

**FLÁVIO ARCANJO SANTANA**

**ANÁLISE DE FADIGA DE RODAS PARA  
VEÍCULOS DE TRANSPORTE DE CARGA**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

**São Paulo**

**2000**

**FLÁVIO ARCANJO SANTANA**

**ANÁLISE DE FADIGA DE RODAS PARA  
VEÍCULOS DE TRANSPORTE DE CARGA**

Dissertação apresentada à Escola Politécnica  
da Universidade de São Paulo para obtenção  
do título de Mestre em Engenharia Mecânica.

Área de Concentração:  
Engenharia Mecânica.

Orientador:  
Prof. Dr. Gilberto Francisco Martha de Souza

São Paulo

2000

## DEDICATÓRIA

Aos meus pais Alvino e Lourdes, minha  
esposa Marcia e meu filho Gustavo.

## AGRADECIMENTOS

Ao amigo e orientador Prof. Dr. GILBERTO F. M. DE SOUZA, pelas diretrizes seguras, suporte nos momentos difíceis, por ter sido quem me apresentou o tema desenvolvido nesta dissertação, e principalmente pelo critério e rigor que contribuíram para melhorar a qualidade dos resultados obtidos neste trabalho.

Aos Profs. Drs. Carlos Nunes e Edson Gonçalves, pelas sugestões que contribuíram com o conteúdo e a qualidade deste trabalho, principalmente nas áreas de análises de tensões, análises de fadiga e comportamento mecânico dos materiais.

Ao CNPq pela bolsa concedida.

À empresa ALCOA, pelo empréstimo de uma unidade da roda de alumínio, a qual foi analisada neste estudo.

À empresa BRASRODAS, pela concessão de uma unidade da roda de aço, cujo modelo foi analisado neste estudo.

Aos Srs. Nelides e Luiz, proprietários da empresa RODAS SANTA RITA LTDA., especializada no ramo de recuperação de rodas para autos, caminhões e ônibus, pelas orientações pertinentes à manutenção de rodas.

# SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS .....	v
LISTA DE TABELAS .....	x
LISTA DE SÍMBOLOS .....	xii
RESUMO .....	xvi
ABSTRACT .....	xvii
CAPÍTULO I – INTRODUÇÃO .....	1
1.1 – Considerações Iniciais .....	1
1.2 – Objetivo e Desenvolvimento do Estudo .....	2
CAPÍTULO II – TIPOS DE MONTAGENS E PROCEDIMENTOS DE MANUTENÇÃO DE RODAS PARA CAMINHÕES E ÔNIBUS .....	6
2.1 – Considerações Iniciais .....	6
2.2 – Tipos de Montagens para Rodas e Respectivas Nomenclaturas .....	6
2.2.1 – Rodas para Pneus com Câmara de Ar .....	7
2.2.2 – Rodas para Pneus sem Câmara de Ar .....	9
2.2.3 – Rodas Raiadas com Espaçadores para Pneus com e sem Câmara de Ar .....	10
2.3 – Testes para Verificação da Durabilidade das Rodas .....	13
2.4 – Considerações sobre os Materiais Utilizados na Fabricação de Rodas .....	19
2.5 – Considerações sobre a Utilização e Manutenção das Rodas .....	21
2.6 – Definição dos Modelos de Rodas que serão Analisadas .....	23

CAPÍTULO III – MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DAS RODAS DE AÇO E ALUMÍNIO ..... 28

3.1 – Considerações Iniciais ..... 28

3.2 – Propriedades Mecânicas ..... 29

3.2.1 – Resistência ao Escoramento e à Tração ..... 30

3.2.2 – Resistência à Fadiga ..... 34

3.3 – Material Utilizado na Fabricação da Roda de Alumínio ..... 37

3.3.1 – Composição Química e Propriedades Mecânicas ..... 37

3.3.2 – Efeitos do Processo de Fabricação sobre as Propriedades Mecânicas ..... 38

3.4 – Material Utilizado na Fabricação da Roda de Aço ..... 41

3.4.1 – Composição Química e Propriedades Mecânicas ..... 41

3.4.2 – Efeitos do Processo de Fabricação sobre as Propriedades Mecânicas ..... 42

CAPÍTULO IV – CARREGAMENTO ATUANTE SOBRE A RODA ..... 49

4.1 – Considerações Iniciais ..... 49

4.2 – Carregamento Estático ..... 50

4.3 – Solicitações Dinâmicas ..... 54

4.3.1 – Carregamento Relacionado ao Movimento de Rotação da Roda ..... 54

4.3.2 – Carregamento Relacionado à Interação Pneu / Via Trafegável ..... 58

4.3.3 – Carregamento Relacionado à Manobrábilidade do Veículo ..... 68

4.4 – Conclusões ..... 72

CAPÍTULO V – ANÁLISE DAS TENSÕES ATUANTES SOBRE AS RODAS DE AÇO

E ALUMÍNIO ..... 74

5.1 – Considerações Iniciais ..... 74

5.2 – Discretização das Rodas ..... 76

5.3 – Condições de Contorno .....	82
5.4 – Condições de Carregamento .....	84
5.5 – Avaliação das Tensões Atuantes sobre as Rodas .....	97
5.5.1 – Roda de Alumínio .....	98
5.5.2 – Roda de Aço .....	107
5.5.2.1 – Estimativa do Grau de Trabalho à Frio e Novas Propriedades Mecânicas dos Materiais nas Regiões mais Solicitadas .....	115
5.6 – Análise de Modos e Frequências Naturais das Rodas .....	122
CAPÍTULO VI – ANÁLISE DE FADIGA DAS RODAS .....	
6.1 – Considerações Iniciais .....	127
6.2 – Modelo de Análise de Vida em Rodas .....	129
6.2.1 – Efeito da Presença de Tensões Multiaxiais .....	131
6.2.2 – Efeito da Tensão Média .....	134
6.2.3 – Efeito do Acabamento Superficial .....	137
6.2.4 – Efeito da Variabilidade dos Dados Experimentais .....	140
6.2.5 – Considerações sobre a Correção da Curva S-N .....	141
6.3 – Análise da Roda de Alumínio .....	142
6.4 – Análise da Roda de Aço .....	150
6.5 – Análise da Direção das Tensões Principais das Tensões Alternadas .....	156
6.5.1 – Análise das Tensões Principais da Roda de Alumínio .....	159
6.5.2 – Análise das Tensões Principais da Roda de Aço .....	164
6.6 – Considerações Finais .....	169
CAPÍTULO VII – CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES	
7.1 – Conclusões .....	172

CAPÍTULO VIII – REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....180

7.2 – Recomendações para Trabalhos Futuros .....178



## LISTA DE FIGURAS

CAPÍTULO I		
	Figura 1.1 – Representação Esquemática da Sequência deste Estudo .....	4
CAPÍTULO II		
	Figura 2.1 – Montagem de Rodas para Pneus com Câmara de Ar .....	8
	Figura 2.2 – Montagem de Rodas para Pneus sem Câmara de Ar .....	10
	Figura 2.3 – Montagem de Rodas Raiadas para Pneus com Câmara de Ar .....	11
	Figura 2.4 – Montagem de Rodas Raiadas para Pneus sem Câmara .....	13
	Figura 2.5 – Ensaio de Fadiga Radial [1] .....	17
	Figura 2.6 – Ensaio de Fadiga Rotativa do Disco .....	19
	Figura 2.7 – Exemplo de Ocorrência de Trinca em uma Roda de Aro Desmontável para Pneus com Câmara de Ar .....	23
	Figura 2.8 – Principais Dimensões da Roda de Alumínio .....	25
	Figura 2.9 – Principais Dimensões da Roda de Aço .....	26
	Figura 2.10 – Roda de Alumínio .....	27
	Figura 2.11 – Roda de Aço .....	27
CAPÍTULO III		
	Figura 3.1 – Curva Tensão x Deformação de Engenharia .....	31
	Figura 3.2 – Curva Tensão x Deformação Reais [4] .....	33
	Figura 3.3 – Bandas de Deslizamento na Superfície do Material [5] .....	35
	Figura 3.4 – Aspecto das Curvas S-N; (a) Alumínios, (b) Aços .....	36
	Figura 3.5 – Curvas de Envelhecimento Artificial para a Liga 6061, após o Tratamento de Solubilização .....	39
	Figura 3.6 – Curva de Fadiga para a Liga 6061-T6 em Tensão Totalmente Alternada [9] .....	40
	Figura 3.7 – Influência do Grau de Trabalho a Frio sobre o Limite de Fadiga para o Aço 1015 [15] .....	47
	Figura 3.8 – Modelo da Curva S-N para os Aços-Carbono .....	48

## CAPÍTULO IV

Figura 4.1 – Disposição do Carregamento Estático sobre a Roda;  
a) Distribuição dos Esforços sobre a Seção Transversal;

b) Distribuição da Pressão de Contato sobre o Flange do Aro .....51  
Figura 4.2 – Distribuição de Pressões de Contato entre um Pneu 11.00R20 e Aro 20x8,  
sobre o Perfil Transversal do Flange do Aro, [17] .....53

Figura 4.3 – Distribuição de Pressões de Contato para um Pneu 195/55R15 submetido à  
uma Pressão de Inflação de 2,1 bar (210 kPa) e Carga Vertical de 4.800 N  
[18] .....54

Figura 4.4 – Distribuição de Pressões no Contato Pneu / Superfície de Apoio durante o  
Rolamento [19] .....55

Figura 4.5 – Pressões de Contato Medidas em Locais Diferentes no Assento do Talão de  
um Pneu J/R78-15 e Aro 15x6 durante o Movimento de Avanço em Linha  
Reta [17] .....57

Figura 4.6 – Espectro de Energia Associado às Irregularidades do Perfil da Via  
Tratável [19] .....59

Figura 4.7 – Esquema da Instrumentação do Eixo Veicular Auxiliar para Execução do  
Ensaio Dinâmico [21] .....60

Figura 4.8 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para o Extensômetro Colocado  
na Face Inferior do Eixo Veicular Auxiliar – Trecho I [21] .....62

Figura 4.9 – Histograma para Definição da Distribuição do Carre-gamento Vertical  
Atuante sobre uma Roda – Trecho I .....64

Figura 4.10 – Gráfico Obtido para os Dados da Tabela 4.1 .....66

Figura 4.11 – Deformação do Pneu Devido à Frenagem no Contato Pneu / Via Tratável  
[19] .....69

Figura 4.12 – Distribuição das Pressões de Contato Pneu / Flange do Aro durante  
Frenagem [18] .....70

Figura 4.13 - Deformação do Pneu durante a Realização de Curvas [19] .....71

Figura 4.14 – Valores Médios das Pressões de Contato Pneu / Roda. (a) – Assento do  
Talão do Pneu, (b) – Flange do aro [17] .....71

## CAPÍTULO V

Figura 5.1 – Processo para Análise por Elementos Finitos [23] .....75

77	Figura 5.2 – Perfis Transversais das Rodas de Alumínio e Aço
78	Figura 5.3 – Esquema de Formação das Malhas das Rodas
78	Figura 5.4 – Verificação das Diferenças Presentes entre as Rodas de Aço e Alumínio, (Dimensões e Formas dos Furos)
79	Figura 5.5 – Processo de Formação das Geometrias dos Furos no Modelo da Roda
80	Figura 5.6 – Modelo em Elementos Finitos da Roda de Alumínio
81	Figura 5.7 – Modelo em Elementos Finitos da Roda de Aço
82	Figura 5.8 – Diferentes Modos de Fixação da Roda
83	Figura 5.9 – Esquema de Fixação dos Modelos das Rodas
84	Figura 5.10 – Determinação dos Valores da Pressão de Contato do Pneu/Flange do aro para uma Pressão de Inflação de 145 psi
87	Figura 5.11 – Regiões de Aplicação das Pressões de Contato sobre o Flange do Aro
87	Figura 5.12 – Esquema para Apresentação dos Pontos onde são Aplicadas as Forças Devidas ao Contato entre o Pneu e o Flange do Aro
89	Figura 5.13 – Esquema de Montagem entre o Pneu e a Roda
90	Figura 5.14 – Pontos de Aplicação da Carga de Contato entre o Pneu e o Flange do Aro – (a) Roda de Alumínio, (b) Roda de Aço
90	Figura 5.15 – Distribuição das Forças Nodais Calculadas sobre o Flange Fixo e a Região de Contato com o Anel Desmontável (roda de aço)
93	Figura 5.16 – Distribuição das Forças Nodais Calculadas sobre o Flange Fixo e a Região de Contato com o Anel Desmontável (Roda de Alumínio)
93	Figura 5.17 – Variação da Intensidade das Forças Resultantes Atuando sobre a Superfície do Flange do Aro em Função da Posição Angular - (Roda de Alumínio)
96	Figura 5.18 – Variação da Intensidade das Forças Resultantes Atuando sobre a Superfície do Flange do Aro em Função da Posição Angular - (Roda de Aço)
96	Figura 5.19 – Roda de Alumínio Submetida apenas à Pressão de Inflação
99	Figura 5.20 – Roda de Alumínio Submetida apenas à Pressão de Inflação
102	Figura 5.21 – Roda de Alumínio (0°) – vista externa
102	Figura 5.22 – Roda de Alumínio (0°) – vista interna
103	Figura 5.23 – Roda de Alumínio (0°) – vista interna
103	Figura 5.24 – Roda de Alumínio (90°) – vista externa
104	Figura 5.25 – Roda de Alumínio (90°) – vista interna
104	Figura 5.26 – Roda de Alumínio (180°) – vista externa
105	Figura 5.27 – Roda de Alumínio (180°) – vista interna

108	Figura 5.28 – Roda de aço Submetida apenas à Pressão de Inflação
108	Figura 5.29 – Roda de aço Submetida apenas à Pressão de Inflação
110	Figura 5.30 – Roda de Aço (0°) - vista externa
111	Figura 5.31 – Roda de Aço (0°) - vista interna
111	Figura 5.32 – Roda de Aço (0°) - vista interna
112	Figura 5.33 – Roda de Aço (90°) - vista externa
112	Figura 5.34 – Roda de Aço (90°) - vista interna
113	Figura 5.35 – Roda de Aço (180°) – vista externa
113	Figura 5.36 – Roda de Aço (180°) – vista interna
117	Figura 5.37 – Indicação das Deformações Principais $\epsilon_1$ , $\epsilon_2$ e $\epsilon_3$
117	Figura 5.38 – Indicação das Dimensões para o Cálculo das Deformações $\epsilon_1$ e $\epsilon_2$
121	Figura 5.39 – Indicação das Deformações Principais $\epsilon_1$ , $\epsilon_2$ e $\epsilon_3$
121	Figura 5.40 – Indicação das Medidas para o Cálculo das Deformações $\epsilon_1$ e $\epsilon_2$
124	Figura 5.37 – Primeiro, Segundo e Terceiro Modos de Vibração da Roda de Alumínio
125	Figura 5.38 – Primeiro, Segundo e Terceiro Modos de Vibração da Roda de Alumínio
133	Figura 6.1 – Fluxograma para Análise de Fadiga da Roda
138	Figura 6.2 – Coeficiente ( $k_s$ ) para Correção do Limite de Fadiga em Função do Acabamento Superficial da Peça. [27]
139	Figura 6.3 – Observação do Acabamento Superficial da Roda de Aço
139	Figura 6.4 – Observação do Acabamento Superficial da Roda de Alumínio
144	Figura 6.5 – Curva S-N Nominal e Corrigida para Confiabilidade de 95% para o Alumínio 6061-T6
145	Figura 6.6 – Indicação dos Pontos que serão Analisados sobre a Roda de Alumínio
151	Figura 6.7 – Localização dos Pontos Escolhidos para Análise de Fadiga na Roda de Aço
151	Figura 6.8 – Curvas S-N Nominal e Corrigida para o Ponto Localizado na Extremidade do Flange do Aro
152	Figura 6.9 – Curvas S-N Nominal e Corrigida para o Ponto Localizado na Extremidade do Rasgo da Válvula

## CAPÍTULO VI

Figura 6.10 – Elemento Submetido ao Estado de Deformações Multi-axiais; (a) e (e) apresentam deformações multiaxiais; (b), (c), (f), e (g) apresentam planos críticos de cisalhamento; (d) e (h) direções de propagação das trincas [13] .....158

Figura 6.11 – Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N<sup>o</sup> 1087 .....163

Figura 6.12 – Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N<sup>o</sup> 1108 .....163

Figura 6.13 – Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N<sup>o</sup> 1 ....168

Figura 6.14 – Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N<sup>o</sup> 60 ..168

## LISTA DE TABELAS

CAPÍTULO II	
Tabela 2.1 – Fatores de Carga e Requisitos de Ciclagem para Ensaio de Fadiga sob Carga Radial Aplicado à Rodas e Aros Desmontáveis [1] .....	17
Tabela 2.2 – Pressão de Inflação do Pneu [1] .....	18
Tabela 2.3 – Parâmetros para o Ensaio de Fadiga Rotativa do Disco .....	19
Tabela 2.4 – Cargas Máximas Recomendadas pelos Fabricantes e Massas das Rodas .....	24
CAPÍTULO III	
Tabela 3.1 – Propriedades de Resistência de Alguns Materiais Empregados na Fabricação de Componentes Mecânicos. [4] .....	34
Tabela 3.2 – Composição Química Percentual da Liga de Alumínio 6061-T6, [7] .....	37
Tabela 3.3 – Composição Química dos Aços Utilizados na Fabricação da Roda de Aço [11] .....	41
CAPÍTULO IV	
Tabela 4.1 – Dados para Construção do Gráfico e Determinação dos Coeficientes da Distribuição de Weibull .....	65
Tabela 4.2 - Tabela para Desenvolvimento do Método de Hollander Proschan .....	67
CAPÍTULO V	
Tabela 5.1 – Possíveis Condições de Carregamento Estabelecidas para o Ensaio de Fadiga Radial, Conforme a Norma NBR 6751 [1] .....	94
Tabela 5.2 – Tensões Principais e Tensões Equivalentes para Dois Nós Posicionados sobre o Flange do Aro .....	114
Tabela 5.3 – Propriedades Mecânicas Consideradas para a Região da Extremidade do Rasgo da Válvula .....	120
Tabela 5.4 – Propriedades Mecânicas Consideradas para a Região do Flange do Aro .....	120

Tabela 6.1 – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Alumínio para o N° 1087 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 63.994 N) .....	147
Tabela 6.2 – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Alumínio para o N° 1108 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 63.994 N) .....	148
Tabela 6.3 – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Aço para o N° 1 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical 59.094 N) .....	153
Tabela 6.4 – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Aço para o N° 60 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 59.094 N) .....	154

## CAPÍTULO VI

## LISTA DE SÍMBOLOS

$A$	Coefficiente angular.
$A_r$	Redução de área.
$b$	Constante relativa à curva S-N do material empregado na construção da roda.
$B$	Coefficiente linear.
$d$	Profundidade de montagem da roda em metros.
$E$	Módulo de elasticidade.
$f^{(s)}$	Função densidade de probabilidade.
$F$	Capacidade de carga da roda ou aro.
$F^{(s)}$	Função de probabilidade acumulada.
$F^n$	Força aplicada ao nó, na direção vertical, paralela à direção da ação do carregamento.
$F_r$	Força radial utilizada como carregamento no ensaio de fadiga radial.
$G$	Coefficiente utilizado na equação 5.1 para controlar o grau de concentração da carga radial em torno do ponto $0^\circ$ .
$k$	constante relativa à curva S-N do material empregado na construção da roda.
$k_a$	Coefficiente de acabamento superficial.
$k_c$	Fator de confiabilidade.
$K$	Fator de aceleração (ensaio de fadiga radial).
$L$	Comprimento do corpo de provas.
$L_o$	Comprimento final do corpo de provas.
$l_i$	Comprimento inicial do corpo de provas.
$l$	Distância da suspensão à ponta do eixo.
$m$	Coefficiente de encruamento.



$M =$	Momento fletor.
$n =$	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 distribuídas.
$N_{fadiga} =$	Coefficiente de segurança à fadiga.
$N =$	Número de ciclos.
$P =$	Carga vertical atuante na ponta do eixo.
$R =$	Valor da razão da tensão, definida como a razão entre os valores mínimo e máximo das tensões atuantes em um ciclo de carregamento.
$R_p =$	Raio do pneu.
$R(x) =$	Confiabilidade.
$S =$	Tensão limite de resistência.
$S_e =$	Tensão limite elástico de engenharia.
$S_f =$	Limite de fadiga do material.
$S_u =$	Tensão limite de resistência à tração.
$S_y =$	Tensão limite de escoamento do material.
$T =$	Fator de aceleração (ensaio de fadiga rotativa do disco).
$V =$	Fator de multiplicação utilizado na equação 5.1.
$W =$	Módulo de resistência.
$x =$	Variável aleatória.
$X =$	Abscissas para a equação de reta.
$x_0, y_0, e z_0 =$	Componentes dos vetores que definem as direções das tensões principais.
$Y =$	ordenadas para a equação de reta.
$Z_r =$	abscissa da curva normal, que gera a probabilidade de sobrevivência desejada para o componente.

$\beta, \eta, x_0$	=	Parâmetros da distribuição de Weibull.
$\Delta L$	=	Variação do comprimento do corpo de provas para o ensaio de tração.
$\varepsilon$	=	Deformação de engenharia.
$\varepsilon_I$	=	Deformação real.
$\varepsilon_{Tf}$	=	Deformação real na fratura.
$\varepsilon_{x, y, z}$	=	Componentes de deformações normais, em relação ao sistema global de coordenadas.
$\varepsilon_{1, 2, 3}$	=	Deformações principais.
$\varepsilon_2$	=	Deformação equivalente.
$\varepsilon_{T1, 2, 3}$	=	Deformações reais principais (1, 2, e 3).
$\gamma_{xy, yz, xz}$	=	Componentes de distorções angulares, em relação ao sistema global de coordenadas.
$\nu$	=	Coefficiente de Poisson.
$\rho$	=	Densidade.
$\sigma$	=	Tensão atuante.
$\sigma_T$	=	Tensão real.
$\sigma_0$	=	Tensão real atuante sobre o corpo de provas para deformação real unitária.
$\sigma_{yM}$	=	Tensão equivalente atuante.
$\sigma_{x, y, z}$	=	Tensões normais atuantes, em relação ao sistema global de coordenadas.
$\sigma_{limdf}$	=	Tensão real limite de deformação plástica para material conformado à frio.
$\sigma_{lim}$	=	Tensão real limite de resistência à tração para material conformado à frio.
$\sigma_a$	=	Tensão atuante alternada.

$\sigma_m$  = Tensão atuante média.

$\sigma_{corrig}$  = Tensão alternada equivalente corrigida para considerar o efeito da tensão média

diferente de zero.

$\sigma_{vMa}$  = Tensão equivalente alternada.

$\sigma_{vMm}$  = Tensão equivalente média.

$\sigma_{máxima}$  = Tensão máxima atuante.

$\sigma_{mínima}$  = Tensão mínima atuante.

$\tau_{xy, yz, xz}$  = Tensões componentes de cisalhamento.

A diminuição do peso dos componentes em veículos automotores é um grande desafio para a indústria automotiva, sendo isto muito importante principalmente para veículos destinados ao transporte de cargas, onde a melhoria do desempenho dos mesmos em termos de consumo de combustível e capacidade de transporte de cargas representa grande lucratividade para os usuários.

A crescente utilização de rodas de alumínio por caminhões e ônibus, substituindo rodas equivalentes em aço, motivou o desenvolvimento deste estudo, o qual tem como objetivo comparar a durabilidade de uma roda de aço com a durabilidade de uma roda de roda equivalente em alumínio, sendo as duas destinadas à utilização por veículos de transportes de carga.

Esta comparação foi realizada com base numérica, sendo para isto utilizado o Método dos Elementos Finitos, considerando-se como possíveis mecanismos de colapso das rodas o escoamento e a ocorrência de colapso por fadiga. Foram desenvolvidos procedimentos para geração dos modelos e distribuição de carregamentos, onde para esta última, foram considerados resultados experimentais obtidos em literatura. A condição de carregamento sobre a qual a análise de fadiga é realizada é estabelecida de acordo com a norma NBR 6751 “Rodas para caminhões – Verificação da durabilidade e resistência”, que especifica as condições de carregamento e exigências mínimas de desempenho para estes componentes.

## RESUMO

The decrease in components weight for self-driven vehicles is a great challenge for the automotive industry, since it is very important mainly for vehicles used to load transportation, where the improvement of the vehicles in terms of fuel consumption and transportation capacity represents a great profit for the users.

The increasing use of aluminum wheels for trucks and buses, replacing equivalent steel wheels, motivated the development of this study with the purpose of comparing the durability of a steel wheel with an equivalent aluminum one, considering two wheels aimed to load transportation vehicles.

This comparison is accomplished in a numerical basis with the use of the Finite Element Method by considering as possible collapse mechanisms the general yielding and fatigue. Procedures were developed for generation of the Finite Element models and loads distribution. For the latter, experimental results obtained from literature were taken into account. The load conditions in which the fatigue analysis is accomplished are established in agreement with the requirements of the standard specification NBR 6751 " Truck wheels - Verification of the durability and resistance" [1], that specifies the load conditions and minimum performance requirements for those components.

## ABSTRACT

Tratando-se de veículos como caminhões e ônibus, o atendimento destas exigências pode representar mais lucro e segurança para o usuário. Com o objetivo de atender a estas exigências torna-se necessário o conhecimento das propriedades mecânicas dos materiais que tem potencialidade de serem empregados na fabricação de componentes automotivos com elevados níveis de precisão, e como estas propriedades podem variar favoravelmente através da adição de elementos de liga, tratamentos térmicos ou processos de fabricação. Em termos de projetos de estruturas veiculares, a utilização de geometrias que favoreçam boas distribuições de tensões contribui tanto para a segurança como para a diminuição do peso estrutural, podendo este ser revertido em carga a ser transportada, favorecendo também o menor consumo de combustível, o que diminui a poluição do meio ambiente. O conhecimento bem definido das propriedades mecânicas de materiais de baixa densidade em comparação com o aço, material tradicionalmente empregado na fabricação de componentes automotivos, quer de natureza mecânica como com funções estruturais, contribui muito para o alcance destas metas, pois devido ao seu peso específico menor é possível a concepção de componentes mais robustos com menor

O contínuo desenvolvimento do automóvel, que tem ocorrido durante este século, trouxe também o avanço de cada um dos seus componentes, pois em veículos com motores mais potentes, melhor desempenho e com maior capacidade de transporte de cargas, ocorre também a necessidade de componentes mais leves e ao mesmo tempo mais resistentes.

## 1.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

# INTRODUÇÃO

## CAPÍTULO I

da possibilidade de ocorrência de mecanismos supra-citados, são obtidas teoricamente. As distribuições de tensões atuantes em ambas as rodas não visando a avaliação escoamento e fadiga.

comparação a possibilidade de ocorrência de colapso através dos mecanismos de empregadas na montagem de ônibus e caminhões, considerando como fatores de executar uma análise comparativa da resistência mecânica de rodas de aço e alumínio, Tal como afirmado no último parágrafo do item 1.1, o objetivo deste trabalho é

## 1.2 – OBJETIVO E DESENVOLVIMENTO DO ESTUDO

limitante a ocorrência de falhas devido ao processo de fadiga. de durabilidade entre uma roda de aço e outra equivalente em alumínio, tendo como fator motivou a realização deste trabalho, que tem por objetivo a execução de uma comparação a definição de sua vida operacional, considerando o fenômeno da fadiga. Esta necessidade roda em veículos pesados, principalmente sob o aspecto de resistência mecânica, incluindo de aço, torna-se necessário a obtenção de maiores informações sobre o desempenho desta componentes, bem como o elevado preço do mesmo quando comparado ao preço da roda em aço visando a redução do peso do veículo. Tendo em vista a recente utilização destes alumínio por ônibus e caminhões rodoviários, substituindo rodas equivalentes fabricadas A partir da metade da década de 90, tem aumentado a utilização de rodas de magnitude bastante ampla.

carregamentos de natureza bastante complexa e que variam aleatoriamente numa faixa de As rodas são componentes de muita responsabilidade, sujeitas a uma faixa de fabricação de componentes mecânicos, principalmente em rodas de veículos de passeio.

ligas de alumínio e magnésio, as quais tem sido tradicionalmente empregadas na peso e níveis de tensões atuantes mais baixos. Nesta classe de materiais destacam-se as

Para tanto, tendo em vista as complexas geometrias das rodas e a distribuição de carregamento atuante no componente relacionada com a pressão interna do pneu e com os esforços associados ao contato pneu / via trafegável, optou-se pela elaboração de um modelo de Elementos Finitos da roda, sendo este método de análise utilizado para definição das tensões atuantes neste componente.

A distribuição de carregamento oriunda do contato pneu / via trafegável, empregada neste trabalho, foi definida a partir da análise de informações apresentadas em referências bibliográficas, as quais discutem estudos teóricos e experimentais destinados a caracterizar a magnitude e a variação espacial deste carregamento.

A partir da definição da distribuição de tensões nas rodas, analisa-se a resistência de cada uma destas rodas quando submetida à esforços estáticos, e também quando submetida a solicitações dinâmicas, associadas ao movimento de rotação da roda, quando da movimentação do veículo.

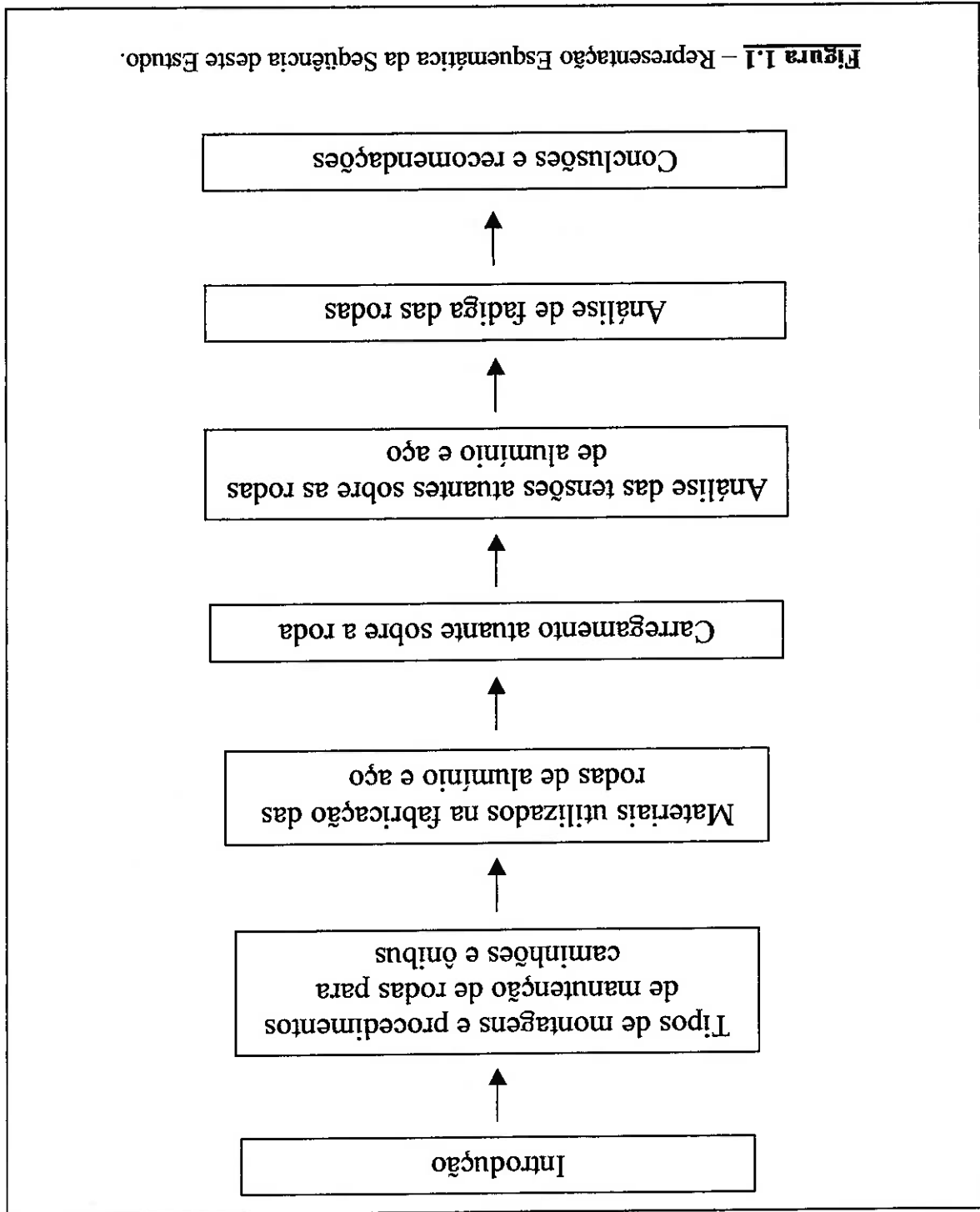
Na Figura 1.1 é apresentada, de forma esquemática, a seqüência das diversas etapas desenvolvidas neste trabalho.

Após a introdução ao estudo, feita neste Capítulo, o Capítulo 2 apresenta os tipos de rodas para ônibus e caminhões com relação às formas de montagem das mesmas, bem como a nomenclatura utilizada na definição das suas geometrias. Neste Capítulo são apresentadas também as principais características de utilização para se obter um bom desempenho das mesmas ao longo de sua vida útil. Finalmente são definidos os modelos das rodas de alumínio e aço, as quais serão objetos deste estudo.

Considerando os materiais utilizados na fabricação das rodas de aço e alumínio, executa-se, no Capítulo 3, a apresentação dos materiais utilizados na fabricação das mesmas, assim como as principais propriedades mecânicas dos mesmos, incluindo uma discussão sobre a possível influência dos processos de fabricação das rodas sobre estas propriedades.



No Capítulo 4 são apresentados os resultados experimentais e numéricos encontrados por meio de pesquisas bibliográficas, para representar as formas assumidas pelos carregamentos atuantes sobre rodas de caminhões e de veículos de passeio, simulando condições reais de utilização, com o objetivo de definir a distribuição do carregamento que fará parte do modelo matemático, baseado no Método dos Elementos



Finitos, que representará o modelo físico das rodas, para fins de análise da distribuição de

tensões neste componente.

O Capítulo 5 descreve o método utilizado na geração dos modelos de elementos

finitos das rodas de aço e alumínio. São apresentados também neste capítulo as condições

de contorno utilizadas nos modelos das rodas para a realização das análises estáticas assim

como o método para distribuição dos carregamentos baseado nas informações contidas no

Capítulo 4. Na parte final deste Capítulo é feita uma análise sobre as tensões atuantes nos

modelos das rodas comparando-as aos limites de resistência ao escoamento de cada

material.

O Capítulo 6 apresenta a verificação à fadiga, considerando-se o estado multiaxial

de tensões ao qual todos os pontos da estrutura da roda estão sujeitos, obtidos das

simulações do movimento de rotação em ambas as rodas, quando submetidas ao

carregamento padronizado pela norma que especifica os testes de durabilidade e resistência

aplicados às rodas de caminhões e ônibus [1]. A análise de fadiga apresentada neste

Capítulo foi realizada para ambas as rodas considerando-se o Critério de Sines. Realizou-

se também um estudo sobre as variações nas direções das tensões principais atuantes sobre

os pontos escolhidos para a análise de fadiga, bem como uma análise para verificação de

qual componente seria responsável pela ocorrência de uma possível falha por fadiga.

No Capítulo 7 são apresentadas as principais conclusões obtidas com a execução

deste trabalho e as recomendações para trabalhos futuros.

## **CAPÍTULO II**

### **TIPOS DE MONTAGENS E PROCEDIMENTOS DE**

### **MANUTENÇÃO DE RODAS PARA CAMINHÕES E ÔNIBUS**

#### **2.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS**

Com o propósito de realização de uma comparação de resistência e durabilidade entre duas rodas equivalentes, uma fabricada em aço e outra em alumínio, torna-se muito importante uma apresentação sobre os aspectos relativos às possíveis formas de montagem do conjunto pneu/roda, para que se tenha um primeiro entendimento sobre a natureza dos esforços atuantes sobre as rodas.

Outro aspecto importante a se considerar sobre a utilização de rodas está relacionado aos procedimentos de manutenção regulares que devem ser executados durante a utilização das mesmas, para que se tenha a elevação do grau de segurança proporcionado por este componente, e a maximização de sua vida útil.

Após a apresentação dos principais aspectos relacionados à manutenção e à montagem das rodas, serão apresentadas neste Capítulo, os dois modelos de rodas que são analisados neste estudo.

#### **2.2 – TIPOS DE MONTAGENS PARA RODAS E RESPECTIVAS NOMENCLATURAS**

Quanto à forma de montagem no cubo, as rodas podem ser classificadas em três

grupos a saber [2]:

a) Rodas para pneus com câmara de ar;

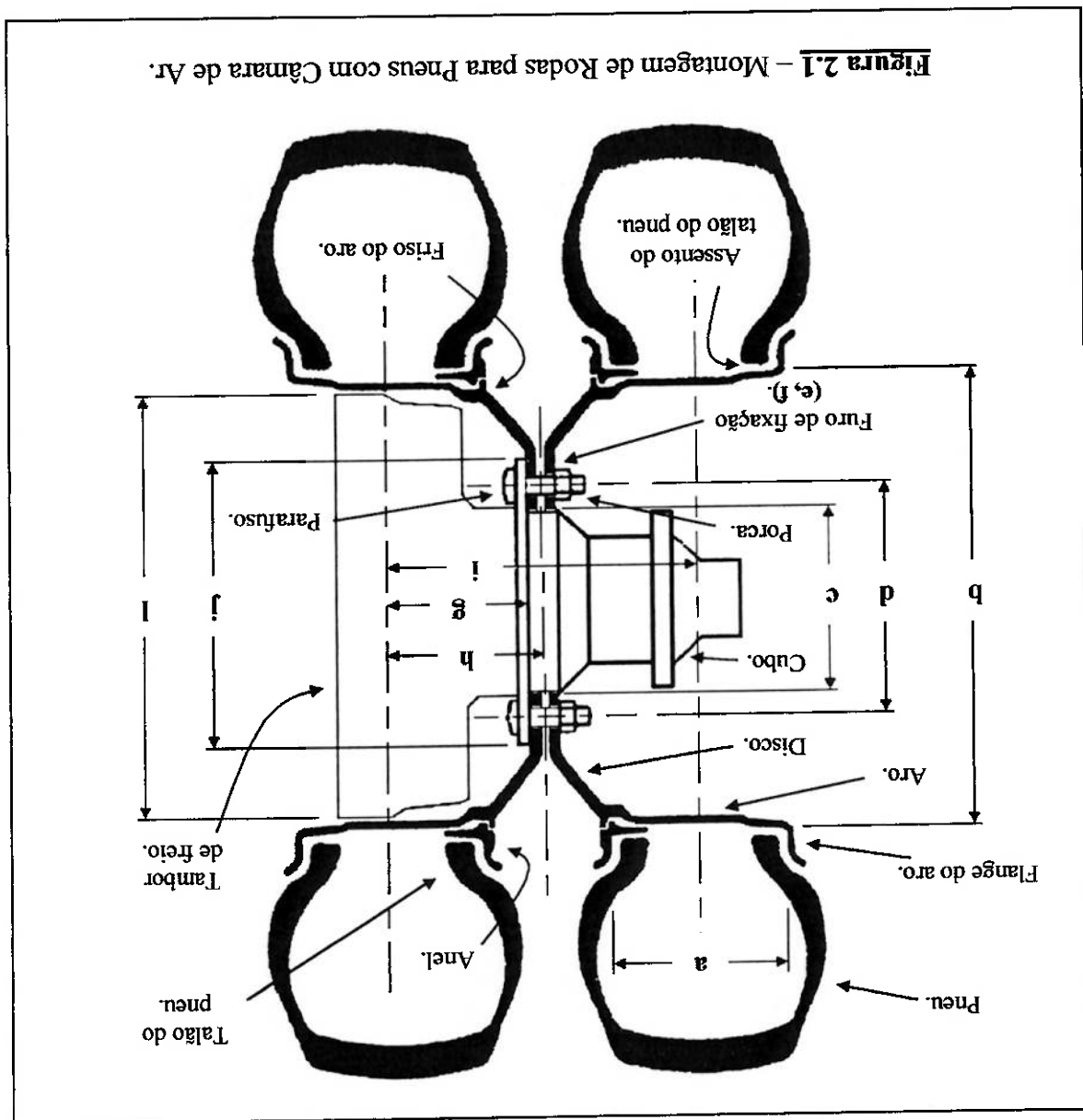
## 2.2.1 - RODAS PARA PNEUS COM CÂMARA DE AR

- b) Rodas para pneus sem câmara de ar;
- c) Rodas raiadas para pneus com e sem câmara de ar.

Estas rodas são formadas basicamente pelo disco e pelo aro. O disco é a parte da roda que proporciona a sua fixação à ponta do eixo do veículo. O aro é a parte da roda que tem a finalidade de segurar o pneu, que por meio da sua inflação, obtém rigidez suficiente para sustentar o peso do veículo. Seu esquema de montagem é apresentado na Figura 2.1. Em conformidade com a simbologia apresentada na Figura acima citada, estas rodas são caracterizadas pelas seguintes dimensões básicas:

- a) Largura do aro (medida entre flanges);
- b) Diâmetro nominal do aro (medida no assento do talão do pneu);
- c) Diâmetro do furo central;
- d) Diâmetro dos centros dos furos de fixação;
- e) Quantidade de furos de fixação;
- f) Dimensões dos furos de fixação (diâmetro e tipo de escariado esférico, cônico ou sem escariado);
- g) Profundidade de montagem;
- h) Semi-espacamento (só utilizado para montagem dupla);
- i) Espacamento (só utilizado para montagem dupla);
- j) Diâmetro da face de encosto;
- i) Diâmetro externo máximo do cubo ou tambor de freio.

A manutenção da câmara de ar é realizada pela retirada do anel desmontável, possibilitando a retirada do pneu, que previamente deverá ter sido esvaziado. Este tipo de montagem é encontrada na prática com maior frequência que as demais, pois a utilização de montagem sem câmara exige um perfeito encaixe entre o pneu e a roda, pois qualquer erro desta montagem induz à ocorrência de vazamentos. Já a utilização da câmara mantém a estanquidade do sistema, independentemente da qualidade da montagem do conjunto.



## 2.2.2 – RODAS PARA PNEUS SEM CÂMARA DE AR

Estas rodas são constituídas basicamente das mesmas partes presentes nas rodas para pneus com câmara, com a diferença de que ambos os flanges do aro são fixos. O ar que pressuriza a parte interna do pneu é contido pela pressão de interferência que ocorre entre o talão do pneu e o assento do flange do aro.

A nomenclatura para este sistema de montagem segue o mesmo padrão das rodas para pneus com câmara.

A desmontagem do pneu para a realização de manutenção da roda é possível devido ao rebaixamento existente na parte central do aro. Com o esvaziamento completo do pneu, o talão é posicionado no fundo da parte central rebaixada do aro, de modo que se tenha maior espaço para que todo o perímetro do talão do pneu passe pelo flange do aro, possibilitando a desmontagem do conjunto.

A Figura 2.2 ilustra de forma esquemática este tipo de montagem, juntamente com as suas principais dimensões.

- a) Largura do aro (medida entre flanges);
- b) Diâmetro nominal do aro (medida no assento do talão do pneu);
- c) Diâmetro do furo central;
- d) Diâmetro dos centros dos furos de fixação;
- e) Quantidade de furos de fixação;
- f) Dimensões dos furos de fixação (diâmetro e tipo de escariado estéril, cônico ou sem escariado);
- g) Profundidade de montagem;
- h) Semi-espacamento (só utilizado para montagem dupla);
- i) Espacamento (só utilizado para montagem dupla);
- j) Diâmetro da face de encosto;

1) Diâmetro externo máximo do cubo ou tambor de freio.

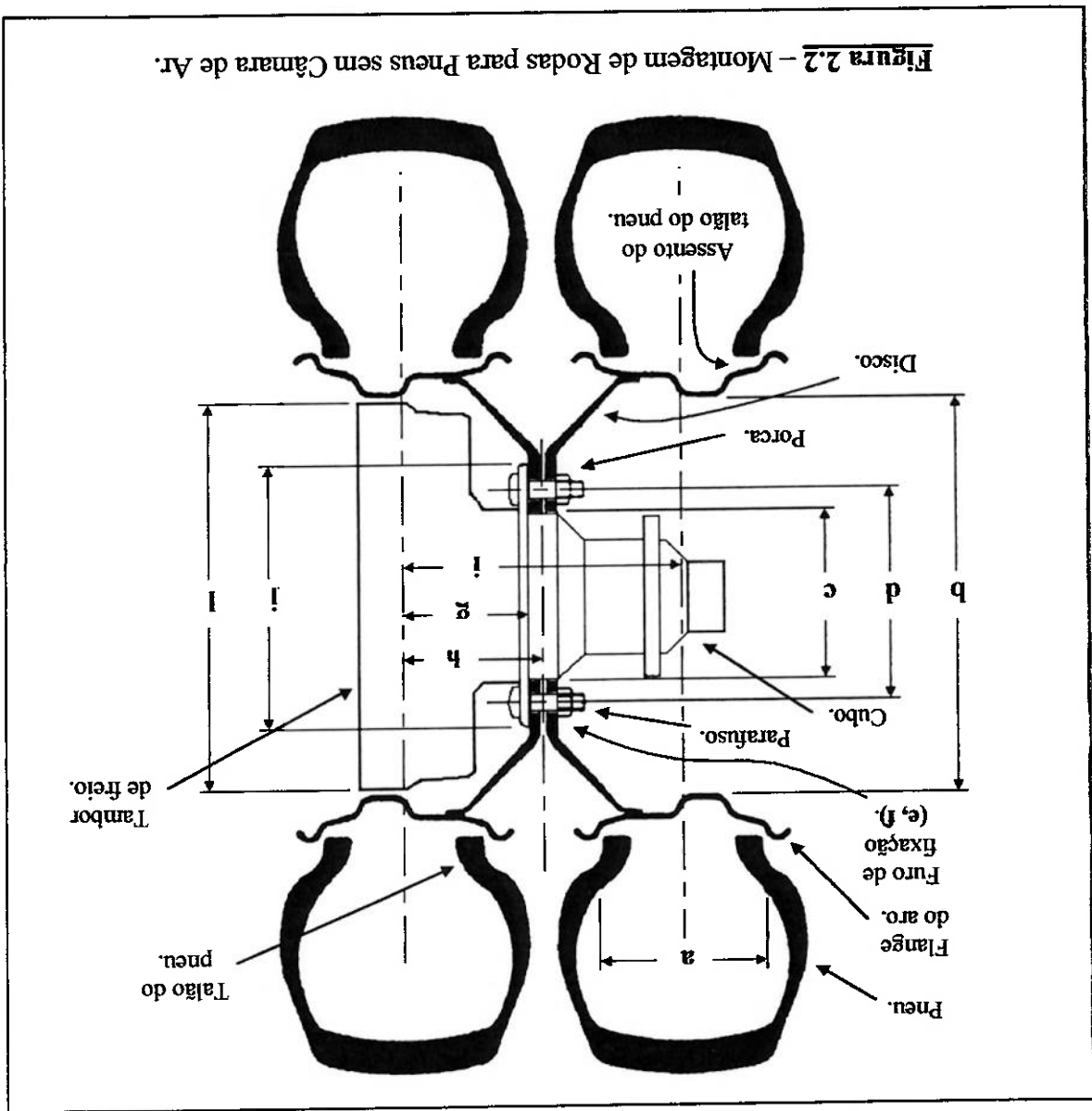


Figura 2.2 – Montagem de Rodas para Pneu sem Câmara de Ar.

### 2.2.3 – RODAS RAIADAS COM ESPAÇADORES PARA PNEUS COM E SEM CÂMARA DE AR

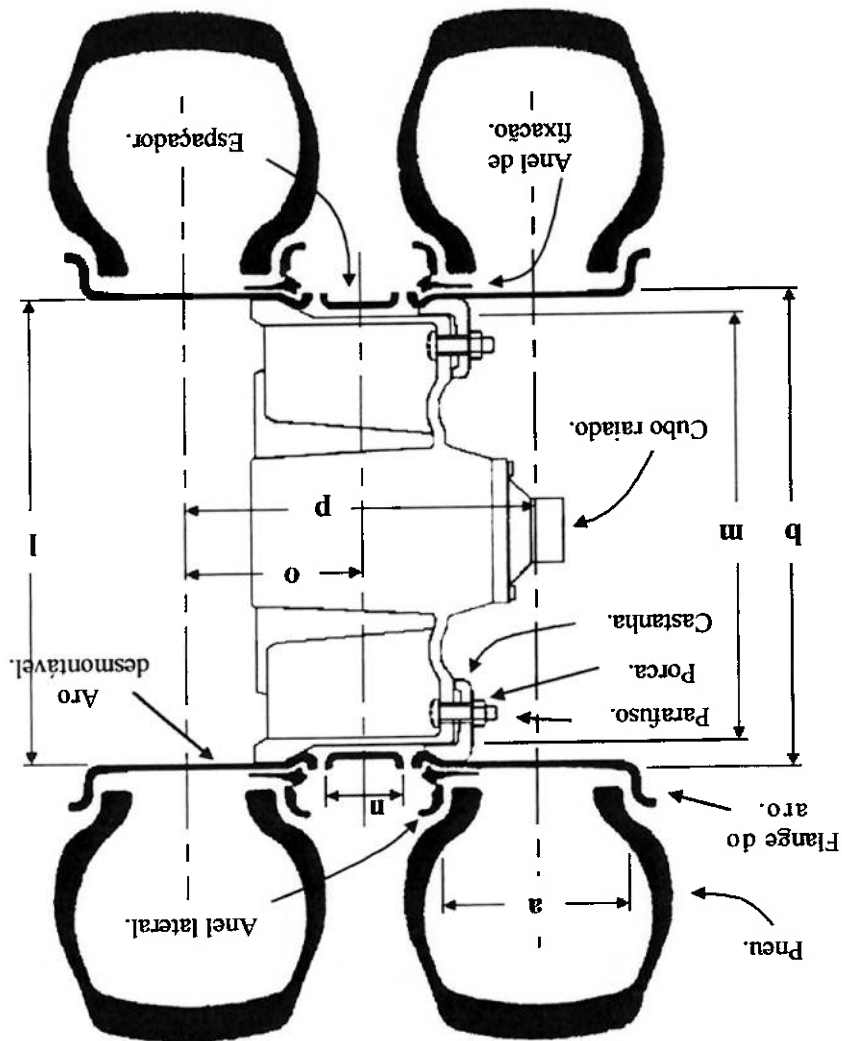
Neste tipo de roda os aros são desmontáveis e montados em cubos raiados, sendo a fixação das partes, executada com parafusos. Este sistema também permite a montagem tanto simples quanto dupla, sendo que para esta última ocorre a necessidade da utilização de espaçadores para manter a distância correta entre os pneus.

Em conformidade com a simbologia apresentada na Figura 2.3, estas rodas são

caracterizadas pelas dimensões abaixo listadas:

- a) Largura do aro;
- b) Diâmetro nominal do aro (medido no assento do talão do pneu);
- l) Diâmetro externo do cubo raiado;
- m) Diâmetro do cubo raiado no local do assento das castanhas;
- n) Largura do espaçador;
- o) Semi-espaçamento;
- p) Espaçamento.

Figura 2.3 – Montagem de Rodas Raiadas para Pneus com Câmara de Ar.





Pode ser verificado através da Figura 2.3, que o anel lateral, o qual é montado sobre o anel de fixação, completam a forma do flange necessário para a sustentação do esforço axial do pneu na região de contato entre o pneu e o aro, devido à pressão interna do pneu.

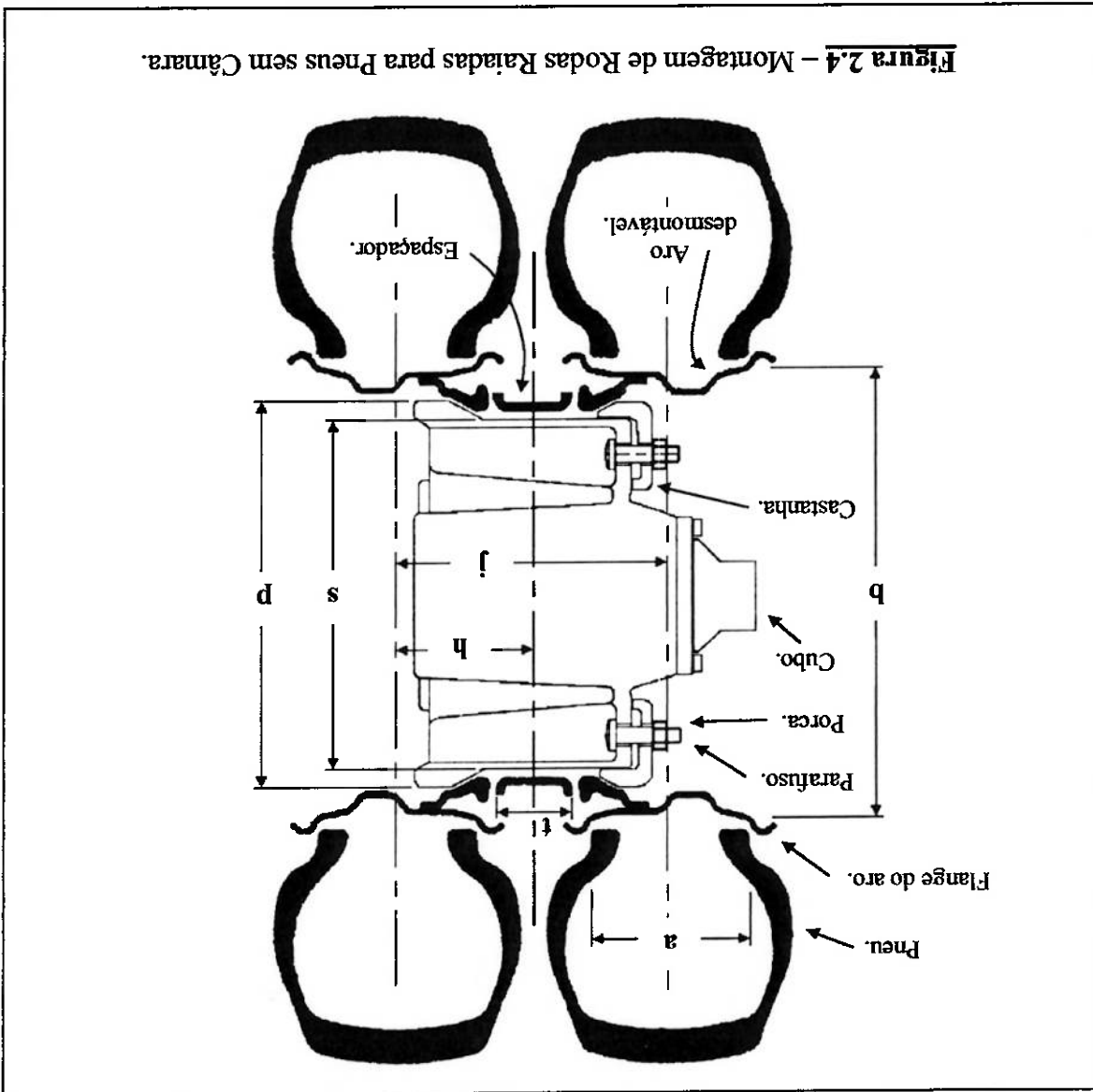
A Figura 2.4 ilustra o esquema de montagem utilizado pelas rodas raçadas para pneus sem câmara de ar, sendo que estas são caracterizadas pelas mesmas dimensões supra-citadas.

Este tipo de montagem de rodas é considerado desatualizado, sendo que os caminhos do tipo “cavalo mecânico” e as carretas vêm sendo montadas com as rodas descritas nos itens 2.2.1 e 2.2.2. Ainda assim é possível verificar a operação de um grande número de veículos antigos que utilizam a roda do tipo raçada.

No caso específico das rodas de veículos automotores, o critério de segurança na sua utilização, expresso pela reduzida probabilidade de falha da mesma, quando montada atendendo também a requisitos de segurança.

recursos que proporcionem melhorias na qualidade de vida das pessoas à custos razoáveis, matematicamente o que ocorre no mundo físico, para que seja possível a concepção de O objetivo principal da engenharia de projetos é o de poder representar

### 2.3 - TESTES PARA VERIFICAÇÃO DA DURABILIDADE DAS RODAS



no veículo e submetida à condições de carregamento de natureza estática e dinâmica com grande variabilidade, deve ser a condição básica a ser seguida no seu projeto.

O projeto das rodas é executado em conformidade com um dado Critério de Projeto específico, definido pelo fabricante do componente, o qual deve levar em consideração os possíveis modos de colapso associados à estrutura, tais como ruptura por sobrecarga, ou fadiga.

Estes critérios de projeto são baseados no cálculo de tensões induzidas pela ação do carregamento externo. A função destes Critérios de Projeto é regulamentar o projeto de um dado tipo de componente, de forma que o projeto do mesmo resulte em um sistema estrutural seguro e cuja a fabricação e operação deste seja financeiramente viável.

A previsão do comportamento dos componentes sob ação de carregamentos estáticos é usualmente executada nas etapas iniciais do projeto, mais especificamente no processo de síntese estrutural, onde são dimensionados, baseando-se em um Critério de Projeto, considerando carregamentos e coeficientes de segurança adequados, visando a correta previsão dos modos de colapso do mesmo, evitando que estes ocorram durante as condições normais de operação.

O comportamento dinâmico do componente, caracterizado pela ação de carregamentos externos que induzem ao efeito de amplificação de tensões, é analisado posteriormente com o objetivo de se avaliar o processo de fadiga.

Atualmente a maioria dos modelos de análise de fadiga de uma estrutura ou componente mecânico consiste na obtenção da vida teoricamente prevista para a mesma, quando projetada conforme um Critério de Projeto bem definido, comparando-se o valor obtido com a vida operacional exigida para a estrutura, sendo considerados fatores de segurança especificados por estes mesmos Critérios.

Em situações nas quais o mecanismo de colapso por fadiga é um fator limitante para a vida operacional do componente, como no caso das rodas, e adicionalmente, onde

pode ocorrer o prejuízo, em termos de perdas de vidas humanas, associado à falha da mesma, recomenda-se a obtenção de estimativas mais precisas sobre o processo de fadiga.

Tais estimativas podem estar apoiadas em estudos numéricos computacionais baseados nos princípios da Análise de Confiabilidade Estrutural, nos quais é reconhecida a natureza aleatória tanto dos esforços atuantes sobre o componente, como das propriedades mecânicas dos materiais que são empregados na sua fabricação, definindo-se, deste modo, uma probabilidade de falha associada ao componente. Estes métodos de análise probabilística ainda são pouco aplicados ao estudo de componentes automotivos sendo mais empregados na análise de estruturas oceânicas e/ou aeronáuticas, [3].

Na indústria automotiva usualmente são executados ensaios de fadiga com componentes retirados da linha de produção de forma a caracterizar a consideração de aleatoriedade das propriedades mecânicas empregadas na fabricação dos mesmos. A fim de levar em consideração a aleatoriedade do carregamento externo, estes ensaios são executados com o componente submetido a uma solicitação externa de maior magnitude que a esperada quando da utilização normal do mesmo. Nesta situação verifica-se a durabilidade da peça, em termos de ciclos de solicitação até a falha, que deve ser igual ou superior a um valor pré-definido, o qual caracteriza a vida esperada para este componente. No caso específico das rodas de caminhões e veículos de carga em geral, tal como para outros componentes automotivos existem normas técnicas que regem o projeto e os testes destes componentes, incluindo ensaios para verificação da durabilidade dos mesmos, estando a estas normas associada a análise do fenômeno de fadiga.

No Brasil, o ensaio de fadiga para rodas destes veículos é regido pela norma técnica NBR 6751 – “Rodas para caminhões – Verificação da durabilidade e resistência”, [1], a qual especifica os tipos de ensaios a serem executados com estas rodas, definidos como “Fadiga sob Carga Radial” e “Fadiga Rotativa do Disco”, para verificação da

durabilidade e resistência das rodas para camionetas de carga, caminhões e tratores, microônibus e seus rebocados.

O critério de avaliação de desempenho das rodas ensaiadas determina que para estas serem consideradas aprovadas, as mesmas devem atingir uma quantidade mínima especificada de ciclos sem a ocorrência de falhas, caracterizadas pela existência de trincas no componente.

Na condição de fadiga sob carga radial, a roda montada com o pneu, é fixa pelo cubo, submetida a uma força radial, e posta em rotação constante. A norma não indica a rotação do ensaio, mas conforme informações obtidas com fabricantes de rodas, este ensaio é executado com rotações da ordem de 800 rpm para rodas de veículos de passeio.

