JOÃO GUILHERME BRIGONI MASSOTI

**METODOLOGIA PARA ANÁLISE DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS E
CÁLCULO DA VIDA REMANESCENTE À FADIGA**

São Paulo

2011

JOÃO GUILHERME BRIGONI MASSOTI

**METODOLOGIA PARA ANÁLISE DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS E
CÁLCULO DA VIDA REMANESCENTE À FADIGA**

Dissertação apresentada à Escola
Politécnica da Universidade de São
Paulo para Obtenção do Título de
Mestre em Engenharia

Área de Concentração:
Engenharia Naval e Oceânica

Orientador:
Prof. Dr. Cláudio Ruggieri

São Paulo

2011

Este exemplar foi revisado e alterado em relação à versão original, sob responsabilidade única do autor e com a anuência de seu orientador.

São Paulo, de abril de 2011.

Assinatura do autor _____

Assinatura do orientador _____

FICHA CATALOGRÁFICA

Massoti, João Guilherme Brigoni

**Metodologia para análise de defeitos em rolamentos e cálculo da vida remanescente à fadiga / J.G.B. Massoti. -- ed.rev. -- São Paulo, 2011.
120 p.**

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica.

1. Rolamentos 2. Mecânica da fratura 3. Fadiga de contato I. Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Naval e Oceânica II. t.

Aos meus pais Ana Maria e Arnaldo, e a minha irmã Maria Raquel.

AGRADECIMENTOS

Ao orientador Prof. Dr. Cláudio Ruggieri, pela orientação e exemplo de profissionalismo.

A minha namorada Letícia pelo amor e companheirismo.

Aos colegas do NAMEF: Diego Felipe Sarzosa Burgos, Lenin Marcelo Paredes Tobar e Luis Fernando Schiano Parise, pelos úteis conselhos e companheirismo.

Aos amigos Mauro del Guerra Neto e Rodrigo Yoshiaki Fujimoto pelo companheirismo e incentivo.

Aos colegas da SKF do Brasil pelo incentivo.

Ao Departamento de Engenharia Naval e Oceânica da EP-USP pelo apoio institucional.

RESUMO

Este trabalho apresenta os principais fenômenos que regem a propagação de trincas em anéis de rolamentos, por meio da aplicação de conceitos da Mecânica da Fratura Elástica Linear e Fadiga. O estado complexo de tensões atuante sobre o anel do rolamento culmina em carregamento modo misto sobre as paredes da trinca. Para o problema de rolamento proposto, são considerados os modos de abertura e de cisalhamento puro no plano do defeito, sob regime cíclico. O fator de intensidade de tensões K e a integral J são parâmetros que estabelecem condições de fratura e são suficientes, para caracterizar a criticidade de trincas instaladas em anéis de rolamentos. A avaliação da criticidade de defeitos é baseada na aplicação de Critérios de Falha distintos, oriundos de literaturas especializadas. A partir dos parâmetros de fratura, K e J , e da avaliação da criticidade de defeitos é possível determinar a vida remanescente à fadiga, por meio de modelos que descrevem a taxa de propagação de trincas. Os resultados indicam que o modo misto de carregamento de trinca considerado na dissertação, é um dos parâmetros mais importantes a considera-se na nucleação e propagação de defeitos em rolamentos, e são responsáveis por uma redução significativa da vida à fadiga originalmente estipulada.

Palavras-chave: Rolamento. Fator de Intensidade de Tensões. Modo Misto. Fadiga.

ABSTRACT

This work presents the main phenomenon that governs the crack propagation in bearing rings, through the application of Linear Elastic Fracture Mechanics and Fatigue concepts. The complex stress state acting on the bearing ring produces a mixed mode loading over the crack faces. The proposed bearing problem considers a tensile mode and pure shear mode in the plane of the defect, both under a cyclic regime. The stress intensity factor K and the J -integral parameters define the fracture conditions and suffice to characterize the severity of cracks developed in bearing rings. The procedure for defect assessment is based on the application of different failure criteria. Using parameters, K and J , coupled to the defect assessment procedures, it is possible to estimate the remaining fatigue life, through models that describe the crack propagation rate. The results indicate that the mixed mode loading considered in this work is one of the most important parameters in nucleation and propagation of bearing defects and are responsible for a significant reduction in the original estimation of fatigue life.

Key-words: Bearings. Stress Intensity Factors. Mixed Mode. Fatigue.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS

LISTA DE TABELAS

LISTA DE SÍMBOLOS

1. INTRODUÇÃO	20
1.1 Introdução e Motivação do Estudo	20
1.2 Objetivos	22
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	24
2.1 Rolamentos	24
2.1.1 <i>Introdução e Definições</i>	24
2.1.2 <i>Modos de Falha de Rolamentos</i>	27
2.2 Mecânica da Fratura.....	33
2.2.1 <i>Introdução à Mecânica da Fratura</i>	33
2.2.2 <i>Mecânica da Fratura Elástica Linear</i>	35
2.2.2.1 <i>Taxa de Liberação de Energia</i>	35
2.2.2.2 <i>O Fator de Intensidade de Tensões</i>	36
2.2.2.3 <i>Superposição Linear</i>	46
2.2.2.4 <i>Modo Misto de Carregamento</i>	47
2.2.2.5 <i>A Integral J</i>	51
2.3 Fadiga	53
2.3.1 <i>Introdução à Fadiga</i>	53
2.3.2 <i>Propagação de Trincas por Fadiga</i>	56

3. ANÁLISE DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS	62
3.1 Caracterização do Problema	62
3.2 Carregamento Multiaxial.....	68
3.3 Cálculo dos Fatores de Intensidade de Tensões.....	78
3.4 Simulação Numérica do Problema	86
3.5 Análise da Criticidade de Defeitos em Rolamentos	94
3.5.1 Critérios de Falha e Avaliação de Defeitos	94
3.5.2 Determinação do Tamanho Crítico do Defeito.....	101
4. CÁLCULO DA VIDA REMANESCENTE À FADIGA.....	103
4.1 Estimativa Inicial da Vida à Fadiga do Rolamento	103
4.2 Cálculo da Vida Remanescente à Fadiga	104
5. CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS.....	112
5.1 Comentários.....	112
5.2 Conclusões	112
5.3 Sugestões para a Continuação do Trabalho	115
REFERÊNCIAS.....	116

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Ocorrência de falha em rolamentos, dividida por origem (Harris, Kotzalas, 2007 [16])	21
Figura 2 – a) Rolamento radial de uma carreira de esferas b) Rolamento radial de dupla carreira de esferas c) Rolamento de uma carreira de esferas de contato angular d) Rolamento auto compensador radial de dupla carreira de esferas e) Rolamento axial de uma carreira de esferas (SKF Group, 2005)....	26
Figura 3 – a) Rolamento radial de uma carreira de rolos b) Rolamento radial de quatro carreiras de rolos c) Rolamento auto-compensador radial de dupla carreira de rolos d) Rolamento auto-compensador axial de uma carreira de rolos (SKF Group, 2005)	26
Figura 4 – a) Distribuição de tensões no contato entre superfícies b) Distribuição de tensões provenientes do contato cíclico de rolagem entre esfera e plano (American Society for Metals, 2002 [1]).....	28
Figura 5 – Trinca instalada em camada sub-superficial do anel de rolagem (SKF Group, 1994).....	29
Figura 6 – Processo de <i>flaking</i> na pista interna de um rolamento radial de uma carreira de rolos (SKF Group, 1994)	30
Figura 7 – a) Desgaste b) Indentação c) <i>Smearing</i> d) Corrosão e) Erosão elétrica f) Fratura por sobrecarga g) Fratura da gaiola h) Fadiga superficial (SKF Group, 1994).....	31
Figura 8 – Desenvolvimento de micro trincas na pista de rolagem, por fadiga superficial (SKF Group, 1994)	32
Figura 9 – Placa plana infinita com trinca central sujeita a campo de tensões uniforme	36
Figura 10 – Eixo de coordenadas com origem na ponta da trinca. Eixo z é perpendicular ao plano xy .	37
Figura 11 – Modos de carregamento possíveis para um defeito tipo trinca	38
Figura 12 – Tensão normal ao plano da trinca, sob modo I. Detalhe para a região de dominância	41

Figura 13 – Região de dominância K versus Zona Plástica. Lamelas ao centro da figura indicam zonas potenciais para nucleação de novas trincas	42
Figura 14 – Placa plana infinita com trinca central inclinada sujeita a campo de tensões uniforme.....	43
Figura 15 – Aplicação do princípio da superposição para determinação de K_I	47
Figura 16 – Propagação típica para uma trinca inicial que não é ortogonal ao campo de tensões normal	49
Figura 17 – Propagação infinitesimal na ponta de uma trinca	49
Figura 18 – Placa plana infinita com trinca inclinada sujeita a campo biaxial de carregamento.....	50
Figura 19 – Representação gráfica da Integral J	52
Figura 20 – Curva $S - N$ para a liga forjada 300M, com tensão máxima à ruptura de 1930 MPa (American Society for Metals, 2002 [2])	54
Figura 21 – Exemplos de falha de eixos por fadiga. Detalhe para as “marcas de praia” e os pontos de nucleação de fratura, normalmente próximos à superfície (American Society for Metals, 2002 [2])	55
Figura 22 – Relação entre o comprimento da trinca e o número de ciclos à fadiga, para duas configurações de carregamento distintas. A taxa de crescimento da/dN está indicada para um comprimento de trinca a_1	57
Figura 23 – Representação esquemática do comportamento de crescimento de uma trinca em metais...	57
Figura 24 – Gráfico esquemático da influência de R sob a curva de propagação de trinca.....	60
Figura 25 – Rolamento radial de uma carreira de rolos. Deslocamento axial entre anéis (SKF Group, 2005)	62
Figura 26 – Exemplos de projetos internos de CRB (SKF Group, 2005)	63
Figura 27 – Dimensões típicas de um rolamento radial de uma carreira de rolos	63

Figura 28 – Construção típica de um motor de indução trifásico, com aplicação de mancais de rolamento. 1- Carcaça, 2- Núcleo de chapas, 3- Núcleo de chapas, 4- Tampa, 5- Ventilador, 6- Tampa defletora, 7- Eixo, 8- Enrolamento trifásico, 9- Caixa de ligação, 10- Terminais, 11- Rolamentos, 12-Barras e anéis de curto-circuito (WEG Motores, 2006).....	67
Figura 29 – Distribuição das tensões circunferenciais $\sigma_{\theta\theta}$ em uma seção transversal do anel interno do rolamento, para as condições impostas nas Tabelas 1 e 3.....	70
Figura 30 – a) Desenho esquemática ilustrando o contato entre elemento rolante e pista b) Distribuição de pressão sobre a área de contato, para carregamento puramente radial e movimento de rolagem puro (Harris, Kotzalas, 2007 [17]).....	71
Figura 31 – Pressão de contato de Hertz P_x , para diversos carregamentos F_i . Note que, ao centro da linha de contato $2b_h$, $P_x = P_0$	75
Figura 32 – Distribuição das tensões σ_x no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante.....	75
Figura 33 – Distribuição das tensões σ_z no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante.....	76
Figura 34 – Distribuição das tensões σ_y no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante.....	76
Figura 35 – Distribuição das tensões τ_{xz} no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante.....	77
Figura 36 – Modelo ilustrativo do anel interno do rolamento, expondo as configurações do componente e do defeito, além do perfil de carregamento.....	79
Figura 37 – Esquema representativo ilustrando a aplicação das forças sobre a superfície da trinca.....	79
Figura 38 – Princípio da aditividade aplicado ao problema	81
Figura 39 – Figura representativa de um corpo de prova tipo SENT	82

Figura 40 – Variação do Fator de Intensidade de Tensões K_I na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos.....	85
Figura 41 – Variação do Fator de Intensidade de Tensões K_{II} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos.....	85
Figura 42 – Detalhes do modelo 3D em Elementos Finitos, com foco sobre a malha construída nas vizinhanças da trinca	87
Figura 43 – Imposição da condição de contorno “deslocamento nulo” na direção z, aos nós do raio interno do rolamento.....	87
Figura 44 – Modelo 3D em Elementos Finitos, com imposição de carregamento: a) Pressão de Contato de Hertz b) Tensões Circunferenciais	88
Figura 45 – Distribuição de tensões de Von Mises sobre a ponta da trinca, para $P_0 = 1773,3$ MPa e $x/b_h = 3$ (tensões em MPa)	89
Figura 46 – Distribuição da Integral J considerando apenas a pressão de contato de Hertz, para $F_t = 15$ kN	91
Figura 47 - Distribuição da Integral J considerando apenas a pressão de contato de Hertz, para $F_t = 20$ kN	91
Figura 48 – Distribuição da Integral J considerando todos os carregamentos, para $F_t = 15$ kN	92
Figura 49 – Distribuição da Integral J considerando todos os carregamentos, para $F_t = 20$ kN	92
Figura 50 – Distribuição da Integral J considerando apenas o carregamento circunferencial F_θ , para a condição de contorno “deslocamento nulo” na direção x “ligada ou desligada”	93
Figura 51 – Figura representativa do corpo de prova para cálculo de $\sigma_{\theta\theta}$	97

Figura 52 – Variação da força motriz J_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de J_C para critério da Propagação Coplanar	99
Figura 53 – Variação de K_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de K_{IC} para critério da Máxima Tensão Circunferencial.....	100
Figura 54 – Variação de $K_r \times L_r$ para diversos carregamentos, conforme critério da FITNET.....	100
Figura 55 – Variação de K_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de K_{IC} para critério da FITNET, limitada a aplicação da eq. (80)	101
Figura 56 – Curva de propagação para $P_0 = 627,1 \text{ MPa}$, conforme Método da Integração Numérica ..	109
Figura 57 – Curva de propagação para $P_0 = 886,9 \text{ MPa}$, conforme Método da Integração Numérica ..	109

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 – Principais características do aço rolamento AISI 52100 (SKF Group, 2005).....	25
Tabela 2 – Comportamento típico em fratura de materiais de engenharia (Anderson, 1995)	34
Tabela 3 – Rolamento radial de uma carreira de rolos NU 322 (SKF Group, 2005)	66
Tabela 4 – Comprimentos críticos de trinca segundo os Critérios de Falha	102
Tabela 5 – Estimativa de vida à fadiga do rolamento NU 322 (ISO 281, 2007)	104
Tabela 6 – Valores corrigidos de ΔK_{th} para os diversos carregamentos P_0	105
Tabela 7 – Cálculos de ΔK e da taxa de propagação da/dN ($a/W = 0,1$).....	106
Tabela 8 – Vida remanescente à fadiga do NU 322 (número de passagens do rolo sobre a trinca).....	110
Tabela 9 – Vida remanescente à fadiga do NU 322 (horas de operação contínua).....	111

LISTA DE SÍMBOLOS

a	comprimento de trinca
a_i	raio do furo do anel interno
a_o	raio da pista do anel externo
a_s	raio interno do eixo
A	área de trinca
b	razão de biaxialidade
b_i	raio da pista do anel interno
b_h	raio do semi-eixo da elipse gerada pelo contato entre dois corpos;
b_m	constante do material do rolamento
b_o	raio externo do anel externo
b_s	raio externo do eixo
B	espessura do espécime
C	constante do material da eq. (50)
C_{ij}	coeficientes das eqs. (40) à (43)
C_r	capacidade de carga dinâmica de um rolamento
d_m	diâmetro médio do rolamento: $a_i + b_o$
D	diâmetro externo do rolamento
D_{we}	diâmetro do elemento rolante
E	módulo de elasticidade
f_c	fator de geometria do rolamento
f_{ij}	função adimensional de θ
f_{ISO}	fator modificador da vida do rolamento baseado na aplicação
f_R	fator modificador da vida do rolamento por confiabilidade
F_c	força aplicada sobre a superfície da trinca

F_r	força radial aplicada sobre um rolamento
F_{rm}	requisito de carga mínima do rolamento
F_t	força atuante sobre o elemento rolante mais carregado de um CRB
F_θ	força resultante das tensões circunferenciais
G	taxa de liberação de energia, força motriz
$G(\alpha)$	taxa de liberação de energia na trinca desenvolvida;
G_c	tenacidade a fratura
k	constante de proporcionalidade da eq. (9)
k_r	fator de rolamento da eq. (57)
$k(\alpha)$	fator de intensidade de tensões na trinca desenvolvida
K	fator de intensidade de tensões
K_C	fator de intensidade de tensões crítico
K_r	relação K_{eq}/K_{IC} (FITNET)
L_{10}	vida à fadiga nominal básica do rolamento para confiabilidade de 90%
L_{nm}	vida à fadiga modificada do rolamento
L_r	relação entre tensão de referência e tensão de escoamento
L_R	número de ciclos de carregamento para propagação da trinca de $a \rightarrow a_c$
L_{we}	comprimento efetivo do elemento rolante
m	constante do material da eq. (50)
M	momento de oposição a propagação da trinca
n	rotação do rolamento
n_i	rotação relativa entre anel interno e elementos rolantes
n_r	velocidade (rotação) de referência do rolamento
N	número de ciclos à fadiga
N_B	número de faixas de carregamento por repetição
N_K	número de ciclos por faixa de carregamento
p	fator de rolamento da eq. (1)
P	pressão de montagem do anel interno sobre o eixo

P_0	pressão máxima de contato para carregamento elíptico
P_r	carga dinâmica equivalente aplicada sobre o rolamento
P_u	carga limite à fadiga do rolamento
P_x	pressão de contato para carregamento elíptico
r	distância à ponta da trinca (coordenada polar)
r_i	raio aleatório entre a_i e b_i
r_y	raio da zona inelástica
R	razão entre a mínima e a máxima tensão aplicada em um ciclo completo
RL	vida remanescente à fadiga
S	tensão cíclica máxima
T	vetor tensão
u	vetor deslocamento
U	energia de deformação
V	rotação orbital do elemento rolante
w_f	energia de fratura
W	largura do espécime
W_s	trabalho para gerar novas superfícies de fratura
W_d	densidade energia de deformação
Y	constante adimensional
Z	número de elementos rolantes
α	ângulo de propagação da trinca em relação ao seu plano original
β	ângulo de inclinação da trinca em relação ao eixo horizontal
δ_n	diferença dimensional entre o raio externo do eixo e o raio interno do anel
Π	energia potencial
ζ	ângulo de contato entre elemento rolante e pista
θ	ângulo de rotação (coordenada polar)
λ	constante do material
μ	módulo de cisalhamento

μ_f	coeficiente de atrito
ν	coeficiente de Poisson
ξ	relação da eq. (84)
ρ_m	massa específica do aço rolamento
σ	tensão uniaxial
σ_e	tensão equivalente para $R = 0$
σ_{ij}	tensor de tensões
σ_{ref}	tensão de referência
σ_t	resistência a tração
σ_{YS}	tensão de escoamento do material
$\sigma_{\theta\theta}$	tensão circunferencial ou tensão remota para corpo de prova tipo SENT
τ	tensão de cisalhamento
ψ	função secundária para cálculo das tensões
Ψ	função secundária para cálculo das tensões
ω	velocidade angular do anel interno

INTRODUÇÃO

1

1.1 Introdução e Motivação do Estudo

A conjuntura industrial atual está fortemente direcionada ao tema “Confiabilidade”, isto é, à definição de quanto um determinado ativo pode operar sem falha, por um período de tempo estabelecido sob condições operacionais determinadas. Isso indica que a indústria não está somente interessada na vida útil de máquinas e componentes, mas também no conhecimento se estes podem falhar prematuramente.

