

# DESENVOLVIMENTO DE UM CHASSIS AUTOMOTIVO PARA UM VEÍCULO ELÉTRICO DE PEQUENO PORTE

FERNANDO SOUZA SOARES<sup>1</sup>  
LUIZ CARLOS GERTZ<sup>2</sup>  
ANDRE CERVIERI<sup>3</sup>  
ANTÔNIO FLÁVIO RODRIGUES AIRES<sup>3</sup>  
MARILIA AMARAL DA SILVEIRA<sup>4</sup>

## RESUMO

*Este artigo trata do estudo e do desenvolvimento de um chassi automotivo e da determinação de sua rigidez torcional teórica e experimental. O chassi foi projetado com a ajuda de técnicas de análise numérica, que permitiram a obtenção de sua rigidez torcional teórica. Com base nos resultados teóricos, o chassi foi construído e sua rigidez torcional foi medida. Os valores numéricos e experimentais foram comparados. Os valores numéricos resultaram 22% superiores aos valores experimentais. Essa diferença foi causada pela tensão residual nas regiões soldadas dos tubos do chassi, e que não foram representadas no modelo numérico.*

**Palavras-chave:** Chassis automotivo, rigidez torcional, modelamento numérico, resultados experimentais.

## ABSTRACT

*This paper focuses the study and the development of an automotive chassis and the determination of its theoretical and experimental torsional stiffness. The chassis was designed with the aid of a numerical analysis that allowed computing the theoretical torsional stiffness. Based on the theoretical results, the chassis was constructed and the torsional stiffness was measured. The numerical and experimental values were compared. The numerical values resulted 22% higher than the experimental ones. That difference was due to the residual stress on the welded regions of the pipes of the chassis, not represented on the numerical model.*

**Keywords:** Chassis, torsional stiffness, numerical modeling, experimental results.

<sup>1</sup> Engenheiro Mecânico formado pelo curso de Engenharia Mecânica Automotiva/ULBRA – Bolsista PROICT/ULBRA no ano de 2011

<sup>2</sup> Professor – Orientador do curso de Engenharia Mecânica/ULBRA (gertzx@gmail.com)

<sup>3</sup> Professor do curso de Engenharia Mecânica/ULBRA

<sup>4</sup> Professora do curso de Engenharia Elétrica/ULBRA

## INTRODUÇÃO

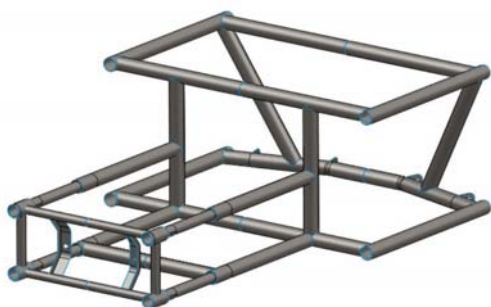
O chassis é o componente básico de um veículo automotivo. Ele consiste de uma estrutura interna que recebe todos os outros componentes do veículo e deve suportar todas as cargas mecânicas, de forma a garantir segurança aos ocupantes, o correto fechamento das portas e a operação dos sistemas de direção e suspensão (MILLIKEN, 1995). A Figura 1 mostra um desenho de um chassis desenvolvido para um veículo automotivo de pequeno porte.

A rigidez torcional é considerada um parâmetro de eficiência clássico na avaliação de chassis veiculares. A finalidade da rigidez torcional de um chassis é proporcionar uma plataforma rígida para o funcionamento da suspensão. A suspensão de um automóvel oferece resistências à rolagem da carroceria diferentes nos dois eixos. Por conseqüência, as transferências laterais de carga típicas em curvas são diferentes na traseira e na dianteira, o que gera momentos torçores sobre o chassis. Este é o fenômeno dinâmico da torção em estruturas veiculares que ocorre nas curvas (MILLIKEN, 1995).

O chassis adequadamente rígido transfere esforços entre os eixos sem se deformar significativamente, o que proporciona ao veículo comportamento dinâmico estável e previsível. A rigidez deve ser dimensionada em função das características do veículo, considerando a magnitude das forças agindo sobre este nas condições de uso projetadas. Rigidez extra é interessante, mas se torna pouco desejável a partir do ponto em que agrega massa desnecessária ao chassis (MILLIKEN, 1995). Na maioria dos casos, a rigidez torcional é especialmente difícil de alcançar, principalmente em veículos que necessitam amplos vãos livres para acomodar passageiros e carga. Desse modo, a relação entre massa e rigidez torcional de um chassi é o fator que determina, de forma simples, a eficiência da estrutura (BROWN, 2002).

O projeto do qual trata este trabalho teve por objetivos estudar, desenvolver e construir um chassis automotivo para um veículo elétrico de pequeno porte, incluindo a caracterização de sua rigidez torcional teórica e experimental.

**Figura 1.** Chassis automotivo desenvolvido para um veículo de pequeno porte.



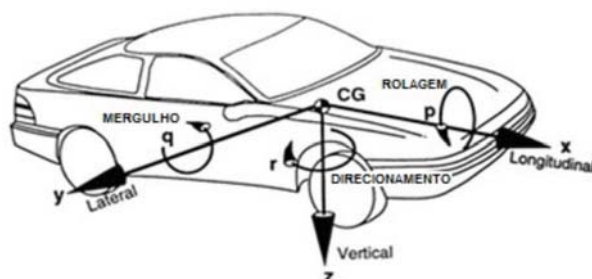
No trabalho aqui apresentado, a fundamentação teórica sobre propriedades mecânicas e solicitações em chassis veiculares foi desenvolvida a partir de Brown (2002), Gillespie (1992) e Milliken (1995). Teoria e estudos referentes à modelagem numérica pelo método de elementos finitos foram desenvolvidos com base em Gamboa (2009), Souza (2003) e os guias Femap Structural (2002) e MSC Nastran (2003).

