

Paulo César de Moura

**Análise de Fadiga em Rodas Automotivas Utilizando Método dos
Elementos Finitos.**

Paulo César de Moura

**Análise de Fadiga em Rodas Automotivas Utilizando Método dos
Elementos Finitos.**

Trabalho de Graduação apresentado ao Conselho de Curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Graduação em Engenharia Mecânica.

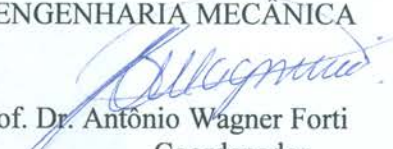
Orientador (a): José Elias Tomazini

M929a	Moura, Paulo César de Análise de fadiga em rodas automotivas utilizando método dos elementos finitos / Paulo César de Moura – Guaratinguetá, 2014. 56 f : il. Bibliografia: f. 55 Trabalho de Graduação em Engenharia Mecânica – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2014. Orientador: Prof. Dr. José Elias Tomazini 1. Automóveis – Rodas 2. Método dos elementos finitos 3. Fadiga I. Título CDU 629.4-027.4
-------	---

Paulo César de Moura

ESTE TRABALHO DE GRADUAÇÃO FOI JULGADO ADEQUADO COMO
PARTE DO REQUISITO PARA A OBTENÇÃO DO DIPLOMA DE
"GRADUADO EM ENGENHARIA MECÂNICA"

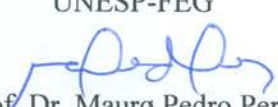
APROVADO EM SUA FORMA FINAL PELO CONSELHO DE CURSO DE
GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA


Prof. Dr. Antônio Wagner Forti
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:


Prof. Dr. José Elias Tomazini
Orientador/UNESP-FEG


Prof. Dr. Marcelo Sampaio Martins
UNESP-FEG


Prof. Dr. Mauro Pedro Peres
UNESP-FEG

Maio de 2014

AGRADECIMENTOS

Gostaria de agradecer a minha família que trabalhou muito para que pudesse chegar aqui. Uma agradecimento especial para a Bia e a Bruna, as quais tiveram sobre o texto influência direta. Aos irmãos da República que estiveram ao meu lado durante esses 5 anos de curso, e também ao meu grande amigo Rafael.

Não poderia deixar de demonstrar gratidão aos professores Tomazini e Fernando, que me iniciaram na metodologia dos elementos finitos (MEF) e ao meus tutores no estágio Marangoni, Gabriel e Diego grandes responsáveis também pelo meu atual conhecimento em MEF.

Sem essas pessoas a conclusão desse texto não seria possível.

Moura, P. C. Análise de fadiga em rodas automotivas utilizando métodos dos elementos finitos. 2014. 56 f. Trabalho de Graduação – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

RESUMO

A crescente busca por melhores desempenhos da indústria automotiva, principalmente na questão do consumo de combustível, ocasionou uma progressiva evolução na tecnologia industrial em geral. Para a roda esse estudo se define centrado na tentativa de redução de massa e diminuição do momento de inércia, características que são refletidas diretamente nos parâmetros de desempenho, como consumo e aceleração, de modo que também atua no crescimento da margem de lucro, já que reduz o custo de locomoção. No trabalho em questão será empregado o Método dos Elementos Finitos a fim de explicar o comportamento da roda e identificar os pontos nos quais possam haver maneiras de aperfeiçoar o desempenho. Para tal análise simulou-se uma condição de ensaio adotada pela ABNT NBR 6751:2009 prevendo um possível colapso por fadiga e escoamento. O carregamento aqui apresentados advém das equações apresentadas na norma e em dados fornecidos pelo fabricante.

Palavra Chave: roda, elemento finito, MEF, ANSYS, fadiga.

Moura, P. C. Fatigue analysis on automotive wheels using finite element methods. 2014. 56 f. Graduate Work (Graduate in Mechanical Engineering) – Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2014.

ABSTRACT

The increasing search for better performance at the automotive industry, especially on the matter of fuel consumption, caused a progressive evolution of industrial technology. For the wheel this study is based on the try of reducing mass and decreasing the moment of inertia, characteristics that directly reflect on the performance parameter, as consumption and acceleration, so that it also is effective on the growth of the profit margin, since it reduces the costs of the locomotion. In this paper will be applied the Finite Element Analysis to explain the wheel behavior and identify ways to improve the performance. To the analyze it will be simulated a test condition established by ABNT NBR 6751:2009 foreseeing a possible collapse through general yielding and fatigue. The load here presented results from the equation presented on the norms and in the datas provided by the manufacturer.

Keywords: wheels, finite element, Finite Element Analysis, FEA, ANSYS, fatigue.

SUMÁRIO

1.	INTRODUÇÃO	12
1.1	OBJETIVO	13
2.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.	14
2.1	FADIGA	14
2.2	CURVA S-N	16
2.3	FATORES DE CORREÇÃO DE RESISTÊNCIA	18
2.4	INTRODUÇÃO AO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.	18
2.5	O ANSYS	23
2.6	HISTÓRIA DA FADIGA EM RODAS AUTOMOTIVAS UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS.	24
3.	ESTUDO TEÓRICO E PRÁTICO DA TECNOLOGIA DE RODAS AUTOMOTIVAS.....	26
3.1	ESTUDO FÍSICO DE UMA RODA	26
3.2	ENSAIOS DE RESISTÊNCIA	27
3.2.1	Fadiga Rotativa:	28
3.2.1.1	Preparação	29
3.2.1.2	Momento fletor.....	29
3.2.1.3	Determinação do momento fletor.....	29
3.2.2	Fadiga Sob Carga Radial:	30
3.2.2.1	Preparação	31
3.2.2.2	Carga Radial	32
3.2.3	Crítérios para Determinação de Desempenho.....	33
4.	OBJETO DE ESTUDO.....	34
4.1	MATERIAL UTILIZADO.....	34
4.1.1	Considerações sobre a Curva S-N.....	36
5.	MODELAGEM DO PROBLEMA	39
5.1	SIMULAÇÃO EM CASCA.....	39
5.1.1	Escolha do tipo de elemento	39
5.1.2	Criação da malha de elementos finitos.....	40

5.2	ANÁLISE DE FADIGA ROTATIVA.....	41
5.2.1	Cálculo da Carga.....	42
5.2.1.1	Modelamento das restrições e carregamento.	42
5.3	ANÁLISE DE FADIGA SOB CARGA RADIAL	44
5.3.1	Cálculo da Carga.....	44
5.3.2	Interação do pneu com a roda.....	45
5.3.3	Modelamento das restrições e carregamento.....	46
6.	RESULTADOS E DISCUSSÕES	48
6.1	ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA	48
6.2	ENSAIO DE CARGA RADIAL.....	50
7.	CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO	53
7.1	CONCLUSÃO	53
7.2	RECOMENDAÇÃO	54
8.	BIBLIOGRAFIA	55

Índice de Figuras

Figura 1: Curva de fadiga tempo X tensão	15
Figura 2: (a) carregamento repetido; (b) carregamento totalmente reverso; (c) carregamento flutuante	16
Figura 3: Curva SxN	17
Figura 4: Eixo de seção não uniforme	19
Figura 5: Eixo de seção não uniforme e suas representações em segmentos uniformes ...	20
Figura 6: Representação do elemento barra.....	21
Figura 7: Nomenclatura da Roda.	26
Figura 8: Fadiga Rotativa.	28
Figura 9: Representação da máquina de teste de fadiga sob carga radial.....	31
Figura 10: Modelo da Roda	34
Figura 11: Curva SxN teórica.	36
Figura 12: Shell 281 (ANSYS HELP,2012).....	39
Figura 13: Superfície média.....	40
Figura 14: Malha.....	41
Figura 15: Spider	43
Figura 16: Representação das Posições	45
Figura 17: Restrição da análise de fadiga radial	46

Índice de Tabelas

Tabela 1: Tabela 1 da norma NBR 6751.....	30
Tabela 2: Tabela 4 da ANBT 6751:2009.....	32
Tabela 3: Tabela 5 da NBR 6751.....	32
Tabela 4: Composição do Aço.....	35
Tabela 5: Resultado da análise de fadiga rotativa.....	49
Tabela 6: Resultado da análise de fadiga radial.....	51

Lista de Simbolos.

σ_m	Tensão Média
σ_a	Tensão Alternada
$\sigma_{m\acute{a}x}$	Tensão Máxima
$\sigma_{m\acute{i}n}$	Tensão Mínima
R	Razão de Tensões
Se	Tensão limite de fadiga da peça real
Se'	Tensão limite de fadiga do ensaio
C _{carregamento}	Fator de correção de tipo de carregamento
C _{tamanho}	Fator de correção para o tamanho
C _{superficie}	Fator de correção para o acabamento superficial
C _{temp}	Fator de correção para a temperatura
C _{confiabilidade}	Fator de correção para a confiabilidade
E	Módulo de elasticidade
A	Área
u ₂	Deslocamento da extremidade 2
F	Força
M	Momento
L	Comprimento da Barra
ν	Coefficiente de Poisson

ρ	Densidade
S_y	Tensão limite de resistência ao escoamento
S_u	Tensão limite de resistência à tração
R_p	Raio do maior pneu que a roda admite
d	Profundidade de montagem da roda em metros
μ	Coeficiente de atrito entre o pneu e o solo
S	Fator de aceleração do ensaio conforme a tabela
K	Fator de aceleração do ensaio conforme a tabela
S_m	Tensão Média de falha à 10^3 ciclos
S_f	Tensão limite de fadiga
F_n	Força aplicada ao nó
θ	Posição angular em relação ao ponto 0°
G	Coeficiente de controle de dispersão de carregamento nodal
n	Número de nós
V	Coeficiente de controle e esforço total aplicado

1. INTRODUÇÃO

Devido ao atual cenário mundial, no qual a busca pela redução de gastos e consumo é cada vez maior, o aperfeiçoamento de processos e componentes a fim de diminuir tal gasto se torna cada vez mais necessário. No ramo automotivo não é diferente, são feitos estudos de caso de diversas áreas automobilísticas com objetivo de aprimorar o rendimento do veículo, principalmente em relação ao consumo de combustível. Para a roda o estudo do material a ser empregado e as modificações estruturais podem causar, conseqüentemente, a redução da massa e do momento de inércia no eixo do veículo e, por fim, economia em relação ao gasto de combustível e custo de fabricação. Outro ponto a ser enfatizado é que a diminuição da massa da roda também melhoram características como conforto e diminui variação da força de contato entre pneu e pavimento segundo Bastow (1951).

O processo de evolução da roda se deu a partir da escolha de materiais e geometrias que sejam capazes de suportar cada vez mais esforço, e, desse modo, diminuir a massa e aumentar a segurança. Essas mudanças levaram à menor utilização de material, refletindo em mais carga arrastada para a mesma potência. Tanto as geometrias cada vez mais complexas quanto as cargas de natureza estática e cíclicas, tornam difíceis as análises e dificultam o trabalho de desenvolvimento desse componente.

Nesse estudo, a ênfase será na parte de fadiga, uma vez que, geralmente, o material falha devido a esse fenômeno, causado pelos níveis de tensões normalmente inferiores ao escoamento do material. Assim, o projeto tem como objetivo buscar a vida infinita da roda estudada ou até mesmo quais seriam os ciclos suportados por esse elemento em diversas condições de carga e tensão. Contudo, examinar os fenômenos de fadiga que acontecem em alguns elementos geometricamente complexos de forma analítica se torna impreciso e demasiado inviável. Por isso, está se popularizando o uso de ferramentas numéricas, sendo aplicado aqui o método dos elementos finitos.

