UNESP

Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá

Guaratinguetá

2002



1110000475

"Rodas Automotivas - Uma Abordagem para Análise Estrutural e Previsão de Vida em Fadiga"

CLEGINALDO PEREIRA DE CARVALHO

166

CARO LEITOR NÃO
RISQUE O LIVRO

CLEGINALDO PEREIRA DE CARVALHO

RODAS AUTOMOTIVAS - UMA ABORDAGEM PARA ANÁLISE ESTRUTURAL E PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA

Tese apresentada à Faculdade de Engenharia do Câmpus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, para obtenção do título de Doutor em Engenharia Mecânica, na área de Projetos e Materiais.

Orientador: Prof. Dr. Herman Jacobus Cornelis Voorwald

FACULDADE DE ENGENHARIA
DE GUARATINGUETÁ
BIBLIOTECA

475

475

Guaratinguetá

2002

Carvalho, Cleginaldo Pereira de
C331r Rodas automotivas - uma abordagem para análise estrutural e previsão de vida em fadiga / Cleginaldo Pereira de Carvalho. – Guaratinguetá : [s.n.], 2002
161f.: il.

Bibliografia: f. 147-157
Tese (doutorado) – Universidade Estadual Paulista, Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, 2002
Orientador: Prof. Dr. Herman Jacobus Cornelis Voorwald

1. Rodas automotivas 2. Fadiga I. Título

CDU 629.4.027.4

unesp

UNIVERSIDADE ESTADUAL PAULISTA
CAMPUS DE GUARATINGUETÁ

"RODAS AUTOMOTIVAS – UMA ABORDAGEM PARA ANÁLISE ESTRUTURAL E PREVISÃO DE VIDA EM FADIGA"

CLEGINALDO PEREIRA DE CARVALHO

ESTA TESE FOI JULGADA ADEQUADA PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
"DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA"

ESPECIALIDADE: ENGENHARIA MECÂNICA
ÁREA DE CONCENTRAÇÃO: PROJETOS E MATERIAIS

APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELO PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO

Prof.-Dr. José Luz Silveira
Coordenador

BANCA EXAMINADORA:

Prof. Dr. HERMAN JACOBUS CORNELIS VOORWALD
Orientador / Unesp-Feg

Prof. Dr. MAURO PEDRO PERES
Unesp-Feg

Prof. Dr. CELSO PINTO MORAIS PEREIRA
Unesp-Feg

Prof. Dr. VIKTOR ALEXEEVICH PASTOUKHOV
UNITAU

Prof. Dr. CARLOS ANTONIO REIS PEREIRA BAPTISTA
FAENQUIL

Fevereiro de 2002

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

DADOS CURRICULARES

CLEGINALDO PEREIRA DE CARVALHO

NASCIMENTO:	19 de janeiro de 1962
FILIAÇÃO:	Antonio Mendes de Carvalho Elisa Pereira de Carvalho
1981/1985	Curso de Graduação, Faculdade de Engenharia Câmpus de Guaratinguetá/UNESP
1987/1991	Curso de Pós-Graduação em Mecânica, nível de Mestrado, na FEG/UNESP

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

À Elisa Pereira de Carvalho pelo direito à vida, pelo apoio eterno e pelos momentos de Orientação e Ensinamento, dos quais me sinto feliz e eternamente grato.

A Liliane, Daniel e Miguel pelos momentos em que foram fortes na minha ausência, e pelo apoio à conclusão deste meu objetivo.

unesp

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Doutor *Herman Jacobus Cornelis Voorwald*, pelo encorajamento na transposição dos obstáculos e no estímulo a acreditar que todos os esforços seriam recompensados. Agradeço também pelo tempo dedicado à orientação deste trabalho.

à Maxion Componentes Estruturas Ltda. por permitir o desenvolvimento deste trabalho.

aos Técnicos do DMT/FEG/UNESP na confecção dos corpos e prova.

à Elaine Cristina Pereira pelo apoio na compilação e divulgação de todas as informações no decorrer da elaboração deste trabalho.

à Bibliotecária Ana Maria Ramos Antunes da Faculdade de Engenharia do Câmpus de Guaratinguetá pela orientação das normas bibliográficas.

à Zélia e Graziele de Araujo Pedran pela cooperação na digitação, organização e diagramação.

à MSC.Software Corporation pelo apoio nas análises com a utilização do MSC.Wheels Fatigue.

ao Engenheiro Carlos Eduardo Lopes da empresa Hawtal Whiting do Brasil no apoio quando da utilização do software NASTRAN.

SHEMÁ YISRAEL, ADONAI ELOHÊNU, ADONAI ECHAD.

Ouve Israel! O Eterno é nosso Deus! O Eterno é Um!

(Deuteronômio 6)

CARVALHO, C. P. **Rodas automotivas - Uma abordagem para análise estrutural e previsão de vida em fadiga**. 2002. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

RESUMO

Rodas são componentes trabalhando sob carregamento cíclico e diferente espectro de carga, considerando-se a amplitude de carga e freqüência. Rodas podem também ser consideradas como itens de segurança do veículo, porém, restrições quanto ao peso estão se tornando muito forte entre as montadoras. Dependendo do processo de fabricação utilizado para as rodas, os resultados em termos de vida em fadiga, e a relação entre vida e peso, podem ser diferentes. Baseada em diferentes processos de fabricação, uma avaliação de previsão de vida em fadiga pode ser assumida levando-se em conta resultados de testes. O processo de conformação por repuxamento com estiramento (flowforming) mostra melhor resultado em termos de durabilidade quando comparado com o material como recebido no estado de aço laminado a frio. Diferentes tipos de previsão de carga sobre a roda serão consideradas e o método de elementos finitos determina os carregamentos locais atuantes sobre a mesma. Um novo procedimento para carregamento de rodas e previsão de vida em fadiga é considerado. Os resultados obtidos da aplicação desta nova metodologia são comparados com aqueles obtidos de ensaios realizados em corpos de prova do material nas condições de: como recebido, repuxado e soldado. Os resultados são então comentados, a fim de se validar a metodologia sugerida.

PALAVRAS-CHAVE: Rodas automotivas, fadiga em rodas, aços aplicados para rodas automotivas.

unesp

CARVALHO, C. P. **Automotive Wheels - An approach for structural analysis and fatigue life prediction.** Guaratinguetá. 2001. 161f. Tese (Doutorado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia do Campus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

ABSTRACT

Wheels are components working under cyclic loading and different load spectrum considering the load amplitude and frequency. Wheels can be also considered as an item of a vehicle security, however, the restrictions about the weight are becoming strong among the OEM's. Depending on the manufacturing process used for the wheels production, the results in terms of fatigue life and weight relationship can be dramatically different. Based on different manufacture process an evaluation of fatigue life prediction may be taking into account using tests results. The flowforming manufacturing process shows the best results comparing with the raw material hot rolled steel as received. Different types of wheels load prediction will be considered and finite element method gives the wheels local loading. A new procedure for wheels loading and fatigue life prediction is considered. The obtained results from this new methodology are compared with the others tests carried in samples of material in the followed conditions: as received, spinned and welded. The results are then commented to validate the new suggested methodology.

KEYWORDS: : Automotive wheels, wheels fatigue, steel for automotive wheels.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1 CONSIDERAÇÕES GERAIS 26

2 INTRODUÇÃO 33

2.1 RODAS AUTOMOTIVAS - REQUISITOS DE PERFORMANCE 33

2.2 NOMENCLATURA 33

2.2.1 **Roda** 33

2.2.2 **Aro** 34

2.2.3 **Disco da roda** 35

2.3 REQUISITOS DE PERFORMANCE E PROCEDIMENTO DE TESTES PARA RODAS AUTOMOTIVAS 35

2.3.1 **Teste de fadiga com momento aplicado ao disco** 35

2.3.2 **Máquinas para teste em laboratório para fadiga do disco da roda** 37

2.3.2.1 Máquinas de eixo horizontal 37

2.3.2.2 Máquinas de eixo vertical 38

2.3.2.3 Máquinas nas quais a roda permanece estacionária 39

2.3.2.4 Especificações para testes de fadiga de rodas pelo momento aplicado ao disco 42

2.3.3 **Teste de fadiga com carga radialmente aplicada ao conjunto roda-pneu** 42

2.3.3.1 Equipamentos para ensaio de fadiga radial de rodas 43

2.3.3.2 Especificações para ensaios de fadiga radial 44

3 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DE RODAS 45

3.1 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO ARO 45

3.1.1 **Corte do blank** 47

3.1.2 **Enrolar** 47

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

3.1.3 **Solda por resistência** 48
3.1.4 **Rebarbação** 48
3.1.5 **Barrilete ou conificação** 49
3.1.6 **Laminações** 49
3.1.7 **Expansão** 50
3.1.8 **Corte do furo de válvula** 51
3.2 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO DISCO 51
3.2.1 **Corte de platina** 51
3.2.2 **Repuxamento** 52
3.2.3 **Corte dos furos de fixação e furo central** 53
3.2.4 **Corte dos furos de ventilação** 53
3.3 PROCESSO DE MONTAGEM 54
3.3.1 **Montagem aro e disco** 54
3.3.2 **Solda da junção aro-disco** 54
3.3.3 **Usinagem da face interna da roda** 55
3.3.4 **Balanceamento** 55
4 METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL DE RODAS AUTOMOTIVAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS 56
4.1 PROCEDIMENTO GERAL 57
4.2 PLANEJAMENTO DO TRABALHO 57
4.3 ASPECTOS GERAIS DA UTILIZAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NO PROJETO ESTRUTURAL 58
4.3.1 **O elemento de casca retangular linear** 60
4.4 ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS PARA RODA 22.5" X 8.25" 66
4.4.1 **Modelamento estrutural** 66
4.4.2 **Modelamento do carregamento devido ao efeito da pressão de ar de inflagem do pneu** 70
4.4.3 **Modelamento do carregamento devido ao efeito da carga radial** .. 74
4.4.4 **Processamento da análise estrutural pelo método dos elementos finitos** 78

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

5 METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA PARA RODAS AUTOMOTIVAS 79
5.1 CONCEITOS QUE FUNDAMENTAM A FADIGA 79
5.1.1 **Algumas definições no estudo de fadiga dos materiais** 79
5.1.2 **Curva S-N*** 81
5.1.3 **Fadiga de baixo ciclo** 81
5.1.4 **Fatores que influenciam na vida em fadiga** 82
5.2 TRABALHOS ATUAIS SOBRE SIMULAÇÃO DO CARREGAMENTO DE RODA AUTOMOTIVAS 83
5.3 CARREGAMENTO ADOTADO PARA UMA RODA SOB CONDIÇÕES DE TRABALHO 85
5.4 EXEMPLOS DE CARREGAMENTO EM RODAS AUTOMOTIVAS 85
5.5 A ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA PARA RODAS 86
5.6 ASPECTOS DE FADIGA E MECÂNICA DE FRATURA ASSOCIADOS COM O PROJETO DA RODA 87
5.6.1 **Aspectos macroscópicos da falha por fadiga** 88
5.6.2 **Definições no estudo da fadiga em rodas** 90
5.6.3 **Fundamentos da mecânica da fratura** 91
5.6.4 **Métodos para se determinar o fator intensidade de tensão** 96
5.6.5 **As limitações da mecânica de fratura elástica linear** 97
5.6.6 **A aplicação da mecânica da fratura linear elástica na propagação de trinca por fadiga** 98
5.6.6.1 A Lei de Paris 98
5.6.6.2 A Lei de Forman 99
5.6.7 **O software MSC.Fatigue Wheels Module** 99
6 RESULTADOS E ANÁLISES 101
6.1 CARACTERÍSTICAS DO MODELO DE RODA OBJETO DA METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL E PREVISÃO DA VIDA EM FADIGA 101

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

6.2 MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE RODAS AUTOMOTIVAS 102
6.2.1 **Aço SAE 1010 acalmado ao alumínio sob denominações RD-1 para CSN - sob denominação RW-30 para Usiminas** 103
6.2.2 **Aço LNE-38** 103
6.2.3 **Aço RRSt 52.3** 104
6.2.4 **Aço LN-28** 104
6.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE IMPACTO PARA OS MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE RODAS AUTOMOTIVAS 104
6.4 ANÁLISE DO EFEITO DO PROCESSO DE REPUXAMENTO A FRIO NA REGIÃO DO DISCO DA RODA 109
6.5 APLICAÇÃO DAS CARGAS PARA O ENSAIO DE FADIGA RADIAL DA RODA 112
6.6 CURVA S-N* DO MATERIAL SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 COMO FORNECIDO PELAS USINAS 113
6.7 RESULTADOS DAS ANÁLISES ESTRUTURAIS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS 115
6.7.1 **Modelamento** 115
6.7.2 **Carregamento aplicado** 117
6.7.3 **Resultados oriundos do carregamento** 118
6.7.4 **Resultados oriundos dos carregamentos considerando-se o modelamento com restrição extra em Z** 121
6.8 RESULTADOS DAS ANÁLISES CONSIDERANDO-SE A ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA PELO SOFTWARE MSC. FATIGUE 129
6.9 RESULTADOS DAS ANÁLISES CONSIDERANDO-SE AS CURVAS S-N DO MATERIAL SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 NAS CONDIÇÕES DE: COMO RECEBIDO, REPUXADO E SOLDADO 136
7 CONCLUSÕES 143

unesp

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS 145
REFERÊNCIAS 147
BIBLIOGRAFIA CONSULTADA 155
ANEXO A: RELATÓRIOS DOS TESTES - RODA 22.5" X 8.25" 158

LISTA DE FIGURAS

FIGURA 1.1 - Exemplo de falha por fadiga no furo de fixação de roda sem câmara em campo 26

FIGURA 1.2 - Exemplo de falha por fadiga no furo de ventilação de roda sem câmara em campo 27

FIGURA 1.3 - Exemplo de falha por fadiga no furo de ventilação de roda sem câmara em teste de laboratório 27

FIGURA 1.4 - Exemplo de falha por fadiga no furo central de rodas sem câmara em teste de laboratório 27

FIGURA 1.5 - Exemplo de falha por fadiga na região do Gutter de rodas com câmara em campo 28

FIGURA 1.6 - Exemplo de falha por fadiga no centro do aro em teste 28

FIGURA 1.7 - Exemplo de falha nos furos de ventilação em teste 29

FIGURA 1.8 - Exemplo de falha por fadiga no furo de fixação em teste 29

FIGURA 1.9a - Vista frontal de rodas sem câmara para caminhões e ônibus 31

FIGURA 1.9b - Vista lateral de rodas sem câmara para caminhões e ônibus .. 31

FIGURA 1.10a - Vista frontal roda com câmara para caminhão e ônibus 31

FIGURA 1.10b - Vista lateral de roda com câmara para caminhão e ônibus 31

FIGURA 1.11a - Vista frontal roda agrícola 32

FIGURA 1.11b - Vista lateral roda agrícola 32

FIGURA 1.12a - Vista frontal de roda sem câmara para carretas 32

FIGURA 1.12b - Vista lateral de roda sem câmara para carretas 32

FIGURA 2.1 - Nomenclatura de uma roda 34

FIGURA 2.2 - Perfil típico de um aro 35

FIGURA 2.3 - Conceito simples do momento de dobramento em uma roda 36

FIGURA 2.4 - Composição realista das forças sobre uma roda automobilística durante uma curva 36

FIGURA 2.5 - Máquina de ensaio com eixo horizontal destinada a teste de fadiga rotativa para rodas automotivas 37

unesp

FIGURA 2.6 - Máquina de ensaio com eixo vertical para teste de fadiga rotativa para rodas 38
FIGURA 2.7 - Máquina de ensaio com eixo vertical para teste de fadiga rotativa para rodas - Braço de momento com carregamento inferior 39
FIGURA 2.8 - Máquina para ensaio de fadiga de rodas com momento causado por massa de desbalanceamento 40
FIGURA 2.9 - Máquina para ensaio de fadiga de rodas com momento causado por dois cilindros servo hidráulicos 41
FIGURA 2.10 - Máquina de fadiga de roda com eixo vertical cujo momento é causado por dois cilindros servo hidráulicos 41
FIGURA 2.11 - Diagrama básico de equipamento para ensaio de fadiga radial 43
FIGURA 2.12 - Equipamento para ensaio de fadiga radial de rodas 44
FIGURA 3.1 - Fluxograma do processo da fabricação de roda 46
FIGURA 3.2 - Operação de corte de blank 47
FIGURA 3.3 - Operação de enrolar 47
FIGURA 3.4 - Operação solda por resistência 48
FIGURA 3.5 - Operação de rebarbar 49
FIGURA 3.6 - Operação de barrilete ou conificação 49
FIGURA 3.7 - Operação de laminação 50
FIGURA 3.8 - Operação de expansão 50
FIGURA 3.9 - Operação corte do furo de válvula 51
FIGURA 3.10 - Operação corte de platina 51
FIGURA 3.11 - Operação de repuxamento 52
FIGURA 3.12 - Operação de corte dos furos de fixação e furo central 53
FIGURA 3.13 - Operação de corte dos furos de ventilação 53
FIGURA 3.14 - Operação montagem do aro e disco 54
FIGURA 3.15 - Operação de solda da junção aro-disco 54
FIGURA 3.16 - Operação de usinagem da face interna da roda 55
FIGURA 3.17 - Operação de balanceamento 55

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

FIGURA 4.1 - Passos principais na análise de uma estrutura 58
FIGURA 4.2 - Comparação entre os comportamentos estruturais de uma viga e uma chapa quanto às tensões normais 62
FIGURA 4.3 - Exemplo de estruturas constituídas por chapas e vigas - tensões normais 64
FIGURA 4.4 - Elemento de casca retangular linear 65
FIGURA 4.5 - Características do elemento de casca isoparamétrico linear utilizado na modelagem da estrutura da roda 68
FIGURA 4.6 - Características físicas associadas aos elementos 69
FIGURA 4.7 - Aplicação de pressão de ar de inflagem de pneu sobre o aro e sobre o flange do aro 72
FIGURA 4.8 - Carregamento axissimétrico decorrente da pressão de ar de inflagem do pneu 73
FIGURA 4.9 - Exemplo de carregamento considerando-se somente a pressão de inflagem 73
FIGURA 4.10 - Aplicação de carga radial devido ao contato pneu solo 75
FIGURA 4.11 - Distribuição de pressões na roda devido à carga radial 77
FIGURA 4.12 - Exemplo de distribuição de carga radial sobre a roda 78
FIGURA 5.1 - Carregamento onde a tensão varia senoidalmente..... 80
FIGURA 5.2 - Curva S-N* 84
FIGURA 5.3 - Evolução dos níveis de tensões sobre a região do aro de uma roda 85
FIGURA 5.4 - Aspecto da fratura em falhas por fadiga 90
FIGURA 5.5 - Os três modos de solicitação de uma trinca 92
FIGURA 5.6 - Trinca passante de comprimento 2a em chapa infinita 93
FIGURA 5.7 - Sistema de coordenadas na ponta da trinca 96
FIGURA 5.8 - Diagrama de blocos do MSC.Fatigue Wheels 99
FIGURA 5.9 - Carga radial aplicada ao pneu simulada no MSC.Fatigue Wheels 100
FIGURA 6.1 - Roda 22.5" x 8.25" destinada à exportação para o Estados Unidos 105

unesp

FIGURA 6.2 - Disco 22.5" x 8.25" repuxado 109
FIGURA 6.3 - Corpo de prova extraído do disco 22.5" x 8.25" 110
FIGURA 6.4 - Corpo de prova extraído do disco 22.5" x 8.25" com as linhas 1 e 2 110
FIGURA 6.5 - Montagem típica para ensaios de fadiga radial da roda 22.5" x 8.25" (Equipamento de ensaio de fadiga radial da Maxion Componentes Estruturais Ltda.) 112
FIGURA 6.6 - Curva S-N* para Aço SAE 1010/RD-1/RW-30 114
FIGURA 6.7 - Modelamento para análise pelo método dos elementos finitos para roda 22.5" x 8.25" 116
FIGURA 6.8 - Restrições no modelamento axissimétrico de roda 22.5" x 8.25" 117
FIGURA 6.9 - Restrições extras no eixo Z na superfície inferior do disco de roda 122
FIGURA 6.10 - Distribuição da carga radial a 0.75 e 18° 118
FIGURA 6.11 - Tensões de Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu para roda 22.5" x 8.25" 119
FIGURA 6.12 - Tensões de Von Mises devido a carga radial para roda 22.5" x 8.25" 120
FIGURA 6.13 - Tensões de Von Mises devido à carga radial e à pressão de inflagem para roda 22.5" x 8.25" 120
FIGURA 6.14 - Tensões do Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu para a condição de restrição extra em Z para roda 22.5" x 8.25" 121
FIGURA 6.15 - Tensões de Von Mises devido à carga radial para a restrição extra em Z para roda 22.5" x 8.25" 122
FIGURA 6.16 - Tensões de Von Mises devido à carga radial e a pressão de inflagem com restrição extra em Z para roda 22.5" x 8.25" 123
FIGURA 6.17 - Tensão máxima principal devido à pressão de inflagem e à carga radial a 0° ao redor do furo de ventilação do disco para roda 22.5" x 8.25" 124

FIGURA 6.18 - Tensão máxima principal devido à pressão de inflagem e à carga radial a 90° ao redor do furo de ventilação do disco para roda 22.5" x 8.25" 124
FIGURA 6.19 - Curva S-N* modificada para o Aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 128
FIGURA 6.20 - Importação da geometria / via arquivo proveniente I-DEAS para o software MSC.Fatigue 130
FIGURA 6.21 - Extração da superfície média do aro e do disco da roda 22.5" x 8.25" para o MSC.Fatigue 130
FIGURA 6.22 - Criação da malha de elementos finitos com elementos de placa para análise pelo software MSC.Fatigue 131
FIGURA 6.23 - Criação das condições de contorno e restrições no MSC.Fatigue 131
FIGURA 6.24 - Criação das condições de carregamento no software MSC. Fatigue 132
FIGURA 6.25 - Análise das tensões pelo método dos elementos finitos no MSC.Fatigue 133
FIGURA 6.26 - Resultados do cálculo da vida em fadiga para roda 22.5" x 8.25" pelo software MSC.Fatigue 134
FIGURA 6.27 - Resultados do cálculo da vida em fadiga para roda 22.5" x 8.25" na região da trinta de solda aro e disco pelo MSC. Fatigue 134
FIGURA 6.28 - Curva S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 calculada pelo MSC.Fatigue 135
FIGURA 6.29 - Curva de fadiga das três condições 140
FIGURA 6.30 - Curvas S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 para as condições de: como recebido, repuxado, soldado e obtido através do MSC.Fatigue 141

LISTA DE TABELAS

TABELA 2.1 - Parâmetros para teste de fadiga de rodas destinadas para caminhões e ônibus pelo método do momento de flexão ... 42

TABELA 2.2 - Parâmetros para teste de fadiga radial de rodas destinadas para caminhões e ônibus 44

TABELA 6.1 - Resultados dos ensaios de impacto para os Aços SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 105

TABELA 6.2 - Resultados dos ensaios de impacto para o Aço LNE-38 105

TABELA 6.3 - Resultados dos ensaios de impacto do Aço LN-28 106

TABELA 6.4 - Resultados dos ensaios de impacto do Aço RRSt 52.3 106

TABELA 6.5 - Valores de energia de impacto absorvida média versus temperatura de teste 107

TABELA 6.6 - Dureza versus tensões de ruptura e de escoamento..... 111

TABELA 6.7 - Tamanho dos elementos para análise estrutural pelo método dos elementos finitos para roda 22.5" x 8.25" 115

TABELA 6.8 - Previsão de vida em fadiga para regiões da roda 22.5" x 8.25" especificamente para furos de fixação na condição de restrição pelos furos de fixação..... 127

TABELA 6.9 - Previsão de vida em fadiga para regiões da roda 22.5" x 8.25" 127

TABELA 6.10 - Resultados para corpo de prova material "como recebido"... 137

TABELA 6.11 - Resultados para corpo de prova material "repuxado"..... 138

TABELA 6.12 - Resultados para corpo de prova material "soldado"..... 139

unesp

LISTA DE ABREVIATURAS E SIGLAS

ABNT	-	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ABS	-	Anti-Braking System
ALAPA	-	Associação Latino Americana de Pneus e Aros
ASTM	-	American Society for Testing and Materials
CHEXA	-	Elementos sólidos utilizados no modelamento da roda
CQUAD 4	-	Elementos de casca utilizados no modelamento da roda
CSN	-	Companhia Siderúrgica Nacional
DIN	-	Deutsche Norm
ISO	-	International Standard Organization
JISHA	-	Japanese Industrial Standard
MSC	-	MSC Software Corporation
NASTRAN	-	Software utilizado para análise estrutural pelo método dos elementos finitos
NBR	-	Norma Brasileira Registrada
RD	-	Especificação do aço baixo carbono segundo CSN
SAE	-	Society of Automotive Engineers
SDRC	-	Structural Dynamics Research Corporation
VON MISES	-	Critério de análise de tensões

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

LISTA DE SÍMBOLOS

α - Ângulo de repuxamento do rolo

α^* - Ângulo do centro rebaixado

β - Ângulo da área de assentamento do pneu

ΔK - Faixa do fator de intensidade de tensão

η - Expoente da Lei de Paris

μ - Coeficiente de atrito

ν - Coeficiente de Poisson

θ - Ângulo do elemento tridimensional na parte lateral

θ_x - Orientação angular do elemento isoparamétrico x

θ_y - Orientação angular do elemento isoparamétrico y

θ_z - Orientação angular do elemento isoparamétrico z

σ_x - Tensão normal na direção x

σ_y - Tensão normal na direção y

σ_z - Tensão normal na direção z

a - Ângulo de cambagem

a* - Avanço de repuxamento

a** - Diâmetro do talão do pneu

A - largura do aro

b - Largura do elemento infinitesimal

B - Largura do flange do aro

C - Constante da Lei de Paris

C* - Localização do raio do flange

d - Semi espaçamento da montagem da roda

D - Diâmetro específico do aro

$d\phi/dA$ - Faixa de mudança em conformidade com a área da trinca

da/dN - Taxa de crescimento da trinca por fadiga por ciclo

dF - Elemento infinitesimal de força

dF_v - Elemento infinitesimal de força vertical

d_s - Elemento infinitesimal do espaço

E' - Módulo E de Young para tensão plana

F - Localização do aro de válvula

unesp

{F} - Matriz força

f(a) - Função do tamanho da trinca

F_r - Carga radial de teste de fadiga radial

F_v - Carga radial nominal máxima para o pneu segundo a ISO 3894

F_v - Carga vertical

Fv_c - Força vertical sobre o pneu em curva

G - Altura do flange

G* - Força de extensão da trinca a $E/(1-\nu^2)$ para deformação plana

H - Altura do centro rebaixado

H* - Direção axial de forças sobre o pneu

K - Fator de aceleração do teste

[K] - Matriz quadrada representando rigidez

K* - Fator de intensidade à tensão

K_c - Sensibilidade a fratura de deformação não plana

L - Carga radial do pneu

L* - Largura do centro rebaixado

L** - Dimensão da viga engastada

M - Posição do centro rebaixado

N - Velocidade angular do mandril

N* - Número de ciclos de tensão para completar a fratura

P - Força aplicada

P* - Largura da área de assentamento do Pneu

P** - Pressão normal de inflagem

Po - Pressão de inflagem do pneu

q - Carga distribuída sob uma viga

Q - Carga de teste segundo SAE J 287-1997

r - Radio dinâmico do pneu pela J ISA 103-1998

r_b - Raio da posição do elemento infinitesimal

r_f - Diâmetro de assentamento do pneu

R - Carga radial para teste fadiga radial segundo SAE J 267-1999

R** - Distância do centro do eixo do cubo ao solo em linha reta

R_1 - Raio externo do flange

R_{1*} - Força de reação no ponto 1 de uma viga

unesp

R_2 - Raio do flange

R_{2*} - Força de reação no ponto 2 de uma viga

R_3 - Raio da área de assentamento do pneu

R_4 - Raio superior do centro rebaixado

R_5 - Raio inferior do centro rebaixado

R_6 - Raio da ponta do flange

R_c - Distância do centro do eixo do cubo ao solo em curva

$R_{c'}$ - Distância do centro do eixo do cubo ao centro do pneu em curva

S_r - Fator de aceleração do teste segundo SAE J 267-1999

Sl_r - Raio dinâmico do pneu pela SAE J 267-1999

S_m - Fator de aceleração do teste segundo JISHA-1998

S_x - Tensão na direção x

S_y - Tensão na direção y

S_z - Tensão na direção z

S_{xy} - Tensão no plano x-y

S_{yx} - Tensão no plano y-x

ρ - Amplitude de tensão

t - Espessura do elemento de casca

t* - Espessura da viga destinada para chapas e vigas

Tf - Distribuição da força de montagem

Tf_{dist} - Força sobre a área de inflagem do pneu

U_x - Orientação do grau de liberdade do elemento isoparamétrico x

U_y - Orientação do grau de liberdade do elemento isoparamétrico y

U_z - Orientação do grau de liberdade do elemento isoparamétrico z

V_a - Velocidade de avanço

W - Carga radial do pneu

Wp - Força atuante sobre o aro

Wr - Força radial

x - Coordenada x de orientação dos elementos tipo casca

x* - Distância ao ponto de engaste de uma viga

[X] - Matriz coluna dos deslocamentos

y - Coordenada y de orientação dos elementos tipo casca

z - Coordenada z de orientação dos elementos tipo casca

unesp

$\sigma_{máx}$ - Tensão máxima de tração em uma viga

σ_1 - Tensão no elemento devido à carga axial

σ_2 - Tensão no elemento devido à momento de flexão

1 CONSIDERAÇÕES GERAIS (*)

O estudo do projeto de rodas automotivas como item de segurança não é nada relativamente novo; porém, o que poucas pessoas, não sabem, é que uma roda, quando falha, pode comprometer o funcionamento estrutural de um sistema e, por conseqüência, a falha de tal sistema pode custar a vida de pessoas.

Os fabricantes de veículos automotivos, sejam carros, caminhões ou ônibus, buscam cada vez mais incrementos de velocidade aliados a custos menores, sejam por redução no consumo de combustível ou pelo custo de seus produtos.

As rodas automotivas trabalham sob condições aleatórias de carga e freqüência, e estão sujeitas à falha por fadiga.

Muitos casos de falha por fadiga em rodas podem ser enumerados, o que encorajou o desenvolvimento de um trabalho para obtenção do título de mestre em Engenharia Mecânica com uma análise crítica de fadiga em rodas para caminhões e ônibus, fato motivado por falha destes produtos em campo e em testes de durabilidade em laboratório (CARVALHO, 1991) (Figuras 1.1, 1.2, 1.3, 1.4, 1.5, 1.6, 1.7 e 1.8).

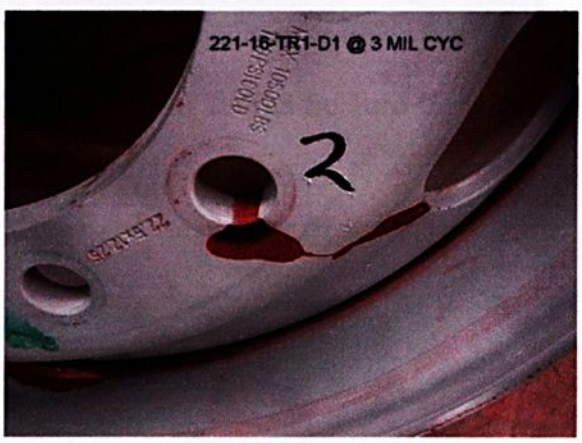


Figura 1.1 - Exemplo de falha por fadiga no furo de fixação de roda sem câmara, em campo

(*) Todas as figuras deste capítulo foram obtidas da Maxion Componentes Estruturais Ltda.

unesp



Figura 1.2 - Exemplo de falha por fadiga no furo de ventilação de roda sem câmara, em campo

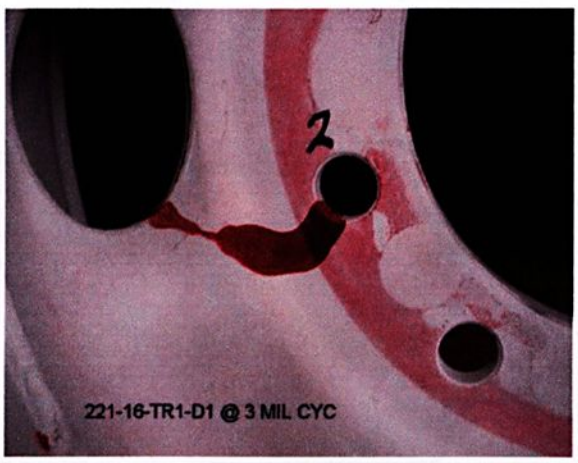


Figura 1.3 - Exemplo de falha por fadiga no furo de ventilação de roda sem câmara, em teste de laboratório

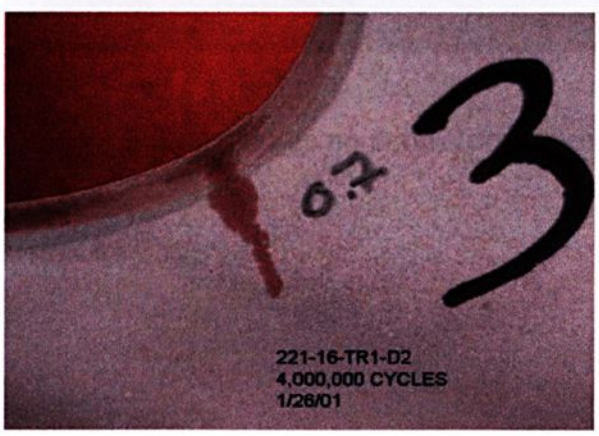


Figura 1.4 - Exemplo de falha por fadiga no furo central de rodas sem câmara, em teste de laboratório



Figura 1.5 - Exemplo de falha por fadiga na região do Gutter de rodas com câmara em campo

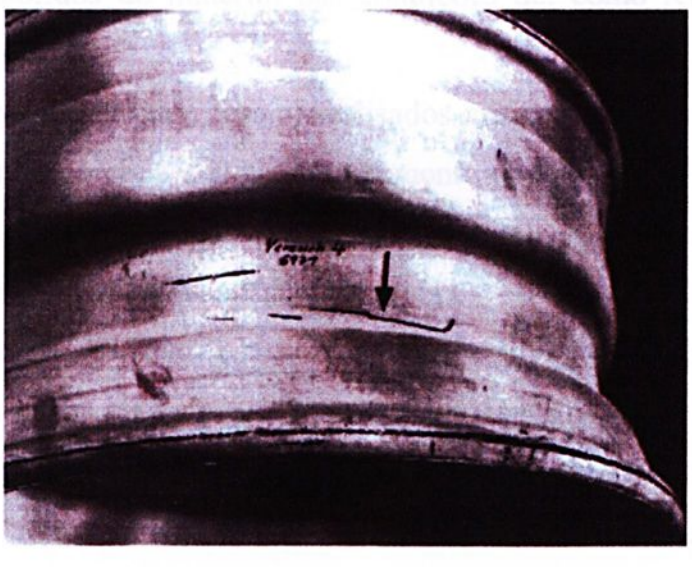


Figura 1.6 - Exemplo de falha por fadiga no centro do aro em teste de laboratório



Figura 1.5 - Exemplo de falha por fadiga na região do Gutter de rodas com câmara em campo

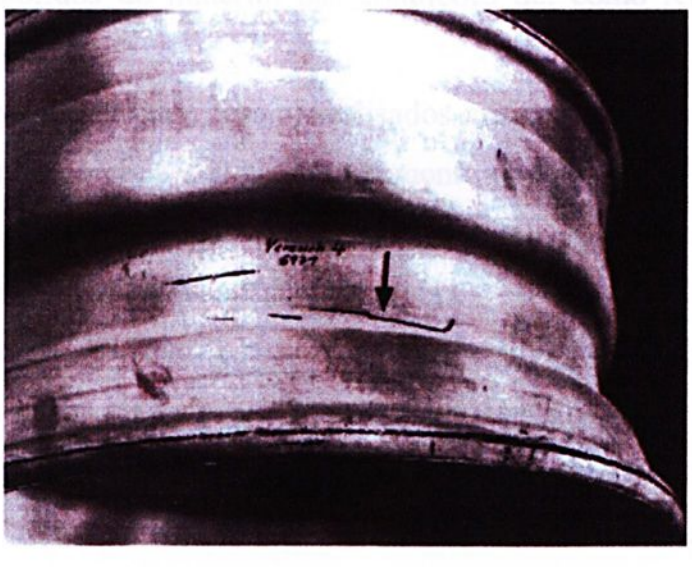


Figura 1.6 - Exemplo de falha por fadiga no centro do aro em teste de laboratório

Na análise de carregamento da roda, desenvolveu-se uma metodologia para análise estrutural pelo método dos elementos finitos aplicado especificamente para rodas.

Quanto à modificação da característica do material quando trabalhado a frio, ensaios de dureza foram efetuados, a fim de se obter um novo desempenho do disco, e por conseguinte, avaliar uma nova curva de fadiga para o material utilizado para a fabricação de rodas.

Uma análise criteriosa de energia de impacto e vida em fadiga foi elaborada para escolher o melhor material existente no mercado destinado a rodas.

Quanto à previsão de vida em fadiga e de tolerância ao dano, softwares especializados foram utilizados de forma que ainda inicial. Com objetivo de validar a nova metodologia de projeto e desenvolvimento de rodas foram efetuados ensaios em corpos de prova obtidos do material nas condições de: como recebido, repuxado e soldado.

Os resultados dos ensaios foram analisados criticamente e comparados com os resultados obtidos de condições sobre o incremento da resistência devido ao processo de fabricação, e aqueles obtidos da aplicação de software para análise estrutural e previsão de vida em fadiga para rodas automotivas.

Enfim, o presente trabalho visa validar uma metodologia para análise estrutural de uma roda, bem como para a previsão inicial de vida em fadiga de forma a auxiliar na redução do tempo e dos custos de novos desenvolvimentos de rodas, como também desenvolver uma rápida análise de problemas de projeto e de desempenho dos produtos que já trabalham em campo.

unesp



Figura 1.9a - Vista frontal de roda sem câmara para caminhões e ônibus



Figura 1.9b - Vista lateral de roda sem câmara para caminhões e ônibus



Figura 1.10a - Vista frontal de roda com câmara para caminhão e ônibus



Figura 1.10b - Vista lateral de roda com câmara para caminhão e ônibus



Figura 1.11a - Vista frontal de roda agrícola



Figura 1.11b - Vista lateral de roda agrícola



Figura 1.12a - Vista frontal de roda sem câmara para carretas



Figura 1.12b - Vista lateral de roda sem câmara para carretas

2 INTRODUÇÃO (*)

2.1 RODAS AUTOMOTIVAS - REQUISITOS DE DESEMPENHO

Rodas são auto-peças consideradas como componentes de segurança dos veículos. Uma roda trabalha sob um espectro de carga onde a amplitude e a freqüência podem variar dependendo das características do veículo, do tipo de estrada, do pneu utilizado e em alguns casos das leis do país quanto à limite de carga, principalmente para transportes por caminhão (GRUBISIC; FISCHER,1983,1984; 1984, 1999).

Redução de peso é objetivo permanente de pesquisa nas indústrias automotivas. A razão por esta luta contra aumento do peso se deve à integração de novos dispositivos de segurança (ABS, air bags etc.) às novas funções de conforto (ar condicionado etc.), a novos estilos e à redução no consumo de combustível (MARRON, 1999).

2.2 NOMENCLATURA

Antes de se apresentar os aspectos técnicos envolvidos na fabricação e desenvolvimento de rodas, torna-se necessária a apresentação da nomenclatura utilizada, bem como da definição de seus componentes.

ASSOCIAÇÃO LATINO AMERICANA DE PNEUS E AROS - ALAPA (2001) apresentou como definição de uma roda, como sendo um componente rotativo sujeito à carga que se localiza entre o pneu e o cubo.

