

文章编号 1004-924X(2021)07-1640-13

超精密全口径抛光机气浮转台的静态特性

安磊¹, 王伟^{1*}, 廖德锋²

(1. 电子科技大学机械与电气工程学院, 四川成都 611731;

2. 中国工程物理研究院激光聚变研究中心, 四川绵阳 621900)

摘要:为了分析角摆和转速对超精密全口径抛光机气浮转台静态特性的影响,建立了一种数值计算方法。将考虑角摆后的气膜厚度方程带入雷诺方程,此时的方程含有角摆和转速项,采用有限差分法进行离散并通过联合流量平衡方程进行数值求解。计算结果表明:单一角摆下,气浮转台的最大极限角摆为 5×10^{-5} rad,随着角摆的增大,气膜厚度最大值逐渐增大而最小值逐渐减小,压力分布发生改变,承载力逐渐降低。组合角摆下,气浮转台的最大极限角摆为 4.9×10^{-5} rad,组合角摆对气浮转台静态特性的影响规律和单一角摆时基本一致,但效果更为显著。气浮转台的失效转速为 $2\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$,随着转速的增大,气膜厚度不会直接发生改变,压力分布却明显变化,最终承载力逐渐降低,进而导致气膜厚度发生变化。角摆和转速的改变致使气浮转台的承载力发生变化,为了保持力的平衡,转台位置会随之改变。该研究为后续动态回转误差的研究提供了理论基础。

关键词:超精密气浮转台;角摆;转速;有限差分法;静态特性

中图分类号:TH117 文献标识码:A doi:10.37188/OPE.2020.0564

Static characteristics of air-floating turntable of ultra-precision full-aperture polisher

AN Lei¹, WANG Wei^{1*}, LIAO De-feng²

(1. School of Mechanical and Electrical Engineering, University of Electronic Science and Technology of China, Chengdu 611731, China;

2. Research Center of Laser Fusion, China Academy of Engineering Physics, Mianyang 621900, China)

* Corresponding author, E-mail: wangwhit@163.com

Abstract: A numerical method is established to analyze the influence of the pendulum angle and rotation speed on the static characteristics of the air-floating turntable of an ultraprecision full-aperture polisher. Substituting the air-film-thickness equation, which contains the pendulum angle, into the Reynolds equation results in an equation that includes the pendulum angle and speed terms. This equation is then solved by numerically combining the finite difference method with the flow balance equation. The calculation results show that in the case of a single pendulum, the maximum limit of the pendulum angle of the air-floating turntable is 5×10^{-5} rad, and with an increase in the pendulum angle, the maximum value of the air

收稿日期:2020-10-30;修订日期:2020-12-02.

基金项目:国家自然科学基金委员会与中国工程物理研究院联合资助项目(No. U1830110);国防基础科研核基础科学挑战计划资助项目(No. TZ2016006-0501);中国工程物理研究院超精密加工技术重点实验室资助项目(No. ZD18008)

film thickness gradually increases and its minimum value gradually decreases. Furthermore, the pressure distribution changes and the load capacity gradually decreases. In the case of combined pendulums, the maximum limit of the pendulum angle of the air-floating turntable is 4.9×10^{-5} rad. The effect of the combined pendulums on the static characteristics of the air-floating turntable is similar to that in the single-pendulum condition, but more significant. The failure speed of the air-floating turntable is 2 300 r/min. As the speed increases, the thickness of the air film does not change directly. However, the thickness of the air film changes when the load capacity decreases owing to pressure distribution. It can be concluded that a change in the pendulum angle and rotation speed changes the load capacity of the air-floating turntable. Therefore, the position of the turntable will change accordingly to maintain the balance of force. This research provides a theoretical basis for the subsequent study of dynamic rotation errors.

Key words: ultra-precision air-floating turntable; angle pendulum; rotation speed; finite different method; static characteristics

1 引言

抛光工艺作为一种高面形精度的加工工艺,广泛应用于全口径超精密平面光学元件的加工中^[1-2]。与传统的机械接触或液体支承相比,气体静压支撑具有摩擦小、无污染、精度高、寿命长等优点,因而适合应用于超精密全口径抛光机转台。气浮转台利用有压力的气体在基座和转台间形成一层气膜,从而将两者分开,并利用气体静压原理形成承载^[3-7]。

国内外学者在静压支撑方面做了大量研究。崔海龙等^[8]基于流体力学和固体力学的基本控制方程,建立小孔节流空气静压轴承双向流固耦合数值模拟模型,获取了设计参数对承载力和刚度的影响规律。李一飞等^[9]基于 fluent 研究了供气小孔尺寸、气腔尺寸、气膜厚度以及供气压力等参数对静压轴承承载力和刚度的影响,为工程设计提供了一定的参考。赵晓龙等^[10]采用 FDM (有限差分法)和超松弛迭代法对变截面节流器的空气静压轴承模型进行求解,指出变截面节流器的设计方法能够有效提高空气静压轴承的静态特性。Belforte 等^[11]基于 FDM 分析了不同结构的均压腔对支撑表面压力分布、气体流量和刚度的影响。Lo 等^[12]和 Liu 等^[13]基于 FDM 分析了静压轴承的压力分布、承载力以及体积流量率等静态特性。文献[14-17]分析了节流器布局、尺寸、形状以及运行参数如供气压力等对静压轴承静态特性的影响。Abdurrahim 等^[18]基于 FDM 和

DTM(微分变换法)分析了不同轴承倾斜下的气膜厚度、压力分布和承载力,Shi 等^[19]在此基础上研究了不同转速和转子倾斜下轴承的静态特性。熊万里等^[20]和刘志峰等^[21]分析了不同倾斜状态下液体静压轴承油膜的承载特性。

可见,以往的研究较多地关注结构参数和气源参数等对气浮支撑的气膜厚度、压力分布、承载力等静态特性的影响,对于角摆和转速的影响也较多的集中于静压和油膜轴承。气浮转台的尺寸和质量较大,工作时转台处于悬浮状态,在制造误差、偏载等因素的影响下会存在倾斜角摆。角摆和转速的存在会导致气膜流场发生变化,从而影响气膜压力分布和承载力,导致转台动态旋转轨迹发生改变,致使超精密光学工件的形状误差,表面质量等出现变化,从而不能达到使用要求。学者在研究气浮转台静态特性时,对于角摆和转速效应的影响关注较少,相关研究并不多见。本文基于柱坐标系下的雷诺方程和流量平衡方程,结合考虑角摆后的气膜厚度方程采用 FDM 进行数值求解,研究单个角摆、组合角摆和转速对气膜厚度、气膜压力分布以及承载力这些静态特性的影响。

2 全口径抛光机气浮转台结构与液体润滑分析数学模型

2.1 气浮转台结构

图 1 为全口径抛光机气浮转台结构简图,高

压气体经节流小孔进入均压腔,进而进入基座和转台间,形成环形气膜,利用静压原理形成承载。

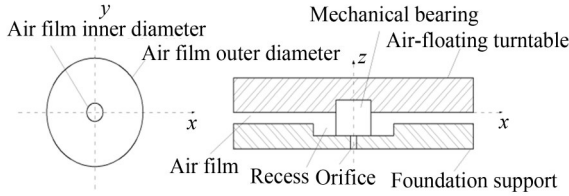


图 1 气浮转台结构简图

Fig. 1 Structure diagram of air-floating turntable

2.2 气膜流动控制方程

转台工作时气膜厚度为微米级别,气体流动为连续介质流动,所以遵循三个基本守恒定律:质量守恒定律(连续性方程)、动量守恒定律(N-S方程)和能量守恒方程(伯努利方程)。其中N-S方程可以描述流体流动的基本规律,但是其作为复杂的偏微分方程很难求解,因此基于一些假设建立连续性方程和简化后的N-S方程可以得到稳态气膜润滑 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p^2}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(h^3 \frac{\partial p^2}{\partial y} \right) = 12\eta u_x \frac{\partial(ph)}{\partial x} + 12\eta u_y \frac{\partial(ph)}{\partial y}, \quad (1)$$

