

DOI: 10.7652/xjtuxb201908009

气体轴承的动态特性分析及实验研究

任 佟, 陈东菊, 李彦生, 范晋伟

(北京工业大学先进制造技术北京市重点实验室, 100024, 北京)

摘要: 针对气体静压主轴回转误差求解不准确的问题,提出了一种利用气膜阻尼模型预测气体轴承动态特性的计算方法,揭示了气膜阻尼影响气体轴承动态特性的内在机制。首先通过微扰动法和分离变量法对气体轴承的气膜阻尼系数建模并求解分析;然后将气膜阻尼系数引入轴承转子系统进行动力学建模,计算分析阻尼系数对气体轴承动态特性的影响;最后搭建气体轴承回转误差测量试验台,得到主轴实时回转跳动误差信号并与理论结果进行对比。实验结果表明:与未考虑气膜阻尼特性的回转跳动误差相比,考虑气膜阻尼特性计算的主轴回转跳动误差值更加接近实验测量值,考虑气膜阻尼特性使主轴跳动误差率减小了 4.93%~8%。研究结果可为气体轴承动态特性的预测和精度控制提供理论参考。

关键词: 气体轴承;气膜阻尼系数;轴承转子系统;动态特性

中图分类号: TH133.35 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)08-0068-08

Dynamic Characteristics Analysis and Experimental Study for Gas Bearings

REN Tong, CHEN Dongju, LI Yansheng, FAN Jinwei

(Beijing Key Laboratory of Advanced Manufacturing Technology, Beijing University of Technology, 100024, Beijing)

Abstract: A calculation method for predicting the dynamic characteristics of gas bearings is proposed to solve the problem of inaccurate solution to the aerostatic spindle rotation error and to reveal the internal mechanism of the film damping affecting the dynamic characteristics of gas bearings. The method uses the film damping model, and the gas film damping coefficient of the air bearing is modeled and solved by the micro-perturbation method and the variable separation method. Then, the film damping coefficient is introduced into the dynamic model of bearing-rotor system, and the influence of the damping coefficient on the dynamic characteristics of a gas bearing is calculated and analyzed. Finally, a test bench for measuring the gas bearing rotation error is set up, and the real-time rotary runout error signal of the spindle is obtained and compared with the theoretical result. Experimental results and a comparison with the rotation runout error without considering the damping characteristics of the film show that the value of the spindle runout error calculated by considering the damping characteristics of the film is closer to the experimental value and the spindle runout error rate reduces by 4.93%-8%. Therefore, this research may provide a theoretical reference for the prediction and precision control of the dynamic characteristics of air bearings.

Keywords: gas bearing; film damping coefficient; bearing-rotor system; dynamic characteristics

收稿日期: 2018-11-28。 作者简介: 任佟(1993—),男,硕士生;陈东菊(通信作者),女,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51875005,51475010)。

网络出版时间: 2019-05-20 网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190520.0849.004.html>

气体轴承作为主轴系统中支撑主轴回转运动的重要元素,其性能将直接影响主轴在工作中的运动精度,并对加工零件的表面质量、形状精度及粗糙度造成重要影响^[1]。气体轴承的动态特性在很大程度上决定系统的动态特性。轴承的动态特性是通过轴承的阻尼系数和动态刚度来衡量的。气体轴承工作时,微小气膜间隙产生气膜波动,气膜阻尼会抑制气膜波动,因此气膜阻尼成为影响气体轴承动态特性的重要因素。然而,空气黏度仅为液压油的 1/1 000,这样导致气体的阻尼特性很差,为了更准确地分析气体轴承的动态特性,有必要对主轴的气膜阻尼进行研究。

一些学者在微机电系统下建立了气膜阻尼模型。Pandey 等和 Altu 等通过格林公式研究了不同条件下弹性平板间的阻尼分布情况^[2-3];李锡广等针对 MEMS 陀螺中带孔结构建立了空气阻尼计算模型^[4];Xia 等提出了圆形和椭圆形微扭镜的挤压薄膜空气阻尼系数^[5];周浩等仿真计算了微陀螺仪表芯结构的空气阻尼系数^[6];Li 等、Homencovschi 等和高春晖等针对不同形状的穿孔微孔板提出了压膜阻尼的计算分析模型^[7-9];Moeenfarid 等采用 EKM 分析了微镜中挤压薄膜阻尼问题^[10];Ghanbari 等提出了一种用于研究面内振荡微束谐振腔中流体薄膜阻尼的数学模型^[11];陈奥运建立了敏感模态压膜阻尼简化分析模型^[12];Wang 等分析了平行板驱动器中的挤压膜阻尼系数对环境的影响^[13]。然而,这些模型对于气浮轴承并不完全适用。

