

**MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO**  
**UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL**  
**PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA**

**ASPECTOS RELACIONADOS COM O IMPACTO SEMI-FRONTAL EM ÔNIBUS**  
**RODOVIÁRIO**

**por**

**Fábio Goedel**

**Dissertação para obtenção de Título de Mestre**  
**em Engenharia**

**Porto Alegre, janeiro de 2013**

**Aspectos relacionados com o impacto semi-frontal em ônibus rodoviário**

**por**

**Fábio Goedel**  
**Engenheiro Mecânico**

Dissertação submetida ao corpo docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de concentração: Mecânica dos sólidos

Orientador: Prof. Dr. Ignacio Iturrioz, PROMEC/UFRGS

Comissão de avaliação:

Prof. Dr. Armando Miguel Awruch – PPGEC/UFRGS

Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Junior – FEAR/UPF

Prof. Dr. Inácio Benvegno Morsch – PPGEC/UFRGS

Prof. Dr. Rogério José Marczak

Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 29 de janeiro de 2013

Para Daiane e Davi

## **AGRADECIMENTOS**

Agradeço a Deus.

Aos meus pais, Paulinho e Cereli, pelo apoio, incentivo, carinho e pelo exemplo que me deram, sempre me ensinando que através do trabalho e dedicação podemos atingir nossos objetivos e sonhos.

Aos meus irmãos, Fabrício, Geovana e Liziane, que sempre me apoiaram e incentivaram.

A minha família, Daiane e Davi, pela paciência, apoio e companheirismo durante essa jornada. Obrigado por estarem sempre ao meu lado.

Ao meu orientador, Prof. Dr. Ignácio Iturrioz, pela parceria, pela atenção e pelos ensinamentos compartilhados que contribuíram para a minha formação e conclusão desse trabalho. Obrigado por acreditar e me apoiar neste trabalho, e sempre que possível ajudando a solucionar problemas não só técnicos, mas também pessoais devido às dificuldades pela distância e tempo disponível.

Aos meus colegas Prof. Dr. Agenor Dias de Meira Jr. e Prof. Dr. Márcio Walber, pelos incentivos e apoio dedicado durante o desenvolvimento deste trabalho. Suas contribuições foram de suma importância e sou grato por isto.

Aos amigos pelo companheirismo e momento de diversão.

Enfim, agradeço a todos os professores e colegas de pós-graduação que contribuíram para a qualificação deste trabalho.

## RESUMO

O comportamento estrutural de veículos de transporte coletivo, quando submetido a eventos de impacto, é de grande relevância na engenharia automobilística, pois principalmente o ônibus, vem se tornando um dos meios de transporte de elevada importância, sendo que seu uso vem aumentando a cada ano. No entanto, as estruturas de ônibus que circulam nas estradas brasileiras não são capazes de resistir, sem causar danos aos passageiros, a eventos de impacto em acidentes, o que pode ser verificado em pesquisas divulgadas pela Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT) em 2007, que mostra a evolução de acidentes e vítimas envolvendo ônibus, que cada ano aumentam consideravelmente. Neste contexto, pretende-se desenvolver um absorvedor de impacto que aumente a capacidade de absorção da energia de impacto e evite a invasão da região de sobrevivência dos passageiros, e desta forma diminuindo o número de vítimas em acidentes. Serão abordados neste trabalho eventos de impacto semi-frontal, justificado pela gravidade dos acidentes desse tipo nas estradas, sendo este o tipo de acidente que deixa um maior número de vítimas, pois geralmente parte da estrutura lateral do ônibus é removida, expondo os passageiros no período de impacto. Esse efeito é conhecido como “Efeito Abridor de Latas”. O modelo numérico deste trabalho será formado por elementos unifilares, sendo a estrutura do ônibus formada por vigas flexíveis e/ ou rígidas, unidas através de juntas não lineares rotacionais e translacionais. A rigidez de cada junta não linear é obtida a partir de métodos analíticos que descrevem o comportamento do tubo de parede fina quando submetido a impacto.

*Palavras-chave: absorvedor de impacto; modelos simplificados; impacto semi-frontal; estudo paramétrico.*

## **ABSTRACT**

The structural behavior of transportation vehicles when subjected to events of impact is of great relevance in automotive engineering, mainly because the bus has become a highly important alternative means of transportation, and its use is increasing every year. However, the structures of the buses circulating on Brazilian roads are not able to withstand strong impact, without causing passengers' injury in events where accidents occur, which can be shown in surveys released by the National Transport Agency (ANTT) in 2007, presenting that the great incidence of accidents with victims involving buses is increasing considerably every year. In this context, the development of an impact absorber that had the capability to increase the impact energy absorption and prevent the invasion of part of bus on the region where passengers are located (reducing the number of fatalities in accidents) are the objectives of this work. In this work, a semi-frontal impact will be presented and studied due to the severity of such accident, as the side of the bus structure is removed, exposing the passengers during the impact. This is the effect known as "Can opener effect". The numerical model of this study will consist of a single-wire element, with a bus structure formed by flexible and/or rigid beams joined by nonlinear rotational and translational joints. The rigidity of each nonlinear joint is obtained by analytical methods describing the behavior of a thin-walled tube subjected to an impact force.

*Keywords:* impact absorber; simplified models; semi frontal impact; parametric study.

## INDICE

RESUMO .....	V
ABSTRACT .....	VI
INDICE .....	VII
LISTA DE TABELAS .....	XIV
LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS .....	XV
LISTA DE SÍMBOLOS .....	XVI
1 INTRODUÇÃO .....	1
1.1 RELEVÂNCIA DO TEMA PROPOSTO .....	1
1.2 OBJETIVOS .....	3
1.3 ESTRUTURA DO TRABALHO .....	3
2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA .....	5
2.1 COMPORTAMENTO MECÂNICO DOS MATERIAIS.....	5
2.1.1 Ensaio de tração .....	5
2.2 PROBLEMAS NÃO LINEARES NA MECÂNICA DOS SÓLIDOS .....	6
2.2.1 Não linearidade geométrica.....	7
2.2.2 Não linearidade do material .....	7
2.2.2.1 Fluxo plástico .....	8
2.2.2.2 Plasticidade dependente da taxa de deformação .....	9
2.2.2.3 Equação constitutiva de Cowper e Symonds .....	10
2.3 SOLUÇÃO DE PROBLEMAS DINÂMICOS .....	11
2.3.1 Integração direta no tempo .....	13
2.3.1.1 Análise explícita: Método das diferenças centrais .....	14
2.4 DESCRIÇÃO DA ESTRUTURA DO ÔNIBUS.....	15
3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	19
3.1 TUBOS DE PAREDE FINA: FORMAS DE COLAPSO .....	19
3.2 MODELOS SIMPLIFICADOS .....	21
3.2.1 Modelo simplificado de Abramowicz .....	22
3.2.2 Modelo simplificado de Ambrósio.....	26
4 METODOLOGIA .....	27

4.1	METODOLOGIA PARA OBTENÇÃO DE CURVAS FORÇA VS DESLOCAMENTO E MOMENTO VS ROTAÇÃO.....	27
4.1.1	Determinação de curvas características com interação entre compressão e flexão ..	27
4.2	MODELOS SIMPLIFICADOS UTILIZANDO ESTRUTURAS DE VIGAS COM JUNTAS TRANSLACIONAIS E ESFÉRICAS (DIAS DE MEIRA JR., 2010).....	44
4.2.1	Metodologia para implementação do modelo simplificado utilizando o MAR.....	49
4.3	METODOLOGIA DE AVALIAÇÃO DE ESTRUTURAS DE ÔNIBUS SUBMETIDAS A IMPACTO .....	51
5	APLICAÇÕES PRELIMINARES .....	52
5.1	APLICAÇÃO 1: ENSAIO DE TRAÇÃO .....	52
5.2	EXEMPLO 2: IMPACTO DE UM TUBO EM FORMA DE “S” .....	58
5.3	EXEMPLO 3: IMPACTO DE UM ABSORVEDOR DE IMPACTO “END UNDERFRAME” .....	62
5.3.1	Etapa 1: Localização das Rótulas Plásticas.....	63
5.3.2	Etapas 2, 3 e 4: MAR .....	66
6	IMPACTO SEMI-FRONTAL DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO CONTRA UMA PAREDE RÍGIDA .....	70
6.1	CALIBRAÇÃO DO MODELO NUMÉRICO DO ÔNIBUS PROPOSTA POR DIAS DE MEIRA JR. (2010)	71
6.2	ESTUDO PARAMÉTRICO DAS CONDIÇÕES DE CONTORNO .....	72
6.2.1	Estudo paramétrico do ângulo formado entre os veículos .....	75
6.2.2	Estudo paramétrico do ângulo da parede rígida.....	79
6.2.3	Estudo paramétrico da velocidade inicial do veículo.....	81
6.2.4	Estudo paramétrico do offset da parede rígida.....	83
6.3	SIMULAÇÃO DO ACIDENTE DA RODOVIA BR 386 .....	84
6.3.1	Estudo inicial do acidente .....	85
6.3.2	Estudo do parâmetro $\theta v$ .....	88
6.3.3	Estudo do parâmetro $V_i$ .....	89
7	DESENVOLVIMENTO DE ABSORVEDOR DE IMPACTO.....	91
7.1	ESTÁGIO DE DEFINIÇÃO .....	91
7.2	ESTÁGIO DE PRÉ-PROJETO .....	93
7.3	ESTÁGIO DO PROJETO DETALHADO .....	96
7.3.1	Avaliação da estrutura do ônibus com absorvedor de impacto proposto.....	96
7.3.1.1	Cenário 1 .....	98



7.3.1.2	Cenário 2 .....	99
7.3.1.3	Cenário 3 .....	100
7.3.2	Avaliação do limite de eficiência do absorvedor proposto .....	101
8	CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS .....	104
9	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....	107
ANEXO A – ALGORITMO DE IMPLEMENTAÇÃO DO MÉTODO DO ÂNGULO REAL (MAR) .....		111
ANEXO B – ALGORITMO DE GERAÇÃO DE CURVAS CONSIDERANDO TAXA DE DEFORMAÇÃO .....		115
ANEXO C – CÓDIGO DO LS-DYNA COM COMANDOS (APLICAÇÃO DA SEÇÃO 5.2) .....		127
ANEXO D – CÓDIGO DO LS-DYNA (JUNTAS.K) COM COMANDO DE GERAÇÃO DAS JUNTAS (APLICAÇÃO DA SEÇÃO 5.2).....		132

## LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – a) Acidente ônibus na Av. Raposo Tavares (SP/BR) e b) acidente na BR 230, KM 463 (PB/BR).....	2
Figura 2.1 – (a) Corpo de prova para ensaio de tração e (b) Equipamento para ensaio de tração ..	6
Figura 2.2 - Testes dinâmicos uniaxiais de tração para o aço doce para diversas taxas de deformação plástica.....	10
Figura 2.3 – Modelo simples de um sistema não conservativo. (a) Mola e amortecedor em paralelo e (b) Mola e amortecedor em série .....	11
Figura 2.4 – Carroceria.....	16
Figura 2.5 – Chassi.....	17
Figura 2.6 - Carroceria montada no chassi.....	17
Figura 2.7 – Detalhe da parte dianteira do chassi .....	18
Figura 2.8 - Isométrica da parte dianteira do modelo do ônibus.....	18
Figura 2.9 - Detalhes da carroceria .....	19
Figura 3.1 - Forma de amassamento (crushing) de uma seção de caixa .....	21
Figura 3.2 - Forma de amassamento por flexão de uma seção de caixa .....	21
Figura 3.3 - Colapso progressivo de uma coluna apropriadamente preparada com mecanismos de acionamento .....	23
Figura 3.4 – Superfolding Element (SE) em uma coluna hexagonal. ....	23
Figura 3.5 - Célula deformável representando um único nível de dobra plástica em uma coluna prismática amassada progressivamente.....	24
Figura 3.6 - Vários modos de deformação de um nível de dobras para um tubo quadrado prismático sujeito a diferentes histórias de carregamento. O modo simétrico (b) corresponde ao processo de amassamento axial progressivo. ....	24
Figura 3.7 - Modelo de um absorvedor de impacto tipo “S”. ....	25
Figura 3.8 - Comparação dos cálculos analíticos com resultados experimentais. ....	25
Figura 3.9 – Modelo de absorvedor de impacto utilizando rótulas plásticas. ....	26
Figura 4.1 – Comportamento elasto-plástico .....	28
Figura 4.2 - Configuração do modelo .....	29
Figura 4.3 - Tensão de fluxo equivalente a energia .....	31
Figura 4.4 - Vetor deslocamento e local de escoamento adimensional .....	32
Figura 4.5 - Relação entre a taxa de translação e rotação e formas deformadas para (a) $\varphi = 0^\circ$ , (b) $\varphi = 15^\circ$ , (c) $\varphi = 60^\circ$ e (d) $\varphi = 90^\circ$ .....	32

Figura 4.6 – Deslocamentos das molas. ....	33
Figura 4.7 - Curvas Força <i>Versus</i> Deslocamento para Tubo 40x40x1.0 mm. ....	37
Figura 4.8 - Curvas Momento <i>Versus</i> Rotação para Tubo 40x40x1.0 mm.....	37
Figura 4.9 - Força máxima adimensionalizada <i>Versus</i> ângulo $\varphi$ . ....	38
Figura 4.10 - Curva de momento máximo adimensionalizado <i>Versus</i> ângulo $\varphi$ . ....	40
Figura 4.11- Curvas de Força x Deslocamento para tubo 60x60x2.0mm, a) $\varphi=0.0^\circ$ e b) $\varphi=30^\circ$ ..	43
Figura 4.12 - Curvas de Força x Deslocamento para tubo 60x60x2.0mm, a) $\varphi=60^\circ$ e b) $\varphi=38.45^\circ$ . .....	43
Figura 4.13 - Curvas de Momento x Rotação para tubo 60x60x2.0 mm, a) $\varphi=90^\circ$ e b) $\varphi=60^\circ$ . ...	44
Figura 4.14 - Curvas de Momento x Rotação para tubo 60x60x2.0 mm, a) $\varphi=30^\circ$ e b) $\varphi=38.45^\circ$ . .....	44
Figura 4.15 - Junta translacional .....	45
Figura 4.16 - Junta translacional (a) Estrutura indeformada; (b) Esquema; (c) Estrutura deformada.....	45
Figura 4.17 - Comparação da relação Força axial aplicada $F$ vs Deslocamento axial $d$ .....	46
Figura 4.18 - Modelo simplificado de viga impactando contra obstáculo rígido (a) Vista frontal; (b) Esquema; (c) Deformada; (d) Junta esférica. ....	46
Figura 4.19 - Comparação da relação Momento $V$ s Rotação. ....	47
Figura 4.20 - Modelo de casca e modelo simplificado (a) Casca; (b) Simplificado estilo unifilar; (c) Simplificado estilo prisma tridimensional .....	48
Figura 4.21 - Comparação curvas Força $V$ s Deslocamento .....	49
Figura 4.22 - Comparação curvas Momento $V$ s Rotação.....	49
Figura 5.1 - Corpo de prova utilizado na simulação baseado na norma ASTM E8/E8M.....	53
Figura 5.2 – Malha de elementos finitos do corpo de prova. ....	53
Figura 5.3 - Curva Tensão x Deformação aço NBR 7008 ZAR 230 .....	55
Figura 5.4 – Gráfico Tensão $V$ s Deformação para material Elasto-Plástico com endurecimento bi-linear. ....	56
Figura 5.5 – Gráfico Tensão $V$ s Deformação para material Elasto-Plástico com endurecimento não linear. ....	57
Figura 5.6 – Curva Tensão $V$ s Deformação para o Estudo 2, onde (A) Tensão de escoamento, (B) Tensão última e (C) Ruptura do material. ....	58
Figura 5.7 – (a) Dimensões da estrutura, (b) modelo simplificado e (c) MEF. ....	59
Figura 5.8 – Comparação das deformadas por (a) MEF e (b) Simplificado. ....	60
Figura 5.9 – Comparação da Força versus Deslocamento por MEF e modelo simplificado. ....	61

Figura 5.10 – (a) Dimensões do absorvedor tipo <i>End Underframe</i> e (b) numeração dos nós. ....	63
Figura 5.11 – Modelo de MEF com elementos de casca. ....	64
Figura 5.12 – Deformada e posição de rótulas plásticas pelo (a) Modelo do Mastan2 e (b) MEF utilizando elementos de casca. ....	65
Figura 5.13 – Comparação dos resultados do Mastan2 e LS-Dyna. ....	66
Figura 5.14 – Passos para a implementação do MAR.....	67
Figura 5.15 – Modelo simplificado de Vigas.....	68
Figura 5.16 – Deformada da estrutura por (a) MEF e (b) do modelo simplificado. ....	68
Figura 5.17 – Curvas Força de reação na parede Vs Deslocamento para comparação entre MEF e MAR (considerando a sensibilidade à taxa de deformação). ....	69
Figura 6.1 – Localização do absorvedor de impacto a ser desenvolvido. ....	70
Figura 6.2 – Dimensões do modelo ônibus utilizado. ....	70
Figura 6.3 – Representação das variáveis envolvidas no estudo.....	72
Figura 6.4 – Representação da relação $L1/L2$ para os dois casos de falha. (a) Modo I - Efeito abridor de latas e (b) Modo II - Falha concentrada na região frontal.....	73
Figura 6.5 – Representação do ângulo formado entre os dois veículos. ....	75
Figura 6.6 – Influência da velocidade transversal ( $V_t$ ). ....	76
Figura 6.7 - Deformadas para estudos da velocidade transversal. ....	76
Figura 6.8 – Influência do ângulo da parede rígida.....	79
Figura 6.9 – Deformadas para estudos do ângulo da parede rígida. ....	80
Figura 6.10 – Influência da velocidade inicial do veículo ( $V_i$ ).....	82
Figura 6.11 - Deformadas para estudos da velocidade inicial do veículo.....	82
Figura 6.12 – Influência do <i>offset</i> da parede rígida.....	83
Figura 6.13 - Deformadas para estudos do <i>offset</i> da parede rígida.....	84
Figura 6.14 – Acidente com efeito abridor de latas BR 386. ....	84
Figura 6.15 – Sítio de colisão acidente BR 386 .....	85
Figura 6.16 – Esquema da simulação de impacto lateral entre ônibus e parede rígida.....	85
Figura 6.17 – Sequência de resultados do evento de impacto. ....	86
Figura 6.18 – Comparação quantitativa das deformadas do a) ônibus do acidente e b) do modelo simplificado.....	87
Figura 6.19 – Influência do ângulo formado entre os veículos $\theta v$ . ....	88
Figura 6.20 – Influência da velocidade do caminhão nos resultados.....	89
Figura 6.21 – Comparação quantitativa das deformadas do a) ônibus do acidente e b) do modelo simplificado.....	90

Figura 7.1 – Estrutura dianteira original a ser reprojetaada. ....	92
Figura 7.2 – Croqui do componente original e do modificada. ....	92
Figura 7.3 – Demonstração do princípio de funcionamento do absorvedor. ....	93
Figura 7.4 – Estudo preliminar com MEF (Casca). ....	94
Figura 7.5 – Principais dimensões do absorvedor proposto. ....	94
Figura 7.6 – Modelo simplificado do absorvedor de impacto. ....	95
Figura 7.7 – Estágios de funcionamento do absorvedor proposto. ....	96
Figura 7.8 – Estrutura do ônibus com absorvedor de impacto proposto. ....	97
Figura 7.9 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada. ....	98
Figura 7.10 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada. ....	99
Figura 7.11 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada. ....	101
Figura 7.12 – Resultados da avaliação da velocidade inicial crítica. ....	102
Figura 7.13 – Deformada final da estrutura modificada para a velocidade de 80 km/h. ....	103

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 - Evolução de acidentes.....	2
Tabela 4.1 - Largura efetiva e coeficientes de flambagem local para elementos AA.....	41
Tabela 5.1 – Principais considerações aplicadas nos exemplos.....	54
Tabela 5.2 – Propriedades do material NBR 7008 ZAR 230.....	54
Tabela 5.3 – Apresentação dos resultados referentes aos Estudos 1, 2, 3, 4 e 5.....	56
Tabela 5.4 - Apresentação dos resultados referentes aos Estudos 6, 7, 8, 9 e 10.....	57
Tabela 5.5 – Ângulos obtidos para as juntas esféricas.....	60
Tabela 6.1 – Parâmetros utilizados e resultados obtidos no estudo paramétrico.....	74
Tabela 6.2 – Avaliação de acidentes reais.....	78
Tabela 6.3 - Condições de contorno.....	86
Tabela 6.4 - Condições de contorno.....	88
Tabela 6.5 - Condições de contorno utilizadas.....	89
Tabela 6.6 – Cenário final obtido numericamente.....	90
Tabela 7.1 – Condições de impacto para verificação do absorvedor proposto.....	98
Tabela 7.2 – Resultados obtidos para cenário 1.....	99
Tabela 7.3 – Resultados obtidos para o cenário 2.....	100
Tabela 7.4 – Resultados obtidos para o cenário 3.....	101
Tabela 7.5 – Condições de contorno usadas na estudo da velocidade inicial ( $V_i$ ).....	102

## LISTA DE SIGLAS E ABREVIATURAS

ANTT	Agência Nacional de Transportes Terrestres
CFL	Condição de Courant-Friedrichs-Levy
CNT	Confederação Nacional de Transporte
CPU	Central Processing Unit
CS	Cowper-Symonds
E	Elemento Finito Elástico
EP	Elasto-Plástico
GA	Genetic Algorithm
MAR	Método do Ângulo Real
MAT	Método do Ângulo Transição
MEF	Método dos Elementos Finitos
npt	Número de pontos para gerar as curvas características dos tubos
R	Elemento Finito Rígido
RAM	Random Access Memory
SBE	Superbeam Element
SE	Superfolding element
TRC	Transport Research Center

## LISTA DE SÍMBOLOS

$a$	Aceleração ou desaceleração, $m/s^2$
$a_v$	Aceleração média, $m/s^2$
$A$	Área da seção transversal do tubo, $mm^2$
$b$	Largura da coluna quadrada, mm
$b_{eff}$	Comprimento de largura efetiva do tubo, mm
$b_t$	Comprimento da largura do tubo tracionada, mm
$C$	Matriz de Amortecimento
$C_{crit}$	Amortecimento critico
$C_I$	Constante de plastificação corrigido
$d$	Deslocamento axial do tubo, m
$D$	Constante do material da equação de Cowper-Symonds
$E$	Módulo de elasticidade longitudinal, $N/mm^2$
$E_{tan}$	Módulo tangente, $N/mm^2$
$f_{min}$	Força mínima desenvolvida na seção, N
$f_1$	Força desenvolvida na seção em 1 (compressão), N
$f_2$	Força desenvolvida na seção em 2 (tração ou compressão), N
$F$	Força total desenvolvida na seção, N
$F_{max}$	Força máxima desenvolvida na seção, N
$F_i$	Forças internas incluídas as forças restitutivas e as dissipativas
$F_{ext}$	Forças externas
$g$	Aceleração da gravidade, $m/s^2$
$H$	Metade do comprimento da onda de amassamento plástico, mm
$K$	Matriz de rigidez
$M$	Matriz de massa; Momento fletor, Nm
$M_{max}$	Momento máximo desenvolvido na seção, N.mm
$M_{p1}$	Momento plástico total em flexão pura corrigido por unidade de comprimento, Nm/m
$N$	Força axial, N
$q$	Constante do material da equação de Cowper-Symonds
$t$	Espessura da parede do tubo, mm
$T$	Duração do pulso no momento do impacto, s
$u_z$	Deslocamento na direção z, mm



$\dot{u}_z$	Taxa de deslocamento na direção z , mm/s
$v$	Velocidade de deslocamento num instante qualquer, mm/s
$w$	Velocidade de rotação num instante qualquer, rad/s
$V$	Velocidade, m/s; Volume, m <sup>3</sup>
$\ddot{U}$	Vetor aceleração, m/s <sup>2</sup>
$\dot{U}$	Vetor velocidade, m/s
$\dot{U}_0$	Vetor velocidade iniciais, m/s
$U$	Vetor deslocamento, m
$T_{min}$	Período de vibração mínimo
$V(t)$	Velocidade do projétil que atinge a parede rígida, m/s
$\gamma$	Densidade, kg/m <sup>3</sup>
$\delta_t$	Deslocamento total, mm
$\delta_1$	Deslocamento mola em compressão, mm
$\delta_2$	Deslocamento mola em compressão ou tração, mm
$\varepsilon$	Deformação específica
$\dot{\varepsilon}$	Taxa de deformação, s <sup>-1</sup>
$\varepsilon_1$	Deformação específica corrigida
$\varepsilon_f$	Deformação específica correspondente ao final do evento
$\eta$	Razão adimensional da velocidade rotacional $\dot{\theta}$ e a velocidade translacional $\dot{u}_z$
$\theta$	Rotação da seção transversal, rad
$\dot{\theta}$	Velocidade de rotação, rad/s
$\lambda_p$	Índice de esbeltez reduzido do elemento
$\nu$	Coefficiente de Poisson
$\sigma_1$	Tensão característica, tensão principal, tensão corrigida, N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_y, \sigma_f$	Tensão inicial de escoamento, N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_u$	Tensão última, N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_0'$	Tensão de fluxo dinâmico, N/mm <sup>2</sup>
$\sigma_0$	Tensão de fluxo plástico, N/mm <sup>2</sup>
$\varphi$	Ângulo entre o vetor taxa de deformação e o eixo n do local de escoamento adimensionalizado

$\omega$       Frequência natural quando o amortecimento está ausente  
 $\omega_d$     Frequência natural  
 $\omega_{max}$    Frequência circular natural mais alta

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Relevância do tema proposto

O transporte rodoviário no Brasil, principalmente com ônibus, é um dos principais meios de transporte, num país que tem dimensões continentais. Devido ao aumento da frota de veículos circulando nas estradas e as condições das mesmas, nota-se através de pesquisas, que o número de acidentes e vítimas vem crescendo a cada ano.

Segundo dados fornecidos em pesquisas divulgadas pela Confederação Nacional de Transporte (CNT) em 2011, 88.3% (81.939 km) da extensão de estradas pesquisadas são de pista simples de mão-dupla, sendo que 42.1% (39.001 km) da extensão pesquisada não possui acostamento. Estes fatos, juntamente com outros problemas como, por exemplo, sinalização, buracos, erros humanos, tornam as estradas bastante perigosas, criando um cenário propício para o aumento do número de acidentes.

Os tipos de acidentes envolvendo ônibus, geralmente são de colisão frontal, traseira, semi-frontal (abridor de latas) e tombamento, sendo que os acidentes mais graves registrados são em colisão frontal e semi-frontal, conforme mostrado na Figura 1.1. Acidentes graves que causam mortes e deixam feridos, estão ocorrendo com grande frequência nas estradas brasileiras, mostrando a relevância do assunto, indicando a necessidade de regulamentação e melhoria no desenvolvimento de estruturas de carrocerias de ônibus, que tenham melhor capacidade de absorção de impacto e que evitem a invasão da cabine de passageiros e a geração de desacelerações muito elevadas, às quais o ocupante possa ser exposto.

Citam-se dois exemplos recentes que permitem salientar a procedência do estudo aqui proposto:

(i) O jornal *Folha* (07/01/2012) relatou o caso de um choque semi-frontal de um ônibus contra uma carreta que provocou sete mortes e quinze feridos. O acidente ocorreu na BR 230, KM 463, no estado da Paraíba no Brasil, conforme Figura 1.1 (b).

(ii) O jornal *Folha* (23/01/2006) relatou um dos acidentes mais graves já ocorridos no Brasil, no qual morreram 32 pessoas e 21 ficaram feridas. Os dois veículos colidiram frontalmente num trecho conhecido como ‘corredor da morte’. O choque foi tão violento que um dos ônibus entrou até a metade do outro veículo. Todos os passageiros que estavam na primeira metade morreram. Com a batida, as poltronas foram jogadas para frente, prensando os passageiros. Todos os feridos tiveram fraturas pelo corpo. A Figura 1.1 (a) mostra a estrutura do ônibus após o acidente.



**Figura 1.1 – a) Acidente ônibus na Av. Raposo Tavares (SP/BR) e b) acidente na BR 230, KM 463 (PB/BR) (Fonte: *Jornal Estado de São Paulo e Jornal Folha do Sertão*)**

Segundo dados fornecidos pelo último anuário estatístico disponibilizado em 2008, da Agência Nacional de Transportes Terrestres (ANTT), em 2007 a quantidade de empresas que fornecem o transporte por ônibus no Brasil é de 197, e os veículos do tipo ônibus que trafegam nas estradas brasileiras chegam a 13.907. A Tabela 1.1 mostra a evolução dos acidentes ocorridos em linhas interestaduais e internacionais de passageiros no Brasil, no período de 2004 a 2007.

**Tabela 1.1 - Evolução de acidentes (Fonte: ANTT, 2007).**

<b>Ano</b>	<b>2004</b>	<b>2005</b>	<b>2006</b>	<b>2007</b>
Nº vítimas mortas	225	173	201	288
Nº vítimas feridas	1.109	1.014	1.032	1.687
Nº total de vítimas	1.334	1.187	1.233	1.975
Taxa de mortalidade <sup>a</sup>	0,16	0,14	0,16	0,14
Nº total de acidentes	371	358	567	632
Índice de acidentes <sup>b</sup>	0,25	0,24	0,43	0,47

a - Taxa de mortalidade - nº de vítimas mortas/nº total de vítimas.

b - Índice de acidentes - total de acidentes/distância percorrida pela frota (10<sup>6</sup>).

A motivação deste trabalho é chamar a atenção de órgãos envolvidos e fabricantes de ônibus, para a importância de implementação de normas relativas à segurança dos passageiros e motoristas, que estabeleçam os procedimentos para os ensaios ou análises estruturais, tais como a proposta por Dias de Meira Jr. (2010), para melhorar efetivamente a segurança do transporte de

passageiros. A metodologia de projeto de absorvedores utilizada neste trabalho tem o objetivo de disponibilizar aos engenheiros projetistas de estruturas de ônibus uma nova ferramenta que facilite e auxilie na tomada de decisões, quando o aspecto é absorção de impacto, garantindo um projeto otimizado, do ponto de vista de segurança, competitividade e qualidade, com esforço computacional reduzido, e conseqüentemente resposta mais rápida.

## **1.2 Objetivos**

O objetivo geral deste trabalho é a aplicação de modelos numéricos, formados por vigas e juntas translacionais e esféricas, como ferramenta para desenvolver melhorias na estrutura de ônibus interurbanos em acidentes com impacto semi-frontal.

Como objetivos específicos propõem-se:

- (a) Fazer um estudo paramétrico das condições de contorno que estão envolvidas na simulação de acidentes de impacto semi-frontal.
- (b) Simular um acidente real de impacto semi-frontal com objetivo de calibrar o modelo numérico de vigas utilizado para as análises.
- (c) Desenvolver o pré-projeto de um absorvedor de impacto para melhorar a capacidade de absorção de impacto da estrutura do ônibus em condições de impacto semi-frontal.

## **1.3 Estrutura do trabalho**

No Capítulo 2 apresentam-se os fundamentos teóricos gerais necessários para o desenvolvimento deste trabalho, tratando de aspectos como comportamento mecânico dos materiais, problemas não lineares na mecânica dos sólidos, solução de problemas dinâmicos e uma descrição dos componentes estruturais de um ônibus.

No Capítulo 3 apresenta-se uma revisão sobre tubos de paredes finas e suas formas de colapso e principais trabalhos desenvolvidos que usam a metodologia de modelos substitutos simplificados.

No Capítulo 4 apresenta-se a metodologia utilizada neste trabalho. Inicialmente apresenta-se a metodologia para implementação do modelo simplificado proposto por Dias de Meira Jr. (2010), que utiliza um modelo formado por vigas unidas por juntas translacionais e esféricas não lineares. Apresenta-se também, a metodologia para obtenção das curvas

características que representam a relação Força *Versus* Deslocamento para juntas translacionais e Momento *Versus* Rotação para as juntas esféricas. Posteriormente apresenta-se a metodologia de avaliação de estruturas de ônibus submetidas a impacto.

No Capítulo 5 apresentam-se aplicações com a finalidade de ilustrar e desenvolver os conhecimentos estudados nos Capítulos 2, 3 e 4. Inicialmente é apresentada uma simulação de um ensaio de tração para um corpo de prova padrão, com a finalidade de estudar o comportamento das relações constitutivas que estão implementadas no software Ls-Dyna quanto à sensibilidade à taxa de deformação. Posteriormente são avaliadas as seguintes situações: Impacto de um tubo em forma de “S” e impacto de um absorvedor do tipo “*End Underframe*” usado em vagões de trem, utilizando as curvas Força *Versus* Deslocamento e Momento *Versus* Rotação para simular os tubos.

No Capítulo 6 apresenta-se um estudo paramétrico das condições de contorno envolvidas nas simulações de acidentes, que serão estudadas nesta dissertação com a finalidade de verificar separadamente, a influência dessas condições no evento de impacto, para definir as condições de contorno que serão utilizadas nas análises de desenvolvimento do absorvedor de impacto. Ao final do capítulo, apresenta-se a simulação de um acidente que ocorreu na BR 386, a fim de verificar e calibrar as condições de contorno e o modelo numérico.

No Capítulo 7 apresenta-se o desenvolvimento do pré-projeto de um absorvedor de impacto para colisão semi-frontal, sendo analisadas três hipóteses que foram selecionadas baseando-se no estudo realizado no Capítulo 6. A estrutura do ônibus com o absorvedor proposto foi submetida a impacto semi-frontal e após a estrutura original sem absorvedor foi submetida à mesma condição, a fim de verificar a eficiência do absorvedor proposto. Neste capítulo também foi verificada a velocidade crítica, para a qual o absorvedor proposto perdeu sua função e a estrutura modificada volta a se comportar como a estrutura original.

No Capítulo 8 são apresentadas as conclusões e sugestões para trabalhos futuros.

## **2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA**

### **2.1 Comportamento mecânico dos materiais**

No projeto estrutural um dos primeiros aspectos a serem considerados é o nível de tensão que leva o material à falha ou colapso, sendo esse parâmetro relevante, tanto em problemas estáticos como para problemas dinâmicos. Um dos ensaios mais simples para a determinação dessa propriedade é o ensaio de tração, que proporciona avaliar a tensão que leva o material à falha ou colapso, bem como outras propriedades mecânicas, como por exemplo, a ductilidade, tenacidade e módulo de elasticidade.

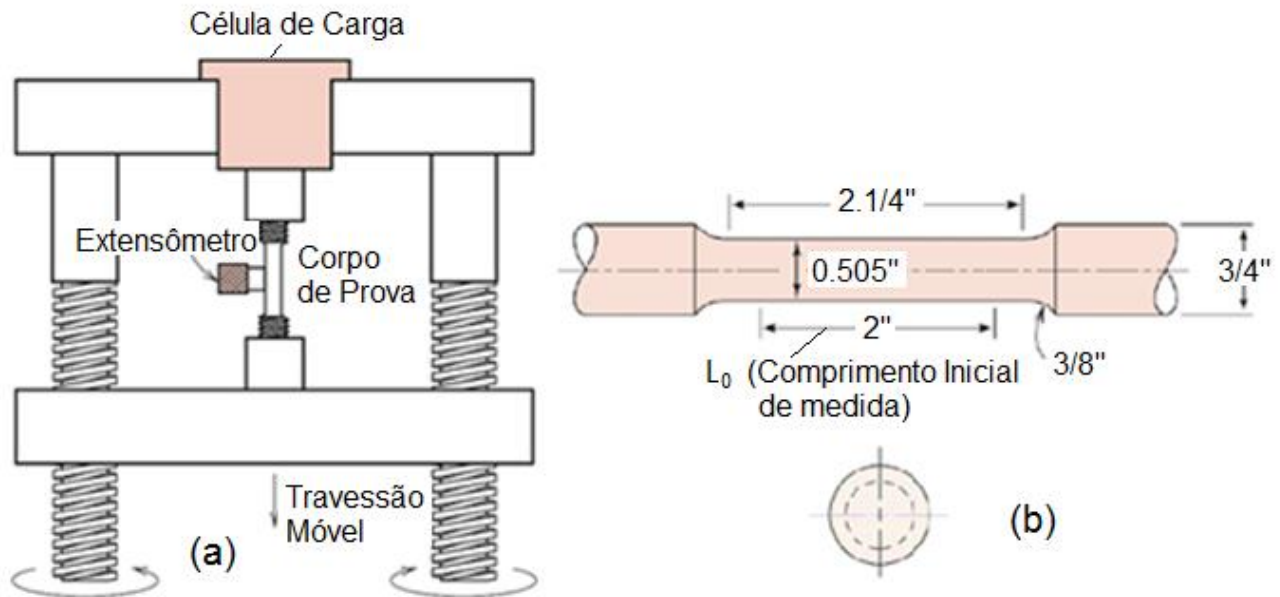
Na Seção 5.1 são apresentadas simulações numéricas do ensaio de tração, com auxílio do software comercial LS-Dyna (1998), para estudar o comportamento do material NBR 7008 ZAR230 quando submetido a diferentes taxas de deformação e verificar o comportamento da relação constitutiva de Cowper e Symonds (1957) apud Jones (2001b) com relação à tensão de escoamento do material. A relação constitutiva de Cowper-Symonds é apresentada na Seção 2.2.2.3.

#### **2.1.1 Ensaio de tração**

O ensaio de tração consiste em aplicar uma força de tração constantemente crescente, coincidente com eixo do corpo de prova, medindo-se simultaneamente, durante o ensaio, a força aplicada instantaneamente e o alongamento resultante que o corpo de prova apresenta.

Na Figura 2.1 apresentam-se um corpo de prova padrão e o esquema do equipamento para ensaio de tração. O equipamento é projetado para alongar o corpo de prova a uma taxa constante. Nos estudos que serão mostrados mais adiante com simulações numéricas, o corpo de prova será submetido a diferentes taxas de deformação, pois o critério de deformação que governa o fluxo plástico para alguns materiais, é sensível à taxa de deformação  $\dot{\epsilon}$ . Os materiais envolvidos neste trabalho são aços com baixo teor de carbono, sendo altamente sensíveis à taxa de deformação, por isso a importância do estudo de sua influência, que se manifesta na forma de aumento de resistência na estrutura (Jones, 2001b).

As principais propriedades mecânicas que se obtêm de um ensaio de tração são a resistência ao escoamento e o limite de resistência à tração.



**Figura 2.1 – (a) Corpo de prova para ensaio de tração e (b) Equipamento para ensaio de tração (Fonte: Callister, 2008).**

## 2.2 Problemas não lineares na mecânica dos sólidos

A formulação básica empregada na solução de problemas lineares em mecânica dos sólidos, a partir de considerações que o material tenha um comportamento linear e homogêneo, e as deformações aplicadas sejam suficientemente pequenas, permite que sejam realizadas algumas simplificações que tornam o problema um sistema linear. Porém em casos onde se tem grandes deformações ou que as propriedades do material sofram variações, como pode ocorrer em um estudo de impacto, por exemplo, é necessário utilizar conceitos de não linearidades.

Um problema estrutural é não linear, se a matriz de rigidez ou o vetor de cargas é dependente dos deslocamentos. As não linearidades podem ser divididas em geométrica e/ou material.

Em problemas lineares, pode-se partir da configuração indeformada diretamente para a deformada final, não sendo importante o caminho da deformação. Já em problemas não lineares, o caminho da deformação, isto é, a maneira como a estrutura se deforma até atingir sua configuração final, deve ser determinada. Para isso, uma formulação em taxas para as relações constitutivas é empregada.



### 2.2.1 Não linearidade geométrica

Não linearidade geométrica refere-se à mudança na geometria que ocorre à medida que a estrutura se deforma, ou seja, a matriz de rigidez é função dos deslocamentos. A rigidez muda porque a forma da estrutura muda, sendo esta mudança considerável (Mcguire, 2000). Não linearidades geométricas podem ser do tipo:

a) Grandes deformações, onde se assume que as deformações são finitas. Deflexões e rotações podem ser arbitrariamente grandes.

b) Grandes rotações, onde se assume que as rotações são grandes, mas as deformações mecânicas (aquelas que causam tensões) são calculadas utilizando-se expressões lineares.

c) Enrijecimento/enfraquecimento por tensão, onde se assume que ambas, as deformações e rotações, são pequenas. Também chamado de enrijecimento geométrico, ou enrijecimento incremental, ou enrijecimento por tensão inicial, sendo o enrijecimento (ou enfraquecimento) de uma estrutura devido ao seu estado de tensões. Esse efeito de enrijecimento normalmente precisa ser considerado para estruturas delgadas com rigidez à flexão muito pequena, quando comparado à rigidez axial, tais como cabos, vigas esbeltas e cascas.

### 2.2.2 Não linearidade do material

As não linearidades do material são devidas ao relacionamento não linear entre tensão e deformação, isto é, a tensão é uma função não linear da deformação (Mcguire, 2000). O relacionamento é também dependente da trajetória (exceto para o caso de elasticidade não linear), de forma que a tensão depende também da história das deformações, bem como da própria deformação. Existem muitos tipos de não linearidades materiais, tais como:

(a) Plasticidade independente de taxa de deformação, que é caracterizada pela deformação instantânea e irreversível que ocorre no material.

b) Plasticidade dependente da taxa de deformação ou visco-plasticidade, onde as deformações plásticas se desenvolvem sobre um intervalo de tempo.

Na seção 2.2.2.2 será apresentado com maiores detalhes o item (b), plasticidade dependente da taxa de deformação, juntamente com a lei constitutiva empregada neste trabalho.

### 2.2.2.1 Fluxo plástico

A deformação plástica de um sólido dúctil pode variar com a distribuição de tensões, história de carregamento prévio, temperatura e taxa de deformação. Adicionalmente, para um dado carregamento global, a deformação pode ser distribuída uniformemente ou não. Assim, duas formas de aproximação são necessárias: uma que utiliza as deformações médias e outra com concentrações locais de deformações.

O processo de deformação plástica é chamado de fluxo plástico. A tensão para a qual o fluxo plástico ocorre é chamado de tensão de fluxo. Em alguns materiais as tensões de fluxo, para baixas taxas de deformação, permanecem substancialmente constantes, apesar da deformação, mas em outros o encruamento por deformação ocorre e a tensão de fluxo aumenta com o aumento da deformação. Geralmente modelos utilizados de materiais plásticos ideais incorporam cinco suposições básicas (Macaulay, 1987):

- 1) O escoamento ocorre bruscamente, e assim o surgimento do fluxo plástico é claramente definido.
- 2) Tração e compressão são idênticas, a não ser pela mudança de sinal.
- 3) O material é isotrópico com propriedades idênticas em todas as direções.
- 4) A curva tensão-deformação pode ser aproximada por poucas linhas retas.
- 5) O material é incompressível.

A última dessas considerações simplifica consideravelmente a análise em três dimensões e, exceto em altas taxas de deformação ou pressões, a compressibilidade do sólido é tão pequena que pode ser negligenciada. Assim a deformação plástica pode usualmente ser considerada como sendo inteiramente distorcional e, conseqüentemente, a deformação volumétrica pode ser ignorada.

Deformação plástica é um processo de escoamento contínuo, sendo frequentemente mais conveniente considerar mudanças incrementais de deformação em vez de deformação total a partir de uma deformação inicial. Em estudos de impacto a taxa de deformação  $\dot{\epsilon}$  é expressa pela Equação (2.1) (Macaulay, 1987):

$$\dot{\epsilon} = \frac{d\epsilon}{dt} \quad (2.1)$$

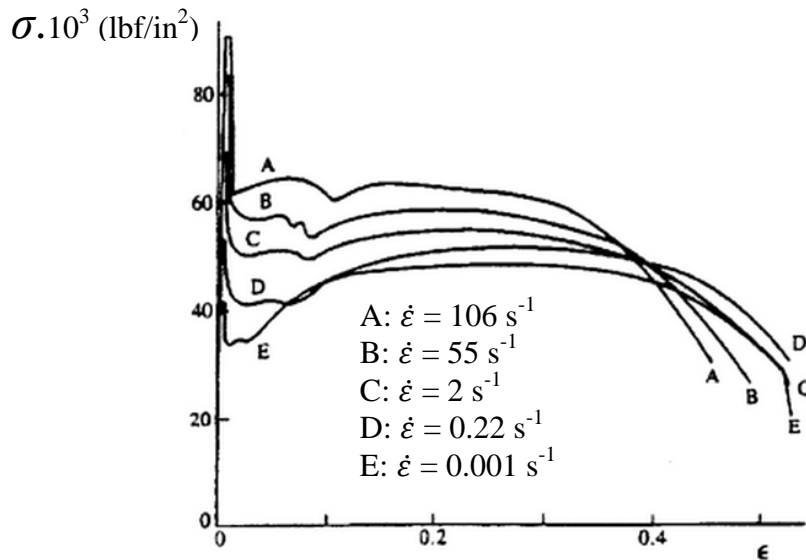
Os metais podem ser divididos em materiais elasto-plástico perfeitos, que não sofrem endurecimento após o escoamento, e materiais elasto-plásticos endurecíveis (podendo apresentar endurecimento linear e não linear). Segundo Jones (2001c), em muitos sistemas de absorção de energia e problemas de capacidade de absorção de impacto, a energia externa de impacto é absorvida pelo comportamento plástico de um material dúctil. Entretanto, nessas condições extremas de interesse, as deformações plásticas são grandes e dominam o comportamento plástico. Assim, a idealização de um material rígido e perfeitamente plástico pode ser utilizada com pouco sacrifício de acuracidade.

### **2.2.2.2 Plasticidade dependente da taxa de deformação**

O critério de deformação que governa o fluxo plástico para alguns materiais, é sensível à taxa de deformação  $\dot{\epsilon}$ . Este fenômeno é conhecido como razão de sensibilidade à deformação do material ou visco-plasticidade (Jones, 2001b). O aço com baixo teor de carbono é altamente sensível à taxa de deformação, se manifestando na forma de um efeito de aumento de resistência na estrutura. Isso talvez sugira que esse fenômeno seja benéfico, uma vez que fornece um fator de segurança adicional para a estrutura. Entretanto, em sistemas absorvedores de impacto para veículos podem se originar esforços inaceitáveis para o corpo humano em função desse aumento de resistência do material, que não ocorreriam para um material que não fosse dependente da taxa de deformação. A sensibilidade à taxa de deformação é independente da geometria da estrutura.

Campbell e Cooper (1966) apud Jones (2001b), examinaram o comportamento dinâmico do aço doce de baixo carbono até a fratura, como mostrado na Figura 2.2. As tensões de escoamento aumentam com o aumento da taxa de deformação. A tensão última também aumenta, mas de forma mais lenta. Assim tem-se uma redução na importância do encruamento do material com o aumento da taxa de deformação para os aços doces, com grandes deformações de tração e grandes taxas de deformações. Observando-se o comportamento do material, parece que o mesmo se comporta como um material perfeitamente plástico, com pequeno ou nenhum encruamento.

É interessante notar a partir dos resultados de Campbell e Cooper (1966) apud Jones (2001b), mostrados na Figura 2.2, que a fratura decresce com o aumento na taxa de deformação. Em outras palavras, o material ganha resistência e perde ductilidade sob altas taxas de deformação.