其中: p 为气膜压力, η 为气体动力粘度, u_x 为转台在 x 方向的速度, u_y 为转台在 y 方向的速度。

在 Reynolds 方程中, h 为气膜厚度,当转台存在角摆时:

$$h(x, y) = h_0 + x \tan \phi + y \tan \psi, \quad (2)$$

其中: h_0 为无角摆时气膜厚度, ϕ 为绕 y 轴的角摆, ψ 为绕 x 轴的角摆。

为求解方便,将(1)式在柱坐标系下展开并进行无量纲化处理,即令 $x = r \cos \theta$, $y = r \sin \theta$, $\omega = (\sqrt{u_x^2 + u_y^2})/r$, $f = (p/p_a)^2$, $R = r/r_2$, $H = h/h_0$, $\Lambda = 12\eta\omega r_2^2/p_a h_0^2$ 。其中: ω 为转台转速, p_a 为标椎大气压, r_2 气膜外径,则此时 Reynolds 方程为:

$$\frac{1}{r_2} 3H^2 \left(\frac{\partial H}{\partial R} \frac{\partial f}{\partial R} + \frac{1}{R^2} \frac{\partial H}{\partial \theta} \frac{\partial f}{\partial \theta} \right) + H^3 \left[\frac{\partial}{\partial R} \left(R \frac{\partial f}{\partial R} \right) + \frac{1}{R} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial f}{\partial \theta} \right) \right] = \frac{\Lambda}{\sqrt{f}} \left(f \frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{H}{2} \frac{\partial f}{\partial \theta} \right). \quad (3)$$

2.3 流量平衡方程

经过节流小孔的入口气体流量为:

$$m_{in} = A p_s \varphi \sqrt{2\rho_a/p_a} \vartheta, \quad (4)$$

$$\vartheta = \begin{cases} \left[\frac{k}{2} \left(\frac{2}{k+1} \right)^{(k+1)/(k-1)} \right]^{1/2}, & \beta = \frac{p_d}{p_s} \leq \beta_k \\ \left[\frac{k}{k-1} (\beta^{2/k} - \beta^{(k+1)/k}) \right]^{1/2}, & \beta = \frac{p_d}{p_s} > \beta_k \end{cases}, \quad (5)$$

$$\beta_k = \left(\frac{2}{k+1} \right)^{k/(k-1)}, \quad (6)$$

其中: A 为小孔面积, p_s 为供气压力, φ 为小孔流量系数,一般取0.8, ρ_a 为大气密度, p_a 为标椎大气压, ϑ 为流量函数, k 为热容比,一般取1.4, p_d 为均压腔内气体压力, β 为压力比, β_k 为临界压力比。

出口流量满足下列方程:

$$m_{out} = -\frac{\rho_a p_a h^3 r}{24\eta} \int_0^{2\pi} \frac{\partial f}{\partial r} d\theta. \quad (7)$$

在稳态情况下,入口气体流量应当等于出口气体流量,则流量平衡方程为:

$$m_{in} + m_{out} = 0. \quad (8)$$

2.4 数值计算

雷诺方程是二阶非线性偏微分方程,其解析解很难获得,通常采用数值求解方法对其离散化得到可求解的代数方程组。常用的离散方法有FDM, FEM(有限单元法), FVM(有限体积法)以及DTM等, FDM在求解时计算用时少,编写过程灵活,受到广泛的应用。

如图2所示,将气膜流场区域在周向和径向分别划分为 n 份和 m 份,则周向节点数为 n ,径向节点数为 $m+1$ 。对于边界条件:在与大气相连处, $f_{i,j} = 1$ 。在均压腔内, $f_{i,j} = (p_d/p_a)^2$ 。周期性边界为 $f_{i+n,j} = f_{i,j}$ 。

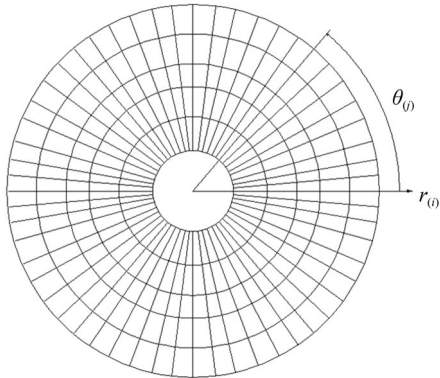


图 2 气膜流场数值计算网格模型

Fig.2 Numerical calculation grid model of air film flow field

采用五点中心差分将偏微分项进行转化:

$$\begin{cases} A_{i,j} = \frac{3H_{i,j}^2}{r_2} \cdot \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{4(\Delta R)^2} + \frac{H_{i,j}^3}{2\Delta R} + \frac{H_{i,j}^3 R_{i,j}}{(\Delta R)^2} \\ B_{i,j} = \frac{3H_{i,j}^2}{r_2} \cdot \frac{H_{i-1,j} - H_{i+1,j}}{4(\Delta R)^2} - \frac{H_{i,j}^3}{2\Delta R} + \frac{H_{i,j}^3 R_{i,j}}{(\Delta R)^2} \\ C_{i,j} = \frac{-2H_{i,j}^3 R_{i,j}}{(\Delta R)^2} + \frac{-2H_{i,j}^3}{(\Delta \theta)^2 R_{i,j}} + \frac{\Lambda(H_{i,j-1} - H_{i,j+1})}{2\sqrt{f_{i,j}} \Delta \theta} \\ D_{i,j} = \frac{3H_{i,j}^2}{r_2} \cdot \frac{H_{i,j-1} - H_{i,j+1}}{4R_{i,j}^2 (\Delta \theta)^2} + \frac{H_{i,j}^3}{(\Delta \theta)^2 R_{i,j}} + \frac{\Lambda H_{i,j}}{4\sqrt{f_{i,j}} \Delta \theta} \\ E_{i,j} = \frac{3H_{i,j}^2}{r_2} \cdot \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{4R_{i,j}^2 (\Delta \theta)^2} + \frac{H_{i,j}^3}{(\Delta \theta)^2 R_{i,j}} - \frac{\Lambda H_{i,j}}{4\sqrt{f_{i,j}} \Delta \theta} \end{cases}$$

设定均压腔初始压力,结合流量平衡方程(8)便可求解离散后的雷诺方程(10),从而获得气膜厚度和压力分布,具体流程如图 3 所示。将得到的压力在整个气膜面上进行积分,进而算出气膜面的承载力:

$$W = \iint (p - p_a) ds = \int_0^{2\pi} \int_{r_1}^{r_2} (p - p_a) r dr d\theta. \quad (12)$$

