

高速动静压轴承支承主轴系统动特性测试研究

马石磊¹, 马求山¹, 王琳¹, 徐华^{1,2}, 赵万华^{1,2}

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 西安交通大学机械制造系统工程国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 以自行设计的高速主轴水润滑动静压轴承为基础, 采用不平衡质量法识别出转子系统支撑轴承的动特性系数, 通过轴承性能测试实验得到了供水压力、主轴转速等运行参数对轴承-转子系统动特性的影响。结果表明: 轴承-转子系统动特性系数随系统供水压力和主轴工作转速的增加而增大; 在供水压力较低时, 工作转速对轴承动特性影响较小; 当供水压力升高到一定程度时, 工作转速对轴承的动特性产生较大影响, 此项研究对轴承-转子系统结构参数的改进以及不同工况下最佳运行参数的确定具有一定的指导意义。

关键词: 动静压轴承; 动态性能; 参数识别

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2011)05-0052-07

Experimental Study on Dynamic Coefficients for Spindle System Supported by High-Speed Hybrid Bearings

MA Shilei¹, MA Qiushan¹, WANG Lin¹, XU Hua^{1,2}, ZHAO Wanhua^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. State Key Laboratory for Manufacturing Systems Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A high-speed rotor-bearing test rig supported by water lubricated hybrid bearing was constructed. The additional masses attached to rotor were taken to identify the dynamic coefficients of hybrid bearing system, and the further experiment results show the effects of supply pressure, rotating speed and other operating parameters on the dynamic coefficients of bearing system. The dynamic coefficients of rotor-bearing system increase with the increasing supply pressure and spindle speed. In case of low supply pressure, the impact of rotating speed on dynamic coefficients is slight. If the supply pressure increases to a certain degree, the rotating speed plays an important role on the dynamic coefficients.

Keywords: hybrid bearing; dynamic coefficients; parameter identification

高速精密切削技术是目前机床加工领域的一个重要发展方向。作为高速机床的关键部件, 高速电主轴近来已成为该领域的研究热点之一, 并受到越来越多学者的关注。其中, 高速高精密支承轴承则是保证高速电主轴具有高刚度、高回转精度、大承载力等性能指标的关键部件。水润滑动静压轴承在高转速下有不可比拟的优越性。文献[1-2]在水润滑动静压

轴承设计和性能的计算与优化方面做了大量细致的工作, 详细探讨了轴承结构参数与运行参数对轴承性能的影响, 并初步给出了此类轴承的设计过程。根据以往的工程实践经验可知, 仅从理论分析计算角度往往难以全面反映轴承的实际性能。因此, 通过实验测试轴承-转子系统的性能, 并准确识别出其刚度阻尼系数等重要参数指标是非常必要的。

收稿日期: 2010-11-22. 作者简介: 马石磊(1982—), 男, 博士生; 徐华(联系人), 男, 教授, 博士生导师. 基金项目: 国家重点基础研究发展规划资助项目(2009CB724404); 国家高技术研究发展计划资助项目(2008AA042508); 高等学校科技创新工程重大项目培育基金资助项目(31015160001).

网络出版时间: 2011-02-21

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20110221.1605.002.html>

目前,许多参数识别方法都被应用于不同的实验环境中,以确定滑动轴承油膜动特性系数,并被验证是有效的.毕士华、姜歌东等人^[3-4]假设各工况下的油膜动特性系数满足线性化关系,利用时域多工况识别法识别了油膜线性动特性系数,但该方法需要测量较多工况,而多个工况之间的相似性则往往难以保证. Qiu 等人^[5]利用脉冲激振法识别出了 2 个支承轴承的 16 个油膜线性动特性系数, Jiang 等人^[6]利用该方法识别了某一大尺寸径向轴承的油膜线性动特性系数,但该方法获得的响应能量分散,信噪比较低,同时使用的实验测试设备较多,且操作复杂. Roberts 等人^[7]采用正弦激振法识别出了挤压油膜阻尼器的主惯性系数、主刚度系数和主阻尼系数,袁小阳等人^[8]采用多频激振法测量了轴承油膜的刚度、阻尼系数. 这 2 种测试方法得到的响应能量集中,信噪比高,但测试设备复杂,且测试设备之间的协调性要求也较高. Tie 等人^[9]利用不平衡质量法和最小二乘法原理识别出了 2 个支承轴承的 16 个油膜线性动特性系数,郑铁生等人^[10]采用同样方法,识别了滑动轴承油膜动特性系数,此方法不需要复杂的测试设备,不但可以识别出油膜动特性系数,同时还消除了轴承-转子系统本身存在的不平衡质量对系统的影响. 为了验证理论分析计算的正确性,全面掌握高速轴承-转子系统设计过程中的关键因素,本文设计并搭建了高速水润滑动静压支承轴承-转子系统实验台,采用不平衡质量法识别出了轴承-转子动特性系数,通过实验得到了供水压力、主轴转速等运行参数对轴承-转子系统动特性的影响.

