Coo Space Technical report

自律分散式転がり軸受（ADB）

No.1	自律分散式転がり軸受の原理と特性	1～2
No.2	自律分散式転がり軸受の摩擦係数と寿命評価試験	3～6
No.3	転がり軸受に内在する“制御不能な滑り”	7～8
No.4	自律分散式転がり軸受の水浴動作試験	9～14
No.5	従来軸受の要素技術に見られる自律分散式転がり軸受	15
No.6	ADB の特徴を生かした軌道曲率と潤滑	16～17

自律分散式転がり軸受の原理と特性

2009.11.20

１．はじめに

直径 1.6mm の鋼球が硬鋼平面を転がるときの転がり摩擦係数は 0.00002 [1] これは重さ 1ton の物体を 20g で動かせることを意味している。これに対し転がり軸受の転がり摩擦係数は 0.001 以上[2]、1ton を動かすために 1000g 以上の力を要している。このかい離の主な要因は、①玉と保持器との間の滑り摩擦、及び、②内外輪の玉接触部の断面を玉半径に近似した曲線溝としていること、の２点にある。

②については、この構成により軸受が軸方向拘束力を有し、また負荷容量を高める効果があるが、①について積極的な効果は認められない。

当社では、この問題に着目し、負荷を受ける玉同士を非接触に維持することにより滑り摩擦を解消した、自律分散式転がり軸受（Autonomous Decentralized Bearing　以下 ADB）を開発した。

そこで、本稿では、その原理と特性を中心に報告する。

２．保持器の功罪

一般的な転がり軸受は内輪、外輪、玉、保持器の４種類の部品で構成されており、保持器は玉同士の接触を防ぐ役割を持つ。保持器が無く玉同士が接触する軸受の場合、①凸同士の接触による高い接触面圧、②玉の自転による互いに逆向きで速い滑り速度、により接触点の油膜切れによる摩擦、摩耗、焼付き等の問題を生じ易い。保持器は上記に対し、①玉との接触面積増加、②滑り速度半減、の作用を有する。

しかしながら接触面積の増加は、介在する油膜の粘性摩擦の増大を意味し、また滑り速度半減の代償として接触部の倍増（保持器の両側で玉と摩擦）のデメリットがある。

[Fig１]

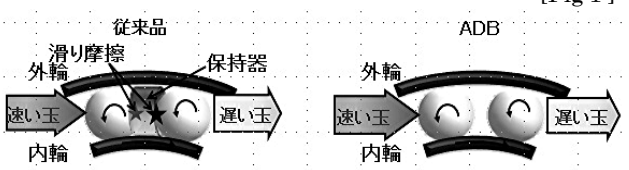


Fig１　従来品の滑り摩擦と ADB

また、玉の公転速度の不均一性によって保持器が玉から受ける力は、荷重に比例的に増大することが、角田博士の研究[3] 等より判っている。

玉の公転速度のばらつきがモーメントや取付誤差によって不可避的に生じるものである以上、保持器による玉の拘束は玉の自由運動を妨げることに他ならない。

３．ＡＤＢの原理　[Fig２]

図に転送溝(例えば外輪)上を転がる玉の様子を示す。玉は概ね転送溝の真下１点で接触(上左図)するが、一部では玉が斜めに接する接触点変化路を形成する(上右図)。

下図[A-C]　①が接触点変化路に侵入すると、接触半径r1＜r2 により玉の公転速度が減少し、後の②が接触する。

下図[C-E]　①が接触点変化路を脱出すると公転速度が増加、その際②の速度が遅いので、玉同士に隙間が空く。生成される隙間Ｙは転送溝が直線状の場合下式で算出される。

Ｙ＝Ｓ＊[(r2/r1)-1]　r1,r2:接触半径,S:玉径

図[C]で玉が接触するが、この部分を、玉が外部負荷を受けない領域(無負荷領域)とすることにより、転がり軸受に内在する滑り摩擦をほぼゼロにすることが出来る。

同時に保持器が不要になることにより、軸受のコストダウン、小型化を可能にする。

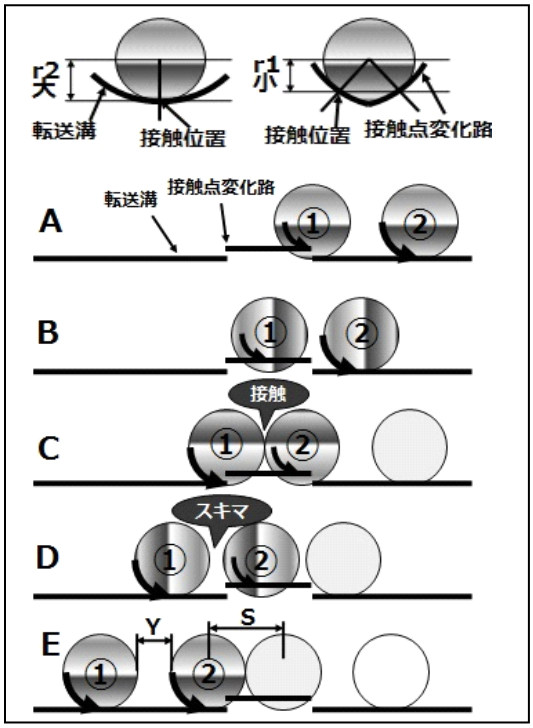


Fig ２　ＡＤＢの原理

４．ＡＤＢの摩擦特性

１）アンギュラ玉軸受 7306B

市販軸受をＡＤＢに改造、その摩擦特性を調べた。改造は、玉の隙間を 0.08mm とするべく、外輪転送溝の一部を研削除去[fig３]することにより接触点変化路を形成した。溝中央部では玉が接触しないことにより、接触点変化路と玉は隙間数μmの無負荷領域を形成している。また不要となった保持器を撤去した。

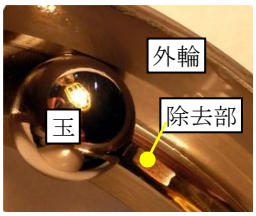


fig３　接触点変化路

試験は、１個の軸受に重りを吊り下げてフライホイールを構成、その外径部に速度制御モータに付けたローラを押し当てて所定速度にした後、ローラを放し、自然停止するまでの時間を計測した。従来品を同時比較している。[Fig４]

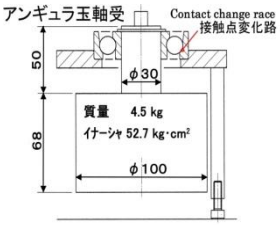


Fig４　試験装置

測定値は下式により摩擦係数μに換算した。

μ＝２＊Ｊ＊Ｎ／(Ｆ＊Dp＊ts)

J:フライホイールのイナーシャ $5.27*10^{-3}$ [Nm^2]

N:測定開始時の回転数　12.6/25.2/50.4 [red/s]

F:フライホイールによる軸負荷 45.8 [N]

Dp:軸受の玉ピッチ直径 0.051 [m]

Ts:フライホイールが停止するまでの時間 実測値[s]

軸受潤滑を、CRC5-56 (市販スプレー)としたものを Fig５に、白灯油を滴下したものを Fig６に示す。また Fig７に設置傾斜角と摩擦係数の相関を示す。白灯油潤滑は、真空等、悪環境潤滑条件での性能確認を意図したものである。

株式会社 空スペース

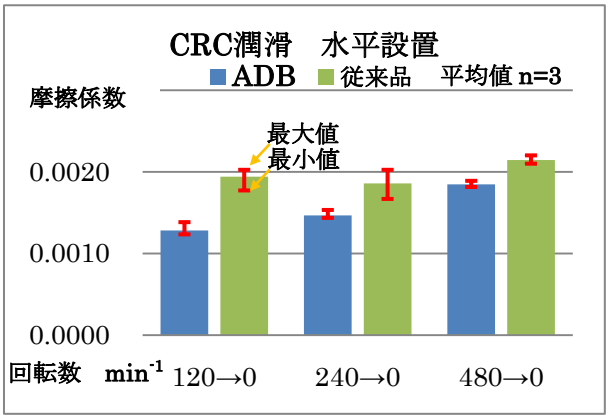


Fig５　CRC5-56 潤滑での摩擦係数

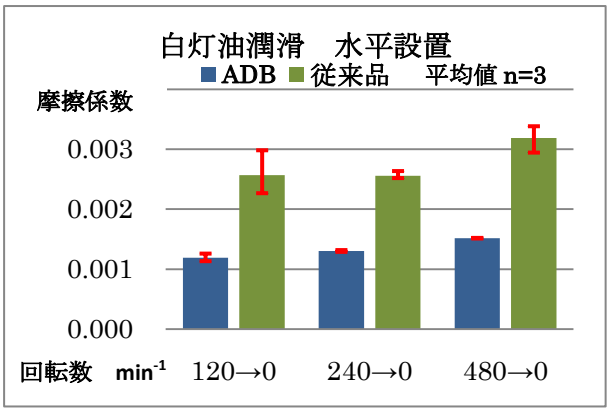


Fig６　白灯油潤滑での摩擦係数

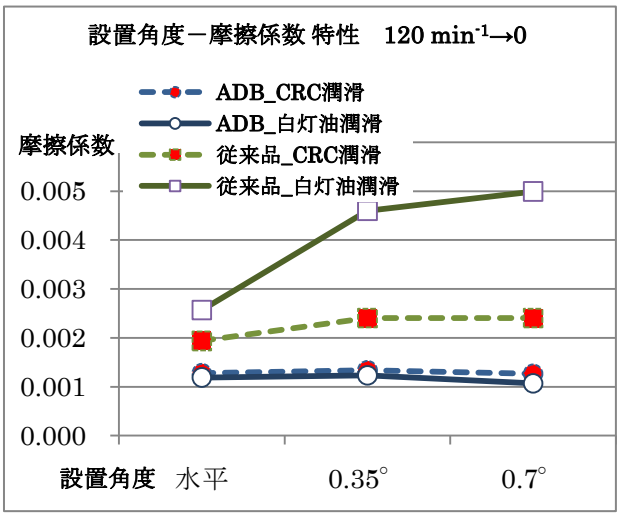


Fig７　設置角度と摩擦係数特性

全体的にＡＤＢの摩擦が低く、そのばらつきが小さいことが分かる。特に従来品は白灯油潤滑での摩擦が増加するが、ＡＤＢでは低下傾向を示す。このことは、滑り摩擦を含まない転がり軸受の最適潤滑条件が従来常識と異なったものである可能性を示唆している。

またＡＤＢは、従来品で現れる傾斜による摩擦増が無い。これは、角田博士論文の“保持器が玉から受ける力”の存在と、ＡＤＢによりこの力が解消されていること、を証明している。

