

超高速磁気ギヤの設計および試作試験

Design and Prototype Tests of Ultra High Speed Magnetic Gear

朝雛 えみり ^{a)†}・三ツ谷和秀 ^{a)}・中村健二 ^{a)}・立谷雄一 ^{b)}・鈴木雄真 ^{b)}・操谷欽吾 ^{b)}^{a)} 東北大学 大学院工学研究科, 仙台市青葉区荒巻字青葉 6-6-11 (〒980-8579)^{b)} 株式会社プロスペイン, 宮城県大崎市松山次橋新千刈田 117 (〒987-1305)E. Asahina ^{a)†}, K. Mitsuya ^{a)}, K. Nakamura ^{a)}, Y. Tachiya ^{b)}, Y. Suzuki ^{b)}, K. Kuritani ^{b)}^{a)} Tohoku University, Graduate School of Engineering, 6-6-11 Aoba Aramaki Aoba-ku, Sendai, Miyagi 980-8579, Japan^{b)} Prospine Co., Ltd., 117 Shinsengarida, Matsuyamatsugihashi, Osaki, Miyagi 987-1305, Japan

In recent years, there has been strong demand for high-speed motors over 50,000 rpm has been strongly required to be reduced in size and weight and have an increased the output power density. Magnetic gears can change speed and torque without mechanical contact. Thus, they have low vibration, noise, wear, and friction heating. These features are desirable for high-speed applications. Flux-modulated type magnetic gears are expected to be put into practical use because they have a higher torque density than other kinds of magnetic gears. This paper describes the design of an ultra-high-speed magnetic gear whose maximum input speed is 80,000 rpm and presents the prototype test results. First, the dimensions of the magnetic gear are optimized by using two-dimensional finite element analysis (2D-FEM). Next, the optimized magnetic gear is evaluated by using 3D-FEM. The result of prototype tests shows that the maximum efficiency of the magnetic gear is 94.9% at low speed, and it is kept over 80% at 80,000 rpm.

Key words: Magnetic gear, Flux-modulated-type, Ultra high speed

1. はじめに

現在, 様々な分野で電動化が急速に進んでおり, モータやギヤなどの電動化に欠かせない構成要素には, さらなる高性能化が強く望まれている. 特に, 高出力密度化を目的とした高速化の検討が多く行われており¹⁾²⁾, 例えば, 電動工具用などでは50,000 rpmを超えるような超高速モータの研究開発も見られる³⁾. しかしながらその一方で, この動力伝達を担う機械機構の一つである機械式ギヤに注目すると, 歯車同士の接触に由来する振動や騒音, 摩擦や発塵, 発熱などの問題が苛酷になり, これが超高速モータドライブシステムの実用化の妨げになっている.

上記の問題に対して, 磁気ギヤは永久磁石の吸引・反発力を利用して, 非接触で増減速ができることから, 摩擦や発塵が無く, 振動や騒音も小さい. しかし, 従来の磁気ギヤは, 機械式ギヤの歯を単純に永久磁石で置き換えた構造を有し, 対向した一部の永久磁石のみしか動力伝達に寄与しないことから, トルク密度や効率が低く, 実用には程遠い存在であった.

これに対して, 磁束変調型磁気ギヤは, 同心円状に配置された内外2つの永久磁石回転子と, その間に挟まれたポールピースと呼ばれる複数の磁極片から構成され, ポールピースによって磁石磁束を変調することで, ギヤとして動作する. 磁束変調型磁気ギヤは, 内外回転子のすべての永久磁石が常に動力伝達に寄与することから, 従来の磁気ギヤと比べてトルク密度や効率が高く, 実用化が最も期待されている⁴⁾⁵⁾.

一方, 高速化に関する検討はいくつか存在するが⁶⁾⁷⁾, 50,000 rpmを超えるような超高速磁気ギヤの実現可能性について, 実機を用いて検証した事例は存在しない. そこで本論文では, 最高速度80,000 rpmの磁束変調型磁気ギヤについて, 有限要素法(FEM)を用いて設計するとともに, 試作試験を行ったので報告する.

2. 磁束変調型磁気ギヤの基本構成と動作原理

Fig. 1に, 磁束変調型磁気ギヤの基本構成を示す. 磁束変調型磁

責任著者: 朝雛えみり (e-mail: asahina.emiri.s3@dc.tohoku.ac.jp)

気ギヤは, 同心円状に配置された極対数の異なる内外2つの永久磁石回転子と, その間に挟まれたポールピースと呼ばれる周方向に等間隔に配置された複数の固定子磁極片から構成される. 以下, 本磁気ギヤの動作原理について述べる.

