

文章编号 1004-924X(2012)08-1759-06

非球面超精密机床静压轴承温度场的分布

夏毅敏^{1*}, 张刚强¹, 罗松保², 张建明²

(1. 中南大学 高性能复杂制造国家重点实验室, 湖南 长沙, 410083;

2. 北京航空精密机械研究所 航空科技重点实验室, 北京 100076)

摘要:利用 ANSYS CFX 流体动力学分析软件建立了不同油膜厚度下的液体静压轴承流体模型, 研究了非球面超精密加工机床液体静压推力轴承的温度场分布。对静压推力轴承进行了试验研究, 获得了工作台上不加负载、加 300 kg 负载、加 500 kg 负载 3 种情况下主轴性能各参数。仿真结果表明: 油腔区域初始温度为 20 °C, 从封油边开始温度逐渐升高, 其中外侧的温度要比内侧温度稍高; 当油膜厚度为 33 μm 时, 最高温度为 20.29 °C, 当油膜厚度为 23 μm 时, 最高温度为 21.72 °C, 油膜厚度越薄, 温度越高。试验计算值与仿真值分别相差 3.33%、8.33%、1.32%, 证实了液体静压推力轴承设计和数值计算的正确性。

关键词:非球面超精密机床; 液体静压轴承; 油膜; 温度场; 数值模拟

中图分类号:TH133.3 **文献标识码:**A **doi:**10.3788/OPE.20122008.1759

Temperature field distribution of non-spherical hydrostatic bearings for ultra-precision machine tools

XIA Yi-min^{1*}, ZHANG Gang-qiang¹, LUO Song-bao², ZHANG Jian-ming²

(1. State Key Laboratory of High-performance Complex Manufacturing,
Central South University, Changsha 410083, China;

2. State Key Laboratory of Ultra-precision Machining Technology,
China Precision Engineering Institute for Aircraft Industry, Beijing 100076, China)

* Corresponding author, E-mail: xiaymj@mail.csu.edu.cn

Abstract: A series numerical models were conducted by using the computational fluid dynamic software ANSYS CFX to research the internal temperature distribution of the hydrostatic thrust bearings of aspherical ultra-precision machine tools. An experiment was performed on the hydrostatic bearings and the spindle performance parameters of the worktable were obtained in 0, 300, 500 kg loads, respectively. The results show that the initial temperature of the oil lumen area is 20 °C, the temperature arises from resistive oil edges towards, and the lateral temperature is higher than that of the medial. The respective highest temperature is 20.29 °C or 21.72 °C with a lubricant film thickness of 33 μm or 23 μm , and the thinner the oil film is, the higher the temperature is. The difference of the simulation and the tests are 3.33%, 8.33%, 1.32%, respectively, which proves the validity of design and simulation

收稿日期: 2012-04-16; 修订日期: 2012-05-14.

基金项目: 国家 863 高技术研究发展计划资助项目 (No. 008AA000513)

methods for hydrostatic thrust bearings.

Key words: non-spherical ultra-precision machine; hydrostatic thrust bearing; oil film; temperature field; numerical simulation

1 引言

液体静压轴承具有回转精度高、适应性好、抗振性能强等优点,在超精密加工机床上得到广泛应用。轴承在运转的过程中,润滑油膜受到剪切和压缩作用产生热量,造成油膜温度升高,并产生温度梯度^[1],产生热变形,严重影响零件加工精度^[2-6]。美国研制出的超高精度大型光学金刚石车床^[7]采用液体静压轴承,轴承温度能够控制恒定在 0.005 °C 以内^[8]。埃及学者 Safar 利用有限元法研究了在绝热条件下温度对静压推力轴承性能的影响,研究表明,在油腔较多、倾斜较大时,温度的影响非常显著^[9]。英国诺丁汉大学的 Baker 研究了扇形和圆环形静压推力轴承在一定转速下温度升高对轴承性能的影响^[10]。加拿大大学者研究了滑动过程中的摩擦热和能量的转换,发现温升不仅受表面摩擦的影响,而且和内部摩擦、塑性变形和应变率有关系^[11]。瑞典的 Markin 利用有限元法,计算了轴承的热应力变形和机械变形以及轴承的最小油膜厚度、承载力、温升等运行参数^[12]。西安交通大学的张国渊对水润滑动静压轴承进行研究,得到了三维压力场分布、温度场分布以及动载特性系数^[13]。

