

DOI: 10.7652/xjtuxb201401019

# 考虑局部固体接触的滑动轴承主刚度和主阻尼研究

欧阳武<sup>1</sup>, 陈润霖<sup>1</sup>, 彭林<sup>1</sup>, 张雪冰<sup>2</sup>, 袁小阳<sup>1</sup>, 孟庆丰<sup>1</sup>

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 武汉第二船舶设计研究所, 430064, 武汉)

**摘要:** 针对存在局部固体接触的滑动轴承动特性问题, 提出了根据分布参数润滑模型的轴承主刚度和主阻尼系数的简化算法。在流固耦合基本润滑方程中, 通过引入润滑区与接触区的个数、面积和位置等分布特征参数, 得到了滑动轴承分布参数润滑模型。以水润滑轴承为例, 减少分布特征参数数目, 并采用分解和合成的计算策略, 得到了轴承主刚度和主阻尼系数的简化计算式。通过无转速情况下的加载试验, 获得了典型载荷范围内轴承的结构静刚度, 这与假设承载区圆心角为  $60^\circ$  的理论值相差 15.5%, 并由引入无线传感技术的多因素试验获得了阻尼数据。研究结果表明: 该模型及简化算法适用于小膜厚 ( $<10\ \mu\text{m}$ ) 轴承进行试验数据分析或设计计算, 为部分液膜润滑轴承刚度试验与理论值相差较大 (甚至成倍) 的问题提供了一条研究思路。

**关键词:** 局部固体接触; 流固耦合; 水润滑轴承; 动特性

**中图分类号:** TH113; TH117 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2014)01-0112-06

## Main Stiffness and Main Damping of Sliding Bearings Considering Local Contact

OUYANG Wu<sup>1</sup>, CHEN Runlin<sup>1</sup>, PENG Lin<sup>1</sup>, ZHANG Xuebing<sup>2</sup>,

YUAN Xiaoyang<sup>1</sup>, MENG Qingfeng<sup>1</sup>

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Wuhan Second Ship Design and Research Institute, Wuhan 430064, China)

**Abstract:** Aiming at dynamic characteristics of sliding bearings with local solid contact, a simplified algorithm of main stiffness and main damping based on distributed parameter lubrication model is proposed and experimentally verified. The numbers, sizes and positions of lubrication areas and contact areas are introduced in the fluid-solid coupling lubrication equations to form the distributed parameters lubrication model of sliding bearing. Taking water-lubricated bearing as an example, the simplified formula of main stiffness and main damping is obtained by decreasing the number of distributed parameters and using the computation strategy of decomposition and synthesis. A single factor test when the rotor is static is designed and conducted. The experimental value of bearing structure stiffness differs from the theoretical value by 15.5% when the central angle of load area is assumed as  $60^\circ$ . Multi-factor test with wireless sensor technology is conducted to obtain the damping coefficients. The results show that the distributed parameter lubrication model and proposed algorithm are suitable for the test data analysis or design calculations of small thickness ( $<10\ \mu\text{m}$ ) bearings, and provide an approach

收稿日期: 2013-07-28。 作者简介: 欧阳武(1987—), 男, 博士生; 袁小阳(通信作者), 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(2009CB724304-2)。

网络出版时间: 2013-10-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20131017.0827.003.html>

for problem with obvious difference between the theoretical and experimental stiffness for partial liquid-film bearings.

**Keywords:** local solid contact; fluid-solid coupling; water-lubricated bearing; dynamic characteristics

流体动压滑动轴承在理想条件下处于完全液膜润滑状态,即轴承承载区充满黏性流体膜,厚度为  $1 \sim 100 \mu\text{m}$ <sup>[1]</sup>,但在低黏润滑、安装不对中、低速、重载、污垢微粒等情况下,轴承界面会出现局部固体接触的现象。在大长径比(超过 4:1)水润滑橡胶轴承的比压为 0.3 MPa、转速为 100 r/min 时,用传统理论获得的膜厚小于  $1 \mu\text{m}$ 。在转轴上安装 6 个压力传感器,并利用无线传感技术得到轴承 6 个截面的全周压力分布,发现了水膜和固体接触在轴承中共存和分布比例随工况变化的现象<sup>[2]</sup>。另一个现象是在谐波或冲击激励下,获取得轴承动特性试验值与一般理论预测结果相差较大,而轴承动特性一般理论却难以解释该现象。

