水潤滑軸受オーバハングロータの非線形振動*

山口 和 幸^{*1}, 井 上 知 昭^{*1}
高 木 亨 之^{*1}, 坪 内 邦 良^{*2}Non-Linear Vibration of an Overhang Rotor
in Water-Lubricated BearingsKazuyuki YAMAGUCHI^{*3}, Tomoaki INOUE,
Michiyuki TAKAGI and Kuniyoshi TSUBOUCHI^{*3} Mechanical Engineering Research Laboratory, Hitachi Ltd.,
502 Kandatsu, Tsuchiura-shi, Ibaraki, 300-0013 Japan

Using water-lubricated bearings for turbo-machinery is useful for reducing bearing loss. It is important, however, to achieve rotor vibration reliability because the damping coefficient of the bearing that is placed on the far side of the overhung part is reduced. We conducted vibration tests on a motor-mounted rotor to understand the vibration characteristics of this type of rotors. We observed a jump phenomenon of vibration amplitude and sub-harmonic resonance in these tests. We considered that these phenomena were caused by the non-linear characteristics of the water lubricated bearings, and we verified this assumption by using numerical simulations. The calculated results agreed well with the measured results, and we learnt some methods for reducing the non-linear vibration.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Overhung, Non-Linear, Finite Element Method

1. 緒 言

環境問題への関心が高まる中、ターボ機械に対する小型化、高効率化の要求が高まっており、ロータの回転速度の高速化、軸受損失などの機械損失の低減が求められている。すべり軸受の損失低減のためには、水や空気などの粘度の低い流体を潤滑材として使用することが有効であるが、軸受の減衰係数が減少するとともに、軸浮上量減少により軸受剛性、減衰係数の非線形性が増加する。特に、軸受スパン外側に翼車などを配置するオーバハングロータでは、オーバハング部反対側軸受の荷重減少により軸受の減衰係数が減少し、オーバハング部側軸受の荷重増加により軸受剛性、減衰係数の非線形性が増加するため、分数調波共振などの非線形振動の抑制が重要な課題になる。

スクイズフィルムダンパの接触、転がり軸受のガタなど、ロータ支持剛性の非線形性に起因する軸振動挙動については多数の研究報告がなされており、文献(1)に詳しく解説されている⁽¹⁾。Gadangiらは油潤滑テイルテイングパッド軸受に支持されたロータを対

象に軸受油膜と軸振動の連成解析を実施し、線形解析及び準静的解析結果との比較により解析手法の有効性を示している⁽²⁾。しかし、1軸1円板剛体ロータを対象としており、実測結果との比較もなされていないことから、実機で使用されるロータの非線形振動特性評価という点では必ずしも十分とはいえない。

本報告では、水潤滑テイルテイングパッド軸受を用いた試験装置を試作し、回転試験により振動現象を評価した。この結果、軸受減衰係数が十分に大きい油潤滑軸受では発生しなかった振動振幅のジャンプ現象や分数調波共振が発生した。これらの現象のメカニズムを検討するために、軸支持剛性、減衰係数の非線形特性データベースを用いた軸振動数値シミュレーションを実施した。得られた結果から非線形ロータの設計法について述べる。

2 実験方法

試験ロータを図1に示す。ロータはモータ部と翼部で構成されている。モータ部には永久磁石が内蔵されており、回転試験装置のステータと合わせて永久磁石モータを形成している。回転試験では、インバータの回転速度指令値を変化させることにより昇速及び降速運転を行なった。

試験ロータのモータ部の両端には軸受が配置され、

* 原稿受付 2004年4月26日。

^{*1} 正員、(株)日立製作所機械研究所(〒300-0013 土浦市神立町502)。^{*2} 正員、(株)日立製作所電力電機開発研究所(〒312-0034 ひたちなか市堀口832-2)。

E-mail: yamaguti@merl.hitachi.co.jp

軸受スパンの外側には翼部が配置されている。翼部は翼車の慣性を模した擬似円板としている。翼部側の軸受を軸受2、反対側を軸受1と呼ぶことにする。

回転試験装置の軸受諸元を表1に示す。両軸受とも4パッドの水潤滑ティルティングパッド軸受を使用している。軸受2はスラスト軸受を兼ねている。軸受1の荷重は軸受2の荷重の0.1倍と非常に小さくなっている。軸振動の安定性を確保するために両軸受の外周側にOリングで支持したスクイズフィルムダンパを設けている。スクイズフィルムダンパの作動流体には軸受潤滑水を流用している。