O equipamento de ensaio deve ser equipado com um sistema que permita a aplicação de uma carga radial constante, quando a roda gira. O equipamento recomendado compreende um sistema de volante acionado em rotação, o qual possui uma superfície lisa maior que a banda de rodagem do pneu de ensaio carregado. O diâmetro mínimo recomendado é de 1700 mm. A carga transmitida deve ser normal à superfície do pneu, e no alinhamento do centro da roda e do volante, os eixos do volante e da roda devem estar paralelos. A montagem deste ensaio é esquematizada na Figura 2.5.

A carga radial  $F_r$ , em Newtons, é determinada pela fórmula:

$$F_r = F \cdot K \quad (2.1)$$

onde:

$F$  é a capacidade de carga da roda ou aro em Newtons, conforme valor especificado pelo fabricante da roda ou aro do veículo;

$K$  é o fator de aceleração do ensaio (pode variar de 1,6 a 2,8).

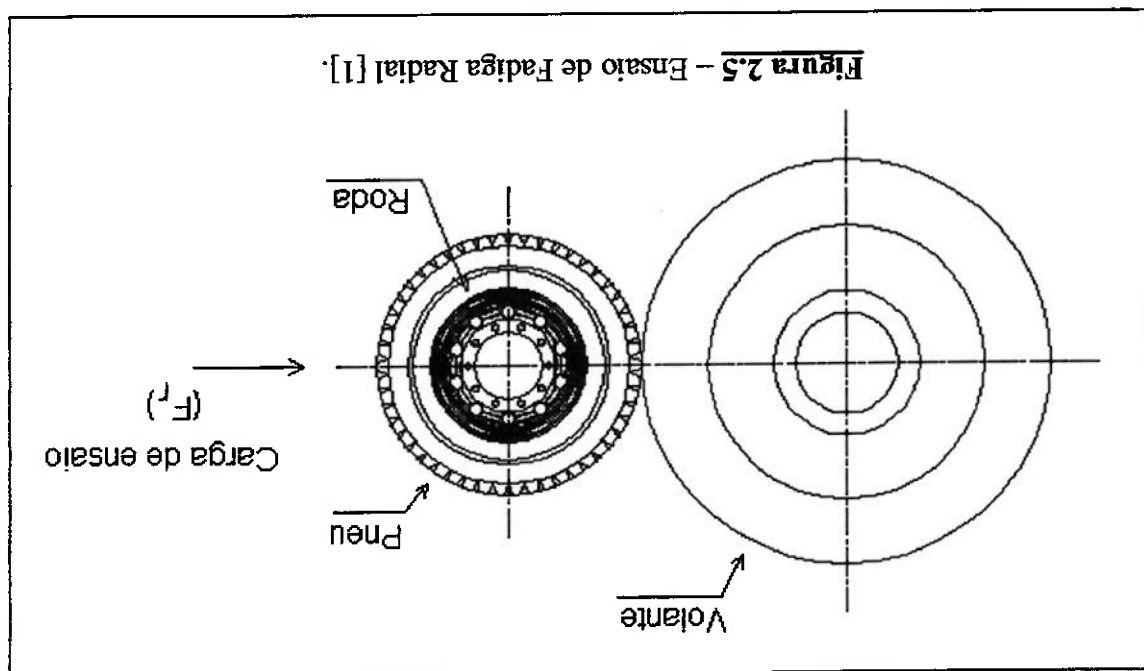
Dímetro nominal do aro especificado (pol.)	Profundidade de montagem mm	Material básico	Fator de aceleração do ensaio (K)	Ciclagem (ciclos)
(17.5")	> 127	Alumínio	2.0	100.000
(15") (17") (18") (20") (22") (24")	Todas	Aço	2.0 1.9 1.8 1.7 1.6	500.000 600.000 700.000 850.000 1.000.000
(17.5") e maiores	Todas	Alumínio	2.8	100.000

Carga Radial Aplicado à Rodas e Aros Desmontáveis [1].

**Tabela 2.1** – Fatores de Carga e Requisitos de Ciclagem para Ensaio de Fadiga sob

indicada na Tabela 2.2.

Em função do fator de aceleração empregado no ensaio, a norma recomenda um dado número mínimo de ciclos que a roda deverá resistir durante o ensaio, caracterizando a durabilidade da mesma, sendo que quanto mais elevado o fator de aceleração, menor será o número exigido de ciclos exigido para o ensaio, tal como indicado na Tabela 2.1. A pressão de inflação do pneu para a realização deste ensaio é indicada na Tabela 2.2.



**Figura 2.5** – Ensaio de Fadiga Radial [1].

Novamente, a norma não especifica a rotação a ser utilizada durante a execução do ensaio. Outrossim, a norma indica, em função do fator de aceleração ( $T$ ), o número de ciclos de esforços que a roda deve resistir sem apresentar falha, tal como indicado na

$T$  é o fator de aceleração do ensaio (pode variar entre 1,1 e 1,63).

constitutor da roda ou do veículo;

$F$  é a capacidade de carga da roda, em Newtons, conforme especificada pelo

$d$  é a profundidade de montagem da roda em metros;

biunário da ABPA (Associação Brasileira de Pneus e Aros);

$R_p$  é o raio do maior pneu que a roda admite conforme tabelas técnicas do

$\mu$  é o coeficiente de atrito entre o pneu e o solo, que é igual a 0,7;

onde:

$$M = (R_p \cdot \mu + d) \cdot F \cdot T \quad (2.2)$$

em Nm, é determinado pela fórmula:

O momento fletor  $M$  caracterizado pelo produto (força x comprimento do braço),

de carga indicada pelo fabricante.

este, a uma distância pré-fixada, aplica-se uma força de magnitude superior à capacidade

fixo em um disco que será submetido a rotação. Ao cubo da roda é fixado um eixo e sobre

Na condição de fadiga rotativa do disco, a roda, sem o pneu, é fixa pelo seu flange

Pressão de inflação 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	1.000

Nota – A pressão de inflação e a carga escolhidas devem ser mantidas constantes a 5% da inicial.

Tabela 2.2 – Pressão de Inflação do Pneu [1].

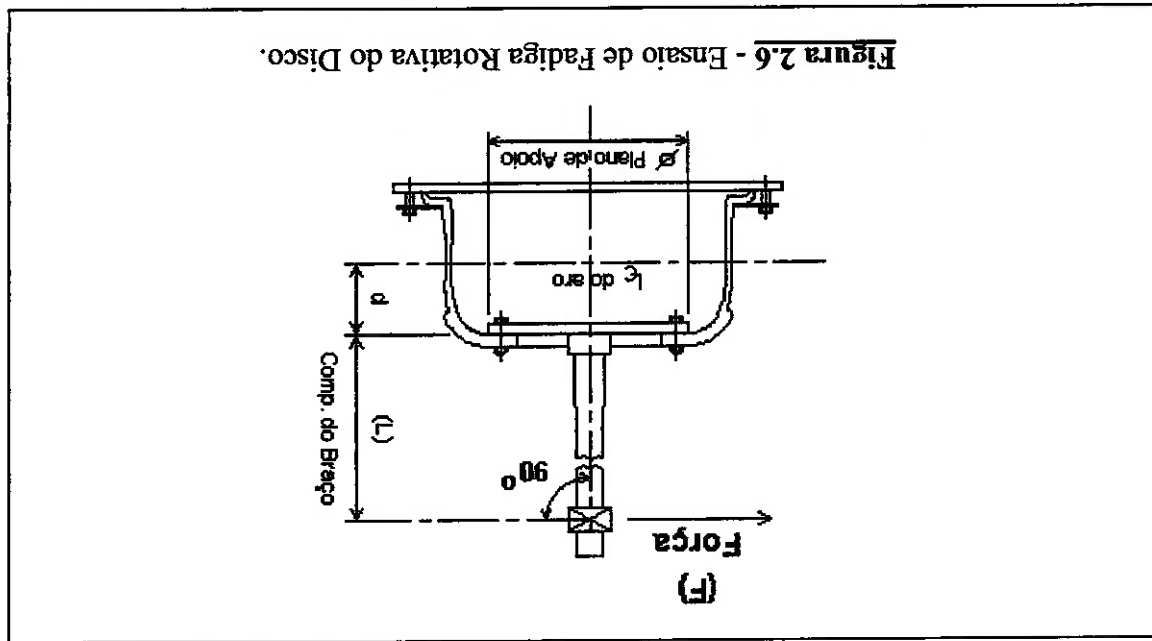
Uma vez que durante a utilização as rodas não trabalham em atrito, ou seja, não há movimento relativo entre as rodas e os demais componentes do sistema de suspensão, não

mais utilizado na fabricação de rodas. Devido à sua elevada resistência mecânica e baixo custo, o aço é ainda o material

mais utilizado na fabricação de rodas. Devido à sua elevada resistência mecânica e baixo custo, o aço é ainda o material

## FABRICAÇÃO DE RODAS

### 2.4 - CONSIDERAÇÕES SOBRE OS MATERIAIS UTILIZADOS NA



(1) Com exclusão de rodas com aros de largura 10,5" e superiores.

Dímetro nominal do aro especificado (pol.)	Profundidade de Montagem (mm)	Material básico	Fator de aceleração (T)	Ciclagens
superiores (1) (15.5") e	Todas	Alumínio	1,35	250.000
Todos os diâmetros (1)	> 100	Aço	1,1 1,3	60.000 40.000

Tabla 2.3 - Parâmetros para o Ensaio de Fadiga Rotativa do Disco.

do disco.



Assim, além da baixa densidade do alumínio, alguns outros fatores positivos que podem ser levantados sobre este material, visando a compensação do seu maior custo, são, por exemplo, sua melhor resistência à corrosão, o que elimina a necessidade de pintura da roda, ótima apresentação estética devido à própria natureza do material e também, por

Tendo em vista as vantagens supra-citadas, a ALCOA passou a fabricar rodas em alumínio para caminhões, tendo como principal vantagem o baixo peso das rodas, em comparação com as rodas de aço. Este fator é muito importante para veículos de carga, pois qualquer peso retirado da estrutura ou componentes do veículo poderá ser acrescido em carga, aumentando, portanto, a capacidade de carga e a lucratividade do veículo.

Dentre os componentes automotivos que são atualmente fabricados com materiais metálicos de menor densidade que o aço, tem-se as rodas para automóveis, as quais podem ser fabricadas em ligas de alumínio e de magnésio. Estes materiais, embora apresentem custos de produção mais elevado que o aço, apresentam como grande atrativo a sua baixa densidade, fato que reduz a massa do veículo, além do que reduz a inércia das próprias rodas, melhorando o desempenho do veículo, tendo em vista a redução da energia necessária para acelerar ou desacelerar as rodas.

A indústria automotiva vem constantemente buscando alternativas para a aplicação do aço em diversos componentes, visando a redução do peso do veículo, sem perda de suas características básicas de segurança e durabilidade.

Adicionalmente, dado que o custo tem uma forte influência sobre a escolha do material empregado na fabricação do componente, a utilização de aços mais resistentes acrescentaria poucas vantagens, as quais não justificariam o custo mais elevado do material.

havendo, portanto, desgaste das mesmas, o atendimento das exigências de resistência pode ser alcançado com o emprego de aços estruturais sem a necessidade da adição de elementos de liga ou de tratamentos térmicos.

conceder um benefício ao meio ambiente, uma vez que o alumínio é um material 100% reciclável, não apresentando perda de desempenho e qualidade do produto recuperado.

## **2.5 – CONSIDERAÇÕES SOBRE A UTILIZAÇÃO E MANUTENÇÃO DAS**

### **RODAS**

Um fator muito importante à ser observado durante a utilização das rodas é a pressão interna do pneu. A utilização da pressão adequada proporciona uma melhor absorção das entradas de acelerações provenientes das irregularidades da via, de tal forma que obtêm-se o melhor desempenho de todos os componentes da suspensão. A pressão excessiva do pneu, além de forçar mais a roda, diminui a área de contato entre a banda de rodagem e o solo, reduzindo também o atrito entre estes e, conseqüentemente a segurança do veículo. O desenho do perfil do flange do aro é definido de modo à maximizar a segurança do veículo garantindo pressões de contato entre o assento do flange e o talão do pneu que evitem o deslizamento relativo entre a roda e o pneu. Assim, a utilização de baixas pressões de inflação do pneu aumenta a possibilidade de deslizamentos relativos entre o pneu e a roda, podendo causar danos à câmara de ar e possíveis acidentes durante a realização de manobras bruscas. Além disso, com a pressão interna do pneu baixa, aumenta-se a possibilidade de deformações permanentes da roda, devido ao encontro das irregularidades da via com a superfície da mesma, durante o tráfego do veículo. Um bom aproveitamento da vida útil das rodas de aço pode ser obtido por meio da pintura das mesmas. A pintura tem a vantagem de tanto melhorar a sua resistência à corrosão como de melhorar a sua aparência.

Como pode ser observado através das Figuras 2.1 a 2.4, as rodas são montadas fixas ao sistema de freio do veículo. Uma vez que este sistema gera calor devido ao atrito entre o componente fixo (sapata do freio) e o componente em movimento (disco ou tambor

do freio), ocorre a elevação da temperatura de serviço de todos os componentes unidos e próximos a este sistema.

Para as rodas, a elevação excessiva da temperatura de serviço pode ser prejudicial aos pneus, os quais podem sofrer maior desgaste. Neste contexto, a pintura da roda desempenha um papel muito importante, uma vez que uma camada espessa de tinta exerce uma influência negativa sobre a capacidade da roda de trocar calor com o ambiente. É muito comum, na prática, a verificação de rodas com várias camadas de tintas, o que prejudica demasiadamente a troca de calor com o ambiente prejudicando não só o pneu mas também a câmara de ar, além de tornar mais difícil a visualização de possíveis trincas. Deste modo, o trabalho de manutenção periódica que deve ser realizado para rodas é o da retirada das camadas de tinta já desgastadas tanto para a melhoria da troca de calor como para a verificação da existência de possíveis trincas.

A retirada das camadas de tinta, bem como a limpeza da superfície da peça podem ser obtidas através dos processos de jateamento com granalha ou mesmo "Shot Peening", embora este último seja mais utilizado como um processo de fabricação que visa introduzir tensões residuais de compressão na superfície de peças, tais como eixos, que possuem apresentar colapso por fadiga.

A Figura 2.7 apresenta uma trinca que pôde ser observada após a retirada da pintura com a utilização do processo de "Shot Peening".

A trinca observada nesta Figura representa uma possível forma de falha ocorrida numa roda para pneus com câmara de ar. Na prática, observa-se que este modo de dano é o que ocorre com maior frequência entre as rodas que apresentam algum tipo de problema estrutural relacionado à fadiga. Uma vez que a região onde está localizado o dano é próxima de duas singularidades, ou seja, o rasgo da válvula e a abertura no disco para o acesso ao tubo de enchimento da câmara de ar, verifica-se que existe a tendência das

trincas ocorrem em uma região com maior concentração de tensões, geradas por

descontinuidades geométricas.

## 2.6 - DEFINIÇÃO DOS MODELOS DE RODAS QUE SERÃO

### ANALISADAS.

Considerando-se a utilização mais frequente de rodas para pneus com câmara de

ar, foram escolhidas duas rodas equivalentes, sendo uma de aço e a outra de alumínio.

Das rodas podem ser consideradas equivalentes para uma possível comparação se as

mesmas possuírem as mesmas dimensões principais que são o diâmetro e a largura

nominais do aro.

A Tabela 2.4 apresenta os modelos das rodas analisadas neste estudo, os valores

de cargas máximas recomendadas pelos fabricantes de ambas as rodas, as respectivas

massas, e suas dimensões nominais.



Figura 2.7 - Exemplo de Ocorrência de Trinca em uma Roda de Aro Desmontável para Pneus com Câmara de Ar.

**Tabella 2.4 - Cargas Máximas Recomendadas pelos Fabricantes e Massas das**

Rodas.

Fabricante	Modelo	Carga máxima (kg)	Massa (kg)	Dimensões nominais do aro	
				Diâmetro	Largura
ALCOA	481.500 (Alumínio)	3.265	26	22"	8"
BRASRODAS	239.650 (Aço)	3.350	60		

As Figuras 2.8 e 2.9 apresentam as dimensões principais das rodas a serem

analisadas. Estas rodas têm sua utilização recomendada para veículos pesados, do tipo

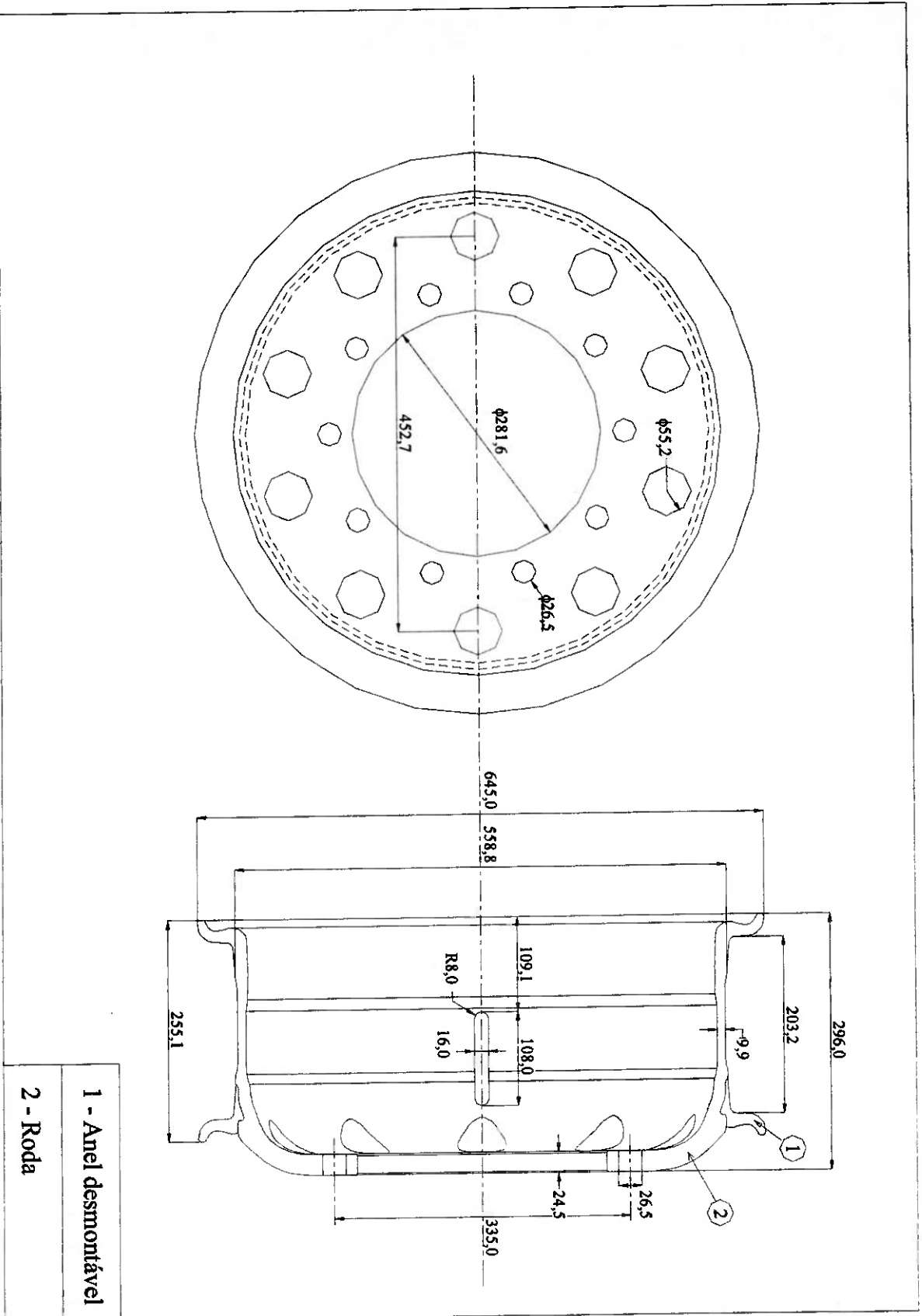
carreta, sendo comumente denominadas de rodas 22x8. Para este tipo de veículo, qualquer

ganho de peso nas rodas é de fundamental importância, pois cada carreta utiliza doze

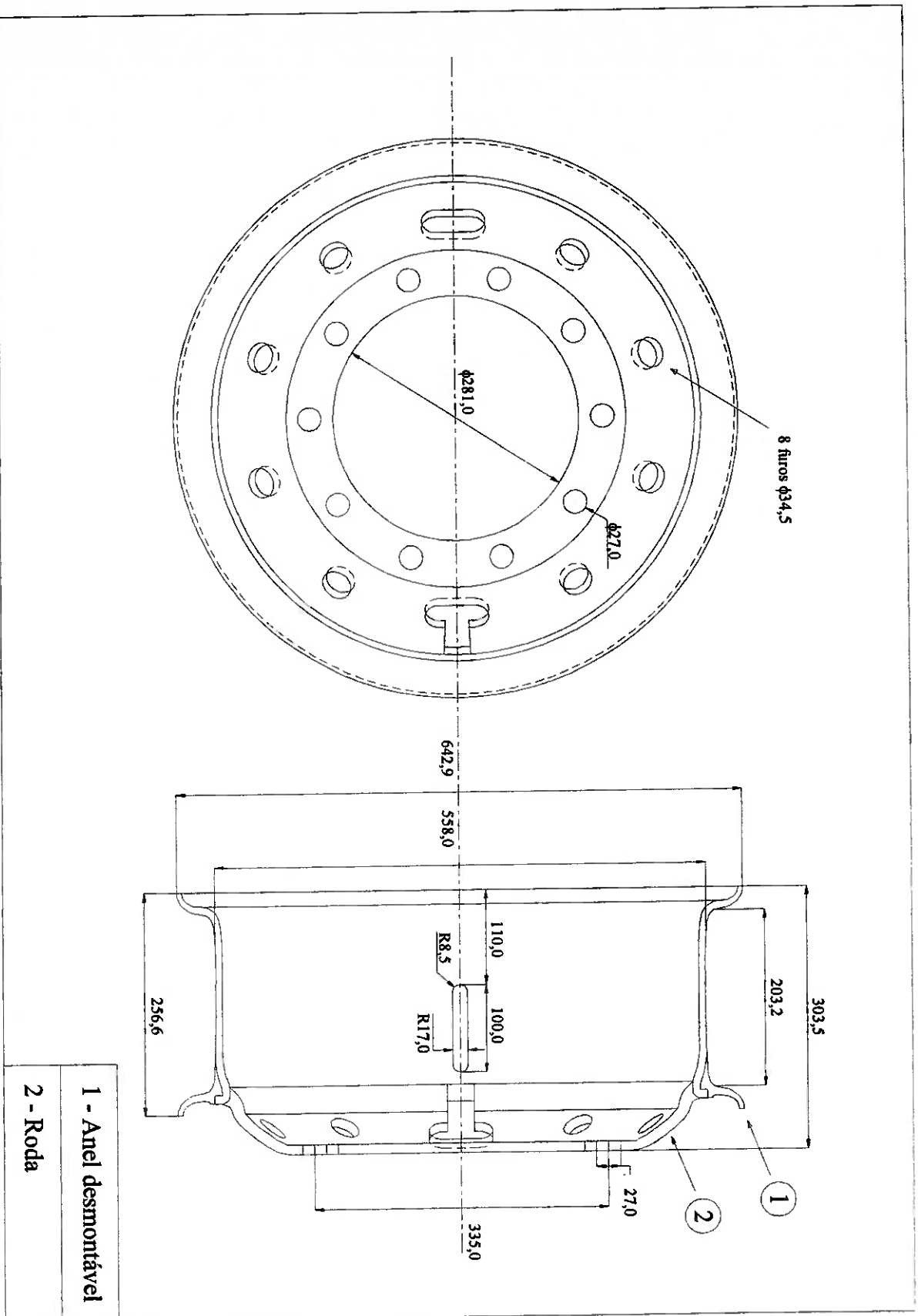
rodas.

Nas Figuras 2.10 e 2.11 são mostradas fotografias das rodas analisadas neste

estudo.



**Figura 2.8** – Principais Dimensões da Roda de Alumínio.



**Figura 2.9** – Principais Dimensões da Roda de Aço.



Figura 2.11 – Roda de Aço.



Figura 2.10 – Roda de Alumínio.



a) Boa resistência mecânica. A roda está sujeita à ocorrência de deformação permanente do aro devido aos esforços gerados pelo contato com as irregularidades da via, o que pode causar até a desmontagem do pneu, provocando sérios acidentes. Portanto, o material empregado na fabricação da rodas deve apresentar um elevado limite de escoamento, visando a redução da

deverem apresentar as seguintes características:

distribuição do carregamento sobre o disco e o aro, evitando concentração de tensões, Portanto, estes materiais, em conjunto com uma geometria que favoreça uma boa favoreçam uma longa vida útil com alto grau de segurança para o veículo e os passageiros. materiais utilizados na sua fabricação devem apresentar características mecânicas que uso pode ser catastrófica, e considerando a natureza aleatória dos carregamentos, os intensidade destas solicitações. As rodas são componentes do veículo cuja falha durante o do pneu e a pressão interna são algumas das variáveis que influenciam no grau de Assim, as condições da via, a velocidade do veículo, o peso transportado, o tipo natureza aleatória.

solicitações são originadas pelo tráfego sobre a via, e por dependerem desta, possuem e desta forma estão sujeitas à uma grande faixa de solicitações estáticas e dinâmicas. Estas As rodas dos veículos são componentes que fazem parte do conjunto da suspensão

### **3.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS**

## **MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DAS RODAS DE AÇO E ALUMÍNIO**

### **CAPÍTULO III**

As propriedades mecânicas são características do material que determinam o seu comportamento quando submetido à esforços mecânicos.

Em função da finalidade para a qual se destina um componente que esteja sendo projetado, torna-se necessário o conhecimento de determinadas propriedades mecânicas dos materiais disponíveis, para que se possa selecionar aquele que apresentará o melhor desempenho diante das necessidades impostas quando da utilização do componente.

Deste modo, as propriedades mecânicas que serão abordadas neste item são aquelas cujo o conhecimento tornou-se necessário para a caracterização da resistência mecânica dos materiais empregados na fabricação das rodas de aço e alumínio.

### 3.2 – PROPRIEDADES MECÂNICAS

Como será visto, para o caso das rodas, estas características são obtidas com o emprego de materiais que têm estas propriedades mecânicas melhoradas através dos processos de fabricação utilizados na produção das mesmas.

b) Boa resistência à fadiga. A fadiga é o mecanismo de falha que compreende a formação de uma trinca e a sua propagação até um tamanho crítico que causa a ruptura do componente, quando este é submetido à um estado de tensões de magnitude variável ao longo da vida operacional, devido à natureza do seu funcionamento. Neste caso, a elevada resistência à fadiga do material utilizado na fabricação do componente proporciona a este uma vida útil maior.

probabilidade de ocorrência de deformações permanentes, e um alto limite de resistência à tração, reduzindo a probabilidade de ruptura da roda.

### 3.2.1 – RESISTÊNCIA AO ESCOAMENTO E À TRAÇÃO

Os materiais dúcteis apresentam basicamente duas fases de deformação, as quais são *elástica e plástica ou permanente*. Este comportamento é bem visível ao observar-se o resultado de um ensaio de tração realizado em um corpo de provas.

No gráfico apresentado na Figura 3.1 o eixo das ordenadas representa a tensão atuante sobre o corpo de provas. Este valor é calculado ao dividir-se a força de tração atuante pela área da seção transversal do corpo de provas. O eixo das abscissas representa o alongamento ou a deformação  $\epsilon$ , a qual é obtida por meio da expressão  $\epsilon = (l_0 - l_f) / l_0$ , sendo  $l_0$  o comprimento final do corpo de provas e  $l_f$  o comprimento inicial.

Observando-se a Figura 3.1 pode-se identificar duas regiões distintas:

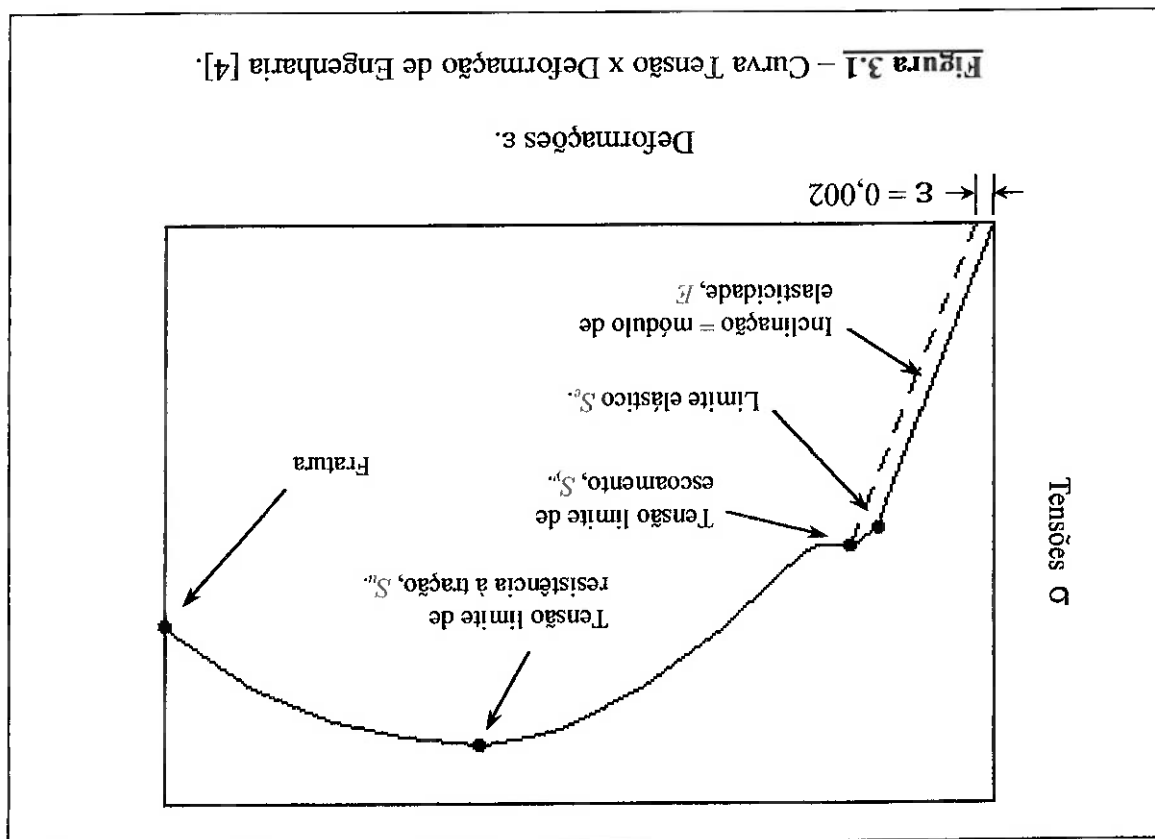
Região a) Esta região define o comportamento elástico do material. Ao exercer-se sobre o corpo de provas uma tensão inferior ao valor  $S_e$  não são causadas deformações permanentes na estrutura cristalina dos átomos que constituem o material e com a retirada do esforço, o corpo de provas volta a sua dimensão original, sem nenhuma modificação perceptível. A região de comportamento elástico é limitada pela tensão  $S_y$  denominada tensão limite de escoamento, a qual determina uma deformação permanente  $\epsilon = 0,002$ , quando retira-se o carregamento do corpo de provas.

Região b) Nesta região é apresentada a deformação plástica ou permanente do material. Ao ser elevada a tensão atuante sobre o corpo de provas para um valor  $\sigma$ , superior a  $S_y$  e inferior a  $S_u$ , induz-se a ocorrência de uma deformação permanente na estrutura cristalina do material, de tal forma que ao ser retirada a carga atuante sobre o corpo de provas, verifica-se a ocorrência de uma deformação permanente maior que 0,2%.

extremas de carregamento. Na realização do ensaio de tração para determinação da curva de tensões x deformações, como apresentado na Figura 3.1, o corpo de provas é submetido à uma tração atuante sobre o corpo de provas pela área inicial de sua seção transversal. Porém, quando o material atinge um nível de deformação, em regime plástico, que seja consideravelmente superior ao seu limite elástico, a tensão de engenharia calculada pode

material do componente analisado resiste à esforços externos com comportamento elástico, e o valor de  $S_u$  é útil para saber até que ponto o material da estrutura ou componente mecânico em questão pode resistir sem se romper, quando este é submetido à condições de tração progressiva, ao passo que o nível de tensão é obtido dividindo-se a força de tração atuante sobre o corpo de provas pela área inicial de sua seção transversal. Porém, quando o material do componente analisado resiste à esforços externos com comportamento elástico,  $S_e$  (tensão limite de resistência à tração),  $S_p$  (tensão limite de escoamento) e  $S_u$  (tensão limite elástico ou limite de proporcionalidade),  $S_y$  (tensão limite de escoamento) e  $S_u$  (tensão limite de resistência à tração). O valor da tensão  $S_e$  é o limite para o qual o material do componente analisado resiste à esforços externos com comportamento elástico, e o valor de  $S_u$  é útil para saber até que ponto o material da estrutura ou componente mecânico em questão pode resistir sem se romper, quando este é submetido à condições de tração progressiva, ao passo que o nível de tensão é obtido dividindo-se a força de tração atuante sobre o corpo de provas pela área inicial de sua seção transversal. Porém, quando o material do componente analisado resiste à esforços externos com comportamento elástico,  $S_e$  (tensão limite de resistência à tração),  $S_p$  (tensão limite de escoamento) e  $S_u$  (tensão limite elástico ou limite de proporcionalidade),  $S_y$  (tensão limite de escoamento) e  $S_u$  (tensão limite de resistência à tração).

Os valores que são quantificados e definidos como propriedades dos materiais são



ser significativamente diferente da tensão que realmente ocorre sobre o corpo de provas, uma vez que no regime de deformação plástica o mesmo pode estar sujeito à uma considerável variação da área de sua seção transversal.

Similarmente, o cálculo de deformações ao longo do ensaio de tração considerando-se sempre o comprimento inicial do corpo de provas conduz à níveis de deformações significativamente diferentes dos valores reais, sobretudo após a ocorrência de grandes níveis de deformação plástica. Matematicamente, a deformação real é definida pela equação 3.1:

$$\epsilon_r = \sum_{l_i}^l \frac{\Delta L}{L} = \int_{l_i}^l \frac{dl}{L} = \ln(1 + \epsilon) \quad (3.1)$$

A equação 3.1 indica que o valor da deformação é obtido pela divisão da variação de comprimento pelo comprimento do corpo de provas existente imediatamente antes do último incremento de deformação [4].

Na Figura 3.2 é apresentada a curva tensão x deformação real, a qual é útil na previsão das propriedades mecânicas de muitos metais, quando submetidos ao trabalho de conformação à frio.

Nessa curva podem ser identificadas três regiões distintas:

a) Região elástica: Nesta região, o nível de tensão real ( $\sigma_r$ ) é obtido através do

emprego da equação 3.2:

$$\sigma_r = E \epsilon_r \quad (3.2)$$

b) Região de transição: A curva de tensão x deformação reais para um material

ideal não apresentaria esta região, uma vez que a linha da região de

deformações plásticas cruzaria com a linha da região de deformações elásticas.

Para materiais reais, podem ser verificadas tensões limite elástico maiores ou menores do que a tensão limite de escoamento, indicando a necessidade desta

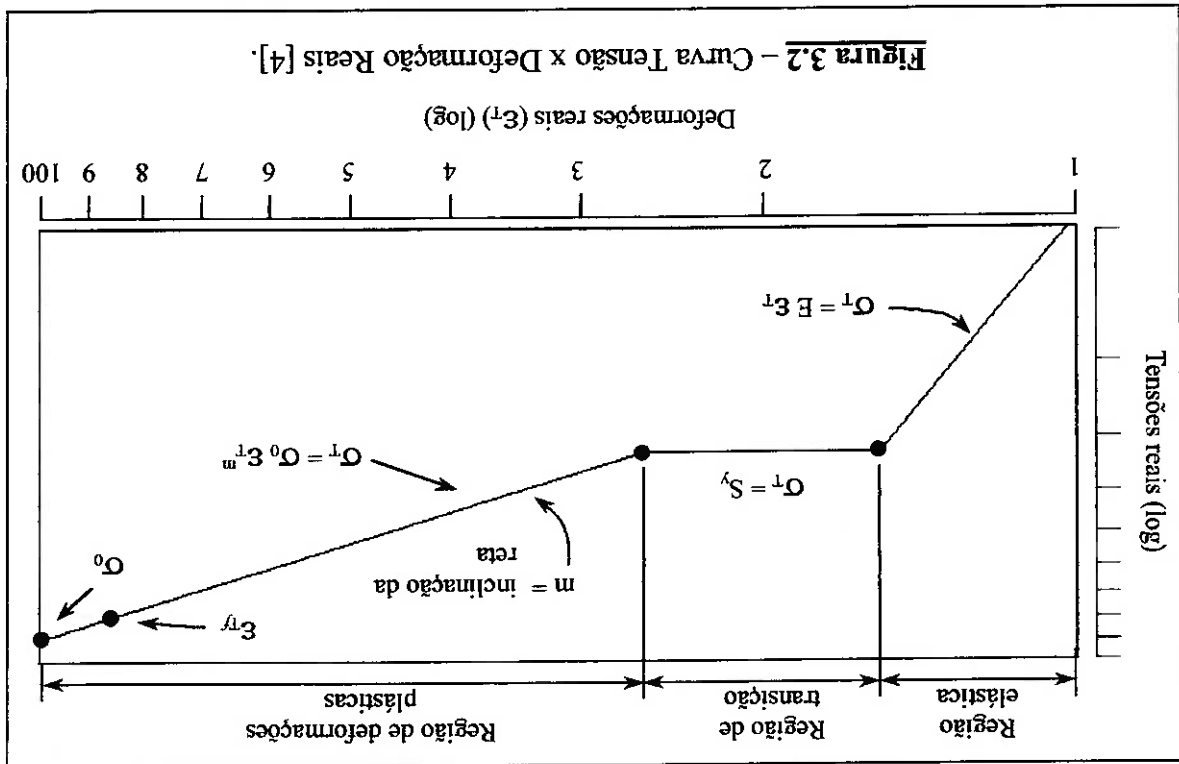
linha adicional [4].

de componentes mecânicos, como as próprias rodas analisadas neste trabalho. processo de conformação à frio, o qual faz parte da sequência de fabricação de uma série da magnitude das propriedades mecânicas do material quando este é submetido a um médios, mas sim, valores obtidos de um único ensaio, estes são importantes na estimativa mecânicos. Embora os coeficientes apresentados nesta Tabela não representem valores considerando-se alguns materiais usualmente empregados na fabricação de componentes coeficientes  $m$  e  $\sigma_0$ . Na Tabela 3.1, são apresentados os valores para estes coeficientes, mecânicas de um material dúctil conformado à frio, é necessário o conhecimento dos Com o objetivo de se obter uma previsão para novos valores de propriedades

$\epsilon_T$  representa a deformação real normal no momento da ruptura. constante  $m$  representa a inclinação da linha quando em escala bilogarithmica. A constante material, e corresponde ao valor da tensão real para uma deformação real unitária. A Na equação apresentada acima, a constante  $\sigma_0$  representa uma propriedade do

$$\sigma_T = \sigma_0 \epsilon_T^m \quad (3.3)$$

c) Região de deformações plásticas: Esta região é representada pela equação:



O processo de fadiga corresponde basicamente ao processo de nucleação de uma trinca na superfície de um componente mecânico sujeito à ação de um carregamento cíclico bem como à propagação desta trinca sob ação do mesmo carregamento cíclico, até um tamanho crítico que causa a ruptura do material.

Segundo a entidade normalizadora ASTM ("American Society for Testing and Materials"), a definição do processo de fadiga é: "O processo de mudança estrutural permanente, localizada e progressiva, ocorrendo em materiais sujeitos a condições que produzem flutuações de tensões e deformações em algum ponto ou pontos, os quais podem culminar em trincas ou fatura completa após um número suficiente de flutuações". As trincas de fadiga iniciam-se em bandas de deslizamento locais e inicialmente tendem a crescer em um plano de máxima de tensão de cisalhamento, tal como indicado na Figura 3.3. Conforme as oscilações das tensões continuam, as trincas por fadiga tendem a se coalescer e crescem ao longo de planos de máxima tensão de tração. A linha de propagação da trinca tem uma tendência para a forma de zig-zag e cresce perpendicularmente a tensão de tração [5].

### 3.2.2 – RESISTÊNCIA À FADIGA

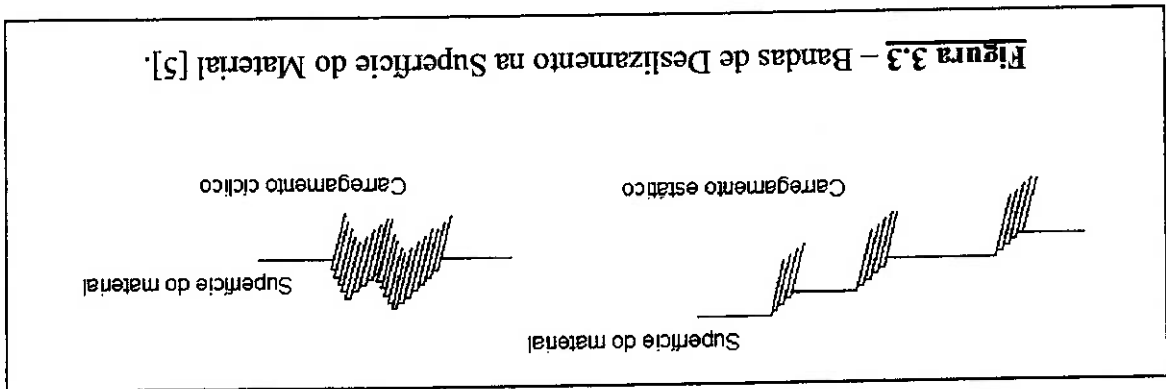
Observações: (1) O símbolo "A" indica que o material foi submetido ao tratamento térmico de recozimento. (2) O símbolo "HR" indica que o material foi laminado a quente.

Aços carbono	Tensões limites (MPa)		$\sigma_0$ (MPa)	$m$	$\sigma_T$
	Resistência à tração	Resistência ao escoamento			
1002 A (1)	290	131	538	0,27	1,25
1010 A	303	200	565	0,23	1,20
1018 A	341	221	621	0,25	1,05
1020 HR (2)	455	290	793	0,22	0,92
1045 HR	638	414	965	0,14	0,58

Tabella 3.1 – Propriedades de Resistência de Alguns Materiais Empregados na Fabricação de Componentes Mecânicos [4].

O ensaio de fadiga é realizado com um corpo de provas que, quando submetido a um carregamento e posto a girar, fica sujeito à ocorrência de um carregamento de tensão que se alterna entre compressão e tração, atingindo valores máximos na superfície. Estas tensões possuem valores absolutos iguais, e é nesta condição que o processo de fadiga ocorre sobre o corpo de provas. Assim, o resultado que obtém-se deste ensaio é a quantidade de ciclos que o corpo de provas resistiu até apresentar ruptura, quando submetido à uma determinada magnitude de tensão alternada. Para que se possa ter um meio de prever a vida de um componente sujeito ao processo de colapso por fadiga, é necessário que sejam realizados vários testes, similares ao acima descrito, porém com carregamentos que geram tensões alternadas de valores absolutos diferentes. Sob condições de carregamentos diferentes, os corpos de provas apresentam uma variação na quantidade de ciclos de carregamento aos quais estes são submetidos até a falha, e assim, com estes dados, pode-se construir um gráfico que é muito útil na previsão de vida em fadiga de um determinado componente fabricado com o mesmo material do corpo de prova. Este gráfico é conhecido como curva de fadiga ou curva S-N.

(b). Nestes gráficos o eixo das ordenadas representa a tensão alternada utilizada no teste e nas abscissas indica-se o número de ciclos resistentes pelo corpo de provas, sob a ação da tensão alternada correspondente. A curva (a) apresenta o comportamento típico do comportamento geral das curvas de fadiga e apresentado nas Figuras 3.4 (a) e (b). Nestes gráficos o eixo das ordenadas representa a tensão alternada utilizada no teste e nas abscissas indica-se o número de ciclos resistentes pelo corpo de provas, sob a ação da tensão alternada correspondente. A curva (a) apresenta o comportamento típico do





alumínio, ou seja, a medida que se diminui a magnitude da tensão alternada, ter-se-á sempre um aumento da vida em fadiga. A curva (b) apresenta o comportamento típico dos aços, ou seja, abaixo de um determinado valor de tensão alternada, a vida em fadiga do corpo de provas é infinita. O ponto na curva a partir do qual não se tem um aumento progressivo do número de ciclos com a diminuição da tensão alternada é conhecido como “knee-point” e é encontrado para a maioria dos aços em torno de  $10^6$  ciclos [6]. O valor da tensão alternada abaixo do qual a vida em fadiga é infinita é conhecido por *limite de fadiga* ( $S_f$ ). Para a definição da curva de fadiga de um dado material é necessário a realização de um grande número de testes de tal forma que sobre a variação dos resultados obtidos possa ser ajustada uma curva que represente a resistência à fadiga do material.

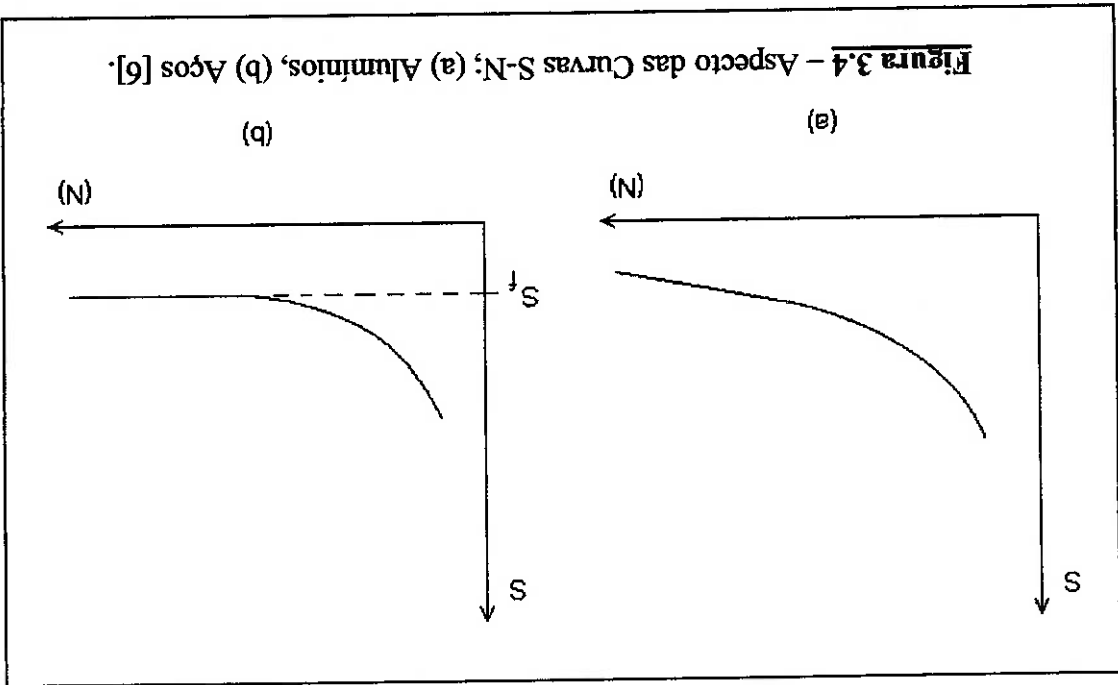


Figura 3.4 – Aspecto das Curvas S-N; (a) Alumínio, (b) Aços [6].

### 3.3 – MATERIAL UTILIZADO NA FABRICAÇÃO DA RODA DE

#### ALUMÍNIO

#### 3.3.1 – COMPOSIÇÃO QUÍMICA E PRINCIPAIS PROPRIEDADES

##### MECÂNICAS

A liga de alumínio utilizada para a fabricação da roda em estudo é a 6061-T6

conforme nomenclatura proposta pela entidade normalizadora Aluminum Association [7].

Esta liga possui a composição química apresentada na Tabela 3.2.

**Tabela 3.2** – Composição Química Percentual da Liga de Alumínio 6061-T6, [7].

Si	0,4 a 0,8 máx.	Cu	0,15 a 0,4 máx.	Mn	0,15 a 1,2 máx.	Mg	0,8 a 0,35 máx.	Cr	0,04 a 0,25 máx.	Zn	0,15 a 0,05 máx.	Ti	0,05 a 0,15 máx.	Outros (total)	0,15 máx.	Rem.
----	----------------	----	-----------------	----	-----------------	----	-----------------	----	------------------	----	------------------	----	------------------	----------------	-----------	------

O código 6061 indica que os principais elementos de liga são o magnésio, o silício, e o cobre. A formação do composto  $Mg_2Si$  é responsável por tornar esta liga termicamente tratável. O código T6 representa o tratamento térmico utilizado que é o de solubilização e envelhecimento artificial. Suas principais propriedades mecânicas antes da realização do tratamento térmico são [7]:

Módulo de elasticidade (E): 69 GPa

Coefficiente de Poisson (ν): 0,33

Densidade (ρ): 2.700 kg/m<sup>3</sup>

Limite de resistência ao escoamento (S<sub>y</sub>): 55 MPa

Limite de resistência à tração (S<sub>u</sub>): 125 MPa.

### 3.3.2 – EFEITOS DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO SOBRE AS PROPRIEDADES MECÂNICAS

A geometria da roda de alumínio é obtida pelo processo de forjamento, a partir de uma única chapa e todos os furos são usinados. Devido à elevação da temperatura à um valor acima da de recristalização não ocorre a presença de tensões residuais no material, uma vez que as deformações permanentes ocorridas nestas condições não conduzem ao encruamento. O processo de forjamento também não causa modificações nas propriedades mecânicas do material, sendo que a melhoria dos limites de resistência para a roda de alumínio é obtida através do tratamento térmico.

O tratamento térmico destinado à roda de alumínio em estudo é designado pelo código T6 e consiste no processo de solubilização e envelhecimento artificial. O processo de envelhecimento é caracterizado por resultar num aumento da dureza superficial e melhoria dos limites de resistência mecânica.

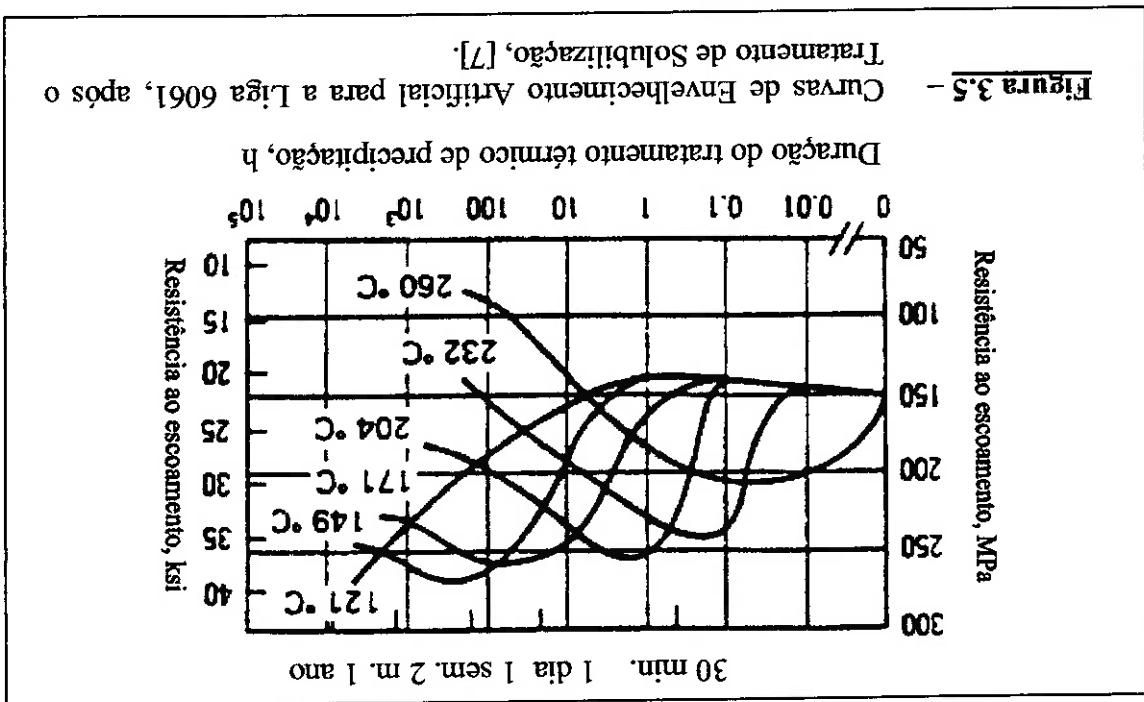
O principal requisito que uma liga deve satisfazer para que ela seja envelhecível é o de que a solubilidade aumente com o aumento da temperatura [8].

O tratamento de solubilização para liga de alumínio 6061 é realizado elevando-se a temperatura da peça a  $520^{\circ}\text{C}$  a um período que pode ser de 10 minutos para chapas em banho de sal, ou de pelo menos 60 minutos em forno, após a peça ser submetida ao processo de forjamento, seguido de resfriamento rápido para obter-se uma solução sólida supersaturada.

No gráfico da Figura 3.5, pode-se verificar que o tempo necessário de exposição à temperatura de envelhecimento corresponde aquele que conduz ao máximo limite para tensão de escoamento do material.

Os tempos indicados na Figura 3.5 referem-se ao tempo necessário para que ocorra apenas o início da precipitação. Uma exposição por períodos de tempo maiores do

que estes indicadores conduz ao superenvelhecimento que é caracterizado por uma redução da resistência mecânica.



As principais propriedades mecânicas para a liga 6061 após o tratamento de solubilização e envelhecimento artificial são apresentadas abaixo, [7]:

Módulo de elasticidade (E): 69 GPa

Coefficiente de Poisson (ν): 0,33

Densidade (ρ): 2.700 kg/m<sup>3</sup>

Tensão limite de resistência ao escoamento (S<sub>y</sub>): 275 MPa

Tensão limite de resistência à tração (S<sub>u</sub>): 310 MPa.

Pode-se verificar que ocorrem alterações significativas nos limites de resistência

ao escoamento e à tração, o que é uma característica muito importante para a roda.

Com relação à fadiga, como visto na Figura 3.4, a curva S-N para as ligas de

alumínio não apresenta o "knee-point" existente na curva S-N dos aços. Para o alumínio,

com a diminuição da tensão alternada ter-se-á sempre o aumento no número de ciclos até a

falha.

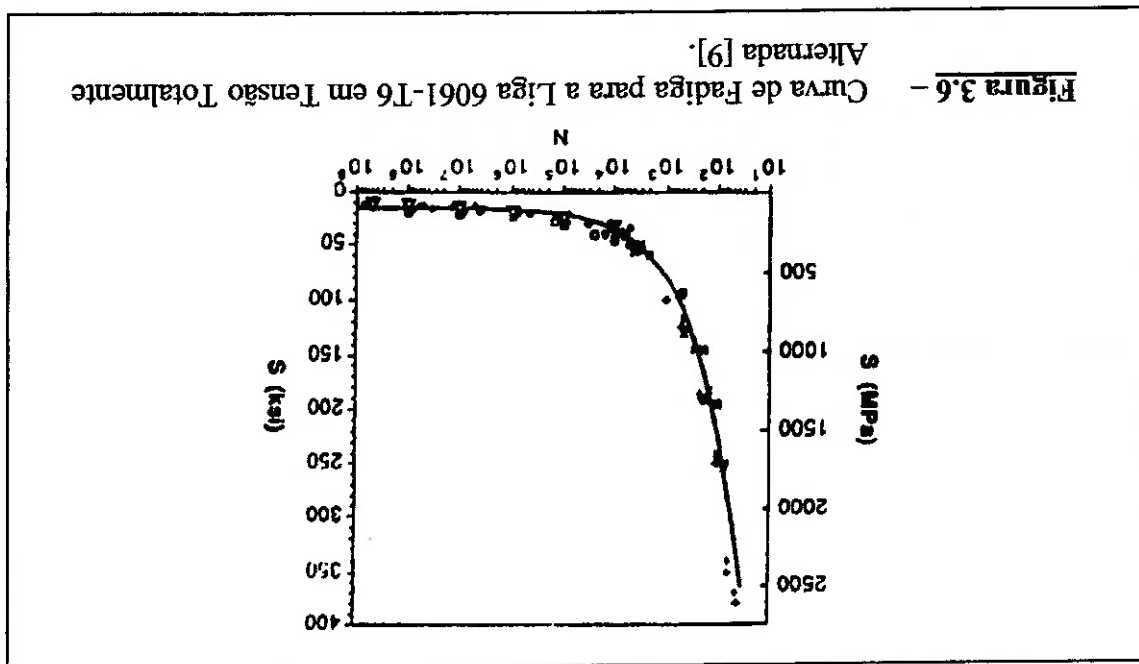
Segundo Yahr [9] a liga de alumínio 6061-T6 apresenta a curva S-N indicada na

Figura 3.6.

Através da curva de fadiga apresentada na Figura supra-citada, pode-se verificar que para esta liga não existe um limite de fadiga definido, mas para uma quantidade de ciclos de até  $5 \times 10^8$ , pode-se conseguir um bom ajuste aos dados ao utilizar-se a equação proposta [9]:

$$S = \frac{14,479}{\sqrt{N}} + 96,5 \tag{3.4}$$

Onde S é a tensão alternada e N o número de ciclos.



Estes dados referem-se ao ensaio de fadiga com corpo de provas sendo submetido a tensão completamente alternada e com a tensão média igual a zero.

### 3.4 – MATERIAL UTILIZADO NA FABRICAÇÃO DA RODA DE AÇO

#### 3.4.1 – COMPOSIÇÃO QUÍMICA E PRINCIPAIS PROPRIEDADES

##### MECÂNICAS

Existem três tipos de aços utilizados na fabricação da roda em estudo, destinados à cada uma das partes componentes da mesma [10]. O disco da roda, o qual é responsável pela fixação da mesma no cubo do eixo, é fabricado em aço SAE 1015. O aço SAE 1012 é empregado na fabricação do aro, enquanto que o anel desmontável é constituído de aço SAE 1010. A composição química destes aços é apresentada na Tabela 3.3 [11]:

**Tabela 3.3** – Composição Química dos Aços Utilizados na Fabricação da Roda de Aço.

Aço	C (%)	Mn (%)	P (%)	S (%)	Cu (%)
1015	0,12 a 0,18	0,3 a 0,6	0,04 máx.	0,05 máx.	0,2 mín.
1012	0,1 a 0,15	0,3 a 0,6	0,04 máx.	0,05 máx.	0,2 mín.
1010	0,08 a 0,13	0,3 a 0,6	0,04 máx.	0,05 máx.	0,2 mín.

Antes da conformação a frio, o qual é o processo empregado na fabricação das partes acima citadas, as principais propriedades mecânicas destes aços, verificadas em chapas laminadas a quente, são [11]:

##### SAE 1010

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

Coefficiente de Poisson (ν): 0,3

Densidade (ρ): 7.850 kg/m<sup>3</sup>

Tensão limite de resistência ao escoamento (S<sub>y</sub>): 180 MPa

Tensão limite de resistência à tração (S<sub>u</sub>): 320 MPa

A roda de aço é fabricada por meio da soldagem do disco ao aro, os quais são produzidos separadamente a partir de chapas laminadas a quente, ambos com o emprego dos processos de conformação a frio, para obtenção da geometria, e estampagem, para obtenção dos furos.

### 3.4.2 - EFEITOS DO PROCESSO DE FABRICAÇÃO SOBRE AS PROPRIEDADES MECÂNICAS

Observe-se também que com o aumento do teor de carbono no material, obtêm-se uma elevação das tensões limites de escoamento e ruptura, estando a variação mais sensível, relacionada à magnitude desta última.

Pode-se verificar que tanto a composição química, quanto as propriedades mecânicas apresentadas para os aços SAE 1010, 1012 e 1015 são muito semelhantes.

Tensão limite de resistência ao escoamento ( $S_y$ ): 190 MPa  
Tensão limite de resistência à tração ( $S_u$ ): 340 MPa

Densidade ( $\rho$ ): 7.850 kg/m<sup>3</sup>  
Coeficiente de Poisson ( $\nu$ ): 0,3

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

#### SAE 1015

Tensão limite de resistência ao escoamento ( $S_y$ ): 180 MPa  
Tensão limite de resistência à tração: 330 MPa

Densidade ( $\rho$ ): 7.850 kg/m<sup>3</sup>  
Coeficiente de Poisson ( $\nu$ ): 0,3

Módulo de elasticidade (E): 207 GPa

#### SAE 1012

Conforme visto no item 3.2.1, a conformação à frio consiste no trabalho mecânico do material que conduz à uma deformação na sua estrutura à uma temperatura abaixo da temperatura de recristalização do material, com o objetivo de obter-se a geometria desejada na chapa trabalhada. A execução do trabalho à frio durante o processo de fabricação causa uma modificação das propriedades de resistência mecânica do material no estado original, de modo que, com o objetivo de se comparar a resistência da roda de aço com a resistência da roda de alumínio, será necessário o desenvolvimento de um critério para que se possa, de maneira confiável, estimar os valores referentes às propriedades de resistência mecânica do material da roda.

