

学術論文

ベアリングレスモータの軸振れ補償器に関する検討

Examination of a Compensator for Vibration Suppression of a Rotor Shaft in a Bearingless Motor

松下 将之^{*1}(学生員), 千田 浩史^{*1}, 竹本 真紹^{*1}(正員), 田中 康寛^{*1}, 深尾 正^{*1}, 千葉 明^{*2}(正員)

Masayuki MATSUSHITA (Stu. Mem.), Hirofumi SENDA, Masatsugu TAKEMOTO (Mem.), Yasuhiro TANAKA
Tadashi FUKAO, Akira CHIBA (Mem.)

Bearingless motors (BelMs) are characterized by integration of electrical motors and magnetic bearings. Not only torque but also electromagnetic suspension force can be generated in the same unit. If the BelM with the above characteristic is applied to a centrifugal pump, the impeller and the shaft of the pump can be levitated without any mechanical contact. Namely, all rotating parts of the pump are magnetically suspended by the BelM. Consequently, the pump housing can be hermetically sealed along with the BelM and absolutely no mechanical abrasion occurs. In this application, it is important to suppress the rotor vibration in order to improve the pump performance, because the space between the impeller and the pump housing can be narrowed. This paper proposes the compensator for the vibration suppression of the rotor shaft in the BelM.

Keywords: bearingless motors, magnetic suspension, unbalance mechanical force, compensator for vibration suppression, synchronized displacement suppression.

1 はじめに

ベアリングレスモータは、一つの固定子に電動機用と軸支持用の2種類の巻線を備えることで、電動機と磁気軸受の機能を一体化したモータである[1-3]。このため、モータ単体でトルクの発生と回転子主軸の非接触支持を同時に実現し、機械ベアリングや磁気軸受など回転子主軸を支持するための構造を必要としない。従って、磁気軸受の有する利点はもとより、電動機と磁気軸受を併用した場合よりも低価格化、小型化、軸長の短縮による危険速度の向上、すなわち、高速化などが期待される。このように、ベアリングレスモータは非常に付加価値の高いモータである。

そこで、キャンダポンプなどの用途に、ベアリングレスモータを適用すれば、回転子と一体化したインペラをケーシング内で磁気浮上回転させることが可能となる。この結果、軸受や軸封や潤滑油などの摺動部をなくすることができるため、高寿命・高信頼性、発塵のないクリーンな送液、優れた化学耐性、高速回転が可能(高揚程)などの優れた特長を有するポンプの開発が可能となる。

このような用途において、回転子の軸振れを可能な限り抑制し、安定に磁気支持できれば、回転子と一体化したインペラとケーシングとの間の隙間を狭くすることが可能となり、ポンプ性能の向上が期待できる。

そこで、我々はベアリングレスモータの特性を考慮した軸振れ補償器を提案する。

すでに様々な用途において用いられている磁気軸受では、回転子の不つりあいによって引き起こされる回転周波数に同期した軸振動を抑制するため、回転角度情報を必要としない軸振れ補償器(不つりあい推定オブザーバなど)が提案され、速度と不つりあい量を推定し、軸振動の抑制が行われている[4,5]。一方、同期モータタイプのベアリングレスモータは、回転運転のために回転角度情報をコントローラ内に必ず持っている。そこで、我々はこの回転角度情報を軸振れ補償に積極的に用いることで、簡単なシステム構成で良好な補償効果を持つ軸振れ補償器を本論文において提案する。そして、ベアリングレスモータには、回転周波数に同期した軸振動に加えて、回転子の突極性に起因する回転周波数に回転子の極数倍した軸振動が発生することを明らかにし、提案する軸振れ補償器を用いることで、このベアリングレスモータ特有の軸振動を良好に抑制できることを報告する。

2 ホモポーラ型ベアリングレスモータの構造と原理

Fig. 1 に実験に用いたホモポーラ型ベアリングレスモータの構造を示す。このモータは、2つの固定子が軸方向に連結された2ユニット構造で、ケース中央に巻かれた界磁巻線により回転子はそれぞれN極、S極に単極励磁される。また、三相の8極電動機巻線、三相の2極軸支持巻線がユニット毎に同じ固定子中に巻かれている。

連絡先: 竹本 真紹, 〒158-8557 世田谷区玉堤 1-28-1, 武蔵工業大学工学部機械システム工学科,
e-mail: takemoto@me.musashi-tech.ac.jp