## CHASSIS AUTOMOTIVO

Devido aos diferentes tipos de cargas aplicados a um veículo automotivo em operação, as características mecânicas de um chassis são definidas por diferentes conceitos de rigidez (BROWN, 2002). As principais cargas mecânicas que atuam sobre um chassis automotivo são apresentadas na Figura 2 e descritas a seguir:

- tração e compressão através do eixo  $x$ , devido a esforços de frenagem e aceleração;
- tração e compressão através do eixo  $y$ , devidos às forças reativas dos pneus durante curvas, ocorrendo tração nas fixações da suspensão no lado interno e compressão no lado externa à curva, supondo os quatro pneus em contato com a pista;
- flexão em torno do eixo  $y$ , durante frenagens e acelerações, quando há transferência longitudinal de carregamento, ou ao trafegar sobre obstáculos (lombadas);
- flexão em torno do eixo  $x$ , durante curvas, quando a aceleração centrípeta da carroceria provoca transferência lateral de carregamento;
- torção em torno do eixo  $x$ , ao percorrer curvas ou trafegar em terreno irregular. A Figura 3 mostra uma pista de teste. O chassis do carro está sendo submetido à torção em torno do eixo  $x$ , em função das irregularidades da pista.

**Figura 2.** Sistema de coordenadas fixas do veículo (Gillespie, 1992).



**Figura 3.** Torção aplicada ao chassi de um carro em uma pista de testes (Brown, 2002).



Na avaliação da eficiência de chassis automotivos, adotam-se como padrão de referência as propriedades descritas a seguir:

- Rigidez à flexão (em torno do eixo  $y$ ), que relaciona o deslocamento sofrido pela carroceria fixada em uma extremidade e submetida na outra extremidade à carga estática simétrica em relação ao plano  $zx$ .
- Rigidez à torção (em torno de  $x$ ) que relaciona o deslocamento angular sofrido pela carroceria fixada em uma extremidade e submetida na outra a um torque puro em torno de seu eixo longitudinal.

Na Figura 4 é apresentada a fotografia de um veículo esportivo percorrendo uma curva. A roda dianteira suspensa torna clara a diferença entre as transferências laterais de carregamento nos dois eixos. A figura ilustra o fenômeno da sollicitação por torção durante curva.

**Figura 4.** Torção durante curva (www.booklandspeed.com).



## O MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Com o aumento dos padrões de exigência sobre chassis veiculares referentes à rigidez, leveza e segurança, estas estruturas alcançaram formas construtivas complexas ao tornarem-se mais eficientes. No desenvolvimento de chassis veiculares modernos, os programas de análise estrutural por modelagem numérica são amplamente utilizados. Esta ferramenta não elimina a necessidade dos testes em protótipos, mas reduz custos e acelera a fase de projeto ao gerar protótipos mais eficientes. Para aplicação correta deste método, cabe ao projetista conhecer as características de operação e limitações dos modelos numéricos. A comparação entre medições experimentais e resultados numéricos é a prática adotada na validação das análises estruturais computacionais.

O Método dos Elementos Finitos, MEF, consiste em uma aproximação numérica para a resolução de equações diferenciais por integração. Tal método é aplicado a partir da divisão de um sistema ou conjunto físico a ser analisado em partes discretas menores (discretização do modelo), denominadas de elementos finitos (SILVA, 2001). Os elementos que caracterizam o sistema físico são conectados através de pontos denominados pontos nodais (nós), mas não somente haverá pontos nodais nas conexões, estes podem existir também dentro dos elementos. O conjunto de elementos finitos e pontos nodais é denominado de malha (SOUZA, 2003).

O uso de modelos numéricos na análise da distribuição de tensões e rigidez de chassis automotivos tem sido um processo amplamente empregado. Isto se deve à possibilidade de obter-se informações teóricas que podem ser aplicadas no projeto da geometria do chassis, e a influência de modificações feitas nessa geometria. Al Hakeem, 1991, aplicou a modelagem numérica ao estudo da distribuição de tensões em longarinas de chassis de um veículo comercial, solicitadas por carregamentos longitudinais. Castro, 2008, usou segmentos de longarina de estrutura veicular do tipo monobloco, simplificando sua geometria por razões práticas. O autor compara valores de tensão obtidos numericamente e experimentalmente através de extensômetros (strain gages). Thompson, 1998, desenvolveu uma plataforma para medição de rigidez torcional em chassis da categoria NASCAR e comparou valores de rigidez obtidos numericamente e experimentalmente para a estrutura, sob condições de contorno adequadamente reproduzidas no programa de análise estrutural.

## MATERIAL E MÉTODOS

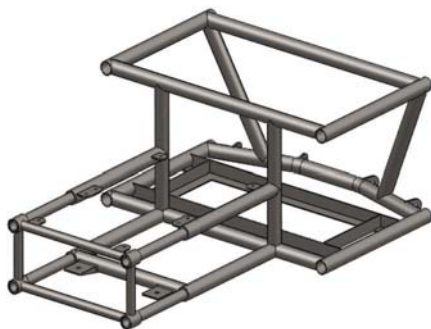
O chassis de que trata este artigo foi desenvolvido para um veículo elétrico de pequeno porte, para um ocupante, destinado a trafegar em separado das vias urbanas, em ambiente universitário ou empresarial. Alimentado por bateria automotiva, o peso total do veículo com condutor é estimado em 1500 N e sua velocidade máxima em aproximadamente 30 km/h. Concebido para receber suspensão do tipo “Braços sobrepostos” (Double Wishbone) na dianteira e “Braço Semi-Arrastado” (Semi Trailing Arm) na traseira, o chassis é construído em tubos de aço e apresenta geometria simples. O vão sob o acento aloja a bateria. A Figura 5a apresenta um desenho do carro elétrico e a Figura 5b, apenas o chassis do veículo.

