

転がり軸受の転動体荷重分布が寿命に及ぼす影響

永友 貴史* 高橋 研* 岡村 吉晃*
木川 武彦** 野口 昭治***

Effects of Load Distribution on Life of Radial Roller Bearings

Takafumi NAGATOMO Ken TAKAHASHI Yoshiaki OKAMURA
Takehiko KIGAWA Shoji NOGUCHI

An external load applied to a radial rolling bearing is distributed among the rolling elements. In many applications, the bearing internal load distribution may be altered by the elastic deformations of bearing rings. This alteration can have effect on bearing life. The objective of this study is to investigate the effect of load distribution on bearing life both theoretically and experimentally using several housing models which provide different contact conditions between the housing bore and the outer ring. This paper first presents a newly developed method of determining dynamic load distributions with an optical fiber strain sensor. The measurements of load distribution for the housing models by using this method have shown that the contact condition between the housing bore and the outer ring affects the load distribution, and the effect of load distribution on bearing life has been confirmed by the theoretical calculation of bearing life. Furthermore, the endurance tests using dented bearings were performed to validate the effect of load distribution on bearing life. The results of the tests have substantiated that the bearing life is substantially affected by the load distribution; moreover, it has been shown that there is a linear relationship between the calculated lives and the experimental ones.

キーワード：転がり軸受，転動体荷重，荷重分布，寿命

本論文は、The American Society of Mechanical Engineers (ASME) の許諾を得て、Transaction of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 134, No. 2, p. 021101, April 2012 を翻訳転載したものです。

1. はじめに

転がり軸受の寿命計算方法は ISO 規格¹⁾として標準化されている。この方法は Lundberg と Palmgren の軸受寿命理論^{2) 3)}に基づいており、軸受の定格寿命 (L_{10}) は軸受の動定格荷重と実際に軸受に作用する荷重から与えられる等価荷重を用いて求められる。転がり軸受に外部荷重が加わると、軸受の内部では各々の転動体が荷重を分担して支持する。上記の方法では、軸受の軌道輪や軸、ハウジングは剛体とし、転動体と軌道面の各々の接触部においてのみ弾性変形し、軸受の円周半分で荷重を受けることを前提としている。このような前提条件の下での転動体荷重分布をここでは標準形の荷重分布と呼ぶ。

しかし、多くの用途では、構造上の寸法的制約、軽量化や材料費削減、メンテナンス上の都合などの理由で、ハウジングの形状や荷重支持方法はさまざまであり、軸

受の軌道輪や支持構造は剛体として考えられないことがある。この場合、ハウジングと外輪は相互に影響して弾性変形するため、実際の荷重分布は上述した仮定の下で予測される標準形の分布とは異なる。結果として軸受の支持構造の剛性が軸受の寿命に影響を及ぼすことがある。

以上から、軸受の信頼性向上ならびに経済的なハウジング設計のためには、軸受周辺構造の変形が荷重分布や軸受寿命に及ぼす影響を把握しておくことは重要である。

軸受周辺構造によって変形した荷重分布が軸受寿命に及ぼす影響については様々な研究がなされてきた。A. B. Jones と T. A. Harris⁴⁾ は最初にこの課題に取り組み、遊星歯車軸受の外輪の変形を考慮した荷重分布を得るための理論解析により軸受周辺構造の変形が軸受寿命に及ぼす影響について調べた。その後、T. A. Harris^{5) 6)} はいくつかの用途で軸受を長寿命化させる構造設計の最適化を行った。W. Cheng⁷⁾ や P. A. Tibbits⁸⁾ は有限要素法 (FEM) を用いて荷重分布を解析し、軸受寿命への影響を調べた。R. Grigorescu と M. D. Gafitanu⁹⁾ は荷重分布を評価するために剛体ではないハウジングを考慮

* 材料技術研究部 潤滑材料研究室
** 元 財団法人鉄道総合技術研究所
*** 東京理科大学 理工学部機械工学科

特集：材料技術

した計算モデルを提案し、そのモデルを使った解析結果と実物の軸受による耐久試験結果を比較した。以上の研究とは別に、荷重分布を測定する方法について述べた報告がある。G. Cavallaroら¹⁰⁾は軌道輪とハウジングの弾性変形を定式化してこれらの変形が荷重分布に及ぼす影響について調べた。G. A. Papadopoulos¹¹⁾はポリマー製のモデル軸受を用いて光弾性実験により荷重分布を求めた。