なお、Fig５，６のＡＤＢの摩擦係数は、回転数が高い程高い値となっている。これはフライホイール部の風損、及び潤滑油の攪拌抵抗の増加によると考えられる。一方従来品では滑り摩擦のばらつきがこの傾向をマスクしている様である。

[Fig８]に傾斜設置でのＡＤＢの接触点変化路(CCR)の位相と摩擦係数との関係を示す。位相による変動は少ないが、特に③位相が低摩擦となる理由は解明できていない。

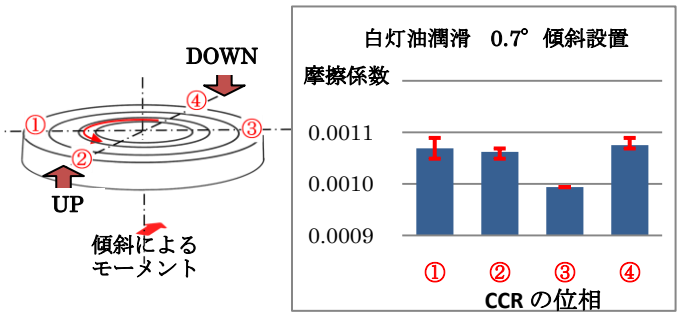


Fig８　ＡＤＢの接触点変化路(CCR)位相と摩擦係数

２）４点接触玉軸受 QJ306

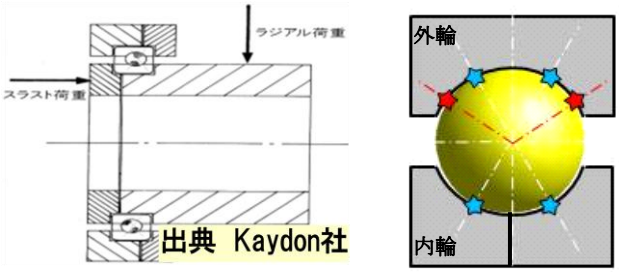


Fig９　４点接触玉軸受の用例とＡＤＢの接触点変化路(★)

[Fig９]に４点接触玉軸受の用例とＡＤＢの接触点変化路を示す。通常の軸受は１本の軸を２個の軸受で支持するが、この軸受は玉が内外輪と４点（図の ★ ）で接触させることにより、軸受１個でモーメントを受けられるものである。

しかしながら４点接触状態では前記した“玉の公転速度の不均一性”が顕著に現れるため、隙間の無い仕様やモーメントを受けた状態での動作ができず、用途は限定されていた。

ＡＤＢは玉の公転速度問題を解決出来ることから、これを試作した。試作は市販軸受の２分割内輪の合せ面を研削し、500N 程度の予圧を付与し、外輪転送溝の一部 ★ を研削除去すると共に、玉隙間を約 3mm とするべく ★ 部に硬質クロームめっきを肉盛りし接触点変化路を形成した。（玉隙間は“玉の公転速度の不均一性”による変化量＋α で十分であるが、ＡＤＢの動作を視覚的に確認する為に大きく設定した）さらに不要となった保持器を撤去した。

試験装置を[Fig１０]に示す。仰角を与えた重りにより外輪に偏荷重を掛け、内輪をモータで回し、軸受の回転トルクを重りの揺れで読み取る構成である。同程度の予圧を掛けた市販軸受との比較で、ＡＤＢの揺れは半分以下であった。

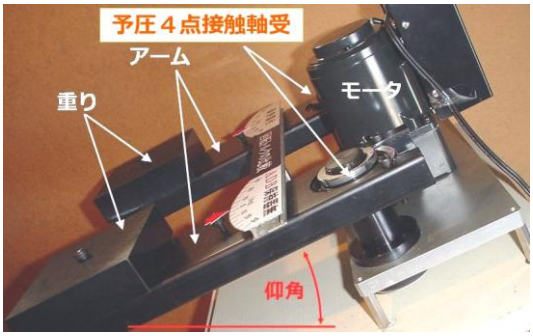


Fig１０　４点接触玉軸受の試験装置

参考文献
１）日本機械工学会　機械工学便覧
２）日本精工株転がり軸受カタログ No.1101e 2002 F-3 A136
３）日本機械工学会誌 Vol 62 No.490 pp1644-1650

自律分散式転がり軸受（ADB）の摩擦係数と寿命評価試験

1．はじめに

前報で、自律分散式転がり軸受（ＡＤＢ）の原理と、アンギュラ玉軸受の回転数 480 rpm 以下における摩擦係数を報告した。

本報告はその続報として、白灯油潤滑無補給環境における以下の評価結果を報告をする。

・3840 rpm までの摩擦係数
・3840 rpm での保持器無しタイプとの寿命比較

2．3840 rpm までの摩擦係数

1)評価方法

計測開始速度～+５%速度に設定した速度制御モータに取付けたローラを２個のフライホイールに同時に押し当て、ローラ解放後、フライホイールが停止するまでの時間を計測、前報報告の式により摩擦係数μに換算した。

速度制御モータ　BLF512A-A-1(ｵﾘｴﾝﾀﾙ)
定格 120w 回転速度 80～4000 rpm
ローラ径φ100mm(ﾌﾟｰﾘに丸ﾍﾞﾙﾄ(ｵﾚﾝｼﾞ色)を巻付け)

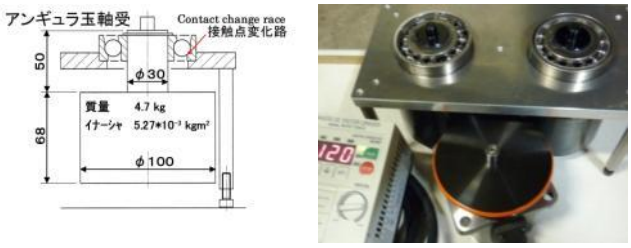


Fig 1

2)評価軸受

市販アンギュラ玉軸受 7306B
(内径 30,外径 72,接触 40°)

ＡＤＢは、保持器を取外し、外輪軌道面の１か所に接触点変化路(以下、ＣＣＲ)を研削形成した。ＣＣＲの寸法違い３種を評価した。

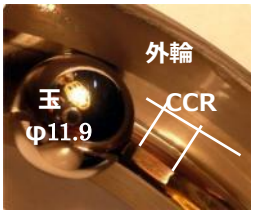


Fig 2

Table 1　CCR の寸法

評価軸受	保持器	CCR 長	CCR 幅[mm]
ＡＤＢ１	無し	4.7	1.7
ＡＤＢ２		5.4	2.2
ＡＤＢ３		15.0	1.6
従来品１	有り	–	–
従来品２	無し	–	–

比較対象として、従来品２種類を評価した。
従来品１:市販軸受(鋼プレス保持器品)
従来品２:上記より保持器を取外し
（保持器の無い仕様はメーカのカタログに無いが、ニードル軸受には存在するので、従来品とした）

3)測定方法

５種類の軸受について、計測開始速度 120 rpm から 3840 rpm までの６段階の停止時間を順次測定後､再度 120 rpm での再現性を確認した。各速度で３回測定し、その平均値を結果とした。

３種類の ADB は接触点変化路（以下、CCR）の寸法違いによる違いを確認する目的である。

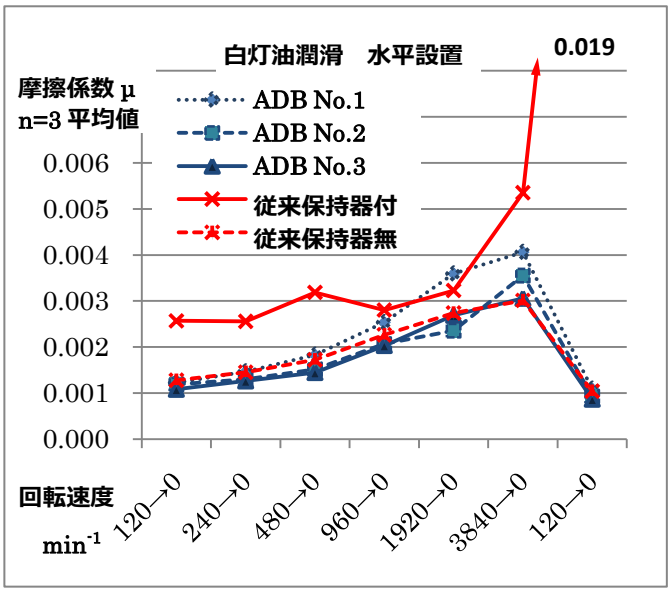


Fig 3　3840rpm までの摩擦係数

4)結果

結果を Fig 3 に示す。

ＡＤＢ：No. 2 と 3 が No. 1 より僅かに低摩擦であった。
なお 3840 rpm から停止までの時間は約１０分であった。

従来品１：低速域の摩擦係数はＡＤＢの約２倍であった。
高速域では、3840→0 rpm の１回目の摩擦係数 0.41 に対し、２回目 0.59, ３回目 0.60 に上昇し、その後の 120→0 rpm では３回の測定共 0.19(停止時間３sec)となった。これは当初の摩擦係数 0.0026 に対し７倍の値であり、玉と保持器との接触部の油膜切れ、と判断した。

従来品２：ＡＤＢと略同等の低い摩擦係数であった。

3．3840rpm での従来品２(保持器無)との寿命比較

1)評価方法

ＡＤＢ１と３、及び従来品２(保持器無)について、Fig 1 に示す評価機で 3840 rpm 連続運転での動作を観察した。

評価は２回に分けて実施した。１回目はＡＤＢ３と従来品２について、Fig 3 の評価後、白灯油の補給をせずに実施、２回目は、ＡＤＢ３を分解洗浄後、ＡＤＢ１と共に一旦白灯油に浸漬し、その後の補給をせずに実施した。

なおＡＤＢ３の分解洗浄は、寿命と判断した従来品２との内部状態の比較を行うために実施したものである。

Table 2　寿命比較

評価軸	１回目	２回目	合計
ＡＤＢ１	–	162 min OK	162 min OK
ＡＤＢ３	32 min OK	162 min OK	194 min OK
従来品２	15 min 音急増 32 min 回転ロック	–	32 min NG

