



XXXVII IBERIAN LATIN AMERICAN CONGRESS
ON COMPUTATIONAL METHODS IN ENGINEERING
BRASÍLIA - DF - BRAZIL

MODELAGEM E SIMULAÇÃO NUMÉRICA DA RESISTÊNCIA DA SUPERESTRUTURA DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO UTILIZANDO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

João Gabriel Machado de Lima

Maria Alzira de Araújo Nunes

joao_gml@hotmail.com

maanunes@unb.br

Universidade de Brasília, Faculdade UnB Gama, Engenharia Automotiva

Área Especial Projeção A Setor Leste, 72444-240, Gama, Brasil

Abstract. A obrigatoriedade imposta aos fabricantes de veículos, principalmente os de transporte coletivo como ônibus, para realização testes de segurança visando a proteção do condutor e passageiros, é uma realidade perante a legislação brasileira. Diante disso, este trabalho apresenta um estudo de três configurações de simulações numéricas computacionais utilizando a técnica de elementos finitos para avaliar a resistência da superestrutura de um ônibus rodoviário (categoria M3 segundo o Código de Trânsito Brasileiro), submetido ao ensaio de pêndulo segundo Resolução Contran nº 445 (2013), equivalente o Regulamento UNECE No. 66. Uma seção da carroceria foi modelada via método de elementos finitos (MEF) utilizando três tipos de entrada (força concentrada, força distribuída e deslocamento direto) para analisar a deformação da estrutura em pontos pré-definidos, de acordo com a regulamentação europeia (UNECE). Para cada configuração modelada foram realizadas simulações com análise quase-estática estrutural não linear no ANSYS®, para obtenção dos deslocamentos nos pontos de interesse. Foi avaliado também o espaço residual resultante, a partir de um contorno criado a partir de dois planos transversais verticais no interior do veículo, pois a não invasão do mesmo pela estrutura deformada é o que garante a segurança exigida. Após análise dos resultados, o modelo computacional que utiliza como entrada a aplicação direta de deslocamento na estrutura se mostrou o mais adequado para a finalidade aqui proposta.

Keywords: Simulação, Segurança Veicular, Elementos Finitos, Ônibus Rodoviário, Resolução Contran nº 445.

1 INTRODUÇÃO

Um requisito cada vez mais importante no mercado automobilístico é a segurança dos ocupantes do veículo. Há muitas décadas iniciou-se a busca pela evolução da segurança, quando surgiram os primeiros *crash tests*, bem como as normas que regulamentam esses testes e determinam propriedades estruturais necessárias do veículo quando submetido a diferentes carregamentos extremos causados por um acidente. Essa preocupação estendeu-se mais ainda a veículos de grande porte, principalmente os ônibus, que, devido à quantidade de passageiros transportados, não raro resultam em tragédias quando envolvidos em acidentes.

Uma análise da frota nacional dos veículos rodoviários de transporte coletivo de passageiros, também denominados de categoria M3 segundo a Portaria nº 30 de 2004, sob responsabilidade do Instituto Nacional de Metrologia, Normalização e Qualidade Industrial (Inmetro, 2004), de fabricação nacional e importado nos últimos dez anos exposta na Fig. 1.a, construída a partir de dados do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran, 2016), indica o crescimento quase que constante do número de ônibus no Brasil. Nesse mercado aquecido, garantir a integridade física dos passageiros de ônibus torna-se uma exigência mais rigorosa, cobrada com frequência por órgãos governamentais, proprietários de frotas e até mesmo pelos usuários, deixando assim de ser apenas um mero diferencial de marketing.

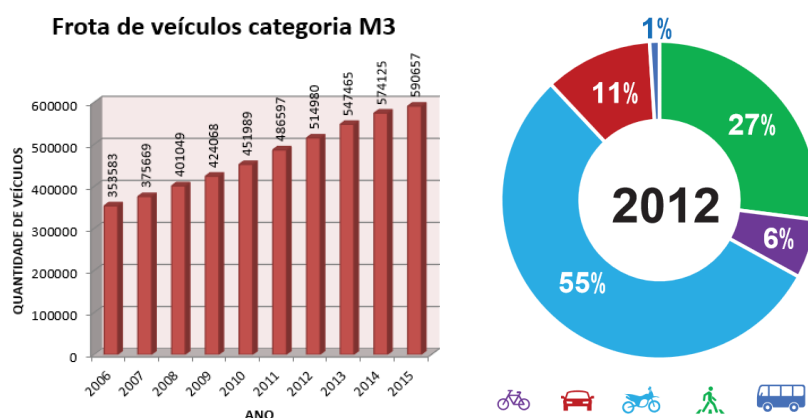


Figura 1. (a) Gráfico da evolução da frota nacional de veículos da categoria M3. (b) Gráfico de acidentes por tipo de usuário (ONSV, 2014).

A norma atualmente vigente no Brasil, a Resolução Contran nº 445/13, estabelece os “requisitos de segurança para veículos de transporte público coletivo de passageiros e transporte de passageiros tipos micro-ônibus e ônibus, categoria M3 de fabricação nacional e importada”. Segundo esta resolução, uma forma de acidente que promove grande esforço sobre a estrutura do ônibus, representando assim um grande risco à segurança dos passageiros, é o tombamento, evento no qual o veículo, devido a uma forte colisão ou à perda de controle após uma manobra brusca, tomba lateralmente. Nesses casos ocorrem grandes deformações na estrutura, já que todo o peso do veículo pressiona a lateral em direção ao interior, quase sempre ferindo muitos passageiros (Tech *et al*, 2007).

Com base nisso, este trabalho tem como objetivo desenvolver um modelo de simulação numérica utilizando o método de elementos finitos para determinar a resistência da superestrutura de ônibus rodoviário quando submetido ao ensaio de pêndulo regulamentado pela Resolução Contran nº 445 (2013), sendo que a motivação inicial recai na obrigatoriedade

do fabricante de veículo realizar testes de segurança para a proteção do condutor e dos passageiros de ônibus rodoviários.

Em 2012, foram 2.743 mortes, cerca de 1% do total de óbitos no trânsito no Brasil, conforme a Fig. 1.b, segundo dados do “Retrato da Segurança Viária 2014” (ONSV, 2014), elaborado pelo Observatório Nacional de Segurança Viária, que compila informações da Associação Nacional dos Transportes Públicos (ANTP), da Confederação Nacional do Transporte (CNT), do Departamento de Informática do Sistema Único de Saúde (DATASUS), do Departamento Nacional de Trânsito (Denatran), do Departamento Nacional de Infraestrutura de Transportes (DNIT), do Instituto Brasileiro de Geografia e Estatística (IBGE), do Instituto de Pesquisa Econômica Aplicada (IPEA) e da Organização Mundial da Saúde (OMS).