Fig. 2に, 内側回転子の永久磁石からポールピースを介して, 外側ギャップに作られる磁束分布を模式的に示す. 同図のように, 永久磁石の起磁力分布が正弦波状であると仮定すると, 起磁力は次式で表される.

$$f_h(\theta, t) = F_{ah} \cos\{p_h(\theta - \omega_h t)\} \quad (1)$$

ここで, F_{ah} は内側回転子の磁石起磁力の振幅, p_h と ω_h はそれぞれ内側回転子の極対数と角速度である.

ポールピースのパーマニアン分布 $P(\theta)$ についても正弦波状であると仮定すれば, ポールピースの極数 n_s を用いて, 次式で表される.

$$P(\theta) = \lambda_d + \lambda_a \cos(n_s \theta) \quad (2)$$

ここで, λ_d と λ_a はそれぞれポールピースのパーマニアン分布の平均値と振幅である.

以上から, 外側ギャップに作られる磁束分布 $\phi_h(\theta, t)$ は, (1)式と(2)式の積として, 以下のように導出される.

$$\begin{aligned} \phi_h(\theta, t) = & F_{ah} \lambda_d \cos\{p_h(\theta - \omega_h t)\} \\ & + \frac{1}{2} F_{ah} \lambda_a \cos\left\{(n_s + p_h)\left(\theta - \frac{p_h}{n_s + p_h} \omega_h t\right)\right\} \\ & + \frac{1}{2} F_{ah} \lambda_a \cos\left\{(n_s - p_h)\left(\theta - \frac{-p_h}{n_s - p_h} \omega_h t\right)\right\} \end{aligned} \quad (3)$$

(3)式より, 外側ギャップに現れる磁束には, 内側回転子の極対数 p_h と同じ次数の基本波成分に加えて, $(n_s + p_h)$ と $(n_s - p_h)$ の2つの変調波成分が存在することが了解される. これらの成分の回転速度はそれぞれ $p_h \omega_h / (n_s + p_h)$,

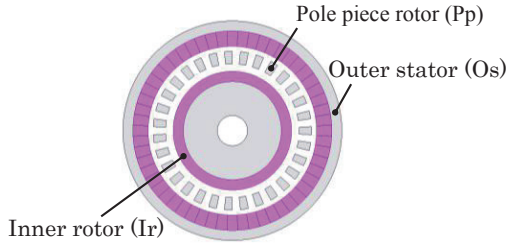


Fig. 1 Basic configuration of flux-modulated type magnetic gear.

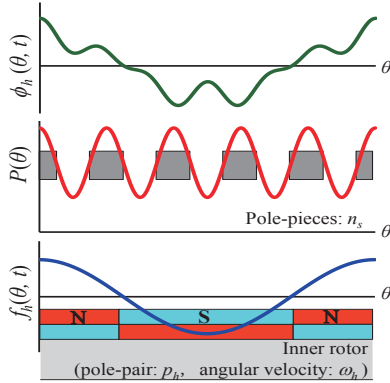


Fig. 2 Outside gap flux generated by the inside magnet's MMF and the pole-pieces.

$-p_h\omega_h/(n_s - p_h)$ である。したがって、外側回転子の極対数 p_l を $(n_s + p_h)$ 、もしくは $(n_s - p_h)$ のいずれかに選べば、外側回転子は以下の速度で同期して回転する。

$$\omega_l = \pm \frac{p_h\omega_h}{n_s \pm p_h} = \pm \frac{p_h}{p_l}\omega_h \quad (4)$$

なお、(3)式を見ると、ポールピースで変調された2つの成分 $(n_s + p_h)$ と $(n_s - p_h)$ の振幅は等しいが、実際は永久磁石の起磁力分布およびパーミアンスの空間分布は、正弦波ではなく矩形波に近いので、高調波の影響により、 $(n_s - p_h)$ の成分の振幅の方が大きくなる。したがって、通常、磁束変調型磁気ギヤの外側回転子の極対数は $p_l = n_s - p_h$ になるように選択する。

次いで、内外回転子の起磁力分布、ならびにポールピースによるパーミアンスの空間分布が正弦波であるとの仮定の下、磁束変調型磁気ギヤのトルクを与える式を導出する。なお、内外回転子の極対数 p_h 、 p_l とポールピースの極数 n_s の間には、 $p_l = n_s - p_h$ の関係が成り立つものとする。

円筒形の永久磁石回転子に作用するトルクは、次式で与えられる(10)。

$$\tau = \int_V B_r \frac{\partial H_r}{\partial \theta} dV = \frac{1}{2\pi} \int_0^{2\pi} \phi_r \frac{\partial f_r}{\partial \theta} d\theta \quad (5)$$

