

MARCOS VILODRES CAMPANHA

ESTUDO SOBRE A VIDA ÚTIL DE ROLAMENTOS FIXOS DE
UMA CARREIRA DE ESFERAS

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

SÃO PAULO

2008

MARCOS VILODRES CAMPANHA

ESTUDO SOBRE A VIDA ÚTIL DE ROLAMENTOS FIXOS DE
UMA CARREIRA DE ESFERAS

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

Área de Concentração:
Engenharia Mecânica

Orientador:
Prof. Titular
Amilton Sinatora

SÃO PAULO

2008

FICHA CATALOGRÁFICA

Campanha, Marcos Vilodres

Estudo sobre a vida útil de rolamentos fixos de uma carreira de esferas / M.V. Campanha. -- São Paulo, 2007.

138p.

Dissertação (Mestrado) - Escola Politécnica da Universidade de São Paulo. Departamento de Engenharia Mecânica.

**1.Fadiga de contato 2.Rolamentos 3.Desgaste 4.Lubrificação
I.Universidade de São Paulo. Escola Politécnica. Departamento de Engenharia Mecânica II.t.**

Aos meus pais pelo apoio incondicional, e incentivo a sempre lutar por algo melhor.

“Viver é a coisa mais rara do mundo, a maioria das pessoas apenas existe.”

Oscar Wilde

AGRADECIMENTOS

A Deus, pelo dom da vida.

A meus pais, Diones e Rosa, pelo carinho e grande compreensão em todos os momentos de minha vida.

Ao grande mestre, Prof. Dr. Amilton Sinatora, que com sua cativante vontade de nunca parar de aprender me ensinou que até os que muito sabem sempre podem aprender mais, e pelo apoio nos momentos mais difíceis.

Aos amigos Júlio Klein e Marcia Maru pela ajuda no presente trabalho.

Ao Prof. Dr. Tanaka pelo suporte e disponibilidade em todos os momentos solicitados.

A todo o pessoal do LFS, em especial, ao Mário Vitor, Marco Aurélio e Jovânio pela grande ajuda e companheirismo em todas as horas.

Ao Eng. Baroni da Tribolab pelo grande suporte com as análises de óleo.

A NSK que proporcionou a flexibilidade em meus horários de trabalho e a disponibilidade do equipamento de testes. Além disso, o valioso apoio por parte dos colegas de trabalho, indispensáveis para a realização deste projeto.

A todos que, direta ou indiretamente, participaram deste trabalho.

RESUMO

O presente trabalho destina-se à discussão sobre o cálculo de vida útil de rolamentos. Mostrando o avanço do processo de cálculo ao longo das décadas até o mais alto grau de desenvolvimento atual. A preocupação do texto é demonstrar de forma simples e objetiva as divergências que existem entre a formulação teórica e a real vida dos rolamentos, no que tange a fadiga de contato. Neste contexto foram realizados testes, em máquina especialmente destinada ao ensaio da fadiga de rolamentos. Variando-se para as duas séries de ensaios, apenas, a temperatura (aproximadamente 85°C e 110°C). Os resultados obtidos indicam que a vida real dos rolamentos apresenta grande divergência se comparada com a vida útil calculada, principalmente, no regime com maior temperatura. Atribui-se a esta disparidade, a ausência de cálculos precisos quanto à correlação da vida útil com o fator λ , que é uma forma de se calcular o espaçamento entre as superfícies de contato, e o não emprego do cálculo do fator de carga ε , na formulação da vida útil de rolamentos.

Palavras-chave: Fadiga de contato. Vida útil de rolamento. Lubrificação EHD. Fator lambda.

ABSTRACT

The present work has the purpose of discussing the life of rolling bearings, describing the evolution of bearing life calculation until its current state of the art. Our focus is to demonstrate, simply and objectively, the inconsistencies occurring between the actual life of rolling bearings and their theoretical fatigue life estimation. For such purpose, tests were developed in a special bearing test rig to assess bearing fatigue. Two test sets were carried out with temperature being the only variation (approximately 85°C and 110°C). Results obtained from these tests suggest that the real life of rolling bearings is indeed very different from calculated bearing life, especially under higher temperature. Such disparity can be attributed to the lack of a precise computation of the relationship between bearing real life and the λ factor – which determines the thickness of lubricant separating raceways and balls – as well as to the failure to compute the load factor ε in bearing life estimation.

Keywords: Rolling contact fatigue. Rolling bearing life. EHD lubrication. Lambda factor.

SUMÁRIO

LISTA DE FIGURAS	
LISTA DE TABELAS	
LISTA DE SÍMBOLOS	
1 INTRODUÇÃO	1
2 REVISÃO DA LITERATURA	6
2.1 Atrito	6
2.1.1 Atrito deslizante	7
2.1.2 Atrito de rolamento	8
2.1.2.1 Microdeslizamento na interface de contato	9
2.1.2.2 Perdas por histerese elástica	10
2.1.2.3 Rugosidade da superfície	10
2.2 Topografia da superfície	11
2.3 Contatos Mecânicos	14
2.4 Lubrificação elastohidrodinâmica no contato pontual	18
2.4.1 Efeitos que contribuem para a formação de filmes elastohidrodinâmicos	18
2.4.2 Formação do filme hidrodinâmico	18
2.4.3 Modificação da geometria do filme pela deformação elástica	18
2.4.4 Transformação da viscosidade do lubrificante sob condições de pressão	20
2.4.5 Distribuição de pressão em filmes elastohidrodinâmicos	21
2.4.6 Fórmulas para espessura do filme lubrificante elastohidrodinâmico	22
2.4.7 Lubrificação parcialmente elastohidrodinâmica	24
2.5 Desgaste e falhas de rolamentos	25
2.5.1 Fator λ e sua relação com os modos de desgaste	26
2.6 Vida útil de rolamentos	30
2.7 Distribuição de Weibull	41
2.8 Anderômetro: detecção de falha de rolamentos	43
3 MATERIAIS E MÉTODOS	46

3.1 Equipamento de ensaios	46
3.2 Rolamentos utilizados	51
3.2.1 Rolamentos testados	51
3.2.2 Rolamentos de suporte	52
3.3 Lubrificação dos rolamentos	52
3.4 Parâmetros utilizados de ensaio	53
3.4.1 Condições de ensaio	54
3.4.2 Identificação da falha dos rolamentos e parada do ensaio	56
3.4.3 Pré-teste de preparo do equipamento	56
3.4.4 Medição de folga interna radial dos rolamentos	57
4 RESULTADOS E DISCUSSÕES	58
4.1 Vida dos rolamentos	58
4.1.1 Nível de ruído dos rolamentos testados	60
4.1.2 Capacidade dinâmica de rolamentos radiais de esfera e vida útil	62
4.2 Modo de falha dos rolamentos	67
4.2.1 Modo de falha dos rolamentos 1, 9 e 23	67
4.2.2 Modo de falha dos rolamentos 21, 22 e 24	70
4.2.3 Comparação entre os rolamentos que não falharam	74
4.3 Desgaste de rolamentos	76
4.3.1 Folga interna radial dos rolamentos	76
4.3.2 Análise de óleo dos rolamentos do ensaio 5	79
4.4 Influência de λ no cálculo de vida útil	80
4.4.1 Rugosidade das pistas do anel interno	80
4.4.2 Temperatura de trabalho dos rolamentos	80
4.4.3 Cálculo dos valores de λ	82
4.5 Discussão final dos resultados	85
5 CONCLUSÕES	87
6 TRABALHOS FUTUROS	89
7 LISTA DE REFERÊNCIAS	90

LISTA DE FIGURAS

Figura 1.1 – Vista em corte de um rolamento fixo de uma carreira de esferas (Cortesia – NSK).....	3
Figura 2.1.1 – Movimento de elemento rolante sobre canal (BLAU, 1996).....	9
Figura 2.2.1 – Variações relativas a uma superfície ideal (LARSEN-BASSE, 1992).....	12
Figura 2.2.2 – Representação do parâmetro de rugosidade R_a	13
Figura 2.2.3 – Representação do parâmetro de rugosidade R_z	14
Figura 2.3.1 – a) contatos conformes; b) contatos não-conformes (HUTCHINGS, 1992).....	15
Figura 2.3.2 – Geometria de contato conforme de dois corpos (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).....	16
Figura 2.4.1 – Modificação da geometria do filme pela deformação elástica (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).....	20
Figura 2.4.2 – Distribuição de pressão entre superfícies de contato (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).....	21
Figura 2.5.1 – Vida sob fadiga em função do processo de obtenção do aço (STOVER; COLARIK; KEENER, 1989).....	26
Figura 2.5.2 – Ilustração do processo de evolução de fadiga sub-superficial.....	27
Figura 2.5.3 – Ilustração do processo de evolução de fadiga superficial.....	28
Figura 2.6.1 – Exemplo de escamamento em esferas de rolamentos (Cortesia – NSK).....	32
Figura 2.6.2 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação limpa (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).....	38
Figura 2.6.3 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação contaminada (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).....	39
Figura 2.6.4 – Gráfico para determinação do fator a_{NSK} para rolamentos de esferas (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).....	41
Figura 2.8.1 – Esquema representativo de medição com Anderômetro.....	44
Figura 3.1 – Equipamento utilizado nos ensaios de vida dos rolamentos.....	46

Figura 3.2 – Equipamento utilizado para monitoramento das atividades e aquisição de dados do equipamento utilizado no ensaio.....	47
Figura 3.3 – Disposição dos cilindros hidráulicos e termopares usados no equipamento.....	48
Figura 3.4 – Desenho em perspectiva do aparato usado para teste dos rolamentos.....	49
Figura 3.5 – Desenho em corte longitudinal do aparato utilizado para teste dos rolamentos.....	50
Figura 3.6 – Desenho do eixo de trabalho como rolamentos a serem testados e o dispositivo de remoção tipo chapéu.....	50
Figura 3.7 – Corte transversal do aparato utilizado para teste dos rolamentos.....	51
Figura 4.1.1 – Gráfico da vida útil dos rolamentos segundo a distribuição de Weibull.....	59
Figura 4.1.2 – Gráfico da vida útil dos rolamentos segundo a distribuição de Weibull, sem o ensaio 5.....	60
Figura 4.1.3 – Relação entre distribuição de carga e folga interna radial (fator de carga ϵ).....	66
Figura 4.1.4 – Relação entre a vida sob fadiga e folga interna radial para os ensaios da condição I.....	66
Figura 4.2.1 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 1.....	68
Figura 4.2.2 – Secção transversal do anel interno do rolamento 1.....	69
Figura 4.2.3 – Secção transversal do anel interno do rolamento 1 com indicação do perfil original da pista em vermelho.....	69
Figura 4.2.4 – Inclusão não metálica encontrada na seção transversal do anel interno do rolamento 1.....	70
Figura 4.2.5 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 22.....	71
Figura 4.2.6 – Faixa central da pista de rolagem do anel interno do rolamento 22.....	71
Figura 4.2.7 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção central da zona de contato.....	72
Figura 4.2.8 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção esquerda da zona de contato.....	73

Figura 4.2.9 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção direita da zona de contato.....	73
Figura 4.2.10 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 7.....	74
Figura 4.2.11 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 18.....	74
Figura 4.3.1 – Valor da folga interna radial comparando-se as médias das condições I e II após ensaio.....	77
Figura 4.3.2 – Gráfico da variação da folga interna radial dos rolamentos do ensaio 5 durante o teste.....	78
Figura 4.3.3 – Gráfico da variação da folga interna radial dos rolamentos do ensaio 5 em função do tempo.....	78
Figura 4.4.1 – Temperatura do óleo e dos mancais de rolamentos na condição I.....	81
Figura 4.4.2 – Temperatura do óleo e dos mancais de rolamentos na condição II.....	81

LISTA DE TABELAS

Tabela 1.1 – Composição química percentual do aço utilizado na fabricação de rolamentos (% em peso).....	3
Tabela 2.1.1 – Coeficientes de atrito de algumas aplicações (BEARDMORE, 2007).....	11
Tabela 2.5.1 – Classificação do modo de falha ou desgaste para rolamentos (MOYER, 1992).....	29
Tabela 2.6.1 – Equivalência entre fatores de vida (TALLIAN, 1971).....	33
Tabela 2.6.2 – Fator de ajuste da confiabilidade (ISO 281:1990).....	34
Tabela 2.6.3 – Conceito do fator de contaminação a_c (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).....	40
Tabela 3.1 – Principais características do óleo lubrificante Tonna S 68 (Shell) utilizado.....	53
Tabela 3.2 – Valores de correção da folga interna radial de rolamentos de esferas.....	57
Tabela 4.1.1 – Ensaio de vida útil dos rolamentos testados, conforme Procedimento I.....	58
Tabela 4.1.2 – Ensaio de vida útil dos rolamentos testados, conforme Procedimento II.....	58
Tabela 4.1.3 – Nível de ruído/vibração dos rolamentos testados.....	61
Tabela 4.1.4 – Nível de ruído dos rolamentos testados para o Ensaio 5 nos diferentes tempos de ensaio.....	61
Tabela 4.3.1 – Folga interna radial dos rolamentos testados – Procedimento I.....	76
Tabela 4.4.1 – Rugosidade das pistas do anel interno dos rolamentos testados.....	80

LISTA DE SÍMBOLOS

α	Coeficiente de pressão-viscosidade [m^2/N]
β	Parâmetro de forma
β_e	Parâmetro de forma estimado
γ	Parâmetro de localização
δ	Deformação elástica (aproximação) dos pontos de contato [m]
ε	Fator de carga
ζ	Expoente de ductilidade à fadiga de Manson-Coffin
η	Parâmetro de escala
η_e	Parâmetro de escala estimado
η_p	Viscosidade do lubrificante sob a pressão “ p ” e temperatura “ T ” [Pas]
η_0	Viscosidade do lubrificante na pressão atmosférica e temperatura “ T ” [Pas]
θ	Ângulo nominal de contato do rolamento [°]
κ	Razão entre a viscosidade real do óleo e a viscosidade do óleo requerida
λ	Parâmetro que caracteriza a razão entre a espessura do filme em sua região central em relação à rugosidade superficial quadrática combinada.
μ	Coeficiente de atrito
μ^*	Parâmetro generalizado de dispersão do defeito
μ_a	Coeficiente de atrito ligado à adesão entre duas superfícies
μ_e	Coeficiente de atrito devido à deformação elástica do material
μ_p	Coeficiente de atrito ligado à deformação plástica causada pela diferença de dureza das asperezas de uma superfície sobre outra.
μ_{part}	Coeficiente de atrito ligado às partículas denominas terceiros corpos que permanecem entre as superfícies
ν	Viscosidade real do óleo na temperatura de operação [cSt]
ν_l	Viscosidade do óleo requerida para uma adequada lubrificação [cSt]
σ_a	Rugosidade superficial RMS do corpo “A” [m]
σ_b	Rugosidade superficial RMS do corpo “B” [m]
τ_{max}	Máxima tensão de cisalhamento [Pa]

τ_u	Tensão abaixo da qual não ocorre a fadiga
τ_0	Máxima tensão de cisalhamento ortogonal
ν_a	Coefficiente de Poisson do corpo A
ν_b	Coefficiente de Poisson do corpo B
φ	Parâmetro de geometria interna do rolamento
ψ	Constante numérica
ω_{esf}	Velocidade angular periférica das esferas [rad/s]
ω_i	Velocidade angular periférica da pista de rolagem do anel interno [rad/s]
ω_m	Velocidade angular da gaiola do rolamento [rad/s]
ϕ_i	Fatores de modificação multiplicativos ($i = 0, 1, 2, 3, 4$)
ϕ_i^*	Fatores de modificação multiplicativos ($i = 0, 1, 2, 3, 4$)
A	Constantes do material
\bar{A}	Valor médio de A
a	Semi-eixo maior [m]
a_1	Fator de confiabilidade
a_2	Fator de ajuste para rolamentos com propriedades especiais quanto ao material utilizado (qualidade ou tipo), técnicas e processos empregados em sua fabricação e desenhos especiais
a_3	Fator relativo às condições de operação
a_c	Fator de contaminação e em função da razão da viscosidade do lubrificante
a_L	Fator de lubrificação que é uma função de κ e λ
a_{NSK}	Fator de ajuste da vida segundo a formulação do L_{able} da NSK
a_{XYZ}	Fator de modificação da vida
B	Largura do rolamento [mm]
b	Semi-eixo menor [m]
b_m	Fator indicativo da qualidade do aço, dureza e práticas de fabricação, o valor varia, ainda, em função dos vários tipos de rolamentos e desenhos
C	Capacidade de carga dinâmica do rolamento [N]
c	Constantes do material
C_{Or}	Capacidade de carga estática do rolamento [N]
C_r	Capacidade de carga dinâmica radial do rolamento [N]

D	Diâmetro externo do rolamento [mm]
d	Diâmetro interno do rolamento [mm]
D_{pw}	Diâmetro do centro de rotação das esferas no rolamento [mm]
D_w	Diâmetro dos elementos rolantes [mm]
E'	Módulo de elasticidade reduzido dos materiais [Pa]
E_a	Módulo de elasticidade do corpo A [Pa]
E_b	Módulo de elasticidade do corpo B [Pa]
F	Força tangencial, força de atrito [N]
$F(t)$	Probabilidade de falha de um item num dado período de tempo t
f_c	Fator que depende da geometria dos componentes do rolamento, a precisão com que os vários elementos dos rolamentos são fabricados e o material
F_r	Força radial aplicada [N]
h	Distância total de separação entre as superfícies do rolo, dado um ponto na direção x
h_0	Espessura mínima do filme lubrificante [m]
h_c	Espessura do filme na região central [m]
h_e	Distância devido à deformação elástica combinada dos sólidos [m]
h_{e_a}	Distância devido à deformação elástica do corpo A [m]
h_{e_b}	Distância devido à deformação elástica do corpo B [m]
h_f	Separação devido à formação do filme lubrificante [m]
h_g	Separação devido à geometria de sólidos indeformáveis [m]
h_m	Constantes do material
i	Número de carreiras de esferas ou rolos no rolamento
k	Parâmetro elíptico
k_i	Coeficiente elíptico de contato ($i = 1, 2, 3, 4$ e 5)
\bar{k}	Parâmetro elíptico médio
l	Circunferência do anel
L_{10}	Vida útil básica com 90% de confiabilidade [10^6 revoluções]
L_{able}	Novo cálculo de vida útil de rolamentos da NSK
L_{na}	Vida sob fadiga ajustada, variando sua confiabilidade de $(100 - n)\%$
L_{nm}	Vida útil de fadiga modificada para uma confiabilidade de $(100 - n)\%$
$(L+S)$	Quantidade de particulado presente em amostras de óleo

N	Força normal ao contato [N]
N_I	Número de ciclos
n	Tamanho da amostra
P	Carga dinâmica equivalente aplicada ao rolamento
p	Pressão hidrostática devido à tensão de contato [Pa]
p_{max}	Máxima pressão de contato [Pa]
$p_{média}$	Pressão média de contato [Pa]
P_u	Carga abaixo da qual não ocorre a fadiga [N]
$R(t)$	Confiabilidade do componente ou equipamento num dado período de tempo t
R'	Raio reduzido de curvatura [m]
R_a	Rugosidade média [μm]
R_{ax}	Raio de curvatura do corpo A na direção x [m]
R_{ay}	Raio de curvatura do corpo A na direção y [m]
R_{bx}	Raio de curvatura do corpo B na direção x [m]
R_{by}	Raio de curvatura do corpo B na direção y [m]
r_i	Raio da pista do anel interno do rolamento [mm]
R_{rolo}	Raio do rolo [m]
R_x	Raio de curvatura reduzido maior [m]
R_y	Raio de curvatura reduzido menor [m]
R_z	Rugosidade de pico-a-pico [μm]
$S(N_I)$	Probabilidade de sobrevivência após N_I ciclos
T	Temperatura [$^{\circ}\text{C}$]
t	Tempo
t_i	Vida até a falha do i -ésimo componente
U	Velocidade média da superfície [m/s]
U_a	Velocidade no corpo A [m/s]
U_b	Velocidade no corpo B [m/s]
V	Volume de material sujeito à tensão de fadiga de contato
V_r	Volume de material sujeito à tensão de fadiga
W	Carga de contato [N]
x	Distância a partir da origem na direção x [m]
y	Expoente relativo ao tipo de rolamento

- z Profundidade de máxima tensão de cisalhamento [m]
- Z Número de elementos rolantes
- z' Profundidade da média ponderada da tensão
- z_0 Profundidade abaixo da superfície na qual a tensão de cisalhamento ortogonal é máxima

1 INTRODUÇÃO

Os elementos de máquina estão presentes em todos os equipamentos mecânicos, desde os mais simples até os mais complexos. Começando pelo mais simples parafuso ou alavanca até as mais complexas formas de transmissão de potência através de discos de atrito são considerados elementos de máquina.

Em estruturas complexas onde existem corpos girantes, tem-se sempre o atrito entre as partes de contato. Sabe-se que o atrito é danoso para a grande maioria dos elementos de máquina, desta forma, busca-se a eliminação deste para conseguir-se o máximo de vida útil para os componentes com a interposição de um material entre as zonas de contato. Utiliza-se para isto, diversas formas de lubrificação.

Além disso, deve-se conseguir um lubrificante tal que o atrito intrínseco a ele e seu efeito sobre os corpos girantes não seja um fator de grande dissipação de energia, que hoje é um grande desafio para os cientistas: a busca por formas de transformação de energia de baixa perda. Isto tanto com foco ambiental, visando minimizar os recursos naturais que se extraem da natureza, mas também, sua devolução de forma menos agressiva para o meio.

Para o presente estudo, dada sua função muito importante na maioria dos projetos mecânicos, será tomado como base uma das formas mais desenvolvidas de componente, o mancal de rolamento.

Intenciona-se uma abordagem a este componente que é tido como um sistema complexo, pois sozinho apresenta uma grande composição de vetores de força, acelerações, variações de microestrutura e deformações. Para tanto, far-se-á uma breve introdução do contexto em que está inserido o rolamento no mundo atual.

Mancais de elementos rolantes, também chamados de mancais de rolamentos e mancais antiatrito, estão entre os elementos de máquinas mais utilizados (HARRIS, 1992). Daqui por diante, tratar-se-á os mancais de rolamentos apenas como rolamentos. Segundo Dowson (1979 *apud* HARRIS, 1992) o desenho básico dos rolamentos de esferas, como são conhecidos hoje, foi criado por Leonardo da Vinci no século XV. O termo elementos rolantes refere-se às esferas ou rolos usados para separar os anéis interno e externo. O termo antiatrito é usado porque os rolamentos tendem a apresentar menor atrito, se comparado a mancais de deslizamento. Em

adição aos componentes citados acima (esferas ou rolos, anel interno e anel externo), a maioria dos rolamentos tem gaiola (também chamada de separador), que separa os elementos rolantes equidistantemente durante a operação (HARRIS, 1992).

O rolamento somente foi desenvolvido industrialmente no final do século XIX e até hoje sofre inúmeras modificações, tanto estruturais como em materiais, para melhora de seu desempenho, ou seja, aumento de vida útil para uma mesma condição de trabalho.

Rolamentos apresentam menor torque do que mancais hidrodinâmicos convencionais, sendo que seu torque de partida é ligeiramente superior ao torque de operação. Além disso, a deflexão de rolamentos não é tão sensível a flutuações de carga como os mancais hidrodinâmicos. Apenas uma pequena quantidade de lubrificante é necessária para uma operação satisfatória em rolamentos, eliminando-se sistemas complexos e caros como para realizar a lubrificação de mancais hidrodinâmicos. Desta forma, pode-se pontuar para os rolamentos um menor espaço ocupado nas aplicações, devido aos sistemas mais simples de lubrificação (HARRIS, 1992). Estes ainda suportam cargas de diferentes magnitudes e direções (radial, axial e cargas de momento). Dentre outros pontos positivos, pode-se citar também a padronização da codificação de rolamentos quanto ao seu dimensional, favorecendo sua internacionalização e intercambiabilidade, sendo fácil sua adaptação nos mais diversos países.

Existem dois tipos básicos de rolamentos: de esferas e rolos. Rolamentos de esferas são os mais utilizados globalmente. Contudo, quando se requer cargas pesadas na aplicação, os rolamentos de rolos são amplamente usados. Como uma subcategoria, é possível, ainda, distinguir os rolamentos em radiais e axiais, de acordo com a predominância do tipo de carga que suporta. Sendo assim, identificam-se diversas variações construtivas para rolamentos; portanto, para sua correta escolha, deve-se verificar as condições de carga e rotação que deverão ser suportadas.

Neste trabalho, a abordagem é sobre, apenas, rolamentos de esferas e, como subcategoria de tipo, o rolamento mais amplamente utilizado: rolamento fixo de uma carreira de esferas (Figura 1.1). O ângulo de contato nominal entre as esferas e as pistas de rolagem é 0° . Este rolamento é projetado para suportar cargas radiais

moderadas, contudo, pode suportar cargas axiais em ambos os sentidos, e cargas de momento, em menor escala.



Figura 1.1 – Vista em corte de um rolamento fixo de uma carreira de esferas (Cortesia – NSK).

A maioria dos rolamentos de esferas e rolos (anel interno, anel externo e elementos rolantes) são fabricados com o aço AISI 52100 por processamento a vácuo, o qual possui uma composição química percentual conforme Tabela 1.1. Através do tratamento térmico por têmpera total, atinge-se, uma dureza de, pelo menos, 58 HRC. Um alto nível de qualidade do aço é necessário para a fabricação dos rolamentos, a fim de que tais componentes alcancem as capacidades de carga padrão, estabelecidas nos catálogos dos fabricantes para cada rolamento.

Tabela 1.1 – Composição química percentual do aço utilizado na fabricação de rolamentos (% em peso).

Material	C	Si	Mn	P	S	Cr	Mo
AISI 52100	0,98 ~ 1,10	0,15 ~ 0,35	0,25 ~ 0,45	Abaixo de 0,025	Abaixo de 0,025	1,30 ~ 1,60	Abaixo de 0,10

O aço tratado termicamente possui alta resistência à fadiga de contato, mas é considerado frágil e suscetível a fraturas, devido a aplicações de cargas pesadas ou onde há incidência de flexão nos anéis.

O material para gaiolas mais comum é aço de baixo teor de carbono, pois facilita o processo de estampagem para sua fabricação (normalmente AISI 1010 ou 1020). Tem-se como opções para os separadores, ligas de cobre que geralmente são usinadas e, também, gaiolas moldadas, por exemplo: poliamida 6.6 com reforço de 25% de fibra de vidro para uma resistência apropriada à utilização em rolamentos.

Para obter um desempenho satisfatório, os rolamentos precisam ser lubrificados de forma correta. Ao lubrificante é requerido:

- Formar um filme fluido entre os elementos rolantes e as pistas, elementos rolantes e os bolsões da gaiola, ou seja, minimizar o contato metal-metal, atrito e desgaste;
- Conter aditivos químicos para minimizar a corrosão na superfície de contato rolante e o desgaste associado;
- Reduzir o calor gerado pelo atrito interno do rolamento através de trocas térmicas.

Um dos mais importantes e usuais métodos para lubrificação é a graxa, porque é a mais econômica e simples em termos mecânicos (vedações e ausência de sistemas externos). Logo em seguida, dá-se o processo de lubrificação por banho de óleo, usado para aplicações horizontais, onde ao menos a metade do elemento rolante na posição mais baixa deve ser coberto pelo banho de óleo. Quando se requer rotações mais elevadas e cargas pesadas nos rolamentos, utilizam-se métodos nos quais seja possível efetuar a troca de calor, tem-se então, a lubrificação por circulação de óleo.

Partindo para uma abordagem comercial e evidenciando a importância deste tipo de componente mecânico, no Brasil, no ano de 2006, os rolamentos foram responsáveis por um faturamento de mais de US\$ 700 milhões para seus fabricantes, segundo dados da NSK¹.

