

Study of Bearing Life for Single Row Deep Groove Ball Bearings

Estudo Sobre A Vida Útil De Rolamentos Fixos De Uma Carreira De Esferas

Marcos Vilodres Campanha

NSK Brasil Ltda.
Engenharia de Aplicação
R. Treze de maio, 1633 – Bela Vista
01327-905 – São Paulo - Brasil
E-mail: campanha-m@nsk.com

Prof. Dr. Amilton Sinatora

Escola Politécnica da Universidade de São Paulo
Departamento de Engenharia Mecânica
Av. Prof. Mello Moraes, 2231, Cidade Universitária
05508-900 – São Paulo - Brasil
E-mail: sinatora@usp.br

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.

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.

1. INTRODUÇÃO

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, devem-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.

A maioria dos rolamentos de esferas e rolos (anel interno, anel externo e elementos rolantes) é fabricada com o aço AISI 52100 por processamento a vácuo. 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.

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.

Para obter uma performance satisfatória, 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.

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 NSK².

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 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 porquê 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

Lubrificação elastohidrodinâmica no contato pontual

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

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. 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.

A combinação entre o movimento das superfícies e o filme lubrificante resulta em uma área de contato ligeiramente maior. 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 constricção é formada próximo à saída do contato. Uma espessura mínima de filme “ h_0 ” é encontrada no ponto de constricção. 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 constricção 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 .

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 2.1.1 e 2.1.2.

$$\frac{h_c}{R'} = 2,69 \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^{0,67} (\alpha E')^{0,53} \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^{-0,067} (1 - 0,61 e^{-0,73k}) \quad (2.1.1)$$

$$\frac{h_0}{R'} = 3,63 \left(\frac{U \eta_0}{E' R'} \right)^{0,68} (\alpha E')^{0,49} \left(\frac{W}{E' R'^2} \right)^{-0,073} (1 - e^{-0,68k}) \quad (2.1.2)$$

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];

$$k = a/b \quad (2.1.3)$$

$$U = (U_a + U_b)/2 \quad (2.1.4)$$

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

$$\bar{k} = 1,0339 \left(\frac{R_y}{R_x} \right)^{0,636} \quad (2.1.5)$$

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).

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 2.4.1. 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 2.3.8

$$\lambda = \frac{h_c}{(\sigma_a^2 + \sigma_b^2)^{0,5}} \quad (2.1.6)$$

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, o 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).

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:

$$L_{10} = \left(\frac{C}{P} \right)^y \quad (2.2.1)$$

Onde:

L_{10} – vida útil básica com 90% de confiabilidade – [10⁶ 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.

$$C_r = b_m f_c (i \cos \theta)^{0,7} Z^{2/3} D_w^{1,8} \quad (2.2.2)$$

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].

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. 2.2.3).

$$L_{nm} = a_1 a_{XYZ} L_{10} \quad (2.2.3)$$

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;

$$\kappa = v / v_l \quad (2.2.4)$$

- 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.