本文拟采用 ANSYS CFX 流体力学分析软件对静压轴承内部流体建立仿真模型,研究不同负载下流体的温度场分布规律,并在大型非球面超精密加工机床上进行试验研究。

2 液体静压推力轴承基本设计参数

按照非球面超精密加工机床的设计指标,完成了静压推力轴承的设计。其主要设计参数如下:最大工件承载能力为 800 kg,最小承载能力为 200 kg,工作台自重为 750 kg,供油压力 $p_s = 1.5 \text{ MPa}$,压力比为 0.3,油腔压力为 0.45 MPa,设计状态下油膜厚度为 $34.5 \mu\text{m}$,极限油膜厚度为 $22.45 \mu\text{m}$,最大供油流量为 2.49 L/min。采用小孔节流方式,润滑油采用 2# 主轴油,其 20 °C

时动力黏度为 $0.00384 \text{ Pa} \cdot \text{s}$, 20 °C 时密度为 858 kg/m^3 ,定压比热容为 $2000 \text{ J}/(\text{kg} \cdot \text{K})$,工作台最高转速 120 r/min,有效承载面积 $A_c = 0.015 \text{ m}^2$,导热系数为 $0.37 \text{ W}/(\text{m} \cdot \text{K})$,6 个油垫支撑工作台,6 个油垫备用。加工制造完成的液体静压止推轴承如下图 1 所示,油垫尺寸如图 2 所示。当结构参数以及液压系统参数确定后,一定转速下的温升只与油膜厚度值有关^[14]。

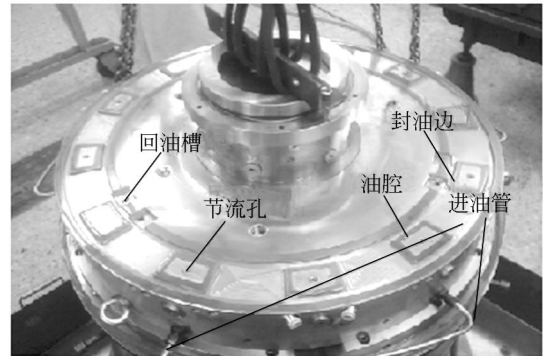


图 1 静压止推轴承结构

Fig. 1 Structure of hydrostatic thrust bearing

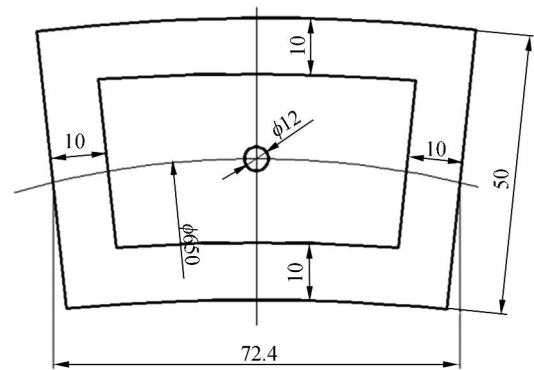


图 2 油垫尺寸图

Fig. 2 Dimension of oil pad

3 数值模拟计算

3.1 有限元模型的建立及边界条件的设置

由于 6 个油垫均匀分布,故只对 1 个油垫进行分析即可。为此建立了不同油膜厚度 ($23 \sim 33 \mu\text{m}$) 下油垫内流体的三维模型,并对其划分了有

限元网格,如图 3 所示。

设定进口压力为 1.5 MPa,进油温度为 20 °C,出口压力为 0。设定液体静压推力轴承的导轨为旋转壁面,与油膜无滑移,工作台转速为 120 r/min,以轴承中心轴线为旋转轴,设定 High-Resolution 高阶混合差分格式的计算精度,收敛容差数量级为 10^{-5} 。

