

随动耦合变阶梯径向滑动轴承动力特性及稳定性的研究*

王凤才, 张锁怀, 徐 华, 朱 均

(西安交通大学 润滑理论及轴承研究所, 陕西 西安 710049)

摘要: 用有限差分法循环迭代求解了随动耦合变阶梯结构径向滑动轴承油膜压力的雷诺方程和两阶段油膜耦合变阶梯结构的流量控制方程。在分析轴承油膜压力形成机理及静力特性的基础上, 采用对位移和速度的小扰动法计算了轴承的动力特性系数, 考察了运转参数对这种轴承承载特性、动力特性系数、等效刚度、界限涡动比以及界限失稳转速的影响。结果发现合理地选择设计参数可以使这种轴承具有较好的静力特性、动力特性和稳定性。

关键词: 变阶梯结构滑动轴承; 有限差分法; 扰动法; 动力特性; 油膜稳定性

中图分类号: TH113.22

文章标识码: A

文章编号: 1004-0595(2000)06-0460-05

人们针对轴承转子系统动力特性、稳定性理论及实验研究等方面已经进行了许多细致的研究工作^[1~6]。然而, 常用的轴承型式在提高稳定性的同时, 却降低了承载能力, 增加了不平衡响应或使轴承结构变得更为复杂^[7~10]。在保证良好承载性能的前提下, 提高轴承转子系统的稳定性和抗干扰及振动能力是轴承结构发展的一个重要方向, 这也促使轴承结构型式不断发展和改进^[11~13]。本文作者针对随动耦合变阶梯结构径向滑动轴承, 用不等距有限差分法循环迭代求解了雷诺方程和随动耦合变阶梯结构处的流量控制方程以获得相互耦合油膜的压力分布^[14]。在阐述轴承油膜压力形成机理和承载能力等静力特性的基础上, 采用位移及速度小扰动法计算了轴承的动力特性系数, 考察了这种变阶梯结构轴承支承对称单质量转子系统的动力特性及稳定性, 与一般圆轴承和 Rayleigh 阶梯轴承进行比较, 分析了设计参数对这种轴承润滑静力特性、动力特性及稳定性的影响。

1 基本润滑理论

1.1 静力特性基本方程

随动耦合变阶梯结构轴承由转轴、固定瓦块及活动瓦块 3 部分组成。在实际承载状态和固定瓦与活动瓦良好配合情况下, 这种轴承的两段油膜楔形相互直接耦合可形成一随动的变阶梯结构。用于轴承润滑性

能分析的油膜厚度方程、雷诺方程、阶梯处流量控制方程及活动瓦体力矩平衡方程等的具体表达式详见文献[14]。

1.2 动力特性系数计算

对于随动变阶梯结构轴承, 其润滑油膜由固定瓦部分、活动瓦部分及两部分耦合成一变阶梯结构部分组成。本文采用位移及速度小扰动法来计算这种轴承的油膜动力特性系数^[16]。其方法步骤是: 首先求出固定瓦部分的动力特性系数和活动瓦部分的相对动力特性系数; 其次根据相对动力特性系数求出计入活动瓦块摆动时的动力特性系数^[12]; 最后将两部分油膜动力特性系数迭加起来作为变阶梯结构轴承的动力特性系数。在求解过程中需要考虑两段油膜楔形相互直接耦合形成的变阶梯作用对轴承油膜动力特性系数的影响。随动变阶梯结构轴承无量纲油膜力增量可表示为^[12]:

$$\begin{Bmatrix} \Delta F_x \\ \Delta F_y \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} K_{xx} & K_{xy} \\ K_{yx} & K_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta x \\ \Delta y \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} C_{xx} & C_{xy} \\ C_{yx} & C_{yy} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \Delta \dot{x} \\ \Delta \dot{y} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

式中: ΔF_x 和 ΔF_y 分别为随动变阶梯结构轴承轴颈中心在静平衡位置附近由微小扰动所引起的水平和垂直方向无量纲油膜力增量; K_{ij} 和 C_{ij} ($i, j = x, y$) 分别为无量纲刚度和阻尼系数; Δx 和 Δy 分别为轴颈中心水平和垂直方向的无量纲扰动位移; $\Delta \dot{x}$ 和 $\Delta \dot{y}$ 分别为轴颈中心水平和垂直方向的无量纲扰动速度。

