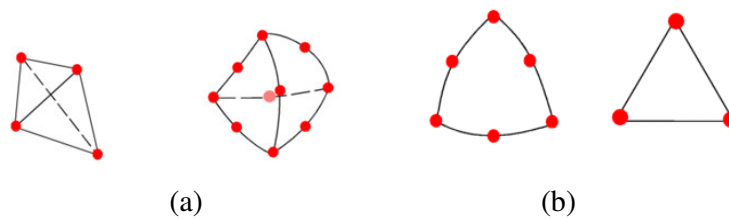


Figura 32(a), (b) – Elementos sólidos linear e parabólico. Elementos de casca linear e parabólico. Fonte: Guia do Usuário CosmosWorks, 2007.

Os elementos parabólicos quando comparados com os elementos lineares fornecem análises com melhor resultado, pois representam mais adequadamente os detalhes curvos das estruturas. Porém estes elementos exigem mais recursos computacionais do que os elementos lineares.

A escolha do tipo de malha a ser utilizada na análise determina o elemento a ser escolhido. Elementos de primeira ordem são utilizados em malhas de qualidade mais baixa (menos refinada) enquanto elementos de segunda ordem são utilizados em malha de alta qualidade que necessitam de maior tempo para convergência.

Neste trabalho foram realizadas análises com malha constituída por elementos sólidos lineares de 1ª. ordem, devido ao objetivo de conhecer preliminarmente o comportamento da estrutura submetida ao carregamento dinâmico.

O CosmosWorks fornece bons resultados para análises estáticas em estruturas simples e para análises de estruturas submetidas a queda livre, porém para carregamentos dinâmicos mais complexos tais como colisão entre corpos rígidos possui algumas limitações que serão expostas a seguir:



- Como o valor do carregamento na análise dinâmica é variável, não se tem uma boa qualidade na resposta, pois o carregamento em função do tempo é um dado de entrada no ajuste do parâmetro da análise;
- Em situações de colisão entre objetos e/ou veículos, na qual se observa estruturas de materiais diferentes envolvidos não se consegue modelar o contato entre as estruturas assim como as propriedades dos materiais envolvidos; e
- Para melhorar a convergência, são necessários incrementos de tempo extremamente pequenos, o que torna a análise muito demorada.

O Ansys LS-Dyna é um programa bastante utilizado nas análises numéricas de carregamento dinâmico. Utiliza o método implícito de integração direta no tempo, ou seja, a determinação da solução dos deslocamentos é realizada a partir da condição de equilíbrio no próprio instante.

O processo de modelagem do carregamento dinâmico oriundo de uma colisão é feito através de uma rotina implementada por meio de um arquivo de texto com comandos específicos que é executada pelos códigos do programa. Nesta rotina deve apresentar a especificação dos parâmetros necessários à análise tais como:

- Informações de massa e volume das partes envolvidas na colisão, assim como a especificação do tipo e tamanho do elemento a ser utilizado para processo de geração da malha do modelo;
- Definição do modelo constitutivo do material das partes envolvidas na colisão. As equações constitutivas que representam o comportamento do material estão implícitas na biblioteca do programa;
- Especificação de parâmetros relacionados ao carregamento e ao grau de restrição submetido a estrutura de interesse na análise. Em situações de colisão o carregamento é modelado através da velocidade de impacto;
- Definição do modelo de contato entre as partes envolvidas na colisão.

No Apêndice A segue a rotina utilizada para simulação do impacto assim como o modelo numérico submetido à estrutura de interesse deste trabalho.

Para discretização da estrutura (geração de malha) há a necessidade de se escolher o tipo de elemento para a análise estrutural desejada. O Ansys LS-Dyna

possui uma vasta biblioteca de elementos o que permite escolher o tipo de elemento mais adequado para a análise. Entre os elementos encontrados no Guia do Usuário Ansys pode-se citar o **shell 163**, utilizado para simulações de estruturas formadas por chapas de pequena espessura e também os da família **solid** que permitem simulações de estruturas sólidas delgadas. Nas simulações em LS-Dyna deste trabalho utilizou-se o elemento solid 164 mostrado na Figura 33. Este elemento é adequado somente para análise dinâmico explícitas.

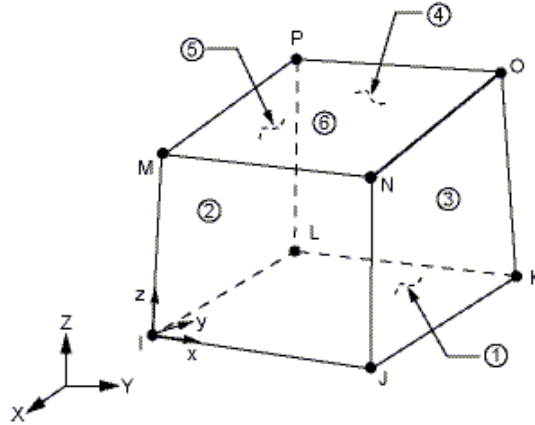


Figura 33 – Elemento solid 164 do LS-Dyna. Fonte: Guia do Usuário Ansys.

As análises dinâmicas realizadas pelo LS-Dyna tem as seguintes vantagens em relação ao programa Cosmos Works:

- A rotina a ser executada pelo programa não necessita ter informações sobre o valor do carregamento dinâmico, o que assegura melhores resultados já que o carregamento dinâmico variável vai ser conhecido ao final da análise; e
- Mesmo apresentando uma análise de maior duração, o programa apresenta convergência independente do incremento de tempo especificado (Sánchez, 2001).

Devido ao exposto anteriormente, verifica-se que o programa LS-Dyna é muito mais adequado a análises dinâmicas oriundas de impacto entre estruturas do que o CosmosWorks.

## 2.7 Análise de Similaridade

O estudo da resposta dinâmica de estruturas é de uma enorme complexidade devido à existência de não linearidades relacionadas ao carregamento e ao material, que refletem em um difícil equacionamento matemático. Devido a este fato não é possível se obter a resolução das equações somente através de forma analítica. Nestes casos com auxílio de bons recursos computacionais pode se obter uma solução por meio numérico.

Uma alternativa ao método numérico é o experimental com uso de modelos para se compreender melhor o comportamento do protótipo. O protótipo é o sistema físico de interesse que às vezes não pode ser reproduzido para o experimento devido a limitações relacionadas a instalações físicas e/ou recursos tecnológicos e financeiros. Por esta razão recorre-se ao uso de modelos similares em escala, geralmente em escala reduzida. Entre as áreas de bastante interesse na utilização desta técnica, pode-se citar a de colisão veicular, na qual normalmente os custos para a realização de um experimento com veículos em tamanho natural são bem elevados.

Um modelo é dito similar quando é muito parecido, porém não idêntico, com o protótipo (YOUNG, 1971). A partir da teoria da similaridade pode-se prever o comportamento do protótipo com a análise dos resultados experimentais feitos com modelos em escala (BAKER, 1971). Dois sistemas são similares quando seus parâmetros estão relacionados por um fator constante,  $\lambda$ , tornando os sistemas considerados, modelo e protótipo, correspondentes. Assim:

$$\text{Fator de Escala } (\lambda) = \text{parâmetro do modelo} / \text{parâmetro do protótipo}$$

Para uma similaridade completa entre os sistemas, estes devem atender as seguintes condições (BAKER, 1971):

- **Similaridade geométrica**, que consiste na semelhança de forma entre os sistemas. Além da similaridade de forma, todas as respectivas dimensões do modelo e do protótipo devem estar relacionadas por um único fator de escala ( $\lambda_L$ ) constante,

$$\lambda_l = \frac{L_{\text{modelo}}}{L_{\text{protótipo}}}$$

na qual,

$\lambda_l$  = fator de escala geométrico;

$L_{\text{modelo}}$  = dado geométrico do modelo; e

$L_{\text{protótipo}}$  = dado geométrico do protótipo.

- **Similaridade cinemática**, isto é, se os pontos respectivos do modelo e do protótipo descrevem trajetórias semelhantes, então todos os parâmetros relacionados à cinemática tais como velocidade e aceleração também são similares desde que se relacionem por um fator de escala,  $\lambda_v$  e  $\lambda_a$ , constante, dados respectivamente por

$$\lambda_v = \frac{\lambda_l}{\lambda_t}$$

na qual,

$\lambda_v$  = fator de escala de velocidade;

$\lambda_l$  = fator de escala geométrico; e

$\lambda_t$  = fator de escala do tempo, definido por  $\frac{t_m}{t_p} = \frac{\text{Tempo}_{\text{modelo}}}{\text{Tempo}_{\text{protótipo}}}$

$$\lambda_a = \frac{\lambda_l}{\lambda_t^2}$$

na qual,

$\lambda_a$  = fator de escala de aceleração;

$\lambda_l$  = fator de escala geométrico; e

$\lambda_t$  = fator de escala do tempo.

- **Similaridade dinâmica**, ou seja, quando as forças desenvolvidas nos sistemas são correspondentes (possuem a mesma direção e sentido) e estão relacionadas por um fator de escala constante ( $\lambda_F$ ), o modelo e o protótipo são dinamicamente similares. Assim como a similaridade cinemática, a similaridade dinâmica pode

ser obtida através da correlação entre a similaridade geométrica e a cinemática. Assim a partir da 2.<sup>a</sup> lei de Newton, tem-se:

$$\lambda_F = \lambda_m \times \lambda_a = \lambda_m \times \frac{\lambda_l}{\lambda_l^2},$$

na qual,

$\lambda_F$  = fator de escala dinâmico; e

$\lambda_m$  = fator de escala para massa, definido por  $\frac{m_m}{m_p} = \frac{Massa_{modelo}}{Massa_{protótipo}}$

Além dos parâmetros dinâmicos estarem relacionados por um fator de escala constante, a similaridade dinâmica entre dois sistemas só existe se antes de qualquer coisa houver similaridade geométrica e cinemática.

O valor do fator de escala  $\lambda$  determina se o modelo em estudo será reduzido ou ampliado, independente do tipo de similaridade em questão. Para valor menor que a unidade, tem-se modelo reduzido enquanto que para valor maior que a unidade, tem-se modelo ampliado. Normalmente em se tratando de estudos experimentais, trabalha-se com modelos em escala reduzida devido a restrições ligadas a espaço físico e recursos financeiros para montagem das instalações experimentais (HOLMES, 1991).

O propósito do estudo com modelos similares é obter resultados que possam ser estendidos ao protótipo em escala natural, ou seja, escala 1:1 para determinação do comportamento quando exposto ao fenômeno em questão. Desta forma é possível prever a resposta do protótipo mesmo sem a realização de experimentos no mesmo (YOUNG, 1971).

A teoria similaridade direta permite obter as relações existentes entre as diversas variáveis do modelo e o protótipo a partir do fator de escala geométrico ( $\lambda_l$ ). A relação entre massa do modelo e do protótipo pode ser obtida pela definição de massa específica representada pela equação  $\rho = \frac{m}{v}$ , na qual,

$\rho$  = massa específica [kg/m<sup>3</sup>];

$m$  = massa [kg]; e

$v$  = volume [m<sup>3</sup>].

Então,  $m = \rho v$  e desta forma tem-se que a relação entre a massa do modelo e do protótipo pode ser estabelecida por:

$$\lambda_m = \frac{m_m}{m_p} = \frac{\rho_m v_m}{\rho_p v_p}$$

Como neste tipo de estudo costuma-se ter o modelo construído com o mesmo material do protótipo, tem-se  $\rho_m = \rho_p$  e então a equação acima se torna:

$$\lambda_m = \frac{m_m}{m_p} = \frac{v_m}{v_p}$$

$$\lambda_m = \frac{L_{1m}}{L_{1p}} \times \frac{L_{2m}}{L_{2p}} \times \frac{L_{3m}}{L_{3p}}$$

$$\lambda_m = \lambda_{l1} \times \lambda_{l2} \times \lambda_{l3}$$

nas quais,

$m_m$  = massa do modelo;

$m_p$  = massa do protótipo;

$\rho_m$  = massa específica do modelo;

$\rho_p$  = massa específica do protótipo;

$v_m$  = volume do modelo;

$v_p$  = volume do protótipo;

$L_m$  = comprimento linear do modelo;

$L_p$  = comprimento linear do protótipo;

$\lambda_{l1}$  = fator de escala geométrico associado ao comprimento;

$\lambda_{l2}$  = fator de escala geométrico associado a largura; e

$\lambda_{l3}$  = fator de escala geométrico associado a altura.

Considerando que  $\lambda_{l1} = \lambda_{l2} = \lambda_{l3} = \lambda_l$  e por comparação da equação acima com a relação que define o fator de escala geométrico percebe-se que as massas do modelo e do protótipo são relacionadas pelo cubo do fator de escala geométrico ( $\lambda_l$ ).

$$\frac{m_m}{m_p} = \lambda_l \times \lambda_l \times \lambda_l = \lambda_l^3$$

$$\lambda_m = \lambda_l^3$$

As deformações no regime elástico no modelo e no protótipo causadas pelo carregamento podem ser relacionadas por:

$$\varepsilon = \frac{\delta}{L}$$

na qual,

$\varepsilon$  = Deformação (%);

$\delta$  = Deslocamento (m); e

L = Comprimento inicial (m).

Como o deslocamento e o comprimento estão relacionados com a geometria, tem-se:  $\frac{\delta_m}{\delta_p} = \frac{L_m}{L_p} = \lambda_l$ . A partir desta equação tem-se que a deformação do modelo é:

$$\varepsilon_m = \frac{\delta_m}{L_m} = \frac{\lambda \delta_p}{\lambda L_p}$$

$$\varepsilon_m = \frac{\lambda_l \delta_p}{\lambda_l L_p}$$

$$\varepsilon_m = \varepsilon_p$$

$$\lambda_\varepsilon = 1$$

A partir do exposto acima se conclui que a deformação no modelo é igual ao do protótipo, ou seja, independe da escala. A partir do raciocínio exposto acima também se conclui que as tensões na fase elástica, que obedecem a Lei de Hooke ( $\sigma = \varepsilon E$ ), são iguais tanto no modelo quanto no protótipo.

$$\sigma_m = \sigma_p$$

$$\lambda_\sigma = 1$$

Durante um impacto, há necessidade que a estrutura volte ao equilíbrio. Enquanto isso não acontece, há a propagação de ondas elasto-plásticas a uma determinada velocidade (C) dada por,

$$C = \left( \frac{E}{\rho} \right)^{1/2}$$

na qual,

C = velocidade de propagação da onda;

E = módulo de elasticidade do material; e

$\rho$  = massa específica do material.

Supondo que a princípio, a massa específica e o módulo de elasticidade do material do modelo e do protótipo são iguais, a relação entre a velocidade de propagação do modelo e do protótipo é dada por,

$$\frac{C_m}{C_p} = \frac{(E_m/\rho_m)^{1/2}}{(E_p/\rho_p)^{1/2}}$$

$$C_m = C_p$$

Analisando a equação acima se conclui que a velocidade de propagação de onda do modelo é igual ao do protótipo. Desta forma,

$$\lambda_c = \frac{C_m}{C_p} = 1$$

O tempo para propagação em uma determinada distância das ondas elasto-plásticas é dada por,

$$t = \frac{L}{C}$$

na qual a distância L percorrida pela onda relaciona-se com a geometria. Então a relação entre o tempo de propagação no modelo e no protótipo é dada por,



$$\frac{t_m}{t_p} = \frac{L_m/C_m}{L_p/C_p} = \frac{L_m}{C_m} \times \frac{C_p}{L_p}$$

Como a velocidade de propagação do modelo é igual ao do protótipo o fator de escala do tempo de propagação de onda ( $\lambda_t$ ) é igual ao fator de escala geométrica ( $\lambda_l$ ). Então,

$$\begin{aligned} \frac{t_m}{t_p} &= \lambda_t \therefore t_m = \lambda_t t_p \\ \lambda_t &= \lambda_l \end{aligned}$$

Pela equação acima se verifica que o tempo para propagação das ondas no modelo não é igual ao do protótipo, pois está escalonado do fator de escala geométrico.

A velocidade média ( $V$ ) desenvolvida por um sistema em movimento retilíneo é definida pela variação da distância percorrida (deslocamento  $\delta$ ) em um intervalo de tempo ( $t$ ). Então:

$$V = \frac{\delta}{t}$$

O fator de escala entre as velocidades de movimento no modelo ( $V_m$ ) e no protótipo ( $V_p$ ) estão relacionadas por:

$$\begin{aligned} \frac{V_m}{V_p} &= \frac{\delta_m/t_m}{\delta_p/t_p} = \frac{\delta_m}{t_m} \times \frac{t_p}{\delta_p} \\ \frac{V_m}{V_p} &= \lambda_l \times \frac{1}{\lambda_l} \\ \lambda_v &= 1 \end{aligned}$$

na qual pode-se ver pelas equações acima que o fator de escala da velocidade de movimento é igual a unidade, ou seja a velocidade no modelo é igual a velocidade no protótipo.

Como mencionado anteriormente, a taxa de deformação ( $\dot{\epsilon}$ ) imposta no carregamento influencia bastante o comportamento de uma estrutura submetida a

impacto. Assim a velocidade e a taxa de deformação no modelo e no protótipo estão relacionadas por:

$$\frac{\dot{\varepsilon}_m}{\dot{\varepsilon}_p} = \frac{V_m/L_m}{V_p/L_p} = \frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{L_p}{L_m}$$

$$\dot{\varepsilon}_m = \frac{1}{\lambda_l} \times \dot{\varepsilon}_p$$

Na equação acima se verifica que a relação entre as taxas de deformação do modelo e do protótipo ( $\lambda_\varepsilon$ ) é igual ao inverso do fator de escala geométrico ( $\lambda_l$ ), pois as velocidades do modelo e do protótipo são iguais. Assim,

$$\lambda_\varepsilon = \frac{1}{\lambda_l}$$

A relação entre as acelerações do modelo e protótipo é dada por:

$$\frac{a_m}{a_p} = \frac{V_m/t_m}{V_p/t_p} = \frac{V_m}{V_p} \cdot \frac{t_p}{t_m} = \frac{1}{\lambda}$$

$$a_m = \frac{1}{\lambda_l} \cdot a_p$$

$$\lambda_a = \frac{1}{\lambda_l}$$

Em situações nas quais se deseja verificar energia potencial gravitacional, então

$$E = m \times g \times h$$

A relação entre as energias potenciais gravitacionais (E) do modelo e do protótipo pode ser dada por:

$$\frac{E_m}{E_p} = \frac{m_m}{m_p} \times \frac{g_m}{g_p} \times \frac{h_m}{h_p}$$

$$\frac{E_m}{E_p} = \lambda_l^3 \times \frac{1}{\lambda_l} \times \lambda_l$$

$$\lambda_E = \lambda_l^3$$

Em se tratando de colisões veiculares é conveniente saber a relação entre as energias cinéticas do modelo e do protótipo. A energia cinética é definida por:

$$E_c = \frac{mV^2}{2}$$

Sendo assim o fator de escala para energia cinética é dado por:

$$E_c = \frac{m_m}{m_p} \times \left( \frac{V_m}{V_p} \right)^2$$

$$E_c = \lambda_m \times 1$$

$$E_c = \lambda_l^3$$

A partir da análise das equações acima se conclui que o fator de escala da energia cinética e potencial gravitacional é igual ao cubo do fator de escala geométrico, ou seja, o fator de escala da energia é igual ao fator de escala da massa. Assim,

$$\lambda_E = \lambda_m$$

A Tabela 4 resume as principais relações para uma estrutura submetida a um carregamento dinâmico.

Variável	Fator de Escala	Variável	Fator de Escala
Geometria	$\lambda_l$	Tempo de Propagação da Onda	$\lambda_l$
Massa	$\lambda_l^3$	Velocidade	1
Deformação	$\lambda_l$	Taxa de Deformação	$1/\lambda_l$
Tensão	1	Aceleração	$1/\lambda_l$
Velocidade de Propagação de onda	1	Energia	$\lambda_l^3$

Tabela 4 – Fatores de escala de variáveis submetidas a cargas dinâmicas segundo teoria da similaridade direta.

Segundo Alves e Oshiro (2006), estruturas submetidas a impacto não obedecem às leis de similaridade direta. Isto ocorre principalmente devido a influência da taxa de deformação no comportamento mecânico do material. Para exemplificar este fato pode-se citar a relação entre as tensões dinâmicas existentes no modelo e no protótipo.

Em casos de colisão veicular a tensão dinâmica ( $\sigma_d$ ) pode ser obtida pela equação constitutiva de Cowper-Symonds (Jones, 1997). Então:

$$\sigma_d = \sigma_o \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{1/p} \right]$$

na qual,

$\sigma_o$  = Tensão obtida em ensaio de tração estático [MPa];

$\dot{\varepsilon}$  = Taxa de deformação [ $s^{-1}$ ];

D, p = Constantes experimentais relacionadas ao material

A relação entre as tensões dinâmicas no modelo e no protótipo é dada por:

$$\frac{\sigma_{dm}}{\sigma_{dp}} = \frac{\sigma_{om} \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_m}{D_m} \right)^{1/p_m} \right]}{\sigma_{op} \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_p}{D_p} \right)^{1/p_p} \right]}$$

Supondo que o modelo e o protótipo são construídos com o mesmo material tem-se que as tensões estáticas e as constantes experimentais do material são iguais no modelo e no protótipo. Sendo assim  $\sigma_{om} = \sigma_{op}$ ,  $D_m = D_p = D$  e  $p_m = p_p = p$ . Sabendo que,

$$\dot{\varepsilon}_m = \frac{1}{\lambda_l} \dot{\varepsilon}$$

a relação acima reduz a

$$\frac{\sigma_{dm}}{\sigma_{dp}} = \frac{\left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_p}{\lambda_l \times D} \right)^{1/p} \right]}{\left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_p}{D} \right)^{1/p} \right]}$$

A partir do exposto acima se conclui que a tensão dinâmica no modelo não é igual ao do protótipo, contrariando assim o fator de escala para tensão mencionado na Tabela 4. Como a tensão dinâmica depende da taxa de deformação, o uso de modelos escalonados para previsão do comportamento do protótipo faz a tensão dinâmica ser também dependente do fator de escala, ou seja, nessa condição a tensão dinâmica é função da taxa de deformação e também do fator de escala.

$$\sigma_d = f\left(\frac{\dot{\varepsilon}}{\lambda}\right)$$

Para se prever o comportamento do protótipo a partir de um modelo não se deve utilizar os fatores de escala mencionados na Tabela 4, e sim fatores de escala obtidos para cada uma das variáveis em estudo que levam consideração a taxa de deformação.