**Figura 2.2 - Testes dinâmicos uniaxiais de tração para o aço doce para diversas taxas de deformação plástica. (Fonte: Jones, 2001b)**

### 2.2.2.3 Equação constitutiva de Cowper e Symonds

Muitas equações constitutivas para a sensibilidade à taxa de deformação do comportamento dos materiais têm sido propostas na literatura. Cuidadosos trabalhos experimentais são requeridos para gerar os vários coeficientes presentes nessas equações. Muitos autores têm trazido esclarecimentos sobre as características das equações constitutivas, as quais são indispensáveis para auxiliar os programas de testes experimentais. Entretanto, existe ainda considerável incerteza sobre o comportamento dos materiais, principalmente para materiais sob cargas dinâmicas biaxiais e sob influência de tensões generalizadas, como por exemplo, momentos fletores, forças de membranas e interação entre esses (Jones, 2001b).

Cowper e Symonds (1957) apud Jones (2001b) sugerem a equação constitutiva:

$$\dot{\epsilon} = D \left( \frac{\sigma'_0}{\sigma_0} - 1 \right)^q \quad \sigma'_0 \geq \sigma_0 \quad (2.2)$$

onde  $\sigma'_0$  é a tensão de fluxo dinâmico para uma taxa de deformação plástica  $\dot{\epsilon}$ ,  $\sigma_0$  é a tensão de fluxo estática associada e  $D$  e  $q$  são constantes para um material particular.

A Equação (2.2) pode ser reescrita como:

$$\frac{\sigma'_0}{\sigma_0} = 1 + \left( \frac{\dot{\epsilon}}{D} \right)^{1/q} \quad (2.3)$$

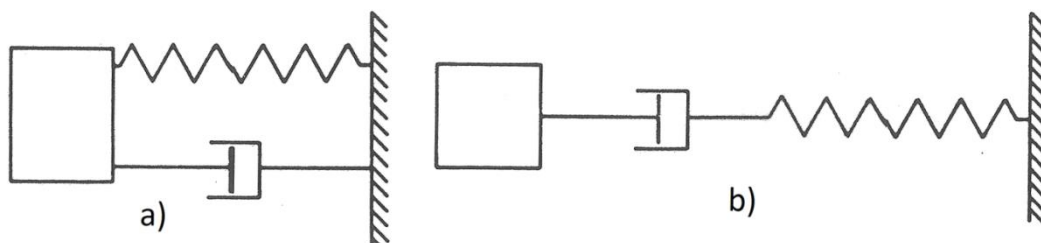
a qual com  $D = 40.4 \text{ s}^{-1}$  e  $q = 5$  produz uma razoável concordância com os dados experimentais para aço doce. Para o alumínio  $D = 6500 \text{ s}^{-1}$  e  $q = 4$ .

As Equações (2.2) e (2.3) apresentam, do ponto de vista de engenharia, uma razoável estimativa da sensibilidade à taxa de deformação para o comportamento uniaxial do aço doce.

### 2.3 Solução de problemas dinâmicos

Problemas são considerados dinâmicos quando forças de inércia e de amortecimento não podem, em geral, ser desconsideradas. São problemas em que as estruturas estão sob a ação de excitações dinâmicas, ou seja, excitações que são funções do tempo. Consequentemente, as respostas obtidas também são funções do tempo (Macaulay, 1987).

Muitas das deformações que ocorrem em impacto são não conservativas em maior ou menor grau. A resultante perda de energia pode ser tratada de várias formas, e frequentemente é difícil decidir qual o método mais realístico. O método da dissipação de energia é frequentemente escolhido para análise. A mais simples relação que inclui amortecimento, envolve amortecimento viscoso, no qual as forças de amortecimento são diretamente proporcionais à velocidade. O modelo mais simples de sistema com deformação não conservativa sob impacto, consiste em uma massa vinculada a um elemento em deflexão que contém uma mola linear e um amortecedor viscoso em paralelo ou em série, como mostrado na Figura 2.3. Dependendo dos valores relativos das forças de mola e de amortecimento, o comportamento pode mudar de completamente conservativo para completamente não conservativo. O modelo torna-se conservativo não amortecido quando a força de amortecimento decresce no modelo em paralelo e aumenta no modelo em série (Macaulay, 1987).



**Figura 2.3 – Modelo simples de um sistema não conservativo. (a) Mola e amortecedor em paralelo e (b) Mola e amortecedor em série. (Macaulay, 1987)**

O modelo mais simples de sistema vibratório amortecido é o mostrado na Figura 2.3 (a). A mola e o amortecedor estão em paralelo e usualmente um amortecimento viscoso é assumido.

Com amortecimento viscoso a equação diferencial do movimento para vibração livre é fornecida na Equação (2.4) (Macaulay, 1987), onde são levadas em conta as forças de amortecimento considerando-as como função da velocidade.

$$M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = 0 \quad (2.4)$$

onde  $M$ ,  $C$  e  $K$  são as matrizes de massa, amortecimento e rigidez da estrutura e  $\ddot{U}$ ,  $\dot{U}$  e  $U$  são os vetores de aceleração, velocidade e deslocamento, respectivamente.

A frequência natural é

$$\omega_d = \sqrt{\left[\omega^2 - \left(\frac{C}{2M}\right)^2\right]} \quad (2.5)$$

onde  $\omega$  é a frequência natural do sistema quando o amortecimento está ausente. A frequência natural reduz-se com o valor do amortecimento, tornando-se zero quando:

$$C = C_{crit} = 2M\omega_d = 2\sqrt{KM} \quad (2.6)$$

A Equação (2.6) fornece o amortecimento crítico. Quando o amortecimento está acima do valor crítico, vibrações livres não ocorrem e o comportamento é viscoso. Os valores de amortecimento encontrados em estruturas estão em torno de  $0,1C_{crit}$ , e isso tem um efeito negligenciável sobre a frequência natural  $\omega_d$ . Em materiais com alto amortecimento, o valor do mesmo, pode ser igual ou maior do que o valor crítico  $C_{crit}$ , sendo que em sistemas amortecidos, a amplitude da vibração decai ao longo do tempo.

Em análises dinâmicas, resolvem-se as equações de equilíbrio estáticas no instante  $t$ , as quais incluem efeitos dependentes da aceleração nas forças de inércia e da velocidade nas forças de amortecimento. Vice-versa, em análises estáticas, as mesmas equações são resolvidas, porém efeitos de inércia e amortecimento são desconsiderados.

As matrizes de massa  $M$  e de rigidez  $K$  são razoavelmente simples de se determinar. Porém, a de amortecimento  $C$  não é tão fácil de ser determinada na prática. Assim, uma simplificação comumente utilizada é considerar que  $C$  é uma combinação linear das matrizes  $M$  e  $K$  (Zienkiewicz, 1977):

$$C = \alpha M + \beta K \quad (2.7)$$

onde  $\alpha$  e  $\beta$  são coeficientes determinados experimentalmente.

Esta forma de se representar o amortecimento é conhecida como Amortecimento de Rayleigh e oferece vantagens matemáticas (Zienkiewicz, 1977). De forma mais geral, pode-se expressar a Equação (2.4) como:

$$M\ddot{U} + F_i(t) = F_{ext}(t) \quad (2.8)$$

onde  $F_i$  são as forças internas do sistema, incluídas as forças restitutivas (associadas à rigidez da estrutura) e as forças dissipativas (associadas a diferentes formas de dissipação de energia) e  $F_{ext}$  são as forças externas.

Para resolver a Equação (2.8) podem ser utilizados dois caminhos: o método de superposição modal aplicado em estruturas lineares e o método de integração direta aplicado em estruturas não lineares; por isso, este último método será abordado com maior profundidade na Seção 2.3.1.

### 2.3.1 Integração direta no tempo

Observa-se que a Equação (2.8) é uma equação dependente do tempo. Os métodos de integração temporal direta (também denominados simplesmente de métodos diretos) consistem em solucionar a Equação (2.8) em tempos discretos. Assume-se certa variação de deslocamentos, velocidades e acelerações no intervalo entre um tempo e outro. A forma desta hipótese determinará a precisão e a estabilidade do método (Bathe, 1996).

Para problemas não lineares somente soluções numéricas são possíveis. Os métodos explícitos, como o método das diferenças centrais, são os mais utilizados. Para métodos explícitos a equação do movimento é calculada no passo de tempo anterior  $t_n$ , enquanto que métodos implícitos utilizam a equação de movimento para o novo passo de tempo  $t_{n+1}$ . Os termos implícito e explícito referem-se aos algoritmos de integração no tempo.

O máximo tamanho de passo de tempo é limitado pela condição de Courant (LS-Dyna, 1998), produzindo um algoritmo que requer muitos passos de tempo relativamente não demorados. A análise explícita é adequada para simulações dinâmicas, como impacto e *crash*, mas torna-se proibitiva e demorada para eventos de longa duração.

### 2.3.1.1 Análise explícita: Método das diferenças centrais

O procedimento mais efetivo dentro das metodologias explícitas é o método das Diferenças Centrais, e este é o método utilizado pelo software Ls-Dyna (1998). As acelerações e velocidades são calculadas no tempo  $t$ :

$$\ddot{U}_n = \frac{1}{\Delta t_{n+1/2}} (\dot{U}_{n+1/2} - \dot{U}_{n-1/2}) \quad (2.9)$$

$$\dot{U}_{n+1/2} = \frac{1}{\Delta t_{n+1}} (U_{n+1} - U_n) \quad (2.10)$$

onde o sub-índice identifica o passo de tempo:  $n = t_n$ ;  $n + 1 = t_n + \Delta t$ ;  $n + 1/2 = (t_{n+1} - t_{n-1})/2$ . É importante ressaltar que pode-se considerar  $\Delta t = \Delta t_{n+1} = \Delta t_{n+1/2}$  porque a variação no incremento de tempo é desprezível. A partir das Equações (2.8), (2.9) e (2.10) é possível calcular os deslocamentos no passo  $n + 1$ , conhecido o deslocamento no passo  $n$ . A partir da Equação (2.8) pode-se calcular a aceleração no passo  $n$  como:

$$\ddot{U}_n = M^{-1}(F_{ext} - F_i)_n \quad (2.11)$$

Substituindo este valor em (2.9) e (2.10) tem-se:

$$\dot{U}_{n+1/2} = \dot{U}_{n-1/2} + \Delta t \ddot{U}_n \quad (2.12)$$

onde  $\dot{U}_{n-1/2}$  é conhecido do passo precedente. Substituindo este valor nas Equações (2.9) e (2.10) tem-se:

$$U_{n+1} = U_n + \Delta t \dot{U}_{n+1/2} \quad (2.13)$$

onde  $U_n$  é conhecido do passo precedente. Com  $U_{n+1}$  conhecido é possível calcular  $F_i$  e  $F_{ext}$  para o passo seguinte. Para dar partida ao método é necessário conhecer os deslocamentos iniciais  $U_0$  e velocidades iniciais  $\dot{U}_0$  (observa-se que considerar-se aqui  $\dot{U}_{-1/2} = \dot{U}_0$ ). Este algoritmo é denominado também explícito, pois, na Equação (2.12), a matriz de massa da estrutura é diagonalizada, de modo que sua inversa torna-se trivial. Essa diagonalização, no caso de



elementos lineares, normalmente se dá pela soma das linhas da matriz de massa na diagonal. Portanto, as acelerações na Equação (2.12) são obtidas diretamente, sem a necessidade da solução de um sistema de equações. A diagonalização da matriz massa leva a uma redução das frequências naturais do sistema. Esse efeito é compensado pelo fato de que o método das diferenças centrais conduz a um aumento das frequências naturais (LS-Dyna, 1998). Assim, o uso da matriz diagonalizada, além de tornar o algoritmo mais simples, também leva a uma maior precisão de resultados. Observe que todo o efeito de não linearidade (física e geométrica) está presente apenas no cálculo de  $F_i$  e  $F_{ext}$ , ou seja, o algoritmo é exatamente igual ao empregado em casos lineares. O método, no entanto, é condicionalmente estável, ou seja, o passo  $\Delta t$  empregado deve ser inferior a um valor crítico para que o método não se instabilize numericamente (condição de Courant-Friedrichs-Levy, ou simplesmente condição CFL).

$$\Delta t \leq \Delta t_{crit} = \frac{2}{\omega_{max}} = \frac{T_{min}}{\pi} \quad (2.14)$$

onde  $\omega_{max}$  é a frequência circular natural mais alta e  $T_{min}$  é o período de vibração mínimo.

No caso de elementos finitos, uma forma equivalente de respeitar a condição CFL é empregar-se um passo de tempo de análise que seja inferior ao tempo necessário para uma onda de pressão atravessar o menor elemento finito da malha, que é dado pela Equação (2.15).

$$\Delta t \leq \frac{\Delta x}{\sqrt{E/\rho}} \quad (2.15)$$

onde  $\Delta x$  é o menor elemento finito da malha,  $E$  é módulo de elasticidade e  $\rho$  é a densidade do material. Por segurança, o LS-Dyna aplica uma margem de segurança utilizando um valor inferior ao calculado.

## 2.4 Descrição da estrutura do ônibus

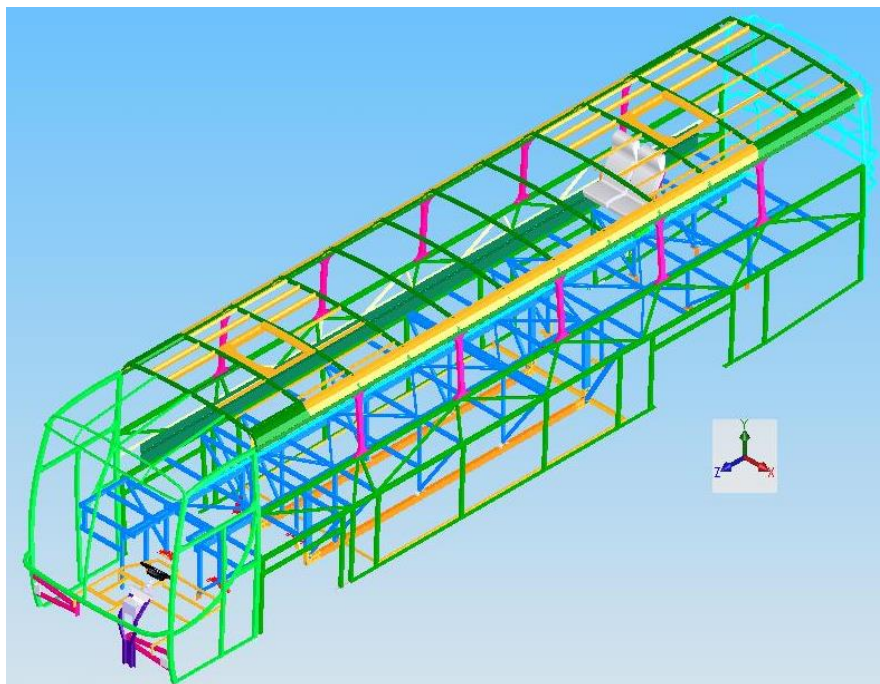
A estrutura de um ônibus é constituída basicamente de uma carroceria acoplada em um chassi. No Brasil, o chassi e a carroceria são construídos por diferentes fabricantes, sendo a empresa fabricante do chassi chamada de montadora e a fabricante da carroceria chamada de encarroçadora. A empresa encarroçadora adquire o chassi junto à montadora, a qual fornece juntamente com o chassi um manual de procedimentos, denominado “Diretrizes de encarroçamento”. Nesse manual, constam as diretrizes e procedimentos básicos para o perfeito

acoplamento entre o chassi e a carroceria, bem como, nomenclatura para definir o lado esquerdo e direito dos componentes do ônibus, sendo considerado como lado direito e esquerdo de uma pessoa sentada na poltrona do motorista. Nesta seção apresenta-se de forma detalhada somente o chassi e a carroceria de um ônibus, pois são as partes mais importantes para este trabalho.

A função estrutural da carroceria é dar rigidez e forma ao veículo. Segundo Morsch (2001), a carroceria de um ônibus tem rigidez suficiente para absorver metade da carga de trabalho do ônibus, mesmo que seja montada sobre um chassi projetado para absorver toda a carga. A carroceria também é responsável por absorver a energia durante um impacto causado por um acidente, com finalidade de proteger os passageiros.

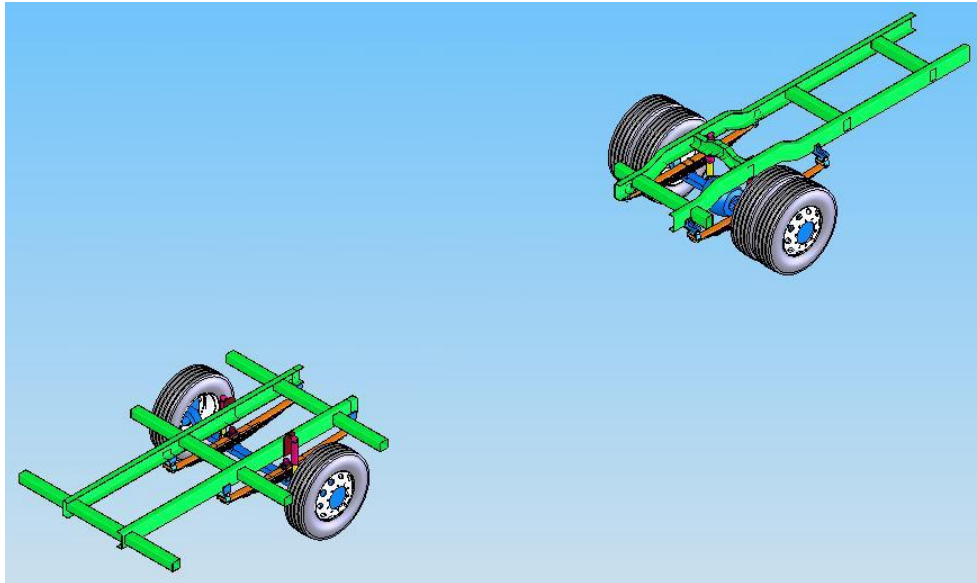
São utilizados diversos materiais na fabricação da carroceria de ônibus. O material mais utilizado é o aço, que constitui grande parte da estrutura (carroceria) e fornece rigidez mecânica à carroceria.

A carroceria apresentada nesta seção foi desenvolvida por Walber (2009). Esta carroceria representa um modelo real em circulação nas estradas do Brasil e pode ser vista na Figura 2.4.



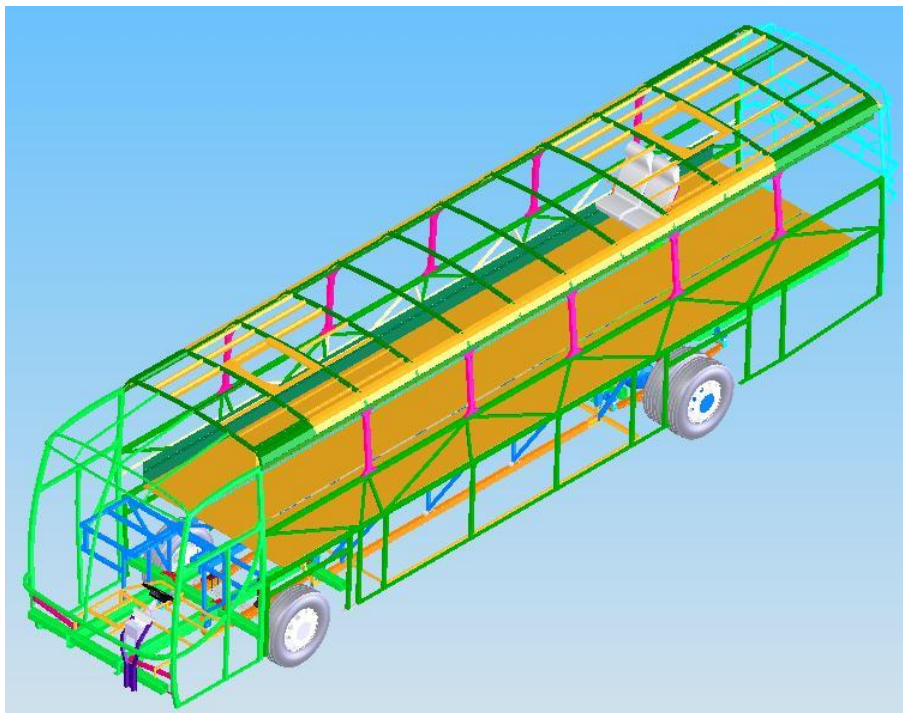
**Figura 2.4 – Carroceria. (Fonte: Walber, 2009)**

A carroceria apresentada na Figura 2.4 segue as recomendações dos fabricantes de chassi instalados no Brasil. A Figura 2.5 apresenta o chassi sobre o qual é montada a carroceria apresentada na Figura 2.4, sendo o chassi separado em duas partes, uma dianteira e outra traseira, pois existe a necessidade do bagageiro que impede a continuidade do mesmo.



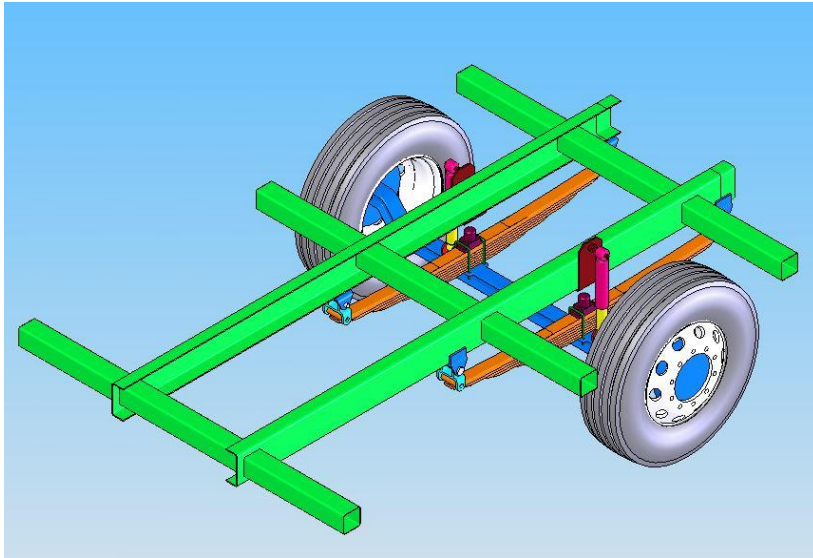
**Figura 2.5 – Chassi.** (Fonte: Walber, 2009 apud Dias de Meira Jr., 2010)

A carroceria montada sobre o chassi é apresentada na Figura 2.6.



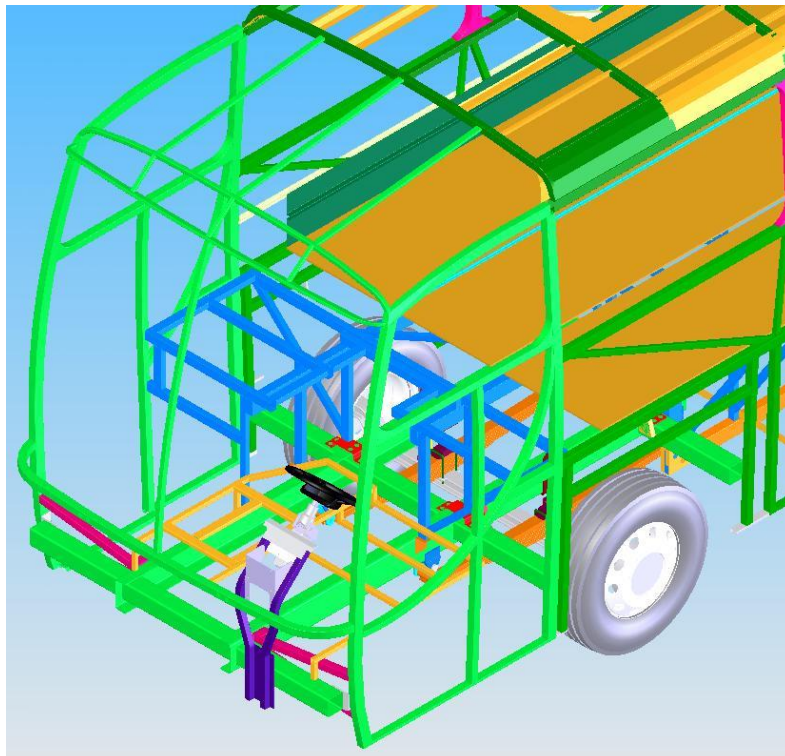
**Figura 2.6 - Carroceria montada no chassi.** (Fonte: Walber, 2009)

Para introduzir um absorvedor de impacto na estrutura do ônibus, serão realizadas alterações na parte dianteira do chassi mostrado em detalhe na Figura 2.7.



**Figura 2.7 – Detalhe da parte dianteira do chassi (Fonte: Walber, 2009).**

Na Figura 2.8 mostra-se um detalhe da parte dianteira do ônibus, mostrando o chassi, a carroceria, a plataforma para fixação do assento do motorista e a fixação da direção.



**Figura 2.8 - Isométrica da parte dianteira do modelo do ônibus (Fonte: Walber, 2009).**

A Figura 2.9 apresenta detalhes da carroceria do ônibus interurbano, mostrando o casulo, a estrutura do teto, a estrutura da base, laterais, dianteira e traseira.



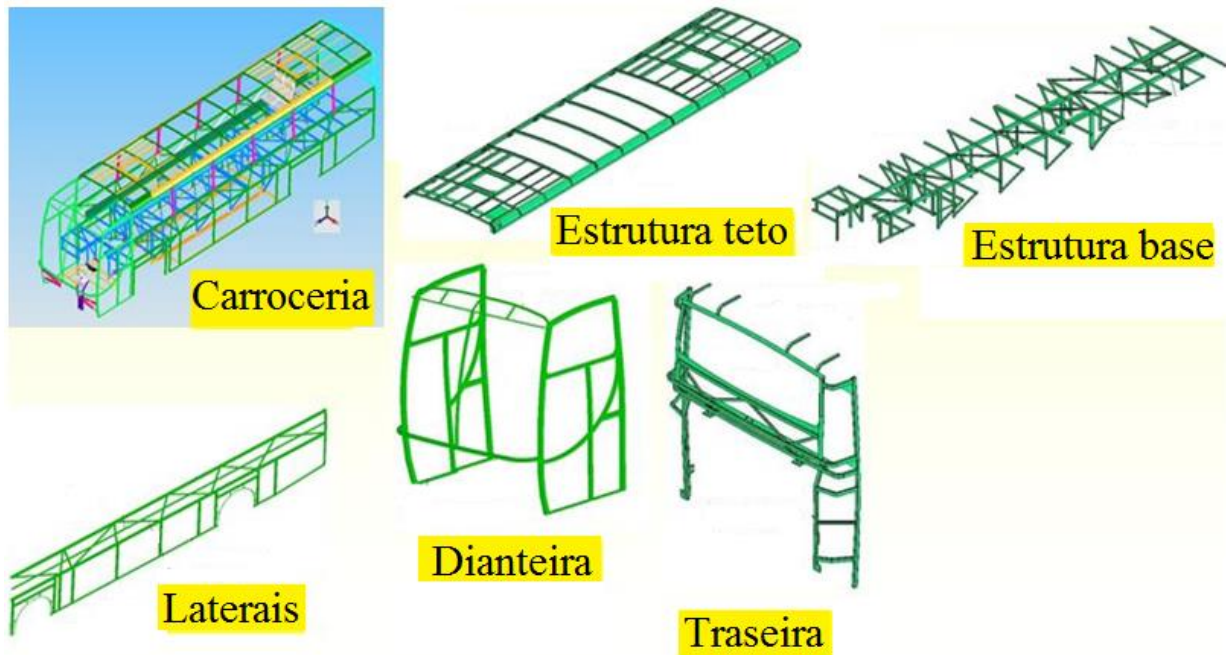


Figura 2.9 - Detalhes da carroceria. (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)

### 3 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Neste capítulo apresenta-se uma revisão bibliográfica descrevendo os principais trabalhos realizados, que estudam o comportamento de tubos de parede fina quando submetidos a cargas de impacto. Também apresentam-se trabalhos realizados utilizando modelos substitutos simplificados com vigas, que é tipo de modelo estrutural que será empregado neste trabalho para a avaliação da capacidade de absorção de impacto da estrutura de um ônibus quando submetido a impacto semi-frontal.

#### 3.1 Tubos de parede fina: Formas de colapso

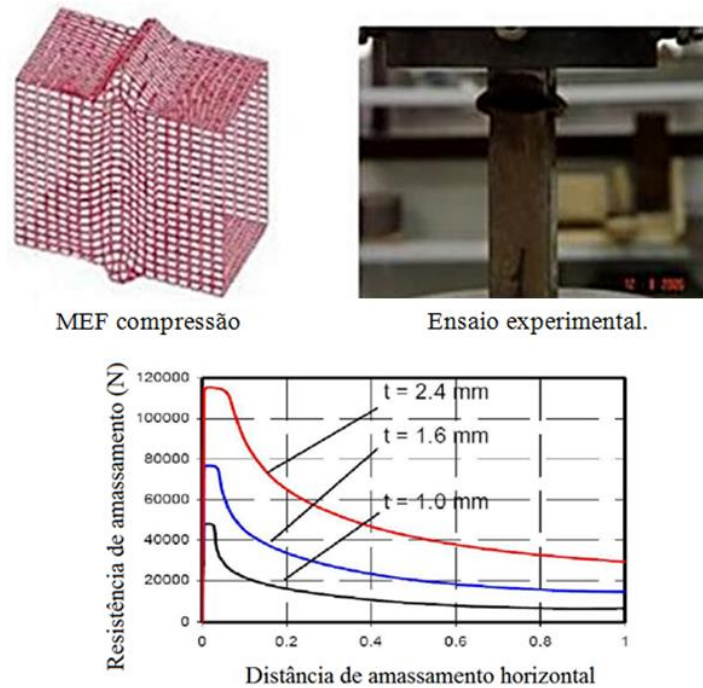
A parte estrutural de um ônibus que deve garantir a segurança dos passageiros e do motorista é a carroceria, e conforme visto na Seção 2.4, a mesma é basicamente formada por tubos de parede fina, justificando a importância de se conhecer a forma de colapso desse tipo de elemento estrutural. O modo de falha de elementos estruturais de parede fina em eventos de impacto pode ocorrer de duas formas: *crushing* (amassamento) (ver Figura 3.1) e flexão (ver Figura 3.2) (Hamza & Saitou, 2004 apud Dias de Meira Jr., 2010). O amassamento ocorre quando a carga principal sobre o elemento está atuando na direção axial e excede a tensão de

flambagem em alguma parte da estrutura do elemento. Após o limite de tensão de flambagem ter sido excedido, o elemento estrutural começa a se deformar mais rapidamente na direção axial, enquanto sua resistência à deformação diminui devido à deformação plástica e ao crescimento de imperfeições geométricas e distorções. O colapso por flexão ocorre quando o momento fletor sobre o elemento estrutural causa uma tensão sobre o lado comprimido da seção de parede fina que excede a tensão de flambagem.

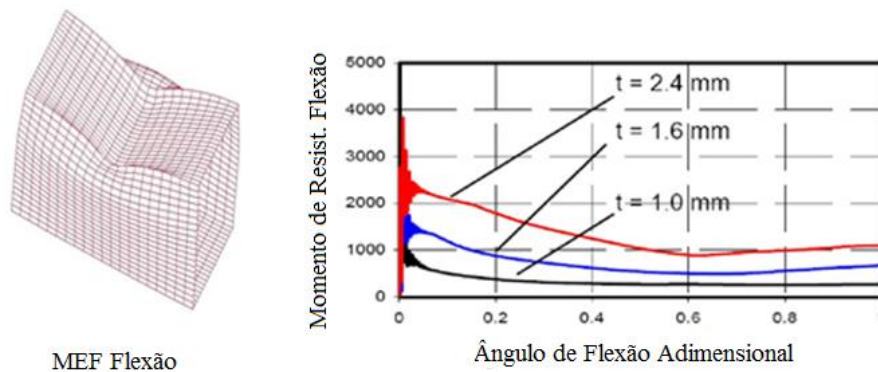
Determinar o modo que a falha ocorrerá em determinado evento é uma tarefa muito importante para o desenvolvimento correto da estrutura. O modo de falha determina a geometria, forma de montagem, uniões dos componentes e materiais a serem empregados, a fim de garantir que a maior quantidade de energia seja absorvida durante a deformação da estrutura para o caso de eventos de impacto e tombamento.

A metodologia utilizada para a análise permite considerar a estrutura de um veículo durante um evento de impacto, como um mecanismo em que o colapso inicia-se formando rótulas de flexão e translacionais, nas quais localmente acontece uma combinação de plastificação e flambagem local, sendo que o resto da estrutura se move como um conjunto de elementos com massas concentradas, que estão interconectadas por juntas prismáticas e juntas de revolução que tem comportamento também não linear, que imitam o comportamento de estruturas de tubos de paredes finas sujeitos a amassamento e flexão. O mecanismo resultante pode aproximar o comportamento global de deformação da estrutura a ser obtido por uma simulação convencional dinâmica. Para caracterizar as molas não lineares nas juntas, um estudo das forças de resistência à deformação e também dos momentos dos membros estruturais de tubo de parede fina é realizado (Hamza e Saitou, 2004).

Como exemplo ilustrativo, curvas de Resistência ao amassamento *Versus* Comprimento de amassamento e Resistência à flexão *Versus* Ângulo de flexão (adimensionalizadas), para tubos de seção transversal 50x50 e diferentes espessuras são apresentadas nas Figura 3.1 e Figura 3.2. Nestas figuras se observa que as curvas características da resistência na deformação para ambos os casos, tanto amassamento como para flexão, têm a mesma forma geral. Esta forma é caracterizada por um rápido pico de resistência à deformação, o qual é seguido por uma queda até um patamar onde permanece estável. A metodologia para obtenção de curvas será apresentada com maiores detalhes na Seção 4.1.



**Figura 3.1 - Forma de amassamento (crushing) de uma seção de caixa**  
 (Fonte: Hamza & Saitou, 2004 apud Dias de Meira Jr., 2010)



**Figura 3.2 - Forma de amassamento por flexão de uma seção de caixa**  
 (Fonte: Hamza & Saitou, 2004 apud Dias de Meira Jr., 2010)

### 3.2 Modelos simplificados

Muitos estudos já foram e vem sendo realizados referentes a modelos simplificados para simulação de estruturas quando submetidas a eventos de impacto, sendo a principal justificativa reduzir o tempo de processamento das análises, e assim possibilitar a aplicação no dia a dia de engenheiros e empresas que necessitam de uma resposta mais rápida e com a mesma confiabilidade. Com as metodologias de modelos simplificados, também se abre um novo

caminho para a otimização da capacidade de absorção de energia de impacto em estruturas, pois o tempo de análise com o uso de modelos simplificados é reduzido em relação aos métodos clássicos de análises de estruturas.

Os principais trabalhos realizados usando modelos simplificados que são relevantes para o método aplicado neste trabalho, serão descritos a seguir, para visualizar o estágio de desenvolvimento dessas ferramentas, sendo que neste trabalho será aplicado o método desenvolvido por Dias de Meira Jr. (2010), que está apresentado na Seção 4.2.

### 3.2.1 Modelo simplificado de Abramowicz

Abramowicz (2001) apresenta uma metodologia de modelos substitutos utilizando células de amassamento. O recurso característico que distingue o método dos macros elementos das outras aproximações clássicas em mecânica não linear, é que funções de deformação são postuladas com base na observação experimental, em vez de na forma de equações algébricas elementares. Funções de forma experimentais são incorporadas em um método consistente, matematicamente tratável.

A resposta ao impacto de estruturas envolve um número de fenômenos altamente não lineares, tais como a localização das rótulas plásticas, interação entre flambagem local e global, grandes deformações e arrancamento de material.

Uma das técnicas preditivas de maior sucesso é a chamada aproximação cinemática para deformações plásticas de estruturas. A aproximação cinemática originou-se do famoso trabalho de Alexander (1960) apud Abramowicz (2001).

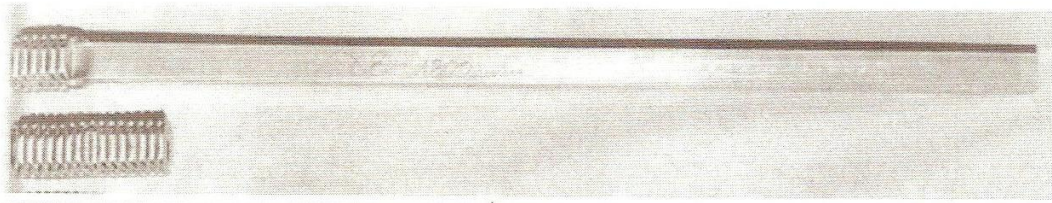
A deformação por amassamento de uma estrutura de casca prismática resulta na perda de estabilidade local (flambagem local) e a criação de uma dobra plástica ou onda plástica. Uma vez criada, a onda plástica acomoda a maior parte da deformação plástica da casca. O processo de deformação local continua até o ponto onde contatos locais evitam mais deformações sobre a dobra atual e induzem o desenvolvimento de uma dobra subsequente. Tal processo de deformação é denominado de amassamento progressivo ou processo de amassamento progressivo, conforme Figura 3.3. Uma característica interessante do amassamento progressivo é sua similitude geométrica.

Na configuração inicial indeformada, um *superfolding element* (SE) representa um segmento de linha de canto de uma coluna prismática, como mostrado na Figura 3.4. Ele é cortado e retirado a partir da coluna por um conjunto de dois planos horizontais paralelos. A

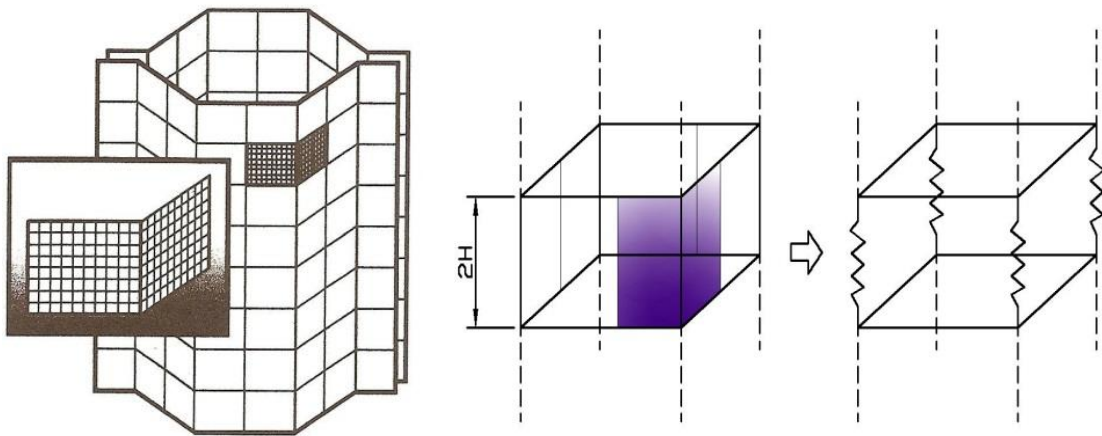


distância entre esses planos,  $2H$ , é igual ao comprimento de uma onda de amassamento da coluna. Observa-se pela Figura 3.4, o macro tamanho do SE quando comparado com uma malha de MEF. Segundo Abramowicz (2001)  $H$  pode ser obtido pela Equação (3.1).

$$H = (t)^{1/3}(b)^{2/3} \quad (3.1)$$



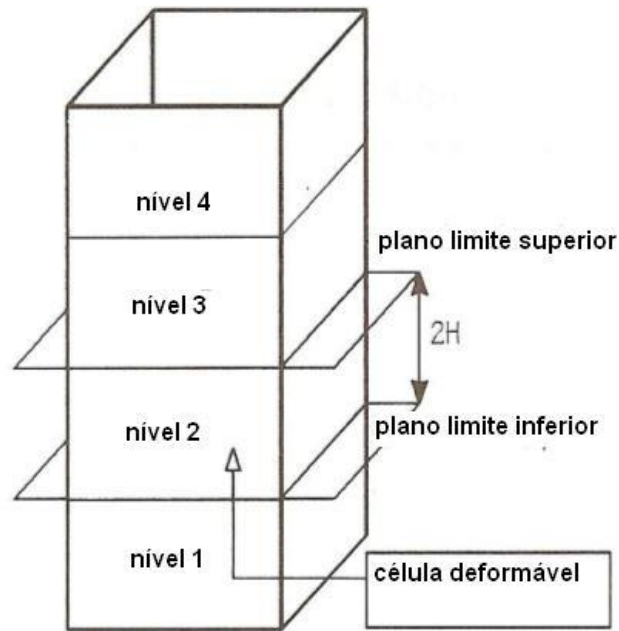
**Figura 3.3 - Colapso progressivo de uma coluna apropriadamente preparada com mecanismos de acionamento. (Fonte: Abramowicz, 2003)**



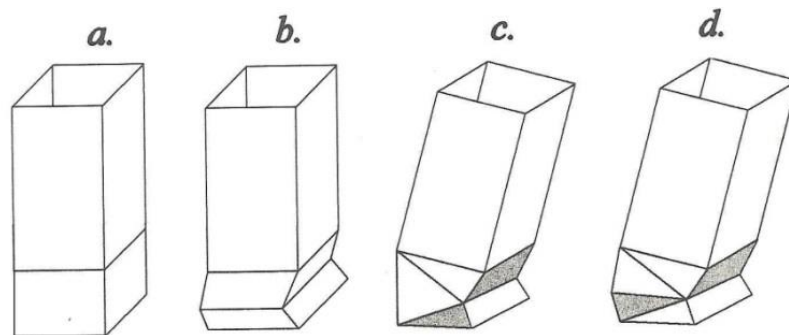
**Figura 3.4 – Superfolding Element (SE) em uma coluna hexagonal. (Fonte: Abramowicz, 2001).**

Um conjunto de SE's localizados entre dois planos horizontais definem um nível único de dobra plástica (também denominado de “célula deformável”, Figura 3.5).

O número de SE's em um dado nível corresponde ao número de cantos da coluna (ver Figura 3.4). No amassamento progressivo de colunas reais, deformações plásticas são sempre localizadas entre dois níveis vizinhos. Entretanto, considerar um único nível de cada vez é uma aproximação usual e que conduz a resultados precisos. Um exemplo de um modo de deformação possível de um único nível ativo para vários regimes de carregamento é mostrado esquematicamente na Figura 3.6.



**Figura 3.5 - Célula deformável representando um único nível de dobra plástica em uma coluna prismática amassada progressivamente (Fonte: Abramowicz, 2001).**



**Figura 3.6 - Vários modos de deformação de um nível de dobras para um tubo quadrado prismático sujeito a diferentes histórias de carregamento. O modo simétrico (b) corresponde ao processo de amassamento axial progressivo (Fonte: Abramowicz, 2001).**

Para o caso de carregamento axial, a deformação de todos os SE's é simétrica e os planos de limite (ver Figura 3.5) permanecem paralelos durante todo o processo de deformação.

Abramowicz (2003, 2004) apresenta um exemplo de aplicação do conceito de *superfolding element* aliado ao conceito de *superbeam element* (SBE). O nome *superbeam element* é dado para qualquer coluna prismática discretizada com *superfolding element*. Rotinas de cálculo específicas, não discutidas neste trabalho, são capazes de simular o comportamento do *superbeam element* sob qualquer combinação de carregamento. A Figura 3.7 ilustra o problema proposto.

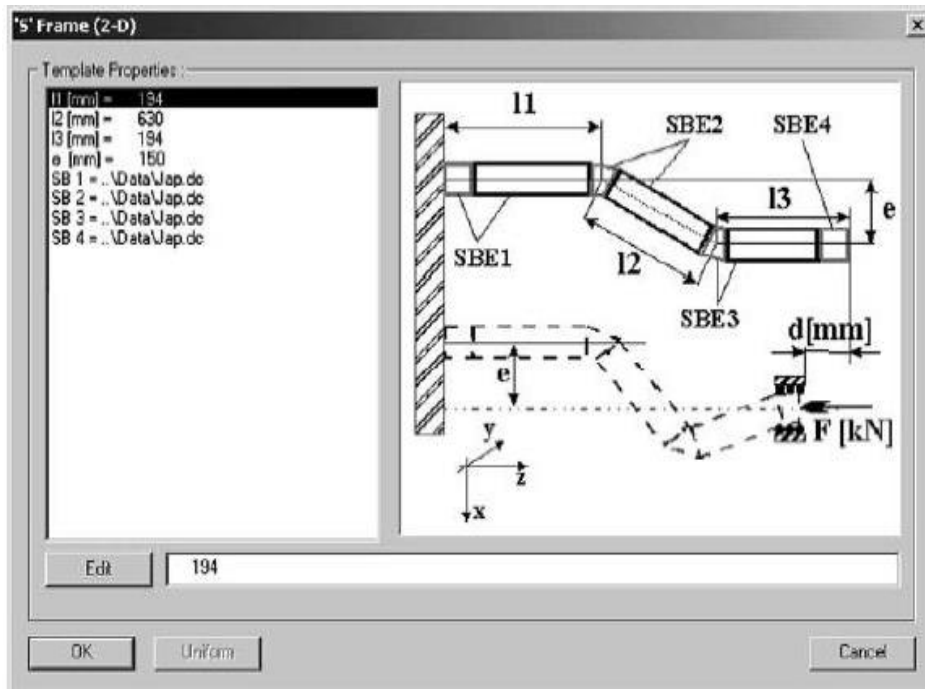


Figura 3.7 - Modelo de um absorvedor de impacto tipo “S” (Fonte: Abramowicz, 2003).

O modelo computacional de um pórtico plano tipo “S” mostrado na Figura 3.7 é composto de segmentos prismáticos com seção transversal arbitrária. O modelo é discretizado com quatro *superbeam element*. O módulo computacional calcula a força de pico, a energia absorvida, bem como a curva característica força-deflexão do pórtico. Um exemplo de simulação de impacto é mostrado na Figura 3.8, juntamente com os correspondentes dados experimentais.

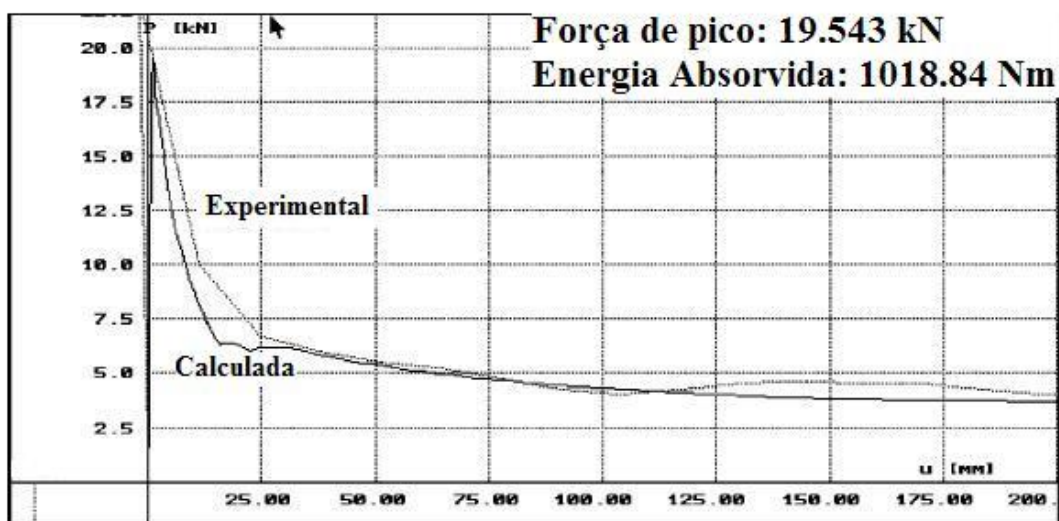


Figura 3.8 - Comparação dos cálculos analíticos com resultados experimentais.

