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*畠 中 清 史^{*1}, 山 口 陽 平^{*2}Effect of Design Variables on Maximum Load Capacity of Hydrodynamically
Air-Lubricated Foil Journal Bearings with Assembly Preload AppliedKiyoshi HATAKENAKA^{*3} and Youhei YAMAGUCHI^{*3} Department of Mechanical Information Science and Technology, Kyushu Institute of Technology,
680-4 Kawazu, Iizuka-shi, Fukuoka, 820-8502 Japan

Hydrodynamically air-lubricated foil journal bearings are prospective applicants for machine elements that can support a small-sized rotor of high-speed rotary machinery, such as a micro gas turbine. The smooth surface of the bearing deforms elastically, depending on an applied bearing load, since it is a flexible foil that is supported elastically. Bump foil journal bearing is a kind of the bearings. The bearing consists of two foils. One is cylindrical and named as a top foil. The other is corrugated and named as a bump foil. The top foil is supported elastically by the bump foil. As the foils are forced into the bearing sleeve in assembling the bearing, the top foil deforms due to the assembly preload from the bump foil. The previous prediction was conducted without the preload being considered. This study aims at predicting the maximum load capacity of the bearing with the preload, by using two models. One corresponds to the bearing with an infinitely static friction between the two foils and the other to the bearing without the friction. It is found that each of the bearing design variables has an effect on the capacity obtained with the preload being considered.

Key Words: Tribology, Lubrication, Hydrodynamic Bearing, Foil Journal Bearing, Steady-State Analysis, Load Capacity, Preload

1. はじめに

マイクロガスタービンは、大中規模ガスタービンに対し、小型、低環境負荷、高発電効率、コジェネレーションによる高熱効率、低価格などの特長がある。また、近年の環境保全、省資源志向の高まりから注目を浴び、事務所、病院、家庭など民生用電力源としての普及が期待される⁽¹⁾。

マイクロガスタービンの小型高速回転軸の支持には動圧型空気軸受を用いることができる⁽²⁾。この軸受は、給排油装置や圧縮空気源を必要としないために、油軸受や静圧型空気軸受に比べて部品点数を少なくできる。これにより、構造を簡素化でき、保守点検が容易となる。また、空気が作動流体であるため、運転可能な温度範囲は広く、摩擦損失は小さい。このような長所がある一方で、この軸受は負荷容量、剛性、減衰性において劣るため、その構造を工夫する必要がある。

その一つに、軸受面を金属製の弾性薄板で構成するフォイル軸受がある^{(3)~(26)}。マイクロガスタービン用軸受には、ジェット機の空調システムにおける実用例があるバンプフォイル軸受⁽⁴⁾(図1)が採用されている。この軸受は軸受面を構成する円筒状のトップフォイルとこれを弾性支持する波状のバンプフォイルからなる。バンプフォイル軸受は、これらのフォイルが軸受荷重に応じて変形するため、真円軸受に比べて負荷

Fig.1 Bump foil journal bearing

* 原稿受付 2007 年 10 月 19 日。

^{*1} 正員, 九州工業大学情報工学部(〒820-8502 飯塚市川津 680-4)。^{*2} 学生員, 九州工業大学大学院情報システム専攻。

E-mail: hatake@mse.kyutech.ac.jp

容量が高くなるといわれている。

Radilら⁽⁵⁾の実験的研究によると、バンプフォイル軸受の負荷容量は、組立ての時点でトップフォイルに与える予圧に大きく依存する。予圧が適切であれば、負荷容量の最大値が得られる。

これに対し、従来のフォイル軸受性能解析⁽⁶⁾では、組立て時におけるバンプフォイルからの押付け力を考慮していないため、これによるトップフォイルの変形はなかった。このため、実験的に得られた最大負荷容量に対する予圧の影響を理論的に説明することができない。本研究では、まず、予圧を与えたフォイル軸受の最大負荷容量を求め、Radilら⁽⁵⁾による実験的傾向を説明する。次に、様々な軸受設計変数の組に対する最大負荷容量を求め、予圧と最大負荷容量との関係に対するそれらの影響について調べる。なお、本解析では、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、極めて大きい場合と、ない場合のそれぞれに対応するモデル軸受を用いることにする。

