

# 抽蓄机组稳态工况下 推力轴承油膜运行机理的数值分析

姚 泽<sup>1</sup>, 文亚南<sup>2</sup>, 屈 波<sup>2</sup>, 黄青松<sup>1</sup>, 毛秀丽<sup>2</sup>, 时志能<sup>2</sup>, 熊 妍<sup>2</sup>

(1. 广东电网公司电力科学研究院, 广州 510080; 2. 河海大学 能源与电气学院, 南京 211100)

**摘要:** 基于 N-S 方程、 $k-\epsilon$  湍流模型和周期性边界, 在额定转速下对不同油膜厚度和瓦面倾角下的推力油槽进行了 CFD 数值模拟。利用 Autocad 和 Proe 建立了 1/12 推力油箱模型, 并作适当简化, 采用分块网格技术对计算区域进行了网格划分; 然后在 Fluent 中采用 SIMPLEC 算法进行了计算; 最后通过后处理得到了瓦面各部分的压力分布、不同膜厚和倾角与瓦面承载力的关系曲线以及油膜不同厚度层下的速度分布, 这对推力轴承的设计、检修、运行有着重要的指导意义。

**关键词:** 推力轴承; Fluent; 油膜; 周期性边界

**中图分类号:** TK05 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-1683(2014)03-0104-04

## Numerical Analysis of Operation Mechanism of Thrust Bearing Oil Film Under the Stable Working Conditions of Pumped Storage Power

YAO Ze<sup>1</sup>, WEN Yanan<sup>2</sup>, QU Bo<sup>2</sup>, HUANG Qing-song<sup>1</sup>, MAO Xirui<sup>2</sup>, SHI Zhineng<sup>2</sup>, XIONG Yan<sup>2</sup>

(1. Electric Power Research Institute of Guangdong Power Grid Corporation, Guangzhou 510080, China;

2. College of Energy and Electrical Engineering, Hohai University, Nanjing 211100, China)

**Abstract:** Based on the N-S equation,  $k-\epsilon$  turbulent model, and periodic boundary, CFD numerical calculation and analysis was performed on the tank of thrust bearing under the rated speed with different oil film thicknesses and tile surface angles. The 1/12 model of the thrust tank was established using the tool of Autocad and Proe and the computational domain was discretized using the clumpy gridding technology. SIMPLEC algorithm in Fluent was used to perform the simulation. The calculation results were post processed to determine the pressure distribution of tile surface, the relation curves between oil film thickness, tile surface angle, and bearing capacity of tile surface, and the velocity distribution with different thicknesses of oil film, which can better guide the design, maintenance, and operation of thrust bearing.

**Key words:** thrust bearing; Fluent; oil film; periodic boundary

推力轴承是水轮发电机组的关键部件之一。随着单机容量和尺寸的不断增大以及结构的日益复杂, 确保推力轴承在实际运行中的安全可靠成为首要解决的问题, 而且当前大型水轮发电机组的研制中, 推力轴承始终是重点研究项目之一。目前, 国内外大多数学者采用数值求解 Reynolds 方程的方法来研究轴承的静动态特性<sup>[1-5]</sup>, 但是雷诺方程是 N-S 方程的简化, 忽略了 N-S 方程中的惯性项、油膜曲率等因素的影响; 并且对于形状复杂的轴承通过编写程序来求静动态特性费时费力。随着计算流体力学 (Computational Fluid Dynamics, CFD)<sup>[6]</sup> 快速发展和计算机性能的不断提升, 人们可以通过直接求解 N-S 方程的方法研究轴承静动态特性<sup>[7-9]</sup>,

在实验的基础上通过 CFD 数值模拟, 可以更好地对油膜轴承特性进行描述, 完成实验条件下难以实现的测试研究。本文以广东某蓄能机组推力轴承为研究对象, 采取适当简化, 利用 Autocad 和 Proe 创建三维实体模型, 然后使用 Gambit 划分网格, 最后利用 Fluent 对不同几何参数下的推力轴承在稳态下进行三维数值模拟。