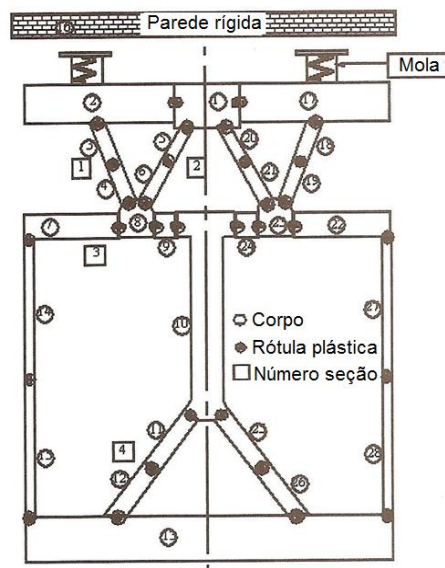
(Fonte: Abramowicz, 2003)

### 3.2.2 Modelo simplificado de Ambrósio

Ambrósio (2001a,b) apresenta ferramentas para dinâmica multicorpo para aplicação em biomecânica e *crashworthiness*. São abordados temas relativos a sistemas multicorpo e a aproximação utilizando rótulas plásticas, dinâmica de multicorpo flexível aplicado a análise de impacto, simulação integrada de veículo e ocupante e, ainda, um trabalho sobre projeto avançado de componentes estruturais para absorção de impacto.

Formulações multicorpos dinâmicas é a base para a mais eficiente técnica computacional que trata com grandes movimentos. A eficiência dos elementos finitos não lineares pode ser combinada com vantagem para a representação de componentes de sistemas sob grandes movimentos utilizando aproximações com dinâmica de multicorpos (Ambrósio, 2001).

A Figura 3.9 apresenta um exemplo da metodologia utilizado por Ambrósio (2001) para modelar uma estrutura absorvedora de impacto (*end-underframe*) utilizando rótulas plásticas. A estrutura é modelada por corpos rígidos conectados por rótulas plásticas localizadas em zonas de descontinuidades geométricas ou em pontos de carregamento concentrado ou em pontos onde as tensões são elevadas. O modelo multicorpo dinâmico é composto de 16 corpos e 16 rótulas plásticas. Os para-choques são representados por molas translacionais não lineares atuando somente na fase de compressão. Contatos exteriores entre corpos e o contato da estrutura com a parede rígida são representados com o modelo de contato baseado na lei de contato de Hertz.



**Figura 3.9 – Modelo de absorvedor de impacto utilizando rótulas plásticas.**

(Fonte: Ambrósio et al., 2001b)

## 4 METODOLOGIA

Neste capítulo será apresentada a metodologia aplicada neste trabalho.

### 4.1 Metodologia para obtenção de curvas *Força vs deslocamento e Momento vs rotação*

Nesta seção apresenta-se a metodologia para obtenção de curvas analíticas de Força *Versus* Deslocamento e Momento *Versus* Rotação para tubos de parede fina com razão de aspecto b/t entre 30 e 50.

O material pode ser considerado como elástico-plástico perfeito com um valor constante de tensão de fluxo  $\sigma_0$ , sendo que a tensão de fluxo para grandes deformações pode ser determinada aproximadamente pela equação (Kim, 2001):

$$\sigma_0 = \sqrt{\sigma_y \sigma_u} \quad (4.1)$$

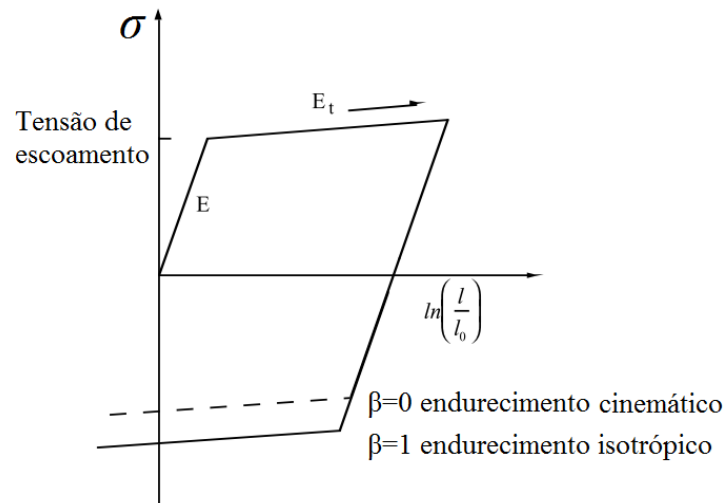
onde  $\sigma_y$  e  $\sigma_u$  são, respectivamente, a tensão inicial de escoamento e a tensão última.

Como grandes deformações plásticas estão presentes em áreas de grande curvatura, efeitos elásticos podem ser negligenciados e  $\sigma_0$  pode ser assumida como uma tensão de fluxo médio. Neste trabalho serão considerados os efeitos elásticos, e na Seção 4.1.1 apresentam-se equações e procedimentos utilizando a tensão de fluxo  $\sigma_0$ , levando em conta o encruamento por deformação e sensibilidade à taxa de deformação. Para o caso que leva em conta a tensão de fluxo como constante, maiores informações podem ser encontradas na tese de doutorado de Dias de Meira Jr. (2010).

#### 4.1.1 Determinação de curvas características com interação entre compressão e flexão

O critério de deformação que governa o fluxo plástico para alguns materiais é sensível à taxa de deformação  $\dot{\epsilon}$ , conforme visto na Seção 2.2.2.2. Uma das relações constitutivas que melhor descreve o comportamento do aço doce levando em conta o efeito da taxa de deformação é a proposta por Cowper e Symonds (1957) apud Jones (2001), a qual sugerem as Equações **Erro! Fonte de referência não encontrada.** e **Erro! Fonte de referência não encontrada.**, conforme visto na Seção 2.2.2.3.

Segundo Ls-Dyna (1998), a taxa de deformação pode ser levada em conta utilizando-se o modelo de Cowper e Symonds (1957) apud Jones (2001), que escalona a tensão de escoamento utilizando o fator  $1 + (\dot{\epsilon}/C)^{1/\rho}$ , onde  $\dot{\epsilon}$  é a taxa de deformação,  $C = D$  e  $\rho = q$ . Neste trabalho será utilizado endurecimento cinemático, o que pode ser obtido pela utilização de material plástico cinemático (\*MAT\_PLASTIC\_KINEMATIC) da biblioteca de materiais do software Ls-Dyna (1998), com opção para  $\beta = 0.0$  e com a opção de escalonamento da tensão de escoamento ( $VP = 0.0$ ). A Figura 4.1 ilustra o comportamento do material empregado. Na Figura 4.1,  $l_0$  e  $l$  são os comprimentos indeformado e deformado de um corpo de prova em tração;  $E$  e  $E_t$  são as inclinações da curva de tensões bilinear.



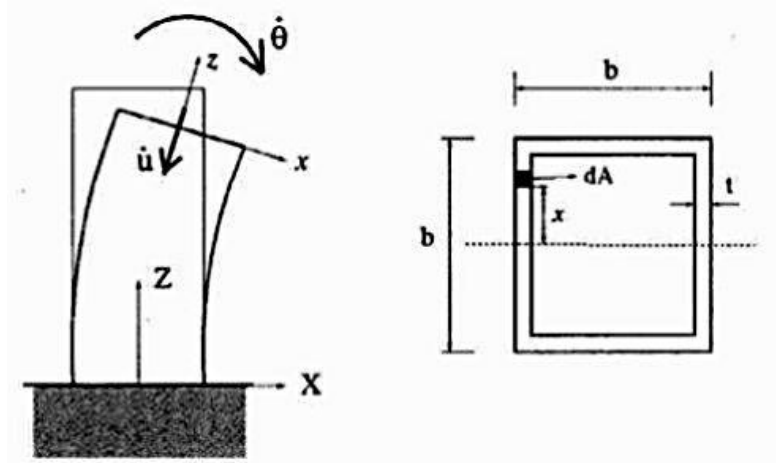
**Figura 4.1 – Comportamento elasto-plástico. (Fonte: Ls-Dyna, 1998)**

Kim e Wierzbicki (2001) apresentam um procedimento analítico para obtenção das curvas características dos tubos considerando tensão de fluxo constante. Dias de Meira Jr. (2010) apresenta o procedimento analítico para obtenção das curvas características levando em conta o efeito da taxa de deformação, para gerar as curvas características de Força *Versus* Deslocamento e Momento *Versus* Rotação que representam o comportamento dos tubos. Abaixo é apresentado o procedimento para obtenção das curvas proposto por Dias de Meira Jr. (2010).

A taxa de variação com o tempo do deslocamento axial  $\dot{u}_z$  e a taxa de variação com o tempo da rotação  $\dot{\theta}$  são aplicadas, resultando numa resposta de compressão e flexão. Dois sistemas de coordenadas são utilizados neste estudo: um no sistema de coordenadas global  $(X,Y,Z)$ , tendo sua origem no centro da base da viga indeformada, e outro no sistema de coordenadas local  $(x,y,z)$ , vinculado ao centro da seção transversal superior. O sistema de

coordenadas local está translacionando e rotacionando com a seção transversal superior na medida em que a deformação progride (Figura 4.2).

A razão adimensional da velocidade rotacional  $\dot{\theta}$  e a velocidade translacional  $\dot{u}_z$  é denotada por  $\eta$ . A definição de  $\eta$  segue a partir de considerações sobre a taxa de variação da energia (Kim e Wierzbicki, 2001).



**Figura 4.2 - Configuração do modelo (Fonte: Kim e Wierzbicki, 2001)**

A taxa de dissipação da energia de deformação numa viga é definida pela Equação (4.2).

$$\dot{E} = \int_V \sigma \dot{\epsilon} dV = \int_l dZ \int_A \sigma \dot{\epsilon} dA \quad (4.2)$$

onde  $V$  é o volume e  $A$  é a área da seção transversal. Utilizando a hipótese de Euler-Bernoulli:

$$\dot{\epsilon} = \dot{\epsilon}_0 + x\dot{k} \quad (4.3)$$

e pela definição de força axial  $N$  e momento fletor  $M$ , tem-se:

$$N = \int \sigma dA \quad (4.4)$$

$$M = \int \sigma x dA \quad (4.5)$$

A integração da Equação (4.2) com relação à área pode ser facilmente realizada.

$$\dot{E}_{puc} = \int_V \sigma (\dot{\epsilon}_0 + x\dot{k}) dA = \dot{\epsilon}N + \dot{k}M \quad (4.6)$$

onde  $\dot{E}_{puc}$  significa a taxa de variação com o tempo da energia de deformação por unidade de comprimento. Sendo que:

$$\dot{\varepsilon} = \frac{d\dot{u}_z}{dz} \quad (4.7)$$

$$\dot{k} = \frac{d\dot{\theta}}{dz} \quad (4.8)$$

A segunda integração com relação à  $z$  pode também ser realizada:

$$\dot{E} = \int \dot{E}_{puc} dz = \dot{u}_z N + \dot{\theta} M \quad (4.9)$$

É conveniente introduzir uma força axial adimensional  $n$  e um momento fletor adimensional  $m$ :

$$n = \frac{N}{N_0} \quad (4.10)$$

$$m = \frac{M}{M_0} \quad (4.11)$$

onde  $M_0$  é o momento de plastificação total e  $N_0$  é a força seccional de plastificação da seção definidos pelas Equações (4.12) e (4.13).

$$N_0 = \int \sigma_0 dA = \sigma_0 A \quad (4.12)$$

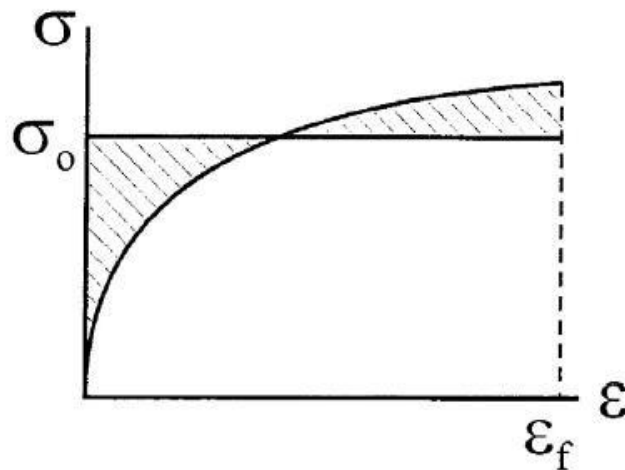
$$M_0 = \int \sigma_0 x dA = \sigma_0 Q \quad (4.13)$$

onde  $\sigma_0$  é a tensão de fluxo do material e  $Q$  é o primeiro momento de inércia da seção transversal. Neste trabalho, a tensão de fluxo é definida como uma tensão média sobre um dado intervalo de deformação  $(0, \varepsilon_f)$ , e é dada pela Equação (4.14):

$$\sigma_0 = \frac{1}{\varepsilon_f} \int_0^{\varepsilon_f} \sigma(\varepsilon) d\varepsilon \quad (4.14)$$

Isso é ilustrado na Figura 4.3, a qual mostra a equivalência do produto  $\sigma_0 \varepsilon_f$  com o valor atual da energia dissipada. Consequentemente,  $\sigma_0$  dado pela Equação (4.14) é denominado como tensão de fluxo equivalente a energia.





**Figura 4.3 - Tensão de fluxo equivalente a energia. (Fonte: Kim e Wierzbicki, 2001)**

Com as definições acima, a taxa de variação com o tempo de energia plástica pode ser transformada para:

$$\dot{E} = (N_0 \dot{u}_z) n + (M_0 \dot{\theta}) m \quad (4.15)$$

ou na forma normalizada:

$$\frac{\dot{E}}{M_0} = \frac{N_0}{M_0} \dot{u}_z n + \dot{\theta} m = \frac{A}{Q} \dot{u}_z n + \dot{\theta} m \quad (4.16)$$

Para uma seção quadrada:

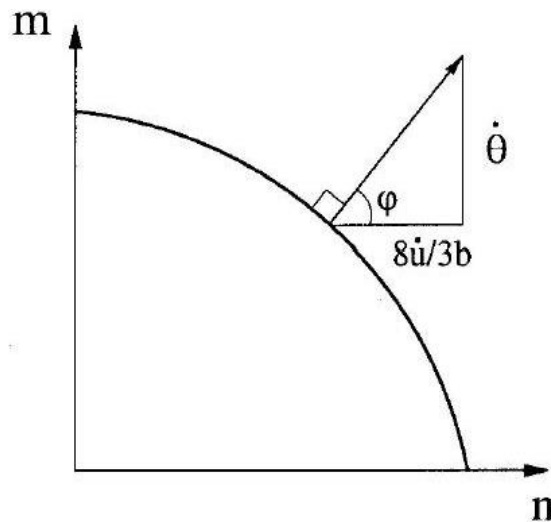
$$A = 4bt \quad (4.17)$$

$$Q = \frac{3}{2} b^2 t \quad (4.18)$$

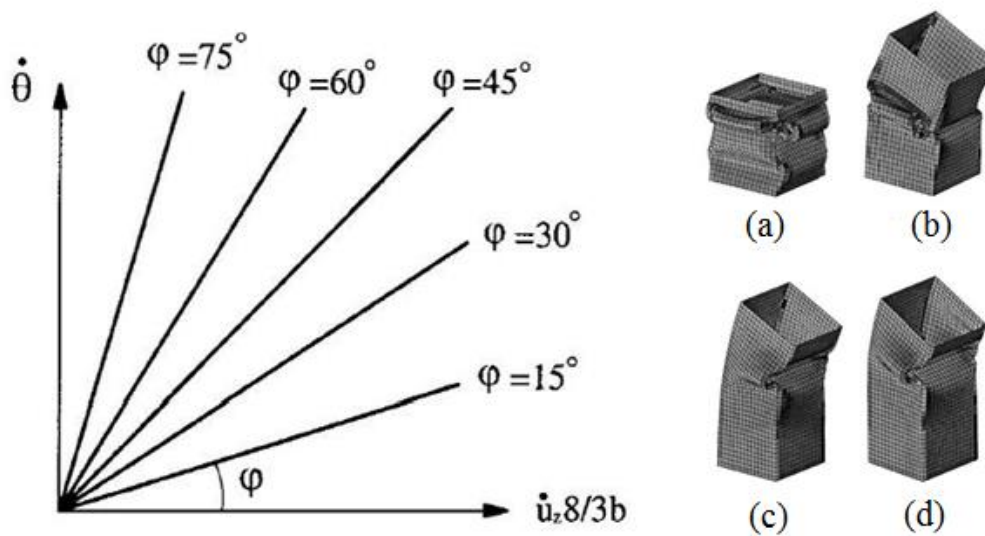
Substituindo-se as Equações (4.17) e (4.18) na Equação (4.16) tem-se:

$$\frac{\dot{E}}{M_0} = \frac{8}{3b} \dot{u}_z n + \dot{\theta} m \quad (4.19)$$

Assumindo que a regra de fluxo associada é válida, pode-se ver a partir da Equação (4.19) que para seções quadradas as componentes do vetor taxa de deformação generalizado são  $(8\dot{u}_z/3b\dot{\theta})$  (ver Figura 4.4). Para uma seção arbitrária, as componentes são  $(\dot{u}_z A/Q\dot{\theta})$ .



**Figura 4.4 - Vetor deslocamento e local de escoamento adimensional**  
(Fonte: Kim e Wierzbicki, 2001)



**Figura 4.5 - Relação entre a taxa de translação e rotação e formas deformadas para (a)  $\varphi = 0^\circ$ , (b)  $\varphi = 15^\circ$ , (c)  $\varphi = 60^\circ$  e (d)  $\varphi = 90^\circ$**  (Fonte: Kim e Wierzbicki, 2001).

Denote-se por  $\varphi$  o ângulo entre o vetor taxa de deformação e o eixo  $n$  do local de escoamento adimensionalizado. A razão entre os dois componentes do vetor deslocamento é, então,  $\eta = \tan(\varphi)$ . O parâmetro  $\eta$  determina a contribuição relativa de compressão e flexão.

$$\eta = \tan(\varphi) = \frac{3b\dot{\theta}}{8\dot{u}_z} \quad (4.20)$$

Análises computacionais foram realizadas para cada valor constante de  $\varphi$  (ou  $\eta$ ) sobre o intervalo de  $0^\circ$  a  $90^\circ$  com um incremento de  $15^\circ$  (Figura 4.5).

Correspondentemente,  $\eta$  está mudando a partir de  $0^\circ$  até  $\infty$ . Para o caso de  $\eta = 0$ , tem-se simplesmente compressão pura, ao passo que quando  $\eta = \infty$  corresponde a flexão pura. Para o caso de baixo  $\eta$ , é observado que o amassamento axial é dominante (ver Figura 4.5a), enquanto que para alto  $\eta$  o colapso por flexão é dominante (ver Figura 4.5d). Uma mudança na forma da curva momento-rotação e, assim, uma mudança no modo de falha ocorrem entre  $\eta = 0.5774$  ( $\varphi = 30^\circ$ ) e  $\eta = 1$  ( $\varphi = 45^\circ$ ), conforme pode ser visto na Figura 4.5b e Figura 4.5c.

Segundo Kim e Wierzbicki (2001), o amassamento no local da falha pode ser modelado utilizando-se o conceito de *superbeam element*, podendo ser considerado como uma “mola” simples, que tem as propriedades de colapso características da estrutura. Kim e Wierzbicki (2001) descrevem uma metodologia na qual a seção transversal é discretizada em quatro molas iguais, conforme apresentado na Figura 3.4.

As molas que representam a parte comprimida ou estendida do tubo terão seu comportamento dependente do modo de deformação de toda a coluna. Os seguintes casos podem ser considerados (Figura 4.6) onde as relações entre  $u_z$ ,  $\delta_1$ ,  $\delta_2$  e  $\theta$  são apresentadas nas equações (4.21) a (4.24), onde  $u_z$  é o deslocamento do centro da seção transversal;  $\delta_1$  é o deslocamento da mola na parte compressiva;  $\delta_2$  é o deslocamento da mola na parte tracionada e  $\theta$  é a rotação da seção transversal sob flexão:

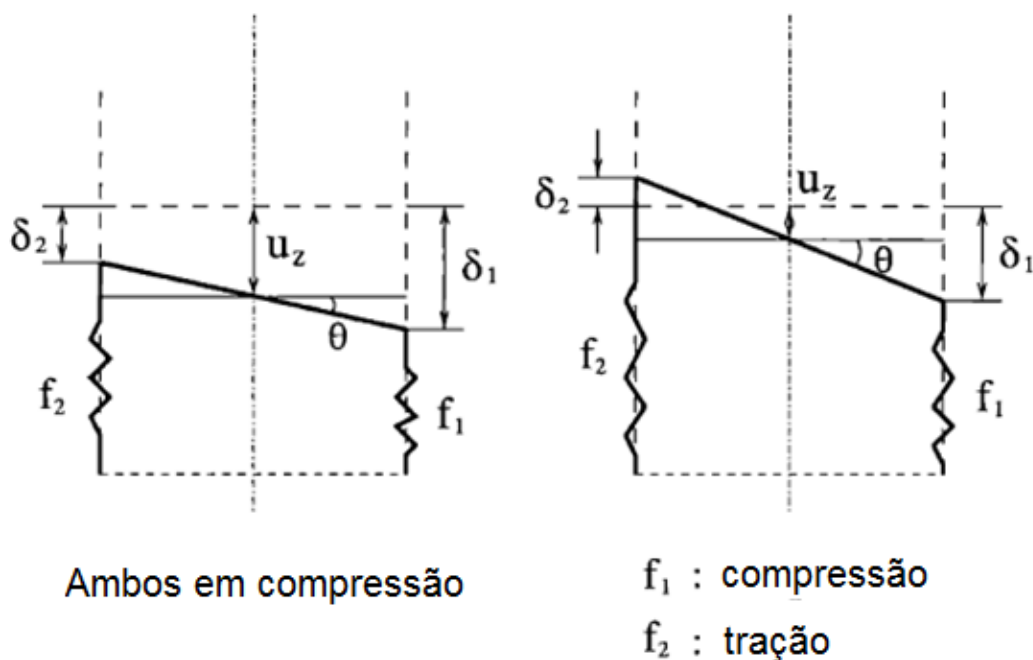


Figura 4.6 – Deslocamentos das molas. (Fonte: Kim e Wierzbicki, 2001)

Os deslocamentos  $\delta_1$  e  $\delta_2$  são dados pelas equações:

Caso I – Ambos compressão:

$$\delta_1 = u_z + \frac{b_{eff}}{2} \sin \theta \approx \frac{b\theta}{2} \left( \frac{3}{4\eta} + \frac{3}{4} \right) \quad (4.21)$$

$$\delta_2 = u_z - \frac{b_{eff}}{2} \sin \theta \approx \frac{b\theta}{2} \left( \frac{3}{4\eta} - \frac{3}{4} \right) \quad (4.22)$$

Caso II –  $f_1$  – compressão,  $f_2$  – tração

$$\delta_1 = u_z + \frac{b_{eff}}{2} \sin \theta \approx \frac{b\theta}{2} \left( \frac{3}{4\eta} + \frac{3}{4} \right) \quad (4.23)$$

$$\delta_2 = -u_z + \frac{b_{eff}}{2} \sin \theta \approx \frac{b\theta}{2} \left( -\frac{3}{4\eta} + \frac{3}{4} \right) \quad (4.24)$$

onde  $b_{eff} = 0.75b$  (Kim e Wierzbicki, 2001) e  $\theta$  é a rotação da seção transversal devido ao momento.

O deslocamento total para geração das curvas de Força *Versus* Deslocamento, é obtido por meio da equação:

$$\delta_t = \delta_1 + \delta_2 \quad (4.25)$$

Para o cálculo da deformação específica é necessário efetuar o cálculo de  $H$  através da Equação (3.1), sendo a deformação específica obtida pela equação:

$$\varepsilon(i) = (\delta_1 + \delta_2)/(2H) \quad (4.26)$$

O cálculo do vetor taxa de deformação é dado pela equação:

$$\dot{\varepsilon}(i) = \left( \varepsilon(i+1) - \varepsilon(i) / (t(i+1) - t(i)) \right) \quad i = 1, npt \quad (4.27)$$

O cálculo do novo vetor de tensões considerando a taxa de deformação pela relação constitutiva de Cowper e Symonds (1957) é realizado pela equação:

$$\sigma_1(i+1) = \sigma_0(1 + (\varepsilon(i)/D)^{1/q}) \quad i = 1, npt \quad (4.28)$$

O Momento de plastificação por unidade de comprimento corrigido é dado por:

$$M_{p1} = \sigma_1(i)(t)^2/4 \quad i = 1, npt \quad (4.29)$$

onde  $t$  é a espessura.

Uma vez que a metodologia de obtenção das curvas analíticas proposta se baseia em um mecanismo de amassamento cinematicamente admissível, fazem-se necessárias a correção do deslocamento total, da deformação específica e a criação de um novo vetor de tensões, que possibilite a correção da rotação, uma vez que um aumento nas tensões implica, necessariamente, um aumento dos deslocamentos e das rotações. Isso é obtido por meio das equações:

$$\varepsilon_1(i) = (\sigma_1(i)/\sigma_0)\varepsilon(i) \quad i = 1, npt \quad (4.30)$$

$$\delta_t(i) = (\sigma_1(i)/\sigma_0)\delta_t(i) \quad i = 1, npt \quad (4.31)$$

$$\sigma(i) = \sigma_0/(1 + \varepsilon_1(i)) \quad i = 1, npt \quad (4.32)$$

Para gerar a curva Momento *Versus* Rotação, deve-se corrigir a rotação utilizando as equações:

$$\theta(i) = \theta(i)(\sigma_1(i)/\sigma_0) \quad \text{se } \varphi=90 \quad i = 1, npt \quad (4.33)$$

$$\theta(i) = \theta(i)(\sigma_1(i)/\sigma(i)) \quad \text{se } \varphi<90 \quad i = 1, npt \quad (4.34)$$

Justifica-se o escalonamento direto pela razão das tensões, uma vez que a metodologia empregada pelo software Ls-Dyna também se utiliza do mesmo artifício para levar em conta o efeito da taxa de deformação, conforme já apresentado.

Com o valor do momento de plastificação corrigido é possível obter  $C_I$ :

$$C_I(i) = 1.17 \left( 3\pi M_{p1}(i) \right) (b/t)^{1/3} \quad i = 1, npt \quad (4.35)$$

onde  $C_I$  é a constante de plastificação corrigida.

A partir da obtenção do valor de  $C_I$  é possível calcular os valores de  $f_1$  e  $f_2$  a partir das equações:

$$f_1(i) = C_1(i) / \left( (\delta_1(i)/H(i))^{1/2} \right) \quad i = 1, \text{ npt} \quad (4.36)$$

$$f_2(i) = C_1(i) / \left( (\delta_2(i)/H(i))^{1/2} \right) \quad i = 1, \text{ npt} \quad (4.37)$$

Para  $\varphi > 40^\circ$  o cálculo da  $f_2$  é obtida pela Equação:

$$f_2(i) = f_{min} + \left( -f_{min}(\varepsilon(i)/\varepsilon_f) \right) \quad i = 1, \text{ npt} \quad (4.38)$$

onde  $\delta_1$  é o deslocamento da mola em compressão,  $\delta_2$  é o deslocamento da mola em compressão ou tração,  $H$  é a metade do comprimento da onda de amassamento plástico (Equação(3.1)) e  $f_1$  e  $f_2$  são as forças desenvolvidas na seção em 1 e 2 (ver Figura 4.6), respectivamente.  $f_{min}$  é a força mínima desenvolvida na seção (Equação (4.42)) e  $\varepsilon_f$  é a deformação específica correspondente ao final do evento e pode ser calculada pela equação:

$$\varepsilon_f = \varepsilon(index) \quad (4.39)$$

onde o valor de *index* é obtido pela comparação do valor do deslocamento total ( $\delta_t$ ) com o deslocamento obtido pela Equação (4.40), adotando-se para *index* a posição do vetor que melhor aproxime o valor de  $\delta_t$  com  $2H$ .

$$H < \delta_t < 2H \quad (4.40)$$

Para o cálculo da força corrigida para gerar a curva de Força *Versus* Deslocamento para  $0^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$  é utilizada equação:

$$F(i) = f_1(i) + f_2(i) \quad (4.41)$$

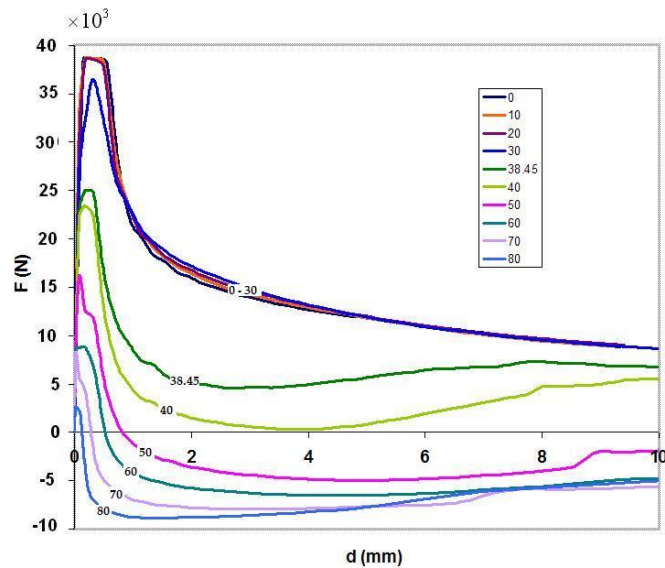
O valor da força mínima desenvolvida na seção é corrigido pela equação:

$$f_{min} = -(2 \max(b_t) + b)t \max(\sigma_1) \quad (4.42)$$

onde  $b_t$  é o comprimento da largura do tubo tracionado e é obtido pela equação:

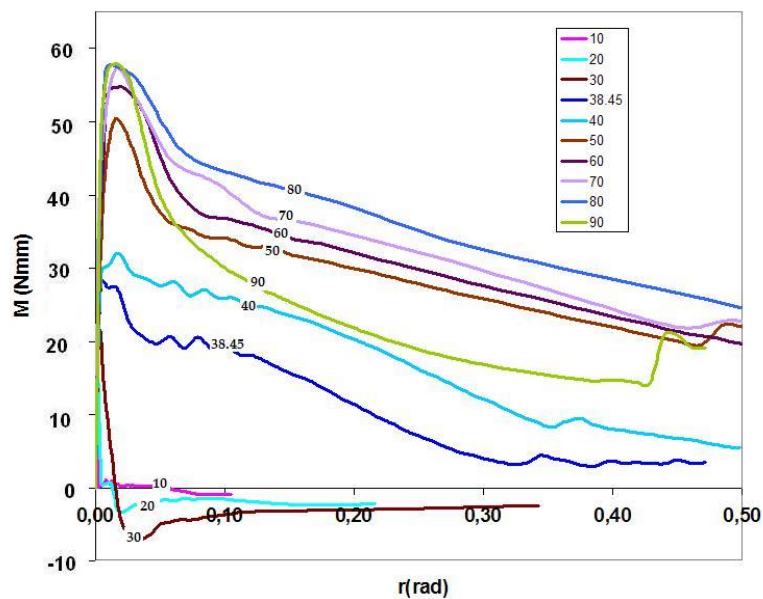
$$b_t = \frac{b}{1 + \frac{abs(\delta_1)}{abs(\delta_2)}} \quad (4.43)$$

Pode-se observar nos gráficos das Figura 4.7 e Figura 4.8 de Força *Versus* Deslocamento e Momento *Versus* rotação que existe um padrão de comportamento bem definido para as curvas. A diferença de posição entre as curvas em cada figura ocorre por um fator de escala. Na Figura 4.9 apresenta-se o comportamento do valor da força máxima adimensionalizada ( $F_{max}/F_0$ ) verificada durante o evento de amassamento e flexão em função do ângulo  $\varphi$ . Pode ser observado na Figura 4.9 que existe um padrão de comportamento para as diferentes seções de tubos avaliadas.



**Figura 4.7 - Curvas Força *Versus* Deslocamento para Tubo 40x40x1.0 mm.**

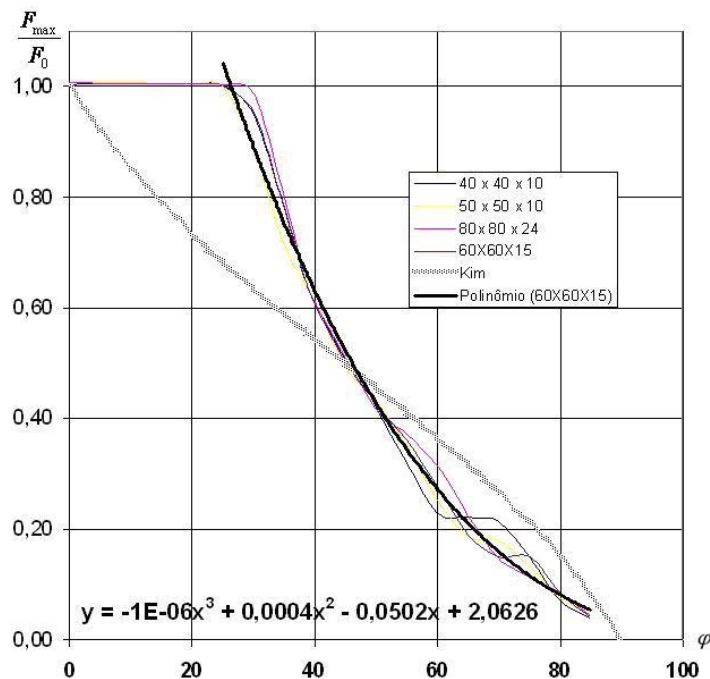
(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)



**Figura 4.8 - Curvas Momento *Versus* Rotação para Tubo 40x40x1.0 mm.**

(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)

Verificando-se a Figura 4.7 (gráfico de Força *Versus* Deslocamento), existe um ângulo para o qual o colapso do tubo deixa de ser por compressão dominante e passa à flexão dominante. Este ângulo é chamado de ângulo de transição e ocorre quando  $\varphi = 38.45^\circ$ . O mesmo ocorre para o gráfico de Momento *Versus* Rotação (ver Figura 4.8) no qual se verifica que para ângulo  $\varphi < 38.45^\circ$ , o colapso passa de flexão dominante para compressão dominante. A definição do ângulo de transição é muito importante, pois o mesmo é à base do Método do Ângulo de Transição (MAT) que é apresentada com detalhes na Seção 4.2.1.



**Figura 4.9 - Força máxima adimensionalizada *Versus* ângulo  $\varphi$ .**  
(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)

A força máxima é corrigida pelas Equações (4.44) e (4.45), sendo que para  $\varphi$  até  $30^\circ$  o valor da força máxima não se altera com a variação do ângulo  $\varphi$  e é dado pela Equação (4.44).

Para  $\varphi = 0^\circ$  até  $30^\circ$ :

$$F_{max} = 4bt\sigma_1 \quad (4.44)$$

onde  $\sigma_1$  é a tensão corrigida levando em conta a taxa de deformação (Equação (4.28)),  $t$  é a espessura da parede do tubo e  $b$  é a largura da seção transversal do tubo de seção quadrada.

Para  $\varphi=30^\circ$  até  $90^\circ$ , o valor da força máxima pode ser fornecido pela equação:

$$F_{max} = (-1.00E - 06x^3 + 4.00E - 04 - 5,02E - 02 + 2.0626)4bt\sigma_1 \quad (4.45)$$



Para gerar a curva Momento *Versus* Rotação é necessário determinar o momento, o qual varia ao longo do tempo e é dado pela equação:

$$M = (b_{eff}/2)(f_1 - f_2) \quad 0^\circ < \varphi < 38.45^\circ \quad (4.46)$$

Se  $\varphi \geq 38.45^\circ$  e  $\varphi \leq 40^\circ$ , o momento é calculado utilizando-se a equação:

$$M = -(0.75b/2)f_1 + (b/2)f_2 \quad (4.47)$$

O momento ao longo do tempo para  $40^\circ \leq \varphi \leq 90^\circ$  durante o evento de amassamento e flexão pode ser obtido pela equação:

$$M = (b/2)(f_1 - f_2) \quad (4.48)$$

Na Equação (4.46), o termo  $b_{eff}$  é a largura efetiva dos elementos da seção transversal que se encontram total ou parcialmente submetidos a tensões normais de compressão, que através da Tabela 4.1 retirada da norma NBR-14762 (2010), e para todos os elementos com bordas vinculadas, pode ser obtido pela Equação (4.49).

$$b_{eff} = [b(1 - 0.22/\lambda_p)]/\lambda_p \quad (4.49)$$

onde  $b$  é a largura do elemento,  $\lambda_p$  é o índice de esbeltez reduzido do elemento, definido como:

$$\lambda_p = \frac{b/t}{0.95(kE/\sigma)^{1/2}} \quad (4.50)$$

onde  $t$  é a espessura do elemento,  $k$  é o coeficiente de flambagem local, a ser calculado de acordo com a norma NBR-14762 e  $\sigma$  é a tensão normal de compressão.

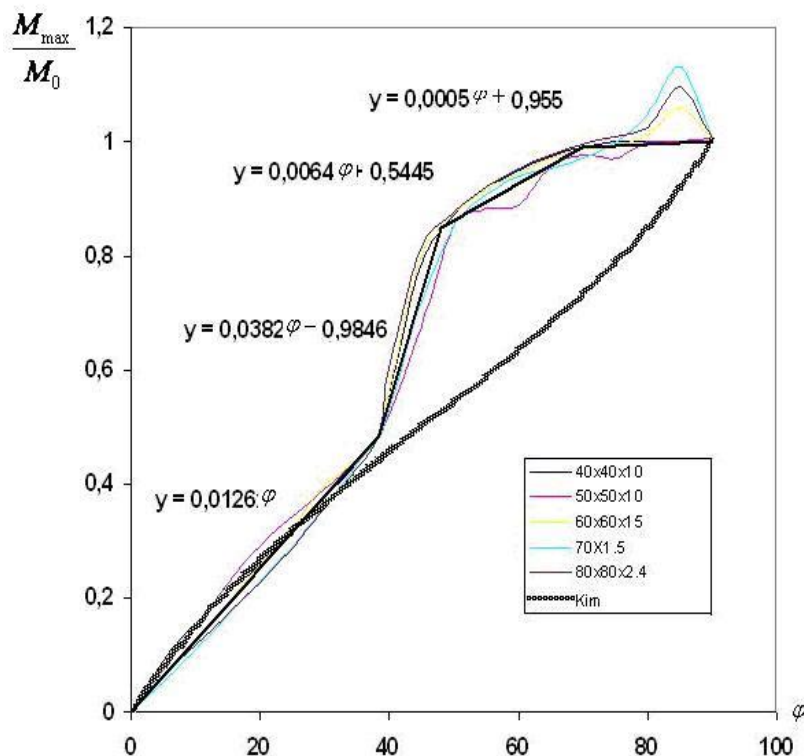
Para  $\lambda_p \leq 0.673$  a largura efetiva é a própria largura do elemento. A tensão normal de compressão, para cada elemento total ou parcialmente comprimido, é a máxima tensão de compressão, calculada para a seção efetiva, que ocorre quando a seção atinge o escoamento.

O uso da Equação (4.49) foi proposto por Dias de Meira Jr. (2010) para melhorar os resultados, pois Kim e Wierzbicki (2001) utilizaram  $b_{eff} = 0,75b$ , a qual não apresentou bons resultados. Dias de Meira Jr. (2010) mostrou que a Equação (4.49) pode ser utilizada com boa precisão também para carregamentos dinâmicos através de estudos numéricos, já que a norma NBR-14762 (2010) leva em conta cargas estáticas. Segundo Yu (2000), a largura efetiva

calculada pela Equação (4.52) da norma AISI S100 (2007), pode ser usada para o cálculo do  $b_{eff}$  de elementos comprimidos sob cargas dinâmicas sem perda de precisão, e não somente para cargas estáticas. No livro de Yu (2000) a figura 3.12 da página 111, mostra-se a correlação entre a largura efetiva calculada pela Equação (4.52) e dados experimentais, confirmando o acima foi afirmado.

$$b_{eff} = 1.9t \sqrt{\frac{E}{f_{max}}} \left( 1.0 - 0.415 \frac{t}{b} \sqrt{\frac{E}{f_{max}}} \right) \quad (4.51)$$

As curvas que descrevem o comportamento do momento máximo adimensionalizado em função do valor do ângulo  $\varphi$  são apresentadas na Figura 4.10.



**Figura 4.10 - Curva de momento máximo adimensionalizado Versus ângulo  $\varphi$ .**

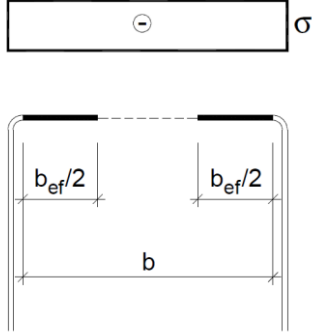
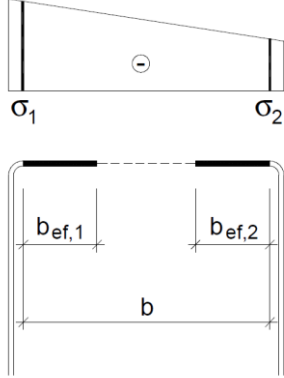
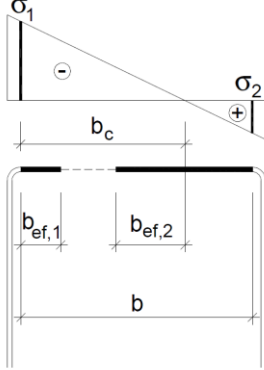
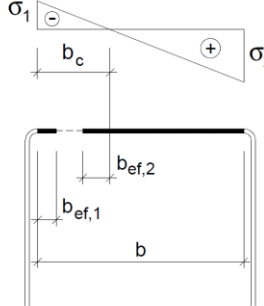
(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)

O momento máximo é corrigido pelas Equações (4.52) a (4.55):

Para  $\varphi = 0^\circ$  até  $38.45^\circ$ :

$$M_{max} = 0.0126\varphi(4bt\sigma_1(0.75b/2)) \quad (4.52)$$

Tabela 4.1 - Largura efetiva e coeficientes de flambagem local para elementos AA.

Caso a		$k = 4,0$
Caso b		$0 \leq \psi = \sigma_2 / \sigma_1 < 1,0$ $b_{ef,1} = b_{ef} / (3-\psi)$ $b_{ef,2} = b_{ef} - b_{ef,1}$ $k = 4 + 2(1-\psi) + 2(1-\psi)^3$
Caso c	 <p data-bbox="432 1447 852 1509">Nota: a parte tracionada deve ser considerada totalmente efetiva</p>	$-0,236 < \psi = \sigma_2 / \sigma_1 < 0$ $b_{ef,1} = b_{ef} / (3-\psi)$ $b_{ef,2} = b_{ef} - b_{ef,1}$ $k = 4 + 2(1-\psi) + 2(1-\psi)^3$
Caso d	 <p data-bbox="395 1854 900 1917">Nota: a parte tracionada deve ser considerada totalmente efetiva</p>	$\psi = \sigma_2 / \sigma_1 \leq -0,236$ $b_{ef,1} = b_{ef} / (3-\psi)$ $b_{ef,2} = 0,5b_{ef}$ sendo $b_{ef,1} + b_{ef,2} \leq b_c$ $k = 4 + 2(1-\psi) + 2(1-\psi)^3$
Nota: O sinal (-) indica compressão.		

Para  $\varphi = 38.45^\circ$  até  $48^\circ$ :

$$M_{max} = (0.0382\varphi - 0.9846)(4bt\sigma_1(0.75b/2)) \quad (4.53)$$

Para  $\varphi = 48^\circ$  até  $70^\circ$ :

$$M_{max} = (0.0064\varphi + 0.5445)(4bt\sigma_1(0.75b/2)) \quad (4.54)$$

Para  $\varphi = 70^\circ$  e  $90^\circ$ :

$$M_{max} = (0.0005\varphi + 0.955)(4bt\sigma_1(0.75b/2)) \quad (4.55)$$

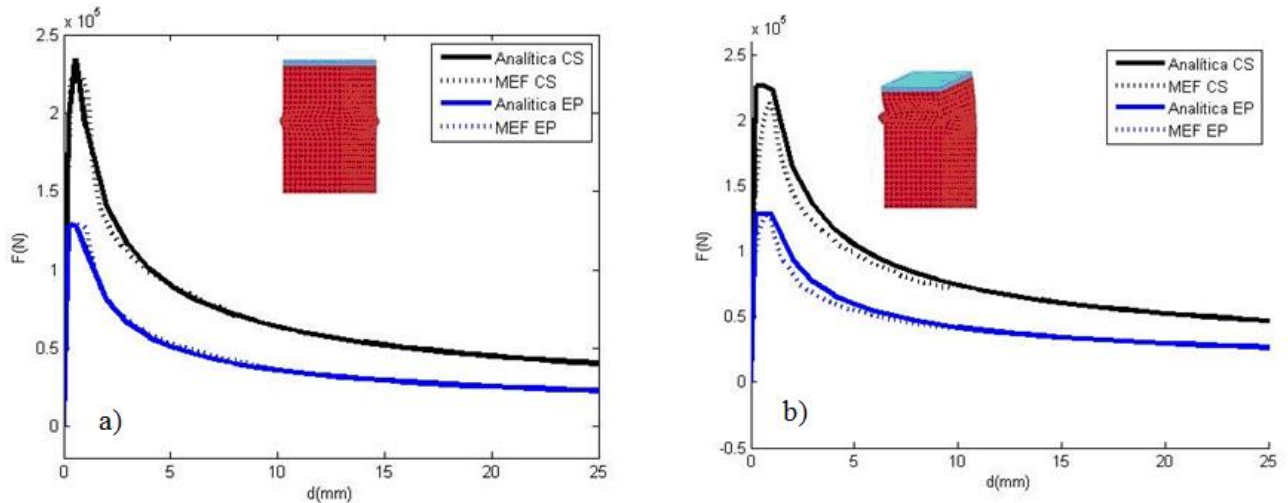
### ***Curvas analíticas obtidas a partir da formulação apresentada - Força***

As propriedades mecânicas utilizadas para obtenção das curvas através de MEF e Analíticas apresentadas nesta seção são as do aço NBR 7008 ZAR-230 com  $\sigma_y = 230$  MPa e  $\sigma_u = 310$  MPa com tensão de fluxo plástico  $\sigma_0 = 267$  MPa (obtida por meio da Equação (4.1)). O módulo tangente  $E_t$  utilizado foi de 730 MPa.