**Figura 5.** (a) Desenho em CAD do carro com elementos básicos, e (b) desenho em CAD do chassis.

(a)



(b)



Os braços da suspensão dianteira são montados coaxialmente aos tubos do chassis, o que confere melhores propriedades estéticas ao protótipo mas gera a necessidade de um quadro frontal estrutural montado após as balanças. No desenvolvimento do chassis, como propriedade comparativa utilizou-se a rigidez torcional da estrutura, parâmetro de eficiência clássico na avaliação de chassis veiculares. A rigidez foi calculada através de um modelo numérico e medida experimentalmente, a partir dos deslocamentos angulares gerados por torques conhecidos.

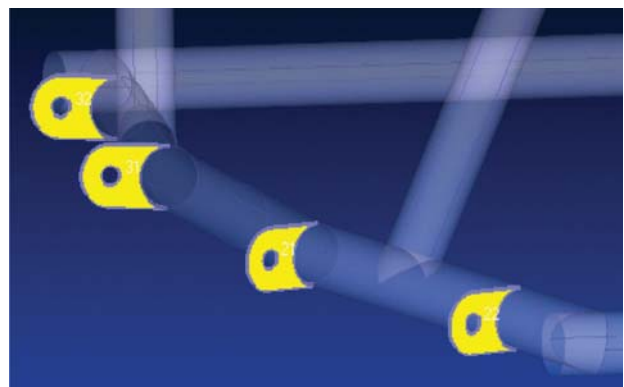
## MODELAGEM NUMÉRICA DO CHASSIS

Para possibilitar a análise numérica, o chassis do protótipo foi desenhado com auxílio do programa de CAD SolidWorks. Através dele, foram definidas as posições das partes mecânicas e elétricas, permitindo que o condutor ficasse em posição confortável e segura. A geometria do chassis foi então trabalhada para que pudesse ser utilizada em um programa de análise estrutural que utiliza o Método dos Elementos Finitos. Neste programa são geradas as malhas, e são aplicadas condições de contorno (carregamentos e restrições para análises de torção). Em análises estruturais através de modelagem numérica, a discretização do domínio em elementos bidimensionais é a prática mais amplamente utilizada. Para a análise estrutural aqui discutida, foi utilizado o grupo de elementos bidimensionais CQUAD4 (quadrado) e CTRIA3 (triangular), comumente referidos como elementos de placas e cascas, apresentando um nó por vértice (MD Nastran User's Guide, 2003).

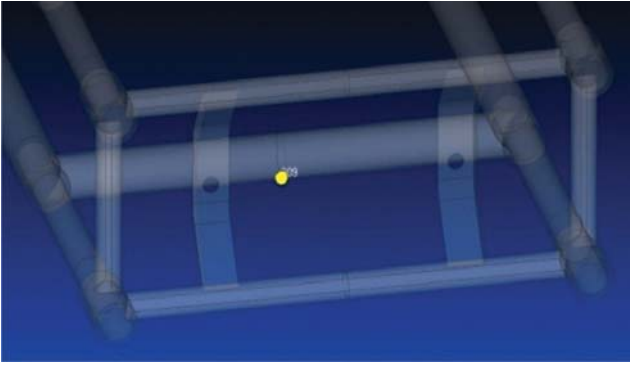
A comparação correta entre os resultados obtidos pelo método experimental e numérico requer que as condições de contorno aplicadas ao modelo numérico reproduzam as condições da medição experimental tão exatamente quanto possível. Também as propriedades geométricas da estrutura devem ser fielmente reproduzidas. Desse modo, baseado nos deslocamentos que devem ser verificados experimentalmente, o modelo de chassis teve as superfícies das fixações da suspensão traseira engastadas e foi apoiado ao centro do tubo transversal inferior dianteiro. O apoio se dá na forma de restrição dos movimentos de translação do ponto mais inferior da seção central do tubo. Na Figura 6(a) são mostradas as superfícies engastadas destacadas em amarelo e na Figura 6(b), o ponto de apoio destacado na mesma cor.

**Figura 6.** (a) Superfícies engastadas e (b) ponto de apoio.

(a)



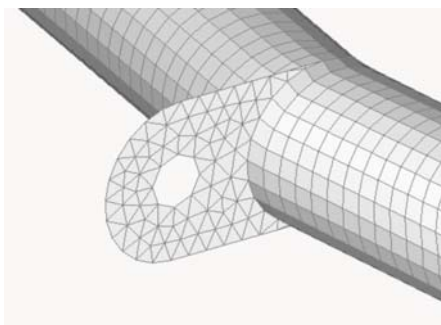
(b)



As forças foram aplicadas em arestas coincidentes com as regiões de apoio dos cabos de aço no chassi, localizadas a 30 mm de distância do quadro frontal por questões de espaço na medição experimental. A partir do diâmetro e comprimento da superfície a ser discretizada, o programa calculou o tamanho mínimo indicado aos elementos constituintes da malha. Ao atribuir propriedades às superfícies constituintes do chassi, como a espessura das paredes dos tubos, o tamanho indicado aos elementos de cada superfície foi mantido para o primeiro conjunto de análises. As superfícies de fixação da suspensão traseira foram discretizadas em elementos triangulares devido ao fato destes formarem malha mais homogênea. O restante do chassi foi discretizado em elementos de placa quadrados.