2. 理論解析

2・1 バンプフォイル軸受のモデル化 バンプフォイル軸受は軸受ハウジングに波状のバンプフォイルと円筒状のトップフォイルとを挿入した構造となっている(図1)。トップフォイルを支えるバンプフォイルの各こぶが半径方向への力に対して弾性変形し、また、隣接するこぶ相互間の干渉がなく、さらに、こぶの頂部(以下、支持部)が円周方向に移動しないと仮定すると、各々のこぶが個別にトップフォイルを支えることになる。本解析では、図2のように、半径方向に等価ばね(以下、バンプ等価ばね)で各こぶを置き換えることにする。

トップフォイルを軸受に挿入する時点でバンプフォ

Fig.2 Foil journal bearing supported elastically by bump-equivalent springs

イルからの押付け力が作用するようにしておくと、この押付け力が組立て予圧として作用し、トップフォイルは内側に変形することになる。

軸受挿入前のトップフォイル内半径とジャーナル半径との差(平均半径すきま) c が、組立て予圧のために、バンプ等価ばね支持部において半径方向に Δc (すきまが小さくなる方向を正とする) だけ小さくなるとする。組立て予圧の大きさを表す指標には、 c と Δc との比である予圧係数 M_p を用いることにする。すなわち、

$$M_p = \frac{\Delta c}{c} \quad (1)$$

本研究では、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の大きさに応じた二種類のモデル軸受(図3)を用いて解析する。図3(a)に示すモデルAは、静摩擦力が極めて大きい場合に対応するモデルであり、バンプ等価ばね支持部が半径方向にしか変位できないようになっていて、組立て時の軸受面は波状になる。これに対し、図3(b)に示すモデルBは、静摩擦力がない場合に対応するモデルであり、トップフォイル後縁が円周方向に変位できないようになっていて、組立ての時点でトップフォイルは主として円周方向前縁側に変位し、軸受面の内径はその分だけ小さくなる。なお本研究では、上記以外の静摩擦力が作用する場合の解析は行わない。

これらのモデル軸受の理論最大負荷容量を求めるために、圧縮性を考慮した定常等粘度レイノルズ方程式、組立て予圧を考慮したトップフォイルの変形方程式、ならびに軸受荷重と空気膜反力との釣り合い式を用いる。これらの式は空気膜厚さ式を介して相互に関連する。

本解析では文献(6)で定義した無次元量を用いる。

2・2 定常圧縮性等粘度レイノルズ方程式 空気膜内で発生する圧力 P の分布は、等温状態にある完全気体に対して適用される定常圧縮性等粘度レイノルズ方程式

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

Fig.3 Model bearings

を解いて求める。ここで、 θ はトップフォイル前縁を原点とする円周方向座標、 Z は軸受幅中央を原点とする軸方向座標、 Λ は軸受幅径比、 Ω は気体軸受数である。また、 H は空気膜厚さであり、

$$H = 1 + X_j \cos(\theta + \theta_{st}) + Y_j \sin(\theta + \theta_{st}) + H_{tf} \quad (3)$$

ここで、 X_j 、 Y_j はそれぞれ鉛直方向、水平方向のジャーナル中心の座標、 θ_{st} は鉛直上方から円周方向に測ったトップフォイル前縁の位置（トップフォイル取付け位置）、 H_{tf} はトップフォイルの半径方向変位である。

