

考虑轴颈倾斜的水润滑橡胶 径向轴承的动力学特性

刘洋洋¹, 王亚兵¹, 祝长生², 袁小阳¹

(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. 浙江大学电气工程学院, 310058, 杭州)

摘要: 针对轴颈倾斜下水润滑橡胶径向轴承动力学建模问题,提出了 32 系数动力学模型,建立了弹流润滑模型,采用差分求解方法求解了 8 系数模型和 32 系数模型下的轴承动特性,分析了偏心率和倾斜角的变化对轴承动特性系数的影响。研究表明:轴承的 8 系数模型下刚度和阻尼系数随偏心率的增大而增大,且在大偏心率下呈指数式增大;轴承的 32 系数模型下角刚度和角阻尼系数也随偏心率的增大而增大;随着轴颈倾斜角增大,32 系数模型下轴承的位移刚度系数、位移阻尼系数、角刚度系数、角阻尼系数、角-力交叉刚度系数、角-力交叉刚度阻尼系数、位移-力矩交叉刚度及位移-力矩交叉阻尼系数都相继增大。该研究对水润滑橡胶径向轴承的润滑性能优化设计提供了一定的参考。

关键词: 橡胶径向轴承;轴颈倾斜;动力学特性;水润滑

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtuxb202101013 **文章编号:** 0253-987X(2021)01-0101-09



OSID 码

Study on the Dynamic Characteristics of Water-Lubricated Rubber Journal Bearing Considering Journal Misalignment

LIU Yangyang¹, WANG Yabin¹, ZHU Changsheng², YUAN Xiaoyang¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

Abstract: To solve the dynamic modeling problem of water-lubricated rubber journal bearing with journal misalignment, a 32-coefficient dynamic model is proposed, and the related elastohydrodynamic lubrication model is established. Then the dynamic characteristics of the bearings in 8-coefficient model and 32 coefficient model are solved by difference methods. The influences of eccentricity and journal misalignment angle on the bearing dynamic characteristic coefficient are analyzed. The results show that the stiffness and damping coefficient increase with the eccentricity in the 8-coefficient model, and increase exponentially at large eccentricity; the angular stiffness and angular damping coefficient also increase with the eccentricity in the 32-coefficient model of bearing. With the increase of journal misalignment angle, the displacement stiffness coefficient, displacement damping coefficient, angular stiffness coefficient, angular damping coefficient, angular-force cross stiffness coefficient, angular-force cross stiffness damping coefficient, displacement-torque cross stiffness coefficient and displacement-torque cross

damping coefficient in the 32-coefficient model of bearing increase successively. This research may provide a reference for the optimal design of water-lubricated rubber journal bearings.

Keywords: rubber journal bearing; journal misalignment; dynamic characteristics; water lubrication

水润滑橡胶艉轴承的润滑机理一直以来是国内众多学者研究的热点和难点。不同于一般的径向滑动轴承,水润滑的润滑机理较复杂,轴线倾斜是水润滑橡胶艉轴承的一个典型特征。对于径向轴承,倾斜的轴颈与轴承中心线不平行,从而影响轴承的润滑性能。Mukherjee 等通过对膜厚表达式进行修正,建立了倾斜有限长径向滑动轴承模型,得到了倾斜后轴承的液膜压力及膜厚^[1];岑少起等的研究发现,轴颈偏斜对轴承静特性参数以及油膜破裂边形状影响显著^[2];孙丽军等认为重载轴承在轴颈受载倾斜时,轴承润滑性能会发生较大变化,严重时可能会导致轴承润滑状态改变^[3];金志鸿等计算表明轴线倾斜工作时艉轴承一般处于局部接触的半液体润滑状态,且弹性接触区域的最高接触应力比轴承设计单位面积名义压力要高几十倍以上^[4];Zhu 等求解广义湍流雷诺润滑方程和能量方程,得到了轴颈倾斜和轴承轴颈表面粗糙度对轴颈轴承的润滑性能的影响^[5];王亚兵等对轴颈受载倾斜下水润滑橡胶艉轴承的静态特性展开了研究,得到了倾斜角对轴承倾斜力矩和压力中心位置的影响规律,但并未考虑轴线倾斜对动态性能的影响^[6];Feng 等采用热流体动力模型,计算考虑轴颈倾斜情况下水润滑径向轴承的刚度阻尼系数并进行定量比较^[7];朱少禹等分析了不同轴颈倾斜方位角、轴颈倾斜度、偏心率和平滑雷诺数下的径向滑动轴承湍流润滑性能^[8];Lv 等利用层紊流分区模型对艉轴承轴颈倾斜情况进行了分析,计算表明轴颈倾斜会导致轴承名义液膜厚度降低,从而增大处于混合润滑的滑动轴承摩擦系数,并在此基础上讨论了轴承承载力等效支撑点随轴颈倾斜角的变化规律^[9-11]。由此可见,轴颈倾斜对水润滑橡胶轴承的润滑特性的影响不可忽略,倾斜严重甚至会造成轴承系统润滑状态的恶化甚至失效。

在传统的轴承转子动力学中,轴承的动力特性可以通过刚度、阻尼系数来表征,一般径向轴承的常用计算方法有差分法、偏导数法、小参数法及有限元法^[12-14]。吴荣庆等采用数值方法和解析方法对180°无限长圆柱轴承动特性进行求解,发现差分概念法求解时,扰动量的取值不应过小,无量纲扰动量

取0.01为宜^[15]。朱汉华等以船舶轴系的艉轴承为研究对象,用差分概念法计算液膜刚度和阻尼,并给出了确定扰动量的参考方法和数值大致范围^[16]。Zhang 等采用有限元法并考虑了空化效应并计算得到了不同间隙、长径比和转速下轴承的4个刚度系数与载荷的关系^[17]。Wang 等采用CFD方法对滑动轴承流场进行了数值模拟,利用差分概念法得到了动力特性的刚度和阻尼系数,研究发现油膜刚度的绝对值随转速的增加而非线性增大,转速对阻尼系数的影响较小^[18]。史冬岩等通过求解压力扰动微分方程,得出滑动轴承油膜压力的8个动特性系数随偏心率的增大而增大,交叉阻尼近似相等^[19]。欧阳武等在考虑轴线倾斜状态下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,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,提出了动特性的简化算法和轴承主刚度和主阻尼系数的简化计算式^[20]。

