

微小ドリル穴を付与した円筒ころ軸受のはく離試験

Flaking Test of Cylindrical Roller Bearings with Small Drilled Holes

鉄道総研（正）高橋 研 鉄道総研（正）鈴木 大輔

Ken Takahashi, Daisuke Suzuki

Railway Technical Research Institute

1. はじめに

転がり軸受の疲労寿命は軸受にはく離が発生するまでの時間または総回転数であり、Lundberg と Palmgren の理論に基づき、動定格荷重と動等価荷重の比から求められる。この寿命理論で対象とされているはく離は内部起点型のものであり、軌道面下の母材中に存在する非金属介在物などを起点に、母材にき裂が進展することにより発生するものである。近年では、金属材料の高清浄度化や軸受の使用条件の多様化などにともない、実際の寿命が上記の理論から得られる値と乖離する例が増えたため、破壊力学やき裂の進展理論に基づいた、より正確な軸受の寿命評価の試みが発表されている^{1), 2)}。これらの試みにおいて、実験面から内部起点はく離を模擬し、軸受寿命を把握する手法として、深溝玉軸受やスラスト玉軸受の軌道面上、あるいは平板上に微小なドリル穴を付与し、玉（転動体）との間で転がり接触させてドリル穴の外周コーナの角部から内部き裂を進展させる手法が発表され、これまでに、理論との良い相関が得られている。しかし、接触面圧力を相応に大きくするため、これらの研究のほとんどは転動体として玉を使用しており、点接触の軸受についての検証が中心となっている。そこで、本研究では、内輪軌道面に微小ドリル穴を付与した小型円筒ころ軸受の回転試験を行い、線接触における内部起点はく離の模擬を試み、先行研究の点接触によるはく離試験の結果²⁾と比較するとともに、はく離発生後の軸受の観察結果や軸受の振動加速度の変化についても考察した。

2. 試験装置

Figure 1 に、試験装置を示す。本装置は、主軸の端部に試験軸受（内輪）を取り付け、モータで回転させる構造である。試験軸受の内輪は約 $10 \mu\text{m}$ の締まりばめで軸に圧入し、外輪は約 $10 \mu\text{m}$ のすきまばめでハウジングに取り付けた。重錐に作用する重力は、てこ機構を介して試験荷重（ラジアル荷重）として試験軸受に作用する。ハウジングには圧電型加速度計を取り付け、軸受の振動加速度を測定した。試験軸受の潤滑は、ISO VG68 に準拠したターピン油による循環給油とした。

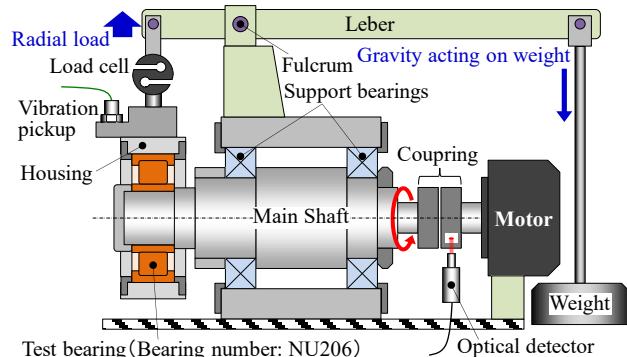


Fig. 1 Testing apparatus

3. 試験方法

試験軸受として JIS 呼び番号 NU206 の円筒ころ軸受（動定格荷重 : 39kN）を使用した。内部起点はく離を模擬するために、過去の研究例^{1), 2)}を参考に、内輪軌道面の軸方向中央位置に直径 $\phi 0.1\text{mm}$ のドリル穴を外周コーナ角部の深さが後述する最大せん断応力深さとなるように 1 個付与した。Figure 2 に、軌道面のドリル穴の断面形状を示す。この試験軸受を、ドリル穴位置とラジアル荷重付与位置が軸方向に一致するように、Fig. 1 の試験装置に取り付けた。試験軸受には 9.8kN のラジアル荷重を負荷した。主軸の回転速度は 2000min^{-1} である。本研究では、内輪ところとの線接触部の接触面圧を相応に増加させるため、Fig. 3 に示す試験軸箱を使用した。通常の軸箱は軸受外輪と負荷圏側の半周（非負荷圏も含めると全周）で接触するが、試験軸箱は外輪との接触面の一部（負荷圏中央の両側 2 箇所）にすきまを設け、外輪との接触部を幅 20mm の狭い範囲に制限したものである。これにより、転動体荷重分布を鋭い山形に変化させることができる。事前検討において、この軸箱の使用により負荷率 ε が 0.090 となることを確認しており、上記の試験条件におけるころと内輪の最大転動体荷重は 6.25kN 、最大接触圧力は 2.64GPa 、最大せん断応力深さは 0.084mm である。以上の試験条件で 9 回（軸受 9 個）回転試験を行った。

