

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
PROGRAMA DE PÓS-GRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE FADIGA PARA ESTRUTURAS SUBMETIDAS
A TEMPERATURAS ELEVADAS ALIADAS A ESFORÇOS CÍCLICOS

por

Daniel Luís Boniatti

Dissertação para obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Porto Alegre, novembro de 2003

ANÁLISE DO COMPORTAMENTO DE FADIGA PARA ESTRUTURAS SUBMETIDAS
A TEMPERATURAS ELEVADAS ALIADAS A ESFORÇOS CÍCLICOS

por

Daniel Luís Boniatti
Engenheiro Mecânico

Dissertação submetida ao Corpo Docente do Programa de Pós-Graduação em Engenharia
Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul,
como parte dos requisitos necessários para a obtenção do Título de

Mestre em Engenharia

Área de Concentração: Mecânica dos Sólidos

Orientador: Prof. Dr. Ignácio Iturrioz

Comissão de Avaliação:

Prof. Dr. André R. Froehlich

Prof. Dr. Inácio Morsch

Prof. Dr. Rogério Marzack

Prof. Dr. Jun Ono Fonseca
Coordenador do PROMEC

Porto Alegre, 5 de novembro de 2003

AGRADECIMENTOS

A meu pai Mário pelo esforço e dedicação de ver este meu sonho realizado.

A minha mãe Lilia pelo apoio e incansável disposição e dedicação nos momentos vitais de meu estudo.

A minha irmã Ana.

Aos meus colegas da engenharia, da Suspensys pelo apoio e pela contribuição para a realização deste trabalho.

A minha noiva que, em momentos difíceis, soube compreender a importância deste trabalho.

A todos os professores do programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, PROMEC, da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, que colocaram a minha disposição a sua fonte de saber.

A todos os meus amigos que, de uma maneira ou de outra, contribuíram para a realização deste trabalho.

Enfim, agradeço a todas as pessoas que contribuíram com sua experiência profissional e conhecimento, ou mesmo àqueles que, com palavras, contribuíram de alguma forma.

RESUMO

Devido a um mercado automotivo altamente competitivo e globalizado, as empresas buscam aperfeiçoar cada vez mais seus produtos, investindo em pesquisa e desenvolvimento em busca de produtos melhores, mais seguros e mais confiáveis.

Dentro desse contexto, procurou-se aprofundar os estudos sobre fadiga e fadiga de contato, a fim de se obter um embasamento teórico sobre as possíveis causas de trincas e suas conseqüências, em componentes submetidos a esforços cíclicos e a temperaturas elevadas. Importante é salientar que as altas temperaturas resultam em transformações estruturais no ferro fundido.

Posteriormente a esse embasamento teórico, realizou-se um caso de estudo (tambor de freio), buscando subsídios e informações sobre freios, tambores de freios e sobre materiais utilizados em sua fabricação. Sobre ele diversos tipos de análise foram realizados; análises de tensões, análises metalográficas em corpos de prova com e sem trinca e simulações da previsão da vida em fadiga, utilizando o modelo de Paris em programas matemáticos.

Paralelos a esses estudos, foram realizados testes de eficiência em dinamômetro utilizando diferentes materiais. Foram utilizados componentes em Ferro Fundido Cinzento e em Ferro Fundido Vermicular a fim de se poder avaliar o comportamento dos materiais em aplicações em que se tem a fadiga de contato.

Finalmente, são apresentados os resultados das análises e dos testes realizados, fazendo-se uma discussão acerca dos mesmos, sendo então apresentadas às conclusões e as sugestões para estudos futuros.

ABSTRACT

“ANALYSIS OF THE BEHAVIOR OF FATIGUE FOR STRUCTURES SUBMITTED A HIGH TEMPERATURE ALLIED WITH CYCLIC EFFORTS”

As the automotive market is highly competitive and globalized, companies seek each time to perfect their products, investing in research and development to make better products, safer and more trustworthy.

This context, intends to develop study of fatigue and contact fatigue, in order to have a theoretical base of the possible causes of cracks and its consequence, in components submitted of a cyclic efforts and high temperatures. It is also important to show that high temperatures result in structural transformations of cast iron.

Later this theoretical base, a study case carried out (brake drum), seeking subsidies and information of brakes, brake drums and about materials used in its manufacturing. About that several types of analyses had been carried; stress analyses, metallographic analyses in bodies of test with and without cracks and simulation of the forecast of the fatigue life, using the model of Paris in mathematicians softwares.

Parallels to these studies, tests of efficiency in dynamometer have been carried out using different materials. In this study components of Gray Cast Iron and Vermicular Cast Iron have been used in order to be able to evaluate the behavior of the material in applications where the contact fatigue occurs.

Finally, the results of the analyses and tests are presented, doing a discussion concerning the same ones, being then shown the conclusions and the suggestions for the future studies.

ÍNDICE

	Pág.
1	INTRODUÇÃO.....1
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....3
2.1	Fadiga.....3
2.1.1	Formas de Analisar o Problema de Fadiga.....6
2.1.1.1	Método Clássico da Curva de Wöhler.....6
2.1.1.2	Diagrama de Goodman.....7
2.1.1.3	Mecânica da Fratura8
2.1.1.4	Lei de Paris.....8
2.1.1.5	Fadiga em Condições Elast. (Método Baseado nas Curvas de Coffin-Mason).....11
2.1.2	Fatores que Influenciam no Desenvolvimento da Fadiga.....14
2.1.3	Fadiga de Contato.....18
2.1.3.1	Tensões de Hertz.....19
2.1.3.2	Trincas Superficiais.....20
2.1.4	Fadiga por Fluência.....21
3	CASO DE ESTUDO.....23
3.1	Freios.....23
3.2	Tambor de Freio.....25
3.3	Tipos de Ferro Fundido Utilizados em Tambores de Freio.....27
3.4	Objetivos do Estudo.....29
3.5	Tambores de Freio Utilizados para o Estudo.....30
3.6	Metodologias Empregadas.....34
4	RESULTADOS.....40
4.1	Análise de Tensões.....40
4.1.1	Discussão dos Resultados.....43
4.2	Análise Microestrutural da Secção do Material.....43
4.2.1	Discussão dos Resultados.....46
4.3	Análise de Trincas de um Corpo de Prova de um Tambor de Freio.....46
4.4	Análises Utilizando Programas para Estudo do Problema de Fadiga e Propagação de Trincas.....48
4.4.1	Discussão dos Resultados.....60

4.5	Comparativo entre Materiais Ensaados Experimentalmente (Aparecimento e Propagação de Trincas).....	61
4.5.1	Discussão dos Resultados.....	66
5	CONCLUSÕES E ESTUDOS FUTUROS.....	67
5.1	Conclusões.....	67
5.2	Estudos Futuros.....	68
	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	69
	Apêndice I – Diagrama de Smith.....	71
	Apêndice II – Exemplo Utilizando o FRANC2D.....	73
	Apêndice III – Norma TP 215.....	77
	Apêndice IV – Certificado de Conformidade.....	79
	Apêndice V – Certificado de Conformidade.....	80

LISTA DE SÍMBOLOS

a	profundidade da trinca [mm]
a_f	comprimento final da trinca
a_o	comprimento inicial da trinca
A_I	constantes de regressão
α	coeficiente de dilatação térmica
α	ângulo do centro do freio até o início da lona
b	abertura da trinca [mm]
c	comprimento da trinca [mm]
C	constante do material
ΔK	variação do fator de intensidade de tensões
$\Delta\sigma$	variação das tensões
$\dot{\epsilon}_p$	Taxa de fluência primária
E	módulo de elasticidade longitudinal
F	força tangencial [N]
f	limite elástico natural
FESA	Análise Estrutural por Elementos Finitos
ϕ	ângulo da lona
F_m	Ponto de fusão do material em graus Kelvin
K	fator de intensidade de tensões
$K_{máx}$	fator de intensidade de tensões máximo
$K_{mín.}$	fator de intensidade de tensões mínimo
K_I	fator de intensidade de tensões para o modo I
K_{II}	fator de intensidade de tensões para o modo II
K_{III}	fator de intensidade de tensões para o modo III
K_{Ic}	Tenacidade à Fratura (EPD)
K_c	Fator de Intensidade de Tensões Crítico (EPT)
K_t	fator de concentração de tensões
m	constante do material
MEF	Método de Elementos Finitos
n_I	constantes de regressão
N	número total de ciclos [ciclos]

N_A	carga normal
N_B	carga normal
p	constantes de regressão
P_a	força de atuação
R	raio interno do tambor [mm]
T	torque [N.m]
θ	ângulo do centro do freio até o pivotamento
μ	coeficiente de atrito
Y	fator geométrico

ÍNDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1: Tambores que apresentaram ruptura em serviço.....	1
Figura 2.1: Diagrama esquemático indicando as etapas de uma falha por fadiga (Fonte: Moura Branco, 1985).....	3
Figura 2.2: Regiões na fratura (Fonte: Cimini JR., 2001).....	4
Figura 2.3: Curva da histerese (Fonte: Cimini JR., 2001).....	5
Figura 2.4: Curva típica S-N de ligas ferrosas e não ferrosas (Fonte: Suresh, 1998).....	6
Figura 2.5: Representação de diagramas de Goodman na região positiva da tensão média. (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	7
Figura 2.6: Aspecto típico da relação $\frac{da}{dN} = f(\Delta K)$ (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	10
Figura 2.7: Exemplo do comportamento à fadiga com controle de deformação do cobre: (a) endurecimento cíclico; (b) relativa estabilidade; (c) amolecimento cíclico, material originalmente sujeito a endurecimento. (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	12
Figura 2.8: Endurecimento e amolecimento cíclico (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	12
Figura 2.9: Relação de Coffin-Manson (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	13
Figura 2.10: Comportamento elástico-perfeitamente plástico (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	13
Figura 2.11: Fatores de concentração de tensões (Cimini JR., 2001).....	14
Figura 2.12: Representação esquemática da variação de velocidade de propagação da trinca da dN em função de ΔK no caso geral dos aços, apresentando-se os diferentes regimes de mecanismos de fissuração (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	16
Figura 2.13: Influência da microestrutura na velocidade de trincas dos aços (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	17
Figura 2.14: Esquema de distribuição de tensões de contato entre superfícies curvas: (a) Distribuição espacial de tensões da superfície; e (b) Tensões cisalhantes subsuperficiais (Fonte: W.A., 1997).....	20
Figura 2.15: Curva típica para deformação por fluência (Fonte: Saxena, 1998).....	21
Figura 3.1: Forças atuantes na sapata de um tambor de freio (Fonte: Gillespie, 1992).....	23
Figura 3.2: Freio S-Came (Fonte: Norman et al., 2001).....	24
Figura 3.3: Operação do freio S-Came (Fonte: Norman et al., 2001).....	24
Figura 3.4: Montagem típica de um freio a disco (Fonte: Norman et al., 2001).....	25

Figura 3.5: Desenho esquemático de um tambor de freio (Fonte: Acervo do autor).....	25
Figura 3.6: Estrutura metalográfica do Ferro Fundido Cinzento (Fonte: Tomé, 2002).....	27
Figura 3.7: Transformações na estrutura do Ferro Fundido Cinzento com a temperatura (Fonte: Tomé, 2002).....	28
Figura 3.8: Dimensão da trinca para diferentes ferros fundidos para o mesmo número de ciclos (Fonte: Tyssenkrupp, 2001).....	29
Figura 3.9: Trincas térmicas e estrias em tambor de freio (Fonte: Acervo do autor).....	30
Figura 3.10: Trincas térmicas em tambor de freio (Fonte: Acervo do autor).....	30
Figura 3.11: Freio tipo S-Came utilizado (Fonte: Acervo do autor).....	31
Figura 3.12: Lonas de freio montadas no freio (Fonte: Acervo do autor).....	31
Figura 3.13: Ângulo da pressão nas lonas de freio.....	32
Figura 3.14: Distribuição de pressões no tambor de acordo com o ângulo.....	32
Figura 3.15: Forças atuantes no tambor de freio (vista frontal).....	33
Figura 3.16: Forças atuantes no tambor de freio (vista lateral).....	34
Figura 3.17: Aparelho tridimensional utilizado (Fonte: Acervo do autor).....	35
Figura 3.18: Projetor de perfil (Fonte: Acervo do autor).....	36
Figura 3.19: Dinamômetro utilizado no teste (Fonte: Acervo do autor).....	38
Figura 4.1: Pontos onde foram medidas as tensões.....	40
Figura 4.2: Análise de tensões para 210.123 elementos.....	41
Figura 4.3: Análise de tensões para 646.775 elementos.....	42
Figura 4.4: Curva de convergência das análises em termos de tensão no ponto 3.....	42
Figura 4.5: Tambor que não apresentou falha (100x).....	44
Figura 4.6: Tambor que apresentou falha (100x).....	45
Figura 4.7: Tambor de Ferro Fundido Vermicular (100x).....	46
Figura 4.8: Pontos onde foram medidas as trincas.....	46
Figura 4.9: Comprimento da trinca(c).....	47
Figura 4.10: Profundidade máxima da trinca(a) e a abertura da trinca(b).....	47
Figura 4.11: Comprimento das trincas e sua distribuição.....	48
Figura 4.12: Influência do tamanho da trinca no número de ciclos suportados.....	50
Figura 4.13: Perfil do tambor de freio e da secção utilizada.....	51
Figura 4.14: Variação das tensões normais na secção do tambor (Ponto 4 da Tabela 4.1).....	52
Figura 4.15: Secção que será utilizada no FRANC2D com os resultados.....	52
Figura 4.16: Tensão equivalente de von Mises para a região (MPa).....	53

Figura 4.17: Trincas iniciais.....	54
Figura 4.18: Distribuição de tensões após a inclusão das trincas (MPa).....	55
Figura 4.19: Estudo da fadiga para trinca com 5,92 mm.....	56
Figura 4.20: Curva para trinca com 5,92 mm.....	57
Figura 4.21: Estudo da fadiga para trinca com 8,4 mm.....	57
Figura 4.22: Curva para trinca com 8,4 mm.....	58
Figura 4.23: Estudo da fadiga para trinca com 9,0 mm.....	59
Figura 4.24: Curva para trinca com 9,0 mm.....	59
Figura 4.25: Curva para as três trincas em estudo.....	60
Figura 4.26: Comparativo entre a desaceleração requerida e a obtida para os dois materiais com diferentes velocidades.....	62
Figura 4.27: Comparativo entre as desacelerações requerida e obtida para os dois materiais com diferentes velocidades.....	64
Figura 4.28: Tambor de Ferro Fundido Cinzento.....	65
Figura 4.29: Tambor de Ferro Fundido Vermicular.....	65
Figura I.1: Diagrama de Smith para um componente com as mesmas propriedades em tração e compressão (Fonte: Reguly et al., 2001).....	71
Figura II.1: Malha com as condições de contorno.....	73
Figura II.2: Análise e cálculo do modelo.....	73
Figura II.3: Resultados.....	74
Figura II.4: Inclusão da trinca.....	74
Figura II.5: Propagação da trinca.....	75
Figura II.6: Deformada da trinca após o crescimento.....	75
Figura II.7: Distribuição de tensões após o crescimento da trinca.....	76
Figura II.8: Variação do tamanho da trinca <i>versus</i> a variação do fator de intensidade de tensões.....	76

ÍNDICE DE TABELAS

	Pág.
Tabela 2.1: Comparação da propriedade de fadiga térmica de vários tipos de ferro (Fonte: Tyssenkrupp, 2001).....	15
Tabela 2.2: Valores limites de C e m (Fonte: Moura Branco et al., 1986).....	17
Tabela 2.3: Algumas definições básicas nos problemas de contato (Fonte: Suresh, 1998).....	18
Tabela 3.1: Dados sobre o teste.....	39
Tabela 4.1: Tabela com os pontos onde foram medidas as tensões.....	41
Tabela 4.2: Amostra de material que não apresentou falha.....	43
Tabela 4.3: Amostra de material que apresentou falha.....	44
Tabela 4.4: Amostra de material vermicular.....	45
Tabela 4.5: Pontos e suas variáveis.....	47
Tabela 4.6: Resultados apresentados pelo AFGROW.....	49
Tabela 4.7: Tamanho da trinca X nº de ciclos.....	49
Tabela 4.8: Resultados apresentados pelo AFGROW para o caso estudado.....	50
Tabela 4.9: Coordenadas das trincas nos três pontos.....	54
Tabela 4.10: Comparativo das desacelerações entre os tambores com velocidades de 8,94 e 26,82 m/s com o incremento da pressão.....	61
Tabela 4.11: Comparativo entre os materiais variando a velocidade e a desaceleração requeridas.....	61
Tabela 4.12: Comparativo entre os materiais variando a velocidade e a desaceleração requeridas.....	63
Tabela 4.13: Comparativo de desgaste das lonas e dos tambores em torno do material utilizado.....	64

1 INTRODUÇÃO

Com as atuais tendências de um mercado altamente competitivo e globalizado, principalmente no setor de transportes, fazem-se necessários um elevado desempenho e uma eficiência das equipes de engenharia visando atender às expectativas e às necessidades dos mais exigentes mercados.

Essas necessidades, hoje, envolvem o estudo de componentes de alta resistência mecânica utilizados em veículos de carga. Esse estudo é complexo, pois vários fenômenos como a fadiga, as altas temperaturas e o contato, entre outros, interagem, exigindo para sua análise a utilização de várias ferramentas de análise numérica, análise analítica e de técnicas experimentais, que, em conjunto, permitem uma melhor compreensão do problema. Como um exemplo disso podem-se citar os tambores de freio, que sofrem degradação estrutural resultante de mecanismos de fadiga de contato. As falhas nos tambores ocorrem devido a uma complexa interação de efeitos, tais como: tensões aplicadas, elevadas temperaturas, presença de elementos atuando como concentradores de tensões (geometria da peça, inclusões não metálicas e imperfeições superficiais).

Uma falha usual nesse componente é a fadiga de contato que ocorre na pista de frenagem, aliado às altas temperaturas, causando trincas de maneira superficial ou sub superficial e que, em alguns casos extremos, causam o colapso total da estrutura. (Tomé, 2002).

A motivação deste trabalho está centrada em explorar a capacidade de compreensão dos fenômenos que interagem em um componente mecânico, por meio de várias ferramentas de análise. Para isso, será abordado um caso específico de um tambor de freio de caminhão que apresentou ruptura em serviço, como pode ser visto na Figura 1.1. Esse tambor de freio será estudado sob diferentes pontos de vista.

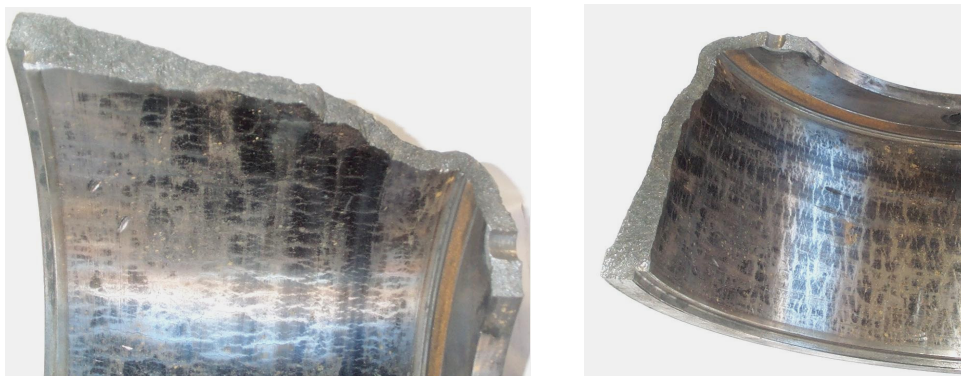


Figura 1.1: Tambores que apresentaram ruptura em serviço

Os objetivos do trabalho estão descritos a seguir:

- Objetivo geral: explorar até que ponto é possível compreender o comportamento e a falha de componentes mecânicos complexos, utilizando diferentes tipos de ferramenta de análise;

- Objetivos específicos: determinar a influência da análise de tensões, utilizando o método de elementos finitos para a definição da geometria de um tambor de freio;

- analisar os materiais empregados no estudo de caso (tambor de freio), a partir de ensaios de laboratório e de análises metalográficas;

- avaliar a possibilidade de programas computacionais que utilizam o conceito de mecânica da fratura para dar subsídios a problemas de fadiga de contato.

No Capítulo 2, apresentam-se a fundamentação teórica e a revisão bibliográfica, onde são feitas abordagens referentes a assuntos pertinentes ao estudo.

No Capítulo 3, apresenta-se o caso de estudo, abordando o caso propriamente dito, os componentes e as metodologias empregadas.

No Capítulo 4, apresentam-se os resultados do caso de estudo utilizando os diferentes tipos de ferramenta de análise e de técnicas experimentais, apresentando, também, a discussão dos resultados.

Finalmente, no Capítulo 5, apresentam-se as conclusões e as recomendações finais para estudos futuros.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA E REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fadiga

Pode-se dizer que a fadiga é o fenômeno pelo qual uma trinca cresce lentamente devido à atuação de cargas dinâmicas ou repetidas, com o componente dentro de um meio ambiente agressivo, ou a combinação dos fatores citados. O colapso ligado à fadiga ocorre quando a trinca atinge um tamanho crítico para o componente, acontecendo, então, a falha por colapso plástico, por propagação instável da trinca, ou por uma interação entre os dois modos mencionados (Moura Branco, 1985). Falhas mecânicas devido à fadiga têm sido o assunto dos esforços de engenharia por mais de cento e cinquenta anos.

A ruptura por fadiga é provocada pela nucleação e propagação mais ou menos lenta da(s) trinca(s) que aparece numa peça submetida a tensões oscilantes. (Moura Branco, 1985). O processo de fadiga pode ser dividido em quatro fases como é apresentado no diagrama esquemático da Figura 2.1.

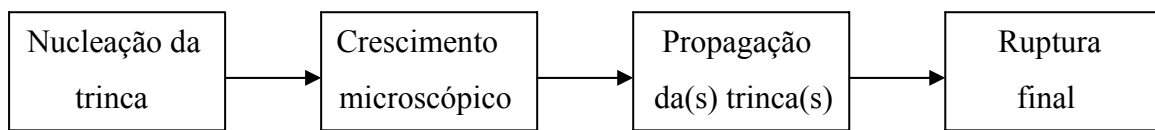


Figura 2.1: Diagrama esquemático indicando as etapas de uma falha por fadiga

(Fonte: Moura Branco, 1985)

As fraturas por fadiga podem ser divididas em duas regiões:

- região caracterizada por uma superfície lisa com aspecto sedoso e brilhante, causada pela ação do contato das superfícies da trinca durante a sua propagação. É a região de fratura por fadiga propriamente dita;
- região com superfície cristalina ou fibrosa que corresponde à fratura final instantânea (falha estática).

As duas regiões podem ser vistas no desenho esquemático da Figura 2.2.

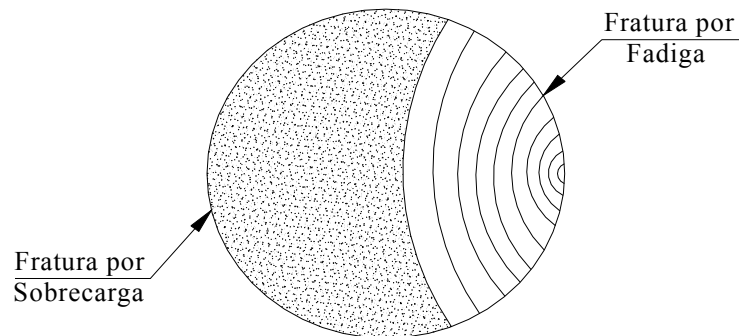


Figura 2.2: Regiões na fratura (Fonte: Cimini JR., 2001)

A origem da fratura por fadiga é uma pequena fissura que, progressivamente, se propaga produzindo uma fratura de característica plástica ou frágil, devido à concentração de tensões, a defeitos no material, etc. Normalmente, a fratura se inicia na superfície devido à irregularidade e também por que nela os cristais têm maior liberdade de deformação além de estarem submetidas à corrosão atmosférica. As fissuras de fadiga têm uma direção ortogonal às linhas de força do carregamento aplicado.

A fadiga pode ser estudada a partir de algumas teorias, que são:

- Teoria dos Esforços Secundários: admitiu-se que todos os corpos possuem grande número de defeitos superficiais e formulou-se a idéia de que esses defeitos criam concentração de tensões. Como consequência dessa heterogeneidade física, química e estrutural, os metais encontram-se submetidos a esforços secundários não desprezíveis, também denominados de pontos de tensões. A combinação dos esforços externos com os secundários sobrepuja localmente o esforço de coesão das partículas dando origem à fissuração. (Cimini JR., 2001).

- Teoria das Deformações Pseudo-Elásticas ou da Histerese: define-se um valor f , denominado de *limite elástico natural*, que é o limite superior da frequência para o qual o diagrama $\sigma \times \varepsilon$ se mantém reto, como pode ser visto na Figura 2.3. Acima de f ocorrem deformações irreversíveis devido ao fenômeno da histerese.

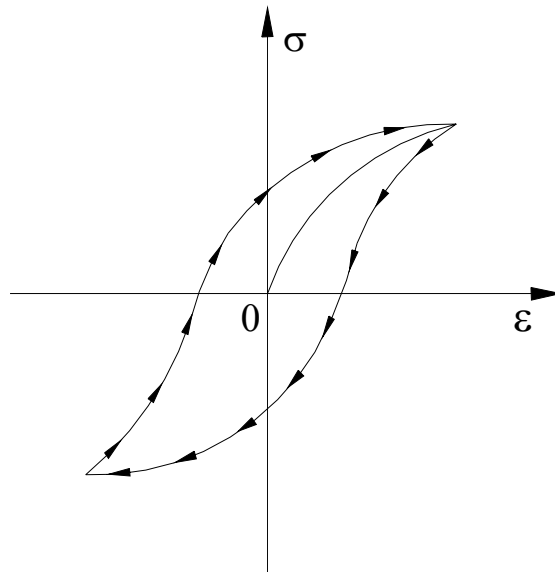


Figura 2.3: Curva da histerese (Fonte: Cimini JR., 2001)

A fratura por fadiga se processa quando o módulo de elasticidade longitudinal E , tende a um valor-limite equivalente à capacidade de amortecimento do metal em estudo. A área do circuito de histerese aumenta com f tendendo a uma forma estável correspondente a uma acomodação molecular. Porém, se a carga aumenta, a área do circuito cresce de maneira continuada processando-se, então, a fratura por fadiga. A carga-limite na qual ocorre a acomodação corresponde ao limite de fadiga. (Cimini JR., 2001).

- Teoria das Bandas de Escorregamento: na escala microscópica, a característica mais importante do processo de fadiga é a nucleação de uma ou de mais trincas, as quais, devido à sollicitação, levam ao escorregamento entre bandas ou no contorno dos grãos do material. Os metais apresentam uma estrutura cristalina (geralmente policristalina), ou seja, seus átomos são arranjados dentro de uma determinada ordem. Cada grão apresenta suas propriedades mecânicas próprias e de direcionamento. Alguns grãos são orientados de tal forma que planos de fácil escorregamento ou deslizamento estão na direção da máxima tensão de cisalhamento aplicada. Esse escorregamento ocorre tanto em carregamento estático como em dinâmico; porém, o fenômeno é acentuado neste último caso, de tal forma que o resultado é o aparecimento de planos de escorregamento muito finos (da ordem de décimos de μm).

Portanto, o escorregamento é primariamente controlado pelas tensões de cisalhamento e, quanto maior for a amplitude ou maior o número de ciclos, maior será o escorregamento. Isso significa que a fase inicial de desenvolvimento das trincas se dá nas bandas de escorregamento, e estas trincas tendem a se desenvolver no plano da máxima tensão de cisalhamento (em materiais dúcteis, 45°). Esse crescimento da trinca é geralmente pequeno, da ordem de grandeza de alguns

grãos. No decorrer dos ciclos de tensão, a trinca de fadiga tende a coalescer e a crescer ao longo dos planos de máxima tensão de tração. (Cimini JR., 2001).

Nenhuma das teorias existentes é suficiente por si só para explicar o fenômeno, porém todas se completam mutuamente. Para que a fissura apareça em um ponto, é necessário que os esforços locais ultrapassem a resistência de coesão do metal. A formação de bandas de escorregamento é criada por essa situação, tendendo a uma acomodação, ou a uma progressão continuada, dependendo do nível de tensões existentes. Nesse caso, a fissura se desenvolve até a fratura. Portanto, a fratura resulta da destruição da coesão intercrystalina e da impossibilidade de o metal se acomodar suficientemente, de maneira a anular os pontos de concentração de tensões (Cimini JR., 2001).

