

複列円すいころ軸受の転動体荷重に与える アキシャルすきまの影響

高橋 研* 鈴木 大輔* 永友 貴史*

Effect of Axial Clearance on Rolling Element Load of Double Row Tapered Roller Bearings

Ken TAKAHASHI Daisuke SUZUKI Takafumi NAGATOMO

An external load applied to a rolling bearing is distributed among the rolling elements. This rolling element load distribution is changed according to the internal clearance of the bearing. And, it will affect the rolling contact fatigue life of the bearing. In this work, the rolling element load has been measured by using an optical fiber sensor mounted on a roller of a double row tapered roller bearing, and the effect of the axial clearance on the rolling element load has been investigated. As a result, it has been clarified that the load distribution factor decreases with the increase in the axial clearance, and as the radial load becomes small, the degree of reduction of the load distribution factor due to the increase in the axial clearance increases. Further, this tendency has been confirmed to be consistent with the numerical results.

キーワード：転がり軸受，転動体荷重，アキシャルすきま，複列円すいころ軸受，光ファイバセンサ

1. はじめに

円すいころ軸受は産業機械や交通機械において幅広く利用されている。鉄道車両においては車軸の回転を支持する車軸軸受として、複列円すいころ軸受が多く用いられている。軸受に荷重（車軸軸受の場合は、車体重量により作用するラジアル荷重や車両が曲線部を走行することにより作用するアキシャル荷重など）が作用すると、軸受内部では転動体はその荷重を分担して、外輪と内輪に伝える。この荷重を転動体荷重、その分布を転動体荷重分布と呼ぶ。転動体荷重分布は軸受の内部すきまによって変化し、その転動体疲労寿命に影響すると考えられる。そこで、試験条件の変更が容易である小型の複列円すいころ軸受を測定用軸受として、著者らがこれまでに検討してきた、転動体に挿入した光ファイバセンサにより転動体荷重を測定する方法¹⁾を用いて、その転動体荷重を動的に測定することにより、アキシャルすきまの変化が転動体荷重分布に与える影響を調べた²⁾。

2. 測定方法

2.1 測定用軸受

測定に用いた軸受は、呼び番号 HR40KBE42+L の複列円すいころ軸受（内径 40mm，外径 80mm，組立幅 45mm，転動体数 17 個／列，基本動定格荷重 109000N）である。図 1 に測定用軸受の概略図を示す。転動体に荷

* 材料技術研究部 潤滑材料研究室

重が作用する際に発生する転動体の軸方向のひずみを、光ファイバの一部に FBG（Fiber Bragg Grating）を形成した光ファイバセンサを用いて測定し、そのひずみから転動体荷重を求める。そこで、測定用軸受の片側の列の転動体の 1 個を測定用転動体とするため、軸中心線上に直径約 0.5mm の貫通穴を加工し、FBG が転動体の中心部に位置するように常温硬化型エポキシ系接着剤で固定する。これ以降、便宜上、FBG を挿入した転動体が属する列（外輪軌道面，転動体，保持器，内輪）を A 列，その反対側を B 列とする。

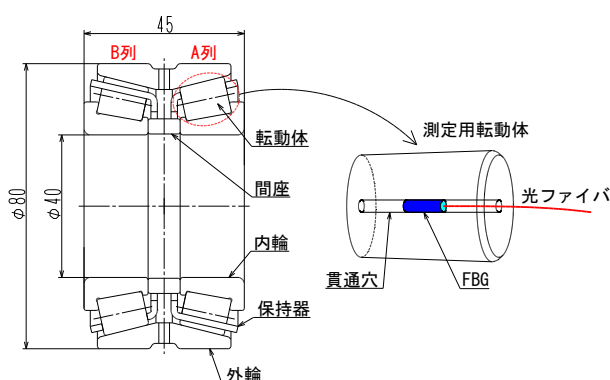


図 1 測定用軸受

2.2 アキシャルすきまの変更

複列円すいころ軸受では、一般に 2 列の内輪間に挿入する間座の軸方向の幅寸法によって、アキシャルすきまが決定される。本測定においては、異なる幅寸法を持つ

特集：材料技術

複数の間座を用意し、それらを交換することによりアキシャルすきまを変更する。ここでは、測定用軸受を2.3節に記す測定装置の主軸に圧入して、内輪を固定した状態で外輪を軸方向に押し引きし、その軸方向の移動量をアキシャルすきまとして測定する。測定用軸受の普通すきま(CN)が0.10mm程度であることから、これを標準条件として、本測定でのアキシャルすきま Δ_a を0.00, 0.05, 0.10, 0.20, 0.37mmの5条件とする。

