フレキシブルパッド軸受の静特性*

香 高 和 男^{*1}, 岩 本 勝 美^{*2}

Static Characteristics of Flexible Pad Bearing

Kazuo KOTAKA and Katsumi IWAMOTO

A flexible pad bearing was developed as a highly stable bearing. This bearing has a monolithic construction with a pad and a web which supports the pad. Therefore, manufacturing the bearing is easy, and the flexible pad bearing is superior in durability. However, the static and dynamic characteristics, which indicate characteristics of load capacity, the coefficient of friction and stability, in the flexible pad bearing have not been completely obtained because the bearing has no time from development. In this paper, the static characteristics of the flexible pad bearing were studied theoretically. Consequently, the flexible pad bearing was found to be suited for use with light loads and at high speeds. Furthermore, at lower eccentricity ratio, it was found that the load capacity of a flexible pad bearing with a thinner web is larger than that with a thicker web, and that the coefficient of friction in a flexible pad bearing with a larger preload factor is smaller than that with a smaller preload factor.

Key Words: Flexible Pad Bearing, Static Characteristics

1. 序 論

近年, 回転機械の高速化に伴い, 機械の軸系を支持する軸受の支持条件が厳しくなってきた。このため, 軸受性能および軸受の耐久性の向上が必要不可欠となり, 多円弧軸受, ティルティングパッド軸受等が開発された。現在, ティルティングパッド軸受はターボ機械に多く使用され, 高い安定性を有するという点で高い評価を得ている。しかし, この軸受は構造が複雑であり, パッドの取付精度, 軸受ミスアライメントの問題等, 工作, 整備, 耐久性の点で改良の余地がある。

ティルティングパッド軸受の安定性を生かし, 従来の問題点を解決する軸受として開発されたのが, フレキシブルパッド軸受である。

フレキシブルパッド軸受を図1に示す。この軸受は, 放電加工により, 図1のような形状に加工した軸受であり, パッドとパッドを支える支柱部(以後, ウェブという言葉を用いる)から成る。フレキシブルパッド軸受では, 支持軸が回転することにより生ずる軸受油膜反力が, ウェブを弾性変形させて, パッドにわずかな傾

きを生じる。これにより, パッド上の油膜形状が末すぼまりのくさび形状を形成し, 良好な油膜保持と安定限界速度の上昇を期待できる。また, パッドとウェブが一体形となっており, 傷つきやすい可動部品を備えないために, 加工が容易で, 耐久性の点において優れている。

このように, フレキシブルパッド軸受は優れた特性を有していると考えるが, 開発されて日が浅く, この軸受に対する研究は少なく⁽¹⁾, 特性がほとんど明らか

図1 フレキシブルパッド軸受の形状

* 原稿受付 平成6年4月14日。

^{*1} 准員, 新東工業(株) (〒442 豊川市穂ノ原3-1)。^{*2} 正員, 東京商船大学 (〒135 東京都江東区越中島2-1-6)。

となっており、使用実績はほとんどない。そこで、この軸受の特性を明らかにするための基礎研究として、この軸受の静特性を理論的に求めることを本研究の目的とした。

記 号

- L : 軸受幅(軸方向の長さ)
 R_j : 軸半径
 R_p : パッド軸受面の曲率半径
 R_b : パッド中央位置の軸受半径
 C_p : パッド半径すきま $= R_p - R_j$
 C_b : 軸受半径すきま
 t_w, H : ウェブの厚さおよび高さ
 h : 油膜厚さ
 h_0 : 弾性変形を考慮しない場合の油膜の厚さ
 m_b : 予圧係数 $= 1 - C_b/C_p$
 v_h : パッド弾性変形量
 P : 油膜圧力
 ε : 偏心率
 D : 軸受直径
 μ : 油の粘性係数
 N : 軸の回転数
 W : 軸受荷重
 Ψ : 軸受すきま比 $= \frac{C_p}{R_p}$
 S : ゾンマーフェルト数 $= \frac{\mu N D L}{\Psi^2 W}$
 u, v, w : パッドおよびウェブの任意の点の変位の x, y, z 方向成分
 X, Y, Z : パッドおよびウェブの任意の点の体積力の x, y, z 方向成分
 E : パッドおよびウェブのヤング率
 ν : パッドおよびウェブのポアソン比
 f_j : 摩擦係数

