

溝先端形状違いにおけるヘリングボーン溝付きジャーナル軸受の特性比較

Comparison of characteristics of herringbone groove journal bearings
with different groove tip shapes

東海大・院（学）*山崎 浩作 東海大・工（正）落合 成行

Kosaku Yamazaki*, Masayuki Ochiai*

*Tokai University

1. 緒言

回転部品として用いられる流体軸受は、流体の油膜力により回転軸を非接触で支持する機械部品である。流体軸受には用途に合わせて数多くの種類が存在しているが、その一種としてヘリングボーン溝付きジャーナル軸受がある。Figure1 にヘリングボーン溝付きジャーナル軸受の概略図を示す。同軸受は、軸表面の左右部に深さ数十 μm の溝領域と中央部の平面領域で構成されており、低負荷時は回転の安定性確保、高負荷時は平面領域のくさび膜効果で負荷容量を確保している。また、同軸受の溝形状および溝パラメータは軸受特性に大きく影響し、軸受の評価として極めて重要な要素であるが、実際の機械製品に適用する場合において、溝部の加工方法の制約などにより溝形状の違いが生じている場合がある。しかし一般的には、数値解析上で扱いやすい溝形状で設計を行い、加工方法により違いの現れやすい溝先端形状などの違いに伴う特性の変化については特に考慮されていなかったと思われる。そのため、本研究では、溝形状および溝パラメータ変化に着目し、溝先端形状違いも構築可能な有限要素解析ソフトである COMSOL Multiphysics を用いて溝先端形状違いでの軸受計算モデルを作成し、溝パラメータ違いでの各軸受の特性を評価した。

2. 支配方程式

ジャーナル軸受の計算には式(1)に示す流体の運動方程式である Navier-Stokes 方程式を簡略化した Reynolds 方程式が用いられる。 μ は粘性係数、 U は回転速度、 h は油膜厚さを示している。また、油膜厚さは式(2)に示す関数によって簡易的に定義される。 C は軸受すきま、 e は偏心量、 φ は偏心角である。これらの2つの式を連立されることにより軸受全周の圧力分布を求める。また、得られた圧力分布から軸受に作用する油膜力が求まり、そこから剛性係数・減衰係数が導出される。一般的に、溝領域を考慮した軸受の計算にはダイバージェンスフォーミュレーション法 (DFM) や無限溝数理論 (NGT) などが適用されるが、本計算ではソルバー内で平面領域と溝部の領域で適用する油膜厚さの関数をそれぞれで定義することにより、溝有無での油膜厚さ変化を考慮した計算を可能としている。平面領域では一般的なジャーナル軸受に用いられる式(2)を、溝領域では式(2)に溝深さ hg を加えた式(3)を適用した。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial y} \quad (1)$$

$$h1 = C + e \cos(\theta - \varphi) \quad (2)$$

$$h2 = C + e \cos(\theta - \varphi) + hg \quad (3)$$

3. 計算モデル・計算条件

Figure2 に軸受計算モデルを示す。3次元の円筒モデルを作成し、その周囲にヘリングボーン溝形状をパラメトリック曲線で作成した。今回の計算では、同図(a)に示す一般的なヘリングボーン溝として従来からよく用いられている先端部が平行な形状（以後、先端平行形状）と一部の機械製品にて使用されている先端部が周方向に対して直交している形状（以後、先端直交形状）の2形状で比較を行った。Table1 に計算条件を示す。溝と平面部の長さの比を表す溝幅比 β は軸受周方向の平面部長さ L_p と溝長さ L_g の比で表した式(4)で定義した。本計算では、溝形状変化を顕著に把握するため Guohua⁽¹⁾ によって報告されている負荷特性が向上する小クリアランスの $10\mu\text{m}$ を計算条件に設定した。また、変更パラメータは軸受特性の変化に起因しやすい溝深さと溝幅比とした。

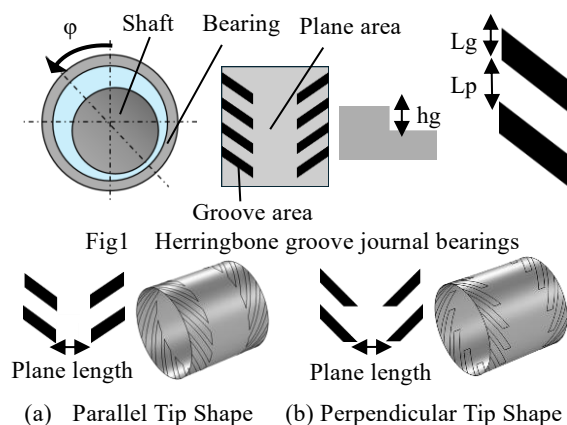


Fig.2 Bearing calculation model

$$\beta = L_g/L_p \quad (4)$$

Table1 Calculation conditions

Shaft diameter [mm]	35.0
Shaft length [mm]	35.0
Bearing clearance [μm]	10.0
Groove angle [$^\circ$]	30.0
Plane length [mm]	17.0
Number of grooves	13
Plane length [mm]	17.0
Shaft rotation speed [rpm]	10,000
Fluid viscosity [$\text{Pa} \cdot \text{s}$]	0.0012
Boundary condition	Gumbel

4. 計算結果

Figure3 に溝深さ h_g を $10\mu\text{m}$, $30\mu\text{m}$, $50\mu\text{m}$ における負荷容量の計算結果を示す. 同図に示すように両形状とも溝深さが浅くなるにつれて負荷容量が上昇していく傾向を示している. また各溝深さにおいて先端直交形状は先端平行形状に比べて高偏心率下で高い負荷容量を示している. また, Figure4 に溝深さ $50\mu\text{m}$ を基準とした各溝深さにおける負荷容量の上昇率を示す. 同図より, 両形状とも溝深さが浅くなるにつれ負荷容量の上昇率は増加していくが先端直交形状のほうが先端平行形状に比べ, 上昇率が低いことがわかる. よって同形状は先端平行形状に比べて溝深さパラメータ変化の影響を受けにくい形状であると考えられる.

