小型可変絞り要素による無限剛性静圧スラスト軸受の動特性向上法*

湯 浅 修^{*1}, 吉 本 成 香^{*2}

Improvement of Dynamic Characteristics of Infinitely Stiff Hydrostatic Thrust Bearings using a Miniaturized Self-Controlled Restrictor

Osamu YUASA and Shigeka YOSHIMOTO^{*3}^{*3}Science University of Tokyo, Dept. of Mechanical Engineering,
1-3 Kagurazaka Shinjuku-ku Tokyo, 162-8601 Japan

This paper proposes a method of improving the dynamic characteristics of infinitely stiff hydrostatic thrust bearing using a miniaturized self-controlled restrictor. This bearing has a very small self-controlled restrictor of 3.0 mm diameter and can obtain a very high static bearing stiffness (nearly infinite stiffness). Influences of various design parameters on the dynamic characteristics of the proposed bearing are investigated, theoretically and experimentally. As a result, it was found that the miniaturization of a self-controlled restrictor can greatly improve the step response and the frequency response characteristics of this kind of hydrostatic thrust bearing.

Key Words: Hydrostatic Bearing, Miniaturized Self-Controlled Restrictor, Dynamic Characteristics, Step Response, Frequency Response

1. 緒言

油静圧軸受は、精密測定機器や超精密加工機などに広く応用されているが、近年、これらの機器においてはナノメータオーダの運動精度や加工精度を達成するために、1~10N/nmというたいへん高い軸受剛性が要求されるようになってきた。これまでこのような要求を満たす手法として、可変絞り要素を用いた静圧軸受が有効と考えられ、種々の可変絞り形式が提案されてきた⁽¹⁾⁻⁽⁴⁾。研究者らも、図1に示すような浮動円板を用いた可変絞り型静圧スラスト軸受を提案し、無限大に近い静剛性を達成できることを明らかにした⁽⁵⁾。しかし可変絞り型静圧軸受は、ステップ荷重のように時間的に変化する荷重に対しては概して応答性が悪く、軸受すきまが大きく変化するという欠点があることが報告されている^{(6), (7)}。研究者らは浮動円板を用いた可変絞り軸受の動特性について、理論的、実験的な検討を行ってきたが^{(8), (9)}、ステップ荷重付加後の可変絞り型静圧軸受の応答性は、荷重付加後に軸が変位することにより押し退ける油量と深く関係しており、可変絞りを小型化することで応答性を飛躍的に改善できる可能性があることが分かった。

そこで本研究では、可変絞り要素を直径数mm程度まで小型化することにより、可変絞り型静圧軸受の動特性を大幅に改善する手法を提案する。そして提案する軸受の動的応答特性を実験的、理論的に明らかにすることによ

り、その有効性を明らかにすることを目的とする。

2. 記号

- c : 浮動円板の外周すきま (m)
- d_1, d_2 : 毛細管1および2の管径 (m)
- G : 無次元重力加速度 $= \mu^2 g / \{h_0(p_s - p_a)^2\}$
- h_1 : 流量調節すきま (m)
- h_2 : 軸受すきま (m)
- H_i : 無次元軸受すきま $= h_i / h_0$ ($i=1, 2$)
(h_0 はすきまの任意の値であり本論文では
 $h_0 = 1.0 \mu\text{m}$ と仮定する。)
- l_1, l_2 : 毛細管1および2の長さ (m)
- m_1 : 浮動円板の質量 (kg)
- m_2 : 軸の質量 (kg)
- M_1, M_2 : 浮動円板、および軸の無次元質量
 $= h_0(p_s - p_a)m_i / (\pi r_{o2}^2 \mu^2)$ ($j=1, 2$)
- n_1, n_2 : 毛細管1および2の個数
- p : 圧力 (Pa)
- p_a : 周囲圧力 (Pa)
- p_l : ポケット1内圧力 (Pa)
- p_m : ポケット2内圧力 (Pa)
- p_s : 給油圧力 (Pa)
- P : 無次元圧力 $= (p - p_a) / (p_s - p_a)$
- r : 半径座標 (m)
- r_{o2} : 軸受外周半径 (m)
- r_{l2} : ポケット2外周半径 (m)

