

使用条件が主電動機軸受の寿命に及ぼす影響

鈴木 大輔* 高橋 研*

Effect of Operating Conditions on the Life of Traction Motor Bearings

Daisuke SUZUKI Ken TAKAHASHI

Currently, there is no practical method for determining the life of bearings used in traction motors for railway vehicles. Therefore, the first step in establishing such a method is to investigate how operating conditions affect bearing life. In this report, using a test rig capable of rotating traction motor bearings under conditions close to those experienced in real operating environments, we investigated the effects of “bearing temperature”, “vibration acceleration”, and “grease mass” on bearing life. The results showed that altering any of these conditions affects life, and that this effect can be quantified.

キーワード：軸受，主電動機，摩耗，トライボロジー，保持器，寿命

1. はじめに

鉄道車両の台車に使用されている主要な軸受として、図 1 に示す車軸軸受、歯車装置用軸受および主電動機軸受が挙げられる。車軸軸受および歯車装置用軸受が使用不能になる原因は、図 2 に示すように、外輪軌道面の転がり疲労が主であるが、主電動機軸受は転動体がすべり接触をする保持器の摩耗が主であり、原因が異なる。鉄道車両の安全・安定輸送の観点から、軸受が使用不能になる寿命を求め、その寿命よりも前に軸受を交換する必要がある。車軸軸受および歯車装置用軸受に対しては、Lundberg と Palmgren が考案した転がり疲れ寿命の計算式¹⁾をもとに、ISO 281: 2007²⁾や JIS B 1518: 2013³⁾で規格化された方法によって寿命を求めることができ、実用されている。一方で、主電動機軸受に対しては、想定している損傷形態が転がり疲れ寿命とは異なるため、この方法では適切な寿命を求めることができないうえ、荷重や総回転数（走行距離）以外の多くの要因が影響するため、実用的な寿命を求める方法が存在しない。したがって、主電動機軸受の寿命を求めることができるようになれば、適切な寿命管理によって台車の検査周期の延伸や信頼性の向上につながると考えられる。

