

磁気軸受適用遠心圧縮機ロータのダイナミクス

馬場祥孝・佐成弘毅・宮地利和・黒橋道也(工博)

機械事業部・開発部

Rotor Dynamics of the Centrifugal Compressor with Magnetic Bearings

Yoshitaka Baba · Hiroki Sanari · Toshikazu Miyaji · Dr. Michiya Kurohashi

A rotor dynamic analysis code for rotor supported on magnetic bearings was developed, and applied to the rotor dynamic design of a centrifugal compressor that had a flexible rotor supported on magnetic bearings. Test operations of the developed compressor were carried out, and stable operation up to a maximum continuous speed of 12 054 rpm was confirmed. It was also determined that the present analysis code was sufficiently accurate and useful for practical applications by comparing analysis results with test results.

まえがき = 各種の回転機械において、オイルフリーやメンテナンスフリーの観点から磁気軸受の採用が増える傾向にあり、最近では大形のターボ機械への適用も拡大してきている¹⁾²⁾。

遠心圧縮機では曲げ1次危険速度を超えて運転する、いわゆる弾性ロータが多いが、磁気軸受で弾性ロータを支持する場合、ロータの可制御、可観測性の確保が重要であり、高次モードを含めたロータ系の振動モードを精度良く把握する必要がある。また、磁気軸受ではPIDを基本としたフィードバック制御が一般的にもちいられており、それらを構成する要素の周波数特性を含めたロータ・軸受制御系の振動安定性を十分に吟味する必要がある。

本稿ではまず、磁気軸受で支持されたロータ系の振動解析手法を説明する。また、このほど開発した磁気軸受適用遠心圧縮機のロータ系について、その手法をもちいて解析検討し、系が安定性良好に設計されていることを示す。さらに運転テストにおける振動測定結果と比較検討し、ロータ・磁気軸受系の安定性が十分に確保できていることを確認するとともに、ここでもちいた解析手法の有効性を示す。

1. 磁気軸受支持ロータの振動解析手法

ラジアル磁気軸受システムを第1図に示す。磁気軸受はロータを挟んで対向する電磁石とそれらを制御するために設けられた位置センサより構成される。コントローラは位置センサからのフィードバック信号をもとに、あらかじめ設定された制御則により電磁石に与える電流量を制御し、ロータを軸受中心に浮上保持させている。同図では上下1方向の電磁石対についてのみ記しているが、実際の磁気軸受では90度の角度差をもつ2方向の電磁石対から構成されている。

1.1 磁気軸受制御系

磁気軸受で発生する1方向の吸引力 F は、ロータの変位 x と電流量 i に関する非線形な関係式で与えられるが、ロータの浮上平衡位置まわりの微小振動を考えると、

$$F = K_p x + K_i i \dots\dots\dots (1)$$

の形で表される⁴⁾。ここで、 K_p と K_i は、変位と電流に関する比例係数であり、 K_p はロータ系にとって負のばね定数となる。これを磁気軸受支持ロータ系に拡張すると、変位フィードバック制御の場合、磁気軸受力 f は、

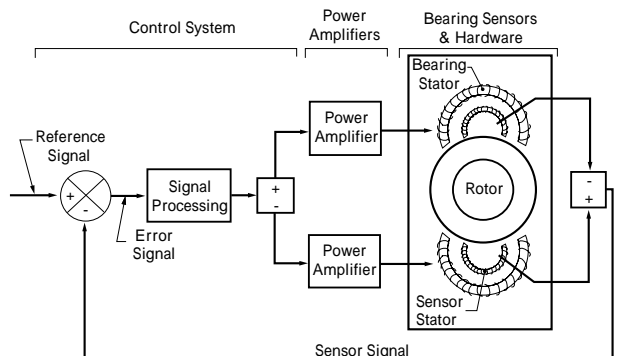
$$[f] = -[-k_p + k_i G \mathbf{I} u_r] \dots\dots\dots (2)$$

と表せる。ここで、 k_p と k_i 、 G は、磁気軸受力の変位と電流係数、制御系の伝達関数を表すマトリクスであり、軸受およびセンサ位置に関する情報もあわせ持っている。 u_r はロータ系の変位である。

