

• 机械工程 •

DOI:10.15961/j.jsuese.201700974

基于非线性动态特性的轴承-转子系统振动分析

陈东菊, 韩继弘, 高 雪, 范晋伟

(北京工业大学 先进制造技术北京市重点实验室, 北京 100124)

摘 要:随着空气静压主轴在超精密加工过程中的广泛应用, 对主轴的运动精度的要求不断提高, 如何准确预测和提高主轴运动精度是十分必要的。基于空气静压轴承的非线性动态特性, 研究空气静压主轴的振动特性和预测模型, 探索非线性动态特性分析对主轴回转精度的影响。首先, 对空气静压径向轴承的动态特性进行分析, 建立气膜动态流动模型, 采用扰动法求解模型得到轴承的非线性动刚度与动阻尼系数。将空气静压轴承内的气膜作为弹簧阻尼系统建立轴承-转子系统, 并通过动力学分析建立了轴承-转子的动态振动模型。将轴承的非线性动态特性参数引入振动模型, 结合MATLAB对模型进行求解, 得出了空气静压主轴径向跳动误差曲线、偏转误差曲线和径向总振动误差曲线, 并通过FFT数据处理对振动进行频域分析。通过对比分析得到非线性分析对空气静压主轴径向振动误差的影响。最后, 搭建了空气静压主轴径向回转误差测量试验台, 得到主轴实时回转误差信号, 实现轴承-转子系统的振动动力学模型分析的实验验证。从空气静压径向轴承的动态分析可以看出, 轴承的动刚度和动阻尼均呈非线性变化, 随着偏心率的增加动刚度不断增加, 而动阻尼不断减小。从轴承-转子系统的振动分析可以看出: 1)非线性分析对主轴偏角振动误差有明显影响, 而对径向跳动误差的影响不明显, 说明非线性分析主要通过影响主轴的偏角误差从而影响径向总误差。2)定值分析时偏角误差的最大振幅基本稳定, 而非线性分析时偏角误差的最大振幅存在一个增加过程并最终趋于稳定, 并且非线性分析时最大振幅明显大于定值分析时的振幅。3)在供气开始一段时间内, 非线性分析与定值分析下的径向总误差基本一致, 但随着时间的增加, 非线性分析下的最大振幅大于定值分析下的最大振幅, 说明开始供气时非线性分析对径向跳动误差和偏角误差没有造成明显影响, 当供气稳定时非线性的动刚度与动阻尼会对主轴转子振动幅度产生明显影响。4)从频域上看, 非线性分析最大振幅处的共振频率为964 Hz, 定值分析最大振幅处共振频率为986 Hz, 非线性分析使最大振幅处的共振频率有所下降。5)非线性分析和定值分析在频率高于1 500 Hz时, 转子的振幅变化都很小, 说明频率大于1 500 Hz之后, 转子振动比较稳定, 此时气膜的振动频率与固有频率不容易发生共振。空气静压主轴回转误差实验的结果表明, 基于非线性分析所得的主轴径向回转误差的误差率比定值分析所得主轴径向回转误差的误差率降低了1.43%~6.54%。因此, 将空气静压径向轴承内气膜作为弹簧阻尼系统施加于转子之上可以实现轴承-转子系统的耦合振动分析, 轴承非线性动态特征参数的引入实现了轴承动态性能对主轴动态振动的影响, 通过基于非线性动态特性的轴承-转子系统的振动分析可以更加准确地研究和预测空气静压主轴的径向振动误差。

关键词:空气静压径向轴承; 轴承-转子系统; 非线性分析; 振动误差

中图分类号:TH122

文献标志码:A

文章编号:2096-3246(2019)01-0229-07

Vibration Analysis of Bearing-rotor System Based on Nonlinear Dynamic Characteristics

CHEN Dongju, HAN Jihong, GAO Xue, FAN Jinwei

(Beijing Key Lab. of Advanced Manufacturing Technol., Beijing Univ. of Technol., Beijing 100124, China)

Abstract: With the wide application of the aerostatic spindle in the ultra-precision machining process, the requirements for the kinematic precision of the spindle are increasing. It is necessary to predict and improve the precision of the spindle motion accurately. Based on the nonlinear dynamic characteristics of the aerostatic bearing, the vibration characteristics and prediction model of the aerostatic spindle were studied, and the influence of the nonlinear dynamic characteristic analysis on the spindle rotary precision was explored. Firstly, the dynamic flow model of the gas