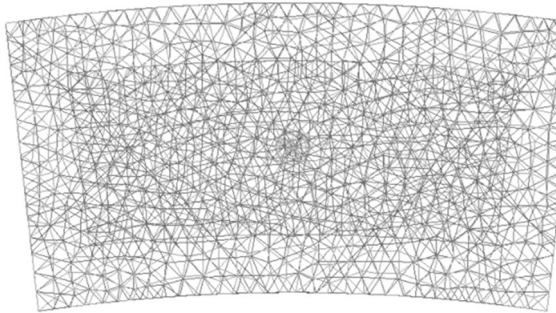


图 3 流体有限元模型

Fig. 3 Finite element mode of fluid

3.2 温度场分布规律

经计算,得到了不同油膜厚度(23~33 μm)下的液体静压推力轴承内部流体温度场的分布云图以及分布规律。当油膜厚度分别为 33、23 μm 时油膜温度场分布如图 4、5 所示:

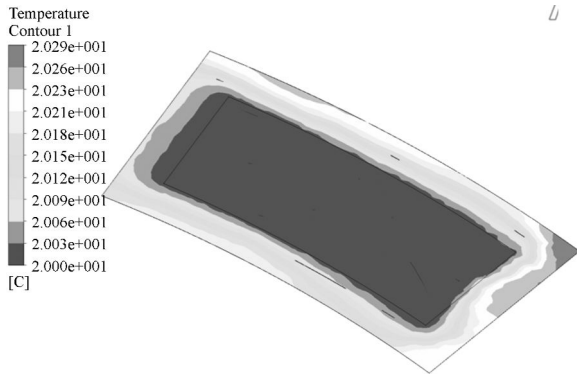


图 4 油膜厚度为 33 μm 时的温度场分布云图

Fig. 4 Contours of temperature field for film thickness of 33 μm

由上图可以看出油腔区域初始温度为 20 °C,从封油边开始温度逐渐升高,其中外侧的温度要比内侧温度稍高,因为外侧旋转的线速度比内侧大。当油膜厚度为 33 μm 时,最高温度为 20.29 °C,当油膜厚度为 23 μm 时,最高温度为 21.72 °C。图 6 所示为不同油膜厚度与油膜温度的关系,可以看出,油膜厚度越薄,温度越高。

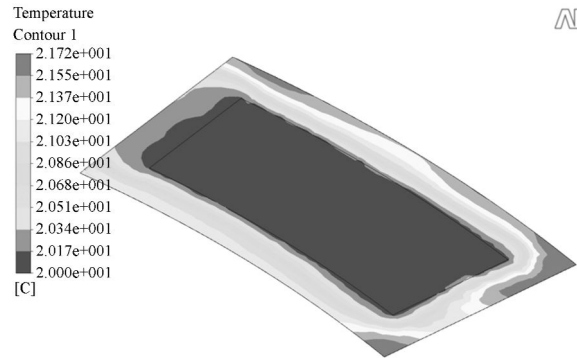


图 5 油膜厚度为 23 μm 时的温度场分布云图

Fig. 5 Contours of temperature field for film thickness of 23 μm

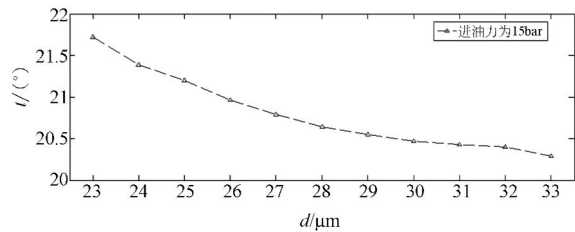


图 6 油膜厚度与油温的关系

Fig. 6 Relationship between film thickness and oil temperature

轴承发热并产生的热变形对超精密机床的加工精度极为不利,必须合理控制,因此,研究静压轴承温度场分布规律,控制静压轴承的温升对减少静压轴承的热变形,提高零件的加工精度具有十分重要的意义。