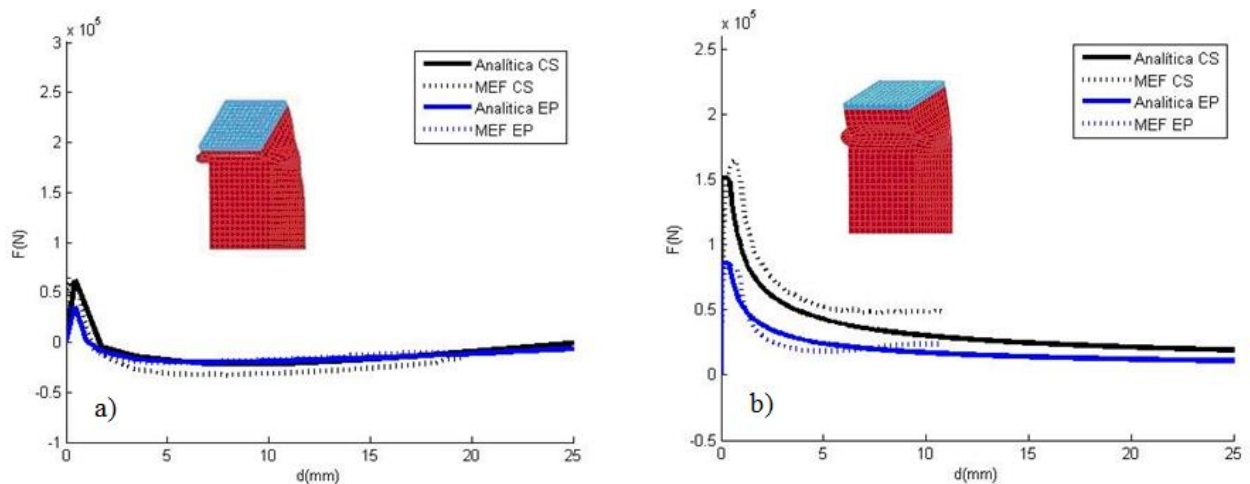
As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam os resultados obtidos para o tubo de 60x60x2.0mm para os valores das Forças *Versus* Deslocamento para  $\varphi$  igual a  $0^\circ$ ,  $30^\circ$ ,  $38.45^\circ$  e  $60^\circ$ . As curvas pontilhadas representam a solução obtida por MEF e as curvas cheias a solução analítica usando o método de Dias de Meira Jr. (2010) apresentado anteriormente (Seção 4.1.1). As curvas azuis representam o material com comportamento elasto-plástico com  $\sigma_y = \sigma_0$  (kim e Wierzbicki, 2001) e as curvas pretas, a aplicação de material com endurecimento cinemático utilizando o modelo de Cowper e Symonds e a opção de escalonamento da tensão de escoamento. Comparando-se a curva azul com a curva preta nas Figuras 4.11 e 4.12, nota-se um incremento considerável na resistência a deformação do tubo, mostrando a influência da sensibilidade à taxa de deformação do material.

Pode-se observar nas Figuras 4.11 e 4.12 (a) uma aproximação muito boa entre as curvas obtidas por MEF e a solução analítica.

A Figura 4.12 (b) apresenta a curva Força *Versus* Deslocamento para  $\varphi = 38.45$ . Para valores de  $\varphi$  entre  $35^\circ$  e  $40^\circ$  os resultados não são bons por ser esta região a transição entre compressão dominante e flexão dominante.



**Figura 4.11- Curvas de Força x Deslocamento para tubo 60x60x2.0mm, a)  $\varphi=0.0^\circ$  e b)  $\varphi=30^\circ$  (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**



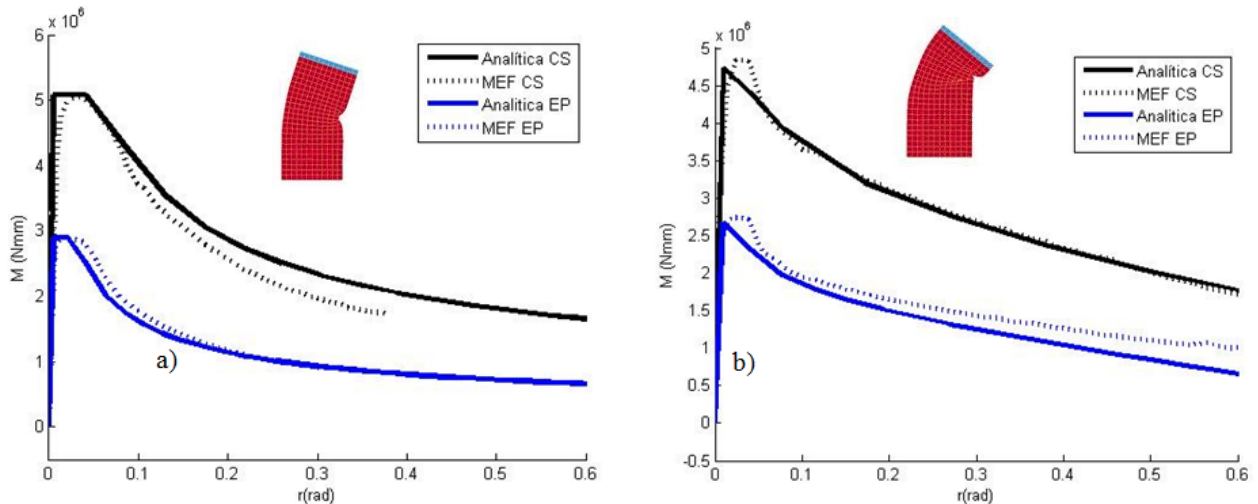
**Figura 4.12 - Curvas de Força x Deslocamento para tubo 60x60x2.0mm, a)  $\varphi=60^\circ$  e b)  $\varphi=38.45^\circ$  (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**

#### *Curvas analíticas obtidas a partir da formulação apresentada - Momento*

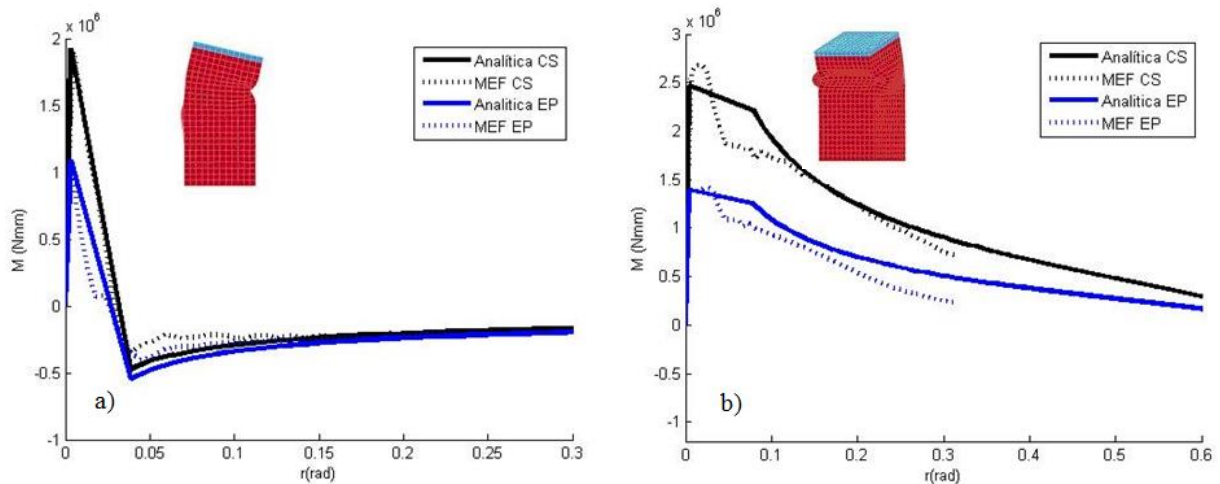
As Figuras 4.13 e 4.14 (a) apresentam os resultados obtidos para o tubo de 60x60x2.0mm para os valores de Momento *Versus* Rotação para valores de  $\varphi$  iguais a  $30^\circ$ ,  $38.45^\circ$ ,  $60^\circ$  e  $90^\circ$ .

A Figura 4.14 (b) apresenta os resultados para  $\varphi=38.45^\circ$ . Verificam-se diferenças entre as curvas obtidas por MEF e o método analítico, porém as curvas são consideradas satisfatórias.

Os resultados apresentam uma aproximação muito boa entre o método analítico e o MEF.



**Figura 4.13 - Curvas de Momento x Rotação para tubo 60x60x2.0 mm, a)  $\varphi=90^\circ$  e b)  $\varphi=60^\circ$  (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**



**Figura 4.14 - Curvas de Momento x Rotação para tubo 60x60x2.0 mm, a)  $\varphi=30^\circ$  e b)  $\varphi=38.45^\circ$  (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**

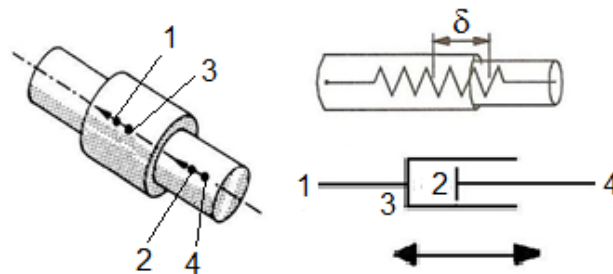
## 4.2 Modelos simplificados utilizando estruturas de vigas com juntas translacionais e esféricas (Dias de Meira Jr., 2010)

Na tese de doutorado de Dias de Meira Jr. (2010), apresenta-se o desenvolvimento de um método de análise que se baseia em modelos unifilares substitutos da estrutura real, que são montados com elementos rígidos e/ou elásticos/elasto-plásticos unidos por meio de juntas esféricas e translacionais, formando um modelo simplificado de vigas da estrutura que se deseja analisar. Os métodos desenvolvidos por Dias de Meira Jr. (2010) foram o Método do Ângulo Real (MAR) e o Método do Ângulo Médio (MAT), sendo o MAR o método que apresenta

melhores resultados, por isso será o método utilizado neste trabalho, sendo os métodos apresentados com detalhes na Seção 4.2.1.

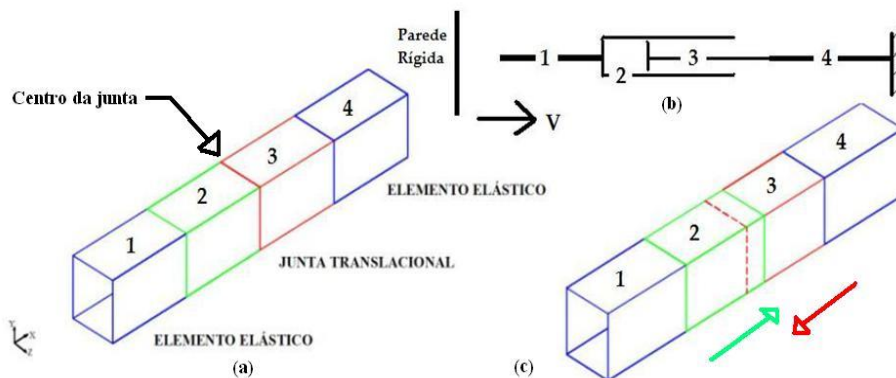
As juntas translacionais utilizadas estão apresentadas na Figura 4.15, disponíveis no software Ls-Dyna (1998) através dos comandos “\*CONSTRAINED\_JOINT\_CYLINDRICAL” e “\*CONSTRAINED\_JOINT\_STIFFNESS\_TRANSLATIONAL”.

Um exemplo de como são utilizadas as juntas translacionais é apresentado na Figura 4.16. O elemento de viga 1, feito de material elástico, impacta contra a parede; os elementos 2 e 3 são feitos de material rígido e o elemento 4, de material elástico. Os elementos 2 e 3 representam a junta translacional, podendo um passar sobre o outro, de forma semelhante ao que acontece num elemento do tipo amortecedor, como mostrado na Figura 4.15. A parede rígida avança contra o tubo com uma velocidade  $V$ .

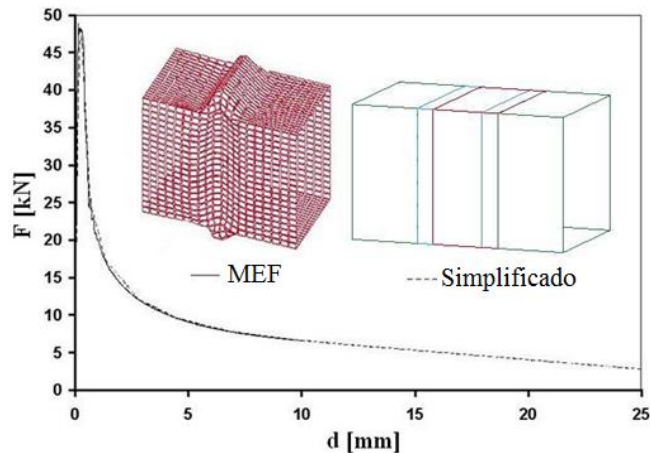


**Figura 4.15 - Junta translacional (Fonte: LS-Dyna, 1998)**

A junta translacional tem sua relação constitutiva fornecida por meio de uma curva Força *Versus* Deslocamento não linear, como mostrado na Figura 4.17 (curva com o MEF). Na Figura 4.17 se apresentam a resposta obtida ao impactar um modelo em elementos finitos de casca que representa um tubo de parede fina sobre uma parede rígida e a resposta da junta translacional para o modelo simplificado, notando-se boa concordância nos resultados.



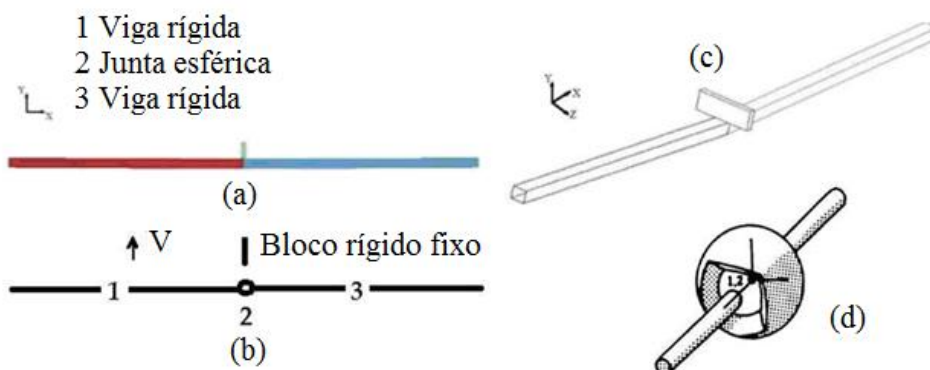
**Figura 4.16 - Junta translacional (a) Estrutura indeformada; (b) Esquema; (c) Estrutura deformada (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**



**Figura 4.17 - Comparação da relação Força axial aplicada  $F$  vs Deslocamento axial  $d$ .  
(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**

As juntas esféricas utilizadas são apresentadas na Figura 4.4 (d), disponível na biblioteca de elementos do software Ls-Dyna (1998) através dos comandos “\*CONSTRAINED\_JOINT\_SPHERICAL” e “\*CONSTRAINED\_JOINT\_STIFFNESS\_GENERALIZED” (ver Anexo D).

A Figura 4.18 representa o modelo simplificado de uma viga que impacta contra um obstáculo rígido na sua parte central, de forma a sofrer flexão pura, e apresenta a metodologia de utilização das juntas esféricas. A discretização é realizada utilizando-se elementos de vigas, material rígido, indicados com números 1 e 3 na Figura 4.18 (b). A junta esférica é indicada com o número 2 na Figura 4.18 (b). Na Figura 4.18 (a) é apresentada uma vista frontal do tubo e do obstáculo (bloco rígido fixo) contra o qual a viga impacta com velocidade  $V$ . A Figura 4.18 (c) apresenta a deformada, podendo ser visualizada a rotação sofrida pela viga.

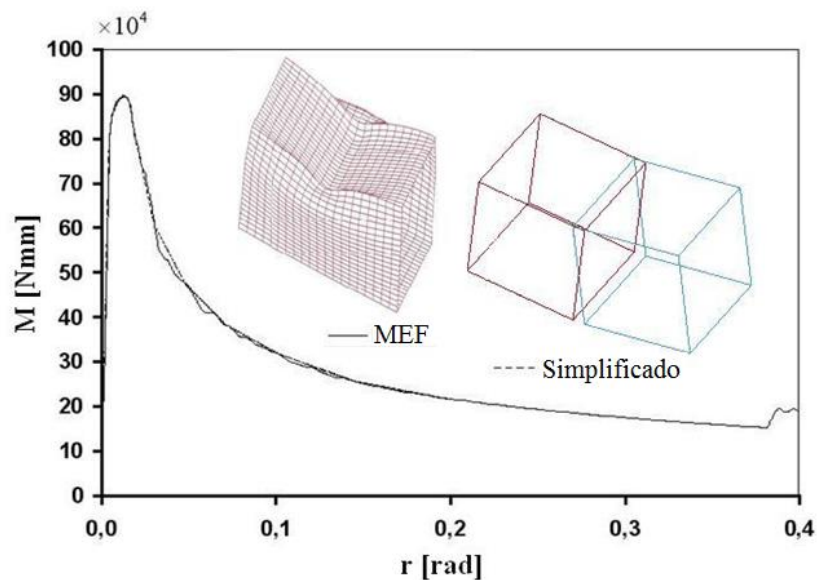


**Figura 4.18 - Modelo simplificado de viga impactando contra obstáculo rígido (a) Vista frontal; (b) Esquema; (c) Deformada; (d) Junta esférica (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**



A junta esférica tem sua relação constitutiva fornecida por meio de uma curva Momento *Versus* Rotação da junta, como mostrado na Figura 4.19 (curva MEF).

Na Figura 4.19 apresenta-se a resposta obtida ao impactar um modelo de elementos finitos que representa um tubo retangular de parede fina sobre um obstáculo rígido que induz uma flexão e a resposta do modelo simplificado empregando a junta esférica, como apresentado na Figura 4.18. As duas curvas da Figura 4.19 são praticamente coincidentes, o que demonstra uma boa concordância dos resultados. A seguir se apresenta um exemplo que demonstra a modelagem de estruturas de vigas utilizando esses dois tipos de juntas, translacional e esférica, com o objetivo de ilustrar como a utilização desses tipos de juntas captura o comportamento do tubo sob a combinação de esforços de compressão e flexão e como ocorre a interação entre esses esforços.

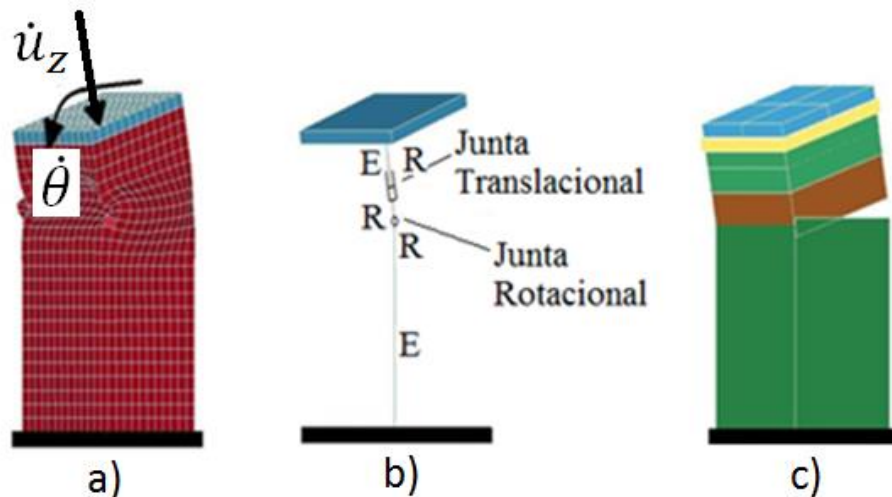


**Figura 4.19 - Comparação da relação Momento Vs Rotação.**

**(Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)**

Para simular a interação entre os esforços de compressão e flexão reproduz-se o problema da Figura 4.2, utilizando para tal um tubo de seção quadrada com largura  $b = 60$  mm e  $t = 2$  mm, conforme apresentado na Figura 4.20. Os tubos são feitos de aço de baixo carbono com módulo de elasticidade longitudinal  $E = 207$  GPa, tensão de escoamento  $\sigma_y = 240$  MPa, material elasto-plástico perfeito, com coeficiente de Poisson  $\nu = 0.3$ . Foi utilizado o elemento de casca de 4 nós (SHELL163) (Figura 4.20 (a)). A malha de elementos finitos foi gerada com tamanho 5 mm. Para aplicar as velocidades prescritas na extremidade superior do tubo, se consideram todos os nós da extremidade superior vinculados a um corpo rígido (ver Figura 4.20), no qual se aplicam

as velocidades prescritas, tornando assim as condições mais próximas possíveis às que ocorreriam no caso de um elemento de viga submetido a esforço normal e momento fletor aplicados simultaneamente, conforme apresentado na Figura 4.2. Para restringir o modelo, todos os nós da extremidade inferior do tubo tem deslocamento igual a zero nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , bem como as rotações em torno de  $x$ ,  $y$  e  $z$ . A Figura 4.20 (b) apresenta o modelo simplificado, que é composto por 5 elementos de viga, 2 elementos elásticos (E) e 3 elementos rígidos (R).

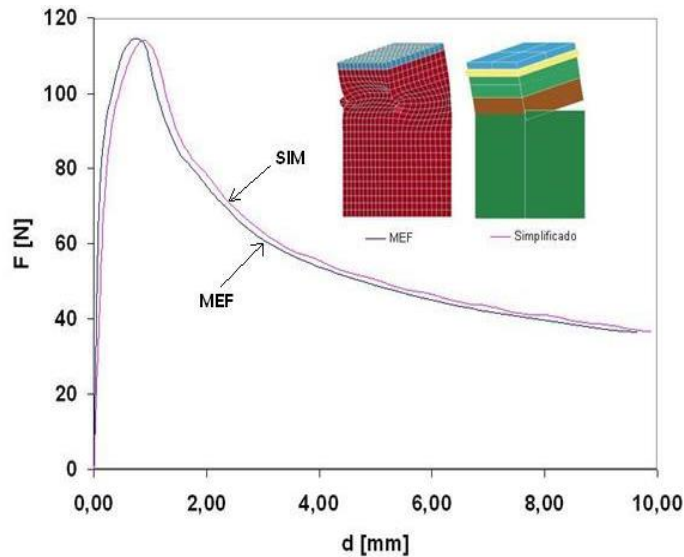


**Figura 4.20 - Modelo de casca e modelo simplificado (a) Casca; (b) Simplificado estilo unifilar; (c) Simplificado estilo prisma tridimensional (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**

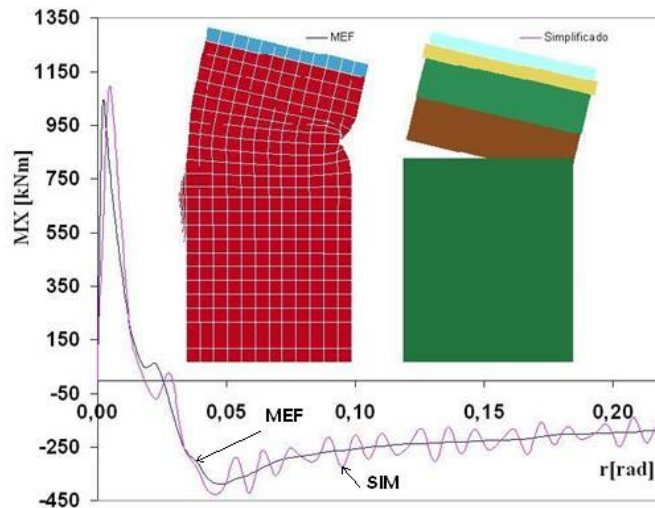
Neste exemplo o ângulo  $\varphi$  foi considerado  $30^\circ$  para considerar a interação entre compressão e flexão, bem como uma velocidade  $\dot{u}_z = 1000$  mm/s. Isolando  $\dot{\theta}$  na Equação (4.20), obtém-se a velocidade angular que deverá ser aplicada. Calculando o valor de  $\dot{\theta}$  obteve-se 25.66 rad/s.

As Figuras 4.21 e 4.22 apresentam uma superposição das curvas obtidas por MEF e fornecidas como dados de entrada, representando as características de rigidez das juntas translacionais e esféricas com as curvas obtidas como resposta no modelo simplificado como reação no corpo rígido, que está vinculada à parte superior do tubo (prisma azul).

Pode-se observar nas Figuras 4.21 e 4.22 uma boa aproximação entre as curvas obtidas utilizando MEF e as curvas obtidas utilizando o modelo simplificado. Em razão da existência da interação entre os esforços de compressão e flexão, existe apenas uma aproximação entre os resultados, não se reproduzindo a precisão encontrada nas Figuras 4.17 e 4.19, onde havia atuação de somente um esforço sem a interação.



**Figura 4.21 - Comparação curvas Força Vs Deslocamento (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010).**



**Figura 4.22 - Comparação curvas Momento Vs Rotação. (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)**

#### 4.2.1 Metodologia para implementação do modelo simplificado utilizando o MAR

Nesta seção se apresenta a metodologia que deve ser utilizada para a implementação do modelo simplificado utilizando o Método do Ângulo Real (MAR) proposto por Dias de Meira Jr. (2010) e que é utilizado neste trabalho. Nos Anexos A e B, se apresenta os algoritmos para implementação do MAR e o geração de curvas características dos tubos considerando a taxa de deformação.

A metodologia MAR foi proposta para considerar a diferença de solicitação de cada junta. O Método do Ângulo de Transição (MAT) utiliza para todas as juntas, curvas

características com  $\varphi = 38.45^\circ$ , que considera que uma junta com interação entre compressão e flexão. Como comentado anteriormente,  $\varphi = 38.45^\circ$  é chamado de ângulo de transição, pois o esforço no tubo passa de compressão dominante para flexão dominante, ou vice-versa.

Propõe-se como procedimento de trabalho uma metodologia dividida em quatro etapas de processamento:

1) **Etapa 1:** avaliar o comportamento da estrutura em análise para determinar a localização das juntas rotacionais e translacionais. Não existe, *a priori*, nenhuma regra para determinar a utilização de uma junta esférica ou translacional, bem como a localização das mesmas.

2) **Etapa 2:** A estrutura é analisada utilizando-se as curvas características que simulam o comportamento dos tubos com o ângulo de transição de transição ( $\varphi = 38.45^\circ$ ) para representar as rigidezes dos tubos que formam um modelo substituto simplificado da estrutura real constituído por vigas flexíveis e/ou rígidas unidas por meio de juntas esféricas e translacionais não lineares. Define-se esta metodologia com o nome MAT (Método do Ângulo de Transição).

3) **Etapa 3:** São retirados do modelo processado na Etapa 2, para os nós onde são colocados as juntas esféricas e translacionais, a velocidade de deslocamento  $\dot{u}_z$  e de rotação  $\dot{\theta}$ . Com essas velocidades, utilizando a Equação (4.20) calcula-se o valor real de  $\eta$  e, por meio dele, o valor real de  $\varphi$  para cada junta. Como o valor real do ângulo  $\varphi$  varia com o tempo, propõe-se uma correção que utiliza o maior valor deste ângulo para as juntas esféricas e o menor valor para as juntas translacionais, verificado durante todo o intervalo de tempo do evento a ser analisado. Pretende-se com esse procedimento contornar o efeito das oscilações indesejáveis características do sistema. Este valor real de  $\varphi$  vai ser utilizado para definir a nova curva a ser utilizada na análise da estrutura de vigas. A correção proposta segue a seguinte lógica:

$$\begin{aligned} - 0^\circ \leq \varphi \leq 35^\circ & \rightarrow \varphi = 0^\circ \text{ (junta translacional)} \\ - 35^\circ < \varphi \leq 40^\circ & \rightarrow \varphi = 38.45^\circ \text{ (ângulo de transição)} \\ - 10^\circ < \varphi \leq 90^\circ & \rightarrow \varphi = 90^\circ \text{ (junta esférica)} \end{aligned}$$

Este arredondamento é utilizado, pois simplifica o método sem perda de precisão, e porque as curvas de  $\varphi$  igual a  $0^\circ$ ,  $38.45^\circ$  e  $90^\circ$  conseguem representar o comportamento do tubo quando tem-se somente compressão pura ( $0^\circ$ ), somente flexão pura ( $90^\circ$ ) e a interação de flexão e compressão ( $38.45^\circ$ ), conforme pode ser visto nas Figuras 4.7 e 4.8, diminuindo as oscilações indesejáveis.

4) **Etapa 4:** A estrutura é analisada novamente, utilizando-se as curvas características relativas ao ângulo  $\varphi$  obtidas na Etapa 3 para representar as rigidezes de cada junta. Esta metodologia recebe o nome de MAR (Método do Ângulo Real).

Maiores detalhes sobre as oscilações indesejáveis dos resultados podem ser encontrados na tese de doutorado de Dias de Meira Jr. (2010).

### 4.3 Metodologia de avaliação de estruturas de ônibus submetidas a impacto

Esta metodologia foi apresentada por Dias de Meira Jr. (2010) para a otimização de estruturas de ônibus interurbano sob impacto frontal, sendo que neste trabalho a mesma será utilizada para a avaliação da estrutura de ônibus submetida a impacto semi-frontal.

Os procedimentos apresentados anteriormente, para a determinação da rigidez dos componentes estruturais formados por tubos de parede fina e a metodologia de utilização de modelos simplificados, fornecem condições para um trabalho de reengenharia e obtenção de estruturas de carrocerias de ônibus interurbano com maior capacidade de absorção de energia de impacto, de forma a manter intacta a região ocupada pelo motorista do ônibus, bem como dos passageiros, com um pulso de desaceleração adequado. No entanto, o processo de projeto precisa seguir uma metodologia que permita chegar à configuração estrutural mais adequada. Os seguintes procedimentos podem ser aplicados no reprojeto de uma estrutura de carroceria de ônibus (Dias de Meira Jr., 2010):

1) **Análise global:** avaliação da estrutura atual, com determinação de seu modo de deformação e posição dos pontos principais de deformação (região onde se formam rótulas plásticas), determinação dos deslocamentos da região frontal da estrutura e a possível invasão da região ocupada pelo motorista e/ou passageiros e obtenção da curva atual de pulso de desaceleração. Isso pode ser feito por meio de uma análise de impacto global da estrutura.

2) **Projeto de componentes:** identificação na estrutura atual dos elementos estruturais ou conjuntos de elementos estruturais que possam ser utilizados com vistas à contenção da deformação longitudinal da estrutura, ou seja, que, modificando seu projeto, possam ser utilizados como absorvedores de impacto.

3) **Reavaliação global:** analisar a estrutura com os novos elementos estruturais reprojutados com o objetivo de dotá-los de capacidade de absorção de energia de impacto. Verificar a possibilidade da proposta de efetivamente atingir o objetivo estabelecido. Se o objetivo não for atingido, retornar ao passo 2.

## 5 APLICAÇÕES PRELIMINARES

Nesta seção serão apresentados três exemplos de aplicação simples para ilustrar diferentes aspectos que devem ser levados em conta na simulação que será apresentada no Capítulo 6.

Na primeira aplicação realiza-se a simulação de um ensaio de tração onde se explora a sensibilidade da resposta a taxa de deformação quando é utilizada a equação constitutiva de Cowper-Symonds no software comercial LS-Dyna empregando elementos finitos tridimensionais. Como segunda aplicação apresenta-se a análise de uma estrutura tubular em forma de “S” submetida a impacto contra uma parede rígida. E finalmente é apresentada a análise de um absorvedor de impacto tipo “*End Underframe*”. Nestas duas últimas aplicações, serão aplicados os modelos substitutos simplificados apresentados nas seções anteriores, comparando-se com os métodos clássicos de análise utilizando elementos de casca.

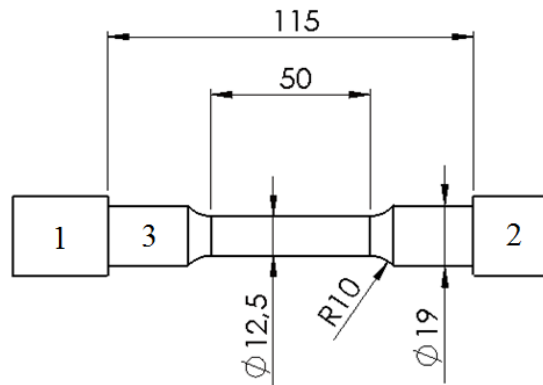
### 5.1 Aplicação 1: Ensaio de Tração

Nesta seção apresenta-se a simulação numérica de um ensaio de tração para o corpo de prova que está na Figura 5.1. Foi utilizado o software LS-Dyna para a realização das análises, sendo que objetiva-se com esses estudos, verificar a sensibilidade à taxa de deformação do aço NBR 7008, utilizando-se a relação constitutiva de Cowper-Symonds, a qual está implementada no LS-Dyna e foi apresentada na Seção 2.2.2.3. Esta lei constitutiva será empregada na análise de impacto do Capítulo 6.

O estudo aqui proposto é importante, pois para as análises que serão mostradas mais adiante, devemos adotar um modelo constitutivo para a curva tensão-deformação adequado ao tipo de análise a ser realizada.

O corpo de prova que está apresentado na Figura 5.1 foi utilizado na simulação no qual se tratam as partes 1 e 2 como rígidas e o corpo de prova deformável 3, sendo que as considerações utilizadas nos estudos estão apresentadas na Tabela 5.1.

O modelo foi construído com elementos sólidos tetraédricos com 8 nós, o qual possui os seguintes graus de liberdade em cada nó: translações, velocidades e acelerações nas direções X, Y e Z (este elemento é identificado como SOLID164 na biblioteca de elementos finitos do Ansys). O elemento SOLID164 deve ser utilizado em análises dinâmicas explícitas, tal como a realizada neste modelo com o auxílio do LS-Dyna (Ansys, 1994).



**Figura 5.1 - Corpo de prova utilizado na simulação baseado na norma ASTM E8/E8M.**

Na Figura 5.2 apresenta-se o modelo de elementos finitos empregado. O modelo é constituído por 55233 elementos formados por 81203 nós. Através dos dois blocos rígidos são aplicadas as condições de contorno. Todos os nós que constituem o bloco 1 são restringidos nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ , enquanto o bloco 2 aplica sobre o modelo uma velocidade prescrita na direção  $y$ , conforme apresentado na Tabela 5.1.



**Figura 5.2 – Malha de elementos finitos do corpo de prova.**

Na Tabela 5.1 apresentam-se as diferentes simulações realizadas onde a velocidade prescrita aplicada e forma de modelar o encruamento são apresentadas. Consideram-se um encruamento bilinear com os parâmetros apresentados na Tabela 5.2, e um encruamento denominado aqui de não linear que ajusta a curva tensão deformação experimental do material conforme apresentado na Figura 5.3. Os parâmetros utilizados na relação constitutiva de Cowper-Symonds são  $D = 40.4 \text{ s}^{-1}$  e  $q = 5$ .

Nos exemplos 6, 7, 8, 9 e 10 apresentados na Tabela 5.1, foi utilizado um material com modelo constitutivo elasto-plástico não linear, sendo a curva Tensão *Versus* Deformação apresentada na Figura 5.3. O comando do software LS-Dyna foi “\*MAT\_PIECEWISE\_LINEAR\_PLASTICITY”, pois possibilita a introdução da curva tensão-

deformação obtida de um ensaio de tração para o material NBR 7008 ZAR 230, a qual está apresentada na Figura 5.3.

**Tabela 5.1 – Principais considerações aplicadas nos exemplos.**

Estudo	Tipo de Material	Endurecimento	Sensibilidade a taxa de deformação	$V \left[ \frac{m}{s} \right]$	$\dot{\epsilon} [s^{-1}]$
1	Elasto-Plástico	Bilinear	Não	10	200
2	Elasto-Plástico	Bilinear	Sim	0.1	2
3	Elasto-Plástico	Bilinear	Sim	0.5	10
4	Elasto-Plástico	Bilinear	Sim	1	20
5	Elasto-Plástico	Bilinear	Sim	10	200
6	Elasto-Plástico	Não Linear	Não	10	200
7	Elasto-Plástico	Não Linear	Sim	0.1	2
8	Elasto-Plástico	Não Linear	Sim	0.5	10
9	Elasto-Plástico	Não Linear	Sim	1	20
10	Elasto-Plástico	Não Linear	Sim	10	200

**Tabela 5.2 – Propriedades do material NBR 7008 ZAR 230.**

Módulo de Elasticidade ( $E$ )	210000 MPa
Módulo Plástico ( $E_T$ )	730 MPa
Coefficiente de Poisson ( $\nu$ )	0,3
Densidade ( $\rho$ )	7850 kg/m <sup>3</sup>
Tensão de escoamento ( $\sigma_y$ )	Mín. 230 MPa
Tensão última ( $\sigma_u$ )	Mín. 310 MPa
Alongamento mínimo	22 % ( $L_0 = 50\text{mm}$ )
$C$	5
$D (s^{-1})$	40.4

Devido ao grande número de análises estudadas, os resultados dos estudos realizados para cada condição estão apresentados em gráficos, mostrando as diferenças que existem na curva tensão-deformação para cada exemplo da Tabela 5.1.



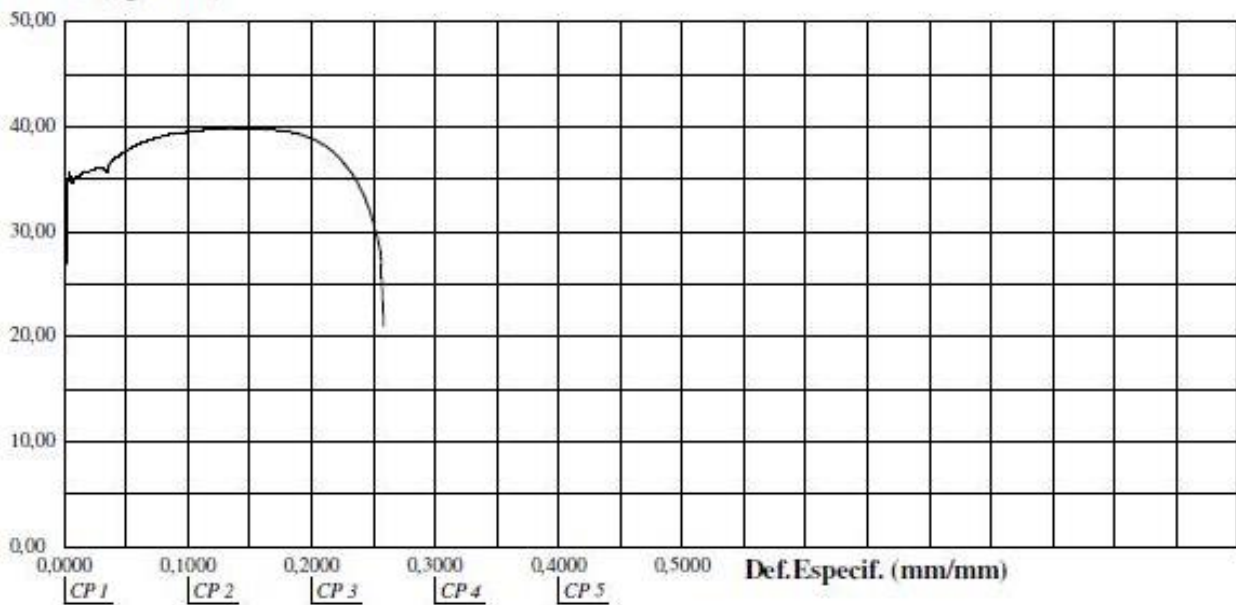
## Relatório de Ensaio

Máquina: **Emic DL10000** Célula: **Trd 28** Extensômetro: **Trd 2** Data: **10/06/2009** Hora: **09:08:44** Trabalho n° **2400**  
 Programa: **Tesc versão 3.01** Método de Ensaio: **Tração em chapas metálicas**  
 Ident. Amostra: >>>>>> Fornecedor: **Qingdao Hangang (China)** Código: **98010304** Descrição: **Bobina Aço 2,70 x 1200**

Corpo de Prova	Largura (mm)	Espessura (mm)	Força @Força Max. (kgf)	Tensão @Força Max. (MPa)	Tensão @Escoam. ES1 (MPa)	Def.Especif. @Ruptura (%)	Mod.Elástico (MPa)
CP 1	12,18	2,64	1282,32	391,08	349,96	25,67	164351,09
Número CPs	1	1	1	1	1	1	1
Média	12,18	2,640	1282	391,1	350,0	25,67	164400
Mínimo	12,18	2,640	1282	391,1	350,0	25,67	164400
Máximo	12,18	2,640	1282	391,1	350,0	25,67	164400

Escoam. ES1 - ponto da curva correspondente ao escoamento convencional: : **0,200 %**

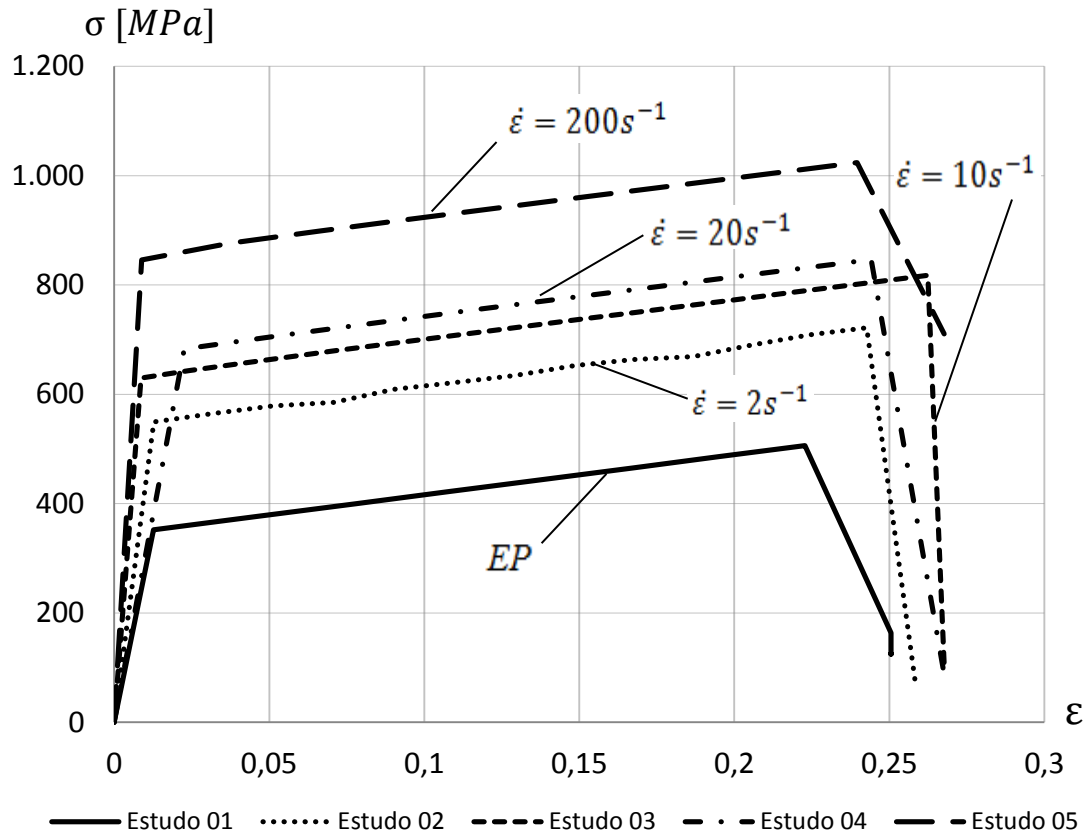
Tensão (kgf/mm<sup>2</sup>)



**Figura 5.3 - Curva Tensão x Deformação aço NBR 7008 ZAR 230. (Fonte: Dias de Meira Jr., 2010)**

## Resultados

Na Figura 5.4 e Tabela 5.3 apresentam-se os resultados em termos da curva tensão deformação para as simulações 1 a 5 utilizando os dados apresentados na Tabela 5.2. Deste gráfico é possível observar a influência da taxa de deformação nos resultados especialmente na tensão de escoamento, chegando esta a aumentar em 2.47 vezes se comparando a simulação 1 onde a influência da taxa de deformação é desconsiderada, com a simulação 5 onde a velocidade de deformação aplicada foi de  $200 \text{ s}^{-1}$ . Como indica a Tabela 5.2, nas simulações apresentadas neste capítulo as taxas de deformação são da ordem de 2, 10, 20 e  $200 \text{ s}^{-1}$ .

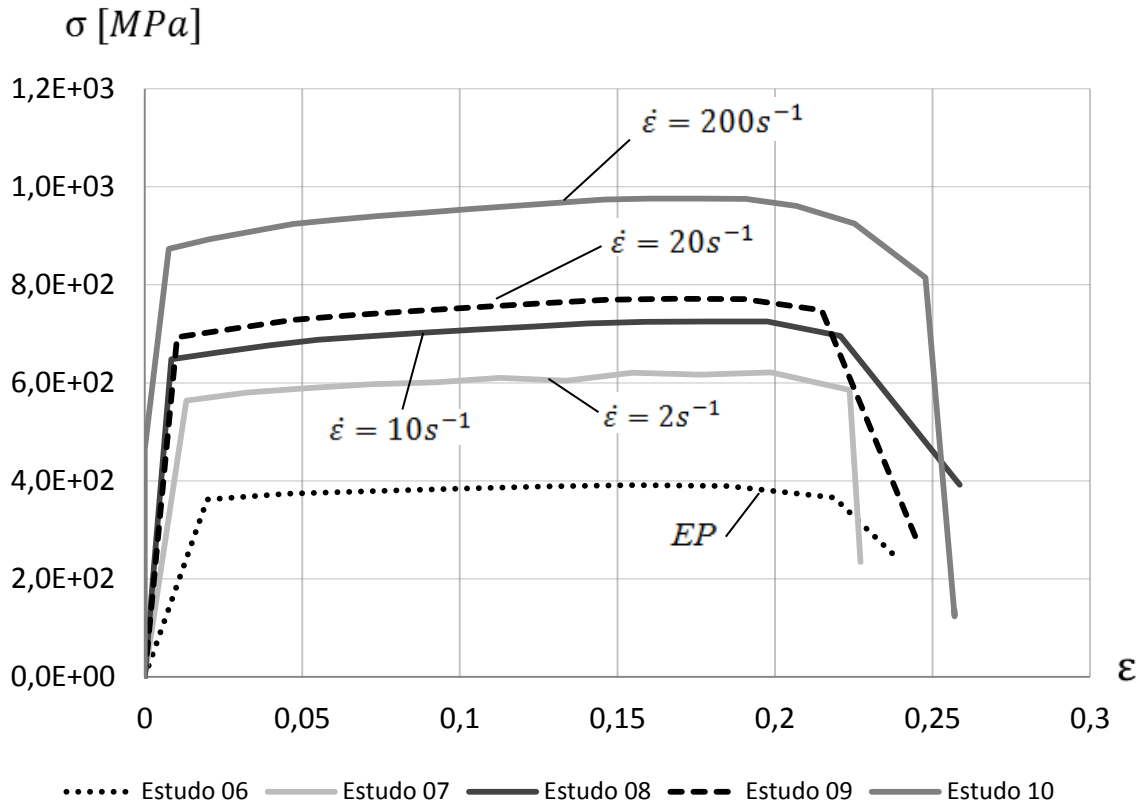


**Figura 5.4 – Gráfico Tensão Vs Deformação para material Elasto-Plástico com endurecimento bi-linear.**

**Tabela 5.3 – Apresentação dos resultados referentes aos Estudos 1, 2, 3, 4 e 5.**

Estudo	Tensão de Escoamento (MPa)	Diferença em relação ao Estudo 1 (%)
1	343	-
2	549	60,06
3	629	83,38
4	683	99,12
5	846	146,65

Na Figura 5.5 e Tabela 5.4 apresentam-se os resultados para um material com endurecimento não linear. Também neste caso a influencia da taxa de deformação na forma e valores da curva se apresenta claramente.

