フルイドダンパを付加したポケット型静圧 気体ジャーナル軸受の軸の応答特性*

宮地 隆太郎** 原 田 正 躬**

The Shaft Response Characteristics of Hydrostatic
Pocket Journal Gas Bearings with Fluid Damper

Ryutaro MIYAJI and Masami HARADA

Pneumatic hammer instability has been the greatest problem in realizing a high stiffness gas bearing with a large pocket in the bearing surface. The authors have already succeeded in realizing a high stiffness and heavy damping hydrostatic thrust gas bearing with a large pocket by the use of fluid damper. In this paper, the shaft response characteristics and static performances in a hydrostatic pocket journal gas bearing are investigated both experimentally and theoretically. The following conclusions are obtained. (1) Fluid damper has a good influence on the improvement of the tangent motion and the prevention of pneumatic hammer instability. (2) When an impact force acts on the shaft, it is possible to make the amplitude of rigid body as small as that of elastic body. (3) A high stiffness journal gas bearing with a large pocket can easily be realized by the use of fluid damper. (4) As the settling time is greatly affected by the pocket size, the pocket depth must be made as small as the bearing clearance in order to realize the critical damping condition.

Key words: hydrostatic pocket journal gas bearing, shaft response characteristics, fluid damper, high stiffness gas bearing, prevention of pneumatic hammer instability.

1. 緒 言

気体軸受は、高い負荷容量を得るために流体軸受に見られるような軸受面に大面積のポケットを設けた場合、潤滑剤が圧縮性を有しているためにニューマチックハンマと呼ばれる自励振動を発生する。従って、これまでにこの自励振動を避けながら比較的負荷容量の高い軸受を実現するために、二列給気形式や各種の絞り形式^{1)~3)}、およびポケットの中にランドを残す形式⁴⁾⁵⁾など多くの工夫がなされてきた。しかし、これらの軸受特性（ばね定数と減衰係数）は、通常の気体軸受の特性と同じく最大ばね定数を示すすきま付近で減衰係数が最小値となる特性を有している。そのため、このすきま付近で軸受を作動させると軸が自励振動を発生する可能性があること、また高いばね定数に対して減衰係数が低いことから、外乱による整定時間が長くなるなどの問題点があった。

筆者らは、これらの欠点を改善するために、構造が単純で軸受面積に比べて小さく、気体軸受のばね定数

を全く損なうことがない外部減衰機構としてフルイドダンパを提案し⁶⁾、ダンパを付加した複合絞り型静圧気体スラスト軸受に衝撃力を作用させ、軸の応答特性を調べた。その結果、(1) 整定時間は、最大ばね定数を示すすきま付近で適当な量のダンパの減衰を付加することにより軸受系を限界減衰に設定することができるため、系の1固有周期程度となる。(2) 自励振動は、軸受面に大面積のポケットを有する場合においても発生せず、従って容易に高負荷・高剛性軸受が実現できることなどが明らかとなった。

そこで、ダンパを付加したジャーナル軸受においても、スラスト軸受で得られた特性が容易に実現できると考えた。また、高負荷・高剛性軸受の必要性は、特に製作上大きさに制約の多いジャーナル軸受において大きい。ここでは、軸受面に大面積のポケットを有するジャーナル軸受を試作し、衝撃による軸の応答特性をダンパに使用する潤滑油の粘性係数を変化させて調べた。さらに、単純な解析により衝撃力が作用した際のポケット型軸受の応答特性を求め、ダンパを含めたこの種の軸受系の設計法について検討を行った。