Geralmente, essa abordagem é praticada por equipes de manutenção e, atualmente, a diversidade de técnicas para o monitoramento da condição de máquinas é bastante vasta. Dentre as técnicas preditivas mais comuns, destacam-se a análise de vibração, termografia, análise de lubrificante e ultrassonografia. A aplicação dessas técnicas possibilita a geração de dados importantes quanto à condição atual de operação da máquina, isto é, se o seu modo operante está estável, conforme padrão definido pelo fabricante, ou instável, influenciado por alguma irregularidade que a levaria à falha prematura, como por exemplo, desalinhamento de eixo.

Em adição, tais técnicas permitem o acompanhamento da evolução de uma determinada falha em estágio inicial tal como ocorre, por exemplo, em rolamentos. Com isso, torna-se possível o planejamento de intervenções, reduzindo significativamente custos com mão-de-obra, componentes e a própria paralisação da produção. Raramente os rolamentos cumprem o ciclo de vida estimado em projeto, isto é, a incidência de falhas prematuras nesse tipo de componente no segmento industrial é bastante comum conforme mostra a Figura 1. Apenas 08% dos rolamentos que iniciam operação atingem a vida útil estipulada, cujo modo de falha natural seria a fadiga sub-superficial. Isso se dá pela ação de fatores externos, gerando os diversos modos de falha a serem apresentados posteriormente na seção 2.1.2, ou até mesmo por uma definição inadequada dos parâmetros de projeto.

Figura 1 – Ocorrência de falha em rolamentos, dividida por origem (Harris, Kotzalas, 2007 [16])

Em paralelo à necessidade de predição de falhas em estágio inicial e ao acompanhamento de sua evolução, é possível verificar que, na atual conjuntura da indústria de rolamentos, alguns componentes de grande porte (*large size bearings*, $D > 420$ mm) apresentam prazos de fabricação e custo relativamente elevados. De certa forma, esse fato está associado à atual demanda e a variedade de projetos de rolamentos disponíveis no mercado. Dependendo do modelo, o valor do rolamento pode atingir a centenas de milhares de reais e o prazo de fabricação 1-2 anos. Nesse contexto, caso a unidade fabril não possua componente reserva para uma eventual substituição do rolamento de determinada aplicação, a companhia poderá enfrentar dificuldades se a falha inicial evoluir rapidamente, e estas seriam agravadas dependendo da criticidade do equipamento dentro da linha de produção.

A motivação para esse estudo decorre dos temas abordados previamente, onde a partir da avaliação de determinados defeitos que levam à falha, é possível obter dados quanto a sua criticidade, fornecendo subsídios para que as tomadas de decisões envolvendo a substituição de componentes sejam mais embasadas tecnicamente. Com isso, rolamentos com defeitos em estágio inicial, detectados a partir de técnicas preditivas seriam melhor avaliados, contribuindo para as tomadas de decisões quanto ao “quando” substituir ou adquirir um novo rolamento. Em adição, essa filosofia possibilitaria ainda uma redução no risco de ocorrência de falha catastrófica do componente (fratura frágil), acarretando em maiores custos de manutenção.

1.2 Objetivos

Como existe uma diversidade muito grande de projetos de rolamentos e de modos de falha também, o presente trabalho restringir-se-á ao estudo de rolamentos radiais de uma carreira de rolos e ao defeito tipo trinca superficial, gerado a partir da fadiga superficial da pista de rolagem. Essa abordagem é justificada pela alta demanda desse projeto de rolamento e também, pela grande incidência de falhas prematuras devido à lubrificação inadequada (43%), cujo modo de falha predominante seria a fadiga superficial.

O objetivo dessa dissertação é, portanto, propor procedimentos e ferramentas de análise de defeitos em rolamentos, embasados em conceitos da Mecânica da Fratura e Fadiga, englobando basicamente a avaliação do defeito quanto à sua criticidade e posteriormente, se possível, a estimativa da vida remanescente à fadiga do componente em operação.

Em adição, pretende-se também quantificar as forças que são significativas para a propagação de trincas, fornecendo assim ferramentas aos projetistas de rolamentos no desenvolvimento de novas famílias de componentes.

Inicialmente no capítulo 2, a dissertação aborda conceitos básicos de rolamentos, isto é, projetos, cálculo da vida à fadiga e modos principais de falha. Em seguida, é apresentada a teoria fundamental da Mecânica da Fratura, principalmente da Mecânica da Fratura Elástica Linear (MFEL) a ser empregada neste trabalho, visto as propriedades do material de confecção de rolamentos e seus defeitos característicos. Nessa teoria, enfatiza-se o conceito de taxa de liberação de energia, o Fator de Intensidade de Tensões (K) e suas variantes, o método da superposição, o modo misto de carregamento de trinca, isto é, os modos de abertura e cisalhamento, e conceitos básicos sobre a Integral J . Nesse capítulo, apresenta-se também, alguns conceitos sobre fadiga de componentes estruturais, com ênfase na fadiga de elementos, que inicialmente à análise, já apresentam um defeito tipo trinca instalado. Certa ênfase é dada a Lei de Paris e ao modelo de Walker, que prevêm a taxa de crescimento de trinca por fadiga, a partir de variações temporais de K (regime elástico linear), e as

formulações que permitem o cálculo da mesma taxa de crescimento de trinca, porém, para regiões distintas da curva da/dN .

A primeira seção do capítulo 3 é dedicada à caracterização detalhada do estudo de caso a ser abordado na dissertação, com enfoque no projeto do rolamento, condições operacionais e as considerações pertinentes à análise. A seção posterior é dedicada ao equacionamento específico do problema, abrangendo os modos de carregamento e o campo de tensões no anel do rolamento. Na sequência, apresentam-se os modelos analíticos para a determinação dos Fatores de Intensidade de Tensões e os valores específicos destes para o caso abordado. Estes valores são comparados a resultados numéricos provenientes de simulações com o Método dos Elementos Finitos, cuja metodologia computacional é brevemente discutida. Por fim, é definido um parâmetro equivalente de fratura, que permitirá avaliar a criticidade do defeito perante a tenacidade a fratura do material.

O capítulo 4 é dedicado a apresentação dos modelos de cálculo da vida remanescente à fadiga, para componentes submetidos a modo misto de carregamento, bem como a determinação, quando possível, desses valores para os resultados obtidos no capítulo anterior. A vida remanescente é comparada ao cálculo inicial da vida à fadiga do rolamento, prevista em projeto.

No capítulo 5, são apresentadas as conclusões da dissertação e a proposição de estudos futuros, motivados pelos resultados obtidos no decorrer desse trabalho.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2

2.1 Rolamentos

2.1.1 *Introdução e Definições*

Há muito tempo aprendeu-se que, para mover um objeto com o mínimo de esforço, era necessário fazê-lo sobre rolos ao invés do simples deslizamento do mesmo sobre uma superfície. Mesmo após a descoberta da lubrificação, o que reduziria o esforço de deslizamento, o movimento de rolagem mostrou-se ainda mais eficiente. Nesse contexto, seria inevitável que mancais de máquinas complexas fizessem uso dessa forma de movimento, originando o componente mecânico “rolamento”.

As primeiras formas e concepções de rolamentos surgiram em meio à civilização Romana. Leonardo da Vinci (1452-1519) contribuiu largamente para o desenvolvimento do projeto atual de rolamento, cuja aplicação geral só foi possível a partir da Revolução Industrial, obtendo aceitação universal dos engenheiros de projeto a partir de 1960, com o desenvolvimento de aços para rolamentos de melhores características e processos de fabricação mais eficientes. Tais melhorias foram impostas pela necessidade de se produzir rolamentos de alta velocidade para turbinas aeronáuticas (Harris, Kotzalas, 2007 [17]).

Em geral, as funções do rolamento em uma dada aplicação, compreendem reduzir o atrito de movimento entre dois corpos, suportar cargas e/ou guiar partes móveis.

No que tange à maioria destes componentes mecânicos, a sua construção básica é composta por dois anéis (interno e externo), elementos rolantes (esferas ou rolos) e uma gaiola, responsável pela separação equidistante desses elementos rolantes. Atualmente, o aço aplicado na confecção de rolamentos convencionais é o

AISI 52100 (anéis e elementos rolantes), cuja estrutura martensítica ou bainítica é obtida através de tratamento térmico específico. As características principais desse aço são apresentadas na Tabela 1.

Tabela 1 – Principais características do aço rolamento AISI 52100 (SKF Group, 2005)

Descrição	Dados
Elementos de liga principais	1,0% C e 1,5% Cr
Dureza	58-65 HRC
Módulo de elasticidade	210 GPa
Tensão de escoamento	2030 MPa
Resistência à tração	2240 MPa
Massa específica	7,9 g/cm ³
Expansão térmica	12.10 ⁻⁶ K ⁻¹
Resistividade elétrica (a 1 MHz)	0,4.10 ⁻⁶ Ωm (Condutor)
Coeficiente de Poisson	0,30

No âmbito das gaiolas, por ser um elemento menos solicitado mecanicamente, os materiais de confecção são bem mais macios. Um aspecto importante a ser considerado do material é a sua relação resistência/massa. Em geral, os materiais aplicados são: aço, latão, poliamida ou fibra de vidro.

A partir dessa concepção inicial de componente, é possível dividir e classificar os rolamentos em dois grandes grupos: rolamentos de esferas e rolamentos de rolos. Os rolamentos de esferas diferem-se pela sua capacidade de operar a elevadas rotações, já os rolamentos de rolos destacam-se pela sua elevada capacidade de carga. Cada grupo pode ainda ser dividido em subgrupos menores, segundo certas peculiaridades, tais como: número de carreiras, direção predominante de suporte de carga e capacidade de compensar desalinhamentos. As Figuras 2 e 3 apresentam exemplos de cada tipo de rolamento citado.

Figura 2 – a) Rolamento radial de uma carreira de esferas b) Rolamento radial de dupla carreira de esferas c) Rolamento de uma carreira de esferas de contato angular d) Rolamento auto-compensador radial de dupla carreira de esferas e) Rolamento axial de uma carreira de esferas (SKF Group, 2005)

Figura 3 – a) Rolamento radial de uma carreira de rolos b) Rolamento radial de quatro carreiras de rolos c) Rolamento auto-compensador radial de dupla carreira de rolos d) Rolamento auto-compensador axial de uma carreira de rolos (SKF Group, 2005)

A classificação de um rolamento como “radial”, por exemplo, não implica necessariamente que o mesmo não possa operar também sob a ação de esforços axiais. A denominação está atrelada apenas à direção de carga predominante, suportada pelo componente, entretanto, dependendo da magnitude desses esforços (radial e axial), o uso de rolamentos de contato angular pode ser necessário.

Com o avanço da ciência, diferentes concepções de mancais foram desenvolvidas, como os mancais hidrodinâmicos, mancais magnéticos, etc, cada um

com sua vantagem perante determinada aplicação. Especificamente, mancais de rolamento apresentam as seguintes vantagens se comparados a outros tipos de mancais, segundo Harris e Kotzalas (2007 [17]): menor torque de atrito em relação a mancais hidrodinâmicos e conseqüentemente menor perda de energia e geração de calor; torque inicial de atrito é levemente superior ao torque de atrito de movimento pleno; suas deflexões são menos sensíveis a flutuações de carregamento do que o mesmo fenômeno em mancais hidrodinâmicos; requerem pequenas quantidades de lubrificante para operação e em alguns casos, existe o potencial de operar a partir de um único fornecimento inicial de lubrificante; espaço axial requerido é inferior ao de mancais hidrodinâmicos convencionais; combinações de cargas radiais e axiais podem ser suportadas simultaneamente; algumas configurações propiciam um campo grande de aplicações (Velocidade x Carregamento), com excelente desempenho; certo campo de desempenho satisfatório é insensível a flutuações de carregamento, velocidade e temperatura.

Por outro lado, mancais de rolamento apresentam uma desvantagem peculiar em relação aos mancais hidrodinâmicos. Independente de uma boa lubrificação, vedação, operação, etc, os rolamentos eventualmente falharão pela fadiga de suas superfícies em contato de rolagem (Harris, Kotzalas, 2007 [17]).

2.1.2 Modos de Falha de Rolamentos

Rolamentos são componentes cujos elementos internos (pistas e elementos rolantes) operam sob regime cíclico de carregamento. Ao definir um ponto sobre a pista de rolagem estática, este estará sujeito a determinado carregamento cíclico, cuja periodicidade será proporcional à rotação do anel girante e ao número de elementos rolantes. No decorrer do tempo de operação, sob esse ponto em uma camada adjacente à superfície, nuclear-se-á uma trinca. Essa trinca será resultado das tensões de cisalhamento cíclicas que se desenvolvem do contato entre dois corpos.

Particularmente, no contato de rolagem puro, a tensão de cisalhamento é máxima (local de nucleação da trinca) a uma profundidade equivalente à metade do valor do raio de contato b_h , conforme ilustrado na Figura 4 e posteriormente demonstrado na Figura 35.

Figura 4 – a) Distribuição de tensões no contato entre superfícies b) Distribuição de tensões provenientes do contato cíclico de rolagem entre esfera e plano (American Society for Metals, 2002 [1])

Nesse contexto, o fenômeno que se desenvolve na pista do rolamento, mais precisamente no ponto de observação definido, é denominado de fadiga sub-superficial. O fenômeno inicia-se com a nucleação de uma trinca conforme Figura 5 e desenvolve-se a partir de seu crescimento até a superfície de rolagem. Visto que, no decorrer do tempo, os elementos rolantes continuarão a ter contato cíclico com essa superfície, o defeito nucleado estará submetido a determinados carregamentos que provocarão micro-fraturas superficiais, dando origem ao chamado *flaking* (descascamento), como é mais conhecido na literatura e mostrado na Figura 6.

Visto que, a vida teórica de um dado rolamento é definida como o número de revoluções (rotações) até a ocorrência do primeiro indício de *flaking*¹ (SKF Group, 1994), conclui-se que o modo de falha natural do rolamento é a fadiga sub-superficial. A norma ISO 281 (2007) define a vida à fadiga (sub-superficial) de um rolamento conforme eq.(1).

$$L_{nm} = f_R \cdot f_{ISO} \cdot \left(\frac{C_r}{P_r} \right)^p \quad (1)$$

onde L_{nm} é a vida à fadiga modificada em milhões de revoluções, f_R é o fator modificador da vida por confiabilidade, f_{ISO} é o fator modificador da vida baseado na aplicação, C_r é a capacidade de carga dinâmica do rolamento, P_r é a carga dinâmica equivalente proveniente da aplicação e p é o fator de rolamento.

Figura 5 – Trinca instalada em camada sub-superficial do anel de rolagem (SKF Group, 1994)

¹ *Flaking*

Descascamento, desprendimento de material de uma superfície. Termo utilizado por SKF Group (1994). A ASM (2002 [1]) faz uso de outro termo para caracterizar o mesmo fenômeno, *Spalling*.

Figura 6 – Processo de *flaking* na pista interna de um rolamento radial de uma carreira de rolos (SKF Group, 1994)

O início do processo de *flaking* não indica, necessariamente, que o componente não pode mais operar. Dependendo da condição operacional do rolamento, o processo de *flaking* será longo e seu desenvolvimento poderá ser acompanhado através do monitoramento dos níveis de vibração e ruído do mancal, o que permitirá um melhor planejamento de manutenção do equipamento em questão.

Como frisado anteriormente, a fadiga sub-superficial é o modo de falha natural do rolamento, porém, este não é necessariamente, o único modo de falha do componente. Fatores externos podem combinar-se, originando outros modos de falha, como desgaste, “indentação” (deformação plástica, sem remoção de material), *smearing* (escorregamento dos elementos rolantes ou anéis), corrosão, erosão elétrica (dano causado pela passagem de corrente elétrica), fratura por sobrecarga, fratura da gaiola e fadiga superficial (SKF Group, 1994). De certa forma, esses fenômenos agem reduzindo a vida útil dos rolamentos, calculada teoricamente a partir da sua vida à fadiga (sub-superficial). Na Figura 7 estão expostos os respectivos modos de falha descritos.

Figura 7 – a) Desgaste b) Indentação c) *Smearing* d) Corrosão e) Erosão elétrica f) Fratura por sobrecarga g) Fratura da gaiola h) Fadiga superficial (SKF Group, 1994)

Dentre os diversos fatores externos que originam os modos de falha expostos, a lubrificação inadequada é a mais comum (Figura 1). Uma deficiência na lubrificação do rolamento pode, por exemplo, originar o fenômeno apresentado na Figura 7-h, fadiga superficial. Esse fenômeno também é conhecido como *surface distress*. A partir da evolução dessa falha, micro-trincas superficiais desenvolvem-se gerando fraturas e pequenos desprendimentos de material (*microspalling*) das pistas de rolagem ou elementos rolantes, conforme Figura 8.

Figura 8 – Desenvolvimento de micro trincas na pista de rolagem, por fadiga superficial (SKF Group, 1994)

A evolução desse modo de falha também pode ser monitorada através da análise dos níveis de vibração do rolamento, permitindo um planejamento otimizado da manutenção do equipamento. Como citado, a fadiga superficial será o fenômeno nucleador do defeito, que será objeto de análise dessa dissertação.

2.2 Mecânica da Fratura

2.2.1 Introdução à Mecânica da Fratura

Existem situações em que a falha de componentes ocorre a partir de trincas com tensões aplicadas inferiores às de projeto. Em termos de engenharia, este é um tipo de fratura frágil incentivada por concentradores de tensões que agem, normalmente, no sentido de restringir à deformação plástica. Em condições de serviço, é comum a ocorrência de trincas junto a regiões de altas tensões como filetes, rasgos de chaveta, reduções bruscas de seção e outras descontinuidades. O defeito tipo trinca pode ser nucleado tanto durante o processo de fabricação do componente, quanto na sua vida em serviço. Para o último, as causas de falha mais comuns são a fadiga e a corrosão sob tensão.

Normalmente, estes defeitos são detectados e avaliados quanto às suas dimensões por técnicas de ensaios não destrutivos. O objetivo da Mecânica da Fratura é determinar se um defeito tipo trinca irá ou não levar o componente à fratura catastrófica para tensões normais de serviço, permitindo, ainda, determinar o grau de segurança efetivo de um componente trincado. O grande mérito da Mecânica da Fratura é a de possibilitar ao projetista quantificar a força motriz sobre o defeito, permitindo projetos que aliem segurança e viabilidade econômica.

Uma forma de prevenir a fratura é fazer com que a resistência não caia abaixo de determinado limite. Isso significa que se deve evitar que as trincas atinjam tamanhos críticos. São apresentados, assim, dois problemas a serem resolvidos, isto é, calcular o tamanho admissível de defeitos (deve-se determinar como o tamanho da trinca afeta a resistência global) ou calcular o tempo de operação em segurança (definição do tempo necessário para uma determinada trinca atingir o tamanho crítico).

A ferramenta matemática que possibilita essa análise de defeitos permissíveis é a Mecânica da Fratura. A Mecânica da Fratura divide-se em Mecânica da Fratura Elástica Linear (MFEL) e Mecânica da Fratura Elasto-Pástica (MFEP).

