

# OTIMIZAÇÃO GEOMÉTRICA DE RODAS AUTOMOTIVAS POR ANÁLISE DE ELEMENTOS FINITOS

L. Gustavo Nunes de Almeida<sup>a</sup>, M. Resende Rodrigues<sup>a</sup>, D. Tubertini Maciel<sup>a</sup> e C.

Eduardo Castilla Alvarez<sup>a</sup>.

<sup>a</sup>Universidade Federal de Lavras - UFLA, DEG – Departamento de Engenharia,  
Lavras, 37200-000, MG, Brasil

## RESUMO

Nos últimos anos, o estudo e o desenvolvimento de veículos automotores têm se concentrado muito em questões de segurança, conforto e eficiência energética. De forma, especial o sistema roda/pneu tem grande relevância nesta área de estudo, tendo como objetivo principal garantir segurança ao veículo. Desta forma, o presente estudo analisa e detalha o efeito dos diferentes tipos de cargas aplicadas ao sistema roda/pneu. Além disso, foi possível verificar o fator de segurança e analisar as possíveis falhas por fadiga na roda automotiva, bem como os pontos de maiores deformações e deslocamentos. Com o intuito de alcançar os objetivos desejados, foi realizada uma abordagem utilizando softwares CAD (Projeto ou desenho assistido por computador) e CAE (Engenharia Auxiliada por Computador) para verificar o comportamento da roda automotiva, utilizando o Método dos Elementos Finitos (FEM). Na análise modal foram avaliados os quatro primeiros modos de vibração e suas respectivas frequências naturais. Para a análise de impacto vertical, foi aplicada uma força de 9kN no pneu, estando a roda fixada na região dos parafusos. Para realizar a análise de fadiga, foram estudados dois casos, sendo eles: fadiga lateral e fadiga radial. Para o caso lateral, foi aplicada uma força de 1,5 kN na região dos parafusos através de um braço de alavanca e fixando a região da roda que estava em contato com pneu. Para o caso radial, foi aplicada uma força de 7,5 kN no centro da roda e fixando o pneu. Dessa maneira, todos os casos propostos foram obtidos resultados satisfatórios, a começar pelas frequências modais entre 350 e 610 Hz que se encontram fora da faixa de trabalho (37Hz). Em seguida, as análises de impacto vertical, fadiga lateral e fadiga radial com fator de segurança de 2,60, 2,66 e 1,76 respectivamente para os casos mais críticos, demonstrando a robustez e segurança da roda proposta.

**Palavras-chave:** Roda automotiva; Método dos elementos finitos; Simulação; Análise Modal; Impacto vertical; Fadiga.

## **ABSTRACT**

In recent years, research and development into motor vehicles has focused a great deal on issues of safety, comfort, and energy efficiency. In particular, the wheel/tire system has great relevance in this area of research, with the main aim of ensuring vehicle safety. This research therefore analyzes and details the effect of different types of loads applied to the wheel/tire system. In addition, it was possible to verify the safety factor and analyze possible fatigue failures in the automotive wheel, as well as the points of greatest deformation and displacement. In order to achieve the desired objectives, an approach using CAD (Computer Aided Design) and CAE (Computer Aided Engineering) software was carried out to verify the behavior of the automotive wheel, using the Finite Element Method (FEM). In the modal analysis, the first four vibration modes and their respective natural frequencies were evaluated. For the vertical impact analysis, a force of 9kN was applied to the tire, with the wheel fixed in the bolt region. To carry out the fatigue analysis, two cases were studied: lateral fatigue and radial fatigue. For the lateral case, a force of 1.5 kN was applied to the bolt region using a lever arm and fixing the region of the wheel that was in contact with the tire. For the radial case, a force of 7.5 kN was applied to the center of the wheel and secured the tire. Satisfactory results were obtained for all the proposed cases, starting with the modal frequencies between 350 and 610 Hz, which are outside the working range (46Hz). This was followed by vertical impact, lateral fatigue, and radial fatigue analyses with a safety factor of 2.60, 2.66 and 1.76 respectively for the most critical cases, demonstrating the robustness and safety of the proposed wheel.

**Keywords:** Automotive wheel; Finite element method; Simulation; Modal analysis; Vertical impact; Fatigue.

## 1. Introdução

Nos últimos anos, a indústria automotiva tem demonstrado grande interesse em desenvolver estudos relacionados ao comportamento dinâmico do sistema roda/pneu [1, 7]. Estudos incluindo as propriedades estáticas e dinâmicas do sistema roda/pneu tornam-se de fundamental importância a fim de garantir alto desempenho ao veículo, proporcionando eficiência energética, conforto e segurança veicular. Os estudos atuais também se voltam a redução de peso destes componentes. Atualmente, uma roda com aro de 17 polegadas tem uma massa de, em média, 10,5 kg [40].

Com o crescente uso de simulações computacionais no projeto de sistemas automotivos, peças otimizadas puderam ser obtidas. Diversas análises como modal, impacto e fadiga, poderiam ser facilmente realizadas, melhorando o desempenho do veículo como um todo [8]. Uma das técnicas amplamente utilizadas no desenvolvimento de sistemas automotivos é a Análise Modal. A análise modal é uma técnica utilizada para determinar as características de vibração e comportamento dinâmico de um sistema, fornecendo suas frequências naturais, formas modais, fator de amortecimento, conhecidos como parâmetros modais [9, 10]. Portanto, a análise modal analítica utiliza ferramentas computacionais, como o software de Elementos Finitos, sendo utilizado como indicador da resposta dinâmica estrutural e determinação do amortecimento [8, 11, 12].

Dessa forma, a análise modal apresenta diversos pontos relevantes para o desenvolvimento de uma peça ou máquina, tais como o fornecimento de um procedimento mais rápido e eficaz, sendo possível a aquisição de dados sobre as propriedades dinâmicas de uma estrutura [9].

A falha por fadiga é uma das principais causas de ruptura de componentes mecânicos [13, 14]. A maioria das falhas em máquinas é devido à aplicação de cargas que variam no tempo, ocorrendo em níveis de tensão significativamente mais baixos do que os limites de escoamento dos materiais, sendo denominado falha por fadiga. Dessa forma, a fadiga é definida como o dano estrutural progressivo e localizado que ocorre quando um material é submetido a um carregamento cíclico. Sendo assim, existem três estágios de falha por fadiga: iniciação de trincas, propagação de trincas e fratura súbita devido ao crescimento instável de trincas. O primeiro estágio pode ser de curta duração, o segundo estágio envolve a maior parte da vida útil da peça e o terceiro estágio é instantâneo [13]. O processo de dano de uma peça ou máquina é o processo em que a resistência do material diminui, fazendo com que a resistência residual dos materiais possa ser prevista com base no dano por fadiga [15].

Uma importante ferramenta relacionada a fadiga é a curva S–N do material. Esta curva S-N descreve a relação entre amplitude de tensão e número de ciclos. Dessa forma, a simulação de componentes ou máquinas pode ser realizada computacionalmente por meio de softwares baseados no Método dos Elementos Finitos (FEM). O método numérico, no qual o modelo de simulação e os parâmetros de fadiga são combinados para calcular a vida em fadiga apresentam um menor custo e alta eficiência. Portanto, a simulação computacional substitui a necessidade da fabricação de protótipos para a realização de testes [14].

O FEM tornou-se uma ferramenta poderosa para análise dinâmica de uma ampla gama de estruturas e componentes de engenharia. É uma abordagem computacional que fornece uma solução aproximada bastante precisa de problemas de engenharia [8, 9]. Esta análise possui três estágios principais: pré-processamento, solução e pós-processamento. Na primeira etapa, é necessário gerar um modelo CAD da roda a ser analisada. Posteriormente, na segunda etapa, faz-se a geração da malha, atribuição das propriedades do material constituinte do modelo analisado e as condições de contorno do sistema. Por fim, a última etapa consiste na obtenção e análise dos resultados, verificando se o mesmo apresenta o comportamento físico desejável. Dessa forma, a modelagem de elementos finitos é amplamente utilizada na indústria a fim de produzir uma excelente representação de uma estrutura de engenharia [8]. Atualmente, existem diversos estudos que contemplam abordagens realizando análises modal e de fadiga de estruturas de engenharia por meio de simulações computacionais pelo FEM a fim de garantir maior confiabilidade do sistema [16, 20].

Desta forma, o presente trabalho tem como objetivo analisar o efeito dos diferentes tipos de carregamentos aplicados em uma roda automotiva, analisando o coeficiente de segurança e as possíveis falhas por fadiga deste sistema. Assim, foi realizada uma abordagem através dos softwares CAD (SolidWorks) e CAE (HyperMesh Altair OptiStruct) para identificar o comportamento da roda automotiva. Foi analisada a abordagem de análise modal, impacto vertical, fadiga lateral e fadiga radial, utilizando a técnica FEM. Dessa forma, é possível verificar o fator de segurança e analisar as possíveis falhas por fadiga no sistema. Além disso, é possível verificar as maiores áreas de deformações e deslocamentos da roda automotiva.

## 2. Materiais e Métodos

A metodologia proposta para projeto e otimização da roda automotiva se iniciou na simplificação do modelo do pneu. Como este não é o objeto principal deste estudo, o intuito foi descrever de forma satisfatória a física do componente, porém com o menor custo computacional possível.