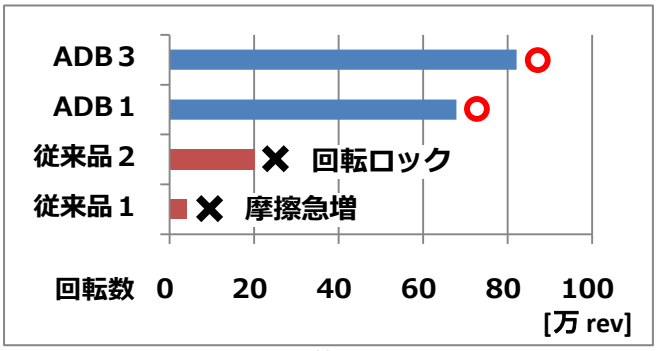


Fig 4　概算総回転数

2)結果

結果を Table 2 に示す。

また、評価終了までの概算総回転数を、停止時間測定中に摩擦が急増した従来品 1 を加えて Fig 4 に示す。

a）1回目

従来品 2

開始１５分後から騒音(ガーガー音)が発生し、３２分後に瞬時ロック（内輪は回転しているが、玉が瞬時停止）した為、耐久を終了した。Fig 5 に外輪軌道と玉の状態示す。

外輪軌道にらせん状の傷が見られ、玉は全面に圧痕を生じ、光沢が失なわれている。圧痕が外輪に見られないので、この圧痕は玉同士の凝着摩耗であり、外輪軌道の傷は、凝着により玉の自転が阻害された結果、玉と外輪との間に生じた滑りによるかじりと推定される。

ＡＤＢ３

開始当初より、音と振動が大き目であるが、時間経過による変化はみられなかった。

Fig 6 に外輪軌道と玉の状態示す。

(Fig 5 と色合いが異なるが現品の色に相違は無い)

外輪軌道に細かい傷が見られるが、玉は殆ど傷がない。

玉の傷が少ないことより、傷はＣＣＲ加工時のエッジが玉により削り取られ、外輪軌道溝に付着し、玉により擦られたものと推定される。

b）2回目

ＡＤＢ１と３について、162 分運転（ＡＤＢ３は１回目と合わせて 194 分）した。途中、フレームの水準出しボルトが緩み、軸の下端がベースと干渉してフライホイールが激しく振れる状態となったが、ベースに防振ゴムを追加して評価を継続した。

162 分の間、外観、及び聴感上の変化が見られないことより打ち切りとした。

Fig 7，８にＡＤＢ１と３の外輪軌道と玉の状態を示す。

両方とも外輪軌道の走行跡の幅が広いが、これは軸の、ベースとの干渉によって内輪が大きく振れ回ったことによると思われる。

ＡＤＢ１は、外輪軌道に細かい傷が見られるが、玉には殆ど傷がなかった。

ＡＤＢ３は、運転 32 分後に対し外輪軌道の傷が増大しており、玉は僅かに光沢が低下しているが、大きな損傷はなかった。

まとめと考察

1）　白灯油潤滑無補給環境においてＡＤＢは、保持器付従来軸受に対し 480rpm 以下での摩擦係数が約 1/2 であった。また、従来軸受は累計回転数約４万 rev で油切れを生じたが、ＡＤＢは 162 分間(約６８万 rev)、問題が無いことを確認した。

2）　保持器無従来品との比較では、従来品が 32 分間で回転がロック、損傷したのに対し、ＡＤＢは 162 分間の運転で、大きな損傷は見られなかった。

摩擦係数が同等であったことについて、ＡＤＢの玉に損傷が見られないことより、玉同士の接触ではなく、玉が接触点変化路を通過する際に振動し、摩擦が生じているためと思われる。

よって、ＡＤＢの摩擦係数は、接触点変化路の加工精度を高めた上での再評価が必要と考える。

3）　“白灯油潤滑無補給環境”が一般的な給油形態では無く、また軸受サイズに対し 4.7kg は負荷軽であるが、本評価は、真空用等、潤滑環境が悪い用途を想定した。

以下に各条件について補足する。

①白灯油について

真空用途では、蒸気圧の低い油、グリースや固体潤滑剤が使用されるが、これらは一般的な油、グリースよりも潤滑性能が劣る。この環境を疑似的に大気中で行うために、白灯油潤滑とした。

②無補給について

潤滑起因による損傷の初期は、局部的な油膜減少⇒金属接触でるが、この状態を安定的に作ることが難しいので、運転により厚い油膜が次第に減少し、限界に達するまでの時間に置き換えた。この時間は保油性能と限界油膜性能を掛け合せた軸受の潤滑性能を示す。

③速度、負荷について

評価速度と質量を、市販真空用軸受とレベル合せすると、ＮＳＫスペーシア DL2 グリースカタログの許容回転数 $d_m n$＝５万より、評価品(d_m＝51mm)の許容回転数は、980rpm となる。

また、同軸受の許容負荷は鋼軸受の 4.25%(カタログで SUS 軸受の 5%)である。評価品のラジアル動定格荷重 Cr=3150N なので、ラジアル許容負荷はその 4.25%の 134N、となる。評価時アキシャル負荷 45.8N の等価ラジアル荷重は 26N、これは真空仕様の許容負荷の 20%に相当する。