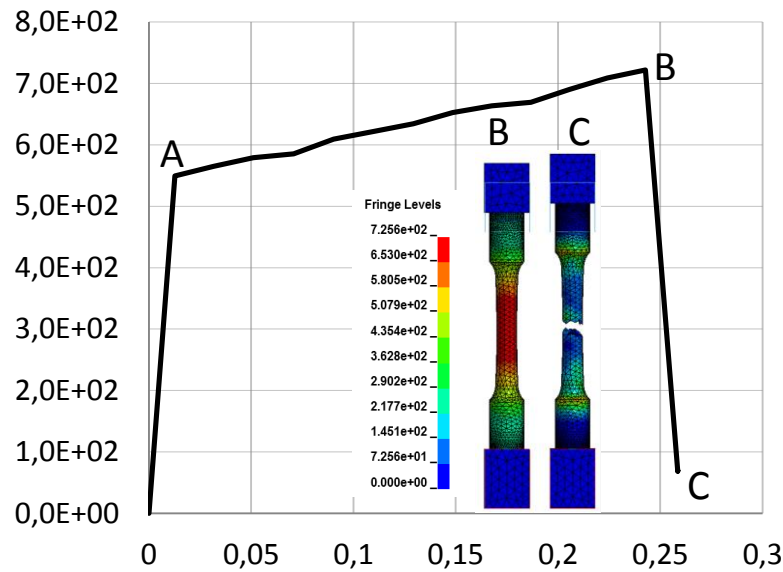


**Figura 5.5 – Gráfico Tensão Vs Deformação para material Elasto-Plástico com endurecimento não linear.**

**Tabela 5.4 - Apresentação dos resultados referentes aos Estudos 6, 7, 8, 9 e 10.**

Estudo	Tensão de Escoamento (MPa)	Diferença em relação ao Estudo 1 (%)
6	343	-
7	564	64,43
8	648	88,92
9	693	102,04
10	874	154,81

Na Figura 5.6 é apresentada para o Estudo 02 simulado anteriormente (ver Tabela 5.1), a curva tensão deformação obtida onde são indicadas as configurações com o mapa das tensões de Von Mises para o ponto A (onde inicia o escoamento do corpo de prova), ponto B (onde a tensão última de tração é alcançada) e ponto C (no qual ocorre a ruptura do corpo de prova).



**Figura 5.6 – Curva Tensão Vs Deformação para o Estudo 2, onde (A) Tensão de escoamento, (B) Tensão última e (C) Ruptura do material.**

## 5.2 Exemplo 2: Impacto de um tubo em forma de “S”

Na tese de doutorado de Dias de Meira Jr. (2010), este exemplo estudado utilizando juntas esféricas e translacionais. Neste trabalho foram utilizadas apenas juntas esféricas, pois no estudo preliminar para avaliação da localização das rótulas plásticas, verificou-se que o mecanismo que governa a deformação no tubo em forma de “S” é basicamente por flexão, não havendo a formação de rótulas plásticas de amassamento por compressão.

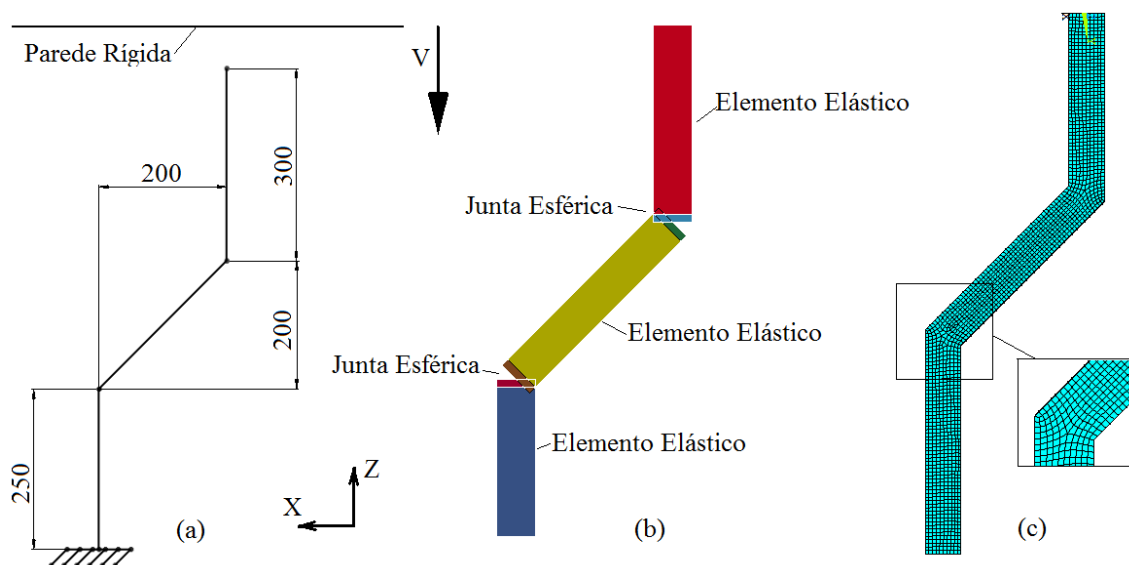
Será avaliada uma estrutura tubular em forma de “S” com seção transversal de 50x50x1mm que impacta contra uma parede rígida. A configuração geométrica do problema é apresentada na Figura 5.7 (a). Na Figura 5.7 (b), um modelo simplificado formado com elementos de viga unidos com molas não lineares e na Figura 5.7 (c) um modelo mais detalhado formado com elementos finitos de casca também é apresentado. Os códigos de programação desta aplicação no LS-Dyna estão apresentados nos Anexos A, B, C e D.

Na confecção do modelo de MEF foi utilizado o elemento de casca SHELL 163 disponível na biblioteca de elementos finitos do Ansys o qual possui 4 nós com 12 graus de liberdade cada: translações, rotações, velocidades e acelerações em X, Y e Z. A malha é formada por 1751 elementos e 1774 nós.

Conforme pode ser visto na Figura 5.7 (a), a estrutura em forma de “S” é restringida em uma das extremidades e na outra impacta uma parede rígida com velocidade de 1000 mm/s e com massa de 800 Kg. O material é um NBR 7008 ZAR230, com propriedades conforme Tabela

5.2. Na Tabela 5.2 são apresentados os valores mínimos para a tensão de escoamento, sendo que para esta simulação foi utilizado o valor obtido pelo ensaio de tração apresentado na Figura 5.3, sendo que a tensão de escoamento é de 353 MPa, havendo-se considerado a relação constitutiva de Cowper-Symonds para considerar o efeito da taxa de deformação.

Nas regiões onde ocorre a formação de rótulas plásticas são introduzidas juntas esféricas não lineares (suas posições são indicadas na Figura 5.7 (b)), sendo essas juntas controladas por curvas características específicas para um tubo quadrado de 50x50x1mm, geradas utilizando a metodologia que está apresentada na Seção 4.1. No exemplo deste trabalho não foram usadas juntas translacionais, objetivando verificar a influência das mesmas no processo de deformação do tubo. Notou-se que os elementos elásticos que unem as rótulas tem a capacidade de modelar os deslocamentos axiais, quando os mesmos sejam pequenos como neste caso, o que foi verificado pelo modelo de MEF com elementos finitos de casca apresentado na Figura 5.7 (c). Essa afirmação é comprovada comparando-se as curvas obtidas para Força *Versus* Deslocamento que estão apresentadas na Figura 5.9, na qual se compara os resultados obtidos com o MAR e o MEF, e nota-se uma boa aproximação entre os resultados mencionados. É importante salientar que para assumir essa condição, deve-se conhecer o comportamento da estrutura, e garantir que as rótulas plásticas por flexão sejam dominantes no processo de deformação e que os deslocamentos axiais sejam pequenos, ou seja, não se formem rótulas translacionais. Nesta aplicação, o tubo em forma de “S” foi previamente estudado com elementos de casca para verificar as posições das rótulas plásticas, na qual se pode verificar que não houve a formação de rótulas plásticas translacionais (ver Figura 5.8 (a)).



**Figura 5.7 – (a) Dimensões da estrutura, (b) modelo simplificado e (c) MEF.**

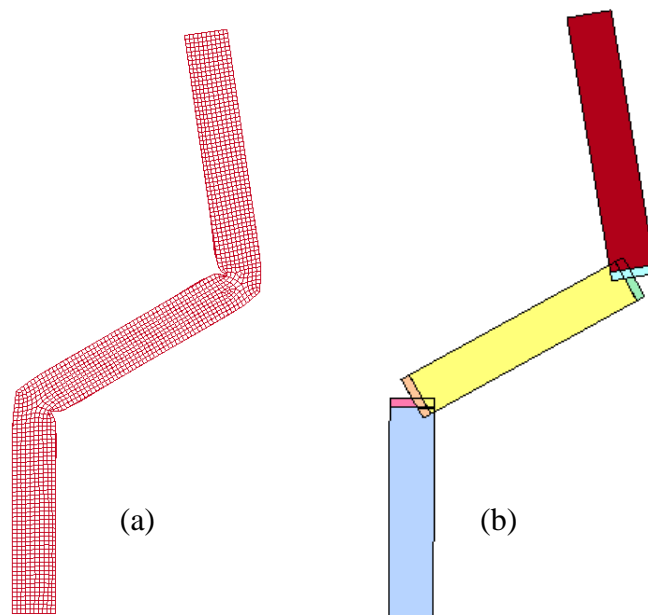
Na análise do modelo simplificado de vigas serão aplicados na solução o método do ângulo médio (MAT) e o método do ângulo real (MAR), ambos desenvolvidos por Dias de Meira Jr. (2010), e descritos na Seção 4.2. O Método do Ângulo Médio é usado para gerar as curvas características dos tubos com um ângulo de  $\varphi = 38.45^\circ$ , que é o ângulo de transição entre compressão dominante e flexão dominante (Dias de Meira Jr., 2010). Já para o Método Ângulo Real, para os nós onde são colocadas as juntas esféricas, foram lidos os valores de velocidades de deslocamento  $\dot{u}_z$  e de rotações  $\dot{\theta}$  para posteriormente calcular e corrigir em cada junta os valores de  $\varphi$ .

Os ângulos obtidos para as juntas esféricas que estão apresentadas na Figura 5.7, após uma primeira análise utilizando as curvas médias ( $\varphi = 38,45^\circ$ ) estão apresentadas na Tabela 5.5 e foram obtidos utilizando-se a Equação (4.20).

**Tabela 5.5 – Ângulos obtidos para as juntas esféricas.**

Junta	Ângulo Calculado	Ângulo Utilizado
JE01	12°	0°
JE02	89°	90°

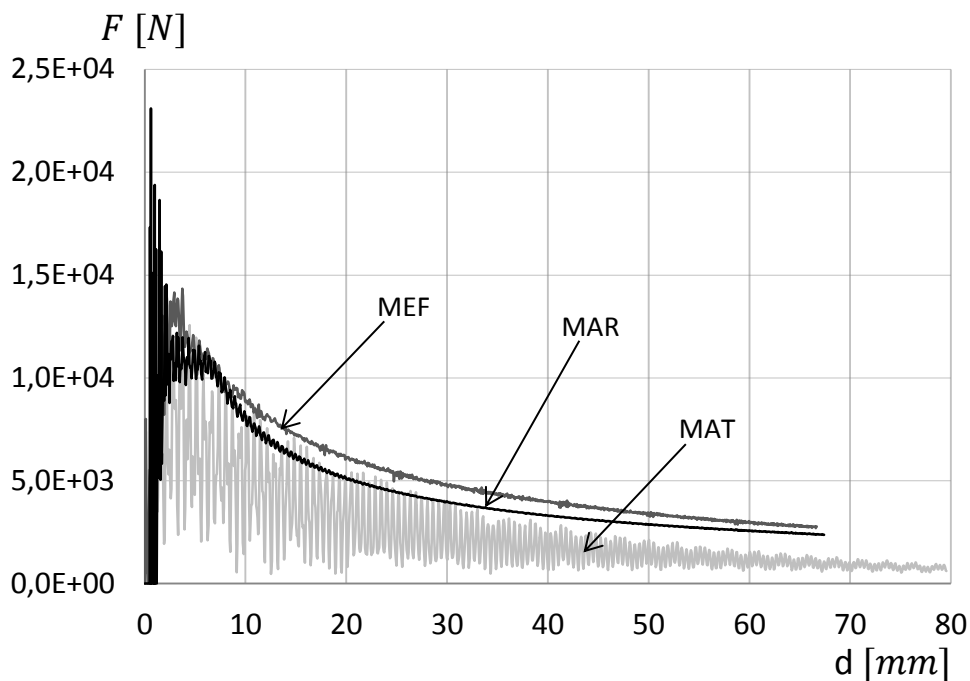
Na Figura 5.8 estão apresentadas as deformadas obtidas usando o modelo de MEF e modelos simplificados obtidas com auxílio do software LS-Dyna.



**Figura 5.8 – Comparação das deformadas por (a) MEF e (b) Simplificado.**

Na Figura 5.9 estão apresentadas as curvas de Força na parede rígida *Versus* Deslocamento da extremidade livre da estrutura obtidas na análise de impacto da estrutura modelada com elementos de casca (MEF), a metodologia simplificada utilizando curvas médias (MAT) e a metodologia simplificada utilizando curvas corrigidas para os valores máximos e mínimos (MAR).

Na Figura 5.9 observa-se uma melhor aproximação dos resultados e um melhor posicionamento da curva usando o método do ângulo real (MAR) em relação ao método do ângulo médio (MAT), comparando-se com o modelo de MEF. Verifica-se também que utilizando o método do ângulo real, obtêm-se melhores resultados durante todo o evento.



**Figura 5.9 – Comparação da Força versus Deslocamento por MEF e modelo simplificado.**

A justificativa para a utilização de modelos simplificados de vigas e juntas translacionais e esféricas na simulação de estruturas submetida a eventos de impacto é a grande redução no tempo de processamento. Essa redução se torna crucial quando se pretende otimizar a estrutura em estudo, o que implicará em realizar numerosas análises. A redução de tempo de processamento obtida neste modelo foi significativa o que torna a metodologia de modelos simplificados adequada para a utilização em processos de otimização. O tempo de CPU para a solução do problema para o modelo de MEF foi de 314 segundos, enquanto que para o modelo simplificado de vigas o tempo foi de 8 segundos, apresentando uma redução de 39.25 vezes menor em relação ao modelo de MEF. Com a correção dos ângulos para as juntas (MAR), o

tempo de processamento do modelo simplificado dobra para 16 segundos, pois inicialmente se resolve o problema com ângulo médio (MAT) e depois se resolve novamente o problema utilizando as curvas corrigidas (MAR). No entanto, para o MAR ainda temos uma redução significativa em relação ao MEF de 19.625 vezes menor. O computador utilizado para as análises é um Intel Xeon com CPU 2 núcleos de 2.8GHz, 12.0 GB de RAM.

### 5.3 Exemplo 3: Impacto de um absorvedor de impacto “*End Underframe*”

Dias de Meira Jr. (2010) estudou este exemplo utilizando juntas esféricas e translacionais. Neste trabalho foram utilizadas apenas juntas esféricas, pois como verificado na Seção 5.2, o mecanismo que governa a deformação no tubo em forma de “S” é basicamente por flexão, não havendo a formação de rótulas plásticas de amassamento por compressão.

Será avaliado o comportamento do absorvedor de impacto do tipo “*End Underframe*” conforme apresentado na Figura 5.10, formado por tubos de seção transversal de 50x50x1mm e material NBR 7008 ZAR 230, com propriedades conforme Tabela 5.2, sendo que a tensão de escoamento utilizada foi a mínima prevista por norma que é de 230 MPa.

Será aplicada a metodologia proposta por Dias de Meira Jr. (2010), a qual está apresentada na Seção 4.2.1, e define as etapas para a implementação do modelo simplificado formado por vigas e juntas esféricas e translacionais.

A etapa 1 para a implementação do modelo simplificado, consiste em avaliar o comportamento da estrutura para determinar a localização das juntas rotacionais e translacionais. Segundo Dias de Meira Jr. (2010), as posições das rótulas plásticas numa estrutura de um absorvedor de impacto não são difíceis de determinar, podendo-se utilizar softwares simples de análise de estruturas de barras e vigas.

Para a etapa 1, na qual pretende-se determinar as posições das rótulas plásticas, é utilizado o software Mastan2 (Mcguire, 2000), com objetivo de verificar se a utilização do mesmo é válida para a localização das rótulas plásticas, comparando-se os resultados com o modelo construído com elementos finitos de casca utilizando o software LS-Dyna para validação.

Com esse estudo pretende-se reduzir o tempo de modelamento, pois se utilizando MEF com elementos finitos de cascas (com o software LS-Dyna) para se detectar a posição de formação das rótulas plásticas, o tempo gasto na etapa 1 será elevado. Nas etapas 2, 3 e 4, será aplicada a metodologia de modelos simplificados apresentada na Seção 4.2.



### 5.3.1 Etapa 1: Localização das Rótulas Plásticas

Nesta seção se apresenta uma comparação entre o Mastan2 (Mcguire, 2000) com elementos de viga e o LS-Dyna com elementos de casca para localizar as rótulas plásticas e estimar a carga de colapso da estrutura.

#### Descrição do modelo de vigas no Mastan2

Na Figura 5.10 (a) apresentam-se as dimensões da estrutura a ser estudada, com dimensões iguais as usadas por Ambrósio (2001). Na Figura 5.10 (b) apresenta-se o modelo de vigas modelado no Mastan2 (Mcguire, 2000), sendo constituído por 23 nós e 29 elementos de viga. O modelo foi restringido nos nós 22 e 23 com deslocamento igual zero nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$  e aplicado um deslocamento prescrito de 75 mm nos nós 1, 2, 3 e 4 na direção  $y$ .

Foi utilizado um material elasto-plástico perfeito, sendo então utilizado para a análise como propriedades para o aço NBR 7008 ZAR230 o módulo de elasticidade de 210 GPa, coeficiente de Poisson de 0.3 e uma tensão de escoamento de 230 MPa.

Para resolver o problema no Mastan2 foi utilizada a análise de segunda ordem não linear, pois para este estudo é necessário se considerar não linearidades geométricas e do material no modelo.

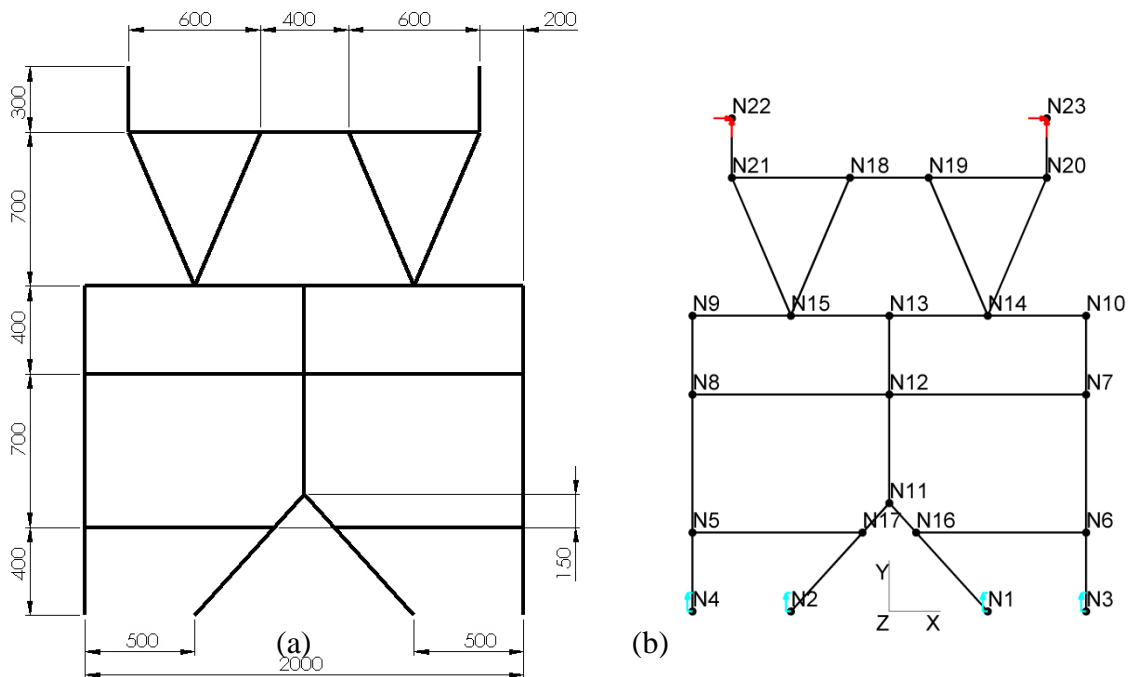
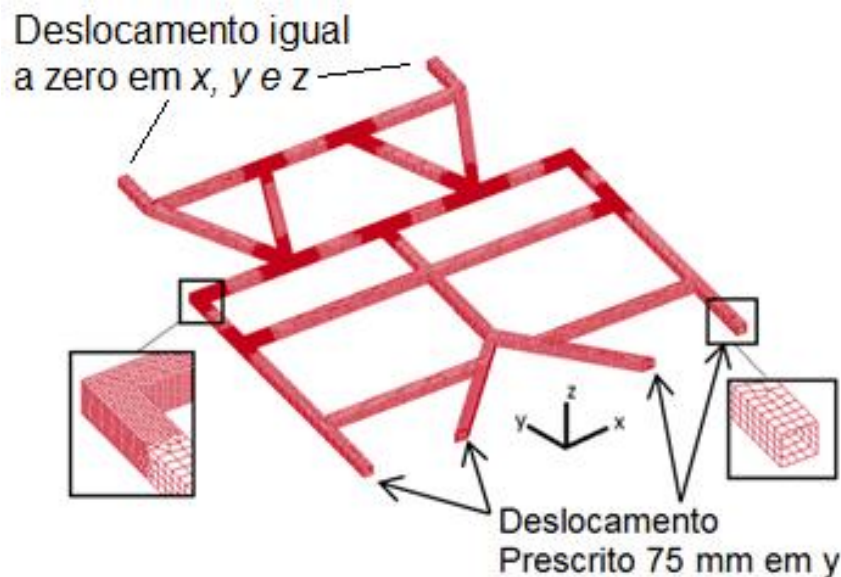


Figura 5.10 – (a) Dimensões do absorvedor tipo *End Underframe* e (b) numeração dos nós.  
Descrição do modelo de casca no LS-Dyna

O modelo de casca analisado com o software LS-Dyna, é composto por 38158 nós e 38127 elementos finitos de casca com tamanho de 16 mm, o que totaliza 457896 graus de liberdade. Foi aplicado um refinamento de malha localizado nos pontos onde se formaram as rótulas plásticas para melhorar a resposta. A Figura 5.11 apresenta o modelo de elementos finitos discretizado com elementos de casca.

O material utilizado neste modelo de MEF foi um material elasto-plástico perfeito com as mesmas propriedades utilizadas no modelo realizado no programa Mastan2, não sendo considerada modificação da relação constitutiva com a taxa de deformação. O modelo foi restringido numa de suas extremidades por uma parede rígida, a qual tem deslocamento zero nas direções  $x$ ,  $y$  e  $z$ . Na outra extremidade, como se indica na Figura 5.11, foi aplicado um deslocamento prescrito de 75 mm na direção  $y$ .

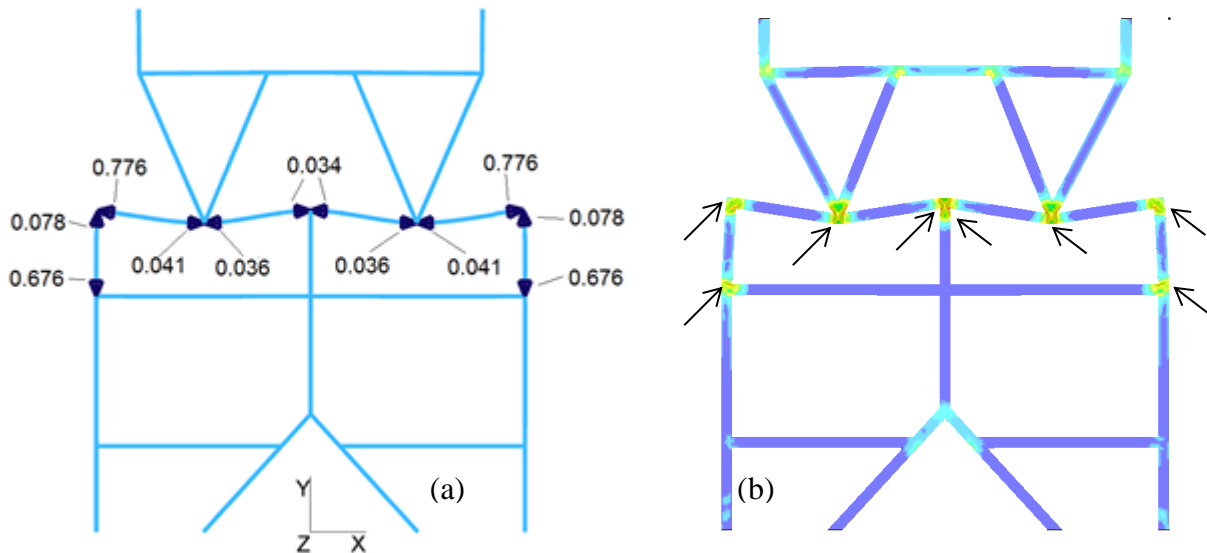


**Figura 5.11 – Modelo de MEF com elementos de casca.**

### **Resultados Obtidos**

O resultado obtido no Mastan2 está apresentado na Figura 5.12 (a), sendo possível ver a posição das rótulas plásticas e a ordem de formação das mesmas. Na Figura 5.12 (a) os índices que estão indicados nas rótulas são os fatores de carga aplicada que levaram a formação da rótula, sendo que as primeiras a se formarem foram rótulas com fator de carga de 0.034, o qual representa que essas rótulas foram formadas quando o deslocamento prescrito aplicado foi de 2.55 mm (3.4% do deslocamento total aplicado). Dessa maneira, através dos fatores de carga

aplicada se verifica a ordem de formação das rótulas plásticas, sendo que as últimas a serem formadas foram as que têm fator de 0.776, que se formaram quando o deslocamento prescrito aplicado foi de 58.2mm.

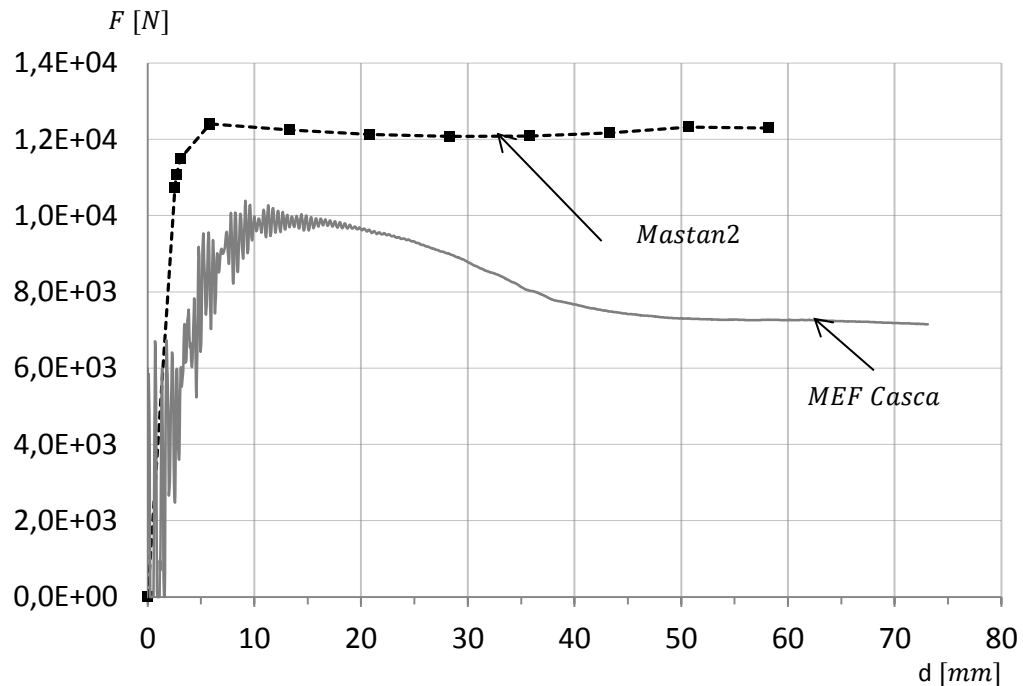


**Figura 5.12 – Deformada e posição de rótulas plásticas pelo (a) Modelo do Mastan2 e (b) MEF utilizando elementos de casca.**

Na Figura 5.12 apresenta-se a comparação das posições que formaram rótulas plásticas, na qual se nota uma boa aproximação da deformada e das posições das rótulas do Mastan2 em relação ao LS-Dyna. A posição de formação das rótulas plásticas pelo modelo de MEF com elementos de casca pode ser verificada analisando os pontos onde se tem concentração de tensões, notando-se que ocorrem em pontos de descontinuidade do modelo. Assim, a utilização do Mastan2 para a primeira etapa 1 da implementação de modelos simplificados é válida, reduzindo o tempo de modelamento e de processamento do problema.

Na Figura 5.13 apresentam-se os resultados obtidos para Força de reação *Versus* Deslocamento. Comparando-se de maneira quantitativa a carga de colapso da estrutura obtida pelo Mastan2 e pelo LS-Dyna, obteve-se uma diferença de aproximadamente 16%, notando-se que o Mastan2 não tem capacidade de descrever o comportamento após a formação das rótulas plásticas, pois o Mastan2 não considera a perda de resistência à deformação devido ao aumento das imperfeições e flambagem local após a formação das mesmas. Este comportamento pode ser verificado pelo modelo de MEF, sendo que o colapso por flexão ocorre quando o momento fletor sobre o elemento estrutural causa uma tensão sobre o lado comprimido da seção de parede fina que excede a tensão de flambagem, sendo que começa a se deformar mais rapidamente, enquanto

sua resistência à deformação diminui devido à deformação plástica e ao crescimento de imperfeições geométricas e distorções. Esta forma de colapso é caracterizada por um pico de resistência à deformação, o qual é seguido por uma queda até um patamar onde permanece estável (Hamza & Saitou, 2004). No entanto, como na etapa 1 o objetivo é determinação das posições que se formam as rótulas plásticas e apenas ter uma estimativa da carga de colapso da estrutura, o Mastan2 se mostrou satisfatório nos resultados.



**Figura 5.13 – Comparação dos resultados do Mastan2 e LS-Dyna.**

### 5.3.2 Etapas 2, 3 e 4: MAR

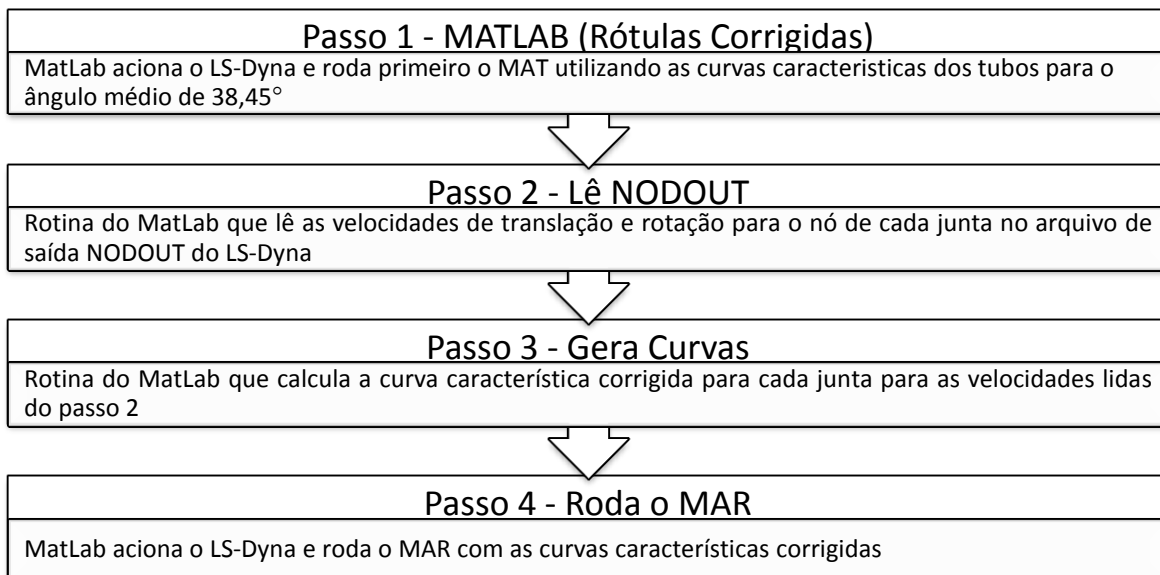
Nesta seção apresentam-se as etapas 2, 3 e 4 para a implementação do modelo simplificado baseado na metodologia proposta por Dias de Meira Jr. (2010). O modelo de MEF casca é o mesmo que foi utilizado na etapa 1, exceto nas condições de contorno. Nesta etapa o modelo de elementos finitos e o modelo simplificado, são impactados contra uma parede rígida, sendo que a massa considerada é de 1800 kg e com uma velocidade de 2000 mm/s.

Para iniciar a etapa 2, o modelo de vigas simplificado formado por elementos rígidos e elásticos, e por juntas translacionais e esféricas deve estar pronto, sendo as posições das juntas definidas na etapa 1. Para esta aplicação não serão utilizadas as juntas translacionais, sendo somente utilizadas as juntas esféricas. Esta decisão está baseada na hipótese de que a deformação

da estrutura é predominantemente pelo trabalho realizado por rótulas plásticas formadas por flexão, e que o tipo de conexão que melhor modela este mecanismo de dissipação são as juntas esféricas.

Com o modelo simplificado construído, conforme apresentado na Figura 5.15, para aplicar o Método do Ângulo Real (MAR), é necessário seguir os passos que se apresenta na Figura 5.14.

Para gerar as curvas corrigidas do passo 3, é utilizado o procedimento descrito na seção 4.1.1, o qual leva em conta a sensibilidade à taxa de deformação do material. Logo, tanto para o modelo com elementos finitos de casca, bem como para o modelo simplificado, o material utilizado foi considerado sensível à taxa de deformação (Relação constitutiva de Cowper-Symonds).

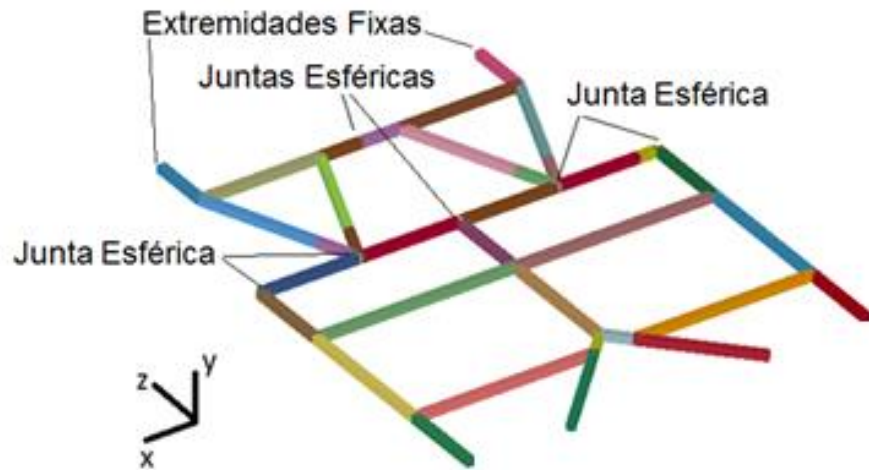


**Figura 5.14 – Passos para a implementação do MAR**

### **Descrição do modelo simplificado implementado no LS-Dyna**

O modelo simplificado é formado por 25 elementos elásticos, 17 elementos rígidos e 31 nós, conforme apresentado na Figura 5.15 (b). O número total de graus de liberdade é 372.

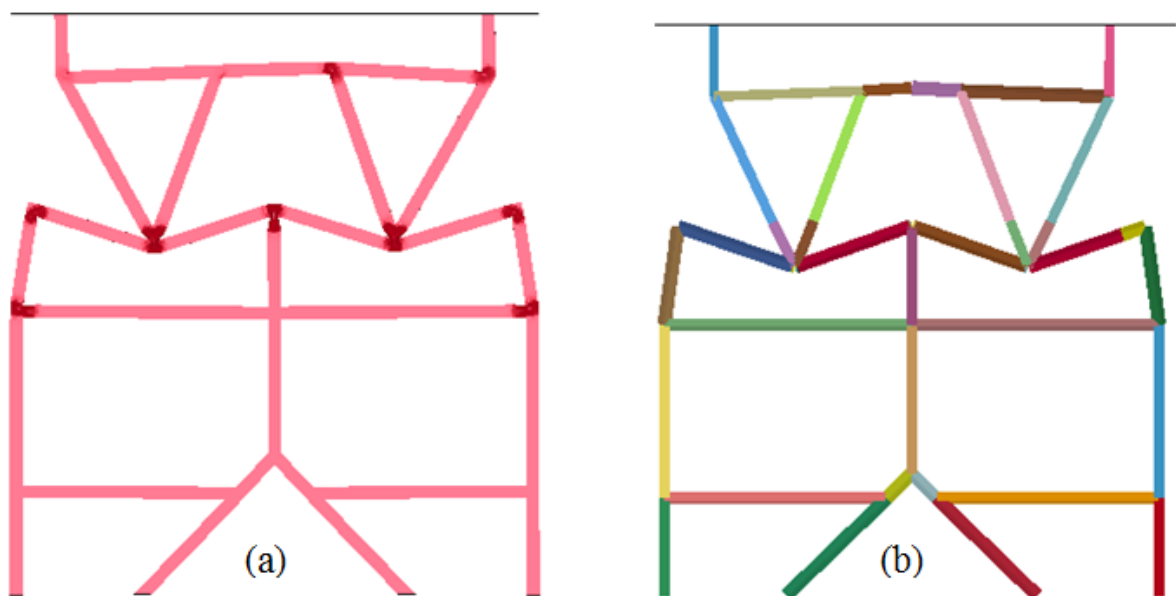
A definição da posição das juntas rotacionais foi obtida a partir da avaliação do modelo do Mastan2 (ver Seção 5.3.1).



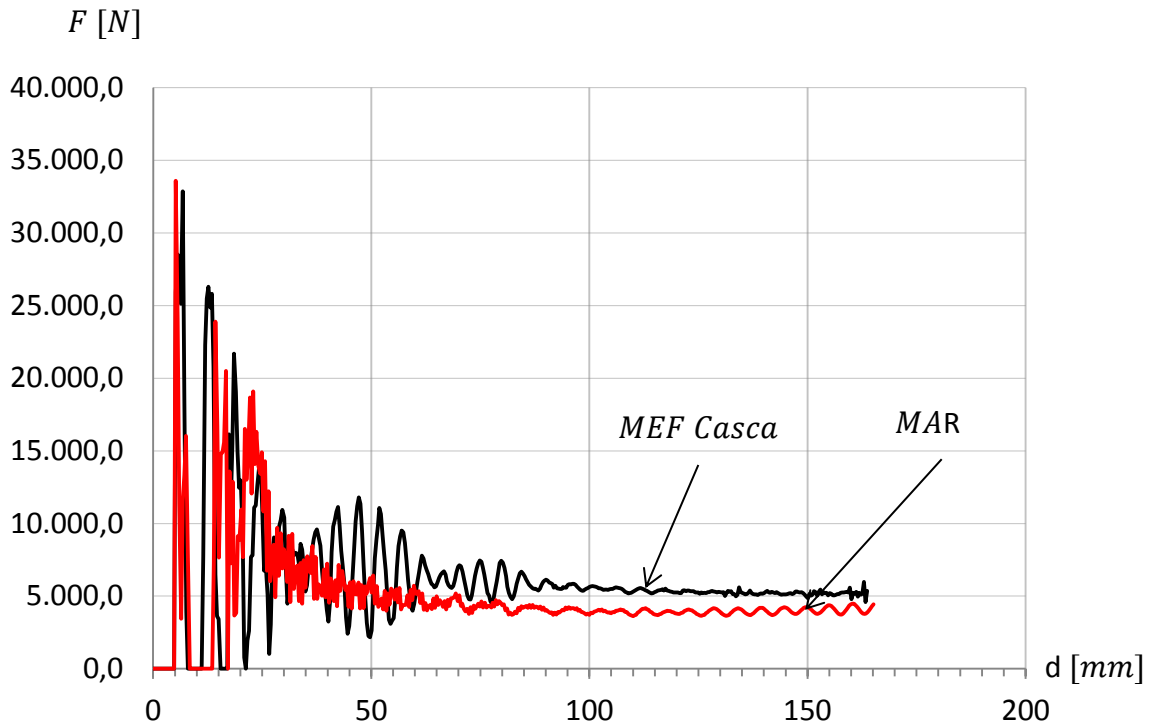
**Figura 5.15 – Modelo simplificado de Vigas.**

### Resultados e comparações

Na comparação que se apresenta entre o modelo simplificado e MEF com elementos finitos de casca, utilizou-se um material com encruamento bilinear com os parâmetros apresentados na Tabela 5.2, considerando a sensibilidade a taxa de deformação do material utilizando-se a relação constitutiva de Cowper-Symonds.



**Figura 5.16 – Deformada da estrutura por (a) MEF e (b) do modelo simplificado.**

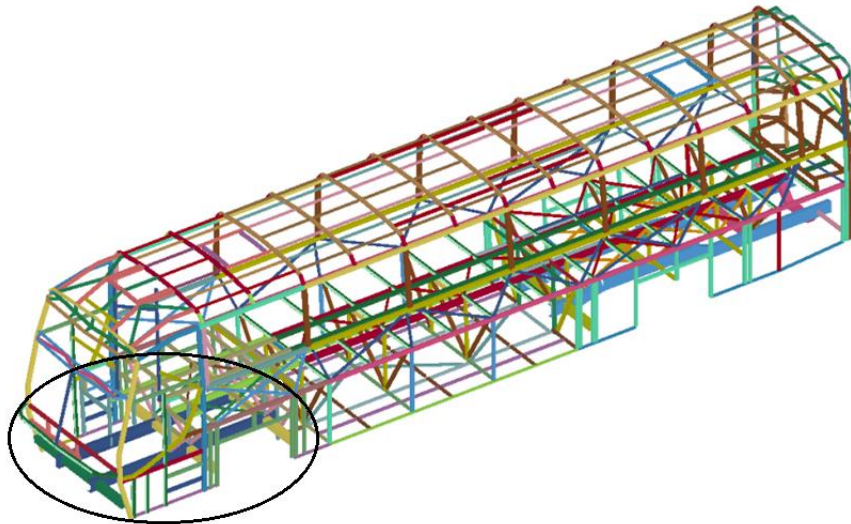


**Figura 5.17 – Curvas Força de reação na parede Vs Deslocamento para comparação entre MEF e MAR (considerando a sensibilidade à taxa de deformação).**

As Figura 5.16 (a) e (b) apresentam o modo de deformação obtido para os modelos de MEF e o modelo simplificado. A Figura 5.17 apresenta os resultados comparativos para Força *Versus* Deslocamento. Pode-se observar nas Figura 5.17 uma boa aproximação dos resultados obtidos ao longo de todo o evento, exceto pela oscilação da força de reação da parede no modelo de casca (MEF) quando o deslocamento está em torno de 50 mm, que o modelo simplificado não apresentou.

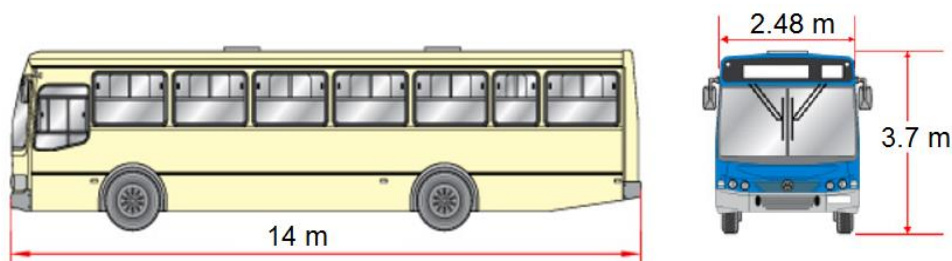
## 6 IMPACTO SEMI-FRONTAL DE UM ÔNIBUS RODOVIÁRIO CONTRA UMA PAREDE RÍGIDA

Para desenvolver o pré-projeto de um absorvedor de impacto para eventos de impacto semi-frontal, será utilizado o modelo de vigas simplificado já apresentado neste trabalho desenvolvido por Dias de Meira Jr. (2010). Para sua implementação serão realizadas pequenas mudanças na parte dianteira do ônibus onde será posicionado o absorvedor de impacto proposto, conforme Figura 6.1. Tendo em vista, que não serão efetuadas grandes alterações no modelo estrutural, será utilizada a mesma calibração proposta por Dias de Meira Jr. (2010) para este caso.



**Figura 6.1 – Localização do absorvedor de impacto a ser desenvolvido.**

Na Figura 6.2 apresenta-se uma vista superior do ônibus com suas principais dimensões.



**Figura 6.2 – Dimensões do modelo ônibus utilizado.**

O modelo de elementos finitos constituído de elementos de vigas, conforme apresentado na Figura 6.1, possui 5502 nós e 2566 elementos.



O material utilizado no chassi e carroceria é o aço estrutural com tensão de escoamento de 230 MPa, módulo de elasticidade longitudinal de 210 GPa, coeficiente de Poisson de 0.3 e densidade de 7850 kg/m<sup>3</sup>. O material é assumido como elasto-plástico com endurecimento linear. A espessura adotada para as longarinas do chassi é de 6.3 mm. Para os tubos que compõem a estrutura do teto foi adotado a espessura de 2.6 mm e para os demais tubos e perfis do casulo a espessura de 2 mm.

Com dados fornecidos pela empresa Comil Ônibus S.A., foi adotado um peso de 5330 Kg para um chassi Scania, sendo 1030 Kg na parte dianteira e 4300 Kg na parte traseira. Para a carroceria acoplada foi adotado um peso total de 13020 Kg, considerando o ônibus com 44 lugares (14 m), com ar condicionado e banheiro; também estão computados os pesos das fibras externas, portas e janelas. Este peso considera a carroceria sem passageiros e bagagens (descarregado), sendo 4410 Kg localizados no eixo dianteiro e 8610 Kg no eixo traseiro. Considerando o veículo com carga máxima de 3080 Kg, o que corresponde ao peso de 44 passageiros (com peso médio de 70 Kg por pessoa) mais 1000 Kg tem-se para a carroceria um peso total carregado de 17100 Kg.

### **6.1 Calibração do modelo numérico do ônibus proposta por Dias de Meira Jr. (2010)**

Na tese de doutorado de Dias de Meira Jr. (2010), é apresentada a metodologia e resultados do procedimento experimental para avaliar as frequências naturais da estrutura através da medição de acelerações nas direções longitudinais (x), transversal (z) e vertical (y) em um ponto da estrutura localizado na traseira do ônibus. As frequências obtidas experimentalmente foram comparadas com as frequências naturais da estrutura obtidas através do modelo numérico.