Por mais que o valor percentual de acidentes com ônibus se apresente pequeno à primeira vista, deve-se levar em consideração o fato de que a quantidade do fluxo desses veículos é muito pequena, mas a capacidade de lotação é bem maior. Os dados de 2012 são os mais atuais e colocam o Brasil na 148ª posição do ranking internacional de segurança no trânsito, atrás até mesmo da Índia, reconhecida pelo seu trânsito caótico. A partir das estatísticas de acidentes envolvendo ônibus rodoviários, conclui-se que esse tipo de teste se torna extremamente necessário, e o estudo e desenvolvimento de modelos computacionais para este fim se torna viável.

2 RESISTÊNCIA DA SUPERESTRUTURA DO VEÍCULO

Entende-se por superestrutura do veículo a parte da estrutura deste que contribui para a resistência em caso de acidente com capotamento. Esta estrutura deve possuir resistência suficiente para que no capotamento, o espaço residual seja respeitado, ou melhor, não seja invadido pela estrutura deformada.

Entende-se por espaço residual como o volume que deve permanecer inalterado no compartimento dos passageiros quando comparado antes, durante e depois da realização de um dos ensaios da estrutura que serão apresentados a seguir.

A resolução ainda aprofunda a definição de espaço residual descrevendo-o como o volume criado no compartimento dos passageiros a partir do movimento em linha reta com o plano transversal vertical representado na Fig. 2, ou seja, a área definida no corte transversal deve ser deslocada do início do veículo para o final de forma a passar nesse trajeto pelo ponto R de todos os bancos intermediários, criando assim o volume representado na Fig. 3.

Os pontos R representados na Fig. 2 consideram-se situados a uma altura de 500 mm acima do piso, a 300 mm da face interior da parede lateral do veículo e 100 mm para a frente do encosto do banco correspondente, no eixo médio do banco lateral em questão, como mostrado na Fig. 3.

Quanto ao método de avaliação da superestrutura, a regulamentação determina que cada modelo de veículo deve ser examinado com base em um dos métodos de ensaio apresentados na norma, à escolha do fabricante ou por método alternativo aprovado pela autoridade competente.

Os ensaios pré-definidos são:

1. Ensaio experimental de capotamento de um veículo completo;

2. Ensaio experimental de capotamento de uma ou mais seções da carroceria desde que esta seja representativa de um veículo completo;
3. Ensaio experimental com um pêndulo de uma ou mais seções da carroceria;
4. Verificação da resistência da superestrutura por aplicação de um método de cálculo (analítico ou numérico) de um dos métodos apresentados (itens 1 a 3 acima).

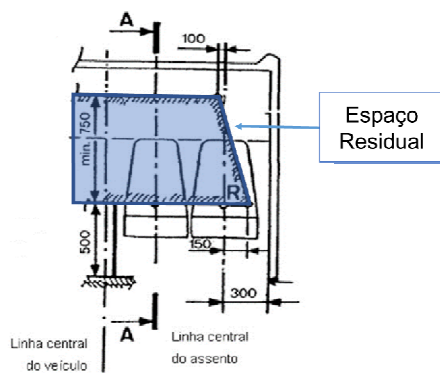


Figura 2. Corte transversal de seção de carroceria (Adaptado de Contran, 2013).

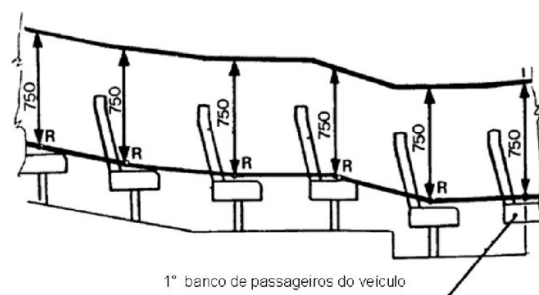


Figura 3. Seção A-A do veículo segundo o plano vertical que passa nos eixos médios dos bancos interiores (Adaptado de Contran, 2013).

Para os casos descritos, entende-se como seção da carroceria uma fração que contenha pelo menos dois montantes verticais idênticos de cada lado e seja representativa de uma ou mais partes da estrutura do veículo como o detalhe geral do módulo de ensaio apresentado na Fig. (4).

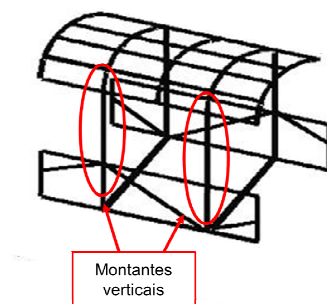


Figura 4. Seção da carroceria representativa para ensaios (Adaptado de Contran, 2013).

Caso algum dos métodos que faça uso de seção de carroceria ou o método de cálculo não obtenha resultados significativos, segundo análise das autoridades competentes, devem ser propostos cálculos ou métodos de ensaio experimental complementares. Ainda na falta desses elementos complementares, pode ser exigido que o veículo seja ensaiado pelo método de capotamento de um veículo completo.

Neste trabalho, considerando os métodos de ensaio apresentados na Resolução Contran nº 445 (2013), será modelado um ensaio numérico com pêndulo de uma seção de carroceria, quarto item listado na norma.

3 MODELAGEM DE UMA SEÇÃO DE ÔNIBUS RODOVIÁRIO

Para a execução do trabalho, optou-se pela criação de um modelo de elementos finitos utilizando a plataforma do software ANSYS®.

Para a construção do modelo computacional foi adotada como estrutura a seção de carroceria do ônibus rodoviário apresentado na Fig. 5. Montado sobre um chassi com seis eixos, o veículo possui motor traseiro, capacidade para 42 passageiros mais o condutor e massa total de 13.420 kg. As dimensões externas, segundo o fabricante (Marcopolo, 2015), são: largura: 2.600 mm; comprimento: 14.000 mm e altura: 3.800 mm.