* 原稿受付 1999年4月14日。

^{*1} 読売新聞社 (☎ 100-8055 東京都千代田区大手町1-7-1)。^{*2} 正員、東京理科大学工学部 (☎ 162-8601 東京都新宿区神楽坂1-3)。

E-mail: yosimoto@me.kagu.sut.ac.jp

- r_{o1} : ポケット1外周半径 (m)
 r_{i1} : 流量調節部外周半径 (m)
 r_b : 浮動円板半径 (m)
 R : 無次元半径 $= r/r_{o2}$
 t : 時間 (s)
 w : 負荷荷重 (N)
 W : 無次元負荷荷重 $= w/\{\pi r_{o2}^2(p_s - p_a)\}$
 ΔW : ステップ荷重 (N)
 $\lambda = 12r_{o2}^2/h_o^2$
 μ : 粘性係数 (Pa·s)
 ν : 動粘度 (m²/s)
 ρ : 潤滑油の密度 (kg/m³)
 τ : 無次元時間 $= t(p_s - p_a)/\mu$

添字

$i=1, 2$: 流量調節すきまおよび軸受すきまに関する量

3. 提案する可変絞り型静圧スラスト軸受の構造と作動原理

図1に提案する浮動円板を用いた可変絞り静圧スラスト軸受の概略図を示す。作動流体は、毛細管1を通りポケット1に供給される。その後、作動流体の一部は、流量調節すきま h_1 を通り外側に排出される。その他の流体は、浮動円板に設けられた毛細管2を通りポケット2に導かれた後、浮動円板の外周すきま c 、および軸受すきま h_2 を通して軸受外に排出される。

このような軸受構造とすることにより、次のような軸受特性を得ることができる。今、あるつりあいの状態に

Fig. 1 Proposed self-controlled hydrostatic thrust bearing with a floating disk

おいて、軸への負荷荷重が増した場合について考える。負荷が増すと軸受すきま h_2 が小さくなり、ポケット2内の圧力が増加する。この圧力の増加により浮動円板は下方に押し下げられる。すると流量調節すきま h_1 が小さくなり、 h_1 を通り軸受外に排出される流量が減少する。これによりポケット1の圧力が増加することになり、毛細管2を通る流量が増し、軸はもとの位置に押し戻される。荷重が減少した場合には、反対の過程を通りポケット2への流量が減少する。したがって本軸受では、負荷の増減に応じて浮動円板が上下することにより、ポケット2への流量が変化し、軸受すきま h_2 が一定に保たれることになる。

4. 数値解析法

図1に示した静圧スラスト軸受の特性を数値的に求めるにあたって次のような仮定を行う。

- (1). 流体は、非圧縮とする。
- (2). ポケット1および2内の圧力は一様とする。
- (3). すきま内および毛細管内の流れは層流とし、作動流体の温度および粘性は一定とする。
- (4). 軸および浮動円板は軸方向にのみ平行に変位し、それらの回転運動はないものとする。

以上の仮定より、流量調節すきまと軸受すきまにおける無次元レイノルズ方程式は次のように与えられる。

$$\frac{H_i^3}{R_i} \frac{\partial}{\partial R_i} \left(R_i \frac{\partial P_i}{\partial R_i} \right) = \lambda_i \frac{\partial H_i}{\partial \tau} \quad (1)$$

次に流量調節すきまと軸受すきまに発生する力を F_i とおき、無次元の形で表すと

$$F_i = \frac{f_i}{\pi r_{o2}^2 (p_s - p_a)} = 2 \int_{R_{i1}}^{R_{oi}} P_i R dR \quad (2)$$

ここで R_{i1} 、 R_{oi} は、流量調節すきまおよび軸受すきま、それぞれの無次元内周、外周半径である。

式(1)を数値的に解き、式(2)に代入すると、

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= (R_{m1}^2 - R_{i1}^2) P_L - Z_1 \frac{\partial H_1}{\partial \tau} \\ F_2 &= (R_{m2}^2 - R_{i2}^2) P_M - Z_2 \frac{\partial H_2}{\partial \tau} \end{aligned} \right\} \quad (3)$$

