

転がり軸受寿命に及ぼす荷重と潤滑油の影響

転がり軸受寿命研究会

Influence of Load and Lubricant on the Life of Rolling Bearing

Technical Committee on Life of Rolling Bearing

Key Words : technical committee report, rolling bearing, bearing life, oil film parameter, load index, influence of load, lubricating oil viscosity, Weibull distribution, L_{10} life

1. はじめに

本研究会は2005年に設置されて以来、転がり軸受の疲れ寿命に及ぼす外部因子の影響の研究を行ってきた。荷重と寿命の関係についてはすでに報告¹⁾されたものがあるが、その実験は単一油種を使ったものであった。そこで範囲を広げて寿命に対する荷重と潤滑油の複合効果に関して実験的研究を行ったのでその結果を報告する。なお、転がり軸受の寿命は未知のものを含めて多くの因子の影響を受けるため、現状で詳細な解析を行うことは誤った結論に到達する恐れがあるので、本報告では試験結果を報告することに重点を置いた。

2. 研究経過

転がり軸受寿命試験は多数の軸受を使って長時間行うので、結果として長い期間を必要とする。

そのために長期間による特有の問題が発生したので、以下にそれを含めて研究の経過を述べる。また、ここで報告する内容は別に報告^{1,2)}された結果とも関連するので、両者を区別しつつ本報に含める。

2.1 本報以前の結果

本研究会は日本学術振興会転り軸受寿命第126

委員会（以下学振委員会と表記する）の2005年の解散に伴いその研究内容を引継いでいるが、試験の経過を時間経過として示したのが図1である。学振委員会の結果は最終報告書²⁾に記載されているものの、それ以降で研究中途のものは未発表であった。また、それまでに日本トライボロジー学会に報告された学振委員会の研究は、タービン油VG46を使い、3段階の荷重レベルによって行ったものであり、その結果、寿命の指数は従来いわれている3よりも大きな5に近い値となる可能性を報告したものである。

しかしながらこれは単一の油種によるものであり、油種が変われば接触面内の油膜厚さを始めとする諸因子が作用して異なる結果を与えることが考えられるので、学振委員会はこの問題を対象として粘度の低いVG10油を使用した寿命試験を開始した。

その試験は荷重を6.37 kNとして開始したが、一部の試験機を転用して9.81 kNとした試験も並行的に行った。それらの結果の内、荷重6.37 kNの場合の寿命値が試験機関によって2グループに分かれるようにみえた。そのようになった原因を調査すべく、同じ条件での試験をさらに継続しよ

第2種研究会転がり軸受寿命研究会委員

似内昭夫（主査・元 玉川大）、間野大樹（幹事・産総研）、木村好次（東大・名、香川大・名）、吉岡武雄（元 明治大）、山本隆司（東京農工大）、高田浩年（元 日本精工）、小俣弘樹（日本精工）、佐田 隆（ジェイテクト）、高野浩二・野口 猛（不二越）、田中広政（NTN）、常陰典正（山陽特殊製鋼）、2015.3 現在

退任した委員：

故 岡本純三（千葉大・名、主査～2011）、故 佐藤昌夫（元神奈川大、幹事～2011）、三田村宣晶（日本精工～2012）、植田 徹（日本精工、2012～2014）、高木俊行（不二越、～2011）、笠間久永（不二越、2012～2013）、佐伯健司（不二越、2014～2015）、前田喜久男（NTN、～2012）、平岡和彦（山陽特殊製鋼、～2009）、吉田秀史（ツバキナカシマ、～2007）