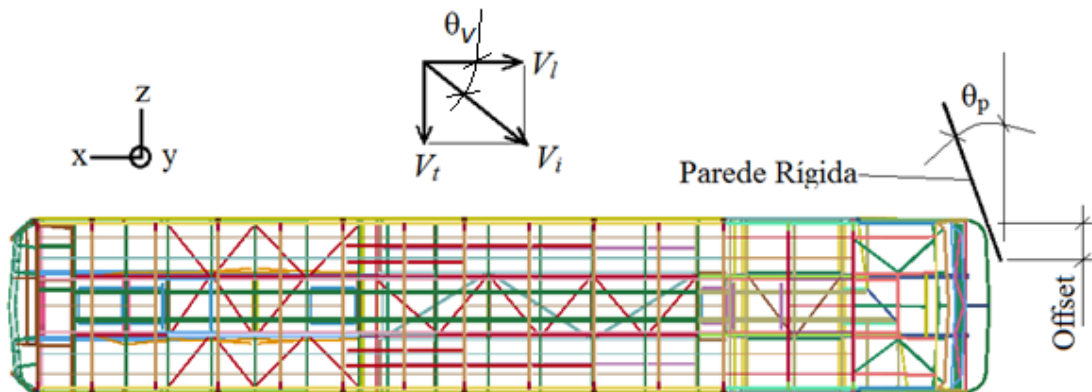
Também foram realizadas calibrações do modelo numérico, através de simulações de eventos de impactos reais ocorridos em estradas brasileiras para a condição de impacto frontal e semi-frontal, um estudo comparativo entre a deformada do modelo numérico utilizado neste trabalho e um evento de *crash test* realizado pela empresa TRC e de domínio público através da internet (*youtube*) e uma avaliação quantitativa efetuada na estrutura do ônibus aplicando-se a metodologia simplificada por Riera (1980) que possibilita a determinação da força de reação devido ao impacto contra uma parede rígida. O objetivo dos estudos acima descritos foi validar e calibrar o modelo numérico do ônibus, o qual se mostrou satisfatório.

Maiores detalhes dos estudos descritos na seção podem ser encontrados na tese de Doutorado de Dias de Meira Jr. (2010).

## 6.2 Estudo paramétrico das condições de contorno

O evento de impacto a ser simulado consiste em colidir o modelo de um ônibus rodoviário contra uma parede rígida. Os diferentes parâmetros que podem ser modificados para definir o cenário a ser estudado são ilustrados na Figura 6.3, sendo eles:

- 1) Offset da parede rígida (ver Figura 6.3);
- 2) Ângulo da parede rígida  $\theta_p$  (ver Figura 6.3);
- 3) Ângulo formado entre os veículos no momento da colisão  $\theta_v$  (ver Figura 6.5);
- 4) Velocidade inicial dos veículos  $V_i$  (ver Figura 6.3).



**Figura 6.3 – Representação das variáveis envolvidas no estudo.**

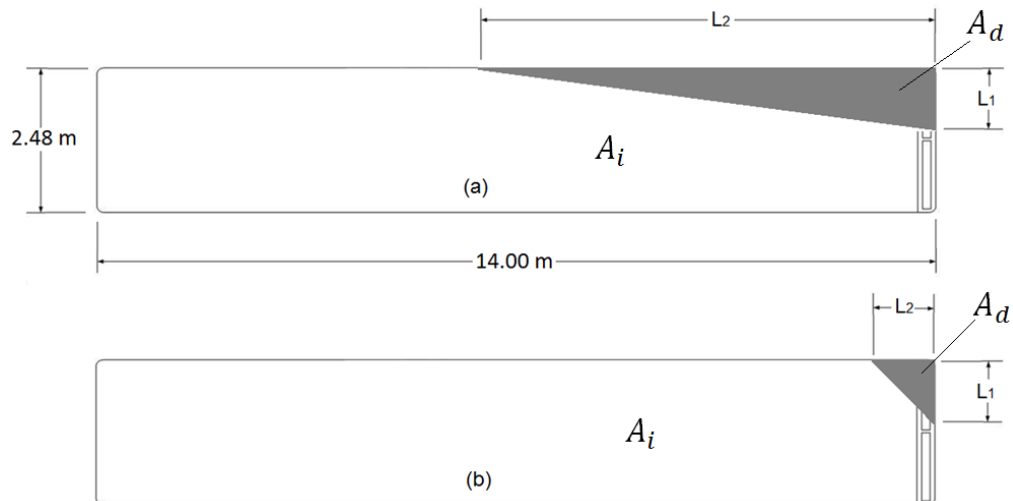
Cada uma das variáveis acima será estudada com maiores detalhes nessa seção.

Devido às diversas possibilidades que envolvem as simulações de acidentes, principalmente com relação às condições de contorno do problema, nesta seção apresenta-se um estudo dos vários parâmetros envolvidos na simulação de eventos de impacto semi-frontal de um ônibus, tal como citado acima.

Com este estudo paramétrico pretende-se verificar qual o comportamento da estrutura sob impacto, variando-se cada parâmetro independentemente, possibilitando entender a influência de cada variável no evento de impacto separadamente.

Os resultados das análises para cada caso de estudo das Seções 6.2.1, 6.2.2, 6.2.3 e 6.2.4, serão apresentados em termos da velocidade residual após impacto ( $V_r$ ), a área da estrutura deformada devido ao impacto ( $A_d$ ), e a relação  $L_1/L_2$  entre os comprimentos dos lados danificados do ônibus, sendo  $L_1$  o lado frontal e  $L_2$  o comprimento lateral, conforme ilustra a Figura 6.4. O parâmetro  $L_1/L_2$  representa o modo de falha e a forma dos danos causados a

estrutura devido à colisão (ver Figura 6.4). Todos os valores dos resultados obtidos são adimensionalizados, tal como  $L_1/L_2$ ,  $A_d/A_i$  e  $V_r/V_i$ , onde  $A_i$  é a área projetada da vista superior do ônibus antes do impacto e  $V_i$  é a velocidade inicial do veículo no momento do impacto.

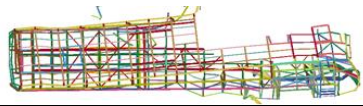

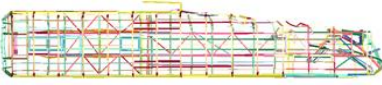

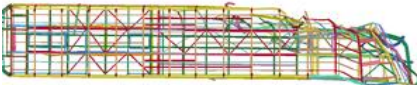
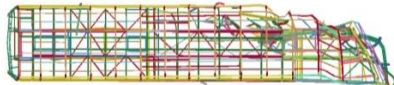




**Figura 6.4 – Representação da relação  $L_1/L_2$  para os dois casos de falha. (a) Modo I - Efeito abridor de latas e (b) Modo II - Falha concentrada na região frontal.**

Na Figura 6.4 apresentam-se os dois modos de falha que geralmente se verificam em acidentes de ônibus submetidos a impacto semi-frontal. Neste trabalho o efeito abridor de latas foi chamado de Modo I, no qual parte da lateral da carroceria do ônibus é removida, conforme pode ser observado na representação da Figura 6.4 (a) e nos acidentes apresentados nas Figura 1.1 (b) e Figura 6.14. No Modo I, os passageiros que estão sentados no lado do motorista, e principalmente nos primeiros bancos, são atingidos e geralmente são vítimas fatais devido à exposição direta no momento do impacto. Já no Modo II, conforme pode ser observado na Figura 6.4 (b), a falha está mais confinada na parte dianteira do ônibus, diminuindo consideravelmente a invasão do espaço de sobrevivência dos passageiros, porém não evitando a invasão do espaço ocupado pelo motorista. Em acidentes que ocorrem nas estradas brasileiras é muito comum se verificar o Modo I de falha, já que as carrocerias de ônibus comercializadas pelos fabricantes não possuem absorvedores de impacto.

Na Tabela 6.1 apresentam-se os parâmetros utilizados para definir os diferentes cenários que a estrutura do ônibus será submetida no estudo paramétrico que se apresenta das Seções 6.2.1, 6.2.2, 6.2.3 e 6.2.4. Nesta tabela são mostrados os dados de entrada e os resultados para as condições analisadas.

**Tabela 6.1 – Parâmetros utilizados e resultados obtidos no estudo paramétrico.**

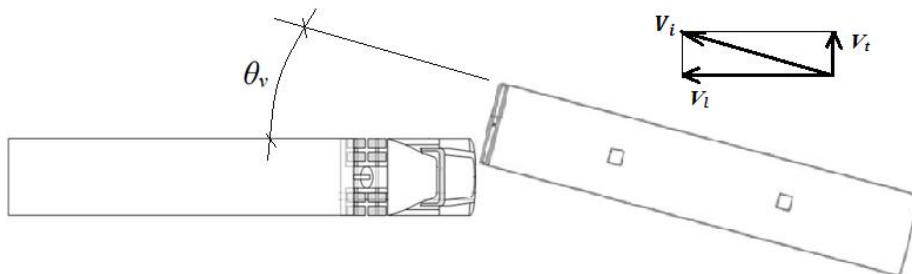
	Variáveis	Seção 6.2.1 ( $\theta_v$ )		Seção 6.2.2 ( $\theta_p$ )	
Dados de Entrada	$V_i$	50 km/h		50 km/h	
	$V_l$	49,749 a 50 km/h		50 km/h	
	$V_t$	0 a 5 km/h		0	
	<i>Offset</i>	25%		25%	
	$\theta_v$	0 a 5.74° (1 em 1°)		0°	
	$\theta_p$	0°		0 a 20° (5 em 5°)	
Resultados		$\theta_v = 0^\circ$ (Mínimo)	$\theta_v = 5.74^\circ$ (Máximo)	$\theta_p = 0^\circ$ (Mínimo)	$\theta_p = 20^\circ$ (Máximo)
	$L_1/L_2$	0,161	0,148	0,213	0,256
	$A_d/A_i$	0,398	0,162	0,398	0,155
	$V_r/V_i$	0,02	0,196	0,072	0,684
	Deformada Final (Mínimo)				
	Deformada Final (Máximo)				
	Variáveis	Seção 6.2.3 ( $V_i$ )		Seção 6.2.4 ( <i>Offset</i> )	
Dados de Entrada	$V_i$	50 a 120 km/h		50 km/h	
	$V_l$	50 a 120 km/h		50 km/h	
	$V_t$	0		0	
	<i>Offset</i>	25%		25% e 50%	
	$\theta_v$	0°		0°	
	$\theta_p$	10°		10°	
Resultados		$V_i = 50\text{km/h}$ (Mínimo)	$V_i = 120\text{ km/h}$ (Máximo)	<i>Offset</i> 25% (Mínimo)	<i>Offset</i> 50% (Máximo)
	$L_1/L_2$	0,191	0,083	0,191	0,39
	$A_d/A_i$	0,148	0,391	0,148	0,319
	Deformada Final (Mínimo)				
	Deformada Final (Máximo)				

Maiores detalhes são apresentados nas Seções 6.2.2, 6.2.1, 6.2.3 e 6.2.4.

### 6.2.1 Estudo paramétrico do ângulo formado entre os veículos

Nesta seção apresenta-se o estudo da influência do ângulo formado entre os veículos no período de colisão, conforme apresentado Figura 6.5. Para caso que o  $\theta_v$  for diferente de zero, devido a decomposição vetorial das velocidades em relação a este ângulo, aparece um velocidade transversal ( $V_t$ ), sendo objetivo desta seção apresentar qual influência da velocidade transversal no período de colisão, verificando-se os parâmetros adimensionalizados  $L_1/L_2$ ,  $A_d/A_i$  e  $V_r/V_i$ .

Na Figura 6.5 pode-se observar a representação de um caminhão que colide com um ônibus, porém nas análises o caminhão é substituído pela parede rígida com ângulo  $\theta_p$  de  $0^\circ$ .



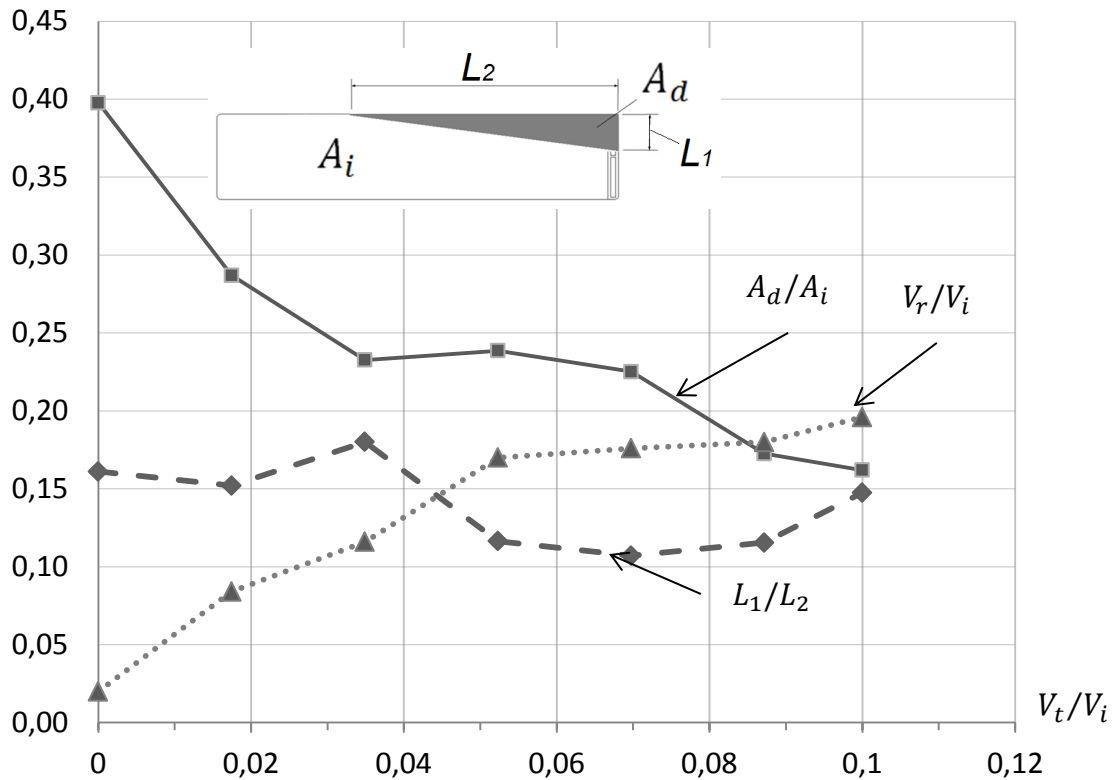
**Figura 6.5 – Representação do ângulo formado entre os dois veículos.**

Foram efetuadas sete análises com auxílio do software LS-Dyna, com o  $\theta_v$  assumindo os valores de  $0^\circ$  até  $5^\circ$  com passo de  $1^\circ$ , e ainda para o ângulo  $\theta_p$  igual a  $5.74^\circ$ , o qual corresponde a uma velocidade transversal de 10% da velocidade inicial do veículo. As outras variáveis foram mantidas constantes e estão apresentadas na Tabela 6.1.

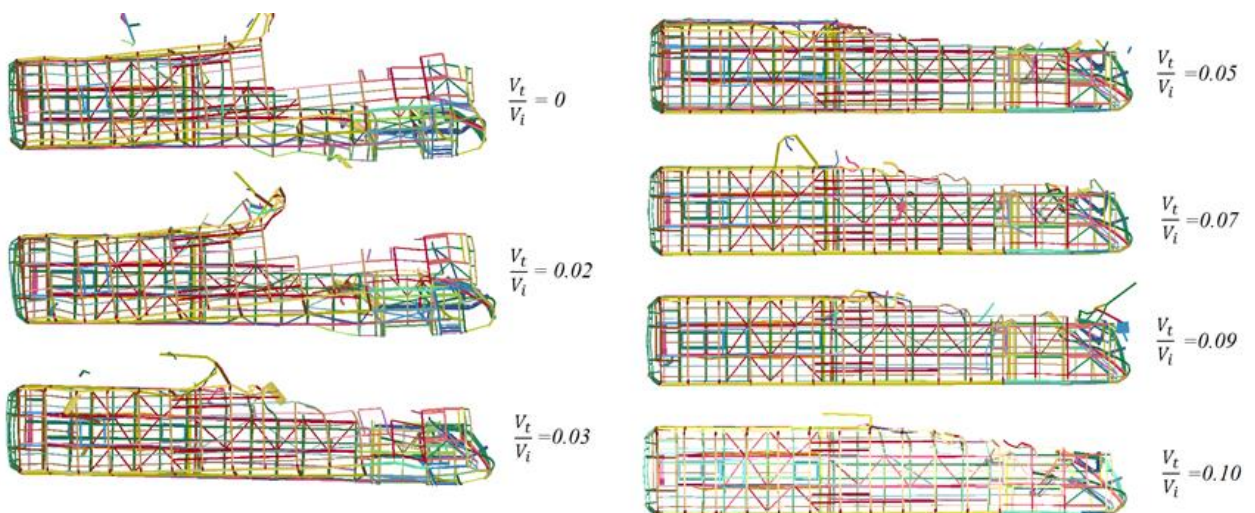
O material utilizado foi o aço NBR 7008 ZAR230, conforme apresentado na Tabela 5.2 na Seção 5.1.

Na Tabela 6.1 e Figura 6.6 apresentam-se os resultados obtidos dos estudos realizados se variando apenas o ângulo da parede rígida e mantendo todas as outras variáveis constantes, conforme já comentado nesta seção.

Na Figura 6.6 verifica-se pela curva  $A_d/A_i$ , que na medida em que  $V_t/V_i$  aumenta, ou seja, com o aumento da velocidade transversal  $V_t$ , temos uma redução da área deformada da estrutura devido ao período de impacto entre os dois veículos. Nota-se também, que para  $V_t/V_i$  variando de 0.03 a 0.07, não houve grande influência da velocidade transversal no parâmetro  $A_d/A_i$ .



**Figura 6.6 – Influência da velocidade transversal ( $V_t$ ).**



**Figura 6.7 - Deformadas para estudos da velocidade transversal.**

Para  $V_t/V_i$  igual a 0 e 0,02, verifica-se que as avarias causadas a estrutura da carroceria do ônibus devido ao impacto, foram elevadas, invadindo uma grande área do espaço de sobrevivência do motorista e dos passageiros (ver Figura 6.7). Esse tipo de avaria nunca foi verificado em acidentes reais, sendo que a configuração das avarias começa a ficar mais parecida com configurações de acidentes reais a partir de  $V_t/V_i$  igual a 0,03, nas quais temos a

predominância do Modo I. Com isso pode-se concluir que sempre existirá uma velocidade transversal e que o ângulo formado entre os veículos será de no mínimo 2 a 3°. O que foi afirmado neste parágrafo está baseado no estudo de acidentes reais que se apresenta na Tabela 6.2, na qual pode-se verificar que a estrutura do ônibus quando submetida a impacto semi-frontal em acidentes, tem a área deformada resultante com a forma aproximada de um triângulo e não um retângulo conforme obtido para o caso de  $V_t/V_i$  igual a 0 e 0.02, que pode ser observado na Figura 6.7. Os dados que compõem a Tabela 6.2 foram retirados de fotos da internet em sites de notícias, sendo que os valores de  $L_1$ ,  $L_2$ ,  $A_d$  e  $A_i$  são aproximados, pois foram levantados a partir de estudos de escala nas fotos.

Quanto ao parâmetro  $L_1/L_2$  da Figura 6.6, nota-se que existe pequena variação com relação à  $V_t/V_i$ , mas podendo-se concluir que a velocidade transversal é de no mínimo 3% da velocidade inicial do veículo ( $V_i$ ), o que pode ser verificado através das deformadas da Figura 6.7, devido ao modo de falha obtido numericamente e que pode ser verificado em casos reais.


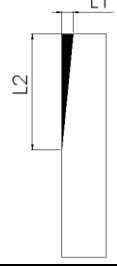

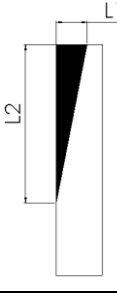

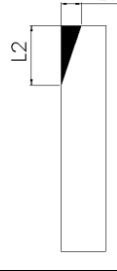

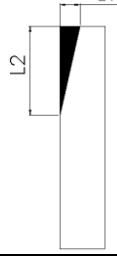

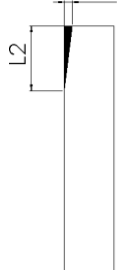

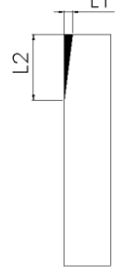
É importante salientar que a velocidade transversal  $V_t$ , também pode aparecer no instante da colisão, devido à intenção dos motoristas de evitar o acidente efetuando uma manobra para a direita. Devido à dificuldade de determinar a velocidade devido a esta manobra, optou-se por estudar o ângulo da parede  $\theta_p$  e a velocidade transversal  $V_t$  somente. Isso é aceitável, pois se considerando somente a velocidade devido à decomposição vetorial em relação ao ângulo formado entre os veículos, caso os motoristas efetuem uma manobra defensiva para a direita, aparecerá mais uma componente de velocidade transversal que será benéfica para o evento. Assim, estamos simulando a pior condição que poderá ocorrer.

Quanto ao parâmetro  $V_r/V_i$  da Figura 6.6, observa-se que com o aumento da velocidade transversal, a velocidade residual também aumenta, pois com o aumento da velocidade transversal, o veículo tem maior facilidade de sair da zona de impacto, assim resultando numa velocidade residual mais elevada após o impacto. Quando temos a velocidade transversal diferente de zero, surge uma energia cinética nesta direção que é importante para afastar um veículo do outro.

Através das deformadas da carroceria do ônibus apresentadas na Figura 6.7, verifica-se que a velocidade transversal não influencia de forma considerável na deformada a partir de  $V_t/V_i$  igual a 0.03, sendo predominante a falha no Modo I. A diferença está na energia absorvida evento de impacto, o que pode ser verificado pelo parâmetro  $V_r/V_i$ , o qual indica que quanto menos energia absorvida no período de colisão, maior será a velocidade residual, que aumenta juntamente com o aumento da velocidade transversal.



Tabela 6.2 – Avaliação de acidentes reais.

Acidente	$L_1/L_2$	$A_d/A_i$	Foto Acidente	Modo de Falha
1	0,09	0,07		
2	0,19	0,26		
3	0,34	0,07		
4	0,22	0,10		
5	0,12	0,02		
6	0,13	0,03		



Deste estudo pode-se concluir que para as análises que serão efetuadas no desenvolvimento do absorvedor, deverá ser usada uma velocidade transversal de no mínimo 3% da velocidade inicial do veículo.

### 6.2.2 Estudo paramétrico do ângulo da parede rígida

Nesta seção apresenta-se o estudo da influência do ângulo da parede rígida com relação aos parâmetros adimensionalizados  $L_1/L_2$ ,  $A_d/A_i$  e  $V_r/V_i$ , já apresentados na Seção 6.2.

Foram efetuadas cinco análises com auxílio do software LS-Dyna, variando-se o ângulo da parede rígida  $\theta_p$  de  $0^\circ$  até  $20^\circ$  de 5 em  $5^\circ$ , o qual pode ser visto na Figura 6.3. As outras variáveis foram mantidas constantes e estão apresentadas na Tabela 6.1.

O material utilizado foi o aço NBR 7008 ZAR230, conforme apresentado na Tabela 5.2 na Seção 5.1.

Na Figura 6.8 apresentam-se os resultados obtidos dos estudos realizados se variando apenas o ângulo da parede rígida e mantendo todas as outras variáveis constantes, conforme já comentado nesta seção.

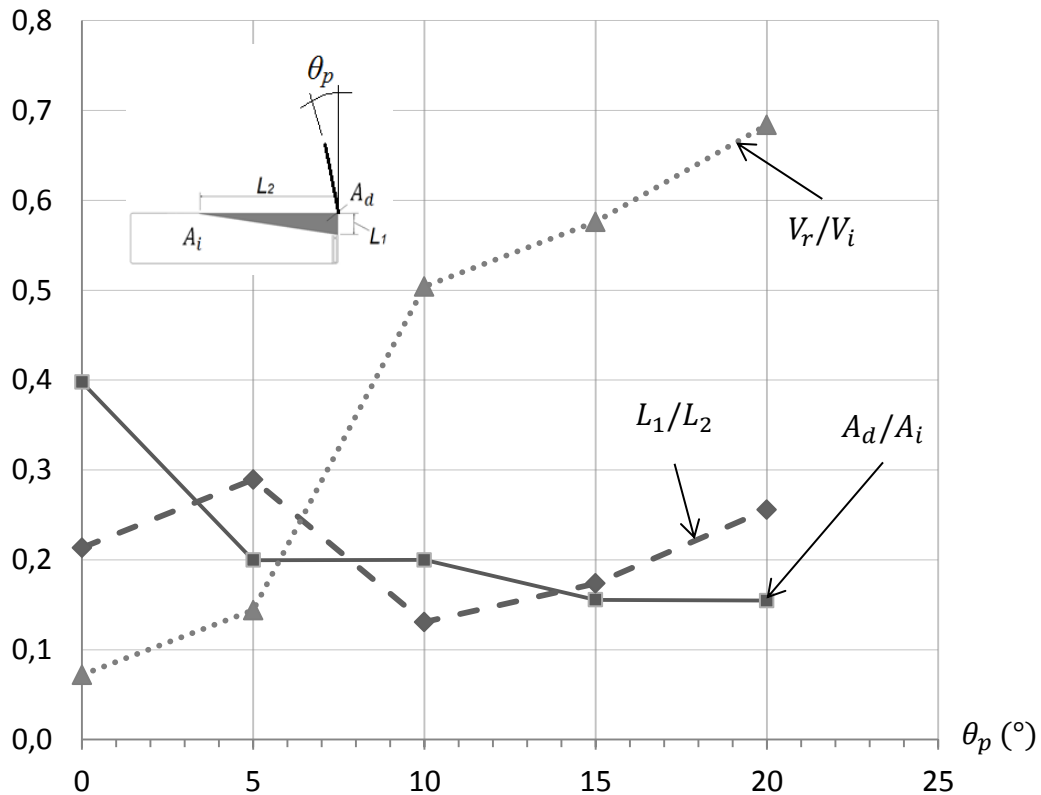
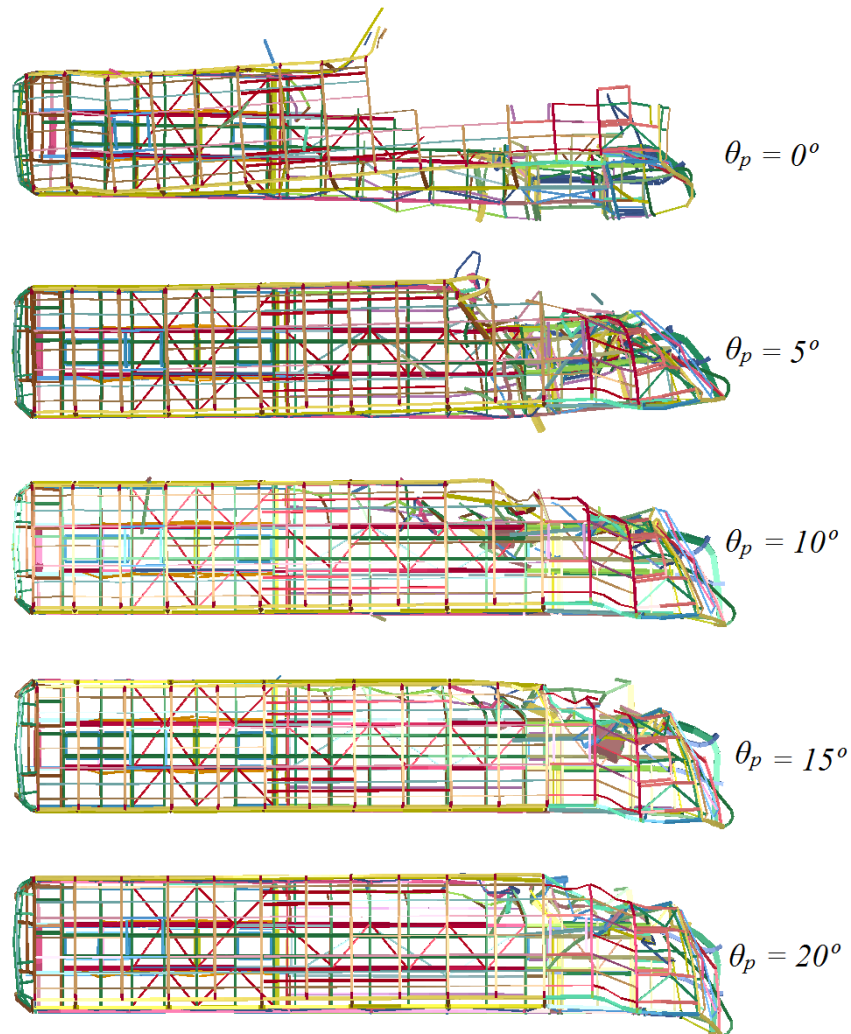


Figura 6.8 – Influência do ângulo da parede rígida.

Observando os resultados da Figura 6.8, verifica-se pela curva  $A_d/A_i$ , que apenas para  $\theta_p$  com  $0^\circ$  temos grande alteração na deformada da estrutura, sendo que para  $\theta_p$  igual a  $5^\circ$ ,  $10^\circ$ ,  $15^\circ$  e  $20^\circ$  têm pequena variação no parâmetro adimensional  $A_d/A_i$ . Isso é confirmado pela Figura 6.9, na qual pode-se observar que a deformada da estrutura para  $0^\circ$  teve uma configuração bem diferente em relação aos outros ângulos.



**Figura 6.9 – Deformadas para estudos do ângulo da parede rígida.**

Quanto ao parâmetro  $L_1/L_2$ , que está apresentado na Figura 6.8, com o qual se pretende determinar a forma da região deformada, ou seja, verificar se devido ao impacto temos o Modo I dominante (efeito abridor de latas), no qual a carroceria do ônibus tem parte de sua estrutura lateral removida, ou se os danos são concentrados na região frontal do ônibus, que caracteriza o Modo II. Esse parâmetro é muito importante, pois para evitar a invasão da região de sobrevivência dos passageiros, é mais conveniente que a falha seja predominante no Modo II.

Quando o parâmetro  $L_1/L_2$  assume valores mais próximos de zero teremos a falha predominantemente no Modo I, e quando assume valores mais próximos de um, teremos caracterizada a falha no Modo II.

Quanto ao parâmetro  $V_r/V_i$  que é apresentado na Figura 6.8, que relaciona a velocidade residual após o evento de impacto e a velocidade inicial do veículo, observa-se que com o aumento do ângulo da parede rígida, a velocidade residual também aumenta, pois com o aumento do ângulo da parede rígida, o veículo tem maior facilidade de sair da zona de impacto, assim resultando numa velocidade residual mais elevada após o impacto.

É importante salientar, com relação às deformadas das carrocerias do ônibus apresentadas na Figura 6.9, que o ângulo não influencia de forma considerável na deformada, exceto para o caso que o ângulo  $\theta_p$  é igual a  $0^\circ$ . A principal diferença está na energia absorvida no evento de impacto, o que pode ser verificado pelo parâmetro  $V_r/V_i$ , o qual indica que quanto menos energia absorvida no período de colisão, maior será a velocidade residual, que aumenta juntamente com o aumento do ângulo da parede rígida, o que é esperado.

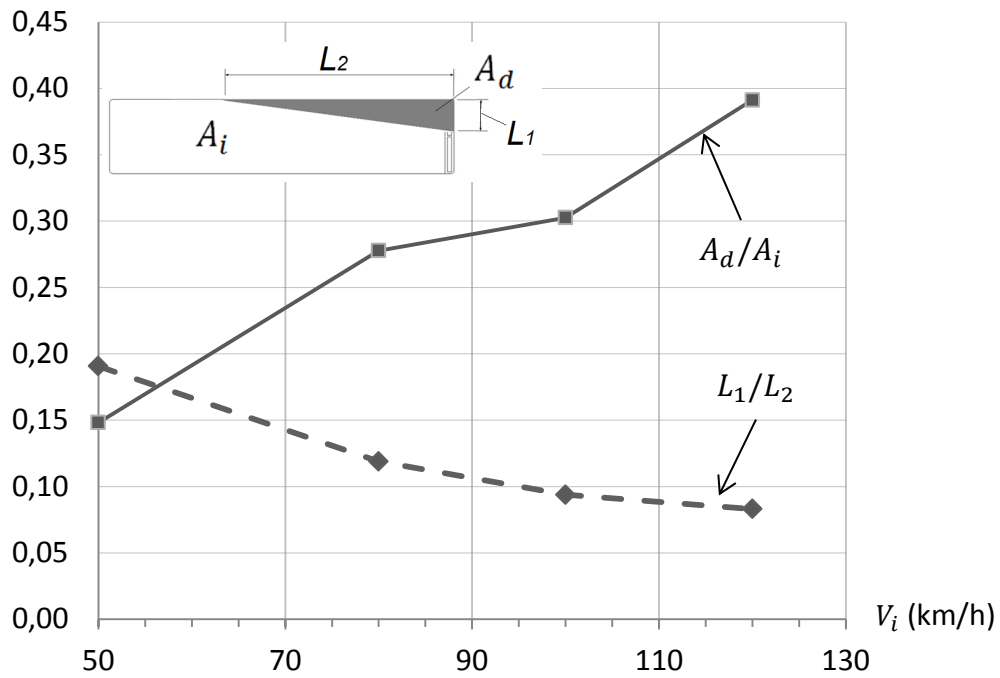
### 6.2.3 Estudo paramétrico da velocidade inicial do veículo

Nesta seção apresenta-se o estudo da influência da velocidade inicial do veículo, a qual pode ser verificada na Figura 6.3. Neste estudo mantiveram-se todas as variáveis constantes conforme apresentado na Tabela 6.1, exceto a velocidade inicial do veículo ( $V_i$ ) que varia de 50 km/h a 120 km/h. Foram feitas 4 análises com as velocidades  $V_i$  igual 50, 80, 100 e 120 km/h. A velocidade transversal ( $V_t$ ) será considerada zero, sendo então a velocidade longitudinal ( $V_l$ ) igual à velocidade inicial. Na Tabela 6.1 estão apresentadas as condições de contorno do problema.

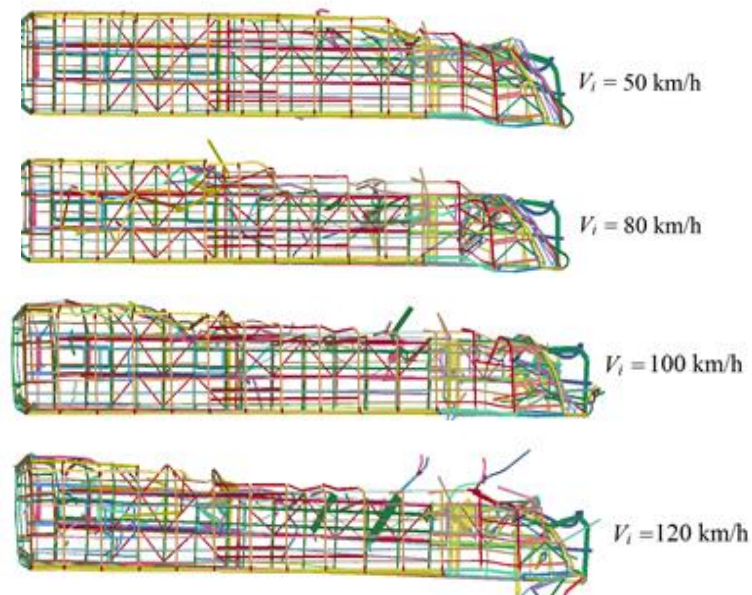
Na Figura 6.10 apresentam-se os resultados obtidos dos estudos realizados variando-se apenas velocidade inicial do veículo e mantendo todas as outras variáveis constantes.

Na Figura 6.10 verifica-se pela curva  $A_d/A_i$ , que na medida em que  $V_i$  aumenta, temos um aumento da área deformada da estrutura devido ao evento de impacto entre os dois veículos, ou seja, as avarias sobre a estrutura aumentam conforme a velocidade aumenta, o que já era esperado, porém aqui está se quantificado seu efeitos. Nota-se que se tem a predominância do Modo I (Efeito abridor de latas), e através da Figura 6.11 pode-se verificar que a região de sobrevivência dos passageiros com o aumento da velocidade inicial, é cada vez mais prejudicada, pois a dimensão  $L_2$  aumenta o que caracteriza efeitos mais nocivos e elevação no número de

vítimas fatais devido à exposição durante o período de impacto, pois a lateral da carroceria tem sua estrutura removida até a extensão de  $L_2$ .



**Figura 6.10 – Influência da velocidade inicial do veículo ( $V_i$ ).**



**Figura 6.11 - Deformadas para estudos da velocidade inicial do veículo.**

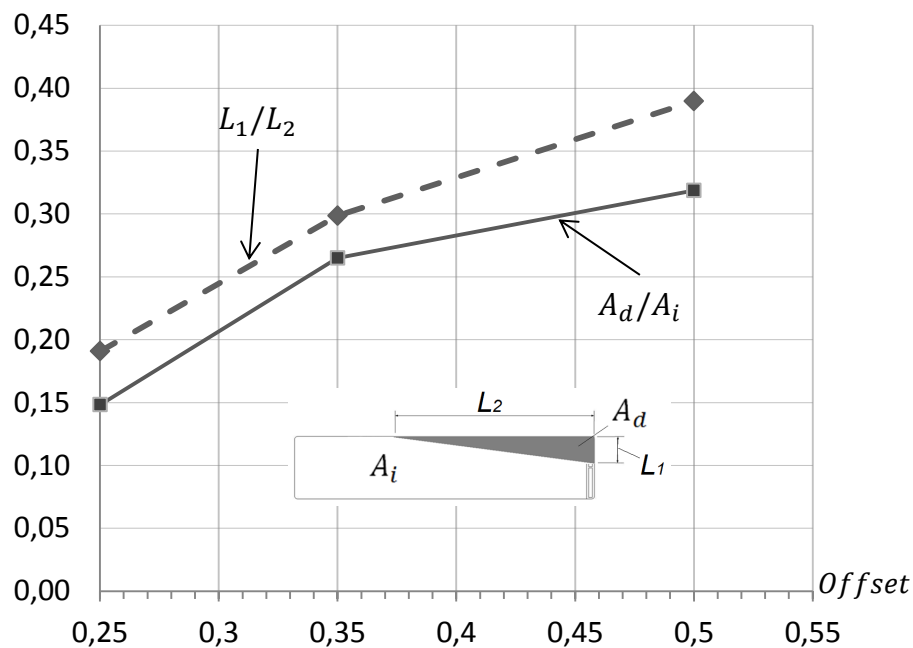
Na Figura 6.10 nota-se que o parâmetro  $L_1/L_2$  diminui de maneira lenta na medida em que a velocidade inicial aumenta. Isso é evidenciado, pois a dimensão  $L_2$  aumenta com a

velocidade inicial, enquanto a dimensão  $L_1$  permanece quase constante (Figura 6.11). Lembrando que conforme  $L_1/L_2$  vai diminuindo, temos a predominância do Modo I.

#### 6.2.4 Estudo paramétrico do *offset* da parede rígida

Nesta seção apresenta-se o estudo da influência do *offset*, ou seja, a porcentagem da parte frontal do ônibus que a parede rígida impacta, conforme apresentado na Figura 6.3. Neste estudo manteve-se todas as variáveis constantes conforme apresentado na Tabela 6.1, exceto o *offset* da parede. Foram feitas 3 análises com valores de *offset* de 25%, 35% e 50%. Na Tabela 6.1 estão apresentadas as condições de contorno do problema.

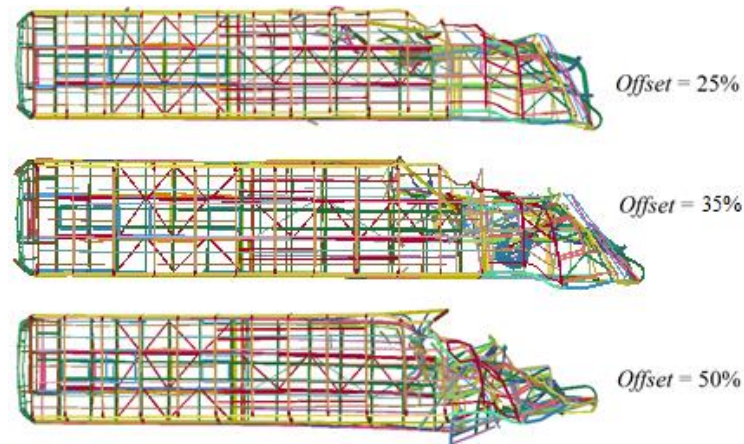
Na Figura 6.12 apresentam-se os resultados obtidos dos estudos realizados variando-se apenas o *offset* da parede rígida e mantendo todas as outras variáveis constantes.



**Figura 6.12 – Influência do *offset* da parede rígida.**

Na Figura 6.12 verifica-se pela curva  $A_d/A_i$ , que na medida em que o *offset* aumenta, temos um aumento da área deformada da estrutura, ou seja, as avarias sobre a estrutura aumentam, porém de maneira mais concentrada na região frontal do ônibus.

Na Figura 6.12 nota-se que o parâmetro  $L_1/L_2$  aumenta na medida *offset* aumenta. Isso é evidenciado, pois a dimensão  $L_1$  aumenta com o aumento do *offset*, enquanto a dimensão  $L_2$  permanece quase constante (Figura 6.13).



**Figura 6.13 - Deformadas para estudos do offset da parede rígida.**

### **6.3 Simulação do acidente da Rodovia BR 386**

Nesta seção apresenta-se a simulação numérica do acidente ocorrido na rodovia BR 386 em que um ônibus e caminhão carregando um contêiner metálico vazio colidiram com impacto semi-frontal, no qual o ônibus teve removida parte de sua lateral, gerando o efeito conhecido como “abridor de latas”, conforme pode ser visto na Figura 6.14. O acidente ocorreu em julho de 2008 no KM 371 da BR 386, e deixou 13 mortos e 22 pessoas feridas. A ocorrência desse tipo de acidente é comum nas estradas brasileiras devido à imprudência dos motoristas e também devido à maioria das estradas brasileiras serem de pista simples, o que aumenta a probabilidade de colisão semi-frontal.

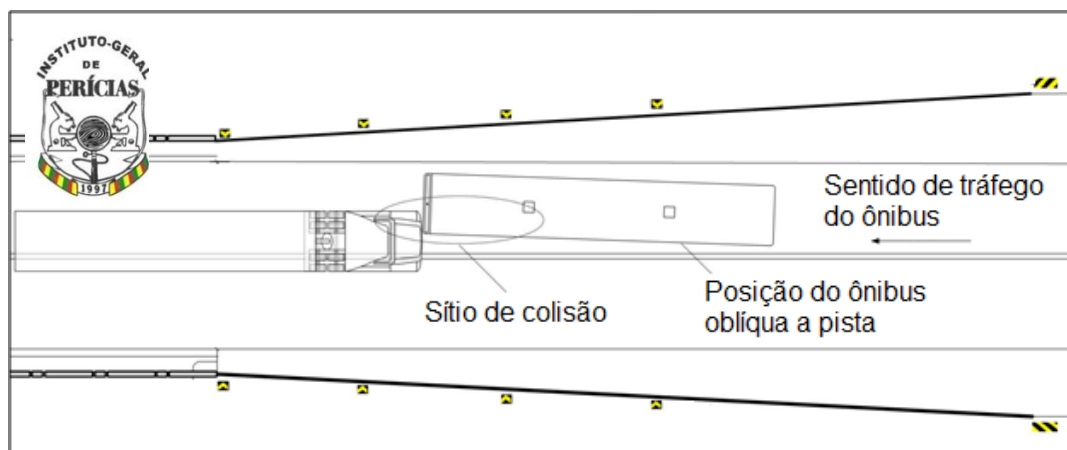


**Figura 6.14 – Acidente com efeito abridor de latas BR 386.**

**(Fonte: Instituto-Geral de Perícias, 2008)**



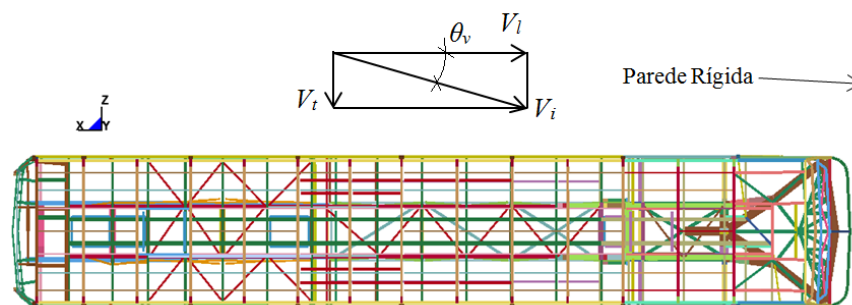
Segundo o laudo pericial nº 14625/2008 do Instituto Geral de Perícias, o ônibus trafegava a uma velocidade de 82 km/h no instante da colisão e devido às condições das avarias do tacômetro do caminhão, não foi possível determinar a velocidade do caminhão no instante do impacto. No entanto, pela avaliação das avarias que foram verificadas nos dois veículos, o perito responsável estimou que a velocidade do caminhão era de aproximadamente 50 km/h. Na Figura 6.15 apresenta-se o sítio de colisão, ou seja, as condições em que ocorreu o impacto entre o ônibus e o caminhão. A velocidade do caminhão será considerada como 50 km/h. Após verificação dos resultados, será analisada se a velocidade estimada para o caminhão é coerente.



**Figura 6.15 – Sítio de colisão acidente BR 386. (Fonte: Instituto-Geral de Perícias, 2008)**

### 6.3.1 Estudo inicial do acidente

Com o objetivo de avaliar e calibrar o modelo simplificado quando o ônibus for submetido a impacto semi-frontal, tal como ocorrido no acidente acima descrito, será impactado um ônibus contra uma parede rígida sem nenhuma inclinação com *offset* de 20%. Na Figura 6.16 apresenta-se o esquema da simulação que será realizada, na qual pode ser visto a parede rígida, a velocidade longitudinal  $V_l$ , velocidade transversal  $V_t$ , ângulo formado entre os veículos  $\theta_v$  e a velocidade inicial  $V_i$ .



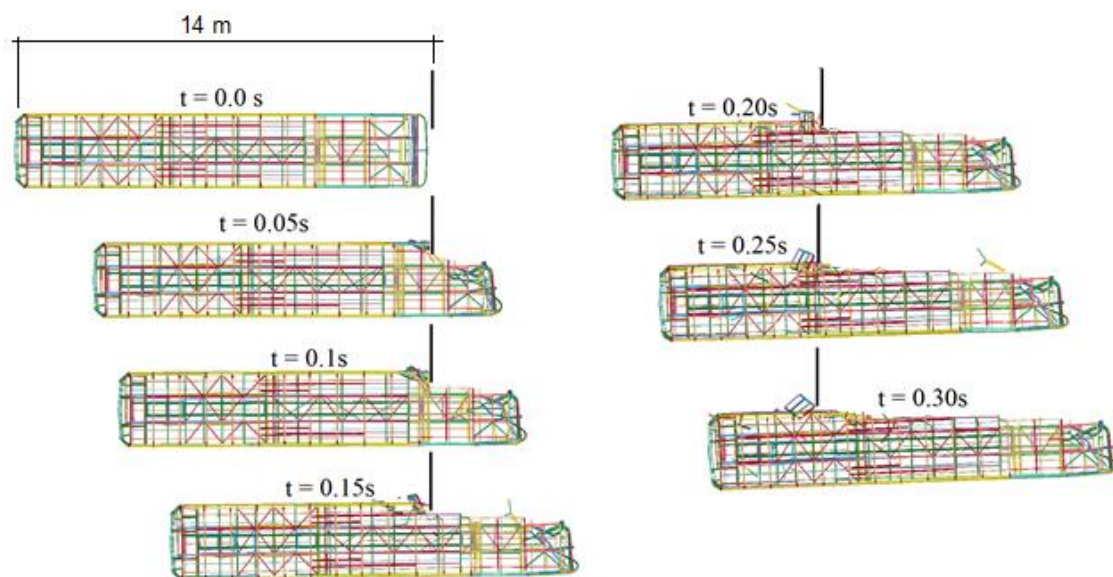
**Figura 6.16 – Esquema da simulação de impacto lateral entre ônibus e parede rígida.**

As velocidades consideradas para a análise foram de 82 km/h para o ônibus e 50 km/h para o caminhão, considerando-se uma inclinação de  $3^\circ$  entre os dois. Na análise que será efetuada o caminhão será substituído pela parede rígida, sendo que a mesma ficará estática. A velocidade do veículo na análise será considerada na análise igual a 132 km/h, pois como a parede rígida está estática somam-se as velocidades dos dois veículos. Considerando o ângulo de  $3^\circ$  entre os veículos, por decomposição vetorial, temos uma velocidade longitudinal  $V_l$  de 131.82 km/h e uma velocidade transversal  $V_t$  de 6.91 km/h. Na Tabela 6.3 apresenta-se as condições de contorno aplicadas ao modelo numérico.