2.3 測定装置

測定装置の概略図を図2に示す。本装置は主軸の先端部に、A列が軸端側になるように取り付けられた測定用軸受を、軸継手を介してサーボモータ1で回転させる構造である。測定用軸受は、図3に示すハウジング(材質：S45C)に収められ、荷重調整用のばねとロードセルを介してラジアル荷重が負荷される。ラジアル荷重 F_r はロードセルにより測定される。

測定用軸受のA列の保持器には1deg.ピッチの目盛を持つ円スケールが取り付けられ、その目盛を光電反射式の回転検出器で読み取ることにより、保持器の回転速度(転動体の公転速度)を測定する。測定した回転速度をサーボモータ2の回転指令信号として入力することにより、中空軸を転動体の公転と同期して回転させる。

測定用転動体から伸びる光ファイバは、後述する回転吸収機構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にレーザ光を入射し、FBGから反射してきた光の波長の変化量 $\Delta\lambda$ [nm]からひずみを計測する機能を有している。また、インタロゲータはパーソナルコンピュータと通信し、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。測定用転動体から伸びる光ファイバの他端は、中

空軸に設置されるロータリジョイント1の回転側コネクタに接続される。ロータリジョイントは回転体と静止体の間で光を伝送する役割を持ち、ここでは測定用転動体の自転を吸収する。ロータリジョイント1の静止側コネクタに接続される光ファイバは中空軸の内部を通り、ロータリジョイント2の回転側コネクタに接続される。ここで、測定用転動体の公転も吸収し、ロータリジョイント2の静止側コネクタから静止場にあるインタロゲータに信号が取り出される。

また、測定用転動体の位置とひずみデータを対応させるため、中空軸の測定用転動体の位置に対応する部分が静止場に設置した位置検出器を通過する際に、インタロゲータからのレーザ光(ひずみ測定用のレーザ光とは異なる)を遮ることで得られる信号(転動体1公転あたり1パルス)を記録する。

以上に示した装置により、軸受を回転させながら転動体の公転ごとに転動体荷重を連続的に測定できる。

2.4 測定条件

本測定におけるラジアル荷重 F_r は、表1に示すように測定用軸受の基本動定格荷重 C_r に対する割合から決定した値とする。主軸の回転速度は 120min^{-1} 一定として転動体を45回公転させ、測定用転動体に発生するひずみを測定周波数2500Hzで計測する。なお、公転1回あたりの測定データ数は、約3000点である。また、本測定では転動体の公転すべりが生じないことを確認できているため、測定データの時間刻みと転動体の公転ピッチ円上の角度位置刻みは常に一定の比率で対応する。