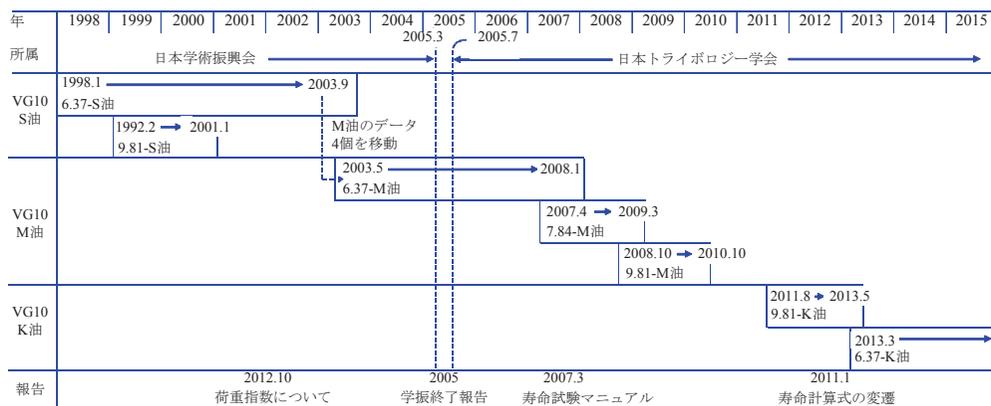


図1 寿命試験の経過

うとしたが、その時期に製造メーカーの合併があり、従来購入・使用していた潤滑油の銘柄（S油とする）は製造打ち切りとなった。転がり軸受の寿命試験では試験期間中に油の劣化、消耗等が激しいため、それまでのS油はすでに消費されてしまっていて継続試験が不可能となった。そのためこの油による試験は終了させ、同じ粘度グレードVG10をもつ別の銘柄（M油とする）に変更して改めて同じ条件による試験を最初から行った。

その後学振委員会は解散したが、VG10による上記の試験結果は問題がまだ十分に解明されていない事と、負荷荷重が2段階のため、荷重による指数を求めるには信頼性が乏しいとして、解散に当たっては最終報告書にそれまでの試験（油：ISO VG10のS油およびM油、荷重：9.81および6.37 kN）の結果のみ記載した。

2.2 本研究の結果

2005年に設置された日本トライボロジー学会転がり軸受寿命研究会の委員は、旧学振委員会の大部分の委員でもあったので、当面の研究として学振委員会の未発表のデータおよび試験用軸受を引き継いで学振委員会の試験計画の完遂、すなわちM油で荷重6.37, 7.84および9.81 kNの試験を行った。その結果を以下に報告し、学振委員会の報告と併せて検討する。

3. 寿命試験

3.1 試験軸受

試験に使用した軸受は深溝玉軸受6206（内径

30 mm 外径62 mm, 幅16 mm）であり、同一ロットとして製造されたものであるが、これは学振委員会が使用していたものであるためデータの継続性がある。

3.2 試験機

寿命試験に使用した試験機は、既報^{1,2)}と同じ学振型寿命試験機であり、純ラジアル荷重を加えて内輪を回転させるものである。試験を担当したのは4グループの研究機関で、以後それぞれA, B, C, Dグループと表現する。使用した試験機は総数で13台である。

3.3 試験条件

内輪の回転速度は 2000 min^{-1} であり、使用した潤滑油は粘度グレードVG10で、銘柄はS油、M油の2種類である。S油の場合には荷重6.37および9.81 kNを加え、M油の場合には6.37, 7.84および9.81 kNを加えた。軸受の温度は負荷帯の端の付近の外輪外周の温度が $60 \pm 1^\circ\text{C}$ となるように潤滑油の温度を調節した。

軸受の疲労発生は主として振動によって検出したが、長期間にわたって破損しないものは途中で試験を打ち切り、また何かの理由で試験が継続できなかったものは、データとしてJOHNSON³⁾の方法によって統計処理した。