2.2.1 Roda

A roda usualmente consiste em duas partes principais conforme Figura 2.1, o aro e o disco da roda. O aro e o disco da roda devem ser permanentemente agregados, montados sob interferência e soldados. Para algumas aplicações específicas o aro e o

(*) Todas as figuras deste capítulo foram obtidas da Maxion Componentes Estruturais Ltda.

unesp

disco de roda, podem ser desmontáveis, porém, neste trabalho o foco serão as rodas onde se tem o aro e o disco montados de forma permanente, o que representa a maioria dos modelos utilizados em veículos comerciais.

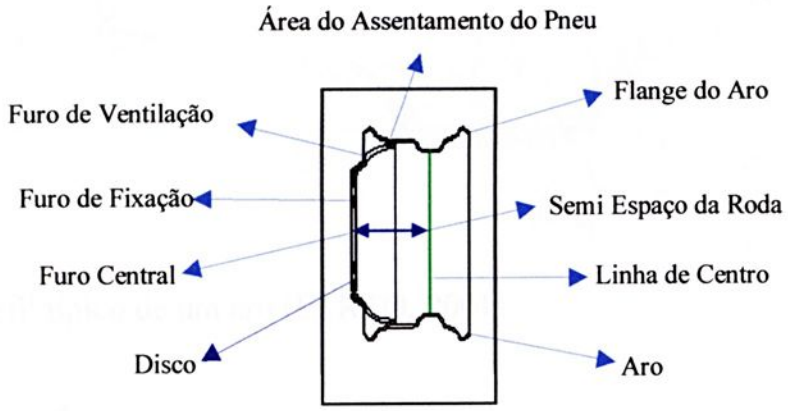


Figura 2.1 - Nomenclatura de uma roda

2.2.2 Aro

É a parte da roda sobre a qual o pneu é montado e suportado. O aro apresenta seu perfil padronizado na parte externa, o que visa a intercambiabilidade dos pneus de forma mundial. O perfil externo do aro segue em suas dimensões, normas publicadas no:

- The Tire and Rim Association, TRA (2001);
- The European Tire and Rim Technical Organization, ETRTO (2001);
- Associação Latino Americana de Pneus e Aros, (2001).

A Figura 2.2 mostra um perfil típico de um aro e suas principais dimensões.

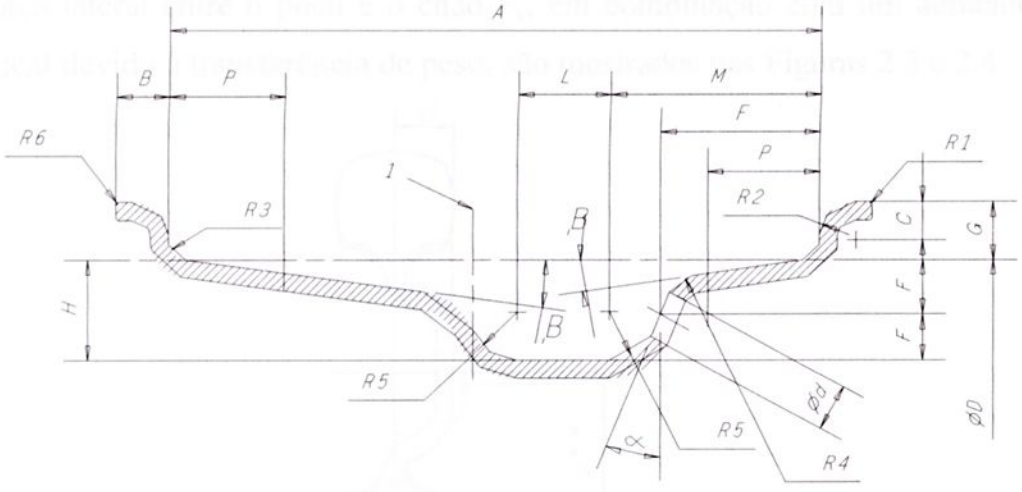


Figura 2.2 - Perfil típico de um aro (ETRTO, 2001)

2.2.3 Disco da roda

O disco é o outro componente estrutural que integra a roda localizando-se entre o cubo e o aro, conforme Figura 2.1.

2.3 REQUISITOS DE DESEMPENHO E PROCEDIMENTO DE TESTES PARA RODAS AUTOMOTIVAS

As rodas automotivas são sujeitas a um espectro complexo de cargas quando em serviço, porém durante muitos anos, muitos testes têm sido simplificados ou resumidos em dois testes básicos: Teste de momento disco e o teste de carga radial (WRIGHT; ABNT/NBR 6751, 1993, 1997).

Há recentemente, uma tendência para testes que representem carregamentos cada vez mais realísticos (GRUBISIC; FISCHER, 1983).

2.3.1 Teste de fadiga com momento aplicado ao disco

As cargas originadas de movimentos curvos são significantes de forma particular para carros de corrida, carros esportes e carros de passageiros de alto desempenho.

unesp

A força lateral entre o pneu e o chão F_v, em combinação com um aumento da carga vertical devido à transferência de peso, são mostrados nas Figuras 2.3 e 2.4.

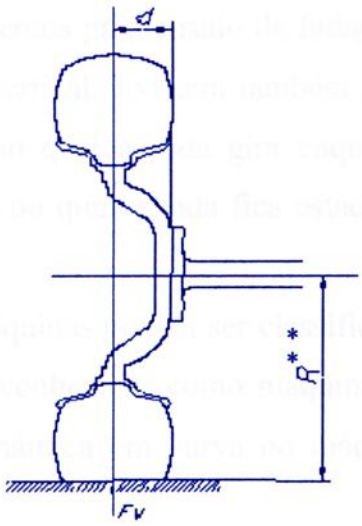


Figura 2.3 - Conceito simples do momento de dobramento em uma roda

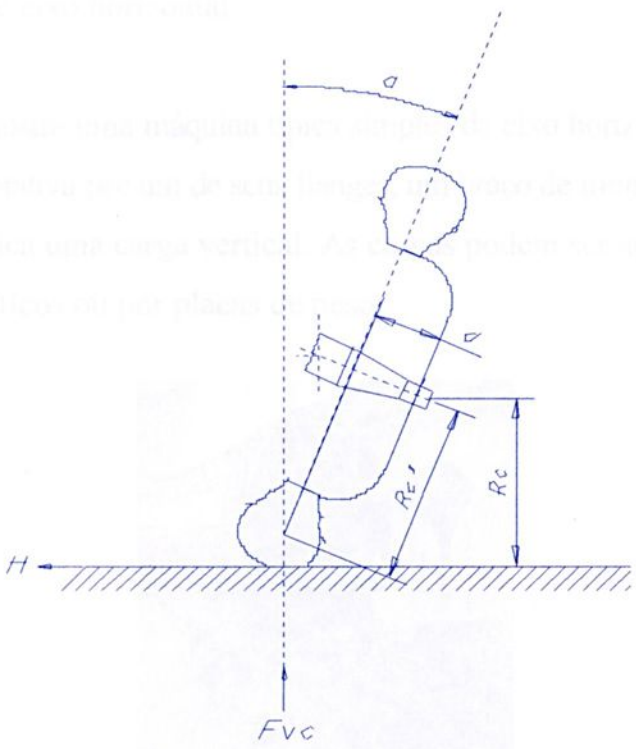


Figura 2.4 - Composição realista das forças sobre uma roda automobilística durante uma curva

2.3.2 Máquinas para teste em laboratório para fadiga de disco da roda

As máquinas e equipamentos para ensaio de fadiga do disco da roda apresentam dois conceitos: horizontal e vertical. Existem também dois conceitos de aplicação de carga: o primeiro é aquele no qual a roda gira enquanto um momento estático é aplicado; o segundo é aquele no qual a roda fica estacionária enquanto o momento é aplicado.

Quanto aos eixos, as máquinas podem ser classificadas de vertical ou horizontal. Estas máquinas são também conhecidas como máquina de fadiga por flexão rotativa ou máquinas de manobra dinâmica em curva ou máquinas para teste de fadiga do disco.

2.3.2.1 Máquinas de eixo horizontal

A Figura 2.5 mostra uma máquina típica simples de eixo horizontal na qual a roda é fixada a uma placa rotativa por um de seus flanges, um braço de momento fixado ao disco da roda, onde se aplica uma carga vertical. As cargas podem ser aplicadas por cilindros hidráulicos, pneumáticos ou por placas de peso.



Figura 2.5 - Máquina de ensaio com eixo horizontal destinada a teste de fadiga rotativa para rodas automotivas

unesp

2.3.2.2 Máquinas de eixo vertical

A Figura 2.6, mostra uma máquina rotativa de eixo vertical.

A preparação das máquinas verticais é mais fácil quando comparada com o das máquinas horizontais, particularmente no modelo de máquina como mostrado na Figura 2.7 para rodas pesadas destinadas a caminhões e ônibus, sendo que este tipo de equipamento é fortemente recomendado (WRIGHT, 1993).

Uma observação sobre o projeto da máquina apresentada na Figura 2.6 é quanto a seu braço de momento sob a mesa, na qual os principais rolamentos são montados muito próximos, e eles necessitam ser de diâmetros maiores, o que significa que estes tipos de máquinas são caras e apresentam restrições quanto as velocidades de rotação, implicando em testes mais longos.



Figura 2.6 - Máquina de ensaio com eixo vertical para teste de fadiga rotativa para rodas

A Figura 2.7 mostra um equipamento para ensaio de fadiga rotativa para rodas com eixo vertical; porém, os rolamentos principais podem ser espaçados, o que diminui as dimensões dos rolamentos.

A vantagem das máquinas verticais sobre as horizontais é que no cálculo do momento, não se leva em consideração o momento causado pelos pesos dos braços e dos rolamentos.

unesp

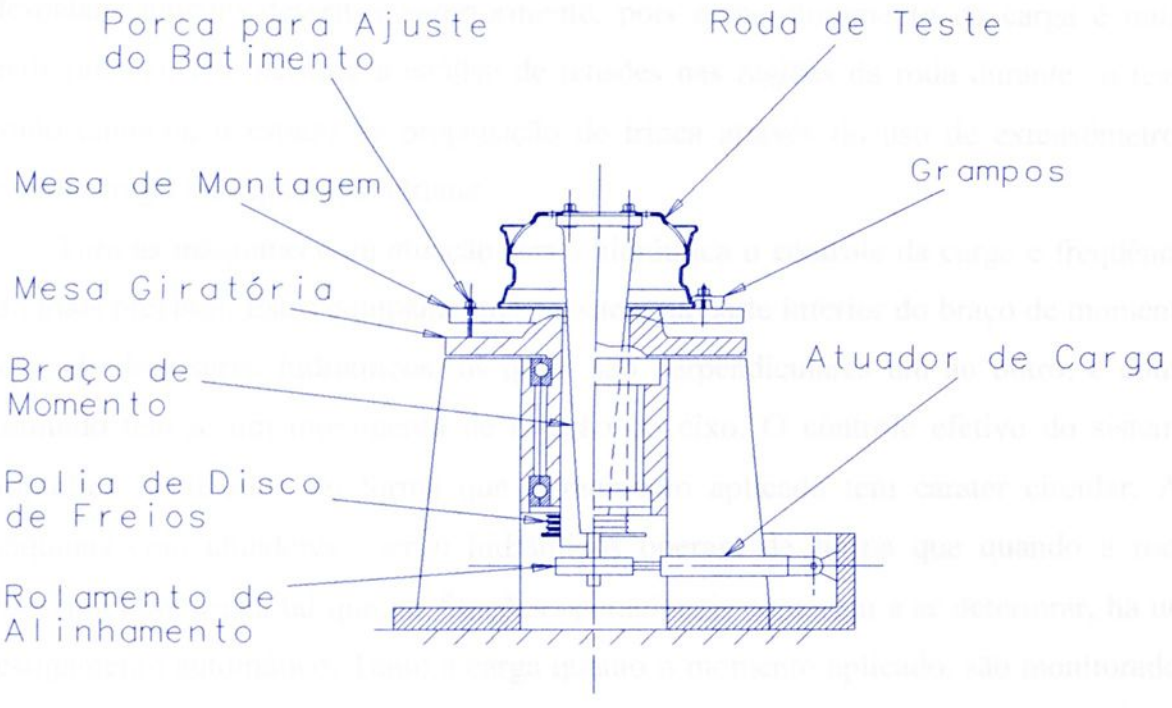


Figura 2.7 - Máquina de ensaio com eixo vertical para teste de fadiga rotativa para rodas - Braço de momento com carregamento inferior

2.3.2.3 Máquinas nas quais a roda permanece estacionária

Existem máquinas de eixo vertical nas quais a roda permanece estacionária e a carga é aplicada ao braço de momento através de uma massa de desbalanceamento (Figura 2.8) ou através de servo cilindros hidráulicos (Figuras 2.9 e 2.10).

No caso das máquinas, onde o momento é gerado em decorrência de uma carga de desbalanceamento, tem-se algumas limitações como: monitoramento e controle da carga. Nestes equipamentos, a fim de se monitorar a carga de forma efetiva, são necessários extensômetros acoplados ao braço de momento próximo à roda e tais extensômetros indicam as deformações, e por conseqüência, calcula-se o momento de flexão em um número de pontos ao redor da circunferência do braço.

Para as máquinas que utilizam o conceito de massa de desbalanceamento, a geometria da roda pode afetar significativamente a precisão do momento aplicado.

As máquinas de eixo vertical empregando dois servo cilindros hidráulicos são extramente recomendadas para o desenvolvimento de novos projetos de rodas. Este

unesp

tipo de equipamento apresenta uma vantagem sobre as máquinas de massa de desbalanceamento descritos anteriormente, pois o monitoramento da carga é muito mais preciso; isto permite a análise de tensões nas regiões da roda durante o teste, como também, o estudo de propagação de trinca através do uso de extensômetros, esmalte frágil ou líquido penetrante.

Para as máquinas com atuação servo hidráulica o controle da carga e freqüência são mais precisos. Estes equipamentos possuem na parte inferior do braço de momento dois cilindros servo hidráulicos, os quais são perpendiculares um ao outro; e como resultado tem-se um movimento de rotação do eixo. O controle efetivo do sistema hidráulico é utilizado de forma que o momento aplicado tem carater circular. As máquinas com atuadores servo hidráulicos operam de forma que quando a roda apresenta uma trinca tal que, as funções operacionais começam a se deteriorar, há um desligamento automático. Tanto a carga quanto o momento aplicado, são monitorados por um osciloscópio Figuras 2.9 e 2.10.

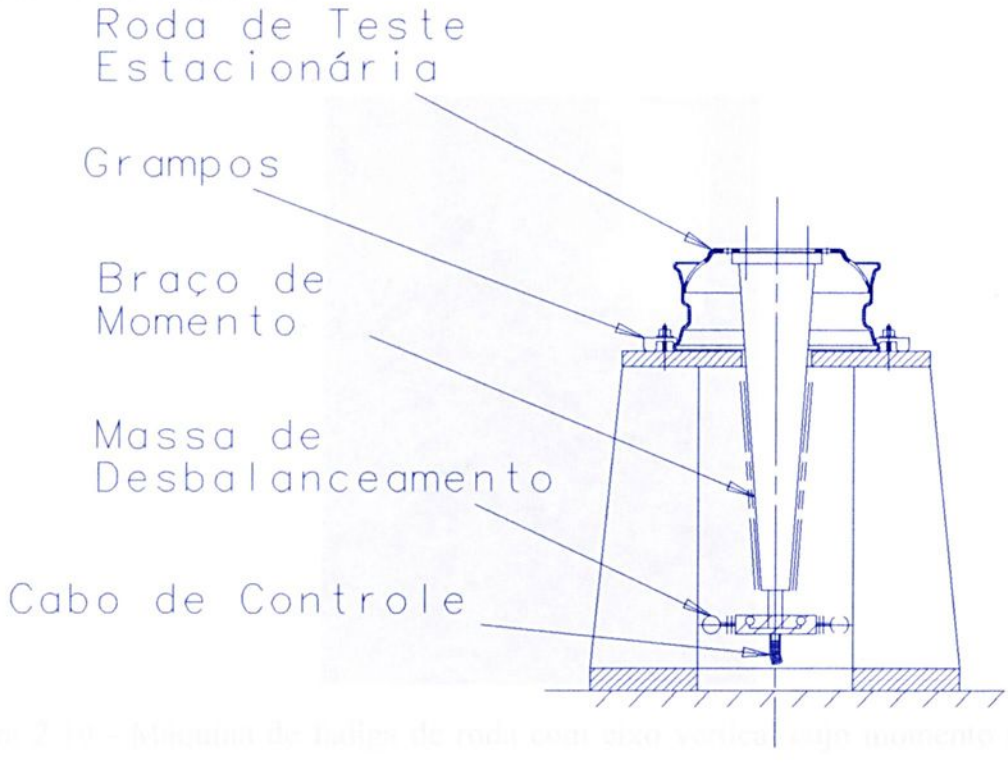


Figura 2.8 - Máquina para ensaio de fadiga de rodas com momento causado por massa de desbalanceamento

Para rodas destinadas à aplicação para caminhões e ônibus, a faixa de freqüência se encontra entre 5 e 8 H_z, o que torna os testes nestes equipamentos extremamente rápidos.

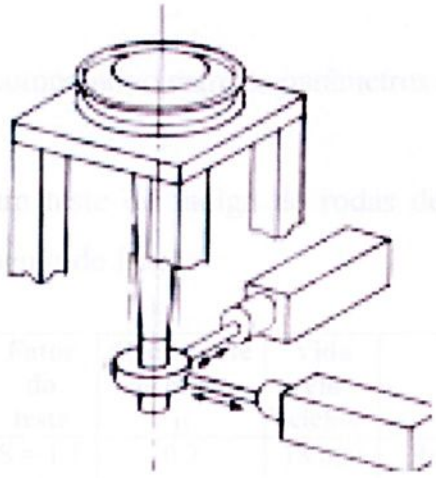


Figura 2.9 - Máquina para ensaio de fadiga de rodas com momento causado por dois cilindros servo hidráulicos



Figura 2.10 - Máquina de fadiga de roda com eixo vertical cujo momento é causado por dois cilindros servo hidráulicos

2.3.2.4 Especificações para testes de fadiga de rodas pelo momento

As normas SAE/J267-99/ISO3894-98/JISD4103-98 apresentaram a especificação dos parâmetros do teste para avaliação da fadiga da roda pela aplicação do momento sobre o disco.

A Tabela 2.1 mostra o comparativo entre os parâmetros adotados por cada norma.

Tabela 2.1 - Parâmetros para teste de fadiga de rodas destinadas para caminhões e ônibus pelo método do momento de flexão

Fonte / Norma	**Fórmula de cálculo do momento**	**Fator do teste**	**Coeficiente de atrito μ**	**Vida em ciclos**	**Critério de integridade**	**Precisão %**
SAE J267	$M = [\mu . slr + d]. S.L$	S = 1.1 a 1.6	0.7	18.000 a 250.000	Roda não sustenta a carga. Não há trincas visualmente detectáveis	± 3.0
ISO 3894	Similar a SAE acima, porém não há especificação de vida					± 5.0
JIS D4103	$M = S_m W. (\mu . r + d)$	$S_{m.} = 1.35$	0.7	250.000	Trincas, não visíveis por líquido penetrante, nenhuma deformação da roda e nenhuma perca das funções	Não Especificado

2.3.3 Teste de fadiga com carga radialmente aplicada ao conjunto roda-pneu

O carregamento radial é causado por forças verticais atuando sobre a roda através do pneu quando este toca o solo e os efeitos mais significativos deste carregamento se encontram no aro, nos flanges e raios, e nos furos de fixação e de ventilação dos discos.

Durante um giro do conjunto roda-pneu todas as partes do flange dos aros e furos de ventilação e fixação da roda são submetidos a momentos e a cargas repetitivas, o que leva à falha por fadiga.

2.3.3.1 Equipamentos para ensaio de fadiga radial de rodas

As Figuras 2.11 e 2.12 mostram o conceito de um equipamento para teste de fadiga radial de rodas com seus componentes.

Os tambores possuem diâmetros diferentes, e em função deste diâmetro tem-se distorções diferentes do pneu. A distorção tem duas influências: a primeira na vida do pneu e a segunda determina a distribuição de forças da estrada ao pneu. A norma ISO/3911 (1998) recomenda um diâmetro mínimo de 1.7m o qual está baseado também na norma SAE/J267 (1999), que recomenda 67.23 polegadas ou seja 1707.6 mm com objetivo de 300 revoluções por milha.

Na prática os diâmetros dos tambores variam entre 1500 a 2000 mm, porém valores menores que 1500 mm não são recomendados.

A metodologia para aplicação da carga de teste, principalmente para rodas de caminhão, é aquela na qual as forças são aplicadas através de cilindros hidráulicos, e em algumas aplicações servo hidráulicos, porém, a fim de se ter um controle e monitoramento da carga, utiliza-se de uma célula de carga como elemento do ciclo fechado. A Figura 2.12 mostra um equipamento típico para ensaio de fadiga de rodas.

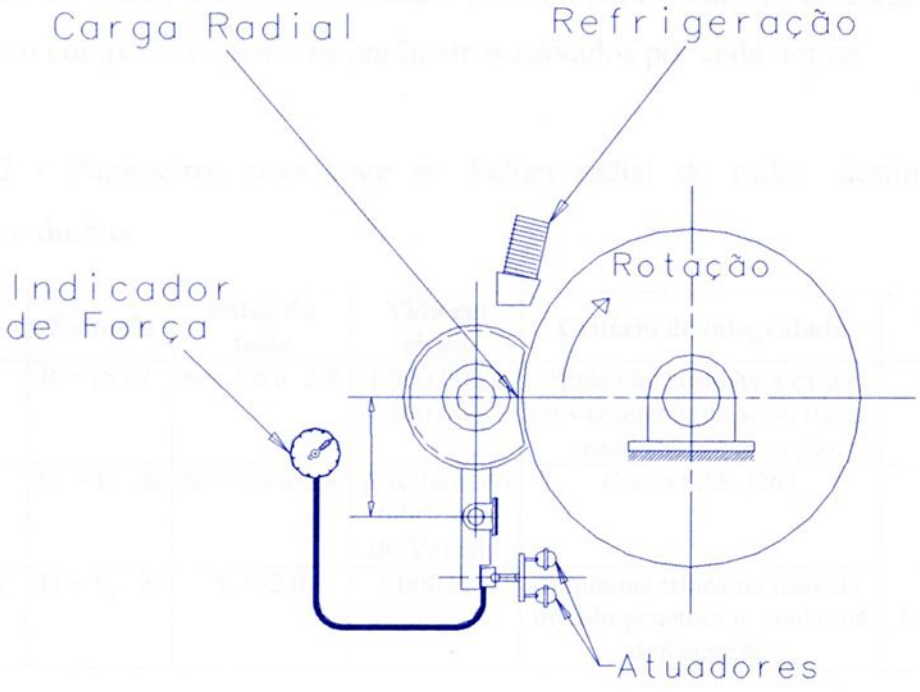


Figura 2.11 - Diagrama básico de equipamento para ensaio de fadiga radial

Vale ressaltar que um dos aspectos importantes é a pressão de inflagem do pneu, que para os casos de rodas destinadas a caminhão e ônibus, trabalham dentro de uma faixa de pressão de 65 a 145 psi (4.5 a 10 bar), o que significa 20 a 72 % acima dos valores recomendados para a pressão de serviço.

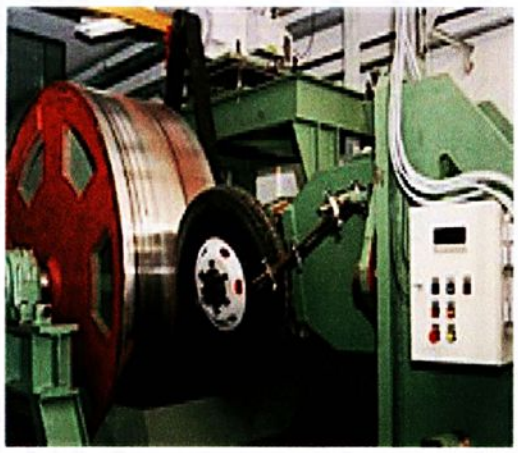


Figura 2.12 - Equipamento para ensaio de fadiga radial de rodas

2.3.3.2 Especificações para ensaios de fadiga radial

A grande maioria das normas que especificam os parâmetros para os ensaios de fadiga radial de rodas, apresenta a mesma fórmula para o cálculo da carga. A Tabela 2.2 mostra o comparativo entre os parâmetros adotados por cada norma.

Tabela 2.2 - Parâmetros para teste de fadiga radial de rodas destinadas para caminhões e ônibus

Fonte / Norma	Fórmula	Fator do teste	Vida em ciclos	Critério de integridade	Precisão %
SAE J267	R = (S) .L	S = 1.6 a 2.8	1.000.000 a 100.000	Roda não sustenta a carga ou vazamento de ar ou trinca visual através da seção	±3.0
ISO 3894	$F_r = F_v . K$	K = 1.4 a 2.8	A critério do fabricante do Veículo	Como SAE J267	± 2.5
JIS D4103	$Q = S_r . N$	$S_r = 2.0$	1.000.000	Nenhuma trinca no teste de líquido penetrante, nenhuma deformação	Não Especificado

unesp

3 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DE RODAS (*)

As rodas automotivas em aço podem ser fabricadas por processos diferentes; porém , algumas operações básicas são as mesmas. A Figura 3.1 mostra o fluxograma do processo da fabricação de roda.

3.1 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO ARO

A American Society of Metals (1998) apresenta em detalhes as operações descritas a seguir na Figura 3.1.

(*) Todas as figuras deste capítulo foram obtidas da Maxion Componentes Estruturais Ltda.

unesp

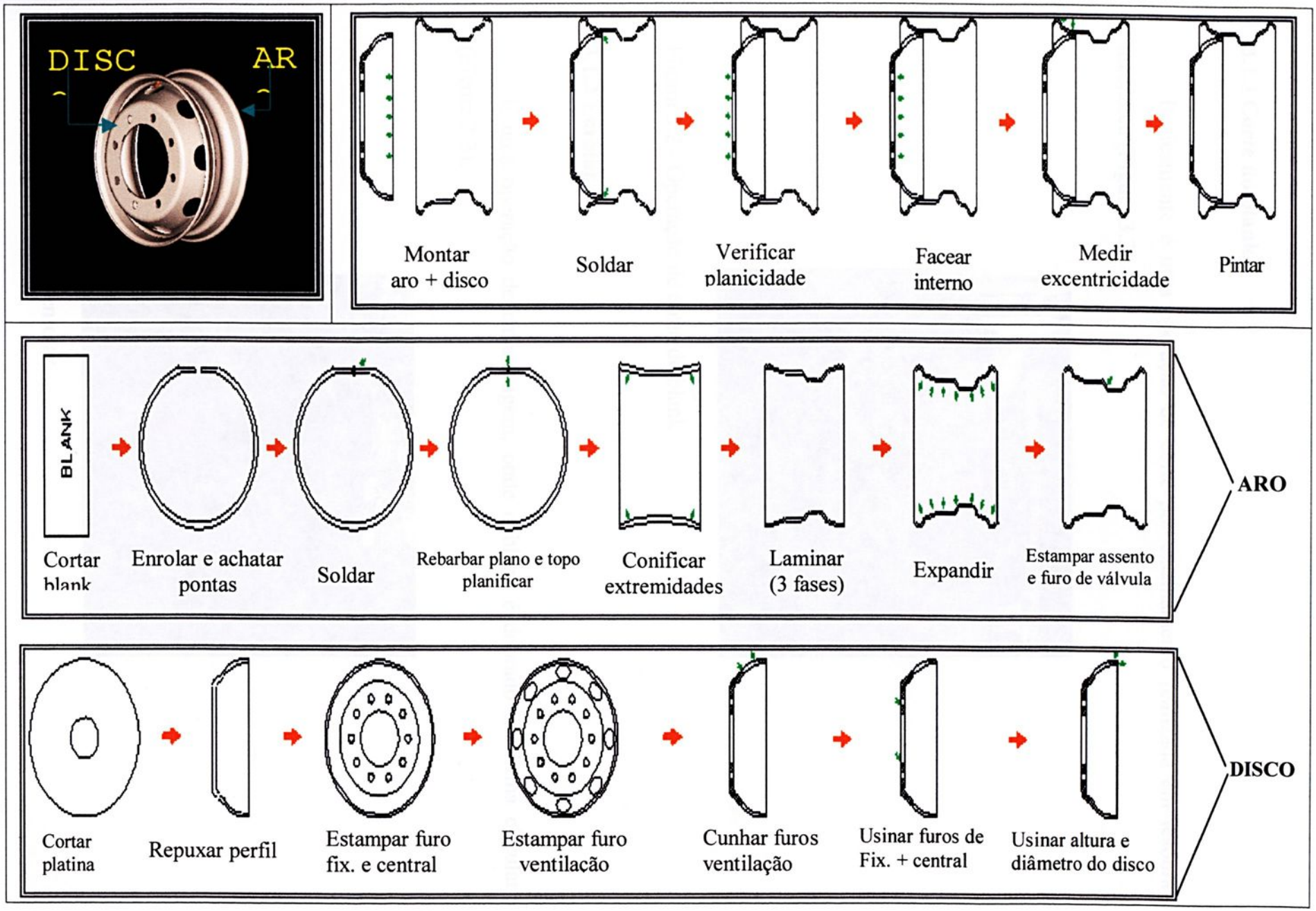


Figura 3.1 - Fluxograma do processo da fabricação de roda

3.1.1 Corte do blank

Basicamente é uma operação de corte por cisalhamento realizada em tesoura mecânica (Figura 3.2).



Figura 3.2 - Operação de corte de blank

3.1.2 Enrolar

É uma operação de calandragem, onde o blank é dobrado na forma circular (Figura 3.3).



Figura 3.3 - Operação de enrolar

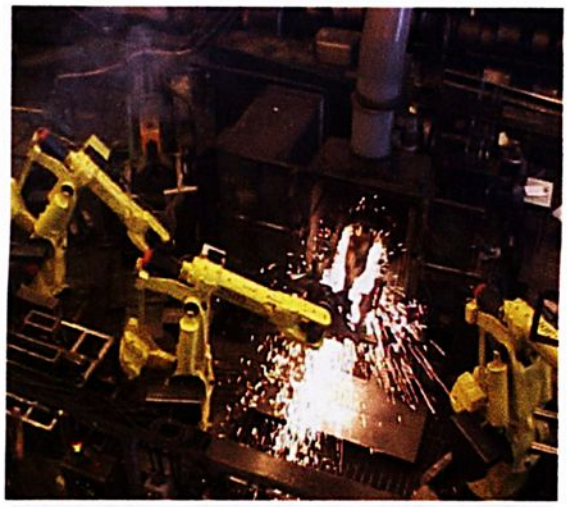


Figura 3.4 - Operação solda por resistência

3.1.3 Solda por resistência

Operação de união entre as extremidades do blank calandrado sem material de adição (Figura 3.4).

3.1.4 Rebarbação

É o processo de remoção do excesso do material proveniente da operação da solda por resistência.

A operação de rebarbação na verdade é uma combinação de três operações: usinagem na remoção do material em excesso, planificação a qual é uma laminação a quente, por fim, a operação de corte das pontas a qual é uma operação de corte por cisalhamento (Figura 3.5).

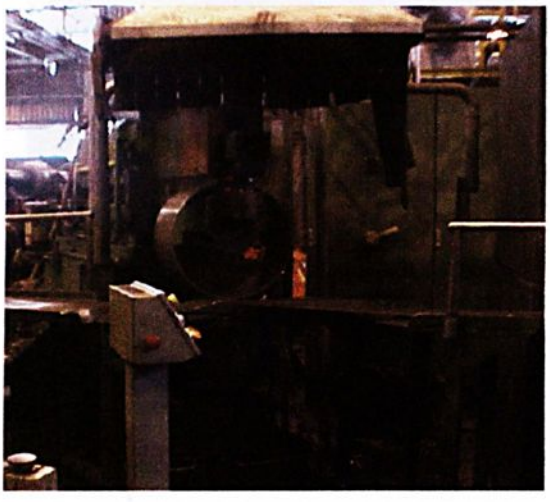


Figura 3.5 - Operação de rebarbar

3.1.5 Barrilete ou Conificação

É uma operação de conformação a frio que é a base para as operações posteriores de laminação a frio do perfil do aro (Figura 3.6).

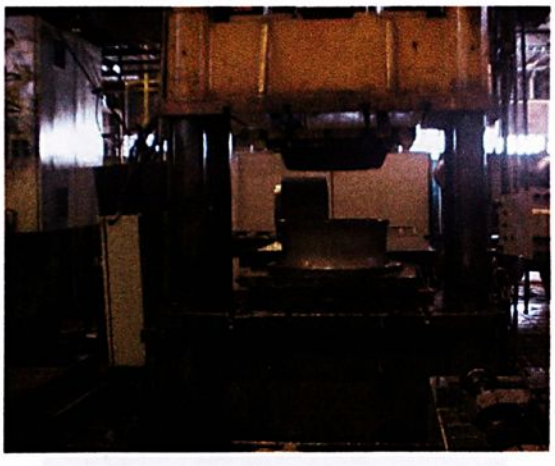


Figura 3.6 - Operação de barrilete ou conificação

3.1.6 Laminações

Basicamente são três operações de laminação a frio (Figura 3.7).

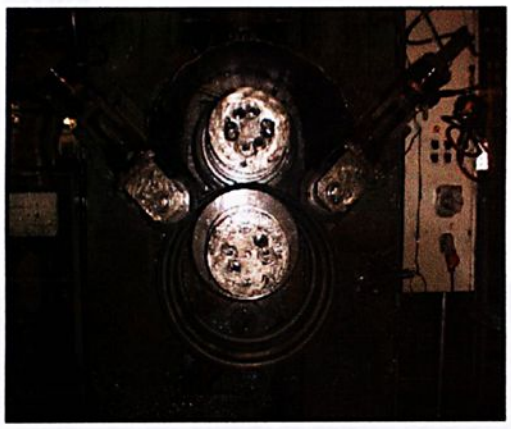


Figura 3.7 - Operação de laminação

3.1.7 Expansão

Operação de calibrar o diâmetro do aro, sendo uma conformação a frio, na qual o aro é conformado plasticamente, com objetivo de uniformizar o diâmetro do aro (Figura 3.8).



Figura 3.8 - Operação de expansão

3.1.8 Corte do furo de válvula

Operação de cisalhamento a frio cujo o objetivo é estampar o furo no corpo do aro onde passa a válvula de enchimento do pneu.



Figura 3.9 - Operação corte do furo de válvula

3.2 PROCESSO DE FABRICAÇÃO DO DISCO

3.2.1 Corte de platina

É uma operação de corte a frio por cisalhamento realizada em ferramenta (Figura 3.10).



Figura 3.10 - Operação corte de platina

3.2.2 Repuxamento

Esta operação consiste na conformação de uma peça através da mudança de forma e espessura do material onde, a matéria-prima em forma circular é fixada à ferramenta-mandril, a qual apresenta movimento rotativo (Figura 3.11).

E o rolo ou rolos movimentam-se contra o material e conformam-o sobre o mandril mudando a forma e a espessura (KALPAKCIOGLU; KALPAJIAN, 1961, 1982).

A Figura 3.11 mostra um processo de repuxamento onde estão envolvidos os seguintes parâmetros:

a) avanço (a*) : é o valor do espaço percorrido pelo rolo por uma rotação do mandril; o avanço é determinante para o acabamento da peça;

b) velocidade do Mandril (N) : é velocidade angular do mandril ou o numero de giros por minuto;

c) velocidade de Avanço (Va) : é a velocidade axial do rolo de repuxamento, onde:

$$Va = a^*. N$$

d) ângulo de Repuxamento (α): é o angulo da ponta do rolo sendo o ponto de contato com a peça a ser repuxada. O valor do angulo influencia no acabamento e na força de repuxamento (AVITZUR; YANG, 1960).



Figura 3.11 - Operação de repuxamento

3.2.3 Corte dos furos de fixação e furo central

Processo de corte por cisalhamento dos furos de fixação por onde passam os parafusos e o furo central onde se monta o cubo (Figura 3.12).

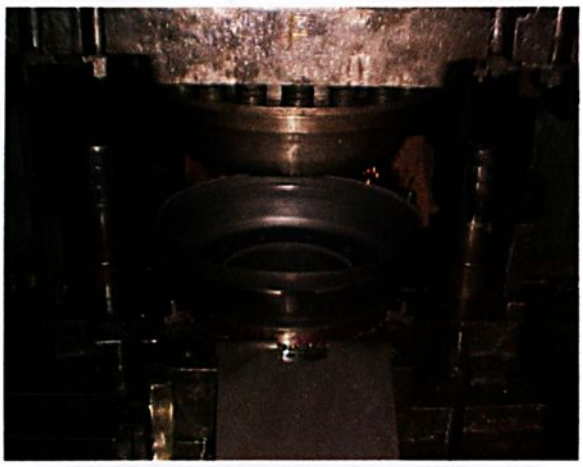


Figura 3.12 - Operação de corte dos furos de fixação e furo central

3.2.4 Corte dos furos de ventilação

Processo de corte por cisalhamento dos furos pelos quais se a faz a refrigeração da roda (Figura 3.13).



Figura 3.13 - Operação de corte dos furos de ventilação

3.3 PROCESSO DE MONTAGEM

3.3.1 Montagem aro e disco

É uma operação de fretagem na qual aro e disco são montados com interferência, formando-se então a roda.

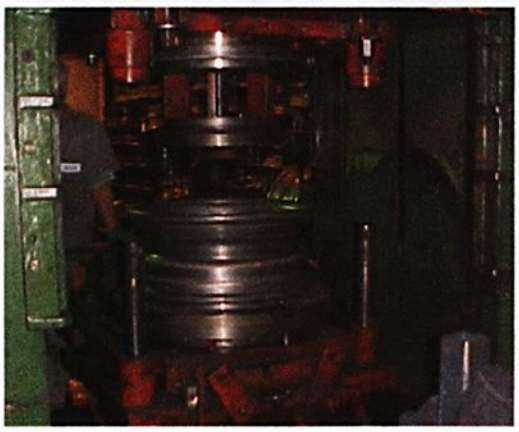


Figura 3.14 - Operação montagem do aro e disco

3.3.2 Solda da junção aro-disco

Geralmente este processo se dá com adição de material, sendo que os processos mais utilizados são Mag/Mig/Arco Submerso.



Figura 3.15 - Operação de solda da junção aro-disco

3.3.3 Usinagem da face interna da roda

Esta operação de usinagem a fim de calibrar a planicidade interna da roda.

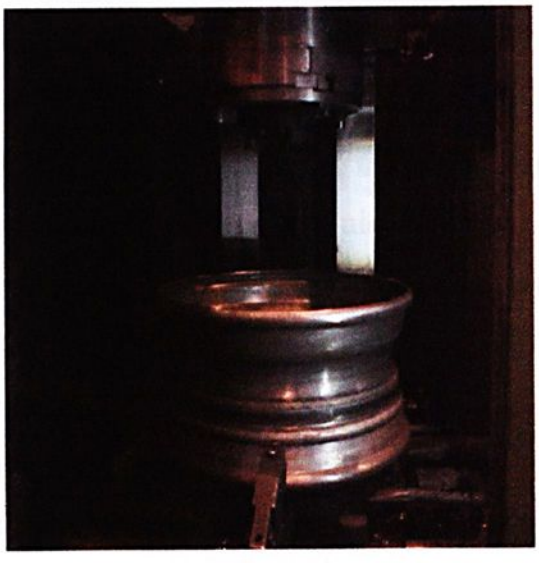


Figura 3.16 - Operação de usinagem da face interna da roda

3.3.4 Balanceamento

Processo de calibrar e o desbalanceamento existente na roda.



