

Avaliação numérica do emprego de geometria alternativa na elaboração do flange de roda de um protótipo off-road do tipo mini-baja

Árlei Huebra Povoá ⁽¹⁾

Gláucio Cardoso Laun Nacif ⁽²⁾

André Luis Christoforo ⁽³⁾

Avelino Manuel da Silva Dias ⁽⁴⁾

Túlio Hallak Panzera ⁽⁵⁾

Resumo

A décima competição Baja SAE Brasil aconteceu em 2010 na cidade de Piracicaba (SP), reunindo cerca de mil e duzentos estudantes de engenharia, divididos em sessenta e seis equipes. Na competição o objetivo consiste em projetar e construir um protótipo recreativo, fora de estrada (*off-road*), monoposto, robusto, visando sua comercialização ao público entusiasta e não profissional. O veículo deve ser seguro, facilmente transportado e de simples manutenção e operação. Deve ser capaz de vencer terrenos acidentados em qualquer condição climática sem apresentar danos. A equipe Komiketo Baja SAE da Universidade Federal de São João del-Rei estreou nesta edição, ficando classificada entre as vinte melhores equipes. Um dos principais empecilhos para uma melhor colocação esteve relacionado ao flange da roda traseira, que devido ao grande esforço lateral nas curvas e principalmente em terrenos irregulares, veio a deformar-se plasticamente. Buscando corrigir falhas e aperfeiçoar o projeto estrutural, este trabalho objetivou o estudo numérico, segundo o Método dos Elementos Finitos, do desempenho mecânico do flange para uma nova geometria. Os resultados encontrados das simulações numéricas para a geometria proposta comprovam a sua

¹ Acadêmico de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São João Del-Rei, UFSJ, E-mail: arleipovoa@hotmail.com

² Acadêmico de Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São João Del-Rei, UFSJ, E-mail: glauciolaun@yahoo.com.br

³ Engenheiro Civil, Dr. em Engenharia de Estruturas, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São João Del-Rei, UFSJ, E-mail: alchristoforo@ufs.edu.br

⁴ Engenheiro Mecânico, Dr. em Engenharia Metalúrgica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do rio Grande do Norte, UFRN, E-mail: Avelino.dias@ct.ufrn.br

⁵ Engenheiro Mecânico, Dr. em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal de São João Del-Rei, UFSJ, E-mail: panzera@ufs.edu.br

superioridade em termos de desempenho mecânico, podendo ser empregada na elaboração do protótipo para competições futuras.

Palavras-chave: simulação computacional, projeto estrutural, componentes mecânicos, mini-baja.

Abstract

The Baja SAE Brazil competition takes place in Piracicaba (SP), which held its tenth edition in 2010, gathering around one thousand two hundred and engineering students, divided into sixty-six teams. In the competition the goal is to design and build a prototype recreational off-road, terminal, robust, aiming its marketing to the public and non-professional enthusiast. The vehicle must be safe, easily transported and simple maintenance and operation. Must be able to overcome rough terrain in any weather condition with no damage present. The Baja SAE team Komiketo of the Federal University of São Joao del-Rei debuted in this issue, being ranked among the top twenty teams. One of the main obstacles for better placement was related to the flange of the rear wheel, that due to the lateral cornering effort and especially on uneven ground, came to deform plastically. Seeking to correct faults and structural design, this paper aimed to the numerical analysis, according to the finite element method, the mechanical performance of the flange to a new geometry. The results of numerical simulations for the geometry proposed show its superiority in terms of mechanical performance, and can be used in developing the prototype for future competitions.

Keywords: *finite element analysis, structural design, mechanical components, mini-baja.*

Introdução

O projeto Baja SAE surgiu na Universidade da Carolina do Sul nos Estados Unidos, sob a direção do Dr. John F. Stevens, no ano de 1976. A Sociedade de Engenheiros Automotivos (SAE) é uma organização sem fins lucrativos, integrada por empresários, acadêmicos, e engenheiros que têm como foco o desenvolvimento e a disseminação de conhecimentos e técnicas relacionados à mobilidade.