从上述研究可以发现,目前关于艉轴承动态特征的研究多是建立在不考虑轴颈倾斜状态时的8系数刚度阻尼参数模型,对实际情况中因受到工作载荷和船体变形等的影响导致轴颈发生明显倾斜时的轴承动态特征的研究则少有考虑。因此,本文开展了对考虑轴颈倾斜时艉轴承32系数刚度阻尼参数模型的研究,并讨论了轴颈倾斜角对轴承刚度和阻尼系数的影响。

1 控制方程

1.1 雷诺方程

本文采用的润滑介质为水,假设水为不可压缩流体,建立水润滑橡胶艉轴承的流体动压润滑控制方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

式中: h 为液膜厚度; μ 为润滑剂动力黏度; p 为液膜压力; x 为周向坐标; z 为轴向坐标; U 为轴颈转速; t 为运动时间。

1.2 膜厚方程

当轴颈中心线发生任意角度的倾斜后,垂直于 z 轴方向上的任意截面内的轴颈中心位置都发生了

变动,图 1 为轴承倾斜的示意图。

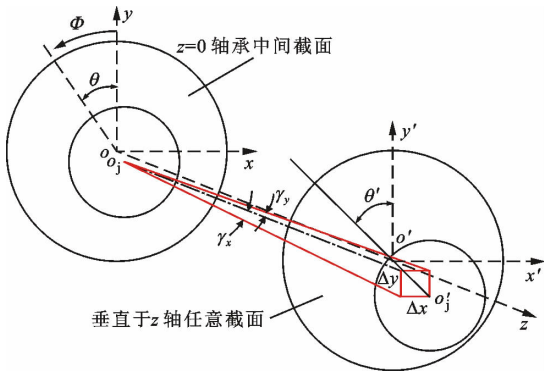


图 1 轴颈任意角度倾斜下轴承几何关系示意图

定义倾斜后绕 x 、 y 两轴的倾斜角 γ_x 和 γ_y 对轴颈中心造成的位移扰动分别为 Δy 和 Δx , 绕 x 、 y 两轴的角速度 $\dot{\gamma}_x$ 和 $\dot{\gamma}_y$ 对轴颈中心造成的速度扰动分别为 $\Delta \dot{x}$ 和 $\Delta \dot{y}$, 则对于垂直于 z 轴方向上任意截面内的膜厚方程满足

$$h = c + e_0 \cos(\phi - \theta) + \Delta y \cos \phi + \Delta x \sin \phi + \delta \quad (2)$$

式中: c 为半径间隙; e 为轴承中间截面 $z=0$ 处的偏心距; ϕ 是由轴承上方垂直线算起的周向角度; θ 为偏位角; δ 为橡胶内衬产生的弹性变形量。

对垂直于 z 轴方向上任意截面内轴颈中心相对于轴承中间截面内轴颈中心位置的位移增量和速度增量分别满足

$$\begin{cases} \Delta x = z \tan \gamma_y \approx z \gamma_y \\ \Delta y = z \tan \gamma_x \approx z \gamma_x \end{cases} \quad (3)$$

$$\begin{cases} \Delta \dot{x} \approx z \dot{\gamma}_y \\ \Delta \dot{y} \approx z \dot{\gamma}_x \end{cases} \quad (4)$$

将式(3)代入式(2)可得,垂直于 z 轴方向上任意截面内的膜厚方程为

$$h = c + e_0 \cos(\phi - \theta) + z \gamma_x \cos \phi + z \gamma_y \sin \phi + \delta \quad (5)$$

膜厚受到的速度扰动满足

$$\frac{\partial h}{\partial t} = z \dot{\gamma}_x \cos \phi + z \dot{\gamma}_y \sin \phi \quad (6)$$

一般情况下,在轴承静特性计算过程中,通常可以忽略轴颈在轴孔中的弯曲变形及转子绕 y 轴的转动倾斜角 γ_y , 仅考虑轴颈沿 x 轴在垂直平面内的转动倾斜角 γ_x 即可, 此时轴颈绕 x 轴的倾斜角 γ_x 可用 γ 表示, 后文中所提到的倾斜角都是轴颈绕 x 轴的倾斜角 γ 。

1.3 弹性变形方程

由于弹性变形很复杂, 为了得到弹性位移方程, 仍需要引入各种简化假定, 本文引用关于弹性基础的 Winkler 假定, 把橡胶内衬设想为无穷多个紧

密排列的弹簧。各个弹簧在液膜压力作用下的位移相互独立, 因此弹性变形方程为

$$\delta = \frac{(1 + \nu)(1 - 2\nu)}{(1 - \nu)E} \eta p \quad (7)$$

式中: E 为橡胶弹性变形量; ν 为橡胶材料泊松比; η 为橡胶内衬厚度。

1.4 载荷方程

液膜承载力水平分力 F_x 与垂直分力 F_y 的表达式分别为

$$F_x = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-L/2}^{L/2} p dz \right) R \sin \phi d\phi \quad (8)$$

$$F_y = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-L/2}^{L/2} p dz \right) R \cos \phi d\phi \quad (9)$$

式中: R 为轴承半径; L 为轴承长度。

转子绕 x 轴方向倾斜力矩 M_x 与 y 轴方向倾斜力矩 M_y 的表达式分别为

$$M_x = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-L/2}^{L/2} p z dz \right) R \cos \phi d\phi \quad (10)$$

$$M_y = - \int_0^{2\pi} \left(\int_{-L/2}^{L/2} p z dz \right) R \sin \phi d\phi \quad (11)$$