次に溝幅比変更での計算結果について述べる. Figure5 に溝幅比違いでの負荷容量の計算結果を示す. 溝幅比は 0.5, 1.0, 1.5, 2.0 の 4 パターンとし, 溝深さは $20\mu\text{m}$, 溝幅比は 1.0 とした. 同図より, 各溝幅比においても先端直交形状の負荷容量が高い結果となった. また, Guohua⁽¹⁾らの結果と同様に, 両形状とも, 溝幅比が小さいほど負荷容量が高くなる傾向を確認した. 一方で, 形状ごとの傾向に着目すると, 先端平行形状の場合は $\beta = 0.5$ の場合が最も負荷容量が高く, その他の値では大きな差は見られないことから, $\beta = 0.5$ が優れているパラメータ値であることがわかるが, 先端直交形状の場合は各溝幅比での値の変動の幅が小さい傾向を示している. $\beta = 0.5$ と $\beta = 2.0$ で負荷容量の上昇率を算出すると先端平行形状は増加率が 13%に対し, 先端直交形状は 5.6%であった. よって, 溝深さと同様に先端直交形状は溝幅比の変化の影響を平行形状に比べ受けにくいことがわかる. 以上の結果より, ヘリングボーン溝付きジャーナル軸受は溝先端部の形状違いによって軸受特性が変化し, 形状によって溝パラメータが変化した際の特性の変動傾向が異なることが示唆された.

5. 結言

本研究では, 溝先端部の形状を変化させた場合のヘリングボーン溝付きジャーナル軸受の特性比較を目的に FEM 解析により計算を行った. 結果より, 先端直交形状は先端平行形状に比べて, 高偏心率条件下において負荷容量が高いかつ, 溝パラメータ変更による負荷容量変化の影響が小さく, 安定した軸受特性を得ることが可能な形状であることがわかった.

文献

- 1) Hitoshi HATTORI, Harunobu FUKUSHIMA, Yasuo YOSHII, Hironori NAKAMUTA, Mitsuo IWASE, Koichi KITADE, "Proposal of a High Rigidity and High-Speed Rotating Mechanism Using a New Concept Hydrodynamic Bearing in X-Ray Tube for High Speed Computed Tomography", Journal of Advanced Mechanical Design, Systems, and Manufacturing, Vol.3, No. 1, (2009).
- 2) Guohua Zhang, Siwei Tang, Yueqing Zheng, Jianguo He, Hailong Cui, Yang Liu, "Numerical and experimental investigation on the performances of a liquid metal bearing with spiral groove structures", Tribology International, Vol.185,(2023).

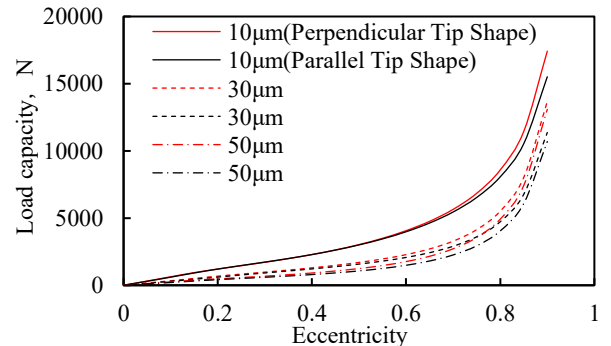


Fig.3 Load capacity with groove depth change

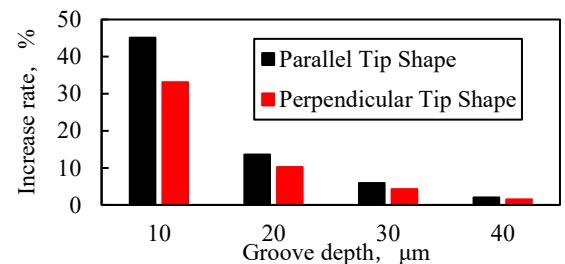


Fig.4 Load capacity increase rate

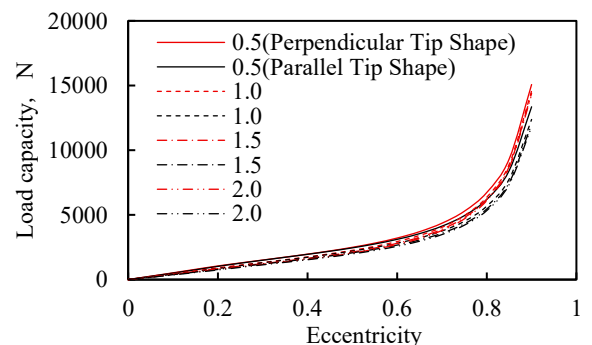


Fig.5 Load capacity with different groove width ratios