气膜波动使气体轴承不稳定,从而引起主轴系统不稳定^[14],因此要基于气膜阻尼特性研究轴承的动态特性。Wardle 等设计了一种快速响应、高分辨率的外部阻尼控制系统^[15];Wang 等模拟了关键结构参数变化的阻尼特性^[16];Rudloff 等将实验和理论确定的轴承动态特性系数对比分析^[17];Chen 等发现气膜厚度小、供气压力高的超精密气体轴承,其非线性动力学行为十分显著^[18];贾晨辉等发现球面螺旋槽气体轴承在最大承载力下,随轴承偏心率率的增加,刚度系数明显增大,而阻尼系数变化较缓^[19];Yu 等通过数值模拟和实验研究发现扰动影响气浮轴承的动态特性^[20]。这些研究证明了气膜阻尼系数是动态变化的,并且会对轴承的动态特性造成影响。

本文提出了一种气体轴承的无量纲气膜阻尼系数模型,并将气膜阻尼模型引入到弹簧阻尼单元中,最后搭建气体轴承回转误差试验台,得到主轴实时回转跳动误差信号。该研究方法对预测气体轴承的

动态特性以及进一步提高主轴系统的运动精度和稳定性具有现实意义。

1 气体轴承的工作原理及结构

气体轴承依靠外部气源的恒压供气,在轴承间隙中形成具有一定压力和刚度的润滑气膜,所以气膜对主轴转子起到润滑和支撑作用。图 1 为气体轴承的结构及工作原理图。气体轴承系统主要由气源、节流器和轴承 3 部分组成。环境气体进入空气压缩机后形成具有初始压力的压缩气体,气体经过干燥器、过滤器、调压阀等元件得到湿度适宜、洁净的气体,通过进气孔进入气体轴承,经由各个节流器进入轴承间隙,形成厚度为 h_0 的润滑气膜,最终从轴承端面流入外部环境中。气体轴承采用 4 排节流孔分布,每排沿周向均布 8 个节流孔,节流孔采用小孔节流方式。气体静压主轴在工作过程中,轴承微小气膜间隙限制主轴的自由度,而轴承微小气膜间隙会发生变化,容易产生气膜波动,使主轴产生位移,从而影响主轴的回转精度。气膜阻尼是影响气膜波动的重要原因。本文研究的气体轴承相关参数如表 1 所示。

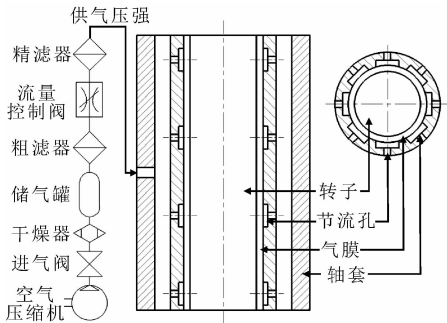


图 1 气体轴承的结构及工作原理图

表 1 气体轴承参数

参数	数值
转子长度 L/mm	100
轴承直径 D/mm	50
轴承间隙 $h/\mu\text{m}$	12
质量偏心距 $e/\mu\text{m}$	0.5
转子质量 m/kg	26.8

2 气体轴承气膜阻尼特性分析

2.1 气膜阻尼模型

根据气体轴承气膜阻尼的产生机理,阻尼可以分为两类:第一类是滑膜阻尼,它直接作用在流体介质与转子、定子的接触面上,与转子转动方向一致,

由流体的黏性作用产生,在气体轴承中,滑膜阻尼值特别小可以忽略;第二类是挤压膜阻尼,它是由于流体介质上下接触面存在一定的压差而产生,垂直于转子的转动方向。由于气源系统供气压力不稳,气膜与转子、定子的气固耦合等原因使主轴系统存在振动,这种情况下气膜存在挤压膜阻尼力。结合空气静压径向轴承的工作原理和结构,建立雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial x}\left(ph_0^3\frac{\partial p}{\partial x}\right)+\frac{\partial}{\partial z}\left(ph_0^3\frac{\partial p}{\partial z}\right)=\frac{6\mu U_0}{1+6k'_n}\frac{\partial(ph_0)}{\partial x}+\frac{12\mu}{1+6k'_n}\frac{\partial(ph_0)}{\partial t} \quad (1)$$

式中: p 为气膜压强; h_0 为气膜厚度; μ 为空气动力黏度; U_0 为主轴转速; t 为时间; k'_n 为考虑速度滑移下的相对克努森数; σ_v 为分子切向动量调节系数,取值范围为 $0.1\leq\sigma_v\leq 0.2^{[21]}$ 。

令 $x=lX, z=lZ, t=t/\omega$,得到无量纲气体阻尼方程

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial Z^2}-\sigma\frac{\partial\psi}{\partial T}=\sigma\frac{\partial\eta}{\partial T} \quad (2)$$

式中: $\eta=\Delta h/h_0$, Δh 为气膜厚度变化量; $\psi=\Delta p/p$, Δp 为压强变化量; ω 为主轴径向频率; σ 为考虑速度滑移的相对挤压数

$$\sigma=\frac{12\mu l^2\omega}{(1+6k'_n)p_0h_0^2} \quad (3)$$

采用微扰动法,假设气体静压主轴系统的振动符合简谐振动公式 $\eta=\epsilon\cos T$, ϵ 为无量纲振幅,则式(2)变为

$$\frac{\partial^2\psi}{\partial X^2}+\frac{\partial^2\psi}{\partial Z^2}-\sigma\frac{\partial\psi}{\partial T}=-\sigma\epsilon\sin T \quad (4)$$

