

# 歯車装置軸受へのつば付き円筒ころ軸受の適用

高橋 研\* 鈴木 大輔\* 岡村 吉晃\*  
永友 貴史\*\*

Application of Cylindrical Roller Bearings with Ribs to Gear Units of Railway Vehicles

Ken TAKAHASHI Daisuke SUZUKI Yoshiaki OKAMURA  
Takafumi NAGATOMO

Helical gears are commonly used in the gear units of railway vehicles in Japan, and a bearing type used for the gear units is a tapered roller bearing. In order to prevent seizure of bearings, this study examined the use of cylindrical roller bearings with ribs that allow a certain degree of axial displacement of inner rings and outer rings, and compared its performance with that of a conventional structure using tapered roller bearings through various rotating tests. The results showed that the temperature rise immediately after the start of rotation and torque of the pinion shaft are lower in cylindrical roller bearings with ribs than those in tapered roller bearings, through the rotation tests using an actual gear unit.

キーワード：機械要素，トライボロジー，歯車装置，小歯車軸受，円すいころ軸受，円筒ころ軸受

## 1. はじめに

鉄道車両（電車）の歯車装置の小歯車軸受として、はすば歯車と組み合わせて国内で一般に用いられている円すいころ軸受では、損傷防止のために適切なエンドプレイ値（EP 値：歯車を支持する 2 個の軸受の組合せ内部すきま）の管理が欠かせない。これまでに、初期 EP 値が小さく雰囲気温度が低いほど回転中の EP 値の減少量が大きくなり焼付きが懸念されること<sup>1)2)</sup>、EP 値が減少して軸受が焼付く際には 150~200kN ものアキシャル荷重が軸受に作用すること<sup>3)</sup>などが明らかにされている。

このような焼付きを防止するために、内輪と外輪の軸方向の変位を一定程度許容できる円筒ころ軸受を用いる方法が考えられる。近年では、円筒ころ軸受とやまば歯車を組み合わせた構造の適用検討例や採用例<sup>4)5)</sup>がある。やまば歯車のはすば歯車と異なり、かみ合いによるアキシャル荷重（軸方向の力）が発生しないことから軸受の負担を低減できる利点があるものの、歯車の高い製造技術や精度が必要となってコストが増加することや歯幅寸法が増加することなどから、全ての歯車装置にこれを適用することは難しい。一方、はすば歯車と、内輪と外輪の両方につばを設けた円筒ころ軸受（つば付き円筒ころ軸受）を組み合わせる構造も提案されている<sup>6)</sup>。従来の円すいころ軸受ではアキシャル荷重の一部を軸受の転がり接触部で負担するのに対し、この構造ではアキシ

アル荷重の全てを軸受のつばと端面とのすべり接触部で負担することに加え、上記 2 種類の軸受では軸受内部の潤滑油の挙動が異なると考えられ、軸受のトルクや発熱といった特性に影響すると考えられるが、それらを比較して検討した例はない。そこで、本研究ではつば付き円筒ころ軸受を採用した小歯車支持構造（試作構造）を試作し、回転試験により円すいころ軸受を採用した従来構造と性能を比較した<sup>7)</sup>。

## 2. 小歯車支持構造および試験軸受

### 2.1 小歯車支持構造

一般的な鉄道車両の歯車装置の構造を図 1 に示す。歯車装置は車軸に取り付けられ、歯車箱吊り装置によって台車枠に懸架される。歯車装置の減速機構は、小歯車と大歯車の 2 個のはすば歯車で構成される。小歯車軸には、小歯車を挟んで左右にそれぞれ小歯車軸受が取り付けられており、歯車箱に対して小歯車軸を支持している。また、車軸には、大歯車を挟んで左右にそれぞれ大歯車軸受が取り付けられており、車軸に対して歯車箱を支持している。歯車箱の底部にはギヤ油が貯められる。このギヤ油が大歯車の回転により各軸受と歯車にはねかけられ、潤滑される。なお、図 1 中に矢印 CW で示した回転方向を正転（モータ側から見て小歯車軸が時計回り）、矢印 CCW で示した回転方向を逆転とする。正転と逆転とでは小歯車軸受部へのギヤ油のかかり方が異なり、逆転の方が油溜まりからの距離が短く、直接的に給油される。

