

磁気軸受・補助軸受・ロータ系の振動解析* (磁気軸受の各故障パターン毎の振動特性の検討)

石田 幸男*¹, 井上 剛志*², 垣谷 昌基*³

Vibration Analysis of an Active Magnetic Bearing- Backup Bearing-Rotor System (Vibration Characteristics for the Various Fault Patterns of an Active Magnetic Bearing)

Yukio ISHIDA, Tsuyoshi INOUE*⁴ and Masaki KAKITANI

*⁴ Department of Electronic-Mechanical Engineering, Nagoya University,
Furo-cho, Chikusa-ku, Nagoya-shi, Aichi, 464-8603 Japan

When the electric power for an active magnetic bearing (AMB) is shut down during the operation, the backup bearing plays important role to stop the rotor system in safety. In this paper, we study vibration characteristics of the AMB-backup bearing-rotor system in the case that some accident happens in the AMB system. We propose mathematical model for the contact phenomena between the rotor and the backup bearing. By comparing the results of numerical simulation and experiment, we clarify that the proposed model is useful to evaluate the friction force and other forces during contact. We also investigate vibration characteristics of the rotor systems in various cases of AMB accidents theoretically and experimentally.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Active Magnetic Bearing, Contact Phenomena, Non-linear Vibration

1. はじめに

近年、回転機械の高速化や、また、宇宙空間やクリーンルームなどの特殊環境における回転機械の使用の必要性から、磁気軸受が注目されている⁽¹⁾。能動型磁気軸受(AMB)では、非接触状態を保つ為に、電磁石電流をフィードバック制御している。しかし、突然の停電や電氣的・機械的故障が発生した場合には、磁気力の低下により磁気軸受の機能は失われ、高速回転する軸と磁気軸受との間で衝突が繰り返し発生し、回転機械が壊滅的な損傷を被る。そのような事故を防止する目的で、一般に、磁気軸受の半分程度のギャップで補助軸受が設置されている。この補助軸受は、磁気軸受故障時に磁気軸受より先に回転軸に接触し、安全に回転機械を停止させるためのものであり、この設計には、接触部の適切なモデル化と磁気軸受故障時に発生する振動の解析が重要である。

補助軸受における接触現象は強非線形現象であるため、その解析や評価は困難である。これまでに Noah

ら⁽²⁾や Flower ら⁽³⁾⁽⁴⁾が補助軸受部の接触による分岐現象の発生などを報告しているが、彼らの研究でも、補助軸受のモデル化や各パラメータの影響などの解析は十分に行われていない。

本研究では、この補助軸受の設計指針を与える見地から、まず、回転軸と補助軸受との接触を考慮し、等価ばねとダンパを用いて補助軸受のモデル化を行う。そして、一端を磁気軸受で支持した回転軸系に補助軸受を設置し、磁気軸受故障時の振動特性を調べ、実験との比較をすることにより、補助軸受のばね・ダンパモデルの妥当性を検討する。とくに、磁気軸受の故障には、4つの電磁石回路で多様なパターンがあることに注目し、故障パターン毎に、発生する共振現象を数値シミュレーションと実験により調べる。

2. 系のモデル化と運動方程式

2.1 回転軸系のモデル化 図1(a)に示すように、回転体 M_1 と、補助軸受位置における回転体 M_2 をもつ長さ l の弾性軸を、上端を玉軸受、下端を磁気軸受で支持した鉛直回転軸系を考える。この系を、回転体 M_1 と M_2 の中央より上側の質量を集中質量 m_1 ,

* 原稿受付 2002年9月6日。

*¹ 正員, フェロー, 名古屋大学大学院工学研究科(☎464-8603 名古屋市千種区不老町)。

*² 正員, 名古屋大学大学院工学研究科。

*³ キャノン(株)(☎146-8501 東京都太田区下丸子3-30-2)。

E-mail: ishida@nuem.nagoya-u.ac.jp

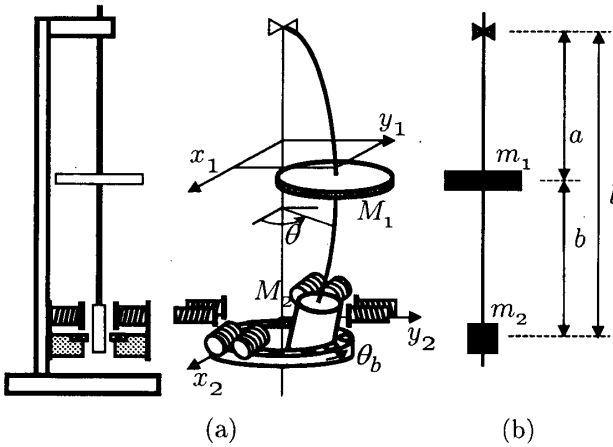


Fig. 1 Analytical model

下側の質量を集中質量 m_2 として、図 1(b) に示す集中定数系でモデル化する。なお、本論文では、回転体 M_1 は軸中央についており ($a = b = l/2$)、回転体に作用するジャイロモーメントの効果は無視できるものとする。この系の運動方程式をつぎに示す。

$$\left. \begin{aligned} m_1 \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + \frac{3EI}{a^2 b^2} \left(x_1 - x_2 \frac{a}{l} \right) &= m_1 e \omega^2 \cos \omega t \\ m_1 \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + \frac{3EI}{a^2 b^2} \left(y_1 - y_2 \frac{a}{l} \right) &= m_1 e \omega^2 \sin \omega t \\ m_2 \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - \frac{3EI}{ab^2} \left(x_1 - x_2 \frac{a}{l} \right) + F_x &= 0 \\ m_2 \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - \frac{3EI}{ab^2} \left(y_1 - y_2 \frac{a}{l} \right) + F_y &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

