

# 混合潤滑条件での転がり軸受のピーリングの寿命推定方法

## A Life Estimation Method of Peeling in Rolling Bearings Under Mixed Lubrication Conditions

長谷川 直哉 \* Naoya HASEGAWA 内舘 道正 \*\*\* Michimasa UCHIDATE  
藤田 工 \*\* Takumi FUJITA 阿保 政義 \*\*\*\* Masayoshi ABO

ピーリングは境界潤滑および混合潤滑条件で発生する転がり軸受の損傷の一つであり、10  $\mu\text{m}$  程度の大きさの剥離やき裂が集合したものを指す。筆者らは過去に境界潤滑かつすべりのない転がり条件に適用できるピーリングの寿命推定法を紹介した。本報では、当該寿命推定法を混合潤滑条件に適用できるように改良した方法を紹介する。改良法では、Johnsonらの荷重分担理論に基づく接触応力解析法を用いることで、混合潤滑下で荷重支持に及ぼす油膜の影響を考慮した寿命推定が可能となった。本推定法の寿命推定の精度は従来法よりも改善した。

Peeling which consists of spalls and cracks with the size of about 10  $\mu\text{m}$  is one of the failures of rolling bearings under boundary and mixed lubrication conditions. In the past, we introduced a life estimation method of peeling which is applicable to boundary lubrication and rolling conditions without slip. In this report, we introduce an updated life estimation method which is applicable to mixed lubrication conditions. The updated method applies a contact analysis based on the load-sharing theory of Johnson et al. This enables us to estimate peeling lives with consideration of the effect of oil film on supporting the load under mixed lubrication conditions. We evaluated the accuracy of updated method by a rolling contact testing. The accuracy of life estimation by the updated method was improved as compared with that of the previous method.

### 1. はじめに

世界各国でカーボンニュートラルの実現に向けた取組みが進む中、摩擦低減を目的とする機械や自動車の潤滑油の低粘度化は、今後さらに加速していくと想定される。潤滑油の低粘度化は転がり軸受（以下、軸受）の境界潤滑や混合潤滑条件（以下、希薄潤滑条件）での使用機会を増加させるため、当該条件での軸受の信頼性向上が今後の重要な技術課題になると考えられる。

ピーリングは希薄潤滑条件で発生する軸受損傷の代表例であり、10  $\mu\text{m}$  程度の大きさの剥離やき裂が密集した部分のことを指す<sup>1)</sup>。ピーリングは希薄潤滑条件のように転がり面の油膜パラメータ  $A$ （EHL理論で求められる転動部の最小油膜厚さと2面の二乗平均平方根粗さの二乗和の平方根との比）が小さい条件で発生しやすいため、表面粗さの直接接点部（以下、真実接点部）に作用する繰返し応力がその発生原因と考えられている。また、筆者らの研究<sup>2,3)</sup>により、上記繰返し応力の作用による塑性変形で形成された切欠きからピーリングの初期き裂が発生することがわかっている。

希薄潤滑条件での軸受の信頼性を検討するには、ピーリングによる寿命（以下、ピーリング寿命）を推定する方法が必要である。ピーリング寿命が推定できれば、軸受の

表面粗さや潤滑剤を適正に選定できる。また、信頼性と低トルクを両立するために必要な軸受の表面粗さや潤滑油粘度の設計にも応用でき、これにより軸受ユーザの摩擦低減にも貢献できる。筆者らは前報<sup>4)</sup>において、独自に開発したピーリングの寿命推定法<sup>5)</sup>を紹介したが、その適用条件は境界潤滑条件に限定されていた。本稿では、混合潤滑条件に適用可能なピーリング寿命の推定方法とその推定精度の検証結果<sup>6)</sup>を紹介する。