1.5 32 系数刚度和阻尼模型

轴颈在没有发生倾斜即处于对中状态时, 水润滑橡胶轴承的位移刚度和阻尼系数即为常规 8 系数刚度和阻尼系数, 但针对轴颈受载发生倾斜后, 液膜压力沿轴向不再成对称分布, 继而产生了倾斜力矩, 此时就必须引入轴线在 x 、 y 方向上的倾斜角位移和倾斜角速度来作为扰动参数, 添加角刚度及角阻尼等来对轴承动特性进行进一步诠释, 便可以导出水润滑橡胶轴承的 32 个动力学特性系数。

$$\begin{Bmatrix} F_x \\ F_y \\ M_x \\ M_y \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} F_{x0} \\ F_{y0} \\ M_{x0} \\ M_{y0} \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} K_{xx} & K_{xy} & K_{x\gamma_x} & K_{x\gamma_y} \\ K_{yx} & K_{yy} & K_{y\gamma_x} & K_{y\gamma_y} \\ K_{\gamma_x x} & K_{\gamma_x y} & K_{\gamma_x \gamma_x} & K_{\gamma_x \gamma_y} \\ K_{\gamma_y x} & K_{\gamma_y y} & K_{\gamma_y \gamma_x} & K_{\gamma_y \gamma_y} \end{Bmatrix} \cdot \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \\ \gamma_x \\ \gamma_y \end{Bmatrix} + \begin{Bmatrix} C_{xx} & C_{xy} & C_{x\gamma_x} & C_{x\gamma_y} \\ C_{yx} & C_{yy} & C_{y\gamma_x} & C_{y\gamma_y} \\ C_{\gamma_x x} & C_{\gamma_x y} & C_{\gamma_x \gamma_x} & C_{\gamma_x \gamma_y} \\ C_{\gamma_y x} & C_{\gamma_y y} & C_{\gamma_y \gamma_x} & C_{\gamma_y \gamma_y} \end{Bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \\ \dot{\gamma}_x \\ \dot{\gamma}_y \end{Bmatrix} \quad (12)$$

式中 F_x 、 F_y 、 M_x 和 M_y 分别是静平衡位置上沿 x 、 y 方向上的分力及力矩。

本文采用扰动法给予轴心微小扰动来计算水润滑橡胶轴承的刚度及阻尼系数。分别给轴颈沿 x 、 y 方向的位移扰动 ΔX 、 $-\Delta X$ 、 ΔY 、 $-\Delta Y$, 通过几何关系得到扰动后偏心率和偏位角, 再求解流体润滑方程可分别得到 8 个液膜分力 F_{x1} 、 F_{x2} 、 F_{y1} 、 F_{y2}

和 $F_{x3}、F_{x4}、F_{y3}、F_{y4}$ ；分别给轴颈沿 $x、y$ 方向上速度扰动 $\Delta \dot{X}、\Delta \dot{Y}、-\Delta \dot{X}、-\Delta \dot{Y}$ 后，再次求解流体润滑方程同样可得 8 个液膜分力 $F_{x5}、F_{x6}、F_{y5}、F_{y6}$ 和 $F_{x7}、F_{x8}、F_{y7}、F_{y8}$ 。

同理分别给轴颈沿 $x、y$ 方向上倾斜角位移扰动 $\Delta \gamma_x$ 和 $\Delta \gamma_y$ 、倾斜角速度扰动 $\Delta \dot{\gamma}_x$ 和 $\Delta \dot{\gamma}_y$ 后的 16 个倾斜力矩： $M_{x1}、M_{x2}、M_{y1}、M_{y2}、M_{x3}、M_{x4}、M_{y3}、M_{y4}、M_{x5}、M_{x6}、M_{y5}、M_{y6}、M_{x7}、M_{x8}、M_{y7}、M_{y8}$ 。可以得到 32 个刚度阻尼系数的计算表达式为

$$\left. \begin{aligned} K_{xx} &= \frac{F_{x1} - F_{x2}}{2\Delta X}; C_{xx} = \frac{F_{x5} - F_{x6}}{2\Delta \dot{X}} \\ K_{yx} &= \frac{F_{y1} - F_{y2}}{2\Delta X}; C_{yx} = \frac{F_{y5} - F_{y6}}{2\Delta \dot{X}} \\ K_{xy} &= \frac{F_{x3} - F_{x4}}{2\Delta Y}; C_{xy} = \frac{F_{x7} - F_{x8}}{2\Delta \dot{Y}} \\ K_{yy} &= \frac{F_{y3} - F_{y4}}{2\Delta Y}; C_{yy} = \frac{F_{y7} - F_{y8}}{2\Delta \dot{Y}} \end{aligned} \right\} \quad (13)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{\gamma_x \gamma_x} &= \frac{M_{x1} - M_{x2}}{2\Delta \gamma_x}; C_{\gamma_x \gamma_x} = \frac{M_{x5} - M_{x6}}{2\Delta \dot{\gamma}_x} \\ K_{\gamma_y \gamma_x} &= \frac{M_{y1} - M_{y2}}{2\Delta \gamma_x}; C_{\gamma_y \gamma_x} = \frac{M_{y5} - M_{y6}}{2\Delta \dot{\gamma}_x} \\ K_{\gamma_x \gamma_y} &= \frac{M_{x3} - M_{x4}}{2\Delta \gamma_y}; C_{\gamma_x \gamma_y} = \frac{M_{x7} - M_{x8}}{2\Delta \dot{\gamma}_y} \\ K_{\gamma_y \gamma_y} &= \frac{M_{y3} - M_{y4}}{2\Delta \gamma_y}; C_{\gamma_y \gamma_y} = \frac{M_{y7} - M_{y8}}{2\Delta \dot{\gamma}_y} \end{aligned} \right\} \quad (14)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{x\gamma_x} &= \frac{F_{x1} - F_{x2}}{2\gamma_x}; C_{x\gamma_x} = \frac{F_{x5} - F_{x6}}{2\dot{\gamma}_x} \\ K_{y\gamma_x} &= \frac{F_{y1} - F_{y2}}{2\gamma_x}; C_{y\gamma_x} = \frac{F_{y5} - F_{y6}}{2\dot{\gamma}_x} \\ K_{x\gamma_y} &= \frac{F_{x3} - F_{x4}}{2\gamma_y}; C_{x\gamma_y} = \frac{F_{x7} - F_{x8}}{2\dot{\gamma}_y} \\ K_{y\gamma_y} &= \frac{F_{y3} - F_{y4}}{2\gamma_y}; C_{y\gamma_y} = \frac{F_{y7} - F_{y8}}{2\dot{\gamma}_y} \end{aligned} \right\} \quad (15)$$