式(4)可采用分离变量法求解,根据二阶非齐次偏微分方程求解方法,假设解的形式为

$$\psi(X, Z, T)=\psi_1(X, Z)\sin T+\psi_2(X, Z)\cos T \quad (5)$$

式中: $\psi_1(X, Z)$ 为气膜中产生的阻尼力; $\psi_2(X, Y)$ 为气膜中产生的弹性力。

假设理想情况下,气膜内压力呈对称分布,可表示为下列方程

$$\left\{\begin{aligned}\psi_1(X, Z)&=\sum_{i,j=1,3,5,\dots}a_{ij1}\cos(i\pi X)\cos\left(\frac{j\pi Z}{\alpha}\right)\\\psi_2(X, Z)&=\sum_{i,j=1,3,5,\dots}b_{ij1}\cos(i\pi X)\cos\left(\frac{j\pi Z}{\alpha}\right)\end{aligned}\right. \quad (6)$$

式中: a_{ij} 、 b_{ij} 为傅里叶系数,通过主轴系统的运动来确定其数值,其中

$$\left\{\begin{aligned}a_{ij1}&=-\frac{16\sigma^2\epsilon}{ij\pi^2}\frac{1}{[(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2]^2+\sigma^2}\\b_{ij2}&=\frac{16\sigma\epsilon}{ij\pi^2}\frac{(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2}{[(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2]^2+\sigma^2}\end{aligned}\right. \quad (7)$$

则有

$$\left\{\begin{aligned}\psi_1(X, Z)&=\sum_{i,j=1,3,5,\dots}\left[-\frac{16\sigma^2\epsilon}{ij\pi^2}\cdot\frac{1}{[(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2]^2+\sigma^2}\cos(i\pi X)\cos\left(\frac{j\pi Z}{\alpha}\right)\right]\\\psi_2(X, Z)&=\sum_{i,j=1,3,5,\dots}\left[\frac{16\sigma\epsilon}{ij\pi^2}\cdot\frac{(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2}{[(i\pi)^2+(j\pi/\alpha)^2]^2+\sigma^2}\cos(i\pi X)\cos\left(\frac{j\pi Z}{\alpha}\right)\right]\end{aligned}\right. \quad (8)$$

对式(8)进行面积分后,可得到阻尼力

$$F_c=\frac{64pl^2\sigma}{\pi^6h_0}\frac{\delta h}{h_0}\cdot\sum_{i,j=1,3,5,\dots}\frac{i^2+(j/\beta)^2}{(ij)^2\{[i^2+(j/\beta)^2]^2+\sigma^2/\pi^4\}} \quad (9)$$

因此,无量纲气膜阻尼系数 c_d 为

$$c_d=\frac{64\sigma pl^2}{\pi^6h_0}\cdot\sum_{i,j=1,3,5,\dots}\frac{i^2+(j/\beta)^2}{(ij)^2\{[i^2+(j/\beta)^2]^2+\sigma^2/\pi^4\}} \quad (10)$$

式中: l 为矩形气域区域边长; β 为研究的气膜区域的长宽比, $\beta=1$; i, j 为式(4)的本征值, $i=1, j=1$ 。

同理,可以得到刚度系数 k_e 为

$$k_e=\frac{64\sigma^2 pl^2}{\pi^8h_0}\cdot\sum_{i,j=1,3,5,\dots}\frac{1}{(ij)^2\{[i^2+(j/\beta)^2]^2+\sigma^2/\pi^4\}} \quad (11)$$

2.2 气膜阻尼特性分析

根据气体轴承试验台结构参数,令气体主轴系统的标准工况为:供气压强 $p=0.3$ MPa;主轴转速 $n=100$ r/min。通过 MATLAB 对无量纲气膜阻尼模型求解。给定供气压强和主轴转速的边界范围,控制单一变量求出每个节点的无量纲气膜阻尼系数 c_d ,最终分别得到供气压强 p 、主轴转速 n 与无量纲气膜阻尼系数的关系,结果如图2和图3所示。

从图2可看出,气体轴承的供气压强和无量纲气膜阻尼系数呈非线性关系。由变化趋势可知,供气压强小于0.4 MPa时对气膜阻尼系数有影响显著,这是因为随着供气压强的增大,每层气膜之间的相互阻尼力增加,导致阻尼系数增加;当供气压强增加到某一值时,轴承间隙的气量到达峰值,阻尼力变化不大,导致阻尼系数变化趋势变缓。从图3可看

