

固定斜面瓦推力轴承变形分析

李永海¹, 王秋红¹, 赖 锋², 赵永安¹, 刘豫垒¹

(1. 哈尔滨理工大学 机械动力工程学院, 黑龙江 哈尔滨 150080;

2. 中国船舶重工集团公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150040)

摘 要:依据润滑理论,采用有限元数值分析方法,运用 ANSYS 计算软件,对固定斜面瓦推力轴承的变形进行了数值模拟,并建立了轴瓦变形的油膜形状控制方程的数学模型。分析结果表明:力导致瓦面产生中凹变形,且随载荷和轴瓦厚的增大而增大;温度导致瓦面产生中凸变形,且随温度和轴瓦厚度尺寸的增大而增大;瓦面实际变形是力、热变形的叠加。该结论可为此类推力轴承的设计、应用提供参考依据,以减少产生不利于承载能力的瓦面凹变形。

关键词:固定瓦; 斜面推力轴承; 变形; 数值模拟

DOI: 10.15938/j.jhust.2017.01.012

中图分类号: TH133.3 文献标志码: A 文章编号: 1007-2683(2017)01-0070-05

Deformation Analysis of Fixed Bearing Inclined Plane Thrust Bearing

LI Yong-hai¹, WANG Qiu-hong¹, LAI Feng², ZHAO Yong-an¹, LIU Yu-lei¹

(1. School of Mechanical and Engineering, Harbin University of Science and Technology, Harbin 150080, China;

2. 703rd Institute of China Shipbuilding Industry Corp, Harbin 150080, China)

Abstract: According to the theory of lubrication, Numerical simulation of the deformation of the thrust bearing of the fixed inclined plane was carried out, by finite element numerical analysis method and using the ANSYS software. The mathematical model of the oil film shape control equations about of the deformation and bearing is established. Analytical result showed that the force caused the tile surface generating concave deformation, and convex deformation increased with the height and the size of the load and bearing; Tile surface temperature generated convex deformation and increased with the height and the size of the temperature of bearing bush; The actual deformation of the tile surface is the superposition of the force and the thermal deformation. This conclusion can provide reference for the design and the application of thrust bearing, to reduce the tile surface, which is not conducive to the carrying capacity of the concave deformation.

Keywords: Fixed bearing; Inclined plane thrust bearing; Deformation; Numerical analysis

0 引 言

推力轴承已广泛应用于汽轮机、水轮发电机、船舶发动机、水泵、水泥磨机等大型重载回转机械中^[1]。形成安全、可靠的润滑油膜,保持良好的轴

承润滑性能是保证机械设备正常运行的关键。

弹性流体动压润滑理论是流体润滑理论发展中的一个重要分支学科。它抛弃了经典流体润滑理论中润滑表面为刚体的假定,并考虑到润滑介质某些物理参数的变化对润滑特性的影响。也就是说,它把弹性力学、流体力学和流变学^[2]3方面的问题联

收稿日期: 2015-09-02

基金项目: 国家自然科学基金(51375123)。

作者简介: 李永海(1959—),男,研究员,硕士研究生导师,E-mail: liyonghai59@163.com;

王秋红(1988—),女,硕士研究生;

