The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

学術論文

ハイブリッド型磁気遊星歯車の提案

Proposal of a Hybrid-Type Magnetic Planetary Gear

新口　昇[*1](学生員)，平田　勝弘[*1]（正員）

Noboru NIGUCHI (Stu. Mem.), Katsuhiro HIRATA (Mem.)

Magnetic gears have some advantages such as low mechanical loss and maintenance-free operation that are not observed in mechanical gears. In addition, magnetic gears have an inherent overload protection. Therefore, a variety of magnetic gears have been proposed, and some studies are focused on magnetic planetary gears. However, they are not put to practical use because they require a lot of permanent magnets and complex shapes of rotors and stators. This paper proposes a novel hybrid-type magnetic planetary gear. The operational principle of this gear is shown when it is operated as the star-, planetary-, and solar-type magnetic planetary gears. The effectiveness of this gear is verified by the dynamic analysis with the 3-D FEM.

Keywords: hybrid-type magnetic gear, magnetic planetary gear, finite element method.

1 緒言

従来の機械式減速機は，摩擦によりトルクを伝達しているため摩耗が発生し，定期的にメンテナンスが必要であった。しかしながら，磁気減速機は，非接触でトルクを伝達するため，メンテナンスフリーを実現可能である。また，トルクリミッタ機能も併せ持つため，過負荷時には脱調現象が発生し，伝達機構の損傷防止や人命保護に効果的である。

例えば，従来の機械式平歯車を磁気減速機に置き換えると Fig. 1 のような構造になり，非接触でのトルク伝達が可能となる。このように，磨耗が発生しないことを利用したクリーンルームでの使用や，トルクリミッタ機能を利用したロボットの関節への適用など，用途を特定すれば従来の機械式減速機に比べて大きなメリットが得られる可能性が高い。しかしながら，このような構造では，磁石の対向部近傍以外は伝達トルク発生に寄与していないため，実用的な伝達トルクを得ることは難しい。

このため，磁気遊星歯車の検討がなされているが，機械式遊星歯車の歯をリング磁石に置き換えた構造であるため，低速および高速ロータに複数の永久磁石を必要とし，堅牢性が低く，磁石片の飛散防止対策が必要となる[1]。さらに，高トルク化のために，サンギア，プラネタリギア，リングギアの有効面積を増やし，それら歯車を複雑な形状として同一平面内とせずに軸方向に配置する構造，さらには，これら歯車の構成を多段に積層する構造が提案された[2,3]。

そこで，筆者らは高調波磁束を利用したハイブリッド型磁気減速機を提案し，三次元有限要素法および試作実験により，その有効性を確認してきた[4-7]。

本稿では，磁石を内挿してハイブリッド型(HB 型)磁気構造とした各磁気歯車からなる堅牢性の高い磁気遊星歯車を提案する。そして，入力軸と出力軸の 3 通りの組み合わせ(スター型，プラネタリ型，ソーラー型)に対して，三次元有限要素法を用いた動作特性解析により伝達トルク特性を求め，それぞれの減速比の理論値と比較検証を行ったので報告する。

2 ハイブリッド型磁気遊星歯車

従来の最も簡単な磁気遊星歯車の構造を Fig. 2，本研究の対象となる HB 型磁気遊星歯車の構造を Fig. 3 に示す。いずれも，サンギア，プラネタリギア，リン

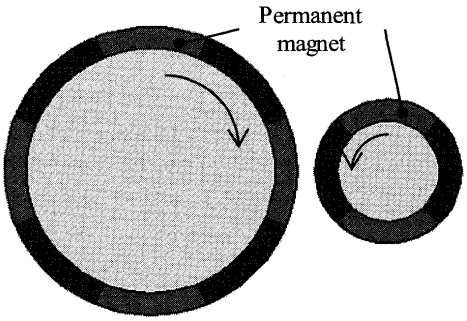


Fig. 1　Magnetic spur gear.

