

ベアリングを利用した減速機に関する研究：大きな減速比の実現

著者	関 啓明, 神谷 好承, 疋津 正利, 大野 達裕
著者別表示	Seki Hiroaki, Kamiya Yoshitsugu, Hikizu Masatoshi, Ono Tatsuhiro
雑誌名	精密工学会学術講演会講演論文集
巻	2015 Spring
号	Q04
ページ	939-940
発行年	2015
URL	http://doi.org/10.24517/00050030

doi: 10.11522/pscjspe.2015S.0_939



ベアリングを利用した減速機に関する研究 —大きな減速比の実現—

金沢大学 ○大野 達裕, 関 啓明, 神谷好承, 正津正利

Development of Speed Reducer Using bearings – Realization of Large Reduction Ratio –

Kanazwa University Tatsuhiko Ono, Hiroaki Seki, Yoshitsugu Kamiya, Masatoshi Hikizu

The speed reducer used in robots and welfare devices require the function of torque limiter from the view of safety and small backlash from view of controllability. The speed reducer utilizing bearings have been already developed for this, but it is not practical yet because of low reduction ratio. In this study, we propose a speed reducer with large reduction ratio by combining two different angular ball bearings. We made a prototype reducer and investigated the relationship between the slip rate and the output torque.

1. 諸言

近年, 人に近い場所でロボットが利用され始めている。ロボットや介護機器等に用いられる減速機には制御性の観点からバックラッシュが少ない事と, 安全性の観点からあるトルク以上は発生しない事が求められる。これらを解決できる減速機としてベアリングを利用した減速機が提案されている^[1]。市販のベアリングを利用するため低コストであり, 軽量でコンパクトであるといった特長を持つ。しかし, 減速比が小さく, 大きな減速比を得るには多段になってしまう。そこで, 本研究では, 型番の異なるアンギュラ玉軸受 2 個を組み合わせて大きな減速比を実現できる 2 段型のベアリングを利用した減速機を提案する。

2. ベアリングを利用した減速機

2.1 減速機の構造

提案する 2 段型減速機のモデルと構造を Fig.1, Fig.2 に示す。ベアリングは転動体が滑らなければ遊星歯車機構とみなすことができ, これを 2 組利用する。すなわち, 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 (圧入) 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っている場合には, 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。軸受の玉は摩擦駆動になるため, 何らかの押しつけ力で滑りを少なくしなければならない。

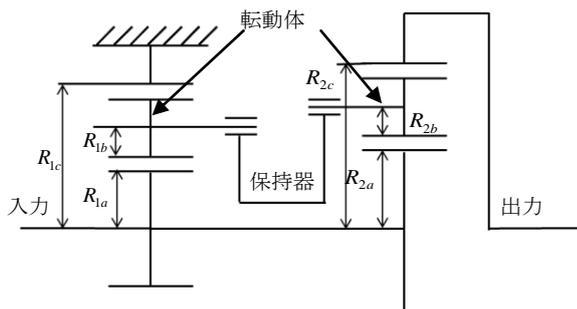


Fig.1 2段型ベアリング減速機のモデル

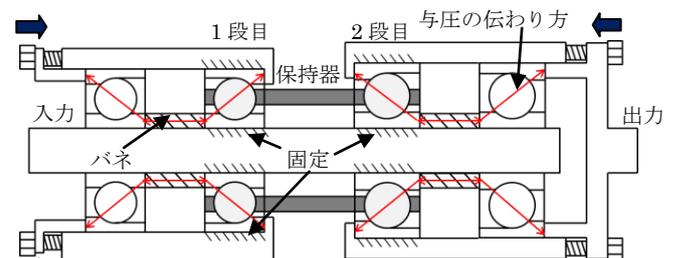


Fig.2 2段型ベアリング減速機の構造

そのため, この減速機では Fig.2 に示すように 1 段目, 2 段目それぞれにバネを用いて軸方向に与圧をかけ, アンギュラ玉軸受を用いることで図中の矢印の方向に沿って力を伝え, 転動体と内外輪の間の摩擦力を大きくし, 滑りを少なくする。このとき, 内輪 (入力軸) が回転するため, もう一つベアリングを追加することで回転に干渉することなく与圧を与える。

