玉軸受の異常振動に関する研究*

五十嵐 昭男^{*1}, 板垣 貴喜^{*2}, 太田 浩之^{*1}
荒井 智志^{*3}, Khai Meng CHAN^{*4}

Study on Abnormal Vibration of a Ball Bearing

Teruo IGARASHI, Takayoshi ITAGAKI, Hiroyuki OHTA,
Satoshi ARAI and Khai Meng CHAN

Abnormal vibration of a single ball bearing subjected to an axial load was studied. The primary purpose of this study was to elucidate the mechanism of generation of the abnormal vibration. Therefore, we examined the following points: the system of the abnormal vibration, the excitation acting upon the system, and the relationship between the abnormal vibration and the lubricant properties. From the experimental results, the analytical results and related considerations, it is clear that the abnormal vibration is a forced self-excited vibration in the angular direction of the outer ring of the ball bearing having a nonlinear spring property.

Key Words: Rolling Bearing, Machine Element, Nonlinear Vibration, Lubrication, Self-excited Vibration

1. 緒 言

グリース潤滑された玉軸受単体が回転する場合に、玉軸受は大きな音を伴った異常振動を発生することがある。この大きな音は、異常音と呼ばれており、純音の性質をもっている。異常音および異常振動は一般にグリース潤滑で発生し、油潤滑では発生しない。そして、グリースの種類により発生に難易のあることや、低温で発生しやすいなど複雑な性質をもっている。今までの研究によって、異常音は外輪の振動によって発生し、この振動の振動系が明らかにされている⁽¹⁾。しかし、振動の励振力の原因、発生機構など異常振動の本質は現在でも解明されていない。

そこで、本研究では、玉軸受単体で発生する異常振動を詳しく研究し、異常振動の発生機構を解明することにした。

2. 実 験

実験は、図1に示すように、アンデロンメータ(菅原研究所: AD-SN-4 UP)の荷重装置および回転装置を使用し、試験軸受の外輪に荷重装置の2本のゴム製の指でアキシアル荷重 F_a を加えた状態で内輪に一定の回転速度を与えて行った。そして、外輪の軸方向の振動加速度の測定および周波数分析を行った。すなわち、図1の右側に示すように、外輪の軸方向端面に取り付けたアクセロメータ(B&K: 4374)により振動を検出し、チャージアンプ(B&K: 2635)およびメジャ

Fig.1 Experimental apparatus and measuring system

* 原稿受付 1996年12月19日。

^{*1} 正員, 長岡技術科学大学 (〒940-21 長岡市上富岡町1603-1)。^{*2} 准員, 木更津工業高等専門学校 (〒292 木更津市清見台東2-11-1)。^{*3} トッキ(株) (〒940 長岡市東高見2-2-31)。^{*4} 長岡技術科学大学学生。

ーリングアンプ(B&K:2610)で増幅したのちFFT分析器(小野測器:CF 400)で振動の周波数分析を行った。また、振動の時間波形の測定は、図に示すようにDATレコーダ(SONY:500 ES)を用いて行った。実験は、内輪の回転速度を500~3 050 rpm、アキシアル荷重を33.1~92.1 Nの範囲内で数段階に変化させて行った。試験軸受は単列深みぞ玉軸受6303 CMを8個用い、軸受の潤滑にはシリコングリースSH 44 Mを用いた。

3. 実験結果

3.1 周波数スペクトル はじめに、異常振動の周波数スペクトルの特徴について述べる。図2は試験軸受の軸方向振動の2 kHz帯域の周波数スペクトルの例であり、図の(a)は異常振動が発生している場合、(b)は異常振動が発生していない場合を示す。図の縦軸は、 $1 \text{ m/s}^2(\text{rms})$ を基準とした振動加速度レベルがとっており、図中の矢印はおもなピークを示す。図から、異常振動が発生すると、発生しない場合と比較してもっとも低い振動数をもつピークの振動加速度レベルおよび振動数は高くなり、ピークが鋭くなることがわかる。また、異常振動の振動数成分の中には、もっとも低い振動数をもつピークの振動数の2倍および3倍の振動数をもつ成分が存在することもわかる。振動の変位振幅を考えると、もっとも低い振動数をもつピークの成分がおもなものである。したがって、異常振動の変位の波形はほぼ正弦波状の波形をもっている。

