

CONEM 2016
CONGRESSO NACIONAL DE
ENGENHARIA MECÂNICA

21-25
AGOSTO DE 2016
FORTALEZA - CEARÁ

REDIMENSIONAMENTO DE CUBO DE RODA DE UM VEÍCULO MINI-BAJA, POR MEIO DE SIMULAÇÃO NUMÉRICA, VISANDO AUMENTO DA AUTONOMIA

Diógenes Sena de França e Silva, diogenes.sfs@gmail.com¹

Tiago Simão Ferreira, tiago.simao@ifmg.edu.br¹

Gustavo Magela Melchiades, gustavommelchiades@gmail.com¹

Timóteo Simão Ferreira, timoteo_ferreira@hotmail.com²

Reginaldo Almeida, reginaldo.almeida@fcagroup.com²

¹Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Congonhas, Av. Michel Pereira de Souza, 3007 - Campinho, Congonhas - MG, 36415-000

² Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, Av. Antônio Carlos, 6627 - Brasil, CEP: 31270-901

Resumo: A preocupação com o consumo de combustível em automóveis tem aumentado ano após ano. Com o objetivo de reduzir esse consumo em veículos do tipo mini-Baja, o primeiro passo é estudar quais fenômenos interferem diretamente no consumo. Dentre os vários fenômenos, a resistência ao rolamento é a força que mais contribui para o consumo, quando o veículo se movimenta em velocidade constante. Dentre as possibilidades de reduzir a resistência ao rolamento, a considerada mais viável é o redimensionamento do cubo de roda. Para o redimensionamento, é necessário definir, por meio de equações analíticas, as cargas sob as rodas traseiras quando o veículo estiver sob determinados regimes de movimento. Este trabalho visa definir todas as cargas. Em seguida a análise passará de analítica para numérica e um de cubo de roda de designe comercial será simulado via elementos finitos, com a intenção de medir a tensão e a deformação resultante dessas solicitações. Com o resultado da simulação, será possível otimizar a geometria, redimensionando o cubo de roda, para um modelo que possua massa inferior e consequentemente menor resistência de rolamento, tornando o veículo mais econômico. A comparação entre os resultados de tensão e deformação garantirá a efetividade do processo de otimização.

Palavras-chave: Cubo de roda, Elementos finitos, Resistência ao rolamento, Autonomia.

1. INTRODUÇÃO

A competição de Baja da SAE Brasil existe desde 1995 e desde então vários estudantes de universidades nacionais disputam uns contra os outros em várias provas, para que, à cada edição, uma equipe se sagre campeã nacional e ganhe o direito de representar o país em uma competição internacional. Além da competição em si, o projeto Baja SAE Brasil é uma oportunidade de alunos de engenharia aplicarem o conhecimento adquirido em sala de aula. O Brasil tem como objetivo reduzir a emissão de poluentes em 35% até 2030, segundo Rovere et al. (2014). Então, somando esta meta à perspectiva educacional da competição de Baja SAE Brasil, os veículos baja se tornam um ótimo laboratório de testes, para que estudantes de engenharia ajudem o país a cumprir a meta de redução de emissão de poluentes.

Para a competição de Baja da SAE Brasil não é permitido alterar as principais configurações do motor, que poderiam resultar em um menor consumo de combustível. Segundo o regulamento da competição da SAE Brasil (2016), o motor deve ser o mesmo para todos os veículos e o mesmo não deve ser alterado, permanecendo original de fábrica. Uma vez então que não é possível alterar o motor, o necessário para diminuir o consumo de combustível é analisar em quais rotações o motor deve girar, para que ele consuma o menos possível. Aumentando assim sua autonomia.

O primeiro item deste trabalho visa conhecer melhor o motor utilizado na competição, aproveitando-se da dependência entre consumo específico, potência e torque, apresentada por Heywood (1988) e relacioná-las à equação de consumo específico do veículo, proposta Brunetti (2013). Para o primeiro item do trabalho, há também a necessidade apresentar a força de resistência ao rolamento, definida também por Brunetti (2013), uma vez que esta é a força que mais interfere na autonomia e demonstrar o quão relevante é o peso do cubo de roda, em relação à resistência ao rolamento. Há também a necessidade, ainda no primeiro item, de caracterizar as cargas que atuam no cubo de roda, em

determinadas situações: para o atual trabalho será considerado um veículo realizando uma curva, com velocidade baixa e constante, explicados por Canale (1989). Por fim, os dados adquiridos na sessão serão aplicados à uma geometria comercial de cubo de roda e este será simulado computacionalmente, para a retirada da tensão de von Misses e da deformação equivalente.

