玉軸受の転動体公転挙動に及ぼすラジアル荷重の影響*

野口 昭 治^{*1}, 畔柳 雄 太^{*2}The Influence of Radial Loads on the Ball Revolution Behavior
in Ball BearingShoji NOGUCHI^{*3} and Yuta AZEYANAGI^{**}Department of Mechanical Engineering, Tokyo University of Science,
2641 Yamazaki, Noda-shi, Chiba, 278-8510 Japan

Recently, the sound and vibration generated by rolling bearings rotating at high speeds and subject to large radial loads have been frequently discussed and are thought to be generated by rolling balls collision with retainer wall. In this study, the experimental behavior for the ball revolution is observed by using a system that the test bearing of inner and outer ring are independently rotated on contra-direction respectively, and its situation is recorded by VTR. The main conclusions are: (1) When the retainer is removed, the balls in the bearing are aligned up along the center of the loading area in the lead. (2) The balls in the loading area do not move within the retainer pocket. However, the balls in the unloading area move considerably within the retainer pocket.

Key Words: Ball Behavior, Ball Bearing, Ball Revolution, Retainer Pocket, Radial Load

1. はじめに

筆者らは、既報においてアキシアル荷重下における玉軸受の転動体公転挙動を報告し⁽¹⁾, アキシアル荷重が小さくなると転動体が保持器ポケット内で頻繁に動くことを確認した。これによって玉軸受は回転中に自身で転動体の等配置を崩していることがわかり、回転非同期振れ(Non Repetitive Run-Out)⁽²⁾において最も大きな成分である保持器回転周期振れ(通称 f_c 成分)を変動させる要因のひとつを明らかにすることができた。

しかし、玉軸受はアキシアル荷重だけが負荷されて使われる例は少なく、ラジアル荷重が同時に負荷されることが多い。ラジアル荷重が負荷されると図1(内輪にラジアル荷重が下向きに作用)に示すように転動体に加わる負荷が不均一になり、あるラジアル荷重を

過ぎると荷重方向の反対側ですきまができてしまい、無負荷になる領域が形成される⁽³⁾(以降、非負荷圏)。非負荷圏では転動体は公転の遠心力で外輪に接触しているだけで、内外輪軌道面からの拘束は受けない。アキシアル荷重のみが負荷された場合とは違った転動体挙動が予想される。

また、転がり軸受では、ラジアル荷重が大きくなると保持器音が大きくなる現象が見られる。転動体が保持器壁面に衝突して起こる音・振動が大きくなること

Fig.1 Relationship between radial load and load distribution(The source : reference 3)

* 原稿受付 2007年1月17日.

^{*1} 正員, 東京理科大学理工学部(〒278-8510 野田市山崎2641).

^{*2} 東京理科大学大学院理工学研究科.
E-mail: nog@rs.noda.tus.ac.jp

が原因と考えられている⁽⁴⁾。軸受回転中の転動体公転挙動が原因とされる現象の解明には、実際に転動体の挙動を観察する必要があるが、転動体は保持器とともに回転しており、公転における挙動傾向やポケット内での挙動を観察することは困難である。

そこで筆者らは、内外輪を独立に回転させることが可能な装置を用いて、保持器の回転を止めた状態(玉は自転している)を作りだし、アキシアル荷重とラジアル荷重を同時に負荷した場合の転動体公転挙動を観察した。転動体に遠心力は作用しないが、低回転速度領域での転動体公転挙動に関しては、実際の挙動と本報での傾向は一致していると考え、本報では、転動体の公転を止めた状態で、保持器を引き上げた場合の公転挙動と保持器ポケット内での挙動について報告する。

2. 実験装置・実験条件

本実験に用いた試験装置の概略を図2、観察軸受部詳細を図3に示す。保持器および転動体の挙動を観察

Fig.2 Schematic view of experimental apparatus

Fig.3 Detail of rotating parts in apparatus

できるように試験軸受上面が見えるようにしてある。サーボモータを2つ使用し、内外輪を独立に回転させることが可能である。今回はアキシアル荷重と任意の方向からラジアル荷重を負荷するため、外輪を駆動する丸ベルトを3方向(120°等配)から巻き掛けて、それらの張力をロードセルで検出している(外輪の駆動は図3、2段目の丸ベルト1本)。この際、図3に示すように各丸ベルトの高さが異なるので、内輪回転軸を支持する複列玉軸受の中心からの高さを乗じたモーメントとして扱うようにした。転動体の観察にはデジタルVTRを使用し、画像をコンピュータへ取り込めるようにしてある。