Estudos desse tipo carregam muitas vantagens, ao serem comparados ao o que ocorreria em um desenvolvimento sem eles, no que diz respeito ao tempo necessário para obter uma resposta e

custo. Desse modo, é possível que uma empresa chegue mais rapidamente em uma geometria final, sem a necessidade de grandes investimentos na construção de protótipos e em simulações laboratoriais. É importante saber que a utilização desse método não exclui a necessidade de ensaio em laboratório, mas os diminui de maneira considerável, uma vez que os protótipos são ensaiados mais próximos de sua forma final, economizando tempo em ensaios e prototipagem. Essa metodologia também é eficiente para direcionar as escolhas de conceito, indicando os pontos fortes e fracos, mesmo que em estágios iniciais do estudo, atuando diretamente no custo investido para obtenção de um novo modelo ou alteração de um já existente, tornando não somente maior a lucratividade desses modelos como também aumentando confiabilidade no produto, já que são desenvolvidos com o conhecimento dos esforços atuantes e não mais como uma arte experimental.

Esse estudo tem a intenção de aliar a teoria obtida em pesquisas bibliográficas com a tecnologia do software ANSYS para análise da vida em fadiga de uma roda automotiva e chegar a uma conclusão.

1.1 OBJETIVO

O estudo tem como objetivo analisar a resistência de uma roda de aço empregada em um veículo pesado, considerando como parâmetros a ocorrência de falha por escoamento e por fadiga durante os Ensaios de Resistência, segundo a norma ABNT NBR 6751:2009.

Outro objetivo é encontrar uma metodologia utilizando o método dos elementos finito que apresente uma boa perspectiva da roda durante os ensaios de verificação a um baixo custo computacional.

2. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.

2.1 FADIGA

Eventualmente, há a ocorrência de falhas nas máquinas devido a cargas que variam com o tempo, em geral, essas falhas acontecem com valores de tensões muito inferiores aos de escoamento do material, tal fenômeno é conhecido como fadiga. (NORTON, 2004)

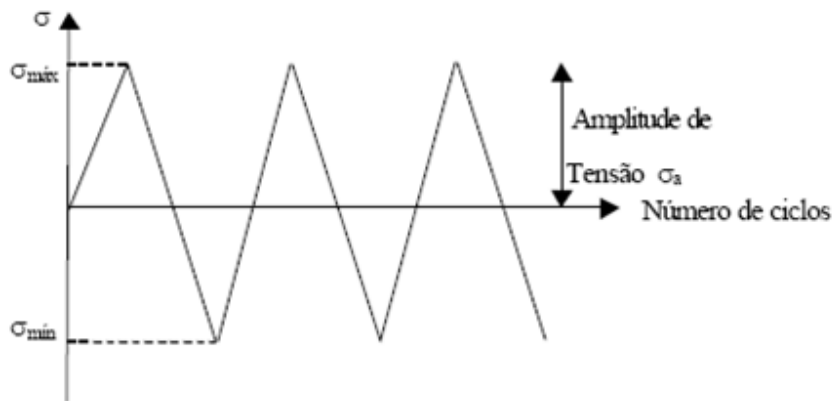
A falha por fadiga tem início por meio das trincas localizadas nas microestruturas do material, que surgem durante a fabricação, ou devido aos esforços cíclicos nos quais o componente é exposto ao longo de sua vida.

Essas, na maioria das vezes, aparecem em entalhes, quinas ou em outros tipos de geometrias que concentrem tensão e se propaguem com o tempo, levando o material a fratura. Assim, saber analisar um processo de fadiga em determinado componente mecânico é essencial, já que com o dimensionamento e especificação corretos, garante-se ao projeto segurança e confiabilidade.

Em análise, qualquer carga de natureza cíclica pode provocar a falha devido a fadiga, tal oscilação de carga é normalmente representada como sendo uma curva senoidal ou “dente de serra”. A forma de onda tensão-tempo ou deformação-tempo terá a mesma aparência geral e frequência que a onda carga-tempo. Assim, fatores como amplitude, valor médio da onda de tensão-tempo e número total de ciclos de tensão que o elemento é submetido tem influência direta no mecanismo de fratura. (NORTON, 2004)

Segundo Norton, a Figura 1 a seguir ilustra uma curva de tensão em função do tempo com o formato “dente de serra”. (NORTON, 2004):

Figura 1: Curva de fadiga tempo X tensão



Fonte: (AUTOR)

Para entender melhor o mecanismo de falha deve-se considerar algumas variáveis, como tensão média (σ_m), tensão máxima ($\sigma_{máx}$), tensão mínima ($\sigma_{mín}$), tensão alternada (σ_a) e razão de tensões (R). Abaixo pode-se ver o equacionamento de cada variável:

$$\sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín}) / 2 \quad (1)$$

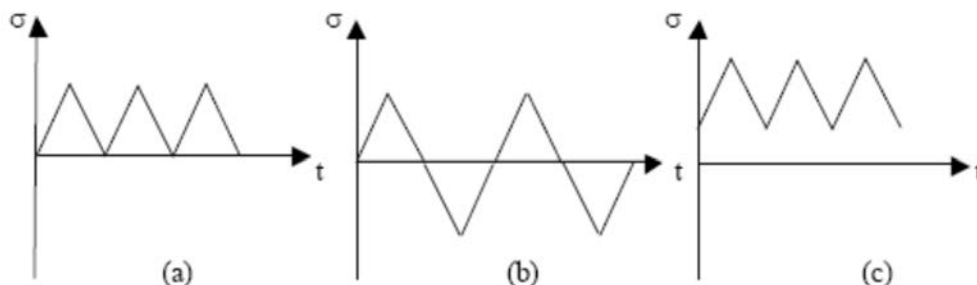
$$\sigma_a = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín}) / 2 \quad (2)$$

$$R = \sigma_{mín} / \sigma_{máx} \quad (3)$$

O parâmetro R é um fator que demonstra o tipo de carregamento ao qual está sujeito o componente. Se o ciclo varia de carga nula para carga de tração, nesse caso, $R=0$ e o carregamento é considerado repetido. Caso a carga varie de tensão de tração para compressão com igual magnitude ($R=-1$) o carregamento é considerado totalmente reverso. Por fim, se houver apenas carga de tração durante todo o ciclo $R > 0$ e o carregamento é chamado de flutuante.

A Figura 2 a seguir ilustra os três tipos de carregamento descritos acima:

Figura 2: (a) carregamento repetido; (b) carregamento totalmente reverso; (c) carregamento flutuante

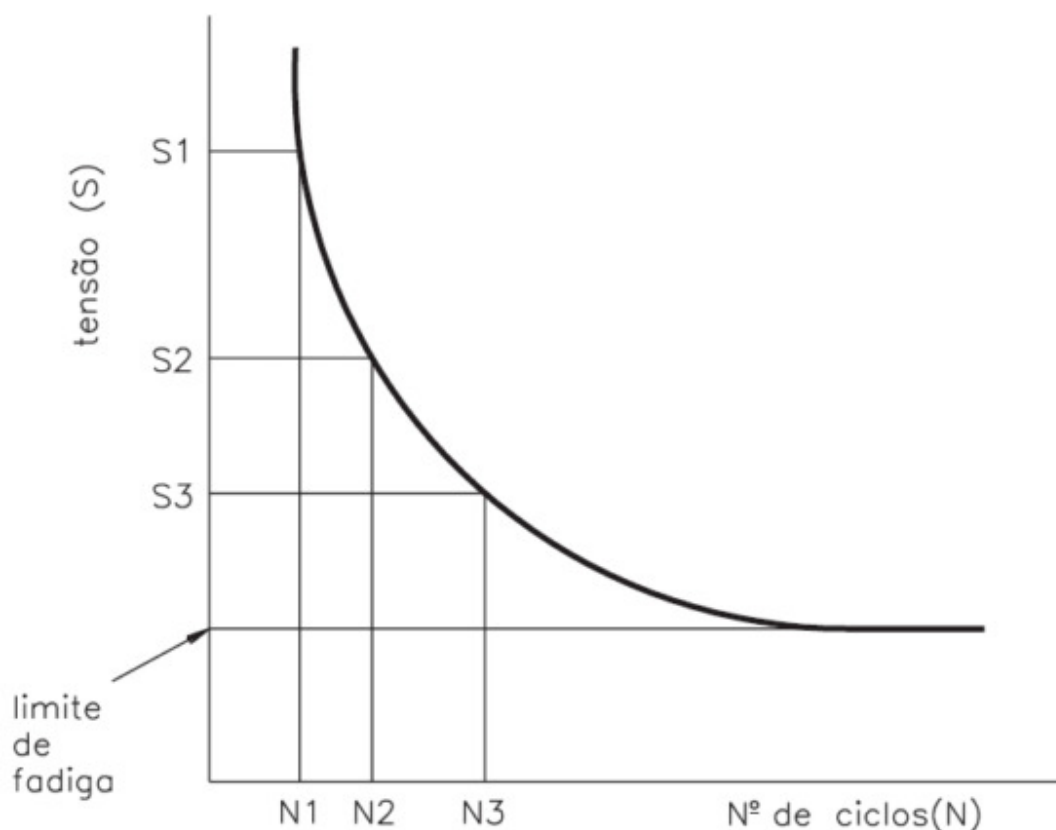


Fonte: (AUTOR)

2.2 CURVA S-N

A vida em fadiga da peça é a função entre o número de ciclos necessários para que ocorra uma falha e a tensão. Essa ruptura ocorre, comumente, em tensões inferiores as que ocorreria em carga estática (variando de acordo com o número de ciclos) e apresenta, para os aços, uma fratura semelhante a causada por escoamento em materiais frágeis, mesmo nos de elevada ductilidade.

Sendo assim, é necessário um estudo para determinação comportamental do apresentados em uma curva de Tensão material. Os resultados desse tipo de ensaio são de Ruptura pelo número de ciclos, ou curva S-N. Supondo que para certa solicitação há a resistência do corpo de prova para determinado número de ciclos, para uma tensão diferente ele suporta outro número de ciclos e, assim, sucessivamente. Plotando esses dados no diagrama pode-se, desse modo, criar a curva S-N, com a tensão no eixo das ordenadas e o número de ciclos no eixo das abcissas. (CATARINO, 2009)

Figura 3: Curva SxN

Fonte: (CATARINO, 2009)

Observando a curva da figura 3, nota-se que, à medida que a tensão aplicada diminui, o corpo de prova resiste a um maior número de ciclos. Pode ser visto também, que diminuindo a tensão a partir de um certo nível, a curva tende para uma assíntota horizontal e o número de ciclos para a ruptura do corpo de prova torna-se praticamente infinito. Esse comportamento é, geralmente, encontrado em aços que, por coincidência, é o nosso material de estudo.

A tensão mínima, que não provoca a fratura por fadiga, chama-se Tensão Limite de fadiga, ou Resistência à fadiga. Mas para a maioria dos materiais, especialmente os metais não ferrosos, como o alumínio, a curva obtida no diagrama S-N é sempre decrescente, não existindo um valor de Tensão Limite de fadiga (CATARINO, 2009). Outra observação é a de que, para o aço, temos o limite de fadiga bem caracterizado na ordem de 10^6 ciclos.