O limite de fadiga é definido como sendo o valor máximo da tensão abaixo da qual, presumivelmente, o material pode ser solicitado a um número infinito de ciclos sem fratura. Enquanto muitos materiais, incluindo o aço, têm um limite de fadiga bem definido entre 10^6 e 10^7 ciclos, outros como o alumínio não têm esse limite definido. (Cimini JR., 2001).

2.1.1 Formas de Analisar o Problema de Fadiga

2.1.1.1 Método Clássico da Curva de Wöhler

Os dados de experiências são plotados como a tensão *versus* o logaritmo do número total de ciclos N . Esses diagramas são chamados de curva $S-N$ ou diagrama de Wöhler. (Hamrock et al., 1999). A Figura 2.4 mostra uma curva típica $S-N$ de ligas ferrosas e não ferrosas. As ligas ferrosas seguem a curva cheia, e as ligas não ferrosas, a linha pontilhada.

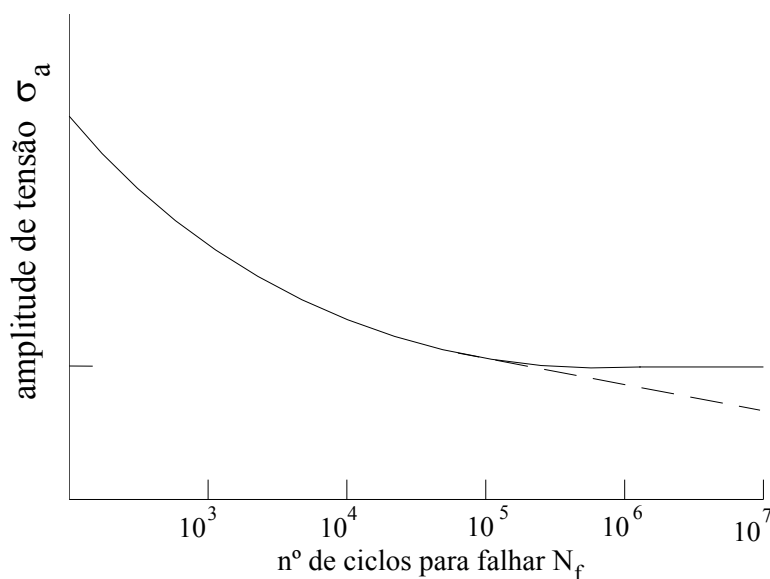


Figura 2.4: Curva típica S-N de ligas ferrosas e não ferrosas (Fonte: Suresh, 1998)

A curva S-N é um método padrão de dados de fadiga, sendo extremamente comum e informativa.

Existem dois regimes básicos para fadiga que são: fadiga de baixo ciclo (geralmente abaixo de 10^3 ciclos de tensão) e a fadiga de alto ciclo (mais do que 10^3 , mas menos do que 10^6 ciclos de tensão). A inclinação da linha é muito menor na fadiga de baixo ciclo do que na fadiga de alto ciclo.

Outra diferenciação pode ser feita entre vida finita e vida infinita. A vida infinita começa com, aproximadamente, 10^6 ciclos. Embora a distinção entre vida finita e porção da vida infinita não seja sempre clara, para aços isso ocorre entre 10^6 e 10^7 ciclos. Então, uma classificação de vida finita é considerada para um carregamento abaixo de 10^7 ciclos.

2.1.1.2 Diagrama de Goodman

O Diagrama de Goodman permite levar em conta a influência da tensão média na determinação da resistência à fadiga em função da tensão média, dos valores de tensões máximas e mínimas produzindo resultados razoáveis para materiais frágeis, enquanto que para materiais dúcteis é conservativo. Esta se mostra como uma alternativa melhor do que a abordagem convencional em que teriam de ser traçadas as curvas de Wöhler para cada caso de carregamento. Goodman, na realidade, é uma simplificação, em favor da segurança, do diagrama de Smith (Apêndice I). Na Figura 2.5, se apresenta o diagrama de Goodman onde σ_m representa a tensão média, σ_a , a tensão axial, σ_e , a tensão de escoamento, σ_{fo} , a tensão-limite de fadiga, e σ_R , a tensão de ruptura do material.

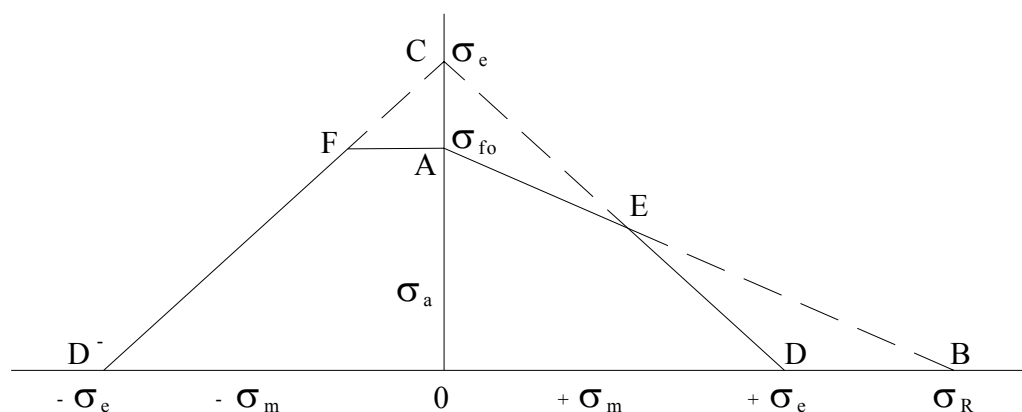


Figura 2.5: Representação de diagramas de Goodman, na região positiva da tensão média
(Fonte: Moura Branco et al., 1986)

2.1.1.3 Mecânica da Fratura

Mecânica da Fratura é a ciência que estuda o comportamento de corpos com trincas, sendo que essas podem ou não se propagar em forma instável. A Mecânica da Fratura tem como principais objetivos:

- medir o grau de segurança de uma estrutura em relação à falha por fratura frágil;
- determinar quais são as condições necessárias para a iniciação, propagação e não-propagação da trinca;
- quantificar a vida residual de um componente sujeito a carregamento oscilante.

Essa teoria definiu o fator de intensidade de tensões (K) como sendo um dos parâmetros que permitem a avaliação de tensões nas proximidades da trinca. Esse fator tem como limite um parâmetro do material chamado de tenacidade à fratura (K_{IC}). O fator de intensidade de tensões é importante, pois avalia quando uma trinca tem condições de propagação em uma estrutura, de forma instável.

O fator de intensidade de tensões K é função das características geométricas do componente estudado, da forma e da magnitude das cargas, e da orientação e do tamanho da trinca.

A tenacidade é uma propriedade do material; dessa forma, quando:

$K \geq K_c \rightarrow$ a fissura propaga em forma instável;

$K < K_c \rightarrow$ a fissura não propaga em forma instável.

2.1.1.4 Lei de Paris

Paris determinou de forma empírica que existe uma relação entre a velocidade de propagação de uma trinca e o incremento do fator de intensidade de tensões, aplicado em cada ciclo, propondo uma lei de vinculação entre a velocidade de propagação de uma fissura da/dN e a variação do fator de intensidade de tensões ΔK sendo que (Moura Branco et al., 1986):

$$\Delta K = K_{máx.} - K_{mín.} \quad (2.1)$$

em que $K_{máx.}$ e $K_{mín.}$ são os valores máximo e mínimo de K no ciclo de carga. Portanto, de acordo com a definição do fator de intensidade de tensões, tem-se:

$$K_{máx.} = Y\sigma_{máx.}\sqrt{\pi.a} \quad K_{mín.} = Y\sigma_{mín.}\sqrt{\pi.a} \quad (2.2a, b)$$

onde $\sigma_{m\acute{a}x}$ e $\sigma_{m\acute{i}n}$ s\~{a}o as tens\~{o}es m\~{a}xima e m\~{i}nima do ciclo de tens\~{o}es, Y \~{e} o fator geom\~{e}trico, e a \~{e} o comprimento instant\~{a}neo da trinca. A equa\~{c}\~{a}o de ΔK fica ent\~{a}o:

$$\Delta K = Y \cdot \Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot a} \quad (2.3)$$

onde $\Delta \sigma$ \~{e} a varia\~{c}\~{a}o das tens\~{o}es ($\sigma_{m\acute{a}x} - \sigma_{m\acute{i}n}$). A rela\~{c}\~{a}o entre da/dn e ΔK proposta por Paris \~{e} a seguinte:

$$\frac{da}{dN} = C(\Delta K)^m \quad (2.4)$$

onde C e m s\~{a}o constantes do material variando com a tens\~{a}o m\~{e}dia, com a frequ\~{e}ncia, com a temperatura e com o meio ambiente. A curva representada na Figura 2.6 apresenta tr\~{e}s regi\~{o}es distintas: na primeira, correspondente a velocidades muito baixas de propaga\~{c}\~{a}o, \~{e} poss\~{i}vel definir um valor de ΔK abaixo do qual n\~{a}o h\~{a} propaga\~{c}\~{a}o (ou esta n\~{a}o tem significado, por ser menor que 10^{-7} mm/ciclo). Este limiar \~{e} representado por ΔK_{lf} (designado na literatura anglo-sax\~{o}nica por ΔK_{th} de limiar); a segunda \~{e} a explicada pela rela\~{c}\~{a}o 2.4. Finalmente, a terceira fase do processo corresponde \~{a} propaga\~{c}\~{a}o inst\~{a}vel da fissura.

No caso de o processo de fadiga ter lugar em ambiente corrosivo, as velocidades de propaga\~{c}\~{a}o da/dN s\~{a}o, em geral, mais elevadas. A rela\~{c}\~{a}o da/dN versus ΔK apresenta ainda depend\~{e}ncia do valor m\~{e}dio da solicita\~{c}\~{a}o, usualmente exposto pela rela\~{c}\~{a}o $R = \sigma_{m\acute{i}n} / \sigma_{m\acute{a}x}$ e, eventualmente, pela frequ\~{e}ncia das tens\~{o}es, particularmente no caso de ambientes corrosivos.

A determina\~{c}\~{a}o do n\~{u}mero de ciclos necess\~{a}rio para propagar a trinca desde uma dimens\~{a}o a_o at\~{e} a_f pode ser obtido pela integra\~{c}\~{a}o da lei de Paris. (Moura Branco, 1986).

$$\frac{da}{dN} = C(Y \cdot \Delta \sigma \sqrt{\pi \cdot a})^m \quad (2.5)$$

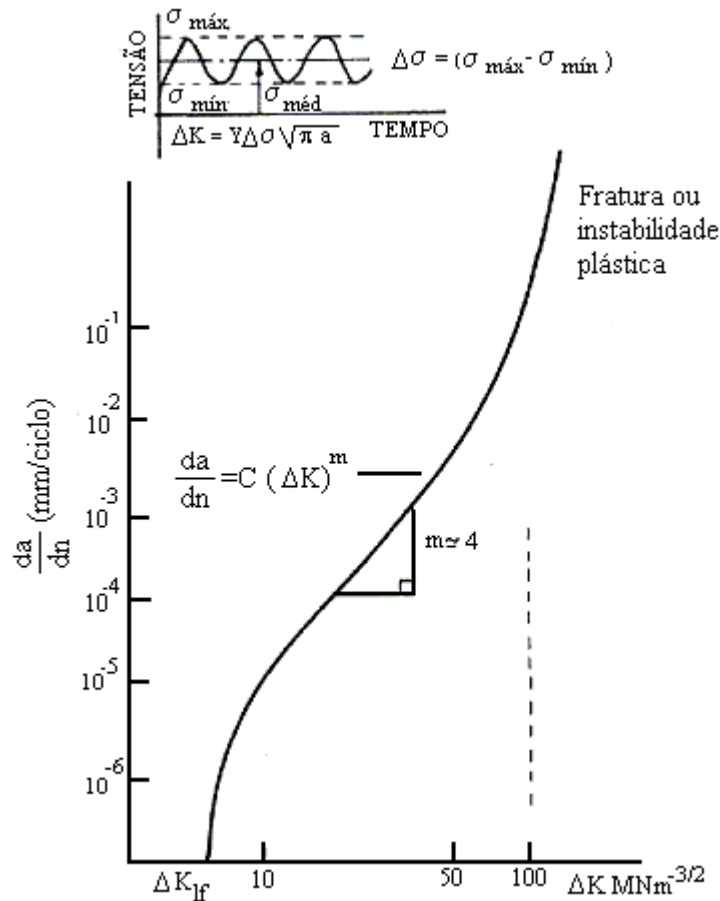


Figura 2.6: Aspecto típico da relação $\frac{da}{dN} = f(\Delta K)$ (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

$$N = \frac{a_0^{m/2}}{C \left(\frac{m}{2} - 1 \right) \Delta K_0^m} \left(\frac{1}{a_0^{\frac{m}{2}-1}} - \frac{1}{a_f^{\frac{m}{2}-1}} \right) \quad (2.6)$$

ou ainda

$$N = \frac{a_0^{1-\frac{m}{2}} - a_f^{1-\frac{m}{2}}}{C \left(\frac{m}{2} - 1 \right) Y^m \Delta \sigma^m \pi^{m/2}} \quad (2.7)$$

expressão válida desde que m seja diferente de 2. Notar que, quando a aproximação $Y =$ constante não for aceitável, a integração da Lei de Paris terá de ser feita por processos numéricos, dividindo o intervalo $a_f - a_0$ em vários intervalos menores.

As considerações feitas dizem respeito ao caso mais simples de solicitações de amplitude constante, solicitações aleatórias, bem como aquelas que correspondem a blocos de ciclos, correspondentes a diversos níveis de amplitude de solicitação. (Moura Branco, 1986).

Para determinar a curva $da/dn \times \Delta K$, realizam-se ensaios em corpos de prova com uma geometria em que seja possível conhecer a formulação do fator de intensidade de tensões (equações (2.2) (a), (b)). Como já foi referido, o corpo de prova dispõe de um entalhe bastante severo com uma concentração de tensões elevada a partir do qual é fácil fazer propagar uma trinca de fadiga.

Outras leis foram desenvolvidas por meio de parâmetros que foram obtidos de forma experimental para considerar fenômenos que a Lei de Paris não contempla. Por exemplo:

- A Lei de Walker, 1970, mostrada na equação (2.8), que considera a influência do fator R na fórmula:

$$\frac{da}{dN} = C \times \Delta K^{(m+n)} \times \left(\frac{1}{1-R} \right)^n \quad (2.8)$$

- A Lei de Forman, 1967, mostrada na equação 2.9, que permite incluir, na expressão teórica, as partes I e III da Lei de Paris, considerando $K_{Ic}(K_c)$,

$$\frac{da}{dN} = \frac{C \times \Delta K^{m-1}}{\frac{K_{IC}}{K_{MAX}} - 1} \quad (2.9)$$

- Lei de Priddle, 1976, mostrada na equação 2.10, que permite fazer com que,

$$\frac{da}{dN} = C \left(\frac{\Delta K - \Delta K_{th}}{K_{IC} - K_{MAX}} \right)^m \quad (2.10)$$

Esse tipo de análise é o indicado quando o período do crescimento estável do defeito, a partir de sua nucleação, é considerável.

2.1.1.5 Fadiga em Condições Elastoplásticas (Método Baseado nas Curvas de Coffin-Mason)

Onde houver deformação plástica cíclica, podem ocorrer, na vizinhança de descontinuidades, rupturas ao fim de um número de ciclos da ordem dos milhares (por exemplo, 10^4 ciclos), em vez de um número da ordem dos milhões, correspondente aos estudos essencialmente elásticos vistos anteriormente.

A fadiga em regime elastoplástico é controlada pela deformação plástica, e, portanto as curvas de fadiga a usar neste caso têm de ser obtidas em ensaios mecânicos nos quais a variável é a deformação, e não a tensão, como anteriormente.

O comportamento de metais sujeitos a ensaios em deformação plástica cíclica pode corresponder a um dos tipos descritos na Figura 2.7. Os casos (a) e (c) são designados respectivamente por endurecimento e amolecimento cíclicos. O efeito representado esgota-se e o ciclo estabiliza após um número de ciclos que é freqüentemente da ordem de um décimo da vida total para o ensaio. Estes comportamentos são representados esquematicamente na Figura 2.8. Materiais apresentando quociente $\sigma_e / \sigma_R > 0,8$ sofrem normalmente amolecimento cíclico, enquanto que materiais com $\sigma_e / \sigma_R < 0,8$ sofrem endurecimento cíclico. (Moura Branco, 1986).

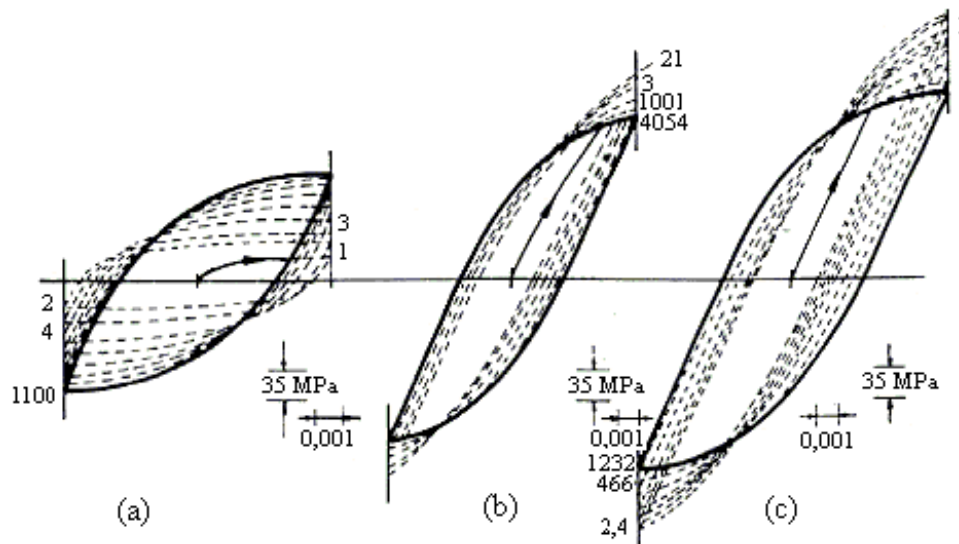


Figura 2.7: Exemplo do comportamento à fadiga com controle de deformação do cobre: (a) endurecimento cíclico; (b) relativa estabilidade; (c) amolecimento cíclico, material originalmente sujeito a endurecimento. (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

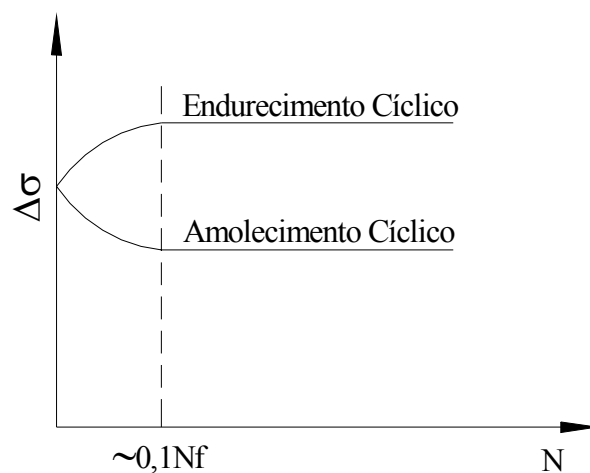


Figura 2.8: Endurecimento e amolecimento cíclico (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

Coffin apresentou, por volta de 1960, uma relação empírica entre o número de ciclos até à ruptura (N_f correspondente a ciclos de deformação plástica).

$$(N_f)^{\frac{1}{2}} \Delta \varepsilon_p = const. \quad (2.11)$$

que representada em coordenadas logarítmicas se traduz numa reta (ver Figura 2.9).

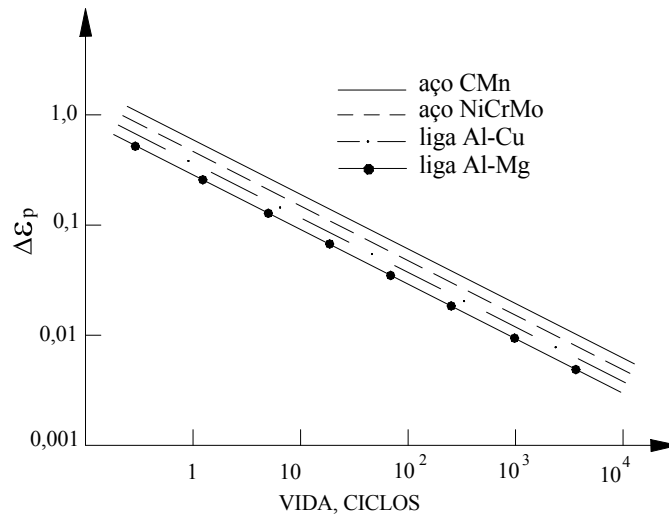


Figura 2.9: Relação de Coffin-Manson (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

O fenômeno da fadiga elastoplástica é freqüentemente motivado por variações cíclicas de temperatura. Considere-se uma barra com um coeficiente de dilatação térmica α . Admitindo-se que: (a) o comportamento é elástico-perfeitamente plástico (ver Figura 2.10); (b) os apoios são rígidos; e (c) a relação σ - ε é independente da temperatura.

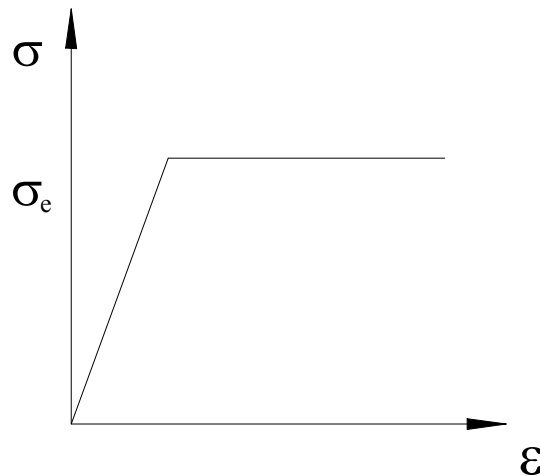


Figura 2.10: Comportamento elástico-perfeitamente plástico (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

2.1.2 Fatores que Influenciam no Desenvolvimento da Fadiga

Alguns fatores podem influenciar no desenvolvimento da fadiga, entre eles estão:

- Fator de Acabamento Superficial: afeta a resistência à fadiga de três modos: (a) introduzindo concentração de tensões resultante da rugosidade; (b) por alterar as propriedades físicas da camada superficial; e (c) por introduzir, eventualmente, tensões residuais, que, no caso de serem de tração, diminuem a resistência à fadiga. (Moura Branco et al., 1986);

- Fator de Concentração de Tensões: Descontinuidades na geometria da peça, como entalhes, furos, roscas, etc., provocam um aumento local da tensão. O aumento teórico do valor da tensão pode, em alguns casos, ser determinado pela Teoria da Elasticidade, mas geralmente é determinado recorrendo a Fotoelasticidade ou a métodos computacionais, como o método de elementos finitos. Na prática, recorre-se a fatores de concentração de tensão, K_t , que multiplicam as tensões nominais obtidas a partir das expressões elementares da resistência dos materiais, relativas à tração, flexão e torção. Estes fatores K_t estão associados à geometria dos entalhes e o modo de aplicação da carga, e são baseados na hipótese de que o material é perfeitamente homogêneo, isotrópico e elástico. Na Figura 2.11 tem-se evidenciado um caso onde está presente o fator da concentração de tensões. (Moura Branco et al., 1986);

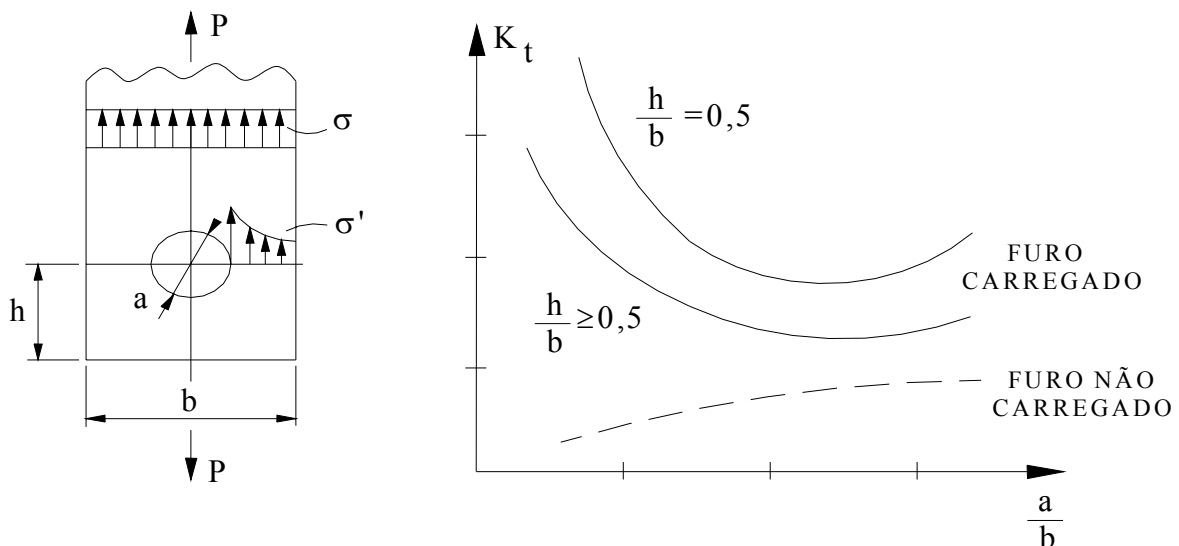


Figura 2.11: Fatores de concentração de tensões (Fonte: Cimini JR., 2001)

- Fator de Tamanho: em testes sobre corpos de prova de diversos tamanhos, observou-se que os corpos de prova grandes tendem a romper com menor número de ciclos. Várias teses foram formuladas para tentar explicar o motivo desse estranho comportamento

diferenciado, porém, nenhuma foi aceita como definitiva pela comunidade científica até o momento;

- Efeito da Temperatura: a temperatura e o tempo em que o ambiente permanece nessa temperatura são fatores importantes para o surgimento de trincas. Em temperaturas elevadas, normalmente, as propriedades estáticas são mais afetadas que as de fadiga, sendo que elevados gradientes de temperatura podem causar trincas térmicas no material.

As tensões provocadas por expansão ou por contração térmica em determinadas situações precisam ser consideradas. Na Tabela 2.1, tem-se a comparação da propriedade de fadiga térmica de vários tipos de ferro;

Tabela 2.1: Comparação da propriedade de fadiga térmica de vários tipos de ferro
(Fonte: Tyssenkrupp, 2001)

Tipo de ferro fundido	Microestrutura		Propriedades Mecânicas			Número de ciclos ao surgirem as primeiras trincas na superfície das amostras		
	Forma da Grafita	Teor de Perlita (%)	Limite de Resistência (MPa)	Alongamento (%)	Dureza (HB)	Faixa de temperatura do ciclo (°C)		
						250-500	250-700	250-900
Ferro Cinzento (grau 20)	Lamelas finas	100	215	0.6	179	7.900	340-460	80-180
Ferro Vermicular (grau 30)	Compacta (90%)	30	395	2.4	182	11.250	1.200-1.650	450-640
Ferro Nodular (grau 700-2)	Nodular (95-100%)	75	760	2.0	220	18.000	1.100-1.800	550-640

- Influência do Material e Tratamento Térmico: é evidente que a velocidade de propagação da trinca depende do material e do tratamento térmico. Há materiais que são mais resistentes à propagação de trincas, e outros, menos resistentes. A influência da microestrutura é muito importante. Nos aços, cuja curva $da/dn \times \Delta K$ se encontra na Figura 2.12, observa-se que no regime I a microestrutura tem uma influência significativa.