No item 3.2.1, verifica-se que a deformação imposta sobre o corpo de provas, durante o ensaio de tração, atua apenas na direção longitudinal deste, e corresponde à uma deformação de tração. Na fabricação de um componente pelo processo de conformação à frio é muito provável a existência de regiões submetidas à deformações não apenas numa única direção, porém multiaxiais, onde um elemento infinitesimal sobre a superfície do material pode estar sujeito à deformações que possuem componentes não apenas normais, mas também de distorção. Sendo assim, o tensor:

$$(3.5) \quad \begin{bmatrix} \epsilon_x & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} & \epsilon_y & \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} & \gamma_{yz} & \epsilon_z \end{bmatrix}$$

pode ser usado para representar o estado de deformações atuantes sobre um elemento da estrutura do componente submetido ao processo de conformação à frio. Neste tensor  $\epsilon_x, \epsilon_y$  e  $\epsilon_z$  representam as deformações lineares nas direções x, y e z, respectivamente, e  $\gamma_{xy}, \gamma_{yz}$  e  $\gamma_{xz}$  representam as distorções angulares nos planos xy, yz e xz, respectivamente.

Considerando-se o estado geral de deformações em três dimensões, são definidas também as *deformações principais*, cujos planos perpendiculares à estas direções definem



as faces de um elemento infinitesimal, sobre as quais não existem componentes de deformações de distorção. As deformações principais são obtidas através do cálculo do

determinante indicado abaixo:

$$(3.6) \quad \begin{vmatrix} \mathcal{E}_x - \mathcal{E}_i & \gamma_{xy} & \gamma_{xz} \\ \gamma_{xy} & \mathcal{E}_y - \mathcal{E}_i & \gamma_{yz} \\ \gamma_{xz} & \gamma_{yz} & \mathcal{E}_z - \mathcal{E}_i \end{vmatrix} = 0$$

onde existem três valores para  $\mathcal{E}_i$ , denominados deformações principais  $\mathcal{E}_1$ ,  $\mathcal{E}_2$  e  $\mathcal{E}_3$ , que satisfazem a igualdade acima.

O comportamento de deformação uniaxial de um material representado pela curva

tensão x deformação pode ser generalizado para casos de carregamento multiaxial fazendo-

se o uso das seguintes considerações: a) a deformação plástica ocorre em resposta à tensão

de cisalhamento; b) a deformação plástica não muda o volume do corpo [12].

Conforme Suresh [13], a deformação plástica equivalente, segundo o critério da

máxima energia de distorção (von Mises), considerando-se um elemento submetido a um

estado multiaxial de deformações, é dada por:

$$(3.6) \quad \mathcal{E}_e = \frac{\sqrt{2} (1 + \nu)}{\sqrt{(\mathcal{E}_1 - \mathcal{E}_2) + (\mathcal{E}_2 - \mathcal{E}_3) + (\mathcal{E}_3 - \mathcal{E}_1)}}$$

onde para o estado totalmente plástico de deformação o coeficiente de Poisson ( $\nu$ )

corresponde a 0,5.

Com o objetivo de se estimar os limites de resistência mecânica para diferentes

regiões sobre a estrutura da roda de aço analisada neste estudo, tornou-se necessário a

definição de um procedimento que concede valores aproximados, os quais definem o

estado de deformações plásticas, ocorridas durante o processo de conformação a frio das

chapas da roda.

Considerando-se um elemento na superfície da peça, que não sofra variação de volume durante o processo de conformação a frio, e considerando-se também as deformações predominantes em duas direções, (obtidas através da variação de comprimentos da chapa), a deformação atuante sobre a terceira direção pode ser obtida do seguinte modo:

$$l_3^0 = (l_0 + l_0 \epsilon_1) (l_0 + l_0 \epsilon_2) (l_0 + l_0 \epsilon_3) \quad (3.7) \text{ a}$$

$$l_3^0 = l_3^0 (1 + \epsilon_1) (1 + \epsilon_2) (1 + \epsilon_3) \quad (3.7) \text{ b}$$

$$(1 + \epsilon_1) (1 + \epsilon_2) (1 + \epsilon_3) - 1 = 0 \quad (3.7) \text{ c}$$

$$\epsilon_3 = \left( \frac{1}{(1 + \epsilon_1)(1 + \epsilon_2)} - 1 \right) \quad (3.7) \text{ d}$$

sendo  $\epsilon_1$ ,  $\epsilon_2$  e  $\epsilon_3$  componentes de deformações de engenharia, e  $l_0$  o comprimento inicial da face do cubo, que representa o elemento para o qual define-se o estado de deformações.

Uma vez que algumas regiões da roda, como bordas do flange do aro, podem estar sujeitas à deformações elevadas, as componentes de deformação de engenharia obtidas pelo método descrito acima, serão convertidas em deformações reais consideradas no momento do cálculo da deformação equivalente.

Uma hipótese que será assumida neste estudo, com relação às deformações plásticas que ocorrem sobre a roda durante o processo de fabricação, reside no fato de que estas deformações tendem a ser diferentes em torno da linha que define o perfil transversal da roda, e ao mesmo tempo iguais para os pontos presentes sobre qualquer linha da superfície que define o perímetro da roda.

Com base nestas considerações, as regiões sobre as quais serão estimadas as propriedades mecânicas referentes aos limites de resistência ao escoamento, à tração e à fadiga, modificados devidos ao trabalho a frio, serão selecionadas em função dos resultados das análises de tensões atuantes devidas aos carregamentos de pressão de inflação do pneu e à carga vertical.

Assim, uma vez determinadas as regiões mais solicitadas, bem como, os novos limites para resistência ao escoamento, os novos limites para resistência à tração ( $S_u$ ) serão determinados considerando-se que:

- 1) Com o avanço das deformações plásticas causadas pelo trabalho à frio, os valores corrigidos para  $S_y$  e  $S_u$  tendem à tornarem-se iguais à medida que a ductilidade do material se esgota [4];
- 2) A proporção de convergência entre  $S_y$  e  $S_u$  mantém-se constante durante o

processo de conformação à frio.

Com relação ao novo limite de fadiga, este será baseado nas informações presentes no gráfico apresentado na Figura 3.7.

Conforme pode ser verificado na Figura 3.7, durante o processo de conformação à frio, ocorre uma elevação progressiva do limite de fadiga do material, atingindo um valor máximo de cerca de 205 MPa para um grau de trabalho à frio de 40%, voltando este a diminuir para graus de trabalho à frio superiores.

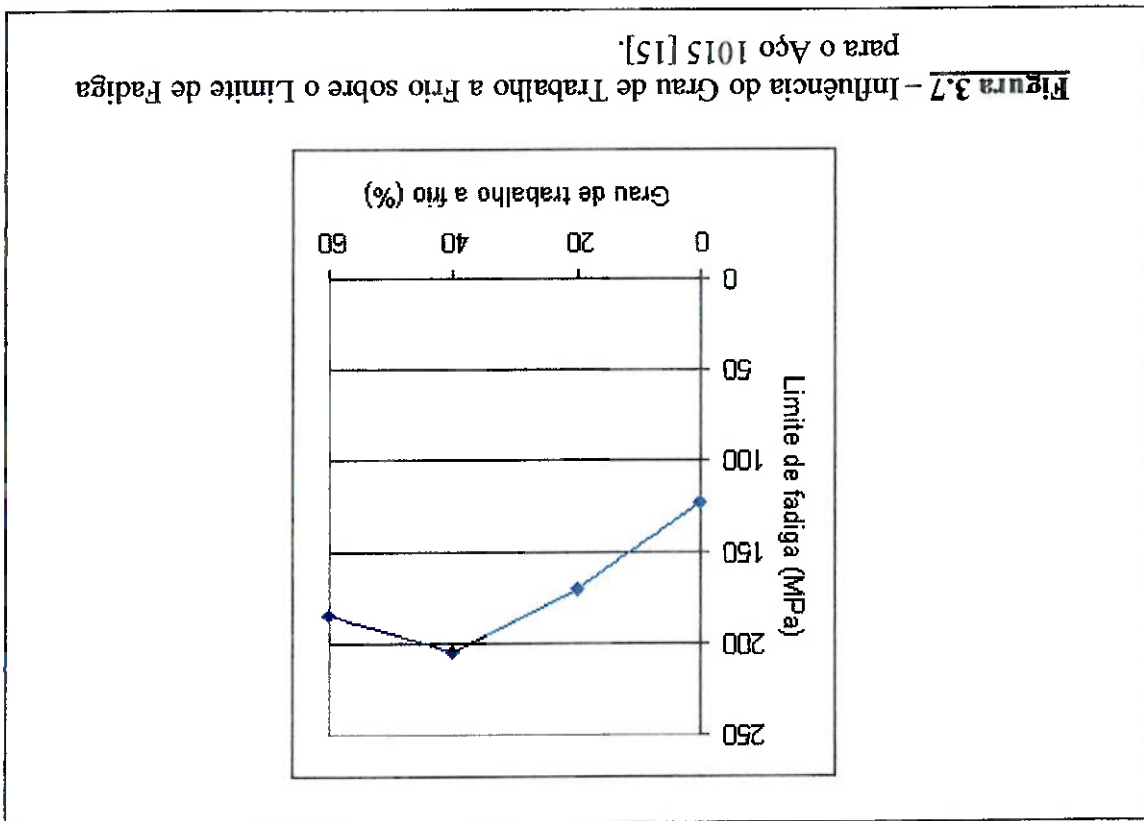
A relação existente entre o valor de deformação equivalente obtido através da equação 3.6 e o grau de trabalho à frio, o qual é o parâmetro para variação do limite de fadiga do aço 1015 apresentado no gráfico da Figura 3.7, é dada pela equação [6]:

$$(3.8) \quad \text{Grau de trabalho a frio} = 1 - \frac{1}{1 + \varepsilon} = A_f$$

a qual indica que o grau de trabalho à frio é numericamente igual à redução de área ocorrida durante o processo de conformação à frio.

Uma vez conhecidos os limites de resistência à tração e de fadiga do material, pode-se ter uma boa estimativa para a curva S-N do material empregado na fabricação da roda, uma vez que esta tem um comportamento típico muito semelhante entre os aços-carbono. Para a maioria dos aços a curva S-N pode ser expressa em função do limite de resistência à tração e do limite de fadiga através da seguinte equação [14]:

Esta equação representa o comportamento da curva S-N no domínio compreendido entre  $10^3$  e  $10^6$  ciclos. A Figura 3.8 apresenta graficamente o comportamento da curva S-N para os aços, em função da aplicação da equação 3.3. A tensão  $S_f$  indicada no gráfico da Figura 3.8 representa o limite de fadiga do material, ou seja, a tensão alternada abaixo da qual o corpo de provas apresenta vida infinita no ensaio de fadiga.



$$S = \frac{S_f}{(0,9 S_f)^2} N^{-\left(\frac{3}{2}\right) \log(0,9 S_f / S_f)} \quad (3.9)$$

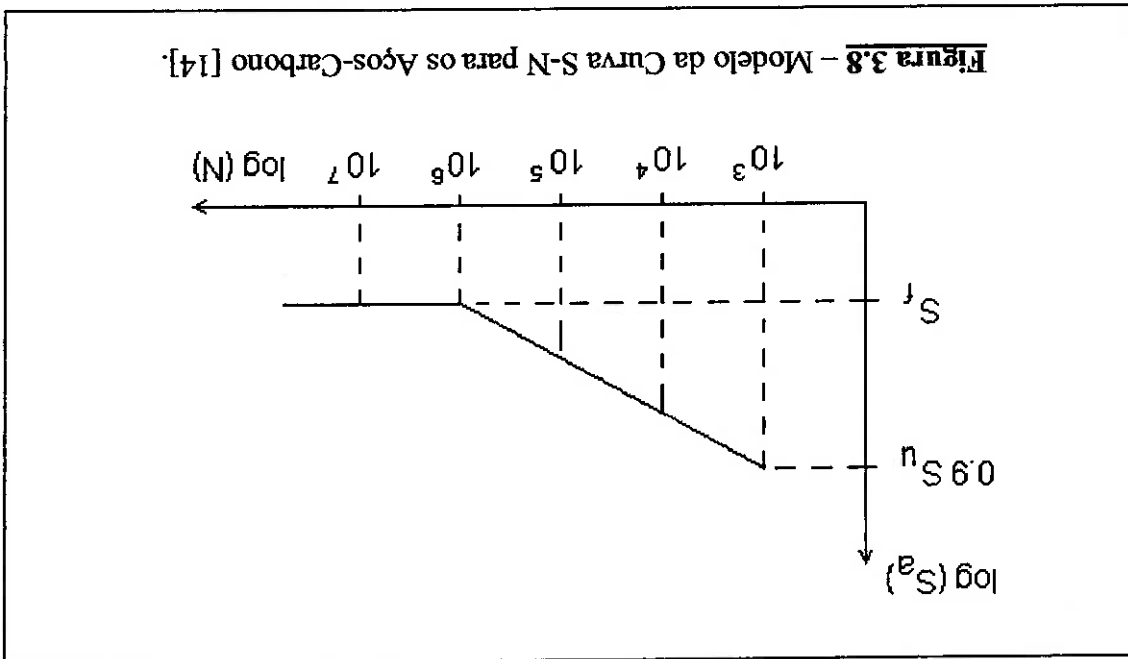


Figura 3.8 - Modelo da Curva S-N para os Aços-Carbono [14].

## **CAPÍTULO IV**

### **CARREGAMENTO ATUANTE SOBRE A RODA**

#### **4.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS**

Na fase de projeto de qualquer estrutura ou componente mecânico, é necessário saber qual a natureza das solicitações às quais estes estarão sujeitos durante sua vida útil. No caso de uma estrutura que suporta um carregamento estático, basta conhecer-se a intensidade do carregamento e dimensionar a geometria da estrutura para que as tensões atuantes estejam abaixo do limite de resistência do material. No projeto de uma estrutura que está sujeita à cargas dinâmicas, torna-se necessária a consideração do efeito prejudicial causado pela variação alternada do carregamento. Este efeito, denominado por fadiga, causa o acúmulo progressivo de danos sobre a estrutura, os quais são representados pela formação e propagação de uma ou mais trincas, até que ocorra o colapso da estrutura. Deste modo, além do limite de resistência estática deve-se definir se a finalidade da estrutura é suportar todo o carregamento dinâmico sem o acúmulo de danos, para que esta tenha vida infinita, ou estabelecer-se uma tolerância para o acúmulo de danos para que o componente seja substituído quando este limite for alcançado.

Para o caso de uma roda, a definição de carregamento estático ou dinâmico é um pouco mais complexa do que para os demais componentes de um veículo automotor, pois o movimento da roda, de rotação em torno de seu eixo, já causa a ocorrência de um carregamento dinâmico mesmo considerando como constante a carga vertical atuante no contato roda / via tratável. Tal fato pode ser explicado caso seja considerado um ponto específico da roda e pode-se afirmar que ao longo de uma rotação da roda, haverá a

variação de tensão atuante neste ponto, associada à simples variação da posição do mesmo em relação ao ponto de contato pneu / via traregável.

Neste trabalho, procurar-se-á dividir o carregamento atuante sobre a roda em estático e dinâmico, considerando como critério de classificação a variação da magnitude do carregamento ao longo do tempo.

Tendo em vista o critério supra-citado, o carregamento atuante sobre a roda pode ser classificado da seguinte forma:

- i) Estático: pressão de aperto dos parafusos de fixação da roda ao cubo, pressão de inflação do pneu e carregamento estático atuante no ponto de contato pneu / via traregável, devido ao peso estático do veículo.

- ii) Dinâmico: variação do carregamento atuante no ponto de contato pneu / via traregável devido às irregularidades da via traregável e à própria execução de manobras com o veículo, bem como as forças de aceleração e frenagem. Na sequência deste capítulo será analisada a distribuição dos carregamentos estático e dinâmico atuantes sobre a roda.

## 4.2 – CARREGAMENTO ESTÁTICO

O carregamento estático atuante em uma roda pode ser subdividido em função da região da roda sobre o qual este atua, tal como abaixo indicado:

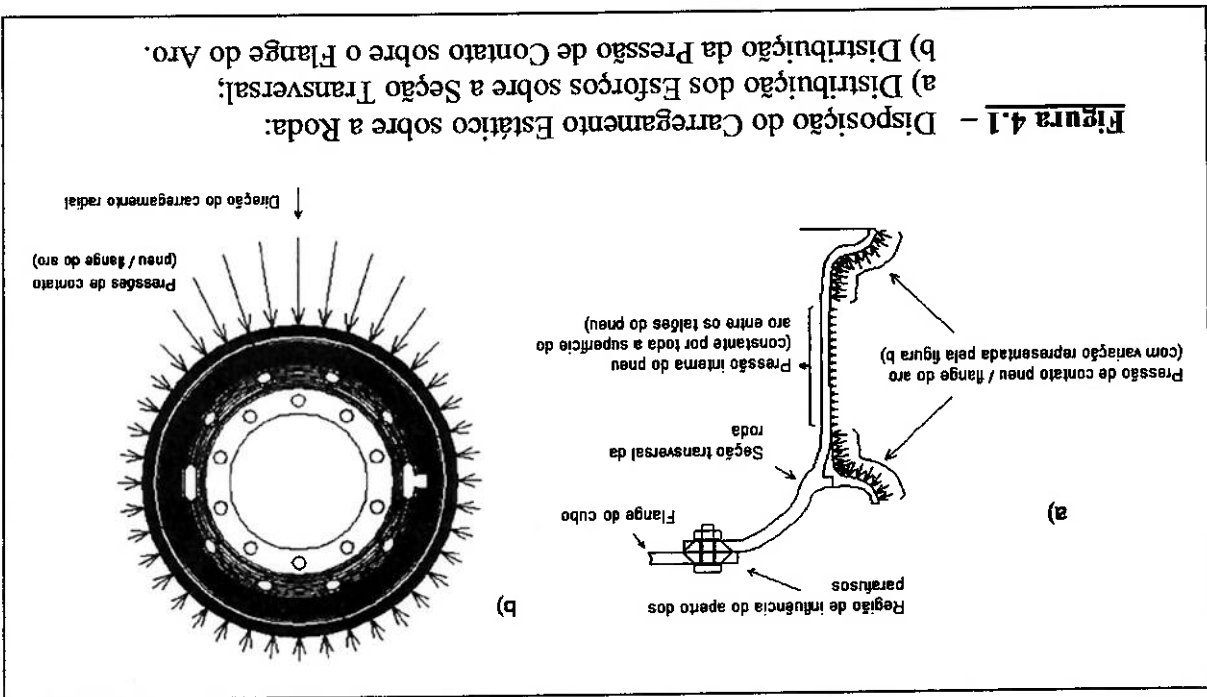
- a) Região de fixação do disco: pressão de aperto dos parafusos;

- b) Parte externa do aro: pressão interna do pneu;

- c) Região de encosto do talão do pneu sobre o flange: pressão de contato entre o pneu e a roda devido à pressão interna do pneu, e a distribuição do peso

suportado pela roda.

A Figura 4.1 apresenta a forma esquemática a disposição do carregamento estático sobre a roda.



Com relação ao carregamento gerado pela utilização de parafusos na fixação da roda ao cubo, tem-se que, o mecanismo de fixação por parafusos exige a aplicação de uma pré-tensão no elemento de fixação a fim de garantir uma adequada pressão de contato entre os filetes de rosca do parafuso e os filetes de rosca dos furos do cubo. Esta pré-tensão é obtida com a aplicação de um torque adequado na fixação do parafuso, denominado torque de aperto. Como a cabeça do parafuso entra em contato com a superfície da roda, a medida que este é pré-tensionado, passa a ocorrer a compressão da superfície da roda, a medida desta pressão de contato é dependente do torque de aperto aplicado ao parafuso, sendo que os manuais de montagem das rodas em veículos automotores não especificam este torque de aperto, não sendo possível definir, de uma forma exata, a magnitude desta pressão de contato.



Como valor limitante superior da força de compressão que pode atuar na unidade parafuso / roda, é possível considerar a força que induziria tensões no parafuso com magnitude igual a carga de prova especificada para o mesmo, a qual é dependente do diâmetro nominal do parafuso e do material empregado na fabricação do mesmo.

Ressalta-se também que a distribuição de tensões gerada por esta força de compressão tanto no parafuso, como na peça fixada pelo mesmo, no caso específico a roda, tem sido objeto de estudo de muitos pesquisadores, sendo que Jinsong [16], apresenta uma coletânea destes métodos, os quais incluem técnicas numéricas, dentre elas o Método dos Elementos Finitos.

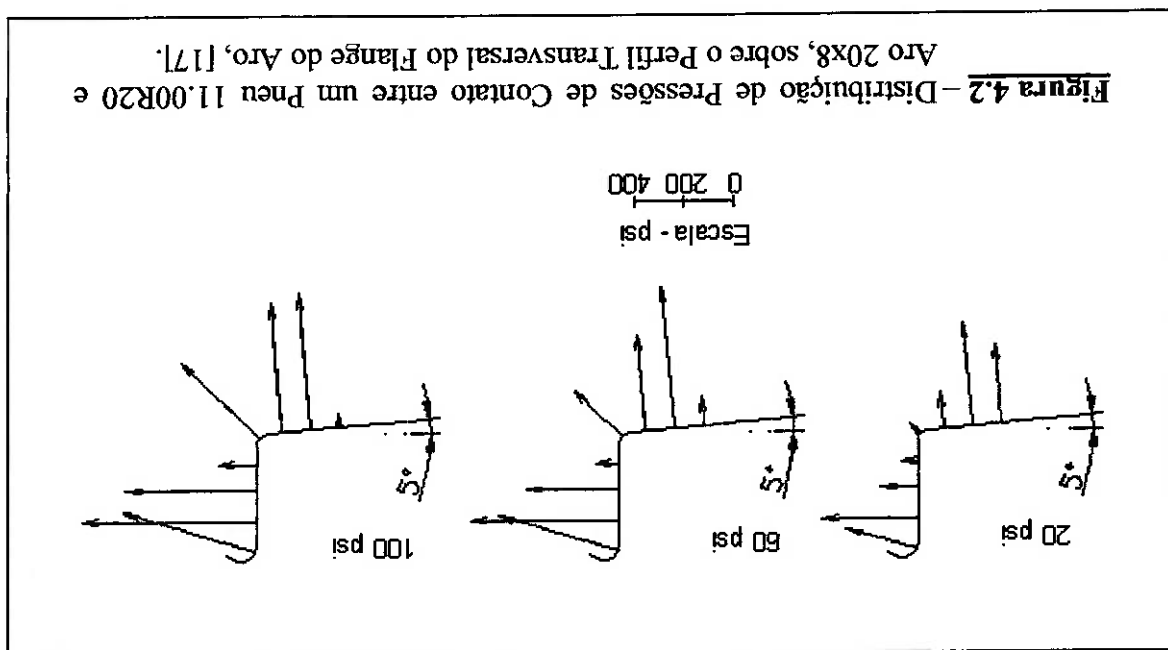
Com respeito à ação da pressão de inflação do pneu sobre a parte externa do aro da roda, esta pode ser modelada como um carregamento axissimétrico, de magnitude constante, atuando portanto ao longo de todo o comprimento do aro.

Quanto ao carregamento atuante no flange do aro, devido à pressão de contato entre o pneu e o próprio flange, Kiminecz [17] apresenta um levantamento experimental deste carregamento. No trabalho em referência, executa-se a instrumentação do flange de algumas rodas, com o auxílio de sensores magneto-resistivos, sendo registrada a pressão de contato do pneu com o flange, quando o primeiro é inflado, para diversas posições ao longo de uma seção transversal da roda. Na Figura 4.2 apresenta-se a distribuição de pressões de contato pneu / flange ao longo de uma seção transversal do flange do aro, obtida na referência supra-citada, para o caso de uma roda do tipo 20x8 montada com um pneu 11.00R20, similar às rodas analisadas neste trabalho. Observa-se que existe uma variação da magnitude da pressão de contato ao longo do contorno do flange, embora esta seja sempre de compressão, na superfície deste flange. Outrossim, verifica-se também a variação da magnitude destas pressões de contato em função da alteração da pressão de inflação do pneu.

A partir dos dados indicados na Figura 4.3, verifica-se que há uma variação da pressão de contato ao longo do flange da roda, tal como observado na Figura 4.2. Adicionalmente, o efeito da carga vertical atuante no ponto de contato pneu/via trafegável, é representado pelo aumento da pressão de contato no flange, na região da roda próxima ao ponto de contato anteriormente citado. Esta alteração no campo de pressões de contato está associada à presença de uma carga vertical, de magnitude constante, atuante no contato pneu/via trafegável, correspondendo portanto ao efeito do peso próprio do veículo, quando o mesmo encontra-se parado.

Finitos.

Adicionalmente, na Figura 4.3 é apresentada a distribuição de pressões de contato pneu / flange do aro obtida por Jeusette e Theves, [18], para um pneu 195/55R15 submetido à uma pressão de inflação de 2,1 bar (210 kPa) e carga vertical de 4.800 N baseando-se em um modelo numérico, mais precisamente no Método dos Elementos

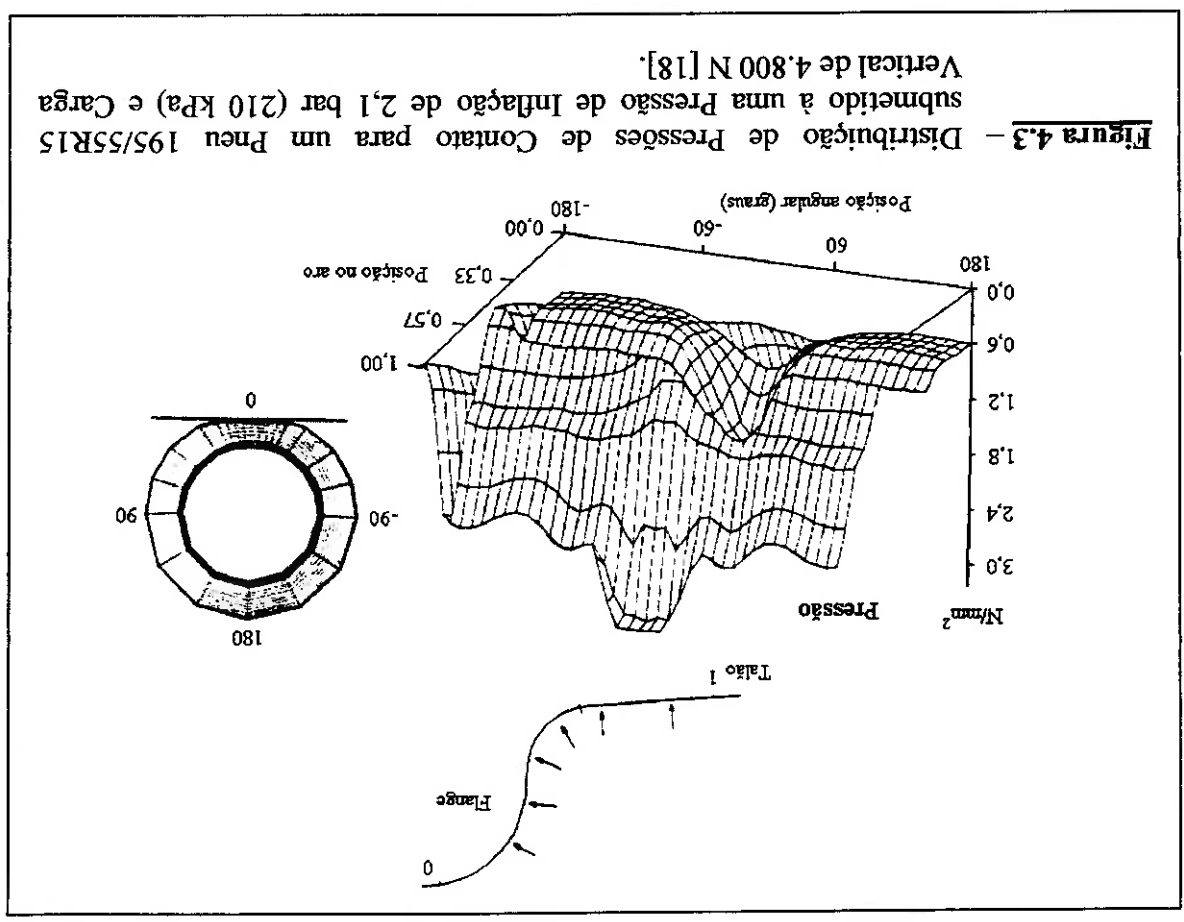


Como já explicado no item introdutório deste capítulo, o movimento de rotação da roda, ainda que seja sobre uma superfície plana, gerando um carregamento vertical constante, já causa uma solicitação dinâmica sobre a mesma.

Durante o rolamento, a distribuição das pressões no contato pneu / superfície de apoio não é mais simétrica com relação ao ponto de aplicação do carregamento, tendendo a ser maior na parte dianteira da superfície da banda de rodagem do pneu em contato com a superfície de apoio, conforme apresentado na Figura 4.4.

### 4.3 – SOLICITAÇÕES DINÂMICAS

#### 4.3.1 – CARREGAMENTO RELACIONADO AO MOVIMENTO DE ROTAÇÃO DA RODA

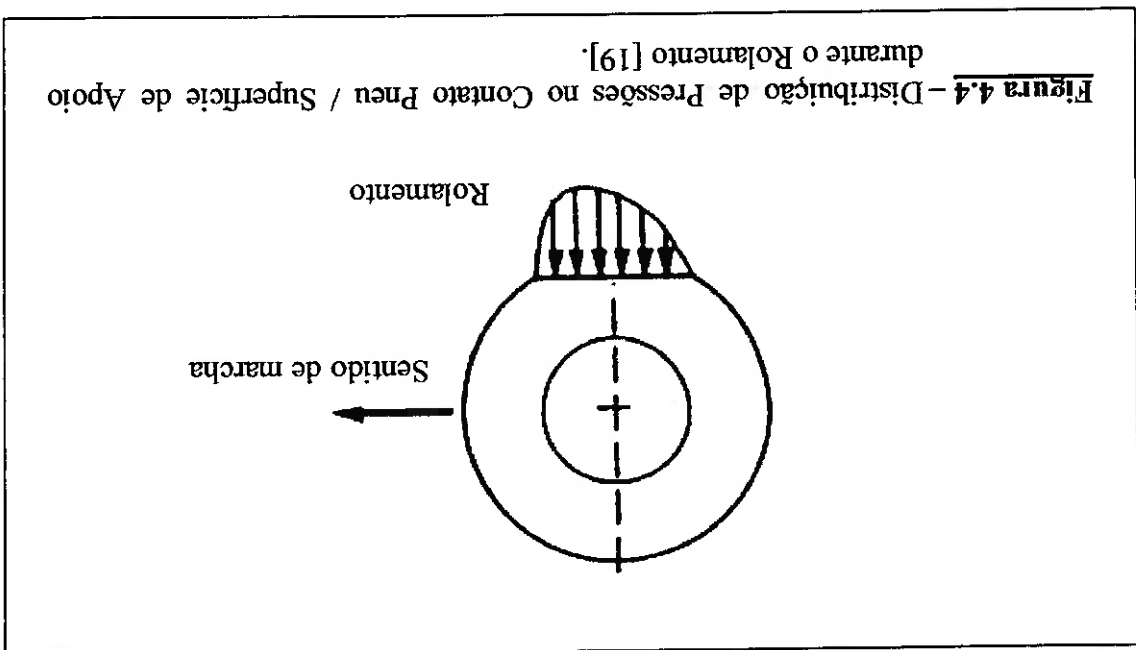


Este efeito ocorre devido ao comportamento visco-elástico do pneu. Deste modo, durante o rolamento, a linha de centro da carga vertical não passa pelo eixo de rotação da roda e isto causa a existência de uma resistência ao rolamento [19].

O efeito desta resistência ao rolamento é verificado ao observar-se os resultados experimentais apresentados por Kuminecz [17], obtidos a partir da realização de experimentos com uma roda 15x6 instrumentada, visando a verificação das pressões de contato entre o pneu e o flange do aro. No ensaio esta roda foi submetida à uma carga vertical de 1.400 lb (6.350 N), à uma pressão de inflação do pneu de 30 psi (206,8 kPa) e posta em movimento de rotação correspondente à uma velocidade de avanço horizontal de 10 mph (16 km/h), sobre uma superfície plana.

O estudo foi feito baseando-se no registro das pressões de contato na superfície do flange da roda, tal como anteriormente apresentado no item 4.2, porém estes valores foram monitorados ao longo de todo o perímetro da roda.

Na apresentação dos resultados, o autor em referência considera diversas posições angulares da roda, tomadas em relação ao ponto de contato pneu / superfície. A posição



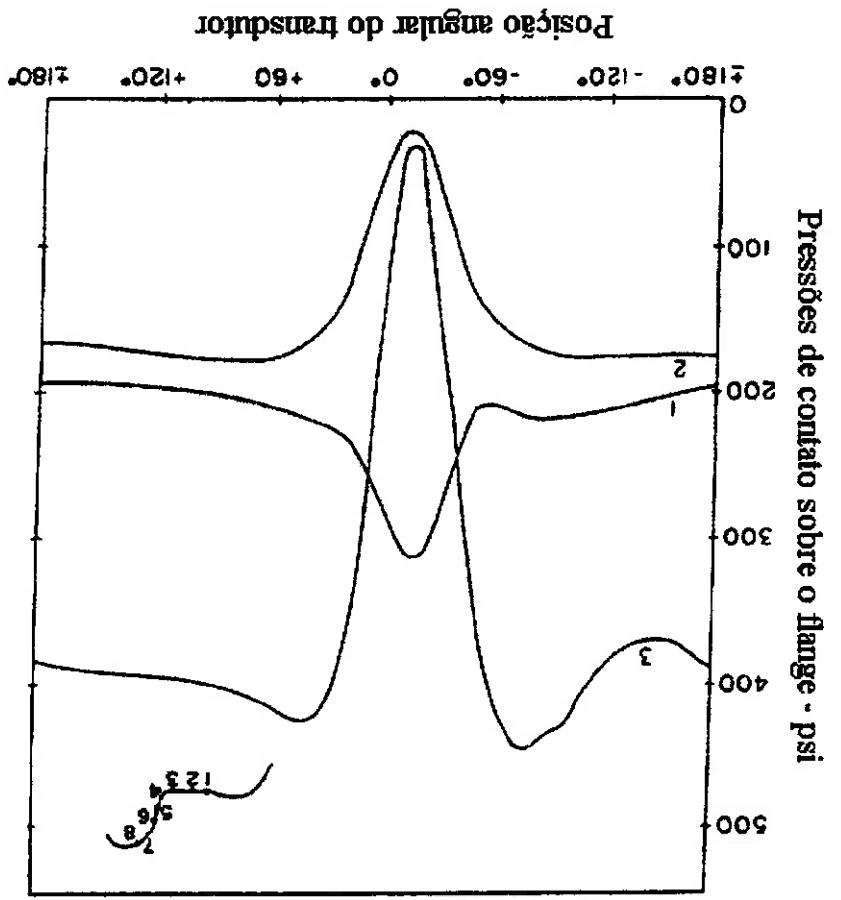
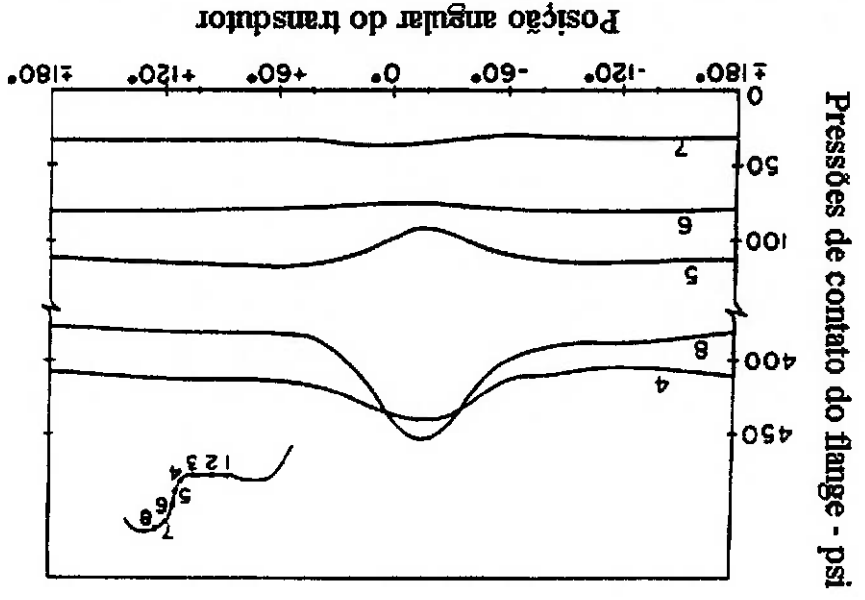
angular 0° corresponde ao ponto de contato pneu / superfície de apoio, e as demais posições correspondem a pontos afastados circunferencialmente da posição angular 0°.

A Figura 4.5 apresenta os resultados obtidos por Kiminecz, [17]. Pode-se verificar que ao longo da seção transversal do flange da roda há variação de pressão de contato. Os pontos submetidos à magnitudes de pressões mais elevadas estão posicionados em seções transversais localizadas aproximadamente -20° em relação a posição angular zero, a qual representa o ponto de contato do pneu com a superfície de apoio. Porém, observa-se também que a distribuição é quase simétrica em torno destes pontos.

O deslocamento da posição angular da seção transversal da roda cujos pontos são submetidos à máxima pressão de contato entre o pneu e o flange do aro, devido à ação do carregamento vertical, é causado pelo comportamento visco-elástico do pneu, sendo este comportamento responsável também pelo surgimento da resistência ao rolamento.

Em termos de distribuição de pressões, comparando-se os resultados observados na Figura 4.5 com aqueles verificados na Figura 4.3 pode-se notar alguns aspectos em comum. Em ambos os casos a principal influência da carga vertical está contida dentro de posições angulares de até 60° em relação ao ponto onde se observa a máxima influência das pressões de contato sobre o flange da roda, em posições angulares a partir desta faixa, verifica-se que, na maior parte dos pontos do flange, a magnitude da pressão permanece variando dentro de uma faixa relativamente estreita, quando comparada à variação que ocorre na região mais influenciada pela carga vertical.

**Figura 4.5** - Pressões de Contato Medidas em Locais Diferentes no Assento do Talão de um Pneu JR78-15 e Aro 15x6 durante o Movimento de Avanço em Linha Reta [17].



Pode-se verificar também que ao longo do perfil transversal do flange na região de contato com o pneu, nem todos os pontos têm seus respectivos valores de pressão aumentados, quando consideradas as posições angulares mais próximas do ponto de aplicação da carga vertical, sendo que em alguns pontos a magnitude da pressão diminui. Isto se deve provavelmente a um enrugamento da superfície da borracha do pneu em contato com a superfície do flange.

Experimentalmente, verifica-se que, para o caso de pneus de automóveis, a força que se opõe ao rolamento do pneu é muito reduzida quando comparada à magnitude da carga vertical suportada pela roda, sendo esta cerca de 0,8 a 1% desta última. Para o caso das rodas de caminhões a resistência ao rolamento é relativamente ainda menor, sendo esta cerca de 0,5 a 0,6% da carga vertical, à qual a roda é submetida [20]. Dessa forma, o efeito da mesma pode ser desprezado quando da avaliação das pressões de contato no flange da roda.

#### **4.3.2 – CARREGAMENTO RELACIONADO À INTERAÇÃO PNEU / VIA TRAFEGÁVEL**

Tal como citado no item 4.1, o carregamento dinâmico atuante na roda possui origens diversas, embora de uma forma geral, todas estão ligadas com a movimentação do veículo sobre a via tráfegável.

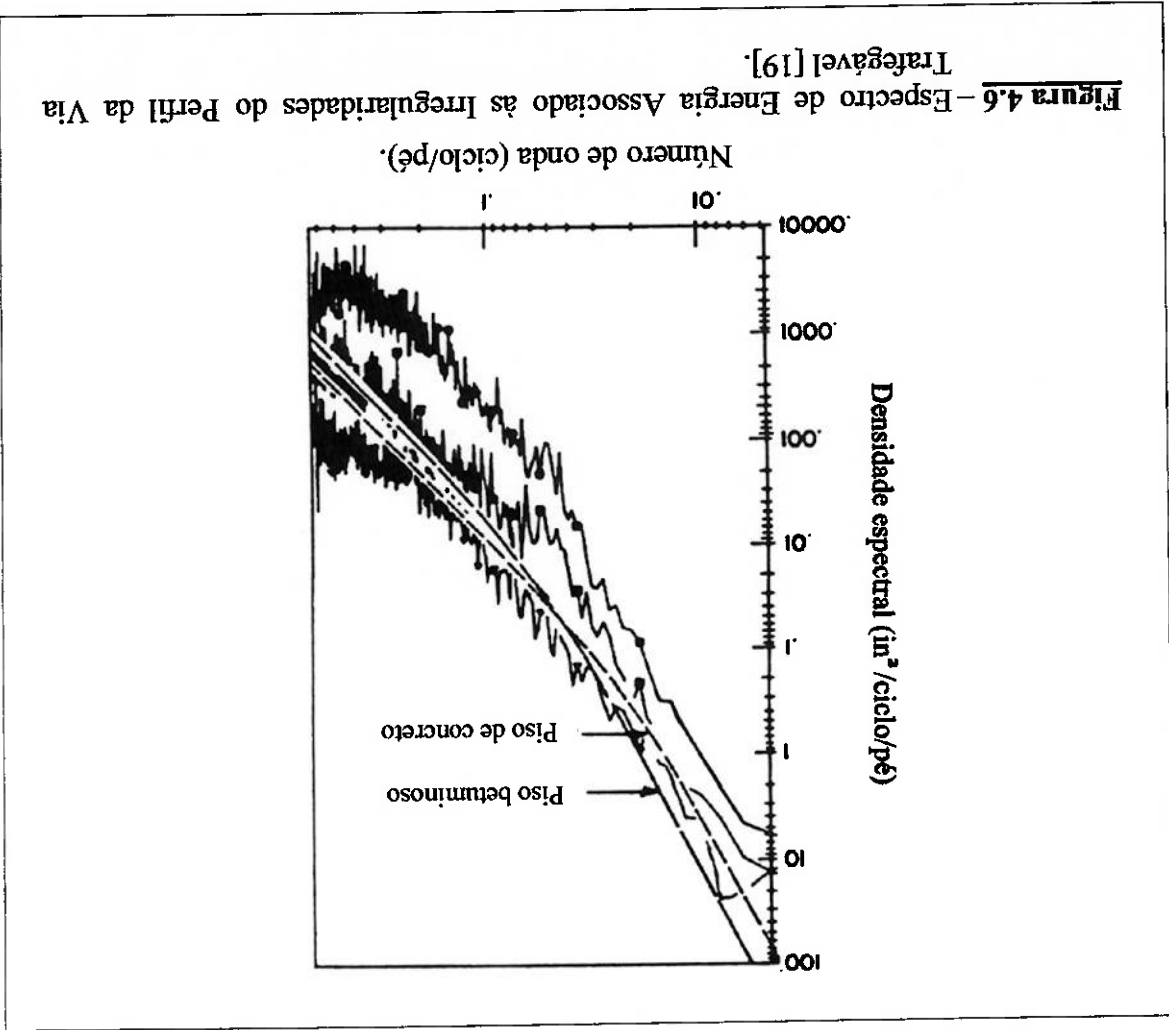
Uma das cargas mais importantes atuantes sobre a roda e outros componentes de um veículo é proveniente da interação entre os pneus e a superfície da via tráfegável, a qual é dependente da velocidade do veículo e do perfil da superfície da via.

Este perfil da via tráfegável pode ser decomposto em um perfil básico, que pode ser caracterizado através de técnicas estatísticas, mais precisamente pelo espectro de energia associado as irregularidades do perfil, tal como indicado na Figura 4.6, e por

variações inesperadas, incluindo eventuais depressões ou reparos do pavimento ou mesmo buracos, tampas de entrada de galerias de água ou gás e lombadas para redução de

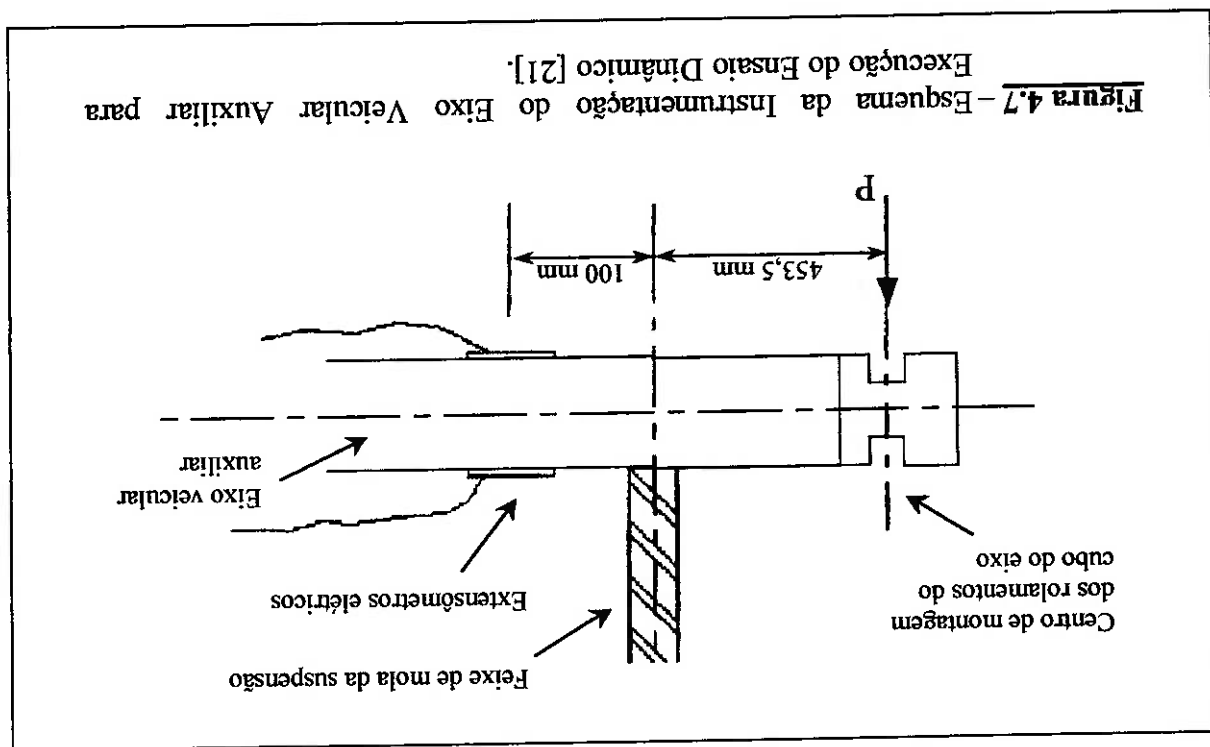
velocidade.

Especificamente para a roda, a excitação dinâmica atuante sobre a mesma está diretamente relacionada com o contato pneu / via trafegável, com as frenagens executadas pelo veículo e no caso da roda ser parte do conjunto de tração, esta será submetida à ação de cargas de torção variável em função da aceleração do veículo. Deve-se ressaltar que a carga dinâmica varia em função da velocidade do veículo e também está relacionada com o peso estático do mesmo, o qual é dependente do peso da carga transportada e do peso da própria estrutura do veículo (chassi, gabinete, transmissão, motor e suspensão).





Com respeito às cargas dinâmicas atuantes devidas ao contato pneu / via trafegável, Ana [21] executou um trabalho destinado a caracterizar o processo de fadiga do eixo veicular de caminhões, e para tanto, executou uma análise experimental das tensões atuantes neste componente, instrumentando o eixo do caminhão com extensômetros elétricos, tal como indicado na Figura 4.7.



O caminhão, totalmente carregado, percorreu uma série de percursos previamente escolhidos, mantendo uma velocidade compatível com o tipo de caminho percorrido, sendo registradas as deformações dinâmicas atuantes no eixo, em função do tempo, para cada um dos percursos. A análise destes registros temporais permite a definição das tensões dinâmicas atuantes no eixo em função dos diversos tipos de via trafegável percorridos pelo veículo.

Os trajetos executados pelo caminhão tiveram duração de 15 minutos, tempo considerado suficiente para definir as características da excitação dinâmica gerada por um determinado tipo de via trafegável. No ensaio dinâmico, o caminhão percorreu 6 trajetos pré-definidos, simulando os seguintes tipos de via trafegável:

Os resultados experimentais foram obtidos em forma de uma série temporal que relaciona as deformações registradas pelos extensômetros com um dado tempo, para cada um dos trechos percorridos pelo caminhão, sendo que na Figura 4.8 é apresentado, como exemplo ilustrativo, o histórico de deformações obtido para o trecho 1.

O eixo veicular auxiliar, na condição de ensaio, estava submetido a um carregamento lateral de 39.710 N, em cada lado do eixo.

lombadas.

Simula uma rodovia em condições ruins de pista, em trecho urbano, com

vi) *Trecho 6*

estrada relativamente bem pavimentada.

depressões e irregularidades superficiais, combinados com trechos de

Simula uma rodovia com condições ruins de pista, com grandes

v) *Trecho 5*

asfalto com pequenas depressões e valetas.

Simula trecho de rodovia em condições regulares para o tráfego, com

iv) *Trecho 4*

passando em regiões urbanas.

avenidas sem semáforos, e com algumas lombadas, típico de rodovias

Simula trecho de rodovia em condições boas para o tráfego, pois são

iii) *Trecho 3*

Simula trecho de rodovia em condições ótimas para o tráfego.

ii) *Trecho 2*

Simula trecho urbano, com avenidas e semáforos.

i) *Trecho 1*

$W =$  módulo de resistência do eixo ( $0,00018 \text{ m}^3$ );

$E =$  módulo de elasticidade do aço ( $2,06 \times 10^{11} \text{ N/m}^2$ );

$P =$  carga vertical atuante na ponta do eixo;

onde:

$$P = \frac{E \cdot \epsilon \cdot W}{l} \quad (4.1)$$

conceitos da resistência dos materiais, através da seguinte formulação:

4.7, pode-se definir o carregamento atuante sobre a ponta do eixo com o emprego dos

Considerando a configuração da instrumentação do eixo apresentada na Figura

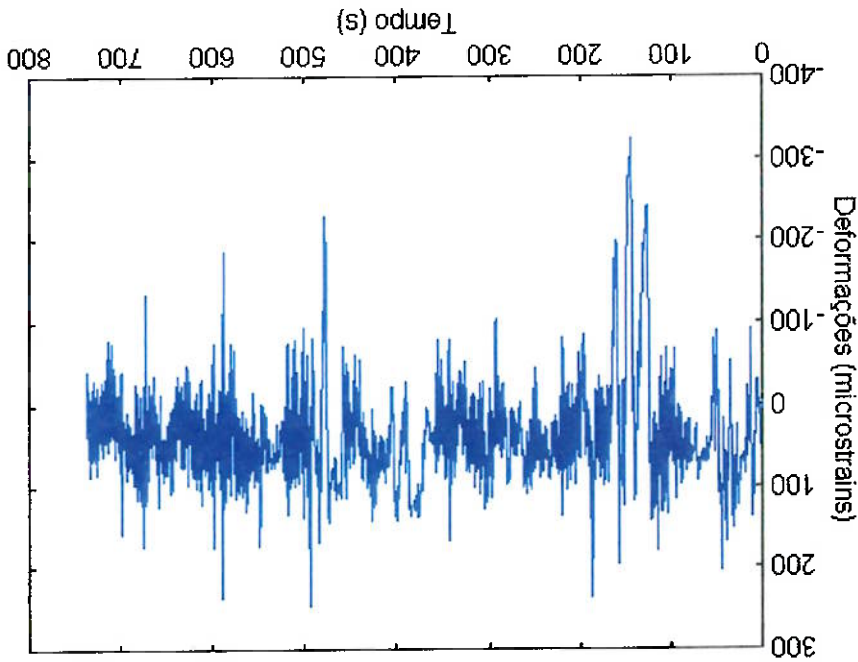
carregamento atuante na roda.

trafegável, pois como indicado no item 4.2, esta carga exerce grande influência sobre o

roda do veículo, é necessário determinar a carga vertical agindo no contato pneu / via

Como o objetivo deste estudo é a análise da solicitação dinâmica atuante sobre a

Figura 4.8 – Histórico Temporal de Deformações Obtido para o Extensômetro Colocado na Face Interior do Eixo Veicular Auxiliar – Trecho 1 [21].



$l$  = distância da suspensão à ponta do eixo (0,4535 m);

$\varepsilon$  = deformação medida pelo extensômetro elétrico.

Como na ponta do eixo são instaladas duas rodas, a carga dinâmica, vertical

atuante no contato do pneu / via tratável para cada uma das rodas é igual a metade de  $P$ .

Com a aplicação da Equação 4.1, e somando ao sinal a carga média em cada roda, igual

19.860 N, obtêm-se o histórico temporal de carga vertical que atuaria no ponto de contato

pneu / via tratável, para uma situação real de carregamento de um caminhão.

De posse deste histórico temporal para cada um dos seis trechos acima listados, é

possível definir um histograma que define a distribuição de carga vertical atuante no

contato pneu / via tratável, para cada um dos trechos analisados, tal como indicado na

Figura 4.9, considerando o trecho 1.

Considerando o histograma do histórico de carregamento, pode-se associar ao

mesmo uma função densidade de probabilidade que pode ser utilizada para definir a

probabilidade de atuar sobre o contato pneu / via tratável uma carga vertical de

magnitude pré-definida.

Para situações de carregamento complexas como a em estudo, pode-se empregar a

distribuição de Weibull para caracterizar a variação estatística do mesmo, [22], que tem a

função densidade de probabilidade expressa da forma:

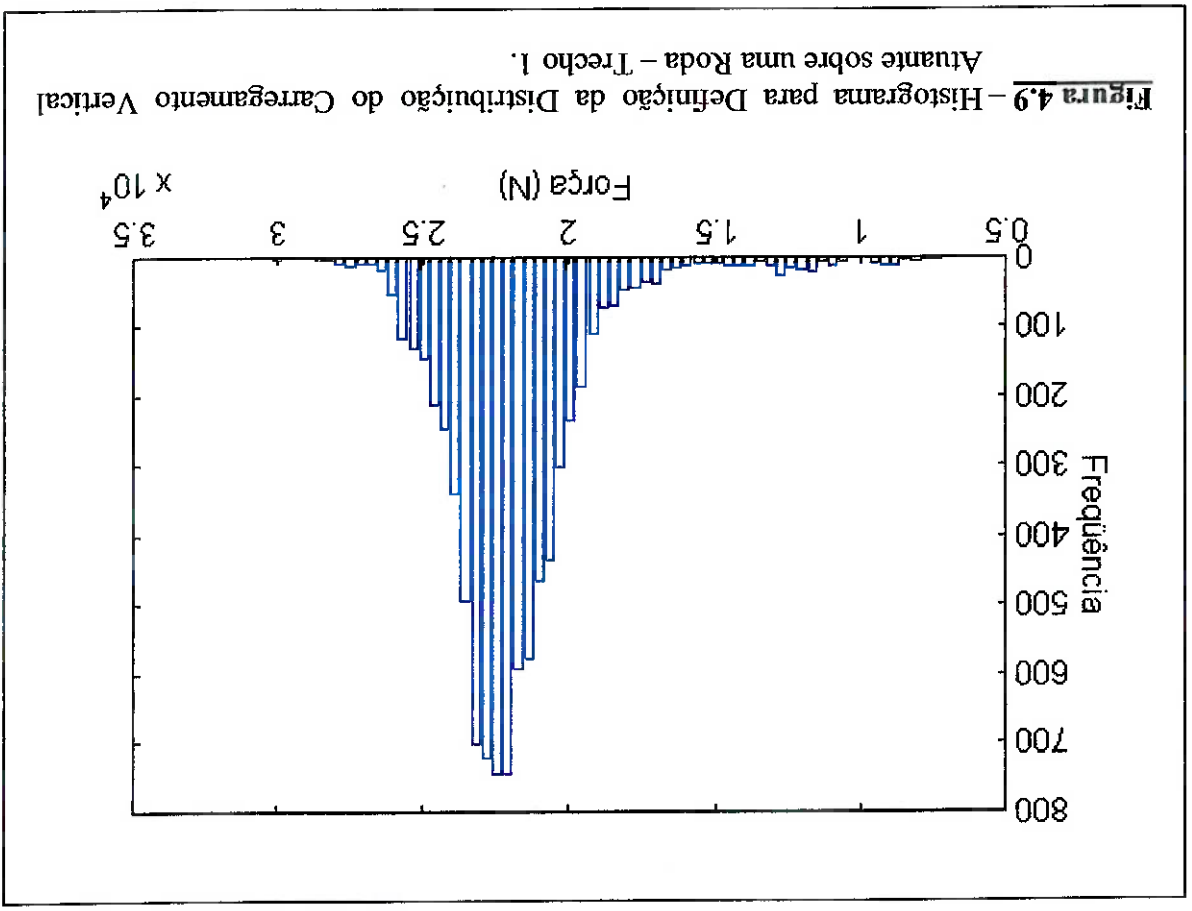
$$f_x(x) = \left(\frac{\eta}{\beta}\right) \cdot \left(\frac{\eta}{x - x_0}\right)^{\beta-1} \cdot \exp\left[-\left(\frac{\eta}{x - x_0}\right)^{\beta}\right] \quad (4.2)$$

sendo  $x$  a variável de interesse, no caso o carregamento vertical atuante no contato pneu /

via tratável, e  $x_0$ ,  $\beta$  e  $\eta$ , parâmetros da distribuição.

$$\begin{aligned}
 (4.7) \quad & \ln(-\ln(R^{(x)})) = \beta \cdot \ln(x - x_0) - \beta \ln(\eta) \\
 (4.6) \quad & -\ln(R^{(x)}) = \left(\frac{x - x_0}{\eta}\right)^\beta \\
 (4.5) \quad & \ln(-\ln(R^{(x)})) = \left[\ln\left(\frac{x - x_0}{\eta}\right)\right]^\beta \\
 (4.4) \quad & R^{(x)} = \exp\left[-\left(\frac{x - x_0}{\eta}\right)^\beta\right] \\
 (4.3) \quad & F^{(x)} = 1 - \exp\left[-\left(\frac{x - x_0}{\eta}\right)^\beta\right]
 \end{aligned}$$

De posse de um dado histograma, pode-se definir os parâmetros da distribuição de Weibull, com a aplicação de métodos denominados por Métodos para Estimação de Weibull, sendo que neste trabalho, aplica-se o Método Gráfico. A partir da função de probabilidade acumulada da distribuição de Weibull representada pela equação 4.3, pode-se obter os coeficientes da distribuição transformando-se esta equação numa equação do tipo  $Y = AX + B$ , do seguinte modo:



onde:

$$Y = \beta X + B \quad (4.8)$$

$$Y = \ln(-\ln(R^{(x)})) \quad (4.9)$$

$$X = \ln(x - x_0) \quad (4.10)$$

A Tabela 4.1 apresenta os dados obtidos para a construção do gráfico indicado na

Figura 4.10 e cálculo dos coeficientes  $\eta$ ,  $\beta$  e  $x_0$  da distribuição.

A partir da função da reta que representa os dados presentes no gráfico da Figura

4.10, verifica-se que seus coeficientes angular e linear são respectivamente 7 e -70.

Considerando  $x_0 = 0$ , os coeficientes  $\beta$  e  $\eta$  podem ser obtidos através das Equações 4.5 a

4.7, as quais concedem  $\beta = 7$  e  $\eta = 23,321$ . O coeficiente  $x_0$  é considerado nulo, indicando

que há a possibilidade de ocorrências de cargas verticais dinâmicas superiores a zero, não

havendo um limite inferior mínimo para o valor desta carga vertical.