3.2 回転速度の影響 次に、異常振動に及ぼす回転速度の影響について説明する。図3は図2のような周波数スペクトルに現れるもっとも低い振動数のビ

Fig. 2 Vibration spectra in 2 kHz band (6303 CM No. 2, 2 500 rpm)

ークの振動数と回転速度の関係を示した例である。図中の直線および数値は、それぞれ回転速度の整数倍の直線およびその倍数を表す。図では、異常振動のピークの振動数は、異常振動が発生していない場合に比べかなり増加している。そして、回転速度の増加によりほぼ回転速度の整数倍の直線に乗って増加する。異常振動が発生していない場合のピークの振動数は回転速度が変化してもほぼ一定である。また、図4はピークの変位振幅と回転速度の関係を示したものである。図中の曲線およびその数値は、図3における回転速度の整数倍の直線および倍数に相当する。図より、異常振動が発生している場合のピークの変位振幅は発生していない場合と比較すると、かなり大きくなることがわかる。以上より、異常振動が発生すると、振動の振動数が高くなり、変位振幅も大きくなる傾向があることが明らかになった。

3.3 異常振動の時間波形

図5に異常振動の時間波形の例を示す。図の(a)は異常振動が発生し始めるとき、(b)は異常振動が発生しているときを表す。

Fig. 3 Frequency of peak and rotational velocity (6303 CM No. 1, $F_a=62.8 \text{ N}$)

Fig. 4 Amplitude of vibratory displacement of peak and rotational velocity (6303 CM No. 1, $F_a=62.8 \text{ N}$)

Fig. 5 Wave form of vibration

異常振動が発生し始めると、振動加速度の振幅は時間の経過にしたがって徐々に大きくなる。そして、異常振動が発生しているときは、振動加速度の振幅は、非常に大きく時間に対してほぼ一定になる。(a)のような異常振動の発生状況から、異常振動は自励振動の一種であると推定することができる。

4. 解析および考察

4・1 異常振動の振動系 異常振動の振動系を明らかにするために、まず、異常振動のモード形状を調べた。図6に、ピークの振動数795 Hzの異常振動のモード形状を示す。図より、異常振動のモード形状は外輪の傾き方向の剛体モードに相当していることがわかる。このモード形状と図1より、異常振動は、アキシアル荷重の二つの作用点を支点にした、外輪の傾き方向の振動モードをもっている。

上のモード形状より、異常振動の振動系は外輪の傾き方向のばね特性が関係すると思われたので、次に外輪の傾き方向のばね特性を測定した。その測定結果を図7に示す。図には、参考のために Jones の理論⁽²⁾を用いて理論計算した計算値を破線でのせてある。図において、測定値は計算値とほぼ一致している。したがって、測定されたばね特性は玉軸受外輪の傾き方向のばね特性であることが確認された。このような測定された外輪の傾き方向のばねによるモーメント $K(\theta)$ は、内輪に対する外輪の傾き角を θ とすると次式で近似される。

$$K(\theta) = k\theta + k_2\theta^2 + k_3\theta^3 \quad \dots\dots\dots (1)$$

ここで、 k, k_2, k_3 は定数を表す。この式より、測定された外輪の傾き方向のばねは非線形ばねであることが

Fig. 6 Mode shape of abnormal vibration
(6303 CM No. 1, 1 800 rpm, $F_a = 62.8$ N) Fig. 7 Characteristics of angular spring
(6303 CM No. 4, $F_a = 82.4$ N)

わかる。このような外輪の傾き方向のばね特性は測定した傾き方向と反対方向にも同様に現れ、振動系における外輪の傾き方向のばねは原点に対して対称な非線形ばねであると考えられる。

以上のモード形状およびばね特性より、異常振動の振動系は、外輪の直径方向に関する慣性モーメント、と外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系であると推定される。そこで、変位振幅が非常に小さい場合の外輪の傾き方向の振動数 f_n を計算した。外輪の直径方向に関する慣性モーメントを J とすれば、 f_n は次式で表すことができる。

$$f_n = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k}{J}} \quad \dots\dots\dots (2)$$

J は計算した値、 k は図7における値を使用した結果、 f_n の値として 523 Hz が得られた。この値は異常振動が発生していない場合の 585 Hz とほぼ一致している。したがって、異常振動の振動系は、外輪の直径方