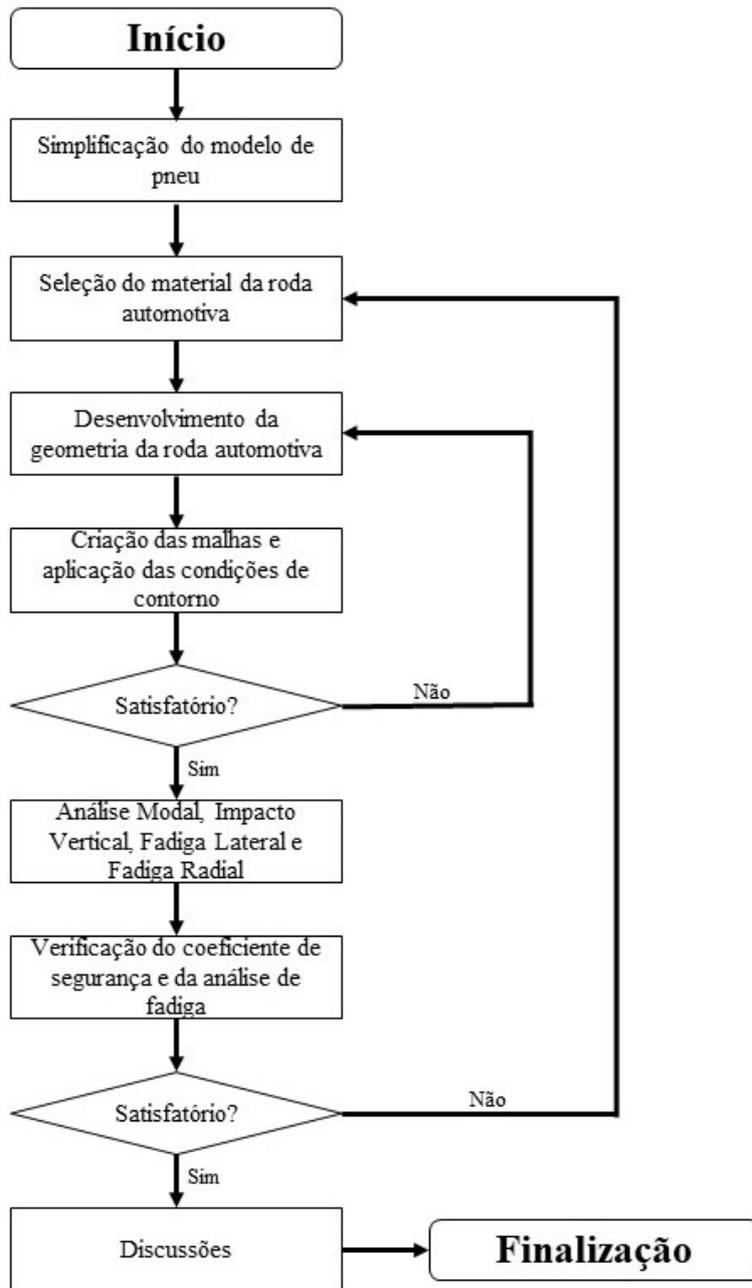
Em seguida, fez-se a escolha do material da roda, baseada em estudos de materiais tipicamente utilizados para este fim. Em sequência, foi desenhado o modelo em CAD da mesma, com uma geometria detalhada, objetivando obter maior robustez e segurança com o menor peso.

Com o modelo em CAD finalizado, a geometria foi importada para o software de análise CAE, onde foi gerada a malha, setado os contatos e condições de contorno. Além disso, foi realizada a análise de convergência de malha. Neste ponto, foram verificadas se as condições da malha eram satisfatórias, considerando vários parâmetros, tais como: visual, tamanhos divergentes de elementos, geometria dos elementos, razão de elementos, ângulo mínimo e máximo. Caso a malha não atenda aos requisitos desejados, realiza-se uma nova geometria em CAD, sendo este um processo iterativo, até que se obtenha um resultado desejável.

Com uma malha satisfatória, fez-se as seguintes análises: Modal, Impacto Vertical, Fadiga Lateral e Fadiga Radial. Com essas análises realizadas, foi feita a verificação do coeficiente de segurança e da análise de fadiga. Se este resultado não fosse satisfatório, seria necessário retornar na definição do material da roda automotiva. Porém, atingindo os resultados desejados, foram feitas as discussões pertinentes aos mesmos e a finalização do ciclo do projeto.

A metodologia descrita está resumida na Figura 1.

**Figura 1.** Fluxograma da Metodologia Proposta



Para analisar os efeitos do sistema roda/pneu em relação aos casos de carga realizados, selecionou-se o material que apresentava uma alta resistência específica, realizando, posteriormente, o desenho da roda automotiva por meio do software CAD - SolidWorks. Após a criação das malhas e aplicação dos carregamentos e condições de contorno no sistema, foi possível realizar análises de cunho modal, impacto vertical, fadiga lateral e fadiga radial. Além disso, foi possível verificar o coeficiente de segurança e as possíveis falhas por fadiga do sistema.

## 2.1. Seleção de Material e Desenvolvimento da Geometria da Roda Automotiva

Primeiramente, selecionou-se três tipos de materiais para a fabricação da roda automotiva, sendo eles: Liga de Alumínio EN AC 462000-T6 e Liga de Magnésio ZK60-T5, que são comumente utilizados na fundição de rodas automotivas, e o aço SAE 1020, por ser comercialmente acessível. As propriedades dos materiais citados estão apresentadas na Tabela 1. Dessa maneira, realizou-se uma análise comparativa entre os três diferentes materiais, considerando diversas propriedades mecânicas, de modo especial, a resistência específica, a qual relaciona o limite de escoamento e a massa específica do material analisado [21, 22].

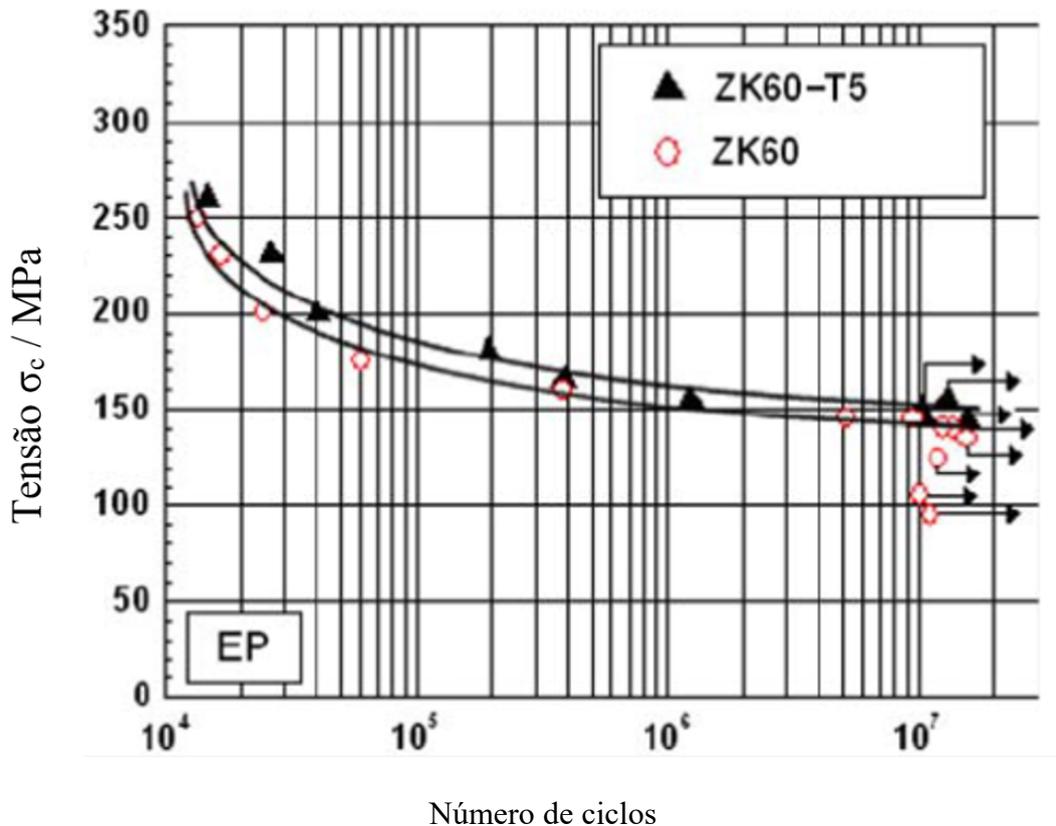
**Tabela 1.** Propriedades Mecânicas do SAE 1020, da Liga de Alumínio EN AC 462000-T6 e da Liga de Magnésio ZK60-T5

| <b>Propriedades</b>  | <b>SAE 1020</b> | <b>Alumínio EN AC 462000-T6</b> | <b>Magnésio ZK60-T5</b> |
|--|-----------------|---------------------------------|-------------------------|
| Módulo de Elasticidade [MPa]   | 205000          | 71000                           | 45000                   |
| Coefficiente de Poisson  | 0.30            | 0.33                            | 0.35                    |
| Massa Específica [ $\text{kg}/\text{m}^3$ ]                                | 7870            | 2800                            | 1700                    |
| Limite de Resistência à Tração [MPa]                                       | 420             | 260                             | 329                     |
| Limite de Escoamento [MPa]   | 350             | 220                             | 273                     |
| Resistência Específica [ $\frac{\text{MPa} \cdot \text{m}^3}{\text{kg}}$ ] | 0.0445          | 0.0786                          | 0.1606                  |

Fonte: Adaptado [21]

Através da análise da Tabela 1 é possível identificar que a Liga de Magnésio ZK60-T5 possui a melhor resistência específica e a menor massa específica dentre os três materiais analisados. Esses fatores tornam este material ideal para o modelo. Dessa forma, a roda automotiva apresenta boa resistência mecânica específica, além de ser um produto leve. As características mecânicas do material selecionado relacionaram-se com questões de fadiga, analisando a relação entre o número de ciclos e amplitude de tensão através da curva S-N, conforme ilustrado na Figura 2. Além disso, a roda automotiva projetada passará por um processo de forjamento, portanto as propriedades relacionadas à resistência desta liga deverão ser ligeiramente melhores que as extrudadas [23].

**Figura 2.** Curvas S-N das Ligas de Magnésio ZK60-T5 e ZK60



Fonte: [23]

Segundo [21], a liga de magnésio ZK60-T5 é uma melhoria da liga de magnésio ZK60, uma vez que utilizando o tratamento superficial de “shot peening” em conjunto com o envelhecimento T5, a resistência à fadiga foi aumentada de 140 para 195 MPa

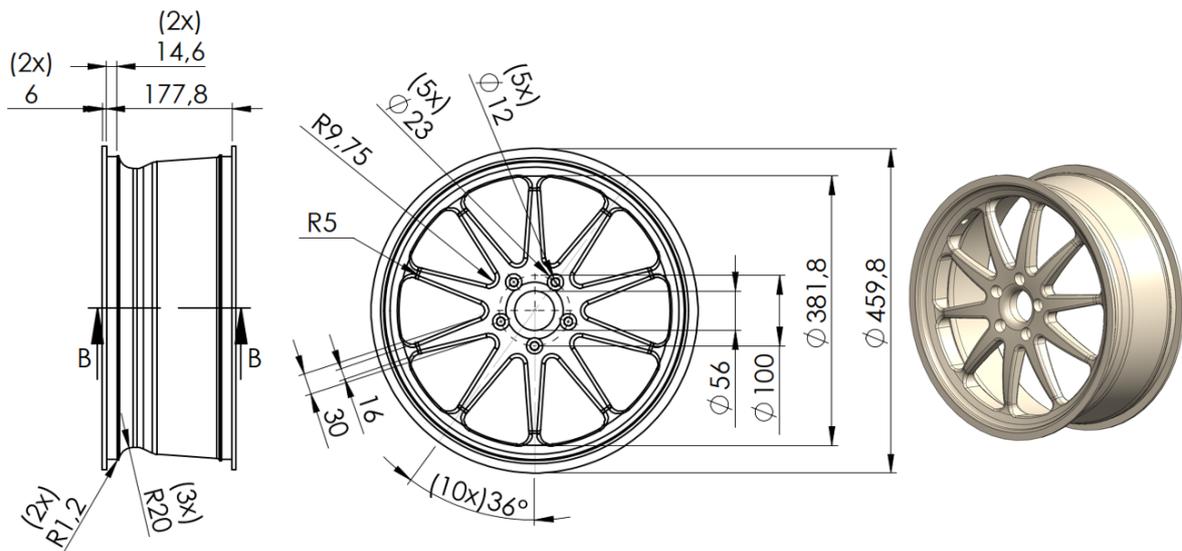
. Ademais, esta liga apresenta propriedades mecânicas promissoras, como alta resistência, boa tenacidade e excelente resistência à corrosão, o que a torna um material atraente para aplicações de engenharia. Portanto, a liga de magnésio ZK60-T5 torna-se mais atrativa para ser utilizada neste modelo.