しかし、これらのほとんど^{4)~9)}は数値解析あるいは静的な荷重分布を与える足跡 (footprint) 法¹²⁾などの実験で求めた荷重分布をもとに計算した寿命を評価しており、実物の軸受による実験で得た荷重分布や寿命試験データを用いて、荷重分布が寿命に及ぼす影響について実証した例はほとんどない。ここで、足跡法とは軌道面に化学的に生成させた被膜に転動体を押し付け、接触痕の大きさから転動体荷重を求める方法である。

そこで、ハウジングと外輪の接触条件を変えて異なる荷重分布を与え、荷重分布が寿命に及ぼす影響を理論的かつ実験的に検討した結果を報告する。また、光ファイバセンサを用いて動的に荷重分布を得る新しい方法についても述べる。

2. 理論

2.1 転がり軸受の荷重分布

図1に示すように、軸受に外力として一定のラジアル荷重 F_r が加わる場合の転動体荷重の分布について以下に述べる¹³⁾。転動体が荷重を支持する範囲を負荷圏という。ここでは、負荷圏側の荷重線上に転動体が位置し、転動体荷重の分布は荷重線について対称とする。また、

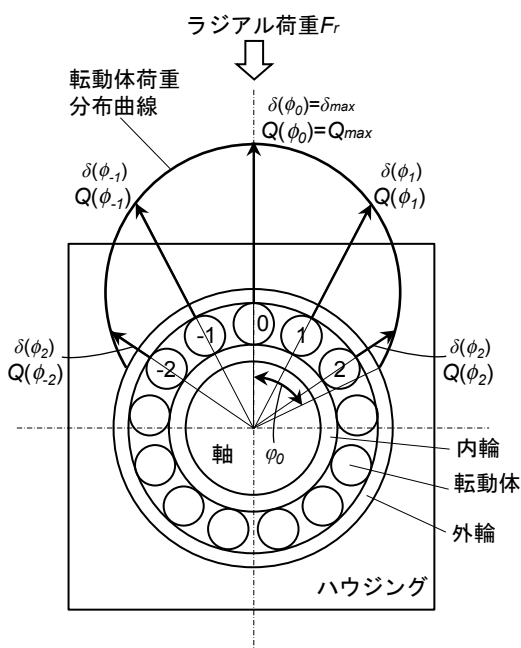


図1 転動体荷重分布

円筒ころ軸受が十分な剛性を有する軸とハウジングに適正に取り付けられており、荷重が加わる際に、内輪と外輪は共に真円を保ったまま相対変位すると仮定する。なお、便宜上、最下部にある転動体の番号を0、頂点から反時計回りに1, 2, ..., j, 時計回りに-1, -2, ..., -jとする。

転動体の弾性変形量と、転動体 / 軌道面の接触点における変形と荷重の関係から、各転動体の位置 ϕ_j での転動体荷重 $Q(\phi_j)$ は次のように表される。

$$Q(\phi_j) = Q_{max} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi_j) \right]^t \quad (1)$$

$$\phi_j = j \frac{2\pi}{Z} \quad (2)$$

$$\varepsilon = \frac{1}{2} (1 - \cos \phi_0) \quad (3)$$

ここで、 Q_{max} は最大転動体荷重、 ε は負荷圏の範囲に依存する。指数 t は、玉軸受の場合 $t = 1.5$ 、ころ軸受の場合 $t = 1.1$ であり、 Z は転動体の数、 ϕ_0 は負荷圏の半分の角度である。式(1)から、転動体荷重の分布は Q_{max} と ε で決まることがわかる。

次に、Sjövallによって与えられたラジアル積分 $J_r(\varepsilon)$ ¹⁴⁾を導入すると式(4)が成り立つ。

$$F_r = Z Q_{max} J_r(\varepsilon) \quad (4)$$

ここで、

$$J_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_0}^{+\phi_0} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \phi) \right]^t \cos \phi \, d\phi \quad (5)$$

式(5)より、 $J_r(\varepsilon)$ の値は ε によって決まり、 F_r と $J_r(\varepsilon)$ がわかれば、式(4)から Q_{max} が求められる。

2.2 軸受寿命計算

Lundberg と Palmgren の理論^{2) 3)}より、内輪と外輪の軌道面の疲労寿命は、それぞれ次の式より見積もられる。

$$L_i = \left(\frac{Q_{ci}}{Q_i} \right)^p, \quad L_e = \left(\frac{Q_{ce}}{Q_e} \right)^p \quad (6)$$

ここで、 L は 10^6 回転を単位とする寿命、添え字の i と e はそれぞれ内輪と外輪を示す。 Q_c は軌道面の基本動定格荷重、 Q は軌道接触部に作用する等価転動体荷重である。