^{*1} 武蔵工業大学 ^{*2} 東京理科大学

このモータの浮上原理を Fig. 2 に示す。Fig. 2 は、Fig. 1 の N 極側であるユニット 2 の断面図を示しており、 α_2, β_2 軸はユニット 2 の固定子上の直交座標である。2 極軸支持巻線 N_{a2}, N_{b2} は、実際に巻かれている三相の 2 極軸支持巻線 $N_{2a2}, N_{2b2}, N_{2c2}$ に三相/二相変換を施した固定子座標上の等価二相巻線を示す。回転子が固定子中心にあると仮定すると、界磁磁束 ψ_f は図に示すように対称に分布する。この状態で軸支持巻線 N_{b2} に電流を図中に示す方向に流すと、軸支持磁束 ψ_{b2} が発生する。この磁束 ψ_{b2} と界磁磁束 ψ_f を重ね合わせると、 β_2 軸正方向では磁束が強め合い、 β_2 軸負方向では弱め合う。すなわち、空隙磁束分布は非対称になる。その結果、回転子には β_2 軸正方向に軸支持力が発生し磁気浮上する。このモータの特徴は、回転角度が変化しても各ユニットの磁極は変化しないため回転角度に関係なく、直流の軸支持電流で軸支持可能な点である。そのため、軸支持巻線 N_{a2}, N_{b2} に流す直流電流の向きと大きさを変えることで任意の方向に軸支持力を得ることができる。

3 不つりあい補償器

3.1 浮上回転運転

ホモポーラ型ベアリングレスモータを浮上回転運転させる実験を行った。界磁電流 i_f を 1.0 A、回転速度 3000 r/min 一定とし、定速運転状態のユニット 2 の変位センサ出力 α_2, β_2 を測定した。実験結果を Fig. 3 に示す。実験結果からユニット 2 の変位 α_2, β_2 は回転周期 20 ms に同期して $\pm 5 \mu\text{m}$ の範囲で振動している。この軸振動の発生原理を次節に示す。

3.2 不つりあいによる軸振動の発生原理

Fig. 4 は、回転子の不つりあいによる軸振動の発生原理を示す。支持する回転体に質量 m_e の不つりあいが半径 ε の位置にあり、回転角速度が ω の場合、時間 t

における不つりあい m_e の回転角度位置は $(\omega t + \delta)$ である。従って、 α_2, β_2 の直交座標から見た場合、不つりあいにより発生する外乱力は次式で示される。

$$F_{\alpha 2 \text{ ext}} = m_e \varepsilon \omega^2 \cos(\omega t + \delta) \quad (1)$$

$$F_{\beta 2 \text{ ext}} = m_e \varepsilon \omega^2 \sin(\omega t + \delta) \quad (2)$$

不つりあいによる周期的な外乱力 $F_{\alpha 2 \text{ ext}}, F_{\beta 2 \text{ ext}}$ は回転体の回転周期に同期し、大きさは回転速度の二乗に比例する。従って、不つりあいは回転体の回転軸の振れ回り運動の原因となる。このため、通常の回転機械では製作の工程において、つり合わせ作業を行うが完全なつり合いをとるのは困難である。磁気軸受では不つりあいによる軸振動を抑制するため、軸支持制御系に

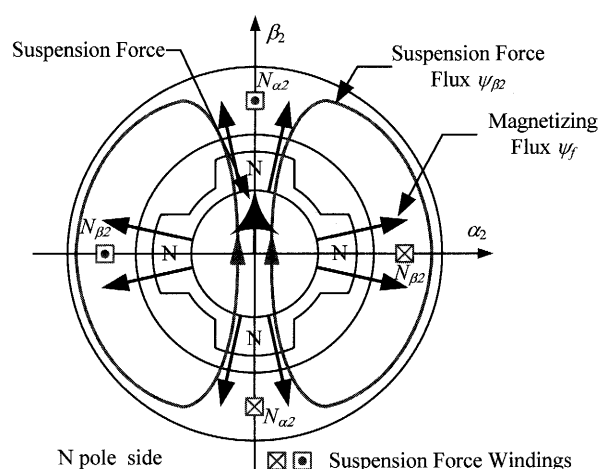


Fig. 2 Principle of suspension force production.