主電動機軸受の寿命を求める方法の確立に向けては、軸受の使用条件が変化した際の寿命への影響を調

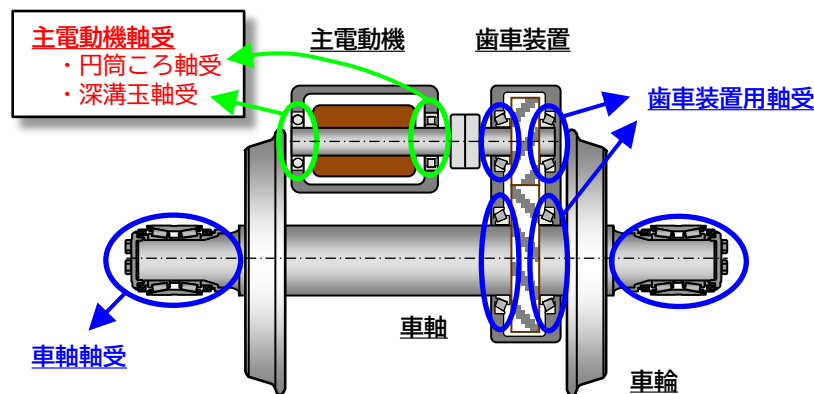


図 1 台車における軸受

* 材料技術研究部 潤滑材料研究室

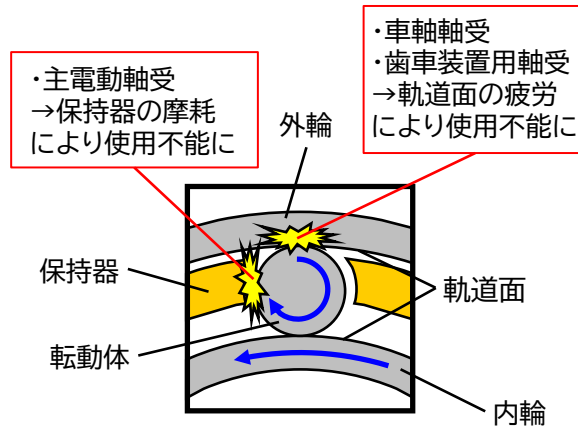


図2 軸受が使用不能になる原因

べる必要がある。本報告では、主電動機軸受を実際の使用環境に近い条件で回転させることのできる試験機を用いて、“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を変化させた場合の寿命への影響を調べた結果⁴⁾を示す。変化させる試験条件は、主電動機軸受の使用環境の特徴として、運転中に比較的高温となり、主電動機の発熱や外気温などの影響で軸受温度が変化すること、鉄道車両の台車に取り付けられているために走行にともなう振動が伝達し、車輪／レールの接触状態や列車の走行速度で加振加速度が変化すること、比較的高回転数での使用にも関わらずグリース潤滑であり、メンテナンス時のグリース量の過不足が軸受寿命に大きく影響することから選定した。なお、軸受の回転数および荷重は、主電動機の仕様でほぼ決定してしまううえ、主電動機の種類ごとの仕様の差が小さいため、本報告では変化させる試験条件にしていない。

2. 試験方法

2.1 対象とした主電動機軸受

主電動機には、図1に示したように多くの場合、深溝玉軸受とNU型の円筒ころ軸受が用いられている。NU型の円筒ころ軸受を一端に用いることで、軸が熱膨張した際の軸方向変位が拘束されず、軸受に過大なアキシャル荷重が作用することを防止できる。本報告では主電動機に広く使用されている円筒ころ軸受（呼び番号：NU214）を対象とした。この軸受の構成部品を図3に、諸元を表1に示す。この軸受は内輪、外

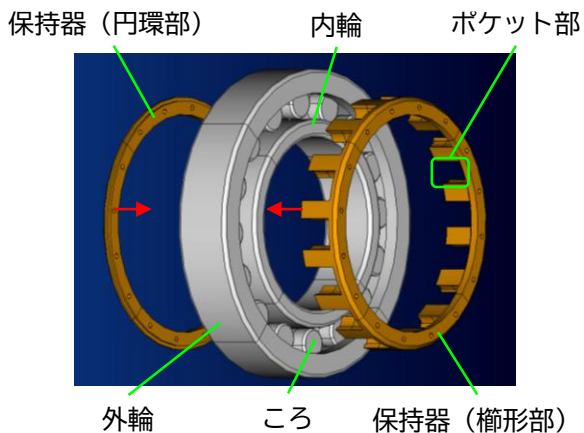


図3 主電動機軸受を構成する部品

表1 対象とした軸受の諸元

軸受の種類	円筒ころ軸受	
内径	70 mm	
外径	125 mm	
幅	24 mm	
ラジアルすきま	0.090-0.125 mm	
ころピッチ円径	97.5 mm	
ころ数	16	
ころ径	13 mm	
ころ丈	13 mm	
保持器案内形式	ころ案内	
材質	内外輪	JIS SUJ2
	ころ	JIS SUJ2
	保持器	JIS CAC301
基本動定格荷重	83500 N	

輪，ころおよび保持器で構成されており，このうち保持器は円環部と櫛型部をリベットで締結して組み立てられている．主電動機軸受において，保持器の案内形式はころ案内が主流である．保持器は，ころ以外の部品と接触することはなく，ころとポケット部ですべり接触している．内輪，外輪およびころの材質は軸受鋼，保持器の材質は高力黄銅鋳物であるため，ころと保持器のすべり接触部における摩耗の大部分はより軟質な保持器で生じる．

