軽軸受荷重下における3アキシャルグループ軸受の安定性の実験*

富 沢 正 雄^{*1}

Experimental Study on Instability of Three Axial Groove Bearings under Light Loads

Masao TOMISAWA

The stability of a single mass flexible rotor supported on three axial groove bearings was tested under a wide bearing load range. Running tests and impulse tests were performed under the bearing load which was controlled by electromagnets arranged at the center of bearing span. The linearized dynamic coefficients of bearing were calculated by considering hydrostatic effects of supplied oil pressure. And it was shown that the hydrostatic pressure decreases instability threshold speeds considerable. The experimental and calculated results were in a good agreement for high bearing loads, however, in a moderate agreement for light bearing loads. The experimental results also showed that the unbalance force decreases onset speeds of instability and the impulse force induces unsteady large vibrations of nearly half whirl of rotating speed.

Key Words: Vibration of Rotating Body, Self-excited Vibration, Hydro-dynamic Bearing, Oil Whip

1. は じ め に

多円弧軸受やティルティングパッド軸受など安定性の優れた軸受が実用化され、油膜の不安定振動を防ぐ技術は既に確立されている。しかし、高安定性軸受は構造が複雑で損失や油量が大きいなど経済性の面で難点があり、安定性が劣る軸受も多く用いられている。

通常、軸受の安定性は線形化した軸受特性を用い複素固有値を計算して求められる。しかし、軸系の安定性の解析精度は、真円軸受についての Morton⁽¹⁾ の高偏心率の実験が計算に比べて安定、Dostal⁽²⁾ の低偏心率の実験が不安定の傾向を示すなど、構造が簡単な真円軸受ですら実験との差異が認められる。このため、安定性の解析精度を向上させるべく現在でも研究が進められている。例えば、金子⁽³⁾ は線形化した軸受特性で給油圧の影響、堀ら⁽⁴⁾ は地震時の外乱の影響を軸受非線形性を考えて検討している。

このように軸受の安定性は種々の要因の影響を受けるので、実際の作動状態での実験的研究が必要と考えられる。立形機械の軸の自重はラジアル軸受に作用せ

ず、軸受は軽荷重で作動するために不安定振動を生じやすい。そして、どの軸受形式を採用すべきかを決定するとき軸系の安定性の検討は重要である。しかし、従来の研究の多くは横形機械を対象としており、軸受の作動状態は立形機械のそれと異なっている。さらに、実際の機械では給油を容易にするため、軸方向に溝が切られたアキシャルグループ軸受も多く用いられているが、Schuller⁽⁵⁾ が軸受単体で実験を行っているだけのようである。

以上の状況から、3アキシャルグループ軸受で支えられた1円板軸で、軸を電磁石で吸引して軸受荷重を軽減し、広い軸受荷重の範囲について安定性の実験を行った。そして、給油圧を考慮した軸受特性で複素固有値を求めて安定性の解析精度を確認するとともに、実験で不釣合いや打撃力が安定性に及ぼす影響を詳細に調べたので、以下に報告する。

2. 実 験 装 置

実験に用いた装置の概略構造を図1、軸系の主要諸元を表1に示す。22kWの直流電動機を用い、ベルト車で4倍に増速してモデル軸を駆動する。軸とベルト車は弾性ロッドで連結して駆動側の影響を小さくした。

* 原稿受付 平成2年4月5日。

*¹ 正員、三菱電機(株)中央研究所 (〒661 尼崎市塚口本町8-1-1)。

軸は両端を供試軸受で支えられ、その中央に集中質量部がある。集中質量部は、積層したケイ素鋼板を両側から円板ではさみ込み、通しボルトで締付けた構造である。

軸の質量部と対向して電磁石を図2のように配置した。上の電磁石は軸受荷重を軽減するのに、下と横の電磁石は打撃力を与えるのに用いた。電磁石は力の大きさを計測するためロードセルを介して支えた。

供試軸受の構造を図3に示す。張角110度のセクタ3枚がボルトで軸受ハウジングに、真円のシールリングが両側面に取付けられている。なお、軸受荷重の方向は第2セクタ張角中央から回転方向に15度オフセットしている。軸受ハウジングは球面座を介して軸受台に取付けられている。

潤滑油はJISスピンドル油1号相当で、49 kPaの給油圧で第一セクタに設けた給油孔から、各々のセクタに切られた周方向溝へ供給した。軸受温度は第2セクタに埋め込んだ熱電対で計測した。軸振動は軸受中央からスパン内側90 mmの水平と垂直を静電容量形変位計で測定した。