轴承界面同时存在局部薄膜、边界和干摩擦的状态,本文称之为分布(或部分)液膜润滑,其特点是液膜和接触均具有局域性,属于混合润滑的范畴。由于制造、安装和运行等因素,该润滑状态在轴承服役时普遍存在,但目前的研究大都关注粗糙表面引起的混合润滑。Hu 等针对弹流润滑和峰点接触状态的混合润滑问题给出了完备的数值解<sup>[3]</sup>,但对区域性接触问题没有进行深入讨论。温诗铸院士针对粗糙表面弹流混合润滑的研究提出了若干构想<sup>[1,4]</sup>,例如整体润滑特性是各种润滑膜特性的综合表现,混合润滑特性随工况变化且具有时变性等。分布参数识别是混合润滑理论研究的难点之一,文献<sup>[5]</sup>采用光反射技术测试了混合润滑的膜厚分布图像。在存在局部固体接触的低黏介质润滑方面,文献<sup>[6]</sup>对凹面橡胶轴承单个板条的压力分布进行了仿真和试验。王家序等对水润滑轴承材料、润滑模型及摩擦机理方面进行了深入研究<sup>[7]</sup>,但这些研究却较少涉及部分液膜润滑轴承的动态特性。

本文通过分析滑动轴承分布液膜的润滑现象,建立了水润滑轴承分布参数模型,提出了动特性的简化算法,并进行了试验验证。

## 1 滑动轴承分布参数润滑模型

### 1.1 分布特征分析

以圆轴承为例,将分布液膜润滑轴承界面展开(见图 1),轴承界面被分成  $m$  个润滑区和  $n$  个接触

区,其中假设接触面为椭圆形,由于圆是椭圆的特殊情况,所以可以将椭圆域的结果推算到圆域。

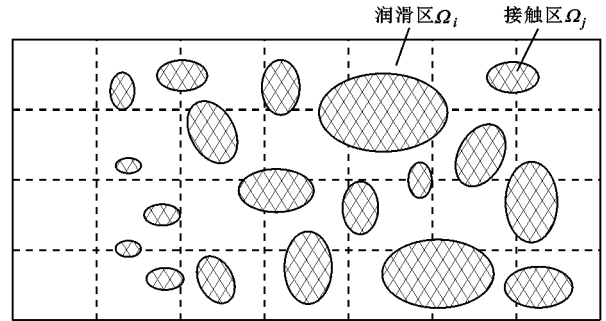


图 1 滑动轴承分布液膜的润滑现象

目前,关于润滑状态的判断方法有 2 种<sup>[8]</sup>:①根据 Streibek 曲线分区的判断方法;②根据膜厚  $\lambda$  与综合表面粗糙度  $R_a$  比值的判断方法。系统的润滑状态为:当  $\lambda/R_a \geq 3$  时,系统为弹流润滑或完全液膜润滑;当  $1 \leq \lambda/R_a < 3$  时,系统为粗糙表面弹流混合润滑;当  $\lambda/R_a < 1$  时,系统为边界润滑。当轴径与轴瓦表面粗糙度分别为 0.8、1.6 时,若处于混合润滑,最小膜厚  $h_{\min}$  大于等于  $0.7 \mu\text{m}$ 、小于  $2.0 \mu\text{m}$ 。当出现局部接触时,例如轴倾斜引起的轴承部分偏磨,使润滑区最小膜厚大于  $2 \mu\text{m}$ 、小于  $10 \mu\text{m}$ 。

### 1.2 基本方程

采用 Reynolds 流体润滑理论和 Hertz 接触理论,对润滑区和接触区界面进行了摩擦学设计。针对区域的交界处,采用直接过渡的简化做法,以径向轴承为例,在流固耦合基本润滑方程<sup>[9-10]</sup>中,通过引入润滑区与接触区的个数、面积和位置等分布特征参数,建立了滑动轴承分布参数的润滑模型。基本方程包括:雷诺方程、膜厚方程、能量方程、温黏方程和接触力学方程等。