磁気軸受の制御系を構成する要素は、PID、ローパスフィルタ、ノッチフィルタ、センサやパワーアンプに含まれる遅れ要素などがあるが、これらの伝達関数は、一般に2次伝達関数の組合せで表すことができる。2次伝達関数は入出力変数に関する2次の微分方程式に改めることができるので、最終的に磁気軸受力を表す方程式として次式がえられる。

$$\begin{bmatrix} f \\ 0 \end{bmatrix} = - \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ m_{cr} & m_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_r \\ \ddot{u}_c \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} 0 & 0 \\ c_{cr} & c_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_r \\ \dot{u}_c \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} -k_p & k_{rc} \\ k_{cr} & k_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_r \\ u_c \end{bmatrix} \dots\dots\dots (3)$$

ここで、 u_c は制御量であり、 m_c 、 c_c 、 k_c は各々制御系に関する質量、減衰、剛性マトリクス、 m_{cr} 、 c_{cr} 、 k_{cr} 、 k_{rc} はロータ変位と制御量に関連付けるマトリクスである。



第1図 能動型磁気軸受システム³⁾
Fig. 1 Active magnetic bearing system

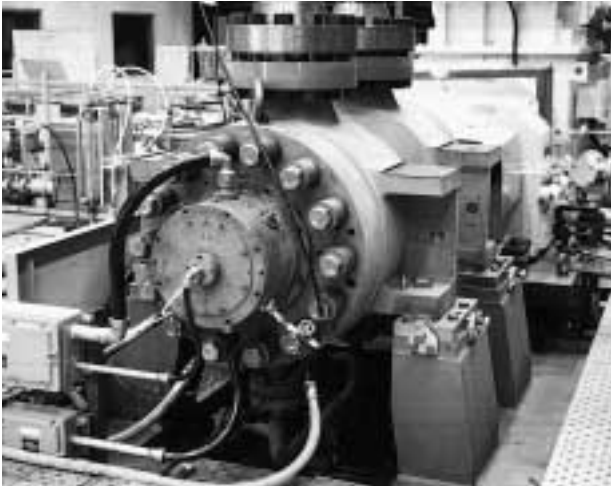


写真 1 試作遠心圧縮機の外観

Photo 1 Outside view of developed centrifugal compressor

第 1 表 遠心圧縮機の仕様

Table 1 Specifications of centrifugal compressor

Model	VH106	
Gas	Hydrogen and Hydrocarbon	
Suction Volume	m ³ /h	1 453
Suction Pressure	MPaA	16.0
Discharge Pressure	MPaA	17.6
Max. Continuous Speed	rpm	12 054

第 2 表 磁気軸受の仕様

Table 2 Specifications of magnetic bearings

Radial Bearing		
Diameter	mm	189
Length	mm	88.9
Radial Clearance	mm	0.5
Thrust Bearing		
Outer Diameter of Stator	mm	292.1
Inner Diameter of Stator	mm	152.4
Axial Clearance	mm	0.76

1.2 ロータ・磁気軸受制御を含めた全体系

磁気軸受支持ロータの運動方程式は、次式で与えられる。

$$[m_r \mathbf{I} \ddot{u}_r] + [c_r \mathbf{I} \dot{u}_r] + [k_r \mathbf{I} u_r] = [f] \dots\dots\dots (4)$$

ここで、 m_r 、 c_r 、 k_r は、各々ロータの質量、減衰、剛性マトリックスである。

式(3)、式(4)の関係から、ロータ系と磁気軸受制御系をあわせた全体系の運動方程式として、次式がえられる。

$$\begin{bmatrix} m_r & 0 \\ m_{cr} & m_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u}_r \\ \ddot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_r & 0 \\ c_{cr} & c_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u}_r \\ \dot{u}_c \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_r - k_p & k_{rc} \\ k_{cr} & k_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_r \\ u_c \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix} \dots\dots\dots (5)$$

当社は、回転機械のロータダイナミクスを設計段階で予測評価するためにロータ系振動解析コード「ROTAS」を開発済みであり、圧縮機などの振動設計に活用している。この解析コードは、ロータやインペラ、軸受、シールなどの回転機械を構成する要素の剛性、減衰、質量マトリックスを作成し、これらをもとに系全体の運動方程式を組立て、解析をおこなうものである。