ここで (x_1, y_1) , (x_2, y_2) は回転体 M_1, M_2 の変位、 c_1, c_2 は回転体 M_1, M_2 に作用する粘性減衰係数、 e は回転体 M_1 の静不釣りあい、 E は軸の縦弾性係数、 I は断面 2 次モーメントである。また F_x, F_y は補助軸受と回転軸との衝突による力や磁気軸受の制御力であり、後の節で詳しく説明する。

2.2 回転軸と補助軸受間の衝突のモデル化 回転軸と補助軸受の衝突のモデルを図 2 に示す。図中の変数 δ は補助軸受部の平衡時のギャップを示しており、 $r_2 = \sqrt{x_2^2 + y_2^2}$ は回転体 M_2 の変位を表している。

物体の衝突現象は、一般的には図 2(a) に示すような瞬間的な現象として表され、衝突直前の速度 v と直後の速度 v' が反発係数 \hat{e} を用いて $v' = \hat{e}v$ と関連づけられる⁽⁵⁾⁽⁶⁾。しかし、このモデルを補助軸受に適用すると、接触面における摩擦力の評価が行いにくく、解析上不便である⁽⁷⁾。そこで、本研究では、図 2(b) に示すように、この衝突現象を等価ばねと等価ダンパからなる粘弾性面との有限時間にわたる接触現象と見なしてモデル化する。このモデルを用いれば、摩擦力の評価が容易にできる。

この等価ばね・ダンパモデルでは、接触面の變形に

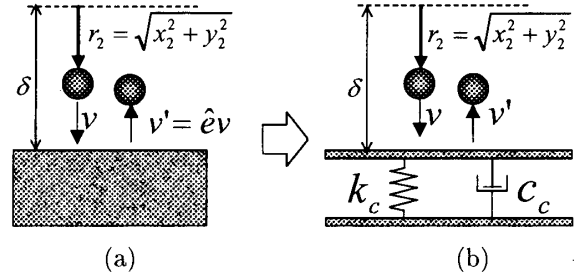


Fig. 2 Spring-damper model of a backup bearing

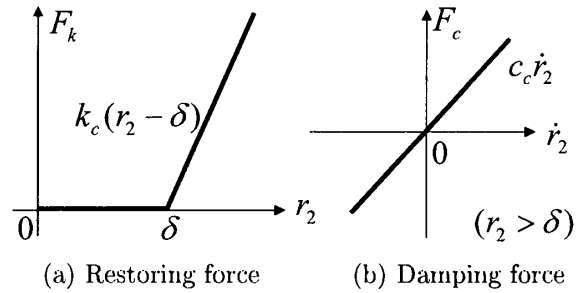


Fig. 3 Characteristics of spring and damper

より生じる復元力は図 3(a) に示す断片線形復元力 F_k として表され、また、接触中 ($r_2 > \delta$) のダンパによる減衰力 F_c は図 3(b) のように表される。なお、非接触時 ($r_2 < \delta$) には $F_c = 0$ である。復元力 F_k と減衰力 F_c は、ステップ関数 $u(x)$ を用いて表すと次式となる。

$$\left. \begin{aligned} F_k &= k_c(r_2 - \delta)u(r_2 - \delta) \\ F_c &= c_c \dot{r}_2 u(r_2 - \delta) \end{aligned} \right\} (2)$$

2.3 磁気軸受の制御力 磁気軸受の制御力を図 4 に示す。その制御力の具体的な形をつぎに示す⁽¹⁾。

$$\left. \begin{aligned} F_{mbx} &= F_{mbx1} - F_{mbx2} \\ &= k_{mb} \left\{ \frac{(i_0 - i_x)^2}{(x_0 - x_2)^2} - \frac{(i_0 + i_x)^2}{(x_0 + x_2)^2} \right\} \\ F_{mby} &= F_{mby1} - F_{mby2} \\ &= k_{mb} \left\{ \frac{(i_0 - i_y)^2}{(y_0 - y_2)^2} - \frac{(i_0 + i_y)^2}{(y_0 + y_2)^2} \right\} \end{aligned} \right\} (3)$$

ここで i_0 は定常電流、 x_0, y_0 は磁気軸受の平衡ギャップ、 k_{mb} は電磁石の吸引力定数である。本論文では PD 制御を行うため、制御電流 i_x, i_y は次式で表される。

$$\left. \begin{aligned} i_x &= k_p x_2 + k_d \dot{x}_2 \\ i_y &= k_p y_2 + k_d \dot{y}_2 \end{aligned} \right\} (4)$$

フィードバック係数 k_p, k_d は、系の剛体モードについて最適レギュレータにより設計した。

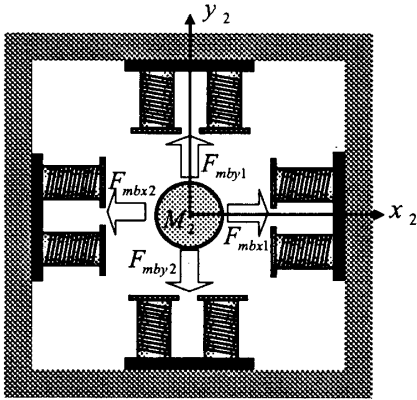


Fig. 4 Magnetic forces of a magnetic bearing

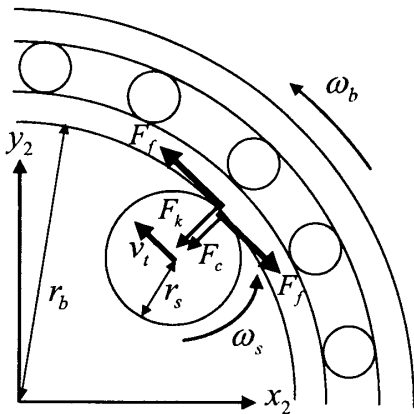


Fig. 5 Friction force at a contact of a backup bearing ($r_2 > \delta$, $r_s\omega_s + v_t > r_b\omega_b$)

