

基于流固耦合的水润滑轴承板条结构优化研究

张和牧, 朱汉华

(武汉理工大学 能源与动力工程学院, 武汉 430063)

摘要: 为研究水润滑轴承板条结构对其润滑性能的影响规律, 利用有限元软件 ADINA 建立 2D 轴承底部中心板条的流固耦合模型, 得到水膜压力分布, 板条的综合位移和垂向位移分布, 分析凹面型、平面型和凸面型板条以及橡胶厚度对水膜压力分布和板面变形的影响规律. 研究表明: 平面型和凹面型板条能够促进轴承形成流体动压润滑, 凸面型板条减少水膜的承压区, 不利于形成流体动压润滑; 增加橡胶厚度, 会降低水膜压力分布, 增大橡胶的变形, 从而降低了轴承的承载能力.

关键词: 流固耦合; 水润滑轴承; 结构优化; ADINA

中图分类号: TH133.3 **文献标志码:** A **文章编号:** 1000-6982 (2011) 04-0036-04

Study on Structure Optimization of Water-lubricated Bearing Stave Based on Fluid-Structure Interaction

ZHANG He-mu, ZHU Han-hua

(School of Energy and Power Engineering, Wuhan University of Technology, Wuhan 430063, China)

Abstract: In order to study the influence of stave structure on lubrication performances of water lubricated bearing, the 2D fluid structure interaction model of bearing bottom middle stave is built by ADINA. The water film pressure distribution, magnitude displacement distribution and vertical displacement distribution are got. Study is done on the influence of planar, convex, concave stave and the thickness of rubber on the water film pressure distribution and the vertical displacement of the bottom middle stave. The results show that flat stave and concave stave is useful to form elastohydrodynamic lubrication. However, convex stave is unfavorable to elastohydrodynamic lubrication for reducing the confined area of water film. Improving the rubber thickness can depress water film pressure and enhance the rubber deformation, which reduces the load capacity of bearing.

Key words: fluid structure interaction; water-lubricated bearing; structure optimization; ADINA

水润滑轴承与油润滑轴承相比, 具有防污染、结构简单、低功耗和高减振性等显著优点, 在船舶、水轮机和水泵等机械传动系统得到广泛的应用. 但是, 由于水的粘度低和水润滑轴承的材料较软, 导致水润滑轴承的承载能力较低和磨损加剧. 轴承结构是影响轴承承载能力、润滑性能和使用寿命的重要参数之一, 因此进行轴承结构优化的研究, 对轴承的工程设计和实际应用有重要意义^[1].

水润滑轴承结构主要包括长径比、轴承间隙、水槽结构和板条形状. 由于板条结构相对复杂, 目

前, 国内外学者主要研究长径比^[2]、轴承间隙^[3]、水槽结构^[4]和橡胶厚度^[5]轴承润滑性能的影响, 而关于板条结构对轴承润滑性能影响的报告极少. 段芳莉^[6]和梁强^[7]在不考虑水膜作用下, 建立平面型、凹面型和凸面型板条的水润滑轴承接触模型, 分析板条结构对轴承接触性能的影响. 由于, 水润滑轴承所选的材质较软, 水膜对轴承的弹性变形有较大影响, 因此, 板条结构选择必须考虑水膜的作用. 王家序^[8]建立 2D 平面板条式轴承的流固耦合模型, 分析水膜压力分布、速度分布和板条变形规律. 刘惠

收稿日期: 2011-05-30; 修回日期: 2011-08-03

基金项目: 国家自然科学基金 (No. 50675162)

作者简介: 张和牧 (1989-), 男, 大学本科在读, 从事船舶动力机械设计新能源利用方面的研究.

萍^[9]运用 ADINA 建立了没有开槽的油润滑轴承流固耦合模型, 分析了稳态和瞬态情况下, 油膜厚度分析、油膜周向压力分布和轴心轨迹的变化规律。

本文在定义水润滑橡胶轴承单个板条结构参数的情况基础上, 利用 ADINA 软件建立 2D 单个板条的流固耦合模型, 分析凹面型、平面型和凸面型板条以及橡胶厚度对轴承润滑性能的影响。

1 流固耦合控制方程

在水润滑轴承的流固耦合模型中, 流体产生的压力作用在板条上, 板条的变形又影响流体的流速和压力分布。在 ADINA 软件中, 结构模型是基于 Lagrangian 坐标, 位移是基本未知量, 而流体模型使用 Eulerian 坐标系。但是, 在流固耦合问题中, 由于流固耦合界面发生变形, 因此流体必须用 Arbitrary-Lagrangian-Eulerian 坐标系^[10]。