* 原稿受付 平成3年7月22日

** 正 会 員 埼玉大学工学部（浦和市下大久保 255）

2. 記 号 表

- C : フルイドダンパの減衰係数 (kg/s) = $\pi \cdot \mu_d \cdot R \cdot L_d^3 / C_d^3$
 C_d : ダンパ部分の平均半径すきま (μm)
 C_r : 気体軸受の平均半径すきま (μm)
 D_s : 絞りの穴径 (mm)
 e : 偏心率 (μm)
 f : 衝撃力 (N)
 F : 安定性の大きさを表す関数
 h : 軸と軸受のすきま (μm)
 h_p : ポケット深さ (μm)
 H_p : 無次元ポケット深さ = h_p / C_r
 I : 軸の重心まわりの慣性モーメント ($\text{kg} \cdot \text{mm}^2$)
 k : ばね定数 ($\text{N} / \mu\text{m}$)
 l : ジャーナル軸受中心と軸の重心までの距離 (mm)
 L_d : ダンパ部分の幅 (mm)
 m : 軸の慣性質量 (kg) = I / l^2
 N_1, N_2, N_3 : 過渡状態を表す無次元の定数
 p_a : 大気圧力 (kPa)
 p_s : 供給圧力 (kPa)
 R : ダンパ部分の軸の半径 (mm)
 t : 時間 (ms)
 T : 軸-軸受系の固有周期 (ms) = $2 \cdot \pi / \omega_0$
 W : 荷重 (N)
 x : 軸の振幅 (μm)
 X : 軸の無次元振幅 = x / C_r
 ε : ジャーナル軸の偏心率 = e / C_r
 τ : 無次元時間 = $\omega_0 \cdot t$
 ω_0 : 固有角振動数 = $\sqrt{k/m}$
 μ_d : 潤滑油の粘性係数 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)
 μ_w : 水の粘性係数 ($\text{Pa} \cdot \text{s}$)

3. 実 験 装 置

実験装置の概略図を図1に示す。軸は、軸径55 mm、長さ270 mm、質量約5.5 kgである。軸受は、左右2列の静圧気体ジャーナル軸受で構成されており、軸受幅は50 mmでその中央円周上に幅1 mmの排気溝を有し、その両側に位相のずれた8か所のポケットを有している。ポケットは、深さ約100 μm である。絞りは、ポケットの中央に位置し、穴径0.2 mmであり、外部であらかじめ流量特性をそろえた後(相対差 $\pm 5\%$ 以内)軸受に組み込まれた。なお、ランド部は、すべて幅4 mmである。

図2は、フルイドダンパの詳細図である。ダンパ

Fig. 1 Experimental apparatus

Fig. 2 Details of fluid damper

は、左右のジャーナル軸受の外側に設置されている。この理由は、軸の運動 ($I = 3.4 \times 10^4 \text{ kg} \cdot \text{mm}^2$, $l = 38 \text{ mm}$, $m = 24 \text{ kg}$) が、軸の形が軸の重心に対して左右対称形であること、ジャーナル軸受がその重心に対して左右対称の位置にあること、および軸端に衝撃が作用することなどによりコニカル運動になるからである。潤滑油は、中央の溝から供給され、左右幅6 mmのダンパを通り排油溝から排出される。ダンパの内径は、軸の運動を考慮してジャーナル軸受に比べ約32 μm 大きく製作されている。

潤滑油は、水および粘性係数が水の5, 20, 200倍のシリコン油である。減衰係数は、無限小振幅の動圧ジャーナル軸受 ($L_d/D \approx 0.1$) の解析方法より求めることができる⁷⁾。その際の境界条件は、軸が非回転であること、および潤滑油が中央円周上の溝から給油されるために負圧が存在しないことなどから、Sömmmerfeldの境界条件が適用できる。従って、軸が同心位置にある時の減衰係数は、次式で表される。

$$C = \pi \cdot \mu_d \cdot L_d^3 \cdot R / C_d^3$$

衝撃力は、径13 mmの鋼球を高さ100 mmから落下させることにより加えられる。衝撃力の最大値は、

Fig. 3 Shaft response characteristics for various viscosities of fluid damper oil

Fig. 4 Shaft response characteristics for various clearances ($\mu_d/\mu_w=200$ and $\mu_d/\mu_w=20$)

衝突部分が塑性変形しているが、概略値として Hertz の弾性接触理論⁹⁾より約 1 000 N となった。

なお、軸の変化は、軸端に設置した変位計（分解能 0.2 μm ）で計測し、デジタルメモリー（サンプリング間隔 50 μs ）に記憶させた後レコーダに記録した。同時に、軸がコニカル運動を行っていることの確認も行った。

4. 実験結果

図 3 に、フルイドダンパの潤滑油の粘性係数が軸の応答特性に与える影響を示す。静圧気体ジャーナル軸受の最大ばね定数を示す平均半径すきまは、後述するように 8~9 μm であった。従って、自励振動は、すきま 9 μm の場合水の 5 倍の粘性係数を有する潤滑油においても発生した。そこで、粘性係数の影響を連続的に調べるためにすきまは、ばね定数最大値を示すすきまから多少広がるが 12 μm に設定した。図示のように、応答波形は、周期が 2~3 ms の振幅の大き