Após o primeiro conjunto de análises, com tamanhos de elemento indicados pelo software, o procedimento foi repetido com a geometria discretizada em elementos quadrados com 4 mm e 2 mm de aresta. Foi verificada uma diferença de 1,5% entre os deslocamentos calculados, o que indica independência de malha. Na Figura 7 é apresentado o detalhe da malha das fixações da suspensão traseira.

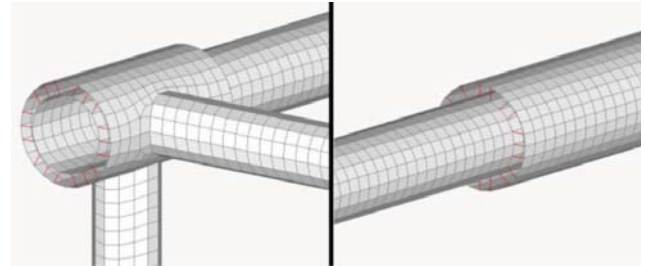
**Figura 7.** Malha nas fixações da suspensão traseira.



Para simular contato entre o quadro frontal e os tubos dianteiros do chassi, as arestas das superfícies de contato tiveram seus pontos nodais conectados por elementos unidimensionais indeformáveis, viabilizando a transmissão de esforços entre as estruturas. A mesma estratégia foi aplicada na simulação do contato entre

os tubos dianteiros de menor diâmetro, onde se encaixa a suspensão, e os tubos de diâmetro maior do chassi. Na Figura 8 são apresentadas as conexões por elementos unidimensionais indeformáveis, onde estes são visualizados como linhas brancas conectando arestas às superfícies adjacentes.

**Figura 8.** Conexão por elementos unidimensionais.



## TESTES DO PROTÓTIPO

O chassi foi construído com base nos resultados obtidos na análise numérica. A Figura 9(a) mostra o protótipo do carro com chassi com suspensão dianteira e sistema de direção montados e a figura 9(b), o chassi apresentado separadamente.

**Figura 9.** (a) Chassi com suspensão dianteira e sistema de direção montados e (b) o chassi apresentado separadamente.

(a)



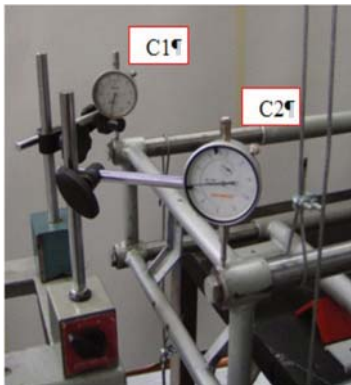
(b)



torção real da estrutura. A localização dos comparadores é apresentada nas Figuras 11(a) e 11(b).

**Figura 11.**(a) Comparadores dianteiros (C1 e C2) e (b) Comparador traseiro (C3).

(a)



(b)



Os torques gerados pela aplicação de pesos e os

deslocamentos angulares do chassi são calculados conforme as equações 1 e 2, respectivamente:

$$(1) \quad T = g(m_1 + m_2).l$$

$$(2) \quad \alpha = \text{Sin}^{-1} \left[ \frac{(d_1 + d_2/2)}{l_d} - \frac{d_3}{l_t} \right]$$

Onde  $T$  é o torque aplicado ao chassi [Nm];  $g$  é a aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ];  $m_1, m_2$  são as massas semelhantes (diferença máxima de 0,3%) penduradas em lados opostos do chassi [kg];  $l_d$  é o braço de alavanca do centro do chassi até o ponto de aplicação do peso [m];  $l_t$  é o braço de alavanca do centro do chassi até o ponto de apoio do comparador traseiro [m];  $\alpha$  é o deslocamento angular do chassi [ $^\circ$ ];  $d_1, d_2$  são os deslocamentos verticais da extremidade dianteira do chassi [m];  $d_3$  é o deslocamento vertical junto a fixação traseira do chassi [m].

## RESULTADOS

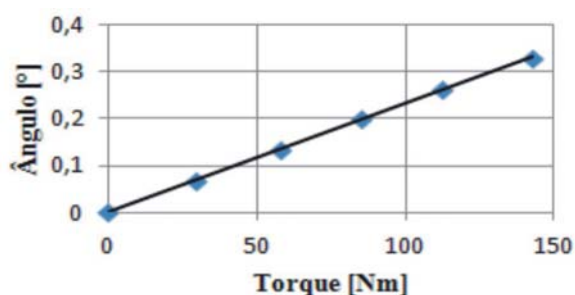
Os resultados da análise estrutural numérica com elementos de 2 mm de aresta são visualizados na Tabela 1. Os deslocamentos nas fixações traseiras do chassi são nulos devido ao engaste aplicado.

**Tabela 1.** Torques aplicados, deslocamentos e ângulos obtidos numericamente.

Medição	Torque [Nm]	Deslocamento 1 [mm]	Deslocamento 2 [mm]	Ângulo de Torção Calculado [ $^\circ$ ]
1ª	29,8	-0,20	0,20	0,07
2ª	57,8	-0,39	0,39	0,13
3ª	85,5	-0,57	0,57	0,20
4ª	112,5	-0,75	0,75	0,26
5ª	142,6	-0,95	0,95	0,33

Os dados da Tabela 1 produziram o gráfico da rigidez torcional teórica, que representa o comportamento do ângulo de torção em função do torque, mostrado na Figura 12.