Figura 3.17 - Operação de balanceamento

4 METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL DE RODAS AUTOMOTIVAS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

Para o desenvolvimento da metodologia para análise estrutural de rodas pelo método dos elementos finitos foi considerada uma roda disco sem câmara 22.5" x 8.25" destinada à exportação para os Estados Unidos.

Foi considerado o teste de fadiga radial para determinação da distribuição das tensões. A SAE/J267 (1999) apresenta para esta roda específica, uma carga radial de teste de 53 kN e o fator de aceleração do teste de 1.6.

Esta metodologia se reveste de grande importância para o fabricante da roda, pois, a mesma poderá ser utilizada como uma primeira análise, para avaliar o desempenho estrutural de novos produtos a serem desenvolvidos. Através desta metodologia, poder-se-á avaliar o efeito das modificações dos parâmetros básicos de projeto de uma roda, de uma dada configuração, no nível de tensões obtidas, estudando-se numericamente os efeitos, por exemplo: da espessura do disco e de sua geometria, da espessura do aro em todo seu perfil e de sua geometria, e outros parâmetros de projeto. Estes estudos, aliados aos ensaios de laboratório descritos no Capítulo 2, permitirão estabelecer a calibração dos modelos de cálculo desenvolvidos pelo fabricante da roda, considerando-se as condições de testes. Assim, torna-se clara a importância da avaliação do nível de tensões por intermédio de uma análise tridimensional pelo método dos elementos finitos na previsão de vida em fadiga e pela mecânica da fratura, simulando o teste de fadiga radial, o que tornará a metodologia uma ferramenta útil e eficaz no desenvolvimento de novos projetos de rodas com alto desempenho e otimizados.

4.1 PROCEDIMENTO GERAL

Este procedimento será adotado como base para outros tipos de análises pelo método dos elementos finitos que venham a ser desenvolvidos pela Maxion Components Estruturas Ltda.

As informações relativas à geometria de estrutura da roda foram obtidas através dos modelos sólidos dos componentes a saber:

(a) roda pneu sem câmara 22.5" x 8.25"
código Mack Trucks USA - 5088 066 507

(b) disco para roda 22.5" x 8.25"
código 5087 116 874

(c) aro para roda 22.5" x 8.25"
código 5087 115 868

4.2 PLANEJAMENTO DO TRABALHO

No desenvolvimento deste trabalho, seguiu-se um roteiro função de pesquisas realizadas, visitando-se empresas com experiência na introdução da tecnologia da engenharia assistida pelo computador, e seguindo práticas de sucesso em fabricantes de rodas, aplicando-se o método dos elementos finitos.

Assim adotou-se o seguinte roteiro para o desenvolvimento da metodologia:

(a) estabelecimento dos objetivos da análise;

(b) determinação da parte estrutural a ser modelada;

(c) definição do carregamento e dos pontos de vinculação;

(d) avaliação das expectativas de comportamento;

(e) definição da malha de elementos finitos a ser utilizada;

(f) criação dos dados de entrada na estação de trabalho;

(g) verificação do modelo para a aplicação do método dos elementos finitos;

(h) processamento das análises;

(i) verificação dos resultados das análises e interpretação dos resultados.

unesp

4.3 ASPECTOS GERAIS DA UTILIZAÇÃO DO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS NO PROJETO ESTRUTURAL (ALVES FILHO, 2000)

Na análise de estruturas, é importante a garantia que a estrutura, objeto de análise, não estará sujeita a falhas sob as diversas condições de operação. Inicialmente, os subsídios para esta missão são buscados a partir da resistência dos materiais, a qual trata da resistência e da rigidez dos elementos das estruturas, apoiando-se em teoremas da mecânica geral, e em particular, no estudo da estática.

Genericamente, uma forma esquemática de cálculo para análise de uma estrutura, ou em outras palavras, um modelo de cálculo é adotado, considerando que a estrutura é idealizada, a fim de que possa ser analisada.

A Figura 4.1 mostra de forma esquemática a solução para um problema de análise estrutural em engenharia.

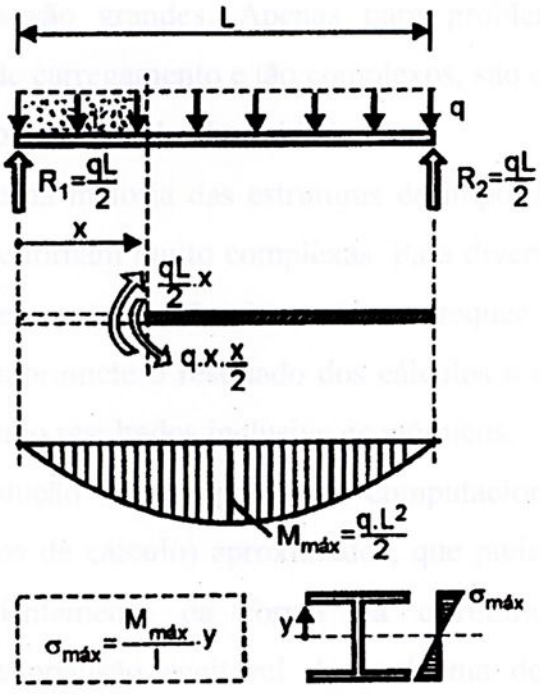


Figura 4.1 - Passos principais na análise de uma estrutura (ALVES FILHO,2000)

A solução apresentada para o problema de flexão de vigas, muitas vezes implica em recorrer a tabelas e soluções analíticas como mostrado na Figura 4.1, as quais são oriundas dos tratamentos dados pela resistência dos materiais cuja base é o tratamento

matemático clássico, baseado em equações diferenciais, as quais descrevem as condições de equilíbrio da estrutura. Este tipo de análise além de trabalhoso demanda um sólido conhecimento matemático.

De forma semelhante ao estudo desenvolvido para a teoria das vigas, uma ampla classe de problemas pode ser resolvida utilizando-se essas técnicas clássicas. As chapas que são amplamente utilizadas em engenharia estrutural, aviação, construção naval e mecânica automotiva são estudadas pela teoria geral de placas e cascas, que utilizam fortemente o recurso matemático das equações diferenciais.

Com base nestas, são desenvolvidas soluções para diversas configurações geométricas de chapas e para as diversas condições de extremidades.

A teoria matemática da elasticidade estuda o comportamento dos sólidos deformáveis utilizando-se também de sistemas de equações diferenciais parciais.

A despeito do trabalho matemático necessário para se desenvolver as soluções analíticas, as limitações são grandes. Apenas para problemas de configurações simples, com condições de carregamento e tão complexos, são obtidas soluções exatas, na análise de problemas pela teoria de elasticidade.

O que ocorre é que na maioria das estruturas de importância prática, a análise pelas técnicas clássicas se tornam muito complexas. Para diversas estruturas a solução analítica torna-se inviável, e a solução do problema requer grandes e excessivas simplificações, o que compromete o resultado dos cálculos e eleva o prazo de forma substancial, comprometendo resultados inclusive econômicos.

Assim, com a evolução de equipamentos computacionais, desenvolveram-se procedimentos (algoritmos de cálculo) aproximados, que pudessem ser aplicados em caráter geral, independentemente da forma da estrutura e da condição de carregamento, dentro da precisão aceitável do problema de análise estrutural. O caminho alternativo aos procedimentos clássicos deu origem ao método dos elementos finitos.

Na idealização de sistemas, os modelos consideraram: sistemas contínuos e sistemas discretos, estabelecendo-se padrões para estes dois.

A análise matricial de estruturas trouxe consigo o conceito de matriz de rigidez de um elemento, onde, alguns pontos foram definidos; assim os elementos

unesp

unidimensionais são conectados nos nós, ou seja, em suas extremidades, as conexões podem ser rígidas ou articuladas e as forças externas são aplicadas somente nos nós, e os deslocamentos de estrutura são expressos em termos de deslocamentos nodais.

Estabeleceu-se, em estudo comparativo à rigidez de uma mola, a equação que relacionava matrizes, as quais representavam as forças que atuavam nos nós do elemento; uma matriz quadrada representando a rigidez e uma matriz coluna representando os deslocamentos associados aos nós, do elemento, conforme equação (4.1):

$$\{F\} = [K] \,.\, [x] \tag{4.1}$$

Assim uma série de elementos foram estudados para a aplicação da metodologia da análise estrutural pelo método dos elementos finitos, entre os quais pode-se citar:

(a) elemento de mola;

(b) elemento de treliça;

(c) elemento de viga;

(d) elementos bidimensionais e tridimensionais.

Os elementos citados são aplicados em várias condições de análise, sendo que, o objetivo deste trabalho não é o de detalhar os elementos de mola, de treliça ou de viga, e sim, os elementos tipo casca, embora existam elementos bidimensionais e tridimensionais como: os elementos de estado plano de tensões triangular linear, o elemento sólido tetraédrico linear, o elemento de estado plano de tensões retangular linear, o elemento sólido hexaédrico linear, o elemento de estado plano de tensões triangular parabólico, o elemento sólido tetraédrico parabólico e o elemento de placa (ALVES FILHO, 2000).

4.3.1 O elemento de casca retangular no regime ou âmbito

A Figura 4.2 estabelece a comparação entre os comportamentos estruturais de uma viga e uma chapa, onde o elemento de casca mais simples pode ser formulado a

unesp

partir da idéia da superposição de comportamentos físicos independentes, em um mesmo elemento, e a contabilização destes também de forma independente na montagem de sua matriz rigidez, tal como se define nas abordagens dos elementos de viga, dentro do âmbito linear. As forças agindo no plano médio da chapa, só dependem dos seus componentes de deslocamentos. Dentro do âmbito linear, admitindo-se que os deslocamentos são pequenos, as ações de flexão na chapa não afetam as ações axiais. Ou seja, pode-se submeter a chapa à flexão que não surgirão forças no plano médio decorrente dessa solicitação.

É importante observar que as cargas laterais e as cargas normais atuando no plano médio da chapa podem agir simultaneamente. Porém, suas ações são independentes, uma não afeta a outra.

unesp

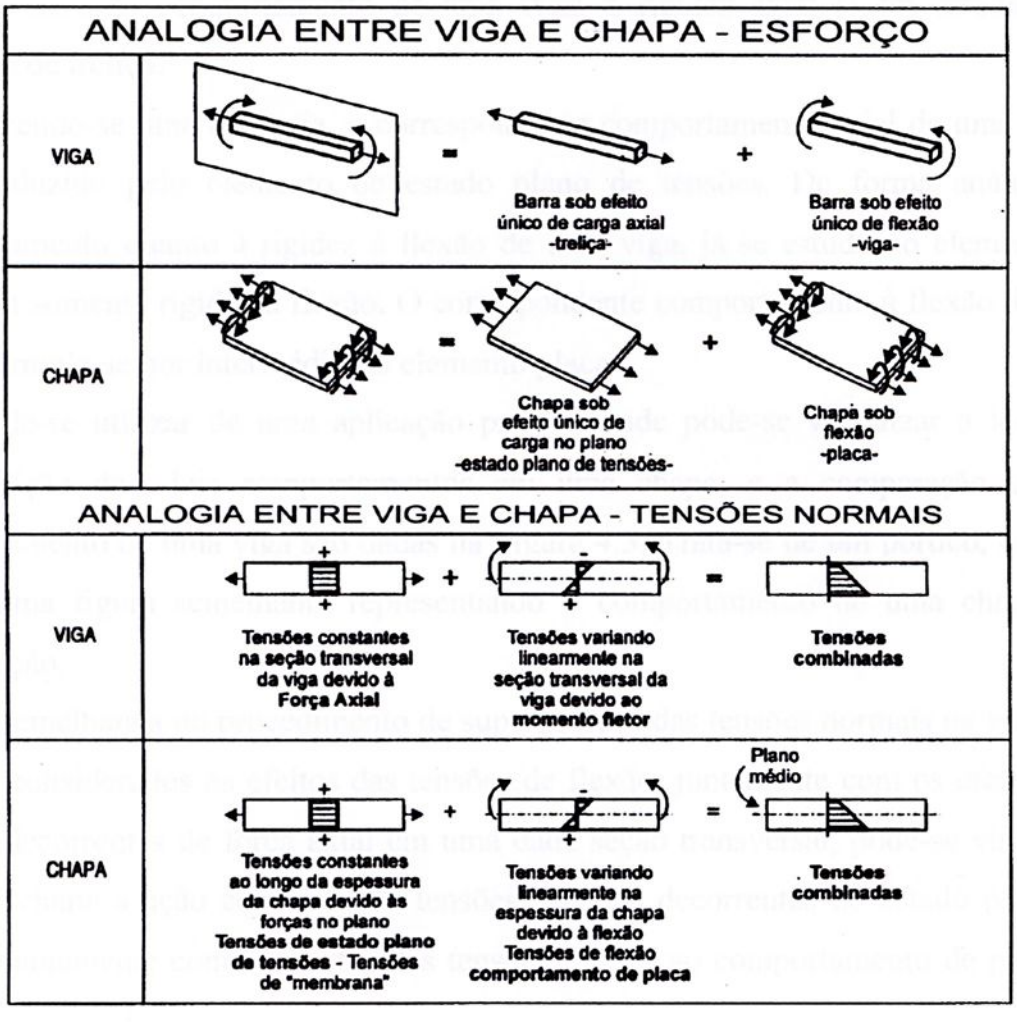


Figura 4.2 - Comparação entre os comportamentos estruturais de uma viga e uma chapa quanto às tensões normais (ALVES FILHO, 2000)

Pode-se então, tratar a formulação do elemento que representa o comportamento físico do trabalho da chapa em flexão, juntamente com a ação de forças no seu plano médio, por intermédio de fenômenos independentes que estarão associados aos componentes de rigidez que o elemento apresenta: rigidez à ação de forças agindo paralelamente ao seu plano médio, estado plano de tensões, e rigidez à ação de cargas laterais, traduzida pelo comportamento de placa. Tais características do elemento já foram discutidas nas abordagens anteriores, onde são estudadas isoladamente, já que são independentes entre si, e definirão as matrizes de rigidez que traduzem esses comportamentos isolados.

unesp

No caso do comportamento de uma viga, a rigidez axial já foi estudada no elemento de treliça.

Fazendo-se uma analogia, o correspondente comportamento axial de uma chapa seria traduzido pelo elemento de estado plano de tensões. De forma análoga, o comportamento quanto à rigidez à flexão de uma viga, já se estuda no elemento de viga com somente rigidez à flexão. O correspondente comportamento à flexão de uma chapa formula-se por intermédio do elemento placa.

Pode-se utilizar de uma aplicação prática, onde pode-se visualizar a idéia da superposição dos dois comportamentos em uma chapa, e a comparação com o comportamento de uma viga são dadas na Figura 4.3. Trata-se de um pórtico, onde se tomou uma figura semelhante representando o comportamento de uma chapa por comparação.

À semelhança do procedimento de superposição das tensões normais na viga, em que são considerados os efeitos das tensões de flexão; juntamente com os efeitos das tensões decorrentes de força axial em uma dada seção transversal, pode-se visualizar em uma chapa a ação conjunta das tensões normais decorrentes do estado plano de tensões juntamente com os efeitos das tensões devido ao comportamento de placa da chapa.

Assim, um elemento de casca plano mais simples pode ser obtido pela superposição do comportamento de flexão de placa e do comportamento de estado plano de tensões, considerados como comportamentos independentes (ALVES FILHO, 2000).

unesp

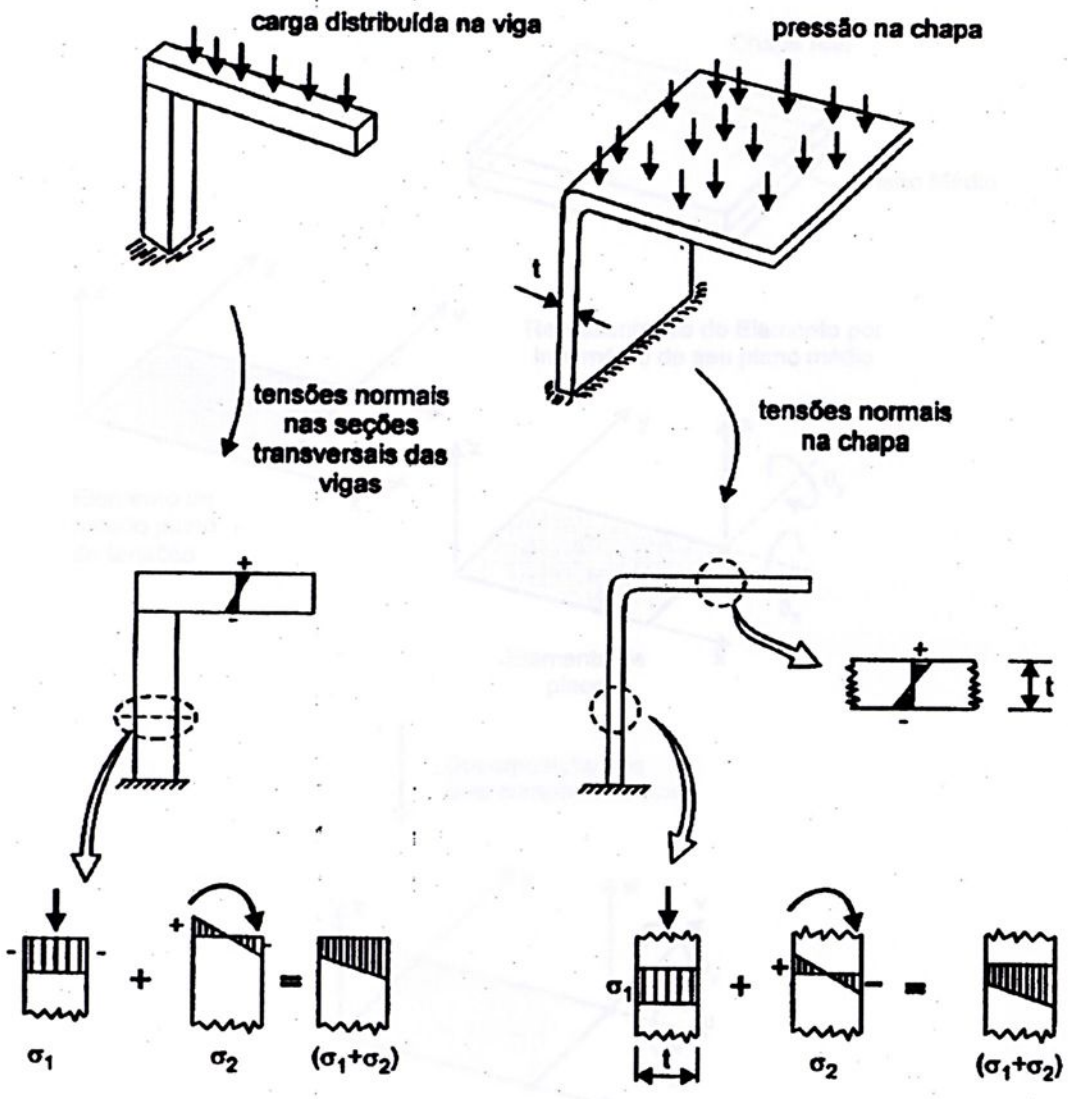


Figura 4.3 - Exemplo de estruturas constituídas por chapas e vigas - tensões normais (ALVES FILHO, 2000)

Os comportamentos simultâneos de ações de flexão e de forças no plano de chapa, sugerem a utilização dos elementos tipo casca em diversas aplicações práticas, ou seja, os elementos tipo casca são adequados para análise detalhada de estruturas metálicas de chapa como é o caso de rodas, chassis, para choques e caixa estrutural completa de ônibus.

A Figura 4.4 mostra o elemento de casca retangular linear.

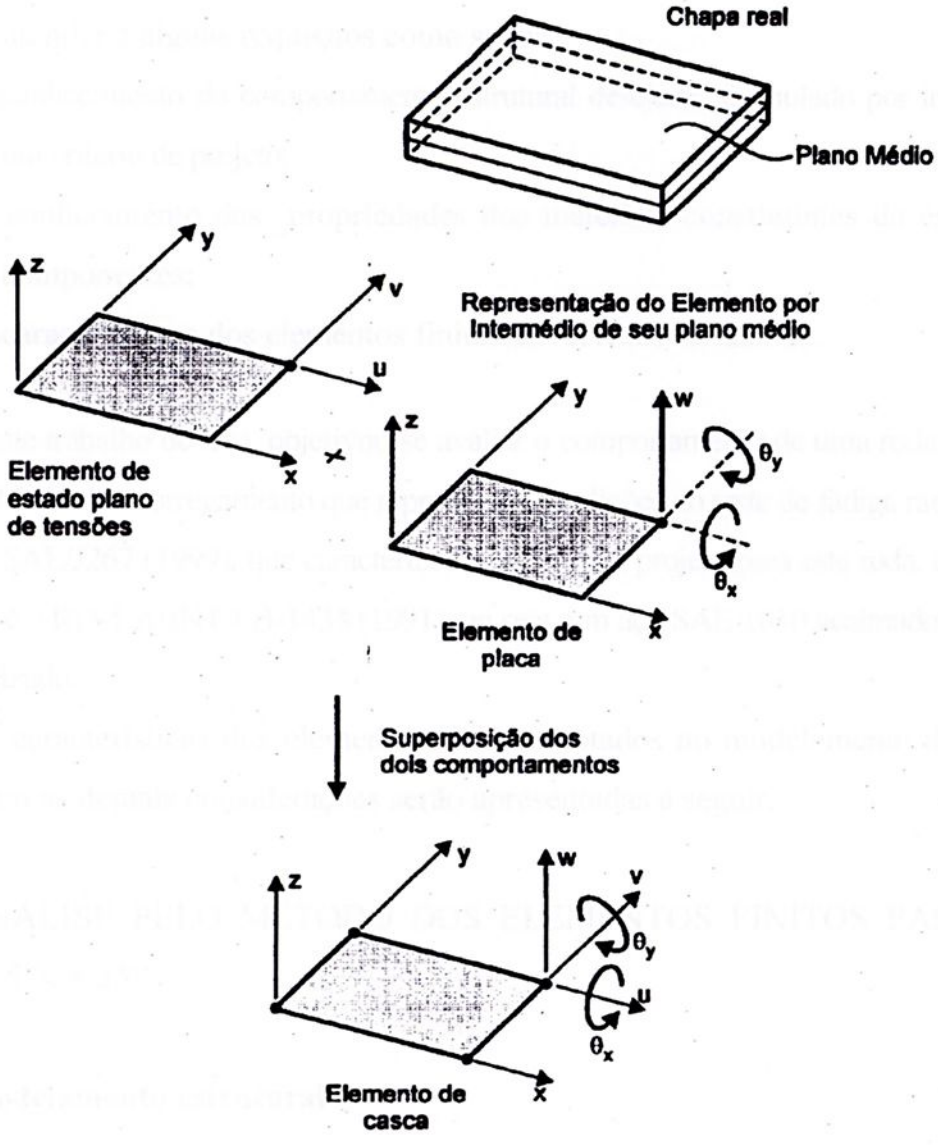


Figura 4.4 - Elemento de casca retangular linear (ALVES FILHO,2000)

No projeto estrutural de um componente automotivo, como por exemplo uma roda para aplicação rodoviário, um dos desafios maiores é a determinação da vida deste componente e a garantia de que não haverá falha prematura do componente, visto que no caso da roda, este é considerado como um componente de segurança.

O método dos elementos finitos torna-se indispensável por fornecer subsídios quanto ao comportamento da estrutura da roda por intermédio da determinação do panorama de tensões atuantes na mesma.

A análise de tensões é um passo intermediário e um dos dados de entrada para se tomar decisões sobre a estrutura.

Para se executar uma análise de tensões que conduzam-nos a decisões adequadas deve-se atender a alguns requisitos como segue:

a) conhecimento do comportamento estrutural desejado, formulado por intermédio de um critério de projeto;

b) conhecimento das propriedades dos materiais constituintes da estrutura dos componentes;

c) características dos elementos finitos envolvidos na análise.

Neste trabalho de tese, objetivou-se avaliar o comportamento de uma roda sem câmara 22.5" x 8.25"sob o carregamento que reproduz as condições do teste de fadiga radial, segundo a norma SAE/J267 (1999), que caracterizou o critério de projeto para esta roda, cujo material utilizado é o RD-1 ABNT/EB-1438 (1991), ou seja, um aço SAE 1010 acalmado ao alumínio e normalizado.

As características dos elementos finitos adotados no modelamento da estrutura, bem como as demais considerações serão apresentadas a seguir.

4.4 ANÁLISE PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS PARA RODA 22.5"x 8.25"

4.4.1 Modelamento estrutural

Para a estrutura da roda foi desenvolvida a análise tridimensional pelo método dos elementos finitos, com o objetivo de se considerar duas solicitações importantes sobre o componente:

a) efeito da pressão de inflagem: são solicitações oriundas somente da pressão de ar sendo independentes dos ciclos de carregamento experimentados pela roda;

b) efeito da carga radial: carregamento decorrente do contato pneu-solo, o que neste trabalho representará o contato entre o pneu e o tambor do equipamento de ensaio de fadiga radial.

unesp

As situações físicas descritas foram consideradas no modelo estrutural discretizado da roda. A escolha dos elementos finitos para simulação do componente focalizou o entendimento do comportamento em termos de como as cargas se distribuem na estrutura.

O carregamento aplicado na roda foi transferido ao aro e ao disco na forma de esforços axiais e esforços de flexão.

Os elementos finitos escolhidos para o modelamento estabeleceram a equivalência de comportamento físico entre as porções contínuas da roda analisada e as porções do modelo que as representavam de forma discreta.

Os elementos de casca foram utilizados para se modelar esse comportamento físico, e considerados adequados para a análise detalhada das estruturas metálicas da chapa com espessura constante.

Além de representar a geometria estrutural, a malha foi refinada em áreas de mudanças bruscas, como cantos, contornos com curva acentuada e fixações.

Os elementos de casca foram formulados no espaço tridimensional com componentes de rigidez translacionais nas três direções e componentes rotacionais que produzissem flexão fora do plano do elemento. A roda apresentava regiões com curvaturas diferentes e com alterações de espessura, como no caso do disco; onde foram identificadas as diferentes regiões que correspondiam a espessuras diferentes, tomando-se nestes trechos a espessura média para definição do elemento finito de casca.

A Figura 4.5 apresenta o elemento finito isoparamétrico de casca com seis graus de liberdade por nó. A região de contato entre o ponto do disco e o aro foi modelada por um elemento cuja espessura é a soma das espessuras destes dois componentes na região da montagem conforme Figura 4.6.

unesp

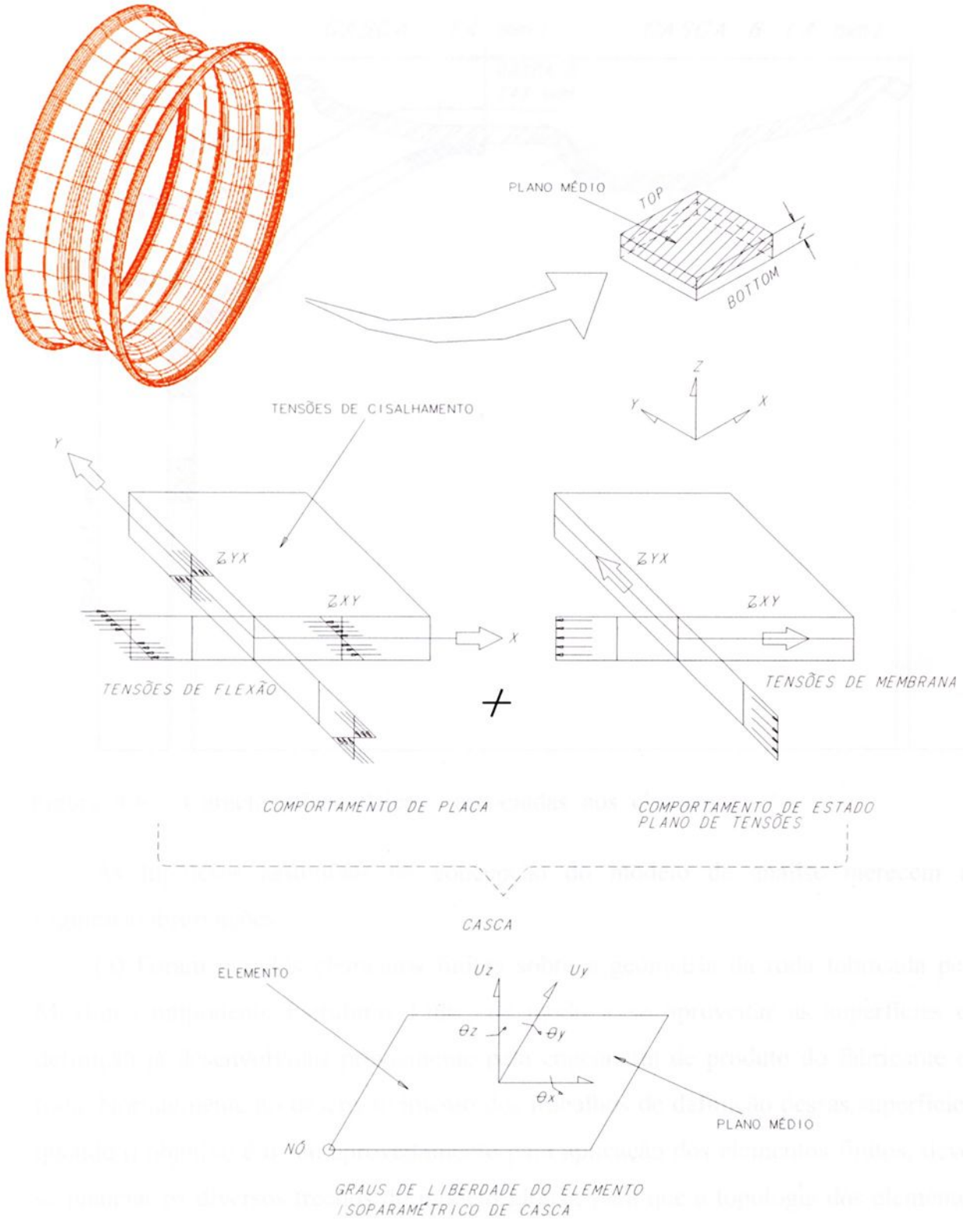


Figura 4.5 - Características do elemento de casca isoparamétrico linear utilizado na modelagem da estrutura da roda

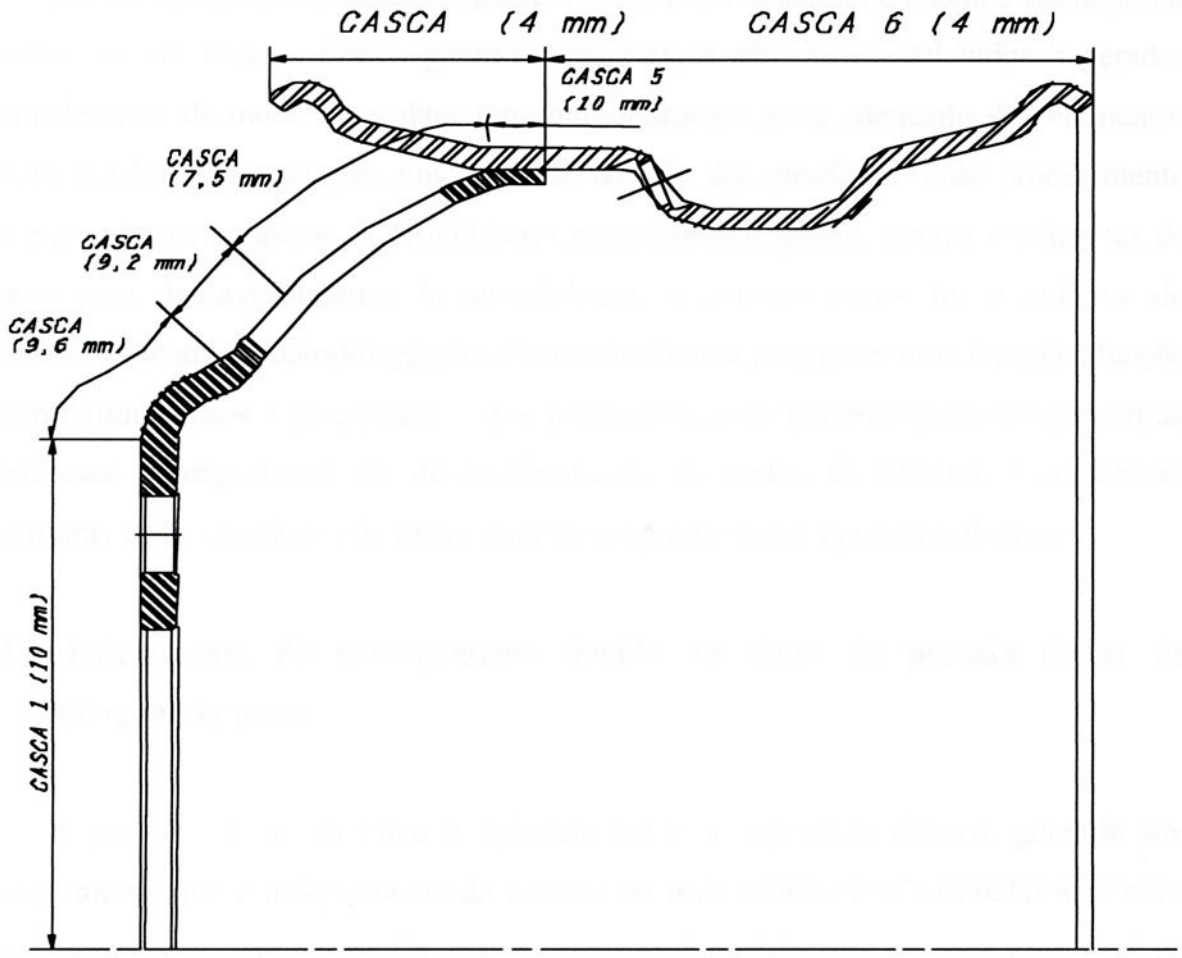


Figura 4.6 - Características físicas associadas aos elementos

As hipóteses assumidas na concepção do modelo de análise merecem as seguintes observações:

(a) Foram gerados elementos finitos sobre a geometria da roda fabricada pela Maxion Components Estruturas Ltda., de modo a se aproveitar as superfícies de definição já desenvolvidas previamente pela engenharia de produto do fabricante da roda. Normalmente no desenvolvimento dos trabalhos de definição dessas superfícies, quando o objetivo é o seu aproveitamento para aplicação dos elementos finitos, deve-se planejar os diversos trechos do modelo global, para que a topologia dos elementos seja a mais favorável possível no sentido de permitir uma geração de elementos os mais regulares possíveis de sorte a se obter uma resposta acurada nos trabalhos de análise.

unesp

(b) As superfícies definidas seguem à geração automática de malha e em algumas regiões, os ele mentos finitos gerados automaticamente foram deletados e gerados manualmente, de modo a se obter um comportamento mais adequado dos elementos nessas regiões, por exemplo, nos furos de fixação dos parafusos. Esse procedimento foi efetuado para superar as dificuldades mencionadas, porém, dentro dos limites de tempo para desenvolvimento da metodologia, o objetivo maior foi o enfoque do desenvolvimento da metodologia dos elementos finitos para gerar uma base de atuação nos próximos casos a se estudar, e que juntamente com um embasamento conceitual fornecesse à engenharia de desenvolvimento de rodas da Maxion Components Estruturas Ltda. condições de tomar decisões seguras nestes tipos de trabalhos.

4.4.2 Modelamento do carregamento devido ao efeito da pressão de ar de inflagem do pneu

A pressão do ar no pneu é aplicada sobre a superfície do aro, gerando um carregamento que é independente da rotação da roda (GRUBISIC; FISCHER, 1983). Os experimentos têm mostrado que as tensões induzidas no aro por esse tipo de carregamento são normalmente elevadas (SAE/J267, 1999). Dessa forma, durante a operação normal do veículo ou durante um teste de fadiga radial, onde a roda é testada com pneu montado e inflado, essa tensão será superposta àquelas que variam ciclicamente, como por exemplo, a ação de contato pneu-solo, transferida à roda em cada rotação da mesma. O componente de tensão considerado pode portanto, ser utilizado do ponto de vista de análise de fadiga, como a tensão média.

Como os experimentos desenvolvidos para estes tipos de componentes, têm revelado ser esse carregamento bastante representativo para o aro e não para o disco (SVENSON, 1963), pode-se utilizar um modelamento com elementos axissimétricos desprezando-se a atuação dos furos em relação aos níveis de tensão no aro. Essa simplificação não deverá acarretar em princípio, grandes desvios na análise. Entretanto, como foram utilizados modelos sólidos tridimensionais, aplicou-se a pressão em todos os elementos finitos de cascas que representam as regiões do aro que estão sujeitas à ação direta da pressão do ar.

unesp

A ação da pressão do ar sob o aro, manifesta-se também indiretamente sobre o seu flange, por intermédio de um carregamento na direção axial associado à expulsão do pneu como é mostrado nas Figuras 4.7, 4.8 e 4.9. Esse componente é gerado pela ação da pressão do ar na parede lateral do pneu.

A aplicação correta deste tipo de carregamento depende das informações obtidas a partir de experimentos efetuados pelo fabricante da roda; e a experiência tem revelado ser bastante dependente do tipo de pneu, da relação de aspecto da seção transversal do pneu e da estrutura de reforço do pneu. Portanto, o resultado das tensões locais na região de aplicação dessas cargas podem sofrer substanciais alterações em relação aos valores obtidos nos experimentos, dependendo das hipóteses assumidas.

