非真円ジャーナル軸受の安定性向上に関する研究*

(軸受設置角度を変化させた場合の安定性解析)

松本 孝太郎^{*1}, 橋本 巨^{*2}Study on Improvement of Stability of Noncircular Journal Bearings
(Stability Analysis for Various Bearing Orientation Angles)Kotaro MATSUMOTO and Hiromu HASHIMOTO^{*3}^{*3} Tokai University,

1117 Kitakaname, Hiratsuka-shi, Kanagawa, 259-1292 Japan

Noncircular journal bearings, such as multi-lobe, offset, stepped bearings are used widely for supporting the high speed rotating machinery because of their advantages of relatively low manufacturing costs, stability, load carrying capacity and durability as compared with fullcircular bearings. The stability of noncircular journal bearings are influenced by many bearing parameters such as clearance, preload factor, length-to-diameter ratio, feed hole location etc. However, it is not clear the effects of bearing orientation angle, which is equivalent to the location of applied load line, on the stability of bearings. In this study, the effects of bearing orientation angle on the stability of rotating shaft supported symmetrically by the noncircular bearings are examined theoretically.

Key Words: Machine Element, Hydrodynamic Bearing, Noncircular Journal Bearing, Stability, Parametric Study

1. 緒 言

近年、発電用タービン、ポンプなどの産業用機械やHDD用スピンドルなどの情報関連機器は高性能化を目指してより一層の小型・高速化が求められている。このような技術動向の中で、回転機械の信頼性確保の観点から回転軸を支持する流体軸受の安定性の向上が最重要課題の一つと考えられる。従来回転軸の安定性を向上させる方法としてティルティングパッド軸受が広く用いられてきたが、この軸受は構造が複雑であるために小型の高速回転機械においては必ずしも優位な軸受とは言えない。そこで、ティルティングパッド軸受の代替軸受として二円弧、三円弧、オフセットなどの非真円ジャーナル軸受の安定性について多くの研究がなされてきた。例えば橋本ら⁽¹⁾⁻⁽³⁾はだ円軸受並びに二円弧軸受について線形あるいは非線形安定性解析を行い、軸受のだ円率や予圧係数が安定性に及ぼす影響について詳しく論じている。同じく橋本ら⁽⁴⁾⁽⁵⁾は軸受下部に摩耗痕を有する真円軸受の静・動特性を理論と実験により解明し、摩耗量がわずかな場合は安定性が低下するが、これがある値を超えると逆に安定性は向上することを述べている。江崎ら⁽⁶⁾は円弧数の異なる数種のオフセット軸受に対してオフセット率や円弧数などが回転軸系の安定性に与える影響について検討し、

安定性は荷重方向によって大きく変化することを明らかにしている。また最近田中ら⁽⁷⁾⁽⁸⁾は二円弧軸受に摩耗痕が生じたときの形状や位置と軸系の安定性との関係について理論と実験の両面から検討し、予圧係数の値によっては安定性が低下する可能性を指摘している。このように現在に至るまで非真円ジャーナル軸受の安定性改善に向けての息の長い研究がなされてきたが、ティルティングパッド軸受に相当するような高い安定性を確保する方法はいまだ見出されていない。

このような現状下において橋本ら⁽⁹⁾⁽¹⁰⁾は、だ円ジャーナル軸受の設計に最適設計法を適用した結果、軸受の設置角度を最適化することにより安定性を飛躍的に改善できるという興味ある結果を見出している。そこで本研究ではこの成果に基づいて、だ円軸受の他にオフセット、摩耗などの非真円軸受形式について、軸受の設置角度を広範囲に変化させて軸受安定性解析を行った。その結果、軸受設置角度は安定性に敏感に影響し、設置角度を適切に選ぶことによって軸受安定性を大きく向上させ得ることを理論的に明らかにしたので報告する。

2. 記 号

本論文で使用する記号の定義を以下に示す。

a_0 : 最大摩耗量[m] (図1)

$B_x(i,j=x,y)$: 油膜の無次元減衰係数 $(=b_0\omega C_r^3/\mu ULR^3)$

$b_x(i,j=x,y)$: 油膜の減衰係数[Ns/m]