なお、「ピーリング」は国内軸受メーカーが慣習的に使用してきた用語であり、国外では「Micropitting: マイクロピッチング」という用語が一般に用いられる。

### 2. 従来のピーリング寿命推定法<sup>5)</sup>

#### 2.1 寿命推定の手順

図1にピーリング寿命推定の手順を示す。Step 1では様々な運転条件で転動疲労試験を行い、ピーリング寿命と転がり面に作用する応力（真実接点部直下の深さ0.5  $\mu\text{m}$ に作用したミーゼス応力、以下では表層応力）の履歴（以下、応力履歴）を取得する。表層応力は運転中に転がり面の表面粗さの低下と圧縮残留応力の生成（以下、なじみ）によって低下する。そのため、一定の負荷回数ごとに実測した表面形状を用いた接触応力解析と残留応力測定の結果

\* 先端技術研究所

\*\* 商品化戦略部

\*\*\* 岩手大学 理工学部

\*\*\*\* 兵庫県立大学 工学部

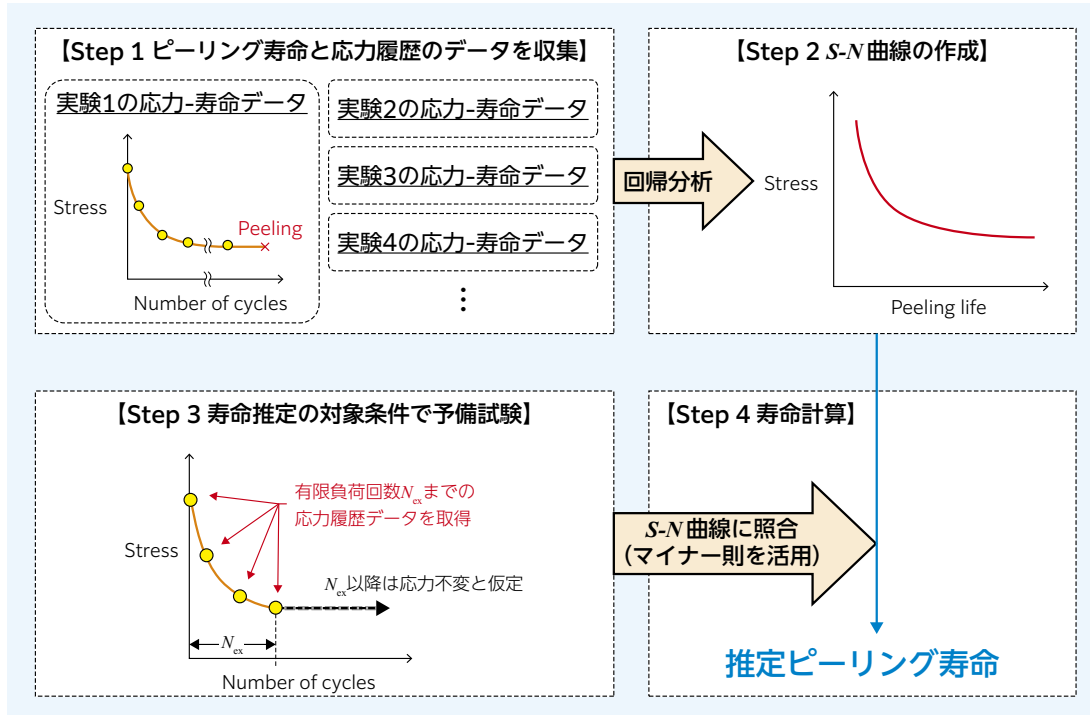


図1 ピーリング寿命推定法の手順<sup>4)</sup>

果を用いて表層応力を推定する。なお、深さ  $0.5 \mu\text{m}$  でのミーゼス応力を寿命推定に用いるのは、試験条件によらず深さ  $0.5 \mu\text{m}$  でミーゼス応力が最大になる傾向があった<sup>5)</sup>ためである。Step 2 では、Step 1 で得たピーリング寿命と応力履歴のデータから、ピーリングの  $S-N$  曲線 (Stress - Number of cycles to failure) を回帰分析で求める。Step 3 では、任意の条件のピーリング寿命を推定するために推定対象の運転条件を模擬した転動疲労試験 (以下、予備試験) を行い、その条件での応力履歴を求める。予備試験はなじみが停滞する負荷回数  $N_{ex}$  ( $10^4$  回程度) まで実施し、それ以後の表層応力は変化しないと仮定する。最後に Step 4 では、Step 3 で得られた応力履歴と  $S-N$  曲線を使ってピーリング寿命を推定する。