$$\left. \begin{aligned} K_{\gamma_x x} &= \frac{M_{x1} - M_{x2}}{2\Delta X}; C_{\gamma_x x} = \frac{M_{x5} - M_{x6}}{2\Delta \dot{X}} \\ K_{\gamma_y x} &= \frac{M_{y1} - M_{y2}}{2\Delta X}; C_{\gamma_y x} = \frac{M_{y5} - M_{y6}}{2\Delta \dot{X}} \\ K_{\gamma_x y} &= \frac{M_{x3} - M_{x4}}{2\Delta Y}; C_{\gamma_x y} = \frac{M_{x7} - M_{x8}}{2\Delta \dot{Y}} \\ K_{\gamma_y y} &= \frac{M_{y3} - M_{y4}}{2\Delta Y}; C_{\gamma_y y} = \frac{M_{y7} - M_{y8}}{2\Delta \dot{Y}} \end{aligned} \right\} \quad (16)$$

2 滑动轴承润滑性能计算

2.1 数值计算过程

本文采用有限差分法进行数值计算，用超松弛

迭代法对压力进行迭代处理，用双重均值法对弹性变形进行迭代处理，达到压力收敛精度 10^{-6} 后输出液膜压力场，利用辛普森积分方法求解液膜承载力，最后再用差分法求解动力学特性，即给予正、负向位移或速度扰动后的液膜承载力差值与两倍扰动量的比值为动特性系数。

另外，用差分法计算液膜动力学特性，其精度取决于所选的扰动量，经过大量计算表明，无量纲扰动量取 $0.01 \sim 0.005$ 较合适^[13]。

2.2 程序验证

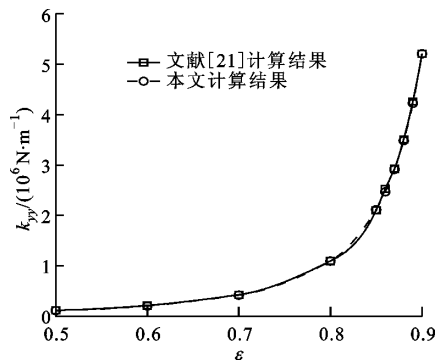
为了验证本文轴承的动特性计算方法的可靠性，采用文献[21]中表 1 所示的轴承结构及运行参数，并将倾斜角 γ 设置为 0，弹性模量设置为无穷大，即可计算全圆周刚性轴承偏心率 ϵ 在 $0.5 \sim 0.9$ 范围内变化时的垂直主刚度系数 k_{yy} 和垂直主阻尼系数 c_{yy} ，结果如图 2 所示。数值计算结果表明，利用本文动特性计算方法得到的轴承垂直方向主刚度和主阻尼系数与文献[21]中的计算结果基本吻合，最大误差不超过 2%，从而证明了本文动特性计算方法以及分析结果的可靠性。

表 1 文献[21]所使用的轴承参数

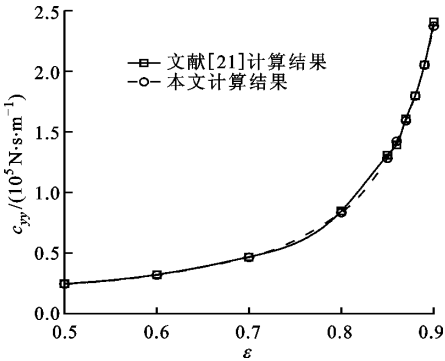
参数	数值
轴承半径 R/mm	2.08
轴承长度 L/mm	92.32
径向间隙 c/mm	0.8
轴颈半径 r/mm	20
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	200
润滑剂动力黏度 $\mu/(\text{mN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2})$	1.005

2.3 轴承计算参数

为研究轴颈倾斜下水润滑橡胶艇轴承的动特性系数，本文以某船用润滑橡胶艇轴承为研究对象，轴承的具体参数如表 2 所示。



(a) 位移主刚度系数



(b)位移主阻尼系数

图 2 不同偏心率下的轴承刚度及阻尼系数对比

表 2 轴承参数表

基本参数	数值
轴承半径 R/mm	162.8
轴颈半径 r/mm	162
轴承长径比 L/D	3
橡胶内衬厚度 η/mm	48.6
橡胶材料弹性模量 E/MPa	7.84
橡胶材料泊松比 ν	0.47
轴颈转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	30
水的动力黏度 $\mu/(\text{mN} \cdot \text{s} \cdot \text{m}^{-2})$	1.005

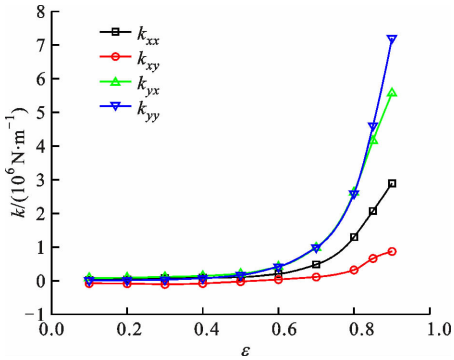
3 8 系数模型和 32 系数模型下动特性系数的结果与讨论

本节研究橡胶髁轴承的偏心率、倾斜角对 8 系数模型、32 系数模型动特性系数的影响,旨在为水润滑橡胶髁轴承的制造和设计提供依据。各船级社普遍规定当髁轴承转角超过 $3.0 \times 10^{-4} \text{ rad}$ 时可采用髁轴承倾斜设计,倾斜角度限制范围为: $\gamma < c/(2l)^{[22]}$,因此本文选取轴颈倾斜角变化范围为 $0^\circ \sim 0.12^\circ$ 。当轴颈倾斜角从 0° 开始增加时,偏心率沿轴向是线性变化的,本文选取轴承中间截面所对应的偏心率为研究变量,即轴颈倾斜角为 0° 的偏心率。