Mais pesquisas são necessárias para otimizar as propriedades da liga e expandir sua gama de aplicações. Os principais estudos que exploram as propriedades da liga incluem aqueles conduzidos por [24, 27].

Para proteger as superfícies da roda automotiva de processos de oxidação e corrosão são utilizadas técnicas, tais como tratamento eletroquímico, o qual não provoca aumento de massa no componente; outro processo de proteção é a pintura, a qual é tradicionalmente utilizada nas rodas, porém ocasionando um aumento de massa do sistema [21].

A roda desenvolvida adequa-se ao cenário mercadológico hodierno, considerando diversas questões de performance e segurança do sistema veicular, tais como geometria do componente mecânico com redução de massa, estrutura com planos de simetria e ausência de cantos vivos. Sendo assim, a roda automotiva apresenta as seguintes especificações: aro 17-7, 5x100, offset 48 mm. A roda automotiva foi realizada com base em exemplos do Catálogo BBS [28], que é uma das maiores referências de rodas automotivas de alta performance. O modelo da roda automotiva desenvolvido em software CAD - SolidWorks está ilustrado pela Figura 3.

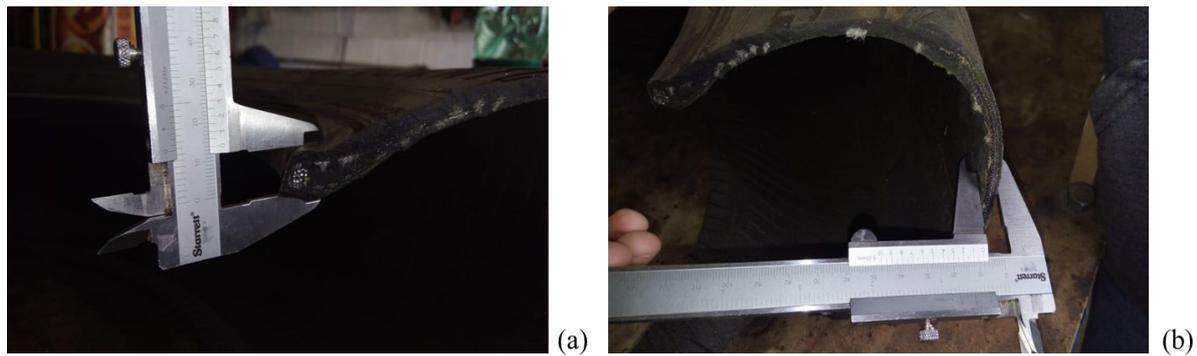
**Figura 3. Vista Isométrica da Roda Automotiva**



## 2.2. Modelagem do Pneu Automotivo

Realizou-se a modelagem do pneu automotivo com especificação 205/40 R17 adotando hipóteses e simplificações no modelo criado, mantendo as principais propriedades e características do composto elastomérico a fim de garantir uma simulação próxima ao estado real do sistema. As hipóteses estão relacionadas às questões de simplificação de geometria do elastômero (formato retangular) e a obtenção de parâmetros dimensionais do encordoamento do talão (reforço estrutural do pneu) e banda de rodagem. Sendo assim, os dados dimensionais destes parâmetros foram medidos in loco no laboratório da equipe de competição de Formula SAE (Competição de Estudantes de Engenharia) por meio de um paquímetro universal, conforme ilustrados pela Figura 4.

**Figura 4.** Medições do Pneu: (a) Encordoamento do talão; (b) Banda de rodagem



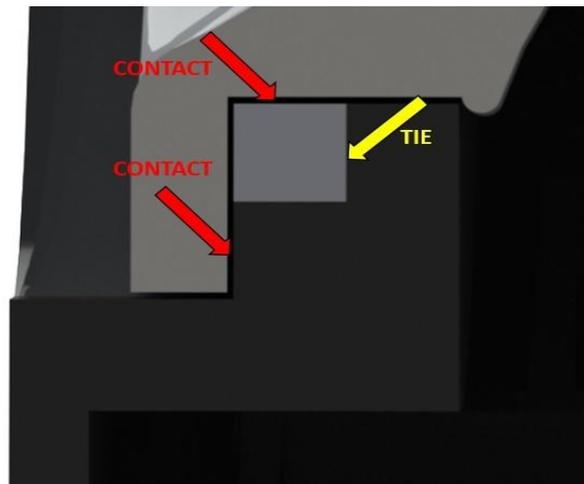
Dessa forma, considerando as especificações e as hipóteses de modelagem relacionadas ao pneu automotivo, desenvolveu-se um modelo deste componente em software CAD - SolidWorks para as posteriores análises de simulações computacionais por meio do Método dos Elementos Finitos (FEM), conforme ilustrado pela Figura 5.

**Figura 5.** Modelo CAD da Simplificação do Pneu Automotivo



Para a modelagem entre roda, pneu e reforço estrutural, foram aplicados dois tipos de contato, sendo eles TIE e CONTACT. O tipo de contato TIE apresenta os coeficientes de atrito inexistentes, uma vez que o mesmo se comporta como elemento rígido entre as superfícies analisadas, isto é, os elementos permanecem conectados. O contato tipo CONTACT, por sua vez, possui um comportamento distinto, uma vez que há deslocamento entre os objetos, caso a força aplicada seja superior à força de atrito. Sendo assim, o contato do tipo TIE foi aplicado entre os componentes pneu e reforço, enquanto o contato do tipo CONTACT, entre os componentes roda e pneu, e reforço e roda, conforme ilustrado pela Figura 6.

**Figura 6.** Representação dos Contatos TIE e CONTACT



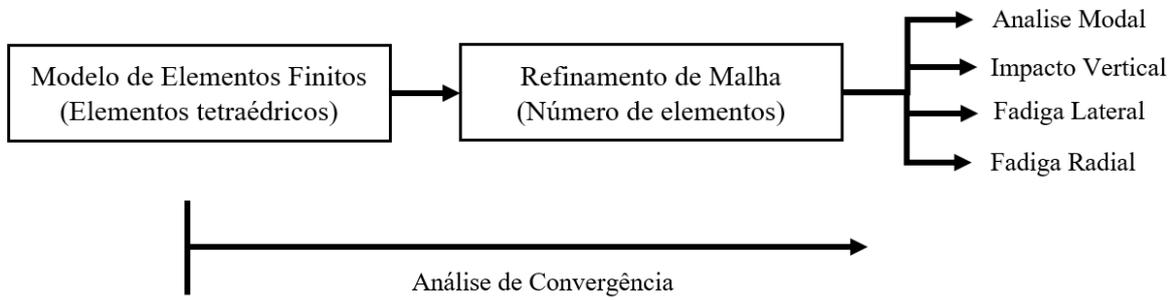
### **2.3. Malhas e Condições de Projeto**

Nesta etapa de análise de desenvolvimento da roda automotiva, iniciaram-se as simulações computacionais por meio do FEM através do software CAE.

Primeiramente, realizou-se o processo de varredura no componente, retirando o excesso de linhas indesejadas, que futuramente poderiam acarretar problemas na geração da malha. Além disso, efetuou-se uma averiguação no componente a fim de encontrar possíveis erros relativos à superfície da peça.

Posteriormente, foram utilizados elementos tetraédricos da ferramenta Tetramesh para realizar a simulação do sistema. Quanto às condições de projeto (condições de cargas e restrições), estas foram realizadas de acordo com cada tipo de caso, e assim aplicadas aos componentes do sistema a fim de analisar as questões propostas. Portanto, em relação às cargas utilizadas nos casos propostos, todos os tipos de força foram aplicados através do elemento rígido RBE3. As restrições, por sua vez, foram aplicadas diretamente nos nós presentes na superfície. Por fim, foi realizada uma análise de convergência a fim de obter o número de elementos satisfatório para cada análise feita no presente estudo. A Figura 7 apresenta o modelo esquemático empregado e maiores detalhes são apresentados em cada tópico.

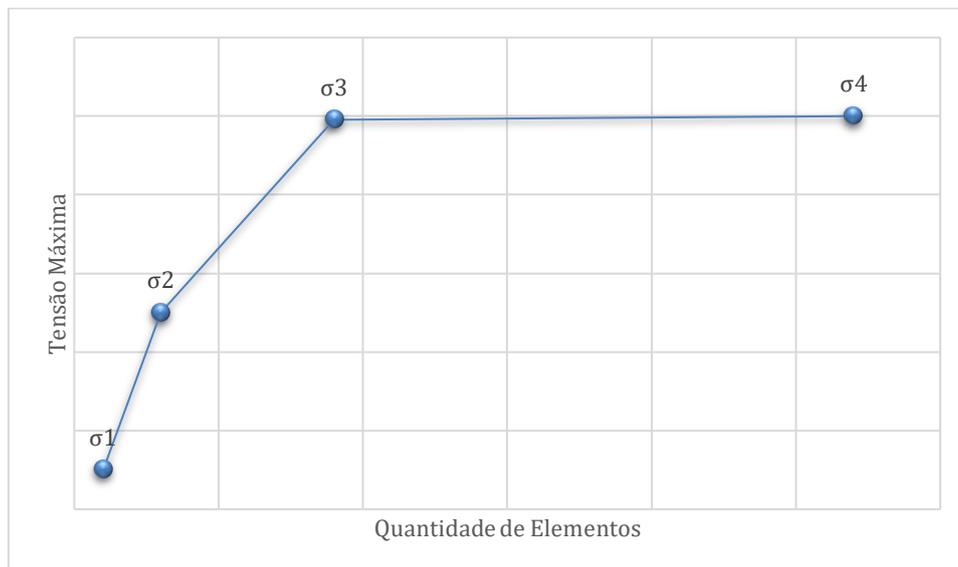
**Figura 7.** Análise de convergência - Modelo esquemático



Para realizar a convergência de malha, a princípio foi gerada uma malha grosseira, e realizada a análise a partir da mesma. O resultado de máxima tensão foi coletado, assim como o número de elementos. A partir deste momento, o tamanho dos elementos foi diminuído pela metade, gerando uma malha mais refinada e, conseqüentemente, com maior número de elementos. Após o retrabalho, o valor de máxima tensão foi coletado, assim como o número de elementos gerados. Este processo foi se repetindo, gerando uma curva descrita pelo Gráfico 1, sendo a condição de parada um erro percentual menor ou igual a 1% entre o último valor da tensão obtida e o valor da tensão obtida anteriormente, conforme Equação (1).

$$\%E = \frac{\sigma_n - \sigma_{n-1}}{\sigma_n} \times 100 \quad (1)$$

**Gráfico 1.** Ilustração de convergência de malha



Fonte: Autor

## **2.4. Condições para Análises da Roda Automotiva pelo Método dos Elementos Finitos (FEM)**

Seguindo a metodologia pré-definida do projeto, foi realizado o pré-processamento para as análises: Modal, Impacto Vertical, Fadiga Lateral e Fadiga Radial.