收稿日期:2017-11-21

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51875005; 51475010); 北京市自然科学基金资助项目(3142005)

作者简介:陈东菊(1980—), 女, 教授. 研究方向:精密超精密加工. E-mail: djchen@bjut.edu.cn

网络出版时间:2018-12-21 13:52:35

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/51.1773.TB.20181219.1553.007.html>

<http://jsuese.ijournals.cn>

<http://jsuese.scu.edu.cn>

film of the aerostatic journal bearing was established, the nonlinear dynamic stiffness and damping coefficients were obtained by the perturbation method. The gas film was used as the spring-damping system to build the bearing-rotor system, and the dynamic vibration model of bearing-rotor system was established by dynamic analysis. Then nonlinear dynamic parameters were introduced into the vibration model, and the curve of the radial runout error, the deflection error and the total error of radial vibration were obtained by solving the model with MATLAB. The frequency domain analysis were conducted on the vibration signal. Finally, Rotation Error Measurement experimental of spindle was performed to inspect the results of vibration error analysis. From the dynamic analysis of the aerostatic journal bearings, the dynamic stiffness and dynamic damping of the bearing are all nonlinear, and the dynamic stiffness increases with the increase of eccentricity, and the dynamic damping decreases. From the vibration analysis of the bearing-rotor system, the following conclusions can be obtained. 1) The nonlinear analysis has an obvious influence on the deflection error, but the influence on the radial runout error is not obvious. It shows that the nonlinear analysis mainly affects the deflection error of the spindle and thus affects the total radial error. 2) The maximum amplitude of the deflection error is basically stable when the fixed value analysis is analyzed, while the maximum amplitude of the deflection error has an increase process and tends to be stable at the time of nonlinear analysis, and the maximum amplitude of the nonlinear analysis is obviously larger than the amplitude of the constant value analysis. 3) The total radial error of the nonlinear analysis and the constant value analysis is basically the same at the beginning of the gas supply, but with the increase of time, the maximum amplitude under the nonlinear analysis is larger than the maximum amplitude under the constant value analysis, which shows that the nonlinear analysis has no obvious effect on the error of radial runout and the deviation angle when the gas supply is started. When the gas supply is stable, the nonlinear dynamic stiffness and dynamic damping will obviously affect the vibration amplitude of the rotor. 4) From the frequency domain, the resonance frequency at the maximum amplitude of the nonlinear analysis is 964 Hz, and the resonance frequency at the maximum amplitude of the constant value analysis is 986 Hz, and the nonlinear analysis reduces the resonance frequency at the maximum amplitude. 5) When the frequency is higher than 1 500 Hz, the amplitude change of the rotor is very small, which shows that the vibration of the rotor is more stable when the frequency is greater than 1 500 Hz, and the vibration frequency of the gas film is not easy to resonate with the natural frequency. Experimental results indicated that the error of radial rotation error of the spindle based on nonlinear analysis is reduced by 1.43% to 6.54% compared to the constant value analysis. Therefore, the coupled vibration analysis of the bearing-rotor system can be achieved by applying the gas film as the spring-damping system to the rotor. The introduction of nonlinear dynamic characteristic parameters of bearing realizes the effect of bearing dynamic performance on spindle dynamic vibration. Based on nonlinear dynamic characteristics, the vibration analysis of the bearing-rotor system can more accurately analysis and predict the radial vibration error of the aerostatic spindle.

Key words: aerostatic journal bearing; bearing-rotor system; nonlinear analysis; vibration error

空气静压主轴由于工作阻力小、低摩擦、高转速、产热少、高精度、无污染等优势被广泛应用于超精密加工过程中^[1],其运动误差直接影响到加工零件的表面质量、形状精度及粗糙度,研究表明:主轴的回转误差会对精密车削加工形成的零件造成30%~70%的圆度误差,并且所占比例会随着加工精度的提高而增加^[2],因此研究主轴振动对优化和控制回转精度具有重要意义。主轴系统的动态特性分析与动力学分析是振动分析的基础,通过结合动态性能参数与动力学特性获得主轴的各项运动误差,为振动故障预测与结构优化设计提供依据。陈东菊等^[3]考虑微气体流动的稀薄效应,运用ANSYS仿真对轴承气膜与转子组成的系统进行模态分析与谐响应分析,并通过实验验证了稀薄效应下的固有频率分析更加准确。Zhang等^[4]提出空气静压轴承主轴的五自由度动态数学模型探讨主轴振动的自然机制,发现主轴振动的动态特性包括沿轴向和径向的3个平移频率、1个轴旋转频率(SRF)和1对耦合摆的频率(CTFS)。同时,Zhang等^[5]发现当从加工表面的外侧到中心进行切削时,主轴的倾斜振动对表面形貌影响逐渐消失,而主轴的平移振动会对表面形貌产生巨大的影