Segundo Anderson (1995), a MFEL é somente válida, quando deformações não-lineares do material estão confinadas a pequenas zonas ao redor da ponta da trinca (foco desta dissertação). Isto normalmente ocorre em ligas de altíssima resistência mecânica. Já a MFEP, é empregada em problemas com comportamento plástico predominante, onde a fratura não mais pode ser caracterizada pela MFEL. Na Tabela 2 é exposto o comportamento típico em fratura, de diversos materiais de engenharia.

Tabela 2 – Comportamento típico em fratura de materiais de engenharia (Anderson, 1995)

Material	Comportamento típico em fratura
Aço de alta resistência	Elástico-linear
Aço de média e baixa resistência	Elasto-plástico/Completamente plástico
Aço inoxidável austenítico	Completamente plástico
Alumínio endurecido por precipitação	Elástico-linear
Metais a altas temperaturas	Visco-plástico
Metais submetidos a altas deformações	Visco-plástico dinâmico
Polímeros (abaixo da temperatura de transição vítrea)	Elástico-linear/Visco-elástico
Polímeros (acima da temperatura de transição vítrea)	Visco-elástico
Cerâmicas monolíticas	Elástico-linear
Compósitos cerâmicos	Elástico-linear
Cerâmicas a altas temperaturas	Visco-plástico

Apesar da complexidade da Mecânica da Fratura, a mesma pode ser aplicada no controle de fratura de elementos bem simples como um martelo, onde deve ser especificado um aço com tenacidade apropriada, até um avião, onde o desenvolvimento de ligas de alta resistência mecânica envolva a análise de tolerância de defeitos (tamanho crítico de trincas), avaliação do comportamento em fadiga do material (taxa de propagação de trinca em fadiga), susceptibilidade a meios corrosivos (corrosão sob tensão), testes de protótipos e, em operação, os planos de inspeção (reparo e substituição de peças).

2.2.2 Mecânica da Fratura Elástica Linear

2.2.2.1 Taxa de Liberação de Energia

Considere uma placa plana infinita sujeita a um campo de tensões uniforme, σ , a qual contém uma trinca de comprimento $2a$ - Figura 9. Assumindo que a espessura $B \gg 2a$ e o campo de tensões constante, o crescimento de trinca ocorrerá caso haja energia potencial suficiente na placa para superar a energia de superfície do material. O balanço de energia para a ocorrência de um incremento na área de trinca, dA , sob condições de equilíbrio pode ser expresso pelo balanço de Griffith (1920).

Posteriormente ao trabalho de Griffith (1920), Irwin (1956) propôs um modelo mais conveniente para a resolução de problemas de engenharia. Inicialmente, define-se a taxa de liberação de energia, G , a qual é uma medida da energia disponível para a propagação da trinca, em outras palavras, é a variação da energia potencial em relação à área de trinca. G também é conhecido como a força motriz da trinca (*crack driving force*).

$$G = -\frac{d\Pi}{dA} = \frac{\pi \cdot \sigma^2 \cdot a}{E} \quad (2)$$

onde Π é a energia potencial associada à energia de deformação interna e às forças externas e E o módulo de elasticidade do material.

Logo, a propagação de trinca ocorre, quando G atinge um valor crítico G_c .

$$G_c = \frac{dW_s}{dA} = 2 \cdot w_f \quad (3)$$

onde G_c é a medida da tenacidade a fratura, W_s o trabalho necessário para gerar novas superfícies de fratura e w_f a energia de fratura do material (Anderson, 1995).

Figura 9 – Placa plana infinita com trinca central sujeita a campo de tensões uniforme (Anderson, 1995)

2.2.2.2 O Fator de Intensidade de Tensões

Para certas configurações de trinca sujeitas a esforços externos, é possível obter a distribuição de tensões no corpo, assumindo um comportamento isotrópico e elástico-linear do material. Westergaard (1939) foi um dos pioneiros a publicar tais soluções. Considerando um sistema de coordenadas polares com origem na ponta de uma trinca (Figura 10), o campo de tensões para um espécime de comportamento elástico-linear pode ser definido conforme eq. (4).

$$\sigma_{ij} = \left(\frac{k}{\sqrt{r}} \right) \cdot f_{ij}(\theta) + \sum_m A_m \cdot r^{\frac{m}{2}} \cdot g_{ij}^m(\theta) \quad (4)$$

onde σ_{ij} é o tensor de tensões, r e θ são coordenadas polares como definidos na Figura 10, k é a constante de proporcionalidade e f_{ij} é uma função adimensional de θ .

Os termos de ordem superior dependem da geometria do espécime, porém, qualquer configuração conterá um termo proporcional a $1/\sqrt{r}$. Quando $r \rightarrow 0$ os termos de primeira ordem tendem ao infinito, já os demais a zero, independente da geometria com trinca. A equação é assintótica para $r = 0$.

Figura 10 – Eixo de coordenadas com origem na ponta da trinca. Eixo z é perpendicular ao plano xy

A trinca da Figura 10 pode ser solicitada a partir de três modos distintos de carregamento, isto é, o modo I, o qual corresponde a um carregamento normal ao plano da trinca resultando na abertura da mesma, o modo II, que corresponde ao esforço de cisalhamento puro no plano do defeito e o modo III, que representa o rasgamento ou deslocamento das superfícies da trinca em direções longitudinalmente opostas.

Figura 11 – Modos de carregamento possíveis para um defeito tipo trinca (Anderson, 1995)

Essa mesma trinca poderá estar susceptível à combinação de dois ou três modos de carregamento simultaneamente, definindo, então, uma situação denominada de modo misto de carregamento.

Como já mencionado, o termo $1/\sqrt{r}$ está presente no modelo de distribuição de tensões de qualquer configuração geométrica, assim como estará para qualquer modo de carregamento. Já a constante de proporcionalidade k e a função f_{ij} , dependerão dos modos. Nesse aspecto, é conveniente substituir a constante k pelo fator de intensidade de tensões K , onde $K = k \cdot \sqrt{2 \cdot \pi}$ (Anderson, 1995). Para diferenciar o fator de intensidade de tensões de cada modo de carregamento, é usual utilizar um índice, isto é, K_I , K_{II} e K_{III} . Logo, o campo de tensões à frente da ponta de uma trinca, instalada em um material isotrópico elástico-linear, pode ser escrito conforme eqs. (5), (6) e (7).

$$\lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{ij}^{(I)} = \frac{K_I}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot f_{ij}^{(I)}(\theta) \quad (5)$$

$$\lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{ij}^{(II)} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot f_{ij}^{(II)}(\theta) \quad (6)$$

$$\lim_{r \rightarrow 0} \sigma_{ij}^{(III)} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2 \cdot \pi \cdot r}} \cdot f_{ij}^{(III)}(\theta) \quad (7)$$

Para um problema de modo misto de carregamento, haverá contribuições individuais e o componente de tensões total será aditivo, segundo o princípio da superposição linear.

$$\sigma_{ij}^{(total)} = \sigma_{ij}^{(I)} + \sigma_{ij}^{(II)} + \sigma_{ij}^{(III)} \quad (8)$$

Nesse contexto, expressões singulares mais detalhadas de cada modo são apresentadas na sequência (Anderson, 1995).

– Modo I:

$$\sigma_{xx} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi.r}} \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \left[1 - \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \quad (9)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi.r}} \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \left[1 + \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{3\theta}{2}\right)\right] \quad (10)$$

$$\sigma_{zz} = 0 \text{ (em estado plano de tensões)} \quad (11)$$

$$\sigma_{zz} = \nu \cdot (\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \text{ (em estado plano de deformações)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi.r}} \cdot \cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \sin\left(\frac{\theta}{2}\right) \cdot \cos\left(\frac{3\theta}{2}\right) \quad (12)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (13)$$

– Modo II:

$$\sigma_{xx} = -\frac{K_{II}}{\sqrt{2.\pi.r}}.\text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right).\left[2 + \cos\left(\frac{\theta}{2}\right).\cos\left(\frac{3.\theta}{2}\right)\right] \quad (14)$$

$$\sigma_{yy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2.\pi.r}}.\text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right).\cos\left(\frac{\theta}{2}\right).\cos\left(\frac{3.\theta}{2}\right) \quad (15)$$

$$\sigma_{zz} = 0 \text{ (em estado plano de tensões)} \quad (16)$$

$$\sigma_{zz} = \nu.(\sigma_{xx} + \sigma_{yy}) \text{ (em estado plano de deformações)}$$

$$\tau_{xy} = \frac{K_{II}}{\sqrt{2.\pi.r}}.\cos\left(\frac{\theta}{2}\right).\left[1 - \text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right).\text{sen}\left(\frac{3.\theta}{2}\right)\right] \quad (17)$$

$$\tau_{xz} = \tau_{yz} = 0 \quad (18)$$

– Modo III:

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \sigma_{zz} = \tau_{xy} = 0 \quad (19)$$

$$\tau_{xz} = -\frac{K_{III}}{\sqrt{2.\pi.r}}.\text{sen}\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (20)$$

$$\tau_{yz} = \frac{K_{III}}{\sqrt{2.\pi.r}}.\cos\left(\frac{\theta}{2}\right) \quad (21)$$

onde ν é o coeficiente de Poisson.

Considerando o plano da trinca, para modo I de carregamento e $\theta = 0$, a tensão de cisalhamento é nula e o campo de tensões se reduz a eq. (22). Isso implica que o plano da trinca é o plano principal para modo I. Tal afirmação é válida, bem como as eqs. (9) à (21), somente nas proximidades da ponta da trinca, onde há dominância do termo $1/\sqrt{r}$ sobre o campo de tensões (Anderson, 1995). Essa região de dominância é exposta de forma ilustrativa nas Figuras 12 e 13, onde se observa também, que a direita desta região a tensão normal apresenta valor constante, σ^∞ . O fator de intensidade de tensões define a amplitude dessa dominância, isto é, as tensões na proximidade da trinca aumentam proporcionalmente a K .

$$\sigma_{xx} = \sigma_{yy} = \frac{K_I}{\sqrt{2\pi r}} \quad (22)$$

Figura 12 – Tensão normal ao plano da trinca, sob modo I. Detalhe para a região de dominância

Note que, na análise elástico-linear de trincas, o modelo de tensões (eq. (22)) implica em valores tendendo ao infinito ao considerar-se $r \rightarrow 0$. Em materiais reais, esses valores são finitos, visto que o raio (r) da ponta da trinca deve ser finito, produzindo, portanto, zonas inelásticas de raio r_y (eq. (23)) que implicam em escoamento na região da ponta da trinca e consequente relaxamento das tensões ali presentes. Conforme essa região cresce em tamanho, a análise via Mecânica da Fratura Elástica-Linear perde acuracidade. Dessa forma, pequenas adequações no

modelo fazem-se necessárias. Uma das formulações que trata dessas adequações provém do modelo de Irwin (Anderson, 1995), entretanto, esse tema não será abordado nessa dissertação. Parâmetros para validação da MFEL serão introduzidos posteriormente.

$$r_y = \frac{1}{2\pi} \cdot \left(\frac{K_I}{\sigma_{YS}} \right)^2 \quad (23)$$

Figura 13 – Região de dominância K versus Zona Plástica. Lamelas ao centro da figura indicam zonas potenciais para nucleação de novas trincas (Anderson, 1995)

A partir de K é possível definir completamente as condições na ponta da trinca e por esse motivo, ele é considerado um dos mais importantes parâmetros da Mecânica da Fratura (Anderson, 1995). Dessa maneira, é necessário determiná-lo a partir das forças externas e da geometria da peça. Uma das configurações para a qual existe solução fechada de K , é a de uma trinca central instalada em uma placa plana infinita, submetida a um campo de tensões normal remoto – Figura 9. Eq. (24) expõe a solução para K_I , visto tratar-se de modo I puro.

$$K_I = \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (24)$$

Note que, o fator de intensidade de tensões apresenta dimensão [tensão] x [comprimento]^(1/2). Por ser proporcional à tensão remota e à raiz quadrada do comprimento da trinca, K para modo II poderia ser calculado da mesma forma, porém, substituindo σ pela tensão de cisalhamento remota, τ . Um exemplo de aplicação onde é possível observar ambos os modos de carregamento (I e II) está ilustrado na Figura 14, onde a trinca encontra-se inclinada de β graus em relação ao eixo horizontal. As expressões para a determinação de K_I e K_{II} são respectivamente, eqs. (25) e (26).

Figura 14 – Placa plana infinita com trinca central inclinada sujeita a campo de tensões uniforme

$$K_I = \sigma_{yy} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} = \sigma \cdot \cos^2(\beta) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (25)$$

$$K_{II} = \tau_{xy} \cdot \sqrt{\pi \cdot a} = \sigma \cdot \sin(\beta) \cdot \cos(\beta) \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (26)$$

Compêndios diversos para o cálculo dos fatores de intensidade de tensões encontram-se disponíveis na literatura especializada (Anderson, 1995). A determinação de K está geralmente atrelada a uma expressão genérica, devidamente condicionada por fatores de geometria e modo de carregamento – eq. (27).

$$K_{(I,II,III)} = Y \cdot \sigma \cdot \sqrt{\pi \cdot a} \quad (27)$$

onde Y é uma constante adimensional, dependente do modo de carregamento e geometria do componente.

Como já relatado, as grandezas G e K são parâmetros que descrevem o comportamento de trincas, isto é, o primeiro quantifica a variação líquida da energia potencial que sucede um incremento na extensão do defeito, já o segundo caracteriza a tensão, a deformação e o deslocamento nas redondezas da ponta da trinca. G descreve um comportamento global, enquanto K é um parâmetro local. Para materiais elástico-lineares, essas grandezas estão intimamente relacionadas (Anderson, 1995). Combinando, por exemplo, as eqs. (2) e (24), define-se a relação entre G e K para estado plano de tensões – eq. (28).

$$G = \frac{K_I^2}{E} \quad (28)$$

para estado plano de deformações, E deve ser substituído por $E/(1-\nu^2)$.

Apesar das eqs. (2) e (24) originarem-se de um problema de configuração definida (Figura 9), Irwin (1957) demonstrou que tal relação é válida para qualquer configuração sob modo I de carregamento. Tal análise pode ser repetida para outros carregamentos, resultando em uma equação englobando os modos I, II e III simultaneamente – eq. (29) (Anderson, 1995).

$$G = \frac{K_I^2}{E} + \frac{K_{II}^2}{E} + \frac{K_{III}^2}{2\mu} \quad (29)$$

onde μ é o módulo de cisalhamento do material. A eq. (29) assume que o desenvolvimento de uma trinca planar mantém-se planar, o que não necessariamente é possível em modo misto de carregamento (Anderson, 1995).

Assumindo que um componente falha localmente para uma dada condição de tensão e deformação, a fratura ocorrerá para um valor de fator de intensidade de tensões crítico. Esse fator de intensidade de tensões crítico, K_C , também intitulado de tenacidade a fratura, é uma propriedade do material e independe da geometria e do tamanho do componente com defeito. Analogamente, como K está intrinsecamente relacionada à G (eq. (28)), G_C é uma medida alternativa da tenacidade a fratura. Essa discussão não considera a incidência de qualquer zona inelástica nas proximidades da trinca.

Geralmente, K_C varia conforme o modo de carregamento, isto é, a tenacidade a fratura para um dado carregamento será uma constante do material. A grande maioria dos materiais está mais susceptível a fratura por esforços normais do que de cisalhamento, por esse motivo, ao modo I de carregamento é dada uma maior importância prática. Nesse contexto, em geral, K_{IC} é menor que K_{IIC} e K_{IIIC} .

$$K_{IC} \neq K_{IIC} \neq K_{IIIC} \quad (30)$$

A norma ASTM E 399:1990 estabelece parâmetros para validação dos conceitos da Mecânica da Fratura Elástica Linear (parâmetro K), aplicados a um dado problema. Tal validação é dada pela aplicação da eq. (31) (em termos de K_I), a qual implica, por exemplo, em um raio para a zona inelástica do problema da Figura 9, de $r_y \leq 1/50$ vezes as dimensões do componente e por consequência, na existência de estado plano de deformações. A condição de estado plano de deformações se caracteriza por uma

zona plástica pequena se comparada à espessura do corpo de prova. Com isso, garante-se que K_C é propriedade do material e independe da geometria do espécime.

$$a, B, (W - a) \geq 2,5 \cdot \left(\frac{K_I}{\sigma_{YS}} \right)^2 \quad (31)$$

onde W é a largura do espécime.

2.2.2.3 Superposição Linear

Em materiais elástico-lineares, grandezas tais como tensão, deformação, deslocamento, são aditivas. Da mesma forma, os fatores de intensidade de tensões são aditivos, desde que o modo de carregamento seja o mesmo e ainda, o princípio da superposição permite que a solução para os fatores de intensidade de tensões de uma configuração complexa, seja simplificada pela sua discretização em problemas mais simples, cujas soluções são conhecidas – eq. (32) e Figura 15.

$$K_I^{(total)} = K_I^{(A)} + K_I^{(B)} + \dots \quad (32)$$

$$K_I^{(total)} = K_I^{(membrana)} + K_I^{(flexão)} \quad (33)$$

$$K^{(total)} \neq K_I + K_{II} + K_{III} \quad (34)$$

Figura 15 – Aplicação do princípio da superposição para determinação de K_I (Anderson, 1995)

2.2.2.4 Modo Misto de Carregamento

A Figura 16 ilustra o cenário mais típico para um componente sob modo misto de carregamento. Quando a fratura ocorre, a trinca tende a propagar-se na direção ortogonal ao campo de tensões normal, logo, o problema torna-se modo I apenas. O caminho de propagação de uma trinca segue a direção de menor resistência ou de maior força motriz (fator intensidade de tensões), e não necessariamente, segue o plano original de sua nucleação. As eqs. (25) e (26) indicam o modelo de cálculo dos fatores de intensidade de tensões para o problema da Figura 16.

Supondo que a propagação da trinca em discussão se dá a um ângulo α em relação ao plano original do defeito, os fatores de intensidade de tensões da nova ponta da trinca diferirão dos valores nominais calculados para o defeito original. Definindo-se um sistema de coordenadas local $x-y$ na ponta da trinca (Figura 17), os fatores de intensidade de tensões novos produzidos são definidos pela contribuição de ambos os modos de carregamentos presentes conforme eqs. (35) e (36) (Anderson, 1995).

$$k_I(\alpha) = \sigma_{yy} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot r} = C_{11} \cdot K_I + C_{12} \cdot K_{II} \quad (35)$$

$$k_{II}(\alpha) = \tau_{xy} \cdot \sqrt{2 \cdot \pi \cdot r} = C_{21} \cdot K_I + C_{22} \cdot K_{II} \quad (36)$$

$$C_{11} = \frac{3}{4} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{1}{4} \cdot \cos\left(\frac{3 \cdot \alpha}{2}\right) \quad (37)$$

$$C_{12} = -\frac{3}{4} \cdot \left[\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \sin\left(\frac{3 \cdot \alpha}{2}\right) \right] \quad (38)$$

$$C_{21} = \frac{1}{4} \cdot \left[\sin\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \sin\left(\frac{3 \cdot \alpha}{2}\right) \right] \quad (39)$$

$$C_{22} = \frac{1}{4} \cdot \cos\left(\frac{\alpha}{2}\right) + \frac{3}{4} \cdot \cos\left(\frac{3 \cdot \alpha}{2}\right) \quad (40)$$

Analogamente, para a taxa de liberação de energia, $G(\alpha)$.

$$G(\alpha) = \frac{k_I^2(\alpha) + k_{II}^2(\alpha)}{E} \quad (41)$$

Figura 16 – Propagação típica para uma trinca inicial que não é ortogonal ao campo de tensões normal

Figura 17 – Propagação infinitesimal na ponta de uma trinca (Anderson, 1995)

Ainda no âmbito de modo misto, têm-se as aplicações de campo biaxial de carregamento, conforme Figura 18. Supondo $\sigma_1 \geq \sigma_2$ e aplicando o princípio da superposição, o cálculo dos fatores de intensidade de tensões é dado pelas eqs. (42) e (43).

$$K_I = K_{I(0)} \cdot (\cos^2 \beta + b \cdot \sin^2 \beta) \quad (42)$$

$$K_{II(0)} = K_{I(0)} \cdot (\sin \beta \cdot \cos \beta) \cdot (1 - b) \quad (43)$$

onde $K_{(0)}$ é o fator de intensidade de tensões para $\beta = 0$ e $b = \sigma_2 / \sigma_1$.

