

Estimation Method of Micropitting Life from S-N Curve Established by Residual Stress Measurements and Numerical Contact Analysis

NTN(株) (正) *長谷川 直哉, (正) 藤田 工

岩手大・理工 (正) 内館 道正 兵庫県立大・工 (正) 阿保 政義, (正) 木之下 博

Naoya Hasegawa*, Takumi Fujita*, Michimasa Uchida**, Masayoshi Abo***, Hiroshi Kinoshita***

*NTN Corporation, **Iwate University, ***University of Hyogo

1. はじめに

近年, 自動車や産業機械の更なる高効率化のために潤滑油の低粘度化が進み, 境界潤滑や混合潤滑のような過酷な潤滑条件 (以下, 希薄潤滑条件) で使用される転がり軸受 (以下, 軸受) が増えている. そのため, 希薄潤滑条件下の軸受の信頼性を合理的に評価できる技術が今後求められると予想される. 特に, 希薄潤滑条件下の代表的な転動疲労損傷であるマイクロピッチング (幅, 深さが $10\ \mu\text{m}$ 程度の微小はく離の集合体) の寿命は, ISO281¹⁾ で求める軸受の計算寿命より短くなることがあるため, マイクロピッチングの寿命推定法を確立する必要がある. 本報では, マイクロピッチングの寿命推定法を紹介し, その寿命推定精度を境界潤滑かつ純転がり条件で検証した結果を報告する. また, 運転中の残留応力変化の考慮が寿命推定精度に及ぼす影響についても検討したので, 併せて報告する.

2. 寿命推定の方法

2.1 概要

Figure 1 に本推定法の概要を示す. まず, 寿命推定を行う前準備として, モデル試験により転動面の表層に作用する応力 (以下, 表層応力) とマイクロピッチング寿命の関係を表す S-N 曲線を作成する. S-N 曲線は, 境界潤滑下で実施した複数の転動疲労試験について, 表層応力の変化履歴 (以下, 応力履歴) とマイクロピッチング発生時の総負荷回数のデータを取得し, それらを回帰分析することで作成する. 寿命推定を行うときは, 寿命推定を行いたい条件で転動疲労試験を行い, 任意の負荷回数 N_{ex} までの応力履歴を取得する. そして, N_{ex} 回以降は表層応力が不変と仮定し, 得られた応力履歴と S-N 曲線にマイナー則を適用することで推定寿命 L_{est} を求める.

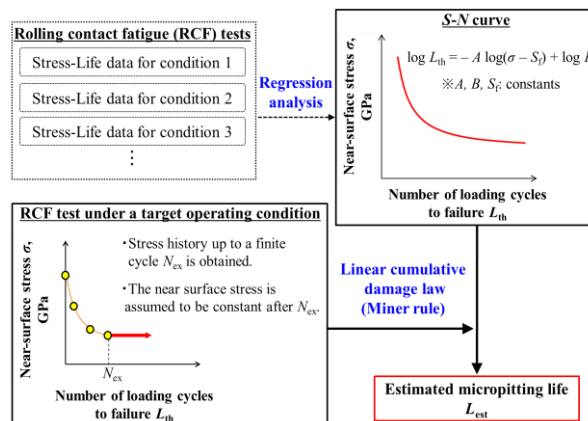


Fig. 1 Procedure of the life estimation

2.2 表層応力の計算方法

まず, 転がり接触面の表面形状の実測値を用いた接触解析により, 6 成分の接触応力を求める. この解析は, 弾性解析として実施する. 併せて, 試験片の残留応力 6 成分を X 線回折法で測定する. 次に, 接触応力と残留応力を足し合わせ, 寿命推定対象の試験片の表層に実質的に作用した Mises 応力の分布を求める. この分布から真実接触部直下 $0.5\ \mu\text{m}$ 深さの Mises 応力の平均値を求め, その値を表層応力として定義する. なお, 本推定法は境界潤滑条件を推定対象とするため, 接触解析では潤滑油による荷重支持は考慮しない.

3. 二円筒試験と S-N 曲線の作成

本報では, モデル試験として二円筒試験機を用いた転動疲労試験を実施し, S-N 曲線の作成および寿命推定精度の検証を行った. Figure 2 に二円筒試験機の概要を示す. 円筒試験片は SUJ2 製で, 標準的な焼入れ焼戻しを施して円筒端面の表面硬さを 61 ~ 63HRC にした. Table 1 に転動疲労試験の条件を示す. 全ての試験の油膜パラメータ λ は 0.3 以下であり, 荷重の大半が真実接触部で支持される境界潤滑条件と考えられる. 各試験は 10^2 回, 10^3 回, 5×10^3 回, 10^4 回, 10^5 回負荷時に中断し, 駆動円筒と従動円筒の表面形状測定と, 従動円筒の残留応力測定およびマイクロピッチングの観察を行った. マイクロピッチングの観察は光学顕微鏡で行い, 6 箇所異なる観察位置での損傷面積率の平均が 0.5% 以上になった時点の総負荷回数を実寿命 L_{act} とした.

S-N 曲線は, No. 1 ~ 7 の試験について応力履歴と L_{act} を取得し, それらを回帰分析することで作成した.