3 算例结果及分析

如图 4 所示,将本文的计算结果和文献[22]的结果进行对比,其计算参数见表 1。由图可知,两者的压力分布基本相似,从而验证文中计算程序的正确性。

表 2 为本文的计算参数,使用其分析角摆和转速对气浮转台气膜厚度、压力分布等静态特性

$$\begin{cases} \frac{\partial H}{\partial R} = \frac{H_{i+1,j} - H_{i-1,j}}{2\Delta R} \\ \frac{\partial H}{\partial \theta} = \frac{H_{i,j+1} - H_{i,j-1}}{2\Delta \theta} \\ \frac{\partial f}{\partial R} = \frac{f_{i+1,j} - f_{i-1,j}}{2\Delta R} \\ \frac{\partial f}{\partial \theta} = \frac{f_{i,j+1} - f_{i,j-1}}{2\Delta \theta} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial R^2} = \frac{f_{i+1,j} - 2f_{i,j} + f_{i-1,j}}{(\Delta R)^2} \\ \frac{\partial^2 f}{\partial \theta^2} = \frac{f_{i,j+1} - 2f_{i,j} + f_{i,j-1}}{(\Delta \theta)^2} \end{cases} \quad (9)$$

将(9)式代入(3)式,则离散后的雷诺方程如下:

$$A_{i,j} f_{i+1,j} + B_{i,j} f_{i-1,j} + C_{i,j} f_{i,j} + D_{i,j} f_{i,j-1} + E_{i,j} f_{i,j+1} = b_{i,j}. \quad (10)$$

其中:

$$b_{i,j} = \begin{cases} 1 & , \text{大气边界节点} \\ (p_d/p_a)^2 & , \text{均压腔节点} \\ 0 & , \text{内部节点} \end{cases} \quad (11)$$

的影响。

3.1 单一角摆的影响

图 5(a)为不同角摆 ϕ 下的气膜厚度,由图可知,随着角摆的增大,气膜厚度不再均匀分布。在 x 轴正方向(0~2 m),气膜厚度逐渐增大;在 x 轴负方向(-2~0 m),气膜厚度逐渐减小。这是由于气浮转台存在角摆 ϕ 时,气膜厚度沿 y 轴发生了改变。将角摆继续增大,图 5(b)为不同角摆 ϕ 下的气膜厚度最大值。由图可知,气膜厚度最大值随着角摆的增大逐渐增大,气膜厚度最小值随着角摆的增大逐渐减小。当角摆为 0 rad 时,气膜厚度最大值和最小值相同都为 1,当角摆达到 5×10^{-5} rad 时气膜厚度最大值为 2 而最小值基本为 0,这就意味着气浮转台将与支撑体表面接触,从而导致转台失效。这就说明转台角摆越大其失效的可能性越大, 5×10^{-5} rad 是本转台的

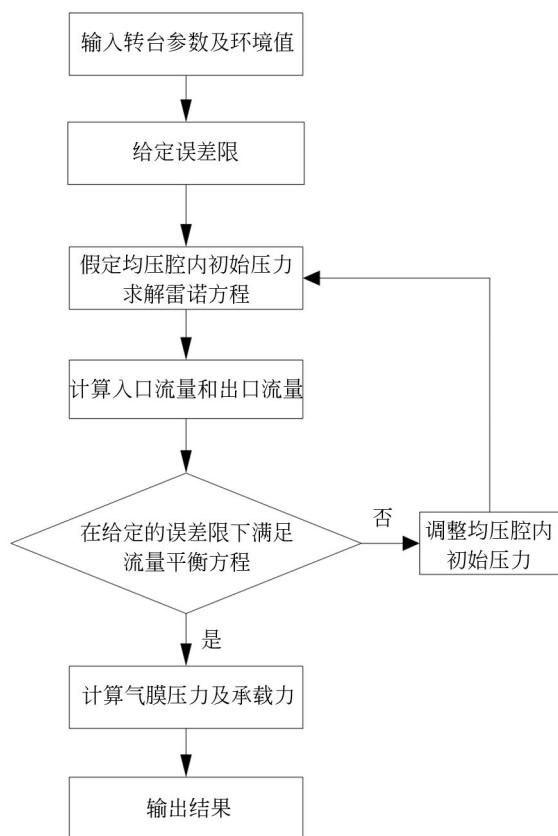
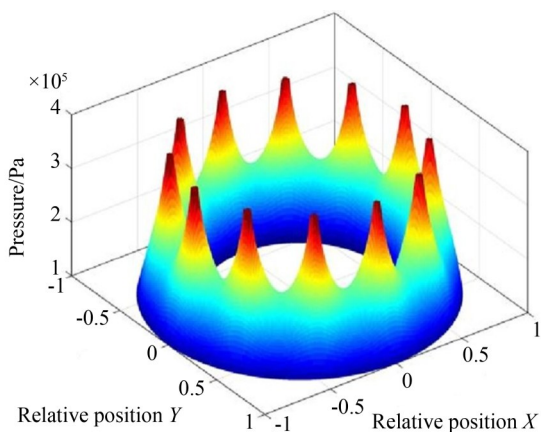


图3 气浮转台数值计算流程图

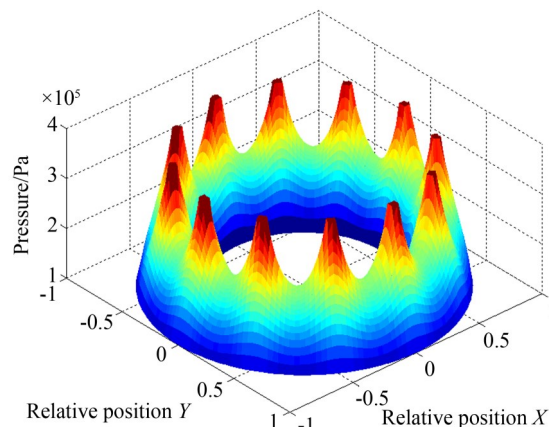
Fig. 3 Flow chart of numerical calculation of air-floating turntable

最大极限角摆。

图6为不同角摆 ϕ 下气膜面的压力分布图,由图可知,随着角摆的增大,压力不再对称分布。在 x 轴负方向($-2\sim 0$ m),压力随角摆的增大而增大;在 x 轴正方向($0\sim 2$ m),压力随角摆的增大



(a) 参考文献[20]
(a) Reference [20]



(b) 本文计算结果
(b) Result of the present study

图4 气膜压力分布

Fig. 4 Air film pressure distribution

表1 文献[20]计算参数

Tab. 1 Calculation parameters of reference [20]

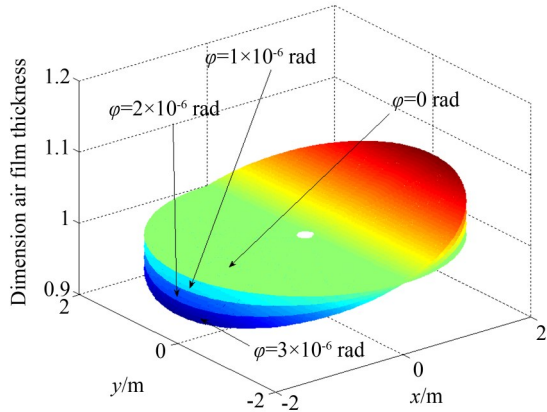
参 数	数 值
气膜内径/mm	24
气膜外径/mm	40
节流孔直径/mm	0.15
均压腔直径/mm	2
气膜厚度/ μm	10
供气压力/MPa	0.6
标椎大气压/(N/m^2)	1×10^5
空气动力粘度/($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)	1.79×10^{-5}

