

推力轴承瓦面形面对润滑性能影响的研究

陈志澜, 袁小阳, 王海林, 朱 均

(西安交通大学 现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 陕西 西安 710049)

摘要: 以三峡机组推力轴承为研究对象, 运用瓦面二次曲面数学模型和三维热弹流润滑性能分析软件, 对平面形面、圆柱形面、马鞍形面、横弯形面、球形形面和反横弯形面等 6 种瓦面形面的推力轴承的最小油膜厚度、最大油膜压力和最高油膜温度等进行了大量的数值计算。在分析和比较上述 6 种瓦面形面推力轴承优点和缺点的基础上, 指出沿周向凸起的瓦面形面及沿径向下凹的瓦面形面均有利于形成收敛的油膜几何形状, 从而显著提高轴承润滑性能。

关键词: 推力轴承; 润滑性能; 瓦面形面; 优化设计

中图分类号: TH133.3

文献标识码: A

文章编号: 1004-0595(2003)01-0056-04

M ikula 等^[1,2]曾对沿瓦面径向方向上预先构造一个下凹瓦面形面的推力轴承进行了研究。Raimondi^[3]提出了在瓦体表面分别预先构造一个沿周向凸起的圆柱形面和一个沿径向凸起的横弯形面的设想, 并通过建立二维热流体动力 (THD) 数学模型对这 2 种瓦面形面的推力轴承的润滑性能进行了计算。在文献[3]的基础上, 文献[4,5]分别增加了沿周向和沿径向均凸起的球形形面以及沿周向凸起和沿径向下凹的马鞍形面。通过将上述 4 种瓦面形状的推力轴承代入二维或三维 THD 数学模型进行计算, 发现在承载能力一定的条件下, 圆柱形面最有利于形成收敛油膜几何形状, 马鞍形面略差于圆柱形面, 但优于球面和横弯曲面。

值得注意的是, 文献[1~5]在进行上述润滑性能的计算分析时, 未考虑瓦体由于温度分布不均匀引起的热变形的影响; 而这种热变形的影响在巨型推力轴承的润滑性能分析中显然不宜忽略。与此同时, 现有文献明显缺乏对构成瓦面形面的 2 个参变量, 即沿周向方向上的弯曲高度 h_c 和沿径向方向上的弯曲高度 h_r 的综合分析。

1 数学模型

假设油膜流动为层流, 油膜在瓦体表面无滑移, 导热系数 λ 和比热 c_p 均为常数, 粘度 μ 为温度的函数, 且压力 P 在油膜厚度方向保持恒定, 则推力轴承圆柱坐标系三维热弹流数学模型的基本方程如下^[6]:

雷诺方程:

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(r F_2 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(F_2 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \omega r \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{E_1}{F_0} \right) \quad (1)$$

能量方程:

$$\rho c_p \left(U_r \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{U_\theta}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} \right) = \lambda \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \mu \left[\left(\frac{\partial U_r}{\partial z} \right)^2 + \left(\frac{\partial U_\theta}{\partial z} \right)^2 \right] \quad (2)$$

瓦体导热方程:

$$\frac{\partial^2 T}{\partial z^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 T}{\partial \theta^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = 0 \quad (3)$$

粘温方程:

$$\lg \lg (U + Q_0) = A + B \lg T \quad (4)$$

式(1~4)中: U_r 和 U_θ 分别为沿油膜径向 r 和周向 θ 的速度分量; ω 为角速度; A 和 B 为试验测定的粘温方程系数; r, θ, z 分别为径向坐标、周向坐标和轴向坐标。

$$F_0 = \int_0^h \frac{dz}{\mu}, F_1 = \int_0^h \frac{z dz}{\mu}, F_2 = \int_0^h \frac{z(z - F_1/F_0)}{\mu} dz$$

边界条件为:

镜板:

$$U_r = 0, U_\theta = \omega r, T(\theta, r, 0) = \frac{T_{in} + T_{out}}{2}$$

进油边:

$$P = 0, T = T_{in}$$

油膜和瓦体截面:

$$T_{\bar{w}} = T_{\text{油}}, \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{\bar{w}} = \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial z} \right)_{\text{油}}, U_r = U_\theta = 0$$

瓦体其余各面:

基金项目: 国家自然科学基金资助重大项目(19990510); 机械工业技术发展基金资助项目(59493703)。

收稿日期: 2002-03-07; 修回日期: 2002-10-05 /联系人袁小阳, e-mail: xyuan@tlbi.xjtu.edu.cn

作者简介: 陈志澜, 男, 1958年生, 博士, 副教授, 主要从事润滑理论及轴承研究

$$-\left(\lambda \frac{\partial T}{\partial t}\right)_{\bar{x}} = \alpha(t - t_0) \quad (5)$$

其中: T_{in} 和 T_{out} 分别为进油边和出油边的油膜温度, α 为瓦体各面与油池油液的对流换热系数, t_0 为油池温度

图 1 所示为推力轴承瓦面形面的坐标示意图, 瓦

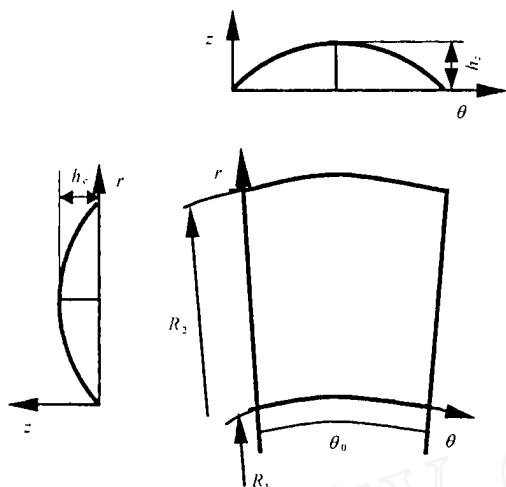


Fig 1 Schematic diagram of coordination of pad face shape

图 1 瓦面形面坐标示意图

体表面的形面方程以二次拱形曲面数学方程为依据, 其详细计算公式为:

$$z = \left\{ 4h_z \frac{\theta}{\theta_0} \left(1 - \frac{\theta}{\theta_0} \right) + 4h_c \left(\frac{r - R_1}{R_2 - R_1} \right) \left[1 - \left(\frac{r - R_1}{R_2 - R_1} \right) \right] \right\} \quad (6)$$

其中, h_z 和 h_c 分别为沿周向和沿径向截面弯曲高度的参数; R_1 和 R_2 分别为轴瓦的内半径和外半径; r 和 θ 分别为沿径向和沿周向坐标; z 为瓦面形面的变形大小

由式(6)可知:

当 $h_z = 0, h_c = 0$ 时, 式(6)表示沿周向平直和径向平直的平面形面; 当 $h_z > 0, h_c = 0$ 时, 式(6)表示沿周向凸起和径向平直的圆柱形面; 当 $h_z = 0, h_c > 0$ 时, 式(6)表示沿周向平直和径向凸起的横弯形面; 当 $h_z = 0, h_c < 0$ 时, 式(6)表示沿周向平直和径向下凹的反横弯形面; 当 $h_z > 0, h_c > 0$ 时, 式(6)表示沿周向凸起和径向凸起的球形形面; 当 $h_z > 0, h_c < 0$ 时, 式(6)表示沿周向凸起和径向下凹的马鞍形面

考虑到瓦面形面发生变化时, 应该对油膜厚度方程做相应调整, 以最小油膜厚度表示的油膜厚度方程为:

$$h = h_m + \gamma_p [r \sin(\theta - \theta_p) - r_m \sin(\theta_p - \theta)]$$

$$+ (u_m - u_p) + (z_m - z) \quad (7)$$

其中: γ_p 为瓦绕其节线 P 倾斜的角度, θ_p 为瓦体初始平面与瓦体倾向后平面的交线坐标(即 θ_p 是 P 的位置角), 下标 m 表示最小油膜厚度处的参数, u_p 为瓦面的轴向位移, u_m 为瓦面在最小油膜厚度处的轴向位移