向に関する慣性モーメント，と外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系であると考えられる。

4・2 振動系に働く強制モーメント 3・2節で述べたように，異常振動の振動数は，回転速度の増加によりほぼ回転速度 f_r の n 倍 (n は正の整数) の直線に乗って増加している。よって異常振動は，上の4・1節で明らかになった振動系に， nf_r の振動数をもつ強制モーメントが働いて生ずると考えられる。図3のように n が18~38の nf_r の振動数をもつ振動は玉軸受で発生することは考えられないので，ここでは軸受の回転装置に着目する。 nf_r の振動は回転速度 f_r に関係しているため，軸受の内輪に回転を与えているアーバの軸方向振動について調べた。アーバの振動の測定

Fig.8 Experimental apparatus and measuring system of arbor

は，図8に示すように，アンデロンメータのスピンデルにアーバ単体またはアーバに内輪のみを接着剤で貼り付けた状態でアーバを1800 rpmで回転させて行った。そして，このときの軸方向の振動をフォトマイクロフォン(フォトニクス：PM-S1)によって非接触で測定し，FFT分析器(小野測器：CF400)で周波数分析した。この測定結果の例を図9に示す。図の(a)はアーバ単体の場合，(b)はアーバに内輪のみを貼り付けた場合である。図の縦軸は，振動の変位振幅がとっており，図中の f_r は回転速度(30 Hz)を表す。(a)および(b)より，約 $1\mu\text{m}$ 程度の変位振幅をもつ f_r および nf_r の振動が発生していることがわかる。また，(a)と(b)では振動の変位振幅に大きな差がないので， nf_r の振動はアーバの振動に起因していると思われる。したがって，異常振動は，上の4・1節で明らかにした外輪の傾き方向の振動系に， nf_r の振動数をもったアーバの軸方向振動による強制モーメントが作用して発生すると考えられる。

4・3 異常振動の発生と軸受内のすべり 2章の実験において，異常振動の発生は，異常振動が発生していないときの振動の大きさに関する傾向が見られた。そこで，異常振動の発生状況と玉軸受外輪の軸方向振動の関係を求めた。その結果を図10に示す。図の縦軸は振動の変位振幅がとっており，○印は異常振動が発生している場合，●印は異常振動が発生していない場合を表す。また，横軸はこの○印および●印の軸受で異常振動が発生していないときの振動の速度振

Fig.9 Axial vibration spectra in 1 kHz band (Rotational velocity 1800 rpm)

Fig. 10 Vibration occurrence and amplitude of vibration ($F_a=62.8$ N)

幅 v がとってある。なお、●印の縦軸の変位振幅の値は約 $0.01 \mu\text{m}$ 程度である。この図から、 v が 0.1 mm/s を超えると、異常振動が発生することがわかる。したがって、異常振動は v が大きいと発生することになる。外輪の v が大きくなると、外輪は内輪に対して傾き方向に大きく動くので、玉軸受の内・外輪の軌道面と玉の間に軸方向のすべりが生ずると推定される。

そこで、アキシアル荷重を加えた玉軸受を静止させ、外輪端面の一点に軸方向の振動を与えて外輪の傾き方向振動を発生させた場合の軌道輪に対する玉の軸方向すべり速度を測定した。その測定装置および測定方法を図 11 に示す。すなわち、保持器の片側の一部を切り落とし玉を露出させた玉軸受に、グリースを封入し、その玉および外輪の軸方向にアクセロメータ (B&K: 4374) を貼り付けた。そして、外輪端面の一点を加振器 (B&K: 4810) を用いて正弦波状の力で軸方向に加振した。外輪で検出した振動の振動数および速度振幅の大きさが、図 10 の実験結果と同様になるように、加振力を調節した。その後、外輪と玉の振動速度を測定した。次に、外輪のアクセロメータを内輪に貼り変え、上と同じ加振状態で玉と内輪の振動速度を測定した。以上で得られた外輪、玉、および内輪の軸方向の振動速度を FFT 分析器 (小野測器: CF 400) で周波数分析した。

このような測定によって得られた軌道面に対する玉のすべり速度、および弾性流体潤滑理論⁽³⁾を用いて計算した玉と軌道面間のグリースの油膜厚さより、グリースのせん断速度 $\dot{\gamma}$ を求めた。この結果と外輪の振

Fig. 11 Experimental apparatus and measuring system (Measurement of sliding velocity of ball to races)