2.4 補助軸受内輪の運動に関する自由度の導入

回転体 M_2 と補助軸受の接触時に、図 5 に示すように、回転軸と補助軸受内輪との間に摩擦力 F_f が働き、その作用で補助軸受内輪は回転運動する。回転体 M_2 の半径を r_s 、角速度を ω_s 、接触時の回転軸の接線方向速度成分を v_t とし、補助軸受内輪の半径を r_b 、その角速度を ω_b とすると、接触点におけるお互いの接線方向速度の大小関係により、働く摩擦力の向きが決まる。垂直抗力は $F_k + F_c$ であり、摩擦係数を μ とし、軸の回転方向を正とすると、補助軸受内輪に作用する摩擦力は次のようになる。

$$F_f = \begin{cases} \mu(F_k + F_c) & (r_2 > \delta, r_s\omega_s + v_t > r_b\omega_b) \\ -\mu(F_k + F_c) & (r_2 > \delta, r_s\omega_s + v_t < r_b\omega_b) \\ 0 & (r_2 < \delta) \end{cases} \quad (5)$$

たとえば、接触点において回転体側の速度が速ければ、図 5 に示すように、回転軸には回転を妨げる向きに、補助軸受内輪には反対向きに F_f の力が働く。軸受内輪の運動方程式は、補助軸受内輪の慣性モーメントを

I_b 、減衰係数を c_b として、次のようになる。

$$I_b\ddot{\theta}_b = -c_b\dot{\theta}_b + F_f r_2 \quad (6)$$

2.5 運動方程式の無次元化

式(1)~(6)をまとめることにより運動方程式が得られる。つぎに、運動方程式の無次元化を行う。代表剛性を k_0 、代表長さを d_0 、代表電流を I_0 とし、つぎの無次元量を定義する。なお、実際の計算では、 k_0 として両端単純支持の場合の剛性 $k_0 = 3EI/(a^2b^2)$ 、 d_0 として磁気軸受の平衡ギャップ x_0 、 I_0 として定常電流 i_0 を用いた。

$$\left. \begin{aligned} x'_n &= \frac{x_n}{d_0} \quad (n = 0, 1, 2), \quad y'_n = \frac{y_n}{d_0} \quad (n = 0, 1, 2), \\ r'_2 &= \sqrt{x'^2_2 + y'^2_2}, \quad a' = \frac{a}{l}, \quad e' = \frac{e}{d_0}, \quad \delta' = \frac{\delta}{d_0}, \\ \eta &= \frac{m_2}{m_1}, \quad \omega_0 = \sqrt{\frac{k_0}{m_1}}, \quad t' = \omega_0 t, \quad \omega' = \frac{\omega}{\omega_0}, \\ k'_1 &= \frac{3EI}{a^2b^2k_0}, \quad k'_2 = \frac{3EI}{ab^2k_0}, \quad k'_c = \frac{k_c}{k_0}, \\ c'_1 &= \frac{c_1}{m_1\omega_0}, \quad c'_2 = \frac{c_2}{m_1\omega_0}, \quad c'_c = \frac{c_c}{m_1\omega_0}, \\ k'_p &= \frac{k_p d_0}{I_0}, \quad k'_d = \frac{k_d d_0 \omega_0}{I_0}, \\ i'_0 &= \frac{i_0}{I_0}, \quad i'_x = \frac{i_x}{I_0}, \quad i'_y = \frac{i_y}{I_0}, \\ k'_{mb} &= \frac{k_{mb} I_0^2}{k_0 d_0^3}, \quad I'_b = \frac{I_b}{m_1 d_0^2}, \quad c'_b = \frac{c_b}{m_1 d_0^2 \omega_0}, \\ F'_k &= k'_c (r'_2 - \delta') u(r'_2 - \delta'), \\ F'_c &= c'_c r'_2 u(r'_2 - \delta'), \quad F'_f = \pm \mu (F'_k + F'_c), \\ F'_{mbx} &= k'_{mb} \left\{ \frac{(i'_0 - i'_x)^2}{(x'_0 - x')^2} - \frac{(i'_0 + i'_x)^2}{(x'_0 + x')^2} \right\}, \\ F'_{mby} &= k'_{mb} \left\{ \frac{(i'_0 - i'_y)^2}{(y'_0 - y')^2} - \frac{(i'_0 + i'_y)^2}{(y'_0 + y')^2} \right\} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

運動方程式を無次元化すると次式となる。ただし、以下では肩の記号'を省略する。

$$\left. \begin{aligned} \ddot{x}_1 + c_1 \dot{x}_1 + k_1(x_1 - ax_2) &= e\omega^2 \cos \omega t \\ \ddot{y}_1 + c_1 \dot{y}_1 + k_1(y_1 - ay_2) &= e\omega^2 \sin \omega t \\ \eta \ddot{x}_2 + c_2 \dot{x}_2 - k_2(x_1 - ax_2) \\ &\quad - F_{mbx} + F_k \frac{x_2}{r_2} + F_c \frac{x_2}{r_2} - F_f \frac{y_2}{r_2} = 0 \\ \eta \ddot{y}_2 + c_2 \dot{y}_2 - k_2(y_1 - ay_2) \\ &\quad - F_{mby} + F_k \frac{y_2}{r_2} + F_c \frac{y_2}{r_2} + F_f \frac{x_2}{r_2} = 0 \\ I_b \ddot{\theta}_b &= -c_b \dot{\theta}_b + F_f r_2 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