**Figura 12.** Gráfico da rigidez torcional obtida numericamente.



Observa-se na Figura 12 o comportamento linear da rigidez torcional do modelo, cuja equação da reta indica que  $\alpha = 0,0023.T$ , que resulta na rigidez torcional teórica calculada por:

$$k = \frac{1}{0,0023} \cong 435 \frac{Nm}{0}$$

Na conclusão da etapa de projeto, o grau de concordância entre as propriedades da estrutura real e os resultados numéricos que orientaram seu dimensionamento deve ser avaliado. As análises procedidas têm em foco a propriedade de rigidez torcional, verificada a partir dos deslocamentos provocados por aplicação de torques conhecidos ao

chassis. Os resultados dos testes do chassis, com os valores dos torques aplicados, deslocamentos verticais medidos e

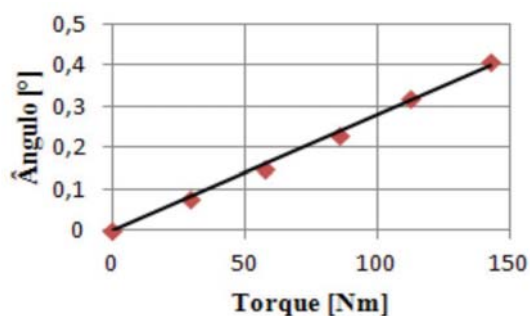
ângulos de torção calculados são apresentados na Tabela 2, com  $l_1 = 0,165m$ ,  $l_2 = 0,265m$  e  $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ .

**Tabela 2.** Torques aplicados, deslocamentos e ângulos de torção medidos.

Medição	Torque [Nm]	Deslocamento C1 (descendente) [mm]	Deslocamento C2 (ascendente) [mm]	Deslocamento C3 (ascendente) [mm]	Ângulo de Torção [°]
1ª	29,8	-0,22	0,21	0,0	0,08
2ª	57,8	-0,42	0,43	0,01	0,15
3ª	85,5	-0,66	0,66	0,01	0,23
4ª	112,5	-0,90	0,93	0,02	0,32
5ª	142,6	-1,15	1,20	0,02	0,40

Com os dados da Tabela 2, foi gerado o gráfico de rigidez torcional medida, apresentado na Figura 13, com linha de tendência.

**Figura 13.** Rigidez torcional medida e linha de tendência.

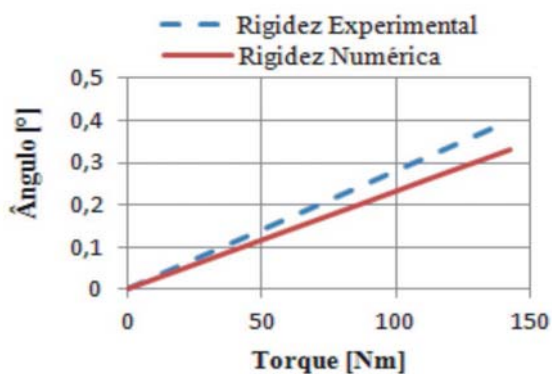


A equação resultante da linha de tendência indica que  $\alpha = 0,0028 \cdot T$ , o que permite calcular a rigidez torcional linear através de:

$$k = \frac{\Delta T}{\Delta \alpha} = \frac{T_5 - T_1}{\alpha_5 - \alpha_1} = \frac{1}{0,0028} \cong 357 \frac{Nm}{0}$$

Na Figura 14 apresenta-se o gráfico da rigidez torcional obtida numericamente e através das medições experimentais.

**Figura 14.** Gráfico da rigidez numérica e experimental.



## CONCLUSÕES

A rigidez obtida a partir do modelo numérico é aproximadamente 22% maior do que a rigidez medida experimentalmente. Esta diferença é atribuída às tensões residuais nas regiões soldadas, como as próprias costuras dos tubos, omitidas na simulação, e também à dificuldade de reproduzir exatamente as condições de contorno do processo experimental, como a parcela de força sustentada pelo eixo da roldana, que não é transmitida ao chassis. Para fins de dimensionamento estrutural, o grau de concordância verificado entre os valores de rigidez, considerando a rapidez de obtenção dos resultados numéricos e a acessibilidade dos recursos de hardware utilizados, indica adequação razoável do modelo numérico gerado.

No projeto automobilístico moderno, os programas de modelagem numérica pelo método de elementos finitos se tornam ferramentas de grande valor por proporcionar resultados rápidos, acelerando as atividades de projeto. Compreendendo as hipóteses sobre as quais o método de elementos finitos se fundamenta, o projetista é capaz de avaliar criticamente os resultados das análises estruturais, verificando a validade de um modelo a partir de comparação com ensaio experimental. Os procedimentos aqui apresentados possibilitaram avaliar o grau de concordância entre a rigidez torcional medida no chassis real e a rigidez obtida numericamente. Os resultados obtidos durante este trabalho indicam a modelagem numérica por elementos bidimensionais como ferramenta de exatidão razoável no dimensionamento estrutural veicular, indicada especialmente na avaliação.

## REFERÊNCIAS

- AL HAKEEM, Ali Hashim. Structural Analysis of Truck Chassis Frames Under Longitudinal Loads Considering Bimoment Effects, Tese de PH.D., Reino Unido, 1991.
- BROWN, Jason C.; ROBERTSON, A. John; SERPENTO, Stan T. **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**, Ed: Butterworth Heinemann, London, 2002.
- CASTRO, Márcio Schneider. **Uma Metodologia para Melhoria da Rigidez Torcional de Componentes Estruturais Automotivos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.
- FEMAP Structural, **Verification Guide**, 2002.
- GAMBOA, Pedro V. **Placas e Cascas**, Departamento de Ciências Aeroespaciais, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2009.
- GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1992.
- MILLIKEN, W.F; MILLIKEN, D.L. **Race Car Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., 3<sup>o</sup> Edition, USA, 1995.
- MSC. Nastran Linear Static Analysis User's Guide, 2003.
- SOUZA, Remo Magalhães. **O Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**, Universidade Federal do Pará, Belém, 2003.
- SILVA, José Guilherme Santos, et. All. **Análise Estrutural de Chassis de Veículos Pesados com Base no Emprego do Programa Ansys**, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.
- THOMPSON, Lonny L.; LAMPERT, Jon K.; LAW, E. Harry. **Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1998.
- [www.booklandsspeed.com](http://www.booklandsspeed.com), visitado em novembro de 2011.