Para que se conheça o comportamento do protótipo a partir do modelo deve-se estabelecer uma relação entre os sistemas que deve atender aos requisitos de similaridade já mencionados, a começar pela similaridade geométrica (Carneiro, 1996). Um dos métodos de se estabelecer esta relação é através da **análise dimensional** das variáveis que descrevem o fenômeno físico de interesse e que possuem unidades de medida fixa, utilizando a classificação adotada para tais unidades, em unidades primárias e unidades secundárias, para qualquer sistema de unidades adotado.

As unidades primárias são as existentes em qualquer sistema de unidade escolhido. Normalmente na área da engenharia mecânica, as unidades primárias usadas são o comprimento (L), massa (M) e o tempo (T). Já as unidades secundárias, também chamadas de derivadas, são todas as outras formadas a partir das unidades primárias, através de expressões chamadas dimensão. Pode-se

mostrar que qualquer grandeza secundária,  $S_i$ , pode ser expressa, na forma de um produto entre grandezas primárias (Young, 1971):

$$S_i = L^a \times T^b \times M^c \times X^d \times Y^e,$$

na qual X e Y são outras grandezas físicas primárias. A Tabela 5 apresenta exemplos de grandezas físicas secundárias com suas respectivas dimensões e unidades.

Grandeza Física	Dimensão	Unidade no Sistema Internacional
Área (A)	$L^2$	$m^2$
Volume (V)	$L^3$	$m^3$
Velocidade (v)	$LT^{-1}$	m/s
Aceleração (a)	$LT^{-2}$	$m/s^2$
Tensão ( $\sigma$ )	$MT^{-2}L^{-1}$	$N/m^2$

Tabela 5 – Exemplos de unidades secundárias com suas respectivas dimensões.

Após análise dimensional das variáveis de influência no fenômeno de interesse deve-se realizar um procedimento para se estabelecer o comportamento das variáveis em um modelo em escala por meio do **Teorema de Pi ( $\pi$ ) ou de Buckingham**.

A descrição de um problema físico envolve variáveis que dependendo da quantidade pode dificultar a observação e compreensão do fenômeno. Uma quantidade de produtos adimensionais entre estas variáveis pode ser formada através de uma combinação entre as variáveis da seguinte forma:

$$u_1^{x_1} \times u_2^{x_2} \times u_3^{x_3} \times \dots \times u_n^{x_n}$$

na qual  $u_1, u_2$ , etc. são as variáveis e  $x_1, x_2, x_3$ , etc. são os expoentes que devem ser escolhidos para que o produto entre as variáveis seja adimensional (Young, 1971). Assim representando as variáveis em função de suas grandezas primárias, tem-se, o produto das variáveis:

$$\left(L^{a_1} \times T^{b_1} \times M^{c_1} \times X^{d_1} \times Y^{e_1}\right)^{x_1} \times \left(L^{a_2} \times T^{b_2} \times M^{c_2} \times X^{d_2} \times Y^{e_2}\right)^{x_2} \times \dots \times \left(L^{a_n} \times T^{b_n} \times M^{c_n} \times X^{d_n} \times Y^{e_n}\right)^{x_n}$$

Para descobrir o valor dos expoentes deve-se construir uma matriz, considerando cada uma das unidades envolvidas no produto das variáveis, ou seja, a matriz conhecida como matriz dimensional é do tipo:

$$L: a_1x_1 + a_2x_2 + \dots + a_nx_n = 0$$

$$M: b_1x_1 + b_2x_2 + \dots + b_nx_n = 0$$

$$T: c_1x_1 + c_2x_2 + \dots + c_nx_n = 0$$

$$X: d_1x_1 + d_2x_2 + \dots + d_nx_n = 0$$

$$Y: e_1x_1 + e_2x_2 + \dots + e_nx_n = 0$$

A quantidade de equações dependerá do número de grandezas primárias no produto de variáveis. Considerando que há  $m$  equações e  $k$  incógnitas ( $x_1, x_2, \dots$ ) pela teoria da Álgebra Linear, sabe-se que a matriz possui  $(k - \tau)$  soluções linearmente independentes, onde  $\tau$  é o posto da matriz dos coeficientes. Desta forma o número de produtos adimensionais independentes a ser formado é igual ao número de variáveis do problema,  $k$ , menos o posto da matriz  $\tau$ . Uma vez que um conjunto completo de produtos adimensionais é encontrado, todas as outras possíveis combinações adimensionais pode ser formada. Assim o mencionado Teorema Pi de Buckingham estabelece que se uma equação com  $k$  variáveis é dimensionalmente homogênea, esta pode ser reduzida a um relacionamento entre  $k - \tau$  produtos adimensionais independentes, onde  $\tau$  é o posto da matriz dimensional.

Então o Teorema Pi de Buckingham transforma o conjunto total de variáveis dimensionais em um conjunto menor de termos sem dimensão (adimensionais) denominados Pi termos (BAKER, 1991). A redução da quantidade de variáveis importantes ao fenômeno para uma quantidade menor de números adimensionais conhecidos por Pi termos facilita a compreensão do problema.

Como mencionado os fatores de escala obtidos pela similaridade direta não podem ser aplicados em estruturas submetidas a impacto devido à taxa de deformação. Neste caso deve-se então obter novos fatores de escala que leve em

consideração a taxa de deformação a partir da nova relação entre as velocidades do modelo e do protótipo ( $V_m / V_p \neq 1$ ).

A princípio para determinação dos fatores de escala corrigidos pelo efeito da taxa de deformação deve ser determinar uma base mais adequada utilizando-se variáveis importantes ao entendimento do fenômeno impacto (Nóbrega, 2009). Uma base conveniente para esta análise é composta pela massa de impacto ( $G$ ), tensão dinâmica ( $\sigma_d$ ) e velocidade de impacto ( $V_0$ ). Justifica-se a escolha desta base pelos seguintes aspectos:

- A velocidade de impacto é uma variável bastante significativa para o fenômeno, por isso a opção de se alterar a relação desta variável existente no modelo e no protótipo;
- A influência da taxa de deformação afeta diretamente a tensão dinâmica no material; e
- A massa de impacto também é bastante significativa no fenômeno, por isso adota-se esta variável para completar a base.

Com Teorema Pi de Buckingham, de acordo com Carneiro (1996), uma grandeza secundária pode ser expressa por um produto de grandezas, consideradas primárias na base escolhida para o fenômeno, que neste caso é impacto. Sendo assim, a taxa de deformação, pode ser expressa por:

$$\dot{\varepsilon} = V_0^a \times \sigma_d^b \times G^c$$

Escrevendo a equação acima usando as dimensões das grandezas envolvidas tem-se:

$$T^{-1} = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Construindo a matriz dimensional considerando todas as dimensões envolvidas e resolvendo o sistema de equações tem-se que:  $a = 1/3$ ,  $b = 1/3$  e  $c=1/3$ . Sendo assim, a taxa de deformação é:



$$\begin{aligned}\dot{\varepsilon} &= V_o^{1/3} \times \sigma_d^{1/3} \times G^{-1/3} \\ \dot{\varepsilon} &= \left( \frac{V_o \cdot \sigma_d}{G} \right)^{1/3}\end{aligned}$$

O tempo na base para o impacto é expresso por:

$$T = V_o^a \cdot \sigma_d^b \cdot G^c$$

na qual,

$$T^1 = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Resolvendo o sistema de equações obtidas pela matriz dimensional verifica-se que  $a = -1/3$ ,  $b = -1/3$  e  $c = 1/3$ . Então:

$$\begin{aligned}T &= V_o^{-1/3} \times \sigma_d^{-1/3} \times G^{1/3} \\ T &= \left( \frac{G}{V_o \cdot \sigma_d} \right)^{1/3}\end{aligned}$$

A equação para o deslocamento ( $\delta$ ) da estrutura impactada escrito na base de impacto é

$$\delta = V_o^a \cdot \sigma_d^b \cdot G^c$$

na qual,

$$L^1 = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Resolvendo o sistema de equações tem que  $a = 2/3$ ,  $b = -1/3$  e  $c = 1/3$ . Então:

$$\begin{aligned}\delta &= V_o^{2/3} \cdot \sigma_d^{-1/3} \cdot G^{1/3} \\ \delta &= \left( \frac{V_o^2 \cdot G}{\sigma_d} \right)^{1/3}\end{aligned}$$

A aceleração em análises de colisão pode ser escrita em função das outras grandezas primárias na seguinte forma:

$$a = V_o^a \cdot \sigma_d^b \cdot G^c$$

$$L^1 \cdot T^{-2} = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Resolvendo o sistema de equações obtidas pela matriz dimensional verifica-se que  $a = 4/3$ ,  $b = 1/3$  e  $c = -1/3$ . Então:

$$a = V_o^{4/3} \cdot \sigma_d^{1/3} \cdot G^{-1/3}$$

$$a = \left( \frac{V_o^4 \times \sigma_d}{G} \right)^{1/3}$$

A variável energia de impacto ( $E_i$ ) pode ser escrita na base de impacto na seguinte forma:

$$E_i = V_o^a \cdot \sigma_d^b \cdot G^c$$

$$MLT^{-2} \cdot L = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Resolvendo o sistema de equações obtidas pela matriz dimensional verifica-se que  $a = 2$ ,  $b = 0$  e  $c = 1$ . Então:

$$E_i = V_o^2 \cdot \sigma_d^0 \cdot G^1$$

$$E_i = V_o^2 \times G$$

A tensão atuante num ponto qualquer da estrutura escrita na base de impacto é

$$\sigma = V_o^a \cdot \sigma_d^b \cdot G^c$$

Escrevendo a equação acima usando as dimensões das grandezas envolvidas tem-se:

$$M^1 \cdot L^{-1} \cdot T^1 = L^a \cdot T^{-a} \cdot M^b \cdot L^{-b} \cdot T^{-2b} \cdot M^c$$

Com a resolução do sistema de equações lineares tem-se que os expoentes da equação acima são  $a = 0$ ,  $b = 1$  e  $c = 0$ . Sendo assim:

$$\sigma = V_o^0 \cdot \sigma_d^1 \cdot G^0$$

$$\sigma = \sigma_d$$

Com o procedimento de Carneiro (1996) definem-se os números adimensionais  $\pi_i$  associados à aceleração, tempo, deslocamento, taxa de deformação, tensão e energia, dados respectivamente por:

$$\pi_1 = \frac{A^3 \times G}{V_o^4 \times \sigma_d}$$

$$\pi_2 = \frac{T^3 \times V_o \times \sigma_d}{G}$$

$$\pi_3 = \frac{\delta^3 \times \sigma_d}{G \times V^2}$$

$$\pi_4 = \dot{\epsilon} \times \left( \frac{G}{V_o \times \sigma_d} \right)^{1/3}$$

$$\pi_5 = \frac{\sigma}{\sigma_d}$$

$$\pi_6 = \frac{E_i}{V_o^2 \times G}$$

Segundo Carneiro (1996), uma completa semelhança física entre protótipo e modelo se dá quando todos os números Pi's tem os mesmos valores tanto no

modelo quanto no protótipo, ou seja,  $\pi_m = \pi_p$ . Sendo assim estabelecendo a relação entre modelo e protótipo para número adimensional  $\pi_3$  tem-se:

$$\frac{\pi_{3m}}{\pi_{3p}} = \frac{\delta_m^3 \times \sigma_{dm}}{G_m \times (V_{0m})^2} \times \frac{G_p \times (V_{0p})^2}{\delta_p^3 \times \sigma_{dp}}$$

$$\frac{\pi_{3m}}{\pi_{3p}} = \frac{\delta_m^3}{\delta_p^3} \times \frac{\sigma_{dm}}{\sigma_{dp}} \times \frac{G_p}{G_m} \times \left( \frac{V_{0p}}{V_{0m}} \right)^2$$

$$\frac{\pi_{3m}}{\pi_{3p}} = \lambda_l^3 \times \lambda_{\sigma_d} \times \frac{1}{\lambda_G} \times \frac{1}{(\lambda_{V_0})^2}$$

Conforme mencionado,  $\lambda_G = \lambda_l^3$ ,

$$\frac{\pi_{3m}}{\pi_{3p}} = \frac{\lambda_{\sigma_d}}{(\lambda_{V_0})^2}$$

se  $\pi_m = \pi_p$ , então,

$$\lambda_{\sigma_d} = \lambda_{V_0}^2$$

$$\lambda_{V_0} = \sqrt{\lambda_{\sigma_d}}$$

Portanto o novo fator de escala da velocidade é a raiz quadrada do fator de escala da tensão dinâmica.

Realizando o mesmo procedimento descrito anteriormente para os outros números adimensionais se estabelece a relação entre os outros fatores de escala com o novo fator de escala de velocidade.

Então relacionado os termos  $\pi_1$ , tem-se:

$$\frac{\pi_{1m}}{\pi_{1p}} = \frac{\lambda_A \cdot \lambda_G}{\lambda_l^3}$$

$$\lambda_A = \frac{\lambda_{V_0}^2}{\lambda_l}$$

Sendo assim, o fator de escala de aceleração é a razão entre o fator de escala de velocidade ao quadrado e o fator de escala geométrico.

Relacionado os termos  $\pi_2$ , tem-se:

$$\frac{\pi_{2m}}{\pi_{2p}} = \frac{\lambda_T^3 \cdot \lambda_{\sigma d} \cdot \lambda_{V_0}}{\lambda_G}$$

$$\lambda_T = \frac{\lambda_l}{\lambda_{V_0}}$$

Então, o fator de escala do tempo é uma razão entre o fator de escala geométrico e fator de escala de velocidade.

Relacionado os termos  $\pi_4$ , tem-se:

$$\frac{\pi_{4m}}{\pi_{4p}} = \lambda_{\varepsilon} \left( \frac{\lambda_G}{\lambda_{\sigma d} \cdot \lambda_{V_0}} \right)^{1/3}$$

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{\lambda_l}{\lambda_T}$$

O fator de escala da taxa de deformação é uma razão entre o fator de escala escala geométrica e o fator de escala de tempo.

Relacionado os termos  $\pi_5$ , tem-se:

$$\frac{\pi_{5m}}{\pi_{5p}} = \frac{\lambda_{\sigma}}{\lambda_{\sigma d}}$$

$$\lambda_{\sigma} = \lambda_{\sigma d}$$

O valor do fator de escala da tensão real igual ao fator de escala da tensão dinâmica no material.

Relacionado os termos  $\pi_6$ , tem-se:

$$\frac{\pi_{6m}}{\pi_{6p}} = \frac{E_m}{V_0^2 \times G_m} \times \frac{G_p \times V_0^2 \times p}{E_p}$$

$$\lambda_{E_i} = \lambda_l^3 \times \lambda_{\sigma d}$$

Portanto o fator de escala de energia de impacto é uma relação entre o fator de escala geométrico e o fator de escala de tensão dinâmica.

A Tabela 6 mostra os novos fatores de escala para as variáveis listadas anteriormente obtidos a partir do Teorema de Buckingham na nova base de impacto  $V_0$ - $G$ - $\sigma_d$ .

Variável	Fator de Escala Corrigido
Tensão Dinâmica	$\lambda_{\sigma_d} = (\lambda_{V_0})^2$
Aceleração	$\lambda_A = (\lambda_{V_0})^2 / \lambda_l$
Tempo	$\lambda_T = \lambda_l / \lambda_{V_0}$
Taxa de Deformação	$\lambda_{\dot{\epsilon}} = \lambda_{V_0} / \lambda_l$
Tensão real	$\lambda_{\sigma} = (\lambda_{V_0})^2$
Energia	$\lambda_E = \lambda_l \times (\lambda_{V_0})^2$

Tabela 6 – Fatores de escala corrigidos.

Vale ressaltar que os fatores de escala corrigidos não são independentes. Observando os valores mencionados na Tabela 6 verifica-se que todos são função do fator de escala da velocidade que se mostra dependente da tensão dinâmica do material. Com o comentário acima se conclui que todos os fatores de escala das variáveis em questão são influenciados pela taxa de deformação.

Para se prever o comportamento de um protótipo em situações de impacto deve-se conhecer o fator de escala da velocidade. Assim tem-se

$$\lambda_{V_0} = \sqrt{\lambda_{\sigma_d}}$$

Como o fator de escala da tensão dinâmica  $\lambda_{\sigma_d} = \frac{f(\dot{\epsilon}_m \text{ corrigido})}{f(\dot{\epsilon}_p)}$  e a taxa

de deformação  $\dot{\epsilon} = \frac{V_0}{L}$  obtém-se a relação entre a taxa de deformação entre o

modelo corrigido e o não corrigido ( $\dot{\epsilon}_m$ ). Então,

$$\frac{\dot{\varepsilon}_m \text{ corrigido}}{(\dot{\varepsilon}_m)} = \frac{\lambda_{v_0} \times V_0 / L}{V_0 / L}$$

$$\dot{\varepsilon}_m \text{ corrigido} = \lambda_{v_0} \times \dot{\varepsilon}_m$$

A partir do fator de escala corrigido para a taxa de deformação tem-se

$$\lambda_\varepsilon = \frac{\dot{\varepsilon}_m \text{ corrigido}}{\dot{\varepsilon}_p}$$

$$\dot{\varepsilon}_p = \frac{\dot{\varepsilon}_m \text{ corrigido}}{\lambda_\varepsilon}$$

$$\dot{\varepsilon}_p = \frac{\lambda_l \times \dot{\varepsilon}_m \text{ corrigido}}{\lambda_{v_0}}$$

$$\dot{\varepsilon}_p = \frac{\lambda_l}{\lambda_{v_0}} \times \lambda_{v_0} \times \dot{\varepsilon}_m$$

$$\dot{\varepsilon}_p = \lambda_l \times \dot{\varepsilon}_m$$

Desta forma analisando as equações acima tem-se  $\lambda_{v_0} = \sqrt{\frac{f(\lambda_{v_0} \dot{\varepsilon}_m)}{f(\lambda_l \times \dot{\varepsilon}_m)}}$ .

Sendo assim para estudo da influência da taxa de deformação nos fatores de escala de tensão, velocidade, aceleração, tempo, taxa de deformação e energia deve-se seguir o seguinte procedimento:

1. Escolher a taxa de deformação para estudo;

2. Calcular o fator de escala de tensão por  $\lambda_{\sigma_d} = \frac{1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{\lambda_l \times D} \right)^{1/p}}{1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}}{D} \right)^{1/p}}$ ;

3. Calcular o fator de escala de velocidade por  $(\lambda_{v_0})^2 = \lambda_{\sigma_d}$ ; e

4. Calcular os outros fatores de escala de interesse a partir das equações mencionadas na Tabela 6.

Em Nóbrega (2009), encontra-se um exemplo com a finalidade de se aplicar as equações deduzidas anteriormente. Considere que foi fixado na extremidade de uma máquina de ensaio Charpy um componente veicular ou um *chassi* em escala, conforme mostrado na Figura 34. O ensaio é executado liberando o corpo da posição 1 até atingir a posição 2.

Para o caso em estudo são adotadas as seguintes hipóteses:

- ✓ A velocidade é horizontal e linear na posição 2.
- ✓ A escala geométrica é  $\lambda_1 = 1/4$
- ✓ O material da estrutura é de aço médio carbono, com  $D = 40,4$  e  $p = 5$ , tanto para o modelo, quanto para o protótipo.
- ✓ Três diferentes taxas de deformação ( $\dot{\epsilon}$ ) foram consideradas para simulação: 0,0004, 8,7 e 208,8.

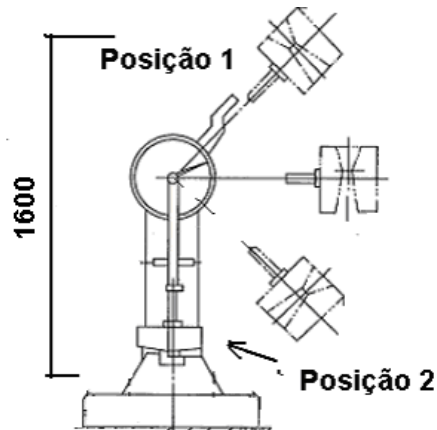


Figura 34 - Esquema de ensaio de impacto tipo Charpy de componente veicular.

Aplicando o princípio de conservação de energia, tem-se:

$$mgh = \frac{mv^2}{2}$$

então

$$v = \sqrt{2 \cdot g \cdot h} = 5,6 \text{ m/s}$$

e portanto a velocidade máxima em que o componente passa pela posição 2 é de 5,6 m/s.



A Tabela 7 apresenta a influência da taxa de deformação nos fatores de escala de tensão dinâmica, velocidade, aceleração, tempo, taxa de deformação e energia junto com o erro obtido para análises por similaridade de situações dinâmicas desconsiderando o efeito da taxa de deformação.

Taxa de Deformação ( $s^{-1}$ )	Fatores de Escala Corrigidos					
	$\lambda_{\sigma_d}$	$\lambda_v$	$\lambda_A$	$\lambda_T$	$\lambda_{\dot{\epsilon}}$	$\lambda_{E_i}$
0,0004	1,029	1,014	4,113	0,247	4,049	0,016
8,7	1,135	1,065	4,534	0,235	4,255	0,018
208,8	1,186	1,089	4,744	0,230	4,348	0,019
Erro (%)	15,26	7,40	15,34	6,88	7,38	18,75

Tabela 7: Influência da taxa de deformação nos fatores de escalas corrigidos.

Como mencionado a análise de estruturas em escala submetidas a impacto não é feita por similaridade direta utilizando os fatores da Tabela 4. A Tabela 8 mostra os fatores de escala pela similaridade direta e comparando-os com os valores da Tabela 7 verifica-se que eles não são iguais.

Variável	Fator de Escala $\lambda_l = 1/4$ (Similaridade direta)	Fator de Escala ( $\dot{\epsilon} = 0,0004$ )	Fator de Escala ( $\dot{\epsilon} = 208,8$ )
Tensão dinâmica ( $\sigma_d$ )	1	1,029	1,186
Velocidade ( $V_0$ )	1	1,014	1,089
Aceleração (A)	4	4,113	4,744
Tempo (T)	0,25	0,247	0,230
Taxa de Deformação ( $\dot{\epsilon}$ )	4	4,049	4,348
Energia (E)	0,016	0,016	0,019

Tabela 8: Comparação entre fatores de escala.

Como os fatores de escala dependem da taxa de deformação, as análises por similaridade de carregamentos dinâmicos (altas taxas de deformação) realizadas com fatores de escala associados à condição estática apresentam erro significativo definido por:

$$\%Erro = \left( \frac{X - X_{ref}}{X_{ref}} \right) \times 100$$

Pela equação para cálculo do erro e utilizando os fatores de escala da Tabela 8 verifica-se que erro associado ao fator de escala de velocidade ( $\lambda_v$ ) para taxa de deformação de  $208,8 \text{ s}^{-1}$  é de  $7,4\%$  quando comparado com o fator de escala para taxa de deformação referencial de  $0,0004 \text{ s}^{-1}$ . O cálculo abaixo demonstra o comentário acima.

$$\%Erro = \left( \frac{1,089 - 1,014}{1,014} \right) \times 100$$

$$\%Erro = 7,40$$

A partir do procedimento mencionado acima se obtém o erro associado ao fator de escala de energia envolvida no impacto de  $18,75\%$ .