3. 数値シミュレーション

磁気軸受が故障したときの、磁気軸受・補助軸受・ロータ系の振動を、運動方程式(8)を用いて数値シ

Table 1 System parameters

a	0.5	k_1	1.0	k_2	0.5
η	0.4	c_1	0.008	c_2	0.008
e	0.15	μ	0.4	k_{mb}	0.81
k_p	0.667	k_d	1.885	i_0	1.0
$x_0(=y_0)$	1.0	δ	0.5	k_c	75826.0
c_c	24.7	I_b	0.65	c_b	0.0002

ミュレーションを行うことにより調べる。なお、数値シミュレーションには Fortran を使用し、数値積分には富士通のサブルーチンパッケージ SSL2 のサブルーチン odam を用いる。このサブルーチンは、刻み幅制御および次数制御付きのアダムス法を用いたものであり、その原理は、予測子の計算に Adams-Bashforth の公式を、修正子の計算に Adams-Moulton の公式を用い、予測・評価・修正・評価 (PECE 法) を行うものである。このシミュレーションの時間ステップ幅としては回転速度 ω の 1 周期 $T = 2\pi/\omega$ を $2^{16} = 65536$ 分割したものを指定して行い、その時間ステップ毎に、補助軸受と回転軸との間に接触状態の発生や終了といった系の変化が発生したかどうかを調べる。そして、系の変化が発生したと判別されたときには、式 (2)(5) を考慮して F_k , F_c , F_f を評価し、つぎの時間ステップから系の切り換えを行う。また、1 時間ステップ中の要求精度は、無次元量を 1 としたときの大きさと誤差 1.0^{-3} 以内として行う。本研究で用いたこれらの時間刻み (回転速度 ω の 1 周期の $1/2^{16}$) および要求精度 (無次元量を 1 としたときに誤差 1.0^{-3} 以内) はそれぞれ、系の定性的特性 (共振曲線の形状、補助軸受部の運動形態の定性的特性) を調べるのに十分な精度を与える設定値であることも確認している。

磁気軸受の故障には、様々な形態が考えられるため、本論文では、磁気軸受の 4 つの電磁石回路の故障パターンそれぞれについて調べ、その時の振動特性を明らかにする。そして、後に示す鉛直回転軸装置を用いた実験結果と比較検討をすることにより、補助軸受のモデル化の有効性を判断する。実験結果と比較するために、各パラメータ値は実験装置に対応した値を用いる。用いた無次元パラメータを表 1 に示す。

まず、磁気軸受が正常に作動しているときの回転体 M_1 の共振曲線を図 6 に示す。図の横軸は、回転軸系が両端単純支持されたときの弾性モードの固有振動数で無次元化した回転速度を示しており、以下の図も同様である。図 6 では、磁気軸受で支持されたときの軸系の共振点 $\omega = 1.12$ で小さなピークを持つのみである。

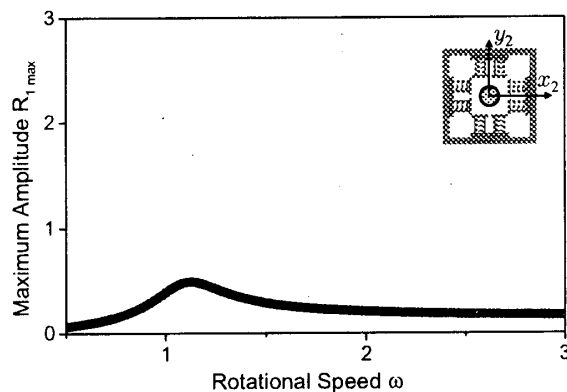


Fig. 6 Resonance curve of AMB-rotor system

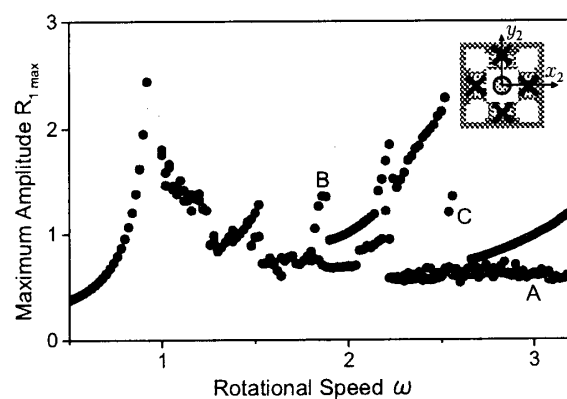
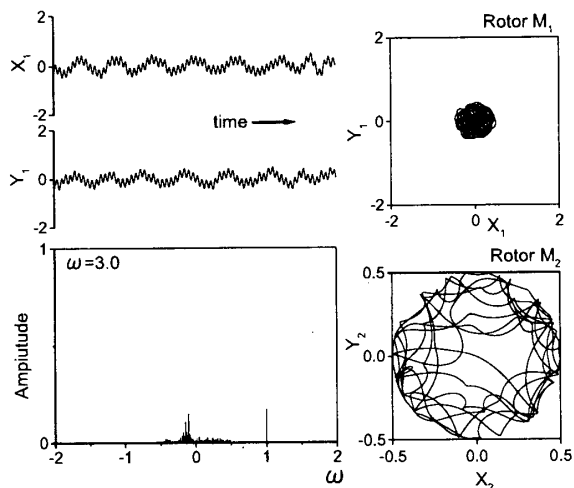