となる。ここで

$$R_{mi} = \sqrt{\frac{R_{oi}^2 - R_{i1}^2}{2 \ln(R_{oi}/R_{i1})}} \quad (4)$$

$$Z_i = (R_{oi}^2 - R_{i1}^2) \left\{ (R_{oi}^2 + R_{i1}^2) - 2R_{mi}^2 \right\} \frac{\lambda}{8H_i^3} \quad (5)$$

次にポケット1における流量連続条件の式は、浮動円板および軸の変位による体積変化を考慮し、さらに毛細管1を通る流量と毛細管2を通る流量、および流量調節すきまから流出する流量との関係から以下のように与え

られる。 Γ_{d1} などの詳細は付録に示す。

ポケット1:

$$\Gamma_{d1}P_S - (\Gamma_{d1} + \Gamma_{d2} + \Gamma_{h1}H_1^3)P_L + \Gamma_{d2}P_M = R_{m1}^2 \frac{\partial H_1}{\partial \tau} \quad (6)$$

ポケット2においても同様に、流量連続条件の式は、毛細管2を通る流量と軸受すきまから流出する流量、および浮動円板の外周すきまから流出する流量との関係より以下のように整理される。

ポケット2:

$$\Gamma_{d2}P_L - (\Gamma_{d2} + \Gamma_c + \Gamma_{h2}H_2^3)P_M = R_{m2}^2 \frac{\partial H_2}{\partial \tau} - R_b^2 \frac{\partial H_1}{\partial \tau} \quad (7)$$

浮動円板と軸の運動方程式は、無次元化した形で次のように与えられる。

浮動円板:

$$M_1 \frac{\partial^2 H_1}{\partial \tau^2} = R_{m1}^2 P_L - R_b^2 P_M - Z_1 \frac{\partial H_1}{\partial \tau} - M_1 G \quad (8)$$

軸:

$$M_2 \frac{\partial^2 H_2}{\partial \tau^2} = R_{m2}^2 P_M - Z_2 \frac{\partial H_2}{\partial \tau} - W \quad (9)$$

また H_1 , H_2 , P_L , P_M および W における時間変動成分が微小であると仮定することにより、これらは定常成分と時間変動成分に分けて表わすことができる。よって、

$$\begin{aligned} H_1 &= H_{1c} + \Delta H_1, & H_2 &= H_{2c} + \Delta H_2 \\ P_L &= P_{Lc} + \Delta P_L, & P_M &= P_{Mc} + \Delta P_M \\ W &= W_c + \Delta W \end{aligned} \quad (10)$$

式(10)を式(8), (9)に代入し、定常成分(Δ^0 次)と変動成分(Δ^1 次)について各式をまとめ、整理する。定常成分に対する式において、 P_{Mc} , P_{Lc} を消去することにより、無次元流量調節すきま H_{1c} と無次元軸受すきま H_{2c} を求めることができる。また変動成分の式において、 ΔP_M および ΔP_L を消去することにより、次のような運動方程式を求めることができる。

浮動円板:

$$M_1 \frac{\partial^2 \Delta H_1}{\partial \tau^2} + f_{11} \frac{\partial \Delta H_1}{\partial \tau} + f_{12} \Delta H_1 + f_{13} \frac{\partial \Delta H_2}{\partial \tau} + f_{14} \Delta H_2 = 0 \quad (11)$$

軸:

$$M_2 \frac{\partial^2 \Delta H_2}{\partial \tau^2} + f_{21} \frac{\partial \Delta H_1}{\partial \tau} + f_{22} \Delta H_1 + f_{23} \frac{\partial \Delta H_2}{\partial \tau} + f_{24} \Delta H_2 = -\Delta W \quad (12)$$