線接触の場合、荷重指数 $p=4$ であり、内外輪の Q_c は次式で与えられる。

$$Q_{ci} = A \frac{(1-\gamma)^{\frac{29}{27}}}{(1+\gamma)^4} \gamma^{\frac{2}{9}} D_a^{\frac{29}{27}} l_a^{\frac{7}{9}} Z^{-\frac{1}{4}},$$

$$Q_{ce} = A \frac{(1+\gamma)^{\frac{29}{27}}}{(1-\gamma)^4} \gamma^{\frac{2}{9}} D_a^{\frac{29}{27}} l_a^{\frac{7}{9}} Z^{-\frac{1}{4}} \quad (7)$$

$$\gamma = \frac{D_a}{d_m} \quad (8)$$

ここで、 A は材料による定数、 D_a はころの直径、 d_m はころのピッチ円直径、 l_a はころの有効長さである。
内外輪の等価転動体荷重 Q は次式によりそれぞれ与えられる。

$$Q_i = \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_0}^{+\phi_0} Q^p(\phi_j) d\phi_j \right]^{\frac{1}{p}},$$

$$Q_e = \left[\frac{1}{2\pi} \int_{-\phi_0}^{+\phi_0} Q^w(\phi_j) d\phi_j \right]^{\frac{1}{w}} \quad (9)$$

ここで、 $w=pm$ で、 $m=9/8$ である。以上から、転がり軸受の寿命は次式より計算される。

$$L = (L_i^{-m} + L_e^{-m})^{-\frac{1}{m}} \quad (10)$$

3. 荷重分布の測定方法

3.1 測定用軸受

呼び番号 N206 の円筒ころ軸受を荷重分布の測定に用いる。ここで用いた N206 の諸元を表 1 に示す。図 2 のように、FBG (Fiber Bragg Grating) を持つ光ファイバセンサ (以下 FBG センサとする) ¹⁵⁾ が内輪の切欠き部に取り付けられている。切欠きは内輪の内径側に機械加工され、切欠き部に相当する内輪軌道面上をころが通過する際に生じるひずみを FBG センサにより得る。FBG センサは切欠き部底の近傍に放電加工により設けた ϕ

表 1 測定用軸受の諸元

内径, mm	30
外径, mm	62
幅, mm	16
ころ数	13
ころ直径, mm	7.5
ころ有効長さ, mm	6.5
ピッチ円直径, mm	46
内部すきま, μm	20 ~ 45

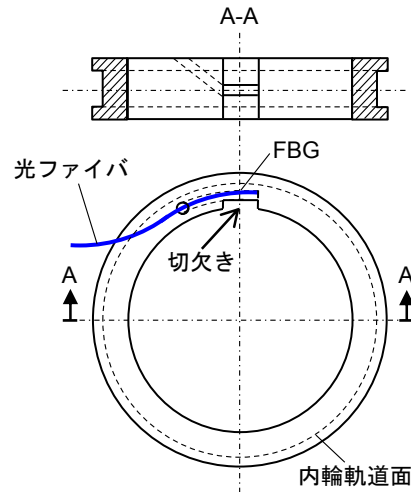


図 2 光ファイバセンサを装着した測定用軸受の内輪

0.5mm 程度の貫通孔から挿入し、FBG が切欠き部周方向中央部に位置するようにエポキシ系接着剤で固定する。

3.2 試験ハウジング

ハウジングの形状や荷重支持位置はハウジングと外輪の接触に影響し、限られた領域での接触になる可能性があるため、荷重分布や軸受寿命に影響を及ぼす。そこで、ハウジングと外輪の接触条件が荷重分布や寿命へ及ぼす影響をより明確に調べるために、図 3 に示す、ハウジングと外輪が局部的に接触するような試験ハウジングを準備した。これらのハウジングは外輪と接触する部分の接触弦 d の長さを 5, 20, 40mm とすることによって、異