Como parte das definições e do regulamento da competição Baja SAE Brasil (RBSB, 2009), veículos do tipo mini-baja devem possuir quatro ou mais rodas, sendo capazes de serem operados por pessoas de até 1,90 m e 113,4 Kg.

A necessidade de vencer obstáculos e de ter um carro robusto e resistente, fez com que a equipe Komiketo Baja da Universidade Federal de São João del-Rei se atentasse para o problema ocorrido na competição de 2010 com relação ao flange da roda traseira do veículo.

A prova de *suspension and traction*, consiste em percorrer um traçado sinuoso e com obstáculos, testando a capacidade de manobras e tração do veículo. O percurso da prova contém curvas abertas e fechadas, subidas, descidas, inclinações e obstáculos como areia, lama, pedras, costelas, troncos de árvore, entre outros, sendo esta uma das provas que mais exige robustez do veículo na competição.

Além de ter significativa importância quanto ao peso, as rodas, ou partes metálicas dos conjuntos dos pneus, são elementos de grande importância no veículo, dos quais dependem, em grande parte, das características de estabilidade de marcha assim como da eficácia de frenagem e, em parte, o comportamento da suspensão (MORAES FILHO, 2007).

Em veículos do tipo mini-baja o flange é responsável por transmitir o torque do eixo para a roda, e também de transmitir os esforços advindos dos meios de circulação do veículo para o sistema de suspensão.

A roda é relativamente o elemento de maior dimensão do veículo, sendo às vezes o de maior peso entre as massas não suspensas. Atualmente, o projeto de uma roda pode ser executado inicialmente com auxílio da ferramenta CAE (Computer Aided Engineering) através do Método dos Elementos Finitos (MEF), que permite submeter à peça a testes de resistência a tensões, em razão às complexas geometrias das rodas e a distribuição de carregamento atuante no componente, relacionada com a pressão interna do pneu e com os esforços associados ao contato pneu/via trafegável (MORAES FILHO, 2007). Com isso, há uma facilidade em alterar o projeto nos pontos em que sejam eventualmente observadas falhas (grandes concentrações de tensão), permitindo o ganho de tempo e a diminuição de eventuais custos com a fabricação de protótipos e ferramentais para ensaios.

Este trabalho tem como objetivo o estudo do comportamento estrutural do flange de roda do protótipo utilizado na competição Baja SAE Brasil 2010 e também, a proposição e o estudo

de uma nova geometria, projetada a partir de uma variação linear da seção transversal do componente, a fim de diminuir os níveis de concentradores de tensão e eliminar deformações plásticas no mesmo, como ocorrido com o flange do protótipo fabricado e utilizado nesta edição. O estudo é baseado nos fundamentos do MEF, ferramenta numérica fortemente empregada na análise de projetos estruturais e mecânicos.

Materiais e métodos

Procurou-se a divisão deste item em duas partes para uma melhor apresentação do conteúdo, sendo referentes às considerações de projeto e a simulação computacional.

Considerações de projeto

Definir os carregamentos que devem ser considerados em uma análise consiste em uma tarefa necessária para o projeto de qualquer estrutura ou componente mecânico. Existem dois tipos básicos de carregamento que podem ser considerados em uma análise estrutural: o carregamento estático e o dinâmico (MORAES FILHO, 2007).

Para estruturas sujeitas a carregamentos estáticos, o dimensionamento deve ser tal que a intensidade do carregamento suportado esteja abaixo do limite de resistência do material. Já para um componente submetido a tensões dinâmicas, torna-se necessária a consideração do efeito prejudicial causado pela variação alternada do carregamento (BOSCH, 2005).

De acordo com Bosch (2005), para o caso de uma roda, a definição do carregamento quanto a estático ou dinâmico é mais complexa, quando comparada a maioria dos componentes de um veículo, pois mesmo considerando um carregamento vertical estático, devido ao movimento de rotação da roda em torno de seu eixo, um ponto qualquer terá uma tensão variável ao longo de uma dada rotação, ficando em função de sua posição angular em relação ao ponto de contato entre pneu e via trafegável.