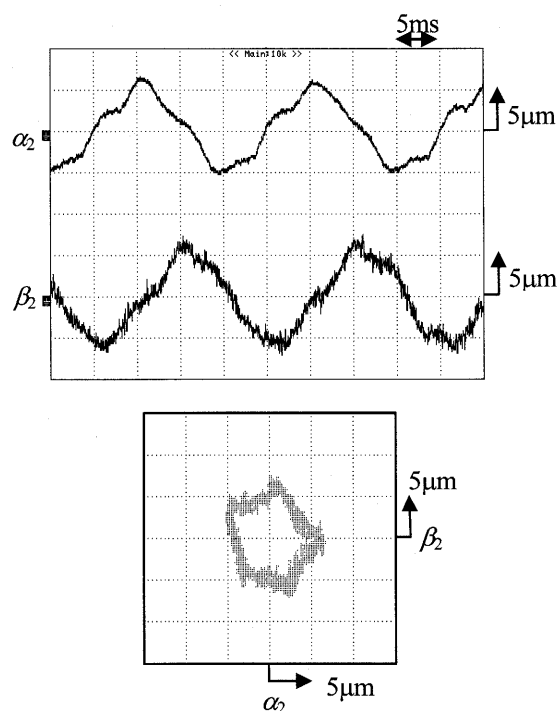


Fig. 3 Gap-sensor output at constant-speed.

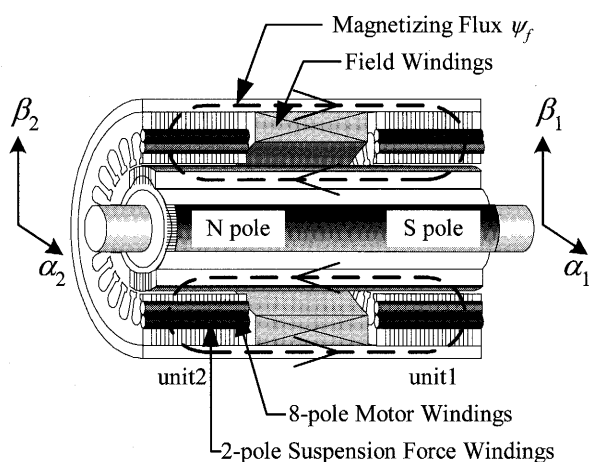


Fig. 1 Structure of a homopolar type bearingless motor.

軸振れ補償器を導入する。しかし、磁気軸受は浮上制御に回転角度情報を用いていないため、回転角度情報を必要としない補償器を一般的に用いている[4-5]。

一方、同期モータタイプのベアリングレスモータは、回転運転のために回転角度情報をコントローラ内に必ず持っている。そこで、次節では回転角度情報を積極的に利用することで、簡単なシステム構成で良好な補償効果を持つ不つりあいによる軸振動を抑制する補償器について述べる。

3.3 回転角度情報を用いた不つりあい補償

Fig. 3の実験結果からユニット2側の変位 α_2 , β_2 は、回転周期に同期して振動し、変位 β_2 は変位 α_2 より位相が90度遅れ、また、振幅はほぼ一致する。そのため、変位 α_2 , β_2 を回転子の回転角度 θ で dq 変換することで直流量の変位 d_2 , q_2 として扱うことができる。この回転子座標上の直流分 d_2 , q_2 を $0\mu\text{m}$ に制御すれば、回転周期に同期した不つりあいによる軸振動を抑制できる。Fig. 5に不つりあいによる振動を補償するシステム構成を示す。この補償システムを軸支持ドライブシステムに組み込み、浮上回転運転を行った。実験条件は、3.1節の実験と同様に回転速度3000 r/minで定速運転した時の変位センサ出力 α_2 , β_2 を測定した。実験結果をFig. 6に示す。実験結果から、ユニット2側の変位 α_2 , β_2 に存在していた回転周期に同期した振動が抑制できていることが確認できる。しかし、振幅約 $\pm 2\mu\text{m}$ 、周期5msの振動、すなわち、回転周期の4倍の軸振動が生じている。次節では、この軸振動の原因と補償について述べる。

4 ベアリングレスモータ特有の回転子突極性に同期した軸振動を抑制する補償器

4.1 回転子突極性に同期した軸振動の発生原理

Fig. 7は、 α_2 軸正方向の軸支持力 $F_{\alpha 2} = 120\text{ N}$ 一定を発生するために必要な軸支持電流 $i_{\alpha 2}$, $i_{\beta 2}$ の回転角度に対する変化を測定した結果である。2章で説明したように、ホモポーラ型ベアリングレスモータは、回転角度が変化しても直流の軸支持電流 $i_{\alpha 2}$ で一定の軸支持力 $F_{\alpha 2}$ を発生できることが測定結果より確認できる。しかし、図を良く見ると、回転子が一回転する間に4回の脈動が軸支持電流 $i_{\alpha 2}$ に発生している。この軸支持電流の脈動は、回転子の突極位置と同期しており、軸支持力には、回転子突極性に同期した 4ω 成分の脈動が発生することを示している。また、回転子が偏心した際に生じる不平衡吸引力にも回転子突極性に同期した 4ω 成分の脈動が発生する。従って、軸支持制御系には、これらの 4ω 成分の力の脈動、すなわち、回転周波数の4倍の力の脈動が合わさったものが外乱とし

