

速報論文

バンプfoil軸受の理論最大負荷容量に及ぼすトップfoilの浮上および取付状態の影響

畠 中 清 史
九州工業大学 情報工学部機械情報工学科
(〒 820-8502 福岡県飯塚市川津 680-4)
生 島 大 喜
九州工業大学 大学院生
(同上)

原稿受付 2009年4月7日
“トライボロジスト” 第54巻 第8号 (2009) 561~565

Abstract A bump foil journal bearing is a prospective applicant that can support a small-sized rotor of high-speed rotary machinery. However, a theoretical model that can make a reasonable prediction of the bearing performance has not been developed. The authors have predicted the maximum load carrying capacity of the bearing by using two model bearings, one of which corresponds to the bearing with an excessive static friction between the top and the bump foils and the other to the bearing without the friction. However, the top foil could not lift off the bump foil in the model bearings. In this report, the effect of lifting of top foil and also mounting style of top foil on the bearing housing on the predicted capacity will be investigated. It is found that their effect is little when excessive static friction is acted between the two foils. This results from their negligible influence on the distribution of air film pressure. On the other hand, the effect is also little when the friction is negligible. This is because only a slight change in the reaction force of air film arises although they affect the pressure distribution through a larger deformation of top foil.

1. はじめに

バンプfoil軸受¹⁾は、マイクロガスタービンなどの小型、軽量の高速回転軸を支える軸受に採用されている。この軸受は、軸受面を構成するトップfoilとこれを弾性支持するバンプfoilからなる (Fig.1)。

著者らは既報^{2,3)}において、この軸受の最大負荷容量と安定限界速度を理論予測した。この解析で用いたモデル軸受では、トップfoilがバンプfoilから浮上することを考慮していない。このため、先広がりすきま部のように、空気膜内で発生する圧力 (以下、空気膜圧力) が大気圧よりも低い圧力 (以下、負圧) となり、トップfoilが空気膜厚さを小さくする方向に変形するような範囲では、バンプfoilの引戻し作用のためにその変形が抑制されると考えられる。一方、その空気膜圧力は軸受性能に影響することが判

明した⁴⁾。このため、トップfoilの浮上を考慮すると、それら軸受性能の理論予測値が影響を受けると考えられる。

本研究では、トップfoilの浮上を考慮できるように既報^{2,3)}のモデル軸受を修正し、理論最大負荷容量に対するトップfoilの浮上の影響について調べることとする。

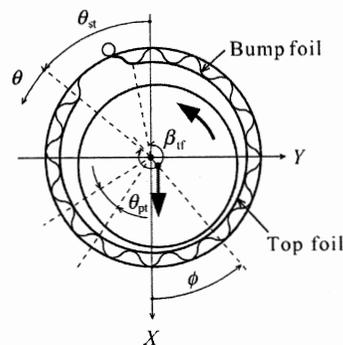


Fig. 1 Bump foil journal bearing

Effect of Lifting of Top Foil and Its Mounting Style on Predicted Maximum Load Carrying Capacity of Bump Foil Journal Bearings

By Kiyoshi HATAKENAKA, Department of Mechanical Information Science and Technology, Faculty of Computer Science and Systems Engineering, Kyushu Institute of Technology (680-4, Kawazu, Iizuka-shi, Fukuoka 820-8502) and Taiki SHOJIMA, Student, Graduate School, Kyushu Institute of Technology (ditto)

Key Words: hydrodynamic bearing, gas bearing, foil journal bearing, load carrying capacity, lifting off, mounting style

なお、フォイル軸受の実機では、空気膜のトルクに引きずられてトップフォイルが回転しないように、その一端を軸受ハウジングに溶接する¹⁾、あるいは、そこを折り曲げて軸受ハウジングのスリットに挿入する⁵⁾などの対策が取られている。これに依存して軸受面の終端部（以下、トップフォイル後縁）付近におけるトップフォイルの変形度合いが変わるので、本研究では、この影響についても調べることにする。

