

プリロードを考慮したフォイル式ガス軸受の性能予測

Calculations of Gas Foil Bearings Performance Taking Preload into Consideration

大 森 直 陸 技術開発本部基盤技術研究所振動・トライボロジー研究部 主査

フォイル式ガス軸受にはプリロードが付与されており、初期状態では軸受隙間が 0 になるため、従来の解析モデルでは計算不能に陥る。本稿ではプリロードが付与された状態（軸受隙間 0）にも対応可能な解析手法を示し、試験との比較により負荷能力や剛性・減衰特性が良好に予測できることを確認した。また、同軸受で支持されたロータの挙動を解析と試験によって評価し、プリロードを付与することによって回転速度の変化に伴う軸心移動の軌跡が二つに分岐し、これが不安定振動の発生挙動に影響を及ぼしている可能性があることなどを示した。

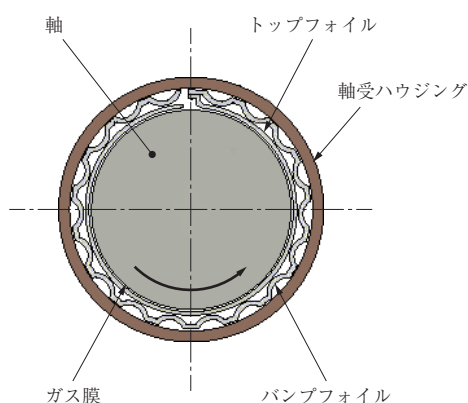
An analysis method is presented for gas foil journal bearings (GFB) with a “true” preload by which the rotor is forced to be squeezed during rest. Some component tests for GFB were conducted to be compared with the analysis results, with regard to some bearing characteristics, such as load capacity, stiffness, and damping. Additionally, a test rotor supported on GFB was operated and analyzed to investigate its vibrational behavior. A good agreement has been found between the analytical and experimental results. Furthermore, new knowledge about the effects of a preload on GFB has been acquired.

1. 緒 言

フォイル式ガス軸受は金属製の薄板（トップフォイル）を軸受面とし、これを波板形状の柔軟なばね（バンプフォイル）で支える構造を有しており、荷重に応じて軸受面（トップフォイル）が撓むようになっている。このため、通常のガス軸受に比べてガス膜が破断しにくくなり、より大きな荷重を支えることができる。第 1 図に標準的なフォイル式ガス軸受を示す。また、軸振動が発生したときには振動（荷重）がガス膜を介してトップフォイルへ伝播し、その際、トップフォイルとバンプフォイルがこす

も安定して回すことが可能である。したがって、同軸受は高速回転機械をオイルフリー化するための有力な手段の一つとされているが、そのロータ系を設計するには軸受の負荷能力や剛性・減衰を予測することが必要になる。このため、従来、さまざまな解析モデルが提案されてきたが、同軸受に特有なプリロード（軸の締付け）を取り扱った例は少ない。

プリロードを付与された軸受ではトップフォイルが軸を締め付けた状態になっており、軸受隙間は 0 である。軸が回転することで軸受周囲のガスが巻き込まれ、それにより形成されたガス膜がトップフォイルを押し広げることによって、初めて軸受隙間が生まれる。プリロードが弱いと軸受隙間が広がり過ぎて過大な不安定振動（ホワール）が発生し得る。逆にプリロードが強過ぎると軸受が焼き付く恐れがある。このようにプリロードは軸受性能を大きく左右するファクタであり、その性質を見極め、適切にコントロールすることが、設計上重要になってくる。ところが、これまでの解析モデルでは軸受隙間を狭める手法でプリロードを疑似的に作用させただけであり⁽¹⁾、プリロードの本質を捉え切れていない可能性がある。そこで、本稿ではプリロードを付与した場合（軸受隙間 0）でも軸受性能を予測することが可能な解析手法を示し、予測精度の試験を行い検証するとともに、プリロードが軸受やロータの挙動に及ぼす影響について評価する。



第 1 図 標準的なフォイル式ガス軸受
Fig. 1 Schematic view of typical gas foil bearings (GFB)

2. 記号

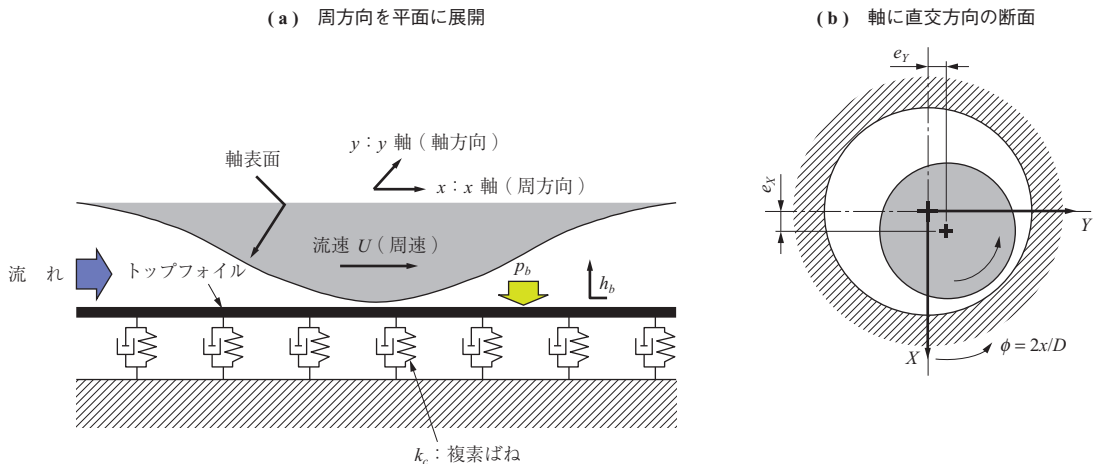
本稿で使用する主な記号を以下に記す.