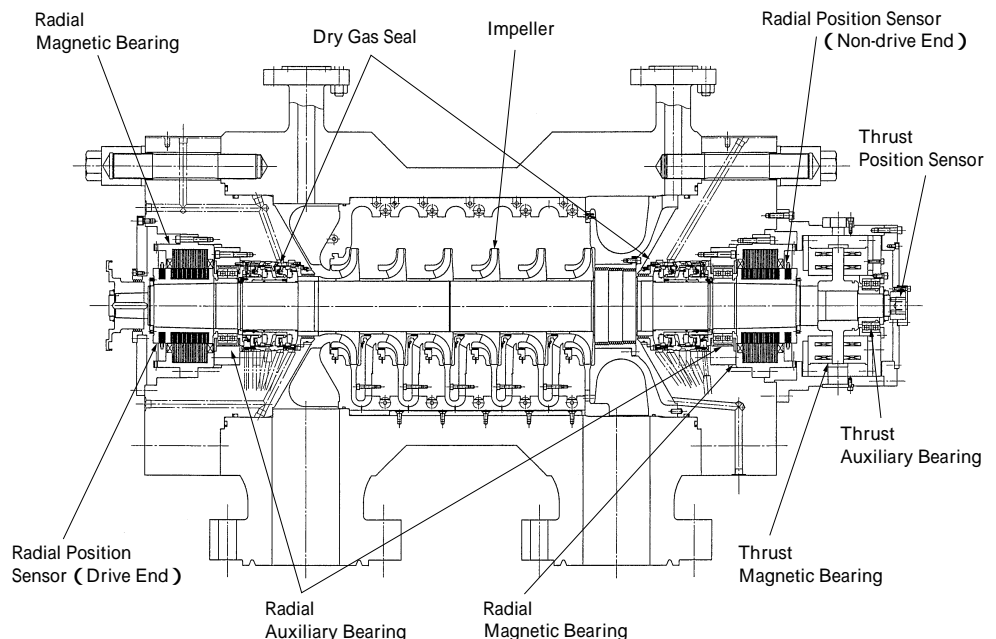
磁気軸受適用遠心圧縮機の開発に際して、磁気軸受お

よびその制御に関する機能を追加し、式(5)に示す形でロータ系と磁気軸受制御系を連成させて解析できるようにした。この拡張により、磁気軸受で支持されたロータに関しても、複素固有値解析による減衰固有振動数や振動モード、減衰特性の把握や、強制振動解析による不釣り合い応答などの評価が可能となった。

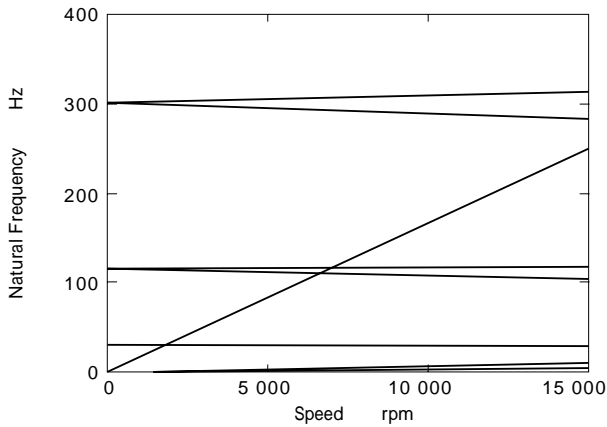
2. 磁気軸受適用遠心圧縮機の概要⁵⁾

試作した遠心圧縮機は、石油精製プラントなどで使用される高圧用圧縮機である。従来の油軸受および油膜シールに代えて、磁気軸受およびドライガスシールを採用したオイルフリー圧縮機である。写真1に圧縮機の外観、第2図に圧縮機断面図、第1表に圧縮機の仕様、第2表にラジアルおよびスラスト磁気軸受の仕様を示す。ロータ重量は約350kg、ロータ全長は約2000mmである。

磁気軸受システムは Revolve Magnetic Bearings Inc. 社のフルデジタル方式⁶⁾を採用している。制御回路は、各軸独立のPID制御を基本とするものであり、PIDと2