本論文では無次元量による解析を行う。使用する主な記号は次の通りである。無次元量の定義(有次元量との関係)は文献3)に掲載されている。

- E_{tf} : トップフォイル曲げ剛性
- $\{F\}$: 空気膜圧力に等価な全体系節点荷重ベクトル
- $\{F_p\}$: 組立予圧によるトップフォイルの初期変位に等価な全体系節点荷重ベクトル
- H : 空気膜厚さ
- H_{cr} : 許容最小すきま
- H_{min} : 最小空気膜厚さ
- H_{tf} : トップフォイルの半径方向変位
- $[K]$: 全体系剛性行列
- $[K_{bf}]$: バンプ等価ばね行列
- K_{bf} : バンプ等価ばねのばね定数
- M_p : 予圧係数
- P : 空気膜圧力
- P_{at} : 周囲圧力
- X_j, Y_j : 円周方向, 水平方向の偏心率
- Z : 軸方向座標 (原点は軸受幅中央)
- β_{tf} : トップフォイル張り角
- Γ : 軸受荷重
- Γ_{max} : 最大負荷容量
- $\{\Delta\}$: 全体系節点変位ベクトル
- θ : 円周方向座標 (原点はトップフォイル前縁)
- θ_{pt} : バンプ等価ばねを配置する間隔
- θ_{st} : 鉛直上方から測ったトップフォイル前縁の θ 方向座標 (Fig. 1)
- A : 軸受幅径比
- τ_{tf} : トップフォイル厚さ
- ϕ : 偏心角 (Fig. 1)

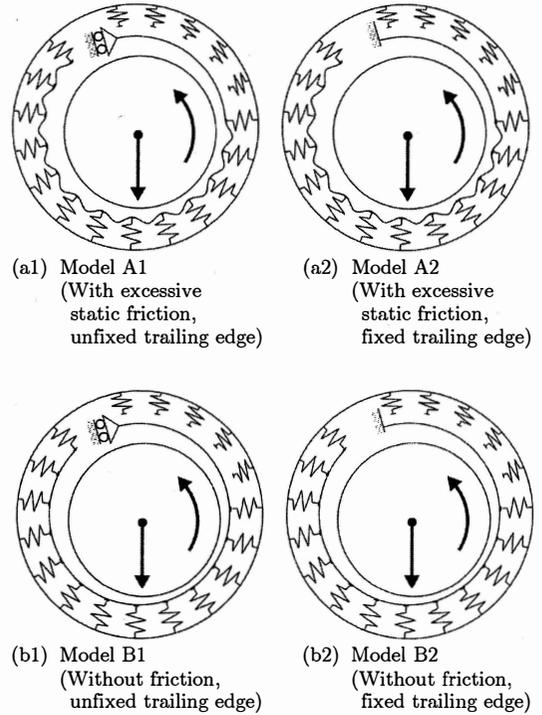


Fig.2 Model bearings

Ω : 気体軸受数

2. 理論解析

本解析では、既報^{2,3)}に倣い、トップフォイルとバンプフォイルとの間に作用する静摩擦力が極めて大きい場合に相当するモデル軸受 [Fig.2 の(a1)と(a2)]、トップフォイルに作用する摩擦力を無視できる場合に相当するモデル軸受 [Fig.2 の(b1)と(b2)] に対して、定常圧縮性等粘度レイノルズ方程式

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right] + \frac{1}{4A^2} \frac{\partial}{\partial Z} \left[PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right] = \Omega \frac{\partial (PH)}{\partial \theta} \quad (1)$$

トップフォイルの変形方程式

$$([K] + [K_{bf}])\{\Delta\} = \{F\} + \{F_p\} \quad (2)$$

水平軸に作用する力の釣合式

$$\frac{1}{2\Gamma} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{\beta_{tf}} (P - P_{nt}) \cos(\theta + \theta_{st}) d\theta dZ + 1 = 0 \quad (3.a)$$

$$\frac{1}{2\Gamma} \int_{-\frac{1}{2}}^{\frac{1}{2}} \int_0^{\beta_{tf}} (P - P_{nt}) \sin(\theta + \theta_{st}) d\theta dZ = 0 \quad (3.b)$$

を連立して解き、最大負荷容量を予測する。式(1)から式(3)までは、空気膜厚さ式

$$H = 1 + X_j \cos(\theta + \theta_{st}) + Y_j \sin(\theta + \theta_{st}) + H_{tf} \quad (4)$$