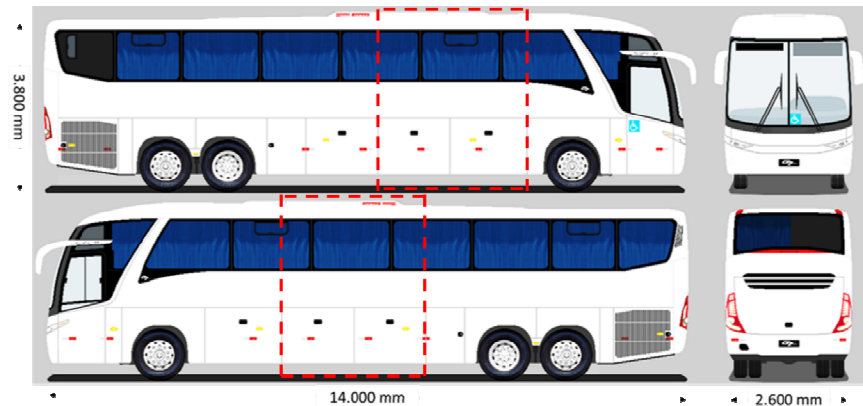


Figura 5. Veículo utilizado para criação de modelo computacional (Adaptado de Go Bus, 2014)

4 SIMULAÇÃO NUMÉRICA VIA MEF

O presente trabalho apresenta três configurações de simulações para o ensaio de seção de carroceria discutido onde serão adotados como métodos de promover a deformação da estrutura a aplicação de: força concentrada, força distribuída e deslocamento direto. O intuito de analisar mais de um cenário é estabelecer a melhor simulação em ANSYS® para o modelo de veículo selecionado.

4.1 Configuração 1 – Carregamento Distribuído

Para o método de cálculo do ensaio especificado, a determinação da força foi realizada com base no anexo 7 do regulamento ECE R66 (UNECE, 2014), resolução europeia adotada pela maioria dos autores analisados neste trabalho, já que a norma brasileira não traz especificações referentes ao assunto. Segundo a ECE R66, a força aplicada deve ser correspondente a um valor no qual a estrutura toque o espaço residual. Na configuração estudada, a força será distribuída igualmente nos *keypoints* centrais das barras que sofrem o impacto pelo pêndulo, cuja direção é determinada, segundo UNECE (2014), pelo ângulo α composto pela direção da força e da seção vertical central longitudinal da estrutura como mostrado na Fig. 6, e calculado com a Eq. 1.

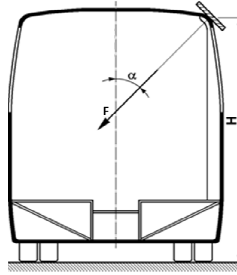


Figura 6. Aplicação do carregamento sobre a seção do veículo (Adaptado de UNECE, 2015)

$$\alpha = 90^\circ - \arcsen\left(\frac{800}{H}\right) \quad (1)$$

onde H é a altura do veículo, medida em mm a partir do plano do suporte horizontal.

Neste trabalho, o ângulo entre a força e a seção vertical central longitudinal é de $\alpha = 72.07^\circ$ para H igual a 2.660 milímetros. O controle da aplicação das forças apresentada na Fig. 7 foi obtido por meio da utilização do método cartesiano (decomposição de forças), em que foram calculados os valores das componentes do vetor de força na direção X e direção Y. Sabendo o ângulo α de aplicação da força, os valores das componentes do vetor na vertical (F_x) e na horizontal (F_y), são determinados pelas Eqs. 2 e 3.

$$F_x = F \cdot \text{sen} \alpha \quad (2)$$

$$F_y = F \cdot \text{cos} \alpha \quad (3)$$

Na Fig. 7, podem ser identificados também os engastes criados na parte inferior da seção. Essa é uma simplificação prevista na norma, já que esse regulamento exige o método de cálculo da utilização da suspensão na simulação.

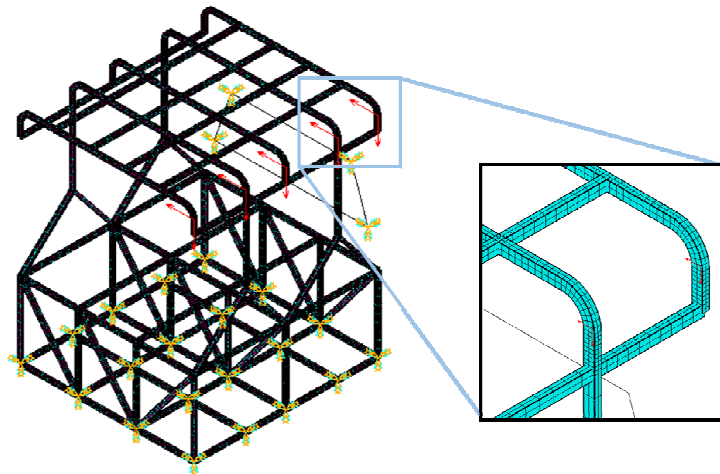


Figura 7. Aplicação de forças distribuídas na superestrutura do veículo

A Resolução Contran nº 445 (2013) estabelece que a quantidade de energia total absorvida pela estrutura da seção do veículo (E_{BS}) deve ser maior do que a energia mínima dada pela soma das energias absorvidas pelos montantes, com base nisso, tem-se a Eq. 4.

$$E_{BS} \geq 0,75 \cdot g \cdot \Delta d \cdot M \quad (4)$$

Em que:

- E_{BS} - energia total absorvida pela seção da carroceria, com o valor determinado analiticamente, que corresponde ao momento em que a estrutura vem em contato com o espaço residual;
- M - massa do veículo;
- g - constante gravitacional;
- Δd - maior deformação medida (em metros) devido ao impacto.

A massa da estrutura aferida pelo *software* foi de 427,52 kg. Segundo Micu *et al.* (2014), a massa resultante pode ser utilizada como um critério para a avaliação da simulação através da comparação da massa conforme a Eq. 5, que define a massa máxima necessária para que a suportar o tombamento do veículo sem que haja a invasão do espaço residual.

$$M \leq \frac{E_{BS}}{0,75 \cdot g \cdot \Delta d} \quad (5)$$

4.2 Configuração 2 – Carregamento Concentrado

Nesta configuração serão adotadas as mesmas condições que na configuração anterior, porém a força será aplicada concentrada sobre o *keypoint* da barra central que sofre o impacto pelo pêndulo, como ilustrado na Fig. 8, cuja direção será mantida conforme determinado pelas Eqs. 2 e 3.

Para atingir o espaço residual foram necessários 105.000 Newtons, sendo que os valores das componentes F_x e F_y serão de 99,9 kN e 32,32 kN, respectivamente.