赖 锋(1977—),男,高级工程师。

立起来加以处理。

从国内外研究弹性流体动压润滑的内容来看,主要是研究点、线接触等高副约束(如齿轮啮合、凸轮顶杆等)的接触润滑和重载径向滑动轴承。早在1962年,Dowson^[1]发表了著名的广义雷诺方程,计入了粘度的三维变化。随着计算机的发展,对推力轴承的分析也愈发深入,用雷诺方程求解油膜压力分布,用能量方程求解油膜温度分布,用热传导方程求解轴瓦的温度场。从1883年B. Tower进行滑动轴承试验起,润滑理论得到了充分发展,并在轴承、齿轮、导轨、滑块、凸轮和人工关节等机械零部件设计中得到了广泛应用。然而,如水轮发电机等承受很高推力负荷的大型推力轴承,其轴瓦由于油膜压力和自身各处的温变,将产生较大的机械变形和热变形。唐亮、王建梅^[2]等在不考虑粘度变化的情况下,运用有限差分法和Fortran编程计算油膜轴承的承载性能,然后利用其它专用绘图软件进行数据处理,在可视化界面上集成Visual Basic的绘图功能,根据轴向和周向节点实现油膜压力的动态可视化显示,得到任意工况参数下的油膜压力分布规律,实现了计算与绘图的一体化集成,为深入了解油膜轴承的工作性能提供了新手段。S. B. Glavatskih^[3]等分析了球面支承瓦和弹性支承瓦的三维温度分布,并且得到了压力分布和油膜厚度分布。有关的一些实验、实测数据和文献资料表明,轴瓦总变形的大小往往与油膜厚度是同一个数量级的。

为减小或控制轴瓦变形,改善轴承的性能,目前对于大型机组的推力轴承,有些设计成单托盘支撑结构或双托盘支撑结构,有些设计成具有薄、厚瓦的所谓双层瓦结构,并且常在薄瓦乌金(轴承合金—巴氏合金)层中埋设有强制水冷管网,其目的都是为了控制变形。乐再元^[4]介绍了双托盘支撑乌金瓦推力轴承的结构特点及主要的实验研究。宋洪占、张砚明^[5]为设计时优选推力瓦、托盘或托瓦的厚度提供了计算方法。2008年,曲庆文^[6]等提出了径向轴承薄膜润滑的层状粘度模型,得到了有限宽轴承的压力分布、承载能力和摩擦力。在薄膜润滑时,流体摩擦损失更小。

目前,国内外学者对可倾瓦推力轴承热弹流分析进行了广泛、深入的研究^[8-10],而固定瓦推力轴承的设计计算还停留在依据图表、不考虑轴瓦变形、不考虑润滑油黏度变化等的近似计算阶段。研究表明,固定推力瓦存在着热变形、力变形及瓦面各点的温度不同。为此,本文采用数值分析的方法分析了固定斜面瓦推力轴承在不同工况下、不同结构尺寸的热变形、力变形;建立了计及轴瓦变形的油膜形状

控制方程的数学模型,为此类推力轴承的设计、应用提供参考依据。

1 油膜形状方程数学模型

固定瓦推力轴承包括斜面瓦、斜—平面瓦、阶梯瓦轴承等,本文仅针对斜面瓦进行研究。斜面是绕轴瓦径向对称线旋转一个微小的角度形成,这种轴承适用于卧轴结构。固定斜面瓦推力轴承的润滑性能分析采用热弹流理论,需要联立求解雷诺方程、能量方程、黏温方程和油膜形状方程。其中,油膜形状即为瓦面与推力盘(镜板)之间形成的间隙油膜,设定瓦面变形为旋转抛物面,推力盘(镜板)为刚性平面,油膜形状如图1所示。

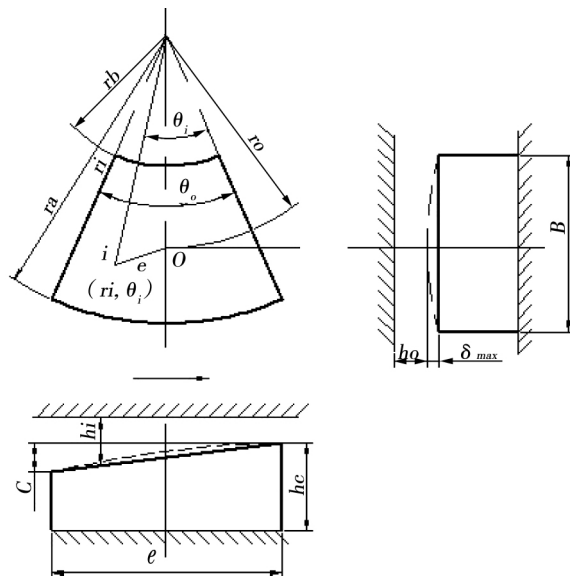


图1 油膜形状

油膜形状控制方程为:

$$h_i = h_0 + \frac{c}{l} r_i \sin\left(\theta_i - \frac{\theta_0}{2}\right) + \frac{e_A^2}{e_0^2} \delta_{\max} \quad (1)$$