3. 軸系のモデル化

3.1 磁気吸引力と軸受荷重 図2に示した上部電磁石に通電して軸を吸引し、軸受に働く静荷重を軽減する。図4は軸受の荷重分担を調べた結果である。横軸は電流の二乗、縦軸は磁気吸引力 F_m と軸の垂直方向変位である。

軸を吸引すると両側軸受の変位はほぼ等しく変化

表1 軸と軸受の主要諸元

Rotor mass	$M = 200 \text{ kg}$
Static deflection	$\delta_s = 0.175 \text{ mm}$
Journal diameter	$D = 70 \text{ mm}$
Radial bearing clearance	$c = 63 \mu\text{m}$
Bearing length	$L = 28 \text{ mm (} \times 2 \text{)}$
Supplied oil pressure	$P_o = 49 \text{ kPa}$

図1 実験装置の概略構成

し、軸受すきまのガタによる急変は軸重量相当の吸引力で生じるので、両側の軸受荷重は等しいとみなすことができる。このため、実験データは次式の軸受荷重比 w で整理する。

$$w = (M \cdot g - F_m) / M \cdot g \quad \dots \dots \dots (1)$$

磁気吸引力は負のばね効果を持つ。吸引力がギャップ lg の二乗に反比例することと図2の電磁石の配置より、次式の線形化したばね定数を得る。

$$k_{xx} = -2F_m \cos \theta / lg$$

$$k_{yy} = -2F_m \tan \theta \cdot \sin \theta / lg \quad \dots \dots \dots (2)$$

なお、これは軸や軸受のばね定数に比べると小さい。

図2 電磁石の配置

図3 供試軸受の構造

図4 印加電流と磁気吸引力、変位の関係

3・2 軸受特性 供試軸受は図3に示した構造であり、給油により軸受内に静圧を生じる。実験する軸受荷重は $w=1$ で 250 kPa であり、給油圧 49 kPa の影響を無視できないと考えられる。

給油による静圧はセクタの周方向入口と出口付近を除くと、中央溝で給油圧 P_s 、側面シール部で零になる。このため、図5の静圧分布を仮定する。動圧は左右の軸受面で均等に発生し、中央溝で零として、一次元近似の有限要素法⁽⁶⁾で求める。すなわち、軸方向の動圧分布は

$$P(\theta, z) = P_0(\theta) \left\{ 1 - \left(\frac{2z}{L} \right)^2 \right\} \quad \dots\dots\dots (3)$$

とする。1枚のセクタを周方向に50分割して $P_0(\theta)$ を計算し、軸受負荷面の中央で動圧と静圧の和が正の範囲、

$$P_0(\theta) + P_s/2 \geq 0 \quad \dots\dots\dots (4)$$

を積分して油膜力を求めた。そして、各セクタの油膜力のベクトル和が与えた軸受荷重と釣り合う静的平衡点を求め、油膜動特性はこの平衡点まわりの微小変動から算出した。

3・3 振動計算 軸受荷重比 w に対応する軸受動特性と磁気ばね定数を用い、軸を18分割して伝達マトリックス法で複素固有値を計算した。ここで、軸受支持位置は、図5のように中央溝としたので油膜力の作用する位置と L_c だけずれる。軸の傾きを考慮するため、油膜定数からせん断とモーメント方向のばね定数と減衰定数を算出して計算に用いた。

本研究の実験結果を理解しやすくするため、

図5 軸方向圧力分布の仮定

図6 軸受浮上り特性の実験と計算の比較

Jeffcott モデルで安定性に及ぼす軸受荷重比の影響を説明する。Jeffcott モデルの無次元安定限界速度は軸受荷重比の影響を考えると次式で与えられる。

$$\begin{aligned} & \sqrt{\frac{c}{g}} \Omega_{cr} \\ &= \sqrt{\frac{A_1 A_3 A_5^2}{A_1^2 + A_2 A_3^2 - A_1 A_4 A_5} \frac{1}{A_1 \delta_{st}/c + A_5/w}} \\ & A_1 = K_{xx} B_{yy} - K_{xy} B_{yx} - K_{yx} B_{xy} + K_{yy} B_{xx} \\ & A_2 = K_{xx} K_{yy} - K_{xy} K_{yx}, A_3 = B_{xx} B_{yy} - B_{xy} B_{yx} \\ & A_4 = K_{xx} + K_{yy}, A_5 = B_{xx} + B_{yy} \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (5)$$

