正逆回転する気体潤滑円板スラスト動圧
グループ軸受*川 端 信 義^{*1}, 小 沢 康 美^{*2}
三 宅 裕^{*3}, 嶋 田 修 三^{*4}Regular and Reversible Rotation-Type Gas-Lubricated
Circular-Disk Grooved Thrust BearingsNobuyoshi KAWABATA, Yasumi OZAWA,
Yutaka MIYAKE and Syuuzou SHIMADA

A new pump-in and pump-out type of gas-lubricated circular-disk grooved thrust bearing, which produces a gas film bearing pressure with shaft rotation in either direction, is proposed in this paper. A numerical analysis of the bearing characteristics with the narrow groove theory confirmed that the load capacity and stiffness of this bearing equal half those of the conventional bearing and that the damping coefficient equals twice that of the conventional bearing. Optimum bearing parameters which maximize the load capacity and the stiffness were also determined numerically and influence of the squeeze number was clarified.

Key Words: Machine Element, Lubrication, Hydrodynamic Bearing, Thrust Gas Bearing, Grooved Bearing, Regular and Reversible Rotation, Pump-In and Pump-Out Effect, Optimum Bearing Parameters, Narrow Groove Theory

1. ま え が き

動圧グループ軸受は小形軸受として非常に優れた特長を有し、情報機器を始めとして多くの機器に使用されている。しかし、回転方向に対して鋭角を成す浅い溝を設けることによって、回転のエネルギーを摩擦力を介して圧力に変換して動圧を発生する機構のため、従来の動圧軸受では一方向にしか回転することができなかった。著者らは、ヘリングボーングループジャーナル軸受に対して、正逆回転を可能ならしめる工夫について、油潤滑⁽¹⁾および気体潤滑^{(2),(3)}の場合に対して報告してきた。特に文献(3)で提案した方式では、正回転時には軸受中心に向かって潤滑気体を押し込むポンプイン方式の軸受として作動し、逆回転時には軸受中心から外気を吸い込み潤滑気体を軸端から排気するポン

プアウト方式の軸受として作動する機構であるが、この方式はスラスト軸受に対しても適用可能である。本研究は、この方式を円板スラスト動圧グループ軸受に適用した場合について検討したものである。まず、正逆回転の可能性について検討し、さらに負荷容量および剛性を最大にする最適軸受形状諸元を求め、各軸受形状諸元が各軸受特性に与える影響等の詳細について明らかにした。

本研究で用いる主な記号を以下に示す。

b, B : 減衰係数. $B = b/c \omega p_a D^2$

D : 軸受直径.

f, F : 負荷容量. $F = f/p_a D^2$

h, H : 軸受すきま. $H = h/\delta$

k, K : 剛性. $K = k/c p_a D^2$

p, P : 圧力. $P = p/p_a$

p_a : 外気圧力 (基準圧力).

r : 半径座標.

r_i, R_i : タイプIおよび従来タイプの場合、内側中空部分の半径.

タイプIIの場合、中心ポケット部の半径.

$R_i = r_i/D$

* 原稿受付 平成5年4月1日.

^{*1} 正員, 福井大学工学部 (〒910 福井市文京 3-9-1).

^{*2} 正員, 福井工業大学 (〒910 福井市学園 3-6-1).

^{*3} 正員, 大阪大学工学部 (〒565 吹田市山田丘 2-1).

^{*4} 正員, 名古屋市立第二工業高等学校 (〒454 名古屋市市中川区北江町 3-13).

- α : 溝幅比.
 β : 溝角.
 γ : タイプI, $= (r_c - r_i) / (r_o - r_i)$. (図1(a))
 従来タイプ, $= (r_2 - r_1) / (r_o - r_i)$. (図1(c))
 γ_1 : タイプI, $= (r_c - r_1) / (r_c - r_i)$. (図1(a))
 従来タイプ, $= (r_1 - r_i) / (r_o - r_i)$. (図1(c))
 γ_2 : タイプI, $= (r_2 - r_c) / (r_o - r_c)$. (図1(a))
 従来タイプ, $= (r_o - r_2) / (r_o - r_i)$. (図1(c))
 δ : 溝深さ.
 Λ : ベアリング数. $\Lambda = 6\mu\omega D^2 / \delta^2 p_a$
 μ : 粘性係数.
 ν : 軸のスラスト方向の振動角速度.
 σ : スクイズ数. $\sigma = 12\mu\nu D^2 / \delta^2 p_a$
 ω : 軸の回転角速度.