Como verificado na Figura 9, o chassi apresenta geometria simples, de forma a manter-se tão leve quanto possível. Os arranjos quadrados formados pelos tubos que se interceptam são pouco favoráveis a rigidez torcional, entretanto, devido às reduzidas dimensões, massa e velocidade do veículo, prevê-se que este seja adequadamente rígido às solicitações mecânicas típicas de tráfego.

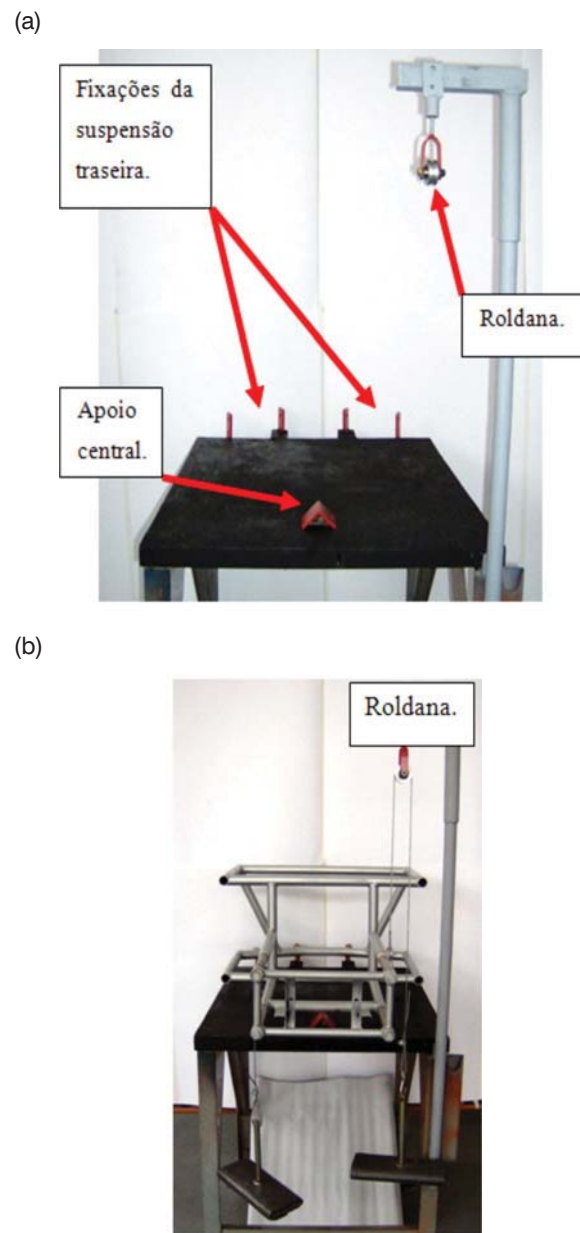
O chassi foi construído em tubos de aço AISI 1020 com costura, 32 mm de diâmetro e 2 mm de espessura de parede. As fixações da suspensão traseira são chapas planas com 6,5 mm de espessura e os tubos onde são montadas as balanças da suspensão dianteira tem 24 mm de diâmetro e 1,5 mm de parede. Os tubos constituintes do quadro frontal tem 20 mm de diâmetro e 2 mm de espessura.

A medição da rigidez à torção de um chassi consiste na medição dos deslocamentos angulares (ângulo de torção) da estrutura submetida a um torque puro ao redor de seu eixo longitudinal. Torque puro é o torque gerado por forças verticais de igual magnitude aplicadas em sentidos opostos nas fixações traseiras e dianteiras da suspensão. Usualmente, o chassi é preso pelas fixações da suspensão traseira e o carregamento ou deslocamento é aplicado às fixações da suspensão dianteira. Portanto, a rigidez torcional da estrutura é medida na porção situada entre as fixações da suspensão. Thompson (1998), ao trabalhar com chassis tubular de carro da categoria NASCAR, desenvolveu uma plataforma para medição de rigidez torcional de chassi que consiste em quatro suportes montados nas fixações da suspensão e parafusados ao chão, dois dos quais com regulagem de altura. No modelo desenvolvido neste trabalho, os suportes são fixados ao chassi através de juntas esféricas, que restringem translação em todas as direções mas mantém rotação livre. Enquanto os suportes traseiros são engastados no chão, os dianteiros tem giro livre ao redor do eixo y.

Para a medição da rigidez torcional do chassi aqui abordado, a estrutura foi montada sobre bancada com as esperas da suspensão traseira fixas por parafusos e a porção dianteira apoiada ao centro sobre cantoneira de aço. A bancada de testes, mesa metálica de estrutura robusta, foi parafusada ao chão, aumentando sua rigidez e minimizando possíveis influências nas medições. Forças verticais de igual magnitude e sentidos opostos foram então aplicadas ao chassi através de cabos de aço e roldana, onde massas semelhantes foram penduradas. Os deslocamentos verticais da estrutura foram medidos através de comparadores, com resolução de centésimo de milímetro, localizados em três posições distintas. Os comparadores foram fixados em estruturas independentes da bancada de teste, a fim de evitar influência de possíveis deslocamentos da bancada nas medições. A bancada de

testes e o chassi com torque aplicado são mostrados nas Figuras 10(a) e 10(b), respectivamente.