式(2)に対し、トップフォイル前後縁および軸受端において空気膜圧力が大気圧 P_{at} に等しいとする境界条件を与える。

式(2)を差分法で離散化するにあたり、その離散化方程式の解の収束性を高めるために、補助変数 $Q (= PH)$ を利用する。

2・3 組立て予圧を考慮したトップフォイルの変形方程式 トップフォイルを張り角 β_{tf} の薄肉曲がりはりとしみなす。この曲がりはりの変位を有限要素法⁽²⁷⁾により求める。その変形方程式は、トップフォイルを弾性支持するバンプ等価ばね、ならびに、組立て予圧を考慮すると、

$$([K] + [K_{bf}])\{\Delta\} = \{F\} + \{F_p\} \quad (4)$$

ここで、 $[K]$ は全体系剛性行列、 $[K_{bf}]$ はバンプ等価ばね行列、 $\{\Delta\}$ は全体系節点変位ベクトル、 $\{F\}$ は空気膜圧力に等価な全体系節点荷重ベクトルである⁽⁶⁾。 $\{F_p\}$ は、組立て予圧の作用により変形するトップフォイルの組立て時での変位（以下、トップフォイルの初期変位）を与える等価節点荷重ベクトルであり、

$$\{F_p\} = ([K] + [K_{bf}])\{\Delta_p\} \quad (5)$$

により求める。

式(5)において、 $\{\Delta_p\}$ は組立て予圧によるトップフォイルの初期変位に等価な節点変位ベクトルである。 $\{F_p\}$ は次の手順により算出する。まず、バンプ等価ばねの押し付け力のみをトップフォイルに作用させて、バンプ等価ばね支持部の節点を、半径方向軸受中心側に予圧係数 M_p だけ変位させる。この条件に加え、モデルAではバンプ等価ばね支持部が半径方向にしか変位できないという幾何学的拘束条件が、モデルBでは半径方向に変位できないのがトップフォイル後縁だけであるという幾何学的拘束条件が、それぞれ満たされるように式(5)をいったん解いて、支持部以外の節点における変位を求めて $\{\Delta_p\}$ を確定する。次いで、式(5)の右

辺の積を計算し、 $\{F_p\}$ を求める。

式(4)に対し、モデルに対応した幾何学的拘束条件を与えて解くと、 $\{\Delta\}$ が得られる。これの半径方向成分が式(3)の H_{tf} に相当する。

2・4 力の釣合式 静的釣合い状態にあるジャーナルに作用する空気膜反力と軸受荷重との釣合式は、

$$F_x = 2\Gamma \quad (6.a)$$

$$F_y = 0 \quad (6.b)$$

ここで、 Γ は軸受荷重、 F_x 、 F_y はそれぞれ鉛直方向、水平方向の空気膜反力であり、

$$F_x = - \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{\theta_{tf}} (P - P_{at}) \cos(\theta + \theta_{st}) d\theta dZ \quad (7.a)$$

$$F_y = - \int_{-1/2}^{1/2} \int_0^{\theta_{tf}} (P - P_{at}) \sin(\theta + \theta_{st}) d\theta dZ \quad (7.b)$$

2・5 最大負荷容量 式(2)、式(3)、式(4)ならびに式(6)を連立して解くと、気体軸受数 Ω に対する軸受荷重 Γ と最小空気膜厚さ $H_{\min}$ の関係が求まる。この関係をさまざまな Ω に対して求めると、 $H_{\min}$ が許容最小すきま H_{cr} に等しくなる軸受荷重 Γ が得られる。この Γ を最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ とする。なお、本解析では $H_{cr} = 0.05$ とした。

3. 結果および考察

最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ を求めたフォイル軸受の基本仕様を表1に示す。ただし、 θ_{pt} はバンプ等価ばねを配置する間隔（ピッチ角）、 K_{bf} はバンプ等価ばねのばね定数、 τ_{tf} はトップフォイル厚さ、 E_{tf} はトップフォイル曲げ剛性である。予圧係数 M_p は0から最大で2.9まで与えた。本研究ではまた、基本仕様の設計変数の値を一つだけ変更した場合の最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ についても求めた。その値を表2に示す。