Segundo a similaridade direta a velocidade do modelo é igual ao do protótipo, porém é observado no exemplo que a velocidade do protótipo é menor. Para uma taxa de deformação de  $208,8 \text{ s}^{-1}$  tem-se:

$$\lambda_v = \frac{V_m}{V_p}$$

$$1,089 = \frac{5,6}{V_p}$$

$$V_p = 5,1 \text{ m/s}$$

Pela análise da Tabela 7 conclui-se que a escala entre modelo e protótipo não é apenas geométrica ou cinemática. Assim é necessário conhecer o comportamento dinâmico do material, quando está sujeito a taxas de deformações distintas, como o caso de uma colisão veicular e/ou reconstituição de acidentes, para estabelecer a correta relação entre os resultados obtidos no modelo em escala com aqueles de interesse no sistema real.

### 3

## Metodologia Empregada Para Análise de Impacto

Durante uma colisão veicular existe uma série de fenômenos ainda não muito bem compreendidos devido às condições de não linearidade envolvidas. Entre estes fenômenos pode-se citar a absorção de energia de impacto pela estrutura.

Segundo Frei *et al.* (1999) parte da energia de impacto oriunda de uma colisão frontal é absorvida pelo pára-choque localizado na estrutura veicular, conforme ilustrado na Figura 35(a). Durante os últimos anos, o pára-choque sofreu uma grande evolução devido ao objetivo de redução de peso dos veículos. Antes feitos a partir de lâminas de metal, agora os pára-choques são construídos utilizando-se polipropileno que é um material polimérico, pertencente à categoria dos plásticos de engenharia (MEDINA, 2002).

Apesar de atualmente os pára-choques na grande maioria dos veículos não serem mais de material metálico, decidiu-se neste trabalho analisar um modelo em metal devido à facilidade de obtenção da matéria prima e construção.

A escolha do alumínio é devido à evidência do mesmo nos atuais projetos de estruturas veiculares. Em países onde a energia elétrica necessária a produção do alumínio é oriunda de fontes limpas verifica-se que o menor peso específico contribui bastante para redução dos níveis de emissões de poluentes (dióxido de carbono CO<sub>2</sub>) ao meio ambiente. Qiao, Chen e Che (2006) afirmam que a redução na emissão de partículas de CO<sub>2</sub> já chega a 25%, se comparada com as emissões geradas por estruturas veiculares construídas em sua grande maioria em aço.

Devido ao exposto acima este trabalho será composto de uma análise, experimental e numérica, em uma estrutura do tipo pórtico na forma de “U” representativa da parte frontal de um veículo construída em alumínio. O modelo geométrico simplificado da estrutura descrita por Frei *et al.* (1999) também está representado na Figura 35(b).

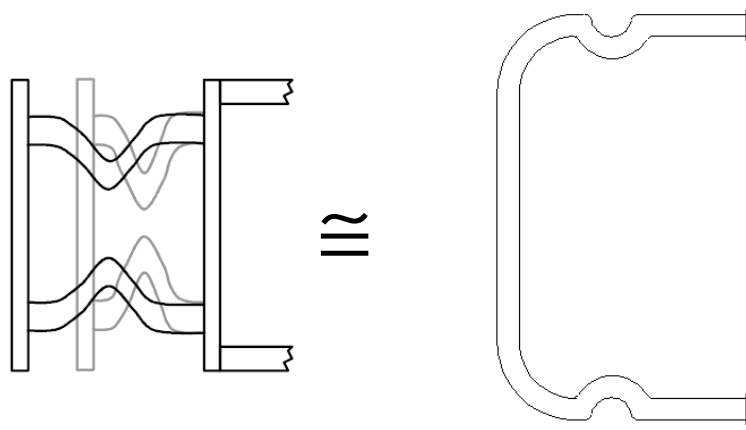


Figura 35(a) e (b) – Estrutura frontal de veículo. Fonte: Frei *et al.*,(1999). Estrutura simplificada em “U”.

A análise do impacto de uma massa rígida contra uma estrutura deformável “U” tem como objetivo fornecer dados sobre o comportamento dinâmico da estrutura durante o carregamento. Pela configuração do carregamento aplicado, verifica-se que o mesmo pode representar, de maneira simplificada, uma colisão da parte frontal do veículo com um objeto rígido como, por exemplo, um poste de luz ou uma árvore.

A metodologia para a análise de impacto mencionada é composta por uma parte experimental e uma parte numérica que deverão ser comparadas de modo a se estabelecer uma melhor análise. O método experimental escolhido para aplicação do impacto é a queda de peso (*Drop Weight*) através de uma máquina que fornece energia potencial gravitacional máxima de 995 J. Para a simulação numérica do impacto adotou-se o método por elementos finitos realizado por programas comerciais como, por exemplo, Cosmosworks e Ansys – LS Dyna.

### 3.1 Determinação de Propriedades Mecânicas do Material

As propriedades mecânicas necessárias a simulação numérica foram obtidas por um ensaio de tração, realizado em uma máquina com controle por taxa de deformação. A taxa de deformação aplicada foi de 0,2% por segundo e a aquisição dos dados foi feita com período de 0,05s, o que forneceu uma frequência de 20 dados por segundo (Hz).

Os corpos de prova cilíndricos para realização dos ensaios de tração foram confeccionados segundo norma ASTM E 08-M em um torno operado por comando numérico (CNC). A Figura 36 ilustra o corpo de prova com as dimensões adotadas segundo a norma ASTM citada.

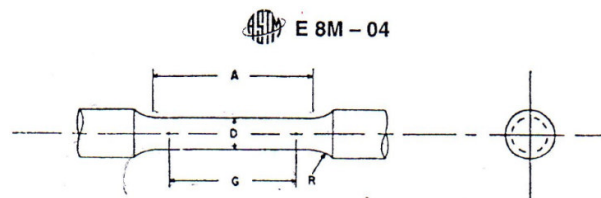


Figura 36 – Especificação de corpo de prova para tração. Fonte: Norma ASTM E8M – 04

Segundo a norma as especificações no corpo de prova, na Figura 30, representam os seguintes itens:

A = comprimento total da seção reduzida = 54 mm;

G = comprimento da parte útil = 45 mm  $\pm$  0,1 mm;

D = Diâmetro = 9 mm; e

R = Raio de adoçamento = 8 mm.

O corpo de prova utilizado para levantamento das propriedades mecânicas do alumínio 6351-T6 na Figura 37. O máquina de ensaio universal utilizada para o ensaio de tração está representado na Figura 38

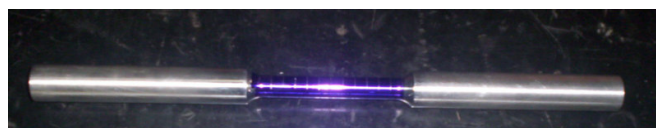


Figura 37 – Corpo de Prova preparado para o ensaio de tração. Fonte: ITUC – PUC-RJ.



Figura 38 - Máquina universal para ensaio de tração. Fonte: ITUC – PUC-RJ.

A curva tensão x deformação do material obtida é apresentada na Figura 39.

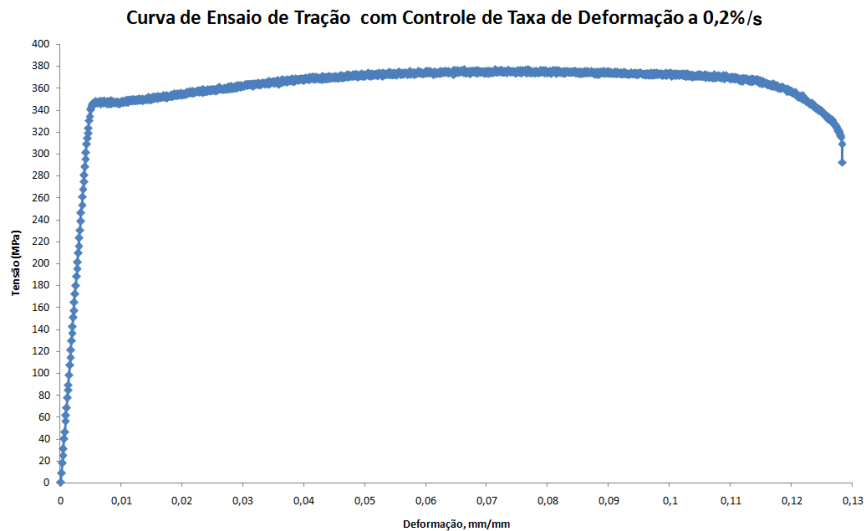


Figura 39 – Curva tensão x deformação convencional de uma liga de alumínio 6351-T6.

As propriedades mecânicas de um material são geralmente conhecidas através de ensaio de tração normalmente realizado em condições estáticas, ou seja, com baixas taxas de deformação. Segundo Dieter (1981) as taxas de deformação para condição estática variam de  $10^{-4}$  a  $10^0 \text{ s}^{-1}$  e em Meyers (1994) a condição estática é alcançada com taxas de deformação entre  $10^{-5}$  a  $10^1 \text{ s}^{-1}$ . Porém conforme mencionado no Capítulo 2 materiais sensíveis a taxa de deformação possuem

variações em suas propriedades mecânicas conforme alterações nas taxas de deformação impostas aos mesmos.

Em situações de impacto onde se verifica taxas de deformação mais altas é conveniente investigar o comportamento mecânico do material nas referidas condições através de ensaios de tração dinâmicos com o ajuste da taxa de deformação. Os ensaios de tração dinâmicos podem ser realizados em máquinas de ensaio universal que permitam estratégia de controle por taxa de deformação ( $s^{-1}$ ) e/ou velocidade de deslocamento do cabeçote transversal (mm/s).

Em Nóbrega (2009) encontra-se um estudo do comportamento mecânico de alguns materiais de aplicação relevante na área industrial, em função das estratégias de controle do ensaio de tração que permitem taxas de deformação diferentes. Os materiais testados no mencionado trabalho foram o aço carbono comum SAE 1020, o aço liga SAE 4340, o aço inox 304, alumínio e o latão.

Os ensaios de tração realizados por Nóbrega (2009) demonstram que a taxa de deformação influencia nas propriedades mecânicas do material, mas também confirma que alguns materiais são insensíveis ou pouco sensíveis à taxa de deformação. Dentre os materiais testados o que apresenta maior sensibilidade à taxa de deformação é o aço, tanto para ensaios controlados por taxa quanto para os controlados por velocidade. A tensão de escoamento do aço SAE 1020 com controle por taxa de deformação teve uma variação de até 79%, enquanto que para controle por velocidade houve pouca variação das propriedades mecânicas. Segue na Figura 40 a curva tensão x deformação que mostra o comentário acima.

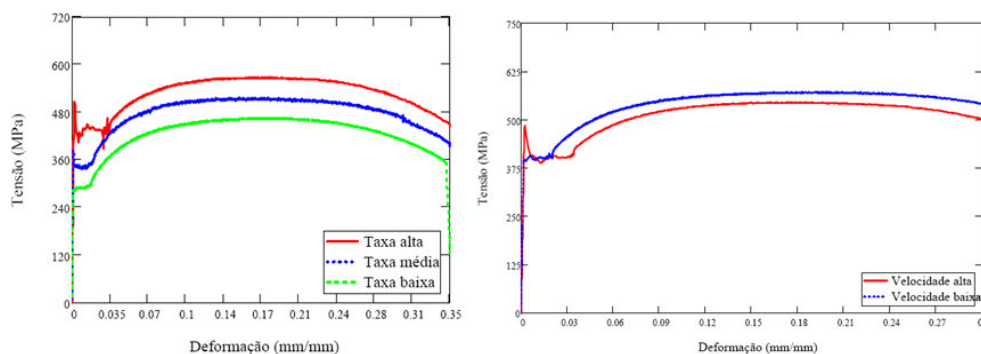


Figura 40 – Comparação das curvas tensão x deformação de um aço SAE 1020 obtida por controle de taxa de deformação e por controle de velocidade. Fonte: (Nóbrega, 2009).

O aço SAE 4340 também apresenta comportamento mecânico bastante diferente quando este é testado a altas taxas de deformação. A Figura 41 mostra a variação das propriedades mecânicas deste material.

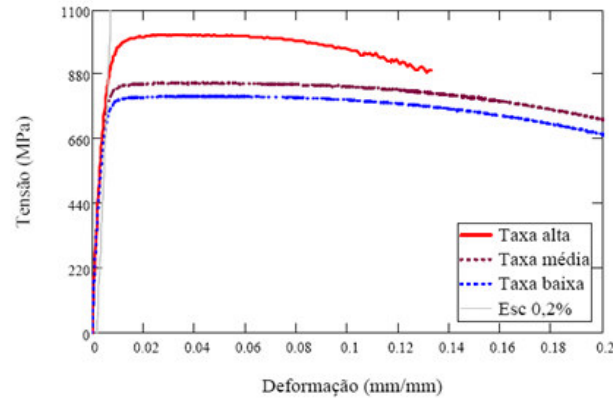


Figura 41 – Variação das propriedades mecânicas de um aço SAE 4340 com o aumento da taxa de deformação. Fonte: (Nóbrega, 2009).

O aço inox 304 não apresenta alterações significativas das propriedades mecânicas mesmo com o aumento das taxas de deformação ou das velocidades de deslocamento do cabeçote transversal da máquina de ensaio.

Para este estudo foram utilizados seis corpos de prova: dois para testes a alta taxa de deformação, um para o teste de média e um para o teste de baixa taxa de deformação. Para os ensaios com controle por alta velocidade e com controle por baixa velocidade também foram utilizados um corpo de prova. A Figura 42 mostra as curvas de tensão x deformação do aço inox 304 obtidas para diferentes níveis de taxa e velocidades de cabeçote.

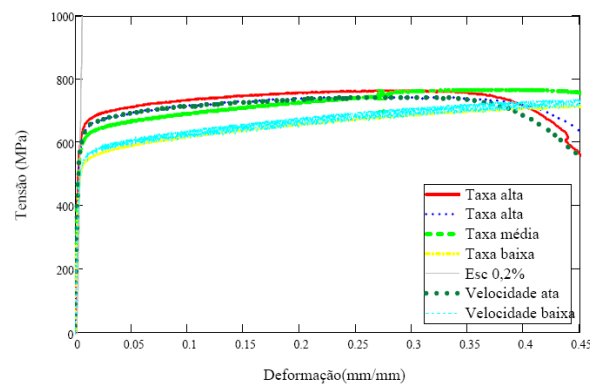


Figura 42 – Comparação das curvas tensão x deformação de um aço inoxidável SAE 304 obtidas com ensaios de tração controlados por taxa de deformação e velocidades. Fonte: (Nóbrega, 2009)



Com os ensaios de tração dinâmicos verificou-se que o alumínio e o latão não têm seus comportamentos mecânicos alterados com a variação das taxas de deformação ou das velocidades de deslocamento do cabeçote da máquina. Vale ressaltar que neste estudo foram utilizados dois corpos de prova para o ensaio com controle por alta taxa de deformação.

A Figura 43(a) e (b) mostram o perfil da curva tensão x deformação do alumínio.

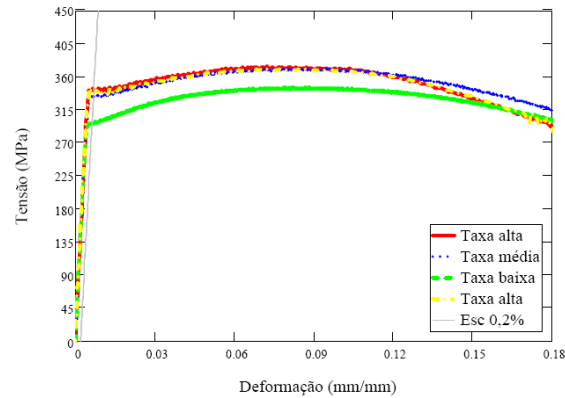
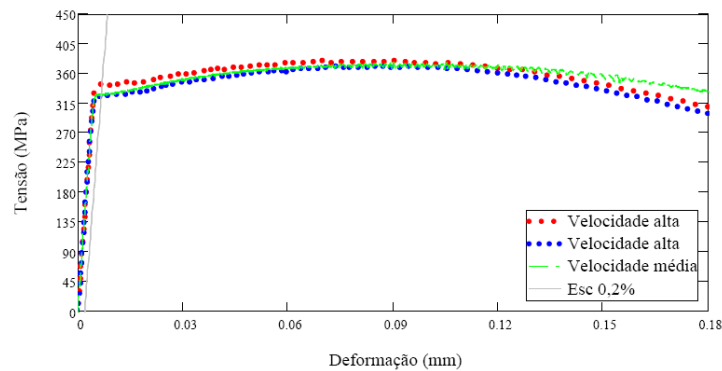


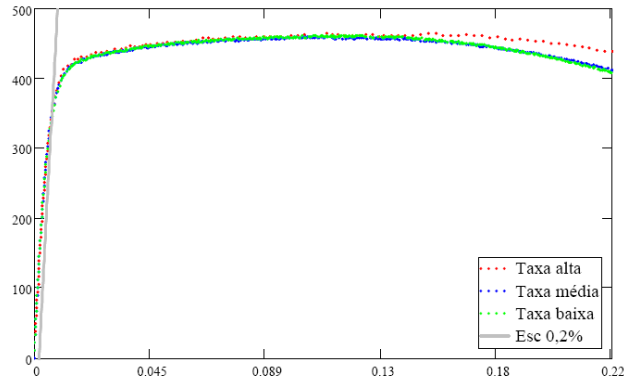
Figura 43(a) – Perfil das curvas tensão x deformação do alumínio para diferentes níveis de taxa de deformação. Fonte: (Nóbrega, 2009)



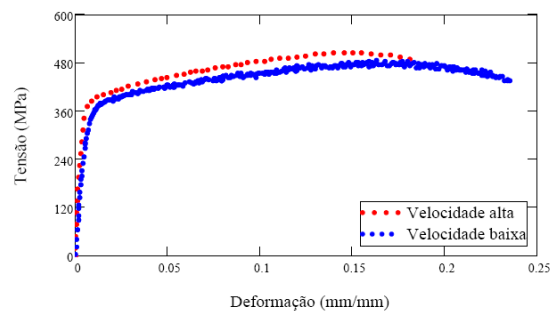
(b)

Figura 43 (b) – Perfil das curvas tensão x deformação do alumínio para diferentes níveis de controle de velocidade. Fonte: (Nóbrega, 2009)

A Figura 44(a) e (b) mostram o perfil da curva tensão x deformação do latão.



(a)



(b)

Figura 44(a) e (b) – Perfil das curvas tensão x deformação do latão para diferentes níveis de taxa de deformação e velocidades de ensaio. Fonte: (Nóbrega, 2009).

De acordo com o exposto, a Tabela 9 mostra o grau de sensibilidade dos materiais testados em Nóbrega (2009) à taxa de deformação.

Materiais	Tipo de Controle do Ensaio de Tração	
	Taxa de Deformação	Velocidade do Cabeçote
SAE 1020	Variação significativa	Pouca variação
SAE 4340	Variação significativa	Não apresenta variações significativas
Inox 304	Variação significativa	Pouca variação
Alumínio	Pouca variação	Não apresenta variações significativas
Latão	Não apresenta variações significativas	Não apresenta variações significativas

Tabela 9 – Grau de sensibilidade de alguns materiais à taxa de deformação e à variação de velocidade no ensaio de tração.

### 3.2 Especificação do Dispositivo de Impacto

O carregamento dinâmico da estrutura será fornecido por uma máquina de queda livre de peso (*drop weight machine*) bastante utilizada na avaliação do comportamento mecânico de materiais na indústria. Para utilização desta máquina foi necessário uma adaptação no dispositivo de fixação da estrutura a ser testada.

A Figura 45 mostra a máquina de queda de peso e um esquema de teste de impacto a ser realizado.

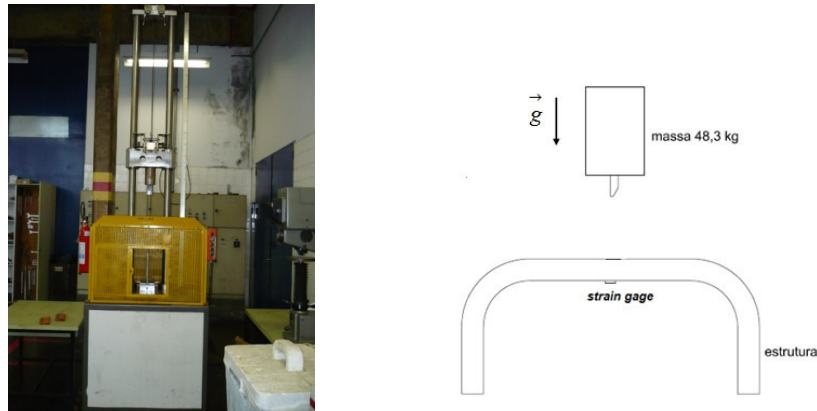


Figura 45 – Máquina de queda de peso utilizada no impacto do “U” e esquema do teste.

A máquina é constituída por uma massa de aço de 48,3 kg, ilustrada na Figura 46, com um cutelo de aço endurecido de superfície cilíndrica de raio igual a 25,4 mm na parte que colidirá com a estrutura em “U”. A massa cai livremente através de sua montagem em colunas guias que tem como finalidade assegurar o movimento puramente vertical durante a queda conforme Figura 45.

Para içamento da massa após a queda, a máquina de queda de peso dispõe de garras anexadas às colunas guias e um cabo de aço que através de dispositivo imantado também permite o movimento de queda, mostrado na Figura 47(a).

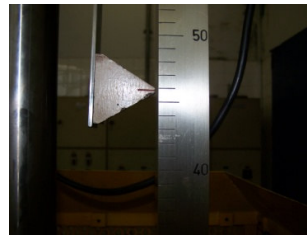
Para o ajuste da altura de queda da massa, existe ao lado das colunas guias uma escala graduada de 2,10m, conforme ilustra Figura 47(b).



Figura 46 – Massa de 48,3 kg e colunas guias da máquina de queda de peso. Fonte: Nuclep S.A



(a)



(b)

Figura 47(a) e (b). Dispositivo de liberação / içamento da massa. Escala graduada em centímetros. Fonte: Nuclep S.A

A montagem da estrutura de teste na máquina de queda de peso é feita em uma base construída em aço fixada diretamente no corpo da máquina através de furos e parafusos. E todo seu acionamento é feito por um motor elétrico de 440 V. Na Figura 48 e 49 estão, respectivamente, o desenho da base com suas respectivas dimensões e o motor de acionamento.

