

車軸軸受のフレッチング摩耗を低減する後ぶたの提案

岡村 吉晃* 鈴木 大輔* 深貝 晋也**
高橋 研* 永友 貴史*

Proposal of Backing Ring for Reducing Fretting Wear of Axle Journal Bearings

Yoshiaki OKAMURA Daisuke SUZUKI Shinya FUKAGAI
Ken TAKAHASHI Takafumi NAGATOMO

In an axle journal bearing of railway vehicles, it is required to reduce the fretting wear caused by the very slight relative slip between the contact surfaces of the inner ring and the backing ring. In this work, we have proposed a backing ring with grooves in the circumferential direction on its oil seal sliding surface in order to obtain the even contact pressure distributions in the radial direction between them. As a result of a rotation test of a full-scale railway axle bearing using the proposed one, it has been found that it is effective in suppressing the fretting wear.

キーワード：車軸軸受，フレッチング，摩耗，圧力分布，接触面圧，溝加工

1. はじめに

鉄道車両用車軸軸受は、車体重量によって作用するラジアル荷重と、走行中の車両の揺れなどによって発生するアキシアル荷重を支える。車軸軸受がラジアル荷重を負荷されながら回転すると、車軸軸受が取り付けられた車軸に回転曲げによるたわみが発生するため、車軸軸受の内輪と車軸軸受の軸方向の取付け位置を決定する後ぶたの接触部において微小な相対すべり運動による損傷、すなわちフレッチング¹⁾が生じる。フレッチングによって金属摩耗粉が発生して車軸軸受の内部に侵入すると、軸受が摩耗したり、潤滑剤が劣化したりする問題が生じる。さらに、車軸軸受の軸方向の取付け位置の不整を引き起こす可能性も考えられる。車軸軸受のフレッチング対策として内輪と後ぶたの間にOリング²⁾や軸受材料より軟質な黄銅板の外周部にゴムが成形されたゴム付き当板³⁾を挿入する方法が提案されているが、どちらもフレッチング摩耗粉の軸受内部への侵入を防止することは可能であるものの、フレッチングそのものの発生を防止するには至っていない。

これまでに、筆者らは車軸軸受の内輪と後ぶた間に発生するフレッチングを防止する知見を得るために、実物の車軸軸受を用いたフレッチングの再現試験によって内輪と後ぶたの摩耗状態を確認するとともに、内輪と後ぶたの接触面間に発生する圧力（以下、接触面圧という）の分布を測定し、接触面圧がフレッチングに及ぼす影響について調査した⁴⁾。その結果、内輪と後ぶたのフレッ

チング摩耗は、車軸に圧入された後ぶたの変形が内輪との接触状態に影響することによって、内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布が不均一になるため、接触面圧が高くなる外径側で著しくなること、および車軸のたわみによる回転曲げに起因する内輪と後ぶたの接触面における相対すべり運動に加えて、回転にともなって変動する接触面圧の振幅の影響も受けている可能性があることがわかった。これらのことから、外径側の接触面圧を低減させるとともに、半径方向の圧力分布を均一にできれば、フレッチング摩耗を低減できると考えられる。

そこで本報では、初めに圧力分布ができるだけ均一になるような後ぶたの形状を有限要素法（以下、FEMという）解析によって検討した。次に、その結果に基づいて試作した後ぶたと実物の車軸軸受を用いて、内輪と後ぶた間の接触面圧分布を測定するとともに、台上回転試験を実施することによって、考案した後ぶた形状のフレッチング摩耗低減の効果について検討した⁵⁾。

2. 圧力分布の均一化

2.1 対象とした軸受

半径方向の圧力分布の均一化の検討は、既報⁴⁾と同様、鉄道車両用車軸軸受として広く使用されているグリース密封形複列円すいころ軸受を対象とした。図1にその概略図を示す。車軸軸受は、2列の軌道面を有する外輪と、内輪、ころおよび保持器が一体となった組立品、ならびにオイルシール、油切りおよび後ぶたによって構成されている。軸受の外径、内径および幅の各寸法は、それぞれφ220mm、φ120mmおよび155mmである。なお、内

* 材料技術研究部 潤滑材料研究室

** 材料技術研究部 摩擦材料研究室

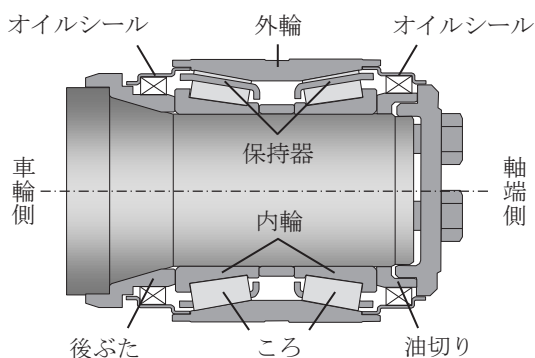


図1 車軸軸受の概略図

輪と後ぶたは車軸に締めりばめで取り付けられている。

2.2 後ぶた形状の検討方針

車軸の後ぶた座形状がテーパの場合、車軸軸受を車軸に圧入すると、後ぶたの内径は車軸のテーパ部をせり上げるようにして半径方向に拡大し、外径側で内輪と後ぶた間の接触面圧が高くなる⁴⁾。このことから、後ぶたの内径が半径方向に拡大しても、後ぶたの変形が内輪との接触部に影響しなければ、接触面圧は低下し、より均一な圧力分布が得られると考えられる。そこで、現用の後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けて後ぶたの剛性を低下させることによって、後ぶたの変形による接触面圧への影響を抑制し、半径方向にできるだけ均一な圧力分布が得られないか検討した。溝の深さ、位置、本数は圧力分布に影響を及ぼすと考えられるため、FEM解析によって最も均一な圧力分布が得られる形状を検討した。