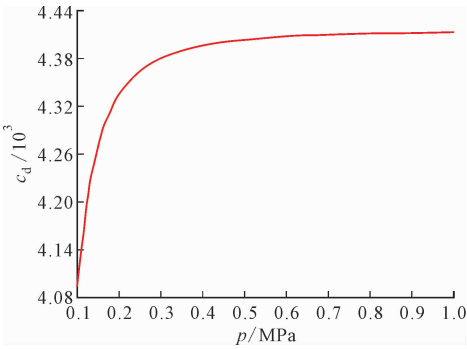


图 2 供气压强和无量纲气膜阻尼系数之间的变化关系

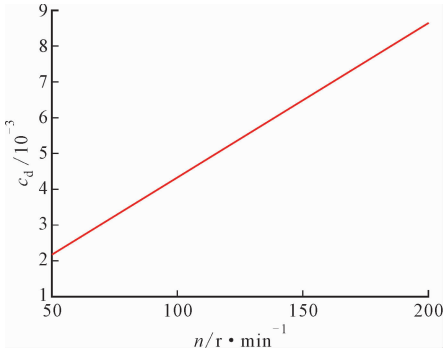


图 3 主轴转速和无量纲气膜阻尼系数之间的变化关系

出,气体轴承的主轴转速和无量纲气膜阻尼系数呈线性关系。这是因为随着主轴转速的增加,轴承间隙的气膜流速加快,从而导致气膜阻尼力和阻尼系数增加。这说明主轴系统不同的工况对阻尼系数有不同的影响,所以有必要对气膜阻尼特性进行研究,进而探究气膜阻尼对气体轴承动态特性的影响规律。

3 气体静压主轴动态特性分析

3.1 气体静压主轴振动误差表征

主轴的振动误差主要包括跳动误差和偏摆误差,而跳动误差又包括 X 方向的跳动误差和 Y 方向的跳动误差,如图 4 所示。在 X 方向上,转子偏心旋转时,偏心质量的自激振动产生偏心振动位移 x ; 外力 $F_r = 0.015 \text{ N}$ 使转子产生偏摆角度 θ ,其受迫振动也会产生偏心振动位移 x' ,这两部分位移组成了 X 方向上的跳动误差 Δx 。同时,在 Y 方向上的偏心旋转也会产生偏心振动位移 y ,即 Y 方向上的跳动误差 Δy 。结合图 4 可知,空气静压主轴的振动误差公式为

$$\left. \begin{aligned} \Delta x &= x + x' = x + H\theta \\ \Delta y &= y \\ \Delta E &= \sqrt{\Delta x^2 + \Delta y^2} \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

式中: ΔE 为主轴径向总误差。

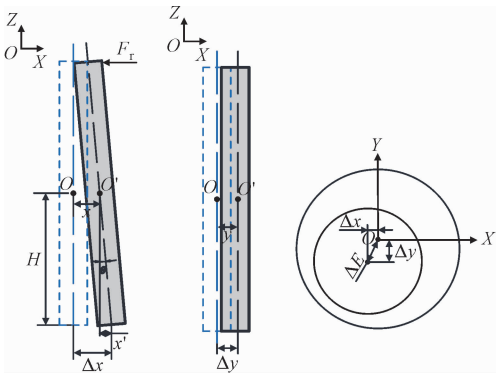


图 4 气浮主轴径向振动误差分析

3.2 气体静压主轴动力学分析

为了研究气膜的波动对气体主轴动态特性的影响,根据气体轴承的结构,将气膜简化为 X 方向和 Y 方向两个相互垂直的弹簧阻尼系统,建立轴承和转子的动力学模型。转子质量为 m ,转子质心点 O , O' 为某一时刻质心的振动位置,将 X 方向和 Y 方向的弹簧阻尼系统分别编号为 1~8。如图 5 所示。

假设在某一时刻,主轴 X 方向和 Y 方向的振动位移分别为 Δx 和 Δy ,结合模型对转子受力分析,如图 6 所示。 F_x 和 F_y 是转子旋转过程中偏心力在 X 方向和 Y 方向上的分力, $F_i (i=1,2,\dots,8)$ 是对应编号的弹簧阻尼力, $x_i (i=1,2,\dots,8)$ 是各弹簧阻尼力作用点的振动位移。进行受力分析可得轴承-转子系统的振动方程为

$$\left. \begin{aligned} m\ddot{x} + F_1 + F_2 + F_3 + F_4 &= F_x + F_r \\ m\ddot{y} + F_5 + F_6 + F_7 + F_8 &= F_y \\ F_i &= K_i x_i + C_i \dot{x}_i, \quad i = 1, 2, \dots, 8 \\ F_x &= meW^2 \sin(Wt) \\ F_y &= meW^2 \cos(Wt) \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