2.3 FATORES DE CORREÇÃO DE RESISTÊNCIA

A curva SxN é obtida em laboratório, por isso, apresenta valores teóricos, válidos em condições específicas de ensaio. Muitos estudos foram feitos para correlacionar os valores obtidos em ensaio aos valores práticos através de fatores de correção.

O Norton estabeleceu como referência que:

$$Se = C_{carregamento} * C_{tamanho} * C_{superficie} * C_{temp} * C_{confiabilidade} * Se' \quad (4)$$

Onde: Se= Tensão limite de fadiga da peça real

Se'= Tensão limite de fadiga do ensaio

2.4 INTRODUÇÃO AO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS.

Junto com a crescente complexidade de geometrias e esforços atuantes em componentes ou conjuntos, as análises e dimensionamentos na engenharia que possuem metodologia de cálculo através da resolução direta dos sistemas de equações de derivadas parciais que regem o fenômeno se tornaram inviáveis ou impraticáveis para uma grande quantidade de componentes. Por conta desse problema, soluções aproximadas e métodos numéricos ganharam muito espaço no campo de projetos (AZEVEDO, 2003).

Com os avanços da informática, um método numérico específico praticamente dominou o campo de análises estruturais e ficou conhecido como Método dos Elementos finitos (MEF). Esse método numérico aproximado consiste na discretização de um sistema contínuo em partes finitas, denominadas “elementos” e conectadas por pontos discretos, conhecidos como nós. De maneira geral, a ideia é transformar um problema complexo em uma somatória de diversos problemas simples. Assim, podem ser encontradas resoluções para os problemas locais (dentro do elemento), de modo que garantam uma convergência com o problema global.

Contudo, dada metodologia não possui apenas vantagens, devido a esse processo gera-se um grande número de sistemas de equações lineares e, conseqüentemente, um grande número cálculos para suas resoluções, logo, o método torna-se factível unicamente com o auxílio de computadores e, por isso, progrediu juntamente com a evolução e popularização da informática.

A formulação do MEF pode ser baseada em diferentes métodos, como método dos deslocamentos, modelos de equilíbrio, métodos híbridos e mistos. De todos os métodos, o mais simples e versátil é o dos deslocamentos e é, portanto, o mais encontrado em publicações e livros (AZEVEDO, 2003).

O conceito básico pode ser explicado com o problema simples de uma barra engastada de seção não uniforme e submetida a um esforço axial.

Figura 4: Eixo de seção não uniforme



Fonte: (AUTOR)

Considerando que uma barra em carga axial é governada pela equação 5:

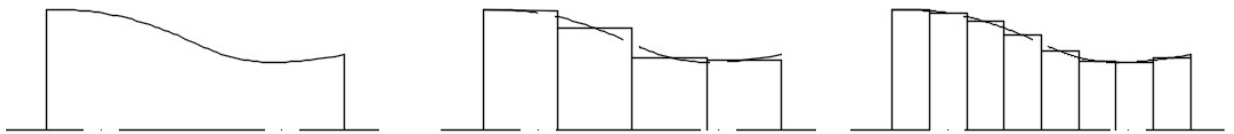
$$EA \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} = F \quad (5)$$

Sendo E o módulo de elasticidade e A a área da seção transversal da barra. Para o caso de uma seção constante, a equação pode ser facilmente resolvida e obteremos a equação 6, já muito conhecida no meio acadêmico, de deslocamento da extremidade não engastada (denominada u_2 na equação) é:

$$u_2 = \frac{FL}{EA} \quad (6)$$

Porém, para determinadas geometrias, com seção transversal não uniforme, a solução para esse problema pode se tornar nada trivial. Então, para contornar essa complexidade subdividimos o problema em pequenos elementos barras com seção uniforme como na Figura 5.

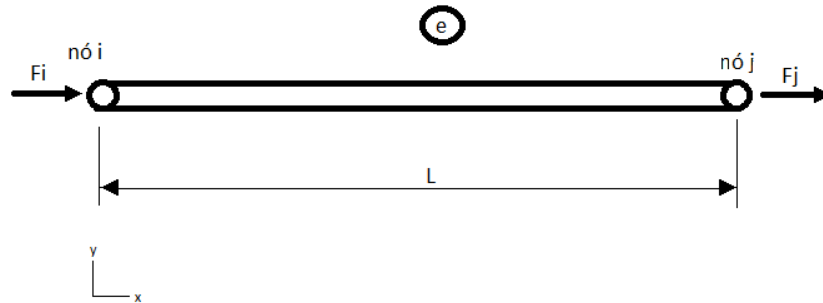
Figura 5: Eixo de seção não uniforme e suas representações em segmentos uniformes



Fonte: (AUTOR)

Portanto, ao invés de um problema complexo, existem diversos problemas simples em cada elemento, que estão sujeitos as equações antes definidas para barras com seção constantes.

Figura 6: Representação do elemento barra



Fonte: (AUTOR)

Para o elemento representado na figura 6, supondo F_i e F_j diferente de zero e com base na equação para secções constantes temos que:

$$F_i = \frac{EA}{L}(u_i - u_j) \quad (7)$$

E

$$F_j = \frac{EA}{L}(u_j - u_i) \quad (8)$$

Ou como é preferível nesse campo, apresentado pela forma matricial:

$$\frac{EA}{L} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_i \\ u_j \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_i \\ F_j \end{Bmatrix} \quad (9)$$

Ou seja:

$$[Ke]\{u_e\} = \{Fe\} \quad (10)$$

Onde a matriz $[Ke]$ é denominada matriz de rigidez do elemento, $\{u_e\}$ é denominado vetor dos deslocamentos nodais do elemento e $\{Fe\}$ o vetor das forças nodais do elemento.

Entretanto, como dito anteriormente, não basta apenas encontrar uma solução local, é necessário que se encontre as soluções locais que garantam a convergência com o problema global. À vista disso, ainda se faz indispensável escrever a matriz global que rege o problema. Definindo A_n como a área da seção transversal do elemento n e supondo que todos os elementos tenham

comprimento uniforme L e módulo de elasticidade constante, a equação global será expressa com 4 elementos:

$$\frac{E}{L} \begin{bmatrix} A_1 & -A_1 & 0 & 0 & 0 \\ -A_1 & A_1 + A_2 & -A_2 & 0 & 0 \\ 0 & -A_2 & A_2 + A_3 & -A_3 & 0 \\ 0 & 0 & -A_3 & A_3 + A_4 & -A_4 \\ 0 & 0 & 0 & -A_4 & A_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} u_1 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_1 \\ F_2 \\ F_3 \\ F_4 \\ F_5 \end{Bmatrix} \quad (11)$$

Substituindo os dados de forças e condições de contorno na equação 11 temos:

$$\frac{E}{L} \begin{bmatrix} A_1 & -A_1 & 0 & 0 & 0 \\ -A_1 & A_1 + A_2 & -A_2 & 0 & 0 \\ 0 & -A_2 & A_2 + A_3 & -A_3 & 0 \\ 0 & 0 & -A_3 & A_3 + A_4 & -A_4 \\ 0 & 0 & 0 & -A_4 & A_4 \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} 0 \\ u_2 \\ u_3 \\ u_4 \\ u_5 \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} R \\ 0 \\ 0 \\ 0 \\ F \end{Bmatrix} \quad (12)$$

Como na maioria dos casos em MEF, o problema em questão fica restrito a encontrar os deslocamentos nodais. Para isso, existem diversos métodos que podem ser utilizados, porém, nenhum será abordado nesse texto.

Resolvida a equação global de equilíbrio, através de conhecimentos sobre a geometria do elemento, pode-se determinar outras informações sobre o conjunto, além dos deslocamentos, como, por exemplo, a tensão atuante.

No entanto, devido a diferença causada pela aproximação da seção constante no elemento, será encontrado valor de deslocamento diferente do real, que tende a ficar menor com o aumento no número de elementos e convergir para a solução exata a medida que se aproxima do número infinito de elementos. O grande problema é que um número infinito de elementos necessitará de um esforço computacional infinito, desse modo, a grande dificuldade no método é encontrar um modelo que apresente bom compromisso com a realidade e com o esforço computacional.

Vale ressaltar que existem diversos tipos de elementos e cada um apresenta sua particularidade, por isso alguns são mais indicados para determinados tipos de análises, sendo que cada um demanda um esforço computacional diferente entre eles.

2.5 O ANSYS

O ANSYS é uma plataforma de modelagem e análise que utiliza elementos finitos, e se destaca por sua facilidade de aplicação em diversas áreas. Essa grande gama de aplicação é possível graças a capacidade do programa em fazer diferentes tipos de análise como estática, modal, transiente, espectral e flambagem, além de elementos para os mais variados tipos (ANSYS HELP,2012).

O software conta com uma grande variedade de ferramentas para pré-processamento, um solver robusto e facilidade no pós-processamento. Entre as muitas facilidades encontra-se a possibilidade de utilizar elementos multifísicos, modelamento de materiais com curvas tensão x deformação não lineares, a possibilidade de modelar materiais anisotrópicos, e muitas outras facilidades. Outra característica que agrada a usuários com amplo conhecimento na área é a possibilidade de programação, o que permite ao usuário a criação de uma biblioteca própria de sub-rotinas e macros economizando tempo e minimizando erros em tarefas repetitivas (ANSYS HELP,2012).

2.6 HISTÓRIA DA FADIGA EM RODAS AUTOMOTIVAS UTILIZANDO ELEMENTOS FINITOS.

Devido a importância desse componente diversos estudos foram feitos a fim de tentar prever falhas e prever melhorias. Esse capítulo tem como finalidade mostrar alguns exemplos desses estudos.

Konishi (1996) examinou as dimensões dos aros de rodas e os comparou usando a Análise dos Elementos Finitos realizada no ABAQUS para obter valores favoráveis ao seu estudo em laboratório. Em seu estudo foi observado que as concentrações das tensões ocorrem nos raios dos aros fazendo com que as trincas comecem a se formar nessas áreas.

Ferreira (1996) aperfeiçoou a geometria das rodas a partir das informações sobre a resistência de impacto e frequência natural. Com isso, é possível obter o desempenho da roda a partir do aro e da espessura da chapa do disco.

Morita (1987) desenvolveu um projeto de roda usando elementos tridimensionais e o analisou usando o Método dos Elementos Finitos comparando, com rigorosos critérios, as tensões obtidas durante um teste de resistência. Também foi determinado um método de estudos dos carregamentos advindos da interface do pneu para o aro. Assim, analisando numericamente alguns parâmetros de projetos, como a espessura do disco, o raio e a espessura do aro em função da amplitude da tensão, com uso do método dos elementos finitos foi possível projetar uma nova roda com características de alto desempenho.

Sherwood (1995) usou combinações analíticas e metodologias experimentais para obter a distribuição de pressão na interface entre uma roda e um pneu de avião. Nesse trabalho, focou-se em correlacionar a pressão na interface com a pressão de inflação do pneu. O Método dos Elementos Finitos teve uso através do programa ANTWIL e o resultado obtido foi um modelo que pode ser usado para analisar o desempenho roda em diversas condições de inflação da câmara de ar do pneu.