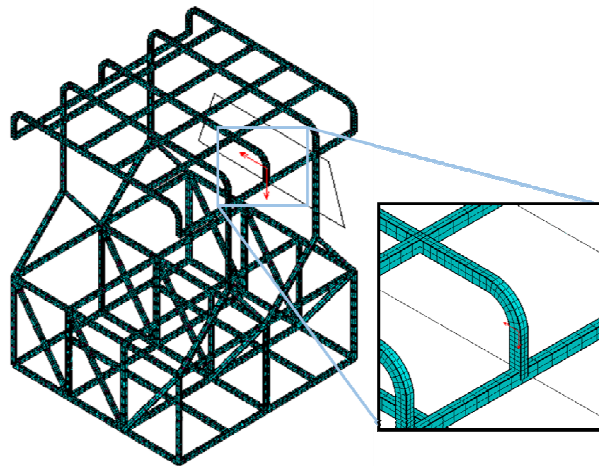


Figura 8. Aplicação de forças concentradas na superestrutura do veículo.

4.3 Configuração 3 – Deslocamento Direto

Como última configuração de análise, será definido o deslocamento da armação do telhado como na Fig. 9. Da mesma forma, as forças aplicadas na superestrutura foram equivalentes a um valor no qual a estrutura atinja o espaço residual, e o deslocamento foi determinado assumindo a mesma condição.

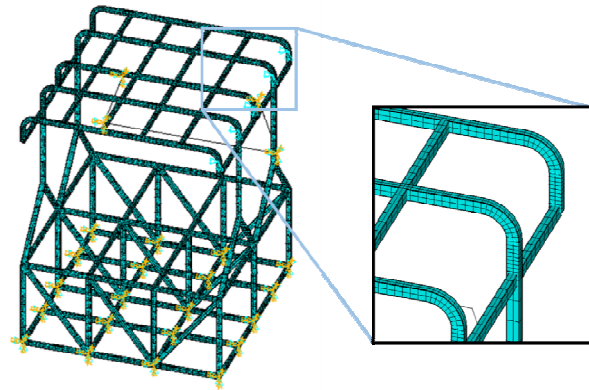


Figura 9. Aplicação do deslocamento direto na superestrutura do veículo

Do mesmo modo que para as forças, o controle do deslocamento foi obtido por meio da utilização do método cartesiano, onde foram definidos os valores das componentes do vetor com base no ângulo α de aplicação do vetor, mas no caso do deslocamento foi utilizada a Eq. 6 para a decomposição.

$$\tan(72,07^\circ) = \frac{d_x}{d_y} \rightarrow d_x \approx 3,09 \cdot d_y \quad (6)$$

A fim de verificar o movimento da parede lateral em relação ao espaço residual, conforme requisito da norma europeia, as componentes do deslocamento foram aumentadas sequencialmente até atingir o limite, quando foram obtidos os valores, em milímetros, de 512,5 e 165,85 para d_x e d_y , respectivamente.

5 RESULTADOS

Para as três configurações apresentadas devem ser adquiridos dados de deslocamentos sob condição de carga estática, sendo que o modelo possuirá não-linearidades, tais como, grandes deformações. Nesse cenário, o melhor procedimento a ser realizado é uma análise estática estrutural não linear no ANSYS®, indicada para modelos com grandes deformações, através do comando *Solution Control* como apresentado na Fig. 10.

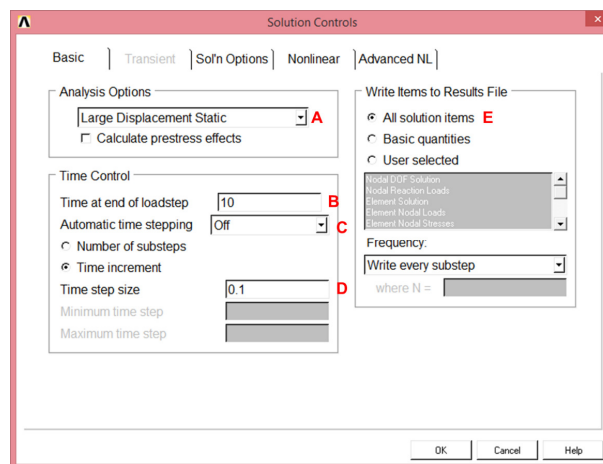


Figura 10. Janela de comando *Solution Control*

Os campos foram preenchidos como mostra a figura acima. O campo A certifica que grandes deslocamentos estáticos serão permitidos e que nos resultados serão inseridos os efeitos de grande deflexão. O campo B define o tempo final em que a simulação ocorrerá – no caso, o valor foi fixado em 10 segundos pois, depois de diversas simulações variando este parâmetro entre 1 s e 10 segundos, verificou-se que os resultados convergem.

O campo C, chamado *Automatic time stepping*, foi desligado para que não seja permitido ao ANSYS® modificar os tamanhos para a quebra de etapas de carregamento, ou seja, será seguido exatamente o passo colocado pelo usuário. No campo D é definido o tamanho de cada passo em segundos. Diminuir o tamanho das etapas geralmente garante uma melhor precisão, no entanto, isso demanda mais tempo. Por último, a marcação do campo E, fará com que seja verificado pelo ANSYS® se todos os itens de solução são escritos para um arquivo de resultados.

Outro parâmetro importante nas análises que serão realizadas é a convergência. O *software* exibe o gráfico de convergência como mostrado na Fig. 11.

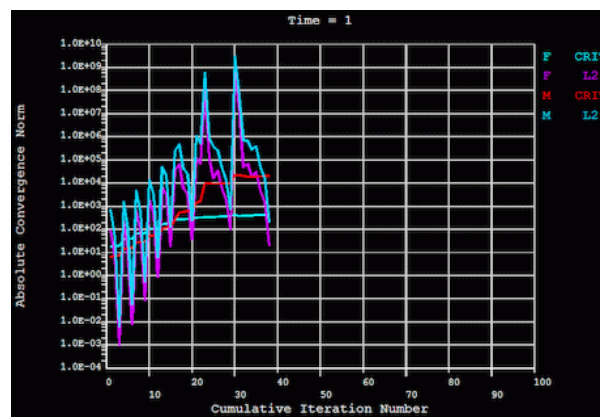


Figura 11. Modelo de gráfico de convergência obtido através de análise não linear em ANSYS® (Fonte: University of Alberta Website).

O gráfico apresenta a convergência absoluta (eixo y) obtida em função das iterações realizadas (eixo x). Caso o problema seja relativamente linear será necessário um baixo número de iterações e, conseqüentemente, o comprimento do gráfico será pequeno. No entanto, se a solução for altamente não-linear, ou não apresentar convergência, será necessário um alto número de iterações, tornando muitas vezes o comprimento do gráfico extenso demais (Awang *et al.*, 2012).