No caso em questão, considerou-se um carregamento estático, com todos os esforços atuando no ponto de contato pneu/solo.

Os esforços considerados neste presente trabalho são: a força centrípeta atuando na roda mais externa à curva, a força normal devido à parcela de peso do carro atuando no eixo traseiro e a

força de atrito devido ao contato pneu/solo. A Figura 1 ilustra a solitação da roda traseira do veículo durante a realização de uma curva.



Figura 1. Solitação da roda traseira na realização de uma curva.

Sabe-se que a aceleração centrípeta máxima em condições normais ocorrerá quando o carro estiver no limite de escorregamento lateral e que a transferência de carga em um eixo do veículo é dada pela Equação 1,

$$G = \frac{W \cdot f_e \cdot h}{t} \cdot a_c \quad (1)$$

onde:

G – transferência de carga em um eixo (Kg);

W – peso do veículo (Kgf);

f_e – fração de massa no eixo estudado (adimensional);

h – altura do centro de gravidade (CG) do veículo (m);

b – medida da bitola (m);

a_c – aceleração centrípeta em relação à gravidade (m/s^2).

A altura do centro de gravidade h do veículo para condições de carga com operadores de diferentes pesos foi obtida de maneira experimental, através da Equação 2, segundo metodologia de cálculo proposta por Leal (2008).

$$h = \frac{L}{W} \cdot \cotg \arcsen \frac{N}{L} \cdot (W_f - W_{fi}) \quad (2)$$

onde:

L – distância entre - eixos do veículo (m);

N – altura que o eixo dianteiro é suspenso (m);

W_f – peso sobre o eixo dianteiro com o veículo na posição horizontal (Kgf);

W_{fi} – peso sobre o eixo dianteiro com o veículo inclinado (Kgf).

Segundo Gillespie (1992), a posição longitudinal (L_f) do centro geométrico (CG) pode ser calculada com o uso da Equação 3.

$$L_f = \frac{W_f \cdot L}{W} \quad (3)$$

Foram feitas medições da altura do centro de gravidade para quatro operadores de diferentes massas. Em seguida, foi somado ao peso do operador o peso do veículo, e com isso foi possível calcular a transferência de carga durante a realização de uma curva. Os resultados são apresentados na Tabela 1.

Tabela 1. Transferência de carga de acordo com a massa do operador.

Massa do operador (Kg)	Massa total (Kg)	Altura do centro de gravidade (m)	Fração de massa no eixo dianteiro	Fração de massa no eixo traseiro	Fração de carga no eixo traseiro (Kg)	Transferência de carga (Kg)
62	257	0,432	47,40%	52,60%	135,182	38,93
75	270	0,544	48,15%	51,85%	139,995	50,77
90	285	0,658	49,12%	50,88%	145,008	63,61
114	309	0,73	50,00%	50,00%	154,5	75,19

Dos valores indicados na Tabela 1, constata-se que o caso crítico de transferência de carga ocorre com um operador de 114 Kg, sendo este dado utilizado como dado de entrada nos cálculos subsequentes.

Considerou-se o veículo com a velocidade máxima alcançável, que é de 50 Km/h, efetuando uma curva de 2,25 m de raio de curvatura.

O projeto adequado deve prevenir que o componente não falhe com uma margem de segurança apropriada. O significado da falha é a perda, ou perda iminente da funcionalidade do componente. Os tipos principais de falha são:

- deformação elástica ou plástica (escoamento) inaceitável;
- instabilidade (por exemplo, flambagem);
- formação de trincas incipientes e fratura (por exemplo, fratura por fadiga).

No presente trabalho, os estudos são focados quanto à análise de tensões e deformações do elemento durante seu uso, desconsiderando-se os efeitos e análises quanto à fadiga no componente.

No protótipo em estudo, após a competição pôde-se observar a existência de deformação plástica no flange em uso, assim como ilustrado na Figura 2. Cabe ressaltar que o processo de fabricação deste componente consistiu na usinagem direta dos tarugos metálicos (peças brutas), criando a forma através de ferramentas de corte e precisão, disponíveis no Laboratório de Processos de Fabricação da Universidade Federal de São João del-Rei.



