

1. はじめに

直径 1.6mm の鋼球が硬鋼平面を転がる時の転がり摩擦係数は 0.00002¹⁾ 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。

[Fig 1]

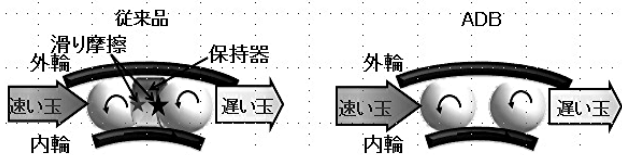


Fig 1 従来品の滑り摩擦と ADB

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免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 $r_1 < r_2$ 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。

$$Y = S * [(r_2/r_1) - 1] \quad r_1, r_2: \text{接触半径}, S: \text{玉径}$$

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。

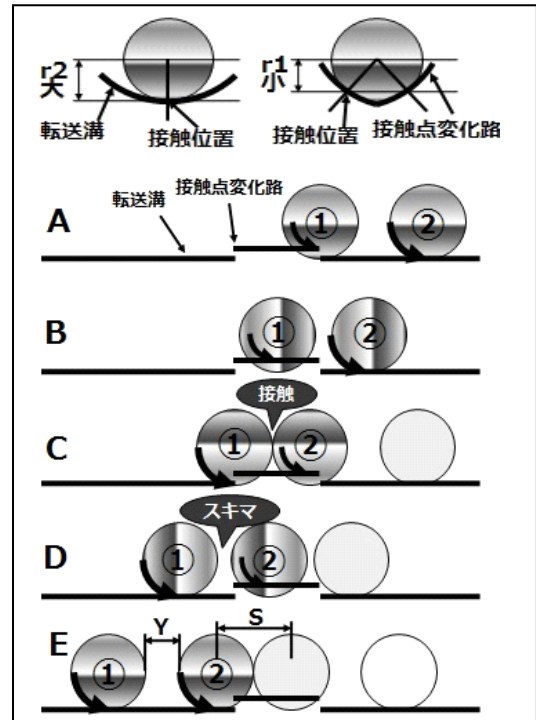


Fig 2 ADBの原理

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 [fig 3] 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 μ m 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。

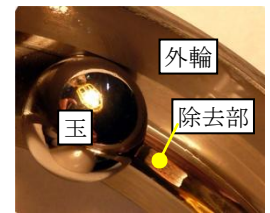


fig 3 接触点変化路

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。 [Fig 4]

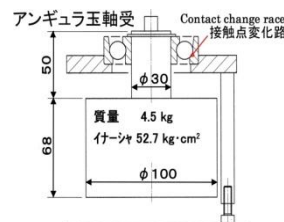


Fig 4 試験装置



測定値は下式により摩擦係数 μ に換算した。

$$\mu = 2 * J * N / (F * Dp * ts)$$

J: フライホイールのイナーシャ $5.27 * 10^{-3}$ [Nm²]

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 Fig 5 に、白灯油を滴下したものを Fig 6 に示す。また Fig 7 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。

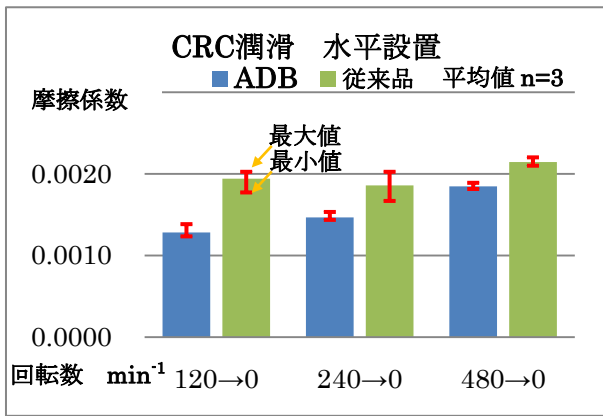


Fig 5 CRC5-56 潤滑での摩擦係数

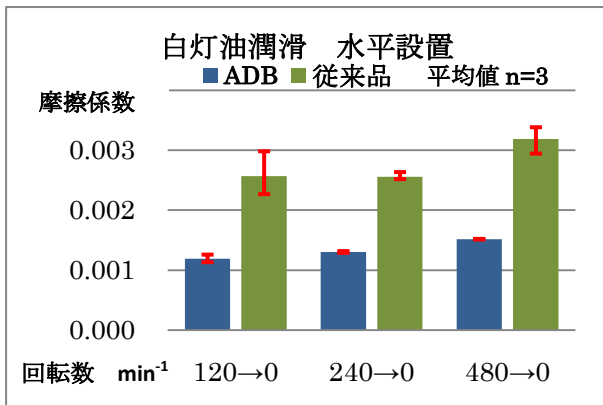


Fig 6 白灯油潤滑での摩擦係数

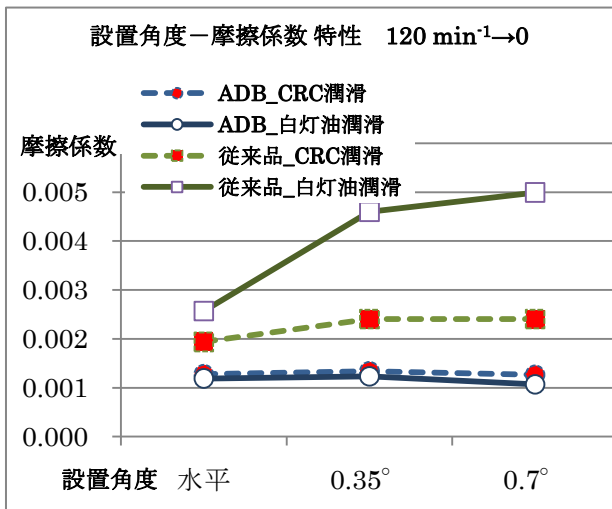


Fig 7 設置角度と摩擦係数特性

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、Fig 5, 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。

[Fig 8]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。

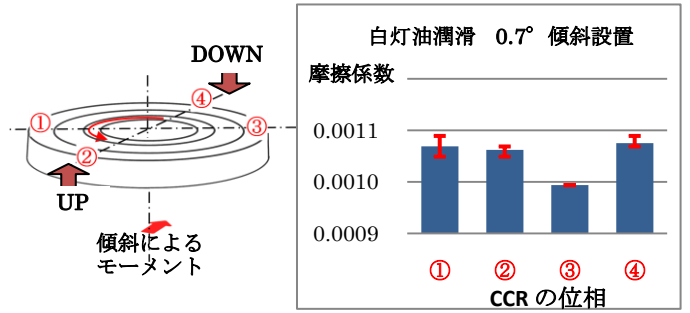


Fig 8 ADBの接触点変化路(CCR)位相と摩擦係数

2) 4点接触玉軸受 QJ306

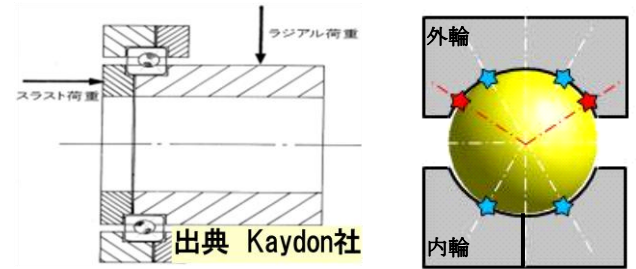


Fig 9 4点接触玉軸受の用例とADBの接触点変化路(★)

[Fig 9]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[Fig 10]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。



Fig 10 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