式中: h_i 是瓦面任一点处的油膜厚度; h_0 是瓦面中心点处的油膜厚度; c 是瓦长处斜面升高; l 是瓦长; r_i 是瓦面任一点处的极半径; θ_i 是瓦面任一点处的极角; θ_0 是瓦张角; e 是瓦面任一点到中心的距离。

$$e^2 = r_i^2 + r_0^2 - 2r_i r_0 \cos\left(\theta_i - \frac{\theta_0}{2}\right) \quad (2)$$

式中: e_A 是瓦面上最大变形点(瓦边)到中心点的距离; $\delta_{\max}$ 是轴瓦的最大挠变形; r_0 是瓦面中心点处的极半径;

$$e_A^2 = r_A^2 + r_0^2 - 2r_A r_0 \cos \frac{\theta_0}{2} \quad (3)$$

式中: r_A 是瓦外半径; B 是瓦宽; h_c 是瓦高。

由(1)式可知,当考虑轴瓦变形时,油膜形状方程多了最后一项,即轴瓦变形项,只有当轴瓦的最大挠变形 $\delta_{\max}$ 确定后,方可进行润滑性能的联立求解。而轴瓦的最大挠变形 $\delta_{\max}$ 与多种因素有关,本文仅针对部分结构、工况进行分析。

2 轴瓦变形分析

推力轴瓦瓦面变形程度对轴承性能的影响规律,近年来已通过分析研究被人们逐渐认识,即瓦面变形直接影响轴承的承载能力。众所周知,一般情况下过大的轴瓦表面凸变形及瓦面凹变形会大大降低轴承的性能,但在某些情况下,轴瓦表面的弯曲凸变形对稳态运行特性是有利的。控制轴瓦变形是提高重载轴承承载能力的一个有效途径。

一方面可进行结构改进研究来尽可能减少轴瓦变形的不利影响;另一方面,通过理论分析来事先计算轴瓦的变形也是很重要的,因为只有这样才能有可能做到精确地预知轴承的油膜特性。

2.1 轴瓦变形计算方法

本研究采用有限元迭代计算方法,利用 ANSYS 软件对轴瓦变形进行数值分析。有限元分析按下列步骤进行:

- 1) 建立有限元模型。以单块瓦、固定约束作为计算模型。
- 2) 定义单元类型和材料特性系数。各向同性体单元和材料的弹性模量、泊松比。
- 3) 对几何模型划分有限单元网格。自由网格划分。
- 4) 施加载荷和约束条件并求解。将由热弹流润滑计算软件计算得到的瓦面压力场分布、瓦面温度场分布施加于轴瓦表面,固定端约束。

5) 后处理。利用后处理功能得到沿瓦厚方向变形图。

2.2 轴瓦力变形分析

2.2.1 分析模型及工况

限于篇幅,仅给出两种比压、两种线速度工况、不同结构尺寸轴瓦的部分分析结果。即比压: 2 MPa、4 MPa; 线速度: 9 m/s、18 m/s; 轴瓦长/宽比: 0.6、0.7、0.8、0.9、1.0; 轴瓦厚度: 10、15、20、25、30 mm; 轴承外径为 380 mm、内径为 180 mm。