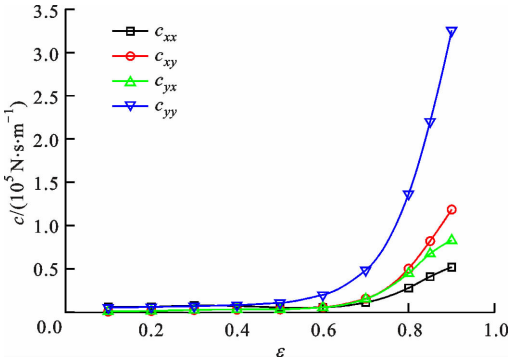
3.1 8 系数模型下的偏心率影响

在转速 n 为 300 r/min 时偏心率对轴颈对中时水润滑橡胶轴承 8 系数模型的刚度和阻尼系数的影响如图 3 所示。当偏心率小于 0.5 时,径向刚度和阻尼系数均变化较小。但当偏心率大于 0.5 后,径向刚度和阻尼系数发生了较大变化。主刚度 k_{yy} 和交叉刚度 k_{yx} 呈指数式急剧增大, k_{xx} 和 k_{xy} 也迅速增大,但没有前两者增幅明显。同样,主阻尼 c_{yy} 也呈指数式急剧增大,其他阻尼 c_{xx} 、 c_{xy} 及 c_{yx} 也有所增

大,但增幅略有减小。此外,从图中还可以看出,在偏心率小于 0.8 时,交叉阻尼 c_{xy} 和 c_{yx} 一直保持相等,在偏心率大于 0.8 以后,由于橡胶内衬弹性变形的作用,交叉阻尼存在一定的数值差,两者不再相等。



(a)刚度系数

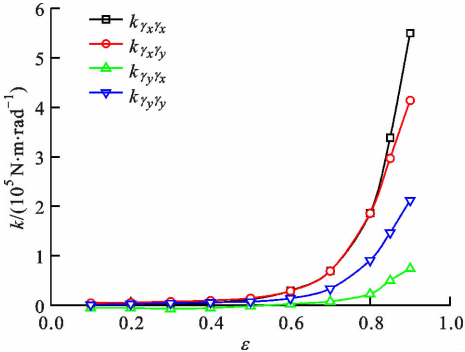


(b)阻尼系数

图 3 偏心率对刚度和阻尼系数的影响

3.2 32 系数模型下的 8 个倾角相关系数分析

偏心率对角刚度及阻尼系数的影响如图 4 所示。轴承的角刚度和角阻尼系数随偏心率的增大而增大,并且绕 x 轴在垂直平面内的角主刚度和角主阻尼系数在大偏心率时都出现了指数式激增,且数值都较其他角刚度和阻尼大。同样由于在计算过程中考虑了橡胶内衬弹性变形的影响,所以图 5b 中交叉角阻尼 $c_{\gamma_x \gamma_y}$ 和 $c_{\gamma_y \gamma_x}$ 在偏心率较大时曲线就不再重



(a)角刚度系数

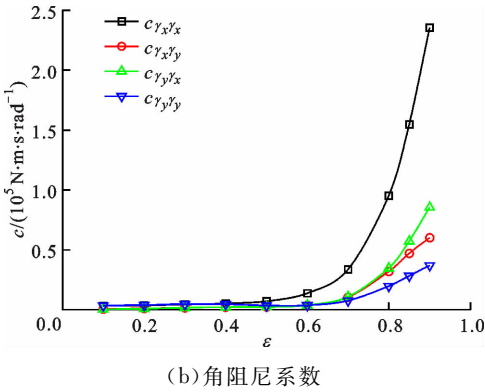
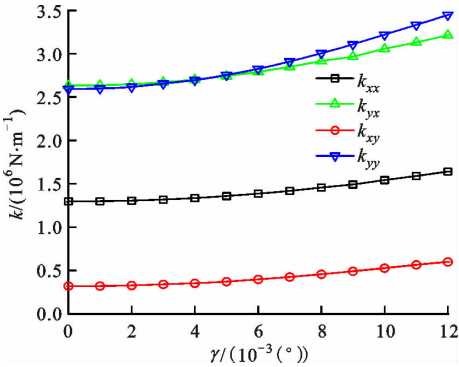


图 4 偏心率对角刚度和阻尼系数的影响

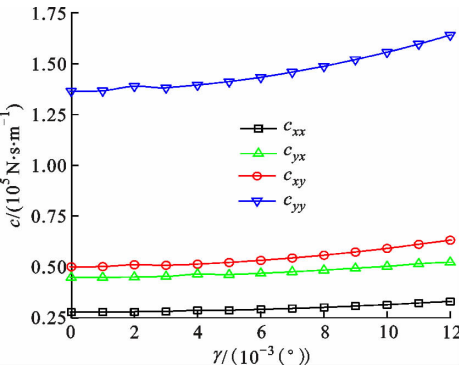
合,两者数值存在差异。此外,轴承的角刚度和角阻尼系数的数值一般较大,所以在考虑轴线倾斜的 32 系数的轴承刚度和阻尼系数模型下,角刚度和角阻尼对轴承的动力学特性具有重要的影响,不能忽略。

3.3 32 系数模型下 8 个位移相关系数对倾斜角的敏感性分析

轴颈倾斜角对轴承位移刚度和阻尼系数的影响如图 5 所示。随着轴颈倾斜角增大,轴承的位移刚度和阻尼系数都相继增大,特别是垂直方向的位移主刚度系数 k_{yy} 和位移主阻尼系数 c_{yy} ,倾斜角较小时,径向刚度和阻尼系数的增长速度比较缓慢,倾斜