上式中の B_r と H_r は磁束密度と磁界強度の径方向成分、 ϕ_r と f_r は磁束と起磁力の径方向成分である。

(5)式に基づき、磁束変調型磁気ギヤの外側回転子に作用するトルク τ_l を求める場合、同式中の起磁力と磁束は次式で与えられる。

$$f_l(\theta, t) = F_{al} \cos\{p_l(\theta - \omega_l t) - \delta\} \quad (6)$$

$$\begin{aligned} \phi_h(\theta, t) = & F_{ah} \lambda_d \cos\{p_h(\theta - \omega_h t)\} \\ & + \frac{1}{2} F_{ah} \lambda_a \cos\left\{(n_s + p_h)\left(\theta - \frac{p_h}{n_s + p_h} \omega_h t\right)\right\} \\ & + \frac{1}{2} F_{ah} \lambda_a \cos\{p_l(\theta - \omega_l t)\} \end{aligned} \quad (7)$$

式中の δ は、内外の磁石回転子の磁極の位相差であり、同期機の負荷角（内部相差角）に相当する。

(5)式に(6)式と(7)式を代入することで、トルク τ_l は次式のように求まる。

$$\tau_l = \frac{1}{4} p_l F_{ah} F_{al} \lambda_a \sin \delta \quad (8)$$

上式より、磁束変調型磁気ギヤのトルクは、一般的な同期機と同様に、負荷角 δ が90度で最大になることがわかる。

3. 超高速磁気ギヤの解析設計

表1に、本論文で定めた超高速磁気ギヤの設計目標を示す。本磁気ギヤの入力は内側回転子(Ir)であり、出力はポールピース回転子(Pp)である。内側回転子は80,000 rpmで駆動されるため、回転バランスや遠心力に対する耐性を勘案し、ネオジウム焼結のリング磁石を用いた。一方、外側は磁石渦電流損を抑制するため、ネオジウムボンド磁石を用いた。目標トルクは出力側で0.5 N·m、効率は90%とした。以降ではFEMを用い、ギヤ比や各部寸法を種々調整することで、トルクの向上を目指す。なお、FEMにはJSOL製のJMAG Designer Ver 19.1を用いた。

まず始めに、2D-FEMを用いてギヤ比の検討を行った。Fig. 3に、ギヤ比に対する出力トルクの変化を示す。この図より、検討したギヤ比の範囲ではギヤ比が小さくなるほど、最大トルクが大き

Table 1 Design goals for ultra high speed magnetic gear.

| | |
|-----------------------|-----------|
| Maximum input speed | 80000 rpm |
| Maximum output torque | 0.5 N·m |
| Efficiency | 90 % |
| Diameter | 44 mm |
| Axial length | 20 mm |
| Inner gap length: | 1.5 mm |
| Outer gap length: | 1.0 mm |

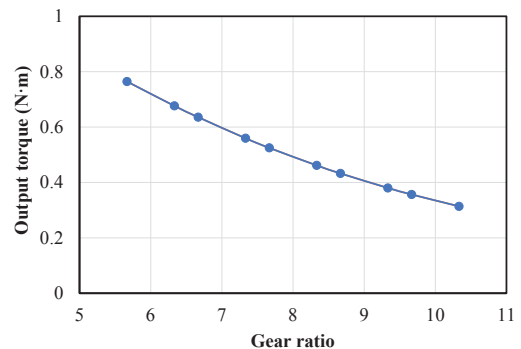


Fig. 3 Gear ratio versus output torque.

なくなった。ただし、ギヤ比が小さくなると、出力側も高速となり、測定系の速度上限を超えるため、測定系とトルクの両者を鑑みてギヤ比 6.667 を採用した。

続いて、磁気ギヤ各部の寸法の最適化を行った。Fig. 4 に、調整した 4 つの寸法パラメータを示す。

- ① 内側磁石長—内側ヨーク厚
- ② 内側ロータ径—ポールピース長
- ③ 外側ステータ内径—ポールピース長, 外側磁石長
- ④ 外側磁石長—外側ヨーク厚

例えば、①の内側磁石長—内側ヨーク厚を調整する際には、内側回転子の直径は変えずに、内側磁石長と内側ヨーク厚の割合を変えて特性の比較を行った。

Fig. 5 に、①の検討結果を示す。この図を見ると、内側磁石長が大きくなるほどトルクが向上していくが、次第に鈍化している。したがって、内側磁石長は、磁石の厚みに対してトルクが線形に増加している 3 mm とした。

Fig. 6 に、②の検討結果を示す。この図を見ると、内側ロータ径が大きくなるほどトルクが向上していることがわかる。これは内側ロータ径が増大したことで、磁石表面積が大きくなったことと、磁気ギヤの中心から力の作用点までの距離が長くなったためである。ここで、市販で入手可能なリング磁石の最大径は 25.5 mm であったことから、内側ロータ径は 25.5 mm とした。

Fig. 7 に、③の検討結果を示す。この図を見ると、外側ステータ内径による変化はほとんどないことがわかる。これはトルクに寄与する外側ステータ内径が大きくなると、同じくトルクに寄与する外側磁石長が小さくなるためだと考えられる。今回は最も磁石使用量の少ない 36 mm を採用した。

Fig. 8 に、④の検討結果を示す。この図を見ると、外側磁石長が大きくなるにつれて、少しずつではあるがトルクも大きくなるこ

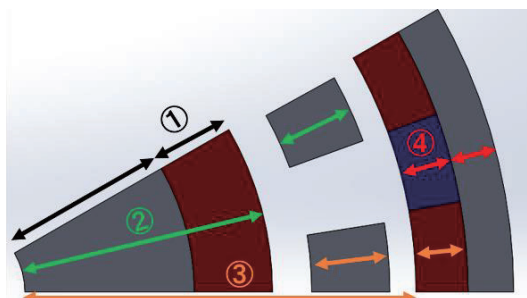


Fig. 4 Parameters optimized in design of magnetic gear.

