

## 遊星機構を利用した軸受転用型減速機

金沢大学 丹羽 政仁, 関 啓明, 神谷 好承, 疋津 正利

Planetary Type Reducer Using Angular Ball Bearings

Kanazawa University Masahito NIWA, Hiroaki SEKI, Yoshitsugu KAMIYA, and Masatoshi HIKIZU

Micro traction drive modified from ball bearing has been proposed recently. It is small and it has high efficiency of transmission. However, it has low reduction ratio as even tandem type. Therefore we develop a reducer with high reduction ratio modified from ball bearing. Two angular contact ball bearings constitute planetary mechanism in this reducer. Retainers and inner rings of both two bearings are connected respectively. 1st outer ring is fixed. 1st inner ring is used for input and 2nd outer ring is used for output. We investigated the relationship between the slip of bearings and the output load by a prototype reducer

### 1. 緒言

モータで装置を駆動するとき、モータの出力軸で直接駆動することはまれである。大抵は回転速度を下げ、トルクを増大するために減速機が用いられる。大きな減速比が得られる減速機には波動歯車装置（ハーモニックドライブ）、サイクロ減速機、ボール減速機などがあるが、これらは複雑な機構により構成されていたり、部品の製作が難しかったりするために高価である。そこで、さらに小型で効率の良い減速機として、既に軸受転用型減速機が提案されている[1]。その特長としては、軸受を転用しているため、低コストであり、容易に製作可能であること、軽量でコンパクトであること、歯車のような噛み合いがないので、低騒音、低振動であることが挙げられる。しかし、報告されている軸受転用型減速機では、減速比が小さく、高い減速比を得るには多段になり、減速機が大きくなってしまふことが問題であった。そこで本研究では2段で高い減速比を得られる、遊星機構を利用した軸受転用型減速機を提案する。

### 2. 遊星機構を利用した軸受転用型減速機

#### 2.1 減速機の構造

提案する減速機の構造を図1に示す。図2にその遊星機構のモデルを示す。この減速機は2つの軸受と入力軸、保持器接続部、出力軸から構成される。入力軸を2つの軸受内輪に固定し、2つの保持器も接続する。さらに1つ目の軸受外輪を固定し、2つ目の軸受外輪の回転を出力として取り出す。入力軸に固定された2つの軸受内輪は同じ量だけ回転する。それにより、玉が自転し、内輪上を転がって、保持器も回転する。保持器同士が接続されて2つの軸受の各要素の径が異なる場合には、外輪の回転量が2つの軸受で異なる。1つ目の軸受外輪を固定すると、この差が2つ目の軸受外輪の回転として出力される仕組みである。すなわち、この減速機は3K型遊星機構の一種とみなせる。遊星機構は様々な種類が考えられるが、軸受を用いるため、遊星部の回転、すなわち玉の回転を取り出して利用する機構は難しい。そのため、内外輪と保持器を利用する遊星機構を採用した。軸受の玉は摩擦駆動になるため、滑りを少なくするには何らかの押しつけ力が必要である。予圧荷重をかけやすいように、アンギュラ玉軸受を使用した。図1のように設置し、入力側の軸受外輪に予圧荷重を作用させることで、入力側の外輪 玉 内輪 出力側の内輪 玉 外輪と順に荷重が伝わる。これにより、2つの軸受の玉の接触部分に一度に予圧をかけることができる。