**Tabela 4.1** – Dados para Construção do Gráfico e Determinação dos Coeficientes da Distribuição de Weibull.

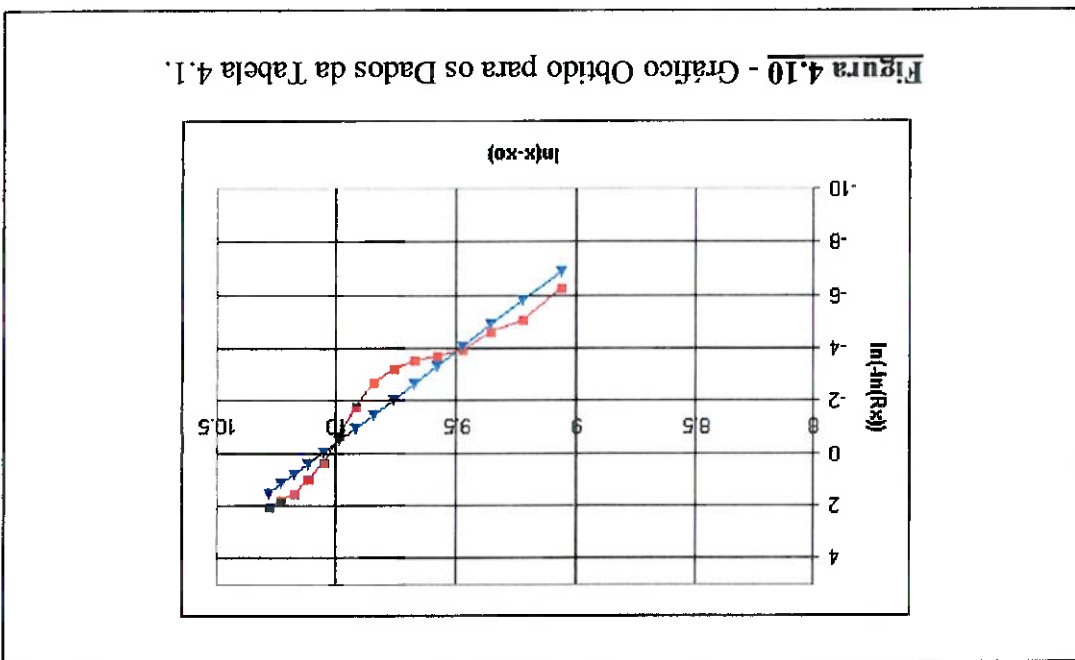
!	X	F <sup>(x)</sup>	F <sup>(x)</sup>	R <sup>(x)</sup>	X-X <sub>0</sub>	ln(X-X <sub>0</sub> )	ln(R <sup>(x)</sup> )	ln(-ln(R <sup>(x)</sup> ))
1	7,186	0	0	1	7,186	8,87989	0	0
2	8,646	0,001953	0,001953	0,998047	8,646	9,064852	-0,00196	-6,23735
3	10,105	0,004395	0,006348	0,993652	10,105	9,220786	-0,00637	-5,05649
4	11,565	0,003662	0,01001	0,98999	11,565	9,355739	-0,01006	-4,59917
5	13,024	0,009277	0,019287	0,980713	13,024	9,474549	-0,01948	-3,9386
6	14,484	0,004883	0,02417	0,97583	14,484	9,588	-0,02447	-3,71044
7	15,943	0,005005	0,029175	0,970825	15,943	9,676775	-0,02961	-3,51968
8	17,403	0,010864	0,040039	0,959961	17,403	9,764398	-0,04086	-3,19754
9	18,862	0,026611	0,06665	0,93335	18,862	9,844905	-0,06898	-2,674
10	20,322	0,088867	0,155518	0,844482	20,322	9,919459	-0,16903	-1,7767
11	21,781	0,239746	0,395264	0,604736	21,781	9,988793	-0,50296	-0,68724
12	23,241	0,364136	0,759399	0,240601	23,241	10,05367	-1,42462	0,353903
13	24,700	0,172241	0,931641	0,068359	24,700	10,11456	-2,68298	0,986927
14	26,160	0,059326	0,990967	0,009033	26,160	10,17199	-4,70685	1,549019
15	27,619	0,00647	0,997437	0,002563	27,619	10,22626	-5,96639	1,786142
16	29,079	0,002075	0,999512	0,000488	29,079	10,27777	-7,62462	2,031382
17	30,538	0,000488			30,538	10,32673		

- a)  $\frac{n-i}{n-i+1}$  (4.11)
- b)  $\prod_{i=1}^j \left( \frac{n-j}{n-i+1} \right)$  (4.12)
- c)  $R(x_{i-1}) - R(x_i); R(x_0) = 1$  (4.13)
- d)  $R_0(x_i - x_0) = e^{-\lambda(x_i - x_0)}$  (4.14)
- e) (c) . (d) (4.15)
- f)  $R_0^4(x_i - x_0)$  (4.16)
- g)  $R_0^4(x_{i-1}) - R_0^4(x_i)$  (4.17)
- h)  $\frac{n-i+1}{n} \cdot (g)$  (4.18)

As colunas de a até h são calculadas da seguinte maneira:

método é apresentado na Tabela 4.2.

Para avaliação da adequabilidade deste ajuste, aplica-se o método de Hollander-Proschan apresentado por Sisdelli [22], com o objetivo de verificar se a distribuição escolhida, no caso a de Weibull, representa os dados do sinal real de carregamentos obtido com um nível de confiança pré-definido. O desenvolvimento deste



A soma dos valores da coluna e é definida pelo símbolo "C" e a soma dos valores da coluna h é definida pelo símbolo "Q".

São então obtidos os valores do desvio padrão de C (admitindo distribuição normal),  $\delta$  ; e de C\*, sendo este último o valor a ser verificado com os limites críticos para um nível de confiança de 95% (retirados da tabela da distribuição normal reduzida).

$$\delta = \sqrt{\frac{\sigma}{16}} \tag{4.19}$$

$$C^* = \frac{\delta}{\sqrt{n} \cdot (C - 0,5)} \tag{4.20}$$

Tabela 4.2 - Tabela para Desenvolvimento do Método de Hollander Proschan [22].

i	x <sub>i</sub>	x <sub>i</sub> -x <sub>0</sub>	a	b	c	d	e	f	g	h
1	18686,86	18686,86	0,9375	0,9375	0,0625	0,8089	0,0506	0,4281	0,5719	0,5719
2	19976,90	19976,90	0,9333	0,8750	0,0625	0,7129	0,0446	0,2583	0,1698	0,1812
3	20585,74	20585,74	0,9286	0,8125	0,0625	0,6586	0,0412	0,1882	0,0701	0,0801
4	20986,23	20986,23	0,9231	0,7500	0,0625	0,6201	0,0388	0,1479	0,0403	0,0496
5	21356,77	21356,77	0,9167	0,6875	0,0625	0,5827	0,0364	0,1153	0,0326	0,0435
6	21683,64	21683,64	0,9091	0,6250	0,0625	0,5484	0,0343	0,0904	0,0248	0,0361
7	21971,85	21971,85	0,9000	0,5625	0,0625	0,5174	0,0323	0,0717	0,0188	0,0300
8	22221,37	22221,37	0,8889	0,5000	0,0625	0,4901	0,0306	0,0577	0,0140	0,0248
9	22459,66	22459,66	0,8750	0,4375	0,0625	0,4638	0,0290	0,0463	0,0114	0,0229
10	22716,68	22716,68	0,8571	0,3750	0,0625	0,4351	0,0272	0,0358	0,0104	0,0238
11	22964,95	22964,95	0,8333	0,3125	0,0625	0,4074	0,0255	0,0276	0,0083	0,0221
12	23200,75	23200,75	0,8000	0,2500	0,0625	0,3812	0,0238	0,0211	0,0064	0,0206
13	23526,38	23526,38	0,7500	0,1875	0,0625	0,3453	0,0216	0,0142	0,0069	0,0276
14	24006,71	24006,71	0,6667	0,1250	0,0625	0,2938	0,0184	0,0074	0,0068	0,0361
15	24783,98	24783,98	0,5000	0,0625	0,0625	0,2163	0,0135	0,0022	0,0053	0,0421
16	30538,01	30538,01	0,0000	0,0000	0,0625	0,0014	0,0001	0,0000	0,0022	0,0350

Para um nível de significância igual a 5%  $\{[alfa/2]=0,25 \text{ e } [1-alfa/2]=0,975\}$ , a região aceitável corresponde à  $-1,96 < C^* < 1,96$  (tabela da distribuição normal).

Observa-se pela Tabela 4.2 que o modelo de Weibull é adequado para representar a distribuição das cargas verticais sobre a roda, provenientes do contato pneu / via



trafegável, uma vez que o valor de  $C^*$  encontra-se dentro do intervalo limitado pelos valores críticos para um nível de confiança de 95%.

Considerando este modelo probabilístico é possível determinar qual a probabilidade da roda ser submetida à ação de uma carga vertical com uma magnitude pré-definida. Para o caso da solicitação ora analisada, correspondendo a gerada em trecho urbano, define-se uma probabilidade de 0,29% da roda ser submetida a uma carga com magnitude de 30.000 N, correspondente aproximadamente, à carga máxima recomendada pelo fabricante das rodas analisadas neste estudo.

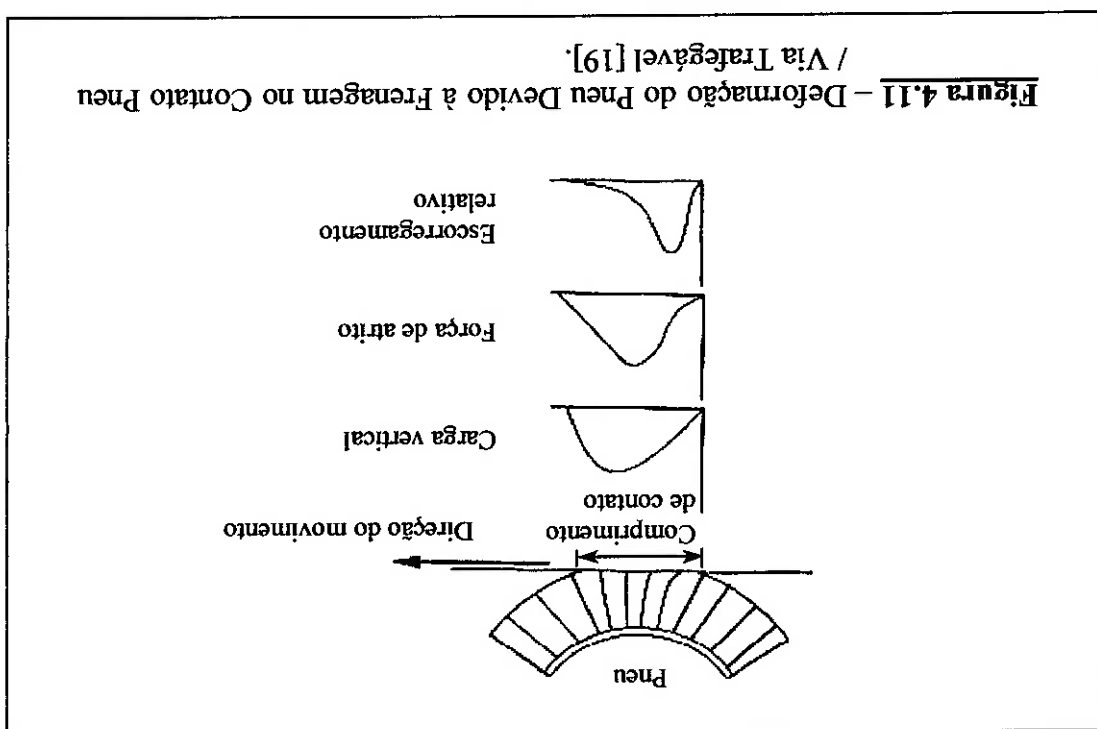
### 4.3.3 – CARRREGAMENTO RELACIONADO À MANOBRABILIDADE DO

#### VEÍCULO

Além do carregamento dinâmico devido ao contato pneu/via trafegável, considerado como um carregamento vertical, a roda está sujeita à ação de um momento torsor, no caso desta fazer parte do sistema de freios ou de transmissão do veículo. Este momento torsor é causado pela ação da força de atrito atuante no contato entre pneu/via trafegável durante a aceleração ou frenagem do veículo. A Figura 4.11 ilustra o mecanismo de deformação do pneu em condições de frenagem.

Assim como no caso em que existe apenas o rolamento, ilustrado na Figura 4.4, verifica-se também que, no caso da frenagem, a linha de centro da carga vertical não coincide com o eixo de rotação da roda. Isto se deve à força de atrito atuando no contato pneu / via trafegável devido ao acionamento dos freios. Considerando um ponto na superfície de rodagem do pneu ao longo do comprimento de contato, tal como indicado na Figura 4.11, a força de atrito atuante sobre este cresce com o aumento da carga vertical. Porém atingindo a segunda metade do comprimento de contato a carga diminui até que este

O efeito da força de atrito na superfície de contato pneu / via tráfegável devido à ação da frenagem, sobre as pressões de contato entre o pneu e o flange do aro da roda foi investigado por Jeusette e Theves [18], sendo o resultado deste trabalho apresentado na Figura 4.12. Através de uma simulação de frenagem utilizando o Método dos Elementos Finitos, realizada sobre o modelo do pneu 195/55R15, cujos resultados relativos à distribuição de pressões de contato pneu / flange do aro devida à pressão de inflação do pneu e carga vertical foi apresentada na Figura 4.4 deste Capítulo, pode-se verificar que a principal diferença nos resultados referentes a estas condições de carregamento é representada por uma distribuição de pressões de contato pneu / flange do aro que não é simétrica em relação ao ponto de contato pneu/via tráfegável, verificando-se pressões de contato mais elevadas na parte frontal do aro da roda (0 a 180°), e menores na parte posterior do aro (0 a -180°).



ponto começa a deslizar sobre a superfície, de tal forma que a força de atrito desaparece, chegando à zero quando este ponto deixa a superfície [19].

Caso a roda esteja montada no eixo de direção do veículo, a mesma também será submetida a cargas laterais quando o veículo executa curvas devido a presença de esforços laterais no ponto de contato pneu / via trafegável, tal como indicado na Figura 4.13. A presença desta carga modifica a distribuição da pressão de contato pneu/flange da roda como apresentado por Kiminecz [17].

Este autor, em um estudo experimental, avaliou esta distribuição de pressões na interface pneu / flange da roda, para uma roda 15x6, montada com pneu submetido à uma pressão interna de 30 psi (206,8 kPa) e submetida à ação da carga vertical de 1.400 lbf (6.350 N), e girando em ângulos pré-definidos, simulando a manobra do carro. Na Figura 4.14 são reproduzidos os resultados apresentados no artigo em referência, no qual o autor apresenta a pressão média de contato na seção transversal do flange da roda e na região de assento do talão do pneu, simulando o veículo movendo-se em linha reta, e para o veículo fazendo uma curva à direita e à esquerda, com ângulo de giro de 4°.

Verifica-se que a execução do giro da roda exerce uma influência significativa sobre a pressão de contato, porém reduzindo a magnitude da mesma, ao menos quanto aos valores médios atuantes na seção transversal do flange.

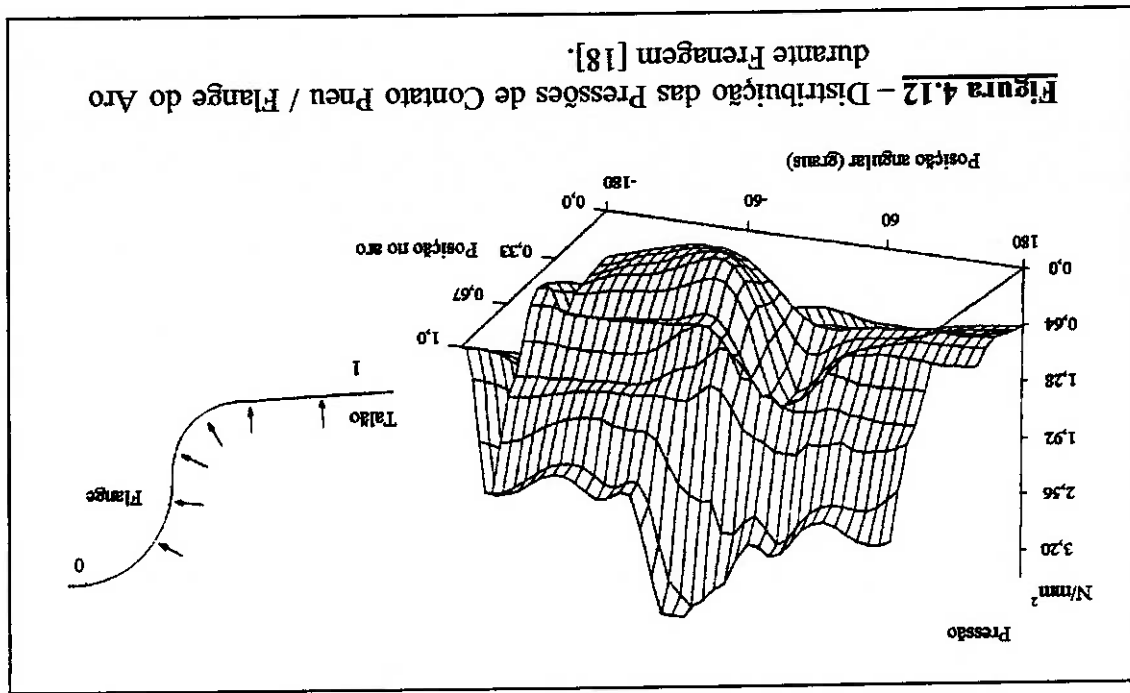
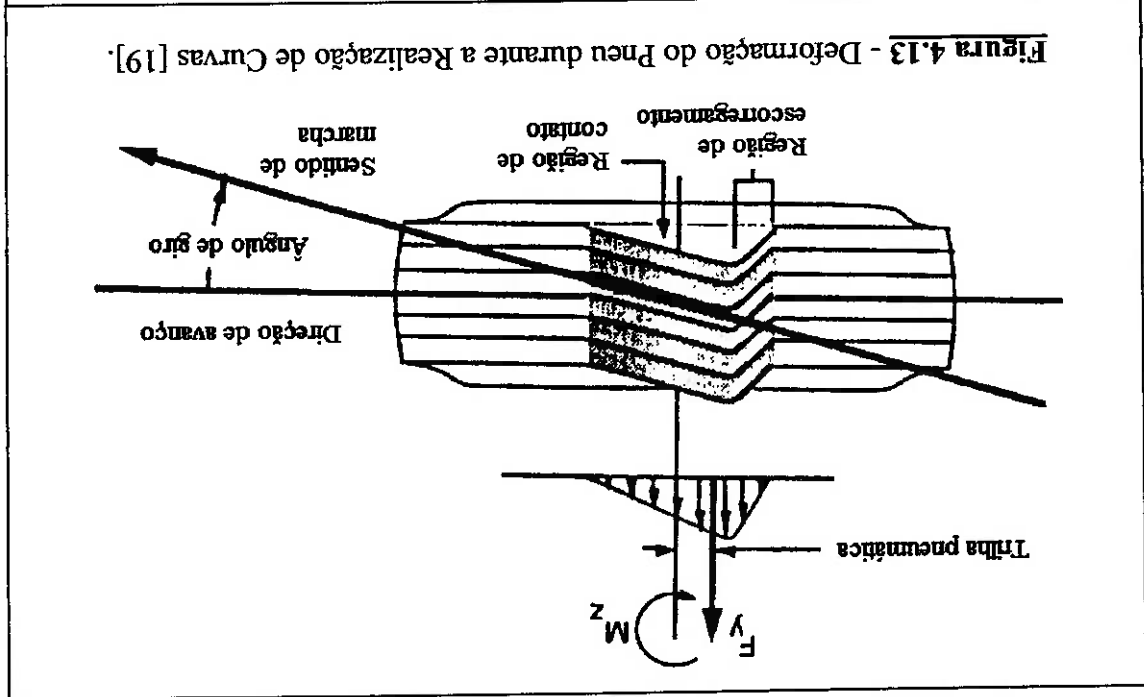
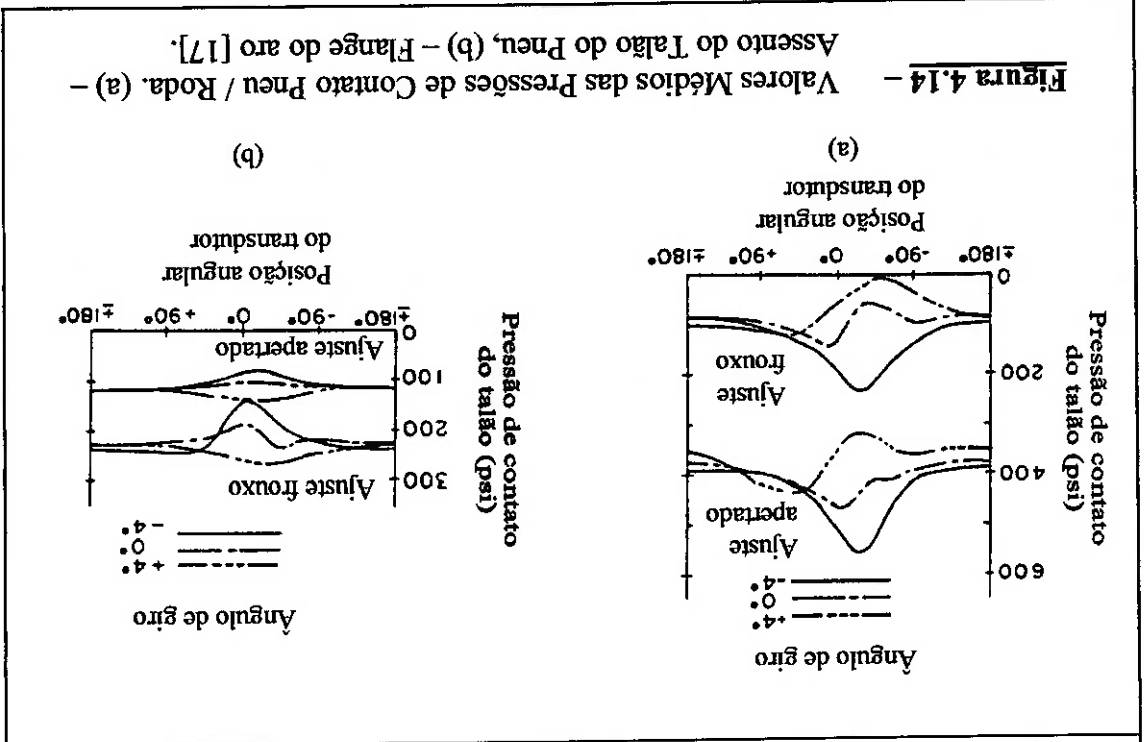


Figura 4.12 - Distribuição das Pressões de Contato Pneu / Flange do Aro durante Frenagem [18].



## 4.4 - CONCLUSÕES

Tal como outros componentes de um veículo, a roda é submetida à uma grande variedade de carregamentos de natureza estática ou dinâmica.

Sob o ponto de vista da análise de fadiga deste componente, têm-se que a combinação de carregamentos atuantes sobre a roda, considerando as mais diversas manobras que podem ser executadas por um veículo automotor é bastante complexa e tal como mostrado no item 4.3, deve ser, principalmente, determinada através de técnicas experimentais.

Entretanto, considerando o ensaio de fadiga exigido para rodas de caminhões, normalizado pela especificação técnica NBR 6751 [1], e apresentado no Capítulo 2 deste trabalho, verifica-se que pode ser feita uma simplificação do carregamento atuante sobre a roda, o qual pode ser reduzido à ação de uma carga vertical, de magnitude constante, agindo no ponto de contato pneu / superfície.

Dessa forma, os carregamentos devido à frenagem e aceleração, bem como devido às manobras do veículo, não serão considerados neste estudo.

Considerando-se os arranjos propostos para a realização dos ensaios de fadiga rotativa do disco e fadiga radial pela norma NBR 6751 [1], verifica-se que o último representa de forma muito mais precisa a condição real de utilização da roda do que o primeiro. Além disso, no ensaio de fadiga rotativa do disco não está prevista a presença do pneu, o qual, como verificado nos itens 4.2 e 4.3 exerce uma influência significativa sobre a magnitude dos esforços atuantes sobre a roda.

Para o caso de veículos destinados ao transporte de cargas, a solicitação que predomina sobre a maior parte da vida útil da roda está relacionada com os esforços derivados do carregamento vertical e da pressão interna do pneu.

Deste modo, neste trabalho será realizada a comparação do desempenho em fadiga utilizando-se as condições de carregamento previstas para a realização do ensaio de fadiga radial, de acordo com a norma NBR 6751 [1].

Com relação ao efeito de resistência ao rolamento provocado pelo comportamento visco-elástico do pneu, verifica-se que esta é representada por uma parcela muito reduzida da magnitude da carga vertical, conforme já mencionado no item 4.3.1.

Portanto, este efeito não será considerado para a realização da simulação do movimento de rotação da roda durante o ensaio de fadiga.

## CAPÍTULO V

### ANÁLISE DAS TENSÕES ATUANTES SOBRE AS RODAS DE AÇO E ALUMÍNIO

#### 5.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

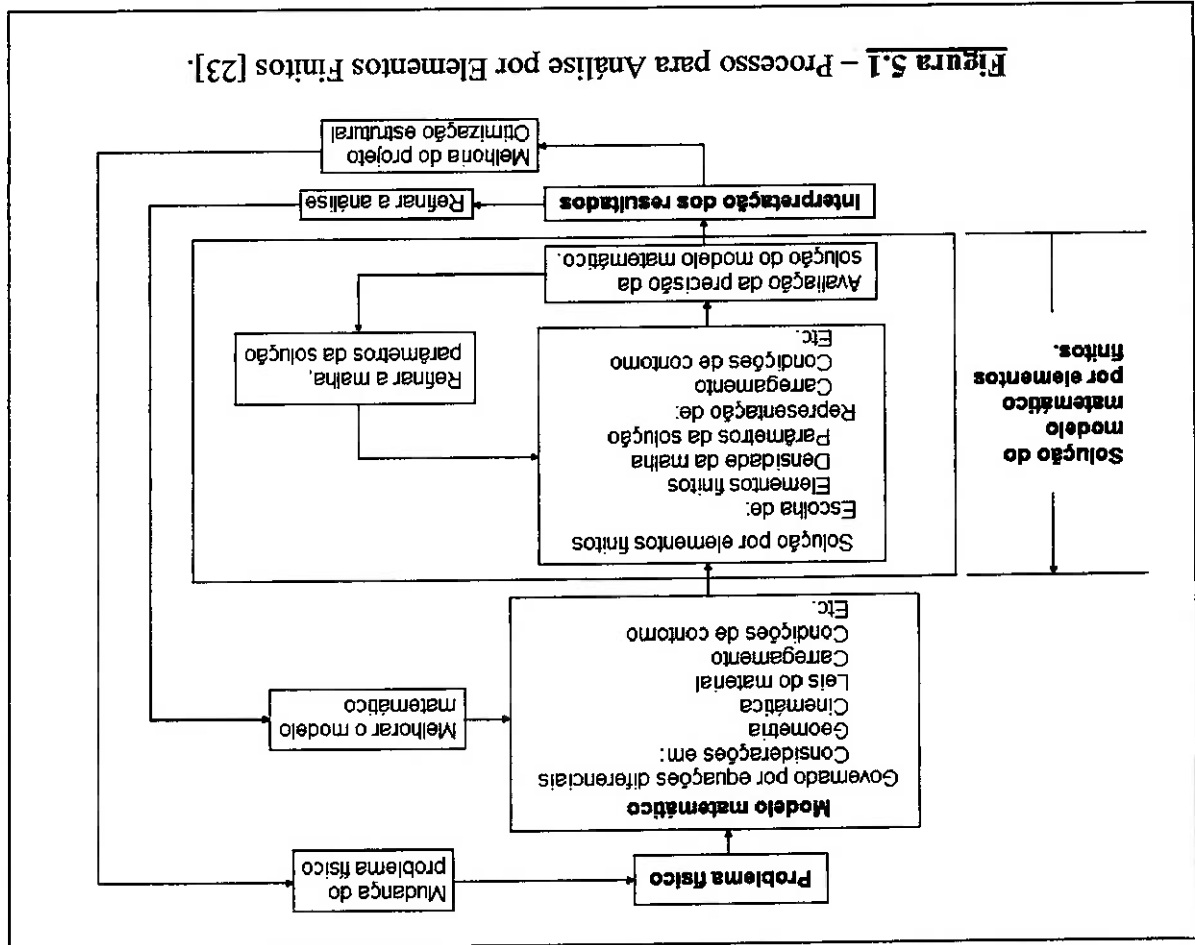
O Método dos Elementos Finitos é usado para resolver problemas físicos em engenharia, encontrando grande aplicação no ramo da análise de estruturas, transferência de calor e mecânica dos fluidos.

A essência deste método consiste na representação discretizada do problema físico por um conjunto de equações algébricas que, ao serem solucionadas, concedem uma resposta cuja precisão dependerá do número de equações que formam o sistema a ser resolvido.

Desta forma, torna-se necessário o uso de recursos computacionais para a solução rápida e confiável de tais problemas complexos na engenharia. Assim, o trabalho do engenheiro torna-se a definição de um modelo matemático que melhor represente o problema físico que se deseja resolver. Através do computador, este modelo matemático será resolvido por meio dos procedimentos numéricos empregados no Método dos Elementos Finitos e, após a análise da resposta, são tomadas as decisões quanto às modificações possíveis no modelo matemático para se obter um resultado com melhor qualidade. Um possível processo para análise utilizando o método dos elementos finitos é apresentado esquematicamente na Figura 5.1:

É importante lembrar que o Método dos Elementos Finitos fornece uma resposta que tanto mais se aproxima da resposta obtida no sistema físico tanto maior seja o grau de refinamento do modelo matemático. A obtenção de uma resposta exata, contudo, não é possível porque, mesmo com a utilização do mais refinado modelo matemático, não é possível fornecer a este modelo todas as informações da natureza presentes no modelo físico. Portanto, quando da execução da modelagem de um problema físico, procura-se preservar, no modelo, apenas as características mais importantes do sistema físico, que exerçam maior influência sobre os resultados a serem analisados, garantindo assim, a representação das características básicas do sistema no modelo de elementos finitos.

Assim, o objetivo deste Capítulo consiste na apresentação do procedimento definido para geração dos modelos de elementos finitos das rodas de aço e alumínio, os





quais foram utilizados na análise de tensões para definição de coeficientes de segurança, tendo como referência os limites de resistência ao escoamento de ambas as rodas.

## 5.2 – DISCRETIZAÇÃO DAS RODAS

Durante a solução de um problema físico usando o Método dos Elementos Finitos, torna-se necessária a discretização do objeto de análise, onde se define o grau de refinamento da malha e o tipo de elemento que será utilizado. Através de uma boa escolha destes dois aspectos, é possível conseguir uma boa correlação entre o comportamento previsto pelo modelo matemático e o problema físico analisado.

Como visto no diagrama da Figura 5.1, os dois aspectos supra citados podem ser modificados após a análise da resposta obtida, de tal forma que se pode melhorar a qualidade da resposta. Cada tipo de elemento possui características que podem representar com maior ou menor grau de semelhança a geometria e o comportamento do objeto em questão, e assim fornecer uma resposta mais ou menos precisa, de acordo com a natureza e o número de graus de liberdade prescritos no tipo de elemento escolhido.

Considerando as características das rodas em estudo, verifica-se que o perfil geométrico é definido pela seção transversal de uma chapa com variações de espessura e curvas que determinam: a geometria da solda entre o disco e o aro (especificamente para a roda de aço), o friso do anel desmontável para assento do talão do pneu e, também, o ângulo de inclinação para o encosto do pneu no flange do aro. A Figura 5.2 ilustra a forma do perfil das rodas de aço e alumínio, a fim de esclarecer a complexa geometria da seção transversal desses tipos de rodas.

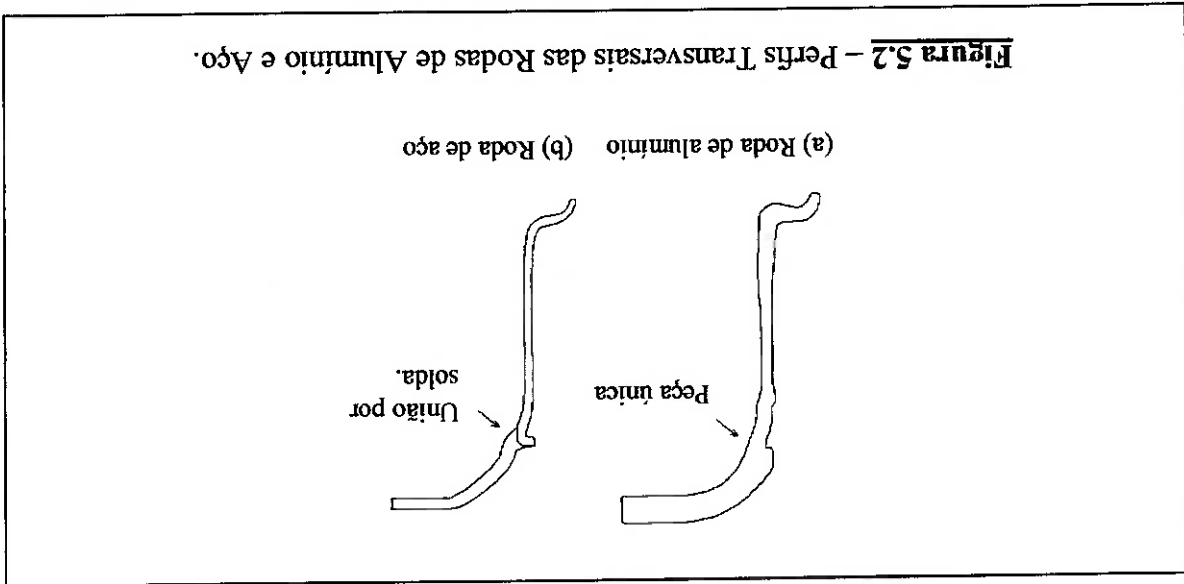
Deste modo, foi verificado que os elementos sólidos de 8 nós podem ser utilizados na discretização das rodas, por possibilitarem uma boa representação dessas singularidades e, ainda, porque os graus de liberdade disponíveis neste tipo de elemento, que são os de

translação no espaço, são suficientes para se obter no modelo matemático uma boa representação do modelo físico.

Na formação da malha de ambas as rodas foi utilizada uma seqüência de numeração de nós e elementos de forma a possibilitar o desenvolvimento de um aplicativo computacional que, a partir das informações contidas em uma fatia transversal constituída de elementos finitos com largura igual a um centésimo do perímetro externo da roda, constrói as demais 99 seções do modelo da mesma, unindo-as em torno do eixo de rotação da roda, e formando assim, o modelo em elementos finitos.

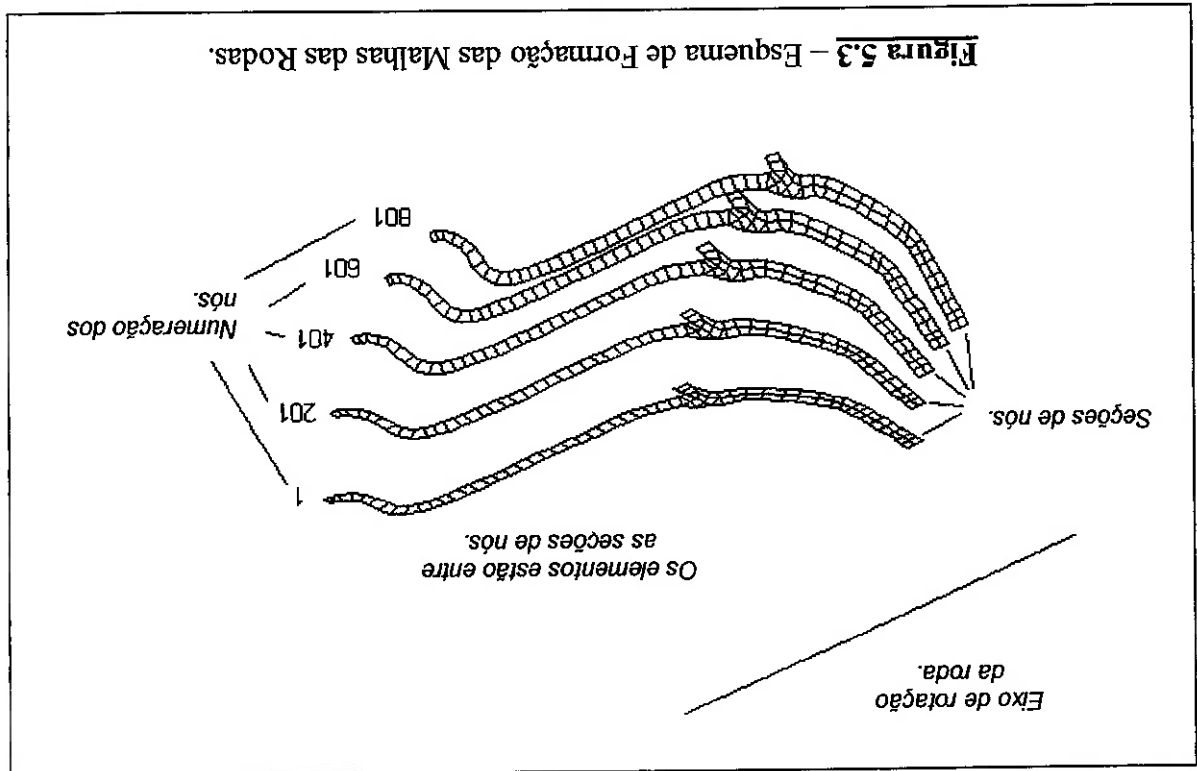
Portanto, cada modelo é constituído por 100 seções radiais de nós e de elementos. A lógica da numeração dos nós é tal que os nós posicionados na mesma coordenada de cada seção transversal possuem o número do nó posicionado na seção transversal nº 1 somado de  $200 \times (N-1)$ , onde N é o número da seção transversal considerada, em relação a primeira. A Figura 5.3 ilustra de forma esquemática, a formação dos modelos das rodas.

A partir disso, foi possível o desenvolvimento de um outro aplicativo computacional, que distribui o carregamento sobre a superfície da roda sendo consideradas: a pressão interna do pneu, a pressão de contato entre o pneu e o flange do aro, e também a carga vertical. Este aplicativo possibilita, ainda, a mudança de direção da



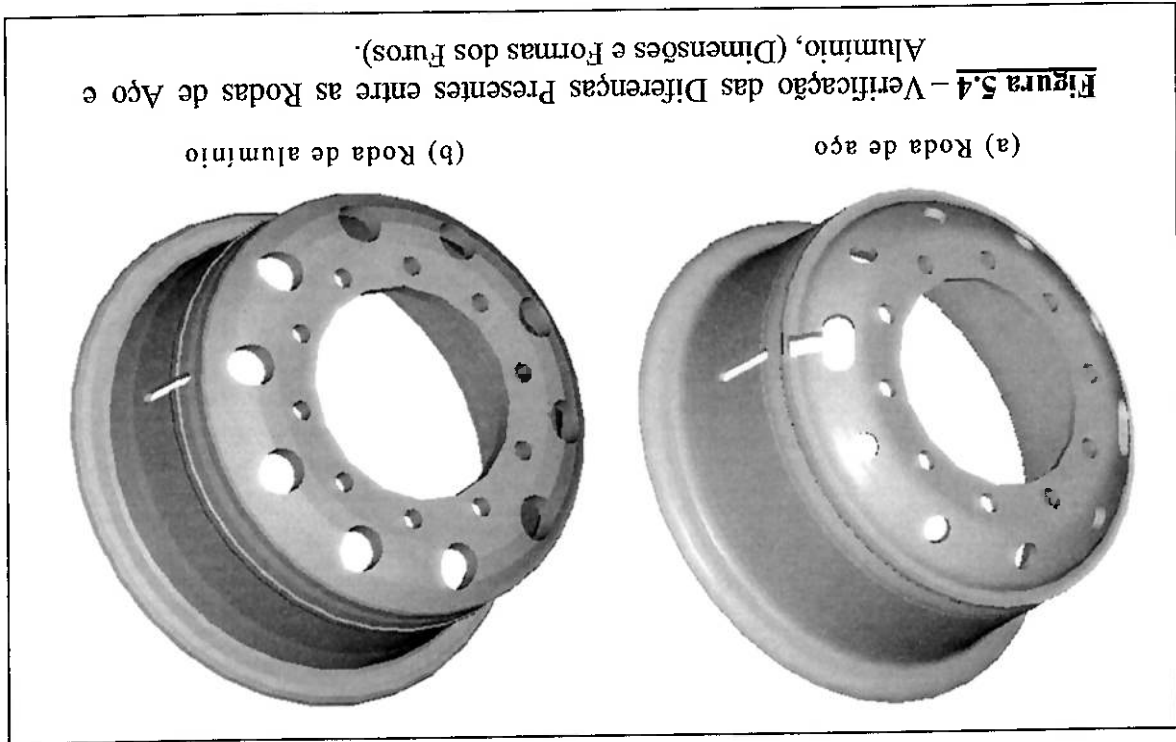
No caso das rodas, um aplicativo de parametrização das geometrias é de grande utilidade pois facilita a rápida escolha da geometria de alguns modelos de rodas que seriam transformados em protótipos para a aprovação em testes reais. Entretanto, os furos geralmente presentes nos discos das rodas, tal como indicados na Figura 5.4 para as rodas automaticamente sobre o modelo através dos aplicativos de parametrização.

A grande vantagem em se desenvolver aplicativos que geram arquivos textos de entrada de dados para o programa de elementos finitos reside na possibilidade de parametrização da estrutura que se deseja analisar pois, na fase inicial de projeto, pode-se não conhecer as dimensões ideais do objeto a ser projetado. Através de um aplicativo de parametrização, torna-se muito rápida a alteração de dimensões, uma vez que não é preciso mais atuar na interface gráfica do programa de elementos finitos toda vez que forem propostas mudanças nas dimensões da estrutura. Todas as alterações são implementadas



fadiga. carga vertical em torno do eixo de rotação da roda, o que será muito útil para a análise de

Com o auxílio desta ferramenta, é possível a determinação exata das coordenadas espaciais dos pontos contidos nas linhas que formam as geometrias dos furos. Conhecendo-se a numeração de cada nó e suas respectivas coordenadas no modelo ainda sem os furos, foram modificados os nós mais próximos para posições coincidentes com as linhas das geometrias dos furos, obtendo-se um grupo de elementos contidos nos interiores dos furos. Ao ser eliminado esse grupo de elementos, bem como os nós que ficam isolados por ele, obtêm-se os furos com as formas desejadas no modelo. A Figura 5.5 ilustra o esquema do processo acima descrito.

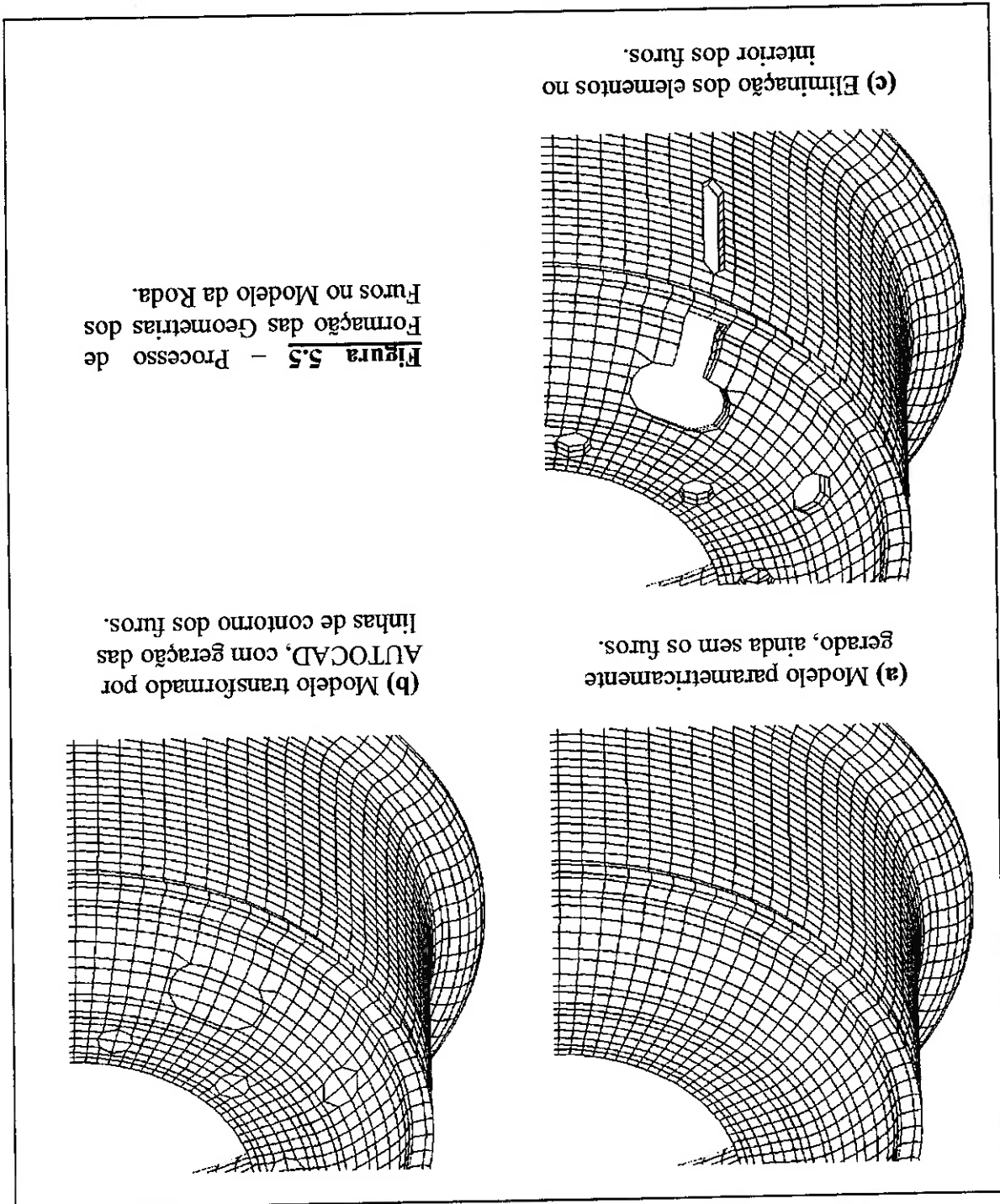


AUTOCAD [24], tal como indicado na Figura 5.4. Com o objetivo de contornar o problema indicado acima, os furos presentes nas rodas de aço e alumínio foram gerados com o auxílio de modelos tridimensionais em gerando-se a necessidade de muitas variáveis no programa de parametrização.

do presente trabalho, tornam essa parametrização muito complexa pois existe uma infinidade de formas, dimensões, direções e até quantidades que estes furos podem ter,

O grau de refinamento definido para a análise deve ser tal que proporcione uma resposta de boa qualidade a um custo razoável.

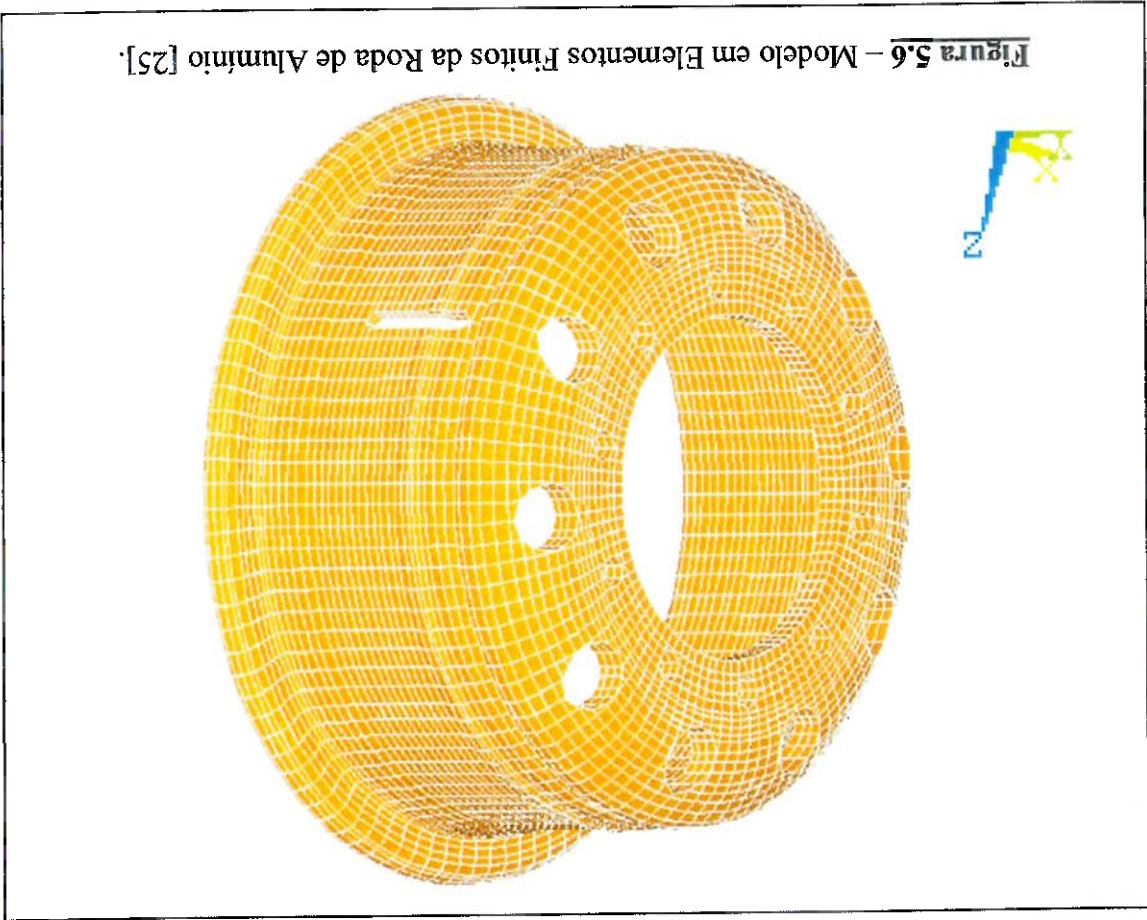
Para ambas as rodas em questão, o número de nós foi definido de tal forma que todas as características geométricas ficassem bem representadas, e que o número de



equações à serem resolvidas, presentes no modelo matemático, não excedessem o limite que é definido pelo espaço de memória disponível no computador.

Realizando-se o procedimento proposto, resultaram modelos para a roda de alumínio com 18.000 nós, e para a roda de aço com 13.000 nós. Esta diferença é justificada pela maior complexidade da geometria da roda de alumínio, principalmente na região do flange do aro e na região de transição entre o disco e o aro, fato que exige um maior detalhamento da malha.

Nas Figuras 5.6 e 5.7 são apresentados os modelos elaborados para as rodas de aço e alumínio, as quais são objetos deste estudo. O pré-processador utilizado foi o Ansys 5.3 [25].



### 5.3 – CONDIÇÕES DE CONTORNO

Condições de apoio para os modelos de ambas as rodas, que sejam iguais às do problema físico, tornam-se de complexa simulação, uma vez que a face do disco da roda é unida a face do cubo do eixo por meio de parafusos. A função destes parafusos é fazer com que a face do disco da roda exerça uma pressão sobre a face do cubo do eixo e, assim, a fixação é obtida por meio do atrito entre as duas faces, havendo ainda a presença dos parafusos para evitar a movimentação lateral da roda. Dependendo da montagem da roda, ela pode ter diferentes formas de contato entre a superfície do cubo do eixo e do disco da roda, como é mostrado na Figura 5.8.



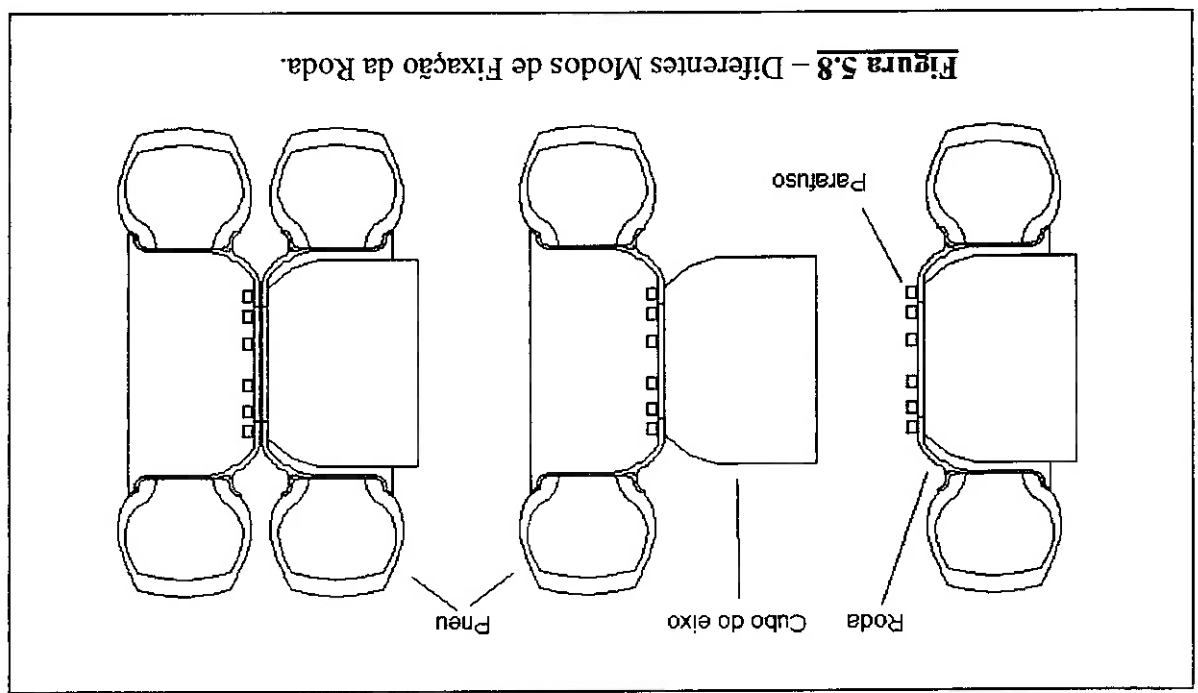
Figura 5.7 – Modelo em Elementos Finitos da Roda de Aço [25].

Este modo de fixação supõe que o parafuso é infinitamente rígido, que seu corpo encosta completamente na superfície interna do furo, e que não existe atrito entre as superfícies de contato da roda e da cabeça do parafuso. Além disso, um conjunto de nós, nas faces interna e externa do eixo da roda, nas regiões próximas aos furos para montagem dos parafusos, têm seus deslocamentos restringidos na direção perpendicular à face do

Partindo destas considerações, os modelos matemáticos estabelecidos para ambas as rodas não prevêem a presença dos parafusos de fixação, bem como dos esforços localizados por eles gerados. Assim, a simplificação feita prevê a fixação do modelo por meio de engaste dos nós presentes nas regiões desses furos, como mostra a Figura 5.9.

Seu modo de fixação supõe que o parafuso é infinitamente rígido, que seu corpo encosta completamente na superfície interna do furo, e que não existe atrito entre as superfícies de contato da roda e da cabeça do parafuso. Além disso, um conjunto de nós, nas faces interna e externa do eixo da roda, nas regiões próximas aos furos para montagem dos parafusos, têm seus deslocamentos restringidos na direção perpendicular à face do

Seu modo de fixação supõe que o parafuso é infinitamente rígido, que seu corpo encosta completamente na superfície interna do furo, e que não existe atrito entre as superfícies de contato da roda e da cabeça do parafuso. Além disso, um conjunto de nós, nas faces interna e externa do eixo da roda, nas regiões próximas aos furos para montagem dos parafusos, têm seus deslocamentos restringidos na direção perpendicular à face do





disco, simulando a impossibilidade destas se movimentarem perpendicularmente ao cubo, ou seja, descolando-se do mesmo, em função da presença da cabeça dos parafusos.

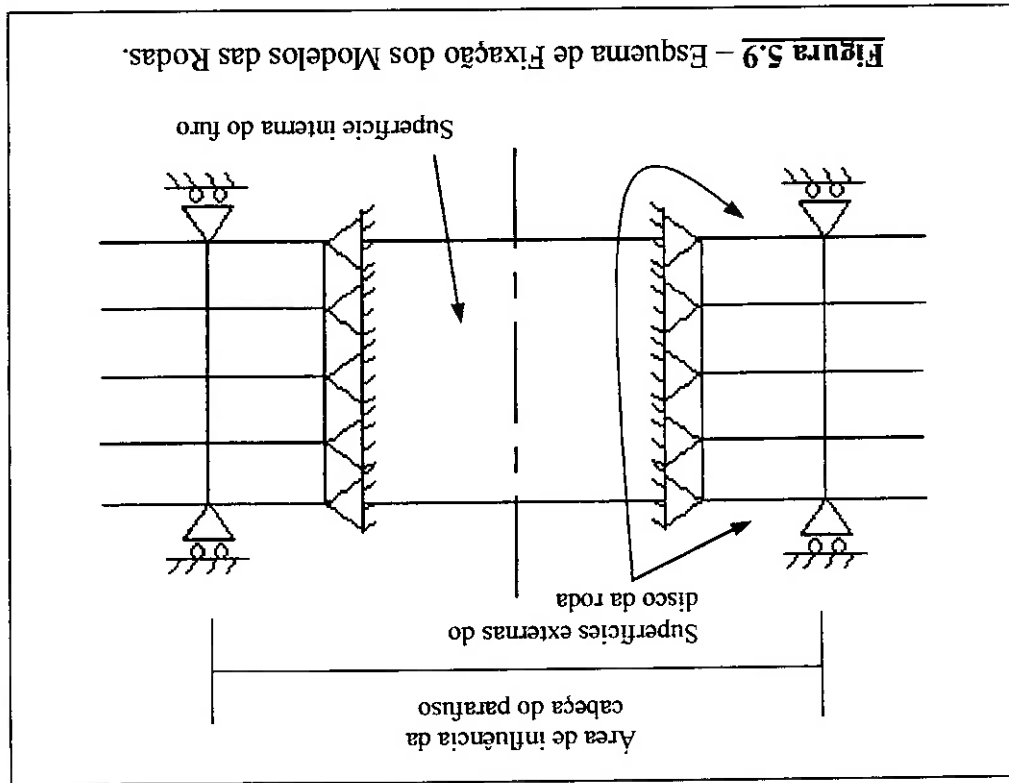


Figura 5.9 – Esquema de Fixação dos Modelos das Rodas.

Os apoios colocados em volta dos furos proporcionam a simulação da área de influência da pressão de contato gerada pelo aperto do parafuso, simulando o contato entre o cubo e a roda.

Nesta definição de condições de contorno, foi desconsiderada a presença de forças de atrito entre o cubo e a roda, resultantes da existência de pressão de contato entre estes elementos.

## 5.4 – CONDIÇÕES DE CARREGAMENTO

A norma NBR 6751 (Rodas para caminhões – Verificação da durabilidade e resistência) [1], foi utilizada na definição dos carregamentos para ambos os modelos das rodas.

Conforme descrito no item 4.4 deste estudo, o carregamento atuante sobre a roda será definido de acordo com as condições previstas para a realização do ensaio de fadiga radial, sendo os principais carregamentos incluídos nestas condições aqueles devidos à pressão de inflação do pneu e à carga vertical externa da roda.

Como já explicado no item 4.2, o carregamento estático da roda é considerado como decorrência da ação da pressão de inflação do pneu e do carregamento vertical atuante sobre a roda, devido apenas ao peso do veículo.

Como pode ser verificado na Figura 4.1, apresentada no item 4.2 deste estudo, a carga vertical é aplicada na superfície do pneu em sua região de contato com o solo, e o pneu por sua vez, a distribui sobre sua superfície de contato com a roda. Esta superfície de contato limita-se à região do flange do aro e a um pequeno trecho da superfície plana do aro. Nesta região ocorre a distribuição da pressão de contato entre o pneu e o aro. Esta pressão de contato depende da pressão interna do pneu e possui uma magnitude maior do que esta última.

Uma forma mais precisa para estas distribuições de pressões, a qual poderia ser aplicada aos modelos das rodas de aço e alumínio em questão, somente seria encontrada por meio da instrumentação de ambas as rodas.

Este seria um procedimento necessário caso estivesse sendo investigado, por exemplo, quais as formas possíveis e necessárias dos perfis transversais do flange do aro e do talão do pneu com o objetivo de diminuir o desgaste destes componentes nesta região, ou melhorar a distribuição das pressões de contato para aumentar a segurança do veículo, evitando o deslizamento do pneu sobre a roda em manobras mais severas.