### **2.4.1. Condições para Análise Modal**

Inicialmente, para tornar possível a análise dos modos de vibração do componente através da análise modal, criou-se a malha da roda automotiva, sendo essa com base em curvatura e proximidade, tendo por objetivo uma malha refinada. Posteriormente, na análise modal, modelou-se o sistema, o qual não há aplicação de carregamentos e restrições no componente analisado, a fim de se obter os modos de vibração e as respectivas frequências do sistema.

No presente estudo, foi realizada uma análise de convergência de malha para a roda automotiva, aliando a um razoável custo computacional e a uma acuracidade necessária, obtendo convergência, tendo 367.389 elementos e 99.789 nós para a realização da simulação.

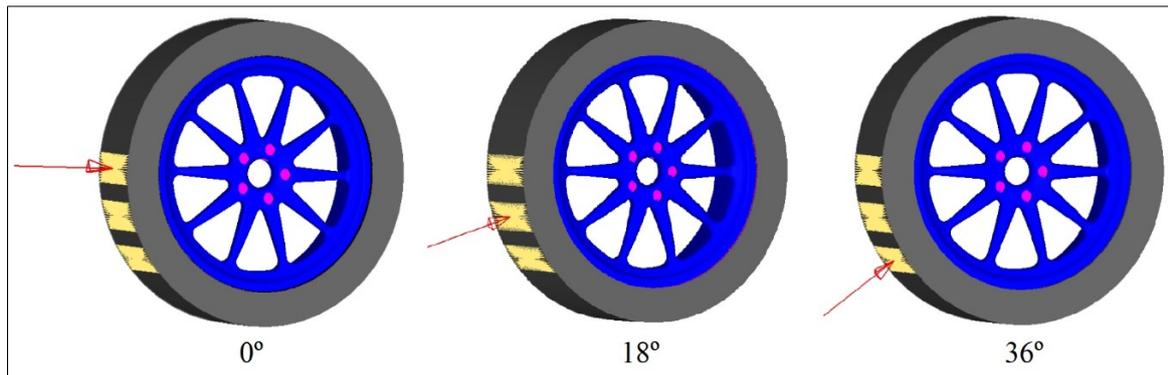
### **2.4.2. Condições para Análise de Impacto Vertical**

O caso de impacto vertical pode ser descrito como a aplicação de uma força em uma determinada região do pneu, estando a roda fixada. Para a aplicação de uma força de 9 kN no pneu, criou-se um elemento RBE3 em uma região do mesmo equivalente à largura do pneu  $\times$  60 mm, ademais aplicou-se uma pressão interna na roda e no pneu igual a 200 kPa. Por fim, realizou-se o engaste na superfície de fixação dos parafusos.

A fim de realizar a análise do componente em questão, primeiramente, verificou-se os planos de simetria do mesmo, concluindo que o modelo pode ser simplificado em três casos defasados entre si em  $18^\circ$ , sendo eles representados conforme a Figura 8. Uma vez que a roda possui padrão circular a cada  $36^\circ$ , é possível analisar os demais casos a partir dessas três condições propostas.

Como a aplicação do caso de contato trata-se de uma análise não linear quase estática, são necessários alguns parâmetros de convergência, os quais são utilizados os valores padrão fornecidos pelo software HyperMesh.

**Figure 8.** Condições de Projeto para Análise de Impacto Vertical



No presente estudo, foi realizada uma análise de convergência de malha para cada um dos componentes do sistema, utilizando o critério de convergência conforme Equação (1), aliando a um razoável custo computacional e a uma acuracidade necessária, obtendo convergência, conforme apresentado pela Tabela 2.

**Tabela 2.** Parâmetros de Convergência de Malha para Análise de Impacto Vertical

| Componentes     | Número de Elementos | Número de Nós |
|-----------------|---------------------|---------------|
| Roda            | 169827              | 50056         |
| Pneu            | 165349              | 53971         |
| Reforço do Pneu | 10015               | 4442          |

### 2.4.3. Condições para Análise de Fadiga Lateral

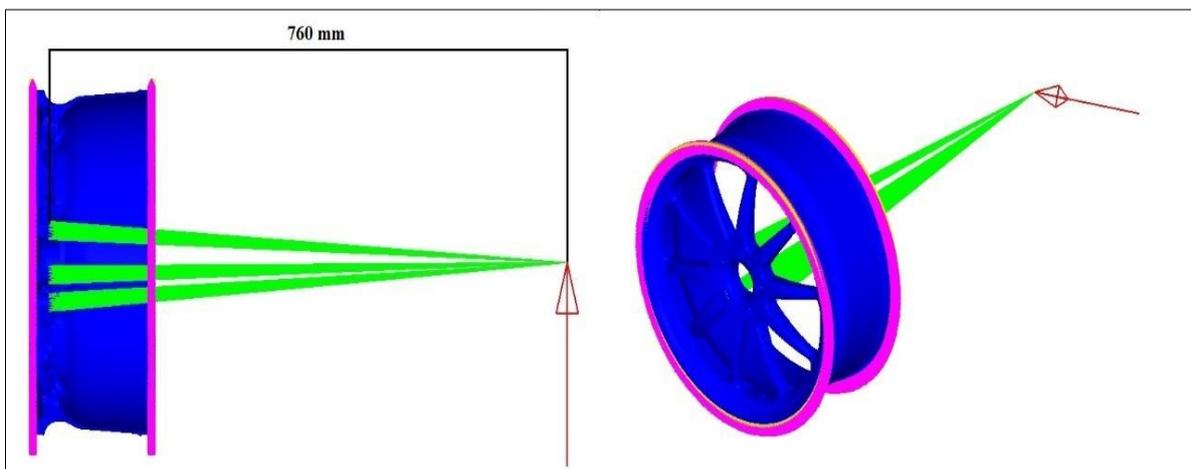
Para a realização da análise de fadiga lateral e tornar possível a criação da malha neste modelo de roda proposto, dividiu-se o componente em duas partes. A estrutura primária, representada pela cor azul, e borda, em amarelo, conforme ilustrado pela Figura 9.

**Figura 9.** Divisão dos Elementos da Roda Automotiva



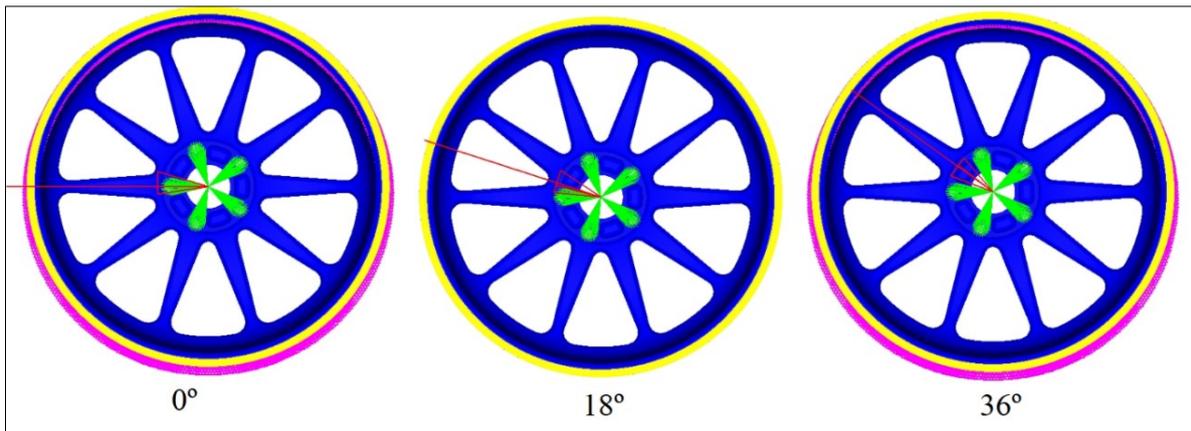
O caso de fadiga lateral pode ser descrito como a aplicação de uma força por meio de um braço de alavanca, na qual a borda da roda é engastada. Sendo assim, é realizada a aplicação de uma força de 1,5 kN na região de fixação dos parafusos por intermédio de um braço de alavanca (RBE3) de 760 mm, representada pela cor verde. Por fim, realizou-se o engaste na superfície interna da borda da roda, representada pela cor rosa, conforme ilustrado pela Figura 10.

**Figure 10.** Aplicação de Carregamento para Análise de Fadiga Lateral



Análogo ao caso da análise de impacto vertical, verificou-se os planos de simetria da roda automotiva, concluindo que o modelo pode ser simplificado em três casos defasados entre si em 18°, sendo eles representados conforme a Figura 11.