4. 試験結果

4.1 荷重6.37 kNの寿命分布

荷重6.37 kNとして得られた軸受寿命を試験グループごとに示したのが図2で、図2(a)はS油

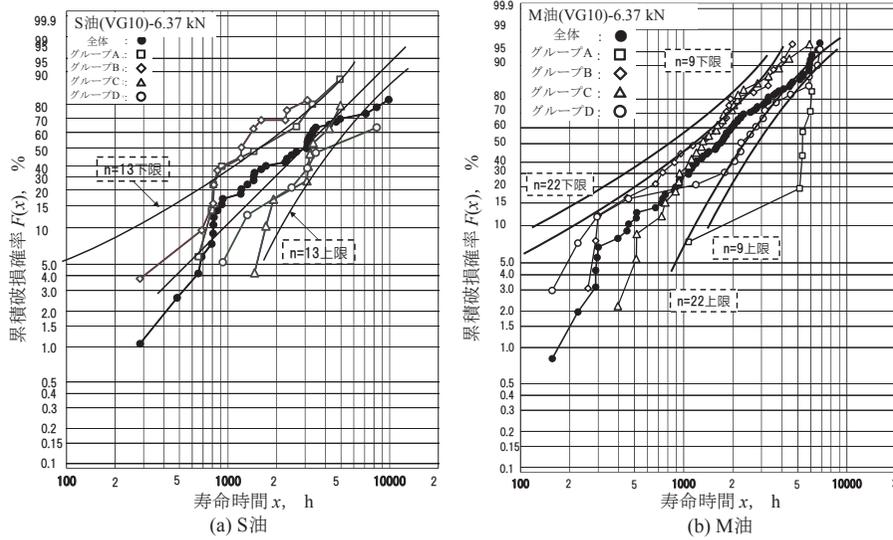


図2 軸受寿命 (6.37 kN)

を使った場合（学振委員会による結果），図2(b)はM油を使った場合（本研究会による結果）である．これらの結果では試験途中で打ち切ったものは確率論による統計処理をした後で除外してある．なお図2(b)には学振委員会による4個の結果が含まれている．

さらにこれらの図中にはデータ全部をまとめて1グループとした結果と，その結果から最小二乗法によって求めた推定母集団の直線，ならびにその母集団から各試験グループの内の最小試験個数に対応する個数（図2(a)では13個，図2(b)では22個および9個）を取り出したときに相当する90%信頼限界を示した．図2にみられるように，図2の荷重6.37kNでは，試験グループによる寿命の差が大きい，特にこれはS油による結果が著しい．

4.2 荷重 7.84 kN および 9.81 kN の寿命分布

荷重7.84kN-M油の結果を図3に示す．図3において，3グループがほぼ同一寿命で，1グループだけが特に長い寿命を示しているが，これはデータ数が少ないための確率的な誤差とも考えられ，全体に対して大きな影響を持たないので，全体をまとめる際には繰り込んだ．また，9.81kN-S油（学振データ）と9.81kN-M油（本研究会データ）の結果を図4(a)および(b)に示すが，前者は

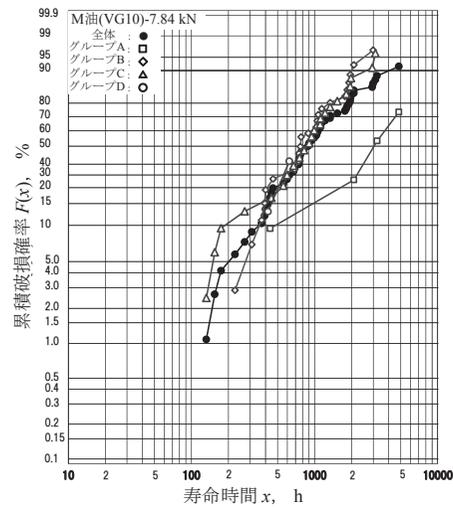


図3 軸受寿命 (7.84 kN, M油)

比較的まとまっているのに対し，後者は2グループに分かれているようにみえる．

5. 考察

5.1 寿命のばらつき

5.1.1 荷重 6.37 kN 荷重6.37kN-S油の図2(a)ではそれぞれふたつずつのグループの結果において90%信頼限界を外れる部分があり，それぞれが同一母集団から抽出されたとする確率が

低いという結果になった。その原因については、後述のように A が 1 に近くて油膜の形成と破断との境界にある不安定な領域^{4,5)} にあって試験を正確に制御することが困難であり、予測できない因子の効果があつたものと考えられる。

なお図 2(a)に使用した S 油は前述の理由で、再入手が不可能となったため、検証実験は不可能であった。また、M 油の図 2(b)では、大部分が信頼限界の中でままとまっているのに対して、グループ A だけが大きく外れている。これはこれ以外の試験条件による結果にみられるように、このグループの寿命は必ずしも長寿命ではないことから、試験個数が少ないための確率的な現象と考えられる。

5.1.2 荷重 7.84 kN および 9.81 kN 荷重 7.84 kN の結果の図 3 でも A グループが特に長寿命であるが、これも個数が少ないので確率現象と考えられる。また、9.81 kN の結果は S 油では図 4(a)にみられるように試験グループによる寿命の差は大きくないが、M 油では図 4(b)のように差は大きくないものの 2 グループに分かれているように見える。ただしこのグループ A, B と C, D の組合せが、図 2(a)の 6.37 kN の場合の組合せと同じであるが、その他の結果では同じではなく、したがってこの一致が系統的誤差であるということはできない。