トライボロジー会議 2022 春東京 予稿集

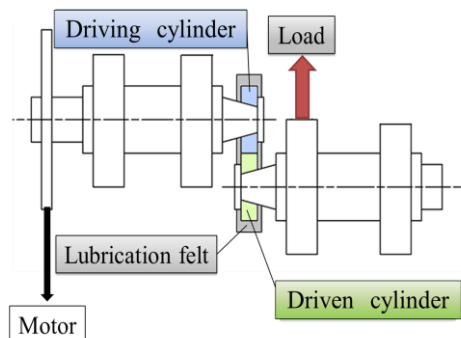


Fig. 2 Two-cylinder type rolling contact fatigue (RCF) testing

4. 寿命精度検証

4.1 検証方法

No. 8 と No. 9 の試験について、負荷回数 10^4 回まで試験を行って応力履歴を取得し、この応力履歴と $S-N$ 曲線にマイナー則を適用して推定寿命 L_{est} を求めた。このときの負荷回数 10^4 回は、希薄潤滑条件の転動疲労試験でなじみが完了した期間²⁾を参考にして決めた。その後、両試験をマイクロピッチングが起こるまで継続し、実寿命 L_{act} を求めた。この他、 $S-N$ 曲線の作成のために実施した No. 1 ~ 7 の試験についても、 10^4 回までの応力履歴を使って L_{est} を計算した。最終的に、各試験の実寿命と推定寿命との比 (L_{act} / L_{est}) を用いて本推定法の精度を検証した。また、表層応力の計算で残留応力を考慮しない場合についても、同様の方法で L_{act} / L_{est} を求め、寿命推定の精度を検討した。

Table 1 Test conditions of the RCF testing

Test No.	Surface roughness (R_a), μm		Rotational speed, min^{-1}	Maximum Hertzian contact pressure, GPa	Lubricant	Oil film parameter			
	Driving	Driven							
1	0.75	0.02	2000	2.3	Synthetic oil (PAO) ($6.4\text{mm}^2/\text{s}$ @ 40°C)	0.11			
2	0.40					0.21			
3	0.35					0.24			
4	0.30		500	1.6		0.28			
5	0.75					0.06			
6	0.75					0.12			
7	0.40		1000	2.3		0.17			
8	0.50		2000			0.17			
9	0.75					0.11			

4.2 検証結果

Figure 3 に本推定法で求めた推定寿命 L_{est} と実寿命 L_{act} の関係を示す。図中には、実寿命と推定寿命の比 (L_{act} / L_{est}) の中央値、最小値および最大値を併記した。Figure 3(a)と(b)は、それぞれ表層応力の計算で残留応力を考慮しなかった場合とした場合の結果である。寿命推定精度は残留応力を考慮した方 (Fig. 3(b)) が高くなっており、マイクロピッチングの寿命を正確に推定するために残留応力の考慮が必要であることが示された。

残留応力を考慮した場合の L_{act} / L_{est} は、中央値が 0.89、最小値が 0.49、最大値が 1.82 であった。これは従来の軸受の寿命推定法³⁾ (希薄潤滑条件下での L_{act} / L_{est} の 90% 信頼幅が 0.98 ~ 4.3) と比較して同等以上の精度であった。また、 $S-N$ 曲線の作成に関与していない No. 8 と No. 9 の試験の L_{act} / L_{est} は、それぞれ 0.61 と 1.07 であり、いずれも本推定法の推定誤差の範囲内 (L_{act} / L_{est} : 0.49~1.82) であった。

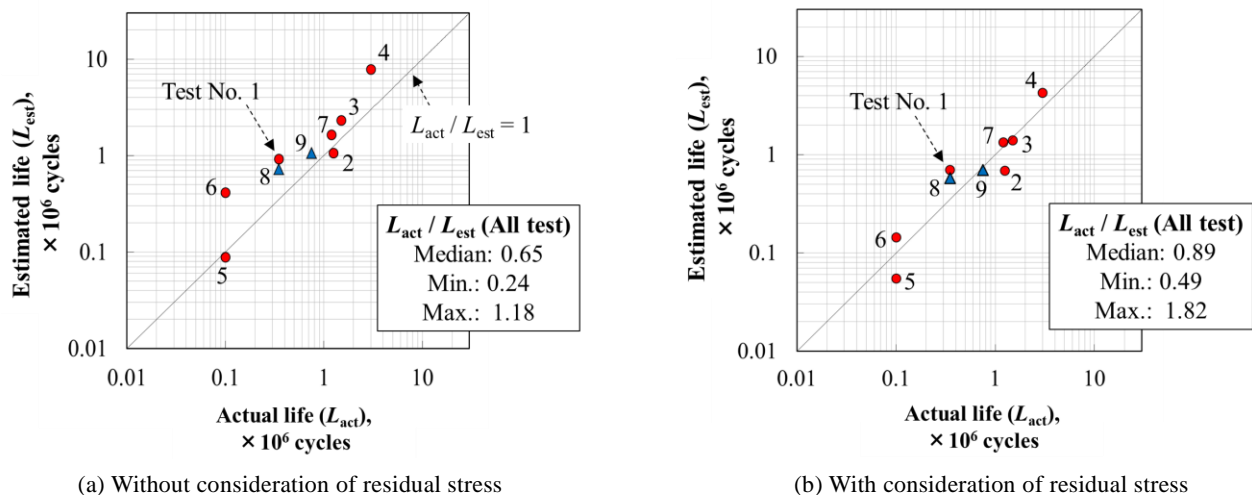


Fig. 3 Comparison of the actual micropitting lives (L_{act}) and the estimated lives (L_{est})

文献

- 1) ISO281 (2007).
- 2) 長谷川・藤田・内館・阿保：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 実験結果に基づいたき裂の発生に関する考察，トライボロジスト，63，8 (2018) 551.
- 3) J. Gnagy, L. Houptert & F. Chevalier : Rolling Bearing Stress Based Life Part II Experimental Calibration and Validation, Journal of Tribology, Journal of Tribology, 134, 2 (2012) 021104, 1-8.