

自补偿液体静压精密转台轴承设计与实验*

佐晓波,尹自强,王建敏,李圣怡,刘晓东

(国防科技大学 机电工程与自动化学院,湖南 长沙 410073)

摘要:设计了一种用于精密转台的新型自补偿圆锥形液体静压轴承,并完成了轴承的制造与性能测试。采用流量平衡原理推导了轴承设计公式,得到了轴向和径向的最优刚度及其优化条件,计入制造误差对轴承承载性能进行了仿真,并测试了轴承的刚度和回转精度。结果表明:轴承刚度受到节流间隙与承载间隙的流阻比以及油腔内流系数影响,流阻比存在最优值,而内流系数越小,对刚度越有利;计入制造误差的仿真模型能够有效预测轴承刚度范围。

关键词:精密转台;静压轴承;自补偿;刚度

中图分类号:TH133.3 **文献标志码:**A **文章编号:**1001-2486(2013)03-0001-06

Design and experiment of self-compensated hydrostatic precision rotary bearing

ZUO Xiaobo, YIN Ziqiang, WANG Jianmin, LI Shengyi, LIU Xiaodong

(College of Mechatronics Engineering and Automation, National University of Defense Technology, Changsha 410073, China)

Abstract: A new type of self-compensated conical hydrostatic bearing for precision rotary table was designed, manufactured and tested. The design formulas were derived based on flow equilibrium, and the optimal stiffness was obtained both from the axial and the radial directions. The effect of manufacturing error on the performance was investigated, and the stiffness and revolution accuracy was experimentally tested. Results show that the bearing stiffness is influenced by the resistance ratio between the restricting gap, the bearing gap and the inner flow coefficient between pockets; the resistance ratio has an optimal value, and a little value of the inner flow coefficient is favorable to the stiffness; the model considering manufacturing errors can effectively predict the range of the bearing stiffness.

Key words: precision rotary table; hydrostatic bearing; self-compensation; stiffness

精密数控转台是现代精密机床的关键基础部件,是进一步改善机床性能、提高加工水平的重要因素。国家“高档数控机床与基础制造装备”科技重大专项将精密转台的研制作作为重要的攻关任务,并成为多个精密机床研制课题的基本组成部分。液体静压转台具有承载力大、刚度高、阻尼特性好和使用寿命长等优点,是精密转台的主要发展方向之一。目前国外已有多家企业可以生产精度在亚微米级以上的超精密液体静压转台^[1],而国内相关研究和产品研发水平仍有一定的差距^[2]。液体静压轴承是静压转台的核心部件,其刚度、精度决定了转台的性能。静压轴承的基本原理是使用节流器调节油腔中的润滑流体压力以产生平衡外载的油膜力,因而节流器设计对静压轴承研究具有重要意义。传统的固定节流器已有较成熟的研究^[3-4],但是此类轴承由于小孔、毛细管等节流元件容易堵塞等原因,难以进一步

提高轴承的刚度。后来发展的薄膜、滑阀等可变节流器可以实现更高的刚度,然而制造成本高且存在稳定性问题^[5-6]。内部节流轴承较固定节流轴承刚度高,且轴承结构简单,不易堵塞,节流比不受轴承间隙影响,因其自身结构能够补偿载荷变动产生的油膜压力变化,此种轴承也称为自补偿轴承;但是传统的自补偿轴承较长、摩擦功耗高,不适于转台使用^[7-9]。Kane等^[10]将节流间隙与承载间隙设计成呈角度相交的两段,提出一种适用于转台的自补偿静压轴承,但是节流段的环形区域内存在流体的扩散效应,且油腔入口容易因磨损而联通,影响轴承的整体性能。本文将传统的自补偿与Kane型节流相结合,设计了一种新型的自补偿轴承,并基于流量平衡原理推导了其设计公式,得到了刚度优化条件,分析了制造误差对轴承承载力的影响,最终制造了轴承并测试了其刚度和回转精度。