2.3 有限要素法 (FEM) 解析による検討

FEM解析を用いて、車軸に車輪軸受を圧入したときに生じる後ぶたの変形および圧力分布を確認した。図2に解析モデルの例を示す。解析モデルは、内輪の形状を簡略化して模擬したブロック、後ぶたおよび車軸をそれぞれ六面体要素（一部、五面体要素を併用）の弾性体で構成した。ラジアル荷重が無負荷の場合、それぞれがz軸まわりの軸対称問題となることから、円周方向の1/16をモデル化してその断面に対称性の拘束を与え、車軸モデルの左側の端面を完全拘束とした。なお、各部材の縦弾性係数を210GPa、ポアソン比を0.3とし、各接触面間の摩擦を考慮していない。荷重条件は後ぶたと接触する面の反対側の内輪端面に200kNを等分布荷重として与えた。解析に用いた有限要素コードはNX Nastran V8.5である。図3に、オイルシールしゅう動面に溝がない現用後ぶたの解析結果をz軸方向の応力分布として示す。オイルシールしゅう動面に溝がない場合、オイルシールしゅう動面の軸方向応力が高いことがわかる。

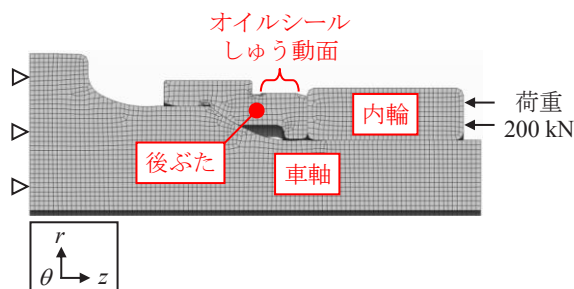


図2 解析モデルの例

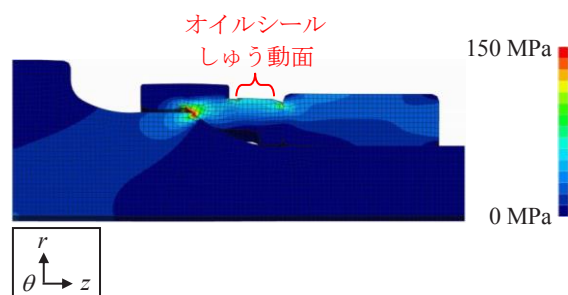


図3 FEM解析結果（溝なし）

初めに、溝の深さを検討するため、後ぶたの内輪との接触面から軸方向に6mm離れた位置に、外径側から深さ3mm、6mm、9mmの溝をそれぞれ設けて評価した。なお、溝の幅は、旋削加工によって溝を設けることを想定し、2mmとした。溝の加工位置はオイルシールしゅう動面であるが、本報では圧力分布の均一化に主眼を置いたため、オイルシールの使用可否については考慮していない。図4にFEM解析結果から得られた内輪と後ぶたの接触部における半径方向の圧力分布を示す。図4には、図3のFEM解析結果から得られた溝がない場合の圧力分布の結果も示している。溝の深さが長くなるにつれて、接触面圧の最大値を示す位置は内径側に移動し、接触面圧を受ける範囲が広がっている。さらに、接触面圧の最大値は溝を設けることによっていずれも低下しており、溝の深さが6mmの場合に最も顕著である。

次に、溝の加工位置を検討するため、後ぶたの内輪との接触面から軸方向に6mm、12mm、18mm離れた位置に溝をそれぞれ設けて評価した。なお、溝の深さは接触面圧の最大値が最も低下する6mmとした。図5にFEM解析結果から得られた内輪と後ぶたの接触部における圧力分布を示す。図5には溝がない場合の結果も示している。内輪との接触面から6mm離れた位置に溝を設けると、溝がない場合の結果と比較して、接触面圧の最大値が低下するとともに、接触面圧の最大値を示す位置は内径側に移動し、接触面圧を受ける範囲が広がっている。一方、接触面から12mmと18mm離れた位置に溝を設けると、溝がない場合の結果と比較して、接触面圧の最大値は低下し、接触面圧を受ける範囲が広がっている。

ものの、接触面圧の最大値を示す位置は変わらない。

最後に、溝の本数を検討するため、後ぶたの内輪との接触面から軸方向に6mm離れた位置の1箇所、6mmと12mmの2箇所、6mmと12mm、18mmの3箇所にそれぞれ溝を設けて評価した。なお、溝の深さは接触面圧の最大値が最も低下する6mmとした。図6にFEM解析結果から得られた内輪と後ぶたの接触部における圧力分布を示す。図6には溝がない場合の結果も示している。溝の本数が増えるにつれて、接触面圧の最大値は低下し、接触面圧を受ける範囲が広がっている。