2. 本方式の正逆回転スラスト軸受

正回転時にポンプイン方式となり、逆回転時にポンプアウト方式となるような円板スラスト動圧グループ軸受として、図1 (a), (b) に示すようなタイプI, タイプIIが考えられる。タイプIは軸受の中央部分が中空になり外気に開放されている円環軸受の場合、タイプIIは中心部にポケット部を有する円板軸受の場合である。いずれのタイプに対しても溝付き要素側が固定され、平滑要素側が回転する場合を考える。また、図1 (c) にはヘリングボーン溝を有する従来からの一方回転タイプの円環軸受を示す。

タイプIはヘリングボーン溝を有し、外気との導通孔は内側溝 ($r_1 \sim r_c$) と外側溝 ($r_c \sim r_2$) との境 ($r = r_c$) に設けられ、外気を軸受内へ吸い込む方向にのみ流れるように導通孔に弁を設ける。したがって、軸(平滑側)が正回転 ($+\omega$) すると、回転方向と溝の傾きによって導通孔へ向かう方向に潤滑気体を流そうとする力が働くが、導通孔内の弁が閉じ流れが止められるため軸受すきま内が高圧になり、ポンプイン方式の軸受として作動する。軸が逆回転 ($-\omega$) すると、正回転時とは逆に導通孔から内周側と外周側の両軸端に向かう方向に潤滑気体を流そうとする力が働く。この時、導通孔内の弁は開き、外気が軸受すきま内に流入し、さらに内周側および外周側の両軸端に向かって流れるが、両軸端の

図2 タイプIの場合の圧力分布

図1 提案する正逆回転軸受と従来タイプの軸受

平滑部分がその流れの抵抗となるため圧力が発生し、ポンプアウト方式の軸受として作動する。図2にタイプIの場合の圧力分布の一例を示すが、従来タイプの場合の圧力分布に比べてやや低い圧力になるものの、正逆両回転で圧力発生があり、正逆回転の軸受として機能する可能性があることが分かった。

タイプIIでは、軸受中心($r=0$)に導通孔を設け、外気が軸受内に流入する方向にのみ流れるように導通孔に弁を設ける。正回転の場合には、潤滑気体が中心に向かう方向に流れようとする力が働くが、導通孔内の弁が閉じ流れが止められるため軸受内が高圧になり、ポンプイン方式の軸受として作動する。逆回転では、潤滑気体を外周方向へ流すような力が働き、導通孔を通して外気が流入し、軸端に向かって流れ、軸端の平滑部分が流れの抵抗となって圧力が発生し、ポンプアウト方式の軸受として作動する。図3にタイプIIの場合の圧力分布の例を示す。図から正回転の場合は常に圧力が発生しているが、逆回転の場合には、中心ポケット部の半径 R_i が0.3より小さくなると、溝部分に負圧領域が発生することが分かる。これは溝によるポンプ効果以上に、半径 r が増加した場合の拡がり効果による圧力低下が大きいためである。また、図4はタイプIIの軸受特性 (F, K, B) の R_i による変化を示したものであるが、正回転時の減衰係数 B が負になっている。これは軸受中央部にすきまの大きいポケット部が存在することに起因するニューマチックハンマーが発生することを示している。したがってタイプIIの方式は、正回転では不安定になりやすく、逆回転では負荷容量が小さいため軸受として機能しにくいことが分かった。

以下ではタイプIのみについて取り扱うことにする。また、基礎式、計算方法は文献(4)の方法を用い、導

通孔については文献(3)と同様な取扱いをする。

3. 最適軸受形状諸元

スラスト軸受の特性として最も重要なのは負荷容量 F であり、次に弾性係数 K 、減衰係数 B である。そこで、これらの軸受特性を評価するため、

$$f = C_f \exp(-F) + C_k \exp(-K) + C_b \exp(-B)$$

のように評価関数を定め、ポンプイン時の f 値とポンプアウト時の f 値の大きい方の値を最小にする最適軸受諸元(溝角 β_{opt} 、溝幅比 α_{opt} 、導通孔位置 γ_{opt} 、内側領域の溝付き部分の割合 γ_{1opt} 、外側領域の溝付き部分の割合 γ_{2opt})をシンプレックス法⁽⁵⁾によって決定した。その結果を $R_i = 0.2$ 、 $A = 10$ 、 $\sigma = 0$ の場合について図5に示す。図5(a)は負荷容量を最大にする最適軸受形状諸元(上式の評価関数で $(C_f, C_k, C_b) = (1, 0, 0)$ とおく)の浮上量 H による変化を示した図である。図から β_{opt} は H が大きくなる程大きくなり、 $H < 0.5$ では β_{opt} は 20° 以下、 $H > 1$ では β_{opt} は 30° 以上となる。その他の最適諸元は H によって余り変化しない。図5(b)は、弾性係数 K を出来るだけ大きくし、かつニューマチックハンマーの発生を防ぐような、すなわち減衰係数 B を負にしないような軸受形状諸元を決定するため、上式の評価関数で $(C_f, C_k, C_b) = (0, 100, 1)$ とした場合である。図から図5(a)の負荷容量に対する最適化とほぼ同様な傾向が見られた。