回転試験装置では、両軸受付近に設置した渦電流式変位計を用いて、上下方向及び水平方向の軸振動変位を計測した。本報告では軸受2の上下方向振動の結果を示す。

回転パルスは、軸受1側の軸端に取り付けた円板のザグリ穴を、渦電流式変位計で検出することにより計測した。計測信号の処理にはベントリネバダ社製回転機械診断装置ADRE®（ゼネラル・エレクトリック社の登録商標）を用いた。

3. 実験結果

3-1 振動振幅のジャンプ現象 昇速時の回転速度と回転速度成分振動振幅の関係を図2に示す。横軸は回転速度であり、縦軸は振動振幅である。回転速度360 1/s付近で、回転速度成分の振幅が $30\mu\text{m}$ から $80\mu\text{m}$ へと急激にジャンプしたため、昇速を中止した。

フィールドバランスを実施し、回転速度360 1/s付近の振幅を低減したときの図2と同様の実測結果を図3に示す。バランス修正により回転速度350 1/sにおける振幅は $31\mu\text{m}$ から $22\mu\text{m}$ へと減少し、回転速度360 1/s付近でのジャンプ現象は発生しなくなった。図3からわかるように、1次危険速度は91 1/s、2次危険速度は388 1/sである。振動振幅のジャンプ現象は2次危険速度より若干低い回転速度で発生している。

Fig. 1 Test rotor

3-2 分数調波共振 昇速時のカスケード図計測結果を図4に示す。本ロータ系には100Hz付近（65～135 Hz）に固有振動数があるため、回転速度が固有振動数の整数倍に近い200 1/s付近（127～257 1/s）及び400 1/s付近（370～403 1/s）で分数調波共振が発生

Table 1 Bearing specification

Item	Bearing 1	Bearing 2
Type	Tilting pad	Tilting pad with thrust bearing
Load Direction	Load Between Pad	
Lubricant	Water	
Pad number	4	
Shaft diameter	40 mm	
Width	10 mm	
Pad curvature radius	20.05 mm	
Diameter clearance	0.05 mm	0.1 mm
Load (ratio)	0.1	1 (Base)

Fig. 2 Rotation speed vs. measured vibration amplitude of rotation frequency component

Fig. 3 Rotation speed vs. measured vibration amplitude of rotation frequency component on balanced condition

Fig. 4 Measured cascade diagram

し、固有振動数成分の振幅が増加している。また、回転速度 400 1/s 付近では、固有振動数成分と回転速度成分による和差調波振動も発生している。回転速度 400 1/s 付近における分数調波共振周波数の回転次数は 1/6 次及び 1/3 次である。分数調波共振発生時の低周波成分の振幅は回転速度成分の振幅と同等以上であり、低周波振動を低減することが望ましい。

4. 計 算 方 法

振動振幅のジャンプ現象は漸軟ばね特性もしくは予圧を与えた漸硬ばね特性を有する非線形振動系で発生することが知られている。また、非線形ばね特性により分数調波共振が発生する⁽¹⁾。これらの現象は従来の油軸受ではあまり問題になっていないことから、本ロータでは水を利用した軸支持部の剛性、減衰係数の非線形特性により異常振動が発生したと考えられる。

非線形振動の原因究明のため、水潤滑軸受及びスクイズフィルムダンパの非線形剛性及び非線形減衰特性を考慮した軸振動時刻歴応答解析を実施した。解析ソフトは自社開発した有限要素法軸振動解析ソフト HIROT⁽³⁾を基にし、円周 360° 方向の軸支持剛性及び減衰係数の非線形特性を考慮できるように改良した。

非線形軸振動計算のフローチャートを図 5 に示す。パッドの弾性変形を考慮してロータ位置（偏心率及び偏心角）を計算し、そのロータ位置における軸受静反力及び減衰係数を予め計算した軸受データベースから読み取ることで軸受反力を計算した。