試験に供した小歯車支持構造を図 2 に示す。(a) が円

\* 材料技術研究部 潤滑材料研究室

\*\* 元 材料技術研究部 潤滑材料研究室

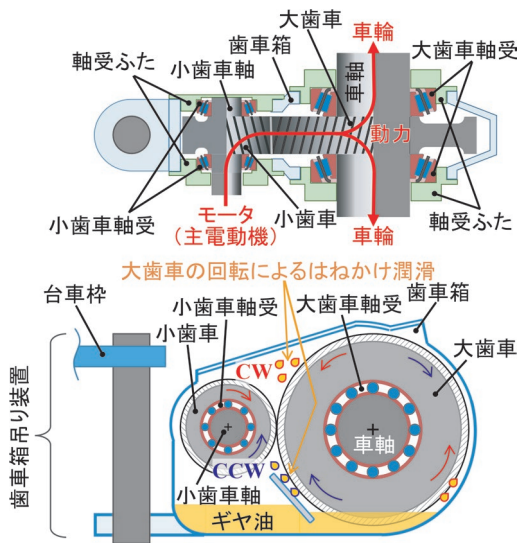
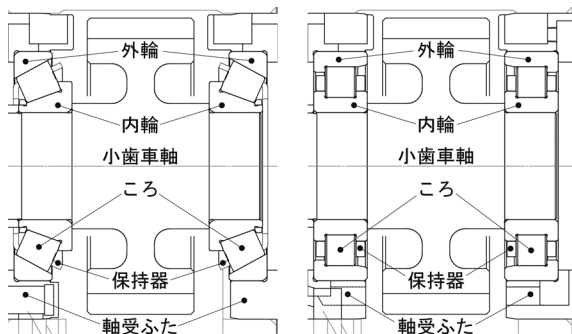


図1 歯車装置の構造



(a) 円すいころ軸受 (b) つば付き円筒ころ軸受

図2 試験に供した小歯車支持構造

すいころ軸受による従来構造，(b) がつば付き円筒ころ軸受による試作構造の断面図である。図における軸受の機内側（歯車側）の端面を正面，機外側の端面を背面と呼ぶ。

これらは，いずれも 3.1 節で述べる試験装置に，軸受ふたと小歯車軸の変更のみにより互換性をもって取り付けることが可能である。

## 2.2 試験軸受

使用した小歯車軸受の諸元を表 1 に示す。軸受の内部すきまは，軸受ふたと歯車箱との締結面に挿入するシムの厚さを調整することにより決定される。また，これにより小歯車軸が軸方向に移動できる変位が EP 値である。円すいころ軸受では EP 値が増加するとアキシャルすきまに連動してラジアルすきまも増加するため，軸受の疲労寿命の低下や振動の増大を招く懸念があり，上限値は比較的小さい。一方，円筒ころ軸受では EP 値の増加がラジアルすきまに影響しないため，上限値を拡大できる。

表 1 試験に供した小歯車軸受の諸元

|         | 円すいころ軸受 | つば付き円筒ころ軸受 |
|---------|---------|------------|
| 外径      | 150mm   | 150mm      |
| 内径      | 70mm    | 70mm       |
| 組立幅     | 38mm    | 35mm       |
| ころ数     | 15      | 13         |
| 基本動定格荷重 | 167000N | 158000N    |
| 上限 EP 値 | 0.12mm  | 0.30mm     |

## 3. 実機歯車装置における回転試験

2 章で述べた小歯車支持構造を実機歯車装置に取り付けて回転試験に供し，両者の性能を比較する。1 章で述べたように雰囲気温度が低いほど軸受の焼付きが懸念されることから，低温時の性能に着目する。ここでは歯車装置をほぼ無負荷で回転させるため，軸受に実荷重が作用する条件を再現することはできないが，歯車装置の温度変化に伴う EP 値の変化や低温時のギヤ油の挙動を実機相当とした条件での性能を調べることを目的としている。はじめに，一般的な冬季の車両走行を考慮した条件として，雰囲気温度が比較的低い約 10℃において，回転試験（風冷試験）を行う。次に，より低温での車両起動直後における軸受の過渡的な状態を考慮した条件として，-15～-20℃での回転試験（低温起動試験）を行う。

### 3.1 試験装置

試験装置を図 3 に示す。本装置は実物の歯車装置を供試体として，その小歯車軸をモータで回転させる構造である。供試歯車装置は，2.1 節で述べた一般的な歯車装置であり，歯車箱の材料はアルミニウム合金，小歯車の材料は合金鋼，大歯車と軸受ふたの材料は炭素鋼である。歯車箱近傍には，送風機が設置される（図中では省略）。