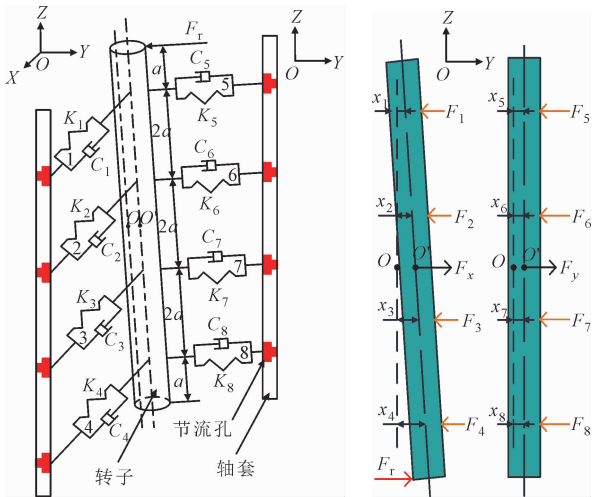


图 5 轴承-转子系统 图 6 轴承-转子系统受力分析

式中: K_i 为编号为 i 的弹簧阻尼系统的刚度系数; C_i 为编号为 i 的弹簧阻尼系统的阻尼系数; e 为主轴偏心距; W 为转子旋转的角速度。根据受力分析及位移分析, 以质心 O 为原点, 建立各弹簧阻尼力作用点的位移 x_i 如下

$$\left. \begin{aligned} x_1 &= y + e - 3a\theta \\ x_2 &= y + e - a\theta \\ x_3 &= y + e + a\theta \\ x_4 &= y + e + 3a\theta \\ x_5 &= x_6 = x_7 = x_8 = y \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

式中: a 为主轴转子长度的 $1/8$ 。将式(14)代入式(13), 整理得转子-轴承系统的动力学振动矩阵模型为

$$\begin{bmatrix} m & 0 \\ 0 & m \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ \ddot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T & 0 \\ 0 & P \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \dot{y} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} T' & 0 \\ 0 & P' \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} meW^2 \sin(Wt) + F_r \\ meW^2 \cos(Wt) \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中

$$\left. \begin{aligned} T &= C_1 + C_2 + C_3 + C_4 \\ T' &= K_1 + K_2 + K_3 + K_4 \\ P &= C_5 + C_6 + C_7 + C_8 \\ P' &= K_5 + K_6 + K_7 + K_8 \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

4 仿真结果分析及实验研究

4.1 振动结果分析

根据转子的结构参数, 再输入影响轴承动态特性的转子工况供气压强和主轴转速, 通过 MATLAB 求解模型获得轴承-转子系统在时域上的振动特性, 分析主轴的振动规律, MATLAB 运算流程如图 7 所示。通过改变单一工况得到轴承-转子系统在时域上不同的振动特性, 分析阻尼对主轴振动的影响。图 8~图 10 是气体静压主轴振动特性曲线, 通过分析对比可以得到以下结论。

(1) 从图 8 可以看出: 主轴系统的回转跳动误差信号在以一定频率的振动过程中同时作一定幅值的上下振动, 这是由主轴转子偏心运动和外载荷 F_r 造成的; 同时, 跳动振幅大部分偏向 y 轴正方向, 表明径向力增加了加载方向上的振动; 转子开始转动时, 转子的振幅从零迅速上升至某一值, 出现较大幅值的跳动, 这表明主轴系统启动时转子不稳定的振动特性; 最终在振动过程中趋于稳定, 这说明气膜的阻尼特性对转子振动起到了抑制作用。

(2) 从图 9 可以看出: 随着供气压强的增加, 转

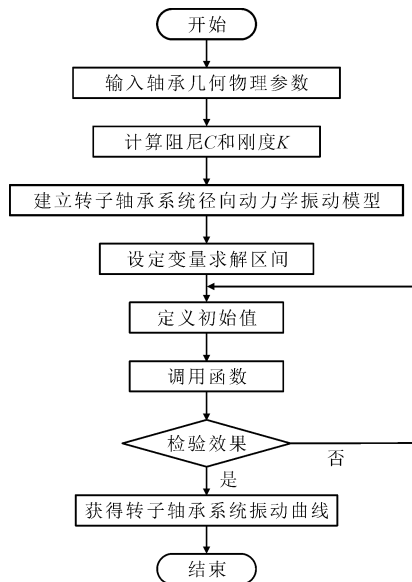


图 7 采用 MATLAB 求解转子轴承系统振动流程图

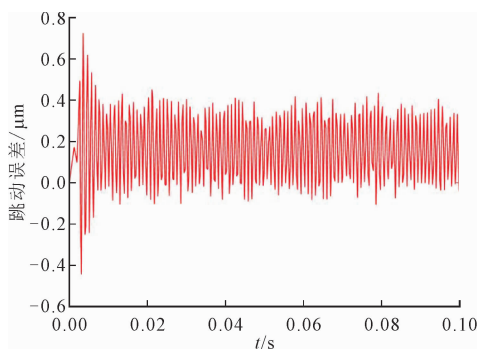


图 8 转子跳动误差曲线

子跳动误差减小; 供气压强从 0.3 MPa 增加到 0.5 MPa 时的跳动误差减小值比供气压强从 0.5 MPa 增加到 1 MPa 时的跳动误差减小值大; 当气膜阻尼系数明显增加时, 转子的跳动误差明显减小, 转动更加稳定; 当气膜阻尼增加不显著时, 转子的跳动误差变化不明显, 这表明气膜阻尼系数的增加抑制了气膜波动, 使转子的跳动误差减小, 同时, 在空气静压主轴系统中, 供气压强在 0.3 MPa 到 0.5 MPa 对转子振动影响显著。