O segundo item do trabalho utilizará a tensão e a deformação resultantes da aplicação de carga no cubo de roda comercial para que seja possível alterar a geometria e o material do cubo de roda. O redimensionamento do cubo de roda tem por objetivo reduzir a massa do mesmo, enquanto a mudança de material visa encontrar um material de menor densidade que suporte as cargas necessárias, diminuindo consequentemente a resistência ao rolamento. A massa será reduzida até que se possa alcançar a maior autonomia possível, sem que haja perigo de falha do cubo de roda, tomando cuidado também a deformação equivalente. Os resultados encontrados pela simulação computacional garantirão um aumento da autonomia do veículo comprovando-se a eficácia do estudo, podendo ser utilizado em competições futuras.

2. MATERIAIS E MÉTODOS

Para uma apresentação mais elucidativa, procurou-se, a divisão deste item em três partes: o estudo analítico dos parâmetros que interferem na resistência ao rolamento e alteram a autonomia do veículo, a caracterização das forças que atuam no cubo de roda de um veículo Mini-Baja e a simulação computacional de um cubo de roda comercial. A primeira parte do item visa um estudo dos parâmetros que influenciam na resistência ao rolamento e tem por objetivo delimitar o campo de estudo. A segunda parte o estudo, visa estudar a parte delimitada no item anterior e seu objetivo é caracterizar as cargas que agem sobre o item delimitado – cubo de roda. A terceira parte é a simulação computacional do item delimitado na primeira parte, sobre as condições previstas na segunda parte e tem por objetivo determinar a tensão de von Misses atuante no cubo de roda, além de sua deformação equivalente. Com a tensão de von Misses e a deformação do cubo de roda comercial determinadas, o trabalho seguirá para o redimensionamento do cubo de roda, com o objetivo de reduzir a massa do mesmo e consequentemente reduzir a resistência ao rolamento, aumento assim a autonomia do veículo.

2.1. Estudo analítico dos parâmetros que interferem na resistência ao rolamento

O regulamento da competição de Baja SAE Brasil (2016) define o motor que deve ser utilizado pelas equipes da seguinte maneira: Motor quatro tempos, monocilíndrico à gasolina, alimentado por carburador. 305 cilindradas, 10HP e torque máximo de 14,4lb.ft. A Fig.1 mostra as curvas de torque, potência e consumo específico deste motor, em função da rotação do mesmo. A potência máxima é obtida na rotação de 3200rpm, enquanto o torque máximo é obtido na rotação de 2600rpm e o menor consumo específico é obtido na rotação de 3200rpm.

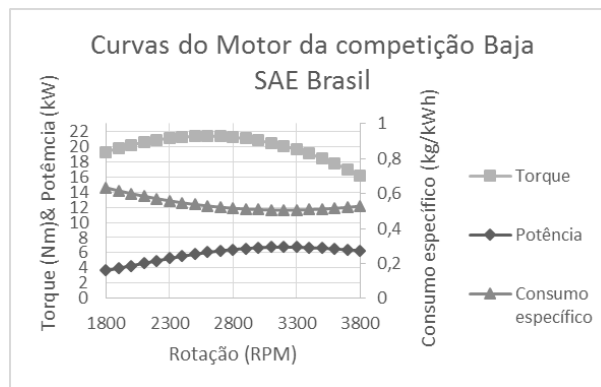


Figura 1: Curvas de torque, potência e consumo específico do motor utilizado na competição Baja SAE Brasil. Fonte: Autor.

Heywood (1989) relaciona a potência com o consumo específico na Eq.(1), enquanto Leal *et al.* (2008) relaciona a potência com o torque Eq.(2).

$$P = \frac{\dot{m}_f}{scf} \quad (1)$$

$$P = \frac{T 2\pi n}{6000} \quad (2)$$

Canale (1989), define as cargas que se opõem ao movimento como sendo: Resistência devido à inclinação da pista, resistência do ar, resistência das forças de inércia, resistência da transmissão e resistência ao rolamento. Com o intuito de simplificar os cálculos, a resistência de transmissão não será considerada, portanto, será assumido como 100% a

eficiência da transmissão e da redução. Além disso, para um veículo que esteja em velocidade constante, em uma pista plana, é possível reduzir as cargas de resistência em somente resistência ao rolamento e resistência do ar. Desta maneira, Leal *et al.* (2008) Afirma que o torque consumido pelo veículo, pelas forças de resistência ao movimento dadas em função da velocidade pode ser quantificado pela Eq.(3):

$$T_{req} = \frac{D_{roda}}{2i_{trans}i_{red}} \left[\frac{C_a \rho_{ar} A_{front}}{2} + (f_{front} G_{front}) + (f_{tras} G_{tras}) \right] \quad (3)$$

Para o atual trabalho, foram considerados os dados de um veículo baja, representado na Tab.1 que contém as relações de transmissão e redução, o diâmetro da roda, o coeficiente de arrasto, a densidade do ar e a área frontal, respectivamente:

Tabela 1: Constantes e coeficientes utilizados no modelo veículo. Fonte: Autor.

itans	$3,83 \geq i \geq 0,76$
Ired	9
Droda	0,508m
Ca	0,32
par	1,1225
Afront	2m

Em relação ao peso do veículo, é necessário diferenciar entre massa suspensa e massa não suspensa. Para se calcular a massa sobre cada roda do veículo basta para isso calcular a massa de cada componente responsável pela massa não suspensa, em cada roda. As massas calculadas estão representadas na Tab.2, além da massa não suspensa total, que é a soma da massa do cubo de roda e do conjunto roda/pneu.