2 瓦面形面对润滑性能的影响

以三峡水轮发电机组推力轴承为研究对象, 其结构为单托盘偏支承可倾瓦, 瓦体的主要几何尺寸和工作参数见表 1^[7]. 对前述 6 种瓦面形面的推力轴承进

表 1 轴承几何结构尺寸和工作参数

Table 1 Structure and operating parameters of bearing

Symbol	Designation	Numerical value
R_1 /mm	Radius of pad	1.820
B /mm	Width of pad	780
L /mm	Length of pad arc	521
D_c /mm	Nominal diameter	625
θ_0 /°	Angle of pad	13.5
P_m /MPa	Pressure ratio	5.53
T_{in} /°C	Oil temperature inlet	35
v /m · s ⁻¹	Velocity	17.36

行三维热弹流润滑性能计算, 着重分析最小油膜厚度 h_{min} 、最大油膜压力 P_{max} 和最高油膜温度 T_{max} 等主要性能参数在不同形面和不同几何参数下的变化特点和规律

瓦面形面的变化仅同沿周向和径向上的弯曲高度 h_z 和 h_c 有关, 令周向弯曲比 $h_1 = h_z/h_{min}$ 和径向弯曲比 $h_2 = h_c/h_{min}$ 为描述瓦面形面的无量纲参变量, 其中 h_{min} 为最小油膜厚度. 在图(2~ 4)中表示润滑性能随弯曲比变化关系时, 为方便期间, 引入弯曲比参数 h , 其取值按如下原则确定: 对于平面形面, 令 $h = h_1 = h_2 = 0$; 对于圆柱形面, 令 $h = h_1 > 0$ ($h_2 = 0$); 对于横弯形面, 令 $h = h_2 > 0$ ($h_1 = 0$); 对于球形形面, 令 $h = h_1 > 0$ ($h_2 = h_1$); 对于马鞍形面, 令 $h = h_1 > 0$ ($h_2 = -h_1$); 对于反横弯形面, 令 $h = |h_2|$ ($h_2 < 0, h_1 = 0$). 此外, 需要说明的是, 图(2~ 4)中曲线 1 代表平面形面, 曲线 2 代表圆柱形面, 曲线 3 代表横弯形面, 曲线 4 代表马鞍形面, 曲线 5 代表球形形面, 曲线 6 代表反横弯形面; 其中, 曲线 1 作为参考线, 此时性能参数为 $h = h_1 = h_2 = 0$ 时的计算结果与横坐标弯曲比的值无关

2.1 瓦面形面对最小油膜厚度的影响

图 2 给出了上述 6 种瓦面形面的最小油膜厚度

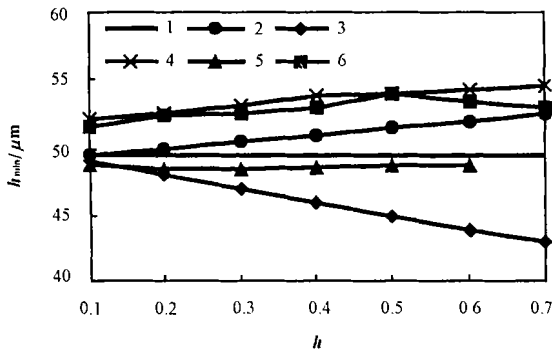


Fig 2 Variation in the minimum oil film thickness h_{\min} with bend ratios of pad face shape