* 收稿日期:2012-11-03

基金项目:国家自然科学基金资助项目(50805143);国家科技重大专项(2010ZX04001-151)

作者简介:佐晓波(1983—),男,河北张家口人,博士研究生,E-mail:engineerzuo@163.com;

李圣怡(通信作者),男,教授,博士生导师,E-mail: syl@nudt.edu.cn

1 自补偿原理与轴承结构设计

Kane 型轴承自补偿原理如图 1 所示。高压润滑油由进油孔进入轴承与转子间的环形空腔,然后越过圆柱台端面进入节流间隙中,产生一定的压力损失后进入轴承表面油腔。节流间隙对进入油腔的润滑油压力起到调节作用,从而使油膜

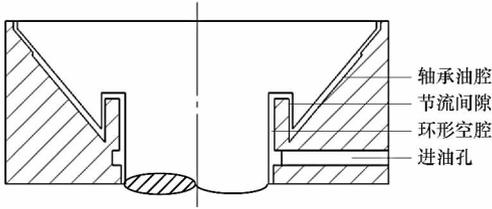


图 1 自补偿原理图

Fig. 1 Schematic diagram of inner restriction

压力适应载荷变动。当轴发生偏心时,轴承间隙减小一侧的节流间隙增大,使油腔前的压力损失减小而流量增大,从而使油腔压力升高,同理,轴承间隙增大一侧油腔压力相应降低,两侧压力差产生油膜回复力。

传统自补偿轴承将节流油腔直接加工在轴承油腔相对的内表面上,由轴承与轴颈之间的间隙形成油腔的进油液阻,其补偿原理与 Kane 型轴承类似,但是轴承较长。将两种结构结合起来,设计了图 2 所示的液体静压转台轴承,可以克服前二者存在的问题。节流单元加工于圆柱形节流环外

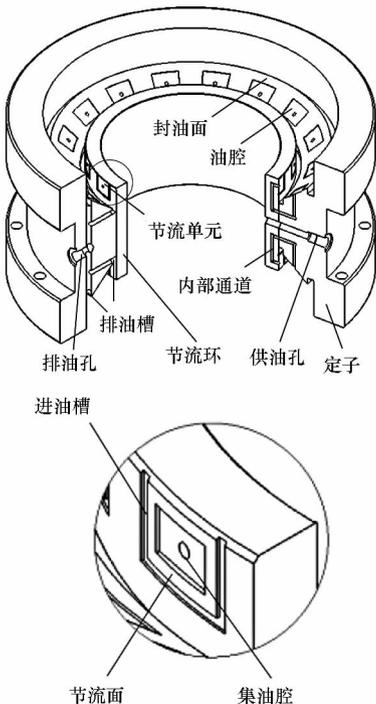


图 2 轴承结构图

Fig. 2 Structure diagram of the bearing

表面上,其通过内部的连接通道与轴承表面的油腔连通。为适应超精密机床对转台回转精度的要求,采用多油腔结构,可以有效均化制造误差对油膜厚度的影响。本文设计的液体静压轴承采用了 16 个扇形油腔,每个油腔对应一个节流单元。节流单元由进油槽、节流面和集油腔组成。

2 参数设计与性能分析

流过静压轴承每一个油腔的润滑油满足流量平衡条件,即

$$Q_{ri} = Q_{bi} + Q_{li(i+1)} - Q_{l(i-1)i} \quad (1)$$

其中: Q_{ri} 为节流单元流入油腔 i 中的流量, Q_{bi} , $Q_{li(i+1)}$ 和 $Q_{l(i-1)i}$ 分别为油腔 i 流向排油槽和相邻油腔的流量。

不计液体的可压缩性,则方程(1)表示为

$$\frac{(p_s - p_{bi})}{R_{ri}} = \frac{p_{bi}}{R_{bi}} + \frac{(p_{bi} - p_{b(i-1)})}{R_{l(i-1)i}} + \frac{(p_{bi} - p_{b(i+1)})}{R_{li(i+1)}} \quad (2)$$