また、図6は $R_i = 0.2$ 、 $A = 1$ 、 $\sigma = 0$ の場合の最適軸受形状諸元を図5と同様にして示した図であるが、通常の運転条件 ($H = 0.5 \sim 1.5$) では図5の $A = 10$ の場合とほぼ同様な結果となることが分かる。他の R_i 、 A 、 σ についても調べたが、ほぼ図5、図6と同様な結

図3 タイプIIの場合の圧力分布

図4 タイプIIの軸受特性の R_i による影響

果となった。これらの結果を基にして表1に示すような諸元を最適軸受形状諸元として決定した。なお、表1には同様な手順で決定した従来タイプの最適軸受形状諸元と $H = 0.5$ の場合の各軸受特性も示した。ただし正逆回転タイプと従来タイプとでは γ , γ_1 , γ_2 の定義が異なる(記号表参照)。これらの結果から正逆回転タイプの負荷容量 F と剛性 K は従来タイプの約1/2になるが、減衰係数 B は約2倍になり、軸受として機能出来ることが分かる。

4. 各軸受形状諸元が軸受特性に及ぼす影響

図7は $R_i = 0.2$, $\Lambda = 10$, $\sigma = 0$, $H = 0.5$ の場合の各軸受特性(F , K , B)に対する各軸受形状諸元(β , α , γ , γ_1 , γ_2)による影響を示した図であり、(a)は β による影響、(b)は α による影響、(c)は γ による影響、(d)は γ_1 による影響、(e)は γ_2 による影響である。各図の横軸以外の諸元は表1の最適形状諸元に固定してある。また、図中の $+\omega$ はポンプイン(正回転)の場合、

(a) 負荷容量を最大にする場合 ($(C_f, C_k, C_b) = (1, 0, 0)$)

(b) 剛性を重視した場合 ($(C_f, C_k, C_b) = (0, 100, 1)$)

図5 最適軸受形状諸元の浮上量による変化 ($R_i = 0.2$, $\Lambda = 10$, $\sigma = 0$)

(a) 負荷容量を最大にする場合 ($(C_f, C_k, C_b) = (1, 0, 0)$)

(b) 剛性を重視した場合 ($(C_f, C_k, C_b) = (0, 100, 1)$)

図6 最適軸受形状諸元の浮上量による変化 ($R_i = 0.2$, $\Lambda = 1$, $\sigma = 0$)

表1 最適軸受形状諸元

		β_{opt}	α_{opt}	γ_{opt}	γ_{1opt}	γ_{2opt}	F	K	B
Type I	$+\omega$	25°	0.6	0.6	0.75	0.8	0.03668	0.1436	0.2180
	$-\omega$						0.02867	0.1893	0.1880
Conventional		17°	0.5	0.2	0.4	0.4	0.06553	0.3057	0.09422

$-\omega$ はポンプアウト (逆回転) の場合を意味し, ∇ 印は表1の最適軸受形状諸元を示している。以下それぞれの軸受形状諸元の影響について調べる。

図7 (a) から, F に関してはポンプアウトの値は常にポンプインより小さくなり, β が 15° 以下になるとポンプイン, ポンプアウトともに急激に低下する。また, F を最大にする β はポンプインの場合には 20° , ポンプアウトの場合には $25^\circ \sim 30^\circ$ である。 K も F と同様な傾向であるが, β が 20° 以上はポンプアウトの方が大きく, 20° 以下はポンプインの方が大きい。また, K を最大にする β はポンプインの場合には 15° , ポンプアウトの場合には $30^\circ \sim 35^\circ$ である。 B については, ポンプインの場合には β が 15° 以上ではほとんど一定になり, ポンプアウトの場合には β の増加にともない僅かに減少する。また, $\beta = 25^\circ$ の場合と $\beta = 20^\circ$ の

(a) β による影響 (c) γ による影響 (d) γ_1 による影響 (b) α による影響 (e) γ_2 による影響図7 軸受特性に対する軸受形状諸元による影響 ($H = 0.5$, $R_t = 0.2$, $\Lambda = 10$, $\sigma = 0$)

場合を比べるとポンプインの F, K, B とポンプアウトの F, K は $\beta = 20^\circ$ の方が性能が高い。したがって、負荷容量に余裕がある場合には、 β の値を表1の最適値 ($\beta_{opt} = 25^\circ$) より少し小さく (20° 程度に) 設定するのがよいと考えられる。