表1 測定におけるラジアル荷重

F_r/C_r	0.025	0.05	0.075	0.1	0.125	0.15
F_r [N]	2725	5450	8175	10900	13625	16350

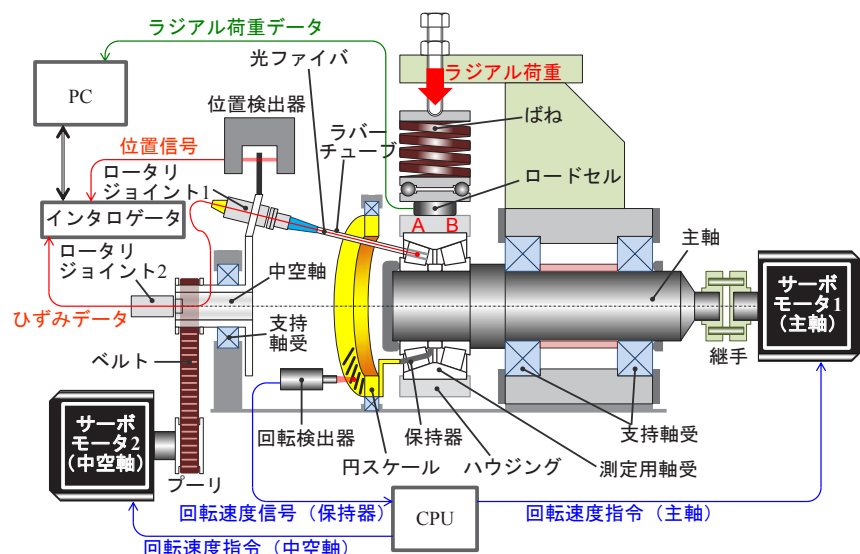


図2 測定装置

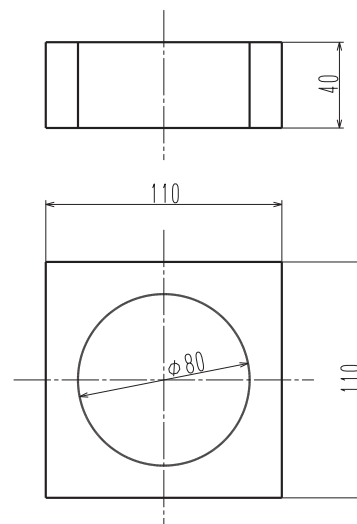


図3 ハウジング

2.5 光ファイバセンサの校正方法

本測定では、事前に、測定用転動体に発生するひずみに対応する光ファイバセンサの出力波長の変化値 $\Delta\lambda$ と、測定用転動体に作用する転動体荷重 Q の関係を把握する必要があるため、光ファイバセンサの校正を行う。校正においては、測定用軸受の A 列にアキシャル荷重 F_a のみを負荷する。軸受にアキシャル荷重のみを与えると、すべての転動体に大きさの等しい転動体荷重が作用し、その値は F_a を転動体数 Z (本測定では 17) で除算した値の外輪軌道面に垂直な方向の成分の大きさとなる。すなわち、 Q は F_a と軸受の接触角 α から式 (1) により求められる。

$$Q = \frac{F_a}{Z \cdot \sin \alpha} \quad (1)$$

したがって、測定用軸受にアキシャル荷重のみを負荷し、 $\Delta\lambda$ を測定することにより、 $\Delta\lambda$ と Q の関係が得られる。

2.6 光ファイバセンサの校正結果

3.1 節に記した方法により得られた光ファイバセンサの校正結果を図 4 に示す。 $\Delta\lambda$ [nm] と Q [N] は直線近似により概ね式 (2) で表される関係を持つ。

$$Q = 2.92 \times 10^4 \cdot \Delta\lambda \quad (2)$$

これ以降、測定により得られる $\Delta\lambda$ を式 (2) に当てはめて Q を求める。

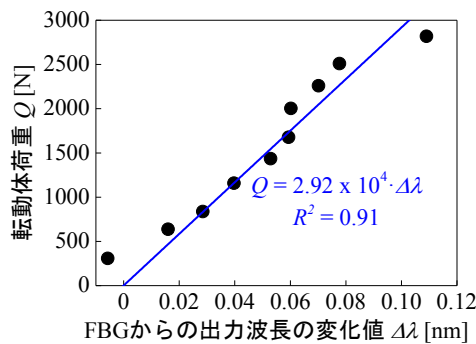


図 4 光ファイバセンサの校正結果

3. 測定結果および考察

3.1 転動体荷重分布

2 章に記した方法により得られた転動体荷重分布をアキシャルすきまごとに図 5 に示す。横軸に示す転動体位置は、ラジアル荷重による負荷圏の中心位置 (ハウジングの直上を向く位置) を 0deg.、左端を -180deg.、右端を 180deg. とし、転動体の進行方向が正の値となるように示している。図中の荷重分布を示す曲線は、連続