連絡先：新口　昇，〒565-0871 大阪府吹田市山田丘 2-1，
大阪大学工学研究科知能・機能創成工学専攻，
e-mail: noboru.niguchi@ams.eng.osaka-u.ac.jp
[*1] 大阪大学

NII-Electronic Library Service

The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

グギアから構成されており，すべてのプラネタリギアは1つのキャリア(Fig. 3 では非表示)に連結されている。

従来の磁気遊星歯車は，磁極を多極着磁されたリング磁石に置き換えた構造である。一方，本研究対象である HB 型磁気遊星歯車は，HB 型ステッピングモータの原理を応用した構造で，軸方向に着磁された永久磁石がヨークに挟まれており，Fig. 4 に示すような磁束を利用して伝達トルクを発生する。ここで，サンギアとリングギアに搭載された永久磁石の磁化方向は同じであるが，プラネタリギアに搭載された永久磁石の磁化方向は，これらとは逆向きである。また，サンギアおよびプラネタリギアを構成する上下2つのヨークは，Fig. 5 のように互いに 0.5 磁極ピッチだけずれており，多極化を実現している。なお，リングギアについても同様の構成となっている。

HB 型磁気遊星歯車では，永久磁石同士が接触する可能性がないことから，従来の磁気遊星歯車に対して堅牢性に優れる。また，従来の磁気遊星歯車では，減速比を変更するために磁石の極数を変更する必要があったが，HB 型磁気遊星歯車では，磁極の極数のみで可能であり，生産性にも優れる。

3 ハイブリッド型磁気遊星歯車の動作原理

3.1 磁極数の選定

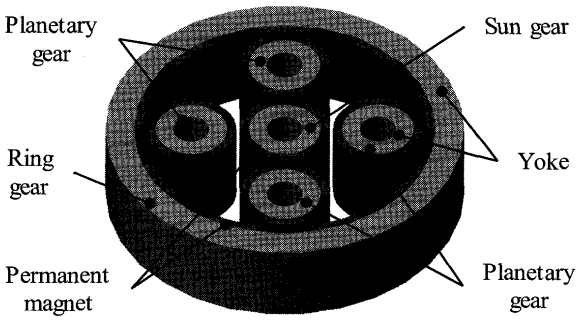


Fig. 2　Conventional magnetic planetary gear.

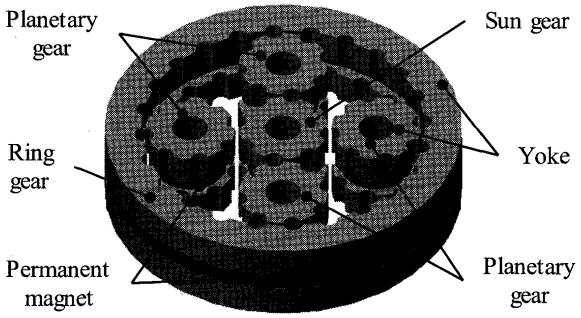


Fig. 3　HB-type magnetic planetary gear.

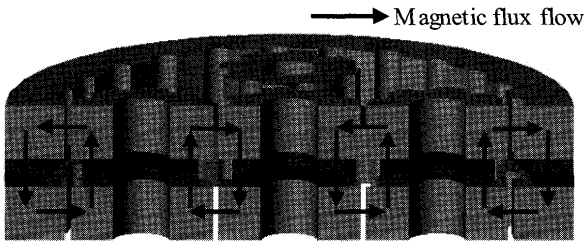


Fig. 4　Sectional model.

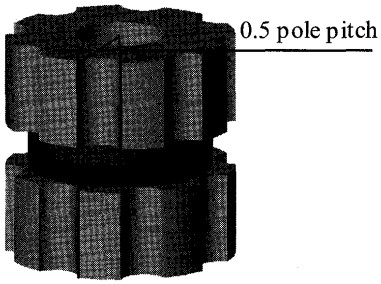


Fig. 5　Pole pitch between both magnetic poles.