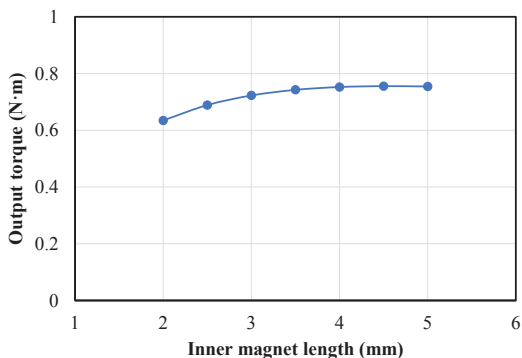


Fig. 5 Inner magnet length versus output torque.

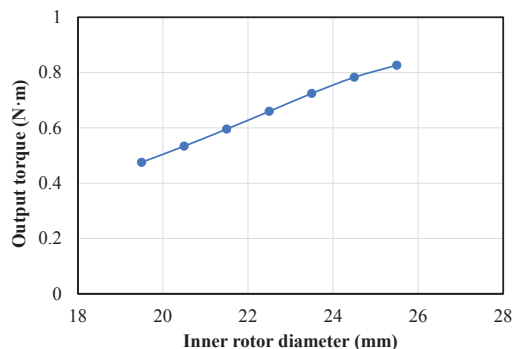


Fig. 6 Inner rotor diameter versus output torque.

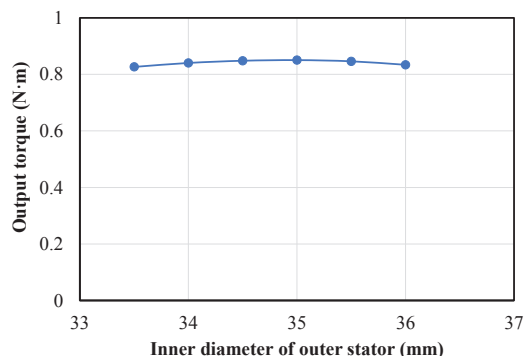


Fig. 7 Inner diameter of outer stator versus output torque.

とがわかる。ただし、外側磁石長を大きくしすぎると外側ヨークが薄くなり、鉄心に反りや歪みが生じて組み立てが難しくなる可能性があることから、外側磁石長は 2 mm とした。

以上のように、ギヤ比を含め 5 点の最適化によってトルクの改善を行い、目標トルクを大きく上回る 0.86 N·m を達成することができた。続いて、3D-FEM を用いて、より精度良く本磁気ギヤの特性を評価する。

Fig. 9 に、3D-FEM で算定したトルク特性を示す。この図より、 P_p からの出力トルクは(8)式で示したとおり、負荷角 90 度のときに最大となることがわかる。また、その値は 0.75 N·m であり、2D-FEM に比べて低下したが、目標値である 0.50 N·m は上回ることを確認された。なお、この低下は端部からの漏れ磁束に起因すると考えられる。

次いで、本磁気ギヤの効率について、次式を用いて算定した。

$$\eta = \frac{\omega \tau}{\omega \tau + W_i + W_{mag}} \times 100 (\%) \quad (9)$$

ここで、 ω は角速度であり、 τ はトルクである。 W_{mag} は永久磁石で生じる磁石渦電流損である。なお、内側回転子の永久磁石は磁石渦電流損の低減のため、軸方向に 4 分割した。 W_i は鉄損であり、3D-FEM で求めた各要素の磁束密度波形からスタインメッツの実験式に基づき、後計算で算定した。なお、機械損は無視している。算定の結果、80,000 rpm、出力トルク 0.75 N·m における本磁気ギヤの鉄損は 7.58 W、磁石渦電流損は 0.05 W となり、(9)式より 99.16% と高い効率を有することが確認された。

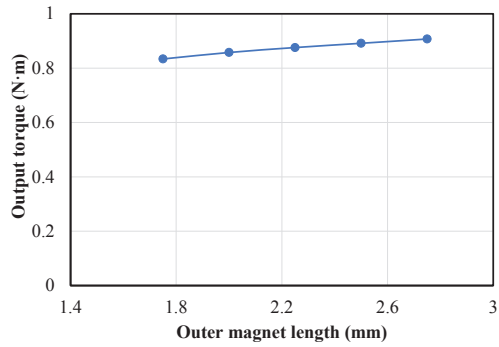


Fig. 8 Outer magnet length versus output torque.