2.2 主電動機軸受加振回転試験機

本報告で用いた試験機の模式図を図 4 に示す．本試験機を用いると主電動機の使用環境（荷重，回転速度，加振加速度および温度）を模擬した条件で軸受の回転試験を行うことができる．本試験機は試験軸受を主軸の両端に取り付け，軸継手を介してモータで回転させる構造となっている．主電動機の回転子の質量に相当する荷重を再現するため，試験荷重（試験軸受 2 個に負荷されるラジアル荷重）は主軸の中央に取り付けた支持軸受から荷重調整用のばねを介して試験軸箱に付与される．なお，試験荷重は 2 個の試験軸受に等しく配分されるため，試験軸受 1 個あたりのラジアル荷重は試験荷重の半分となる．また，台車枠から主電動機に伝わる振動や主電動機自体の振動などを再現するため，モータを除く試験部全体を電磁加振器によって上下方向に加振させることができる．さらに，主電動機の発熱を再現するため，軸端側（モータとは反対側）の試験軸受はヒータによって加熱することができる．ラジアル荷重は最大で 1250 N/試験軸受（回転子質量で 255 kg 相当），主軸の最高回転速度は 7060 min⁻¹（主電動機の最高回転速度相当）である．加振時の加速度は，最大 100 m/s²（振幅）である．試験荷重はロードセルにより，主軸の回転速度はモータの回転軸に設置した光電式回転計で，試験軸受の加速度（0～1000 Hz の実効値）は試験軸箱に設置した圧電式の加速度計を用いて，試験軸受の温度は外輪の外径面に設置した熱電対により（以下，この値を軸受温度とする），それぞれ測定した．

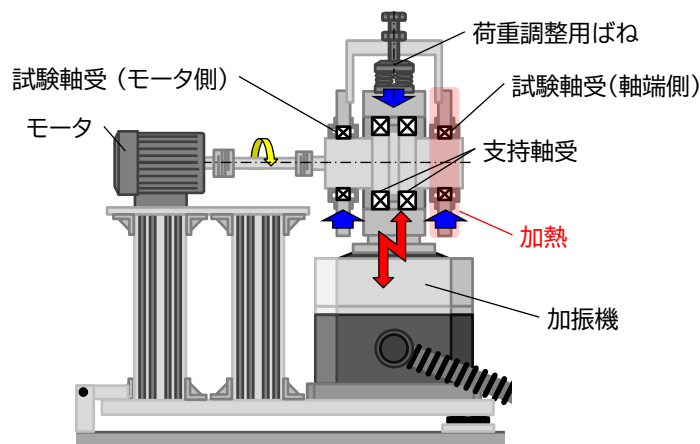


図 4 試験機の模式図

2.3 試験条件

標準条件を定めただうえで，検証条件として“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を標準条件から個々に変化させ，これらが寿命へ与える影響を調べた．標準条件および検証条件を表 2 に示す．これらの条件は以下のとおり決定した．回転速度は高いほど単位回転あたりの保持器摩耗が増加するため，主電動機の実使用上の最高回転速度を参考に 6100 min⁻¹とした．回転パターンは進行方向が頻繁に入れ替わる鉄道車両を模擬するため，正・逆転を 110 min ずつ，それぞれの回転終了後に 10 min の停止時間を設

表2 試験条件

	標準条件	検証条件
最高回転数	6100 min ⁻¹	←
回転パターン	正転 110 min→休止 10 min →逆転 110 min→休止 10 min (上記の繰返し)	←
荷重	922 N/Brg.	←
軸受温度	約 30 °C	約 35-55 °C (約 5 °C ごと)
加振加速度	50 m/s ²	0, 100 m/s ²
加振周波数	40 Hz (正弦波)	←
潤滑	リチウム複合石けん 그리스	←
グリース量	1 g	0.5, 2, 4, 8 g

けるパターンの繰返しとした。なお、加減速時の速度変化は 100 min⁻¹/s である。試験荷重は標準的な主電動機の回転子の質量を参考に 1844 N (922 N/試験軸受, 基本動定格荷重の 1.1%) とした。軸受温度は実物の鉄道車両における温度上昇が外気温+20 °C 程度であったことから、標準条件を約 30 °C (外気温 10 °C と想定), 検証条件を約 35~55 °C (最高外気温を 35 °C と想定) の範囲で約 5 °C おきとした。“加振加速度”は台車枠強度設計通則⁵⁾において主電動機の上下方向に作用する加速度が 3~10 G (29.4~98.0 m/s²) とされていることを参考に、標準条件を 50 m/s², 検証条件を 0, 100 m/s² (いずれも振幅) とし、現車で振動を測定した際のおおよその卓越周波数である 40 Hz の正弦波で与えた。グリースは主電動機軸受に広く用いられているリチウム複合石けん 그리스 (基油: 鉱油) を使用した。“グリース量”は規定量の 10 g とすると、軸受が焼付くまでに長時間を要するため、この 1/10 である 1 g を標準条件とし、0.5, 2, 4, 8 g を検証条件とした。なお、軸受へのグリースの封入にあたっては、予め軸受を脱脂した後に、保持器のポケット部および柱部内径面にグリースを均等に塗布した。

