

# 異物混入潤滑下の軸受寿命に及ぼす油膜厚さの影響

## 第1報：異物混入油中における玉軸受の寿命試験

### Effect of Lubricant Film Thickness on Bearing Life under Contaminated Lubrication

#### Part 1: Life Tests for Ball Bearings in Contaminated Oil

佐田 隆 T. SADA 三上 剛 T. MIKAMI

*Solid particles in lubricated contacts significantly reduce the rolling bearing life. For a long time, it was well known that lubricant film condition represented by film parameter affected rolling bearing life under clean lubrication. However, there was hardly any case of investigation into the effect of lubricant film condition on rolling bearing life under contaminated lubrication. In this study, the life tests for ball bearings were carried out in contaminated oil, and the effect of lubricant film condition on bearing life under contaminated lubrication was investigated. Many dents were formed on the raceways and bearing life was reduced with increasing lubricant film thickness. This result indicates that film condition is a principal factor in bearing life under severe contaminated lubrication.*

**Key Words:** rolling bearing, fatigue life, contamination, lubricant film thickness, debris dent

## 1. はじめに

歯車装置から発生した摩耗粉などの固形異物が混入している潤滑剤中で転がり軸受が使用される場合、異物のかみ込みによる軌道面の損傷を起点として破損が生じ、清浄な潤滑環境で使用される場合に比べて軸受寿命が低下することは一般によく知られている。このような軸受寿命に及ぼす固形異物の影響を把握するための研究は以前から活発に行われてきたが、それらのほとんどが異物の性質(大きさ, 材質, 硬さ)や混入量と寿命の関係の把握を目的としたものである<sup>1)~4)</sup>。また、異物混入油中の荷重と軸受寿命の関係に着目した寿命試験の結果も報告されている<sup>2)5)</sup>。

清浄な潤滑環境下では、油膜パラメータなどで代表される油膜形成の状態が軸受寿命に影響を及ぼすことが種々報告されている<sup>6)~8)</sup>。しかし、異物混入潤滑下の軸受寿命に対する油膜形成状態の影響については詳細に検討された例が見られない。

本研究では、異物を混入した潤滑油中で玉軸受の寿命試験を実施し、異物混入潤滑下の軸受寿命に及ぼす油膜形成状態の影響を把握するとともに、軸受寿命に及ぼす他の影響因子と油膜形成状態の相互作用を解明する。本報では、まず、異物混入油中で実施した玉軸受の寿命試験結果を報告する。

## 2. 試験方法

試験軸受には深溝玉軸受6206(内径30mm, 外径62mm, 幅16mm)を用いた。図1に示すように4個の軸受に均等にラジアル荷重を作用させる構造の試験機を用いて、内側の2個を試験軸受, 外側の2個を支持軸受として寿命試験を実施した。なお、支持軸受には異物の侵入を防ぐために接触シール付きの軸受を用いた。