2. 解 析 方 法

フレキシブルパッド軸受の力学的特性は油膜部の発生圧力を求めるのに使用されるレイノルズ方程式とパッドおよびウェブの弾性変形を求めるのに使用される構成方程式を連立して解くことにより求められる。

油膜圧力を求めるための基礎式は二次元のレイノルズ方程式であり、その式を式(1)に示す。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial P}{\partial y} \right) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} \quad \cdots \cdots (1)$$

また、式(1)を解く場合に使用された油膜厚さは、次式で表される。

$$h = h_0 + v_h, \quad h_0 = C_p(1 + \varepsilon \cos \theta) \quad \cdots \cdots (2)$$

次に、パッドおよびウェブの弾性変形を求める基礎式は、三次元の構成方程式であり、その式を式(3)に示す。

$$\begin{aligned}
 & (\lambda + G) \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
 & + G \left(\frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} \right) + X = 0, \\
 & (\lambda + G) \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
 & + G \left(\frac{\partial^2 v}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 v}{\partial z^2} \right) + Y = 0, \\
 & (\lambda + G) \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} + \frac{\partial w}{\partial z} \right) \\
 & + G \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial z^2} \right) + Z = 0, \\
 & \lambda = \frac{\nu E}{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}, \quad G = \frac{E}{2(1 + \nu)} \quad \cdots \cdots (3)
 \end{aligned}$$

解析では、二次元のレイノルズ方程式を有限要素法で解き、油膜圧力を求め、三次元の構成方程式を最小ポテンシャルエネルギー法の有限要素法を用いて解いて、パッドおよびウェブの変形量を求めた。油膜部の解析の境界条件は、レイノルズの境界条件を用いた。パッドとウェブの弾性変形の解析の境界条件は、ウェブとハウジングの接続部で円周方向、半径方向、軸方向の変位を零とした。

3. 結果および考察

図2は、 L/D が0.75、予圧係数 m_b が0.3のフレキシブルパッド軸受において、ウェブの幅比 t_w/R_p をパラメータとした場合の偏心率 ε とゾンマーフェルト数 S との関係を示したものである。また、四円弧軸受についての計算結果も示した。図2で、低偏心率においては、四円弧軸受と比較して低いゾンマーフェルト数を示す。高偏心率においては、四円弧軸受に比べ高いゾンマーフェルト数を示す。これは、高偏心率の場合、パッドが軸に対して末ひろがりの方向に変形して油膜形状の末すばまりの度合いが四円弧軸受に比較して小さくなり、発生圧力が減少するためと考える。また、低偏心率の場合、つまり、四円弧軸受とフレキシブルパッド軸受との特性曲線が交差する点よりも左側の領域では、パッドの変形により油膜形状の末すばまりの度合いが四円弧軸受に比較して大きくなり、発生圧力が増加し、フレキシブルパッド軸受の特性が発揮されるものと考えられる。このことから、フレキシブルパッド軸受は、静特性だけに着目した場合には、低荷重、高回転の軸系の支持に適していると考えられる。また、この領域では、フレキシブルパッド軸受のほうが、四

円弧軸受に比較して厚い油膜が保持できると考えられる。さらに、この傾向は、ウェブの幅比 t_w/R_p が小さいほど顕著に現れる。しかし、ウェブの幅比 t_w/R_p の値が小さいとウェブで座屈が生じる可能性があるので t_w/R_p の値は座屈が生じない範囲で決められるべきであると考ええる。

図3は、 L/D が0.75、 C_p/D が0.002のフレキシブルパッド軸受において、予圧係数 m_b をパラメータとした場合の偏心率 ε とゾンマーフェルト数 S との関係を示す。予圧係数 m_b が増加すると、フレキシブルパッド軸受のゾンマーフェルト数 S は、四円弧軸受における値より小さくなり、その差は増加する。また、予圧係数 m_b の増加とともに四円弧軸受の特性曲線との交差点の位置が高偏心率領域に移動し、四円弧軸受よりも軸受性能が良好となる偏心率の範囲が広がる。これらのことからフレキシブルパッド軸受は、予圧係数 m_b が大きい形状のほうが良好な軸受性能が得られると考える。