本手順の Step 2 と Step 4 では、応力履歴からマイナー則を使って疲労度 (総負荷回数と寿命の比) を計算し、疲労度が 100 % になる時点でピーリングが発生するという考えを採用する。

表層応力には、個々の真実接触部の直下の深さ  $0.5 \mu\text{m}$  地点に作用したミーゼス応力の平均値を用いる。これを求めるときは、まず真実接触部の深さ  $0.5 \mu\text{m}$  地点に実質的に作用した三軸応力の垂直応力成分  $\hat{\sigma}_j$  およびせん断応力成分  $\hat{\tau}_{jk}$  を以下の式 (1) と (2) で求める。

$$\hat{\sigma}_j = \sigma_{j, \text{con}} + \sigma_{j, \text{res}} \quad (1)$$

$$\hat{\tau}_{jk} = \tau_{jk, \text{con}} + \tau_{jk, \text{res}} \quad (2)$$

$$(j = x, y, z, k = x, y, z, j \neq k, \tau_{jk} = \tau_{kj})$$

ここで、添え字の con は接触応力解析で求めた接触応力、res は残留応力測定で得た残留応力であることを示す。また、x, y, z はそれぞれ転がり面における周方向、軸方向、深さ方向を表す。その後、式 (1), (2) で得た三軸応力成分を以下の式 (3) に代入して真実接触部の深さ  $0.5 \mu\text{m}$  でのミーゼス応力を求め、それらの平均値として表層応力を求める。

$$\sigma_{\text{vm}} = \sqrt{\frac{1}{2} \{(\sigma_x - \sigma_y)^2 + (\sigma_y - \sigma_z)^2 + (\sigma_z - \sigma_x)^2 + 6(\tau_{xy}^2 + \tau_{yz}^2 + \tau_{zx}^2)\}} \quad (3)$$

本推定法は予備試験を必要とするが、予備試験を含めても数時間程度で寿命を推定できる。また、予備試験のデータを援用することにより、シミュレートすることが難しい多種多様な条件下でのなじみ挙動を正確に反映した寿命推定が可能である。この他、残留応力が寿命に及ぼす影響を考慮した点も本方法の特徴の 1 つである。なお、 $S-N$  曲線は転動部品の鋼種や熱処理ごとに作成することが好ましい。

### 3. 混合潤滑条件への適用に向けた接触応力解析法の改良

#### 3.1 接触応力解析の概要

混合潤滑条件では、油膜の荷重支持の影響が無視できない。本報では、前記のピーリング寿命推定法を混合潤滑条件に適用するため、表層応力の推定時の接触応力解析を油膜の荷重支持の影響を考慮できる方法<sup>7)</sup>に改良した。本解析では Johnson らの荷重分担理論<sup>8)</sup>を適用しており、

図2のように、転動部への荷重をある比率で油膜と真実接触部が分担すると考える。したがって、転がり面の圧力分布は、油膜と真実接触部の圧力分布の和として求められる。油膜と真実接触部の圧力分布は、油膜の荷重分担率を未知数とした収束計算で個別に求める。このときの収束条件は、真実接触部のすきまに存在する油膜の質量と、滑らかな2面に油膜の分担荷重を负荷したときの2面間の油膜の質量が等しくなることとした。