内外輪を逆回転させて保持器の回転を止める方法は、内外輪逆転試験法⁽⁶⁾⁽⁷⁾として既に報告されているが、これらでは円筒ころ軸受を対象にして、保持器に加わる力の測定を行っており、転動体の挙動については言及していない。また、軸受の内部挙動をアキシアル方向から観察することは、空間的に無理であった。

転動体の公転速度は式(1)で表されるので、内外輪の回転方向を逆にして $n_e = 0$ となる比率で回転させれば、保持器の回転を止めることができる。転動体公転速度には接触角が関係するが、軸受毎にラジアルすきまは μm オーダで異なるので、 $n_e = 0$ となる内外輪の回転比率を事前に正確に求めることは難しい。本報では、内輪の回転速度を先に決めて、保持器の回転が止まるように外輪の回転速度を調節した。内輪回転速度、アキシアル荷重、ラジアル荷重、潤滑油等試験条件を表1に示す。

転動体挙動観察用玉軸受(6200)は、転動体の観察がしやすいように観察側のシール溝部分を軌道面の片近くまで削っている(図4)。保持器はポケット内挙動が観察しやすいように櫛歯上の保持器を透明アク

$$n_e = \left(1 - \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}\right) \frac{n_i}{2} + \left(1 + \frac{D_w \cos \alpha}{D_{pw}}\right) \frac{n_e}{2} \quad (1)$$

n_i, n_e : 内・外輪回転速度 (min^{-1})

D_w : 転動体直径, D_{pw} : 転動体ピッチ直径

α : 接触角

Table 1 Experimental condition

Test bearing	6200($\phi 10 \times \phi 30 \times 9$) 8 balls (45° separated)
Rotating speed	Inner ring 150 min^{-1}
Axial load	9.8, 19.6 N
Radial load	9.8, 19.6, 29.4, 39.2, 49 N
Lubricant	Small amount of oil VG22

Fig.4 Ball bearing for observation (6200)

Fig.5 Retainer made by transparent acrylic

リルで製作したが（図5），より詳細に観察できるように転動体を等配にセパレートするための支柱部分（直線部分）を長くして，転動体の上面と接触させないようにした（ポケットの幅寸法も実際の保持器よりも大きく5mmとし，すきまを約1mmとした）．また，既報と同様にエアシリンダを使って保持器を引き上げることができるになっているが，エアシリンダ軸とはミニチュア玉軸受を介して固定し，回転方向には低トルクで回転できるが，それ以外には剛性を持たせて，転動体の公転を妨げない構造とした（図5丸部）．

内外輪逆転試験法では，転動体の公転を止めているので遠心力は働かない．実際に転がり軸受が使われる条件とは異なるが，負荷圏，非負荷圏での転動体挙動を観察し，保持器音の原因を明らかにするという本研究の目的においては適用できると考える．

3. 観察結果と考察

3・1 保持器回転を止めた状態で保持器を抜いた場合の挙動 図5のような転動体をセパレートするだけの保持器を製作し，保持器が静止した状態で上に引き上げた後の転動体挙動を観察した．保持器の引き上げは，エアシリンダを用いて真上に素早く引き上げるようにしている．保持器壁面と転動体の接触による摩擦力が転動体の運動に極力影響を及ぼさないようにしている．

既報のようにアキシアル荷重しか負荷されていない

状態では，保持器を引き上げるとセパレートされた転動体は以下の挙動を示した．

- ① 回転が進むと徐々に間隔が狭まり
- ② やがて1カ所に集まる
- ③ その後は端の1個が離れて移動し，終端に近づくともた1個離れる
- ④ ③の挙動を繰り返す