表2 本文计算参数

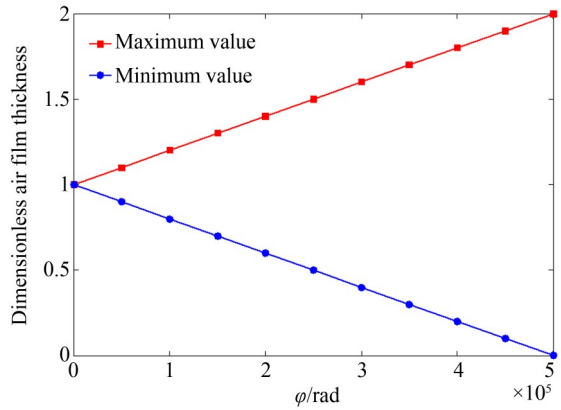
Tab. 2 Calculation parameters of the present study

参 数	数 值
气膜内径/mm	225
气膜外径/mm	4 000
节流孔直径/mm	0.6
均压腔直径/mm	400
气膜厚度/ μm	100
供气压力/MPa	0.5
标椎大气压/(N/m^2)	1×10^5
空气密度/(kg/m^3)	1.204
空气动力粘度/($\text{N}\cdot\text{s}/\text{m}^2$)	1.79×10^{-5}

而减小,而在 y 轴方向上,压力保持不变。这是由于在 x 轴方向上气膜厚度发生改变,气膜流场随之变化,致使气膜薄的区域压力大,气膜厚的区



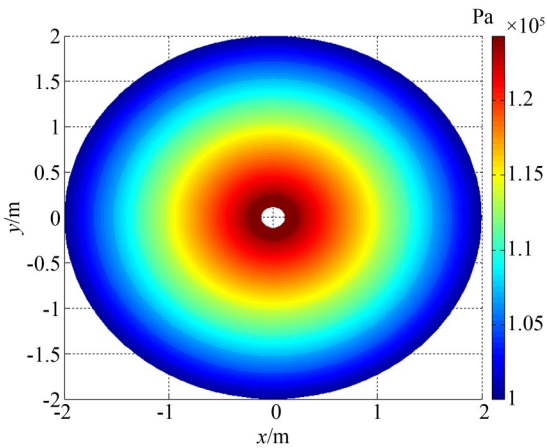
(a) 不同角摆下气膜厚度
(a) Air film thickness under different angle pendulums



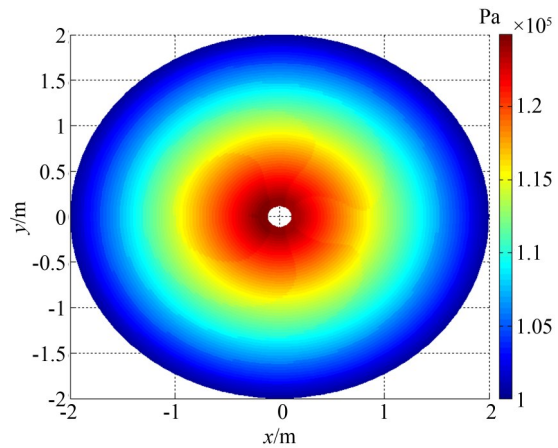
(b) 不同角摆下气膜厚度最值
(b) Maximum and minimum air film thickness under different

图 5 气膜厚度

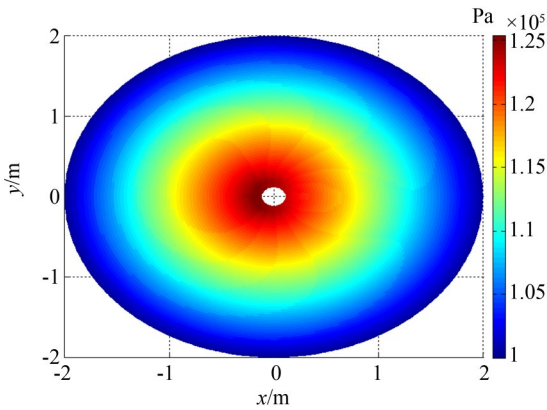
Fig. 5 Air film thickness



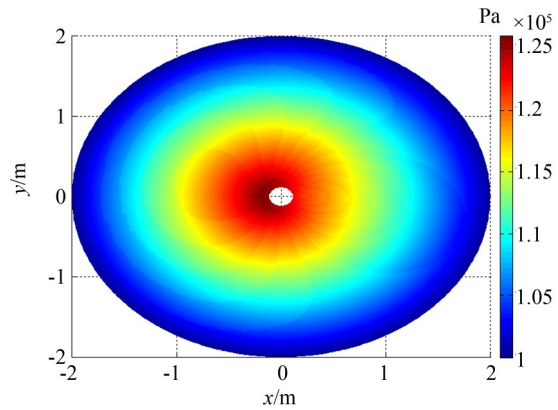
(a) 角摆 $\phi = 0$ rad
(a) Angle pendulum $\phi = 0$ rad



(b) 角摆 $\phi = 1 \times 10^{-6}$ rad
(b) Angle pendulum $\phi = 1 \times 10^{-6}$ rad



(c) 角摆 $\phi = 2 \times 10^{-6}$ rad
(c) Angle pendulum $\phi = 2 \times 10^{-6}$ rad



(d) 角摆 $\phi = 3 \times 10^{-6}$ rad
(d) Angle pendulum $\phi = 3 \times 10^{-6}$ rad

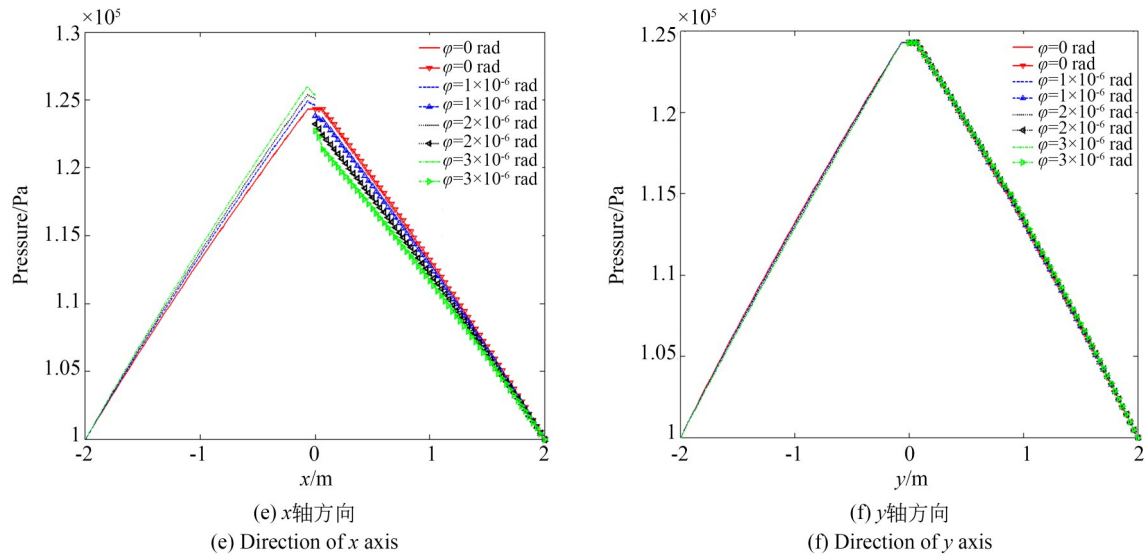


图6 气膜压力分布

Fig. 6 Air film pressure distribution

域压力小,而在y轴方向上气膜厚度未发生改变,因而产生这种现象。

由于角摆的变化致使气膜厚度发生改变,从而导致整个气膜面的压力分布发生改变,而承载力为压力在气膜面上的积分,则气膜承载力势必发生改变。图7为不同角摆 ϕ 下的气膜承载力,由图可知,随着气膜厚度的增大其承载力逐渐减小,这是由于气膜压力减小造成的。在同样的气膜厚度下,承载力随着角摆的增大而减小。在供气压力一定的情况下,气膜厚度是确定的,若是存在较大的角摆,则气膜承载力下降。而为了保持力的平衡,则气浮转台的位置会发生变化,从