Figura 18 – Placa plana infinita com trinca inclinada sujeita a campo biaxial de carregamento

Analogamente à Figura 16, porém, em campo biaxial de carregamento, o fator de intensidade de tensões modo I para a nova ponta da trinca, pode ser calculado pela eq. (44).

$$k_I(\alpha) = K_{I(0)} \cdot [(\cos^2 \beta + b \cdot \sin^2 \beta) \cdot C_{11}(\alpha) + (\sin \beta \cdot \cos \beta) \cdot (1 - b) \cdot C_{12}(\alpha)] \quad (44)$$

onde $C_{ij}(\alpha)$ é obtido das eqs. (37) e (38).

2.2.2.5 A Integral J

Outro parâmetro que define as condições de fratura em um componente, é a Integral J (Hertzberg, 1996), cuja validade também abrange problemas elasto-plásticos. Utilizando uma integral de linha que quantifica a energia na vizinhança da trinca, Rice (1968) propôs uma solução para o problema bidimensional de uma trinca na presença de deformações plásticas. A forma dessa integral de linha é apresentada na eq. (45) e ilustrada na Figura 19. A falha ocorre quando J atinge um valor crítico.

$$J = \int_C \left(W_d \cdot dy - T \cdot \frac{\partial u}{\partial x} \cdot ds \right) \quad (45)$$

onde W_d é a densidade energia de deformação, T o vetor tensão sobre o contorno, u o vetor deslocamento e ds o incremento ao longo do contorno C .

O valor de J independe do caminho de integração e pode ser determinado por intermédio de uma análise de tensões e deformações, definidas ao longo de um contorno arbitrário (Hertzberg, 1996).

Rice (1968) propôs também uma definição alternativa de J , baseada no diferencial de energia entre dois corpos idênticos, que apresentam comprimentos de trinca levemente diferentes. Por essa definição, J é caracterizado conforme eq. (46).

$$J = dU/da \quad (46)$$

onde U é a energia de deformação.

Para condições elásticas $G = dU/da$, tornando aparente a relação entre J e G , isto é, a energia disponível ao redor do defeito por unidade de incremento de trinca J é equivalente a força motriz G , conforme eq. (47). Analogamente e sob estado plano de deformações, é possível demonstrar que $G_c = J_c$ (Hertzberg, 1996).

$$J = G = \frac{K^2}{E} \quad (47)$$

Figura 19 – Representação gráfica da Integral J (Anderson, 1995)

2.3 Fadiga

2.3.1 Introdução à Fadiga

Fadiga, segundo a ASTM E 1823:2000, é o processo localizado permanente de mudanças estruturais, que ocorre em um material sujeito a condições de flutuação de tensões e deformações em determinado(s) ponto(s), culminando em trincas ou na fratura completa, após um número suficiente de flutuações (ciclos). Ao menos, metade de todas as falhas mecânicas está associada ao fenômeno da fadiga. Não existe uma porcentagem exata disponível na literatura, porém, alguns livros e artigos sugerem que 50-90 % de todas as falhas mecânicas estejam relacionadas à fadiga do material.

Um dos primeiros a estudar o fenômeno foi Wöhler em meados do século XIX (Suresh, 1998). Wöhler denominou de fadiga de materiais, as fraturas que ocorrem em situações de baixa tensão nominal em componentes sujeitos a cargas que variam ciclicamente. Foi notado que estas fraturas iniciavam normalmente junto a uma mudança de seção, na vizinhança de entalhes ou qualquer descontinuidade do material.

O ensaio de uma série de corpos de prova com cargas repetidas de valor máximo decrescente, indica que o número de ciclos necessários para a ruptura aumenta rapidamente. A curva limite inferior do campo de dispersão dos resultados obtidos pelo ensaio descrito anteriormente é a curva de Wöhler ou $S - N$ (Figura 20). Em aços observa-se a existência de um patamar abaixo da qual a peça não rompe, independente do número de ciclos. Este valor de tensão é denominado limite de fadiga. Para as tensões acima do limite de fadiga, pode-se determinar a resistência à fadiga.

Figura 20 – Curva $S - N$ para a liga forjada 300M, com tensão máxima à ruptura de 1930 MPa (American Society for Metals, 2002 [2])

A curva $S - N$ (tensão máxima versus número de ciclos) sempre representa a mediana, ou seja, a vida B_{50} , na qual metade dos espécimes testados falha por fadiga. Na Figura 20, R é definido como a razão entre a mínima e a máxima tensão aplicada em um ciclo completo e pode variar entre +1 e -1. Para o último, o ciclo é denominado de completamente reverso, já para +1 indica um ciclo sem variações de tensões e, portanto, sem a incidência do fenômeno de fadiga.

Geralmente, as características de um componente que falha por fadiga tem a mesma aparência que uma fratura frágil, isto é, ausência de deformações plásticas macroscópicas, presença de trincas sob superfícies livres e estrias (“marcas de praia”), conforme ilustrado na Figura 21.

Figura 21 – Exemplos de falha de eixos por fadiga. Detalhe para as “marcas de praia” e os pontos de nucleação de fratura, normalmente próximos à superfície (American Society for Metals, 2002 [2])

As rupturas promovidas por processos de fadiga distinguem-se por apresentarem três estágios conhecidos, sendo eles a nucleação da trinca, a propagação e por fim, a ruptura catastrófica. As fraturas por fadiga normalmente iniciam na superfície do componente (Suresh, 1998).

O estágio de propagação de uma trinca de fadiga é alvo de muitos estudos e pesquisas, sendo equacionado, hoje em dia, através de leis ditadas pela mecânica da fratura. A relação entre a propagação de uma trinca por fadiga e o número de ciclos de solicitações é um importante dado de projeto para estruturas, pois é possível, com isso, estimar a sua vida remanescente, mesmo com a presença de fissuras já em fase de propagação. No caso de fadiga em componentes mecânicos, esta abordagem é de difícil aplicação, visto que, devido ao nível de tensões empregado, e, portanto, a velocidade de propagação ser elevada, não é simples o acompanhamento do desenvolvimento da trinca em elementos de máquina e componentes mecânicos em geral. Além disso, muitos pesquisadores atribuem ao estágio de nucleação em componentes mecânicos a maior parte da vida à fadiga (em torno de 90%), o que torna ainda mais difícil o acompanhamento da propagação da trinca no segundo estágio (Suresh, 1998). A propagação de trincas por fadiga é abordada na próxima seção.

2.3.2 Propagação de Trincas por Fadiga

O modo mais comum de desenvolvimento de trincas subcríticas é por intermédio da fadiga. A Figura 22 apresenta esquematicamente o comportamento, em número de ciclos de dois corpos de prova idênticos com trincas de comprimento inicial a_0 , submetidos a diferentes carregamentos repetitivos (σ_1 e σ_2). Sob carregamentos maiores, a taxa de crescimento da/dN é maior para um dado comprimento de trinca e, por consequência, a vida à fadiga é menor. Diante disso, verifica-se que a fadiga de componentes sob tais condições, torna-se um elemento importante de análise em projetos mecânicos e a Mecânica da Fratura Elástica Linear pode fornecer subsídios para tal.

Tendo em vista que para cada comprimento da trinca fica caracterizado um fator de intensidade de tensões, é possível plotar a taxa de crescimento do defeito da/dN versus a sua equivalência em termos de ΔK ($K_{\max} - K_{\min}$) - Figura 23. Note que, a curva sigmoidal apresenta três regiões distintas. Para valores intermediários de ΔK a curva pode ser representada por uma linha reta, porém, para níveis baixos e altos tal comportamento fica descaracterizado. A Região I, denominada de região limiar (*threshold region*), apresenta pequenas variações ΔK e, portanto, não há crescimento de trinca considerável, isto é, valores menores que 1.10^{-10} m/ciclo (Fuchs et al., 2001). Já na Região III, a taxa de crescimento da trinca é alta e instável, está atrelada a pequenos valores de vida à fadiga e seu comportamento é primariamente, controlado pela tenacidade à fratura do material (K_C).

O traçado linear (Região II) pode ser descrito por uma lei de potência, conhecida como Lei de Paris (Paris et al., 1961) – eq. (48), a qual é relativamente insensível a R .

$$\frac{da}{dN} = C.(\Delta K)^m \quad (48)$$

onde C e m são constantes do material, determinadas empiricamente.

Figura 22 – Relação entre o comprimento da trinca e o número de ciclos à fadiga, para duas configurações de carregamento distintas. A taxa de crescimento da/dN está indicada para um comprimento de trinca a_1

Figura 23 – Representação esquemática do comportamento de crescimento de uma trinca em metais

O crescimento da trinca na Região II é dito estável, pois é basicamente dependente das condições as quais o componente está submetido. Conhecendo o material e as condições de aplicação, o comportamento da taxa de crescimento de trinca é, essencialmente, o mesmo para diferentes espécimes e componentes, visto que a variação do fator de intensidade de tensões é basicamente o elemento que controla o fenômeno. Isso permite que o modelo seja vastamente utilizado na análise de projetos de componentes que operam sob condições cíclicas constantes, basta integrar a curva sigmoidal na Região II e com isso obter a vida remanescente à fadiga (Fuchs et al., 2001).

Um grande número de pesquisadores tem se dedicado a desenvolver modelos para todas ou parte das regiões da curva sigmoidal da/dN versus ΔK . Boa parte dos modelos propostos é empírica. Forman et al. (1967) propôs um modelo para as Regiões II e III – eq. (49) – o qual contempla ainda, os efeitos de R sobre o fenômeno de propagação. Os valores numéricos para as constantes C e m não são os mesmos da eq. (48). Já Walker (Dowling, 1999), desenvolveu uma relação semelhante à Lei de Paris, porém, contemplando os efeitos de R sobre a curva sigmoidal – eq. (50).

$$\frac{da}{dN} = \frac{C(\Delta K)^m}{(1-R).K_{IC} - \Delta K} \quad (49)$$

$$\frac{da}{dN} = C'(\Delta K)^m \quad (50)$$

$$C' = \frac{C}{(1-R)^{m.(1-\lambda)}} \quad (51)$$

onde λ é constante do material, cujo valor típico em metais é 0,5. C' é calculada com base na constante C da Lei de Paris, determinada para $R = 0$.

Note que, as eqs. (48) à (50) são válidas somente dentro do intervalo de dominância da Mecânica da Fratura Elástica Linear, não incorporam histórico de carregamento e compreendem apenas modo I e amplitude constante de carregamento.

Como já mencionado, a Lei de Paris não abrange a região do *threshold* e também a região de crescimento instável. Como pode ser observado na Figura 24, ambas são fortemente influenciadas por R , isto é, dependendo do valor para a razão de tensões, variações significativas na taxa de crescimento de trinca ocorrerão. Se $R > 0$, uma taxa maior de propagação é esperada para o mesmo patamar de ΔK . Por outro lado, se $R \leq 0$, valores menores da/dN são esperados. Isso por que aumentando a razão de tensões R , eleva-se também o valor da tensão média aplicada (Fuchs et al., 2001).

Elber (1970) foi um dos precursores a estudar essa dependência e a partir de seus modelos é possível entender melhor o fenômeno, principalmente na região do *threshold*. Na literatura especializada é possível encontrar o valor de ΔK_{th} , variação do fator de intensidade de tensões limiar, para uma gama diversa de materiais (Fuchs et al., 2001). Normalmente, ΔK_{th} é definido experimentalmente para $R = 0$. Caso a aplicação envolva valores de $R \neq 0$, uma relação semelhante à equação de Walker poderá ser aplicada (Fuchs et al., 2001) – eq. 52.

$$\Delta K_{th(R \neq 0)} = \Delta K_{th(R=0)} \cdot (1 - R)^{1-\lambda} \quad (52)$$

Figura 24 – Gráfico esquemático da influência de R sob a curva de propagação de trinca (Fuchs et al., 2001)

No âmbito da Região III, o fenômeno de crescimento instável de trinca ainda não está completamente compreendido. Nessa região existe uma combinação de mecanismos de fadiga e fratura, sendo o último caracterizado pela presença de facetas de clivagem e coalescência de micro-vazios (cmv). Nesse contexto, a taxa de propagação de trinca será definida pela somatória dos fenômenos – eq. (53).

$$\left. \frac{da}{dN} \right|_{total} = \left. \frac{da}{dN} \right|_{fadiga} + \left. \frac{da}{dN} \right|_{cmv} + \left. \frac{da}{dN} \right|_{clivagem} \quad (53)$$

a contribuição relativa do termo de fadiga reduz com o incremento de K_{max} . Para K_C , a propagação de trinca é completamente descrita pelos termos de fratura (Anderson, 1995).

Assim, encerra-se o capítulo que apresenta toda a conceituação teórica sobre Mecânica da Fratura e Fadiga de materiais estruturais, base desse estudo e que servirá de referência para a continuação dessa dissertação. O desenvolvimento do método para avaliação de defeitos em rolamentos tem seu início, propriamente dito, no próximo capítulo, pela caracterização do problema proposto e, posteriormente, pela determinação da distribuição de tensões atuante no anel do rolamento, cálculo dos fatores de intensidade de tensões e aplicação dos critérios de falha. Parte do capítulo 3 se baseará em modelos analíticos de cálculo, oriundos de literaturas especializadas.

ANÁLISE DE DEFEITOS EM ROLAMENTOS

3

3.1 Caracterização do Problema

Rolamentos radiais de uma carreira de rolos são componentes vastamente utilizados em aplicações industriais, desde maquinários simples, como motores elétricos de pequeno porte, até grandes e complexos equipamentos como redutores planetários. Geralmente, os CRB² são utilizados onde é necessário compensar a diferença de dilatação axial dos alojamentos, isto é, eixo e caixa de mancal – Figura 25.

Atualmente, a demanda por CRB compreende aproximadamente 10% da demanda total por rolamentos (Manne, 2008). Essa significativa demanda se deve basicamente, à alta capacidade de carga radial, a velocidade máxima permitida, ao deslocamento axial e ao projeto separável. Os CRB apresentam diversas variações de projeto interno, donde em algumas delas, faz se possível a sustentação de forças axiais de pequena magnitude. Seguem na Figura 26 exemplos dessas variações, as quais basicamente compreendem a modificação de posição dos flanges laterais.

Figura 25 – Rolamento radial de uma carreira de rolos. Deslocamento axial entre anéis (SKF Group, 2005)

² CRB

Cylindrical Roller Bearings – Rolamentos radiais de uma carreira de rolos.

Figura 26 – Exemplos de projetos internos de CRB (SKF Group, 2005)

Figura 27 – Dimensões típicas de um rolamento radial de uma carreira de rolos

No cálculo da vida à fadiga de rolamentos – eq. (1), geralmente, a capacidade de carga dinâmica do rolamento, C_r , é um valor catalogado pelos diversos fabricantes do componente. No caso de CRB, a determinação de C_r é baseada na ISO 281 (2007), conforme eq. (54). A capacidade de carga dinâmica representa o valor de carregamento em unidade de força, que, se imposta sobre o rolamento, resultaria em uma vida à fadiga L_{10} de um milhão de revoluções, considerando o seu modo de falha natural.

$$C_r = b_m \cdot f_c \cdot (i \cdot L_{we} \cdot \cos \zeta)^{7/9} \cdot Z^{3/4} \cdot D_{we}^{29/27} \quad (54)$$

onde b_m é uma constante do material do rolamento, f_c um fator de geometria do componente, i é o número de carreiras de rolos, L_{we} o comprimento efetivo do rolo, ζ é o ângulo de contato entre rolo e a pista do rolamento, Z é o número de rolos e D_{we} o diâmetro do rolo.

Como postulado no capítulo 1, esta dissertação propõe-se a estudar a vida remanescente à fadiga de rolamentos radiais de uma carreira de rolos, calculada a partir de um defeito primário, tipo trinca superficial, instalada sobre a pista de rolagem. Defeito esse, originário, por exemplo, por uma deficiência na lubrificação do componente (43% das causas de falha), gerando fadiga sobre a pista de rolagem e posterior desenvolvimento de micro-trincas – Figura 8.

Diversos fatores afetam o crescimento de trincas superficiais em problemas que envolvem forças de contato, no caso contato de rolamento. Isso inclui o formato e inclinação do defeito, o campo de tensões circunferenciais, originário da rotação e do ajuste de montagem do anel, as forças de contato de Hertz, a pressão do lubrificante agindo nas paredes da trinca, as tensões de cisalhamento provenientes do contato de deslizamento e o atrito entre as paredes da trinca (Ballarini, Hsu, 1990). Essas condições induzem um estado complexo de tensões no anel do rolamento, que culmina em um problema de modo misto de carregamento (Mendelson, Ghosn, 1986).

Diversos estudos têm sido conduzidos, objetivando um melhor entendimento de cada um desses fatores. Apesar do problema ser tridimensional, boa parte das análises disponíveis na literatura é bidimensional. No âmbito do desenvolvimento de trincas por fadiga, poucas informações sob esse fenômeno em modo misto de carregamento, estão disponíveis na literatura.

Nesse capítulo, é proposto um modelo analítico para obtenção dos fatores de intensidade de tensões e este, num primeiro instante, negligencia alguns dos fatores já expostos, durante a determinação do campo de tensões da aplicação. Por exemplo, o atrito entre as paredes da trinca, que culminaria num retardamento do crescimento da mesma, o efeito da pressão do lubrificante, por considerar-se que a compressibilidade, a inércia e a viscosidade do óleo atuam minimizando a pressurização do defeito e o

contato de deslizamento, por assumir uma interação de rolagem pura entre elemento rolante e pista (Ballarini, Hsu, 1990). Este último pode ser parcialmente verificado se a eq. (55) for satisfeita (SKF Group, 2005).

$$F_r \geq F_{rm} = k_r \cdot \left(6 + \frac{4 \cdot n}{n_r} \right) \cdot \left(\frac{d_m}{100} \right)^2 \quad (55)$$

onde F_r é a carga radial aplicada sobre o rolamento, F_{rm} a carga mínima requerida para obtenção de uma condição de rolagem satisfatória em (kN), k_r um fator de rolamento, n é a rotação da aplicação, n_r a velocidade de referência e d_m é o diâmetro médio do componente.