低温起動試験を行う場合には送風機を用いず，供試歯車装置に図 4 に示す冷却装置を設置する。本装置は，断熱カバーで構成した冷却槽内の歯車装置に液化炭酸ガスを噴射することにより歯車装置を冷却する。図 4 中の断熱カバーは下部のみ設置されている状態であるが，冷却時には上部と合わせ，車軸，小歯車軸，配管の貫通部を除いて歯車装置をほぼ完全に遮蔽する。

回転試験中には，各部の温度，および小歯車軸（モ-

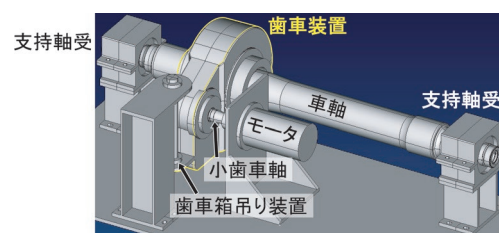


図3 歯車装置回転試験機

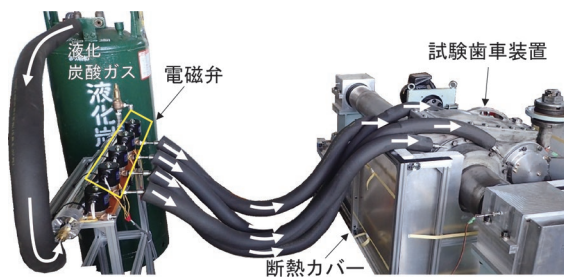


図4 冷却装置

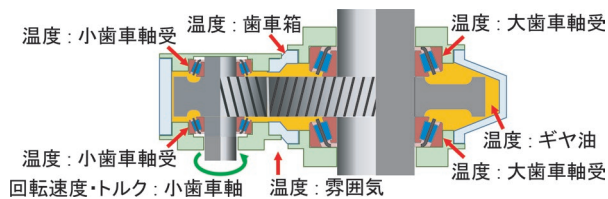


図5 測定項目および測定箇所

タ)の回転速度とトルクを測定する(図5)。温度の測定箇所は、小歯車軸受2個の外輪外径面、大歯車軸受2個の外輪外径面、歯車箱の表面、ギヤ油、雰囲気であり、いずれもT型熱電対により測定される。小歯車軸の回転速度は光電式回転検出器により測定される。小歯車軸のトルクはモータの電流値から演算された値が取得される。

### 3.2 試験条件および試験方法

試験条件を表2に、小歯車軸の回転パターンを図6に示す。回転開始後の加速域では、315sで $6000\text{min}^{-1}$ まで加速する。これは一般的な高速車両で約 $320\text{km/h}$ の速度に相当する。組立時(20℃)のEP値は従来構造で0.11mm、試作構造で0.21mmである。歯車装置の雰囲気条件は、3.1節で触れたように、風冷試験においては送風機による風冷(回転試験中、常時10m/s)、低温

表2 試験条件

|        |  |
|--------|--|
| 回転方向   | 正転, 逆転   |
| 回転パターン | 図6参照   |
| 潤滑油    | ギヤ油 粘度指数: 105<br>動粘度: $9.9\text{mm}^2/\text{s}$ (100℃), $78.7\text{mm}^2/\text{s}$ (40℃) |
| 油量     | 2.95L  |

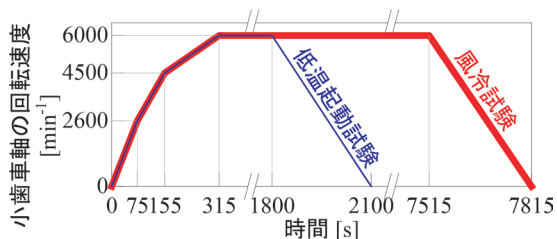


図6 回転パターン

起動試験においては冷却装置による冷却(回転開始前のみ)とした。なお、両試験で回転パターンの前半は同一であるが、低温起動試験においては、回転開始から1800sから減速して2100sで停止し、試験終了とする。

### 3.3 試験結果および考察

#### 3.3.1 風冷試験

風冷試験における各部の温度と小歯車軸のトルクを図7に、回転開始から1800sまでの軸受外輪の10sあたりの温度上昇を図8に示す。それぞれ、(a)が正転、(b)が逆転での結果を示す。ここではモータ側の小歯車軸受をPM、反モータ側の小歯車軸受をPWと表記する。