Ishihara (1997) também desenvolveu um método para avaliar tensões em aros de rodas automotivas. Nesse estudo, usou-se o Método dos Elementos Finitos e determinou-se as cargas a serem aplicadas usando medidores de tensões nos aros das rodas em testes de resistência. Novamente, os dados obtidos pelo método de Ishihara foram convergentes com os feitos experimentalmente em relação a fadiga e deflexão. Com resultado observado que houve grandes

variações de tensão comparando a área interior e a parte exterior da roda e também que a tensão na parte de dentro poderia ser até cinco vezes maior que na parte exterior, no ponto de contato da roda com o chão.

Esses estudos demonstram que a parte crítica de uma roda, em relação às tensões, durante seu movimento de rotação é o aro, sendo ele a parte que deverá ser mais observada durante os ensaios, sobretudo a parte interna enquanto em contato com o chão, notando-se ali a distribuição de tensões e a partir disso poder otimizar a roda, obtendo melhor performance em relação à segurança, peso, comportamento da suspensão e outros parâmetros.

Miyashiro (1991), concluiu que as rodas automotivas possuem regiões sujeitas a deformações elevadas localizadas nas bordas do flange do aro. Em seu estudo, obteve as deformações de engenharia e as transformou em deformações reais que foram levadas em consideração no momento do cálculo da deformação equivalente. Dessa forma, as regiões sobre as quais foram estimadas as propriedades mecânicas referentes aos limites de resistência ao escoamento, à tração e à fadiga, que foram modificados devidos ao trabalho à frio, portanto foi possível correlacionar esses novos valores aos resultados das análises de tensões atuantes devidas aos carregamentos de pressão de inflação do pneu e à carga vertical do peso do automóvel.

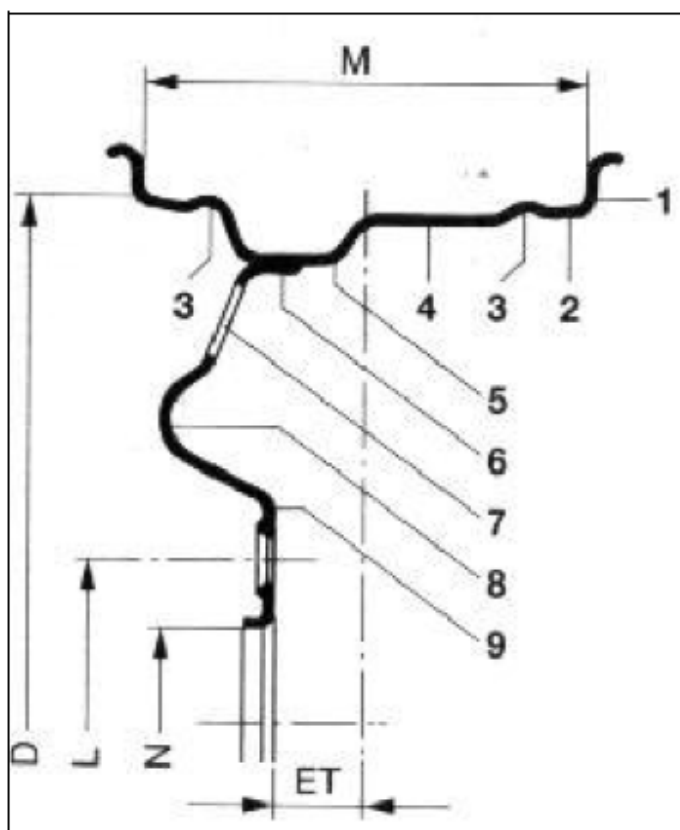
Depois desse breve resumo dos estudos desenvolvidos, nota-se uma grande preocupação dos autores em determinar de forma precisa os esforços advindos da interface entre pneu e roda, sendo essa a chave para ter uma boa semelhança entre resultados experimentais e na análise por elementos finitos.

3. ESTUDO TEÓRICO E PRÁTICO DA TECNOLOGIA DE RODAS AUTOMOTIVAS

3.1 ESTUDO FÍSICO DE UMA RODA

Uma roda automotiva, de forma geral, é determinada através de algumas variáveis, como os tipos de freio, eixo e pneu. Por meio dessas variáveis, pode-se determinar o tamanho do aro, principal parte da roda. A roda, além do aro, possui outros parâmetros como, flange, assento do talão, nervura, canal, junção do disco e outros, que são esquematizados na Figura 7 a seguir.

Figura 7: Nomenclatura da Roda.



Fonte: (ABNT NBR 5531:1990)

Segundo a norma ABNT NBR 5531:1990, define-se a seguinte terminologia:

Aro: onde o pneu é montado e apoiado

Disco: parte da roda que é apoio entre o aro e o eixo

Ela também define a nomenclatura dos elementos indicados na figura 7:

1- Flange do aro

2- Assento do talão

3- Nervura

4- Aro

5- Canal

6- Junção do disco

7- Furo de ventilação

8- Prato da roda

9- Disco da roda

D- Diâmetro do aro

M-Largura do aro

L- Diâmetro do furo de fixação

N- Furo central

ET- Offset (profundidade de montagem)

3.2 ENSAIOS DE RESISTÊNCIA

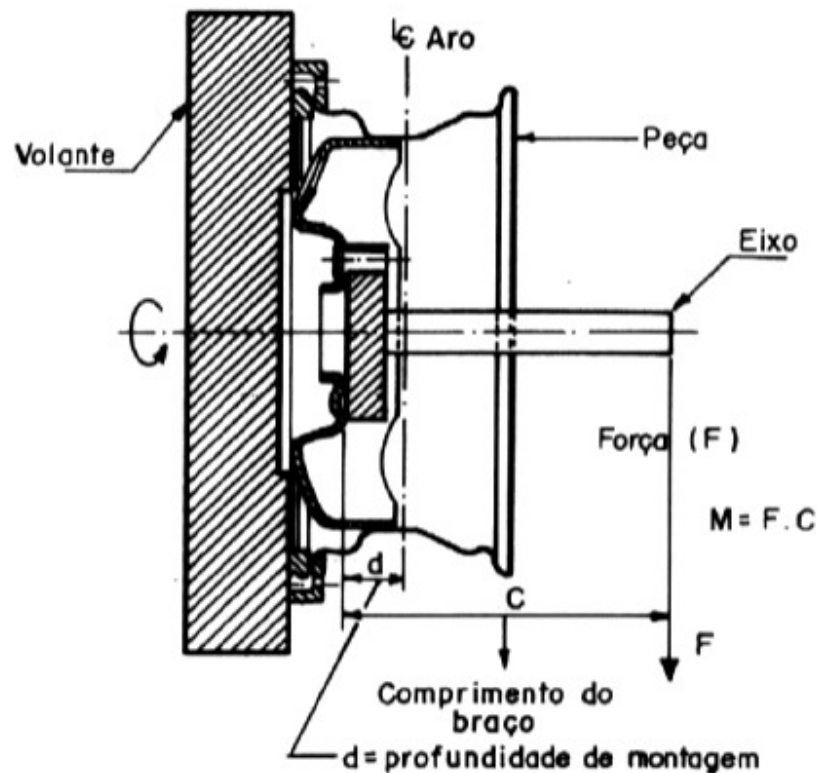
A norma que regulamenta os ensaios de resistência em rodas para automóveis é a ABNT NBR 6751:2009, a qual é responsável por especificar e orientar as cargas e condições das rodas que circulam no país. Apesar das máquinas de ensaios sofrerem algumas variações, seu princípio de funcionamento é sempre mantido de forma a garantir uma similaridade nos ensaios.

A norma estabelece dois ensaios, o de Fadiga Rotativa e Fadiga sob Carga Radial.

3.2.1 Fadiga Rotativa:

Fadiga rotativa é o primeiro ensaio previsto na norma. Esse teste é o mais simples deles, sendo sua simplicidade advinda do fato deste ensaio não utilizar um pneu. Portanto, os esforços aplicados são empregados de forma direta no componente para avaliar a sua resistência, o que proporciona uma natureza mais simples das cargas aplicadas e facilita em partes o seu modelamento.

Figura 8: Fadiga Rotativa.



Fonte: (6751:2009,2009)

O equipamento para o ensaio deve ter um sistema de acionamento rotativo que permita, quando a roda gira, submetê-la a um momento fletor ou, quando fixa, submetê-la a um momento rotativo conforme a figura 8. (ABNT 6751:2009)

Através de diálogos com alguns profissionais na área de projetos ficou clara a preferência pela segunda opção (na qual a direção da carga que é alterada durante o ensaio). Pelo fato dos

objetos de estudos permanecerem fixos durante o ensaio facilitam a obtenção de dados durante o ensaio, sejam eles obtidos através de ensaio de líquidos penetrantes ou através de extensometria. Outra vantagem é desse processo de obtenção de dados não necessitar de uma parada no ensaio.

3.2.1.1 Preparação

O flange do aro da roda deve ser firmemente fixado ao equipamento de ensaio. O flange do cubo da máquina de ensaio deve ter as mesmas características de fixação que o flange do cubo do sistema de rodagem do veículo. A alavanca de aplicação do esforço e seu sistema de montagem devem ser fixados no plano de apoio da roda, usando prisoneiros e porcas (ou parafusos) não lubrificados, em boas condições representativas das encontradas no veículo. As porcas das rodas (ou parafusos) devem ser fixadas no início do ensaio com os valores de torque especificados pelo construtor do veículo. Os parafusos ou as porcas da roda podem ser apertados uma só vez durante o decurso do ensaio e o momento fletor deve ser mantido a $\pm 2,5\%$ do inicial. (ABNT 6751:2009)

3.2.1.2 Momento fletor

Para aplicar um momento fletor à roda, a força é aplicada perpendicular ou paralelamente ao plano de apoio da roda, a uma distância especificada (comprimento do braço). [ABNT 6751:2009]

3.2.1.3 Determinação do momento fletor

O momento fletor M (força x comprimento do braço) em N.m (Newton x metro) é determinado pela seguinte equação (ABNT 6751:2009).

$$M = (R_p * \mu + d) * F * S \quad (13)$$

Onde:

R_p é o raio do maior pneu que a roda admite, conforme tabelas técnicas do bianuário da ABPA (Associação Brasileira de Pneus e Aros). Este raio é obtido do diâmetro externo do pneu dividido por dois, em metros;

μ é o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo igual a 0,7;

d é a profundidade de montagem da roda em metros;

F é a capacidade de carga estática vertical máxima (em newtons) aplicada ao eixo veicular para o qual a roda foi prevista;

S é o fator de aceleração do ensaio conforme a tabela 1 (6751:2009, 2009).