て加わる。回転速度が上昇すると、回転周波数の4倍の力の脈動は高周波成分と成るため、軸支持制御系を構成するPIDコントローラを用いて、この脈動を補償することは難しい。従って、Fig. 6に示すように、回

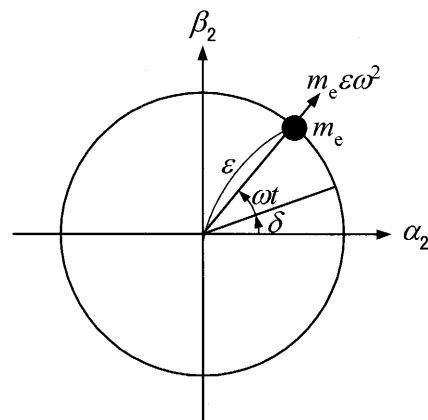


Fig. 4 Unbalance mass.

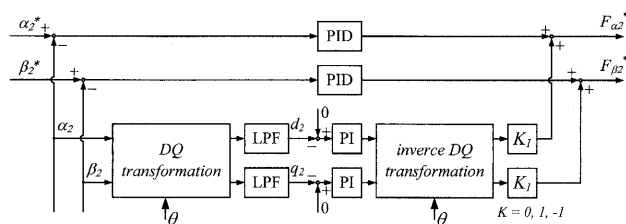


Fig. 5 Structure of the compensator for synchronized displacement suppression.

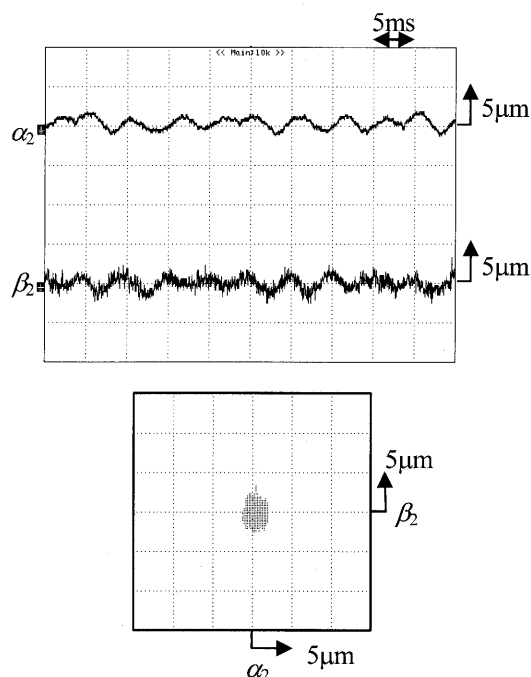


Fig. 6 Gap-sensor output with the compensator for synchronized displacement suppression at constant-speed rotation.

転子にはベアリングレスモータ特有の回転周波数の4倍の軸振動が生じる。そこで、回転子突極性に同期した軸振動を抑制できる軸振れ補償器を新たに開発する必要がある。

4.2 4ω 成分の軸振動の抽出と補償方法

Fig. 8 は、回転速度 900~3900 r/min における回転子突極性に同期した 4ω 成分の軸振動の振幅を示している。実験は、電動機巻線にトルク電流 $i_q = 31$ A を流し、無負荷状態で加速試験を行い、各回転速度における軸振動の振幅を観測した。次に、トルク電流 $i_q = 0$ A の定速運転状態における 4ω 成分の振幅を計測した。回転速度は、900 r/min から 300 r/min ずつ上げてゆき、3900 r/min まで計測した。いずれも、第3章で示した不つりあい補償器を有効にして実験を行った。図より、回転子突極性に同期した外乱力によって発生する変位 α_2, β_2 の振幅は等しくなく、その振幅はトルク電流 i_q の大きさや回転速度によって変化する。また、 α_2, β_2 軸にはそれぞれ独立した外乱力が加わっていることがわかる。