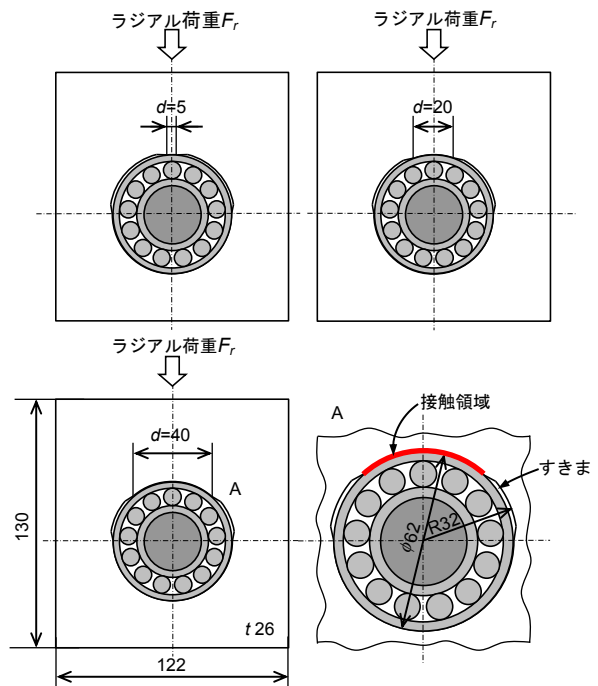


図 3 試験ハウジング (単位:mm)

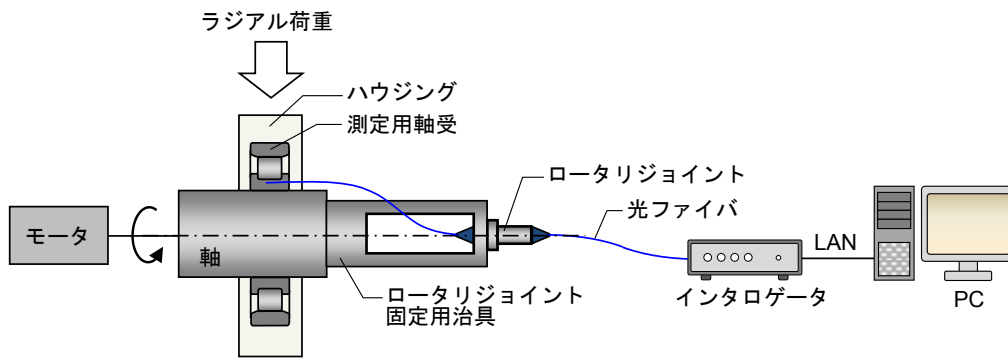


図4 荷重分布測定系の概略図

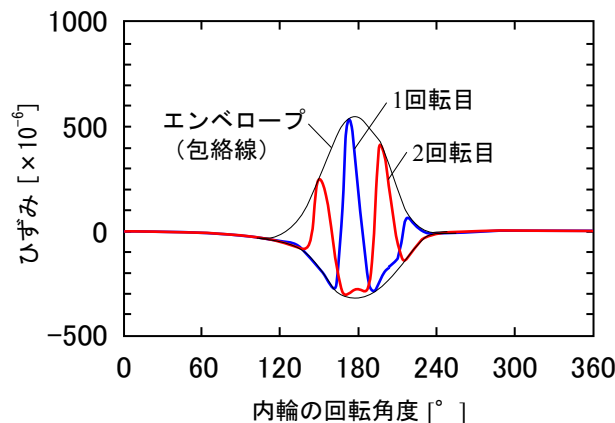


図5 ひずみの測定例

なる接触領域を持つ。一方、ハウジングと外輪の非接触部分のすきまは約1mmで、非接触部分を除いてハウジングと外輪は約0.025mmのすきまばめである。この形状による以下の測定への悪影響はなかった。

3.3 測定装置と測定方法

図4に測定系の概略を示す。本装置では、FBGセンサを装着した測定用軸受を回転させながら荷重分布が得られる。図3に示す3種類の試験ハウジングを用いて荷重分布を測定する。測定用軸受はモータによって回転される軸に取り付けられている。FBGセンサは、回転体と静止体間で光を伝送するロータリジョイントを介してインタロゲータに接続されている。インタロゲータは広帯域の光源を持ち、FBGにレーザー光を入射し、FBGからの反射光の波長の変化量からひずみを計測する機能を有する。また、インタロゲータはパーソナルコンピュータ(PC)により、計測条件の設定やデータの表示、保存などができるようになっている。

測定用軸受を回転させると、転動体が負荷圈を通過する際に、内輪の切欠き部に相当する軌道面上を転動体が通過することにより内輪にひずみが生じる。図5に内輪二回転分のひずみ波形の測定例を示す。軸受が回転している際の切欠き部と転動体の位置関係によりひずみの

正負が決まる。なお、FBGセンサからのひずみ出力は、内輪一回転あたりパルスの信号を検出することによって、内輪一回転ごとに得られる。転動体荷重分布に対応するひずみ分布は以下の手順で求められる。

- (a) 内輪の回転ごとに測定された複数のひずみ波形を重ね合わせる
- (b) 重ね合わせたひずみ波形のエンベロープ(包絡線)を得る
- (c) 内輪周りの各角度位置において、ひずみの最大値と最小値の差を計算する