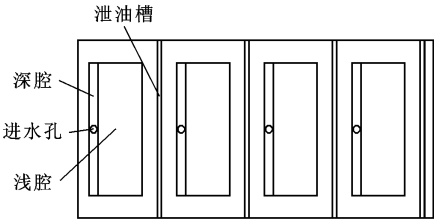
1 实验台

1.1 轴承结构

轴承结构如图 1 所示,轴承为四腔深浅腔动静压轴承,润滑剂经进水孔节流作用后进入轴承,由深腔进入浅腔和封油面,并最终从泄油边流出. 深腔起静压支承作用并促使润滑剂延轴向展开,易于形成稳定、完整的润滑油膜;浅腔和封油面主要产生动压效果. 因此,深浅腔动静压轴承无论是在起停机状态还是正常运行状态都具有良好的支承性能和相对完整的油膜,其具体结构尺寸见表 1.

1.2 实验台结构

图 2 为水润滑动静压轴承支承主轴实验台的结构示意图和实物图. 实验主轴由前后 2 个动静压轴承支承,安装半径间隙为 0.015~0.020 mm,此外,实验台还包括加载装置、驱动装置、供油系统和测试



(a)轴承腔型结构



(b)轴承实物图

图 1 轴承腔型结构及轴承实物图

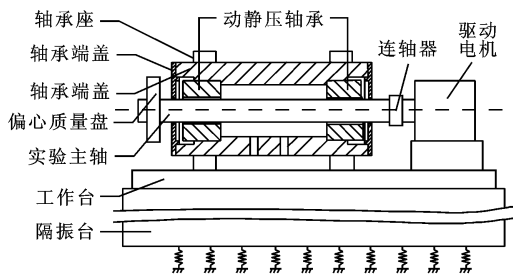
系统. 实验通过附加偏心质量的方式为转轴加载,加载装置为一个偏心质量盘,已知偏心质量(2.5 g)且位置可调. 将偏心质量盘安装在实验主轴上并随轴一起转动,调节偏心质量位置便可以施加一定范围内不同大小的同步激振力. 实验主轴通过联轴器与驱动直流电机相连,通过调节直流电机的变频器来控制主轴转速. 前后 2 个动静压轴承的供油方式为集中供油,高压水进入实验台后便分为两路分别进入前后轴承,以纯水作为润滑介质,其 20 ℃ 时的动力黏度为 1.005 mPa · s,供水压力范围为 0.2~10 MPa.

表 1 轴承结构参数表

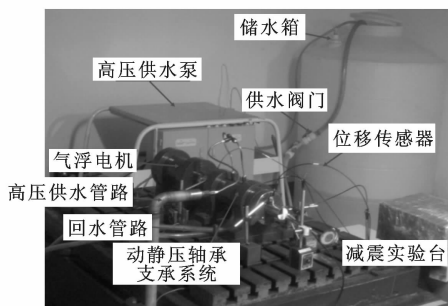
油腔个数	4
外径/mm	72
内径/mm	50.05
长径比	1
深腔深度/mm	0.08
深腔包角/(°)	16
浅腔深度/mm	0.015
浅腔包角/(°)	36
油腔宽度/mm	37.05

传感器主要有位移传感器、光纤传感器、温度传感器、压力传感器和转速传感器,其布局如图 3 所示. 在前后轴承外侧附近的各 2 个电容式位移传感器(Capa6100)用于测量转子的位移,以识别动特性系数. 转轴的前端安装有光纤传感器(E3X-ZT11)用