- x, y : トップフォイル面上の周方向座標と軸方向座標
- X, Y : 軸心の鉛直座標と水平座標
- e_x, e_y : 軸の偏心量 (X, Y 方向)
- D : 軸受直径
- L : 軸受長さ
- C_r : 軸受半径隙間 (プリロードありのときは 0)
- ρ : トップフォイルの質量 (単位長さ当たり)
- EI : トップフォイルの曲げ剛性
- p_b : トップフォイルが受ける荷重 (単位長さ当たり)
- h_b : トップフォイルの変位 (撓み量)
- p_a : ガス膜の圧力
- h_a : ガス膜の厚さ
- μ : ガスの粘性
- p_{EX} : 外気圧
- t : 時間
- ω : 角振動数
- j : 虚数単位
- γ : 損失係数

3. 解析

3.1 解析モデル

第 2 図に解析モデルの概要を示す. トップフォイルは周方向に展開した一次元梁, バンプフォイルは複素ばね,



(注) ϕ : X 軸からの角度 (Y 軸へ向かう方向を正とする)

第 2 図 解析モデル
Fig. 2 Analytical model of GFB

ガス膜は周方向と軸方向の流れを考慮した二次元流れ場と見なす.

3.2 フォイル構造モデルの定式化

バンプフォイルのばね力を F_k , ガス膜によって作用する分布荷重を p_b としたとき, トップフォイルの撓み量 h_b (軸に接近する方向を正とする) は梁の式を用いて (1) 式のように表される.

$$\rho \frac{\partial^2 h_b}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 h_b}{\partial x^4} + F_k = -p_b \quad \dots\dots\dots (1)$$

境界条件は下流側をばね支持, 上流側を自由端とする. バンプフォイルのばね力 F_k は変位の 3 乗に比例することが参考文献 (2) に示されていることから, (2) 式を仮定する.

$$F_k = \begin{cases} a(h_b + c)^3 & (h_b + c \leq 0) \\ 0 & (h_b + c > 0) \end{cases} \quad \dots\dots\dots (2)$$

(2) 式の係数 a はバンプフォイルの荷重変位曲線 (実測) から同定する. (2) 式の c はばねの平衡点位置を表しており, プリロードなし ($C_r > 0$) の場合は $c = 0$, プリロードあり ($C_r = 0$) の場合は $c < 0$ となる. プリロードありの場合の $|c|$ は軸の締付け代に相当しており, 軸受に付与するプリロードに応じて設定することになる.

3.3 ガス膜モデルの定式化

レイノルズ方程式と同じ仮定を基にガス膜の運動量保存式を導出し, 境界条件として軸受面で流速 0, 軸表面で流速 U (周速) を適用して膜厚方向に積分すると, 周方向・軸方向の流量 \bar{u} , \bar{v} (単位幅当たりの流量) が (3) 式のように得られる.

$$\begin{cases} \bar{u} = -\frac{h_a^3}{12\mu} \frac{\partial p_a}{\partial x} + \frac{Uh_a}{2} \\ \bar{v} = -\frac{h_a^3}{12\mu} \frac{\partial p_a}{\partial y} \end{cases} \dots\dots\dots (3)$$

次に Divergence Formulation 法⁽³⁾を用いて、質量保存則を課すとともに離散化を行う。第3図⁽³⁾にガス膜モデルのコントロールボリュームを示す。図中のコントロールボリューム内(a-b-c-d)において質量保存式を立てると(4)式が得られ、これに(3)式を差分近似して代入すると離散化されたガス膜の基礎方程式が得られる。境界条件はトップフォイルの両側端 $y = \pm L/2$ で $p_a = p_{EX}$ とする。周方向の両端部(トップフォイルが途切れている)は深い溝になっているので、厚いガス膜要素を介して解を結合する。

$$m_{x\text{in}} - m_{x\text{out}} + m_{y\text{in}} - m_{y\text{out}} = 0$$

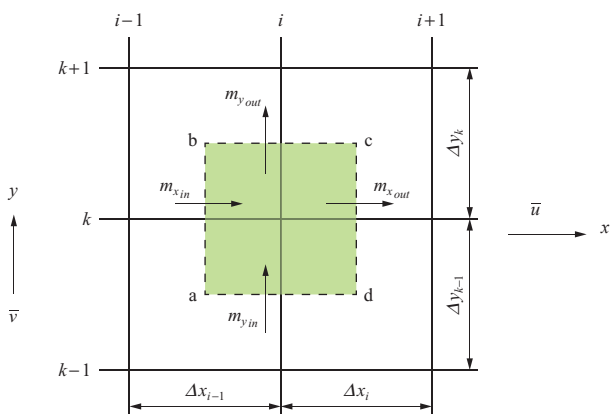
in each control volume section $i, k \dots (4)$

where $m_x = p_a \bar{u} \Delta y$, $m_y = p_a \bar{v} \Delta x$

ここで、 i, k は第3図に記載の節点番号(整数)を表す。さらにガス膜モデルをフォイル構造モデルと接合するため、(5)、(6)式を導入する。(5)式は二次元圧力場 p_a から一次元分布荷重 p_b へ変換する式、(6)式はガス膜厚さ h_a とトップフォイルの撓み量 h_b に幾何的な制約を課す式である。

$$p_b = \int_{-L/2}^{L/2} (p_a - p_{EX}) dy \dots\dots\dots (5)$$

$$h_a = C_r - e_x \cos(2x/D) - e_y \sin(2x/D) - h_b \dots\dots\dots (6)$$



(注) x, y : トップフォイル面上の周方向座標と軸方向座標
 $m_{x\text{in}}$: x 方向に流入する流体
 $m_{x\text{out}}$: x 方向へ流出する流体
 $m_{y\text{in}}$: y 方向に流入する流体
 $m_{y\text{out}}$: y 方向へ流出する流体
 Δx : x 方向の要素幅
 Δy : y 方向の要素幅