**Figura 10.** (a) Bancada de testes e (b) chassi montado sobre bancada com pesos aplicados.

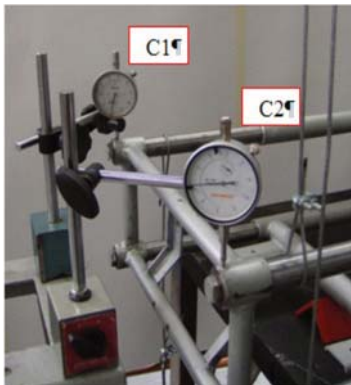


A utilização de massas como fonte de força para gerar torque é adequada neste caso devido às dimensões reduzidas e flexibilidade do chassi, projetado para solicitações mecânicas pequenas em comparação a veículos mais pesados e velozes. As massas consistem em chapas de chumbo enroladas, penduradas aos cabos de aço através de suportes. Os deslocamentos da estrutura foram medidos em três pontos diferentes, estando dois comparadores localizados na extremidade dianteira e um localizado sobre fixação traseira. O propósito do terceiro comparador foi o de verificar deslocamentos nas fixações do chassi à bancada, possibilitando então subtrair o ângulo de torção traseiro do dianteiro e obter o ângulo de

torção real da estrutura. A localização dos comparadores é apresentada nas Figuras 11(a) e 11(b).

**Figura 11.**(a) Comparadores dianteiros (C1 e C2) e (b) Comparador traseiro (C3).

(a)



(b)



Os torques gerados pela aplicação de pesos e os

deslocamentos angulares do chassi são calculados conforme as equações 1 e 2, respectivamente:

$$(1) \quad T = g(m_1 + m_2).l$$

$$(2) \quad \alpha = \text{Sin}^{-1} \left[ \frac{(d_1 + d_2/2)}{l_d} - \frac{d_3}{l_t} \right]$$

Onde  $T$  é o torque aplicado ao chassi [Nm];  $g$  é a aceleração da gravidade [ $\text{m/s}^2$ ];  $m_1, m_2$  são as massas semelhantes (diferença máxima de 0,3%) penduradas em lados opostos do chassi [kg];  $l_d$  é o braço de alavanca do centro do chassi até o ponto de aplicação do peso [m];  $l_t$  é o braço de alavanca do centro do chassi até o ponto de apoio do comparador traseiro [m];  $\alpha$  é o deslocamento angular do chassi [ $^\circ$ ];  $d_1, d_2$  são os deslocamentos verticais da extremidade dianteira do chassi [m];  $d_3$  é o deslocamento vertical junto a fixação traseira do chassi [m].

## RESULTADOS

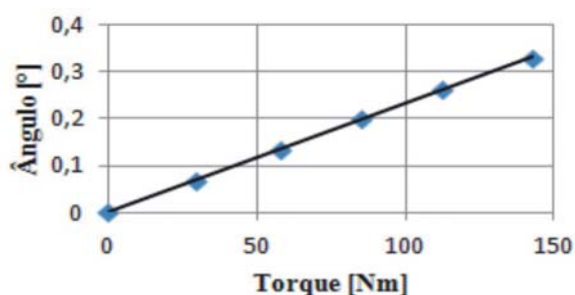
Os resultados da análise estrutural numérica com elementos de 2 mm de aresta são visualizados na Tabela 1. Os deslocamentos nas fixações traseiras do chassi são nulos devido ao engaste aplicado.

**Tabela 1.** Torques aplicados, deslocamentos e ângulos obtidos numericamente.

Medição	Torque [Nm]	Deslocamento 1 [mm]	Deslocamento 2 [mm]	Ângulo de Torção Calculado [ $^\circ$ ]
1ª	29,8	-0,20	0,20	0,07
2ª	57,8	-0,39	0,39	0,13
3ª	85,5	-0,57	0,57	0,20
4ª	112,5	-0,75	0,75	0,26
5ª	142,6	-0,95	0,95	0,33

Os dados da Tabela 1 produziram o gráfico da rigidez torcional teórica, que representa o comportamento do ângulo de torção em função do torque, mostrado na Figura 12.

**Figura 12.** Gráfico da rigidez torcional obtida numericamente.



Observa-se na Figura 12 o comportamento linear da rigidez torcional do modelo, cuja equação da reta indica que  $\alpha = 0,0023.T$ , que resulta na rigidez torcional teórica calculada por:

$$k = \frac{1}{0,0023} \cong 435 \frac{Nm}{0}$$

Na conclusão da etapa de projeto, o grau de concordância entre as propriedades da estrutura real e os resultados numéricos que orientaram seu dimensionamento deve ser avaliado. As análises procedidas têm em foco a propriedade de rigidez torcional, verificada a partir dos deslocamentos provocados por aplicação de torques conhecidos ao

chassis. Os resultados dos testes do chassis, com os valores dos torques aplicados, deslocamentos verticais medidos e

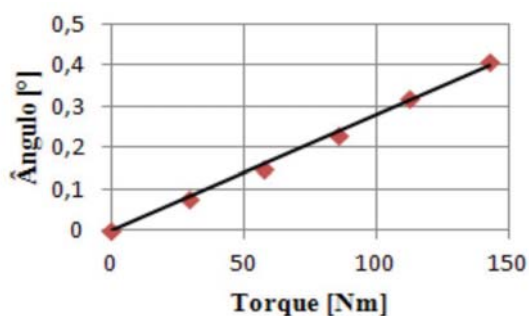
ângulos de torção calculados são apresentados na Tabela 2, com  $l_1 = 0,165m$ ,  $l_2 = 0,265m$  e  $g = 9,81 \frac{m}{s^2}$ .