以上のことから、FEM解析を用いてオイルシールしゅう動面に設ける溝の深さ、位置、本数を検討した結果、後ぶたの内輪との接触面から軸方向に6mm、12mm、18mm離れた位置の3箇所にそれぞれ深さ6mmの溝を設けると、検討した条件の中で圧力分布が最も均一に近づくことがわかった。図7に、この条件における軸方向応力のFEM解析結果を示す。

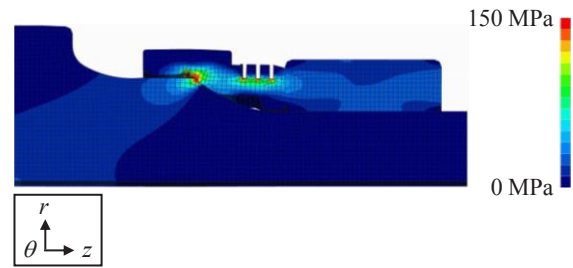


図7 FEM解析結果（溝あり）

2.4 後ぶたの試作

FEM解析の結果より、最も均一な圧力分布が得られた位置（後ぶたのオイルシールしゅう動面の内輪との接触面から軸方向に6mm、12mm、18mm離れた位置の3箇所）に深さ6mmの溝を設けた後ぶた（図7参照）を、旋削加工によって試作した。図8に試作した後ぶたの外観を示す。

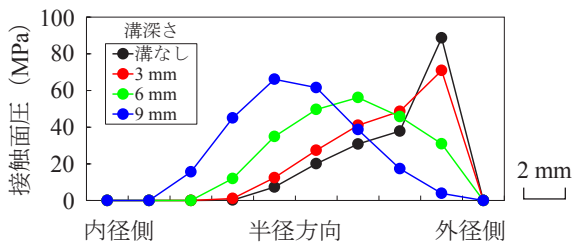


図4 FEM解析結果から得られた圧力分布（溝の深さによる影響）

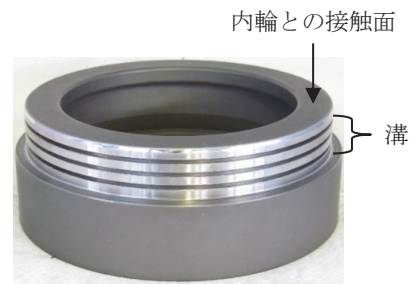


図8 試作した後ぶた

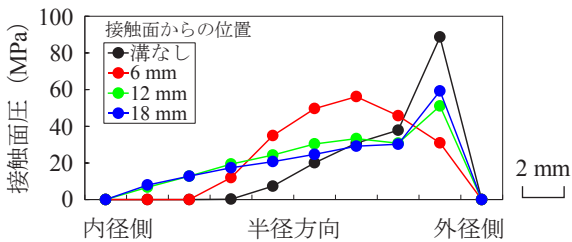


図5 FEM解析結果から得られた圧力分布（溝の位置による影響）

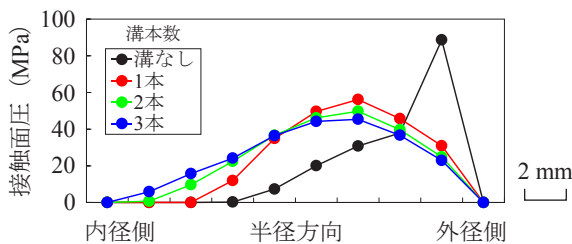


図6 FEM解析結果から得られた圧力分布（溝の本数による影響）

2.5 接触面圧分布測定

2.5.1 測定方法および測定条件

図8に示した試作後ぶたを用いて、車軸軸受の内輪と後ぶた間の接触面圧分布を測定した。接触面圧分布の測定には、フィルム式圧力分布計測システムを用いた。接触面圧分布の測定に使用したセンサおよびその仕様については、既報⁴⁾を参照されたい。

接触面圧分布測定は、鉄道総研が所有する車軸軸受耐久試験装置の主軸に内輪と試作した後ぶたの間にセンサシートを挿入した測定用軸受を圧入し、防振ゴムを装着した軸箱を介して、主軸を回転させずにラジアル荷重のみを加えて実施した。ラジアル荷重の負荷条件は0kN（無負荷）、30kN、50kNおよび70kNとした。測定用軸受を試験装置の主軸に油圧で圧入したときの圧入力は約230kNであった。図9にセンサシートの取付け状態を、図10に軸箱および防振ゴムを装着した測定系の概略図をそれぞれ示す。なお、測定用軸受がラジアル荷重を受ける領域を負荷側といい、本測定の負荷側は鉛直方向の上側である。