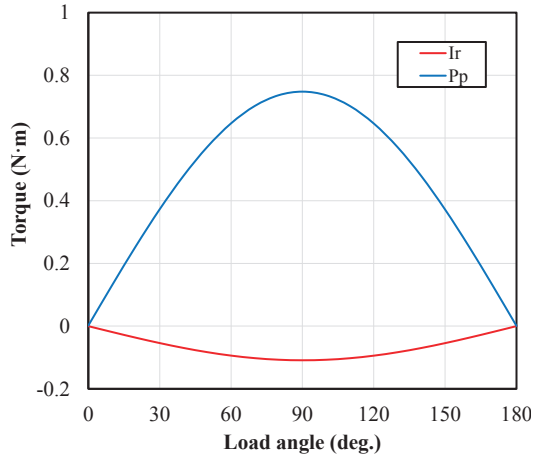


Fig. 9 Transmission torque characteristics of ultra high speed magnetic gear (3D-FEM).

3. 試作した超高速磁気ギヤの低速試験結果

Fig. 10 および Fig. 11 に、前章での設計結果に基づいて試作した超高速磁気ギヤの諸元と外観をそれぞれ示す。ポールピースホルダやケースなどは、CFRP（炭素繊維強化プラスチック）で製作した。本章では、まず低速運転時の実験結果について述べる。

Fig. 12 に低速試験ベンチを示す。実験では、サーボモータによって磁気ギヤ (MG) を一定速で回転させ、ヒステリシスブレーキにより任意の負荷をかけ、磁気ギヤの両側にあるトルクメータから回転数とトルクを測定することで、磁気ギヤの特性を実測する。なお、本実験では測定装置の都合上、磁気ギヤを増速機として動作させる。

Fig. 13 に入出力速度特性を示す。この図を見ると、速度特性は実測値と計算値が良好に一致しており、設計通りのギヤ比で試作機が駆動されていることがわかる。

Fig. 14 に、負荷を階段状に変化させた時の入力トルク (Pp) と出力トルク (Ir) の時間変化を示す。この図を見ると、負荷の変化に伴い、入出力トルクが徐々に増加していく様子がわかる。また、90 秒付近で脱調が確認され、この時のトルクは低速側で約 0.57 N·m であり、目標トルク 0.5 N·m を達成していることが了解される。

Fig. 15 に効率を示す。最高効率は 94.9% であり、低速では 90% 以上の高い効率を有することが明らかとなった。

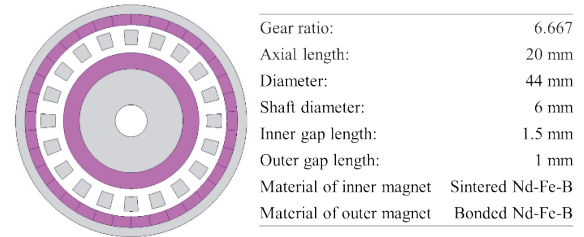


Fig. 10 Specifications of a prototype ultra high speed magnet gear.



(a) Inner rotor (b) Pole piece rotor (c) Magnetic gear

Fig. 11 Appearance of prototype gear.

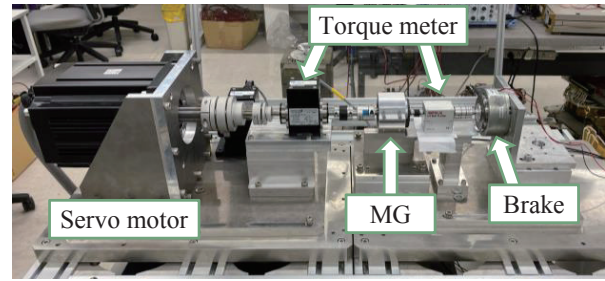


Fig. 12 Test bench for low speed tests.

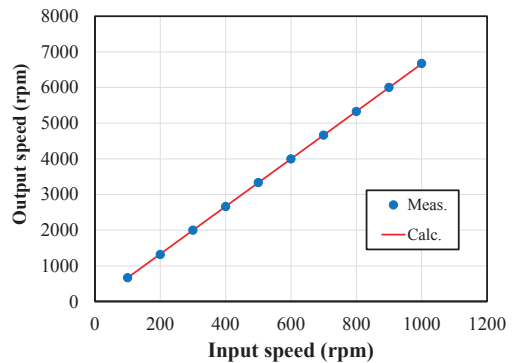


Fig. 13 Input/output speed characteristic.