(3) 从图 10 可以看出: 随着主轴转速的增加, 转子跳动误差减小; 主轴转速从 100 r/min 增加到 150 r/min 时的跳动误差减小值与主轴转速从 150 r/min 增加到 200 r/min 时的跳动误差减小值相差不多; 随着气膜阻尼系数的线性增加, 转子的跳动误差趋于线性减小, 这表明气膜阻尼系数的增加抑制了气膜波动, 使转子的跳动误差减小。

4.2 气体轴承回转误差测量实验

主轴在实际工作过程中, 气膜波动等气膜的动

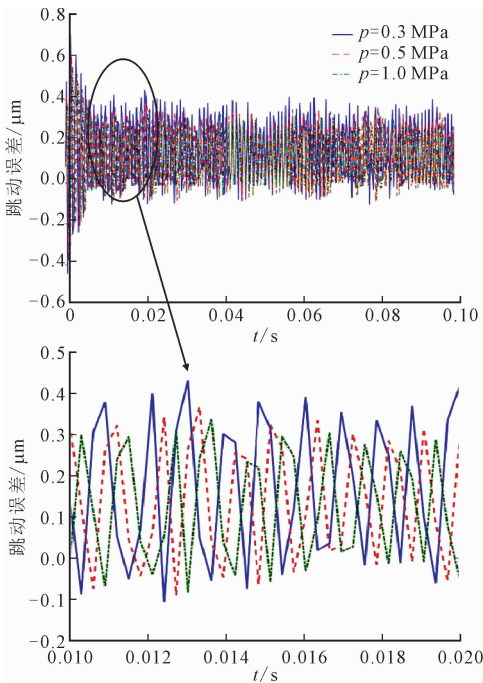


图 9 不同供气压强下转子跳动误差曲线

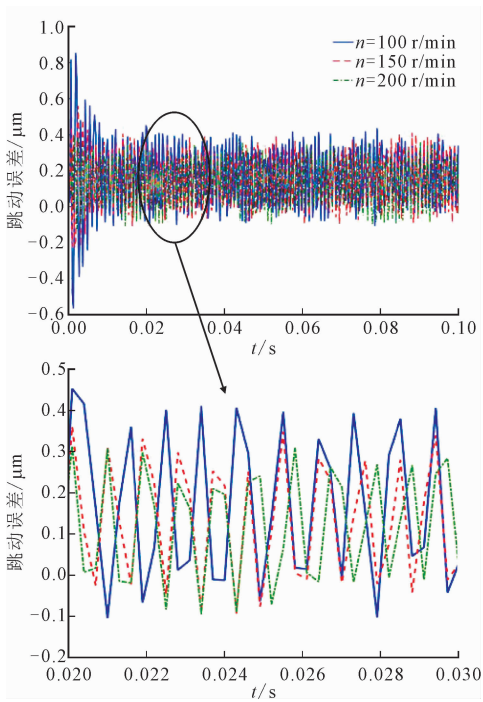


图 10 不同主轴转速下转子跳动误差曲线

态特性会影响轴承和系统的动态特性。回转跳动误差是气体静压主轴动态特性的关键表征参数,直接影响主轴的加工精度和被加工件的表面形貌。通过回转误差测量实验可以探究气膜波动对主轴振动的影响和主轴跳动误差范围。如图 11 所示,实验采用 JZ4511 型精密气体主轴,以主轴轴线为基准,将精密测量半圆球安装在主轴顶部。在主轴工作过程

中,通过电感式传感器,采用半径比较法进行回转跳动误差测量,振动信号由圆度测量仪信号调整箱采集和处理,通过电脑软件输出。

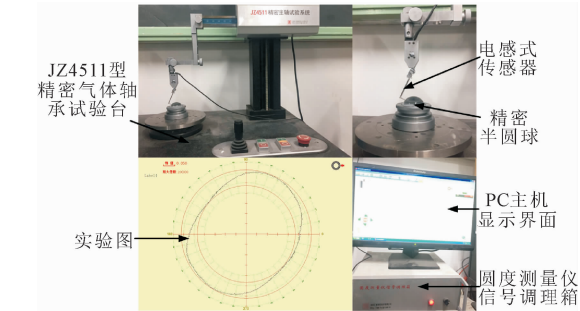


图 11 气体轴承回转跳动误差测量试验台

经过理论讨论可知,无量纲气膜阻尼系数和主轴转速呈线性变化,同时,气膜阻尼的变化对理论跳动误差影响较为显著。因此,通过单一变量法改变主轴转速,从而得到不同气膜阻尼系数对应的转子回转跳动误差。该试验台气膜厚度为 12 μm,空气压缩机对主轴系统的供气压力为 0.5 MPa。