$$L_{able} = a_1 a_{NSK} L_{10} \quad (2.2.5)$$

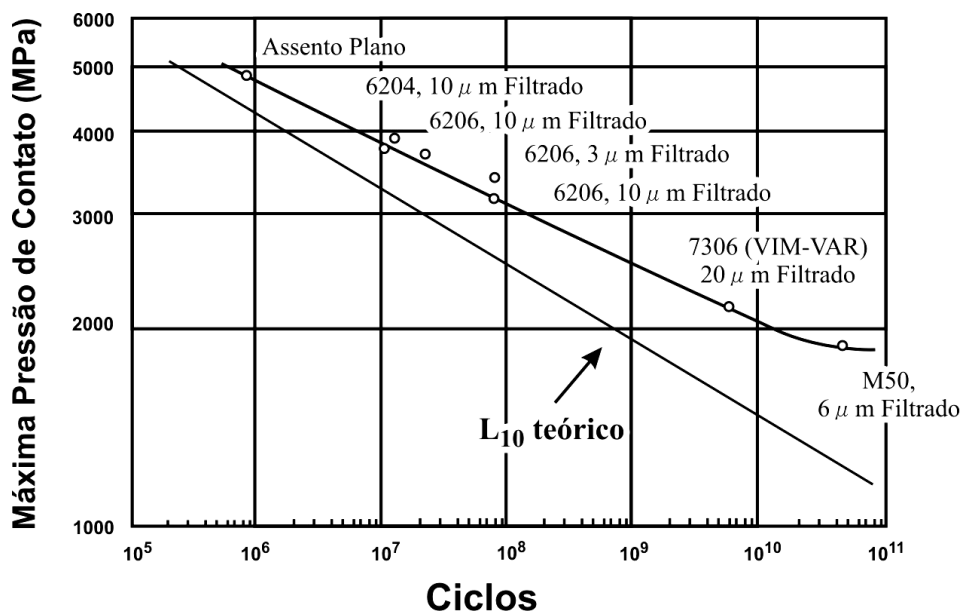


Figura 2.2.1 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação limpa (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

Nas Figuras 2.2.1 e 2.2.2 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.

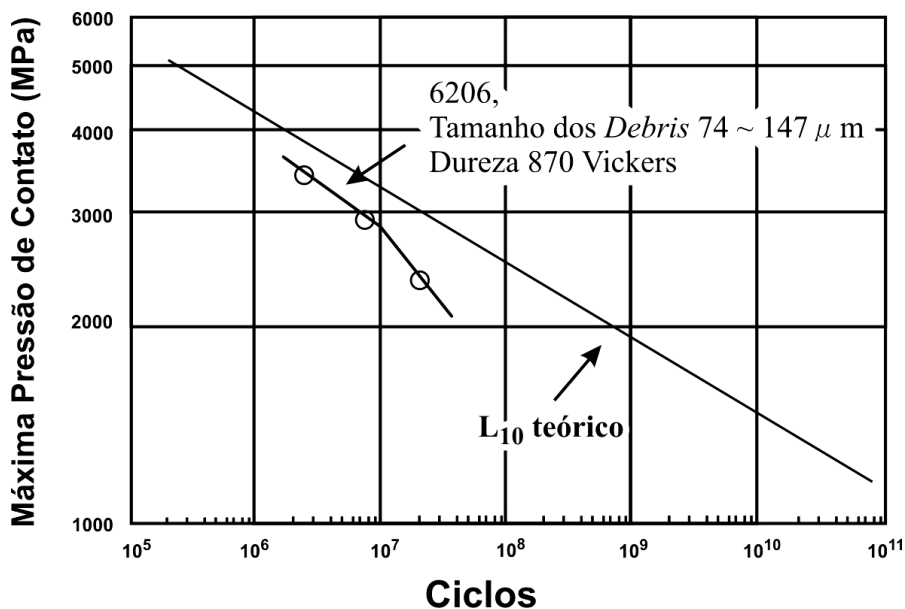


Figura 2.2.2 – Vida sob fadiga de rolamentos sob condições de lubrificação contaminada (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

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).

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:

$$\ln \frac{1}{S} \propto N^e \int_V \frac{(\tau - \tau_u)^c}{z_0^h} dV \left(\frac{1}{f(a_c, a_L)} - 1 \right) \quad (2.2.6)$$

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 2.2.1 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. 2.2.5) para o cálculo do fator a_{NSK} , a Figura 2.2.3 representa uma metodologia simples para a aquisição deste fator para rolamentos de esferas.