5.2 推定母集団の寿命

M 油による寿命試験の結果と、比較のための S 油の結果 (学振委員会) の軸受数と推定母集団の

表 1 各荷重条件における L_{10} 寿命と L_{50} 寿命
(a) 6.37 kN による寿命

潤滑油	軸受数			寿命	
	全数	破損	打切り	L_{10} , h	L_{50} , h
M 油	85	75	10	529.2	2119.2
S 油*	65	37	28	900.3	3472.2

(b) 7.84 kN による寿命

潤滑油	軸受数			寿命	
	全数	破損	打切り	L_{10} , h	L_{50} , h
M 油	64	52	12	335.5	1208.7

(c) 9.81 kN による寿命

潤滑油	軸受数			寿命	
	全数	破損	打切り	L_{10} , h	L_{50} , h
M 油	162	153**	9	101.4	392.5
S 油*	101	87***	14	205.9	883.7

* 学振委員会の結果を訂正

** 外輪・玉の同時破損が 1 個ある

*** 外輪・玉の同時破損が 2 個ある

表 2 タービン油 VG46 使用による寿命 (学振)

荷重, kN	L_{10} , h	L_{50} , h
6.37	1272.0	7951.2
7.84	503.2	2643.1
9.81	120.1	833.7

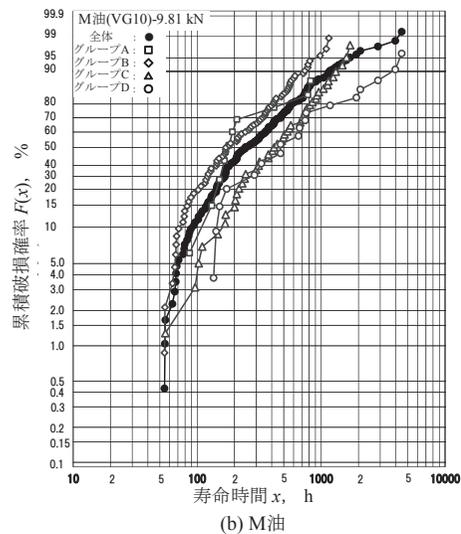
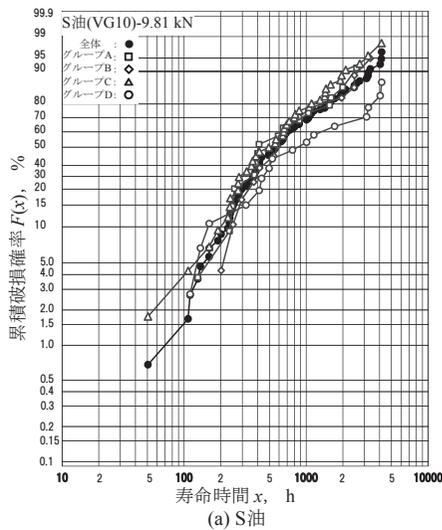


図 4 軸受寿命 (9.81 kN)

寿命値を表1に示す。表1(a)は荷重6.37 kN, 表1(b)は7.84 kN, 表1(c)は9.81 kNの結果である。なお、比較検討するために学振委員会によるタービン油VG46使用の結果¹⁾を表2に示す。

5.3 油膜パラメータ

寿命値を検討する上で必要な接触面内の油膜パラメータ Λ の値を検討した。使用した油種の分析結果を表3に示し、これらの値（一部は推定

値)を使ってHAMROCK-DOWSON⁶⁾の式によって油膜パラメータ Λ を計算した結果を表4に示す。この表からわかるように Λ はVG10ではM油もS油もともに1.0に近いが、S油による方がやや大きい。