2.2 減速比とトルク限界

1 段目の内輪, 外輪, 転動体の角速度を $\omega_a, \omega_b, \omega_c$, 2 段目の角速度を $\omega_{2a}, \omega_{2b}, \omega_{2c}$, 各段の転動体の公転の角速度を ω_x とおき, 各半径を Fig.1 のようにおくと各段において次式が成り立つ。

$$2(R_{1a} + R_{1b})\omega_x = (R_{1a}\omega_a + R_{1c}\omega_c) \quad (1)$$

$$2(R_{2a} + R_{2b})\omega_x = (R_{2a}\omega_{2a} + R_{2c}\omega_{2c}) \quad (2)$$

1, 2 段目のベアリングの接触角を α_1, α_2 とし, $\omega_a = \omega_{2a}, \omega_c = 0$ であることから減速機の減速比は次式で求められる。

$$\omega_a = \frac{(R_{2a} + 2R_{2b} \cos \alpha_2)(R_{1a} + R_{1b} \cos \alpha_1)}{R_{1a}R_{2b} \cos \alpha_2 - R_{2a}R_{1b} \cos \alpha_1} \omega_{2c} \quad (3)$$

次に 1 段目, 2 段目の転動体に働く力を Fig.3 に示す

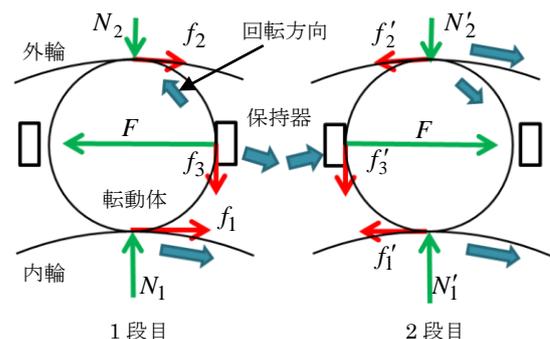


Fig.3 転動体に働く力

f_1, f_2, f'_1, f'_2 は静摩擦力, f_3, f'_3 は動摩擦力, N_1, N_2, N'_1, N'_2 は内外輪から働く抗力, F は保持器から受ける力, μ_s は内外輪と保持器の静摩擦係数, μ_d は保持器と転動体の動摩擦係数である。このとき 1,2 段目において力とモーメントの釣り合いの関係が成り立つ。

$$\begin{cases} f_1 + f_2 = F \\ R_{1b}f_1 = R_{1b}f_2 + R_{1b}f_3 \\ N_1 = N_2 + f_3 \end{cases} \quad (4) \quad \begin{cases} f'_1 + f'_2 = F \\ R_{2b}f'_1 = R_{2b}f'_2 + R_{2b}f'_3 \\ N'_1 = N'_2 + f'_3 \end{cases} \quad (5)$$

これらの式と $f_3 = f'_3 = \mu_d F$, $N_1 = P / \sin \alpha_1$ (P : 与圧) の関係から f'_2 が求められるので, これを用いて減速機のトルク限界 T_{\max} は次式で求められる。

$$T_{\max} = \frac{(1 - \mu_d)\mu_s R_{2c} P}{(1 + \mu_d) \sin \alpha_1} \quad (6)$$

3. 減速機の試作

試作した 2 段型ベアリング減速機を Fig.4 に示す。使用したアンギュラ玉軸受 7203C, 7302C の仕様を Table.1 に示す。式(3)より減速比は 31.4 である。保持器は回転を取り出しやすいようにポリアセタール素材で自作した物を組み込み, 支柱 4 本で各段の保持器を繋いだ。また, 均等にベアリングに与圧を加えるためバネは皿バネ 16 枚を直列に組み合わせて使用した。ベアリングホルダに取り付けられた 4 つのボルトを締めることによりツバ付きの円筒が追加したベアリングの外輪を押し, 内部の皿ばねが縮み (0~5.5[mm]), 減速機本体の内輪に 0~1500[N]の与圧をかけることができる。入力軸は 1 段目から 2 段目までの一体製作は困難であったため, 2 本に分け, 図のようにカップリングで接続した。