响。Osborne等^[6]研究了额外供气气体轴承-转子系统的线性动力学系数,仿真了不平衡质量引起的振动响应并与实验结果进行对比验证。Huang等^[7]考虑动态不平衡影响建立空气静压主轴动态模型,并以此表征不平衡引起的主轴运动误差,理论和实验结果证明空气静压主轴误差运动的低频包络现象是主轴振动中两个运动部件在高频下的独特叠加效应。为减少径向误差运动,Cappa等^[8]分析了几种制造误差、轴承参数和进给几何尺寸对气体静压径向轴承径向误差运动的影响,并最终制定设计准则,结果表明增加进气孔的数量是最有效的解决方案。

以上分析研究都是基于气体轴承的动刚度与动阻尼是定值常量时进行的动态分析与振动分析,忽略了轴承动态性能的变化对主轴性能的影响,而实际振动过程中气膜的厚度不断变化,导致气膜的动刚度与动阻尼也在时刻变化,从而影响到主轴的振动。目前,广泛使用摄动法对动刚度与动阻尼进行估计,Al-Bender^[9]通过动态响应实验证实了摄动法的有效性。Chen等^[10]研究发现由于气体的可压缩性,气体静压轴承的动刚度和阻尼系数表现出非线性频率依赖性,特别是对气隙高度小、供气压力高的超精密

气体静压轴承,其非线性动力学行为十分显著。贾晨辉等^[1]以球面螺旋槽气体动压轴承为研究对象,研究在最大承载力下,气体轴承的瞬态刚度和阻尼的变化规律,研究发现随轴承偏心率的增加,各刚度系数有明显增大的趋势,阻尼系数的变化趋势较缓。Yu等^[12]通过数值模拟和实验研究发现扰动会对气体静压轴承的动态特性造成影响,仿真和实验结果表明,在相同振幅的位移扰动下,随着扰动频率的增大轴向刚度系数增大,而轴向阻尼系数减小。赵广等^[13]建立了空气静压轴承的气膜支撑力模型,模拟发现气膜的支撑力变化在低速、小偏心率状态时线性变化线性,而在高速、大偏心率下迅速非线性,同时气体静压轴承的动压效应显著增强。

以上研究均表明气体轴承的动态性能是动态变化的,并且会对主轴的动态性能造成影响。作者通过对轴承动态特性进行数值分析,计算得到随气膜厚度变化而变化的非线性动刚度与动阻尼,综合考虑主轴的自激振动、受迫振动、偏摆振动,建立轴承-转子系统的振动模型,将非线性参数引入到模型的弹簧阻尼单元中,实现气膜与转子之间的非线性耦合振动分析,得到非线性分析与定值分析下的主轴径向振动曲线。最后,搭建主轴回转误差试验台对理论分析进行验证,为主轴振动误差的预测及精度的控制提供了理论参考。

1 空气静压径向轴承结构及原理

空气静压径向轴承的结构如图1所示,轴套上沿轴向分布4排气腔,每排沿周向均匀布置8个气腔。

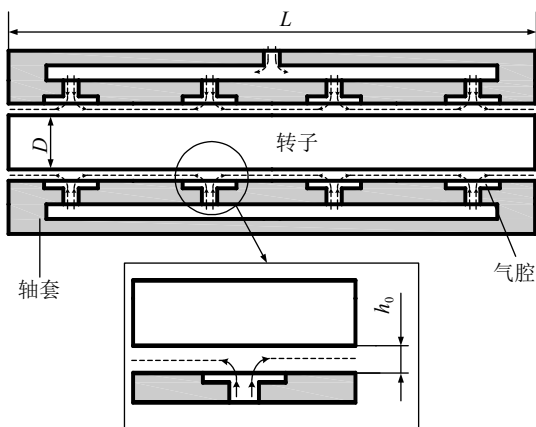


图1 空气静压径向轴承结构

Fig. 1 Structural of aerostatic journal bearing

供气系统对外部空气进行压缩、干燥、过滤后,压缩空气经由轴套上的进气孔流入轴套上的每个气腔,进而在轴承间隙中形成厚度为 h_0 的气膜,最终从径向轴承端部流入大气中。由于气膜具有一定的压力和刚度,所以主轴转子得到支撑和润滑,也限制了