非正常工况的 Reynolds 方程为

$$\frac{1}{r^2} \frac{\partial}{\partial \phi} \left( \frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_{ai}}{\partial \phi} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{h_i^3}{12\mu_i} \frac{\partial p_{ai}}{\partial z} \right) = \frac{\omega}{2} \frac{\partial h_i}{\partial \phi} + V_v \cos \phi + V_h \sin \phi \quad (1)$$

式中:  $p_{ai}$ 、 $h_i$ 、 $\mu_i$  分别为第  $i$  个润滑区的液膜压力、膜厚和润滑剂动力黏度;  $r$  为轴半径;  $\phi$  为周向角;  $z$  为轴向位移;  $\omega$  为轴角速度;  $V_v$  和  $V_h$  分别为水平和垂直移位速度。膜厚方程

$$h_i = c + e_i \cos \phi \quad (2)$$

式中:  $c$  为半径间隙;  $e_i$  为偏心距。

润滑剂不可压缩,在不考虑热辐射的影响、忽略传导项时,直角坐标系下的能量方程为

$$\rho \left[ v_x \frac{\partial (c_v T_i)}{\partial x} + v_y \frac{\partial (c_v T_i)}{\partial y} + v_z \frac{\partial (c_v T_i)}{\partial z} \right] = \mu_i \left[ \left( \frac{\partial v_x}{\partial y} \right)^2 + \left( \frac{\partial v_z}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中:  $T_i$  为第  $i$  个润滑区域的液膜温度;  $\rho$  为液膜密度;  $v_x$ 、 $v_y$ 、 $v_z$  分别为  $x$ 、 $y$ 、 $z$  方向的速度分量;  $c_v$  为比定容热容。温黏方程为

$$\mu_i / \mu_0 = \alpha e^{\beta(T_i - T_0)} \quad (4)$$

式中:  $T_0$  为参考温度;  $\mu_0$  为  $T_0$  时的润滑剂动力黏度;  $\alpha$ 、 $\beta$  为温黏系数,通过试验确定。

对于第  $j$  个接触区  $\Omega_j$ , 假设为弹性半空间体变形、无摩擦接触,该区域在法向压力  $p_{bj}(x, y)$  连续分布的情况下,第  $j$  个接触区的表面位移和接触挤压力<sup>[11]</sup>为

$$u_j = \frac{1}{\pi E^*} \iint_{A_j} p_{bj}(x', y') \frac{dx' dy'}{r} \quad (5)$$

$$F_j = \iint_{A_j} p_{bj}(x', y') dx dy$$

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2} \quad (6)$$

$$r = ((x - x')^2 + (y - y')^2)^{1/2}$$

式中:  $A_j$  为接触区面积;  $E_1$ 、 $E_2$  为两弹性材料的弹性模量;  $E^*$  为 2 种材料的当量弹性模量;  $\nu_1$ 、 $\nu_2$  为泊松比。

## 2 动特性算法

### 2.1 基本算法和简化算法

轴承动特性的基本算法为:求解式(1)~式(6)得到各区域的压力分布,由压力积分得到液膜力  $F_i$  和接触挤压力  $F_j$ ,而力对轴心位移的导数为局域刚度系数,对轴心变位速度的导数为局域阻尼系数,域与域之间的刚度和阻尼系数进行合成,得到轴承集中动特性系数。轴承刚度的计算式如下

$$k_b = \left\{ \begin{aligned} &\sum_{i=1}^n k_i + \sum_{j=1}^m k_j \\ &k_i = \frac{\partial F_i}{\partial u_i}; \quad k_j = \frac{\partial F_j}{\partial u_j} \end{aligned} \right\} \quad (7)$$

式中:  $k_i$ 、 $u_i$  分别为第  $i$  个润滑区的刚度和位移;  $k_j$  为第  $j$  个接触区的刚度。将式(7)中的  $F_i$ 、 $F_j$  对水平和垂直方向的位移求导,其中包括交叉项,共得到 4 个刚度系数,并与 4 个阻尼系数一起构成轴承集