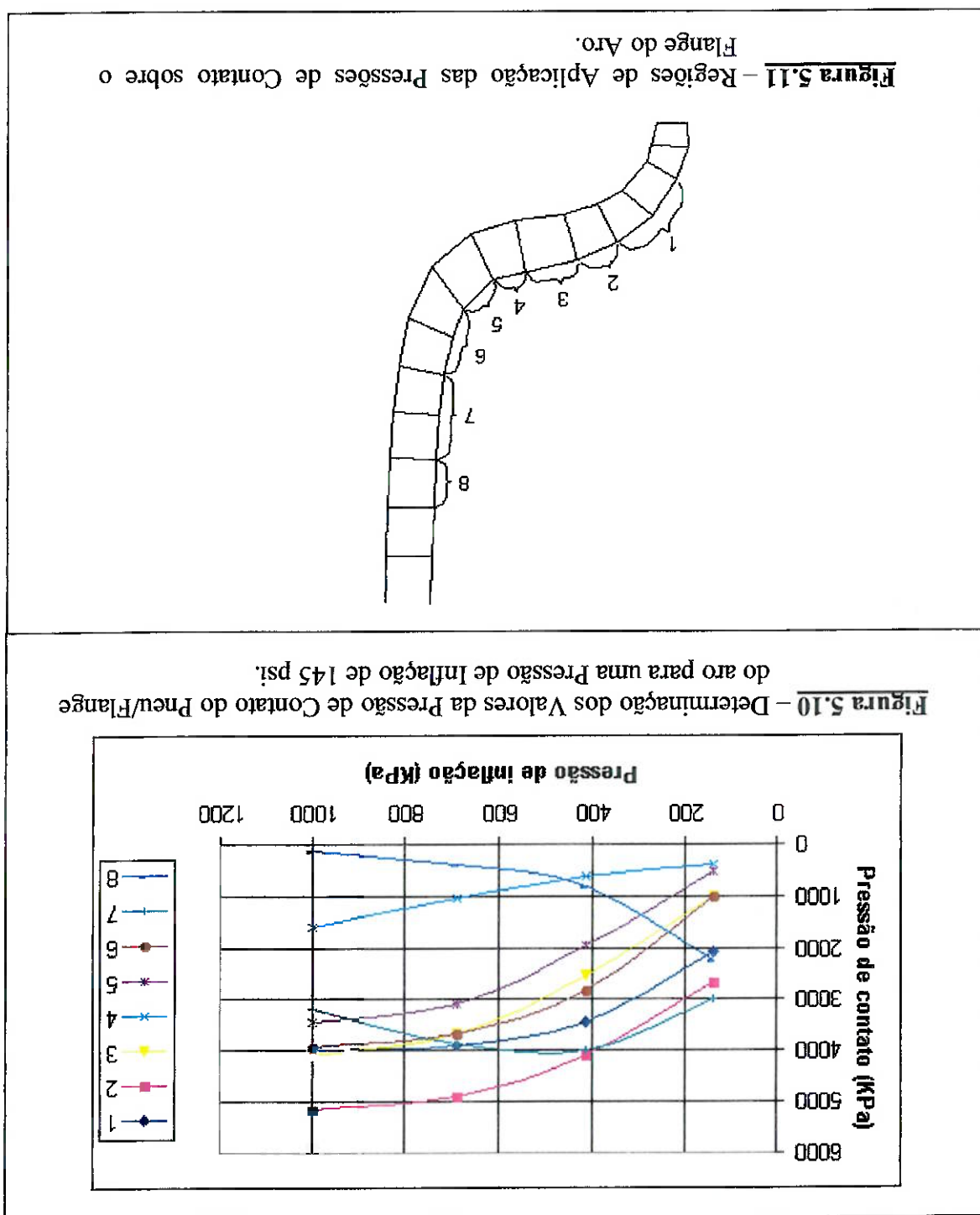
Segundo pesquisas realizadas em firmas especializadas no reparo de rodas para caminhões [26], foi verificado que a região em questão não apresenta problemas de surgimento de trincas que possam conduzir à falha do componente através do fenômeno de fadiga.

Neste estudo, portanto, optou-se pela descrição do carregamento atuante nas rodas a partir da análise dos resultados apresentados por Kiminecz [17] e Jeusette [18], já vistos no Capítulo 4 deste estudo.

Para definição da distribuição da pressão de contato pneu / roda na região do flange do aro, considerando a ação da pressão interna de inflação do pneu, foram utilizados os dados apresentados por Kiminecz [17] que propõe uma distribuição para uma roda 20x8, similar às rodas analisadas neste estudo. Como o autor executou estudos para pressões de inflação do pneu variando de 20 psi (137,9 kPa) a 100 psi (689,5 kPa), tal como apresentado no Capítulo 4 deste estudo, executou-se uma extrapolação de seus resultados para uma pressão interna de 145 psi (999,7 kPa), a partir dos gráficos apresentados na Figura 5.10, onde os pontos denominados 1 a 8 representam localizações específicas sobre o flange do aro. Adotou-se este valor de pressão interna em função dos requisitos da norma de ensaio de fadiga da roda, apresentados na Tabela 2.2, considerando que a pressão de inflação do pneu em condições normais de uso é da ordem de 759 kPa (110 psi). Com esta aproximação, define-se a magnitude da pressão de contato em oito faixas distribuídas ao longo do flange do aro, cujas posições estão indicadas na Figura 5.11.

Já com relação ao carregamento atuante no flange do aro, em função da ação da carga vertical atuante no contato pneu / via tratável, verifica-se, nas referências bibliográficas analisadas ao longo deste estudo, uma grande escassez de dados sobre a variação desta distribuição como função da magnitude da carga vertical. Dessa forma, não foi possível a utilização da técnica de extrapolação de resultados para determinação desta distribuição de carregamento.

Com o objetivo de se obter uma distribuição do carregamento vertical que possua um efeito semelhante ao observado nos estudos apresentados nas referências [17] e [18], propõe-se a utilização da equação 5.1, para a definição do carregamento nodal atuante nos modelos empregados neste estudo.



onde:

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

carregamento;

$\theta$  = posição angular do nó em relação ao ponto  $0^\circ$ ;

$G$  = coeficiente para controlar o grau de concentração da carga radial em torno do

ponto  $0^\circ$  (8,5 para ambas as rodas);

$n$  = 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 distribuídas.

$V$  = coeficiente utilizado para fazer com que o somatório de todas as forças

aplicadas sobre a roda por meio desta equação totalize o valor da carga vertical

que se deseja aplicar.

A Equação 5.1 é baseada na função de densidade de probabilidade da distribuição

Normal. Esta equação foi escolhida por apresentar uma facilidade de modificação de forma

por meio do coeficiente  $G$  (desvio padrão na função densidade de probabilidade),

controlando-se a dispersão do carregamento em relação ao ponto na posição angular  $0^\circ$ .

Além disso, a função densidade de probabilidade da distribuição Normal é simétrica em

torno do ponto definido como média, fato que também é observado nas distribuições de

carregamento apresentadas nas referências [17] e [18]. Na equação proposta, este ponto

médio equivale a posição angular  $0^\circ$ , em torno do qual o carregamento é distribuído. O

significado do coeficiente  $n$  é graficamente apresentado na Figura 5.12, indicando a

quantidade de pontos nodais existentes na modelagem do flange do aro.

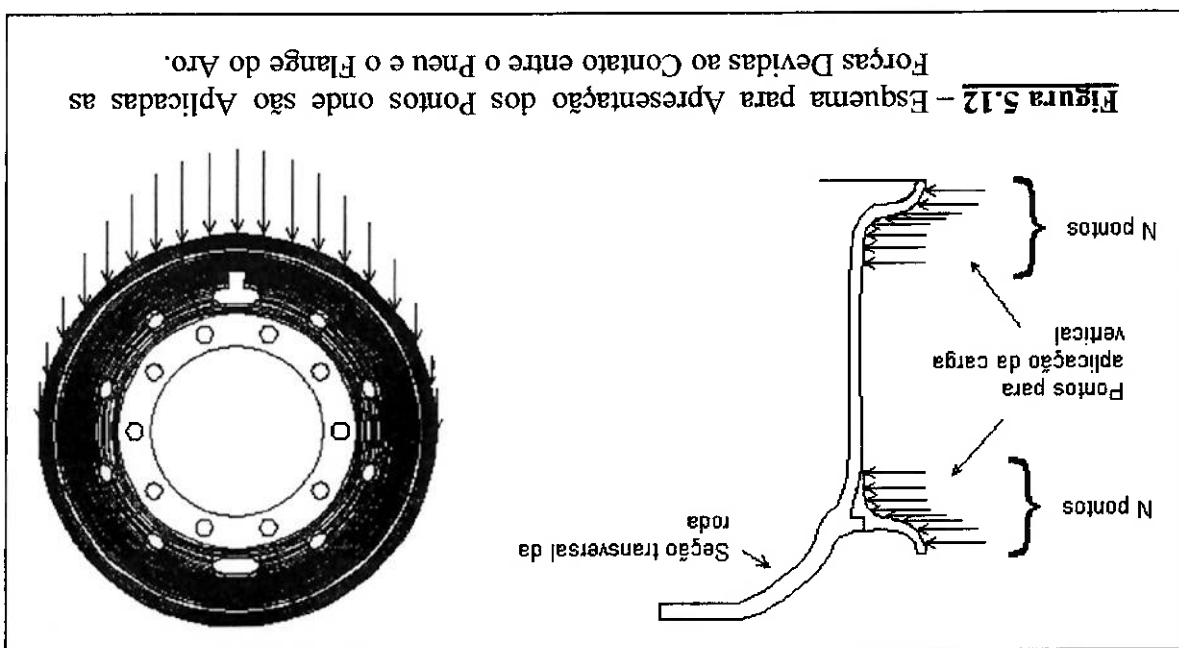
(5.1)

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

A inclusão deste anel no modelo de ambas as rodas tornaria necessária a inclusão de elementos de contato entre os modelos do anel e da roda. Nesta situação a análise tornar-se-ia não linear, demandando um maior tempo de processamento, além do que a utilização de elementos de contato poderia introduzir maiores incertezas no modelo, pois este elemento requer como propriedade o valor do coeficiente de atrito entre as superfícies dos componentes objetos da análise, sendo esta característica difícil de ser avaliada. Com o objetivo de reduzir as incertezas envolvidas neste estudo, os anéis não foram incluídos nas análises de ambas as rodas de tal forma que as cargas que seriam aplicadas sobre a

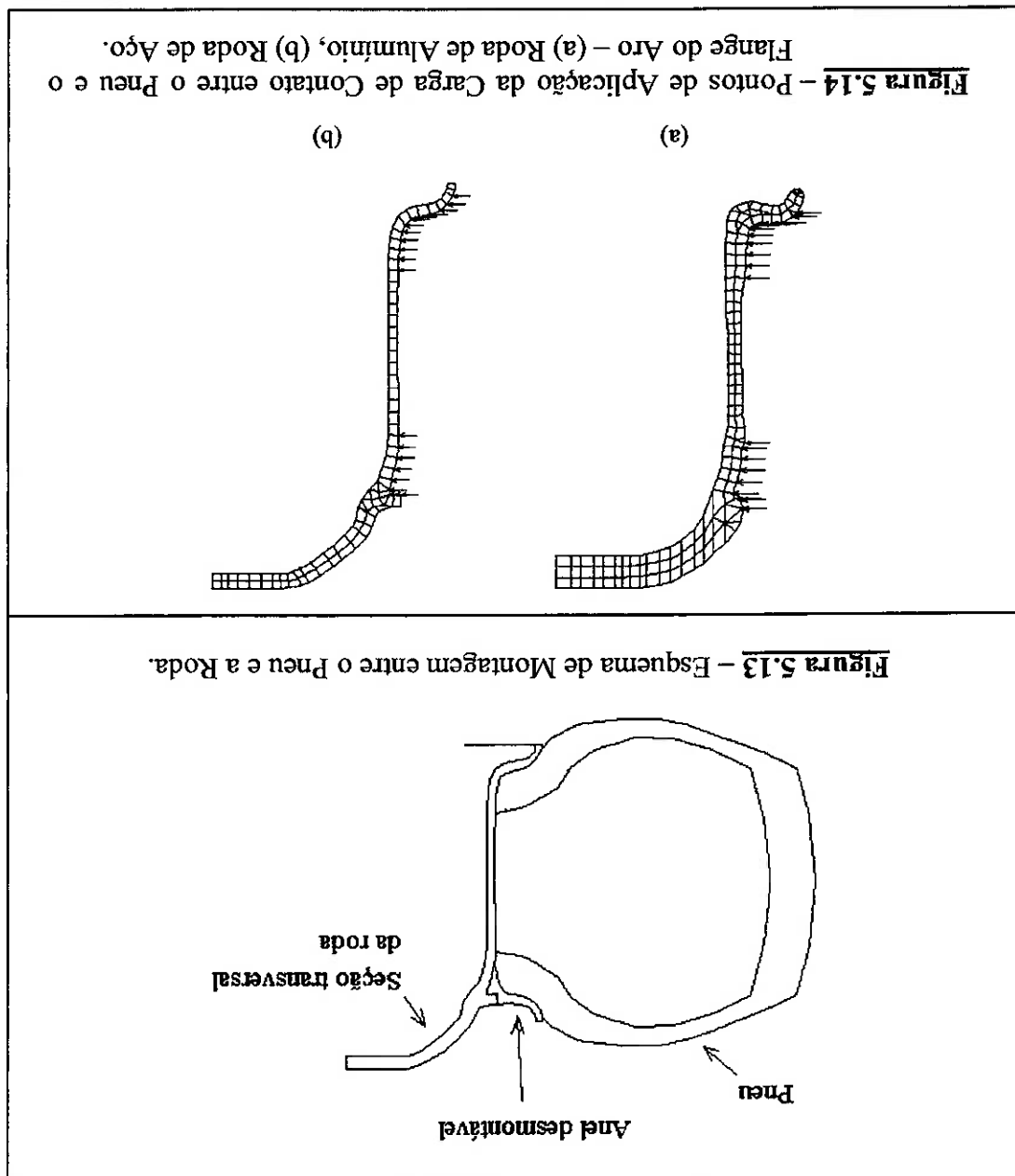
união entre o disco e o aro conforme é apresentado na Figura 5.13. Conforme já apresentado no Capítulo 2 deste estudo, as rodas de aço e alumínio que estão sendo estudadas apresentam um anel de fixação que se encaixa na região da carga vertical aplicada no contato pneu / via trafegável.

modo iterativo, de tal forma a fazer o somatório de todas as forças aplicadas no lado inferior da roda, ou seja, entre a posição angular  $0^\circ$  e  $\pm 90^\circ$  seja igual ao valor da 12 para ambas as rodas analisadas neste trabalho. O valor do coeficiente  $V$  é calculado de A quantidade de pontos  $n$ , para cada seção transversal de nós do modelo, é igual a



superfície destes foram aplicadas sobre os nós da superfície do modelo da roda que estão posicionados na região de contato com o anel.

A Figura 5.14 mostra o esquema de aplicação das cargas equivalentes à ação dos anéis nas rodas de aço e alumínio.



A não inclusão do anel desmontável nos modelos destas rodas traz um outro problema a ser resolvido na definição do carregamento dos mesmos. Os dados obtidos sobre esforços transmitidos do pneu para a roda, devidos à pressão interna de inflação do pneu, estão quantificados em pressões, sendo que os relativos ao carregamento vertical são apresentados em termos de forças. Porém, ao aplicar-se as mesmas pressões e forças que atuam no flange do aro sobre a região de contato da roda com o anel desmontável, ocorrerá um desequilíbrio de esforços devido às diferenças de inclinações destas superfícies, ou seja, seria necessário a existência de dois flanges opostos um ao outro no modelo para evitar a ocorrência de uma reação adicional nos pontos de fixação do modelo da roda.

Desta forma, o cálculo das forças aplicadas nas superfícies dos modelos passa por duas fases. A primeira fase consiste em calcular a soma das forças atuantes sobre cada um dos nós de uma superfície idêntica à do flange do aro devido às pressões de contato causadas pela pressão interna de inflação do pneu, e as forças calculadas com o emprego da Equação 5.1, que representam a distribuição do carregamento vertical. Uma vez que a superfície é tridimensional, as forças resultantes das pressões de contato também têm três componentes. A segunda fase do carregamento consiste em distribuir o resultado deste cálculo sobre a superfície do flange do aro e aplicar o carregamento de pressão constante igual à pressão interna do pneu sobre a superfície do modelo compreendida entre os flanges do aro.

Para a execução da primeira etapa do processo de cálculo de forças nodais desenvolveu-se um modelo de elementos finitos do flange da roda, constituído de elementos sólidos, considerando todos os componentes do mesmo como engastados nas três direções de deslocamento. Como condição de carregamento, aplicam-se as pressões de contato pneu / flange do aro, definidos com o auxílio do gráfico presente na Figura 5.10, aplicadas nas faces dos elementos e as cargas verticais calculadas conforme a equação 5.1, aplicadas nos nós do modelo. As reações de apoio obtidas com o

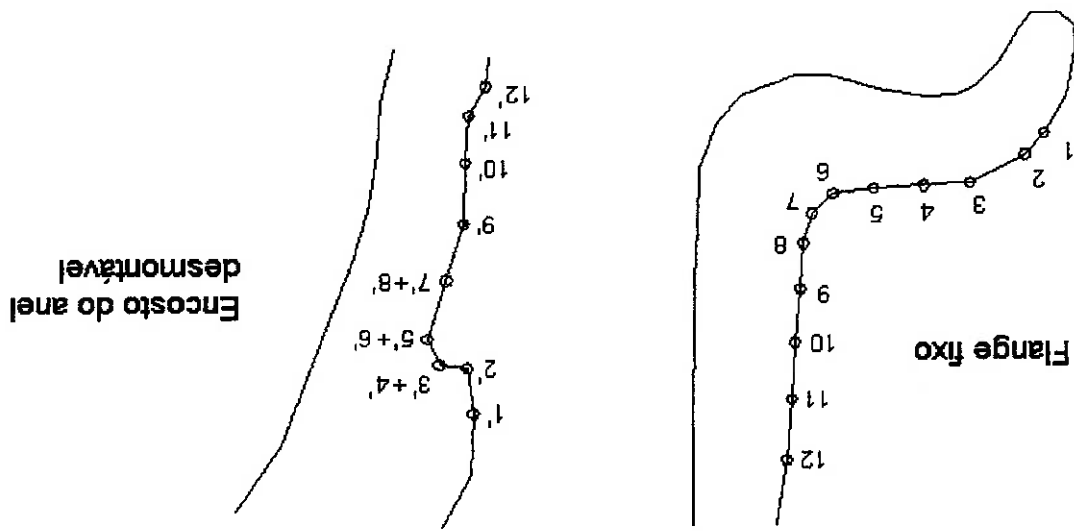


processamento deste modelo correspondem às forças atuantes nas três direções relativas ao sistema global de coordenadas do modelo, e são utilizadas para definir o carregamento atuante nos modelos de cada roda.

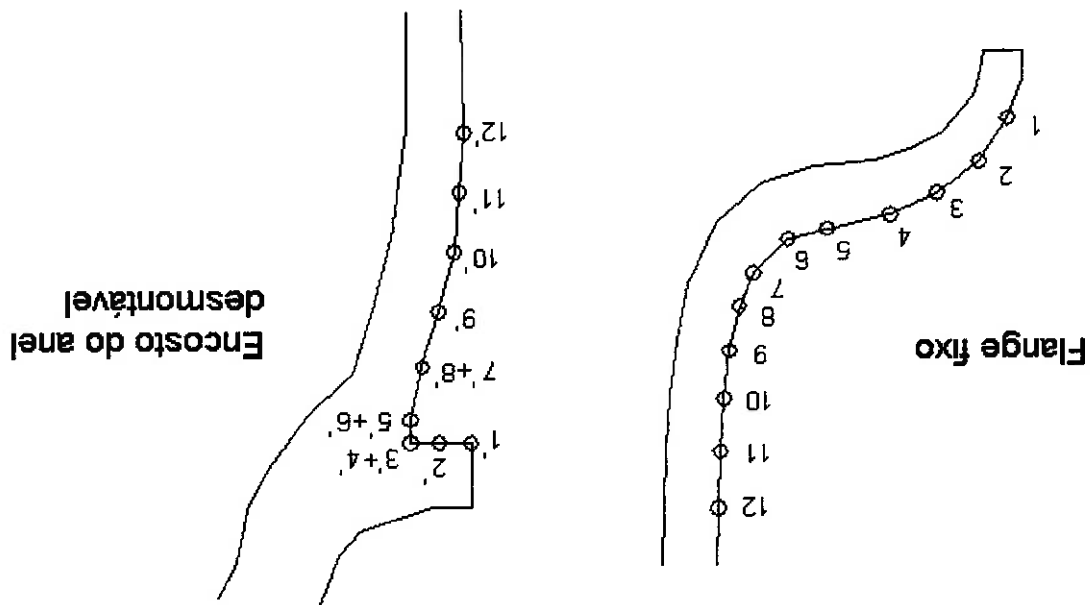
Na segunda fase do processo de definição do carregamento, as forças determinadas pelo procedimento descrito, são aplicadas nos nós do flange do modelo da roda. Já na região do modelo correspondente à área de contato do anel de fixação com o aro da roda, é feita uma reorganização do carregamento, a fim de considerar a diferença entre o número de nós do flange fixo da roda que é de 12, e os 9 nós que definem a superfície desta região. Esta reorganização envolve a concentração de algumas forças nas três direções coordenadas, sobre alguns nós, tal como indicado nas Figuras 5.15 para a roda de aço, e 5.16 para a roda de alumínio.

As decisões apresentadas acima levam em consideração que este estudo trata da realização de uma comparação entre duas rodas equivalentes e portanto, a aplicação de mesmas características de carregamento para ambas as rodas garante a possibilidade de uma adequada comparação das distribuições de tensões obtidas para ambas as rodas. Assim, para uma continuação deste trabalho seria interessante a realização de uma instrumentação para verificar o grau de precisão dos resultados obtidos por este método, bem como uma análise por elementos finitos onde o modelo do anel de fixação esteja presente e atuando em contato com o modelo da roda.

**Figura 5.16** – Distribuição das Forças Nodais Calculadas sobre o Flange Fixo e a Região de Contato com o Anel Desmontável (Roda de Alumínio).



**Figura 5.15** – Distribuição das Forças Nodais Calculadas sobre o Flange Fixo e a Região de Contato com o Anel Desmontável (roda de aço).



No ensaio de fadiga, as cargas verticais para as rodas de aço e alumínio são calculadas de acordo com um fator de aceleração de ensaio que multiplica a carga máxima admissível especificada pelo fabricante. Considerando-se as cargas recomendadas pelos fabricantes das rodas de alumínio e aço, bem como as especificações para ensaios de fadiga radial apresentadas nas Tabelas 2.1 e 2.2, a Tabela 5.1 apresenta as possíveis condições de carregamentos para a realização deste ensaio.

**Tabela 5.1** – Possíveis Condições de Carregamento Estabelecidas para o Ensaio de

Fadiga Radial, Conforme a Norma NBR 6751 [1].

Roda	Carga máxima (1) (kg)	Fator de aceleração	Carga de teste (N)	Pressão de inflação do pneu	Quantidade mínima de ciclos
Alumínio	3.265	2,0	63.994	999,7 kPa (145 psi)	1x10 <sup>6</sup>
			89.592		1x10 <sup>5</sup>
			2,8		1x10 <sup>6</sup>
			52.528		1x10 <sup>6</sup>
			1,6		1x10 <sup>6</sup>
			1,7		1x10 <sup>6</sup>
Aço	3.350	1,9	55.811	999,7 kPa (145 psi)	8,5x10 <sup>5</sup>
			59.094		7x10 <sup>5</sup>
			62.377		6x10 <sup>5</sup>
			1,8		5x10 <sup>5</sup>
			1,7		5x10 <sup>5</sup>
			2,0		5x10 <sup>5</sup>

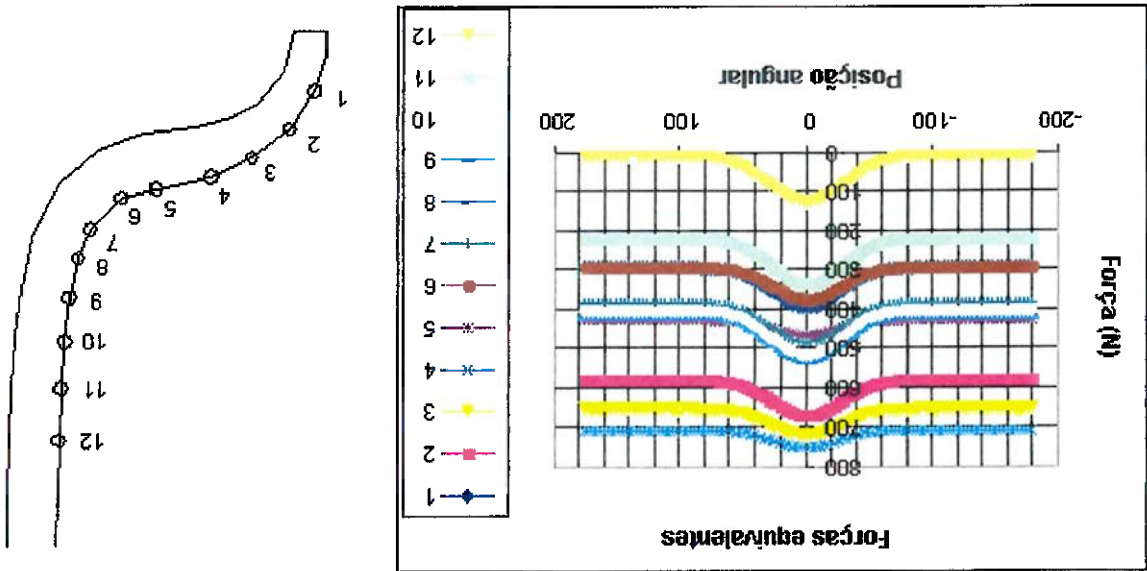
(1) – Carga máxima conforme recomendação do fabricante.

Nas Figuras 5.17 e 5.18 são apresentadas as formas de distribuições do carregamento sobre os flanges dos aros, as quais foram obtidas considerando-se que no contato pneu / via tráfegável ou superfície de rolamento, atua uma força vertical de magnitude de 65.000 N. Este valor está contido na faixa de valores admissíveis de acordo com a norma NBR 6751 para execução do ensaio de fadiga radial da roda de alumínio, considerando-se uma quantidade mínima de 1x10<sup>6</sup> ciclos. Para a roda de aço esta mesma norma indica um carregamento da ordem de 60.000 N para uma quantidade mínima de 7x10<sup>5</sup> ciclos. Porém, neste trabalho, com o objetivo de avaliar as tensões atuantes nas rodas de aço e alumínio, optou-se por supor que a carga vertical atuante na roda de aço também é de 65.000 N, 9% superior ao valor indicado por norma, porém igual ao valor de carga aplicado na roda de alumínio.

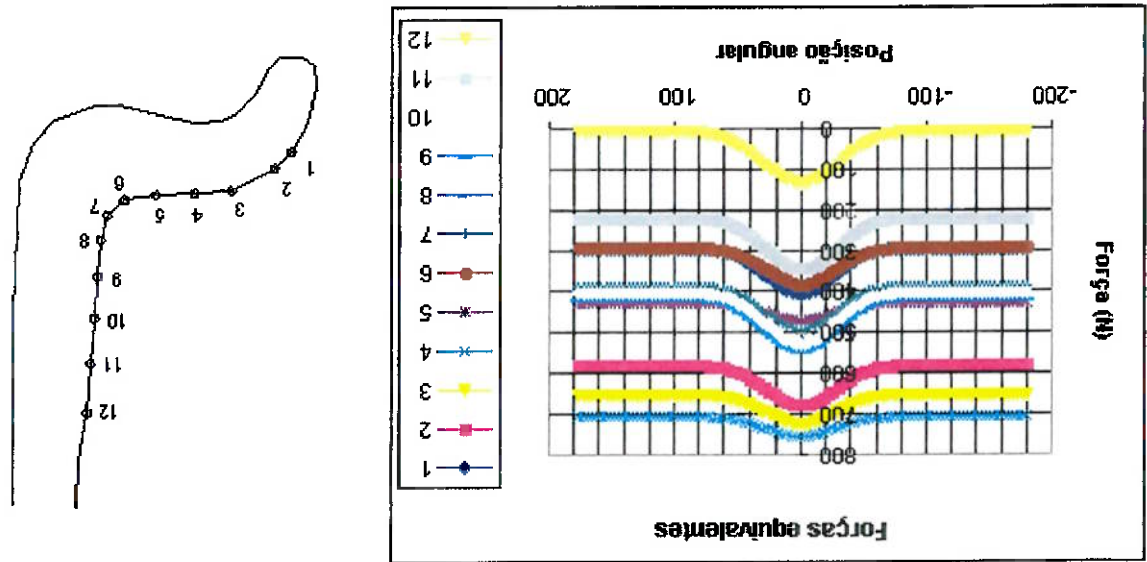
Os resultados obtidos nesta análise serão, portanto, valores maximizados para a roda de aço, e portanto os coeficientes de segurança ora definidos podem ser considerados como limite inferior para os reais coeficientes de segurança definidos quando da aplicação do carregamento recomendado pela norma NBR 6751.

A distribuição de carregamentos apresentada nas Figuras 5.17 e 5.18 representa a distribuição das forças resultantes da soma vetorial das forças componentes com direções x, y e z relativas ao sistema global de coordenadas, atuantes em cada um dos 12 nós que compõem a seção transversal do modelo do flange, ao longo de todo o perímetro externo das rodas de alumínio e aço. Estas forças representam o carregamento utilizado na análise destas rodas. Pode-se verificar que na forma de carregamento indicada nestas Figuras tem-se uma boa semelhança com os estudos apresentados nas referências [17] e [18], com relação à distribuição resultante da ação do carregamento vertical e das pressões de contato entre o pneu e o flange do aro.

**Figura 5.17** – Variação da Intensidade das Forças Resultantes Atuando sobre a Superfície do Flange do Aro em Função da Posição Angular - (Roda de Alumínio).



**Figura 5.18** – Variação da Intensidade das Forças Resultantes Atuando sobre a Superfície do Flange do Aro em Função da Posição Angular - (Roda de Aço).



## 5.5 – AVALIAÇÃO DAS TENSÕES ATANTES SOBRE AS RODAS

O resultado obtido através do programa de elementos finitos, mais precisamente o

programa Ansys [25], fornece as tensões componentes ( $\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z, \tau_{xy}, \tau_{yz}, \tau_{xz}$ ) em cada nó

da estrutura do modelo. Para efeito de análise de tensões, utilizar-se-á as tensões

equivalentes calculadas de acordo com o Critério da Máxima Energia de Distorção (von

Mises). Assim, a partir das tensões componentes, a tensão equivalente é calculada da

seguinte fórmula:

$$\sigma^{em} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{xz}^2) \right)} \quad (5.2)$$

onde:

$\sigma_x, \sigma_y$  e  $\sigma_z$  são tensões normais

e  $\tau_{xy}, \tau_{xz}$  e  $\tau_{yz}$  são tensões de cisalhamento

que caracterizam um estado genérico multiaxial de tensões, conforme o sistema cartesiano

de coordenadas apropriado.

Os valores obtidos, por meio da equação descrita, podem ser comparados

diretamente com os valores limites de resistência ao escoamento e à tração do material

utilizado na fabricação de uma determinada roda.

Nesses termos o programa de elementos finitos fornece as tensões equivalentes de

von Mises para cada nó do modelo da roda, para que seja possível a visualização dos

resultados por meios gráficos.

A seguir, serão apresentados os resultados das análises de tensões atuantes sobre

os modelos das rodas de alumínio e aço quando estes são submetidos, num primeiro caso,

ao carregamento de pressão de inflação do pneu somente, e num segundo caso, ao

carregamento de pressão de inflação combinado com o carregamento devido à carga

vertical. Os valores de tensões observados nos elementos que compõem os contornos dos

furos dos parafusos de fixação das rodas não serão considerados nas análises de tensões. uma vez que estes pontos coincidem com os locais de engastamentos dos modelos.

## **5.5.1 – RODA DE ALUMÍNIO**

Nas Figuras 5.19 e 5.20 são apresentados os resultados obtidos para a distribuição de tensões atuantes sobre o modelo da roda de alumínio, quando este é submetido à simulação de carregamento de pressão de inflação do pneu de 145 psi.

Nesta condição de carregamento, verificam-se no aro, e mais especificamente na região do rasgo da válvula, as regiões submetidas às tensões de maior magnitude. Com relação à região da geometria do rasgo da válvula, verificam-se elevados gradientes de tensões, onde tanto do lado interno do aro quanto do lado externo, podem ser vistas pequenas regiões sujeitas a tensões que variam de 65 MPa, ao valor máximo de tensão correspondente à 138 MPa.

Figura 5.20 – Roda de Alumínio Submetida apenas à Pressão de Inflação.

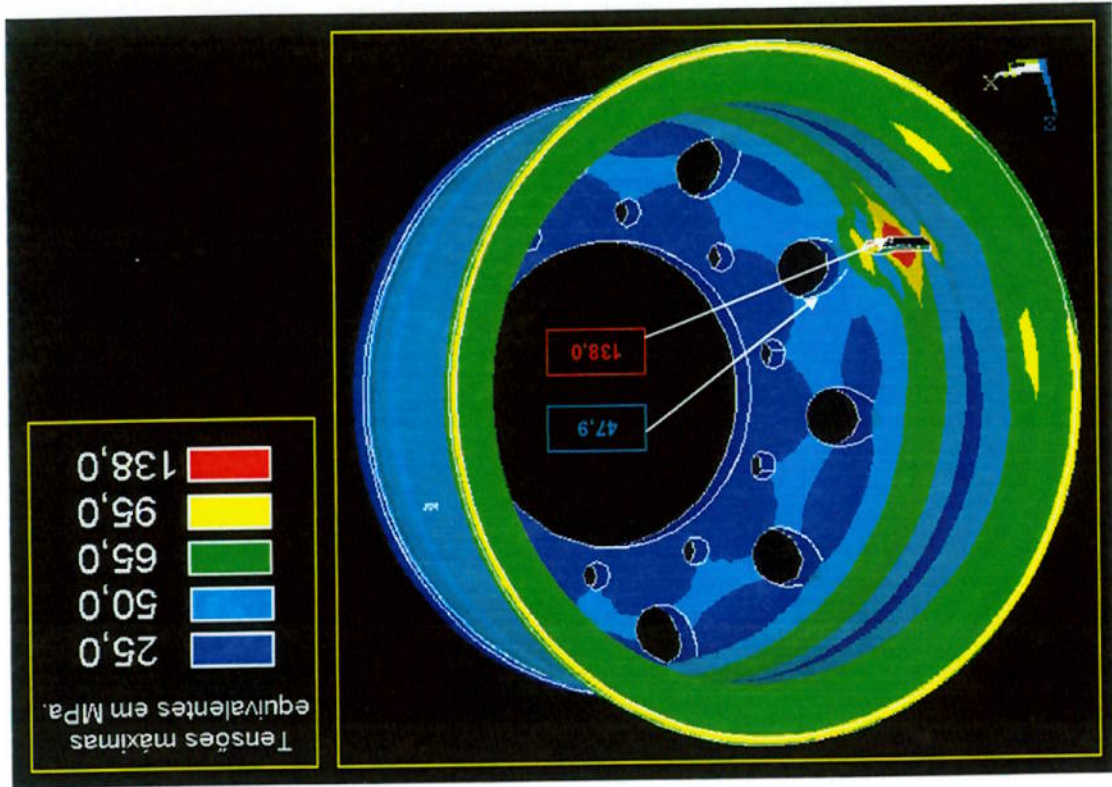
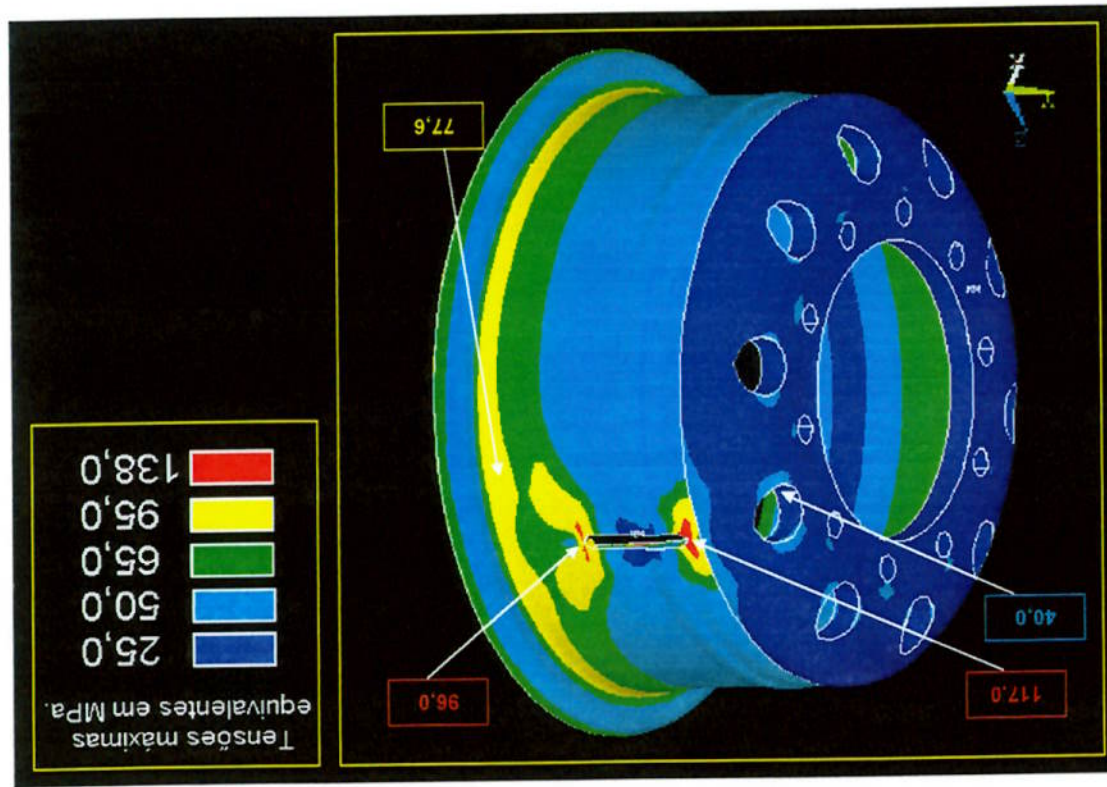


Figura 5.19 – Roda de Alumínio Submetida apenas à Pressão de Inflação.





O modo como o pneu é montado sobre o aro da roda faz com que, devido à pressão de inflação, a maior componente de tensão principal atuante sobre o mesmo seja de tração. Pode-se verificar também que as tensões distribuem-se sobre o aro em faixas uniformes em torno do mesmo, sendo que as amplitudes de tensões variam em função da espessura do aro no ponto considerado.

A distribuição de tensões em torno do rasgo da válvula, tanto do lado interno, quanto do lado externo do aro, indica que a chapa nesta região está sujeita a um efeito de flexão.

A maior parte das superfícies externa e interna do aro estão sujeitas à tensões que variam de 25 MPa, à até 50 MPa, correspondentes à região próxima do início do contato entre o aro da roda e o talão do pneu. Na superfície do aro, onde ocorre o contato com o talão do pneu, verificam-se tensões que variam de 50 MPa ao valor máximo de 77,6 MPa.

Nas Figuras 5.19 e 5.20, pode-se verificar que o disco da roda sofre pouca influência com o carregamento gerado pela pressão de inflação do pneu. Nesta parte da roda são observadas as tensões de menores magnitudes, as quais atingem o valor máximo de 47,9 MPa.

Nas figuras 5.21 à 5.27 são apresentados os resultados obtidos das simulações de carregamentos estáticos, atuantes sobre o modelo da roda de alumínio, representando a roda submetida ao carregamento de pressão de inflação e carga vertical. Essas simulações representam também a condição de carregamento observada durante o movimento de revolução da roda, de modo que foram analisadas as tensões atuantes sobre o modelo da roda em três direções da carga vertical em relação ao rasgo da válvula. Estas três condições de carregamento correspondem às seguintes posições angulares: i) 0°: carga vertical alinhada com o rasgo da válvula; ii) 90°: a linha de ação da carga vertical faz um ângulo de 90° com a linha radial que define a posição do rasgo da válvula, e iii) 180°: a carga vertical atua em uma posição diametralmente oposta ao rasgo da válvula.

Observando as figuras citadas, verifica-se que a posição de carregamento correspondente à posição angular de  $0^\circ$  é a que induz tensões de maior magnitude na roda, sendo o valor máximo igual a 172 MPa, na extremidade do rasgo da válvula, havendo áreas tanto na face interna como na face externa do aro submetidas à tensões desta magnitude. Na região do rasgo da válvula pode-se verificar a variação das tensões ao longo da espessura do aro, indicando a ocorrência de flexão do mesmo.

A tensão que atinge magnitude máxima na região do rasgo da válvula, tem seu valor rapidamente reduzido, a medida que há um afastamento do rasgo da válvula, atingindo valores da ordem de 80 MPa em regiões adjacentes a este furo.

Na região de transição entre o aro e o flange, próximo ao furo da válvula, tal como indicado na Figura 5.23, na face interna da roda, verifica-se a existência de uma redução da magnitude das tensões atingindo valores máximos da ordem de 34 MPa.

Figura 5.22 – Roda de Alumínio (0°) – vista interna.

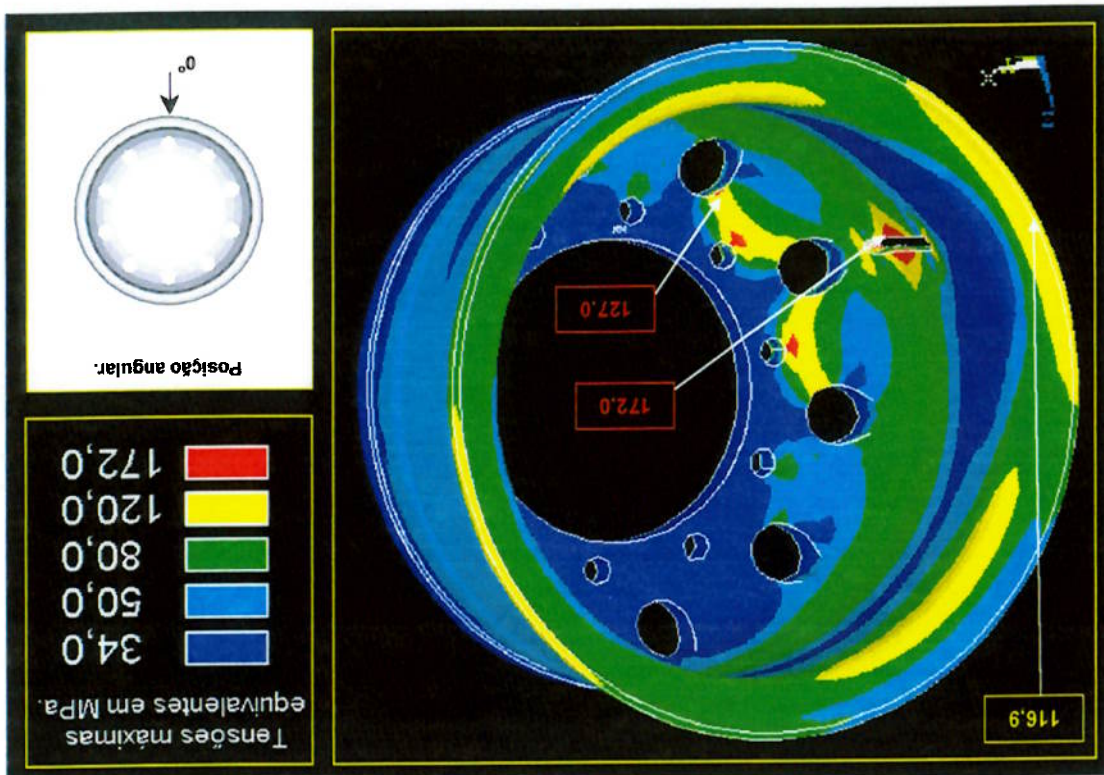


Figura 5.21 – Roda de Alumínio (0°) – vista externa.

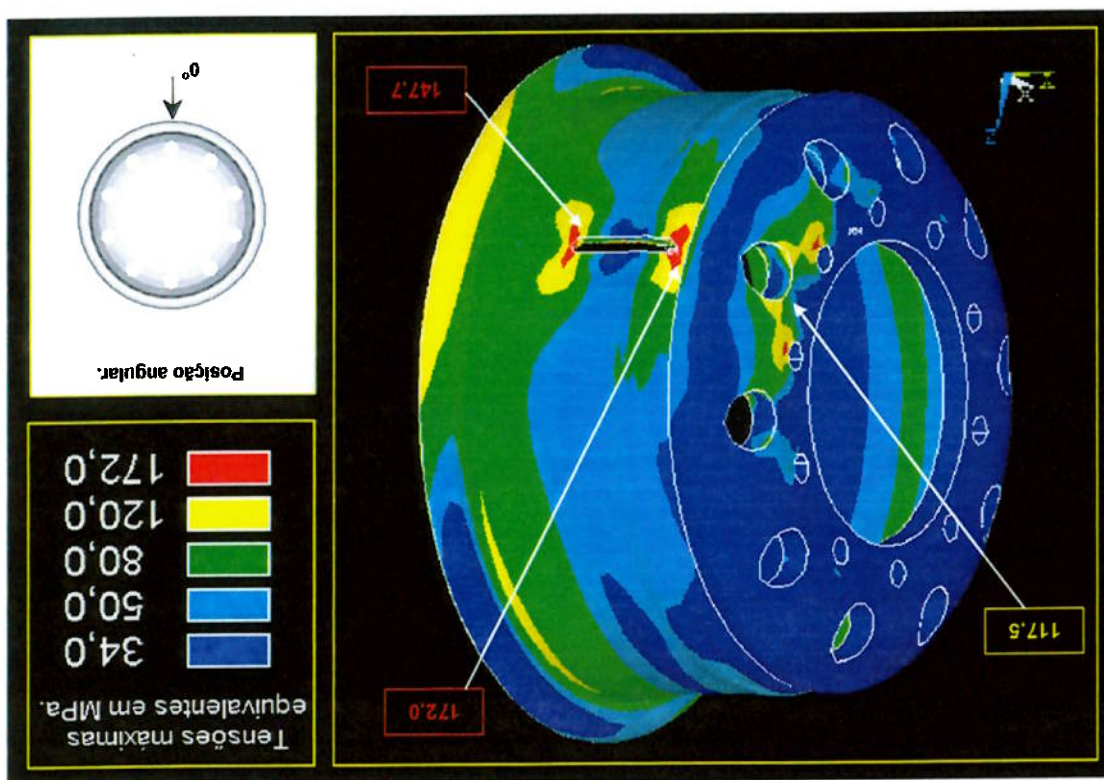


Figura 5.24 – Roda de Alumínio (90°) – vista externa.

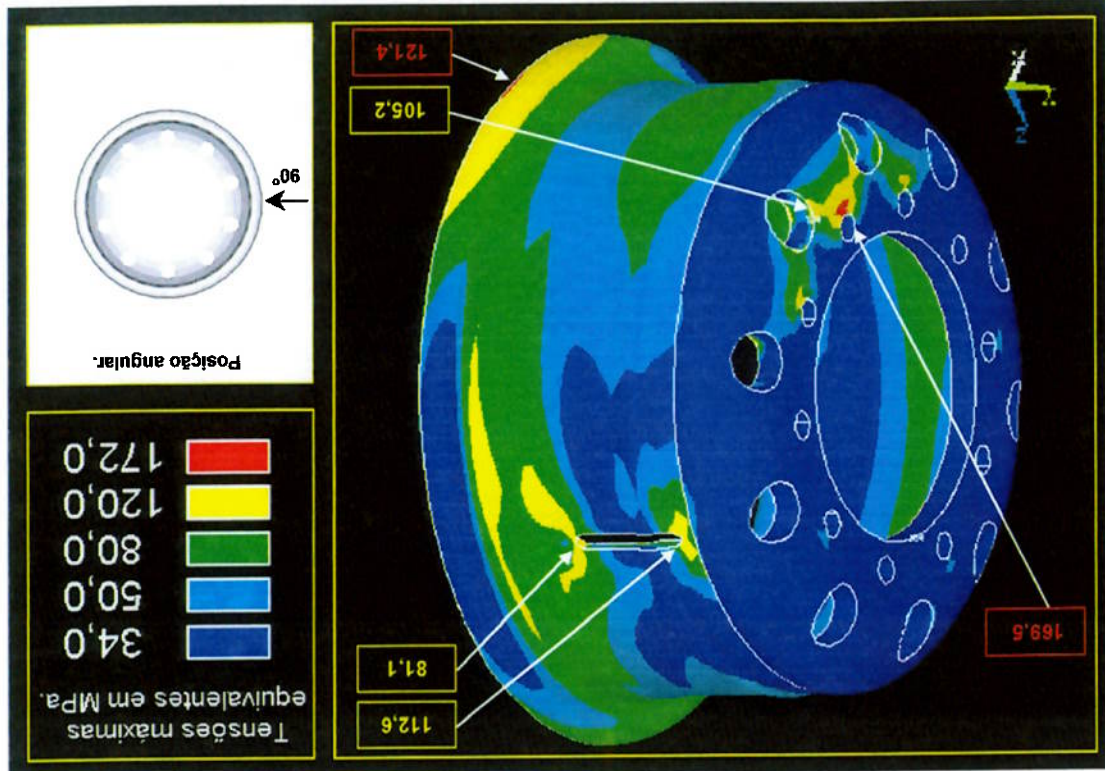


Figura 5.23 – Roda de Alumínio (0°) – vista interna.

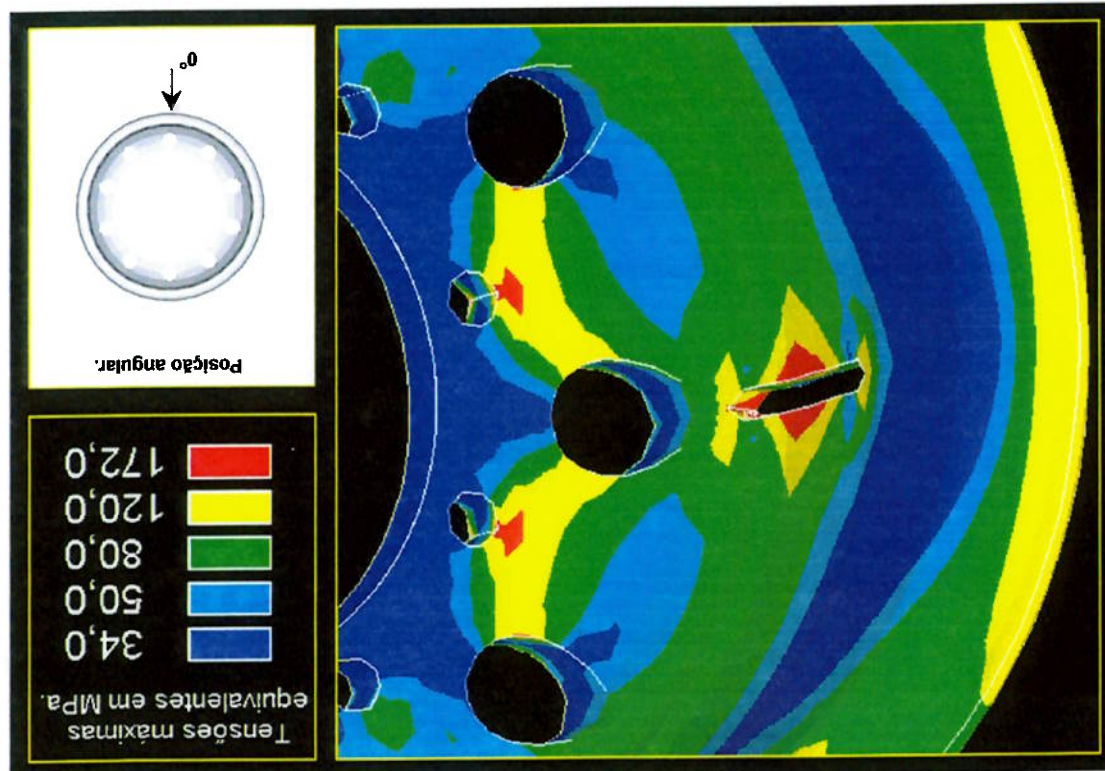


Figura 5.26 – Roda de Alumínio (180°) – vista externa.

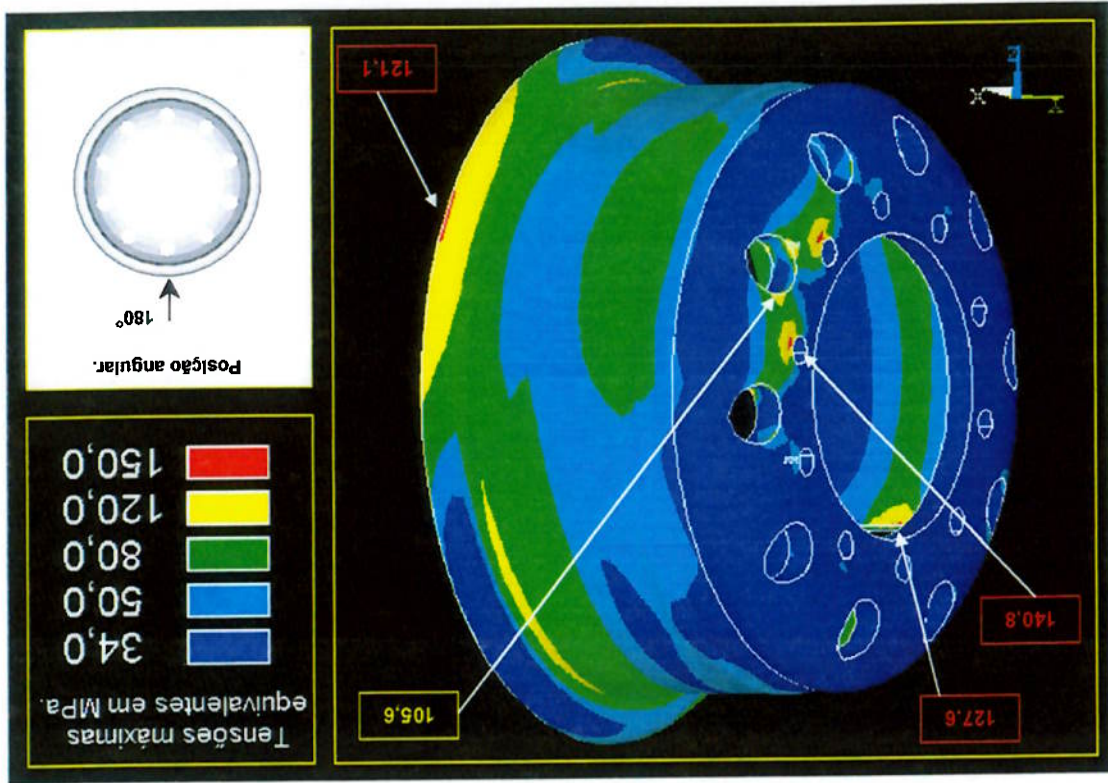
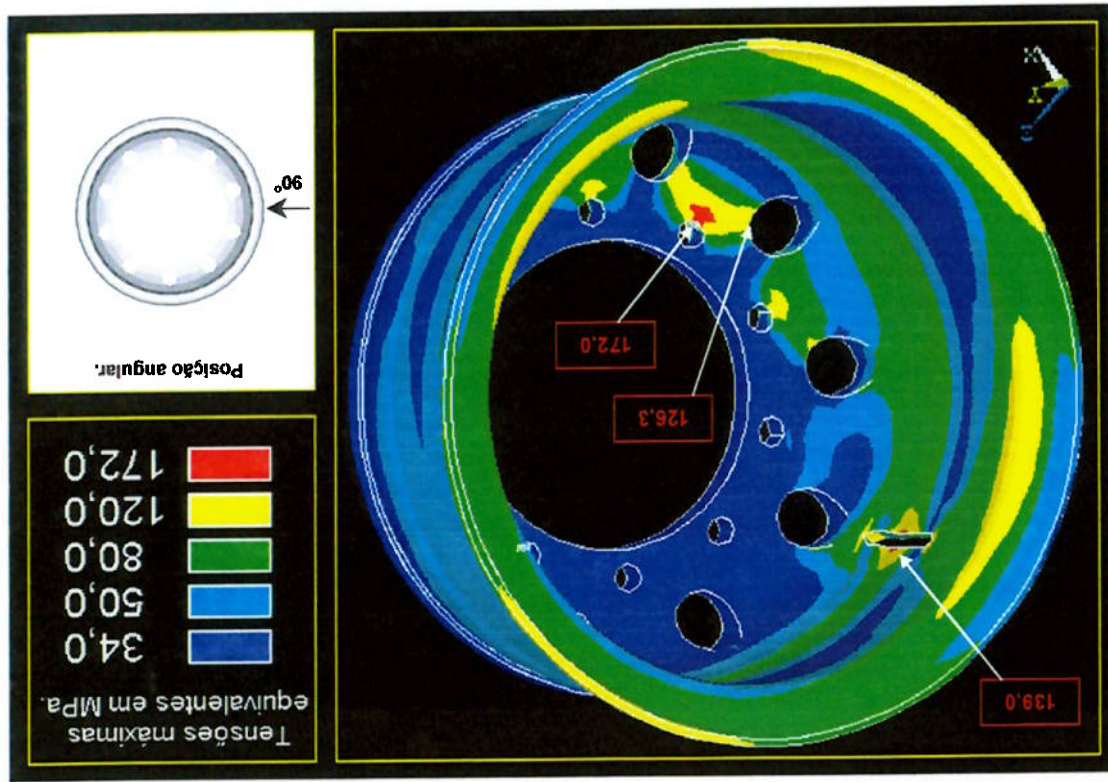


Figura 5.25 – Roda de Alumínio (90°) – vista interna.

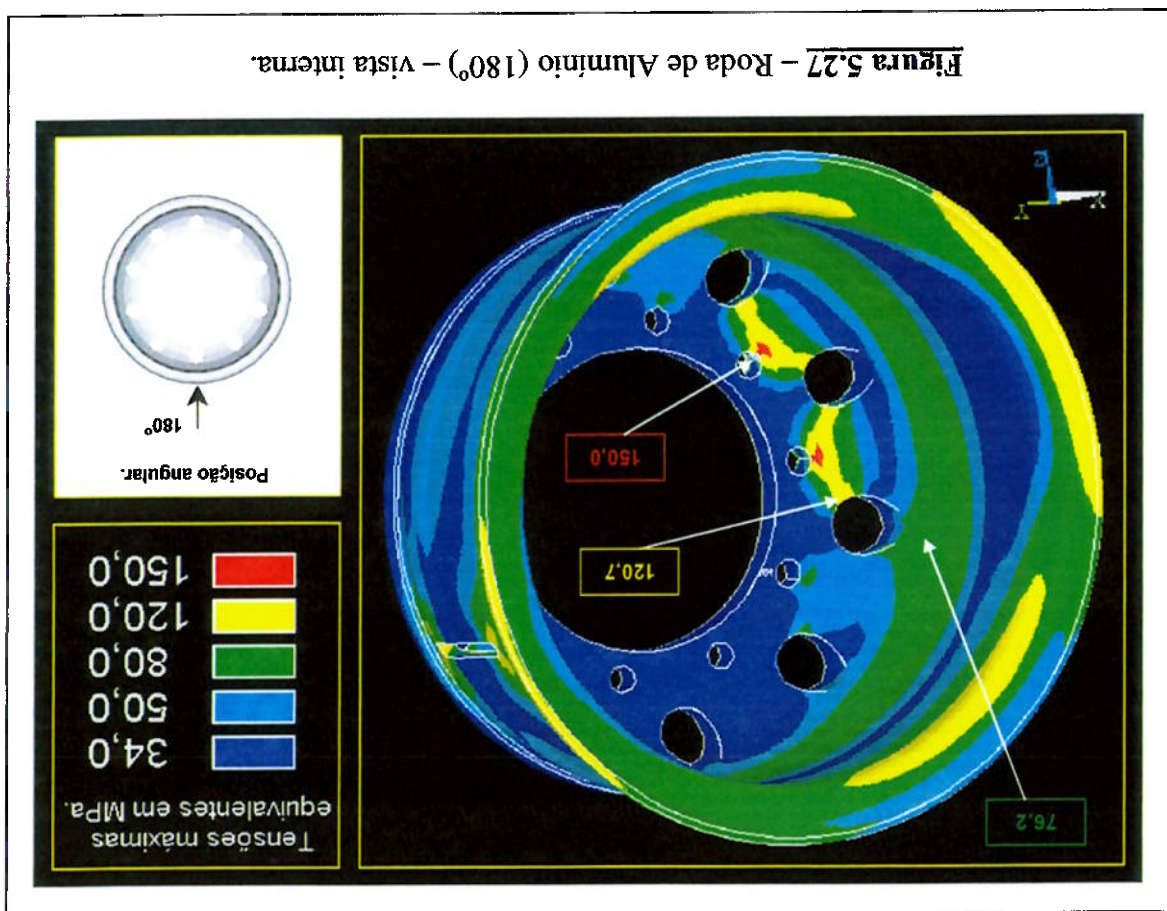


Para as posições de carregamento com localizações de 90° e 180°, cujas magnitude máxima de 34 MPa.