パッドの弾性変形を考慮したロータ位置の計算方法を模式的に図 6 に示す。図の横軸はパッド方向変位、縦軸は軸受静反力及びパッドのばね力であり、 δ は軸受隙間を表す。パッドの弾性変形を考慮したロータ変位は、軸振動計算で求まる（パッドの弾性変形を考慮しない）ロータ変位 r_i からパッドの剛性 k_c による弾性変形 r_{ci} を引いた r_i' となる。水膜の静反力 $F_s(r_i)$ とパッド剛性の反力が釣り合うと仮定すると、パッドの弾性変形を考慮したロータ変位 r_i' は、軸振動計算で求まるロータ変位 r_i で横軸と交わる傾き $-k_c$ の直線と、軸受の静反力特性 $F_s(r_i)$ の交点から求まる。パッドの弾性変形を考慮した水膜の静反力は $F_s'(r_i)$ のようになる。ロータの変位が軸受隙間 δ に近づくと、水膜の静反力の増大によりパッド変形の影響が増加し、パッドの弾性変形考慮有無による水膜静反力の偏差が増加する。パッドの弾性変形を考慮した水膜の静反力 $F_s'(r_i)$ と、軸受隙間 δ で横軸と交わる傾き k_c の直線との交点においてロータとパッドが接触する。

図 6 のパッド弾性変形を考慮したパッド方向ロータ

位置計算方法を、上下方向及び水平方向の自由度を有する変位ベクトルに拡張する。水膜の静反力とパッド剛性による反力の釣り合いは次式で表される。

$$\mathbf{k}_c \mathbf{z}_c = \mathbf{k}_s \mathbf{z}' + \mathbf{f}_s \quad \text{..... (1)}$$

$$\mathbf{z}' = \mathbf{z} - \mathbf{z}_c \quad \text{..... (2)}$$

ここに、 $\mathbf{z}_c$ は各パッドの弾性変形ベクトルの総和、 $\mathbf{k}_s$ 及び $\mathbf{f}_s$ は水膜の静反力の局所的な剛性マトリクス及び切片ベクトルであり、 $\mathbf{z}'$ はパッドの弾性変形を考慮したロータ変位ベクトル、 $\mathbf{z}$ はパッドの弾性変形を考慮しないロータ変位ベクトルである。 $\mathbf{k}_c$ は軸受全周のパッド剛性マトリクスである。4 枚のパッドのうちロータ位置から遠い 2 枚のパッドの弾性変形は無視できるので、 $\mathbf{k}_c$ にはロータ位置に近い 2 枚のパッドの剛性を考慮する。式 (1) 及び式 (2) を $\mathbf{z}_c$ について解くと、次式が得られる。

$$\mathbf{z}_c = (\mathbf{k}_c + \mathbf{k}_s)^{-1} (\mathbf{k}_s \mathbf{z} + \mathbf{f}_s) \quad \text{..... (3)}$$

式 (3) からパッドの弾性変形 $\mathbf{z}_c$ は、パッドの変形を考慮しないロータ位置における水膜の静反力ベクトル、パッド剛性、及び水膜剛性から求まることがわかる。

Fig. 5 Flowchart for non-linear vibration analysis

Fig. 6 Calculation procedure of pad deformation

但し、図6からわかるように、式(3)の k_s 及び f_s は、弾性変形を考慮したロータ変位 z' (図6の z')における値を用いる必要がある。本論文ではパッド1枚の剛性を 10^9 N/m とした。

スクイズフィルムダンパでは静反力が発生しないため、減衰係数のデータベースを用いて水膜反力を求めた。また、スクイズフィルムダンパのばね定数は、偏心率が1以下の場合はOリングのばね定数、偏心率が1以上の場合は金属面間の接触剛性とした。接触剛性はOリング剛性の10倍とした。

軸受及びスクイズフィルムダンパの静反力及び減衰係数データベースは、潤滑理論⁽⁴⁾による軸受解析ソフトを用いて、偏心方向に16点、円周方向に36点計算した。偏心率1付近における水膜剛性及び減衰係数の非線形性が強く、多項式を用いた補間を行なうと、真値との誤差が増大するため、軸受特性の補間には線形補間を用いた。回転速度 400 1/s における軸受2の静反力の絶対値を図7に示す。図の 0° 方向が軸受の下方向(荷重方向)である。偏心率が1に近づくと、パッド位置において静反力が急激に増大する。ロータの静的釣合い位置は 0° 付近であるため、回転速度が低く、偏心率が1に近いときは、円周方向に剛性の非線形性が強いことがわかる。