主轴的径向自由度。但由于气膜的可压缩性和波动性使主轴在径向上产生位移,影响主轴的回转精度,进而对加工表面的粗糙度、形状及尺寸精度造成影响。研究空气静压主轴的相关参数如表1所示。

表1 空气静压径向轴承参数

Tab. 1 Parameters of aerostatic spindle

参数	数值
转子长度 L/mm	100
转子直径 D/mm	50
轴承间隙 $h_0/\mu\text{m}$	12
质量偏心距 μm	0.5
转子密度 $r/(\text{g}\cdot\text{m}^{-3})$	7.85

2 空气静压轴承动态特性分析

2.1 气膜动态流动模型

空气静压轴承的动态特性是指当转子偏离平衡位置并在此位置附近进行小幅振动时气膜压力和性能的变化情况。研究空气静压轴承的动态特性,需要建立不定常工况下的雷诺方程以描述气膜的动态流动。结合空气静压径向轴承的结构和工作原理,动态不定工况下的雷诺方程如式(1)所示:

$$b \frac{\partial}{\partial x} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(p h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6\mu \frac{\partial (U p h)}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial (p h)}{\partial t} \quad (1)$$

式中, p 为气膜压强, h 为气膜厚度, μ 为气体黏度, U 为主轴转速, t 为时间。

为方便计算,将式(1)进行无量纲化表示,令 $x = \theta \cdot R$, $z = Z \cdot R$, $p = P \cdot p_a$, $\Omega = 12\mu R^2 / (p_a h_0^2)$, $\Lambda = 6\mu \cdot UR / (p_a h_0^2)$, $h = H \cdot h_0$, 其中, R 为轴承半径, p_a 为大气压强, h_0 为轴承间隙,则气膜动态流动模型如式(2)所示:

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(P H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \cdot \frac{\partial (P H)}{\partial \theta} + \Omega \cdot \frac{\partial (P H)}{\partial t} \quad (2)$$

2.2 动刚度和动阻尼

动刚度和动阻尼是空气静压轴承动态特性的重要表征参数,采用扰动法对气膜动态流动模型进行求解,计算动刚度和动阻尼,扰动量为 H' 和 P' ,如式(3)所示:

$$\begin{cases} H = H_0 + H' = H_0 + \varepsilon H_0 \sin \omega t, \\ P = P_0 + P' = P_0 + \varepsilon (P_1 \sin \omega t + P_2 \cos \omega t) \end{cases} \quad (3)$$

式中, H_0 为稳态气膜厚度, P_0 为稳态气膜压强, ω 为扰动频率。

将式(3)代入式(2)中,令 $P_A = P_0 \cdot P_1$, $P_B = P_0 \cdot P_2$,将扰动量2次方及其以上的高阶项舍去,经简化可以得到稳态雷诺方程和扰动雷诺方程,如式(4)

所示:

$$\begin{cases} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Z} \left(PH^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \Lambda \cdot \frac{\partial(PH)}{\partial \theta}, \\ P_0 H_0^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial P_A}{\partial \theta} \right) + P_0 H_0^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial P_A}{\partial Z} \right) - \Lambda \cdot \frac{\partial P_A}{\partial \theta} = -\Omega \cdot w \cdot P_B, \\ P_0 H_0^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\partial P_B}{\partial \theta} \right) + P_0 H_0^2 \frac{\partial}{\partial Z} \left(\frac{\partial P_B}{\partial Z} \right) - \Lambda \cdot \frac{\partial P_B}{\partial \theta} = \Omega w (P_0^2 + P_A) \end{cases} \quad (4)$$