従来、このようなベアリングレスモータ特有の回転子突極性に同期した軸振動補償には、あらかじめ実験や解析などで外乱力の値を同定し、その値を利用して軸支持ドライブシステムにフィードフォワード補償を行っていた。しかし、外乱力は、回転角度、電動機電流、軸支持電流、回転子偏心量などの複雑な関数となる上、磁気飽和による非線形性も強い。また、無負荷時から負荷時にわたるすべての運転状況において正確に外乱力を同定することは困難であった。

そこで、我々は回転子突極性に同期した軸振動を直流量として抽出し、簡単なフィードバック制御によって抑制する方法を提案する。第3章において説明したように、変位 β_2 が変位 α_2 より90度位相が遅れ、また、

振幅が一致する場合は、変位 α_2, β_2 を dq 変換することで、軸振動を直流量として扱うことが可能である。しかし、Fig. 8 の実験結果からわかるように、回転子突極性に同期した 4ω 成分の軸振動は、変位 α_2, β_2 の振幅が等しくなく、位相関係も運転条件によって変化する。従って、不つりあい補償器のように、変位センサ出力 α_2, β_2 を4倍の回転角度 4θ で dq 変換を施しても軸振動を直流量として抽出することはできない。

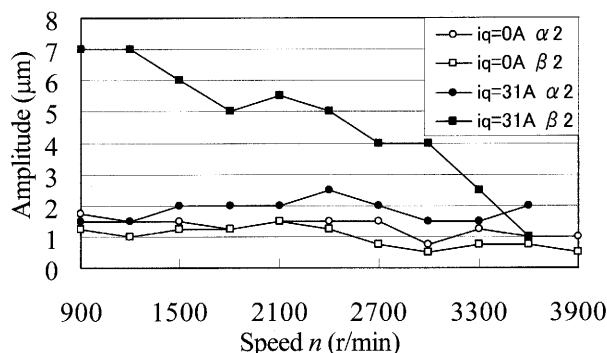


Fig. 8 Vibration amplitude of the rotator shaft.

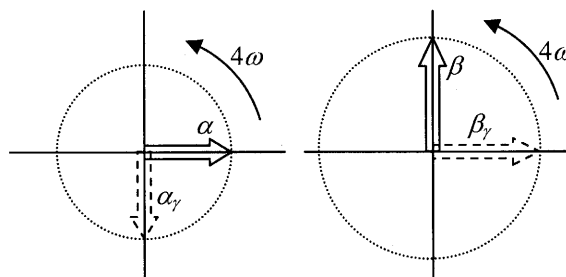


Fig. 9 Imaginary displacements with phase delay of 90 degree.

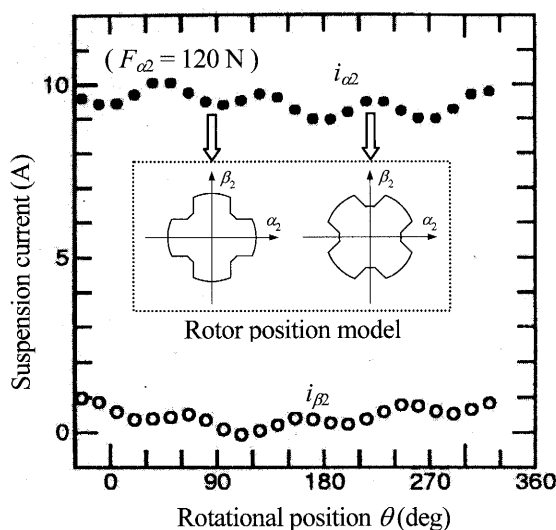


Fig. 7 Relationship between rotational angle and suspension current.

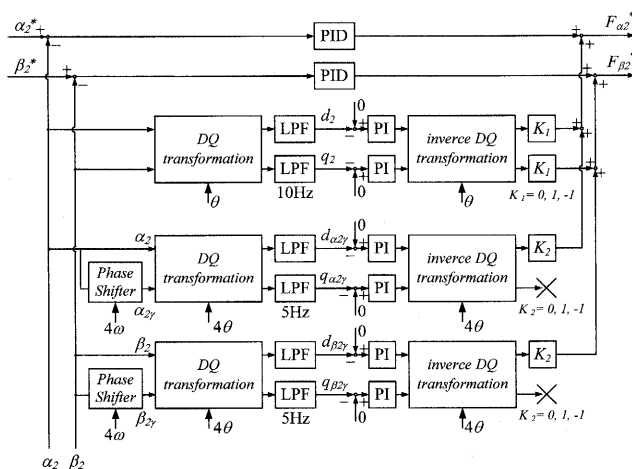


Fig. 10 Structure of the compensator suppressing the rotor vibration of 4ω component.