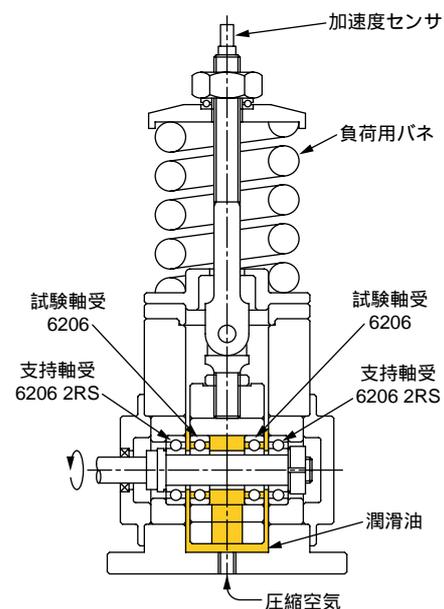


図1 寿命試験機

Life test rig

表1に示す性状の高速度工具鋼(JIS-SKH54相当)アトマイズ粉を異物として用いた。図2に示すように、使用した異物は球に近い形状である。

表2に寿命試験の条件を示す。異物混入潤滑下の軸受寿命に対する油膜形成状態の影響を把握するために、2種類の寿命試験を実施した。一つは同じ粘度の潤滑油を用いて荷重を変化させた寿命試験である(系列A)。温度制御機能を備えていない油浴潤滑方式の試験機を用いてこのような寿命試験を行った場合には、後述するように荷重によって軸受の温度上昇が異なるため、転動体と軌道間の油膜形成状態が変化する。もう一つは、荷重が異なっても油膜厚さが一定になるように、それぞれの荷重ごとに異なる粘度の潤滑油を用いて実施した寿命試験である(系列B)。使用した潤滑油はすべて無添加の鉱油であり、それぞれの性状を表3に示している。

表1 異物の性状

Properties of debris particles

材料	硬さ	粒径
高速度工具鋼	800HV	100~150μm

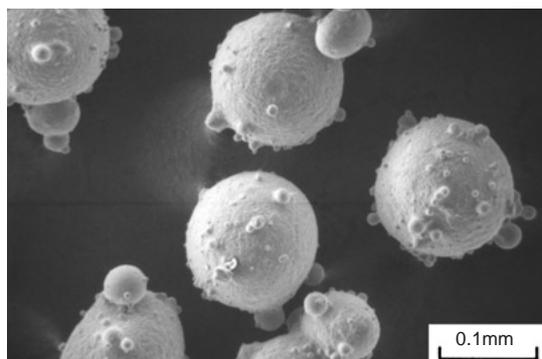


図2 異物粒子

Debris particles

表2 寿命試験条件

Operating conditions of life tests

試験番号	A - 1	A - 2	A - 3	B - 2	B - 3
荷重, N	686	3 430	6 860	3 430	6 860
潤滑油	VG68		VG220	VG320	
異物濃度	0.06mass%(0.25g/500ml)				
潤滑方式	油浴(圧縮空気によりかくはん)				
回転速度	2 500min <sup>-1</sup> (内輪回転)				

表3 潤滑油性状

Properties of oils used for life tests

潤滑油	動粘度, mm <sup>2</sup> /s		密度, g/cm <sup>3</sup>
	40	100	
V G 6 8	68.43	8.934	0.8702
V G 2 2 0	208.8	18.54	0.8932
V G 3 2 0	318.9	24.14	0.8962

試験機内に所定量の潤滑油と異物を入れて寿命試験を開始し、試験機上部に取り付けた加速度センサによって検出される振動値が初期振動値(試験開始から約1分経過した時点の振動値)の2倍を超えた時点で試験機を自動停止させ、その時間を寿命とした。寿命試験中は試験機下部より圧縮空気を導入することによって潤滑油をかくはんした。なお、各試験条件において、それぞれ3回の寿命試験を実施した。

### 3. 試験結果

寿命試験の結果を表4に示す。表には寿命試験中に連続記録した試験軸受外径面の平均温度、外径面温度をもとに算出した最大転動体荷重位置の内輪と玉の接触部における中央油膜厚さ $h_c$ および寿命データから推定した $L_{10}$ 寿命を示している。なお、外径面温度は最大転動体荷重位置から円周方向に90°離れた位置で測定した。また、中央油膜厚さ $h_c$ の計算には、実測結果と良好に一致することが確認されているHamrock-Dowsonの式<sup>9)</sup>を用いた。油膜厚さの計算に必要な接触部温度は、実測した外径面温度の平均値+10と仮定した。

表4より、同じ粘度の潤滑油を用いて実施した系列Aの寿命試験では、荷重によって昇温の程度が異なるため、中央油膜厚さ $h_c$ の値が荷重とともに変化していることがわかる。最も低荷重のA-1(686N)の $h_c$ は最も高荷重であるA-3(6860N)の $h_c$ の2倍以上であり、油膜厚さが各試験で大きく異なっている。