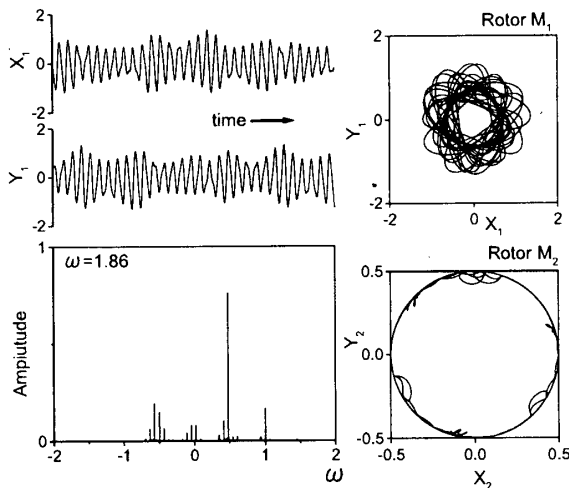
Fig. 7 Resonance curve (Damaged all electromagnets)

3.1 電磁石回路が全て故障した場合 停電により、4 方向の電磁石回路全てが機能しない場合の共振曲線を図 7 に示す。回転速度 $\omega = 0.9$ 付近で主共振が発生し、さらに、その高速側で複数の共振が発生している。低振幅時の点 A ($\omega = 3.00$) と、共振点の約 2 倍と 3 倍付近の点 B ($\omega = 1.86$), C ($\omega = 2.54$) における時刻歴、スペクトル線図、および回転体 M_1 , M_2 の軌道図を図 8 に示す。この回転体 M_2 の軌道図は軸中心の運動を描いており、補助軸受の無次元平衡ギャップの半径 0.5 の円に到達することは回転体 M_2 と補助軸受との接触を意味する。

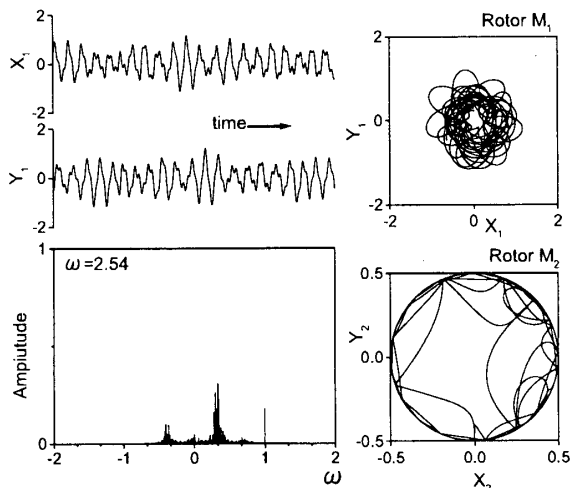
図 8(a) に示した点 A の回転体 M_2 の軌道図より、回転体 M_2 は補助軸受と接触を繰り返しながら運動する様子が観察できる。そして、点 B, C では、この接触による非線形性に起因して、図 8(b)(c) に示すように、回転体 M_1 の運動では回転速度の約 $1/2$, 約 $1/3$ の周波数成分とそのサイドバンド成分をもつ概周期運動がそれぞれ現れる。著者らは既報⁽⁶⁾で、本研究のモデルにおける補助軸受内輪を固定し、内輪の摩擦



(a) Point A ($\omega=3.00$)



(b) Point B ($\omega=1.86$)



(c) Point C ($\omega=2.54$)

Fig. 8 Time histories, spectra, and orbits of rotor M_1, M_2 (Damaged all electromagnets)

を $\mu = 0$ にしたような回転軸モデルを用いて、クリアランスを持つ回転軸系における強非線形現象を調べており、完全に周期的な $1/2$ 次分数調波振動、 $1/3$ 次分数調波振動を始めとする多種類の分数調波振動が発生することを明らかにしている。このことから、図 7 の点 B, C 付近の共振現象は、既報⁽⁶⁾で明らかにしたクリアランスを持つ回転軸系における強非線形現象と同じ発生メカニズムを持つが、補助軸受内輪の回転運動 θ_b の影響により、回転体 M_1 の運動は完全な分数調波振動に拘束されず、概周期的な運動形態に変化したものと考えられる。

3.2 電磁石回路のうちの 3 つが故障した場合

電磁石回路のうちの 3 つが故障した場合の共振曲線を図 9(a) に示す。1 つのみ作用する電磁石の制御力は y 軸正方向 (図中の上向き) に作用し、式 (4) で示した正常時の制御則がそのまま作用しているとする。

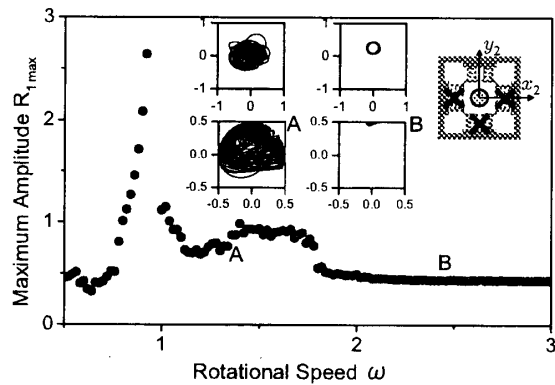
図 7 との比較より、電磁石回路が 1 つしかない場合には、 $\omega = 0.9$ 付近の主共振は同様に大きく発生するが、その他の $\omega = 1.8$ より高速側の非線形共振は、その発生が低く抑えられることがわかる。点 A, B における回転体 M_1, M_2 の軌道図も図中に示す。共振点に近い点 A では、図 8(b)(c) とは異なり、回転体 M_2 は電磁石の吸引力の影響により、半径 0.5 のギャップ円内のうち、主に機能している電磁石方向 (図中上方) に引き寄せられて運動する。共振点から離れた点 B では、回転体 M_2 はさらに運動しなくなり、機能している電磁石側からほとんど離れなくなる。