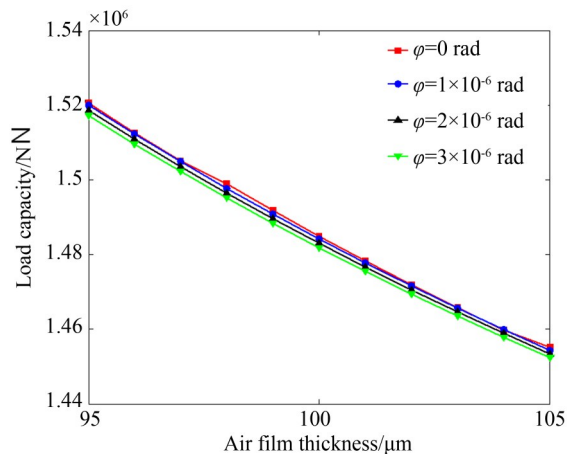


图7 承载力

Fig. 7 Load capacity

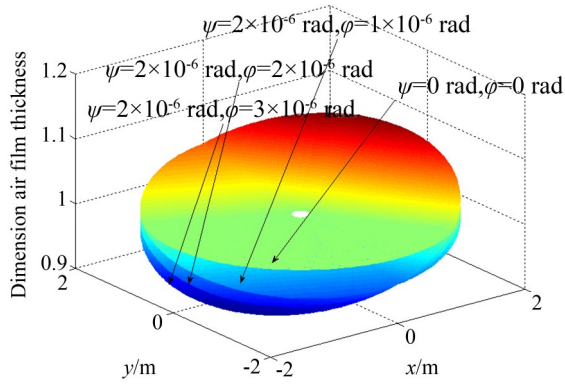
而导致超精密光学元件的表面形貌发生改变,影响加工精度。

3.2 组合角摆的影响

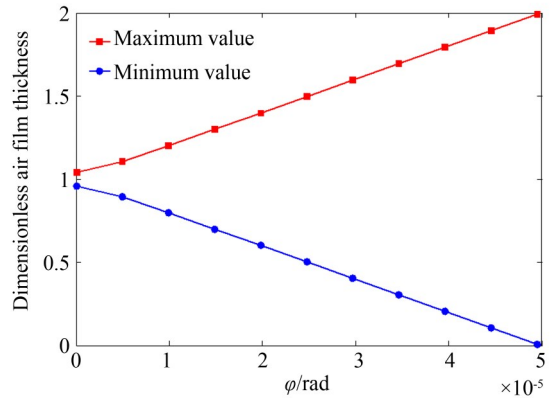
气浮转台是轴对称的,因而绕x轴的角摆 ψ 对转台静态特性的影响和3.1节是一致的。图8为绕x轴的角摆 ψ 和绕y轴的角摆 ϕ 同时存在时的气膜厚度,图中 ψ 取 2×10^{-6} rad, ϕ 逐渐增大。

由图8(a)可看出,随着角摆 ϕ 的逐渐增大,在x轴正方向(0~2 m)既存在气膜逐渐变厚的区域,又存在气膜逐渐变薄的区域,在其他方向也是如此,这一现象与存在单一角摆时有所不同。由图8(b)可以看出,当角摆 ϕ 达到 4.9×10^{-5} rad时,气膜厚度最小值基本为0,说明 4.9×10^{-5} rad是转台的最大允许角摆。可知,相比于单一角摆时,组合角摆下转台的活动范围更小。

气膜厚度的改变必然会引起压力分布的变化从而最终导致气膜承载力的改变。图9为不同角摆下气膜承载力,对比单一角摆情形,可看出两者规律基本一致。当角摆值从0增大到 3×10^{-6} rad时(气膜厚度为95,100和105 μm),单一角摆下承载力下降值分别为 $3.423 6 \times 10^3$ N, $3.086 2 \times 10^3$ N和 $2.841 7 \times 10^3$ N,分别下降了0.23%,0.21%,0.20%。组合角摆下承载力下降值分别为 $4.309 9 \times 10^3$ N, $3.823 2 \times 10^3$ N和 $3.437 5 \times 10^3$ N,分别下降了0.28%,0.26%,0.25%。表明组合角摆下承载力下降更加显著,这是由两种情形下



(a) 不同角摆下气膜厚度
(a) Air film thickness under different angle pendulums



(b) 不同角摆下气膜厚度最值
(b) Maximum and minimum air film thickness under different

图 8 气膜厚度

Fig. 8 Air film thickness

气膜厚度的改变不同所引起的。说明组合角摆下转台的位置改变更大,从而降低加工精度。

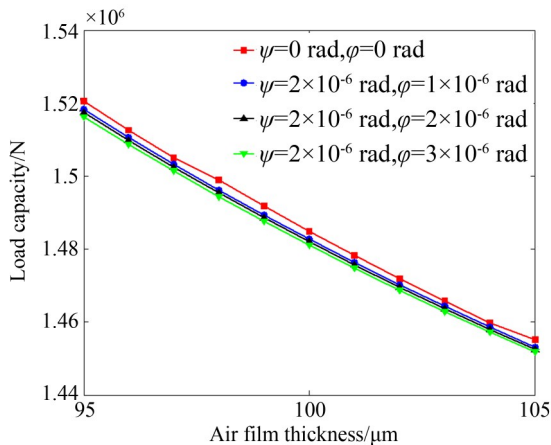
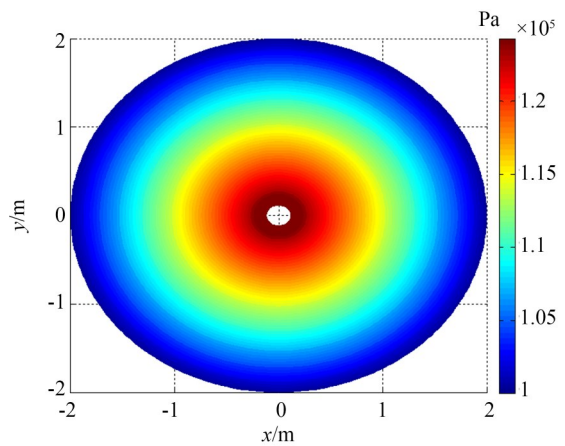