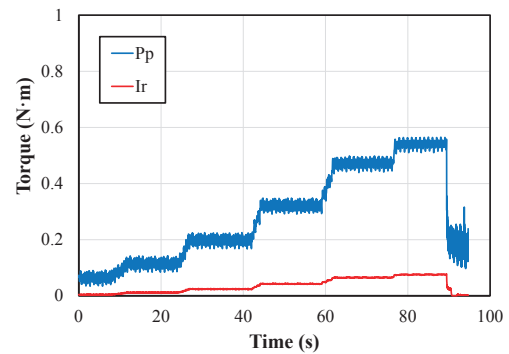


Fig. 14 Input/output torque characteristic.

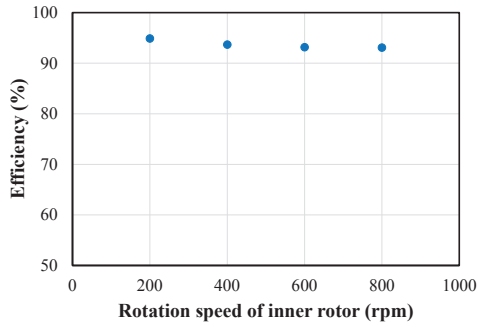


Fig. 15 Efficiency characteristic.

4. 試作した超高速磁気ギヤの超高速試験結果

次いで、本章では超高速回転時の実験結果について述べる。ただし、80,000 rpm まで測定可能なトルクメータやブレーキは一般には無いことから、ここでは超高速回転時の磁気ギヤの全損失（鉄損 W_i 、磁石渦電流損 W_{mag} 、機械損 W_{mech} ）を実測し、次式を用いて効率を算定した。

$$\eta = \frac{\omega\tau}{\omega\tau + W_i + W_{mag} + W_{mech}} \times 100 (\%) \quad (10)$$

Fig. 16 に超高速試験ベンチを示す。本装置では 12,000 rpm まで速度制御可能な PM モータと磁気ギヤ (MG) の低速側を、トルクメータを介して接続している。これにより、例えば、PM モータを用いて磁気ギヤの低速側を 12,000 rpm で駆動すれば、ギヤ比 6.667 により高速側は 80,000 rpm で回転する。このときの速度とトルクを、トルクメータを用いて測定することで、磁気ギヤで発生する全損失を測定することができる。そして、磁気ギヤの損失はトルクには依存せず、速度のみに依存すると仮定すれば、この全損失の値と(10)式から、任意のトルクにおける磁気ギヤの効率を計算できる。Fig. 17 および Fig. 18 に、3D-FEM を用いて算定した本

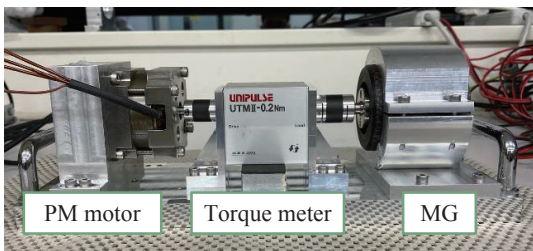


Fig. 16 Test bench for ultra high speed tests.

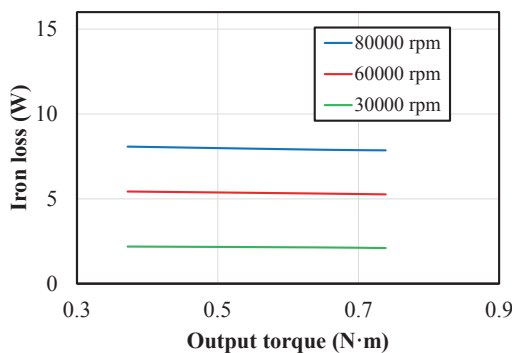


Fig. 17 Calculated iron loss versus torque.

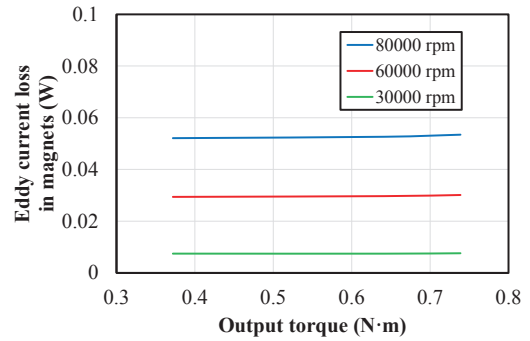


Fig. 18 Calculated eddy current loss in magnets.