3.3 電磁石回路のうちの 2 つが故障した場合

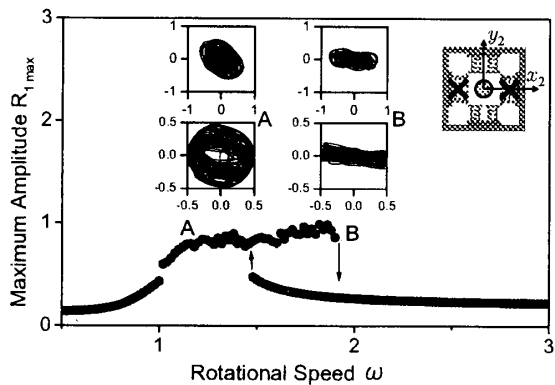
3.3.1 対称な 2 個が故障した時

電磁石回路のうちの対称に配置された 2 個が故障した場合の共振曲線を図 9(b) に示す。この場合には、 $\omega = 0.9$ 付近の主共振の発生が十分に抑制され、回転体 M_1 の振動は、図 7 や図 9(a) に比較して、回転速度全域にわたって低く抑えられる。

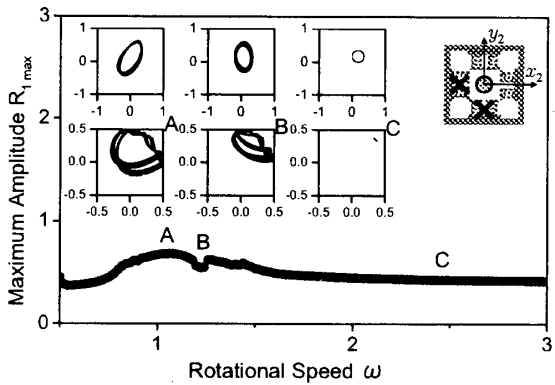
点 A, B における回転体 M_1, M_2 の軌道図を図中に示す。この故障パターンの場合には、低速側から増速すると、磁気軸受系の共振点付近で、点 A の軌道図に示されるように、回転体 M_2 は y_2 軸方向に振動し、補助軸受と接触する。そして、補助軸受との接触が一度発生すると、さらに増速して点 B のように共振点から離れても、点 B の軌道図に示されるように、正常に作動している y_2 軸方向ではよく制御されており接触は発生しないが、故障した x_2 軸方向では、運動を抑制する力が無いため補助軸受と接触し続ける慣性効果が現れる。そして、その結果、高速側から減速する場合の応答との間にヒステリシスが現れる。



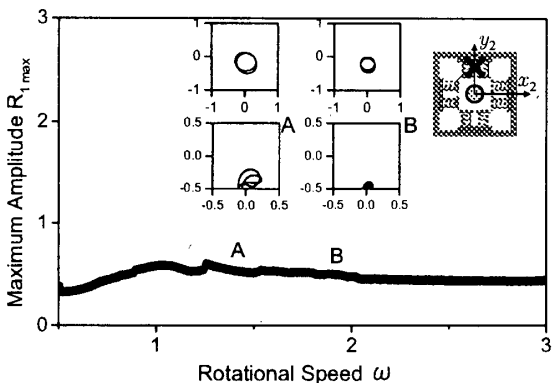
(a) Damaged 3 electromagnets



(b) Damaged 2 symmetric electromagnets



(c) Damaged 2 asymmetric electromagnets



(d) Damaged 1 electromagnet

Fig. 9 Resonance curves and orbits

3.3.2 非対称な 2 個が故障した時 電磁石回路のうち、非対称な 2 個が故障した場合の共振曲線を図 9(c) に示す。ここでは、 x_2 軸、 y_2 軸の負方向の電磁石が故障した場合を示している。その時の点 A、B、C の軌道図を図中に示す。対称な 2 個が故障した図 9(b) の場合とは異なり、回転体 M_2 は、機能している 2 つの電磁石方向 (x_2 , y_2 軸の正方向側) に引き寄せられて接触する。 x_2 軸方向、 y_2 軸方向とも 1 つずつ機能している電磁石回路があるため、その電磁石による減衰力の作用により、回転体 M_1 の振幅は、共振点 $\omega = 0.9$ 付近でわずかに大きくなっているものの、全体的にはギャップと同程度まで低く抑えられている。

3.4 電磁石回路のうちの 1 つが故障した場合

電磁石回路のうちの 1 つが故障した場合の共振曲線を図 9(d) に示す。図中では、 y_2 軸の正方向の電磁石が故障した場合を示している。点 A、B の軌道図も図中に示す。点 B においては、故障した電磁石と対向する方向 (y_2 軸負方向) に回転体 M_2 が吸引されて補助軸受と接触するが、機能している x_2 軸方向は良好に 0 近傍に制御されている。一方、点 A は磁気軸受系の共振点に近いので、機能している x_2 軸方向でもわずかに振動する。しかしながら、回転体 M_1 の振動の観点からは、1 つの電磁石回路の故障が発生しても大きな振動は起こらず、回転速度全域にわたって振幅が低く抑えられる。

4. 実験

4.1 実験装置 図 10 に実験装置の概略図を示す。半径 150 mm、厚さ 14 mm の回転体 M_1 と半径 36 mm、厚さ 100 mm の回転体 M_2 を半径 6 mm、長さ 700 mm の鉛直弾性軸にとりつけ、上端を複列自動調心玉軸受 (#1200)、下端は回転体 M_2 の位置を磁気軸受 (ギャップ半径 1 mm) で支持した。そして、磁気軸受のすぐ下側に、補助軸受として深みぞ玉軸受 (#6805) をギャップ半径 0.5 mm で設置した。

この装置では、磁気軸受が作動しない軸系の弾性モードの共振点はほぼ $\omega = 450$ rpm、磁気軸受作動時の共振点はほぼ $\omega = 520$ rpm である。

4.2 磁気軸受が正常に作動している場合 磁気軸受が正常に作動しているときの回転体 M_1 の共振曲線を図 11 に示す。理論解析の図 6 と同様、磁気軸受作動時の共振点 ($\omega = 520$ rpm) で小さなピークを持つが、それ以外の回転速度領域では振幅が低く抑えられている。