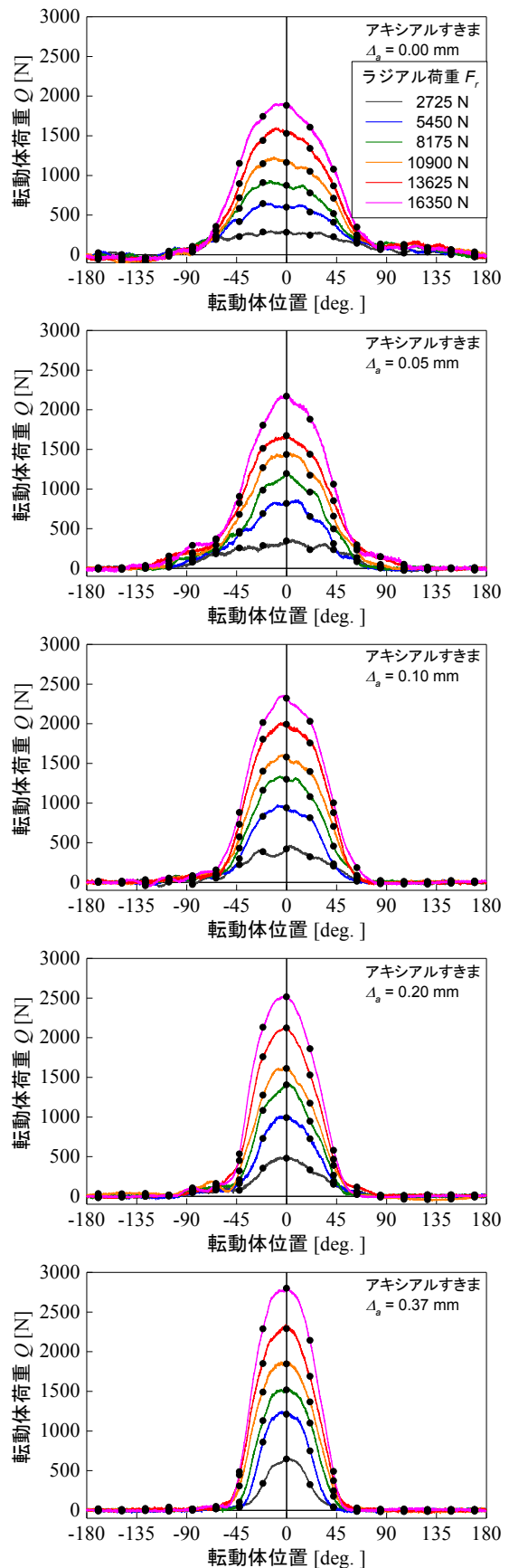


図 5 転動体荷重の測定結果

特集：材料技術

して測定した公転45回分のデータを平均したものである。また、各曲線上のプロットは、仮に転動体の1個が0deg.に位置する場合の各転動体位置における転動体荷重を示している。ここでは、その17個の値について、-180deg.側から順に $Q_8, Q_7, \dots, Q_0, \dots, Q_7, Q_8$ とする。 Q_0 は最大転動体荷重 Q_{max} と概ね一致する。

いずれの測定条件においても、転動体荷重は0deg.の転動体位置を中心としてほぼ左右対称な山型の分布を呈しており、非負荷側(軸受の下半分:-180deg.~-90deg.および90deg.~180deg.)においては、ほぼ0Nである。また、同じアキシャルすきま Δ_a において、転動体荷重はラジアル荷重 F_r の増加とともに増加する。一方、同じ F_r で比較すると、 Δ_a が大きいほど負荷側の範囲が狭く、 Q_0 が大きくなる傾向が認められる。一例として、転動体荷重が大きく、この傾向が顕著である F_r が16350Nにおける各 Δ_a での転動体荷重分布を図6に示す。なお、図の横軸は負荷側側の転動体位置である-90deg.~90deg.としている。前述のとおり、負荷側の範囲は Δ_a の増加とともに狭くなり、 Δ_a が最も小さい0.00mmにおいては-90deg.~90deg.の図中のほぼ全域に広がっているのに対して、最も大きい0.37mmにおいては-50deg.~50deg.程度まで狭まっている。一方、 Δ_a の増加とともに、 Q_0 は Δ_a が0.00mmでの約1900Nから Δ_a が0.37mmでの約2800Nへと増加している。