其中: p_s 和 p_{bi} 分别为进油压力和油腔 i 中的压力, R_{ri} 和 R_{bi} 分别为节流单元和油腔出油的流阻, $R_{l(i-1)i}$ 和 $R_{li(i+1)}$ 分别为油腔 i 与两侧油腔间封油面的流阻。

移项整理后得

$$p_s = \left(1 + \frac{R_{ri}}{R_{bi}} + \frac{R_{ri}}{R_{li(i-1)}} + \frac{R_{ri}}{R_{li(i+1)}}\right)p_{bi} - \frac{R_{ri}}{R_{li(i-1)}}p_{b(i-1)} - \frac{R_{ri}}{R_{li(i+1)}}p_{b(i+1)} \quad (3)$$

引入小位移假设^[11],即在小位移设计条件下,假设任意两个油腔的压力增量之比等于油腔几何中心的位移之比:

$$\frac{\Delta p_{bi}}{e_i} = \frac{\Delta p_{b(i+1)}}{e_{(i+1)}} = \frac{\Delta p_{b(i-1)}}{e_{(i-1)}} \quad (4)$$

2.1 径向最优刚度设计

将式(4)代入式(3)中整理可得到任意油腔压力的近似计算公式:

$$p_{bi} = \frac{1 + \lambda_0 + \lambda_{ei} \kappa_{ei}}{1 + \lambda_{ei} + \lambda_{ei} \kappa_{ei}} \frac{p_s}{1 + \lambda_0} \quad (5)$$

其中: $\lambda_0 = \frac{R_{r0}}{R_{b0}}$, $\lambda_{ei} = \frac{R_{rei}}{R_{bei}}$ 分别为设计状态和偏心为

e 的工作状态下的流阻比, $\kappa_{ei} = \frac{R_{bi}}{R_{li(i-1)}}(1 - \frac{e_{(i-1)}}{e_i}) + \frac{R_{bi}}{R_{li(i+1)}}(1 - \frac{e_{(i+1)}}{e_i})$ 为内流效应系数,其反映了多腔轴承中内流对油腔压力的影响,在小偏心假设下,常常假设其为常数 κ_0 ,不受偏心率的影响^[11]。

对于本文设计的自补偿轴承,节流间隙和轴承间隙分别由式(6a)和(6b)计算。

$$h_{ri} = h_{r0} + e \cos \phi_i \quad (6a)$$

$$h_{bi} = h_{b0} - e \cos \phi_i \cos \theta \quad (6b)$$

令 $h_{r0} = h_{b0} = h_0$, $\varepsilon = e/h_0$ 为径向的无量纲位移,于是偏心 e 下的流阻比

$$\lambda_{ei} = \left(\frac{1 - \varepsilon \cos \phi_i \cos \theta}{1 + \varepsilon \cos \phi_i} \right)^3 \lambda_0 \quad (7)$$

油腔承载能力为

$$W_i = \frac{p_{bi} A_e}{n} = \frac{1 + \lambda_0 + \lambda_{ei} \kappa_{ei}}{1 + \lambda_{ei} + \lambda_{ei} \kappa_{ei}} \frac{p_s A_e}{(1 + \lambda_0) n} = \bar{W}_i p_s A_e \quad (8)$$

其中: \bar{W}_i 为承载能力系数, A_e 为轴承有效承载面积, n 为油腔数目。

由式(7)计算出 $\frac{\partial \lambda_{ei}}{\partial \varepsilon}$ 代入式(8)中,可得小位移下各油腔区域的油膜刚度计算式,其叠加即得轴承油膜径向刚度系数表达式:

$$\bar{S}_r = \sum_{i=1}^n \frac{3\lambda_0 [1 + \lambda_0 (1 + \kappa_{ei})] (1 + \cos \theta) \cos \theta}{n(1 + \lambda_0)} \cdot \frac{\cos^2 \phi_i (1 + \varepsilon \cos \phi_i)^2 (1 - \varepsilon \cos \phi_i \cos \theta)^2}{[(1 + \varepsilon \cos \phi_i)^3 + \lambda_0 (1 + \kappa_{ei}) (1 - \varepsilon \cos \phi_i \cos \theta)^3]^2} \quad (9)$$