A tabela 1 da norma ABNT NBR 6751 estabelece a intensidade do ensaio, o número de ciclo e o número de amostras que devem ser empregados. A tabela 1 foi extraída da própria norma, e podemos concluir que para rodas de aço o fator S será sempre igual a 2 e tem-se um total de 3 amostras para validação desse ensaio (duas com carga equivalente a 75 % do valor de M e uma com 50%)

Tabela 1: Tabela 1 da norma NBR 6751

Tabela 1 — Parâmetros para ensaio de fadiga rotativa para rodas e aros – Aro sem câmara

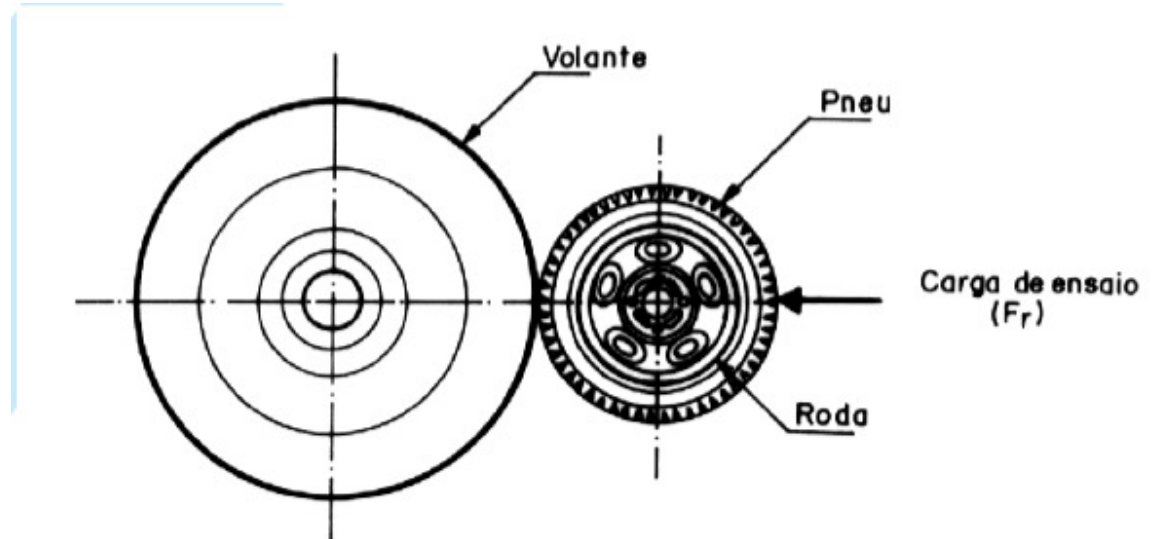
Material	Diâmetro do aro	Fator de ensaio S	Número de amostras	Momento de torção	Ciclos
Aço	Todas as rodas e dimensões	2	2	$M = 75 \%$	$2,5 \times 10^5$
			1	$M = 50 \%$	$2,0 \times 10^8$
Alumínio		1,35	3	$M = 100 \%$	$2,5 \times 10^5$

Fonte: (6751:2009,2009)

3.2.2 Fadiga Sob Carga Radial:

Esse ensaio é o segundo contido na norma ABNT NBR 6751 e se trata de um ensaio mais próximo à condição de uso da roda, pois o teste, devido a presença do pneu, simula com maior exatidão a condição de “rolagem” sobre um pavimento. A presença do pneu aplica na roda através de sua interface um carregamento de forma complexa que não foi considerada pelo primeiro ensaio (6751:2009, 2009).

Figura 9: Representação da máquina de teste de fadiga sob carga radial



Fonte: (6751:2009,2009)

O equipamento de ensaio deve conter um dispositivo que desenvolva uma carga radial constante quando a roda gira. O equipamento proposto comporta um volante que possui superfície lisa maior do que a largura da banda de rodagem do pneu sob pressão. O diâmetro mínimo recomendado do volante é de 1 700 mm, conforme a Figura 10.

3.2.2.1 Preparação

O pneu reservado para o ensaio deve ser o maior pneu que a roda admite, conforme tabelas técnicas do bianuário da ABPA. A pressão da inflação a frio recomendada para o pneu de ensaio deve corresponder aos valores da Tabela 4 da ABNT NBR 6751. (6751:2009, 2009).

Tabela 2: Tabela 4 da ANBT 6751:2009**Tabela 4 — Pressão de inflação**

Pressão de inflação do pneu para uma carga usual KPa	Pressão de inflação do pneu para o ensaio KPa
Até 310	450
320 a 450	550
460 a 580	690
590 a 720	900
730 a 830	990
NOTA A pressão de inflação e a carga escolhida para o ensaio devem ser mantidas constantes a 5 % da inicial.	

Fonte: (6751:2009,2009)

3.2.2.2 Carga Radial

A carga radial em Newton é determinada pela equação:

$$F_r = F \times K \quad (14)$$

Onde:

F: “é a capacidade de carga da roda ou aro, expressa em Newton (N), conforme especificada pelo fabricante” (6751:2009, 2009);

K:” é o fator de aceleração do ensaio conforme a tabela 5 (6751:2009, 2009);

Tabela 3: Tabela 5 da NBR 6751

Tabela 5 — Fatores de carga e requisitos de ciclagem para ensaio de fadiga sob carga radial aplicado a rodas e aros desmontáveis

Material	Diâmetro do aro	Fator de ensaio K	Força vertical	Número de amostras	Ciclos
Aço	Todos os aros e dimensões	1,6	100 %	2	$2,0 \times 10^6$
				1	$4,0 \times 10^6$
		2,2	100 %	3	$5,0 \times 10^5$
Alumínio		2,0	100 %	3	$1,0 \times 10^6$

Fonte: (6751:2009,2009)

A tabela 5 da ABNT NBR 6751 (mostrada neste texto como tabela 3) também estabelece o número de amostras, intensidade e ciclos ao qual a roda deve ser submetida para validação neste ensaio (6751:2009, 2009). Portanto, para esse ensaio serão necessários 6 corpos de prova ao todo.

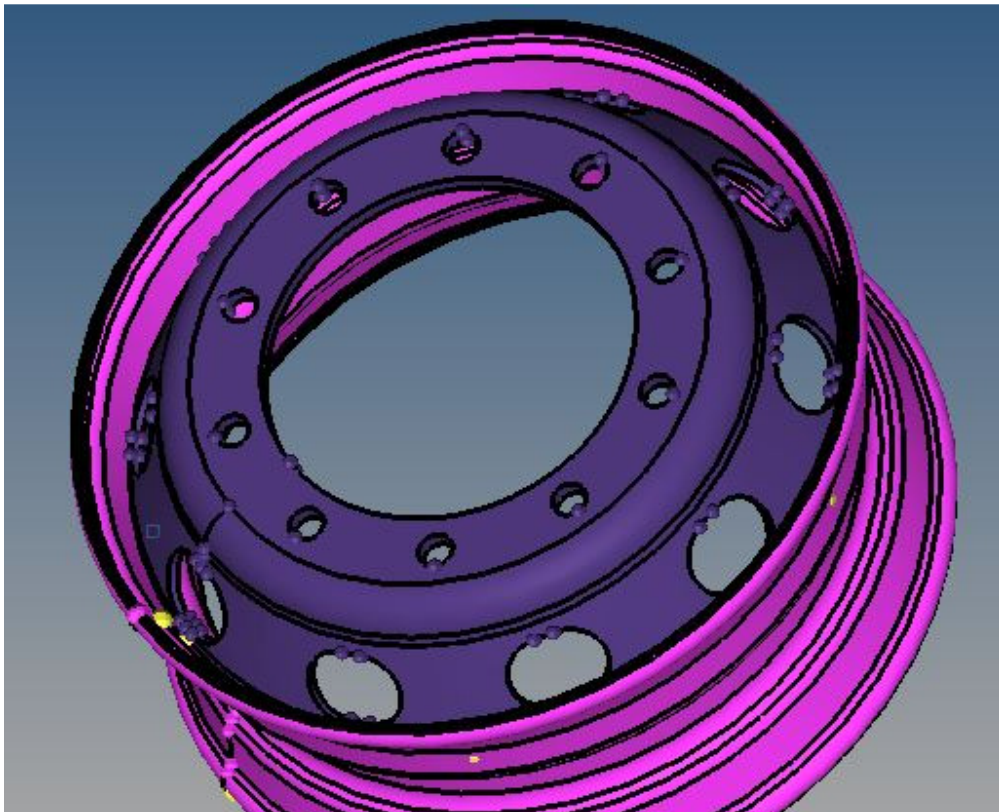
3.2.3 Critérios para Determinação de Desempenho

As rodas ensaiadas conforme 3.3.1, para serem consideradas aprovadas, devem atingir a ciclagem mínima especificada sem ocorrência de falhas, tais como a presença de trincas após a inspeção com líquido penetrante ou método equivalente. A roda ensaiada conforme 3.3.2 deve atender aos critérios de 3.3.1 e não deve haver perda de ar através do aro. O torque do reaperto não deve chegar a valores inferiores a 50% do torque inicial, quando o número mínimo de ciclos for atingido.

4. OBJETO DE ESTUDO

O objeto de estudo é o modelo fornecido por uma empresa de um de seus produtos. Foi fornecido o modelo sólido da roda através de um arquivo em IGS.

Figura 10: Modelo da Roda



Fonte: (AUTOR)

Segundo o fabricante, o material usualmente utilizado nesse modelo é o SAE 1010 e SAE 1015. E a capacidade de carga definida é 3550 Kg.

4.1 MATERIAL UTILIZADO

Segundo o fabricante dois tipos diferentes de aço podem ser empregados na construção desse componente. Apesar da diferença na composição química ambos os aços apresentam propriedade mecânicas semelhantes. A composição química desses aços estão representados na tabela a seguir.

Tabela 4: Composição do Aço.

Aço	C(%)	Mn(%)	P(%)	S(%)	Cu(%)
1010	0,08 a 0,13	0,3 a 0,6	0,04 máx.	0,05 máx.	0,2 mín.
1015	0,12 a 0,18	0,3 a 0,7	0,04 máx.	0,05 máx.	0,2 mín.

Fonte: (AUTOR)

As principais propriedades mecânica desses aços antes de sofrerem conformação a frio (processo que pode ser empregado para fabricação do componente) verificada em chapa laminadas a quente, são (ARCANJO SANTANA, 2000):

SAE 1010

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

Coefficiente de Poisson (ν): 0,3

Densidade (ρ): 7850 kg/m³

Tensão limite de resistência ao escoamento (S_y): 180 MPa

Tensão limite de resistência à tração (S_u): 320 MPa

SAE 1015

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

Coefficiente de Poisson (ν): 0,3

Densidade (ρ): 7850 kg/m³

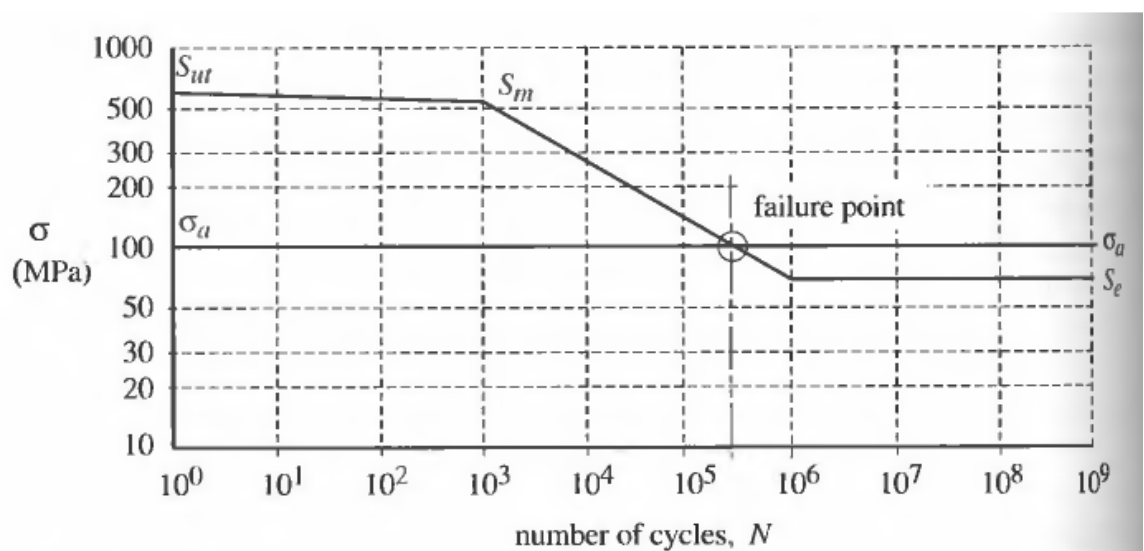
Tensão limite de resistência ao escoamento (S_y): 190 MPa

Tensão limite de resistência à tração (S_u): 340 MPa

4.1.1 Considerações sobre a Curva S-N

Como discutiu-se na fundamentação teórica, a curva S-N nos fornece com uma considerável precisão a previsão de vida para um componente, no entanto essas curvas nem sempre estão facilmente disponíveis. Isso ocorre devido ao elevado custo e tempo necessário para levantar seus dados. Para evitar problemas com ausência de dados diversos autores tentaram estabelecer correlações entre as propriedades mecânicas dos materiais e a Tensão limite de resistência a fadiga (S_e).