磁気ギヤの鉄損および磁石渦電流損を示す。この図より、磁気ギヤの各損失はトルクには依存せず、速度のみに依存することが了解され、上述の仮定が正しいことがわかる。

Fig. 19 に、超高速試験ベンチを用いて測定した磁気ギヤの全損失を示す。また、Fig. 20 にこの全損失から(10)式を用いて算定した効率を示す。なお、このときの出力トルクは 0.57 N·m とした。これらの図より、まず本磁気ギヤが目標である 80,000 rpm を達成したことがわかる。また、Fig. 20 の効率を見ると、速度の上昇に伴い徐々に低下はしていくものの 80,000 rpm でも 80%以上の効率が維持できていることがわかる。

次いで、高速回転時の損失の発生要因を探るため、サーモカメラを用いて発熱源の特定を行った。Fig. 21 に、サーモカメラによる撮影結果を示す。この図を見ると、時間経過とともに軸受けを中

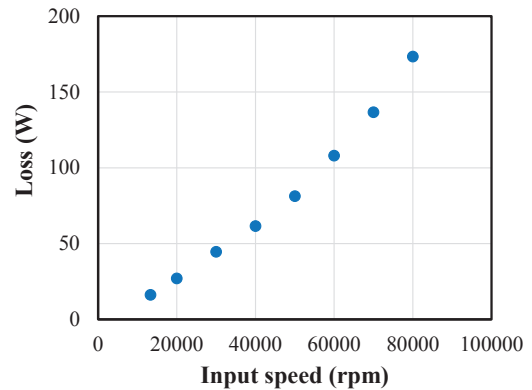


Fig. 19 Measured loss under ultra high speed.

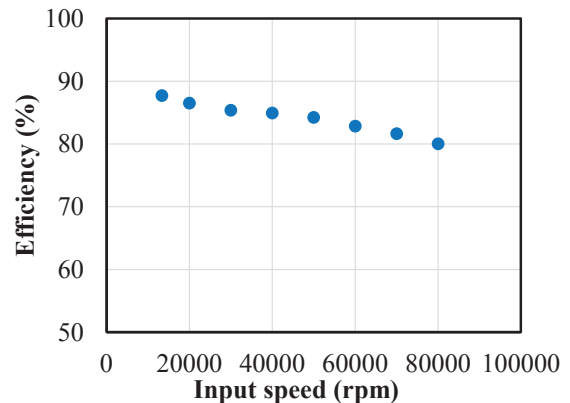


Fig. 20 Estimated efficiency under ultra high speed.

心に熱が広がっており、わずか 90 秒の間に 30°C 以上上昇したことがわかる。一方、その他には目立った発熱は認められない。よって、超高速運転時の主な損失は軸受け損であると結論付けられる。そこで、軸受け損の実測を行った。

Fig. 22 に軸受け損の測定システムを示す。本システムでは 80,000 rpm まで駆動可能な SR モータを用いて、磁気ギャの内側回転子のみを超高速回転させ、このときの SR モータの入力電力と無負荷時の入力電力の差分から軸受け 2 個分の損失を測定する。なお、内側回転子の磁石は未着磁の状態で測定した。

Fig. 23 に、軸受け損の実測値を示す。この図より、80,000 rpm で 110 W、すなわち軸受け 1 個あたりの損失は 55 W であることがわかる。ここで、磁気ギャとして組み上げたときに使用する軸受けは 4 つであり、内側回転子が 80,000 rpm で回転したときの各軸受けの回転数は 80,000 rpm、68,000 rpm (2 つ)、12,000 rpm であることから、本磁気ギャの 80,000 rpm 時の軸受け損の合計値は 133.6 W と見積もることができる。そして、Fig. 19 で示した磁気ギャの全損失は 173.3 W であるから、鉄損、磁石渦電流損等の和は 39.7 W と見積もることができる。

Fig. 24 に、以上の結果を損失内訳としてまとめたものを示す。この図より、全損失の約 77.1% が軸受け損であり、仮に本磁気ギャが磁氣的損失のみ生じるとした場合には、最大トルク時の効率が 94.7% まで改善すると試算できる。

以上より、超高速磁気ギャのさらなる高効率化には、軸受け損の低減が重要であることがわかった。本試作機では一般的な深溝玉軸受を用いたことから、今後は高速対応可能な軸受けへの換装を行い、再度実験を行う予定である。

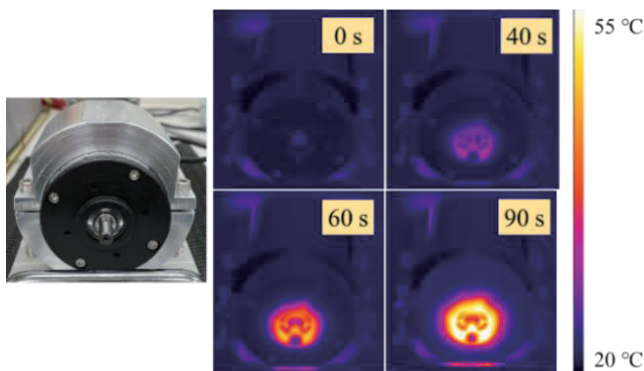


Fig. 21 Thermographic images under ultra high speed rotation.