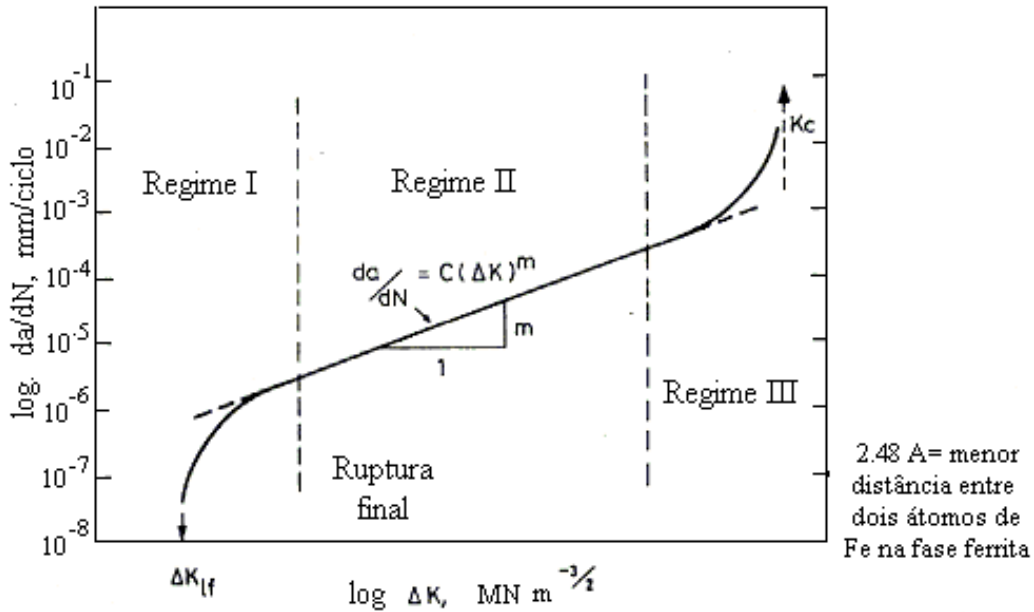


Figura 2.12: Representação esquemática da variação de velocidade de propagação da trinca da/dn em função de ΔK no caso geral dos aços, apresentando-se os diferentes regimes de mecanismos de fissuração (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

A zona em deformação plástica na extremidade da trinca aproxima-se das dimensões do grão, de tal modo que o ponto de transição do regime I para o II corresponde a uma dimensão da zona plástica, em média, inferior a cinco vezes o tamanho do grão do material. No regime II, a microestrutura tem uma influência pouco acentuada, e o mecanismo de ruptura é aparentemente contínuo e por estriação. Finalmente, no regime III, o modo característico de ruptura é misto (fadiga + ruptura elástica) havendo clivagem ou fratura fibrosa (coalescência de microcavidades) consoante o material seja frágil ou dúctil, além do avanço da trinca por estrias.

Nas ligas de alumínio e de materiais não ferrosos, a influência do material e do tratamento térmico é pouco significativa, o mesmo não sucedendo com as variáveis externas.

Osgood (1982) realizou uma compilação de numerosos resultados de curvas $da/dN \times \Delta K$ cobrindo uma extensa variedade de aços, tendo determinado os valores dos limites superiores de C e m na equação da Lei de Paris, conforme Tabela 2.2.

Os valores foram:

Tabela 2.2: Valores limites de C e m (Fonte: Moura Branco et al., 1986)

	C	m
Microestrutura austenítica	$5,59 \times 10^{-9}$	3,25
Microestrutura ferrítico-perlítica	$6,87 \times 10^{-9}$	3,00
Microestrutura martensítica (Aços de alta resistência)	$1,35 \times 10^{-7}$	2,25

[mm/ciclo, $N \text{ mm}^{-3/2}$]

Na Figura 2.13, apresentam-se, num gráfico bilogartimo, as retas correspondentes a estes valores de C e m no domínio de validade da Lei de Paris (10^{-5} a 10^{-3} mm / ciclo). A primeira conclusão importante que se obtém desses resultados é que a microestrutura martensítica, característica dos aços temperados de alta resistência, não provoca uma melhoria significativa na resistência à propagação de trincas.

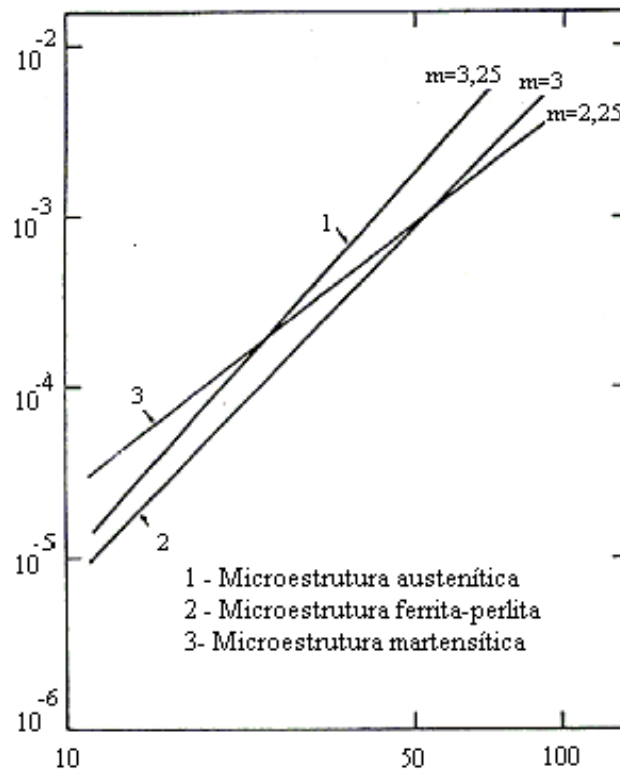


Figura 2.13: Influência da microestrutura na velocidade de trincas dos aços
(Fonte: Moura Branco et al., 1986)

Nos aços inoxidáveis, os valores de m tendem a ser mais elevados e, nas ligas de alumínio, o expoente m pode variar entre 2 e 6, e a constante C é cerca de duas a três ordens de grandeza menor que no aço.

2.1.3 Fadiga de Contato

O termo fadiga de contato refere-se ao processo de dano de superfície quando duas superfícies de corpos distintos tocam-se repetidamente uma na outra. A Tabela 2.3 fornece um quadro geral de referência com as terminologias de interesse em fadiga de contato, bem como definições e exemplos de situações práticas onde são aplicados. (Suresh, 1998).

Tabela 2.3: Algumas definições básicas nos problemas de contato (Fonte: Suresh, 1998)

Terminologia	Definição	Exemplo
Contato Conforme	Contato entre superfícies cujo perfil é sem deformação	Rolamentos
Contato Não Conforme	Contato entre superfícies cujo perfil não combina exatamente	Dentes de Engrenagem, Rolamentos
Contato de Escorregamento	Contato que surge de um deslocamento linear relativo	Derrapagem de uma roda travada de um veículo, alguns aspectos de contatos entre engrenagens
Fretagem	Degradação de propriedades de um escorregamento repetido entre superfícies de baixo deslocamento relativo	Junção rebitada, seção da cauda de motores a jato, eixos de transmissão.
Contato de Livre Rolagem	Contato que surge de um deslocamento angular relativo entre superfícies sobre um eixo localizado no mesmo plano tangente	Contato ao longo da linha de contato de engrenagens, rodas em trilhos de trem
Contato com Rolagem Trativa	Rolagem acompanhada por tração tangencial entre superfícies em contato	Contato acima e abaixo da linha de contato de engrenagens
Giro	Contato que surge de um deslocamento angular relativo entre superfícies sobre um mesmo plano tangente	Movimento rotacional induzido em uma roda enquanto está fazendo uma curva

Quando duas peças estão em contato, pode ocorrer um fenômeno de ruptura designado por fretagem ou fadiga por fretagem. (Moura Branco et al., 1986).

A fretagem é um processo de danificação superficial causado por duas superfícies em contato com movimento relativo e periódico. Esse fenômeno está mais relacionado com o

desgaste do que com a fadiga com corrosão. Como as superfícies estão sempre em contato, não há possibilidade de remoção dos produtos de corrosão. A fretagem verifica-se frequentemente na superfície de um veio montado com ajuste. Nesse caso, verifica-se a formação de trincas superficiais e de deterioração, acompanhada pela formação de depósitos de óxidos. As trincas de fadiga iniciam freqüentemente na área danificada, embora possam estar ocultas pela camada de óxido. A fretagem é causada por uma combinação de efeitos mecânicos e químicos. O material é retirado da superfície por ação da retificação ou por ação alternada de soldadura e rasgamento dos pontos mais altos da superfície. As partículas removidas tornam-se oxidadas e formam um pó abrasivo que continua o processo destrutivo. Verifica-se oxidação da superfície metálica e a película de óxido é destruída pelo movimento relativo das superfícies. Embora a oxidação não seja essencial para a fretagem, como se demonstra pelo movimento relativo que se observa entre duas superfícies de ouro não oxidadas, verificando-se oxidação, o dano de fretagem é muito mais severo.

Não existem métodos totalmente satisfatórios de evitar a fretagem. Se não houver movimento relativo, a fretagem não se dá. Aumentando a força normal à superfície, reduz-se a fretagem, mas pode-se impedir o movimento relativo entre as peças. Reduzir o coeficiente de atrito é benéfico. O problema principal consiste em manter uma película de lubrificante por um longo tempo. Pode, também, aumentar a resistência à fretagem aumentando a resistência ao desgaste das superfícies. Reduz-se, assim, a soldadura superficial. Eliminar o meio ambiente das superfícies em contato também reduz a fretagem embora isso seja difícil de realizar com êxito.

2.1.3.1 Tensões de Hertz

A análise das tensões de Hertz assume uma área superficial de contato circular, elíptica ou linear, e uma distribuição de pressões parabólica com o máximo no centro do contato. (Timoshenko, 1983). Uma análise do estado de tensões hertziano indica que existe um máximo de tensões cisalhantes abaixo da superfície de contato. Um exemplo de distribuição de tensões é mostrado na Figura 2.14. Nesse caso, o tipo de contato é elíptico com a distribuição de tensões normais parabólica. Na Figura 2.14 (b), é apresentado um perfil das tensões cisalhantes abaixo da superfície. A magnitude e a localização do máximo dessa curva dependem da área de contato, da magnitude das tensões aplicadas e do coeficiente de fricção. (Akbasoglu et al., 1990). Um aumento do coeficiente de fricção aproxima esse máximo da superfície e aumenta sua magnitude.

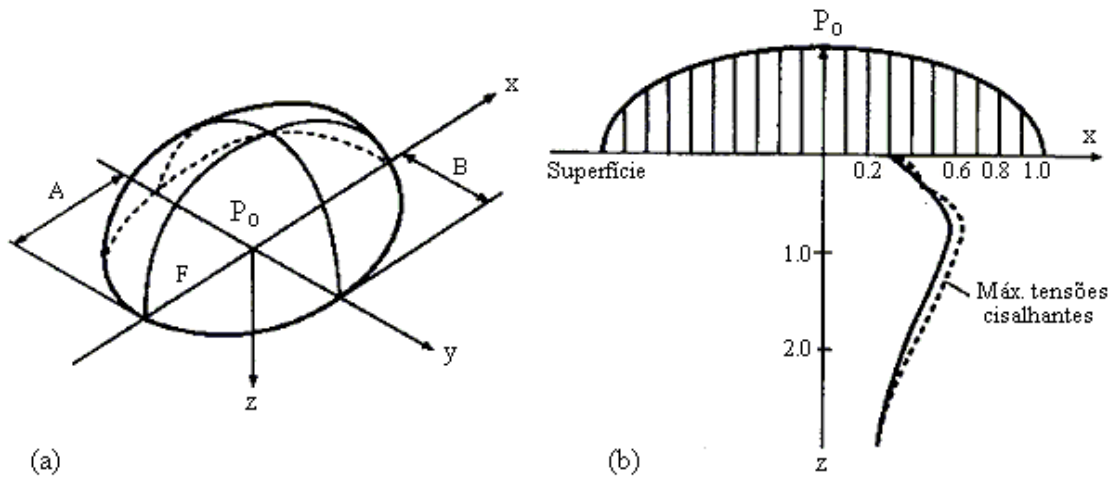


Figura 2.14: Esquema de distribuição de tensões de contato entre superfícies curvas:
 (a) Distribuição espacial de tensões da superfície; e (b) Tensões cisalhantes subsuperficiais
 (Fonte: W. A, 1997)

Os danos estruturais resultantes das tensões de contato iniciam por deformação localizada, (plastificação ou distorção localizada), seguidos por nucleação e propagação de uma trinca. Esse tipo de deformação localizada ocorre quando a máxima tensão cisalhante pelo critério de Tresca ou a máxima tensão cisalhante octaédrica (critério de von Mises) atinge um valor crítico que causa escorregamento em um plano cristalino específico do cristal. Essas deformações se acumulam a cada ciclo de rolamento (passagem de um elemento rolante no mesmo ponto) até que a iniciação de microtrincas promova a formação da microfissura. A ocorrência de microfissura e de lascamentos nas superfícies de rolamento comunica vibração e ruído ao restante do equipamento.

2.1.3.2 Trincas Superficiais

O acúmulo de trincas que se iniciam na superfície do elemento, quando o elemento que está em contato com o mesmo tem a superfície com alta rugosidade, é chamado de *peeling*.

A trinca inicia quando a energia de deformação atinge um valor crítico. Quando a propagação foi calculada levando em consideração a taxa de liberação de energia, o número de ciclos de tensão para a iniciação da trinca foi determinado como sendo três vezes o número de ciclos de tensão decorrido da iniciação até a formação de microfissuras, sendo considerada baixa tensão de contato. Quando se tem alta tensão de contato, ocorre uma inversão, pois a iniciação é rápida, e a maioria dos ciclos de tensão decorre da propagação da trinca. (Zhou et al., 1989).

Os defeitos superficiais podem ser de três tipos em componentes sujeitos à fadiga de contato (Gao, 1999):

- rugosidade da superfície muitas vezes causada pelo processo de retífica, causando concentradores de tensões;
- proveniente da contaminação do lubrificante formando crateras devido a partículas estranhas;
- os defeitos também podem ser causados pelo transporte ou pela montagem.

2.1.4 Fadiga por Fluência

Quando a temperatura do material de que é feito o componente aumenta acima de $0,35 T_m$, em que T_m , que é o ponto de fusão do material em graus Kelvin, a deformação dependente do tempo, abaixo da tensão de escoamento ou fluência, deve ser considerada. (Saxena, 1998).

A Figura 2.15 mostra a curva típica para deformação por fluência de materiais com deformações constantes.

Essa curva pode ser dividida em três regiões:

- região I – chamada de região com fluência primária; caracterizada por uma taxa de deformação continuamente diminuindo;
- região II – chamada de região com fluência secundária; caracterizada por uma taxa de deformação constante;
- região III – chamada de região com fluência terciária; caracterizada por um aumento da taxa de deformação. Essa é a região na qual tem-se o desenvolvimento do dano, eventualmente chegando-se à ruptura.

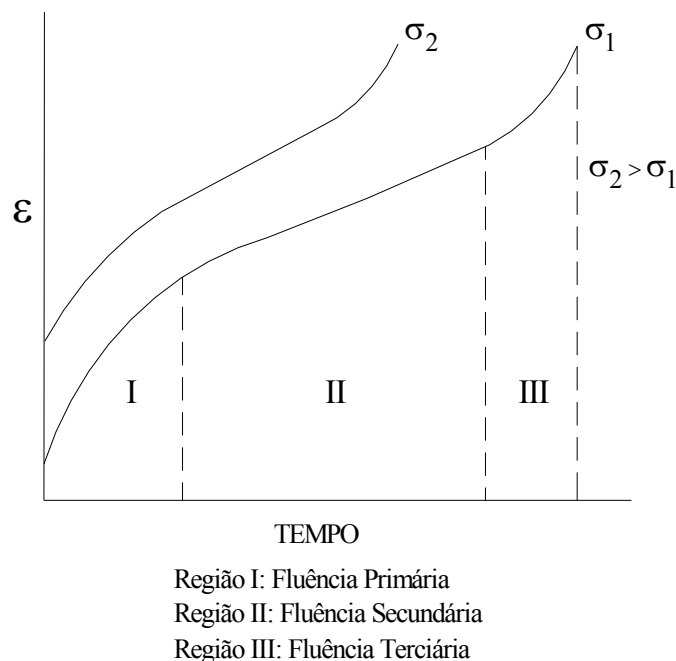


Figura 2.15: Curva típica para deformação por fluência (Fonte: Saxena, 1998)

Porém, existe a região anterior ao começo da região I onde se tem um comportamento elástico.

Em alguns casos, durante o crescimento de uma trinca macroscópica em altas temperaturas, todos os tipos de fluência poderão ocorrer simultaneamente. Para os estudos de engenharia, as regiões I e II são relevantes.

Caso a taxa constante de Fluência na região II esteja relacionada com a tensão, a Lei de Norton é válida. (Saxena, 1998).

$$\dot{\varepsilon} = A \cdot \sigma^n \quad (2.13)$$

onde A e n são constantes do material.

A deformação por fluência primária é caracterizada na equação:

$$\dot{\varepsilon}_p = A_1 \cdot \varepsilon^{-p} \sigma^{n_1(1+p)} \quad (2.14)$$

onde p , A_1 e n_1 são constantes de regressão, e $\dot{\varepsilon}_p$ é a taxa de fluência primária.

Para a combinação de fadiga e crescimento da trinca por fluência, envolvendo deformação perto da ponta da trinca, não existe consenso sobre nenhum parâmetro da mecânica da fratura válido para esse caso. (Suresh, 1998).

Deve ser enfatizado, também, que os efeitos no crescimento da trinca por fadiga na maioria das variáveis de teste são específicos para uma particular combinação do material, do ambiente, da temperatura de teste e das cargas mecânicas.

3 CASO DE ESTUDO

3.1 Freios

Dois tipos de freio são encontrados, hoje, para caminhões no mercado. (Norman et al., 2001):

- Freio S-Came: utiliza o tambor de freio como componente de atrito onde as sapatas de freio agem para frear o veículo.

O freio que usa tambor é muito utilizado nos EUA e no Brasil devido ao alto fator de frenagem e à fácil incorporação de características de freio de estacionamento. (Gillespie, 1992). O mecanismo de um freio a tambor tipo S-Came está simplificado na Figura 3.1.

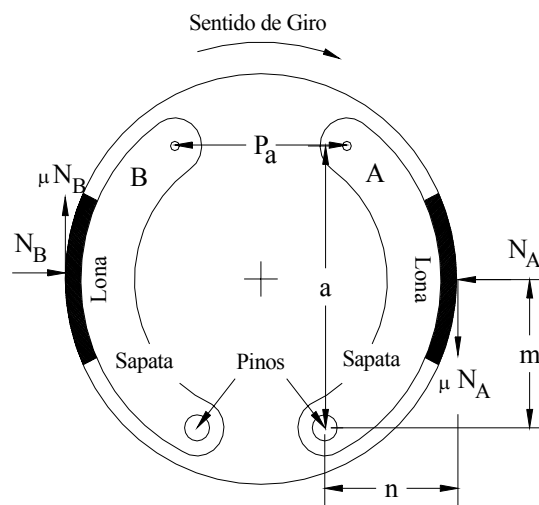


Figura 3.1: Forças atuantes na sapata de um tambor de freio (Fonte: Gillespie, 1992)

O freio consiste em duas sapatas pivotadas em dois pinos. A aplicação de uma força de atuação P_a empurra a lona contra o tambor, gerando uma força de atrito cuja magnitude é uma carga normal (N_A ou N_B) ao coeficiente de atrito μ da lona de freio contra o tambor. Essa energia de movimento, que deve ser absorvida no atrito, deve também ser dissipada pelo tambor de freio na forma de calor. Alguns estudos de laboratório mostram que o torque em um freio a tambor oscila durante a frenagem devido às altas temperaturas que o mesmo pode alcançar. Na Figura 3.2, tem-se a vista de um freio S-Came, sendo o modo de atuação esquemático apresentado na Figura 3.3.



Figura 3.2: Freio S-Came (Fonte: Norman et al., 2001)

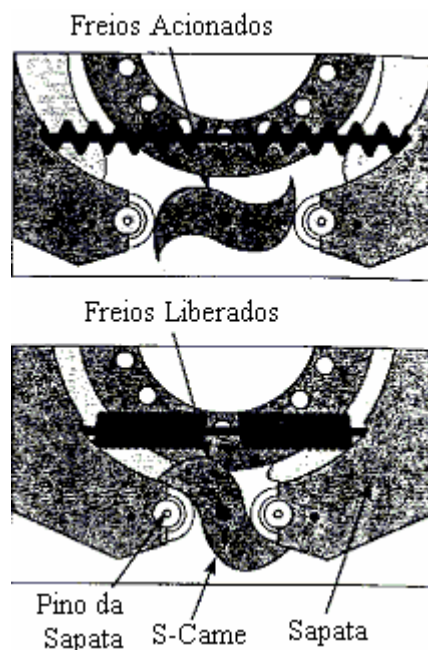


Figura 3.3: Operação do freio S-Came (Fonte: Norman et al., 2001)

- Freio a Disco: Bastante utilizado principalmente porque ele fornece melhor controle e maior eficiência de frenagem do que os freios a tambor do tipo S-Came. Entretanto, o custo inicial e os custos de manutenção, hoje, ainda são maiores. Os caminhões carregados têm enorme necessidade de frenagem, porque o princípio de frenagem requer que a energia do movimento (energia cinética) seja convertida em energia calorífica. Um importante fator é determinar quanto e como o sistema de freio retém o calor. O freio a disco em caminhões tem uma dupla desvantagem nesse item. Primeiramente, a área de seção total das faces de atrito é

muito menor do que nas sapatas de freio utilizadas nos freios a tambor. Isso significa que mais força precisa ser aplicada sobre eles. Outro ponto é a forma física do rotor, que é menor do que no freio a tambor para dissipar o calor absorvido, significando que trabalha mais quente e falha mais facilmente devido à distorção. Outro fator que reduz o número de caminhões com freio a disco em nossas estradas é a falta de universalidade. Isso significa menor competição de peças, maior preço e maior dificuldade na obtenção de peças de reposição. Na Figura 3.4, tem-se a montagem típica de um freio a disco. (Norman, 2001).

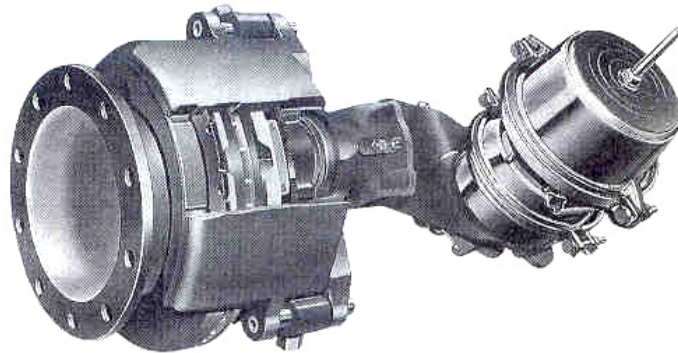


Figura 3.4: Montagem típica de um freio a disco (Fonte: Norman et al., 2001)

3.2 Tambor de Freio

Sendo o sistema de freio o mecanismo que converte a energia do movimento em calor, o tambor é justamente a parte do mecanismo responsável pela dissipação do calor gerado durante uma frenagem. O desenho esquemático de um tambor de freio é apresentado na Figura 3.5.

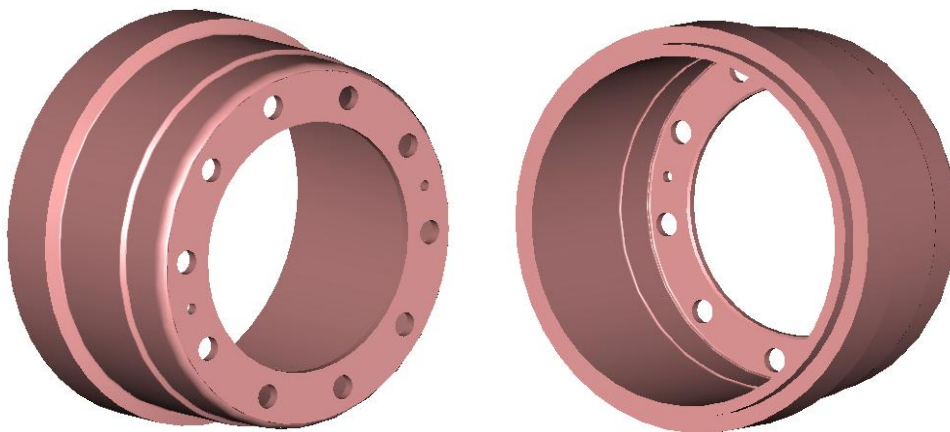


Figura 3.5: Desenho esquemático de um tambor de freio (Fonte: Acervo do autor)

Assim sendo, o tambor tem papel preponderante no desempenho do freio. Como cada vez mais há necessidade de frear pesos maiores em velocidades mais altas, disso resulta um aumento

do torque de frenagem e da velocidade relativa entre o tambor e a lona, sendo o tambor, cada vez mais exigido. (Tomé, 2002).

O coeficiente de atrito é limitado, e todo o aumento da força deve ser obtido por um aumento da pressão, que é igualmente limitada pela resistência que se pode aplicar no tambor de freio. O aumento da força de frenagem e da velocidade resulta num aumento da potência de frenagem que, por sua vez, traduz um desprendimento de calor. Esse calor, originado entre as superfícies de contato, deve ser dissipado rapidamente para se manter o coeficiente de atrito dentro dos limites normais e reduzir as solicitações térmicas. Em operação, o tambor se dilata sob a ação das forças radiais e sob o efeito do aumento da temperatura, o que pode diminuir as superfícies de contato, devido a uma modificação na curvatura interna do tambor em relação à curvatura externa da sapata e aumentar, conseqüentemente, os pontos de pressão localizados. A dilatação do tambor de freio e a diminuição do coeficiente de atrito das lonas são suscetíveis de provocar o fenômeno físico que pode levar à ruptura do tambor. (Tomé, 2002).

O comportamento em serviço e a vida útil de um tambor de freio dependem, principalmente, do formato do tambor e da manutenção, da resistência à variação da temperatura, da velocidade de dissipação do calor (peso e massa) e do tipo de superfície de atrito.

Por sua forma e pelo material que é fabricado, o tambor de freio deve resistir às forças radiais resultantes da aplicação das sapatas e da força centrífuga. Todo risco de ruptura deve ser eliminado, e as deformações oriundas da ação de contrações mecânicas e térmicas devem ser pequenas. Um tambor de freio deve ser resistente e, também suficientemente rígido, mas não demais, visto que deve se adaptar às deformações das sapatas.

Com a finalidade de limitar o aumento de temperatura em nível das superfícies de fricção, é necessário que o calor, produzido após uma freada, se dissipe rapidamente na massa de metal e seja eliminado imediatamente no ambiente. O metal utilizado para a fabricação dos tambores deve ter suficiente condutibilidade calorífica. O metal deve ainda resistir à fadiga térmica devido às diferenças de temperatura entre as superfícies interna e externa. A superfície externa do tambor de freio é, muitas vezes, provida de nervuras que aumentam a resistência e facilitam a eliminação do calor. A superfície interna do tambor de freio, cuidadosamente usinada, serve de superfície de contato ao material de fricção, sendo que esse contato deve ser superior a 90% da área de trabalho da lona. O coeficiente de atrito entre lona e tambor depende da natureza dos materiais em contato. O material do qual foi fabricado o tambor deve estar perfeitamente adaptado ao material de fricção e vice-versa. Por outro lado, sendo o contato a causa do desgaste, a dureza de ambos deve manter-se dentro de valores compatíveis. Do ponto de vista da

capacidade calorífica, a massa do tambor de freio deve ser suficientemente grande para facilitar a dissipação do calor durante a frenagem. (Tomé, 2002).

3.3 Tipos de Ferro Fundido Utilizados em Tambores de Freio

Atualmente, dois tipos de ferro fundido são utilizados na fabricação de tambores de freio:

■ Ferro Fundido Cinzento: com grafita lamelar, é destinado à fabricação de tambores de freio e de peças de embreagem (SAE J431 G3500b), pois, além de suficiente resistência mecânica e resistência à abrasão, ele reúne outras propriedades importantes para o desempenho do tambor, como:

- elevada capacidade de dissipação de calor;
- elevada condutividade térmica;
- baixo coeficiente de dilatação.

As propriedades acima descritas são fundamentais para que se tenham baixas tensões térmicas nos tambores de freio enquanto em serviço. (Tomé, 2002). Na Figura 3.6, tem-se a estrutura metalográfica do Ferro Fundido Cinzento, onde se pode observar a matriz perlítica e os veios da grafita.



(Aumento de 100 vezes)

Figura 3.6: Estrutura metalográfica do Ferro Fundido Cinzento (Fonte: Tomé, 2002)

No apêndice III, tem-se o certificado de conformidade do material (Ferro Fundido Cinzento SAE J431 G3500b) emitido pela fundição.