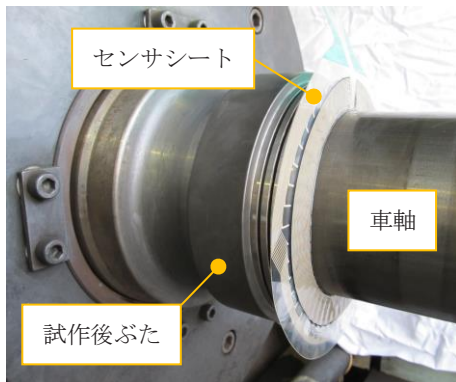


図9 センサシートの取付け状態

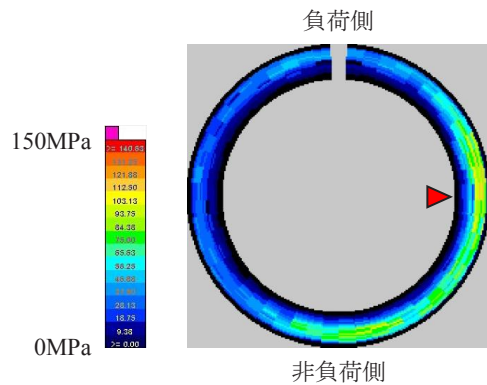


図11 接触面圧分布（溝あり）

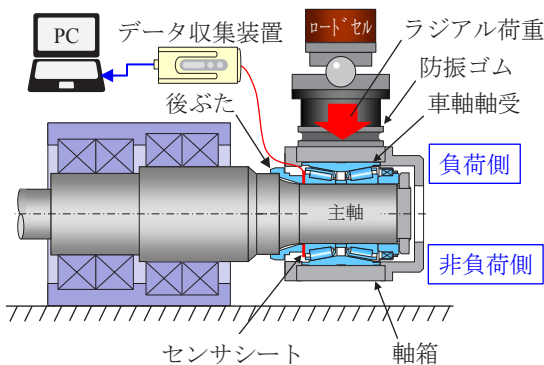


図10 測定概略図

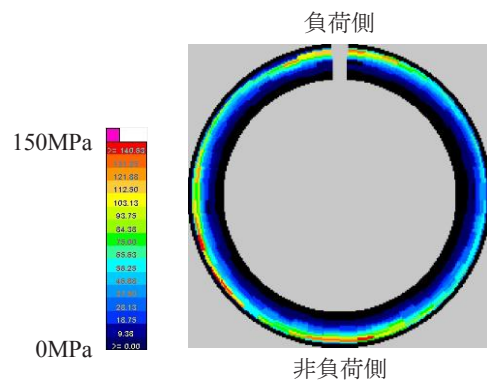


図12 接触面圧分布（溝なし）

2.5.2 測定結果

図11に、測定用軸受にラジアル荷重を加えない無負荷状態(0kN)における試作後ぶたの接触面圧分布の測定結果を示す。なお、センサシートのタブの位置には検出点がないため、その位置の圧力は得られない。赤印部については3.4節で述べる。内輪と後ぶた間の接触面圧は全周にわたって発生しているが、円周方向で均一な分布を示していない。また、半径方向の外径側でやや高い傾向が認められる。軸受を主軸に圧入したときに内輪と後ぶたの接触面が均等に接触していれば、円周方向に均一な接触面圧分布が得られると考えられるが、実際にはそれぞれの接触面の加工精度や圧入時の取付け状態の影響を受けるため、図11のような不均一な分布になったと考えられる。比較のため、オイルシールしゅう動面に溝がない現用後ぶたの圧力分布を図12に示す。図11では、オイルシールしゅう動面に溝を設けたことによって接触面圧の最大値が低下し、半径方向の中央部付近の接触面圧が上昇していることがわかる。したがって、後ぶたのオイルシールしゅう動面に溝を設けたことによって、半径方向の圧力分布が均一に近づいたといえる。

次に、測定用軸受にラジアル荷重を負荷したときの主軸のたわみにもなる接触面圧の変化を調べるために、

ラジアル荷重を負荷したときの接触面圧から図11に示したラジアル荷重0kNの場合の接触面圧を差し引いて変化量を求めた。これによって、圧入時の内輪と後ぶたの接触状態の影響を除去できる。図13に、測定用軸受にラジアル荷重を負荷したときの接触面圧の変化量を示す。ラジアル荷重が増加するにつれて、負荷側の接触面圧は減少し、非負荷側の接触面圧が増加している。ここで、オイルシールしゅう動面に溝がない現用後ぶたの接触面圧の変化量を図14に示す。オイルシールしゅう動面に溝がない場合、ラジアル荷重が増加するにつれて、半径方向の外径側の狭い範囲で接触面圧が変化しているが、オイルシールしゅう動面に溝を設けたことによって、半径方向の広い範囲で接触面圧が変化するようになったことがわかる。さらに、オイルシールしゅう動面に溝を設けたことによって、接触面圧の振幅の最大値が小さくなっていることがわかる。

以上のことから、後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けて内輪と後ぶた間の接触面圧の最大値を低下させ、接触面の半径方向の圧力分布を均一に近づけると、それにもなって接触面圧の振幅の最大値も小さくなる結果が得られた。