3・1 トップフォイルの初期変位 図4は、モデルAで $M_p = 0.5$ の場合における組立て予圧によるトップフォイルの初期変位 H_{tfp} の分布を示す。 H_{tfp} は θ 方向に周期的であったので、1から4スパン分を示す。トップフォイルが波状に変形していることに加え、バンプ等価ばねピッチ角 θ_{pt} が大きいほど（図4(a)）、トップフォイル厚さ τ_{tf} が小さいほど（図4(b)）、大きく波打つことが分かった。なお、支持部における変位を式(4)への拘束条件として与えているので、バンプ等価ばねのばね定数 K_{bf} とトップフォイルの曲げ剛性 E_{tf} の影響はなかった。

これに対しモデルBでは、トップフォイルが θ 方向前

Table 1 Base case applied to model bearing

θ_{st}	10°	β_{tf}	340°	Λ	0.5
θ_{pt}	10°	τ_{tf}	0.05	Ω	0.5
K_{bf}	10	E_{tf}	10	M_p	0~2.9

Table 2 Bearing design variables calculated

θ_{st}	$10^\circ, 100^\circ, 280^\circ$
θ_{pt}	$5^\circ, 10^\circ, 20^\circ$
K_{bf}	10000, 1000, 100, 10, 1, 0.1
β_{tf}	$340^\circ, 300^\circ, 260^\circ, 220^\circ$
τ_{tf}	0.05, 0.01
E_{tf}	1000, 100, 10, 1, 0.1
Ω	0.2, 0.4, 0.5, 0.6, 0.8, 1

(a) Effect of pitch angle of bump-equivalent springs

(b) Effect of thickness of top foil

Fig. 4 Initial deformation due to assembly preload factor (Model A, $M_p = 0.5$)

縁側へ変位するため、組立て予圧によるトップフォイルの波打ちはなく、 H_{tf} は θ によらず予圧係数 M_p に等しいような分布になった。

3・2 最大負荷容量に対する組立て予圧と静摩擦力の影響 基本仕様の軸受の最大負荷容量 Γ_{max} に対する組立て予圧の影響を、モデルA、モデルBのそれぞれ

Fig. 5 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity

Fig. 6 Distribution of air film thickness in maximum load capacity (Model A)

Fig. 7 Distribution of air film pressure in the mid plane of the bearing in maximum load capacity (Model A)

について調べた。その結果を図5に示す。図中の×印は同仕様($\Lambda = 0.5$, $\Omega = 0.5$)の真円軸受の最大負荷容量(≈ 0.94)を示している。モデルA、モデルBいずれの場合も、予圧係数 M_p を大きくしすぎない限りは、真円軸受の負荷容量よりも大きくなることが分かった。また、負荷容量を最大にする組立て予圧がある点で、Radilら⁽⁵⁾の実験結果の傾向と定性的に一致している。

組立て予圧を与えた基本仕様のモデルAの軸受において最大負荷容量が得られるときの空気膜厚さと軸受幅中央での圧力分布を、それぞれ図6、図7に示す。予圧係数 M_p が小さいうちは、空気膜圧力 P の高い範囲

Fig.8 Distribution of air film thickness in maximum load capacity (Model B)

Fig.9 Distribution of air film pressure in the mid plane of the bearing in maximum load capacity (Model B)

は広くなく、潤滑面の狭い範囲で軸受荷重を支えることになる。 M_p が大きくなるにつれて、くさびを形成した後で許容最小すきま H_{cr} 程度の空気膜厚さが保たれる範囲が広がる。空気膜圧力 P は、最大値は小さくなるものの、分布する範囲が広くなり、潤滑面の広い範囲で軸受荷重を支えるようになる。この結果、空気膜反力は増えることになり、最大負荷容量 Γ_{max} は大きくなる。しかし、予圧係数 M_p がさらに大きくなると、パンプ等価ばね支持部が θ 方向に移動できないことでトップフォイルの波打ちが顕著になり空気膜圧力 P の発達が阻害される。これが空気膜厚さの変化を小さくし、くさび形状の形成を妨げて P の発達をいっそう抑止する。さらなる空気膜反力を得るために急峻なくさび形状を形成しようとする、波打ちのあるトップフォイル頂部とジャーナルとの間にできる最小空気膜厚さ H_{min} は減少し、許容最小すきま H_{cr} にまで容易に到達してしまう。このため、 Γ_{max} は急激に低下するようになる。