As transformações na estrutura do Ferro Fundido Cinzento com a temperatura estão mostradas na Figura 3.7.



Figura 3.7: Transformações na estrutura do Ferro Fundido Cinzento com a temperatura

(Fonte: Tomé, 2002)

■ Ferro Fundido Vermicular: com matriz perlítica, possui uma resistência mecânica mais elevada do que o Ferro Fundido Cinzento e reúne outras propriedades importantes para o desempenho do tambor. (Tyssenkrupp, 2002):

- propriedades térmicas (expansão, condutividade e resistência à fadiga térmica próxima ao Ferro Fundido Cinzento);
- melhor acabamento superficial após usinagem;
- melhor precisão dimensional após usinagem em relação ao Ferro Fundido Cinzento;
- propagação de trincas próximas ao Ferro Fundido Cinzento, conforme mostrado na Figura 3.8.

No Apêndice V, tem-se o certificado de conformidade do material (Ferro Fundido Vermicular ASTM G350) emitido pela fundição.

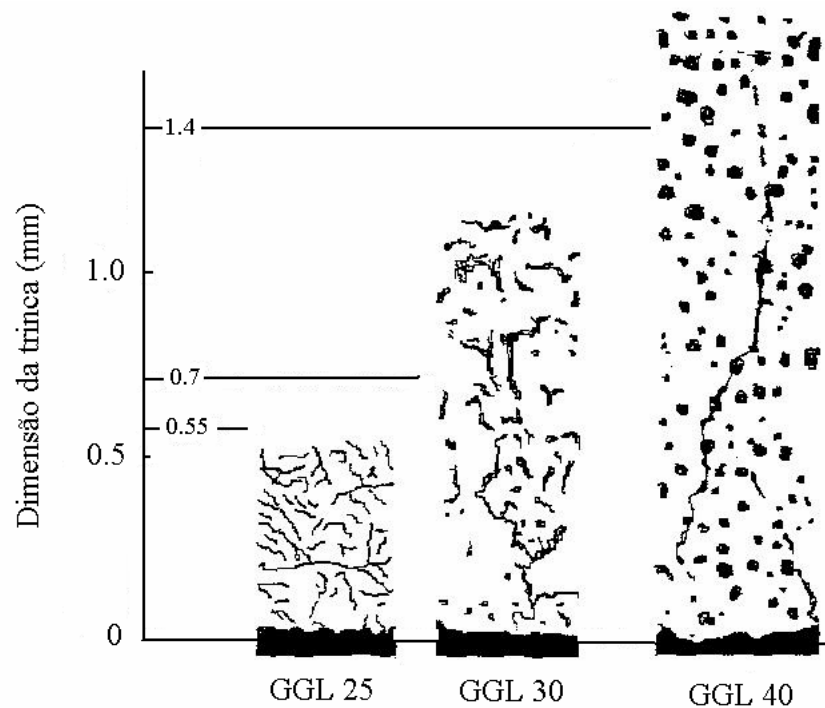


Figura 3.8: Dimensão das trincas para diferentes ferros fundidos para o mesmo número de ciclos (Fonte: Tyssenkrupp, 2001)

Onde:

- GGL 25: Ferro Fundido Cinzento;
- GGV 30: Ferro Fundido Vermicular;
- GGV 40: Ferro Fundido Nodular.

3.4 Objetivos do Estudo

Com a severa solicitação, à qual os tambores de freio para caminhões são submetidos, tem-se o aparecimento de *trincas* na pista de frenagem.

Após alguns acionamentos do freio em uma descida de serra, por exemplo, ou em uma bancada de testes, a temperatura interna do tambor pode chegar a 500°C (valores medidos) onde se tem uma dilatação do tambor devido à geometria do freio e à temperatura. Com repetidos acionamentos do freio e devido ao desgaste do tambor (diminuição da espessura), começam a aparecer as chamadas trincas térmicas. Nas Figuras 3.9 e 3.10 evidencia-se o problema.



Figura 3.9: Trincas térmicas e estrias em tambor de freio (Fonte: Acervo do autor)

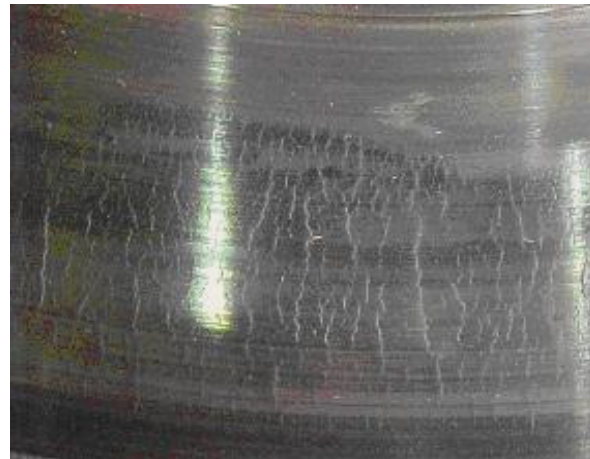


Figura 3.10: Trincas térmicas em tambor de freio (Fonte: Acervo do autor)

A alta incidência de *estrias* e de eventuais quebras de tambores em campo, onde se aliam pressões, forças tangenciais e ao mesmo tempo altas temperaturas em um único sistema, é um desafio para a engenharia.

Este trabalho busca a caracterização/modelamento de trincas surgidas em tambores de freio.

3.5 Tambores de Freio Utilizados para o Estudo

Para este estudo foram utilizados tambores de freio usados em caminhões de 170.000 N de carga total. Nesses tipos de caminhão, quando o freio é acionado, duas sapatas (que estão pivotadas em dois pontos) são empurradas contra o tambor, exercendo pressão e forças tangenciais sobre o mesmo, fazendo com que o veículo pare.

Os freios do tipo S-Came 381 mm x 177,8 mm que foram utilizados no caso de estudo podem ser vistos nas Figuras 3.11 e 3.12, nas quais são evidenciadas também as lonas de freio, que, quando o tambor está montado, ficam alojadas na pista de frenagem.

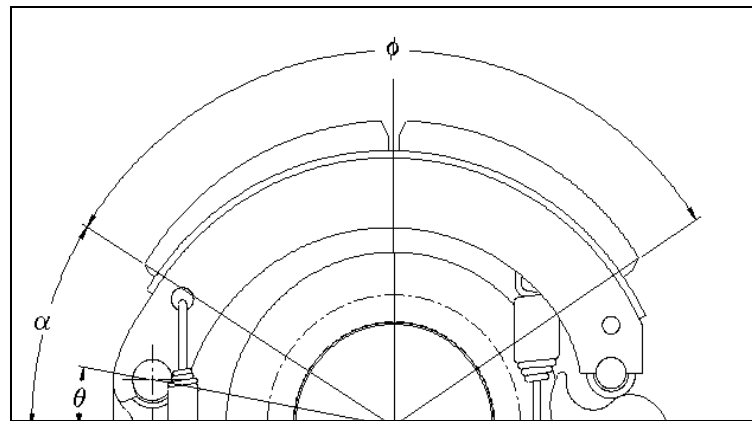


Figura 3.11: Freio tipo S-Came utilizado (Fonte: Acervo do autor)



Figura 3.12: Lonas de freio montadas no freio (Fonte: Acervo do autor)

Para a determinação das forças atuantes nos tambores de freio, utilizam-se dados do torque, do raio do tambor e da largura da lona, para pressão de 0,8 MPa na linha de suprimento de ar do caminhão, do freio 381 mm x 177,8 mm equipado com câmara de serviço tipo 406 mm que estão mostrados na Figura 3.13 que é a tela de entrada da planilha, que calcula a distribuição de pressões de acordo com o ângulo da lona. Essa planilha é fornecida pelo fabricante do freio.



T = Torque de Frenagem =	22689140 N.mm
R = Raio do Tambor =	192 mm
W = Largura da Lona =	178 mm
θ =	10,48°
α =	32,07°
ϕ =	114,43°
μ =	0,54
$P_{\text{máx}}$ =	1,94 MPa

Figura 3.13: Ângulo de pressão nas lonas de freio

A Figura 3.14 mostra a distribuição de pressões no tambor, que variam de acordo com o ângulo da lona de freio que é aplicada na pista de frenagem do tambor quando o freio é acionado na condição de pressão de 0,8 MPa, na câmara de freio. Esses dados são fornecidos pela planilha, a partir dos dados de entrada, para o freio que será utilizado neste caso de estudo.

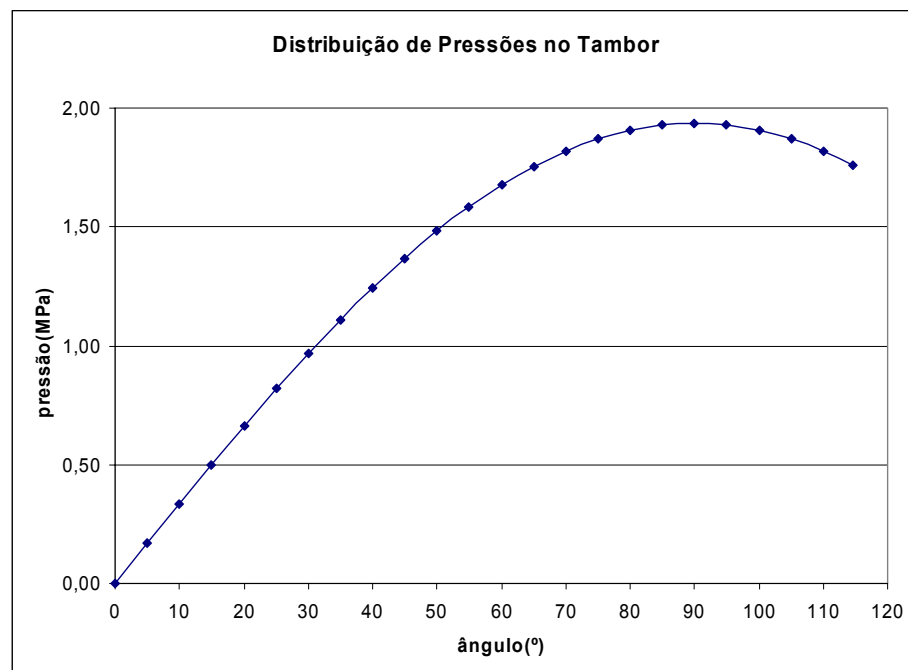


Figura 3.14: Distribuição de pressões no tambor de acordo com o ângulo

Uma vez que o fabricante de freio não repassou as informações sobre a imprecisão dos dados, está-se considerando $\pm 1^\circ$ para o ângulo e $\pm 0,5\%$ para as pressões.

Como se tem à variação da pressão no tambor em relação ao ângulo, são encontradas equações que são utilizadas como condições de contorno na análise por elementos finitos.

Outra força necessária para calcular a tensão no tambor por elementos finitos é a força tangencial, calculada a partir da fórmula 4.1 para a pressão de 0,8 MPa:

$$F = \frac{T}{2 \times R} \quad (4.1)$$

$$F = \frac{22689140 \text{ N} \times \text{mm}}{2 \times 192 \text{ mm}}$$

onde: $F=59086 \text{ N}$

F= Força tangencial;

T= Torque;

R= Raio interno do tambor.

Além disso, são considerados os tambores usinados no seu diâmetro máximo permitido de 384 mm no limite de atuação do freio.

Nas Figuras 3.15 e 3.16, aparece esquematizadamente a forma como ocorre a aplicação da pressão ao longo da área da sapata de freio (Figura 3.14), da força tangencial e da força axial presentes no cálculo por elementos finitos.

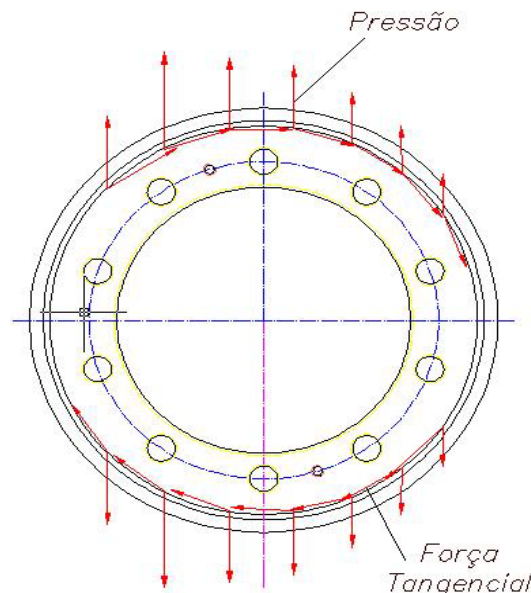


Figura 3.15: Forças atuantes no tambor de freio (vista frontal)

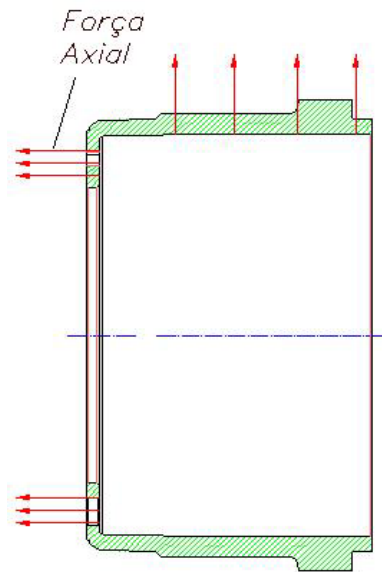


Figura 3.16: Forças atuantes no tambor de freio (vista lateral)

O material dos tambores de freio utilizado para o estudo foi o Ferro Fundido Cinzento tendo sua especificação dada pela norma SAE J431 Gb3500b. Esse material possui as seguintes características:

- módulo de elasticidade: 125 GPa;
- tensão de escoamento e ruptura: 240 MPa;
- dureza: 207-255 HB.

3.6 Metodologias Empregadas

Para o estudo serão empregadas as seguintes metodologias:

- o Método de Elementos Finitos (MEF): é uma técnica que foi introduzida pela primeira vez, no ano de 1956, e tem sido continuamente desenvolvida e aperfeiçoada desde então, sendo, hoje, uma ferramenta para resolução de numerosos problemas de engenharia. Esse método é amplamente usado e aceito em muitas áreas da engenharia, tais como: aeroespacial, automotiva, hidráulica, biomédica, civil, elétrica, mecânica, nuclear e estrutural. (Becker et al., 1984).

O método de elementos finitos é uma técnica que consiste, basicamente, em dividir um sólido em elementos discretos e assumir um campo de tensões e/ou de deslocamentos dentro de cada elemento ou no contorno entre eles. A aplicação de conceitos variacionais resulta em um sistema de equações algébricas, cujas incógnitas podem ser os deslocamentos e/ou as tensões nodais. O MEF é uma técnica aproximada, a qual pode produzir resultados confiáveis quando usada corretamente. A validade e a precisão do modelo analisado dependem de uma solução

confiável sobre uma representação precisa do problema e de procedimentos corretos de análise. (Fagam, 1992).

■ Análises Metalográficas: partiu-se da medição em aparelho tridimensional dos três tambores nos quais seriam feitas as análises metalográficas. Foram analisadas três amostras: duas de Ferro Fundido Cinzento e uma amostra de Ferro Fundido Vermicular, sendo que as amostras de Ferro Fundido Cinzento são:

- uma amostra de tambor no qual o mesmo chegou à sua vida final (ultrapassou o diâmetro máximo de trabalho), porém não houve ruptura;
- uma amostra de tambor no qual houve ruptura antes do final da vida útil.

No caso do tambor que chegou à sua vida final, o diâmetro máximo especificado para uso é de 384 mm, sendo que o mesmo teve o valor medido em aparelho tridimensional mostrado na Figura 3.17, de 385,875 mm. (Scirocco/DEA). Nesse caso, o tambor estava com diâmetro muito além do especificado e não tinha apresentado falha.



Figura 3.17: Aparelho tridimensional utilizado (Fonte: Acervo do autor)

O tambor que apresentou falha estava com pouco desgaste, sendo seu diâmetro medido de 381,9 mm quando houve a quebra, podendo esse chegar ao diâmetro permitido para uso de 384 mm. Uma amostra de cada tambor foi retirada e, então, foram criados corpos de prova utilizando baquelite para o embutimento. A análise em microscópio foi feita utilizando-se ataque químico

Nital 2% e uma ampliação de 100x. A análise das características do material é feita comparativamente de acordo com a norma NBR 6.593. Paralelo a isso foi realizado teste para que se pudesse medir a dureza das três amostras, para comprovar se os materiais em análise estavam de acordo com as normas (SAE J 431) para o Ferro Fundido Cinzento e (ASTM G350) para o Ferro Fundido Vermicular, que especificam uma faixa de dureza para esses materiais.

- Análise de Trincas: para essa análise utilizou-se o tambor em Ferro Fundido Cinzento que apresentou falha em campo. O tambor quebrado foi seccionado a fim de se obter um corpo de prova para que se pudesse analisar as trincas. Na superfície desse corpo de prova, que apresentava diversas trincas, foi aplicado líquido penetrante, de modo que as trincas ficassem mais evidenciadas para serem feitas às medições.

Em um projetor de perfil, mostrado na Figura 3.18, foram medidas as dimensões das três maiores trincas existentes no corpo de prova com o fim de se obterem dados para uma posterior análise. (Prazis).



Figura 3.18: Projetor de perfil (Fonte: Acervo do autor)

- AFGROW: programa idealizado para prever o crescimento de trincas. Foi utilizado, pela primeira vez em 1980, sendo desenvolvido pela *Air Force Research Laboratory* e, até hoje, segue sendo desenvolvido para vários tipos de sistemas operacionais. O AFGROW tem como princípio a mecânica da fratura aplicada à fadiga (Lei de Paris), aplicando modelos empíricos de Walker e Forman. Essa ferramenta determina a vida útil de modelos pré-

determinados submetidos a um espectro de carregamento, determinando o fator de intensidade de tensões de diversas formas possíveis. (AFGROW, 2000).

O programa simula o crescimento da trinca no modelo e prediz o número de ciclos necessário para que a trinca atinja um tamanho crítico, permitindo ao usuário fornecer vários parâmetros desde a geometria da peça, utilizando modelos pré-existentes que são parametrizados conforme as dimensões do modelo a ser analisado, até a descrição das propriedades do material.

O programa utiliza a contagem de ciclos baseado no método Rainflow, sendo que o programa, grafica a curva de Paris e o histórico do crescimento da trinca *versus* o número de ciclos. Esse aplicativo está disponível gratuitamente no endereço eletrônico www.fibec.flight.wpafb.af.mil/fibec/afgrow

▪ FRANC2D (*Fracture Analysis Code 2D*): é um sistema de elementos finitos que simula a propagação de trincas utilizando a Mecânica da Fratura Elástica Linear (LEFM) em duas dimensões se valendo de alguns passos descritos a seguir (FRANC2D):

- pré-processamento: fase inicial onde são definidas: a geometria, a malha, o material e as condições de contorno;
- análise: resolução do problema, com a solução das equações de equilíbrio;
- pós-processamento: fase onde se tem os resultados de deformações e tensões presentes na geometria que foi analisada;
- modificação: nessa fase, poderão ser incluídas trincas na geometria;
- crescimento da trinca: nessa fase, existe o crescimento da trinca devido a critérios que serão mencionados a seguir. O programa permite ir determinando o caminho que será seguido pela trinca realizando-se novas análises para cada novo caso intermediário e, em cada caso, o remalhamento a partir da nova posição da ponta da trinca. Esse aplicativo foi desenvolvido pela Universidade de Cornell e está disponível gratuitamente no endereço www.cfg.cornell.edu

No FRANC2D, a trinca propagará na direção prescrita usando uma das três teorias de propagação implementadas no programa, que são:

- Máxima Tensão Circunferencial ($\sigma_{\theta\text{máx}}$);
- Máxima Taxa de Liberação de Energia Potencial ($G_{\text{máx}}$);
- Mínima Densidade de Energia de Deformação (S_{min}).

Efetivamente, todas abordam os mesmos dados para a mesma trajetória de trinca e minimizam o modo II de intensidade de tensões.

Sobre as teorias de propagação, podem ser citados como referência para um maior aprofundamento, dois autores: Sih (1974) e Carvalho (1999).

■ Teste de Eficiência em Tambores de Freio Ensaaiados em Laboratório: esse teste segue a norma TP215 que se encontra no apêndice III, no laboratório da empresa FRAS-LE, utilizando um dinamômetro que está mostrado na Figura 3.19. (Greening, 1988).

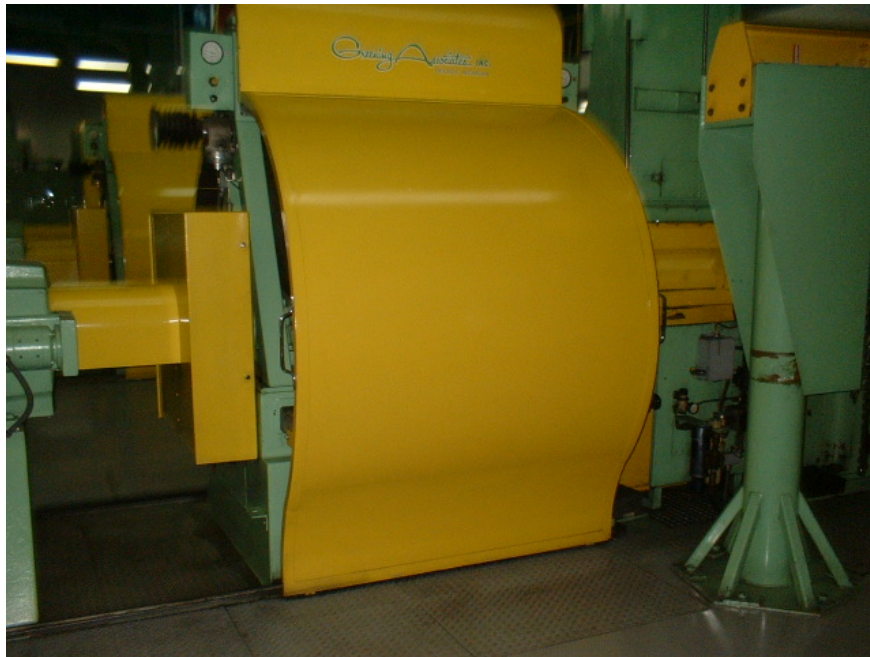


Figura 3.19: Dinamômetro utilizado no teste (Fonte: Acervo do autor)

Para que o teste possa ser realizado, é necessário fazer um assentamento das lonas de freio no tambor. Esse assentamento é realizado fazendo algumas frenagens do conjunto em dinamômetro até que o mesmo chegue a, aproximadamente, 90% de contato entre a superfície da lona e a do tambor. Esse percentual é medido tomando-se como base a área total da superfície da lona. Sabendo a área total, mede-se a área que sofreu desgaste e, então, calcula-se o percentual de contato. Após o assentamento, o teste inicia seguindo os itens da norma:

Item 6.3: esse teste consiste em testar o tambor com velocidades de 8,94 m/s e 26,82 m/s no dinamômetro, começando com uma pressão de 0,14 MPa e fazendo incrementos de 0,14 MPa até o limite de 0,84 MPa.

Item 6.5.1 até 6.5.3: nesse teste, o tambor é submetido a velocidades que variam de 22,35 a 31,30 m/s, com desacelerações de 3,05; 4,26 e 5,47 m/s² fazendo-se apenas uma frenagem para cada situação, sendo que a temperatura deve ficar entre 49°C até 52°C, valor medido com termopar.

Item 6.5.5: o tambor é submetido a uma velocidade de 13,41 m/s, sendo, então, aplicada uma desaceleração de $6,67 \text{ m/s}^2$, sempre com temperatura controlada entre 91°C e 93°C . Esse procedimento é repetido 50 vezes para essa situação.

Item 6.5.6: o tambor é submetido a uma velocidade de 22,35 m/s, sendo, então, aplicada uma desaceleração de $6,67 \text{ m/s}^2$, sempre com temperatura controlada entre 91°C e 93°C . Esse procedimento é repetido 50 vezes para essa situação.

Item 6.5.7: o tambor é submetido a uma velocidade de 26,82 m/s, sendo, então, aplicada uma desaceleração de $5,47 \text{ m/s}^2$, sempre com temperatura controlada entre 91°C e 93°C . Esse procedimento é repetido 100 vezes para essa situação.

Para que o teste se torne válido, é necessário que, em nenhum momento dos testes ocorra falha de nenhum dos componentes.

Os testes buscam mostrar a eficiência do tambor na frenagem para os diferentes materiais (Ferro Fundido Cinzento e Ferro Fundido Vermicular), sua vida útil e seu desgaste. Conjuntamente com o teste do tambor, tem-se o monitoramento de desgaste das lonas de freio. O aparecimento de trincas, ao longo ou no final do teste, também foi monitorado. As condições do teste e os dados do dinamômetro estão na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Dados sobre o teste

Material de Fricção: Fras-Le AF/671	Alavanca: 152,4 mm
Tipo de freio: "S" Came Master	Raio de rolamento: 0,510 mm
Dimensão do freio: \varnothing 381 mm x 177,8mm	Carga no eixo: 100.000 N
Câmara de freio: 609,6 mm	Inércia: 13.02 N.m^2

4 RESULTADOS

4.1 Análise de Tensões

Para este estudo foi realizada uma **Análise Estática Linear** simulando a condição de uso do componente sem se levar em conta a temperatura neste caso, visto que os testes de eficiência em laboratório do mesmo são realizados a frio, conforme norma TP 215 que se encontra no Apêndice III.

Para representar as condições de uso do componente, foram usados elementos tetraédricos lineares com 3 graus de liberdade de deslocamento por nó, utilizando os dados do freio mostrados no item 3.5, obtidos junto ao fabricante. Na Figura 4.1, tem-se os pontos onde serão medidas as tensões obtidas a partir do cálculo por elementos finitos. Os pontos 1, 2 e 4 foram escolhidos por serem regiões importantes do tambor de freio por apresentarem esforços significativos de tração na frenagem. O ponto 3 foi escolhido por ser uma região onde se tem maior ocorrência de quebras.

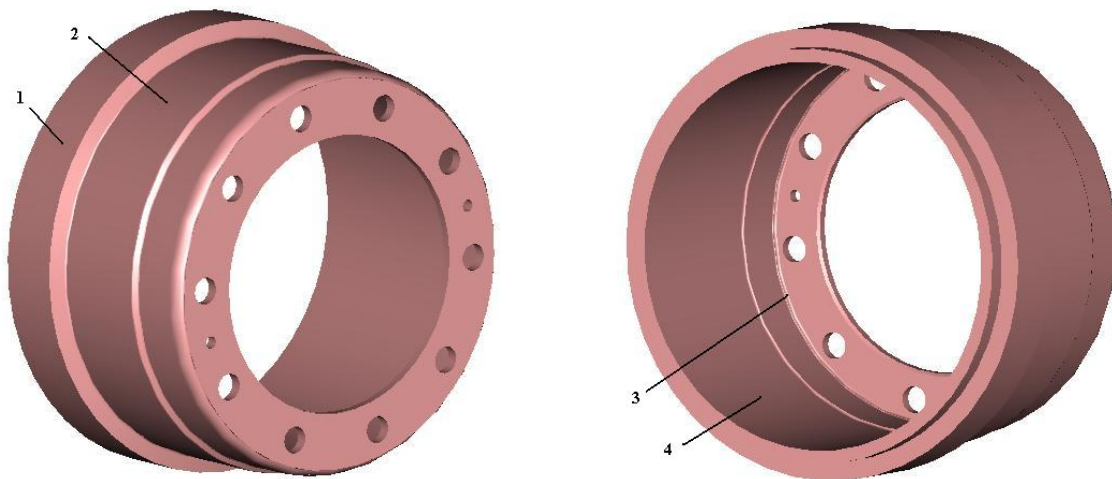


Figura 4.1: Pontos onde foram medidas as tensões

A partir do modelo, foi realizado um estudo de convergência da malha. A região dos parafusos ficou com restrição para a translação em duas direções, sendo que a última restrição da translação ficou na flange externa do tambor.

O resultado das tensões em cada ponto da Figura 4.1 e para cada grau de refinamento estão mostrados na Tabela 4.1.