Outro fenômeno negligenciado é a ação da força centrífuga que provém dos elementos rolantes. Isso pelo fato da rotação ser relativamente baixa e, portanto, não prover uma força de magnitude significativa (Harris, Kotzalas, 2007 [16]). Em adição, não são considerados efeitos térmicos e dinâmicos, bem como a influência do filme lubrificante sobre a distribuição de pressões de Hertz.

Na Tabela 3, consta a especificação do rolamento para o qual o modelo será aplicado – NU 322. Essa modalidade de componente é vastamente aplicada em motores elétricos de médio porte (Figura 28), responsáveis pelo acionamento de bombas centrífugas, bombas de vácuo, ventiladores, etc. Apesar de não ser um equipamento complexo, muitas vezes esse tipo de motor aciona uma máquina crítica dentro da unidade fabril. Logo, a detecção de defeitos (trincas) ainda em estágio inicial e o posterior cálculo da vida remanescente à fadiga, podem ser de suma importância no planejamento da manutenção do motor.

Tabela 3 – Rolamento radial de uma carreira de rolos NU 322 (SKF Group, 2005)

Descrição	Dados
Número de elementos rolantes	$Z = 14$
Diâmetro dos elementos rolantes	$D_{we} = 34,000 \text{ mm}$
Comprimento dos elementos rolantes	$L_{we} = 34,000 \text{ mm}$
Raio interno do eixo (maciço)	$a_s = 0,000 \text{ mm}$
Raio externo do eixo ³	$b_s = 55,024 \text{ mm}$
Raio do furo do anel interno ³	$a_i = 54,995 \text{ mm}$
Raio da pista do anel interno	$b_i = 71,500 \text{ mm}$
Raio da pista do anel externo	$a_o = 105,500 \text{ mm}$
Raio externo do anel externo	$b_o = 120,000 \text{ mm}$
Fator de rolamento	$k_r = 0,15$
Velocidade de referência	$n_r = 3000 \text{ rpm}$

O rolamento especificado, quando introduzido no modelo, estará submetido a condições operacionais típicas de motores elétricos, sendo 1200 rpm a rotação do anel interno e a força radial sobre o elemento rolante mais carregado de 10 kN, 15 kN e 20 kN. Segundo SKF Group (2005), esses valores de carregamento são considerados moderados para o rolamento. Em adição, o componente também será submetido a uma condição mais severa, com carga de 40 kN e outra menos severa, com 5 kN. A relação entre a carga radial total (F_r) aplicada no rolamento, e a respectiva resultante de força sobre o elemento rolante mais carregado (F_t) é dada pela eq. (56) (Harris, Kotzalas, 2007 [17]). Eq. (56) é válida somente para valores normais de folga radial interna.

$$F_r = \frac{F_t \cdot Z \cdot \cos \zeta}{5} \quad (56)$$

³ b_s , a_i

Valores médios conforme faixa de aplicação. Demais valores da Tabela representam dimensões nominais (SKF Group, 2005).

Figura 28 – Construção típica de um motor de indução trifásico, com aplicação de mancais de rolamento. 1- Carcaça, 2- Núcleo de chapas, 3- Núcleo de chapas, 4- Tampa, 5- Ventilador, 6- Tampa defletora, 7- Eixo, 8- Enrolamento trifásico, 9- Caixa de ligação, 10- Terminais, 11- Rolamentos, 12- Barras e anéis de curto-circuito (WEG Motores, 2006)

O defeito tipo trinca plana que será induzido na superfície do anel interno, caracteriza-se pela relação $a/W = 0,1$ e pela orientação perpendicular à superfície de rolagem. Essa configuração de trinca é característica de problemas que envolvem rolamentos, tendo em vista os trabalhos de Mendelson e Ghosn (1986), e Ballarini e Hsu (1990).

3.2 Carregamento Multiaxial

Como mencionado no item 3.1, a análise de defeitos em rolamentos é um problema de modo misto de carregamento. Essa condição é imposta, principalmente, pelo campo multiaxial de tensões, oriundo das forças de contato de Hertz e das tensões circunferenciais, originárias do ajuste de montagem e da rotação do componente. Esses seriam os carregamentos mais importantes a serem considerados na análise. Na sequência, é apresentado um modelo analítico para determinação desse campo multiaxial, o qual subsidiará posteriormente o cálculo dos fatores de intensidade de tensões.

Todo o desenvolvimento, bem como os resultados e conclusões desse estudo, serão baseados em simulações para a pista interna do rolamento e região do elemento rolante mais carregado. Isso porque, normalmente, o anel interno é o elemento girante e onde se encontra a carga rotativa, razão para a aplicação de ajuste de montagem tipo interferente. Nesse contexto, verifica-se que a pista interna é realmente mais solicitada do que a externa e, portanto, mais crítica, tendendo a desenvolver um defeito tipo trinca primeiro.

No âmbito das tensões circunferenciais, Saada (1983) define-as como sendo uma grandeza dependente da rotação e da interferência de montagem do anel. A eq. (57) apresenta tal dependência para aplicação via sistema inglês de unidades.

$$\sigma_{\theta\theta} = \frac{3+\nu}{8} \cdot \rho_m \cdot \omega^2 \cdot \left[b_i^2 + a_i^2 + \frac{a_i^2 \cdot b_i^2}{r_i^2} - \frac{1+3\nu}{3+\nu} \cdot r_i^2 \right] + P \cdot \frac{(b_i/r_i)^2 + 1}{(b_i/a_i)^2 - 1} \quad (57)$$

onde $\sigma_{\theta\theta}$ é a tensão circunferencial, ρ_m a massa específica do aço rolamento, ω a velocidade angular e P a pressão de montagem existente entre anel interno e eixo, definida pela eq. (58).

$$P = \frac{E \cdot \delta_n}{a_i} \cdot \frac{(a_i^2 - a_s^2)(b_i^2 - a_i^2)}{2 \cdot a_i^2 \cdot (b_i^2 - a_s^2)} \quad (58)$$

onde a_s é o raio interno do eixo. δ_n é a diferença dimensional entre o raio externo do eixo e o raio interno do anel, a qual pode ser definida através da eq. (59).

$$\delta_n = \delta - \Delta\delta \quad (59)$$

onde δ é a pressão original de montagem, para $\omega=0$ e $\Delta\delta$ é o deslocamento radial resultante entre o diâmetro interno do anel interno e o diâmetro externo do eixo, para $\omega \neq 0$. Esse deslocamento pode ser determinado pela eq. (60).

$$\Delta\delta = \frac{\rho_m \cdot \omega^2 \cdot a_i}{4 \cdot E} \cdot [(3 + \nu) \cdot b_i^2 + (1 - \nu) \cdot a_i^2] - \frac{\rho_m \cdot \omega^2 \cdot b_s}{4 \cdot E} \cdot [(3 + \nu) \cdot b_s^2 + (1 - \nu) \cdot a_s^2] \quad (60)$$

Assim sendo, através do grupo de equações 57 a 60 apresentado, é possível calcular o valor das tensões circunferenciais atuantes no anel do rolamento. A Figura 29 expõe o campo de tensões circunferenciais existente, para as condições impostas na seção 3.1. Note que, os valores de tensão reduzem próximos da pista interna do anel, resultado de uma amortização da pressão (ajuste) de montagem e de um menor efeito centrífugo.

Figura 29 – Distribuição das tensões circunferenciais $\sigma_{\theta\theta}$ em uma seção transversal do anel interno do rolamento, para as condições impostas nas Tabelas 1 e 3

O próximo passo é determinar as tensões resultantes do contato entre elemento rolante e pista de rolagem. Para tal, será aplicada a teoria desenvolvida por Heinrich Rudolph Hertz em 1882, que é baseada na condição de que as dimensões da área de contato são pequenas, se comparadas com as dimensões dos sólidos em contato e com os raios de curvatura, as forças aplicadas são perpendiculares à superfície e as deformações ocorrem no campo elástico do material (Harris, Kotzalas, 2007 [17]).

Nesse contexto, verifica-se que a teoria de Hertz abrange razoavelmente bem o problema postulado, por considerar forças radiais somente, cujo campo de tensões resultante enquadra-se dentro do regime elástico do material. Outras teorias mais precisas e complexas estão disponíveis, donde é possível determinar as pressões para diversos perfis de contato, por exemplo, aplicações com forças de desalinhamento. Uma das técnicas mais utilizadas atualmente é denominada de *Slicing Technique* (Harris, 1969), entretanto, não será abordada nesse trabalho.

O modelo proposto negligencia o raio de curvatura da pista de rolagem, aproximando-a para uma placa plana uniforme. Isso porque a relação entre a espessura do anel e o raio da pista interna é pequena. Além disso, tendo em vista a

uniformidade transversal da distribuição de tensões da Figura 30-b, o modelo se restringirá a duas dimensões.

Figura 30 – a) Desenho esquemática ilustrando o contato entre elemento rolante e pista b) Distribuição de pressão sobre a área de contato, para carregamento puramente radial e movimento de rolagem puro (Harris, Kotzalas, 2007 [17])

Da Teoria da Elasticidade, sabe-se que aplicando uma carga concentrada normal e outra tangencial sobre a fronteira de uma placa plana, gera-se um campo de tensões complexo de componentes σ_{xn} , σ_{zn} , τ_{xzn} , σ_{xt} , σ_{zt} e τ_{zxt} . Essas cargas simulam basicamente, a presença do elemento rolante. A partir do momento que as cargas concentradas teóricas tornam-se mais realísticas, sendo substituídas por uma distribuição elíptica combinada (normal e tangencial), o campo de tensões altera-se dando origem a três componentes – eqs. (61) a (63) – conforme Smith e Liu (1953)

⁴ Figura 30 (b)
Sistema de coordenadas cartesianas padrão dessa dissertação.

$$\sigma_x = -\frac{P_0}{\pi} \left\{ \left(b_h^2 + 2x^2 + 2z^2 \right) \frac{z}{b_h} \Psi - 2\pi \frac{z}{b_h} - 3x.z.\psi + \mu_f \left[\left(2x^2 - 2b_h^2 - 3z^2 \right) \psi + 2\pi \frac{x}{b_h} + \right. \right. \\ \left. \left. + 2 \left(b_h^2 - x^2 - z^2 \right) \frac{x}{b_h} \Psi \right] \right\} \quad (61)$$

$$\sigma_z = -\frac{P_0}{\pi} .z.[b_h.\Psi - x.\psi + \mu_f.z.\psi] \quad (62)$$

$$\tau_{xz} = -\frac{P_0}{\pi} \left\{ z^2.\psi + \mu_f \left[\left(b_h^2 + 2x^2 + 2z^2 \right) \frac{z}{b_h} \Psi - 2\pi \frac{z}{b_h} - 3x.z.\psi \right] \right\} \quad (63)$$

As eqs. (61) a (63) contemplam apenas estado plano de tensões. Já em estado plano de deformações, surge ainda um quarto componente, atuante na direção y e calculado através da eq. (64).

$$\sigma_y = \nu.(\sigma_x + \sigma_z) \quad (64a)$$

$$\sigma_y = -\frac{2.P_0.\nu}{\pi} \left\{ \left[\left(b_h^2 + x^2 + z^2 \right) \frac{z}{b_h} \Psi - \frac{\pi.z}{b_h} - 2x.z.\psi \right] + \mu_f \left[\left(x^2 - b_h^2 - z^2 \right) \psi + \frac{\pi.x}{b_h} + \right. \right. \\ \left. \left. + \left(b_h^2 - x^2 - z^2 \right) \frac{x}{b_h} \Psi \right] \right\} \quad (64b)$$

onde P_0 é a pressão máxima do campo de pressões elíptico e μ_f o coeficiente de atrito. As funções ψ e Ψ são definidas pelas eqs. (65) e (66), respectivamente.

$$\psi = \frac{\pi}{k_1} \cdot \frac{1 - \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}}{\sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} + \left(\frac{k_1 + k_2 - 4 \cdot b_h^2}{k_1} \right)}} \quad (65)$$

$$\Psi = \frac{\pi}{k_1} \cdot \frac{1 + \sqrt{\frac{k_2}{k_1}}}{\sqrt{\frac{k_2}{k_1}} \cdot \sqrt{2 \cdot \sqrt{\frac{k_2}{k_1}} + \left(\frac{k_1 + k_2 - 4 \cdot b_h^2}{k_1} \right)}} \quad (66)$$

onde $k_1 = (b_h + x)^2 + z^2$ e $k_2 = (b_h - x)^2 + z^2$. O perfil do carregamento apresentado na Figura 30-b é definido segundo Hertz (1882), pela eq. (67). Na sequência, é apresentada a solução para o cálculo da pressão máxima P_0 e para o raio do semi-eixo da elipse b_h , sendo P_x a distribuição da pressão de contato. Esse equacionamento é válido somente quando o comprimento das superfícies em contato é igual.

$$P_x = P_0 \cdot \sqrt{1 - \frac{x^2}{b_h^2}} \quad (67)$$

$$P_0 = \frac{2 \cdot F_t}{\pi \cdot b_h \cdot L_{we}} \quad (68)$$

$$b_h = 2 \cdot \sqrt{\frac{F_t \cdot \left[\frac{(1 - \nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1 - \nu_2^2)}{E_2} \right]}{\pi \cdot L_{we} \cdot \left(\frac{1}{b_i} + \frac{2}{D_{we}} \right)}} \quad (69)$$

normalmente, na aplicação de rolamentos considera-se que o coeficiente de Poisson e o Módulo de Elasticidade, dos anéis e elementos rolantes, são iguais.

Para contato de deslizamento puro, verifica-se que durante a passagem do elemento rolante sobre o defeito, a alteração do perfil das forças de Hertz é mínima (Bryant et al., 1984). Nesse caso, esse comportamento também será considerado para o problema em discussão, de contato de rolamento puro (Ballarini, Hsu, 1990), com base em uma condição de lubrificação satisfatória entre as superfícies (Harris, Kotzalas, 2007 [16]).

Segue na Figura 31 um gráfico das distribuições de pressão de contato para os diversos carregamentos considerados. Os valores máximos de pressão são obtidos ao centro da área de contato e reduzem a zero, à medida que se aproxima da fronteira.

As Figuras 32 a 35 representam as distribuições de tensões das eqs. (61) à (64). Note que, os dados expostos estão normalizados, isto é, são válidos para qualquer carregamento sobre os elementos rolantes (F_t) e, portanto, qualquer área de contato (b_h). As distribuições fazem menção aos valores de tensão para um dado ponto fixo (posição zero no eixo das abscissas), em função da posição do elemento rolante. No âmbito das tensões normais ($\sigma_x, \sigma_y, \sigma_z$), os maiores valores são observados com o elemento rolante sobre o ponto de referência, e reduzem quando o rolo se afasta. Já no caso da tensão de cisalhamento τ_{xz} , observa-se uma elevação nos valores, quando o elemento rolante se aproxima do ponto de referência, porém, estes sofrem uma inversão de sinal, quando o rolo cruza de um lado para o outro, atingindo valor nulo exatamente sobre a referência.

As tensões normais são máximas sobre a superfície, $z=0$, já a tensão de cisalhamento tem valor nulo. Sua magnitude é máxima em $z=b_h/2$, como citado anteriormente, porém, conforme a cota de profundidade aumenta, esse valor se reduz.

Figura 31 – Pressão de contato de Hertz P_x , para diversos carregamentos F_t . Note que, ao centro da linha de contato $2b_h$, $P_x = P_0$

Figura 32 – Distribuição das tensões σ_x no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante

Figura 33 – Distribuição das tensões σ_z no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante

Figura 34 – Distribuição das tensões σ_y no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante

Figura 35 – Distribuição das tensões τ_{xz} no anel interno para diversas profundidades, como consequência do contato e deslocamento do elemento rolante

Em problemas de rolamento, normalmente, as forças tangenciais provêm das forças normais aplicadas (F_t), induzidas sobre a pista de rolagem por meio do coeficiente de atrito μ_f . O coeficiente de atrito μ_f varia conforme a condição de lubrificação, isto é, a capacidade do filme lubrificante separar ou não as superfícies em contato. Em aplicações com separação parcial, ou seja, onde algumas asperezas ainda tem contato, $\mu_f \cong 0,1$ (Harris, Kotzalas, 2007 [16]).

As tensões σ_x e τ_{xz} são um dos parâmetros mais importantes ao considerar-se a nucleação e propagação de trincas em anéis de rolamentos. Tal aspecto poderá ser observado no próximo item, onde a partir dos campos de tensões apresentados, serão calculados os fatores de intensidade de tensões para modo-misto de carregamento.

3.3 Cálculo dos Fatores de Intensidade de Tensões

Como citado na seção 3.1 e exposto em 3.2, o anel do rolamento está sujeito a carregamento multiaxial, quando em operação. Um agravante a essa condição é o fato desse carregamento variar ciclicamente a cada passagem dos elementos rolantes, caracterizando de certa forma, o modo de falha a que se pretende estudar nessa dissertação, a fadiga superficial. A partir da nucleação de um defeito na pista do anel interno, é possível estimar a vida remanescente à fadiga desse componente, até que o defeito atinja uma dimensão crítica, que culmine em propagação instável da trinca e posterior falha por ruptura. Para tal, faz-se necessário desenvolver um método de cálculo dos fatores de intensidade de tensões, caracterizados na seção 2.2, os quais servirão de parâmetro de avaliação da criticidade do defeito e de variável de cálculo da vida remanescente.

O método de cálculo dos fatores de intensidade de tensões a ser apresentado inicialmente, é oriundo de compêndios disponíveis na literatura especializada (Tada et al., 1985) e é válido para defeitos superficiais, nucleados ao centro da pista de rolagem do anel interno do rolamento, assumindo a existência de estado plano de deformações, conforme ilustrado na Figura 36. Os parâmetros de cálculo são os mesmos expostos nas seções 3.1 e 3.2, isto é, as forças de contato de Hertz e as tensões circunferenciais, originárias do ajuste de montagem e da rotação do componente. Por negligenciar o raio de curvatura do anel, o modelo bidimensional aplicado (espessura B unitária) é aproximado a uma placa plana, uniforme, sobre a qual se movimenta um cilindro, simulando assim a rolagem do elemento rolante sobre o anel interno do rolamento – Figura 36 (Mendelson, Ghosn, 1986).

Tratando-se de campo multiaxial de tensões e modo misto de carregamento, verifica-se que cada “modo” estará atrelado a um componente do campo de tensões. Logo, analisando a Figura 11, a disposição do defeito e as tensões associadas, conclui-se que o modo de abertura estará associado às tensões normais na direção X e o modo de cisalhamento puro, as tensões de cisalhamento no plano XZ . Para o problema da Figura 36 não há incidência de modo III de carregamento.

Figura 36 – Modelo ilustrativo do anel interno do rolamento, expondo as configurações do componente e do defeito, além do perfil de carregamento

Na eq. (70) é exposto o método de cálculo dos fatores de intensidade de tensões associado ao problema da Figura 36, considerando somente as forças de contato de Hertz (Tada et al., 1985). A Figura 37 representa, de maneira esquemática, a distribuição das forças discriminadas na eq. (70). A aplicação dessa equação implica em efeito de borda nulo sobre o campo de tensões.