いずれの試験も軸受が焼き付くまで実施し、その時点の総回転数を寿命とした。軸受の焼付きは軸受温度の 1 分間当たりの温度上昇 (以下、温度上昇率とする) が 1°C/min 以上となった場合とした。ただし、試験機の構成上、温度上昇率に対して閾値を設けて試験を終了できないため、軸受温度が約 90 °C になるまで継続した。

3. 試験結果

表 2 に示した条件のもとに得られた試験結果を表 3 に示す。軸受には番号を付しており、軸受 1~14 の合計 14 個の試験結果を示している。試験結果には実際に試験を行った各条件および焼付きまでの総回転数を示している。また、試験結果が“軸受温度”, “加振加速度”および“グリース量”のどの項目の検証に使用されたかも併記している。なお、軸受温度については試験中に変動したため、試験中の平均温度を示している。

3.1 “軸受温度”の影響

はじめに、“軸受温度”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表 3 に示した軸受温度の検証用の試験結果を、横軸を軸受温度、縦軸を損傷発生までの総回転数として図 5 に示す。図中には表 3 に対応した軸受の番号も表記している (以下、同様の表記とする)。軸受温度を上昇させると、損傷発生までの総回転数がおおむね指数関数的に減少することから、縦軸を対数スケールとしている。各点は

表3 試験結果

	軸受温度	加振加速度	グリース量	損傷発生までの総回転数	検証対象*
軸受1	29.9 °C	50 m/s ²	1 g	2.0×10 ⁸	T, V, G
軸受2	31.8 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T, V, G
軸受3	32.6 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T, V, G
軸受4	34.7 °C	50 m/s ²	1 g	2.2×10 ⁸	T
軸受5	42.3 °C	50 m/s ²	1 g	1.2×10 ⁸	T
軸受6	46.8 °C	50 m/s ²	1 g	1.1×10 ⁸	T
軸受7	50.9 °C	50 m/s ²	1 g	1.2×10 ⁸	T
軸受8	56.2 °C	50 m/s ²	1 g	0.6×10 ⁸	T
軸受9	33.0 °C	0 m/s ²	1 g	5.0×10 ⁸	V
軸受10	40.5 °C	100 m/s ²	1 g	0.7×10 ⁸	V
軸受11	39.3 °C	50 m/s ²	0.5 g	0.7×10 ⁸	G
軸受12	31.8 °C	50 m/s ²	2 g	4.3×10 ⁸	G
軸受13	32.1 °C	50 m/s ²	4 g	5.2×10 ⁸	G
軸受14	38.7 °C	50 m/s ²	8 g	5.6×10 ⁸	G