Tabela 2.2.1 – 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	

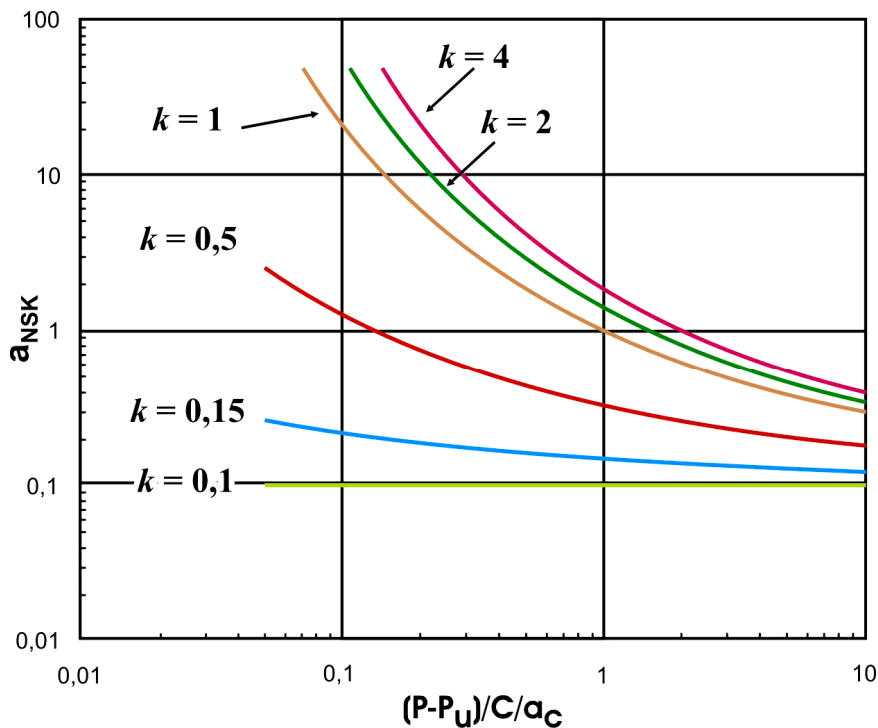


Figura 2.2.3 – Gráfico para determinação do fator a_{NSK} para rolamentos de esferas (TAKEMURA; MATSUMOTO; MURAKAMI, 2000).

3. MATERIAIS E MÉTODOS

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.

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;
- tempo total de ensaio dos rolamentos;
- carga real aplicada aos rolamentos;
- rotação de trabalho.

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 radiais e axiais em relação ao eixo de trabalho. Têm-se, também, três termômetros de contato para aquisição da temperatura de trabalho dos mancais e do óleo lubrificante.

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.

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.

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.

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 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 2.2.1 a vida sob fadiga calculada é de 58h.

Empregando o novo cálculo de vida sob fadiga apresentado na equação 2.2.5, a vida útil em função dos valores de parâmetro de filme de lubrificante, contaminação e outros, seria:

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

$$L_{able} = 17h \text{ (temperatura de trabalho} = 110^{\circ}\text{C} - \text{Condição II)}$$

4. RESULTADOS E DISCUSSÕES

4.1. Vida dos rolamentos

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.