* 原稿受付 2003年2月4日。

^{*1} 正員、東海大学大学院工学研究科。

^{*2} 正員、フェロー、東海大学工学部(〒259-1292 平塚市北金目1117)。

E-mail: hiromu@keyaki.cc.u-tokai.ac.jp

- C_r : 真円軸受の半径方向すきま[m] (図1)
 C_p, C_c : 真円オフセット軸受の加工半径すきま及び組立半径すきま[m] (図1)
 C_{rw} : 真円摩耗軸受の半径方向すきま[m] (図1)
 C_H, C_V : だ円軸受の長軸方向および短軸方向半径すきま [m] (図1)
 C_{HP}, C_{VP} : だ円オフセット軸受の長軸方向および短軸方向半径すきま [m] (図1)
 C_{HC} : だ円オフセット軸受の組立半径すきま[m]
 C_{HW}, C_{VW} : だ円摩耗軸受の長軸方向および短軸方向半径すきま [m] (図1)
 e : ジャーナル偏心量[m]
 g : 重力加速度 [m/s^2]
 h : 油膜厚さ [m] (図1)
 $K_y(i,j=x,y)$: 油膜の無次元弾性係数($=k_y C_r^3 / \mu U L R^2$)
 $k_y(i,j=x,y)$: 油膜の弾性係数[N/m]
 k_s : ロータの弾性係数[N/m]
 L : 軸受幅 [m]
 m_d : だ円率 ($= (C_H - C_V) / C_H$)
 m_o : オフセット率 ($= (C_p - C_c) / C_p$)
 p : 油膜圧力 [Pa]
 Q^ψ : 軸受円周方向流量 [m^3/s]
 Q^z : 軸受幅方向流量 [m^3/s]
 R : ジャーナルの半径 [m]
 S : ゾンマーフェルト数($=\mu U L R^2 / \pi C_r^2 W$)
 t : 時間 [s]
 U : ジャーナルの周速度 [m/s]
 W : 負荷容量 [N]
 x, y : 水平および鉛直方向座標 [m] (図1)
 z : 軸受幅方向座標 [m]
 α_0 : 摩耗係数($=a_0 / C_r$)
 γ : 軸受設置角度 [rad] (図1)
 ε : ジャーナル中心の偏心率($=e / C_r$)
 θ : 軸受角度 [rad] (図1)
 Λ : ロータの剛性パラメータ($=g / C_r \omega_n$)
 μ : 潤滑油粘性係数 [$Pa \cdot s$]
 ϕ : ジャーナル偏心角 [rad] (図1)
 ψ : 軸受円周方向固定座標 [rad]
 ω_n : ロータの固有振動数($=\sqrt{k_s g / 2W}$) [1/s]
 ω_m : ホワール発生速度 [1/s]
- 添字
- c : 真円ベースの軸受であることを示す
 e : だ円ベースの軸受であることを示す
 o : オフセット軸受であることを示す
 w : 摩耗軸受であることを示す
 UL : 上側円弧及び下側円弧であることを示す
 $1,2$: 非摩耗部及び摩耗部であることを示す

Fig.1 Geometry of noncircular bearings

3. 理論解析

3.1 軸受すきま形状 本研究で解析の対象とする軸受は、図1に示すような真円及びだ円をベースとする6種類の軸受である。同図(a-i)は真円軸受であり、この軸受の安定性が最も低いことは周知の事実である。同図(b-i)はだ円軸受の形状を表している。この軸受は、二円弧軸受とほぼ同等の性能を有している。⁽¹⁾ 同図(a-ii), (b-ii)はそれぞれ真円軸受並びにだ円軸受において水平方向に一定のオフセットを与えた軸受である。一方同図(a-iii), (b-iii)に示す軸受はそれぞれの軸受下部に経年変化に伴う摩耗形状⁽⁴⁾を予め加工した軸受である。

以上の軸受におけるすきま形状の式を表1に示す。

3.2 解析方法及境界条件 軸受すきま内の圧力分布の計算に際しては、オフセット部、ステップ部、摩耗部などのすきま形状が急激に変化する領域に対して柔軟性の高い離散化手法であるDF法を使用する。また座標系としては次式で定義する軸受固定座標系 ψ を使用する。