Figura 2. Flange da roda após a Competição BAJA SAE Brasil 2010.

Tal acontecimento é inaceitável, pois torna inviável o uso do componente. A partir dessas deformações, o veículo não consegue ter o mesmo rendimento dinâmico e, além disso, corre o risco de haver choque mecânico entre as partes do veículo, sendo necessária a troca do componente durante a competição. No período do enduro de resistência, prova no qual os veículos devem completar voltas em uma pista de terreno irregular, com obstáculos, em qualquer condição climática, por um período de 4 horas, essa troca de componente acarreta na perda de tempo em parada nos boxes e conseqüentemente, perda de posições na competição.

Simulação com o método dos elementos finitos

O Método dos Elementos Finitos foi utilizado no presente trabalho devido à complexidade da geometria do flange e também por se tratar de um problema hiperestático.

O termo Método dos Elementos Finitos foi introduzido em 1960 por R. W. Clough e tem permanecido em uso desde 1970. Virtualmente, todos os procedimentos técnicos podem ser simulados em um computador com o MEF (MIRANDA et al., 2011).

No entanto, isso envolve a divisão de qualquer corpo (gasoso, líquido ou sólido) em elementos que sejam de geometria simples (reta, triângulo, quadrado, tetraedro, pentaedro ou hexaedro), tão pequenos quanto possível e que estejam permanentemente ligados entre si pelos seus vértices (nós). Pequenos elementos são importantes pela maior proximidade com a geometria do corpo a ser discretizado assim como da precisão dos resultados, em contrapartida, exigindo maior esforço computacional visto o aumento da ordem do sistema de equações referente a malha adotada (CHRISTOFORO et al., 2010).

Na prática, a aplicação do MEF começou nos anos 60, nas indústrias aeronáuticas e aeroespaciais e logo foi seguida pela manufatura automotiva. O método é baseado em um trabalho feito na Daimler-Chrysler AG, em Stuttgart, Alemanha, tendo utilizado um programa de MEF próprio chamado ESEM, bem antes do desenho assistido por computador (CAD) entrar em cena no início dos anos 80. Desde então, o método tem sido utilizado em todos os campos da tecnologia, incluindo previsão do tempo, medicina, e por muitos setores da produção automotiva, desde motores e componentes de chassis até cálculo de carroceria e comportamento em colisão (DIAS e GODOY, 2010).

Os corpos movem-se por trajetórias que são, normalmente, curvas de ordem superiores. O princípio básico do MEF reside na linearização de todos os processos (isto é, o comportamento da estrutura real é descrito por equações lineares) e esse movimento está limitado a trajetórias retas. No entanto, como as equações lineares descrevem o comportamento dos elementos dos cantos (nós), eles também se deslocam segundo retas. Daí porque os nós são capazes de executar corretamente apenas deslocamentos muito curtos (os nós torcem $<3,5^\circ$). Todos os processos não-lineares, com o movimento ao longo de uma trajetória qualquer ou o comportamento não-linear de um material deverão ser resolvidos linearmente, passo a passo (BOSCH, 2005).

Modelo do flange

Para este estudo, foi realizada a modelagem do componente via CAD. O desenho do flange utilizado na competição de 2010 é apresentado na Figura 3, sendo utilizado na sua elaboração o software SolidWorks®. Esta geometria é aqui denominada como G1, apresentando espessura constante de 5 mm, da periferia ao início da região do enrijecedor.

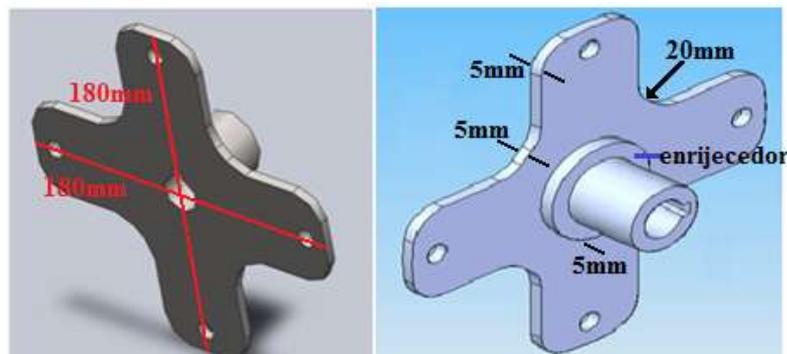


Figura 3. Modelo do flange de roda utilizado na última competição BAJA SAE Brasil (G1).