De acordo com dados da NSK, verifica-se que apenas 3% de todos os rolamentos, de qualquer tipo e tamanho, chegam a atingir a vida útil para a qual foram projetados, ou seja, na grande maioria dos casos, os rolamentos podem

¹ NSK – *Nippon Seiko Kabushiki Kaisha* (tradução do japonês: Fábrica Japonesa de Precisão Ltda.). Fabricante de rolamentos fundada em 1916.

apresentar os tipos mais variados de falhas, como: contaminação do lubrificante, falha no período ou processo de relubrificação, escolha incorreta do lubrificante, corrosão, dentre outras. Sendo assim, em geral, os rolamentos apresentam uma vida útil real inferior à calculada.

Diante deste fato, algumas hipóteses podem ser formuladas sobre o porque desta discrepância entre valores calculados e reais:

- Falha no processo de cálculo da vida útil dos rolamentos;
- Complexidade do cálculo, levando à inexatidão dos valores;
- Impossibilidade de um cálculo preciso.

Portanto, o objetivo do presente trabalho é elucidar de forma qualitativa e quantitativa tal divergência nos cálculos da vida sob fadiga de rolamentos, mostrando a evolução dos cálculos deste gênero ao longo das últimas décadas. Apresentar os fatores pertinentes à fadiga de contato e outros tipos de desgaste para rolamentos, isto tudo, não somente através da vasta literatura disponível sobre o assunto, mas também, pelo ensaio em bancada deste tipo de componente em máquinas capazes de mensurar a vida dos rolamentos sob condições pré-estabelecidas de carga, velocidade, temperatura, lubrificação e condições ambientais pertinentes.

2 REVISÃO DA LITERATURA

2.1 Atrito

Não existe consenso no que se refere às verdadeiras causas do fenômeno de atrito sólido. Sabe-se apenas que este se deve a inúmeros mecanismos que provavelmente agem de forma conjunta, porém aparecem em diferentes proporções e em diferentes circunstâncias. (LARSEN-BASSE, 1992)

A palavra atrito é usada para descrever a dissipação gradual de energia cinética em diversas situações onde corpos ou substâncias apresentam um movimento relativo entre si. Tais como: atrito interno proveniente do amortecimento da vibração em sólidos, atrito viscoso, relativo à diminuição da movimentação interna em líquidos, atrito superficial atuando entre um avião em movimento e o ar ao seu redor, e, atrito sólido que é o atrito entre dois corpos que apresentam um movimento relativo um em relação ao outro (LARSEN-BASSE, 1992).

Pode-se definir, para uso deste trabalho que o fenômeno de atrito entre corpos sólidos seria aquele que explique "a resistência ao movimento de um corpo sólido sobre outro". O movimento pode ser separado em deslizamento e rolamento, desta forma, os termos usados são: atrito deslizante e atrito rolante respectivamente.

Os eventos microscópicos de origem física, química ou material que provocam o atrito são chamados de mecanismos básicos do atrito. Um grande número de diferentes mecanismos desta natureza foram propostos nos últimos centenas de anos e, formularam-se algumas leis para o atrito, provenientes da observação fenomenológica deste (MEYER, 2002).

Historicamente, tais formulações foram estabelecidas por Leonardo da Vinci, Guillaume Amontons e Charles Augustin Coulomb. Sendo elas:

1- Independência da área de contato, onde se afirma que o atrito não é condicionado à área aparente de contato;

2- Lei de Amontons, destaca-se a proporcionalidade entre a força de atrito e a carga aplicada. E, também, que o coeficiente de atrito estático é superior ao dinâmico;

3- Lei de Coulomb que diz que a força de atrito é independente da velocidade.

As formulações anteriormente descritas referem-se normalmente ao atrito deslizante e sem a presença de lubrificação. Sendo assim, são leis genéricas e não aplicáveis a todas as situações.

2.1.1 Atrito deslizante

A preocupação objetiva com a medida da energia dissipada por atrito nas aplicações de engenharia talvez explique a preocupação constante com a força ou o coeficiente de atrito e não com o conceito ou fenômeno de atrito. Além disso, a grande maioria dos pesquisadores teve maior preocupação com o atrito deslizante.

Pontua-se, por conseguinte, as definições oriundas dos conceitos acima descritos e que deram origem à norma ASTM Standard G-40-93 (1993 *apud* BLAU, 1996), relativos à terminologia padrão para erosão e desgaste:

Força de Atrito: “A força tangencial resistente na interface entre dois corpos, quando sob a ação de uma força externa, um corpo move-se ou tende a mover-se em relação ao outro.”

Coeficiente de Atrito: “A razão da força resistente ao movimento tangencial entre dois corpos em relação à força normal pressionando estes corpos um contra o outro.”

Sendo assim, a força de atrito é a força tangencial que deve ser transposta para que a região de contato de um corpo sólido se movimente em relação ao outro. Atua no plano das superfícies e é, geralmente, proporcional à força normal as superfícies, N .

$$F = \mu N \quad (2.1.1)$$

A constante de proporcionalidade é geralmente designada por μ e é denominada de coeficiente de atrito.

Em muitos casos, é necessária uma força maior para tirar um corpo da inércia do que mantê-lo em movimento, ou seja, o coeficiente de atrito estático μ_s é geralmente um pouco superior do que o coeficiente de atrito dinâmico ou cinético, μ_k .

Uma nova definição para o coeficiente de atrito e suas componentes foi delineada por Suh; Sin (1980) e complementada por Larsen-Basse (1992):

$$\mu = \mu_a + \mu_p + \mu_e + \mu_{part} \quad (2.1.2)$$

Onde:

- μ_a se deve à adesão entre duas superfícies. É muito importante em aplicações de vácuo e para superfícies extremamente limpas. Sob condições normais, a adesão provavelmente influencia pouco no atrito, exceto indiretamente no efeito da deformação plástica.
- μ_p é a deformação plástica causada pela diferença de dureza das asperezas de uma superfície sobre outra. O resultado é a formação de canais permanentes na superfície do material mais mole.
- μ_e é a contribuição devido à deformação elástica do material abaixo das regiões plasticamente deformadas. Torna-se mais importante quando as superfícies estão em trabalho depois do período de amaciamento.
- μ_{part} se deve às partículas denominadas terceiros corpos que permanecem entre as superfícies. Aparece após uma certa distância de deslizamento e são, geralmente, aglomerações de pequenas partículas.

Portanto, os mecanismos microscópicos que estão envolvidos nos diversos níveis de atrito são: adesão, interações mecânicas pela aspereza da superfície, sulcamento de uma superfície devido às asperezas da outra, deformação e/ou fratura das camadas superficiais, tais como óxidos, e interferência e deformação plástica causada por terceiros corpos, basicamente devido a um aglomerado de partículas oriundas do desgaste que se interpõem entre as superfícies em movimento (HUTCHINGS, 1992).

2.1.2 Atrito de rolamento

Primeiramente foram explicitadas as relações que regem o atrito de deslizamento. Contudo, sabe-se, desde milhares de anos atrás, que é mais fácil rolar superfícies do que fazê-las deslizar. A resistência ao rolamento é chamada de atrito

de rolamento e geralmente é extremamente baixo. Para materiais de dureza elevada, pode ser da ordem de 0,001.

O uso do princípio de rolamento em detrimento do deslizamento a fim de obter baixos coeficientes de atrito é amplamente aplicado e verificado em rodas e em mancais de rolamentos, tanto de esferas como de rolos. É sabido que os lubrificantes têm pequena influência no atrito de rolamento e que a resistência contra um “rolamento livre” se deve a três componentes (JOHNSON, 1985), conforme descritos a seguir.

2.1.2.1 Microdeslizamento na interface de contato

Ocorre de duas maneiras: quando os dois corpos têm diferentes propriedades elásticas e quando suas curvaturas são distintas. Geralmente, os efeitos são insignificantes em ambos os casos, exceto quando se trata de rolamentos rígidos de esferas com canais profundos e grande área de contato, onde o coeficiente de atrito de rolamento pode ser elevado. O microdeslizamento pode ocorrer, também, quando o elemento rolante apresenta tração, isto é, quando grandes forças e momentos são transmitidos entre corpos através da zona de contato.

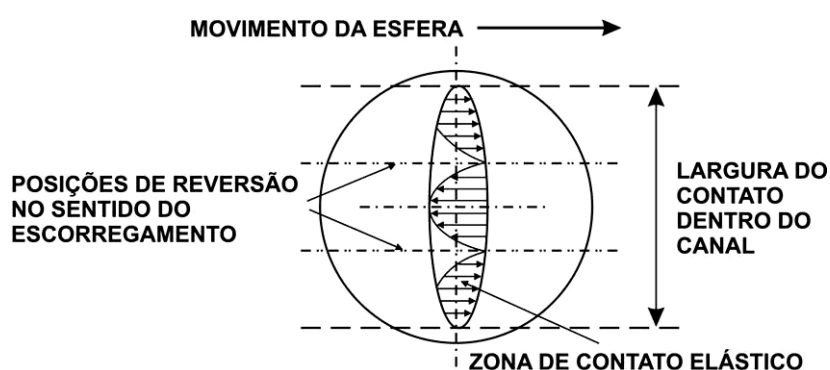


Figura 2.1.1 – Movimento de elemento rolante sobre canal (BLAU, 1996).

O microdeslizamento é observado na Figura 2.1.1, que representa um rolamento fixo de uma carreira de esferas, onde a esfera faz o movimento em torno de seu eixo, sendo assim, o ponto central ao contato apresenta uma distância desigual em relação a um ponto periférico, devido à deformação elástica do elemento e da

geometria do contra-corpo (onde rola a esfera), isto faz com que haja uma diferença de velocidade entre os pontos no movimento de rolagem da esfera, levando a um diferencial que é chamado de deslizamento Heathcote. A inversão de sentido faz-se quando não há diferença de velocidades, nestes pontos diz-se ter uma rolagem pura e aparecem sempre duas faixas desta em qualquer elemento esférico. Na figura 2.1.1 nota-se o sentido do microdeslizamento entre a esfera e pista e as regiões de inversão de sentido de deslizamento.

2.1.2.2 Perdas por histerese elástica

Se não há formação de um canal permanente devido à passagem de uma esfera sobre uma superfície, o material ligeiramente à frente da esfera é comprimido elasticamente e o material na zona de contato na parte de arrasto irá expandir elasticamente ao mesmo tempo. Se o material for elasticamente ideal, não haverá perda de energia e o atrito de rolamento será zero. Na realidade, a deformação tem algumas histereses elásticas e corresponde à perda de energia dissipada entre os sólidos.

2.1.2.3 Rugosidade da superfície

A rugosidade pode afetar o atrito de rolamento de duas formas, contudo o efeito, geralmente, é pequeno. Primeiro, para superfícies de elevada dureza e rugosas com baixa carga aplicada, a energia gasta pelo corpo para rolar sobre as irregularidades dão uma pequena contribuição ao atrito de rolamento. A maior parte da energia transferida nesta situação é devido ao impacto entre as irregularidades das superfícies. Nesta situação o efeito é intensificado com o aumento da rotação de trabalho. A segunda contribuição se deve ao fato de ocorrer deformações localizadas. Nas asperezas locais, a pressão de contato pode ser concentrada no ponto onde deformações permanentes ocorrem, mesmo se o nível de tensão global está dentro do limite elástico. O que pode resultar no decréscimo da resistência ao rolamento com a rugosidade da superfície sendo minimizada devido às repetidas deformações plásticas dos pontos mais altos (picos).

É importante salientar que em muitos casos baixos valores da força de atrito são desejáveis (mancais, engrenagens, fusos de esferas recirculantes, guias lineares), e outras vezes, um atrito elevado é o objetivo (freios, embreagens, fixação de parafusos, superfícies de rodagem). Na tabela 2.1.1 são indicados alguns valores referenciais para o coeficiente de atrito.

Tabela 2.1.1 – Coeficientes de atrito de algumas aplicações (BEARDMORE, 2007).

Aplicação	Coeficiente de Atrito
Parafuso contra porca (aço x aço – a seco sem tratamento)	0,12 ~ 0,18 (estático)
Material de freio contra ferro fundido (molhado e seco)	0,2 ~ 0,4 (dinâmico)
Pneu contra asfalto (molhado)	0,25 ~ 0,75 (dinâmico)
Pneu contra asfalto (seco)	0,5 ~ 0,8 (dinâmico)
Juntas sinoviais (pessoas)	0,01 ~ 0,003 (est – din)
Mancal de deslizamento (filme hidrodinâmico, óleo min, $v=2,5\text{m/s}$)	0,002 ~ 0,007
Rolamento fixo de uma carreira de esferas	0,0013 ~ 0,0015

2.2 Topografia da superfície

Primeiramente, é muito importante classificar as diferenças encontradas na superfície. Sendo assim, as formas geométricas de qualquer superfície são determinadas pelo processo de acabamento usado para produzir a mesma. Existirão ondulações de comprimentos de onda que irão desde dimensões atômicas até o comprimento do componente. Podem haver picos e vales adicionais causados por microeventos locais, como deformação irregular dos constituintes microestruturais de dureza elevada, fratura local ou corrosão. Mesmo depois de uma superfície ter sido polida cuidadosamente, ela será sempre rugosa numa escala atômica. Isto é útil para distinguir as diversas variações relativas a uma superfície plana ideal: macro variação, ondulação, rugosidade e microrugosidade (LARSEN-BASSE, 1992).

- a- Macro variações são os erros de forma e é normalmente causado por erros de precisão ou rigidez da máquina ferramenta, por exemplo, erros na forma circular do canal (raio) do anel interno de um rolamento fixo de uma carreira de esferas;

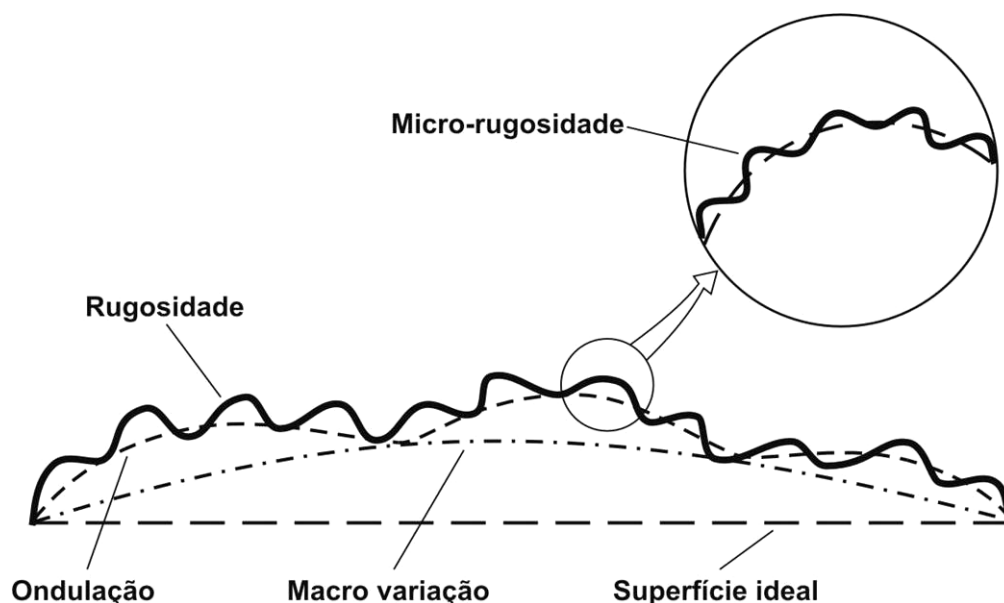


Figura 2.2.1 – Variações relativas a uma superfície ideal (LARSEN-BASSE, 1992).

- b- Ondulações são desvios que podem ser tomados como periódicos, ou seja, obedecem a uma função matemática, normalmente de forma senoidal e são causadas normalmente por problemas no processo de usinagem ou na ferramenta;
- c- Rugosidade pode ser considerada uma irregularidade de pequena escala em uma superfície causada pela ferramenta de corte ou desgaste, condições de usinagem, microestrutura da peça de trabalho;
- d- Microrugosidade pode ser entendida como uma rugosidade de escala quase atômica que seria causada pela natureza da superfície e suas variações.

Como instrumento de medição, utiliza-se normalmente um apalpador de um perfilômetro ou rugosímetro. Entretanto, tais dispositivos normalmente não retratam a realidade das asperezas das superfícies de maneira fiel. Isto se deve ao fato de dois pontos muito importantes: a carga aplicada ao apalpador e o raio da ponta do apalpador.

No primeiro caso, tem-se que é praticamente impossível um dispositivo de contato obter uma leitura sem danificar o perfil analisado, alterando-o e, conseqüentemente, modificando os valores reais. Algumas alternativas para este problema podem ser encontradas em sistemas de medição ópticos (ex.: microscópio interferométrica e a laser), porém existem limitações.

Por último, o tamanho do raio é um fator muito importante, pois por menor que seja ele, sempre será maior do que zero, o que conceitualmente constitui um erro para medições onde as variações de rugosidade sejam inferiores ao raio da ponta do apalpador. Para estes casos, também, opta-se pela utilização de sistemas ópticos de medição.

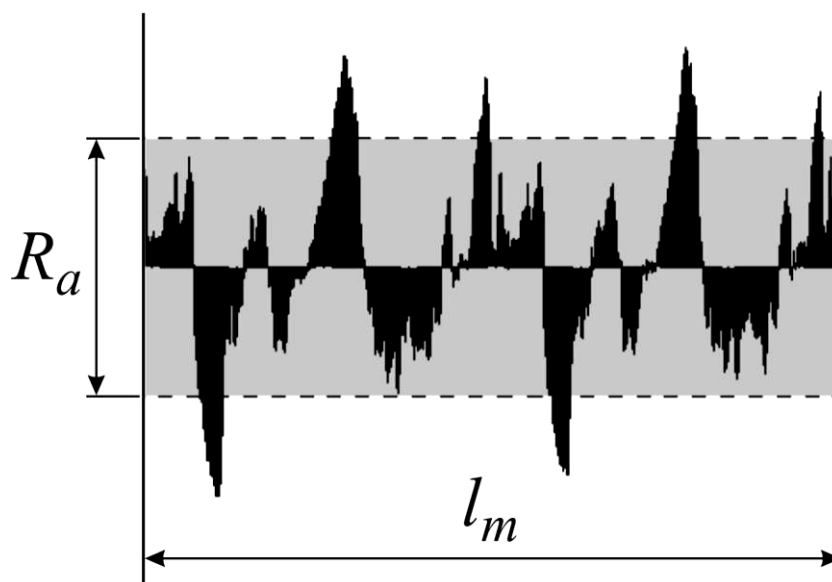


Figura 2.2.2 – Representação do parâmetro de rugosidade R_a .

A rugosidade média ou R_a é provavelmente o mais antigo parâmetro de rugosidade em uso. Apresenta uma forma simples de cálculo, facilitando sua utilização. Pode ser definido como a distância média entre picos e vales desde sua linha média, sobre um comprimento de medição, conforme indicado na Figura 2.2.2 e na equação 2.2.1.

$$R_a = \frac{1}{l_m} \int_0^{l_m} |y(x)| dx \quad (2.2.1)$$

Outra forma de medição de rugosidade é o parâmetro R_z , sendo definido como a distância entre o pico mais alto e o vale mais baixo dentro de um comprimento de medição como mostrado na Figura 2.2.3.

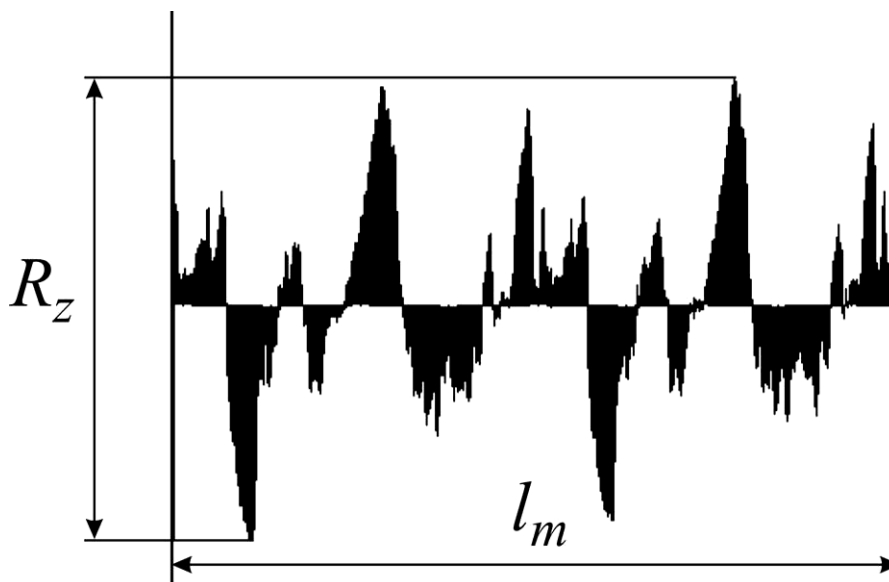


Figura 2.2.3 – Representação do parâmetro de rugosidade R_z .

2.3 Contatos Mecânicos

Um ponto bastante importante a ser destacado é a distinção entre os tipos de contato quando dois corpos sólidos estão em contato.

Segundo Johnson (1985), os contatos podem ser conformes ou não conformes. Um contato é dito ser conforme quando as superfícies dos dois corpos encaixam-se perfeitamente com pouca ou nenhuma deformação. Mancais de deslizamento e guias lineares são exemplos de contatos conformes. Corpos que apresentam perfis de superfícies diferenciados são ditos como contatos não-conformes. Quando tais superfícies são colocadas em contato, num primeiro instante, não tendo deformação das superfícies, tem-se um contato pontual ou um contato linear. Pode-se citar como exemplo um rolamento fixo de uma carreira de esferas que apresenta um contato pontual quando as esferas tocam as pistas de rolagem. Já com rolamentos de rolos cilíndricos, tem-se um contato linear entre os rolos e as pistas de rolagem. Contatos lineares são obtidos quando o perfil das superfícies é conforme em uma direção e

não-conforme na direção perpendicular à anterior. A área de contato entre corpos não-conformes é normalmente pequena se comparada com as dimensões dos corpos envolvidos. As tensões envolvidas são fortemente concentradas na região próxima à zona de contato.

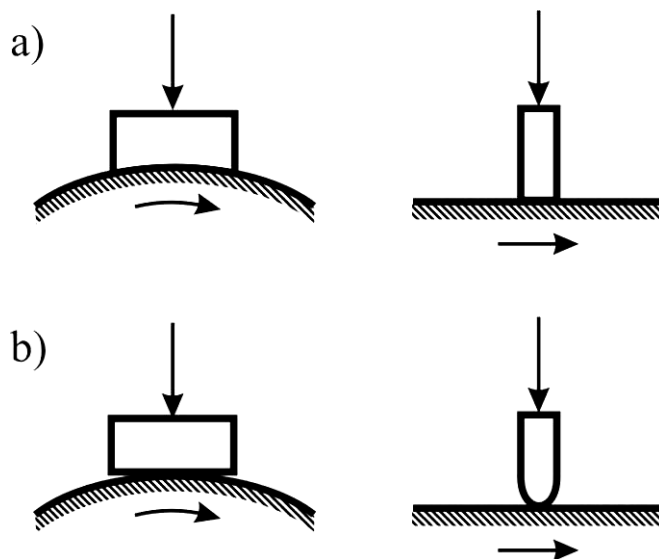


Figura 2.3.1 – a) contatos conformes; b) contatos não-conformes (HUTCHINGS, 1992).

Abaixo é mostrado um sumário das equações da tensão de contato elástico descrito por Hertz (1882 *apud* STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001) para contatos elípticos sob uma carga W . Para um maior detalhamento, da geometria de contato, de um rolamento fixo de uma carreira de esferas, tem-se a Figura 2.3.2.

a = semi-eixo maior [m];

b = semi-eixo menor [m];

R_x e R_y = raios de curvatura reduzidos, maior e menor respectivamente [m];

R' = raio reduzido de curvatura [m];

R_{ax} e R_{ay} = raios de curvatura do corpo A nas direções x e y respectivamente, conforme Figura 2.3.2 [m];

R_{bx} e R_{by} = raios de curvatura do corpo B nas direções x e y respectivamente, conforme Figura 2.3.2 [m];

W = carga de contato, conforme Figura 2.3.2 [N];

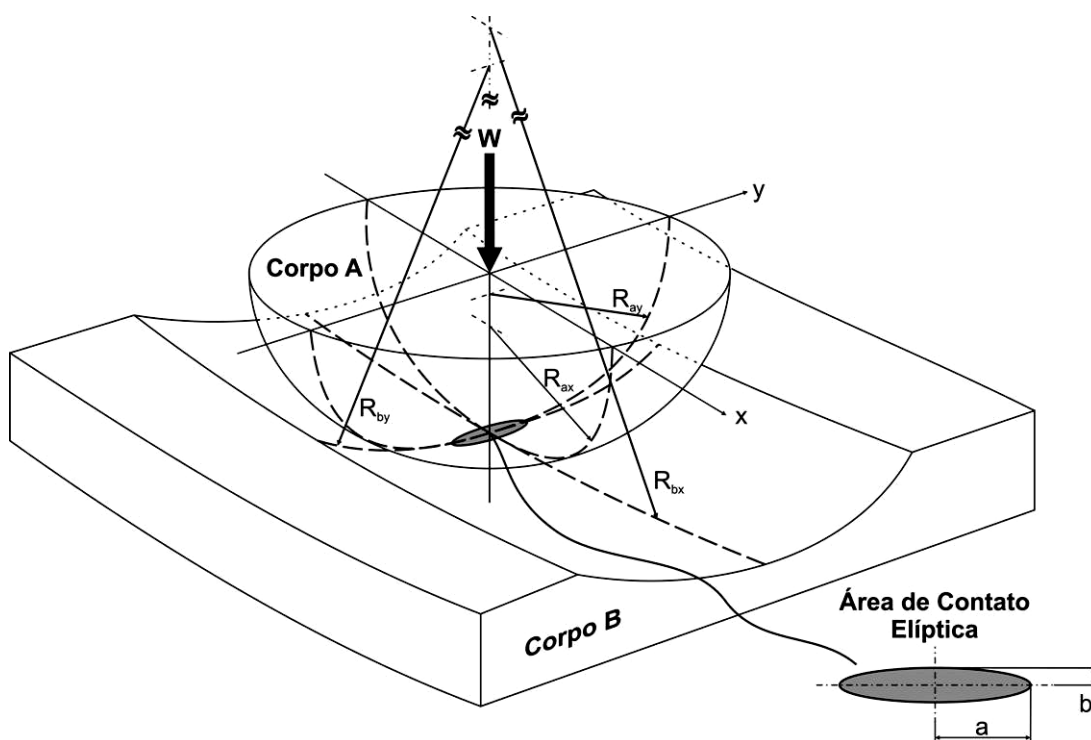


Figura 2.3.2 – Geometria de contato conforme de dois corpos (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).

p_{max} = máxima pressão de contato [Pa];

$p_{média}$ = pressão média de contato [Pa];

δ = deformação elástica (aproximação) dos pontos de contato [m];

τ_{max} = máxima tensão de cisalhamento [Pa];

z = profundidade de máxima tensão de cisalhamento [m];

k_1, k_2, k_3, k_4, k_5 = coeficientes elípticos de contato;

E' = módulo de elasticidade reduzido dos materiais [Pa];

E_a e E_b = módulo de elasticidade dos corpos A e B respectivamente [Pa];

ν_a e ν_b = coeficiente de Poisson dos corpos A e B respectivamente.

$$\frac{1}{R'} = \frac{1}{R_x} + \frac{1}{R_y} = \frac{1}{R_{ax}} - \frac{1}{R_{bx}} + \frac{1}{R_{ay}} - \frac{1}{R_{by}} \quad (2.3.1)$$

Note que os raios de curvatura do corpo B, por convenção, foram colocados com sinal negativo, pois são para o corpo de contato côncavo. Caso seja para um corpo convexo os valores tornam-se positivos.

$$a = k_1 \left(\frac{3WR'}{E'} \right)^{1/3} \quad (2.3.2)$$

$$b = k_2 \left(\frac{3WR'}{E'} \right)^{1/3} \quad (2.3.3)$$

$$p_{\max} = \frac{3W}{2\pi ab} \quad (2.3.4)$$

$$p_{\text{média}} = \frac{W}{\pi ab} \quad (2.3.5)$$

$$\delta = 0,52k_3 \left(\frac{W^2}{R'E'^2} \right)^{1/3} \quad (2.3.6)$$

$$\tau_{\max} = k_4 p_{\max} \approx 0,3 p_{\max} \quad (2.3.7)$$

$$z = k_5 b \quad (2.3.8)$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \nu_a^2}{E_a} + \frac{1 - \nu_b^2}{E_b} \right) \quad (2.3.9)$$

Entretanto, verifica-se que o modelo descrito por Hertz contém algumas simplificações, tais como (JOHNSON, 1985):

- Ignora os deslocamentos da superfície fora do contato;
- As superfícies de contato não apresentam atrito entre si;

- Trata todos os perfis de tensão como parabólicos;
- Trata todas as deformações como sendo no regime elástico.