图 9 承载力

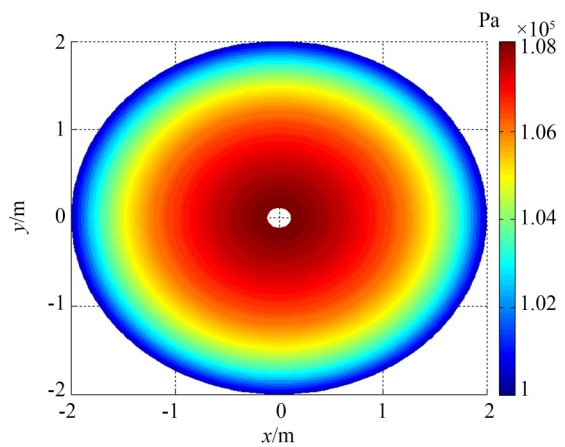
Fig. 9 Load capacity

3.3 转速的影响

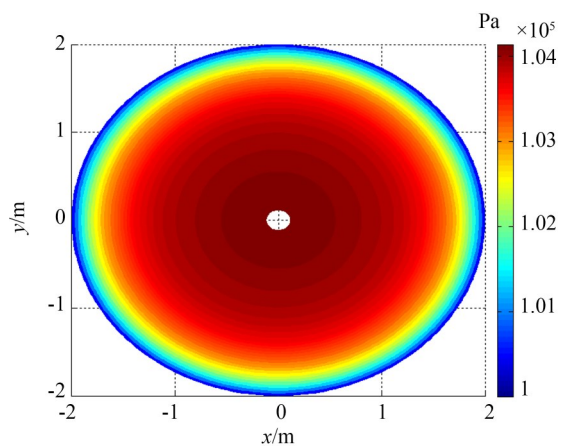
转速实则为气浮转台绕 z 轴的角摆,它是一个被利用的自由度。由式(2)知,转速并不直接影响气膜厚度,然而式(1)中含有转速项,说明转速不同会引起气膜压力的改变,这是由于转速改变了气膜内气体的流速,导致气膜内流场变化,从而引起压力的改变。图 10 为不同转速下气膜面的压力分布。由图可知,随着转速的增大,高压区域逐渐向外均匀扩散,然而压力值却逐渐减小。由图 10(e) 知,当转速达到 $2\ 300\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时气膜中间均匀腔区域的压力比周围压力小,此时流



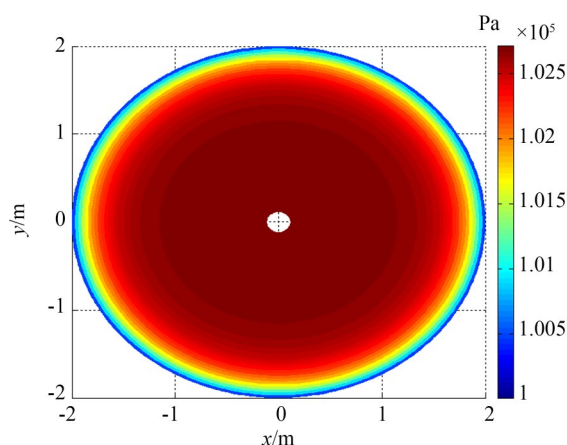
(a) 转速 $\omega=0\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
(a) Rotation speed $\omega=0\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$



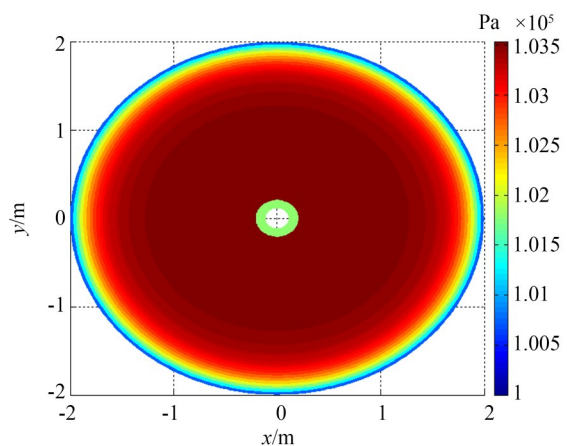
(b) 转速 $\omega=700\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
(b) Rotation speed $\omega=700\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$



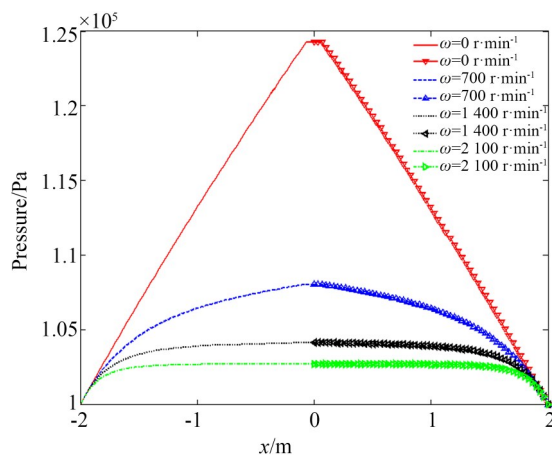
(c) 转速 $\omega=1\ 400\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
(c) Rotation speed $\omega=1\ 400\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$



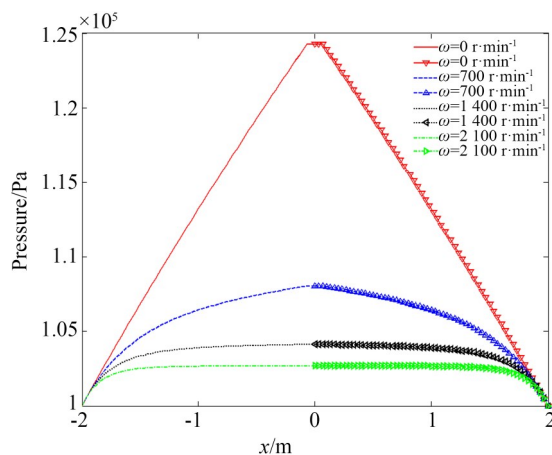
(d) 转速 $\omega=2\ 100\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
(d) Rotation speed $\omega=2\ 100\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$



(e) 转速 $\omega=2\ 300\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$
(e) Rotation speed $\omega=2\ 300\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$



(f) x轴方向
(f) Direction of x axis



(g) y轴方向
(g) Direction of y axis

图 10 气膜压力分布

Fig. 10 Air film pressure distribution

量平衡方程(8)也不再满足,说明气体润滑已经失效,因而气浮转台的转速不能超过 $2\ 300\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 。由于转台是轴对称结构,且压力是均匀扩散,所以图 10(f)和图 10(g)基本相同。

图 11 为不同转速下的气膜承载力,由图可知,随着气膜厚度的增加,承载力在逐渐降低,这与前面的分析一致。在相同气膜厚度时,承载力随转速的增大而降低,当转速从 0 增大到 $2\ 100\ \text{r}\cdot\text{min}^{-1}$ 时(气膜厚度为 95, 100 和 $105\ \mu\text{m}$),承载力下降值分别为 $2.038\ 0\times 10^5$, $1.750\ 2\times 10^5$ 和 $1.496\ 1\times 10^5\ \text{N}$,分别下降了 13.40%, 11.79%, 10.28%,说明转速的大幅度增大会引起承载力的快速下降。这可能是由于随着转速