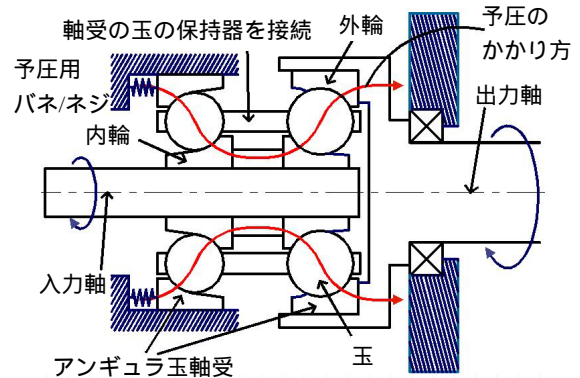


図1 遊星機構を利用した軸受転用型減速機の構造

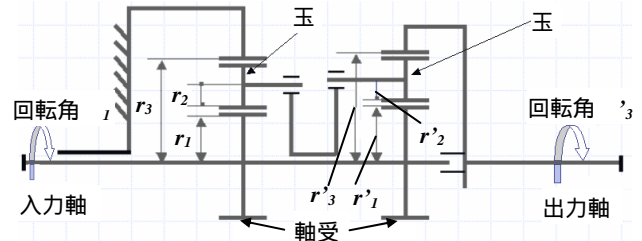


図2 遊星機構のモデル

#### 2.2 減速比の関係

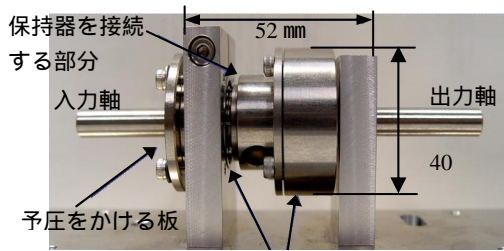
軸受の内輪、玉、外輪の各要素の半径、入力回転角、出力回転角を図2のおくと、減速比は次式ようになる。

$$\frac{\omega_1}{\omega_3} = \frac{r'_3(r_3 + r_1)}{2(r_1 r'_2 - r'_1 r_2)} \quad (1)$$

アンギュラ玉軸受を用いる場合には、上式の  $r_2, r'_2$  は玉の半径を  $r$ 、接触角を  $\alpha$  として、 $r = r \cos \alpha$  を用いる。(1)式より、片方の軸受の内輪半径と、もう一方の玉の半径との積の2つの値の差を小さくする様な軸受の組み合わせにすることで、大きな減速比を得られる可能性がある。

#### 2.3 試作

試作した軸受転用型減速機を図3に示す。表1のような市販のアンギュラ玉軸受 7000, 7002 を使用した。半径等は実測値である。予圧は、つばのついた円筒を六角穴付ボルトで締め込むことにより、軸受の外輪に平行に押しつけて負荷した。保持器同士は、樹脂成形保持器に直径 1 mm の穴を数個開け、小径ロッドを両方に差し込むことで接続した。減速比の理論値は -15.7 となるが、内輪、玉、外輪の半径の測定誤差を考慮して、それぞれ  $\pm 0.1$  mm の誤差があると仮定した場合の減速比は -31.1 ~ -15.6 と計算される。



内部に2つのアンギュラ玉軸受 型番 7000, 7002  
図3 軸受転用型減速機の試作

表1 減速機に使用したアンギュラ玉軸受の諸元

軸受型番	7000	7002	
内輪半径	6.8	9.7	mm
外輪半径	11.0	13.8	mm
玉半径	2.4	2.4	mm
玉の数	8	11	個
接触角	/6	/6	rad

### 3. 試験

#### 3.1 試験装置

減速比を測定するために自作した試験装置を図4に示す。速度制御されたDCモータ(定格出力60W, 定格トルク0.19 N・m)で減速機の入力軸を回転し, 出力軸にはプーリ(半径18 mm)を取りつけ, 重りをまきあげることで負荷(出力トルク)をかける。入力軸と出力軸の回転角度はロータリエンコーダで計測する。ロータリエンコーダの分解能は3600p/rの4倍の0.025度である。回転速度は0.1秒間の差分で求める。減速機の予圧はステンレス丸線タイプの圧縮バネ(内径4 mm, 外形6 mm, バネ定数5.88N/mm)を4本, 六角穴付ボルトに通して(最大荷重211.68N)バネの変形量(~9 mm)により設定した。

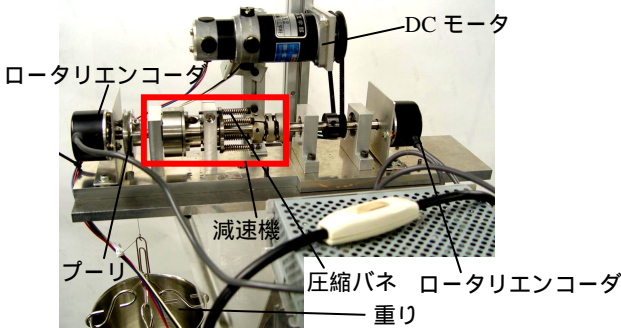


図4 試験装置

#### 3.2 試験条件および試験方法

出力トルクと滑り率の関係, 加減速時の減速比, 低速回転時の減速比, について計測を行う。滑り率  $S$  は次式で求める。

$$S = \left( \frac{\theta - \theta_0}{\theta} \right) \times 100 [\%] \quad (2)$$