2.4 Lubrificação elastohidrodinâmica no contato pontual

2.4.1 Efeitos que contribuem para a formação de filmes elastohidrodinâmicos

A seguir são mostrados os três mais importantes pontos na formação de filmes no regime elastohidrodinâmico:

- formação do filme hidrodinâmico;
- modificação da geometria do filme pela deformação elástica
- transformação da viscosidade do lubrificante sob condições de pressão.

Todos os três efeitos agem de forma simultânea.

2.4.2 Formação do filme hidrodinâmico

A geometria de interação entre superfícies, segundo o modelo de contato hertziano, prevê a ocorrência de pontos convergentes e divergentes onde há a formação de lubrificação hidrodinâmica. A pressão hidrodinâmica é função da geometria de contato e da viscosidade do lubrificante e atuam diretamente na formação do filme lubrificante (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).

2.4.3 Modificação da geometria do filme pela deformação elástica

O principal efeito da deformação elástica sobre o perfil do filme lubrificante é a interposição na região central de superfícies quase-paralelas entre os pontos de entrada e saída do contato. Este efeito geométrico pode ser visto na figura 2.4.1. Stachowiak; Batchelor (2001) cita a formulação de separação das superfícies de um rolo em movimento sobre um plano.

Tem-se então que:

$$h = h_f + h_e + h_g \quad (2.4.1)$$

Onde:

h = distância total de separação entre as superfícies do rolo, dado um ponto na direção x ;

h_f = separação devido à formação do filme lubrificante [m];

h_e = deformação elástica combinada dos sólidos [m];

h_{e_a} = deformação elástica do corpo A [m];

h_{e_b} = deformação elástica do corpo B [m].

$$h_e = h_{e_a} + h_{e_b} \quad (2.4.2)$$

h_g = separação devido à geometria de sólidos indeformáveis [m].

x = distância a partir da origem na direção x [m], conforme Figura 2.4.1;

R_{rolo} = raio do rolo [m].

Ex.: Para rolo sobre plano, como mostrado na Figura 2.4.1, tem-se:

$$h_g = x^2 / 2R_{rolo} \quad (2.4.3)$$

Segundo Williams (1996), deve-se ter em mente que na região de contato, propriamente dita, tem-se a anulação do efeito de superposição das distâncias de deformações elásticas, tanto do rolo como do plano, e sua componente e sua componente geométrica, pois estas podem ser melhor compreendidas como o deslocamento do centro de rotação do rolo. Sendo assim, a distância de importante determinação, para o presente trabalho, é a separação dos corpos pela formação do filme lubrificante (h_f). Não se pode, entretanto, desconsiderar a importância da deformação elástica dos corpos para a composição deste filme lubrificante. Este assunto será detalhado no Capítulo 2.4.5.

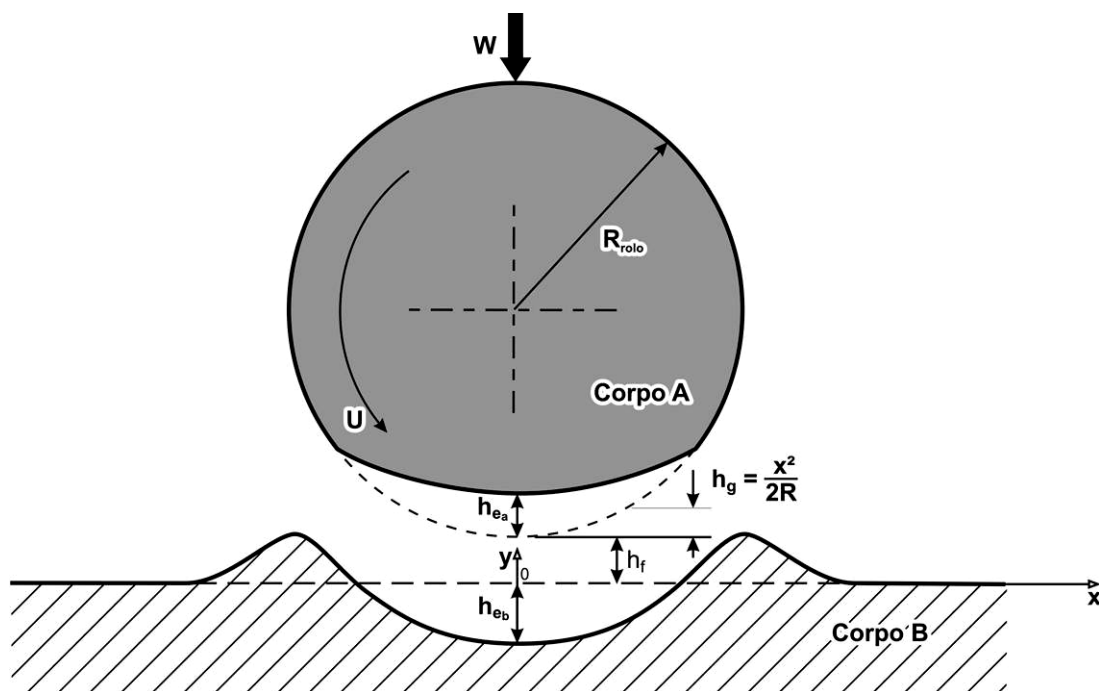


Figura 2.4.1 – Modificação da geometria do filme pela deformação elástica (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).

2.4.4 Transformação da viscosidade do lubrificante sob condições de pressão

A geometria de contato não-conforme das superfícies provoca uma intensa concentração de carga sobre uma pequena área para a grande maioria dos contatos hertzianos. Quando um líquido separa as duas superfícies, pressões extremas, muitas vezes superior àquelas encontradas na lubrificação hidrodinâmica, são inevitáveis. Pressões da ordem de 1 a 4 GPa são encontradas agindo no lubrificante para típicos elementos de máquinas como engrenagens e rolamentos. Portanto, o fenômeno caracterizado pela variação da viscosidade do lubrificante sob altas pressões é conhecido como piezoviscosidade. A relação entre viscosidade e pressão é usualmente descrita pela equação abaixo, conhecida como lei de Barus:

$$\eta_p = \eta_0 e^{\alpha \cdot p} \quad (2.4.4)$$

Onde:

- η_p = viscosidade do lubrificante sob a pressão “ p ” e temperatura “ T ” [Pas];
 η_0 = viscosidade do lubrificante na pressão atmosférica e temperatura “ T ” [Pas];
 α = coeficiente de pressão-viscosidade [m^2/N];
 p = pressão hidrostática devido à tensão de contato [Pa].

2.4.5 Distribuição de pressão em filmes elastohidrodinâmicos

Em contatos estáticos, a distribuição de pressão é hemisférica ou elipsoidal, e é regida de acordo com a teoria clássica hertziana ilustrada pela linha tracejada na Figura 2.4.2. Entretanto, tal teoria não se aplica quando as superfícies apresentam movimento relativo entre si na presença de um lubrificante piezoviscoso como um óleo. O movimento relativo entre duas superfícies gera a formação de um filme hidrodinâmico que modifica a distribuição de pressão em um certo nível. A grande mudança ocorre nas regiões de entrada e saída do contato.

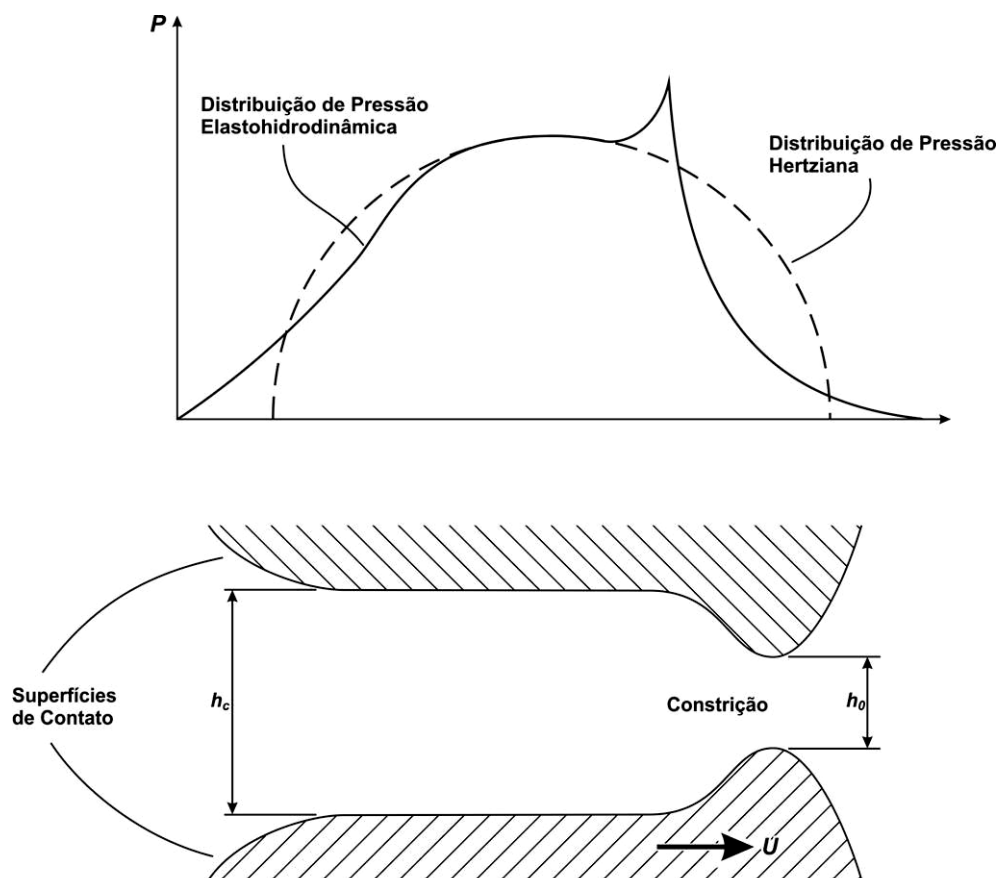


Figura 2.4.2 – Distribuição de pressão entre superfícies de contato (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).

A combinação entre o movimento das superfícies e o filme lubrificante resulta em uma área de contato ligeiramente maior como demonstrado na Figura 2.4.2. O contato entre as superfícies opostas é quase paralelo e um filme de espessura planar na região central é descrito por “ h_c ”. O lubrificante mostra um rápido crescimento na viscosidade quando entra no contato seguido por um igual declínio acentuado para níveis de viscosidade ambiente na saída do contato. Para manter um fluxo contínuo e compensar a perda de viscosidade na saída do contato, uma constrição é formada próximo à saída do contato. Uma espessura mínima de filme “ h_0 ” é encontrada no ponto de constrição como indicado na Figura 2.4.2. Tal espessura mínima é um parâmetro muito importante, pois determina a interação entre asperezas das duas superfícies no contato. Pode-se observar uma rápida elevação na pressão próxima à zona de constrição do filme, e que é, normalmente, maior que a máxima pressão no contato hertziano (STACHOWIACK; BATCHELOR, 2001).

Resumidamente, pode-se dizer, para o presente estudo, que apesar da região onde se localiza a espessura mínima do filme lubrificante ser o ponto de maior incidência de contato entre asperezas. Normalmente, para rolamentos, utiliza-se a espessura na região central do filme ou h_c .

2.4.6 Fórmulas para espessura do filme lubrificante elastohidrodinâmico

Uma análise detalhada da lubrificação elastohidrodinâmica foi realizada por Hamrock e Dowson (1981 *apud* BHUSHAN, 2002) onde se pode verificar a mais importante informação sobre a lubrificação EHD. Como base, para a formulação da espessura mínima e da espessura central do filme lubrificante, utilizou-se a equação de Reynolds. Além disso, pode-se verificar grande importância dada à deformação elástica na região de contato, assim como, a característica de piezoviscosidade do lubrificante como descrito anteriormente. Vale ressaltar que a equação é válida para condições de contato bidimensionais e sob condições onde o contato está plenamente preenchido pelo lubrificante (BHUSHAN, 2002).

O resultado da análise acima descrita são as fórmulas para o cálculo das espessuras do filme lubrificante no contato elastohidrodinâmico, como descrito nas equações 2.4.5 e 2.4.6.

$$\frac{h_c}{R'} = 2,69 \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^{0,67} (\alpha E')^{0,53} \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^{-0,067} (1 - 0,61 e^{-0,73k}) \quad (2.4.5)$$

$$\frac{h_0}{R'} = 3,63 \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^{0,68} (\alpha E')^{0,49} \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^{-0,073} (1 - e^{-0,68k}) \quad (2.4.6)$$

h_c = espessura do filme na região central [m];

h_0 = mínima espessura do filme lubrificante [m];

U = velocidade média da superfície [m/s];

U_a = velocidade no corpo A [m/s];

U_b = velocidade no corpo B [m/s];

η_0 = viscosidade do lubrificante na pressão atmosférica [Pas];

E' = módulo de elasticidade reduzido [Pa];

R' = raio de curvatura reduzido [m];

α = coeficiente de viscosidade-pressão [m²/N];

W = carga de contato [N];

k = parâmetro elíptico;

a = semi-eixo maior, na direção transversal [m];

b = semi-eixo menor, na direção do movimento [m];

$$k = a/b \quad (2.4.7)$$

$$U = (U_a + U_b)/2 \quad (2.4.8)$$

Para facilitar o cálculo do parâmetro elíptico k , mencionado acima, o valor aproximado para este pode ser calculado com precisão suficiente através:

$$\bar{k} = 1,0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (2.4.9)$$

Onde:

R_x e R_y são os raios de curvatura reduzidos nas direções “x” e “y” respectivamente. Por convenção deve-se usar a relação: $R_x < R_y$. Caso esta não ocorra, os índices “x” e “y” devem ser trocados (STACHOWIAK; BATCHELOR, 2001).

2.4.7 Lubrificação parcialmente elastohidrodinâmica

Em muitas aplicações sob lubrificação EHD, um contato direto entre asperezas ocorrerá num dado momento, mesmo na presença do filme lubrificante. Se este permite o contato entre as asperezas, então, o tipo de lubrificação é considerado, pela literatura, como mista ou parcial.

A variação local do filme lubrificante em função da rugosidade superficial foi proposta como um importante fator determinante da severidade do desgaste, como será visto no capítulo 2.5.1. Tallian, em 1969, definiu a severidade do contato entre asperezas e sua relação com o filme lubrificante como: a razão entre a espessura do filme na região central em relação à rugosidade superficial quadrática combinada das duas superfícies, conforme descrito na equação 2.4.10.

$$\lambda = \frac{h_c}{(\sigma_a^2 + \sigma_b^2)^{0,5}} \quad (2.4.10)$$

h_c = espessura do filme lubrificante na região central [m];

σ_a = rugosidade superficial RMS do corpo “A” [m];

σ_b = rugosidade superficial RMS do corpo “B” [m];

λ = parâmetro que caracteriza a razão entre a espessura do filme em sua região central em relação à rugosidade superficial quadrática combinada.

Os valores de λ mostram o quão severo ou suave é a interação da aspereza no deslizamento lubrificado. Para $\lambda > 3$, um filme contínuo separa as duas superfícies, portanto, a contato áspero é descartável e ambos, atrito e desgaste são mínimos. Contudo, muitas máquinas trabalham com $\lambda < 3$. O regime $1 < \lambda < 3$ é dito como

parcialmente EHD. Abaixo desta condição, o contato entre as superfícies tornar-se-á extremamente danoso (HUTCHINGS, 1992).

2.5 Desgaste e falhas de rolamentos

Quando se trata de desgaste de rolamentos, é muito importante identificar-se o mecanismo de desgaste ao qual está primeiramente ligado. Desta forma, usando os mecanismos propostos por Vingsbo (1979), tem-se que a perda de metal em rolamentos é considerada oriunda primordialmente do: desgaste abrasivo, desgaste adesivo e desgaste por fadiga de contato. Atrelado ao correto funcionamento do rolamento, há, geralmente, um pequeno deslizamento entre as superfícies de contato, como visto no Capítulo 2.1.2. O principal mecanismo de desgaste para rolamentos é a fadiga de contato. Normalmente, o desgaste é acompanhado de deformação plástica na superfície ou na sub-superfície e estes são os casos de desgaste abrasivo ou adesivo.

Um ponto bastante importante, para a fadiga de contato, é a profundidade de máxima tensão de cisalhamento (parâmetro de tensão de Von Mises ou cisalhamento ortogonal), pois é nesta região onde ocorrerá o início do processo de fadiga de contato do material. Através das equações de Hertz, mencionadas no capítulo 2.3, pode-se chegar à profundidade de máxima tensão de cisalhamento. Para o caso de um carregamento $W = 10800\text{N}$, um rolamento 6305 produzido com aço AISI 52100, tem-se que a profundidade “z” é igual a 0,167mm.

A vida sob fadiga de rolamentos também está intimamente ligada aos níveis de inclusões não metálicas presentes no aço constituinte dos seus elementos. Se a tensão de cisalhamento excede a tensão máxima de cisalhamento permissível, forma-se, a partir deste ponto, um acúmulo de discordâncias que, quando alcançam seu limite, geram uma trinca que se propaga até a superfície (GIRODIN *et al*, 2002). Pode-se ver a influência do nível das inclusões não metálicas do aço na vida dos rolamentos através da Figura 2.5.1.

O comprimento linear total de inclusões por unidade de volume é a abscissa mostrada na Figura 2.5.1. A faixa de inclusões não metálicas, dos aços para

rolamentos, começa com o tradicional processo de desoxidação por vácuo, passando pelo processo de precipitação e chega até aços provenientes de processos de arco de refusão à vácuo. Segundo Moyer (1992), o processo VIM/VAR atualmente apresenta os melhores resultados quando se refere ao aumento da vida sob fadiga do aço pela minimização das inclusões não metálicas. Portanto, as inclusões não metálicas são causadoras de pontos concentradores de tensões, e descontinuidade nas propriedades do material do rolamento e, desta forma, afetam diretamente a vida sob fadiga deste elemento.

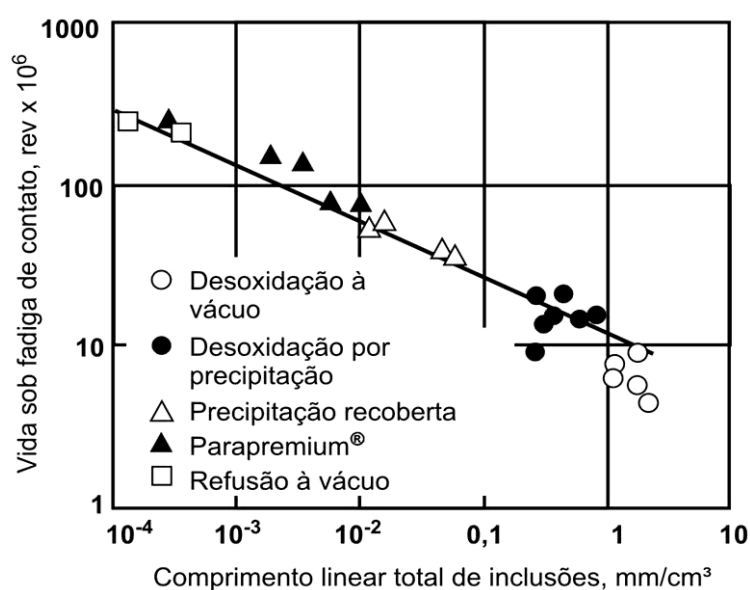


Figura 2.5.1 – Vida sob fadiga em função do processo de obtenção do aço (STOVER; COLARIK; KEENER, 1989).

Do ponto de vista do material, é necessário manter uma dureza suficiente na superfície e abaixo desta para resistir ao desgaste abrasivo / adesivo e, também, para minimizar a fadiga de contato em toda a região onde há incidência das tensões de cisalhamento provenientes do carregamento das tensões hertzianas. Para a situação de fadiga de contato, são evidentes as mudanças estruturais e a deformação plástica das superfícies em contato.

2.5.1 Fator λ e sua relação com os modos de desgaste

O lubrificante permeia as superfícies em movimento e forma entre o contato um filme com uma determinada espessura denominada h_c (vide Capítulos 2.4.5 e

2.4.6). Este separa parcial ou completamente tais superfícies. O tamanho do filme pode ser calculado através da teoria elastohidrodinâmica e reconhece o aumento exponencial da viscosidade em relação ao campo de tensões hertzianas e as deformações elásticas locais nas superfícies de contato dos rolamentos. As asperezas podem permitir a penetração do filme lubrificante, dependendo da rugosidade e espessura deste filme, que é controlada pela viscosidade de operação, viscosidade devido à pressão na temperatura de trabalho, velocidade das superfícies e, também, pela carga aplicada (HUTCHINGS, 1992).

Como já visto, a espessura do filme lubrificante dividida pela rugosidade combinada das superfícies de contato é conhecido como fator lambda λ . Este tem sido um método popular para descrever as condições de contato por vários anos. Numerosos testes de fadiga e desgaste foram realizados ao longo dos anos comparando-se resultados para $0,1 \leq \lambda < 20$.

Devido ao fator λ representar as condições de operação nas quais os contatos de rolamentos estão inseridos, no contexto da lubrificação EHD, e devido, também, a este fator apresentar uma boa correlação com a vida sob fadiga, há um grande empenho em agrupar as diversas publicações a respeito e desenvolver uma relação geral para λ e o desgaste / fadiga de rolamentos.

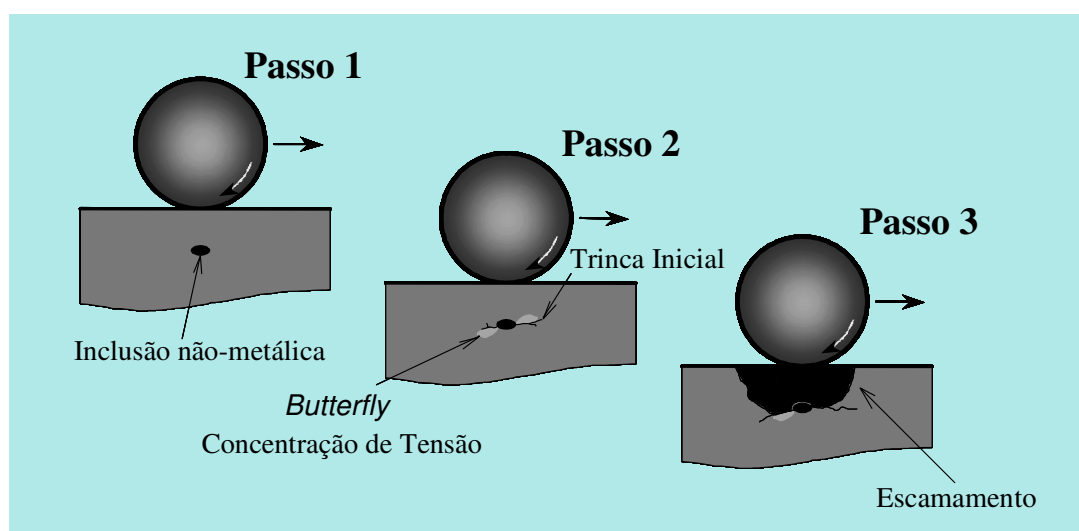


Figura 2.5.2 – Ilustração do processo de evolução de fadiga sub-superficial.

Outro importante fator relacionado a λ consiste na mudança no modo da fadiga de contato para diferentes valores deste. A Tabela 2.5.1 mostra uma classificação simplificada dos modos de desgaste ou falha de rolamentos. Como já observado outrora, quando $\lambda > 3$, a separação entre as superfícies ocorre quase que de forma completa, assim, o desgaste adesivo e abrasivo torna-se mínimo. O desgaste por fadiga de contato é, essencialmente, todo sub-superficial, nas regiões de máxima tensão de cisalhamento, onde há a iniciação da fadiga por inclusões no material. Tal fadiga sub-superficial é ilustrada na Figura 2.5.2.

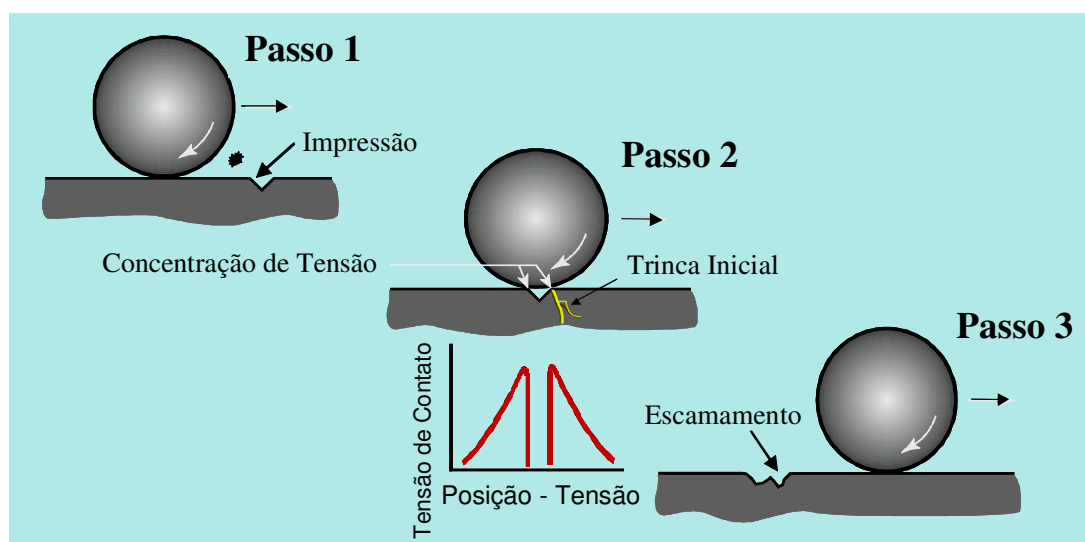


Figura 2.5.3 – Ilustração do processo de evolução de fadiga superficial.

Com $\lambda < 3$, maior interação entre as asperezas ocorrerá no contato (inclusões próximas a zona superficial também podem estar envolvidas). Com $\lambda < 1$, pode haver significativas mudanças na tração superficial, desta forma, o nível e a região de tensão de cisalhamento aumenta na zona próxima à superfície. Devido ao aumento de contato entre as asperezas e se ocorrer significativo aumento dos níveis de tração, a fadiga sub-superficial cede lugar para a fadiga próxima à superfície (bolsões de alta tensão abaixo das asperezas mais altas e agudas). Com λ baixos, a falha pode originar-se da fadiga superficial, comumente iniciada por defeitos na superfície, tais como dentes, canais devido erro no processo de retífica, inclusões superficiais, dentre outros (MOYER, 1992). Pode-se visualizar o processo de fadiga superficial através da Figura 2.5.3.

Segundo Pugh (1973), na maioria das aplicações de rolamentos, não há desgaste abrasivo ou adesivo apreciável. Há a formação de partículas de desgaste no processo de *running-in*, pelo qual os rolamentos passam em seu período inicial de operação. Se houver a endentação das pistas, então algum desgaste pode ser considerado. Entretanto, com um fator λ razoável e na ausência de *debris*, observa-se apenas um desgaste moderado no processo de amaciamento ou com alguma formação de dentes.