ここでは、各々の試験ハウジングについて、ラジアル荷重4980N(基本動定格荷重の20%)を測定用軸受に負荷して軸を約200min⁻¹一定の速度で回転させ、内輪約180回転分のひずみ波形をサンプリング周波数1250Hzで計測する。

これまでに提案された足跡法や光弾性実験などによる荷重分布測定方法は静的であるのに対し、本方法は軸受を回転させて動的に荷重分布を得ることを特徴とする。

4. 結果および考察

4.1 転動体荷重分布

前章で述べた方法を用いて得られたひずみ分布におい

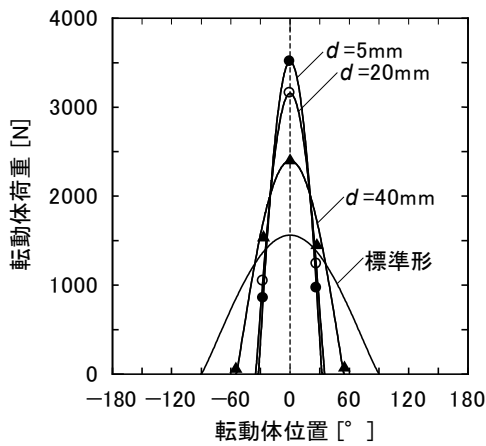


図6 転動体荷重分布の測定結果

て、各転動体の角度位置でのひずみの鉛直成分の合計値が軸受に与えたラジアル荷重に対応することから求められる、ひずみを荷重に換算する係数を用いて荷重分布が得られる。図6は各試験ハウジングに対して得られた荷重分布を示す。各プロットは実験で得られた転動体荷重の値である。図中の曲線は、式(1)を回帰式として図6の各プロットについて回帰分析を行って得た。回帰分析により得られた式(1)中の Q_{max} と ε の値を表2に示す。図6は実験から求められた転動体荷重と式(1)で表される荷重分布曲線は概ね一致していることを示している。なお、図6および表2には、実験で測定用軸受に与えた荷重と同じ荷重における標準形の荷重分布($\varepsilon = 0.5$)についても示す。標準形の分布は式(4)の関係が満たされるよう Q_{max} を求め、式(1)により表した。図6より、接

表2 荷重分布のパラメータ

d [mm]	5	20	40	標準形
Q_{max} [N]	3511	3156	2398	1562
ε	0.077	0.090	0.210	0.500
ϕ_0 [°]	32.2	35.0	54.5	90.0

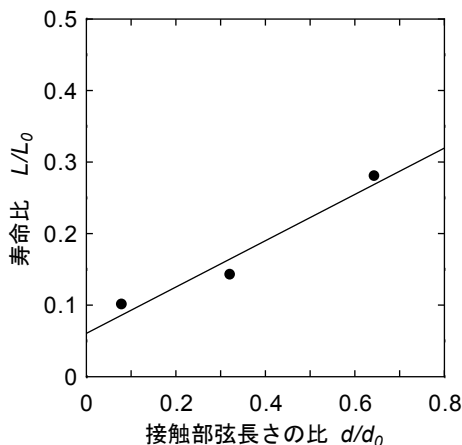


図7 接触部弦長さの比と寿命比の関係

触長さ d が短いほど Q_{max} が大きく、また $2\phi_0$ (負荷圏)が狭くなっていることがわかる。これより、軸受に加わる荷重が同じであっても、荷重分布は外輪とハウジングの接触状態に依存することがわかる。

4.2 軸受寿命計算

2.2節で示した寿命計算方法を用いて、図6に示した各荷重分布に対する軸受寿命を求める。なお、式(6)中の内輪、外輪の等価転動体荷重 Q_i 、 Q_e は、荷重分布を表す式(1)に表2の各値を代入して、式(8)から求める。

ハウジングと外輪の接触状態が軸受寿命に与える影響を調べるために、次の二つのパラメータを定義した。一つは軸受外径 d_0 に対するハウジング接触部の弦長さ d の比 d/d_0 であり、もう一つは表2に示した標準形の荷重分布をもつ軸受の寿命 L_0 に対する実験で得られた荷重分布を持つ軸受の寿命 L の比 L/L_0 である。図7に d/d_0 と L/L_0 の関係を示す。さらに、標準形の荷重分布に対する内輪、外輪の等価転動体荷重をそれぞれ Q_{i0} 、 Q_{e0} とし、 d/d_0 とそれぞれの荷重分布に対する等価転動体荷重比 Q_i/Q_{i0} 、 Q_e/Q_{e0} の関係を図8に示す。図7と図8は、等価転動体荷重は接触弦長さが短いほど大きくなり、等価転動体荷重が大きくなると寿命は低下することを示している。以上より、荷重分布は、軸受に外部から加わる荷重が一定でも、軸受とハウジングの接触状態により異なり、軸受寿命は荷重分布に依存していることがわかる。接触弦比の観点から軸受寿命について言及するならば、ここで得られた知見より、軸受の組立ての実情を考慮し、可能な限り $d/d_0 = 1$ とすることにより、最大転動体荷重を小さく、かつ負荷圏を広くでき、軸受の信頼性を向上できると考えられる。