一方、荷重ごとに異なる粘度の潤滑油を用いて実施した系列Bの寿命試験では、いずれの荷重においても中央油膜厚さ $h_c$ の値が荷重686Nで実施したA-1の試験と同等になっている。

表4の結果をもとに $L_{10}$ 寿命と荷重の関係を図示したものが図3である。図中の青色の線は式(1)によって算出される基本定格寿命<sup>10)</sup>を示している。式中のCは基本動定格荷重であり、本研究に用いた試験軸受では19 500Nである。Pは動等価荷重である。

$$L_{10(ISO)} = (C/P)^3 \tag{1}$$

表4 寿命試験結果

Life test results

試験番号	荷重, N	潤滑油	外径面温度,	中央油膜厚さ $h_c$ , $\mu\text{m}$	$L_{10}$ 寿命, h
A - 1	686	VG68	52.7	0.227	386.85
A - 2	3 430		63.4	0.153	49.10
A - 3	6 860		77.3	0.107	7.97
B - 2	3 430	VG220	69.9	0.239	14.24
B - 3	6 860	VG320	79.7	0.219	4.64

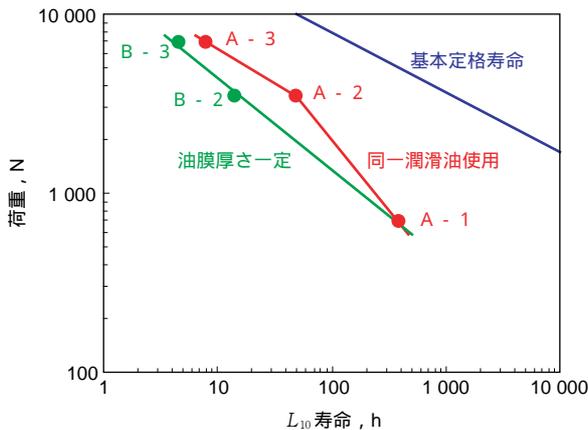


図3 寿命試験結果の比較

Comparison of life test results

式(2)に示すように、従来、転がり軸受の寿命  $L$  は荷重  $P$  の累乗に反比例するとされ、寿命計算にもこの関係が用いられてきた<sup>10)・12)</sup>。なお、式中の指数  $p$  は定数である。

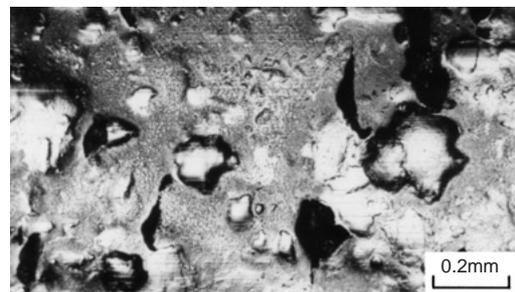
$$L \propto (1/P)^p \quad (2)$$

しかし、図3から、同じ粘度の潤滑油を用いて荷重を変化させた系列Aの寿命試験では、荷重が低いほど式(2)中の指数  $p$  が小さくなる傾向が認められる。これと同様の結果がこれまでも報告されている<sup>2)・5)</sup>。

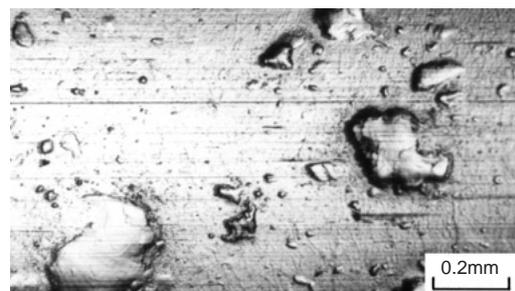
一方、荷重ごとに異なる粘度の潤滑油を用いて油膜厚さを一定とした系列Bの寿命試験では、今回の試験条件の範囲において荷重と寿命の関係が両対数線図上で一本の直線になっている。すなわち式(2)中の指数  $p$  が一定となっていることがわかる。この場合の指数  $p$  の値は1.95であった。また、図3より、荷重が同じ場合に油膜厚さの大きい系列Bの方が系列Aよりも短寿命となっていることがわかる。清浄な潤滑環境下では油膜厚さが大きいほど軸受寿命が長くなることが一般に知られているが<sup>6)・8)</sup>、今回の結果はこれとは逆の傾向を示した。