保持器を引き上げてから転動体が1カ所に集まるまでの時間は，内輪回転数が 150min^{-1} で10秒程度であった⁽¹⁾（保持器の回転は目視では停止していても，内外輪の回転数の関係は完全に式(1)を満たしてはいないので，転動体は内輪，外輪の回転速度が速い方向に移動する）．

今回の観察結果を図6に示す．順を追って説明すると以下ようになる（内輪：右回り，外輪：左回り）．

- ① 転動体は不規則な挙動をしながら1カ所に集まる〔図6(a),(b),(c)〕
- ② その状態でラジアル荷重の負荷圏中央に先頭の転動体が来るまで移動する〔図6(d)〕
- ③ その状態で停止が続く

③の停止状態はしばらくすると一時的に乱れるが，負荷圏中心で別の転動体が先頭となって同じような状態が形成される．

アキシアル荷重だけが負荷された場合の挙動と比較すると，まず転動体が1カ所に集まるまでの過程において，転動体の動きが速く，不規則な挙動を示した．転動体全体では保持器を引き上げた直後から1カ所に集まるような挙動を示すが，数個の転動体が激しく動いていた．しかし，転動体が1カ所に集まるまでの時間は数秒であり，ラジアル荷重が大きくなるほど，その時間は短くなっていた．

次に1カ所に集まった転動体が負荷圏の中央を先頭にして停止することである．アキシアル荷重だけの場合は停止する場所は特定できなかったが，ラジアル荷重を加えた場合には，ラジアル負荷圏の中央で停止していた．図6(d)の状態から3方向の丸ベルトの張力を変化させてラジアル負荷方向を変えた場合の転動体挙動を図7に示す．転動体は徐々に移動を開始し，最終的には新たに形成された負荷圏の中央を先頭にして一列に繋がって停止した．これによって転動体は常にラジアル負荷圏の中央を先頭にして繋がる事が確認された．

これらの挙動は，ラジアル荷重が負荷されたことによって，転動体に加わる荷重が不均一になり，各転動体の接触角が変化することによって，負荷圏中央部の転動体公転速度が最も遅くなったことが原因と考えら

れる。ラジアル荷重が加わると、負荷圏中央の転動体に加わる荷重が最も大きく、非負荷圏では 0 になってしまう。転動体荷重が不均一になると内外輪は相対的

に傾斜し、接触角も転動体毎に違ってくる（負荷圏中

(a) just after removing retainer

(b) Some balls moved irregularly

(c) Balls gathered by one place

(d) Balls changed a direction into the center of load distribution

Fig.6 Ball behavior in case of removing retainer
(Axial load: 9.8N, Radial load: 19.6N)

(a) Balls turned the center of load distribution into the top

(b) One ball left a line of balls

(c) A line of balls moved toward the center of new load distribution

(d) Balls changed a direction into the center of new load distribution

Fig.7 Ball behavior in case of changing the direction of radial load

Fig.8 Theoretical analysis on revolution speed of balls ($n_c=0$, $n_i=1.7\text{ min}^{-1}$) and ball position

Table2 Contact angle and rolling element load calculated by theoretical analysis in Fig.8

Pocket position	Contact angle	Rolling element load
1, 5	14.61°	0.22N
2, 4	3.90°	13.06N
3	1.43°	37.08N

中央の転動体の接触角が最も小さくなる) ので、各転動体の公転速度に差が出ると考えられる。

図8にラジアル荷重が加わった場合の転動体公転速度、表2に接触角、転動体荷重の理論計算結果を示す。アキシアル荷重4.9N、ラジアル荷重49N、外輪固定で内輪を 1.7min^{-1} で右回りに回転させた場合の結果である。内輪は荷重に応じて自由に傾斜可能で、遠心力が作用しない本実験と合わせるために極低速回転とした。非負荷圏では転動体が内外輪と離れてしまうので、負荷圏のみの計算であるが、これから負荷圏中央での転動体公転速度が最も遅いことがわかる(転動体6, 7, 8は非負荷圏で計算から除外。転動体1と5, 2と4は荷重の対称性より同じ速度)。負荷圏の中央を先頭にして転動体が繋がった今回の観察結果を説明できると考えられる。