第3図 ガス膜モデルのコントロールボリューム
 Fig. 3 Control volume for two-dimensional gas film

3.4 負荷能力と平衡軸心の計算

(1)式は時間項を省いて伝達マトリックス法⁽⁴⁾により離散化して(2)式を代入、(5)、(6)式は台形積分などにより離散化し、これらを(3)、(4)式と組み合わせると、 $p_a^2, p_a, h_a^3, h_a, h_b^3, h_b^2, h_b, p_b$ から成る連立方程式が得られる。これにニュートン・ラフソン法と収束緩和を適用し、繰り返し計算により収束解を得る。プリロードありの場合は $C_r = 0$ なので、ガス膜厚さ h_a は 0 となって計算不能に陥るが、フォイルに初期撓み $h_b (< 0)$ を付与し、一時的にガス膜厚さを $h_a > 0$ にすれば繰り返し計算が開始できる。計算の進行とともにガス膜圧が立てばフォイルが撓んで軸受隙間が生じ、解は収束に向かう。負荷能力 W_x, W_y (鉛直・水平成分)を計算する際には、適当な偏心 e_x, e_y を付与して p_a, h_a, h_b, p_b の平衡解を得た後、(7)式を用いる。

$$\begin{cases} W_x = \int_{-\pi D/2}^{\pi D/2} \int_{-L/2}^{L/2} (p_a - p_{EX}) \cos(2x/D) dy dx \\ W_y = \int_{-\pi D/2}^{\pi D/2} \int_{-L/2}^{L/2} (p_a - p_{EX}) \sin(2x/D) dy dx \end{cases} \dots\dots\dots (7)$$

逆に、所望の負荷能力に対応した軸心(平衡軸心)を得るには、軸心を少しずつ動かしながら負荷能力を計算し、これと軸受に作用する荷重が釣り合うような軸心を探す。例えば、軸受にロータ自重のみが作用する場合、平衡軸心では、負荷能力の鉛直成分がロータ自重に等しい、かつ負荷能力の水平成分が 0 になっている。これら二つの条件を満たす平衡軸心は 2 通り存在する場合もあり(5.2.1項に後述)、解の取りこぼしに注意する必要がある。

3.5 剛性・減衰マトリックス K, C の計算

(1)式において時間項を含め、ばね力項を $F_k = k_c h_b$ と置く。 k_c は複素ばねとし、損失係数 γ を用いて(8)式のように表す。

$$k_c = k_r (1 + j\gamma) \dots\dots\dots (8)$$

トップフォイルの撓み量 h_b の平衡解を h_{b0} としたとき、(8)式中のばね定数 k_r (実数)は(2)式の微分から得られ、(9)式となる。

$$k_r = \begin{cases} 3a(h_{b0} + c)^2 & (h_{b0} + c \leq 0) \\ 0 & (h_{b0} + c > 0) \end{cases} \dots\dots\dots (9)$$

(8)式中の損失係数 γ はバンプフォイル単体の加振応答もしくは荷重変位特性(ヒステリシス)を実測して同定する。上記のように変更を施した(1)式と(3)~(6)式を平衡解周りにテイラー展開すれば、一次微小項

に関する線形一次方程式が得られる。これに鉛直・水平方向の微小偏心 δe_x , δe_y を付与し、そのときの鉛直・水平方向の負荷能力変化量を $\delta W_X(\delta e_x, \delta e_y)$, $\delta W_Y(\delta e_x, \delta e_y)$ とする。軸受の剛性・減衰マトリックスを未知変数 \mathbf{K} , \mathbf{C} (2×2 要素の行列) とし、微小偏心を鉛直・水平方向に片方ずつ付与すれば (10) 式が成立し、これを解くことにより \mathbf{K} , \mathbf{C} が得られる。

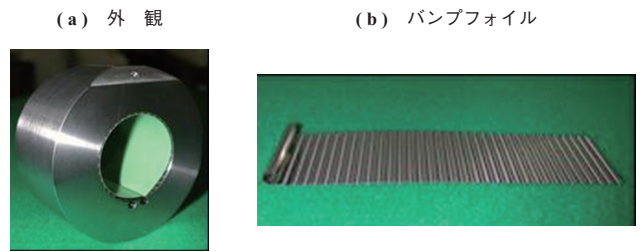
$$\begin{pmatrix} \delta W_X(\delta e_x, 0) & \delta W_X(0, \delta e_y) \\ \delta W_Y(\delta e_x, 0) & \delta W_Y(0, \delta e_y) \end{pmatrix} = (\mathbf{K} + j\omega\mathbf{C}) \begin{pmatrix} \delta e_x & 0 \\ 0 & \delta e_x \end{pmatrix} \dots\dots\dots (10)$$