Com relação ao disco, verificam-se duas regiões de maior concentração de tensões, as quais estão localizadas nas bordas dos furos de ventilação, próximos ao rasgo da válvula, tal como indicado na Figura 5.22. O valor da tensão máxima nesta região é de 127 MPa. As demais áreas do disco estão submetidas a tensões bastante reduzidas, com magnitude máxima de 34 MPa.

Figura 5.22.

Adicionalmente, na região do flange, verificam-se regiões submetidas a tensões com magnitudes que atingem o valor máximo de 116,9 MPa, tal como indicado na



com posição angular de 0°, com magnitude da ordem de 120 MPa. Este fato indica que estas tensões são induzidas pela deformação da roda, que tende a assumir uma geometria ovalizada, quando submetida à um carregamento vertical, independentemente da posição do carregamento vertical. Já a região do rasgo da válvula tem a magnitude das tensões sensivelmente reduzida, em relação aos valores obtidos para a posição angular 0°. Para as posições de 90 e 180°, os valores máximos das tensões foram, respectivamente, 139 MPa e 127,6 MPa, indicando que uma vez cessado o efeito da carga radial, cuja maior influência está nas posições situadas na faixa angular de -60° a +60°, centrada no ponto de aplicação da carga, o efeito que atua com maior importância sobre essa região da roda é o efeito devido à ação da pressão interna, justificando que as tensões atuantes na região do rasgo da válvula possuem uma variação menor entre as posições angulares de carregamento de 90° e 180°.

Comparando a magnitude das tensões obtidas através da análise estrutural da roda com a tensão limite de escoamento do alumínio 6061-T6, utilizado na fabricação da roda, a qual é 275 MPa, conforme apresentado no Capítulo 3 deste estudo, verifica-se que a máxima tensão atuante sobre a região do rasgo da válvula que foi de 172 MPa é cerca de 40% inferior à tensão de escoamento do material. Este fato indica que, mesmo em uma condição de carregamento mais rigorosa que a encontrada na utilização normal da roda, não é esperada a ocorrência de escoamentos em pontos localizados da mesma, o que indica que, na condição de operação normal do componente, o coeficiente de segurança das tensões em relação à tensão de escoamento é certamente superior a 1,6.

Finalmente, verifica-se que as tensões de maior magnitude atuam no aro da roda, na região do rasgo da válvula. Outrossim, esta região apresenta maior flutuação de tensão à medida que é alterada a posição do carregamento radial atuante sobre a roda, simulando a rotação da mesma, indicando que um processo de nucleação de uma trinca por fadiga tenha

maiores chances de início nesta região, tal como verificado para a roda de aço e mostrado

na Figura 2.7.

## 5.5.2 – RODA DE AÇO

Nas Figuras 5.28 e 5.29 são apresentados os resultados de distribuição de tensões para o modelo da roda de aço, quando este é submetido apenas à pressão de inflação do pneu correspondente à 145 psi.

Nesta condição de carregamento pode-se verificar também para esse modelo de roda, que as tensões de maiores magnitudes estão distribuídas sobre o aro.

Uma vez que o aro da roda de aço apresenta pequenas variações de espessura, observa-se que a variação de tensões atuantes sobre o mesmo concentra-se na região do flange, onde o efeito da flexão da chapa do aro é mais intenso.

Em termos de valores de tensões, verifica-se que a maior parte das superfícies externa e interna do aro estão submetidas à tensões que variam de 30 MPa a 80 MPa, estando o primeiro valor de tensões presente sobre a região de união do disco com o aro, e o segundo, na região do aro onde inicia-se o contato do talão do pneu com o flange.

Sobre o flange do aro, verificam-se tensões que variam de 80 MPa à 206 MPa.

Semelhantemente à roda de alumínio, observa-se também no modelo da roda de aço uma região de tensões de menor magnitude no lado interno do aro, uma vez que o esforço do talão do pneu sobre o flange do aro causa o efeito de flexão ao longo de todo o aro, aumentando a intensidade da tensão componente de tração do lado externo do aro em relação ao lado interno.



Figura 5.29 – Roda de aço submetida apenas à Pressão de Inflação.

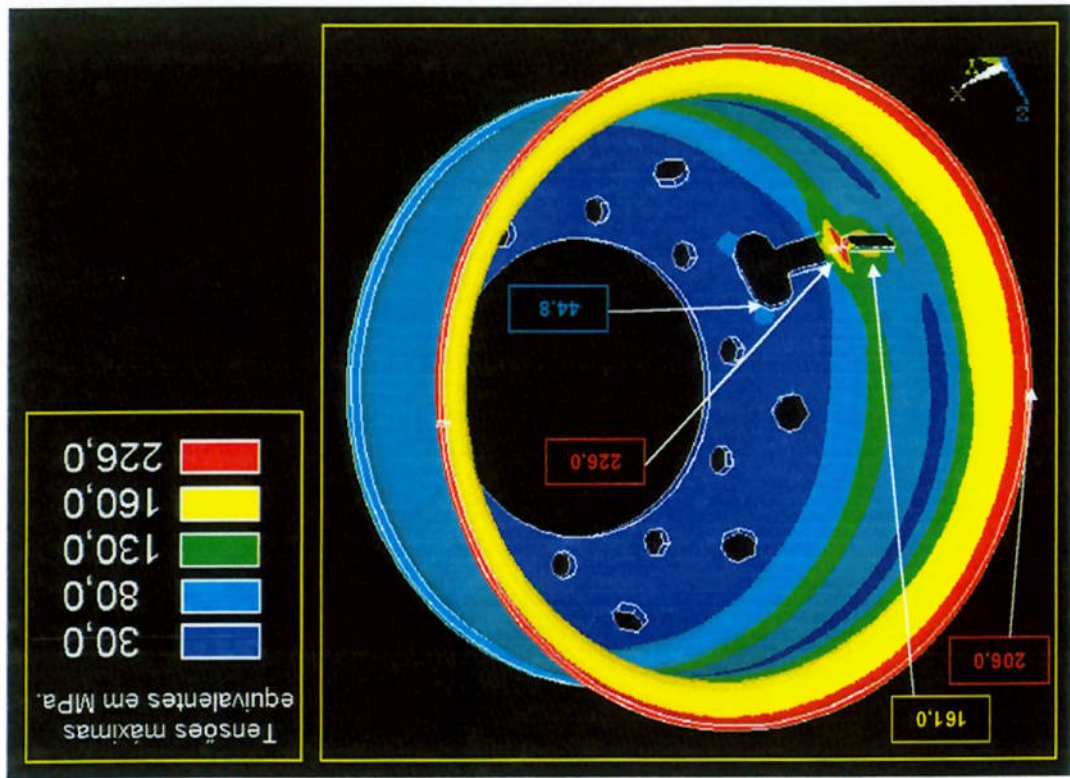
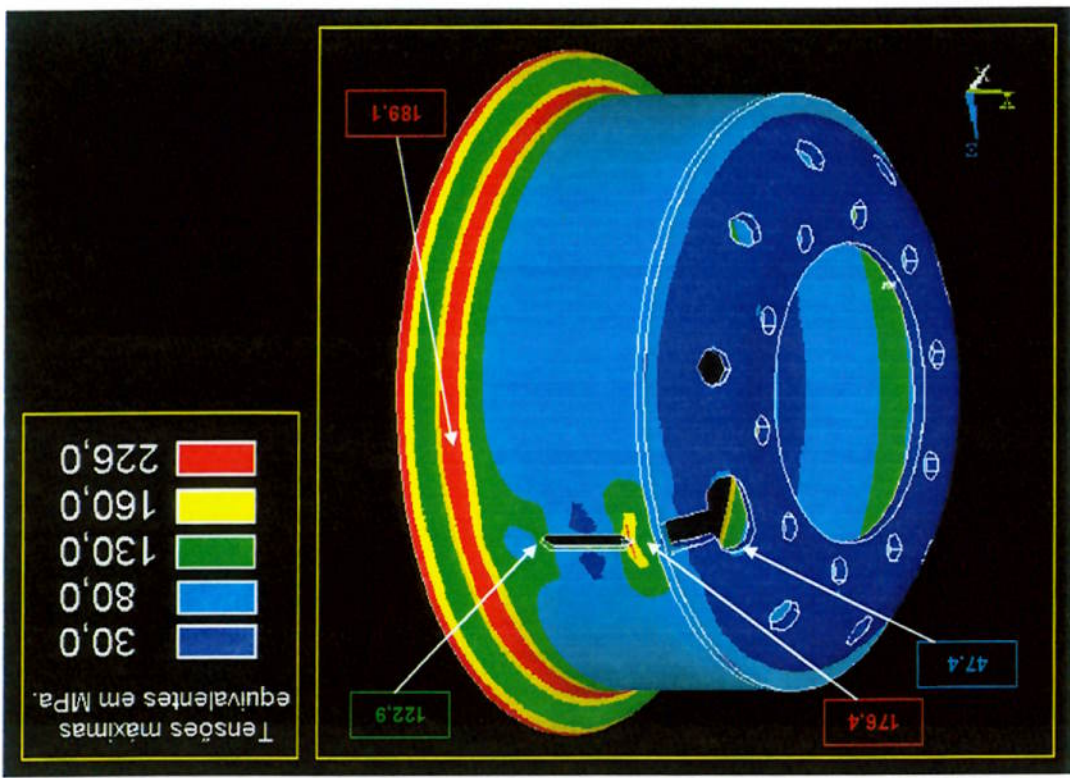


Figura 5.28 – Roda de aço submetida apenas à Pressão de Inflação.



Com relação ao rasgo da válvula, observa-se que o efeito de flexão da chapa nesta região causa tensões cujo valor máximo atinge a magnitude de 161 MPa na região central do rasgo da válvula e do lado interno do aro, enquanto que em suas extremidades verificam-se os valores máximos de tensão de 226 MPa do lado interno, e 176,4 MPa do lado externo.

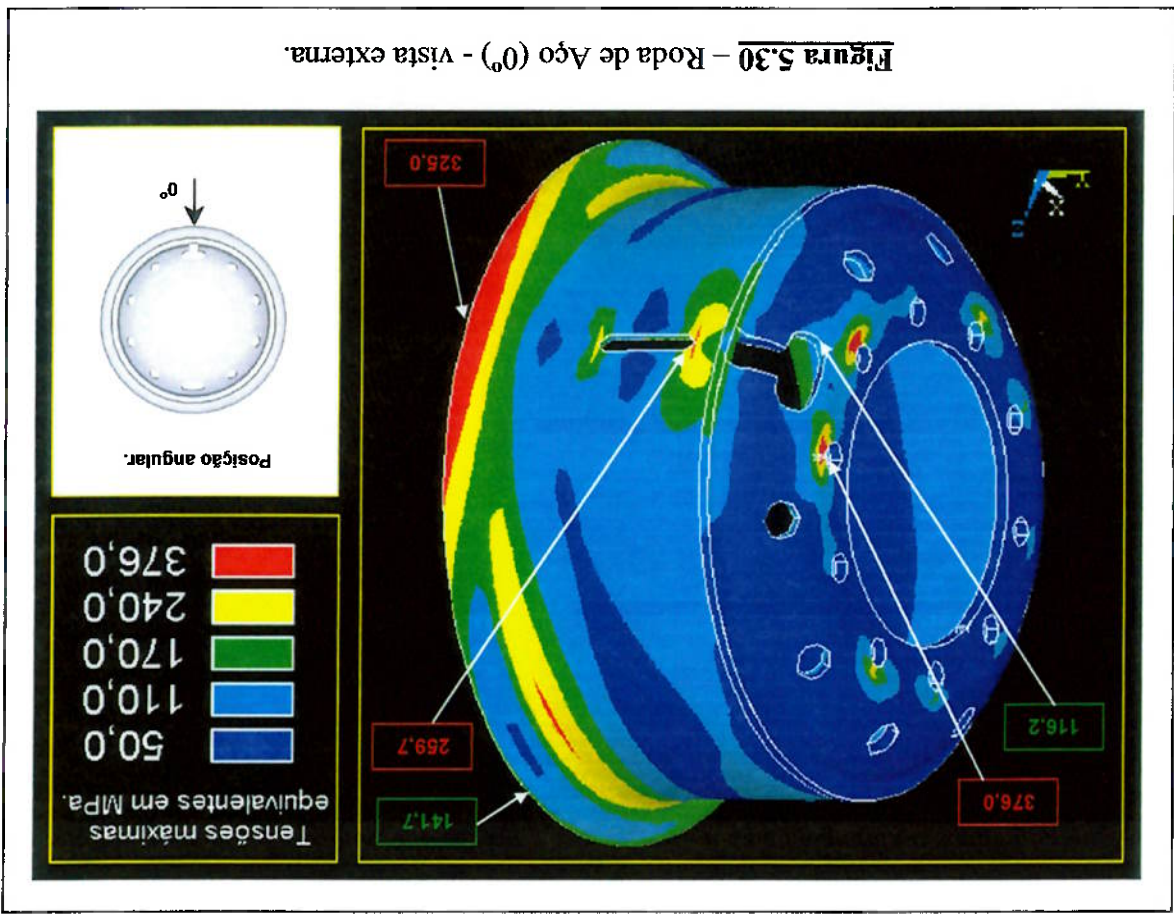
O disco da roda está sujeito à tensões de magnitudes bem inferiores àquelas verificadas sobre o aro, de modo que o valor máximo de tensão observado sobre o disco corresponde à 47,4 MPa, atuante sobre a borda do furo oval, conforme pode ser observado na Figura 5.28.

Nas Figuras 5.30 a 5.36 são apresentados os resultados obtidos das análises estáticas para a roda de aço, calculados em três direções de aplicação da carga vertical. Através da observação das figuras acima citadas verifica-se que a região do rasgo da válvula, assim como na roda de alumínio, possui um elevado gradiente de tensões com magnitudes variando de 170 MPa a 259,7 MPa na extremidade do furo do lado externo do aro, quando este está alinhado com a direção do carregamento radial. Também do lado interno do aro, pode ser observado um elevado gradiente de tensões na mesma região, com tensões variando de 170 MPa a 294,1 MPa.

O ponto com tensão de magnitude mais elevada sobre o flange do aro situa-se na extremidade do mesmo, alinhado com a direção do carregamento, onde seu valor é de 325 MPa.

Pode-se observar que na região do flange do aro, o gradiente de tensões é menor do que na região do rasgo da válvula. Isto se deve ao fato de que o rasgo da válvula impõe uma brusca variação na geometria ao passo que a região do flange do aro possui uma seção transversal constante e nenhuma singularidade como furos ou entalhes.

Do mesmo modo que para a roda de alumínio, também verifica-se que na região de transição entre a superfície cilíndrica do aro e o flange existe uma zona com baixas tensões com magnitudes de até 50 MPa.



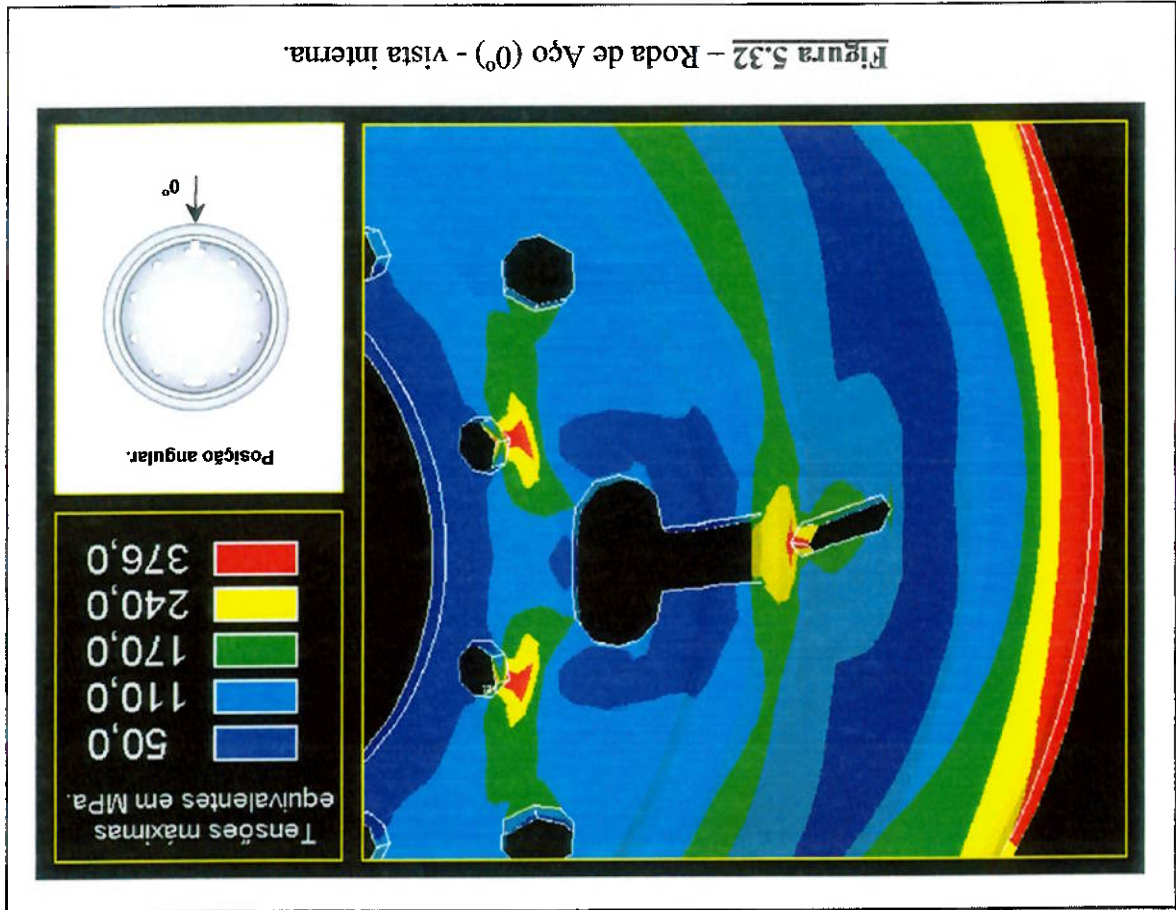
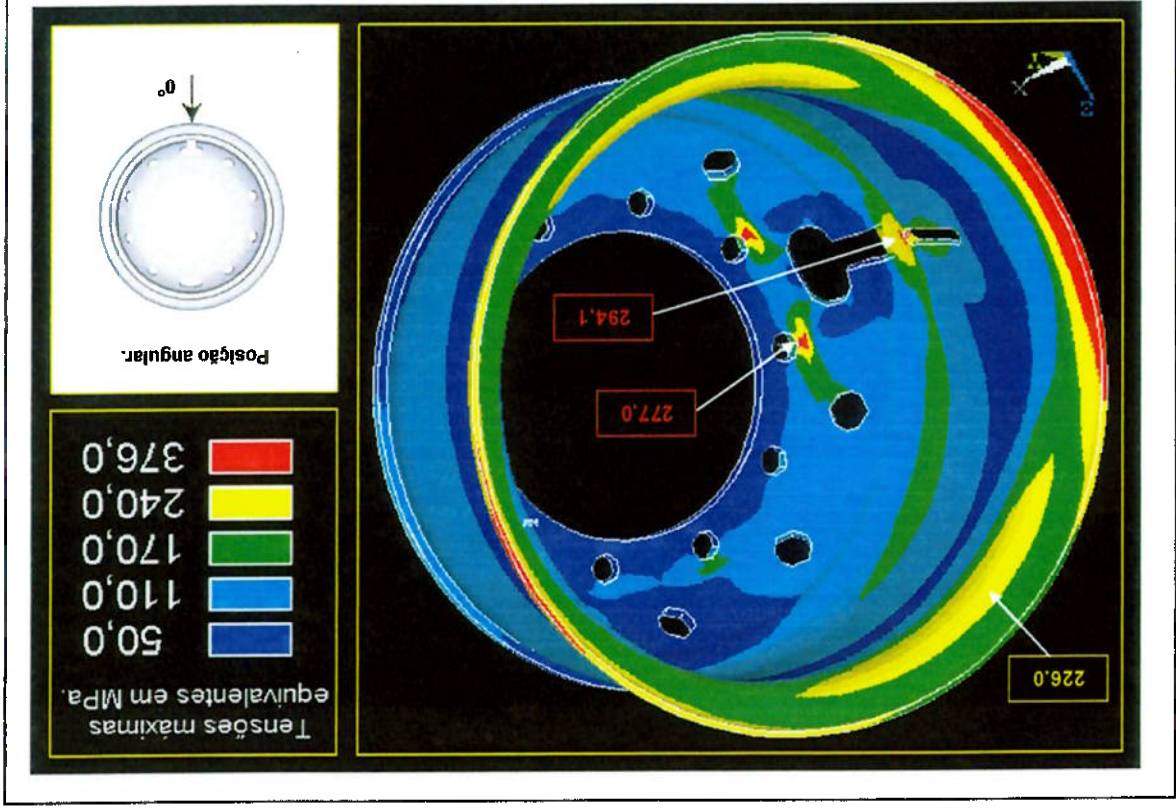


Figura 5.34 – Roda de Aço (90°) - vista interna.

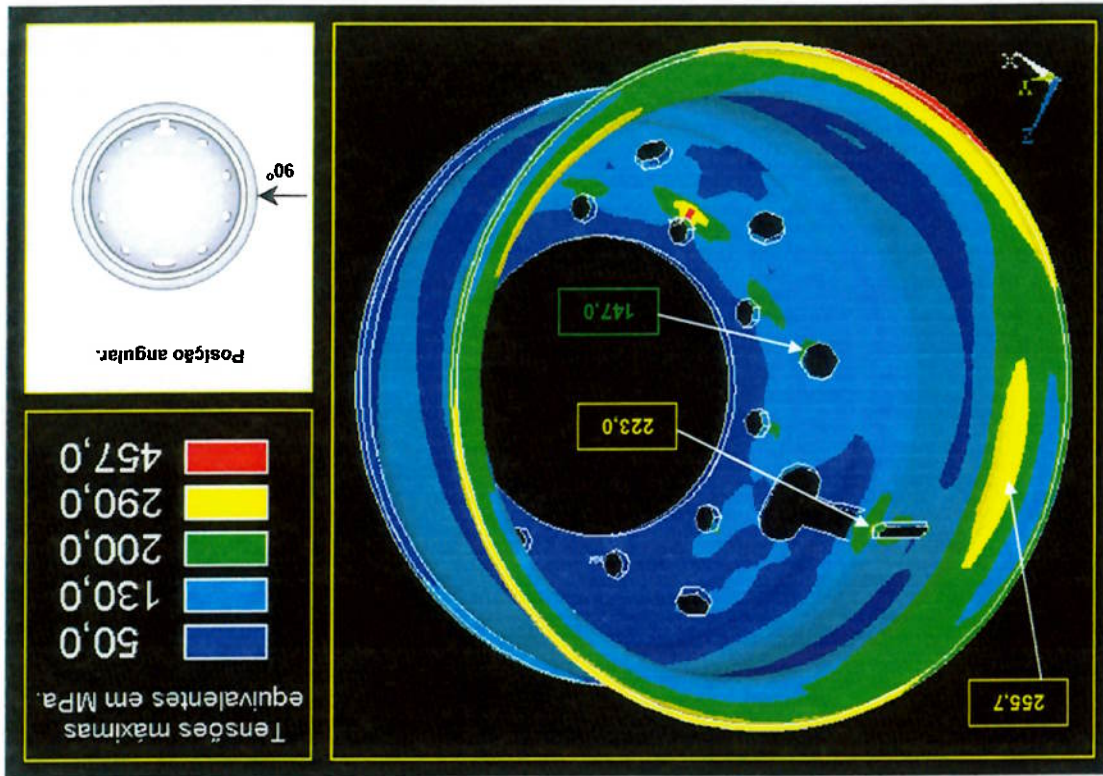
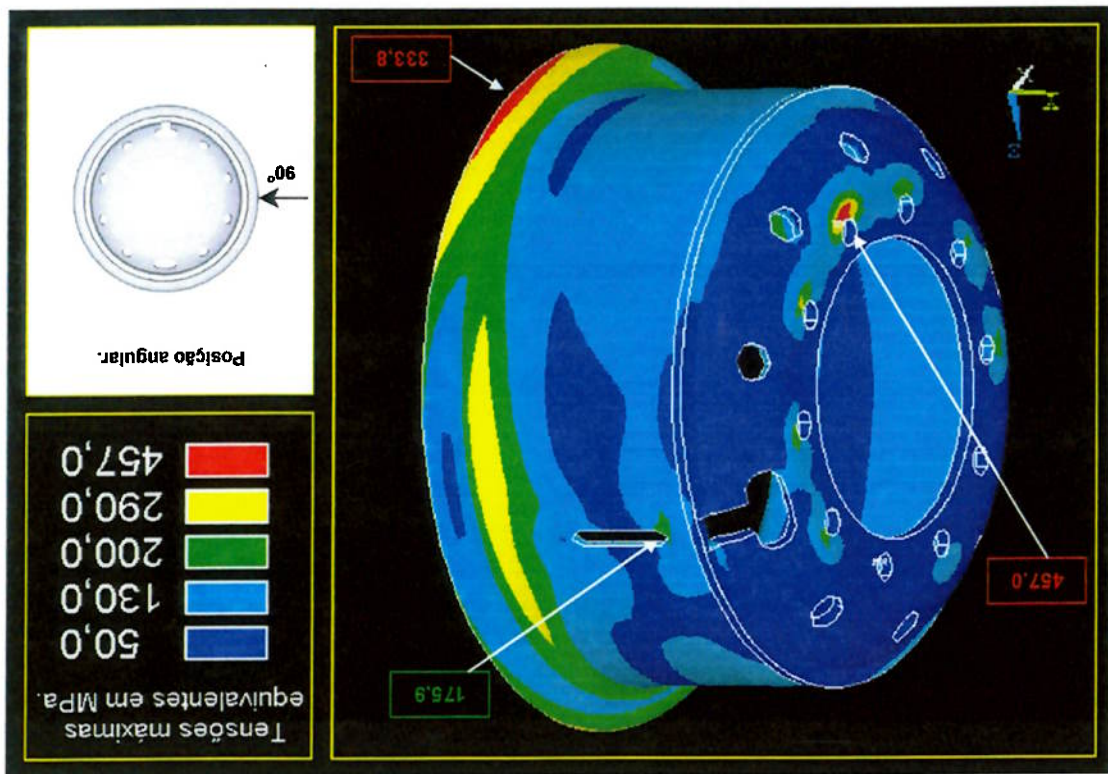
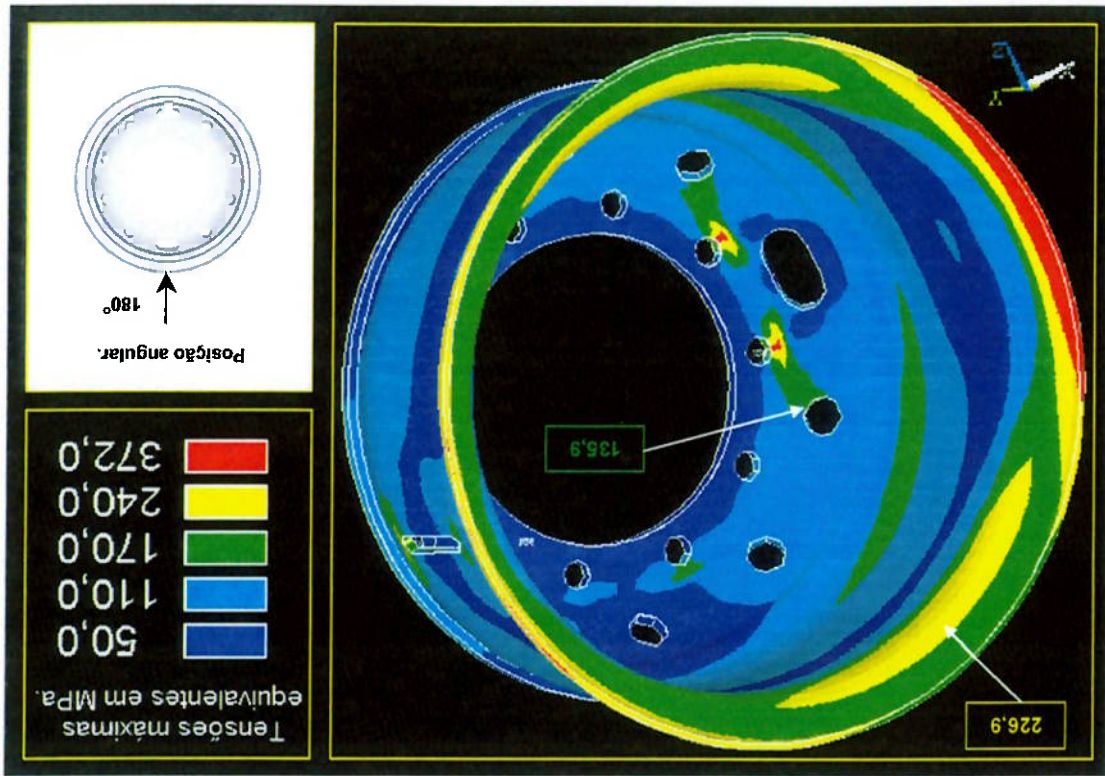


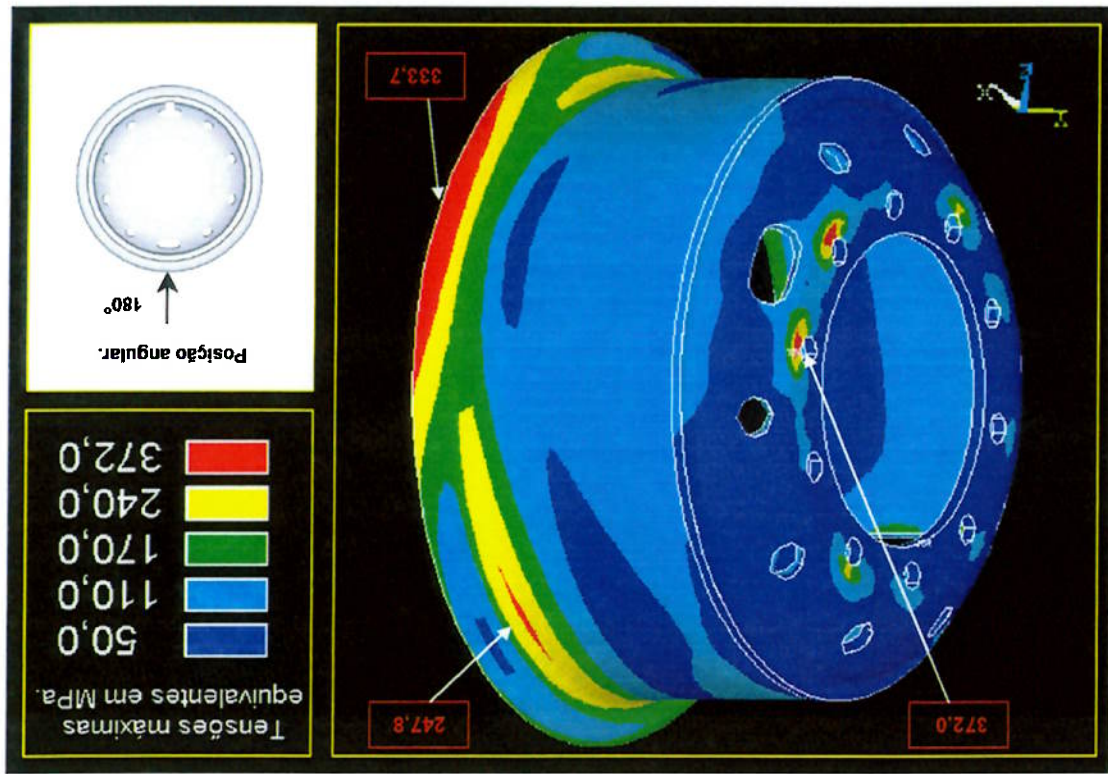
Figura 5.33 – Roda de Aço (90°) - vista externa.



**Figura 5.36** – Roda de Aço (180°) – vista interna.



**Figura 5.35** – Roda de Aço (180°) – vista externa.



Devido à forma da deformação que ocorre sobre a roda, ao serem considerados os pontos alinhados com a direção do carregamento presentes na extremidade do flange, verifica-se que estes estão sujeitos a tensões cuja maior componente principal é de compressão e possuem magnitude sensivelmente elevada ao serem considerados os pontos na extremidade do flange do aro posicionados a 90° de inclinação em relação ao carregamento vertical. A Tabela 5.2 apresenta as componentes de tensões principais, bem como as tensões equivalentes sobre dois pontos verificados na Figura 5.30.

**Tabela 5.2** – Tensões Principais e Tensões Equivalentes para Dois Nós

Posicionados sobre o Flange do Aro.

Nó	$\sigma_1$ (MPa)	$\sigma_2$ (MPa)	$\sigma_3$ (MPa)	von Mises (MPa)
1 <sup>(1)</sup>	1,7	-1,9	-324,9	325,0
15.001 <sup>(2)</sup>	-1,0	-3,9	-144,1	141,7

(1) Ponto alinhado com o rasgo da válvula.

(2) Ponto posicionado a 90° em relação ao rasgo da válvula.

Com relação ao disco da roda, verifica-se que do lado externo a maior parte da sua superfície esta sujeita a tensões com magnitudes inferiores a 50 MPa, enquanto que do lado interno pode-se observar que a maior parte da superfície do disco próxima do ponto de aplicação da carga vertical esta sujeita a tensões com magnitudes superiores a 50 MPa. Esta característica é observada para as três posições de carregamento vertical apresentadas. Considerando ainda a direção do carregamento radial de 90° verifica-se que a tensão máxima atuante sobre o ponto na extremidade do flange do aro, alinhado com a direção do carregamento vertical, atinge a magnitude de 333,8 MPa.

O ponto localizado na extremidade do rasgo da válvula, que possuía tensão com magnitude de 294,1 MPa com carregamento vertical alinhado à 0° em relação ao rasgo da válvula, passa a ser igual a 223 MPa, considerando a direção do carregamento vertical à 90° em relação ao rasgo da válvula.

Com relação à distribuição de tensões sobre o modelo da roda de aço, quando submetido à carga vertical com direção de 180° em relação ao rasgo da válvula, verifica-se sobre o flange do aro o ponto sobre sua extremidade com tensão máxima igual a 333,7

MPa.

Finalmente, pode-se verificar através da observação das Figuras 5.19 a 5.27 e 5.28 a 5.36 que para regiões equivalentes sobre as rodas de alumínio e aço as tensões de magnitude superior predominam sobre a roda de aço. Isto se deve ao fato de que o fator que influencia sobre o cálculo das tensões é a geometria do componente, e como pode ser visto nas Figuras 2.8 e 2.9, a roda de aço possui uma geometria mais esbelta do que a da roda de alumínio.

Conforme verificado no Capítulo 3 deste estudo, o processo de fabricação da roda de aço, que consiste na conformação à frio do aro e do disco, causa diferentes graus de trabalho a frio por todas as regiões destas partes da roda. Sendo assim, em função do grau de trabalho a frio têm-se também diferentes níveis de resistência. Nesse Capítulo apresenta-se também o procedimento para estimativa de novas propriedades mecânicas nas regiões da peça conformadas a frio. O desenvolvimento deste procedimento é apresentado no item a seguir.

## 5.5.2.1 – ESTIMATIVA DO GRAU DE TRABALHO À FRIO E NOVAS PROPRIEDADES MECÂNICAS DOS MATERIAIS NAS REGIÕES MAIS SOLICITADAS

Considerando-se os resultados apresentados nas Figuras 5.30 a 5.36, verifica-se que as regiões mais solicitadas do modelo da roda de aço correspondem à extremidade do rasgo da válvula, onde na Figura 5.31 observa-se a tensão com valor de 294,1 MPa, e à extremidade do flange do aro, onde na Figura 5.30 observa-se a tensão de 325 MPa.



Nas regiões mencionadas, os valores limites para a resistência à tração e o limite de fadiga serão determinados considerando-se a abordagem para estimativa de deformações equivalentes apresentada no item 3.4.2 deste estudo.

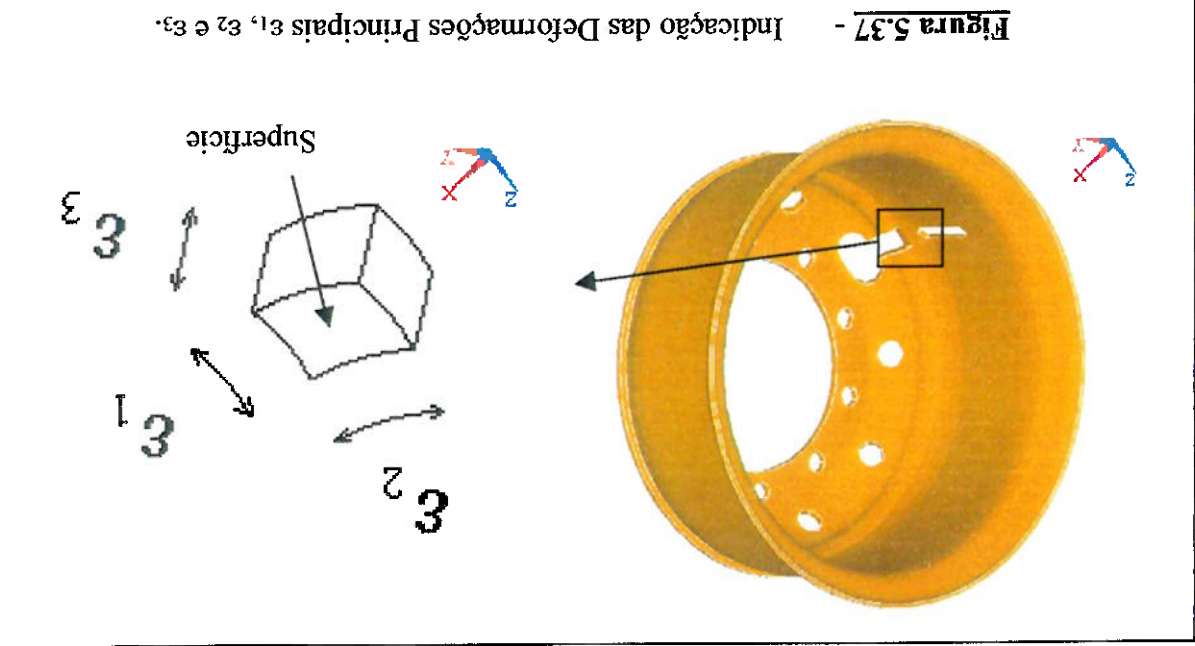
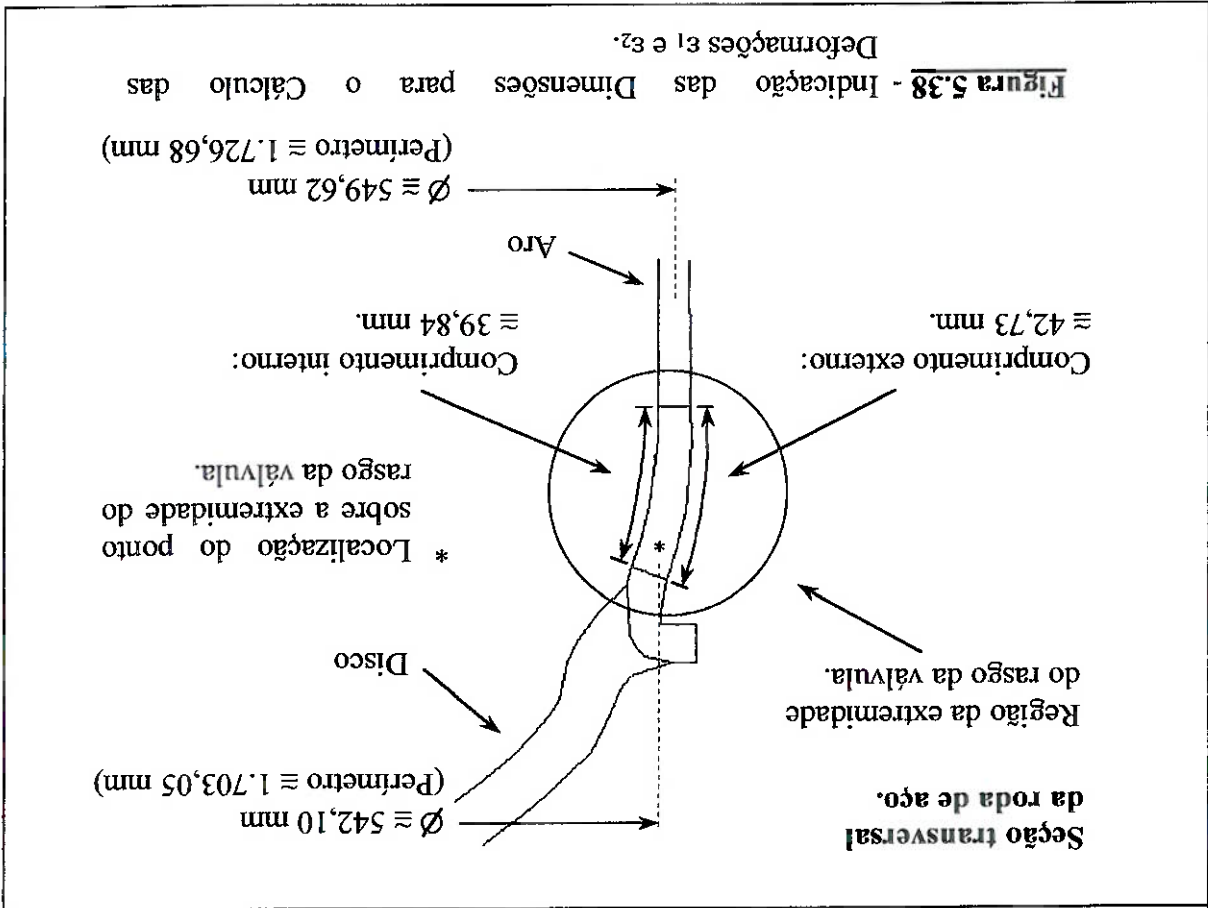
A primeira região considerada no cálculo corresponde à extremidade do rasgo da válvula. Nesta região foram estimadas duas deformações, sendo a primeira na direção tangente à linha que define o perímetro da roda, e a segunda tangente à superfície no ponto considerado, e perpendicular à primeira. Na Figura 5.37 são apresentadas esquematicamente as direções consideradas no cálculo, bem como o ponto sobre o qual estas deformações foram estimadas. Na Figura 5.38 são apresentadas as dimensões da roda consideradas nos cálculos de  $\epsilon_1$  e  $\epsilon_2$ .

A deformação  $\epsilon_1$  corresponde a variação de perímetro na região da extremidade do rasgo da válvula. A deformação  $\epsilon_2$  refere-se à variação de comprimento da superfície da chapa devido à curvatura da mesma, conforme é apresentado na Figura 5.38. A variação de espessura da chapa é representada pela deformação  $\epsilon_3$ .

A partir das medidas indicadas na Figura 5.38, onde para o ponto localizado na extremidade do rasgo da válvula verifica-se um perímetro inicial de 1.726,68 mm e final de 1.703,05 mm, pode-se obter uma estimativa para o valor da deformação principal  $\epsilon_1$  do seguinte modo:

$$\epsilon_1 = \frac{1703,05 - 1726,68}{1726,68} = -0,0137 \quad (5.3)$$

Com relação à deformação  $\epsilon_2$ , esta será estimada considerando-se que o comprimento inicial da chapa na região analisada corresponde à média dos comprimentos externo e interno. Deste modo tem-se:



Admitindo-se o valor de  $\sigma_0$  como limite de resistência à tração real, o novo valor limite de resistência à tração de engenharia será estimado considerando-se que tanto para o

$$\sigma_{lim}^{df} = 714 \cdot 0,0509^{0,22} = 370,83 \text{ MPa} \quad (5.11)$$

equação 3.3:

1. Assim, obtêm-se o valor para o novo limite de deformações plásticas através da aro da roda, o qual corresponde ao SAE 1012, os valores  $\sigma_0 = 714 \text{ MPa}$ ,  $m = 0,22$ , e  $\epsilon_{Tf} =$  os materiais indicados na Tabela 3.1, serão admitidos para o aço utilizado na fabricação do Considerando-se os valores para os coeficientes  $\sigma_0$ , de encruamento  $m$ , e  $\epsilon_{Tf}$ , para

$$\epsilon_e = \frac{\sqrt{(-0,0138 + 0,0355)^2 + (-0,0355 - 0,0494)^2 + (-0,0138 - 0,0494)^2}}{\sqrt{2} (1 + 0,5)} = 0,0509 \quad (5.10)$$

obtem-se:

A deformação equivalente é então calculada por meio da equação 3.6, onde

$$\epsilon_{T3} = \ln(1 + 0,0506) = 0,0494 \quad (5.9)$$

$$\epsilon_{T2} = \ln(1 - 0,0349) = -0,0355 \quad (5.8)$$

$$\epsilon_{T1} = \ln(1 - 0,0137) = -0,0138 \quad (5.7)$$

$$\epsilon_{Ti} = \ln(1 + \epsilon_i) \quad (3.1)$$

As deformações principais reais  $\epsilon_{Ti}$  podem ser calculadas através da equação 3.1:

$$\epsilon_3 = \left( \frac{1}{(1 - 0,0137)(1 - 0,0349)} - 1 \right) = 0,0506 \quad (5.6)$$

A deformação  $\epsilon_3$  poderá ser calculada através da equação 3.7 d:

$$\epsilon_2 = \frac{39,84 - 41,28}{41,28} = -0,0349 \quad (5.5)$$

$$\text{Comprimento inicial} = \frac{42,73 + 39,84}{2} = 41,28 \text{ mm} \quad (5.4)$$

material no estado original como trabalhado à frio, o quociente obtido da diferença entre os limites de resistência à tração e resistência ao escoamento de engenharia pela diferença entre o valor de  $\sigma_0$  e limite de resistência ao escoamento de engenharia permanece constante. Assim tem-se:

$$(5.11) \quad \frac{330 - 180}{\sigma_{lim} - 370,83} = \frac{714 - 180}{714 - 370,83} \Rightarrow \sigma_{lim} = 467,22 \text{ MPa}$$

Esta hipótese considera que os limites de resistência à tração e escoamento de engenharia convergem para o valor do limite de resistência à tração real com o aumento do grau de trabalho a frio, sendo que os três tornam-se iguais com o esgotamento da ductilidade do material.

O grau de trabalho a frio, o qual é representado pela redução de área, pode ser estimado através da equação 3.8:

$$(5.12) \quad \text{Grau de trabalho a frio} = 1 - \frac{1}{1 + 0,0509} = 0,0484 \text{ ou } 4,84 \%$$

O novo limite de fadiga para a região da extremidade do rasgo da válvula será estimado através da Figura 3.7, a qual indica a influência do grau de trabalho a frio sobre o limite de fadiga para o aço 1015. Neste cálculo será admitido que o comportamento de variação do limite de fadiga para o aço 1012 em função do grau de trabalho à frio é semelhante ao comportamento apresentado na Figura 3.7. Assim, considerando-se o grau de trabalho a frio de 4,83 %, obtém-se da Figura 3.7 o valor para o limite de fadiga correspondente à 135 MPa.

Na Tabela 5.3 são apresentados os resultados obtidos para a região da extremidade do rasgo da válvula.

**Tabela 5.3** – Propriedades Mecânicas Consideradas para a Região da Extremidade do Rasgo da Válvula.

Região	Escocamento (MPa)	Resistência à tração (MPa)	Limite de fadiga	$\sigma_0$ (MPa)	m	$\epsilon_{Tf}$
Rasgo da válvula	370	467	135	714	0,22	1,0

Similarmente, nas Figuras 5.39 e 5.40 são apresentadas as condições para o cálculo das propriedades mecânicas sobre a região do flange do aro.

Através do mesmo procedimento de cálculo apresentado para a determinação das propriedades mecânicas sobre a região da extremidade do rasgo da válvula, obtêm-se também os valores correspondentes para a região do flange do aro, os quais são apresentados na Tabela 5.4.

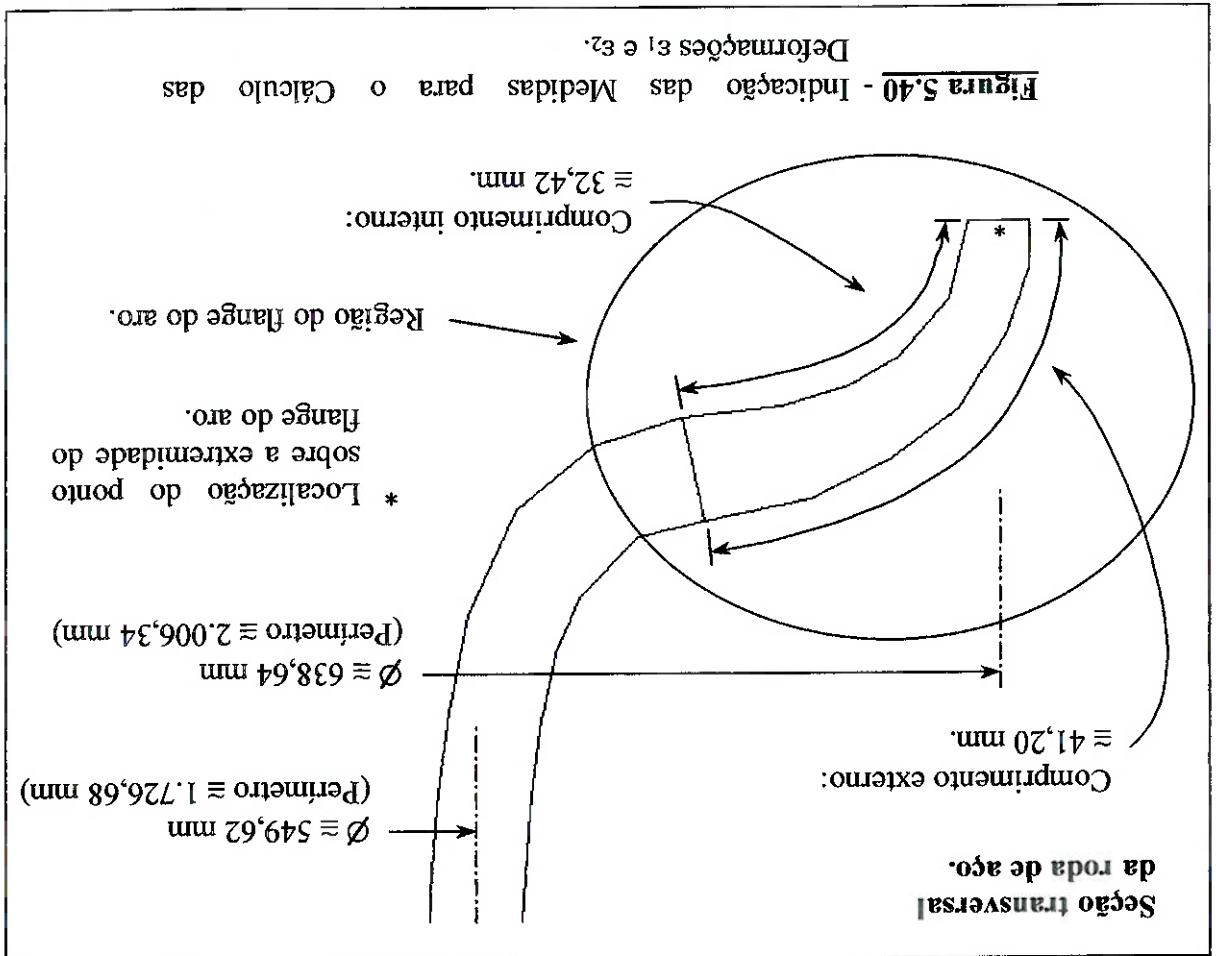
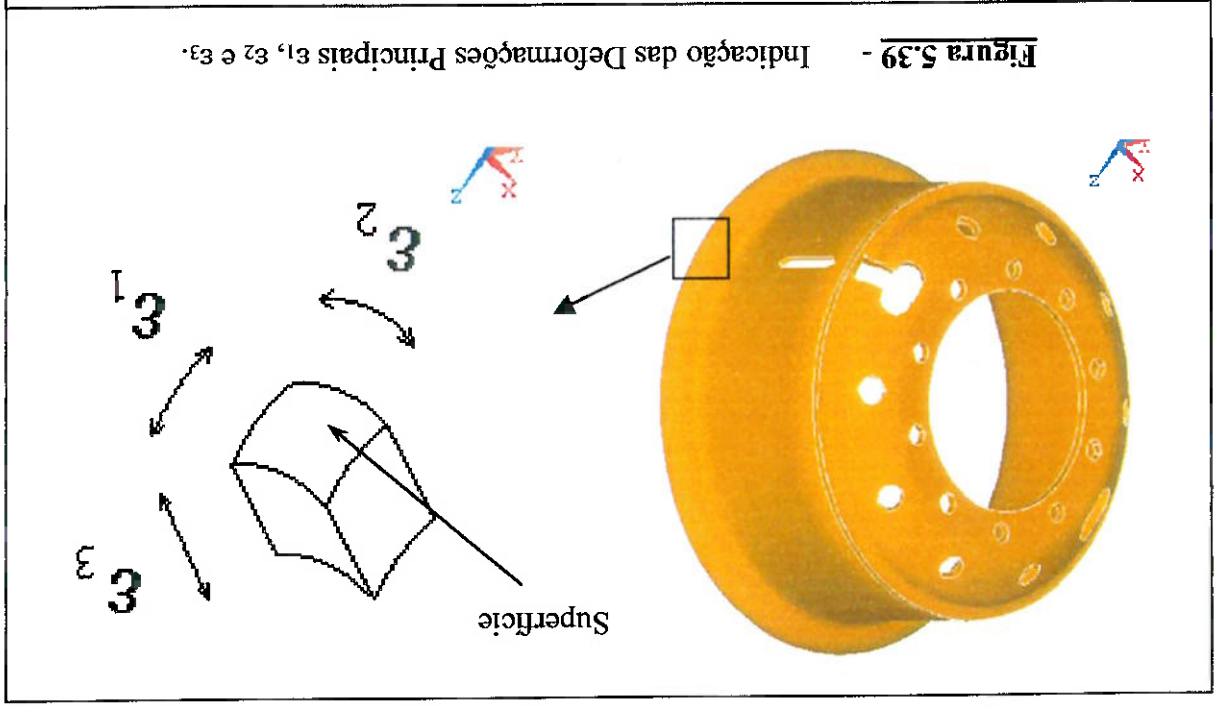
**Tabela 5.4** – Propriedades Mecânicas Consideradas para a Região do Flange do Aro.

Região	Escocamento (MPa)	Resistência à tração (MPa)	Limite de fadiga	$\sigma_0$ (MPa)	m	$\epsilon_{Tf}$
Flange do aro	533	584	172	714	0,22	1,0

Deste modo, considerando-se a tensão máxima atuando sobre a extremidade do rasgo da válvula que é de 294,1 MPa, pode-se verificar que esta é aproximadamente 20 % inferior à tensão limite de escoamento estimada para esta região.

Com relação ao ponto presente na extremidade do flange do aro, cuja tensão máxima observada é de 333,8 MPa para a posição angular de 0° em relação à carga vertical, verifica-se que esta também é cerca de 37% inferior ao limite de resistência ao escoamento da peça conformada.

Em termos de coeficientes de segurança, com relação aos limites de resistência ao escoamento, pode-se notar que o coeficiente para a extremidade do rasgo da válvula é de 1,26 enquanto que o respectivo coeficiente para a extremidade do flange do aro é de 1,6.



## 5.6 – ANÁLISE DE MODOS E FREQUÊNCIAS NATURAIS DAS RODAS

Como o objetivo deste trabalho é analisar o fenômeno de fadiga das rodas de alumínio e aço, e sabendo que este fenômeno está associado à ocorrência de tensões dinâmicas atuantes no componente, é importante avaliar o comportamento dinâmico da roda, principalmente sob o aspecto da determinação das frequências naturais de vibração do componente, a fim de verificar a eventual possibilidade de ocorrência de amplificação dinâmica das tensões. Este fato pode ocorrer caso a rotação na qual é executado o ensaio de fadiga das rodas de caminhões, esteja próxima à alguma das frequências naturais das rodas.

Tendo em vista a complexidade da geometria das rodas analisadas neste estudo, e também a existência do modelo das rodas, preparados para a execução da análise de tensões com o emprego do Método dos Elementos Finitos, optou-se pela aplicação deste método numérico para avaliação das frequências naturais e modos de vibrações das rodas. Para execução da análise de modos e frequências naturais de vibração das rodas, empregou-se os mesmos modelos já apresentados no item 5.2 deste Capítulo, com as mesmas condições de contorno definidas no item 5.3.

Na Figura 5.41 apresentam-se os modos de vibração associados aos três primeiros modos de excitação da roda de alumínio. Verifica-se que o rasgo da válvula é dividido por um plano de simetria, segundo o qual atuam os três primeiros modos de vibração encontrados. As frequências naturais associadas ao primeiro e segundo modos de vibração correspondem a 383,9 e 384 Hz. O terceiro modo de vibração ocorre a uma frequência de 589,9 Hz. Nos três primeiros modos de vibração encontrados, predominam deslocamentos sobre as regiões do flange do aro.

Com relação à roda de aço, cujos três primeiros modos e frequências naturais são apresentados na Figura 5.42, pode-se também verificar uma grande semelhança entre os dois primeiros modos de vibração, ocorrendo estes nas frequências de 269,5 e 274,9 Hz,

respectivamente. O terceiro modo de vibração encontrado ocorre na frequência de 503,2 Hz.

O motivo da roda de aço apresentar frequências naturais mais baixas do que a roda de alumínio está associado ao fato de que a primeira tem uma estrutura mais esbelta e é mais pesada do que a última, sendo que ambos os efeitos contribuem para a redução do valor da frequência natural.

Considerando-se a primeira frequência natural de cada roda, pode-se determinar a rotação da mesma que excitaria esta frequência, sendo que para as rodas de aço e alumínio, respectivamente, estas rotações seriam de 16.170 e 23.034 rpm, sendo estas rotações extremamente elevadas, superiores inclusive às rotações de turbinas a gás empregadas em aeronaves.



Figura 5.41 – Primeiro, Segundo e Terceiro Modos de Vibração da Roda de Alumínio.