Figura 37 – Esquema representativo ilustrando a aplicação das forças sobre a superfície da trinca

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \\ K_{III} \end{Bmatrix} = \frac{2}{\sqrt{\pi \cdot a}} \cdot \begin{Bmatrix} F_c^x \\ F_c^{xz} \\ F_c^{zy} \end{Bmatrix} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - (z/a)^2}} \cdot \begin{Bmatrix} f(z/a) \\ f(z/a) \\ 1 \end{Bmatrix} \quad (70)$$

$$f\left(\frac{z}{a}\right) = 1,297 - 0,297 \cdot \left(\frac{z}{a}\right)^{5/4} \quad (71)$$

A eq. (72) representa o referido método em termos de tensões e considera apenas os modos de carregamento presentes no problema da Figura 36.

$$\begin{Bmatrix} K_I \\ K_{II} \end{Bmatrix} = \frac{2}{\sqrt{\pi \cdot a}} \cdot \int_0^a \begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \tau_{xz} \end{Bmatrix} \cdot \frac{1}{\sqrt{1 - (z/a)^2}} \cdot \begin{Bmatrix} f(z/a) \\ f(z/a) \end{Bmatrix} \cdot dz \quad (72)$$

Esse método de cálculo dos fatores de intensidade de tensões é baseado no princípio da aditividade de Tada. Isso, porque as tensões discriminadas na eq. (72) são calculadas para geometrias sem a presença de trinca. Essa validade foi demonstrada para um número específico de corpos de prova através do método das equações integrais singulares (Müller, 1995), e não será apresentado aqui por não ser foco do estudo.

Em linhas gerais, o princípio da aditividade é aplicado conforme Figura 38, onde para se obter o fator de intensidade de tensões da Figura (A), inicialmente é determinada a distribuição de tensões para o corpo de prova sem trinca – Figura (B). De posse dessas tensões, estas são aplicadas com sinal inverso sobre a superfície da trinca – Figura (C), permitindo então o cálculo de K conforme eq. (72).

Figura 38 – Princípio da aditividade aplicado ao problema

Já mencionada, a determinação do fator de intensidade de tensões para modo I envolve o cálculo das tensões na direção X . Nessa direção, o cálculo é influenciado tanto pelas forças de contato de Hertz, quanto pelas tensões circunferenciais. Nesse contexto, como os fatores de intensidade de tensões são aditivos, logo se pode calcular K_I separadamente, para cada tipo de carregamento e posteriormente somá-los, analogamente à eq. (32).

A parcela de K_I oriunda das forças de contato é calculada através da eq. (72), já a parcela proveniente das tensões circunferenciais pode ser obtida pela eq. (73) (Anderson, 1995).

$$K_I = \frac{F_{\theta} \cdot f(a/W)}{B \cdot \sqrt{W}} \quad (73)$$

$$f\left(\frac{a}{W}\right) = \frac{\sqrt{2 \cdot \tan\left(\frac{\pi \cdot a}{2 \cdot W}\right)}}{\cos\left(\frac{\pi \cdot a}{2 \cdot W}\right)} \cdot \left[0,752 + 2,02 \cdot \left(\frac{a}{W}\right) + 0,37 \cdot \left(1 - \sin\left(\frac{\pi \cdot a}{2 \cdot W}\right)\right)^3 \right] \quad (74)$$

onde F_θ é a força resultante das tensões circunferenciais, obtida através da eq. (75).

$$F_\theta = \int_{a_i}^{b_i} \sigma_{\theta\theta} \cdot dz \cdot 1 \quad (75)$$

A partir dos dados do problema postulado, o valor de $F_\theta = 1249,367 \text{ N}$, sendo aplicado sobre o raio do anel $r_i = 62,846 \text{ mm}$, o centro de força da seção. A eq. (73) é válida para corpos de prova SENT (*single edge notched tension panel*), isto é, uma barra sob tração com entalhe em um dos lados e F_θ aplicado ao centro da seção, logo, a diferença entre centros de força será negligenciada, inicialmente.

Figura 39 – Figura representativa de um corpo de prova tipo SENT

Previamente, o modelo analítico construído foi validado sobre o trabalho de Mendelson e Ghosn (1986). Os autores aplicaram o método da integral de contorno (*Boundary Integral Equation Method*) para o cálculo dos fatores de intensidade de tensões de uma trinca superficial plana, instalada sobre a pista interna de um rolamento radial de uma carreira de rolos de alta velocidade.

No âmbito do modo I de carregamento, os fatores de intensidade de tensões foram comparados sob valores de $P_0 = 1241,0 \text{ MPa}$ e relação $a/W = 0,25$. À distância monitorada entre o elemento rolante e a trinca, compreendeu a cota $x/b_h = \pm 12$. Os fatores de intensidade de tensões alternaram-se entre $1,5 - 8,1 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$, com variações entre modelos da ordem de $\pm 9\%$.

Já, a validação em modo II, ocorreu para $P_0 = 1691,7 \text{ MPa}$ e relação $a/W = 0,12$. Para um percurso do elemento rolante a partir da trinca, de $x/b_h = \pm 8$ e fatores de intensidade de tensões variando entre $\pm 12,1 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$, o modelo atual apresentou flutuações de K_{II} perante o trabalho de Mendelson e Ghosn da ordem de $\pm 5\%$.

As diferenças entre resultados foram consideradas aceitáveis, tendo em vista as concepções de cada modelo e variações de leitura dos gráficos do trabalho referência.

Logo, seguem nas Figuras 40 e 41 os Fatores de Intensidade de Tensões para os diversos carregamentos e condições propostas, e relação $a/W = 0,1$.

Para qualquer valor do Fator de Intensidade de Tensões apresentado, a eq. (31) é satisfeita, indicando haver validade dos conceitos da Mecânica da Fratura Elástica Linear no problema proposto.

No âmbito de K_I , nota-se que a combinação de carregamentos, pressão de contato de Hertz e tensões circunferenciais, gera um efeito bastante interessante na variação da grandeza versus a posição do elemento rolante. Inicialmente, para posições relativamente afastadas da zona da trinca ($x/b_h = 0$), K_I tende a se igualar ao valor proveniente dos esforços circunferenciais, $K_I = 6,52 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$, o qual é constante e válido para qualquer carregamento P_0 . À medida que o elemento rolante move-se nas proximidades da trinca, as tensões σ_x oriundas das forças de Hertz, geram um efeito compressivo sobre o defeito. Com isso, há um decréscimo no valor global de K_I , de forma que para valores de $P_0 > 1200 \text{ MPa}$, não há efeito de abertura de trinca, quando o elemento rolante encontrar-se nas vizinhanças do defeito, tendo em vista os valores globais nulos de K_I .

Outro aspecto interessante provém da curva de $P_0 = 627,1 \text{ MPa}$, onde K_I apresenta comportamento estável ao longo do percurso considerado. Por tratar-se de carregamento de baixa magnitude, as tensões compressivas σ_x demonstram ter pouca influência sobre o valor global de K_I , o qual é basicamente constituído pela parcela originária das tensões circunferenciais. Nesse caso, apesar da pressão de contato ser baixa, é o caso onde a trinca está submetida ao efeito de abertura mais significativo, isto é, K_I variando entre $4,59 - 6,52 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$.

No caso de K_{II} , a variação da grandeza assemelha-se em muito ao comportamento das tensões τ_{xz} (Figura 35), isto é, K_{II} diminui drasticamente, quando o elemento rolante se afasta da trinca, porém, ganha rapidamente magnitude, quando se aproxima e atinge seu valor máximo na região de $x/b_h = \pm 1$. Detalhe para a inversão no sentido do cisalhamento e por consequência no sinal de K_{II} , quando o rolete transpõe as vizinhanças da trinca, transladando de um lado para outro do defeito. A mudança no sinal de K_{II} indica unicamente, que o sentido do cisalhamento foi alterado; o efeito sobre o defeito é mantido.

K_{II} apresenta valor nulo, quando o rolete se posiciona exatamente sobre a trinca, indicando não haver cisalhamento, pois as forças de contato de Hertz distribuem-se igualmente de um lado e do outro da fronteira.

Oposto ao observado para K_I , K_{II} apresenta maiores magnitudes quanto maior for o valor de P_0 . Nesse caso, o valor máximo é para $P_0 = 1773,3 \text{ MPa}$, posição $x/b_h = \pm 1$, com $K_{II} = \pm 16,82 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$.

As variações de K_I e K_{II} ilustram novamente, a existência de carregamento cíclico sobre o rolamento. Tal fato reforça a predominância do fenômeno de fadiga sobre a vida do componente.

Segundo Hertzberg (1996), o valor de K_{IC} para o aço rolamento AISI 52100 é de aproximadamente $14,3 \text{ MPa} \cdot \sqrt{\text{m}}$.

Figura 40 – Variação do Fator de Intensidade de Tensões K_I na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos

Figura 41 – Variação do Fator de Intensidade de Tensões K_{II} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos

3.4 Simulação Numérica do Problema

A resolução de problemas de engenharia, via análise numérica, tem se mostrado bastante presente e eficaz na conjuntura atual. A redução de custos e o aumento da eficiência no desenvolvimento de projetos, obtidos a partir da aplicação de modelos de simulação numérica, já é algo consagrado. Apesar da redução de custos ser bastante significativa, para que um problema de engenharia seja resolvido numericamente, faz-se necessária a aquisição de determinados elementos, tais como hardwares e softwares, bem como o treinamento de mão-de-obra, para que o problema seja conduzido corretamente.

Nesse contexto, a aplicação da simulação numérica ao problema aqui proposto, visa verificar a acuracidade do método analítico apresentado na seção anterior, com o objetivo de identificar as vantagens e desvantagens do modelo.

Para tal simulação, são aplicados dois softwares distintos, MSC Patran (MSC Patran Manual, 2010) e WARP3D (Gullerud et al., 2003). O primeiro deles tem a função de gerar o modelo em Elementos Finitos (*FEM*), através da discretização do contínuo em nós e elementos (pré-processamento), e o segundo a de resolver o sistema de equações (*solver*). Ao final, ambos os softwares exercem a função de pós-processador, isto é, a de apresentação dos resultados ao usuário.

Resumidamente, o modelo tridimensional é construído no MSC Patran seguindo a configuração postulada na Figura 36, com espessura de 1,0 mm. A trinca modelada apresenta raio de 0,0025 mm, de modo a garantir que os elementos isoparamétricos capturem o campo de esforços e deformações ao redor da ponta da trinca. No total, o modelo contém 57328 nós e 28160 elementos isoparamétricos do tipo “*Quad*”, isto é, elementos bidimensionais, retangulares de 4 nós. Assim sendo, seguem na Figura 42 detalhes da malha gerada, com foco sobre a vizinhança da trinca.

Figura 42 – Detalhes do modelo 3D em Elementos Finitos, com foco sobre a malha construída nas vizinhanças da trinca

As condições de contorno resumem-se basicamente, na imposição de “deslocamento nulo” na direção z para os nós posicionados sobre o raio interno do anel, representando o eixo sobre o qual o rolamento é montado, e de estado plano de deformações em todo o modelo. A Figura 43 apresenta a condição de contorno de “deslocamento nulo”.

Figura 43 – Imposição da condição de contorno “deslocamento nulo” na direção z , aos nós do raio interno do rolamento

O carregamento relativo às tensões circunferenciais é imposto na forma de quatro componentes de forças, isto é, a quarta parte de $F_{\theta} = 1249,367 \text{ N}$ é aplicada em 4 nós distintos ao centro da cota W . Já forças de contato de Hertz, são impostas na forma de uma distribuição de pressões, sendo que cada componente da distribuição é aplicado sobre o centro da face livre dos elementos pertinentes, representando a posição do rolete. Na Figura 44 é possível visualizar as condições descritas acima.

Figura 44 – Modelo 3D em Elementos Finitos, com imposição de carregamento: a) Pressão de Contato de Hertz b) Tensões Circunferenciais

Após o devido processamento do modelo no WARP3D, o software gera um arquivo de onde podem ser extraídos valores de J . Tal procedimento é realizado repetidamente, variando a posição das forças de contato de Hertz, ou seja, a posição do elemento rolante. Em geral, o tempo de processamento não supera um minuto. Segue na Figura 45 a distribuição de tensões de Von Mises para o caso de $P_0 = 1773,3 \text{ MPa}$ e $x/b_h = 3$, com foco na ponta da trinca. Note que, a distribuição de tensões ao redor da ponta da trinca não é totalmente simétrica e apresenta pequena região plástica, da ordem de centésimos de milímetro, conforme postulado na seção 2.2.2.2.

Figura 45 – Distribuição de tensões de Von Mises sobre a ponta da trinca, para $P_0 = 1773,3$ MPa e $x/b_h = 3$ (tensões em MPa)

Visto que o WARP3D fornece em seu arquivo de saída J e não K , a comparação entre o método analítico e numérico (FEM) é dada em termos da força motriz. Na sequência de Figuras 46 a 50, os resultados são apresentados em três modalidades distintas da força motriz, isto é, J_{Hertz} , J_{Total} e $J_{Circunf}$, para os carregamentos $F_t = 15$ kN e $F_t = 20$ kN. A primeira considera apenas a pressão de contato de Hertz como carregamento, a segunda todos os carregamentos do problema, já a terceira, apenas as forças circunferenciais.

Previamente, o modelo numérico construído foi validado por compêndios de K_I disponíveis na literatura especializada (Anderson, 1995), para carregamentos similares aos postulados no problema. As variações de resultados flutuaram entre $\pm 1\%$, o que é considerado satisfatório tratando-se da comparação de método numérico e analítico. As curvas de $J_{Analítico}$ são construídas a partir das eqs. (28), (29) e (47), e válidas somente para trincas que se mantêm planares durante propagação. Caso contrário, o cálculo da força motriz deve provir de modelos similares ao apresentado na eq. (41),

entretanto, essa abordagem não é foco dessa seção. Posteriormente, esse tema será abordado em detalhes.

As distribuições de J_{Hertz} e J_{Total} mostram-se bastante semelhantes, com picos de energia sobre a região de $x/b_h = \pm 1$, entretanto, em termos de valores, estes são maiores sob a curva de J_{Hertz} . Isso, porque J incorpora toda a energia motriz do sistema, independente de seu efeito sobre a propagação da trinca. No cálculo de J_{Total} , os efeitos das tensões normais compressivas perante as trativas, são computados internamente, portanto, os valores são menores. Conforme o elemento rolante distancia-se da trinca ($x/b_h = 0$), $J_{Hertz} \rightarrow 0$ e $J_{Total} \rightarrow J_{Circumf}$. Quando o elemento rolante encontra-se sobre a trinca, $J_{Total} = J_I$ e $J_{Hertz} = J_{I,Hertz}$, visto que $J_{II} = 0$.

No âmbito de $J_{Circumf}$ são apresentadas quatro curvas, sendo duas provenientes do método analítico e duas do numérico. A diferença entre os pares de curvas está no fato da imposição ou não, da condição de contorno “deslocamento nulo” na direção z , nos nós do raio interno do anel. Sabe-se que essa imposição torna o modelo mais real, representando o eixo sobre o qual o rolamento é montado. Por outro lado, note que, para o cálculo de K_I via método analítico não há essa restrição e, portanto, o mesmo considera a existência de um momento de forças, oriundo do deslocamento do centro de rotação do espécime, presente na seção da trinca. Tal fenômeno opera a favor da propagação do defeito, visto os resultados expostos na Figura 50, $J_{Off} > J_{On}$.

Para todas as curvas de $J_{Analítico}$ o momento descrito está presente, pois os resultados provêm de um corpo de prova SENT, entretanto, para alguns pontos específicos, distantes da trinca, é aplicado um momento negativo sobre o referido corpo de prova, com o intuito de anular tal fenômeno. Isso porque sobre esses pontos, os valores analíticos mostram-se relativamente maiores que os numéricos. O valor do momento considerado é resultado do produto $M = F_\theta \cdot (a/2)$. No âmbito de J_{FEM} , todos os modelos prevêm a restrição de “deslocamento nulo” na direção z .

Figura 46 – Distribuição da Integral J considerando apenas a pressão de contato de Hertz, para $F_t = 15$ kN

Figura 47 - Distribuição da Integral J considerando apenas a pressão de contato de Hertz, para $F_t = 20$ kN

Figura 48 – Distribuição da Integral J considerando todos os carregamentos, para $F_t = 15$ kN Figura 49 – Distribuição da Integral J considerando todos os carregamentos, para $F_t = 20$ kN

Figura 50 – Distribuição da Integral J considerando apenas o carregamento circunferencial F_θ , para a condição de contorno “deslocamento nulo” na direção x “ligada ou desligada”

De posse dos dados relacionados à força motriz aplicada sobre a trinca, torna-se possível então, avaliar a criticidade do defeito instalado sobre a pista interna do rolamento considerado, perante as diversas condições de operação definidas. Tal análise será desenvolvida na próxima seção.

3.5 Análise da Criticidade de Defeitos em Rolamentos

3.5.1 Critérios de Falha e Avaliação de Defeitos

Como citado na seção 2.2.2.2, um componente falha localmente para uma dada condição de tensão e deformação, também caracterizada pelo fator de intensidade de tensões crítico K_C . No caso do aço AISI 52100, dificilmente estarão disponíveis na literatura os valores de K_C para os três modos de carregamento de trinca. Normalmente, apenas K_{IC} é disponibilizado nas literaturas especializadas, sendo no caso do aço rolamento $K_{IC} = 14,3 \text{ MPa}\cdot\sqrt{\text{m}}$ (Hertzberg, 1996).

Das seções anteriores, a trinca considerada está sujeita a modo misto de carregamento, isto é, modo I e II. Nesse caso, faz-se necessária a aplicação de modelos que permitam avaliar a criticidade de defeitos sob modo misto, apenas considerando K_{IC} como parâmetro abalizador. Segundo Pook (2010), tais modelos expressam o modo misto de carregamento sob a forma de modo I equivalente, isto é, uma força motriz equivalente J_{eq} originária de $J(K_I, K_{II}, K_{III})$, a ser comparada com a tenacidade a fratura em modo I.

Diversos modelos estão disponíveis na literatura sob a titulação de Critérios de Falha, e com considerações bastante distintas entre eles. Na realidade, como o próprio nome indica, trata-se de critérios e estes são adotados diferentemente em cada modelo. Para o caso atual, três modelos serão aplicados à análise de criticidade do defeito, sendo eles o Critério da Propagação Coplanar, o Critério da Máxima Tensão Circunferencial e por último, o critério adotado pela *European Fitness-for-Service Network* (FITNET).

A aplicação do primeiro critério implica em considerar que a propagação da trinca será coplanar, ou seja, o desenvolvimento da mesma ocorrerá no plano do defeito inicial (Thiemeier et al., 1991). Tal critério já fora previamente adotado na seção 3.4 e é constituído pela relação apresentada na eq. (75), similar a eq. (29). De posse do

resultado da eq. (75), este deverá ser comparado ao resultado da eq. (76), a tenacidade a fratura do material.

$$J_{eq} = J(K_I, K_{II}) = \frac{1-\nu^2}{E} \cdot (K_I^2 + K_{II}^2) \quad (75)$$

$$J_C = \frac{K_{IC}^2 \cdot (1-\nu^2)}{E} \quad (76)$$

A avaliação da criticidade do defeito por meio desse critério é baseada simplesmente, na comparação de valores, se $J_{eq} < J_C$ o componente não estará em condição eminente de fratura no instante de análise, já se $J_{eq} \geq J_C$ a condição de fratura é eminente. Esse modelo de avaliação é bastante simples e seu campo de aplicação restringe-se, geralmente, a materiais considerados homogêneos.