**Figure 11.** Condições de Projeto para Análise de Fadiga Lateral



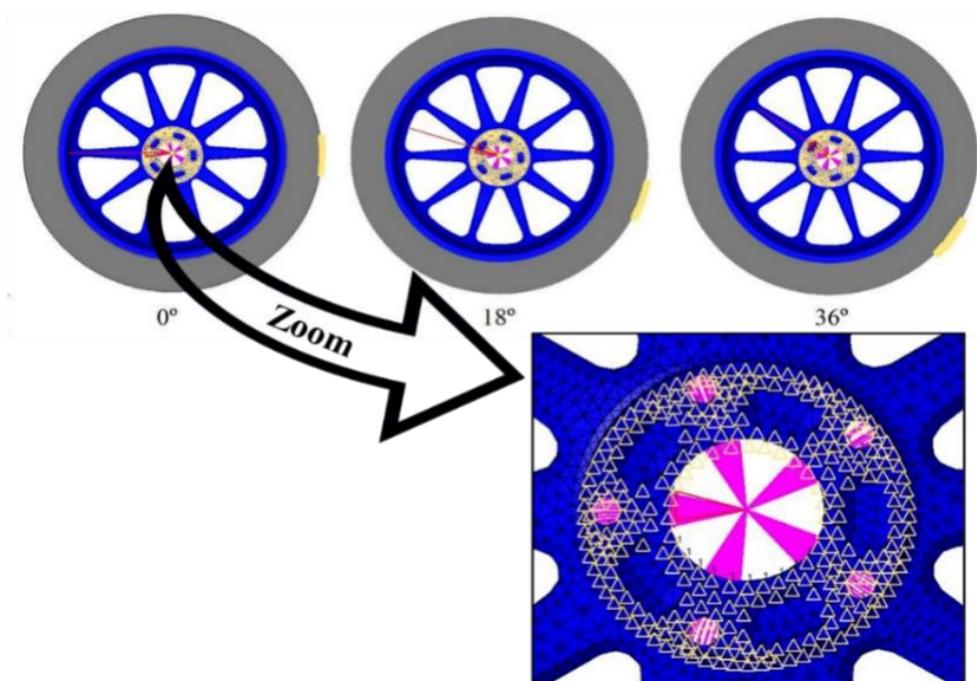
No presente estudo, foi realizada uma análise de convergência de malha para a roda automotiva, utilizando o critério de convergência conforme Equação (1), aliando a um razoável custo computacional e acuracidade necessária, tendo 218.140 elementos e 62.309 nós para a realização da simulação.

#### **2.4.4. Condições para Análise de Fadiga Radial**

O caso de fadiga radial pode ser descrito como a aplicação de uma força na região de fixação dos parafusos, no qual o pneu é fixado em uma determinada área. Para a aplicação de uma força de 7,5 kN, criou-se um elemento RBE3 na superfície de fixação dos parafusos. Além disso, aplicou-se uma pressão interna na roda e no pneu igual a 200 kPa. Por fim, realizou-se o engaste na superfície de fixação do cubo, restringindo apenas o deslocamento na direção axial da roda e engastando. A superfície do pneu referente à largura do pneu  $\times$  80 mm.

Análogo aos casos anteriores, realizou-se a análise do componente em questão, verificando os planos de simetria do mesmo, concluindo que o modelo pode ser simplificado em três casos defasados entre si em 18°. Analisando a Figura 12, pode-se verificar que o elemento RBE3 está representado por meio das linhas rosas, sendo as forças aplicadas radialmente no centro da roda. Além disso, pode-se observar que as restrições, em amarelo, são aplicadas no centro da roda, sendo estas responsáveis por restringir o deslocamento no sentido axial do centro da mesma. Por outro lado, as restrições aplicadas no pneu, em amarelo, representam o engastamento do mesmo.

**Figure 12.** Condições de Projeto para Análise de Fadiga Radial



De modo análogo à análise de fadiga lateral, a aplicação do caso de contato trata-se de uma análise não linear quase estática, dessa forma, são necessários alguns parâmetros de convergência, os quais são utilizados os valores padrão fornecidos pelo software. No presente estudo, foi realizada uma análise de convergência de malha para cada um dos elementos do sistema, utilizando o critério de convergência conforme Equação (1), aliando a um razoável custo computacional e a uma acuracidade necessária, obtendo convergência, conforme apresentado pela Tabela 3.

**Tabela 3.** Parâmetros de Convergência de Malha para Análise de Fadiga Radial

| Componentes     | Número de Elementos | Número de Nós |
|-----------------|---------------------|---------------|
| Roda            | 172632              | 49922         |
| Pneu            | 174193              | 56350         |
| Reforço do Pneu | 10017               | 4442          |

## 2.5. Condições para Análises de Coeficientes de Segurança e Falha por Fadiga

Finalmente, para analisar as questões relacionadas à segurança do componente desenvolvido e do sistema como um todo, realizou-se abordagens do coeficiente de segurança, além de verificar os principais pontos e regiões que sofrem maiores deslocamentos e tensões,

assim como, as possíveis falhas por fadiga do sistema. Desse modo, as Equações (2, 3 e 4) regem a análise do comportamento de segurança do sistema analisado.

$$SC = \frac{\sigma_F}{\sigma_{vM}} \quad (2)$$

$$SC_F = \frac{\sigma_C}{\sigma_{MvM}} \quad (3)$$

$$\sigma_C = \sigma_{SN} C_R C_S \quad (4)$$

Onde SC: coeficiente de segurança;  $\sigma_F$ : limite de escoamento do material;  $\sigma_{vM}$ : tensão de Von Mises;  $SC_F$ : coeficiente de segurança à fadiga;  $\sigma_C$ : tensão admissível corrigida;  $\sigma_{MvM}$ : máxima tensão de von Mises;  $\sigma_{SN}$ : tensão obtida por meio da curva S-N do material relativa à quantidade de ciclos analisada;  $C_R$ : fator de correção relativo à confiabilidade do sistema;  $C_S$ : fator de correção relativo à superfície do componente.

Nas abordagens de fadiga lateral e radial, adotou-se o fator de correção de confiabilidade igual a 0,814 relativo a 99% de confiabilidade do componente, e fator de correção de superfície igual a 0,85 para processos de forjamento do material [29]. Nessas análises, apenas  $C_R$  e  $C_S$  foram considerados, uma vez que os demais fatores de correção de cálculo já estão incorporados no software CAE.

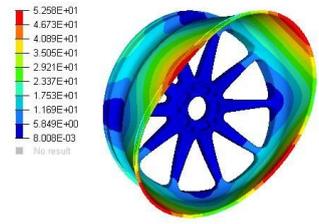
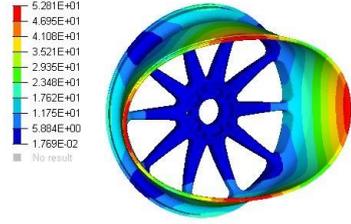
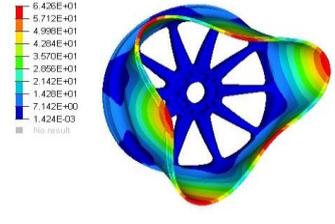
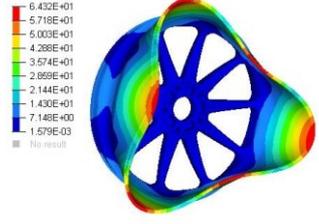
### **3. Resultados e Discussões**

A partir da análise da simulação estrutural realizada através da técnica de FEM no sistema roda-pneu-reforço, foi possível observar o comportamento deste sistema a partir das condições de contorno aplicadas a cada caso. Além disso, os valores referentes às condições de projeto, como número de ciclos, pressão interna, braço de alavanca, força e tensão aplicadas ao sistema foram obtidos experimentalmente e por práticas laboratoriais da Equipe de Competição da Fórmula SAE.

#### **3.1. Análise Modal da Roda Automotiva**

A primeira análise realizada baseou-se na análise modal da roda automotiva, contemplando os seus quatro primeiros modos de vibração. Além disso, foram excluídos os seis modos de corpo rígido, uma vez que não há restrições ou cargas aplicadas à roda. Os primeiros quatro modos de vibração são mostrados na Tabela 4. Assim sendo, os modos de vibrar do sistema são denominados por autovetores, os quais estão associados diretamente às suas respectivas frequências, denominadas por autovalores.

**Tabela 4.** Parâmetros Modais da Roda Automotiva

| Modos         | Frequência [Hz] | Modo de Vibração   |
|---------------|-----------------|--|
| Primeiro Modo | 352.8173        |    |
| Segundo Modo  | 353.3402        |    |
| Terceiro Modo | 605.9272        |  |
| Quarto Modo   | 606.2116        |  |

Desta forma é possível observar que as quatro primeiras frequências naturais do modelo proposta são 352,8 Hz, 353,3 Hz, 605,9 Hz e 606,2 Hz. Tais resultados são satisfatórios, pois considerando que está roda atuará em um regime de trabalho de 0 - 250km/h, a máxima frequência que a mesma atinge é de 37Hz, ainda sim, muito inferior se comparado as frequências naturais da roda proposta, garantindo que a mesma não entre em ressonância quando estiver trabalhando.

Dessa maneira, a análise modal torna-se uma ferramenta muito importante e eficaz, pois garante maior confiabilidade e segurança do sistema. Esta análise é capaz de evitar possíveis casos de ressonância, uma vez que as frequências serão conhecidas por meio desta análise. Por se tratar de uma roda simétrica, o primeiro e o segundo modos de vibração possuem formato modal semelhante, apenas se distinguindo em diferentes planos de simetria. O mesmo pode ser observado para o terceiro e quarto modo de vibração.

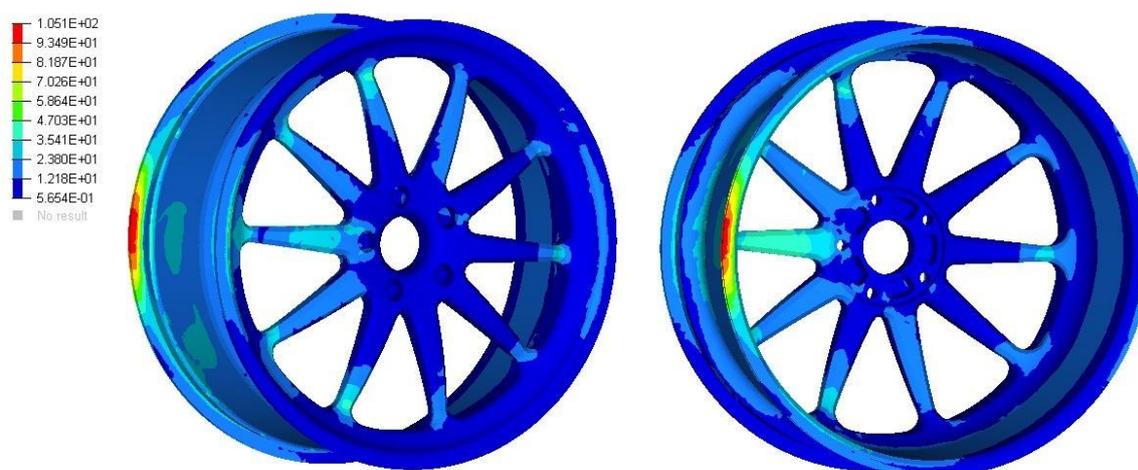
### 3.2. Análise de Impacto Vertical

Posteriormente, realizou-se uma análise referente ao impacto vertical, considerando três principais casos, os quais, por questões associadas à geometria da roda automotiva, são capazes de representar o sistema como um todo, sendo defasados em 18°. Dessa forma, a Tabela 5 apresenta os valores relacionados ao limite de escoamento, tensão de von Mises e o coeficiente de segurança do sistema para os três casos analisados. Sendo assim, os coeficientes de segurança foram calculados por meio da Equação 1, enquanto a tensão crítica está ilustrada na Figura 13.