第 2 図 圧縮機の断面組立図
Fig. 2 Sectional view of compressor assembly



第3図 キャンベル線図
Fig. 3 Campbell diagram

次ローパスフィルタ, 1次位相進み要素, ノッチフィルタ, 軸受コイルの位相遅れを改善させるための電流マイナードバック回路などから構成されている。

3. 試作圧縮機ロータの振動設計

前章で述べた遠心圧縮機を対象に, 開発した振動解析コードによるロータ系の振動設計を実施し, ロータ形状と磁気軸受制御系の基本パラメータを決定した。

第3図は決定した軸受制御パラメータとロータ形状による磁気軸受支持ロータのキャンベル線図である。本圧縮機の最大連続回転数は 12 054rpm であり, 本ロータは, 曲げ1次と曲げ2次の危険速度の間に回転数が存在する弾性ロータの設計となっている。

第4図(a)は圧縮機ロータ単体の振動モード(フリーモード)の解析結果である。本ロータの曲げ1次モードは, 磁気軸受部分で大きく振動するモードであり, 本ロータが良好な可制御性を備えていることがわかる。また, 第4図(b)にはこの振動モードの測定結果を示しているが, 解析結果は固有振動数, 振動モードともに高次モードまで良好に予測できていることを確認した。

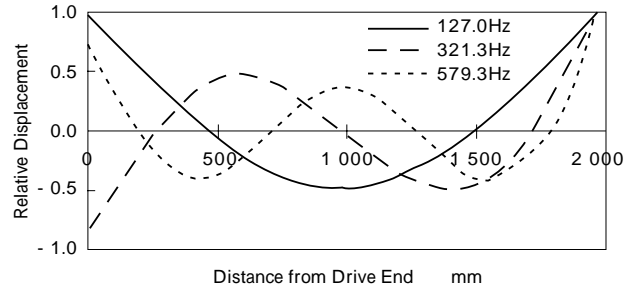
4. 試作圧縮機の試運転結果と解析との比較

試作した遠心圧縮機の工場内試運転として, 静止浮上テスト, 大気による無負荷メカニカルランニングテスト, He ガスによる吐出圧 40MPaG での負荷メカニカルランニングテストを実施した。

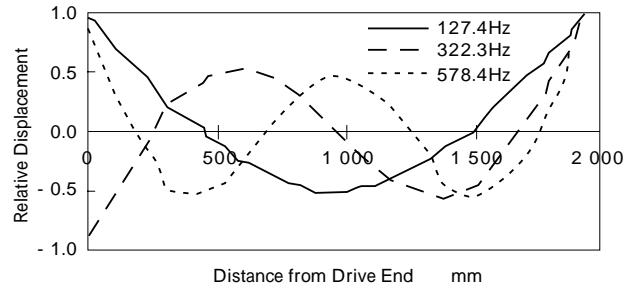
4.1 静止浮上テスト

磁気軸受支持ロータの振動特性を評価するために, ロータを静止浮上させた状態にて磁気軸受コイルに正弦波状の外乱電流信号を与える加振テストをおこない, そのときの振動応答を計測した。カップリング側磁気軸受に外乱電流を与えたときのカップリング側軸受位置センサと反カップリング側に位置するスラストディスク外周部に設置した位置センサの振動応答を第5図に示す。同図の結果は, 運転回転数範囲内に鋭いピークをもつことなくならかな応答性を示し, 減衰性が高く良好に制御系が設定されていることがわかる。