* T：軸受温度，V：加振加速度，G：グリース量

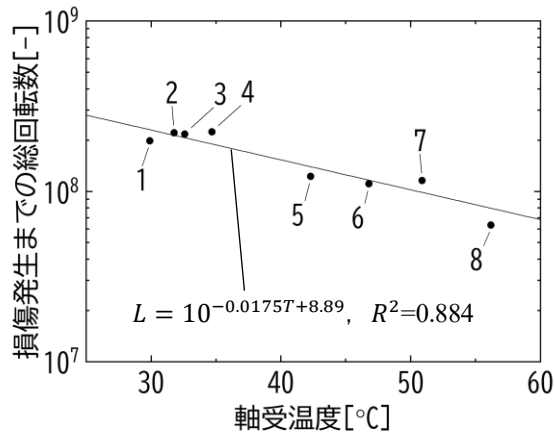


図5 試験結果（軸受温度の影響，縦軸対数）

直線的に分布しており，損傷発生までの総回転数は，最も長い軸受4（軸受温度：34.7°C）が最も短い軸受8（軸受温度：56.2°C）に比べて約4倍となっている。グリース潤滑下で軸受温度と寿命の関係を調べた研究において，寿命は軸受温度と指数関数の関係にあり，軸受温度を約10°C上昇させると寿命が半減することが報告されている⁶⁾。この研究は，深溝玉軸受を対象としており，軸受の損傷の形態も保持器摩耗に限定されていないため，本報告とは差異があるものの，軸受温度と寿命を論じている点では類似している。そこで，本報告で得られた軸受温度と損傷発生までの総回転数の関係についても，先行研究と同様に指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L = 10^{a_T T + b_T}, \quad a_T = -0.0175, \quad b_T = 8.89, \quad R^2 = 0.884 \quad (1)$$

ここで， L は損傷発生までの総回転数， T は軸受温度[°C]， a_T および b_T は定数， R^2 は決定係数である。図5に示した線は，式(1)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から，式(1)で近似することは妥当であるといえる。また，近似式から，損傷発生までの総回転数が半減する軸受温度の上昇量を求めると，17.2°Cとなる。先に示した例（約10°C）に比べると，やや穏やかではあるものの，軸受温度が上昇すると寿命は顕著に短くなるといえる。以上のことから，主電動機軸受の軸受温度が上昇した場合，グリースの基油の酸化や蒸発が促進され，寿命が短くなると考えられる。また，温度が上昇した場合，すべり接触部における

油膜厚さが小さくなるため、摩耗粉の混入による油膜破断が発生しやすくなったことも影響したと考えられる。

3.2 “加振加速度”の影響

続いて，“加振加速度”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表3に示した加振加速度の検証用の試験結果を、横軸を加振加速度、縦軸を損傷発生までの総回転数として図6に黒色の点で示す。加振加速度を増加させると、損傷発生までの総回転数がおおむね指数関数的に減少することから、縦軸を対数スケールとしている。各点はおおむね直線的に分布しており、損傷発生までの総回転数は、最も長い軸受9（加振加速度：0 m/s²）が最も短い軸受10（加振加速度：100 m/s²）に比べて約7倍となっている。ただし、軸受10の軸受温度は、目標とした約30℃（標準条件）よりも10℃程度高かった。これは、加振加速度が大きかったため加振器がほかの条件よりも発熱し、加振器からの熱が軸受に伝わったと考えられる。図5に示したように軸受温度を上昇させると損傷発生までの総回転数は減少することから、軸受10の損傷発生までの総回転数は、軸受温度が30℃であった場合、より長くなる可能性がある。そこで、式(1)を用いて各軸受の損傷発生までの総回転数を、標準条件である軸受温度が30℃であった場合に換算することとした。式(1)を用いて、次の換算式を得た。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = \frac{10^{a_T \times 30 + b_T}}{10^{a_T T + b_T}} L = 10^{a_T(30-T)} L \quad (2)$$

ここで、 $L_{30^{\circ}\text{C}}$ は損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）である。図6に示した赤色の点は損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）であり、軸受の番号には'が付されている（以下、同様の表記とする）。温度補正を行ったことで各点はより直線的に分布している。これらを踏まえ、加振加速度と損傷発生までの総回転数（軸受温度30℃換算）の関係について指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = 10^{a_V V + b_V}, \quad a_V = -0.00780, \quad b_V = 8.75, \quad R^2 = 0.989 \quad (3)$$

ここで、 V は加振加速度[m/s²]、 a_V および b_V は定数である。図6に示した赤色の線は、式(3)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から、式(3)で近似することは妥当であるといえる。また、近似式から、損傷発生までの総回転数が半減する加振加速度の増加量を求めると、38.6m/s²となる。加振加速度の増加にと