本論文では、90 度移相器と dq 変換を併用した軸振動抽出法を提案する。変位センサ出力 α_2, β_2 をそれぞれ 4ω 成分に対して常にゲインが1倍となる90度移相器に通すことで、Fig. 9 に示すように 4ω 成分の α_2, β_2 に対して90度位相を遅らせた変位出力 $\alpha_{2\gamma}, \beta_{2\gamma}$ を得ることができる。変位 α_2, β_2 に加えて、仮想上の変位 $\alpha_{2\gamma}, \beta_{2\gamma}$ を用いて 4ω 成分の軸振動を抑制する補償システムを Fig. 10 に示す。この補償システムでは、変位 $\alpha_2, \alpha_{2\gamma}$ と変位 $\beta_2, \beta_{2\gamma}$ の組み合わせに対して、それぞれ4倍の回転角度 4θ で dq 変換を施し、LPF を通すことで、変位 α_2 を直流量の変位 $d_{\alpha 2\gamma}, q_{\alpha 2\gamma}$ 、変位 β_2 を直流量の変位 $d_{\beta 2\gamma}, q_{\beta 2\gamma}$ として抽出できる。各変位量を直流量として抽出できれば、図に示すように、PI 制御を用いて軸振動を簡単に補償することが可能となる。

Fig. 11 は 1500 r/min 一定速度で回転浮上運転を行い、変位センサ出力 α_2 について、90 度移相器の出力波形 $\alpha_{2\gamma}$ と 4θ で dq 変換を施すことで直流量として抽出した変位 $d_{\alpha 2\gamma}, q_{\alpha 2\gamma}$ を示す。図より、 4ω 成分の軸振動を直流量として抽出できることがわかる。この直流量の変位 $d_{\alpha 2\gamma}, q_{\alpha 2\gamma}$ を Fig. 10 に示すシステムにより $0 \mu\text{m}$ に制御すれば、回転子突極性に同期した軸振動は抑制できる。

4.3 4ω 成分の軸振動補償器の効果

界磁電流 i_f を 1.0 A、回転速度 1500 r/min 一定とし、回転子突極性に同期した軸振動補償器を有効にした場合と無効にした場合において、定速運転状態でのユニット 2 の変位センサ出力 α_2, β_2 を測定した。実験結果を Fig. 12 に示す。実験結果から回転周期の4倍に同期した 4ω 成分の軸振動 $\pm 2 \mu\text{m}$ が補償器の働きにより抑制され、補償器の有効性が確認できた。

4.4 軸支持制御系の一巡伝達特性におけるゲイン交差周波数と 4ω の軸振動補償

回転速度 1500 r/min 一定における不つりあい補償器と 4ω 成分の軸振動補償器を加えた場合の β_2 方向の軸支持制御系の一巡伝達特性を測定した結果を Fig. 13 に示す。図より、軸支持制御系のゲイン交差周波数 f_g が 170 Hz にあることがわかる。また、不つりあい補償器が働く回転周期に同期した周波数 25 Hz ではゲインが 0 dB、位相余裕がほぼ 0 deg になり、この周波数においてシステムの追従性が向上していることがわかる。また、 4ω 成分の軸振動補償器が働く回転子突極性に同期した回転数の4倍の周波数 100 Hz においても、同様に、ゲインが 0 dB、位相余裕がほぼ 0 deg になり、この周波数においてもシステムの追従性が向上している。

しかし、不つりあい補償器と 4ω 成分の軸振動補償器により位相余裕がほぼ 0 deg になる2つの周波数は、回転速度に比例して変化する。従って、回転速度が 2550 r/min に近づくと、 4ω 成分の軸振動補償器の出力

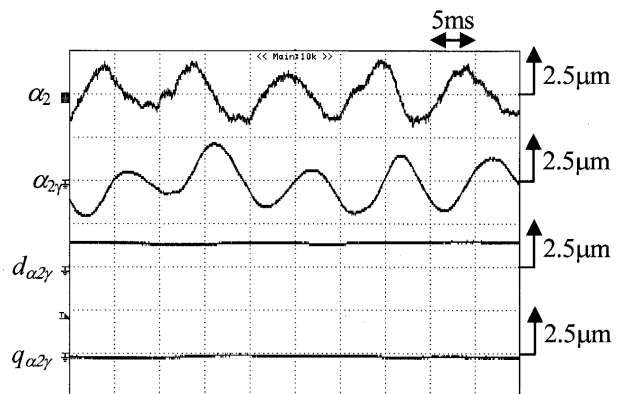


Fig. 11 Extraction of the rotor vibration of 4ω component.