5.4 油種と寿命

5.4.1 荷重別の油種による変化 以下では試験結果からの推定母集団を使用して油種の影

表3 使用油の分析結果

性状項目		S油	M油	K油	タービン油
		VG10	VG10	VG10	VG46
密度	(15℃) g/cm ³	0.8493	0.8581	0.849	0.8701
	(20℃) g/cm ³		0.8551		0.8670
動粘度	(40℃) mm ² /s	10.31	10.01	9.568	46.41
	(100℃) mm ² /s	2.703	2.630	2.580	6.813
粘度指数		99	93	98.5	101
酸価 mgKOH/g			0.013	0.01	0.00
ASTM色		L0.5	L0.5	L0.5	L0.5
屈折率 (20℃)			1.474		1.4777
n・d・M分析 (20℃)	%CP	66.4	64.5	65.6	67.1
	%CN	27.8	27.7	29.1	30.9
	%CA	5.7	7.8	5.4	2.0
	RN		1.12		2.06
	RA		0.28		0.11
硫黄分 mass%		0.11	0.727	0.22	
流動点 ℃			-12.5	-13.8	
アニリン点 ℃			84.2	91.3	
引火点 ℃			178	175	
銅板腐食			1a	1a	
粘度圧力係数 Wu&Klaus式 ^(注) より計算	(20℃) GPa ⁻¹	24.6 (27℃)	18.289		
	(40℃) GPa ⁻¹		15.442		
	(100℃) GPa ⁻¹		10.206		

(注) $\alpha = (0.1657 + 0.2332 \times \log \mu_0) \times m_0$
 α : 粘度圧力係数, kPa $\times 10^6$
 m_0 : ASTM-Waltherの式の粘度温度係数
 μ_0 : 対象温度における潤滑油の粘度, mm²/s

表4 油膜パラメータの計算値

荷重, kN	内輪			外輪		
	M油	S油	タービン油	M油	S油	タービン油
	VG10	VG10	VG46	VG10	VG10	VG46
6.37	0.93	1.15	2.56	0.96	1.18	2.63
7.84	0.92	1.13	2.52	0.95	1.16	2.59
9.81	0.91	1.11	2.48	0.93	1.14	2.55

* Λ の計算については本文末「(付) M10, SF5101 および VG46の油膜パラメータ計算書」に記載

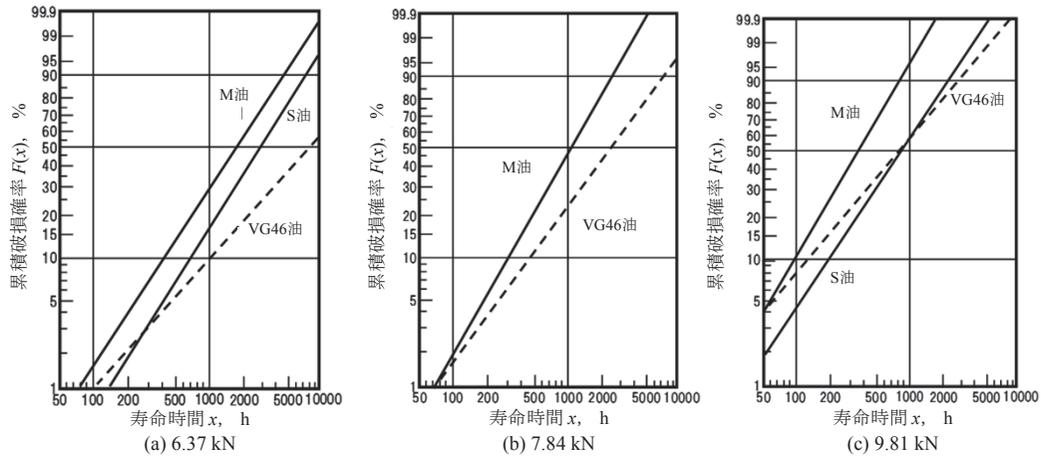


図5 油種と寿命の関係

響について検討するが、油種による寿命の変化を図5に示す。図5(a)は荷重 6.37 kN、図5(b)は 7.84 kN、図5(c)は 9.81 kN (S油の結果は学振委員会による) の場合であり、それぞれの図には比較のため同一軸受・条件によるタービン油 VG46 による学振委員会の結果も記入した。

(1) M油とS油による寿命の比較

これらの図と表よりわかるように、荷重 6.37 kN および 9.81 kN における M油とS油使用の寿命では、いずれもM油使用の方が短寿命を示している。メジアン寿命 (L_{50}) で比較すると、6.37 kN ではM油はS油使用の寿命の約 61 % となり、9.81 kN では約 40 % となっている。また、図5(a)と(c)よりわかるように、油が違ってもワイブルスロープは変わらないので、同一累積破損確率における寿命はほぼ同じ比率になる。しかし、タービン油 VG46 では直線の傾きが小さい。すなわち寿命のばらつきがより大きく (ワイブルスロープ m が小さい) になっているのがみられる。