图 2 瓦面形面的最小油膜厚度随弯曲比变化的关系

h_{\min} 随弯曲比 h 变化的关系 可见: 圆柱形面、马鞍形面和反横弯形面的最小油膜厚度均比平面形面的最小油膜厚度大, 而横弯形面和球形形面的最小油膜厚度均比平面形面的最小油膜厚度小; 沿周向凸起的瓦面形面及沿径向向下凹的瓦面形面均有利于增大油膜厚度 这是因为瓦体及其支撑结构的设计原则要求瓦面热变形尽可能小, 这在本设计中较好地得以体现 例如当初始形面为平面时, 热变形起作用后的实际工作表面沿周向和径向均微凸; 可以认为上述最小油膜厚度较大的圆柱形面、马鞍形面和反横弯形面在热变形起迭加作用后的实际工作表面较优, 其特征为沿周向微凸、沿径向近于平直或微凹; 而瓦面在径向方向的下凹可以弥补由于温度不均匀引起的过分热变形的影响

2.2 瓦面形面对最大油膜压力的影响

图 3 给出了 6 种瓦面形面的最大油膜压力 P_{\max}

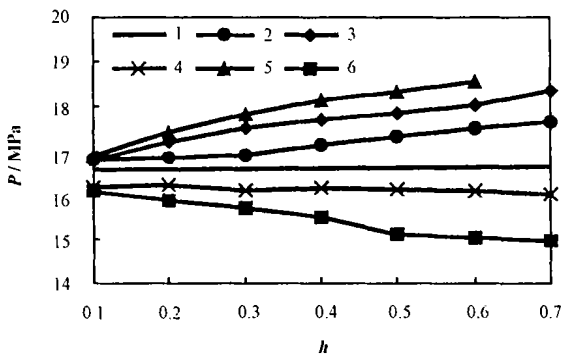


Fig 3 Variation in the maximum oil film pressure P_{\max} with bend ratios of pad face shape

图 3 瓦面形面的最大油膜压力随弯曲比变化的关系

随弯曲比 h_1 变化的关系 可以看出, 圆柱形面、横弯形面和球形形面的最大油膜压力均比平面形面的最大油膜压力大, 而马鞍形面和反横弯形面的最大油膜

压力均比平面形面的最大油膜压力小 此外, 凡是沿周向凸起、径向凸起及沿周向和径向均凸起的各种瓦面形面, 如圆柱形面、横弯形面和球形形面, 其最大油膜压力均随弯曲比的增加而增大; 径向下凹的反横弯形面, 其最大油膜压力随弯曲比的增加而降低; 而沿径向下凹和周向凸起的马鞍形面的最大油膜压力随弯曲比的增加基本保持不变 从以上各种瓦面形面的最大油膜压力随弯曲比变化的关系可以看出, 沿周向凸起和径向凸起的瓦面形面均有利于最大油膜压力的增大, 而沿径向下凹的瓦面形面均有利于最大油膜压力的降低

2.3 瓦面形面对最高油膜温度的影响

图 4 给出了 6 种瓦面形面的最高油膜温度 T_{\max}

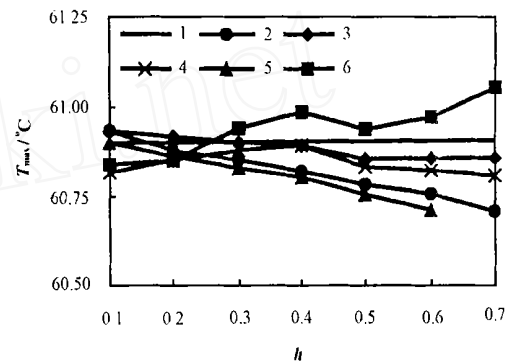


Fig 4 Variation in the maximum oil film temperature T_{\max} with bend ratios of pad face shape

图 4 瓦面形面的最高油膜温度随弯曲比变化的关系

随弯曲比 h_1 的变化关系 可以看出, 随着弯曲比的增加, 6 种瓦面形面的最高油膜温度变化不大 其中圆柱形面、横弯形面和球形形面的最高油膜温度均随弯曲比的增加而降低, 且 3 种瓦面形面的最高油膜温度的降低幅度相差不大, 变化规律相同; 当弯曲比 0.4 时, 马鞍形面的最高油膜温度随弯曲比增加而增大, 但当弯曲比 > 0.4 时, 其最高油膜温度随弯曲比增加反而减小; 当弯曲比 0.4 时, 反横弯形面最高油膜温度随弯曲比增加而增大, 但当弯曲比 > 0.5 时, 最高油膜温度随弯曲比增加而增大