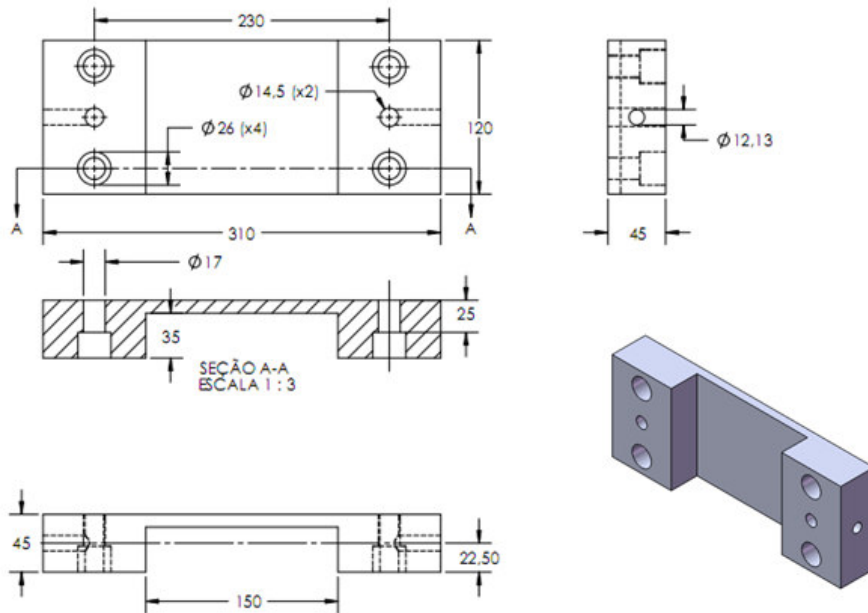


Figura 48 – Base para montagem da estrutura em “U” . Fonte: Programa SolidWorks 2006.

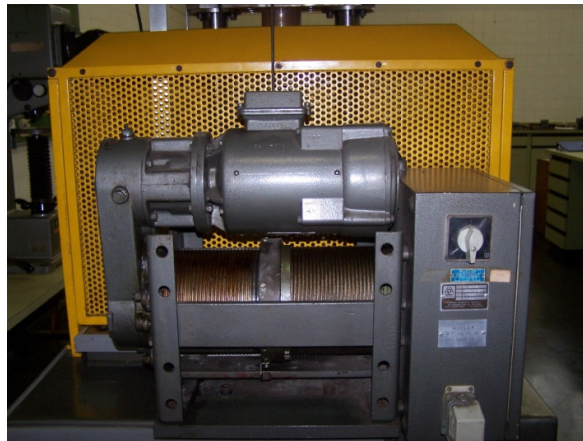


Figura 49– Motor elétrico para acionamento da máquina de queda de peso. Fonte: NUCLEP S.A

A seguir se descreve os procedimentos para análise experimental e numérica, de um carregamento dinâmico.

### 3.3 Especificação do Sistema de Instrumentação / Medição

A seguir encontra-se a descrição dos elementos utilizados para a obtenção das deformações das estruturas submetidas ao impacto pela máquina de queda de peso.

- Extensômetro do tipo resistência elétrica, modelo **YFLA-5**, 120 $\Omega$ , fabricante **Tokyo Seiki**®.

- Cola Epoxi 10 minutos, fabricante Araldite®. Normalmente a cola utilizada para fixação de extensômetro na superfície de teste é o Cianocrilato, porém esta não foi utilizada neste trabalho por não resistir ao impacto provocando assim a descolagem do extensômetro.

- Lixa d' água n.º 120 para preparação da superfície da estrutura de teste a receber o extensômetro, algodão e acetona para limpeza da mesma.

- Terminais para cabearamentos dos conectores do extensômetros e dos fios que serão ligados ao sistema de medição.

- Sistema de aquisição modular de dados com 32 canais, modelo ADS 2000, fabricante Lynx Tecnologia Eletrônica LTDA. responsável pela captura das medições do extensômetro.

- Micro computador com os programas AQDados e AQDAnalysis, fabricante Lynx Tecnologia Eletrônica LTDA responsáveis pelo controle e configuração do sistema aquisição, gravação, leitura dos dados, visualização e processamento dos dados.

### 3.4 Procedimento de Análise

O procedimento experimental compreende as seguintes etapas:

1. Dimensionamento dos perfis necessários à fabricação das estruturas;
2. Conformação e montagem dos perfis;
3. Escolha do local a ser impactado e lixamento da sua superfície para colagem dos extensômetros;
4. Espera do tempo de cura da cola epóxi;
5. Operação de soldagem para união dos conectores aos extensômetros;

6. Cabeamento dos extensômetros para ligação dos mesmos ao sistema de aquisição de sinais através de operação de soldagem;
7. Verificação da qualidade do cabeamento dos extensômetros, medindo o valor da resistência do sistema com o multímetro;
8. Montagem da estrutura para impacto;
9. Ligação dos cabos do extensômetro ao sistema de aquisição de dados;
10. Balanceamento e calibração dos extensômetros utilizando programa de aquisição de dados;
11. Ajuste da altura da massa da *Drop Weight*;
12. Início de gravação dos registros do ensaio;
13. Liberação da massa da *Drop Weight*;
14. Interrupção da gravação dos registros do ensaio; e
15. Processamento dos dados gravados utilizando o programa *AqDAnalysis 7.0* com a finalidade de se gerar resultados mais adequados a análises posteriores.

O procedimento numérico consiste das seguintes etapas:

1. Criação de um modelo geométrico em três dimensões da estrutura;
2. Definição do tipo de análise a ser realizada, estática ou dinâmica;
3. Definição do material da estrutura com suas propriedades mecânicas, assim como o modelo constitutivo adotado;
4. Definição de parâmetros associados ao carregamento, como ponto de aplicação e valor do carregamento para caso estático, ou velocidade de impacto para casos de colisão entre estruturas;
5. Processo de discretização da estrutura (geração de malha); e
6. Execução da análise.

E finalmente deve-se proceder a comparação de resultados das análises numéricas e experimental com análise analítica.

### 3.5 Análise da Estrutura “L”

A estrutura “L” foi utilizada com a finalidade de verificar o grau de aproximação entre os métodos analítico, numérico e experimental. Neste caso não foi realizada análise dinâmica. A estrutura “L” foi construída a partir de barras cilíndricas maciças que foram conformadas mecanicamente por uma curvadora manual de tubos. As dimensões finais da estrutura são altura (b) de 200 mm, comprimento da extremidade livre (c) de 170 mm e diâmetro igual a 5/8” (15,875mm). A Figura 50 ilustra de forma esquemática a estrutura mencionada e o equipamento usado na sua fabricação.

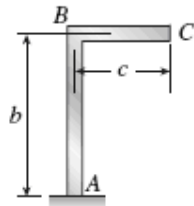


Figura 50 – Esquema de um pórtico em “L”. - Fonte: (Gere, 2003). Curvadora manual para conformação mecânica das barras. Fonte: CEFET-RJ.

É conveniente verificar a aproximação entre os resultados obtidos pelo método analítico e numérico com o experimental. Por isso decidiu-se fazer esta verificação com base nos estudos feitos com estrutura em “L”, por se tratar de uma estrutura mais simples. O procedimento compreende as seguintes etapas:

1. Obtenção do deslocamento sofrido pela extremidade livre do “L” a partir da teoria básica envolvida no sistema físico (método analítico), da análise experimental e numérica;
2. Comparar os valores da análise numérica e experimental com o valor obtido do cálculo analítico.

A teoria envolvida na análise estática de uma estrutura está relacionada com o estudo de deflexão de vigas da resistência de materiais segundo Gere (2003). Deflexão é o deslocamento horizontal e/ou vertical sofrido por um ponto da viga quando submetida a carregamento, que depende das dimensões e da rigidez da



viga. Para o pórtico “L” de alumínio, a deflexão estática ( $\delta$ ) é encontrada através da seguinte expressão

$$\delta = \frac{Pc^2(3b+c)}{3EI},$$

na qual

P – Carga estática [N];

b – altura do pórtico [mm];

c – comprimento da extremidade livre do pórtico [mm];

E – Módulo de elasticidade do alumínio [MPa]; e

I – Momento de Inércia [mm<sup>4</sup>] definido para seção circular pela seguinte expressão:

$$I = \frac{\pi d^4}{64} = \frac{\pi \times (15,875)^4}{64} = 3117,64 \text{mm}^4$$

O módulo de elasticidade (E) do alumínio utilizado para cálculo da deflexão estática é o encontrado na maioria da literatura técnica que segundo Gere (2003) possui o valor de 70 GPa.

O carregamento estático consiste na atuação da força gravitacional sob a massa. Assim o valor da carga estática  $P = mg$

$$P = mg$$

na qual,

m – massa da *Drop Weight* = 48,3 kg; e

g – aceleração da gravidade = 9,81 m/s<sup>2</sup>.

A partir do exposto acima é possível calcular o deslocamento vertical da extremidade livre da viga com carregamento estático.

O procedimento numérico para análise da estrutura realizou-se por elementos finitos e compreende as seguintes etapas:

- 1- Criação de modelo geométrico;
- 2- Definição do tipo de análise a ser realizada. Neste caso a análise é estática;
- 3- Definição do material da estrutura com suas propriedades mecânicas, assim como o modelo constitutivo adotado;

- 4- Ajuste do carregamento e das condições de restrição da estrutura;
- 5- Processo de discretização da estrutura (geração de malha); e
- 6- Execução da análise para obtenção do valor do deslocamento da extremidade livre da estrutura em “L”.

A Figura 51 representa o modelo da estrutura em “L” discretizada utilizado na simulação assim como a mesma após o carregamento.

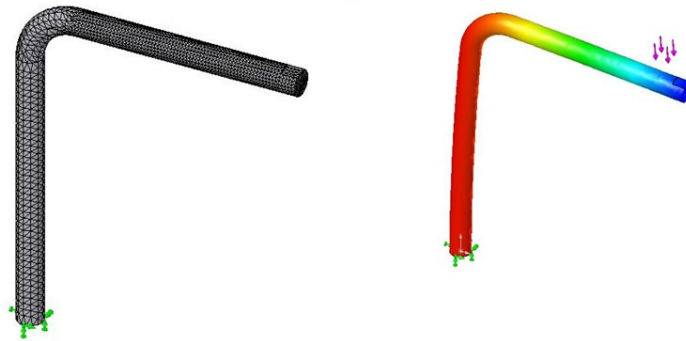


Figura 51 – Estrutura discretizada e submetida a carregamento estático. Fonte: *CosmosWorks Advanced Professional*, 2006.

O procedimento experimental para carregamento estático da estrutura consiste nas seguintes etapas:

- 1- Montagem da estrutura na máquina *Drop Weight*;
- 2- Ajuste da massa para a mesma fique faceada a extremidade livre da estrutura (aba do “L”);
- 3- Verificação da altura da extremidade livre antes do carregamento;
- 4- Acionamento de dispositivo para desarme da garra magnética, liberando assim a massa para carregamento; e
- 5- Verificação da altura da extremidade livre após o carregamento;

A Figura 52 representa esquematicamente a aplicação da carga estática e a estrutura real montada na *Drop Weight*.

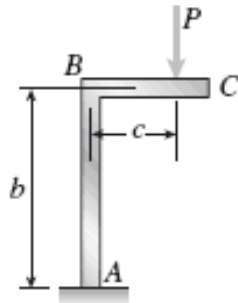


Figura 52– Esquema do carregamento estático no “L”.Fonte: (Gere, 2003) e Nuclep S/A.

A partir da teoria da resistência de materiais básica mencionada no capítulo anterior, verifica-se que a deflexão vertical da extremidade livre do pórtico em “L” é  $\delta = 16,01$  mm. A partir da simulação em CosmosWorks verifica-se que a deflexão da estrutura é 15,05 mm.

Pelo experimento com carga estática aplicada pela massa da Drop Weight e através de medição por uma escala tem-se que a deflexão vertical sofrida pelo estrutura é 14,30 mm.

Os resultados obtidos para a análise estática tanto para o método analítico e numérico (elementos finitos), seguidos dos percentuais de erro em relação ao método experimental, encontram-se na Tabela 10.

Ensaio Estático	Deflexão vertical (mm)	Erro (%)
Analítica	16,01 mm	11,95
Elementos Finitos	15,15 mm	5,95
Experimental	14,30 mm	-

Tabela 10 – Comparação de resultados de deflexão estática entre os métodos analítico, numérico e experimental.

### 3.6 Análise da Estrutura “U”

A análise dinâmica da estrutura em “U” foi realizada pelo método experimental e numérico. O perfil estrutural para a estrutura em “U” foi o mesmo utilizado na construção da estrutura em “L”, isto é, barras cilíndricas maciças que

também foram conformadas por uma curvadora manual de tubos. A Figura 53 mostra a estrutura com suas dimensões finais.

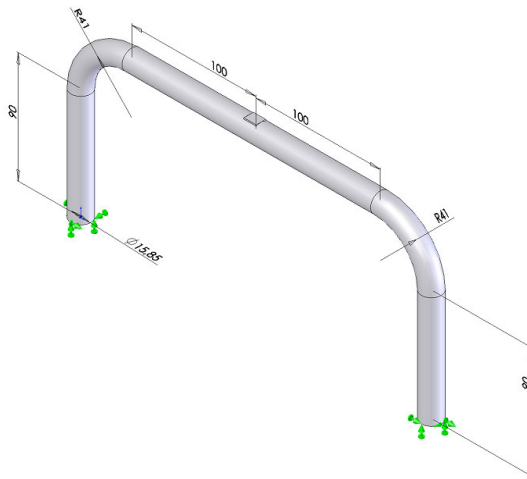


Figura 53 – Dimensões da estrutura em “U”. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

Para realização dos testes de impacto, adotaram-se três alturas distintas para a massa da *Drop Weight* e por motivos associados à preservação das instalações físicas, a altura máxima de queda da massa da *Drop Weight* foi 1,5m. Desta forma as alturas de queda foram: 0,7m, 1m e 1,5m.

O preparo da estrutura em “U” para ensaio dinâmico inclui resumidamente a escolha do local a ser impactado pela massa da *Drop Weight* e instrumentação do mesmo com extensômetro. A Figura 54 mostra a estrutura já instrumentada.



Figura 54 – Pórtico em “U” instrumentado com extensômetro. Fonte: PUC-RJ.

O procedimento experimental para carregamento dinâmico da estrutura em “U” consiste nas seguintes etapas:

- 1- Montagem da estrutura instrumentada na máquina *Drop Weight* e ligação dos cabos e balanceamento do extensômetro ao sistema de aquisição de dados;
- 2- Balanceamento dos extensômetros utilizando programa AQDados;
- 3- Ajuste da altura da massa da *Drop Weight*; e
- 4- Início dos testes.

Uma das maiores dificuldades nesta análise foi determinar o valor da carga dinâmica e a duração da mesma para caracterizar o impacto. Como a carga dinâmica depende da altura de queda a dúvida resume-se a qual altura é suficiente para se provocar um carregamento com taxa de deformação associada a ensaio dinâmico e posteriormente com alguma colisão veicular. Para determinação da altura, realizou-se um impacto da massa de 48,3 kg, posicionada a uma altura de 70 cm na estrutura “U”. A Figura 55 mostra a estrutura após o impacto.



Figura 55 – Estrutura deformada após colisão com massa de 48,3kg.

Por conservação de energia tem-se a velocidade de impacto através da seguinte expressão:

$$EM_{antes} = EM_{depois}$$

$$mgh = \frac{mV_0^2}{2}$$

na qual:

m = massa de impacto [kg];

g = aceleração da gravidade [ $m/s^2$ ];

h = altura de queda [m];

$V_0$  = velocidade de impacto [m/s].

Assim tem-se  $V_0 = \sqrt{2gh} = 3,7 \text{ m/s} = 13,32 \text{ km/h}$ .

Como a velocidade de impacto obtida é menor que 10 m/s, pode-se concluir que o ensaio realizado é de impacto de baixa velocidade, conforme Jones (1997). É conveniente saber qual a taxa de deformação obtida com a altura de queda adotada.

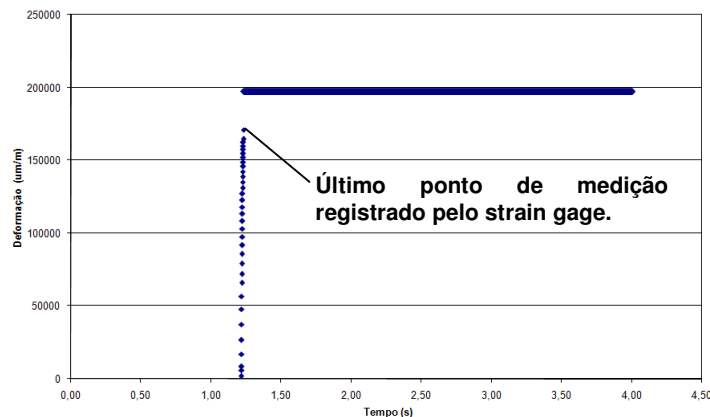
A partir do ajuste linear da curva deformação x tempo obtida no experimento pelo Método dos Mínimos Quadrados, se obtém a taxa de deformação e também a qualidade do ajuste dado pelo valor de  $R^2$ . O ajuste deve ser realizado na porção da curva correspondente a resposta da estrutura ao carregamento de impacto. Adicionando-se uma linha de tendência, gera-se uma reta bem próxima a curva selecionada, obtendo-se assim uma equação linear da forma  $Ax + B$  e o valor de  $R^2$ . Para uma boa qualidade de ajuste deve-se ter valor de  $R^2$  próximo a unidade.

Abaixo seguem as etapas para um ajuste linear utilizando o programa Excel.

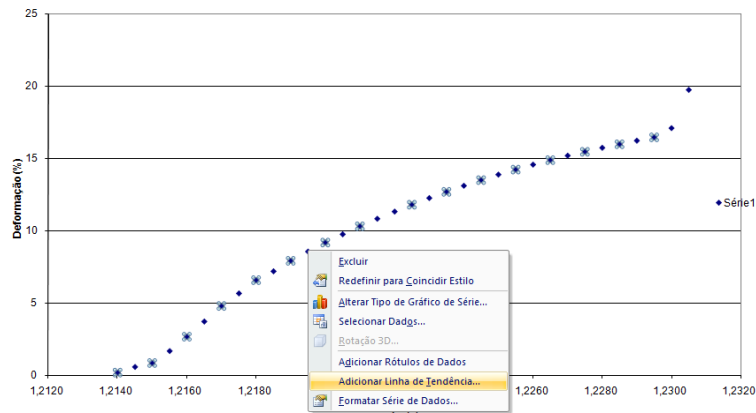
1. Análise da região da curva deformação x tempo obtida no experimento.
2. Seleção da curva associada à resposta da estrutura ao carregamento dinâmico para confecção de uma nova linha de tendência.
3. Adicionar linha de tendência à curva selecionada optando por mostrar a equação desta linha juntamente com o valor  $R^2$ .

A Figura 56 mostra a sequência para o ajuste linear mencionado utilizando o programa Excel.

#### Passo 1



## Passo 2



## Passo 3

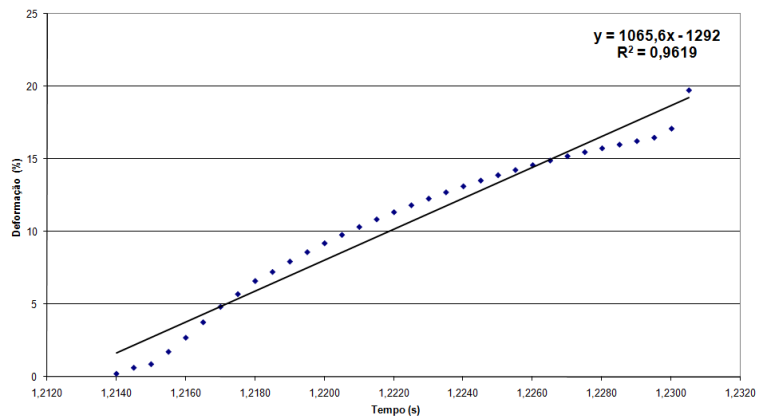


Figura 56 – Etapas para o ajuste linear de uma curva utilizando o programa Excel.

Vale ressaltar que no primeiro passo o último ponto de medição registrado pelo extensômetro corresponde a uma deformação de aproximadamente 17%. A partir deste ponto a medição não é confiável devido à ruptura do circuito do extensômetro. A taxa de aquisição utilizada neste trabalho foi de 2000 Hz.

Analisando o ajuste linear para a curva deformação x tempo registrada no ensaio, verifica-se que a taxa de deformação do ensaio para a altura de 70 cm foi de aproximadamente  $1066\text{s}^{-1}$ . Com esta taxa pode-se concluir que a altura inicial adotada para o teste de impacto da estrutura em “U” permite carregamentos associados à dinâmica baixa, segundo Meyers (1994).

Para se ter uma estimativa da duração do impacto partiu-se de um impacto de um martelo manualmente sobre uma barra, de seção transversal retangular, engastada devidamente instrumentada com extensômetro e ligada a um aparelho de aquisição de sinais. A Figura 57 ilustra a barra ensaiada e o esquema do teste realizado.

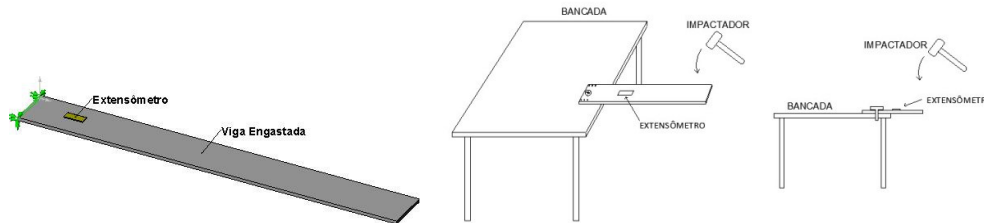


Figura 57 – Esquema de teste usado para estimativa da duração do impacto.

Segue na Figura 58 o registro da deformação no tempo da barra obtido pelo aquisitor de sinais, através da qual se pode verificar que a resposta da estrutura inicia-se em aproximadamente 3,367s e termina em 3,375s, fornecendo uma estimativa da duração da resposta ao impacto da estrutura de 0,008s.