Como o gráfico expõe os valores correspondentes na solução para os graus de liberdade que estão ativos nos elementos usados, no caso do presente trabalho, são 3 graus de deslocamento e 3 de rotação. O gráfico então apresenta os valores referentes a força (indicado por F) e momento (indicado por M), sendo que para cada um há duas curvas plotadas.

A curva CRIT refere-se ao valor do critério de convergência da força, o qual é obtido por meio do produto de dois valores. O primeiro deles é a raiz quadrada da soma dos quadrados dos carregamentos aplicados, ou então é utilizado um valor de referência mínimo (cujo padrão é de 0,001), o que for maior. O segundo é o valor de tolerância padrão de 0,5% para carregamentos (Awang *et al.*, 2012).

A curva L2 refere-se ao vetor L2 normal das forças. Da mesma que a curva CRIT, os valores dessa curva são obtidos com a raiz quadrada da soma dos quadrados, mas nesse caso das forças desbalanceadas em todos os graus de liberdade. Ou seja, é calculada a raiz

quadrada da soma dos quadrados da diferença entre a força interna calculado em um determinado grau de liberdade e a força externa nessa direção (Awang *et al.*, 2012).

Para cada subpasso realizado, o ANSYS® incrementa os valores até que o valor de L2 seja inferior ao valor de CRIT, pois somente nessa condição a solução é considerada como estando dentro da tolerância (Awang *et al.*, 2012).

5.1 Configuração 1 – Carregamento Distribuído

Considerando-se as especificações da Resolução Contran nº 445 (2013), segundo a qual tanto o carregamento quanto a deformação devem ser medidos com precisão de 1%, foi definido então um incremento de 10 subpassos para cada segundo de simulação de um total de 10 segundos, obtendo assim uma precisão de 0,1 segundo, valor que foi definido como incremento para a análise.

Depois de várias simulações, iniciadas com valores de força resultante de 120.000 Newtons e interações de 15 em 15 kN, a fim de determinar as forças necessárias para deformar a estrutura até atingir o espaço residual, os valores obtidos foram de 19.980 e 6.450 Newtons para F_x e F_y , respectivamente, produzindo uma força resultante de 105.000 N. A deformação da estrutura no momento de contato com o espaço residual foi definida no instante em que a distância entre dois nós quaisquer (um do espaço residual e um da estrutura) se tornou zero ou caso o espaço residual fosse penetrado. Esse instante é mostrado na Fig. 12.a.

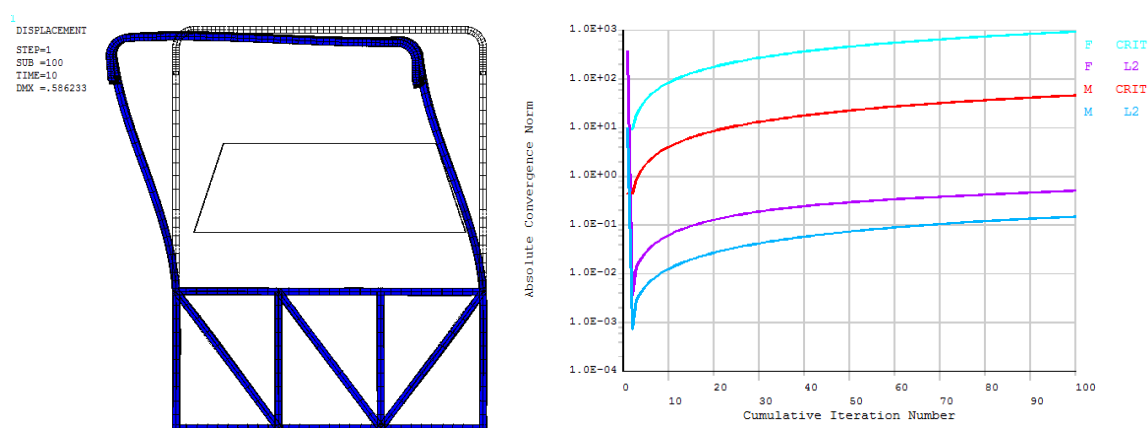


Figura 12. (a) Deformação da estrutura para a configuração 1. (b) Convergência da solução para a configuração 1

Por meio da avaliação do gráfico de convergência da solução da configuração 1, apresentado na Fig. 12.b, pode-se notar que tanto o valor da curva CRIT quanto da curva L2 aumentam conforme o número de interações cresce. Isso ocorre porque a análise estrutural é feita por um determinado número de subpassos, nos quais foram distribuídas porções do carregamento total a ser aplicado na seção de carroceria ao longo do tempo.

As regiões de maior absorção de energia foram não somente próximas aos pontos de impacto, mas também na parte inferior dos montantes. Esse fenômeno se assemelha ao trabalho de Belingardi *et al.* (2013), no qual examinando a estrutura nota-se que há na parte inferior uma maior rigidez que em relação à parte superior, promovida principalmente pelo uso de travessas e elementos de reforço.

A energia absorvida pela estrutura pode ser vista na Fig. 13.a, em que a parte superior sofre grandes deformações, enquanto que a parte inferior não é submetida a deformações significativas.

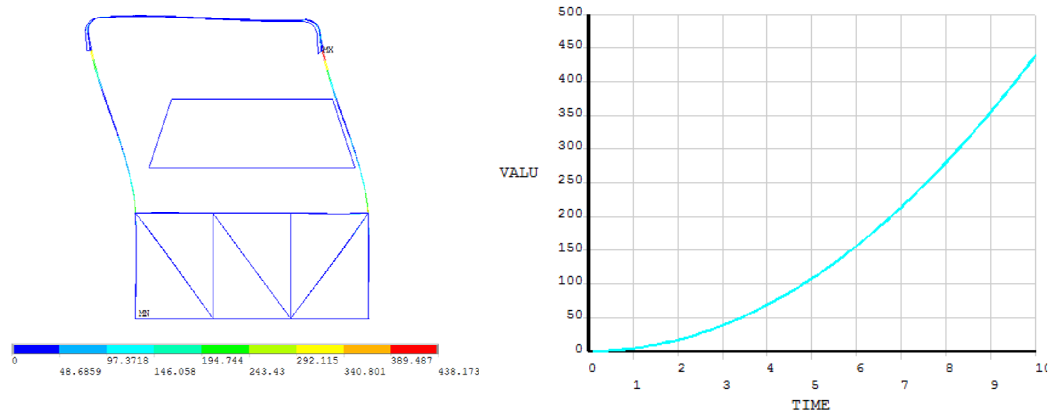


Figura 13. (a) Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 1. (b) Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a configuração 1.