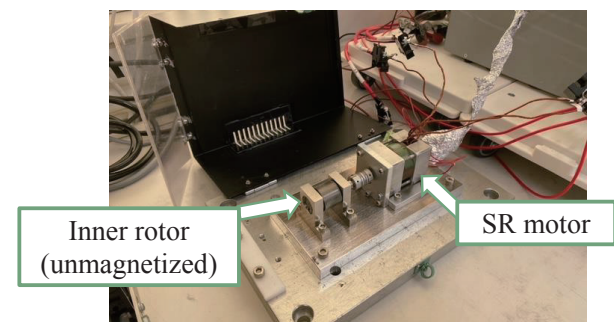


Fig. 22 Measurement setup for the bearing loss.

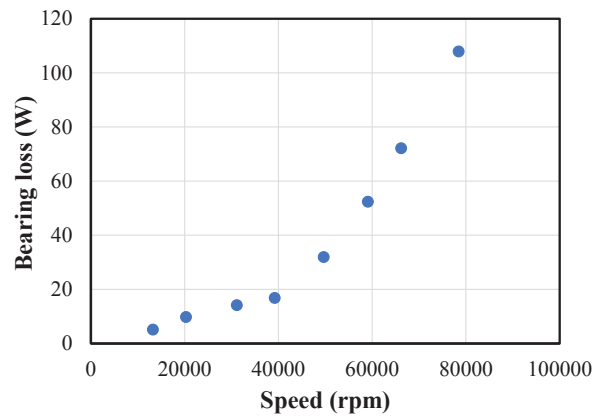


Fig. 23 Measured bearing losses.

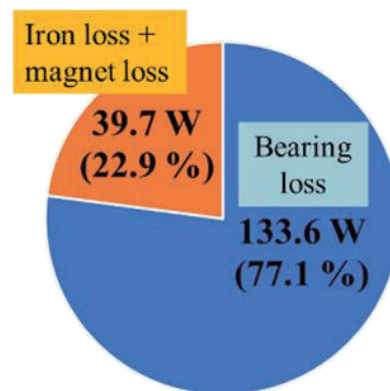


Fig. 24 Loss breakdown at ultra high speed of 80,000 rpm.

5. まとめ

以上本稿では、最高速度 80,000 rpm の磁束変調型磁気ギャの設計と試作試験を行った。

まず初めに、FEM を用いて磁気ギャのギャ比および各部寸法の最適化を行った結果、目標を上回るトルク 0.75 N·m、並びに効率 99.16% を達成した。

次いで、設計した超高速磁気ギャの試作試験を行った。まず低速運転時の基本特性を測定したところ、速度、トルクともに所望の性能を有することが明らかとなった。また、効率については、最大で 94.9% を達成した。

続いて、超高速運転時の特性も実測した。その結果、目標の 80,000 rpm で問題無く動作することを実証した。また、効率も 80% 以上を維持できることが明らかとなった。

超高速運転時の損失の原因を明らかにするため、サーモカメラを用いて磁気ギャの表面温度を観測した結果、軸受け周辺で急激な温度上昇が認められ、主な原因は軸受け損であることが明らかとなった。そこで、軸受け損の測定を行った結果、80,000 rpm 時に磁気ギャで発生する全損失のうちの 77.1% が軸受け損であることが明らかとなった。仮に、軸受け損をゼロにできれば、試作機の効率は 94.7% まで改善する。

以上の検討により、超高速磁気ギャの実現可能性が明らか

かとなった。また、さらなる効率改善のためには、軸受け損の低減が必須であることも明らかとなった。今後は、高速対応可能な軸受けへの換装を行い、再度実験を行う予定である。また、超高速モータと超高速磁気ギヤを組み合わせた超高速モータドライブシステムの実現を目指す予定である。

謝辞 本研究の一部は東北大学人工知能エレクトロニクス卓越大学院プログラムの支援を得て行われたものである。

References

1) T. Fukao, M. Matsui and A. Chiba: *IEEE Journal of Industry Applications*, **108**, 4, 403-408 (1988)

2) V. Prakht, V. Dmitrievskii, V. Klimarev, and D. Askerov, T. Genda and H. Dohmeki: *Proc. International Conference on Electrical Machines and Systems 2009*, 1-6 (2009).

3) *6th International Electric Drives Production Conference (EDPC)*, pp. 306-311 (2016).

4) K. Atallah and D. Howe: *IEEE Trans. Magn.*, **37**, 4, 2844-2846 (2001).

5) K. Nakamura, M. Fukuoka, and O. Ichinokura: *Journal of Applied Physics*, **115**, 17A314 (2014).

6) K. Aiso, K. Akatsu, and Y. Aoyama: *IEEE ECCE 2017*, 2445-2452 (2018).

7) A. Kumashiro, A. Chiba, W. Gruber, W. Amrhein, and G. Jungmayr, *IEEE ECCE 2022*, 1-7 (2022).

8) T. Kenjo, S. Nagamori, "Shin Burashiresu Mo-ta Shisutemu no Jissai," SogoDenshi Shuppansha (2002).

2022年11月4日受理, 2023年1月12日再受理, 2023年2月17日採録