図7 (b) から、 F に関しては、ポンプインの方がポンプアウトより大きくなる。また、ポンプインの F は $\alpha = 0.5$ で最大になり $0.3 \sim 0.7$ の範囲では余り違いはなく、ポンプアウトの F は $\alpha = 0.7$ で最大になり $0.5 \sim 0.8$ の範囲では余り違いがない。 K に関しては、ポンプインの場合には α による影響は小さく、 α が $0.2 \sim 0.8$ の範囲内であれば大差ない。また、ポンプアウトの K は $\alpha = 0.7$ で最大になり、 $\alpha < 0.4$ および $\alpha > 0.8$ になると急激に減少する。 B に関しては、ポンプイン、ポンプアウトともに α が大きくなると減少し、ポンプインの場合は $\alpha = 0.85$ で、ポンプアウトの場合は $\alpha = 0.75$ で最小になる。したがって、負荷容量に余裕がある場合には B を大きくするために α は $\alpha_{opt} (= 0.6)$ より小さく設定するのがよいと考えられる。

図7 (c) から、ポンプインの場合の F, K は γ によって大きく影響され、 $\gamma = 0.5$ 近くで最大になり、 $\gamma < 0.4$ および $\gamma < 0.6$ になると急激に低下する。ポンプアウトの場合の F, K は $\gamma < 0.5$ の範囲では変化が少ないが、 γ が大きくなると増加する。 B に関してはポンプアウトの場合もポンプインの場合も γ による影響は小さく $0.4 \sim 0.6$ の範囲内では大差ないが、 $\gamma = 0.4$ の方がわずかに大きい。したがって γ は $0.4 \sim 0.6$ に設定すべきであり、負荷容量に余裕がある場合には 0.4 程度にするのがよいことが分かる。

図7 (d) から、ポンプインの場合の F, K, B は γ_1 によって余り変化しない。ポンプアウトの場合は F, K は

$\gamma = 0.7 \sim 0.8$ で最大になり、 B は γ_1 が小さいほど大きくなる。

図7 (e) から、ポンプインの場合には γ_2 が小さくなると、 F, K は小さくなるが、 B は逆に増加する。ポンプアウトの場合の F, K は $\gamma_2 = 0.7$ で最大になり、 B は γ_2 が小さくなる程増加する。 γ_{2opt} は 0.8 であるが、 0.8 以上になると B とポンプアウトの F, K が急激に減少するため、 γ_2 は 0.75 程度に設定してもよい。

図8 は K, B に対するスクイーズ数 σ による影響を示した図である。 σ の増加に伴って、 K は増加し、 B は減少し、従来タイプより正逆回転タイプの方が σ の影響が大きいことが分かる。また、 σ が増加するとポンプイン、ポンプアウト、従来タイプの違いが小さくなるが分かる。

5. ま と め

以上をまとめると次のようになる。

1. 正回転時にはポンプイン方式、逆回転時にはポンプアウト方式の動圧グループ軸受として作動する円板スラスト気体軸受を提案した。
2. 新方式の軸受は従来の一方向回転の動圧グループ軸受に比べて負荷容量と剛性が約1/2に低下するものの減衰係数は約2倍になり、十分に軸受として機能することを確認した。
3. 軸受特性 (負荷容量, 剛性) を最大にする最適軸受形状諸元を求めた。
4. 各軸受特性に対する $\beta, \alpha, \gamma, \gamma_1, \gamma_2$ による影響を求め、新方式の軸受に対する設計の指針を示した。
5. スクイーズ数による動特性に対する影響を示した。

文 献

- (1) 川端・小沢・釜谷・三宅, 正逆回転ヘリングボーン溝付き軸受に関する研究 (第1報, 油潤滑ジャーナル軸受の負荷容量と最適形状), 機論, 54-507, C(1988), 2781
- (2) 小沢・川端・三宅, 正逆回転する気体潤滑ヘリングボーンジャーナル軸受 (正逆方向のヘリングボーン溝を有する場合), 機論, 58-545, C(1992), 225
- (3) 川端・小沢・三宅, ポンプイン形とポンプアウト形を併用した正逆回転ヘリングボーンジャーナル気体軸受, 機論, 58-555, C(1992), 3355
- (4) 川端・葦埜・関沢・山崎, ヘリングボーンジャーナル軸受のポンピング効果を利用したスパイラル溝軸受 (軸受特性の数値計算法と各諸元の影響), 機論, 56-528, C(1990), 2194
- (5) 大野・磯田監修, 新版数値計算ハンドブック, (1990), 807, オーム社

図8 軸受特性に対する軸受形状諸元による影響
($H = 0.5, R_t = 0.2, A = 10$)