(a) 位移刚度系数



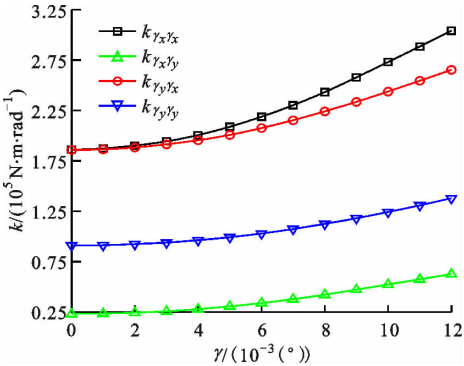
(b) 位移阻尼系数

图 5 倾斜角对位移刚度和阻尼系数的影响

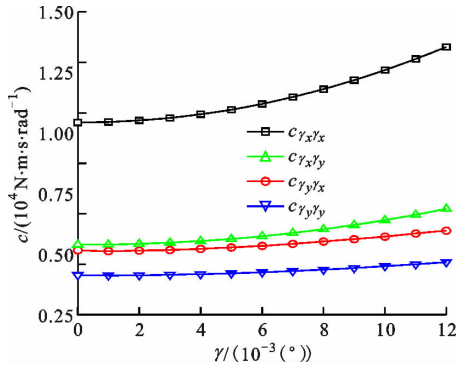
角逐渐增大,位移刚度和阻尼系数的增长速度也逐渐加快,当轴颈倾斜角到达 0.012° 时,轴承垂直方向的位移主刚度 k_{yy} 从 2.6×10^6 增加到 3.4×10^6 N/m,增幅达 31%,位移主阻尼 c_{yy} 也从 1.4×10^5 增加到 1.6×10^5 N·s/m,增幅达 14%;由于橡胶内衬的弹性变形作用,位移交叉阻尼 c_{xy} 和 c_{yx} 数值虽接近但不相等,图 5b 中的曲线也不再重合。

3.4 32 系数模型中 8 个倾角相关系数对倾斜角的敏感性分析

倾斜角对轴承角刚度和角阻尼系数的影响如图 6 所示。随着轴颈倾斜角增大,轴承的角刚度及角阻尼都出现了不同幅度的增大,特别是垂直平面内的角主刚度 $k_{\gamma_x \gamma_x}$ 和角主阻尼 $c_{\gamma_x \gamma_x}$,不仅增大幅度高,而且数值也远高于其他角刚度和角阻尼,如倾斜角从 0° 增大到 0.012° 时,轴承的角主刚度 $k_{\gamma_x \gamma_x}$ 从 1.9×10^5 增加到 3.0×10^5 N·m/rad,增幅可达 58%,角主阻尼 $c_{\gamma_x \gamma_x}$ 也从 1.0×10^4 增加到 1.3×10^4 N·m·s/rad,增幅可达 30%,可见轴颈倾斜角对轴承角刚度和角阻尼的影响不可忽略。另外,在轴颈倾斜角变化时,图 6b 中倾斜交叉角阻尼 $c_{\gamma_x \gamma_y}$ 和 $c_{\gamma_y \gamma_x}$ 不再相等。



(a) 角刚度系数

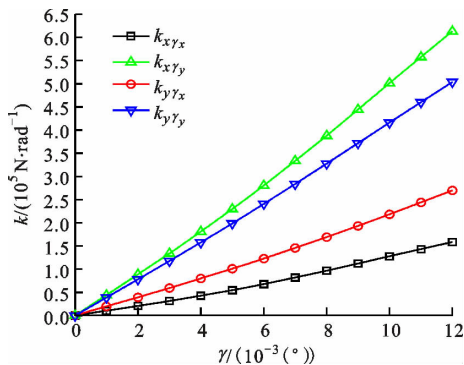


(b) 角阻尼系数

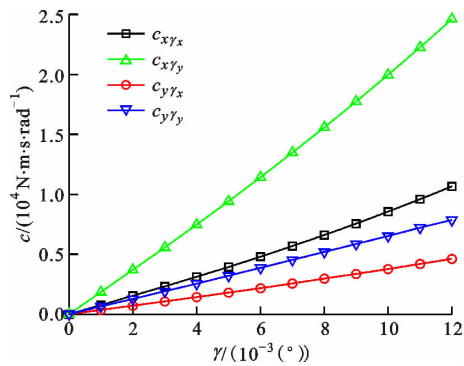
图 6 倾斜角对倾斜刚度及阻尼系数的影响

3.5 32 系数模型中角与位移交叉系数讨论

倾斜角对轴承角力交叉刚度和阻尼系数的影响如图 7 所示。轴颈倾斜角对轴承的角力交叉刚度和阻尼系数的影响非常显著。随着轴颈倾斜角增加,轴承的角力交叉刚度和阻尼系数都出现了近似线性增大,且轴颈绕 x 轴在垂直平面内的角力交叉主刚度 $k_{y\gamma_x}$ 和主阻尼 $c_{y\gamma_x}$ 随倾斜角的变化速率更高,数值也较其他角力交叉刚度和阻尼系数大。如在轴颈未发生倾斜即倾斜角为 0° 时,轴承的角力交叉刚度 $k_{y\gamma_x}$ 和阻尼 $c_{y\gamma_x}$ 都近似于 0,而当轴颈倾斜角增大为 0.06° 时, $k_{y\gamma_x}$ 和 $c_{y\gamma_x}$ 则分别增加到 $6.1 \times 10^5 \text{ N/rad}$ 和 $2.5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s/rad}$,增加幅度尤为可观。此外,交叉方向上的阻尼 $c_{x\gamma_x}$ 和 $c_{y\gamma_y}$ 不再相等。