Tabela 4.1: Tabela com os pontos onde foram medidas as tensões

Ponto	Posição	Tensões encontradas em MPa				
		210.123 elementos	359.400 elementos	453.376 elementos	554.837 elementos	646.775 elementos
1	Cinta Externa	52	56	57	56	57
2	Meio	29	31	32	31	32
3	Máxima	171	185	188	186	187
4	Pista de Frenagem	63	68	69	68	68

Nas Figuras 4.2 e 4.3 tem-se os mapas de tensões das análises com o menor nº de elementos e o mapa de tensões da malha utilizada com 646.775 elementos.

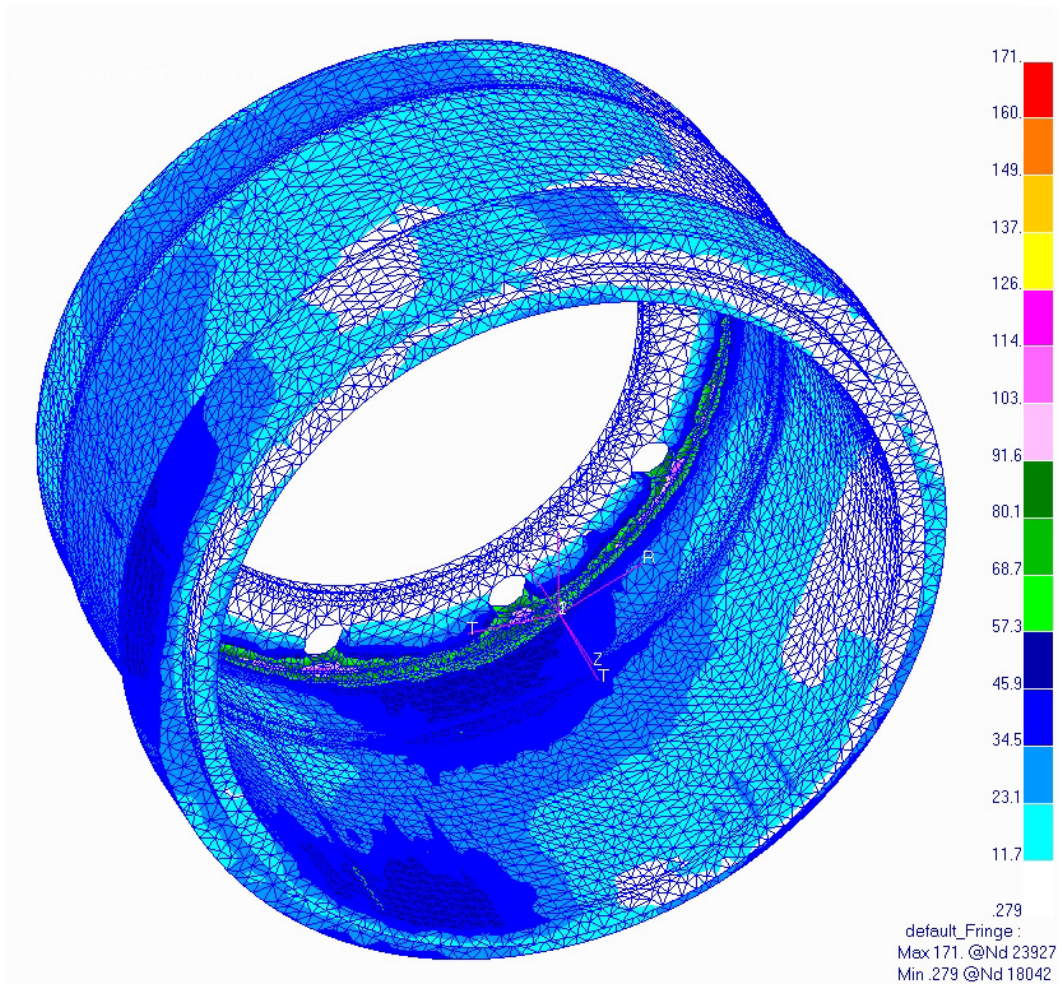


Figura 4.2: Análise de tensões para 210.123 elementos

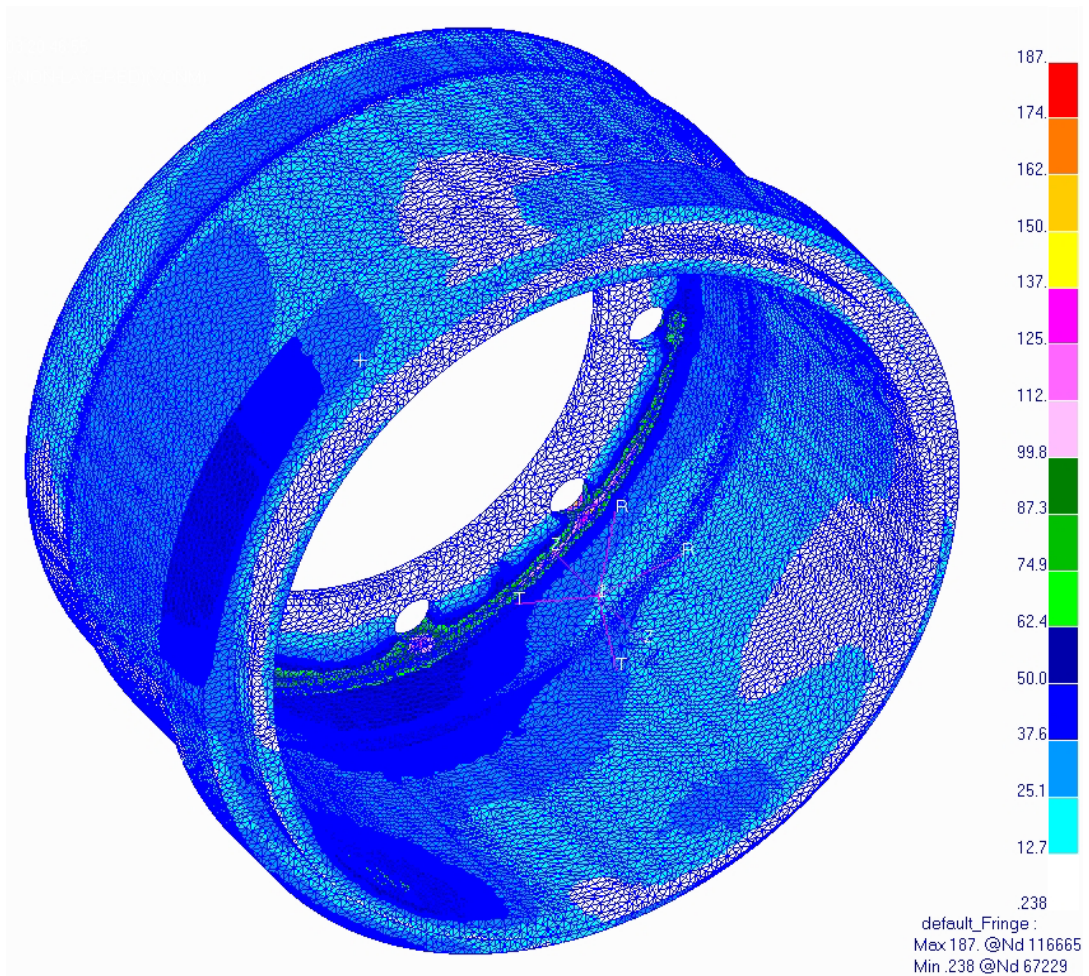


Figura 4.3: Análise de tensões para 646.775 elementos

A Figura 4.4 mostra a curva de convergência das análises realizadas de acordo com o número de elementos para as máximas tensões encontradas no ponto 3.

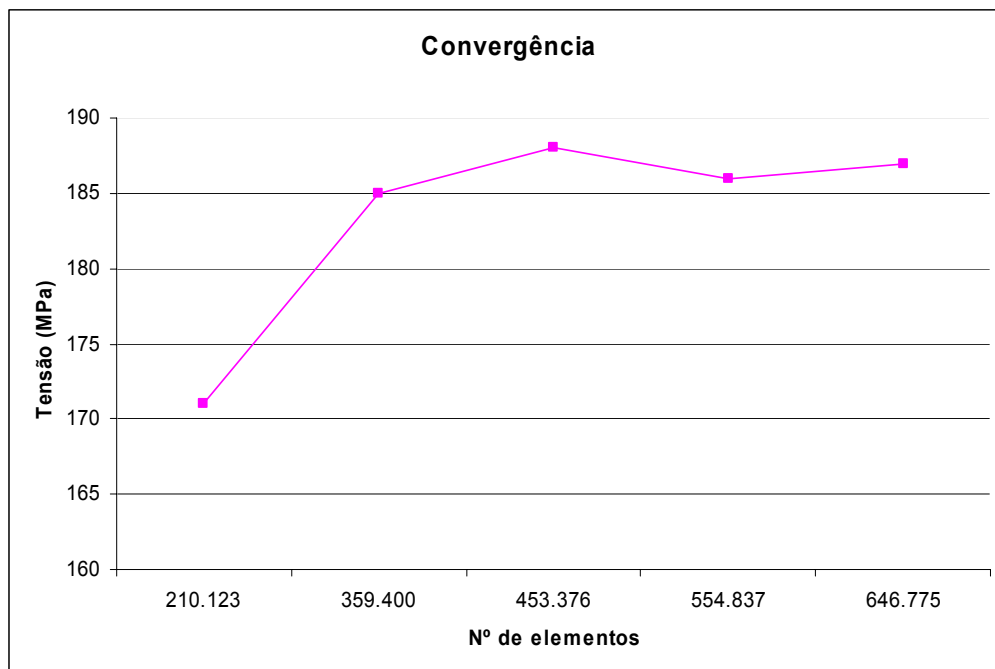


Figura 4.4: Curva de convergência das análises em termos de tensão no ponto 3

4.1.1 Discussão dos Resultados

No cálculo de tensões utilizando o método de elementos finitos, os tambores são calculados com os dados da tabela fornecida pelo fabricante do freio. Esses dados são para uma pressão de 0,8 MPa, sendo que, em situações normais de uso do veículo, a pressão máxima chega a 0,6 MPa de pressão. Acima desse valor, há o travamento das rodas do veículo.

Como os cálculos são realizados sem levar em consideração a temperatura, pelo conhecimento que se tem, calculando o tambor com uma pressão de 0,8 MPa, conseguir-se-á contemplar, então, as tensões que seriam causadas pela ação da temperatura. Além disso, o gráfico de convergência mostra que, a partir da segunda análise, as tensões variam pouco com o aumento do número de elementos. Para os estudos utilizando o AFGROW e o FRANC2D utilizam-se os dados de tensões da Tabela 4.1.

4.2 Análise Microestrutural de Secção do Material

A Tabela 4.2 apresenta os resultados para a amostra de material de Ferro Fundido Cinzento, que não apresentou falha.

Tabela 4.2: Amostra de material que não apresentou falha

Característica	Especificado	Encontrado
Dureza	170-210 HB	201-207 HB
Forma da Grafita		I-95% III-05%
Distribuição da Grafita		A-85% C-15%
Tamanho da Grafita		4
Matriz Perlítica		95%
Matriz Ferrítica		05%

A Figura 4.5 mostra a estrutura do material vista em microscópio.

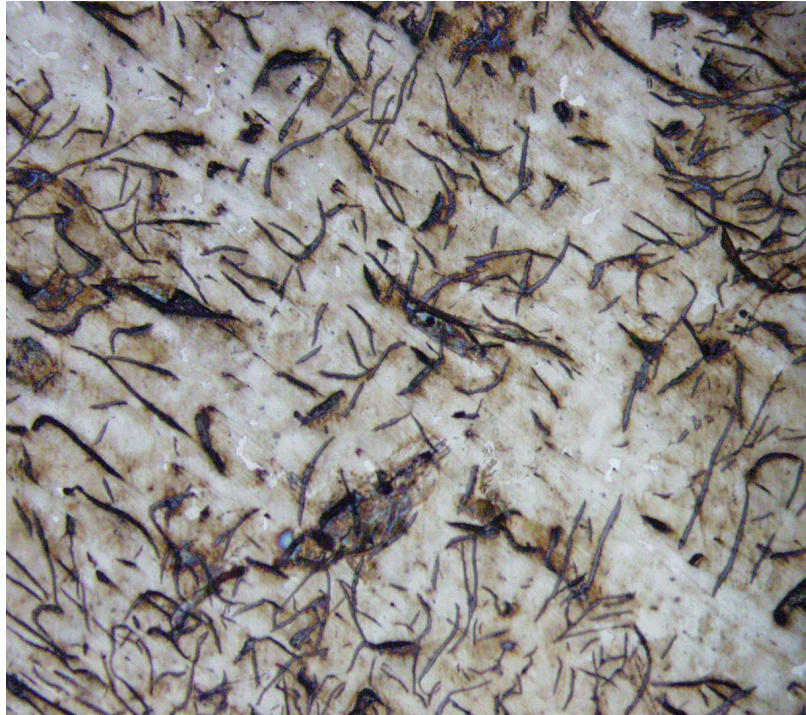


Figura 4.5: Tambor que não apresentou falha (100x)

A Tabela 4.3 apresenta os resultados para a amostra de material de Ferro Fundido Cinzento que apresentou falha.

Tabela 4.3: Amostra de material que apresentou falha

Característica	Especificado	Encontrado
Dureza	170-210 HB	201-207 HB
Forma da Grafita		I-85% II-15%
Distribuição da Grafita		A-90% C-10%
Tamanho da Grafita		4
Matriz Perlítica		90%
Matriz Ferrítica		10%

A Figura 4.6 mostra a estrutura do material vista em microscópio.



Figura 4.6: Tambor que apresentou falha (100x)

A Tabela 4.4 apresenta os resultados para a amostra de material de Ferro Fundido Vermicular que foi testado.

Tabela 4.4: Amostra de material vermicular

Característica	Especificado	Encontrado
Dureza	130-190 HB	179-192 HB
Forma da Grafita		III-95% V-05%
Distribuição da Grafita		A-30% C-70%
Tamanho da Grafita		5 a 6
Matriz Perlítica		40%
Matriz Ferrítica		60%

A Figura 4.7 mostra a estrutura do material vista em microscópio.

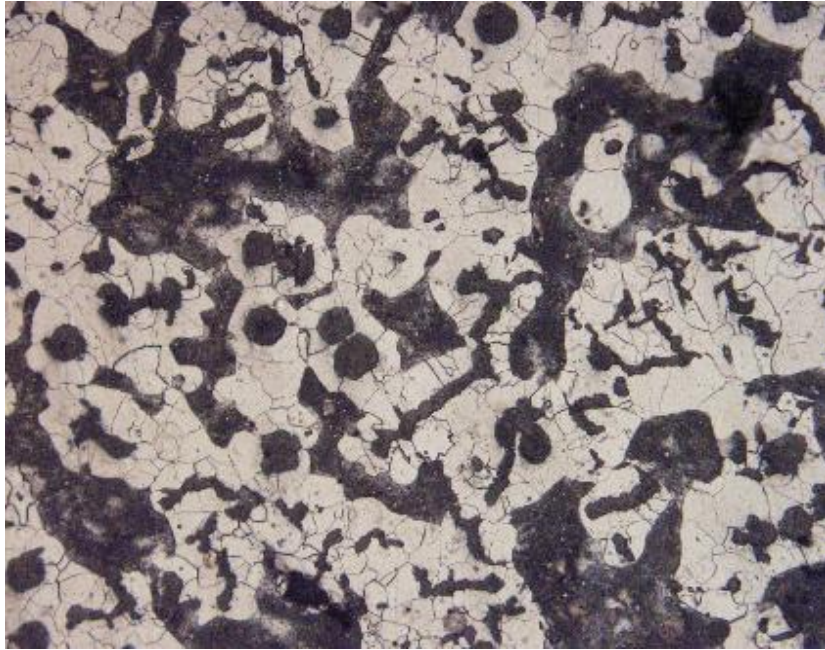


Figura 4.7: Tambor de Ferro Fundido Vermicular (100x)

4.2.1 Discussão dos Resultados

Pode-se concluir pelos resultados das análises microestruturais que a principal diferença entre os tambores analisados de Ferro Fundido Cinzento está na forma da grafita. O material que não apresentou falha possui uma porcentagem de grafita tipo III (forma vermicular), e o que apresentou falha, uma porcentagem de grafita tipo II (forma de rosetas). Quanto ao tambor de Ferro Fundido Vermicular analisado, pôde-se observar um tamanho de grafita menor do que o Ferro Fundido Cinzento e uma porcentagem de matriz ferrítica chegando a 60%.

4.3 Análise de Trincas de um Corpo de Prova de um Tambor de Freio

As trincas analisadas foram retiradas de um corpo de prova de um tambor que apresentou falha em uso e estão mostradas na Figura 4.8. Esses pontos apresentados na Figura indicam o local de tomada de medida das trincas.

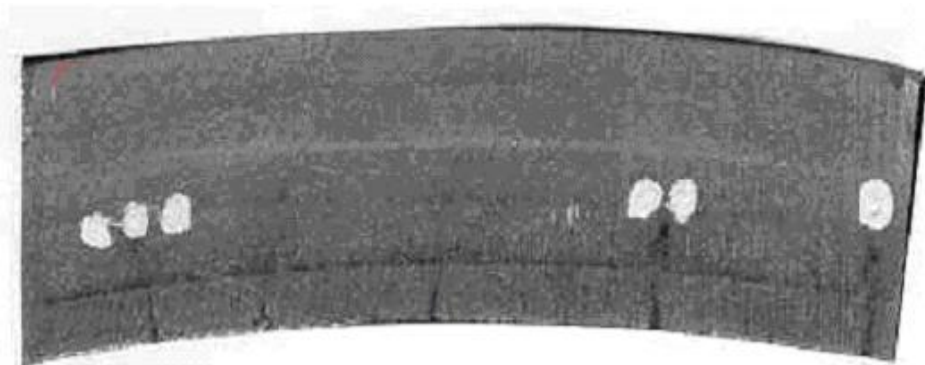


Figura 4.8: Pontos onde foram medidas as trincas

A profundidade máxima da trinca(a), a abertura da trinca(b) e o comprimento da trinca($2c$) nos pontos marcados foram reproduzidos nas Figuras 4.9 e 4.10 onde se tem as três variáveis mostradas para as três trincas indicadas na Figura 4.8. A dimensão d serve apenas de referência e é a espessura do tambor na região onde foram medidas as trincas.

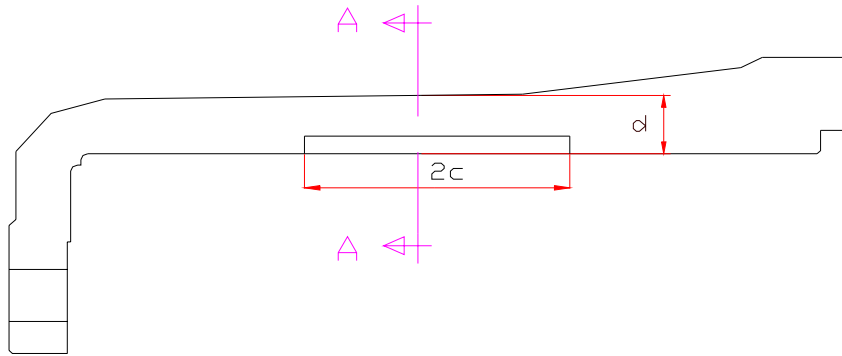


Figura 4.9: Comprimento da trinca(c)

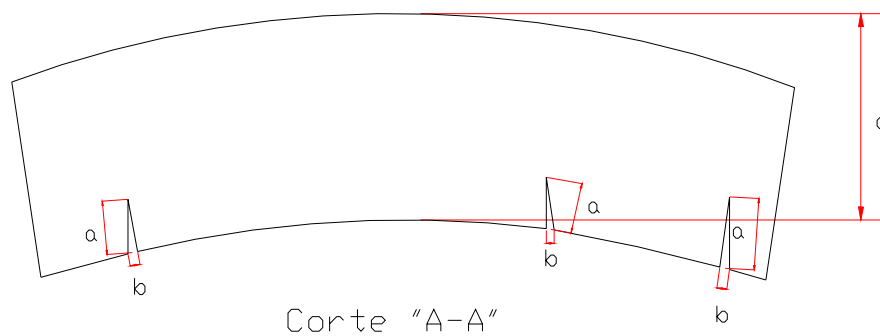


Figura 4.10: Profundidade máxima da trinca(a) e a abertura da trinca(b)

A Tabela 4.5 mostra o valor das variáveis a e b que foram medidas em um projetor de perfil e da variável $2c$ para os três pontos:

Tabela 4.5: Pontos e suas variáveis

Ponto	a	b	$2c$
1	8,4 mm	0,77 mm	35 mm
2	5,92 mm	0,84 mm	40 mm
3	6,3 mm	0,993 mm	70 mm

Na Figura 4.11, mostram-se o comprimento das trincas e sua distribuição na superfície de frenagem de um corpo de prova que apresentou falha em uso.



Figura 4.11: Comprimento das trincas e sua distribuição

4.4 Análises Utilizando Programas para Estudo do Problema de Fadiga e Propagação de Trincas

Para o estudo do problema da fadiga e propagação de trincas utilizar-se-ão os dois programas abaixo:

- AFGROW: utiliza uma simplificação do modelo de Walker, para se obter a Lei de Paris. Os dados utilizados nesses estudos foram retirados da Tabela 4.5: para o ponto 1 tem-se $a = 8,4 \text{ mm}$ e $2c = 35 \text{ mm}$. Essa trinca localiza-se próxima ao centro da pista de frenagem.

Para este estudo foi escolhida uma das geometrias disponíveis no AFGROW que mais se aproxima da região onde há trincas no tambor que é a pista de frenagem. Essa geometria contempla as dimensões de 424 mm para o diâmetro externo e de 384 mm para o diâmetro interno além da largura da pista de frenagem que é de 178 mm.

O valor de ΔK utilizado pelo AFGROW é calculado segundo o diagrama apresentado por Moura Branco (1986) fazendo uma analogia a placas com trinca elíptica, sendo que:

$$K_{\min} = 0$$

$$K_{\max} = \sigma \times \sqrt{\frac{1,21 \times a \times \pi}{Q}} \quad \text{onde} \quad (4.2)$$

$\sigma = 68 \text{ MPa}$ Tensão retirada da Tabela 4.1 do Capítulo 4, calculada por elementos finitos para o ponto 4 na pista de frenagem, na situação onde se tem 646.775 elementos.

$$a = 8,4 \text{ mm}$$

$$Q=1,25$$

$$\Delta K = 10,87 [MPa \times m^{-3/2}]$$

Os resultados obtidos com o programa AFGROW são apresentados na Tabela 4.6.

Tabela 4.6: Resultados apresentados pelo AFGROW

Diâmetro interno do tambor: 384 mm			
Diâmetro externo do tambor: 424 mm			
		Beta	Delta K
Profundidade da Trinca (a)	8,4 mm	0,909	10,05
Comprimento da trinca (c)	17,5 mm	0,546	8,709
OBS.: Para a tensão máxima de 68 MPa, o crescimento foi menor que $1,0 \times 10^{-13}$ ciclos.			

Os resultados do AFGROW mostraram que não houve crescimento significativo das tensões presentes no tambor com trinca de 8,4mm.

Por esse motivo, far-se-á um estudo para diversas profundidades de trinca, mantendo o mesmo nível de tensões de 68 MPa, obtidas da Tabela 4.1.

Serão colocadas trincas com 12,4, 14,4 e 16,4 mm de profundidade, mantendo o mesmo comprimento da trinca.

Na Tabela 4.7, tem-se o número de ciclos para cada profundidade de trinca testado no AFGROW.

Tabela 4.7: Profundidade da trinca X nº de ciclos

Profundidade da trinca	Nº de ciclos
12,4 mm	302.900
14,4 mm	160.200
16,4 mm	103.100

A Figura 4.12 apresenta a forma gráfica dos dados da Tabela 4.7, onde é possível observar uma diminuição do número de ciclos com o aumento da profundidade da trinca.

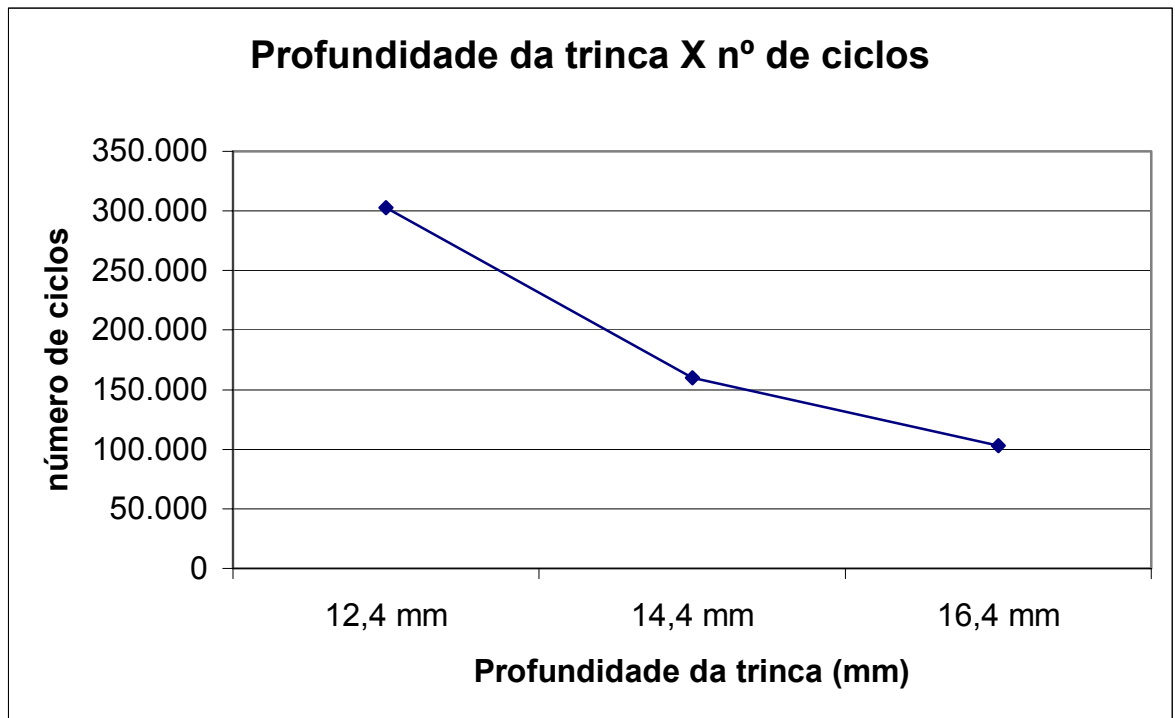


Figura 4.12: Influência da profundidade da trinca no número de ciclos suportados

Na Tabela 4.8, estão os resultados para o caso onde a trinca é de 16,4 mm de profundidade quando foram obtidos 103.100 ciclos.

Tabela 4.8: Resultados apresentados pelo AFGROW para o caso estudado

Diâmetro interno do tambor: 384 mm			
Diâmetro externo do tambor: 424 mm			
		Beta	Delta K
Profundidade da trinca (a)	16,4 mm	1,809	20,05
Comprimento da trinca (c)	17,5 mm	0,546	8,709
OBS.: Para a tensão máxima de 68 MPa, obtiveram-se 103.100 ciclos.			

■ FRANC2D: para o estudo de propagação de trincas no FRANC2D, utilizou-se a geometria da Figura 4.10 que apresenta a configuração das trincas adotadas no estudo. A secção analisada é apresentada na Figura 4.13. O modelo do FRANC2D utiliza elementos do tipo quadrilátero quadrático de oito nós, e o problema foi modelado como estado plano de deformações.