4.3 圧痕を付与した軸受の寿命試験

前節に示した軸受寿命の基礎理論による寿命評価では、軸受内部の荷重分布が寿命に影響する結果が得られた。ここでは、実際の軸受を用いて寿命試験を行い、荷

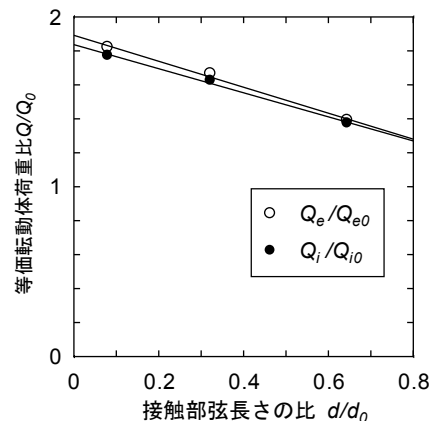


図8 接触部弦長さの比と等価転動体荷重比の関係

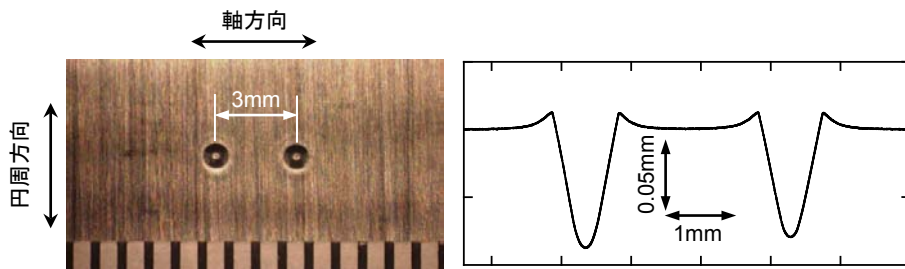


図9 外輪軌道面に付与したロックウェル圧痕

表3 寿命試験結果

No.	はく離発生までの時間 [h]		
	5	20	40
1	65.8	120.7	182.0
2	81.3	124.1	243.6
3	88.5	141.0	277.8
4	98.4	153.7	335.3
5	99.0	215.7	361.4
6	124.1	270.7	366.9
7	131.2	278.2	379.1
8	210.9	285.6	389.4
9	231.5	317.1	457.3
10	313.6	326.9	打切り

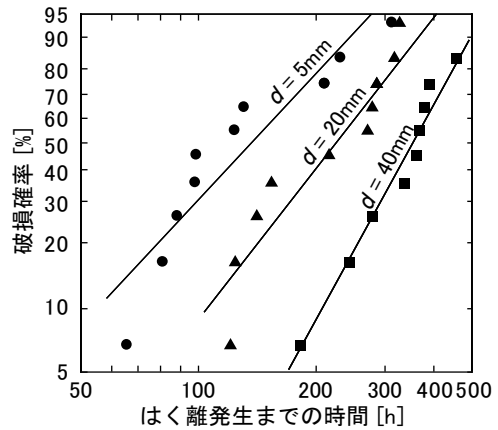


図10 寿命試験結果のワイブルプロット

重分布の寿命への影響について検証する。

4.3.1 方法

寿命試験は、荷重分布の測定に用いた軸受と同じ円筒ころ軸受 N206 を使用した。各試験軸受には、ロックウェル硬さ試験機を用いて C スケール用のダイヤモンド圧子を外輪軌道面に荷重 1.47kN で押し付けて、円周方向 1 箇所において軸方向に 2 つの圧痕を形成し、初期の疲労はく離を起りやすくした。圧痕中心間の距離は約 3mm である。圧痕の外観と断面形状を図 9 に示す。2 つの圧痕とも同様の形状・寸法である。図 3 に示した試験ハウジングを用いて、外輪に付与した圧痕の位置が荷重線上に位置するように試験装置に取り付け、寿命試験を行った。

軸受に加えた荷重は一定の純ラジアル荷重 4980 N (基本動定格荷重の 20%) で、軸の回転速度は 2000 min⁻¹ である。試験軸受は添加タービン油 ISO VG68 で潤滑し、潤滑方式は循環給油である。