4 试验研究

由于机床结构紧凑,在机床本体上进行液体静压主轴轴承性能测试会带来诸多不便,这里将主轴系统安装在试验台上,同时接好驱动装置和供油系统,如图 7 所示,测试系统原理如图 8 所示。

按照负载不同(工作台上不加载荷、300 kg、500 kg),进行了 3 组试验,测量过程中将 3 个电感表头座(测量精度为 0.1 μm)均布固定在试验台架上,表头与工作台下部平面接触,并调好零位,开动液压泵,使工作台浮起,记录工作台浮起高度,再将表头移开,启动主轴电机,使主轴旋转,旋转时间维持 6 min,记录相关数据,再将主轴电

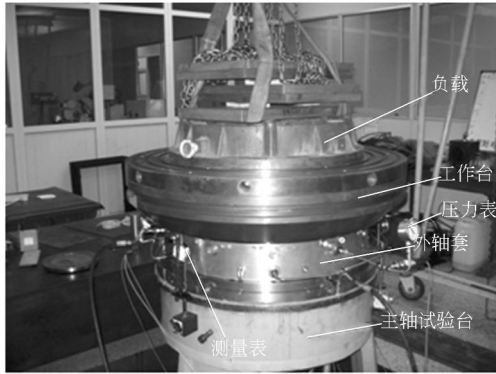


图 7 液体静压主轴试验台

Fig. 7 Test-bed of hydrostatic thrust bearing

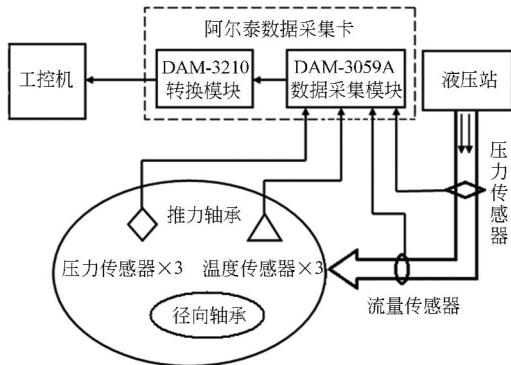


图 8 测试系统原理图

Fig. 8 Schematic of test system

机停转,关闭液泵。

其试验结果分别如表 1、2、3 所示,油膜厚度、油腔压力值为 3 点的平均值。

表 1 负载仅为工作台

Tab. 1 Load only table

油腔压力 /bar	油膜厚度 / μm	进油压力 /bar	进油流量 /(L/min)	出油温度 / $^{\circ}\text{C}$	油箱油温 / $^{\circ}\text{C}$
4.66	33.5	15	4.01	23.28	20.00
4.65	33.6	15	4.01	23.29	20.00
4.65	33.6	15	4.01	23.28	20.00

表 2 工作台上加 300 kg 负载

Tab. 2 Workbench with 300 kg load

油腔压力 /bar	油膜厚度 / μm	进油压力 /bar	进油流量 /(L/min)	出油温度 / $^{\circ}\text{C}$	油箱油温 ($^{\circ}\text{C}$)
6.58	29.4	15	3.43	23.57	20.00
6.57	29.4	15	3.43	23.58	20.00
6.58	29.4	15	3.43	23.59	20.00

表 3 工作台上加 500 kg 负载

Tab. 2 Workbench with 500 kg load

油腔压力 /bar	油膜厚度 / μm	进油压力 /bar	进油流量 /(L/min)	出油温度 / $^{\circ}\text{C}$	油箱油温 / $^{\circ}\text{C}$
7.00	27.7	15	3.09	23.74	20.00
7.01	27.5	15	3.09	23.73	20.00
7.02	27.4	15	3.09	23.73	20.00