通过有限差分法求解稳态方程雷诺方程和扰动雷诺方程,将稳态下求解得出的稳态压强 P_0 、稳态气膜厚度 H_0 等代入扰动方程,得出动态压力与动态气膜间隙,求解式(3)得出 P_1 和 P_2 ,将其沿着气膜积分,分别得到动态刚度与动态阻尼系数,如式(5)所示:

$$\begin{cases} K_n = \frac{\iint P_1 \cdot \cos \theta ds}{h}, \\ C_n = \frac{\iint P_2 \cdot \cos \theta ds}{\omega h} \end{cases} \quad (5)$$

式中, K_n 、 C_n 为偏心方向的动刚度与动阻尼系数。

3 空气静压主轴径向振动分析

3.1 空气静压主轴径向振动误差分析

空气静压主轴在实际回转运动过程中的任意时刻,由于径向外力和自身重力的作用使径向轴承内的气膜产生波动,进而使主轴实际回转轴线偏离理想回转轴线,从而产生了径向振动误差。如图2所示,由于径向外力 F_r 和转子重力 G 的作用,转子旋转轴线偏离原位置理想位置。由于偏心质量的自激振动,在转子旋转过程中产生径向的偏心振动位移 x_1 ;外力 F_r 引起的受迫振动产生径向的振动位移 x_2 ,即径向跳动误差;同时由于径向力 F_r 作用在轴端,会使主轴转子产生偏摆角度振动误差,进而在主轴端部产生 x' 的偏摆振动位移。综上分析空气静压主轴在径向的振动总误差 Δx 如式(6)所示:

$$\Delta x = x_1 + x_2 + x' \quad (6)$$

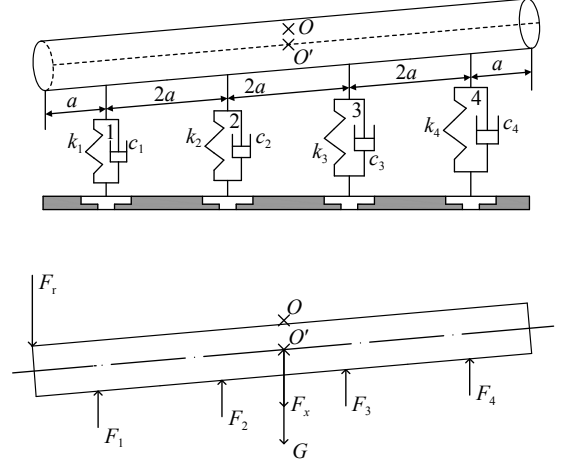
图2 空气静压主轴径向振动误差分析

Fig. 2 Error analysis of radial vibration of aerostatic spindle

3.2 轴承-转子动力学模型

空气静压主轴中轴套与转子之间的气膜对转子起到支撑作用,具有一定刚度特性和阻尼特性。因此,可以将气膜简化为弹簧阻尼系统,建立轴承-转子的

动力学模型。图3为空气静压主轴的轴承-转子系统模型及其振动受力分析。空气静压径向轴承包括4排均匀分布气腔,将每排气腔分别简化为弹簧阻尼系统。转子简化为集中质量的轴,质心点为 O ,质量为 m 。弹簧阻尼系统分别编号为1、2、3、4; F_1 、 F_2 、 F_3 、 F_4 分别为对应编号的弹簧阻尼力。 F_r 为径向外载荷, F_x 为偏心质量在旋转过程中产生的偏心力, G 为转子的重力。



式(9)中,相关参数可由式(10)求得:

$$\begin{cases} P = C_1 + C_2 + C_3 + C_4, \\ P' = Q = 3aC_1 + aC_2 - aC_3 - 3aC_4, \\ Q' = 9a^2C_1 + a^2C_2 + a^2C_3 + 9a^2C_4, \\ S = K_1 + K_2 + K_3 + K_4, \\ S' = I = 3aK_1 + aK_2 - aK_3 - 3aK_4, \\ I' = 9a^2K_1 + a^2K_2 - a^2K_3 - 9a^2K_4 \end{cases} \quad (10)$$

因此,空气静压主轴端部的振动误差 Δx 为:

$$\Delta x = x_1 + x_2 + x' = x + 4a \cdot \theta \quad (11)$$

4 仿真结果及分析

4.1 仿真动态特性分析

通过求解气膜动态流动模型得到其动态刚度与动态阻尼,结果如图4所示。其中, ε 为气膜厚度变化率, $\varepsilon = \Delta h/h_0$ 。由图4可以看出空气静压主轴的动态刚度和动态阻尼随着偏心率的增加呈非线性变化,这说明在转子振动过程中,气膜的刚度和阻尼在时刻变化,所以将非线性的刚度和阻尼系数引入动力学模型更加符合实际情况。