O Critério da Máxima Tensão Circunferencial, diferentemente do primeiro, implica em considerar que a propagação da trinca se dará na direção da máxima tensão circunferencial, independente da orientação do defeito inicial (Thiemeier et al., 1991). O modelo de análise é baseado nas eqs. (77) e (78).

$$K_{eq} = \frac{\sqrt{8} \cdot (2 \cdot K_I + 6 \cdot \sqrt{K_I^2 + 8 \cdot K_{II}^2}) \cdot K_{II}^3}{(K_I^2 + 12 \cdot K_{II}^2 - K_I \cdot \sqrt{K_I^2 + 8 \cdot K_{II}^2})^{3/2}} \quad (77)$$

$$K_C = K_{IC} \quad (78)$$

Análogo ao primeiro critério, a metodologia de avaliação consiste na comparação de grandezas, K_{eq} e K_{IC} .

Já o critério de avaliação, opção 1, da FITNET (2006) é dividido basicamente em duas partes, sendo a primeira dedicada ao cálculo do fator de intensidade de tensões equivalente e a segunda, a aplicação da metodologia de avaliação do defeito. O cálculo de K_{eq} a ser apresentado é válido para $K_{IC} / \sigma_{YS} < 0,2 \sqrt{m}$. Nesse caso, a eq. (79) aplica-

se a condição de $|K_I/K_{II}| \geq 0,466$, caso contrário a mesma deve ser substituída pela eq. (80).

$$K_{eq} = \frac{(2.K_I + 6.\sqrt{K_I^2 + 8.K_{II}^2})}{8} \left(\frac{K_I^2 + 12.K_{II}^2 + K_I.\sqrt{K_I^2 + 8.K_{II}^2}}{2.K_I^2 + 18.K_{II}^2} \right)^{3/2} \quad (79)$$

$$K_{eq} = \frac{|K_{II}|}{0,7} \quad (80)$$

Após o cálculo de K_{eq} , inicia-se a etapa de avaliação de defeitos propriamente dita. Para tal, define-se primeiramente o termo K_r como exposto na eq. (81). Essa definição baseia-se na condição de K_{eq} originar-se de carregamentos que não contribuem para o colapso plástico do componente. Posteriormente, define-se ainda o termo L_r , resultado da relação entre a tensão de referência aplicada, σ_{ref} , e a tensão de escoamento do material – eq. (82). L_r é um parâmetro de referência para colapso plástico.

$$K_r = \frac{K_{eq}}{K_{IC}} \quad (81)$$

$$L_r = \frac{\sigma_{ref}}{\sigma_{YS}} \quad (82)$$

Visto que, um problema em modo misto de carregamento fora convertido para modo I apenas, o cálculo de σ_{ref} originar-se-á de um compêndio específico que representa esta nova condição, conforme exposto na Figura 51. A solução para o cálculo de K_I (K_{eq}) em um corpo de prova tipo SENT é conhecida e, portanto, dela é possível determinar primeiramente, o valor de $\sigma_{\theta\theta}$ para posterior cálculo de σ_{ref} . Assim

sendo, da eq. (73), já apresentada, determina-se o valor de $\sigma_{\theta\theta}$ e a partir da eq. (83), obtem-se σ_{ref} .

$$\sigma_{ref} = \frac{\sqrt{3} \cdot \sigma_{\theta\theta}}{2} \left[\frac{1}{1 - x - 1,232 \cdot x^2 + x^3 + 22 \cdot x^3 \cdot (0,545 - x)^2} \right] \quad (83)$$

onde $x = a/W$. A eq. (83) é válida somente para $x \leq 0,545$.

Figura 51 – Figura representativa do corpo de prova para cálculo de $\sigma_{\theta\theta}$

De posse das grandezas K_r e L_r é possível construir um gráfico de correlação entre elas, balizado por uma linha de criticidade (ou *assessment line*). Essa linha delimita os campos de criticidade do defeito e é definida pela função $f(L_r)$ conforme eq. (84). Se a curva do gráfico L_r x K_r transpor em pelo menos um ponto a fronteira de $f(L_r)$, conclui-se que o defeito está em condição eminente de fratura no instante de análise, caso contrário, a trinca não é classificada como crítica.

$$f(L_r) = (1 + 0,5 \cdot L_r^2)^{-1/2} \cdot [0,3 + 0,7 \cdot e^{-\xi \cdot L_r^6}] \quad (84)$$

onde $\xi = 0,001.(E/\sigma_t)$ e σ_t é a resistência à tração do material. Sendo $\xi > 0,6$, o valor 0,6 deve substituir ξ .

Com base nos dados das Figuras 40 e 41, as três metodologias são aplicadas separadamente e os resultados em forma de gráficos são expostos nas Figuras 52 a 55. Inicialmente, nota-se uma semelhança entre os perfis das distribuições das Figuras 52, 53 e 55, com os gráficos da seção anterior – Figuras 48 e 49. Isto porque de certa forma, representam a força motriz total atuante sobre a trinca.

Pela análise das curvas, verifica-se que somente para $P_0 = 1773,3 \text{ MPa}$, em todos os critérios, o campo de tensões gerado implica em desenvolvimento de força motriz superior a tenacidade a fratura do material. Com isso, torna-se eminente o risco de fratura do componente no dado instante da análise, e a trinca é classificada como crítica.

Assim sendo, para todos os carregamentos é possível calcular a vida remanescente à fadiga, menos para o caso crítico, onde a propagação é instável e controlada por K_{IC} , região III da curva da/dN vs. ΔK . Maiores detalhes no próximo capítulo.

Citado anteriormente, o carregamento sobre a trinca varia em função da posição do elemento rolante. Nesse caso, verifica-se que a força motriz é máxima em $x/b_h = \pm 1$, independente de P_0 .

Uma análise comparativa entre as curvas e a linha de criticidade, permite notar que a severidade da trinca pelo critério da FITNET, é superior se comparada aos níveis estipulados nos demais critérios, principalmente entre $x/b_h = -4,0$ a $-0,5$ e $x/b_h = +0,5$ a $+4,0$. Nesse contexto, cabem duas frentes de análise, isto é, uma relacionada a um possível conservadorismo do modelo da FITNET e outra, a sua semelhança com a realidade. Pelas formulações, nota-se certa semelhança entre os modelos de K_{eq} dos dois últimos critérios apresentados. Entretanto, a semelhança esbarra na eq. (80), onde para casos de baixos valores de K_I , K_{eq} é totalmente dependente de K_{II} .

Cálculos indicam, que justamente onde K_I é mínimo e, portanto, a eq. (80) é aplicada, encontram-se os valores de K_{II} de maior magnitude. Esse fato pode justificar a severidade superior da trinca pelo critério da FITNET. Logo, entende-se que a FITNET reserva maior importância aos efeitos do cisalhamento sobre as paredes da trinca, que os demais critérios e, portanto, possa ser mais real e não tão conservadora a este problema.

Segundo FITNET (2006), seu critério de avaliação é muito conservador ao tratar de fraturas frágeis, exceto nos casos onde a relação $K_{IC}/\sigma_{YS} < 0,2\sqrt{m}$ é satisfeita. Para o problema proposto, essa relação resulta num valor de 0,007, com $m = 4,78$ segundo Tanaka e Akiniwa (2002).

Figura 52 – Variação da força motriz J_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de J_C para critério da Propagação Coplanar

Figura 53 – Variação de K_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de K_{IC} para critério da Máxima Tensão Circunferencial

Figura 54 – Variação de K_r x L_r para diversos carregamentos, conforme critério da FITNET

Figura 55 – Variação de K_{eq} na ponta da trinca, conforme posição do elemento rolante, para diversos carregamentos. Valores balizados conforme curva de K_{IC} para critério da FITNET, limitada a aplicação da eq. (80)

3.5.2 Determinação do Tamanho Crítico do Defeito

A partir dos parâmetros equivalentes de fratura é possível determinar o tamanho crítico de trinca, segundo os três critérios de falha apresentados. O cálculo provém da aplicação da eq. (73), substituindo $\sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\theta\theta}^{\max}$. A presença da função $f(a/W)$ exige que o cálculo seja iterativo, a partir da variação do comprimento da trinca até $K_I \rightarrow K_{IC}$. Seguem na Tabela 4 os valores de a_c para os diversos critérios.

Os menores comprimentos críticos de trinca provêm do critério da FITNET, o que segundo os comentários da seção anterior, este já seria um resultado esperado por tratar-se do critério cuja severidade do defeito inicial, fora classificada como a mais alta. Os maiores comprimentos críticos de trinca resultam do critério da Propagação Coplanar.

Para pequenos carregamentos, $P_0 = 627,1$ e $886,9$ MPa, os critérios da Máxima Tensão Circunferencial e FITNET se equivalem, isto é, os comprimentos críticos de trinca são idênticos.

Tais resultados demonstram a relevância da força motriz sob modo II de carregamento, a qual de certa forma é dada maior importância pela FITNET por meio da eq. (80). Esse aspecto é reforçado pelas análises proferidas na seção 3.3, onde verifica-se que os fatores de intensidade de tensões de menor magnitude, modo I, provém das forças de contato de maior grandeza, oposto ao que ocorre sob modo II e ao observado nas curvas das Figuras 52 a 55.

Tabela 4 – Comprimentos críticos de trinca segundo os Critérios de Falha

P_0 (MPa)	a_C (mm) - Propag. Coplanar	a_C (mm) - Máx. Tensão Circunf.	a_C (mm) - FITNET
627,1	5,40	4,95	4,95
886,9	5,20	4,45	4,45
1086,2	4,55	3,90	3,63
1254,2	3,90	3,50	2,97
1773,3	2,40	2,15	1,78

Mesmo para os valores de a_C postulados na Tabela 4, a eq. (31) é satisfeita, ou seja, há validade dos conceitos da Mecânica da Fratura Elástica Linear.

CÁLCULO DA VIDA REMANESCENTE À FADIGA

4

4.1 Estimativa Inicial da Vida à Fadiga do Rolamento

Conforme definido na ISO 281 (2007) e na eq. (1), a vida à fadiga de rolamentos pode ser previamente estimada. As formulações disponíveis visam fornecer dados sobre o tempo em serviço esperado do componente, até a ocorrência do primeiro indício de *flaking*. Esse estágio já compreende um nível mais avançado de falha, se comparada à trinca definida no capítulo anterior.

Nesse caso, a vida remanescente à fadiga que se pretende calcular no futuro, a partir da trinca considerada, representa uma fração do valor fornecido pela ISO 281 (2007), pois além dos modos de falha serem diferentes, o defeito já está instalado. Como é sabido, alguns pesquisadores atribuem ao estágio de nucleação da trinca, a maior parte da vida à fadiga (Suresh, 1998).

Assim sendo, essa seção restringir-se-á a estimativa inicial de vida à fadiga da aplicação de rolamento em discussão. Para tal, outras definições são necessárias, tendo em vista os parâmetros que englobam esse cálculo. Inicialmente, deve-se definir o valor da constante C_r , apresentada na seção 3.1. Segundo a ISO 281 (2007), $b_m = 1,1$ e $f_c = 88,8$. Logo, $C_r = 483,7 \text{ kN}$. No âmbito do fator modificador da vida por confiabilidade, normalmente o valor adotado é $f_R = 1,0$, o qual indica que para uma população de rolamentos suficientemente grande, 90% destes apresentará vida equivalente ou superior à calculada. O fator $p = 10/3$ (ISO 281, 2007).

O fator modificador da vida baseado na aplicação, f_{ISO} , é dependente de quatro aspectos, sendo eles a lubrificação, o nível de contaminação, a carga dinâmica equivalente P_r e a carga limite à fadiga P_u . Com base em condições gerais normais de aplicação de rolamentos em motores elétricos (SKF Group, 2005), seguem na Tabela 5 a vida à fadiga L_{nm} do rolamento NU 322, para os diversos carregamentos propostos.

Tabela 5 – Estimativa de vida à fadiga do rolamento NU 322 (ISO 281, 2007)

P_0 (MPa)	P_r (kN)	P_u (kN)	f_{ISO}	L_{nm} (10^6 revoluções)
627,1	14	55,5	50	>1000000
886,9	28	55,5	50	903700
1086,2	42	55,5	35,2	164700
1254,2	56	55,5	15	27000
1773,3	112	55,5	3,4	600

Como já esperado, as menores vidas à fadiga estão atreladas aos maiores carregamentos. Tal aspecto atua no aumento da grandeza P_r e na redução do fator f_{ISO} , sendo o primeiro inversamente proporcional e o segundo, diretamente proporcional a vida L_{nm} .

4.2 Cálculo da Vida Remanescente à Fadiga

O cálculo da vida remanescente à fadiga é baseado na incidência prévia de um defeito sobre a pista do anel interno do rolamento. A vida remanescente é definida como o tempo ou número de ciclos para que a trinca inicial propague-se, até atingir um determinado tamanho crítico. Inicialmente, para haver uma vida remanescente considerável, a força motriz atuante sobre a trinca, deve ser menor que a tenacidade a fratura do material. Caso contrário, a taxa de propagação da trinca será relativamente alta e instável, resultando em um número irrisório de ciclos (Fuchs et al., 2001).

O modelo aqui proposto é válido para a região II da curva da/dN vs. ΔK , porém, também será aplicado na estimativa do número de ciclos, sob propagação instável, conforme resultados da seção 3.5. Num primeiro instante, deve-se verificar se a taxa de propagação da trinca, sob as condições definidas, se enquadra dentro da região II da curva sigmoidal. Para tal, faz-se necessário caracterizar a região do *threshold*. Segundo Tanaka e Akiniwa (2002), a variação do fator de intensidade de tensões limiar vale

$\Delta K_{th} = 2,6 \text{ MPa}\cdot\sqrt{\text{m}}$ ($R = 0$). Baseando-se na eq. (52), verifica-se que o referido fator deve ser ajustado de acordo com a variação de R sob as diversas condições operacionais propostas no trabalho.

Assim sendo, extrai-se da Figura 55 os valores dos carregamentos mínimos e máximos, nas diversas condições da grandeza P_0 , para cálculo de R . Logo, seguem na Tabela 6 os valores corrigidos de ΔK_{th} segundo a eq. (52). Todos os cálculos desenvolvidos nessa seção são baseados nos resultados oriundos da aplicação do critério da FITNET.

Tabela 6 – Valores corrigidos de ΔK_{th} para os diversos carregamentos P_0

P_0 (MPa)	R	λ	$\Delta K_{th}^{R=0}$ (MPa. $\sqrt{\text{m}}$)	$\Delta K_{th}^{\text{Corrigido}}$ (MPa. $\sqrt{\text{m}}$)
627,1	0,7445	0,5	2,600	1,314
886,9	0,3783	0,5	2,600	2,050
1086,2	0,1027	0,5	2,600	2,463
1254,2	0,000	0,5	2,600	2,600
1773,3	0,000	0,5	2,600	2,600

Na sequência, os valores de $\Delta K_{th}^{\text{Corrigido}}$ devem ser comparados aos ΔK provenientes de cada condição operacional. Para as diversas condições, se $\Delta K^{P_0} > \Delta K_{th}^{\text{Corrigido}}$, então o problema se enquadra dentro da região II da curva sigmoidal. Seguem na Tabela 7 os referidos resultados, bem como o cálculo da taxa de propagação da/dN proveniente de dois modelos distintos, Paris e Walker, apresentados na seção 2.3.2. Aos modelos de Paris e Walker, os seguintes valores para as constantes C e m foram considerados respectivamente, $5,87 \cdot 10^{-13} \text{ m/ciclo}/(\text{MPa}\cdot\sqrt{\text{m}})^m$ e 4,78 (Tanaka, Akiniwa, 2002).

Note que, para todas as condições, a taxa de propagação encontra-se acima da região limiar (*threshold*) e, portanto, o problema está enquadrado na região II da curva sigmoidal. Naturalmente, a taxa de propagação é máxima para P_0 máximo. Detalhe

para a diferença de resultado entre os modelos de Walker e Paris. Diferença essa provida pela razão de tensões, isto é, quanto maior o valor de R maior será a taxa de propagação para o mesmo ΔK . Obviamente, para os dois maiores carregamentos, os modelos de Walker e Paris se igualam, visto o valor nulo de R .

Tabela 7 – Cálculos de ΔK e da taxa de propagação da/dN ($a/W = 0,1$)

P_0 (MPa)	$\Delta K_{th}^{Corrigido}$ (MPa. $\sqrt{m}$)	ΔK (MPa. $\sqrt{m}$)	Walker - da/dN (m/ciclos)	Paris - da/dN (m/ciclos)
627,1	1,314	1,578	$1,356 \cdot 10^{-10}$	$5,201 \cdot 10^{-12}$
886,9	2,050	4,565	$2,595 \cdot 10^{-9}$	$8,333 \cdot 10^{-10}$
1086,2	2,463	8,880	$2,598 \cdot 10^{-8}$	$2,004 \cdot 10^{-8}$
1254,2	2,600	12,907	$1,198 \cdot 10^{-7}$	$1,198 \cdot 10^{-7}$
1773,3	2,600	24,034	$2,338 \cdot 10^{-6}$	$2,338 \cdot 10^{-6}$

O cálculo da vida remanescente é baseado na aplicação de dois métodos distintos. O primeiro baseia-se na integração numérica da curva dN/da versus o comprimento instantâneo da trinca, para ciclo de carregamento constante. Já o segundo, remete-se a uma função de amplitude de carregamento variável (Dowling, 1999).

A utilização dos métodos requer, inicialmente, o conhecimento do comprimento crítico de trinca, a_c , cujos valores provêm da Tabela 4, coluna FITNET. No caso de $P_0 = 1773,3$ MPa, o cálculo indica um comprimento de trinca a_c superior ao inicial, já caracterizado como crítico na seção 3.5. Isso porque dependendo da posição do elemento rolante, a força motriz sobre a trinca não supera o valor de $K_{IC} = 14,3$ MPa. $\sqrt{m}$. Nesse caso, a estimativa de vida remanescente à fadiga será baseada no valor da Tabela 4.

O primeiro método caracteriza-se pelo cálculo da taxa dN/da sob incrementos sequenciais no comprimento da trinca. Dessa forma, a formulação do problema é dada pela eq. (85). Posteriormente, os diversos resultados $(dN/da)_j$ são introduzidos na integral da eq. (86), fornecendo o número de ciclos para propagação da trinca inicial até o valor crítico (Dowling, 1999).

$$\left(\frac{dN}{da}\right)_j = \frac{1}{C \cdot (\Delta K_j)^m} = \frac{1}{C \cdot [f(a/W)_j \cdot \Delta \sigma_{\theta\theta} \cdot \sqrt{\pi \cdot a_j}]^m} \quad (85)$$

$$L_R = \int_{a_j}^{a_c} \left(\frac{dN}{da}\right) \cdot da \quad (86)$$

onde L_R é o número de ciclos de carregamento para propagação da trinca de $a \rightarrow a_c$,

$\Delta \sigma_{\theta\theta} = \sigma_{\theta\theta}^{\max} - \sigma_{\theta\theta}^{\min}$ e a constante C é corrigida pelo valor de R .