4. 試 験

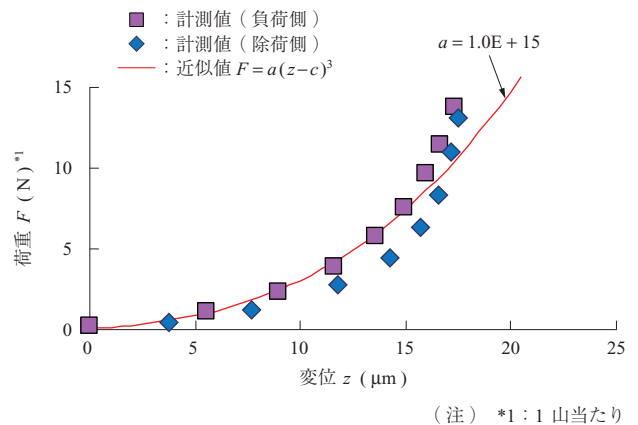
4.1 軸受単体負荷・加振試験

第 4 図に軸受単体試験の概要を示す。高速回転する剛体軸上 (30 krpm および 60 krpm) において軸受を単体で浮上させ、軸受に静荷重を付与したときの鉛直変位と (第 4 図 - (a)), 軸受を鉛直加振したときの鉛直・水平応答を計測する (- (b))。第 4 図 - (a) において静荷重は供試軸受の下側からワイヤとソフトばね (振動絶縁用) を介して鉛直方向に付与しており、横力や外乱などが作用しにくくなるように配慮している。また、第 4 図 - (b) において小型加振機は慣性型であり、静止側との接合点をもたないため、供試軸受の偏心状態に影響を与えずに加振できる。

供試軸受は NASA (アメリカ航空宇宙局) の研究者らの文献⁽⁵⁾ を参考に製作しており、軸受サイズは $\phi 35 \times 35$, トップフォイル厚さは $98 \mu\text{m}$ である。第 5 図に供試軸受 $\phi 35 \times 35$ を示す。また、バンプフォイル単体のばね特性 (1 山分に換算) は第 6 図のようになっており、プリロードはおおむね 8.4 kPa である。なお、プリロードは



第 5 図 供試軸受 $\phi 35 \times 35$
Fig. 5 Test bearing $\phi 35 \times 35$ with a bump foil on the right side



第 6 図 供試軸受 $\phi 35 \times 35$ のバンプフォイル単体ばね特性
Fig. 6 Load-displacement curve measured, using the bump foil of the test bearing $\phi 35 \times 35$

手回しトルクを計測すれば、(11) 式から同定することが可能である。

$$T = \mu_f p_c A r \dots\dots\dots (11)$$

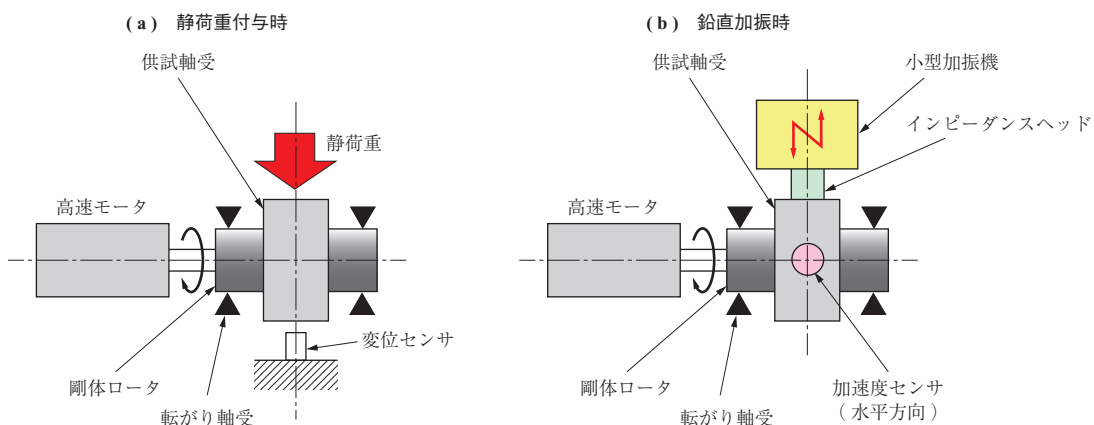
T : 手回しトルク (計測)

μ_f : 軸と軸受面との摩擦係数 (別途, 計測)

p_c : 接触面圧 (プリロードに相当)

A : 軸との接触面積 ($A = \pi D \cdot L$)

r : 軸の半径 ($r = D/2$)



第 4 図 軸受単体試験
Fig. 4 Component tests for GFB

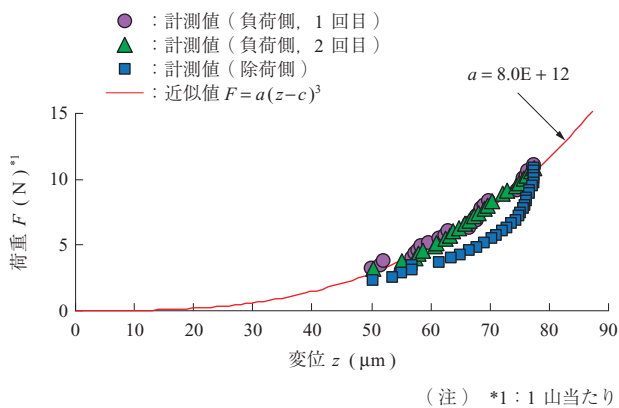
4.2 ロータ搭載試験

タービン駆動のロータを供試軸受にて2点支持し、軸端に不釣合いを脱着して192krpmまで回す。軸端には変位センサとタコパルスセンサが設置されており、昇速時にはキャンベル線図、降速時には回転一次成分を計測する。供試軸受は $\phi 15 \times 12.5$ 、トップフォイルの厚さは $70 \mu\text{m}$ 相当(トップフォイル裏面の中間フォイルによる剛性を含めて等価厚さを算出)、バンプフォイル単体のばね特性(1山分に換算)は第7図のようになっており、プリロードはおおむね11kPaである。