* 国家自然科学基金资助项目(19990510)。

1999-12-26 收到初稿, 2000-01-10 收到修改稿/本文联系人王凤才。

王凤才 男, 36 岁, 博士, 主要从事摩擦学、转子动力学、液压传动与控制 and 机械设计的研究。

1.3 动力稳定性计算

在稳定界限上, 轴承无量纲等效油膜刚度系数 K_{eq} , 界限滑动比 γ_{st}^2 及无量纲刚性转子轴承系统的界限失稳转速 Ω_{st} 分别表示为^[16]:

$$K_{eq} = \frac{K_{xx}C_{yy} + K_{yy}C_{xx} - K_{xy}C_{yx} - K_{yx}C_{xy}}{C_{xx} + C_{yy}} \quad (2)$$

$$\gamma_{st}^2 = \frac{(K_{xx} - K_{eq})(K_{yy} - K_{eq}) - K_{xy}K_{yx}}{C_{xx}C_{yy} - C_{xy}C_{yx}} \quad (3)$$

$$\Omega_{st} = \frac{K_{eq}}{\gamma_{st}} \quad (4)$$

如果 $K_{eq} < 0$, 油膜在任何转速下处于动力不稳定状态, 有时称绝对不稳定; 如果 $K_{eq} > 0$, 且 $\gamma_{st}^2 < 0$, 油膜在任何转速下处于动力稳定状态, 有时称绝对稳定; 如果 $K_{eq} > 0$, 且 $\gamma_{st}^2 > 0$, 则 Ω_{st} 越大, 稳定性越高 无量纲化系数及其它说明详见文献[16]

2 轴承静力和动力特性及稳定性分析

采用不等距网格差分法迭代求解雷诺方程, 流量平衡方程及活动瓦块力矩平衡方程即可获得整个油膜压力的分布 考虑到在较大或较小偏心率时变阶梯结构在具体迭代中的影响, 在整个计算循环过程中根据压力和力矩的迭代情况采取变方向和变步长交叉迭代修正活动瓦体摆角的方法求解基本润滑方程组以获得稳定的收敛结果 设轴承长径比 $L/D = 0.4$, 间隙比 $\psi = 0.001$, 进油温度为 40 时的润滑油粘度 $\mu_0 = 4.415 \times 10^{-4} \text{ Pa} \cdot \text{s}$ 现以两段油膜总包角 $\gamma = 150^\circ$; 进油边位置的周向角坐标 $\beta_1 = 105^\circ$; 固定瓦块包角 $\alpha = 105^\circ$; 活动瓦块包角 $\alpha = 45^\circ$ 和活动瓦块支点与变阶梯位置所夹角度 $\alpha = 15^\circ$ 时的情况(见文献[14])和相同运转条件, 且瓦包角为 $\alpha = 150^\circ$ 的一般圆轴承情况比较来分析这种轴承的静力特性, 动力特性及稳定性, 有关计算表达式详见文献[6]

2.1 静态性能分析

表 1 示出了变阶梯结构轴承在不同承载能力下

表 1 变阶梯结构轴承静态性能参数

Table 1 Performance characteristics of adaptive variable structure journal bearing

ξ	H_{min}	Q_{side}	f/ψ	ΔT
0.260	0.767	0.112	8.325	19.369
1.220	0.426	0.148	2.723	22.535
3.342	0.198	0.131	1.374	38.667

的无量纲最小油膜厚度 H_{min} , 侧泄流量系数 Q_{side} , 摩擦系数 f/ψ 及平均泄油温升系数 ΔT 等静态性能参数的变化 可见, 当承载系数分别为 $\xi = 0.260, 1.220$