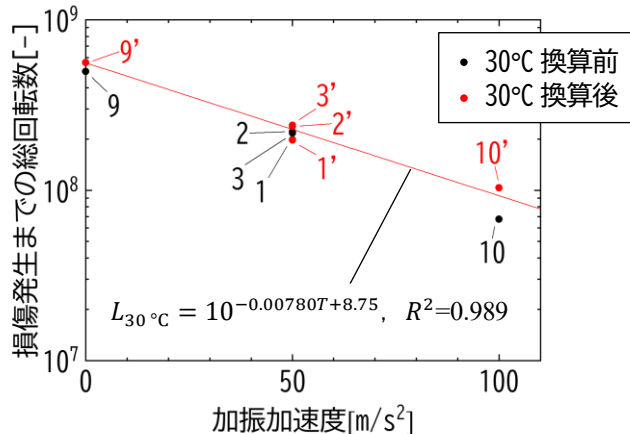


図6 試験結果（加振加速度の影響，縦軸対数，30℃換算）

もない寿命が減少する原因としては、ころと保持器の接触力が増加し、保持器摩耗が促進されたことが考えられる。

3.3 “グリース量”の影響

最後に、“グリース量”が損傷発生までの総回転数へおよぼす影響を確認するため、表3に示したグリース量の検証用の試験結果を、横軸をグリース量、縦軸を損傷発生までの総回転数として図7に黒色の点で示す。グリース量を増加させると、損傷発生までの総回転数がおおむね対数関数的に増加することから横軸を対数スケールとしている。各点は軸受14を除いて直線的に分布しており、損傷発生までの総回転数は、最も長い軸受14(グリース量:8g)が最も短い軸受11(グリース量:0.5g)に比べて約8倍となっている。ただし、軸受11および軸受14の軸受温度は、目標とした約30℃(標準条件)よりも10℃程度高かった。これは、軸受11についてはグリース量が少なく潤滑不良によって発熱したため、軸受14についてはグリース量が多くかくはん熱が発生したためと考えられる。これらの軸受の損傷発生までの総回転数は、軸受温度が30℃であった場合、より長くなる可能性がある。そこで、式(2)を用いて各軸受の損傷発生までの総回転数を、標準条件である軸受温度が30℃であった場合に換算することとした。図7に示した赤色の点は損傷発生までの総回転数(軸受温度30℃換算)である。温度補正を行ったことで各点は軸受14も含めて直線的に分布している。これらを踏まえ、グリース量と損傷発生までの総回転数(軸受温度30℃換算)の関係について指数関数を用いて近似することとした。最小二乗法によって得られた近似式を次式に示す。

$$L_{30^{\circ}\text{C}} = a_G \log_{10} G + b_G, \quad a_G = 5.85 \times 10^8, \quad b_G = 2.41 \times 10^8, \quad R^2 = 0.987 \quad (4)$$

ここで、 G はグリース量[g]、 a_G および b_G は定数である。図7に示した赤色の線は、式(4)で与えられる曲線である。近似式の決定係数から、式(4)で近似することは妥当であるといえる。また、近似式からグリース量が倍になった場合の損傷発生までの総回転数の増加量を求めると、 1.76×10^8 となる。このことから、グリース量が8gの場合を考えると、グリース量を倍の16gにしても、損傷発生までの総回転数は23%しか増加しないと予想される。一方で、グリース封入量が過多であると、かくはん熱やグリース漏れの懸念が生じることから、メーカーはグリース充填率(軸受の空間容積に対するグリース体積の比)を30%程度とすることを推奨している⁷⁾⁸⁾。対象とした軸受のグリース規定量10gは充填率30%程度となるため、グリース量の検証範囲においては、上記のグリース過多による懸念が小さく、グリース量の増加が寿命を増加させたと考えられる。ただし、現行以上にグリース量を増やすとかくはん熱による温度上昇によって寿命を縮めてしまう可能性があることから、現行の封入量が最適であると考えられる。