5. 結果と考察

5.1 解析精度の検証

軸受単体負荷・加振試験(4.1節)の結果を用いて、本解析手法の予測精度を検証する。



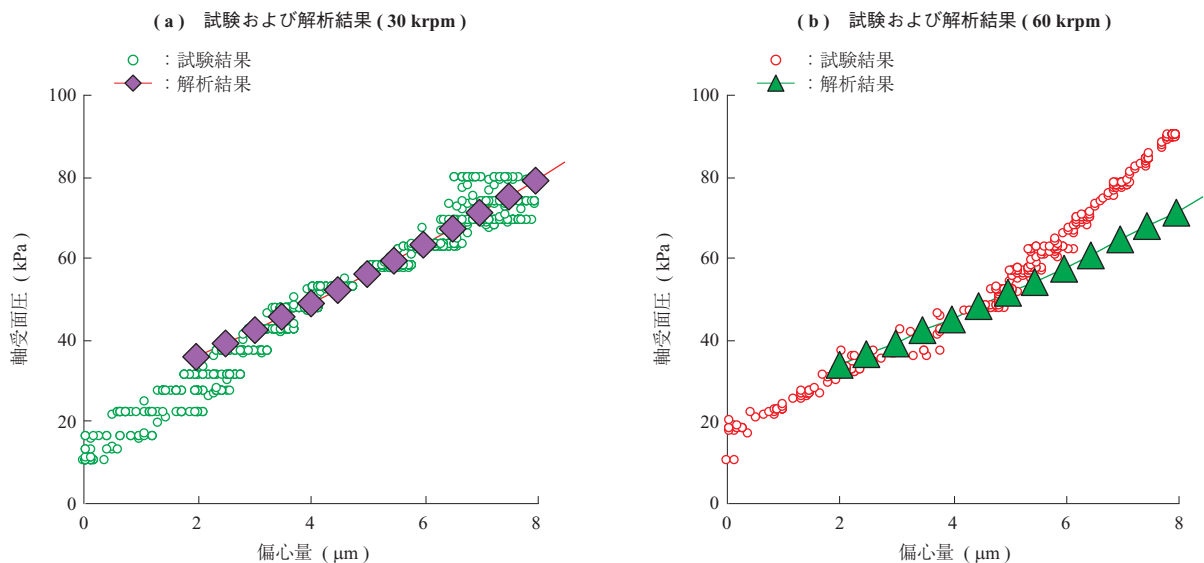
第7図 供試軸受 $\phi 15 \times 12.5$ のバンプフォイル単体ばね特性
Fig. 7 Load-displacement curve measured, using the bump foil of the test bearing $\phi 15 \times 12.5$

5.1.1 負荷能力の予測精度

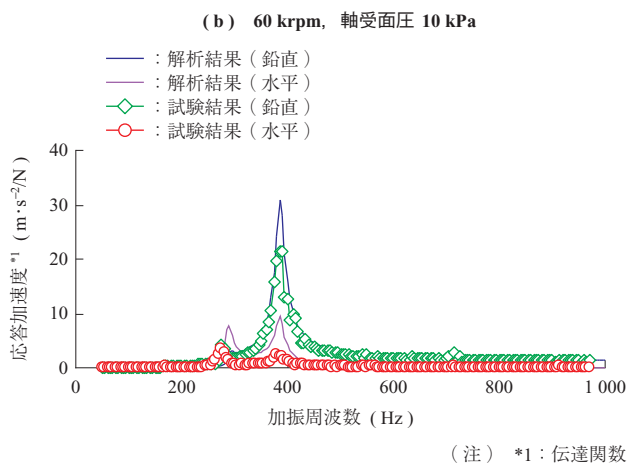
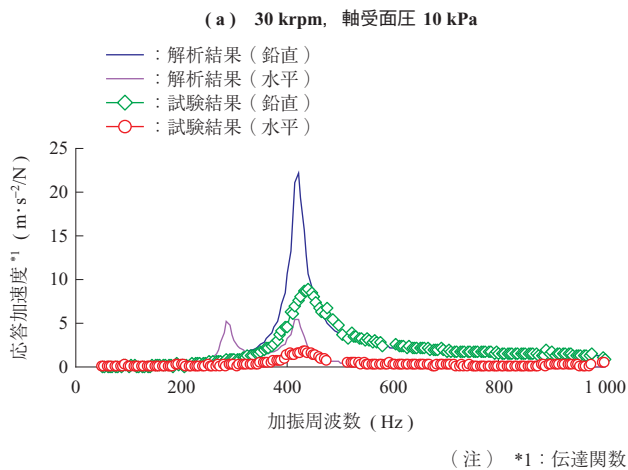
第8図に、供試軸受 $\phi 35 \times 35$ に静荷重を付与したときの軸受荷重(軸受面圧)と偏心量の関係について、解析と試験を比較した結果を示す。解析と試験はおおむね良好に一致しているが、60krpmの試験結果(第8図-(b))を見ると軸受面圧50kPa付近で傾きが急変(高剛性化)しており、解析との差異が認められる。この要因として、バンプフォイルの上下面(トップフォイル・軸受ハウジングとの接触面)に起こるすべりが負荷途上で急激に拘束側へ変化する、そのばね力が3.2節で仮定した変位の3乗比例則から外れて、大きくなっていることが考えられる。このようなばね特性の変化点は第6図の計測値(変位 $15 \mu\text{m}$ 付近)にも現れているが、必ずしも起こる事象ではなく(例えば、第8図-(a)の30krpmの試験結果には同一荷重を付与しても現れていない)、完全なモデル化は難しいと考える。