## 1 推力轴承模型的建立

### 1.1 推力轴承基本理论

动压油膜形成的条件<sup>[10]</sup>: (1) 相对滑动的两表面间必须

收稿日期: 2013-12-01 修回日期: 2014-01-15 网络出版时间: 2014-05-08

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/doi/10.13476/j.cnki.nsbdtqk.2014.03.023.html>

作者简介: 姚 泽 (1980-), 男, 湖北襄阳人, 高级工程师, 主要从事水轮发电机组状态检修与故障诊断工作。E-mail: yaozeemail@163.com

通讯作者: 屈 波 (1966-), 男, 山东济宁人, 副教授, 博士, 从事流体机械及控制工程、流体机械工程、水力机组测试与诊断等方面的研究。

E-mail: hqhobo@hotmail.com

形成收敛的楔形间隙；(2)被油膜分开的两表面必须有足够的相对滑动速度，其运动方向必须使润滑油由间隙大端流进，从间隙小端流出。(3)所使用的润滑油必须有一定的黏度，供油要充分。

推力轴承是应用液体润滑承载原理的机械结构部件，其原理是：在一定的旋转速度下，由于润滑油的黏滞作用旋转部件(镜板)和固定支撑部件(推力瓦)的分界面形成楔形油膜以维持推力轴承的正常运转，此油膜称为动压油膜。

## 1.2 推力瓦尺寸及参数

该抽蓄机组由于是进口机组，推力轴承瓦面不同于国产机组，扇形瓦面两边各有一对称的斜坡，轴领直径 1 707 mm，扇瓦内径 595 mm，扇瓦外径 1 050 mm，额定转速 500 r/mim，瓦块数为 12。瓦面结构及油膜尺寸见图 1。

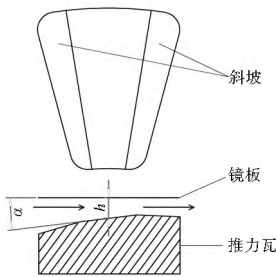


图 1 瓦面结构及油膜尺寸

Fig.1 Structure of the tile surface and size of the oil film

## 1.3 计算区域三维实体模型的创建

该推力油槽被隔板分成上下两个部分，推力瓦浸润在油槽的上半部分，而且推力油槽内油的流动具有周期性，为了提高计算精度，减少计算工作量，可以采用设置周期性边界的方法进行模拟，因此本算例取推力油槽上半部分的 1/12，在不同油膜中心高度  $h$  和瓦面倾角  $\alpha$  下进行三维建模。

本文选取了 0 10 mm、0 12 mm、0 14 mm、0 16 mm、0 18 mm、0 2 mm 一系列  $h$  值，并且在每个  $h$  值下选取 0 005、0 01、0 015、0 02、0 025、0 03 一系列  $\alpha$  值，并对这 36 个方案分别建立模型(如图 2)。

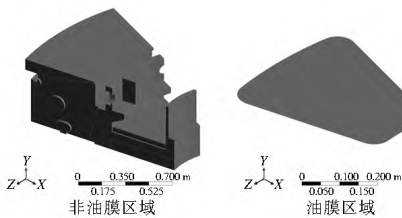


图 2 1/12 计算区域三维模型

Fig.2 Three dimensional model of 1/12 computational domain

## 1.4 计算区域的网格划分

由于计算区域比较复杂，根据雷诺数公式： $Re = \frac{\rho M}{\mu}$ ，瓦面区的雷诺数为 525，为层流区，采用层流模型；瓦间区的雷诺数为 2 600，为湍流区，采用湍流模型。因此将整个计算区域分为 8 个部分划分网格，各部分之间采用 interface 连接。油膜部分按图 1 瓦面轮廓分为三块，中间部分采用结构化网格，两边斜坡区域采用四面体的非结构化网格，通

过对网格数量的无关性检验，最终确定在油膜厚度方向上分为 5 层，每种方案油膜网格数目均保持在 92 万左右；非油膜部分均采用四面体非结构化网格，网格数目保持在 111 万左右。