3.2 保持器ポケット内での玉挙動 保持器ポケット内の転動体挙動を観察しやすくするため、図5に示す保持器を使用した。ポケット内の挙動においても、負

荷圏と非負荷圏では様子が異なっていた。負荷圏においては、転動体はポケット内で動くことはなく、ほぼ静止していた。しかし、非負荷圏においては、転動体はポケット内をかなりの頻度で動いていた。挙動を撮影した動画から、転動体がポケット左右の壁面に接触している様子を静止画にしたものを図9に示す。

Fig.9 Ball behavior within retainer pocket in non-load distribution

Fig.10 Frequency of ball behavior and disposition of pocket of retainer ($F_a=9.8\text{N}$)

転動体挙動を数値化するため、転動体が1秒間にポケット内を動いた回数を計数した。その結果を図10に示す。ビデオカメラは負荷圏、非負荷圏に2台設置し、同時に撮影したがすべてのポケット位置での挙動を撮影することはできなかった。ポケット番号2, 3が負荷圏、5, 6, 7が非負荷圏の位置になっている。負荷圏となるポケットでは転動体は動かなかったが、非負荷圏となるポケットでは転動体が頻繁に動いていることがわかる。これは非負荷圏では転動体が内外輪軌道面からの拘束が弱くなり、自重によってどちらかの軌道面と接触した際の摩擦力によって左右に振られるためと考えられる。また、非負荷圏の中央付近に位置するポケット番号6において、その両隣のポケット位置よりも運動の頻度が少なくなっている場合が多いが、この原因は不明である。非負荷圏で転動体はかなりの頻度でポケット壁面と衝突する現象が観察できており、これまで玉軸受における保持器音の原因とされていた現象を実際に確認することができたと考えられる。

転がり軸受では、数は少ないが保持器が無い総玉軸受や総ころ軸受が使われている。保持器の無い転がり軸受においては、ラジアル荷重が大きくなると負荷圏の中央部で、転動体が詰まり、転動体同士が衝突するような現象が起こっていると考えられる。

4. おわりに

内外輪を独立に回転させることができる装置を用いて、保持器回転を止めた状態で、アキシアル荷重とラジアル荷重が同時に負荷された場合の転動体挙動を観察した。本研究で得られた結論を以下に記す。

(1) 保持器回転が止まった状態で保持器を引き抜いた場合には、各転動体は移動して1カ所に集まり、負荷

圏の中央の位置を先頭にして停止する挙動を示した。

(2) 保持器ポケット内の挙動においては、負荷圏にある転動体はほとんど動かず、非負荷圏にある転動体は頻繁にポケット内を動き、ポケット壁面と衝突していた。保持器音の発生原因とされていた転動体挙動を観察することができた。

最後に、観察軸受の提供を含め、本研究にご協力いただきました日本精工株式会社殿に謝意を表します。また、本研究は日本学術振興会科学研究費補助金(基盤研究C, 17560127)によって行われたことを付記する。

文 献

- (1)Noguchi, S. and Tsuchida, A., The Observation of Ball Behavior in a Ball Bearing Using the Apparatus that can rotate the Inner Ring and Outer ring independently, Journal of Japan Society for Design Engineering, Vol.40, No.2(2005), pp86-90.
- (2)Sakaguchi, T. and Akamatsu, Y., Simulation for Ball Bearing vibration, Proceedings of the International Tribology Conference Nagasaki 2000 (2001), pp1795-1800.
- (3)NSK Technical Report, Cat. No.728e(2002), pp114.
- (4) Tada, S., Dynamic Analysis of Sound, Vibration and Motion of Cage in High Speed Ball Bearings, KOYO Engineering Journal, No.160,(2001), pp31-38.
- (5)Shimotsuma, Y. and Fujii, T., Research on Cages of Ball Bearings(1st Report, Reserve revolving test of Bearings), Journal of Japan Society for Tribologist, Vol.16, No.3(1971), pp185-195
- 6)Fujii, T., Ogata, M. and Shimotsuma, Y., Oil Film Formation between Ball Bearing Cage Pocket and Rolling Elements, Proceedings of the International Tribology Conference Tokyo (1985), pp597-598.