中 8 系数。

由于轴承服役状态下的表面形貌、安装和运行状态等不易被监测,因此分布特征参数难以确定,使获取 8 系数的算法实施困难。本文以水润滑轴承为例,给出了分布参数模型的简化算法,可获得轴承垂直方向的主刚度和主阻尼。

将承载区仅划分为单个接触区  $\Omega_1$  (面积  $A_t$ ) 和润滑区  $\Omega_2$  (面积  $A_m$ ) (如图 2)。采用承载区面积  $A_0$  ( $A_t + A_m$ )、接触面积与承载面积比  $\delta$  ( $A_t/A_0$ ) 表征分布特征,接触区和润滑区的刚度分别为  $k_t$ 、 $k_m$ ,合成得到轴承刚度  $k_b$  (如图 3)。其中,单位面积橡胶刚度  $k_{r0}$  直接叠加得到  $k_t$ ,单位面积水膜刚度  $k_{w0}$  和  $k_{r0}$  串联得到单位面积混合刚度  $k_{m0}$ ,再叠加得到  $k_m$ ,假设无水时橡胶刚度与有水时的相等。同理,得到轴承阻尼  $c_b$ 。图 3 中,  $c_{r0}$ 、 $c_{w0}$  分别为单位面积橡胶阻尼和单位面积水膜阻尼,  $c_{m0}$  为  $c_{r0}$  与  $c_{w0}$  合成得到的单位面积混合阻尼,  $c_t$ 、 $c_m$  分别为接触区和润滑区的阻尼。

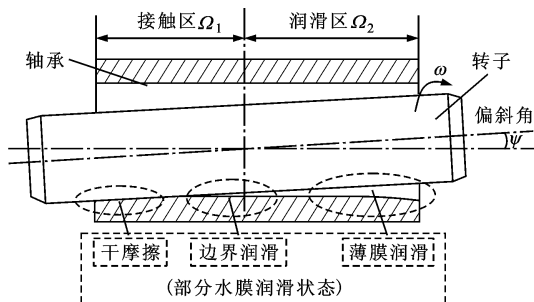


图2 径向轴承的部分水膜润滑现象及分区

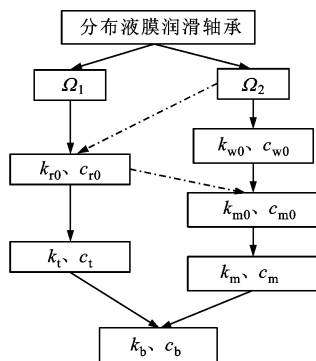
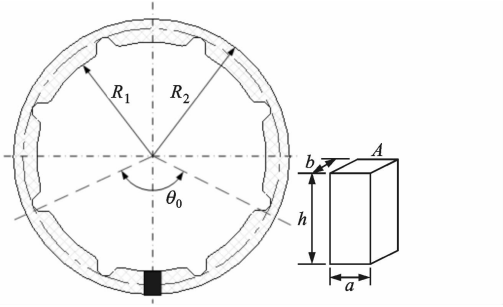


图3 轴承动特性的分解与合成计算过程

### 2.2 算法细节

以方形橡胶块为例(见图4),根据胡克定律计算单位面积的橡胶刚度。为了从水润滑橡胶轴承刚度中剥离出橡胶刚度,以得到纯水膜刚度  $k_w$ ,假定该水膜刚度近似等于不考虑轴瓦变形时的水润滑轴承刚度,轴承刚度可根据传统润滑理论计算得到,则



$a, b, h$ : 分别为橡胶块的长、宽、高;  $A$ : 面积;  $\theta_0$ : 承载区域对应的圆心角;  $R_1$ : 内半径;  $R_2$ : 外半径

图 4 橡胶轴承及橡胶块结构示意图

$$\left. \begin{aligned} k_{r0} &= E/h \\ k_{w0} &= k_w/A_w \\ k_w &= \mu\omega L_w k_{yy}/\psi^3 \end{aligned} \right\} \quad (8)$$

式中:  $E$  为橡胶弹性模量;  $L_w$  为水膜宽度;  $\psi$  为间隙比;  $k_{yy}$  为不计变形的水润滑轴承归一化垂直主刚度;  $A_w$  为水膜承载面积。