HB 型磁気遊星歯車において，サンギアの磁極数を Z_a，プラネタリギアの磁極数を Z_b，リングギアの磁極数を Z_c とすると，各歯車の中心距離を合わせるための条件として，式(1)が成立しなければならない。

$$Z_c = Z_a + 2Z_b \tag{1}$$

また，プラネタリギアの個数を N とすると，プラネタリギアが等配置されなければならないことから，自然数 n を用いた式(2)が成立しなければならない。

$$\frac{Z_a + Z_c}{N} = n \tag{2}$$

さらに，プラネタリギア同士が干渉しないためには，式(3)が成立しなければならない。

$$Z_b + 2 < (Z_a + Z_b)\sin\frac{\pi}{N} \tag{3}$$

以上より，本研究では，$Z_a = Z_b = 16$，$Z_c = 48$，$N = 4$ を選択する。なお，先に記載した通り，軸方向に位置するヨークは互いに 0.5 磁極ピッチずれているため，それぞれ 8 個の磁極を持っていればよい。

3.2 減速比

HB 型磁気遊星歯車を減速機として用いる場合，機械式遊星歯車と同様，入力軸と出力軸の組み合わせで Table 1 に示すように，3 通りの減速比が得られる。ここで，スター型の減速比が負になっているが，これはサンギアからの入力に対して，出力軸のリングギアが

NII-Electronic Library Service

The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

サンギアと反対方向に回転することを表している。また，プラネタリギアが公転する場合，出力はプラネタリギア同士をつなぐキャリアから取り出す。

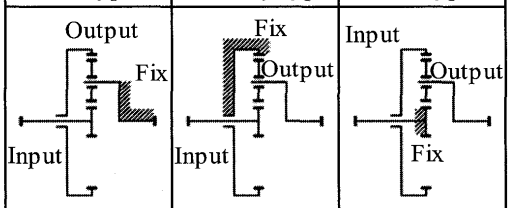
4 三次元有限要素解析による検証

4.1 解析モデル

スター型，プラネタリ型，ソーラー型の伝達トルク解析を行うため，Ω法を用いた三次元有限要素解析を行った。本研究では，ヨークの材料に非線形磁性材料である電磁軟鉄 SUYP, 永久磁石には残留磁束密度 B_r= 1.3T の希土類ネオジウム磁石を用いた。ここで，SUYP の直流磁化特性を Fig. 6 に示す。

また，低速での運転を仮定して，すべての材料の導電率を 0 として，渦電流は発生しないものとした。このとき，初期状態の要素数は 446,493，節点数は 80,309 で，空気層を除いた要素分割図を Fig. 7 に示す。また，主要な寸法を Table 2 に示す。

Table 1　Three types of combinations.

	Star type	Planetary type	Solar type
			
Sun gear	Input	Input	Fix
Planetary gear	Rotation	Rotation + Revolution (Output)	Rotation +Revolution (Output)
Ring gear	Output	Fix	Input
Gear ratio	$-\frac{Z_c}{Z_a}=-3$	$\frac{Z_c}{Z_a}+1=4$	$\frac{Z_a}{Z_c}+1=\frac{4}{3}$

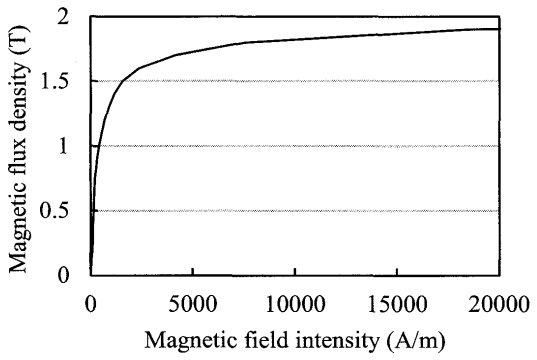


Fig. 6　B-H curve of SUYP.

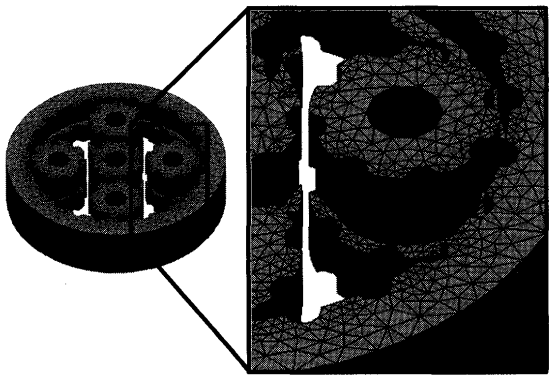


Fig. 7　Meshed model.