Figura 11: Curva SxN teórica.



Fonte: (NORTON,2004)

Em seu livro Norton (2004) estabelece uma dessas correlações para os aços com limite de resistência de até 1200 MPa conforme equação a seguir (NORTON, 2004):

$$S'_e = 0,5S_u \quad (9)$$

Na ausência de uma curva S-N disponível para o SAE 1015 adota-se um limite de resistência a fadiga seguindo a metodologia de Norton (2004). Para garantir um grau maior de segurança se iniciará a determinação dos limites de escoamento e fadiga considerando o material não conformado a frio, portanto, os valores apresentados no final desse subcapítulo representam valores próximos aos mínimos, uma vez que qualquer grau de trabalho a frio irá provocar uma elevação nos valores de tensão escoamento real e limite de fadiga real.

Desse modo, obedecendo a metodologia de Norton (2004) temos para o nosso aço 1015 um S'_e de 170 MPa segundo a equação 9. Porém, como já descreveu-se anteriormente há necessidade de correção do valor para refletir o limite de fadiga real.

Considerando-se que a peça está sujeita ao estado multiaxial de tensões, que apresenta acabamento superficial pode ser considerada conformadas a frio, que a temperatura de trabalho é inferior a 450 °C e que a confiabilidade é de 95% através da equação 4 tem-se um limite de resistência a fadiga de 85 MPa.

$$S_e = 85 \text{ MPa}$$

Esse valor ainda pode ser elevado considerando o grau de trabalho a frio, como foi apresentado por Santana (2000). Contudo, nesse texto adota-se uma abordagem mais conservadora e não vamos considera-se a elevação devido ao encruamento.

Norton também apresenta uma aproximação para o tensão média a 10^3 ciclos (S_m), ele estabelece que (NORTON, 2004):

$$S_m = 0,9S_u \quad (15)$$

Por isso, para o aço SAE 1015 segundo equação 15 tem-se S_m de 306 MPa.

Agora é possível estimar a tensão de fadiga (S_f) para qualquer número de ciclos através da equação (NORTON, 2004):

$$S(N) = aN^b \quad (16)$$

Sendo:

$$b = -\frac{1}{3} \log\left(\frac{S_m}{S_e}\right) \quad (17)$$

e

$$\log(a) = \log(S_m) - 3b \quad (18)$$

Usando esse método de estimando de S_f para uma vida de $5 \cdot 10^5$ ciclos encontra-se um limite de fadiga de 96,66 MPa. E para uma vida de $2,5 \cdot 10^5$ obtém-se um S_f de 109,92 MPa

5. MODELAGEM DO PROBLEMA

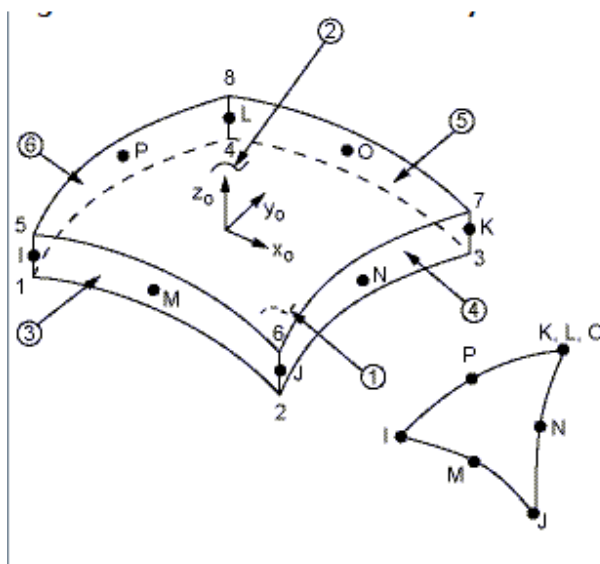
5.1 SIMULAÇÃO EM CASCA.

Uma das abordagens que simplificam os modelos tridimensionais é a utilização de elementos casca para representar as estruturas. Essa abordagem é bastante eficiente quando o objeto representado apresenta grande razão entre área superficial e espessura.

5.1.1 Escolha do tipo de elemento

Para essa simulação adota-se o elemento estrutural do tipo casca de segunda ordem SHELL 281, que possui 8 nós. Sua espessura será informada através da section (o elemento aceita real Constant, contudo, o fabricante, recentemente, vem recomendando o uso de section para todos os elementos). Como o elemento se encontra na superfície média também foi atribuído Mid-Plane na opção Section Offset.

Figura 12: Shell 281

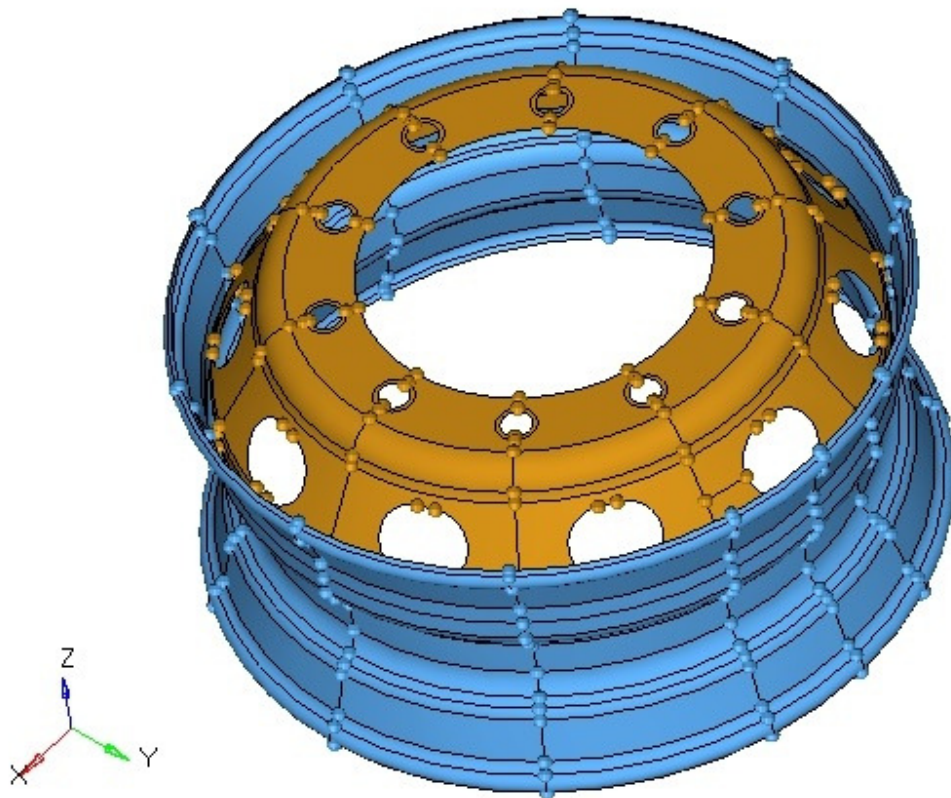


Fonte: (ANSYS HELP,2012)

5.1.2 Criação da malha de elementos finitos

Para gerar tal malha utiliza-se uma superfície que representa o sólido. A superfície média é formada pela secção na metade de sua espessura, dada superfície será a referência para malha.

Figura 13: Superfície média.



Fonte: AUTOR

O disco e o aro são modelados de maneira que cada um possua malha própria, portanto, como pode ser visto na Figura 13, cada um contém sua própria superfície de referência. Sobre essa superfície, a malha foi trabalhada para obter o maior número possível de elementos quadriláteros. O resultado desse trabalho pode ser visualizado na Figura 14.

Figura 14: Malha



Fonte: (AUTOR)

5.2 ANÁLISE DE FADIGA ROTATIVA.

Esse teste, como dito anteriormente, consiste na aplicação de um momento no cubo da roda de maneira a causar falha no disco. Para o ensaio, adotou-se uma abordagem com a finalidade de encontrar uma técnica que retorne um valor confiável, e que não tenha um custo computacional elevado. Deste modo, o trabalho executou uma simulação simplificada usando elementos casca.

5.2.1 Cálculo da Carga

Para esse teste a carga é definida segundo a ABNT pela fórmula:

$$M = (R * \mu + d) * F * S \quad (19)$$

Para o objeto de estudo temos:

$$R = 590 \text{ mm}$$

$$F = 34.825,5 \text{ N}$$

$$S = 2 \text{ (Para todas as rodas de Aço)}$$

$$\mu = 0,7$$

$$d = 156 \text{ mm}$$

Substituindo temos que $M = 36398567,8 \text{ N*mm}$.

A tabela 1 estabelece parâmetros diferentes para os corpos de prova desse ensaio. O objeto de estudo deve ser bem sucedido com dois corpos de provas diferentes em um ensaio submetidos a 75% do valor M calculado durante uma vida de $2,5 * 10^5$ ciclos, também terceiro corpo de prova deve obter sucesso em um ensaio com 50% do valor M aplicado a uma vida de $2,0 * 10^6$. Portanto, 2 corpos de prova devem resistir a $2,5 * 10^5$ ciclos com um momento de $27,30 * 10^6 \text{ N*mm}$, e um corpo de prova deverá possuir uma vida de $2,0 * 10^6$ ciclos com momento de $18,20 * 10^6 \text{ N*mm}$.

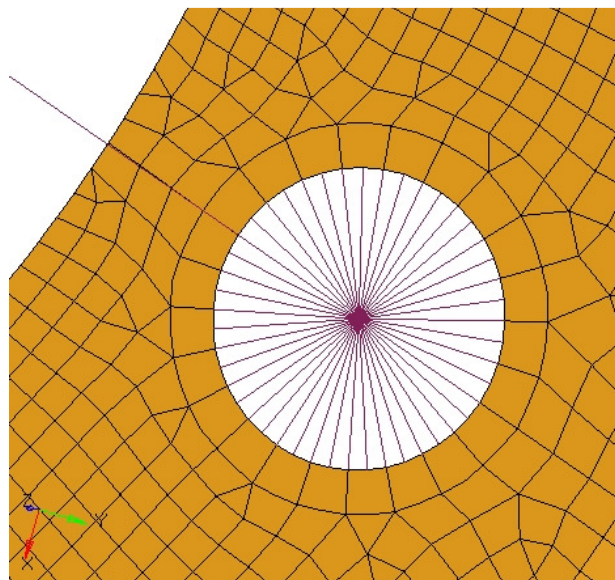
5.2.1.1 Modelamento das restrições e carregamento.