系列Aの寿命試験に使用した軸受の内輪軌道中央部の外観を図4に示す。荷重が低いほど軌道面

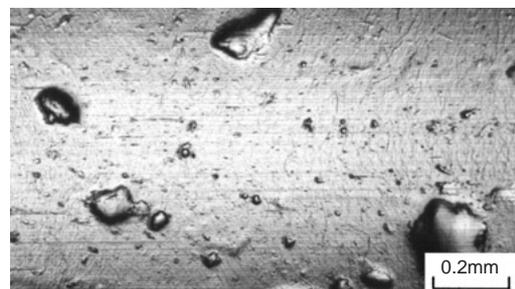
に多数の圧こんが形成されていることがわかる。また、最も荷重の低いA - 1 (686N) の試験では圧こんが形成されていない部分に微小なはく離が発生している〔図4(a)〕。破損の形態は、A - 2 (3 430N) と A - 3 (6 860N) の試験では図5に例示するような典型的な圧こん起点フレーキングであり、A - 1 (686N) の試験では図4(a)に認められるような微小なはく離を伴うピーリングに類似した表面損傷であった。



(a) A - 1 (VG68, 686N)



(b) A - 2 (VG68, 3 430N)



(c) A - 3 (VG68, 6 860N)

図4 寿命試験後の内輪軌道面(系列A)

Inner race surface after life tests (Series A)

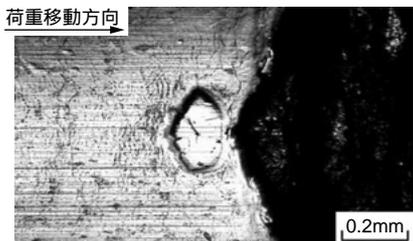
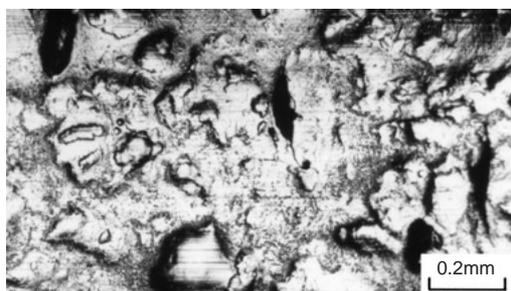


図5 圧こん起点フレーキングの例  
Example of dent-initiated flaking



(a) B - 2( VG220 , 3 430N )



(b) B - 3( VG320 , 6 860N )

図6 寿命試験後の内輪軌道面(系列B)  
Inner race surface after life tests (Series B)

一方、系列Bの寿命試験に使用した軸受の内輪軌道中央部の外観を図6に示しているが、いずれの荷重においてもA - 1の試験と同様に多数の圧こんが形成されていることがわかる。破損の形態もA - 1と同様に微小なはく離を伴う表面損傷であった。

以上のように試験条件によって破損の形態が異なっており、A - 2とA - 3の試験では一つのフレーキング発生によって試験機が停止するため、破損軸受と未破損軸受の区別が明確であるのに対し、A - 1、B - 2およびB - 3の試験では双方の軸受で表面損傷が同時に進行するため、いずれの軸受が寿命に至ったのかを判断できない。しかし、本報では便宜的に、どちらの破損形態に対しても一方の軸受が破損したものととしてSudden death試験の統計処理方法<sup>13)</sup>によって寿命データを整理した。