Table 2　Major dimensions.

Outer diameter of the sun and planetary gear	ϕ25
Thickness of the permanent magnet	5
Air-gap length	1
Outer diameter of the ring gear	ϕ100
Axial length	25

Unit:mm

4.2 最大トルク解析

スター型，プラネタリ型，ソーラー型において，出力軸を固定し，入力軸を強制的に回転させたときの各部のトルクを計算した。ここで，入力軸，出力軸，固定部以外の運動は，式(4)で表される運動方程式に従うとする。

$$J\frac{d^2\theta}{dt^2}=T_r-T_f \tag{4}$$

ここで，各磁気歯車の慣性モーメントを J，位置をθ，回転方向のトルクを T_r，機械損による摩擦トルクを T_f とする。なお，いずれの解析においても，入力軸の回転速度は 1rpm で，解析時間ステップは 5ms とした。

それぞれの入力軸と出力軸のトルク変化を Figs. 8-10 に示す。ここでは，両者のトルク波形の重なりを防ぐため，便宜上，入力軸のトルクの正負を反転させている。

出力側が最大トルクとなる位置で入力軸と出力軸のトルクを比較すると，スター型ではサンギアが 0.039Nm に対してリングギアが 0.113Nm で，減速比は 2.90 となり，理論値より 3%程度，低かった。また，プラネタリ型では，サンギアが 0.039Nm に対してキャリアが 0.156Nm で，減速比は 4.00 となり，理論値通りの結果となった。最後に，ソーラー型ではリングギアが 0.127Nm に対して，キャリアが 0.174Nm で減速比

NII-Electronic Library Service

The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

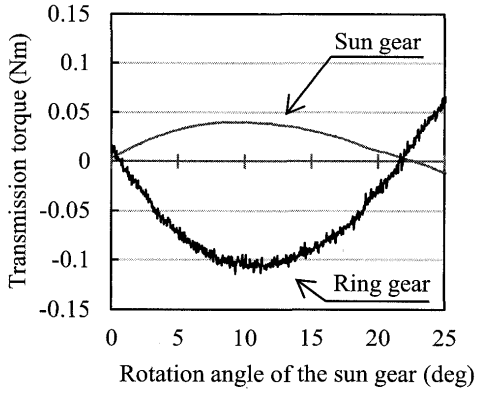


Fig. 8　Maximum torque of the star type.

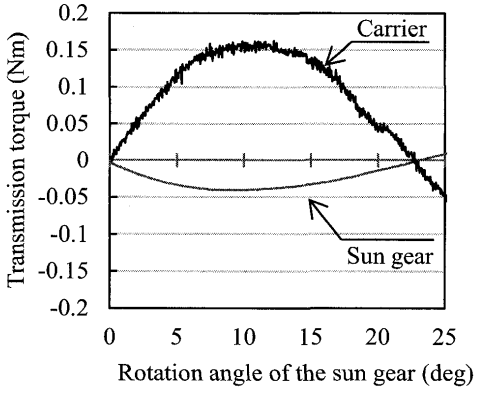


Fig. 9　Maximum torque of the planetary type.

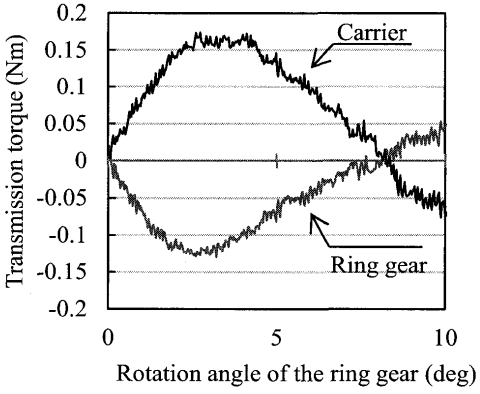


Fig. 10　Maximum torque of the solar type.