通过数值计算或转换归一化数据求解  $k_{yy}$  时, 输入的工况数据不能为橡胶轴承的实际工况, 否则计算膜厚会大于实际膜厚。以橡胶轴承最小膜厚来确定偏心率, 然后计算该偏心率下不计变形的水润滑轴承刚度。合成后得到的轴承刚度为

$$\left. \begin{aligned} k_b &= k_t + k_m = A_0 [\delta k_{r0} + (1 - \delta) k_{m0}] \\ k_{m0} &= \frac{k_{r0} k_{w0}}{k_{r0} + k_{w0}} \\ A_0 &= 2LR_1 \sin(\theta_0/2) \end{aligned} \right\} \quad (9)$$

式中:  $L$  为轴承长度。同理, 轴承阻尼为

$$\left. \begin{aligned} c_b &= A_0 [\delta c_{r0} + (1 - \delta) c_{m0}] \\ c_{m0} &= c_{r0} + c_{w0} \\ c_{w0} &= \frac{c_w}{A_w} = \frac{\mu L_w c_{yy}}{\psi^3 A_w} \end{aligned} \right\} \quad (10)$$

式中:  $c_{yy}$  为不计变形的水润滑轴承归一化垂直主阻尼;  $c_w$  为水膜阻尼。对橡胶阻尼系数的影响因素较多, 可由测试得到。关于阻尼合成, 本文采用直接相加的简单处理方式, 也可通过能量守恒来推算精度更高的表达式。

由于水膜刚度远大于橡胶刚度(大 2 个数量级左右)、水膜阻尼远大于橡胶黏性阻尼, 因此水膜刚度和橡胶阻尼可忽略。将式(9)、式(10)简化为

$$\left. \begin{aligned} k_b &\approx A_0 E/h \\ c_b &\approx (1 - \delta) c_w \end{aligned} \right\} \quad (11)$$

由式(11)可知, 水润滑橡胶轴承刚度主要取决于橡胶刚度, 而轴承阻尼主要取决于水膜阻尼, 并且随着

润滑区面积的增大而显著增大。由于分布特征参数  $A_0$ 、 $\delta$  为未知参数, 因此该模型的解是非封闭的。一般取  $\theta_0$  为  $50^\circ \sim 80^\circ$ , 取  $\delta$  为  $0.1 \sim 0.9$ , 可通过经验或试验来获得  $\theta_0$ 、 $\delta$  的实际值。

采用着色法来确定  $\theta_0$ , 轴表面着色后装入轴承, 通过轴对轴承施加额定载荷, 轴撤出后测量轴承内表面着色面面积, 推算对应的  $\theta_0$ 。本文给出一种利用全周液膜压力试验数据确定  $\delta$  的判据, 称为摩-滑判据。图 5 给出一种分区方案, 在 6 个等间距区域各设置 1 个压力传感器, 将轴分成 6 个截面。从各截面全周液膜压力  $F$  的分布中取最大压力, 得到轴向最大压力分布(见图 6)。水膜压力沿  $x$  轴向呈下降趋势<sup>[2,6]</sup>, 从完全水膜润滑向部分水膜润滑转变时的轴承比压称为当量比压  $P_d$ 。由于带沟槽水润滑橡胶轴承的润滑理论较复杂, 特别是考虑局部接触等因素时, 从理论上获得精度较高的最高压力与比压的比值比较困难, 因此根据油润滑和水润滑已有的知识, 给出了该比值的估计值。汽轮机用油润滑轴承的最高压力约为比压的 3~4 倍, 核主泵用水润滑石墨轴承最高压力约为比压的 2~3 倍, 参考该知识, 假定该橡胶轴承水膜的最高压力为比压的 3 倍。在相同转速下, 增大比压致使转子与轴承出现接触, 获得当量比压, 继续增大致明显接触后, 轴承比压约为水膜最高压力的 1/3 且略大于当量比压,