式(11), (12)をラプラス変換することにより、変動荷重に対する軸受すきまの伝達関数 $G(s)$ を求めると、

$$\begin{aligned} G(s) &= \frac{\Delta H_2(s)}{\Delta W(s)} \\ &= -\frac{q_{21}S^2 + q_{22}S + q_{23}}{q_{24}S^4 + q_{25}S^3 + q_{26}S^2 + q_{27}S + q_{28}} \end{aligned} \quad (13)$$

となる。さらに無次元ステップ荷重 ΔW が加わったときの無次元すきま ΔH_2 のステップ応答は、

$$\Delta W(s) = \frac{\Delta W}{S} \quad (14)$$

を式(13)に代入し、逆ラプラス変換を行うことによって求められる。また周波数応答特性に対する伝達関数は、式(13)の S を $j\Omega$ とおくことにより次のように求められる。

$$G(j\Omega) = R_e + jI_m \quad (15)$$

式(11)から(15)の各係数の詳細は付録に示す。

5. 動的応答特性

5.1 実験装置および実験方法 図2に実験装置の概略図を示す。軸受は軸受面を上にして取り付けられ、軸は空気静圧ジャーナル軸受によって非接触に支持されている。軸に加える静的負荷荷重は、軸上部に設けられたエアシリンダにより任意に与えられる。軸受すきまは、軸の下部に取り付けられた非接触変位計により測定される。軸に加えるステップ荷重あるいは周期的変動荷重は次のようにして与えた。ステップ荷重は、軸の上部に結ばれた糸の他端にステップ用のおもりを取り付け、この糸を瞬時に切断することによりステップ的な荷重を与える。実験に用いたステップ荷重の質量は2.0[kg]である。周期的変動荷重は、電磁加振器を用いて軸の上部をロードセルを介して加振することで与えられる。加振力はロードセルによって測定し、FFTを用いて加振力と加振周波数の制御を行った。以下の実験で使用した油は、タービン油#32であり、動粘度は $\nu = 5.8 \times 10^{-5} [m^2/s]$ (28°C)である。表1に実験に用いた軸受各部の主な寸法を示す。軸受としては、浮動円板の半径が1.5mmの小型化したものと、従来の4.5mmの2種類を準備した。

5.2 静的特性 図3に、浮動円板を持つ可変絞リ型

Fig. 2 Experimental apparatus

静圧スラスト軸受において、浮動円板の半径を 1.5mm と小型化した軸受と従来の 4.5mm の軸受の静的特性の計算結果と実験結果を示した。図から明らかなように、これらの軸受は浮動円板の大きさに関わりなく、静的な荷重変動に対してほとんど軸受すきまが変化せず、無限大に近い静剛性が得られることが分かる。なお、両者間で高い剛性が得られる軸受すきまの値が異なるのは、表 1 に示すように、おもに浮動円板に設けられた毛細管径の違いによる。

5.3 ステップ応答特性 図 4 に、浮動円板の半径が 1.5mm と 4.5mm の場合のステップ応答特性の実験結果と計算結果を比較して示す。浮動円板の半径が 4.5mm の場合、ステップ荷重付加後の軸受すきまの最大変位量が約 140nm であるのに対し、1.5mm では 20nm 程度となっており、動的変動荷重に対して約 1N/nm という高い剛性を達

Dimensions of Test Bearings					
	Présent	Conv.		Present	Conv.
c	$6.5 \mu\text{m}$	$11 \mu\text{m}$	r_b	1.5 mm	4.5 mm
d_1	0.54 mm	0.5 mm	r_{o1}	1.5 mm	4.5 mm
d_2	0.48 mm	0.4 mm	r_{i1}	1.3 mm	4.0 mm
l_1	6.0 mm	6.0 mm	m_1	0.07 g	5.92 g
l_2	4.0 mm	4.0 mm	m_2	3.80 kg	3.80 kg
l_3	3.0 mm	15.5 mm	n_1	1	1
r_{o2}	20.00 mm	20.00 mm	n_2	2	2
r_{i2}	18.00 mm	18.00 mm			

Test Conditions	
ν	$5.8 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}$
μ	$5.05 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$
Δw	19.9 N