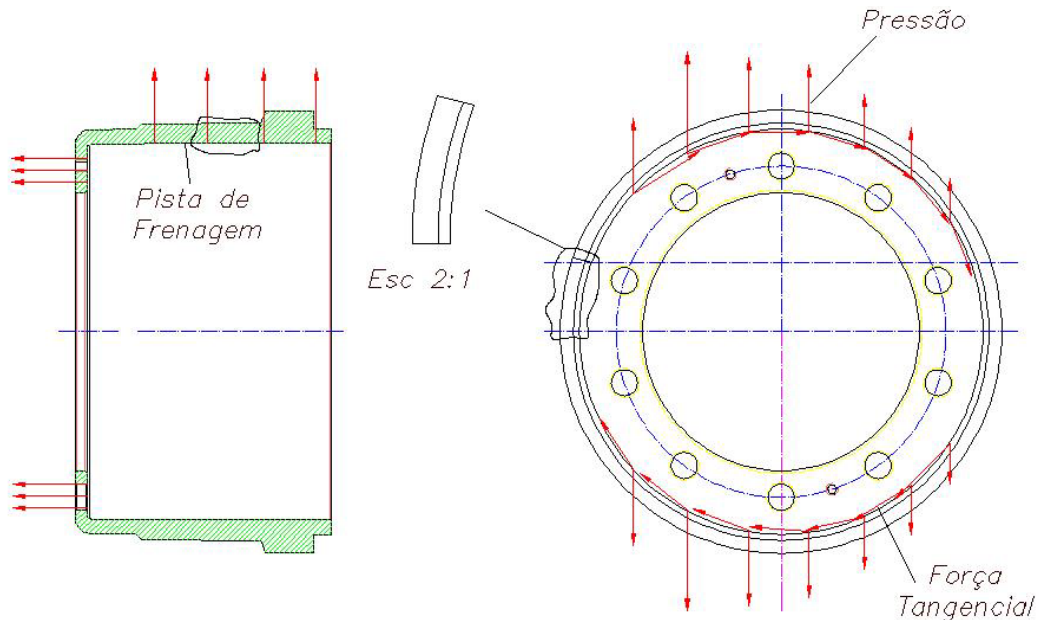


Figura 4.13: Perfil do tambor de freio e da secção utilizada

Essa região foi escolhida devido ao fato de apresentar, segundo cálculos de Elementos Finitos (ponto 4 da Tabela 4.1) uma maior concentração de tensões na região da superfície interna do tambor onde se vê o aparecimento das trincas. A região está no centro da pista de frenagem onde a espessura é aproximadamente, de 20 mm. Essa secção tem a mesma geometria da secção mostrada na Figura 4.10 onde estão mostradas as trincas.

A Figura 4.14 mostra a variação das tensões normais na secção do tambor calculada utilizando o Método de Elementos Finitos para o caso onde se tem 646.775 elementos, conforme pôde ser observado na Tabela 4.1 para o ponto 4.

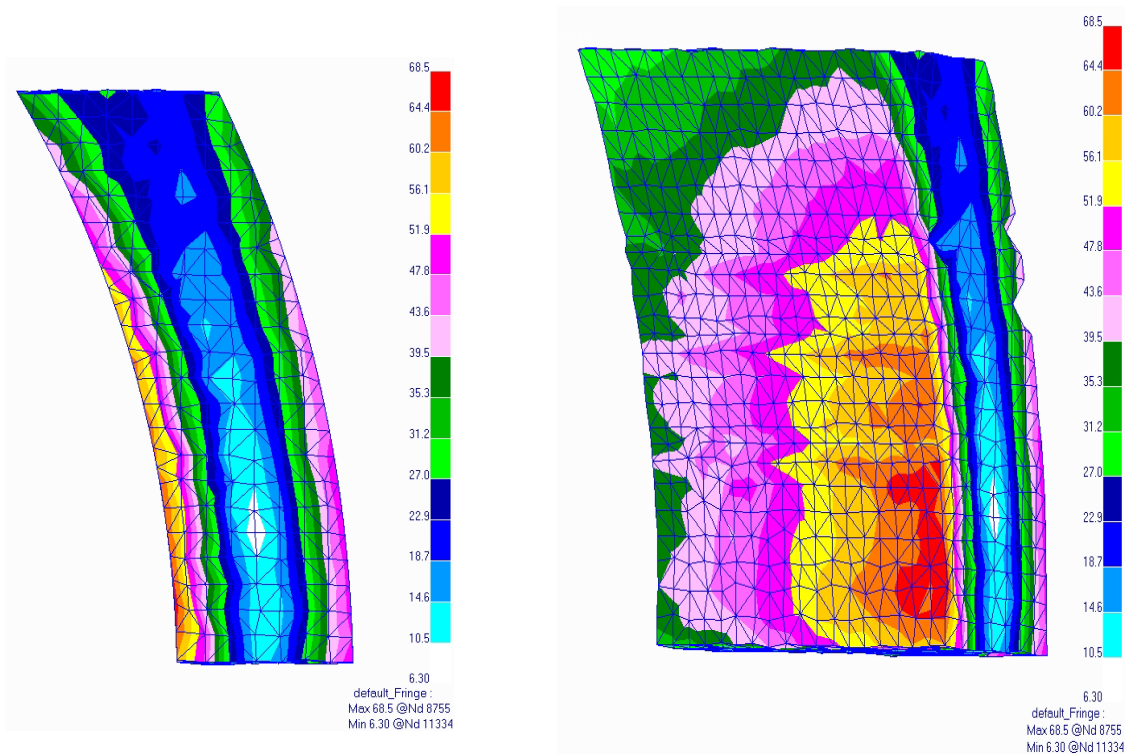


Figura 4.14: Variação das tensões normais na secção do tambor (Ponto 4 da Tabela 4.1)

A partir da Figura 4.14, foi feito um cálculo em elementos finitos (Patran/Nastran), considerando a mesma secção do tambor que será utilizada no FRANC2D, a fim de se obterem os esforços de tração necessários para o estudo de propagação de trincas. As tensões estão de acordo com o critério de von Mises.

O resultado dessa análise é apresentado na Figura 4.15.

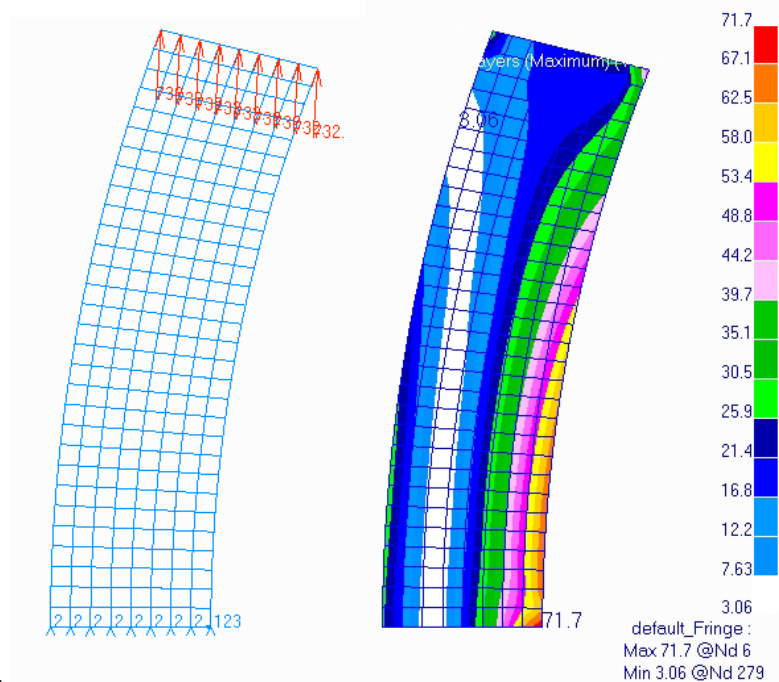


Figura 4.15: Secção que será utilizada no FRANC2D com os resultados

Para se obter os 67,5 MPa de tensão na superfície conforme foi mostrado na Figura 4.14, é necessário que, no modelo do FRANC2D, seja aplicado, em cada um dos 9 nós, 7.300 N na direção y e 500 N na direção x. O deslocamento dos nós inferiores foram restringidos em y, sendo que o primeiro nó teve o deslocamento restringido em todas as direções. Tendo as condições de contorno, começar-se-á o estudo utilizando o FRANC2D.

O modelo e a malha são importados para a simulação no FRANC2D onde são aplicadas as condições de contorno obtidas no cálculo por elementos finitos e mostradas na Figura 4.15.

Na Figura 4.16, está mostrada a secção do tambor com as tensões equivalentes de von Mises, obtidas no FRANC2D.

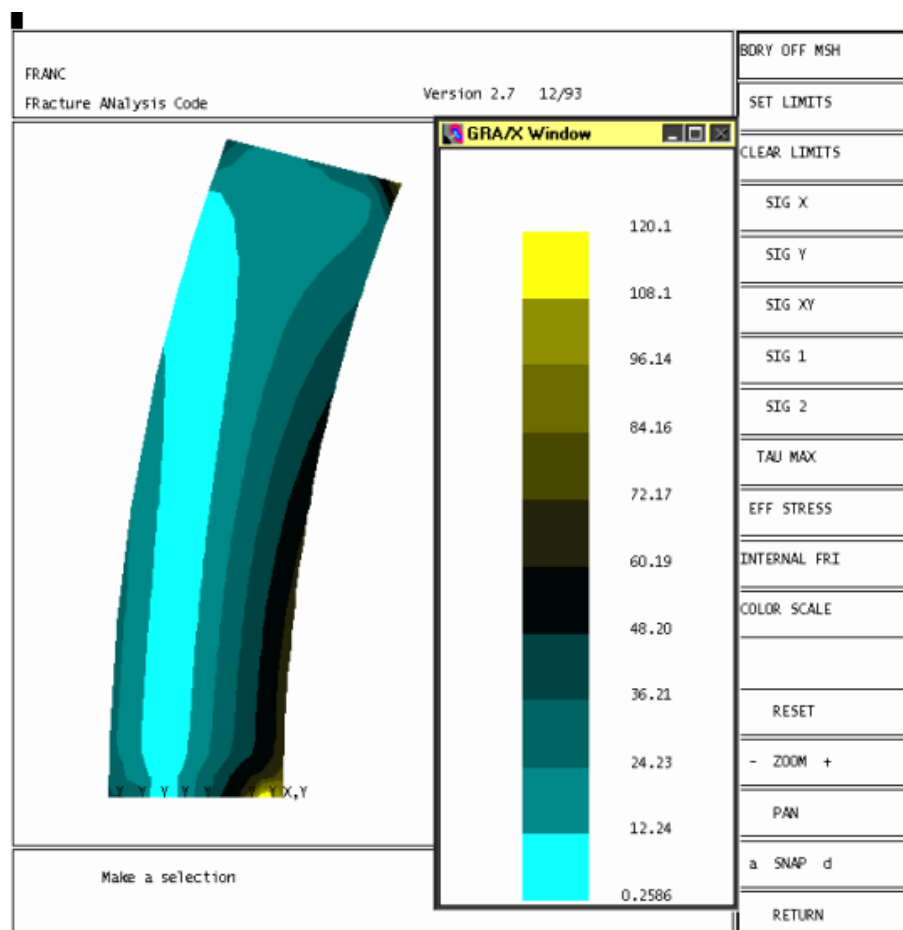


Figura 4.16: Tensão equivalente de von Mises para a região (MPa)

Esses resultados convergem em direção aos encontrados no outro cálculo. Após a solução do problema, inicia-se a fase de inclusão das trincas. As trincas aqui inseridas estão de acordo com as trincas pré-existentes que foram mostradas na Figura 4.10, e seus tamanhos estão de acordo com a Tabela 4.5. Na Figura 4.17, há as trincas iniciais com suas coordenadas.

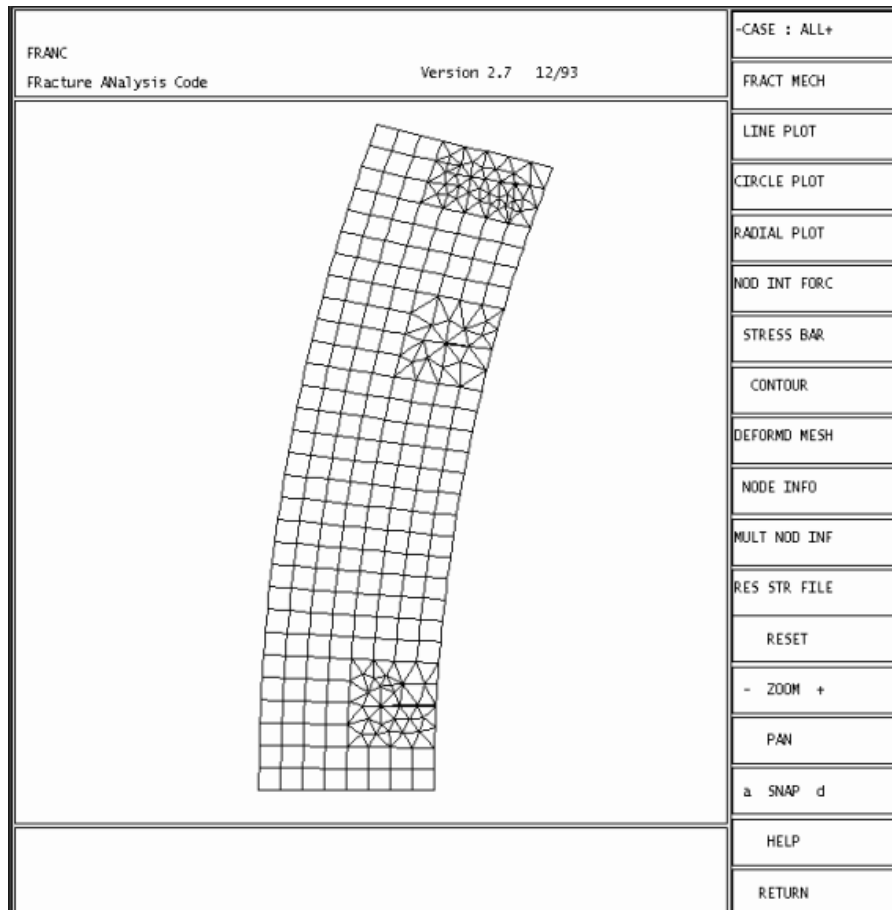


Figura 4.17: Trincas iniciais

Na Tabela 4.9, tem-se as coordenadas das trincas inseridas no modelo da Figura 4.17, a partir das trincas mostradas na Tabela 4.5 para os três pontos onde as trincas foram medidas e mostradas na Figura 4.10.

Tabela 4.9: Coordenadas das trincas nos três pontos

Ponto	Coordenada x inicial	Profundidade da trinca	Coordenada x final
1	-177,875	8,4 mm	-186,275
2	-183,199	5,92 mm	-189,119
3	-190,257	6,3 mm	-196,557

As coordenadas em y para os três pontos foram medidas na peça mostrada na Figura 4.8.

Após a inclusão das trincas, a malha é refeita ao redor dessas, dispondo os elementos em forma de roseta ao redor das trincas com elementos *quarter-point*. Tem-se a resolução do problema para essa nova configuração, com a alteração da distribuição de tensões, conforme pode ser visto na Figura 4.18.

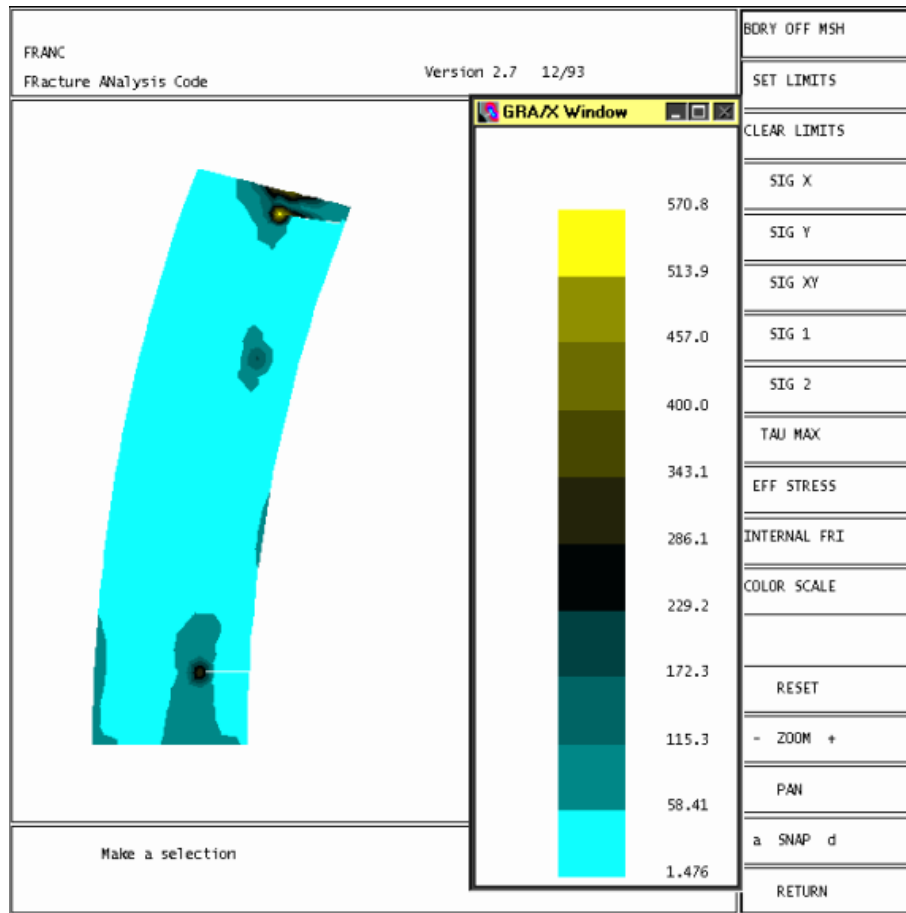


Figura 4.18: Distribuição de tensões após a inclusão das trincas (MPa)

Nessa etapa, será feito o estudo de propagação na trinca central (ponto 2) do modelo já estudado e já mostrado na Figura 4.10, onde a profundidade da trinca é de 5,92 mm, visto que as outras duas estão localizadas muito próximas das bordas, o que não tornaria válido o estudo, considerando que o tambor de freio tem uma geometria circular. O estudo será a partir da profundidade inicial da trinca até que se torne instável, ou seja, até que o valor de K_{IC} seja atingido.

Na Figura 4.19, tem-se a secção com a trinca do ponto 2.

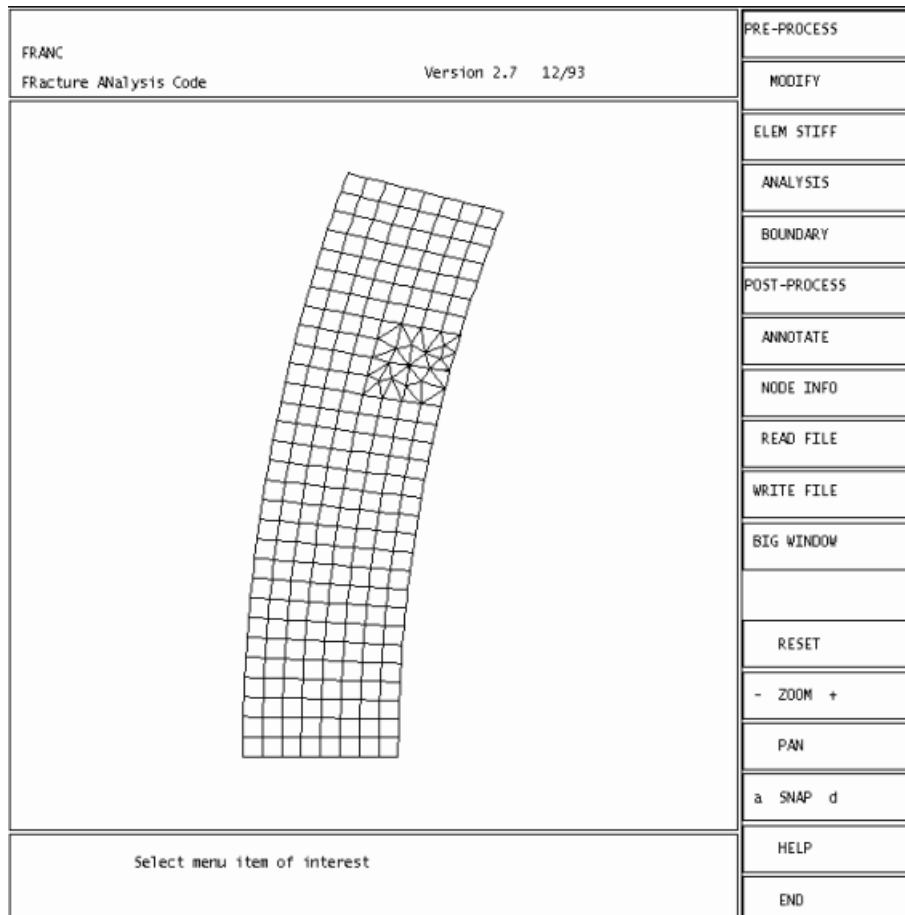


Figura 4.19: Estudo da fadiga para trinca com 5,92 mm

Será utilizada a Lei de Paris, equação 2.4 onde “C” é $6,87 \times 10^{-9}$ mm/ciclo, e “m” tem o valor de $3,00 \text{ N mm}^{-3/2}$ para o material com microestrutura ferrítico-perlítica para o estudo da fadiga.

Na Figura 4.20, mostra-se a curva que relaciona a profundidade da trinca com o número de ciclos para este caso.

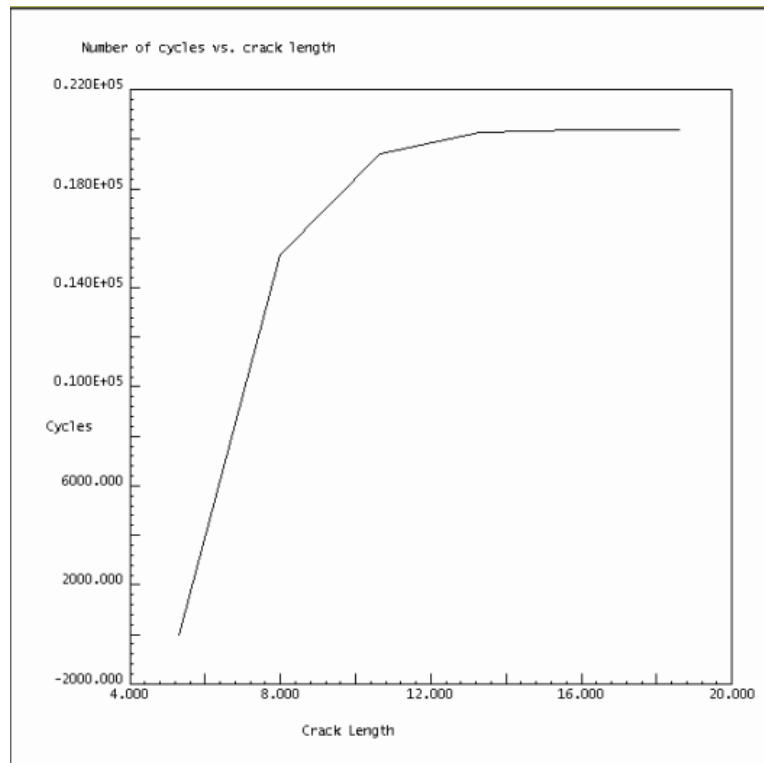


Figura 4.20: Curva para trinca com 5,92 mm

No segundo estudo, se fará uma malha colocando a trinca com maior profundidade mostrada na Figura 4.10 que é de 8,4 mm. Essa trinca será colocada na mesma posição do primeiro teste, e os mesmos valores de C e m . Na Figura 4.21, tem-se a trinca de 8,4 mm mostrada no modelo.

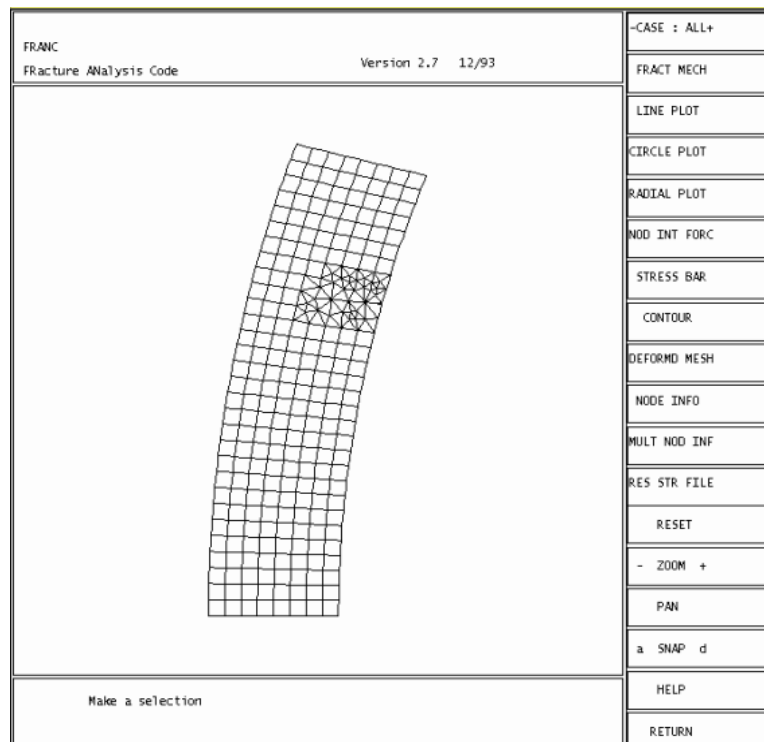


Figura 4.21: Estudo da fadiga para trinca com 8,4 mm

Na Figura 4.22, vê-se a curva que relaciona a profundidade da trinca com o número de ciclos para o caso onde a trinca tem 8,4 mm.

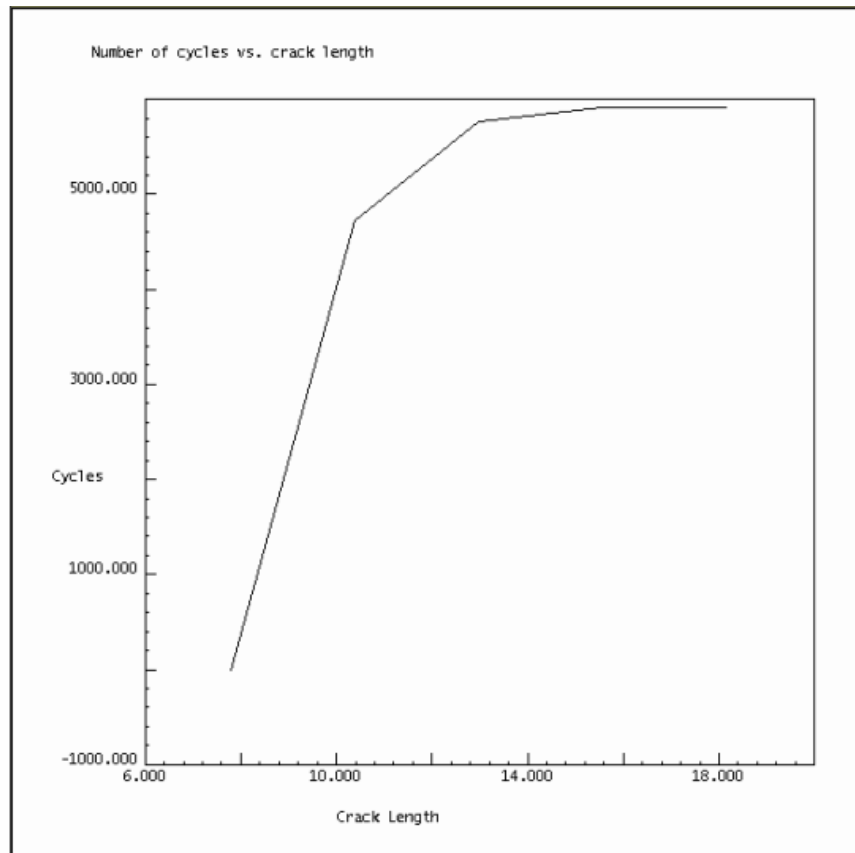


Figura 4.22: Curva para trinca com 8,4 mm

No último estudo, será feito um modelo com a trinca de maior profundidade encontrada na pista de frenagem do tambor que apresentou falha. Essa trinca chegou a uma profundidade máxima de 9,0 mm. O modelo será feito utilizando as mesmas coordenadas do ponto onde se fez o primeiro estudo; além disso, serão utilizados os mesmos valores de C e m utilizados para a Lei de Paris. Na Figura 4.23, vê-se o modelo com a trinca de 9,0 mm.