図4に L/D が0.75のフレキシブルパッド軸受において、予圧係数 m_b をパラメータとした場合の軸心軌跡を示す。予圧係数 m_b を増加させていくに従って、軸心軌跡は直線的になる傾向を示す。四円弧軸受と比較すると、低偏心率の領域ではフレキシブルパッド軸受の偏心率のほうが小さくなる。また、予圧係数 m_b を増加させていくに従って、四円弧軸受の軸心軌跡とフレキシブルパッド軸受の軸心軌跡との交差する点が高偏心率で生ずる。このことは、図3の傾向と関係があり、低偏心率領域では油膜の末すぼまりの度合いが四円弧軸受に比較して大きくなり、偏心率が小さくなるように力が働き、高偏心率領域では、逆に、油膜の末すぼまりの度合いが四円弧軸受に比較して小さくなり、偏心率を大きくするように力が働くのではないかと考える。

と考える。

図5に、 L/D が0.75のフレキシブルパッド軸受において、予圧係数 m_b をパラメータとした場合の、ゾンマーフェルト数 S と摩擦係数 $f_3 \Psi^{-1}$ との関係を示す。予圧係数 m_b が小さい場合には、低ゾンマーフェルト数の領域でフレキシブルパッド軸受の摩擦係数は、四円弧軸受の摩擦係数よりも大きくなるが、予圧係数 m_b が大きい場合には、その関係は逆転し、フレキシブルパッド軸受の摩擦係数のほうが小さくなる。このため、摩擦係数 $f_3 \Psi^{-1}$ を小さくするという観点からいっても、予圧係数 m_b を大きくすることにより、良好な軸受性能が得られる。

図6に、 L/D が0.75、予圧係数 m_b が0.5、ウェブの幅比 t_w/R_p が0.05のフレキシブルパッド軸受において、 C_p/D をパラメータとした場合の偏心率 ε とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。図6より低偏心率の領域において、 C_p/D が小さい軸受のほうが、ゾンマーフェルト数は小さくなる傾向にある。逆に、高偏

図3 フレキシブルパッド軸受と四円弧軸受のゾンマーフェルト数の比較

図2 ウェブ厚さ比の異なるフレキシブルパッド軸受におけるゾンマーフェルト数の比較

図4 フレキシブルパッド軸受と四円弧軸受の偏心率の比較

心率の領域では、 C_p/D が大きいほうが、ゾンマーフェルト数は小さくなる。 C_p/D が小さい軸受では、 C_p/D が大きい軸受に比べ、油膜発生圧力が大きくなるために、パッドの変形量が大きくなる傾向にあると考える。低偏心率の領域では、 C_p/D が大きい軸受に比べ、 C_p/D が小さい軸受のほうが、パッドの変形による効果が大きくなり、その結果がゾンマーフェルト数の値に影響を与えると考える。特に高偏心率の領域で、その影響は顕著で、 C_p/D の値が小さいほどゾンマーフェルト数は、大きくなっている。これらの結果より、低偏心率の領域において、 C_p/D が小さい軸受のほうが、また、高偏心率の領域では、 C_p/D が大きい軸受のほうが、良好な軸受性能が得られると考える。

図7に、 C_p/D が0.002、予圧係数 m_b が0.5、ウェブの幅比 t_w/R_p が0.05のフレキシブルパッド軸受において、 L/D をパラメータとした場合の偏心率 ϵ とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。図7より、 L/D が大きい軸受のほうが、全体的にゾンマーフェルト数は、小さくなる傾向にある。これは、 L/D が大きくなると幅

方向の圧力分布に対してサイドフローの影響が小さくなり、負荷容量が増して、ゾンマーフェルト数が小さくなるものと考えられる。これらのことから、 L/D を大きくすることにより、高荷重が支持できるものと考えられる。

図8に、 C_p/D が0.002、 L/D が0.75、予圧係数 m_b が0.3、ウェブの幅比 t_w/R_p が0.05のフレキシブルパッド軸受において、L.O.P.(Load on Pad)の状態と、L.B.P.(Load between Paa)の状態での偏心率 ϵ とゾンマーフェルト数 S の関係を示す。L.O.P. は負荷方向がパッドの円周方向中心に向いている場合のパッド配置を示し、L.B.P. は負荷方向がパッドとパッドの間に向いている場合のパッド配置を示す。図8では、L.B.P. の状態に比べ、L.O.P. の状態のほうが、高偏心率において、ゾンマーフェルト数は小さくなる。これは、高偏心率になるほど、パッドの変形による効果の差が現れるためであると考えられる。この結果より、L.B.P. の状態に比べ、L.O.P. の状態のほうが高荷重を支持できると考える。