**Table 5.** Tensão de von Mises e Coeficientes de Segurança para Análise de Impacto Vertical

| Impacto Vertical           | 0°    | 18°   | 36°   |
|----------------------------|-------|-------|-------|
| Limite de Escoamento [MPa] | 273   | 273   | 273   |
| Tensão de von Mises [MPa]  | 93.66 | 102.6 | 105.1 |
| Coeficiente de Segurança   | 2.91  | 2.66  | 2.60  |

**Figura 13.** Tensão de von Mises para Análise de Impacto Vertical – Caso Crítico (36°)



A Figura 13 ilustra a tensão de von Mises para o caso crítico de análise de impacto vertical, com seu valor máximo igual a  $1,051 \times 10^2 \text{MPa}$ . Sendo assim, o fator de segurança da roda automotiva é igual a 2,60.

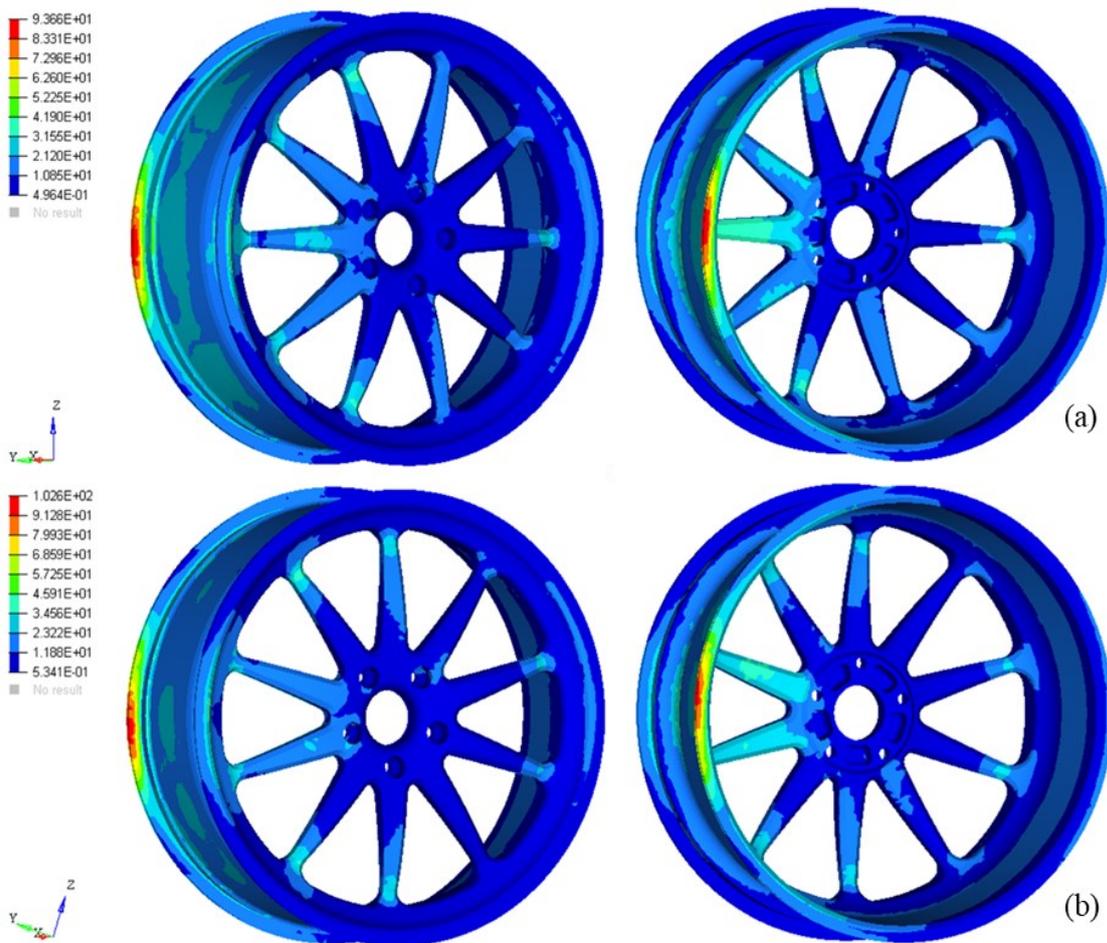
No caso da análise de impacto vertical, onde representa o comportamento da roda ao passar por uma imperfeição na pista, nota-se que o resultado também foi satisfatório, pois a roda suporta um impacto 2,6 vezes mais forte que o proposto.

Quando comparamos este fator de segurança com rodas automotivas de alta performance, esse fator tende a ser menor. Porém, devem ser levados em consideração os efeitos das incertezas relacionadas ao processo de fabricação, ao material, à natureza dos impactos que o sistema sofre [30, 31 e 32] e as análises de fadiga, por estes motivos, não foi realizada nenhum alívio de peso.

Além disso, foram analisados os demais casos desta abordagem, obtendo-se as tensões máximas de von Mises. Dessa forma, é possível identificar os pontos de maior tensão e deformação que a roda automotiva está sujeita, conforme ilustrado na Figura 14.

Analisando a Figura 14(a) e a Tabela 5, é possível verificar o valor referente à tensão máxima de von Mises igual a  $9,366 \times 10 \text{MPa}$ , com este valor crítico apresentado na borda traseira esquerda do aro da roda automotiva. Portanto, o fator de segurança equivale a 2,91. Por outro lado, analisando a Figura 14(b) em conjunto com a Tabela 5, é possível observar a tensão máxima de von Mises igual a  $1,026 \times 10^2 \text{MPa}$  e um fator de segurança igual a 2,66.

**Figura 14.** Tensão de von Mises para Análise de Impacto Vertical: (a) Caso 0°; (b) Caso 18°



### 3.3. Análise de Fadiga Lateral

A análise de Fadiga lateral representa o esforço que a roda recebe quando se deseja mudar de direção, ou se manter na direção correta caso haja algum esforço externo. Sendo assim, o sistema foi submetido a  $2 \times 10^4$  ciclo. Dessa maneira, tensão obtida por meio da curva S-N é referente a sua respectiva quantidade de ciclos (Figura 2), tendo um valor igual a 230 MPa. Sendo assim, por meio da Equação 3, obteve-se o valor desta tensão corrigida.

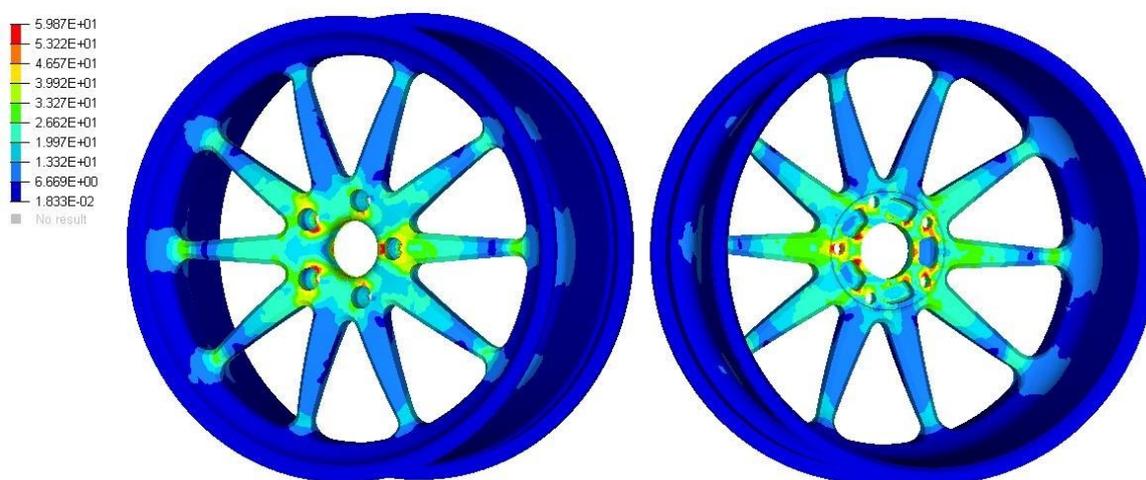
A análise de Fadiga lateral representa o esforço que a roda sofre para mudar de direção, quando solicitado, ou se manter na direção correta caso haja algum esforço externo.

Portanto, a Tabela 6 apresenta os valores da máxima tensão de von Mises, da tensão corrigida da curva S-N e do coeficiente de segurança à fadiga do sistema para os respectivos casos analisados. Esta abordagem é análoga ao caso do impacto vertical. Dessa forma, o caso crítico para a análise de fadiga lateral está ilustrado pela Figura 15, sendo possível verificar o valor referente à máxima tensão de von Mises.

**Tabela 6.** Máxima Tensão de von Mises e Coeficientes de Segurança para Análise de Fadiga Lateral

| <b>Fadiga Lateral</b>               | <b>0°</b> | <b>18°</b> | <b>36°</b> |
|-------------------------------------|-----------|------------|------------|
| Tensão de von Mises [MPa]           | 59.87     | 59.87      | 59.53      |
| Tensão Corrigida da Curva S-N [MPa] | 159.14    | 159.14     | 159.14     |
| Coeficiente de Segurança à Fadiga   | 2.66      | 2.66       | 2.67       |

**Figura 15.** Tensão de von Mises para Análise de Fadiga Lateral – Casos Críticos (0° e 18°)



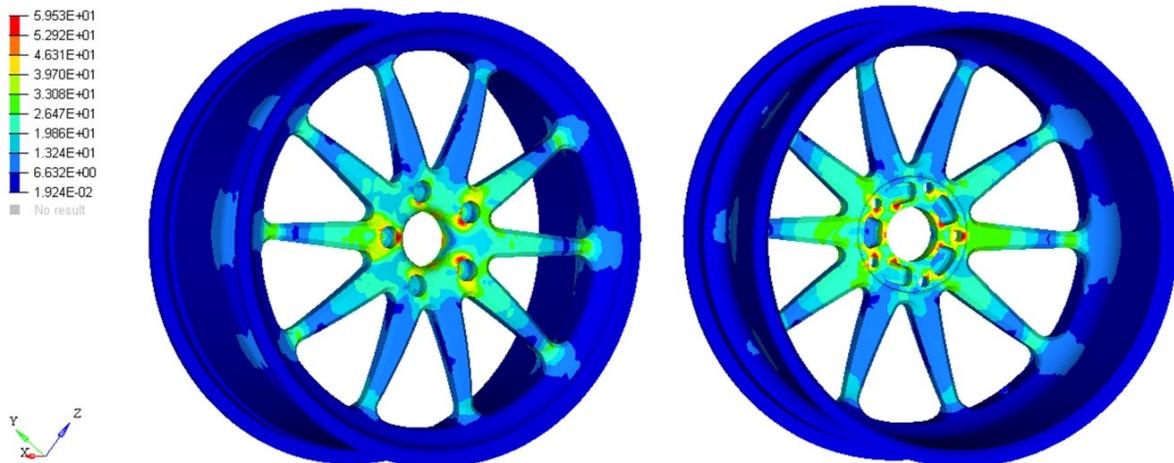
Desta forma, a Figura 15 ilustra a tensão de von Mises para os dois casos críticos da análise de fadiga lateral do sistema, com seu valor máximo igual a  $5.987 \times 10^1$  MPa. Assim, o fator de segurança da roda automotiva é igual a 2,66. No caso da análise de fadiga lateral, nota-se que o resultado também foi satisfatório, pois a roda suporta 2,66 vezes mais ciclos que o proposto.