ここで、 Ω_{cr} は安定限界速度、 K_{ij} と B_{ij} は油膜の無次元ばね定数と減衰定数、 δ_{st} は軸の静たわみである。

軸受荷重比で軸受の作動偏心率を変えることができる。さらに、式(5)からわかるように、 $A_1 \delta_{st}/c$ と A_5/w の相対関係が変わる。供試軸系の δ_{st}/c は 2.78 とフレキシブルであり、 w は 1 に近いと $A_1 \delta_{st}/c$ が支配的であるが、 w を小さくすると A_5/w の影響が大きくなり、すなわち減衰定数の対角項が安定性を支配するようになる。また $w=1$ の条件で言えば軸の静たわみ δ_{st} を変えることに相当する。

4. 実験結果と検討

4・1 浮上り特性 軸受の浮上り特性の実験結果を図6の実線で示す。図中の記号○と●は軸受メタルの温度測定値から油の粘度を求めて計算した浮上り量である。

給油圧を考慮した計算値は実験値とよく対応している。給油圧で偏心角は大きくなり、これは軸受荷重比が小さいほど著しい。なお、実験値が最高回転数で不連続に動くのは不安定振動が発生するためである。

給油圧を考慮した圧力分布の計算例を図7に示す。主に第2セクタで圧力を生じるが、低い偏心率では第3セクタでも圧力を生じるようになる。

4・2 安定限界速度 不安定振動が発生するまで回転数を上げ、その後回転数を下げる実験を軸受荷重比を変えて行った。図8は不釣り合い偏重心量 $\delta=10 \mu$

図7 周方向圧力分布の計算結果

mで行った実験の垂直方向の振動計測結果である。振幅が急激に増大するのは不安定振動の発生、急激に減少するのはその消滅のためである。

図8より、軸受荷重比が小さくなると安定性は大幅に低下するが、軸受付近で測った不安定振動の大きさはほぼ一定であることがわかる。ここで、次節で述べるように、 w が0.19と0.42はオイルホワール、 $w=0.76$ はオイルウィップである。

図9は不釣合い偏重心量が $10\mu\text{m}$ のときの軸受荷重比と安定性の関係をまとめた結果である。図中の記号○は不安定振動が発生して振幅が軸受すきまの半分の $32\mu\text{m}$ を越えるときの回転数、●は振幅がこれ以下になる不安定振動消滅回転数である。なお、安定限界速度における軸受偏心率は $0.18\sim 0.52$ であった。

図9より、不安定振動のヒステリシスはほぼ一定の

図8 軸受荷重比と不安定振動発生状況

図9 軸受荷重比と安定限界速度

回転数範囲で生じ、安定限界速度との相対関係ではこれが低いほど大きいことがわかる。

図9の実線は複素固有値計算で求めた安定限界速度である。給油圧は安定限界速度を低下させたことがわかる。そして、給油圧を考慮した計算値は $w=0.6\sim 1.0$ の範囲の実験値とよく一致している。

計算と実験の差が最も大きいのは、 $w=0.3$ すなわち安定限界速度が 2000rpm で危険速度と一致するときである。図9の実験は $10\mu\text{m}$ の不釣合い偏重心量で行っており、この影響が考えられる。そこで、不釣合い偏重心量を変えた実験を行い、この結果を図10に示す。

図10の横軸は不釣合い偏重心量、縦軸は安定限界速度であるが、不釣合い振動は安定性を低下させることがわかる。特に、 $w=0.32$ のように危険速度と安定限界速度が接近し、不釣合いによる振動が大きいときはこの影響は大きい。図10には計算で求めた安定限界速度も示しているが、これと不釣合いが零の実験値を比べると、 $\delta=10\mu\text{m}$ の実験結果よりも計算との差は小さくなっている。すなわち、不釣合い偏重心量が $10\mu\text{m}$ で行った図9の実験結果と計算結果の差の約半分

図10 安定限界速度に及ぼす不釣合いの影響

図11 打撃時の過渡振動波形 ($w=0.76$)

は不釣合いの存在で説明できることになる。

4.3 打撃試験 軸を回転させ電磁石で打撃力を与えた。図11はこの計測結果の例である。ここで、打撃力は360 N、それが最大値に達する時間は25 msであり、これ以後の高周波の振動は電磁石とロードセルで形成される系の自由振動成分である。