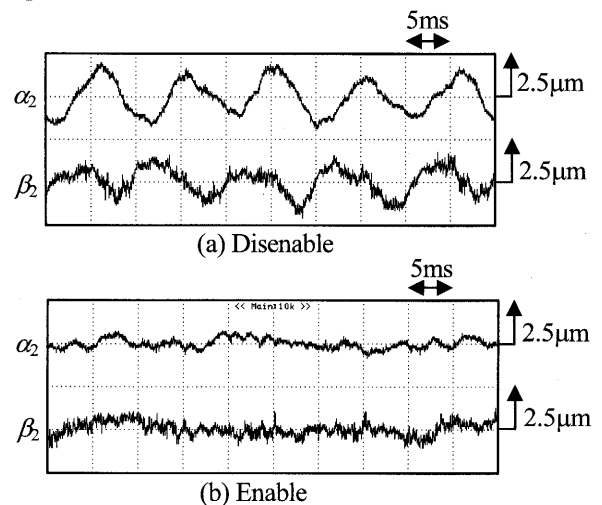


Fig. 12 Effect of the compensator suppressing the rotor vibration of 4ω component. (1500 r/min)

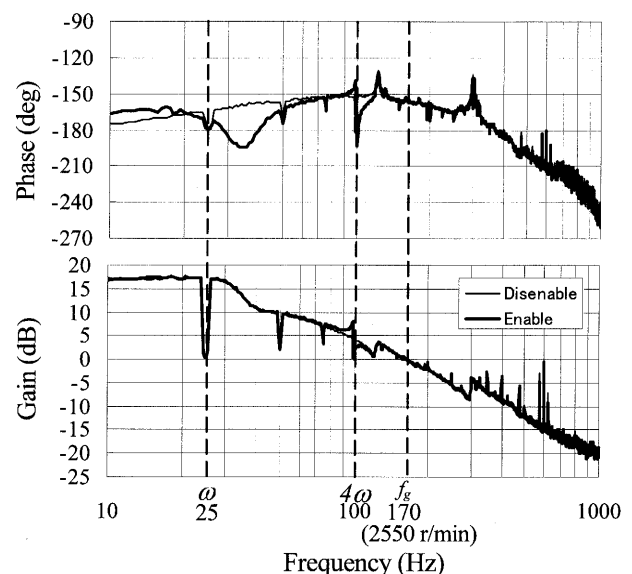


Fig. 13 Open-loop transfer function of the suspension control system.

周波数はゲイン交差周波数 f_g に近づく。このため軸支持制御系のゲイン余裕がほぼゼロになってしまい、軸支持が不安定になる。従って本論文では、軸支持が不安定になる回転数 2550 r/min 付近では、一旦 4ω 成分の軸振動補償器を無効化するために $K_2 = 0$ を代入する。そして、回転数が 2550 r/min より高い部分では 4ω 成分の軸振動補償器の補償値を反転するため、 $K_2 = -1$ を代入し、再びフィードバック制御を行なうようにした。

5 加速試験

各種補償器の有効性を確認するため、補償なしの場合、不つりあい補償のみ有効にした場合、不つりあい補償と 4ω 成分の軸振動補償の両方を有効にした場合について、それぞれ、界磁電流 i_f を 1.0 A、回転速度指令値 n^* を 900 r/min から 4000 r/min に 0.7 秒間で加速させ、そのときの回転速度 n 、変位センサ出力 α_2, β_2 を測定した。実験結果を Fig. 14~Fig. 16 に示す。Fig. 14 より軸振れに関する補償器が何もない場合は、回転速度が上昇するにつれ、軸振れ量が大きくなっている。不つりあい補償器を有効にした Fig. 15 の実験結果では、加速時に約 $5\mu\text{m}$ の 4ω 成分の軸振れが現れる。しかし、回転速度が約 3000 r/min になると、軸振れ量が減少傾向になり、4000 r/min では $1\mu\text{m}$ 程度になる。不つりあい補償器と 4ω 成分の軸振動補償器の両方を有効にした Fig. 16 の実験結果では、加速前の回転速度 900 r/min の定速運転状態において、軸振れ量は少ない。また、加速開始直後は一時的に軸振れ量が大きくなるが、約 0.2 秒で補償が効き、振動は抑制される。 4ω 成分の補償を無効にする期間では、Fig. 15 と同じ軸振れ量が測定された。回転速度 2700 r/min 以上では再び補償が有効になり、軸振れ量が抑制できる。