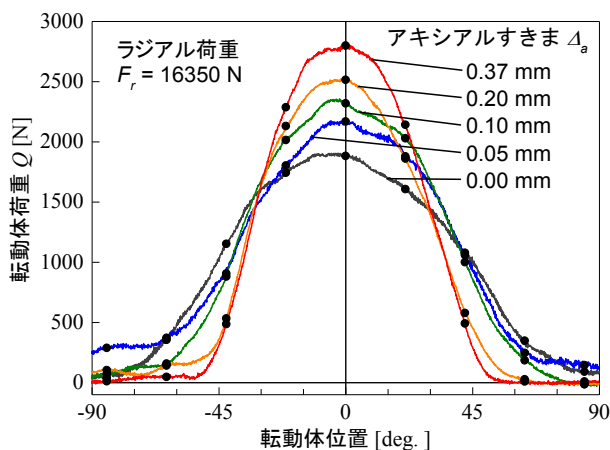


図6 アキシャルすきまが転動体荷重に与える影響

図7にアキシャルすきま Δ_a の変化が Q_0 に与える影響を示す。いずれの F_r においても、 Q_0 は Δ_a の増加とともに増加している。また、 Δ_a が比較的小さい0.00mmから0.10mmの範囲では、 Δ_a が0.10mmより大きい範囲と比較して、 Q_0 の増加の傾きが大きい。アキシャルすきまの増加とともに最大転動体荷重が増加するため、すきまの増加により軸受の転動疲労寿命は短くなると考えられる。

次に、図5に示した各転動体位置における転動体荷重のプロットから、主軸に対して垂直で下向きの荷重成分、

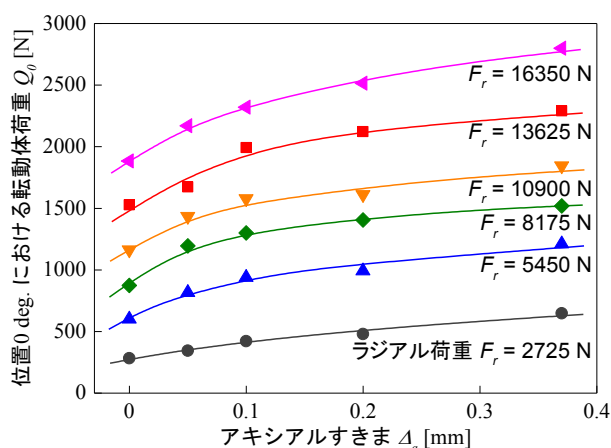


図7 アキシャルすきまが Q_0 に与える影響

すなわち各転動体が負担するラジアル荷重成分 F_{ri} を式(3)により算出する。

$$F_{ri} = \cos\phi_i \cdot \cos\alpha \cdot Q_i \quad (i = -8 \sim 8) \quad (3)$$

ここで、 ϕ_i は各転動体位置の角度である。さらに、 F_{ri} の合計、すなわち測定用軸受に負荷した全ラジアル荷重 F_r のうちA列が負担するラジアル荷重 F_{rA} を式(4)により算出する。

$$F_{rA} = \sum_i F_{ri} \quad (i = -8 \sim 8) \quad (4)$$

図8に算出した F_{rA} の全ラジアル荷重に対する割合である F_{rA}/F_r を示す。いずれの試験条件においても F_{rA}/F_r は0.4~0.5程度であり、本測定においてA列とB列の間に、ラジアル荷重負担割合の大きな偏りは無かったことが確認できる。なお、 Δ_a の変化による F_{rA}/F_r への影響はほとんど認められない。