初めに、正転の場合の結果について述べる。回転開始から約600s間のPM外輪およびPW外輪の温度上昇は、試作構造が従来構造に比べて緩やかである(図7(a))。これは、従来構造では歯車箱と小歯車軸の熱膨張の違いによりEP値が組立時と比べて $0.05\sim 0.06\text{mm}$ 程度減少し<sup>1)8)</sup>、軸受の負荷圏が広がった結果、軸受内部での転がり粘性抵抗による発熱が増加するのに対し、試作構造ではEP値が変化しても負荷圏が大きくは変化しないためと考えられる。10sあたりの温度上昇の最大値は、試作構造(PM側:  $0.5\text{K}/10\text{s}$ , PW側:  $0.5\text{K}/10\text{s}$ )が従来構造(PM側:  $1.2\text{K}/10\text{s}$ , PW側:  $1.3\text{K}/10\text{s}$ )より低い(図8(a))。歯車箱とギヤ油の温度は、軸受の温度ほど構造の違いによる明確な差は見られないが、回転開始から約900s間の温度上昇は従来構造の方が急激である。いずれの構造においても小歯車軸のトルクは回転開始直後に大きい、その後は約1800sにかけて徐々に低下する。これは、回転開始直後のギヤ油は低温で粘度が高く、大歯車によるギヤ油のかくはん抵抗と軸受内部でのギヤ油のかくはん抵抗や転がり粘性抵抗が大きいためと考えられる。なお、トルクは、試作構造が従来構造に比べて低い(図7(a))。この理由としては、前述のように従来構造では歯車箱と小歯車軸の熱膨張の違いによりEP値が減少し、軸受の負荷圏が広がった結果、軸受内部での転がり粘性抵抗が増加することや、円すいころ軸受において発生する、回転による圧力差により軸受の背面側から正面側へ潤滑油を引き込む力<sup>9)</sup>により、軸受内部のギヤ油が増加してかくはん抵抗が増加したことが考えられる。

次に、逆転の場合の結果について述べる。逆転の場合、回転開始から約3000s以降に従来構造において各部の温度、特にギヤ油の温度が急激に上昇する。そのため、ギヤ油の温度が100℃に達した時点で試験を終了した。これは、図1に示したように、逆転の方が正転に比べて油溜まりから軸受までのギヤ油の流路の距離が短く、ギヤ油の温度が上昇して粘度が下がった際に、正転の場合よりも多くのギヤ油が歯車のかみ合い部で円周方向から

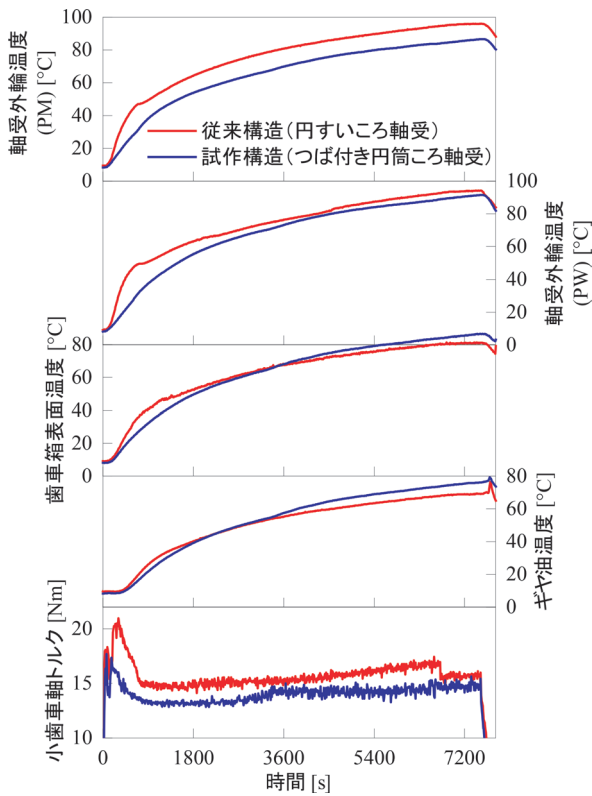


図7(a) 風冷試験における歯車装置の温度とトルク (正転)