これに対し、組立て予圧を与えた基本仕様のモデルBの軸受において最大負荷容量が得られるときの空気膜厚さと軸受幅中央での圧力分布を、それぞれ図8、図9に示す。モデルBでは、パンプ等価ばね支持部の θ

(a) Model A

(b) Model B

Fig.10 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for three values of attached angle

方向への移動が拘束されていないため、モデルAよりも H_{cr} 程度の空気膜厚さが広い範囲にわたり保たれていて、トップフォイルが全体的にたわみやすくなっている。また、空気膜圧力 P の高い範囲が広く、潤滑面の広い範囲で軸受荷重を支えている。予圧係数 M_p の変化に対するこの範囲の変化は緩やかであるため、 Γ_{max} の変動は小さくなる。ところが、 M_p がある程度まで大きくなると、水平面よりも上側($\theta + \theta_{st} \leq 90^\circ$ および $\geq 270^\circ$)で P が大気圧 P_{at} よりも高くなり、これがジャーナルを鉛直下向きに押さえつけるようになるため、 Γ_{max} の低下が生じるようになる。なお、空気膜圧力 P の高い範囲の変化が緩やかであることが、モデルAよりも大きな予圧係数 M_p までの予測を可能としている。

モデルAでは、多くの空気膜反力を得るために急峻なくさび形状を形成しようとしても、最小空気膜厚さ H_{min} が許容最小すきま H_{cr} に容易に達する。一方、同じ予圧係数 M_p を与えたモデルBでは、トップフォイルが全体的にたわみ、空気膜圧力 P の高い範囲が緩やかに広がることで、空気膜反力が増大することになるので、軸受荷重 Γ を増しても H_{min} は容易には H_{cr} に達しない。このため、モデルAよりも、 Γ_{max} は大きくなる。

3・3 組立て予圧と最大負荷容量の関係に対する軸

(a) Model A

(b) Model B

Fig.11 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for three values of pitch angle of bump-equivalent springs

受設計変数の影響 表1に示す基本仕様の軸受設計変数の組から一つの値だけを変更して計算を行うことにより、組立て予圧 M_p と最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ との関係に対するその軸受設計変数の影響について調べる。その結果を図10から図16に示す。いずれの図においても、(a)はモデルAに対する結果を、(b)はモデルBに対する結果を表す。

まず、トップフォイル取付け位置 θ_{st} の影響について調べた。その結果を図10に示す。モデルA、モデルBともに、 $\theta_{st} = 100^\circ$ の場合には、くさびの途中で空気膜が途切れることにより P の発達が不十分となる。このため、他の θ_{st} に比べて最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ は小さくなる。

次に、バンプ等価ばねピッチ角 θ_{pt} の影響について調べた。その結果を図11に示す。モデルAで $\theta_{pt} = 5^\circ, 10^\circ$ の場合は、トップフォイルの変形のしやすさが同程度となるため、最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ に大きな差はない。これに対し、ピッチ角が大きい $\theta_{pt} = 20^\circ$ の場合は、予圧係数 M_p が小さいうちは、他の θ_{pt} よりも適切なくさびが形成されやすいために $\Gamma_{\max}$ は大きくなる。しかし、空気膜圧力 P の発達を阻害するトップフォイルの波打ちが生じやすいため、 M_p が大きくなるとともに $\Gamma_{\max}$

(a) Model A

(b) Model B

Fig.12 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for some values of stiffness of bump-equivalent spring