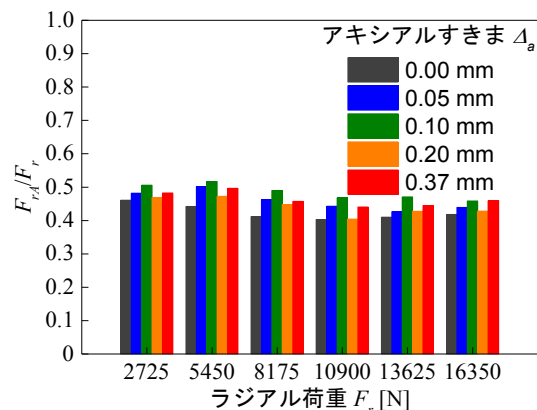


図8 A列が負担するラジアル荷重の割合

3.2 負荷率の検討

測定を行ったA列の転動体荷重分布について、アキ

シアルすきま Δ_a が負荷率に与える影響を検討する。

転がり軸受においては、一般に負荷圏の大きさを負荷率 ε により表す。図 9 に示すように、 ε は負荷圏の荷重作用線および軸に直交する方向の投影長さ $\varepsilon \cdot D$ と軌道直径 D との比であり、負荷圏の半分の角度 φ_0 を用いて式 (5) により表される。

$$\varepsilon = \frac{1}{2} \cdot (1 - \cos \varphi_0) \quad (5)$$

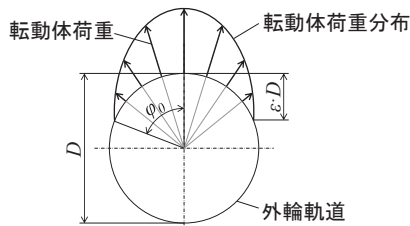


図 9 転動体荷重分布と負荷率 ε

一方、転動体荷重分布の理論では、Sjövall によって与えられたラジアル積分 $J_r(\varepsilon)^3$ を導入すると、本測定における測定用軸受の A 列について、 F_{rA} 、 Q_{max} 、 Z の間には式 (6) の関係がある。

$$F_{rA} = Z \cdot Q_{max} \cdot J_r(\varepsilon) \cdot \cos \alpha \quad (6)$$

なお、 $J_r(\varepsilon)$ は式 (7) で表される。

$$J_r(\varepsilon) = \frac{1}{2\pi} \int_{-\varphi_0}^{+\varphi_0} \left[1 - \frac{1}{2\varepsilon} (1 - \cos \varphi) \right]^{1.1} \cos \varphi d\varphi \quad (7)$$

そこで、図 5 から得られる Q_0 の値を Q_{max} として、式 (4) から得られる F_{rA} とともに、式 (6) に代入し、 $J_r(\varepsilon)$ を求め、式 (5) および式 (7) から ε を求める。

上記の方法で得られた ε を図 10 に示す。 Δ_a の増加とともに ε が減少する傾向が確認できる。また、ほとんどの ε が 0.5 以下であり、負荷圏が軸受の上部の半周の範囲に収まっていることがわかる。さらに、 F_r が小さいほど Δ_a の増加にともなう ε の減少の程度が大きく、そのため、 Δ_a が 0.00mm では F_r が大きい順に ε が小さいのに対して、 Δ_a が 0.37mm では大小関係が、完全に逆転している。

ここまで、転動体荷重の測定データを利用して負荷率 ε を求める方法とそれにより得た ε について検討してきたが、軸受の内部すきまと転動体荷重の理論から計算によって ε を求める方法もある。