まとめると、本評価の速度 3940rpm は、真空グリ―ス潤滑軸受の許容速度の 3.9 倍、許容負荷は 20%。真空用軸受としては厳しい条件である。

近年、工作機械用スピンドル軸受では、損失低減と環境面より、微小油量に抑えた潤滑方法が採用されている。

また、自動車軸受でも燃費向上策として油量を制限する製品が見られることより、必要油量が少ないＡＤＢの特性は、今度の重要トレンドになる、と考えている。

なお、本稿の寿命評価の様子は弊社ホームページ http://www.coo-space.com の video ４.高速回転　に掲載しております。

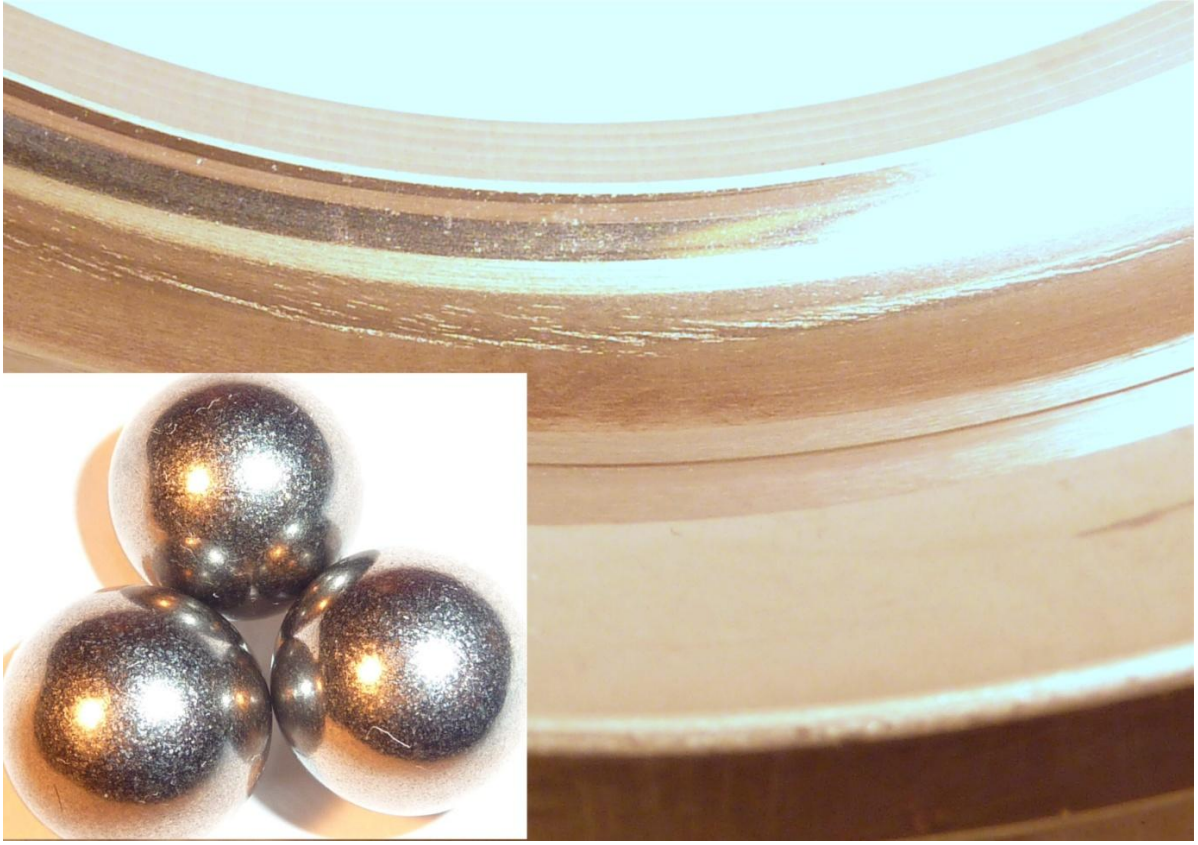


Fig５　従来品２（保持器無）運転３２分後の外輪と玉

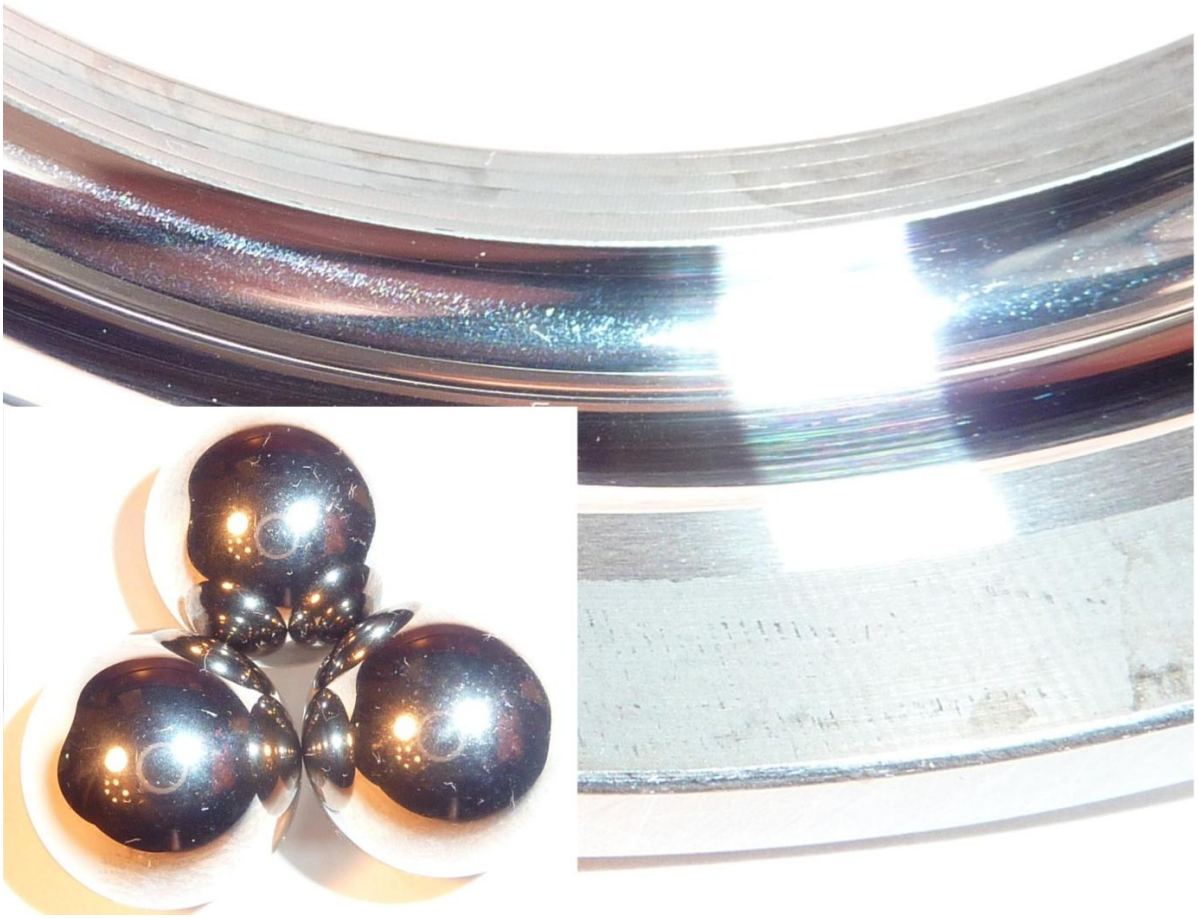


Fig６　ＡＤＢ３運転３２分後の外輪と玉

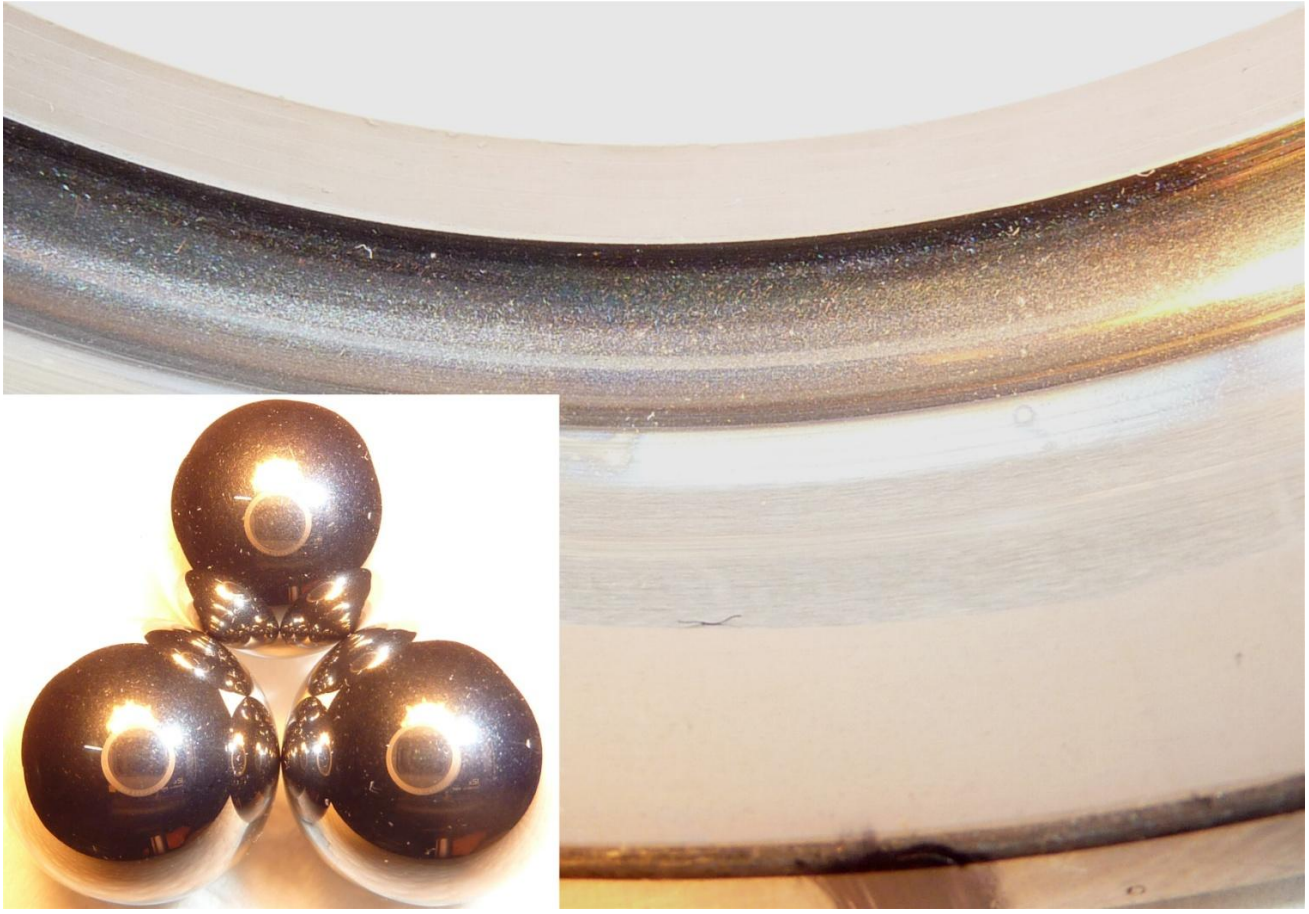


Fig７　ＡＤＢ１　運転１６２分後の外輪と玉

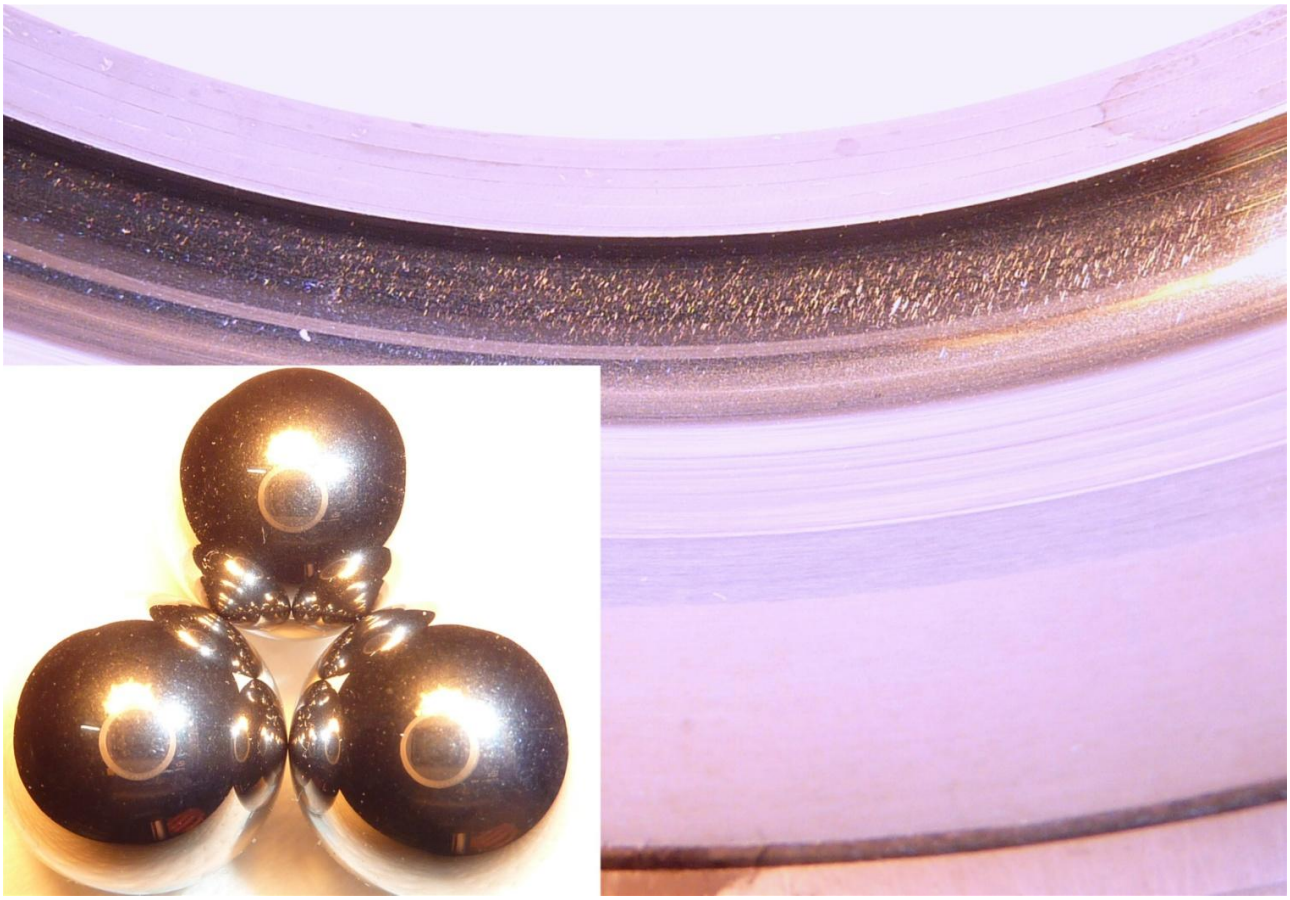


Fig８　ＡＤＢ３　運転１９４分後の外輪と玉

転がり軸受に内在する“制御不能な滑り”

1．はじめに

転がり軸受の転動体が保持器と滑り接触していることは周知と思われるが、転動体は内外輪との間でも滑ることは案外知られていないのではないか？

弊社ホームページでは、内輪を指で軸方向に押しながら右左に各３回転させた後の保持器位相がずれている動画を紹介、これは玉が内外輪と滑ったことを示している。※1

Fig 1 は試験前後の写真、試験後の位相ずれは約 20°であるが、より大きくずれる場合もある。

本報告では、この現象のメカニズムを解説する。

Fig 1　保持器の位相ずれ試験

2．転がり軸受の一般的摩擦

Fig 1 の現象は摩擦の関与があると思われる。軸受カタログ等に記載の一般的な摩擦を Table 1 にまとめた。

Fig2 の補足図と共に参照されたい。

①ヒステリシスは、軌道と玉の接触点での弾性変位による損失である。機械工学便覧記載の転がり摩擦係数 0.000 02 は、市販軸受の僅か１/５０以下。ヒステリシス損失を捉えたもの、と言う事ができる。