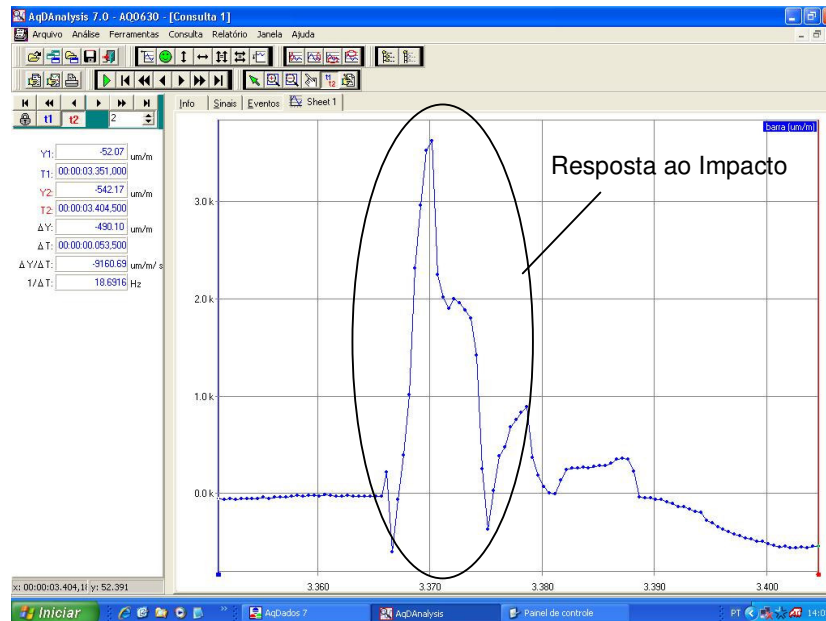


Figura 58 – Sinal registrado pelo aquisitor de sinais. Fonte: AqDAnalysis 7.0.

Como a massa de impacto a ser utilizada no teste da estrutura em “U” será muito maior considerou-se que o impacto terá uma duração menor e a partir daí



para as simulações com elementos finitos adotou-se uma duração de impacto igual a 0,02s.

A partir da estrutura deformada resultante do ensaio de impacto inicial (com altura de queda igual a 70 cm) pôde-se fazer uma comparação com estrutura deformada obtida pelo método de elementos finitos feito pelo *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

Como não se tem estimativa do carregamento dinâmico produzido pela massa de impacto da *Drop Weight*, decidiu-se realizar várias simulações variando-se apenas o valor de carga com o objetivo de se comparar as estruturas deformadas obtidas nas simulações com a estrutura deformada no ensaio de impacto inicial (altura de queda igual a 70 cm). A partir deste procedimento determinou-se que o valor do carregamento dinâmico estimado atuante na estrutura é igual a 9000N.

O ensaio de tração realizado em um corpo de prova de alumínio cuja a curva tensão x deformação convencional está ilustrada na Figura 33 forneceu os dados de entrada necessários a simulação. A Figura 59 ilustra a tela de especificação do material do programa de simulação utilizado.

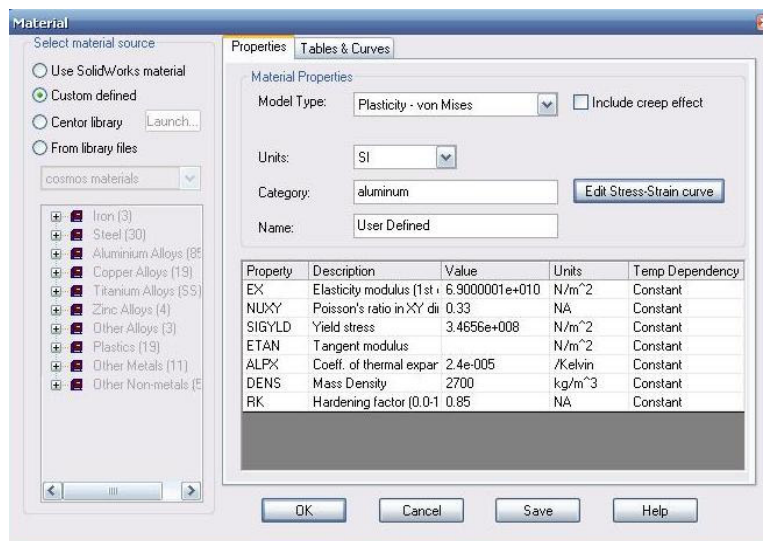


Figura 59 – Dados de entrada utilizados pelo programa. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

A partir da Figura 59 verifica-se que também são necessários alguns pontos da fase plástica da curva tensão deformação verdadeira. O par ordenado

tensão e deformação verdadeira também foram obtidos a partir dos valores da curva tensão x deformação convencional com as seguintes equações, respectivamente:

$$\sigma_v = \sigma(1 + \varepsilon)$$

na qual,

$\sigma_v$  = tensão verdadeira [MPa];

$\sigma$  = tensão convencional [MPa]; e

$\varepsilon$  = deformação convencional [adimensional].

e

$$\varepsilon_v = \ln(1 + \varepsilon)$$

na qual,

$\varepsilon_v$  = deformação verdadeira [adimensional] e

$\varepsilon$  = deformação convencional [adimensional].

A Figura 60 ilustra o par ordenado ( $\sigma_v; \varepsilon_v$ ) inserido para especificação da curva tensão x deformação verdadeira especificada necessária a simulação do carregamento não linear sobre a estrutura.

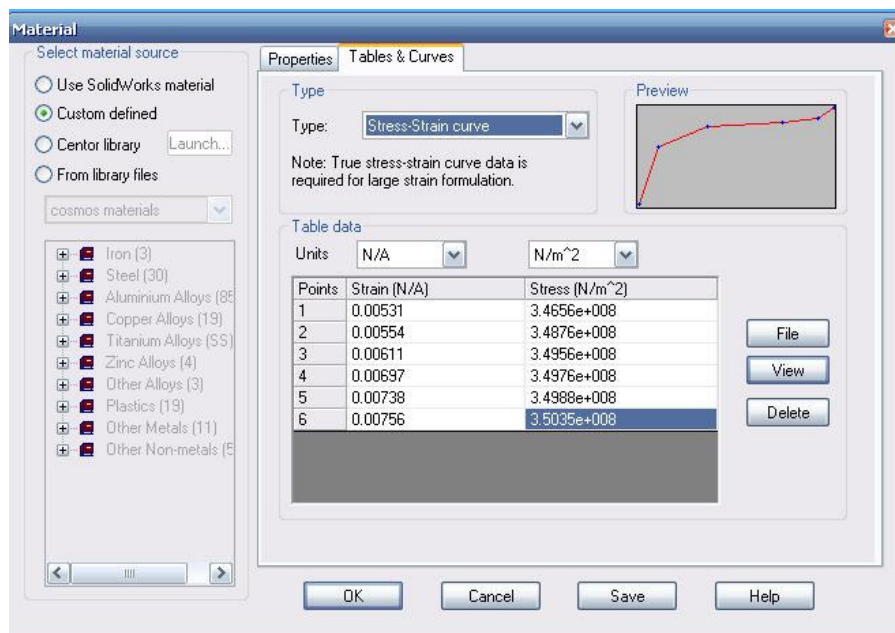


Figura 60 – Curva tensão x deformação verdadeira utilizados na simulação. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

O carregamento sobre a estrutura não linear, já que se está lidando com impacto, é configurado em função do tempo através de um gráfico  $F \times t$ , ilustrado na Figura 61. Os dados estimados foram força igual a 9000N com duração de 0,02s.

As restrições impostas à estrutura refletem a situação real de montagem na máquina *Drop Weight*. Como a estrutura está engastada em dois pontos da base, o programa denomina este tipo de restrição como restrição fixa.



Figura 61 – Duração e Amplitude de impacto. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

No processo de geração da malha, o programa *CosmosWorks* faz uma análise do volume da estrutura e informa o tamanho ideal do elemento de malha a ser usado. O tamanho indicado foi de 4,5 mm, porém visando uma melhor qualidade nos resultados utilizou-se uma malha composta de elementos sólidos tetraédricos lineares de 4 mm com tolerância igual a 0,1 mm. A Figura 62 mostra a estrutura contínua já discretizada com a malha aplicada.

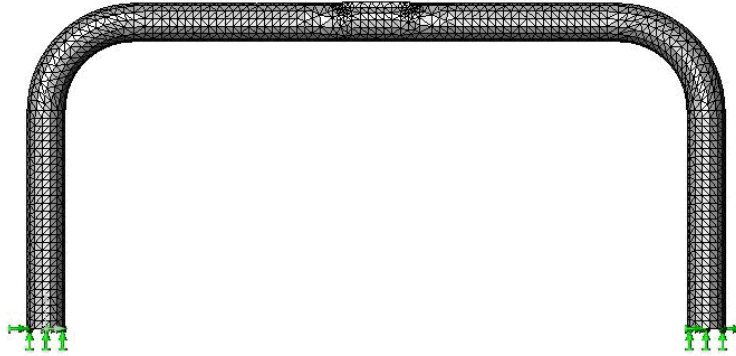


Figura 62 – Pórtico discretizado por elementos finitos. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional* 2006.

Pela conservação da quantidade de movimento tem-se que impulso (I) causa a variação da quantidade de movimento ( $mv$ ). Sendo assim, tem-se:

$$F = m \frac{dv}{dt}$$

$$Fdt = mdv$$

Como o Impulso (I) é a integral da força aplicada em um intervalo de tempo, tem-se  $I = \int Fdt = m \times \Delta v$

A equação acima é representada aproximadamente por  $F\Delta t = m\Delta v$ . Assim como se tem o carregamento,  $F = 9000\text{N}$ , pode-se obter a altura  $h$  de queda correspondente. Desta forma:

$$F \times \Delta t = m \times \sqrt{2gh}$$

$$9000 \times 0,02 = 48,3 \times \sqrt{2 \times 9,81 \times h}$$

$$h = 0,70\text{m}$$

Com os resultados da simulação verifica-se que a estrutura deformada é bem próxima da estrutura obtida com o teste de impacto inicial na máquina de queda de peso. Com o carregamento transversal proporcionado observa-se uma

deformação localizada do tipo flambagem global conforme mencionado no Capítulo 2. Na Figura 63 pode-se verificar que o comentário acima procede.

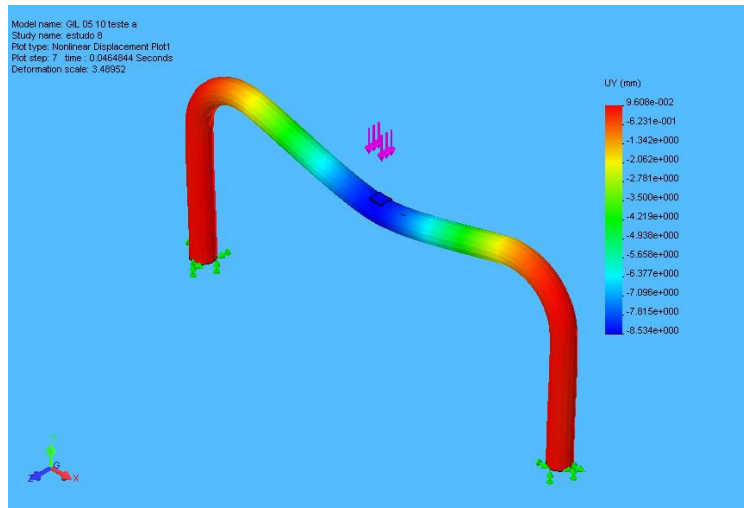


Figura 63 – Deflexão vertical sofrido pelo ponto médio pela estrutura. Fonte: Programa *CosmosWorks Advanced Professional 2006*.

Um dos interesses nesta análise é a determinação do valor do carregamento no instante do impacto de modo a se estabelecer a energia de deformação absorvida pela estrutura. Verificou-se que com as simulações feitas pelo Cosmos Works, não seria possível obter esta informação, pois este dado é um valor de entrada para início da análise e como foi mencionado anteriormente, o valor do carregamento não é conhecido, pois, este é variável no tempo. Então se decidiu realizar as análises com o LS-Dyna que é um programa mais adequado para tal finalidade.

## 4 Resultados dos Testes e Comentários

Neste capítulo apresentam-se, os resultados obtidos nos testes realizados. Foram realizados ensaios estáticos, experimental e numérico, e ensaio dinâmico, com a estrutura em “U”, conforme descritos no Capítulo 3.

Vale ressaltar que os impactos sobre a estrutura “U” foram proporcionados pela queda da massa da *Drop Weight*. As alturas de queda (h) da massa adotadas para o carregamento dinâmico foram 0,7m, 1m e 1,5m. Neste experimento foi possível medir a variação da deformação no tempo sofrida pela estrutura através dos extensômetros ligados ao sistema de aquisição de dados e também as deflexões sofridas pelas estruturas com o impacto.

As simulações dos impactos sobre a estrutura “U” foram simulados pelo método dos elementos finitos utilizando o programa Ansys LS-Dyna e as mesmas alturas de queda. A rotina utilizada para a simulação encontra-se no Apêndice A. Nesta simulação foi possível obter a variação da força no tempo aplicada à estrutura, através da 2.<sup>a</sup> Lei de Newton, além de parâmetros como deformação e deslocamento (deflexão).

### 4.1 Teste n.º1 (h = 0,7m)

Com esta altura, a velocidade de impacto da massa sobre a estrutura é  $V_0 = \sqrt{2gh} = 3,7\text{m/s} = 13,32\text{ km/h}$ . Conforme mencionado esta altura produz um carregamento dinâmico com taxa de deformação de  $1066\text{ s}^{-1}$ . Após receber o impacto, a estrutura assume a seguinte configuração, mostrada na Figura 64.

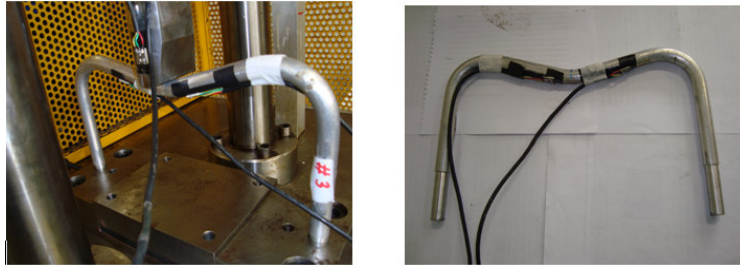


Figura 64 – Estrutura em “U” após impacto a 13,32km/h. Fonte: Nuclep S/A

Na Figura 65 se tem a variação da deformação da estrutura em função do tempo.

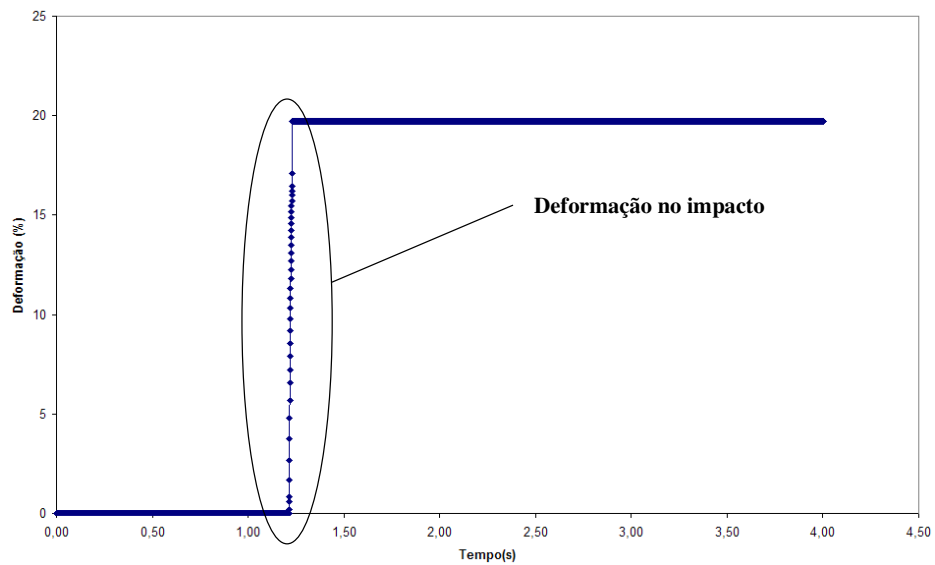


Figura 65 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 13,32 km/h obtido experimentalmente.

A deformação da estrutura pode ser analisada pela ampliação do detalhe indicado na figura anterior. Neste detalhe se pode verificar que uma colisão ocorre a uma taxa de deformação praticamente constante, já que foi possível o ajuste de uma equação linear a curva do gráfico, com qualidade de ajuste de 96%. Vide Figura 66.

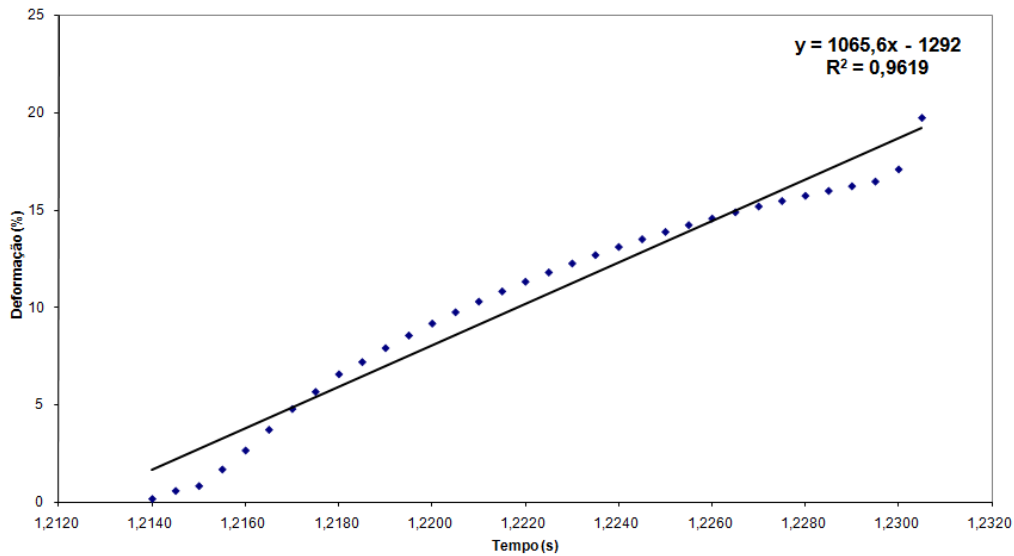


Figura 66 – Ajuste da curva com qualidade de 96% para obtenção da taxa de deformação experimental. Fonte: Programa Microsoft Excel.

Na etapa de pós processamento da análise numérica do impacto pelo LS-dyna, ao escolher um nó pertencente ao cutelo da massa de queda, é possível obter valores de resposta como, por exemplo, a variação da aceleração no tempo imposta à estrutura conforme ilustra a Figura 67. A partir do comentário acima se obtém o valor da aceleração no momento do impacto igual a  $186,84 \text{ m/s}^2$ .

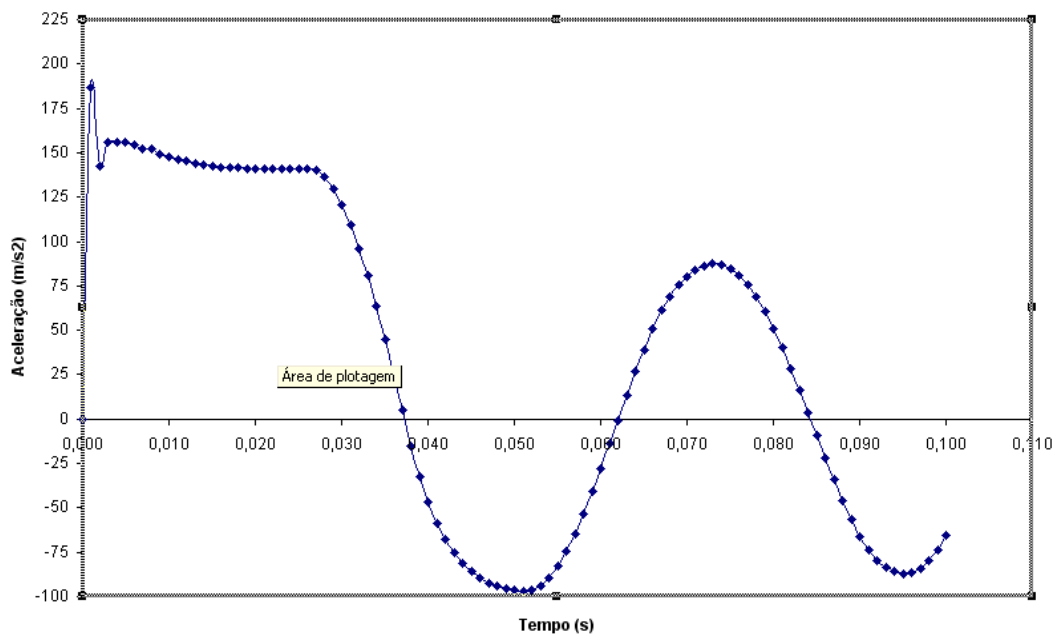


Figura 67 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.



A partir do valor da aceleração no momento do impacto, se determina o valor da força aplicada através da equação da 2.ª Lei de Newton:

$$F = m \times \frac{dv}{dt}$$

na qual,

m= massa da máquina por queda de peso [kg];

$\frac{dv}{dt}$  = variação da velocidade em função do tempo (aceleração) [m/s<sup>2</sup>]; e

F = Força de impacto [N].

Sendo assim a força de impacto é F = 8183,59N.

A variação da deformação no tempo também foi obtida e está representada na Figura 68.

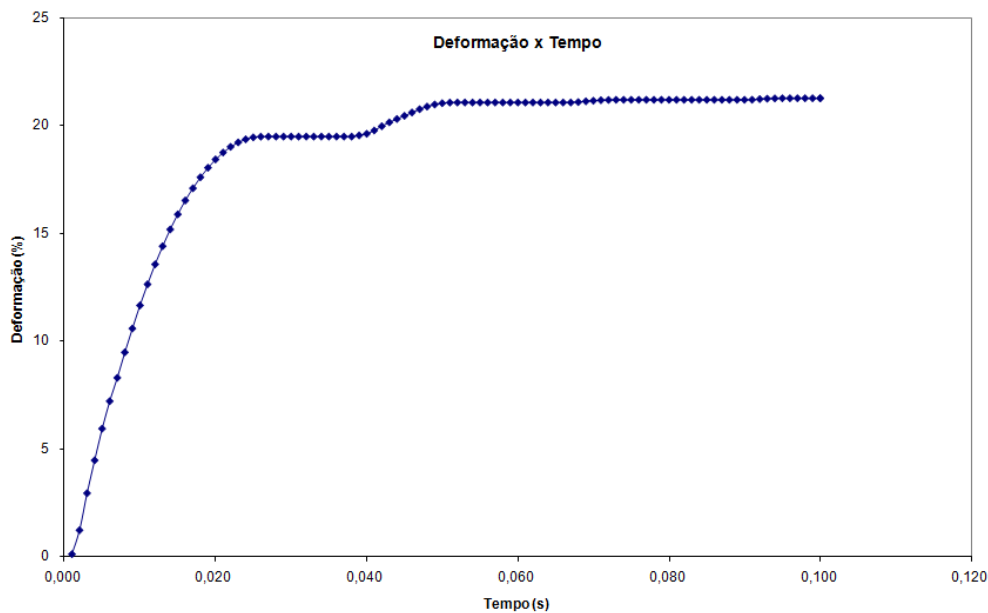


Figura 68 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.