(a) 角力交叉刚度系数

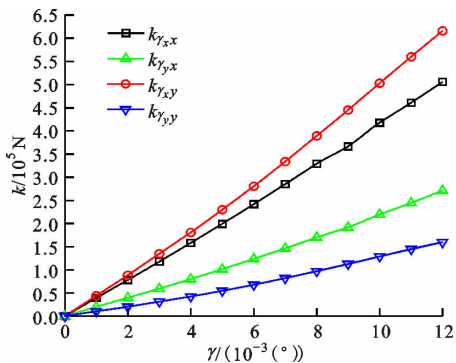


(b) 角力交叉阻尼系数

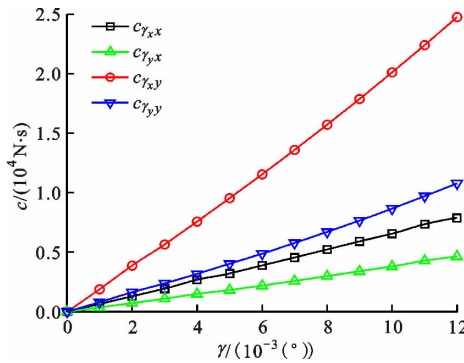
图 7 倾斜角对角力交叉刚度及阻尼系数的影响

轴颈倾斜角变化对轴承位移力矩交叉刚度及阻尼系数的影响如图 8 所示。与角力交叉刚度和阻尼相似,随着轴颈倾斜角增大,轴承的位移力矩交叉刚度和阻尼系数也随之近似线性增大,且轴颈绕 x 轴在垂直平面内的位移力矩交叉主刚度 $k_{y\gamma_y}$ 和主阻尼 $c_{y\gamma_y}$ 的增加速度更高,数值也较其他位移力矩交叉刚度和阻尼系数高,如倾斜角从 0° 增加到 0.012° 时, $k_{y\gamma_y}$ 和 $c_{y\gamma_y}$ 分别增加到 $6.2 \times 10^5 \text{ N}$ 和 $2.5 \times 10^4 \text{ N} \cdot \text{s}$ 。所以当轴颈倾斜严重时,交叉刚度和阻尼系数是

计算轴承动特性不可忽略的一部分,值得研究者重视。



(a) 位移力矩交叉刚度系数



(b) 位移力矩交叉阻尼系数

图 8 倾斜角对位移力矩交叉刚度及阻尼系数的影响

4 结 论

本文针对船用滑动轴承在大长径比下轴颈发生倾斜问题,以水润滑橡胶轴承为研究对象,研究了偏心率、轴颈倾斜角对橡胶轴承润滑性能、动特性系数的影响,可以得到以下主要结论:

(1) 8 系数模型的刚度和阻尼系数随偏心率的增大而增大,当偏心率小于 0.5 时,刚度和阻尼系数变化均相对较小。但当偏心率大于 0.5 后,刚度和阻尼系数开始呈指数式急剧增大。

(2) 32 系数模型的角刚度和角阻尼系数随偏心率的增大而增大,并且在偏心率大于 0.5 后,32 个角刚度和角阻尼系数开始增幅增大,其中水平方向的角刚度和角阻尼增大趋势最大,呈指数式增长。

(3) 随着轴颈倾斜角增大,轴承的位移刚度和位移阻尼系数、角刚度和角阻尼系数、角力交叉刚度和阻尼系数、位移力矩交叉刚度及阻尼系数都相继增大;轴颈倾斜从 0° 增加至 0.012° ,位移主刚度 k_{yy} 增幅可达 31%,位移主阻尼 c_{yy} 增幅可达 14%,角主刚度 $k_{y\gamma_y}$ 增幅可达 58%,角主阻尼 $c_{y\gamma_y}$ 增幅可达

30%,交叉刚度和阻尼增加趋势和幅度更大;所以倾斜角对大长径比橡胶轴承动特性系数的影响是不可忽略的。

参考文献:

- [1] MUKHERJEE A, RAO J S. Stiffness and damping coefficients of an inclined journal bearing [J]. Mechanism and Machine Theory, 1977, 12(4): 339-355.
- [2] 岑少起, 陈瀚, 唐照民. 重载径向轴承润滑力学问题数值解 [J]. 西安交通大学学报, 1982, 16(2): 122-129.
CEN Shaoqi, CHEN Han, TANG Zhaomin. Numerical solution of lubrication problems of heavy-duty radial bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1982, 16(2): 122-129.
- [3] 孙丽军, 薛闯, 张立浩, 等. 倾斜轴颈重载轴承润滑性能分析及试验研究 [J]. 润滑与密封, 2016, 41(7): 107-111.
SUN Lijun, XUE Chuang, ZHANG Lihao, et al. Lubrication performance analysis and test of misalignment heavy-duty journal bearings [J]. Lubrication Engineering, 2016, 41(7): 107-111.
- [4] 金志鸿, 唐育民, 海鹏洲, 等. 水润滑特性和弹性接触应力对尾轴承使用寿命的影响 [J]. 中国造船, 1986(4): 78-86.
JIN Zhihong, TANG Yumin, HAI Pengzhou, et al. Effects of water lubrication characteristics and elastic contact stress on service life of tail bearings [J]. Shipbuilding of China, 1986(4): 78-86.
- [5] ZHU Shaoyu, SUN Jun, LI Bao, et al. Thermal turbulent lubrication analysis of rough surface journal bearing with journal misalignment [J]. Tribology International, 2020, 144: 12.
- [6] 王亚兵, 刘洋洋, 王报龙, 等. 轴颈倾斜的水润滑橡胶轴承的静态特性 [J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(5): 61-69.
WANG Yabin, LIU Yangyang, WANG Baolong, et al. Static characteristics of water lubricated rubber stern bearings with misaligned journal [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(5): 61-69.
- [7] FENG Huihui, JIANG Shunyun, JI A M. Investigations of the static and dynamic characteristics of water-lubricated hydrodynamic journal bearing considering turbulent, thermohydrodynamic and misaligned effects [J]. Tribology International, 2019, 130: 245-260.
- [8] 朱少禹, 孙军, 李彪, 等. 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析 [J]. 摩擦学学报, 2019, 39(2): 235-247.
ZHU Shaoyu, SUN Jun, LI Biao, et al. Analysis of turbulent lubrication of misaligned journal bearing [J]. Tribology, 2019, 39(2): 235-247.
- [9] LV Fangrui, ZOU Donglin, TA Na, et al. Influence of local turbulent flow on the performance of a mixed-lubrication bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers; Part J Journal of Engineering Tribology, 2019, 233(7): 1029-1035.
- [10] LV Fangrui, JIAO Chunxiao, TA Na, et al. Mixed-lubrication analysis of misaligned bearing considering turbulence [J]. Tribology International, 2018, 119: 19-26.
- [11] LV Fangrui, TA Na, RAO Zhushi. Analysis of equivalent supporting point location and carrying capacity of misaligned journal bearing [J]. Tribology International, 2017, 116: 26-38.
- [12] 张直明, 张言羊, 谢友柏. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京: 高等教育出版社, 1984: 64-125.
- [13] 闻梆椿, 顾家柳, 夏松波, 等. 高等转子动力学 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2000: 85-113.
- [14] 郑铁生, 许庆余. 滑动轴承动特性系数新算法 [J]. 机械工程学报, 1996(3): 20-27.
ZHENG Tiesheng, XU Qingyu, et al. A new algorithm for dynamic characteristic coefficient of journal bearing [J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 1996(3): 20-27.
- [15] 吴荣庆, 虞烈, 张直明. 用差分概念法和偏导数法计算滑动轴承动特性的精度分析 [J]. 西安工业大学学报, 1988(2): 9-17.
WU Rongqing, YU Lie, ZHANG Zhiming. The difference concept method and partial derivative method are used to calculate the precision analysis of journal bearing dynamic characteristics [J]. Journal of Xi'an Institute of Technology, 1988(2): 9-17.
- [16] 朱汉华, 刘正林, 温诗铸, 等. 船舶轴系尾轴承动态润滑计算 [J]. 武汉理工大学学报(交通科学与工程版), 2005(1): 5-7.
ZHU Hanhua, LIU Zhenglin, WEN Shizhu, et al. Dynamic lubrication calculation of ship shafting stern bearings [J]. Journal of Wuhan University of Technology (Transportation Science and Engineering), 2005(1): 5-7.
- [17] ZHANG Xiuli, YIN Zhongwei, GAO Gengyuon, et al. Determination of stiffness coefficients of hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings [J]. Tribology International, 2015, 85: 37-47.
- [18] WANG Kun, WU Jinwu, ZHAO Guoyang, et al. Numerical analysis of sliding bearing dynamic characteris-