1.1 流体控制方程

在不考虑温度场的情况下, 流体区域满足连续方程和 Navier-Stokes 方程:

$$\frac{\partial \rho_f}{\partial t} + \text{div}(\rho_f \mathbf{v}) = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial \rho_f \mathbf{v}}{\partial t} + \text{div}(\rho_f \mathbf{v} \otimes \mathbf{v} - \boldsymbol{\tau}_f) = \mathbf{f}^B \quad (2)$$

式中, t 为时间; ρ_f 为流体密度; $\boldsymbol{\tau}_f$ 为流体应力张量; $\mathbf{v}$ 为速度矢量; $\mathbf{f}^B$ 为流体体积力矢量。

$$\boldsymbol{\tau}_f = (-p + \lambda \nabla \cdot \mathbf{v}) \mathbf{I} + 2\mu \mathbf{e}$$

其中, p 为流体压力; λ 为流体体粘性系数; $\mathbf{I}$ 为单位矩阵; μ 为剪切粘性系数; $\mathbf{e}$ 为速度应变张量,

$$\mathbf{e} = \frac{\text{div}(\mathbf{v}) + \text{div}(\mathbf{v}^T)}{2}.$$

1.2 固体控制方程

轴瓦满足运动第二定理:

$$\rho_s \ddot{\mathbf{d}}_s = \text{div}(\boldsymbol{\sigma}_s) + \mathbf{f}_s \quad (3)$$

式中, ρ_s 为固体密度; $\boldsymbol{\sigma}_s$ 为柯榄力张量; $\mathbf{f}_s$ 为固体外体积力矢量; $\ddot{\mathbf{d}}_s$ 为固体重力加速度。

1.3 流固耦合方程

在流固耦合面上, 流体和固体满足基本的运动学条件和动力学条件:

$$\underline{\mathbf{d}}_f = \underline{\mathbf{d}}_s; \quad \mathbf{n} \cdot \underline{\boldsymbol{\tau}}_f = \mathbf{n} \cdot \underline{\boldsymbol{\tau}}_s \quad (4)$$

式中, $\underline{\mathbf{d}}_f$ 为流体位移; $\underline{\mathbf{d}}_s$ 为固体位移; $\underline{\boldsymbol{\tau}}_f$ 为流体应力; $\underline{\boldsymbol{\tau}}_s$ 为固体应力。下划线是强调上述参数仅在流固耦合面上。

2 流固耦合模型

2.1 定义板条结构参数

水润滑橡胶轴承主要由外衬铜套和内衬橡胶组成。为了达到充分冷却和排走磨粒的作用, 一般在橡胶上开有轴向的水槽, 两个水槽之间的部分称为一个板条, 单个板条结构如图 1 所示。

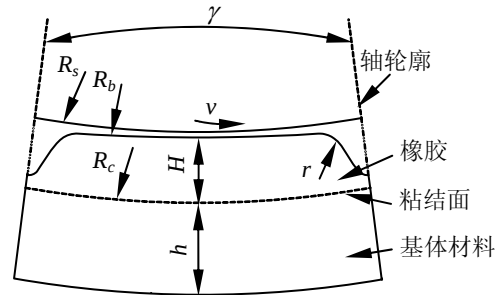


图 1 板条几何结构

取底部中心板条为研究对象, 板条结构参数如表 1 所示。在载荷为 1244N, 偏心率 0.925、偏位角 18.7°和轴径线速度 $v=6.2\text{m/s}$ 以及橡胶材料弹性模量 $E=5.83\text{MPa}$ 、泊松比 $\nu=0.49$ 的工况下, 分析板条结构参数对轴承润滑性能影响规律。

表 1 板条结构参数

项目	代号	单位	数值
内切圆半径	R_b	mm	400
橡胶外径	R_c	mm	210
轴半径	R_s	mm	199.2
橡胶厚度	H	mm	10
衬套厚度	h	mm	14
板条倒角半径	r	mm	8
板条中心角	γ	°	18

2.2 网格划分与边界条件

用 ADINA 进行流固耦合分析时, 需要分别建立计算流体动力学 (CFD) 模型和计算固体力学 (CSD) 模型。在 ADINA-S 模块中, 建立 2D 四节点底部中心板条映射网格, 固体部分共有 2244 个节点, 1650 个单元。在板条的内表面定义流固耦合面, 板条的外表面上施加全约束, 如图 2 所示。

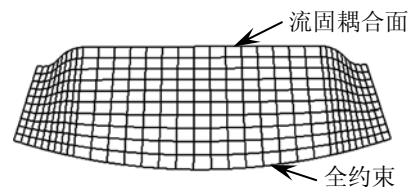


图 2 底部中心板条 CSD 模型

在 ADINA-F 模块中, 建立 2D 四节点水膜映射网格, 由于水润滑轴承的水膜相对板条的尺寸非常

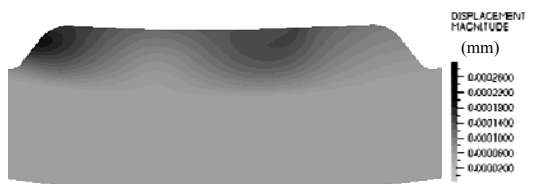
的小,必须对水膜部分进行网格细化,共有 1330 个节点,875 个单元.在水膜的内边界定义为 Wall,施加线速度 v ,外边界定义为流固耦合面(图 3).