Tabela 2.5.1 – Classificação do modo de falha ou desgaste para rolamentos (MOYER, 1992).

<p>Fadiga de Contato</p> <p>Origem sub-superficial <u>Inclusão:</u> Interna à clássica macro zona de tensão de cisalhamento abaixo da superfície de contato. Próximo à micro zona de tensão de cisalhamento, fortemente afetada pela rugosidade da superfície (asperezas) <u>Subcaso de fadiga:</u> Originada próxima à interface <i>case-core</i>, se a tensão de escoamento é ultrapassada pela tensão aplicada</p> <p>Origem superficial Originado no final do contato agravado por arestas na geometria Múltiplas origens por <i>micropitting</i> (descascamento ou congelamento) Origem em ponto superficial localizado em concentradores de tensão (dentes, canais, inclusões superficiais)</p>
<p>Deformações Plásticas</p> <p>Esmagamentos ou impressões por <i>debris</i> Carga flutuante acima da tensão de escoamento Escoamento agravado por flutuações em altas temperaturas</p>
<p>Desgaste</p> <p>Adesivo <u>Normal:</u> Moderado ou "controlado" (normalmente identificado como "<i>run-in</i>" - amaciamento) <u>Severo:</u> Arranhaduras, engripamentos (irreversível)</p> <p>Abrasivo <u>Normal:</u> Normalmente tem-se o sistema por três-corpos, partículas de médias a finas que, também, estão associadas ao processo de "<i>running-in</i>" <u>Severo:</u> Formação de canais, marcas e dentes com formação de arestas que provocam a incidência de sérios pontos concentradores de tensão na superfície</p> <p>Corrosivo Água ou constituintes ácidos provenientes da oxidação do lubrificante/temperatura, aditivos quimicamente agressivos no lubrificante</p> <p>Fretting Desgaste adesivo e abrasivo em micro-escala Corrosão devido as condições de contato e ambiente</p>

Sob certas circunstâncias, as superfícies dos rolamentos podem evidenciar um desgaste adesivo, normalmente, atribuído a baixos fatores λ ($< 0,3$), combinados com viscosidade inadequada do lubrificante e alta temperatura. Nesta óptica, destaca-se uma distinção importante (MOYER, 1992):

- a- Desgaste sob baixa velocidade – o desgaste adesivo pode ocorrer quando a velocidade de operação é extremamente baixa e não há a formação de um filme lubrificante entre as asperezas, levando à formação de junção, deformação e fratura no contato. Tal desgaste manifesta-se pela transferência de material que, se pequena ao microscópio e de forma isolada, normalmente está presente somente no processo de *running-in* (amaciamento). Caso haja o crescimento do desgaste, leva a uma operação mais grosseira com aumento do torque, podendo chegar ao travamento;
- b- Desgaste sob alta velocidade – no outro extremo, especialmente na influência de força centrífuga, um intermitente processo de rolagem / deslizamento dos elementos rolantes ocorre, podendo levar a um excessivo aquecimento e, finalmente, ao engripamento. Em alguns casos, se houver a presença de aditivos de extrema-pressão no lubrificante, pode-se conseguir a ativação dos mesmos, evitando o desgaste adesivo nos rolamentos.

2.6 Vida útil de rolamentos

O cálculo de vida útil para rolamentos é baseado na norma ISO 281, que é a representação da primeira teoria do gênero realizada por Lundberg e Palmgren de 1947 e apresenta, de forma simplificada, a seguinte equação:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^y \quad (2.6.1)$$

Onde:

L_{10} – vida útil básica com 90% de confiabilidade – [10^6 revoluções];

C – capacidade de carga dinâmica do rolamento (índices: r = radial ou a = axial) – [N];

P – carga dinâmica equivalente aplicada ao rolamento (índices: r = radial ou a = axial) – [N];

y – expoente relativo ao tipo de rolamento. Se rolamento de esferas $y = 3$, se rolamento de rolos $y = 10/3$.

Para todos os cálculos de vida útil de rolamentos, pressupõe-se que a folga interna dos rolamentos seja zero.

Para o caso de rolamentos radiais com $D_w \leq 25,4\text{mm}$, a norma indica a equação seguinte para o cálculo da capacidade de carga dinâmica radial.

$$C_r = b_m f_c (i \cos \theta)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8} \quad (2.6.2)$$

Onde:

b_m – fator indicativo da qualidade do aço, dureza e práticas de fabricação, o valor varia, ainda, em função dos vários tipos de rolamentos e desenhos;

f_c – fator que depende da geometria dos componentes do rolamento, a precisão com que os vários elementos dos rolamentos são fabricados e o material;

i – número de carreiras de esferas ou rolos no rolamento;

θ – ângulo nominal de contato do rolamento [°];

Z – número de elementos rolantes;

D_w – diâmetro dos elementos rolantes [mm].

Segundo Tallian (1971), o modelo de vida até então descrito não apresentava todos os modos para a falha por fadiga do rolamento. Desta forma, foram postulados os princípios para um modelo no qual faziam parte 3 modos de falhas distintos: falhas originadas por defeito subsuperficial, falhas por defeito superficial, e falhas por interação entre asperezas. Tal hipótese baseia-se no conceito da propagação da trinca, onde se determina que a vida de um elemento termina quando há a formação de um escamamento, que é o nome dado ao destacamento de material (aço) das pistas de rolagem ou elementos rolantes, e exemplificado na Figura 2.6.1.

Neste modelo, serão indicados somente os defeitos oriundos de pontos fracos no material que são fisicamente ou geometricamente identificáveis: defeitos subsuperficiais, representados por inclusões não-metálicas no aço; defeitos superficiais que representam depressões nas superfícies de rolagem (*pits*, dentes, buracos); e, finalmente, defeitos superficiais gerados no princípio do processo de trabalho como resultado da interação entre as asperezas das superfícies em contato,

incompletamente separadas pelo filme elastohidrodinâmico, estes designados como *micropits* (CHIU; TALLIAN; McCOOL, 1971).

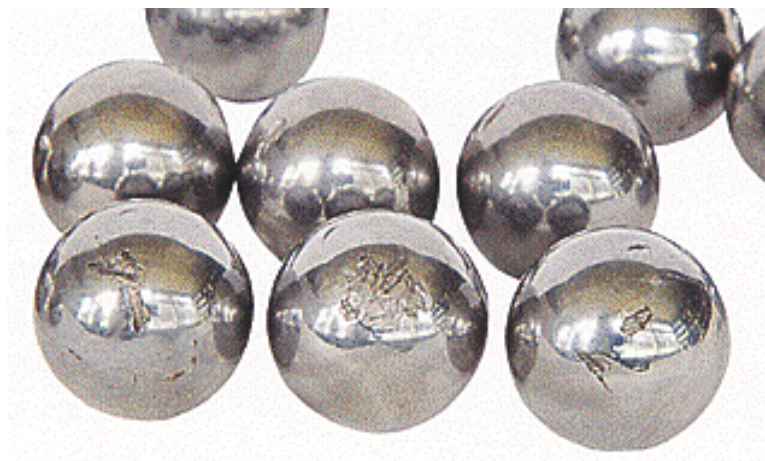


Figura 2.6.1 – Exemplo de escamamento em esferas de rolamentos (Cortesia – NSK).

Ambas as equações (modelo subsuperficial e superficial) de predição da vida útil de rolamentos apresentam a mesma forma e podem ser descritas conforme abaixo:

$$-\log_e S(N_1) = \phi_0^* \phi_1^* \phi_2^* \phi_3^* \phi_4^* N_1^{\psi \mu^* / \zeta} \quad (2.6.3)$$

Onde $S(N_1)$ indica a probabilidade de sobrevivência após N_1 ciclos, μ^* é um parâmetro generalizado de dispersão do defeito, ζ é uma característica do material conhecida como expoente de ductilidade à fadiga de Manson-Coffin, ψ é uma constante numérica e ϕ_0^* até ϕ_4^* são fatores de modificação multiplicativos que levam em consideração efeitos físicos na vida sob fadiga (TALLIAN, 1971).

A Tabela 2.6.1 mostra a equivalência entre os fatores de vida multiplicativos da fórmula de Lundberg- Palmgren e a fórmula 2.6.3.

Onde τ_0 é a máxima tensão de cisalhamento ortogonal, z_0 é profundidade abaixo da superfície na qual a tensão de cisalhamento ortogonal é máxima, l é a circunferência do anel, a é o semi-eixo maior de contato da elipse, e A , c , h_m , são constantes do material.

Tabela 2.6.1 – Equivalência entre fatores de vida (TALLIAN, 1971).

Fator	Nome do Fator	Modelo Subsuperficial	Modelo Superficial	Lundberg-Palmgren
ϕ_0^*	Resistência do material	ϕ_0	ϕ_0'	A
ϕ_1^*	Formato do defeito e elasticidade	ϕ_1	Unitário	Unitário
ϕ_2^*	Densidade do defeito	ϕ_2	ϕ_2'	Unitário
ϕ_3^*	Distribuição da taxa de falha	ϕ_3	$\left. \begin{array}{l} \phi_3' \\ \phi_4' \end{array} \right\}$	$\int_l \frac{az_0 \tau_0^c}{z_0^{h_m}} dl$
ϕ_4^*	Distribuição da pressão circunferencial	ϕ_4		

Na equação 2.6.3 determinou-se um modelo matemático para a predição da vida sob fadiga de rolamentos onde 10 diferentes fatores foram levados em consideração:

- ductilidade do material;
- tensões compressivas;
- número de inclusões;
- forma das inclusões;
- diferenças de dureza;
- efeito do tamanho;
- concentradores de tensão;
- deflexões dos anéis do rolamento;
- imperfeições superficiais;
- efeito das interações entre asperezas e fatores de lubrificação.

A equação representativa da vida útil de rolamentos (eq. 2.6.1) sofreu algumas alterações, que seriam consideradas na norma ISO 281:1977 e que foram baseadas nas teorias de Chiu, Tallian e McCool de 1970, como visto anteriormente. Já na norma ISO 281:1990, foi feita uma revisão técnica, que representa também o avanço da tecnologia de projeto, produção, materiais e tratamentos térmicos, porém representa ainda o mesmo pensamento da norma de 1977. Desta forma, a adição de fatores que contemplariam tais variações do produto e, também, do ambiente de

trabalho dos rolamentos são apresentadas. A equação foi apresentada com uma nova denotação à vida sob fadiga, tratando-a como: Vida sob fadiga Ajustada (L_{na}), variando sua confiabilidade de $(100 - n)\%$. Sua fórmula segue abaixo:

$$L_{na} = a_1 a_2 a_3 L_{10} \quad (2.6.4)$$

A vida sob fadiga L_{10} segue a mesma formulação, previamente descrita na equação 2.6.1. Já os fatores adicionados apresentam os seguintes significados a serem descritos.

Tabela 2.6.2 – Fator de ajuste da confiabilidade (ISO 281:1990).

Confiabilidade (%)	L_{na}	a_1
90	L_{10a}	1,00
95	L_{5a}	0,62
96	L_{4a}	0,53
97	L_{3a}	0,44
98	L_{2a}	0,33
99	L_{1a}	0,21

a_1 – fator de confiabilidade, definido desde a primeira versão da norma. Os valores de confiabilidade são baseados na fórmula de Weibull com expoente de 1,5 e variam conforme a Tabela 2.6.2.

a_2 – fator de ajuste para rolamentos com propriedades especiais quanto ao material utilizado (qualidade ou tipo), técnicas e processos empregados em sua fabricação e desenhos especiais. Entretanto, a norma ISO 281:1990 não recomenda a adoção de outro valor que não 1 para este fator, a menos que o fabricante possa identificar valores específicos devido a um aço de baixa concentração de impurezas, ou consiga identificar um desenho para os contatos entre os elementos rolantes e pistas que possa reduzir a tensão de contato atuante. Pontos estes que poderiam aumentar tal fator.

a_3 – fator relativo às condições de operação. São levados em consideração os parâmetros relativos à correta lubrificação (na rotação e temperatura de trabalho),

presença de impurezas e condições que causem mudanças nas propriedades do material (exemplo: alta temperatura causando a redução da dureza do material). Assume-se que: se a espessura do filme lubrificante for igual ou superior à rugosidade combinada das superfícies de contato, tem-se, então, que o fator é igual a 1,0. Valores inferiores a 1,0 podem ser considerados quando a viscosidade cinemática do lubrificante, na temperatura de trabalho, for inferior a 13cSt para rolamentos de esferas e 20cSt para rolamentos de rolos e onde, também, a rotação de trabalho for extremamente baixa (exemplo: o número de revoluções multiplicado pelo diâmetro médio do rolamento for inferior a 10.000).

Ioannides e Harris (1985 *apud* Ioannides; Jacobson; Tripp,1988) modelaram uma nova teoria de vida útil para rolamentos, onde dois importantes aspectos são trazidos à luz da discussão. Primeiro, os modelos anteriormente descritos baseiam suas equações localmente, onde a tensão de cisalhamento τ torna-se uma variável local e representa apenas um valor médio. Além disso, a máxima tensão de cisalhamento (τ_0) e a profundidade de máxima tensão de cisalhamento (z_0) foram calculadas através da teoria de Hertz, sendo assim, não se leva em consideração as tensões de cisalhamento superficiais oriundas do deslizamento ou da viscosidade do lubrificante. Um segundo ponto é que as equações até então descritas não prevêm que a vida dos rolamentos possa ser infinita. Assim, um limite de fadiga é introduzido (τ_u), fundamentado na fadiga estrutural, se $\tau < \tau_u$ não há contribuição para a função de risco. Abaixo é apresentada a equação proposta por Ioannides e Harris.

$$\ln \frac{1}{S(N)} = \bar{A} N^e \int_{V_R} \frac{(\tau - \tau_u)^c}{z'^h} dV \quad (2.6.5)$$

Onde \bar{A} é o valor médio de A , que é um fator relativo ao material. A integração opera somente acima da região que excede o critério de tensão limite. O fator z_0 , originalmente introduzido para incluir o intervalo de propagação entre a iniciação interna do defeito e seu aparecimento na superfície, é agora representado pela profundidade da média ponderada da tensão, z' . V_r representa o volume de

material sujeito à tensão de fadiga. Os demais fatores e expoentes mantêm-se os mesmos. Neste novo modelo, são levados em consideração critérios de fadiga que envolvem: a rugosidade da superfície, contaminantes, diferença de coeficientes de tração para os diversos lubrificantes, e também, tensões internas e residuais de processo.

A equação convencional para o cálculo da vida útil para rolamentos que é baseada na teoria de Lundberg e Palmgren e suas derivações indicadas pela norma ISO 281:1990 não apresenta conformidade com muitos casos práticos sob algumas condições de aplicação. Há registros que informam que a vida de rolamentos em condições de lubrificação limpa é 20 vezes maior que a vida calculada. Em compensação, sob condições de lubrificação contaminada, é apenas um décimo da vida predita. (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

Desta forma, verificou-se uma falta importante de modelos matemáticos que descrevessem de uma maneira mais fiel a vida dos rolamentos. Tendo este cenário como base, foi novamente revisada a norma de rolamentos e foi apresentada a norma ISO 281:1990/Amd.2:2000 que traz o conceito descrito anteriormente por Ioannides *et al.* Entretanto, tal norma referenciada não nos fornece a modelagem matemática, mas apenas o conceito proposto (eq. 2.6.6).

$$L_{nm} = a_1 a_{XYZ} L_{10} \quad (2.6.6)$$

Onde:

L_{nm} – vida útil de fadiga modificada para uma confiabilidade de $(100 - n)\%$;

a_1 – fator de confiabilidade, definido desde a primeira versão da norma;

a_{XYZ} – fator de modificação da vida.

O fator a_{XYZ} foi introduzido pela caracterização de interdependência entre os fatores outrora utilizados (a_2 e a_3) e outros até então não utilizados, representando os diversos pontos abaixo:

- material (pureza, dureza, estrutura superficial, limite de fadiga, temperatura);
- lubrificação (viscosidade, rotação do rolamento, tamanho do rolamento, tipo de lubrificante, aditivos);

- Ambiente (nível de contaminação, umidade);
- Partículas contaminantes (dureza, tamanho, forma, material);
- Tensão interna nos anéis (oriundas do processo de fabricação, devido à montagem);
- Montagem (falhas de instalação, desalinhamento);
- Carga no rolamento.

São introduzidos, também, os conceitos de tensão de fadiga abaixo da qual, em condições especiais, os rolamentos teriam uma vida infinita. A tensão limite (τ_u) é da ordem de 1500MPa.

As condições de lubrificação tomam horizontes importantes, com a adoção dos parâmetros amplamente utilizados para seleção de lubrificantes e sua relação com o desgaste de rolamentos previamente descrito na seção anterior. São eles:

- Razão entre a viscosidade real do óleo na temperatura de operação (v) dividida pela viscosidade do óleo requerida (v_l) para uma adequada lubrificação;

$$\kappa = v/v_l \quad (2.6.7)$$

- Parâmetro de filme (λ) que é espessura do filme lubrificante dividido pela rugosidade combinada das superfícies de contato.

Entretanto, devido à lacuna deixada pela norma ISO 281:1990/Amd.2:2000, pela não quantificação do fator a_{XYZ} , a indústria de rolamentos, através de seus maiores representantes, criaram formulações próprias, a princípio, independentes da norma ISO em vigor para tentar solucionar este problema. Citando uma delas, a NSK criou o modelo de cálculo próprio. Na equação, há a incorporação do modelo de vida útil baseado na fadiga sub-superficial e superficial. A seguir, verifica-se tal modelo numa notação simplificada, similar à notação da norma ISO 281:1990/Amd.2:2000.

$$L_{able} = a_1 a_{NSK} L_{10} \quad (2.6.8)$$

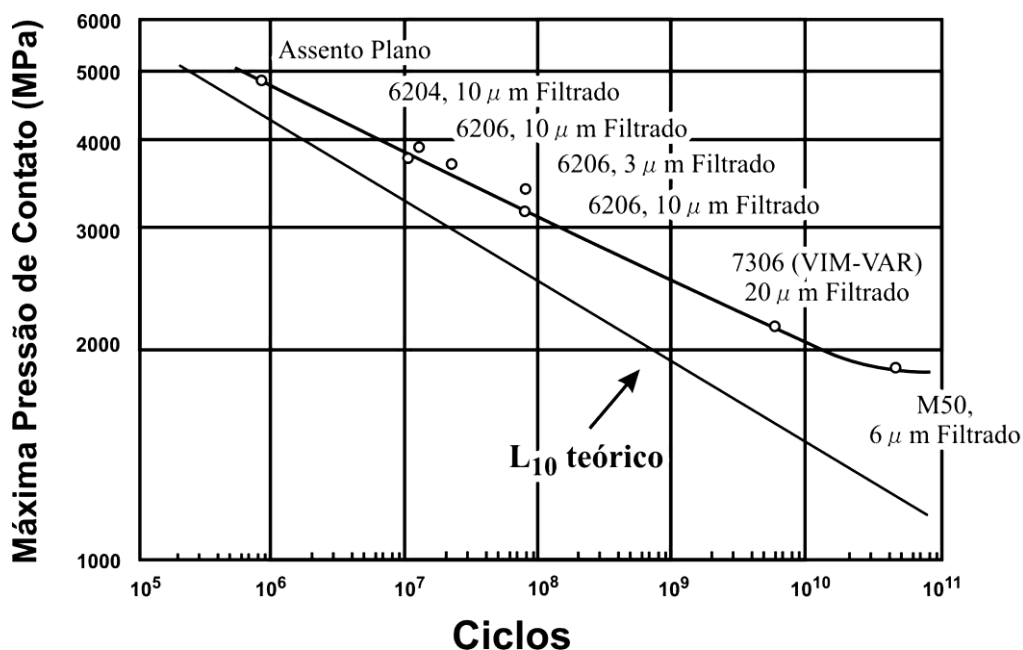


Figura 2.6.2 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação limpa (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

Nas Figuras 2.6.2 e 2.6.3 são identificadas duas situações distintas, a vida de rolamentos sob condições de lubrificação limpa e sob condições de lubrificação contaminada respectivamente. Pode-se notar claramente a grande discrepância para com o modelo tradicional de Lundberg e Palmgren.

Em ambos os casos, observa-se que não há coincidência com a vida de cálculo teórico, em condições limpas abaixo e sob contaminação acima.

Nestes casos, pode-se dizer que o fator a_{NSK} está em função do fator de carga $((P-P_u)/C)$, do fator de contaminação (a_c) e em função da razão da viscosidade do lubrificante (κ). Sendo assim, P é a carga equivalente atuando sobre o rolamento, P_u a carga do limite de fadiga e C a capacidade de carga dinâmica do rolamento. O fator a_{NSK} é baseado em dados oriundos do teste de vida de mais 450 rolamentos de rolos e 550 rolamentos de esferas sob uma variedade de condições de operações (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

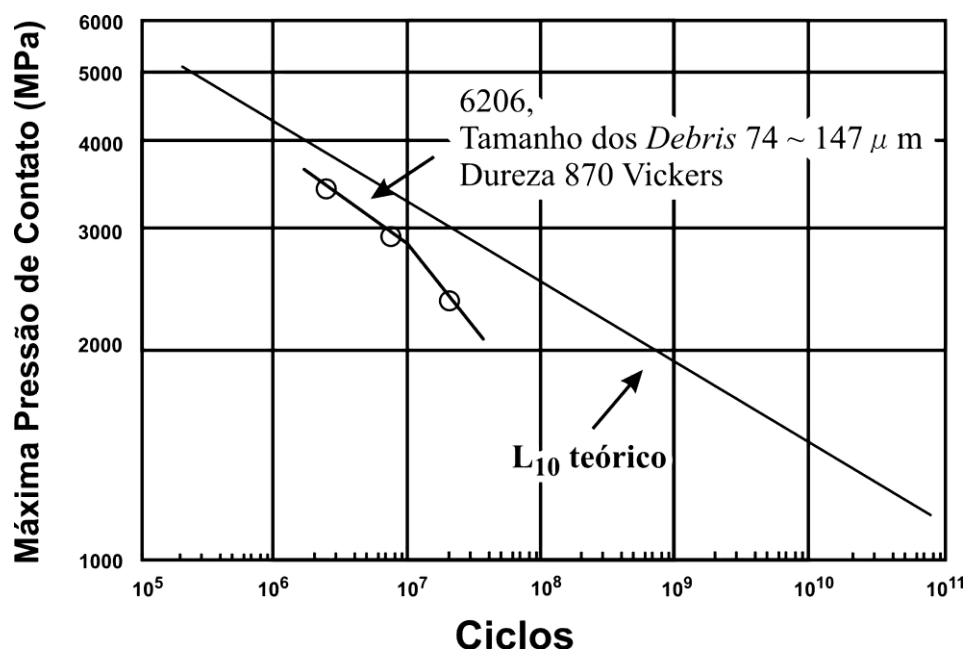


Figura 2.6.3 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação contaminada (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

O fator de carga descrito acima foi baseado na experiência sob condições de baixa carga sobre rolamentos onde os mesmos ainda estão em funcionamento após 20 anos de trabalho, 53 vezes mais do que a vida útil calculada. Este fenômeno, similar ao que acontece na fadiga estrutural nos gráficos $S-N$ para aços, indica que a fadiga de contato de rolamentos também apresenta uma carga limite de fadiga abaixo da qual a vida seria infinita. (TAKATA, 1994).

Com base nos dados apresentados, modelou-se uma nova teoria que incorporasse os modelos de fadiga superficial, sub-superficial e as condições ambientais. Segue abaixo uma nova equação proposta:

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{z_0^h} dV \left(\frac{1}{f(a_c, a_L)} - 1 \right) \quad (2.6.9)$$

Onde:

V – volume de material sujeito à tensão de fadiga de contato;

a_c – fator de contaminação;

a_L – fator de lubrificação que é uma função de κ e λ .

Os demais continuam nas mesmas notações apresentadas anteriormente.

A Tabela 2.6.3 apresenta valores para o fator de contaminação a_c de acordo com um grau de limpeza do lubrificante. Coloca-se a separação para métodos de lubrificação que apresentam sistema de filtragem. Se partículas externas com dureza de 350 Vickers ou superior adentram o rolamento, impressões são geradas nas superfícies de contato e inicia-se o processo de fadiga (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

Desta forma, tomando-se a notação simplificada da fórmula (eq. 2.6.8) para o cálculo do fator a_{NSK} , a Figura 2.6.4 representa uma metodologia simples para a aquisição deste fator para rolamentos de esferas.

Tabela 2.6.3 – Conceito do fator de contaminação a_c (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

Grau de Limpeza	Muito Limpo	Limpo	Normal	Contaminado	Muito Contaminado
Fator a_c	1,0	0,8	0,5	0,4 ~ 0,1	0,05
Aplicação padrão	~ 10 μ m filtrado	10 ~ 30 μ m filtrado	30 ~ 100 μ m filtrado	100 μ m ~ filtrado ou não filtrado (banho de óleo, circulação de óleo, etc.)	- Não filtrado - Presença de muito particulado fino
Exemplos de Aplicação	Rolamentos vedados com graxa para aplicações elétricas e equipamentos de tecnologia de informação	Rolamentos vedados com graxa para motores elétricos, rodeiros ferroviários e máquinas ferramentas	Rolamentos abertos lubrificadas à graxa	- Transmissões automotivas - Cubo de roda automotivo - Redutores - Máquinas de construção	

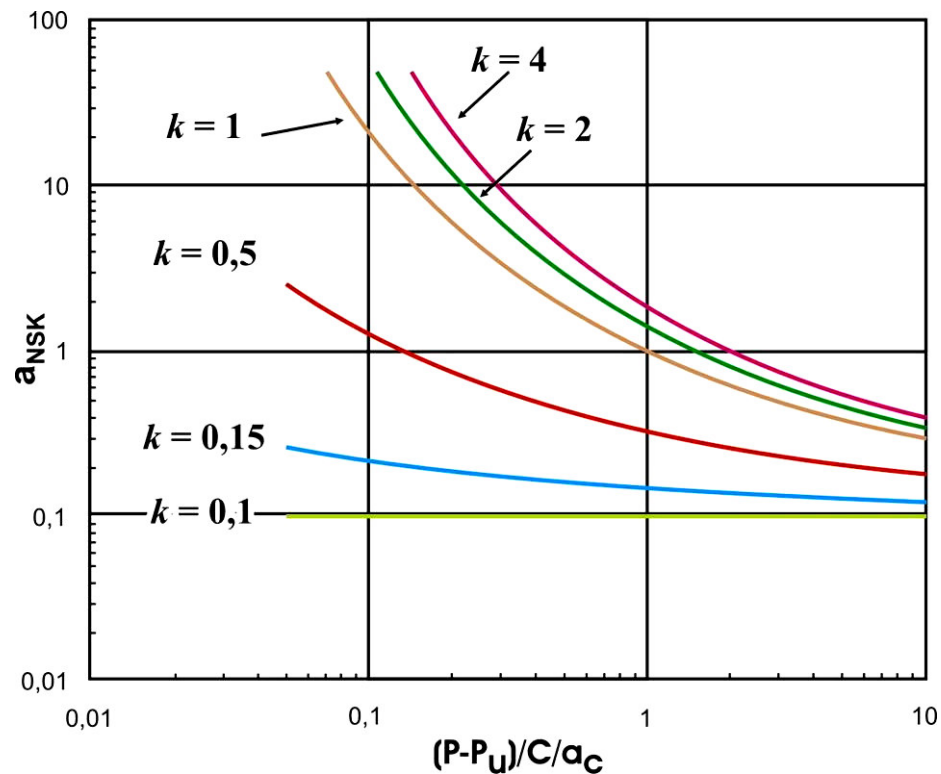


Figura 2.6.4 – Gráfico para determinação do fator a_{NSK} para rolamentos de esferas (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

2.7 Distribuição de Weibull

As distribuições de Weibull tem sido largamente empregadas para representar o tempo até que uma falha ocorra para inúmeros componentes mecânicos, inclusive rolamentos. Sendo assim, seu uso está contido nas formulações de cálculo de vida desde os primórdios com a primeira equação de vida útil de rolamentos formulada por Lundberg e Palmgren.