## 2 数值计算方法

由于本文研究的是抽蓄水力机组的稳态工况，可假设：油膜流体为不可压缩的，并且是定常流动的，不考虑瓦面变形，不考虑润滑油与外界的热交换。

### 2.1 控制方程

对于湍流的瞬时连续方程<sup>[10]</sup>：

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (1)$$

其瞬时动量方程<sup>[9]</sup>：

$$\frac{\partial(\rho u_i)}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) + \rho g_i \quad (2)$$

对于不可压缩定常流体的层流区域，其连续性方程：

$$\frac{\partial(u_j)}{\partial x_j} = 0 \quad (3)$$

其动量方程：

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(\rho u_j u_i)}{\partial x_j} = g_i - \frac{\partial p}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\rho \partial x_j} \left[ \mu \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_i} + \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \right] - \frac{2}{3} \frac{\partial}{\rho \partial x_i} \left( \mu \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) \quad (4)$$

对于不可压缩定常流体紊流区域，采用 Realizable  $k-\epsilon$  湍流模型，其连续方程<sup>[11]</sup>：

$$\frac{\partial u_i}{\partial x_j} = 0 \quad (5)$$

其动量方程：

$$\frac{\partial u_i}{\partial t} + \frac{\partial(u_j u_i)}{\partial x_j} = \frac{\partial}{\rho \partial x_i} \left( \mu_e \frac{\partial u_i}{\partial x_j} \right) - \frac{\partial p}{\rho \partial x_i} + \frac{\partial}{\rho \partial x_k} \left( \mu_e \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) + g_i \quad (6)$$

式(1)至式(4)中： $\rho$ 为时间； $t$ 为时间； $p$ 为压强； $u_i$ 、 $u_j$ 、 $u_k$ 为速度分量； $\mu$ 为动力黏度； $g_i$ 为质量力分量； $x_i$ 、 $x_j$ 、 $x_k$ 为  $x$  坐标分量。

其湍动能及耗散方程<sup>[12]</sup>：

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial t}(\rho k) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j k) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_k} \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right] + \mu_t \left( \frac{\partial u_i}{\partial x_k} + \frac{\partial u_k}{\partial x_i} \right) \frac{\partial u_i}{\partial x_k} - \rho \epsilon \\ \frac{\partial}{\partial t}(\rho \epsilon) + \frac{\partial}{\partial x_j}(\rho u_j \epsilon) = \frac{\partial}{\partial x_j} \left[ \left( \mu + \frac{\mu_t}{\sigma_\epsilon} \right) \frac{\partial \epsilon}{\partial x_j} \right] + C_{\epsilon 1} \rho S \epsilon - C_{\epsilon 2} \rho \frac{\epsilon^2}{k + \sqrt{\nu \epsilon}} \end{cases} \quad (7)$$

式中：相关系数  $\sigma_k = 1.0$ ， $\sigma_\epsilon = 1.2$ ， $C_{\epsilon 2} = 1.9$ ， $C_{\epsilon 1} = \max \left( 0.43, \frac{\eta}{1+\eta} \right)$ ， $S = \sqrt{\rho S_{ij} S_{ij}}$ ， $\mu_t = \rho C_\mu \frac{k^2}{\epsilon}$ ， $C_\mu = 0.09$ 。

### 2.2 方程离散及边界条件

利用 FLUENT6.3 软件完成数值模拟工作，采用有限体积法对控制方程进行离散，应用 SIMPLEC 方法进行速度压力耦合求解。方程组中压力项采用二阶中心格式，对流项、湍动能及耗散率均采用二阶迎风格式。

边界条件: 由图 2 可以看到进口处于两块瓦之间, 设置为 *velocity-inlet* 条件; 出口位于模型的外侧, 设置为 *outflow* 条件; 镜板面设置为 *wall*, 转速为 500 r/mim。模型的两个侧面设置为周期性边界条件:  $\phi_{left} = \phi_{right}$ , 其中:  $\phi = u, v, w, K, \epsilon, \epsilon_0$