Note que, pela análise da Figura 55 a trinca está sujeita a dois ciclos de carregamento a cada passagem do elemento rolante. Nesse caso, a vida remanescente à fadiga é $RL = L_R/2$, resultando no número de passagens do elemento rolante sobre a trinca, até $a \rightarrow a_c$.

No âmbito do segundo modelo, a curva de carregamento é inicialmente dividida em três faixas distintas. A primeira contempla a região de $x/b_h = -10$ a $-0,4$, a segunda de $x/b_h = -0,4$ a $+0,4$ e a terceira de $+0,4$ a $+10$, aproximadamente. Essas faixas contemplam ciclos de carregamentos distintos. Nesse caso, a contribuição de cada ciclo é computada e somada a cada repetição ou passagem do elemento rolante. A formulação que resume essa metodologia é composta pelo conjunto de eqs. (87) a (91) (Dowling, 1999).

$$RL = \frac{L_R}{N_B} \quad (87)$$

$$L_R = \frac{a_c^{(1-m/2)} - a^{(1-m/2)}}{C \cdot [f(a/W) \Delta\sigma_e \sqrt{\pi}]^m \cdot (1-m/2)} \quad (88)$$

$$\Delta\sigma_e = \left[\frac{\sum_{j=1}^{N_B} (\overline{\Delta\sigma_j})^m}{N_B} \right]^{1/m} \quad (89)$$

$$\sum_{j=1}^{N_B} (\overline{\Delta\sigma_j})^m = \sum_{K=1}^3 N_K \cdot [\sigma_{\theta\theta, K}^{\max} \cdot (1-R_K)^\lambda]^m \quad (91)$$

onde $N_B = 3$ é o número de faixas de carregamento por repetição, $\Delta\sigma_e$ é a faixa de tensões equivalentes para $R = 0$, da qual espera-se a mesma taxa de propagação da trinca que o regime variável original, $N_K = 1$ é o número de ciclos por faixa de carregamento e R_K a razão de tensões de cada ciclo.

A comparação entre os modelos permite indicar algumas vantagens e desvantagens de cada um. Por exemplo, no âmbito do perfil de carregamento, o segundo método possibilita um detalhamento mais criterioso que o primeiro, tendo em vista a divisão da curva de carregamento em três faixas distintas. Logo, a variação da força motriz durante a passagem do elemento rolante é melhor caracterizada. Por outro lado, o primeiro modelo permite computar durante o cálculo, a variação da taxa dN/da em função do tamanho instantâneo da trinca. Isso é possível por causa dos termos $f(a/W)_j$ e a_j . Devido a essa característica, pode-se construir os gráficos das Figuras 56 e 57. Detalhe para a pequena taxa de propagação em comprimentos relativamente próximos ao tamanho original, seguido de um aumento abrupto até o comprimento crítico.

Figura 56 – Curva de propagação para $P_0 = 627,1 \text{ MPa}$, conforme Método da Integração Numérica

Figura 57 – Curva de propagação para $P_0 = 886,9 \text{ MPa}$, conforme Método da Integração Numérica

A partir dos modelos apresentados, seguem na Tabela 8 as vidas remanescentes à fadiga para cada condição do problema. Os resultados indicam que a ordem de grandeza das vidas calculadas é a mesma em ambos os métodos. Para os dois carregamentos mais baixos, a variação é pequena entre eles, já para os maiores carregamentos, é maior.

Tabela 8 – Vida remanescente à fadiga do NU 322 (número de passagens do rolo sobre a trinca)

P_0 (MPa)	RL (Integração Numérica)	RL (Função de Carregamento Variável)
627,1	22.817.688	21.516.570
886,9	1.190.854	1.405.796
1086,2	117.480	193.893
1254,2	24.522	39.073
1773,3	375	573

Sob o ponto de vista prático, os valores da Tabela 8 podem ser convertidos em horas de operação do componente. Segundo Harris e Kotzalas (2007 [17]), o rolamento radial de uma carreira de rolos apresenta uma região específica, onde a maior parcela do carregamento externo aplicado é suportado. Essa região é denominada de zona de carga e, em condições normais, representa aproximadamente 120° da circunferência do rolamento. Nessa região, estão localizados os elementos rolantes mais carregados. No caso do NU 322, cinco elementos rolantes comutam na zona de carga, ou seja, a cada rotação relativa do anel interno a trinca é solicitada cinco vezes. A rotação relativa entre anel interno e a órbita dos elementos rolantes é definida conforme eq. (92). Note que, o módulo das forças é diferente entre os elementos rolantes (Harris, Kotzalas, 2007 [17]).

O cálculo da vida remanescente, baseado em horas de operação do componente, considerar-se-á que os cinco elementos rolantes aplicam o mesmo módulo de força sobre a pista, isto é, F_i . Essa abordagem é conservadora. Nesse contexto, expõem-se na Tabela 9 os valores da vida remanescente à fadiga em horas de operação, bem como a parcela que essa vida representa sobre o valor exposto na Tabela 5.

$$n_i = n - \frac{n}{2} \cdot \left(1 - \frac{D_{we} \cdot \cos \zeta}{d_m} \right) \quad (92)$$

Tabela 9 – Vida remanescente à fadiga do NU 322 (horas de operação contínua)

P_0 (MPa)	L_{nm}	RL (Int. Num.)	RL (F. C. V.)	Fração da Vida – RL/L_{nm} (%)
627,1	>1000000	110	100	<1,0
886,9	>1000000	5,5	6,5	<1,0
1086,2	>1000000	0,5	0,9	<1,0
1254,2	374400	0,1	0,2	<1,0
1773,3	8400	0,0	0,0	<1,0

Mendelson e Ghosn (1986) também propuseram em seu trabalho, o cálculo da vida remanescente à fadiga, porém, para um rolamento radial de uma carreira de rolos de aplicação distinta e alta rotação. A variação da força motriz ΔJ_{eq} imposta por eles, para determinação da vida remanescente se assemelha ao caso de $P_0 = 886,9$ MPa. Os resultados alcançados por Mendelson e Ghosn (1986) indicam para uma vida remanescente de aproximadamente 10 minutos, porém, tomadas as devidas proporções relacionadas à rotação e características do rolamento, a equivalência em número de passagens do rolo sobre a trinca é de aproximadamente 200.000.

Em seu trabalho, Mendelson e Ghosn (1986) verificam ainda, que o valor calculado não confere com extrapolações provenientes de dados experimentais, cujos resultados indicam para uma vida remanescente de 2 horas em rolamentos de esferas.

As diferenças entre valores não implicam necessariamente em conflito de resultados, pois deve-se levar em consideração as particularidades de cada modelo. De qualquer maneira, a ordem de grandeza dos resultados apresentados é de grande valia para os objetivos traçados.

CONCLUSÕES E SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

5

5.1 Comentários

Essa dissertação discute a forma como defeitos instalados em rolamentos, interagem com o campo de tensões provenientes de carregamentos externos. Nesse contexto, definiu-se inicialmente o campo de tensões atuante sobre o anel do componente e como este contribui para a caracterização da força motriz aplicada sobre a trinca. Observou-se que a trinca está sujeita a modo misto de carregamento, o qual mostrou ser de grande relevância sobre a estimativa de cálculo da vida remanescente à fadiga do rolamento. Logo, as análises e conclusões aqui postuladas, são base para o desenvolvimento de materiais e novos projetos de rolamentos, menos sensíveis aos fenômenos identificados. Além disso, contribuem com informações pertinentes às equipes de manutenção, no âmbito de determinarem o período adequado para substituição de um dado componente.

5.2 Conclusões

Nesse trabalho estudou-se a origem bem como a consequência, da atuação de forças motrizes sobre uma trinca instalada na pista interna de um rolamento radial de uma carreira de rolos. Os carregamentos externos, considerados para tal, foram à rotação e ajuste de montagem do componente, e as forças de contato de Hertz entre elemento rolante e pista. As diversas hipóteses traçadas e justificadas no desenvolver do estudo têm o intuito de ajustar o problema aos modelos propostos. O cálculo do campo de tensões atuante sobre o anel e a determinação dos fatores de intensidade de tensões, foram os passos mais importantes do trabalho. Posteriormente, a aplicação de

critérios de falha condizentes com a aplicação demandou a imposição de algumas hipóteses. Por último, o cálculo da vida remanescente à fadiga possibilitou quantificar os efeitos da atuação das forças motrizes sobre a trinca, a partir de dois métodos distintos que se enquadram ao problema.

Nesse contexto, ao fim da análise podem-se enumerar as seguintes conclusões, conforme ordem dos temas abordados:

- O estado complexo de tensões induzido no anel do rolamento culmina em carregamento modo misto sobre as paredes da trinca;
- As tensões σ_x e τ_{xz} são um dos parâmetros mais importantes a considerar na nucleação e propagação de trincas em anéis de rolamentos. Em geral, esses componentes originam-se da rotação e do ajuste de montagem do anel, e das forças de contato de Hertz entre rolos e pistas;
- Para o problema proposto, o modo misto de carregamento caracteriza-se pela presença do modo de abertura e cisalhamento puro no plano do defeito;
- O comportamento cíclico das distribuições de K_I e K_{II} (Figuras 40 e 41) reforça a predominância do fenômeno de fadiga sobre a vida do rolamento;
- As forças motrizes provenientes do método analítico equiparam-se razoavelmente bem ($\pm 20\%$), com os resultados da simulação numérica. As maiores discrepâncias ocorrem, quando o rolo está muito próximo ou muito afastado da trinca. Para o primeiro caso, a razão provém da existência de pequenas regiões de plasticidade na ponta da trinca, conforme visto na Figura 45, as quais não são computadas no método analítico. Já no segundo, a justificativa tem origem do fenômeno já descrito na seção 3.4, e remete-se à existência de um momento de forças presente no método analítico, que age no âmbito de abrir a trinca;
- O fator de intensidade de tensões é um parâmetro balizador da criticidade de defeitos, bem como o parâmetro J ($= G$ para MFEL);

- Para carregamentos de baixa magnitude ($P_0 = 627,1 \text{ MPa}$), o modo de abertura contribui de forma mais efetiva para a propagação da trinca que o modo de cisalhamento. Já para carregamentos de média e grande magnitudes, essa condição se altera e o modo II torna-se gradativamente mais relevante. Isso pode ser evidenciado pelos resultados expostos na seção 3.5, onde verifica-se que as regiões de maior K_{eq} coincidem com as de maior K_{II} ;
- Os três critérios de falha apresentados convergem para o mesmo resultado de criticidade do defeito. Pela análise efetuada, nota-se que o critério da FITNET apontou maior severidade da trinca perante os demais, e esse aspecto aparenta ser mais real;
- O cálculo da vida remanescente à fadiga demonstrou que ambos os modelos utilizados, convergem para a mesma ordem de grandeza de valores;
- Os resultados e dados comparativos apresentados sobre a vida remanescente, demonstram que a incidência de defeitos com as características definidas, contribui para uma redução significativa da vida à fadiga do componente estimada pela ISO 281 (2007). Redução essa, está intimamente correlacionada aos carregamentos considerados nesse trabalho;
- Os pequenos períodos de vida remanescente RL indicam que para se atingir valores de maior magnitude, o rolamento deverá ser submetido a carregamentos (F_r) de menor amplitude e número de ciclos de carregamento reduzidos (n);
- Os valores RL apresentados não são absolutos, pois provém de diversas hipóteses simplificadoras, e apenas devem ser utilizados como referências de ordem de grandeza;
- As análises executadas são de grande valia para o desenvolvimento de novos materiais e projetos de rolamentos, bem como contribuição na análise de confiabilidade atrelada a rolamentos.

5.3 Sugestões para a Continuação do Trabalho

A presente dissertação apresentou uma série de modelos para determinação de parâmetros de análise de defeitos em rolamentos, entretanto, a metodologia demonstrada não abrange todo o problema. Diversas hipóteses simplificadoras foram adicionadas, como o efeito da ação do lubrificante, o atrito entre as paredes da trinca, efeitos térmicos e dinâmicos, etc.

Nesse contexto, as sugestões para próximos trabalhos são resumidas a seguir:

- Validação experimental da metodologia de análise de defeitos proposta na dissertação;
- Ampliação do estudo contemplando a ação do lubrificante e o atrito entre as paredes da trinca;
- Ampliação do estudo contemplando variações no comprimento e ângulo de inclinação da trinca;
- Ampliação do estudo contemplando variações térmicas e o raio de curvatura do anel;
- Ampliação do estudo de forma a abranger outros projetos de rolamentos, como rolamentos radiais de uma carreira de esferas.

REFERÊNCIAS

1. American Society for Metals, ASM Metals Handbook, **Failure Analysis and Prevention**, ASM International, Vol. 11, 2002.
2. American Society for Metals, ASM Metals Handbook, **Properties and Selection Irons Steels and High Performance Alloys**, ASM International, Vol. 01, 2002.
3. American Society for Testing and Materials, ASTM E 399, **Standard Test Method for Plane-Strain Fracture Toughness of Metallic Materials**, Philadelphia, 1990.
4. American Society for Testing and Materials, ASTM E 1823, **Standard Terminology Relating to Fatigue and Fracture**, West Conshohocken, Vol. 03, pg. 1034, 2000.
5. Anderson, T.L., **Fracture Mechanics – Fundamentals and Applications**, 2nd Edition, CRC Press, Boca Raton, 1995.
6. Ballarini, R., Hsu, Y., **Three-dimensional Stress Intensity Factor Analysis of a Surface Crack in a High-Speed Bearing**, International Journal of Fracture, Vol. 46, pg. 141-158, 1990.
7. Bryant, M.D., Miller G.R., Keer, L.M., **Line Contact Between a Rigid Indenter and a Damaged Elastic Body**, Quarterly Journal of Mechanics and Applied Mathematics, Vol. 37, pg. 467-478, 1984.
8. Dowling, N.E., **Mechanical Behavior of Materials**, 2nd Edition, Prentice Hall, USA, 1999.

9. Elber, W., **Fatigue Crack Closure Under Cyclic Tension**, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 02, pg. 37-45, 1970.
10. European Fitness-for-Service Network, FITNET, **Fitness-for-Service Procedure**, MK7, 2006.
11. Forman, R.G., Keary, V.E., Engle, R.M., **Numerical Analysis of Crack Propagation in Cyclic-Loaded Structures**, Journal of Basic Engineering, Vol. 89, pg. 459-464, 1967.
12. Fuchs, H. O., Stephens, R. I., Fatemi, A., Stephens, R. R., **Metal Fatigue in Engineering**, 2nd Edition, John Wiley & Sons, 2001;
13. Griffith, A.A., **The Phenomena of Rupture and Flow in Solids**, Philosophical Transactions, Series A, Vol. 221, pg. 163-198, 1920.
14. Gullerud, A., Koppenhoefer, K., Roy, A., RoyChowdhury, S., Walters, M., Dodds, R.H., **“WARP3D – Release 14.1”**, Structural Research Series No. 607, University of Illinois, Urbana-Champaign, 2003.
15. Harris, T.A., **The Effect of Misalignment on the Fatigue Life of Cylindrical Roller Bearings Having Crowned Rolling Members**, ASME Journal of Lubrication Technology, No. 2, pg. 294-300, 1969.
16. Harris, T.A., Kotzalas, M. N., **Advanced Concepts of Bearing Technology**, 5th Edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2007.
17. Harris, T.A., Kotzalas, M. N., **Essential Concepts of Bearing Technology**, 5th Edition, CRC Press, Taylor & Francis Group, 2007.

18. Hertz, H., **Über Die Berührung Fester Elastischer Körper**, J. Reine Und Angewandte Mathematik, Vol. 92, pg. 156-171, 1882.
19. Hertzberg, R., "**Deformation and Fracture Mechanics of Engineering Materials**", 4th Edition, Wiley, New York, 1996.
20. International Standard, ISO 281, **Rolling Bearings – Dynamic Load Ratings and Rating Life**, Geneva, 2007.
21. Irwin, G.R., **Analysis of Stresses and Strains near the End of a Crack Transversing a Plate**, Journal of Applied Mechanics, Vol. 24, pg. 361-364, 1957.
22. Irwin, G.R., **Onset of Fast Crack Propagation in High Strength Steel and Aluminum Alloys**, Sagamore Research Conference Proceedings, Vol. 02, pg. 289-305, 1956.
23. Manne, N., **Application Technology Course**, Netherlands: SKF Group, 2008, slide 13. Material de apresentação do curso, Self-Aligning Bearings.
24. Mendelson, A., Ghosn, L.J., **Analysis of Mixed-Mode Crack Propagation Using the Boundary Integral Method**, NASA Contractor Report 179518, Lewis Research Center, 1986.
25. MSC Patran Manual, disponível em: <http://www.mscsoftware.com>. Acesso em: 03 Ago. 2010.
26. Müller, W.H., **Stress Distributions and Stress Intensity Factors in Ceramic Roller Bearing Rings**, Continuum Mechanics and Thermodynamics, Vol. 07, pg. 199-218, 1995.

27. Paris, P.C., Gomez, M.P., Anderson, W.E., **A Rational Analytical Theory of Fatigue**, Trend Eng., Vol. 13, Número 9, pg. 9, 1961.
28. Pook, L.P., **Five Decades of Crack Path Research**, Engineering Fracture Mechanics, Vol. 77, pg. 1619-1630, 2010.
29. Rice, J.R., **"Treatise on Fracture"**, H. Liebowitz, Ed. Academic, New York, Vol. 02, pg. 191, 1968.
30. Saada, A.S., **Elasticity, Theory and Applications**, Robert E. Krieger Publishing Company Inc., 1983.
31. SKF Group, **Bearing Failures and their Causes**, Product Information, PI 401 E, Gothenburg, 1994.
32. SKF Group, **General Catalogue**, 6000 EN, Gothenburg, 2005.
33. Smith, J.O., Liu, C.K., **Stress Due to Tangential and Normal Loads on an Elastic Solid With Application to Some Contact Stress Problems**, Journal of Applied Mechanics, Vol. 20, Num. 2, pg. 157-166, 1953.
34. Suresh, S., **Fatigue of Materials**, 2nd Edition, Cambridge University Press, Cambridge, 1998.
35. Tada, H., Paris, P.C., Irwin, G.R., **The Stress Analysis of Cracks Handbook**, 2nd Edition, Paris Productions, St. Louis, 1985.
36. Tanaka, K., Akiniwa, Y., **Fatigue Crack Propagation Behaviour Derived from S-N Data in Very High Cycle Regime**, Fatigue and Fracture of Engineering Materials and Structures, Vol. 25, pg. 775-784, 2002.

37. Thiemeier, T., Brückner-Foit, A., Kölker, H., **Influence of the Fracture Criterion on the Failure Prediction of Ceramics Loaded in Biaxial Flexure**, Journal of American Ceramic Society, Vol. 74, pg. 48-52, 1991.
38. WEG Motores, **Motores Elétricos**, Jaraguá do Sul/SC, Mod. 050.041/112006, 2006.
39. Westergaard, H.M., **Bearing Pressures and Cracks**, Journal of Applied Mechanics, Vol. 06, pg. 49-53, 1939.