A distribuição de Weibull contém três parâmetros estatísticos, um parâmetro de escala (η), um de forma (β), e um de localização (γ). A correspondente função de confiabilidade pode ser descrita, para uma variável t , como (RODRIGUES, 2000):

$$R(t) = e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.7.1)$$

A probabilidade de falha de um item num dado período de tempo t , é $F(t)$, sendo complemento da confiabilidade do mesmo item, $R(t)$ no mesmo período; desde que nenhuma outra alternativa é possível, e estes dois eventos são mutuamente exclusivos (RODRIGUES, 2000). Tal notação pode ser compreendida pela equação 2.7.2.

$$R(t) + F(t) = 1 \quad (2.7.2)$$

Portanto a probabilidade de falha pode ser descrita através da equação 2.7.3.

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t-\gamma}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.7.3)$$

A NBR 6742 (1987 *apud* NEVES, 2006) descreve o procedimento no qual os dados oriundos de testes de fadiga devem ser manipulados para serem enquadrados no perfil de uma distribuição de Weibull. Anula-se o fator de posição e, portanto, a probabilidade de falha agora é descrita pela equação 2.7.4 e não mais pela 2.7.3.

$$F(t) = 1 - e^{-\left(\frac{t}{\eta}\right)^\beta} \quad (2.7.4)$$

McCool (1982 *apud* NEVES, 2006) indica como obter os parâmetros de forma e escala, numericamente, através do uso das equações 2.7.5 e 2.7.6.

$$\frac{1}{\beta_e} + \left(\frac{\sum_{i=1}^n \ln t_i}{\sum_{i=1}^n t_i^{\beta_e} \ln t_i} \right) / n - \left(\frac{\sum_{i=1}^n \ln t_i}{\sum_{i=1}^n t_i^{\beta_e}} \right) = 0 \quad (2.7.5)$$

$$\eta_e = \left(\frac{\sum_{i=1}^n t_i^{\beta_e}}{n} \right)^{\frac{1}{\beta_e}} \quad (2.7.6)$$

Onde:

n = tamanho da amostra;

t_i = vida até a falha do i -ésimo componente;

η_e = parâmetro de escala estimado;

β_e = parâmetro de forma estimado.

Para se estimar os valores de η e β usando as equações anteriores na forma como elas estão escritas, todos os n componentes devem ter sofrido falha (NEVES, 2006).

O parâmetro de forma β é o elemento mais importante na distribuição de Weibull. Através dele define-se a forma da distribuição. Para rolamentos, normalmente, tem-se que $\beta > 2$, pois destaca-se os processos ligados ao desgaste. Nesse contexto, a taxa de falhas cresce fracamente de início e depois mais acentuadamente. Esta tendência é tanto mais acentuada quanto maior for o valor de β (RODRIGUES, 2000).

O parâmetro de escala η define informações relativas aos intervalos de tempo que em média ocorrerão as falhas, é comumente chamado de vida média, ou vida característica. Quando η tiver sido atingido, 63,2% das falhas já terão ocorrido (RODRIGUES, 2000).

2.8 Anderômetro: detecção de falha de rolamentos

Como visto nos capítulos 2.5 e 2.6, a falha e o desgaste de rolamentos são extremamente importantes, pois indicam diretamente quando este componente precisa ser substituído. Um dos instrumentos mais amplamente utilizados, pela indústria de rolamentos, para detecção de problemas relacionados a rolamentos, como: contaminação, desgaste, falhas no processo de fabricação e escamamento, é o Anderômetro. A palavra foi originada pela unidade de medição obtida pelo aparelho, o Anderon (MIL/rad).

Sendo assim, o Anderômetro é um analisador de vibrações que utiliza um transdutor de velocidade acoplado ao anel externo do rolamento, enquanto ao anel interno é induzida uma rotação de 1800rpm pelo contato com um eixo deslizante. O

par: anel interno e eixo de rotação atingem a mesma velocidade com a aplicação de uma carga axial no anel externo do rolamento sob medição. Nesta condição, há uma pré-carga no rolamento com o deslocamento axial do mesmo, o que garante que todas as esferas estejam em contato com os dois anéis. Apesar de tratar-se de um analisador de vibrações, comumente este equipamento é chamado de Analisador do Nível de Ruído. O processo de medição e o equipamento podem ser melhor compreendidos através da Figura 2.8.1.

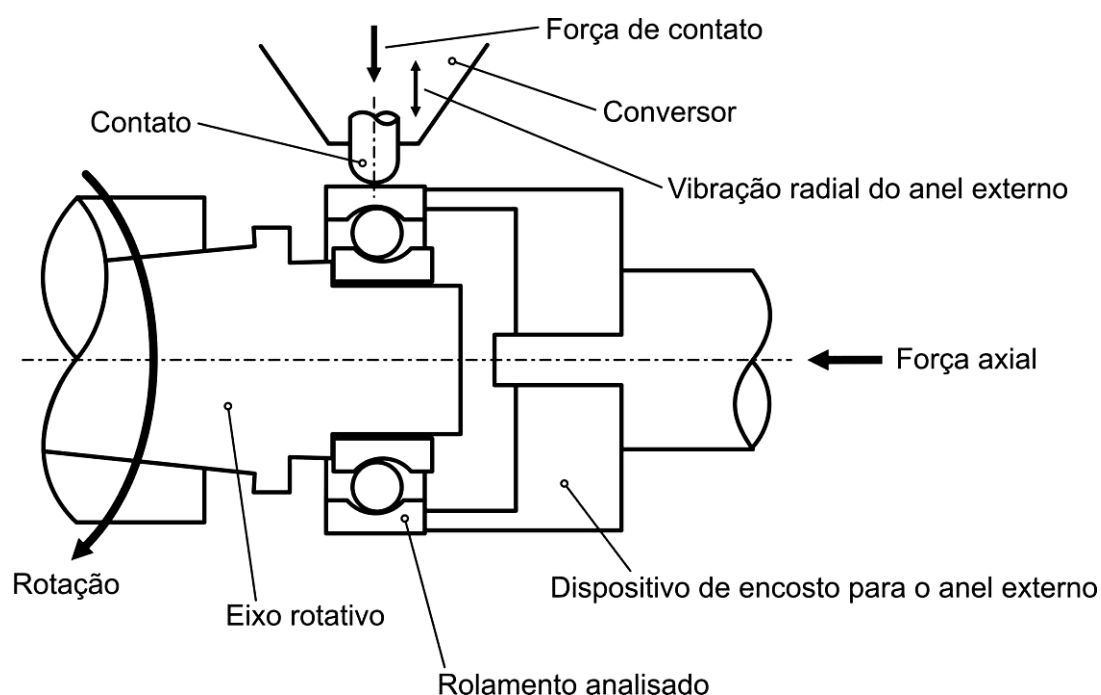


Figura 2.8.1 – Esquema representativo de medição com Anderômetro.

Os pequenos deslocamentos radiais do anel externo do rolamento são convertidos em pequenas flutuações de voltagem. Após amplificação do sinal de voltagem, esta é separada em três bandas que quantificam a vibração em Anderons. As três bandas utilizadas e suas faixas de frequência são:

- *Low* (baixa) – 50 a 300Hz
- *Medium* (média) – 300 a 1800Hz
- *High* (alta) – 1800 a 10000Hz

Para todos os casos o rolamento somente estará com seu nível de ruído aprovado se obtiver dentro de cada faixa um valor não superior à 40% do máximo valor pré-configurado, que é função do tamanho e do tipo de rolamento.

O processo de medição no Anderômetro é realizado de ambos os lados do rolamento para se verificar qualquer anormalidade nas pistas e elementos rolantes.

Na frequência *High* (H) capta-se a variação da rugosidade do rolamento em relação ao padrão de fabricação. Na frequência *Medium* (M) observa-se marcas nas pistas da ordem de décimos de milímetros, como amassados, endentações de pequeno tamanho e ondulações na pista. Na frequência *Low* (L) podem ser observados erros de forma e problemas de maior tamanho se comparado à frequência *Medium*. Em suma, pode-se correlacionar os valores obtidos nas faixas de frequência do Anderômetro com as descrições de topografia de superfície dadas no capítulo 2.2.

3 MATERIAIS E MÉTODOS

3.1 Equipamento de ensaios

Foi utilizado um equipamento desenvolvido pela empresa NSK Ltd., para avaliação da vida útil de rolamentos. O equipamento conta com cilindros hidráulicos para aplicação de carga, motor acionado por inversor de frequência para controle de rotação e aquecimento do lubrificante por resistência elétrica, onde 2 rolamentos são testados simultaneamente em cada caixa.



Figura 3.1 – Equipamento utilizado nos ensaios de vida dos rolamentos.

Para monitoramento e aquisição de dados do equipamento, há um sistema que grava as seguintes informações em tempo real:

- temperatura de trabalho em ambos os mancais;
- temperatura de trabalho do óleo;
- vibração (aceleração – RMS);
- tempo total de ensaio dos rolamentos;

- carga real aplicada aos rolamentos;
- rotação de trabalho.



Figura 3.2 – Equipamento utilizado para monitoramento das atividades e aquisição de dados do equipamento utilizado no ensaio.

Além disso, o equipamento permite a regulação da:

- carga radial (mediante o controle de pressão do cilindro hidráulico);
- carga axial (mediante o controle de pressão do cilindro hidráulico);
- rotação (mediante um inversor de frequência);
- temperatura (mediante aquecimento por resistência elétrica imersa no fluido lubrificante).

O equipamento conta com dois cilindros hidráulicos dispostos nas direções radial e axial em relação ao eixo de trabalho. Pode-se observar na Figura 3.3 a entrada dos termômetros de contato para aquisição da temperatura de trabalho dos mancais e do óleo lubrificante.

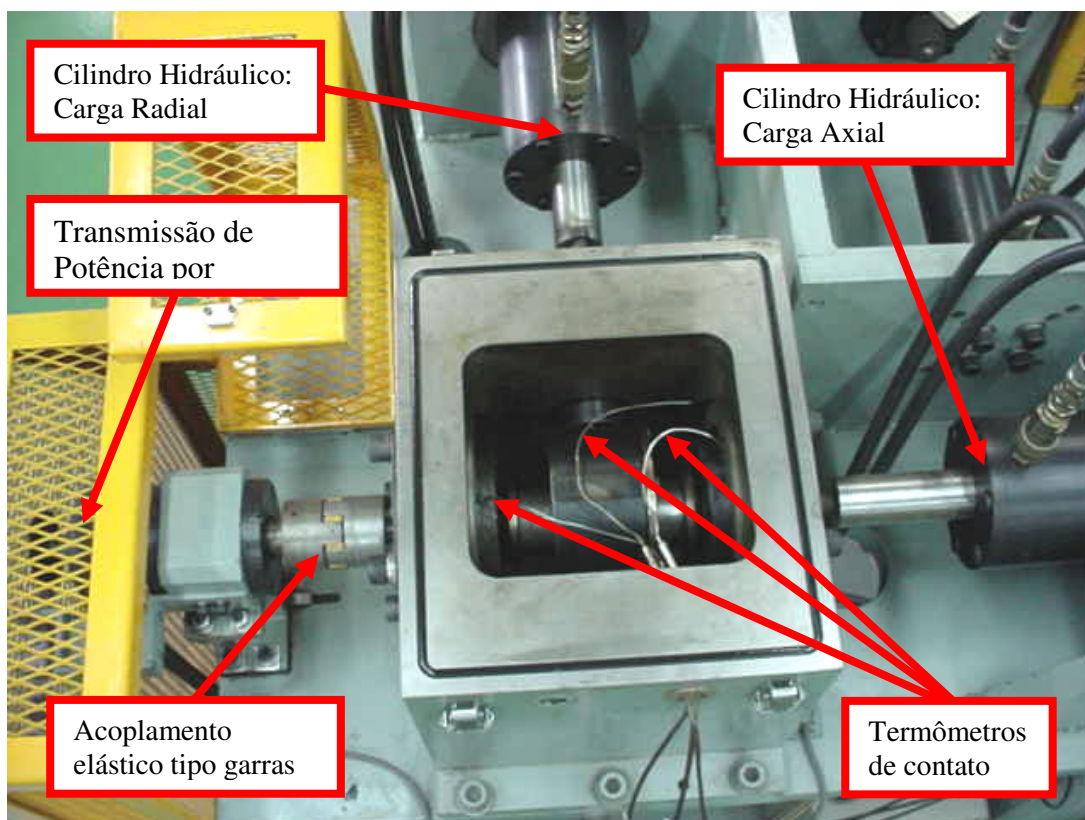


Figura 3.3 – Disposição dos cilindros hidráulicos e termopares usados no equipamento.

O princípio de transmissão de potência para o acionamento dos rolamentos testados se dá por acoplamento direto, usando-se um acoplamento elástico por garras. Sendo assim, minimiza-se a influência de cargas radiais ou axiais externas.

Pode-se visualizar de forma mais clara o princípio de funcionamento do equipamento pelas Figuras 3.4, 3.5 e 3.6. Nestas, verifica-se que dois rolamentos são testados simultaneamente (rolamentos em vermelho) e a carga radial aplicada é distribuída uniformemente para os mesmos, a fim de dividir a carga aplicada.

Verifica-se, também, que os dois rolamentos testados são tensionados por meio de um sistema central no eixo (dois rolamentos maiores) que distribuem uniformemente a carga entre os rolamentos testados (vermelho).

Nota-se no eixo um dispositivo *tipo chapéu* (verde) – Figura 3.5 – para facilitar o processo de remoção dos rolamentos sem danificá-los, uma vez que não há passagem de carga pelas esferas durante a remoção o que facilita também, a montagem e remoção dos rolamentos.

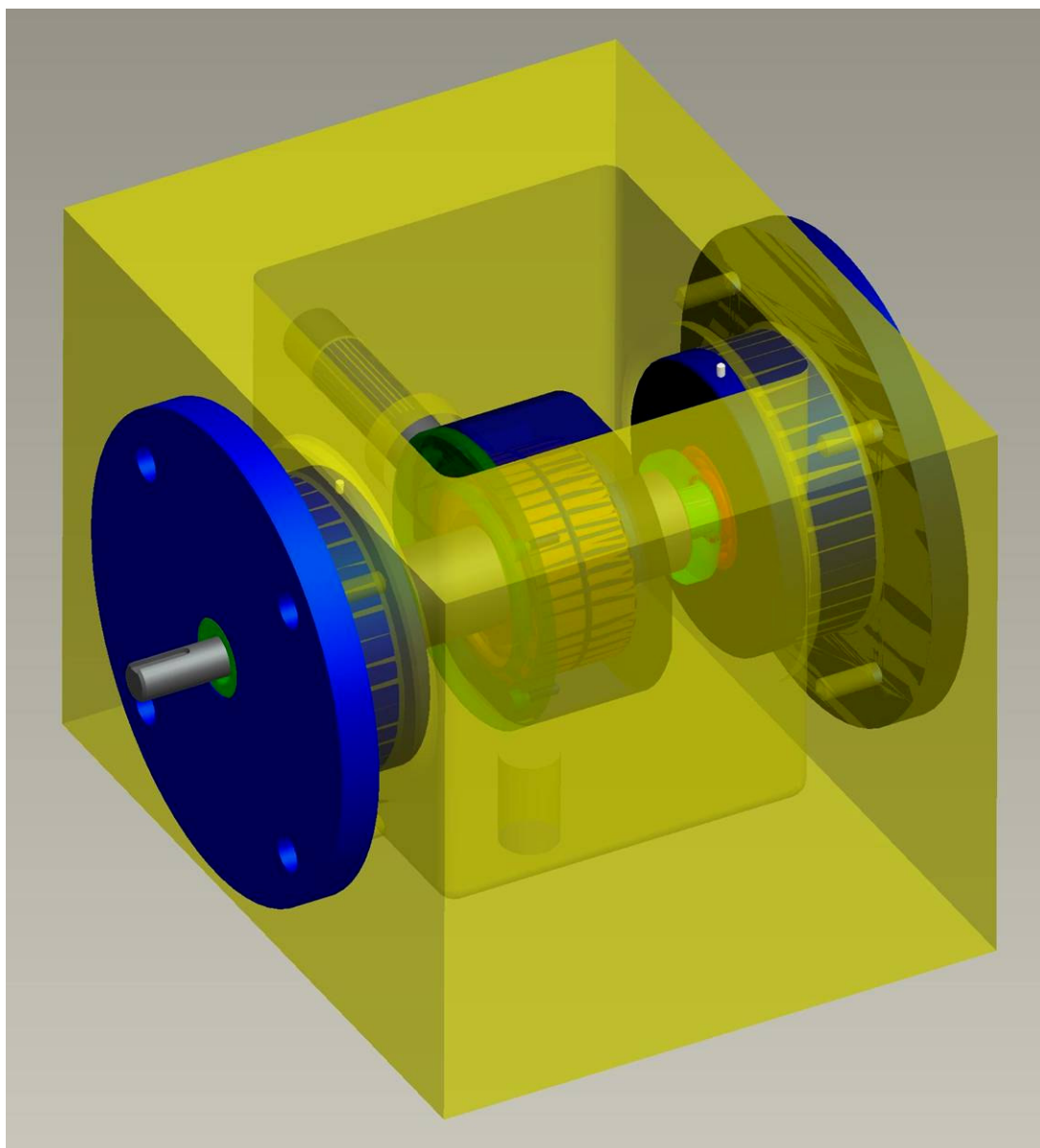


Figura 3.4 – Desenho em perspectiva do aparato usado para teste dos rolamentos.

Vê-se na Figura 3.6 o dispositivo de montagem para dos rolamentos testados. Nesta figura, é apresentado somente o eixo de trabalho com os dois rolamentos de suporte de carga (dourado) que se encontram enclausurados e, também, os rolamentos testados (vermelho), além do sistema de remoção destes pelo dispositivo tipo chapéu.

Verifica-se na Figura 3.7, em corte transversal, como a carga do cilindro hidráulico radial é transmitida para os rolamentos de tamanho maior e, através do eixo de carga, para os rolamentos menores, visando a distribuição igualitária das tensões.

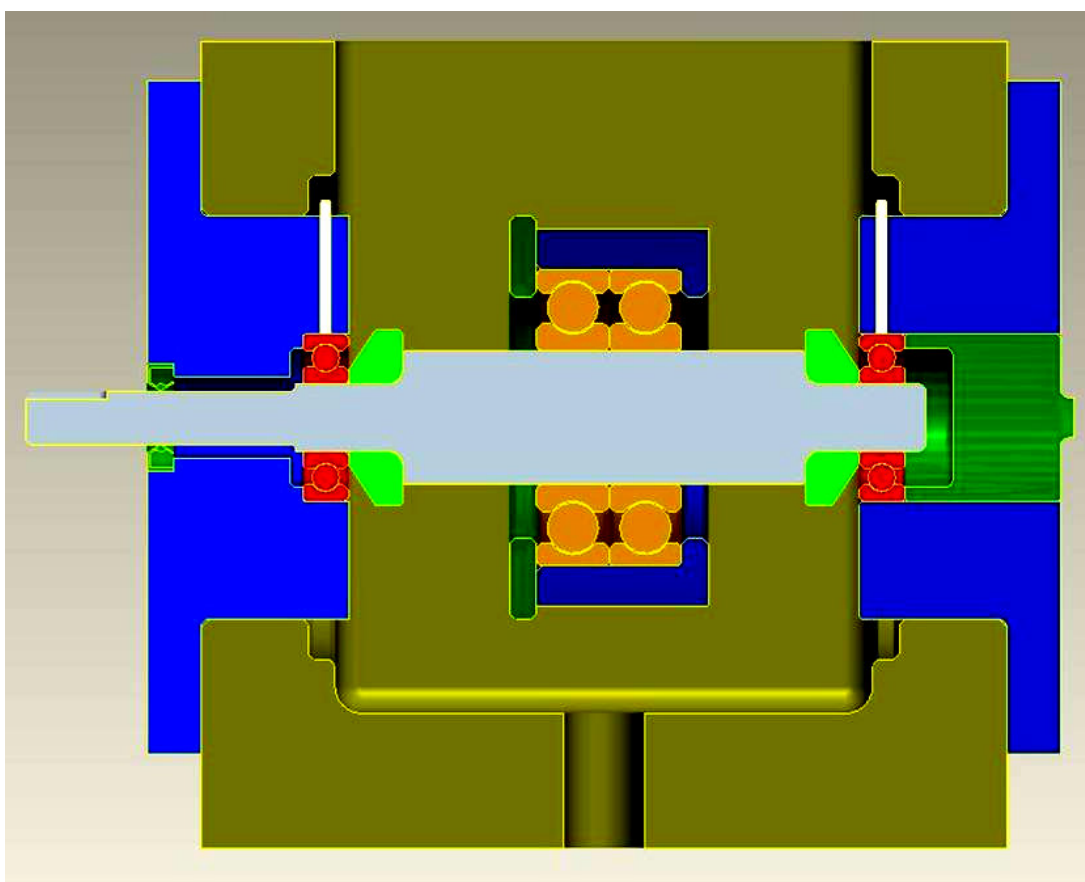


Figura 3.5 – Desenho em corte longitudinal do aparato utilizado para teste dos rolamentos.

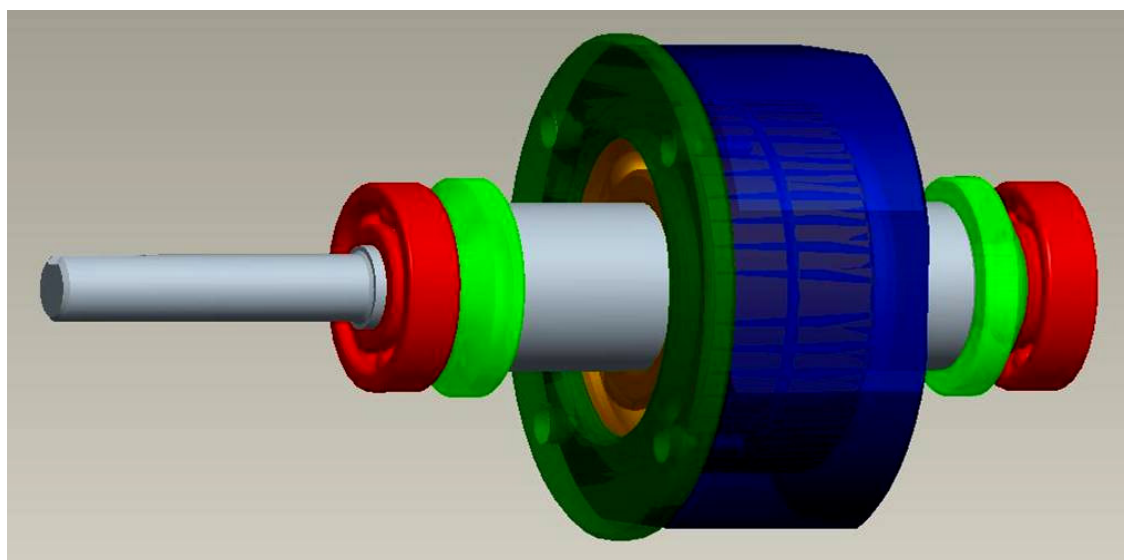


Figura 3.6 – Desenho do eixo de trabalho como rolamentos a serem testados e o dispositivo de remoção tipo chapéu.

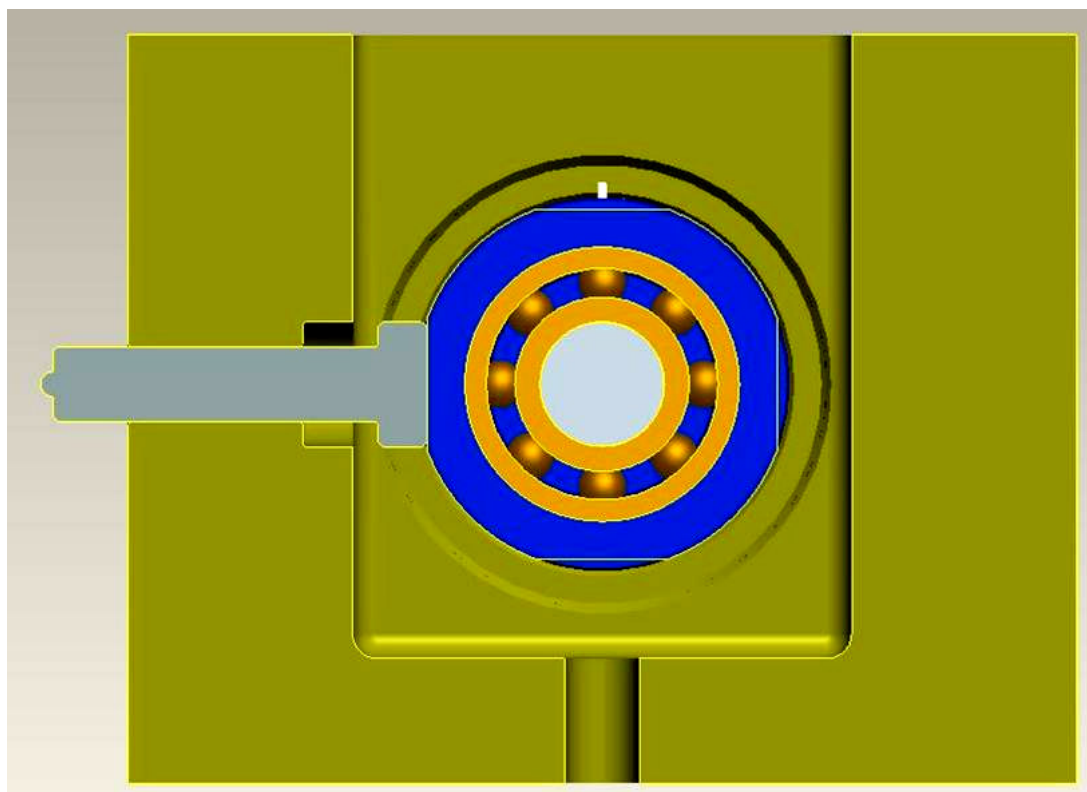


Figura 3.7 – Corte transversal do aparato utilizado para teste dos rolamentos.

3.2 Rolamentos utilizados

3.2.1 Rolamentos testados

Para os testes, foram selecionados os rolamentos 6305C3 (marca NSK) com as características abaixo:

- Rolamento fixo de uma carreira de esferas;
- diâmetro interno (d) = 25mm;
- diâmetro externo (D) = 62mm;
- largura (B) = 17mm;
- Capacidade de carga dinâmica (C_r) = 20.600N;
- Capacidade de carga estática (C_{0r}) = 11.200N;
- Limite de rotação (óleo) = 13.000min⁻¹ (rpm);
- Folga interna radial = C3 (folga maior do que a normal) \Rightarrow 0,013 ~ 0,028mm;
- Material do rolamento (anéis interno e externo, e esferas) = Aço AISI 52100;
- Tratamento térmico = temperado e revenido para dureza de 60 ~ 64 HRC;

No anexo A apresenta-se o desenho detalhado dos rolamentos utilizados para os ensaios.

3.2.2 Rolamentos de suporte

Os rolamentos centrais, para distribuição da carga imposta, foram dois rolamentos 6310DDUC3 (marca NSK) que apresentam as características abaixo:

- Rolamento fixo de uma carreira de esferas;
- Dupla vedação de borracha nitrílica de contato de ambos os lados (DDU);
- diâmetro interno (d) = 50mm;
- diâmetro externo (D) = 110mm;
- largura (B) = 27mm;
- Capacidade de carga dinâmica (C_r) = 62.000N;
- Capacidade de carga estática (C_{or}) = 38.500N;
- Limite de rotação (graxa) = 4.300min^{-1} (rpm);
- Folga interna radial = C3 (folga maior do que a normal) \Rightarrow 0,018 ~ 0,036mm;
- Material do rolamento (anéis interno e externo, e esferas) = Aço AISI 52100;
- Tratamento térmico = temperado e revenido para dureza de 60 ~ 64 HRC;

Observação: Os rolamentos com dupla vedação vêm pré-lubrificadas de fábrica com a graxa Alvânia S2 (Shell).