Admitiu-se neste trabalho, que a carga axial aplicada na parede lateral do pneu, é suportada pelo aro da roda e pela banda de rodagem do pneu, fazendo-se a hipótese que metade da carga vá para cada parte. A questão crucial é como aplicar esse carregamento no flange do aro. Poder-se-ia aplicar como uma carga nodal circunferencial no flange do aro, como uma carga linearmente distribuída, ou ainda, como uma força nos elementos finitos que representam a região de interface entre o pneu e o aro onde ocorre a carga de expulsão. Essas informações não são conhecidas com precisão, e adotou-se para esse trabalho a representação desse carregamento pela aplicação da pressão nos elementos finitos. Embora essas hipóteses possam afetar os resultados, o enfoque deste primeiro trabalho em termos de análise estrutural é mais voltado para a metodologia de resolução do problema, carecendo posteriormente de avaliações contínuas das hipóteses adotadas.

unesp

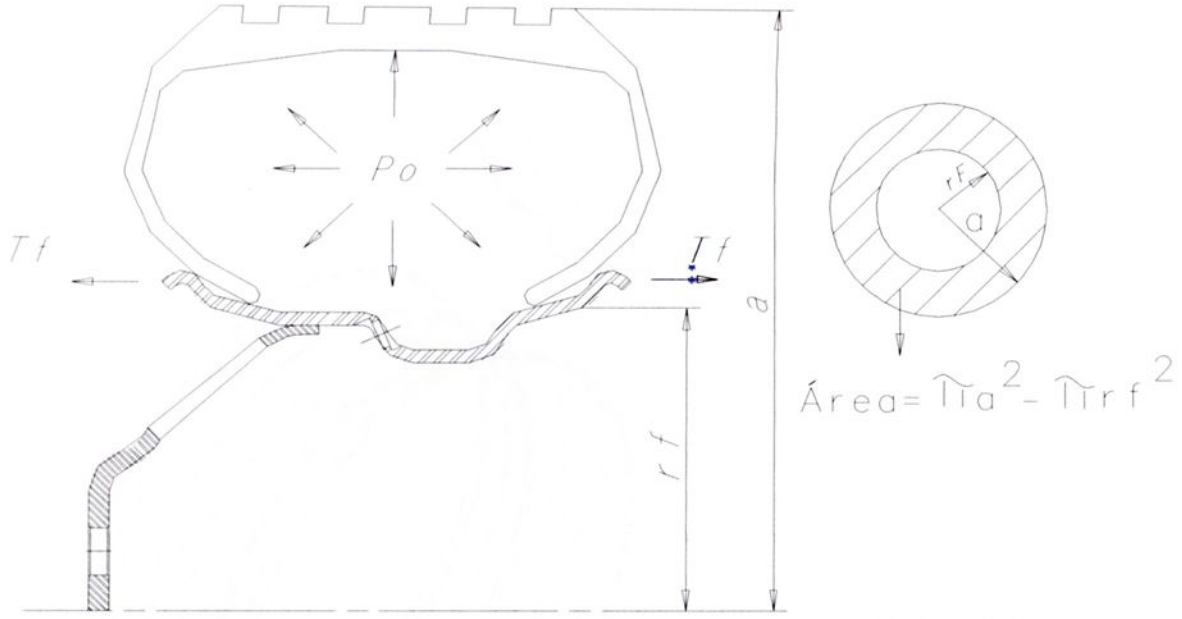


Figura 4.7 - Aplicação de pressão de ar de inflagem de pneu sobre o aro e sobre o flange do aro

$$W_p = \pi \cdot (a^2 - r_f^2) \cdot p_o \tag{4.2}$$

$$T_f = W_p/2 \tag{4.3}$$

$$T_{f\,dist} = \frac{W_p/2}{2\pi r_f} = \frac{(a^2 - r_f^2)}{4 \cdot r_f} \cdot p_o \tag{4.4}$$

onde,

p_o - pressão interna

$T_{f\,dist}$ - força sobre a área de inflagem do pneu

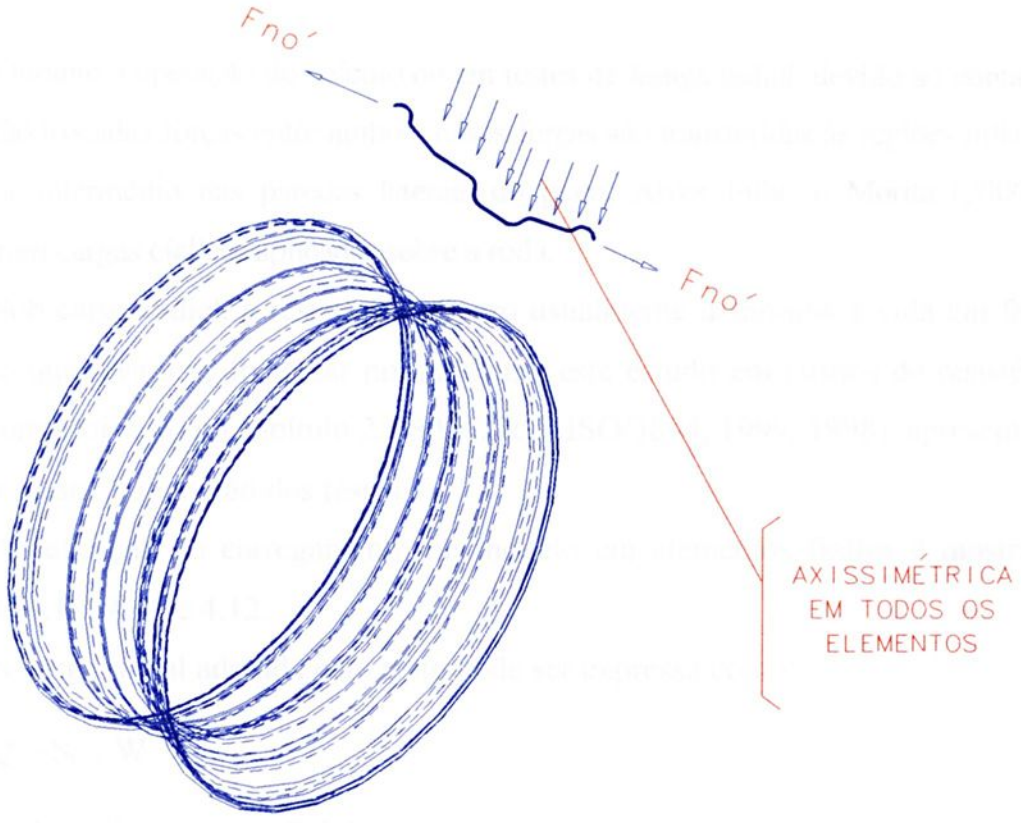


Figura 4.8 - Carregamento axissimétrico decorrente da pressão de ar de inflagem do pneu

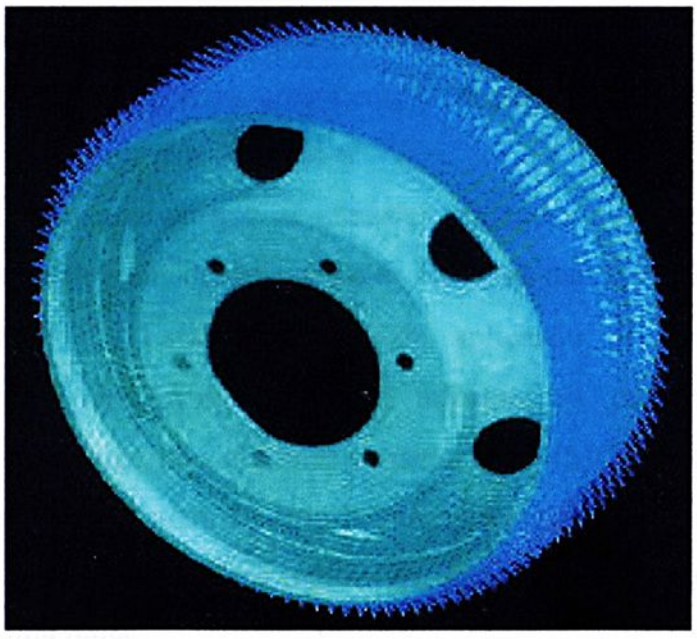


Figura 4.9 - Exemplo de carregamento, considerando-se somente a pressão de inflagem

4.4.3 Modelamento do carregamento devido ao efeito da carga radial

Durante a operação do veículo ou em testes de fadiga radial, devido ao contato pneu-solo, são trocadas forças entre ambos. Essas forças são transferidas às regiões inferiores do aro por intermédio das paredes laterais do pneu. Alves Filho e Morita (2000, 1987) sugeriram cargas cíclicas aplicadas sobre a roda.

Sob carga radial, a resistência do aro usualmente determina a vida em fadiga da roda, o que leva a se focalizar normalmente este estudo em termos de resistência do aro. Como foi visto no capítulo 2, (SAE/J267; ISO/3894, 1999, 1998), apresentaram os critérios para elaboração dos testes.

A definição do carregamento no modelo em elementos finitos é mostrado nas Figuras 4.10, 4.11 e 4.12.

A carga radial adotada para teste pode ser expressa como:

$$Q = S_r \cdot W \tag{4.5}$$

onde: W - carga radial do pneu

S_r - fator de aceleração

A ação das cargas radiais sobre o aro constitui um dos aspectos delicados nos modelos de análise estrutural pelo método dos elementos finitos para rodas.

As hipóteses assumidas para consideração deste tipo de carregamento podem afetar grandemente os resultados da análise.

Neste trabalho, assume-se que as pressões aplicadas na região inferior da roda variem de forma cossenoidal, desde um valor máximo na região inferior até o valor nulo para o ângulo θ_o. Estas hipóteses de aplicação do carregamento foram consideradas a partir do levantamento de informações de alguns componentes semelhantes, mas serão sugeridas algumas considerações (MORITA, 1987).

Alguns experimentos mostram que o carregamento radial transferido à roda é aplicado fundamentalmente nas duas regiões de assentamento do pneu, sendo metade da carga em cada uma delas.

Na região de assentamento do pneu oposta ao disco, alguns experimentos revelaram que uma condição representativa de aplicação do carregamento era mais

unesp

consistente com os resultados experimentais, e considerou-se essa meia carga distribuída entre a área de assentamento dos pneus e o flange do aro. Essa hipótese de carregamento foi determinada a partir da comparação entre a tensão medida no aro e as tensões calculadas sob algumas condições de carregamento aleatórias. Desta forma, é importante observar que os resultados deste tipo de análise estão condicionados à forma pela qual se considera o carregamento, e só poderia ser determinada de forma precisa a partir de testes.

Os experimentos têm revelado, que a relação ótima para considerar a divisão da carga nas áreas de assentamento do pneu e também no flange de aro oposto ao disco, é variável de acordo com a condição de contato entre o pneu e o aro. Isto por sua vez é afetado por fatores como o tipo de pneu (radial ou não), pressão do ar no pneu, reforço na estrutura do pneu e do tipo de aro.

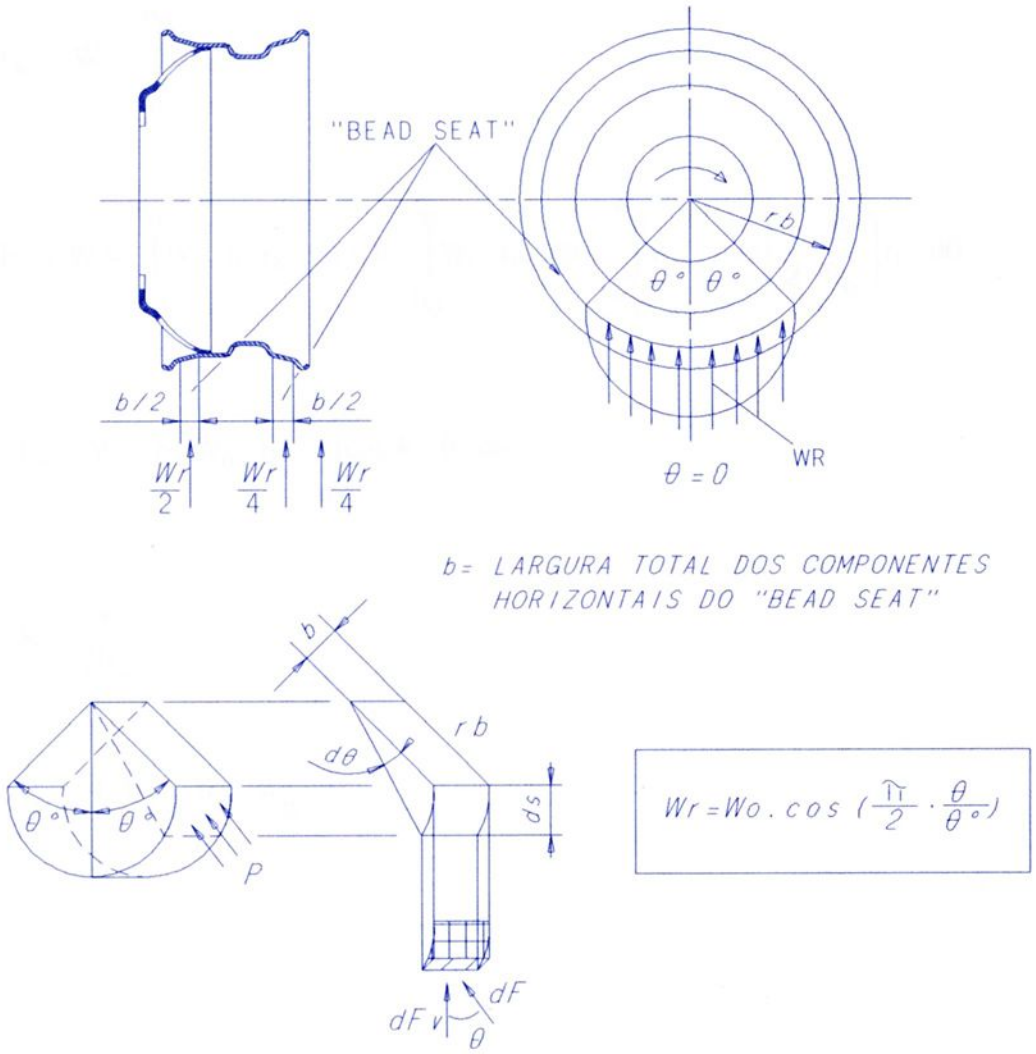


Figura 4.10 - Aplicação de carga radial devido ao contato pneu solo

$$W_r = W_o \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\theta}{\theta_o}\right) \tag{4.6}$$

$$d_F = p^{**} \cdot b \cdot d_s \tag{4.7}$$

$$d_F = p^{**} \cdot b \cdot rb \cdot d\theta \tag{4.8}$$

$$dF_v = d_F \cdot \cos\theta \tag{4.9}$$

$$dF_v = p^{**} \cdot b \cdot rb \cdot d\theta = p^{**} \cdot \cos\theta \cdot b \cdot r_b = W_r \cdot b \cdot r_b \cdot d\theta \tag{4.10}$$

$$dF_v = W_r \cdot b \cdot r_b \cdot d\theta \tag{4.11}$$

$$F_v = W = \int_{-\theta_O}^{\theta_O} dF_v \tag{4.12}$$

$$F_v = W = \int_{-\theta_O}^{\theta_O} W_r \cdot b \cdot r_b \cdot d\theta = b \int_{-\theta_O}^{\theta_O} W_r \cdot r_b \cdot d\theta = \int_{-\theta_O}^{\theta_O} W_o \cdot \cos\left(\frac{\pi}{2} \cdot \frac{\theta}{\theta_o}\right) r_b \cdot d\theta \tag{4.13}$$

$$F_v = W = b \cdot W_o \cdot r_b \cdot \int_{-\theta_O}^{\theta_O} \cos K \cdot \theta \cdot d\theta \tag{4.14}$$

onde:

$$K = \frac{\pi}{2\theta_o} \tag{4.15}$$

$$W = \frac{4 \cdot b \cdot r_b \, \theta_o \cdot W_o}{\theta_o} \tag{4.16}$$

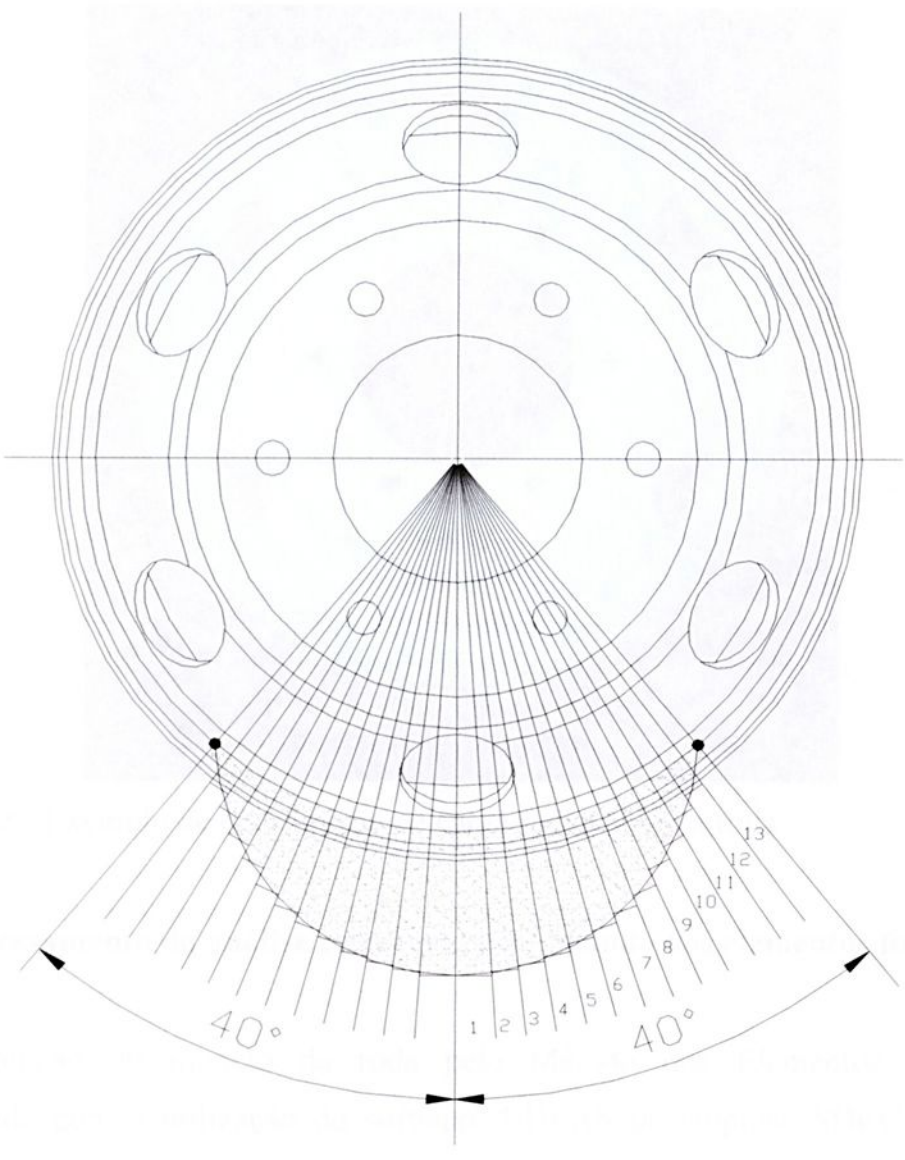


Figura 4.11 - Distribuição de pressões na roda devido à carga radial

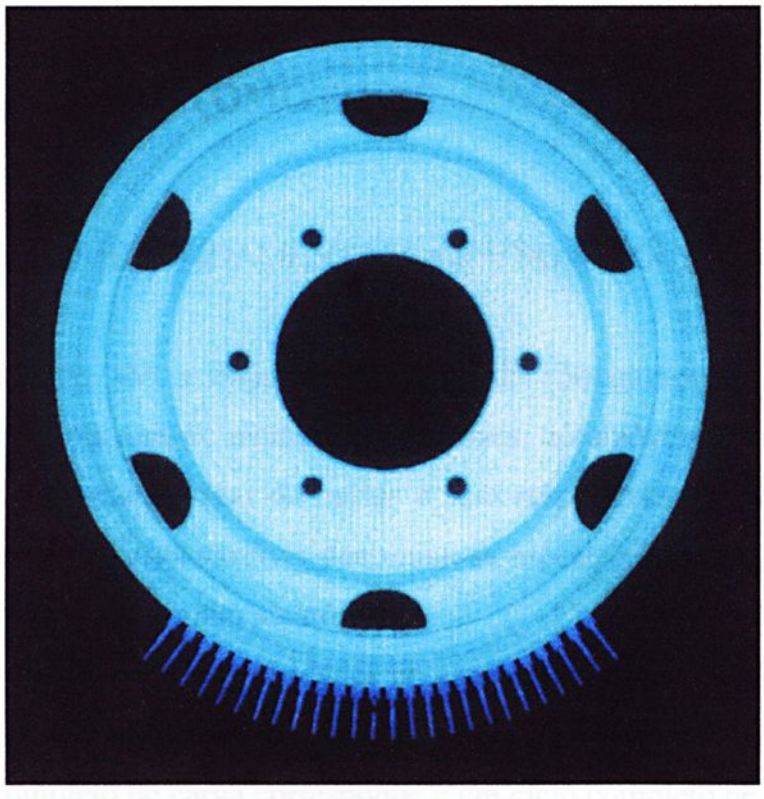


Figura 4.12 - Exemplo de distribuição de carga radial sobre a roda

4.4.4 Processamento da análise estrutural pelo método dos elementos finitos

A solução do modelo da roda pelo Método dos Elementos Finitos foi desenvolvido com a utilização do software I-DEAS da empresa SDRC (Structural Dynamics Research Corporation) EUA no modelamento sólido. O modelamento por elementos finitos, com conseqüente geração de malhas para a roda 22.5" x 8.25" submetida à análise, foi criada em MSC/NASTRAN v 70.7, utilizando Hypermesh v 3.1. Modelos Axissimétricos (half-models) foram gerados utilizando duas camadas dos elementos sólidos CHEXA através das espessuras do disco e do aro.

Os elementos sólidos foram delineados por casar elementos CQUAD 4 com objetivo de extrair as tensões superficiais no modelo.

O número de elementos pneu-aro e disco, bem como os resultados da análise serão apresentados no Capítulo 6.

unesp

5 METODOLOGIA PARA ANÁLISE DA VIDA EM FADIGA PARA RODAS AUTOMOTIVAS

5.1 CONCEITOS QUE FUNDAMENTAM A FADIGA (KOCANDA, 1978)

Cargas variáveis são a maioria dos tipos de carregamentos aos quais estão submetidos os componentes de máquinas, aeronaves, automóveis etc. Tais cargas são denominadas muitas vezes cargas de fadiga e suas respectivas tensões de tensões de fadiga. Ao processo de carga variável denomina-se espectro de carga, o qual pode ser irregular, caótico ou mais comum aleatório.

Repetições idênticas de regularidades no espectro em intervalos determinados de tempo denominam-se períodos, a um conjunto de períodos denomina-se ciclo de carga.

Um ciclo completo de carga corresponde a um ciclo completo de tensões.

5.1.1 Algumas definições no estudo de fadiga dos materiais

A Figura 5.1 mostra um ciclo senoidal de tensões, onde define-se:

a) tensão máxima ($\sigma_{máx}$): o maior valor algébrico atingido pela tensão durante o ciclo, sendo considerada positiva para solicitações em tração e negativa para as de compressão;

b) tensão mínima ($\sigma_{mín}$): o menor valor algébrico atingido pela tensão durante o ciclo, sendo considerada positiva para solicitações em tração e negativa para as de compressão;

c) tensão média (σ_m): o valor que representa a média algébrica dos valores máximo e mínimo de tensão em um ciclo, tal que:

$$\sigma_m = (\sigma_{máx} + \sigma_{mín})/2 \qquad (5.1)$$

d) amplitude ou variação de tensão (Δ_s): O valor algébrico da diferença entre os valores máximo e mínimo da tensão de um ciclo, tal que:

$$\Delta_s = \sigma_{máx} - \sigma_{mín} \qquad (5.2)$$

unesp

e) componente variável de tensão (S_a): A metade do valor da amplitude de tensão de um ciclo, tal que:

$$S_a = \Delta_s /2 = (\sigma_{máx} - \sigma_{mín})/2 \qquad (5.3)$$

f) razão de tensão (A ou R^*): A razão algébrica de dois valores de tensão especificados em um ciclo, tal que:

$$A = S_a/\sigma_m \qquad \text{e}$$

$$R^* = \sigma_{mín}/\sigma_{máx} \qquad (5.4)$$

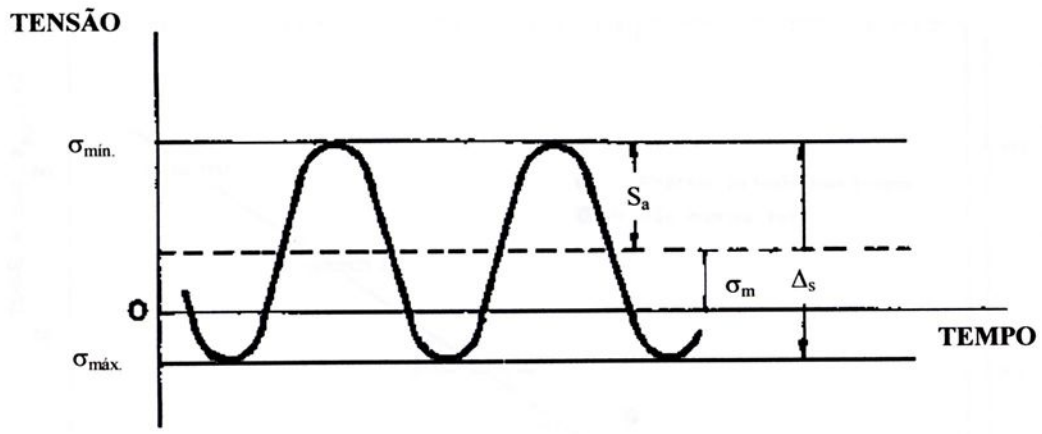


Figura 5.1 - Carregamento onde a tensão varia senoidalmente (CARVALHO, 1991)

5.1.2 Curva S-N*

Sabe-se que desde o início dos testes de fadiga, as curvas S-N* vêm sendo utilizadas como uma forma de interpretação dos dados, onde:

S - representa a amplitude de tensão ou a máxima tensão cíclica ;

N* - representa o número de ciclos de tensão para completar a fratura.

De maneira geral, pode-se dizer que as curvas S-N* representam um dano progressivo na estrutura, e ao mesmo tempo, uma interrupção gradual de vínculos, o que pode ser avaliado como um processo estatístico em materiais sob tensões repetidas (MADAYAG, 1969).

A Figura 5.2 mostra uma curva S-N*.

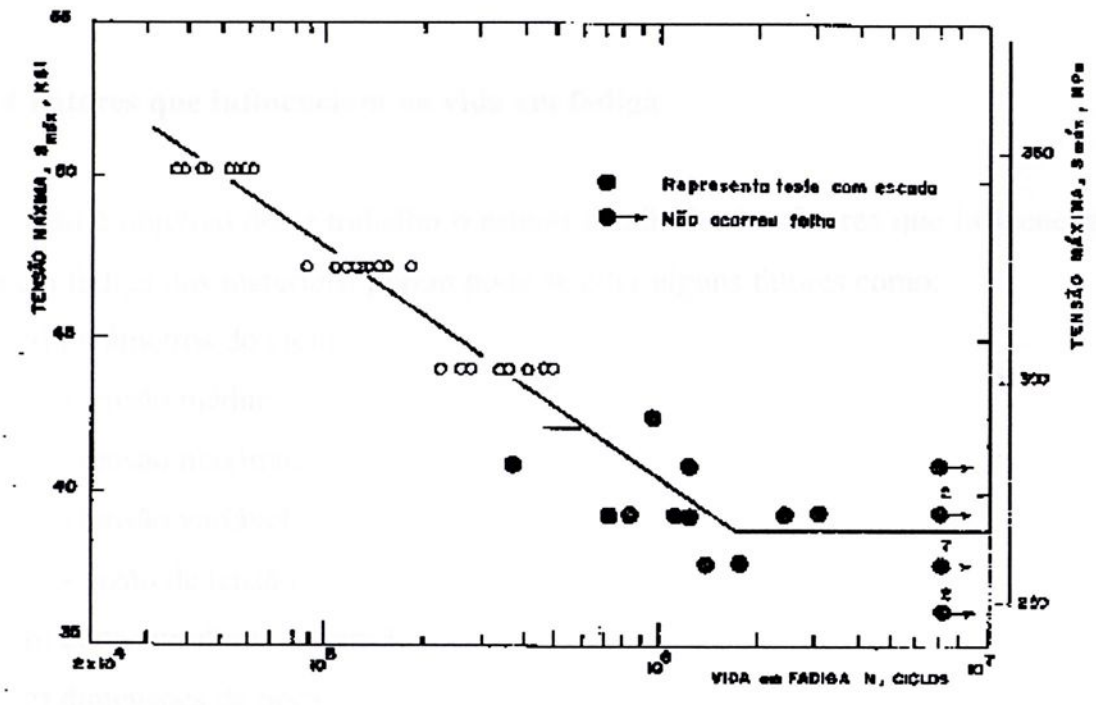


Figura 5.2 - Curva S-N* (CARVALHO, 1991)

5.1.3 Fadiga de baixo ciclo

Uma vez representada a curva S-N*, a mesma pode ser dividida em duas porções características: a faixa de baixo ciclo e a de alto ciclo. Embora não exista uma linha

divisória precisa, a faixa compreendendo aos valores de 0 a 1000 ciclos é adotada como de baixo ciclo, acima destes valores, alto ciclo.

O conhecimento do número de ciclos até a falha, caracteriza se a fadiga é de baixo ou alto ciclo, e também que tipo de ação deve ser tomada a fim de se incrementar a resistência à fadiga para o material em questão.

O conceito de vida segura determinava que nenhuma trinca deveria aparecer no componente sujeito a carregamento cíclico, onde se esperava uma vida infinita de tal componente, o que caracteriza fortemente o emprego do estudo do comportamento dos materiais em fadiga.

O conceito de vida segura porém, foi substituído pelo conceito de falha segura cujo estudo está baseado na mecânica de fratura elástica linear como será visto posteriormente.

5.1.4 Fatores que influenciam na vida em fadiga

Não é objetivo deste trabalho o estudo detalhado dos fatores que influenciam na vida em fadiga dos materiais, porém pode-se citar alguns fatores como:

a) parâmetros do ciclo:
   - tensão média;
   - tensão máxima;
   - tensão variável;
   - razão de tensão.

b) concentradores de tensão

c) dimensões da peça

d) tratamentos superficiais

Uma série de tratamentos superficiais incrementam a vida em fadiga dos materiais sejam eles químicos ou mecânicos. Souza et al. (2001) estudaram o efeito da eletrodeposição de cromo duro na vida em fadiga para o aço de alta resistência AISI 4340. Carvalho (1991) estudou o efeito do processo de endurecimento superficial do aço SAE 1010 acalmado ao alumínio através do jateamento com granalhas esféricas.

unesp

5.2 TRABALHOS ATUAIS SOBRE SIMULAÇÃO DO CARREGAMENTO DE RODAS AUTOMOTIVAS

Atualmente novos desenvolvimentos de rodas automotivas são aprovados através de testes de durabilidade da roda sob condições operacionais de carregamento, onde sua resistência estrutural sob casos especiais de carga, como também sua reformulação e desempenho sob deformação e sob condições de acidente são avaliadas (FISCHER, 1999, 2000, 2001).

A durabilidade estrutural de rodas é determinada pelas condições de aplicação em serviço, pelo novo desenvolvimento do projeto da roda e seus componentes, como também pela análise de novos materiais e novos processos de fabricação (DINI; RUPP, 1998,1997).

As condições de carregamento e o espectro de carga durante a operação da roda, são derivados de resultados de aquisição de dados quando a roda trabalha sob várias condições de serviço.

Dados oriundos da aquisição do carregamento sob condições reais de aplicação foram analisados e integrados em um método eficiente para avaliação da durabilidade de rodas e cubos (Grubisic, 1984a,b); e tais dados foram padronizados como programas de carregamento sob os quais o conjunto roda e pneu é testado em equipamentos, denominados biaxial, destinados à aprovação por durabilidade em condições de serviço na Europa (GRUBISIC, 1984a,b).

As análises estruturais pelo método dos elementos finitos como mostrado no capítulo 4, auxiliam o projeto e a fase de dimensionamento, reduzindo o tempo de desenvolvimento de novos produtos, o que permite uma avaliação altamente precisa do projeto. A aplicação de cargas que simulem a distribuição de esforços no pneu e no aro sob condições de serviço não é ainda muito precisa.

Embora o teste de fadiga radial da roda ainda seja adotado como um parâmetro para teste de durabilidade, onde a roda é fixada a um cubo e as cargas são aplicadas através do cubo e área dos parafusos de fixação, a validade destes testes é limitada, porque a deformação da roda não é realística em comparação com as condições de trabalho em estrada (GRUBISIC, 1984).

unesp

Outro aspecto é que a avaliação da durabilidade da roda sob estas situações de contorno reais, o que mostra que ou em teste, ou em cálculo, os carregamentos reais de aplicação da roda; ou seja, operações em serviço, devam ser consideradas a fim de se obter a otimização do projeto da roda.

Embora uma combinação simples de resultados de testes com cálculos estruturais possa ser elaborada, para se obter a real resistência à fadiga, a análise de propagação de trinca em alguma área da roda deve ser considerada.

Métodos de simulação numérica podem ser aplicados, como já foi discutido no capítulo 4, como uma forma eficiente de avaliação preliminar do projeto de uma roda.

unesp

5.3 CARREGAMENTO ADOTADO PARA UMA RODA SOB CONDIÇÕES DE TRABALHO

Este trabalho baseou-se nos resultados de estudos elaborados ao longo de anos, onde as tensões em certas áreas da roda foram medidas, assim como a freqüência de ocorrência das mesmas (CARVALHO, 1991).

Com o objetivo de se definir o espectro de carga e durabilidade sob situações normais de aplicação em serviço, valores de carga foram medidos, em laboratório, como também, aplicações em campo de prova. Muitos resultados destas medições foram apresentados por Fischer e Grubisic (1998) a fim de se definir as solicitações de carga de rodas sob condições de teste em laboratório e de condições de serviço.

5.4 EXEMPLOS DE CARREGAMENTO EM RODAS AUTOMOTIVAS

Muitas análises foram realizadas com o objetivo de se definir as condições de carregamento de rodas, quando submetidas a ensaios de durabilidade, bem como nas condições de serviço.

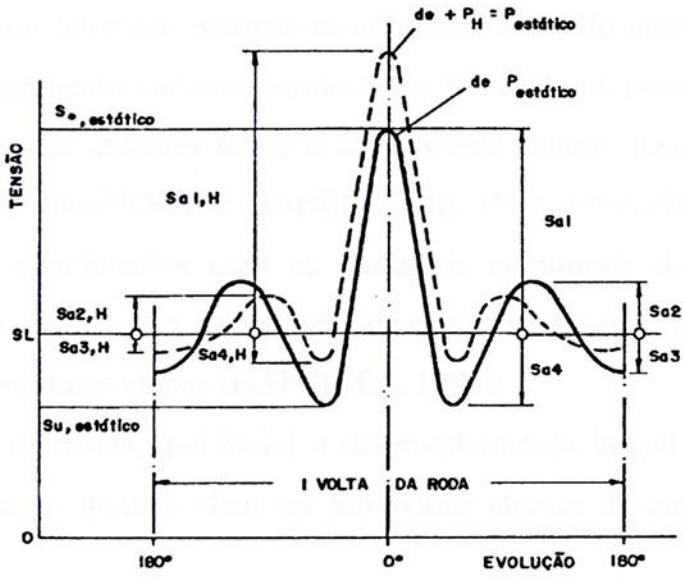


Figura 5.3 - Evolução dos níveis de tensões sobre a região do aro de uma roda (SVENSON, 1963, 1965).

Baseando-se nos exemplos de carga e tensões atuantes sobre a roda, pode-se verificar que a durabilidade da roda é determinada pelo dano sob condições de trabalho, resultando em tensões cujas amplitudes máximas e mínimas ocorrem devido a uma rotação da roda.

Desta forma o espectro histórico de tensões atuantes sobre a roda sob condições dinâmicas pode ser reproduzido considerando-se também as avaliações estatísticas, pela aplicação das cargas atuantes durante uma rotação da roda.

As tensões residuais estáticas devidas ao processo de manufatura, conformação por repuxo, devido ao tipo de fixação e devida à pressão de inflagem do pneu, são sobrepostas a fim de se avaliar todas as condições de tensão.

Com o objetivo de se definir as condições operacionais de carregamento é muito importante se distinguir as diferentes situações físicas de tráfego do veículo.

Uma das partes mais importantes de carregamento para uma roda, é aquela onde o veículo está trafegando em curva, como também em estradas de diferentes ondulações (FISCHER, GRUBISIC, 1998).

5.5 A ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA PARA RODAS

A fadiga é um fator que sempre se apresenta em todo corpo metálico que está sujeito a um carregamento variável, sendo que a falha do componente sob fadiga se dá mesmo que as tensões atuantes sobre o componente sejam menores que a tensão de escoamento do material (BOOTH; DABEL; FINE, 1983, 1997,1980).

Os estudos relacionados com as variações estruturais do material sujeito a tensões cíclicas nos conduzem à conclusão de que o processo de falha por fadiga pode ser dividido nas seguintes etapas (BAPTISTA, 1993):

a) iniciação da trinca, que inclui o desenvolvimento inicial dos danos causados por fadiga, os quais podem ser removidos através de um tratamento térmico adequado;
b) crescimento da trinca em borda de deslizamento relativo ao aprofundamento da trinca inicial nos planos de alta tensão de cisalhamento;

unesp

c) crescimento da trinca nos planos de alta tensão de tração, que envolve o crescimento de uma trinca bem definida em direção normal à tensão de tração máxima;

d) ruptura final estática, a qual ocorre quando a trinca atinge um tamanho tal que a seção transversal resistente não pode mais suportar a carga.

5.6 ASPECTOS DE FADIGA E MECÂNICA DE FRATURA ASSOCIADOS COM O PROJETO DA RODA

Métodos experimentais podem ser diretamente transferidos para simulações numéricas. A análise experimental de tensões pode ser substituída pelo cálculo dos elementos finitos. Testes de rodas sob condições de ensaio como o ensaio biaxial foram estudados por Neugebauer; Grubisic e Fischer (1989) uma vez que o cliente especifique que o teste biaxial sob condições de cargas determinadas pelo eurociclo (GRUBISIC; FISCHER, 1983).

Com este conceito de carregamento, e considerando-se simplesmente a simulação de um número de ciclos de trabalho da roda, isto auxiliará a determinar o espectro completo da carga em cada área da roda, e prever a vida em fadiga.

Contudo, uma descrição mais realista do carregamento ao qual a roda está sujeita, como também das condições de contorno como tipo de fixação e assentamento do pneu será considerado para o modelamento por elementos finitos da interface pneu e aro, a fim de que o cálculo possa ser executado de forma mais precisa (RUPP; HEINRIETZ, 2000).

O modelamento da interação aro pneu implica numa análise não linear; ou seja, um problema de contato não linear e no comportamento não linear e anisotrópico do material o que requer um esforço muito grande para modelamento do pneu e análise computacional, o que poderá ser objeto de estudos futuros. Um número extremamente elevado de parâmetros para definir a construção complexa do pneu e a dificuldade de se modelar a região de contato pneu aro, requer um número elevado de testes e verificações com custos relativamente elevados. Para cada tipo e dimensão de pneu,

unesp

determinadas avaliações computacionais podem ser adotadas para se reduzir os custos de desenvolvimento e o tempo necessário para tal desenvolvimento.

5.6.1 Aspectos macroscópicos da falha por fadiga

As superfícies de fratura exibem características macroscópicas e microscópicas, ambas importantes quando se está estudando o processo de fratura. Através de exame macroscópico procura-se determinar as direções de crescimento de trincas e localização de suas origens. A investigação na posição exata do ponto de origem de uma fratura deriva da importância de se determinar seu início.

Pode-se utilizar a energia absorvida no processo de fratura como um critério de classificação do comportamento dos materiais metálicos. Desta forma, pode-se caracterizar a fratura como frágil quando a quantidade de energia absorvida no processo é pequena, e tenaz quando precedida pelo consumo de quantidades de energia relativamente elevadas. Os ensaios de impacto, no qual se mede energia gasta na fratura, permite avaliar a tendência de um material se comportar de maneira tenaz ou frágil.

A ductilidade dos materiais metálicos está associada à deformação plástica que ocorre nas regiões circunvizinhas às superfícies de fratura.

Desta forma, a fratura dúctil é aquela precedida por uma intensa deformação plástica, enquanto que na fratura frágil, a quantidade de deformação precedendo a ruptura é muito pequena.

A aparência da fratura também pode informar a energia absorvida na fratura. Através de exames visuais das superfícies fraturadas, verifica-se que metais que fraturam de forma dúctil apresentam superfícies grosseiras ou fibrosas, enquanto que os frágeis possuem superfícies facetadas de aparência granular, com alta refletividade e aspecto brilhante.

O comportamento em fratura dos metais relaciona-se com suas características estruturais, tanto em nível atômico, como em nível da estrutura granular.

No processo de fratura, formou-se superfícies livres decorrentes do rompimento de ligações interatômicas. Em nível atômico, o rompimento das ligações se dá num

unesp

mesmo plano cristalográfico, podendo ocorre por cisalhamento, quando a fratura se dá no mesmo plano da tensão, ou por clivagem, quando esta é normal ao plano de tensão. Os comportamentos frágil e dúctil são manifestações dos micromecanismos de fratura operantes.

Desta forma, a fratura dútil normalmente ocorre por cisalhamento, enquanto que a frágil normalmente ocorre por clivagem.

Alguns aspectos macroscópicos, como as "marcas de praia", são significativos na avaliação da causa da falha de um certo componente quando tem-se alterações no ciclo de tensões, aspectos estes que são produzidos por variações no valor da freqüência e nos níveis de tensão aplicados (SURESH, 1998).

No caso específico de rodas automotivas, onde há alterações no ciclo de tensões, as marcas de praia apresentam papel fundamental na análise da falha por fadiga (SONSINO; SVENSON, 1995, 1997a,b; 1963, 1965).

