

文章编号:1007-6492(1999)02-0064-03

动静压浮环电主轴基本理论研究

梁 辉, 郭 红, 张少林, 岑少起

(郑州工业大学机械与电子工程学院, 河南 郑州 450002)

摘 要: 针对电主轴传统滚动支撑磨损剧烈, 加工精度不稳定, 使用寿命短等问题, 提出了采用动静压浮环支撑来提高主轴系统的抗振性、回转精度并降低生产成本。对提出的动静压浮环支撑进行了有限元计算, 分析了部分静特性, 并提出了试验研究方案, 为进一步更全面地研究该主轴系统奠定了理论基础。

关键词: 电主轴; 动静压浮环; 有限元

中图分类号: TH 117.2 **文献标识码:** A

0 前言

“电主轴”是中、高频交流电驱动主轴的简称, 它实质上是一台高精度、高刚度、高转速、高可靠性的中、高频异步电动机。起初电主轴是为提高轴承内圈表面磨削精度和效率而发展起来的, 目前

已系列化, 广泛应用于轴承制造业并被推广到其它制造业。

电主轴有许多优点, 其传动效率高, 启动特性好, 易于实现自动监控, 安装方便。常见结构如图 1 所示。

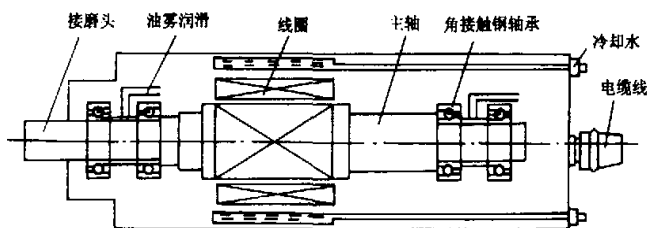


图1 电主轴整体结构图

传统电主轴的支撑一般采用高精度滚动轴承, 滚动支撑结构简单, 易于安装。但由于电主轴的转速很高, 致使摩擦、磨损极其剧烈, 支撑轴承经常因发热过高而失效, 有时几小时就要更换一套轴承。寿命短、主轴精度丧失快是电主轴行业的“老大难”问题。

根据动静压浮环轴承寿命长、精度保持性好、摩擦功耗低、稳定性高等特点, 决定将其应用到GDZ48A型电主轴上并进行初步的理论分析和试验方案研究。

1 结构方案

本方案是在1996年顺利完成的一项国家自

然科学基金项目的基础上提出来的, 其基本结构如图2所示, 做成一体的径向推力浮环将径向、推力油膜分成4层, 轴不转时, 依靠静压将轴和浮环浮起; 轴转动时, 带动浮环。浮环一方面可降低轴颈的相对速度, 从而降低摩擦功耗; 另一方面则可提高稳定性。例如在环速比为0.3时, 浮环轴承与相似结构的普通单膜轴承相比, 不仅磨擦功耗可降低16%左右, 而且稳定性也可提高许多。

内膜结构如图3、4所示, 外膜与内膜结构大致相同。径向部分采用传统的深浅腔结构, 小孔和浅腔二次节流; 轴向采用环形缝隙及浅腔二次节流, 环形缝隙具有节流和深腔进油作用。这样的结构加工方便, 且可充分发挥动静压轴承的作用。

收稿日期: 1999-02-02; 修订日期: 1999-03-15

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(59875080); 河南省自然科学基金资助项目(974040600)

作者简介: 梁 辉(1971-), 男, 河南省新乡市人, 郑州工业大学硕士研究生。

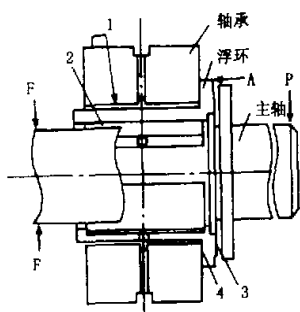


图2 支撑结构

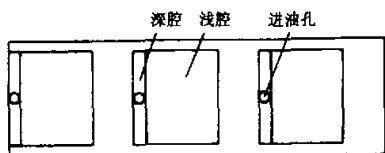


图3 径向内膜展开图

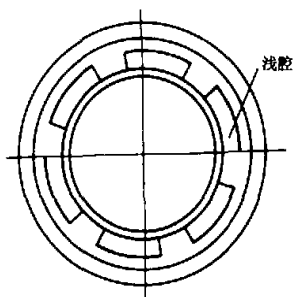


图4 轴向内膜

2 理论分析^[1]

径向部分内外膜无量纲雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial \phi_i} \left(H_i^3 \frac{\partial \bar{P}_i}{\partial \phi_i} \right) + \left(\frac{d_i}{l_i} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda_i} \left(H_i^3 \frac{\partial \bar{P}_i}{\partial \lambda_i} \right) = \frac{3}{2} BM_i \frac{\partial H_i}{\partial \phi_i},$$

无量纲油膜厚度

$$H_i = \begin{cases} 1 + \varepsilon_i \cos \phi_i, & \text{封油边;} \\ 1 + \varepsilon_i \cos \phi_i + H_{s_i}, & \text{浅腔内;} \\ 1 + \varepsilon_i \cos \phi_i + H_{q_i}, & \text{深腔内, } i = 1, 2. \end{cases}$$

边界条件

$$\begin{cases} \bar{P}_i = 0, & i \in \Gamma_1; \\ \bar{P}_y = \bar{P}_x, & i \in \Gamma_2. \end{cases}$$

BM 为轴承数

$$BM_1 = \frac{\mu(\Omega_1 \Omega_2) d_1^2}{p_s C_1^2}; \quad BM_2 = \frac{\mu(\Omega_2) d_2^2}{p_s d_2^2}.$$