Condições de contorno

O modelo matemático estabelecido para o flange quanto sua fixação ao cubo do eixo não prevê a presença dos artifícios de fixação, bem como os esforços localizados por eles gerados. Assim, a simplificação feita prevê a fixação do modelo por meio de engaste dos nós presentes nessa região. Segundo Moraes Filho (2007), esse modelo é utilizado uma vez que no problema físico a função desses artifícios de fixação é fazer com que a face do disco da roda exerça uma pressão sobre a face do cubo do eixo e, assim, a fixação é obtida por meio do atrito entre as duas faces, o que tornaria um problema de complexa simulação.

No caso dos parafusos que conectam o flange à roda, foi considerada a condição de colagem entre o flange e a roda. Nesses pontos, a deformação ocorrida no flange é a mesma ocorrida na roda.

Outra simplificação adotada foi a consideração do pneu como sendo rígido, ou seja, desconsidera-se a deformação lateral do pneu (deriva), o que simplifica a análise e diminui o esforço computacional requerido neste tipo de simulação.

Todos os esforços calculados foram aplicados no ponto de contato pneu/solo, como pode ser visto na Figura 4, considerando o instante em que o veículo está realizando uma curva com um pequeno raio de curvatura.

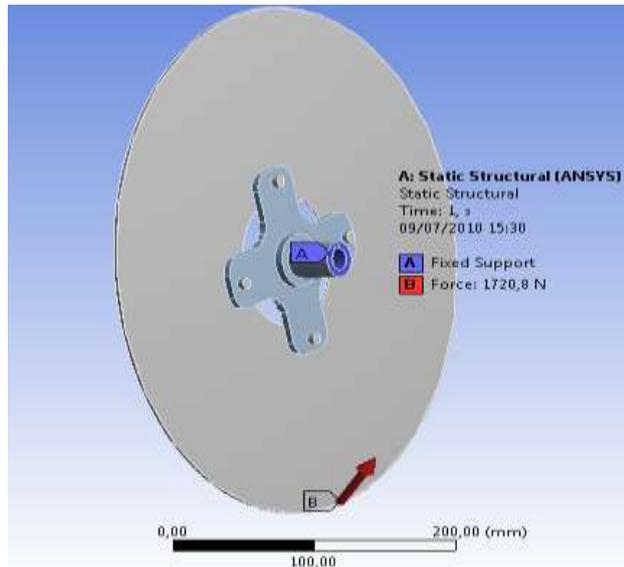


Figura 4. Aplicação dos esforços no ponto de contato pneu/solo.

Discretização do flange

A discretização de um componente em estudo consiste no grau de refinamento de sua malha e no tipo de elemento a ser utilizado. Através de uma escolha adequada destes dois aspectos é possível conseguir uma boa correlação entre o comportamento previsto pelo modelo matemático e o problema físico analisado. Dependendo da resposta obtida na análise, esses dois aspectos podem ser modificados, a fim de se encontrar uma resposta mais adequada (CHRISTOFORO et. al., 2011).

Os modelos de elementos finitos foram analisados por intermédio dos softwares Ansys Mechanical® e Ansys Mechanical APDL® versão 12.1, os dois programas possuem o mesmo SOLVER, diferenciando-se por suas interfaces, liberdade de programação, módulos de otimização entre outros aspectos.

Por se tratar de uma geometria complexa com vários concentradores de tensão, foram utilizados elementos triangulares para obtenção da malha. Este tipo de elemento geralmente é

usado quando se tem dificuldades de se conseguir uma boa malha com outros tipos de elementos, como os hexagonais e quadrados, por não se ajustarem à geometria em uso.