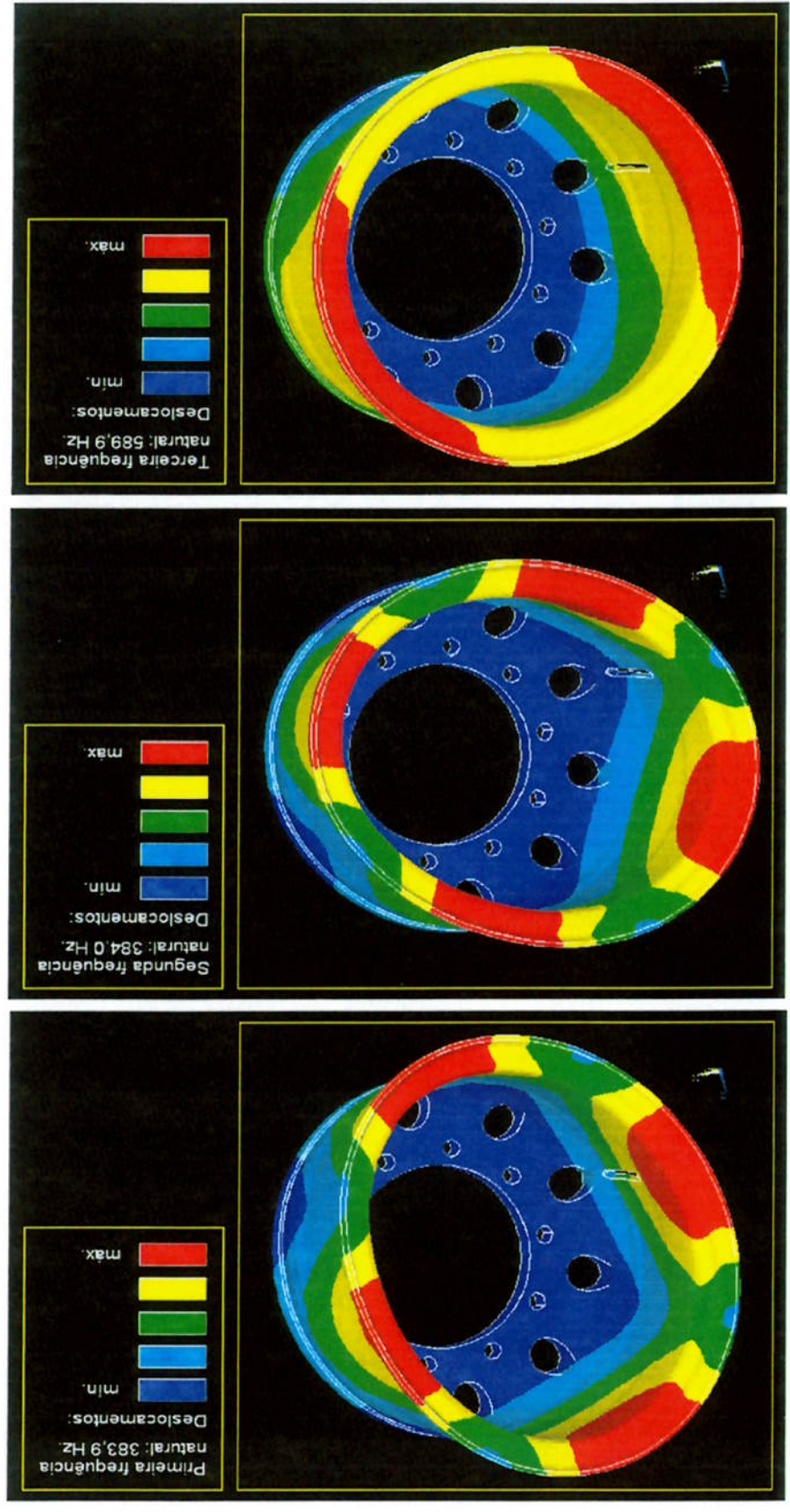
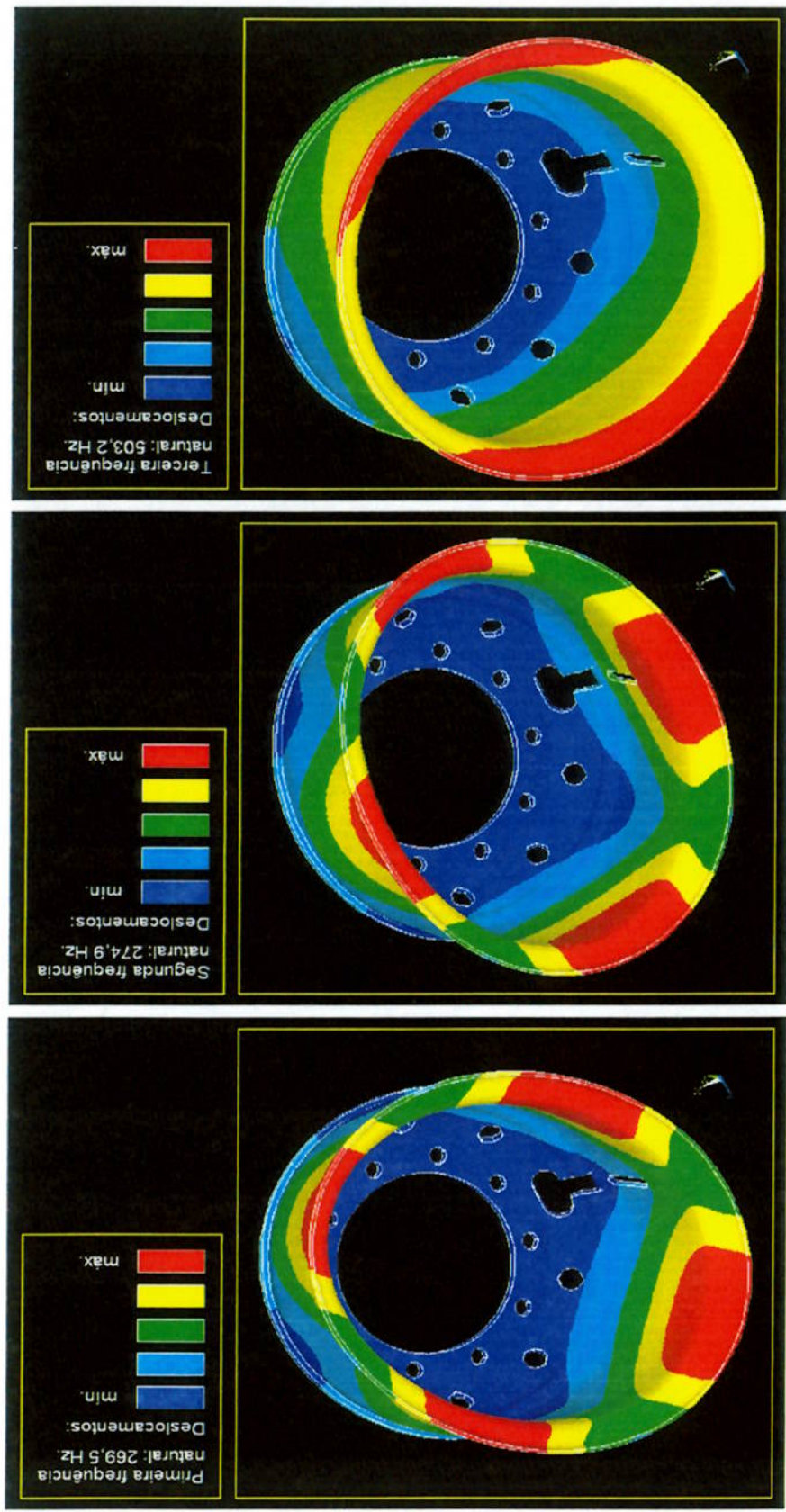


Figura 5.42 – Primeiro, Segundo e Terceiro Modos de Vibração da Roda de Alumínio.



Para efeito de comparação destas rotações com uma rotação usual destes equipamentos, pode-se verificar a rotação esperada destas rodas para um veículo se movimentando com uma velocidade de 80 km/h, a qual pode ser considerada elevada para um caminhão do tipo carreta, no qual o modelo de roda estudado é frequentemente montado.

O diâmetro do conjunto pneu/roda é de aproximadamente 1,1 m, e a cada rotação este pneu avançaria 3,45 m. A velocidade de 80 km/h corresponde a 22,2 m/s, ou seja, em um segundo a roda executaria 6,43 voltas, o que representa uma frequência de 6,43 Hz, muito inferior à frequência natural do primeiro modo de vibração das rodas.

Dessa forma sob as condições usuais de utilização da roda, não é esperado que seja excitado este modo de vibração do componente, e nem que a roda seja submetida a um carregamento dinâmico com frequências tão elevadas, considerando a própria natureza do contato pneu / via tratável, não havendo portanto, o fenômeno de amplificação dinâmica que poderia influenciar o processo de fadiga.

Como apresentado no Capítulo 3, nos testes de fadiga padronizados por normas técnicas utiliza-se um corpo de provas de dimensões reduzidas de tal forma que a formação da trinca ocupa a maior parte do tempo do ensaio, ao passo que o seu crescimento até o tamanho crítico, o qual provoca a fratura, está concentrado no final do teste. Porém entre os testes padronizados e as estruturas reais existem diferenças relativas não só devido ao carregamento, que pode ter natureza aleatória, mas também em relação à forma geométrica. Em estruturas reais pode-se lidar também com regiões de altos gradientes de

contribui, de forma significativa, para a ocorrência do fenômeno de fadiga. significativa variação desta magnitude ao longo de um ciclo de giro da roda, o que ambas, as rodas o componente é submetido a tensões de elevada magnitude com surgimento de uma trinca, devido à ação de solicitações cíclicas, já que nesta região, de considerando-se a região do rasgo da válvula como o local de maior probabilidade de observações que será realizada a análise de fadiga para as rodas de aço e alumínio, possibilidade de se iniciar uma trinca, induzida pelo processo de fadiga. E com base nestas quais os pontos mais solicitados em cada roda e portanto, os pontos onde haveria maior alumínio, conforme a norma NBR 6751 [1]. Através destas análises foi possível identificar base nas condições de carregamento recomendadas para ensaios de fadiga da roda de pressão de inflação de 999,7 kPa, e carga vertical de 65.000 N, valores estes definidos com rodas de aço e alumínio, quando submetidas à condição de carregamento definida pela No Capítulo 5 observa-se a variação na distribuição das tensões atuantes sobre as

## 6.1 – CONSIDERAÇÕES INICIAIS

# ANÁLISE DE FADIGA DAS RODAS

## CAPÍTULO VI

tensões e aí o processo de propagação de trincas é muito diferente dos testes padronizados

[3].

No caso das rodas em geral, incluindo as rodas de caminhões, as quais são o objeto deste estudo, é de fundamental importância a previsão do número de ciclos de carregamento necessários para haver a formação da trinca, pois a partir do instante que a mesma é detectada, a roda deve ser reparada, para se evitar a fratura da mesma, fato que poderia causar um grave acidente com o veículo, envolvendo como consequência, inclusive a perda de vidas humanas.

Desta forma, neste capítulo, será desenvolvido o estudo do fenômeno de fadiga de rodas de aço e alumínio, procurando-se prever o número de ciclos de carregamento de magnitude pré-definida, a que estas podem ser submetidas, até haver a formação de uma trinca. Para tanto é empregado o modelo de análise de fadiga baseado na curva S-N, cujos princípios foram apresentados no Capítulo 3 deste estudo.

A análise de fadiga é baseada na análise das tensões atuantes nas rodas quando estas são submetidas ao carregamento recomendado pela norma NBR 6751, quando da execução do ensaio de fadiga radial. Segundo esta norma, no ensaio da roda de alumínio, o pneu deve estar inflado a uma pressão de 99,7 kPa (145 psi) e a carga vertical no contato pneu / superfície deve ser de 63,994 N. Já para o ensaio da roda de aço, emprega-se a mesma pressão de inflação, porém submete-se o componente a uma carga vertical de 59,094 N, inferior a empregada no teste da roda de alumínio. Portanto, para ambas as rodas, a análise por elementos finitos teve que ser novamente processada, considerando-se os valores de carregamentos verticais indicados acima.

Finalmente, a norma supra-citada especifica que a roda de aço deve resistir a 700.000 ciclos de carregamento acima citado, correspondendo a 700.000 rotações da roda, sem apresentar falha por fadiga, enquanto que para a roda de alumínio, esta mesma norma especifica que o componente deve resistir a 1.000.000 de ciclos de carregamento. A falha

por fadiga é caracterizada pela nucleação de trincas na roda, cuja dimensão para ser detectada por métodos de inspeção não destrutivos corresponde a cerca de 2 a 3 mm.

Na análise de fadiga executada neste Capítulo procura-se verificar, com o emprego da curva S-N, se as rodas irão resistir aos números de ciclos de carregamento acima citados, quando submetidas a um ciclo de tensões, cuja magnitude é avaliada a partir da análise dos resultados obtidos com o processamento do programa de elementos finitos, considerando diversas posições angulares de aplicação da carga vertical, tal como já executado no Capítulo 5.

## **6.2 – MODELO DE ANÁLISE DE VIDA EM RODAS**

Tal como apresentado no Capítulo 3 deste trabalho, o desenvolvimento do modelo de análise de fadiga será baseado no emprego da curva S-N.

Adicionalmente, também como apresentado no item introdutório deste Capítulo, a norma NBR 6751 [1], utilizada para avaliar a resistência à fadiga de rodas para caminhões, supõe que a roda, montada com o pneu, é submetida a uma carga vertical pré-determinada, e posta a girar com uma rotação pré-definida.

Nesta situação de carregamento, tem-se que, sob o aspecto de análise de fadiga, um ciclo de carregamento dinâmico é definido por uma rotação completa da roda, e o carregamento é constante, atuando sempre no ponto de contato do pneu com a superfície de apoio. Tomando-se um ponto fixo na roda, a variação da tensão atuante no mesmo dependerá da posição angular deste em relação ao ponto de aplicação da carga na roda, tal como apresentado no item 5.6 deste trabalho. Desse modo, a solicitação cíclica atuante em um ponto da roda é definida pela variação das tensões atuantes neste ponto ao longo de uma rotação completa desta roda.

Considerando as condições do ensaio de fadiga das rodas, sob a ação de carga vertical constante, tem-se que as solicitações dinâmicas atuantes nas rodas são constantes ao longo do ensaio, podendo ser aplicado, de uma forma direta, o modelo da curva S-N, ou seja, definindo o valor da flutuação de tensão dinâmica atuante em um ponto considerado crítico da roda, define-se o número de ciclos de carregamento necessários para haver a nucleação da trinca através do emprego da seguinte formulação:

$$N = \frac{S_b^R}{k} \quad (6.1)$$

onde:

$N$  = número de ciclos de carregamento necessários para haver a nucleação da trinca;

$S_b^R$  = limite de resistência à fadiga em um ponto da roda;

$b$  e  $k$  = constantes relativas a curva S-N do material empregado na construção da roda.

Especificamente para análise de fadiga de rodas em geral, incluindo as rodas de caminhões, são necessárias execuções de algumas correções na curva S-N característica do material base, visando a consideração dos seguintes efeitos:

- presença de esforços combinados – estado multiaxial de tensões – atuantes na roda;
- presença de uma tensão média, não nula, atuante no componente;
- caracterização do efeito do acabamento superficial da roda sobre a resistência à fadiga do material;
- variabilidade dos dados experimentais utilizados para caracterizar a curva S-N do material.

Os dois últimos itens citados acima, os quais referem-se ao acabamento superficial e à variabilidade dos dados experimentais, serão considerados na correção do limite de fadiga do material do componente analisado.

Na sequência deste item são discutidas as correções a serem executadas na equação (6.1), a fim de permitir a análise de fadiga das rodas de aço e alumínio.

## 6.2.1 – EFEITO DA PRESENÇA DE TENSÕES MULTIAXIAIS

Tal como apresentado no Capítulo 5, cada ponto da roda está submetido a um estado tri-axial de tensões. Da mesma forma que utiliza-se uma tensão equivalente para comparar a solicitação atuante no componente com o limite de escoamento do material empregado na fabricação do mesmo, sugere-se a utilização de uma tensão equivalente cíclica para analisar o processo de fadiga relacionado à ação de tensões cíclicas multiaxiais.

Considerando a metodologia de análise empregada neste estudo, na qual a roda executa um movimento de rotação, submetida à ação de um carregamento vertical constante, verifica-se que a magnitude das tensões atuantes em um ponto da roda é dependente da posição angular desta em relação ao ponto de aplicação da carga. Desta forma, ao longo de uma rotação da roda, fixando-se um determinado ponto, este é submetido a um ciclo de variação de tensões.

Verificando-se os resultados das tensões atuantes sobre as rodas observa-se que, para um dado ponto da roda, além da variação da magnitude das tensões, ocorre uma variação da direção das tensões principais que atuam no ponto, ao longo de uma rotação completa da roda.



Para os casos complexos de solicitação cíclica onde as direções principais não permanecem constantes, não existe, ainda, uma solução para análise do fenômeno de fadiga sobre o qual não se possa vir a colocar restrições [3].

Uma das técnicas mais empregadas na análise do fenômeno de fadiga de componentes submetidos a tensões cíclicas multiaxiais é o denominado critério de Sines.

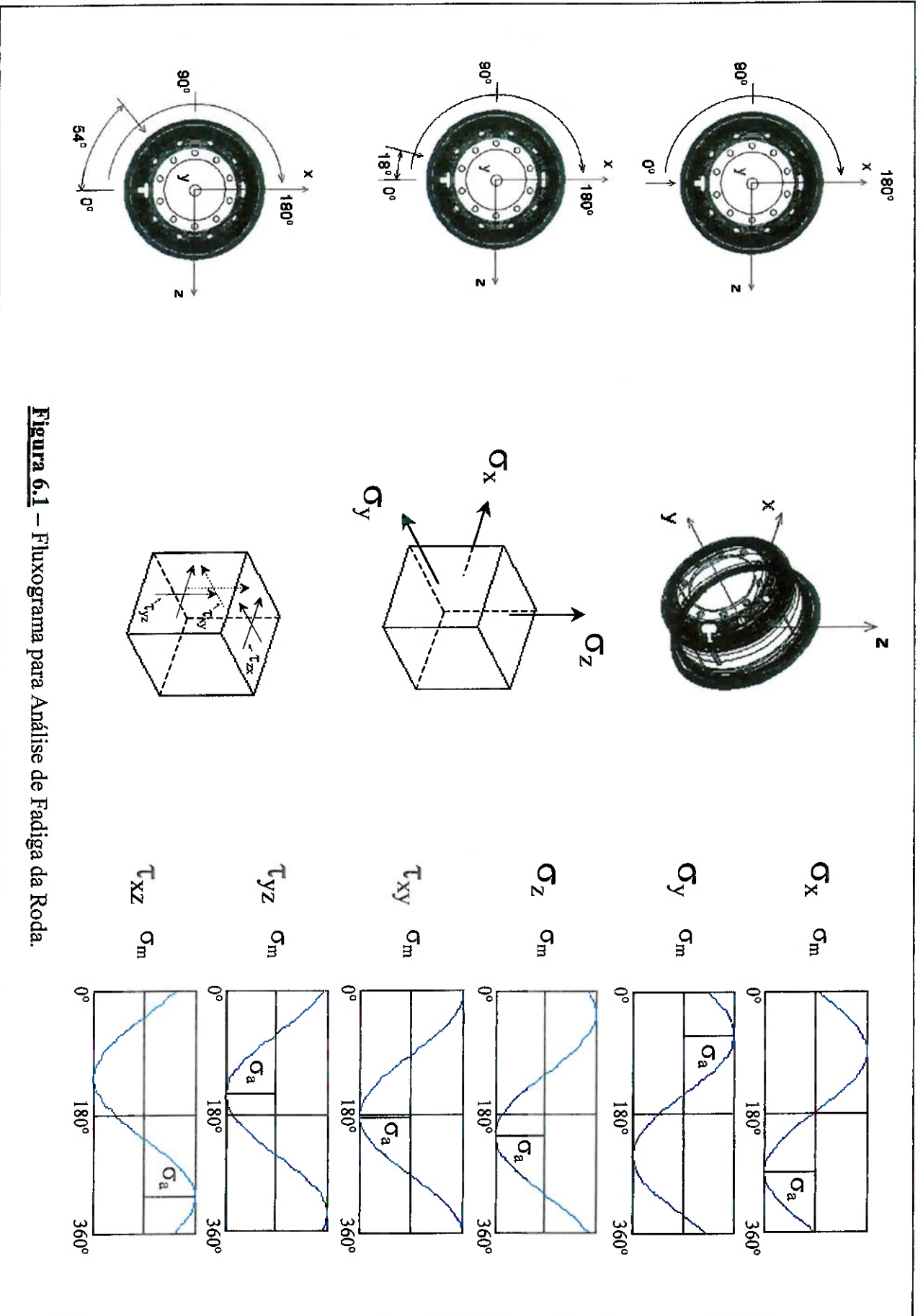
Neste método, apresentado detalhadamente na referência [5], utiliza-se o cálculo de uma tensão alternada equivalente e de uma tensão média equivalente, definidas a partir do histórico de tensões alternadas sobre o componente, ao longo de um ciclo de carregamento.

No caso específico das rodas analisadas neste estudo, para definição das tensões equivalentes médias e alternadas atuantes em um dado ponto do componente, emprega-se o seguinte procedimento, esquematizado na Figura 6.1:

- Executar a análise estrutural da roda, considerando a aplicação da carga em diversas posições angulares da mesma, tomadas em relação ao rasgo da válvula. Nesta análise, foram empregadas as posições de carregamento  $0^\circ$ ,  $18^\circ$ ,  $54^\circ$ ,  $90^\circ$ ,  $126^\circ$ ,  $162^\circ$  e  $180^\circ$ ,  $198^\circ$ ,  $234^\circ$ ,  $270^\circ$ ,  $306^\circ$  e  $342^\circ$ .

- Levantar as componentes das tensões atuantes em um ponto específico da roda. Visando a posterior avaliação das tensões equivalentes, as componentes das tensões foram definidas em conformidade com o sistema de referência global do modelo, pois dessa forma é possível definir a variação das componentes das tensões, ao longo de um ciclo, em uma dada direção específica.

- Definir a amplitude e o valor médio de cada uma das componentes de tensões atuantes em um dado ponto, ao longo de um dado ciclo de carregamento, equivalente a uma rotação da roda.



**Figura 6.1** – Fluxograma para Análise de Fadiga da Roda.

- Calcular as tensões equivalentes média e alternada a partir de um dado ponto da roda, com o emprego do critério de von Mises, conforme as

formulações abaixo indicadas:

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( (\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_x - \sigma_z)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + 3(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2) \right)} \quad (6.2)$$

$$\sigma_{vm} = \sqrt{\frac{1}{2} \left( (\sigma_m - \sigma_n)^2 + (\sigma_m - \sigma_o)^2 + (\sigma_n - \sigma_o)^2 + 3(\tau_{mn}^2 + \tau_{no}^2 + \tau_{om}^2) \right)} \quad (6.3)$$

onde:

$\sigma_{vm}$  é a tensão equivalente de von Mises;

$\sigma_x, \sigma_y$  e  $\sigma_z$  são tensões normais;

$\tau_{xy}, \tau_{xz}$  e  $\tau_{yz}$  são tensões de cisalhamento;

e os índices  $m$  e  $n$  indicam respectivamente, tensões médias e alternadas.

Este método para o cálculo da tensão alternada equivalente tende a ser conservador uma vez que as tensões máximas para cada uma das seis componentes de tensão alternada não são necessariamente simultâneas, e nesse modelo a tensão equivalente alternada é calculada a partir de cada uma das componentes de tensão alternada, maximizando portanto este valor.

## 6.2.2 – EFEITO DA TENSÃO MÉDIA

Um fator que afeta significativamente o comportamento da curva S-N é o valor

da razão de tensão ( $R$ ), definida como a razão entre os valores mínimo e máximo das tensões atuantes em um ciclo de carregamento. Como as estruturas normalmente são submetidas a um valor de tensão média diferente de zero, tem-se que a correta determinação da influência do fator  $R$  é fundamental para a avaliação da vida em fadiga da estrutura.

Existem diversas relações empíricas propostas para corrigir a curva S-N em função da variação do valor de R, permitindo que seja calculada a vida em fadiga da estrutura, mesmo que esta esteja submetida a tensões médias diferentes do valor empregado nos testes. Dentre estas relações podem ser citadas [5]:

$$(6.4) \quad \text{Goodman modificada:} \quad \sigma_a = S_f \left(1 - \frac{S_n}{\sigma}\right)$$

$$(6.5) \quad \text{Gerber:} \quad \sigma_a = S_f \left(1 - \left(\frac{S_n}{\sigma}\right)^2\right)$$

$$(6.6) \quad \text{Soderberg:} \quad \sigma_a = S_f \left(1 - \frac{S_y}{\sigma}\right)$$

onde:

$\sigma_m$  = tensão média;

$\sigma_a$  = tensão alternada;

$S_f$  = tensão limite de fadiga para um dado número de ciclos, com  $\sigma_m = 0$ ,

ou  $R = -1$ ;

$S_u$  = tensão limite de resistência à tração do material;

$S_y$  = tensão de escoamento do material.

As mesmas correções podem ser aplicadas na avaliação do limite de resistência à fadiga, relacionado a um número de ciclos de carregamento específico.

Para o caso do estudo de fadiga de componentes fabricados em aço, Fuchs [5]

afirma que tanto a relação de Gerber como a de Goodman modificada podem ser aplicadas

na correção da curva S-N, apresentando resultados satisfatórios. Já para o caso do alumínio

6061-T6, empregado na fabricação de rodas de alumínio, Yahr [9] recomenda a aplicação

da relação de Gerber para contabilizar o efeito da tensão média sobre a resistência à fadiga

deste material, pois verifica-se que esta última apresenta melhores resultados do que a primeira para materiais que possuem elevada relação entre tensão de escoamento e resistência à tração.

Como neste trabalho busca-se a comparação da resistência à fadiga de rodas de aço e alumínio, opta-se pela utilização de uma mesma metodologia para correção da curva S-N do aço e do alumínio, e conforme afirmações acima citadas, seleciona-se a relação de Gerber para a execução desta correção.

As relações propostas para a correção da curva S-N em função da presença de tensão média não nula ( $\sigma_m \neq 0$ ), descritas nas equações 6.4 a 6.6, devem ser empregadas quando a tensão média é positiva, ou seja, de tração, uma vez que esta tende a acelerar o processo de nucleação da trinca. Quando a tensão média é de compressão, embora possa haver um aumento na resistência à fadiga do material, Fuchs e Stephens [5] sugerem que a presença da mesma seja desconsiderada, e o cálculo de fadiga seja executado considerando a tensão média nula, ou seja, desconsiderando-se qualquer variação na curva S-N determinada para uma razão de tensões igual a  $-1$  ( $R = -1$ ), correspondendo a uma tensão média nula.

Ainda com relação ao efeito das tensões médias de compressão, os autores supra-citados ressaltam que, nesta situação, deve-se verificar se a soma da tensão média com a tensão alternada não atinge uma magnitude que possa causar o escoamento do material na condição de carregamento de compressão.

No caso específico da aplicação do Critério de Sines, como estão sendo empregadas tensões equivalentes para representar as tensões médias e alternadas, os critérios de projeto de componentes mecânicos, tais como eixos, sugerem que a tensão média seja considerada de tração, aplicando-se as equações citadas para corrigir a resistência à fadiga do material.

### 6.2.3 – EFEITO DO ACABAMENTO SUPERFICIAL

Os critérios de análise de fadiga de componentes mecânicos baseiam-se nas tensões nominais atuando sobre a geometria da peça, as quais são comparadas com valores de tensões limites obtidos em testes realizados com corpo de provas cujo acabamento superficial é controlado, visando a obtenção de pequena rugosidade. Uma vez que a formação de trincas ocorre usualmente sobre a superfície, onde as tensões são maiores e existem mudanças de geometria [5], a ocorrência de trincas sobre a superfície do corpo de prova no ensaio padronizado exigirá uma quantidade de ciclos significativamente maior do que a necessária para o surgimento das mesmas na superfície de um componente real sujeito à uma condição de carregamento igual à empregada no ensaio do corpo de prova, porém com um acabamento superficial de menor qualidade que a deste último.

Sabendo-se que o acabamento superficial de um componente é função do tipo de processo de fabricação empregado na sua produção, os livros de projetos de máquinas, tal como o escrito por Shigley [27], apresentam um coeficiente de correção a ser utilizado para caracterizar a resistência à fadiga do material em função do acabamento superficial esperado para o componente.

Este coeficiente é determinado a partir de gráficos, tal como o reproduzido na Figura 6.2, onde, em função da magnitude do limite de resistência à tração do material e do tipo de processo de fabricação previsto para o componente, define-se este coeficiente de correção, denominado “Coeficiente de Correção de Acabamento Superficial –  $k_a$ ”:

O limite de fadiga é corrigido com o emprego da seguinte relação:

$$S_f' = k_a S_f \quad (6.7)$$

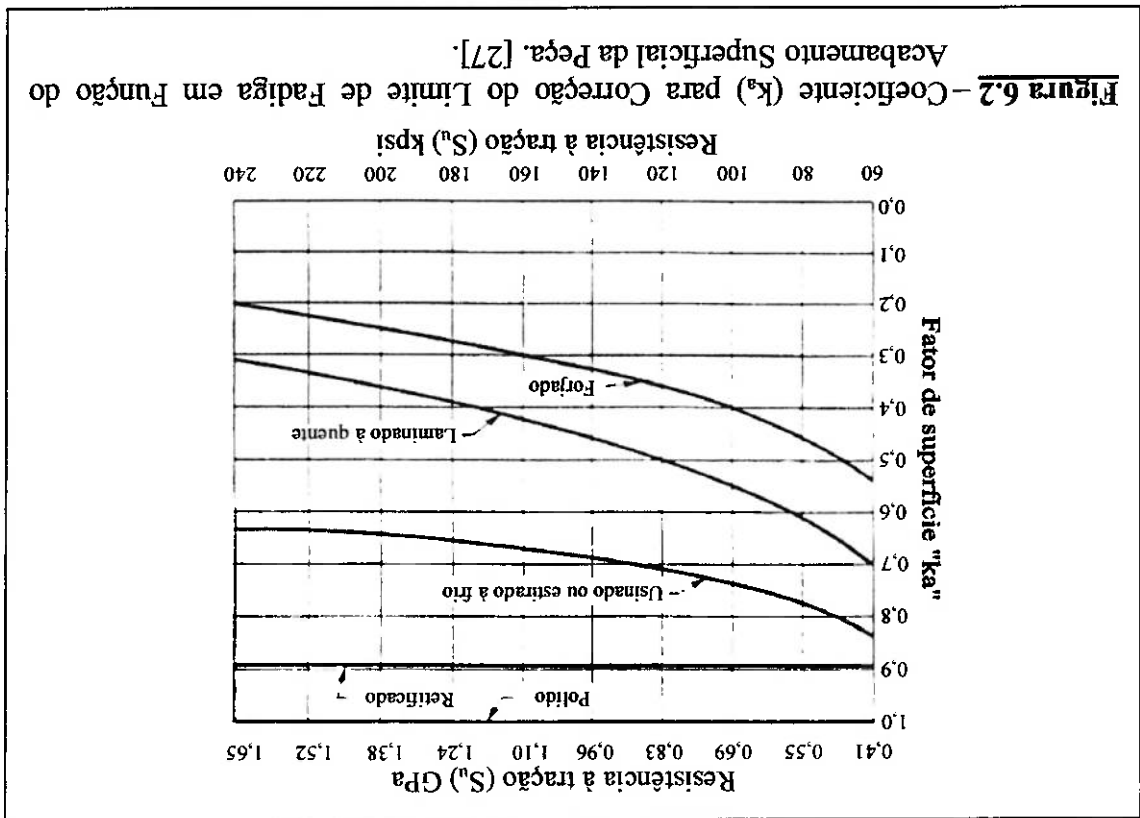
onde:

$S_f'$  – limite de fadiga corrigido para a peça considerando-se o acabamento superficial da mesma;

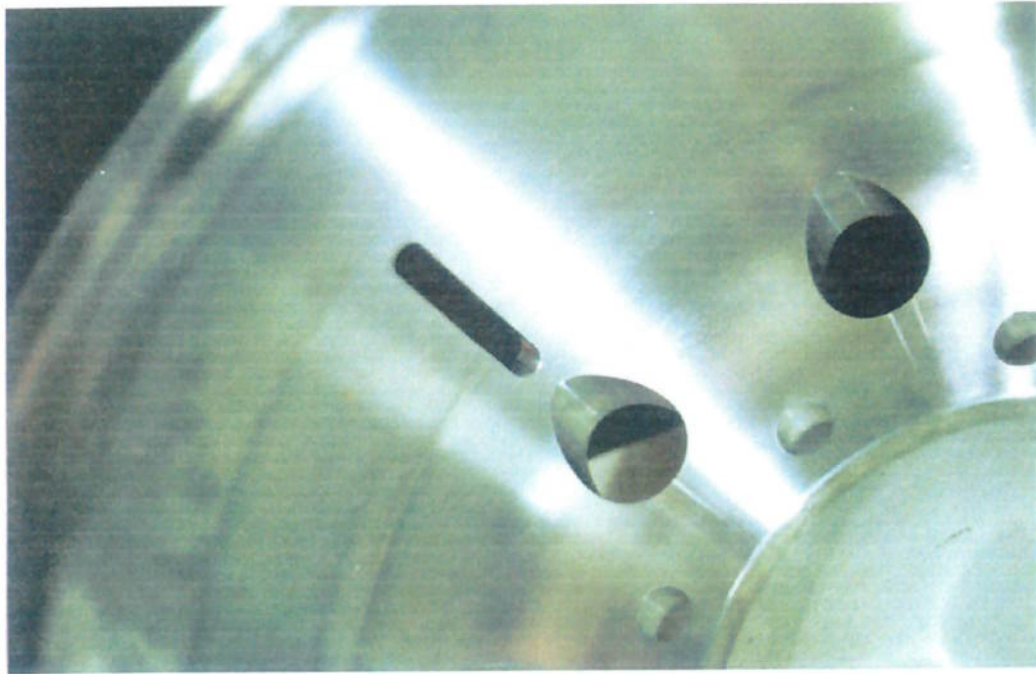
$S_f$  – limite de fadiga definido para o material da peça através do ensaio de fadiga

padronizado com corpo de provas;

$k_a$  – coeficiente de acabamento superficial.



Assim, a curva S-N corrigida deve ser empregada para a avaliação de resistência à fadiga de rodas de caminhões, sendo o coeficiente de correção  $k_a$  definido em função do material e do processo de fabricação empregados na construção da roda. As Figuras 6.3 e 6.4 permitem a observação dos acabamentos superficiais das rodas de aço e alumínio, podendo-se verificar que o acabamento superficial da roda de alumínio é de melhor qualidade que o observado na roda de aço, sendo esperado uma maior influência deste parâmetro na resistência à fadiga do aço.



**Figura 6.4** – Observação do Acabamento Superficial da Roda de Alumínio.



**Figura 6.3** – Observação do Acabamento Superficial da Roda de Aço.



## 6.2.4 – EFEITO DA VARIABILIDADE DOS DADOS EXPERIMENTAIS

A curva S-N que é obtida a partir do teste de fadiga padronizado representa uma

média dos resultados obtidos de vários ensaios realizados com valores diferentes de magnitude de tensões alternadas. Sabendo disto, para que seja obtido um bom conhecimento do comportamento em fadiga de um dado material a ser empregado na fabricação de um componente mecânico, é necessário a execução de um grande número de ensaios de fadiga em corpos de provas, e a partir da aplicação do modelo de análise estatística, mais precisamente o de Regressão Linear, define-se a curva média e uma curva de projeto, a qual leva em consideração a dispersão dos dados e supõe uma probabilidade reduzida de haver colapso por fadiga, quando o material é submetido à tensões cíclicas de magnitude inferior à indicada por esta curva para um dado número de ciclos de solicitação.

Segundo Shigley [27], baseando-se na observação de resultados de vários ensaios de fadiga para vários materiais, verifica-se que os limites de fadiga dos materiais ensaiados assumem uma dispersão em torno de um valor médio, a qual pode ser representada pela distribuição de probabilidade Normal. Quando não é possível o acesso aos resultados completos dos ensaios de fadiga mas à apenas a curva média, pode-se considerar que o desvio padrão do limite de fadiga em torno do valor médio corresponde à 8% do próprio limite de fadiga. Este valor é considerado conservador, uma vez que o mesmo é maior do que os valores observados para a maioria dos metais, [27].

Dessa forma, o limite de fadiga para definição da curva S-N do material pode ser corrigido com o auxílio de um “Fator de Confiabilidade –  $k_c$ ”, expresso pela relação:

$$k_c = \frac{S_f}{S_f - 0,08 S_f Z_r} \quad (6.10)$$

onde:

- $S_f$  = tensão limite de fadiga do material, obtida na curva média representativa do experimento;

deverem ser ligados por uma reta. Esta filosofia de correção da curva S-N supõe que estes e k que descrevem a curva S-N do material, com a simples suposição de que estes pontos forma de logaritmos, tanto da tensão como do número de ciclos, define-se os coeficientes b engenharia, e para  $10^6$  ciclos tem-se o limite de fadiga. Empregando-se estes dados na resistência à tração do material, obtido através da análise da curva tensão x deformação de sugerem que o limite de resistência à fadiga para  $10^3$  ciclos corresponde à 90% do limite de da curva S-N a partir do limite de fadiga corrigido. Para tanto, os autores em referência, mecânicos, tais como os escritos por Shigley [27] e Juvinall [4], recomendam a estimação Para os aços em geral, os livros que discutem o projeto de componentes experimentais.

associadas, respectivamente, ao acabamento superficial e à dispersão dos resultados Nos itens 6.2.3 e 6.2.4 foram apresentadas correções do limite de fadiga,

## 6.2.5 – CONSIDERAÇÕES SOBRE A CORREÇÃO DA CURVA S-N

variabilidade dos dados experimentais.

- $k_c =$  coeficiente para correção do limite de fadiga devido ao efeito da experimentais;

- $S_f'' =$  limite de fadiga corrigido para a peça analisada, considerando-se os efeitos de acabamento superficial e de variabilidade dos dados onde:

$$S_f'' = S_f' \cdot k_c \quad (6.11)$$

A correção do limite de fadiga pode ser escrito da forma:

desejada para o componente.

- $Z_f =$  abscissa da curva normal, que gera a probabilidade de sobrevivência

efeitos são mais significativos quando o componente mecânico é submetido a um nível de tensão que pode ser considerado reduzido, associado a uma vida operacional próxima de  $10^6$  ciclos, enquanto que para tensões de elevada magnitude, quando já ocorre plasticificação nas fibras mais externas da seção transversal do componente, estes fatores exercem pouca influência sobre o mecanismo de colapso por fadiga.

Estes mesmos autores não fazem qualquer comentário sobre a correção da curva S-N para o alumínio.

Especificamente para ligas de alumínio, e mesmo para o aço Fuchs e Stephens, [5], sugerem que toda a curva S-N deve ser corrigida em função da variação da condigão superficial do material e da dispersão dos dados experimentais.

Quanto a correção devido à presença de uma tensão média constante atuante sobre o componente, as formulações utilizadas para execução desta correção, neste texto, são tradicionalmente empregadas na análise de componentes mecânicos, não havendo um consenso sobre qual delas melhor representa o comportamento da curva S-N, obtida através de ensaios com corpos de prova, submetidos à tensões médias de variada magnitude.

### 6.3 – ANÁLISE DA RODA DE ALUMÍNIO

Neste item é executada a análise de fadiga da roda de alumínio, considerando as condições de carregamento do ensaio de fadiga radial, destinado à caracterizar a durabilidade de rodas de caminhões, proposto pela norma NBR 6751 [1].

Tomando-se a curva S-N apresentada no Capítulo 3 deste trabalho, a mesma deve ser corrigida, em conformidade com as considerações apresentadas no item 6.2.

Considerando inicialmente a correção devido a confiabilidade desejada para a curva S-N, deve-se determinar o coeficiente  $k_2$  definido no item 6.2.4. Neste cálculo é

necessário utilizar o limite de fadiga associado ao material, porém, conforme apresentado no Capítulo 3 deste estudo, o alumínio 6061-T6 não apresenta um limite de fadiga claramente definido. Como alternativa a este valor, utiliza-se como a tensão limite de fadiga aquela que causa a falha do corpo de prova após  $5 \times 10^8$  ciclos de solicitação, sendo esta igual a 96,5 MPa.

Estabelecendo-se uma confiabilidade de 95% para a determinação da curva S-N, e aplicando-se as equações (6.10) e (6.11), tem-se:

$$Z_p = 1,64$$

$$S_f = 96,5 \text{ MPa}$$

$$k_c = 0,8688$$

$$e S_f'' = 83,8 \text{ MPa}$$

Com relação à correção relacionada ao acabamento superficial da roda, Shigley [27] afirma que o coeficiente  $k_a$  para o alumínio corresponde à unidade.

Dessa forma, a curva S-N deve ser corrigida considerando apenas o efeito da dispersão dos dados experimentais.

Segundo Yahr [9], a curva S-N do alumínio 6061-T6, já apresentada no item 3.4.2, é expressa pela relação:

$$S = \frac{14,479 \sqrt{N}}{14,479} + 96,5 \quad (3.4)$$

com  $S$  em MPa. Verifica-se, portanto, que esta é dependente do limite de fadiga, definido para  $5 \times 10^8$  ciclos de carregamento. Como este limite é corrigido pelo coeficiente de confiabilidade, tendo a sua magnitude reduzida, propõe-se que a curva S-N deste material seja representada pela formulação:

$$S = \frac{14,479 \sqrt{N}}{14,479} + 83,8 \quad (6.12)$$

ou seja, toda a curva S-N é corrigida em função da variação do limite de fadiga.

Na Figura 6.5 apresenta-se a representação gráfica da curva S-N do alumínio 6061-T6, na condição proposta por Yahr [9], e corrigida com a utilização da expressão apresentada na equação (6.12), a qual é empregada na análise de fadiga da roda.

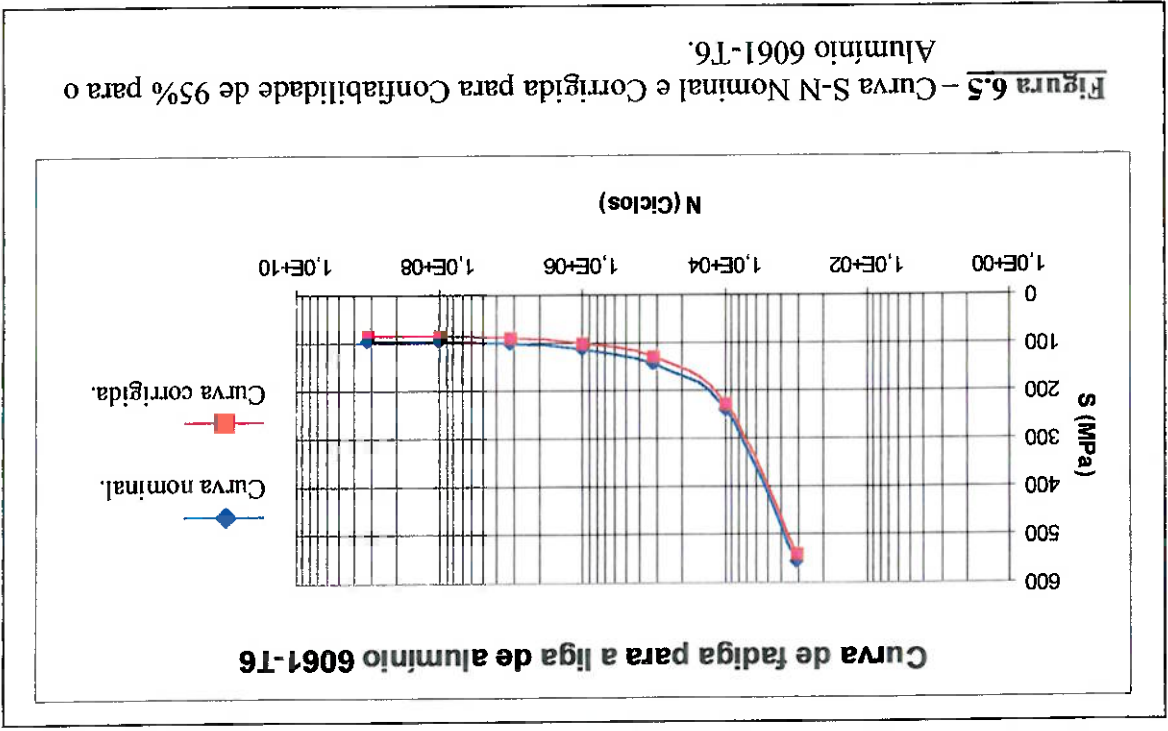
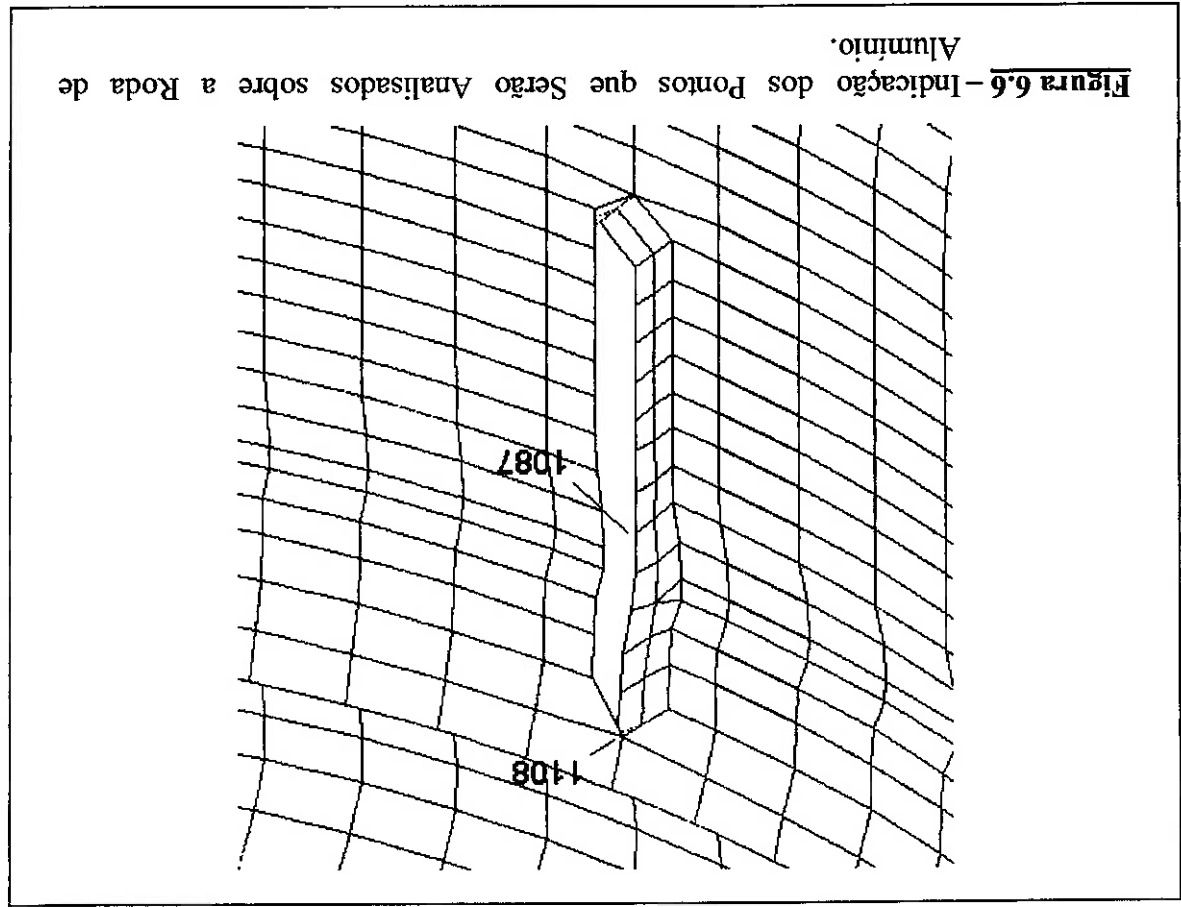


Figura 6.5 - Curva S-N Nominal e Corrigida para Confiabilidade de 95% para o Alumínio 6061-T6.

Finalmente, com relação às tensões média e alternada a serem empregadas na análise de fadiga, estas são dependentes da região analisada da roda. Como citado no Capítulo anterior, a região da roda submetida à tensões mais elevadas é a do rasgo da válvula, sendo estudado o fenômeno de fadiga nesta região. A partir da análise de tensões, seleciona-se dois pontos desta região onde as tensões são mais elevadas sendo um na face externa do aro, na extremidade do rasgo da válvula, correspondente ao nó 1108 do modelo, e outro na face interna do aro, na parede lateral do rasgo, correspondente ao nó 1087 do modelo, tal como indicado na Figura 6.6.

Em conformidade com o procedimento apresentado no item 6.2.1, é necessário definir as tensões atuantes nesta região da roda, em função da rotação da roda, de forma a permitir a definição das tensões equivalentes média e alternada, a serem empregadas no cálculo de fadiga.



Considerando o procedimento de análise apresentado no item 6.2, a curva S-N apresentada na Figura 6.5 deveria ser corrigida para considerar também o efeito da tensão

média.

Visando a utilização de uma planilha eletrônica para a verificação da resistência à fadiga, optou-se pela não correção da curva S-N, mas sim pela obtenção da tensão alternada equivalente, corrigida de forma a considerar o efeito da tensão média, e utilizar esta tensão para determinar a vida em fadiga esperada para a roda.

Esta correção é executada da seguinte forma:

$$\sigma_{acorrig} = \frac{\sigma_{vMa}}{\left(1 - \left(\frac{\sigma_{vMm}}{\sigma_n}\right)^2\right)} \quad (6.13)$$

sendo  $\sigma_{acorrig}$  a tensão alternada equivalente corrigida para considerar o efeito da tensão média, com o emprego da relação de Gerber.

Obtendo-se a tensão equivalente corrigida ( $\sigma_{acorrig}$ ), verifica-se o número de ciclos de carregamento necessários para haver a fadiga da roda com emprego da curva

S-N corrigida apresentada na Figura 6.5.

Nas Tabelas 6.1 e 6.2 são apresentados os resultados de tensões equivalentes

média e alternada, respectivamente para os nós 1087 e 1108, obtidos da simulação do ensaio de fadiga conforme a norma NBR 6751 [1], considerando-se a pressão de inflação do pneu de 999,7 kPa (145 psi) e carga vertical constante de 63.994 N. Verifica-se que a magnitude de tensões equivalentes médias atuantes nestes nós são bastante similares, da ordem de 140 MPa, sendo esta ligeiramente mais elevada para o nó 1087. Com relação a magnitude das tensões equivalentes alternadas, verifica-se que estas também são muito similares para ambos os nós, com valores da ordem de 30 MPa, sendo esta ligeiramente mais elevada para o nó 1108.

Para o caso do nó 1087, a magnitude da tensão equivalente alternada corrigida é de 36,59 MPa e para o nó 1108 esta tensão é de 47,20 MPa.

**Tabela 6.1** – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Alumínio para o Nó 1087 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 63.994 N).

Posição angular	Tensões componentes em MPa.						Tensões equivalentes (von Mises)
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\tau_{xy}$	$\tau_{yz}$	$\tau_{xz}$	
0°	1,82	175,00	4,71	-1,73	3,06	-3,01	171,94
18°	1,46	178,00	4,77	1,63	0,03	-2,88	175,00
54°	0,65	161,00	3,81	4,57	-3,08	-2,30	159,13
90°	0,83	134,00	3,05	0,37	-0,21	-2,04	132,13
126°	1,32	124,00	3,01	-3,27	2,76	-2,08	122,12
162°	1,50	128,00	3,27	-3,20	2,80	-2,17	125,90
180°	1,43	130,00	3,37	-2,20	1,97	-2,18	127,77
198°	1,29	132,00	3,41	-0,91	0,92	-2,16	129,74
234°	0,93	134,00	3,39	1,44	-0,58	-2,10	131,94
270°	0,82	143,00	3,46	1,60	0,52	-2,23	140,96
306°	1,28	157,00	3,68	-1,84	4,21	-2,57	154,80
342°	1,86	168,00	4,31	-3,83	5,20	-2,94	165,39
$\sigma_{Máxima}^*$	1,86	178,00	4,77	4,57	5,20	-2,04	
$\sigma_{Mínima}^*$	0,65	124,00	3,01	-3,83	-3,08	-3,01	
$\sigma_m$	1,26	151,00	3,89	0,37	1,06	-2,53	148,52
$\sigma_{alt}$	0,60	27,00	0,88	4,20	4,14	0,49	28,19
$\sigma_{a\ correte}^*$ : 36,59 MPa							Ciclos: > 10 <sup>8</sup>



**Tabela 6.2** – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Alumínio para o Nó 1108 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 63.994 N).

Posição angular	Tensões componentes em MPa.							Tensões equivalentes (von Mises)
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\tau_{xy}$	$\tau_{yz}$	$\tau_{xz}$		
0°	-23,10	-28,60	-168,00	-19,30	-5,98	50,90	170,96	
18°	-20,90	-27,90	-163,00	-18,60	-5,85	47,80	165,05	
54°	-14,40	-25,00	-132,00	-13,00	-11,60	36,90	133,01	
90°	-12,20	-18,80	-110,00	-9,14	-15,40	30,30	112,60	
126°	-12,90	-10,30	-104,00	-9,06	-11,40	29,90	108,91	
162°	-14,10	-5,93	-106,00	-10,60	-5,90	31,80	112,86	
180°	-14,40	-5,45	-107,00	-11,30	-3,62	32,30	114,17	
198°	-14,40	-5,93	-106,00	-12,10	-1,33	32,30	113,19	
234°	-14,70	-10,30	-102,00	-14,00	3,98	32,30	108,58	
270°	-15,90	-18,80	-106,00	-16,50	7,18	35,40	112,23	
306°	-18,30	-24,90	-127,00	-17,20	1,96	42,40	132,04	
342°	-22,60	-27,80	-160,00	-18,40	-5,68	50,30	163,99	
$\sigma_{Máxima}^i$	-12,20	-5,45	-102,00	-9,06	7,18	50,90		
$\sigma_{Mínima}^i$	-23,10	-28,60	-168,00	-19,30	-15,40	29,90		
$\sigma_m$	-17,65	-17,03	-135,00	-14,18	-4,11	40,40	139,27	
$\sigma_{alt}$	5,45	11,58	33,00	5,12	11,29	10,50	37,68	
$\sigma_a \text{ corrig: } 47,20 \text{ MPa}$								Ciclos: $> 10^8$

**Rasgo da válvula: Análise do nó 1108.**

Limite de resistência à tração ( $S_u$ ): 310 MPa

Em ambos os casos esta tensão é inferior ao valor de 83,8 MPa, o qual seria o

valor da tensão alternada que causaria a fadiga da roda em  $5 \times 10^8$  ciclos de carregamento, segundo a curva S-N corrigida para 95% de confiabilidade. Dessa forma, considerando a solicitação atuante sobre a roda, em conformidade com os requisitos da norma NBR 6751, verifica-se que esta resiste a mais de  $5 \times 10^8$  ciclos de carregamento, superior aos  $1 \times 10^6$  de ciclos mínimos exigidos pela norma. Visando a definição de um coeficiente de segurança à fadiga (fadiga<sup>(fadiga)</sup>), pode-se definir o mesmo como a relação entre a tensão limite de resistência à fadiga do material, para  $10^6$  ciclos de carregamento, obtida na curva corrigida, a qual apresenta uma magnitude de 98,3 MPa, e a tensão alternada equivalente corrigida definida para a região em análise. Para o nó 1108, submetido à tensão alternada de maior magnitude, igual a 47,20 MPa, este coeficiente de segurança é 2,08. Este valor é superior ao coeficiente de segurança calculado em relação ao escoamento, igual a 1,6, definido no

#### Capítulo 5 desta dissertação.

Ressalta-se também que a curva S-N disponível para o alumínio 6061-T6 está truncada em  $5 \times 10^8$  ciclos, não permitindo a avaliação do número de ciclos de carregamento que a roda seria submetida até a ocorrência do colapso por fadiga. Mesmo a extrapolação de dados desta curva não seria recomendada por verificar-se que a partir de  $1 \times 10^6$  ciclos de carregamento, a curva possui uma pequena inclinação indicando que, para o nível de tensão alternada ao qual esta roda é submetida, a vida em número mínimo de ciclos de carregamento seria muito elevada.

Estes resultados indicam também que as tensões alternadas às quais a roda é submetida têm magnitude bastante inferior à tensão média, indicando que durante a operação deste componente, a ocorrência de uma sobrecarga, embora afete as tensões alternadas, exerce maior influência sobre as tensões médias, podendo conduzir à plasticificação localizada, e ai sim, possibilitando a aceleração do processo de nucleação de

trinca, que caracteriza os estágios iniciais do fenômeno de fadiga, na região plastificada localmente.

## 6.4 -- ANÁLISE DA RODA DE AÇO

Conforme apresentado no Capítulo 3 deste estudo, a roda de aço é constituída de três tipos de aço, sendo o aço SAE 1015 destinado à fabricação do disco, o aço SAE 1012 destinado ao seu aro, e o aço SAE 1010, empregado na fabricação do anel desmontável.

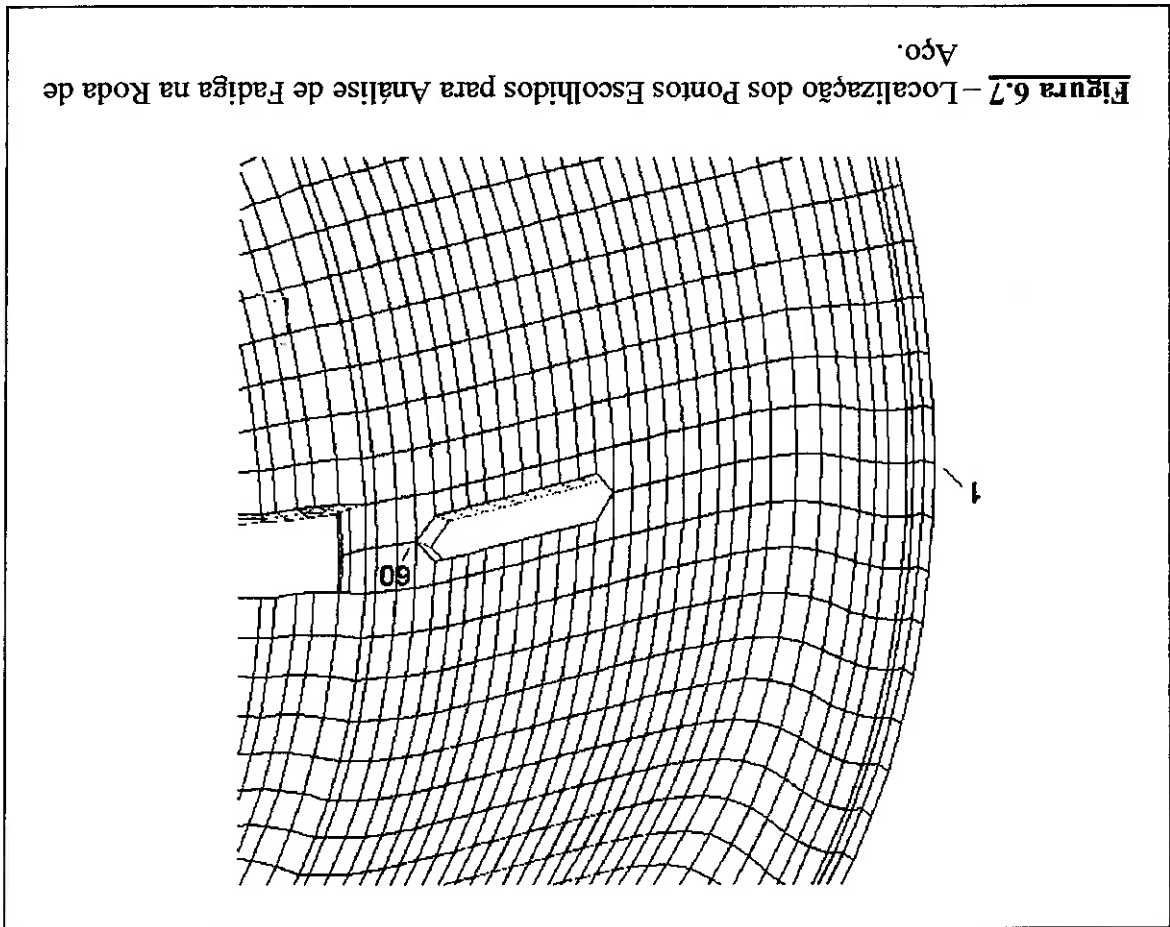
Conforme já analisado no item 5.5.2 deste estudo, do mesmo modo que para a roda de alumínio, a região do rasgo da válvula é uma das regiões submetidas à tensões de maior magnitude e também de maior probabilidade de ocorrências de falhas caracterizadas pela ocorrência de trincas, tal como a apresentada na Figura 2.7. Outra região de tensões de elevada magnitude compreende a extremidade do flange do aro.

Com base nestes resultados foram definidos dois pontos para a análise de fadiga sendo um localizado na extremidade do rasgo da válvula do lado externo do aro e o outro localizado no ponto mais solicitado da extremidade do flange do aro. A Figura 6.7 apresenta os nós do modelo de elementos finitos da roda de aço que representam as localidades supra-citadas.

O aço possui um comportamento à fadiga muito influenciado pelo seu limite de resistência à tração e também pela tensão limite de fadiga conforme já apresentado no Capítulo 3 deste estudo, e também por Budynas [14], e Shigley [27]. Utilizando-se dos valores limites de resistência à tração e de limites de fadiga apresentados no item 5.5.2.1 para os pontos localizados nas extremidades do rasgo da válvula e do flange do aro, pode-se estimar as curvas S-N para ambos os pontos analisados sobre a roda de aço, com o emprego da metodologia descrita no item 6.2.5 desta dissertação.

Com relação à influência do acabamento superficial sobre o limite de fadiga da peça, esta será incluída considerando-se o processo de fabricação da roda, e os limites de resistência à tração estimados no item 5.5.2.1. Sabendo-se que a superfície das regiões analisadas é submetida ao processo de conformação à frio, será considerada a curva “usinado ou estirado a frio” indicada na Figura 6.2, de onde para valores limites de resistência à tração indicados nas Tabelas 5.1 e 5.2 obtém-se o valor estimado de  $k_a$  correspondente a 0,84 para ambos os pontos analisados. As Figuras 6.8 e 6.9 apresentam as curvas S-N estimadas para as regiões analisadas sobre a roda de aço, em conformidade

utilizando o mesmo critério já apresentado na análise de fadiga da roda de alumínio. experimentais com o objetivo de se ter a confiabilidade de 95% para a curva S-N, apresentados na Figura 6.7 considera-se a correção devido à variabilidade dos dados Assim, sobre cada curva S-N definida para análise de fadiga dos pontos



com os conceitos apresentados no Capítulo 3 deste estudo, bem como as curvas S-N corrigidas para os efeitos de acabamento superficial e de variabilidade dos dados experimentais para a obtenção da confiabilidade de 95%.