②作動滑り③スピン滑りは、玉と軌道の接触領域の中央と端で、玉、軌道の接触半径が異なることにより生じるものである。

④ジャイロ滑りは、高速回転する玉の公転軸と自転軸との傾きにより、玉にツイスト方向のジャイロモーメントが働くものである。

⑤⑥の滑り摩擦は、内外輪が保持器を、保持器が玉を、滑り面で支持する軸受構造に拠るものである。

⑦⑧の潤滑抵抗は、玉の周速、潤滑剤の粘度と量、⑤⑥の滑り面の面積、に従い増大する。

これらの内、以下は Fig 1 現象の要因とは成り得ない。

①　　：摩擦そのものが微少。
②③　：極軽荷重に付、接触領域が微小⇒滑りも微小。
④⑦⑧：極低速に付、モーメント、摩擦は微少。
⑤　　：この保持器は玉案内で、内外輪とは非接触。

⑥について、保持器と玉が押合うことがあるとすれば、それなりの摩擦が生じることより、次項で検討した。

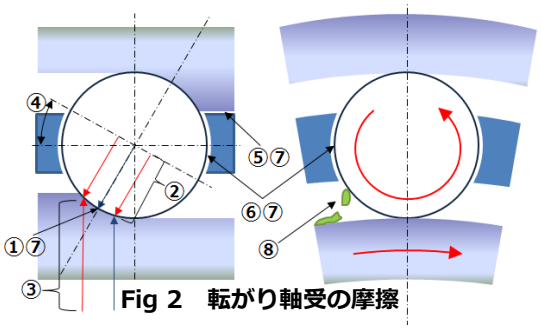


Fig 2　転がり軸受の摩擦

Table　1　ころがり軸受に作用する摩擦

摩擦の種類		No	要因、等
転がり摩擦	ヒステリシス	①	軌道と玉のヒステリシス損失(材料特性)
	差動滑り	②	接触楕円の中心と端部における玉の回転半径の差（接触点の周速差)
	スピン滑り	③	接触楕円の両端部における軌道半径の差(接触点の周速差)
	ジャイロ滑り	④	公転軸と自転軸との傾斜角によって玉に生じるジャイロモーメント
滑り摩擦	内外輪と保持器の滑り	⑤	保持器が内外輪の摺動面に案内(軸方向、径方向)される
	保持器と玉の滑り	⑥	玉が保持器の摺動面に案内(周方向)される
潤滑摩擦	粘性	⑦	①～⑥の滑り面に介在する潤滑剤のせん断摩擦
	攪拌	⑧	速度の異なる内外輪や玉の間で飛散、付着する潤滑剤のおく エネルギー損失

3．保持器と玉に働く力

⑥が原因ならば、指圧による玉荷重を受けている玉が自転しなくなる程の摩擦を保持器から受けたことになる。

転がり軸受のカタログにこの様な力の説明は見当たらないが、論文[1)]や公開特許公報[2)]により以下のメカニズムによるものと確認できる。

Ａ）モーメント等により内輪と外輪が傾斜する。
Ｂ）玉と軌道面との接触角が不均一になる。
Ｃ）玉の公転速度（＝公転角度）が不均等になる。※2
Ｄ）公転速度大の玉が保持器を介し速度小の玉を押す。

押力が玉荷重(軌道が玉を挟む力)を超えると、玉が軌道を滑り保持器位相がずれ、押合いは解消される。

しかしながら、Fig1 で内輪を押す力は僅か数 N であり、この程度では接触角は 1°も変化しない。

仮に押圧位置の接触角が 40°から 41°に増えたとしても、内輪１回転当りの公転角度の差は 0.48°　←(1)式より

往復動作の全てが保持器を右回転させた(復路の接触角が 39°に減った)としても、計算ずれ量は僅か 2.8°であった。

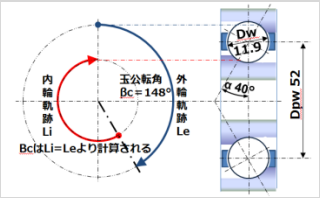
よって、これ以外の要素が作用していると思われる。

※1 軌道面と滑らない保持器位相ずれ
※2で解説の接触角が正/逆転で異なる場合でも、玉の公転角度が正/逆転で変わるので保持器位相のずれが起こる。
　但しその場合は、玉と保持器の押合いや玉と軌道面との滑りが生じないので、問題では無い。

※2 接触角と公転角度
内輪１回転当りの玉の公転角度βc

$$\beta c[\mathrm{deg}] = 360 \times (1 - Dw \times \cos\alpha / Dpw) \div 2 \text{———}(1)$$

Fig1 のβc 計算例
α＝40° ⇒ βc=148°、
α＝90° ⇒ βc=180°
この様に、玉の公転角度は、接触角によって異なる。



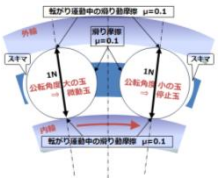
※3 玉と軌道面の滑り摩擦係数
質量が小さい軸受の玉は滑り摩擦係数の瞬間的な変動に追従し易い。よって、この目的での摩擦係数の確認は、玉質量に近い測定子であることが必要。

４．保持器位相ずれの原因は制御不能な滑り

　前項の作用、すなわち『公転速度大の玉が保持器を介して公転速度小の玉を押す』ときの力学を検討した。
　結果、一旦軌道面で滑った玉は、自転力を失い滑り続ける場合があること、この滑りは、玉と軌道面、及び玉と保持器、の滑り摩擦係数のバランスに依存すること、が解った。滑り摩擦係数の変動を抑えることは、現状では無理であることより、 この滑りを”制御不能な滑り“と呼ぶ。※3
　以下にその内容を説明する。

保持器位相ずれのメカニズム

　玉は実際には２個共公転しているが、公転速度の差分のみ検討するため、右の玉の公転を静止とみなす。すなわち、
・右：公転速度小の玉 ⇒ 停止玉
・左：公転速度大の玉 ⇒ 微動玉



計算条件
　玉荷重 N　　N=1N (指周辺の玉３個のみ)
　滑り動摩擦係数 μ　μ=0.1 (玉と軌道面、玉と保持器)

１）左の玉(公転を阻止された微動玉)に働く力

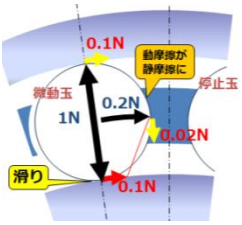
　微動玉が、内輪軌道面から受ける左回りの接線力 F_L は、

$$F_L = \mu N = 0.1N$$

F_L に対する抗力 F_R は、

$$F_R = \mu N + \mu N_R = 0.12N$$

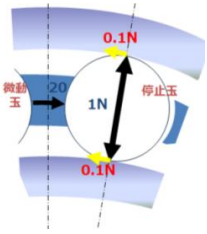
N_R　玉が保持器を押す力 0.02N
$F_L < F_R$ より微動玉は自転せず、内輪軌道面の間で微動分だけ滑り、停止玉との押合いを解消する。



　この時点で玉は自転しているが、玉が軌道面と滑り接触となるため、自転の為の駆動力を内輪から受けられなくなり、玉の自転が停止する。
　自転停止により、保持器との接触が動摩擦から静摩擦に変り摩擦係数が増加、玉と軌道面の自転復帰を阻害する。

2）右の玉(保持器から公転力を受ける停止玉)に働く力

　現実の摩擦係数の変動は大きく、他の誤差要因もあるので、微動玉と内輪が滑るとは限らない。
　図は微動玉が保持器を押し、保持器が停止玉を押した場合を示す。
　図から明らかな様に、玉が保持器から受ける力は、玉の自転を阻害させると同時に、上記と同様に玉と軌道間を滑り接触に変える作用をする。



　以上は玉２個の問題としたが、実際には全ての玉に押合いが無い場合を除き、保持器と玉の滑り摩擦は負荷に応じた強い値となる可能性があり、その際に玉と軌道間を”制御不能な滑り“状態に移行させる危険があると考える。

５．まとめ

１）転がり軸受がモーメント等を受けて内外輪が傾くと、玉の公転速度が不均等になり、玉と軌道面とが滑る。
２）その際の滑り量は、公転速度の不均等分より遥かに大きい。
　その原因は、一旦軌道面と滑った玉は自転の為の駆動力を内輪から受けられなくなり、玉の自転が停止。これにより、玉と保持器との接触面が動摩擦から静摩擦に変り摩擦係数が増加して、玉の自転復帰を阻害するから、と考えられる。
３）玉と軌道面とは、他に、作動滑り、スピン滑り、ジャイロ滑り、が知られているが、これらとの相違は、滑りの 発生/解消 要件が、玉と軌道、と、玉と保持器、との滑り摩擦係数のバランスに依存することである。
　滑り摩擦係数の変動を抑えることは難しいことより、本滑りを“制御不能な滑り“と呼ぶ。

６．おわりに

　当社では、負荷を受ける玉が保持器と接触しない、『自律分散式転がり軸受』を開発した。
　Fig１の現象は、その比較方法を考えているときに現行品で偶然に発見したもので、 “単純であるが故の驚き” があると思い、ホームページに掲載した。
　この映像の弱点は、現実的な軸受の使い方とかけ離れていることであるが、筆者は *Technical report　No.2* 記載のフライホイールでの試験で、玉ロック（玉の自公転が停止し内輪と滑る）を確認しており、Fig1 はそれと同じ現象に思えた。つまり、２度目の玉ロック現象であるが故に、特異な状況での現象では無く、転がり軸受の本質的弱点、と考え、本報告を纏めた。
　実際の所、軸受メーカより発行の不具合事例に、軌道面の滑りに関するものが多数ある一方で、これらを防ぐ為の設計資料（制約条件の提示）が見受けられないので、現行品での対策は困難なのだと思われる。
　この様な症状でお困りの際は、当社の自律分散式転がり軸受を試して頂ければ幸いです。

1) 服部，日本機械学会誌　Vol 62 No.490 pp1644～1650　「転がり軸受の保持器について」
2) 特開 2002-339979 モーメントにより玉に進み遅れが発生、保持器が引張り圧縮荷重を受けることの記載

自律分散式転がり軸受（ADB）の水浴動作試験

1．はじめに

自律分散式転がり軸受（ADB）は、通常の潤滑油よりも白灯油で潤滑した方が低摩擦になる。これは転がり本来の特性（油が摩擦の原因）であって、ADB が転がり軸受中のすべり摩擦を殆ど排除していることにより現出したもの、と考えられる。

今回、白灯油と同様に潤滑性能が悪く、混入による損傷が頻繁にみられる水（水道水）環境での比較試験を実施したので報告する。

2．評価方法

軸受２個の外輪の間に波ワッシャーを挿み、内輪の間隔をシム調整して、ばね予圧を付与し、試験軸とした。

これを、水道水を満たしたアクリルケース内のハウジングに収め、上部のスピンドルにより軸（＝内輪）を回転させた。

ハウジングは、外輪のクリープによる発塵、及び芯振れによるラジアル負荷が掛ることを防ぐため、シリコンゴム製として弾性的に外輪を保持した。(fig １)