を介して相互に関連している。

既報²⁾では、トップフォイルの変位にかかわらず、トップフォイルは必ずパンプフォイルと接触しており、条件によっては、トップフォイルがパンプフォイルから引張力を受ける場合も許すという軸受モデルを設定した。これに対して、本研究では、トップフォイルの浮上を考慮し、また、実機におけるトップフォイルの取付状態と対応させるため、既報²⁾に対して、次の修正を行うことにする。

まず、モデル軸受については、既報²⁾のモデル A (以下、モデル A0)、モデル B (以下、モデル B0) のいずれにおいても、パンプ等価ばね支持部におけるトップフォイルの半径方向変位 (空気膜厚さを広くする向きを正の方向とする) が $-M_p$ を下回ると、トップフォイルがパンプフォイルから浮上すると判定する。浮上する場合は、トップフォイルはパンプ等価ばねからの反力を受けないとする。また、トップフォイルの端部を折り曲げて軸受ハウジングのスリットに挿入する場合に対応するモデル [Fig. 2の(a1)と(b1)] を 1 で、トップフォイルを軸受ハウジングに溶接で取り付ける場合に対応するモデル [Fig. 2の(a2)と(b2)] を 2 で表すことにする。

式(1)、式(3)、式(4)に対する修正はない。これに対し、トップフォイルの変形方程式(2)では、トップフォイルの浮上がある場合には、そのパンプ等価ばね支持部における等価ばね定数を 0 とする。モデル A1 とモデル A2 (以下、モデル A0 と合わせて、モデル A) では、等価ばね支持部に

Table 1 Constants for prediction of maximum load carrying capacity

θ_{st}	10°	β_{tf}	340°	A	0.5
θ_{pt}	10°	τ_{tf}	0.05	Ω	0.5
K_{bf}	10	E_{tf}	10	M_p	0 ~ 1.7

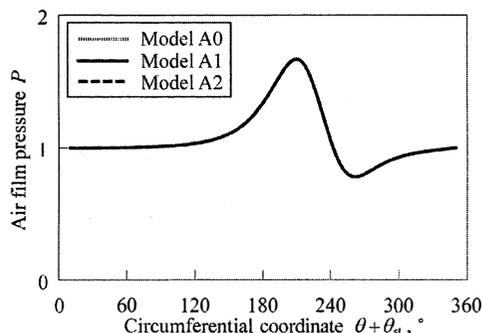


Fig. 3 Distribution of air film pressure in mid-plane of bearing width (Model A, $M_p = 0$, $\Gamma = 0.2$)

いてトップフォイルの浮上がなければ、その支持部では円周方向変位は生じないという拘束条件を与える。一方、トップフォイルが浮上する支持部に対しては、トップフォイルが円周方向にも変位できるようにする。また、モデル A1 とモデル B1 ではトップフォイル後縁は円周方向には変位できないものの半径方向には変位できるとする。一方、モデル A2 とモデル B2 ではトップフォイル後縁は円周方向にも半径方向にも変位できないとする。

本解析では、既報²⁾と同様に、式(1)から式(4)を解いて求めた最小空気膜厚さ H_{min} が許容最小すきま H_{cr} ($=0.05$) に等しくなる軸受荷重を最大負荷容量 Γ_{max} とする。なお以下では、モデル B0, B1, B2 を合わせてモデル B と表記する。

3. 結果および考察

まず、空気膜の圧力と厚さならびにトップフォイルの半径方向変位に対するトップフォイルの浮上の影響を、トップフォイルの浮上が最も生じやすい予圧係数 $M_p = 0$ に対して調べた。Table 1³⁾ に示す仕様のフォイル軸受のうち、軸受荷重 $\Gamma = 0.2$ の場合の軸受幅中央における空気膜圧力の分布を、モデル A に対しては Fig. 3 に、モデル B