出力軸にトルクをかけた状態で入力軸を回転させ, 入力軸が所定の速度に達してから100回転したときの出力軸の総回転角を  $\theta$  とする。また, 無負荷時のその平均値を  $\theta_0$  とする。出力トルクを変化させながら, 各々のトルクで5回ずつ計測する。入力軸回転速度は2000rpmで計測する。加減速時の減速比は無負荷状態で0から6000rpmまで加速度100rpm/sで加速し, 一定速度で回転させる。その後100rpm/sで減速したときの0.1秒毎の減速比を測定する。低速回転時の減速比は無負荷状態で入力回転速度500rpmで回転させたときの0.1秒毎の減速比を測定する。なお, 減速機の予圧荷重はいずれも210N

である。

### 3.3 試験結果

滑り率の試験結果を図5, 加減速時の減速比の試験結果を図6, 低速回転時の減速比の試験結果を図7に示す。無負荷時に入力軸を100回転させたときの出力軸の総回転角は,  $\theta_0 = 13.65 \text{ rad}$  (平均値)であった。図5より, 現状では出力トルク0.03N・m程度までは滑りのない減速機として働いているが, その後は出力トルクの増加に従って滑り率が増加していることが分かる。図6, 7より加減速による減速比への影響は小さいが, 少々回転むらがあることが分かる。

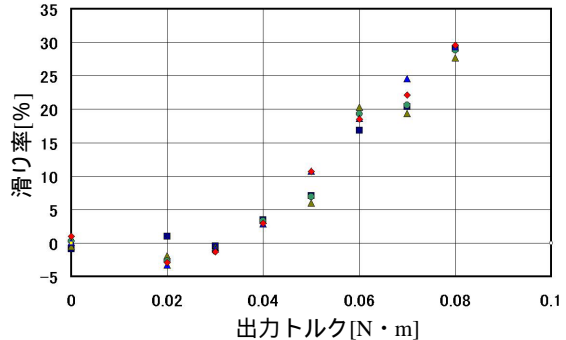


図5 出力トルクと滑り率の関係(各5回ずつ計測)

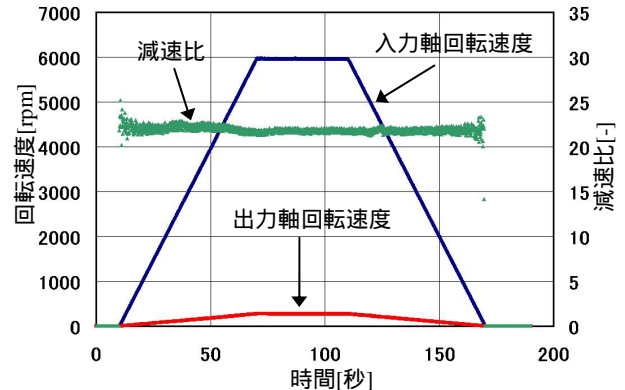


図6 加減速時の減速比

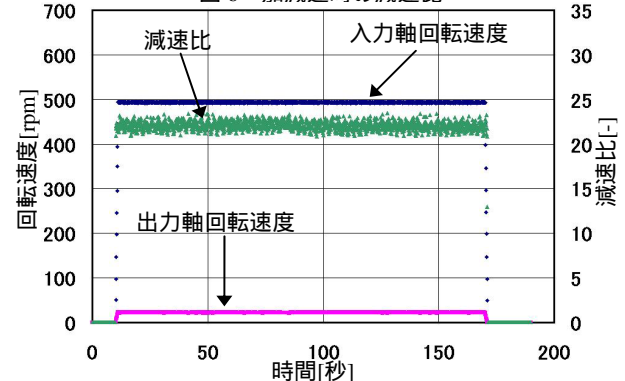


図7 低速回転時の減速比

### 4. 結言

2段で高い減速比を得ることのできる遊星機構を利用した軸受転用型減速機を提案した。試験結果から, 出力の負荷が小さいときは減速機として成り立っているが, 多少回転むらがあり, 負荷が大きいと軸受部の滑りが大きくなることが分かった。今後, 予圧荷重や軸受等の変更による減速機の改善を目指す。

#### 参考文献

[1]塩津勇 他, “転がり軸受転用型マイクロトラクションドライブの開発”, 日本機械学会誌, 72巻, 716号, pp. 323~330, 2006