Assim, ao se analisar os aspectos da falha por fadiga, algumas conclusões sobre o tipo de solicitação ao qual o material está submetido podem ser tomadas, e a possível causa da falha por fadiga como mostrado na Figura 5.4, pode ser determinada.

unesp

5.6.2 Definições no estudo da fadiga em rodas

No estudo da fadiga sob tensões cíclicas, na maioria dos elementos de máquinas, bem como em componentes automotivos como a roda, a solicitação de trabalho é cíclica, e alguns termos utilizados no estudo deste ciclo devem ser definidos com o objetivo de se caracterizar o fenômeno da fadiga.

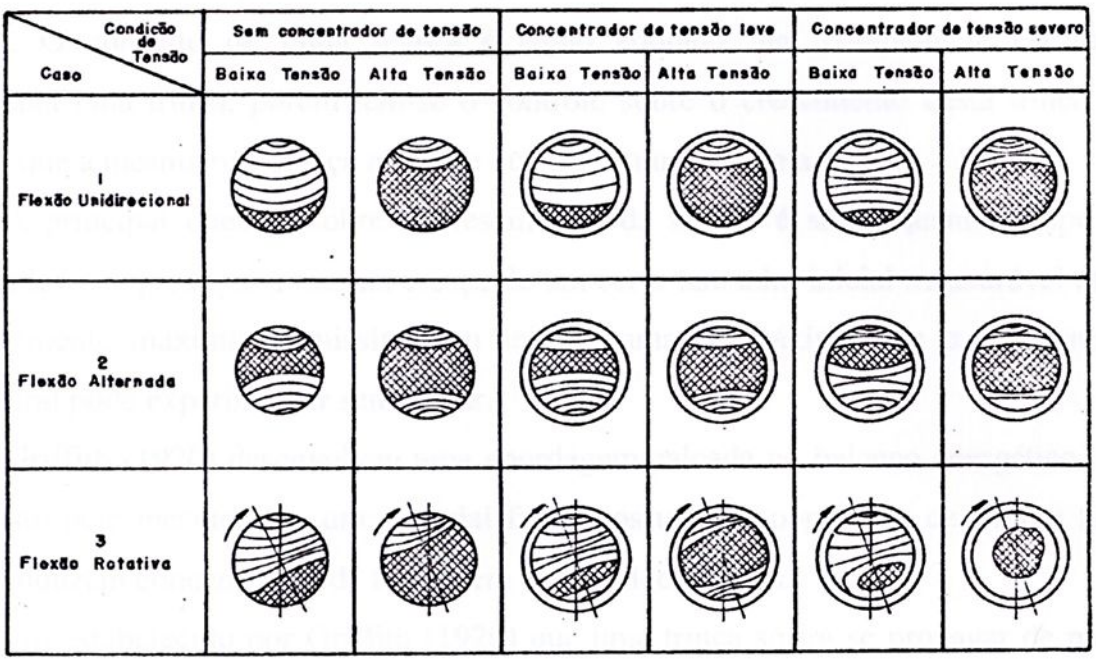


Figura 5.4 - Aspecto da fratura em falhas por fadiga (CARVALHO, 1991)

Considerando os estudos de Grubisic e Fischer (1983, 1984), pode-se verificar que as tensões sobre as áreas de uma roda variam como mostra a Figura 5.3, onde os níveis de tensão sobre a região do aro de uma roda são apresentados, quando a mesma experimenta um giro de 360° .

Observa-se uma oscilação nos níveis de tensão com valores positivos e negativos, que sobrepõe-se à tensão inicial causada pela pressão de inflagem do pneu.

Ocorrem também, de forma análoga, tensões ocasionadas por cargas laterais que atuam transversalmente ao plano radial.

Relações entre as amplitudes e as fases das tensões originadas através das cargas verticais e horizontais, dependendo do tipo de roda e pneu, oscilam dentro de certos limites.

unesp

5.6.3 Fundamentos da mecânica da fratura

A Mecânica da Fratura relaciona-se com a análise e previsão do comportamento mecânico de um componente carregado o qual apresenta uma trinca. Suas aplicações visam o projeto e a seleção de configurações estruturais, materiais e procedimentos de inspeção, e de manutenção, determinando um uso limite em serviço dos componentes mecânicos de forma que uma falha inesperada não ocorra em operação (BAPTISTA, 1993). O conceito de falha segura é então adotado; um componente estrutural apresenta uma trinca, porém tem-se o controle sobre o crescimento desta trinca, de forma que a mesma não cresça a fim de que a estrutura venha a falhar.

A principal questão sobre o crescimento da trinca, é saber quanto tempo ou ciclos, leva-se para que a mesma cresça de um certo tamanho inicial mensurável até o comprimento máximo permissível, ou seja, o tamanho máximo que o componente estrutural pode experimentar sem falhar.

Griffith (1920) desenvolveu uma abordagem calcada no balanço energético. Foi proposto pelo mesmo, que um material frágil possui uma população de trincas finas que produzem concentração de tensão em regiões localizadas.

Foi estabelecido por Griffith (1920) que uma trinca só irá se propagar de modo instável, quando o decréscimo de energia elástica com a propagação for ao menos igual à energia necessária para se criar as novas superfícies de trinca. Esta teoria foi aplicada de forma original apenas para um material perfeitamente frágil, como o vidro. Para os metais, devido à plasticidade gerada na ponta da trinca, a energia para a fratura é muito superior à energia consumida na criação de novas superfícies.

No início da década de 50 os conceitos apresentados por Griffith (1920) foram extendidos por Irwin (1965) e Orowan (1952) os quais sugeriram que para os materiais normais utilizados em engenharia, a energia absorvida na criação de novas superfícies tinha dois componentes: inicialmente o termo de energia na superfície considerado por Griffith (1920) e depois, a energia absorvida pela deformação plástica, sendo dominante a última.

unesp

Orowan (1950) propôs um termo correspondente à energia absorvida no processo de deformação plástica, o qual deveria ser acrescentado à energia elástica superficial fornecendo como resultado a resistência do material ao crescimento da trinca.

Irwin (1965), ao invés de separar as parcelas de energia consumidas na criação das superfícies e na deformação plástica do material, definiu o processo através da energia elástica total liberada no processo de propagação de trinca.

Uma abordagem equivalente à do balanço energético pode ser desenvolvida ao se enfocar o comportamento mecânico próximo à ponta da trinca.

O campo de tensões na ponta da trinca depende da maneira pela qual a mesma é solicitada. Todos os sistemas de tensões nas proximidades da trinca podem ser obtidos a partir dos três modos básicos de carregamento mostrados na Figura 5.5.

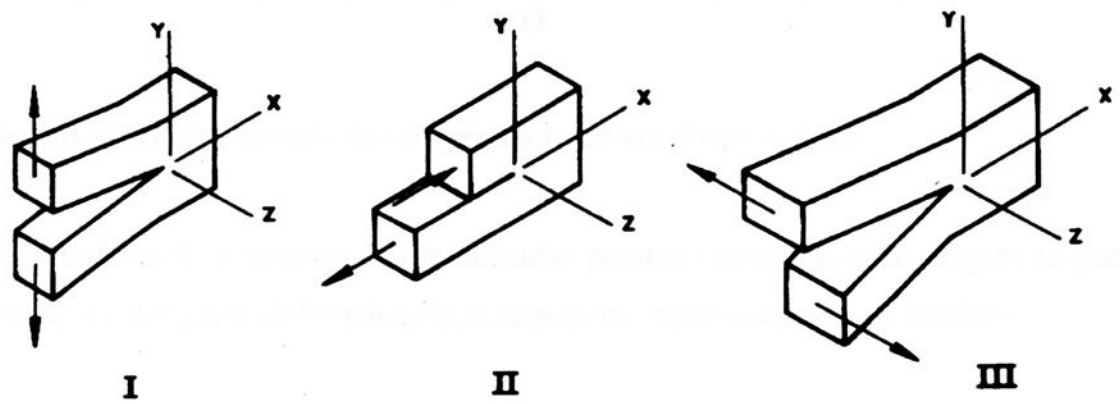


Figura 5.5 - Os três modos de solicitação de uma trinca

O modo I corresponde ao carregamento de tração, na qual as superfícies se deslocam de forma perpendicular a si mesmas. É chamado modo I de abertura da trinca. O modo II é conhecido como modo de escorregamento e o modo III é denominado modo de cisalhamento. Em ambos os casos as superfícies da trinca se deslocam paralelamente a si próprias e no modo II a direção do deslocamento é também perpendicular à frente de propagação. Nas aplicações práticas predomina o modo I.

Westergaard (1939) considerou a chapa infinita conforme representada na Figura 5.6, com uma trinca passante de comprimento submetido à tensão de tração no infinito.

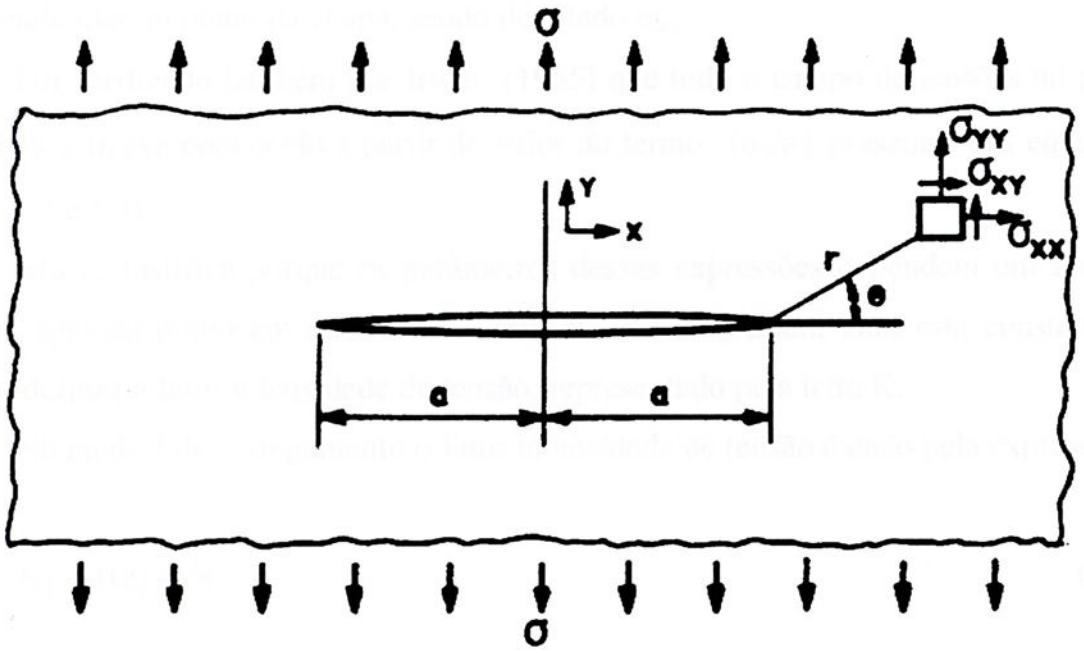


Figura 5.6 - Trinca passante de comprimento 2a em chapa infinita

Considerando o sistema de coordenadas polares cilíndricas com origem na ponta da trinca, Westergaard (1939)chegou às seguintes expressões para as tensões:

$$\sigma_{xx} = \sigma\sqrt{\frac{a}{2r}}\cos\frac{\theta}{2}\left[1 - \text{sen}\,\frac{\theta}{2}\cos\frac{3\theta}{2}\right] + \ldots \quad (5.1)$$

$$\sigma_{yy} = \sigma\sqrt{\frac{a}{2r}}\cos\frac{\theta}{2}\left[1 + \text{sen}\,\frac{\theta}{2}\cos\frac{3\theta}{2}\right] + \ldots \quad (5.2)$$

$$\sigma_{xy} = \sigma\sqrt{\frac{a}{2r}}\,\text{sen}\,\frac{\theta}{2}.\cos\frac{\theta}{2}.\,\text{sen}\,\frac{3\theta}{2} + \ldots \quad (5.3)$$

Estes são os primeiros termos de uma série expandida, normalmente considerada como solução exata para r << a. A tensão σ_{yy} apresenta valores muito elevados na ponta da trinca, decrescendo com o afastamento da mesma. Tem-se desta forma um gradiente de tensão σ_{yy} e, em decorrência, desenvolve-se a tensão σ_{xx}, a qual é nula na ponta da trinca devido ao fato de não haver ali restrição à deformação elástica segundo

a direção x. Pode aparecer também um termo representando a tensão na direção perpendicular ao plano da chapa, sendo denotado σ_{zz}.

Foi verificado também por Irwin (1965) que todo o campo de tensões na ponta da fissura ficava conhecido a partir do valor do termo $(\sigma\sqrt{a})$ presentes nas equações (5.1, 5.2 e 5.3).

Isto se justifica porque os parâmetros dessas expressões dependem unicamente da posição do ponto em que se considera as tensões. Assim, com esta constatação, Irwin definiu o fator intensidade de tensão, representado pela letra K.

No modo I de carregamento o fator intensidade de tensão é dado pela expressão:

$$K_I = f(g)\,\sigma\sqrt{a} \qquad (5.4)$$

O conceito do fator intensidade de tensão é também aplicável aos modos II e III de carregamento. Na equação anterior, o parâmetro f(g) é adimensional, o qual depende da geometria do componente submetido à análise e da trinca. O fator f(g) deve ser escolhido para cada situação, a fim de se calcular o estado de tensão na ponta da trinca.

A fratura, como processo localizado na ponta da trinca, é controlada pelos campos de tensão e de deformação, os quais são descritos completamente pelo fator intensidade de tensão. Existe um valor crítico do fator intensidade de tensão, para o qual, ocorre a propagação instável da trinca, ocasionando a fratura repentina do componente. Ao valor crítico do fator intensidade de tensão denomina-se K_c.

O valor de K_c no estado plano de deformação é denotado por K_{IC} e é denominado Tenacidade à Fratura do Material. O ensaio para determinação de K_{IC} é padronizado (ASTM/E 399, 1990); e o valor obtido é uma propriedade intrínseca do material à temperatura de ensaio e à velocidade de carregamento do corpo de prova ensaiado.

A maioria dos componentes estruturais é fabricada com ligas metálicas que, como os aços estruturais de baixo carbono, apresentam baixa, e média resistência mecânica e elevada tenacidade à fratura. e a conseqüência é um aumento substancial no tamanho da zona plástica em corpos trincados e, com isso, um afastamento das condições da utilização da mecânica da fratura linear elástica. Por outro lado, apesar

unesp

da ocorrência de deformação plástica na ponta da trinca, o componente pode vir a fraturar drasticamente.

No Reino Unido, Wells (1979) atentou para a avaliação do comportamento plástico da fratura diretamente para medição de ondas de temperatura.

Irwin (1965) também investigou a possibilidade de se medir a energia elástica por meio de extensometria. Este trabalho permitiu a Irwin (1965) considerar a natureza do campo de tensão próximo a ponta da trinca. Em particular ele examinou o campo de tensões próximo a ponta da trinca em configurações do corpo fraturado:

- uma trinca central em uma placa equibiaxialmente carregada;
- uma série de trincas igualmente espaçadas em um campo similar;
- trincas isoladas abertas por um ou dois pares de cargas de ponta sobre as faces da trinca;
- uma série de trincas igualmente espaçadas cada uma com um par de carga de pontos.

Em todos os casos uma compressão uniforme ($-\sigma_{ox}$) paralela ao plano de falha pode ser superposta a qual habilita soluções de tensão uniaxial a ser derivada daquelas para tensão biaxial. Irwin (1965) encontrou em cada caso, que em pequenas distâncias da ponta da trinca, as distribuições de tensão eram similares. Estas tensões eram da forma:

$$\sigma_y = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2}\left\{1 + \operatorname{sen}\frac{\theta}{2}\operatorname{sen}\frac{3\theta}{2}\right\}; \qquad \text{quando } r \to 0 \tag{5.5}$$

$$\sigma_x = \frac{K}{\sqrt{2\pi r}} \cos\frac{\theta}{2}\left\{1 + \operatorname{sen}\frac{\theta}{2}\operatorname{sen}\frac{3\theta}{2}\right\}; -\sigma_{ox}; \quad \text{quando } r \to 0 \tag{5.6}$$

e para deformações planas, como é o caso de placas espessas, tinha-se

$$\sigma_z = \upsilon(\sigma_x + \sigma_y) \tag{5.7}$$

onde:

k - é o fator intensidade de tensão

ν - é o coeficiente de Poisson

A Figura 5.7 define o sistema de coordenadas.

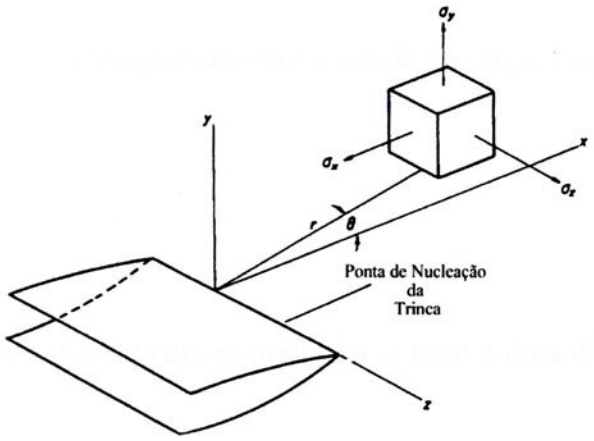


Figura 5.7 - Sistema de coordenadas na ponta da trinca

Na verdade sempre haverá uma região altamente deformada plasticamente próxima à ponta da trinca, na qual as equações descritas não se aplicam; todavia, considera-se que a região de deformação plástica é muito pequena quando comparada com as dimensões do corpo de prova, e as equações podem ser aplicadas.

5.6.4 Métodos para se determinar o fator intensidade de tensão

De forma clara a utilização do conceito de fator intensidade de tensão é limitada em função de nossa habilidade de avaliar este fator. De forma conceitual, esta análise é um simples caso de análise de tensão; porém de qualquer forma, é necessário a adoção de métodos numéricos aproximados para a solução. O método dos elementos finitos também se tornou um dos mais populares métodos para análise de tensão, especialmente quanto à avaliação sobre a nucleação da trinca, onde pode sempre ser incorporada a esta análise com objetivo de que os valores de K possam ser determinados.

Alguns estudos de determinação teórica e experimental para o valor de K foram adotados; uma das expressões é aquela onde K está relacionado a G*, a energia de deformação produzida por unidade de área do avanço da trinca, pela equação:

unesp

$$K = \sqrt{E'G^*} \tag{5.8}$$

e ϕ é a deflexão por ponto de carregamento por unidade de carga, então tem-se:

$$G^* = \frac{P^2 d\phi P}{2dA} \tag{5.9}$$

onde: $d\phi/dA$ é a faixa de mudança em concordância com a área de trinca.

5.6.5 As limitações da mecânica de fratura elástica linear

A utilização dos fatores de intensidade de tensão para se prever o comportamento de trincas, tornou-se conhecido como mecânica da fratura linear elástica, com objetivo de se distinguir o mesmo de abordagens que levavam em consideração da forma mais explícita os efeitos da plasticidade, considerada na mecânica da fratura de escoamento geral (ALLEN; BOOTH; JUTLA, 1988). Avaliando-se as limitações para aplicação da mecânica da fratura linear elástica para previsão do comportamento de uma trinca, verifica-se alguns conflitos entre o que é observado experimentalmente e as tratativas teóricas.

Em algumas aplicações, sugeriu-se que K fornecia uma previsão segura do nível de tensão, até o valor de escoamento, o que recentemente foi confirmado por resultados de estudos relativos a fadiga e fratura.

Contudo, os níveis de tensão da zona plástica monotônica possui dimensões as quais são uma fração substancial do comprimento da trinca e a zona plástica se estende até a zona caracterizada por K, que é elástica.

unesp

5.6.6 A aplicação da mecânica da fratura linear elástica na propagação de trinca por fadiga

5.6.6.1 A Lei de Paris (PARIS; ERDOGAN, 1963)

A mecânica da fratura linear elástica quando aplicada à análise da propagação de trinca por fadiga, indica que as trincas em um dado material sujeitas ao mesmo valor de K, irão crescer na mesma proporção; sendo que o valor de K é proporcional à carga P aplicada e função do comprimento da trinca a:

$$K = Pf(a) \tag{5.10}$$

Paris então, elaborou a equação lei da potência (PARIS, ERDOGAN, 1963):

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^n \tag{5.11}$$

onde C e n são considerados constantes do material

A equação de Paris não leva em consideração:

(a) a desaceleração do crescimento da trinca em faixas infinitesimais, o que pode ocorrer para baixos valores de ΔK;

(b) a aceleração que pode ocorrer para altos valores de K, quando a extensão da trinca pela plasticidade cíclica pode ser induzida por outros processos;

(c) a dependência da tensão média.

unesp

5.6.6.2 Lei de Forman

Forman (1967) propôs uma modificação na Lei de Paris como segue:

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K)^n}{(1-R)K_c - \Delta K} \tag{5.12}$$

Nota-se na expressão, a introdução de K_c, e R, sendo este último a relação entre as tensões mínima e máxima.

5.6.7 O software MSC.Fatigue Wheels Module (DOERFLER, 1997)

Na análise da vida em fadiga da roda 22.5" x 8.25" utilizou-se o software MSC.Fatigue Wheels, desenvolvido especialmente para a análise em rodas automotivas, permitindo a previsão da vida em fadiga sob condições diversas de carregamento.

A Figura 5.8 apresenta o diagrama de blocos básico do MSC.Fatigue Wheels.

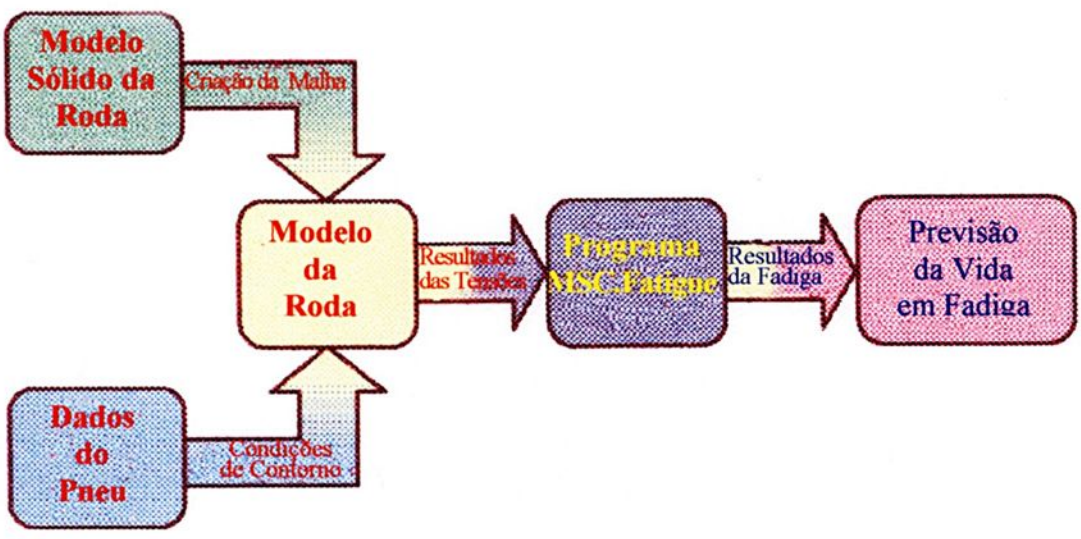


Figura 5.8 - Diagrama de blocos do MSC.Fatigue Wheels

A grande evolução está na simulação das cargas aplicadas no pneu e deste sobre o aro da roda.

A Figura 5.9 mostra um exemplo de aplicação da carga radial aplicada ao pneu.

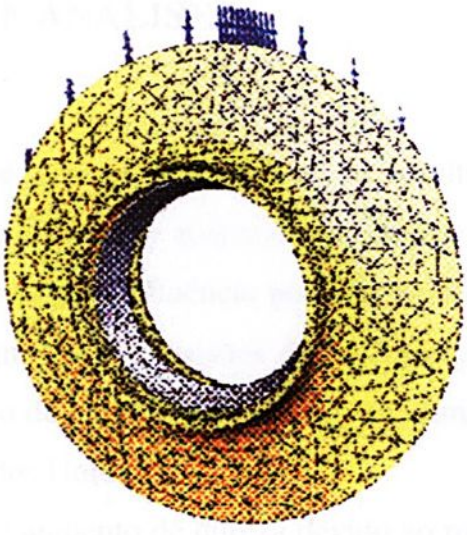


Figura 5.9 - Carga radial aplicada ao pneu simulada no MSC.Fatigue Wheels

Após a definição do espectro de carregamento, processa-se o mesmo, e os resultados das tensões resultantes em cada nó, e conseqüentemente a análise da vida em fadiga para todos os nós, é realizada sendo os resultados apresentados via interface gráfica.

No capítulo 6 detalha-se os passos da análise, e comenta-se os resultados para uma nova roda 22.5" x 8.25".

unesp

6 RESULTADOS E ANÁLISES

O que se pretende é apresentar e analisar os resultados obtidos do estudo da energia de impacto para diferentes materiais propostos para utilização em rodas automotivas, bem como avaliar a influência positiva do processo de conformação por repuxamento a frio no aumento das tensões de escoamento e de ruptura do material escolhido para a fabricação de um modelo de roda sem câmara 22.5" x 8.25" destinado à exportação para os Estados Unidos.

Com os resultados de aumento de dureza devido ao repuxamento, propõe-se uma curva S-N* modificada para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30. É também apresentada uma nova metodologia para análise estrutural pelo método dos elementos finitos, onde as tensões resultantes são analisadas de forma separada devido ao efeito da pressão de inflagem, e devido ao efeito da carga radial; após o que, se analisa as tensões resultantes da superposição dos dois efeitos.

Com os resultados da análise pelo método dos elementos finitos, uma abordagem para previsão da vida em fadiga é utilizada pela aplicação do software MSC.Fatigue, onde uma nova curva S-N* é apresentada e analisada.

Para conclusão da acuracidade dos resultados são apresentadas as curvas S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 nas condições de como recebido, repuxado e soldado.

Todas as curvas são então superpostas, e uma conclusão final é apresentada.

6.1 CARACTERÍSTICAS DO MODELO DE RODA OBJETO DA METODOLOGIA PARA ANÁLISE ESTRUTURAL E PREVISÃO DA VIDA EM FADIGA

O modelo de roda utilizado para desenvolvimento deste trabalho foi a roda sem câmara 22.5" x 8.25", código 5088 066 507, destinada à exportação para os Estados Unidos, segundo Figura 6.1.

unesp

Este modelo de roda tem como carga radial de trabalho 53 kN com uma pressão de inflagem do pneu de 0.8 MPa. (aproximadamente 116 libras por polegada quadrada).



Figura 6.1 - Roda 22.5" x 8.25" destinada à exportação para os Estados Unidos

6.2 MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE RODAS AUTOMOTIVAS

Todos os ensaios de tração cujos resultados estão apresentados neste item foram executados conforme - ASTM/E 85a (1999).

Determinados materiais podem ser aplicados na fabricação de rodas automotivas os quais, com suas características, são descritos a seguir:

unesp

6.2.1 Aço SAE 1010 acalmado ao alumínio - sob denominações RD-1 para CSN - sob denominação RW-30 para Usiminas

a) Composição química segundo ABNT/EB 1438 (1984)

%C	%Mn	%Si	%P	%S	%Al
0.08 a 0.13	0.30 a 0.60	Máx 0.10	Máx 0.030	Máx 0.035	0.020 a 0.080

Valor desejado para porcentagem de Alumínio em aços utilizados na fabricação de aros 0.020 a 0.040%

b) Propriedades mecânicas segundo ABNT/EB 1438 (1984)

Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Elongamento
(MPa) Mín.	(MPa)	(%) Mín.
190	320 a 450	32

6.2.2 Aço LNE-38

(a) Composição química segundo ABNT/EB 593 (1991)

%C	%Mn	%Si	%P	%S	%Al	%Ti
Máx. 0.10	Máx. 1.10	Máx. 0.35	Máx. 0.030	Máx. 0.015	0.020 a 0.080	Mín. 0.080

(b) Propriedades mecânicas segundo ABNT/EB 593 (1991)

Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Elongamento
(MPa)	(MPa)	(%) Mín.
380 a 530	460 a 600	23

unesp

6.2.3 Aço RRSt 52.3

(a) Composição química segundo DIN/EN 10025 (1994)

%C	%Mn	%Si	%P	%S	%Al	%Nb	%Ti
Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	0.020 a	Máx.	Mín.
0.20	1.60	0.55	0.025	0.010	0.080	0.050	0.040

(b) Propriedades mecânicas segundo DIN/EN 10025 (1994)

Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Elongamento
(MPa)Mín	(MPa)	(%) Mín.
355	490 a 630	20

6.2.4 Aço LN-28

(a) Composição química segundo ABNT/NBR 6655 (1984)

%C	%Mn	%P	%S	%Al
Máx.	Máx.	Máx.	Máx.	0.020 a
0.22	1.20	0.035	0.035	0.080

(b) Propriedades mecânicas segundo ABNT/NBR 6655 (1984)

Tensão de escoamento	Tensão de ruptura	Elongamento
(MPa)Mín	(MPa)	(%) Mín.
280	410 a 560	28

6.3 RESULTADOS DOS ENSAIOS DE IMPACTO PARA OS MATERIAIS UTILIZADOS NA FABRICAÇÃO DE RODAS AUTOMOTIVAS

Os ensaios de impacto foram executados conforme ASTM/E 23 (1996).

O teste Charpy foi utilizado extensivamente na caracterização dos materiais descritos anteriormente, com o objetivo de conhecer a influência da temperatura na energia de fratura (ASTM/E 399, 1990). A orientação dos corpos de prova foi executada conforme ASTM/E 399 (1990).

unesp

As amostras foram preparadas de modo a se obter a tenacidade a fratura em condições paralelas e transversais à direção de laminação.

Tabela 6.1 - Resultados dos ensaios de impacto para os Aços SAE 1010 AA/RD-1/RW-30

Material	Orientação da peça	Temperatura de teste (°C)	Energia absorvida (J)			Energia absorvida média (J)
			CP1	CP2	CP3	
SAE 1010 AA/ RD1/RW-30	Longitudinal	60	194	165	214	192
		40	210	213	208	210
		20	204	152	186	181
		0	197	151	205	184
		-20	162	187	146	165
		-40	189	126	154	176
		-60	130	190	92	137
SAE 1010 AA/ RD1/RW-30	Transversal	60	216	252	259	242
		40	252	188	165	202
		20	214	250	174	213
		0	148	134	154	145
		-20	171	220	198	196
		-40	184	83	132	133

Tabela 6.2 - Resultados dos ensaios de impacto para o Aço LNE-38

Material	Orientação da peça	Temperatura de teste (°C)	Energia absorvida (J)			Energia absorvida média (J)
			CP1	CP2	CP3	
LNE-38	Longitudinal	60	143	178	178	156
		40	138	166	134	146
		20	162	136	156	151
		0	119	160	109	129
		-20	95	117	148	120
		-40	87	91	86	88
		-60	56	70	74	67
LNE-38	Transversal	60	101	108	97	102
		40	109	89	104	101
		20	94	82	84	87
		0	82	72	88	81
		-20	78	81	84	81
		-40	51	27	44	41
		-60	11	14	8	21

unesp

Tabela 6.3 - Resultados dos ensaios de impacto do Aço LN-28

Material	Orientação da peça	Temperatura de teste (°C)	Energia absorvida (J)			Energia absorvida média (J)
			CP1	CP2	CP3	
LN-28	Longitudinal	60	99	97	116	104
		40	106	112	100	106
		20	128	123	92	114
		0	99	108	98	102
		-20	92	98	86	92
		-40	103	96	95	98
		-60	59	68	54	60
LN-28	Transversal	60	38	46	38	41
		40	48	37	44	43
		20	37	44	32	38
		0	34	40	39	38
		-20	40	40	39	37
		-40	32	30	36	33
		-60	32	30	32	31

Tabela 6.4 - Resultados dos ensaios de impacto do Aço RRSt 52.3

Material	Orientação da peça	Temperatura de teste (°C)	Energia absorvida (J)			Energia absorvida média (J)
			CP1	CP2	CP3	
RRSt 52.3	Longitudinal	60	146	128	166	147
		40	134	133	120	129
		20	112	67	47	75
		0	90	94	95	93
		-20	53	56	46	52
		-40	14	20	30	21
		-60	11	8	5	8
RRSt 52.3	Transversal	60	224	226	200	217
		40	251	254	222	242
		20	176	164	226	189
		0	82	117	128	109
		-20	108	108	66	94
		-40	14	66	18	33
		-60	8	12	10	10



Tabela 6.5 - Valores de energia de impacto absorvida média versus temperatura de teste

Material / Temperatura de teste (°C)	SAE 1010 AA RW-30/RD-1		LNE-38		LN-28		RRSt 52.3	
	Long. (J)	Trans. (J)	Long. (J)	Tranf. (J)	Long. (J)	Trans. (J)	Long. (J)	Trans. (J)
60	191	242	156	102	104	41	147	217
40	210	202	146	101	106	43	129	242
20	181	213	151	87	114	38	75	189
0	184	145	129	81	102	38	93	109
-20	165	196	120	81	92	37	52	94
-40	176	133	88	41	98	33	21	33
-60	137	27	67	11	60	31	8	10

Em função dos resultados apresentados na Tabela 6.5, pode-se concluir que a orientação de retirada do corpo de prova submetido ao ensaio de impacto tem influência (longitudinal ou transversal) na especificação do material para utilização na fabricação de um aro ou de um disco (ASTM/E 399,1990). A orientação do sentido de laminação do material na usina é fundamental no desempenho estrutural do componente ao qual ele se destina. Na prática a influência da orientação implica nos processos de conformação e solda por resistência empregadas na fabricação do aro.

Os aços LNE-38 e LN-28 mostraram melhores resultados para a energia absorvida, para a orientação longitudinal para as temperaturas entre - 60°C a 60°C. Na orientação transversal, estes dois tipos de aço têm uma redução significativa nos valores da energia absorvida, o que os limita em aplicações para a fabricação de disco de rodas, onde a orientação transversal é a mais solicitada devido à presença dos furos de ventilação.

No caso do material RRSt 52.3, a resistência ao crescimento da trinca na direção transversal é maior do que na direção longitudinal, o que implica que este material pode ser aplicado na fabricação do disco, onde os furos de ventilação são concentradores de tensão na região transversal.

unesp

O material RW 30/RD-1/SAE 1010 AA mostrou excelentes resultados quanto à energia absorvida, e também mostrou pouca diferença entre os resultados para as direções longitudinal e transversal, para as temperaturas entre 60°C e -60°C. Para rodas destinadas a aplicações onde as temperaturas se encontram entre -20°C e -40°C, o material RW-30/RD-1/SAE 1010 AA, apresentou melhor desempenho, isto o habilita para ser utilizado na fabricação de rodas a serem exportadas, especialmente para os Estados Unidos e Ásia.

Quanto aos aspectos operacionais, como conformabilidade e propriedades mecânicas e químicas favoráveis para soldagem por resistência na fabricação do aro, os aços LNE-38, LN-28 e RRSt 52.3 não se mostram apropriados para serem utilizados como matéria-prima para o aro.

Considerando-se a equação de Forman (1967) pode-se verificar que a taxa de crescimento de trinca por ciclo de carregamento é inversamente proporcional a K_c, o que significa que quanto **maior** a tenacidade a fratura do material **menor** a taxa de propagação da trinca de fadiga.

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta k)^n}{(1-R)K_c - \Delta k} = \frac{C(\Delta k)^n}{(1-R)K_c - (1-R)K_{máx}} = \frac{C}{(1-R)} \cdot \frac{(\Delta k)^n}{K_c - K_{máx}}$$

Assim, o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 é o mais indicado para matéria-prima, tanto do aro como do disco, inclusive para aplicações à baixa temperatura.

O material RRSt 52.3 é indicado somente para a fabricação do disco, porém, uma análise custo-benefício deve ser conduzida, uma vez que o aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 custa R$0.67/kgf, enquanto o material RRSt 52.3 custa R$0,94/kgf, ou seja, 40% mais caro. A utilização do material RRSt 52.3 só se justifica em aplicações onde há limitações pelo cliente quanto ao peso da roda, caso contrário, o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 é o mais indicado, tanto para o disco, quanto para o aro.

unesp

6.4 ANÁLISE DO EFEITO DO PROCESSO DE REPUXAMENTO A FRIO NA REGIÃO DO DISCO DA RODA

Com o objetivo de se verificar o efeito do processo de repuxamento no aumento das tensões de ruptura e de escoamento do material utilizado na fabricação do disco da roda, a medição da dureza Vickers foi conduzida, e verificou-se as melhorias resultantes do processo de repuxamento a frio.

A Figura 6.2 mostra um disco da roda 22.5" x 8.25", do qual foi extraído o corpo de prova para se avaliar o incremento das tensões de ruptura e de escoamento do material, em função do incremento da dureza.



Figura 6.2 - Disco 22.5" x 8.25" repuxado e região do corpo de prova

A Figura 6.3 mostra o corpo de prova extraído de um disco repuxado, utilizado em uma roda 22.5" x 8.25".

unesp

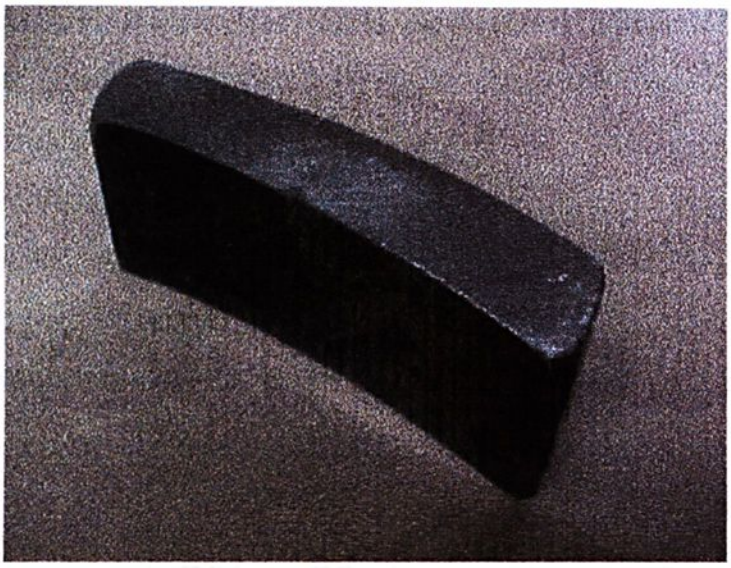


Figura 6.3 - Corpo de prova extraído do disco 22.5" x 8.25"

Os valores locais de dureza foram medidos em dez pontos espalhados em duas linhas básicas. Cada parte foi espaçada em 2 mm do outra, seguindo as direções de contorno (interna e externa). Os ensaios de dureza foram efetuados de acordo com a ABNT/NBR NM 187-1; NBR 146-1 (1999, 1998).