(2) タービン油 VG46 による寿命との比較

これらをタービン油 VG46 使用による L_{50} 寿命と比較すると、荷重 6.37 kN の場合にはタービン油 VG46 使用寿命に対してM油で 19 %、S油で約 31 % に低下し、7.84 kN-M油では 33 %、9.81 kN のM油では 44 % である。なお、9.81 kN-S油はタービン油 VG46 使用の場合に対して L_{50} 寿命はほとんど同じであるが、 L_{10} 寿命はタービン油 VG46 使用の寿命の 173 % と長くなっている。

ただしこの付近の個別の実験値¹⁾ はほぼ同等である。

粘度が高いタービン油 VG46 による油膜パラメータ Λ の値は表2にみられるように明らかに大きい。9.81 kN の時にタービン油 VG46 とS油使用の寿命差がないことは、学振報告書²⁾ でも 140 タービン油 VG46 と 40 モータ油使用時に寿命の差がなかったことも報告されており、今回の特異な現象ではないと考えられる。これについては油膜厚さ以外の要因、たとえば軸受内部での接触面への油供給や部品寿命の潤滑油との関係なども考慮しなければならない可能性を示唆している。

5.4.2 油膜パラメータと寿命 表1, 2 ならびに表4より、 L_{50} 寿命と油膜パラメータ Λ との関係性を求めたのが図6である。この図から Λ の増加による寿命増大の傾向は見られるが、 $\Lambda=2$ 前後の結果がないこと、9.81 kN においてM油、S油とタービン油 VG46 の場合の寿命の差が小さいという問題があるため両者の関係につ

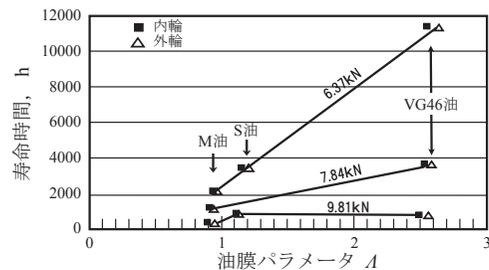


図6 油膜パラメータと寿命

いての断定はできない。

5.5 荷重と寿命の関係

図5の結果を油種別に整理すると図7のようになり、荷重の低下によって寿命は長くなっているが、ワイブルスロープの変化は小さいことがわかる。

また、荷重と L_{50} 寿命との関係を求めたのが図8である。M油とS油による寿命の差は図上ではほぼ並行的である。表4の油膜パラメータ Λ はS油とM油で差が小さく、タービン油 VG46 はかなりの差があるのに、図8の寿命はS油とM油の間に差があつて、S油とタービン油 VG46 の間では差は小さい。S油とM油の場合の Λ は1付近で、この領域では Λ の変化に対する寿命の変化が大きいとされている^{5,6)} ので寿命差はその効果あるいは Λ 以外の因子の効果によるものとする必要があるかもしれない。