各試験ハウジングでの試験軸受数を 10 個とした。試験は圧痕を起点としてはく離が生じるまで、または、打切り時間として設定した 500 時間に達するまで、連続して行い、はく離発生までの時間を記録した。はく離の発生はハウジングに取り付けた振動加速度計を用いて加速度レベルを連続してモニタすることにより検出した。

表4 ワイブル解析結果

d [mm]	5	20	40
L ₁₀ [h]	54.7	108.3	209.1
L ₅₀ [h]	137.9	221.4	352.1
ワイブル勾配	2.04	2.63	3.62

4.3.2 結果

寿命試験データについて、ジョンソン法¹⁶⁾に従ってワイブル解析を行った。表 3 に寿命試験結果を示す。接触弦長さ d=40mm の荷重分布条件において、中途打ち切りしたデータが 1 つ含まれている。寿命試験結果のワイブルプロットを図 10 に示す。図中の各直線は荷重分布条件ごとのプロットについて最小二乗法により求めた回帰直線であり、推定母集団を示す。表 4 に図 10 から求められる L₁₀ および L₅₀ とワイブル勾配の値を示す。はく離が発生するまでの時間と荷重分布の間には良い関係があることが図 10 より明らかである。すなわち、軸受に加わる外部荷重が同じであっても、接触弦長さ d が小さくなるほど寿命は減少することがわかる。

2.2 節で記述した理論寿命は健全な軸受の内部起点はく離による寿命である。しかし、近年、軸受材料の清浄度が著しく改善されたことから内部起点はく離よりも異物をかみ込むことで発生する圧痕を起点としたはく離、すなわち表面起点はく離が顕在化してきた。これにより、

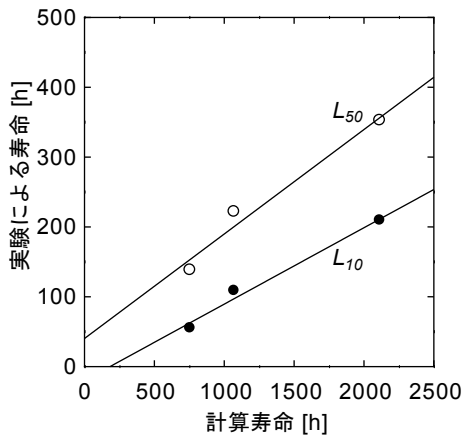


図 11 計算寿命と実験による寿命の関係

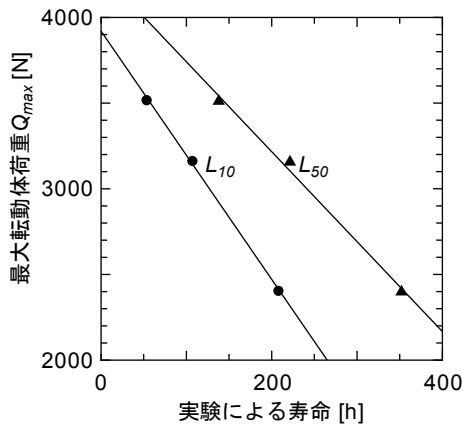


図 12 実験による寿命と最大転動体荷重の関係

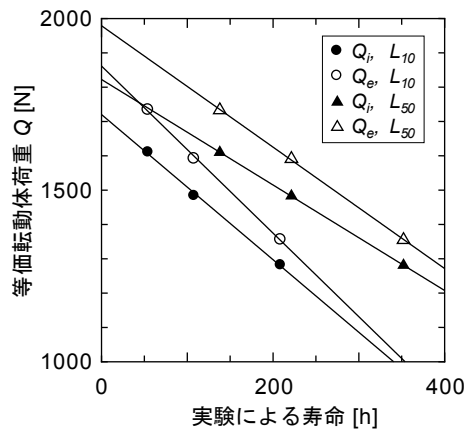


図 13 実験による寿命と等価転動体荷重の関係

潤滑剤の汚れが軸受性能へ及ぼす影響への関心が高まっている。この観点から、人工的に付与した圧痕や汚れた潤滑剤に起因する軸受寿命の減少について、実験から得られる寿命と理論計算寿命を比較することで検討されている¹⁷⁾。以上から、ここでの実験で得られた寿命に基づく評価は圧痕による軸受寿命減少を理解する上で有益である。そこで、次に表 4 に示した寿命試験結果と理論計算寿命を比較する。