#### 4. 考察

同じ粘度の潤滑油を用いて荷重を変化させて実施した系列Aの寿命試験では、荷重が低くなるほど軌道面に多数の圧こんが形成され、寿命に対する荷重の指数 $p$ が小さくなる傾向が認められた。また、荷重によって破損の形態も変化した。一方、荷重ごとに異なる粘度の潤滑油を用いて油膜厚さを一定として実施した系列Bの寿命試験では、軌道に形成される圧こんの度合いが荷重に依存せず一定となり、指数 $p$ も変化しなかった。また、破損の形態も荷重によらず一様となった。これらの結果から、同じ粘度の潤滑油を用いた場合に荷重が低いほど指数 $p$ が小さくなる現象は、軸受温度の違いによる油膜形成状態の相違に起因していることがわかる。このように、転動体と軌道の間の油膜形成状態は、異物混入潤滑下で使用される軸受の寿命の長短のみならず破損の形態をも支配する重要な因子であることが明らかになった。

なお、本報の結果から、油膜形成状態の相違に起因する荷重 - 寿命関係の変化は軌道面に形成される圧こんの度合いと密接に関係しているものと考えられる。油膜形成状態と圧こん形成の関係については次報で詳細に検討する。

#### 5. おわりに

- 1) 同じ粘度の潤滑油を用いて荷重を変化させた寿命試験の結果と、荷重ごとに異なる粘度の潤滑油を用いて油膜厚さを一定として実施した寿命試験の結果から、同じ粘度の潤滑油を用いた場合に荷重が低いほど指数 $p$ が低下する現象は、油膜形成状態の相違に起因していることがわかった。
- 2) 清浄な潤滑環境下においては油膜厚さが大きいほど寿命が長くなることが知られているが、過酷な異物混入潤滑下で実施した本報の寿命試験では、これとは反対に油膜厚さが大きくなるほど短寿命となった。
- 3) 以上のように、軸受寿命に及ぼす潤滑剤中の固形異物の影響に着目した従来の研究においてほとんど考慮されていなかった油膜形成状態が、異物混入潤滑下の軸受の寿命や破損形態を支配する重要な因子であることが明らかになった。

## 参考文献

- 1) 岡本純三, 藤田清志, 吉岡武雄: 潤滑, vol. 17, no. 5(1972) 279.
- 2) H. Tanaka & N. Tsushima: Bearing Steel Technology, ASTM STP 1419, J. M. Beswick, Ed., ASTM (2002) 213.
- 3) 村上保夫, 武村浩道, 藤井章雄, 古村恭三郎: NSK Technical Journal, no. 655 (1993) 17.
- 4) 戸田一寿, 三上 剛, 柴田正道, 星野照男: トライボロジスト, vol. 41, no. 3 (1996) 232.
- 5) H. Takemura, Y. Matsumoto & Y. Murakami: SAE Paper, 2000-01-2601 (2000).
- 6) T. E. Tallian: ASLE Transactions, vol. 10, no. 4 (1967) 418.
- 7) J. C. Skurka: Journal of Lubrication Technology, vol. 92, no. 2 (1970) 281.
- 8) 高田浩年, 鈴木 進, 前田悦生: 潤滑, vol. 26, no. 9(1981) 645.
- 9) B. J. Hamrock & D. Dowson: Ball Bearing Lubrication, John Wiley & Sons (1981) 207.
- 10) ISO 281(1990).
- 11) G. Lundberg & A. Palmgren: Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, vol. 1, no. 3 (1947).
- 12) G. Lundberg & A. Palmgren: Acta Polytechnica, Mechanical Engineering Series, vol. 2, no. 4 (1952).
- 13) 立石佳男: Koyo Engineering Journal, no. 130 (1986) 47.

## 筆 者



佐田 隆\*  
T. SADA



三上 剛\*  
T. MIKAMI

\* 総合技術研究所 基礎技術研究部