Tabela 2: Massa não suspensa do veículo. Fonte: Autor.

Cubo de roda traseiro	1,360kg
Conjunto Roda/Pneu	5,000kg
Massa não suspensa total	6,360kg

Já a parcela sobre cada roda resultante da massa suspensa, depende também do centro de gravidade do veículo, como ensina Leal *et al.* (2008). O autor continua e afirma que o centro de gravidade é que definirá a porcentagem da massa suspensa que agirá sobre cada roda. Pode-se então definir o peso total do carro e o peso estático sobre cada roda, como mostra Canale (1989). Esses dados são mostrados na Tab. 3, onde é possível ver o peso sobre cada roda separadamente, além do peso sobre os pares dianteiros e traseiros e o peso total do carro:

Tabela 3: Peso sob cada roda e peso total do veículo. Fonte: Autor.

Peso sobre as rodas dianteiras	1104,502N
Peso sobre as rodas traseiras	1524,382N
Peso sobre a roda dianteira direita	552,251N
Peso sobre a roda dianteira esquerda	552,251N
Peso sobre a roda traseira direita	762,191N
Peso sobre a roda traseira esquerda	762,191N
Peso total do carro	2628,884N

Utilizando novamente as Eq.(1), Eq.(2) e Eq.(3) e também os dados da Tab.1, Tab2, Tab.3, Brunetti (2013) mostra é possível traçar a curva de potência disponível e potência requerida pela rotação, no qual é possível determinar o ponto de equilíbrio do veículo – ou seja, o ponto onde a potência disponível e a potência requerida se cruzam. Tal curva é mostrada na Fig. 2. O objetivo deste estudo é calcular a autonomia do veículo neste ponto de equilíbrio e após tentar aumentá-la o máximo possível.

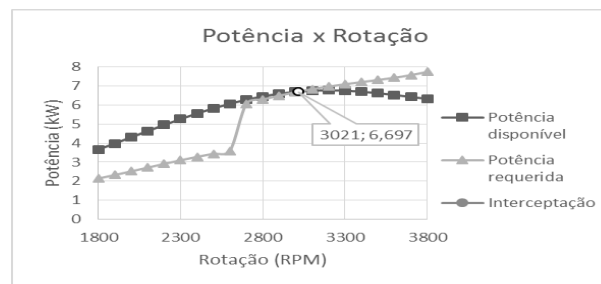


Figura 2: Curva de Potência disponível e potência requerida, em relação à rotação do motor. Fonte: Autor.

Brunetti (2013) define a equação da autonomia Eq.(4) através da qual é possível determinar a autonomia de um veículo em função da velocidade do veículo no ponto de equilíbrio, a potência do motor no ponto de equilíbrio, o consumo específico no ponto de equilíbrio e a densidade do combustível utilizado. Para o projeto Baja, a SAE (2016) exige que seja utilizado combustível comum. Para este combustível, tem-se que a densidade equivalente à 0,775kg/L.

$$Autonomia = \frac{\rho v}{CeP} \quad (4)$$

A Fig.2 mostra que as curvas se cruzam na rotação de 3021rpm. Neste ponto é possível calcular tanto a velocidade do veículo, quanto a potência e o consumo específico. A velocidade do veículo dada em função da rotação da roda e do diâmetro da mesma. Canale (1989) lembra que a rotação da roda é dada em função da rotação do motor e em função da relação de transmissão e de redução. É possível então calcular a velocidade do veículo no ponto de equilíbrio pela Eq.(5). A Tab.4 apresenta os valores de velocidade, consumo específico e potência no ponto de equilíbrio, além do valor da autonomia do veículo, neste ponto.

$$v = \frac{\pi D n}{60 i_{trans} i_{red}} \quad (5)$$

Tabela 4: grandezas do veículo no ponto de equilíbrio. Fonte: Autor.

Velocidade	11,746m/s
Consumo Específico	0,508kg/kWh
Potência	6,697kW
Autonomia	9,63km/L

Uma vez que o objetivo do presente trabalho é aumentar a autonomia que é de inicialmente 9,63km/L, tal como indicado na Tab.4, então, baseado nas Eq.(4) e Eq.(5) e a na Fig.1, conclui-se que para isso basta deslocar o ponto de intercepção para a direita, para o mais próximo possível do ponto onde a potência é máxima. Porém, para se deslocar o ponto de intercepção, há duas possibilidades: aumentar a potência disponível, ou reduzir a potência requerida. Aumentar a potência disponível é impossível, uma vez que não é permitido mexer no motor, segundo normas da SAE (2016). Então, para reduzir a potência requerida só é possível reduzindo a carga de resistência do ar e resistência ao rolamento. A Fig.3 mostra a importância da resistência do ar, em relação à carga de resistência total, em %. Na figura fica evidente a baixa influência da resistência do ar em relação à resistência total – pouco menos de 20%. Algo que é condizente com o que prevê Leal *et al.* (2008), em relação à resistência aerodinâmica em baixa velocidade. Portanto o foco deste trabalho deve estar em reduzir a outra parcela da carga de resistência: Resistência ao rolamento.