3.3 Lubrificação dos rolamentos

Para o teste, foi utilizado o método de banho de óleo para lubrificação dos rolamentos testados, sendo assim, por regra deve-se cobrir a metade inferior do elemento rolante utilizando-se, para isto 1350ml de óleo com variação de 5% em volume.

O óleo utilizado é o Tonna S 68 (Shell) que é um óleo de base mineral e apresenta suas principais características segundo a tabela 3.1. No anexo B está a ficha completa do mesmo.

Tabela 3.1 – Principais características do óleo lubrificante Tonna S 68 (Shell) utilizado.

Grau ISO	68
Densidade a 20/4°C – ASTM D-1298	0,8801
Viscosidade cinemática a 40°C, cSt – ASTM D-445	66,9
Viscosidade cinemática a 100°C, cSt – ASTM D-445	8,77
Índice de viscosidade – ASTM D-2270	103
Ponto de fulgor COC, °C – ASTM D-92	238
Ponto de fluidez, °C – ASTM D-97	-15
TAN, mg KOH/g – ASTM D-664	1,71

3.4 Parâmetros utilizados de ensaio

A carga radial (F_r) aplicada ao rolamento foi de 10.800N para cada rolamento testado, com um fator de segurança de 3,5% abaixo da capacidade de carga estática do rolamento 6305. Esta limitação da carga visou não entrar no regime de deformação plástica dos rolamentos.

Foi utilizado 52,4% da C_r (capacidade de carga radial) do rolamento (CATÁLOGO NSK, 2006, p. B10), quando para aplicações de cargas consideradas normais pelos fabricantes de rolamentos, utilizam-se 6 a 13% da C_r do rolamento (CATÁLOGO NSK, 2006, p.A84). A escolha por tal parâmetro visa não ultrapassar os valores de capacidade estática do rolamento, com já informado anteriormente, mas também, a aceleração dos ensaios de fadiga de contato de rolamentos.

A capacidade de carga básica estática (C_{0r}) é definida como a carga estática que resulte nas tensões de contato, relacionadas abaixo, calculadas no centro da área de contato entre o corpo rolante submetido à tensão máxima e a superfície da pista, segundo a teoria de Hertz.

Rolamentos autocompensadores de esferas 4600MPa;

Outros rolamentos de esferas 4200MPa;

Rolamentos de rolos 4000MPa

A soma da deformação permanente no corpo rolante e nas pistas, na área de contato submetida a esta tensão de contato, será de aproximadamente 0,0001 do diâmetro do corpo rolante. (CATÁLOGO NSK, 2006, p.A32)

Para não se atingir valores de rotações muito elevados e para se trabalhar nas imediações de rotações convencionais de maquinários padrão, arbitrariamente, adotou-se a rotação de trabalho de 2000min^{-1} (rpm).

3.4.1 Condições de ensaio

Os ensaios foram realizados em duas condições de temperatura:

I) Temperatura real de estabilização dos rolamentos em trabalho (viscosidade $>13\text{cSt}$);

II) Alteração da temperatura normal de trabalho ajustando-a para 110°C (viscosidade $<13\text{cSt}$). Uso de aquecimento por resistência elétrica externa imersa no lubrificante.

O valor referencial de viscosidade cinemática de 13cSt consta da norma ISO 281 como a viscosidade mínima do lubrificante na temperatura de trabalho para um rolamento de esferas trabalhar sem apresentar problemas de falha na formação do filme lubrificante.

Para os ensaios realizados nas condições acima descritas, adotou-se o nome de **Procedimento I**.

Para este Procedimento, foi realizado no último ensaio da condição I, ou seja, ensaio 5, algumas aquisições extras de informação. Sendo assim, foram coletados os primeiros dados de folga interna radial dos rolamentos. Após 60h de ensaio, os rolamentos foram desmontados, marcadas suas posições para não alteração em relação ao eixo e alojamento e mensurados a folga interna radial, o nível de ruído e

coletada, também, uma amostra do óleo. Após 120h, 180h e no final do ensaio, até a falha de um dos rolamentos, foram feitas as mesmas medições que para 60h. Em todos os casos de parada para mensuração dos dados houve a troca total do óleo utilizado, e, posteriormente, repostado com óleo novo.

Para a condição I de ensaio, foram realizados, ainda, mais 4 ensaios, a fim de se eliminar qualquer dúvida sobre a influência de cargas de momento nos rolamentos. Assim, foi criado um procedimento distinto, aqui descrito como: **Procedimento II**. Neste, os rolamentos de um dos lados do mancal de teste foram reforçados, para, apenas, ter-se falhas do lado de acionamento ou do lado oposto ao acionamento, porém em igual número. Sendo assim, os ensaios 11 e 12 devem apresentar falha do lado do acionamento e os ensaios 13 e 14 devem apresentar falha do lado oposto ao acionamento. Haja vista que os rolamentos ditos com reforço foram colocados do lado oposto ao anteriormente descrito. O reforço utilizado nos rolamentos não alterou a estrutura do equipamento e da distribuição de carga, uma vez que, foram utilizados rolamentos com tratamento termoquímico diferenciado, sem qualquer outra alteração do mesmo e, então, considerados reforçados, e que para este estudo não serão analisados.

Como padronização para todos os rolamentos testados, todos aqueles de numeração ímpar serão considerados instalados do lado do acionamento ou LA, e todos os rolamentos do lado par, serão tidos como rolamentos do lado oposto ao acionamento ou LOA.

De acordo com as fórmulas de cálculo de vida de rolamentos, objetivou-se uma vida útil baixa para que se pudessem realizar diversas coletas de dados de rolamentos. Segundo a equação 2.6.1 a vida sob fadiga calculada é de 58h.

Empregando o novo cálculo de vida sob fadiga apresentado na equação 2.6.8, a vida útil em função dos valores de parâmetro de filme de lubrificante, contaminação e outros, seria:

$$L_{able} = 41h \text{ (temperatura de trabalho} = 83,4^{\circ}\text{C} \text{ – Condição I) – anexo C}$$

$L_{abte} = 17h$ (temperatura de trabalho = 110°C – Condição II) – anexo D

3.4.2 Identificação da falha dos rolamentos e parada do ensaio

A identificação da falha que resulta no término do teste dos rolamentos é um processo empírico, onde se determina a falha através da diferenciação no nível de ruído dos rolamentos, em comparação com o início do processo. Como este é um processo que apresenta um fator humano, para a certificação rigorosa da falha utilizam-se dois processos não destrutivos:

- Visual: Identificação de pontos de escamamento nas pistas e ou elementos rolantes, ou seja, a verificação de pontos de saída de material;
- Nível de ruído/vibração: Utiliza-se o Anderômetro, conforme descrito no Capítulo 2.8, para certificação de que o rolamento está reprovado em todos os campos de frequência (*low*, *medium* e *high*).

A identificação final da falha dos rolamentos só é atingida após análise por microscopia e identificação dos pontos de fadiga nas pistas ou elementos rolantes. Porém, este procedimento requer a desmontagem dos rolamentos.

3.4.3 Pré-teste de preparo do equipamento

Para uma avaliação dos parâmetros de teste como: rotação, carga, temperatura, nível de óleo e vida útil estimada para os rolamentos, realizou-se um pré-teste nas mesmas condições de teste descritas nos capítulos anteriores. Houve, apenas, a variação da rotação do equipamento de 2000rpm para 1000rpm. Para este teste os rolamentos trabalharam por 400h sem ocorrência de falha.

Foi mensurado o esforço da carga radial através de célula de carga antes e após o ensaio para certificação de não variação da carga.

A temperatura foi acompanhada com termômetros digitais por infravermelho para acompanhamento da temperatura e validação dos termômetros de contato.

O volume de óleo foi estudado, para determinação da necessidade de mais ou menos óleo, pela temperatura de trabalho do óleo que, para as condições descritas acima, não foi superior a 70°C e, também, pela análise do nível de ruído/vibração, onde verificou-se que não houveram variações significativas nas frequências (*medium* e *high*) se comparado ao rolamento original, demonstrando pequena modificação das superfícies de contato e baixa interação metal-metal.

3.4.4 Medição de folga interna radial dos rolamentos

A medição da folga interna radial dos rolamentos é feito através das normas ISO 492/199/582.

A folga do rolamento é o espaço entre o anel interno, anel externo e os corpos rolantes. Isto é, fixando qualquer um dos anéis, interno ou externo, a folga é a magnitude de deslocamento do outro anel, quando movimentado em sentidos opostos.

As medições da folga são efetuadas, normalmente, com a aplicação de uma carga específica de medição no rolamento para se obter valores estáveis. Por isto, o valor da folga medida, é ligeiramente maior que a folga real na intensidade da deformação elástica causada pela carga de medição (a folga encontrada por este meio é definida como folga de medição). A folga real, conseqüentemente, deve ser obtida corrigindo-se a folga de medição, do aumento da folga devido à deformação elástica. Na Tabela 3.2, podem ser vistos os valores de correção da folga.

Tabela 3.2 – Valores de correção da folga interna radial de rolamentos de esferas.

Diâmetro Nominal do Furo d (mm)		Carga de Medição		Valor de Correção da Folga				
Acima de	Inclusive	[N]	[kgf]	C2	Normal	C3	C4	C5
10 (inclusive)	18	24,5	2,5	3 ~ 4	4	4	4	4
18	50	49	5	4 ~ 5	5	6	6	6
50	280	147	15	6 ~ 8	8	9	9	9

Para facilitar o entendimento dos resultados e sua discussão, utilizar-se-á, apenas, a folga geométrica ou corrigida que pode ser tratada, também, como folga interna radial daqui por diante.

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1 Vida dos rolamentos

Nas tabelas 4.1.1 e 4.1.2 são apresentados os resultados para os ensaios de vida realizados para os rolamentos, conforme descrito na metodologia experimental.

Tabela 4.1.1 – Ensaio de vida útil dos rolamentos testados, conforme Procedimento I.

Valores obtidos no ensaio - Procedimento I:			
Rols. 1 e 2	Ensaio 1	38,2 horas (falha do rolamento 3)	Condição 1 (13cSt)
Rols. 3 e 4	Ensaio 2	124,7 horas (sem falha)	Condição 1 (13cSt)
Rols. 5 e 6	Ensaio 3	118,4 horas (sem falha)	Condição 1 (13cSt)
Rols. 7 e 8	Ensaio 4	184,4 horas (sem falha)	Condição 1 (13cSt)
Rols. 9 e 10	Ensaio 5	627,6 horas (falha do rolamento 9)	Condição 1 (13cSt)
Rols. 11 e 12	Ensaio 6	119,4 horas (sem falha)	Condição 2 (<13cSt)
Rols. 13 e 14	Ensaio 7	168,1 horas (sem falha)	Condição 2 (<13cSt)
Rols. 15 e 16	Ensaio 8	175,2 horas (sem falha)	Condição 2 (<13cSt)
Rols. 17 e 18	Ensaio 9	159,4 horas (sem falha)	Condição 2 (<13cSt)
Rols. 19 e 20	Ensaio 10	160,7 horas (sem falha)	Condição 2 (<13cSt)

Tabela 4.1.2 – Ensaio de vida útil dos rolamentos testados, conforme Procedimento II.

Valores obtidos no ensaio - Procedimento II:			
Rol. 21	Ensaio 11	402,2 horas (falha do rolamento sem reforço)	Condição 1 (13cSt)
Rol. 22	Ensaio 12	460,9 horas (falha do rolamento sem reforço)	Condição 1 (13cSt)
Rol. 23	Ensaio 13	430,3 horas (falha do rolamento sem reforço)	Condição 1 (13cSt)
Rol. 24	Ensaio 14	271,3 horas (falha do rolamento sem reforço)	Condição 1 (13cSt)

Conforme descrito no Procedimento II, os ensaios que obtiveram falha dos rolamentos do lado do acionamento foram: Ensaio 11 e 12. E os rolamentos que apresentaram falha do lado oposto ao acionamento foram: Ensaio 13 e 14, conforme predito no Capítulo 3.4.1.

O ensaio 5 está destacado na Tabela 4.1, pois para os rolamentos testados foram coletadas mais informações do que as utilizadas nos outros ensaios conforme descrito em Materiais e Métodos.

Conforme visto nas tabelas 4.1.1 e 4.1.2, apenas 6 dos 24 rolamentos ensaiados sofreram algum tipo de falha que comprometeu a vida útil dos mesmos.

A identificação da falha nos rolamentos, segundo os parâmetros apresentados no Capítulo 3.4.2, segue abaixo:

- Visual: rolamentos 1, 9 e 23;
- Nível de ruído/vibração: rolamentos 21, 22 e 24.

Para os ensaios feitos sob a condição I, Procedimento I e II, foi plotada a vida útil dos rolamentos que falharam, segundo a distribuição de Weibull, que é bastante usada para determinação do percentual de falha de rolamentos, vide Capítulo 2.7.

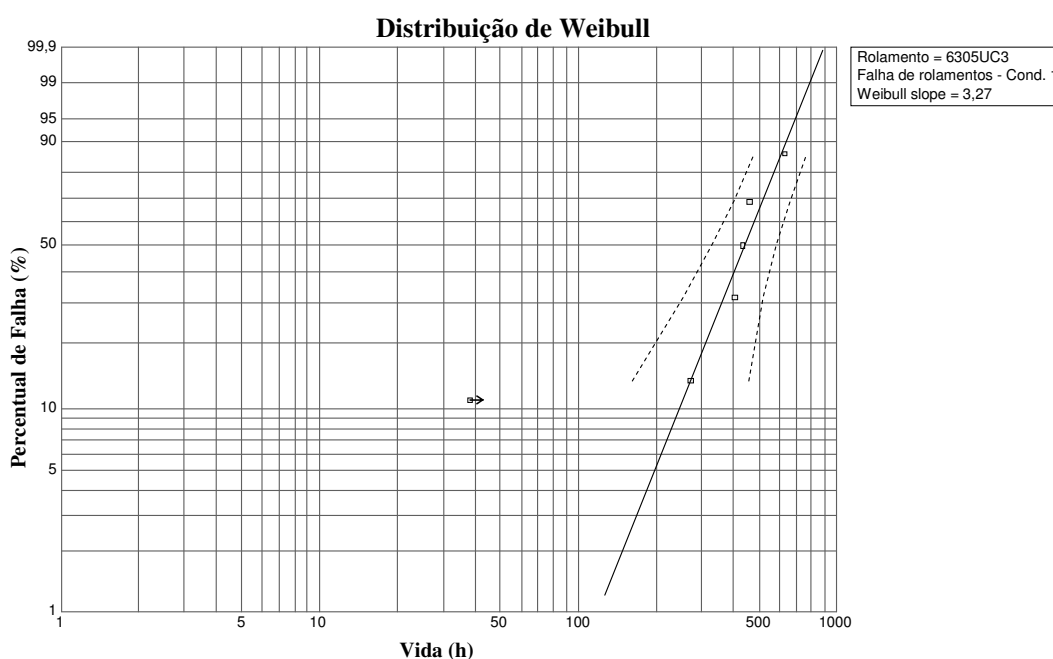


Figura 4.1.1 – Gráfico da vida útil dos rolamentos segundo a distribuição de Weibull.

Para esta distribuição tem-se uma vida calculada $L_{10h} = 246,7h$.

Poder-se-ia perguntar se houve algum problema no equipamento ou procedimento de montagem do Ensaio 1, afinal este foi o primeiro ensaio e falhou prematuramente. Entretanto, como informado no Capítulo 3.4, houve um pré-teste de adequação de parâmetros. Portanto, este não foi o primeiro ensaio realizado no equipamento, descartando-se tal possibilidade.

Como para o ensaio 5 os rolamentos tiveram 3 trocas de óleo sendo retiradas as impurezas provenientes do desgaste natural dos rolamentos. Plotou-se novamente a distribuição do acúmulo de falha de Weibull sem este ponto.

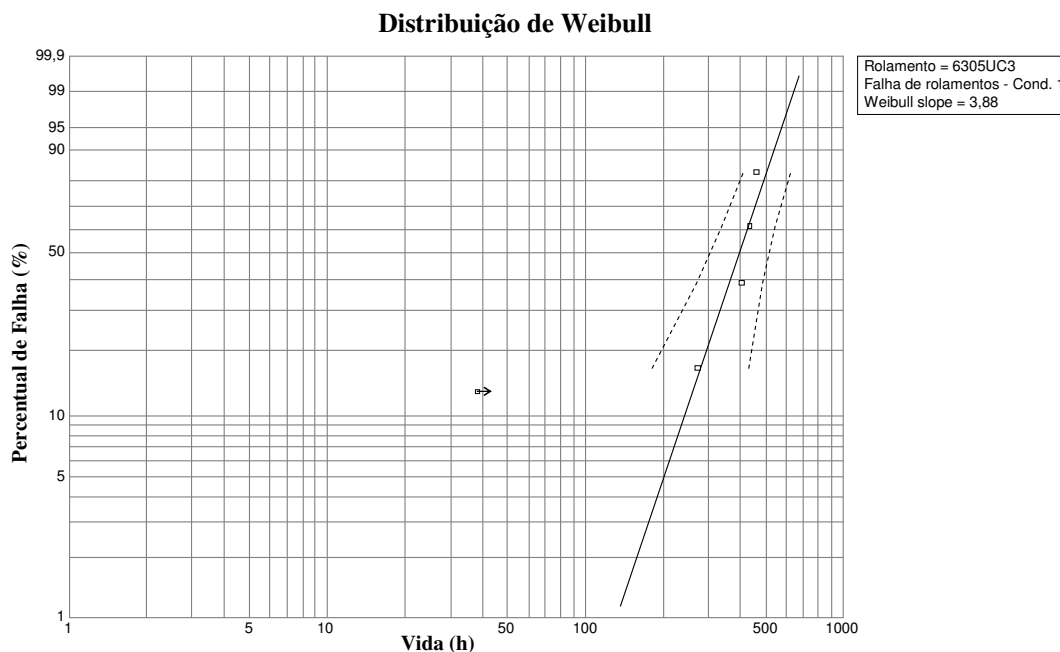


Figura 4.1.2 – Gráfico da vida útil dos rolamentos segundo a distribuição de Weibull, sem o ensaio 5.

Para esta nova distribuição, tem-se uma vida calculada $L_{10h} = 242,3h$.

4.1.1 Nível de ruído dos rolamentos testados

A seguir é mostrado o nível de ruído/vibração para os rolamentos, depois de finalizados os testes para cada ensaio do Procedimento I. Utilizou-se para tal medição o Anderômetro, conforme explanado no Capítulo 2.8.

Como informado anteriormente, para o ensaio 5, rolamentos 9 e 10, obtiveram-se mais pontos de medição conforme Tabela 4.1.4.

Com um X são marcados as frequências nas quais os rolamentos foram reprovados após mensuração do nível de ruído/vibração. No caso da Tabela 4.1.4 foi

colocado o valor de cada um dos pontos, em vermelho foram destacados os valores reprovados e em laranja os valores que estão no limite.

Tabela 4.1.3 – Nível de ruído/vibração dos rolamentos testados.

Nível de Ruído Medido dos Rolamentos Testados			
Rolamento	L	M	H
1	x	x	x
2			x
3			x
4		x	x
5			x
6			x
7		x	x
8		x	x
11			x
12		x	x
13			x
14			x
15			x
16		x	x
17		x	x
18		x	x
19		x	x
20		x	x

Tabela 4.1.4 – Nível de ruído dos rolamentos testados para o Ensaio 5 nos diferentes tempos de ensaio.

Nível de Ruído Medido dos Rolamentos Testados - Ensaio 5				
Tempo (h)	Rolamento	L	M	H
60,0	9 (2)	10	30	35
120,0	9 (3)	15	45	50
180,0	9 (4)	15	60	50
627,6	9 (5)	x	x	x
60,0	10 (2)	10	25	30
120,0	10 (3)	15	40	40
180,0	10 (4)	15	50	40
627,6	10 (5)	15	60	70

Portanto, os rolamentos que foram reprovados na frequência *High* (H) devem-se a variação da rugosidade do rolamento em relação ao padrão de fabricação. No caso dos reprovado na frequência *Medium* (M), podem ser verificadas marcas nas pistas e ou elementos rolantes, com endentações de pequeno tamanho. Os rolamentos que apresentaram falha na frequência *Low* (L) são aqueles os quais o escamamento foi captado.

Em suma, pode-se atribuir grande confiabilidade para a identificação de problemas com rolamentos através da análise de ruído/vibração.

4.1.2 Capacidade dinâmica de rolamentos radiais de esfera e vida útil

Segundo Palmgren (1959) a capacidade de carga dinâmica de um rolamento é função dos seguintes fatores:

- tamanho dos elementos rolantes;
- número de elementos rolantes em uma carreira;
- número de carreiras;
- ângulo de contato;
- grau de conformidade entre os elementos rolantes e pistas em ambos os planos radial e axial;
- propriedades do material.

Conforme descrito anteriormente na equação 2.6.2, tem-se a tradução do exposto acima com apenas o acréscimo de um fator relacionado a materiais mais contemporâneos para fabricação de rolamentos (b_m).

$$C_r = b_m f_c (i \cos \theta)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8} \quad (2.6.2)$$

Pode-se destacar desta maneira que os rolamentos sofrem uma influência bastante grande de suas características geométricas e, por conseguinte, de sua geometria de contato, no que tange a determinação de sua capacidade de carga. A fórmula acima apoia-se na teoria de Hertz, com a simplificação de considerar o contato pontual e estático. Sendo assim, podem-se destacar alguns problemas

oriundos de tal formulação e correlacioná-los com a não adequação com os resultados expostos.

Num primeiro ponto, e como será demonstrado, trata-se das simplificações e normalizações estabelecidas pela ISO quanto ao aspecto geométrico-dimENSIONAL. De acordo com a norma ISO 281, tem-se:

$$b_m = 1,3 ;$$

$$D_w = 10,319\text{mm (de acordo com o rolamento – não padronizado);}$$

$$i = 1 \text{ (rolamento fixo de uma carreira de esferas);}$$

$$Z = 8 \text{ esferas (de acordo com o rolamento – não padronizado);}$$

$$\theta = 0^\circ \text{ (rolamento fixo de uma carreira de esferas sob pura carga radial);}$$

$$D_{pw} = 44,5\text{mm (diâmetro do centro de rotação das esferas no rolamento – não padronizado);}$$

$$f_c = \text{func} \left(\frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}, \frac{r_i}{D_w} \right)$$

f_c = fator referente à geometria de contato (curvatura).

De acordo com Halling (1978), a função para determinação de f_c requer complicados cálculos numéricos envolvendo integrais elípticas e, desta forma, seus valores são apresentados de forma simplificada em tabelas, vide Palmgren (1959). Este fator é similar aos coeficientes de contato elíptico do Capítulo 2.3.

$$\varphi = \frac{D_w \cos \theta}{D_{pw}} \quad (4.1.1)$$

$$\varphi = 0,232;$$

$$r_i/D_w = 0,52 \text{ (valor normalizado)}$$

Portanto, $f_c = 59,2$ (interpolando da tabela da norma ISO 281).

Calculando a equação inicial:

$$C_r \approx 20574\text{N}$$

Este valor é similar ao encontrado nos catálogos dos fabricantes de rolamentos e pode ser conferido no anexo E.

Entretanto, este cálculo é baseado em um valor (r_i/D_w) padronizado e, desta forma, não condiz com as reais dimensões geométricas reais dos rolamentos. Isto faz com que o fator f_c seja sobremaneira afetado. Haja vista que o valor real da relação entre o raio de curvatura do anel interno e o diâmetro da esfera é de:

$$r_i/D_w \text{ (real)} = 0,505$$

Sendo assim, o novo valor de f_c , que será empregado, é igual a 88,6.

Portanto, corrigindo-se tal valor, verifica-se que há grande divergência entre as capacidades de carga, estabelecida pela ISO e a calculada de acordo com os valores reais dos rolamentos.

Modificando os valores padronizados para os reais do rolamento 6305UC3 (NSK), tem-se a nova capacidade de carga destes rolamentos:

$$C_r \approx 30756N$$

Este valor é, aproximadamente, 50% acima do valor divulgado nos catálogos de rolamentos. Pode-se conferir o cálculo no anexo F.

De posse deste novo valor, e sabendo-se que a vida útil de rolamentos apresenta uma variação cúbica com a capacidade de carga, observa-se que a nova vida útil de rolamentos é fortemente afetada e, por isso, tamanha discrepância da norma ISO 281.

Portanto, como visto anteriormente, a capacidade de carga dos rolamentos fixos de uma carreira de esfera, em especial o rolamento 6305, expressa nos catálogos de fabricantes de rolamentos está subdimensionada, pois toma como base padrões da norma que não são os reais utilizados pelos fabricantes, o que leva a um equívoco no processo de cálculo da capacidade de carga, influenciando diretamente as fórmulas de cálculo de vida dos rolamentos.

Observando os valores encontrados nas Tabelas 4.1.1 e 4.1.2 sobre a vida útil dos rolamentos testados, podem-se distinguir dois pontos importantes na metodologia hoje empregada para o cálculo da vida de rolamentos, também, já descrita no capítulo 2.6.

Num primeiro ponto estão concentrados os rolamentos que foram testados sob a condição I, onde há o ensaio sob condições de temperatura normal a que os rolamentos atingem devido ao seu trabalho, mantendo um padrão de λ próximo de 1.

Como demonstrado na distribuição de Weibull, chega-se a valores:

$L_{10h} = 246,7h$ (considerando a falha do rolamento 5) e

$L_{10h} = 242,3h$ (desconsiderando a falha do rolamento 5).

Através dos novos cálculos de vida útil de rolamentos, conforme descrito na equação 2.6.8, e de posse do novo valor de capacidade de carga dinâmico dos rolamentos, tem-se o novo valor estimado de vida útil para os rolamentos, conforme informado no Anexo G:

$$L_{able} = 189h$$

Portanto, o valor previsto de vida útil e o valor efetivamente calculado através dos ensaios dos rolamentos estão relativamente próximos, com um erro de aproximadamente 28%, o que pode ser considerado um erro pequeno se comparado aos valores previamente informados no capítulo 3.4.1, onde $L_{able} = 41h$, o que corresponde a um erro próximo de 490%.

Como segundo ponto a ser destacado sobre a vida útil dos rolamentos, tem-se os valores de ensaio para condição II. Neste caso, não se obteve a falha de nenhum dos rolamentos testados, como fora visto na condição anterior. Pode-se perguntar o porquê então do encerramento dos testes. A decisão por encerrar os testes foi baseada em parâmetros similares ao descrito no primeiro ponto, ou seja, o valor de cálculo segundo os novos parâmetros para determinação da vida útil e a capacidade de carga corrigida atinge um $L_{able} = 69h$, conforme descrito no anexo H.

Caso fosse atribuída a falha aos rolamentos no momento em que foram encerrados os testes, o valor de vida útil segundo a distribuição de Weibull seria $L_{able} = 117,4h$, vide anexo I.

Neste contexto, poder-se-ia verificar um erro de aproximadamente 70%, o que diverge drasticamente no primeiro caso, e portanto, motivou a ação de parada dos testes.

Um ponto até então desconsiderado, é o fator de carga ε , que é a razão entre a projeção do comprimento da área de carregamento e o diâmetro da pista de rolamento. Tal fator pode ser melhor entendido através da Figura 4.1.3.