Quando comparamos este fator de segurança com rodas automotivas de alta performance, esse fator tende a ser menor. Porém, devem ser levados em consideração os efeitos das incertezas relacionadas ao processo de fabricação, ao material, à natureza dos impactos que o sistema sofre [30, 31 e 32] e a análise de fadiga radial, por estes motivos, não foi realizada nenhum alívio de peso.

Portanto, o caso de aplicação de carregamento em 36° em relação à linha horizontal mediana analisado o plano do sistema, obtendo-se a tensão máxima de von Mises. Assim, foi possível identificar os pontos de maior tensão e deformação aos quais o componente está submetido, conforme ilustrado na Figura 16. Analisando a Figura 16 e a Tabela 6, é possível

verificar o valor referente à tensão máxima de von Mises igual a  $5,953 \times 10 \text{ MPa}$ . Essa tensão crítica se apresenta na região de fixação dos parafusos da roda automotiva, resultando em um fator de segurança equivalente a 2,67.

**Figura 16.** Tensão de von Mises para Análise de Fadiga Lateral – Caso 36°



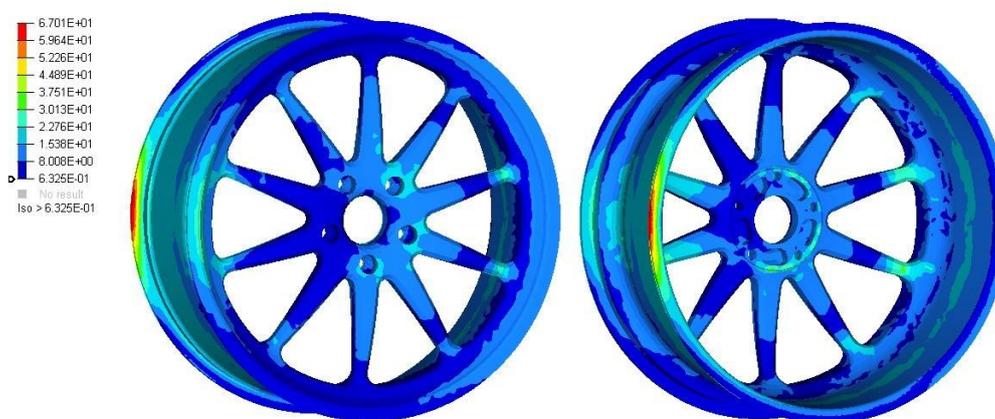
### 3.4. Análise de Fadiga Radial

Para o caso da análise de fadiga radial da roda automotiva, que representa a carga rotineira que a roda recebe em relação a massa do carro, a mesma foi submetida a  $4 \times 10^5$  ciclos, sendo que a tensão obtida por meio da curva S-N é referente a sua respectiva quantidade de ciclos (Figura 2), tendo um valor igual a 170 MPa. Sendo assim, por meio da Equação 3, obteve-se o valor desta tensão corrigida. Portanto, a Tabela 7 apresenta os valores da máxima tensão de von Mises, da tensão corrigida da curva S-N e do coeficiente de segurança à fadiga do sistema para os respectivos casos analisados, sendo um processo análogo aos casos do impacto vertical e da fadiga lateral. Desse modo, o caso crítico para a análise de fadiga lateral está ilustrado pela Figura 17, sendo possível verificar o valor referente à máxima tensão de von Mises.

**Tabela 7.** Máxima Tensão de von Mises e Coeficientes de Segurança para Análise de Fadiga Radial

| <b>Fadiga Radial</b>                | <b>0°</b> | <b>18°</b> | <b>36°</b> |
|-------------------------------------|-----------|------------|------------|
| Tensão de von Mises [MPa]           | 64.33     | 67.01      | 66.74      |
| Tensão Corrigida da Curva S-N [MPa] | 117.62    | 117.62     | 117.62     |
| Coeficiente de Segurança à Fadiga   | 1.83      | 1.76       | 1.76       |

**Figura 17.** Tensão de von Mises para Análise de Fadiga Radial – Caso Crítico (18°)

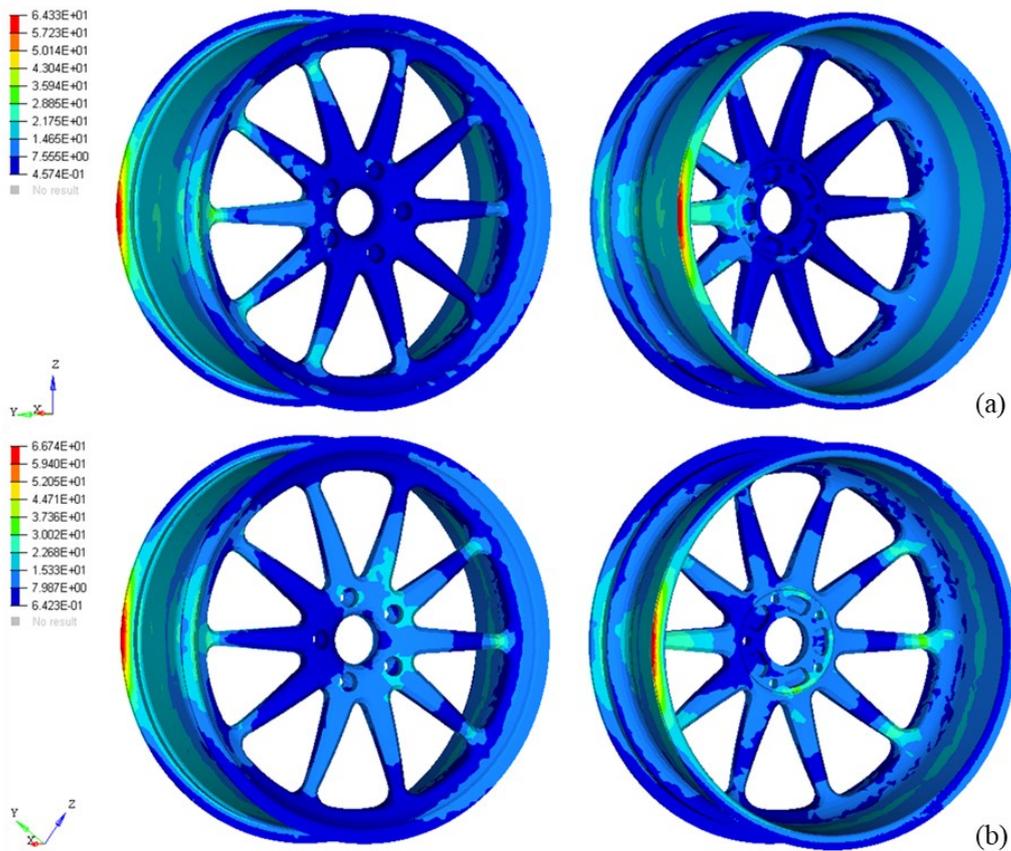


A Figura 17 apresenta a tensão de von Mises para o caso mais crítico da análise de fadiga radial da roda automotiva, com valor máximo igual a  $6,701 \times 10$  MPa. Assim, o fator de segurança da roda automotiva é igual a 1,76, sendo considerado confiável, pois suporta 1,76 vezes a mais que o proposto [21, 33].

Porém, mais uma vez, devem ser levados em consideração os efeitos das incertezas relacionadas ao processo de fabricação, ao material, à natureza dos impactos que o sistema sofre [30, 31 e 32], por estes motivos, não foi realizada nenhum alívio de peso.

Dessa forma, analisou-se os demais casos restantes desta abordagem, obtendo as máximas tensões de von Mises, podendo identificar os pontos de maiores tensões e deformações que o sistema está sujeito, conforme ilustrado pela Figura 18.

**Figura 18.** Tensão de von Mises para Análise de Fadiga Radial: (a) Caso 0°; (b) Caso 36°



Analisando a Figura 18(a) e a Tabela 7, é possível verificar o valor referente à máxima tensão de von Mises igual a  $6,433 \times 10$  MPa, tendo esse valor crítico apresentado na borda traseira esquerda do aro da roda automotiva, tendo por consequência, um coeficiente de segurança equivalente a 1,83. Por outro lado, analisando a Figura 18(b) juntamente com a Tabela 7, é possível observar a máxima tensão de von Mises igual a  $6,674 \times 10$  MPa, tendo um coeficiente de segurança igual a 1,76.

Sendo assim, em todos os casos analisados foram observados resultados satisfatórios e desejáveis. As frequências modais encontradas de 352,81Hz, 353,34Hz, 605,92Hz e 606,21Hz estão todas fora da faixa de trabalho do sistema, que seria em torno de 37Hz. A análise de Impacto Vertical obteve um coeficiente de segurança de 2,60 para o caso mais crítico, sendo satisfatório para o projeto. Os coeficientes de segurança para as análises de Fadiga, tanto Lateral quanto Radial foram, respectivamente, 2,66 e 1,76, o que também atendem a necessidade do projeto. Dessa maneira, foi possível chegar a uma geometria de roda otimizada com apenas 4,6Kg, que significa uma redução média de 5,9kg por roda, em comparação a rodas comerciais. Em outras palavras, uma redução total de 23,6kg em um carro.

Com os resultados obtidos através destas simulações, pode-se verificar a importância da utilização do Método dos Elementos Finitos para o desenvolvimento de rodas automotivas. Da mesma forma, esta ferramenta, possui alta aplicabilidade nas áreas de engenharia, bem como em diversas outras áreas [30, 35].

#### 4. Conclusão

O presente estudo confirma a grande importância da realização de análises estruturais utilizando o MEF, que por meio desta podemos simular diferentes tipos de materiais e geometrias, visando a otimização das mesmas. Além de uma redução de custos devido a não utilização de ensaios destrutivos e aumento da confiabilidade do produto final. Ademais, várias outras conclusões podem ser observadas:

✓ Na análise modal, nota-se que as frequências naturais encontradas estão acima de 350Hz, estando fora da faixa de trabalho (37Hz), não acarretando uma possível ressonância.

✓ Na análise de impacto vertical, nota-se que o fator de segurança encontrado foi de 2,60, atendendo a necessidade do projeto.