图 3 水膜 CFD 模型

3 计算结果与分析

采用流固耦合求解器,利用直接耦合法对底部中心板条 CSD 和水膜 CFD 模型同时进行求解,得到底部中心板条的变形和水膜的压力分布,如图 4 和图 5 所示。



(a) 板条综合位移分布



(b) 板条垂向位移分布

图 4 底部中心板条的变形



图 5 水膜压力分布

由图 4(a)可以看出,底部中心板条的最大综合位移为 $274.8\mu\text{m}$,发生在进口处,这主要是由于轴的线速度和水回流的速度叠加,对水槽产生较大冲击,从而使得水槽底部有较大变形;由图 4(b)和图 5 可以看出,底部中心板条垂向位移先为负值后变为正值,而水膜压力先为正值后为负值,说明在水膜作用下,底部中心板条发生了下沉和突起。

通过提取流固耦合界面上板条的垂向位移和水膜压力,得到沿板条周向的垂向位移和水膜压力分布,如图 6、图 7 和图 8 所示。

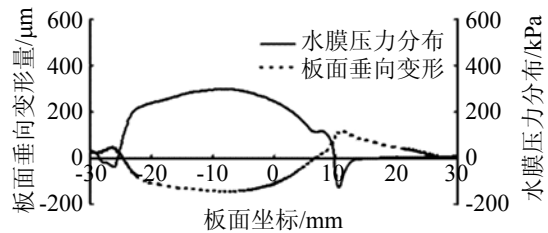
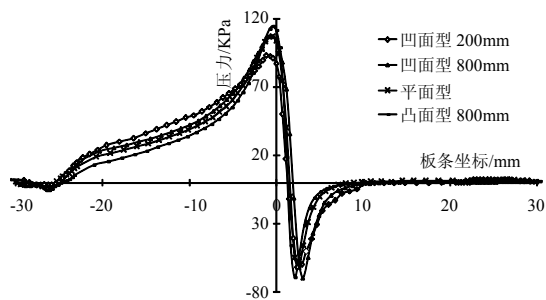
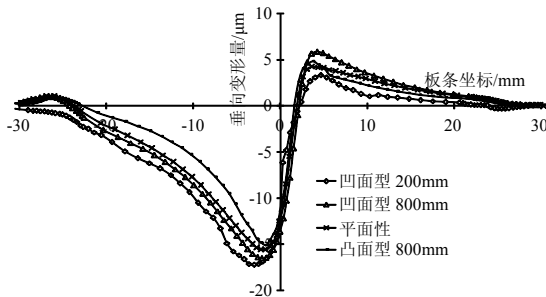


图 6 FSI 界面上水膜压力分布与板条变形

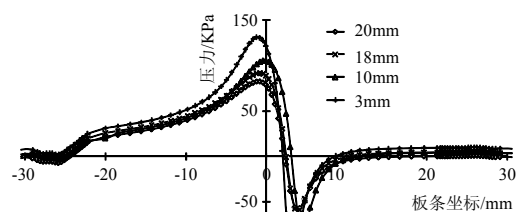


(a) 水膜压力分布

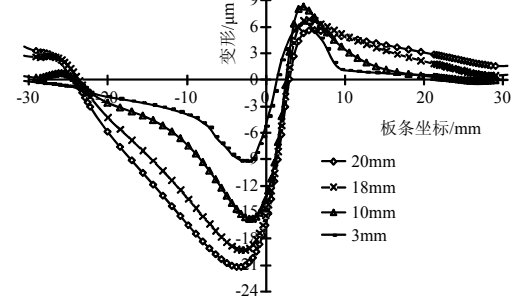


(b) 板面垂向位移分布

图 7 板面类型对水膜压力和板面变形的影响



(a) 水膜压力分布



(b) 板面垂向位移分布

图 8 橡胶厚度对水膜压力和板面变形的影响

由图 6 可以看出, 随着水膜变薄, 在板条中部形成一段较宽的高压区, 即承压区, 该区能够承受轴承的大部分载荷; 由于水膜压力的作用, 板条的垂向变形呈现中间下凹, 两端翘起的现象. 两端的翘起主要是板条中间受较高水膜压力的挤压形成的.