的提高,静压效应减弱,动压效应增强,而此时减弱幅度大于增大幅度,因而承载力降低。

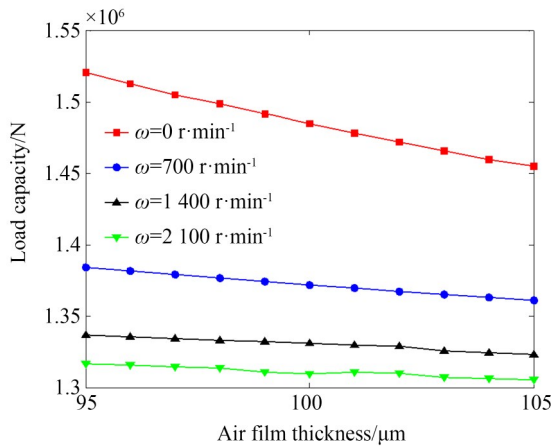
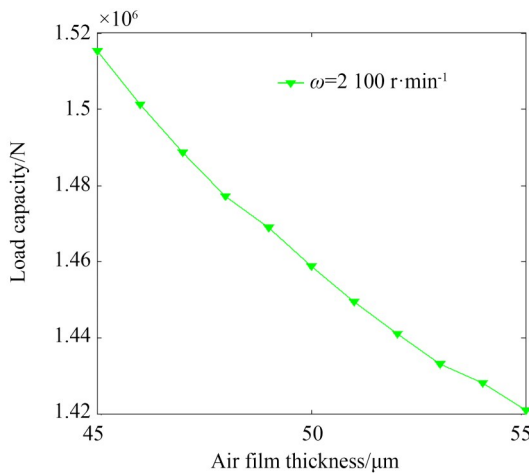
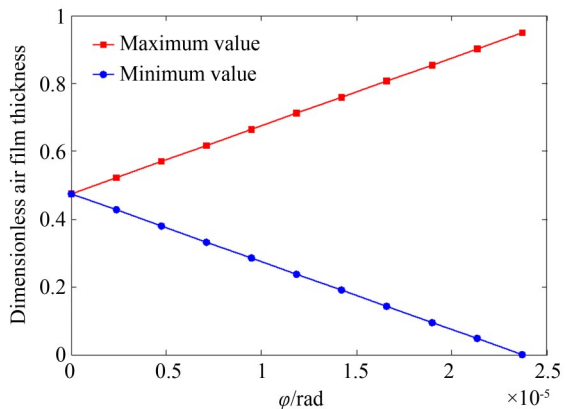


图 11 承载力

Fig. 11 Load capacity



(a) 承载力
(a) Load capacity



(b) 不同角摆下气膜厚度最值

(b) Maximum and minimum air film thickness under different angle pendulums

图 12 承载力和气膜厚度最值

Fig. 12 Load capacity and maximum and minimum air film thickness

4 实验测量

实验测量气浮转台角摆,采用激光位移传感器,将传感器吸附在大字形支架上,传感器探头对应抛光圆盘平面,圆盘静止不动,安装如图 13 所示。气浮转台在底部不供气时,此时的坐标系设定为参考平面,即 0 初始位置。测量时,供气压力为 0.5 MPa,同时启用三个传感器测量,通过

在实际工作中增大转速可以提高加工效率,然而转速的增大会导致承载力的下降。参见表 2,在供气压力为 0.5 MPa 时气膜厚度为 100 μm。由图 11 知此时若将转速从 0 增大到 2 100 r·min⁻¹,则承载力由 1.485×10⁶ N 减小到 1.310×10⁶ N。工作时气浮转台在空间中处于悬浮状态。转台的质量一定,为了达到 1.485×10⁶ N 的承载力,由图 12 知气膜厚度会减小到 47.5 μm,而此时转台的最大极限角摆为 2.37×10⁻⁵ rad,与之前的 5×10⁻⁵ rad 相比,其值大大减小。因而,将转速增大 2 100 r·min⁻¹需将角摆减小 2.63×10⁻⁵ rad,应考虑减小或消除致使产生角摆的因素,比如降低偏载质量等。否则,会引起转台和支撑体表面接触。此外,转台转速也不能无限增大,当转速超过 2 300 r·min⁻¹后,由于气体润滑失效,气浮转台也会无法工作。

移动修正盘的位置可以改变抛光圆盘的倾角,一次测量得到三个位置高度信息。并对三个传感器建立水平位置坐标系,结合高度信息建立三维空间坐标系。因为抛光圆盘为大理石材质,可以将其视为刚体,所以通过三个点可以建立一个圆形测量平面,其平面的倾角即为转台的角摆。通过计算可以得到圆盘最高位置以及最低位置点即气膜厚度最大值和最小值,计算结果如表 3

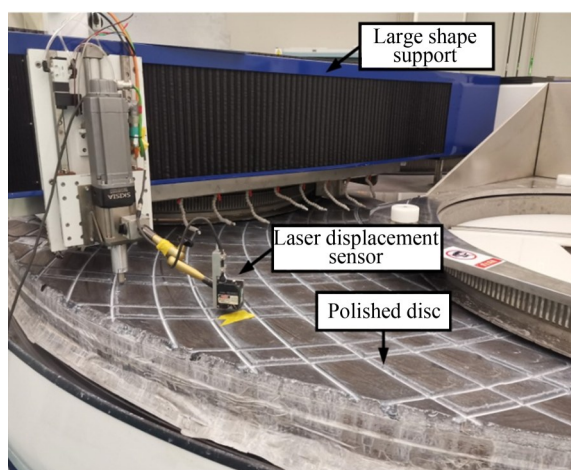


图 13 气膜厚度实验测量平台

Fig. 13 Experimental measurement platform of air film thickness

表 3 实验测量圆盘位置最大值

Tab. 3 Highest and lowest value of the experimental measurement disc position

组数	倾角/rad	最大高度/ μm	最小高度/ μm
第一组	7.68×10^{-6}	115.1	79.4
第二组	1.26×10^{-5}	126.2	69.7
第三组	1.75×10^{-5}	135.3	58.9
第四组	2.44×10^{-5}	154.4	44.7
第五组	2.99×10^{-5}	164.8	33.8
第六组	3.67×10^{-5}	178	24.2

所示。

将实验测量数据进行无量纲化处理,图 14 为实验和理论对比图,由图可知两者规律基本一致,最大误差为 14.4%。考虑到转台和测量平台的制造及安装误差,可以认为理论数值计算和实际实验是吻合的。

5 结 论

本文根据超精密全口径抛光机气浮转台在实际工作时存在倾斜角摆和一定转速的特点,将考虑角摆后的气膜厚度方程带入雷诺方程,得

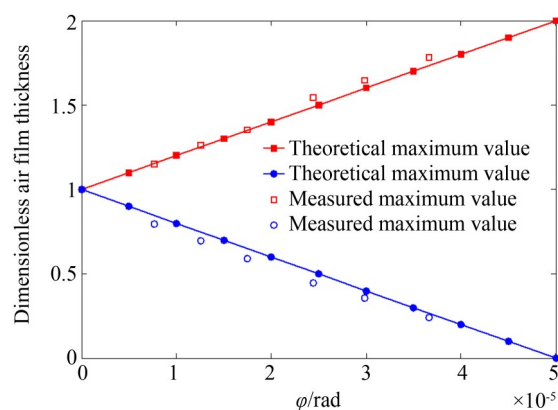


图 14 气膜厚度最值的实验和理论对比

Fig. 14 Experimental and theoretical comparison of the maximum and minimum air film thickness

到含角摆和转速的雷诺方程。然后采用有限差分法将雷诺方程离散化处理,并结合流量平衡方程进行求解,通过和现有文献结果的对比较验证程序的正确性。最后得到了单一角摆、组合角摆和不同转速下气膜厚度、压力分布以及承载力这些静态特性并通过实验加以验证。结果表明:随着角摆的增大,气膜厚度会发生改变, 5×10^{-5} rad 是单一角摆下转台的最大极限角摆。气膜厚度的改变影响压力分布,最终导致承载力的下降;组合角摆下转台的最大极限角摆为 4.9×10^{-5} rad,组合角摆对转台静态特性的影响更为显著,但其影响规律和单一角摆时基本一致;随着转速的增大,气膜压力分布发生改变,承载力逐渐下降,当转速超过 $2\ 300\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 后,气体润滑失效,这就是转台的失效转速。角摆和转速的改变致使气膜承载力发生变化,为了保持力的平衡,转台的位置也会随之改变,从而影响超精密光学元件的加工精度。在实际工作中若将转速增大 $2\ 100\ \text{r} \cdot \text{min}^{-1}$ 则应将最大极限角摆减小 2.63×10^{-5} rad,同时也要设法消除角摆以提高气膜厚度的均匀性,从而降低承载力的波动以提高加工精度。该研究为后续双向流固耦合研究气浮转台的动态回转误差提供了理论基础。