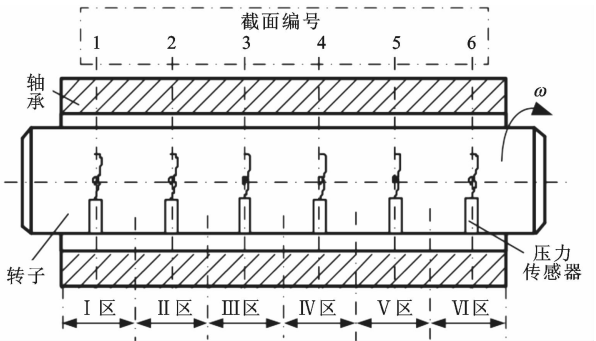


图 5 轴承润滑状态分区的测试方案

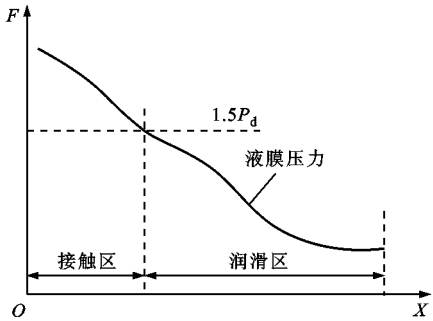


图 6 接触区与润滑区划分的原理图

因此取轴向最大水膜压力大于当量比压 3.5 倍的区域为接触区,剩余为润滑区,从而得到  $\delta$ 。可以通过已知接触时的压力分布和比压反推最高压力与当量比压关系的方法来验证和修正上述判据。

以某橡胶轴承为例,基本参数为: $R_1=50.2\text{ mm}$ , $R_2=60.5\text{ mm}$ , $L=425\text{ mm}$ , $c=200\text{ }\mu\text{m}$ , $E=4.5\text{ MPa}$ 。理论和试验<sup>[2]</sup>发现,在低速重载下该轴承处于部分水膜润滑,润滑区膜厚小于  $10\text{ }\mu\text{m}$ ,对应的偏心率小于 0.95,按偏心率为 0.95 计算得到的  $k_w$ 、 $c_w$  分别为  $561\text{ MN/m}$  和  $3.51\text{ MN}\cdot\text{s/m}$ 。由于该轴承橡胶的硬度较大,因此在  $0.01\sim0.3\text{ MPa}$  的比压范围内,承载区基本不变。汽轮机轴承着色装配时压痕一般在  $50^\circ\sim65^\circ$  之间,参考该知识,假定本例轴承的  $\theta_0$  为  $60^\circ$ ,则该轴承结构的静刚度为  $9.31\text{ MN/m}$ ,试验确定  $\delta$  后可得到  $c_b$ 。

### 3 面向分布水膜润滑的轴承动特性试验

#### 3.1 单因素试验

由式(11)可知,橡胶刚度在轴承刚度中起主导作用,因此轴旋转与否对轴承刚度影响较小。单因素试验是在无转速且无润滑情况下,通过加载获得轴承刚度的试验,该试验的目的是为了验证模型的精度。

测试方案如图 7 所示,在轴承两端竖直方向各布置一个电涡流传感器测试轴心位移。在液压缸出力杆端各布置一个力传感器测试加载力,轴承载荷取两液压缸加载力的和,轴位移取两端位移测量值的均值。

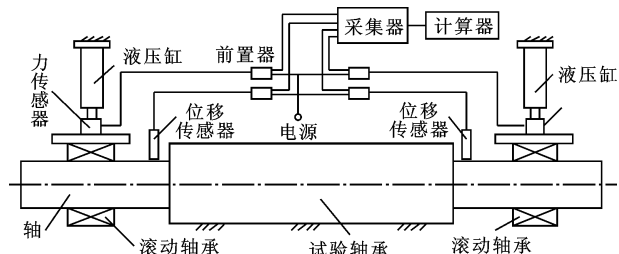


图 7 单因素试验测试系统连接示意图

在加载力为  $1\,700\sim11\,500\text{ N}$  下,设置 3 组加载试验:假设轴周向位置  $\theta_1$  的初始值为  $0^\circ$ ,进行 2 组重复试验;轴旋转  $180^\circ$  ( $\theta_1=180^\circ$ ) 后进行第 3 组试验。试验结果如图 8 所示,前 2 组试验数据很接近且基本成线性关系,表明试验可重复性较好,在该载荷范围内刚度跃过了非线性变化的过程,近似为定值。通过线性拟合得到前 2 组试验的加载力  $F_z$  ( $z$

