

研究论文(255~ 260)

瓦块弹性对大型水轮发电机组径向可倾瓦轴承润滑性能的影响*

王凤才, 李 忠, 朱 均

(西安交通大学润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 用有限元素法和有限差分法建立了可倾瓦轴承瓦块三维弹性变形及热效应的计算模型分析了由瓦面油膜压力引起的三维瓦块弹性变形对采用小包角径向可倾瓦及瓦块支点非均匀密集布置方式下滑动轴承热动力润滑性能的影响 结果表明: 在大型低速重载条件下, 瓦块三维弹性变形及热效应对小包角瓦块非均匀布置的径向可倾瓦轴承的静态特性和动力特性均有较大影响

关键词: 可倾瓦轴承; 支点非均匀布置; 瓦块弹性; 低速重载; 热动力润滑性能

中图分类号: TH133.3

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(1999)03-0255-06

对径向负荷大、转速低和偏心率较大的动力润滑轴承来说, 建立可靠的动力润滑油膜, 是这类轴承研究的重点^[1~3]。可倾瓦轴承性能受诸多因素影响, 对大型水轮发电机组这样的重载设备, 由于轴承轴颈几何尺寸大, 可采用小包角瓦块及瓦块支点密集布置于轴颈下方即瓦块支点非均匀布置形式^[4,5]。根据理论计算和实验分析, 采用这种瓦块布置方式有利于提高轴承的承载能力, 改善其润滑性能^[5~7]。但轴承瓦块弹性变形影响瓦面型线形状, 从而影响可倾瓦轴承的静态性能和动力特性 理论计算和实验表明, 一般包角瓦块和支点均匀布置瓦块的变形及热效应对轴承润滑性能有一定的影响^[8~10]。而对小包角瓦块及支点非均匀布置瓦块的研究和重载下的设计与精确计算的研究尚少 本文详细分析瓦块三维弹性变形及热效应对这种轴承静态特性和动力特性的影响

1 基本润滑方程

1.1 油膜厚度方程

无量纲油膜厚度方程为^[5]:

$$H = H_0 + \pi(Q_p \lambda), \quad (1)$$

式中: H_0 为不考虑瓦块弹性变形时的油膜厚度^[10], $\pi(Q_p \lambda)$ 为油膜压力引起的瓦块内表面径向位移; Q_p 为瓦面上任意点的周向角坐标; λ 为瓦面上任意点的轴向 z 坐标^[5]。

1.2 雷诺方程

假设润滑油为不可压缩牛顿流体、稳态层流流动且无滑移, 其彻体力和惯性力忽略不

* 国家自然科学基金资助项目(19990510)。

1998-12-30 收到初稿, 1999-05-12 收到修改稿/本文联系人王凤才。

王凤才 男, 36 岁, 博士, 主要从事摩擦学、润滑理论、机械设计和机械传动研究

计,沿膜厚方向恒压恒温,则油膜压力分布可由无量纲雷诺方程表示为^[5]:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{H^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{H^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial p}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial H}{\partial \varphi} + 6 \frac{\partial H}{\partial \tau} \quad (2)$$

式(2)满足 Reynolds 边界条件^[11,12]和补充条件:

在两侧边, $\lambda = \pm 1, P = 0$; 在进油边, $\varphi = \varphi_1, P = P_0$; 在出油边 a 上, $\varphi = \varphi_2, P = 0$; 在油膜破裂边 b 上, $\varphi = \varphi_b, P = 0$; 在油膜破裂边 b 上, $\varphi = \varphi_b, \frac{\partial p}{\partial \varphi} = 0$

式中: b 表示域内一条待定曲线^[13]; 无量纲油膜压力 $P = p / (2\mu_0\omega\Psi^2)$; 无量纲动力粘度 $\bar{\mu} = \mu / \mu_0$, μ_0 为进油温度 T_0 的动力粘度, 无量纲时间参数变量 $\tau = \omega t$

1.3 油膜能量方程

由于油膜厚度很薄,根据热力学第一定律可得无量纲油膜二维绝热能量方程^[11]:

$$\left\{ 1 - \frac{1}{6} \frac{H^2}{\bar{\mu}} \frac{\partial p}{\partial \varphi} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} - \frac{1}{6} \left(\frac{D}{L} \right)^2 \frac{H^2}{\bar{\mu}} \frac{\partial p}{\partial \lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \lambda} = T_c \frac{\bar{\mu}}{H^2} \left\{ 1 + \frac{H^4}{12\bar{\mu}^2} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial \lambda} \right)^2 \right] \right\} \right\}. \quad (3)$$