**Tabela 6.3 - Condições de contorno.**

Variáveis	Valor
$V$ (ônibus)	82 km/h
$V$ (caminhão)	50 km/h
$V_l$ (caminhão + ônibus)	132 km/h
<i>Offset</i>	20%
$\theta_v$	$3^\circ$
$\theta_p$	$0^\circ$

O material utilizado para a estrutura do ônibus é o aço NBR 7008 ZAR230 com propriedades apresentadas na Tabela 5.2 considerando Cowper-Symonds como relação constitutiva para a taxa de deformação.

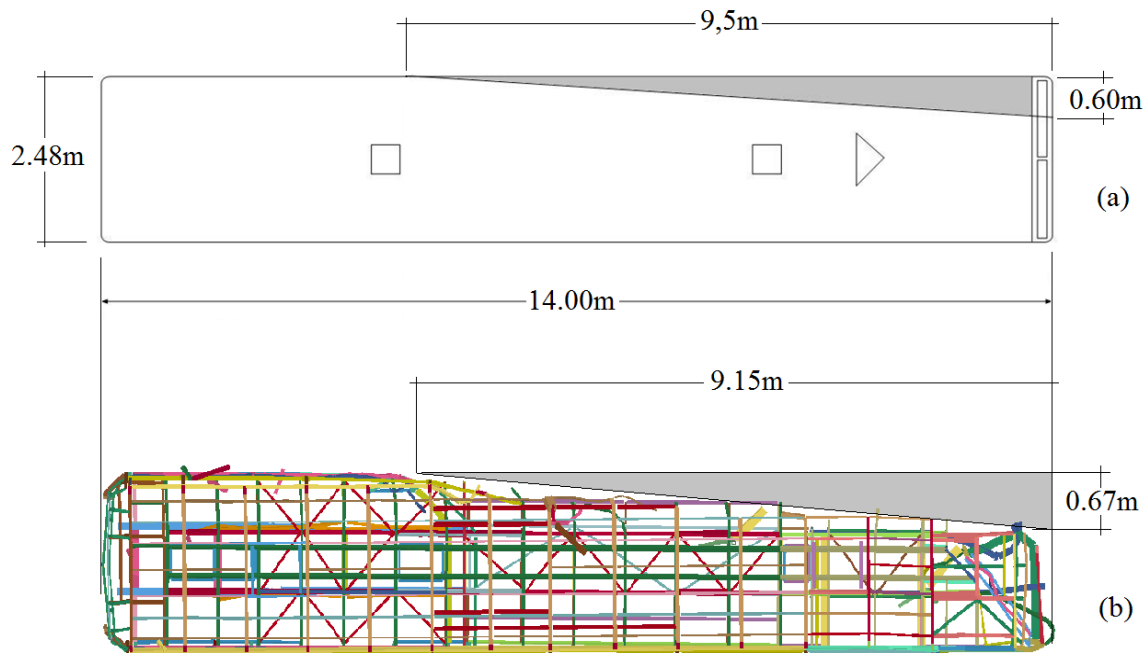


**Figura 6.17 – Sequência de resultados do evento de impacto.**



A Figura 6.17 apresenta a sequência de resultados do evento de impacto em diferentes tempos até 0.3 segundos.

Na Figura 6.18 apresenta-se a análise quantitativa para comparar as avarias que o ônibus real do acidente e o modelo simplificado sofreram devido ao impacto. A Figura 6.18 (a) foi retirada do laudo pericial nº 14625/2008 do Instituto Geral de Perícias e ilustra a região do ônibus que sofreu as avarias.



**Figura 6.18 – Comparação quantitativa das deformadas do a) ônibus do acidente e b) do modelo simplificado.**

Comparando-se quantitativamente o modelo numérico com o ônibus real, obteve-se uma diferença de 6.82% para a relação  $A_d/A_i$  e para  $L_1/L_2$  a diferença foi de 13.7%.

Com base nos resultados obtidos, conclui-se que é necessário um estudo mais criterioso, levando em conta a influência de cada uma das variáveis no acidente, a fim de reduzir o erro nos parâmetros  $L_1/L_2$  e  $A_d/A_i$ .

Analisando as estruturas deformadas da Figura 6.18, verificou-se a necessidade de reduzir *offset*, pois a dimensão  $L_1$ , que é diretamente influenciada por este parâmetro, foi maior para o modelo numérico. Foram então realizadas análises reduzindo-se o *offset* até que o valor da dimensão  $L_1$  do modelo numérico se igualou a do ônibus real (0.60 m), sendo 15% o novo *offset* obtido. Nas análises que serão apresentadas nas seções abaixo, o valor do *offset* será considerado 15%.

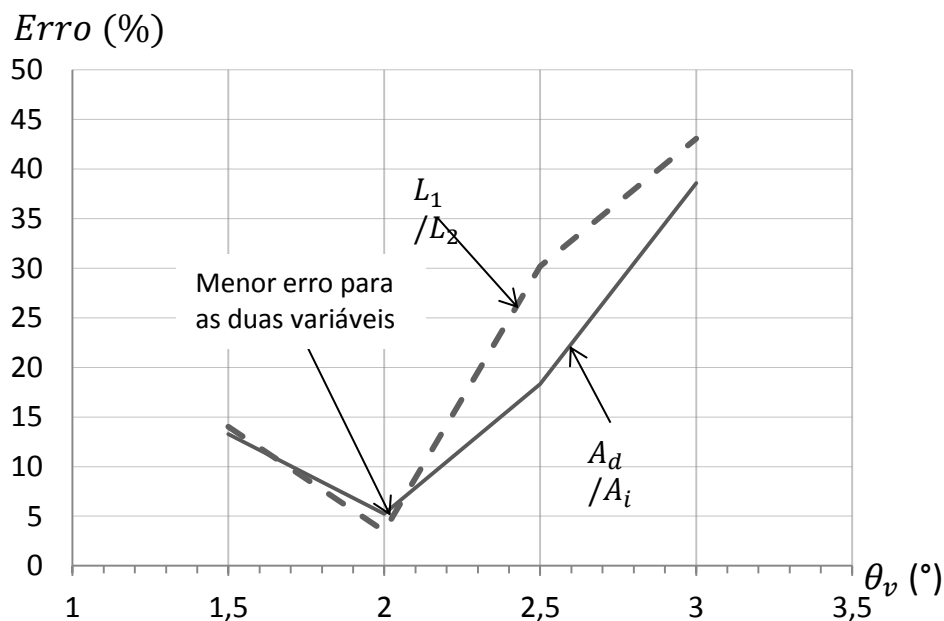
### 6.3.2 Estudo do parâmetro $\theta_v$

Nesta seção é avaliada a influência do ângulo formado entre os veículos  $\theta_v$ , a fim de melhorar os resultados. As condições de contorno são apresentadas na Tabela 6.4, sendo que foram mantidas constantes todas as variáveis, exceto o ângulo  $\theta_v$ .

**Tabela 6.4 - Condições de contorno.**

Variáveis	Valor
$V$ (ônibus)	82 km/h
$V$ (caminhão)	50 km/h
$V_i$ (caminhão + ônibus)	132 km/h
<i>Offset</i>	15%
$\theta_v$	1.5° a 3° (passo de 0.5°)
$\theta_p$	0°

Na Figura 6.19 apresentam-se os resultados, sendo que no eixo das ordenadas é plotado o erro percentual dos parâmetros  $L_1/L_2$  e  $A_d/A_i$  do modelo numérico em relação ao ônibus real. Nota-se que o menor erro foi obtido para  $\theta_v = 2^\circ$ , sendo então adotado esse valor para a próxima simulação. Para qualquer valor maior ou menor de  $\theta_v$  o erro aumenta para as duas variáveis.



**Figura 6.19 – Influência do ângulo formado entre os veículos  $\theta_v$ .**

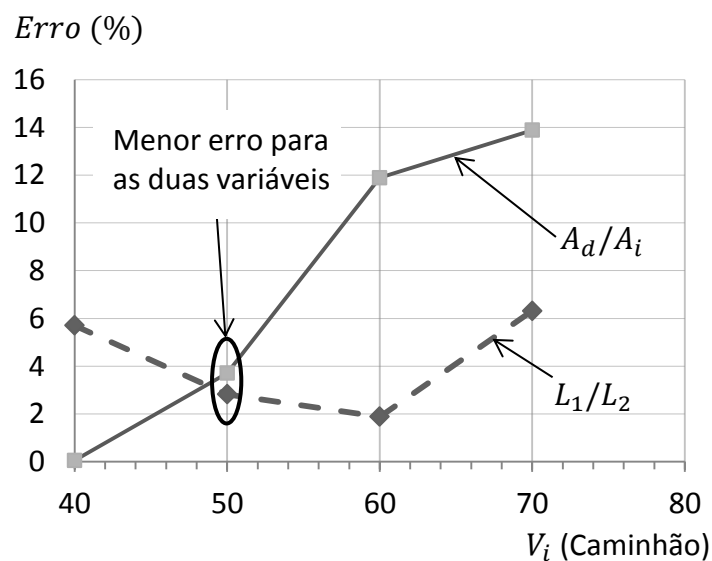
### 6.3.3 Estudo do parâmetro $V_i$

Nesta seção analisa-se a influência da velocidade do veículo, mantendo-se todas as outras variáveis constantes conforme a Tabela 6.5. Neste estudo, varia-se a velocidade do caminhão de 40 a 70 km/h com passo de 10 km/h, a fim de avaliar criteriosamente a influência da velocidade do caminhão na precisão dos resultados, pois não se tem um valor preciso para a mesma devido às avarias do tacômetro do caminhão.

**Tabela 6.5 - Condições de contorno utilizadas.**

Variáveis	Valor
$V$ (ônibus)	82 km/h
$V$ (caminhão)	40 a 70 km/h (passo de 10 km/h)
$V_i$ (caminhão + ônibus)	122 a 152 km/h
Offset	15%
$\theta_v$	2°
$\theta_p$	0°

Os resultados para a simulação 3 são apresentados na Figura 6.20, na qual se verifica que a velocidade de 50 km/h apresentou menor erro percentual, tanto para  $L_1/L_2$  como para  $A_d/A_i$ . Nota-se que para qualquer valor da velocidade do caminhão diferente de 50 km/h, temos resultados muito dispersos, quando comparamos os erros das duas variáveis no mesmo estudo.



**Figura 6.20 – Influência da velocidade do caminhão nos resultados.**

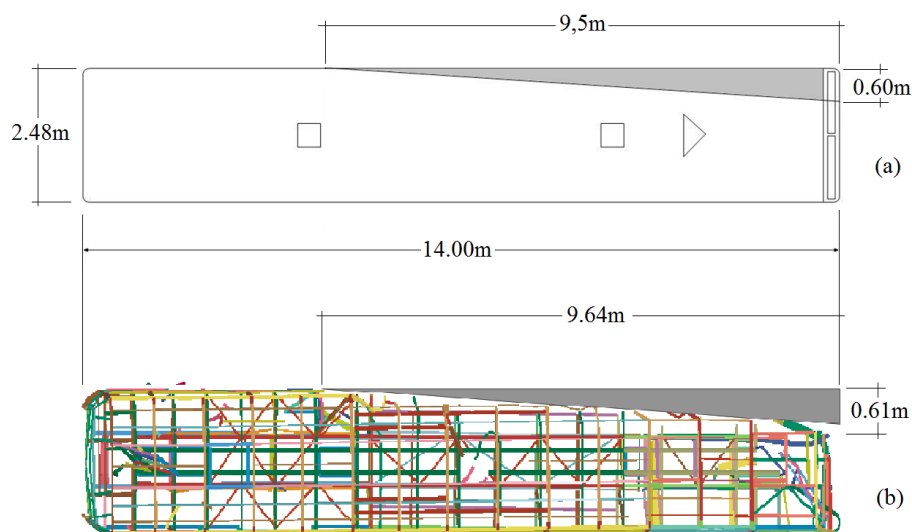
### Resultados e Comentários:

A partir dos estudos realizados nesta seção, verificou-se que as condições de contorno que melhor descrevem o acidente da BR-386 são as apresentadas na Tabela 6.6. Nota-se que a velocidade inicialmente adotada para o caminhão foi comprovada (50 km/h), porém através dos estudos verificou-se que o ângulo  $\theta_v$  que melhor aproximação os resultados é  $2^\circ$ , e não  $3^\circ$  conforme inicialmente adotado. O erro obtido para este último cenário (Tabela 6.6) foi de 3,71% para  $A_d/A_i$  e 2,82% para  $L_1/L_2$ , mostrando que através do estudo paramétrico das variáveis é possível melhorar consideravelmente a precisão dos resultados.

**Tabela 6.6 – Cenário final obtido numericamente.**

Variáveis	Valor
$V$ (ônibus)	82 km/h
$V$ (caminhão)	50 km/h
$V_i$ (caminhão + ônibus)	132 km/h
Offset	15%
$\theta_v$	$2^\circ$
$\theta_p$	$0^\circ$

Na Figura 6.21 se apresenta a comparação das deformadas do modelo numérico com condições de contorno apresentadas na Tabela 6.6 e do ônibus real.



**Figura 6.21 – Comparação quantitativa das deformadas do a) ônibus do acidente e b) do modelo simplificado.**

## 7 DESENVOLVIMENTO DE ABSORVEDOR DE IMPACTO

Neste capítulo apresenta-se o desenvolvimento do pré-projeto de um absorvedor de impacto para eventos de colisão semi-frontal a ser implementado na estrutura do ônibus rodoviário apresentado no Capítulo 6. Os estágios para desenvolvimento foram baseados na metodologia de projeto apresentada por Norton (2004). Foram aplicados os estágios de definição, pré-projeto e projeto detalhado, os quais dividem-se da seguinte maneira:

- 1) **Estágio de definição:** Definir o problema, declarar os dados e elaborar hipóteses apropriadas.
- 2) **Estágio de pré-projeto:** Decisões preliminares do projeto e croquis.
- 3) **Estágio do projeto detalhado:** Modelos matemáticos, análise do projeto e avaliação.

### 7.1 Estágio de definição

Segundo Macaulay (1987), a energia de impacto é absorvida principalmente pela deformação plástica do material e o modelo de absorvedor de impacto a se usar depende da natureza da carga de impacto, sendo que a estrutura do ônibus pode ser submetida à colisão frontal, semi-frontal, lateral, traseira e tombamento.

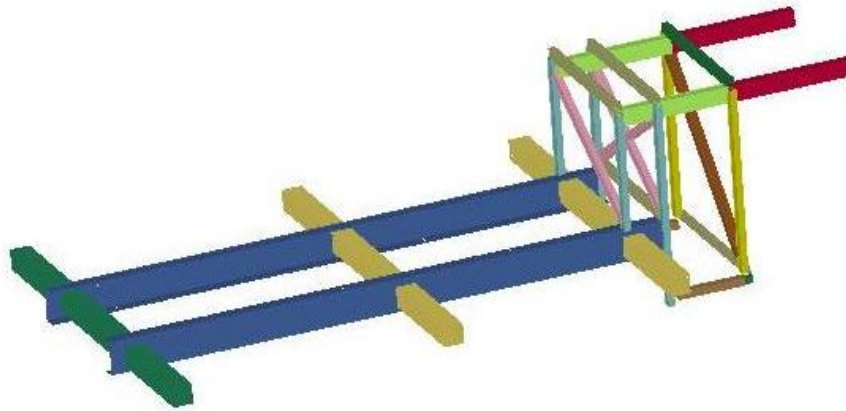
O absorvedor que será desenvolvido neste trabalho é submetido a cargas de impacto semi-frontal e deve possuir as seguintes características:

- a) Absorver parte a energia do impacto enquanto se deforma;
- b) Manter a integridade do compartimento de passageiros e do motorista;
- c) Evitar o efeito abridor de latas.

Utilizando-se a metodologia de avaliação de estruturas de ônibus submetidas a impacto, apresentada na Seção 4.3, é possível determinar a configuração mais adequada para o absorvedor de impacto, a fim de atender as características acima citadas. No Capítulo 6 foi apresentado o modelo estrutural do ônibus que será utilizado nas análises, sendo que o mesmo será alterado na sua parte dianteira para a introdução do novo componente.

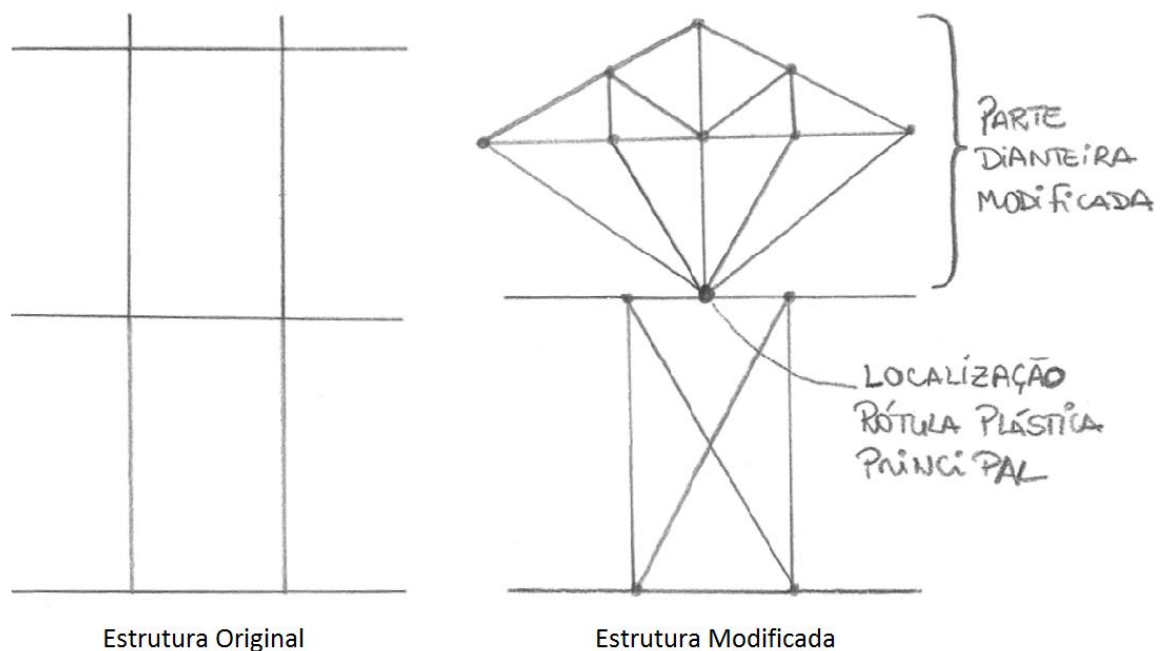
No estágio de definição é importante esclarecer a região e os elementos da estrutura do ônibus que serão utilizados, e posteriormente modificados para a criação do componente

propriamente dito. A Figura 7.1 mostra o conjunto de elementos estruturais que podem ser utilizados como base para o projeto de um novo absorvedor de impacto.



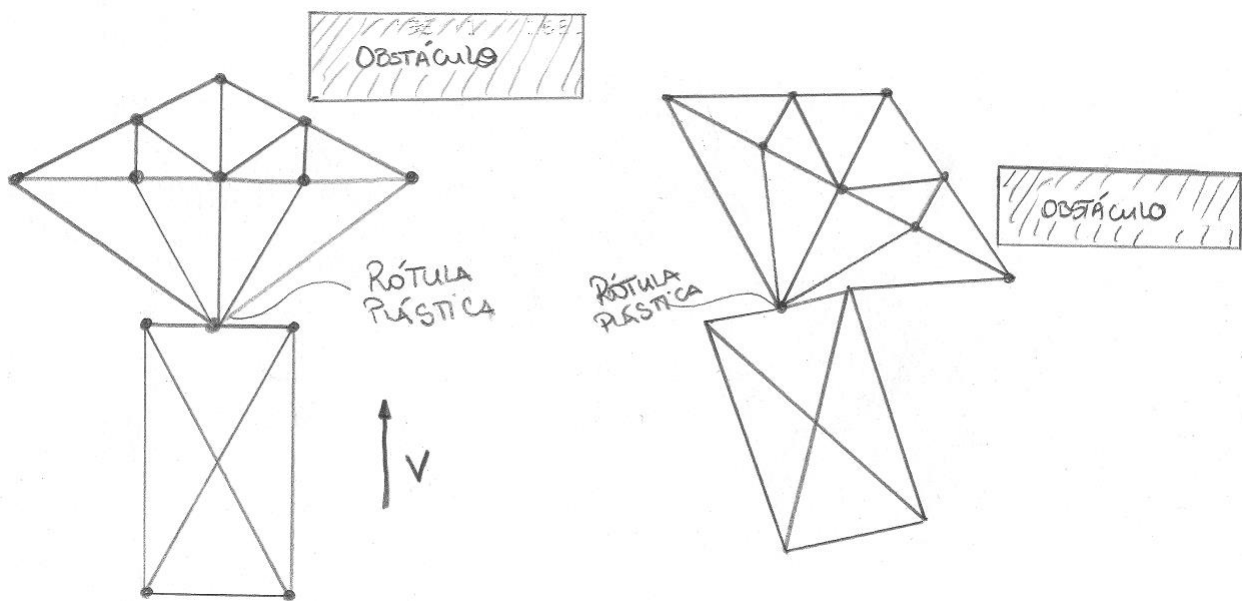
**Figura 7.1 – Estrutura dianteira original a ser reprojeta.**

A estrutura apresentada na Figura 7.1 deverá ser alterada de tal forma que a nova configuração do componente a ser desenvolvido, consiga atender as características esperadas. A primeira alteração proposta é a introdução de uma estrutura dianteira robusta que irá receber as cargas de impacto durante a colisão, sendo capaz de transferir os esforços para os outros elementos, sem deformar-se excessivamente (ver Figura 7.2). É importante salientar, que a geometria foi criada para que se forme uma rótula plástica principal (ver Figura 7.2), que permita que a parte dianteira do absorvedor gire, conforme representado pelo croqui na Figura 7.3.



**Figura 7.2 – Croqui do componente original e do modificada.**

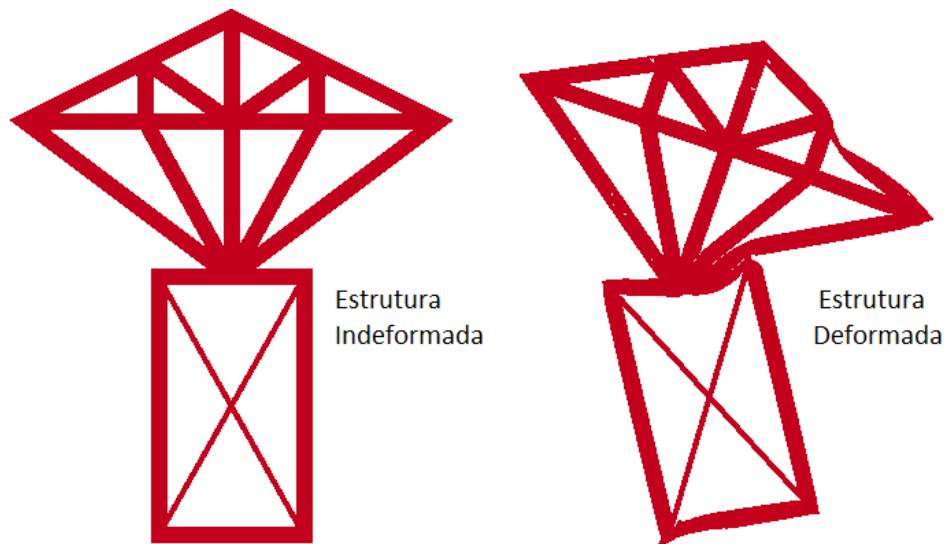
O absorvedor de impacto proposto neste trabalho, além de absorver parte da energia de impacto, tem como objetivo evitar o “efeito abridor de latas”. Através dos estudos paramétricos realizados na Seção 6.2, verificou-se que o componente deverá absorver parte da energia do impacto, e ao deformar-se, sua geometria mude sua configuração original, formando um mecanismo semelhante a um plano inclinado que facilite a separação dos dois veículos e evite a invasão da região de segurança. O croqui da geometria e o princípio de funcionamento são apresentados na Figura 7.3.



**Figura 7.3 – Demonstração do princípio de funcionamento do absorvedor.**

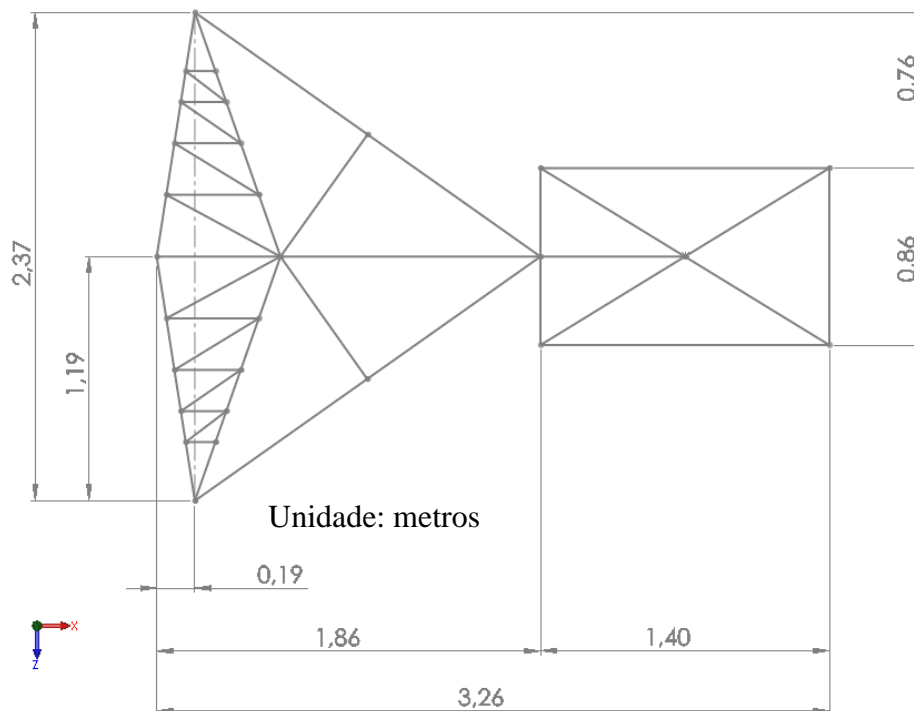
## 7.2 Estágio de pré-projeto

Com base nas informações e metas definidas na Seção 7.1, iniciou-se o pré-projeto do absorvedor de impacto, sendo realizados estudos com auxílio do software LS-Dyna usando elementos finitos de casca para a validação inicial do absorvedor, conforme é apresentado na Figura 7.4. Este estudo foi realizado para verificar se a geometria definida para o componente estava comportando-se conforme as premissas especificadas na Seção 7.1, notando-se que no estudo preliminar a geometria mostrou-se satisfatório, formando um plano inclinado conforme a deformação plástica progride.



**Figura 7.4 – Estudo preliminar com MEF (Casca).**

O desenho do absorvedor apresentado na Figura 7.2 possui poucos detalhes e inicialmente não se pensou em como fazer a montagem do componente na estrutura da carroceria. Tendo verificado que o conceito do absorvedor proposto está de acordo com as premissas definidas na Seção 7.1, realizou-se um estudo mais detalhado quanto à forma e dimensões do mesmo para possibilitar a montagem na estrutura do ônibus. Na Figura 7.5 apresenta-se o croqui com a geometria final proposta e as principais dimensões do componente.



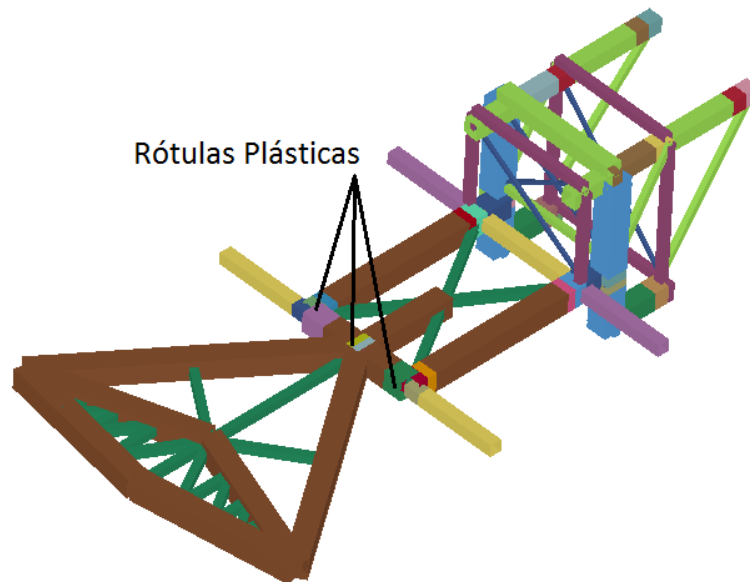
**Figura 7.5 – Principais dimensões do absorvedor proposto.**



Na Figura 7.6 apresenta-se o modelo simplificado do absorvedor proposto que será incorporado na estrutura frontal original do ônibus, o qual substituirá os elementos estruturais ilustrados na Figura 7.1.

O modelo simplificado é constituído de 51 elementos de viga, 54 nós e 3 juntas esféricas. Não foram utilizadas juntas de translação, pois verificou-se através do estudo com elementos de cascas apresentado na Figura 7.4 que não se formaram juntas por amassamento, sendo então a deformação do absorvedor predominantemente por flexão no local de formação das rótulas plásticas.

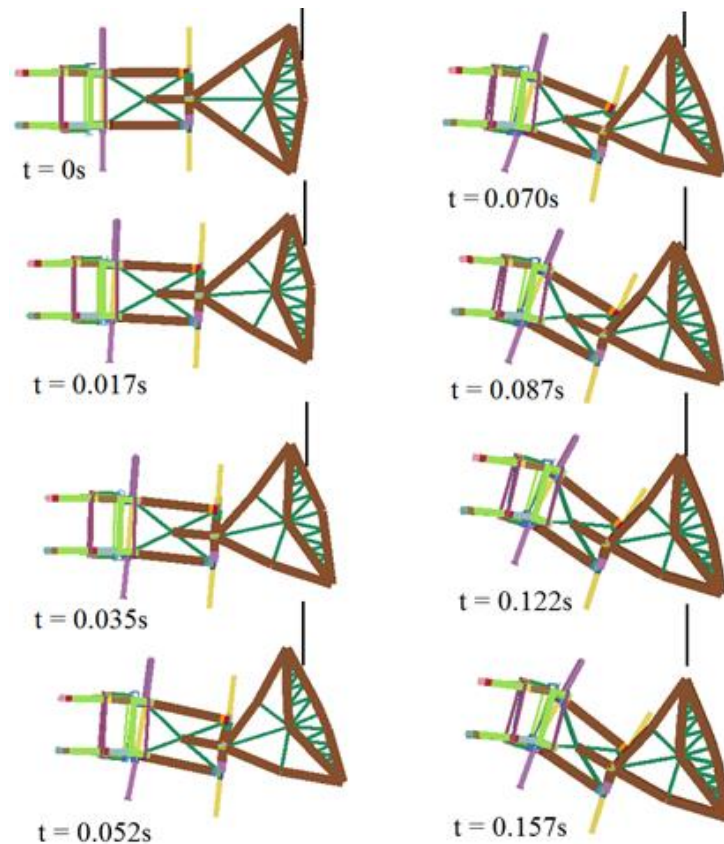
O absorvedor de impacto apresentado na Figura 7.6 pesa 326,27 Kg e a estrutura do ônibus modificado pesa 3099,5 Kg. A estrutura original pesa 2773,21 Kg, sendo que as alterações resultaram em um aumento percentual de 11,77% no peso da carroceria do ônibus.



**Figura 7.6 – Modelo simplificado do absorvedor de impacto.**

Na Figura 7.7 observam-se os estágios de deformação do absorvedor durante o evento de impacto contra a parede rígida, na qual se pode notar a formação das rótulas plásticas conforme apresentado na Figura 7.6. Após a formação da rótula plástica principal, a parte dianteira do absorvedor gira e inicia o processo de deformação plástica que irá absorver parte da energia de impacto. Depois que a rótula plástica se formou, a estrutura começa a mudar sua configuração, separando os dois veículos. Com esta configuração, o objetivo é reduzir o intervalo de tempo que os veículos interagem durante a colisão, e também evitar que a estrutura da carroceria do ônibus tenha parte de sua lateral removida, o que geralmente acontece em eventos de impacto semi-

frontal. Com isso, é possível, aumentar a capacidade de absorção de impacto da carroceria e também diminuir a invasão do espaço onde estão os passageiros e o motorista.



**Figura 7.7 – Estágios de funcionamento do absorvedor proposto.**

### 7.3 Estágio do projeto detalhado

No estágio do projeto detalhado apresentam-se os modelos matemáticos, análises do projeto e avaliação final, com objetivo de verificar se o projeto proposto atende as exigências e características que foram estabelecidas inicialmente.

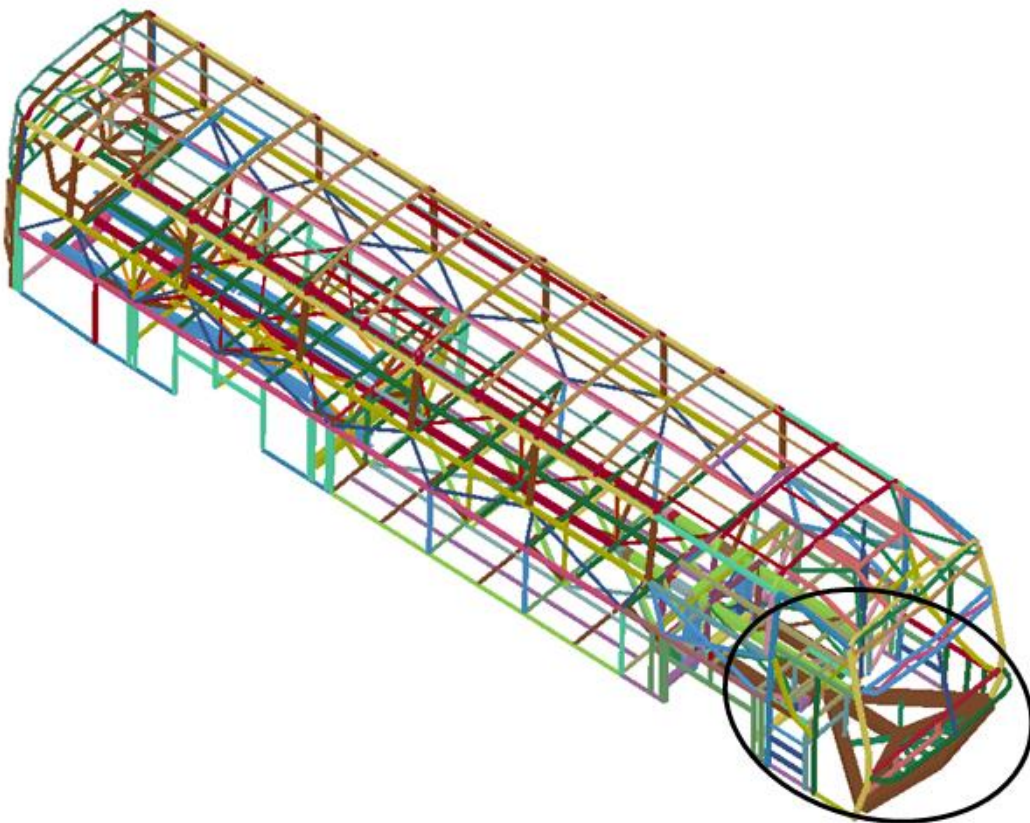
Inicialmente é apresentada a avaliação da estrutura do ônibus com o absorvedor proposta submetida a três cenários diferentes, definidos com base no estudo paramétrico realizado anteriormente. Posteriormente, é feito um estudo para se verificar a eficiência do absorvedor.

#### 7.3.1 Avaliação da estrutura do ônibus com absorvedor de impacto proposto

Na Figura 7.8 mostra-se a estrutura da carroceria do ônibus juntamente com o absorvedor de impacto proposto.

Para avaliação da eficiência do absorvedor de impacto proposto, a estrutura do ônibus modificada será submetida a três cenários diferentes, que representam as possibilidades de impacto que mais poderiam acontecer na realidade. Na Tabela 7.1 apresentam-se as hipóteses que serão consideradas.

O modelo numérico que é utilizado para as simulações possui as mesmas características que o modelo descrito no Capítulo 6, somente alterando-se a região dianteira para se introduzir o modelo de absorvedor que está apresentado na Figura 7.6.



**Figura 7.8 – Estrutura do ônibus com absorvedor de impacto proposto.**

Todas as hipóteses consideram a parede rígida com ângulo de  $0^\circ$  e um ângulo formado entre os veículos de  $3^\circ$ , pois no estudo paramétrico realizado na Seção 6.2, verificou-se que essa é a condição mais nociva à estrutura, e que pode acontecer pelo que foi estudado no caso do acidente simulado numericamente na Seção 6.3. Quanto ao *offset* da parede rígida, será analisada para as condições de 25% e 50%. As velocidades iniciais do veículo são de 50 Km/h para os cenários 1 e 2, e de 90 km/h para o cenário 3, objetivando simular um acidente em que o ônibus trafegue na velocidade permitida para sua categoria veicular na maioria da estradas brasileiras.

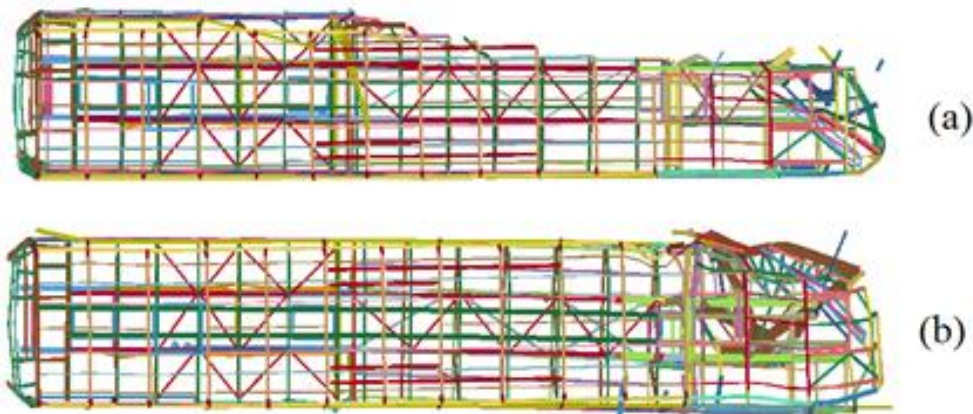
**Tabela 7.1 – Condições de impacto para verificação do absorvedor proposto.**

Condições de Contorno	Cenário 1	Cenário 2	Cenário 3
$V_i$	50 km/h	50 km/h	90 km/h
$V_l$	49.931 km/h	49.931 km/h	89,877 km/h
$V_t$	2.617 km/h	2.617 km/h	4,710 km/h
<i>Offset</i>	25%	50%	25%
$t$	1 s	1 s	1 s
$\theta_v$	3°	3°	3°
$\theta_p$	0°	0°	0°

### 7.3.1.1 Cenário 1

As condições de contorno utilizadas estão apresentadas na Tabela 7.1. O modelo estrutural e materiais utilizados já foram descritos no início do Capítulo 6.

Na Figura 7.9 estão apresentadas as deformadas finais da estrutura original e da modificada com o absorvedor de impacto.



**Figura 7.9 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada.**

Os resultados obtidos em termos de  $L_1/L_2$ ,  $A_d/A_i$  e  $V_r/V_i$  estão apresentados na Tabela 7.2. A área deformada  $A_d$  do ônibus modificado foi 2.63 vezes menor em relação à obtida no ônibus original sem absorvedor de impacto. A velocidade residual  $V_r$  do ônibus modificado, ou seja, a velocidade final do ônibus após o período de colisão, foi 1.31 vezes menor em relação à obtida no ônibus original. Com relação ao parâmetro  $L_1/L_2$ , nota-se uma mudança no modo da estrutura se deformar, pois para a estrutura original, apresentada uma relação  $L_1/L_2$  baixa o que

configura o Modo I, enquanto para o ônibus modificado a relação  $L_1/L_2$  aumentou, mudando o modo de falha para o Modo II, e reduzindo consideravelmente a invasão da região de sobrevivência dos passageiros, o que pode ser verificado na Figura 7.9.

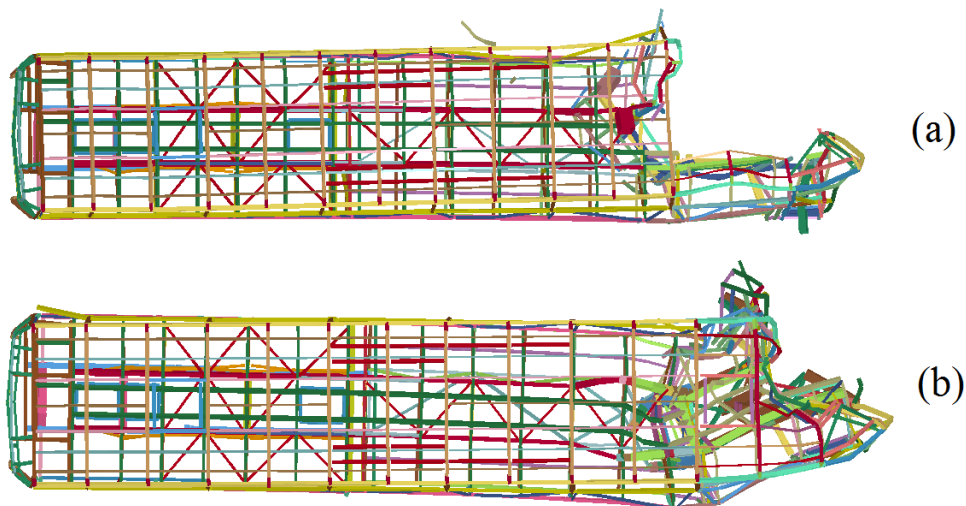
**Tabela 7.2 – Resultados obtidos para cenário 1.**

	$A_d/A_i$	$V_r/V_i$	$L_1/L_2$
<b>Ônibus original</b>	0.239	0.170	0.116
<b>Ônibus modificado</b>	0.091	0.130	0.400
<i>Diferença</i>	61,92 %	23.53 %	-

### 7.3.1.2 Cenário 2

As condições de contorno utilizadas estão apresentadas na Tabela 7.1. O modelo estrutural e materiais utilizados já foram descritos no início do Capítulo 6.

Na Figura 7.10 estão apresentadas as deformadas finais da estrutura original e da modificada com absorvedor de impacto com absorvedor de impacto para o cenário 2.



**Figura 7.10 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada.**

Os resultados obtidos em termos de  $L_1/L_2$  e  $A_d/A_i$  estão apresentados na Tabela 7.3. A velocidade residual  $V_r$  para ambos os modelos foi igual a zero. Isso indica que toda a energia cinética do veículo foi absorvida durante o período de colisão, o que geralmente acontece em colisões frontal total. A área deformada  $A_d$  do ônibus modificado foi 1.61 vezes menor em

relação à obtida no ônibus original sem absorvedor de impacto. Com relação ao parâmetro  $L_1/L_2$ , nota-se que nenhuma das estruturas original e modificada apresenta Modo I de falha (Efeito Abridor de Latas). Os valores mais altos de  $L_1/L_2$  caracterizam o Modo II, apresentando uma falha na estrutura concentrada na região frontal da carroceria, porém verifica-se que o modelo de carroceria modificado com absorvedor de impacto possibilitou uma redução consideravelmente na invasão da região de sobrevivência dos passageiros, o que pode ser verificado na Figura 7.10.

Pode ser verificado pela Figura 7.10 que a região ocupada pelo motorista é invadida devido ao impacto considerando um offset da parede rígida de 50%. Nesta situação de impacto, conclui-se que o modelo de absorvedor de impacto proposto irá reduzir o número de vítimas fatais, porém o motorista não será protegido.

**Tabela 7.3 – Resultados obtidos para o cenário 2.**

	$A_d/A_i$	$L_1/L_2$
<b>Ônibus original</b>	0.192	0.668
<b>Ônibus modificado</b>	0.119	0.943
<i>Diferença</i>	38.02%	-

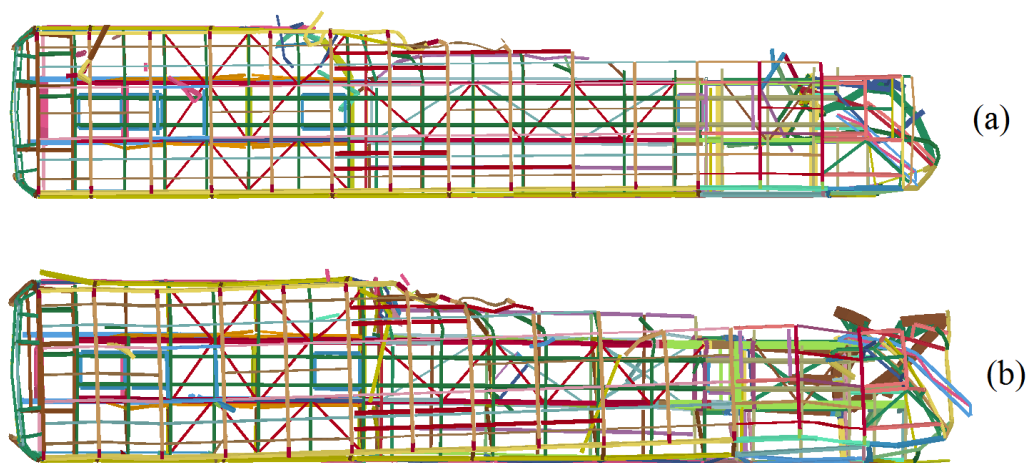
### 7.3.1.3 Cenário 3

As condições de contorno utilizadas estão apresentadas na Tabela 7.1. O modelo estrutural e materiais utilizados já foram descritos no início do Capítulo 6.

Na Figura 7.11 estão apresentadas as deformadas finais da estrutura original e da modificada com absorvedor de impacto para o cenário 3.