A malha foi gerada automaticamente pela ferramenta auxiliar Horkbench contida no software Ansys Mechanical®, assim como ilustrado pela Figura 5.

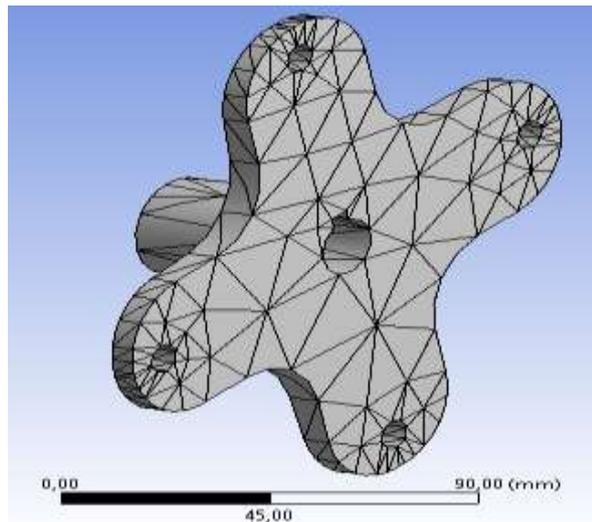


Figura 5. Modelo em elementos finitos do flange em estudo.

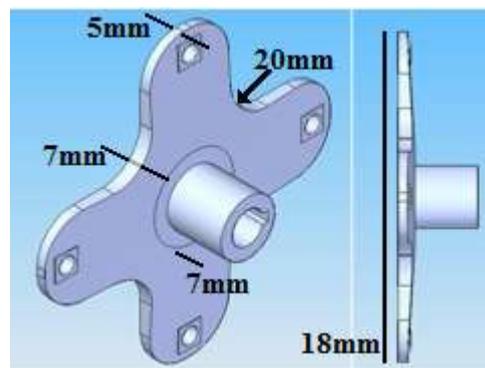
Como observado na Figura 5, foi feito um refinamento da malha na região dos furos, ou seja, aumentou-se o número de elementos na região a fim de proporcionar uma solução numérica mais próxima da real. Em geral, o erro da solução diminui quando se aumenta o número de elementos de um determinado tipo ou quando se aumenta a ordem de aproximação dos mesmos (PEREIRA, 2000).

Uma variação na geometria do componente é aqui proposta, a fim de se obter diferentes distribuições de tensões no mesmo. Inicialmente foram feitas simulações do flange com a geometria G1 (Figura 3), sendo o aço AISI 1020 utilizado na sua fabricação. As propriedades mecânicas deste material são apresentadas na Tabela 2.

Tabela 2. Propriedades do Aço AISI 1020. Fonte: Bosch, 2005.

Propriedade	Nomenclatura	Valor
Módulo de Elasticidade	E	200 GPa
Limite de Escoamento	σ_e	250 MPa
Densidade	ρ	7850 Kg/m ³
Coefficiente de Poisson	ν	0,3

Na tentativa de se obter um melhor modelo para o mesmo material, que é um aço facilmente encontrado no mercado e de baixo custo, foi proposta uma variação da seção transversal do flange, partindo da mesma espessura usada na geometria G1 até ao ponto de variação da seção circular, encontrada no cubo da roda. Outra modificação feita foi o aumento *fillet*, afim de diminuir os níveis de concentração de tensões no componente. A proposta de nova geometria (G2) pode ser observada na Figura 6. Percebe-se que a espessura neste caso é variável, de 5mm (periferia) a 7mm (região central), sendo reforçada toda a geometria em cruz.

**Figura 6.** Proposta da nova geometria a ser utilizada (G2).

A Tabela 3 apresenta a quantidade de nós, a quantidade de elementos, e também a massa resultante das geometrias G1 e G2 avaliadas.

Tabela 3. Quantidade de nós, elementos e massa de cada geometria.