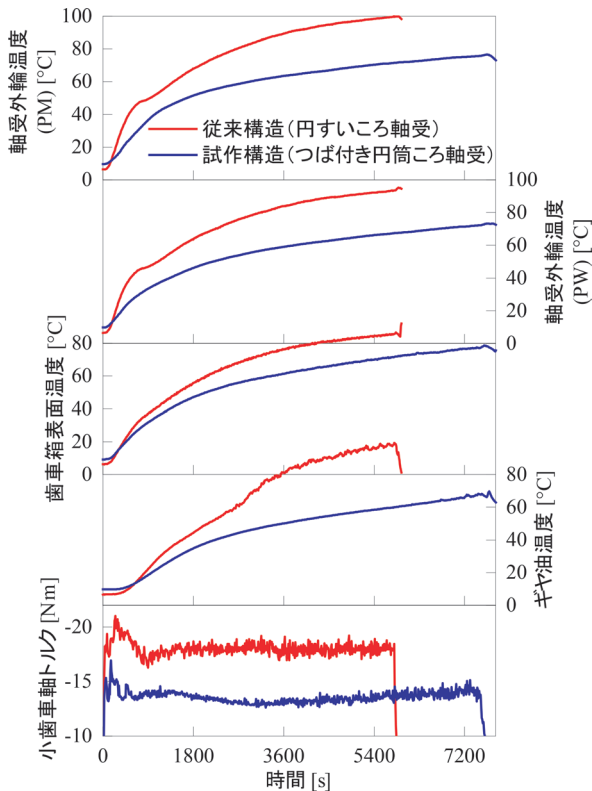


図7(b) 風冷試験における歯車装置の温度とトルク (逆転)

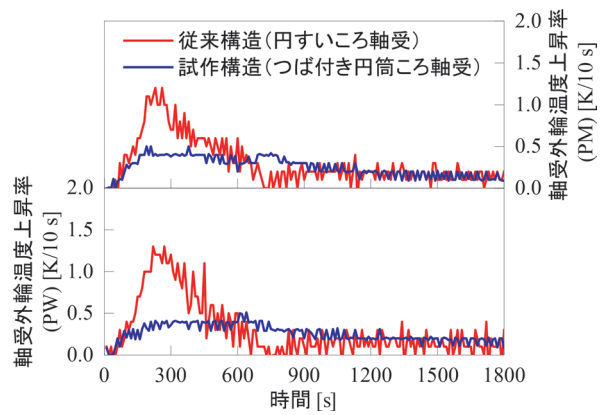


図8(a) 風冷試験における軸受の温度上昇率 (正転)

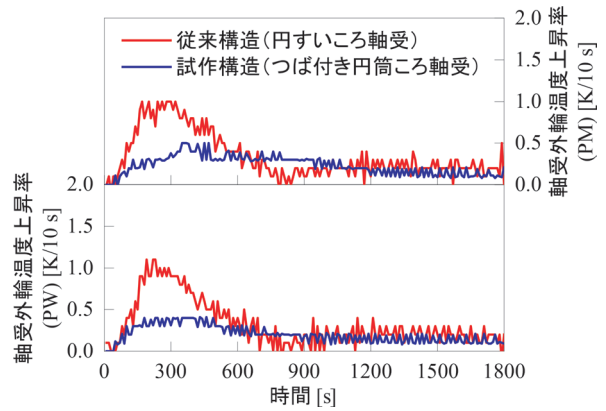


図8(b) 風冷試験における軸受の温度上昇率 (逆転)

軸方向にその流れを変化させ、直接的に軸受の正面側にはねかけられるためと考えられる。さらに、円すいころ軸受では上述のように軸受内部で背面側から正面側へのギヤ油の流れが生じているため、はねかけられたギヤ油の流れと軸受内部のギヤ油の流れが対向・衝突して、軸受内部に滞留するギヤ油量が増加してかくはん抵抗や転がり粘性抵抗が増加することも温度上昇の理由と考えられる。回転開始から約600s間のPM外輪およびPW外輪の温度上昇は、試作構造の方が従来構造に比べて緩やかである(図7(b))。それにともない10sあたりの温度上昇の最大値も、試作構造(PM側:0.5K/10s, PW側:0.4K/10s)が従来構造(PM側:1.0K/10s, PW側:1.1K/10s)より低くなっている(図8(b))。また、トルクは、試作構造が従来構造に比べて低い(図7(b))。これらの構造による違いの理由は、いずれも上記の正転の場合と同じである。