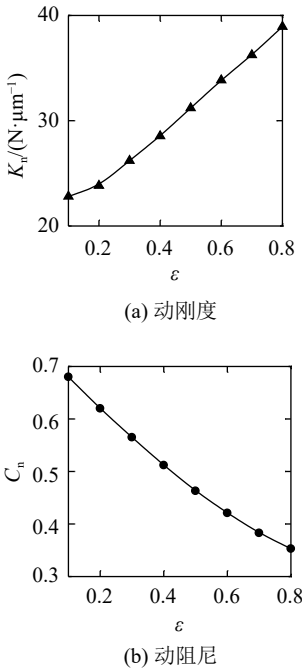


图4 动刚度与动阻尼仿真结果

Fig. 4 Simulation results of dynamic stiffness and dynamic damping

将动态刚度与阻尼系数和偏心率之间的关系通过3次多项式拟合,拟合公式如表2所示。则在轴承-转子系统中的动刚度与动阻尼可由式(12)计算得到:

$$\begin{cases} K_i = K_n(x_i/h_0), i = 1 \sim 4; \\ C_i = C_n(x_i/h_0), i = 1 \sim 4 \end{cases} \quad (12)$$

表2 动态特性拟合公式

参数	拟合公式
动刚度 K_n	$k_n(\varepsilon) = -24.816\varepsilon^3 + 41.15\varepsilon^2 + 4.0921\varepsilon + 21.902$
动阻尼 C_n	$C_n(\varepsilon) = 0.12151\varepsilon^3 + 0.071259\varepsilon^2 - 0.61943\varepsilon + 0.74102$

4.2 仿真径向振动误差分析

将动态分析计算得到的动态刚度和阻尼系数代入轴承-转子系统动力学模型,通过MATLAB编程求解模型获得轴承-转子系统在时域上的振动特性。图5为空气静压主轴径向振动误差曲线。

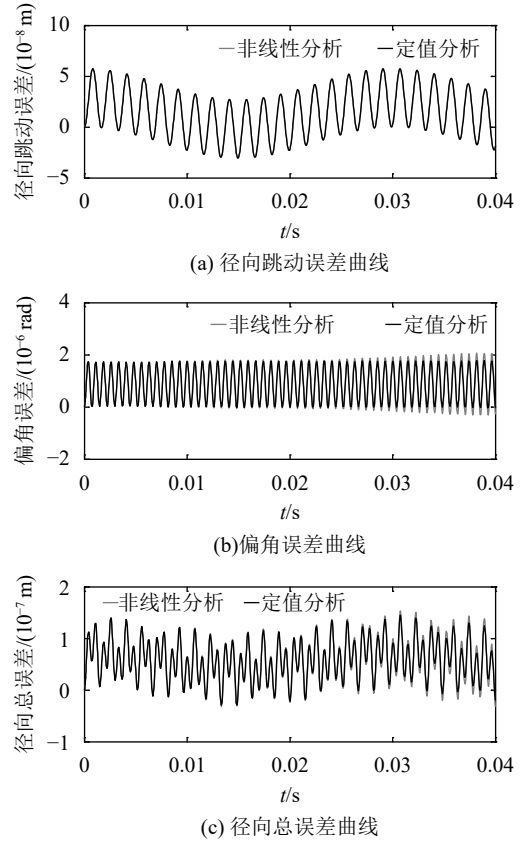


图5 空气静压主轴径向振动误差曲线

Fig. 5 Error curves of radial vibration of aerostatic spindle

通过对比非线性动态分析与传统定值分析的振动信号可以得到以下结论:

1) 径向跳动误差包括两种形式的振动,在以频率为主轴回转频率的振动过程中同时进行一定幅度的上下振动,这是由主轴转子偏心运动和外载荷 F_i 造成的。

2) 由图5(c)可看出,在供气瞬间转子有一个明显的振动冲击,转子的振幅从零迅速上升至某一值,这体现了主轴从开始供气至稳定供气的过程中转子

不稳定的振动特性。

3)非线性分析对径向跳动误差的影响不明显,但对偏角振动误差有明显影响;定值分析时偏角误差的最大振幅基本稳定,但非线性分析时偏角误差的最大振幅存在一个增加过程并最终趋于稳定,其最大振幅明显大于定值分析时振幅。因此,非线性分析主要对主轴的偏角误差造成影响,从而影响径向总误差。