Para o presente trabalho, o valor de energia para análise deve ser equivalente ao da energia máxima absorvida, sendo que tal valor pode ser identificado na variação da energia em decorrência da aplicação de força sobre a estrutura apresentada na Fig. 13.b. No gráfico ilustrado, a energia é apresentada em função do tempo, sendo o seu valor representado pela variável VALU.

Para a Configuração 1, a energia máxima absorvida, mostrada na Fig. 13.b, é de 438,173 Joules (J) e o deslocamento máximo de 586 milímetros. Sendo assim, a massa do veículo pode ser estimada conforme a Eq. 5.

$$M \leq \frac{438,173}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,586} \leq 101,52 \text{ Kg}$$

A massa da estrutura obtida por meio da Configuração 1 se apresentou excessivamente pequena quando comparada a estrutura de 427,532 kg modelada no *software*. Com tal resultado, a Configuração 1 não possui boa representatividade para o ensaio de resistência da superestrutura de seção de carroceria.

5.2 Configuração 2 – Carregamento Concentrado

Da mesma forma que na Configuração 1, a simulação foi fixada com 100 subpassos com incremento de tempo de 0,1 de forma a garantir a precisão de 1% do método de cálculo. Porém para definir a força concentrada necessária para essa configuração, não foram necessárias tantas simulações, pois foi adotado como referência inicial o valor da força distribuída. O valor final de força concentrada foi de 99.900 e 32.320 em Newtons para F_x e F_y , respectivamente, produzindo uma força resultante de cerca de 104 kN.

A deformação da estrutura no momento em que o espaço residual foi tocado também foi atingida com a distância entre os nós do espaço residual e da estrutura sendo zerada. Esse instante é ilustrado na Fig. 14.a.

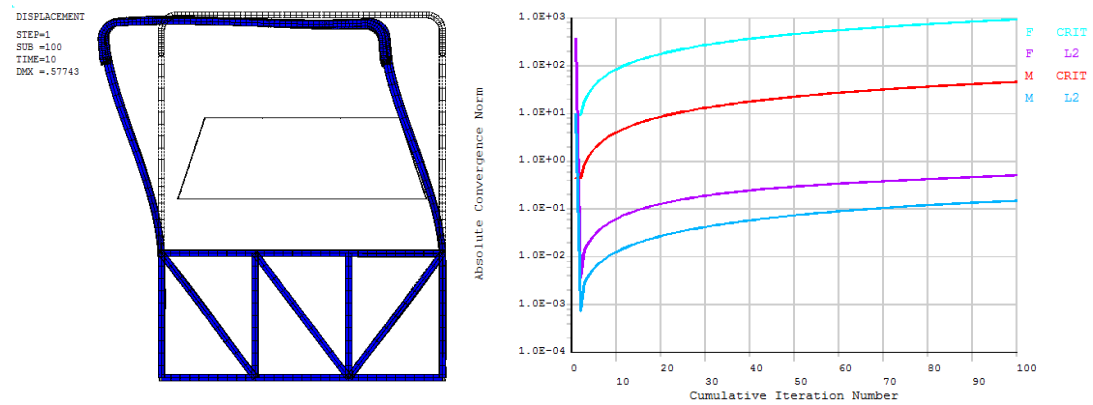


Figura 14. (a) Deformação da estrutura para a configuração 2. (b) Convergência da solução para a configuração 2

Como esperado, no gráfico de convergência da solução da Configuração 2, apresentado na Fig. 14.b, as curvas CRIT e L2 se mostraram crescentes com o incremento do tempo.

O gráfico da energia absorvida pela seção de carroceria com a configuração 2, apresentado na Fig. 15.a, quando comparado à energia absorvida pela Configuração 1, exibe um comportamento semelhante, no qual a parte superior composta pelos montantes sofre as maiores deformações, e assim, acumulando a maior quantidade de energia.

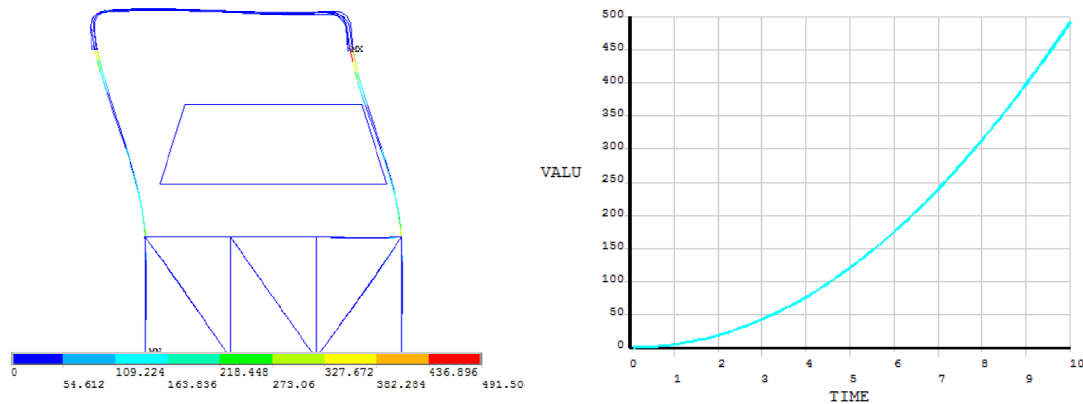


Figura 15. (a) Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 2. (b) Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a configuração 2.

Para a configuração, o valor de energia máxima absorvida também foi obtido graficamente através da variação da energia ao longo do tempo como ilustrado na Fig. 15.b.

Para a Configuração 2, o cálculo da massa do veículo pode ser estimado conforme a Eq. (5), utilizando a energia máxima absorvida, mostrada na Fig. 15.b, de 491,508 Joules e o deslocamento máximo de 577 milímetros.

$$M \leq \frac{491,508}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,577} \leq 115,8Kg$$

A massa da seção de carroceria calculada por meio da Configuração 2 ainda se manteve pequena demais quando comparada a estrutura de 427,532 kg modelada no *software*, sendo

assim também caracterizada como uma configuração de baixa representatividade para o ensaio de resistência da superestrutura de uma seção de carroceria.

5.3 Configuração 3 – Deslocamento Direto

Como as especificações da Resolução Contran nº 445 (2013) englobam também a deformação, então os subpassos de 0,1 segundos puderam ser mantidos garantindo a precisão de 1%.

Com os deslocamentos já definidos, foi obtida a deformação total do modelo. Porém, diferentes das demais configurações, o momento em que o espaço residual foi encostado, mostrado na Fig. 16.a, não pode ser identificado exatamente no ponto zero com a medição da distância entre os nós do espaço residual e da estrutura. Assim, nesta situação, foi selecionado o caso mais drástico, em que o espaço residual foi invadido pela estrutura deformada.