は単調に減少するようになる。

一方、モデルBでは、 θ_{pt} が大きくなるほどトップフォイルの波打ちが生じやすくなるために、いずれの予圧係数 M_p においても $\Gamma_{\max}$ は小さくなる。しかし、 θ_{pt} が大きい場合には、トップフォイルの全体的なたわみも生じやすくなる。このため、空気膜圧力 P の高い範囲の変化が緩やかとなり、 θ_{pt} が小さい場合よりも大きな予圧係数 M_p までの予測が可能となった。

次に、バンプ等価ばねのばね定数 K_{bf} の影響について調べた。その結果を図12に示す。モデルAでは、 K_{bf} の値を0.1～100の範囲で変化させても、等価節点荷重ベクトル $\{F_p\}$ にほとんど差が現れなかった。このため、 $\Gamma_{\max}$ への影響はほとんどない。しかし、さらに大きな K_{bf} を与えると、トップフォイルの波打ちを生じやすくさせる程度の差が $\{F_p\}$ に現れ、最大負荷容量 $\Gamma_{\max}$ は悪化することになる。

これに対し、モデルBでは、 $\{F_p\}$ は K_{bf} に依存する。 K_{bf} が大きいとトップフォイルの波打ちが生じやすくなるために、 $\Gamma_{\max}$ は小さくなる。一方、 K_{bf} が小さい場合には、トップフォイルが大きく変形しすぎて、 $\Gamma_{\max}$ の予測値は得られなかった。

(a) Model A

(b) Model B

Fig.13 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for four values of angular extent of top foil

次に、トップフォイル張り角 β_{tf} の影響について調べた。その結果を図 13 に示す。モデル A では、予圧係数 M_p が大きくなると、潤滑面の広い範囲で軸受荷重を支えるようになる。しかし、トップフォイル張り角 β_{tf} が小さい場合には、最小空気膜厚さ H_{min} を与える位置よりも下流側におけるその範囲を十分に確保できないため、最大負荷容量 Γ_{max} は低下することになる。

これに対しモデル B でトップフォイル張り角 β_{tf} が小さい ($\beta_{tf} = 220^\circ$) 場合には、トップフォイル後縁付近で許容最小すきま H_{cr} に等しい空気膜厚さとなる位置よりも上流側で、 H_{cr} よりも大きい、ほとんど一様な空気膜厚さが形成される。これにより、図 9 と同程度の最大空気膜圧力を持つ圧力スパイクが後縁付近で発生する。このため、スパイク発生位置よりも上流側の空気膜圧力 P の最大負荷容量 Γ_{max} に対する寄与が小さくなる。さらに、後縁よりも下流側の P の寄与がないので、 Γ_{max} は大幅に低下することになる。

次に、トップフォイル厚さ τ_{tf} の影響について調べた。その結果を図 14 に示す。モデル A では、トップフォイル厚さが小さいと、トップフォイルの波打ちが生じやすくなるために、予圧係数 M_p が大きくなるにつれて最大負荷容量 Γ_{max} は単調に減少する。モデル B では、ト

(a) Model A

(b) Model B

Fig.14 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for two values of top foil thickness

ップフォイル厚さが小さく、トップフォイルの波打ちが生じやすいほど、 Γ_{max} は小さくなる。次に、トップフォイル曲げ剛性 E_{tf} の影響について調べた。その結果を図 15 に示す。モデル A、モデル B のいずれでも、最大負荷容量 Γ_{max} を最大にする適切な E_{tf} があること、また、 E_{tf} が小さい方が予圧係数 M_p の変化に対する Γ_{max} の変動が小さくなることが分かった。 E_{tf} が大きいと適切なくさびを形成する程にはトップフォイルは変形せず、 E_{tf} が小さいとトップフォイルの波打ちが顕著になるため、 Γ_{max} は低下するためである。

次に、気体軸受数 Ω の影響について調べた。その結果を図 16 に示す。モデル A では、 Ω が大きいほど最大負荷容量 Γ_{max} が大きくなり、 Γ_{max} を最大にする予圧係数 M_p が Ω が大きいほど小さくなることが分かった。これは、 Ω が大きいほど空気膜圧力 P が発達し、トップフォイルの波打ちが生じやすくなるためである。