### 3.3.2 低温起動試験

低温起動試験における各部の温度と小歯車軸のトルクを図9に、軸受外輪の10sあたりの温度上昇を図10に示す。それぞれ、(a)が正転、(b)が逆転での結果を示す。

初めに、正転の場合の結果について述べる。回転開始から約600s間のPM外輪およびPW外輪の温度上昇

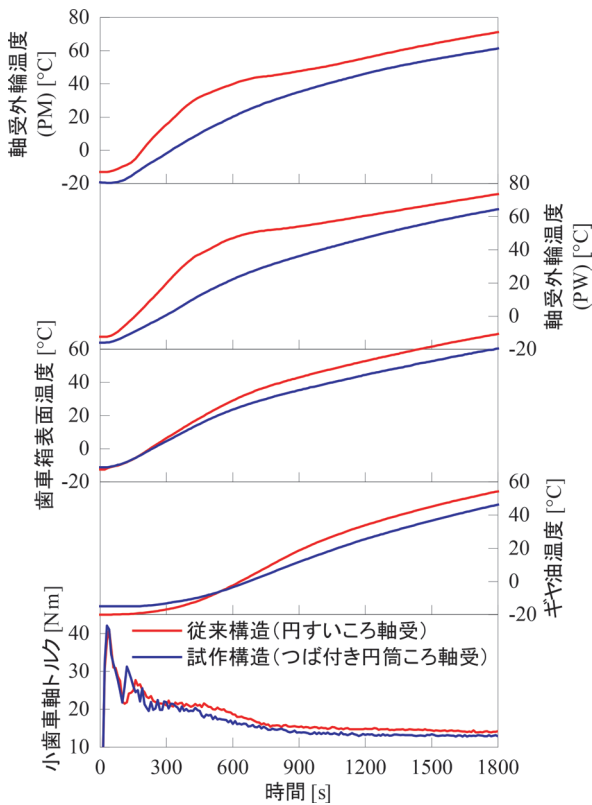


図9(a) 低温起動試験における歯車装置の温度とトルク (正転)

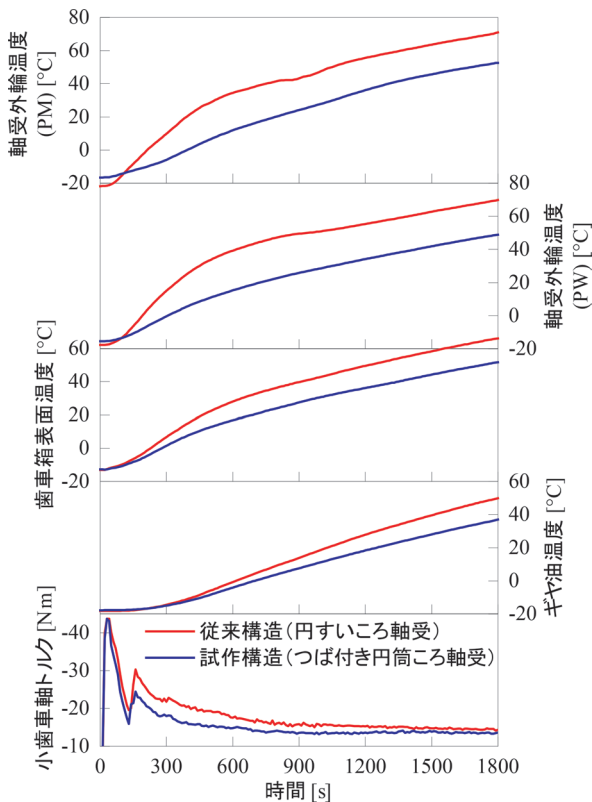


図9(b) 低温起動試験における歯車装置の温度とトルク (逆転)

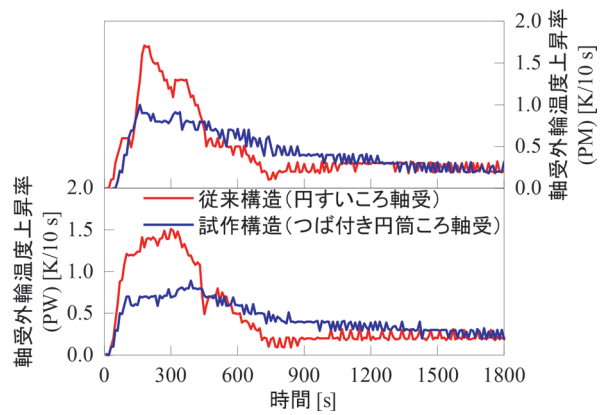


図10(a) 低温起動試験における軸受の温度上昇率 (正転)

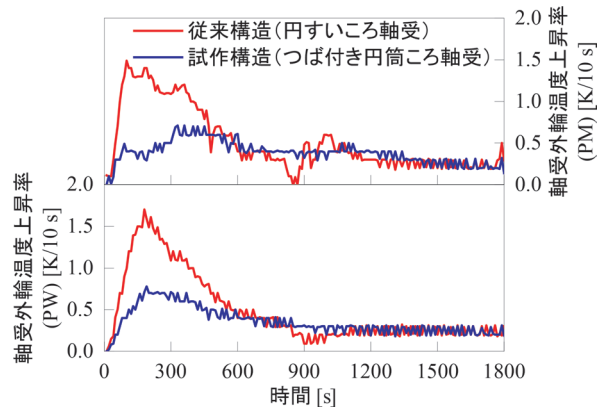


図10(b) 低温起動試験における軸受の温度上昇率 (逆転)