和 3.342 时, 变阶梯结构轴承比圆轴承^[1,5]的最小油膜厚度分别增大 27.41%, 43.12% 和 16.13%, 侧泄流量系数分别增大 27.46%, 22.31% 和 8.25%, 摩擦系数分别降低 36.03%, 41.40% 和 43.83%, 而平均泄油温升分别降低 49.06%, 51.97% 和 42.73%. 最小油膜厚度是轴承运转中的重要参数, 增加最小油膜厚度有利于提高轴承的润滑性能和运转可靠性 可见, 变阶梯结构轴承具有较好的静态润滑特性

2.2 动力特性系数

图 1 所示为变阶梯结构轴承与圆轴承的无量纲

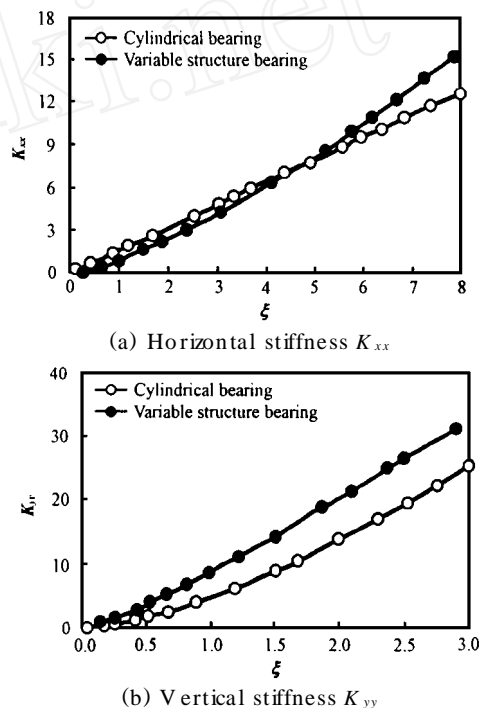
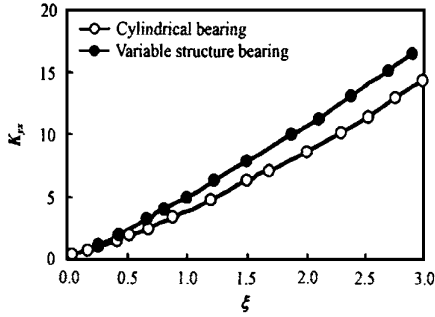


Fig 1 Dimensionless stiffness coefficients versus load-carrying capacity

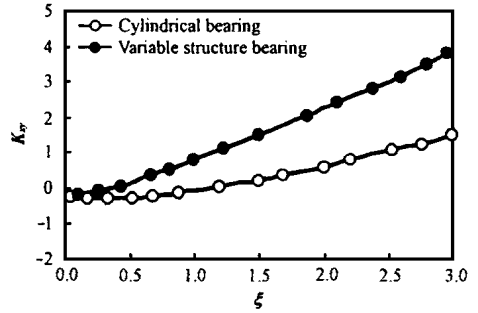
图 1 无量纲刚度系数随承载系数的变化关系

刚度系数随承载系数的变化关系曲线 刚度值的变化趋势与文献[1,5]中的理论及实验数据比较一致 由图 1(a)可见, 变阶梯结构轴承在水平方向上的无量纲刚度 K_{xx} 比圆轴承的略小; 当承载能力系数 $\xi > 5.301$ 时, 变阶梯结构轴承的刚度 K_{xx} 比圆轴承的略大 由图 1(b)可见, 变阶梯结构轴承在垂直方向上的无量纲刚度 K_{yy} 比圆轴承的大 当 $\xi = 1.512$ 时, 变阶梯结构轴承无量纲刚度 K_{yy} 比圆轴承的增大 45.23%. K_{yy} 的增大对提高轴承油膜动力稳定性有重要的作用

图 2 所示为变阶梯结构轴承和圆轴承水平与垂直方向的无量纲交叉耦合刚度系数 K_{yx} 和 K_{xy} 随承载系数 ξ 的变化关系曲线 在偏心率或承载能力系数较小时, 变阶梯结构轴承的交叉耦合刚度系数 K_{yx} 及