Fig. 12 Shear rate and amplitude of vibration ($F_a=62.8$ N)

動速度の関係を図 12 に示す。図より、異常振動が発生する場合の外輪の振動速度 v が 0.1 mm/s 以上は、グリースのせん断速度では約 10 s^{-1} 以上に相当することがわかる。

4.4 異常振動の発生とグリースの性質 緒言でも述べたように、異常振動は温度に関係することが知られている。玉軸受で温度に関係するものとしてグリースが考えられる。そこで、実験室の温度を数段階に変えて玉軸受を連続回転させ、軸受外輪の表面温度と異常振動の発生の関係を調べた。その結果を図 13 に示す。この図より、異常振動は外輪の表面温度が約 17°C から 30°C の範囲で発生していることがわかる。

そこで、使用したグリースのせん断応力 τ とせん断速度 $\dot{\gamma}$ の関係を温度を変えて測定した。測定には平行円板形レオメータ (Rheometric Scientific F.E. Ltd: ARES 100) を用いた。測定結果の例を図 14 に示す。図では、 20°C と 30°C の温度において、 τ は、 $\dot{\gamma}$

Fig. 13 Vibration occurrence and temperature of outer ring (6303 CM No. 6, $F_a=62.8$ N)

Fig. 14 Flow curves of silicon grease SH 44 M (Effect of temperature)

が約 7 s^{-1} 以上で、 $\dot{\gamma}$ の増加にしたがって急に減少する傾向がある。この急に減少する傾向は、約 15°C から 30°C の温度範囲で現れた。この温度範囲と、図 13 における異常振動が発生する温度範囲はよく一致している。また、4・3 節で述べた異常振動が発生する $\dot{\gamma}=10 \text{ s}^{-1}$ 以上でも、 τ は $\dot{\gamma}$ の増加にしたがって急に減少する傾向が見られる。よって、異常振動は τ が $\dot{\gamma}$ の増加にしたがって急に減少する状態になると発生すると思われる。この状態のグリースには、極度の構造破壊が生じることが知られている⁽⁴⁾。このような τ が $\dot{\gamma}$ の増加にしたがって急に減少するグリースの性質によって、負の減衰モーメントすなわち自励モーメントが

Fig. 15 Relations of amplitude and frequency ratio

振動系に作用することになる。

5. 理論式および数値計算

5・1 運動方程式 以上より、異常振動は外輪の直径方向に関する慣性モーメントと外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系に、アーバの軸方向振動による強制モーメントとグリースの性質による自励モーメントが作用して発生すると考えられる。そこで、まず異常振動の運動方程式を導くことにする。

いま、外輪の直径方向に関する慣性モーメントを J 、外輪の内輪に対する傾き角を θ 、強制モーメントを M 、強制モーメントの角速度を ω 、時間を t とし、 C_1 および C_2 を正の定数とすれば、異常振動の運動方程式は次式で表すことができる。

$$J \frac{d^2 \theta}{dt^2} - C_1 \frac{d\theta}{dt} + C_2 \theta^2 \frac{d\theta}{dt} + k\theta + \text{sgn}(\theta) \times k_2 \theta^2 + k_3 \theta^3 = M \cos \omega t \quad \dots\dots\dots (3)$$

ただし、 $\text{sgn}(\theta)$ は、符号関数を表し、対称非線形ばねを表すために用いた。式(3)を次の諸式(4)を使用して無次元化し、整理すると

$$\left. \begin{aligned} \omega_n &= \sqrt{k/J}, \quad \alpha = k_2/k, \quad \beta = k_3/k \\ C_c &= 2\sqrt{Jk}, \quad \varepsilon = 2C_1/C_c, \quad \lambda = C_2/C_1 \\ \Omega &= \omega/\omega_n, \quad \theta' = d\theta/d\tau, \quad \theta'' = d^2\theta/d\tau^2 \\ S &= M/k, \quad \tau = \omega_n t \\ \theta'' - \varepsilon(1 - \lambda\theta^2)\theta' + \theta + \text{sgn}(\theta) \times \alpha\theta^2 + \beta\theta^3 &= S \cos \Omega\tau \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

$$= S \cos \Omega\tau \quad \dots\dots\dots (5)$$

が得られる。

5・2 数値計算 次に、式(5)の異常振動の運動方程式を用いて理論計算を行った。計算には、数値解析ソフトウェア MATLAB を使用した。式(5)の ε は、振動波形に関係するので、異常振動の正弦波状の