な振動（約 350 Hz の剛体の振動）に周期が 0.3 ms 程度の振幅の小さな振動（両端自由の境界条件による約 3 kHz の一次の弾性体の横振動）が重畳している。衝撃が作用した直後の軸の振幅は、潤滑油の粘性係数が高くなるにつれて小さくなり、整定時間は先に述べた 2 種類の振動とも短くなっている。従って、ダンパの減衰作用は、剛体の振動のみならず弾性体の振動に対しても有効であることがわかる。

図 4 に、2 種類の潤滑油を使用した場合、すきまの相違が軸の応答特性に与える影響を示す。双方の図において応答波形は、先に述べたように剛体の振動と弾性体の振動がここでも顕著に表れている。 $\mu_d/\mu_w=20$ における整定時間は、すきまが 9 μm 以下の場合すきまが大きくなるにつれて長くなるが、すきまがその値以上になると大きな相違は認められなくなった。一方、 $\mu_d/\mu_w=200$ の場合は 6~8 ms となり、すきまの大きさに無関係となった。すきまの大きさと衝撃が作用した直後の振幅の大きさは、 $\mu_d/\mu_w=20$ の場合、す

Fig. 5 Shaft response characteristics for various supply pressure

きまが大きくなるにつれて大きくなる傾向となる。しかし、 $\mu_d/\mu_w=200$ の場合の振幅の大きさは、 $\mu_d/\mu_w=20$ の場合に比べ約 1/2 になるが、すきまの大きさに無関係となった。

図 5 に、供給圧力が軸の応答特性に与える影響を示す。衝撃が作用した直後の振幅の大きさは、供給圧力が低くなるにつれて、小さくなる傾向を示すが、大きな変化としては認められなかった。しかし、整定時間は、供給圧力に対して大きく変化し、供給圧力 2 の場合は 6 の場合の約 1/2 となった。また、供給圧力 2 の場合の応答波形は、限界減衰に近い波形になっていることがわかる。この理由は、高い供給圧力から低い供給圧力になると、ダンパの減衰係数は一定であるが、気体軸受部分におけるばね定数が低くなり同時に減衰係数が高くなるためと考えられる。

このような応答特性は、一般に振動系のばね定数と減衰係数で決まる減衰比率⁶⁾でその特性を知ることができる。本実験における気体軸受部分とダンパ部分のすきまは、軸径を一定に製作したため同時に変化する。従って、軸径の変化に対してダンパの減衰係数、および気体軸受のばね定数と減衰係数の 3 定数とともに変化するため定量的に説明することは難しかった。

なお、自励振動は、上記の実験条件においてダンパが無い場合、供給圧力が 1.2~1.5 以上ですべて発生した。従って、ダンパは、自励振動の発生防止に対し、大きな効果を発揮することがわかる。また、応答波形において弾性体の振動が無視できないことから応答特性の解明は、剛体の振動のみならず弾性体の振動を含めて解析する必要があるように考えられる。

図 6 に、軸受全体（含左右のジャーナル軸受）の負荷容量特性を示す。本軸受は、片側の軸受に 2 列の広いポケットが形成されているため、せまいすきまにおいて高剛性になることが予想される。この種の軸受は、比較的低い偏心率で使用されるため荷重 350 N までの測定結果を示した。また、最大ばね定数を示すすきま付近（9 μm ）において高荷重を作用させた場

Fig. 6 Load vs. eccentricity ratio for radial clearances

合の偏心率は、荷重 1 400 N に対して 0.6 程度が得られた。また、同心近傍におけるばね定数は、すきまが 9 μm の場合で約 250~300 N/ μm となった。従って、この形式の軸受は高い負荷容量を有するとともに高剛性であることがわかる。

5. ポケット型軸受の軸受特性の計算

この軸受系のコニカル運動の固有周期は、 $m=24$ kg、 $k=250$ N/ μm ($p_s/p_a=6$) とすると約 2 ms となる。しかし、図 3~5 において測定された周期は 2~4 ms と長く、この理由は、ポケット容積の大きさに原因があると考えられる。そこで解析により、本実験装置における質量、および気体軸受のばね定数と減衰係数を有した場合について応答特性を調べた。その際、ポケット型ジャーナル軸受で解析するのは非常に煩雑になるため、供試軸受をそれと等価な投影面積を有する両面対抗型ポケット付き円形スラスト軸受に置き換え、その特性を調べた⁶⁾。