１回の評価で組付ける軸受は、同一仕様の２個とした。これは、一方の軸受の摩耗粉が水の循環によって他方に影響するからである。　また、波ワッシャー等の試験装置はばらつきによる誤差を防ぐため、同一品を使用した。

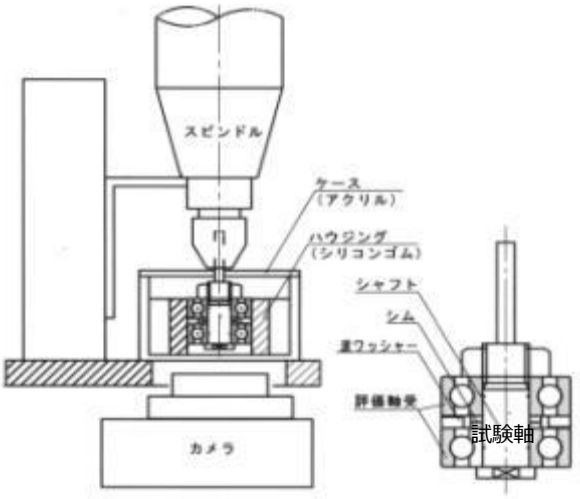


Fig 1　評価装置

3．評価仕様

1)　軸受　：ミニアチュア玉軸受 608
（外径 22,内径 8,幅 7 mm　SUS 品では無い）

①　ADB No1:接触点変化路オフセット 0.2mm　２個
②　ADB No2:接触点変化路オフセット 0.5mm　２個
(保持器を改造)
③　比較品:保持器付従来品（市販品）　２個
④　比較品:保持器無従来品（保持器のみ撤去）　２個

2)　負荷　:軸方向 約 10N
（波ワッシャー撓み 0.3mm での計算値）

3)　回転速度 8000 min^{-1}　24min 連続運転
（回転速度は調速機仕様値）

4)　前処理: 評価軸受とケース内に入る部品は全て、白灯油洗浄⇒石鹸水洗浄２回⇒流水洗浄を実施。

4．ADB の仕様

1)　玉数

評価品は玉数が軌道周長の約半分しかなく、保持器により玉を分散配置する、深溝軸受タイプである。このタイプは保持器を外すと、玉が偏った場合に内外輪が分離する心配があるが、玉入れ溝を設けて、玉を追加することにより、分離を防ぐと同時に、負荷容量を大きくすることができる。(fig ２)

Fig 2　玉の偏り、玉入れ溝

しかしながら今回は、比較条件を合わせるために、玉入れ溝を設けず、玉も増やしていないが、試験中に内外輪が分離することは無かった。

なお、玉入れ溝を設けた軸受は、ホームページより以下の Video が見られるので、参照頂きたい。

“5．ボール数２倍、トルク半減”
“6．　真空グリースでの速度－トルク特性“

2)　接触点変化路の位置

接触点変化路はＡＤＢの要であり、軌道の玉が通過する部分に設ける。

軸受がラジアル負荷のみを受ける場合、玉は軌道の中央を通過するが、本評価の様にアキシャル負荷を伴う場合、玉通過位置は軸受の内部隙間に応じて変わる。

本仕様の玉通過位置は大凡±0.8mm の範囲にあるが、個々の値は未知であるので、性能の相違を確認するため、接触点変化路の軌道中央からのオフセット量位置⊿y を、No.1：⊿y＝0 .2mm,　No.2：⊿y =0.5mm　とした。（Fig 3 ）

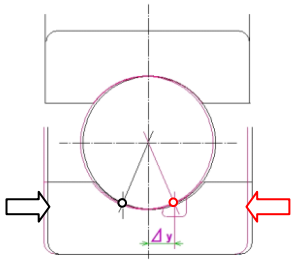


Fig 3　接触点と接触点変化路の位置

3)　接触点変化路の寸法

玉同士に 0.1mm 程度の隙間を作る想定で下記とした。

幅　　約 0.6mm
長さ　　約 4mm

5．結果

1）静トルク

試験後の軸を水平に固定し、軸受外輪に巻きつけた糸に重りを付けて、静トルクを測定した。ひっかかりが生じた個所で重りを増してゆき、外輪が回転し始める直前の質量×外輪半径＝静トルク、である。

結果を、新品の保持器付の測定値（防錆油塗布、及び脱脂後水浴）と共に Fig 4 に示す。

・保持器付従来品は、新品水浴品に対し２０倍超となった。触感でも強い引っかかりがあった。
・保持器無従来品は、新品水浴品の２倍強を示し、触感でも引っかかりを感じた。
・ADB は No.1, 2 共、新品水浴品（従来品）との、数値上、及び触感上の相違が見られなかった。

なお、本評価の ADB は回転時の遠心力により玉同士を非接触とするものであるが、静トルク測定では遠心力が働かず玉同士が接触するので、ADB 本来の性能評価では無い。

よって、fig 4 の ADB の値自体に意味は無いが、従来品との比較により、軸受が試験中に受けた損傷の程度は分る。

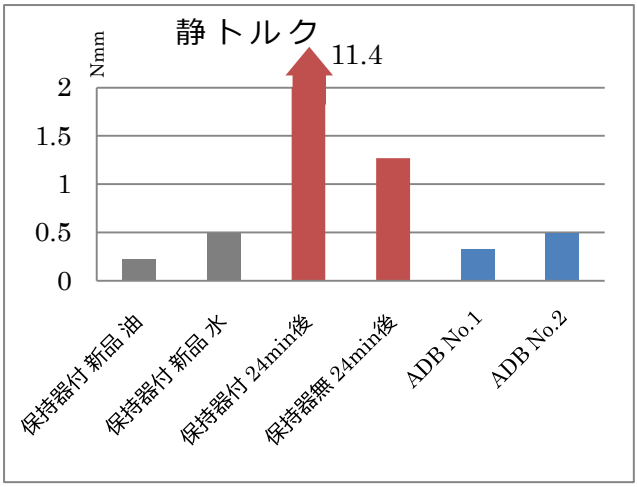


Fig 4　静トルク特性

2）外観

次ページ以降、Fig 6～9 に各軸受の写真を示す。

上段の全体写真は評価直後の状態、各部品はウエスで拭いた後の写真である。

・保持器付従来品は、A 側、B 側共、錆が著しい。特に A 側は拭き取りで除去されない錆である。
・保持器無従来品は、上記より軽度ではあるが主に B 側に拭き取りで除去されない錆がある。
・ADB は、No.1,2 に外観上の相違は無く、共に錆が少なかった。

なお、本試験の様子は、ホームページより、Video　“７．水浴試験”　でご覧下さい。

6．まとめと考察

1）　静トルクと錆

ミニアチュア玉軸受 608（SUS では無い）の ADB 仕様の水浴動作試験を、保持器付従来品、及び保持器無従来品と共に実施した。

結果、従来品は、２倍（保持器無）から２０倍（保持器付）以上の静トルクの増加（引っかかり）と激しい錆の発生が見られたのに対し、ADB の静トルクは増加が見られず、錆も軽度であった。

以下に、この理由を考察する。

水潤滑の場合、玉と軌道、玉と保持器、又は玉同士の接触部は、水の粘度が低いことにより金属凝着を多数含む境界潤滑であること、そして境界潤滑において摩擦力は安定せず、激しく変動しているはずである。

この状況において従来軸受は、玉と保持器の摩擦が、軌道との摩擦より大きくなる瞬間に、玉と軌道面が滑ると考えられ、その際に凝着部が引きちぎられ、露出した新生面が水と反応し、錆（$2Fe(OH)_3$）が生成される。

結果、錆によって軌道面や玉表面の平滑性が悪化し、静トルクが高くなったと思われる。

一方ＡＤＢの玉と軌道面は殆ど滑らないので、金属表面（酸化膜（Fe_*O_*）で覆われ不活性化している。Fig 5 [1]）が破られ難く、錆が軽度であった、と推測出来る。

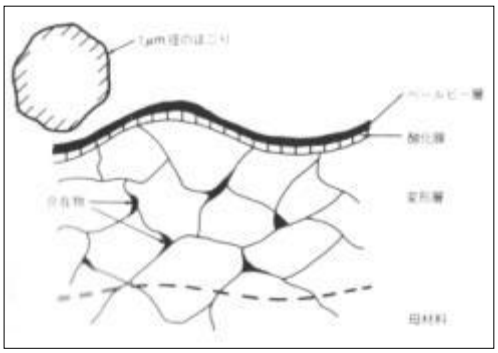


Fig 5　金属表面

2）　玉通過位置と接触点変化路の位置

接触点変化路の位置が異なる２種類のＡＤＢの相違は明確では無かった。

玉通過位置は、先に記した軸受の内部隙間の他、外部負荷、回転速度（玉の遠心力）等により変化するが、本試験においては、接触点変化路の位置ずれは、従来品の錆の問題に比べて些細な事項であった。

7．あとがき

今回のテーマ、“水⇒錆”は非常にポピュラーな問題です。よって、同様にポピュラーな深溝タイプ（ADB 化の問合せが最も多い）の軸受で評価しました。

結果、ADB は、材質に頼らない初めての錆対策と思います。それでも錆の発生を防げるものでは無いので、実用化のおいては、既存の対策軸受（SUS/樹脂 材質,シール,グリース等）をベースに ADB 化するべきです。