図9に、 L/D が0.5、予圧係数 m_b が0.5の四円弧軸受、ティルティングパッド軸受、ウェブの幅比 t_w/R_p が0.017、0.05および0.1のフレキシブルパッド軸受における、それぞれの偏心率 ϵ とゾンマーフェルト数 S との関係を示す。図9では、フレキシブルパッド軸受のゾンマーフェルト数は、ウェブの幅比が小さいほど、ティルティングパッド軸受のゾンマーフェルト数と近い値を示し、ウェブの幅比が大きくなると四円弧軸受における値に近づく。これらのことから、フレキシブルパッド軸受は、ウェブの幅比 t_w/R_p が小さいほど、ティルティングパッド軸受の特性と同様な特性を示すと考えられる。

図10はオイラーの式を利用して求めたウェブの座屈応力と t_w/H との関係を示したものである。図中の

図5 フレキシブルパッド軸受と四円弧軸受の摩擦係数の比較

図6 C_p/D の値の異なるフレキシパッド軸受におけるゾンマーフェルト数の比較

図7 L/D の値の異なるフレキシブルパッド軸受におけるゾンマーフェルト数の比較

図 8 負荷方向(L. O. P., L. B. P.)の異なるフレキシブルパッド軸受におけるゾンマーフェルト数の比較

図 10 ウェブ厚さ比 (t_w/H) と座屈応力との関係

図 9 フレキシブルパッド軸受, ティルティングパッド軸受四円弧軸受におけるゾンマーフェルト数の比較

曲線より下の荷重ではウェブは座屈せず、強度としては問題とならない。次に、この結果から具体的に、どの程度の荷重が軸受にかかる問題となるかということ、を軸受の設計例をあげて述べる。設計例の軸受寸法を次に示す。

設計例：

軸受幅 $L = 0.015 \text{ m}$

軸受直径 $D = 0.03 \text{ m}$

ウェブの厚さ $t_w = 0.0005 \text{ m}$

ウェブの高さ $H = 0.006 \text{ m}$

軸受材料のヤング率 $1.019 \times 10^{11} \text{ Pa}$

上記軸受の場合 1 パッドで座屈に耐えられる荷重は 109 kgf となり、従来軸受にかかる荷重を考えると、設計上、問題はならないと考える。

4. 結 論

フレキシブルパッド軸受の力学的静特性について考

察を行った結果、計算の範囲内で次のことがわかった。

(1) フレキシブルパッド軸受は、静特性だけに着目した場合には、低荷重、高回転の軸系の支持での使用に適している。

(2) 低偏心率の領域では、ウェブの幅比 t_w/R_p が小さいほど、ティルティングパッド軸受の特性に近づく、負荷容量は大きくなり、良好な軸受性能が得られる。

(3) 予圧係数 m_b が大きいほど、フレキシブルパッド軸受の負荷容量が四円弧軸受の負荷容量より大きくなる偏心率の領域が広範囲となる。また、予圧係数 m_b が大きいほど、摩擦係数は四円弧軸受の摩擦係数より小さくなり、軸受性能は良好となる。

(4) 低偏心率において、 C_p/D が小さい軸受のほうが、また、高偏心率領域では、 C_p/D が大きい軸受のほうが、負荷容量は大きくなり、良好な軸受性能が得られる。

(5) L/D が大きいほど負荷容量は大きくなり、良好な軸受性能が得られる。

(6) フレキシブルパッド軸受では、L.B.P. の状態に比べ、L.O.P. の状態のほうが負荷容量は大きくなり、良好な軸受性能が得られる。

最後に、本研究を進めるにあたり、貴重なデータを提供していただいた KMC. Co. ならびにイーグル工業(株)の柳沢氏に深く感謝する。

文 献

- (1) Richard, W. A. and Donald, J. P., STLE, **36**(1993), 3, 443-451