5.1 ポケット深さが応答特性へ与える影響

図 7 に、ダンパの減衰係数を一定に保った場合の結果を示す。すきまの値は、最大ばね定数を示す付近（10 μm ）の値を用いた。図示のように、周期および整定時間は、ポケット深さが浅くなるにつれて顕著に短くなり、ポケット容積の影響が大きいことがわか

Fig. 7 Shaft response characteristics for various pocket depth

Fig. 8 Shaft response characteristics for various damping coefficients of fluid damper

る。このことを減衰比率 N_2 、および周期の長さを表す N_3 について調べると（付録参照）、ポケット深さが浅くなるにつれて N_2 は $0.1 \rightarrow 0.5$ に、 N_3 は $0.5 \rightarrow 1$ に近づき、これらの値の傾向と応答波形は、一致した対応を示す。なお、図中に応答波形例のポケット深さに対応する N_2, N_3 の値を矢印で示した。

5.2 ダンパの減衰係数が応答特性へ与える影響

—ポケットが深い場合 ($H_p=10$)—

図8に、ポケット深さを一定に保った場合の結果を示す。系は、ダンパの減衰係数が低い場合、不安定になる。安定となる範囲において、振幅はダンパの減衰

Fig. 9 Shaft response characteristics for various damping coefficients of fluid damper

係数が増加するに伴い減少するが、周期は長くなる。 N_2 と N_3 について調べてみると、ダンパの減衰係数が増加するにつれて、 N_2 は増加するが $0.1 \sim 0.2$ 程度であり、一方 N_3 は大きく減少する。従って、ダンパを付加することによる整定時間の改善は、ポケット容積の大きい軸受の場合少ないことがわかる。

5.3 ダンパの減衰係数が応答特性へ与える影響

—ポケットが浅い場合 ($H_p=0.1$)—

図9に、図8と同じくポケットが浅い場合の結果を示す。系は、ポケットが浅いためダンパが無い場合でも安定となる。図示のように、ダンパの減衰係数が増加するにつれて、周期は長くなるが振幅は小さくなる。整定時間は、この振幅減少の効果の方が周期が長くなる効果よりも大きいために短くなる。 N_2 と N_3 は、ダンパの減衰係数が増加するにつれて、 N_2 は1に向かって急激に増加し、 N_3 は減少して行く。

従って、整定時間の短縮化は、気体容積の少ない高剛性軸受にダンパによる減衰係数を限界減衰近くに設定すれば良い、また、衝撃による振幅の減少化は、減衰係数を比較的大きく設定すれば良いことがわかる。

5.4 絞りの穴径が軸受特性に与える影響

ポケット型軸受は、あらかじめ絞りを外部で製作した後軸受に組み込むことができる利点があるため、小さな穴径の絞りを使用することにより、さらに高いばね定数を持たせることが可能となる。図10に、 $\mu_d/\mu_w=10$ の潤滑油を使用し、絞りの穴径が 0.2 mm （本実験装置）の場合および比較的製作の容易な 0.1 mm の場合の軸受系全体のばね定数と安定性の計算結果を示す⁶⁾。図示のように、図6から求まるばね定数

Fig. 10 Bearing characteristics vs. clearances for orifice diameter

は、計算値と比較的良く一致していることがわかる。また、孔径 0.1 mm を使用した場合の最大ばね定数は、孔径 0.2 mm の場合に比べ 60% 程度高くなり、安定性も高くなる。この理由は、ばね定数最大値となるすきまは、孔径の小さな絞りの方がせまいすきまになり、またダンパの減衰係数はすきまの 3 乗に逆比例して増加する。従ってこの増加が軸受系の安定性を高めていると考えられる。ただし、図示のように孔径が小さな絞りを用いた場合、設定すきまの誤差がばね定数に大きな影響を与えることに注意する必要がある。

上記の結果およびスラスト軸受における結果⁶⁾から、この外部減衰機構の使用により気体軸受の軸受特性は、ばね定数を全く損なうことなく任意のすきまで自由に減衰係数を設定することができ、気体軸受固有の特性を大きく改善することができる。