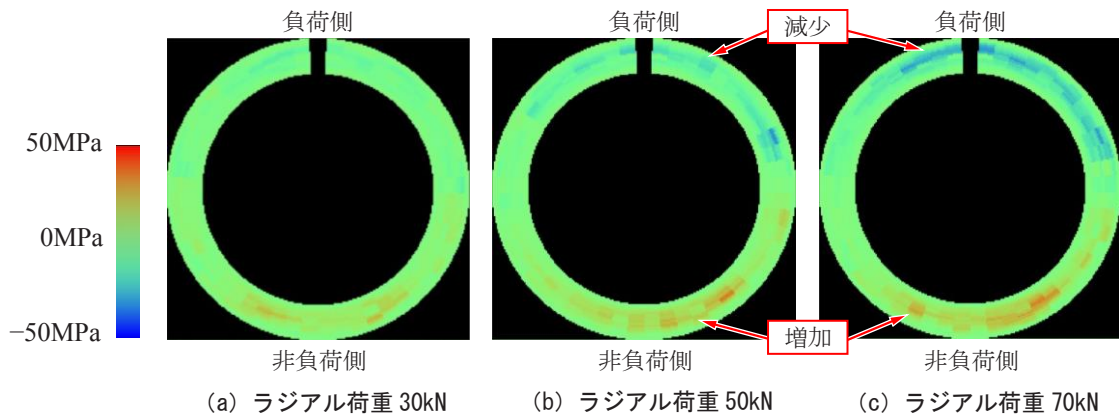


図 13 ラジアル荷重負荷による接触面圧の変化量（溝あり）

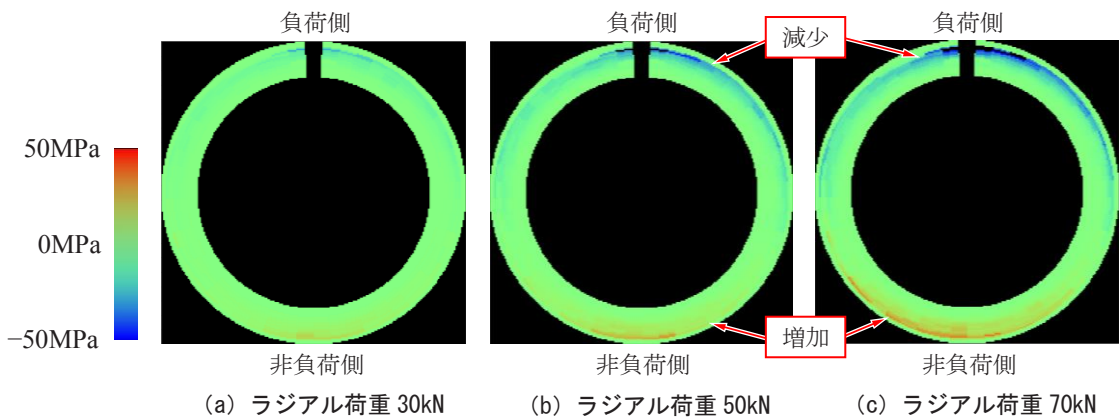


図 14 ラジアル荷重負荷による接触面圧の変化量（溝なし）

2.5.3 解析結果との比較

2.3 節で述べたように、FEM を用いて解析した結果、後ぶたのオイルシールしゅう動面に溝を設けると、内輪と後ぶたの接触面間の半径方向の圧力分布が均一な分布に近づくことがわかった。この解析結果を踏まえて、2.4 節で後ぶたを試作し、本節において両者間の接触面圧分布を測定した。ここでは、FEM によって得られた解析値とフィルム式圧力センサによって得られた実験値を比較する。なお、2.3 節では FEM 解析の荷重条件を 200kN の等分布荷重として計算したが、測定用軸受を試験装置の主軸に油圧で圧入したときの圧入力が約 230kN であったことから、FEM 解析でもこの値を用いて再計算した。

図 15 に、溝あり後ぶたの場合の圧力分布の FEM 解析値と実験値を示す。実験値は、図 11 に示した無荷重状態で得られた接触面圧分布の各検出点における接触面圧を同一円周上で平均して求めた、半径方向の圧力分布である。圧力分布は FEM 解析値と実験値ではほぼ同じ傾向を示しており、両者の最大値はほぼ等しく、半径方向の中央部よりやや外径側に位置している。このことから、FEM 解析を用いて後ぶたの形状変更による圧力分布の評価を行うことができるといえる。

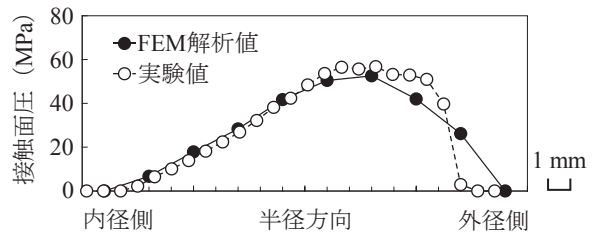


図 15 FEM 解析値と実験値の比較（溝あり）

3. 台上回転試験

3.1 試験軸受

図 8 に示した試作後ぶたがフレッチング摩耗の防止策として有効かを確認するため、実物の車軸軸受を用いた台上回転試験を行った。回転試験に使用した軸受は、2 章で検討した軸受と同じ呼び番号のものである。内輪の材質は機械構造用合金鋼（SNCM420 相当）の浸炭材であり、表面の硬さは 58-62HRC（653-746HV 相当）である。一方、後ぶたの材質は機械構造用炭素鋼 S45C の焼ならし材であり、硬さは 167-229HBW（173-243 HV 相当）である。