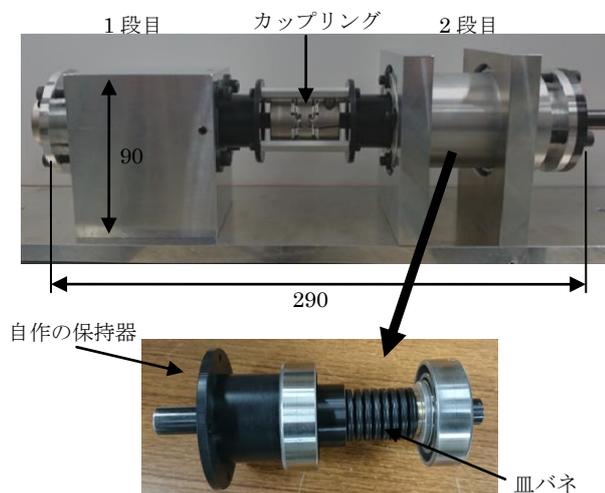


Fig.4 試作した 2 段型ベアリング減速機

Table.1 使用したアンギュラ玉軸受

型番	7203C	7302C
内輪半径[mm]	10.9	10.3
外輪半径[mm]	17.4	17.9
転動体半径[mm]	3.37	3.97
転動体数	10	9
接触角[°]	15	15

4. 動作実験

この減速機の実験装置を Fig.5 に示す。ハンドルを用いて手動で入力軸を回転させる。出力軸には重りを吊るしたワイヤを巻き付けるプーリを取り付け, 負荷をかけた。入力軸と出力軸の回転数の比を計測し, 滑り率を計算する。また, 無負荷の状態の減速比を i_0 , 負荷をかけた時の減速比を i として, 滑り率 S を次式で求める。与圧は 500,1000,1500[N]と変化させて実験を行った。

$$S = \frac{i - i_0}{i_0} \times 100 [\%] \quad (7)$$



Fig.5 実験装置

滑り率と出力トルクの実験結果を Fig.6 に示す。またトルク限界の理論値も図中に示す。理論値に比べ, 半分程度のトルクしか伝達できなかったが, ベアリングの大きさからするとかなり大きな出力トルクでも減速機として働くことが分かった。しかし, 小さな出力トルクでも滑りが発生し, 出力トルクが増えていくにつれ緩やかに滑りが大きくなっている。与圧が大きくなると滑りの増加が緩やかになるが, 滑りだす点はあまり変わらなかった。また, 減速比 60, 15 の 2 段型ベアリング減速機も試作したが, どちらも小さな出力トルクで滑りが発生した。減速比 15 の方は 31.4 のものと同程度の出力トルクであったが, 減速比 60 の方は最大で 1[Nm]程度の小さなトルクしか伝達できなかった。

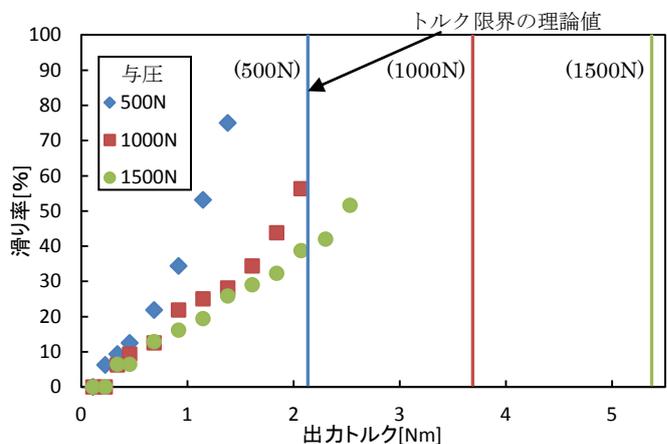


Fig.6 出力トルクと滑り率の関係

5. 結言

2 段で高い減速比を得ることのできるベアリングを利用した減速機を提案した。実験結果から理論値の半分ほどだが, ある程度大きなトルクを伝達できることが分かった。しかし, 出力トルクの増加に対して滑り出すのが早く, 改善が必要である。また, 今回の試作は原理の検証を目的としており, 実用化に向けたコンパクトな設計が課題である。

参考文献

[1]塩津 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.