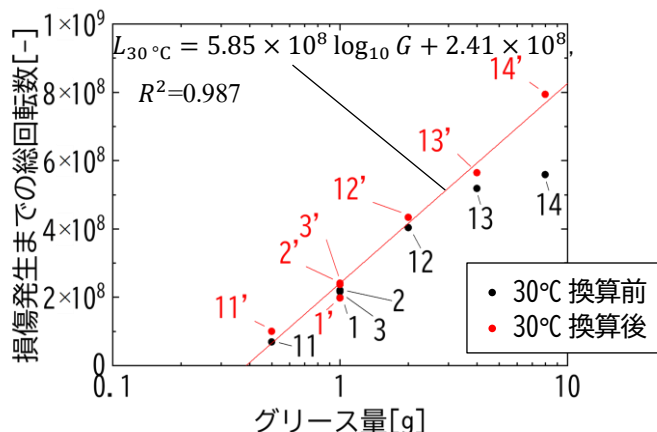


図7 試験結果(グリース量の影響, 横軸対数, 30℃換算)

4. まとめ

主電動機軸受の寿命を求める実用的な方法は存在しないことから、主電動機軸受の寿命を求める方法の確立に向けて、軸受の使用条件が変化した場合の寿命への影響を調べた。主電動機軸受を実際の使用環境に近い条件で回転させることのできる試験機を用いて、軸受の使用条件として“軸受温度”，“加振加速度”および“グリース量”を変化させた場合の寿命への影響を調べた。以下に本報告で得られた知見を示す。

- (1) 主電動機軸受に対して、軸受温度を約 30～55℃ の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、軸受温度を上昇させると焼付きまでの総回転数は指数関数的に減少し、寿命が半減する軸受温度の上昇量を求めると 17.2℃ であった。これは、軸受温度の上昇にともない、基油の酸化や蒸発が促進されたこと、および油膜厚さが小さくなり摩耗粉の影響を受けやすくなったことで寿命が低下したためと考えられる。
- (2) 主電動機軸受に対して、加振加速度を 0～100 m/s² の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、加振加速度を増加させると焼付きまでの総回転数は指数関数的に減少し、寿命が半減する加振加速度の増加量を求めると、38.6 m/s² であった。これは、加振加速度の増加にともない、ころと保持器の接触によって生じる力積が増加し保持器摩耗が促進されたためと考えられる。
- (3) 主電動機軸受に対して、グリース量を 0.5～8 g の範囲で変化させて回転試験を行ったところ、グリース量を増加させると焼付きまでの総回転数は対数関数的に増加し、グリース量が倍になった場合の寿命の増加量を求めると、 1.76×10^8 であった。検証したグリース量は軸受の空間容積の 30% 以下の範囲であり過多ではなかったため（30%を超えるとグリース漏れや発熱の懸念がある）、グリース量の増加にともない、寿命が延伸されたと考えられる。

(1)～(3)より、各使用条件を単独で変化させた場合の寿命への影響を明らかにすることができた。今後は、これらの使用条件が複合して変化した場合の寿命を求めることができるように本研究を発展させていく予定である。

文 献

- 1) Lundberg, G. and Palmgren, A., “Dynamic Capacity of Rolling Bearings,” Journal of Applied Mechanics, Vol.16, No.2, pp.165-172, 1949.
- 2) International Organization for Standardization, “Rolling bearings - Dynamic load ratings and rating life,” ISO 281: 2007, 2007.
- 3) 日本規格協会：転がり軸受—動定格荷重及び定格寿命，JIS B 1518: 2013, 2013
- 4) 鈴木大輔，高橋研：鉄道車両の駆動モータに使用される円筒ころ軸受の潤滑寿命（軸受温度，加振加速度およびグリース量の影響），日本機械学会論文集，Vol.90, No.935, DOI: 10.1299/transjsme.24-00074, 2024
- 5) 日本規格協会：鉄道車両—台車—台車枠強度設計通則，JIS E 4207: 2019, 2019
- 6) 日本潤滑学会グリース寿命の温度依存性研究会：グリース寿命の温度依存性協同研究報告（第1報）—グリース寿命に及ぼす温度の影響—，潤滑，Vol.30, No.10, pp.725-732, 1985
- 7) 日本精工：産業機械用転がり軸受，CAT.No.1103, p.A228, 2016
- 8) NTN：転がり軸受総合カタログ，CAT.No.2203-2/J, p.A-104, 2022