図8の結果から荷重 P と推定母集団のメジアン寿命 L_{50} の関係を

$$L_{50} \propto P^{-p} \quad (1)$$

とした関係により求めると、寿命に対する荷重の

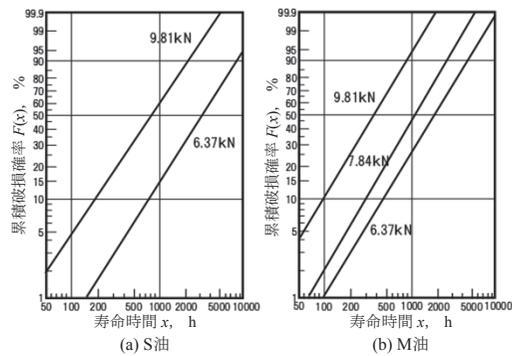


図7 荷重による寿命の変化

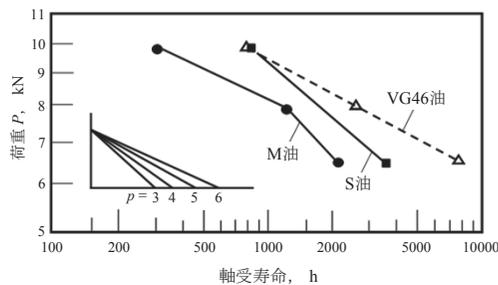


図8 荷重と軸受の L_{50} 寿命との関係

表5 荷重係数 p の値

使用油	S油	M油	タービン油
	VG10	VG10	VG46
p	3.1	4.1	5.2

指数 p として表5の値が得られる。

LUNDBERG-PALMGREN⁷⁾ や JIS⁸⁾ では $p=3$ とされているが、ここの結果ではそれよりもやや大きな値を示している。このことは、基礎となった LUNDBERG-PALMGREN⁷⁾ の寿命試験がかなり高荷重の領域で行われたのに対し、本研究のようにより低い荷重領域では寿命がより長くなる結果として、指数が大きくなる可能性を示している。

5.6 部品寿命と破壊

5.6.1 部品の破損割合 破損した軸受の内、破損した部品の割合を示したのが図9である。低粘度のS油、M油では玉の破損が目立つが、高粘度のタービン油 VG46 では外輪の破損が多い。これについては次項の部品寿命と併せて考える必要がある。

5.6.2 部品の寿命 玉軸受は内輪、外輪および玉のいずれかに破損が生じることにより寿命となる。軸受の寿命はその中の最も弱い部品の寿命によって決定されることになる。しかし一つの部品が破損しても、その他の部品はまだ寿命に至

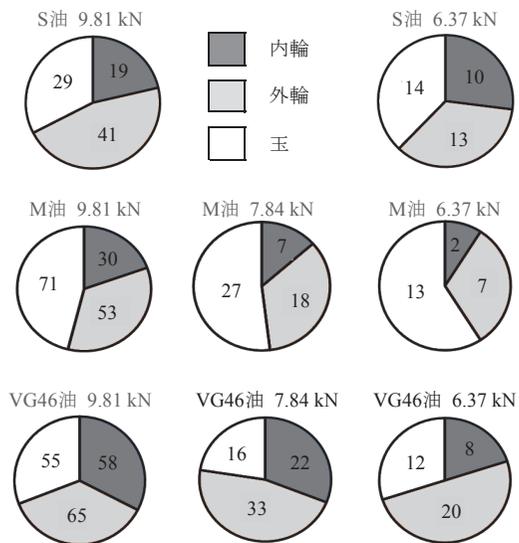


図9 部品の破損割合 (図中の数値は破損個数)