5.1.2 軸受剛性・減衰の予測精度

第9図に供試軸受 $\phi 35 \times 35$ を鉛直加振したときの鉛直・水平応答について解析と試験を比較した結果を示す。ただし、解析では供試軸受を1質点と見なし、これが3.5節から得られる剛性・減衰マトリックスによって支持されていると考えて鉛直・水平応答を算出している。第9図を見ると、解析は30krpmの場合に応答を大きめに予測するものの、30krpm、60krpmともに試験による応答波形を全体的に良く再現していることが分かる。これより、本解析手法から得られる剛性・減衰マトリックスは軸受の動的特性を予測するのに十分な精度を有していると考



第8図 供試軸受 $\phi 35 \times 35$ の負荷能力予測(30krpmと60krpmの場合を試験結果と比較)
Fig. 8 Load capacity analysis of the test bearing $\phi 35 \times 35$ at (a) 30krpm and (b) 60krpm compared to experiments



第 9 図 供試軸受 $\phi 35 \times 35$ の加振時応答予測 (30 krpm と 60 krpm の場合を試験結果と比較)

Fig. 9 Response analysis of the test bearing $\phi 35 \times 35$ forced to be shaken at 30 krpm and 60 krpm compared to experiments

える。

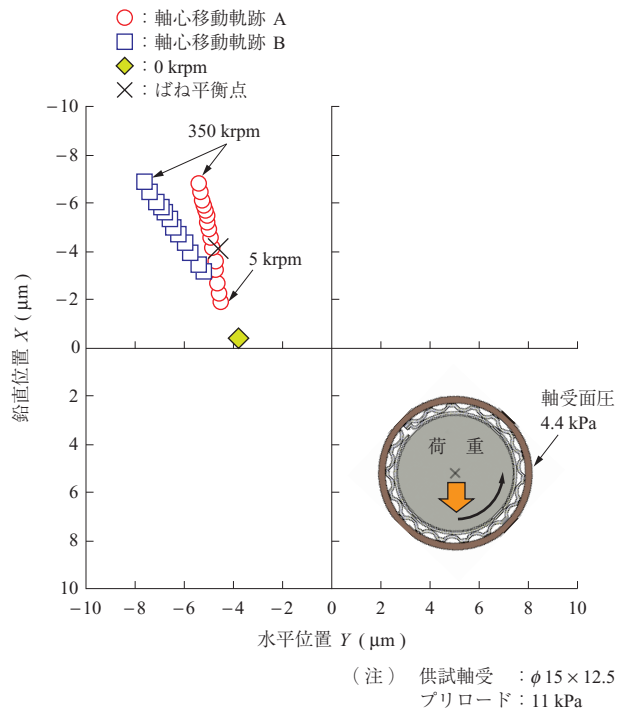
5.2 プリロードの影響

4.2 節のロータ搭載試験における軸受およびロータの挙動を解析し、プリロードの影響に関してケーススタディする。

5.2.1 平衡軸心の挙動

供試軸受 $\phi 15 \times 12.5$ にロータ自重 (軸受面圧 4.4 kPa) を付与し、回転速度を 5 ~ 350 krpm としたときの平衡軸心を解析した結果を第 10 図に示す。ただし、図の凡例において、ばね平衡点とは回転停止状態で軸受荷重を 0 にしたときのトップフォイルによるばね力の平衡点 (軸受の中心と一致しないのは、トップフォイル継ぎ目側のばね密度が疎なため)、0 krpm とは回転停止状態で軸受荷重 (ロータ自重) を付与したときの軸心位置を表しており、いずれもガス膜がない状態ではばね力の釣合いのみを考慮して算出したものである。

第 10 図を見ると回転速度の上昇に伴い、① 軸心移動



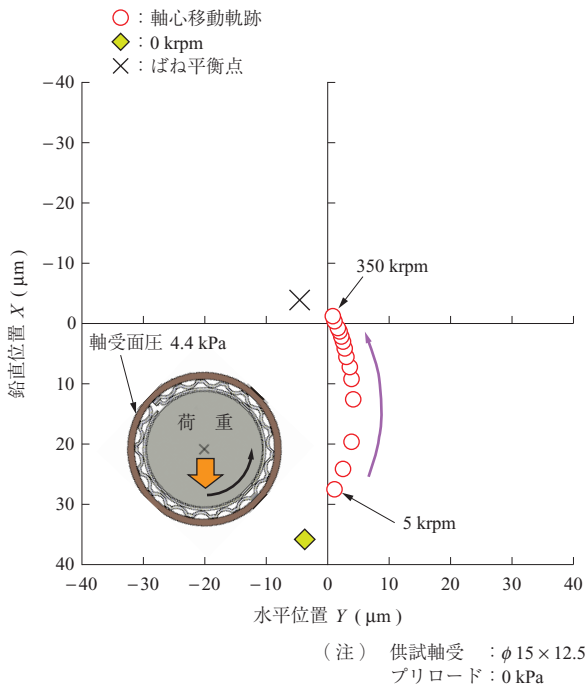
第 10 図 プリロードがある場合の平衡軸心解析
Fig. 10 Equilibrium shaft center analysis of the test bearing $\phi 15 \times 12.5$ with the preload of 11 kPa

軌跡が A と B に分岐すること (すなわち、平衡解が 2 通り存在)、② 軸心移動軌跡 A, B はおおよそ直線的に動いており、その移動方向はおおよそ 0 krpm の軸心位置からばね平衡点に向かう方向であることなどが分かる。上記のように複数の平衡解が存在する理由としては、例えるならビニールシート上にできる皺のように、柔軟なトップフォイルの上には複数の山谷が生じており、これら山谷の配置の仕方により、軸が静的に安定して保持されるような場所が複数存在し得るためと考えている。