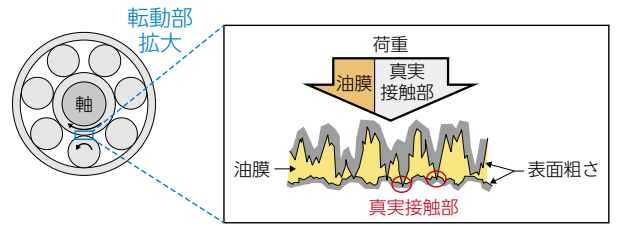


図2 荷重分担理論の概念

以下、図3を参照して本解析の手順を説明する。Step 1では、転動部への負荷荷重  $W$  に対する油膜の荷重分担率を  $\alpha$  ( $0 < \alpha < 1$ ) とし、滑らかな2面が油膜の分担荷重  $\alpha W$  を受けて転動するときの中央油膜厚さ  $h_c$ 、油膜圧力  $P_f(x, y)$  の分布、および2面の弾性変形を計算する。このとき  $\alpha$  には任意の初期値を設定する。中央油膜厚さ  $h_c$  は Chittendenらの中央油膜厚さの計算式<sup>9)</sup>に Ghoshらのせん断発熱による油膜厚さの補正係数<sup>10)</sup>を乗じて求める。また、油膜圧力  $P_f(x, y)$  と弾性変形は、2面が負荷荷重  $\alpha W$  で接触するときの圧力分布と弾性変形に等しいと仮定して、境界要素法を用いた接触計算プログラム<sup>11)</sup>で求める。ここでは、弾性流体潤滑特有の接触部出口側に発生する油膜圧力のスパイクは無視する。これは、接触部の圧力が高い(数 GPa)条件での油膜圧力はスパイクが小さく、接触圧力の分布と同等と考えてよい<sup>12)</sup>ことに基づいている。なお、 $\alpha$  が0に近い条件では、潤滑領域が軸受で一般的な高圧粘度 - 弾性体領域(圧力増加に伴う潤滑油の粘度増加と油圧による転がり面の変形がともに無視できない程度になる領域)ではないと想定され、その場合は Chittendenらの式は適用できないが、 $\alpha$  が0に近い領域では荷重支持に及ぼす油膜の影響が小さいので、Chittendenらの式を適用することによる解析の誤差への影響は無視できると仮定する。Step 2では、Step1で得た弾性変形後の2面の形状に予め実測した転がり面の三次元粗さデータを足し合わせ、油圧の作用で変形した状態の粗面形状(以下、油圧作用後粗面形状)

を作成する。Step 3では、油圧作用後粗面形状に残りの荷重  $(1 - \alpha)W$  を负荷し、真実接触部の圧力  $P_a(x, y)$  の分布と2面の平均すきま  $h_{m, rough}$  を Step 1と同じ接触計算プログラムを用いて計算する。ここでの平均すきま  $h_{m, rough}$  は以下の式で求められる。

$$h_{m, rough} = \int_A h_{rough}(x, y) dx dy / A \quad (4)$$

式(4)での  $A$  は、Step 1で油膜圧力  $P_f(x, y)$  が0より大きかった領域の面積である。また、真実接触部でのすきまは0とする。Step 4では、Step 1で求めた中央油膜厚さ  $h_c$  が Step 3で求めた平均すきま  $h_{m, rough}$  と等しいかを検討し、等しくない場合は Step 1に戻って  $\alpha$  を修正する。これは接触応力解析の収束条件であり、2面間に引き込まれる潤滑油の質量が2面の表面粗さの有無によらず変化しない(質力保存則)という考えに基づいている。Step 5では、総荷重  $W$  负荷時の転がり面の圧力  $P(x, y)$  の分布を  $P_f(x, y)$  と  $P_a(x, y)$  の和として求め、これに Boussinesqの弾性解<sup>13)</sup>を適用することで、転がり面下の内部応力(三軸応力成分)の分布を計算する。

### 3.2 接触応力解析の妥当性

本解析法で求めた油膜の荷重分担率  $\alpha$  や表層応力の値が、転動疲労試験で得た油膜形成性の指標や試験片の残留応力変化と整合するかを検証した<sup>7)</sup>。本稿では詳細を割愛するが、 $\alpha$  や表層応力の解析値が試験データと概ね整合することを確認した。図4に、検討結果の一例として、転