式中: 油膜温度 $\bar{T} = T / T_0$; 能量系数 $T_c = 2\mu_0\omega / (\rho c_v T_0 \Psi^2)$, ρ 和 c_v 为润滑油密度和比热

1.4 粘温方程

大型可倾瓦轴承温度及粘度变化范围较大,本文采用 Walther^[13]的粘度温度关系式:

$$\lg \lg (Y + \alpha) = C - D \lg K_t \quad (4)$$

式中: 运动粘度 $Y = \mu / \rho$; α, C, D 为常数; 润滑油的绝对温度 $K_t = 273.15 + T$.

1.5 力矩平衡方程

当不计各部分摩擦阻力和瓦块自重引起的力矩时,瓦块的无量纲力矩平衡方程为:

$$\bar{M}_i = \frac{M_i \Psi^2}{\mu_0 \omega^2 L} = \int_{-1}^1 \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} P \sin(\beta - \varphi) d\varphi d\lambda = 0 \quad (5)$$

式中: β_i 为支点轴处的角坐标 其它说明详见文献[5]

2 瓦块变形分析

用有限元法计算瓦块所受油膜压力引起的瓦面径向位移. 由于单元形状比较规则,为了提高单元精度,本文采用 Wilson^[14]提出的非协调位移模式的三维等参 8 节点单元方法获得瓦块三维弹性变形方程:

$$[K] \{\xi\} = \{F\} \quad (6)$$

式中: $[K]$ 为总刚度矩阵; $\{\xi\}$ 为节点位移列阵; $\{F\}$ 为油膜压力施加给瓦块的节点力列阵

式(6)满足约束条件^[6,10]: 支承处的节点在周向 φ 与径向 r 方向受到约束; 瓦块内表面上,对应角坐标 β_i 的节点在 φ 方向受到约束; 支承视为刚性

迭代求解上述方程即可求得瓦块节点位移,其中瓦块内表面节点上的径向位移表示为 $\pi(\varphi, \lambda)$. 为了加速解的收敛,本文采用低松弛迭代法来计算修正油膜厚度^[10]. 当前一次油膜厚度修正量为:

$$\pi^{k+1}(\varphi, \lambda) = (1 - \alpha) \pi^k(\varphi, \lambda) + \alpha \pi_c(\varphi, \lambda) \quad (7)$$

式中: $\pi^k(\varphi, \lambda)$ 为前一次计算的瓦的位移; $\pi_c(\varphi, \lambda)$ 为由式(6)计算的当前瓦块位移; α 为松弛因子. 本文计算程序的迭代松弛因子取值在 0.2 ~ 0.3 之间

通过计算分析,将在 r, λ 和 φ 方向用有限元离散瓦块的网格节点数取为 $5 \times 17 \times 21$. 采用这样的节点数可在较短的计算迭代时间内获得相当精度的计算结果

3 轴承热动力润滑性能计算及分析

联立上述基本方程, 采用有限差分法及有限元素法联合迭代求解 因计算过程复杂, 本文围绕加速收敛, 提高运算速度和迭代精度, 在计算过程中采用分段逐步加权迭代 当存在逆流区时, 若仍按坐标方向差分迭代求解, 可能导致温度发散 为了避免这种情况出现, 能量方程采用混合方向差分求解, 取得满意的效果 以大型水轮发电机组 6 可倾瓦轴承采用小包角瓦块及瓦块支点对称非均匀分布(见图 1) 这种情况来研究其瓦块三维弹性变形对轴承热动力润滑性能的影响 设轴承长径比 $L/D = 0.35$, 瓦包角 $\alpha = 23^\circ$ 材料弹性模量 $E = 2.1 \times 10^{11} \text{ Pa}$, 泊松比 $\nu = 0.30$ 润滑性能计算表达式具体见文献[5]

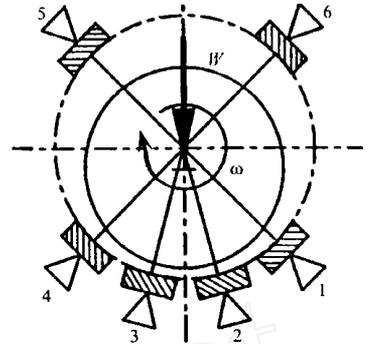


Fig 1 Pivot distributions of the small angle span pads of tilting pad journal bearing