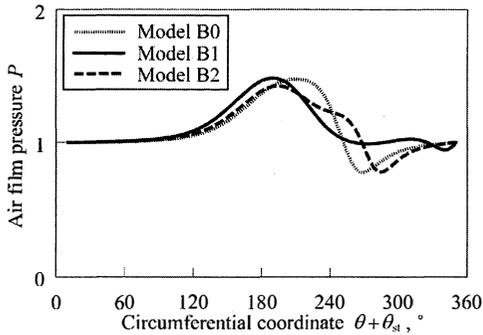


Fig. 4 Distribution of air film pressure in mid-plane of bearing width (Model B, $M_p = 0$, $\Gamma = 0.2$)

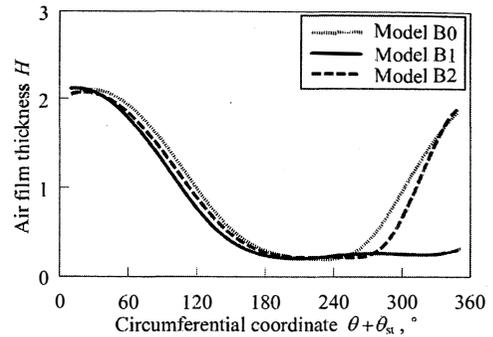


Fig. 6 Distribution of air film thickness (Model B, $M_p = 0$, $\Gamma = 0.2$)

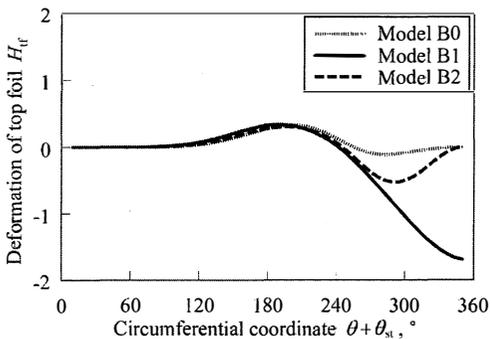


Fig. 5 Distribution of deformation of top foil (Model B, $M_p = 0$, $\Gamma = 0.2$)

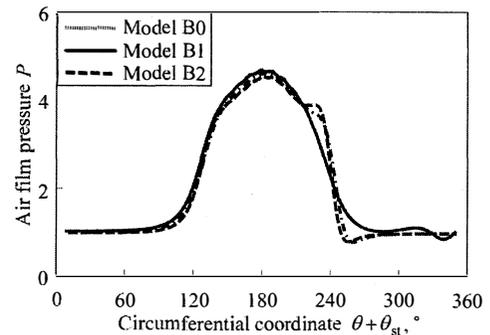


Fig. 7 Distribution of air film pressure in mid-plane of bearing width (Model B, $M_p = 0$, $\Gamma = 2.0$)

に対しては Fig. 4 に示す。モデル A では、点線、実線、破線はほとんど一致していて、トップフォイルの変形が小さい²⁾ ために、空気膜圧力 P がトップフォイルの浮上ならびにその後縁の取付状態の影響を受けにくいことが分かった。

これに対してモデル B では、空気膜圧力 P はトップフォイルの浮上ならびにトップフォイル後縁の取付状態の影響を大きく受ける。同条件に対するトップフォイルの半径方向変位 H_{tf} と空気膜厚さ H の分布はそれぞれ Fig. 5 と Fig. 6 のようになる。トップフォイルが浮上できる (図中の実線) と、浮上できない場合 (図中の点線) に空気膜圧力が負圧となる箇所ではトップフォイルがジャーナル側に大きく変形し、最小空気膜厚さ位置の下流側における明瞭な先広がりすきま部の形成がなくなる。この結果、空気膜圧力の分布において負圧の発生する範囲が大幅に縮小し、最小空気膜圧力

が大気圧程度となる。

ところが、トップフォイルは浮上できるものの、その後縁が変位できない (図中の破線) と、後縁近くにおいてトップフォイルの変形が阻害されるため、トップフォイルが浮上できない場合 (図中の点線) より狭くなるものの、最小空気膜厚さ位置の下流側において先広がりすきま部が形成されるようになる。この結果、空気膜圧力 P が負圧となる範囲が現れる。その範囲はトップフォイルが浮上できない場合よりは狭くなるものの、その最小値は同程度となることが分かった。