Para simular a restrição da roda durante o teste, na região correspondente a região de fixação (flange do aro) é aplicada uma restrição de deslocamento em X, Y e Z.

A norma prevê a aplicação de um momento no cubo. Para aplicar esse esforço no modelo usou-se um conjunto de elementos viga em substituição a presença do cubo. Devido a maneira

como esses elementos são dispostos (ligando um conjunto de nós a um nó central) eles são normalmente conhecidos como “spider”. A spider dessa análise é composta por um conjunto de elementos do tipo PIPE16, que é um elemento com 2 nós e 6 graus de liberdade com seção transversal definida de forma a criar um cilindro oco (Tubo). Para esses elementos foi atribuído um material com módulo de elasticidade muito superior do aço. Tal abordagem é uma opção ao uso dos elementos rígidos para aplicação de esforços solicitantes. Apesar dessa modelagem também ocasionar acúmulo de tensão próximo a região da restrição, evita problemas de convergência causados pelo elemento rígido no ANSYS.

Figura 15: Spider



Fonte: (AUTOR)

Para cada furo foi criado uma spider até sua posição central, que são ligadas ao centro do disco por uma outra spider. Esse conjunto de spiders se comporta como um corpo rígido, então, para fins teóricos não haveria diferença entre ligar cada nó do furo a posição central do disco, entretanto, dessa maneira torna-se mais prático e organizado para a criação desse conjunto a adoção da segunda opção.

O momento com módulo $M*0,75$ foi aplicado no nó central do disco (que será denominado apenas por nó central), a direção foi alterada a cada passo (o carregamento no passo é denominado LoadStep) de maneira a assemelhar os diferentes sentidos que a carga real assume durante o ensaio.

5.3 ANÁLISE DE FADIGA SOB CARGA RADIAL

A aplicação de esforço nesse ensaio é feita pela presença do pneu, e portanto, adota-se uma postura de restrição diferente da anterior. Apesar disso, a filosofia, de encontrar uma abordagem que apresente um baixo custo computacional é mantida, por isso, a mesma malha de elementos de casca foi empregada nesse caso. Vale lembrar que para encontrar uma forma de representar de maneira confiável, os esforços advindos da interface com o pneu são a chave para se obter valores condizentes com a realidade, e qualquer consideração feita nesse processo tem influência direta nos resultados encontrados. Portanto, para uma convergência significativa entre o simulado e o real, devem ser feitas correções de maneira empírica e essas considerações fazem parte do know how das empresas, consequentemente, são muito bem guardadas.

5.3.1 Cálculo da Carga

Para esse ensaio a norma prevê a aplicação de um esforço radial com a presença do pneu montado. O valor da carga a ser aplicada deve obedecer a equação:

$$F_r = F \times K \quad (20)$$

Segundo o fabricante, a capacidade de carga desse modelo é de 3550 kg, o que significa um valor de F de 34825,5N. Segundo a Tabela 5, da norma é previsto um fator K de 2,2 para $5,0*10^5$ ciclos e de 1,6 para até $4,0*10^6$ ciclos.

Isso significa três corpos de prova serem aprovados com uma carga de 76616,1 N para $5,0*10^5$ ciclos, um corpo de prova deve ser aprovado com uma carga de 55720,8N para $4,0*10^6$

ciclos e mais dois corpos de prova devem ser aprovados com uma carga de 55720,8N à uma vida de $2,0 \cdot 10^6$.

5.3.2 Interação do pneu com a roda.

Devido à complexidade da interação do pneu com a roda diversos estudos foram feitos para determinar uma equação confiável. Com a finalidade de obter um carregamento vertical compatível com os resultados observados em seus estudos e em pesquisas bibliográficas, Santana (2000) propõem a utilização de uma equação baseada na função de densidade de probabilidade de distribuição normal. ,

$$F_n(\theta) = \frac{\left(\frac{1}{\sqrt{2\pi}G} \exp\left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\theta}{3,6G} \right)^2 \right) \right) V}{2n} \quad (21)$$

Onde:

F_n = força aplicada ao nó, na direção vertical, paralela à direção da ação do carregamento

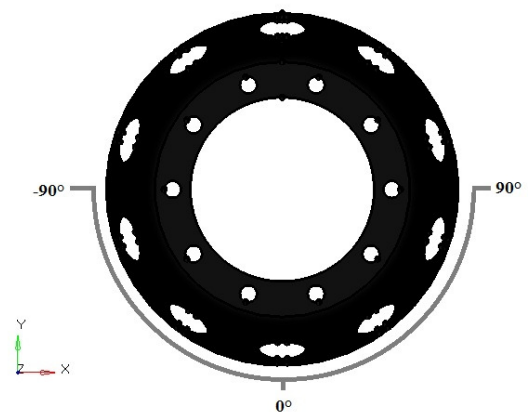
θ = posição angular em relação ao ponto 0°

G = Coeficiente para controlar o grau de concentração da carga radial em torno do ponto 0°

n = número de pontos contidos no perfil transversal de um dos flanges do aro, sobre os quais as cargas devidas ao contato do pneu com a roda são distribuídos.

V = coeficiente utilizado para fazer com que a somatória de todas as forças aplicadas sobre a roda, por meio dessa equação, totalize o valor da carga vertical.

Figura 16: Representação das Posições



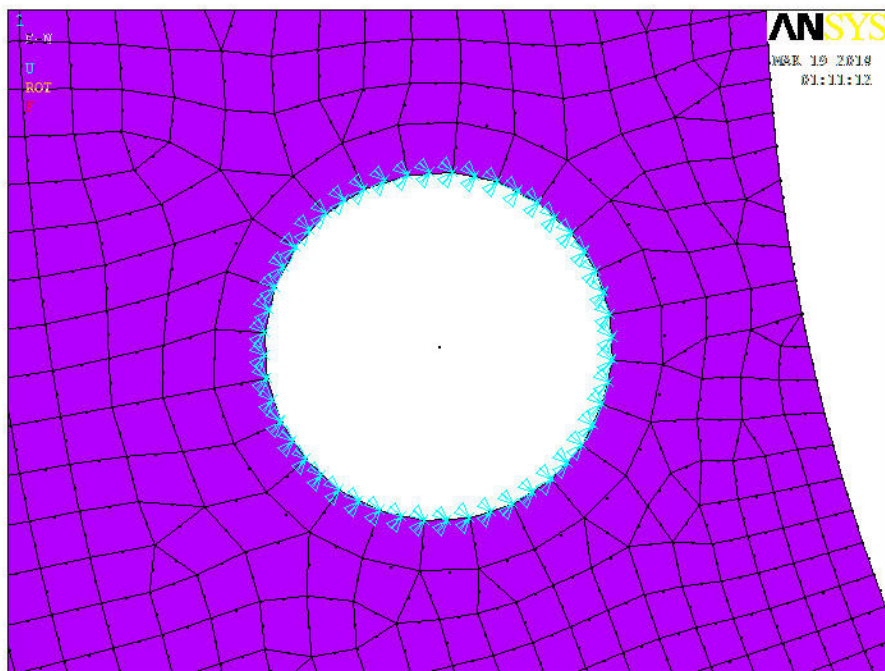
Fonte: (AUTOR)

Essa abordagem permitiu de maneira prática a distribuição do esforço em torno de 0° com o uso do fator G. O coeficiente V é calculado de modo iterativo, de modo a garantir que a somatória da parte inferior da roda, ou seja de -90° até 90° , sempre seja igual a carga aplicada.

5.3.3 Modelamento das restrições e carregamento

Essa simulação possui as restrições nos nós dos furos, nesses foram restritos o deslocamento nos três eixos.

Figura 17: Restrição da análise de fadiga radial



Fonte: (AUTOR)

Para a aplicação da carga, fará-se uso da equação apresentada por Santana (2000) em seus estudos. Para isso, a cada LoadStep será criado um sistema de coordenadas cilíndricas, próprio para cada direção do carregamento. Essa abordagem permite que a mesma equação seja empregada para todos os LoadSteps sem que seja necessário o acréscimo de fatores para compensar o ângulo. Porém, uma pequena correção deve ser feita devido a maneira como o ANSYS retorna a posição

angular nesses sistemas, o programa considera como posição 0° a coordenada que divide o primeiro com o quarto quadrante, ao invés da que divide o terceiro com o quarto. Portanto, existe uma defasagem de 90° entre os dois sistemas que será corrigido na equação.

$$F_n(\theta) = \frac{\left(\frac{1}{\sqrt{2\pi G}} \exp \left(-\frac{1}{2} \left(\frac{\theta - 90}{3,6G} \right)^2 \right) \right) V}{2n} \quad (22)$$

Após essa alteração a equação pode ser aplicada para corresponder a carga vertical.

Para essa análise um valor de G igual a 8,5 foi adotado, este foi um valor sugerido por Santana (2000) como tendo uma boa distribuição em torno do ponto 0° e aplicamos a carga de 76616,1N.

6. RESULTADOS E DISCUSSÕES

Os resultados a seguir são frutos diretos do modelamento e hipóteses feitos anteriormente, e, portanto, sujeitos as restrições por eles causados. Vale ressaltar que a própria maneira como a malha foi conduzida pode levar ao aparecimento de zonas de singularidades, e por isso os resultados não refletem os valores reais nas regiões. Consequentemente, o enfoque nessas seria dispendioso e errôneo. Ao longo da apresentação dos resultados algumas dessas regiões serão comentadas e justificadas, porém os seus resultados não serão considerados.

O modelo apresentado demonstrou uma predisposição a gerar resultados confiáveis na região dos furos de ventilação, uma vez que essa se encontra afastada de qualquer singularidade. A vista disso, a maior parte do estudo foi concentrada nessa região.

Antes de apresentar os resultados de tensão nos nós selecionados deve-se saber que o ANSYS apresenta uma particularidade quando lista as tensões nos nós para o elemento Shell 281, diferente de outros elementos do tipo casca, que listam apenas um valor de tensão (normalmente o valor do layer central ou o maior valor), este apresenta dois valores de tensão para o mesmo nó, contendo a particularidade de o programa calcular os valores de tensão presentes nas superfícies do elemento, sendo listados sempre a tensão no layer superior primeiro e depois a tensão no layer inferior.

6.1 ENSAIO DE FADIGA ROTATIVA

Como já discutido na seção 6.2.1.1 devido à presença da spider a região dos furos de fixação da roda apresenta uma concentração de tensão. Tal tensão não corresponde aos valores reais no componente e, devido a isso, foram excluídos desse estudo.

Ao analisar os resultados em todos os loadsteps, alguns nós foram escolhidos para uma análise mais detalhada. Tais nós foram escolhidos por apresentar tensões mais elevadas ou por localizarem-se em uma região que deseja-se acompanhar devido a sua importância.

Para a carga de $27,30 * 10^6 \text{ N*mm}$, deve-se lembrar que para tal valor a norma prevê uma vida de $2,5 * 10^5$ ciclos, tem-se os seguintes valores de tensão de von Mises.