これに対し、モデル B では、気体軸受数 Ω が大きいほど最大負荷容量 Γ_{max} が大きくなるが、 Γ_{max} を最大にする予圧係数 M_p は Ω が大きいほど大きくなった。これは次のような理由による。 Ω が大きいほど、 M_p が小さいときの空気膜圧力 P の高い範囲の広がり狭い。 P の高い範囲は、予圧係数 M_p とともに緩やかに広がり、

(a) Model A

(b) Model B

Fig.15 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for several values of rigidity of top foil

水平面よりも上側で大気圧 P_a よりも P の高い範囲が生じ、ジャーナルを鉛直下向きに押さえつけるようになるため $\Gamma_{\max}$ の低下が始まる。 M_p の増大による P の高い範囲の広がりは、 Ω によらないため、 Ω が大きいほど $\Gamma_{\max}$ が低下し始める M_p は大きくなる。

4. 結論

本研究では、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が極めて大きい場合とない場合のそれぞれに対応するモデル軸受を用いて解析を行い、まず、予圧を与えたフォイル軸受の最大負荷容量を求め、実験結果⁽⁵⁾の傾向に対する理論的な説明を行った。次に、様々な軸受設計変数の組に対する最大負荷容量を求め、予圧の大きさと最大負荷容量との関係に対するそれらの影響について調べた。

本計算の範囲内で得られた知見を以下にまとめる。

- (1) 静摩擦力が極めて大きいと、組立ての時点で、予圧によるトップフォイルの波打ちがある。この波打ちは、バンプ等価ばねピッチ角が大きいほど、トップフォイル厚さが小さいほど顕著になる。これに対して、静摩擦力がないと、予圧の大きさに

(a) Model A

(b) Model B

Fig.16 Effect of assembly preload factor on maximum load capacity for five values of bearing number

かかわらずトップフォイルの波打ちはない。

- (2) 負荷容量を最大にする予圧がある。
- (3) 静摩擦力がなく場合は、極めて大きい場合に比べ、最大負荷容量は概して大きくなり、また、予圧の変化に対する変動は小さくなる。
- (4) くさび形状の形成を妨げる位置でのトップフォイルの取付け、過小なバンプ数、トップフォイルの小さすぎる張り角と薄い厚みは、最大負荷容量の低下につながる。
- (5) 静摩擦力が極めて大きい場合には、バンプ等価ばねのばね定数は最大負荷容量に大きくは影響しない。これに対し、静摩擦力がなく場合には、ばね定数を大きくすると最大負荷容量は悪化する。
- (6) 負荷容量を最大にするトップフォイル曲げ剛性の値がある。
- (7) 負荷容量を最大にする予圧の大きさは、気体軸受数に依存する。

参考文献

- (1) Ishii, K., *Micro Gas Turbine System* (in Japanese), (2002), p.2, Ohmsha Ltd.
- (2) Yoshimoto, S., Trends in Gas bearings, *Journal of Japa*