Geometria	Quantidade de nós	Quantidade de elementos	Massa (Kg)
G1	8687	749	0,798
G2	8735	780	0,977

Resultados e discussões

Com as simulações numéricas foram obtidos os valores das componentes de tensões σ_x , σ_y , σ_z , τ_{xy} , τ_{yz} , e τ_{xz} em cada elemento da malha. Para efeito de análise de tensões, como se trata de materiais dúcteis e isotrópicos, foi-se utilizado o Critério de von-Mises. Os resultados para tensão equivalente e deformação total do componente das simulações para as geometrias G1 e G2 são apresentados respectivamente pelas Figuras 7 e 8.

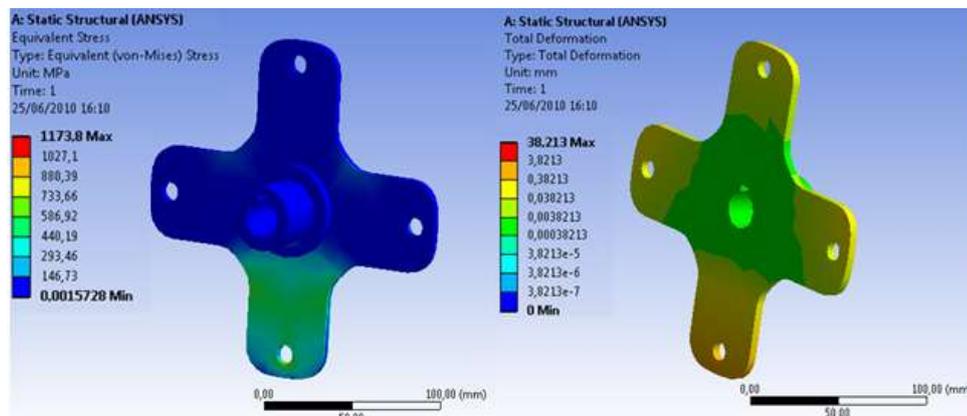


Figura 7. Tensão equivalente e deformação total na geometria G1.

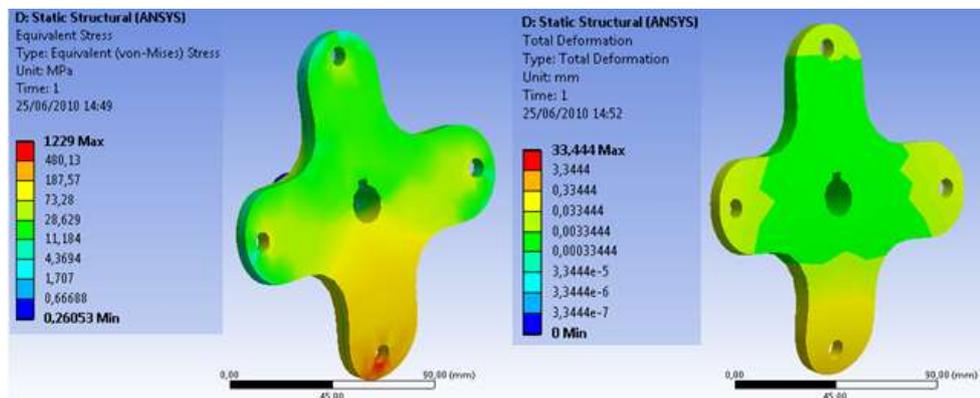


Figura 8. Tensão equivalente e deformação total na geometria G2.

Percebe-se dos resultados em termos das tensões principais apresentados na Figura 7, que o flange construído para a competição de 2010 realmente apresenta tensões superiores as de escoamento do material, comprovando a deformação plástica sofrida pela peça (Figura 2).

Com a proposta de nova geometria adotada, conseguiu-se reduzir os níveis de tensões no componente. Os resultados das simulações para ambas as geometrias devem ser observados

atentamente, pois os valores encontrados não se encontram na mesma escala de intensidade. Na região do furo, como esperado, pode-se perceber um nível altíssimo das tensões devido ao fato de ser esta uma região de concentração de tensões. Desconsiderando-se estes valores, pois estas pequenas regiões praticamente não contribuem para a absorção do carregamento (MORAES FILHO, 2007), observa-se que para a geometria G1 os níveis das tensões na região onde foi detectado o escoamento na peça real variou de aproximadamente 440 MPa a 734 MPa, ultrapassando o valor do limite de escoamento do Aço AISI 1020 utilizado na fabricação do componente, enquanto que para a geometria G2, os níveis de tensões tiveram uma variação entre 73 MPa e 188 Mpa aproximadamente.