特集：材料技術

3.2 試験方法および試験条件

台上回転試験には鉄道総研が所有する車軸軸受耐久試験装置を用いた。試験方法および試験条件は既報⁴⁾と同様であり、車軸軸受の分解検査が行われる一般的な走行距離である60万km相当に達するまで回転試験を行った。なお、運転中の軸受外輪の表面の温度上昇最大値は周囲温度に対して約51Kであり、車軸軸受の性能試験方法について定めたJRIS J 0455⁶⁾の規格値内(周囲温度+70 K以下)であった。

3.3 試験結果

図16に回転試験後の後ぶた接触面の外観と摩耗深さ分布を、図17に回転試験後の車輪側の内輪大端面(接触面)の外観と摩耗深さ分布をそれぞれ示す。摩耗深さ分布は二次元レーザ変位計を用いて円周方向に測定した。なお、回転試験中、内輪と後ぶたは相対的に回転せず、円周上の同位相で互いに接触していた。

外観から、どちらの面にも摩耗が認められ、内輪には赤褐色に変色したグリースが付着している。一般に、フレッチング摩耗粉は赤褐色の酸化鉄(III) ($\alpha\text{-Fe}_2\text{O}_3$)といわれており⁷⁾、内輪および後ぶたの接触面でフレッチ

ングが発生してフレッチング摩耗粉がグリースに混入すると、グリースは赤褐色に変色する。回転試験後の後ぶたと接触していた内輪大端面には赤褐色に変色したグリースが付着していることから、後ぶた接触面と内輪大端面の摩耗はフレッチング摩耗であったといえる。

摩耗深さ分布から、内輪大端面は後ぶたと接触していた全域で摩耗しており、摩耗深さは最大約0.08mmである。一方、後ぶた接触面は半径方向の中央から外径側の全周で摩耗しており、摩耗深さは最大約0.08mmである。

図16および図17に示した摩耗深さ分布において、摩耗が著しいと判断した領域(図中の赤印部)の断面曲線を測定した。図18および図19に試験後の後ぶた接触面および内輪大端面(接触面)の拡大写真と断面曲線を示す。図18に示した後ぶた接触面のフレッチング摩耗は半径方向の外径側で著しく、摩耗深さは最大約0.07mmであった。後ぶた接触面のフレッチング摩耗は円周方向のいずれの場所においても半径方向の外径側で著しい傾向にあり、図16(b)に示した摩耗深さ分布の結果とはほぼ一致している。一方、図19に示した内輪大端面のフレッチング摩耗は半径方向におおよそ均一であり、摩耗深さは最大0.06mmであった。

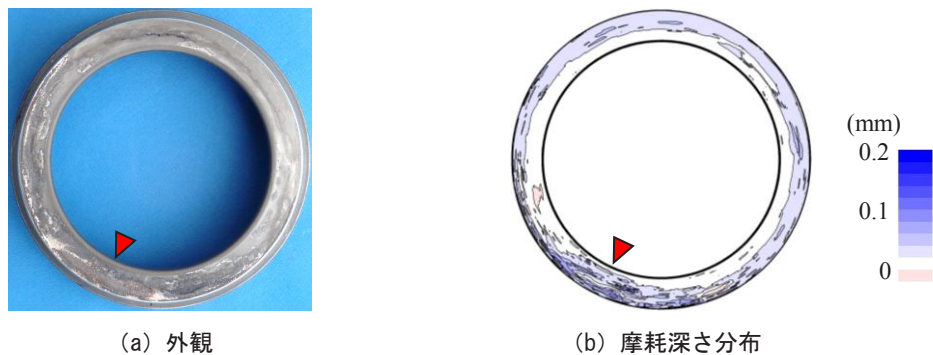


図16 回転試験後の後ぶた接触面(溝あり)