軸受にラジアル荷重のみが作用する場合、最大転動体荷重 (Q_{max}) が作用する転動体の全弾性変位量 δ_{max} [mm] は式 (8) で表される。

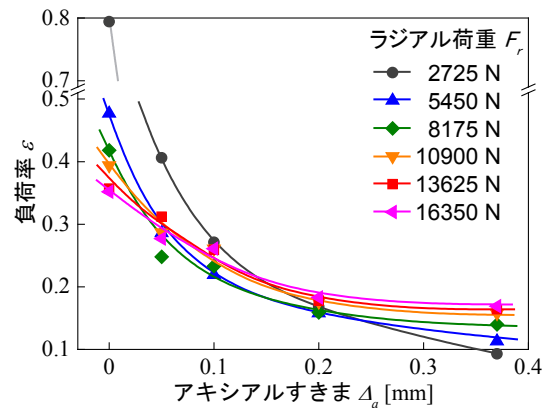


図 10 アキシャルすきまが負荷率に与える影響

$$\delta_{max} = \frac{\varepsilon}{1 - 2\varepsilon} \cdot \Delta_r \cdot \cos \alpha \quad (8)$$

ここで、 Δ_r [mm] は軸受のラジアルすきまであり、複列円すいころ軸受では、 Δ_a との間に式 (9) の関係がある。

$$\Delta_a = \Delta_r \cdot \cot \alpha \quad (9)$$

一方、Palmgren の線接触における弾性変位の理論によると、 δ_{max} と Q_{max} の間には式 (10) の関係がある⁴⁾。

$$\delta_{max} = 7.68 \times 10^{-5} \cdot Q_{max}^{0.9} \cdot L_{eff}^{-0.8} \quad (10)$$

ここで、 L_{eff} [mm] は転動体の有効長さを示す。そこで、式 (6)、式 (8) を式 (10) に代入した後、式 (9) を用いて整理すると、アキシャルすきま Δ_a 、A 列が負担するラジアル荷重 F_{rA} 、負荷率 ε の関係を示す式 (11) が得られる。

$$\Delta_a = 7.68 \times 10^{-5} \cdot \left(\frac{1 - 2\varepsilon}{\varepsilon} \cdot J_r(\varepsilon) \right)^{0.9} \cdot \left(\frac{F_{rA}}{Z} \right)^{0.9} \cdot L_{eff}^{-0.8} \cdot \cos^{-1.9} \alpha \cdot \cot \alpha \quad (11)$$

測定用軸受について、式 (11) を用いてラジアル荷重ごとに求めた Δ_a と ε の関係を図 11 に示す。なお、ここでの F_{rA} は図 10 に示した測定値ではなく、測定用軸受に与えたラジアル荷重の半分の値である $F_r/2$ を用いた。

以下では、図 11 に示した計算値と図 10 に示した測定値を比較して考察する。両者は、 Δ_a の増加とともに ε が減少する、また、 Δ_a が比較的大きい 0.20mm を超える範囲では F_r が大きいほど ε が大きい、などの傾向が一致している。一方、 Δ_a が 0.00mm の場合において、計算値では、 ε は F_r によらず 0.5、すなわち負荷圏は -90deg. ~ 90deg. となるが、測定値では、前述のとおり F_r が大きいほど ε は小さくなる。これは、本測定では、計算で考慮されない外輪とハウジングの間のすきまやそれらの変

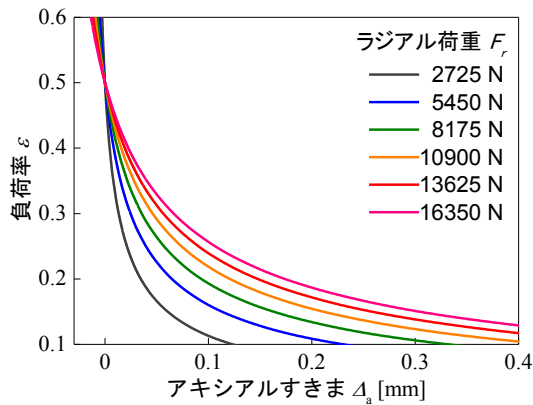


図 11 負荷率の計算値

形の影響により、ラジアル荷重の増加とともに外輪形状の真円からのずれが大きくなることで、軸受内部に局所的なすきまが生じるためと考えられる。図 12 に ϵ の計算値と測定値の関係を、ラジアル荷重ごとにプロットの色を、アキシャルすきまごとにプロットの形状を変えて示す。 F_r が 2725 N の条件では Δ_a によらず測定値は計算値よりも大きい。また、 Δ_a が小さいほど計算値と測定値の差が大きい。この理由としては、軸受とハウジングの形状のわずかな乱れなどにより本来は負荷圏にならない範囲でもわずかに転動体荷重が作用した可能性や、A 列と B 列のラジアル荷重負担割合のわずかな差により、測定用軸受の外輪と内輪の間にハウジング上面に平行で主軸と直交する軸まわりの微小なモーメントが生じた可能性が考えられる。他のラジアル荷重条件では、 ϵ が 0 ~ 0.4 の範囲において計算値と測定値は比較的良好一致している。