De modo similar à roda de alumínio, nas Tabelas 6.3 e 6.4 são apresentados os resultados de tensões equivalentes média e alternada, respectivamente para os nós 1 e 60, obtidos da simulação do ensaio de fadiga conforme a norma NBR 6751 [1], considerando-se a pressão de inflação do pneu de 999,7 kPa e carga vertical constante de 59.094 N.

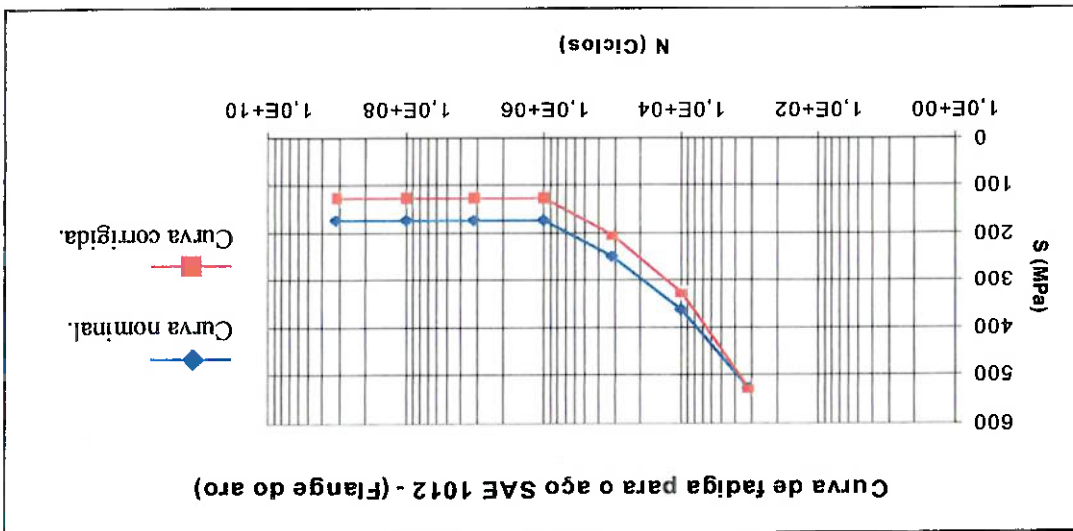


Figura 6.8 - Curvas S-N Nominal e Corrigida para o Ponto Localizado na Extremidade do Flange do Aro.

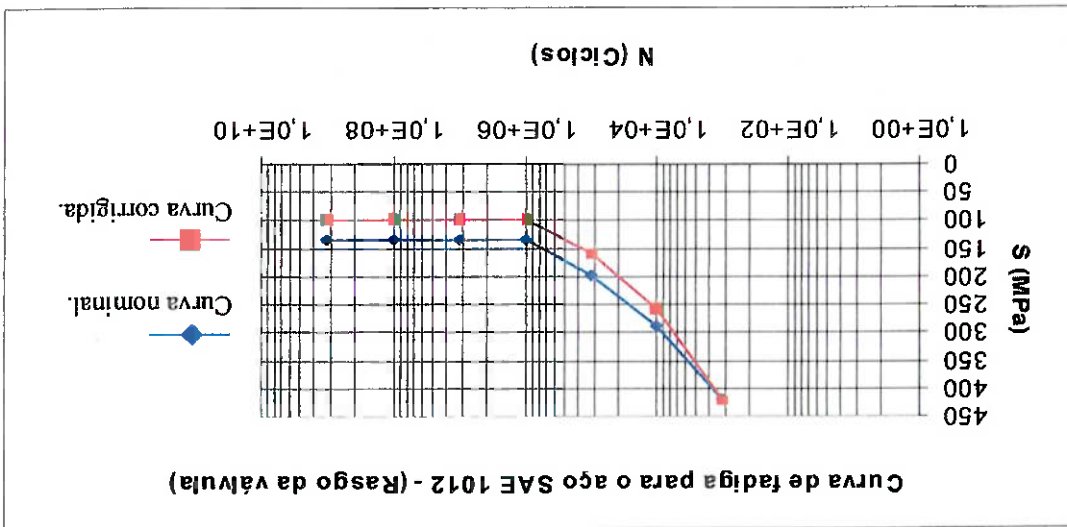


Figura 6.9 - Curvas S-N Nominal e Corrigida para o Ponto Localizado na Extremidade do Rasgo da Válvula.

**Tabela 6.3** – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Aço para o Nó 1 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical 59.094 N).

<b>Extremidade do flange: Análise do nó 1.</b>		<b>Limite de resistência à tração (<math>S_u</math>): 584 MPa</b>					
<b>Posição angular</b>	<b>Tensões componentes em MPa.</b>						<b>Tensões equivalentes (von Mises)</b>
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\tau_{xy}$	$\tau_{yz}$	$\tau_{xz}$	
0°	1,27	-1,75	-314,00	1,38	-0,01	0,01	313,78
18°	0,86	-2,05	-283,00	1,25	-5,00	2,94	282,60
54°	-0,83	-3,34	-155,00	0,73	-4,19	2,50	153,17
90°	-1,06	-3,54	-140,00	0,67	1,83	-1,11	137,77
126°	-0,19	-2,78	-196,00	0,89	2,36	-1,39	194,59
162°	0,49	-2,16	-234,00	1,05	0,75	-0,42	233,19
180°	0,58	-2,08	-239,00	1,07	0,00	0,00	238,27
198°	0,49	-2,16	-234,00	1,05	-0,75	0,42	233,19
234°	-0,19	-2,78	-196,00	0,89	-2,36	1,39	194,59
270°	-1,06	-3,54	-140,00	0,67	-1,83	1,11	137,77
306°	-0,83	-3,34	-155,00	0,73	4,19	-2,50	153,17
342°	0,86	-2,05	-283,00	1,25	5,00	-2,94	282,60
$\sigma_{Máxima}$	1,27	-1,75	-140,00	1,38	5,00	2,94	
$\sigma_{Mínima}$	-1,06	-3,54	-314,00	0,67	-5,00	-2,94	
$\sigma_m$	0,11	-2,65	-227,00	1,03	0,00	0,00	225,75
$\sigma_{alt}$	1,17	0,90	87,00	0,35	5,00	2,94	86,56
<b><math>\sigma_a</math> corrig: 101,76 MPa</b>							<b>Ciclos: infinitos</b>

**Tabla 6.4** – Resultados da Análise de Fadiga da Roda de Aço para o Nó 60 (pressão de inflação: 999,7 kPa; carga vertical: 59.094 N).

Posição angular	Tensões componentes em MPa.						Tensões equivalentes (von Mises)
	$\sigma_x$	$\sigma_y$	$\sigma_z$	$\tau_{xy}$	$\tau_{yz}$	$\tau_{xz}$	
0°	6,20	-96,70	-314,00	-29,10	-1,14	-0,69	287,60
18°	6,25	-90,10	-310,00	-26,90	-23,10	-7,48	287,69
54°	6,45	-58,80	-276,00	-16,80	-36,00	-10,20	265,81
90°	6,07	-49,60	-237,00	-14,30	-13,10	-2,73	223,16
126°	4,87	-62,00	-227,00	-18,80	7,54	2,86	209,73
162°	4,13	-73,90	-234,00	-22,80	6,14	1,85	214,23
180°	4,04	-75,60	-236,00	-23,40	-0,46	-0,32	215,61
198°	4,13	-73,90	-234,00	-22,80	-6,14	-1,85	214,23
234°	4,87	-62,00	-227,00	-18,80	-7,54	-2,86	209,73
270°	6,07	-49,60	-237,00	-14,30	13,10	2,73	223,16
306°	6,45	-58,80	-276,00	-16,80	36,00	10,20	265,81
342°	6,25	-90,10	-310,00	-26,90	23,10	7,48	287,69
$\sigma_{Máxima}^*$	6,45	-49,60	-227,00	-14,30	36,00	10,20	
$\sigma_{Mínima}^*$	4,04	-96,70	-314,00	-29,10	-36,00	-10,20	
$\sigma_m$	5,25	-73,15	-270,50	-21,70	0,00	0,00	<b>248,95</b>
$\sigma_{alt}$	1,21	23,55	43,50	7,40	36,00	10,20	<b>75,55</b>
$\sigma_a \text{ corrig.}^* : 105,54 \text{ MPa}$							<b>Ciclos: <math>\cong 720.000</math></b>

**Extremidade do rasgo da válvula: Análise do nó 60.**

Limite de resistência à tração ( $S_u$ ): 467 MPa

Da mesma forma que foi executada para a roda de alumínio, define-se a tensão equivalente alternada corrigida ( $\sigma_{acorrig}$ ) para considerar o efeito da presença de uma tensão média. Estes valores são apresentados nas Tabelas 6.3 e 6.4, e são empregados na análise de fadiga da roda de aço.

Das Tabelas 6.3 e 6.4 verifica-se para o ponto representado pelo número 1, localizado na extremidade do flange do aro, define-se uma tensão alternada corrigida com magnitude de 101,76 MPa, e para o ponto localizado na extremidade do rasgo da válvula representado pelo número 60, o valor correspondente desta tensão é 105,54 MPa.

A partir da análise da curva S-N apresentada na Figura 6.8, observa-se que o limite de fadiga corrigido da curva S-N para o ponto representado pelo número 1, corresponde a 125,5 MPa, o qual é superior à tensão alternada corrigida atuante sobre este ponto, indicando que não é esperada a ocorrência de falhas por fadiga na estrutura da roda com origem neste local. Porém, para o ponto representado pelo número 60 a tensão alternada corrigida supera o valor do limite de fadiga da curva S-N corrigida indicada na Figura 6.9, o qual corresponde a 98,5 MPa indicando que a roda não tem vida infinita. Porém, de acordo com a norma NBR 6751, [1], a roda de aço deve resistir a 700.000 ciclos de carregamento. A tensão limite de resistência à fadiga, para este número de ciclos de carregamento, obtida no gráfico apresentado na Figura 6.9, é de 110 MPa, ligeiramente superior à magnitude da tensão alternada corrigida atuante na região do rasgo da válvula, indicando que não é esperada a ocorrência de falha por fadiga da roda de aço, na região do rasgo da válvula.

Da mesma forma que foi executado para a roda de alumínio, pode-se definir um coeficiente de segurança à fadiga para a roda de aço. No caso do flange do aro, este coeficiente é 1,23, correspondendo à relação entre a tensão limite de magnitude de 125 MPa, e a tensão alternada corrigida, de magnitude 101,76 MPa. Já para a região do rasgo da válvula este coeficiente de segurança é igual a 1,04, correspondendo à relação



entre o limite de resistência à fadiga, associado a 700.000 ciclos, e a tensão alternada corrigida, de magnitude 105,54 MPa. Estes coeficientes de segurança à fadiga são inferiores aos obtidos no Capítulo 5, quando da análise da possibilidade de ocorrência de colapso por escoamento da roda.

Adicionalmente, o coeficiente de segurança à fadiga obtido para a região do rasgo da válvula é muito próximo da unidade. Considerando que a curva S-N empregada neste estudo corresponda a uma confiabilidade de 95%, pode-se afirmar que, considerando o carregamento externo como uma variável determinística, e que o modelo de análise de tensões apresenta pequenas incertezas, existe uma probabilidade de 5% da roda de aço apresentar colapso por fadiga na região do rasgo da válvula. Este colapso é representado pela nucleação, e eventual propagação, de uma trinca originada no rasgo da válvula.

Verifica-se também para a roda de aço, que as tensões médias são muito elevadas quando comparadas às tensões alternadas em ambos os pontos analisados, de tal modo que as mesmas considerações já feitas para a roda de alumínio sobre a possibilidade de plastificações localizadas podem ser aplicadas à roda de aço.

Portanto, a partir da análise de fadiga das rodas de aço e alumínio, a qual é executada baseando-se na definição das tensões atuantes nas rodas em função do carregamento exigido pela norma NBR 6751 [1], verifica-se que há maior possibilidade da roda de aço apresentar colapso por fadiga.

## 6.5 – ANÁLISE DA DIREÇÃO DAS TENSÕES PRINCIPAIS DAS TENSÕES ALTERNADAS

Os ensaios de fadiga padronizados, os quais são usualmente executados com corpos de provas solicitados em flexão totalmente alternada, revelam curvas S-N considerando a variação da tensão normal uniaxial de flexão atuante sobre a superfície do

corpo de provas. Porém, é muito comum a ocorrência de componentes mecânicos sujeitos à estados multiaxiais de tensões, sendo que, na análise do fenômeno de fadiga, deve ser considerada a variação das amplitudes das componentes de tensões normais, e de tensões de cisalhamento, as quais, para um ciclo de carregamento, podem variar, mantendo ou não a proporcionalidade entre si, [13].

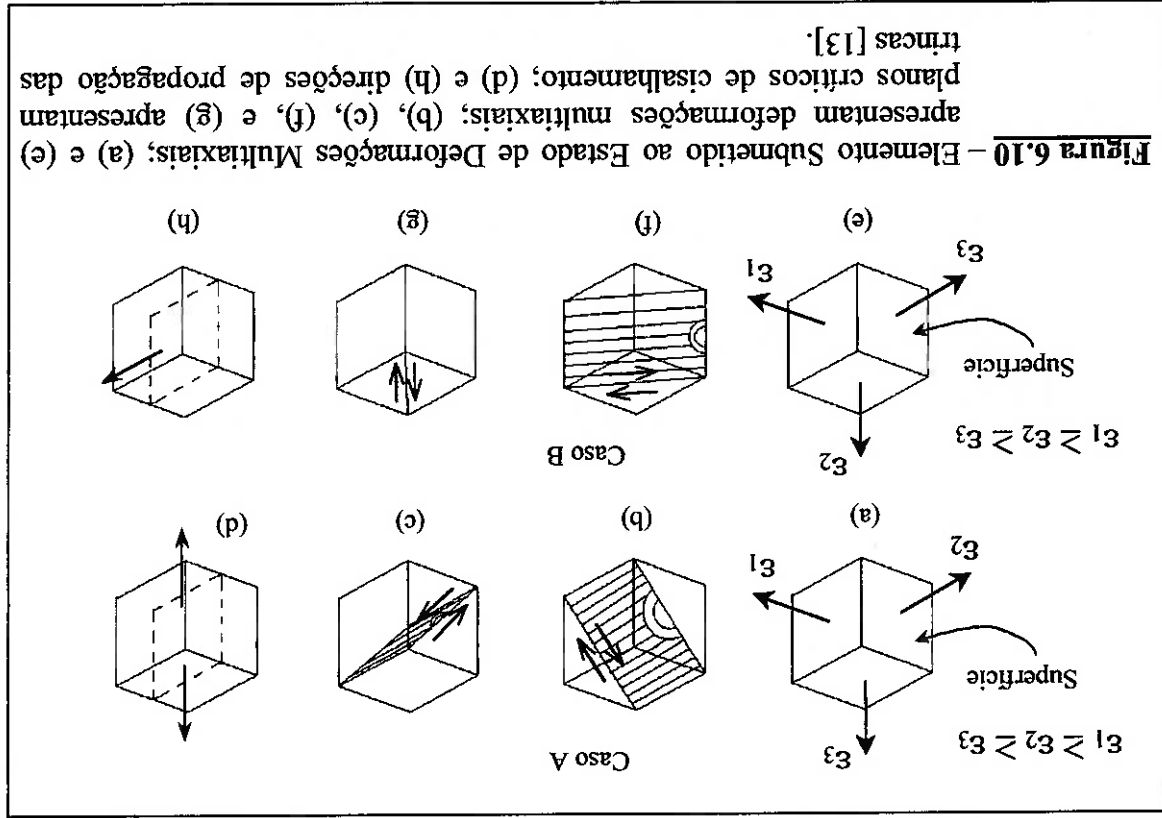
No caso em que para um dado ciclo de carregamentos observa-se uma variação proporcional entre as componentes de tensões normais e de cisalhamento, verifica-se o estado de tensões multiaxiais que variam *em fase*. No caso em que a variação das amplitudes das tensões componentes não ocorre proporcionalmente, verifica-se o estado de tensões multiaxiais que oscilam *fora de fase*.

Considerando-se o caso em que um ponto sobre o componente analisado esteja sujeito ao estado multiaxial de tensões, porém com variação proporcional das tensões componentes, verifica-se que o *plano crítico de cisalhamento*, o qual corresponde ao plano onde há maior probabilidade de iniciação de uma trinca que poderá provocar a falha deste componente pelo processo de fadiga, não muda de posição ao longo dos ciclos de carregamento.

Conforme pode-se verificar através da observação da variação das amplitudes das componentes de tensões levantadas para os pontos analisados sobre as rodas de alumínio e aço, cujos valores são apresentados nas Tabelas 6.1 e 6.2 para a roda de alumínio, e Tabelas 6.3 e 6.4 para a roda de aço, a variação das tensões componentes corresponde ao caso de carregamentos que oscilam foram de fase. Isto se deve ao fato de que há variação da direção de incidência da carga vertical atuante sobre a roda, quando esta executa o movimento de rotação, tomando como referência a posição angular desta em relação ao rasgo da válvula. Portanto, verifica-se que, neste caso de carregamento, o plano crítico de cisalhamento modifica sua inclinação em função da posição angular da roda em relação à direção do carregamento vertical.

O Critério de Sines, utilizado para análise de fadiga das rodas de alumínio e aço, cujo desenvolvimento e resultados são apresentados respectivamente nos itens 6.3 e 6.4, contorna o problema da variação fora de fase das tensões componentes, uma vez que este considera o cálculo das tensões alternada e média equivalentes a partir dos valores máximos e mínimos verificados para cada uma das tensões componentes durante um ciclo completo de rotação da roda.

A importância do conhecimento das direções das tensões principais consiste no fato de que através destas, pode-se estimar possíveis direções em que trincas, originadas segundo os planos críticos de cisalhamento poderão se propagar. A Figura 6.10 apresenta esquematicamente possíveis direções de propagação de trincas originadas em planos críticos de cisalhamento [13].



Conforme pode-se verificar através da Figura 6.10, as direções das deformações principais definem a posição do plano crítico de cisalhamento, o qual situa-se a 45° de inclinação no plano formado pelas direções das deformações principais  $e_1$  e  $e_3$ ,

respectivamente, de maior e de menor magnitude. No caso em que, ao invés do estado de deformações, tem-se o estado de tensões atuantes em uma dada região do componente, o plano crítico de tensões de cisalhamento é definido em função das direções das tensões principais.

Com o objetivo de se verificar o grau de variabilidade das posições dos planos críticos das tensões de cisalhamento para os pontos nos quais foi analisado o processo de colapso por fadiga das rodas de alumínio e aço, serão determinadas as tensões principais e suas respectivas direções, considerando-se o tensor definido pelas tensões componentes normais e de cisalhamento em cada ponto analisado, para cada uma das posições da linha de ação do carregamento vertical em relação ao ponto sob análise.

Assim, partindo-se do tensor que define o estado de tensões atuantes sobre o ponto analisado, abaixo indicado,

$$(6.14) \quad \begin{bmatrix} \sigma_x & \tau_{xy} & \tau_{xz} \\ \tau_{yx} & \sigma_y & \tau_{yz} \\ \tau_{zx} & \tau_{zy} & \sigma_z \end{bmatrix}$$

onde  $\sigma_x$ ,  $\sigma_y$  e  $\sigma_z$  são as tensões normais, em três direções perpendiculares entre si, e  $\tau_{xy}$ ,  $\tau_{yz}$  e  $\tau_{zx}$  são as tensões de cisalhamento, as tensões principais e suas respectivas direções são calculadas, respectivamente, através da extração dos auto-valores e auto-vetores do tensor indicado acima. O procedimento numérico aqui utilizado corresponde à *Iteração Inversa de Vetores* [23].

### 6.5.1 – ANÁLISE DAS TENSÕES PRINCIPAIS DA RODA DE ALUMÍNIO

Considerando-se as tensões componentes apresentadas na Tabela 6.1 para o nó 1087, e Tabela 6.2 para o nó 1108, são apresentadas nas Tabelas 6.5 e 6.6 as tensões principais e suas respectivas direções, em função da posição angular da roda em relação à direção do carregamento vertical, para os nós 1087 e 1108, respectivamente. As direções

principais são definidas em relação ao sistema global de coordenadas empregado na geração do modelo. Nas Figuras 6.11 e 6.12 são apresentadas graficamente as direções das tensões principais para os nós 1087 e 1108, respectivamente, conforme os valores indicados nas tabelas supra citadas.

Tabela 6.5 - Resultados da Análise de Tensões e Direções Principais para o N°

1087.

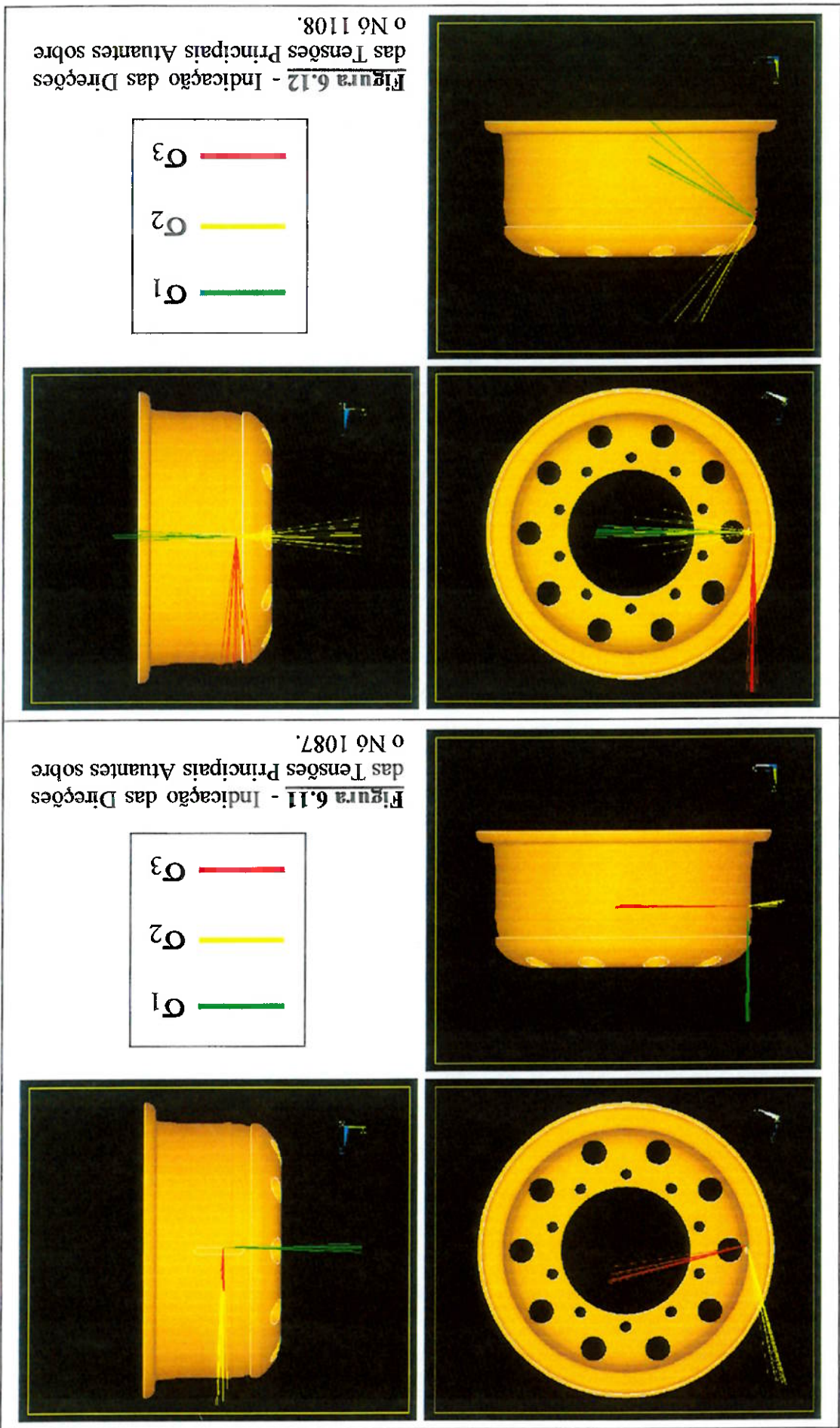
Tensões Equivalentes (von Mises) (MPa)	Direções Principais <sup>(1)</sup>			Tensões Principais (MPa)	Posição Angular
	$z_c$	$y_c$	$x_c$		
171,94	0,0181	1,0	-0,0103	$\sigma_1$ 175,07 $\sigma_2$ 6,53 $\sigma_3$ -0,07	0°
175,0	0,0	1,0	0,0092	$\sigma_1$ 178,01 $\sigma_2$ 6,43 $\sigma_3$ -0,22	18°
159,13	-0,02	1,0	0,0288	$\sigma_1$ 161,19 $\sigma_2$ 4,87 $\sigma_3$ -0,60	54°
132,13	-0,0016	1,0	0,0028	$\sigma_1$ 134,0 $\sigma_2$ 4,26 $\sigma_3$ -0,38	90°
122,12	0,0232	1,0	-0,0270	$\sigma_1$ 124,15 $\sigma_2$ 4,27 $\sigma_3$ -0,09	126°
125,90	-0,0229	1,0	-0,0257	$\sigma_1$ 128,15 $\sigma_2$ 4,59 $\sigma_3$ 0,03	162°
127,77	0,0158	1,0	-0,0174	$\sigma_1$ 130,07 $\sigma_2$ 4,72 $\sigma_3$ 0,01	180°
129,74	0,0073	1,0	-0,0071	$\sigma_1$ 132,01 $\sigma_2$ 4,74 $\sigma_3$ -0,06	198°
131,94	-0,0046	1,0	0,0109	$\sigma_1$ 134,02 $\sigma_2$ 4,58 $\sigma_3$ -0,28	234°
140,96	0,0035	1,0	0,0112	$\sigma_1$ 143,02 $\sigma_2$ 4,73 $\sigma_3$ -0,47	270°
154,80	0,0276	1,0	-0,0123	$\sigma_1$ 157,14 $\sigma_2$ 5,18 $\sigma_3$ -0,36	306°
165,39	0,0321	1,0	-0,0236	$\sigma_1$ 168,26 $\sigma_2$ 6,01 $\sigma_3$ -0,10	342°

Observações: (1)  $x_c, y_c$  e  $z_c$  = Componentes dos vetores que definem as direções das tensões principais  $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$ , projetadas sobre os eixos  $x, y$  e  $z$  do sistema global de coordenadas.

Tabela 6.6 – Resultados da Análise de Tensões e Direções Principais para o Nó 1108.

Posição Angular	Tensões Principais (MPa)			Direções Principais (1)			Tensões Equivalentes (von Mises) (MPa)
	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$x_c$	$y_c$	$z_c$	
0°	5,10	-40,71	-184,09	1,0	-0,6286	1,0	170,96
18°	5,18	-39,39	-177,58	1,0	-0,6164	1,0	165,05
54°	4,65	-32,94	-143,11	1,0	-0,5629	1,0	133,01
90°	4,20	-25,06	-120,14	1,0	-0,6321	1,0	112,60
126°	5,45	-19,03	-113,62	1,0	-0,8361	1,0	108,91
162°	6,88	-16,93	-115,99	1,0	-0,9806	1,0	112,86
180°	7,03	-16,73	-117,15	1,0	-0,9966	1,0	114,17
198°	6,95	-16,98	-116,30	1,0	-0,9704	1,0	113,19
234°	5,49	-19,18	-113,31	1,0	-0,8186	1,0	108,58
270°	4,34	-25,31	-119,74	1,0	-0,6260	1,0	112,23
306°	4,65	-32,79	-142,06	1,0	-0,5612	1,0	132,04
342°	5,11	-39,06	-176,45	1,0	-0,6153	1,0	163,99

Observações: (1)  $x_c, y_c$  e  $z_c$  = Componentes dos vetores que definem as direções das tensões principais  $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$ , projetadas sobre os eixos  $x, y$  e  $z$  do sistema global de coordenadas.





Através da observação dos resultados apresentados nas Tabelas 6.5 e 6.6, bem como dos resultados gráficos apresentados nas Figuras 6.11 e 6.12, verifica-se que embora a variação das tensões componentes ao longo de um ciclo de carregamentos seja fora de fase, a variação das direções das tensões principais não é significativamente afetada, considerando-se os resultados obtidos sobre o nó 1108, sendo esta variação ainda menor para o nó 1087.

Tal fato pode ser explicado a partir dos resultados das análises de tensões apresentados no Capítulo 5 deste estudo, obtidos com a consideração da pressão de inflação como o único carregamento atuante no componente, os quais indicam elevados níveis de tensões atuantes sobre o aro e principalmente nas regiões adjacentes ao rasgo da válvula. Estas tensões são constantes ao longo do ciclo de rotação da roda, independentemente da magnitude do carregamento vertical, tendo direções principais constantes. Portanto, a variação das direções principais está associada com a variação da magnitude das tensões induzidas pelo carregamento vertical atuante no contato pneu / superfície tratável, ao longo de uma rotação da roda, caracterizando um ciclo de carregamento. Como a magnitude destas tensões é reduzida em relação à magnitude das tensões induzidas pela pressão interna, estas causam pouca influência sobre as direções principais das tensões, fato registrado nas Figuras 6.11 e 6.12. Dessa forma conclui-se que a pequena variação das direções das tensões principais sobre os pontos analisados deve-se à presença da pressão de inflação constante.

## 6.5.2 – ANÁLISE DAS TENSÕES PRINCIPAIS DA RODA DE AÇO

Considerando-se as tensões componentes apresentadas na Tabela 6.3 para o nó 1, e na Tabela 6.4 para o nó 60, são apresentadas nas Tabelas 6.7 e 6.8 as tensões principais e suas direções, respectivamente para os nós 1 e 60, em função da posição angular destes nós em relação à direção do carregamento vertical.

Nas Figuras 6.13 e 6.14 são apresentadas, graficamente, as direções das tensões principais para os nós 1 e 60, respectivamente, conforme os valores indicados nas Tabelas citadas.

Tabela 6.7 – Resultados da Análise de Tensões e Direções Principais para o Nó 1.

Posição Angular	Tensões Principais (MPa)			Direções Principais (1)			Tensões Equivalentes (von Mises) (MPa)
	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$x_c$	$y_c$	$z_c$	
0°	1,81	-2,29	-3,14	1,0	0,3881	0,0000	313,78
18°	1,33	-2,40	-283,12	1,0	0,3643	1,0	282,60
54°	-0,62	-3,39	-155,16	1,0	0,2542	1,0	153,17
90°	-0,89	-3,67	-140,03	1,0	0,2494	1,0	137,77
126°	0,09	-3,02	-196,04	1,0	0,3075	1,0	194,59
162°	0,86	-2,52	-234,00	1,0	0,3480	1,0	233,19
180°	0,96	-2,46	-239,00	1,0	0,3523	1,0	238,27
198°	0,86	-2,52	-234,00	1,0	0,3480	1,0	233,19
234°	0,09	-3,02	-196,04	1,0	0,3075	1,0	194,59
270°	-0,89	-3,68	-140,03	1,0	0,2494	1,0	137,77
306°	-0,62	-3,39	-155,16	1,0	0,2542	1,0	153,17
342°	1,33	-2,40	-283,12	1,0	0,3643	1,0	282,60

Observações (1): } Componentes dos vetores que definem as direções das tensões  $x_c$ ,  $y_c$  e  $z_c$  = Principais  $\sigma_1$ ,  $\sigma_2$  e  $\sigma_3$ , projetadas sobre os eixos  $x$ ,  $y$  e  $z$  do sistema global de coordenadas.

Tabela 6.8 – Resultados da Análise de Tensões e Direções Principais para o N° 60.

Posição Angular	Tensões Principais (MPa)			Direções			Tensões Equivalentes (von Mises) (MPa)
	$\sigma_1$	$\sigma_2$	$\sigma_3$	$x_c$	$y_c$	$z_c$	
0°	13,86	-104,35	-314,01	1,0	-0,2632	1,0	287,60
18°	13,26	-94,38	-312,73	1,0	-0,2592	1,0	287,69
54°	10,53	-56,50	-282,38	1,0	-0,2395	1,0	265,81
90°	9,53	-52,09	-237,97	1,0	-0,2422	1,0	223,16
126°	9,80	-66,52	-227,40	1,0	-0,2615	1,0	209,73
162°	10,30	-79,81	-234,27	1,0	-0,2707	1,0	214,23
180°	10,41	-81,96	-236,00	1,0	-0,2721	1,0	215,61
198°	10,30	-79,81	-234,27	1,0	-0,2707	1,0	214,23
234°	9,80	-66,52	-227,40	1,0	-0,2615	1,0	209,73
270°	9,53	-52,09	-237,97	1,0	-0,2422	1,0	223,16
306°	10,53	-56,50	-282,38	1,0	-0,2395	1,0	265,81
342°	13,26	-94,38	-312,73	1,0	-0,2592	1,0	287,69

Observações (1):  $x_c, y_c$  e  $z_c$  = Componentes dos vetores que definem as direções das tensões principais  $\sigma_1, \sigma_2$  e  $\sigma_3$ , projetadas sobre os eixos x, y e z do sistema global de coordenadas.

Figura 6.13 - Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N6 1.

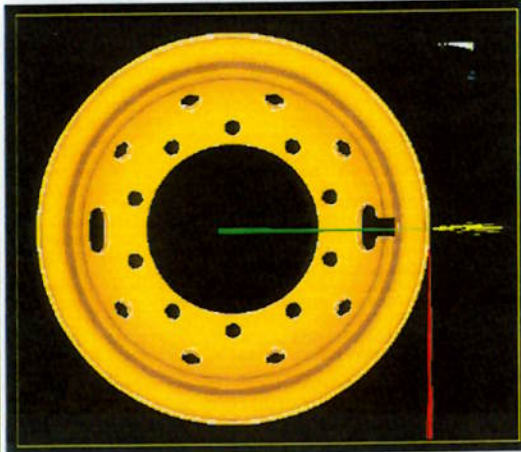
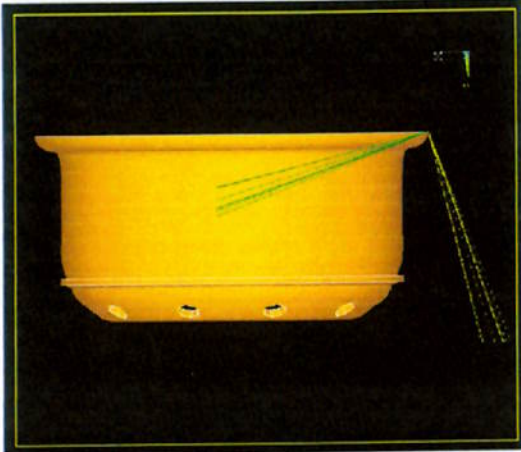
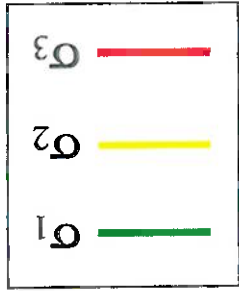
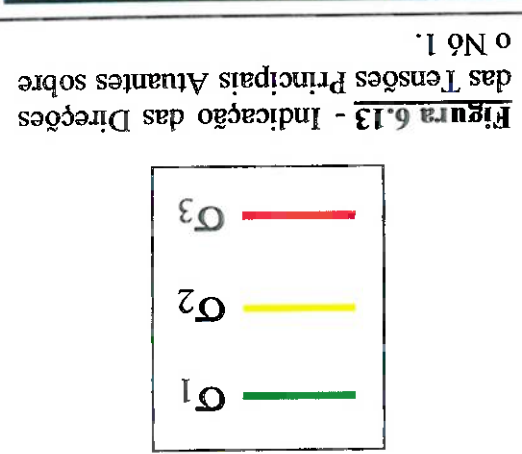
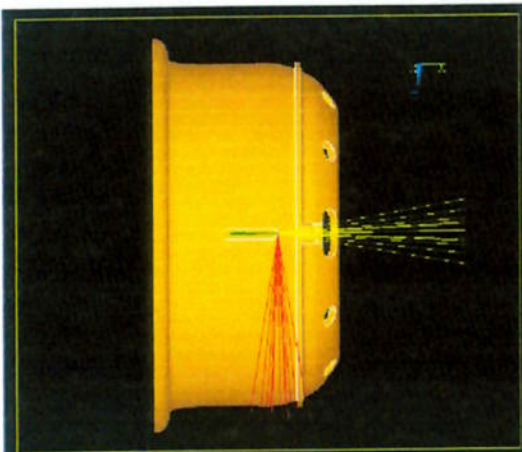
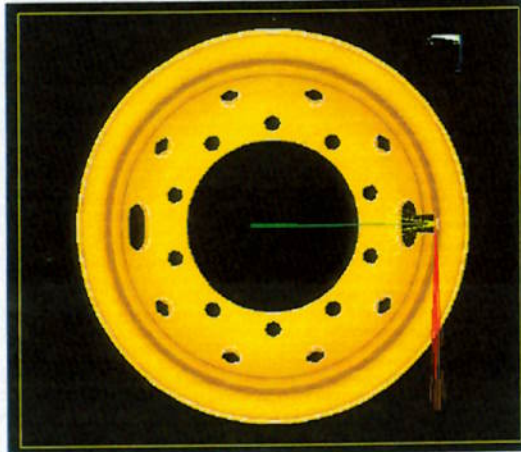
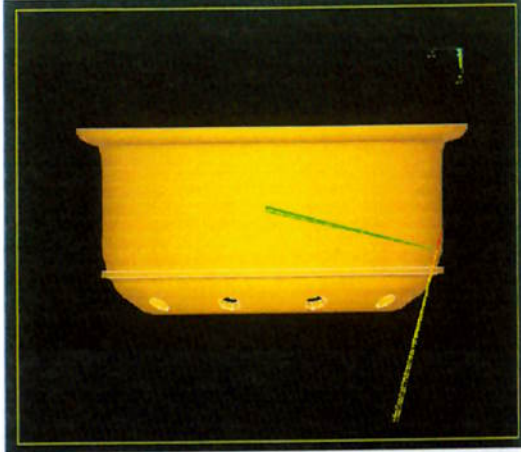
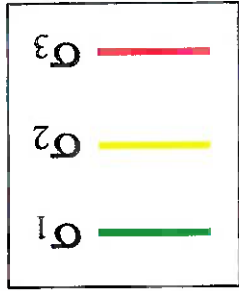


Figura 6.14 - Indicação das Direções das Tensões Principais Atuantes sobre o N6 60.



Os resultados numéricos apresentados nas Tabelas 6.7 e 6.8, bem como os resultados gráficos apresentados nas Figuras 6.13 e 6.14, indicam, de maneira semelhante ao observado para a roda de alumínio, uma pequena variação das tensões principais, sendo esta variação maior para o nó 60, o qual situa-se sobre a extremidade do rasgo da válvula, do que sobre o nó 1, o qual encontra-se sobre a extremidade do flange do aro.

As observações já levantadas na análise das tensões principais realizada sobre a roda de alumínio, com relação à influência da pressão de inflação constante sobre as tensões atuantes durante um ciclo de carregamento, valem também para os pontos analisados sobre o modelo da roda de aço, o que justifica a reduzida variação na direção principal das tensões, ao longo de uma volta da roda, para os pontos ora analisados.

A partir da análise das direções principais de tensões, atuantes nos pontos de interesse para a avaliação do colapso por fadiga das rodas de aço e alumínio, pode-se afirmar que, em função da reduzida variação destas direções principais ao longo de um ciclo de carregamento, caracterizado pela execução de uma volta da roda, há um plano principal para a nucleação das trincas, o qual é definido pelo plano de atuação da máxima tensão de cisalhamento, calculado com o emprego do círculo de Mohr das tensões, no domínio tri-dimensional.

## 6.6 – CONSIDERAÇÕES FINAIS

Considerando uma rodovia em condições ruins de tráfego correspondente ao trecho 6 analisado por Ana [21], verifica-se que a probabilidade da carga vertical atuante sobre a roda do veículo completamente carregado, de acordo com a Lei de Balança, atingir uma magnitude da ordem de 60.000 N é de cerca de 4%, sendo a distribuição do carregamento também representada pelo modelo estatístico de Weibull. Isto indica que a

carga determinada pela norma, e admitida para a realização deste estudo, para execução do ensaio de fadiga das rodas é considerada extrema, de tal modo que este estudo foi realizado sobre uma base conservadora, sob o ponto de vista da magnitude do carregamento que usualmente atua sobre a roda, quer seja o carregamento vertical ou a própria pressão interna do pneu, que na condição normal de operação do veículo é da ordem de 758 kPa (110 psi).

Com relação aos resultados das análises de tensões principais executadas sobre os modelos das rodas de alumínio e aço, cujos resultados foram apresentados no item 6.5 deste Capítulo, pode-se observar ainda que através das tensões principais é possível a identificação de ciclos de carregamentos com tensões médias positivas ou negativas, uma vez que além do pequeno grau de variação na direção das tensões principais para todos os pontos analisados sobre as rodas de alumínio e aço, verifica-se para todos os pontos em cada posição angular, uma diferença significativa entre a tensão principal de maior valor absoluto e as demais tensões.

Portanto, conclui-se que sobre a roda de alumínio, o nó 1087 está sujeito a um ciclo de tensões cuja tensão média equivalente corresponde à tração. Com relação ao nó 1108, o qual situa-se na extremidade do rasgo da válvula, verifica-se que o mesmo está sujeito a um ciclo de carregamento com tensão média de compressão.

Considerando-se os pontos analisados sobre a roda de aço, os quais correspondem aos nós 1 e 60, verifica-se que ambos estão sujeitos a um ciclo de carregamento com tensão média de compressão.

Como, na análise de fadiga das rodas, emprega-se as tensões média e alternada equivalentes, a tensão média foi sempre considerada de tração, para efeito de correção da curva S-N. Considerando a constatação supra-citada, a respeito da magnitude e natureza; tração ou compressão – das tensões médias atuantes nos diversos pontos analisados, pode-se afirmar que, em alguns dos casos ora analisados, principalmente nos pontos da roda de

aco, obteve-se resultados bastante conservadores quando da correção da curva S-N em função do efeito da tensão média, suposta, para tanto, de tração.

Os resultados da análise de fadiga das rodas de aço e alumínio indicaram que há maior possibilidade da roda de aço apresentar falha por fadiga quando da execução do ensaio descrito na norma técnica NBR 6751 [1]. De acordo com os dados obtidos nesta dissertação pode-se afirmar que, sob o aspecto de colapso por fadiga, não há qualquer impedimento para a utilização da roda de alumínio em veículo de transporte de carga ou passageiros.



No Capítulo 3 foram apresentados os materiais empregados na fabricação dos modelos das rodas analisadas, e suas principais propriedades mecânicas. Pode-se verificar que os tratamentos térmicos de têmpera e envelhecimento artificial utilizados no processo de fabricação da roda de alumínio proporcionam uma melhoria significativa das propriedades mecânicas, tais como as resistências ao escoamento e à tração, para a liga

de ar com aro 22x8, uma vez que este modelo de roda é significativamente utilizado por selecionados para a execução deste estudo correspondem às rodas para pneus com câmara Dentre as possíveis montagens de rodas apresentadas no Capítulo 2, os modelos tratáveis.

interna de inflação do pneu e pelo carregamento vertical induzido pelo contato pneu / via rodas, considerada a ação de um carregamento externo específico, composto pela pressão Método dos Elementos Finitos para avaliação da distribuição das tensões em ambas as comprometer a integridade estrutural das rodas. O estudo baseou-se na aplicação do durabilidade foi a ocorrência de falhas devidas ao processo de fadiga, as quais fabricado em alumínio. O fator considerado como limitante para definição desta comparação da durabilidade entre um modelo de roda de aço e outro modelo equivalente verificação da durabilidade de rodas para caminhões e ônibus, sendo este utilizado na apresentado no capítulo introdutório deste texto, desenvolveu-se um método numérico para Em conformidade com o objetivo definido para este trabalho, o qual foi

## 7.1 - CONCLUSÕES

# CONCLUSÕES E RECOMENDAÇÕES

## CAPÍTULO VII

6061. Com relação à roda de aço, o fenômeno de encruamento do material, o qual ocorre devido a conformação à frio do mesmo durante o processo de fabricação da roda, é responsável pela elevação dos limites de resistência ao escoamento e resistência à tração à diferentes níveis, cuja variação está associada com a própria geometria da roda de aço, proporcionando portanto, limites de resistência mais elevados para regiões da roda submetidas à graus de trabalho à frio mais intensos.

O procedimento proposto para estimativa do grau de trabalho a frio ocorrido para regiões específicas da roda de aço, apresentado no Capítulo 3, apresenta resultados confiáveis, considerando-se que a determinação das deformações ocorridas durante o processo de conformação da roda baseia-se na variação de diâmetros, espessuras e execução de dobras sobre a chapa, sendo estes efeitos visivelmente observados sobre a geometria da roda.

Os resultados de distribuições de carregamentos atuantes sobre os flanges dos aros apresentados no Capítulo 4 foram importantes na determinação de características predominantes da distribuição destes, mesmo entre rodas de diferentes medidas, o que possibilitou a definição de carregamento utilizada nas análises de ambos os modelos de rodas considerados nesta dissertação.

Considerando a distribuição de cargas verticais proveniente das irregularidades da via trafegável para uma condição de via considerada boa, com o veículo totalmente carregado, de acordo com os limites da Lei de Balança, obtida por Ana [21] e apresentada no Capítulo 4 deste estudo, verifica-se que a média destes carregamentos, a qual corresponde a 21.895 N, é muito inferior à magnitude da carga estabelecida pela norma utilizada na definição do ensaio de fadiga radial para as rodas de aço e alumínio, a qual é da ordem de 60.000 N, para ambas as rodas. O carregamento vertical especificado pela norma é cerca de duas vezes maior do que o limite de carga estático especificado pelos fabricantes da roda de aço e alumínio. Outrossim, segundo o modelo estatístico empregado

para a representação da distribuição do carregamento vertical atuante no contato pneu / via trafegável, centrado na distribuição de Weibull, verifica-se que, a probabilidade de uma roda, submetida à condição de carregamentos verticais similares àquela correspondente a uma boa condição de via trafegável, ser submetida à uma carga vertical equivalente ao limite especificado pelo fabricante da roda é de 0,29%. Já para uma condição de via trafegável ruim, esta probabilidade sobe para cerca de 20%.

Considerando a carga vertical de 65.000 N, e uma pressão de inflação do pneu de 999,7 kPa (145 psi), superior ao valor usual que é de até 758,4 kPa (110 psi), a roda de aço é submetida à uma tensão equivalente máxima de 294,1 MPa, a qual ocorre na extremidade do rasgo da válvula. Esta tensão é cerca de 20% inferior ao limite de resistência ao escoamento estimado para esta região, considerando-se o procedimento para estimativa do grau de trabalho à frio apresentado no Capítulo 3. Com relação à região da extremidade do flange do aro a tensão equivalente máxima atuante corresponde a 333,8 MPa, valor este cerca de 37% inferior ao limite de resistência ao escoamento para esta região.

Com relação à roda de alumínio, submetida à condições de carregamento similares à da roda de aço, verifica-se uma tensão equivalente máxima de 172 MPa na região do rasgo da válvula, sendo esta tensão cerca de 37% inferior ao limite de escoamento do material utilizado na fabricação desta roda.

Portanto, sob o ponto de vista de resistência ao carregamento estático, as rodas de aço e alumínio apresentam coeficientes de segurança similares, com relação ao mecanismo de colapso por escoamento, embora os valores obtidos para a roda de alumínio sejam ligeiramente maiores que os obtidos para a roda de aço.

Quanto aos resultados das análises de modos e frequências naturais das rodas verificou-se que a roda de aço apresentou a primeira frequência natural em torno de 269 Hz, enquanto que o valor correspondente para a roda de alumínio foi de 384 Hz. A diferença existente entre estes valores deve-se principalmente à menor densidade do

alumínio, que é cerca de 1/3 da densidade do aço. As elevadas frequências naturais apresentadas pelas rodas favorecem a segurança das mesmas, uma vez que as frequências de excitação mais importantes para a roda do veículo são muito inferiores aos valores das frequências naturais das rodas acima citadas.

A análise de fadiga apresentada neste estudo considera a flutuação de tensões atuante sobre regiões da estrutura das rodas com maior probabilidade de ocorrência de falhas, as quais são escolhidas como as áreas submetidas à tensões de maior magnitude quando a roda é submetida a um carregamento estático. As flutuações das tensões atuantes nos pontos da estrutura que foram analisados são decorrentes do movimento de rotação da roda, quando submetida à uma carga vertical constante, no ponto de contato pneu / via tráfegável e pressão interna do pneu também constante, sendo seus valores definidos em conformidade com os requisitos da norma NBR6751 [1], a qual especifica as condições de carregamento e número mínimo de ciclos aos quais as rodas, destinadas à utilização em ônibus e caminhões, devem ser submetidas, sendo que ao final do teste deve-se verificar a não ocorrência de qualquer falha estrutural, para que estas sejam consideradas aprovadas.

A natureza da oscilação das tensões é considerada complexa, uma vez que para um ponto fixo da estrutura da roda, as tensões principais variam em intensidade e direção. O Método de Sines, utilizado na análise de fadiga das rodas de aço e alumínio, leva em consideração o estado multiaxial de tensões ao qual as rodas estão sujeitas durante o movimento de rotação.

A análise das tensões principais atuantes sobre os pontos da roda, considerados na análise de fadiga, foi útil na indicação do sinal da tensão média presente nos ciclos de carregamento atuantes sobre estes pontos, e também por possibilitar uma avaliação sobre a variação das direções das tensões principais sobre os pontos considerados ao longo de um ciclo de carregamento. Através desta análise pôde-se verificar que os pontos analisados sobre o aro das rodas apresentam variações nas direções das tensões principais, porém esta

variação é pequena, uma vez que a pressão de inflação do pneu, a qual é constante durante o movimento de rotação da roda, exerce uma grande influência sobre a magnitude das tensões atuantes sobre o aro.

Na análise de fadiga da roda de alumínio, verifica-se que o ponto mais solicitado da mesma encontra-se na região do rasgo da válvula, sendo submetido a uma tensão equivalente alternada de 47,20 MPa. Como a norma NBR 6751 [1] exige que a roda resista a  $10^6$  ciclos de carregamento e o material apresenta um limite de resistência à fadiga de 98 MPa para  $10^6$  ciclos, verifica-se um coeficiente de segurança à fadiga igual a 2,08. Adicionalmente, o limite de fadiga para o alumínio 6061-T6 é 84 MPa, para  $5 \times 10^8$  ciclos de carregamento, e comparando este valor com a tensão equivalente alternada de magnitude 47,20 MPa, pode-se afirmar que a expectativa de vida em fadiga é bastante superior a  $10^6$  ciclos de carregamento.

Com relação à roda de aço, verifica-se que o ponto mais solicitado da mesma encontra-se na região do rasgo da válvula, sendo submetido a uma tensão equivalente alternada de 105 MPa. Como a norma NBR 6751 [1] exige que a roda resista a  $7 \times 10^5$  ciclos de carregamento e o material apresenta um limite de resistência à fadiga de 110 MPa para este número de ciclos de carregamento, verifica-se um coeficiente de segurança à fadiga igual a 1,04. Sabendo-se que a curva S-N utilizada nesta análise representa uma confiabilidade de 95%, em relação aos dados experimentais obtidos em ensaios com corpos de prova, pode-se afirmar que, há uma probabilidade máxima de 5% de haver falha no ensaio de fadiga radial com a roda de aço.

Como os ensaios de fadiga de ambas as rodas são executados com um carregamento vertical superior ao usualmente encontrado durante a vida operacional de um veículo de transporte de passageiros e de carga, bem como a pressão de inflação do pneu também é cerca de 30% superior à usualmente empregada quando da operação normal de um veículo de transporte de carga, supõe-se que a vida em fadiga das rodas seja bastante

superior à verificada nos ensaios de fadiga radial. Esta suposição é suportada pelos dados observados no campo, onde foi possível verificar, através de conversas mantidas com proprietários de empresas de transporte de carga e de reparo de rodas, que existe um número muito reduzido de falhas envolvendo a propagação de trincas. Estes registros envolvem rodas de aço, uma vez que ainda existe um número reduzido de rodas de alumínio empregadas em veículos de transporte, em comparação ao grande volume de rodas de aço em operação.

Segundo informações obtidas na Mercedes-Benz do Brasil, os caminhões são fabricados visando uma vida operacional de  $10^6$  quilômetros, sob condições normais de utilização. Admitindo-se que as rodas são montadas com pneus de diâmetro 1.100 mm, seriam esperadas  $2,89 \times 10^8$  rotações da roda para ser atingida esta quilometragem. A partir dos dados obtidos nesta dissertação, é possível afirmar que, sob condições normais de utilização, espera-se que ambas as rodas suportem esta vida operacional.

Finalmente, a partir das análises executadas nesta dissertação, focando os mecanismos de colapso por escoamento e por fadiga das rodas, sendo esta última baseada na simulação do ensaio de fadiga radial, regulamentado pela norma NBR 6751 [1], pode-se afirmar que considerando os modos de colapso acima citados, não existe impedimento para utilização de rodas de alumínio ou de aço na montagem de veículos de transporte de carga ou passageiros, ao menos nos eixos que não transmitem potência ou fazem parte do sistema de direção. Com estas restrições, os resultados das análises executadas nesta dissertação são válidos para rodas montadas nos eixos de carretas ou no eixo veicular auxiliar de caminhões.

## 7.2 – RECOMENDAÇÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

Durante o período de desenvolvimento deste trabalho foram verificados alguns pontos que poderiam ser melhor avaliados em estudos futuros, os quais são:

- i) Estudo dos modelos das rodas de aço e alumínio incluindo os esforços exercidos pela pressão de contato dos parafusos para que seja possível uma melhor avaliação das tensões que ocorrem no disco da roda nas regiões mais próximas aos furos de fixação.

- ii) Adição de um modelo para o anel de fixação, o qual seria analisado em conjunto com o modelo da roda, incluindo elementos de contato na interface entre estes, para uma comparação com os resultados obtidos neste trabalho por meio da simplificação apresentada no item 5.4.

- iii) Executar a instrumentação de pelo menos uma das rodas analisadas neste trabalho, por meio da colagem de extensômetros em vários pontos da superfície da roda, submetendo-a à uma condição de carregamento estático igual a condição de carregamento utilizada neste estudo, para a verificação da precisão dos resultados obtidos pelo modelo de elementos finitos da roda em conjunto com as formas de carregamentos de pressão definidas neste estudo.

- iv) Executar a instrumentação da região de contato entre o pneu e o flange do aro, para verificar o comportamento das distribuições das pressões de contato durante a realização de curvas e variações de velocidades, incluindo a transmissão de momento torsor, para que seja possível a inclusão das características observadas nos resultados destes testes nos aplicativos de carregamentos elaborados para a análise das rodas estudadas neste trabalho, uma vez que estas podem fazer parte tanto do eixo de direção como do eixo de tração do veículo.

- v) Executar ensaios de dureza sobre pedaços da roda de aço para que se possa identificar possíveis relações existentes entre a dureza superficial e os valores de resistência à tração estimados após a conformação à frio.
- vi) Criação de um sistema do tipo “Sistema Especialista”, o qual contendo um banco de dados sobre a distribuição de carregamentos associados aos diferentes tipos de rotas possíveis, solicitaria do usuário a rota na qual a roda seria utilizada prevendo a confiabilidade de utilização da mesma para a rota, em função da vida operacional prevista para o veículo.
- vii) Elaboração de um programa computacional que execute os cálculos de tensões médias e alternadas para todos os pontos dos modelos das rodas, considerando-se um ciclo completo de carregamento, e que apresente os resultados de forma gráfica, sobre os modelos das rodas, onde níveis de cores indicariam quantidades de ciclos diferenciadas até a nucleação de trincas sobre todas as regiões das rodas.



[1] ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. Rodas para Caminhões – Verificação da Durabilidade e Resistência. NBR 6751, São Paulo 1997.

[2] BORLEM S/A EMPREENDIMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. Catálogo de Rodas. São Paulo, 1997.

[3] SOUZA, G. F. M. Análise de Confiabilidade Estrutural à Fadiga de Risers Rígidos. São Paulo Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1994.

[4] JUVINALT, R. C.; MARSHK, K. M. Fundamentals of Machine Component Design. 2<sup>nd</sup> ed., New York, John Wiley & Sons, 1991.

[5] FUCHS, H. O.; STEPHENS, R. I. Metal Fatigue in Engineering. New York, John Wiley & Sons, 1980.

[6] Jastrzebski, Zbigniew D. The Nature and Properties of Engineering Materials, 3<sup>rd</sup> edition, New York, John, Wiley & Sons, 1987.

[7] AMERICAN SOCIETY FOR METALS Metals Handbook - Properties and Selection: Nonferrous Alloys and Pure Metals. vol. 2 9a. ed. Metals Park, Ohio 1979.

[8] VAN VLACK, L. H. Principios da Ciência dos Materiais. São Paulo, Edgard Blücher, 1970.

[9] YAHN, G. T. Fatigue Design Curves for 6061-T6 Aluminum. Journal of pressure vessel technology. May 1997.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

### CAPÍTULO VIII

- [10] Conversa privada mantida com o Eng.º de Produto Renato Souza da Empresa BORLEM S/A EMPREENDIMENTOS INDUSTRIAIS LTDA. em Agosto de 1998.
- [11] AMERICAN SOCIETY FOR METALS Metals Handbook - Properties and Selection: Steels, vol. 1 9a. ed. Metals Park, Ohio 1979.
- [12] SUH, N. P.; TURNER, P. L. Elements of the Mechanical Behavior of Solids. McGraw-Hill.
- [13] SURESH, S. Fatigue of Materials, 2<sup>nd</sup> ed. United Kingdom, Cambridge University Press, 1998.
- [14] BUDYNAS, R. G. Advanced Strength and Applied Stress Analysis. McGraw-Hill, Tokyo, 1997.
- [15] AMERICAN SOCIETY FOR METALS Atlas of Fatigue Curves. Metals Park, Ohio, 1986.
- [16] JINSONG, T; ZHAOYI, D. Better Stress and Stiffness Estimates for Bolted Joints. Machine Design. pp. 114 e 117, November 24, 1988.
- [17] WALTER, J. D.; KIMINIECZ, R. K. Bead Contact Pressure Measurements at the Tire / Rim Interface. Automotive Engineering Congress and Exposition Detroit, Michigan, February 24 – 28, 1975.
- [18] THEVES, M.; JEUSETTE, J. P. Finite Element Analysis of Tire / Rim Interface Forces under Braking and Cornering Loads. Tire science and technology TSTCA vol.20, no. 2 April – June, 1992 pp. 83 – 105.
- [19] GILLESPIE, T.D. Fundamentals of Vehicle Dynamics. 1<sup>st</sup> ed. New York, Society of Automotive Engineers (SAE), INC 1992.

- [20] Conversa privada mantida com o Eng.º Argemiro Costa da Empresa Pirelli, em Agosto de 1998.
- [21] ANA, M. B. Análise do Colapso por Fadiga do Eixo Veicular Auxiliar de Caminhões. Dissertação (Mestrado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo, 1998
- [22] SISDELLI, A. Seminário: Confiabilidade Aplicada ao Desgaste de Sapatas Ferroviárias. PMC889 EPUSP, Maio / 1997.
- [23] BATHE, K. J. *Finite Element Procedures*. Simon & Schuster Company, New Jersey, 1996.
- [24] AUTOCAD Release 14.0, software para desenhos, Autodesk, 1997.
- [25] Ansys 5.3, software para análise estrutural. Ansys Inc. 1996.
- [26] Conversa privada com Srs. Nelides e Luiz, proprietários da empresa RODAS SANTA RITA LTDA., especializada no ramo de recuperação de rodas para autos, ônibus e caminhões. Fevereiro, 1999.
- [27] SHIGLEY, J. E.; MITCHELL, L. D. *Mechanical Engineering Design*. 3a. ed., Tokyo, McGraw-Hill, 1983.
- [28] HANSELMAN D.; LITTLEFIELD B. *Matlab – Versão do Estudante*. Makron Books do Brasil Editora Ltda. Rio de Janeiro, 1997.
- [29] RINALDI, R. *Turbo Pascal 7.0 Comandos e Funções* São Paulo, Erica, 1993.
- [30] Manzano, J. A. N. G. *Estudo Dirigido de Delphi 4.0*. São Paulo, Erica 1998.