は、試作構造が従来構造に比べて緩やかである(図9(a))。これは、3.3.1項で述べたように従来構造では歯車箱と小歯車軸の熱膨張の違いによりEP値が減少し、軸受の内部すきまがほとんどない状態となった結果、軸受内部での転がり粘性抵抗による発熱が増加するのに対し、試作構造ではEP値が0mmを下回ることがない限り、軸受の発熱が大きく変化することはないためと考えられる。10sあたりの温度上昇の最大値は、試作構造(PM側:1.0K/10s, PW側:0.9K/10s)が従来構造(PM側:1.7K/10s, PW側:1.5K/10s)より低い(図10(a))。歯車箱とギヤ油の温度は、軸受の温度ほど構造の違いによる明確な差は見られないが、歯車箱の回転開始から約600s間の温度上昇、およびギヤ油の回転開始から約1200s間の温度上昇は従来構造の方が急激である。いずれの構造においても小歯車軸のトルクは回転開始直後に大きいが、その後は約900sにかけて徐々に低下する。これは、回転開始直後のギヤ油は低温で粘度が高く、大歯車によるギヤ油のかくはん抵抗と軸受内部でのギヤ油のかくはん抵抗や転がり粘性抵抗が大きいためと考えられる。なお、トルクは、多くの時間で試作構造が従来構

造に比べて低い (図 9(a))。

次に、逆転の場合の結果について述べる。回転開始から約 600s 間の PM 外輪および PW 外輪の温度上昇は、試作構造が従来構造に比べて緩やかである (図 9(b))。それにともない 10s あたりの温度上昇の最大値も、試作構造 (PM 側 : 0.7K/10s, PW 側 : 0.8K/10s) が従来構造 (PM 側 : 1.5K/10s, PW 側 : 1.7K/10s) より低くなっている (図 10(b))。また、トルクは、試作構造が従来構造に比べて低い (図 9(b))。

### 3.3.3 ギヤ油温度とトルクの関係

3.3.1 項で述べたように、小歯車軸のトルクの変化にはギヤ油による抵抗と軸受の構造の違いが影響していると考えられる。このうち、ギヤ油の抵抗はギヤ油の温度による粘度変化の影響を大きく受けると考えられるため、ここではトルクをギヤ油の動粘度 (以下、粘度とする) によって整理して考察する。なお、粘度は表 2 に示したギヤ油の諸元を用いて ASTM-Walther の式<sup>10)</sup> から求めた。図 11 に回転試験中の粘度と小歯車軸トルクの関係 (図 6 に示した運転パターンの最高回転速度時のみ) を示す。(a) が正転、(b) が逆転での関係を示す。

いずれの条件においても、粘度が約 100mm<sup>2</sup>/s 以上の範囲では粘度の増加とともにトルクが増加することがわかる。一方、粘度が約 100mm<sup>2</sup>/s を下回るとトルクは横

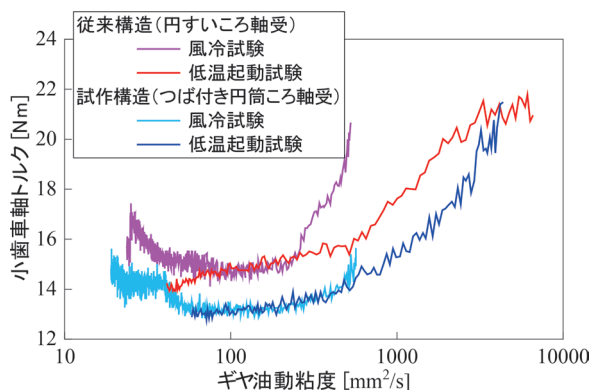


図 11(a) ギヤ油粘度と小歯車軸トルクの関係 (正転)

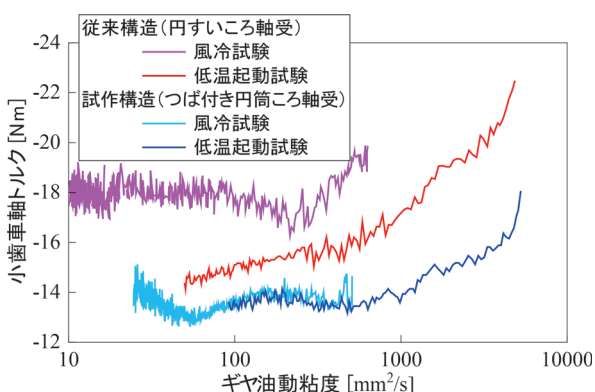


図 11(b) ギヤ油粘度と小歯車軸トルクの関係 (逆転)