当 $\varepsilon = 0$ 时,即得初始设计状态下刚度系数为

$$\bar{S}_{r0} = \left. \frac{\partial \bar{W}_r}{\partial \varepsilon} \right|_{\varepsilon=0} = \sum_{i=1}^n \frac{3\lambda_0 \cos^2 \phi_i (1 + \cos \theta) \cos \theta}{n(1 + \lambda_0) [1 + \lambda_0 (1 + \kappa_0)]} \quad (10)$$

当 p_s, A_e, h_0 确定后,为获得最大设计刚度,应选择最佳 λ_0 值,令 $\frac{d\bar{S}_{r0}}{d\lambda_0} = 0$,可得最佳 λ_0 设计值为

$$\lambda_0 = \frac{1}{\sqrt{1 + \kappa_0}} \quad (11)$$

因而轴承的最大径向设计刚度系数为

$$\begin{aligned} \bar{S}_{r0\max} &= \sum_{i=1}^n \frac{3 \cos \phi_i (1 + \cos \theta) \cos \theta}{n(1 + \sqrt{1 + \kappa_0})^2} \cos \phi_i \\ &= \frac{3(1 + \cos \theta) \cos \theta}{2(1 + \sqrt{1 + \kappa_0})^2} \quad (12) \end{aligned}$$

2.2 轴向最优刚度设计

转子发生轴向位移时,方程(1)中 $Q_{li(i+1)}$ 和 $Q_{li(i-1)}$ 为0,由方程(2)解得

$$p_{bi} = \frac{1}{1 + \lambda_{\Delta i}} p_s \quad (13)$$

其中, $\lambda_{\Delta i} = \frac{R_{\Delta i}}{R_{b\Delta i}}$ 为轴向位移为 Δ 时的流阻比。

对于本文设计的轴承,转子发生轴向位移时的节流间隙和轴承间隙分别由式(14a)和(14b)计算。

$$h_{ri} = h_{r0} \quad (14a)$$

$$h_{bi} = h_{b0} + \Delta \sin \theta \quad (14b)$$

令 $\delta = \Delta/h_0$ 为轴向的无量纲位移,于是流阻比

$$\lambda_{\Delta i} = (1 + \delta \sin \theta)^3 \lambda_0 \quad (15)$$

油腔承载能力为

$$W_i = \frac{p_{bi} A_e}{n} = \frac{p_s A_e}{n(1 + \lambda_{\Delta i})} = \bar{W}_i p_s A_e \quad (16)$$

由式(15)计算出 $\frac{\partial \lambda_{\Delta i}}{\partial \delta}$ 代入式(16)中,叠加可得小位移下轴承油膜的轴向刚度系数为

$$\bar{S}_a = \frac{3\lambda_0 (1 + \delta \sin \theta)^2 \sin^2 \theta}{[1 + \lambda_0 (1 + \delta \sin \theta)^3]^2} \quad (17)$$

$\delta = 0$ 时即初始状态下的轴向刚度系数:

$$\bar{S}_{a0} = \frac{3\lambda_0 \sin^2 \theta}{(1 + \lambda_0)^2} \quad (18)$$

令 $\frac{d\bar{S}_{a0}}{d\lambda_0} = 0$,可得最佳 λ_0 设计值为

$$\lambda_0 = 1 \quad (19)$$

因而轴承的最大轴向设计刚度系数为

$$\bar{S}_{a0\max} = \frac{3}{4} \sin^2 \theta \quad (20)$$

2.3 性能分析

采用上述设计理论,对锥面角度为 45° 的轴承模型进行了计算。图3所示为不同内流系数 κ_0 下设计刚度随流阻比的变化曲线,可以看出:(1)油腔间的润滑油流通对轴承刚度不利,内流系数越小,则刚度越高;(2)对应某一内流系数,存在最佳的 λ_0 值,且在最佳 λ_0 值附近刚度下降不大,表明 λ_0 的最佳设计值具有一定的裕度,为设计带来方便。