图 1 可倾瓦轴承小包角瓦块的支点分布

3.1 承载能力

图 2 为可倾瓦轴承载荷系数随轴颈偏心率的变化曲线 可见, 同一偏心率下考虑瓦块弹性变形时的载荷系数比不考虑的小 偏心率较大时, 二者的载荷系数相差也较大 瓦块弹性变形降低了轴承的承载能力 偏心率 $\epsilon = 0.92$ 时, 瓦块变形使其承载能力降低 15.3%. 因此, 在大型低速重载条件下, 要考虑瓦块弹性变形对轴承性能的影响

3.2 最小油膜厚度

图 3 为可倾瓦轴承的最小油膜厚度随轴颈偏心率的变化曲线 可见, 考虑瓦块变形的最小油膜厚度比不考虑变形时大; 随着偏心率的增大, 最小油膜厚度增加的幅度增大, 在偏

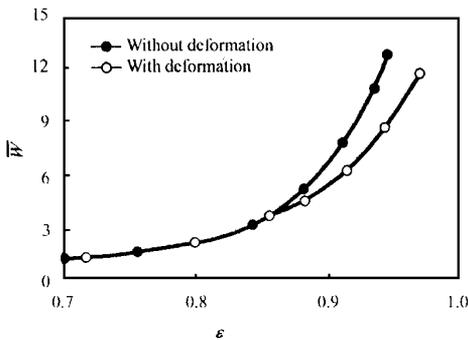


Fig 2 Dimensionless load carrying capacity versus eccentricity ratio

图 2 载荷系数随偏心角的变化关系

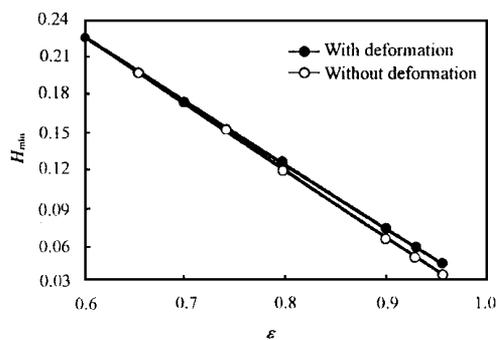


Fig 3 Dimensionless minimum film thickness versus eccentricity ratio

图 3 最小油膜厚度随偏心率的变化关系

率 $\epsilon = 0.92$ 时, 最小油膜厚度增加了 15.17%. 最小油膜厚度是轴承的重要性能参数, 因此在较大载荷下需要考虑瓦块变形的影响

3.3 压力分布

图 4 为可倾瓦轴承在同一偏心率 $\epsilon = 0.92$ 时最大承载瓦 2 的油膜压力的周向分布曲



线, 其压力分布情况与文献数据较一致^[2,9]。可见, 考虑瓦块弹性变形的油膜压力小于不考虑变形时的压力。轴承瓦块弹性变形的影响使得可倾瓦轴承的承载能力有所下降, 弹性变形的影响使得最大承载瓦的最大比压下降了 15.5%, 侧瓦 3 的最大比压降低了 1.0%。

3.4 流量系数

图 5 为可倾瓦轴承最大承载瓦 2 的流量系数随轴承偏心率的变化曲线。可见, 在同一偏

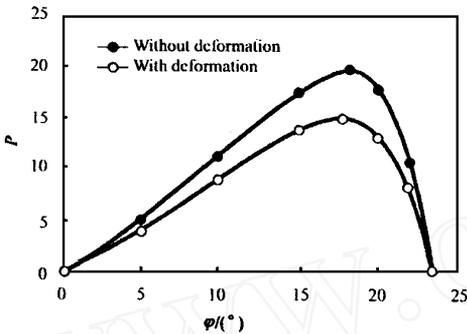


Fig 4 Dimensionless film pressure distribution along the circumferential direction
图 4 油膜压力的周向分布曲线

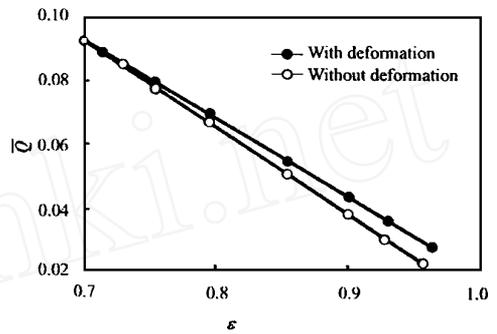


Fig 5 Dimensionless oil flow of pad 2 versus eccentricity ratio

图 5 流量系数随轴颈偏心率的变化关系

心率下考虑轴承瓦块弹性变形时瓦块 2 的流量系数比不考虑时的大。这是由于瓦块变形导致最小油膜厚度增大, 从而增大了该瓦的流量, 而流量的增大有利于降低瓦面的温升。