$$\psi = \theta + \phi - \gamma \quad (1)$$

Table 1 Oil film thicknesses of noncircular bearings

Bearing	Geometry	Oil film thickness
Full circular		$h/C_r = 1 + \varepsilon \cos(\psi + \gamma - \phi)$
Circular offset		$0 < \psi < 90, 270 < \psi < 360$ $h_{coU}/C_p = 1 + \varepsilon_{co} \cos(\psi + \gamma - \phi) - m_{co} \sin \psi$; $m_{co} = (C_p - C_c)/C_p$
		$90 < \psi < 270$ $h_{coL}/C_p = 1 + \varepsilon_{co} \cos(\psi + \gamma - \phi) + m_{co} \sin \psi$; $m_{co} = (C_p - C_c)/C_p$
Circular worn		$0 < \psi < \theta_a, \theta_a < \psi < 360$ $h_{cw1}/C_{cw} = 1 + \varepsilon_{cw} \cos(\psi + \gamma - \phi)$
		$\theta_a < \psi < \theta_e$ $h_{cw2}/C_{cw} = \alpha_{0c} + \varepsilon_{cw} \cos(\psi + \gamma - \phi) + \cos \psi$; $\alpha_{0c} = a_{0c}/C_{cw}$
Full elliptical		$h_{ell}/C_H = 1 - m_{ell} + \varepsilon_e \cos(\psi + \gamma - \phi) + m_{ell} \sin^2 \psi$; $m_{ell} = (C_H - C_v)/C_H$
Elliptical offset		$0 < \psi < 90, 270 < \psi < 360$ $h_{eoU}/C_{HP} = 1 - m_{elo} + \varepsilon_{eo} \cos(\psi + \gamma - \phi) + m_{elo} \sin^2 \psi - m_{eo} \sin \psi$; $m_{eo} = (C_{HP} - C_{VP})/C_{HP}$
		$90 < \psi < 270$ $h_{eoL}/C_{HP} = 1 - m_{elo} + \varepsilon_{eo} \cos(\psi + \gamma - \phi) + m_{elo} \sin^2 \psi + m_{eo} \sin \psi$; $m_{eo} = (C_{HP} - C_{VC})/C_{HP}$
Elliptical worn		$0 < \psi < \theta_a, \theta_a < \psi < 360$ $h_{ew1}/C_{HW} = 1 - m_{elw} + \varepsilon_{ew} \cos(\psi + \gamma - \phi) + m_{elw} \sin^2 \psi$; $m_{elw} = (C_{HW} - C_{VW})/C_{HW}$
		$\theta_a < \psi < \theta_e$ $h_{ew2}/C_{HW} = \alpha_{0e} + \varepsilon_{ew} \cos(\psi + \gamma - \phi) - (1 - m_{elw}) \cos \psi$; $\alpha_{0e} = a_{0e}/C_{HW}$

ここで、記号 θ は軸受角度を、 ϕ はジャーナル偏心角を、 γ は軸受設置角度をそれぞれ表しており、軸受設置角度はジャーナルの回転方向を正と定義している。

軸受面上の任意の差分格子点 (i, j) を囲む微小検査領域に流入出する潤滑油流量の連続性から次式を得る。

$$(Q_{\psi}^i + Q_{\psi}^{ii} - Q_{\psi}^{ii} - Q_{\psi}^{iv}) + (Q_{\psi}^i + Q_{\psi}^{ii} - Q_{\psi}^{ii} - Q_{\psi}^{iv}) = Q^v \quad (2)$$

ここで Q^v は軸受周方向流量、 Q^z は軸受幅方向流量、 Q^v は検査体積内部の膨張流量で、それぞれ次式によって与えられる。

$$Q^v = \int_1^2 \left(-\frac{h^3}{12\mu R} \frac{\partial p}{\partial \psi} + \frac{Uh}{2} \right) dz, \quad Q^z = \int_1^2 \left(-\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) R d\psi$$

$$Q^v = \int_1^2 \int_{\psi_1}^{\psi_2} \left(\frac{\partial h}{\partial t} \right) R d\psi dz \quad (3)$$

油膜内のキャビテーション発生条件としてレイノルズ条件を適用する。また軸受端部の圧力は周囲圧力に等しいとし、かつ円周方向については圧力の連続性と周期性を考慮する。なお数値計算は、軸受すきま形状が幅方向に対称であることを利用して軸受幅方向の半分の領域についてのみ行う。油膜の弾性係数・減衰係数は、ジャーナルの微小振動を仮定し、格子点圧力を積分して得られる油膜力の微小変動量から計算する。ホワール発生速度は、ジェフcottロータモデルに対して求める。