图4所示为内流系数取0.1,不同流阻比 λ_0 下轴承径向刚度随偏心率变化曲线,由于采用了小偏心假设,故在偏心率较小时,刚度计算准确,当偏心率较大时,只能定性反映刚度的变化趋势。由曲线可见:(1)在无偏心的设计状态下,轴承径向刚度最大,随着偏心增大,刚度值递减;(2)当 λ_0 为1时,最接近于最佳设计值,因而轴承在设计状态下刚度最大;(3) λ_0 越接近于最优设计值,轴承刚度随偏心率下降速度越大,当偏心率较大时,其刚度性能反而更差,因而,此类型轴承适宜于小偏心工作状态,从图4得出,偏心率不宜超过0.3。

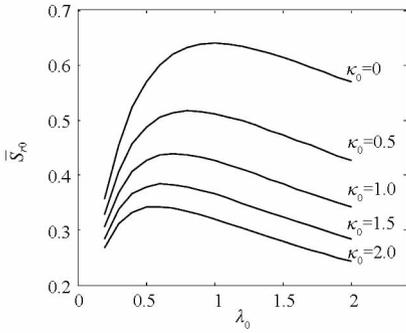


图 3 设计刚度与流阻比关系曲线

Fig. 3 Design stiffness vs flow resistance curves

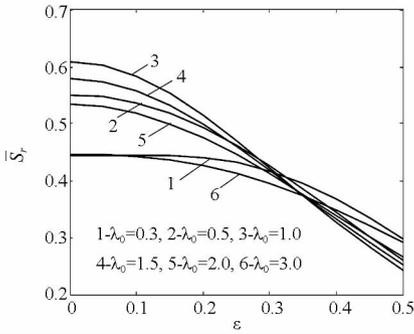


图 4 刚度与偏心率关系曲线

Fig. 4 Stiffness vs eccentricity curves

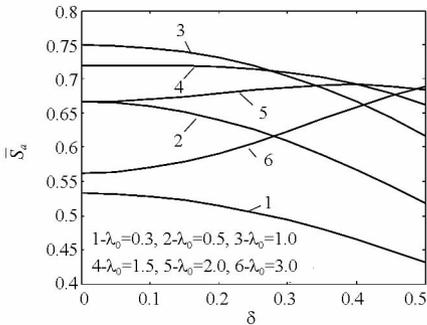


图 5 刚度与轴向位移关系曲线

Fig. 5 Stiffness vs. axial displacement curves

图 5 所示为不同流阻比 λ_0 下轴承轴向刚度随轴向无量纲位移的变化曲线。由曲线可见：(1) 对于给定 λ_0 值的情况下，如果 λ_0 不大于 1.5，在无位移的设计状态下轴承轴向刚度最大，随着位移增大，刚度值递减；而若 λ_0 不小于 2.0，最大刚度出现在某位移条件下。(2) 当 λ_0 取最佳设计值 1 时，虽然轴承在设计状态下刚度取得最优值，但是如果轴承在轴向承受较大载荷，即在轴向位移较大的工况下使用，则采用大于 1 的 λ_0 值更加有利。

3 制造误差的影响

制造误差对轴承性能具有较大影响。对于本文设计的自补偿圆锥形液体静压轴承，轴承内部

间隙是轴承性能最敏感的影响因素。轴承设计间隙只有 0.02mm，制造误差一般为微米级，甚至和间隙值在同一个数量级。其中锥面承载间隙受到两个圆锥轴承同轴误差的影响，轴承轴线偏离预期位置，使得承载间隙不均匀，如图 6(a)。由于圆锥面之间的间隙大小可以调节，因而不考虑尺寸误差造成的影响。而影响节流间隙的制造误差包括形成节流间隙的转、定子表面的尺寸误差和节流环装配的偏斜误差(如图 6(b))等。为简便，不考虑轴承不同轴和节流环偏斜造成的转子倾斜，则引入误差影响的节流间隙和承载间隙计算公式为