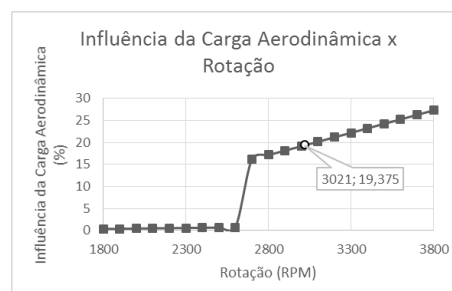


Figura 3: Influência da carga aerodinâmica em (%) da carga de resistência total, em função da rotação do motor. Fonte: Autor.

Retornando à Eq.(3) é possível afirmar que só existem duas possibilidades de reduzir a resistência ao rolamento das rodas, segundo Brunetti (2013). A primeira seria reduzir o coeficiente de resistência ao rolamento, representado pela

Eq.(6), enquanto os valores de s são apresentados na Tab.5 que serve de referência para a utilização da equação. Para o atual projeto, foi adotado o valor de 7,107, que representa o solo de dureza média, ou terra e retrata o cenário de utilização do veículo.

$$f = (0,0116 + 0,0000142V)s \quad (6)$$

Tabela 5: Coeficiente característico do tipo de solo. Fonte: Brunetti (2013)

Concreto, ou asfalto	1,316
Dureza média, ou terra	7,017
Areia	26,316

Já que o coeficiente de resistência é uma função do tipo de solo e da velocidade, Canale (1989) afirma que não é possível reduzi-lo, sem diminuir também a velocidade. Resta então a opção de reduzir o peso sobre as rodas.

Reduzir a massa dos pneus é uma missão inviável financeiramente, além de que é praticamente a alguma equipe de Baja nacional fabricar seus próprios pneus. Já a redução de massa das rodas é possível, principalmente alterando o material das mesmas. Porém, o material menos denso utilizado com segurança pelas equipes é o alumínio, que é o material utilizado neste estudo e ainda não surgiram opções quanto à isso. Além de que financeiramente seria mais custoso fabricar rodas, do que compra-las pronta.

Resta como opção a redução de massa do cubo de roda. Neste quesito existem três possibilidades: alterar o material de fabricação, ou a geometria, ou ambas. Normalmente o cubo de roda utilizado advém de outros veículos ATVs, ou mesmo gaiolas de competição. Porém, tanto o peso desses veículos, quanto o torque disponível pelo motor são diferentes do encontrado normalmente nos veículos Baja. Considerando o tamanho do cubo, em relação ao tamanho da roda e a complexidade da geometria da roda, em relação à geometria do cubo, é mais barato para uma equipe dimensionar seus próprios cubos. Neste estudo será alterado somente a geometria do cubo, mantendo o material.

2.2. Caracterização das forças que atuam no cubo de roda de um veículo Mini-Baja

Para o dimensionamento do cubo de roda de um baja é necessário primeiramente determinar quais as cargas atuam no cubo, em determinados tipos de movimento. Para este trabalho será considerado que o veículo está em velocidade constante enfrentando uma curva, pois neste estado o veículo está sob o efeito de diferentes tipos de força, o que obriga que o cubo de roda suporte todas, de maneira simultânea. A Fig.4 mostra um fluxograma com os passos para o redimensionamento do cubo de roda de veículo mini Baja que será utilizado aqui como metodologia para garantir o sucesso do redimensionamento:

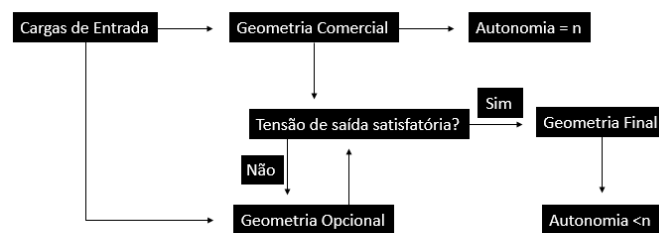


Figura 4: Fluxograma dos passos de redimensionamento do cubo de roda. Fonte: Autor.

Independentemente de qualquer movimento, o veículo, uma vez que esteja apoiado sobre uma superfície, estará sujeito à força peso do próprio veículo. Para o atual trabalho, será utilizado somente a parcela desta força peso que diz respeito ao cubo de roda traseiro. Sendo que, pela Tab.3 pode-se constatar que tanto o cubo do lado direito, quanto o cubo do lado esquerdo, estão sujeitos à mesma força peso. Porém, dependendo do tipo de movimento que o veículo faça (acelerar, frear, enfrentar uma curva) o mesmo fica sujeito à acelerações que alteram a força peso sobre o cubo de roda.