4. 軸受設置角度と安定性の関係

まず、各軸受のゾンマーフェルト数 S と安定限界の関係を図2及び図3に示し、その特徴について以下に述べる。なお計算に際しては軸受幅径比 λ を1.0に、軸受設置角度 γ を $-90 \sim 90 \text{deg}$ の範囲に設定している。また、だ円率 m_{ele} 、 m_{elo} 、 m_{elw} の値を0.33に、オフセット率 m_{co} 、 m_{eo} 並びに摩擦係数 α_{0c} 、 α_{0e} を0.5にそれぞれ設定している。ただし、だ円率は長軸方向半径すきまを基準とした場合の値であり、短軸方向半径すきまを基準とした場合には0.5となる。ロータは剛性軸とし、剛性パラメータの値を $\Lambda=0$ と設定して計算を行うこととする。なお、図において $\gamma > 0$ は軸受をジャーナルの回転と同方向に傾けて設置した場合を表し、 $\gamma < 0$ は軸受をジャーナルの回転と逆方向に傾けて設置した場合を表している。

図2は真円をベースとした軸受の安定限界曲線で、同図(a)はオフセット軸受を、同図(b)は摩擦軸受を表している。また、図中の破線は真円軸受の安定限界曲線を示しており、各曲線の上側が不安定領域を表している。オフセット軸受においては、 $S < 0.5$ の運転領域内で軸受設置角度をジャーナルの回転と逆方向に増加させていくと安定性は大幅に改善される。特に $\gamma = -60 \text{deg}$ においてその効果が最も強く現れる。一方、軸受設置角度をジャーナルの回転と同方向に大きくした場合にも、安定性の改善が緩やかになされることがわ

Fig.2 Variation of stability limit curve with bearing orientation angle for circular base group

かる。いずれの場合にも $S > 0.5$ の範囲において、ホワール発生速度は真円軸受に比べかなり上昇し、この軸受が高速運転時の安定性に優れていることが確認できる。これに対して真円摩擦軸受の安定性は、ジャーナルの偏心方向と軸受下部にある摩擦部分の相対的位置関係により大きく変化する。軸受設置角度をジャーナルの回転と逆方向に増していくと、摩擦領域が主としてくさび領域内に含まれるために、見かけ上半径すきまが増大し、不安定領域が拡大する。この傾向は $\gamma = -70^\circ$ に至るまで現れている。一方、軸受設置角度をジャーナルの回転と同方向に増していくと、逆に $S > 0.5$ の領域で見かけ上半径すきまが減少し、安定性が改善される傾向にある。

以上に示したように真円をベースとするオフセット軸受及び摩擦軸受は、真円軸受に比べて概ね安定性に優れているが、特にオフセット軸受では軸受設置角度を適切に選ぶことでこれを大幅に改善できることがわかる。

図3はだ円をベースとした軸受の安定限界曲線で、同図(a)はだ円軸受を、同図(b)はオフセット軸受を、また同図(c)は摩擦軸受をそれぞれ表している。だ円軸受においては、軸受設置角度をジャーナルの回転と逆方向に増していくと、くさび領域の半径すきまが見かけ上小さくなるために、高速運転領域の安定性が改善される。これに対して軸受設置角度をジャーナルの

Fig.3 Variation of stability limit curve with bearing orientation angle for Elliptical based bearings

Fig.3 Variation of stability limit curve with bearing orientation angle for Elliptical based bearings(continued)

回転と同方向に増していくと、逆に半径すきまが見かけ上大きくなり高速運転領域での安定性は低下する。一方、オフセット軸受では、広範囲の軸受設置角度において安定性が真円軸受に比べてかなり向上するが、軸受設置角度をジャーナルの回転と逆方向に増していくと、低ゾンマーフェルト領域においても安定性が低下する傾向が見られる。これは前述の真円オフセット軸受では見られない傾向である。また、高ゾンマーフェルト領域では、軸受設置角度の方向にかかわらずだ円軸受に比べて安定性が向上する。これに対して同図(c)に示すように摩擦軸受においては、軸受設置角度の方向にかかわらず安定性は低下し、特に低ゾンマーフェルト数領域でその傾向が顕著である。

以上に示したようにだ円をベースとする軸受では、摩擦軸受を除いて、真円をベースとする軸受に比べて高ゾンマーフェルト数領域での安定性が大幅に改善されることがわかる。

図4は軸受の安定性の違いをより詳細に比較するために、安定性の特徴が把握しやすい $S=0.3$ の場合について各軸受の設置角度とホワール発生速度の関係を示したものである。図より真円及びだ円のいずれをベースにした場合についても、オフセットを設けることにより広範囲の軸受設置角度に対して安定性が向上することが確認できる。特に真円オフセット軸受で $\gamma=-50 \sim -60 \text{ deg}$ とした場合の安定性は、本研究で対象と