つぎに測定結果と解析結果の比較をおこなう。第6図に測定時に与えた外乱電流量から求めた軸受力に相当



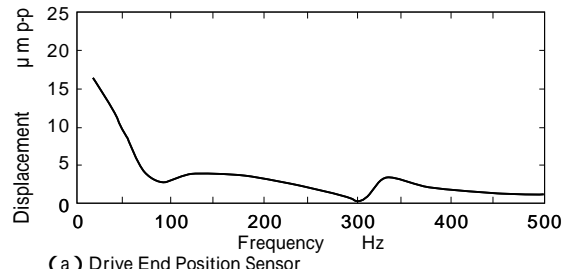
(a) Calculated Result



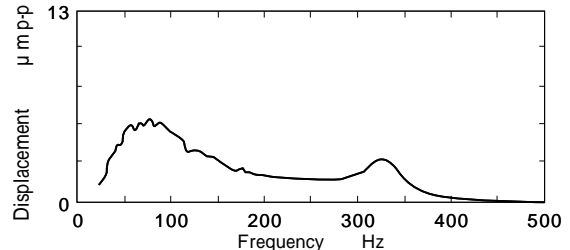
(b) Measured Result

第4図 固有振動数と振動モード

Fig. 4 Natural frequencies and mode shapes



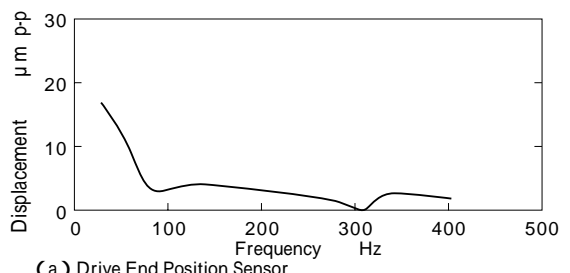
(a) Drive End Position Sensor



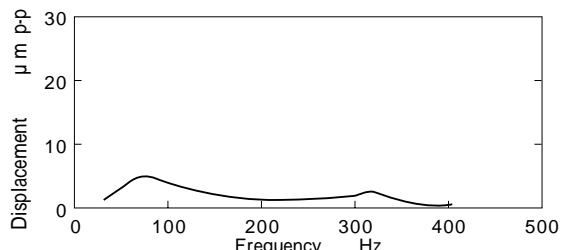
(b) Additional Position Sensor at Thrust Disk

第5図 加振テスト結果

Fig. 5 Vibration response of excitation test



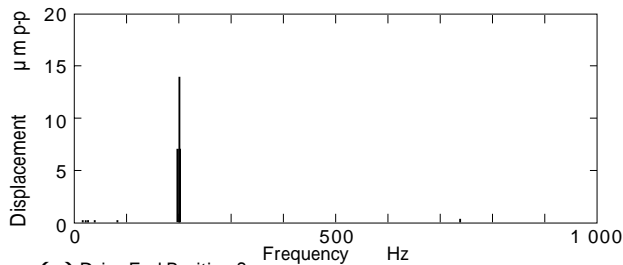
(a) Drive End Position Sensor



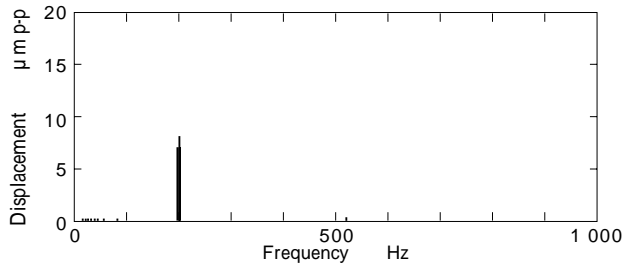
(b) Additional Position Sensor at Thrust Disk

第6図 周波数応答の解析結果

Fig. 6 Frequency response analysis results



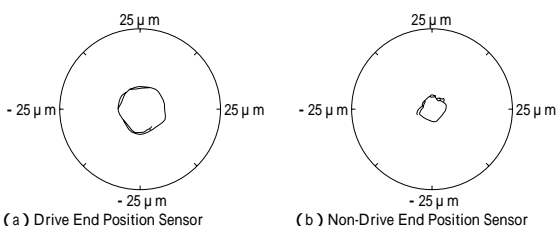
(a) Drive End Position Sensor



(a) Non-drive End Position Sensor

第7図 軸振動の周波数分析結果

Fig. 7 Frequency spectrum of rotor vibration



(a) Drive End Position Sensor

(b) Non-Drive End Position Sensor

第8図 軸振動のオービット

Fig. 8 Orbit of rotor vibration

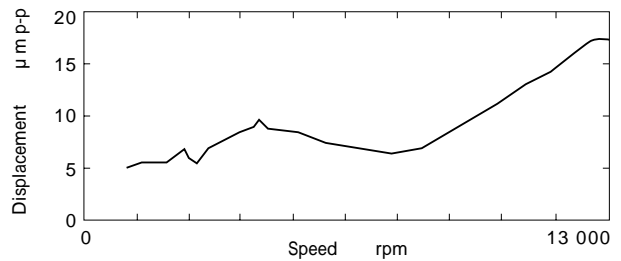
する外力をカップリング側磁気軸受位置に作用させたときの周波数応答解析結果を示す。カップリング側位置センサとスラストディスク外周部に取付けられた位置センサにおける振動応答の解析結果は、測定結果と良好に対応しており、本解析手法が磁気軸受支持ロータの振動特性評価に有効であることがわかる。