Table 1 Dimensions of test bearings and test conditions

Fig. 3 Static characteristics

成していることがわかる。また軸の整定時間も従来の軸受に比べ短くなっている。可変絞り要素の小型化の効果を説明するために、図 5 に、軸および浮動円板の変位の計算結果を、浮動円板の半径を変えて示した。図に見られるように、いずれの軸受においても、軸受すきまはステップ荷重付加直後に最大変位を示した後、徐々にもとの位置まで回復している。一方、浮動円板は荷重付加直後に変位し、その後はほとんど変位しない。したがって軸がもとの位置に戻るまでの時間の大部分は、軸が変位したことにより押し退けた油量をポケット 2 内に供給するために費やされていることが分かる。次に荷重付加後の軸の変位は、その応答が速いことから、油が軸受すきまを通じて外部に流出することにより生じるのではなく、浮動円板が瞬時に押し下げられることによって生じると考えられる。図を見ると、浮動円板の変位量はその径に関わらず、ほぼ同様の値を示しており、可変絞り要素を小型化することで、軸の押し退ける油量が著しく減少していることが分かる。このことにより、軸の変位量が減少し、応答性が向上することになる。

図 6 には、提案する軸受において、無次元負荷荷重 W を変化させたときのステップ応答特性を計算結果と実験結果を比較して示す。ステップ荷重付加後の軸受すき

Fig. 4 Step response (Effect of r_b) Fig. 5 Variations of Δh_2 and Δh_1

まの最大変位量は、実験および計算結果ともに、 W の値に関わりなく、ほぼ 20nm 程度と大変小さい値になっており、小型化の効果がよく現れている。また、実験結果をよく見ると、 $W=0.4$ 、 0.5 の実験結果ではステップ付加後の軸受すきまがもとの位置まで回復しておらず、計算結果と傾向が多少異なっていることがわかる。これは、図 3 に示した W と h_2 の実験結果とも関係しており、図 3 の h_2 の実験値は、 W の変化に対して厳密には計算値のように一定の値を示していない。このことはステップ荷重が加わった場合、軸受すきまがもとの位置に戻らず、多少ずれることを意味している。この相違の原因については明らかではないが、実験的な誤差の存在に加え、可変絞り内の流体の実際の流れが、理論の仮定に比べ、より複雑になっていることに帰因するものと考えている。

5.4 周波数応答特性 図 7 に、軸受すきまの変位量 ΔH_2 と流量調節すきまの変位量 ΔH_1 の周波数応答特性の計算結果を、浮動円板の半径 r_b を変えて示した。図中には、毛細管絞り(直径:0.4mm、長さ:30mm)を持つ従来の固定絞り型静圧スラスト軸受の周波数応答特性も示してある。固定絞り型軸受の軸受外周およびポケット 2 の形状は可変絞り型軸受と同じであり、最大静剛性が軸受すきま $h_2=27\mu\text{m}$ 近傍で得られるような計算条件を設定した。また、可変絞り型軸受の計算条件は、 r_b の値を変えても高い静剛性が得られる軸受すきまの値が変化しないように、 r_{0b} 、 r_{1b} の値を同時に変化させている。

まず従来の固定絞り型の静圧軸受と比較すると、提案する軸受の ΔH_2 の変位量は、従来の軸受のそれに比べ小さく、また浮動円板の径が小さくなるにつれ、 ΔH_2 の値は急激に減少することが分かる。ちなみに $r_b=1.5\text{mm}$ に

おける ΔH_2 の値は、従来の軸受の 1/100 以下の値になっている。 $1/\tau$ が大きい領域では、軸受の減衰性が大きくなるため、両者の差は小さくなる。次に提案する軸受において ΔH_1 の値の変化を見ると、 $1/\tau$ の小さい領域では r_b の値は ΔH_1 にほとんど影響しない。つまり同じ荷重変化に対しては、同じ ΔH_1 の変化量を示しており、浮動円板の押し退ける油量は、 r_b が小さくなるにつれ減少することになる。これにより r_b が小さいほど、より大きな $1/\tau$ まで ΔH_1 の値が一定となり、追従性が改善されることになる。