2.2.2 算例

图2为不同长/宽比 4 MPa、9 m/s 时的力变形云图,图3为不同厚度 4 MPa、9 m/s 时的力变形云图,图4、5为最大力变形挠度变化曲线。

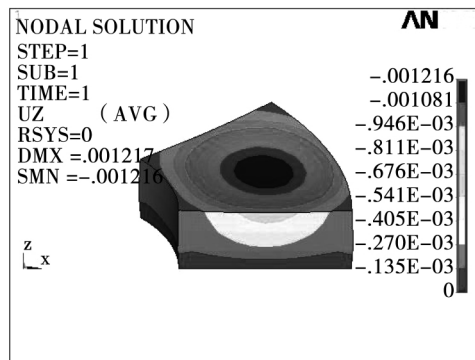
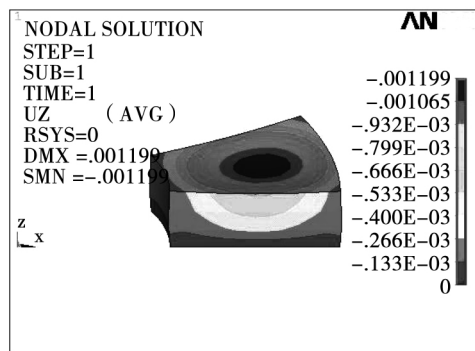


图2 相同工况、不同长/宽比轴瓦力变形云图

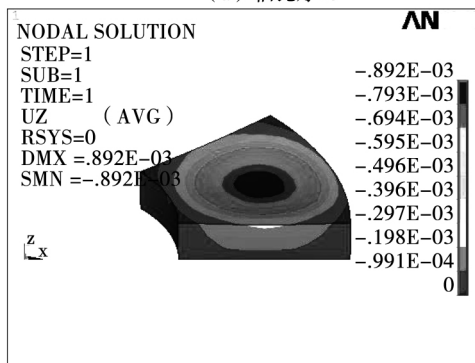
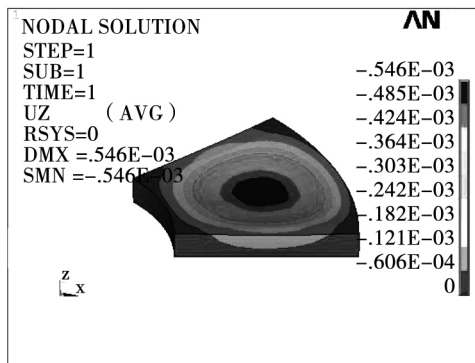


图3 相同工况、不同厚度轴瓦力变形云图

图2、3表明: 力变形是中凹变形; 由图4、5可知: 挠变形随比压增大而增大; 同比压时, 不同工况最大挠变形的变化规律相同; 相同比压, 不同长/宽

比时,最大挠变形随长/宽比的增大略有增加,基本不变;相同比压,不同瓦厚时,最大挠变形随瓦厚的增加而增加。

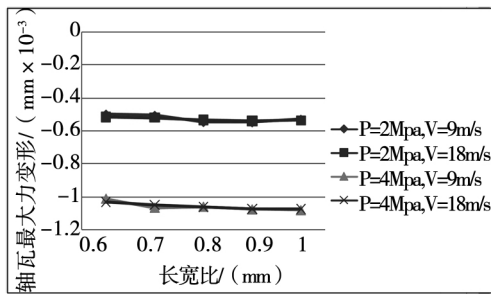


图 4 不同工况、轴瓦长/宽 - 最大力变形曲线

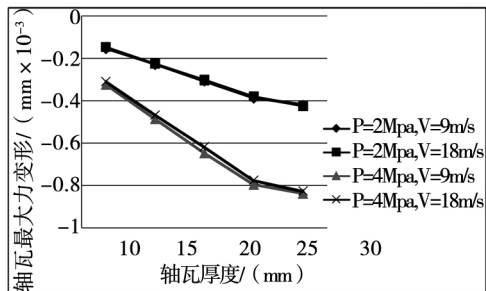
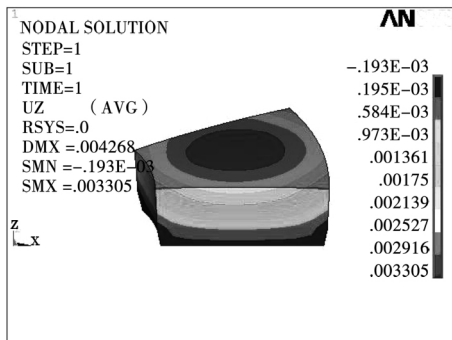