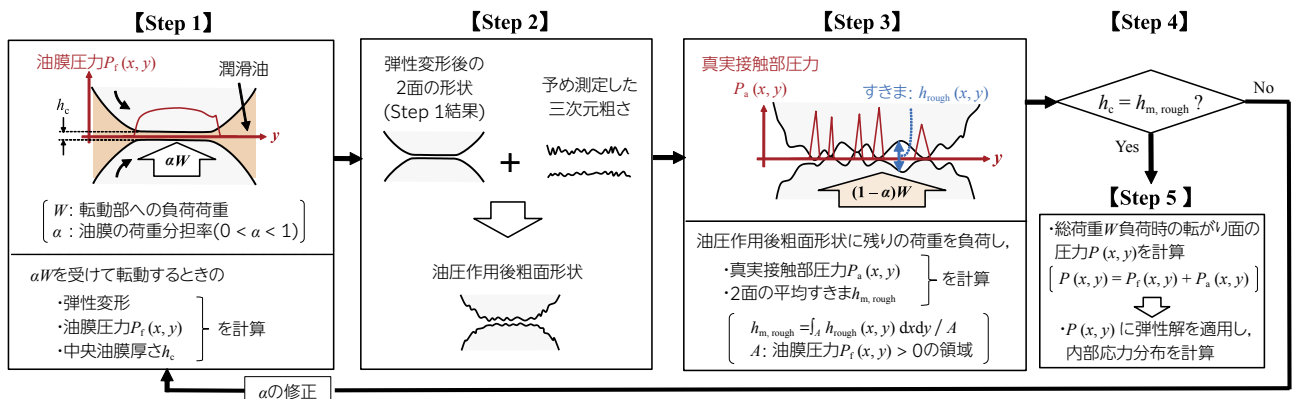


図3 接触応力解析の手順<sup>7)</sup>

動疲労試験における転がり面の表層応力の推定値と残留応力の測定値の関係を示す。このときの転動疲労試験には後述の二円筒試験機を用い、回転速度を  $900 \text{ min}^{-1}$  から徐々に低下させる条件で試験した。試験は回転速度変更時に都度中断し、中断時に転がり面の三次元粗さと残留応力を測定した。これらから各回転速度の試験時の表層応力を推定した。図4より、表層応力（推定値）は回転速度  $125 \text{ min}^{-1}$  の運転時に試験片の降伏応力を上回っていた。そして、残留応力（測定値）は回転速度  $125 \text{ min}^{-1}$  での運転時に増加した。これらの結果は、 $125 \text{ min}^{-1}$  で転がり面が塑性変形するという接触解析の予測と残留応力測定での検証結果が整合していることを示している。