Fig.4 Variation of whirl onset speed with bearing orientation angle

する軸受の中で最も高いことがわかる。これに対して真円摩擦軸受のホワール発生速度は $\gamma < 0$ で低下し、だ円軸受のホワール発生速度は逆に $\gamma > 0$ で低下する。だ円摩擦軸受の安定性は、 $\gamma = -20 \text{ deg}$ と $\gamma = 70 \text{ deg}$ においてやや低下するものの、真円軸受に比べて概ね改善がなされていることがわかる。そこで各軸受の設置角度を変化させることによって安定性の改善ができる理由を明らかにするために、 $S=0.3$ における油膜係数と圧力分布に着目して検討を加える。

真円をベースとした軸受の設置角度に対する油膜係数の変化と、油膜係数の図中に英小文字で示された設置角度における圧力分布を図5に、だ円をベースとし

Fig.5 Oil film coefficients and pressure distribution of circular based journal bearings

たそれらを図 6 に示す。なお、図 5 において同図(A)はオフセット軸受の場合を、同図(B)は摩耗軸受の場合を表している。一方、図 6 において、同図(A)はだ円軸受の場合を、同図(B)はオフセット軸受の場合を、同図(C)は摩耗軸受の場合をそれぞれ示している。また圧力分布の図中には最大油膜圧力的位置と大きさ及び偏心角の大きさを併記している。

真円オフセット軸受の油膜圧力は、すべての設置角度でジャーナルの偏心方向にほぼ対称となるように発生しており、軸受をジャーナルの回転と逆方向に傾けた場合 ($\gamma < 0$) では主として荷重線上の 2 箇所で、また同方向に傾けた場合 ($\gamma > 0$) では主として荷重線の法線上に 2 箇所で分布していることがわかる。 $\gamma = -60\text{deg}$ の場合では、油膜圧力が偏心方向

にほぼ対称に分布することに加えて最高圧力位置が偏心方向に直角な方向に近づくように分布しており、旋回方向への抑止力が効果的に作用するため安定性が大きく向上すると考えられる。一方、油膜係数は他の軸受の油膜係数に比べて相対的に大きいことがわかる。特に軸受をジャーナルの回転と逆方向に傾けた場合 ($\gamma < 0$) には鉛直方向主成分 K_{yy}, B_{yy} が、同方向に傾けた場合 ($\gamma > 0$) には水平方向主成分 K_{xx}, B_{xx} が、それぞれ他の油膜係数に対して大きくなる傾向にある。特に $\gamma = 60\text{deg}$ の場合では、軸受の安定化に寄与する水平方向の剛性が大きくなることに加えて不安定化に影響を及ぼす減衰係数の連成成分 B_{yy}, B_{yx} がほぼ零となることから安定性が改善されるものと考えられる。

Fig.6 Oil film coefficients and pressure distribution of elliptical based journal bearings

さらに設置角度 $\gamma = -60\text{deg}$ の場合には、油膜係数の鉛直方向主成分 K_{yy}, B_{yy} が連成分 $K_{xy}, K_{yx}, B_{xy}, B_{yx}$ などに比べて相対的に大きくなるために、高い安定性が確保できると考えられる。

真円摩擦軸受の油膜圧力については、軸受をジャーナルの回転と逆方向に傾けた場合($\gamma < 0$)では摩擦部分が圧力分布に与える影響が小さいために、油膜圧力が1箇所に集中して発生するようになる。これに対して同方向に傾けた場合($\gamma > 0$)ではその影響が大きくなり圧力分布が2箇所に分散するようになる。特に $\gamma = 20\text{deg}$ の場合では油膜圧力が荷重線に対してほぼ対称に分布しており、 $\gamma = 70\text{deg}$ の場合では偏心方向にほぼ対称に分布していることから、これらの設置角度ではジャーナルの旋回方向への抑止力が発生して安定性

が改善されると思われる。ただし油膜圧力がオフセット軸受ほど大きくならないために抑止力の効果はそれほど顕著には現れない。一方、軸受をジャーナルの回転と逆方向に傾けた場合($\gamma < 0$)、油膜係数の大きさの絶対値が小さくなり、設置角度に対して鈍感に変化するが、同方向に傾けた場合($\gamma > 0$)では逆に油膜係数の大きさの絶対値が大きくなり、設置角度に対して敏感に変化する。その結果、 $\gamma > 0$ の場合には油膜係数の主成分 K_{xx}, K_{yy}, B_{yy} が他の係数に比べて相対的に大きくなり、安定性の改善がなされとされる。