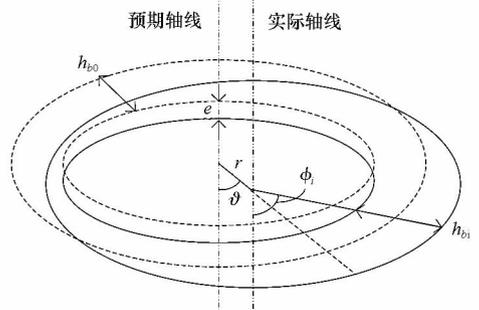
$$h_{ri} = h_{r0} + e \cos \phi_i + \tau - z \gamma \cos(\phi_i - \psi) \quad (21a)$$

$$h_{bi} = h_{b0} - e \cos \phi_i \cos \theta + \Delta \sin \theta + r_b \cos(\phi_i - \vartheta) \quad (21b)$$

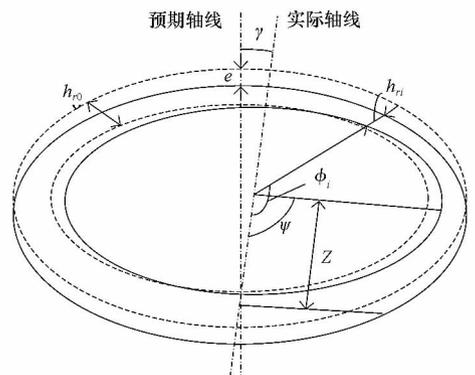
其中： τ 为尺寸误差引起的节流间隙变化量， γ 为节流环偏斜角度， z 为计算位置到偏斜初始位置的距离， ψ 为偏斜方向相对转子偏心方向的夹角， r_b 为轴承中心相对预定位置的偏移量， ϑ 为轴承中心偏移方向相对转子偏心方向的夹角。间隙的无量纲形式为

$$\bar{h}_{ri} = 1 + \varepsilon \cos \phi_i + \bar{\tau} - \bar{r}_c \cos(\phi_i - \psi) \quad (22a)$$

$$\bar{h}_{bi} = 1 - \varepsilon \cos \phi_i \cos \theta + \delta \sin \theta + \bar{r}_b \cos(\phi_i - \vartheta) \quad (22b)$$



(a) 轴承同轴度误差



(b) 节流环偏斜误差

图 6 制造误差对间隙影响

Fig. 6 The effect of manufacturing error on the clearance

4 轴承性能测试

制造了自补偿液体静压转台轴承,其基本参数如表1所示。图7为测试现场照片。在承载力测试中,在供油压力为1MPa条件下,采用气缸分别在径向和轴向顶推转子,推杆上安装有分辨率为1kg的力传感器,记录荷载值;采用高精度Moher电感式位移传感器测试相应方向的位移值,其分辨率可达0.1 μm 。

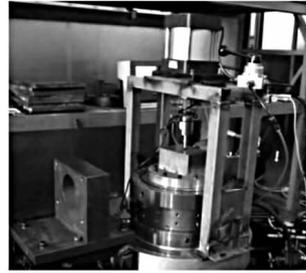
同时,采用计入制造误差的理论模型对轴承承载力进行了仿真。轴承零件制造误差由Zeiss高精度三坐标测量机进行检测,其测量精度为1 μm 。结果表明:节流环装配存在较大偏斜误差,节流单元中心的无量纲偏斜量 \bar{r}_c 达到0.5,两轴承锥面不同轴引起的轴承中心线无量纲偏移量 \bar{r}_b 达到0.4。为适度抵消节流环偏斜造成的油膜厚度不均的影响,适当扩大了节流间隙,使得其无量纲尺寸增量 $\bar{\tau}$ 为0.5。轴向加载没有方向性,承载力测试值只受到夹角 $(\vartheta - \psi)$ 影响,计算结果与实验结果如图8(a)所示;由结果看出实验曲线与 $(\vartheta - \psi) = 180^\circ$ 条件下计算曲线的变化趋势最接近。于是假设 $(\vartheta - \psi) = 180^\circ$,则径向承载力测试值只受到加载方向与 \bar{r}_c 的夹角 ψ 的影响,结果如图8(b)所示,实验曲线与 $\psi = 45^\circ$ 条件下计算曲线最为接近。结果表明:(1)由于误差因素的复杂性,很难建立准确的计算模型,但是本文提出的误差模型能够有效预测轴承承载力的实际范围;(2)所制造的自补偿液体静压转台轴承在初始状态下轴向刚度约为220N/ μm ,径向刚度约为120N/ μm 。为提高轴承刚度,可以增大供油压力,而且需进一步提高轴承制造精度。