3.1 板面型式对水膜压力和板条变形的影响

水润滑轴承的板条主要有凹面型、凸面型和平面型, 板面形状决定板面与轴之间的几何间隙. 分别取凹面型半径为 200mm、800mm; 凸面型半径为 800mm; 平面型, 即半径是 ∞ 为研究对象, 分析其在水膜压力分布和板面变形的影响, 如图 7 所示. 在水膜承压区, 随板面圆弧半径减小, 水膜压力降低. 这是因为圆弧半径越小, 进水口楔形空间楔角越大, 水膜前沿压力就越低, 越不利于形成动压润滑, 板面变形也越小. 当板面圆弧半径减小至凹面型时, 水膜收敛和发散的楔角就越大, 形成动压润滑水膜压力就会逐渐集中在较窄区域.

3.2 橡胶厚度对水膜压力和板条变形的影响

橡胶厚度是板条结构的重要参数, 对轴承使用寿命、水膜压力分布和板面变形有重要影响. 文中橡胶和基层材料总厚度为 24mm, 取橡胶层厚度 H 分别为 3mm、10mm、18mm 和 20mm, 研究橡胶厚度对水膜压力分布和板条垂向变形的影响规律, 如图 8 所示. 在水膜承压区, 随着橡胶厚度增加, 水膜压力减小, 板面垂向位移增大. 这是因为在相同的水膜压力下, 橡胶厚度的增加, 橡胶的变形也随着增加, 从而增加水膜厚度, 使水膜压力减小. 增加橡胶的厚度, 会减小水膜压力, 降低轴承的承载能力, 容易产生粘着磨损.

4 结语

1) 板条型式对水膜压力分布和板条变形有重要影响. 凸面型板条的水膜收敛和发散角较大, 导致水膜承压区集中在较窄区域, 不利于形成动压润滑; 与凹面型板条相比, 平面型板条能够在保持较宽的

水膜承压区, 更有利于形成弹流润滑.

2) 增加橡胶厚度, 会降低水膜压力分布, 增大板条变形, 从而降低轴承的承载能力, 甚至产生粘着磨损.

参考文献:

- [1] A. Haraldsson, C.-S. Han, H. Tschöpe, *et al.* Shape optimization of a lubricated journal bearing with regard to the distribution of pressure in the fluid [J]. *Engineering Optimization*, 1997(29): 259-275.
- [2] 余江波, 王家序, 彭晋民. 长径比对水润滑塑料合金轴承摩擦系数的影响[J]. *润滑与密封*, 2002(3): 24-27.
- [3] 叶晓琰, 张军辉, 丁亚娜, 等. 海水淡化泵水润滑轴承间隙的优化设计[J]. *排灌机械工程学报*, 2010, 28(2): 117-121.
- [4] 荀振宇, 徐鹏, 张少凯, 等. 水槽结构对水润滑尾轴承润滑性能的影响研究[J]. *江苏船舶*, 2010, 27(3): 23-25.
- [5] 邹丞, 王家序, 余江波, 等. 橡胶厚度和硬度对水润滑整体式轴承摩擦系数的影响[J]. *润滑与密封*, 2006(2): 40-41.
- [6] 段芳莉. 橡胶轴承的水润滑机理研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2002.
- [7] 梁强. 船用水润滑轴承数值计算及结构优化[D]. 武汉: 武汉理工大学, 2009.
- [8] 王家序, 吴松, 肖科. 平面板条式水润滑橡胶合金轴承润滑性能数值分析[J]. *润滑与密封*, 2011, 36(1): 9-12.
- [9] LIU Hui-ping, XU Hua, Peter J. Ellison, *et al.* Application of computational fluid dynamics and fluid structure interaction to the lubrication study of a rotor-bearing system[J]. *Tribol Lett*, 2010, 38: 325-336.
- [10] ADINA R&D. Inc: ADINA system 8.7 Documentation [Z]. 2011.

船舶工业应加强研究 11 项关键共性技术

7月1日, 工业和信息化部发布《产业关键共性技术发展指南(2011年)》, 对装备制造、原材料、节能环保与资源综合利用等八大产业关键共性技术的发展和运用作出指导. 共有 11 项船舶与海洋工程装备关键共性技术名列其中, 具体为: 深水浮式结构物总体和结构的设计分析技术, 深水浮式结构物安全性的分析评估、监测和检测技术, 深水浮式结构物定位性能分析评估技术, 深水浮式结构物模型试验技术, 海洋工程项目管理及信息化技术, 动力定位控制系统(DPCS)技术, 海洋工程结构物振动及噪声关键共性技术, 自主知识产权海洋石油钻井系统集成设计关键技术, 大型自升式钻井平台结构自主设计技术, 海工装备高效建造新工艺、新技术, 海洋工程装备节能环保技术.

(来源: 中国船舶报)