图 12 描述了转子在不同气膜阻尼系数下,考虑阻尼特性、不考虑阻尼特性以及实验的跳动误差值的对比。表 2 为相关结果的实验数据与仿真数据的对比。

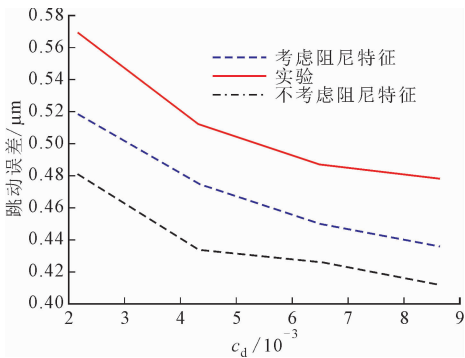


图 12 转子跳动误差对比

表 2 气体轴承回转误差测量实验数据与仿真数据对比

气膜阻尼系数	跳动误差/ μm		
	实验	考虑气膜阻尼特性	不考虑气膜阻尼特性
0.002 16	0.569	0.518	0.481
0.004 32	0.512	0.475	0.434
0.006 48	0.487	0.450	0.426
0.008 64	0.478	0.436	0.412

通过对比可以看出:随着气膜阻尼系数的增加,

回转跳动误差有所降低,这与仿真结果规律一致,并且考虑阻尼特性下的误差值更接近实验测量值;考虑气膜阻尼特性的误差率分别为8.96%、7.23%、7.60%、8.79%,而不考虑气膜阻尼特性的误差率分别为15.47%、15.23%、12.53%、13.81%。因此,考虑阻尼特性时的气体轴承动态特性分析更准确。

5 结 论

本文建立了无量纲气膜阻尼模型,分析了气膜阻尼对轴承供气压强、主轴转速的影响规律和影响程度。通过建立轴承-转子系统模型,计算分析了各工况下转子跳动误差时域曲线。在轴承回转误差测量实验中,验证了考虑阻尼特性的误差值更加接近实验测量值。

(1)气体轴承的无量纲气膜阻尼系数随供气压强呈非线性增加,增加趋势先快后趋于平缓;随主轴转速呈线性增加,相较于供气压强,主轴转速对气膜阻尼影响更显著。

(2)气膜阻尼对气膜波动特性有抑制作用,适当地增加气膜阻尼系数可以提高主轴系统的稳定性。

(3)考虑阻尼特性的跳动误差率比不考虑阻尼特性减小了4.93%~8%,因此,考虑气膜阻尼特性可以更加准确的预测气体轴承动态特性和控制轴承的运动精度。

参考文献:

- [1] 王伟,张敏,梅雄,等.多孔质空气静压主轴动态回转误差的影响机理分析[J].四川大学学报(工程科学版),2017,49(5):191-198.
WANG Wei, ZHANG Min, MEI Xiong, et al. Influence mechanism analysis of rotary error on porous aerostatic spindle[J]. Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition), 2017, 49(5): 191-198.
- [2] PANDEY A K, PRATAP R, CHAU F S. Analytical solution of the modified Reynolds equation for squeeze film damping in perforated MEMS structures[J]. Sensors and Actuators: A Physical, 2007, 135(2): 839-848.
- [3] ALTU B M M, RAO M D. Analytical modeling of squeeze film damping for rectangular elastic plates using Green's functions[J]. Journal of Sound and Vibration, 2010, 329(22): 4617-4633.
- [4] 李锡广,李孟委,王莉,等. MEMS陀螺中带孔结构空气阻尼建模分析[J].微纳电子技术,2012,49(11):57-62,74.
LI Xiguang, LI Mengwei, WANG Li, et al. Modeling

and analysis of the air damping for perforated structures in MEMS gyroscopes[J]. Micronanoelectronic Technology, 2012, 49(11): 57-62, 74.

- [5] XIA Changfeng, QIAO Dayong, ZENG Qi, et al. The squeeze-film air damping of circular and elliptical micro-torsion mirrors[J]. Microfluidics and Nanofluidics, 2015, 19(3): 585-593.
- [6] 周浩,赵宝林,刘显学,等.非真空封装微陀螺的空气阻尼仿真分析[C]//中国惯性技术学会第七届学术年会论文集.北京:中国惯性技术学会,2015:78-85.
- [7] LI P, FANG Y. An analytical model for squeeze-film damping of perforated torsional microplates resonators[J]. Sensors, 2015, 15(4): 7388-7411.
- [8] HOMENTCOVSCHI D, MURRAY B T, MILES R N. Viscous damping and spring force calculation of regularly perforated MEMS microstructures in the Stokes' approximation[J]. Sensors and Actuators: A Physical, 2013, 201: 281-288.
- [9] 高春晖,高世桥,金磊,等.微机械结构中考虑边界滑移的穿孔平板压膜阻尼分析[J].北京理工大学学报,2017,37(6):562-566.
GAO Chunhui, GAO Shiqiao, JIN Lei, et al. Compact analytical model of squeeze-film damping considering slip boundary conditions in perforated MEMS structures[J]. Transactions of Beijing Institute of Technology, 2017, 37(6): 562-566.
- [10] MOENFARD H, AHMADIAN M T, FARSHIDI-ANFAR A. Modeling squeezed film air damping in torsional micromirrors using extended Kantorovich method[J]. Mechanica, 2013, 48(4): 791-805.
- [11] GHANBARI M, HOSSAINPOUR S, REZAZADEH G. Studying thin film damping in a micro-beam resonator based on non-classical theories[J]. Acta Mechanica Sinica, 2016, 32(3): 369-379.
- [12] 陈奥运,凤瑞,庄须叶,等.微机械轮式角振动陀螺气体阻尼特性研究[J].传感技术学报,2017,30(1):54-58.
CHEN Aoyun, FENG Rui, ZHANG Xuye, et al. Research on air damping of micro-machined wheel angular vibration gyroscope[J]. Chinese Journal of Sensors and Actuators, 2017, 30(1): 54-58.
- [13] WANG W, TAO F, WANG Q, et al. Dynamic behavior of perforated parallel-plate actuator under squeeze film damping effect[J]. Microsystem Technologies, 2017, 23(2): 411-419.
- [14] 李响,周幼辉,童冠,等.超轻多孔类蜂窝夹心结构创新构型及其力学性能[J].西安交通大学学报,2014,48(9):88-94.