Segundo a Figura 6.4 pode-se ter as seguintes linhas de espessuras:

(a) Linha 1 - com espessura de 10 mm

(b) Linha 2 - com espessura de 11 mm

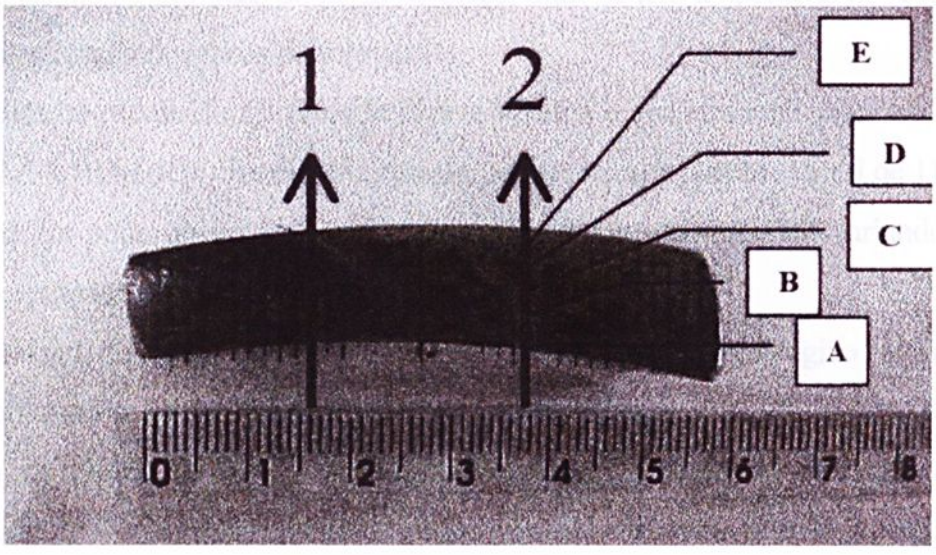


Figura 6.4 - Corpo de prova extraído do disco 22.5" x 8.25" com as linhas 1 e 2

Se forem consideradas as duas linhas diferentes e comparadas as espessuras, pode-se determinar tensões de ruptura e de escoamento diferentes, cujos valores estão apresentados na Tabela 6.6, onde:

HV = dureza Vickers

HB = dureza Brinell

Tabela 6.6 - Dureza versus tensões de ruptura e de escoamento

Linha	Ponto	Dureza		Tensão equivalente de ruptura [MPa]	Tensão de escoamento presumida [MPa]
		HV2	HB		
1	A	241	227,5	793,9	529,3
	B	226	214,4	752,2	501,5
	C	213	203	716	477,3
	D	204	195,1	691	460,7
	E	213	203	716	477,3
2	A	245	231	805	536,7
	B	213	203	716	477,3
	C	212	202,1	713,2	475,5
	D	204	195,1	691	460,7
	E	216	205,6	724	482,7

A Tabela 6.6 mostra a variação da dureza e das tensões de ruptura e de escoamento ao longo de duas linhas extraídas do perfil do disco, onde se tem a operação de repuxamento à altura da localização dos furos de ventilação.

O material escolhido foi oriundo dos resultados e análises realizadas em 6.3. O aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30, como recebido, apresenta uma dureza Brinell de 110.

O que se pode observar é o elevado encruamento do material, variando do ponto médio da espessura até as extremidades.

O aumento de dureza no ponto E é o mais importante, pois é a região externa do disco onde historicamente iniciam-se as trincas por fadiga.

Com os valores de dureza medidos, valores para a tensão equivalente de ruptura e para a tensão de escoamento presumida podem ser adotados na avaliação da vida em fadiga para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 na condição de repuxado, e uma norma curva S-N poderá ser assumida, como mostra a Figura 6.20.

unesp

Para rodas, e especificamente para a roda 22.5" x 8.25", objeto deste trabalho, considerou-se a operação de repuxamento atualmente empregada na fabricação do disco.

Este incremento na tensão de escoamento será utilizado na obtenção da curva S-N* modificada, a qual utiliza como base a curva S-N* do material SAE 1010 AA retirada de manuais em oposição à nova curva, que considera o incremento na resistência de escoamento face ao repuxamento a frio, e conseqüente aumento na dureza do material. Da mesma forma objetiva-se, quando do repuxamento a frio, do disco da roda, um incremento na vida em fadiga, quando comparado com o material como recebido da usina. Nascimento et al. (2001) estudou o efeito do tratamento superficial no incremento da vida em fadiga para o aço AISI 4340.

6.5 APLICAÇÃO DAS CARGAS PARA O ENSAIO DE FADIGA RADIAL DA RODA

A Figura 6.5 mostra a montagem para o ensaio de fadiga radial da roda 22.5" x 8.25", cujo carregamento foi base para a análise estrutural pelo método dos elementos finitos, como também, para a análise de previsão de vida em fadiga.

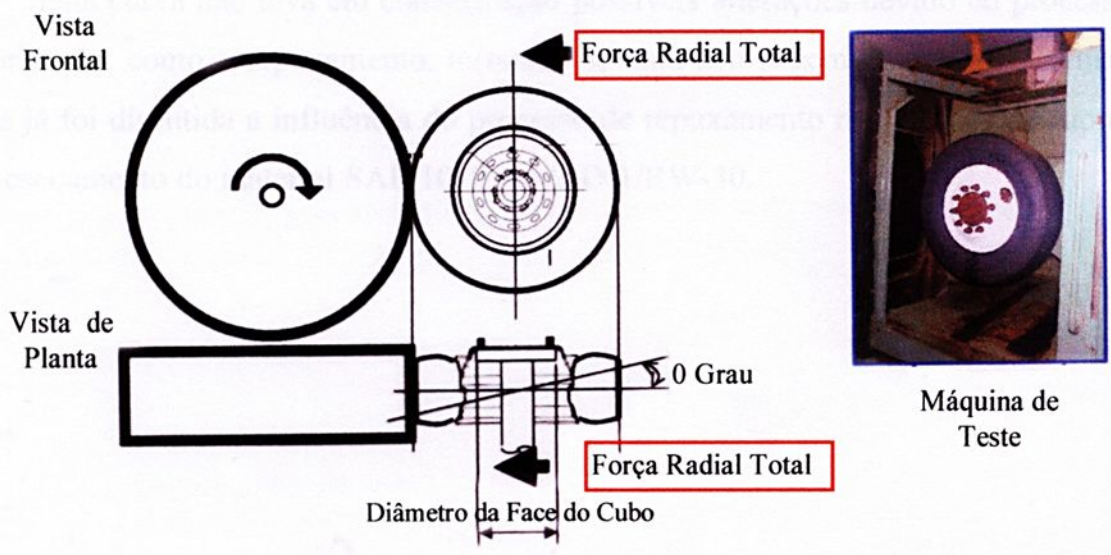


Figura 6.5- Montagem típica para ensaios de fadiga radial da roda 22.5" x 8.25" (Equipamento de Ensaio de Fadiga Radial da Maxion Components Estruturais Ltda)

Adotou-se para o ensaio de fadiga radial da roda 22.5" x 8.25" os dados de SAE/J 267 (1999) que normaliza este teste nos Estados Unidos, uma vez que a roda em questão destina-se à exportação àquele país. Para este teste, foi adotado como fator de aceleração do teste o valor 1.6 para uma carga radial da roda de 53 kN, a uma pressão de inflagem 0.8 MPa e uma vida em fadiga superior a 1E6 ciclos. Esta montagem foi adotada como base para as análises posteriores para o cálculo estrutural por elementos finitos, bem como para os estudos de previsão de vida em fadiga.

Os resultados dos ensaios de fadiga radial para a roda 22.5" x 8.25" em questão se encontram no Anexo I - Relatório de ensaio de fadiga radial para a roda 22.5" x 8.25".

Neste Anexo I são mostrados os resultados de dois ensaios de fadiga radial, sendo que o primeiro mostra que a roda foi retirada do teste com 1.023.525 ciclos sem trincas e o segundo mostra os resultados comparativos com as todas do concorrente nos Estados Unidos.

6.6 CURVA S-N* DO MATERIAL SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 COMO FORNECIDO PELAS USINAS

A Figura 6.6 mostra a curva S-N* para o aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 como recebido.

Esta curva não leva em consideração possíveis alterações devido ao processo de fabricação, como o repuxamento, tornando-se uma abordagem conservativa, uma vez que já foi discutida a influência do processo de repuxamento nas tensões de ruptura e de escoamento do material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30.

unesp

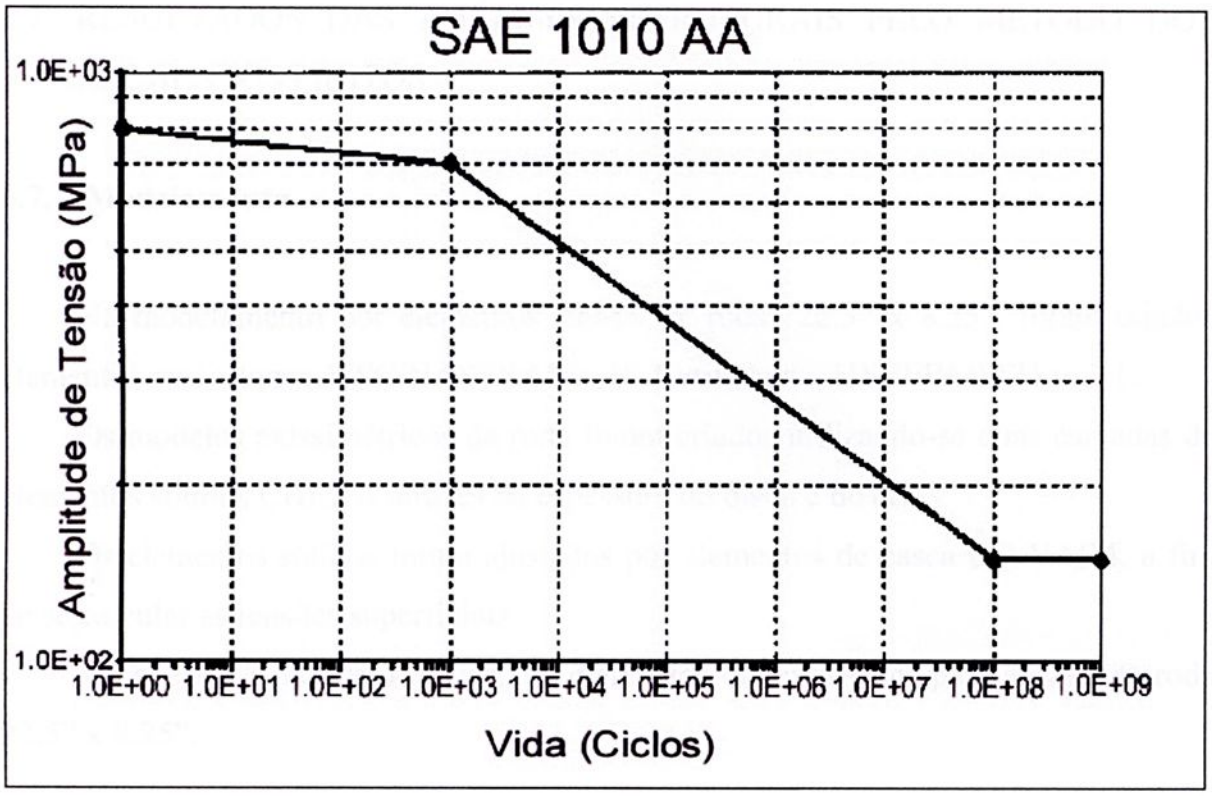


Figura 6.6 - Curva S-N* para Aço SAE 1010/RD-1/RW-30 (ASTM/E 486; E466; E467; E647, 1990, 1996, 1998, 1999)

A Figura 6.6 apresenta a curva S-N* para o material SAE 1010 AA obtida da ASTM/E647 (1999), onde pode-se verificar que o valor de tensão para 1E8 ciclos, ou seja, o limite de resistência à fadiga é inferior a 200 MPa o que implica que, tensões atuantes sobre regiões da roda que possuam valores do material como recebido, 190 MPa mínimo para a tensão de escoamento, irão falhar por fadiga com ciclos inferiores a 1E8 ciclos.

A Figura 6.7 não considera os incrementos na vida em fadiga decorrentes do trabalho e frio, como por exemplo, a operação de repuxamento.

unesp

6.7 RESULTADOS DAS ANÁLISES ESTRUTURAIS PELO MÉTODO DOS ELEMENTOS FINITOS

6.7.1 Modelamento

No modelamento por elementos finitos da roda 22.5" x 8.25", foram criados elementos no software MSC/NASTRAN v.10.1 utilizando, HYPERMESH v. 3.1.

Os modelos axissimétricos da roda foram criados utilizando-se duas camadas de elementos sólidos CHEXA através da espessura do disco e do aro.

Os elementos sólidos foram ajustados por elementos de casca CQ VAD4, a fim de se calcular as tensões superficiais.

A Tabela 6.7 mostra o número de elementos desenvolvidos para análise da roda 22.5" x 8.25".

Tabela 6.7 - Tamanho dos elementos para análise estrutural pelo método dos elementos finitos para roda 22.5" x 8.25"

Dimensão da roda	**Número de elementos sólidos CHEXA**		**Total de elementos para a roda**
	Disco	**Aro**	
22.5" x 8.25"	7614	9528	17142

O número de elementos está intimamente relacionado à precisão dos resultados da análise. Para este trabalho, o objetivo foi encontrar um número de elementos tal que os componentes da roda pudessem se representados com precisão. A Figura 6.8 mostra a roda 22.5" x 8.25" modelada. A região da solda entre aro e disco foi representada utilizando-se nós coincidentes sem o filete de solda com a utilização de elementos sólidos.

unesp

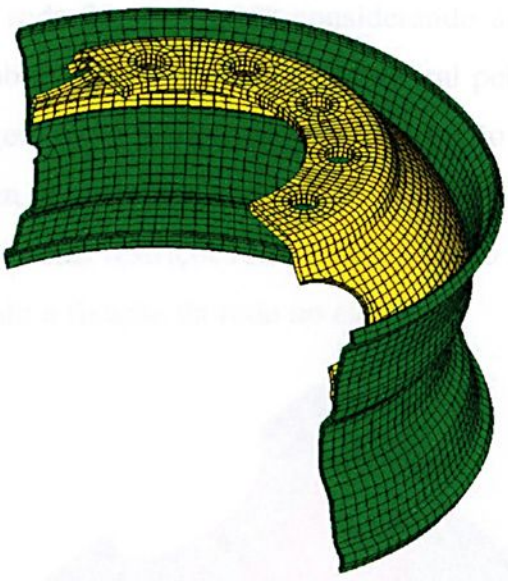


Figura 6.7 - Modelamento para análise pelo método dos elementos finitos para roda 22.5" x 8.25"

Na Figura 6.7 o objetivo foi modelar a região da solda aro e disco. A representação desta região merecerá um estudo mais aprofundado. Não é o objetivo deste trabalho o foco no modelamento da região da solda.

A Figura 6.8 mostra o modelamento da roda 22.5" x 8.25" considerando-se as restrições ao redor dos furos de fixação nas direções de translação (123) e ao longo do plano de simetria (plano YZ) em (156).

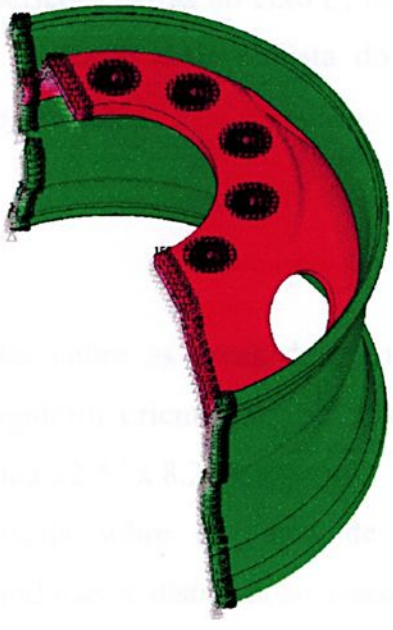


Figura 6.8 - Restrições no modelamento axissimétrico de roda 22.5" x 8.25"

unesp

O modelamento da roda 22.5" x 8.25" considerando as restrições nos furos de fixação, é uma primeira abordagem para análise estrutural pelo método dos elementos finitos; porém, na montagem deste modelo da roda a restrição devido à área montagem da roda no veículo também deve ser considerada.

A Figura 6.9 mostra outras restrições adicionais no eixo Z (direção 3) para a face traseira do disco, simulando a fixação da roda no cubo.

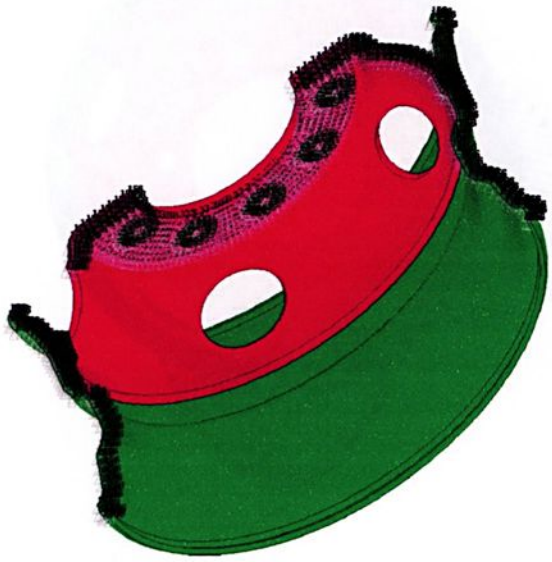


Figura 6.9 - Restrições extras no eixo Z na superfície inferior do disco da roda

A Figura 6.9 procura modelar o assentamento da face inferior do disco da roda na montagem sobre o cubo. As restrições extras no eixo Z, na superfície inferior do disco da roda, é uma condição de contorno mais realista do que aquela que considera somente restrições nos furos de fixação.

6.7.2 Carregamento aplicado

As forças foram aplicadas sobre as áreas da roda conforme mencionado no Capítulo 4 onde, as forças seguiram orientação de Morita (1989). A Figura 6.11 mostra a carga radial sobre a roda 22.5" x 8.25".

A carga radial foi aplicada sobre um arco de circunferência de 80° da circunferência da roda, utilizando-se a distribuição cossenoida Morita (1987), e as forças provenientes da pressão de inflagem foram aplicadas axialmente como a

unesp

pressão noa flange do aro. As forças foram aplicadas em várias regiões da roda com o objetivo de se tentar e prever os pontos de maior nível de tensão na roda.

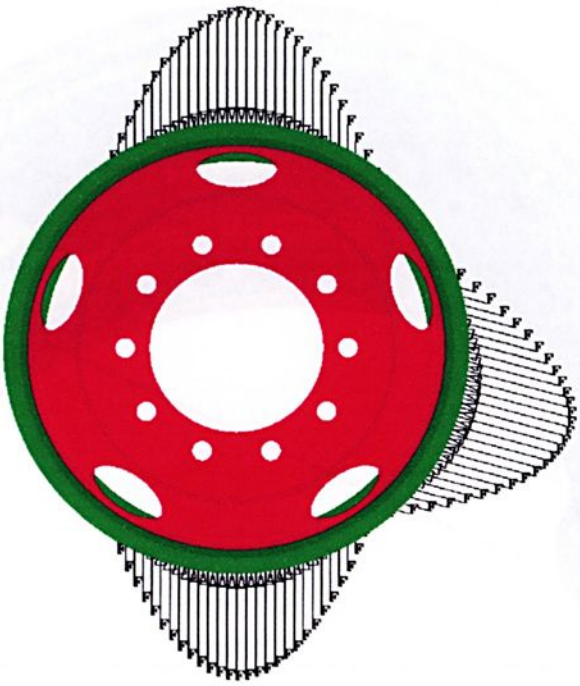


Figura 6.10 - Distribuição da carga radial a 0.75 e 18°

A aplicação da carga radial sobre o pneu, representando uma reação do solo, foi distribuída sobre o aro segundo descrito no Capítulo 4.

6.7.3 Resultados oriundos do carregamento

Considerando-se o método original com restrições nos furos de fixação:

As tensões de Von-Mises são mostradas nas Figuras de 6.11 a 6.16.

unesp

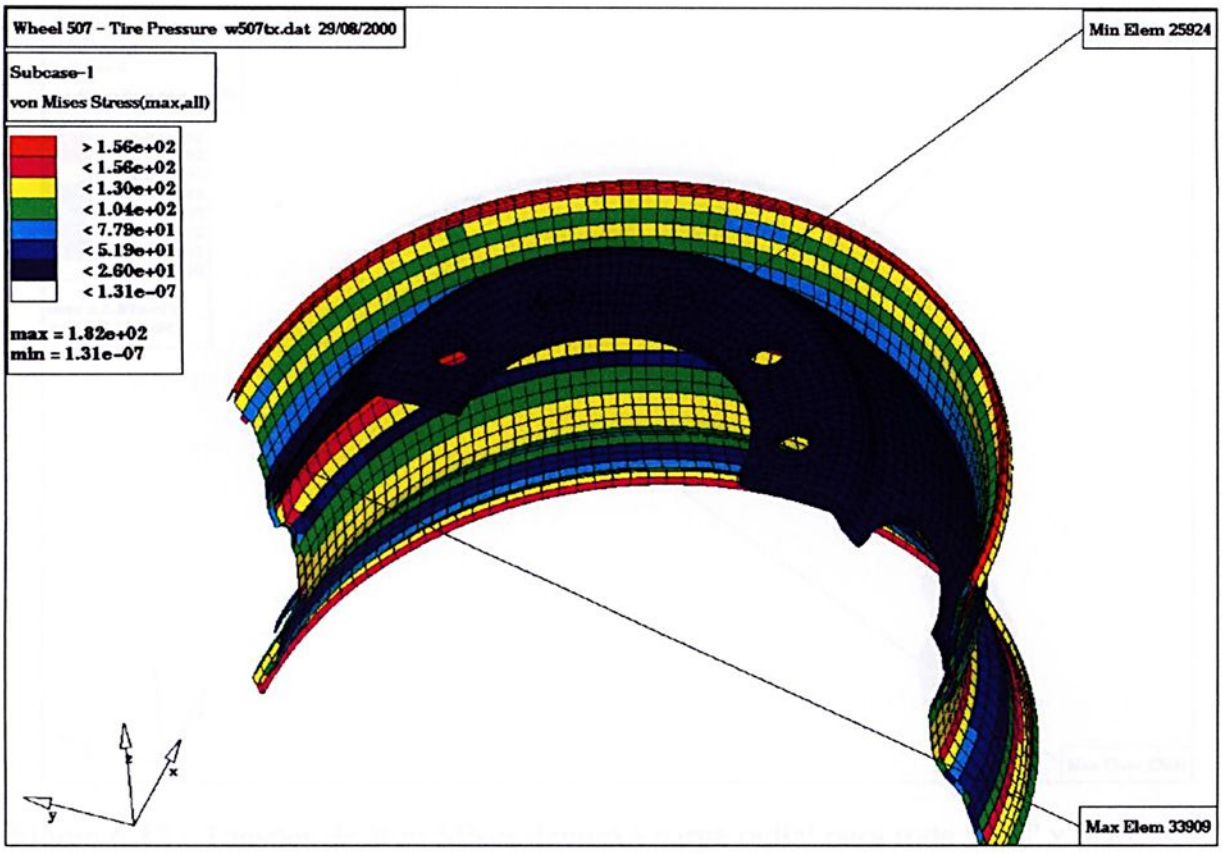


Figura 6.11 - Tensões de Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu para roda 22.5" x 8.25"

O resultado das tensões de Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu para a roda 22.5" x 8.25", mostra que tensões da ordem de 156 MPa já aparecem em regiões da roda simplesmente pela pressão de inflagem com tensões máximas de 182 MPa. Estas regiões são as dos flanges do aro em seus raios, a região da junta de solda aro-disco e os raios do centro rebaixado.

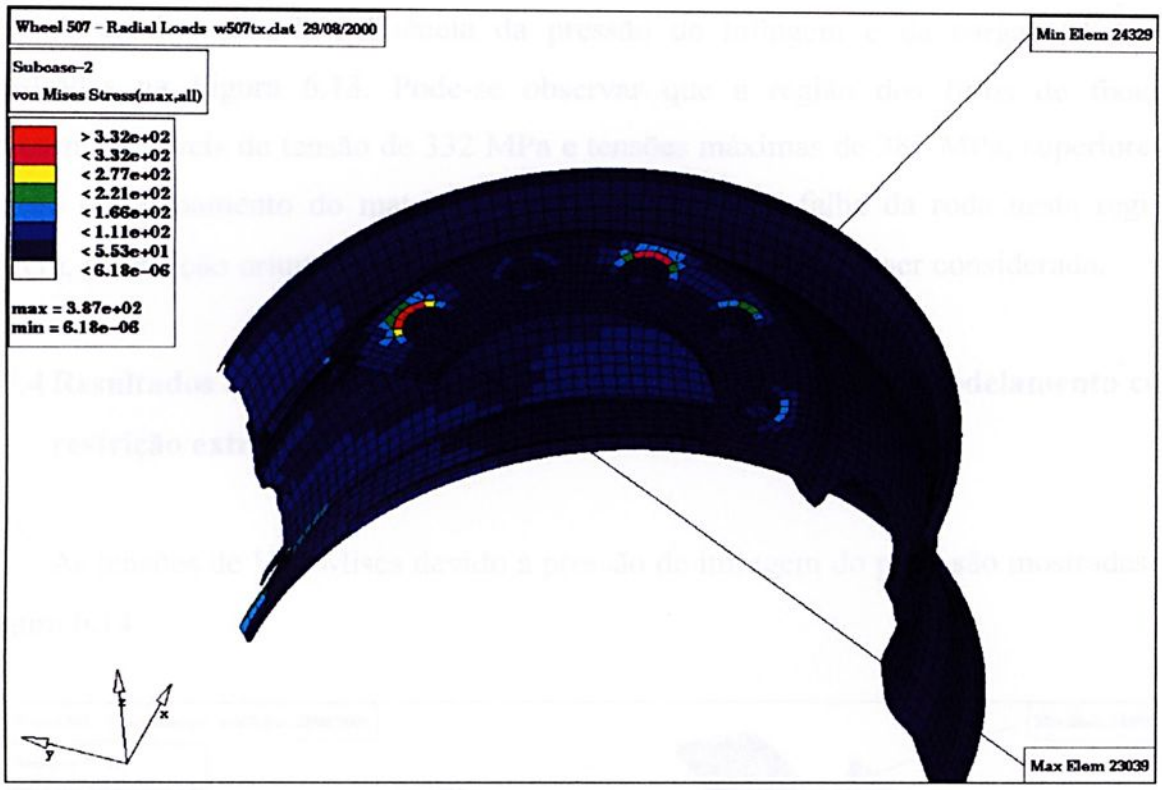


Figura 6.12 - Tensões de Von Mises devido a carga radial para roda 22.5" x 8.25"

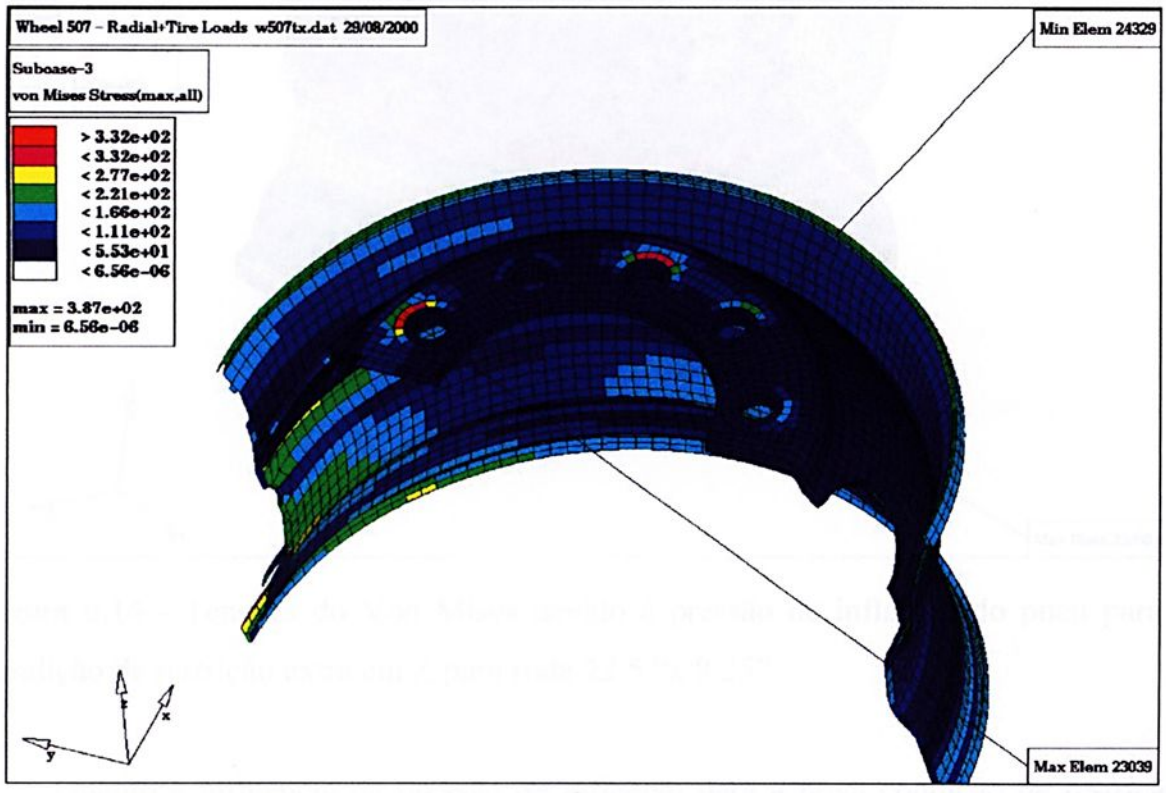


Figura 6.13 - Tensões de Von Mises devido à carga radial e à pressão de inflagem para roda 22.5" x 8.25"

A combinação da influência da pressão de inflagem e da carga radial são mostradas na Figura 6.13. Pode-se observar que a região dos furos de fixação apresentam níveis de tensão de 332 MPa e tensões máximas de 387 MPa, superiores a tensão de escoamento do material, o que implicaria na falha da roda nesta região. Porém, a restrição oriunda da montagem da roda no cubo deverá ser considerada.

6.7.4 Resultados oriundos do carregamento, considerando-se o modelamento com restrição extra em Z

As tensões de Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu são mostradas na Figura 6.14.

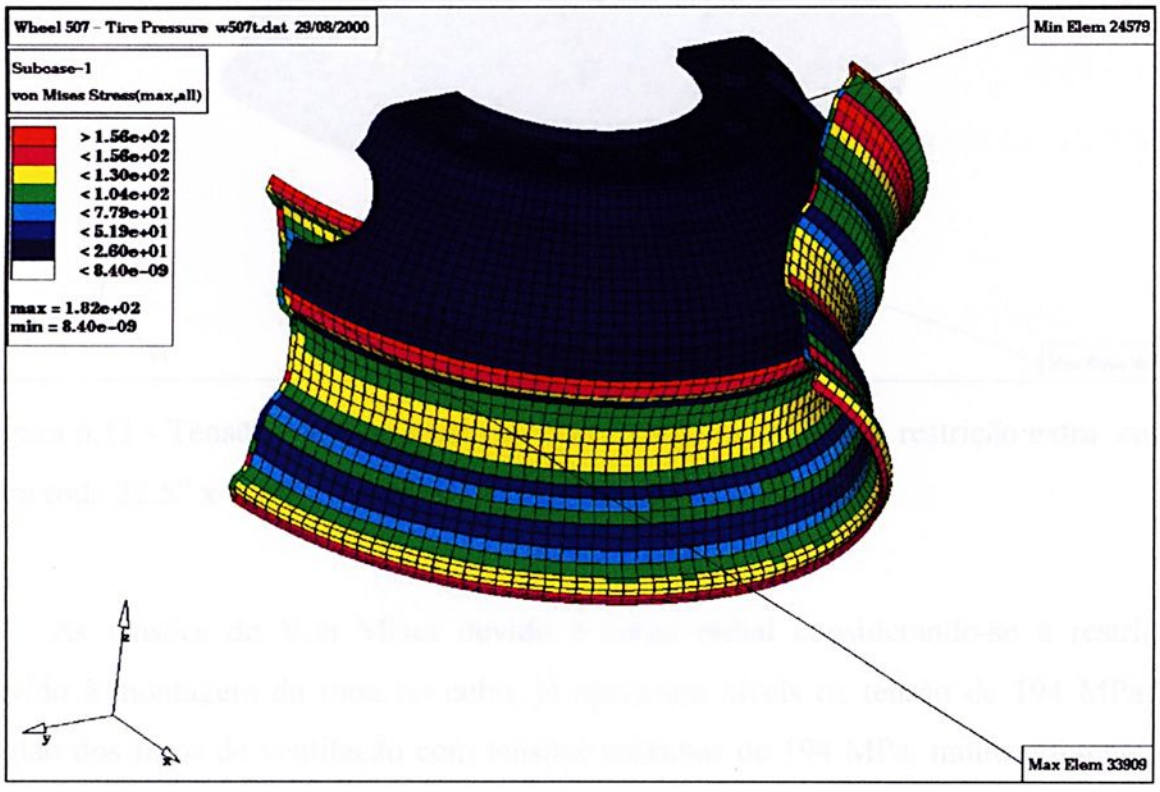


Figura 6.14 - Tensões do Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu para a condição de restrição extra em Z para roda 22.5 "x 8.25"

Quanto à influência da pressão de inflagem para a nova condição de restrição, nota-se que não há mudanças dos valores quando considera-se somente restrições nos furos de fixação. A tensão de Von Mises é de 156 MPa para as mesmas regiões

apresentadas na Figura 6.11 com tensões máximas de 182 MPa. Logo, pode-se concluir que a restrição pouco influencia nos resultados de tensões devido à pressão de inflagem.

As tensões de Von Mises devido à carga radial são mostradas na Figura 6.15.

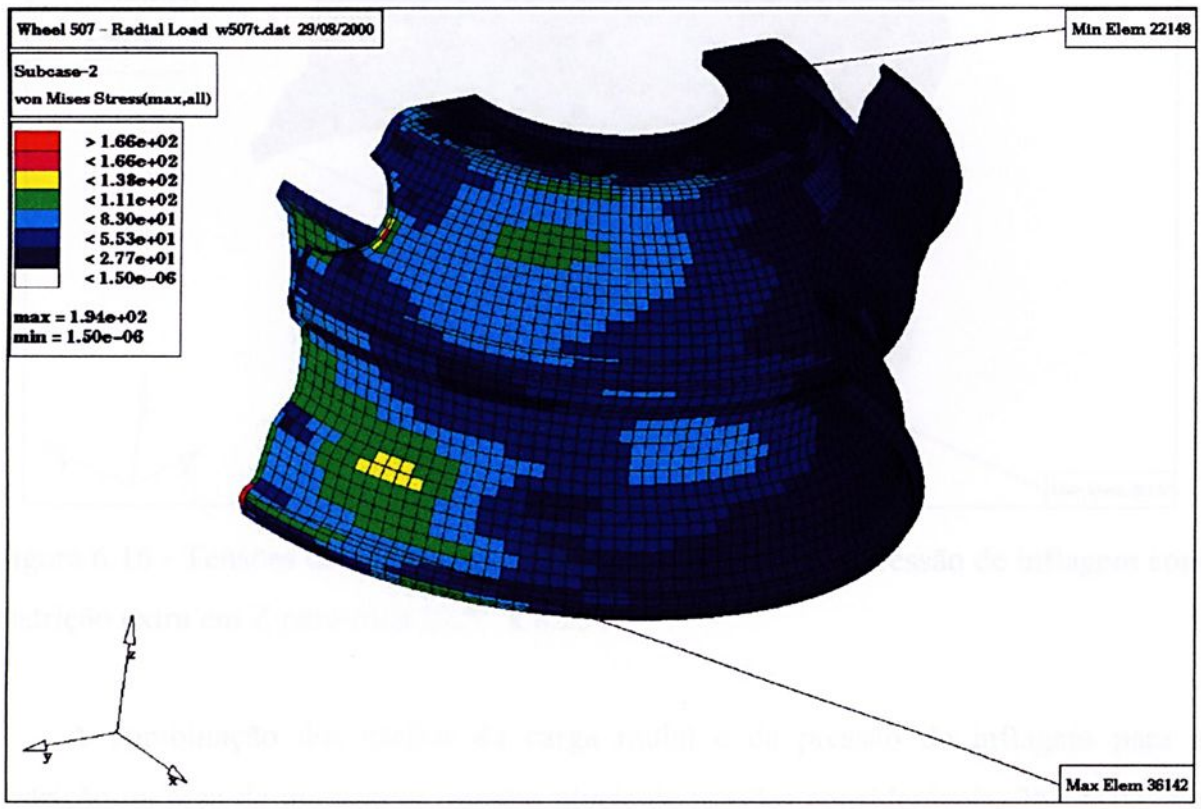


Figura 6.15 - Tensões de Von Mises devido à carga radial para a restrição extra em Z para roda 22.5" x 8.25"

As tensões de Von Mises devido à carga radial considerando-se a restrição devido à montagem da roda no cubo, já apresenta níveis de tensão de 194 MPa na região dos furos de ventilação com tensões máximas de 194 MPa, muito diferente da Figura 6.12.

As tensões de Von Mises devido à pressão de inflagem do pneu e à carga radial são mostradas na Figura 6.16.

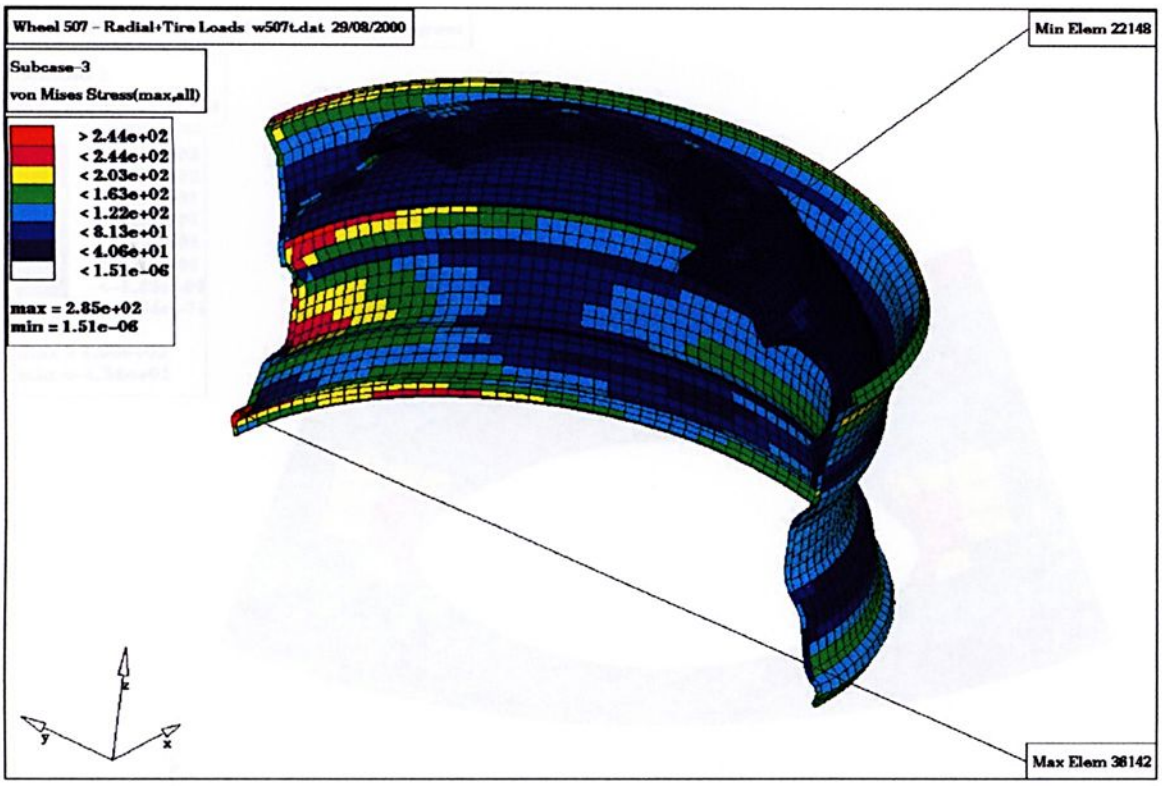


Figura 6.16 - Tensões de Von Mises devido à carga radial e a pressão de inflagem com restrição extra em Z para roda 22.5" x 8.25"

A combinação dos efeitos da carga radial e da pressão de inflagem para a restrição na área de montagem, mostra níveis de tensões consideráveis, 285 MPa, em áreas como a região do raio do flange com tensões máximas de 185 MPa. Com este nível de tensão pode-se estimar falhas por fadiga nas regiões da roda descritas acima. Os resultados dos níveis de tensão apresentados na Figura 6.16 mostram que a restrição devido à montagem é mais realista, embora os níveis de tensão sejam menores do que aqueles apresentados na Figura 6.13, isto porque, ensaios levados a números de ciclos superiores aos especificados pela SAE/J267 (1999) mostraram falhas nas regiões mostradas na Figura 6.16.