3.5 最大温升

图 6 为可倾瓦轴承瓦块上最高油膜温度随轴颈偏心率的变化曲线。可见, 在同一偏心率下, 考虑轴承瓦块弹性变形时瓦块上的最高油膜温度要比不考虑时的低一些。这是由于瓦块弹性变形使得在同一偏心率下轴承的最小油膜厚度增加, 油膜剪切速率降低, 流量增大及粘性耗散减小, 从而使得瓦块上的最高油膜温度有所降低。

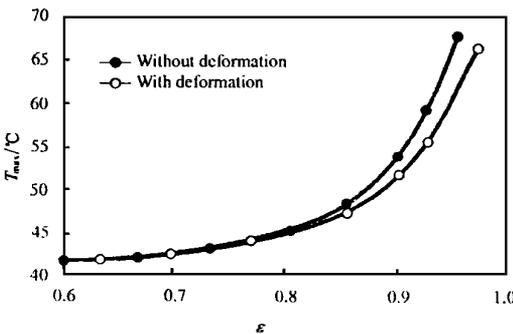


Fig 6 Maximum oil film temperature versus eccentricity ratio

图 6 油膜最大温度随轴颈偏心率的变化关系

3.6 动力特性

考虑三维瓦块弹性变形与不考虑变形时的轴承刚度系数、阻尼系数变化和承载能力的变化基本一致。在同一偏心率下, 瓦块弹性变形使得轴承刚度及阻尼系数减小, 其随载荷的变化趋势与文献[3]的数据较一致。表 1 为偏心率 $\epsilon = 0.9$ 时的无量纲动力系数对比。可见, 瓦块弹性变形使得无量纲刚度系数 k_{xx} 和 k_{yy} 分别降低

了 7.6% 和 10.3%, 阻尼系数 c_{xx} 和 c_{yy} 分别减小了 3.1% 和 3.8%。

3.7 机组实际工况下的轴承热动力润滑性能

选定一大型低速重载贯流式水轮发电机组的 6 瓦径向可倾瓦轴承作为研究对象, 其轴

颈直径 $D = 1.740 \text{ m}$, 转速 $n = 83 \text{ r/min}$, 间隙比 $\Psi = 10^{-3}$, 径向载荷 $W = 1.862 \times 10^6 \text{ N}$, 润滑油选用 30# 透平油, 进油温度为 40°C . 在小包角瓦块支点非均匀布置情况下考察瓦块三维弹性变形对轴承热动力润滑性能的影响, 其对比结果见表 1. 可见, 同样承载能力下轴承瓦

表 1 动力特性系数

Table 1 Comparison of dynamic coefficients

Dynamic coefficients	k_{xx}	k_{yy}	c_{xx}	c_{yy}
Without deformation	8 001 2	80 623 6	2 506 3	23 622 1
With deformation	7 400 3	72 308 8	2 427 3	22 727 9

块有变形比无变形时的最小油膜厚度增加 4.1%; 最大比压降低 3.6%; 最大承载瓦 2 的流量增大 3.6%; 功率损耗增大 0.7%. 同样承载能力下的最高油膜温度及动力特性系数变化

表 2 考虑变形与不考虑变形时的轴承性能参数对比

Table 2 Comparison of bearing performance with and without deformations

Performance characteristics	With deformation	Without deformation
Minimum film thickness $H_{\min}/\mu\text{m}$	47 983 0	46 108 5
Maximum pressure P_{\max}/MPa	13 551 5	14 039 2
Maximum load capacity pad flow $Q/\text{m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$	3.507×10^{-4}	3.385×10^{-4}
Maximum film temperature $T_{\max}/^\circ\text{C}$	56 81	56 86
Power loss N_f/kW	23 06	22 90
Stiffness coefficients $k_{xx}/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	3.164×10^9	3.112×10^9
Stiffness coefficients $k_{yy}/\text{N} \cdot \text{m}^{-1}$	3.331×10^{10}	3.339×10^{10}
Damping coefficients $c_{xx}/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	1.094×10^6	1.056×10^8
Damping coefficients $c_{yy}/\text{N} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-1}$	1.094×10^9	1.096×10^9