6. 結 言

ポケット型静圧気体ジャーナル軸受に付加したフルイドダンパの効果が、次のように明らかになった。

- (1) フルイドダンパを付加することにより自励振動は、軸受面に大面積のポケットを有するジャーナル軸受において完全に防止することができる。
- (2) 軸に衝撃力が作用した際の剛体運動の振幅は、フルイドダンパを使用することにより、弾性体の振幅と同等の大きさまで小さくすることができる。
- (3) ポケット型軸受の整定時間は、ポケット容積を小さくする ($H_0 < 1$) ことにより限界減衰近くに設定することができるため 1 固有周期程度となる。

[付 録]

ポケットを有する円形スラスト軸受の軸の運動方程式は、 h を変動変位、 A_e を軸受の実効面積、 p をポケット内変動圧力とすると次式で与えられる⁹⁾。

$$m \cdot \ddot{h} + C \cdot \dot{h} = p \cdot A_e \quad (1)$$

絞りから入る流入量 M_i とポケットから出る流出量 M_o の変動量は、次のように書くことができる。

$$\delta M_i = dM_i/dp \cdot \delta p = -\alpha \cdot \delta p \quad (2)$$

$$\delta M_o = \partial M_o / \partial p \cdot \delta p + \partial M_o / \partial h \cdot \delta h = \beta \cdot \delta p + \theta \cdot \delta h \quad (3)$$

ポケットの気体の質量を M とすると、

$$\dot{M} = \partial M / \partial p \cdot \dot{p} + \partial M / \partial h \cdot \dot{h} = q \cdot \dot{p} + s \cdot \dot{h} = \delta M_i - \delta M_o \quad (4)$$

の関係が成立する。式 (1), (2), (3) および (4) より、 δp と $\delta \dot{p}$ を消去すると、

$$\ddot{h} + A_0 \cdot \dot{h} + B_0 \cdot h + C_0 \cdot \dot{h} = 0 \quad (5)$$

が得られ軸の変位は、次のようになる。

$$h = A \exp(-N_1 \tau) + B \exp(-N_2 \tau) \cdot \sin(N_3 \tau + \psi)$$

ここで、 N_2 は減衰比率、 N_3 は固有周期 (2π) に対する倍率を表している。 F ($F < 0$ は不安定) は、式 (5) に Routh-Hurwitz の安定判別式を適用することにより、次式が得られる。

$$F = A_0 \cdot B_0 - C_0 \\ = \{(\alpha + \beta) / \theta + C \cdot q / (m \theta)\} \cdot \\ \{1 + C(\alpha + \beta) / (A_e s)\} - s / q$$

参 考 文 献

- 1) 矢部 寛, 森 美郎, 青木伸弥, 納 雅夫: 表面絞り形静圧気体ジャーナル軸受の特性, 日本機械学会論文集, 51, 472 (1985) 3275.
- 2) 吉本成香: 部分給気形スロット絞り静圧気体ジャーナル軸受の静的特性, 日本機械学会論文集, 51, 470 (1985) 2707.
- 3) 宮地隆太郎, 原田正躬: 複合絞りを有する静圧気体ジャーナル軸受の軸受特性, 精密工学会誌, 56, 10 (1990) 1859.
- 4) 小野京右: 2 列円周みぞ付き給気孔形静圧気体ジャーナル軸受, 日本機械学会論文集, 49, 441 (1983) 788.
- 5) 宮地隆太郎, 原田正躬, 須田 稔: 静圧気体ジャーナル軸受の負荷容量増加に関する一考察, 精密機械, 50, 8 (1984) 1283.
- 6) 宮地隆太郎, 原田正躬, 林 孝: フルイドダンパを付加した静圧気体スラスト軸受の応答特性, 精密工学会誌, 57, 5 (1991) 844.
- 7) 船川正哉, 多々良篤輔: ジャーナル軸受でさええられた弾性軸の安定限界, 日本機械学会論文集, 30, 218 (1964) 1238.
- 8) W. Goldsmith: Impact, Edward Arnold Ltd., London (1960) 90.
- 9) 宮地隆太郎, 原田正躬: 能動型静圧気体スラスト軸受の過渡応答特性, 精密工学会誌, 56, 6 (1990) 1111.