図 8 には、 $W=0.3$ において r_b および P_s を変化させたときの周波数応答特性の計算結果および実験結果を示す。 $r_b=1.5\text{mm}$ に対する $\Delta h_2/\Delta w$ は、 $r_b=4.5\text{mm}$ のそれに比較して小さい値を示しており、約 $f=200\text{Hz}$ 以下の周波数では $\Delta h_2/\Delta w=2.5(\text{nm/N})$ 以下の値となっている。計算結果と実験結果を比較すると、実験結果の方が多少大きな

Fig. 7 Frequency response (Effect of r_b)

Fig. 6 Step response (Effect of W)

Fig. 8 Frequency response (Effect of W)

値を示しているが、定性的には両者はほぼよく一致しているといえる。また $r_b=1.5\text{mm}$ の実験においては、 $\Delta h_2/\Delta w$ の値が小さいため、約 200Hz 以上の加振周波数で実験装置の構造系の共振の影響が大きくなり、妥当な実験結果が得られなかった。しかし、200Hz 以下の周波数においては、浮動円板を小型化することの利点がよく現れているものと考えられる。

6. 結言

本研究では、可変絞り型静圧軸受の動的特性の改善を図るため、可変絞り要素を小型化する手法を提案し、それを油静圧スラスト軸受に適用した。その結果、以下のような結論を得た。

- (1). 浮動円板を用いた可変絞り型静圧軸受は、浮動円板を直径数 mm 程度まで小型化しても、広い荷重範囲で高い静剛性を得ることが可能である。
- (2). ステップ応答特性では、可変絞り要素を小型化することにより、荷重付加後の軸受すきまの最大変位量を小さくすることができる。また整定時間についても、短縮することができる。
- (3). 周波数応答特性では、可変絞り要素を小型化することにより、軸受すきまの変化量を小さく抑えられるとともに、より高い周波数まで追従することが可能となる。

なお、本研究は平成 7 年文部省科学研究費補助金(一般研究C:07650181)および平成10年文部省科学研究費補助金(基盤研究B:10450068)により行われたことを付記し、関係各位に謝意を表する。

付録

$$\Gamma_{d1} = n_1 d_1^4 / (128 l r_{o2}^2 h_o), \quad \Gamma_{d2} = n_2 d_2^4 / (128 l r_{o2}^2 h_o)$$

$$\Gamma_{h1} = h_o^2 / \left(6 r_{o2}^2 \ln \frac{r_{o1}}{r_{i1}} \right), \quad \Gamma_{h2} = h_o^2 / \left(6 r_{o2}^2 \ln \frac{r_{o2}}{r_{i2}} \right),$$

$$\Gamma_c = r_c^3 / (6 r_{o2}^2 l_3 h_o)$$

$$f_{11} = -R_{m1}^2 e_{11} + R_f^2 e_{21} + Z_1, \quad f_{12} = -R_{m1}^2 e_{13} + R_f^2 e_{23}$$

$$f_{13} = -R_{m1}^2 e_{12} + R_f^2 e_{22}, \quad f_{14} = -R_{m1}^2 e_{14} + R_f^2 e_{24}$$

$$f_{21} = -R_{m2}^2 e_{21}, \quad f_{22} = -R_{m2}^2 e_{23}$$

$$f_{23} = -R_{m2}^2 e_{22} + Z_2, \quad f_{24} = -R_{m2}^2 e_{24}$$

$$\alpha_{11} = -\Gamma_{d1} - \Gamma_{d2} - \Gamma_{h1} H_{1c}^3, \quad \alpha_{12} = \Gamma_{d2}$$

$$\alpha_{22} = \Gamma_{d2}, \quad \alpha_{23} = -\Gamma_{d2} - \Gamma_c - \Gamma_{h2} H_{2c}^3$$