は 1.35 となり，理論値より 3%程度，高かった。

以上より，理論上の減速比に対して±3%の誤差が発生したが，CG 法およびニュートンラプソン法の収束判定値から生じる誤差およびメッシュの粗さから生じる程度の誤差である。また，これらの誤差が運動方程式にも影響し，入力軸と出力軸の最大伝達トルク位相にずれが発生していると推測できる。さらに，これらの誤差により，伝達トルク波形にノイズが重畳されていると推測できる。

次に，最大伝達トルク解析時の非固定部の動作を確認するため，スター型において，サンギアおよびリングギアを固定し，プラネタリギアを強制回転させたときのトルク波形を Fig. 11 に示す。この結果，プラネタリギアとサンギア，リングギアの間の最大伝達トルクはそれぞれ，0.032Nm，0.638Nm であった。

サンギアの最大伝達トルクを理論上の減速比である 3 倍すると 0.096Nm になるが，プラネタリギアとリングギア間の最大伝達トルクより低い。このことから，サンギアが入力軸の場合，プラネタリギアに対してサンギアがリングギアより先に脱調することがわかる。以上より，いずれの場合においても，プラネタリギアとサンギアの間で脱調現象が発生していることが確認できた。

最後に，プラネタリギアとサンギアの間の最大伝達トルクがプラネタリギアとリングギアの間の最大伝達トルクのわずか 5%程度に過ぎない原因を検証した。Fig. 12 に全歯車が磁気的に釣り合っている状態の磁束密度分布を示す。この結果から，プラネタリギアとサンギアの対向部近傍よりプラネタリギアとリングギアの対向部近傍の方が磁束密度が高いことがわかる。

この磁束密度分布は，磁石の磁束量からも予想できる。本稿の HB 型磁気遊星歯車では，すべての永久磁石の厚みが同じなので，磁束量は永久磁石の表面積の比とみなすことができる。つまり，プラネタリギアの永久磁石が発生する磁束の半分がサンギア，残り半分がリングギアとの磁束ループを形成し，漏れ磁束は無視できると仮定すると，プラネタリギアとサンギアの間の磁束量とプラネタリギアとリングギアの間の磁束

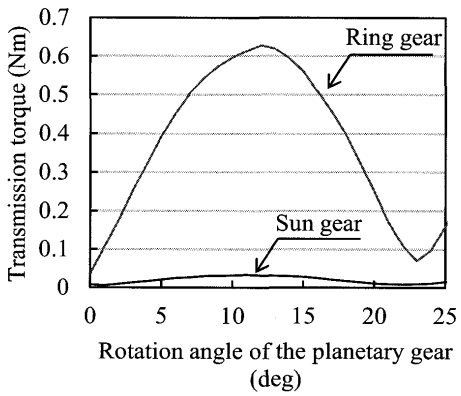


Fig. 11　Comparison of overload torque.

NII-Electronic Library Service

The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

量の比は 1:8.7 となり，Fig. 12 に示す磁束密度分布図の妥当性が確認できた。

4.3 負荷時のトルク解析

プラネタリギアを基準として両ギア間で最大伝達トルクが異なるため，任意のトルク伝達時のプラネタリギアに対するサンギアおよびリングギアの位置関係を容易に求めることができない。そこで，負荷時の伝達トルク解析において，出力軸に負荷トルクを与え，

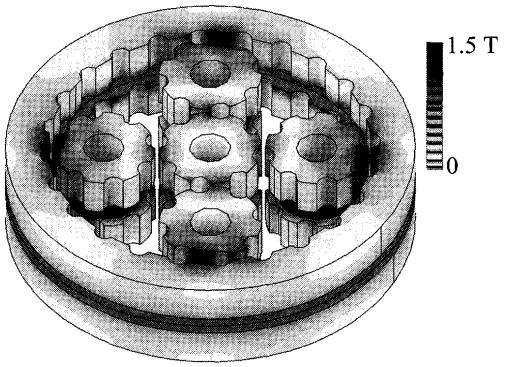


Fig. 12　Contour of the magnetic flux density.

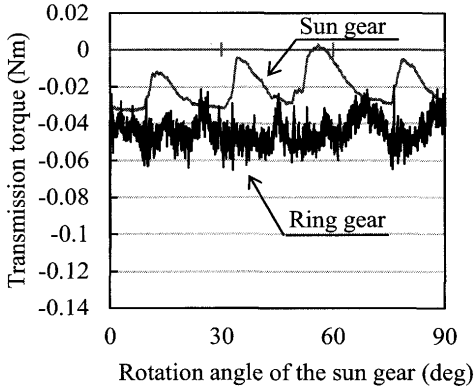


Fig. 13　Transmission torque of the star type.