以测量转速和转轴的相位信息,在进水口和出水口各安装一个热电偶传感器,以检测润滑剂的平均温升。采集卡型号为研华 PCI-1716L。



(a)实验台结构示意图



(b)实验台

图2 实验台结构示意图及实物图

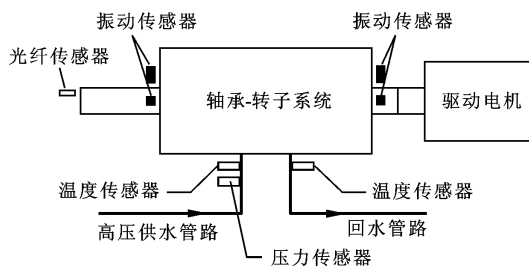


图3 传感器布局示意图

2 动特性参数识别

2.1 识别方法

利用不平衡质量法识别润滑膜动特性系数时,将系统简化为多圆盘转子模型^[11],如图4所示。将转子不平衡质量集中到非轴承支承盘处,在非轴承支承处附加1个小质量块,在一定转速下产生离心力作为系统的激励,用有限元方法^[11]把转子离散化为 n 个节点,其中 m 个节点与轴承相对应,称为轴承节点。系统共有 $N=4n$ 个自由度,其动力学方程为

$$F = M\ddot{U} + C\dot{U} + KU = f_c \cos \omega t + f_s \sin \omega t + f(t) \quad (1)$$

式中: M 、 C 、 K 分别为转子的质量、阻尼和刚度矩阵;

U 为节点位移向量; f_c 和 f_s 分别是不平衡力向量的余弦和正弦部分; ω 为轴颈角速度; $f(t)$ 为轴承的动反力——油膜力向量。

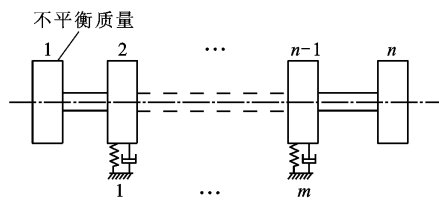


图4 系统动力学模型

根据线性化油膜力的力学模型,油膜力向量可表示为

$$f(t) = k_b U + c_b \dot{U} \quad (2)$$

式中: k_b 和 c_b 为仅具有 m 个非零二阶子块的对角阵,对角阵位置与有限元模型中的轴承位置相对应。令

$$\tilde{K} = K - k_b; \tilde{C} = C - c_b$$

并将式(2)代入式(1)整理后得

$$M\ddot{U} + \tilde{C}\dot{U} + \tilde{K}U = f_c \cos \omega t + f_s \sin \omega t \quad (3)$$

其不平衡响应为

$$U = U_c \cos \omega t + U_s \sin \omega t$$

带入式(3)并写成复数形式为

$$(\tilde{K} - \omega^2 M + i\omega \tilde{C})U = f \quad (4)$$

其中

$$U = U_c - iU_s; f = f_c - if_s, i = (-1)^{1/2}$$

分离式(4)左端系数矩阵中的转子有限元参数与轴承油膜参数,令

$$E = k_b + i\omega c_b$$

$$H = K + i\omega C - \omega^2 M$$

则式(4)可写为

$$EU = HU - f, U = \begin{bmatrix} U_A \\ U_B \end{bmatrix} \quad (5)$$

式中: U_A 为各轴承节点处水平和铅垂方向位移所构成的 $2m$ 维复向量,可由测试所得的不平衡响应信号经过分析处理得到; U_B 为非轴承节点处水平和铅垂方向位移所构成的复向量。将式(5)写成分块形式

$$\begin{bmatrix} E_A & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_A \\ U_B \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} H_{AA} & H_{AB} \\ H_{BA} & H_{BB} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} U_A \\ U_B \end{bmatrix} - \begin{bmatrix} f_A \\ f_B \end{bmatrix} \quad (6)$$

式中: f_A 、 f_B 分别为轴承和非轴承在节点位置处的不平衡力向量。由此可求得各轴承刚度阻尼复向量的整体矩阵

$$E_A = \begin{bmatrix} E_1 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & E_2 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & \ddots & 0 \\ 0 & 0 & 0 & E_m \end{bmatrix}$$

各轴承的刚度阻尼复向量为

$$E_j = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix}_j + i\omega \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix}_j$$
$$j = 1, 2, \dots, m$$