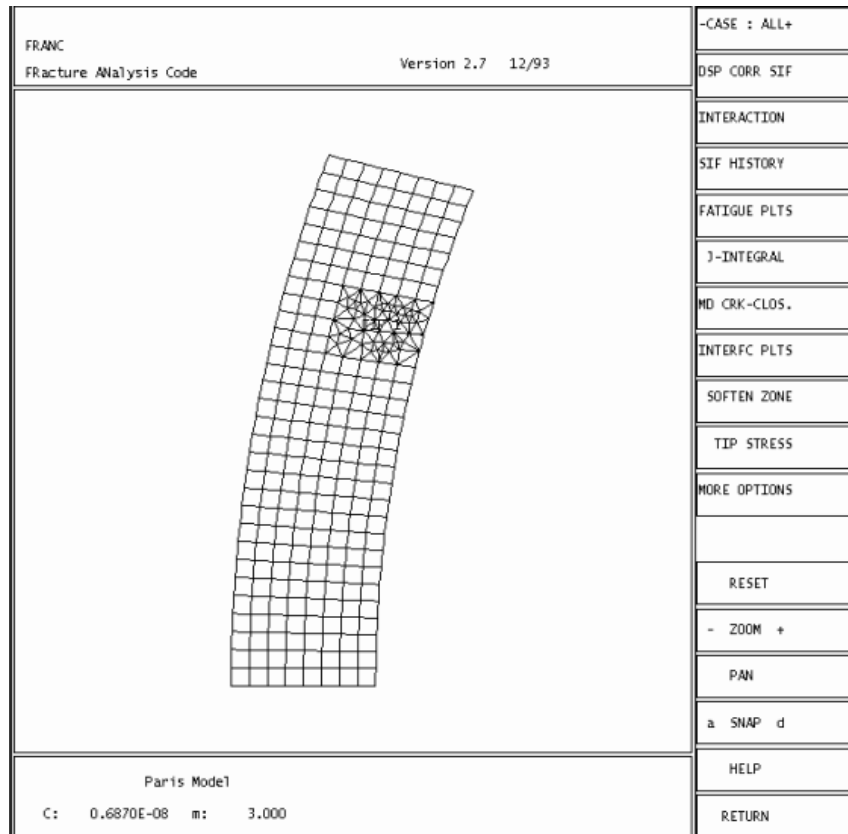


Figura 4.23: Estudo da fadiga para trinca com 9,0 mm

Na Figura 4.24, vê-se a curva que relaciona a profundidade da trinca com o número de ciclos para o caso onde a trinca tem 9,0 mm.

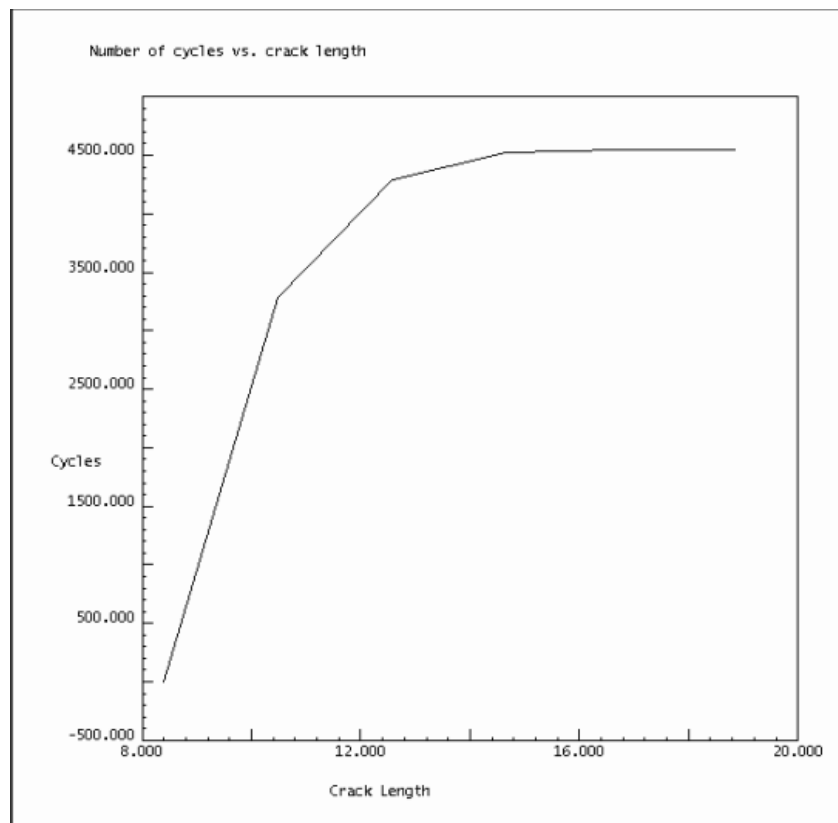


Figura 4.24: Curva para trinca com 9,0 mm

A Figura 4.25 apresenta o número de ciclos para trincas de 5,92, 8,4 e 9,0 mm.

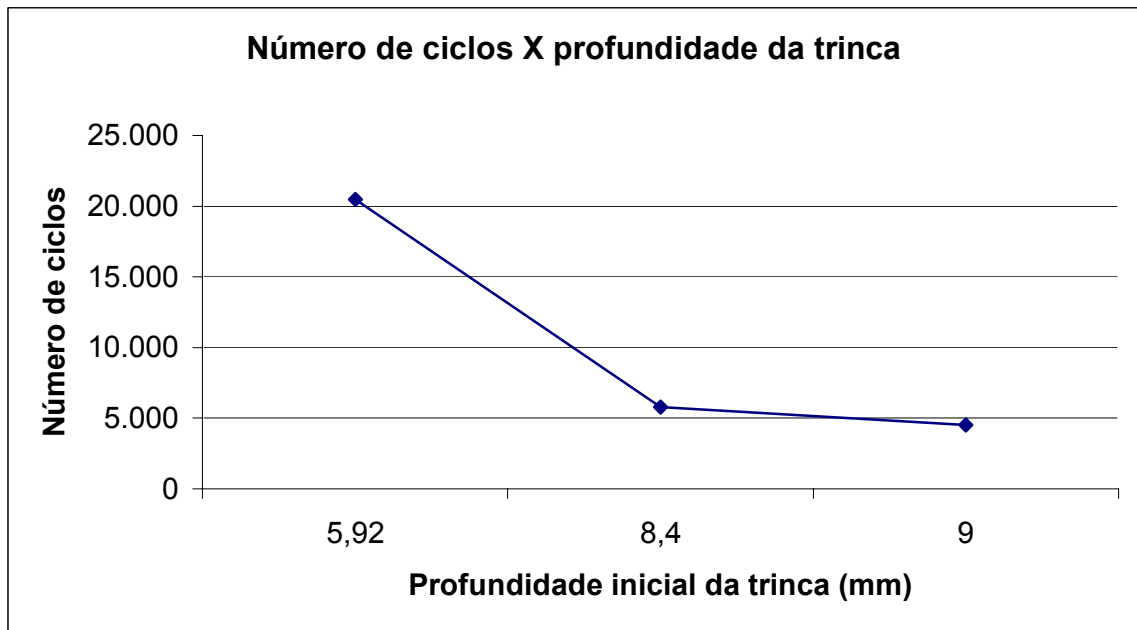


Figura 4.25: Curva para as três trincas em estudo.

4.4.1 Discussão dos Resultados

Os resultados do AFGROW mostraram que não houve crescimento significativo para as tensões presentes no tambor para trincas com 8,4 mm de profundidade.

Acima desse valor de profundidade, a trinca teve crescimento, apresentando um número de ciclos máximo de 103.100 ciclos para uma profundidade de 16,4 mm.

Os resultados do FRANC2D apresentam-se coerentes com a realidade, visto que foram encontradas trincas de até 9,0 mm de profundidade no tambor que apresentou falha. O primeiro estudo de fadiga é a do ponto 2 da amostra com profundidade de 5,92 mm conforme a Tabela 4.5, no qual se teria falha com mais 20.500 ciclos.

No segundo estudo, utilizou-se a maior trinca encontrada na amostra que é de 8,4 mm, porém no mesmo ponto do primeiro estudo. Pelo estudo essa trinca teria apenas mais 5.800 ciclos.

Para as trincas máximas de 9,0 mm encontradas no tambor que apresentou falha, fez-se o mesmo estudo e se teria apenas mais 4.500 ciclos, o que indica uma proximidade da máxima dimensão da trinca. Um pouco mais do que esse comprimento, fez com que o número de ciclos caísse e houvesse a ruptura do tambor. Outro fator que pode influenciar ainda mais na diminuição do número de ciclos é a temperatura.

4.5 Comparativo entre Materiais Ensaiaados Experimentalmente (Aparecimento e Propagação de Trincas)

Os tambores foram ensaiados experimentalmente de acordo com os itens descritos anteriormente, no Capítulo 3, para que se tivesse um comparativo de eficiência entre os diferentes materiais, visto que se manteve para esse teste o mesmo tipo de lona de freio nos dois casos. As Tabelas 4.10, 4.11 e 4.12 respectivamente, mostram os comparativos de eficiências entre os dois materiais para os itens descritos na norma TP-215, que está no Apêndice III.

Tabela 4.10: Comparativo das desacelerações entre os tambores com velocidades de 8,94 e 26,82 m/s com o incremento da pressão

Pressão (MPa)	Tambor Cinzento		Tambor Vermicular	
	Dic-385/02		Dic-386/02	
	8,94 m/s	26,82 m/s	8,94 m/s	26,82 m/s
0,14	0,81	0,82	0,80	0,72
0,28	1,79	1,55	1,75	1,48
0,42	2,72	2,32	2,67	2,22
0,56	3,48	3,08	3,48	2,89
0,70	4,38	3,82	4,18	3,53
0,84	5,06	4,39	4,83	4,07

Tabela 4.11: Comparativo entre os materiais variando a velocidade e a desaceleração requeridas

Vel. (m/s)	Desacel. Requerida (m/s ²)	Tambor Cinzento	Tambor Vermicular
		Dic-385/02	Dic-386/02
22,35	3,05	3,03	3,03
26,82	4,26	4,16	4,00
31,30	5,47	3,95	3,75

Na Figura 4.26, vê-se o comparativo entre a desaceleração requerida e a obtida para os dois materiais com diferentes velocidades. Esse teste é realizado apenas com uma frenagem.

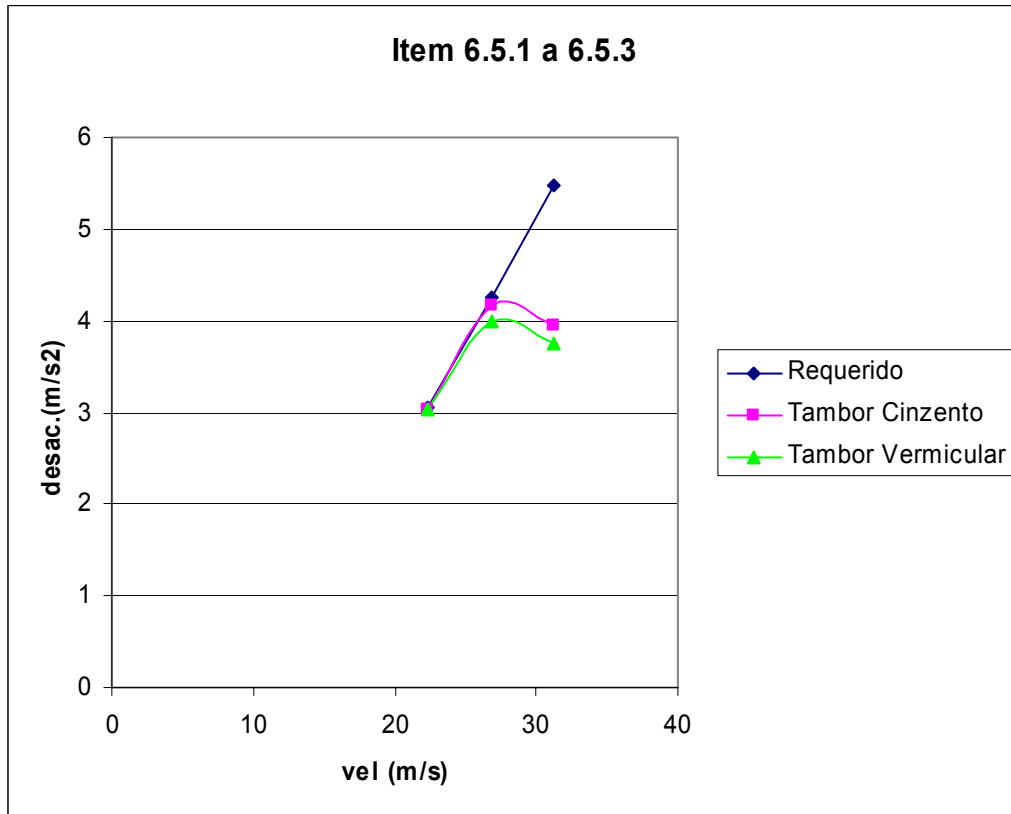


Figura 4.26: Comparativo entre a desaceleração requerida e a obtida para os dois materiais com diferentes velocidades

Tabela 4.12: Comparativo entre os materiais variando a velocidade e a desaceleração requeridas

Vel. (m/s)	Desacel. Requerida (m/s ²)	Tambor Cinzento	Tambor Vermicular
		Dic-385/02	Dic-386/02
13,41	6,67	4,72	4,24
	6,67	4,87	4,25
	6,67	4,87	4,35
	6,67	4,92	4,35
	6,67	4,94	4,41
	Média	4,86	4,32
22,35	6,67	5,14	4,51
	6,67	5,11	4,38
	6,67	5,19	4,25
	6,67	5,20	4,17
	6,67	5,06	4,18
	Média	5,14	4,30
26,82	5,47	4,23	3,84
	5,47	4,17	3,82
	5,47	4,08	3,76
	5,47	4,08	3,77
	5,47	4,10	3,74
	5,47	4,07	3,76
	5,47	4,11	3,71
	5,47	4,07	3,74
	5,47	4,05	3,72
	5,47	3,99	3,71
	Média	4,10	3,52

Na Figura 4.27, tem-se o comparativo entre as desacelerações requerida e obtida para os dois materiais com diferentes velocidades. Esse teste é realizado com temperatura controlada e repetido 50 vezes para cada velocidade.

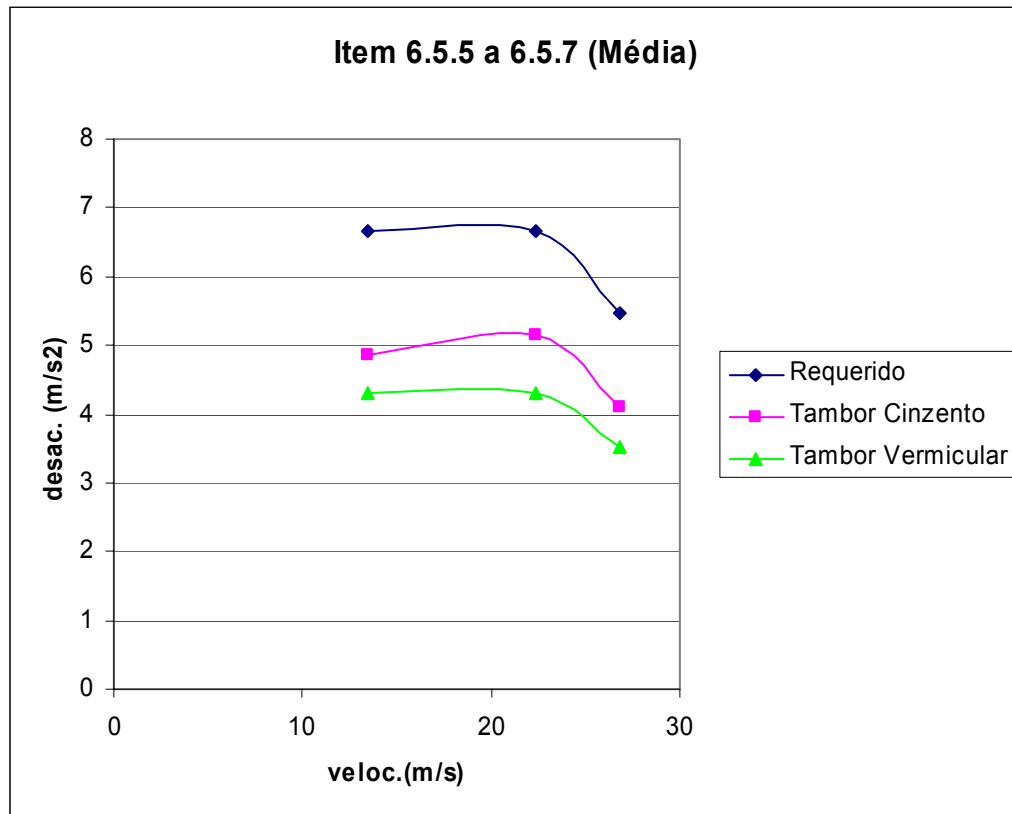


Figura 4.27: Comparativo entre as desacelerações requerida e obtida para os dois materiais com diferentes velocidades

A Tabela 4.13 mostra um comparativo de desgaste das lonas e dos tambores de acordo com o teste realizado.

Tabela 4.13: Comparativo de desgaste das lonas e dos tambores em torno do material utilizado

DESGASTE		TAMBOR CINZENTO	TAMBOR VERMICULAR
		Dic-385/02	Dic-386/02
Lona	mm	0,33	0,56
	gr.	72	85
Tambor	mm	0,06	0,01
	gr.	77	18

Na Figura 4.28, tem-se o tambor de Ferro Fundido Cinzento e, na Figura 4.29, o tambor de Ferro Fundido Vermicular após a realização dos testes.

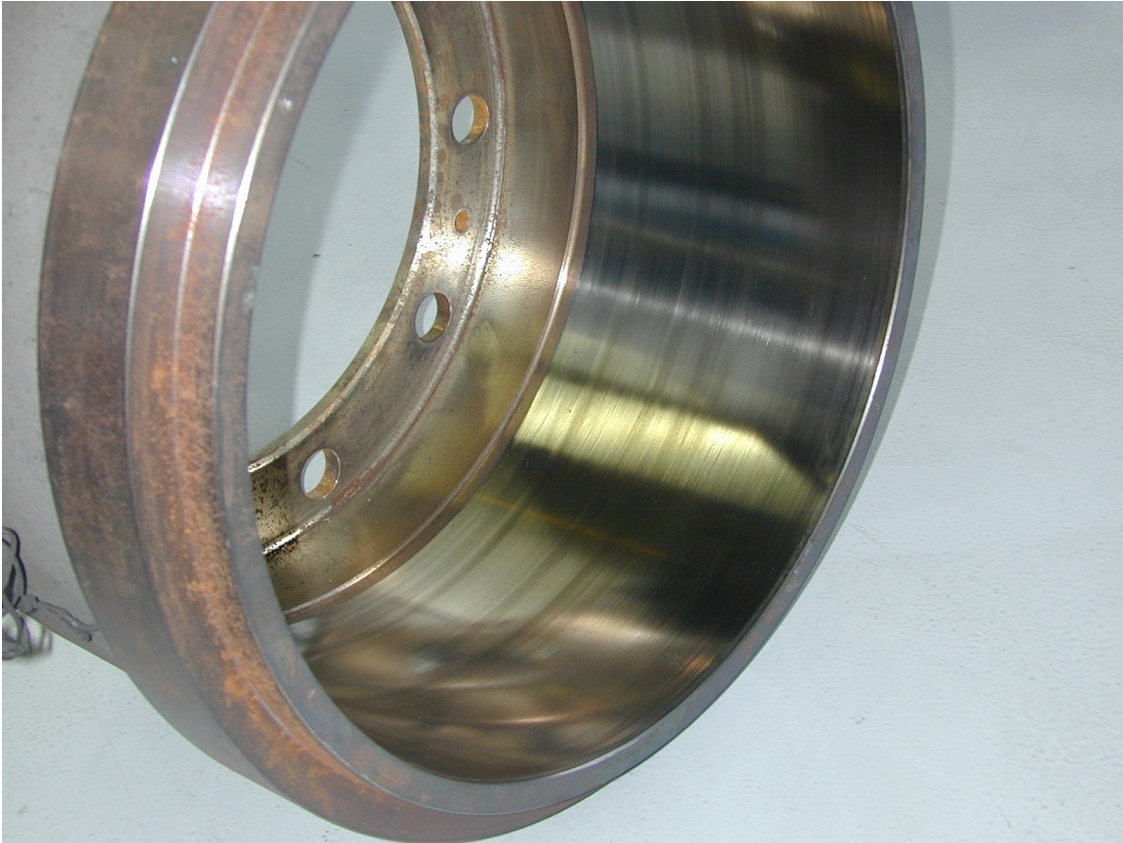


Figura 4.28: Tambor de Ferro Fundido Cinzento



Figura 4.29: Tambor de Ferro Fundido Vermicular

4.5.1 Discussão dos Resultados

Os testes concluíram que o conjunto de freio montado com o tambor tipo *cinzento* apresenta uma performance superior ao do tipo *vermicular* devido ao fato de propiciar, na média, um maior nível de eficiência ($\pm 15\%$) e o menor desgaste de lona ($\pm 20\%$).

Quanto à resistência mecânica, ambos são similares e atendem aos requisitos, apresentando uma superfície lisa e polida, praticamente sem trincas térmicas, devido às características do teste e, principalmente, à baixa temperatura na qual o teste é realizado. Nesse aspecto, ambos os tambores são similares. Durante a execução dos testes, não foi observado nenhum tipo de ruído durante as frenagens com os tambores.

O desgaste do tambor tipo vermicular de acordo com a Tabela 4.13 é, aproximadamente, 4 vezes menor ao do tipo cinzento. Alguns trabalhos utilizando o Ferro Fundido Vermicular para rotores de freio, em comparação com outros ferros fundidos, reportam que há um mesmo nível de desgaste para baixas pressões e que para pressões acima de 4 MPa o desgaste nos rotores de Ferro Fundido Vermicular é mais elevado.

5 CONCLUSÕES E ESTUDOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Neste trabalho, realizou-se uma aproximação ao problema apresentado em tambores de freio de caminhões onde aparecem fenômenos de fadiga de contato interagindo com a presença de elevadas temperaturas; apresentou-se uma revisão desses aspectos citados.

Para realizar este estudo, foram também utilizadas várias ferramentas de análise: aplicação de métodos numéricos, estudos metalográficos e ensaios experimentais. Dos resultados obtidos a partir de diferentes metodologias empregadas, foi possível elaborar as seguintes conclusões:

- a utilização de vários enfoques diferentes permite, no estudo de problemas complexos como o aqui abordado, entender melhor o mesmo, além de se ter uma melhor posição para encarar estratégias de solução;
- as análises por elementos finitos mostraram as regiões onde se tem os maiores níveis de tensões no componente, sendo de suma importância para que se possa ter um melhor dimensionamento do mesmo;
- as análises realizadas com o auxílio dos programas AFGROW e FRANC2D possibilitaram o estudo da propagação de trincas, ao qual forneceram dados sobre o número de ciclos necessários para que o componente chegasse à ruptura para determinadas profundidades de trincas já existentes;
- os testes realizados em dinamômetro, para o estudo de uma possível substituição de material do Ferro Fundido Cinzento para Ferro Fundido Vermicular, mostraram dados sobre a eficiência de frenagem e o desgaste da lona e do tambor para os dois casos. Por ser um teste importante ao desenvolvimento e à homologação de um novo tambor, é necessário, ainda, um estudo mais detalhado para se verificar o desempenho do Ferro Fundido Vermicular quando submetido à fadiga.

Observa-se, também, que a presença de elevadas temperaturas influencia na vida útil do tambor, devido às transformações que a estrutura do Ferro Fundido Cinzento sofre quando submetido a essas condições. Elevadas temperaturas dependem muito da forma de dirigibilidade do veículo, visto que, para aplicações onde se tem paradas constantes como ônibus urbanos e caminhões de entrega, o tambor não tem tempo hábil para resfriamento chegando a temperaturas acima de 500°C em uso.

5.2 Estudos Futuros

Estudos futuros nessa área podem ser realizados a fim de se fazer um mapeamento de como a maneira de dirigir é importante para o aparecimento das trincas, principalmente das trincas térmicas. Outro ponto a ser aprofundado em trabalhos futuros está no desenvolvimento do Ferro Fundido Vermicular para essa aplicação, visto que esse material apresenta uma melhor resistência e, em consequência, poder-se-ia diminuir o peso do componente. O estudo de propagação de trincas nesse material seria, pois, de suma importância.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AFGROW, 2000 “**Users Guide and Technical Manual**” Version 4.0001.11.8
fibec.flight.wpafb.af.mil/fibec/afgrow.html.

Akbasoglu, F.C.; Edmonds, D.V., 1990 “**Rolling Contact Fatigue and Fracture Crack Propagation in 1C-1.5Cr Bearing Steel in the Bainitic Condition**” Metall. Trans. A, vol.21A,
Becker, E. B.; Carey, G. F.; Oden, J. T., 1980 “**Finite Elements - An Introduction**”,
vol.1.

Carvalho, C. V., 1999 “**Simulação Bidimensional Adaptativa de Processos de Fraturamento por Fadiga**”, Computational Methods in Engineering.

Cimini JR., Carlos A., 2001 “**Conceitos de Análise Estrutural em Aeronaves**”. Brasil: UFMG.

Dowling, Norman E., 1998 “**Mechanica Behavior of Materials**”, 2. ed., USA: A. Simon & Schuster Company.

Fagam, M. J., 1992 “**Finite Elements Analysis - Theory and Practice**”, USA
FRANC2D, “**A Crack Propagation Simulator for Plane Layered Structures**”,
Version 1.4., USA: Kansas State University. www.cfg.cornell.edu

Gao, N., Dwyer-Joyce, R. S.; Beynon, J. H., 1999 ” **Effects of Surface Defects on Rolling Contact Fatigue of 60/40 brass**”, Wear.

Gillespie, Thomas D., 1992 “**Fundamentals of Vehicle Dynamics**”, USA: Society of Automotive Engineers, Inc.

Greening, 1988 “**Dynamometer**”, USA: Greening Testing Laboratories, Inc.

Hamrock, B. J.; Jacobson, BO.; Schmid, S. R.; 1999 “ **Fundamentals of Machine Elements**”. USA: WCB/McGraw-Hill.

Moura Branco, Carlos A. G. de, 1985 “**Mecânica dos Materiais**”, Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.

Moura Branco, Carlos A. G. de; Fernandes, Augusto A.; Castro, Paulo M. S. Tavares de, 1986 “**Fadiga de Estruturas Soldadas**”, 2. ed., Lisboa: Fundação Calouste Gulbenkian.

NBR 6.593, 1981 “**Morfologia de Grafita em Ferro Fundido**”, Brasil: Associação Brasileira de Normas Técnicas.

Norman, Ian Andrew; Bennett, Sean; Corinchock, John A., 2001 “**Heavy Duty truck System**”, 3. ed., USA: Thomson Learning.

Osgood, C. C., 1982 “ **Fatigue Design**”, Edição Pergamon Press, Londres.

- Patran/Nastran., 2003 **“Quick Reference Guide”**, Version 2003r2, USA: MSC\Software Corporation.
- Prazis, 1984 “Projctor de Perfil” Modelo 00914.
- Reguly, Afonso; Limberger, Ignácio; Griza, Sandro; Strohaecker, Telmo, 2001 **“Fadiga e Análise de Falhas”**, Brasil: LAMEF.
- SAE (J431 G3500b), 1996 **“Automotive Gray Iron Castings”**, USA: Society of Automotive Engineers.
- Saxena, S., 1998 **“Nonlinear Fracture Mechanics for Engineers”**, USA: CRC Press LIC.
- Scirocco, 1999 **“Aparelho Tridimensional”**, Modelo 201009, Itália: DEA.
- Sih, G. C., 1974 **“Strain-Energy-Density Factor Applied to Mixed Node Crack Problem”** Fracture Mech, vol 10.
- Suresh, S., 1998 **“Fatigue of Materials”**, 2. ed., USA: Cambridge University Press.
- Timoshenko, 1983 **“History of Strength of Materials”**, Dover Publications, Inc., New York, Repri.
- Tomé, 2002 **“Tambores de Freio, Manual do Usuário”**, Brasil: Siderúrgica Tomé Ltda.
- Tyssenkrupp, Fundições Ltda., 2001 **“Relatório Ferro Fundido Vermicular”**, Brasil.
- Zhou, R. S.; Cheng, H. S.; Mura, T., 1989 **“Micropitting in Rolling and Sliding Contact under Mixed Lubrification”**, ASME, vol.111 (4).

APÊNDICE I - Diagrama de Smith

No diagrama de Smith, que é apresentado na Figura I.1, a curva superior representa as tensões máximas, e a inferior, as mínimas. A linha AO representa a resistência à fadiga sob carga alternante (σ_{RIII}), caso onde a tensão média é zero. A linha CD representa a resistência à fadiga sob carga repetida (σ_{RII}), onde a carga mínima é igual a zero. (Reguly et al., 2001).