A Figura 6.17 mostra a tensão principal máxima devido à pressão de inflagem de pneu e à carga radial a 0° em torno do furo de ventilação do disco.

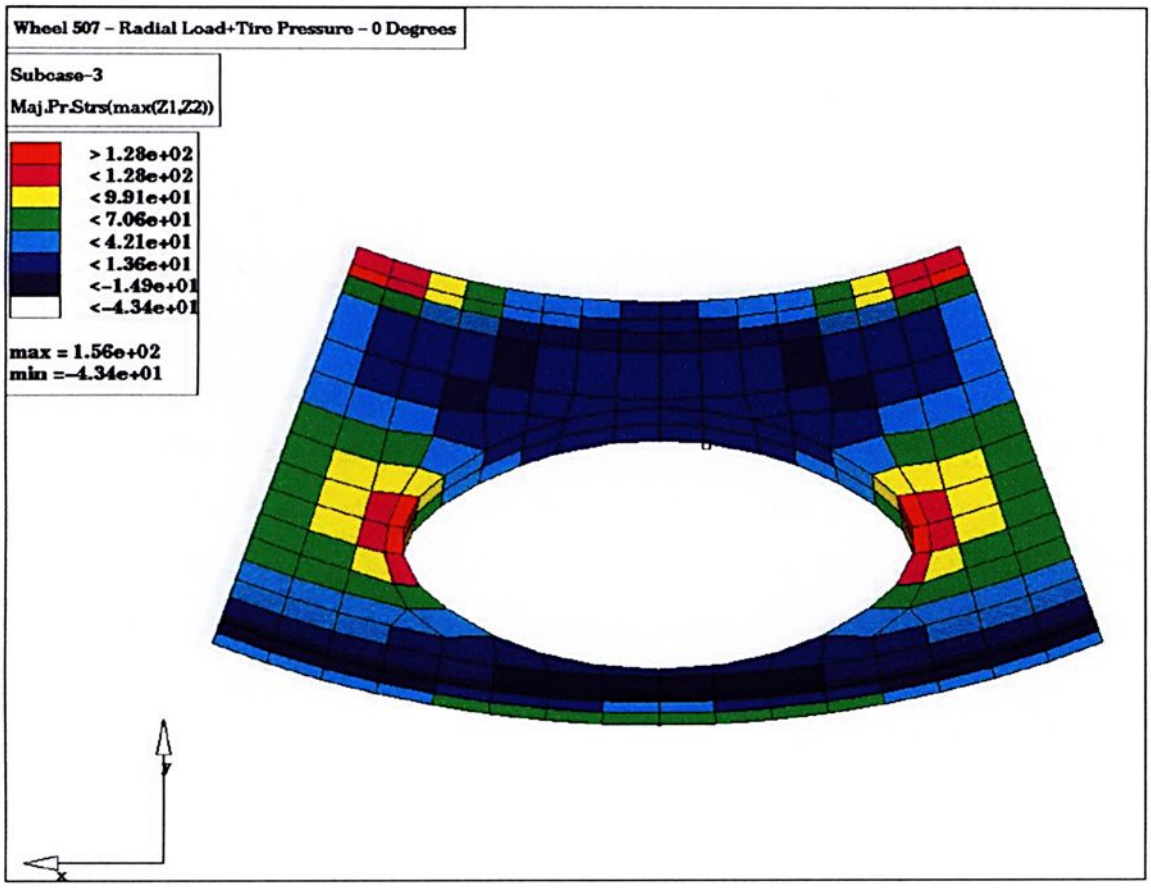


Figura 6.17 - Tensão máxima principal devido à pressão de inflagem e à carga radial a 0° ao redor do furo de ventilação do disco para roda 22.5" x 8.25"

Uma outra análise conduzida com a utilização do método dos elementos finitos, foi a avaliação dos níveis de tensão na região dos furos de ventilação devido à pressão de inflagem e à carga radial na posição de 0°; ou seja, o furo se encontra na região mais baixa da roda em um giro da mesma. Embora o nível de tensão seja de 156 MPa muitas rodas com esta geometria de furo falham por fadiga.

Fatores como a qualidade do corte na operação de abertura do furo, arestas não rebarbadas são importantes na durabilidade da roda.

A Figura 6.18 mostra a tensão principal máxima devido à pressão de inflagem do pneu e à carga radial à 90° em torno do furo de ventilação.

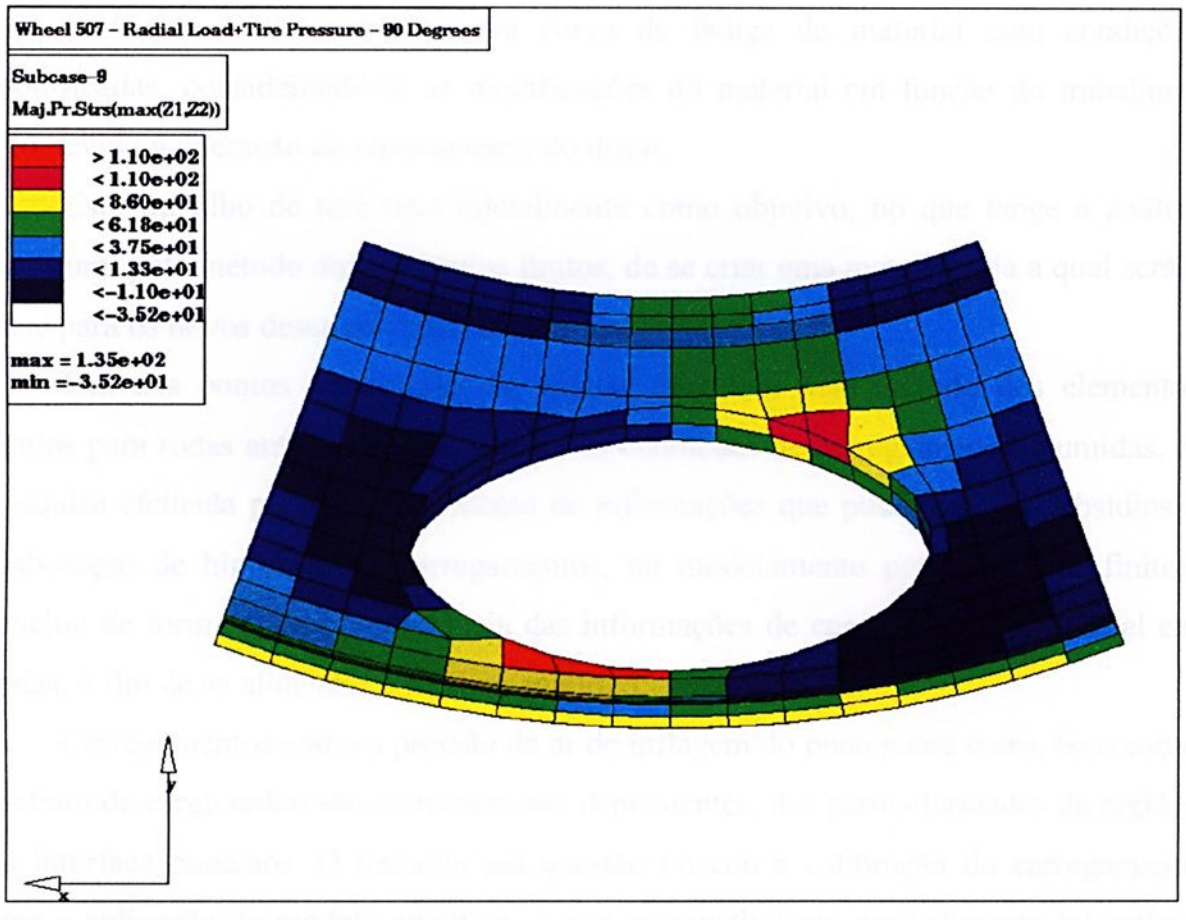


Figura 6.18 - Tensão máxima principal devido à pressão de inflagem e à carga radial a 90° ao redor do furo de ventilação do disco para roda 22.5"x 8.25"

A Figura 6.18 já mostra que a solicitação a 90° da carga radial, influencia de forma mais branda a região dos furos de ventilação.

As tensões mais elevadas 110 MPa ocorreram em outras regiões do furo, as quais, historicamente, não apresentam falha por fadiga; isto mostra que a posição de maior solicitação do furo de ventilação é quando o mesmo se encontra no ponto mais baixo da roda durante sua rotação; ou seja, no momento de contato do pneu contra o tambor da máquina de ensaio de fadiga radial.

Esta conclusão pode ser extendida para o caso em que a roda trabalha sob condições operacionais de estrada.

Uma primeira aproximação para a curva tensão versus vida para o aço SAE 1010 AA/RD-1/RW30 como novas condições foi extrapolada.

A Figura 6.19 mostra a nova curva de fadiga do material com condições modificadas, considerando-se as modificações do material em função do trabalho a frio devido à operação de repuxamento do disco.

Este trabalho de tese teve inicialmente como objetivo, no que tange à análise estrutural pelo método dos elementos finitos, de se criar uma metodologia a qual será a base para os novos desenvolvimentos de rodas.

Um dos pontos importantes da análise estrutural pelo método dos elementos finitos para rodas automotivas, referiu-se às condições de carregamento assumidas. A pesquisa efetuada para o levantamento de informações que pudessem ser subsídios à elaboração de hipóteses de carregamentos, no modelamento por elementos finitos, revelou de forma clara a importância das informações de ensaios de fadiga radial em rodas, a fim de se alimentar o modelo analítico.

Carregamentos como a pressão de ar de inflagem do pneu sobre o aro, bem como o efeito de carga radial são extremamente dependentes, das particularidades de regiões de interface pneu/aro. O trabalho em questão buscou a calibração do carregamento para a aplicação do modelo analítico, o que se constitui um procedimento interativo, onde algumas tentativas foram efetuadas confrontando-se medições experimentais e resultados de análise pelo método dos elementos finitos, até se conseguir a forma mais representativa de se aplicar as pressões na área de assentamento do aro, como em seus flanges. Dentro dessas observações é importante registrar que neste nível de trabalho, as solicitações decorrentes de ação de carga radial bem como de pressão do ar, irão oferecer sempre outras análises mais criteriosas, com o objetivo de se otimizar a metodologia e aumentar a precisão dos resultados da mesma.

As tensões de Von Mises originadas da análise do carregamento de roda 22.5" x 8.25" foram mostradas nas Figuras 6.11 a 6.16, onde considerou-se o efeito da pressão de inflagem de pneu, da carga radial e da combinação dos dois efeitos.

As faixas de pico de tensão principal foram identificadas e corrigidas para as tensões médias utilizando-se o critério de Gerber.

A vida em fadiga foi estimada utilizando-se a curva original do material SAE 1010 AA como recebido da usina. Os resultados mostraram o seguinte:

unesp

Tabela 6.8 - Previsão de vida em fadiga para regiões da roda 22.5" x 8.25" especificamente para furos de fixação na condição de restrição pelos furos de fixação.

Roda	Localização de alta tensão	Elemento	Amplitude de tensão (MPa)	Vida(Ciclos)
22.5" x 8.25"	Furo de Fixação	22973	2 33	3.5E6

Os resultados para a nova análise estão apresentados na Tabela 6.9 a seguir, onde são mostradas as previsões de vida em fadiga baseando-se na curva S-N* original do material levando-se em conta os efeitos do processo de fabricação.

Tabela 6.9 - Previsão de vida em fadiga para regiões da roda 22.5" x 8.25"

Roda	Localização	Elemento	Amplitude de tensão (MPa)	Vida (ciclos)
22.5" x 8.25"	Furo de Ventilação	23752	252	Maior que 1E7
	Furo de Fixação	22973	339	Aprox. 5E6

A Tabela 6.9 apresenta duas regiões críticas para a roda 22.5" x 8.25" já considerando a restrição também devida à montagem. Pode-se concluir que os furos de fixação podem vir a falhar por fadiga em ciclagem menor que os furos de ventilação 5E6 contra 1E7 ciclos.

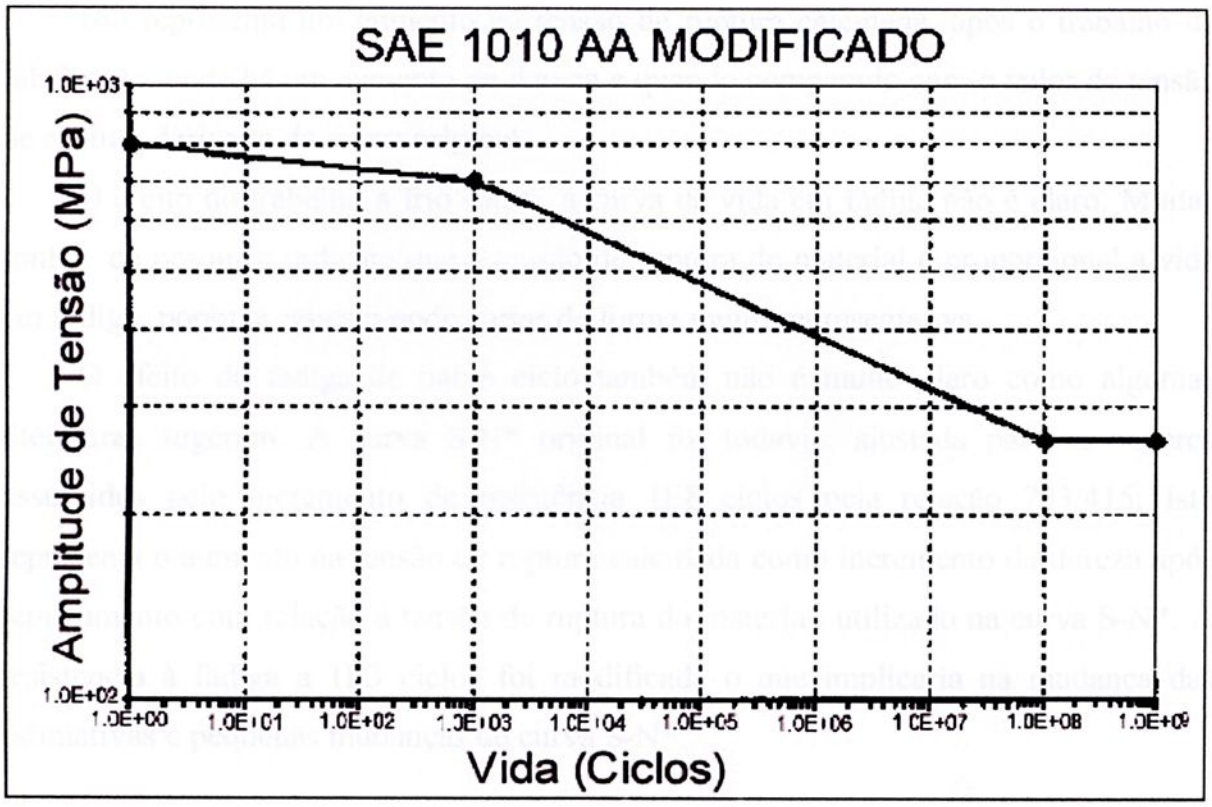


Figura 6.19 - Curva S-N* modificada para o Aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30

A curva S-N* da Figura 6.19, para o material SAE 1010 AA modificado, já considera o incremento da resistência à fadiga devido ao processo de repuxamento. Pode-se observar um incremento substancial do limite de resistência à fadiga agora próximo a 300 MPa em comparação com o da Figura 6.6.

Antes de se apresentar este trabalho, e antes também de adotá-lo como um procedimento a ser seguido na análise de novos produtos, algumas considerações foram tomadas a fim de se obter um método mais preciso.

A curva S-N* obtida do manual baseava-se em um material com tensão de escoamento de 227 MPa e tensão de ruptura de 415 MPa, as quais foram obtidas de corpos de prova com superfície lisa e sem considerar qualquer influência de trabalho a frio proveniente de fabricação.

O efeito sobre a curva S-N* do material quando submetido a trabalho a frio não é clara, porém, a curva S-N* modificada foi corrigida pela relação 733/415 no ponto onde o número de ciclos é 1E8 ciclos.

unesp

Isto representa um aumento na tensão de ruptura calculada, após o trabalho de fabricação, onde há um aumento de dureza e quando comparado com o valor de tensão de ruptura derivado da curva original.

O efeito do trabalho a frio sobre a curva de vida em fadiga não é claro. Muitas fontes de pesquisa indicam que a tensão de ruptura do material é proporcional a vida em fadiga, porém a relação pode variar de forma muito representativa.

O efeito da fadiga de baixo ciclo também não é muito claro como algumas literaturas sugerem. A curva S-N* original foi todavia, ajustada para os valores assumidos pelo incremento de resistência 1E8 ciclos pela relação 733/415. Isto representa o aumento na tensão de ruptura calculada como incremento da dureza após repuxamento com relação à tensão de ruptura do material, utilizado na curva S-N*. A resistência à fadiga a 1E3 ciclos foi modificada o que implicaria na mudança das estimativas e pequenas mudanças de curva S-N*.

6.8 RESULTADOS DAS ANÁLISES CONSIDERANDO-SE A ANÁLISE DE VIDA EM FADIGA PELO SOFTWARE MSC.FATIGUE

As seguintes etapas foram seguidas para a análise da vida em fadiga da roda 22.5" x 8.25" em questão:

(a) importação da geometria da roda via arquivo proveniente do Software I-DEAS da Maxion Components Estruturas Ltda;

(b) criação da superfície média no software MSC.Nastran;

(c) criação da malha de elementos finitos no MSC.Nastran;

(d) criação das condições de contorno como regiões de engaste dos parafusos e carregamentos nas direções radial e transversal da roda no MSC.Nastran;

(e) análise complementar pelo método dos elementos finitos com tensões geradas nos elementos no MSC.Nastran;

(f) análise da vida em fadiga pelo MSC.Fatigue.

unesp

A Figura 6.20 mostra o sólido importado do arquivo I-DEAS da roda 22.5" x 8.25".

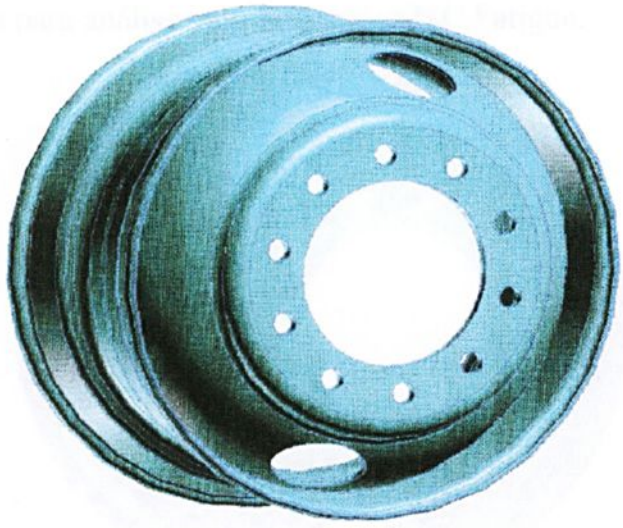


Figura 6.20 - Importação da geometria / via arquivo proveniente I-DEAS para o software MSC.Fatigue

A Figura 6.20 representa a importação dos dados gerados pelo software I-DEAS, originalmente especificado e adotado para a análise estrutural de rodas pela Maxion Componentes Estruturais Ltda, para o software MSC.Fatigue.

Observou-se que não houve perda das informações e atributos geométricos, o mesmo ocorrendo quando da extração da superfície média do aro e do disco para a roda 22.5" x 8.25" conforme a Figura 6.21.

A Figura 6.21 mostra a extração da superfície média do aro e do disco da roda 22.5"x 8.25".

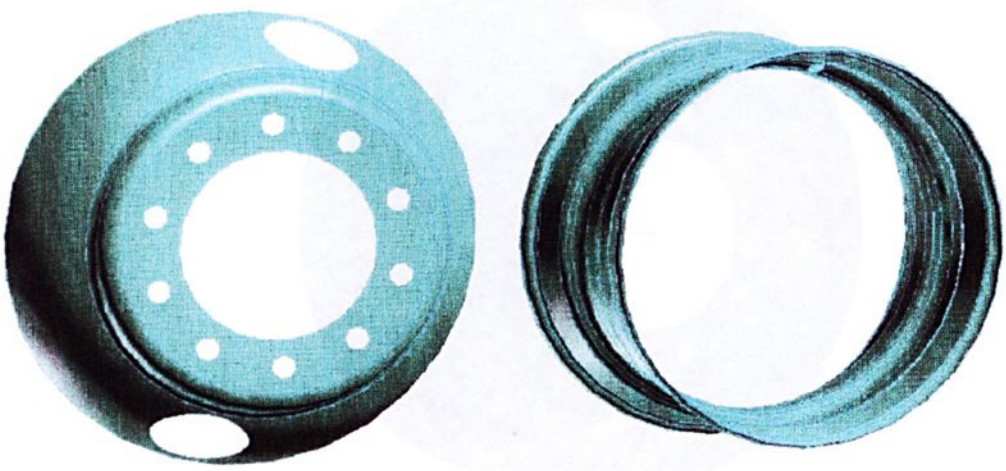


Figura 6.21 - Extração da superfície média do aro e do disco da roda 22.5" x 8.25" para o MSC.Fatigue

A Figura 6.22 mostra a criação da malha de elementos finitos geradas em elementos tipo placa para análise pelo Software MSC.Fatigue.

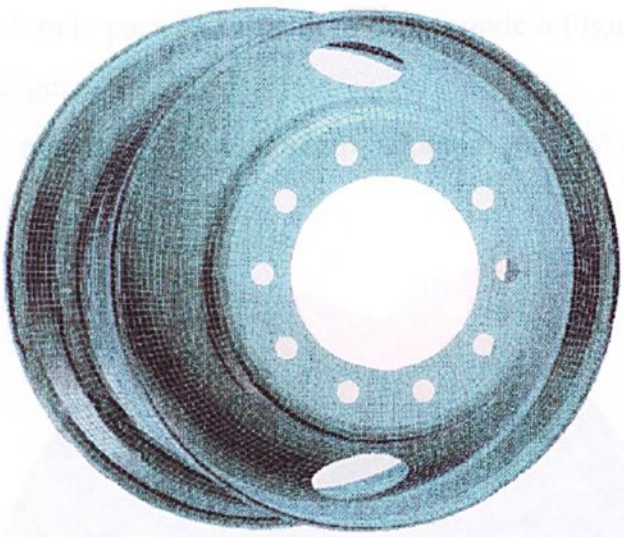


Figura 6.22 - Criação da malha de elementos finitos com elementos de placa para análise pelo software MSC.Fatigue

A geração de malha no MSC.Fatigue segue o mesmo procedimento utilizado para o software I-DEAS.

A interface é muito parecida o que reduziu substancialmente o tempo de geração da malha.

A Figura 6.23 mostra as condições de contorno da roda para a roda 22.5" x 8.25", onde os furos de fixação e a parte interna do disco são considerados como restrições.



Figura 6.23 - Criação das condições de contorno e restrições no MSC.Fatigue

unesp

Considerando o prazo para se promover a avaliação do software MSC.Fatigue e a exportação da roda 22.5" x 8.25" para os Estados Unidos, a primeira condição de restrição foi aquela adotada para os furos de fixação, onde a Figura 6.23 corresponde a nível de restrições à Figura. 6.9.

A Figura 6.24 mostra o carregamento adotado para o caso de carga radial aplicada para rodas.

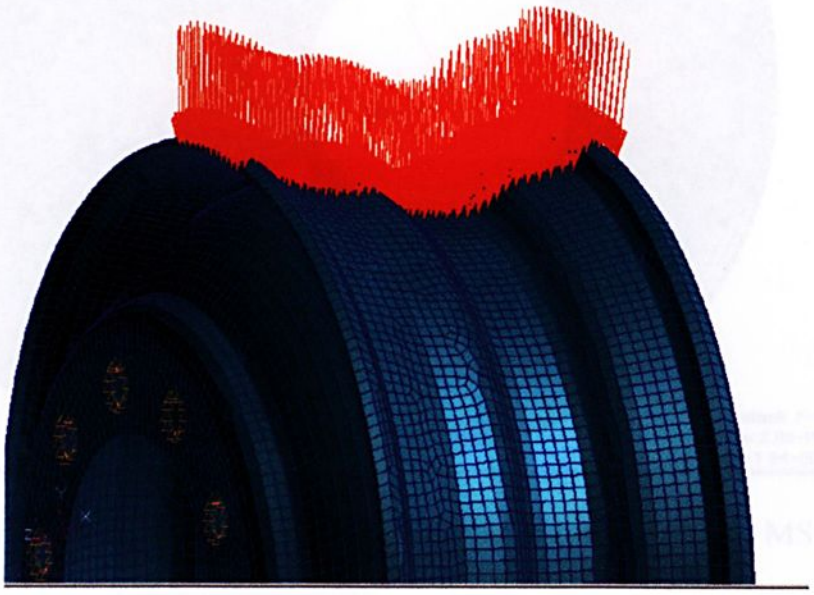


Figura 6.24 - Criação das condições de carregamento no software MSC.Fatigue

A Figura 6.24 mostra a condição de carregamento radial já aplicada no software MSC.Fatigue.

O procedimento foi o mesmo para aquele adotado pelo I-DEAS.

A Figura 6.25 mostra os resultados de tensões de Von Mises para a roda 22.5" x 8.25" utilizando-se o software MSC.Fatigue.

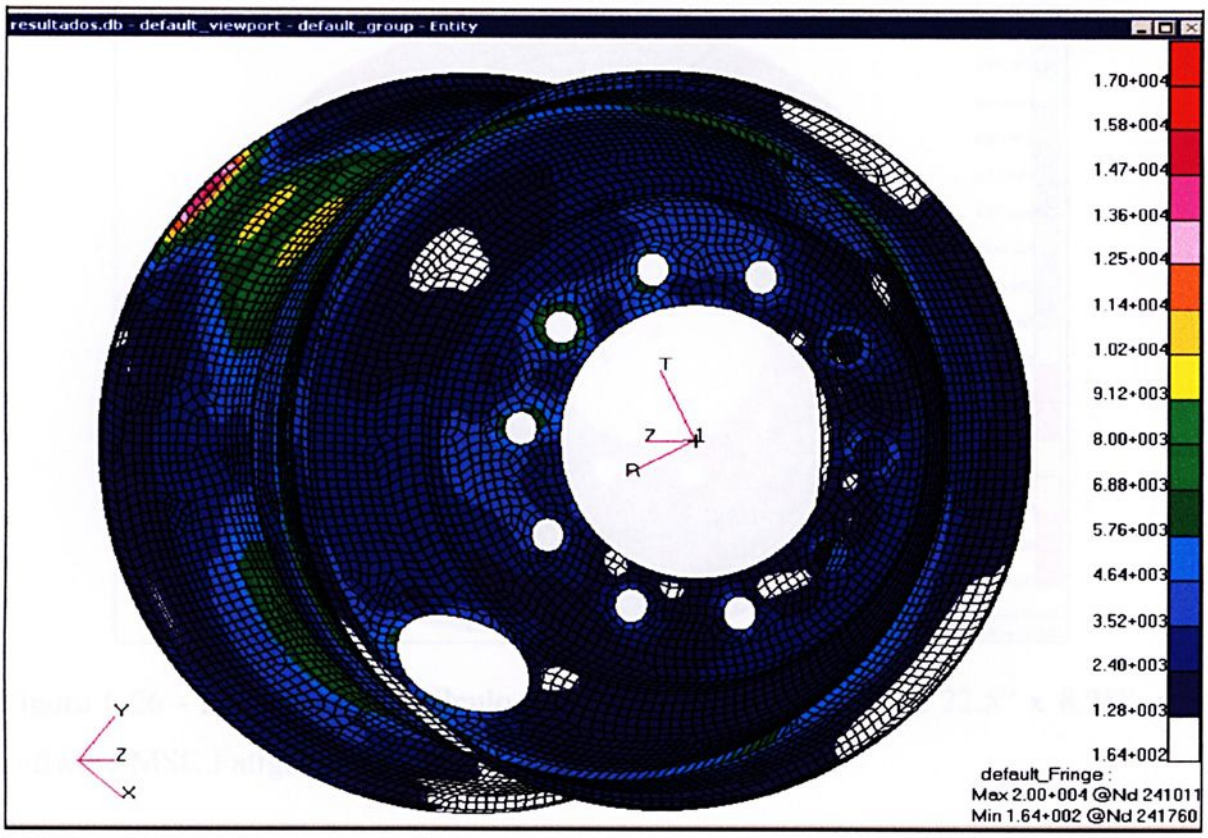


Figura 6.25 - Análise das tensões pelo método dos elementos finitos no MSC.Fatigue

A Figura 6.25 apresenta os níveis de tensão de Von Mises para a roda 22.5" x 8.25" utilizando-se o software MSC.Fatigue. O nível mais alto de tensão 170 MPa se dá na flange do aro, menor que os 244 MPa da Figura 6.16. Isto mostra que o MSC.Fatigue deverá sofrer uma otimização no modelamento.

As Figuras 6.26, 6.27 e 6.28 mostram os resultados de vida com fadiga para a roda 22.5" x 8.25" segundo o MSC.Fatigue aplicado para rodas.

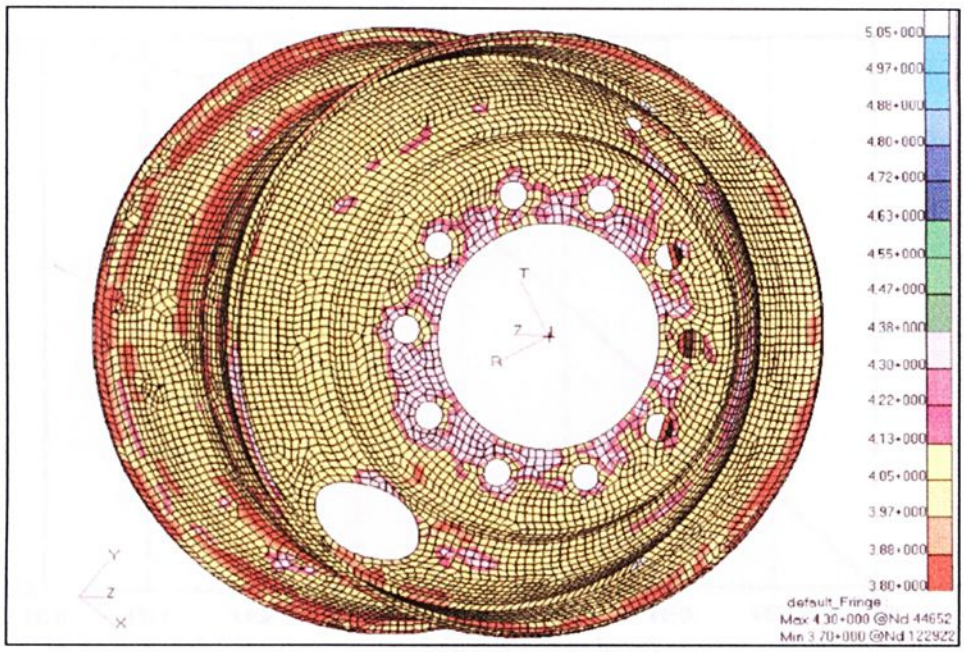


Figura 6.26 - Resultados do cálculo da vida em fadiga para roda 22.5" x 8.25" pelo software MSC.Fatigue

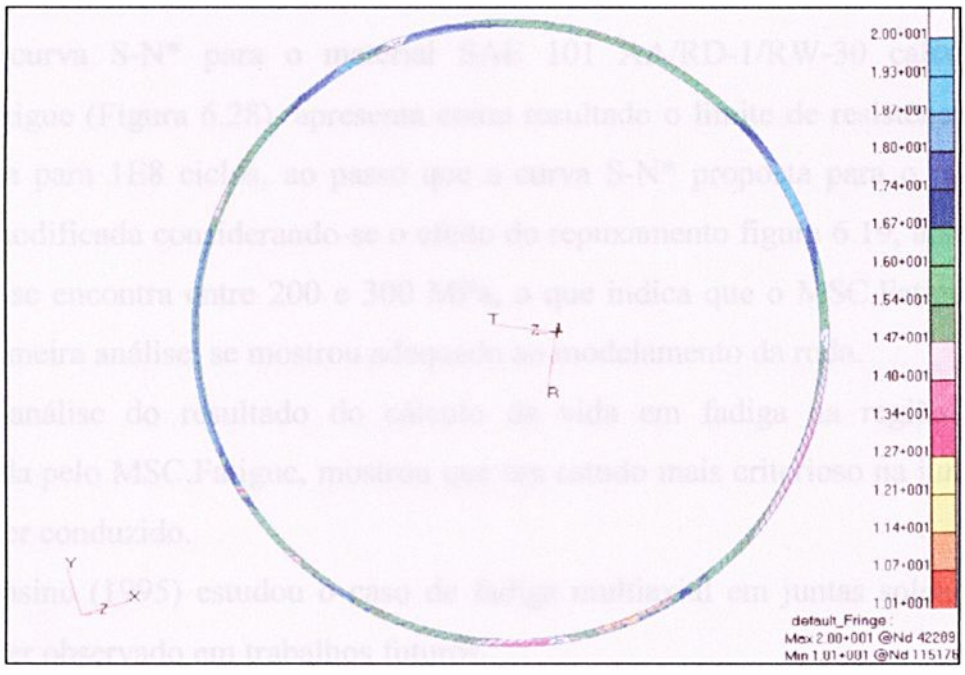


Figura 6.27 - Resultados do cálculo da vida em fadiga para roda 22.5" x 8.25" na região de solda aro e disco pelo MSC.Fatigue

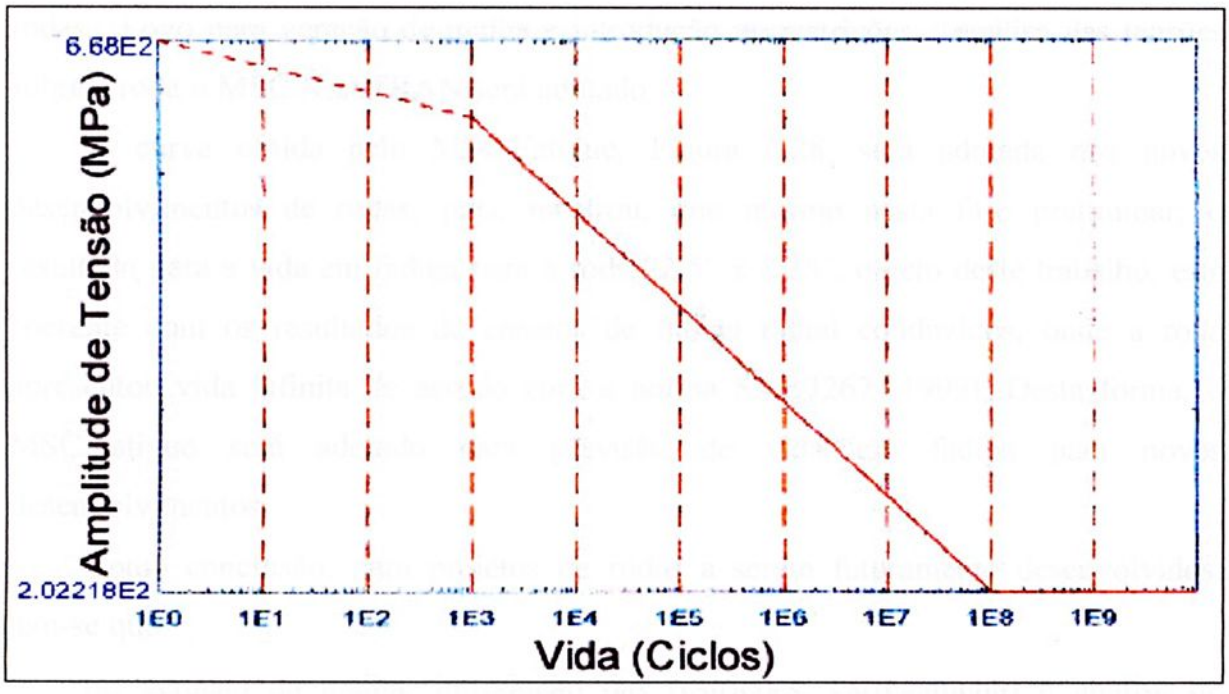


Figura 6.28 - Curva S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 calculada pelo MSC.Fatigue

A curva S-N* para o material SAE 101 AA/RD-1/RW-30 calculado pelo MSC.Fatigue (Figura 6.28), apresenta como resultado o limite de resistência à fadiga 202 MPa para 1E8 ciclos, ao passo que a curva S-N* proposta para o mesmo aço, porém modificada considerando-se o efeito do repuxamento figura 6.19, apresenta que o limite se encontra entre 200 e 300 MPa, o que indica que o MSC.Fatigue, mesmo nesta primeira análise, se mostrou adequado ao modelamento da roda.

A análise do resultado do cálculo da vida em fadiga na região da solda, conduzida pelo MSC.Fatigue, mostrou que um estudo mais criterioso na junta soldada deverá ser conduzido.

Sonsino (1995) estudou o caso de fadiga multiaxial em juntas soldadas, o que poderá ser observado em trabalhos futuros.

Quanto aos resultados da análise pelo método dos elementos finitos o procedimento adotado para geração da malha e introdução das restrições, com a utilização do software MSC.NASTRAN v.10.1 com Hypermesh v.3.1, se mostrou mais preciso quando comparado ao MSC.Fatigue utilizado no MSC.Fatigue para

rodas. Logo para geração de malha e introdução de restrições e análise das tensões sobre a roda o MSC.NASTRAN será adotado.

A curva obtida pelo MSC.Fatigue, Figura 6.28, será adotada nos novos desenvolvimentos de rodas; pois, mostrou, que mesmo nesta fase preliminar, o resultado para a vida em fadiga para a roda 22.5" x 8.25", objeto deste trabalho, está coerente com os resultados de ensaios de fadiga radial conduzidos, onde a roda apresentou vida infinita de acordo com a norma SAE/J267 (1999). Desta forma, o MSC.Fatigue será adotado para previsão de vida em fadiga para novos desenvolvimentos.

Como conclusão, para projetos de rodas a serem futuramente desenvolvidos, tem-se que:

(a) geração da malha, introdução das restrições, carregamento e análise de tensões serão executados no MSC.NASTRAN v. 10.1 com Hypermesh v.31;

(b) a análise de vida em fadiga será efetuada no MSC.Fatigue, com os dados de carregamento exportados do MSC.NASTRAN.

6.9 RESULTADOS DAS ANÁLISES CONSIDERANDO-SE AS CURVAS S-N* DO MATERIAL SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 NAS CONDIÇÕES DE: COMO RECEBIDO, REPUXADO E SOLDADO

Com o objetivo de aferir os resultados da análise estrutural pelo método dos elementos finitos adotada, bem como, os resultados das curvas S-N* do material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 nas seguintes condições:

(a) como recebido;

(b) repuxado;

(c) soldado.