2.2 振动信号的采集与处理

用于参数识别的主要信号为振动信号,由于动静压轴承具有较好的支撑刚度和稳定性,因此实验中主轴的振动量非常小(微米量级)。

文中采用时域最小二乘法插值,来确定各个频率对应的幅值与相位的大小。给定信号的表达式^[12]

$$x(t) = \sum_{i=1}^n [A_i \cos(\omega_i t + \varphi)], \quad \omega_i = 2\pi f_i \quad (7)$$

式中: A_i 表示各频率对应的幅值; ω_i 表示频率; t 为时间。式(7)可转换为

$$x(t) = \sum_{i=1}^n [s_i \cos(\omega_i t) + t_i \sin(\omega_i t)]$$
$$s_i = A_i \cos \varphi, \quad t_i = -A_i \sin \varphi \quad (8)$$

式中: s_i 为信号的余弦分量, t_i 为信号的正弦分量;

根据现有的信号信息,如信号点数序列 $x(k)$ ($k=1, 2, \dots, m$), 信号包含的频率 f_i ($i=1 \sim n$), 以及采样频率 f_s 等, 确定各个频率所对应的余弦分量和正弦分量, 即幅值与相位信息。采集得到的离散信号序列为

$$x'(k) = \sum_{i=1}^n [s'_i \cos(\omega_i t_k) + t'_i \sin(\omega_i t_k)] \quad (9)$$

式中: $t_k = kT_s = k/f_s$ ($k=1, 2, \dots, m$) 为离散时间序列。根据最小二乘法有

$$\min_{(s_i, t_i)} e^2 = \sum_{k=1}^m [x'(k) - x(k)]^2 \quad (10)$$

$$\partial e_i^2 / \partial s'_i = 0; \quad \partial e_i^2 / \partial t'_i = 0 \quad (11)$$

将式(9)、式(10)代入式(11), 得到

$$\begin{bmatrix} P(1,1) & P(2,1) & \cdots & P(n,1) \\ P(1,2) & P(2,2) & \cdots & P(n,2) \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ P(1,n) & P(2,n) & \cdots & P(n,n) \end{bmatrix}_{2n \times 2n} \cdot \begin{bmatrix} s_1 \\ t_1 \\ \vdots \\ s_n \\ t_n \end{bmatrix} = \sum_{k=1}^m \begin{bmatrix} x'(k) \cos(\alpha_{1,k}) \\ x'(k) \sin(\alpha_{1,k}) \\ \vdots \\ x'(k) \cos(\alpha_{n,k}) \\ x'(k) \sin(\alpha_{n,k}) \end{bmatrix}_{2n \times 1}$$

其中

$$P(i,j) = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^m \cos(\alpha_{i,k}) \cos(\alpha_{j,k}) & \sum_{k=1}^m \sin(\alpha_{i,k}) \sin(\alpha_{j,k}) \\ \sum_{k=1}^m \cos(\alpha_{i,k}) \sin(\alpha_{j,k}) & \sum_{k=1}^m \sin(\alpha_{i,k}) \cos(\alpha_{j,k}) \end{bmatrix}$$
$$i, j = 1, 2, \dots, n \quad (12)$$

利用最小二乘对模拟信号进行识别, 设模拟信号为

$$x(t) = 0.5 \cos(2\pi f_1 t) + 0.7 \sin(2\pi f_1 t) + 0.6 \cos(2\pi f_2 t) + 0.8 \sin(2\pi f_2 t) + \varepsilon(t)$$

式中: $\varepsilon(t)$ 为高斯白噪声信号, 信噪比为 5 dB; $f_1 = 25$ Hz; $f_2 = 40$ Hz, $f_s = 1$ kHz; 识别各个频率的幅值与相位, 得到重构信号

$$\hat{x}(t) = 0.5032 \cos(2\pi f_1 t) + 0.6672 \sin(2\pi f_1 t) + 0.5805 \cos(2\pi f_2 t) + 0.8197 \sin(2\pi f_2 t)$$

从图 5、图 6 中可以看出, 识别出的信号与原始信号相比, 其噪声干扰大幅降低, 质量明显优于原始信号。此方法不仅可以得到信号幅值与相位信息, 而且还可以有效地对信号进行滤波, 消除环境中的噪声干扰。