$=1,2,3$ )与位移  $x$  的关系式分别为

$$\left. \begin{aligned} F_1 &= 8.03x - 3\,540.96 \\ F_2 &= 7.70x - 3\,145.70 \end{aligned} \right\} \quad (12)$$

对式(12)的斜率求平均,得刚度试验值为  $7.87\text{ MN/m}$ ,这与假定  $\theta_0$  为  $60^\circ$  时的理论值约相差  $15.5\%$ 。

如图 8 所示,刚度为加载力与位移关系线的斜率,虽然加载造成轴约  $500\text{ }\mu\text{m}$  的变形,但它主要导致该关系线的平移,对斜率影响较小。第 3 组试验数据拟合线斜率与前两组约相差  $1\%$ ,因此可忽略轴变形对轴承结构静刚度的影响。

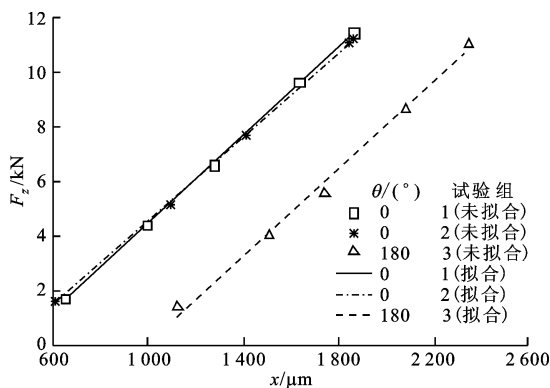


图 8 单因素试验的数据

#### 3.2 多因素试验

与单因素试验相对应,多因素试验是指旋转、润滑和加载下的水膜压力和振动测试,在水润滑大长径比轴承试验台<sup>[2]</sup>(见图 9)上进行,主要目的是测试轴承的阻尼系数。试验台由驱动系统、转子-轴承系统、液压加载系统和水润滑系统组成,测试系统主要包括传感器、信号变送器、数据采集卡、信号无线发射及采集系统,以及动特性系数识别软件。加载力和位移测点与图 7 相同,另增加 2 个水平位移测量,用于绘制轴心轨迹。试验台的工作条件为:转速  $0\sim1\,000\text{ r/min}$ ,单边加载力  $0\sim1\text{ t}$ ,供水压力  $0.1\sim0.6\text{ MPa}$ 。试验发现,当转速为  $400\text{ r/min}$ 、比压为

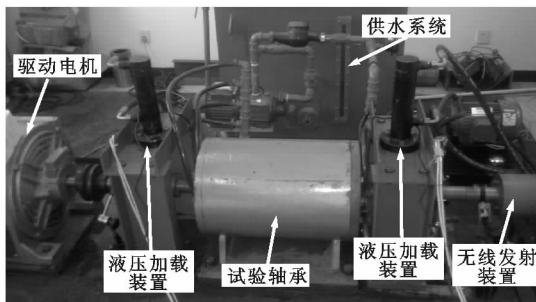


图 9 多因素试验台实物图

0.05 MPa 时,靠近电机端转子垂直方向的振动时域波形图上出现周期性小凸峰,频谱图上有较明显的 2 倍频分量,且轴心轨迹也出现了尖峰,表明水润滑轴承在该工况下已与转子接触,当量比压为 0.05 MPa<sup>[11]</sup>。

根据摩-滑判据可得  $\delta$  约为 1/3,利用分布参数模型得到水轴承阻尼约为 2.34 MN·s/m。影响阻尼的因素主要是转速、载荷及供水压力,轴承阻尼随转速升高而减小,随载荷增加而增大。采用在轴承一端供水、另一端排水的方式,供水压力越大,在一定程度上越有利于增大轴承阻尼。当供水压力达到一定值后,由于多余的水直接从轴承轴向沟槽中流失,因此对阻尼影响较小。

## 4 结 论

针对液膜与固体接触在滑动轴承中共存且呈局域性的现象,本文进行了理论和试验研究,得到的结论如下。

(1)通过在流固耦合基本润滑方程中引入分布特征参数,建立了滑动轴承分布参数润滑模型。该模型适用于小膜厚( $<10\ \mu\text{m}$ )轴承的试验数据分析或设计计算。