### 3 计算结果及分析

#### 3.1 不同倾角下的瓦面压力分布

由于油膜厚度较小, 油膜压强在膜厚方向上的变化很

小, 因此可以将瓦面所对应的镜板面上的压力分布近似为瓦面的压力分布。不妨取  $h = 0.1 \text{ mm}$  时不同倾角下的瓦面压力分布如图 3。

由图 3 可明显看出瓦右边为进油口, 左边为出油口。结合图 1, 由于瓦面两侧各有一对称的斜坡, 因此当  $\alpha$  较小时由进油口到出油口形成的间隙先收敛再发散, 发散区域无法形成动压油膜, 可以看到 (a) 和 (b) 瓦面左侧有明显的低压区, 此时推力瓦受力极不均匀; 随着倾角的增大左侧低压区域变小,

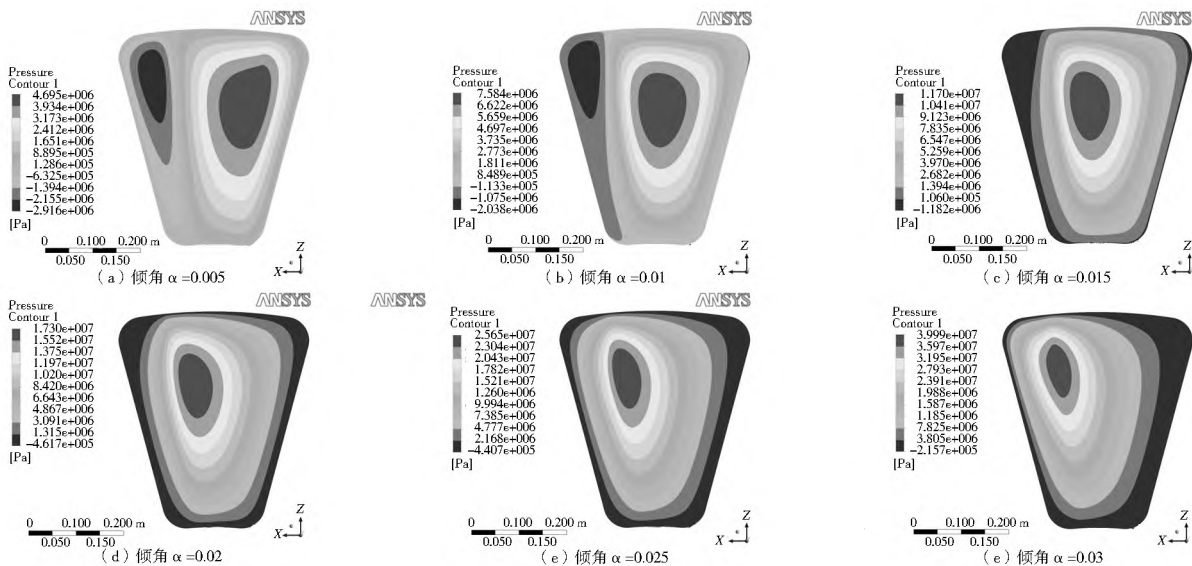


图 3 瓦面压力分布

Fig. 3 Pressure distribution of tile surface

瓦面压力分布也趋于均匀, 如 (c)、(d), 当倾角继续增大时瓦面右侧低压区域增大如 (f), 推力瓦受力不均匀的状况再次出现。而且整体看来, 随着  $\alpha$  的不断增大, 推力瓦的中心压力区域逐渐在从左向右移动, 并且还有向推力瓦外侧移动的趋势。

#### 3.2 不同几何参数下油膜承载力

推力轴承油膜承载总压力:  $F = \frac{12\int P ds}{9810} (t)$ , 其中  $A$  为计算区域镜板的面积,  $P$  为压力值。利用 CFD-POST 后处理软件可以得到 1/12 镜板上油膜的承载力, 进而得到不同几何参数下整个镜板上油膜承载力, 从而得到曲线如图 4。