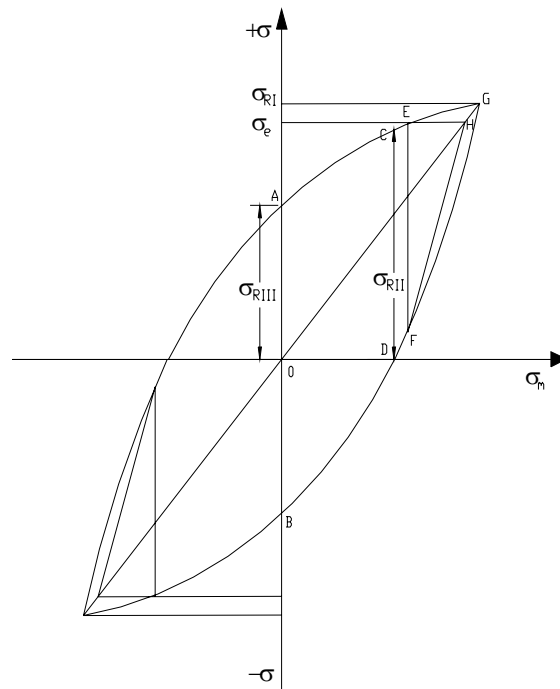


Figura I.1: Diagrama de Smith para um componente com as mesmas propriedades em tração e compressão (Fonte: Reguly et al., 2001)

O ponto G representa a tensão de ruptura sob carga estática (σ_{RI}), onde $\sigma_{\text{máx}} = \sigma_{\text{min}}$. Se o material resiste igualmente a tensões tanto na tração como na compressão, o diagrama é simétrico nos quadrantes I e II.

A partir do ponto E do diagrama, as tensões ultrapassam a tensão de escoamento σ_{esc} . Como o estudo da fadiga é feito geralmente para componentes estruturais ou elementos de máquinas onde não é admitida grande deformação, então, o gráfico é interrompido por uma reta EH paralela ao eixo das σ_m . Por simetria, a reta FH constitui o limite inferior.

É possível simplificar o diagrama de Smith substituindo as linhas de tensão máxima e mínima por retas, unindo os pontos AE e BF, ou, ainda, de maneira mais simples, unindo os pontos AG e BG, fazendo o mesmo procedimento para o terceiro quadrante. A segunda simplificação sugerida equivale ao Diagrama de Goodman. Os erros decorrentes dessa

simplificação são pequenos e contribuem em favor da segurança. Assim, pode-se determinar a resistência à ruptura σ_r para qualquer carga média σ_m pelo simples conhecimento da resistência à fadiga σ_{RIII} da tensão de escoamento σ_e , e da tensão de ruptura sob carga estática σ_{RI} .

APÊNDICE II - Exemplo utilizando o FRANC2D

Nesse exemplo, mostrou-se as etapas descritas no item 3.6.

Mostra-se, nas figuras abaixo, um exemplo simples de uma chapa com restrições em uma das bordas (fixa em x e y) e um esforço de tração na borda oposta (1.000 N em cada nó).

Tem-se a fase de pré-processamento quando é feita a malha e colocadas as condições de contorno na Figura II.1.

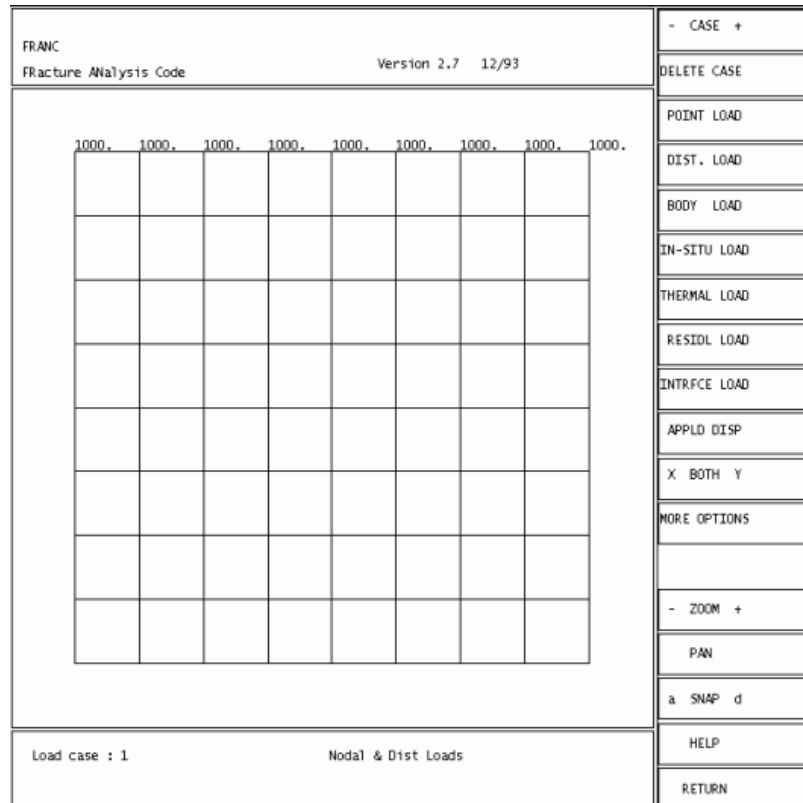


Figura II.1: Malha com as condições de contorno

A Figura II.1 mostra a fase onde o FRANC2D realiza a análise e o cálculo do modelo.

```

*****
FRANC Analysis Report
432 Equations          18192 Stiffness coefficients
Total Time (inc overhead) :          0 seconds
Bandwidth reduction Time  :          0
Assembly Time             :          0
Decomposition Time        :          0
Backsubstitution Time     :          0
Total Work                 :    480.80243
*****
Analysis done

```

Figura II.2: Análise e cálculo do modelo

A fase de pós-processamento em que são mostrados os resultados está mostrada na Figura II.3.

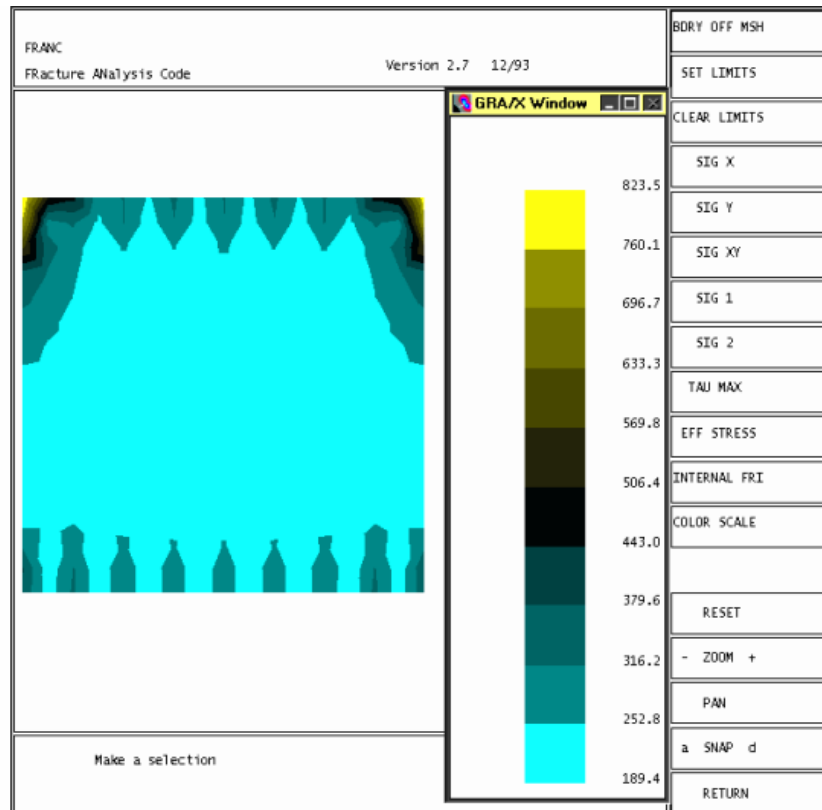


Figura II.3: Resultados

Após se terem os resultados das tensões e das deformações do modelo, fez-se a inclusão de trincas conforme está mostrado na Figura II.4. Essa é a fase de modificação.

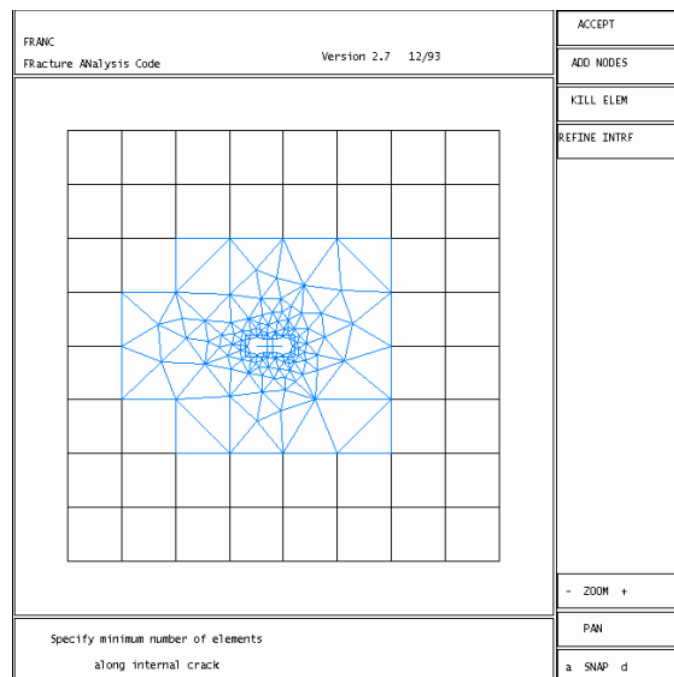


Figura II.4: Inclusão da trinca

A partir daí, o programa permite simular o crescimento da trinca, realizando o remalhamento automático em cada passo do processo.

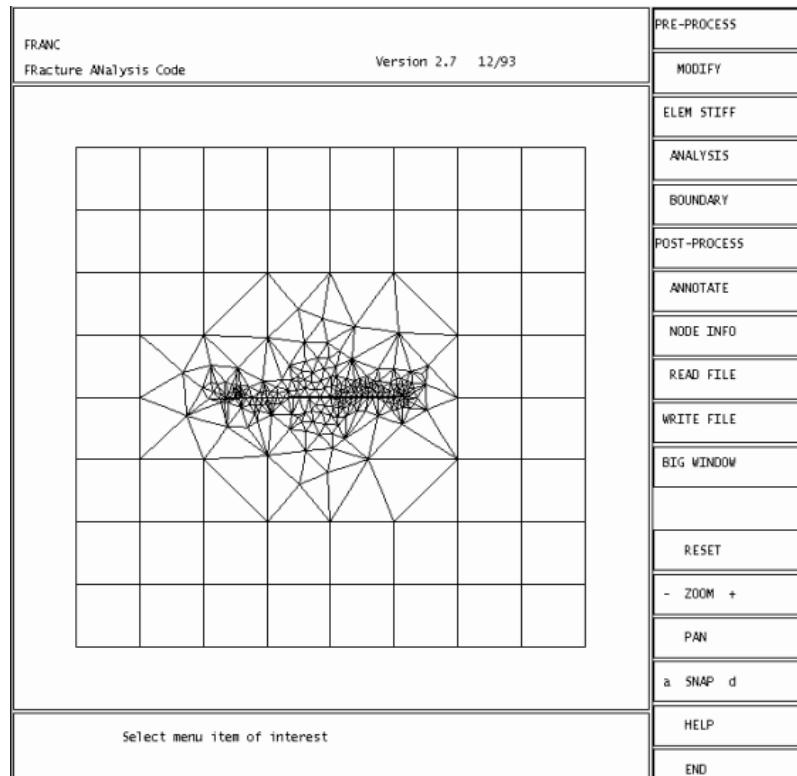


Figura II.5: Propagação da trinca

Na Figura II.6 tem-se a deformada da trinca após o crescimento.

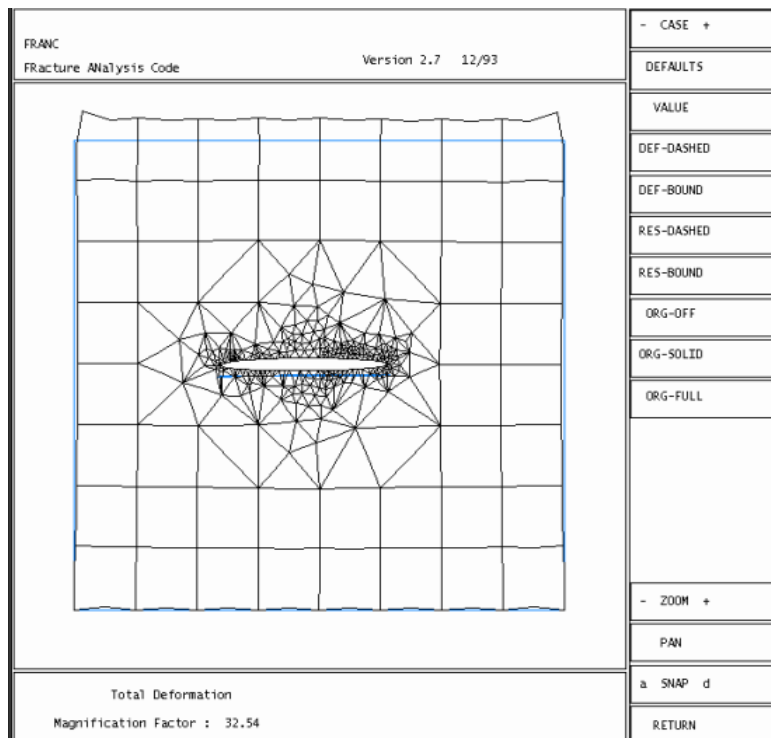


Figura II.6: Deformada da trinca após o crescimento

A Figura II.7 mostra as tensões após o crescimento da trinca.

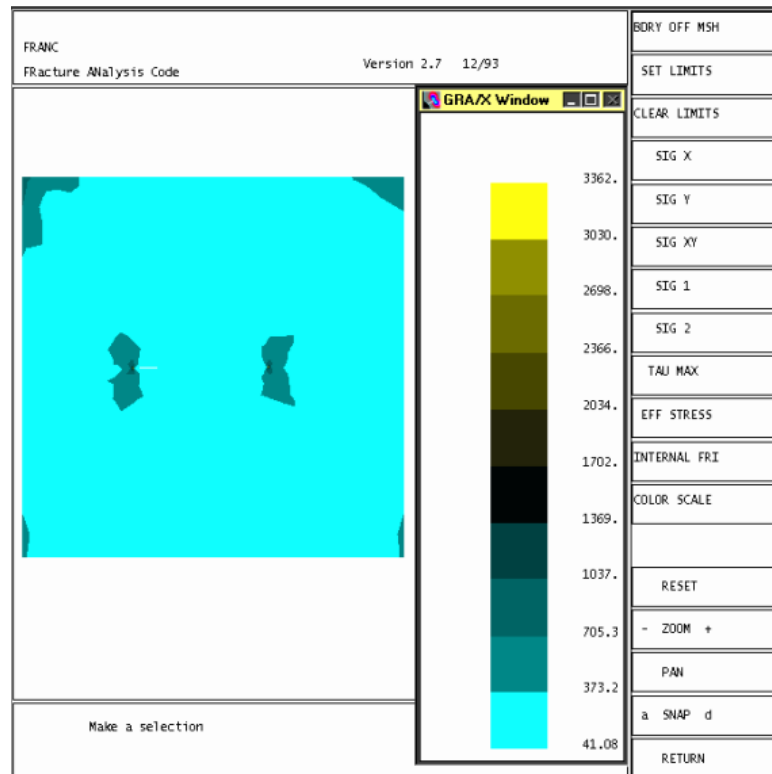


Figura II.7: Distribuição de tensões após o crescimento da trinca

Na Figura II.8, vê-se a curva com a variação do tamanho da trinca e com a variação do fator de intensidade de tensões para o modelo.

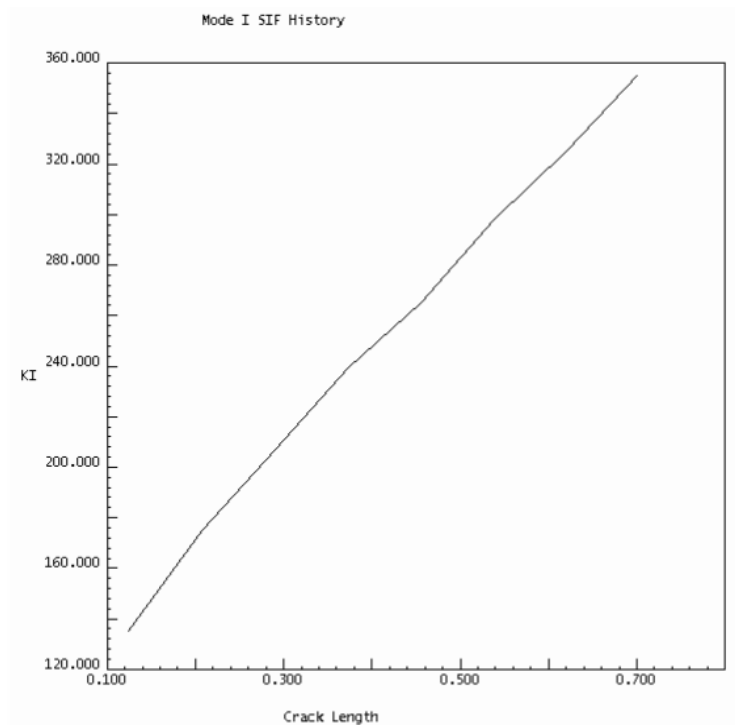



Figura II.8: Variação do tamanho da trinca *versus* a variação do fator de intensidade de tensões.

APÊNDICE III – Norma TP 215

 Rockwell International	Location: Automotive Headquarters Troy, Michigan	Department: Test Development	
Original Issue Date: 20 May, 81	Revision Level:	Procedure #: TP-215	
Revision Date: March, 95	Approval: Manager - Test Development	ISO Cross Ref.: 4.4.7 & 4.4.8	Page: 1 of 2
Title: Ford Drum Durability: ES D5TA 1125AA			

CÓPIA NÃO CONTROLADA

1.0 PURPOSE

1.1 The purpose of this test is to qualify brake drum durability in accordance with Ford Engineering specification ES D5TA 1125 AA.

2.0 TEST PARAMETERS

2.1 The inertia weight shall be calculated for each drum:

$$\text{Inertia Weight (lbs)} = \text{Axle Rating (lbs.)} \div 2$$

2.2 The rate of brake drum or disc rotation on a dynamometer corresponding to the rate of rotation on a vehicle at a given speed shall be calculated from the static loaded tire radius.

2.3 The production brake assembly and drum, including air brake chambers, shall be mounted on a dynamometer substantially as in normal service.

A surface thermocouple shall be welded or staked to the outside diameter of the brake drum in line with the centerline of the brake surface.

A simulated wheel center shall be used in place of a wheel to reduce cycle time.

Brakes may be adjusted to maintain normal stroke travel throughout tests.

2.4 A brake drum shall be considered failed when visual examination reveals a crack that has progressed entirely through the drum section or drum head outside the bolt circle diameter.

2.5 Any drum test stopped because of brake failure (including lining failure) must be reported to the test request engineer immediately.

3.0 TEST EQUIPMENT

3.1 Inertia dynamometer.

3.2 Fixture mounting brake assembly.

3.3 Air chamber size and slack length.

4.0 TEST MATERIAL

4.1 Brake assembly on stub axle fixture.

4.2 Brake drum with hub assembly and dyno drive plate.

5.0 TEST SETUP

5.1 Air at ambient temperature (50°-100°F) is directed uniformly and continuously over the brake drum at a velocity of 2200 ft/minute.

Brakes may be adjusted to maintain normal stroke travel throughout tests.

5.2 Air pressure timing shall be 0 to 100 psi in 0.4 seconds.

5.3 Air pressure shall be limited to 120 psi for all brake applications even if specified decelerations cannot be maintained.


6.0 TEST PROCEDURE

6.1 Burnish - Make 200 stops from 40 mph at a 10 ft/sec² average deceleration with an initial drum temperature on each stop at not less than 350°F and not more than 385°F.

Make 200 additional stops from 40 mph at a 10 ft/sec² average deceleration with an initial drum temperature on each stop of not less than 450°F and not more than 550°F.

6.2 Inspection - Check drum and lining for unusual conditions such as heat spots, heat cracks exceeding 1/4 inch in length or drum scoring.

If unusual conditions are noticed, the test request engineer must be notified immediately. Record conditions and continue the test.

 Rockwell International	Location: Automotive Headquarters Troy, Michigan	Department: Test Development
Original Issue Date: 20 May, 81	Revision Level:	Procedure #: TP-215
Revision Date: March, 95	Approval: Manager - Test Development	ISO Cross Ref.: 4.4.7 & 4.4.8
Title: Ford Drum Durability: ES D5TA 1125AA		Page: 2 of 2

CÓPIA NÃO CONTROLADA

6.3 Performance Test - Effectiveness

Run 20 mp and 60 mph stops at 20 psi increments from 20 psi to 120 psi at starting drum temperature of between 195° - 200°F.

6.4 Durability Test

This test shall follow the performance test and shall use the same hardware.

Brake torque shall be calculated for each deceleration condition.

6.5 Performance Test-Effectiveness - This test shall follow the performance test and shall use the same hardware.

Brake torque shall be calculated for each deceleration condition.

$$\text{Brake Torque} = \frac{\text{Inertia} \times \text{SLR} \times \text{Deceleration} \times 1}{\text{Weight (Lbs)} \text{ (in)} \text{ (ft/sec/sec)} \quad 32.17405}$$

6.5.1 Make one stop from 50 mph at a torque equivalent to $10 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration at 120°F-125°F starting drum temperature.

6.5.2 Make one stop from 60 mph at a torque equivalent to $14 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration at 120°F-125°F starting drum temperature.

6.5.3 Make one stop from 70 mph at a torque equivalent to $18 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration at 120°F-125°F starting drum temperature.

6.5.4 Check drum and lining for unusual conditions such as heat spots, heat checks, and drum scoring

Record condition and continue the test.

6.5.5 Make 50 stops from 30 mph at a calculated torque equivalent to $22 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration at 195°F-200°F drum temperature.

6.5.6 Make 50 stops from 50 mph at a calculated torque equivalent to $22 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration at 195°F-200°F drum temperature.

6.5.7 Make 100 stops from 60 mph at a calculated torque equivalent to $18 \pm 1 \text{ ft/sec}^2$ deceleration starting at 195°F-200°F drum temperature. All stops shall be completed without failure.

7.0 LOADS AND BOGIES


7.1 Loads and bogies depend upon vocation and/or division requirements.

(Unless specific loads and bogies are listed below, this information must be listed in the test request.)


ESTIMATED TEST TIME

	<u>Man Hours</u>
Engineering	20
Technician	80
Dynamometer	75

APÊNDICE IV – Certificado de Conformidade

		CERTIFICADO DE CONFORMIDADE CERTIFICATE OF COMPLIANCE		IPO - 0232/96
TF / OUR REF. NR		8205		CERTIFICADO \ CERTIFICATE NR
				06367 / 2002
CLIENTE / CUSTOMER		SUSPENSYS SISTEMAS AUTOMOTIVOS LTDA		
NOME DA PEÇA / PART NAME		Tambor Freio Traseiro - VW		
PEÇA Nº / PART NR.		2001 00486		
DESENHO Nº / DRAWING NR.		2001 00486		
MATERIAL / MATERIAL		SAE J 431 G3500b		Nº Fatura / Invoice Number
				Ordem de Compra / P.O.Number
DATA DE PRODUÇÃO / POURING DATE		14/11/2002		
CORRIDA / HEAT		490202/06		
NOTA FISCAL Nº / BILL OF SALE NR.		094.741		
DATA DA EXPEDIÇÃO / SHIPPING DATE		25/11/2002		
QUANT. DE PEÇAS EXPEDITAS / QUANTITY(SHIPPED PIECE)		15		
IDENTIF. PEÇA / PART IDENTIFICATION				
DUREZA BRINELL	C. PROVA / TEST SPECIMEN (IME-0054/91)	210		
HARDNESS HB 30	PEÇA / PART (IME-0064/94)	210		
ENSAIO MECÂNICO	TENSÃO RUPUTURA(N/mm ²)	253		
	TENSILE STRENGTH(N/mm ²)			
MECHANICAL TEST (IME-0122/95)	TENSÃO DE ESCOAMENTO(N/mm ²)			
	YIELD STRENGTH(N/mm ²)			
GRAFITA	ALONGAMENTO / ELONGATION(%)	+		
	FORMA / FORM	I		
GRAPHITE (IME-0124/95)	TAMANHO / SIZE	4-5-6		
	DISPOSIÇÃO / DISTRIBUTION	A-C		
MATRIZ	PERLITA / PEARLITE(%)	100		
	FERRITA / FERRITE(%)	AUSENTE		
	CARBONETO / CARDIBE(%)	AUSENTE		
COMPOSIÇÃO QUÍMICA(%)	* C	3,40		
	Si	2,05		
	Mn	0,58		
	* S	0,123		
	Cr	0,51		
	Cu	0,25		
	Mg	0,001		
	P	0,037		
	Sn	0,105		
	Mo	0,0152		
	Ni	0,0342		
	Ti	+		
Zr	+			
Pb	+			
OBS.: 1) Demais características inerentes ao produto como : dimensional e sanidade estão em conformidade com o Relat.de Capacidade do Processo(Process Capability Report) relativo as datas de Produção de Peças				
Barra do Pirai 26 de novembro de 2002			ADRIANA DE OLIVEIRA CERQUEIRA EXECUTADO POR CARRIED OUT BY	

APÊNDICE V- Certificado de Conformidade

 DeCQ		CERTIFICADO DE CONFORMIDADE CERTIFICATE OF COMPLIANCE		IPO - 02.32/96
TE / OUR REF. NR.	8205	CERTIFICADO / CERTIFICATE NR.	05705 / 2002	
CLIENTE / CUSTOMER	RANDON S/A - IMPLEMENTOS E SISTEMAS AUTOMOTIVOS			
NOME DA PEÇA / PART NAME	Tambor Freio Traseiro - VW			
PEÇA Nº / PART NR.	2001 00486			
DESENHO Nº / DRAWING NR.	2001 00486			
MATERIAL / MATERIAL	SAE J 431 G3500b		IP Fatura / Invoice Number	Ordem de Compra / P.O. Number
DATA DE PRODUÇÃO / POURING DATE	17/07/2002		OC 137744/53	
CORRIDA / HEAT	263205/07			
NOTA FISCAL Nº / BILL OF SALE NR.	088.573			
DATA DA EXPEDIÇÃO / SHIPPING DATE	30/07/2002			
QUANT. DE PEÇAS EXPEDITAS / QUANTITY SHIPPED PCEs	8			
IDENTIF. PEÇA / PART IDENTIFICATION				
DUREZA BRINELL	C. PROVA / TEST SPECIMEN (MG-00401)			
HARDNESS HB 30	PEÇA / PART (MG-C080M)	197-200-179		
ENSAIO MECÂNICO	TENSÃO RUPUTURA(N/mm²)	392		
	TENSÃO DE ESCOAMENTO(N/mm²)	305		
MECHANICAL TEST (MG-01200)	ALONGAMENTO / ELONGATION(%)	4,6		
	GRAFITA	FORMA / FORM	III	
GRAPHITE (MG-012400)	TAMANHO / SIZE	4-5		
	DISPOSIÇÃO / DISTRIBUTION	-		
MATRIZ	PERLITA / PEARLITE(%)	55		
MATRIZ (MG-020400)	FERRITA / FERRITE(%)	45		
	CARBONETO / CARBIDE(%)	AUSENTE		
COMPOSIÇÃO QUÍMICA(%)	CHEMICAL COMPOSITION(%)	*C	3,70	
		Si	2,09	
		Mn	0,40	
		*S	0,005	
		Cr	0,16	
		Cu	0,14	
		Mg	0,017	
		P	0,016	
		Sn	0,002	
		Mo	0,0022	
		Ni	0,0020	
		Ti	0,1301	
Zr	0,0010			
Pb	0,001			
Amostra - vermicular				
Obs: 1) Demais características inerentes ao produto como : dimensional e sanidade estão em conformidade com o Relat.de Capacidade do Processo(Process Capability Report) relativo as datas de Produção de Peças				
Barra do Pirai 23 de setembro de 2002			ADRIANA DE OLIVEIRA CERQUEIRA EXECUTADO POR CARRIED OUT BY	