(2)以水润滑轴承为例,提出了基于分布参数润滑模型的轴承主刚度和主阻尼系数的简化算法。该算法需引入经验或试验知识,适用于水润滑石墨和橡胶轴承,而主刚度系数的三参数计算式只适用于弹性模量较小的轴承。

(3)由单因素试验获得的轴承结构静刚度试验值(7.87 MN/m)与假设承载区圆心角为  $60^\circ$  时的理论值(9.31 MN/m)相接近(约相差 15.5%)。通过引入无线传感技术的多因素试验获得了阻尼数据,并验证了模型和算法的可行性。本文研究为部分液膜润滑轴承刚度的试验值与理论值相差较大(甚至成倍)的问题提供了一条研究思路,可据此提出相应的工程方法。

## 参考文献:

- [1] 温诗铸. 润滑理论研究的进展与思考 [J]. 摩擦学学报, 2007, 27(6): 497-502.  
WEN Shizhu. Study on lubrication theory-progress and thinking-over [J]. Tribology, 2007, 27 (6): 497-502.
- [2] 王楠, 孟庆丰, 张雪冰, 等. 多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力无线测试方法 [J]. 西安交通大学学报, 2013, 47(3): 1-6.

- WANG Nan, MENG Qingfeng, ZHANG Xuebing, et al. Wireless measurement for film pressure of multi-groove water-lubricated rubber bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2013, 47 (3): 1-6.
- [3] HU Yuanzhong, ZHU Dong. A full numerical solution to the mixed lubrication in point contacts [J]. Trans ASME, Journal of Tribology, 2000, 122 (1): 1-9.
- [4] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理 [M]. 2 版. 北京: 清华大学出版社, 2002: 246-252.
- [5] 孔繁荣. 混合润滑的实验技术和特征研究 [D]. 北京: 清华大学, 1993.
- [6] CABRERA D L, WOOLLEY N H, ALLANSON D R, et al. Film pressure distribution in water-lubricated rubber journal bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2005, 219(2): 125-132.
- [7] 卢磊. 水润滑橡胶合金轴承接触及润滑特性分析 [D]. 重庆: 重庆大学, 2010.
- [8] 雒建斌, 沈明武, 史兵, 等. 薄膜润滑与润滑状态图 [J]. 机械工程学报, 2000, 36(7): 5-10.  
LUO Jianbin, SHEN Mingwu, SHI Bing, et al. Thin film lubrication and lubrication map [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2000, 36 (7): 5-10.
- [9] 张直明. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1986: 23-27, 111-115.
- [10] 瓦伦丁 L. 波波夫. 接触力学与摩擦学的原理及其应用 [M]. 李强, 雒建斌, 译. 北京: 清华大学出版社, 2011: 48-49.
- [11] 彭林. 大长径比水润滑轴承动特性模型、数值仿真及试验 [D]. 西安: 西安交通大学, 2013.

## [本刊相关文献链接]

- 李春曦, 裴建军, 叶学民. 壁面微结构对超薄液膜流动特性的影响. 2013, 48(7): 40-46. [doi:10.7652/xjtuxb201307008]
- 周晓斯, 王元, 李志强. 小尺度新月形沙丘背风侧流场特性的大涡模拟分析. 2013, 48(7): 114-119. [doi:10.7652/xjtuxb201307021]
- 许大涛, 冯慧华, 袁晨恒, 左正兴. 自由活塞内燃发电机活塞环摩擦特性研究. 2013, 48(3): 64-68. [doi:10.7652/xjtuxb201307005]
- 王楠, 孟庆丰, 张雪冰, 王朋朋. 多沟槽水润滑橡胶轴承水膜压力的无线测试方法. 2013, 48(3): 1-6. [doi:10.7652/xjtuxb201303001]
- 赵立波, 徐龙起, 热合曼艾比布力, 张桂铭, 王鸿雁, 秦宇, 刘志刚, 赵玉龙, 蒋庄德. 矩形微悬臂梁的流固耦合谐振频率分析. 2013, 48(11): 60-64. [doi:10.7652/xjtuxb201311011]

(编辑 管咏梅)