Ao realizar uma curva, o veículo fica sujeito à uma força centrífuga e transfere massa suspensa da região interna da curva para a região externa. Essa transferência depende da altura do centro de gravidade do carro. Porém, além da geometria do carro, a velocidade também deve ser considerada. Canale (1989) afirma que a influência da velocidade é quadrática, em relação à força centrífuga. Povia *et al.* (2011) afirma que a aceleração centrípeta é máxima quando o veículo está no limite do tombamento lateral, que ocorre a uma certa velocidade limite. A Eq.(7) mostra a relação entre a velocidade do veículo e a força lateral.

$$F_c = \frac{mv^2}{R_c} \quad (7)$$

A velocidade limite para que o carro não tombe, quando realizar uma curva é considerada máxima quando a massa sobre a roda interior à curva for zero, segundo Canale (1989). Isso significa que, durante o fenômeno de transferência de massa que um veículo sofre ao realizar uma curva, o mesmo poderá transferir da parte interna para a parte externa toda a massa sobre a roda interna. A transferência de massa dinâmica de um veículo é dada em função da razão entre a aceleração da gravidade e da aceleração centrípeta, como mostra a Eq.(8) e a Eq.(9) mostra como dá-se a transferência de massa entre os eixos.

$$G = \frac{a}{g} \quad (8)$$

$$W_{int_{din}} = W_{int_{est}} \pm W_{int_{est}} \left(\frac{H}{B} \right) \quad (9)$$

Canale (1989) afirma que são os eixos dianteiro e traseiro os responsáveis por equilibrar a força centrífuga. À parcela de força de cada eixo, dá-se o nome de força lateral Brunetti (2013). A Fig.5 representa o desenho da direção do veículo Baja, com a qual foi possível determinar os ângulos de esterçamento das rodas dianteiras, enquanto a Tab.6 mostra os resultados para força lateral, para o torque e para a força peso, que serão os valores de entrada utilizados na simulação computacional.

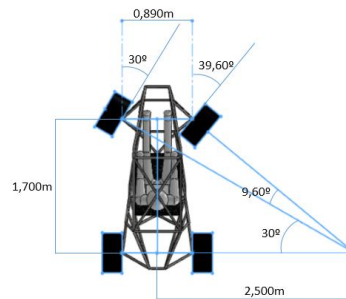


Figura 5: Desenho da direção do veículo Baja, com destaque para os ângulos de esterçamento. Fonte: Autor.

Tabela 6: Valores de entrada para a simulação computacional. Fonte: Autor.

Torque	368,591552Nm
Força Lateral	989,035N
Força Peso	1501,340N

2.3 Simulação Computacional de um cubo de roda comercial

O processo de simulação é um processo de aproximação, tal como afirma Bosch (2005). O que significa, segundo o mesmo autor, que podem existir divergência entre resultados analíticos e numéricos. Uma maneira de diminuir esta divergência de resultados é aplicando um controle de malha, tal como afirma Alves (2012). Com as cargas de entrada definidas, é necessário determinar a malha do elemento finito do cubo de roda comercial, como sugere Budynas et al. (2011). Dentre alguns modelos de malha, pode-se citar as malhas de uma dimensão, ou as lineares, as bidimensionais e as tridimensionais. A Fig.6 mostra cada um tipo dessas malhas.

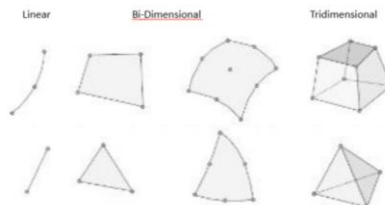


Figura 6: Tipos de malha. Fonte: Alves (2012)

Cada malha possui uma geometria e uma quantidade de graus de liberdade. As malhas tridimensionais foram as escolhidas para este trabalho, porque além de possuírem maior grau de liberdade em relação às demais, ainda proporciona que os resultados de deformação sejam melhores apresentados e também de caracterizarem melhor cargas cisalhantes, o que é fundamental para o estudo. Por se tratar de uma peça com uma geometria não tão simples, devido aos filetes e furos, o tamanho da malha escolhido levou em consideração a aproximação entre a geometria da peça convencional – mostrado na Fig.7 - e a geometria da peça discretizada, como sugere Alves (2012). O resultado do

modelo discretizado pode ser visto também na Fig.7, junto do detalhe da malha, onde possível visualizar a geometria superficial da mesma; enquanto os dados da malha estão detalhados na Tab.7. Optou-se por um tamanho constante dos elementos, uma vez que não foi necessário elementos tão pequenos – um refino maior da malha – nos locais de maior concentração de tensão (filetes e furos) e nem tão grandes no restante do corpo, para evitar elementos próximos aos pontuais.