ばいまたは若干の増加に転じている。これは、温度上昇により粘度が低下して流動性が増したギヤ油の軸受部への供給量が増加するため、軸受内部でのかくはん抵抗が増加することによって考えられる。

正転、逆転のいずれの場合にも同じ粘度では試作構造が従来構造に比べて低いトルクを示すことがわかる。この理由としては、前述のように従来構造では歯車箱と小歯車軸の熱膨張の違いにより EP 値が減少し、軸受の負荷圏が広がった結果、軸受内部での転がり粘性抵抗が増加することや、円すいころ軸受において発生する、回転による圧力差により軸受の背面側から正面側へ潤滑油を引き込む力により、軸受内部でのギヤ油量が増加してかくはん抵抗が増加することが考えられる。

## 4. まとめ

本研究により得られた知見を以下に要約する。

(1) 実機歯車装置を用いたほぼ無負荷での風冷試験において、正転、逆転ともに試作構造のつば付き円筒ころ軸受は従来構造の円すいころ軸受に比べて回転開始直後の温度上昇が低くなることがわかった。それにともない、10s あたりの軸受の温度上昇の最大値も円すいころ軸受が 1.0~1.3K/10s であったのに対し、つば付き円筒ころ軸受では 0.4~0.5K/10s となった。また、トルクも、つば付き円筒ころ軸受が円すいころ軸受に比べて低い結果となった。

(2) 実機歯車装置を用いたほぼ無負荷での低温起動試験においても (1) と同様に、正転、逆転ともにつば付き円筒ころ軸受は円すいころ軸受に比べて回転開始直後の温度上昇が低くなることがわかった。それにともない、10s あたりの軸受の温度上昇の最大値も円すいころ軸受が 1.5~1.7K/10s であったのに対し、つば付き円筒ころ軸受では 0.7~1.0K/10s となった。また、ほとんどの時間でつば付き円筒ころ軸受が円すいころ軸受に比べて低い結果となった。

(3) (1), (2) の試験結果について、トルクをギヤ油粘度に対して整理した結果、正転、逆転のいずれの場合にも同じギヤ油粘度では試作構造が従来構造に比べて低いトルクを示すことがわかった。

## 文献

- 1) Takahashi, K., Suzuki, D., Nagatomo, T., " Effects of bearing clearance and atmospheric temperature on performance of pinion bearings of railway vehicles," JAMDSM, Vol.14, No.4, p.20-00048, 2020.
- 2) 鈴木大輔, 高橋研, 岡村吉見, 永友貴史: 鉄道車両用歯車装置における小歯車用円すいころ軸受の荷重状態, 日本機

- 械学会論文集, Vol.88, No.910, p.22-00060, 2022
- 3) 西河崇, 鈴木健吾, 折戸航, 豊田司: 鉄道車両用軸受の開発への取組み, NTN TECHNICAL REVIEW, No.88, pp.21-26, 2020
  - 4) 長恵美子, 岩波健, 後藤研一, 小野寛, 伊藤公二, 中山正幸, 島宗亮平: 新幹線用ヤマバ歯車(分割式歯車)駆動装置の開発, 第22回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, p.3704, 2015
  - 5) 神谷真弘, 浅野純, 金森成志, 足立昌仁, 山岡晃司: N700S用ヤマバ歯車装置の開発, 第25回鉄道技術連合シンポジウム講演論文集, p.3312, 2018
  - 6) SKF, Railway technical handbook, Vol.2, p.48, 2012.
  - 7) 高橋研, 鈴木大輔, 永友貴史: 軸受形式の違いが鉄道車両歯車装置用軸受の性能に与える影響, 日本機械学会論文集, Vol.88, No.911, p.22-00126, 2022
  - 8) 高橋研, 鈴木大輔, 永友貴史: 鉄道車両の駆動装置用小歯車軸受の運転状態に影響を及ぼす要因の検討, 日本機械学会論文集, Vol.85, No.876, p.19-00181, 2022
  - 9) 大森達夫, 岡本純三, 若林哲史: 転がり軸受のポンプ作用, トライボロジー会議予稿集(北九州), pp.429-431, 1996
  - 10) ASTM D2160-92, Standard Test Method for Thermal Stability of Hydraulic Fluids, 1992.