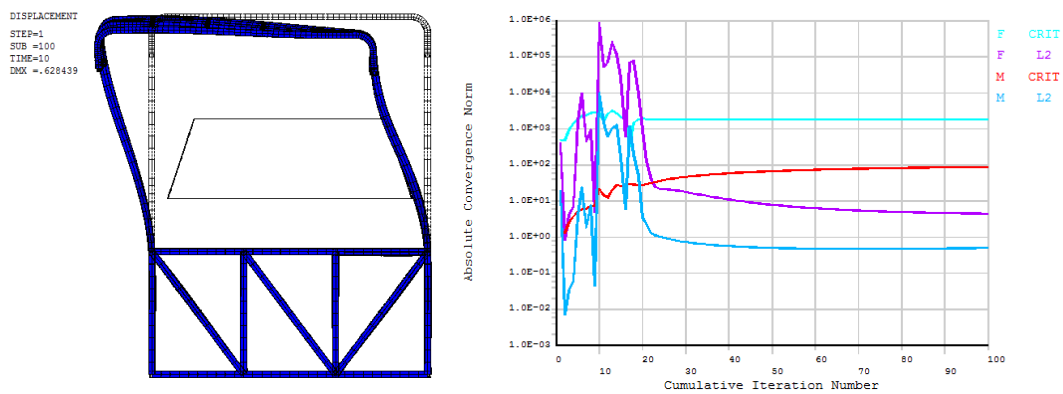


Figura 16. (a) Deformação da estrutura para a configuração 3. (b) Convergência da solução para a configuração 3

Para a Configuração 3, o gráfico de convergência da solução, mostrado na Fig. 16.b, apresentou no início uma grande oscilação nas curvas L2 e uma leve oscilação nas curvas CRIT, mas a partir da interação cumulativa 25, aproximadamente, todas as curvas foram estabilizadas e convergiram como esperado. E mesmo com essas variações, pode-se notar que o incremento do ANSYS® se manteve eficiente ao final das interações aonde os valores de L2 permaneceram inferiores aos valores de CRIT.

Analisando o gráfico da energia absorvida pela seção de carroceria, apresentado na Fig. 17.a, pode-se notar que os níveis de energias produzidos pela configuração 3 foram bem mais altos que os apresentados pelas duas configurações anteriores, mas ainda assim apresentando o mesmo comportamento.

O gráfico da variação da energia da Configuração 3, dentre os três apresentados, foi o que apresentou a maior linearidade. Nota-se tal característica pois a faixa de energia trabalhada é maior que as anteriores, o que acaba não permitindo a visualização da região inicial do gráfico, a qual engloba o comportamento mais sinuoso visto nas outras configurações.

O valor da energia máxima absorvida, adquirido através do gráfico mostrado na Fig. 17.b, é de 2.323,13 Joules, e o deslocamento máximo de seção de carroceria, de 628 milímetros. Logo, a massa pode ser calculada conforme a Eq. 5.

$$M \leq \frac{2323,13}{0,75 \cdot 9,82 \cdot 0,628} \leq 501,9Kg$$

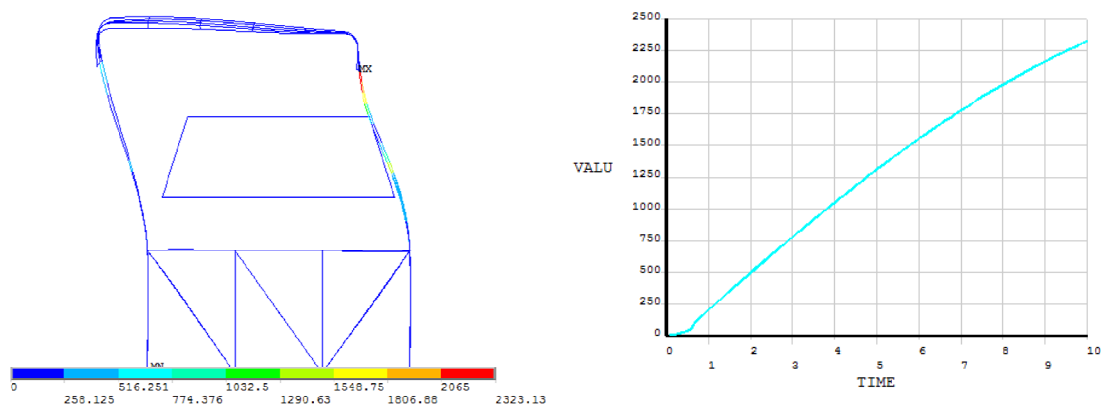


Figura 17. (a) Gráfico da energia absorvida pela estrutura com a configuração 3. (b) Curva de energia em função do tempo obtido em ANSYS® para a Configuração 3

Mesmo a configuração 3 tendo apresentado um alto valor de energia absorvida, a massa máxima da estrutura obtida por meio da configuração analisada respeitou a relação imposta pela Eq. 5, sendo o valor calculado maior que a massa de 427,532 kg da estrutura modelada no *software*. Dessa forma, a configuração 3, caracterizada pela aplicação direta de deslocamento, apresentou boa representatividade para a modelagem do ensaio de resistência da superestrutura de uma seção de carroceria.

5.4 Comparação com resultado experimental

Como último processo para a validação das configurações apresentadas foi realizado um comparativo entre as deformações obtidas através do software ANSYS® (mostrado na Fig. 18) e o modelo apresentado por Micu et al. (2014), na Fig. 19, uma seção de carroceria tombada para avaliação experimental da resistência da superestrutura utilizando o mesmo método desenvolvido no presente trabalho.

Através da comparação é possível ver a semelhança do comportamento das estruturas em ANSYS® com o modelo experimental, sendo a deformação da estrutura para a configuração 3 a que apresentou maior semelhança, identificada, principalmente, pela pequena elevação desenvolvida pelo teto.