Figura 7: Modelo convencional do cubo de roda comercial. Fonte: Autor.

Tabela 7: Número de nós e de elementos do modelo comercial discretizado. Fonte: Autor.

Número de elementos	471603
Número de nós	57767
Tamanho dos elementos	1mm

A Tab.8 apresenta as propriedades do material do cubo de roda comercial, composto por ferro fundido cinzento. Hibbeler (2010) diz que é a partir do módulo elástico que é possível determinar a deformação máxima e que o limite de escoamento é que limita a tensão máxima que deve atuar sobre o cubo de roda. A Fig.8 apresentam as condições de contorno do estudo proposto, como propõe Budynas et al. (2011). Considerando o cubo de roda conectado à um conjunto de roda e pneu rígidos e fixos ao solo, simbolizado na Fig.8 pelo N62. O outro ponto recebe torque proveniente do motor, além de sofrer efeito da força lateral e da força peso e é simbolizado na Fig.8 pelo N61.

Tabela 8: Propriedades do material do cubo de roda. Fonte: Autor.

Módulo elástico	66178,1MPa
Coefficiente de Poisson	0.27
Massa específica	7200kg/m ³
Limite de ruptura	151,66MPa

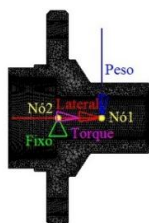


Figura 8: Condições de contorno para o cubo sujeito à curva. Fonte: Autor.

Os resultados das simulações do cubo de roda comercial podem ser vistos na Fig.9, enquanto os valores máximo da tensão de Von Mises e do deslocamento máximo podem ser vistos na Tab.9. Com os valores de tensão máxima valendo 53,60MPa e deslocamento máximo sendo 0,01165, é possível redimensionar o cubo de roda, com o objetivo de diminuir a massa. Comparando com o limite de ruptura do material, disponível na Tab.8, que vale 151,66 e visto que o fator de segurança, que é definido por Hibbeler (2010) como a razão entre a tensão limite de ruptura e a tensão máxima encontrada é no mínimo 2,83, então fica explícito a possibilidade de se reduzir a diferença entre a tensão de ruptura e a tensão máxima, pois o cubo comercial está superdimensionado para ser utilizado em um veículo Baja.

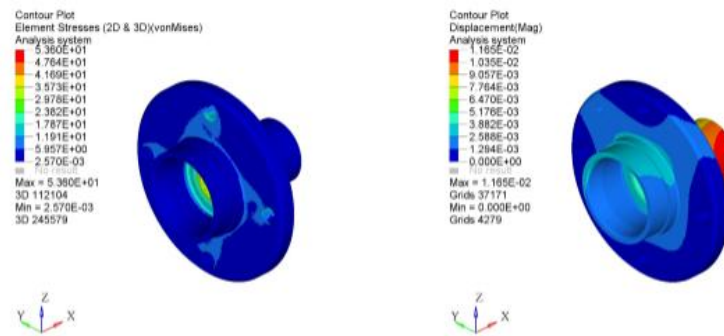


Figura 9: Resultados da tensão de von Misses e deslocamento máximo do cubo de roda comercial. Fonte: Autor.

Tabela 9: Valores máximos de tensão de von Misses e deformação equivalente. Fonte: Autor.

Von Misses máximo	53,60MPa
Deslocamento máximo	0,01165mm

3. RESULTADOS

Foram redimensionadas as áreas onde a tensão eram muito baixas. Essas áreas foram eliminadas da peça, pois o estudo apresentado no presente trabalho, que pode ser visto na Fig.9, mostrou serem desnecessárias. O restante da geometria não foi alterada, uma vez que é objetivo da maioria das equipes utilizar, tanto rodas comerciais, quanto semi-eixos comerciais e tais itens possuem medidas padrões que já condizem com as medidas do cubo de roda comercial. A nova geometria do cubo de roda, denominado cubo de roda opcional é mostrado na Fig.10, tal como sua versão discretizada e um detalhe na geometria superficial da malha que não foi alterada, em relação ao modelo do cubo comercial, enquanto os dados da malha estão detalhados na Tab.10. Optou-se novamente por um tamanho de malha constante, pelos mesmos motivos do modelo comercial.

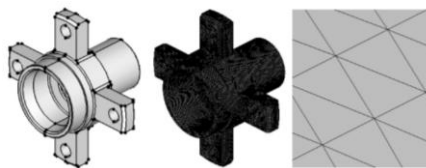


Figura 10: Modelo opcional do cubo de roda. Fonte: Autor.

Tabela 10: Número de nós e de elementos do modelo opcional discretizado. Fonte: Autor.

Número de elementos	332712
Número de nós	39421
Tamanho dos elementos	1mm

Devido à diminuição do volume do cubo de roda, que antes era $0,00018896\text{m}^3$, no modelo comercial para $0,00011942\text{m}^3$ no modelo opcional, a quantidade de nós e de elementos – para o tamanho de nó de 1mm – são menores. Além da mudança do volume, houve também mudança no material da peça: Trocou-se o ferro fundido cinza por uma liga de alumínio que tem suas propriedades mostradas na Tab.11.