Com o tratamento dos dados de deformação no tempo obtidos na simulação, pôde-se também obter a taxa de deformação do impacto aplicado na estrutura. A Figura 69 apresenta o ajuste da curva da deformação por uma

equação linear, onde se verifica que a taxa de deformação obtida na simulação foi de aproximadamente  $1008 \text{ s}^{-1}$ .

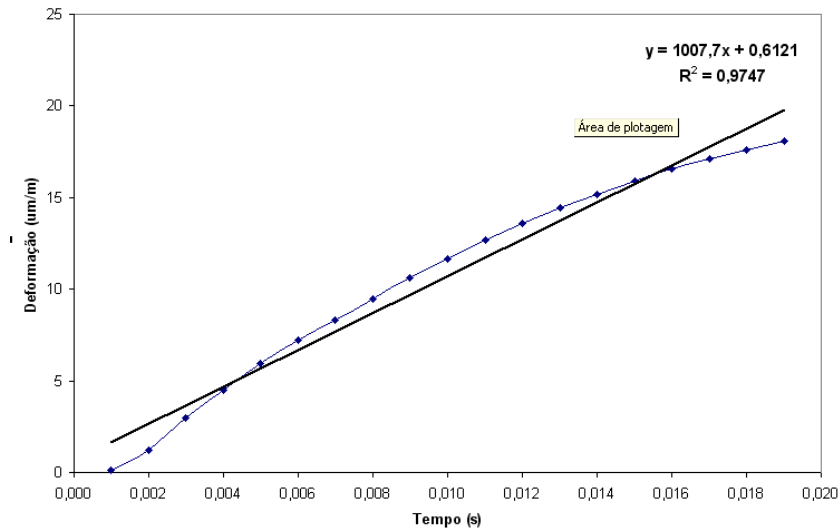


Figura 69 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 97%.  
Fonte: Programa Microsoft Excel.

A fim de verificar a qualidade dos resultados obtidos, segue um comparativo entre a forma das estruturas obtidas experimentalmente e numericamente após o recebimento do carregamento dinâmico imposto pela queda livre da massa da *Drop Weight*, conforme Figura 70.

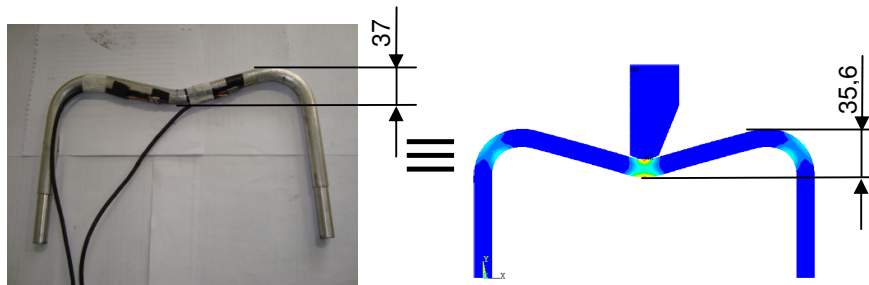


Figura 70 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de  $3,7 \text{ m/s}$  ( $13,32 \text{ km/h}$ ).

A partir da forma das estruturas deformadas verifica-se que os resultados apresentaram uma boa concordância.

## 4.2 Teste n.º2 (h = 1,0 m)

A velocidade de impacto da massa sobre a estrutura nesta altura foi de  $V_0 = 4,4 \text{ m/s} = 15,84 \text{ km/h}$ . A taxa de deformação obtida neste impacto foi de  $1487 \text{ s}^{-1}$ . Na Figura 71 encontra-se o estado deformado da estrutura após o impacto da massa.



Figura 71 – Estrutura em “U” após impacto a 15,84 km/h. Fonte: Nuclep S/A

Na Figura 72 verifica-se o gráfico da deformação no tempo para esta condição de impacto. O ajuste da curva do gráfico correspondente ao impacto com uma equação linear obteve uma qualidade de 98%, conforme Figura 73.

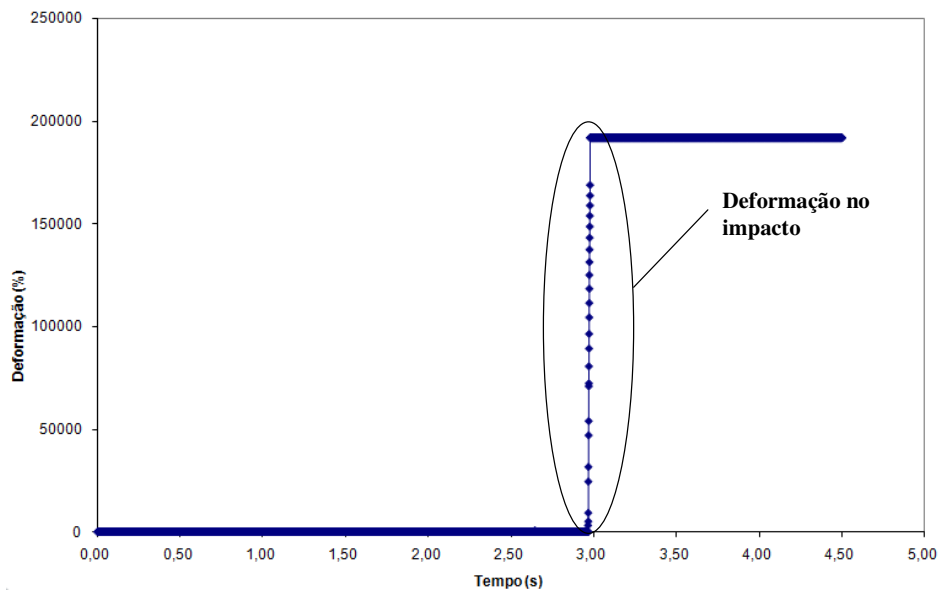


Figura 72 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 15,84 km/h obtido experimentalmente. Fonte: Programa Microsoft Excel.

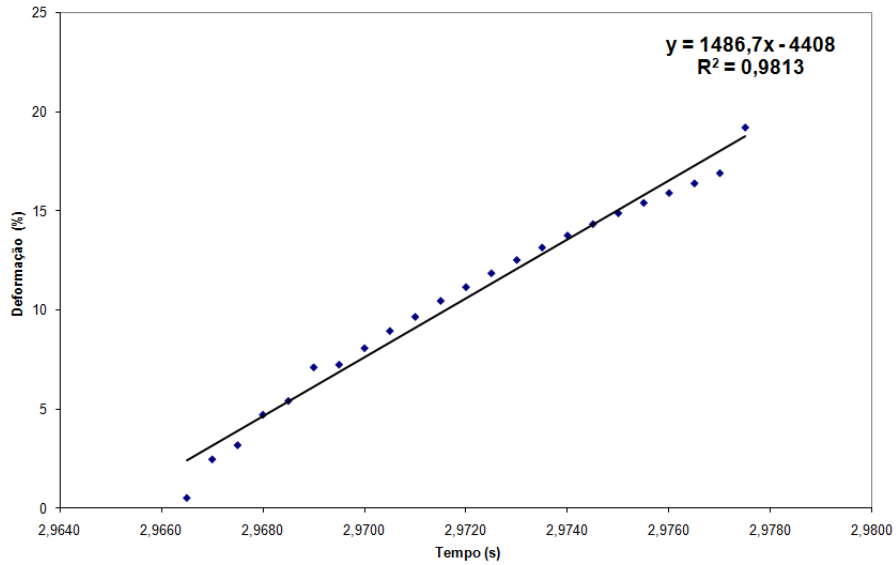


Figura 73 – Ajuste da curva experimental Deformação x tempo com qualidade de 98%.  
Fonte: Programa Microsoft Excel.

Na etapa de pós processamento escolhendo-se um nó pertencente ao cutelo da massa de impacto se obtém a variação da aceleração no tempo, conforme mostra o gráfico da Figura 74. A partir do gráfico abaixo se verifica que a aceleração no momento do impacto foi de  $208,03 \text{ m/s}^2$ .

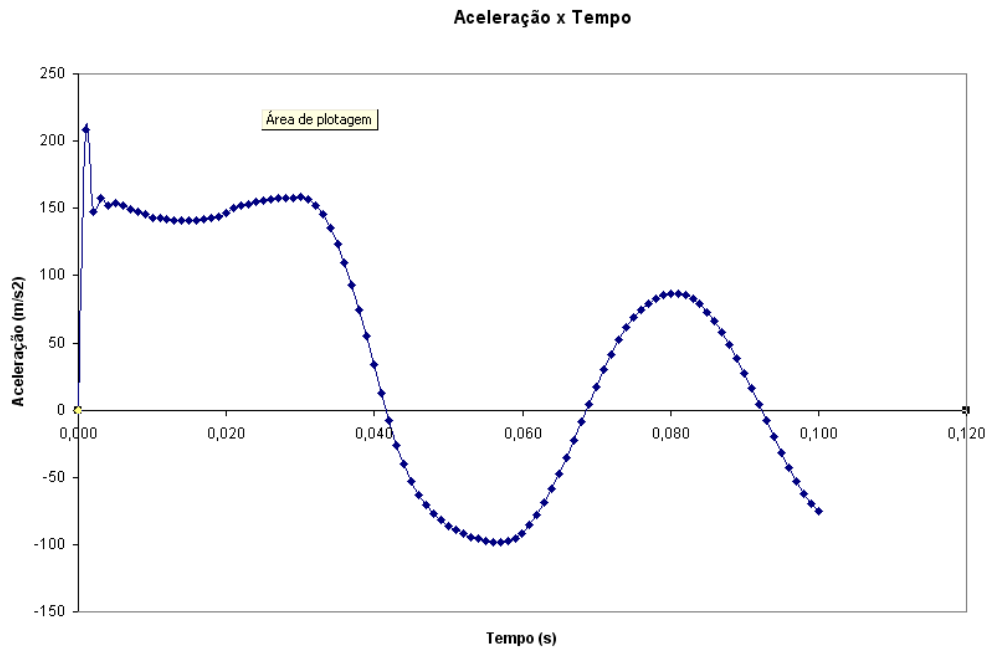


Figura 74 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.

A partir do valor da aceleração e pela 2.<sup>a</sup> Lei de Newton tem-se a força de impacto igual a 9111,71N. A variação da deformação no tempo também foi obtida e está representada na Figura 75.

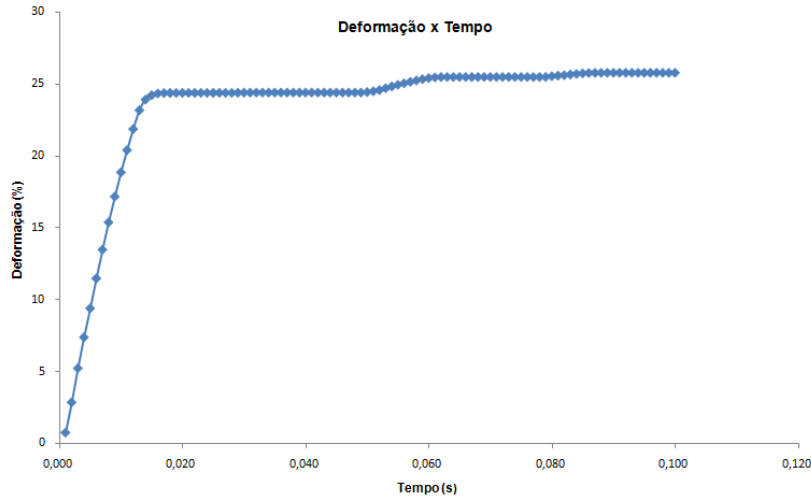


Figura 75 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.

A taxa de deformação ( $\dot{\varepsilon}$ ) deste impacto foi de aproximadamente  $1467 \text{ s}^{-1}$  com uma qualidade de ajuste da curva de 99%, conforme Figura 76.

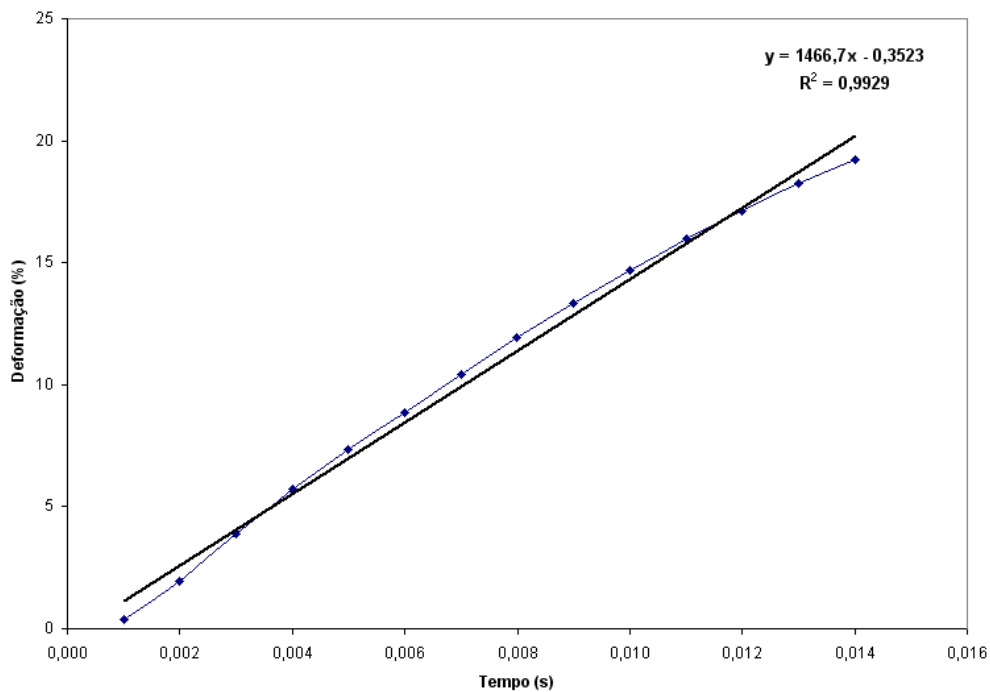


Figura 76 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 99%. Fonte: Programa Microsoft Excel.

A Figura 77 mostra a comparação entre a forma deformada experimental e a numérica assim como as deflexões sofridas pelas estruturas.

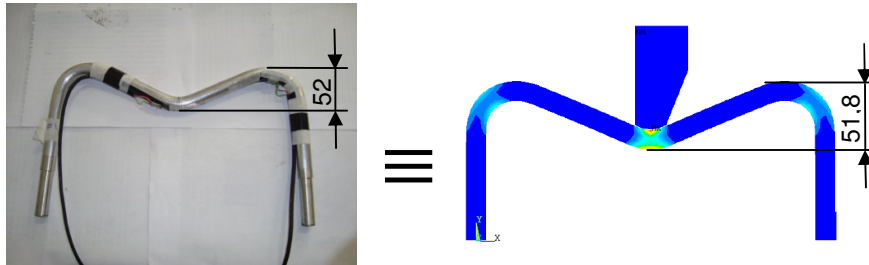


Figura 77 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de 4,4 m/s (15,84 km/h).

### 4.3 Teste n.º3 (h = 1,5 m)

Nestas condições de teste a velocidade de impacto é  $V_0 = 5,4 \text{ m/s} = 19,44 \text{ km/h}$ . A taxa de deformação obtida neste impacto foi de  $1515 \text{ s}^{-1}$ . Na Figura 78 encontra-se o estado deformado da estrutura após o impacto da massa.



Figura 78 – Estrutura em “U” após impacto a 19,44 km/h. Fonte: Nuclep S/A.

Na Figura 79 verifica-se o gráfico da deformação no tempo para esta condição de teste de impacto. O ajuste da curva do gráfico correspondente ao impacto com uma equação linear obteve uma qualidade de 98%, conforme Figura 80.

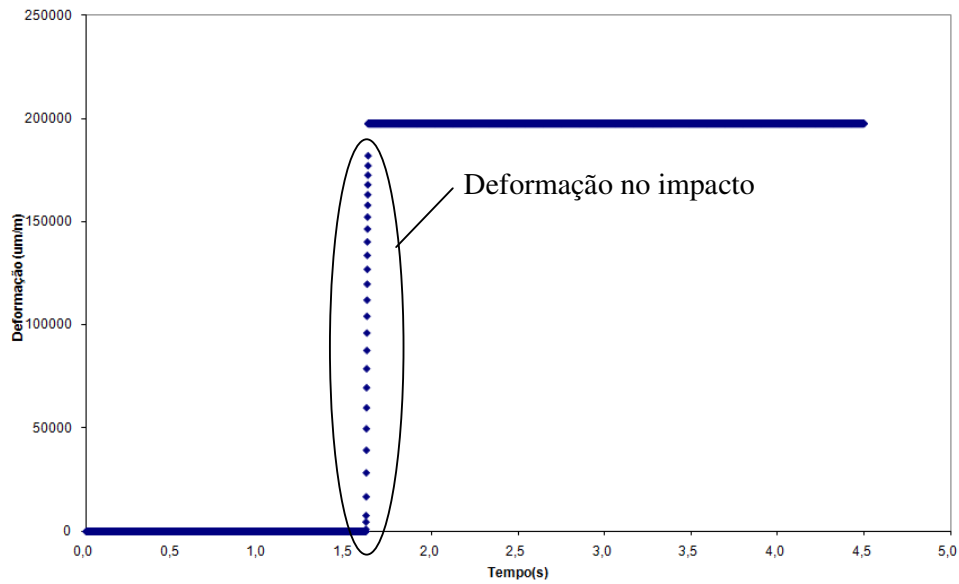


Figura 79 – Gráfico deformação x tempo da estrutura impactada a 19,44 km/h. Fonte: Programa Microsoft Excel

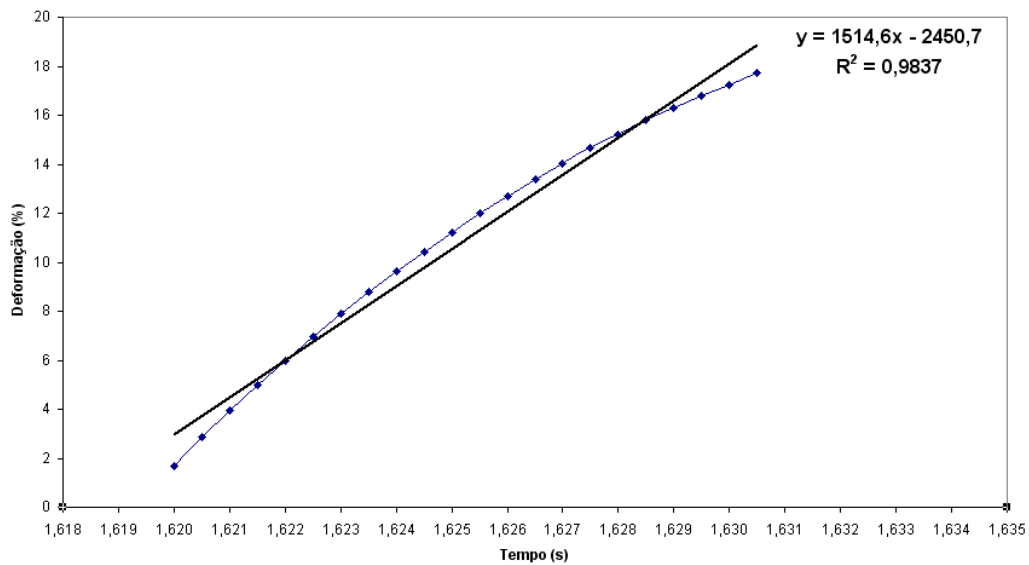


Figura 80 – Ajuste da curva experimental deformação x tempo com qualidade de 98%. Fonte: Programa Microsoft Excel.

A partir de um nó pertencente ao cutelo da massa de impacto, escolhido arbitrariamente durante a etapa de pós processamento, se obtém a variação da aceleração no tempo. Pelo gráfico da Figura 81 se obtém o valor da aceleração no momento do impacto igual a  $223,79 \text{ m/s}^2$ .

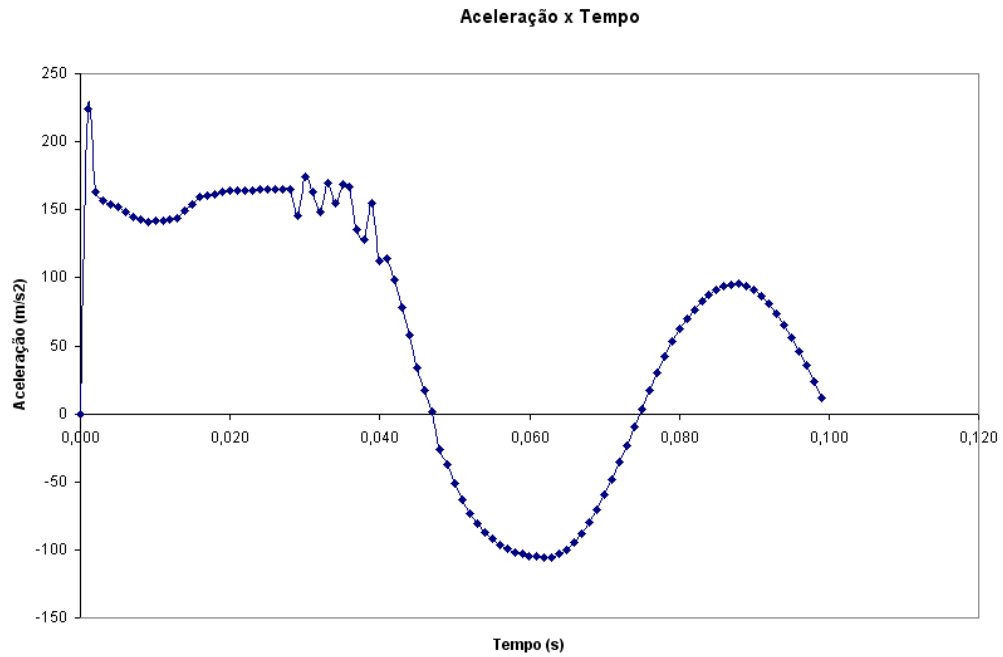


Figura 81 – Gráfico da aceleração em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.

A partir do valor da aceleração e pela 2.<sup>a</sup> Lei de Newton tem-se a força de impacto igual a 9802N. A variação da deformação no tempo também foi obtida e está representada na Figura 82.