Tabela 5: Resultado da análise de fadiga rotativa

NODE	$\Theta(\text{Smax})$	Smax	Smed	Salt	Localização
501016	166	201.97	106.7905	95.1795	Disco
501016	181	136.34	73.645	62.695	Ventilação
505134	166	200.88	106.304	94.576	Disco
505134	181	135.86	73.187	62.673	Ventilação
505136	166	196.53	110.0255	86.5045	Disco
505136	196	118.62	66.9335	51.6865	Ventilação
531029	196	202.06	110.436	91.624	Disco
531029	181	137.45	71.2743	66.1757	Ventilação
539696	196	200.41	109.599	90.811	Disco
539696	181	136.37	70.8671	65.5029	Ventilação
560024	211	82.109	44.59465	37.51435	Aro
560024	211	68.082	36.9578	31.1242	
562937	361	69.672	37.3413	32.3307	Aro
562937	361	92.285	48.88645	43.39855	
563754	361	83.226	42.80195	40.42405	Aro
563754	361	69.015	35.52465	33.49035	
598813	211	68.957	38.1785	30.7785	Aro
598813	211	91.313	50.27075	41.04225	

Fonte: (AUTOR)

A primeira informação notada nos dados da tabela 5 é a presença de 5 valores de tensão máxima, os quais encontram-se acima do valor de escoamento de 190 MPa inicialmente estabelecido nos nós 501016, 505134, 505136, 531029 e 531029. Esses valores induzem a acreditar na ocorrência de escoamento nas regiões, porém não é uma consideração válida. A grande parte desses componentes são produzidos a partir de conformação mecânica, e como já discutido na seção 2.2, tal processo causa elevação nos limites de resistência do material. No apêndice C do Norton encontra-se que para o aço 1010 trabalhado a quente, seu limite de escoamento é de apenas 179 Mpa enquanto, no aço trabalhado a frio o limite é elevado para 303 MPa (NORTON, 2004). Isso indica a clara possibilidade de se ter um limite de escoamento elevado nessa região. Em seu

estudo, Santana (2000) usando metodologia para corrigir as propriedades do material considerando o grau de trabalho a frio em regiões análogas as que temos em foco, estabelece-se que para uma dada região do disco seu novo limite de escoamento seria de 370 MPa e para a flange do aro, de 533 MPa (ARCANJO SANTANA, 2000). Os valores apresentados nesse estudo encontram-se distantes dos apresentados por Santana (2000) e, portanto, é justo afirmar que apesar de superiores aos valores inicialmente estabelecidos não ultrapassam os valores reais de escoamento do material.

E para todos os nós a tensão alternada se encontra abaixo dos 106 MPa, indicando tensão de fadiga para a vida de $2,5 \cdot 10^5$. Portanto, não haverá falha durante esse ensaio.

Para a carga de $18,20 \cdot 10^6$ N*mm o nó 501016 apresenta uma tensão de 63,45 MPa, logo, inferior ao limite de fadiga de 85 MPa definidos anteriormente.

6.2 ENSAIO DE CARGA RADIAL

Apesar de em dada modelo não haver a presença da spider na região dos furos de fixação, na simulação, a região de fixação da roda também caracterizou-se como região de resultados pouco confiável devido ao gradiente elevado de tensão nos elementos. Outro ponto que gera discrepância com os valores reais de ensaio é o fato de que a simulação não prevê a presença da carga de aperto dos parafusos, essa carga de pré-tensão introduz um nível de tensão compressiva considerável, dessa forma, é de suma importância quando analisa-se a região.

Para a carga de 76616,1 N tem-se as tensões de von Mises expressas na tabela a baixo, novamente ressalta-se que, para essa carga, a ABNT estabelece uma duração de ensaio de $5,0 \cdot 10^5$ ciclos.

Tabela 6: Resultado da análise de fadiga radial

NODE	$\Theta(S_{max})$	S_{max}	S_{med}	Salt	
505144	330	121.5	63.61375	58.3002	Disco
505144	330	157.19	80.9216	76.95855	Ventilação
527602	330	134.8	69.7847	65.09505	Disco
527602	315	190.31	100.4981	90.2135	Ventilação
539716	30	110.86	56.62955	54.41715	Disco
539716	30	179.47	91.59355	88.24885	Ventilação
543011	30	132.47	69.43005	63.3008	Disco
543011	45	187.67	99.3045	88.705	Ventilação
543013	45	140.07	70.7909	69.4835	Disco
543013	60	201.86	105.4013	96.7812	Ventilação
584653	0	114.71	69.0845	51.836	Aro
584653	0	80.056	63.613	24.021	
586031	360	113.89	96.844	20.862	Aro
586031	180	75.159	64.5065	13.573	
588493	0	109.74	59.9745	51.64185	Aro
588493	0	196.45	116.3545	82.311	Flange
640644	270	99.479	95.553	12.3415	Aro
640644	90	83.763	74.614	16.732	

Fonte: (AUTOR)

Analizando os valores da tabela 6, novamente nota-se a presença de 3 valores de tensão máxima acima do valor de escoamento de 190 MPa inicialmente estabelecido nos nós 527602, 543013 e 588493. Contudo, esses valores ainda encontram-se distantes do valor sugerido no apêndice C do Norton (2004) de 303 MPa, indicando que o valor de tensão de escoamento estabelecido à princípio é conservador e não reflete o valor real. Em seus estudos, Santana (2000), como já mencionado na análise anterior, encontra para uma região similar a região onde tem-se valores elevados uma tensão de escoamento corrigida de 370 MPa. Logo, é seguro afirmar que os valores de tensão máximo não ultrapassam o valor real de escoamento do material.

Analizando os dados de fadiga tem-se um nó que apresenta uma tensão alternada superior ao limite inicialmente estabelecido de 96,66 MPa para $5,0 \cdot 10^5$ ciclos no nó 543013, contudo, essa diferença é inferior a 0,2%. Devido ao fato da metodologia ser um método aproximado seria incorreto afirmar que o componente falhe por fadiga. Outro ponto a ser considerando é que essa é

uma estimativa conservadora, pois a tendência é de que o valor de S_f seja superior ao estimado devido ao grau de trabalho a frio. Em seu estudo, Santana (2000) estabelece um limite de fadiga de 135 MPa para o aço em uma região análoga, assim, é possível afirmar com confiabilidade elevada que o componente não irá falhar por fadiga.

Para a carga de 55720,8N o nó 543013 apresenta uma tensão de 70.2837 MPa, ou seja inferior ao limite de fadiga do aço apresentado na seção 5.1.1 de 85 MPa, portanto, apresentando vida infinita. O que já era esperado, pois o teste exige um número de ciclos superior a 10^6 ciclos.

7. CONCLUSÃO E RECOMENDAÇÃO

7.1 CONCLUSÃO

Como esperado de um componente disponível no mercado por uma empresa multinacional, a roda está de acordo com a norma vigente segundo os testes simulados nesse estudo.

Considerando apenas a fadiga, o teste sobre carga radial se mostrou mais exigente que o de fadiga rotativa, encontrando valores mais próximos ao limite inicialmente estabelecido. Além disso, seu modelamento mostrou-se mais complexo devido a presença do pneu, portanto, para a análise, a consideração sobre a carga na interface pneu roda é um ponto crítico do estudo. Apesar das dificuldades os resultados encontrados estão coerentes aos encontrados na literatura advindo de diferentes autores. A consideração apresentada por Santana (2000) atestou-se funcional e bem aproveitada.

O modelo apresentado se mostrou limitado quanto a garantir um resultado coerente para a peça inteira, dada metodologia revelou grande quantidade de pontos de singularidades e ressalvas. Entretanto, dentro da proposta de manter o custo operacional baixo, a metodologia provou-se adequada. Vale lembrar que ela possui grande poder de direcionamento durante o desenvolvimento de novos modelos, pois exibe boa correlação justamente no local onde os modelos sofrem maior diferenciação, nos rasgos de ventilação. Essa proposta pode ser usada em fases preliminares de projeto para direcionar escolhas de geometrias mais adequadas ou de maior potencial. Outro ponto interessante é o que diz respeito a metodologia também pode ser aplicada em rodas de veículos de passeio e utilitários previstos pela norma NBR 6750, já que ambas se assemelham nos ensaios apresentados.

7.2 RECOMENDAÇÃO

Para avaliar com maior exatidão os valores de tensão atuantes nesse componente, é necessário um modelo que utilize elementos sólidos e também modele parafusos com pretensão e o cubo de roda. Esse modelo pode fornecer maior capacidade de otimização, uma vez que idealmente elimina os problemas das regiões de singularidade. Portanto, a maior exatidão permite identificar com maior precisão os pontos de melhoria. Entretanto, o modelo com elemento sólido também apresenta um maior esforço computacional, logo uma abordagem mista utilizando a metodologia apresentada nesse texto para direcionar o início de desenvolvimento, e a proposta mais completa para obter-se a melhor resposta de confiabilidade e otimização de recursos se mostra a ideia mais coerente.

Outro ponto a ser mencionado é o fato de que estudos em laboratório da peça real são sempre úteis, tais estudos de correlação permitem um refino das metodologias aplicadas e aumentam a precisão da metodologia junto com o crescimento do know how dos envolvidos nesses estudos.

REFERÊNCIA

STEARNS, John C. **An Investigation of Stress and Displacement Distribution in a Aluminum Alloy Automobile Rim**. Estados Unidos, 2000, Tese de Doutorado - The Graduate Faculty of The University of Akron.

SANTANA, Flávio A. **Análise de fadiga de rodas para veículos de Transporte de carga**, São Paulo, 2000, Tese de Mestrado – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

FERREIRA, G., "Algor Software Helps Leading Brazilian Wheel Manufacturer Reduce Costs," Algor Design World, 1992.

KONISHI, H., FUJIWARA, A., KATSURA, T., TAKEUCHI, K., and NAKATA, M., "Impact Strength of Aluminum alloy Wheel (Influence of Disk and Rim Rigidity on the JWL Impact Strength of Aluminum alloy Wheel)," Nippon Kikai Gakkai Ronbunshu, C Hen, Vol. 62, No. 599, pp. 2884-2890, 1996.

MIYASHIRO, Silvio. **Análise de tensão em rodas**, São Paulo, 1991, Trabalho de Formatura – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo.

MORITA, Y., KAWASHIMA, H., ISHIHARA, K., and KOMATSU, H. , **Finite Element Analysis of a Automotive Steel Road Wheel**, Sumitomo Search, No. 35, pp. 89-106, 1987.

NORTON, Robert L. **Projeto de máquinas: uma abordagem integrada/** Robert L. Norton: tradução João Batista de Aguiar- 2. Edição- Porto Alegre: Bookman, 2004

CATARINO, Pedro Miguel Marques. **Estudos sobre o Comportamento Mecânico e Estrutural da Anteparas nºs 3 e 17 dos Salva-Vidas da Classe Vigilante**. Dissertação de Mestrado em Engenharia Mecânica-Universidade Nova Lisboa, 2009

AZEVEDO, A. F. **Método dos Elementos Finitos**. 1. edição, Porto, 2003.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6751:Rodas e aros para caminhões onibus e similares- Verificação da durabilidade e resitência**. Rio de Janeiro, 2009

BASTOW, D. **Independent rear susoension**. Institution of Mechanical Engineers. Automobile Division. Proceedings 1951-52, Part II, Institution of Mechanical Engineers Automobile Division, 1952, p. 35-58

ANSYS. **Ansys Help – Advanced Analysis Techniques Guide**. Ansys Inc., 2012.