- LI Xiang, ZHOU Youhui, TONG Guan, et al. Innovating configuration and mechanical properties of the core for ultralight and porous quasi-honeycomb sandwich structure [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(9): 88-94.
- [15] WARDLE F P, BOND C, WILSON C, et al. Dynamic characteristics of a direct-drive air-bearing slide system with squeeze film damping [J]. International Journal of Advanced Manufacturing Technology, 2010, 47(9/10/11/12): 911-918.
- [16] WANG Shunyue, HAN Fengtian, SUN Boqian, et al. Squeeze-film air damping of a five-axis electrostatic bearing for rotary micromotors [J]. Sensors, 2017, 17(5): 1119.
- [17] RUDLOFF L, ARGHIR M, BONNEAU O, et al. Experimental analysis of dynamic characteristics of a hybrid aerostatic bearing [J]. Journal of Engineering for Gas Turbines and Power, 2012, 134(8): 82503.
- [18] CHEN X D, ZHU J C, CHEN H. Dynamic characteristics of ultra-precision aerostatic bearings [J]. Advances in Manufacturing, 2013, 1(1): 82-86.
- [19] 贾晨辉, 孟肖, 邱明, 等. 气动压轴承非线性动力学行为和稳定性预测 [J]. 润滑与密封, 2016, 41(10): 8-12.
- JIA Chenhui, MENG Xiao, QIU Ming, et al. Nonlinear dynamic characteristics and stability prediction of aerodynamic bearings [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(10): 8-12.
- [20] YU P, CHEN X, WANG X, et al. Frequency-dependent nonlinear dynamic stiffness of aerostatic bearings subjected to external perturbations [J]. International Journal of Precision Engineering & Manufacturing, 2015, 16(8): 1771-1777.
- [21] SAZHIN O V, BORISOV S F, SHARIPOV F. Accommodation coefficient of tangential momentum on atomically clean and contaminated surfaces [J]. Journal of Vacuum Science and Technology: Part A Vacuum, Surfaces and Films, 2001, 19(5): 2499-2503.
- (编辑 刘杨)

(上接第 67 页)

- [18] ZHANG Mingzhu, HAO Xiaoyang, YIN Yuxin, et al. Integrated optimal speed change law of hydro-mechanical continuously variable transmission tractor [C] // Proceedings of the International Conference on Mechatronics and Intelligent Robotics. Berlin, Germany: Springer, 2017: 44-50.
- [19] 杜玖玉, 苑士华, 魏超, 等. 双模式液压机械传动工作特性分析 [J]. 农业工程学报, 2009, 25(4): 86-90.
- DU Jiuyu, YUAN Shihua, WEI Chao, et al. Performance analysis of dual mode hydro-mechanical transmission [J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering, 2009, 25(4): 86-90.
- [20] 于亚鹏. 环卫车液压机械复合变速器特性研究 [D]. 重庆: 重庆大学, 2016: 37-42.
- [21] FUNATO M, OKADA T, YAMAMOTO S, et al. Control system for a hydro-mechanical transmission; US7121970 [P]. 2006-10-17.
- [22] 曹付义, 李豪迪, 邓瑞涛, 等. 液压机械复合传动洗扫车工作模式特性研究 [J]. 机械传动, 2019, 43(2): 43-49.
- CAO Fuyi, LI Haodi, DENG Ruitao, et al. Study on working mode characteristics of hydraulic mechanical compound transmission washing vehicle [J]. Journal of Mechanical Transmission, 2019, 43(2): 43-49.
- [23] 李小虎, 柳松玮, 施虎, 等. 基于两自由度 H_∞ 控制策略的泵控液压系统研究 [J]. 西安交通大学学报, 2016, 50(4): 7-13.
- LI Xiaohu, LIU Songwei, SHI Hu, et al. A study on hydraulic systems controlled by pumps based on H_∞ control strategy with two degrees of freedom [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2016, 50(4): 7-13.
- [24] KONG Xiangdong, SONG Yu, AI Chao. Constant speed control method of variable speed input fixed displacement pump-constant speed output variable motor system [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2016, 52(8): 179-190.
- (编辑 武红江)