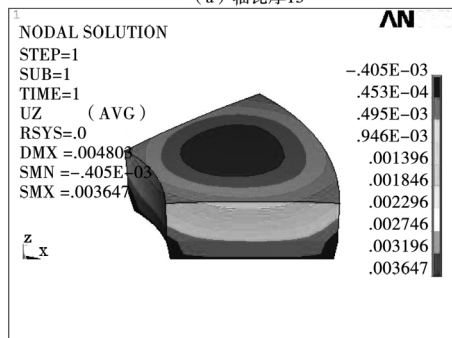
图 5 不同工况、轴瓦厚度 - 最大力变形曲线

2.3 轴瓦热变形分析

分析模型及工况与分析力变形时相同。图 6 为不同长/宽比、4 MPa、9 m/s 时的热变形云图,图 7 为不同厚度、4 MPa、9 m/s 时的热变形云图,图 8、图 9 为最大热变形挠度变化曲线。

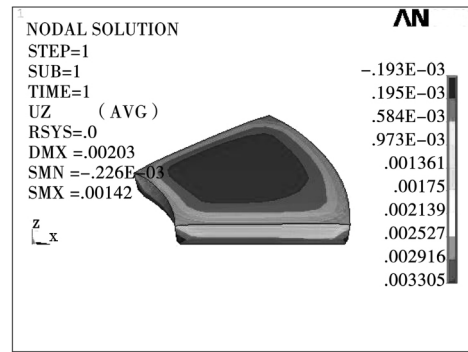


(a) 轴瓦厚15

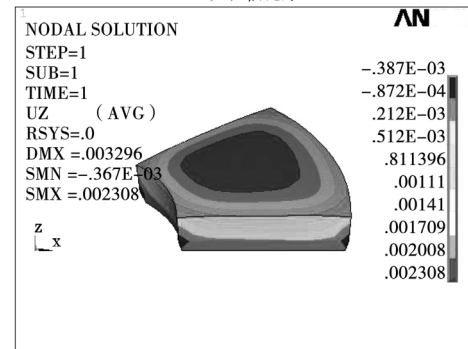


(b) 轴瓦厚25

图 6 相同工况、不同长/宽比轴瓦热变形云图



(a) 轴瓦厚15



(b) 轴瓦厚25

图 7 相同工况、不同厚度轴瓦热变形云图

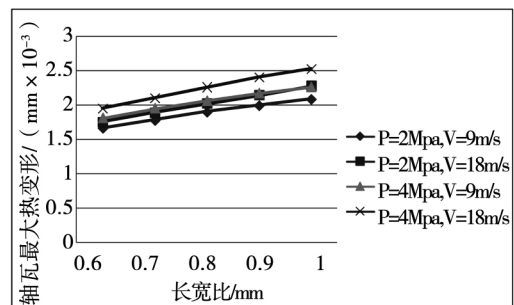


图 8 不同工况、轴瓦长/宽 - 最大热变形曲线

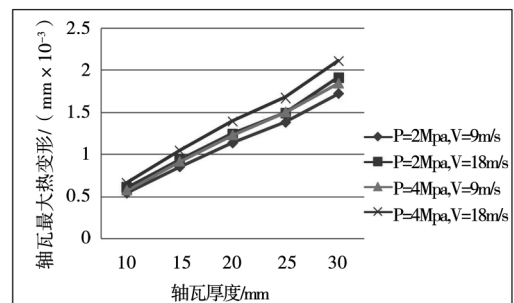


图 9 不同工况、轴瓦厚度 - 最大热变曲线

图 6、7 表明: 热变形是中凸变形; 由图 8、9 可知: 不同温度场时, 最大挠变形随温度的增大而增加; 相同温度场, 不同长/宽比时, 最大挠变形随长/宽比的增大近似线性略有增加; 相同温度场, 不同瓦