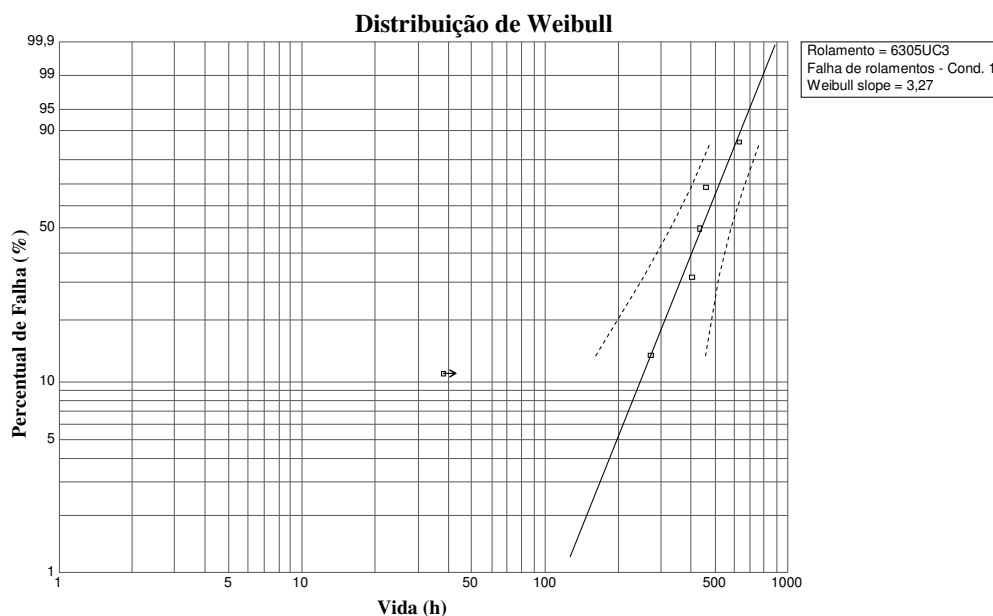


Figura 4.1.1 – Gráfico da vida útil dos rolamentos segundo a distribuição de Weibull.

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

Não se obteve para a Condição II nenhuma falha dos rolamentos testados. 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 $L_{able} = 69h$. E os rolamentos tiveram no mínimo 120h de trabalho sem apresentarem nenhum tipo de falha.

4.1.2. Capacidade dinâmica de rolamentos radiais de esfera e vida útil

Conforme descrito anteriormente na equação 2.2.2, 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). Para o valor padronizado de relação entre o raio da pista do anel interno (r_i) e o diâmetro da esfera (D_w), tem-se:

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

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

Calculando a equação 2.2.2, verifica-se:

$$C_r \approx 20568\text{N}$$

Este valor é similar ao encontrado nos catálogos dos fabricantes de rolamentos.

Entretanto, este cálculo é baseado em um valor (r/D_w) padronizado e, desta forma, não condiz com as reais dimensões geométricas atuais 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:

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

Sendo assim, o novo valor de f_c 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:

$$C_r \approx 30756\text{N}$$

Este valor é, aproximadamente, 50% acima do valor divulgado nos catálogos de rolamentos.

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.

Através dos novos cálculos de vida útil de rolamentos, conforme descrito na equação 2.2.5, 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:

$$L_{able} = 189\text{h}$$

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 22%, o que pode ser considerado um erro pequeno se comparado aos valores previamente informados no capítulo 3.4.1, onde $L_{able} = 41\text{h}$, o que corresponde a um erro próximo de 83%.

4.2. Cálculo dos valores de λ

Através dos dados expostos nos Capítulos 2.1.3 e 2.1.4 foram calculados os valores de λ para as seguintes situações:

1- Condição I (rolamento novo)

$$\Rightarrow \lambda(1) = 2,53$$

2- Condição I (rolamento após uso)

$$\Rightarrow \lambda(2) = 0,90$$

3- Condição II (rolamento novo)

$$\Rightarrow \lambda(3) = 1,54$$

4- Condição II (rolamento após uso)

$$\Rightarrow \lambda(4) = 0,45$$

Harris (1992) destaca que valores de $\lambda \geq 0,4$ não apresentam grande desgaste quando ausentes de contaminação e grande escorregamento. Tal indicação não é compartilhada em toda a literatura. Hutchings (1992) indica grande contato entre asperezas e conseqüente desgaste severo para $\lambda < 1$.

4.3. 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_e) 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 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. 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 λ mudam constantemente em decorrência do desgaste, alterando assim o contato entre asperezas e modificando sobremaneira a intensidade e direção das forças trativas.

5. CONCLUSÕES

1- Observa-se que para os testes propostos não houve grande concordância de resultados, de acordo com 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;

2- 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.

6. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BHUSHAN, B. **Introduction to tribology**. New York: John Wiley & Sons Inc., 2002. 752p.

CATÁLOGO NSK. **Rolling Bearings**, n.E1102c, NSK Ltd., 2006.

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.

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.

INTERNATIONAL ORGANIZATION FOR STANDARDIZATION. **Rolling bearings – Dynamic load ratings and rating life – Amendment 2: Life modification factor a_{XYZ} – ISO 281:2000-Amd.2**. Genève, 2000. 6p.

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

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.