お客様がご使用中の軸受について、これを実施したく、ご要望をお待ちしております。

参考文献

[1] トライボロジー　J.ﾎｰﾘﾝｸﾞ,松永正久 著　近代科学社

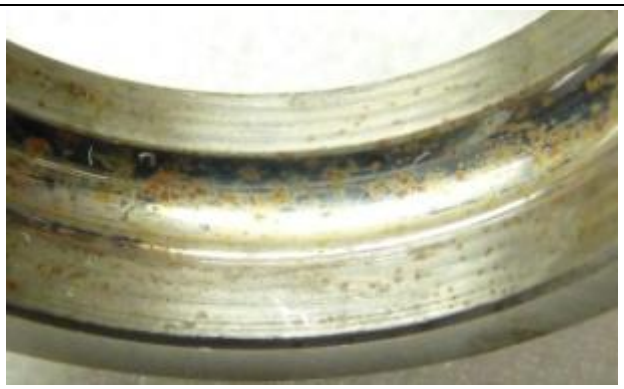
A側	B側
	

Fig 6　保持器付 従来品 8000min^{-1}　24min 後

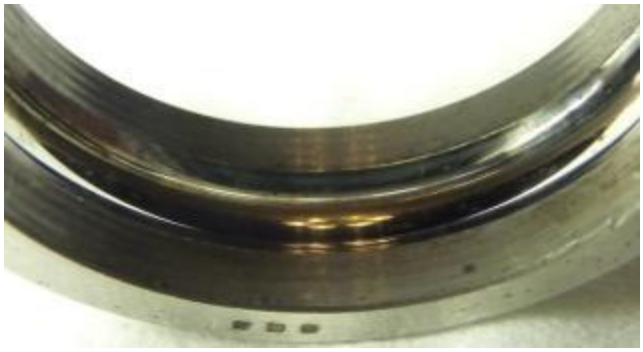
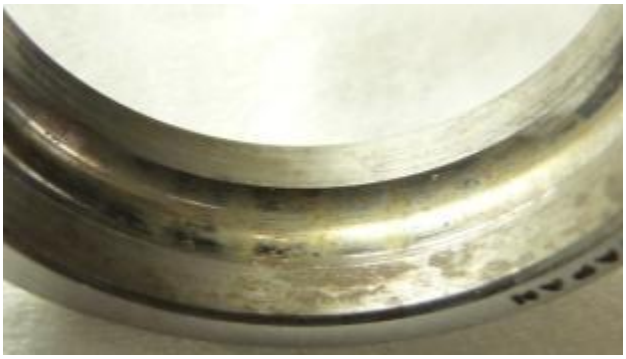
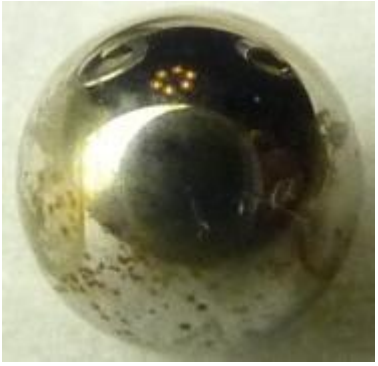
A側	B側
	
	

Fig 7　保持器無 従来品 8000min^{-1}　24min 後

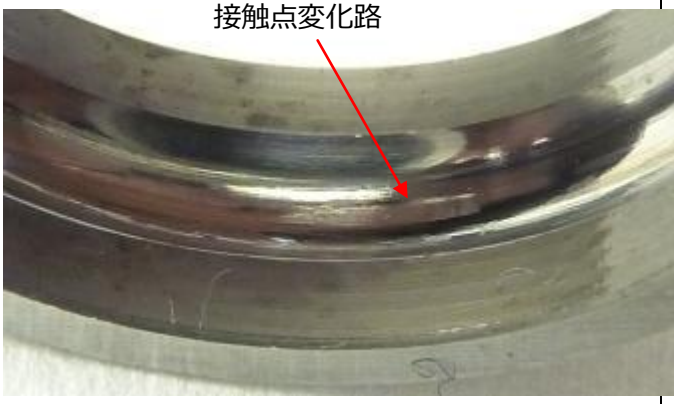
A側	B側
	

Fig 8　ADB No.1 8000min^{-1}　24min 後

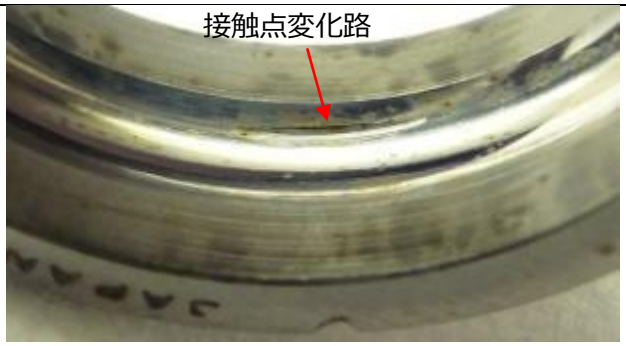
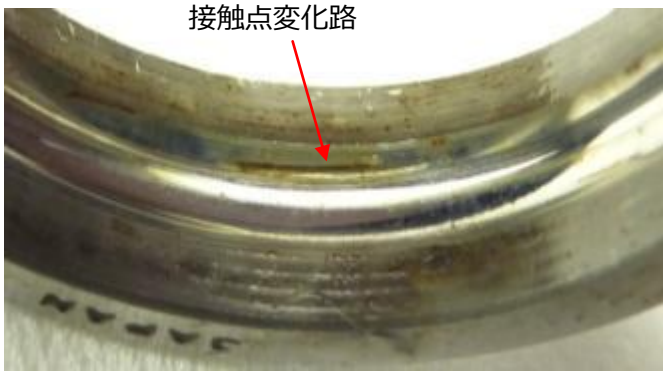
A側	B側
	

Fig 9　ADB No.2 8000min^{-1}　24min 後

従来軸受の要素技術に見られる自律分散式転がり軸受（ADB）

１．はじめに

従来軸受（保持器付軸受）のユーザー様より、自律分散式転がり軸受（以下 ADB）に関して否定的なご意見を頂くことがあります。

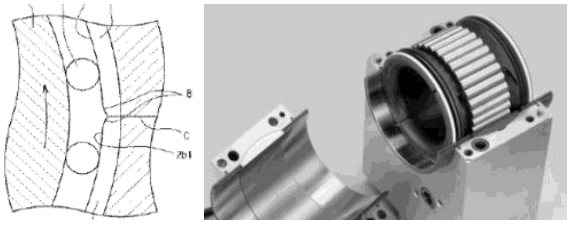
ADB の実績が無い点は如何ともし難いですが、類似した既存軸受の例が理解の一助になると考え、紹介します。

２．接触点変化路が不可

ADB は軌道の一部形状を変化させる接触点変化路が必要、研削加工によって作製しています。軌道面の加工なので不安は当然でしょう。

ところがより大胆な、軌道を２分割した軸受(下図)は既に使われており、軌道面の凹部は解決済みの問題です。

（ADB の製品では写真赤丸のエッヂを丸めています）



出典：ｼﾞｪｲﾃｸﾄ 特開 2010-71317 engineering journal 156

また接触点変化路と似ている圧痕は、凹部周辺の盛上りがはく離の原因 [NTN TECHNICAL REVIEW No.78 p20-28] ですので、“似て非なるもの”です。

３．なぜ普通の油やグリースでのデータが無い？

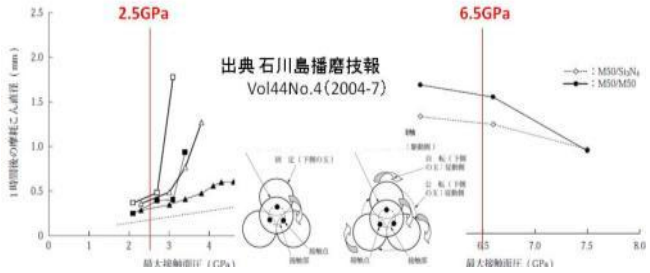
公開データは、白灯油や水潤滑のものです。

従来軸受の軌道曲率は一般的に玉直径の 52%程度、滑り軸受の曲率は 50%ですから、これに近い設計と言えます。

現在 ADB は市販品を追加工している為、軸受用の油やグリースでは、この軌道曲率による油のせん断摩擦が ADB の特徴である低摩擦をスポイルしてしまいます。

直線に近い軌道曲率への変更での改善の目途がたってきており、滑りもさらに減少することから後報する予定です。

一方“油の粘度” や “軌道曲率を直線に” などから、EHL（Elastohydrodynamic lubrication:弾性流体潤滑）理論により ADB は負荷容量が低下する、との推測が有ります。一方、弊社では逆に、以下の理由により負荷容量が大幅に増大する可能性が高い、と考えております。



軸受材質や潤滑剤の基本的な試験方法、 ”四球試験“は、固定した３個の玉の上に置いた１個の玉を自転させて、上下の玉間に滑り摩擦を発生させる試験です。(左側の図)

一方右図は、下側の玉３個を各々自転自在に配置する試験で、 “転がり四球試験” と称します。ここでは赤字の面圧（論文に筆者が追記）の相違が注目点です。

従来軸受の一般的な評価は左図の方法であり、実使用での上限面圧も左図の 2.5GPa 付近であることから、これは従来軸受の特性を反映したもの、と言えます。

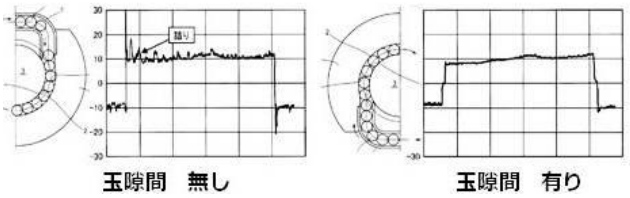
一方の右図は、玉と軌道とが滑らない ADB に近い試験、この面圧の差に相当する負荷容量が得られる可能性があります。（軸受メーカ出願の特許も本論文と同様の値）

面圧の相違理由：左図は、滑りに伴うせん断応力が転がり接触点に作用、最大応力が軌道内部から表面方向に移動し表面亀裂や表面起点はく離を生じる、と理解できます。

４．実績や客観的データ、が必要。

以下は NSK のボールねじのトルクデータ、右図は循環路を下向きにして ADB の様に玉同士を非接触にしたもの。

大幅に特性が改善されています。



出典：NSK 特開 2008-175229

５．ADB の玉隔離動作は不確実では？

ADB の玉の隔離動作が、保持器の様な強制的な手段では無いことによる懸念です。

一般公開は出来ないのですが、お会いして、高速回転中の玉の隔離動作を撮影した超スローモーション映像をお見せすることは可能です。

６．なぜ従来軸受のメーカは ADB を作らない？

軸受メーカから弊社へは、理由を頂けておりません。よって以下は推測です。

１）経験産業　のメリットが崩れる。

自動車用等の個別設計の軸受は一般的に、軸受メーカが顧客条件での試験を代行します。試験結果を保証できない（Technical report No.3”制御不能な滑り”参照）ので、“代行”これが顧客との継続的な良い関係を作ります。

ADB の力学は単純なので、試験に頼らない顧客での軸受設計が可能になり、軸受メーカの地位が低下します。

２）設備産業　のメリットが崩れる。

新規参入でアンギュラ軸受（カタログ品が 300 種）を作る場合、玉は外部調達、内外輪は数種の NC 旋盤導入で足りますが、保持器は３００種類の型が必要、新規参入は容易ではありません。