一方、第 11 図にはプリロードがない場合の平衡軸心を解析した結果を示す。プリロードがある場合 (第 10 図) に比べると、① 軸心移動軌跡の分岐がなくなっていること、② 回転速度の上昇とともに軸心は円弧を描きながら 0 krpm の軸心位置からばね平衡点へ向かっていること、などが分かる。これらは一般的な真円軸受の軸心挙動に似た特性であることから、第 10 図に見られた特性はプリロードの付与により現れたと推定できる。

5.2.2 ホワール特性

第 12 図、第 13 図にロータ搭載試験 (4.2 節) の結果をキャンベル線図の形式で表したものに、複素固有値の解析結果を重ね描きしたものを示す。ここで、第 12 図、第 13 図に示した固有値は、おおよそ、軸心移動軌跡 A, B に対応した軸受剛性・減衰マトリックスから得た解析結果



第 11 図 プリロードがない場合の平衡軸心解析
 Fig. 11 Equilibrium shaft center analysis of the test bearing $\phi 15 \times 12.5$ without the preload

であり、両図に示した試験結果はともに同一である。

(1) 軸心移動軌跡 A の場合 (第 12 図)

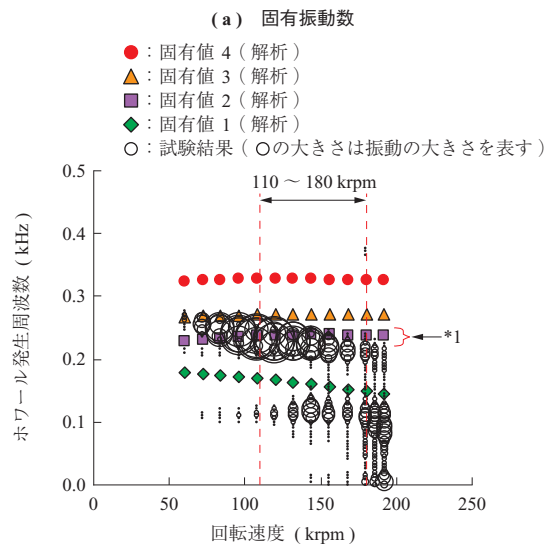
解析では 110 ~ 180 krpm 付近に減衰が負になるモードが見られ (第 12 図 - (b) の固有値 2), そのモードに対応した固有振動数 (- (a) の固有値 2) は、試験結果のホワール発生周波数 (0.23 kHz 前後) に近いことが分かる。

(2) 軸心移動軌跡 B の場合 (第 13 図)

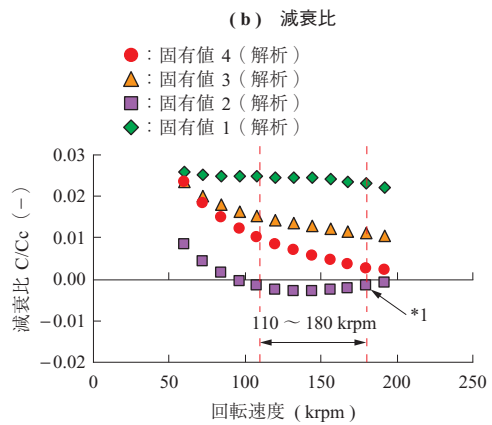
解析では上記 (1) に対応するモード (第 13 図 - (b) の固有値 2) は安定しているが、別のモード (- (b) の固有値 1) がおおむね 140 krpm 以上で不安定化している。試験結果のホワール発生周波数もおおむね 140 krpm 以上で 0.22 kHz から 0.11 kHz へと遷移しており (第 13 図 - (a) の試験結果), 遷移後のホワール発生周波数 (0.11 kHz 前後) は解析で不安定化した固有振動数 (- (a) の固有値 1) に近いことが分かる。

5.2.3 不釣り合い応答特性

第 14 図に不釣り合い応答 (影響係数) に関して解析とロータ搭載試験を比較した結果を示す。第 14 図を見ると、① 軸心移動軌跡 A, B の解析結果にはほとんど差が認められないこと、② これらの解析結果 (軸心移動軌跡 A, B) は試験結果とおおむね一致していること、などが分かる。



(注) *1: 固有値 2 に対応する固有振動数がホワール発生周波数 (0.23 kHz 前後) に近い。



(注) *1: 固有値 2 に対応する減衰比が 110 ~ 180 krpm 付近で負になっている。

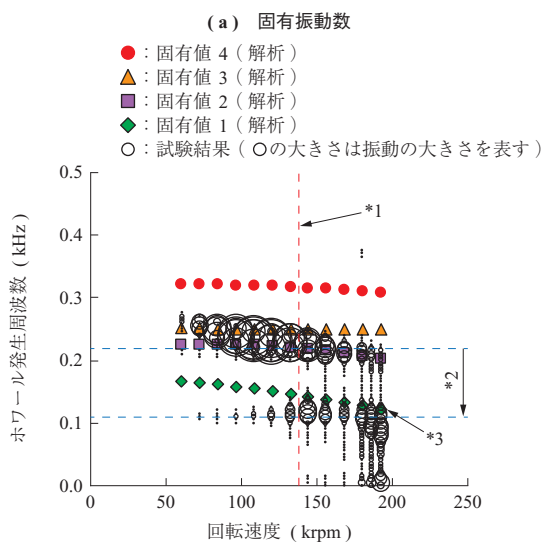
第 12 図 軸心移動軌跡 A の場合の複素固有値解析と試験結果の比較

Fig. 12 Eigen value analysis of the rotor supported on the test bearings of $\phi 15 \times 12.5$ corresponding to "locus A" compared to experiments