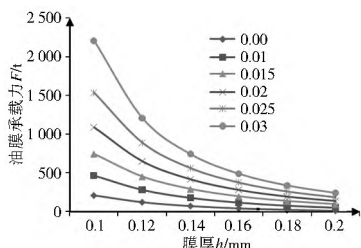


图 4 不同的膜厚和倾角油膜承载力

Fig. 4 Bearing capacities of the oil film with different thicknesses and angles

从图 4 曲线中可以清楚的看出, 在同一膜厚下, 油膜承载力随着倾角  $\alpha$  的增大而增大; 同一倾角下, 油膜的承载力随着膜厚  $h$  的增大而减小。

#### 3.3 油膜厚度方向上的速度变化

任选其中一个方案进行分析 (如  $h = 0.1, \alpha = 0.02$ ), 首

先取瓦面所对应的镜板面作为参考面, 然后沿油膜厚度方向上向下偏移距离  $\delta$  得到一系列面, 得到若干面的速度云图 (如图 5)。

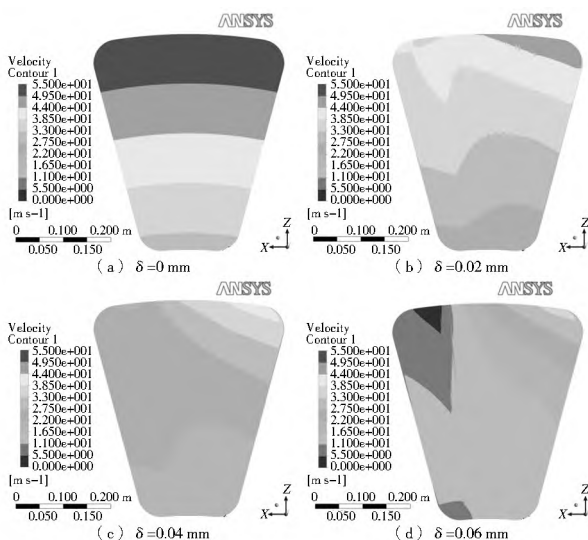


图 5 不同  $\delta$  下的速度云图

Fig. 5 Pressure nephogram under different values of

图中 (a) 为紧靠镜板面的润滑油流动速度云图, 由于黏滞阻力使得镜板对紧靠其表面的润滑油产生拖拽作用, 因此 (a) 中速度分布跟镜板速度一致。对比 (a)、(b)、(c)、(d) 可以明显看出在油膜的厚度方向上瓦面的右上角部分速度下降较缓慢, 左上角部分速度下降较迅速, 而且随着  $\delta$  值的增