軸受荷重比が一定のもとで回転数を変えて打撃試験を行い、この過渡振動波形からふれまわり振動数と減衰比を求めた。図12は $w=0.76$ の結果で、記号●と▲は安定領域での垂直と水平打撃で求めた値、記号○は不安定領域のふれまわり振動数、記号×と△は不釣合

い応答のモード円から求めた値である。また、実線と破線は複素固有値の計算結果である。

低回転数における計算結果でふれまわり振動数の低いものから次数を定義する。モード図は省略するが、1次は回転数のほぼ1/2のふれまわりの剛体モード、2次は主に水平方向にふれるモード、3次は垂直方向が主にふれるモードである。 $w=0.76$ の実験では2次と3次が計測できたが、それらのふれまわり振動数は $P_s=49$ kPaの計算値とよく一致している。実験と計算ともに2次が不安定になるが、2次のふれまわり振動数は回転速度と一致して危険速度になることからいわゆるオイルウィップが生じている。

1次の減衰比の計算値は図示していないが0.5以上で、実験でこのモードが計測されなかったことと対応する。3次および高回転数域の2次の減衰比は計算と実験でよく合うが、2次の実験値は2500 rpm以下で一定で計算との傾向が異なっている。なお、不釣合い応答から求めた危険速度と減衰比は打撃で求めたそれらと一致している。

打撃試験の振動レベルは軸受すきまの半分程度と大きい。減衰比について計算と実験のずれが生じる2000 rpm付近の圧力分布は、図7の左図のようで、第2セクタのみで圧力が発生している。水平方向へ大きく振動すると圧力発生状態はこれと異なり、他のセクタで軸受動荷重を受持つと推察される。

軸受荷重比が0.55と0.42のふれまわり振動数を図13に示す。実験では1次が不安定になるが、計算では2次が不安定になっている。安定限界速度の値はほぼ一致するものの、不安定になるモードが異なっている。なお、計算で1次が不安定になる軸受荷重比は0.32以下であった。

図12 打撃試験の結果 ($w=0.76$)

図13 ふれまわり振動数 ($w=0.55, 0.42$)

図14 回転数を変えた時の過渡振動波形 (水平方向打撃, $w=0.42$)

図13で非定常大振動と記した範囲で、打撃に伴い数秒～数十秒継続する大きな振動が生じた。図14は代表的な回転数における過渡振動波形で2940 rpmが非定常大振動の波形である。ビート状の振動が生じ、振動波形の中心は打撃前の軸心位置から軸受中心へと動いている。この現象は数秒から数十秒継続するが、最終的には打撃前の安定な状態に戻った。

図13に示したように、不安定振動が継続するときのふれまわり振動数は $\Omega/2$ より低い、非定常大振動のそれは $\Omega/2$ と等しいか高い。供試軸受で不安定が継続するには、そのふれまわり振動数が回転数の $1/2$ より低いことが必要であった。

5. お わ り に

本研究では3アキシャルグループ軸受で支えられたモデル軸で広範囲の軸受荷重下の安定性の実験を行い、計算結果と比較して以下の結論を得た。

(1) 軸受の組込み状態を変えることなく、軸受荷重を変えてオイルウィップからオイルホワールまでの安定性を実験した。そして、不安定振動のヒステリシス領域、軸振動のレベルなどを実験で明らかにした。

(2) 不釣合いによる外乱は安定限界速度を低下させ、危険速度と安定限界速度が接近するような軸受荷重条件ではかなり影響することを示した。また、安定領域でも打撃で非定常大振動を生じることがあるが、ふれまわり振動数が回転数の $1/2$ 以上であると定常的な不安定には至らないことを実験で示した。

(3) 給油圧による静圧を考慮して軸受特性を算出して安定性を計算し、静圧は安定性を低下させることを示した。そして、実験結果と比較し、オイルウィップの発生速度は複素固有値の計算で正確に予測できるが、オイルホワールは実験の方が低い速度で生じることが示した。

文 献

- (1) Morton, P. G., *Gec J. Sci. Technol.*, 42-1(1975), 37.
- (2) Dostal, M., ほか2名, *J. Sound Vib.*, 35-1(1974), 361.
- (3) 金子, 機論, 53-491, C(1987), 1336.
- (4) 堀・加藤, 機論, 55-511, C(1989), 611.
- (5) Schuller, F. T., *Trans. ASME, J. Lubr. Technol.*, 96-1(1974), 151.
- (6) Knight, J. D. and Barrett, L. E., *Trans. ASLE*, (1983), 501.