6 まとめ

本論文では、回転角度情報を軸振れ補償に積極的に用いることで、簡単なシステム構成で良好な補償効果を持つ軸振れ補償器を提案した。その際、ベアリングレスモータには、回転周波数に同期した軸振動に加えて、回転子の突極性に同期した軸振動が発生することを明らかにし、提案する軸振れ補償器を用いることで、このベアリングレスモータ特有の振動を良好に抑制できることを報告した。

(2005 年 4 月 28 日受付, 2005 年 10 月 5 日再受付)

参考文献

[1] 福田, 千葉, 深尾, 5 軸制御非接触ベアリングレスモータの試作, 第 6 回電磁力関連のダイナミクスシンポジウム講演論文集, pp.387-392, 1994.

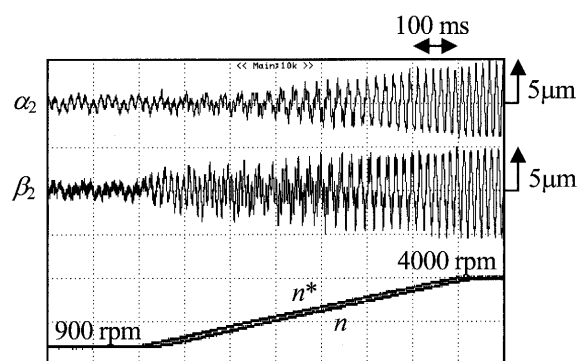


Fig. 14 Accelerate test without the compensator.

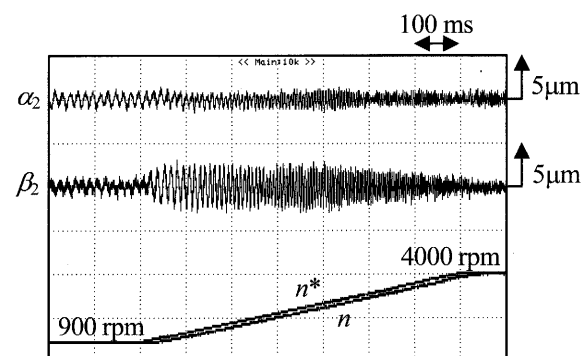


Fig. 15 The compensator for synchronized displacement suppression.

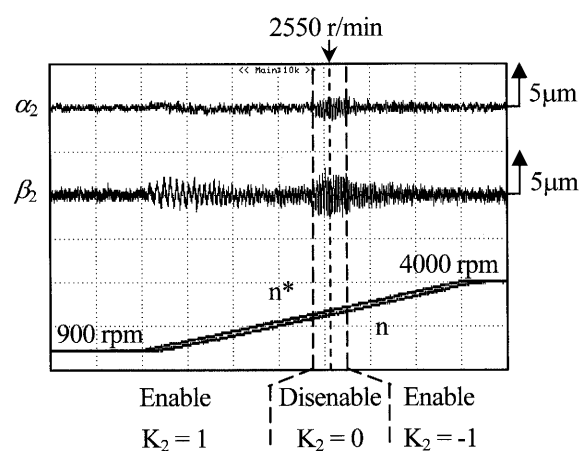


Fig. 16 All compensators for vibration suppression. (The compensator suppressing the rotor vibration of 4ω component is invalid between 2400-2700 r/min.)

- [2] 市川, 道岡, 千葉, 深尾, ベアリングレスリラクタン্সモータの半径方向力の解析と軸位置制御装置の構成, 電学論 D, Vol.117-D, pp.1123-1131, 1997.
- [3] O.Ichikawa, A.Chiba, and T.Fukao, *Inherently Decoupled Magnetic Suspension in Homopolar-Type Bearingless Motors*, IEEE Trans. on Industry Applications, Vol.37, No.6, pp.1668-1674, November/December 2001.
- [4] 電気学会磁気浮上応用技術調査専門委員会 編, 磁気浮上と磁気軸受, コロナ社, 1993.
- [5] 日本機械学会 編, 磁気軸受の基礎と応用, 養賢堂, 1995.