図 11 に理論計算寿命と実験によって得られた寿命 L_{10} および L_{50} の関係を示す。各直線は最小二乗法により得た。相関係数はそれぞれ 0.992, 0.985 である。実験によって得られた寿命 L_{10} および L_{50} は、それぞれ理論計算寿命の約 10% および 20% にまで減少しているものの、理論計算寿命と実験から得られた寿命の間には良好な相関があることを示している。

図 12 に実験による寿命と最大転動体荷重の関係を示す。同図より、最大転動体荷重の増加に伴い寿命が減少していき、両者には直線的な関係があることがわかる。

図 13 に実験による寿命と内外輪の等価転動体荷重の関係を示す。図 12 と同様に、それぞれの等価転動体荷重の増加とともに寿命が直線的に減少していくことがわかる。以上から、軸受の寿命は荷重分布の影響を明らかに受けることが寿命試験により実証された。

5. 結論

円筒ころ軸受を用いて、ハウジングと軸受外輪間の異なる三つの接触条件で軸受の荷重分布を測定し、軸受の寿命に及ぼす荷重分布の影響について理論的に調べ、実験により検証した。得られた知見は以下のとおりである。

- (1) FBG センサを装着した内輪を用いて荷重分布を得る方法を示した。
- (2) 外部から軸受に加わる荷重が同じであっても、外輪とハウジングの接触状態が荷重分布に影響することを示すとともに、軸受寿命に及ぼす荷重分布の影響を軸受の理論寿命計算によって確認した。
- (3) 圧痕を付与した軸受を用いて、異なる荷重分布の下で寿命試験を行った結果、軸受の寿命は荷重分布の影響を大きく受けることが実証された。さらに実験で得られた寿命と理論計算による寿命との間に直線的な関係があることがわかった。

文 献

- 1) ISO, 2007. *ISO 281:2007 Rolling bearings — Dynamic load ratings and rating life*. International Organization for Standardization.
- 2) Lundberg, G., and Palmgren, A., 1947. “Dynamic capacity of rolling bearings”. *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, 1(3).
- 3) Lundberg, G., and Palmgren, A., 1952. “Dynamic capacity of roller bearings”. *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series*, 2(4).
- 4) Jones, A. B., and Harris, T. A., 1963. “Analysis of a rolling-element idler gear bearing having a deformable outer-race structure”. *ASME Jour. of Basic Eng.*, 85, pp. 273–278.

- 5) Harris, T. A., 1964. "Optimizing the design of cluster mill rolling bearings" . *ASLE Trans.*, 7, pp. 127–132.
- 6) Harris, T. A., 1965. "Optimizing the fatigue life of flexibly-mounted rolling bearings" . *Lubr. Eng.*, 21, pp. 420–428.
- 7) Cheng, W., 1996. "Experimental and numerical study of multibody contact system with roller bearing part II: Semi-finite element analysis". *Tribol. Trans.*, 39, pp. 166–172.
- 8) Tibbitts, P. A., 2004. "Effect of pillow block deformation on ball bearing load distribution" . *ASME Conference Proceedings* (46970), pp. 771–781.
- 9) Grigorescu, R., and Gafitanu, M. D., 2000. "Constructive optimisation criteria to increase bearing service life" . *Tribol. Lett.*, 8, pp. 57–62.
- 10) Cavallaro, G., Nelias, D., and Bon, F., 2005. "Analysis of high-speed intershaft cylindrical roller bearing with flexible rings" . *Tribol. Trans.*, 48, pp. 154–164.
- 11) Papadopoulos, G. A., 2005. "Experimental study of the load distribution in bearings by the method of caustics and the photoelasticity method" . *Jour. Strain Analysis*, 40, pp. 357–365.
- 12) Cheng, W., 1996. "Experimental and numerical study of multibody contact system with roller bearing part I: An improved footprint test method" . *Tribol. Trans.*, 39, pp. 75–80.
- 13) Harris, T. A., 1991. *Rolling Bearing Analysis (3rd Edition)*. John Wiley & Sons, Inc., New York.
- 14) Sjövall, H., 1933. "The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load" . *Tek Tidskr, Mek.*, h(9).
- 15) Hill, K., and Meltz, G., 1997. "Fiber bragg grating technology fundamentals and overview" . *J. of Lightwave Technol.*, 15(8), pp. 1263–1276.
- 16) Johnson, L., 1964. *The Statistical Treatment of Fatigue Experiments*. Elsevier Publishing Co., London.
- 17) Ioannides, E., Bergling, G., and Gabelli, A., 1999. "An analytical formulation for the life of rolling bearings" . *Acta Polytechnica Mechanical Engineering Series* (137).