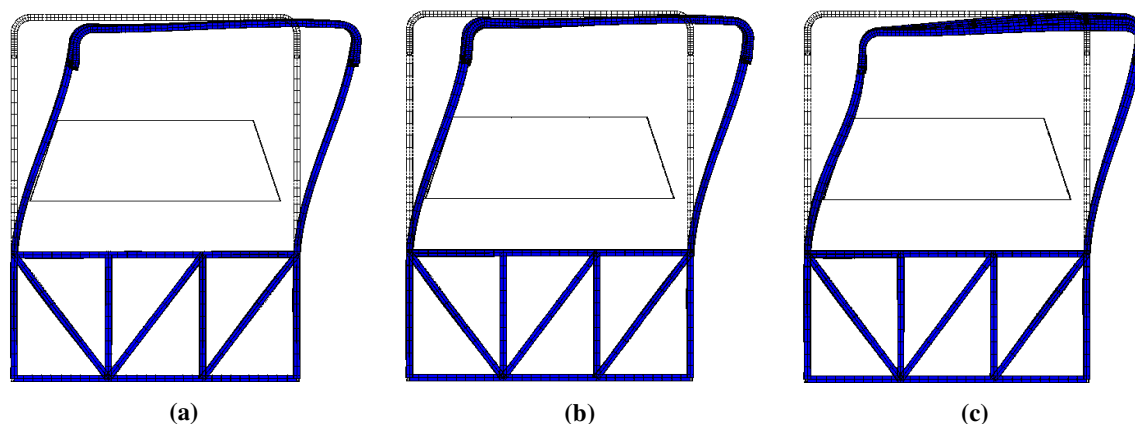


Figura 18. Deformação simulada da estrutura para (a) a configuração 1; (b) a configuração 2; a configuração 3.



Figura 19. Deformação experimental do modelo apresentado por Micu et al. (2014).

6 CONCLUSÃO

Neste trabalho foram realizadas simulações em conformidade com a Resolução Contran nº 445 (2013) para avaliação da resistência da superestrutura de um ônibus rodoviário por meio de ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria. A criação do modelo simplificado foi realizada em ANSYS® com base em um veículo já existente no mercado brasileiro, sendo então aplicadas três configurações diferentes de esforços em sua estrutura para adquirir a curva de energia absorvida e definir se as mesmas estavam em concordância com a resolução brasileira ou não.

Antes mesmo de iniciar simulação do ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria já era previsto o uso da análise estática estrutural não linear, pois o esperado era que o modelo possuísse não-linearidades, como grandes deformações quando submetido as condições de carga estática. Esse cenário se manteve e foram então realizados os procedimentos para avaliação por meio de três configurações: 1: aplicação de força distribuída; 2: aplicação de força concentrada; 3: aplicação de deslocamentos diretos.

Para as três configurações apresentadas foram adquiridos os dados de deslocamentos e de energia absorvida através de diagramas e gráficos fornecidos pelo ANSYS®, para então se determinar o critério de massa calculada para verificar a conformidade da metodologia.

A configuração que melhor cumpre os critérios de análise especificados na Resolução Contran nº 445 (2013), ao mesmo tempo em que apresentou a maior semelhança com o modelo experimental, é a Configuração 3, cuja deformação foi obtida mediante a aplicação de deslocamentos direto na superestrutura do veículo em um ângulo determinado por especificações da resolução europeia.

Por mais que as Configurações 1 e 2 tenham apresentado deformações semelhantes à Configuração 3, a massa da estrutura obtida para elas se apresentou excessivamente pequena quando comparada a massa de 427,532 kg da estrutura modelada no *software*. Com tal resultado, as Configurações 1 e 2 não possuíram boa representatividade para o ensaio com pêndulo de uma seção de carroceria.

Neste trabalho foi possível identificar a necessidade de métodos ágeis e de baixo custo capazes de avaliar a resistência da superestrutura de veículos categoria M3, desenvolvendo

bons produtos para os frotistas e passageiros. Por mais que os veículos de transporte coletivo de passageiros representem uma parcela pequena da frota brasileira, eles estão envolvidos em um cenário de acidentes de trânsito alarmante.

Ao final, este trabalho conclui que o modelo computacional validado é uma ferramenta de grande proveito para a engenharia automotiva, já que permite uma avaliação da resistência da superestrutura de ônibus rodoviário em conformidade com a resolução brasileira para o desenvolvimento de projetos de ônibus mais seguros e, ao mesmo tempo, competitivos no mercado. Da mesma forma, o modelo cumpriu com sua proposta inicial de ser um instrumento de baixo custo, ao dispensar testes experimentais com veículos reais orçados na casa de milhares de reais.

REFERÊNCIAS

- Awang, M., Mohammadpour, E., Muhammad, I. D., 2015, *Finite Element Modeling of Nanotube Structures: Linear and Non-linear Models*, Springer International Publishing.
- Belingardi, G., Gastaldin, D., Mertella, P., Peroni, L., 2003, *Multibody analysis of M3 bus rollover: structural behavior and passenger injury risk*, 18th International Technical Conference on Enhanced Safety of Vehicles, ESV, Nagoya, Japan, Paper No. 288.
- Contran, 2013. *Resolução Contran n.º 445 de 25 de junho de 2013*. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/download/Resolucoes/Resolucao4452013.pdf>>. Acesso em 12 de fevereiro de 2015.
- Denatran, 2016. *Departamento Nacional de Trânsito, Frota*. Disponível em: <<http://www.denatran.gov.br/frota.htm>>. Acesso em 21 de Maio de 2016.
- Go Bus, 2016. *Blog Go Bus em branco*. Disponível em: <<http://gobusbranco.blogspot.com.br/2011/06/paradiso-g7-1200-scania-k113tl.html>>. Acesso em 22 de Março de 2016.
- Inmetro, 2004. *Portaria Inmetro n.º 30 de 22 de janeiro de 2004*. Disponível em: <<http://www.inmetro.gov.br/legislacao/rtac/pdf/RTAC000880.pdf>>. Acesso em 13 de outubro de 2015.
- Marcopolo, 2016. *Catálogo Paradiso G7 1200*. Disponível em: <http://www.marcopolo.com.br/marcopolo/produtos/produto/paradiso_1200>. Acesso em 15 de junho de 2016.
- Micu, D. A., Iozsa, D. M., 2014, *Quasi-static simulation approaches on rollover impact of a bus structure*, WSEAS, ACMOS, Brasov, Romania.
- ONSV, 2014. *Observatório Nacional de Segurança Viária, Retrato da Segurança Viária no Brasil - 2014*. Disponível em: <<http://onsv.org.br/portaldados/downloads/retrato2014.pdf>>. Acesso em 20 de Maio de 2015.
- Tech, T.W., Iturrioz, I., Meira Júnior, A.D., 2007, *Numerical Simulation of Bus Rollover*, Congresso SAE Brasil 2007 – Society of Automotive Engineers, São Paulo, Brasil
- UNECE, 2014. *United Nations Economic Commission for Europe. ECE Regulation No. 66*. Disponível em: <<http://www.unece.org/fileadmin/DAM/trans/main/wp29/wp29regs/r066r1e.pdf>>. Acesso em 12 de fevereiro de 2015.