4. 試験結果および考察

4.1 はく離発生までの繰り返し数

試験中の振動加速度（全周波数帯域の実効値）の推移の例を Fig. 4 に示す。振動加速度は、はく離が発生する直前まではほぼ横ばいで推移するが、はく離が発生すると

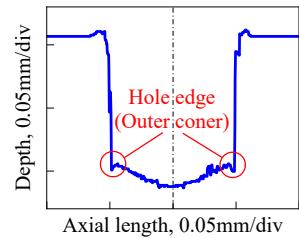


Fig. 2 Cross-sectional shape of drill hole on inner raceway

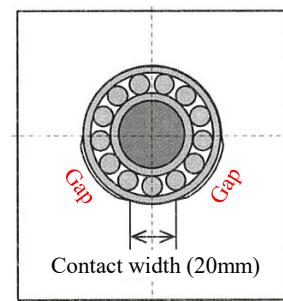


Fig. 3 Test housing

はく離片をかみ込んだために発生したと考えられる振動加速度の瞬間的な急増(赤色矢印部)とその後の減少を繰り返しながら、徐々に上昇する。この瞬間的な急増が初めて記録されるまでの時間を寿命とし、その後しばらく回転を続け、振動加速度の値が閾値(試験により種々に変更)を超えた時点で回転を停止した。

試験を行った9個の軸受の寿命は、最小で104.4h、最大で206.2hであり、内輪軌道面のドリル穴部との接触の繰り返し数は、 $1.25 \times 10^7 \sim 2.47 \times 10^7$ であった。この結果を、先行研究²⁾で公表されている点接触における結果と比較して、Fig. 5に示す。上記の本試験における寿命は、同程度の最大接触圧力で比較すると、先行研究の結果の最短寿命付近に位置することがわかった。この理由として、以下が考えられる。すなわち、3章に記した本試験における最大接触圧力は、ころ有効長さの全長で理想的に線接触したとの仮定のもとで、Hertzの接触理論により求めた値であるが、実際には、ころのクラウニング加工や回転中のわずかなスキーによって、接触圧力の軸方向の不均一が大きくなり、ドリル穴近傍の最大接触圧力が理論値より大きくなつた可能性が考えられる。

4.2 はく離部分の観察結果

Figure 6に、はく離部分の観察結果およびその形状測定結果の一例を記す。なお、形状測定では触針式の表面粗さ計を用いて、円周方向に0.02mm毎に、触針を軸方向に走査させて表面の高さデータを得た。

図中の断面図の黒色丸印で示すように、はく離面にはドリル穴の底部(はく離面からの深さ約0.02mm)が残存しており、これはFig. 2に示した試験前のドリル穴の外周コーナの角部より底部に相当する。したがって、先行研究²⁾と同様に、はく離はドリル穴の外周コーナの角部からき裂が進展して発生したものと判断できる。また、写真の様相および形状から、ドリル穴を中心とした軸方向に約0.7mm、円周方向に約0.4mmの楕円状の範囲が周囲に対してやや窪んでおり、この楕円状の範囲でドリル穴を起点とした初期のき裂が成長し、その後、二次的なき裂がころの転動方向や軸方向に発生、進展したと考えられる。以上の特徴は、9個の軸受すべてで共通しており、いざれにおいてもころの転動方向の反対側への二次的なき裂の進展はほとんど見られなかった。なお、4.1項に記したように、本研究では回転を停止する振動加速度の閾値を試験により種々に変更したため、二次的なき裂の大きさが試験により異なる結果となつた。