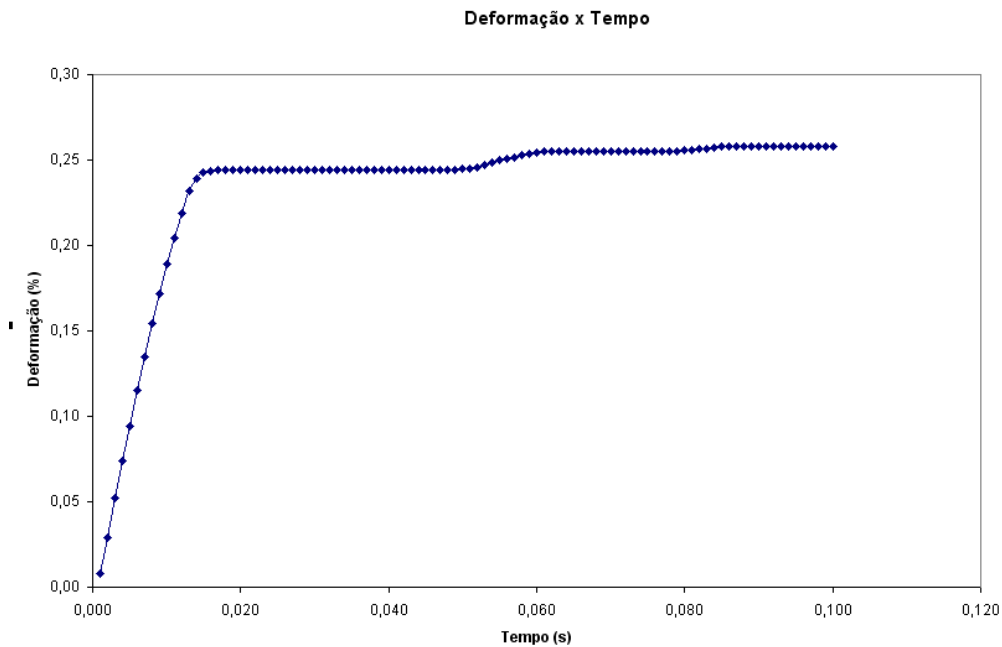


Figura 82 – Perfil da deformação em função do tempo obtido numericamente. Fonte: Programa Microsoft Excel.



A taxa de deformação ( $\dot{\epsilon}$ ) deste impacto, obtida pela análise do LS-Dyna, foi de aproximadamente  $1568 \text{ s}^{-1}$ , conforme Figura 83.

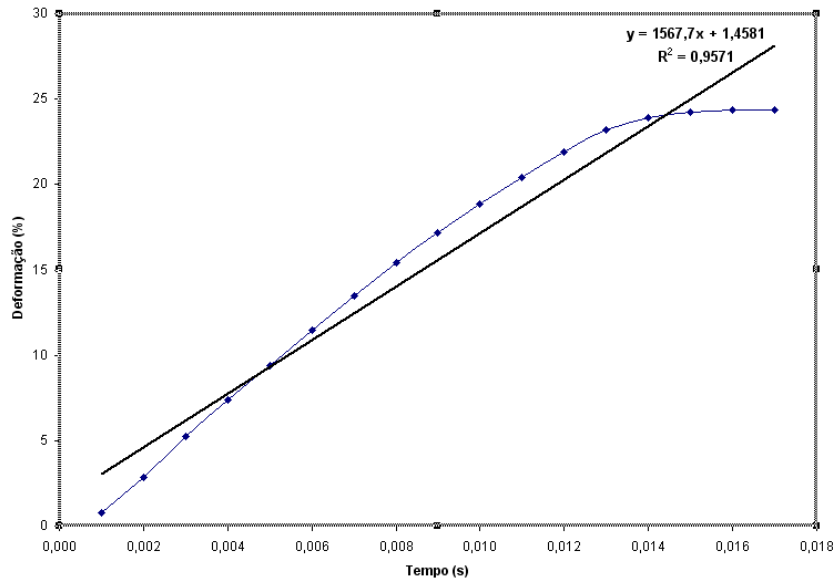


Figura 83 – Ajuste da curva numérica deformação x tempo com qualidade de 95%.  
Fonte: Programa Microsoft Excel.

A Figura 84 mostra a comparação entre a forma deformada experimental e a numérica.

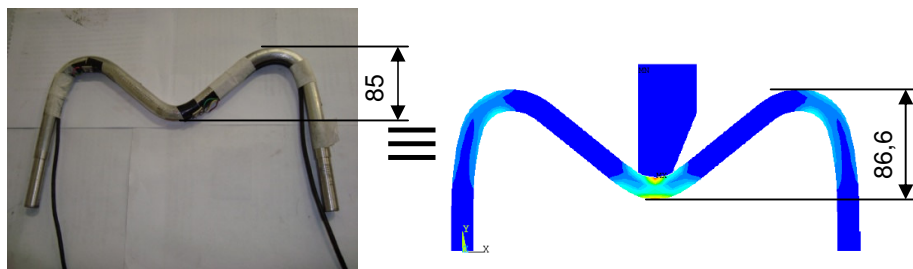


Figura 84 – Estruturas deformadas experimentalmente e numericamente. Velocidade de impacto de  $5,4 \text{ m/s}$  ( $19,44 \text{ km/h}$ ).

Para uma melhor visualização seguem os parâmetros do impacto comentados anteriormente, obtidos a partir do experimento e das simulações por elementos finitos.

As deflexões experimentais sofridas nas porções centrais das estruturas com o impacto estão relacionadas na Tabela 11.

Altura h (m)	Veloc. de Impacto $V_0$ (m/s)	Deflexões y (mm)
0,7	3,7	37
1,0	4,4	52
1,5	5,4	85

Tabela 11 – Deslocamento vertical experimental dos pontos médios das estruturas em função da velocidade de impacto.

Com a Tabela 11 se conclui que quanto maior a velocidade de impacto maior a deflexão sofrida pela estrutura. Em relação à colisão de um veículo com um objeto rígido como, por exemplo, uma árvore verifica-se que a severidade das lesões em seus ocupantes aumenta aproximadamente linear com o aumento da velocidade, devido à maior penetração da estrutura do veículo no compartimento reservado aos passageiros.

Por comparação pode se verificar que as deflexões obtidas numericamente apresentaram um percentual de erro pequeno em relação às deflexões experimentais. Desta forma, as análises numéricas e experimentais apresentaram boa concordância. Na Tabela 12 encontram-se os referidos resultados.

Altura h (m)	Deflexão Experimental (mm)	Deflexão Numérica (mm)	Erro (%)
0,7	37	35,6	3,7
1,0	52	51,8	0,3
1,5	85	86,6	1,9

Tabela 12 – Comparação entre as deflexões verticais, experimental e numérica, dos pontos médios das estruturas em “U”.

Como mencionado anteriormente a força de impacto não foi obtida diretamente pela análise por elementos finitos. Esta foi obtida a partir da aceleração no momento do impacto e pela 2.<sup>a</sup> Lei de Newton. Seguem na Tabela 13 os parâmetros mencionados.

Altura h (m)	Aceleração (m/s <sup>2</sup> )	Força (N)
0,7	186,84	8153,59
1,0	208,03	9117,71
1,5	223,79	9802,0

Tabela 13 – Parâmetros de aceleração e força obtidos pela simulação por elementos finitos.

Comparando-se as taxas de deformação ( $\dot{\epsilon}$ ) obtidas por elementos finitos com as obtida experimentalmente, verifica-se que as simulações apresentaram uma boa concordância, já que os percentuais de erro em relação ao resultado experimental são pequenos. A Tabela 14 ilustra o comentário acima.

Altura h (m)	( $\dot{\epsilon}$ ) Experimental (s <sup>-1</sup> )	( $\dot{\epsilon}$ ) Numérica (s <sup>-1</sup> )	Erro (%)
0,7	1065,6	1007,7	5,4
1,0	1486,7	1466,7	1,3
1,5	1514,7	1567,7	3,5

Tabela 14 – Comparação entre as taxas de deformação, experimental e numérica, dos pontos médios das estruturas em “U”.

#### 4.4 Influência da Taxa de Deformação nos Fatores de Escala da Análise por Similaridade

Já foi mencionado no item 3.1 que o comportamento mecânico de alguns materiais como, por exemplo, o aço é alterado quando este é submetido a altas taxas de deformação. O material usado para confecção da estrutura “U” deste trabalho (alumino 6051-T6), ao contrário do aço, apresenta pouca sensibilidade ao aumento da taxa de deformação (Smerd, *et al.*, 2005).

Nas análises por similaridade de situações de impacto se deve utilizar o fator de escala associada à alta taxa de deformação em questão.

Com a equação constitutiva de Cowper-Symonds desejou-se verificar a variação dos fatores de escala corrigidos e compará-los com os obtidos a partir da taxa de deformação associada a carregamento estático. Na Tabela 15 se encontra os fatores de escala corrigidos para cinco taxas de deformação diferentes, considerando um fator de escala geométrico ( $\lambda_i$ ) igual um quinto.

Taxa de Deformação (s <sup>-1</sup> )	Fatores de Escala Corrigidos					
	$\lambda_{\sigma d}$	$\lambda_v$	$\lambda_A$	$\lambda_T$	$\lambda_{\dot{\epsilon}}$	$\lambda_{Ei}$
0,0004	1,008	1,003	5,035	0,199	5,015	0,201
1065,6	1,193	1,092	5,965	0,183	5,460	0,239
1486,7	1,203	1,097	6,015	0,182	5,485	0,241
1514,6	1,203	1,097	6,015	0,182	5,485	0,241
3000	1,224	1,106	6,120	0,181	5,530	0,245
Erro (%)	19,3	9,4	19,5	9,0	9,4	19,9

Tabela 15 – Fatores de escala corrigidos para estrutura de alumínio.

Como se pode verificar os fatores de escala obtidos a partir da taxa de deformação de carregamento estático (0,0004s<sup>-1</sup>) são bastantes diferentes dos obtidos com altas taxas de deformação.

Comparando os fatores de escala na faixa de taxa de deformação associada a carregamento de dinâmica alta, não se percebe alterações significativas mesmo para taxas suficientemente altas. Pode-se verificar o comentário acima através dos seguintes passos:

- 1) Adota-se uma taxa de deformação de carregamento dinâmico obtida no ensaio com a máquina de queda de peso para ser utilizada como referência;
- 2) Escolhe-se uma taxa de deformação aleatória, maior que a taxa de referência, e compara-se com a taxa de referência.

Seguem na Tabela 16 os fatores de escala corrigidos junto com o erro envolvido considerando-se a taxa de deformação de referência.

Taxa de Deformação (s <sup>-1</sup> )	Fatores de Escala Corrigidos					
	$\lambda_{\sigma d}$	$\lambda_v$	$\lambda_A$	$\lambda_T$	$\lambda_{\dot{\epsilon}}$	$\lambda_{Ei}$
1514,6 (Referência)	1,203	1,097	6,015	0,182	5,485	0,241
5000	1,240	1,113	6,20	0,179	5,565	0,248
Erro (%)	3,1	1,6	3,1	1,6	1,5	2,9

Tabela 16 – Comparação entre fatores de escala de altas taxas de deformação.

Pela Tabela 16, verifica-se que os valores dos fatores de escala corrigidos são bem próximos para as taxas de deformação escolhidas, confirmando assim o a pouca sensibilidade do alumínio em situações com altas taxas de deformação.

#### **4.5 Análise de Similaridade Para Determinação da Taxa de Deformação Imposta ao Protótipo**

Como mencionado no item 2.7 do Capítulo 2, a similaridade é uma ferramenta bastante utilizada na análise de sistemas de interesse, onde através da observação de modelos em escala reduzida se compreende melhor o comportamento do protótipo. O modelo em estudo é semelhante ao pára-choque de um veículo de passeio e o experimento realizado simula uma colisão de um objeto rígido com uma estrutura deformável, representando, por exemplo, a colisão de um veículo com um poste ou um tronco de árvore.

A análise de similaridade desenvolvida neste trabalho tem como objetivo prever o comportamento que o protótipo apresentaria com o carregamento aplicado sobre o modelo (estrutura “U”) através do impacto gerado pela máquina *Drop Weight*. Como foi verificado nos itens 4.1, 4.2 e 4.3 todos os testes de impacto realizados com as estruturas em “U” foram classificados como de dinâmica baixa, pois apresentaram taxa de deformação maior que  $1000 \text{ s}^{-1}$ . Com a análise por similaridade deseja-se verificar se o carregamento aplicado na estrutura “U” é suficiente para causar um carregamento dinâmico no protótipo.

Neste trabalho, o veículo Corsa Classic da General Motors® foi considerado protótipo. A partir das dimensões deste se construiu um modelo em escala aproximadamente cinco vezes menor. As dimensões consideradas para o pára-choque frontal do protótipo e do modelo são respectivamente, 1500 mm e 282 mm.

Para se ter uma informação preliminar sobre o comportamento do protótipo decidiu-se efetuar a análise através da taxa de deformação imposta ao modelo no ensaio de impacto realizado com a maior altura de queda, ou seja, igual a 1,5m.

O ensaio de impacto realizado com uma altura de 1,5 m impôs ao modelo uma taxa de deformação de  $1514,6 \text{ s}^{-1}$ , conforme mencionado no item 4.3. Considerando um fator de escala geométrico de  $\lambda_l=1/5$  e utilizando os fatores de escala corrigidos apresentados na Tabela 14, tem-se para o protótipo:

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{\dot{\varepsilon}_m}{\dot{\varepsilon}_p}$$

$$5,485 = \frac{1514,6}{\dot{\varepsilon}_p}$$

$$\dot{\varepsilon}_p = 276,13 \text{ s}^{-1}$$

Segundo Tabela 2 mencionada no item 2.1 a taxa de deformação verificada no protótipo é correspondente a um ensaio de dinâmica baixa. Segundo Meyers (1994) para que o carregamento submetido ao protótipo seja de dinâmica alta, este deve ter taxa de deformação a partir de  $1000 \text{ s}^{-1}$ . Desta forma, a taxa de deformação mínima ( $\dot{\varepsilon}_{m_m}$ ) no modelo (estrutura “U”) deve ser:

$$\lambda_{\varepsilon} = \frac{\dot{\varepsilon}_{m_m}}{\dot{\varepsilon}_p}$$

$$5,485 = \frac{\dot{\varepsilon}_{m_m}}{1000}$$

$$\dot{\varepsilon}_{m_m} = 5485 \text{ s}^{-1}$$

A taxa de deformação do modelo necessária para que protótipo apresente um carregamento de dinâmica alta é bastante elevada. Comparando-se com a taxa de deformação obtida para a altura de queda de 1,5m ( $1514,6 \text{ s}^{-1}$ ) conclui-se que esta é aproximadamente quatro vezes maior e por motivos relacionados a limitações da máquina de ensaio *Drop Weight*, que possui altura máxima de queda igual a 2,10 m, não é possível efetuar este ensaio com taxa de deformação com o modelo em escala adotado.

Para se obter taxas de deformação dinâmicas no modelo que após serem estendidas para o protótipo ainda permaneçam classificadas como dinâmicas pode-se recorrer a uma das seguintes alternativas:

- 1) Alterar a escala geométrica do modelo;

- 2) Modificar o material do modelo, assim como suas características de rigidez;
- 3) Alterar a forma de aplicação do carregamento dinâmico através de um novo dispositivo de ensaio de impacto;

Adotando-se a alternativa para obtenção do novo fator de escala geométrico, consideram-se as seguintes hipóteses:

1. Não há nenhuma alteração em relação às características do material, ou seja, deve-se continuar usando a equação constitutiva de Cowper-Symonds;
2. A massa da *Drop Weight* permanece inalterada; e
3. Existe a possibilidade de impacto a taxas de deformação maiores que a mínima especificada para o modelo.

O novo fator de escala geométrico para a estrutura em “U” é dado por:

$$\lambda_l^{1/p} = \frac{\left( \dot{\varepsilon}_{m_n} \right)^{1/p}}{\left[ \lambda_{\sigma l} \times \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_{m_n}}{D} \right)^{1/p} \right] - 1 \right] \times D^{1/p}}$$

$$\lambda_l = \left( \frac{\left( \dot{\varepsilon}_{m_n} \right)^{1/p}}{\left[ \lambda_{\sigma l} \times \left[ 1 + \left( \frac{\dot{\varepsilon}_{m_n}}{D} \right)^{1/p} \right] - 1 \right] \times D^{1/p}} \right)^{1/p}$$

na qual D e p são constantes constitutivas do alumínio e valem, respectivamente, 6500 e 4. Desta forma se obtém:

$$\lambda_l^{1/p} = \frac{\left(\dot{\varepsilon}_{m_n}\right)^{1/p}}{\left[\lambda_{cal} \times \left[1 + \left(\frac{\dot{\varepsilon}_{m_n}}{D}\right)^{1/p}\right] - 1\right] \times D^{1/p}}$$

$$\lambda_l = \left( \frac{(5485)^{1/4}}{\left[1,203 \times \left[1 + \left(\frac{5485}{6500}\right)^{1/4}\right] - 1\right] \times 6500^{1/4}} \right)^{1/4}$$

$$\lambda_l = 0,25$$

Desta forma, para que o protótipo seja submetido a um carregamento com taxa de deformação de dinâmica alta, o modelo deve ter fator de escala geométrica igual a um quarto.

Com o exposto acima se verifica que se no modelo o carregamento aplicado é de dinâmica alta, após análise pelas leis de similaridade com os fatores de escala corrigidos, este pode ser classificado como de dinâmica baixa para o protótipo e isto não corresponde a situações de impacto veicular.

Para que se conheça o comportamento de uma estrutura (protótipo) submetida a carregamento com altas taxas de deformação deve-se conhecer qual taxa de deformação deve ser aplicada no modelo de modo a garantir que após a extensão dos resultados para o protótipo ainda se tenha carregamento dinâmico associado à alta taxa de deformação.

Como mencionado anteriormente, uma das formas se ter carregamentos dinâmicos no modelo e no protótipo é alterar a escala geométrica do modelo, desde que não se altere o material da estrutura e se conheça a taxa de deformação a ser imposta no modelo.

#### 4.6 Análise da Absorção de Energia pela Estrutura “U”

Conforme mencionado no item 2.4 do Capítulo 2, a energia absorvida pela



estrutura no impacto é resultante do trabalho produzido pela força aplicada pela massa da máquina por queda de peso.

Segundo o princípio de conservação de energia, a energia cinética ( $E_c$ ) incidente na estrutura no momento do impacto é oriunda da conversão da energia potencial gravitacional ( $E_p$ ) da massa da máquina por queda de peso. Para abordar a questão de absorção de energia decidiu-se efetuar a análise com o ensaio de impacto realizado a uma altura de 0,7m.

A energia cinética da massa da máquina de teste na iminência do impacto se dá por:

$$E_c = E_p$$

$$E_c = m \times g \times h$$

na qual,

$m$  = massa do impactador da Drop Weight [kg];

$g$  = aceleração da gravidade = [m/s<sup>2</sup>];

$h$  = altura de teste [m].

Sendo assim a energia cinética incidente sobre a estrutura “U” é 331,67 J.

Com o impacto esta energia cinética é convertida em outras formas de energia. Segundo Kang e Kim (2000) o balanço de energia total do impacto pode ser definido por:

$$E_i = E_{reb} + E_{abs}$$

na qual,

$E_i$  = energia total do impacto [J];

$E_{reb}$  = energia de rebote [J];

$E_{abs}$  = energia absorvida [J].

A parcela da energia absorvida pode ser dividida em duas partes: uma relativa à parte absorvida pela estrutura de teste e outra que é absorvida pela máquina de ensaio. A energia de rebote é referente ao movimento de retorno do impactador (quique) imediatamente após o impacto.

Desta forma a energia absorvida pela estrutura na forma de energia de deformação é igual à variação da energia cinética e ao trabalho realizado pela

massa de impacto.

A partir das simulações por elementos finitos foram obtidos os valores da força atuante e dos deslocamentos causados. Com estes dados se tem o gráfico força x deslocamento para cálculo do trabalho realizado (energia absorvida).

Segue na Figura 85 o gráfico força (F) x deslocamento (s) do ensaio de impacto com altura de 0,7m.

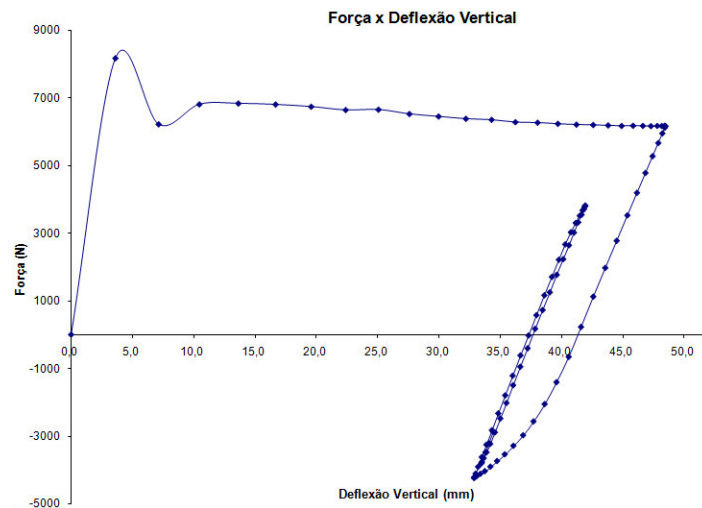


Figura 85 – Gráfico da força em função do deslocamento (deflexão vertical). Fonte: Programa Microsoft Excel.

De acordo com Meriam e Kraige (2004), o trabalho realizado por uma força se dá pela integral definida da força em relação a um deslocamento. Esta integral definida é representada geometricamente pela área sob a curva do gráfico F x s. Sendo assim,

$$W = E_d = \int F ds$$

Para resolver a integral acima, é necessário conhecer a função que relaciona a variável força (F) e o deslocamento (s). Como a função não é conhecida, a energia de deformação absorvida foi calculada, de forma aproximada, a partir de ajustes do gráfico a uma equação linear.

Com os ajustes se obtém a função e juntamente com os valores das deflexões verticais obtidos numericamente é possível realizar a integração. Abaixo segue as etapas realizadas, no programa Excel, para obtenção da área abaixo do gráfico F x d.

1.Divisão do gráfico em trechos lineares do gráfico de modo a obter

- melhor qualidade no ajuste;
2. Seleção da curva associada aos trechos lineares para obtenção de novo gráfico;
  3. Selecionar a curva e adicionar linha de tendência juntamente com a equação de ajuste e valor do  $R^2$ .

As Figuras 86 e 87 ilustram o procedimento adotado para determinação da área abaixo da curva do gráfico F x d.

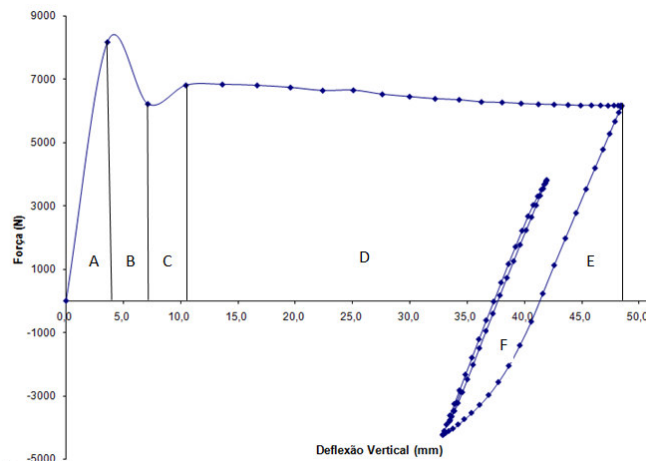


Figura 86 – Gráfico da força em função do deslocamento dividido em seis partes.