大瓦面各个部分之间的速度差值逐渐缩小。

## 4 结论

(1) 同一膜厚下,油膜的承载力随着倾角 $\alpha$ 的增大而增大,同一倾角下,油膜的承载力随着膜厚 $h$ 的增大而减小。

(2) 根据仿真计算的结果,可以得到“刚性瓦面”的压力分布图,并判断出不同膜厚、倾角下瓦面压力最高点的大致位置,对推力轴承实际运行有一定的指导作用。

(3) 算出水轮发电机推力负荷之后,根据油膜厚度、瓦面倾角与油膜承载力的关系曲线(图4),可以大致确定额定转速下推力瓦倾角及油膜厚度。

(4) 通过对不同 $\delta$ 速度云图的比较,可以判断出瓦面各部分膜厚方向上速度变化规律。

### 参考文献(References):

- [1] 何春勇,刘正林,吴铸新,等.船用水润滑推力轴承扇形推力瓦润滑性能数值分析[J].润滑与密封,2009,34(6):39-42. (HE Chun yong, LIU Zheng lin, WU Zhu xin, et al. Numerical Analysis of Lubricating Properties of Sector Thrust Pad of Ship Water lubricated Thrust Bearing[J]. Lubrication Engineer, 2009, 34(6): 39-42. (in Chinese))
- [2] 刘宇,刘正林,吴铸新,等.推力轴承斜面平台瓦结构参数对弹性变形的影响[J].润滑与密封,2010,35(11):62-68. (LIU Yu, LIU Zheng lin, WU Zhou xin, et al. Effect of Structure Parameters on Elastic Deformation of Slope platform Thrust Bearing[J]. Lubrication Engineer, 2010, 35(11): 62-68. (in Chinese))
- [3] 于晓东,陆怀民,郭秀荣,等.高速圆形可倾瓦推力轴承的润滑性能[J].农业机械学报,2007,38(2):204-207. (YU Xiaodong, LU Hua min, GUO Xiurong, et al. Lubrication Performance of Highspeed Circular Tiltingpad Thrust Bearing[J]. Journal of Agricultural Machinery, 2007, 38(2): 204-207. (in Chinese))
- [4] 于晓东,陆怀民,郭秀荣,等.扇形推力轴瓦润滑性能的数值分析[J].润滑与密封,2007,32(1):123-125. (YU Xiaodong, LU Hua min, GUO Xiurong, et al. Numerical Analysis of Lubricating Characteristic of Large Size Sector Hydrostatic Thrust Bearing[J]. Lubrication Engineer, 2007, 32(1): 123-125. (in Chinese))
- [5] D. V. Srikanth, Kaushalk. Chaturvedi, A. Chenna KesavaReddy. Determination of a large tilting pad thrust bearing angular stiffness[J]. Tribology International, 2012,47: 69-76
- [6] 王福军. 计算流体动力学分析-CFD 软件原理与应用[M]. 北京:清华大学出版社,2004. (WANG Fu jun. The Analysis of Computational Fluid Dynamics-The Principle and Application of CFD Software[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2004. (in Chinese))
- [7] 高庆水,杨建刚.基于CFD方法的液体动压滑动轴承特性研究[J].润滑与密封,2008,33(9):65-67. (GAO Qing shui, YANG Jian gang. Research on the Dynamic Characteristics of Hydrodynamical Journal Bearing Based on CFD Analysis[J]. Lubrication Engineer, 2008, 33(9): 65-67. (in Chinese))
- [8] 唐军,黄筱调,张金.大重型静压支承静态性能及油膜流体仿真[J].辽宁工程技术大学学报(自然科学版),2011,30(3):426-429. (TANG Jun, HUANG Xiaodiao, ZHANG Jin. Fluid Simulation of Oil Film and Static Performances of Large Heavy Duty Hydrostatic Thrust Bearing[J]. Journal of Liaoning Technical University(Natural Science), 2011, 30(3): 426-429. (in Chinese))
- [9] 邵俊鹏,张艳芹,李永海,等.大尺寸椭圆形静压轴承油膜态数值模拟[J].哈尔滨理工大学学报,2008,13(6)117-120. (SHAO Jun peng, ZHANG Yan qin, LI Yong hai, et al. Numerical Simulation of Oil Film State of Large Size Ellipse Hydrostatic Bearing[J]. Journal Harbin University of Science and Technology, 2008, 13(6) 117-120. (in Chinese))
- [10] 刘奇.大型水润滑推力轴承承载性能及推力瓦型面优化研究[D].太原:中北大学,2013. (LIU Qi. Research on the Load Carrying Capacity of Large Water-lubricated Thrust Bearing and the Optimization of Thrust Pad Profile[D]. Taiyuan: North University of China, 2013. (in Chinese))
- [11] 唐学林,余欣,任松长,等.固液两相流体力学及其在水利机械中的应用.郑州:黄河水利出版社,2006. (TANG Xue lin, YU Xin, REN Songchang, et al. Solid liquid Two phase Fluid Dynamics and Its Application In Water Conservancy Machinery[M]. Zhengzhou: The Yellow River Water Conservancy Press, 2006. (in Chinese))
- [12] 江帆,黄鹏. Fluent 高级应用与实例分析[M]. 北京:清华大学出版社,2008. (JIANG Fan, HUANG Peng. Fluent in Advanced Application and Instance Analysis[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2008. (in Chinese))