4)在供气开始一段时间内,非线性分析与定值分析下的径向总误差基本一致;随着时间的增加,非线性分析下的最大振幅大于定值分析下的最大振幅。这说明开始供气时非线性分析对径向跳动误差和偏角误差没有造成明显影响,当供气稳定时非线性性的动刚度与动阻尼会对主轴转子振动幅度产生明显影响。

为研究振动信号的频率特性,对时域上的振动信号进行傅里叶变换可得幅频曲线,如图6所示。由图6可知:非线性分析最大振幅处的共振频率为964 Hz,定值分析最大振幅处共振频率为986 Hz,非线性分析使最大振幅处的共振频率有所下降;非线性分析和定值分析在频率高于1 500 Hz时,转子的振幅变化都很小,这说明频率大于1 500 Hz之后,转子振动比较稳定,此时气膜的振动频率与固有频率不容易发生共振。

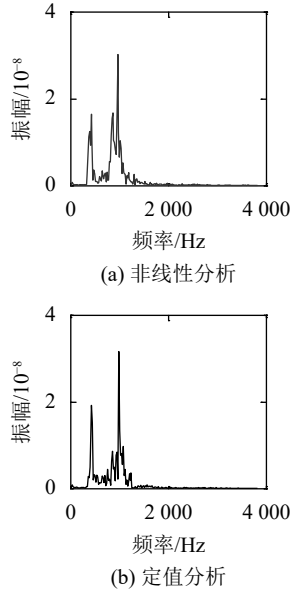


图 6 振动总误差的频域分析

Fig. 6 Frequency domain analysis of total error

5 空气静压主轴径向回转误差试验

轴承-转子系统的振动是气膜与转子之间的气固耦合振动,气膜动态性能的非线性变化对转子振动起到重要作用,因此需要试验探究其对主轴振动

的影响。试验以JZ4511精密主轴轴线为基准,安装精密测量半圆球,运用电感式传感器,采用半径比较法原理进行径向振动误差测量,振动信号由圆度测量仪信号调整箱采集处理后在显示器中输出。试验装置如图7所示。空气压缩机对主轴系统进行供气,供气压力为0.5 MPa,分别对转速为50、150、200 r/min时的径向回转误差进行测量。

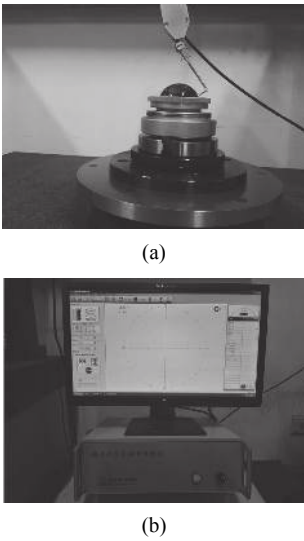


图 7 回转误差测试装置

Fig. 7 Rotary error testing device

图8对比了不同转速时在非线性分析、定值分析和实验测试3种情况下的空气静压主轴径向回转误差。通过图8的对比可以看出非线性分析下的回转误差值更加接近实验测量值。为计算理论分析值与实验分析值之间的误差率,分别将非线性分析和定值分析得到的回转误差值与试验测量值之差比上测量值,得到不同转速下的误差率如表3所示,由表3结果得出在不同转速下非线性分析得到的回转误差的误差率比定值分析得到的误差率减小了1.43%~6.54%。

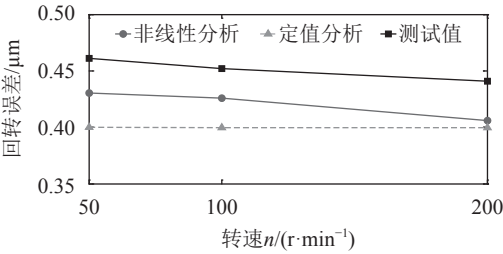


图 8 回转误差对比

Fig. 8 Comparison of rotary errors

表 3 回转误差的误差率

Tab. 3 Error rates of rotation errors

分析类型	误差率/%		
	50 r/min	100 r/min	200 r/min
非线性分析	6.67	5.75	7.94
定值分析	13.21	11.55	9.37