4.2 12 054rpm 運転時および停止時の軸振動

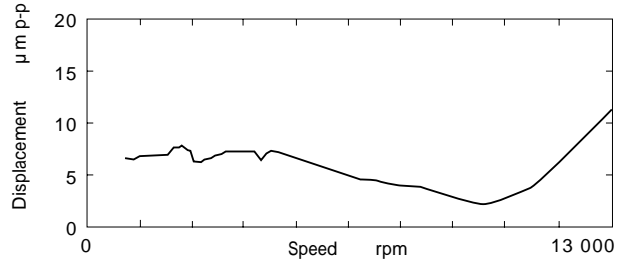
第7図に無負荷運転時の最大連続回転数 12 054rpm における軸振動の周波数分析結果を示す。また、軸振動のオービットを第8図に示す。最大連続回転数における軸振動は、回転数成分の振動が主であり、振動値も十分に低いレベルにある。つぎに、13 000rpm からのロータ停止過程における回転数同期成分の振動変化を第9図に示す。本圧縮機は運転回転数の範囲内で振動が過大となることなく、良好な振動特性となっている。He ガスによる負荷運転時においても同様の結果がえられており、本圧縮機が安定して連続運転可能であることを確認した。

4.3 不釣り合い応答テスト

ロータに不釣り合い重りを取付けたときの軸振動の変化を測定する不釣り合い応答テストを実施した。オリジナル状態とカップリングフランジに不釣り合い重りを付加した状態に対して、2 000rpm から 12 000rpm まで 500 rpm 刻みで回転数を変更させながら軸振動を測定し、両者をベクトルの的に引き算することにより、不釣り合い応答を求めた。その結果を第10図に示す。図中のプロットが測定結果であり、解析結果は実線で示してある。同



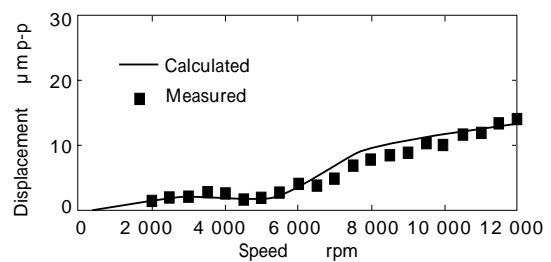
(a) Drive End Position Sensor



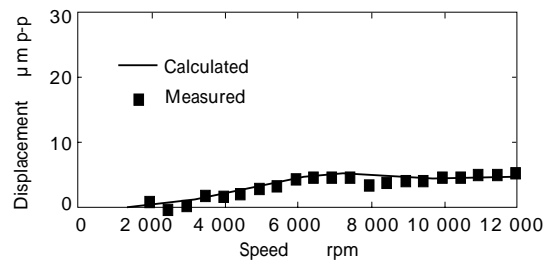
(b) Non-drive End Position Sensor

第9図 ロータ停止過程における振動応答の測定結果

Fig. 9 Vibration response during decreasing speed



(a) Drive End Position Sensor



(b) Non-drive End Position Sensor

第10図 不釣り合い応答テスト結果

Fig. 10 Unbalance response test results

図からわかるように測定と解析は良好に対応しており、運転時のロータ振動挙動予測に対しても本解析手法が有効活用できることを確認した。

むすび= 磁気軸受で支持されたロータ系の振動特性を評価する振動解析コードを開発し、磁気軸受を搭載した遠心圧縮機のロータダイナミクス評価に適用した。試作した遠心圧縮機によるテスト結果と解析結果を比較することにより、本解析コードが十分に精度良く、安定なロータ・磁気軸受系を設計する上で有効であることを示した。

参考文献

- 1) 加納文質ほか：R&D 神戸製鋼技報, Vol.43, No.3 (1993), p.95.
- 2) 福島康男ほか：ターボ機械, Vol.24, No.3 (1996), p.35.
- 3) Revolve'94 磁気軸受ショートコーステキスト
- 4) 日本機械学会編：磁気軸受の基礎と応用 (1995), 養賢堂.
- 5) 佐成弘毅ほか：第39回ターボ機械協会(宇部)講演会講演論文集, (1997), p.19.
- 6) Hope R. W. et al. : Proc. MAG'95, (1995), p.121.