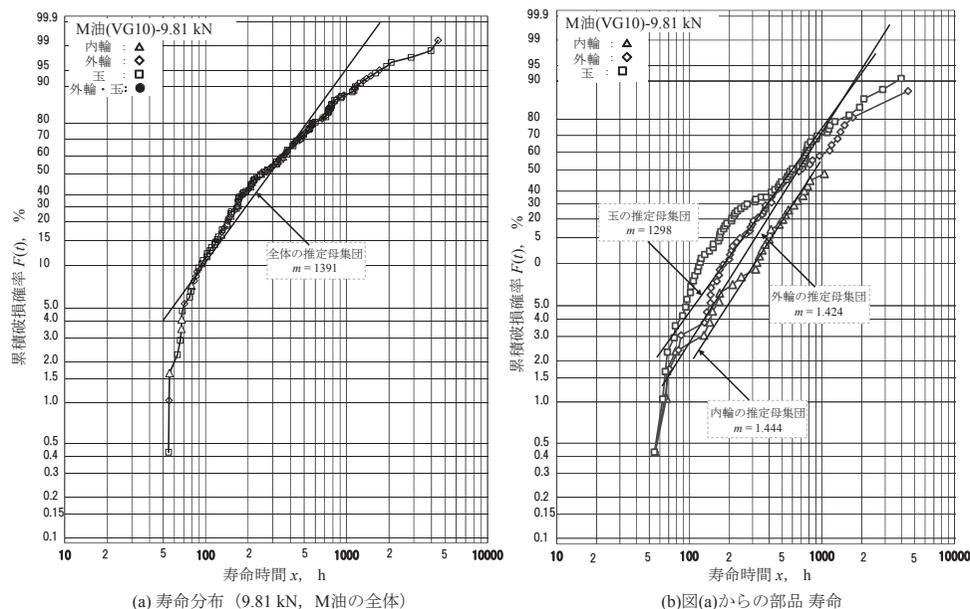


図 10 軸受寿命から部品寿命の推定例

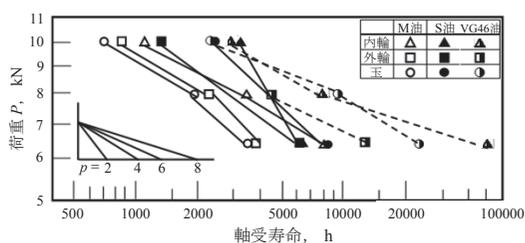


図 11 軸受荷重と部品寿命の関係

っていないので、1グループの軸受の寿命において、たとえば内輪の寿命を対象として考えると、外輪と玉の破損は内輪の試験が途中で打ち切られたことになる。したがってこれら外輪と玉の破損は内輪試験の際の中途打ち切りデータとして確率論⁸⁾により処理すれば、内輪のみの寿命を知ることができる。外輪、玉についても同様である。この処理をした結果の例を図10に示す。図10(a)は図4(b)の結果であるが、それから得られた部品の寿命分布が図10(b)である。

このような結果から、それぞれの試験条件におけるメジアン寿命 L_{50} と軸受荷重との関係を示したのが図11である。この図にみられるように、M油ではいずれの荷重でも内輪の寿命が最も長く、次に玉と続き、それらの寿命の比率は荷重に

かわらず一定であるが、他の油ではそのような傾向はみられない。なお、S油では高荷重で内輪の寿命がとくに長かったのが目立っている。

なお、軸受部品の破損の割合は構成部品の寿命の長短関係で決まるものであるから、その目で図9を見ると、M油では玉の寿命が短いために破損割合が大きくなっているが、S油ではそのような傾向はみられず、タービン油VG46では逆に外輪の破損が多くなっている。そして破損割合は、同じ油種においては荷重の変化に対してほぼ一定であるようにみえるが、その原因については明らかではない。転がり軸受の構造が油の接触面への潤滑機構に影響を与えていると考えられるし、部品によって潤滑油の効果が異なるものとも考えることもできると思われる。

6. まとめ

転がり軸受寿命研究会が2005年に発足して以来行ってきた共同研究の結果を述べた。この間、主に低粘度油を使用した場合の寿命と荷重との関係について実験的研究を行い、荷重の指数を求めることができた。また、同一粘度でも油種によって寿命が異なることも明らかになり、さらに荷重条件によっては高粘度油との寿命差が、みられな

いなど、単に油膜の形成状態だけでは説明できない結果も現れた。それとともに、長い年月にわたる試験に発生する問題点を掘り起こすこともできた。

転がり軸受の寿命は多くの因子の影響を受けることは従来からも知られてきたが、今後はそれ以外の未知の因子も考慮しなければならないものと考ええる。

謝辞

本稿は、故佐藤昌夫幹事がデータ整理を行い、故岡本純三主査が2010年に報告書として草案をまとめたものである。以後研究会で精査している時点で両氏とも急逝され、作業が一時中断されたが、今回研究会報告として提出したものである。両氏の研究会へのご尽力に感謝し、謹んで哀悼の意を表する。

文 献

- 1) 岡本純三・佐藤昌夫・吉岡武雄：玉軸受の寿命に対する荷重の指数について、トライボロジスト, **47**, 10 (2002) 785
- 2) (独)日本学術振興会転り軸受寿命第126委員会終了報告書 (2005).
- 3) L. G. JOHNSON : The Statistical Treatment of Fatigue Experiment, Elsevier (1964).
- 4) T. A. HARRIS : The Influence of EHD Lubrication on Rolling Bearing Selection and Design, ASME Paper 71-DE-3 (HJ71) (1971).
- 5) H. TAKATA : Study on the Calculation Equation for the Fatigue Life of Rolling Bearings, Proc.of the International Tribology Conference, Yokohama (1995) 1375.
- 6) B. J. HAMROCK & D. DOWSON : Ball Bearing Lubrication - The Elastohydrodynamics of Elliptical Contacts, John Wiley Sons, Inc., (1981) 334.
- 7) G. LUNDBERG & A. PALMGREN : Dynamic Capacity of Rolling Bearings, IVA Handlingar, **196** (1947) 1.
- 8) 日本工業規格 JIS B 1518 (2013) : 転がり軸受 - 動定格荷重及び定格寿命.