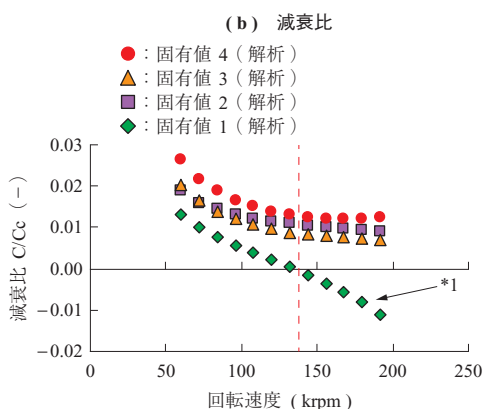
一方、第 15 図にはプリロードがない場合の不釣り合い応答を解析した結果を示す。第 15 図を見ると、低速側の危険速度 (5.6 krpm) における応答がプリロードありの場合 (第 14 図) に比べて 6 倍程度大きくなっており、プリロードを弱めると減衰が低下するという一般的によく知られた事象が解析においても再現できていることが分かる。

6. 結 言

(1) 平衡点が可変なばねを用いてプリロードを模擬し、一次元梁と二次元分布ガス膜を組み合わせてフォイル式ガス軸受をモデル化する解析手法を示し、試験との比較により負荷能力と剛性・減衰特性がおおむね良好に予測できることを確認した。



(注) *1: 固有値 1 が不安定化し始める回転速度 (140 krpm)
 *2: ホワールの発生周波数が 0.22 から 0.11 kHz へと遷移している。
 *3: 不安定化した固有値 1 と試験結果が近似している。



(注) *1: 固有値 1 に対応する減衰比が 140 krpm 以上で負になっている。

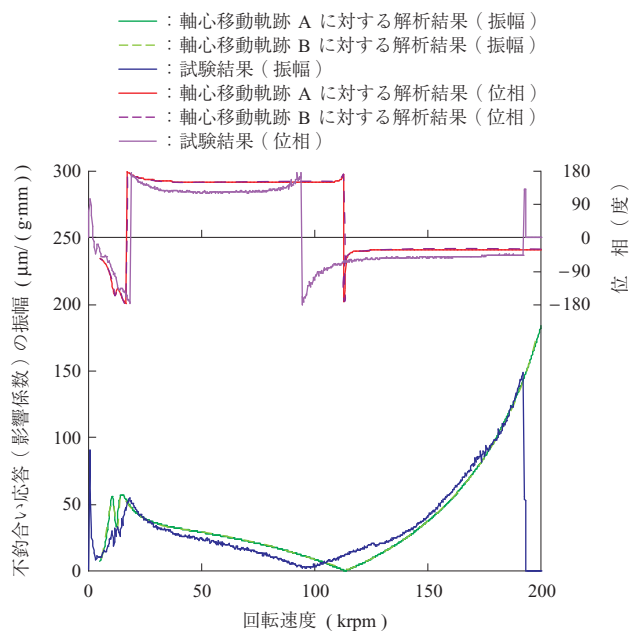
第 13 図 軸心移動軌跡 B の場合の複素固有値解析と試験結果の比較

Fig. 13 Eigen value analysis of the rotor supported on the test bearings of $\phi 15 \times 12.5$ corresponding to "locus B" compared to experiments

- (2) 同軸受を搭載したロータのホワール挙動や不釣り合い応答 (影響係数) などに関し、解析結果と試験結果が、おおむね良好に一致することを示した。
- (3) 同軸受にプリロードを付与した場合の特性として、回転速度の変化に伴う軸心の移動軌跡が二つに分岐し、これがホワールの発生挙動に影響を及ぼしている可能性があることなどを示した。

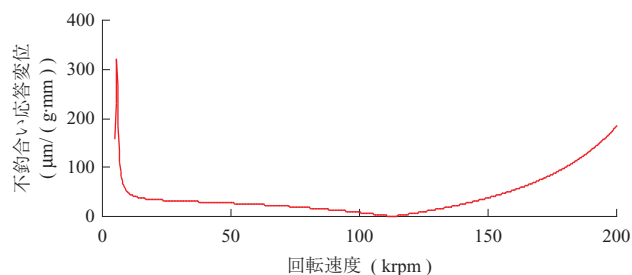
参考文献

- (1) Tae Ho Kim and Luis San Andrés : Effects of a Mechanical Preload on the Dynamic Force Response of Gas Foil Bearings : Measurements and Model Predictions, Tribology Transactions, Vol. 52, Iss. 4,



第 14 図 不釣り合い応答解析と試験結果の比較

Fig. 14 Response analysis of the rotor supported on the test bearings of $\phi 15 \times 12.5$ corresponding to "locus A" and "locus B" compared to experiments



第 15 図 プリロードがない場合の不釣り合い応答解析結果

Fig. 15 Response analysis of the rotor supported on the test bearings of $\phi 15 \times 12.5$ without the bearing preload

(2009), pp. 569 - 580

- (2) Luis San Andrés and Tae Ho Kim : Forced nonlinear response of gas foil bearing supported rotors, Tribology International, Vol. 41, Iss. 8, (2008), pp. 704 - 715
- (3) 十合晋一 : 気体軸受設計ガイドブック, 共立出版, 2002年1月, pp. 129 - 131
- (4) 川井忠彦 : マトリックス法振動および応答, 培風館, 1971年, pp. 134 - 142
- (5) Christopher DellaCorte, Kevin C. Radil, Robert J. Bruckner and S. Adam Howard : Design, Fabrication and Performance of Open Source Generation I and II Compliant Hydrodynamic Gas Foil Bearings, Tribology Transactions, Vol. 51, Iss. 3, (2008), pp. 254 - 264