軸振動の時刻歴応答解析には擬モーダル法⁽³⁾を用いた。計算には軸受部の単位変位による静変形モード、軸受部の単位速度変位による変形モード、及び軸受部を固定した6次までの曲げ固有振動モードを使用した。

計算モデルを図8に示す。ロータは梁要素でモデル化した。自由支持固有振動数を実測し、計算結果と実測結果が一致するようにロータ剛性を同定した。また、危険速度の計算結果が実測結果と一致するように、スクイズフィルムダンパのOリングの剛性を同定した。

本論文では特にことわらない限り、加振力としてロータの両端に 90° の位相差を付けて 100 gmm の不釣合いを付加した。各回転速度における時刻歴応答解析を実施し、計算対象時間は振動波形が定常になるように十分長く取った。

5. 計算結果

5.1 振動振幅のジャンプ現象 危険速度における振動モードを図9に示す。図中の Δ 印は軸受位置を表す。1次危険速度の振動モードは剛体モード、2次危険速度の振動モードはロータの曲げを伴う振動モードである。いずれの振動モードにおいても軸受位置が節になっていないため、軸受特性の影響を受ける。

回転速度と回転速度成分振幅計算結果の関係を図

10に示す。図の横軸は回転速度、縦軸は回転速度成分の振動振幅を示しており、実線は不釣合いが 100 gmm のとき、破線は不釣合いが 80 gmm のときの計算結果を示している。不釣合いが 100 gmm のケースでは、回転速度が 380 1/s のときに振動振幅が急激

Fig. 7 Static force of the bearing 2

Fig. 8 Calculation model

Fig. 9 Calculated vibration mode on critical speeds

Fig. 10 Rotation speed vs. calculated vibration amplitude of rotation frequency component

にジャンプしているが、不釣合いが 80gmm のときは振幅のジャンプは無く、図 2 及び図 3 の実測結果と良好に一致している。このことから、ロータ支持剛性及び減衰係数の非線形性と、比較的大きい不釣合いにより回転速度成分のジャンプ現象が発生していることがわかった。

5.2 分数調波共振 本節では、分数調波共振が発生しやすいように、不釣合いを 100gmm とした。回転速度 400 1/s における振動周波数スペクトル計算結果を図 11 に示す。回転次数 1/5 次及び 1/2 次の分数調波共振が発生しており、振動振幅は大きい。図 4 の実測結果と定性的には良く一致している。

スクイズフィルムダンパを線形ばねと線形減衰でモデル化したときの、カスケード図を図 12 に示す。本図の横軸は周波数、縦軸は振動振幅であり、各回転速度における周波数スペクトルを上下に並べたものである。スクイズフィルムダンパの剛性は O リングの剛性とし、減衰係数は 2 次危険速度の応答倍率計算結果が実測結果と一致するように同定した。図 12 では、回転速度 200 1/s 付近及び 400 1/s 付近において約 100 Hz の分数調波共振が発生しており、図 4 の実測結果と良好に一致している。また、回転速度 400 1/s 付近では固有振動数成分と回転速度成分による和差調波振動も発生しており、実測結果と良く一致している。

スクイズフィルムダンパ剛性及び減衰係数の非線形特性を考慮し、軸受を線形のばねと減衰でモデル化したときのカスケード図計算結果を図 13 に示す。本計算結果では軸受減衰係数を同定していないが、2 次危険速度の応答倍率は実測値とほぼ一致している。図 13 では分数調波共振が発生していないことから、分数調波共振は軸受の剛性及び減衰係数の非線形性により発生していることがわかる。

スクイズフィルムダンパを線形ばね及び線形減衰でモデル化し、軸受を油軸受に変更したときのカスケード図を図 14 に示す。本計算で使用した潤滑油は ISO VG32 である。軸受の潤滑材を水よりも粘度の高い油に変更すると分数調波共振は発生しない。