Para a geometria G2, de acordo com as simulações, a Equipe Komiketo Baja não teria problemas quanto ao uso deste componente quando solicitado às condições de carregamento consideradas neste trabalho.

Um fator que deve ser observado na Tabela 3 é a massa do componente para a geometria proposta é de 0,977 Kg, sendo maior do que a de geometria G1 (0,798 Kg), entretanto, ainda assim é bem viável ao projeto por questões de segurança, visto que seu mal funcionamento pode fazer com que haja choques mecânicos entre componentes do veículo, colocando em risco o desempenho na competição e principalmente a integridade do piloto.

Conclusões

A metodologia numérica utilizada para a simulação da nova geometria do flange apresentou-se simples e eficiente, por conseguir produzir resultados indicativos da plastificação do flange projetado para a competição de 2010 (G1).

A variação linear da seção transversal na geometria reduziu os níveis de tensões e as deformações no componente simulado. Os valores utilizados para os cálculos e consequentemente para as simulações foram os críticos, comprovando que a geometria proposta se apresenta como boa alternativa para confecção do componente para o próximo protótipo.

A partir da análise do campo de tensões encontrado nas diferentes geometrias, podem ser aplicados diferentes materiais para a fabricação deste componente. Ligas de alumínio ou até

POVOA, A. H. et al. Avaliação numérica do emprego de geometria alternativa na elaboração do flange de roda de um protótipo off-road do tipo mini-baja

mesmo materiais compósitos poderiam ser utilizados para este fim, permitindo uma significativa redução de peso.

Como proposta para o desenvolvimento de trabalhos futuros, propõe-se o emprego da nova geometria apresentada aliada a materiais alternativos, tais como compósitos entre outros.

Referências

BOSCH, R. **Manual de tecnologia automotiva**. Editora Blücher, São Paulo, 2005.

CHRISTOFORO, A. L.; MONTEIRO, A. B.; PANZERA, T. H.; NACIF, G. C. L. **Determinação dos Deslocamentos em Vigas Segundo o Método dos Elementos Finitos**. In: IX Simpósio de Mecânica Computacional (SIMMEC), São João del-Rei, 2010.

CHRISTOFORO, A. L.; PANZERA, T. H.; BRITO, J. N.; LAMIM FILHO, P. C. M.; BRANDAO, L. C. **Avaliação Numérica do Emprego de uma Blenda Cerâmica Polimérica como Reforço em Vigas de Madeira**. In: XI Congresso Nacional de Engenharia Mecânica, Metalúrgica e Industrial (CONEMI), 2011, Porto Alegre, 2011.

DIAS, A. M. S.; GODOY, G. C. D. **Determination of Stress-Strain Curve through Berkovich Indentation Testing**. Materials Science Forum, v. 636-637, p. 1186-1193, 2010.

GILLESPIE, T. D. **Fundamentals of vehicle dynamics**. Published by: Society of automotive engineers, Warrendale, 1992.

LEAL, L. C. M.; ROSA, E.; NICOLAZZI, L. C. **Uma introdução à modelagem quase-estática de veículos automotores de rodas**. Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2008.

MIRANDA, J. S.; DIAS, A. M. S.; POVOA, A. H.; CHRISTOFORO, A. L. **Evaluation of the mechanical behavior of a ceramic glass composite through finite element method**. In: XXI International Congress of Mechanical Engineering, Natal. - RN, 2011.

MORAES FILHO, L. F. L. **Análise estrutural e verificação da vida à fadiga de uma roda automotiva utilizando o Método dos Elementos Finitos**. Trabalho de iniciação científica, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo, São Paulo, 2007.

PEREIRA, O. J. B. A. **Introdução ao método dos elementos finitos na análise de problemas planos de elasticidade**, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2000.

REGULAMENTO BAJA SAE BRASIL (RBSB). Published by: Society of Automotive Engineers, São Paulo, 2009.