Tabela 11: Propriedades da liga de alumínio. Fonte: Autor.

Módulo elástico	69000MPa
Coefficiente de Poisson	0.33
Massa específica	2700kg/m^3
Limite de escoamento	177,68MPa

A mudança no volume e na densidade do material resultou em uma redução da massa do cubo de roda. O modelo comercial possui massa de 1,360kg enquanto o modelo opcional possui massa de 0.322kg. Uma redução de 76,32% na massa do cubo de roda. Mesmo com a redução de massa, foram mantidas as mesmas cargas, mantendo as condições de

contorno idênticas à do geometria comercial. O resultado da tensão e da deformação são mostrados na Fig.11, enquanto os valores máximos são mostrados na Tab.12.

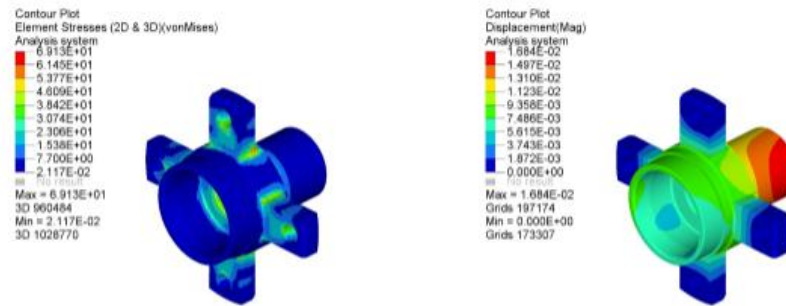


Figura 11: Resultados da tensão de von Misses e deslocamento máximo do cubo de roda opcional. Fonte: Autor.

Tabela 12: Valores máximos de tensão de von Misses e deformação equivalente. Fonte: Autor.

Von Misses máximo	69,13MPa
Deformação máxima	0,01684mm

A tensão máxima continua abaixo do limite de escoamento do material, porém o fator de segurança diminuiu: de 2,83 para 2,57. Um fator de segurança mais baixo garante o não superdimensionamento da peça, o pode ser traduzido em maior aproveitamento mecânico. Lembrando que quanto maior o fator de segurança, maior também a massa do cubo de roda e maior a resistência ao rolamento. Apesar de mais próximo ao limite, o fator de segurança não preocupa, pois não está totalmente correto. O valor real do fator de segurança é um pouco maior, já que nos cálculos apresentados neste trabalho não foi considerada a resistência ao movimento por causa da eficiência mecânica, nem foi utilizada a velocidade real do veículo, considerando o escorregamento entre pneu/solo.

A alteração na geometria do cubo de roda e em seu material resultou consequentemente em uma redução da massa não suspensa do veículo. O peso sobre a roda traseira esquerda que era com o cubo comercial 762,191N, passou à 752,008N uma redução de 10,183N. Como resultado dessa diminuição da carga não suspensa, reduz-se também a resistência ao rolamento. A rotação máxima do cubo de rota comercial foi menor que a rotação máxima do cubo de roda opcional 42 rpms, o que corresponde à 1,37% à mais. A potência máxima subiu de 6,697kW para 6,721kW o que corresponde a um aumento de 0,357%. Como pode ser visto na Fig.12 que mostra o resultado da nova resistência ao rolamento, em relação à potência requerida, na qual é possível perceber que houve realmente um deslocamento no ponto de intersecção, como já era previsto. Os novos valores de velocidade, consumo específico e potência no novo ponto de equilíbrio, além do valor da autonomia do veículo, neste ponto são apresentados na Tab.13.

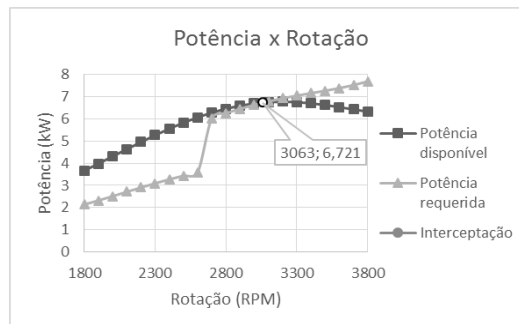


Figura 12: Curva de Potência disponível e potência requerida, em relação à rotação do motor. Fonte: Autor.

Tabela 13: grandezas do veículo no novo ponto de equilíbrio. Fonte: Autor.

Velocidade	11,909m/s
Consumo Específico	0,507kg/kWh
Potência	6,721kW
Autonomia	9,75km/L

A Tab.13 comprova o aumento da autonomia do veículo, com o redimensionamento do cubo de roda, tal como previsto. A autonomia do veículo, utilizando o cubo de roda comercial é de 9,63km/L, enquanto com a utilização do cubo de roda opcional é de 9,75km/L, o que representa um aumento de 1,246% na autonomia do veículo, ou em número, 120m à mais para cada litro de combustível consumido pelo veículo. Considerando que o tanque dos veículos

mini-baja possuem, por padrão, segundo o regulamento da SAE (2016) 3L, então o veículo equipado com o cubo de roda opcional rodaria 360m à mais, à cada tanque de combustível.