表1 轴承基本参数

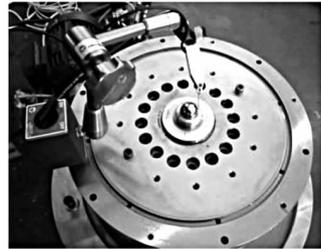
Tab.1 Main parameters of the manufactured bearing

参数/单位	数值	参数/单位	数值
转台外径/mm	360	节流面周长/mm	55.61
转台高度/mm	180	节流面宽度/mm	3
锥面角度/($^\circ$)	50	内部通道直径/mm	3
供油压力/MPa	0.5~2	轴承间隙/mm	0.02
主轴平均直径/mm	236	流阻比	1
油腔包角/($^\circ$)	15	间隙比	1
封油边宽度/mm	5	内流系数	0.16

在回转精度测试中,采用超精密标准球辅助测量。因为标准球精度比轴承预期回转精度高出一个数量级,因而采用测试轴承跳动的方法,轴承实际的运动精度应比跳动值更高。对轴承回转精度测试表明:其径向跳动0.3 μm ,因而在进一步提高



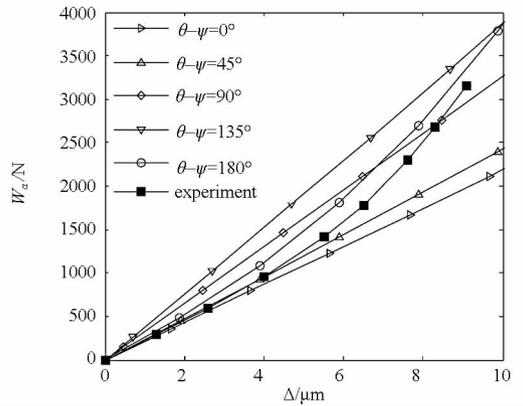
(a) 承载力测试装置



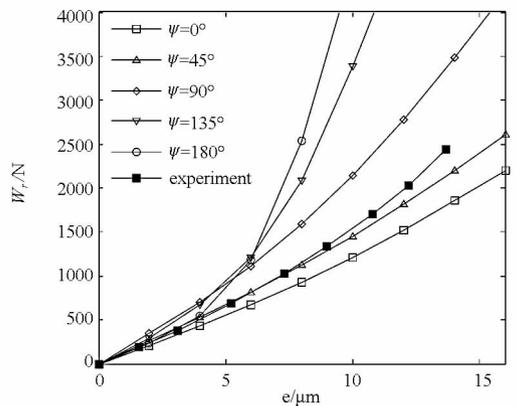
(b) 回转误差测试装置

图7 测试装置

Fig.7 Photos of test rig



(a) 轴向结果



(b) 径向结果

图8 承载力曲线

Fig.8 Load capacity curves

制造精度的条件下,有望达到更高的回转精度。

5 结论

本文完成了一种新型的自补偿液体静压精密

转台轴承的设计、制造与测试,并推导了轴承在两个主要受载方向的最优设计刚度及其优化条件,得到了其设计曲线。通过理论分析和实验研究,可以得到以下结论:

(1) 自补偿液体静压轴承不采用传统的固定或可变节流器,因而结构简单、设计参数少,其刚度主要受到流阻比和内流系数影响。

(2) 采用考虑多种制造误差影响的计算模型,可以有效预测承载力的范围。

(3) 所制造轴承轴向刚度约 $220\text{N}/\mu\text{m}$, 径向刚度约 $120\text{N}/\mu\text{m}$, 回转精度优于 $0.3\mu\text{m}$, 能够满足精密转台的需要。下一步需要完善轴承加工工艺,提高制造精度,以充分发挥液体静压轴承的刚度性能。

参考文献 (References)

- [1] 周堃,熊万里,吕浪,等. 液体静压转台技术综述[J]. 制造技术与机床,2011(4): 22 - 25, 29.
ZHOU Kun, XIONG Wanli, LV Lang, et al. Review on key technology of hydrostatic rotary table [J]. Manufacturing Technology and Machine Tools, 2011(4): 22 - 25, 29. (in Chinese)
- [2] 张健,刘春时,李焱,等. 大型精密数控转台关键技术分析与应用[J]. 机械设计与制造, 2012(1):174 - 175.
ZHANG Jian, LIU Chunshi, LI Yan, et al. Analysis and application of key technology on a large & precision NC rotary table[J]. Machinery Design & Manufacture,2012(1):174 - 175. (in Chinese)
- [3] Chaeles S, Bonneau O, Frêne J. Determination of the discharge coefficient of a thin-walled orifice used in hydrostatic bearings[J]. Journal of Tribology, 2005, 127: 679 - 84.
- [4] Chen C H, Chang Y P, Lee H H, et al. The influences of capillary restriction and journal eccentricity on the stability of the rigid rotor-hybrid bearing system[J]. Industrial Lubrication and Tribology, 2007,59(1): 46 - 51.
- [5] Singh N, Sharma S C, Jain S C, et al. Performance of membrane compensated multirecess hydrostatic/hybrid flexible journal bearing system considering various recess shapes [J]. Tribology International, 2004,37: 11 - 24.
- [6] Brecher C, Baum C, Winterschladen M, et al. Simulation of dynamic effects on hydrostatic bearings and membrane restrictors [J]. Product Engineering Research and Development, 2007(1):415 - 420.
- [7] 夏恒青. 内部节流静压动静压支承中节流腔新结构及其不同布置时的支承性能[J]. 郑州工学院学报,1989,10(2): 97 - 102.
XIA Hengqing. The bearing properties of hydrostatic and hydrodynamic hydrostatic bearing with the new structural inner throttle cavities in different positions [J]. Journal of Zhengzhou Institute of Technology, 1989,10(2): 97 - 102. (in Chinese)
- [8] 王瑜. 双列内节流液体静压轴承动态特性分析[J]. 哈尔滨工业大学学报, 1998,30(1): 43 - 45.
WANG Yu. Analysis of hydrodynamic characteristics of a two-row inner-restrictor hydrostatic bearing[J]. Journal of Harbin Institute of Technology, 1998,30(1): 43 - 45. (in Chinese)
- [9] 于卫东,张绍林,岑少起. 新型内部节流形式动静压径向轴承特性研究[J]. 矿山机械,2009,37(18): 37 - 41.
YU Weidong, ZHANG Shaolin, CEN Shaoqi. Performance of new structure inner restrictor compensated hydrodynamic/hydrostatic journal bearings [J]. Mining & Processing Equipment, 2009,37(18): 37 - 41. (in Chinese)
- [10] Kane N R, Sihler J, Slocum A H. A hydrostatic rotary bearing with angled surface self-compensation [J]. Precision Engineering, 2003, 27: 125 - 139.
- [11] 陈燕生. 液体静压支承原理和设计[M]. 北京:国防工业出版社,1980.
CHEN Yansheng. Hydrostatic bearing theory and design[M]. Beijing: National Defense Industry Press, 1980. (in Chinese)