4.3 電磁石回路の全てが故障した場合 4 つの電磁石回路の全てが故障した場合の共振曲線を図 12

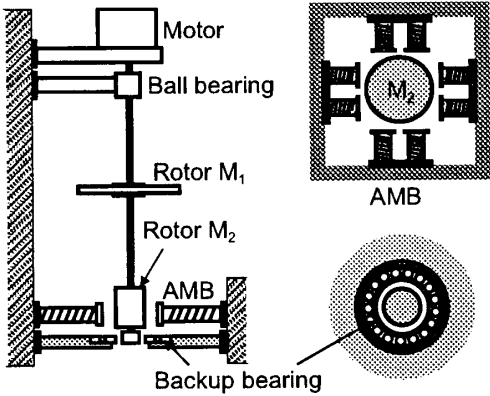


Fig. 10 Experimental setup

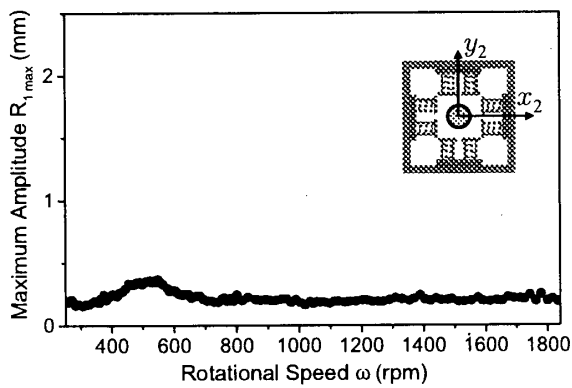


Fig. 11 Resonance curve (Experiment)

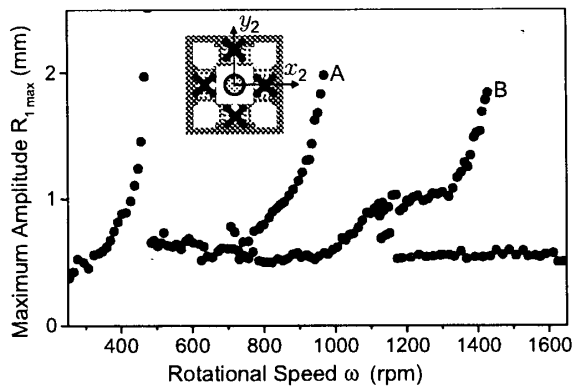
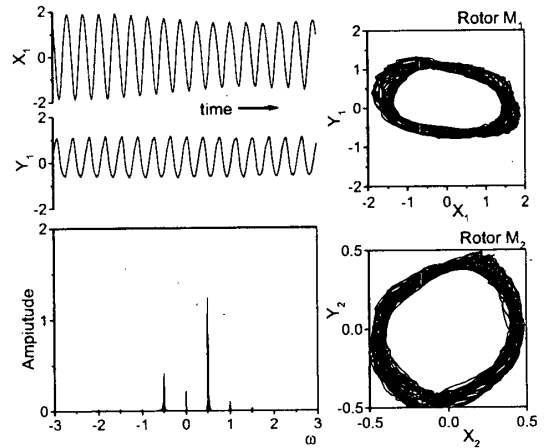
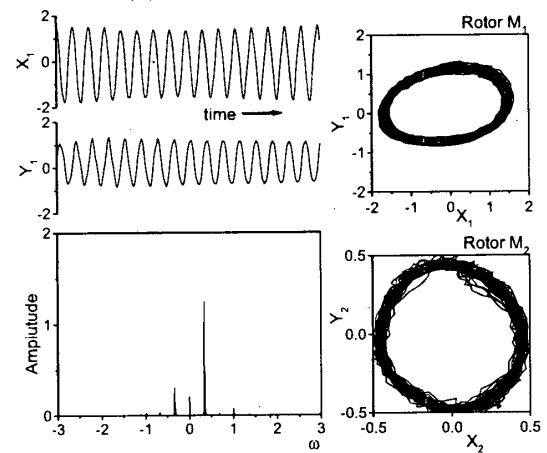


Fig. 12 Resonance curve (Damaged all electromagnets : Experiment)

に示す。共振点 $\omega=450$ rpm において共振が発生し、その 2 倍と 3 倍付近でそれぞれ非線形共振が発生した。点 A, B の時刻歴・スペクトル線図・軌道図を図 13 に示す。スペクトルと軌道から、点 A, B ではそれぞれ $1/2$ 次分数調波共振、 $1/3$ 次分数調波共振が振幅変調した概周期運動が発生したことがわかる。これらの実験結果は、理論解析結果の図 7, 図 8(b)(c) と



(a) Point A ($\omega=969$ rpm)



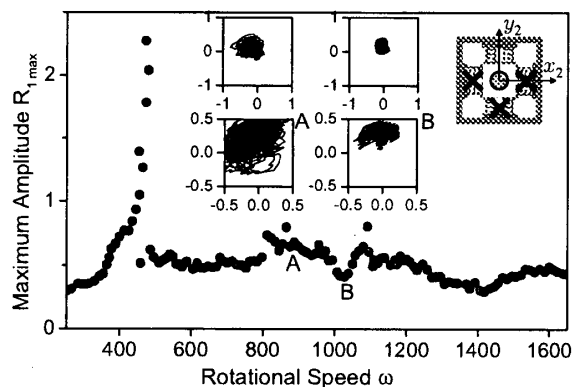
(a) Point B ($\omega=1428$ rpm)

Fig. 13 Time histories, spectra, and orbits of rotor M_1, M_2 (Damaged all electromagnets : Experiment)