3 结论

a 在建立推力轴承三维热弹流数学模型和预先构造出瓦面形面数学模型的基础上, 对平面形面、圆柱形面、马鞍形面、横弯形面、球形形面和反横弯形面等 6 种瓦面形面的巨型推力轴承分别进行了计算, 给出了最小油膜厚度、最大油膜压力和最高油膜温度等主要参数的计算结果

b 分析了 6 种瓦面形面对润滑性能的影响, 发现沿周向凸起的瓦面形面及沿径向下凹的瓦面形面均有利于形成收敛的油膜几何形状, 相应轴承的润滑性能较好。

c 合理地确定沿周向凸起及沿径向下凹的组合弯曲比, 对构造具有较好润滑性能的推力轴承瓦面形面具有重要的工程应用价值

参考文献:

- [1] Mikula A M. New design cuts power loss in tilting pad thrust bearing [J]. Transactions of the American Society of Lubrication Engineers, 1987, 30 (2): 181-190
- [2] Chambers W S, Mikula A M. Operational data for a large vertical thrust bearing in a pumped storage application [J]. Transactions of the Society of Tribologists and Lubrication Engineers, 1988, 31 (1): 61-65
- [3] Ramondi A A. The influence of longitudinal and transverse profile on the load capacity of pivoted pad bearings [J]. ASLE Trans, 1960, 3 (2): 173-180
- [4] Zhao Hongmei (赵红梅). Lubrication theory and research of thrust bearing for hydraulic turbines (水轮机组推力轴承的润滑理论及研究) [D]. Dalian (大连): Dalian University of Technology (大连理工大学), 1994
- [5] 田原久崎. Deformation of Mitchell-type thrust bearing (米切尔式推力轴承的变形问题) [J]. Dongfang Turbines (东方电机), 1989, 61 (4): 41-44
- [6] Chen Zhilan (陈志澜), Lü Xinguang (吕新广), Zhu Jun (朱均). Three-dimensional heat transfer temperature distribution of thrust bearing (三维传热对推力轴承温度分布影响的研究) [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University (西安交通大学学报), 1998, 32(12): 63-69
- [7] Zhong Haiquan (钟海权), Chen Xifang (陈锡芳). Primary solution of 6000t thrust bearing for Sanxia turbines (三峡机组 6000t 级推力轴承初步方案) [J]. Dongfang Turbines (东方电机), 1995, 82 (1): 12-16

The Influence of Thrust Bearing Pad Face Shape on Lubrication Performance

CHEN Zhi-lan, YUAN Xiao-yang, WANG Hai-lin, ZHU Jun

(Key Lab of Education Ministry on Modern Design and Rotor Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: In order to study the thrust bearing system of Three-Gorge hydroelectric generating set, the mathematical model of preselecting the pad face shape is constructed. The influence of the pad face shapes on the maximum oil film temperature, maximum oil film pressure, and minimum oil film thickness of the bearings was analyzed, by combining the established mathematical model and the software specifically developed for the analysis of three-dimensional thermohydro-dynamic lubrication, with six kinds of pad face shape including plane shape, cylinder shape, saddle shape, transverse bend shape, spherical shape, and anti-transverse bend shape as the targeted research objects. As the results, the pad shapes characterized by circumferential convex and radial hollow are of advantages to form oil wedge and hence greatly improve the lubrication performance of the bearings.

Key words: thrust bearing; lubrication performance; pad face shape; optimum design

Author: CHEN Zhi-lan, male, born in 1958, Ph. D., Associate Professor, email: xyyuan@tlbi.xjtu.edu.cn