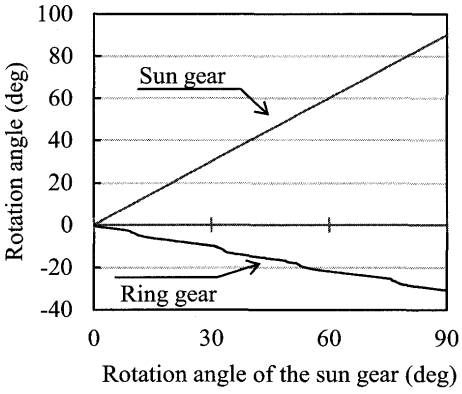


Fig. 14　Rotation angle of the star type.

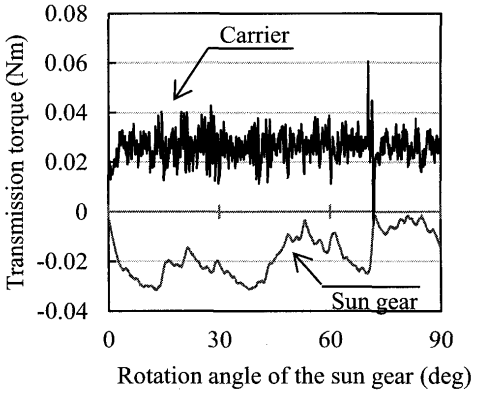


Fig. 15　Transmission torque of the planetary type.

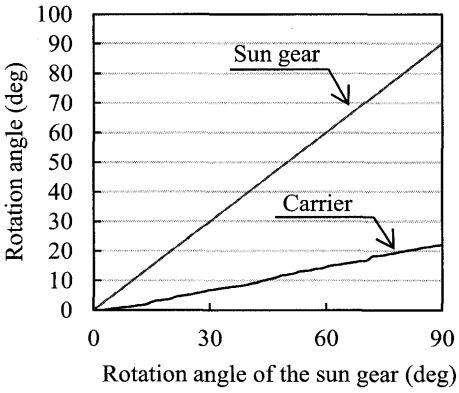


Fig. 16　Rotation angle of the planetary type.

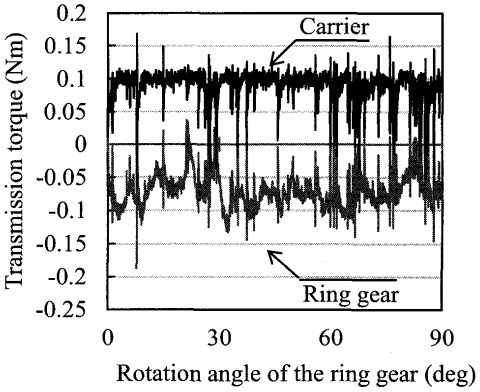


Fig. 17　Transmission torque of the solar type.

入力軸を回転させたときの各ギアのトルクを計算する。このとき，入力軸と固定部以外のギアの運動を式(4)で考慮している。

上記を踏まえ，スター型，プラネタリ型，ソーラー型に対して，出力軸にそれぞれ 0.05Nm，0.025Nm，0.100Nm の負荷トルクを与え，入力軸を 1rpm で 90deg 回転させる解析を時間ステップ 5ms で行った。このと

NII-Electronic Library Service

The Japan Society Applied Electromagnetics and Mechanics

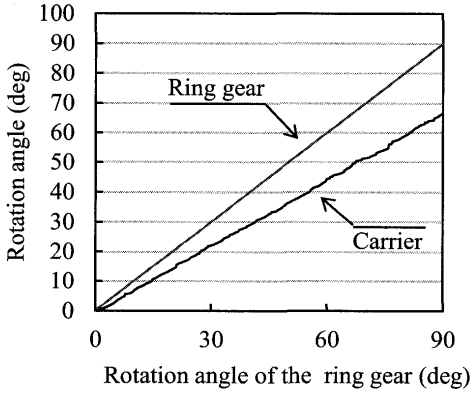


Fig. 18　Rotation angle of the solar type.