6 结 论

针对空气静压主轴的振动特性,建立轴承-转子系统模型对主轴径向振动误差进行分析,通过扰动法得出轴承非线性的动态性能参数,进行非线性下的主轴振动分析,实现了气膜与转子之间的非线性耦合分析,从而实现了主轴径向回转误差的预测与分析。最终通过主轴回转误差测量试验对理论分析进行验证,实验结果表明:非线性分析下的回转误差更加接近实验测量值,非线性分析下回转误差的误差率比定值分析的误差率减小了1.43%~6.54%,为主轴振动预测和分析提供了依据。

参考文献:

- [1] Gao Shanghan, Meng Guang. Advances in research on dynamic characteristics of machine tool spindle[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2007, 26(6): 103–109. [高尚晗, 孟光. 机床主轴系统动力学特性研究进展[J]. *振动与冲击*, 2007, 26(6): 103–109.]
- [2] Li Qi, Fang Haiyan. Rotation accuracy measurement of magnetic suspension spindle[J]. *Machine Tool & Hydraulics*, 2004 (8): 156–158. [李旗, 方海燕. 磁浮主轴回转精度的测试[J]. *机床与液压*, 2004(8): 156–158.]
- [3] Chen Dongju, Dong Lihua, Zhou Shuai, et al. Dynamic performance analysis and experiment research of aerostatic spindle under the rarefaction effects[J]. *Journal of Sichuan University (Engineering Science Edition)*, 2016, 48(5): 180–185. [陈东菊, 董丽华, 周帅, 等. 稀薄效应下空气静压主轴动态特性分析及试验研究[J]. *四川大学学报(工程科学版)*, 2016, 48(5): 180–185.]
- [4] Zhang S J, To S, Wang H T. A theoretical and experimental investigation into five-DOF dynamic characteristics of an aerostatic bearing spindle in ultra-precision diamond turning[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2013, 71(8): 1–10.
- [5] Zhang S J, To S, Cheung C F, et al. Dynamic characteristics of an aerostatic bearing spindle and its influence on surface topography in ultra-precision diamond turning[J]. *Interna-*

tional Journal of Machine Tools & Manufacture, 2012, 62(1): 1–12.

- [6] Osborne D A. Comparison of rotordynamic analysis predictions with the test response of simple gas hybrid bearings for oil free turbomachinery[J]. *Journal of Engineering for Gas Turbines & Power*, 2003, 128(3): 619–632.
- [7] Huang P, Lee W B, Chan C Y. Investigation of the effects of spindle unbalance induced error motion on machining accuracy in ultra-precision diamond turning[J]. *International Journal of Machine Tools & Manufacture*, 2015, 94: 48–56.
- [8] Cappa S, Reynaerts D, Al-Bender F. Reducing the radial error motion of an aerostatic journal bearing to a nanometre level: theoretical modelling[J]. *Tribology Letters*, 2014, 53(1): 27–41.
- [9] Al-Bender F. On the modelling of the dynamic characteristics of aerostatic bearing films: From stability analysis to active compensation[J]. *Precision Engineering*, 2009, 33(2): 117–126.
- [10] Chen X D, Zhu J C, Chen H. Dynamic characteristics of ultra-precision aerostatic bearings[J]. *Advances in Manufacturing*, 2013, 1(1): 82–86.
- [11] 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. [贾晨辉, 孟肖, 邱明, 等. 气体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.]
- [12] 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.
- [13] Zhao Guang, Liu Pannian, Yu Hechun, et al. Research on gas film force of aerostatic gas bearing and its coupled dynamics with rotor[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2012, 27(2): 472–480. [赵广, 刘盼年, 于贺春, 等. 静压气体轴承气膜力及其与转子耦合动力学特性研究[J]. *航空动力学报*, 2012, 27(2): 472–480.]

(编辑 黄小川)

引用格式: Chen Dongju, Han Jihong, Gao Xue, et al. Vibration analysis of bearing-rotor system based on nonlinear dynamic characteristics[J]. *Advanced Engineering Sciences*, 2019, 51(1): 229–235. [陈东菊, 韩继弘, 高雪, 等. 基于非线性动态特性的轴承-转子系统振动分析[J]. *工程科学与技术*, 2019, 51(1): 229–235.]