回転速度 400 1/s における軸受 2 の荷重方向の軸受静反力を図 15 に示す。油潤滑軸受では静反力が大きく、静的な偏心率は 0.325 であるのに対して、水潤滑軸受では静的な偏心率が 1.06 であり、水潤滑軸受におけるロータ位置は水膜剛性及び減衰係数の非線形性が非常に大きい領域にあることがわかる。なお、水潤滑軸受のパッド位相における静的な偏心率は 0.75 であり、静的な平衡位置においてロータとパッドの接触は発生していない。

以上に述べたように、軸支持剛性、減衰係数の非線形性を考慮した軸振動シミュレーションにより分数調波共振の発生メカニズムが明らかになった。そこで、本計算手法を用いて分数調波共振抑制のための改良構

Fig.11 Calculated frequency spectrum of sub-harmonic resonance

Fig.12 Calculated cascade diagram with linear damper model

Fig.13 Calculated cascade diagram with linear bearing model

Fig.14 Calculated cascade diagram in oil bearings

Fig.15 Eccentricity vs. calculated static force of the bearing 2

Fig.16 Rotation speed vs. calculated damping coefficient when the sub-harmonic resonance appears

Fig.17 Calculated cascade diagram in load on pad bearings

造について検討する。軸受 1 及び軸受 2 におけるスクイズフィルムダンパの減衰係数をパラメータとして、分数調波共振が発生する回転速度領域を図 16 に示す。スクイズフィルムダンパの減衰係数を増加させると、分数調波共振の発生領域が若干低速側にずれ、発生回転速度範囲が小さくなる。本計算例では、スクイズフィルムダンパの減衰係数を 7 kNs/m 以上にすると分数調波共振は発生しなくなった。これは、軸支持減衰の強化により分数調波共振の不釣合い感度が低下したためであり、分数調波共振の抑制には外部減衰の増加が有効であることがわかる。

軸受の位相を 45° 回転させ、荷重方向をパッド方向にしたときのカスケード図計算結果を図 17 に示す。

図 12 の結果と比較すると、回転速度が低く偏心率の大きい回転速度 200 1/s 付近では分数調波共振が発生するが、回転速度 400 1/s 付近では分数調波共振が発生しない。図 7 からわかるように、荷重がパッド方向に働く場合は水膜剛性の円周方向の非線形性が弱くなるため、分数調波共振が発生しにくくなると考えられる。

6. 結 言

ターボ機械の損失低減のために、水潤滑ティルティングパッド軸受を採用したオーバハングロータの軸振動挙動について検討した。試験ロータを用いた実験と、軸支持剛性、減衰係数の非線形性を考慮した時刻歴応答解析を行なった結果以下の結論が得られた。

- (1) 回転試験の結果、振動振幅のジャンプ現象、分数調波共振が発生した。
- (2) 軸支持剛性及び減衰係数の円周 360° 方向の非線形特性を考慮できる軸振動解析ソフトを開発した。
- (3) ロータ支持剛性、減衰係数の非線形性を考慮して不釣合いによる時刻歴応答解析を実施した結果、ジャンプ現象、分数調波共振を再現できた。
- (4) 本試験ロータにおける分数調波共振は、水潤滑軸受剛性及び減衰係数の強い非線形性により発生していることを示した。
- (5) 分数調波共振振幅を低減するためには、外部減衰を強化すること、軸受の荷重方向をパッド方向にすることが有効であることがわかった。

謝 ・ 辞

本研究は平成 15 年度 NEDO エネルギー使用合理化技術実用化開発事業の支援に基づいて実施したものであり、ご支援に感謝する。

文 献

- (1) 山本敏男・石田幸男, 回転機械の力学, コロナ社, (2001), 103.
- (2) R. K. Gadangi, ほか 2 名, Transient Analysis of Plain and Tilt Pad Journal Bearings Including Fluid Film Temperature Effects, *Trans ASME, J. Tribol.*, 118-2 April, (1996), 423.
- (3) 松下修己・ほか 2 名, 擬規準座標変換法による回転軸系の振動解析, 機論, 48-431, C(1982), 925-934.
- (4) トライボロジ学会編, トライボロジハンドブック, 養賢堂, (2001), 27.