从表中可见,油膜厚度值基本达到了设计要求的 $34.5 \mu\text{m}$,与设计值最高差不到 $1 \mu\text{m}$,油腔压力为 4.66 bar ,与指定值仅相差 0.16 bar ;进油流量为 4.01 L/min (其中包括径向轴承的流量),对液体静压径向轴承的流量计算值为 1.30 L/min ,则静压推力轴承的流量为 2.71 L/min ;出油平均温度为 $23.35 \text{ }^{\circ}\text{C}$,包括油泵功率消耗的温升及管路温升;相关实验测得泵的温升为 $2.98 \text{ }^{\circ}\text{C}$,则单个推力轴承温升为 $0.3 \text{ }^{\circ}\text{C}$,与仿真 $0.29 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 相差 3.33% ,当负载为 300 kg 时,油膜温升为 $0.6 \text{ }^{\circ}\text{C}$,通过图 6 可以查出此负载下油膜厚度为 $29.4 \mu\text{m}$ 时,温升为 $0.55 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时相差 8.33% 。当负载为 500 kg 时,油膜温升 $0.76 \text{ }^{\circ}\text{C}$,通过图 6 可以查出此负载下油膜厚度为 $27.6 \mu\text{m}$ 时,温升为 $0.75 \text{ }^{\circ}\text{C}$ 时相差 1.32% 。由此可以看出试验数据基本符合设计值及仿真值,从而验证了仿真计算的正确性。

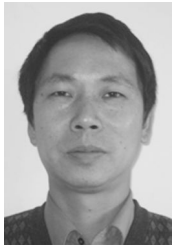
5 结 论

根据超精密机床设计特点,提出了控制液体静压轴承的热变形及提高零件加工精度的方法。采用 ANSYS CFX 流体动力学分析软件建立了不同油膜厚度下 ($23 \sim 33 \mu\text{m}$) 液体静压轴承内部流体的仿真模型,获得了其温度分布规律。仿真结果表明,油腔区域初始温度为 $20 \text{ }^{\circ}\text{C}$,从封油边开始温度逐渐升高,其中外侧的温度要比内侧温度稍高,因为外侧旋转的线速度比内侧大。当油膜厚度为 $33 \mu\text{m}$ 时,最高温度为 $20.29 \text{ }^{\circ}\text{C}$,当油膜厚度为 $23 \mu\text{m}$ 时,最高温度为 $21.72 \text{ }^{\circ}\text{C}$,油膜厚度越薄,温度越高。试验计算值与仿真值分别相差 3.33% 、 8.33% 、 1.32% ,由此可以得出液体静压推力轴承设计和数值计算的正确性。

参考文献:

- [1] 卢启鹏,高飒飒,彭忠琦.同步辐射水平偏转压弯镜面形误差分析与补偿[J].光学精密工程,2011,19(11):2644-2650.
LU Q P, GAO S S, PENG ZH Q. Analysis and compensation of slope error for synchrotron radiation horizontal deflected mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2011, 19(11):2644-2650. (in Chinese)
- [2] 富彦丽,马希直,朱均.圆轴承三维温度场的研究[J].机械科学与技术,2002,21(5):711-713.
FU Y L, MA X ZH, ZHU J. Study on the three-dimensional temperature field of circular journal bearing[J]. *Mechanical Science and Technology*, 2002, 21(5):711-713. (in Chinese)
- [3] 李圣怡.超精密加工技术与机床的新进展[J].航空精密制造技术,2009,45(2):26-28.
LI SH Y. The technology of Ultra-precision machining and the new progress of machine tool[J]. *Technology of Aviation Precision Manufacturing*, 2009, 45(2):26-28. (in Chinese)
- [4] 叶树亮,李东升.应用有限体积法研究空气静压导轨力学特性[J].光学精密工程,2008,16(5):809-814.
YE SH L, LI D SH. Study on mechanical characteristics of aerostatic bearing with finite volume method[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2008, 16(5):809-814. (in Chinese)
- [5] 张景和,张顺国,赵海潇,等.大型超精密机床导轨卸荷系统结构设计与测试[J].光学精密工程,2007,15(9):1382-1390.
ZHANG J H, ZHANG SH G, ZHAO H X, et al.. Structure design and test for guide unloading system of large ultra-precision machine[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2007, 15(9):1382-1390. (in Chinese)
- [6] 戴一帆,彭小强.复合节流静压导轨设计及其稳定性分析[J].中国机械工程,2000,11(8):880-900.
DAI Y F, PENG X Q. Design of the multi-throttle air-lubricated hydro static slide guide and its stability analysis [J]. *China Mechanical Engineering*, 2000, 11(8):880-900. (in Chinese)
- [7] KATIE W. The world's most accurate lathe. science and technology [J]. *Review*, 2001, 21(4):12-14.
- [8] SAITO T T, WASLEY R J. Precision and manufacturing at the lawrence livermore national laboratory[J]. *Precision Engineering*, 1994(16):81-89.
- [9] ZEINAB S S. Adiabatic solution of a tilted hydrostatic thrust bearing[J]. *Wear*, 1983, 86(1):133-138.
- [10] BAKKER O J, VANOSTAYEN R A J. Recess depth optimization for rotating, annular, and circular recess hydrostatic thrust bearings[J]. *Journal of Tribology*, 2010, 132(1):011103-1-7.
- [11] AGRODZKI P, LAM K B, BAHKALIE A. Non-linear transient behavior of a sliding system with frictionally excited thermoelastic instability [J]. *ASME TransJournal of Tribology*, 2001, 123(5):699-708.
- [12] MARKIN D, MCCARTHY D M C, GLAVATSKIH S B. A FEM approach to simulation of tilting-pad thrust bearing assemblies[J]. *Tribology International*, 2003(36):807-814.
- [13] 张国渊,袁小阳.水润滑静压轴承三维压力及温度场分布理论研究[J].润滑与密封,2006,8:4-7.
ZHANG G Y, YUAN X Y. Theoretical of study on three-dimensional pressure distributions and temperature field of water-lubricated hydrostatic journal bearings[J]. *Lubrication and Seal*, 2006, 8:4-7. (in Chinese)
- [14] 常翠平.锥形静压轴承流场的数值模拟及性能分析[D].哈尔滨:哈尔滨工业大学,2008.
CHANG C P. *Flow Field Numerical Simulation and Performance Analysis for the Conical Hydrostatic Bearing*[D]. Harbin: Haibin Institute of Technology, 2008. (in chinese)

作者简介:



夏毅敏(1967—),男,江西永新人,教授,博士生导师,1988年于石家庄铁道学院获学士学位,1994年于中南工业大学获硕士学位,2006年于中南大学获得博士学位,主要从事流体传动与控制技术、工程机械、海洋机电装备设计方面的教学与科研工作。E-mail: xi-aymj@mail.csu.edu.cn



张刚强(1983—),男,湖南浏阳人,硕士研究生,主要从事超精密加工技术的研究。E-mail:zgqh1@163.com



罗松保(1968—),男,湖南邵东人,博士,研究员,1999年于中南大学获博士学位。主要从事精密、超精密加工技术的研究工作。E-mail: luosongbao@yahoo.com.cn



张建明(1955—),男,上海人,研究员,1981年于中国航空科技研究院获硕士学位,1993-1994年在美国威斯康辛大学任访问学者,主要从事精密、超精密测量,控制、加工技术与装备的研究和制造工作。E-mail: zhangjmw@tom.com

● 下期预告

大视场长焦面光学遥感器焦面调焦机构

刘 磊,高明辉

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033)

为保证焦面长度大于 600 mm 的大视场空间光学遥感器在空间环境下的成像质量,设计了一套在 ± 2 mm 调焦范围内焦面组件倾斜小于 $7''$ 、定位精度优于 0.01 mm 的焦面调焦机构。该套机构不仅需要满足调焦的精度要求,而且还要满足力学环境、真空环境的要求。采用双凸轮驱动技术调焦机构来满足调焦精度要求;采用失电制动器自锁技术,使调焦机构具有自锁功能;采用防冷焊技术的调焦机构满足了真空环境下的使用要求;采用的高刚度导轨、轴承使调焦机构具有较高的动态刚度。通过设计分析及实验,证明了该套焦面调焦机构具有高精度和高可靠性,能够在复杂的空间环境下完成调焦任务,提高遥感器的成像质量。