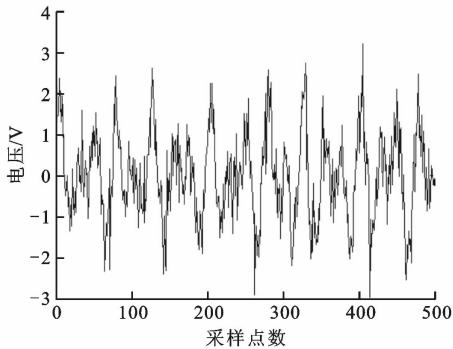


图 5 原始模拟信号

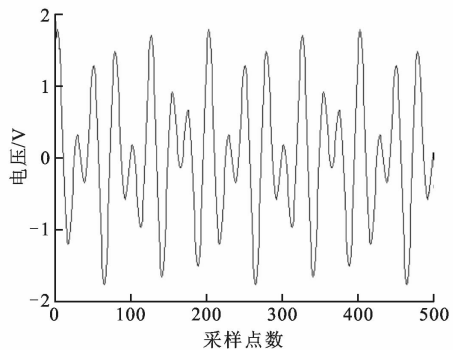


图 6 由模拟信号识别出的信号

确定信号中主要成分的具体过程为:先通过傅里叶频谱变换,依据频谱信息中的幅值大小确定信号中的主要频率成分,由经验估计出它们各自代表的意义,对信号做滤波以减少干扰成分,从而得到信号中主要频率成分的粗略值;然后,通过增加采样点数和降低采样频率的方法,来提高傅里叶变换的频率分辨率,得到各个频率成分的精确值.

2.3 识别步骤及结果

对应给定的转子,系统残余不平衡量的大小和相位是未知的,因此 f_A 和 f_B 也是未知的. 由式(7)可知,通过附加已知不平衡量,并利用线性系统叠加原理消去系统本身的残余不平衡量,从而可求出各轴承的油膜动力系数. 具体步骤如下^[10].

(1)对于给定的某个转子,在确定的转速 Ω 下,系统受到残余不平衡量的激励,轴承节点位移传感器测得轴承节点的位移响应为 U_0 ,代入式(1)得到系统的动力学方程为 F_0 .

(2)在相同 Ω 下,在转子的某些非轴承节点相应的截面上附加一个已知的不平衡量,轴承节点位移传感器测得轴承节点的位移响应为 U_1 ,代入式(1)得到系统的动力学方程为 F_1 .

(3)改变不平衡量的大小和位置,轴承节点位移传感器测得轴承节点的位移响应为 U_2 ,代入式(1)得到系统的动力学方程为 F_2 .

(4)利用 F_1 和 F_2 分别减去 F_0 ,以消除系统本身的残余不平衡质量的影响,得到附加不平衡质量产生的动力学方程组,从而求得轴承的动特性系数.

因附加质量(2.5 g)较原结构质量微乎其微,因此它对原有系统有限元参数和油膜动力系数造成的影响可以忽略. 表 2 为供水压力 6 MPa、转速 4 800 r/min 时,前支承轴承的润滑膜归一化动特性系数. 刚度和阻尼的归一化因子分别为 $\frac{\mu\omega l}{\phi^3}$ 和 $\frac{\mu l}{\phi^3}$ (其中 μ 为润滑介质动力黏度, l 为轴承宽度, ϕ 为轴承间隙比).

表 2 轴承的归一化油膜动特性系数

参数	参数值	参数	参数值
K_{xx}	4. 817 2	C_{xx}	4. 589 0
K_{xy}	-3. 039 9	C_{xy}	3. 402 2
K_{yx}	2. 923 3	C_{yx}	4. 246 4
K_{yy}	5. 100 9	C_{yy}	4. 863 0

K :轴承系统的支承刚度系数; C :支撑阻尼系数.

3 实验结果与分析

本文以水润滑动静压轴承为例,通过实验测试的方法,初步分析了不同的工作条件对动静压水润滑轴承-转子系统动特性参数的影响. 实验工况范围为:①2种工作转速(3 600 r/min 和 4 800 r/min);②3种供水压力(4~6 MPa);③不平衡量为 100 和 150 g · mm.

在具体实验过程中,做了远比所列出的工况范围要大得多的实验,并得到了相应的实验数据,在此仅列出与轴承实际工况相近的几组数据,并以供油压力和工作转速为变量,对实验结果进行讨论. 由于交叉阻尼项 C_{xy} 和 C_{yx} 与其他动特性系数相比对轴承性能的影响较小,且在测量中存在一定的不确定性,因此在讨论中予以忽略^[13].