4.3 はく離と振動の関係

Figure 7に、はく離部の軸方向長さと回転停止直前の振動加速度の関係を示す。図より、はく離部の軸方向長さがころ有効長さに達する以前から、はく離部の軸方向長さに比例した振動加速度の増加が認められる。これは、軸受の回転中にころにわずかなスキーが発生し、内輪との間で楕円状の接触面を形成することがあるためや、はく離部が荷重を負担しなくなつたことにより、軸方向の他の部分の弾性変形量が増加するためと考えられる。

5. おわりに

円筒ころ軸受を使用して内部起点はく離試験を行つた結果、同程度の最大接触圧力で比較すると、先行研究の点接触における最短寿命付近に位置することがわかつた。また、はく離部の軸方向長さがころ有効長さに達する以前から、はく離部の軸方向長さに比例した振動加速度の増加が認められた。

文献

- 1) 橋本・小俣・松永：転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響（第1報：転がり接触下のモードII応力拡大係数のFEM解析），日本機械学会論文集，83, 852 (2017) 16-00584
- 2) 橋本・小俣・松永：転がり軸受のはく離強度に及ぼす微小欠陥寸法の影響（第2報：応力拡大係数に基づくドリル穴を有する転がり軸受のはく離強度の評価），日本機械学会論文集，83, 852 (2017) 16-00585

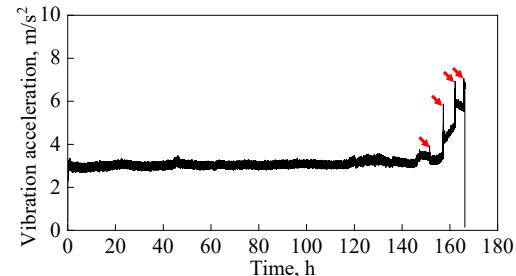


Fig. 4 Vibration acceleration of test bearing

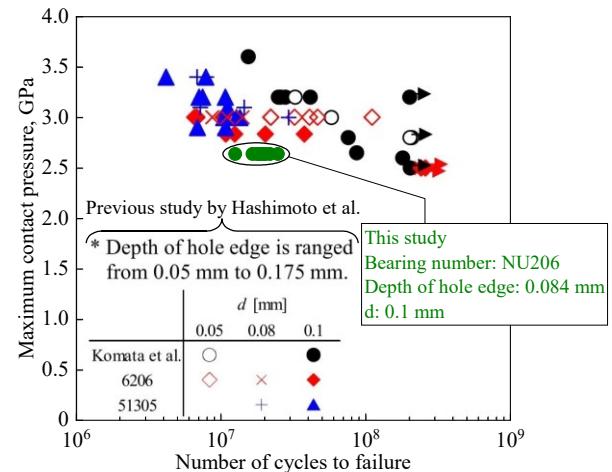


Fig. 5 Relationship between maximum contact pressure and fatigue life

出典：文献2)より一部改変

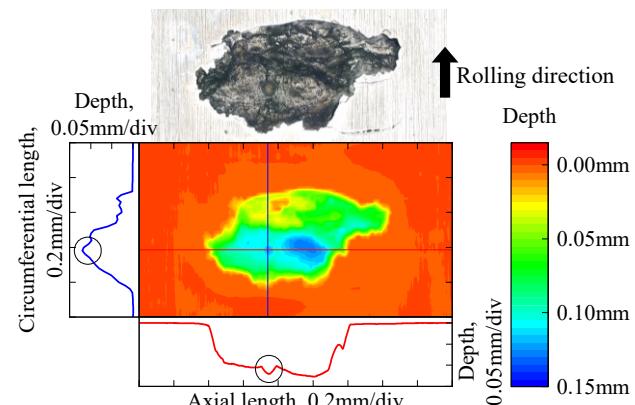


Fig. 6 Flaking on inner raceway

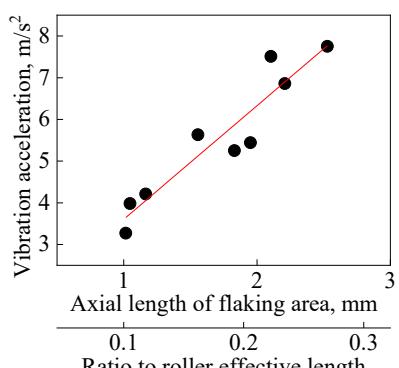


Fig. 7 Relationship between flaking range and vibration acceleration