✓ No caso da análise de fadiga lateral, nota-se que o fator de segurança encontrado foi de 2,66, atendendo a necessidade do projeto.

✓ Na análise de fadiga radial, nota-se que o fator de segurança encontrado foi de 1,76, atendendo a necessidade do projeto.

✓ O modelo otimizado da roda automotiva aro 17 polegadas, tem a massa total de 4,6 kg (redução de aproximadamente 5,9 kg em relação as rodas comerciais de alta performance).

A partir dos resultados obtidos é possível concluir que o material e a geometria são pontos importantes a serem considerados no desenvolvimento de um projeto, tendo estes, grande influência nas questões relacionadas à segurança veicular. Tais fatores confirmam a importância da realização de estudos aprofundados e complexos nestas áreas, a fim de garantir o desenvolvimento de sistemas mecânicos leves, eficazes, confiáveis e seguros.

## Referências

- [1] d'Ambrosio S, Vitolo R. Potencial impact of active tire pressure management on fuel consumption reduction in passenger vehicles. *Proc IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2018; v. 233, p. 961-975.
- [2] Savitski D, Hoeping K, Ivanov V, Augsburg K. Influence of the Tire Inflation Pressure Variation on Braking Efficiency and Driving Comfort of Full Electric Vehicle with Continuous Anti-Lock Braking System. *SAE Int. J. Passeng. Cars - Mech. Syst.* 8(2):2015, doi:10.4271/2015-01-0643.
- [3] Farroni F, Sakhnevych A, Timpone F. Physical modelling of tire wear for the analysis of the influence of thermal and frictional effects on vehicle performance. *Proc IMechE Part L: Journal of Materials: Design and Applications*, 2016; v. 231, p. 151-161.
- [4] Farroni F, Sakhnevych A, Timpone F. A three-dimensional multibody tire model for research comfort and handling analysis as a structural framework for a multi-physical integrated system. *Proc IMechE Part D: Journal of Automobile Engineering*, 2018; v. 233, p. 136-146.
- [5] Kabe K, Rachi K, Takahashi N, Kaga Y. Tire Design Methodology Based on Safety Factor to Satisfy Tire Life (Simulation Approach to Truck and Bus Tire Design). *Tire Science and Technology, TSTCA*, 2005; v. 33, no. 4, p.195-209.
- [6] Reimpell J, Stoll H, Betzler JW. *The Automotive Chassis: Engineering Principles*. 2. ed. Butterworth-Heinemann, 2001.
- [7] Gillespie TD. *Fundamentals of Vehicle Dynamics*. Society of Automotive Engineers Inc. 1992.
- [8] Sharma JK, Parashar SK. Experimental modal analysis using laser vibrometer and finite element modeling of milling machine arbor. *SN Applied Sciences*, 2019; v. 1. DOI: <https://doi.org/10.1007/s42452-019-0664-4>.
- [9] Mohamed MFBF, Azmir NAB. Study on Behavior of Water Treatment Pump Before and After Modification using Finite Element Modal Analysis. *IOP Conference Series Materials Science and Engineering*, 2020; v. 824, 012004. DOI: doi:10.1088/1757-899X/824/1/012004.
- [10] Zhang FL, Yang YP, Xiong HB, Yang JH, Yu Z. Structural health monitoring of a 250-m super-tall building and operational modal analysis using the fast Bayesian FFT method. *Struct Control Health Monit*, 2019; e2383. DOI: <https://doi.org/10.1002/stc.2383>.
- [11] Hassan R, Yusoff M, Alisibramulisi A, Amin NM, Ismail Z. Determination of Rayleigh Damping Coefficient for Natural Damping Rubber Plate Using Finite Element Modal Analysis. *InCIEC 2014*, 2015; p. 713-725. DOI: 10.1007/978-981-287-290-6\_62.

- [12] Ramu I, Mohanty SC. Modal analysis of Functionally Graded material Plates using Finite Element Method. *Procedia Materials Science*, 2014; v. 6, p. 460 – 467.
- [13] Li Z. Mechanical Analyses of Multi-piece Mining Vehicle Wheels to Enhance Safety. 2014. 318 f. University of Windsor, Ontario, Canadá, 2014.
- [14] Liu S, Liu C, Hu Y, Gao S, Wang Y, Zhang H. Fatigue life assessment of centrifugal compressor impeller based on FEA. *Engineering Failure Analysis*, 2015. DOI: <http://dx.doi.org/10.1016/j.engfailanal.2015.11.035>.
- [15] Wei J, Pan Z, Lin X, Qin D, Zhang A, Shi L. Copula-function-based analysis model and dynamic reliability of a gear transmission system considering failure correlations. *Fatigue Fract Eng Mater Struct.*, 2019;42:114–128. DOI: 10.1111/ffe.12876.
- [16] Gu S. Application of finite element method in mechanical design of automotive parts. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2017; v. 231, 012180. DOI:10.1088/1757-899X/231/1/012180.
- [17] Bahari AR, Yunus MA, Rani MNA, Nalisa A, Shah MASA. Investigation on the effects of suspension stiffness using experimental modal analysis and finite element model updating. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2019; v. 506, 012043. DOI: 10.1088/1757-899X/506/1/012043.
- [18] Yu KG, Yang ZH. ASSEMBLY VARIATION MODELING METHOD RESEARCH OF COMPLIANT AUTOMOBILE BODY SHEET METAL PARTS USING THE FINITE ELEMENT METHOD. *International Journal of Automotive Technology*, 2015; v. 16, n. 1, p. 51–56. DOI: 10.1007/s12239–015–0005–6.
- [19] Kumar M, Singh NK. Static, Modal and Buckling Analyses of Automotive Propeller Shaft using Finite Element Methods. *IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering*, 2018; v. 330, 012094. DOI: 10.1088/1757-899X/330/1/012094.
- [20] Yildiz Y, Duzgun M. STRESS ANALYSIS OF VENTILATED BRAKE DISCS USING THE FINITE ELEMENT METHOD. *International Journal of Automotive Technology*, 2010; v. 11, n. 1, p. 133–138. DOI: 10.1007/s12239–010–0018–0.
- [21] Marini L, Kedziora S. Design of Automotive Road Racing Rim with Aid of Topology Optimization. Project Report No. 00114092016 rev 1, 2019.
- [22] Argus Media. Disponível em: <https://www.argusmedia.com/en/metals>. Access in: 20 Apr. 2022.
- [23] Liu WC, Dong J, Zhang P, Yao ZY, Zhai CQ, Ding WJ. High Cycle Fatigue Behaviour of as-extruded ZK60 Magnesium Alloy. *J Mater Sci*, 2009; v. 44, p.2916–2924.

- [24] Chen, M., Li, Y., Li, C., Li, Y., Li, Z., & Li, M. Influence of zinc content on microstructure and mechanical properties of ZK60 magnesium alloy. *Journal of Alloys and Compounds*, 2020; 827, 154325. <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2020.154325>.
- [25] Liu, Q., Liu, L., Wang, Z., & Sun, G. Effect of La addition on microstructure and corrosion behavior of ZK60 magnesium alloy. *Materials Science and Engineering: A*, 2021; 815, 141166. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2021.141166>.
- [26] Sun, Y., Zhang, X., Jiang, Z., Chen, X., & Huang, J. Influence of microstructure on tensile properties and corrosion behavior of ZK60 magnesium alloy. *Journal of Alloys and Compounds*, 2021; 854, 157222. <https://doi.org/10.1016/j.jallcom.2020.157222>.
- [27] Zhu, S., Wang, Z., & Wu, X. Effect of plastic deformation and thermal treatment on microstructure and mechanical properties of ZK60 magnesium alloy. *Materials Science and Engineering: A*, 2019; 750, 236-243. <https://doi.org/10.1016/j.msea.2019.01.073>.
- [28] BBS Japan Wheel Catalog 2018. Available in: [https://bbs-japan.co.jp/en/wp-content/pdf/BBS\\_Catalog\\_2018\\_01\\_en.pdf](https://bbs-japan.co.jp/en/wp-content/pdf/BBS_Catalog_2018_01_en.pdf). Access in: 21 Apr. 2022.
- [29] Norton RL. *Machine Design: An Integrated Approach*. 4th Edition. Pearson, 2011.
- [30] Scinocca F, Nabarrete A. Parametric Stochastic Analysis of a Piezoelectric Vibration Absorber Applied to Automotive Body Structure. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2020; vol. 8, pp. 199-213.
- [31] Cursi ES, Sampaio R. *Uncertainty Quantification and Stochastic Modeling with Matlab®*. Great Britain and the United States: ISTE Press Ltd and Elsevier Ltd, 2015.
- [32] Soize C. *Uncertainty Quantification: An Accelerated Course with Advanced Applications in Computational Engineering*. Springer International Publishing, 2017.
- [33] Prasad BGNS, Kumar MA. Topology Optimization of Alloy Wheel. *Altair Technology Conference*, 2013.
- [34] K. Gok, Development of three-dimensional finite element model to calculate the turning processing parameters in turning operations, *Measurement*, 75 (2015) 57-68.
- [35] K. Gok, M. Erdem, Y. Kisioglu, A. Gok, M. Tumsek, Development of bone chip-vacuum system in orthopedic drilling process, *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*, 43 (2021) 224.
- [36] M. ERDEM, K. GOK, B. GOKCE, A. GOK, NUMERICAL ANALYSIS OF TEMPERATURE, SCREWING MOMENT AND THRUST FORCE USING FINITE ELEMENT METHOD IN BONE SCREWING PROCESS, *Journal of Mechanics in Medicine and Biology*, 17 (2017) 1750016.

- [37] H.D. ADA, M. ERDEM, K. GOK, COMPUTATIONAL FLUID DYNAMICS SIMULATION OF EROSION-CORROSION IN ABRASIVE WATER JET MACHINING, *Surface Review and Letters*, 28 (2021) 2150031.
- [38] A. Gok, S. Inal, F. Taspinar, E. Gulbandilar, K. Gok, Fatigue behaviors of different materials for schanz screws in femoral fracture model using finite element analysis, *Optoelectronics and Advanced Materials-Rapid Communications*, 8 (2014) 576-580.
- [39] K. Gok, Investigation of the use of silicone pads to reduce the effects on the human face of classical face masks used to prevent from COVID-19 and other infections, *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part E: Journal of Process Mechanical Engineering*, 0 09544089211019581.
- [40] Portal TS: Chega ao mercado roda de alumínio que reduz o peso do carro em 7kg. Disponível em: <<https://www.portalts.com.br/chega-ao-mercado-roda-de-aluminio-que-reduz-o-peso-do-carro-em-sete-quilos#:~:text=Atualmente%2C%20uma%20roda%20de%20alumíni o, média%2C%2010%2C5%20kg>>.