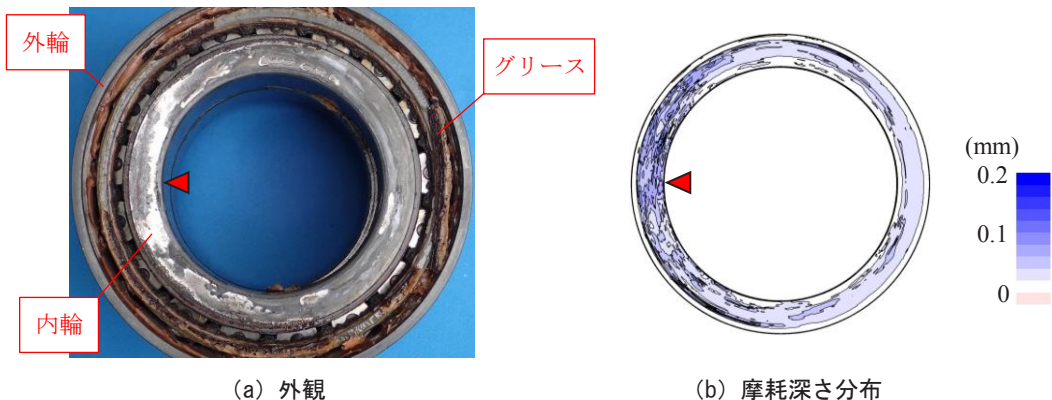


図17 回転試験後の内輪大端面

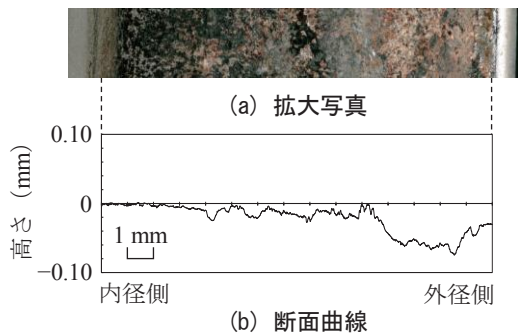


図 18 回転試験後の後ぶた接触面の拡大写真と断面曲線（図 16 赤印部の拡大写真）

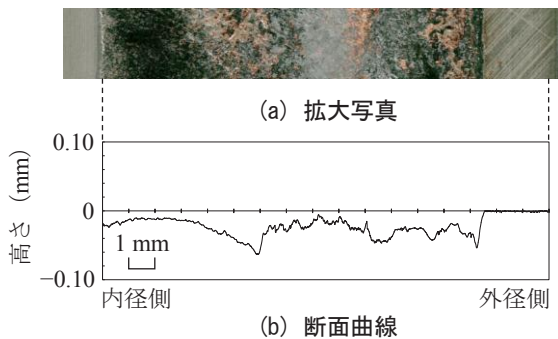


図 19 回転試験後の内輪大端面の拡大写真と断面曲線（図 17 赤印部の拡大写真）

3.4 フレッチング摩耗と接触面圧の対応

前節で示したように、内輪大端面と後ぶた接触面に発生したフレッチング摩耗は円周方向で均一でなかった。このことは、2.5.2 項で示した、測定用軸受を主軸に圧入したときの接触面圧が円周方向で均一でなかったこと（図 11 参照）と関連している可能性が考えられる。そこで、試験後のフレッチング摩耗と接触面圧分布の位置関係を確認したところ、摩耗深さ分布の中で摩耗が最も著しかった領域（図 16 中の赤印部）と、測定用軸受を主軸に圧入した際に高い接触面圧を示した位置（図 11 中の赤印部）は一致していた。さらに、試験後の後ぶた接触面において摩耗が最も著しかった領域（図 16 中の赤印部）の断面曲線（図 18(b) と同じ）と、図 11 の赤印部における半径方向の圧力分布との対応を調べてみると、図 20 に示すように、摩耗が著しい領域は接触面圧が高い箇所と一致していることがわかる。したがって、車軸軸受の内輪と後ぶたで発生するフレッチング摩耗の程度は、軸受を車軸に圧入した際に円周方向および半径方向に不均一に発生する内輪と後ぶた間の接触面圧の大きさの影響を受けると考えられる。

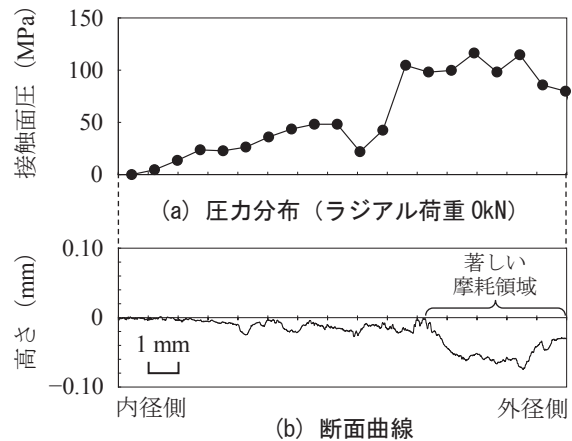


図 20 圧力分布と回転試験後の断面曲線の比較

4. 圧力分布均一化によるフレッチング摩耗低減の効果

既報⁴⁾において、後ぶた接触面のフレッチング摩耗領域が内輪と後ぶた間の接触面圧の振幅が大きい領域とほぼ一致することを確認している。このことから、内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布を均一に近づけられれば、両者の接触面に発生するフレッチング摩耗を低減できる可能性がある。2 章で述べたように、後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けて、内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布を均一に近づけると、接触面圧の最大値が低下し、それともなって接触面圧の振幅の最大値も小さくなることがわかった。そこで、既報⁴⁾で示した、回転試験後の溝がない現用の後ぶた接触面についても摩耗深さ分布を測定し、本報で得られた結果と比較した。

図 21(a) に溝がない現用の後ぶた接触面の摩耗深さ分布、同図 (b) に溝を設けた後ぶた接触面の摩耗深さ分布（図 16(b) と同じ）をそれぞれ示す。なお、図 21(a) に未測定箇所があるが、これは調査のために切断したためであり、この領域の摩耗状態は既報⁴⁾で示したとおりである。後ぶた接触面は溝の有無にかかわらず全面で摩耗しているが、両者を比較すると、溝を設けた後ぶた接触面の摩耗のほうが軽微であることがわかる。