保持器の無い ADB は小企業でもメーカになれます。

よって ADB は軸受への新規参入を促進する技術です。

ＡＤＢの特徴を生かした軌道曲率と潤滑

１．はじめに

自律分散式転がり軸受（ＡＤＢ）は、白灯油等の悪潤滑環境において摩擦トルクが小さく、耐久性も高いことを、これまでの Technical report で報告した。

これらのＡＤＢは市販軸受を追加工したもので、基本的な設計因子である軌道曲率比（軌道の曲率半径／玉直径）は市販軸受のままであった。

今回、ＡＤＢの特徴をより活かすため、軌道曲率比を大きくした軸受を製作、摩擦特性を測定したので報告する。

またその際、ＡＤＢと相性の良い低粘度潤滑油を採用したので、合せて報告する。

２．軌道曲率比を変える意義

軌道曲率比はその値が小さい程、玉と軌道との接触面積が増加し、接触面圧を低くすることができる。(＝計算疲れ寿命が増大する)

反面、接触面内の玉の自転半径の差（＝作動すべり）が増大することにより、摩擦トルクの増大や潤滑寿命が低下する恐れがある。

従来軸受の軌道曲率比は 52%程度のものが多いが、これは“制御不能な滑り”(Technical report　No.3 参照）による問題を最小化する設計、と言える。

即ち、転がり軸受は制御不能な滑りを起こして玉の自転が止った瞬間に、機能的には滑り軸受となる。その際の滑り面（玉と軌道）の損傷を抑制する為は、接触面圧を転がりの限界よりも低い滑り軸受に近づける必要があり、軌道曲率比を小さくすることでこれを成立させている。

逆に、軌道曲率比を大きくして作動すべりを減らす設計としても、制御不能な滑りによって滑り率の改善には繋がらない、との事情もある。

一方ＡＤＢは構造的に“制御不能な滑り”を生じない。

ＡＤＢとしての実証データはまだ無いが、ＮＥＤＯ主催の鉄鋼材料プロジェクト[1]や、圧痕起点型はく離と接線力の関係[2]　等を参酌すれば、滑り（＝せん断力）が作用しない条件では接触面圧をより高くできると思われる。

よって、軌道曲率比を大きくすることにより、作動滑りを低く抑える試みは有意義と考える。

３．　ＡＤＢの軌道曲率比

今回、ＡＤＢの軌道曲率比を決めるに当たり、“真空環境において、従来軸受と同等の許容荷重“とした。

1) 従来の真空用個体潤滑軸受の許容荷重は、通常品の動定格荷重の 4%程度、今回評価するアンギュラ玉軸受 7000 では 212N 程度である。
この荷重でのヘルツ応力は、軌道曲率比 52%の場合、約 1.5 GPa である。
2) 滑りを伴わない転がり接触面の許容面圧は、真空度と無関係（少なくとも相関が低い）と考えられる。
よって大気中で良く使用される面圧 2.5 GPa を設計の狙い値とすると、荷重 212 N を支持可能な軌道曲率比は、ヘルツ計算により約 62%となる。
3) 軌道曲率比の増加（52 ⇒ 62%）により玉と軌道の接触楕円の長径は 0.76 mm から 0.44 mm に短縮、作動滑り率は 0.63%から 0.21%に低下する。
4) この作動滑り面のＰＶ値は以下、軌道曲率比の拡大により、真空環境での寿命延長が狙える。
1.5 GPa*V*0.63% > 2.5 GPa*V*0.21%

Fig １に、軌道曲率比と接触楕円を示す。

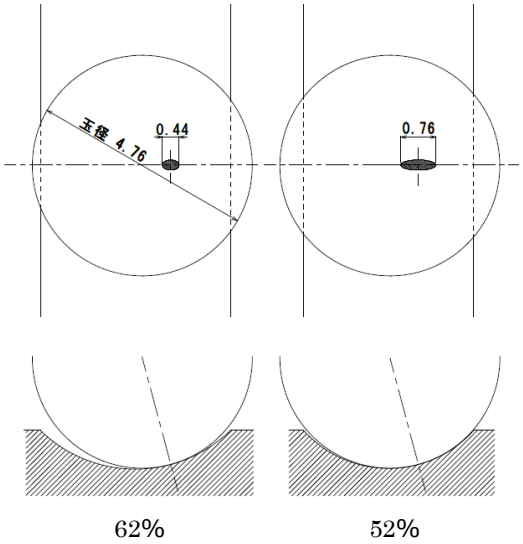


Fig１　軌道曲率比と接触楕円

３．試験装置

Fig ２に試験装置を示す。

フライホイール両端の評価軸受は、Ｖブロックで支持した。軸受外側のリングは、Ｖブロックのマグネットによって固定され、評価軸受を軸方向に固定している。

Fig２　　試験装置

４．評価軸受

ＡＤＢと従来品のアンギュラ玉軸受 7000 について、以下の軌道曲率と潤滑での摩擦係数を評価した。

Table 1　評価軸受

No	軸受	軌道曲率比	潤滑
1	ＡＤＢ	62%	オイル　ＤＸ２
2			白灯油
3			グリース SRL
4		52%	オイル　ＤＸ２
5	従来品（プラ保持器）		ギヤオイル 75W-90
6			グリース SRL

1）軸受について
ラジアル荷重のみが作用する使用条件であるので、下方 120°程度の範囲が負荷領域になる。無負荷領域の玉は、内外輪のいずれか一方のみに接触する状態である。
ＡＤＢでは、接触点変化路が負荷領域の手前となる様に外輪を配置して、負荷領域の玉同士を非接触化する。（Fig ３左）
低速時に無負荷領域の玉は、図の様に自重で下方に集まる。この玉の接触圧は非常に軽微であるが、それでも滑り摩擦が生じるので、理想的なＡＤＢの使い方では無い。
この接触は、予圧を掛けて負荷領域を拡大することにより軽減、または解消される（Fig ３右）が、今回はあえて予圧を掛けていない。

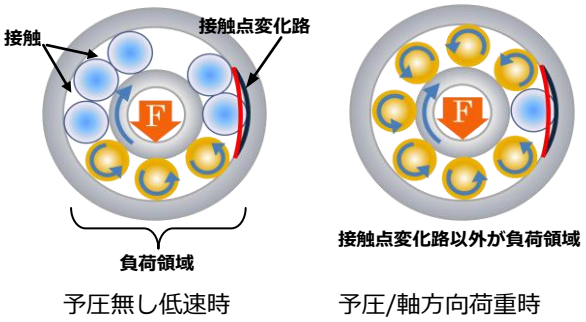


Fig３　ＡＤＢの状態

2）潤滑について
ＡＤＢの潤滑について、粘度が白灯油に近い 2.2mm²/s の潤滑油“スーパーマルパスＤＸ２”が良好な特性であったことより、これを中心に評価した。

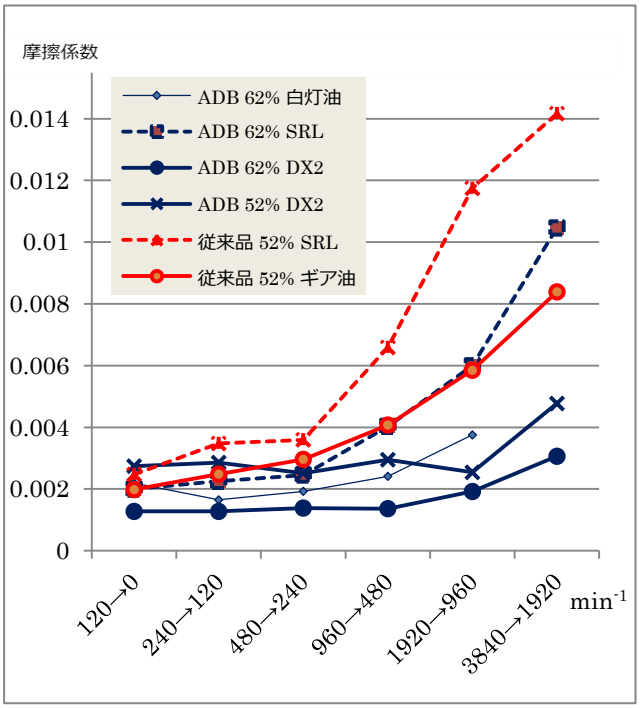


Fig４　水平軸ラジアル荷重での摩擦係数

従来軸受の必用動粘度は 13mm²/s 以上（カタログ）であることより、75W-90 のギヤオイルを使用した。
グリースは、基油動粘度 26 mm²/s のマルテンプ SRL を使用、ＡＤＢは必用油量が少ないことから塗布量 0.01cc とし、従来軸受は空間容積の 50%である 0.45cc とした。

４．結果

モータ駆動のローラをフライホイール外径に押し当て、所定の回転速度でローラを離し、自然停止するまでの時間より、各速度区間における摩擦係数を算出した。
結果を Fig ４に示す。

1）ＡＤＢの軌道曲率比を 62%とすることにより、52%品に対して、摩擦係数を半減することが出来た。（潤滑：スーパーマルパスＤＸ２）
2）軌道曲率比 52%同士の油潤滑の比較では、ＡＤＢ（スーパーマルパスＤＸ２）が従来品（ギア油）に対して、高速域で 1/2 程度の摩擦係数であった。
3）グリース（破線）の比較でＡＤＢは、従来品の 2/3 程度の摩擦係数であった。
4）全体的に高速での摩擦係数が大きい理由は、油やグリースの流体摩擦、及びフライホイールの風損による。

５．あとがき

Fig３に示す様に、ＡＤＢにとって不利な荷重条件にも関わらず、軌道曲率比 62%のＡＤＢと低粘度潤滑油との組合せで摩擦係数 0.001 程度を確認できた。
62%とした根拠は“真空用個体潤滑軸受”の許容荷重 212 N であるが、一般に使われている軸受も、実荷重はこの程度の場合が多い様に思われる。そうした用途でも、エネルギー損失の低減に貢献できることをＰＲして行きたい。

ＡＤＢのこれまでの摩擦係数の最小値は、μ ＝0.00054 である。これは軌道曲率比 52%、白灯油潤滑、垂直軸アキシャル荷重条件で、120→0rpm を測定したもの。
今回試験の軌道曲率比と潤滑油で再測定をすれば、半分以下の摩擦係数が狙えそうである。
機械工学便覧の転がり摩擦係数 0.00002 と同じ桁数（従来軸受の２桁下）を狙う皮算用である。
個別用途での対応に追われ、なかなか手を出せない状態であるが、チャンピオンデータを狙う試みも、いずれトライしてみたい、と思う。

参考文献

1）鉄鋼材料の革新的高強度・高機能化基盤研究開発プロジェクト, 内部起点疲労破壊 SG 公演予稿集　ＮＥＤＯ
2）トライボロジー学会 トライボロジー会議 東京 2005 秋 異物混入潤滑環境下のはく離形態　日本精工㈱