次に、軸受荷重が大きい場合 ($\Gamma = 2.0$) の空気膜圧力の分布を調べた。モデル A では、 $\Gamma = 0.2$ の場合 (Fig. 3) と同様に、空気膜圧力 P に対するトップフォイルの浮上、ならびに、その後縁の取付状態の影響はほとんどなかった。一方、モデル B (Fig. 7) では、 $\Gamma = 0.2$ の場合と同様に、最

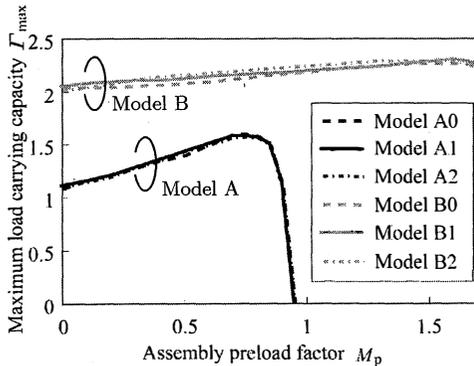


Fig. 8 Variation of maximum load carrying capacity with assembly preload factor

小空気膜厚さ位置の下流側に相当する右側水平面付近 ($\theta + \theta_{st} = 240 \sim 300^\circ$) で負圧が発生するもの、鉛直・水平両方向の空気膜反力に対してはその影響が小さくなることが分かった。

なお、予圧係数 M_p を大きくすると、トップフォイルの浮上の影響はより小さくなる。

次に、Table 1 に示す仕様のフォイル軸受の最大負荷容量 Γ_{max} を Fig. 8 に示す。モデル A では、空気膜圧力 P に対するトップフォイルの浮上、ならびに、その後縁の取付状態の影響がほとんどないことから、 Γ_{max} に対するそれらの影響はなかった。一方、モデル B では、軸受荷重が大きい場合には空気膜反力に対するそれらの影響が小さいために、 Γ_{max} への影響も小さくなった。

このように、軸受荷重が大きく、したがって、偏心率が大きい場合の軸受特性（最大負荷容量）に対するトップフォイルの浮上、ならびに、その後縁の取付状態の影響は小さいことが分かった。この一方で、軸受荷重が小さい、したがって、偏心率が相対的に小さい場合の空気膜圧力 P の分布には、それらは大きく影響する。このことから、安定限界速度のように、偏心率が相対的に小さい場合の軸受特性に対しては、それらの影響が現れると予想される。今後は、これに関して調べることにする。

4. おわりに

本研究では、バンプフォイル軸受の理論最大負荷容量に対するトップフォイルの浮上ならびにその後縁の取付状態の影響について調べた。その過程において得られた知見は次の通りである。

- (1) トップフォイルとバンプフォイルとの間に作用する静摩擦力が極めて大きい場合には、最大負荷容量に対するトップフォイルの浮上ならびにその後縁の取付状態の影響はほとんどない。
- (2) トップフォイルに作用する摩擦力を無視できる場合には、最大負荷容量に対するそれらの影響は小さい。これは、軸受荷重が大きいと、空気膜反力に対するそれらの影響が小さくなるためである。

軸受荷重が小さい、したがって、偏心率が相対的に小さい場合には、空気膜圧力の分布に対するトップフォイルの浮上、ならびに、その後縁の取付状態の影響が明瞭に現れる。このことから、安定限界速度に対してはそれらの影響が現れると予想される。

文 献

- 1) H.Heshmat: Advancements in the Performance of Aerodynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capacity, ASME J. Tribology, 116, 2 (1994) 287.
- 2) 畠中・山口：組立て予圧を与えた動圧型気体フォイル軸受の最大負荷容量に対する軸受設計変数の影響，日本機械学会論文集（C編），74, 741 (2008) 1154.
- 3) 畠中・山口・生島：バンプフォイル軸受の理論安定限界速度とホワール比（第1報）—過大な静摩擦と組立予圧の影響—，トライボロジスト，53, 12 (2008) 842.
- 4) 畠中・生島：バンプフォイル軸受の安定限界速度に対する軸受設計変数の影響，日本機械学会論文集（C編），75, 753 (2009) 1361.
- 5) J.H.Song & D.Kim: Foil Gas Bearing with Compression Springs: Analyses and Experiments, ASME J. Tribology, 129, 3 (2007) 628.