轴向部分内外膜无量纲雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial \lambda_i} \left(\lambda_i H_i^3 \frac{\partial \bar{P}_i}{\partial \lambda_i} \right) + \frac{1}{\lambda_i} \frac{\partial}{\partial \phi_i} \left(H_i^3 \frac{\partial \bar{P}_i}{\partial \phi_i} \right) =$$

$$6 BM_i \left(\frac{R_{2i}^2}{l_i} \right) \frac{\partial H_i}{\partial \phi_i} \lambda_i.$$

无量纲油膜厚度

$$H_i = \begin{cases} 1.0, & \text{封油边;} \\ 1.0 + H_{q_i}, & \text{浅腔内, } i = 1, 2. \end{cases}$$

边界条件

$$\begin{cases} \bar{P}_i = 0, & i \in \Gamma_3; \\ \bar{P}_x = \bar{P}_y, & i \in \Gamma_2. \end{cases}$$

其中:

$$BM_1 = \frac{\mu(\Omega_1 \Omega_2)}{p_s C_1^2} L_1^2; \quad BM_2 = \frac{\mu \Omega_2 L_2^2}{p_s C_2^2}.$$

Γ_1 表示径向外边界, Γ_2 表示进油槽及深腔边界, Γ_3 表示轴向外边界, z 表示轴向, j 表示径向, $i=1$ 表示内膜, $i=2$ 表示外膜, 其它未注参数按一般润滑理论规范^[2,3].

本文采用有限单元法求解 Reynolds 方程, 网格划分采用平面八节点等参元. 选取相应的形函数作为权函数, 根据迦辽金加权余量法, 将方程离散为相应的线性代数方程^[4]. 解此方程组可得各节点压力分布, 从而求得各静、动态特性.

网格划分只需从文件中读取几何轮廓尺寸, 即可自动形成单元完成有限元分析的预处理. 计算过程中利用径向与轴向压力协调条件、流量平衡条件及浮环力和力矩平衡条件来决定内、外油膜的结构参数及工作条件.

表1为相似结构的动静压浮环轴承与一般动压轴承部分性能比较. 由此可以看出, 动静压浮环轴承具有较低的磨擦功耗.

程序采用 VisualC++ 5.0 面向对象编程技术, 界面友好, 可移植性强.

3 试验研究方案

试验在郑州工业大学磨擦学试验室的轴承试验台上进行. 总体布置中针对电主轴的特点作了如下改进:

(1) 由于采用了浮环结构, 在 A 处设置光电测速装置, 如图2所示. 用于测量浮环转速及主轴转速, 计算环速比.

(2) 采用一端夹持, 一端加载的形式, 测量系统刚度, 从而测算浮环轴承刚度, 并与原轴承对比. 如图2所示.

(3) 由于电主轴结构复杂, 对油膜压力的测量只能采用探孔测压的方法, 虽然压力分布不连续, 但可以说明问题. 通过测量进油孔和回油孔的温度, 可以对比其温升状况, 同时测量其流量^[5].

(4) 应着重探讨电主轴的综合性能,使用回对比试验.采用重复加载进行系统刚度测试,同时转精度测试仪测试其回转精度,对实际工况进行作噪声对比试验.

表 1 动静压浮环轴承与一般动压轴承性能比较

类 别	推力部分				径向部分				联合轴承	
	承载力 /N	磨擦力矩 /N·m	功耗 /kW	环速比	偏心率	承载力 /N	磨擦力矩 /N·m	功耗 /kW	功耗 /kW	主轴转速 /(r/min)
浮环轴承内膜	3460	0.69	3.6	0.3	0.05	294	0.03	1.87	5.47	48000
浮环轴承外膜	3510	0.7	0.82	0.3	0.08	282	0.03	1.58		48000
一般动压轴承	1000		4.71		0.09	100		2.13	6.85	48000

4 结 束 语

参 考 文 献

采用浮环结构使轴承能够明显地降低磨擦功耗和温升,使主轴系统在高速运转过程中具有较长时间的精度保持,其理论寿命是无限的.

该轴承径向采用深、浅腔结构,深腔缝隙及小孔加浅腔二次节流,结构简单紧凑,既保证了动静压润滑的特点,又不易堵塞.轴向采用浅腔动静压支撑,有利于实现主轴系统的自动平衡,保持系统的稳定.因此,该轴承在电主轴行业有良好的应用前景.

[1] 岑少起.周向进油,浅腔节流的动静压滑动轴承的有限元 - 优化综合分析[J].郑州工业大学学报,1996,17(2):27~35.

[2] 平克斯 O.流体动力润滑理论[M].西安交通大学轴承研究小组译.北京:高等教育出版社,1980.

[3] 许尚贤.液体静压和动静压轴承设计[M].南京:东南大学出版社,1989.

[4] 章本照.流体力学中的有限元方法[M].北京:机械工业出版社,1986.

[5] 张直明.滑动轴承的流体动力润滑理论[M].北京:高等教育出版社,1987.

Study of High - frequency Grinding Spindles with Hybrid
Cylinder Floating - ring Bearing

LIANG Hui, GUO Hong, ZHANG Shao - lin, CEN Shao - qi

(College of Mechanical & Electronic Engineering,Zhengzhou University of Technology,Zhengzhou 450002, China)

Abstract: In this paper, hybrid cylinder floating - ring bearing to replace the traditional steel ball bearing in High - frequency Grinding Spindles is presented. The theory analysis and calculation clearly show this structure has more advantages: better stability, compact structure, lower friction power loss and higher rotational precision, especially reduced lower friction power loss compared with the former. It also provides theory basis for further development of the High - frequency Grinding Spindles.

Key words: High - frequency Grinding Spindles; hybrid cylinder floating - ring bearing; Finite Element Method