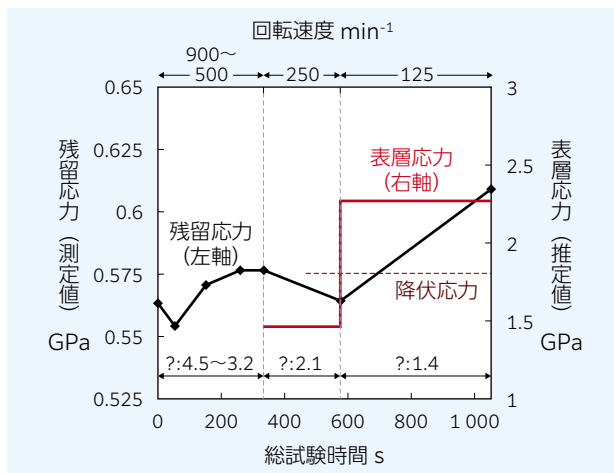


図4 接触応力解析で推定した表層応力と残留応力の測定値の関係<sup>7)</sup>

#### 4. 寿命推定の精度検証

##### 4.1 転動疲労試験

新しい寿命推定法の精度検証のため、図5の二円筒試験機で転動疲労試験を行った。駆動円筒と従動円筒は、外径 $\phi 40 \text{ mm}$ 、厚さ  $12 \text{ mm}$  の円筒形状で、駆動円筒のみ軸方向に半径  $60 \text{ mm}$  の曲率をつけた。潤滑油を含ませたフェルトパッドを試験中の円筒試験片に下方から接触させることで給油した。円筒試験片の材質はSUJ2で、表面硬さが約  $63 \text{ HRC}$  となるように一般的な焼入れ、焼戻しを行った。表1に試験条件を示す。転がり面の表面粗さ、回転速度、最大ヘルツ接触面圧、潤滑油種を変えた条件で試験した。No. 6, 7 の試験の  $A$  は  $0.5$  以上であり、混合潤滑条件に該当する。ピーリングは表面粗さが小さい従動円筒で発生しやすいため、寿命は従動円筒のピーリングの発生状況から決定した。各試験は原則として  $10^2$  回、 $10^3$  回、 $5 \times 10^3$  回、 $10^4$  回、 $10^5$  回負荷時に中断した。これらの中断時と試験前に、駆動円筒と従動円筒の三次元粗さ測定および従動円筒の残留応力測定を行い、得られたデータから従動円筒の応力履歴を求めた。また、中断時に従動円筒のピーリングの発生状態を光学顕微鏡で観察した。そして、転がり面内の異なる6箇所を観察視野面積に対する微小剥離やき裂の発生部の面積の比率（以下、ピーリング面積率）が  $0.5\%$  以上になったときの総負荷回数をピーリングの実寿命  $L_{act}$  とした。 $10^5$  回負荷時にピーリング面積率が  $0.5\%$  未満の場合は、 $0.5\%$  に達するまで試験を継続した。

表1 二円筒試験の条件<sup>6)</sup>

試験 No.	表面粗さ ( $R_a$ ) $\mu\text{m}$		回転速度 $\text{min}^{-1}$	最大ヘルツ接触面圧 GPa	潤滑剤	動粘度 ( $40^\circ\text{C}$ ) $\text{mm}^2/\text{s}$	油膜パラメータ $A$
	駆動円筒	従動円筒					
1	0.75	0.02	2 000	2.3	合成油 (PAO)	6.2	0.11
2							
3				2.3			
4							
5	0.50	2 000	2 000	2.3	鉱油	32.6	0.52
6	0.75	2 000	2 000			47.7	0.87
7	0.40	0.02	500	2.3	鉱油	6.8	0.15
8							
9							
10	0.35	0.02	1 000	2.3	合成油 (PAO)	6.2	0.17
11							2 000

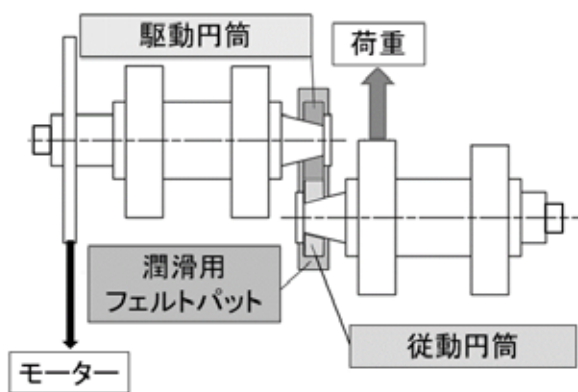


図5 二円筒試験機<sup>2)</sup>

#### 4.2 推定精度の検証方法

表1に示すNo. 1～11の二円筒試験について、図1の手順でピーリング寿命を推定した。このとき、接触応力解析で荷重分担理論を考慮した場合と、しない場合のそれぞれについて寿命を推定し、両者の寿命推定精度を比較した。各試験の推定ピーリング寿命  $L_{est}$  は  $10^4$  回までの応力履歴から計算した。荷重分担理論を考慮した場合の寿命推定では、No. 7 および 8 以外の試験データを用いて  $S-N$  曲線を作成し、これを  $L_{est}$  の計算に用いた。一方、荷重分担理論を考慮しない場合の寿命推定では、既報<sup>5)</sup>で作成済みの  $S-N$  曲線を用いて  $L_{est}$  を計算した。寿命推定の精度は、 $L_{est}$  と試験で最終的に得られたピーリングの実寿命  $L_{act}$  の寿命比 ( $L_{act}/L_{est}$ ) を用いて検討した。