波形より0.1とした。また、 λ は実験で得た C_1 および C_2 より求めた0.2を目安として変化させた。非線形ばね特性を表す α と β は式(1)の k, k_2, k_3 より求め、 S は異常振動が発生していない場合の振動の変位振幅の値を参考にした。そして、 Ω は異常振動が発生する範囲内で変えた。このようにして異常振動の理論計算を行った。その計算結果を図4のおもな実験結果を示す図15に○印で記入した。図において計算値は実験値とほぼ一致している。したがって、異常振動は玉軸受の外輪の傾き方向の振動系の強制自励振動⁽⁵⁾であることが明らかになった。

6. 結 言

以上の実験結果、解析および考察より、一定のアクシアル荷重が加わる玉軸受単体の異常振動について本研究では次のような結論を得る。

(1) 異常振動の振動系は、外輪の直径方向の慣性モーメントと外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系である。また、異常振動は、回転速度 f_r の整数倍の振動数 nf_r をもっている。ここで、 n は正の整数を表す。 nf_r の振動数をもつ振動はアーバの軸方向振動によって発生する。このアーバの軸方向の振動によって、上の外輪の傾き方向の振動系に強制モーメントが作用すると考えられる。

(2) 玉軸受外輪の傾き方向の非線形ばねのモーメント $K(\theta)$ は、内輪に対する外輪の傾き角を θ とすれば、次式で表すことができる。

$$K(\theta) = k\theta + \text{sgn}(\theta) \times k_2\theta^2 + k_3\theta^3$$

ここで、 k, k_2, k_3 は定数である。

(3) 異常振動は、異常振動が発生していないときの外輪における軸方向振動の速度振幅 v が 0.1 mm/s を超えると発生する。これは、外輪の傾き方向の微小振動によって、玉と軌道面との間に軸方向のすべりが生ずるためである。この軸方向のすべりによって、玉と軌道面との間に存在するグリース油膜中にせん断速度 $\dot{\gamma}$ が生ずる。外輪の軸方向振動の速度振幅 v と $\dot{\gamma}$

は関係があり、異常振動は $\dot{\gamma}$ が約 10 s^{-1} 以上で発生する。

(4) 異常振動の発生は玉軸受外輪の温度に関係する。これは玉軸受に用いられているグリースの性質が原因であると考えられる。すなわち、使用したシリコングリースは、約 7 s^{-1} 以上のせん断速度 $\dot{\gamma}$ で、せん断応力 τ が $\dot{\gamma}$ の増加にしたがって急に減少する性質をもっている。この減少する性質は約 15°C から 30°C の温度範囲で現れる。したがって、(3)で述べたように、 $\dot{\gamma}$ が約 10 s^{-1} 以上になると、グリースのこの性質により自励モーメントが外輪の傾き方向の振動系に作用する。

(5) 上の(1)～(4)より、異常振動は、外輪の慣性モーメントと外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系に、 nf_r の振動数をもつ強制モーメントとグリースによる自励モーメントが作用して生ずると推定される。そこで、式(3)を導き、この式を変形して得られる式(5)の $\epsilon, \lambda, S, \Omega$ に実験結果の値などを代入して理論計算を行った結果、計算値は実験値とよく一致した。したがって、異常振動は、外輪の直径方向の慣性モーメントと外輪の傾き方向の非線形ばねで形成される外輪の傾き方向の振動系の強制自励振動であることが明らかになった。

終わりに、本研究に協力をいただいた長岡技術科学大学大学院学生 堀内哲也君および学部学生 サファリサアド君に深く感謝する。

文 献

- (1) 小摺戸敏甫・奥井邦雄, 不二越技報, 19-1(1963), 45-49.
- (2) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, 3rd Edition (1991), 227, John Wiley & Sons Inc.
- (3) Harris, T. A., *Rolling Bearing Analysis*, 3rd Edition (1991), 427, John Wiley & Sons Inc.
- (4) Pavlov, V. P. and Vinogradov, G. V., *J. American Society of Lub. Eng.* (1965), 479-484, LUBRICATION ENGINEERING.
- (5) 古屋茂・南雲仁一, 岩波講座 現代応用数学 非線形振動論(1957), 98, 岩波書店.