tics based on CFD [J]. Journal of Physics Conference Series, 2017, 916: 012025.

[19] 史冬岩, 张成, 任龙龙, 等. 滑动轴承压力分布及动特性系数 [J]. 哈尔滨工程大学学报, 2011, 32(9): 1134-1139.

SHI Dongyan, ZHANG Cheng, REN Longlong, et al. Research on the oil film pressure and dynamic coefficient of a sliding bearing [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2011, 32(9): 1134-1139.

[20] 欧阳武, 陈润霖, 彭林, 等. 考虑局部固体接触的滑动轴承主刚度和主阻尼研究 [J]. 西安交通大学学报, 2014, 48(1): 112-117.

OUYANG Wu, CHEN Runlin, PENG Lin, et al. Main stiffness and main damping of sliding bearings considering local contact [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1): 112-117.

[21] 刘镇星. 转子-水润滑橡胶轴承系统动力学特性研究 [D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2013: 69-83.

[22] 李泽远, 汪骥, 刘玉君, 等. 艉管后轴承倾斜度对轴承负荷的影响研究 [J]. 船舶工程, 2018, 40(9): 28-31.

LI Zeyuan, WANG Ji, LIU Yujun, et al. Research on effect of calculations of aft stern bearing incline on each bearing load [J]. Ship Engineering, 2018, 40(9): 28-31.

[本刊相关文献链接]

闫岗, 金英泽, 陈晖, 等. 超导可倾瓦磁液复合轴承的动力学特性分析. 2020, 54(11): 65-73. [doi:10.7652/xjtuxb202011008]

杨攀, 陈渭. 人字形螺旋槽动压止推轴承性能分析. 2020, 54(10): 17-27. [doi:10.7652/xjtuxb202010003]

赵小强, 梁浩鹏. 使用改进残差神经网络的滚动轴承变工况故障诊断方法. 2020, 54(9): 23-31. [doi:10.7652/xjtuxb202009002]

杜媛英, 李明, 刘刚, 等. 混合流润滑条件下的水润滑橡胶轴承的润滑特性. 2020, 54(9): 49-57. [doi:10.7652/xjtuxb202009005]

王胜男, 阿达依·谢尔亚孜旦, 章翔峰, 等. 考虑轴柔性的二级齿轮减速器振动噪声研究. 2020, 54(9): 117-127. [doi:10.7652/xjtuxb202009013]

张弘斌, 袁奇, 赵柄锡, 等. 采用多通道样本和深度卷积神经网络的轴承故障诊断方法. 2020, 54(8): 58-66. [doi:10.7652/xjtuxb202008008]

徐浩, 张刚, 张天骐. 采用形变周期势系统的轴承故障诊断方法. 2020, 54(8): 77-83. [doi:10.7652/xjtuxb202008010]

刘洋洋, 金英泽, 王亚兵, 等. 表面粗糙度对低速水润滑滑动轴承混合润滑性能的影响. 2020, 54(7): 121-128. [doi:10.7652/xjtuxb202007015]

王报龙, 王亚兵, 刘洋洋, 等. 超轴系倾斜下可倾瓦推力轴承静动特性分析. 2020, 54(7): 129-138. [doi:10.7652/xjtuxb202007016]

陈书恒, 李猛, 刘恒, 等. 采用频谱细化的超声法在线测量滚动轴承保持架转速. 2020, 54(7): 139-145. [doi:10.7652/xjtuxb202007017]

郭雨, 赖天伟, 赵琪, 等. 悬臂型箔片轴承应用于高速透平的实验研究. 2020, 54(5): 40-45. [doi:10.7652/xjtuxb202005006]

王亚兵, 刘洋洋, 王报龙, 等. 轴颈倾斜的水润滑橡胶艉轴承的静态特性. 2020, 54(5): 61-69. [doi:10.7652/xjtuxb202005009]

(编辑 武红江)