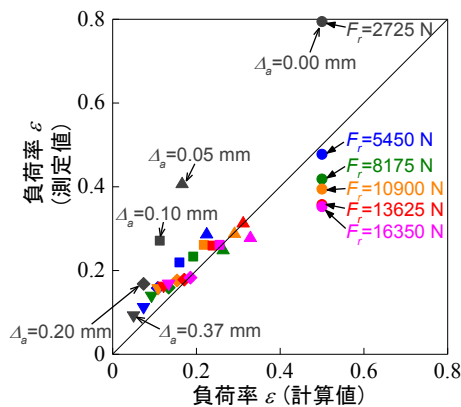


図 12 負荷率の測定値と計算値の比較

4. まとめ

本研究により得られた知見を以下に要約する。

- (1) 様々なアキシャルすきまの条件でラジアル荷重を変化させて転動体荷重を測定した結果、転動体荷重

はラジアル荷重の増加とともに増加した。一方、同じラジアル荷重の条件で比較すると、アキシャルすきまが大きいほど負荷圏の範囲が狭く、最大転動体荷重が大きくなった。すなわち、負荷するラジアル荷重が同じであっても、軸受のアキシャルすきまによって転動体荷重分布が異なる。

- (2) 同じラジアル荷重の条件で比較すると、最大転動体荷重はアキシャルすきまの増加とともに増加するが、アキシャルすきまが比較的小さい 0.00mm から 0.10mm の範囲では、アキシャルすきまが 0.10mm より大きい範囲と比較して、その増加の傾きが大きいことがわかった。
- (3) 転動体荷重分布の測定結果について、最大転動体荷重およびラジアル積分を用いて負荷率を求めたところ、ほとんどの負荷率が 0.5 以下であり、負荷圏が軸受の上部の半周の範囲に収まっていることが確認できた。
- (4) ラジアル荷重が小さいほどアキシャルすきまの増加にともなう負荷率の減少の程度が大きく、そのため、アキシャルすきまが 0.00mm では、ラジアル荷重が大きい順に負荷率が小さくなる大小関係が 0.37mm においては完全に逆転した。
- (5) 軸受の内部すきまと転動体荷重の理論から計算によって負荷率を求め、測定値と比較した。その結果、計算値と測定値は、アキシャルすきまの増加とともに負荷率が減少する傾向や、アキシャルすきまが比較的大きい場合にラジアル荷重が大きいほど負荷率が大きい傾向が一致することがわかった。一方、アキシャルすきまが 0.00mm の場合において、計算値では、負荷率はラジアル荷重によらず 0.5 であるが、測定値では、ラジアル荷重が大きいほど負荷率は小さくなった。

文 献

- 1) 永友貴史, 高橋研, 岡村吉晃, 木川武彦, 野口昭治: 光ファイバセンサによる転がり軸受の転動体荷重測定法 (第 2 報, 動的測定), 日本機械学会論文集 C 編, Vol.77, No.778, pp.273-286, 2011
- 2) 高橋研, 鈴木大輔, 永友貴史: 複列円すいころ軸受の転動体荷重に与える内部すきまの影響, 日本機械学会論文集, Vol.82, No.840, p.16-00205, 2016
- 3) Sjövall, H., "The load distribution within ball and roller bearings under given external radial and axial load," *Teknisk Tidsskrift*, Vol.9, 1933.
- 4) Palmgren, A., *Grundlagen der wälzlagertechnik*. Franckh'sche Verlagshandlung Stuttgart, 1964.