图 7 为动静压水润滑轴承系统支承刚度系数 K_{xx} 、 K_{xy} 、 K_{yx} 、 K_{yy} 的实验测量值随供水压力 p 和工作转速变化的情况,从图中可以看出,在转速一定的情况下,在选定的实验供水压力范围内,随着供水压力的增大,测定的前支承刚度系数有明显的上升趋势,这是由于供水压力的增加增强了轴承的静压作用. 同时,在供水压力一定的情况下,在选定的实验工作转速范围内,工作转速的变化同样正作用于支承刚度系数,随着转速的升高,油膜的动特性系数也随之增大,这一方面是由于轴承具有静压支承特性——支承间隙的稳态位移幅值随载荷频率的增大而减小^[14];另一方面是由于轴承动压效果随转速的增加而增强.

从实验结果中可以发现,另一个较明显的现象是在供水压力较小的情况下,转速对支承的刚度系数影响较小. 随着供水压力的增加,转速对刚度系数的影响也越来越明显,这可能是因为随着供水压力的升高,轴的偏心率随之增加,所以使得轴承的动压效应也增强. 由于转速是产生动压的关键因素之一,因此转速对轴承动力学特性系数的影响较大. 从正刚度和交叉刚度的变化趋势对比中可以看出,供水压力对交叉刚度的影响随着供水压力的增加趋于平缓,而对正刚度的影响则有继续加剧的趋势.

图 8 为动静压水润滑轴承系统支承交叉阻尼系数 C_{xx} 、 C_{yy} 的实验测量值随供水压力和转速变化的情况. 从图中可以看出,在转速一定的情况下,在选定的实验供水压力范围内,随着供水压力的增大,阻尼系数同样有上升的趋势. 当供水压力一定时,在选定的实验工作转速范围内,工作转速的增加却反作

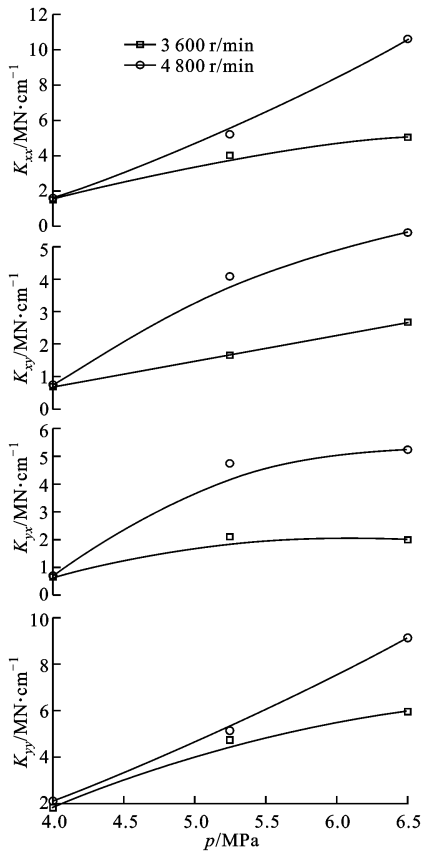


图 7 刚度系数随供水压力和工作转速的变化曲线

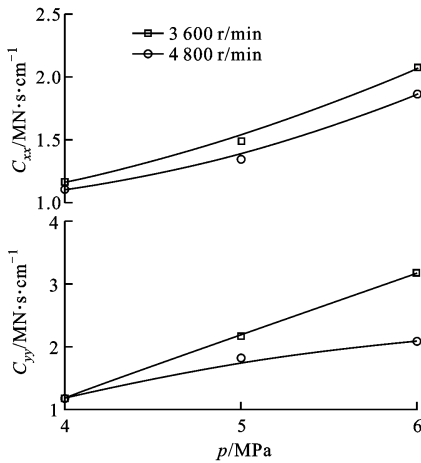


图 8 阻尼系数随供水压力和工作转速的变化曲线

用于支承轴承的阻尼系数,即随着转速的升高,识别出的阻尼系数有所降低.另外,与刚度系数变化趋势相同,供水压力低时,转速对阻尼系数的影响较小,随着供水压力的上升,转速的影响也越来越大.

4 结 论

本文设计并搭建了高速水润滑动静压支撑轴承-转子系统实验台,采用不平衡质量法识别出轴

承-转子系统支承的动特性系数,并通过实验进一步得到了供水压力、主轴转速等运行参数对轴承-转子系统动特性的影响,结论如下.