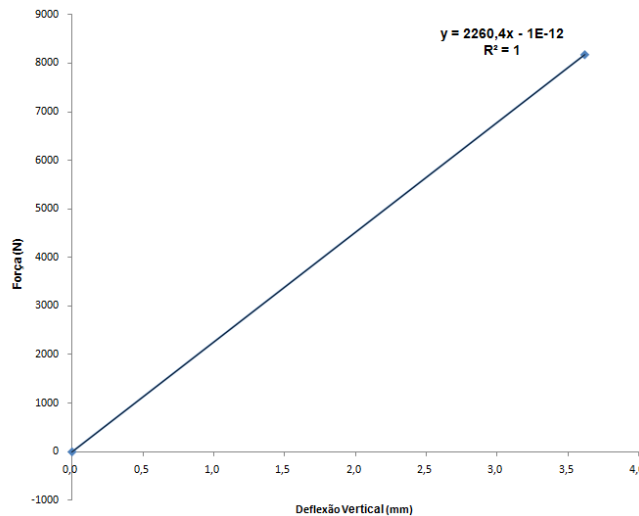


Figura 87 – Ajuste da curva do gráfico F x d referente ao trecho A com qualidade de 100%. Fonte: Programa Microsoft Excel

A partir das etapas listadas acima se tem as seis equações de ajuste referente aos trechos de área mostrados no gráfico F x d. Sendo assim se tem as

seguintes equações:

$$A = 2260,4s + 1 \times 10^{-12}; B = -556,22s + 10197; C = 177,82s + 4959,2;$$

$$D = -20,224s + 7093,6; E = 868,69s - 35873; F = 467,13s - 19823.$$

Como já comentado anteriormente o valor aproximado da energia absorvida será conhecido através do valor da área sob o gráfico F x d. Com o procedimento adotado a área total do gráfico F x d é dado pela soma das integrais das equações acima nos seus respectivos limites de integração (deflexões verticais). Então:

$$E_d = \int_0^{3,62} (2260,4s - 1 \times 10^{-12}) ds + \int_{3,62}^{7,14} (-556,22s + 10197) ds + \int_{7,14}^{10,46} (177,82s + 4959,2) ds \\ + \int_{10,46}^{48,16} (-20,224s + 7093,6) ds + \int_{48,16}^{41,58} (868,69s - 35873) ds - \int_{41,58}^{32,87} (467,13s - 19823) ds$$

Assim, se tem uma estimativa da energia absorvida pela estrutura “U” com a deformação causada pelo impacto da massa da máquina por queda de peso.

$$E_d = 265300N.mm$$

$$E_d = 265,3J$$

Pelo resultado obtido se conclui que a maior parte da energia cinética incidente na estrutura é absorvida sob a forma de energia de deformação. A outra parte da energia cinética, o que corresponde a aproximadamente 20%, é absorvida pelo próprio sistema de teste.

## 5 Conclusões e Sugestões

O objetivo deste trabalho foi analisar o comportamento dinâmico de uma estrutura submetida a um impacto. A estrutura escolhida para o estudo é o pórtico em "U" que pode representar de forma simplificada a parte frontal de um veículo (pára-choque). O impacto foi proporcionado pela máquina de queda de peso.

A análise da estrutura "U" foi realizada a partir do uso de modelos em escala e das leis de similaridade.

O impacto é um fenômeno de bastante complexidade que compreende muitas variáveis, tais como velocidade de impacto, forma do carregamento e modo de deformação. Uma variável muito importante para conhecimento do comportamento do protótipo a partir de modelos é a taxa de deformação. Tendo em vista o comentário acima e o que foi exposto nos capítulos anteriores deste trabalho se tem as seguintes conclusões:

1. A taxa de deformação imposta pelo carregamento é muito importante para o comportamento mecânico dos materiais. Em materiais sensíveis à taxa de deformação verificam-se alterações nas suas propriedades mecânicas quando se aumenta a taxa de deformação.
2. Para situações de impacto não é possível prever com boa exatidão o comportamento do protótipo, a partir de modelos, aplicando as leis de similaridade convencional devido à taxa de deformação ( $\dot{\epsilon}$ ).
3. Para previsão do comportamento de protótipos pelo uso dos modelos não se deve usar os fatores de escala obtidos pelas leis de similaridade convencional que são unicamente dependentes do fator de escala geométrico ( $\lambda_l$ ). Há a necessidade de se ter um procedimento que permita que modelos construídos de material sensíveis a taxa de deformação sejam escalonáveis por fatores que estão relacionados entre si e que levam em consideração os efeitos da taxa de deformação.

4. A taxa de deformação obtida no modelo com o dispositivo de impacto está associada a carregamento de alta dinâmica, de acordo com referência técnica da área. Porém com a análise por similaridade não direta percebe-se que a taxa de deformação prevista para protótipo não é correspondente a taxa de dinâmica alta, objetivo deste trabalho devido a interesses associados à colisão veicular.
5. As simulações realizadas para se conhecer a força de impacto aplicada sobre a estrutura “U” pelo método de elementos finitos com o programa Ansys LS-Dyna são bem relevantes, pois apresentaram informações muito próximas aos dados experimentais, confirmando então preferência deste programa para estudos voltados para esta finalidade.

#### Sugestões para trabalhos futuros

Para a continuidade do estudo relacionado ao tema deste trabalho sugerem-se os seguintes itens:

1. Em relação à aquisição de dados, além dos extensômetros, é viável instrumentar também as estruturas tipo “U” com célula de carga para conhecimento da força de impacto experimentalmente;
2. Implementação de dispositivo ótico para leitura do movimento vertical do ponto médio da estrutura, tendo em vista conhecer sua deflexão vertical ou ainda câmeras de alta velocidade para filmagem do impacto;
3. Realização de testes de impacto com maiores velocidades, com o intuito de se conhecer o comportamento da estrutura em impactos com velocidades correspondentes a uma típica colisão veicular. A máquina de impacto utilizada neste trabalho não permite velocidade de impacto maior que 6,2 m/s (22,32 km/h) por isso sugere-se a construção de uma nova máquina de impacto que permita maiores carregamentos dinâmicos;
4. Utilização de modelos construídos com materiais diferentes nos testes de impacto para se conhecer o comportamento dos diferentes materiais quando submetidos a impacto;
5. Modelagem analítica através da determinação do impulso e da quantidade de movimento para conhecimento das variáveis relacionadas ao impacto tais como aceleração, velocidade, energia, entre outras; e

6. Realização de análise numérica por elementos finitos com modelos geométricos ampliados para verificação do conceito de similaridade.
7. Realização de experimentos com estruturas em escala maior para verificação de conceito de similaridade.

## 6

### Referências Bibliográficas

ABDULMASSIH, D.S. Modelos Para Análises de Colisões Planas. In: **Modelos de Veículos Rígidos Para Análise e Simulação de Colisões e Reconstituição de Acidentes**. Rio de Janeiro, 2003. p. 71-74. Pontifícia Universidade Católica – PUC - Rio.

ALGHAMDI, A.A.A. Collapsible impact energy absorbers: an overview. **Thin-Walled Structures**, USA, v. 39, p. 189-213, out. 2000.

ALVES, M; BIRCH, R.S. Dynamic failure of structural joint systems. **Thin-Walled Structures**, USA, v. 36, p. 137-154, fev. 2000.

ALVES, M; OSHIRO, R.E. Scaling the impact of a mass on a structure. **International Journal of Impact Engineering**, USA, v. 32, p.1158-1173, jul.2006.

American Society for Testing and Materials. **ASTM E 8M-04**. Standard Test Methods for Tension Testing of Metallic Materials, USA.

ANSYS MULTIPHYSICS/LS-DYNA, versão 11.0: Guia do Usuário: Ansys Inc.

BAKER, W.E., WESTINE, P.S., DODGE, F.T., **Similarity Methods in Engineering Dynamics: Theory and Practice of Scale Modeling**. New York. Elsevier, 1991.

BIRCH, R. Impacto Veicular “Crashworthiness”. In: GERGES, S. N. Y. **Ruídos e Vibrações Veiculares**. Florianópolis: 2005. Capítulo 22, p 679-695.

CALLISTER Jr., W. D. **Ciências de Engenharia dos Materiais: Uma Introdução**. 5.ed. Tradução Sergio Murilo Stamile Soares. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos S.A Editora. 589p. Título Original: Materials Science and Engineering: Na Introduction.

CARNEIRO, F.L. **Análise Dimensional e Teoria da Semelhança e dos Modelos Físicos**. 2.ed. Rio de Janeiro: UFRJ, 1996. 258p.



CHEN *et al.* Finite element modeling of the frame for body on frame vehicles, Part II – Full vehicle crash. USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 2004. p. 57-65.

CRAIG *et al.* Finite element modeling of the frame for body on frame vehicles, Part I – Subsystem investigation. USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 2004. p. 47-55.

CUNAT, P. J. Stainless steel properties for structural automotive applications. IN: METAL BULLETIN INTERNATIONAL AUTOMOTIVE MATERIALS CONFERENCE, 2000, Cologne.

DALLY, J.W; RILEY, W.F. **Experimental Stress Analysis**. 4.ed. McGraw-Hill Inc, 1991. 672p.

DEPARTAMENTO NACIONAL DE INFRAESTRUTURA DE TRANSPORTES. **Anuário Estatístico das Rodovias Federais 2007**. Brasília, 2007. 570p. Disponível em: <<http://www.dnit.gov.br/rodovias/operacoes-rodoviaras/estatisticas-de-acidentes/anuario-2007.pdf>>. Acesso em nov. 2009

DIETER, G. E. **Metalurgia Mecânica**. 2.ed. Guanabara, 1981. 656p.

DIMAS, D. M.; SOARES, C. G. **Estudo experimental e numérico de vigas encastradas sujeitas a impacto a meio vão**. Disponível em: <[http://www-ext.Inec.pt/APAET/pdf/Rev\\_12\\_A2.pdf](http://www-ext.Inec.pt/APAET/pdf/Rev_12_A2.pdf)>. Acesso em: 20 nov. 2008.

DONALD, F. Y. Basic Principles and Concepts of Model Analysis. **Experimental Mechanics**, USA, v. 11, p. 325-336, abr. 1971.

DOWLING, N. E. **Mechanical behaviour of materials**. Michigan: Prentice-Hall, Inc, 1993. 773p.

EDWARDS *et al.* The Essential Requirements for Compatible Cars in Front Collisions. In: BACKAITIS, Stanley H. **Vehicle Compatibility in Automotive Crashes**. USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 2005. cap. 3, p. 83-91.

FILHO, A. F. **Elementos finitos - A base da tecnologia CAE - Análise dinâmica**. 1.ed. São Paulo: Érica, 2005. 304p.

FREI *et al.* **Vehicle Structural Crashworthiness With Respect to Compatibility in Collisions**. SAE, 1999.

GABLER, H.C; HOLLOWELL, W.T. **The Crash Compatibility of Cars and Light Trucks.** Disponível em:

<<http://www.me.vt.edu/gabler/research/research-compatibility.htm>>.

Acesso em: 18 abr. 2007.

GERE, J. M. **Mecânica dos Materiais.** 5. ed. São Paulo: Thomson, 2003. 698 p.

GOLDSMITH, W. **The Theory and Physical Behaviour of Colliding Solids.** Courier Dover Publications, 1960. 396 p.

HAENCHEN *et al.* Feasible Steps Towards Improved Crash Compatibility. In: BACKAITIS, Stanley H. **Vehicle Compatibility in Automotive Crashes.** USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 2005. cap. 1, p. 3-21.

HUEBNER *et al.* **The finite element method for engineers.** Nova Iorque: Wiley-IEEE, 2001. 720p.

JONES, N. **Structural Impact.** Cambridge University Press, 1997. 575p.

JONES, N. Several Phenomena in structural impact and structural crashworthiness. **European Journal of Mechanics**, Liverpool, v. 22, p. 639-707, jun. 2003.

JUNIOR, A. D. M; WALBER, M; ITURRIOZ, I. Avaliação de diferentes metodologias de análise de estruturas de barras submetidas a impacto contra um obstáculo rígido. **Mecânica Computacional.** Argentina, v. 25, p. 667-685.

KANG, T.J; KIM, C. Impact Energy Absorption Mechanism of Largely Deformable Composites with Different Reinforcing Structures. **Fibers and Polymers**, Coréia, v.1, n.1, p. 45-54, set. 2000.

KARAGIOZOVA, D.; ALVES, M. Transition from progressive buckling to global bending circular shells under axial impact—Part I: Experimental and numerical observations. **International Journal of Solids and Structures**, USA, v. 41, n.5-6, p. 1565-1580, mar. 2004.

KARAGIOZOVA, D.; JONES, N. Dynamic elastic-plastic buckling phenomena in a rod due to axial impact. **International Journal Impact Engineering**, USA, v. 18, n.7-8, p. 919-947, dez. 1996.

KARAGIOZOVA, D.; JONES, N. On the mechanics of the global bending collapse of circular tubes under dynamic axial load—Dynamic buckling

transition. **International Journal Impact Engineering**, USA, v. 35, n.5, p. 397-424, abr. 2007.

LANCASTER, J. F. **Metallurgy of Welding**. 6.ed. Woodhead Publishing Limited, 1999. 446p.

LANGSETH, M; HOPPERSTAD, O. S. Static and dynamic axial crushing of square thin-walled aluminum extrusion. **International Journal Impact Engineering**, USA, v. 18, n.7-8, p. 949-968, dez. 1996.

LUND *et al.* Crash Compatibility Definitions. In: BACKAITIS, Stanley H. **Vehicle Compatibility in Automotive Crashes**. USA: Society of Automotive Engineers, Inc, 2005. cap. 1, p. 22-27.

MARTINS, S. M.; LUCENA, S. E. Instrumentação de um Pêndulo Tipo Charpy. IN: CONGRESSO BRASILEIRO DE ENGENHARIA E MATERIAIS. 17., 2006, Foz do Iguaçu. Disponível em: <<http://www.metallum.com.br/17cbecimat/resumos/17cbecimat-104-004.pdf>>.

Acesso em dez. 2008.

MECHWORKS CORPORATION. Centro de Treinamento. Manual de Treinamento Profissional CosmosWorks 2005, Rio de Janeiro, 2005.

COSMOSWORKS, versão 2007: Guia do Usuário: Mechworks Corporation.

MEDINA, Heloisa V. de. Desenvolvimento de novos polímeros: uma ferramenta para os avanços na indústria automobilística. **Plástico Industrial**, ano IV, n. 48, p. 108-120, ago/2002.

MERIAM, J.L; KRAIGE, L.G. Trabalho e Energia. In: **Mecânica Dinâmica**. Tradução Fernando Ribeiro da Silva e Mauro Speranza Neto. 5.ed. Rio de Janeiro: Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 2004. p. 103-105.

MEYERS, M. A. **Dynamic Behavior of Materials**. 2. ed. Wiley-IEEE, 1994. 688 p.

NÓBREGA, M. J. R. **Estudo do Comportamento Mecânico de Materiais Metálicos Submetidos a Diferentes Estratégias de Controle**. 2009 (A defender). Tese. Doutorado em Engenharia Mecânica – Pontifícia Universidade Católica – PUC, Rio de Janeiro 2009.

NORTON, R. L. **Projetos de Máquinas: Uma Abordagem Integrada**. 2. Ed. São Paulo: Artmed, 2000. 932p.

PAUL *et al.* **Vehicle Crashworthiness and Occupant Protection.**

Disponível em:

<[http://www.autosteel.org/AM/Template.cfm?Section=Automotive\\_Safety1](http://www.autosteel.org/AM/Template.cfm?Section=Automotive_Safety1)>. Acesso em: 30 abr. 2007.

QIAO, J.S; CHEN, J.H; CHE, H.Y. Crashworthiness assessment of square aluminum extrusions considering the damage evolution. **Thin-Walled Structures**, China, v. 44, n.6, p.692-700, jun.2006.

REID, J. D. Crashworthiness of Automotive Steel Midrails: Thickness and Material Sensitivity. **Thin-Walled Structures**, USA, v. 26, n.2, p.83-103, out. 1996.

SÁNCHEZ, C. A. A. **Estudo de Impacto Usando Elementos Finitos e Análise Não Linear.** 2001. 129 f. Dissertação. Mestrado em Engenharia Mecânica – Escola de Engenharia de São Carlos – USP, São Paulo, 2001.

SILVA, F.A. **Tenacidade de materiais compósitos não convencionais.** 2004. 259 f. Dissertação. Mestrado em Engenharia Civil – Pontifícia Universidade Católica do Rio de Janeiro – PUC, Rio de Janeiro, 2004.

SMERD *et al.* High strain rate tensile testing of automotive aluminum alloy sheet. **International Journal of Impact Engineering**, Canada, v.32, n.1-4, p.541-560, jun. 2005.

SOUZA, S. A. **Ensaio Mecânicos de Materiais Metálicos.** 4. ed. São Paulo: Edgard Blücher, 1979. 239 p.

STRONGE, W. J. **Impact Mechanics.** Cambridge University Press, 2004. 304 p.

TEIXEIRA, Michelly. Venda de Veículos no 1.º semestre é recorde, aponta ANFAVEA. **O ESTADO DE SÃO PAULO**, São Paulo, 06 jul.2009. Disponível em <<http://www.estadao.com.br/noticias/economia,venda-de-veiculos-no-1-semester-e-recorde-aponta-anfavea,398502,0.htm>>.

Acesso em: 15 jul. 2009.

YOUNG, D.F. Basic Principles and Concepts of Models Analysis. **Experimental Mechanics**, USA, v. 11, n. 4, p. 325-336, abr. 1971.

## APÊNDICE A

### ROTINA UTILIZADA PARA SIMULAÇÃO DE ELEMENTOS FINITOS

```
#####  
#####  
! Modelo de Elementos Finitos para simulação de impacto  
! Versão 1.0 - 02 / 05 / 2009  
!  
!  
! GILVANIA TERTO ALVES  
!  
#####  
#####
```

```
FINISH ! Make sure we are at BEGIN level  
/CLEAR,NOSTART ! Clear model since no SAVE found  
~PARAIN,'IMPACTO','x_t',,SOLIDS,0,0  
/FACET,NORML  
/TITLE,Modelo de Elementos Finitos para simulação de impacto  
NUMMRG,ALL, , , ,
```

```
/PMETH,OFF,0  
KEYW,PR_SET,1  
KEYW,PR_STRUC,1  
KEYW,PR_THERM,0  
KEYW,PR_FLUID,0  
KEYW,PR_ELMAG,0  
KEYW,MAGNOD,0  
KEYW,MAGEDG,0  
KEYW,MAGHFE,0  
KEYW,MAGELC,0  
KEYW,PR_MULTI,0  
KEYW,PR_CFD,0  
KEYW, LSDYNA,1
```

! DADOS DE ENTRADA!

VulomeCutelo = 1.5971e-4

MassaCutelo = 48.3

DensidadeEquivalente = MassaCutelo / VulomeCutelo

VelocidadeInicial = 3.7

TamanhoElementoCutelo = 0.008

TamanhoElementoAluminio = 0.006

TempodeAnalise = 0.05

ModeloMaterial = 1       !1 - Plástico  
                              !2 - Visco-Elástico Dados do A356

!TIPO DE ELEMENTO !

ET,1,SOLID164       !Definição do tipo de elemento para ALUMINIO  
KEYOPT,1,1,2  
KEYOPT,1,5,0  
ET,2,SOLID164       !Definição do tipo de elemento para CUTELO

!PROPRIEDADES DO MATERIAL!

!Aluminio

\*if,ModeloMaterial,eq,1,then

MP,DENS,1,2750

MP,EX,1,69e9

MP,NUXY,1,0.33

TB,BISO,1,,,,

TBDAT,1,329e6

TBDAT,2,1e7

\*endif

\*if,ModeloMaterial,eq,2,then   !Dados do alumínio A356

MP,ex,1,75e9           ! Pa

MP,nuxy,1,.33         ! No units

MP,dens,1,2750        ! kg/m3

TB,PLAW,,,,4

TBDATA,1,1.002        ! k (MPa)

TBDATA,2,.7           ! m

TBDATA,3,.32         ! n

TBDATA,4,5.0         ! Initial strain rate (s-1)

\*endif

\*endif

!Cutelo - Material Rígido

EDMP,RIGI,2,6,7

MP,DENS,2,DensidadeEquivalente

MP,EX,2,210E9

MP,NUXY,2,0.33

## ! GERAÇÃO DA MALHA!

```

!Malha do corpo de prova
vsel,s,loc,y,0,0.1389250000      !Seleção do volume do corpo de prova
TYPE, 1
MAT, 1
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
ESIZE,TamanhoElementoAluminio,0,      !Tamanho do elemento
VSWEEP,ALL
ALLSEL

```

```

!Malha do cutelo
vsel,s,loc,y,0.138925,1000      !Seleção do volume do corpo de prova
TYPE, 2
MAT, 2
REAL,
ESYS, 0
SECNUM,
ESIZE,TamanhoElementoCutelo,0,      !Tamanho do elemento
VSWEEP,ALL
ALLSEL

```

```

/NUMBER,1
/PNUM,MAT,1
/REPLOT

```

## ! GERAÇÃO DAS PARTES!

```
EDPART,CREATE
```

## !CARREGAMENTO!

```

!1) Velocidade inicial
EDPV,VELO,2,0,-VelocidadeInicial,0,0,0,0,

```

```

!2) Engaste das bases do corpo de prova
NSEL,S,LOC,Y,0      !Seleção dos nós da base para
                    !fixação do corpo de prova
D,ALL,ALL
ALLSELL

```

```

!3) Aceleração da gravidade
ACEL,0,9.81

```

## !CONTATO!

```

ASEL,S,,52
ASEL,A,,57

```

```
ASEL,A,,64  
ASEL,A,,73  
NSLA,S,1  
CM,CONTATO,NODE
```

```
ASEL,S,,27  
ASEL,A,,30  
ASEL,A,,41  
ASEL,A,,48  
NSLA,S,1  
CM,TARGET,NODE
```

```
EDCGEN,NTS,CONTATO,TARGET,0.13,0.13,0,0,0,, , ,0,10000000,0,0  
!EDCGEN,STS,2,1,0.13,0.13,0,0,0,, , ,0,10000000,0,0
```

! SOLUÇÃO!

```
ALLSEL  
/SOL  
TIME,TempodeAnalise,  
solve
```



## MODELO NUMÉRICO UTILIZADO NO PROGRAMA ANSYS LS-DYNA