#### 5. 結果

図6に推定寿命  $L_{est}$  と実寿命  $L_{act}$  の関係を示す。図中には、寿命比 ( $L_{act}/L_{est}$ ) の中央値、最小値、最大値を併記した。図6(a)の荷重分担理論の考慮なしの場合は、混合潤滑条件であったNo. 6および7の試験の寿命推定精度が他の試験と比較して低く、実寿命に対する推定寿命の誤差(誤差は、 $L_{act}/L_{est}$  の最大値または最小値の逆数のうち大きい方の値として求める)は20倍であった。一方、図6(b)の荷重分担理論の考慮ありの場合、No. 6および7の試験の推定精度の誤差は5倍以下であり、混合潤滑条件での寿命推定精度は改善した。ここで、一般的に軸受の剥離寿命が同一条件下で10倍以上のばらつきを持つ<sup>14)</sup>ことを考えると、荷重分担理論の考慮ありの場合の寿命推定精度は十分に実用に値するレベルと考えられる。

#### 6. まとめ

混合潤滑条件に適用できるように改良したピーリング寿命推定法と、その寿命推定精度の検証結果を紹介した。

- 1) 本推定法では荷重分担理論を適用した接触応力解析法を採用し、潤滑条件がピーリング寿命に及ぼす影響を考慮した。
- 2) 本推定法で求めたピーリング寿命の実寿命に対する誤差は最大で5倍以下であり、混合潤滑条件でのピーリング寿命の推定精度が従来法より改善した。上記の精度は、軸受のピーリング寿命推定法として十分に実用に値するレベルである。

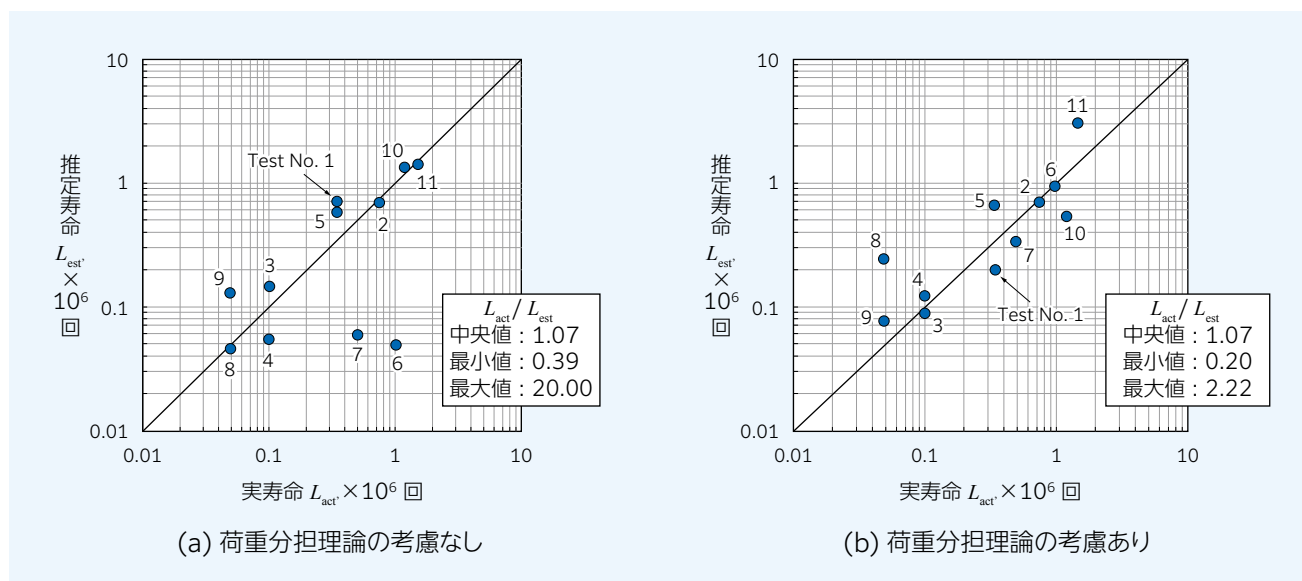


図6 ピーリングの推定寿命と実寿命の関係<sup>6)</sup>

なお、本推定法の適用範囲は、現状で純転がり条件に限定されることに注意する必要がある。今後は、推定精度のさらなる向上と転がり面にすべりがある条件への拡張に取り組む。そして、本推定技術を軸受の信頼性向上や機械の高効率化という顧客価値の提供に活用していく。