だ円軸受の油膜圧力は、負荷側と反負荷側の2箇所に分散して発生し、油膜力がジャーナルの旋回運動に対して抑止力として作用するために真円軸受に比べて安定性が向上する。 $\gamma = 40\text{deg}$ の場合では、反負荷側に

(C) Elliptical worn type

Fig.6 Oil film coefficients and pressure distribution of elliptical based journal bearings (continued)

発生する油膜圧力の大きさが相対的に小さくなり、圧力分布が偏心方向に対して非対称となるため安定性が低下するが、 $\gamma=60\text{deg}$ の場合では油膜圧力が荷重線にほぼ対称に発生し、 $\gamma=90\text{deg}$ の場合では偏心方向にほぼ対称に発生するために安定性は向上する。一方油膜係数については、水平方向主成分 K_{xx} が設置角度に対して敏感に変化し、それらの大きさはジャーナルの回転と逆方向に傾けて設置した場合 ($\gamma < 0$) では増大し、同方向に傾けて設置した場合 ($\gamma > 0$) では減少する。その結果、 $\gamma < 0$ の場合では水平方向主成分 K_{xx} が連成成分 K_{xy} 、 B_{xy} に比べて相対的に大きくなり、安定性が改善されるものと考えられる。

だ円オフセット軸受の油膜圧力は、真円オフセット軸受とはほぼ同じ箇所に発生するが、予圧の影響でジャーナルの偏心方向に対して偏った分布となる。しかしながら $\gamma=90\text{deg}$ に設置した場合には、圧力が荷重線にほぼ対称に分布するようになるために安定性が向上する。一方、油膜係数は真円オフセット軸受における軸受設置角度に対する変化の様子と概ね等しく、主方向減衰係数 B_{xx} 、 B_{yy} が増大するような設置角度領域で安定性が改善されることがわかる。

だ円摩耗軸受の油膜圧力は、 $\gamma=-70\text{deg}$ と $\gamma=20\text{deg}$ の場合において荷重線にほぼ対称に発生するが、圧力の大きさそのものは全設置角度を通じて相対的に小さい。したがって、設置角度が安定性に及ぼす影響が小さく、これによって安定性の大幅な改善を図ることは難しいと考えられる。また油膜係数については、設置角度 $\gamma=90 \sim 0\text{deg}$ の範囲と $\gamma=0 \sim 90\text{deg}$ の範囲とで同じような傾向を示す。 $\gamma=-30\text{deg}$ と $\gamma=80\text{deg}$ に設定し

た場合には、油膜係数の連成成分 K_{xy} 、 B_{xy} 、 B_{yx} が大きくなるために安定性がわずかに低下する。

以上に述べたように、油膜圧力が偏心方向に対称に近い形で発生するように軸受を設置することによって、油膜係数の主方向成分を相対的に大きくすることが可能となり、簡単な形状の非真円形ジャーナル軸受であっても高い安定性を確保できることがわかる。

5. 結 言

本論文では、真円およびだ円をベースとした6種類の軸受に対して軸受設置角度の変化に伴う安定性についての理論解析を行った。その結果、これらの非真円軸受のうちオフセット軸受については軸受設置角度を最適に選ぶことにより安定性を大きく向上させることがわかった。また本研究の対象としたすべての非真円軸受で、油膜圧力を偏心方向に対称に近い形で発生させるように軸受を設置することにより、安定性が改善されることが明らかとなった。

文 献

- (1) 橋本他 2 名, 機論, 50-450, (1984), pp.346-353.
- (2) 橋本他 2 名, 機論, 56-529, (1990), pp.2483-2489.
- (3) 橋本他 2 名, 機論, 56-529, (1990), pp.2490-2497.
- (4) Hashimoto, H., Wada, S., and Nojima, K., ASLE Trans., 29, 4, (1986), pp.565-571.
- (5) Hashimoto, H., Wada, S. and Nojima, K., ASLE Trans., 29, 4, (1986), pp.572-577.
- (6) 松本他 2 名, 機論, 60-572, (1994), pp.1223-1229.
- (7) 田中・鈴木, 機論, 68-669, (2002), pp.1441-1446.
- (8) 鈴木・田中, 機論, 68-669, (2002), pp.1447-1452.
- (9) 橋本・松本, 機論, 66-644, (2000), pp.255-262.
- (10) Hashimoto, H. and Matsumoto, K., Trans. ASME, 123, (2001), pp.305-312.