À primeira vista, os novos valores são pouco diferentes dos anteriores, o que poderia colocar em questionamento a viabilidade do processo. Porém apesar de baixos valores de redução, o resultado é considerado satisfatório, uma vez que a alteração da geometria do cubo de roda não é a única possibilidade de redução da resistência ao rolamento, mas é a mais fácil de se aplicar. Vale aqui ressaltar que seria também uma possibilidade alterar o material do cubo de roda, para que fosse possível reduzir a massa, sem precisar diminuir tanto o fator de segurança.

4. AGRADECIMENTOS

Os autores gostariam de agradecer o auxílio dos membros da equipe de Bajaço, o apoio do Instituto Federal de Minas Gerais Campus Congonhas, da FAPEMIG e também da Altair Brasil pela contribuição à realização do trabalho.

5. REFERÊNCIAS

- Bosch, R. 2005. Manual de Tecnologia Automotiva. 25ªEd. São Paulo: Blucher. pp. 190-196;749.
Brunetti, F., 2013. Motores de Combustão Interna. 3ªEd. Vol1. São Paulo: Blucher. pp. 223-250.
Budynas, R., Nisbet, J.K., 2011. Elementos de Máquinas de Shigley – Projeto de Engenharia Mecânica. 8ªEd. Porto Alegre: AMGH. pp. 963-971.
Canale, A.C., 1989. Automobilística Dinâmica e Desempenho. 10ªEd. São Paulo: Érica. pp. 57-77.
Filho, A. A., Elementos Finitos - a Base da Tecnologia Cae - Análise Não Linear. 1ªEd. São Paulo: Érica.
Heywood, J. B. 1988. Internal Combustion Engine Fundamentals. 1ªEd. McGraw-Hill Education. pp. 42-52.
Hibbeler, R. C., Resistência Dos Materiais. Pearson Education.
Leal, L.C.M., Nicolazzi, L.C. e Rosa, E, 2008. Uma introdução à modelagem quase estática de veículos automotores de rodas. Publicação interna do GRANTE – Departamento de Engenharia Mecânica da UFSC.SC, Brasil. pp. 43-76.
Povoa, A.H., Nacif, G.C.L., Christoforo, A.L., Dias, A.M.S., Panzera, T.H., 2011. Avaliação numérica do emprego de geometria alternativa na elaboração do flange de roda de um protótipo off-road mini-baja.
Rovere, E. L. L., Wills, W., 2014. Eficiência energética e emissões de gases de efeito estufa (GEE). SAE Brasil (RBSB5). Requisitos Gerais do Veículo. Emenda 3. 2016.

6. RESPONSABILIDADE AUTURAL

Os autores são os únicos responsáveis pelo conteúdo deste trabalho.

RESIZING OF WHEEL HUB OF A MINI BAJA VEHICLE, BY MEANS NUMERIAL SIMULATION AIMING AT AUTONOMY INCREASE

Diógenes Sena de França e Silva, diogenes.sfs@gmail.com¹

Tiago Simão Ferreira, tiago.simao@ifmg.edu.br¹

Gustavo Magela Melchhiades, gustavommelchhiades@gmail.com¹

Timóteo Simão Ferreira, timoteo_ferreira@hotmail.com²

Reginaldo Almeida, reginaldo.almeida@fcagroup.com²

¹Instituto Federal de Minas Gerais – Campus Congonhas, Av. Michel Pereira de Souza, 3007 - Campinho, Congonhas - MG, 36415-000

² Universidade Federal de Minas Gerais, Belo Horizonte, MG, Av. Antônio Carlos, 6627 - Brasil, CEP: 31270-901

Abstract. Concern about fuel consumption in automobiles has increased year after year. With the objective to reduce this consumption in mini-Baja type vehicles, the first step is to study phenomena, which interfere directly in consumption. Among the various phenomena, the rolling resistance is the force that contributes most to consumption when the vehicle moves at a constant speed. Among the possibilities by reduce the rolling resistance, the considered more viable is the wheel hub resizing. For the resizing, you must define, through analytical equations the loads under the rear wheels when the vehicle is under determined motion regimens. This work aims to define all loads. Then the analysis will pass by analytical for numerical and a wheel hub by commercial design it will be simulated via finite element, with the intention of measuring the stress and resulting displacement of these requests. With the simulation result, you can optimize the geometry, resizing the hub for a model that has less mass and therefore less rolling resistance, making it the most economical vehicle. The comparison between the results of stress and displacement will ensure the effectiveness of the optimization process.

Keywords: Wheel hub, Finite Elements, Rolling resistance, Autonomy.