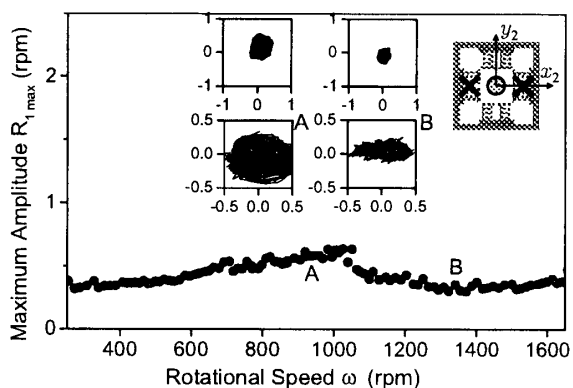
定性的に一致した。

4.4 電磁石回路のうちの 3 つが故障した場合
 電磁石回路のうちの 3 つが故障した場合の共振曲線を図 14(a) に示す。また、点 A, B における回転体 M_1 と M_2 の軌道図をそれぞれ図中に示す。ここでは y_2 軸正方向の電磁石回路のみが機能していると設定した。共振点 $\omega=450$ rpm 付近で共振しているが、全て故障した場合 (図 12) に共振が発生していた $\omega=800$ rpm, 1100 rpm 付近の振幅が低く抑えられた。また、回転体 M_2 の軌道図から、 y_2 軸正方向に吸引され、補助軸受と衝突を繰り返しながら運動した様子が観察できる。これらの実験結果は理論解析結果の図 9(a) と定性的に一致している。

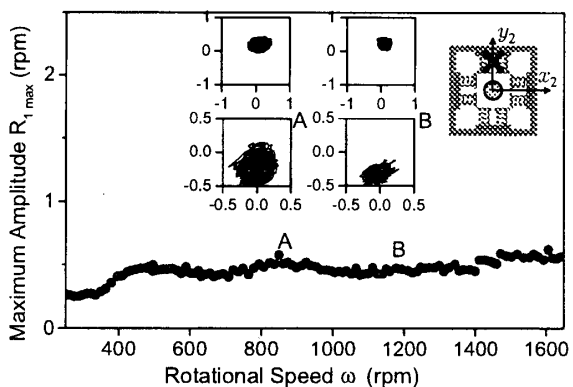
4.5 電磁石回路のうちの 2 つが故障した場合
 電磁石回路のうちの x_2 軸方向に対称に配置された 2 系統が故障した場合の共振曲線を図 14(b) に示



(a) Damaged 3 electromagnets



(b) Damaged 2 symmetric electromagnets



(c) Damaged 1 electromagnet

Fig. 14 Resonance curves and orbits (Experiment)

す。この場合には、共振点 $\omega=450$ rpm 付近の共振は発生せず、磁気軸受作動時の共振点付近からその 2 倍付近にかけて振幅がわずかに増大するのみである。点 A, B における回転体 M_1 と M_2 の軌道図を図中に示す。点 B では、磁気軸受の作用により回転体 M_2 の y_2 軸方向の運動が抑制され、補助軸受との接触も x_2 軸方向でわずかに発生するのみである。点 A では、磁気軸受作動時の回転軸系の共振点に近くなるため、電磁石回路が故障した x_2 軸方向だけでなく機能して

いる y_2 軸方向の振幅も大きくなる。これらの実験結果は理論解析結果の図 9(b) と定性的に一致している。

4.6 電磁石回路のうちの 1 つが故障した場合

電磁石回路のうちの 1 つが故障した場合の共振曲線を図 14(c) に示す。ここでは、 y_2 軸正方向の電磁石回路が故障した場合を設定している。共振点 $\omega=450$ rpm を超える回転速度領域で振幅がわずかに増大するが、全体として、振幅は小さく抑えられている。回転体 M_2 の軌道図に注目すると、故障により生じた y_2 軸方向の非対称な吸引力特性により、点 A, B どちらにおいても回転体 M_2 の振動中心が y_2 軸負方向にずれ、補助軸受とのかすかな接触が確認できる。その接触の程度や回転体 M_2 の運動は磁気軸受作動時の回転軸系の共振点に近い点 A の方が激しくなっている。これらの実験結果は理論解析結果の図 9(d) と定性的に一致している。

5. 結 論

磁気軸受で支持された回転軸系で、磁気軸受が故障した場合について、理論解析と実験により、以下の結論を得た。

1. 補助軸受部の接触や摩擦を考慮した等価ばね・ダンパモデルを構築した。
2. 磁気軸受の故障した電磁石回路の数や各故障パターンのそれぞれについて、数値シミュレーションにより磁気軸受・補助軸受・ロータ系の振動特性を調べ、発生する共振の数やその動特性を示した。
3. 実験と数値シミュレーションの比較を行い、その定性的な動特性が一致することを確認し、補助軸受部の等価ばね・ダンパモデルの有効性を示した。

謝 辞

本研究を遂行するにあたり、当時名古屋大学学生であった中田旭君に実験装置の製作に多大な協力を頂いた。ここに感謝の意を表す。

文 献

- (1) 磁気軸受の基礎と応用 日本機械学会編 養賢堂 (1995)
- (2) X.Wang,S.Noah, Trans.of ASME, J.of Vib.and Acoust,Vol.120(1998), 596-606.
- (3) H.Xie, et.al., Trans.of ASME, J.of Vib.and Acoust,Vol.121(1999),78-83.
- (4) J.L.Lawen,Jr.,G.T.Flowers, Trans.of ASME, J.of Vib.and Acoust, Vol.121(1999),183-189.
- (5) G.X.Li, M.P.Paidoussis, Nonlinear Dyanamics Part5(1994), 53-70.
- (6) 石田・稲垣・江島, 機論, 65-636, C(1999), 3067
- (7) 渡邊, 白木, 阿波, 機論, 67-655, C(2001), 591