- nese Society of Tribologists (in Japanese), Vol.42, No.12 (1997), pp.966-971.
- (3) Tougou, S., *Guidebook in Designing Gas Bearings* (in Japanese), (2002), p.7, Kyori-tsu Shuppan co., Ltd.
  - (4) Heshmat, H., Advancements in the Performance of Aero-dynamic Foil Journal Bearings: High Speed and Load Capacity, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.116, No.2 (1994), pp.287-295.
  - (5) Radil, K. and Dykas, B., The Role of Radial Clearance on the Performance of Foil Air Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.45, No.4 (2002), pp.485-490.
  - (6) Hatakenaka, K. and Saito, I., Hydrodynamic Performance of Elastically Supported Gas-Lubricated Foil Journal Bearings, *Journal of Japanese Society of Tribologists* (in Japanese), Vol.48, No.12 (2003), pp.1006-1013.
  - (7) Heshmat, H. et al., Analysis of Gas-Lubricated Foil Journal Bearings, *Transactions of the ASME, Journal of Lubrication Technology*, Vol.105, No.4 (1983), pp.647-655.
  - (8) Ku, C.-P.R. and Heshmat, H., Compliant Foil Bearings Structural Stiffness Analysis-Part I: Theoretical Model-Including Strip and Variable Bump Foil Geometry, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.114, No.2 (1992), pp.394-400.
  - (9) Ku, C.-P.R. and Heshmat, H., Compliant Foil Bearing Structural Stiffness Analysis-Part II: Experimental Investigation, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.115, No.3 (1993), pp.364-369.
  - (10) Peng, J. P. and Carpino, M., Calculation of Stiffness and Damping Coefficients for Elastically Supported Gas Foil Bearings, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.115, No.1 (1993), pp.20-27.
  - (11) Peng, J. P. and Carpino, M., Coulomb Friction Damping Effects in Elastically Supported Gas Foil Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.37, No.1 (1993), pp.91-98.
  - (12) Heshmat, H. and Ku, C.-P.R., Structural Damping of Self-Acting Compliant Foil Journal Bearings, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.116, No.1 (1994), pp.76-82.
  - (13) Ku, C.-P.R. and Heshmat, H., Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings: Parametric Studies, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.37, No.3 (1994), pp.455-462.
  - (14) Ku, C.-P.R. and Heshmat, H., Structural Stiffness and Coulomb Damping in Compliant Foil Journal Bearings: Theoretical Considerations, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.37, No.3 (1994), pp.525-533.
  - (15) Arakere, N.K., Analysis of Foil Journal Bearings with Backing Springs, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.39, No.1 (1996), pp.208-214.
  - (16) DellaCorte, C. and Valco, M., Load Capacity Estimation of Foil Air Journal Bearings for Oil-Free Turbo-Machinery Applications, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.43, No.4 (2000), pp.795-801.
  - (17) Heshmat, H., Operation of Foil Bearings Beyond the Bending Critical Mode, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.122, No.1 (2000), pp.192-198.
  - (18) Hou, Y. et al., The Experimental Study of Aerodynamic Plate-Foil Journal Bearings for High Speed Cryogenic Turboexpander, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.43, No.4 (2000), pp.681-684.
  - (19) Salehi, M. et al., Thermal Features of Compliant Foil Bearings - Theory and Experiments, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.123, No.3 (2001), pp.566-571.
  - (20) Lee, N.S. et al., The Influence of the Slip Flow on Steady-State Load Capacity, Stiffness and Damping Coefficients of Elastically Supported Gas Foil Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.45, No.4 (2002), pp.478-484.
  - (21) Carpino, M. and Talmage, G., A Fully Coupled Finite Element Formulation for Elastically Supported Foil Journal Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.46, No.4 (2003), pp.560-565.
  - (22) Salehi, M. et al., On the Frictional Damping Characterization of Compliant Bump Foils, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.125, No.4 (2003), pp.804-813.
  - (23) Dykas, B. and Howard, S. A., Journal Design Considerations for Turbomachine Shafts Supported on Foil Air Bearings, *STLE Tribol. Trans.*, Vol.47, No.4 (2004), pp.508-516.
  - (24) Hayashi, K., Development of Aerodynamic Foil Bearing for Micro Gas Turbine, *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers* (in Japanese), Series C, Vol.72, No.716 (2006), pp.1329-1336.
  - (25) Peng, Z.-C. and Khonsary, M. M., A Thermodynamic Analysis of Foil Journal Bearings, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.128, No.3 (2006), pp.534-541.
  - (26) Kim, D., Parametric Studies on Static and Dynamic Performance of Air Foil Bearings With Different Top Foil Geometries and Bump Stiffness Distributions, *Transactions of the ASME, Journal of Tribology*, Vol.129, No.2 (2007), pp.354-364.
  - (27) Washizu, K. et al., *FEM Handbook I Elementary Guide* (in Japanese), (1981), pp.231-233, Baifukan co., Ltd.