Os ensaios foram realizados conforme ASTM E739-91/ASTM E468-90 sendo que as tabelas 6.10, 6.11 e 6.12 indicam os resultados para o número de ciclos para cada valor de tensão.

unesp

Tabela 6.10 - Resultados para corpo de prova material "como recebido"

(*) indica que o corpo de prova não fraturou

Identificação	Tensão Máx. (MPa)	Nº Ciclos	Observação
MMB01	190	(*) 1.615.030	Exploratório
MMB02	300	(*) 1.007.668	Exploratório
MMB03	400	1.780	Exploratório
MMB04	380	13.085	
MMB05	360	426.587	
MMB06	380	23.974	
MMB07	380	30.131	
MMB08	370	139.347	
MMB09	370	136.288	
MMB10	370	99.280	
MMB11	360	421.796	
MMB12	350	840.095	
MMB13	360	439.840	
MMB14	350	1.261.126	
MMB15	350	1.101.098	

unesp

Tabela 6.11 - Resultados para corpos de prova material "repuxado"
(*) indica que o corpo de prova não fraturou

Identificação	Tensão Máx. (MPa)	Nº Ciclos	Observação
ME01	400	(*) 2.328.540	Exploratório
ME02	580	102	Exploratório
ME03	500	317.534	
ME04	520	360.839	Exploratório
ME05	470	261.162	
ME06	470	293.920	
ME07	470	462.370	
ME08	530	207.315	
ME09	440	857.832	
ME10	500	309.996	
ME11	500	326.798	
ME12	530	288.745	
ME13	530	36.111	
ME14	440	452.571	
ME15	440	831.479	

6.12 - Resultados para corpos de prova material "soldado"

(*) indica que o corpo de prova não fraturou

Identificação	Tensão Máx. (MPa)	Nº Ciclos	Observação
MS01	360	391	Exploratório
MS02	320	2.728	Exploratório
MS03	300	3.000	Exploratório
MS04	240	9.212	Exploratório
MS05	190	23.703	
MS06	140	70.806	
MS07	90	273.343	
MS08	70	669.717	
MS09	140	40.163	
MS10	140	46.559	
MS11	190	14.026	
MS12	190	21.078	
MS13	90	284.360	
MS14	90	533.897	
MS15	70	(*) 1.190.260	
MS16	70	272.876	

A Figura 6.29 mostra as curvas S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 nas três condições.

Com os dados da Figura 6.29 pode-se concluir que para uma mesma vida em fadiga prevista em número de ciclos, a condição do material como repuxado é 30% superior ao material como recebido. No entanto, a junta soldada aro-disco apresenta como limite de fadiga um valor para tensão sete vezes menor ao material como recebido, o que torna de suma importância uma pesquisa mais aprofundada no processo de soldagem para a roda 22.5" x 8.25" em questão.

unesp

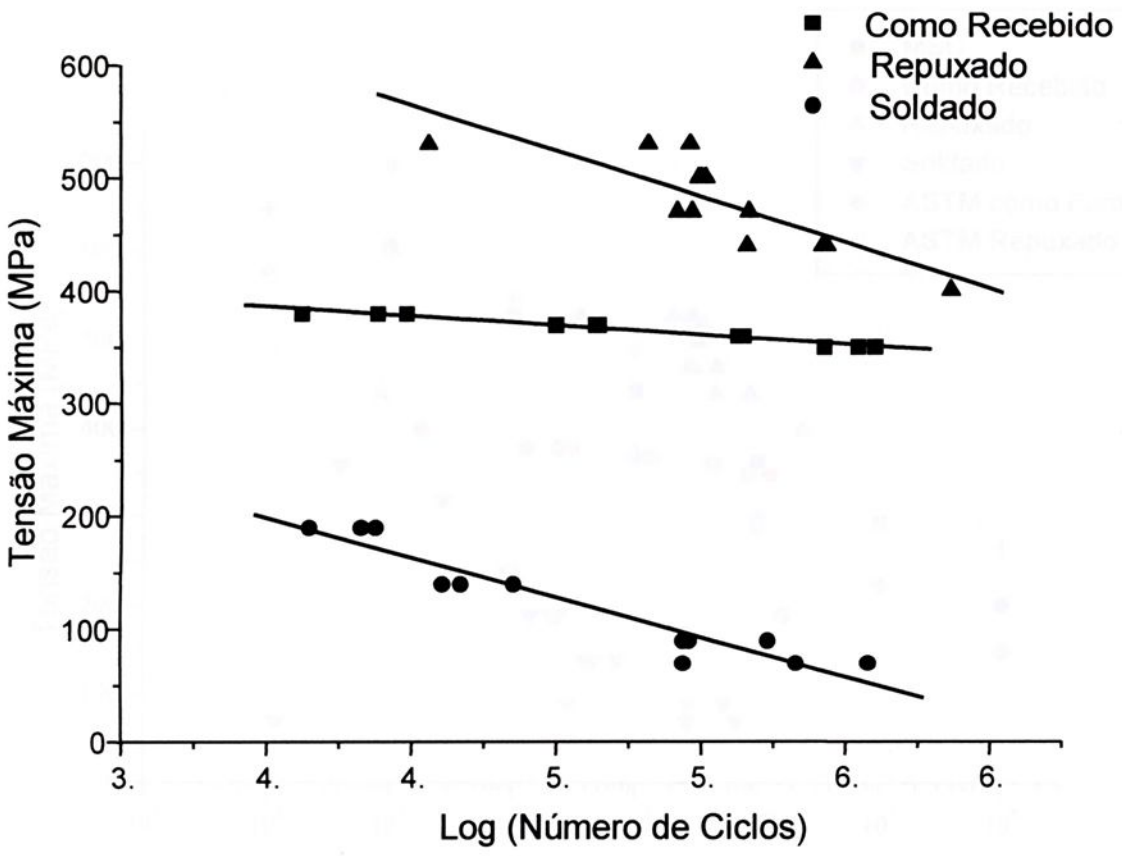


Figura 6.29 - Curva de fadiga das três condições

A Figura 6.30 compila todos os dados obtidos, durante toda a parte experimental e teórica deste trabalho, consolidando as curvas S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30.

Com base nos resultados apresentados, pode-se concluir que:

(a) A curva S-N* proposta pelo MSC.Fatigue se aproxima à curva do material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 como fornecido segundo ASTM.

Isto mostra que o MSC.Fatigue é conservador quanto aos níveis de tensão aplicados à roda, o que é ressaltado quando se compara com a curva S-N* do material como repuxado.

Logo, há, oportunidade para otimização da matéria-prima utilizada e conseqüente redução de custos do produto.

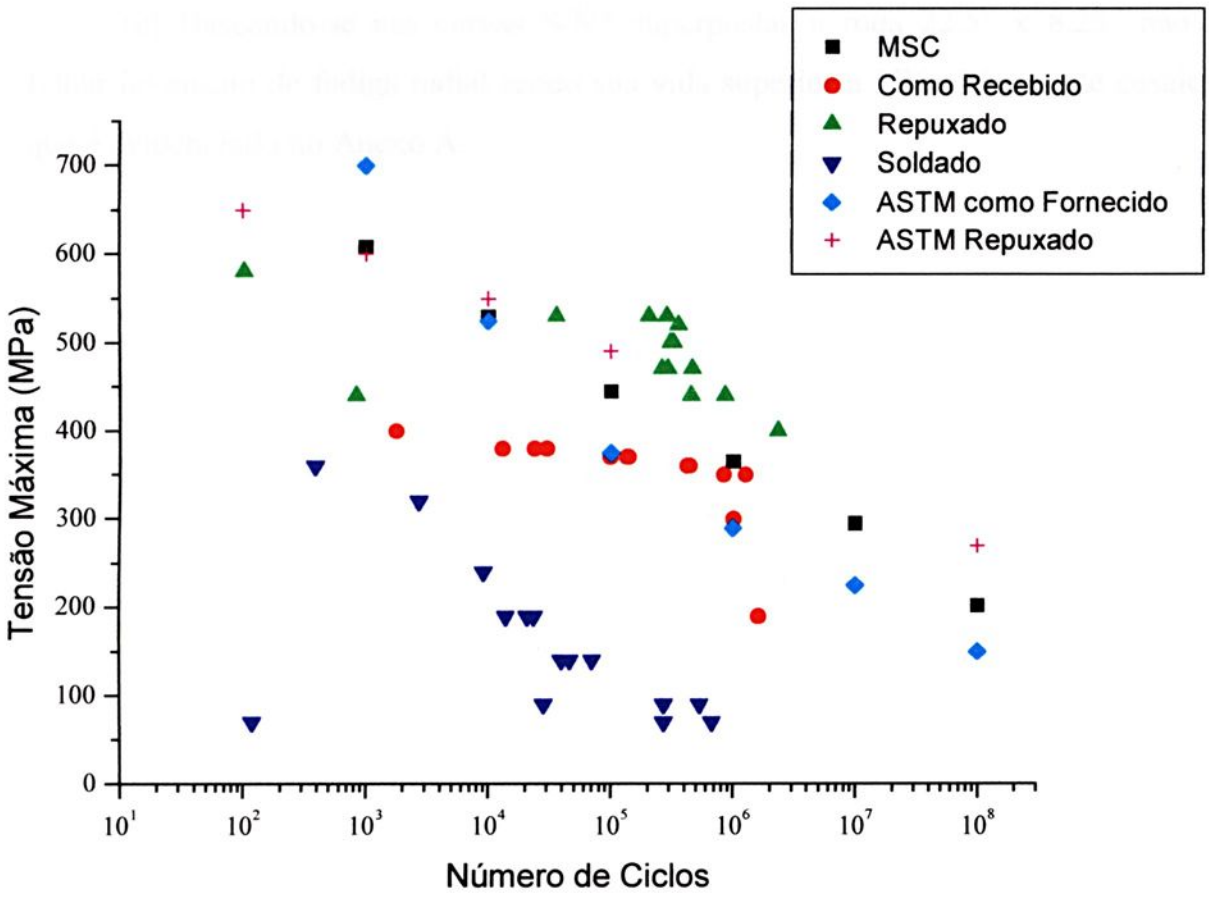


Figura 6.30 - Curvas S-N* para o Material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 para as condições de: como recebido, repuxado, soldado e obtido através do MSC.Fatigue

(b) a curva S-N* para o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 como soldado, apresenta uma redução de 1/3 no limite de resistência à fadiga quando comparado com o material como recebido;

(c) os resultados obtidos com corpos de prova retirados do material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 como recebido são próximo tanto para a curva S-N* obtida da Norma ASTM como para os resultados obtidos de corpos de prova oriundos do mesmo material para 1E6 ciclos;

(d) os resultados apresentados pelo MSC.Fatigue, apresentam uma convergência a 1E6 ciclos, com os resultados obtidos da curva S-N* do material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 modificado;

(e) Baseando-se nas curvas S-N* superpostas a roda 22.5" x 8.25" não irá falhar no ensaio de fadiga radial sendo sua vida superior a 1E6 ciclos neste ensaio, o que é evidenciado no Anexo A.

7 CONCLUSÕES

7.1 O aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 é o mais indicado para aplicação na fabricação de uma roda quando comparado com os outros aços como RRSt 52.3, LN 28 e LNE 38.

7.2 A operação de repuxamento incrementa a vida em fadiga, pela introdução de tensões residuais favoráveis.

7.3 O aço RRSt 52.3 deve ser utilizado para a fabricação somente do disco, porém a relação custo/benefício deve ser avaliada.

7.4 O modelamento dos esforços do pneu distribuídos sobre o aro proposto por Morita (1987) deve ser validado pela geração de dados para condições de perfis diferentes de aros e como também para diferentes pneus .

7.5 A análise do MSC.NASTRAN v.10.1, utilizando HYPERMESH v.3.1 com elementos sólidos CHEXA é inovadora para a análise pelo métodos dos elementos finitos para rodas.

7.6 A análise estrutural pelo métodos dos elementos finitos para rodas semelhantes à considerada 22.5" x 8.25", deve contemplar as restrições nos furos de fixação e na face interna de assentamento da roda com o cubo.

7.7 A área dos furos de ventilação é extremamente crítica pois, embora para a roda 22.5" x 8.25" em análise o nível de tensão seja de 128 MPa a roda pode vir a falhar, por concentrações de tensão provenientes do processo de fabricação.

7.8 A curva S-N* do material SAE 1010 como modificado, propõe um resultado melhor quanto à vida em fadiga dado o efeito do trabalho de conformação a frio, o que foi comprovado com os resultados dos ensaios de corpos de prova em tração alternada.

7.9 A utilização do software MSC.Fatigue deverá ser adotada em outras aplicações relacionadas ao modelamento e análise de vida em fadiga para outras rodas, pois os resultados estão coerentes com os apresentados no teste de fadiga radial da roda 22.5" x 8.25", conforme a Figura 6.30 mostra.

7.10 A roda objeto do trabalho não irá falhar abaixo de 1E6 ciclos conforme verifica-se na Figura 6.30 e evidenciado no anexo A.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

7.11 Uma otimização do projeto da 22.5" x 8.25" deve ser avaliada dado o incremento na resistência à fadiga quando o material SAE 1010 AA/RD-1/RW-30 encontra-se como repuxado.

8 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

1. Otimizar a utilização do MSC.Fatigue para outros produtos, ou seja, novos modelos de rodas.

2. Promover a análise de tensões em diferentes modelos sob condições de ensaio de fadiga radial com a utilização da extensiometria, para validação dos esforços aplicados na análise pelo método dos elementos finitos.

3. Promover um estudo mais detalhado das tensões residuais oriundas do trabalho a frio, ao qual os componentes da roda estão sujeitos e conseqüente incrementos na resistência fadiga.

4. Aprofundar o estudo da vida em fadiga para a junta soldada aro/disco na operação de montagem da roda.

5. Obtenção do ciclo de tensões aplicado, no teste de dois eixos (biaxial test) e emprego do mesmo no desenvolvimento de novas rodas, principalmente no desenvolvimento de rodas para a Europa.

6. Otimizar os dados de entrada através da obtenção das tensões atuantes sobre os componentes da roda sob condições de serviço e não apenas sob condições de ensaio de laboratório.

7. Conduzir estudo de viabilidade da utilização de aços alta resistência - baixa liga para aplicação na fabricação dos componentes da roda.

8. Aprofundar o estudo da aplicação da mecânica da fratura linear elástica para o aço SAE 1010 AA/RD-1/RW-30, a fim de obter uma nova abordagem do projeto de rodas utilizando-se o conceito de falha segura.

9. Buscar a otimização do projeto da roda 22.5" x 8.25", reduzindo-se a utilização de matéria-prima e consequentemente, reduzindo-se o custo do produto.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

10. Analisar a estabilidade dos resultados, considerando-se os modelos apresentados, verificando-se a sensibilidade dos mesmos quanto a pequenas alterações no carregamento e a sensibilidade à geração da malha para análise estrutural.

11. Aplicar ferramentas estatísticas nas análises das curvas S-N*.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

REFERÊNCIAS

ALLEN, R.J.; BOOTH, G.S.; JUTLA, T. A Review of fatigue crack growth characterization by linear elastic fracture mechanics (LEFM). Part I - Principles and methods of data generation. **Fatigue Fracture Engineers Structural**, Cambridge, v.2, n.1, p.45-69, 1988.

ALVES FILHO, A. **Elementos finitos:** a base da tecnologia CAE. 1.ed. São Paulo: Érica, 2000. 292p.

AMERICAN SOCIETY OF METALS. **ASM**: forming and forging. Ohio: 1988, v. 14, 922p.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E399:** standard test method for plane - strain fracture toughness of metallic materials. West Conshohocken, 1990.

AMERICAM SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E468:** standard practice for presentation of constant amplitude fatigue test results for metallic materials, West Conshohocken, 1990.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E486:** standard practice for presentation of constant amplitude fatigue test results for metallic materials, West Conshohocken, 1990.

AMERICAM SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E739:** standard practice for statistical analysis of linear or linearized stress-life (S-N) and strain-life (ε-N) fatigue data, West Conshohocken, 1991.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E466:** standard practice for conducting force controlled constant amplitude axial fatigue test of metallic materials, West Conshohocken, 1996.

unesp

AMERICAM SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E23:** standard test methods for notched bar impact testing of metallic materials. West Conshohocken, 1996. p.137-150.

AMERICAM SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E467:** standard practice for verification of constant amplitude dynamic forces in an axial fatigue testing system. West Conshohocken, 1998.

AMERICAM SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E85a:** tension testing of metallic materials. West Conshohocken, 1999.

AMERICAN SOCIETY FOR TESTING AND MATERIALS. **ASTM E647:** standard test method for measurement of fatigue crack growth rates. West Conshohocken, 1999.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6751**: rodas para caminhões - verificação da durabilidade e resistência. São Paulo, 1997.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR 6655**: chapas de aço com características melhoradas de propriedades mecânicas, conformabilidade e soldabilidade. São Paulo, 1984.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **EB 1438**: chapa e bobina de aço - carbono, para fabricação de aros e discos de rodas de veículos automotores e derivados. São Paulo, 1984.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **EB 593**: chapas e bobinas de aço acalmado com características especiais de propriedades mecânicas, conformidade e soldabilidade. São Paulo, 1991.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **EB 146-1**: materiais metálicos - dureza Rockwell. São Paulo, 1998.

ASSOCIAÇÃO BRASILEIRA DE NORMAS TÉCNICAS. **NBR NM 187-1**: materiais metálicos - dureza Brinell. São Paulo, 1999.

ASSOCIAÇÃO LATINO AMERICANA DE PNEUS E AROS. **Manual de Normas Técnicas**. São Paulo: ALAPA, 2001.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

AVITZUR, B.; YANG, C.T. Analysis of power spinning of cones. **Journal Engineering for Industry,** New Jersey, v.1, n.59, p.231-245, 1960.

BAPTISTA, C.A.R.P. **Estudo da propagação da trinca por fadiga em um aço de baixo carbono submetido a tratamentos térmicos intercríticos**. 1993. 107f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica - Projetos e Materiais), Faculdade de Engenharia do Câmpus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista. Guaratinguetá.

BOOTH, G.S. A review of fatigue strengths improvement techniques. Cambridge: **The welding Institute, Improving the fatigue performance of welded joints**, v. 1, n. 2, p.5-10, 1983.

CARVALHO, C.P. **Análise de fadiga em rodas para caminhões e ônibus.** 1991. 95f. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica - Projetos e Materiais) - Faculdade de Engenharia do Câmpus de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá.

DABELL, B.; HENRY, B. **General fatigue design considerations.** 3nd. ed. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1997. 14p. SAE AE-22.

DEUTSCHE NORMENAUSSCHUSS. **EN 10025**: hot rolled unalloyed structural steel products. Alemanha, 1994.

DINI, A.; RUPP, A. **Comparison of procedures for experimental and theoretical durability approval of a truck axle.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1998, 8p. SAE 2787.

DOERFLER, M.T. **An evaluation of service life analysis of metallic airframe structure with MSC/Fatigue.** Los Angeles: Lockheed Martin Corporation, 1997. p.1-15.

FINE, M.E. Fatigue resistance of metals. **Metallurgical transactions,** New York, v. 11A, p.365-378, mar., 1980.

FISCHER, G.; GRUBISIC, V. **Cast aluminum wheels for trucks and buses testing and evaluation**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1984. 12p. SAE 1705.

unesp

FISCHER, G.; GRUBISIC, V. **Design criteria and durability approval of wheel hubs.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1998. 8p. SAE 2840.

FISCHER, G.; HASENMAIER, W.; GRUBISIC, V. **Proof of wheel fasteners by multiaxial tests in the biaxial wheel test rig.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999. 11p. SAE 01-0781.

FISCHER, G.; WESSLING, O.; GRUBISIC, V. **Fatigue life validation of safety components.** Torino: Ed. Associazione Tecnica dell'Automobile Torino and DTMI Firenze, 2001. p.1-11.

FISCHER, G. Design and quality assurance of vehicle components based on usage related stress analysis. In: CONVEGNO NAZIONALE DELL'ASSOCIAZONE ITALIANA PER I'ANALISI DELLE SOLLECITAZIONI, 29., 2000, Lucca, **Proceedings ... Lucca**, Associazione Tecnica dell'Automitive (ATA), 2000, p.1-14.

FORMAN, R.G. , KEARNEY, V.E, ENGLER, R.M. Numerical analysis of crack propagation in cyclic loaded structures. **J. Basic Eng., Trans. ASME**, p.459-464, 1967.

GRIFFITH, A.A. The phenomena of rupture and flow in solids. **Philosophical Transactions of the Royal Society**. London, 221A, p.163-198, 1920.

GRUBISIC, V.; FISCHER, *G.* **Automotive wheels, method and procedure for optimal design and testing.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1983. 18p. SAE 830135.

GRUBISIC, V.; FISCHER, G. Simulation von betriebsbeanspruchungen zum lebendauernachweis von fahrzeugrädern. **Sonderdruck aus FhG-Berichte,** Darmstadt, n. 1, p. 84, set., 1984.

GRUBISIC, V.; FISCHER, G.; HEINRITZ, T. **Design optimization of forged wheel hubs for commercial vehicles.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1984a. p.97-110. SAE 1705.



GRUBISIC, V.; FISCHER, G.; HEINRITZ, M. **Design optimization of forged wheel hubs for commercial vehicles.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1984b. 10p. SAE 1706.

I-DEAS Master modeling, version MA[s.l]: structurel dynamic research corporation 2001. Conjunto de programas. 1 CD-ROM.

INTERNATIONAL STANDARD **ISO 3911:** Wheels and rims for pneumatic tyres - vocabulary, designation and marking. Bruxelas, 1998.

INTERNATIONAL STANDARD **ISO 3894:** Commercial Vehicles - Wheels/Rims - Test Methods. Bruxelas, 1995.

IRWIN, G.R.; WELLS, A.A.; A continuum mechanics view of crack propagation. *Metallurgical Review*, 10 (58), p.223-270, 1965.

JAPANESE INDUSTRIAL STANDARD. **JISD 4103**: Automotive Parts - disc wheels - performance requirements and marking. Tokio, 1998.

KALPAJIAN, S.; RAJAGOPAL, S. Spinning of tubes: A review. **Journal Applied Metalworking**, New York, v. 2, n. 3, p.211-223, 1982.

KALPAKCIOGLU, S. On the mechanics of shear spinning. **Journal of Engineering for Industry,** Ohio, v.60, n. 1, p.125-127, 1961.

KOCANDA, S. **Fatigue failure of metals**. Polonia: Sijthoff & Noordhoff. 1978, 367p.

MSC.NASTRAN Computer aided engineering. Microsoft corporation 2001. 1 CD-ROM.

MADAYAG, A.F. **Metal Fatigue:** Theory and design. New York: John Wiley & Sons Inc., 1969. p.2-138.

MARRON, T.; VERRIER, P. *A.* **New concept for lighter steel wheels**. Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1999. 29p. SAE 01-0783.

MORITA, Y. et. al. Finite element stress analysis of automotive steel road wheel. **The Sumitomo Search,** n.35, p.89-106, nov. 1987.

unesp

NASCIMENTO, M.P. et. al. Effects of surface treatments on the fatigue strength of AISI 4340 aeronautical steel.: **International Journal of Fatigue,** v. 23, p.607-618, fev., 2001.

NASCIMENTO, M.P. et al. Effects of tungsten carbide thermal spray coating by HP/HVOF and hard chromium electroplating on AISI 4340 high strength steel. **Surface and Coating Technology,** v. 138, p.113-124, nov., 2001.

NEUGEBAUER, J.R.; GRUBISIC, V.; FISCHER, G. **Procedure for design optimization and durability life approval of truck axles and axle assemblies.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1989. 12p. SAE 2535.

OROWAN, E., Fundamentals of brittle behaviour of metals. *Fatigue and fracture of metals,* John Wiley & Sons, p.139-167, 1952.

PARIS, P.; ERDOGAN, F. A critical analysis of crack propagation law. **Journal of Basic Engineering, Trans. ASME**, v.85, p.528-534, 1963.

RUPP, A.; GRUBISIC, V. **Reliable determination of multi-axial road loads and tire deformations on buses and heavy trucks for the design and proof out.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1997. 19p. SAE 3189.

RUPP, A.; HEINRIETZ, A. **Simulation of the experimental proof out of wheels and hubs**. Fraunhofer: Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), 2000. p.1-14.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. . **SAE J 1095**: Spoke wheels and hub fatigue. Test Procedures. Warrendale, 1995.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J 267:** Wheels/Rims, trucks, performance requirements and test procedures. Warrendale, 1999.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J 393:** Wheels, hubs and rims for commercial vehicles, Warrendale,1991.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. Wide base disc wheels and demontable rims. Warrendale, 2000.

unesp

SOFTWARE. MSC.Fatigue - ncode, MSC: Fatigue, durability partners. Version 2 - MSC.Software Corporation - Conjunto de Programas 1 CD-Rom, 2001.

SOFTWARE. I-DEAS master modeling. Version 8 m4: Structural Dynamic Research corporation - Conjunto de Programas . 1 CD-Rom, 2001.

SONSINO, C.M. **Influence of load and deformation controlled multiaxial tests on fatigue life to crack initiation**. Fraunhofer: Institut für Betriebsfestigkeit (LBF), 1997a. p.1-6.

SONSINO, C.M. Multiaxial fatigue of welded joints under in - phase and out - of - phase local strains and stresses. **International Journal Fatigue**, v.17, n. 1, p.55-70, mar., 1995.

SOUZA, R.C. et al. The effect of WC-17 co thermal spray coating by HVOF and hard chromium electroplating on the fatigue life and abrasive wear resistance of AISI 4340. High Strength Steel. Tel Aviv. **Journal of the Mechanical Behaviour of Materials.** p. 121-140, 2001.

SURESH, S. **Fatigue of materials.** 2nd. ed. Cambridge: University Press., 1998, 679p.

SVENSON, O. Beanspruchung und lastkollektiv am fahrwerk von kraftfahrzeugen. In: SONDERDRUCK AUS ATZ AUTOMOBILTECHNISCHE ZEISCHRIFT, 1963, Darmstadt. **Proceeedings** ... Darmstadt: LBF, 1963, n. 11, p.334-337.

SVENSON, O. Betriebsbreanspruchung von radfelgen. In: SONDERDRUCK AUS ATZ AUTOMOBILTECHNISCHE ZEISCHRIFT, 67., 1965, Darmstadt. **Proceedings ...** Darmstadt: ATZ, 1965, n. 8, p. 2-6.

THE EUROPEAN TIRE AND RIM TECHNICAL ORGANIZATION. **Standards Manual.** Bruxelas: ETRTO, 2001. p.R7-R30.

THE TIRE AND RIM ASSOCIATION. **Year Book.** Ohio: ETRTO, 2001.

WELLS, A.A. High-temperature fatigue. *Fatigue and microstructure.* Metals Park: M. Meshii, ASM, 1979. p.307-31.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

WESTERGAARD, H.M. Bearing pressures and cracks. New Jersey: **Journal of Applied Mechanics**, New Jersey, 61, p.A49-53, 1939.

WRIGHT, D.H. **Testing automotive materials and components.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1993. 206p.

BIBLIOGRAFIA CONSULTADA

BUXBAUM, O. Über den einfluss des umformens auf das festigkeitsverhatlten. metallischer bauteile, innovationspotencial umformtechnik. Faunhofer: **Institut für Umformtechnik und Werkzeugnaschinen (IUW)**, Darmstadt, v.5, p.1-17, nov., 1994.

COFFIN JÚNIOR., L.F. The multi-stage nature of fatigue a review. **Metal Science,** New York, v. 1, n.1, p.68-72, mar., 1977.

DICKINSON, D. W. et. al. Metallurgical consideration in the development of HSLA steel in automotive wheel steels. In: MECHANICAL WORKING & STEEL PROCESSING, 22., 1984, Illinois. **Proceedings**... Illinois: Iron and Steel Society/AIME, 1985. p.217-220.

DOWLING, N.E. **Mechanical behavior of materials:** engeneering methods for deformation, fracture, and fatigue. 2nd. ed. New Jersey: Prentice Hall, 1999. 830p.

GREGOIRE, C.A. Field observations - manufacturability of low-carbon concast and HSLA Steel wheel rims. In: AWS DETROIT SECTION SHEEL METAL WELDING CONFERENCE, 2., 1986, Dearborn: **Proceedings ...** Dearborn: National Steel Corp. Livraria, 1986, p.46-53.

GRUBISIC, V.; FISCHER, G.; HEINRITZ, M. **Design optimization of forged wheel hubs for commercial vehicles.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1984b. 10p. SAE 1706.

HASHIMOTO, S. et. al. **Development of Nb added ferrite-bainite steels and their automotive application.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1982. 9p. SAE 0283.

HIRAKI, S. et al. **Optimimum strength design of hub berings for the full float rear wheel.** Warrendale: Society of Automotive Engineers, 1998, 89p. SAE 0261.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

KNOTT, J.F. **Fundamentals of fracture mechanics**. London: Butterworts, 1973, 273p.

LANG, C. Steels for passenger car wheel fabrication. Paris: **La Revue de Métallurgie,** p.439-446, maio. 1989.

MIZUI, M. et. al. Application of high-strength steel sheets to automotive wheels. **Nippon Steel Technical Report,** Tokyo, n.23., p.19-30, jun., 1984.

MILLER, K. Metal fatigue - past, current and future. In: PROCEEDINGS OF THE INSTITUTION OF MECHANICAL ENGINEERS, 23.,1991, Londres. **Proceedings ....** Londres: Nippon Steel Technical Report, 1991, v.205, p.1-14.

MIZUI, M.; TAKAHASHI, M. High strength steels for automovie wheels. In: MECHANICAL WORKING AND STEEL PROCESSING CONFERENCE, 33., 1991, St. Louis: **Proceedings ...** St. Louis: MWSP, 1991, p.31-38.

PASTOUKOV, V.A.; VOORWALD, H.J.C. **Introdução à Mecânica da Integridade Estrutural**. São Paulo: UNESP, 1995. p.11-43.

PETROVSKI, B.; KOCAK, M. Fracture of surface - Cracked undermatched weld joint in high-strength steel. Reprinted from journal of offshore mechanics and artic engineering, v.115, p.229-236, fev.,1993.

POOK, L.P. On fatigue crack paths. **International Journal fatigue,** London, v. 17, n. 1, p. 5-13, jun.,1995.

ROOS, E. et al. Fracture Mechanics on safety on mechanics of materials. **Steel Research,** Düsseldorf, n.4/90, p.172-180, fev. 1990.

SCHÖNFELD, K.H.; KRUMPHOLZ, R. Martensitauschärtende stähle - höchstfeste stähle mit einfacher wärmebehandlung für schwierige anwendungszwecke. In: HÄRTEREI-TECHNISCHE MITTEILUNGEN, 1980, Darmstadt. **Proceedings ...** Darmstadt: ABCM, v. 35, n. 5, 1980, p.215-219.

SOCIETY OF AUTOMOTIVE ENGINEERS. **SAE J 1095:** Spoke wheels and hub fatigue. Test procedures. Warrendale, 1995.

cm 1 2 3 4 5 6 7 unesp 11 12 13 14 15 16 17 18

TITHER, G. Recent developments in automotive hot-rolled strip steels. In: PTD CONFERENCE, 8., 1988, New Jersey: **Proceedings ...** New Jersey:1988, p.1-8.

TODOROKI, A. et al. Analysis of Fadigue Crack Surface Partial Contact in Residual Stress Fields. In: INTERNACIONAL CONFERENCE ON FATIGUE AND FATIGUE THERSHOLDS HED, 4 , 1990, Birminghan. **Proceedings** ... Birminghan: JSME, 1990. p.1319-1324.

TODOROKI, A.; KOBAYASHI, H. Prediction of fatigue crack growth in welding residual stress fields. In: INTERNATINAL CONFERENCE ON RESIDUAL STRESSES, 2, 1989, Tokio**. Proceedings...** Tokio: ICRS, 1989. p.933-938.

TODOROKI, A.; KOBAYASHI, H.; NAKAMURA, H. Approach for Fatigue Crack Groth Rate Prediction in Residual Stress Field. *In:* PROCEEDINGS OF INTERNATIONAL CONFERENCE ON RESIDUAL STRESSES, 3.,1991, Tokushima. **Proceedings ...** Tokushima: RSCA**,** 1991. p.1-6.

ANEXO A

RELATÓRIOS DOS TESTES

RODA “22.5” X 8.25”

13QJ4173 - MACK

MAXION COMPONENTES ESTRUTURAIS LTDA.

QUALITY CONTROL OF RIMS AND WHEELS

OBJECTIVE : Rim Rolling Fatigue Test - Wheel 22,5" x 8,25"
MACK - Code 13QJ4173

TEST NR.	081/00	**INITIAL DATE:**	08-18-00
SAMPLE NR.	002	**FINISH DATE:**	08-20-00

TESTED PART				
ITEM	22,5 x 8,25	**ASSEMBLY**	**RIM**	**DISC**
CODE	FAMILY	5088.066.507	5087.116.874	5087.115.868

SAMPLE CHARACTERISTIC		
ITEM	**RIM**	**DISC**
TYPE	MAXION	MAXION
DATE OF PRODUCTION	-	08-17-00
LOT NR.	-	5874
SPECIFICATION	RD-1	RD-1
ORIGIN	Steel supplier	Steel Supplier
SAMPLE THICKNESS	-	-

TEST CONDITIONS			
RIM ROLLING FATIGUE TEST		**CORNERING FATIGUE TEST**	
TRACTIONED TIRE	385/65 R 22.5	**SPEED**	———
INFLATION PRESSURE	145 psi	**BOLTS TORQUE**	———
LOAD	5263 Kgf	**APPLIED MOMENT**	———
SPEED	70 Km / h	**WHEEL WEIGHT**	———
TORQUE	390 to 430 lb x ft	**RIM / DISK JOINT**	———

TEST RESULTS		
ITEM	**RIM ROLLING FATIGUE TEST**	**CORNERING FATIGUE TEST**
SPECIFIED MINIMUM WITHOUT CRACKS	1.000.000 cycles	———
RUPTURE VERIFIED IN	———	———
SAMPLE REMOVED OF TEST WITHOUT CRACKS	1.023.525 cycles	———

CRACK DESCRIPTION

OBSERVATIONS
TEST IN AGREEMENT WITH SAE J267-JAN/91

DATE / SEEN	**DATE / SEEN**
08-18-00	08-20-00

Marcos Antonio Bassa
Supervisor Laboratório Metalúrgico,
Beneficiamento e Auditoria da Qualidade

unesp

MAXION COMPONENTES ESTRUTURAIS LTDA.

QUALITY CONTROL OF RIMS AND WHEELS

OBJECTIVE : Cornering Fatigue Test - Disc 22,5" x 8,25"
MACK - Code 13QJ4173

TEST NR.	082/00	INITIAL DATE:	08-18-00
SAMPLE NR.	001	FINISH DATE:	08-22-00

TESTED PART				
ITEM	22,5 x 8,25	ASSEMBLY	RIM	DISC
CODE	FAMILY	5088.066.507	5087.116.874	5087.115.868

SAMPLE CHARACTERISTIC		
ITEM	RIM	DISC
TYPE	MAXION	MAXION
DATE OF PRODUCTION	-	07-14-00
LOT NR.	-	5674
SPECIFICATION	RD-1	RD-1
ORIGIN	Steel supplier	Steel Supplier
SAMPLE THICKNESS	-	-

TEST CONDITIONS			
RIM ROLLING FATIGUE TEST		CORNERING FATIGUE TEST	
TRACTIONED TIRE	———	SPEED	110 rpm
INFLATION PRESSURE	———	BOLTS TORQUE	390 to 430 Lbs x pe
LOAD	———	APPLIED MOMENT	1882 kgm
SPEED	———	WHEEL WEIGHT	
TORQUE	———	RIM / DISK JOINT	AUTOMATIC WELD

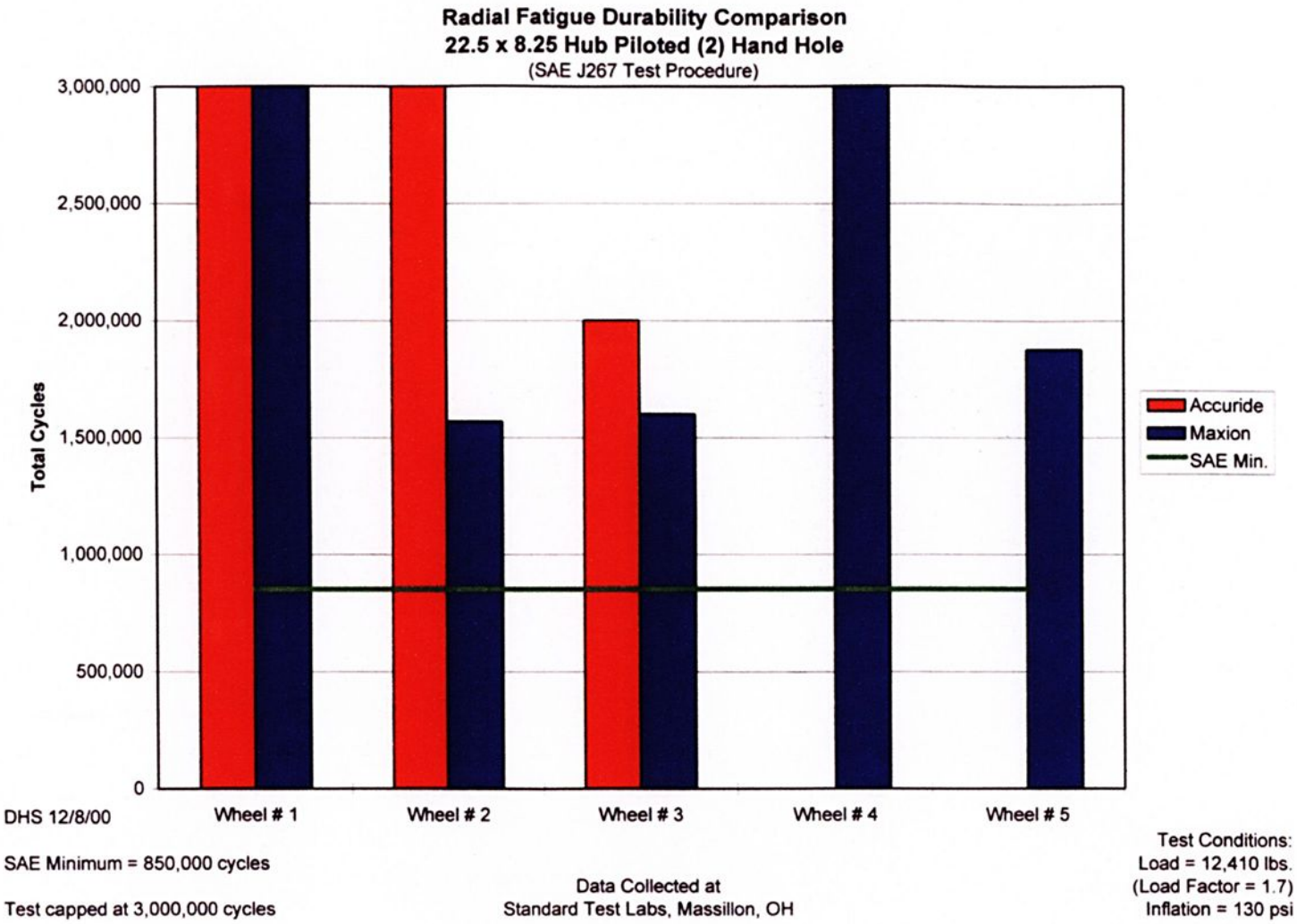
TEST RESULTS		
ITEM	RIM ROLLING FATIGUE TEST	CORNERING FATIGUE TEST
SPECIFIED MINIMUM WITHOUT CRACKS	———	60.000 cycles
RUPTURE VERIFIED IN	———	———
SAMPLE REMOVED OF TEST WITHOUT CRACKS	———	604.828 cycles

CRACK DESCRIPTION

OBSERVATIONS
TEST IN AGREEMENT WITH SAE J267-JAN/91

DATE / SEEN	DATE / SEEN
08-18-00	08-22-00

Marcos Antonio [illegible]
Supervisor Laboratório Metalúrgico
Recebimento e Assistência da Qualidade


Radial Fatigue Durability Comparison
22.5 x 8.25 Hub Piloted (2) Hand Hole
(SAE J267 Test Procedure)
3,000,000
2,500,000
2,000,000
1,500,000
1,000,000
500,000
0
Total Cycles
Wheel # 1
Wheel # 2
Wheel # 3
Wheel # 4
Wheel # 5
Accuride
Maxion
SAE Min.
DHS 12/8/00
SAE Minimum = 850,000 cycles
Test capped at 3,000,000 cycles
Data Collected at
Standard Test Labs, Massillon, OH
Test Conditions:
Load = 12,410 lbs.
(Load Factor = 1.7)
Inflation = 130 psi