Os resultados obtidos em termos de  $L_1/L_2$  e  $A_d/A_i$  estão apresentados na Tabela 7.4. A área deformada  $A_d$  do ônibus modificado em relação à obtida no ônibus original sem absorvedor de impacto foi praticamente igual, o que indica que para a velocidade 90 km/h o absorvedor proposto não teve efeitos consideráveis. Com relação ao parâmetro  $L_1/L_2$ , nota-se que a estrutura original e a modificada apresentam Modo I de falha. Quanto à velocidade residual após o período de impacto, para o modelo modificado a velocidade foi menor, sendo de 79 km/h para o modelo original e 63 km/h para o modelo com absorvedor de impacto.





**Figura 7.11 – Comparação entre a deformada da estrutura (a) original e a (b) modificada.**

**Tabela 7.4 – Resultados obtidos para o cenário 3.**

	$A_d/A_i$	$L_1/L_2$
<b>Ônibus original</b>	0.241	0.092
<b>Ônibus modificado</b>	0.233	0.101
<i>Diferença</i>	3.32%	-

A partir da avaliação dos resultados da Tabela 7.4, na qual se verifica que o absorvedor proposto não é eficiente para a velocidade de 90 km/h, será apresentada na Seção 7.3.2, uma avaliação dos limites de eficiência do absorvedor proposto, objetivando encontrar a velocidade crítica na qual o absorvedor perde sua eficiência.

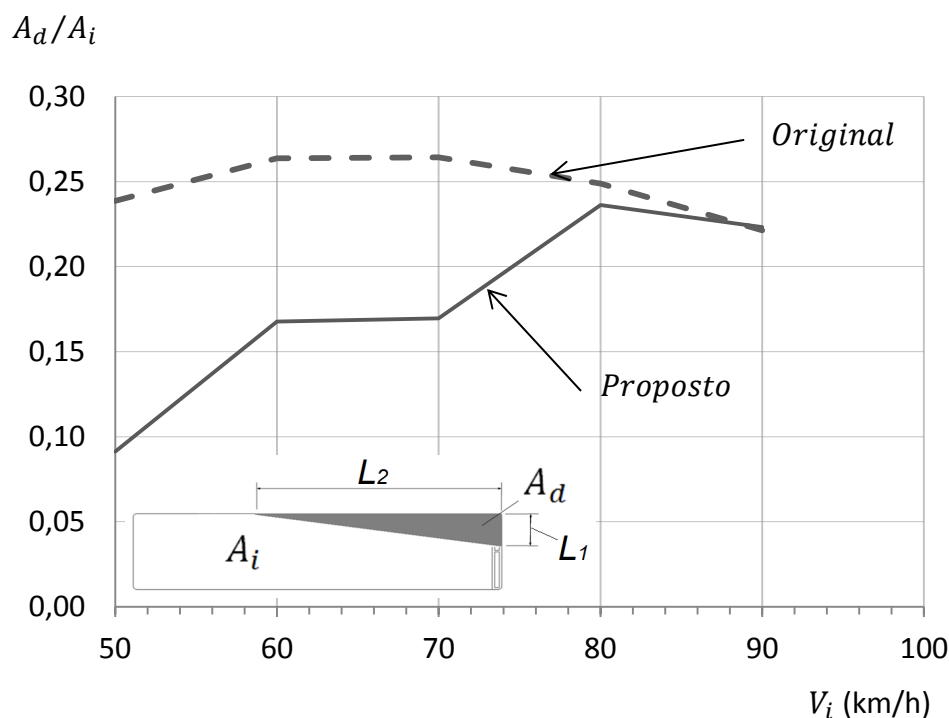
### 7.3.2 Avaliação do limite de eficiência do absorvedor proposto

Nesta seção mostra-se a avaliação quantitativa do limite de eficiência com relação à velocidade do veículo no momento de impacto. Os parâmetros foram mantidos constantes, conforme apresentado na Tabela 7.5, apenas variando-se a velocidade inicial do veículo de 50 a 90 km/h, de 10 em 10 km/h, totalizando 10 análises, pois cada análise foi rodada duas vezes, uma com a estrutura original e outra com a modificada para fazer a comparação. Esse intervalo de velocidades foi definido com base nos estudos anteriores, sendo que para a velocidade de 50 km/h o absorvedor apresentou uma melhor eficiência, diminuindo até perder a eficiência aos 90 km/h.

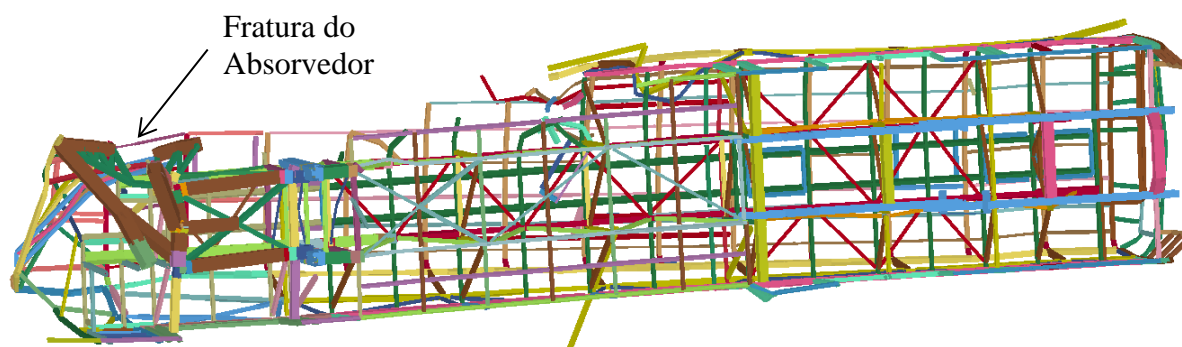
**Tabela 7.5 – Condições de contorno usadas na estudo da velocidade inicial ( $V_i$ ).**

Variável	Valor	Descrição da variável
$V_i$	50 a 90 km/h	Velocidade inicial do veículo
$V_l$	$= V_i$	Velocidade longitudinal do veículo
$V_t$	0	Velocidade transversal do veículo
<i>Offset</i>	25%	
$t$	1 s	Tempo final da análise
$\theta_v$	3°	Ângulo formado entre os veículos
$\theta_p$	0°	Ângulo da parede rígida

Na Figura 7.12 são apresentados os resultados obtidos do estudo para velocidade crítica, na qual o absorvedor proposto perde sua eficiência. Observa-se que para velocidades entre 50 km/h e 80 km/h a eficiência do absorvedor é elevada, tendo em vista a grande redução na invasão da área de sobrevivência devido à colisão. Porém, observando-se os resultados na Figura 7.12 para velocidade acima de 80 km/h, verifica-se que os resultados para os dois modelos é o mesmo, mostrando a perda de eficiência do absorvedor. Esse efeito ocorre, pois o absorvedor de impacto rompe e perde sua função, conforme apresentado na Figura 7.13. Na mesma figura pode-se notar que o Modo I (Abridor de latas) volta a ser predominante.

**Figura 7.12 – Resultados da avaliação da velocidade inicial crítica.**





**Figura 7.13 – Deformada final da estrutura modificada para a velocidade de 80 km/h.**

### *Comentários*

Conforme apresentado na Seção 7.3.2, na qual se quantificou a eficiência do absorvedor proposto, verificou-se que o mesmo perde sua eficiência com velocidade de 80 km/h. Para velocidade abaixo de 80 km/h, o mesmo mostrou-se bastante eficiente, melhorando a capacidade de absorção de impacto da carroceria do ônibus e também reduzindo a invasão da região onde estão os passageiros e o motorista. Como inicialmente não foi definida uma velocidade para a qual a estrutura deveria ser eficiente, conclui-se que o absorvedor de impacto se comportou de maneira satisfatória, pois apresentou melhorias consideráveis em relação à estrutura original. No entanto sabe-se que as velocidades de acidentes envolvendo ônibus podem ser maiores que 80 km/h, e por esse motivo, fica clara necessidade de outros estudos que aprimorem o projeto do absorvedor apresentado, melhorando sua eficiência para velocidades mais altas.

Quanto à geometria desenvolvida neste trabalho para o absorvedor de impacto, nota-se que o princípio de funcionamento do mesmo é muito bom, porém propõe-se que estudos de otimização sejam realizados, objetivando determinar as dimensões ótimas para cada elemento da estrutura. A otimização deve ter como objetivo a redução de peso dos componentes estruturais que compõe o absorvedor, e também critérios que evitem a falha dos mesmos. Pode-se também criar uma função para otimizar a rótula plástica principal (ver Figura 7.2), determinando-se a melhor curva Momento *Versus* Rotação que otimiza a capacidade de absorção de impacto do absorvedor.

## 8 CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Neste trabalho realizaram-se simulações de impacto em estruturas formadas por tubos de parede fina utilizando modelos simplificados compostos por elementos de vigas elásticos e rígidos, conectados por juntas esféricas e translacionais com comportamento não linear que simulam o comportamento dos elementos estruturais utilizando a relação constitutiva Força *Versus* Deslocamento ou Momento *Versus* Rotação. As curvas constitutivas utilizadas neste trabalho foram obtidas a partir de métodos analíticos, conforme descrito na Seção 4.1. A metodologia de modelos substitutos simplificados foi aplicada a estruturas absorvedoras de impacto simples, e comparando com resultados do modelo de MEF constituído de elementos de casca, objetivando a verificação dos resultados e validação do modelo simplificado. Também foram realizadas simulações de impacto em estruturas reais de ônibus, com objetivo de aumentar a capacidade de absorção de energia de impacto e redução da invasão da região de sobrevivência dos passageiros e do motorista, assim diminuindo o número de vítimas fatais em acidentes semi-frontais envolvendo ônibus. No decorrer do trabalho foi possível obter as seguintes conclusões:

I – Pelos exemplos apresentados nas Seções 5.2 e 5.3, nos quais foram aplicados o Método do Ângulo Real (MAR) e o Método do Ângulo de Transição (MAT), metodologias de modelos simplificados propostas por Dias de Meira Jr. (2010) que foram aplicadas neste trabalho, conclui-se que as curvas obtidas por MEF foram reproduzidas com exatidão pelo modelo simplificado que utiliza o MAR. Já o MAT não reproduz com precisão os resultados do MEF, sendo uma metodologia menos precisa, porém de grande relevância, pois é a partir dos resultados obtidos para o ângulo médio (MAT) que se efetua a correção dos ângulos para cada junta, verificando-se o valor real, ou seja, se a junta é de translação ou rotação, conforme apresentado na Seção 4.2.

II – Na Seção 6.2 se apresentou um estudo paramétrico das condições de contorno envolvidas em um acidente com impacto semi-frontal, tais como, ângulo da parede rígida, velocidade do veículo, velocidade transversal do veículo e offset. Esse estudo possibilitou a validação dos cenários de impacto que posteriormente foram utilizados para validar o absorvedor de impacto proposto. Neste estudo paramétrico foram realizadas várias simulações, sendo que a estrutura do ônibus foi submetida a várias condições de impacto. Para cada estudo variou-se apenas um dos parâmetros, mantendo-se constante os outros, objetivando avaliar separadamente como cada uma das variáveis estudadas influenciava nos resultados. Com o estudo paramétrico, concluiu-se que os cenários que deveriam ser considerados nas análises posteriores para verificar

o absorvedor proposto deveriam ser pelo menos três, os quais estão apresentados na Tabela 7.1 da Seção 7.3.1.

III – Conforme apresentado na Seção 6.3, na qual apresenta-se a simulação do acidente que ocorreu na BR-386 envolvendo um ônibus de passageiros e um caminhão, conclui-se que o modelo de vigas utilizado neste trabalho apresenta ótima concordância com os resultados reais. Quanto à velocidade do caminhão, a qual não foi possível ser determinada com precisão ou verificada pelo tacômetro do veículo devido às avarias, neste trabalho foi considerada como sendo 50 km/h com um ângulo formado entre os veículos de 3°, apresentando uma boa concordância.

IV – No Capítulo 7 apresentam-se as análises e comparações dos resultados obtidos entre o modelo de carroceria original e o modelo modificado. No modelo modificado foi montado na estrutura o absorvedor de impacto proposto neste trabalho, o qual possibilitou grandes melhorias na estrutura da carroceria, levando em conta principalmente, a invasão do espaço de sobrevivência dos passageiros e do motorista, conforme apresentado na Seção 7.3.1. Com a introdução de um absorvedor de impacto, obteve-se uma redução de 2.63 vezes na área deformada e uma redução de 1.31 vezes na velocidade residual do veículo após o período de impacto para o cenário 1. Para o cenário 2 a redução foi menor, porém ainda bastante considerável, sendo que a redução da área deformada foi 1,61vezes para o modelo modificado. Já para o cenário 3 não se obteve quase nenhuma redução na área deformada, o que mostra que o absorvedor de impacto não é efetivo para este cenário.

V – Conforme verificado na Seção 7.3.1.3, e posteriormente avaliado na Seção 7.3.2, o absorvedor de impacto proposto apresentou limitações com relação à velocidade inicial do veículo. Uma avaliação do limite de eficiência do absorvedor proposto foi apresentada na Seção 7.3.2, sendo que a Figura 7.12 mostra um gráfico bastante esclarecedor, que relaciona  $A_d/A_i$  Versus  $V_i$ , no qual verificou-se que a velocidade crítica que leva a perda de função do absorvedor foi de 80 km/h.

VI – Quanto ao peso, a estrutura original pesa 2773,21 Kg e a estrutura modificada ficou com 3099,5 Kg, resultando em um aumento de 326,27 Kg, o que gerou um aumento percentual de 11,77%. O peso é um fator muito importante e muitas vezes decisivo no que diz respeito à competitividade, sendo um quesito de suma importância para as empresas montadoras. Neste trabalho não se colocou o peso como um dos objetivos, pois devido à complexidade e severidade dos acidentes com impacto semi-frontal para a estrutura do ônibus, seria muito difícil encontrar uma solução limitando-se a este quesito. Inicialmente criou-se a geometria do absorvedor com a

função de separar os dois veículos. Tendo definido a geometria final do absorvedor, ficará mais fácil de trabalhar com um procedimento de otimização, tal como o proposto por Dias de Meira Jr. (2010), objetivando redução de peso do componente.

VII – Na Figura 6.10 da Seção 6.2.3 (pg. 82), verifica-se que o parâmetro  $L_1/L_2$ , varia lentamente com a variação da velocidade inicial do veículo  $V_i$ , confirmando que o “Efeito abridor de latas” para as estruturas de ônibus que circulam nas estradas brasileiras é extremamente perigoso, pois seus efeitos já são verificados para baixas velocidades, devido à baixa resistência da carroceria quando solicitada por impacto semi-frontal.

Como continuação deste trabalho propõe-se que sejam desenvolvidas novas configurações de absorvedores de impacto que garantam cada vez mais segurança a estrutura da carroceria de ônibus submetida a impacto semi-frontal, pois conforme visto, o efeito abridor de latas é muito grave quando se falar em quantidade de vítimas fatais em casos de acidentes envolvendo ônibus, principalmente a altas velocidades. Também a utilização de algum dos algoritmos de otimização disponível, tal como algoritmos genéticos, para construir um absorvedor de impacto semi-frontal mais eficiente e mais leve.

## 9 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Abramowicz W., Wierzbicki T. Axial crushing of multicorner sheet metal columns. **J. Appl Mech** 1989;56:113-20.

Abramowicz, W. Introduction to the Macro Element Modelling Concept. **Crashworthiness. Energy management and occupant protection**, J.A.C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001, pp 85-92.

Abramowicz, W. Thin-walled structures as impact energy absorbers. **Thin-Walled Structures**, 41 (2003) 91-107.

Abramowicz, W. An alternative formulation of the FE method for arbitrary discrete/continuous models. **International Journal of Impact Engineering** 30 (2004) 1081-1098.

Alves Filho, A., 2005. “**Elementos Finitos. A base da tecnologia CAE – Análise Dinâmica**”, Editora Érica.

Ambrósio, J.A.C., Seabra Pereira, M., Milho, J.F.A. Rigid Multibody systems: the plastic hinge approach, **Crashworthiness. Energy management and occupant protection** Jorge A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001a, pp205-237.

Ambrósio, J.A.C., Dias, J. P., Seabra Pereira, M. Advanced Design of Structural Components for Crashworthiness, **Crashworthiness. Energy management and occupant protection** Jorge A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001b, pp281-302.

ANTT, 2007. **Agência Nacional de Transportes Terrestres**. Ministério dos Transportes. (www.antt.gov.br).

Ansys, Inc. **Theory Manual**. Release 5.7. 0011369. Twelfth Edition. SAS IP, Inc., 1994.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRAS DE NORMAS TÉCNICAS, NBR 14762 - **Dimensionamento de estruturas de aço constituídas por perfis formados a frio** – 2010.

Bathe, K. J. **Finite Element Procedures**. Prentice-Hall, Englewood Cliffs, New Jersey, 1996.

CNT , 2011. **Confederação Nacional de Transporte**. (<http://www.cnt.org.br>).

Dias de Meira Junior, A. **Avaliação do comportamento da estrutura de ônibus rodoviário solicitado a impacto frontal**. PROMEC – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2010.

Dias de Meira Junior, A., Walber, M., Iturrioz, I. Avaliação de diferentes metodologias de análise de estruturas de vigas submetidas a impacto contra um obstáculo rígido. **Asociación Argentina de Mecánica Computacional**. Mecânica Computacional Vol XXV, pp. 667-685. Alberto Cardona, Norberto Nigro, Victorio Sonzogni, Mario Storti. (Eds.) Santa Fé, Argentina, Noviembre 2006.

Hamza, K. and Saitou, K., 2003. Design Optimization of Vehicle Structures for Crashworthiness using Equivalent Mechanism Approximations. **Proceedings of the ASME 2003 Design Engineering and Technical Conference**, September 2-6, Chicago, IL, DETC 03 / DAC 48751.

Hamza, K. and Saitou, K., 2004 (a). Design Optimization of Vehicle Structures for crashworthiness via Equivalent Mechanism **Approximations**. **Proceedings of the SAE World Congress**, Detroit, MI, Paper no. 04B-126.

Hamza, K. and Saitou, K., 2004 (b). Crash mode analysis of vehicle structures based on equivalent mechanism approximations. **Proceedings of the Fifth International Symposium on Tools and Methods of Competitive Engineering**, Lausanne, Switzerland, April 13 - 17, p.277-287.

Jones, N. Quasi-static behavior. **Crashworthiness. Energy management and occupant protection**. J. A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001a, pp 19-31.

Jones, N. Material Strain Rate Sensitivity. **Crashworthiness. Energy management and occupant protection**. J. A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001b, pp 33-47.

Jones, N. Dynamic Axial Crushing. **Crashworthiness. Energy management and occupant protection.** J. A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001c, pp 49-66.

Jones, N. General Introduction to structural crashworthiness. **Crashworthiness. Energy management and occupant protection.** J. A. C. Ambrósio (ed.) Springer WienNewYork, 2001d, pp 67-82.

Kim, H. **Crash behavior of three dimensional thin-walled structures under combined loading.** PhD Tesis M.I.T., 2001.

Kim, H., Wierzbicki, T. Crush behavior of thin-walled prismatic columns under combined bending and compression. **Computer and Structures** 79 (2001) pp 1417-1432.

Kim, H-S, Wierzbicki, T. Numerical and analytical study on deep biaxial bending collapse of thin-walled beams. **Int. J Mech Sci** 2000;42(10):1947-70.

LS-DYNA, User Manual – **Non linear Dynamic Analysis of Structures** - May 1998 - Version 950-d Livermore Software Technology Corporation 7374, las Pocitas Road Livermore.

Macaulay, M., **Introduction to Impact Engineering.** Brunel University, 1987.

**Manual de Diretrizes de Encarroçamento Volksbus,** versão 5.0, março de 2007.

Mcguire, W., Gallagher, R. H., Ziemian R. D. **Matrix Structural Analysis.** 2ª edição, 2000.

Morsch, I. B. **Análise estrutural de veículos comerciais tipo ônibus.** Tese de Doutorado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Civil, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2001.

Norton, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada.** 2 edição. Bookman, 2004.

Shigley, J. E., Mischke, C. R., Budynas, R. G. **Projeto de Engenharia Mecânica.** Bookman, 7ª edição, 2005.

Tech, T. W. **Proposta de metodologia para otimização estrutural de um ônibus em condições de tombamento.** PROMEC – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009.

Walber, Márcio. **Avaliação dos níveis de vibração existentes em passageiros de ônibus rodoviários intermunicipais, análise e modificação projetual.** PROMEC – Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Universidade Federal do Rio Grande do Sul, 2009.

Yu, Wei-wen. **Cold-formed steel design.** John Wiley and Sons Inc., 3ª edição, 2000.

Ziemian, R. D., McGuire W. **Tutorial for Mastan2: Version 3.0.** New York: John Wiley & Sons, 2007.

Zienkiewicz, O. C.; Taylor, R. L. **The finite element method.** London: McGraw-Hill, 1977.



## ANEXO A – Algoritmo de Implementação do Método do Ângulo Real (MAR)

```

% Arquivo que roda o Ls-Dyna com correção do ângulo das rótulas
%
format long
clear
global pci b tt Vel x y ww Ve
%
% Define as curvas características dos tubos
% para o ângulo de transição  $\varphi = 38.45$ 
IFLA = 33;
IFLB = 32;
%
fid = fopen('S_Frame.k','wt');
%
% Cria um arquivo texto novo (ou apaga o conteúdo de um arquivo de texto
% existente e o abre apenas para escrita.
fprintf(fid,'%s\n','*KEYWORD');
fprintf(fid,'%s\n','*PARAMETER');
fprintf(fid,'%s      %d','IFLA',33);
fprintf(fid,'%s      %d\n','IFLB',32);
fprintf(fid,'%s\n','*INCLUDE');
fprintf(fid,'%s\n','Absorver_S_Frame_04.k');
status = fclose(fid);
%
% Comando que aciona o LS-Dyna e roda o arquivo “Absorver_S_Frame_04.k”
% Essa etapa é a aplicação do Método Ângulo de Transição (MAT)
system('"C:\Program Files (x86)\Ansys Inc\v100\ANSYS\bin\Intel\ls970.exe" pr=ANSYSDS
i=C:\Users\goedel\DOCUME~1\2_ANSY~1\1_DISS~1\4_FUND~1\3_S_FR~1\4_COMP~1\S_FRAM~2\S_Frame.
k NCPU=4 PARA=1')
%
% Início do Método Ângulo Real (MAR)
%
% Comandos que lê o arquivo de resultados “nodout” e retira a velocidade
% vz e vrz para cada junta.
lenodout_S_Frame;
%
% calculo do ângulo  $\varphi$  para o nó 4
v=abs(vz4);

```

```

vr=abs(vry4);
b = 50.0;
tt= 1.0;
for i = 2:51
    neta(i)=3*b*vr(i)/(8*v(i));
    pcir(i)=atan(neta(i));
    ci(i)=pcir(i)*180/pi;
end
[pci,i]=max(ci);
Vnpt=abs(max(vz4));
Vel=abs(vz4(i));
Ve==Vel;
pci=round(max(ci));
pci4=pci;
ww=abs(vr(i));
x = 1000;
y = 1001;
IFLB4 = y;
fid = fopen('Pci15.k','a');
%
% Cria um arquivo texto novo e escreve  $\phi$  real calculado
%
fprintf(fid,'%s      %d\n','PCI4',pci);
status = fclose(fid);
%
% Comando que roda o algoritmo de geração das curvas corrigidas
% Algoritmo está no Anexo B
gera_curvas;
%
%calculo do angulo pci para o nó 7
v = abs(vz7);
vr=abs(vry7);
b = 50.0;
tt= 1.0;
for i = 2:51
    neta(i)=3*b*vr(i)/(8*v(i));
    pcir(i)=atan(neta(i));
    ci(i)=pcir(i)*180/pi;
end
[pci,i]=max(ci);

```

```

Vnpt=abs(max(vz7));
Vel=abs(vz7(i));
pci=round(max(ci));
pci7=pci;
ww=abs(vr(i));
x = 1002;
y = 1003;
IFLB7 = y;
fid = fopen('Pci15.k','a');
% Cria um arquivo texto novo e escreve pci
fprintf(fid,'%s          %d\n','PCI7',pci);
status = fclose(fid);
%
% Comando que roda o algoritmo de geração das curvas corrigidas
% Algoritmo está no Anexo B
gera_curvas;
%
% calculo do angulo pci para o nó 21
v = abs(vz21);
vr=abs(vry21);
b = 50.0;
tt= 1.0;
for i = 2:51
    neta(i)=3*b*vr(i)/(8*v(i));
    pcir(i)=atan(neta(i));
    ci(i)=pcir(i)*180/pi;
end
[pci,i]=max(ci);
Vnpt=abs(max(vz21));
Vel=abs(vz21(i));
pci=round(max(ci));
pci21=pci;
ww=abs(vr(i));
x = 1004;
y = 1005;
IFLB21 = y;
fid = fopen('Pci15.k','a');
% Cria um arquivo texto novo e escreve pci
fprintf(fid,'%s          %d\n','PCI21',pci);
status = fclose(fid);

```

```

%
% Comando que roda o algoritmo de geração das curvas corrigidas
% Algoritmo está no Anexo B
gera_curvas;
%
% Cria um arquivo texto novo (ou apaga o conteúdo de um arquivo de texto
% existente e o abre apenas para escrita.
fid = fopen('S_Frame_MAR.k','wt');
fprintf(fid,'%s\n','*KEYWORD');
fprintf(fid,'%s\n','*PARAMETER');
fprintf(fid,'%s      %d','IFLB1',IFLB4);
fprintf(fid,'%s      %d','IFLB2',IFLB7);
fprintf(fid,'%s      %d\n','IFLB3',IFLB21);
fprintf(fid,'%s\n','*INCLUDE');
fprintf(fid,'%s\n','Absorver_S_Frame_MAR.k');
status = fclose(fid);
% Comando que aciona o LS-Dyna e roda o arquivo "Absorver_S_Frame_MAR.k"
% Essa etapa é a aplicação do Método Ângulo do Real (MAR)
system('"C:\Program Files (x86)\Ansys Inc\v100\ANSYS\bin\Intel\ls970.exe" pr=ANSYSDS
i=C:\Users\goedel\DOCUME~1\2_ANSY~1\1_DISS~1\4_FUND~1\3_S_FR~1\4_COMP~1\S_FRAM~2\S_FRAM
~1.K NCPU=4 PARA=1')

```

## ANEXO B – Algoritmo de Geração de Curvas Considerando Taxa de Deformação

Neste anexo se apresenta o programa implementado em linguagem Matlab, implementado por Dias de Meira Jr. (2010), levando em conta a sensibilidade à taxa de deformação.

```

clear
format long;
% Definição de constantes
pci=10;
b=80.0;
tt = 2.4;
sigma0 = 230.0;
E=207000;
Vel=1000;
D=40.4;
q=5;
if pci==90
    Vel=0.00000000001;
else
end
if pci>=38.45 & pci<=40
% npt define o número de pontos das curvas
    npt=400;
elseif pci > 40 | pci < 38.45
    npt=50;
else
end
Wang =(8*Vel*tan(pci*pi/180))/(3*b)+ 0.00000000001;
%
if pci==90
    Wang=42.35;
else
end
% Concluído a definição de constantes
% Gera o vetor de tempo
t(1)=0.0;
t(2)=0.0005;
t(3)=0.00075;

```

```

t(4)=0.001;
for i=5:npt
    t(i) = t(i-1) + 0.0005;
end
% Concluído a geração do vetor tempo
%
% Geração do vetor de velocidades
v(1)=0.0;
v(2)=1000*Vel*t(2);
v(3)=1000*Vel*t(3);
v(4)=1000*Vel*t(4);
for i=5:npt
    v(i)=Vel;
end
% Concluído a geração do vetor velocidade
%
% Geração do vetor distância
for i=1:npt
    d(i) = v(i)*t(i);
end
% Concluído a geração do vetor distancia
%
% Geração do vetor velocidade angular
w(1)=0.0;
w(2)=1000*Wang*t(2);
w(3)=1000*Wang*t(3);
w(4)=1000*Wang*t(4);
for i=5:npt
    w(i)=Wang;
end
% Concluído a geração do vetor velocidade angular
%
% Geração do vetor de deslocamento angular teta
teta(1)=0.0;
teta(2)=w(2)*t(2)/2;
teta(3)=w(3)*t(3)/2;
teta(4)=w(4)*t(4)/2;
for i=5:npt
    teta(i) = w(i)*(t(i) - 0.001) + teta(4);
end

```

```

% Concluído a geração do vetor velocidade angular
%
% Geração do vetor ângulo neta
%
neta(1) = 0.0;
for i=2:npt
    neta(i) = (3*b*w(i))/(8*v(i));
end
% Concluído a geração do vetor angulo neta
%
% Geração do vetor de constantes const1 e const2
%
const1(1)=0.0;
const2(1)=0.0;
for i = 2:npt
    const1(i)=3/(4*neta(i)) + 0.75;
    const2(i)=3/(4*neta(i)) - 0.75;
end
% Conclusão da geração do vetor de constantes 1 e 2
%
% Geração do vetor de deslocamentos delta1 e delta2
%
delta1(1)=0.0;
delta2(1)=0.0
for i = 2:npt
    delta1(i) = (b*teta(i)/2)*const1(i);
    delta2(i) = (b*teta(i)/2)*const2(i);
end
% Conclusão da geração do vetor de deslocamentos delta1 e delta2
%
% Geração do vetor de deslocamentos total
%
deltat(1)=0.0
for i=2:npt
    deltat(i) = abs(delta1(i)) + abs(delta2(i));
end
if pci >= 38.45 & pci <=40
    deltat = delta2;
else
end

```

```

% Concluído a geração do vetor deslocamento total
%
% Geração do vetor de momento de plastificação Mp
%
for i=1:npt
    Mp(i) = sigma0*(tt^2)/4;
end
% Concluído a geração do vetor de momento de plastificação Mp
%
% Cálculo do vetor constante C
for i = 1:npt
    C(i) = 1.17*((3*pi*Mp(i))*(b/tt)^(1/3));
end
% Concluída a geração do vetor constante C
%
% Geração do vetor de constante H
for i=1:npt
    H(i) = (tt^(1/3))*(b^(2/3));
end
% Concluído a geração do vetor de constante H
%
% Geração do vetor deformação
for i=1:npt
    if pci==90
        epton(i)=(delta1(i) + abs(delta2(i)))/(2*H(i));
    else
        epton(i)=(delta1(i) + delta2(i))/(2*H(i));
    end
end
% Concluído a geração do vetor deformação
%
% Geração do vetor taxa de deformação
for i=1:(npt-1)
    depson(i+1)=(epton(i+1)- epton(i))/(t(i+1)-t(i));
end
% Concluído a geração do vetor taxa de deformação
%
% Geração do vetor de tensões sigma1
sigma(1)=sigma0;
for i=1:(npt-1)

```



```

    sigma1(i+1)=sigma0*(1 + (depson(i)/D)^(1/q));
end
% Concluído a geração do vetor sigma1
%
% Geração do vetor de momento de plastificação corrigido Mp1
%
for i=1:npt
    Mp1(i) = sigma1(i)*(tt^2)/4;
end
% Concluído a geração do vetor de momento de plastificação Mp
%
% Geração das constantes bef, bt e bc
for i = 1:npt
    bt(i)=b/(1 +abs(delta1(i))/abs((delta2(i)))));
    bc=b - bt;
end
% Concluído a geração das constantes bef, bt e bc
%
% Correção dos vetores deformação epon1, deltat, sigma e teta
if pci <= 90 & pci>40
for i=1:npt
    epon1(i)=(sigma1(i)/sigma0)*epon(i);
    deltat(i)=(sigma1(i)/sigma0 )*deltat(i);
    sigma(i)= sigma0/(1 + epon1(i));
    if pci==90
        teta(i)= teta(i)*(sigma1(i)/sigma0);
    else
        teta(i)= teta(i)*(sigma1(i)/sigma(i));
    end
end
fmin = -(2*bt(2)+ b )*tt*(max(sigma1));
eponmin=-fmin/(E*(2*min(bt)+b)*tt);
else
end
% Concluido a correção dos vetores deformação epon1, deltat, sigma e teta
%
% Cálculo do vetor constante corrigido C1
for i = 1:npt
    C1(i) = 1.17*((3*pi*Mp1(i))*(b/tt)^(1/3));
end

```

```

% Concluído a geração do vetor constante C1
%
% Determinação do indicador de posição para determinação de eponf (de
% utilização para correção de f2) e geração de eponf
for i=1:npt
    if abs(deltat(i))>(H(2)) & abs(deltat(i))<(2*H(2))
        index=i
    else
        end
end
eponf = epon(index);
% Concluído a geração de eponf
%
% Geração do vetor de forças f1 e f2
f1(1)=0.0
f2(2)=0.0
    if pci >= 0.0 & pci <= 40
for i=2:npt
    f1(i) = C1(i)/((delta1(i)/H(i))^(1/2));
    f2(i) = C1(i)/((delta2(i)/H(i))^(1/2));
end
    else
        end
%
if pci>40
    for i=1:npt
        f1(i) = C1(i)/((delta1(i)/H(i))^(1/2));
        if epon(i)<= eponmin
            f2(i)=fmin;
        else
            f2(i)=fmin + (-fmin*(epon(i))/(eponf));
        end
    end
else
end
for i=2:npt
    ff1(i) = C(i)/((delta1(i)/H(i))^(1/2));
    ff2(i) = C(i)/((delta2(i)/H(i))^(1/2));
end
% Concluído a geração do vetor f1 e f2

```

```

%
if pci > 0.0 & pci <= 30
    ft(2) = 4*b*tt*max(sigma1)
elseif pci > 30
    ft(2) = 4*b*tt*sigma1(6)*(-1e-06*(pci^3) + 0.0004*(pci^2) - 0.0502*pci + 2.0626);
else
end
%
% Geração do vetor de forças total
if pci==0.0
    for i = 3:npt
        ft(i) = f1(i) + f2(i);
        if ft(i)>ft(2)
            ft(i)=ft(2);
        else
        end
    end
else
end
%
if pci > 0.0 & pci < 90
    for i = 3:npt
        ft(i) = f1(i) + f2(i);
        if ft(i)>ft(2)
            ft(i)=ft(2);
        else
        end
    end
else
    ft(i)=0.0;
end
% Conclusão da geração do vetor de força total
%
% Cálculo do momento máximo mxa
if pci > 0 & pci < 38.45
    mxa(2)=(0.0126*pci)^4*b*tt*max(sigma1)*(0.75*b/2);
elseif pci >= 38.45 & pci <= 48
    mxa(2)=(0.0382*pci - 0.9846)^4*b*tt*max(sigma1)*(0.75*b/2)
elseif pci>48 & pci <= 70
    mxa(2)=(0.0064*pci + 0.5445)^4*b*tt*max(sigma1)*(0.75*b/2)

```

```

else pci>70 & pci < 90
    mxa(2)=(0.0005*pci + 0.955)*4*b*tt*max(sigma1)*(0.75*b/2)
end
%
if pci<38.45
    for i=3:npt
        mxa(i)=(0.75*b/2)*(ff1(i)-ff2(i));
    end
    for i=3:npt-3
        mxa(i)=mxai(i+3);
        teta(i)=teta(i+3);
    end
else
    end
%
if pci >= 38.45 & pci<=40
    for i=3:npt
        teta(i)=teta(i)/(1 + eps(i));
        mxa(i)= -(0.75*b/2)*(f1(i)) + (b/2)*f2(i);
        if mxa(i)>mxai(2)
            mxa(i)=mxai(2);
            teta(i)=teta(2);
        else
            end
        end
    end
else
    end
if pci > 40 & pci<90
    for i=3:npt
        mxa(i)= (b/2)*(f1(i) - f2(i));
        if mxa(i)>mxai(2)
            mxa(i)=mxai(2);
            teta(i)=teta(2);
        else
            end
        end
    end
else
    end
%
if pci==90

```

```

    mxa(1)=0.0
    mxa(2)=4*b*tt*max(sigma1)*(0.75*b/2);
    for i=3:npt
        mxa(i)=2*(b/2)*f1(i);
        if mxa(i)> mxa(2);
            mxa(i)=mx(2);
        else
            end
        end
    end
else
end
% Concluído os cálculos dos momentos
%
% Comandos que abre o arquivo bndout e rbdout e le os valores de força e
% deslocamento;
fid = fopen('bndout','rt');
% 214 , 664 , 1115, 1566, 2028 ; salto de 451
ini = 214;
for i=1:48
    status = fseek(fid,ini,'bof');
    ttt(i) = fscanf(fid,'%e');
    ini = ini + 451;
end;
status = fclose(fid);
fid2 = fopen('bndout','rt');
ini = 360;
for i=1:48
    status = fseek(fid2,ini,'bof');
    f(i) = fscanf(fid,'%e');
    ini = ini + 451;
end;
status = fclose(fid2);
fid4 = fopen('rbdout','rt');
% 214 , 664 , 1115, 1566, 2028 ; salto de 451
ini = 445;
for i=1:48
    status = fseek(fid4,ini,'bof');
    des(i) = fscanf(fid4,'%e',[1,1]);
    ini = ini + 1239;
end;

```

```

status = fclose(fid4);
fid3 = fopen('bndout','rt');
ini = 437
for i=1:48
status = fseek(fid3,ini,'bof');
mx(i) = fscanf(fid,'%e');
ini = ini + 451;
end;
status = fclose(fid3);
fid5 = fopen('rbdout','rt');
% 214 , 664 , 1115, 1566, 2028 ; salto de 451
ini2 = 457
for i=1:48
status = fseek(fid5,ini2,'bof');
rot(i) = fscanf(fid5,'%e',[1,1]);
ini2 = ini2 + 1239;
end;
status = fclose(fid5);
% Final da leitura de dados
%
% Comandos de plotagem força versus deslocamento
%
figure(1);
hold on;
plot(deltat,ft, '-k',des,f, ':k','LineWidth',3);
grid off;
xlabel ('d(mm)');
ylabel ('F(N)');
axis([0 25 -200000 300000]);
%title('Comparação Solução Analítica versus MEF');
legend('Analítica', 'MEF');
%
hold off
% Final plotagem força
%
% Comandos de plotagem momento versus rotação
figure(2);
hold on;
plot(teta,mxa, '-k',rot,mx, ':k','LineWidth',3);
grid off;

```

```

xlabel ('r(rad)');
ylabel ('M (Nmm)');
axis([0 0.30 -1000000 2000000]);
%title('Comparação Solução Analítica versus MEF');
legend('Analítica', 'MEF');
%
hold off;
% Ccomandos de geração de arquivo de saída de dados
%
for i=1:(npt-2)
    ddes(i)=abs(deltat(i));
    des(i)=ddes(i);
    rrot(i)=abs(teta(i));
    rot(i)=rrot(i);
end
% x É o número da curva de força;
x=100;
y= 10*100
L=2*b;
E=207000;
A=4*b*tt;
Felastico=A*sigma0;
Delastico=(Felastico*L)/(E*A);
%
% Cria o arquivo CurvasAnalitico2
% Gera a curva de Força F
%
fid = fopen('CurvasAnalitico2','a');
fprintf(fid,'%s\n','*DEFINE_CURVE');
fprintf(fid,'    %d\n',x);
fprintf(fid,'%s    %s    %s\n' , '$','DISPLACEMENT','FORCE');
for i=(npt-2):-1:1;
    if ft(i) > 0.0
        fprintf(fid,'    %e    %e\n',-des(i),-ft(i));
    else
        fprintf(fid,'    %e    %e\n',-des(i),-ft(i));
    end
end
fprintf(fid,'    %e    %e\n',Delastico,Felastico);
fprintf(fid,'    %e    %e\n',Delastico*100,Felastico);

```

```

status = fclose(fid);
%
% Concluido a geração da curva de força F
%
% Escreve a curva de momento Mx;
%
fid = fopen('CurvasAnalitico2','a');
fprintf(fid,'%s\n','*DEFINE_CURVE');
fprintf(fid,' %d\n',y);
fprintf(fid,'%s %s %s\n', '$','ROTAÇÃO','MOMENTO');
for i=(npt-2):-1:2;
    if mxa(i)>0.0
fprintf(fid,' %e %e\n',-rot(i),-mxa(i));
    else
        fprintf(fid,' %e %e\n',-rot(i),-mxa(i));
    end
end
fprintf(fid,' %e %e\n',0.0,0.0);
for i=2:(npt-2);
    if mxa(i) > 0.0
fprintf(fid,' %e %e\n',rot(i),mxa(i));
    else
        fprintf(fid,' %e %e\n',rot(i),mxa(i));
    end
end
status = fclose(fid);
% Concluido a geração da curva de momento Mx

```







```

2 0.000000000E+00 0.000000000E+00 2.900000000E+02
3 0.000000000E+00 0.000000000E+00 3.000000000E+02
4 0.000000000E+00 0.000000000E+00 3.000000000E+02
5 7.071067811E+00 0.000000000E+00 3.07071067E+02
6 1.929289322E+02 0.000000000E+00 4.92928932E+02
7 2.000000000E+02 0.000000000E+00 5.000000000E+02
8 2.000000000E+02 0.000000000E+00 5.000000000E+02
9 2.000000000E+02 0.000000000E+00 5.100000000E+02
11 2.000000000E+02 0.000000000E+00 6.250000000E+02
10 2.000000000E+02 0.000000000E+00 7.500000000E+02
21          200          0          740
22          200          0          740
23          200          0          730
9999 0.000000000E+00 0.000000000E+00 -1.000000000E+00          4          7
$.>...1.>...2.>...3.>...4.>...5.>...6.>...7.>...8
$
*ELEMENT_BEAM
$  EID  PID  N1  N2  N3  RT1  RR1  RT2  RR2  LOCAL
   1    1    1   2   7    0    0    0    0    2
   2    2    2   3   7    0    0    0    0    2
   3    3    4   5  10    0    0    0    0    2
   4    4    5   6  10    0    0    0    0    2
   5    5    6   7   1    0    0    0    0    2
   6    6    8   9   3    0    0    0    0    2
   7    7    9  11   3    0    0    0    0    2
   8    8   11  10   3    0    0    0    0    2
$--+---1---+---2---+---3---+---4---+---5---+---6---+---7---+---8
*CONTACT_AUTOMATIC_SINGLE_SURFACE
$  ssid  msid  sstyp  mstyp  sboxid  mboxid  spr  mpr
   0
$ Equating ssid to zero means that all segments are included in the contact
$
$  fs  fd  dc  vc  vdc  penchk  bt  dt
   0.08  0.08
$
$  sfs  sfm  sst  mst  sfst  sfmt  fsf  vsf
$
*PART
viga elastica-plástica
$  PID  SID  MID
   1    1    2
$--+---1---+---2---+---3---+---4---+---5---+---6---+---7---+---8
*PART
viga rigida
$  PID  SID  MID
   2    1    1
$--+---1---+---2---+---3---+---4---+---5---+---6---+---7---+---8
*PART
viga rigida
$  PID  SID  MID
   3    1    1

```

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga elastica-plástica
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         4         1         2
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga rigida
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         5         1         1
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga rigida
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         6         1         1
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga elastica-plástica
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         7         1         2
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga elastica-plástica
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         8         1         2
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*PART
viga rigida
$      PID      SID      MID
      |         |         |
      |         9         1         1
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*SECTION_BEAM
$      SECID   ELFORM      SHRF   QR/IRID      CST      SCORR      NSM
      |         |         |         |         |         |         |
      |         1         1         1         -4         2         |         |
$      TS1      TS2      TT1      TT2      NSLOC      NTLOC
      |         |         |         |         |         |
      |         50      50      50      50         |         |
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*INTEGRATION_BEAM
$      irid      nip      ra      icst
      |         |         |         |
      |         4         0         0         5
$      W      tf      d      tw      sref      tref
      |         |         |         |         |         |
      |         50      1         50      1         |         |
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*MAT_RIGID
$      MID      RO      E      PR      N      COUPLE      M  ALIAS/RE
      |         |         |         |         |         |         |
      |         1      7.85E-09  210000  0.3         |         |
$      CMO      CON1      CON2
      |         |         |
      |         |         |
$      LCO      A2      A3      V1      V2      V3
      |         |         |         |         |         |
      |         |         |         |         |         |
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8

```

```

$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*MAT_PIECEWISE_LINEAR_PLASTICITY
$      mid      ro      e      pr      sigy      etan      Fail      tdel
$      2  0.78E-08  210E3  0.3
$
$      C      p      lcss      lcsr      VP
$      40.4      5
$
$ Values for plastic stress/strain curves
$      0.000  0.00168  0.050  0.150  0.200  0.235  0.250  0.255
$      0.0  353.0  375.0  392.0  388.0  350.0  300.0  210.0
*MAT_ELASTIC
$      MID      RO      E      PR      SIGY      ETAN      BETA
$      3  7.85E-09  210000  0.3  0.0  0.0  0.0
$      SRC      SRP      FS      VP
$      0.0
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*RIGIDWALL_PLANAR_MOVING_FORCES
$      nsid      nsidex      boxid
$      0      0      0
$
$      xt      yt      zt      xh      yh      zh      fric
$      0      0      -1      0      0      10.0  1.0
$
$ sw mass      sw vel
$      0.800      1000
$
$      soft      ssid      node1      node2      node3      node4
$      0      0      9999
$
*BOUNDARY_SPC_NODE
$      nid      cid      x      y      z      rx      ry      rz
$      10      0      1      1      1      1      1      1
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
$
$-----1-----2-----3-----4-----5-----6-----7-----8
*INCLUDE
$ Arquivos que contém as curvas características dos tubos
$ O arquivo CurvasAnalitico.k é atualizado com as curvas corrigidas para
$ o ângulo Real (MAR)
CurvasAnalitico.k
*INCLUDE
$ O arquivo Juntas.k contém as juntas do modelo Anexo D
Juntas.k
*END

```

**ANEXO D – Código do LS-Dyna (Juntas.k) com comando de geração das juntas  
(Aplicação da Seção 5.2)**

```

*CONSTRAINED_JOINT_SPHERICAL
$      N1      N2      N3      N4      N5      N6      RPS      DAMP
$      .....  3      4      .....      .....      .....      1.0      1.0
$
*CONSTRAINED_JOINT_STIFFNESS_GENERALIZED
$      jsid      pidA      pidB      cidA      cidB
$      .....  1      2      3      1      1
$
$      lcidPH      lcidT      lcidPS      dlcidPH      dlcidT      dlcidPS
$      .....  33      32      32      .....      .....
$
$      esPH      fmPS      esT      fmT      esPS      fmPS
$
$
$      nsaPH      psaPH      nsaT      psaT      nsaPS      psaPS
$
$
$
*DEFINE_COORDINATE_NODES
$      cid      n1      n2      n3
$      .....  1      2      3      7
$
$
*CONSTRAINED_JOINT_SPHERICAL
$      N1      N2      N3      N4      N5      N6      RPS      DAMP
$      .....  7      8      .....      .....      .....      1.0      1.0
$
*CONSTRAINED_JOINT_STIFFNESS_GENERALIZED
$      jsid      pidA      pidB      cidA      cidB
$      .....  2      5      6      2      2
$
$      lcidPH      lcidT      lcidPS      dlcidPH      dlcidT      dlcidPS
$      .....  33      32      32      .....      .....
$
$      esPH      fmPS      esT      fmT      esPS      fmPS
$
$
$      nsaPH      psaPH      nsaT      psaT      nsaPS      psaPS
$
$
$
*DEFINE_COORDINATE_NODES
$      cid      n1      n2      n3
$      .....  2      8      9      3
$
S

```