$$\beta_{11} = R_{m1}^2, \quad \beta_{12} = 3\Gamma_{h1} P_{Lc} H_{1c}^3$$

$$\beta_{21} = R_{m2}^2, \quad \beta_{22} = -R_f^2$$

$$\beta_{23} = 3\Gamma_{h2} P_{Mc} H_{2c}^3$$

$$e_{11} = \frac{\alpha_{22}\beta_{11} - \alpha_{12}\beta_{22}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}, \quad e_{12} = \frac{-\alpha_{12}\beta_{21}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}$$

$$e_{13} = \frac{\alpha_{22}\beta_{12}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}, \quad e_{14} = \frac{-\alpha_{12}\beta_{23}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}$$

$$e_{21} = \frac{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{21}\beta_{11}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}, \quad e_{22} = \frac{\alpha_{11}\beta_{21}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}$$

$$e_{23} = \frac{-\alpha_{21}\beta_{12}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}, \quad e_{24} = \frac{\alpha_{11}\beta_{23}}{\alpha_{11}\beta_{22} - \alpha_{12}\beta_{21}}$$

$$q_{21} = M_1, \quad q_{22} = f_{11}$$

$$q_{23} = f_{12}, \quad q_{24} = M_1 M_2$$

$$q_{25} = M_1 f_{23} + M_2 f_{11}$$

$$q_{26} = M_1 f_{24} + f_{11} f_{23} + M_2 f_{12} - f_{13} f_{21}$$

$$q_{27} = f_{11} f_{24} + f_{12} f_{23} - f_{14} f_{21} - f_{13} f_{22}$$

$$q_{28} = f_{12} f_{24} - f_{14} f_{22}$$

$$R_e = \frac{q_{32} \Omega (q_{14} \Omega^3 - q_{12} \Omega) - (q_{33} \Omega^2 + q_{31} (q_{15} \Omega^4 - q_{13} \Omega^2 + q_{11}))}{(q_{14} \Omega^3 - q_{12} \Omega)^2 + (q_{15} \Omega^4 - q_{13} \Omega^2 + q_{11})^2}$$

$$I_m = \frac{-q_{32} \Omega (q_{15} \Omega^4 - q_{13} \Omega^2 + q_{11}) + (q_{33} \Omega^2 + q_{31} (q_{14} \Omega^3 - q_{12} \Omega))}{(q_{14} \Omega^3 - q_{12} \Omega)^2 + (q_{15} \Omega^4 - q_{13} \Omega^2 + q_{11})^2}$$

参考文献

- (1) 本郷健、原田正躬、宮地隆太郎：圧電素子可変絞りを用いた静圧気体スラスト軸受の研究 潤滑32-12 (1987) 894-899
- (2) 渡辺一郎、青山尚之、下河辺明：能動空気軸受 精密工学会誌 54, 2 (1988) 329.
- (3) 水本洋、田中久隆、奥野勝則、松原十三生、川上隆一：排気制御絞りによる空気静圧軸受の無限剛性化 精密工学会誌 57, 11 (1991) 2054
- (4) 水本洋、上芳啓、有井士郎：能動自成形付き高剛性空気静圧軸受の開発 精密工学会誌 60, 9 (1994) 1325
- (5) 吉本成香、阿武芳朗、川嶋聡：浮動円板を用いた可変絞り形静圧スラスト軸受(第一報、静的特性) 日本機械学会論文集(C), 55, 512 (1989) 1084
- (6) 森美朗、池内健、高田秀希：円板弁を用いる自動調整静圧軸受のインデンシャル応答 潤滑 20, 9 (1975) 651
- (7) 大住剛、森美朗、池内健：自動調整静圧軸受のインデンシャル応答におよぼす安定化要素の影響 潤滑 30, 3 (1985) 186
- (8) 吉本成香、阿武芳朗、田中隆康：浮動円板を用いた可変絞り形静圧スラスト軸受(ステップ応答特性) 日本機械学会論文集(C), 57, 542 (1991) 3386
- (9) 吉本成香、阿武芳朗、田中隆康：浮動円板を用いた可変絞り形静圧スラスト軸受(周波数応答特性) 日本機械学会論文集(C), 59, 562 (1993) 1842