厚时,最大挠变形随瓦厚的增大而明显增加。

2.4 轴瓦总变形分析

轴瓦的实际变形是力变形和热变形的叠加,如图10、11所示。

从图10、11中可以得出:总变形与工况、轴瓦长宽比、厚度等有关,且随长宽比、轴瓦厚度增加而增大。

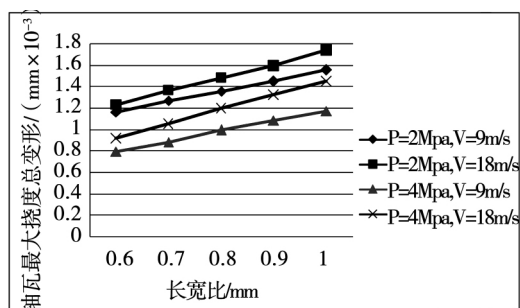


图10 不同工况、轴瓦长/宽 - 最大总变形曲线

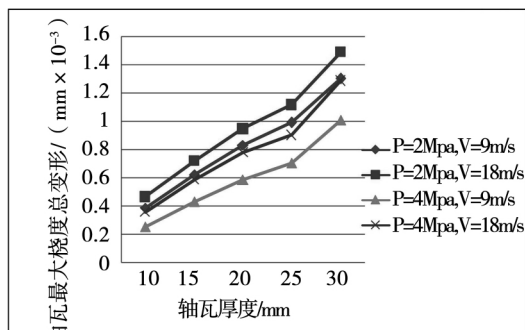


图11 不同工况、轴瓦厚度 - 最大总变形曲线

3 结论

本文依据润滑理论,利用ansys软件对斜面固定瓦推力轴承变形分析结果如下:

力产生中凹变形,热产生中凸变形,总变形是两者的叠加。常规工况下,热变形远大于力变形,瓦面

一般呈现凸变形。在相同比压下,总变形随温度场温度的增加而增大;在相同温度场条件下,总变形随比压增加而增大;在相同工况下,轴瓦最大变形随长宽比、轴瓦厚度的增加而增大;在极端工况条件下(低速重载),力变形较大,有可能导致轴瓦表面出现凹变形,致使轴瓦失去承载能力而失效。

上述结论可为此类推力轴承的设计、应用提供参考依据,通过改进轴瓦结构来减少产生不利于承载能力的瓦面凹变形。

参考文献:

- [1] 武中德,张宏,王黎钦,等. 大型水轮发电机弹性金属塑料瓦推力轴承技术 [J]. 润滑与密封,2002(2):59-62.
- [2] DOWSON D. A Generalized Reynolds Equation for Fluid Film Lubrication [J]. Int J Mech Sci, 1962(4):159-170.
- [3] 唐亮,王建梅,康建峰,等. 油膜轴承性能可视化界面的开发 [J]. 轴承,2013(2):61-64.
- [4] GLAVATSKI H S B, FILLON M, LARSSON R. The Significance of Oil Thermal Properties on the Performance of a Tilting-Pad Thrust Bearing [J]. Transactions of the ASME,2002(124):377-385.
- [5] 乐在元. 双托盘支承钨金瓦推力轴承的试验研究 [J]. 东方电气评论,1997(11):261-265.
- [6] 宋洪占,张明. 水轮发电机推力轴承推力瓦、托盘或托瓦的变形分析与计算 [J]. 防爆电机,2011(6):17-21.
- [7] QU Q W, HU X Q, LIU X, et al. Characteristic Analysis of Journal Bearing Under Thin Film Lubrication-layered Viscosity Model [J]. //Proceedings of IEEE International Conference on Automation And Logic, 2008:2874-2877.
- [8] NELLIS G F. Analysis and Test of a Robust Sector Thrust Bearing for a Cryogenic Turboalternator [J]. Transactions of the ASME, 2001(123):768-776.
- [9] 刘树清,郑永才. 某型综合登录舰双机并车齿轮箱高比压推力轴承验证试验报告 [R]. 七〇三所国防科技研究报告,2003.
- [10] 李富强. 高速重载可倾瓦推力轴承受力分析与优化设计 [J]. 上海:上海大学,2004.

(编辑:关毅)