次に、後ぶたの溝加工の有無によるグリース中へのフレッチング摩耗粉の混入量を調査するため、回転試験後の車軸軸受の車輪側の内輪組立品から、保持器柱部の内側および大端部に付着していたグリースを採取し、走査型蛍光 X 線分析装置を用いて、それらの鉄分を求めて比較した。その結果を表 1 に示す。保持器柱部の内側および大端部から採取したグリースの鉄分は、後ぶたに溝を設けたことによっていずれも低下しており、特に後ぶたとの接触面に近い、大端部から採取した

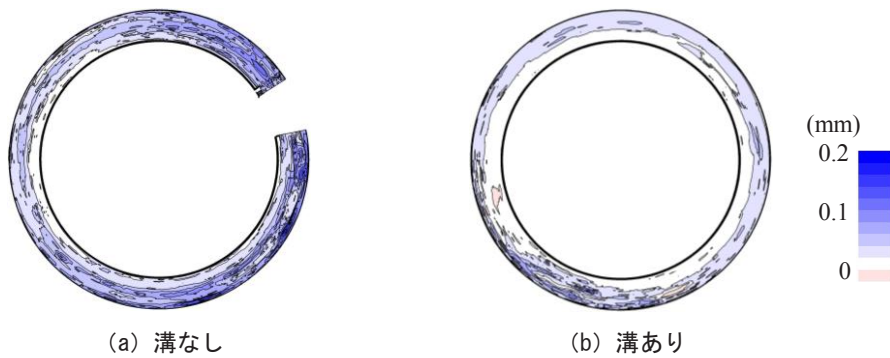


図 21 摩耗深さ分布の比較

表 1 グリースの鉄分

	保持器柱部	ころ大端部
溝あり	0.14%	0.16%
溝なし	0.21%	2.88%

グリースの鉄分の低下が顕著である。

以上のことから、後ぶたのオイルシールしゅう動面に溝を設けて内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布を均一に近づけると、内輪と後ぶたで発生するフレッチング摩耗を低減できると考えられる。

5. まとめ

車軸軸受の内輪と後ぶたで発生するフレッチング摩耗を低減させるために、後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けて、内輪と後ぶたの接触面間における半径方向の圧力分布を均一に近づけることを提案した。その効果を確認するために、圧力分布の解析・測定と台上回転試験を実施した結果、以下の知見が得られた。

- (1) 内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布ができるだけ均一な分布になるような後ぶたの形状を FEM 解析を用いて検討した結果、後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けると、内輪と後ぶた間の接触面圧の最大値は低下し、半径方向の圧力分布が均一な分布に近づくことがわかった。
- (2) FEM 解析で検討した中で最も均一な圧力分布が得られる条件で後ぶたを試作し、内輪と後ぶた間の接触面圧分布を測定した。その結果、FEM 解析結果と同様の圧力分布が得られた。
- (3) オイルシールしゅう動面に溝を設けた後ぶたのフレッチング摩耗が著しかった領域は、溝がない現用の後ぶたと同様、接触面圧の振幅が大きい箇所とは

ほぼ一致した。

- (4) 台上回転試験の結果、溝を設けた後ぶた接触面のフレッチング摩耗は、溝がない現用の後ぶた接触面の摩耗よりも軽微であり、後ぶた接触面に近い、ころ大端部から採取したグリースの鉄分は溝がないものと比較して小さかった。

以上のことから、後ぶたのオイルシールしゅう動面に円周方向の溝を設けて、内輪と後ぶた間の半径方向の圧力分布をより均一な分布にすると、車軸軸受の内輪と後ぶたで発生するフレッチング摩耗の低減に効果があることがわかった。

文献

- 1) 志摩政幸, 地引達也: フレッチング摩耗, トライボロジスト, Vol. 53, No. 7, pp. 462-468, 2008
- 2) 高野浩二, 浅井寿: 車軸軸受装置, 日本国特許第 3529691 号, 2004
- 3) 岡竜太郎: 鉄道車両車軸軸受の高速化と長寿命化への対応, トライボロジスト, Vol. 58, No. 7, pp. 479-484, 2013
- 4) 岡村吉晃, 深貝晋也, 鈴木大輔, 高橋研, 梅原大樹, 永友貴史: 鉄道車両用車軸軸受のフレッチングに及ぼす接触面圧の影響, 日本機械学会論文集, Vol. 82, No. 834, p. 15-00523, 2016
- 5) 岡村吉晃, 鈴木大輔, 深貝晋也, 高橋研, 永友貴史: 鉄道車両用車軸軸受の内輪と後ぶたの接触部におけるフレッチング摩耗低減に関する検討, 日本機械学会論文集, Vol. 84, No. 859, p. 17-00324, 2018
- 6) 日本鉄道車輛工業会規格: 鉄道車両一車軸軸受の性能試験方法一, JRIS J 0455, 2009
- 7) R. B. Waterhouse (佐藤準一訳): フレッチング損傷とその防止法, 養賢堂, pp. 80-87, 1984