不大. 根据计算, 在同一载荷下轴承瓦块有变形时的偏心率比无变形时的增大 1.63%. 因此, 对小包角瓦块轴承需要考虑瓦块弹性变形对轴承的热动力润滑性能的影响

4 结论

a 三维瓦块变形及热效应对轴承静态性能有一定影响. 同一偏心率下的瓦块变形使得最小油膜厚度增大和流量增加, 阻力系数、最大瓦面温升、瓦面最大比压和承载能力降低.

b 三维瓦块变形及热效应对轴承动力特性有一定影响. 同一偏心率下的瓦块弹性变形使可倾瓦轴承刚度和阻尼降低.

c 在低速重载或较大偏心率情况下, 需要考虑瓦块三维弹性变形和热效应对轴承润滑性能的影响.

[参 考 文 献]

- [1] 张广平, 孟惠荣, 黄平. 润滑剂边界滑移及其对弹流润滑特性的影响[J]. 摩擦学学报, 1998, 18(3): 244~ 247
- [2] Taniguchi S, Makino T, Takeshita, et al. A Thermohydrodynamic Analysis of Large Tilting-Pad Journal Bearing in Laminar and Turbulent Flow Regimes With Mixing[J]. ASME Journal of Tribology, 1990, 112(7): 542~ 550
- [3] Ettles C M. The Analysis and Performance of Pivoted Pad Journal Bearings Considering Thermal and Elastic Ef-

- fects[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1980, 102(4): 182~ 192
- [4] Taniguchi S, Makino T, Ozawa Y, *et al*. Thermohydrodynamic Lubrication Analysis to Design Large Two-pad Journal Bearing with Cooling Ditches[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1998, 120(4): 214~ 224
- [5] 王凤才, 李忠, 朱均. 贯流式水轮机组径向可倾瓦轴承性能研究[J]. *机械科学与技术*, 1999, 18(3): 403~ 405
- [6] Earles L L, Palazzolo A B, Ammentrout R W. A Finite Element Approach to Pad Flexibility Effects in Tilting-pad Journal Bearings: Part II—Assembled Bearing and System Pad Analysis[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1990, 112(4): 169~ 182
- [7] Tanaka M. Thermohydrodynamic Performance of a Tilting Pad Journal Bearing With Spot Lubrication[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1991, 113(7): 615~ 619
- [8] 李小江, 朱均. 300MW 汽轮发电机组径向可倾瓦轴承性能研究[J]. *润滑与密封*, 1996, (1): 29~ 32
- [9] Fillon M, Bligoud J C, Frene J. Experimental Study of Journal Bearings——Comparison With Theoretical Thermoelastohydrodynamic Results[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1992, 114(6): 579~ 588
- [10] Desbordes H, Fillon M, Chan C, *et al*. Dynamic Analysis of Tilting Pad Journal Bearing——Influence of Pad Deformations[J]. *A S M E Journal of Tribology*, 1994, 116(7): 621~ 627
- [11] Pinkus O, Sternlicht B. *Theory of Hydrodynamic Lubrication*[M]. New York: McGraw-Hill Book Company Inc, 1961
- [12] 吴建康, 马向能, 黄玉盈. 不同设计参数下螺旋槽径向液体润滑轴承油膜稳定性的比较计算[J]. *摩擦学学报*, 1999, 19(1): 56~ 60
- [13] 孙大成. *润滑力学*[M]. 北京: 中国友谊出版社, 1991
- [14] 王勳成, 邵敏. *有限元法基本原理与数值方法*[M]. 北京: 清华大学出版社, 1988

The Effects of Pad Deformations on Large Tilting-pad Journal Bearing for Tubular Turbine-Generator Set

WANG Feng-cai, LI Zhong, ZHU Jun

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The finite element method and finite difference method are employed to establish the model for considering the three-dimensional elastic deformations of pad and thermal effects in a tilting-pad journal bearing. The effects of the three-dimensional pad deformations on the thermohydrodynamic performance of large-scale tilting-pad journal bearing with non-uniformly and closely packed pad pivot distributions at small pad wrap span are analyzed in detail. The results show that the pad deformations have considerable effects on both the static performance and the dynamic characteristics under the large-scale and the low speed and heavy duty conditions.

Key words: tilting-pad journal bearing; non-uniform pivot distribution; pad deformation; low speed and heavy duty; thermohydrodynamic performance

Classifying number: TH 133.3