Table 3　Computed gear ratios of three types.

		Star type	Planetary type	Solar type
Average torque (Nm)	Input	0.015	0.006	0.079
	Output	0.047	0.026	0.095
	Gear ratio	3.13	4.33	1.20
Final position (deg)	Input	90.0	90.0	90.0
	Output	–30.6	22.1	66.5
	Gear ratio	2.94	4.07	1.35

きの伝達トルク波形，ロータ位置を Fig. 13-18，平均トルクおよび回転角度から得られた減速比を Table 3 に示す。ここで，トルク波形の重なりを防ぐため，便宜上，入力軸のトルクの正負を反転させている。

スター型では，プラネタリギアが自転運動のみを行うので，Fig. 13 より磁極数に等しい 16 次成分がサンギアのコギングトルクに確認できる。同様にプラネタリ型でも，16 次成分がサンギアのコギングトルクに現れるはずであるが，Fig. 15 では明確に現れていない。この理由は，4 つのプラネタリギアそれぞれが独立した運動をする条件下で解析した結果，CG 法やニュートンラプソン法の収束判定値から生じる誤差およびメッシュの粗さから生じる誤差により，それらの位相がわずかにずれたためと考えられる。

また，トルク波形の解析結果から，出力軸であるキャリアとリングギアのトルクにはノイズが目立つが，コギングトルクはサンギアに比べると低い。コギングトルクが小さい理由は，1 回転あたりに他のギアと対向する磁極数が多いためで，ノイズは動解析を行っていることと，前述の解析誤差の影響で発生していると考えることができる。

このように出力軸のトルク波形にはノイズが目立つが，Figs. 14，16，18 より，回転角度に明らかな脈動は発生していないことが確認できる。トルクおよび最終位置から減速比を求めた結果，ほぼ理論値通りの結果が得られた。しかし，解析誤差によりトルク変動が大きいため，位置から求めた減速比に比べて，理論値との誤差が大きかった。

5 結言

従来の磁気式遊星歯車に対して堅牢性および生産性に優れる HB 型磁気遊星歯車を提案した。また，従来の機械式歯車の理論から導出されたスター型，プラネタリ型，ソーラー型の減速比に対して，三次元有限要素法による最大伝達トルク解析および一定負荷を与えた伝達トルク解析を行い，理論値通りの減速比が得られることを確認した。

今後は，HB 型磁気遊星歯車の試作機を製作し，解析結果の検証を行っていく。

(2010 年 9 月 28 日受付，2011 年 2 月 19 日再受付)

参考文献

[1] C. Huang, M. Tsai, D. G. Dorrell and B. Lin, Development of a Magnetic Planetary Gearbox, *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol.44, No.3, pp.403-412, 2008.

[2] 鶴本，田中，新型磁気式遊星・差動歯車装置の試作と性能試験，日本応用磁気学会誌, Vol.26, pp.703-706, 2002.

[3] 岡，戸高，榎園，長屋，二次元有限要素法による遊星型磁気歯車の磁界解析，第 18 回 MAGDA コンファレンス論文集, PS-51, pp.405-410, 2009.

[4] 山本，平田，村松，新しい磁気伝達減速機構に関する研究，日本 AEM 学会誌, Vol.17, No.2, pp.188-193, 2009.

[5] 新口，平田，山本，村松，ハイブリッド型磁気伝達減速機構のコギングトルク低減に関する研究，平成 21 年電気学会産業応用部門大会, No.3-25, pp.237-242, 2009.

[6] 新口，平田，山本，村松，ハイブリッド型磁気伝達減速機構のコギングトルク低減に関する研究，電学論 D-130, No. 5, pp.692-698, 2010.

[7] 早川，平田，新口，村松，三次元有限要素法を用いた HB 型磁気伝達減速機構の渦電流解析，第 22 回「電磁力関連のダイナミクス」シンポジウム論文集，21B1-5, pp. 586-591, 2010.

NII-Electronic Library Service