**Tabela 2.** Torques aplicados, deslocamentos e ângulos de torção medidos.

Medição	Torque [Nm]	Deslocamento C1 (descendente) [mm]	Deslocamento C2 (ascendente) [mm]	Deslocamento C3 (ascendente) [mm]	Ângulo de Torção [°]
1ª	29,8	-0,22	0,21	0,0	0,08
2ª	57,8	-0,42	0,43	0,01	0,15
3ª	85,5	-0,66	0,66	0,01	0,23
4ª	112,5	-0,90	0,93	0,02	0,32
5ª	142,6	-1,15	1,20	0,02	0,40

Com os dados da Tabela 2, foi gerado o gráfico de rigidez torcional medida, apresentado na Figura 13, com linha de tendência.

**Figura 13.** Rigidez torcional medida e linha de tendência.

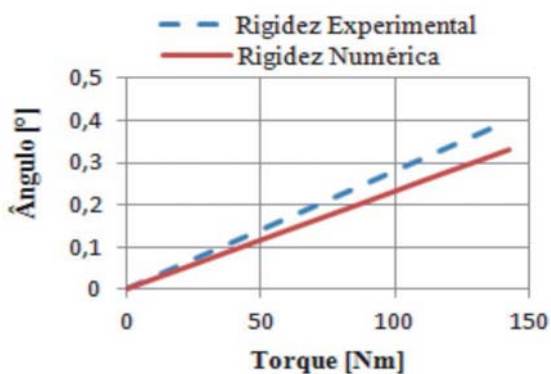


A equação resultante da linha de tendência indica que  $\alpha = 0,0028 \cdot T$ , o que permite calcular a rigidez torcional linear através de:

$$k = \frac{\Delta T}{\Delta \alpha} = \frac{T_5 - T_1}{\alpha_5 - \alpha_1} = \frac{1}{0,0028} \cong 357 \frac{Nm}{0}$$

Na Figura 14 apresenta-se o gráfico da rigidez torcional obtida numericamente e através das medições experimentais.

**Figura 14.** Gráfico da rigidez numérica e experimental.



## CONCLUSÕES

A rigidez obtida a partir do modelo numérico é aproximadamente 22% maior do que a rigidez medida experimentalmente. Esta diferença é atribuída às tensões residuais nas regiões soldadas, como as próprias costuras dos tubos, omitidas na simulação, e também à dificuldade de reproduzir exatamente as condições de contorno do processo experimental, como a parcela de força sustentada pelo eixo da roldana, que não é transmitida ao chassis. Para fins de dimensionamento estrutural, o grau de concordância verificado entre os valores de rigidez, considerando a rapidez de obtenção dos resultados numéricos e a acessibilidade dos recursos de hardware utilizados, indica adequação razoável do modelo numérico gerado.

No projeto automobilístico moderno, os programas de modelagem numérica pelo método de elementos finitos se tornam ferramentas de grande valor por proporcionar resultados rápidos, acelerando as atividades de projeto. Compreendendo as hipóteses sobre as quais o método de elementos finitos se fundamenta, o projetista é capaz de avaliar criticamente os resultados das análises estruturais, verificando a validade de um modelo a partir de comparação com ensaio experimental. Os procedimentos aqui apresentados possibilitaram avaliar o grau de concordância entre a rigidez torcional medida no chassis real e a rigidez obtida numericamente. Os resultados obtidos durante este trabalho indicam a modelagem numérica por elementos bidimensionais como ferramenta de exatidão razoável no dimensionamento estrutural veicular, indicada especialmente na avaliação.

## REFERÊNCIAS

AL HAKEEM, Ali Hashim. Structural Analysis of Truck Chassis Frames Under Longitudinal Loads Considering Bimoment Effects, Tese de PH.D., Reino Unido, 1991.

BROWN, Jason C.; ROBERTSON, A. John; SERPENTO, Stan T. **Motor Vehicle Structures: Concepts and Fundamentals**, Ed: Butterworth Heinemann, London, 2002.

CASTRO, Márcio Schneider. **Uma Metodologia para Melhoria da Rigidez Torcional de Componentes Estruturais Automotivos**, Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

FEMAP Structural, **Verification Guide**, 2002.

GAMBOA, Pedro V. **Placas e Cascas**, Departamento de Ciências Aeroespaciais, Universidade da Beira Interior, Covilhã, Portugal, 2009.

GILLESPIE, Thomas D. **Fundamentals of Vehicle Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1992.

MILLIKEN, W.F; MILLIKEN, D.L. **Race Car Dynamics**, Society of Automotive Engineers Inc., 3<sup>o</sup> Edition, USA, 1995.

MSC. Nastran Linear Static Analysis User's Guide, 2003.

SOUZA, Remo Magalhães. **O Método dos Elementos Finitos Aplicado ao Problema de Condução de Calor**, Universidade Federal do Pará, Belém, 2003.

SILVA, José Guilherme Santos, et. All. **Análise Estrutural de Chassis de Veículos Pesados com Base no Emprego do Programa Ansys**, Universidade do Estado do Rio de Janeiro, Rio de Janeiro, 2001.

THOMPSON, Lonny L.; LAMPERT, Jon K.; LAW, E. Harry. **Design of a Twist Fixture to Measure the Torsional Stiffness of a Winston Cup Chassis**, Society of Automotive Engineers Inc., USA, 1998.

[www.booklandsspeed.com](http://www.booklandsspeed.com), visitado em novembro de 2011.