本稿は日本トライボロジー学会主催の「トライボロジー会議 2021 春 東京」の予稿集に掲載された発表予稿「残留応力測定と接触解析で得られた SN 曲線を用いたマイクロピッチング寿命の推定方法 第 2 報」と「トライボロジー会議 2022 春 東京」の予稿集に掲載された発表予稿「混合潤滑下の転がり面の接触応力解析の妥当性検証」の内容をまとめた（図表の一部は和訳、改編した）ものである。掲載を許可下さった日本トライボロジー学会のご厚意に感謝いたします。

### 参考文献

- 1) 対馬全之, 中島碩一, 柏村博: 軸受の代表的な破損形態, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 57, (1990) 59.
- 2) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義: 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 第 1 報, トライボロジスト, 63, 8, (2018) 551.
- 3) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義: 転がり接触によるピーリングの発生メカニズムとピーリング抑制に及ぼす黒染処理の影響 第 2 報, トライボロジスト, 63, 9, (2018) 618.
- 4) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義, 木下博: 転がり軸受のピーリング発生メカニズムとその寿命推定方法, NTN TECHNICAL REVIEW, No. 88, (2021) 77.
- 5) N. Hasegawa, T. Fujita, M. Uchidate, M. Abo & H. Kinoshita, Estimation Method of Micropitting Life from  $S-N$  Curve Established by Residual Stress Measurements and Numerical Contact Analysis, Tribology Online, 14, 3, (2019) 131.
- 6) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正, 阿保政義: 残留応力測定と接触解析で得られた SN 曲線を用いたマイクロピッチング寿命の推定方法 第 2 報, トライボロジー会議 2021 春 東京 予稿集, (2021) B22.
- 7) 長谷川直哉, 藤田工, 内館道正: 混合潤滑下の転がり面の接触応力解析の妥当性検証, トライボロジー会議 2022 春 東京 予稿集, (2022) F11.
- 8) K. L. Johnson, J. A. Greenwood & S. Y. Poon, A Simple Theory of Asperity Contact in Elastohydrodynamic Lubrication, Wear, 19, (1972) 91-108.
- 9) R. J. Chittenden, D. Dowson, J. F. Dunn & C. M. Taylor, A Theoretical Analysis of the Isothermal Elastohydrodynamic Lubrication of Concentrated Contacts, II. General Case, With Lubricant Entrainment Along Either Principal Axis of the Hertzian Contact Ellipse or at some Intermediate Angle, Proc. Roy. Soc. Lond., A, 397, (1985) 271-294.
- 10) M. K. Ghosh and R. K. Pandey, Thermal Elastohydrodynamic Lubrication of Heavily Loaded Line Contacts-An Efficient Inlet Zone Analysis, Trans. ASME, J. Tribol., 120-1, (1998) 119-125.
- 11) M. Uchidate, Comparison of Contact Conditions Obtained by Direct Simulation with Statistical Analysis for Normally Distributed Isotropic Surfaces, Surface Topography: Metrology and Properties, 6, 3, (2018) 034003.
- 12) 高田浩年, 相原了, 転がり軸受の寿命と信頼性, 日刊工業新聞社, (2005) 161.
- 13) K. L. Johnson, Contact Mechanics, Cambridge University Press, Cambridge, (1985) 51.
- 14) 転がり軸受寿命研究会, 転がり軸受寿命に及ぼす荷重と潤滑油の影響, トライボロジスト, 61, 9, (2016) 607.

### 執筆者近影



長谷川 直哉  
先端技術研究所



藤田 工  
商品化戦略部



内館 道正  
岩手大学 理工学部



阿保 政義  
兵庫県立大学 工学部