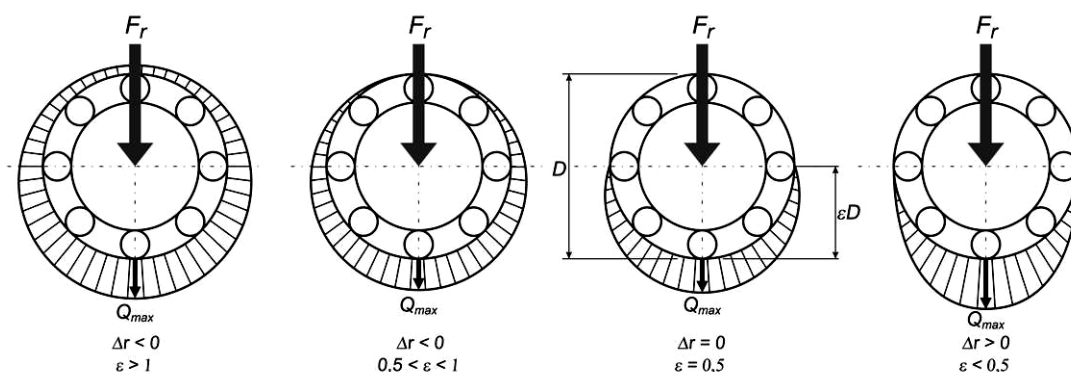


Figura 4.1.3 – Relação entre distribuição de carga e folga interna radial (fator de carga ε).

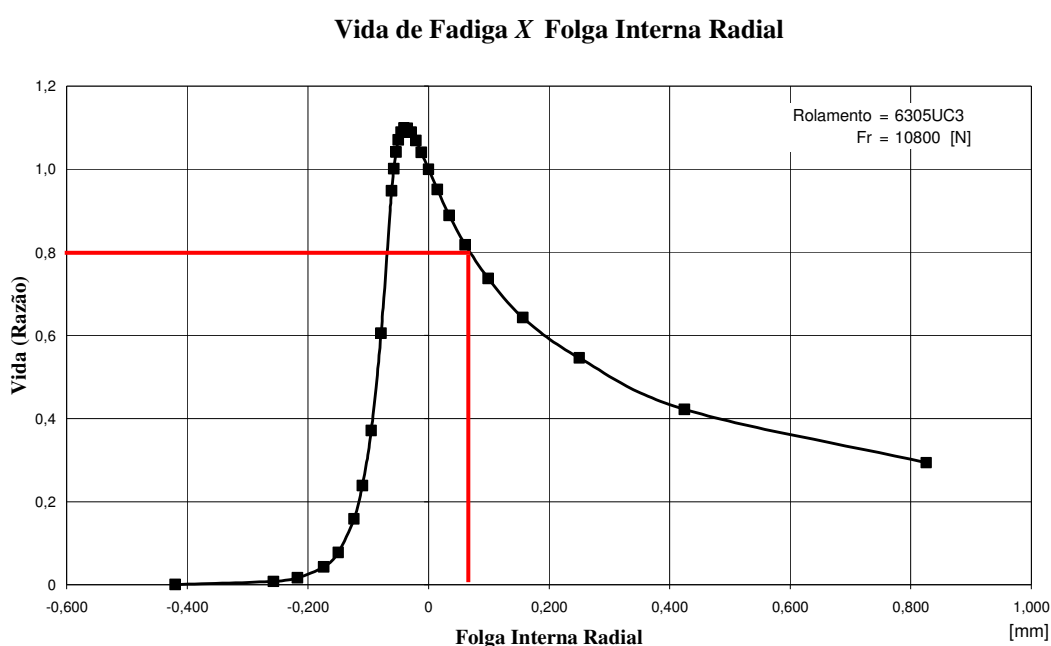


Figura 4.1.4 – Relação entre a vida sob fadiga e folga interna radial para os ensaios da condição I.

Com base neste novo conceito, observa-se que o cálculo de vida útil prevê um $\varepsilon = 0,5$, ou seja, uma condição onde não exista folga interna no rolamento durante

sua aplicação, o que na prática é raro de acontecer. Na figura 4.1.4 verifica-se o fator ϵ real para o caso dos rolamentos que foram testados para a condição I.

O valor folga interna radial foi extraído da deflexão radial interna do rolamento devido à carga aplicada ao mesmo e está calculado no anexo J.

Sendo assim, a vida de cálculo para os rolamentos, na condição I, sofreria um decréscimo de 20% sobre sua condição inicial, assim, ter-se-ia:

$$L_{able} = 151,2h \text{ (corrigido do fator de carga } \epsilon \text{)}$$

Este valor majora ainda mais a diferença entre os dados de cálculo e os obtidos através dos ensaios. Observa-se, então, uma variação de 60% do valor real.

4.2 Modo de falha dos rolamentos

Conforme descrito no Capítulo 3.4.2, a identificação da falha nos rolamentos foi caracterizada por dois critérios distintos.

Para facilitar o entendimento do modo de falha dos rolamentos e mostrar, também, uma comparação entre os rolamentos da condição I e II que não falharam, formulou-se a seguinte divisão para a apresentação dos resultados:

- Rolamentos que falharam e foram identificados pelo critério visual (lê-se: rolamentos 1, 9 e 23) – Para análise, selecionou-se o rolamento 1;
- Rolamentos que falharam e foram identificados pelo nível de ruído/vibração (lê-se: rolamentos 21, 22 e 24) – Para análise, selecionou-se o rolamento 22;
- Rolamentos que não falharam (lê-se: todos os demais rolamentos) - Para análise, selecionaram-se os rolamentos 7 (Condição I) e 18 (Condição II).

4.2.1 Modo de falha dos rolamentos 1, 9 e 23

Na Figura 4.2.1 é mostrado o anel interno do rolamento 1 onde houve a fadiga do material, evidenciado pela saída de material, outrora já denominado de escamamento. Em vermelho é mostrado onde foi feita uma secção transversal no material, além do lado de observação das micrografias.

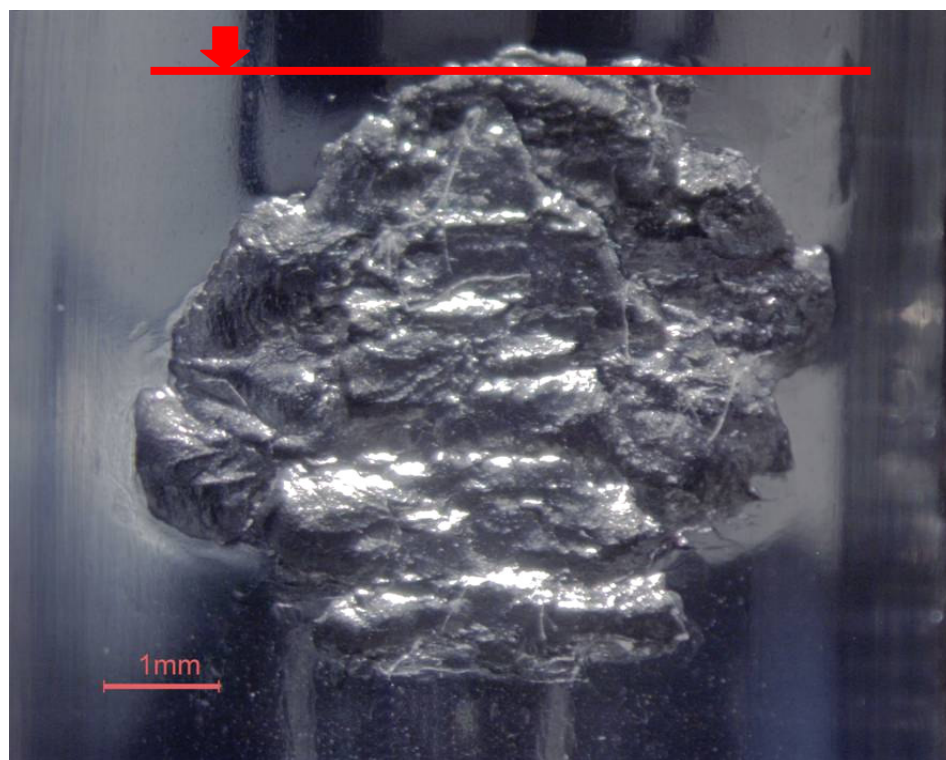


Figura 4.2.1 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 1.

Como pode ser observado na Figura 4.2.3, a ausência de material, com relação à linha vermelha, que representa o perfil inicial da pista de rolagem do anel interno do rolamento, é da ordem 0,1 a 0,2mm em sua faixa central. Segundo o Capítulo 2.5, tem-se que a profundidade de máxima tensão de cisalhamento, conforme a teoria hertziana, é de 0,167mm para o rolamento em questão. Sendo assim, pode-se afirmar que o tipo de fadiga encontrada nos rolamentos 1, 9 e 23 é do tipo sub-superficial, de acordo com a teoria indicada no Capítulo 2.5.1. Além disso, verificam-se, ainda, algumas inclusões não metálicas, em profundidade similar à faixa de 0,1 a 0,2mm, para outras zonas fora do contato, como pode ser visto na Figura 4.2.4.

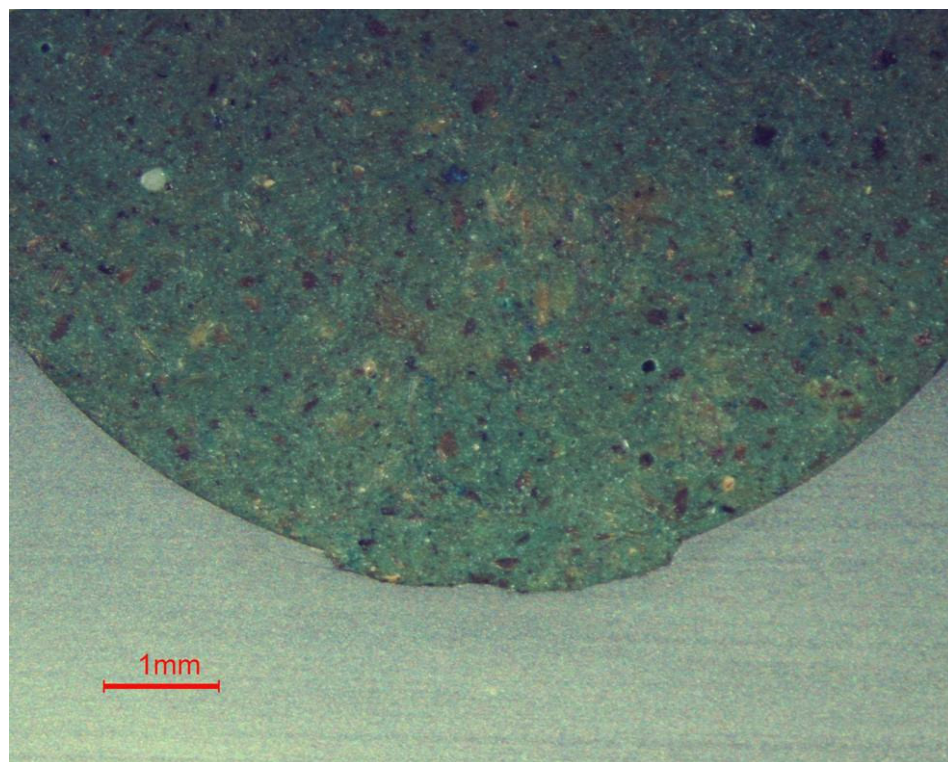


Figura 4.2.2 – Secção transversal do anel interno do rolamento 1.

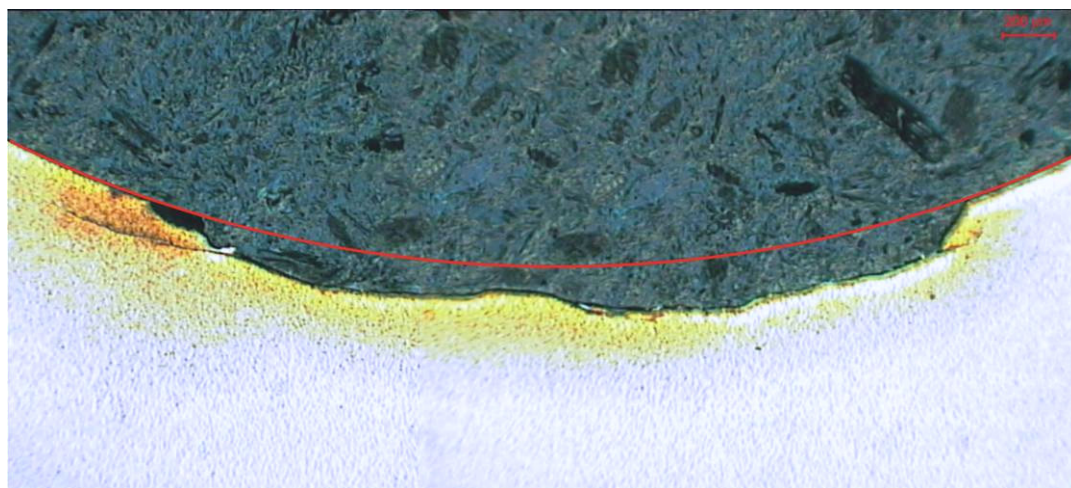


Figura 4.2.3 – Secção transversal do anel interno do rolamento 1 com indicação do perfil original da pista em vermelho.



Figura 4.2.4 – Inclusão não metálica encontrada na seção transversal do anel interno do rolamento 1.

4.2.2 Modo de falha dos rolamentos 21, 22 e 24

A Figura 4.2.5 revela alteração de coloração da pista de rolagem do anel interno por deposição de lubrificante e faixa de rolagem contínua. Observa-se um desgaste inicial com pequenas trincas superficiais em quase toda a circunferência deste anel.

Para uma melhor identificação das pequenas trincas de superfície, na Figura 4.2.6 destaca-se o desgaste da zona central de contato do anel interno com os elementos rolantes e o início do processo de lascamento do material (visto em destaque).

Para o corte e apresentação da seção transversal do rolamento, não há indicação de posição do mesmo, pois como, quase, toda a superfície está repleta de pequenas trincas este fator não foi considerado.



Figura 4.2.5 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 22.

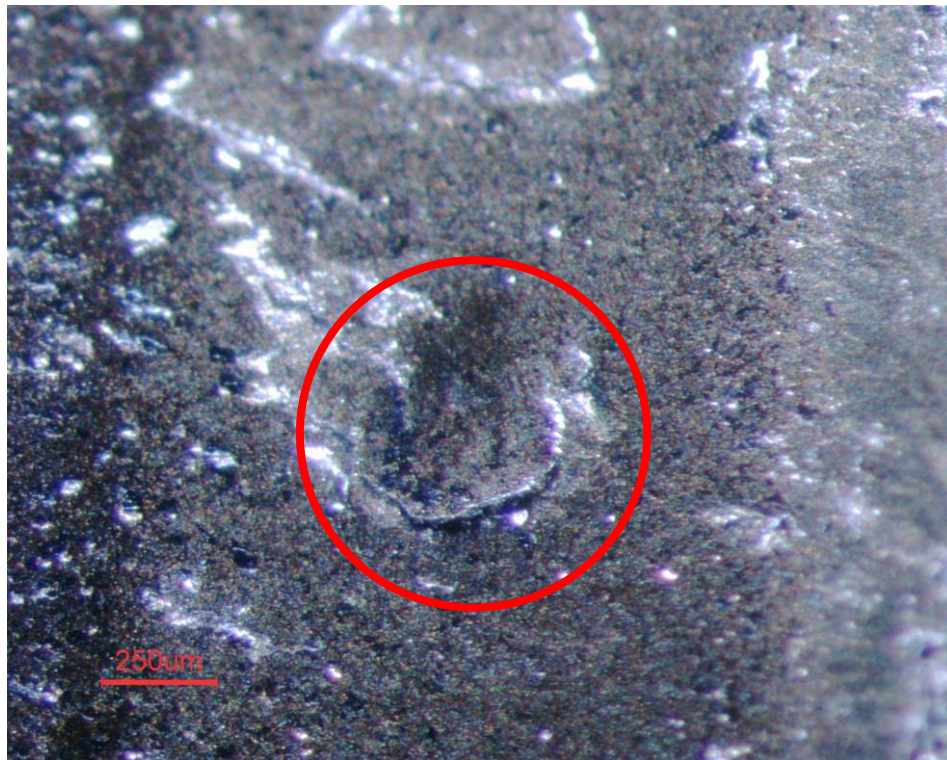


Figura 4.2.6 – Faixa central da pista de rolagem do anel interno do rolamento 22.



Figura 4.2.7 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção central da zona de contato.

Como pode ser visto nas Figuras 4.2.7, 4.2.8 e 4.2.9, as trincas encontradas na secção transversal do rolamento 22 estão muito próximas à superfície, e em muitos casos (Figuras 4.2.7 e 4.2.9) fica difícil a identificação de qual é o ponto de origem da trinca, superficial ou algum ponto de fragilidade do material logo abaixo da superfície. Isto vem de encontro ao tipo de fadiga superficial, conforme descrito no Capítulo 2.5.1.

Comparando as figuras dos rolamentos 1 e 22, pode-se verificar grande diferença na profundidade das trincas, sendo estas últimas da ordem de uma ordem de grandeza inferior, ou seja, trincas mais próximas à superfície. Pode-se, ainda, destacar que para fadiga sub-superficial o processo se apresenta de forma localizada, já para a fadiga superficial, dá-se de forma mais generalizada em toda a superfície de contato.



Figura 4.2.8 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção esquerda da zona de contato.



Figura 4.2.9 – Secção transversal do anel interno do rolamento 22 com presença de trinca, localizada na porção direita da zona de contato.

4.2.3 Comparação entre os rolamentos que não falharam



Figura 4.2.10 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 7.

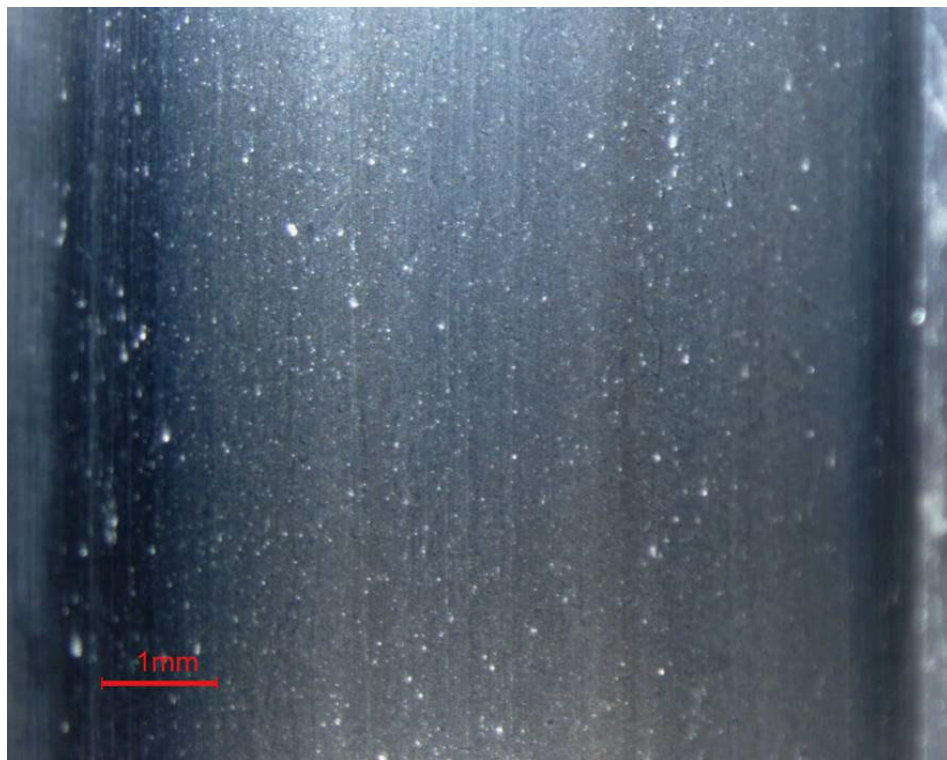


Figura 4.2.11 – Pista de rolagem do anel interno do rolamento 18.

Nas figuras 4.2.10 e 4.2.11 verifica-se que as pistas de rolagem dos anéis internos com pequenos riscos e marcas de interação entre asperezas, característico de uma superfície fosca. Apresentam, também, faixa de rolagem bem definida.

A pista de rolagem do rolamento 18 apresenta uma coloração, ligeiramente, diferenciada do rolamento 7, haja vista que nas condições de lubrificação, com aquecimento externo, a viscosidade é inferior permitindo, em tese, maior interação entre as superfícies.

Entretanto, através da análise visual das peças, pode-se concluir que não existem diferenças significativas que denotem grande influência do fator λ nas zonas de contato para as condições I e II.

Cabe frisar um importante fato implícito tanto no cálculo de vida útil como nos resultados obtidos através dos Capítulos 4.2.1 e 4.2.2. Na grande maioria dos casos, com exceção de apenas um (rolamento 23), no qual a falha se originou por uma das esferas, todo o processo de fadiga foi originado a partir do anel interno do rolamento. Isto é plenamente compreensível, pois se trata do componente com maior incidência de carga e tensão instalada. Poder-se-ia perguntar se a esfera não seria o componente com presença de tal fenômeno. Com certeza o é também, entretanto, os elementos rolantes esféricos apresentam eixo de rotação variável. Sendo assim, a incidência de um processo cíclico é diminuída, tornando-se o anel interno o principal componente de atuação do processo de fadiga. Este fato é bem descrito por Harris (1992).

A verificação do modo de falha está diretamente atrelada aos valores de λ , já que este indica a interação entre asperezas da superfície de contato que está intimamente ligado às tensões trativas nos corpos em contato.

Williams (1996) destaca que quanto maior a incidência de forças tangenciais ou trativas no contato, há o deslocamento da máxima tensão de cisalhamento para a superfície de contato. Com isto tem-se a mudança do tipo de fadiga de sub-supeficial para superficial.

4.3 Desgaste de rolamentos

4.3.1 Folga interna radial dos rolamentos

A seguir são apresentados os valores encontrados para a folga interna radial dos rolamentos após o encerramento dos testes.

Tabela 4.3.1 – Folga interna radial dos rolamentos testados – Procedimento I.

Folga Interna Radial dos Rolamentos Testados		
Rolamento	Ensaio / Condição	Folga Geométrica*
1	1 - I	31
2	2 - I	39
3	3 - I	38
4	4 - I	44
5	5 - I	37
6	6 - I	41
7	7 - I	42
8	8 - I	37
9 (1)	9 - I	27
9 (2)	9 - I	36
9 (3)	9 - I	41
9 (4)	9 - I	45
9 (5)	9 - I	50
10 (1)	10 - I	24
10 (2)	10 - I	37
10 (3)	10 - I	44
10 (4)	10 - I	47
10 (5)	10 - I	48
11	1 - II	41
12	2 - II	39
13	3 - II	36
14	4 - II	42
15	5 - II	34
16	6 - II	48
17	7 - II	39
18	8 - II	48
19	9 - II	37
20	10 - II	38

* Valores acima expressos em μm

Apenas para os rolamentos 9 e 10 que correspondem ao ensaio de número 5 foram utilizados os parâmetros já descritos no Capítulo 3.4.1, devendo ser considerado:

- (1) – rolamento sem uso;
- (2) – rolamento com 60h de teste;
- (3) – rolamento com 120h de teste;
- (4) – rolamento com 180h de teste;
- (5) – rolamento no final do teste.

Na formação do gráfico da Figura 4.3.1 utilizou-se para os rolamentos 9 e 10 somente um dos dados coletados. Sendo para estes os valores da etapa (4), correspondente à 180h de trabalho.

Como pode ser observado na Figura 4.3.1, a folga interna radial dos rolamentos, para as condições I e II, não apresentaram significativa variação. Sendo assim, o desgaste para essas condições pode ser considerado similar e a diferença de temperatura das condições I e II não foi suficiente para que se obtivesse alguma alteração perceptível.

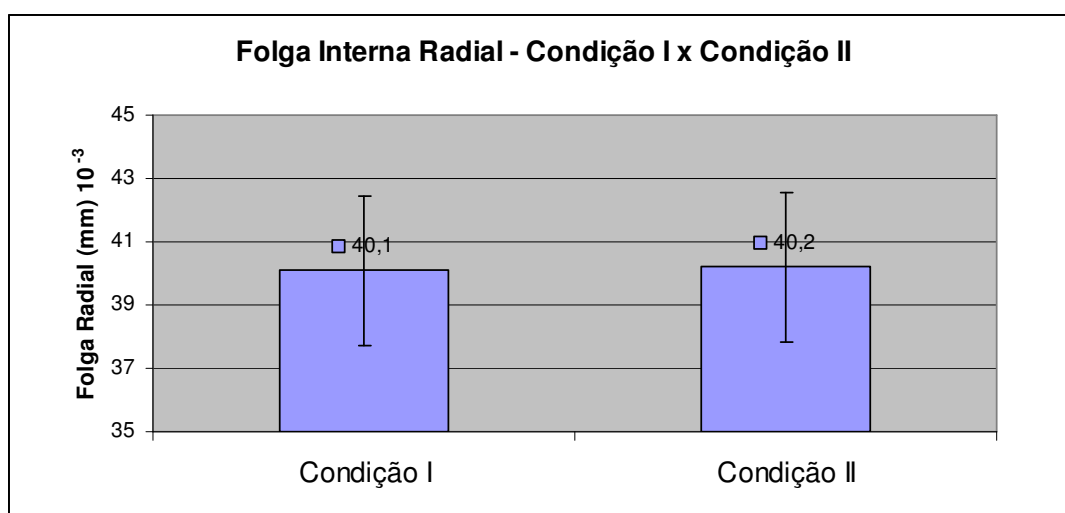


Figura 4.3.1 – Valor da folga interna radial comparando-se as médias das condições I e II após ensaio.

Para o ensaio 5, tem-se o aumento da folga interna radial para os rolamentos 9 e 10 nas 5 medições realizadas, conforme Figura 4.3.2 e 4.3.3.

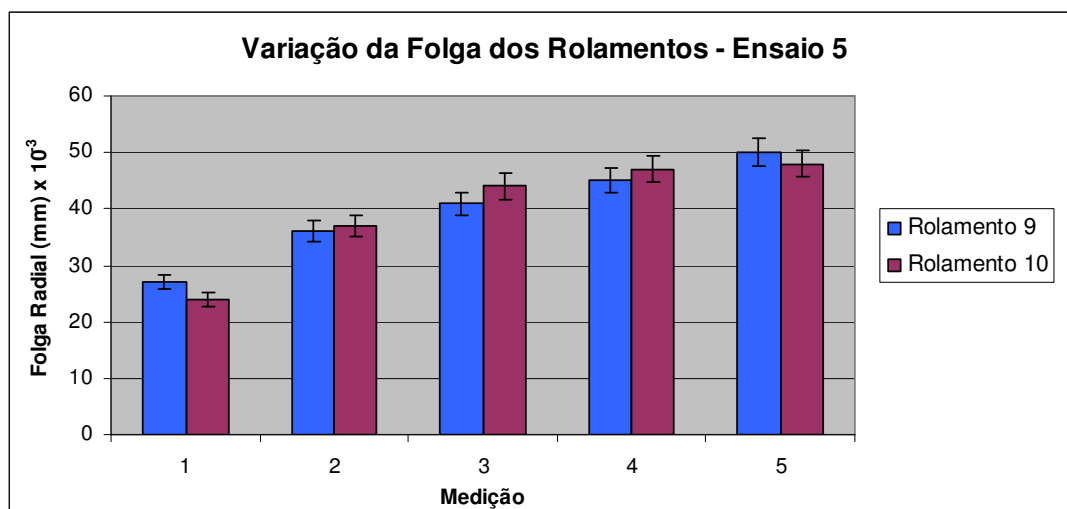


Figura 4.3.2 – Gráfico da variação da folga interna radial dos rolamentos do ensaio 5 durante o teste.