参考文献:

- [1] 喻里程. 超精密气浮转台的设计和静动态特性分析[D]. 广州:广东工业大学,2017.
YU L CH. Design and analysis of static and dynamic performance of an ultra-precision air bearing turntable [D]. Guangzhou: Guangdong University of Technology,2017. (in Chinese)
- [2] 梁迎春,陈国达,孙雅洲,等. 超精密机床研究现状与展望[J]. 哈尔滨工业大学学报,2014,46(05):28-39.
LIANG Y CH, CHEN G D, SUN Y ZH, *et al.* Research status and outlook of ultra-precision machine tool [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 2014, 46(05):28-39. (in Chinese)
- [3] 刘延芳,刘兴富,齐乃明,等. 主动补偿式超低干扰力矩气浮转台的设计[J]. 光学精密工程,2016,24(10):2432-2441.
LIU Y F, LIU X F, QI N M, *et al.* Design of super low disturbance torque air bearing table with active compensation[J]. *Opt. Precision Eng.*, 2016, 24(10):2432-2441. (in Chinese)
- [4] 徐策,李大伟,贺帅,等. 自由飞行机器人气浮式模拟器设计[J]. 光学精密工程,2019,27(2):352-362.
XU C, LI D W, HE, SH, *et al.* Design of air-bearing simulator for free-flying robot [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2019, 27(2):352-362. (in Chinese)
- [5] GAO Q, CHEN W Q, LU L H, *et al.* Aerostatic bearings design and analysis with the application to precision engineering: State-of-the-art and future perspectives [J]. *Tribology International*, 2019, 135: 1-17.
- [6] 贾颖,李东明,赵玉龙,等. 压电驱动的超声悬浮精密轴承静态承载特性[J]. 光学精密工程,2019,27(5):1103-1109.
JIA Y, LI D M, ZHAO Y L, *et al.* Static and dynamic load capacity of piezoelectric actuated ultrasonic levitation precision bearing [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2019, 27(5):1103-1109. (in Chinese)
- [7] 马伟,孔祥龙,徐毅,等. 气体静压轴承相位致振气锤失稳机理与试验[J]. 光学精密工程,2020,28(5):1101-1108.
MA W, KONG X L, XU Y, *et al.* Mechanism and test of air hammer instability of aerostatic bearing based on phase-induced vibration [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2020, 28(5):1101-1108. (in Chinese)
- [8] 崔海龙,岳晓斌,张连新,等. 基于数值模拟的小孔节流空气静压轴承静态特性研究[J]. 机械工程学报,2016,52(9):116-121.
CUI H L, YUE X B, ZHANG L X, *et al.* Static and Dynamic Characteristics of Aerostatic Bearing Based on Numerical Simulation [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2016, 52(09):116-121. (in Chinese)
- [9] 李一飞,尹益辉. 小孔节流静压支承轴承力学性能的数值建模[J]. 光学精密工程,2017,25(2):417-424.
LI Y F, YIN Y H. Numerical modeling of mechanical performances of aerostatic bearing with orifice-type restrictor [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2017, 25(2): 417-424. (in Chinese)
- [10] 赵晓龙,张君安,董皓,等. 变截面节流器对空气静压轴承承载性能的影响[J]. 光学精密工程,2018,26(10):2446-2454.
ZHAO X L, ZHANG J A, DONG H. Influence of variable section throttle on performance of aerostatic bearings [J]. *Opt. Precision Eng.*, 2018, 26(10):2446-2454. (in Chinese)
- [11] BELFORTE G, COLOMBO F, RAPARELLI T, *et al.* Comparison between grooved and plane aerostatic thrust bearings: static performance [J]. *Meccanica*, 2011, 46(03):547-555.
- [12] LO C Y, WANG C C, LEE Y H. Performance analysis of high-speed spindle aerostatic bearings [J]. *Tribology International*, 2005, 38(1): 5 - 14.
- [13] LIU Z S, ZHANG G H, XU H J. Performance analysis of rotating externally pressurized air bearings[J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology*, 2009, 223(4):653 - 663.
- [14] JENG Y S, CHANG S H. Comparison between the effects of single-pad and double-pad aerostatic bearings with pocketed orifices on bearing stiffness [J]. *Tribology International*, 2013, 66(7): 12 - 18.
- [15] CHEN C H, KANG Y, YANG D W, *et al.* Influence of the number of feeding holes on the performances of aerostatic bearings[J]. *Industrial Lubrication and Tribology*, 2010, 62(3):150-160.
- [16] GAO S, CHENG K, CHEN S, *et al.* CFD based investigation on influence of orifice chamber shapes for the design of aerostatic thrust bearings at ultra-

- high speed spindles [J]. *Tribology International*, 2015, 92:211-221.
- [17] CHEN Y S, CHIU C C, CHENG Y D. Influences of operational conditions and geometric parameters on the stiffness of aerostatic journal bearings [J]. *Precision Engineering*, 2010, 34 (4) : 722-734.
- [18] ABDURRAHIM D, TUNCAY K. Effects of angular misalignment on the performance of rotor-bearing systems supported by externally pressurized air bearing [J]. *Tribology International*, 2017, 111:276-288.
- [19] SHI J H, CAO H R, CHEN X F. Effect of angular misalignment on the static characteristics of rotating externally pressurized air journal bearing [J]. *Science China-technological Sciences*, 2019, 62 (9):1520-1533.
- [20] 熊万里,符马力,王少力,等. 液体静压转台倾斜油膜承载特性解析[J]. *中国机械工程*, 2014, 25 (24):3326-3333.
- XIONG W L, FU M L, WANG SH L, *et al.* Analyses on tilted oil Film dynamical characteristics of hydrostatic rotary table [J]. *China Mechanical Engineering*, 2014, 25 (24) : 3326-3333. (in Chinese)
- [21] 刘志峰,湛承鹏,赵永胜,等. 倾斜状态下静压油垫承载性能研究[J]. *工程力学*, 2015, 32(5):208-212+220.
- LIU ZH F, ZHEN CH P, ZHAO Y SH, *et al.* Research on the bearing performance of hydrostatic oil pad under tilting condition [J]. *Engineering Mechanics*, 2015, 32 (5) : 208-212+220. (in Chinese)
- [22] 龚维纬. 气体静压轴承气锤振动仿真与实验研究 [D]. 成都:电子科技大学, 2020.
- GONG W W. Simulation and experimental research on the pneumatic hammer of aerostatic bearings [D]. Chengdu: University of Electronic Science and Technology of China, 2020. (in Chinese)

作者简介:



安磊(1992—),男,陕西耀州人,博士研究生,2015年于陕西科技大学获得学士学位,现为电子科技大学博士研究生,主要从事超精密气浮支撑、机械系统动力学方面的研究。E-mail: 1154163212@qq.com

通讯作者:



王伟(1980—),男,河南洛阳人,博士,教授,博士生导师,2002年于武汉大学获得学士学位,2007年、2010年于哈尔滨工业大学分别获得硕士、博士学位,主要从事精密、超精密机床精度保障技术(空间精度分析、动态精度测试、气浮轴承流体仿真)方面的研究。E-mail: wangwhit@163.com