(1) 为满足高速切削机床的需求,本文设计的高速动静压水润滑轴承可以产生较大的支撑刚度和阻尼.

(2) 供水压力和工作转速等运行参数对水润滑动静压轴承-转子系统的动特性有较大影响.支承刚度随供水压力和工作转速的升高而升高,阻尼则随供水压力的升高而升高,随转速的上升而下降.

(3) 在供水压力较低的情况下,转速对轴承性能影响不大,供水压力为轴承工作性能的敏感参数.当供水压力上升到一定程度时,其变化对轴承性能的影响逐渐降低,相反,此时转速对轴承性能的影响却逐渐增大.因此,在较高的供水压力条件下,转速为轴承工作性能的敏感参数.

参考文献:

[1] 张亚宾. 高速机床水润滑动静压轴承设计研究 [D]. 西安:西安交通大学,2008.

[2] 戴攀,张亚宾,徐华. 新型高速铣床主轴水润滑动静压轴承结构及性能研究 [J]. 润滑与密封,2009,34(2): 11-14.

DAI Pan, ZHANG Yabin, XU Hua. The structure of new journal hybrid bearing for high-speed machine spindle and its performance [J]. Lubrication Engineering, 2009, 34(2): 11-14.

[3] 毕士华,黄文虎. 油膜轴承动态特性参数及转子不平衡的统一识别 [J]. 强度与环境, 1995(2):8-15.

BI Shihua, HUANG Wenhua. Identification of both the dynamic characteristics of the journal bearings and the unbalances of the rotor [J]. Structure & Environment Engineering, 1995(2): 8-15.

[4] 姜歌东,谢友柏. 滑动轴承油膜动特性的时域多工况识别法[J]. 上海汽轮机,1999(1):13-21.

JIANG Gedong, XIE Youbo. The time domain multi-conditions identifying method of oil film coefficients of journal bearing [J]. Shanghai Turbine, 1999(1): 13-21.

[5] QIU Z L, TIE A K. Identification of sixteen force coefficients of two journal bearings from impulse responses [J]. Wear, 1997, 212:206-212.

[6] JIANG G D, HU H. Identification of oil film coefficients of large journal bearings on a full scale journal bearing test rig [J]. Tribology International, 1997, 30 (11):789-793.

- [7] PARKINS D W. Measurement of oil film journal bearing damping coefficients: an extension of the selected orbit technique [J]. *Journal of Tribology*, 1995, 117(4): 696-701.
- [8] 袁小阳,王宏宾. 流体动压滑动轴承油膜刚度阻尼系数的研究 [J]. *机械工程学报*, 1992,28(5):83-87.
YUAN Xiaoyang, WANG Hongbin. Study on stiffness and damping coefficient of hydrodynamic journal bearing [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 1992,28(5): 83-87.
- [9] TIE A K, QIU Z L. Identification of sixteen force coefficients of two journal bearings from experimental unbalance responses [J]. *Wear*, 1994,177:63-69.
- [10] 郑铁生,许庆余. 滑动轴承油膜动力系数的附加不平衡量辨识方法 [J]. *西安交通大学学报*, 1992,26(3): 99-106.
ZHENG Tiesheng, XU Qingyu. Identification of journal bearing oil-film dynamic coefficients by attaching additional masses to a rotor [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 1992,26(3): 99-106.
- [11] 钟一谔,何衍宗. 转子动力学 [M]. 北京:清华大学出版社,1987:176-195.
- [12] 何正嘉,訾艳阳,张西宁. 现代信号处理技术及应用 [M]. 西安:西安交通大学出版社,2006:42-43.
- [13] LAURANT F, CHILDS D W. Measurements of rotor dynamic coefficients of hybrid bearings with (a) a plugged orifice, and (b) a worn land surface [J]. *ASME J Eng Gas Turbines Power*, 2002, 124(2): 363-368.
- [14] 庞志成. 液体静压支承动态稳定性理论研究 [J]. *哈尔滨工业大学学报*, 1982(3):86-98.
PANG Zhicheng. A theoretical research on the dynamic stability of hydrostatic bearing [J]. *Journal of Harbin Institute of Technology*, 1982(3):86-98.

(编辑 管咏梅)