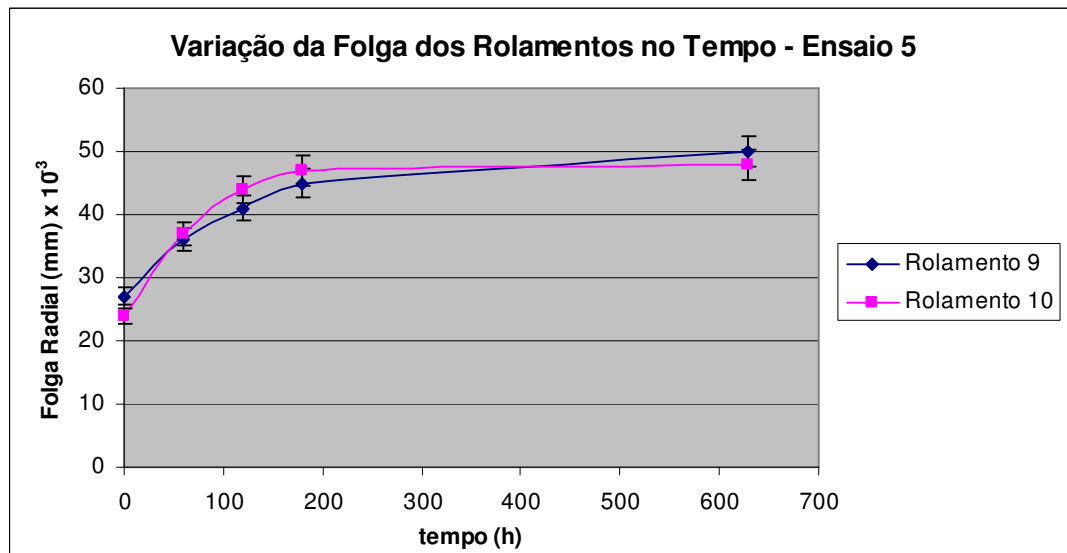


Figura 4.3.3 – Gráfico da variação da folga interna radial dos rolamentos do ensaio 5 em função do tempo.

Na Figura 4.3.3 pode ser visto uma curva de desgaste para rolamentos em função do tempo. Vê-se um início com grande variação da folga interna radial dos rolamentos 9 e 10. Portanto, um desgaste de moderado a severo, a princípio. Numa

segunda fase é possível verificar um pequeno aumento da folga dos rolamentos, mostrando, assim, uma estabilidade no nível de desgaste.

4.3.2 Análise de óleo dos rolamentos do ensaio 5

Segundo a Tribolab (vide Anexo L), destaca-se a presença de desgaste severo no início do processo (60h de trabalho), onde há o processo de amaciamento (*running-in*) dos rolamentos. Observou-se o rompimento de filme lubrificante, evidenciado pela presença de óxidos de ferro, ou seja, houve forte interação entre asperezas o que evidencia uma grande elevação na folga inicial dos rolamentos testados. No segundo período (120h de trabalho), vê-se uma redução nos níveis de desgaste. Nos períodos subsequentes é possível notar uma intensidade cada vez menor no nível de desgaste dos rolamentos. Este fator é facilmente observável na análise quantitativa ($L+S$), que indica a quantidade de particulado presente nas amostras de óleo. Pode-se notar uma grande correlação entre a análise de óleo e a variação da folga interna radial dos rolamentos.

4.4 Influência de λ no cálculo de vida útil

4.4.1 Rugosidade das pistas do anel interno

São mostradas a seguir as rugosidades mensuradas da pista do anel interno após o ensaio dos rolamentos em dois parâmetros de rugosidade R_a e R_z .

Tabela 4.4.1 – Rugosidade das pistas do anel interno dos rolamentos testados.

Rugosidade medida após ensaio (pista do anel interno)			
Rolamento	Am / Condição	R_a (μm)	R_z (μm)
1	1 - I	0,0440	0,2597
2	2 - I	0,0845	0,4341
3	3 - I	0,0390	0,3120
4	4 - I	0,0353	0,1825
5	5 - I	0,0596	0,3467
6	6 - I	0,0612	0,3566
7	7 - I	0,0614	0,6106
8	8 - I	0,0572	0,6617
9 (5)	9 - I	0,0808	0,5900
10 (5)	10 - I	0,0380	0,2500
11	1 - II	0,0611	0,3545
12	2 - II	0,0400	0,3640
13	3 - II	0,0334	0,3713
14	4 - II	0,0810	1,2002
15	5 - II	0,0661	0,4788
16	6 - II	0,0489	0,2816
17	7 - II	0,1428	1,2171
18	8 - II	0,0772	0,7092
19	9 - II	0,1245	0,7461
20	10 - II	0,0333	0,2901
21	11 - I	0,1181	0,5700
22	12 - I	0,0723	0,4400
23	13 - I	0,1508	0,7400
24	14 - I	0,1408	1,1700

4.4.2 Temperatura de trabalho dos rolamentos

A temperatura de trabalho foi mensurada em 3 posições distintas para as condições I e II: na posição do mancal do lado do acionamento (LA); na posição do

lado oposto ao acionamento (LOA); e um terceiro ponto próximo à zona central do aparato de teste, imerso no banho de óleo.

Na Figura 4.4.1, são mostradas as temperaturas médias para os pontos medidos. Foram tomados entre 10 e 20 pontos por ensaio, dependendo do tempo de teste dos rolamentos. Somente foram considerados os pontos onde se constatava a estabilização da temperatura. Sendo assim, os pontos foram tomados em média num intervalo superior a 4 horas do início de cada teste ou a partir de cada parada.

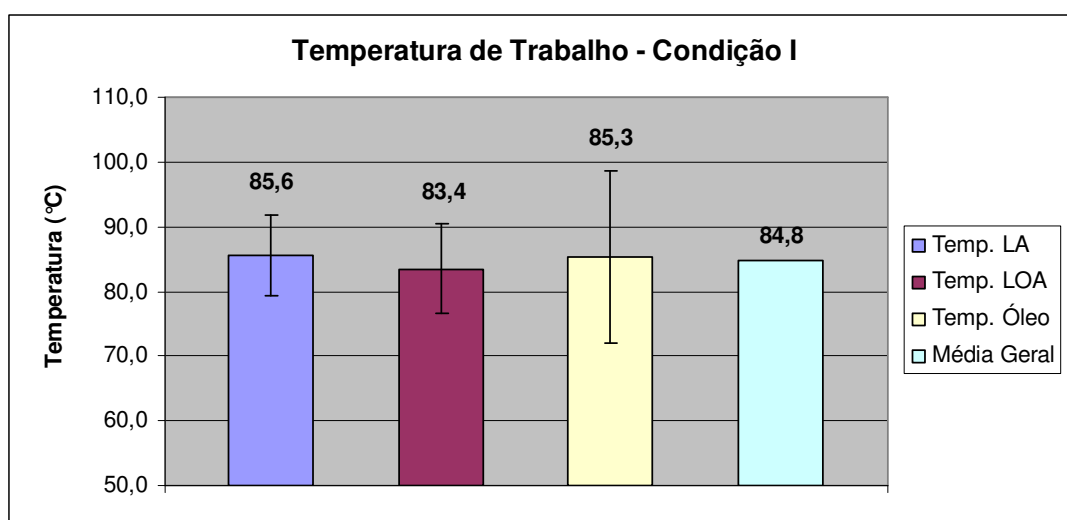


Figura 4.4.1 – Temperatura do óleo e dos mancais de rolamentos na condição I.

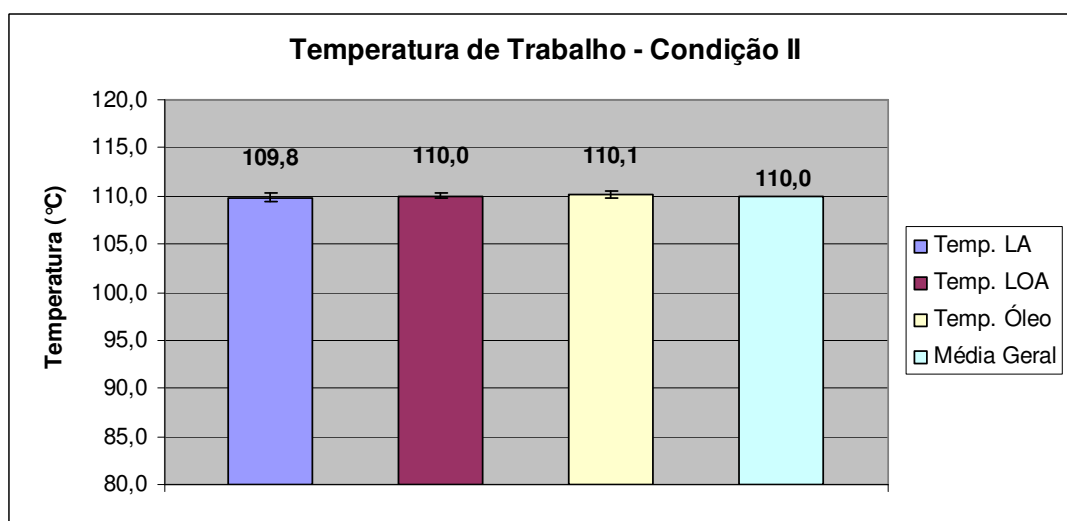


Figura 4.4.2 – Temperatura do óleo e dos mancais de rolamentos na condição II.

Na condição II observa-se o mesmo princípio descrito anteriormente para coleta de dados. Entretanto, trata-se de uma condição com aquecimento externo à aplicação, através de resistência elétrica, com rígido controle de temperatura. São mostradas na Figura 4.4.2 as temperaturas mensuradas para a condição II.

Para os cálculos de espessura de filme, valores de λ e afins, foram utilizados os valores da média geral, tanto para a condição I quanto para a condição II.

4.4.3 Cálculo dos valores de λ

Através dos dados expostos nos Capítulos 4.4.1 e 4.4.2 foram calculados os valores de λ para as seguintes situações:

1- Condição I (rolamento novo)

Para o cálculo foi utilizada a eq. 2.4.5.

$$\frac{h_c}{R'} = 2,69 \left(\frac{U\eta_0}{E'R'} \right)^{0,67} (\alpha E')^{0,53} \left(\frac{W}{E'R'^2} \right)^{-0,067} \left(1 - 0,61e^{-0,73k} \right) \quad (2.4.5)$$

São dados:

$$R_{ax} = R_{ay} = R(\text{esfera}) = 5,16\text{mm};$$

$$R_{bx} = R(\text{anel interno na direção de rolagem}) = 17,09\text{mm};$$

$$R_{by} = R(\text{anel interno na curvatura da pista}) = 5,21\text{mm};$$

$$\therefore R_x = 3,963\text{mm};$$

$$\therefore R_y = 2,592\text{mm};$$

Devem ser trocados os valores de R_x por R_y e vice-versa, pois não satisfaz: $R_x < R_y$;

$$\therefore R' = 1,567\text{mm (conforme eq. 2.3.1 para contato convexo)}.$$

$$\therefore \bar{k} = 1,354 \text{ (conforme eq. 2.4.9)}.$$

$$E_a = E_b = 208000\text{MPa (aço de rolamentos)};$$

$$\nu_a = \nu_b = 0,3$$

$$\therefore E' = 228571,4 \text{ MPa (conforme eq. 2.3.9)}.$$

η_0 = (viscosidade cinemática na temperatura T de trabalho) x (densidade do óleo);

$\eta_0 = (12,89\text{cSt} - \text{vide Anexo C}) \times (0,88 - \text{Tabela 3.1});$

$\therefore \eta_0 = 11,34\text{cP}.$

$$\alpha \approx (0,6 + 0,965 \log \eta_0) 10^{-8} \quad (\text{HUTCHINGS, 1992}) \quad (4.4.1)$$

$$\therefore \alpha \approx 1,62 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$$

$$W \approx \frac{5F_r}{Z} \quad (\text{HARRIS, 1992}) \quad (4.4.2)$$

(Para rolamentos fixos de uma carreira de esferas sob pura carga radial)

$$\therefore W = 6750\text{N}$$

U = velocidade média entre o anel interno (corpo A) e as esferas (corpo B), vide eq. 2.4.8

$$U = \frac{D_{pw}}{2} [(1 - \gamma)(\omega_i - \omega_m) + \varphi \omega_{esf}] \quad (\text{HARRIS, 1984}) \quad (4.4.3)$$

Onde:

ω_i = velocidade angular periférica da pista de rolagem do anel interno [rad/s];

ω_m = velocidade angular da gaiola do rolamento [rad/s];

ω_{esf} = velocidade angular periférica das esferas [rad/s];

$$\therefore U = 4410,3 \text{ mm/s}$$

Portanto, para a condição I:

$$h_c = 0,085 \text{ } \mu\text{m}$$

$\sigma = 1,25R_a$ (para uma distribuição gaussiana);

$\sigma_a = 0,025 \text{ } \mu\text{m}$ (anel interno)

$\sigma_b = 0,0225 \text{ } \mu\text{m}$ (esfera)

$\Rightarrow \lambda(1) = 2,53$ (condição I – rolamento novo) conforme eq. 2.4.10.

2- Condição I (rolamento 7 após uso)

$h_c = 0,085 \mu\text{m}$ (não muda nenhuma variável em relação ao 1)

R_a (anel interno) = $0,0614 \mu\text{m}$; R_a (esfera) = $0,0437 \mu\text{m}$

$\sigma_a = 0,0767 \mu\text{m}$ (anel interno)

$\sigma_b = 0,0546 \mu\text{m}$ (esfera)

$\Rightarrow \lambda(2) = 0,90$ (condição I – rolamento 7 após uso)

3- Condição II (rolamento novo)

$\eta_0 = (7,03\text{cSt} - \text{vide Anexo C}) \times (0,88 - \text{Tabela 3.1})$;

$\therefore \eta_0 = 6,18\text{cP}$.

$\therefore \alpha \approx 1,36 \times 10^{-8} \text{ Pa}^{-1}$

Portanto, para a condição II:

$h_c = 0,052 \mu\text{m}$

$\sigma_a = 0,025 \mu\text{m}$ (anel interno)

$\sigma_b = 0,0225 \mu\text{m}$ (esfera)

$\Rightarrow \lambda(3) = 1,54$ (condição II – rolamento novo)

4- Condição II (rolamento 18 após uso)

$h_c = 0,052 \mu\text{m}$ (não muda nenhuma variável em relação ao 3)

R_a (anel interno) = $0,0772 \mu\text{m}$; R_a (esfera) = $0,0512 \mu\text{m}$

$\sigma_a = 0,0965 \mu\text{m}$ (anel interno)

$\sigma_b = 0,0640 \mu\text{m}$ (esfera)

$\Rightarrow \lambda(4) = 0,45$ (condição II – rolamento 18 após uso)

4.5 Discussão final dos resultados

Nas condições de testes I e II, observa-se apenas um parâmetro em não conformidade, que é a diferença na espessura do filme de óleo (h_c) devido à alteração da viscosidade do mesmo. Tendo esta premissa como partida, pode-se identificar, a princípio, 4 possíveis fatores para se explicar a divergência entre as condições I e II e, também, em relação ao previamente calculado:

- a influência da temperatura na viscosidade e sua relação com a espessura de filme apresentam distorções;
- a temperatura de trabalho influencia outros parâmetros, não somente na relação entre viscosidade – temperatura – espessura de filme;
- a influência do valor de λ no cálculo de vida útil de rolamentos não está condizente com a realidade;
- a maior incidência de contato entre asperezas devido ao baixo valor de λ induz o surgimento de um modo de falha, nos rolamentos, divergente dos modelos de cálculo apresentados.

O primeiro ponto apresentado refere-se à teoria clássica baseada nas formulações de Hamrock e Dowson, sob as equações 2.4.5 e 2.4.6 e, atualmente, há consenso sobre tal formulação.

Quanto à influência da temperatura em outros parâmetros, que não somente a relação direta com a viscosidade do lubrificante, cita-se apenas a pequena variação dimensional gerada pela dilatação dos corpos devido à diferença de temperatura. Porém, este aspecto já é computado na análise do fator de carga ε . Além deste aspecto, não há qualquer alteração mensurável nas propriedades do material em função da magnitude da temperatura de trabalho atingida.

Para o terceiro ponto, acredita-se que a influência do λ na vida útil de rolamentos, em especial neste caso em particular, foi demasiadamente sobreestimado. Obviamente tal afirmação contempla exclusivamente o estudo em questão, haja vista que em outros casos, em aplicações reais descritas por Takemura; Matsumoto; Murakami (2000), houve grande compatibilidade com a sistemática de cálculo.

Como ponto final, o processo de fadiga está diretamente relacionado à tensão de cisalhamento, e a localização desta é fundamental para a distinção do modo de falha dos rolamentos. Como visto no Capítulo 4.2 é possível distinguir claramente os dois modos de fadiga (sub-superficial e superficial) na falha dos rolamentos. Entretanto, para as condições I e II, vide comparação dos rolamentos 7 e 18 no Capítulo 4.2.3, não há distinção visual perceptível na região de contato que caracterize outro modo de falha, como algum tipo de desgaste adesivo de maior intensidade devido à fator λ reduzido. Um aspecto muito importante a ser destacado é a dificuldade na quantificação das forças trativas nas superfícies de contato entre as pistas de rolagem e elementos rolantes ao longo do tempo, haja vista, conforme observado, os valores de lambda mudam constantemente em decorrência do desgaste, alterando assim o contato entre asperezas e modificando sobremaneira a intensidade e direção das forças trativas.

Um outro ponto levantado foi acerca do princípio de funcionamento do equipamento em função do método de lubrificação utilizado, ou seja, a carga aplicada aos rolamentos, em teste, não está na mesma direção que o nível de óleo quando em repouso. Este fator pode ser observado em questões de “*starved lubrication*”, onde o filme lubrificante não consegue estar completamente presente nas regiões de contato. Para rolamentos, lê-se entre as pistas de rolagem e os elementos rolantes. Segundo descrito por Damiens *et al* (2004) este processo ocorre em situações de rotação excessiva, lubrificantes com alta viscosidade ou quantidade insuficiente de lubrificante. Para estes casos há uma diminuição na espessura de filme lubrificante. Para o caso em questão, ter-se-ia uma diminuição ainda maior no cálculo de vida útil para os rolamentos, o que não é justificável. Outro dado importante é que em situações industriais tem-se este tipo de lubrificação (banho de óleo), inclusive em situações onde a carga é 180° do nível do óleo em repouso. Acredita-se, portanto, que quando do funcionamento do equipamento e devido à relativa baixa viscosidade do lubrificante, este é carregado por todos os pontos dos rolamentos, inclusive na zona de carga aplicada.

Os experimentos sugerem que os projetos de máquinas, no que tange a especificação de rolamentos, estão superdimensionados.

5 CONCLUSÕES

Nas condições do trabalho:

1)- Não houve concordância entre as vidas observadas e os mais atuais cálculos utilizados para determinação da vida de rolamentos. Portanto, pode-se afirmar que os cálculos oriundos da norma ISO 281 não se aplicam para estimar a vida útil de rolamento para o presente trabalho.

Para os ensaios sob a condição I, verificou-se uma variação de, aproximadamente, 60% dos valores reais obtidos pela distribuição de Weibull e a mais nova forma de cálculo de vida útil utilizado para predição de vida de rolamentos.

Para os ensaios sob a condição II, não se conseguiu obter a falha dos rolamentos nos tempos previstos pelos cálculos de vida, que excederam a vida prevista em mais de 100%. Cabe salientar que os valores previstos de cálculo foram comparados com os valores obtidos pela distribuição de Weibull sem a ocorrência de nenhuma falha na condição II.

2)- As causas que podem explicar as diferenças entre as previsões de vida útil e os experimentos são:

No presente trabalho percebe-se que há uma certa discrepância entre a interação do valor de λ com a vida útil dos rolamentos, conforme mensurado e observado na condição II. Além disso, observa-se a mudança constante nos valores de λ e os mesmos não fazem parte dos cálculos atuais, gerando mais dúvida, ainda, sobre sua correta relação com a vida útil de rolamentos.

Dois importantes fatores podem ser verificados no cálculo de h_c . O primeiro refere-se à fórmula utilizada para o cálculo da velocidade média entre os corpos em contato, neste caso, o par: anel interno – esfera. Na teoria de Hamrock e Dowson trata-se o contato sob deslizamento. No trabalho em questão tem-se apenas um microdeslizamento e a formulação, para a velocidade média, descrita por Harris, atualmente utilizada, apresenta-se, aparentemente, inadequada para a teoria de cálculo da espessura do filme lubrificante no contato central. Um segundo ponto de abordagem é a variação da viscosidade do lubrificante em função da tensão na região

de contato. Neste trabalho foi utilizada a equação de Barus. Contudo, sabe-se que a característica da piezoviscosidade dos lubrificantes é uma questão bastante controversa, e é tema para apreciação em muitos trabalhos como, por exemplo, Goodyer (2001), Rajagopal e Szeri (2003). Portanto, podem existir divergências consideráveis no cálculo de h_c .

Além disso, o fator de carga ε não é levado em consideração nos cálculos pela norma vigente de previsão da vida útil para rolamentos. O que, na grande maioria dos casos, traz erros consideráveis ao cálculo. Para a Condição I, observou-se um erro de 20%.

6 TRABALHOS FUTUROS

- Trabalhar com valores de $\lambda < 0,4$ e observar se existem diferenças no processo de desgaste e fadiga de rolamentos;
- Estudar melhor o desgaste de rolamentos, que como observado, aparentam ter uma curva de desgaste característica que pode ser melhor explorada no que se refere aos mecanismos de desgaste;
- Analisar a vida útil de rolamentos sob aspectos de diferentes tipos de lubrificantes, como, por exemplo, de base sintética. Efetuando, desta forma, um comparativo entre os desempenhos dos rolamentos;
- Efetuar os testes, sob a Condição II, até atingir o fim da vida útil dos rolamentos. Estabelecendo, assim, de forma definitiva, uma correlação com os cálculos atuais de vida sob fadiga de rolamentos;
- Efetuar trabalhos que considerem λ e ε de forma sistêmica, de modo a poder propor uma nova metodologia de cálculo.

7 LISTA DE REFERÊNCIAS

- BEARDMORE, R. **Friction factors**. Disponível em:
<http://www.roymech.co.uk/Useful_Tables/Tribology/co_of_frict.htm#coef>.
Acesso em: 18 de ago. 2007.
- BHUSHAN, B. **Introduction to tribology**. New York: John Wiley & Sons Inc., 2002. 752p.
- BLAU, P. J. **Friction science and technology**. New York: Taylor & Francis Ltd., 1996. 416p.
- CATÁLOGO NSK. **Rolling Bearings**, n.E1102c, NSK Ltd., 2006.
- CHIU, Y.P.; TALLIAN, T.E.; McCOOL, J.I. An engineering model of spalling fatigue failure in rolling contact – I: The sub-surface model. **WEAR**, v.17, n.5-6, Maio-Jun. 1971, p.321-490, Elsevier, 1971. p.433-446.
- GIRODIN, D. *et al.* Rolling contact fatigue tests to investigate surface initiated damage and tolerance to surface dents. In: **ASTM SPECIAL TECHNICAL PUBLICATION**, 1419, 2002. p.263-281.
- GOODYER, C. E. **Adaptive numerical methods for elastohydrodynamic lubrication**. 2001. 196p. Thesis (Doctor Degree) – University of Leeds, School of Computing.
- HALLING, J. **Principles of tribology**. London: The Macmillan Press Ltd., 1978. 401p.
- HARRIS, T. A. Friction and wear of rolling-element bearings. In: **ASM Handbook, 18: Friction, lubrication, and wear technology**. Ohio, 1992. v.18. p.499-514.
- HARRIS, T. A. **Rolling bearing analysis**. New York: John Wiley & Sons Inc, 1984. 556p.
- HUTCHINGS, I.M. **Tribology - friction and wear of engineering materials**. Cambridge, 1992. 273p.
- INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life – ISO 281:1990**. Genève, 1990. 12p.
- _____. **Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life – Amendment 1 – ISO 281:2000-Amd.1**. Genève, 2000. 3p.
- _____. **Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life – Amendment 2: Life modification factor a_{XYZ} – ISO 281:2000-Amd.2**. Genève, 2000. 6p.

IOANNIDES, E.; JACOBSON, B.; TRIPP, J.H. Prediction of rolling bearing life under practical operating conditions. In: **PROCEEDINGS OF THE 15TH LEEDS-LYON SYMPOSIUM ON TRIBOLOGY**. Elsevier, 1989. p.181-187.

JOHNSON, K. L. **Contact mechanics**. Cambridge University Press, 1985. 452p.

LARSEN-BASSE, J. Basic theory of solid friction. In: **ASM Handbook, 18: Friction, lubrication, and wear technology**. Ohio, 1992. v.18. p.27-38.

MEYER, E. *et al.* **Nanoscience: friction and rheology on the nanometer scale**. Singapore: World Scientific Publishing Co, 2002. 392p.

MOYER, C.A. Friction and wear of bearing steels. In: **ASM Handbook, 18: Friction, lubrication, and wear technology**. Ohio, 1992. v.18. p.725-733.

NEVES, J. C. K. **Desenvolvimento de um equipamento para ensaio de fadiga de contato esfera sobre o plano e sua aplicação na caracterização de ferros fundidos com matrizes de elevada dureza**. 2006. 138p. Tese (Doutorado) – Escola Politécnica, Universidade de São Paulo. São Paulo, 2006.

PALMGREN, A. **Ball and roller bearings engineering**. 3^a ed. Philadelphia: Burbank, 1959. p.30-87.

PUGH, B. **Friction and wear – A tribology text for students**. Newnes-Butterworths, 1973. p.141-173.

RAJAGOPAL, K. R.; SZERI, A. Z. On the inconsistency in the derivation of the equations of elastohydrodynamic lubrication. In: **Proc. R. Soc. Lond. A (2003) 459**. p.2771-2786, 2003.

RODRIGUES, R. S. **Confiabilidade do produto e administração de qualidade**. 6^a ed. Mogi das Cruzes: FORMACON, 2000. p.32-58.

STACHOWIAK, G. W.; BATCHELOR, A. W. **Engineering tribology**. 2^a ed. Butterworth-Heinemann, 2001. 744p.

STOVER, J. D.; KOLARIK, R.V.; KEENER, D.M. The detection of aluminum oxide stringers in steel using an ultrasonic measuring method. In: **PROCEEDINGS OF 31ST MECHANICAL WORKING AND STEEL PROCESSING CONFERENCE**. ISS-AIME, 1989. 431p.

SUH, N. P.; SIN, H.C-. **The genesis of friction**. **WEAR**, v.69, 1980, p.91-114, Elsevier, 1980.

TAKATA, H. Possibility of a new method for calculating fatigue life for rolling element bearings. **JAPANESE JOURNAL OF TRIBOLOGY**, 36, 1994. p.707-718.

TAKEMURA, H.; MATSUMOTO, Y.; MURAKAMI, Y. Development of a new life equation for ball and roller bearings. **SAE INTERNATIONAL OFF-HIGHWAY & POWERPLANT CONGRESS & EXPOSITION**, Sep. 2000, Milwaukee, n.OOF-17. 2000.

TALLIAN, T.E. An engineering model of spalling fatigue failure in rolling contact – III: Engineering discussion and illustrative examples. **WEAR**, v.17, n.5-6, Maio-Jun. 1971, p.321-490, Elsevier, 1971. p.463-480.

TALLIAN, T.E.; McCOOL, J.I. An engineering model of spalling fatigue failure in rolling contact – II: The surface model. **WEAR**, v.17, n.5-6, Maio-Jun. 1971, p.321-490, Elsevier, 1971. p.447-461.

VINGSBO, O. Wear and wear mechanisms. In: **PROCEEDINGS WEAR OF MATERIALS CONFERENCE**, 1979. p.620-635.

WILLIAMS, J. A. **Engineering tribology**. 2^a ed. New York: Oxford University Press, 1996. p.77-116.

ANEXO A

ANEXO B

ANEXO C

ANEXO D

ANEXO E

ANEXO F

ANEXO G

ANEXO H

ANEXO I

ANEXO J

ANEXO L