(a) Cross coupled stiffness K_{yx}



(b) Cross coupled stiffness K_{xy}

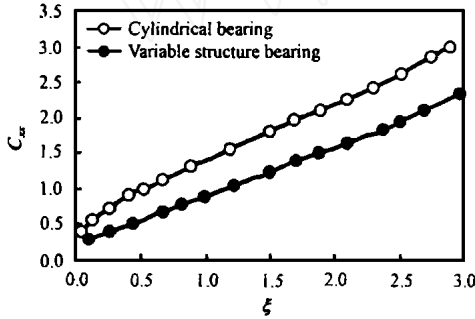
Fig 2 Dimensionless cross coupled stiffness coefficients versus load-carrying capacity

图 2 无量纲交叉耦合刚度系数随承载系数的变化关系

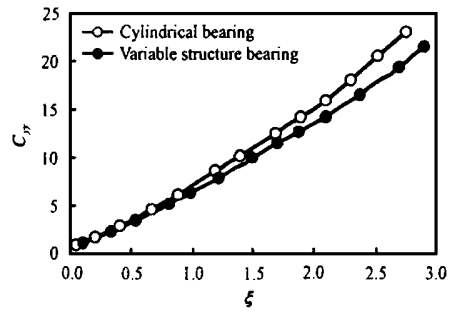
K_{xy} 与圆轴承的相差不大 由图 2 (b) 可见, 对变阶梯结构轴承, 当 $\xi < 0.342$ 时, $K_{xy} < 0$; 而对于圆轴承, 当 $\xi < 0.883$ 时, $K_{xy} < 0$ 当偏心率或承载能力系数较大

时, 变阶梯结构轴承的交叉刚度比圆轴承的略大

图 3 所示为变阶梯结构轴承与圆轴承的无量纲阻尼系数随承载系数的变化情况, 其阻尼系数变化趋



(a) Horizontal damping C_{xx}



(b) Vertical damping C_{yy}

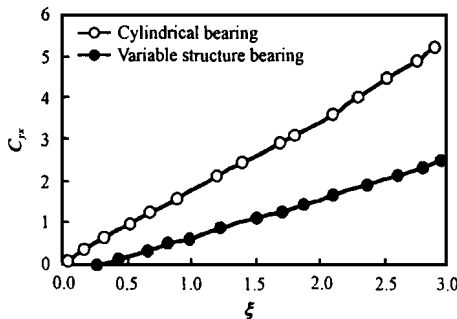
Fig 3 Dimensionless damping coefficients versus load-carrying capacity

图 3 无量纲阻尼系数随承载系数的变化关系

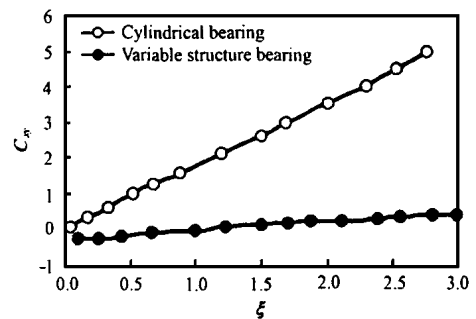
势与文献[1, 5]中的理论及实验数据的变化趋势比较一致 由图 3(a) 可见, 变阶梯结构轴承水平方向上的阻尼系数 C_{xx} 比圆轴承的略小, 但两者数值均比较小 根据计算, 当 $\xi > 7.302$ 时, 变阶梯结构轴承的阻

尼系数 C_{xx} 比圆轴承的大 由图 3 (b) 可见, 在较大范围内, 变阶梯轴承在垂直方向上的阻尼系数 C_{yy} 与圆轴承的相差不大

图 4 所示为变阶梯结构轴承与圆轴承的水平与



(a) Cross coupled damping C_{yx}



(b) Cross coupled damping C_{xy}

Fig 4 Dimensionless cross coupled coefficients versus load-carrying capacity

图 4 无量纲交叉耦合阻尼系数随承载系数的变化关系

垂直方向无量纲交叉耦合阻尼系数 C_{yx} 和 C_{xy} 随承载系数的变化关系曲线 可见, 变阶梯结构轴承二个无

量纲交叉耦合阻尼系数均比圆轴承的小, 随着载荷系数的增大两者相差也越大

2.3 稳定性分析

图 5 所示为变阶梯结构轴承与圆轴承的无量纲

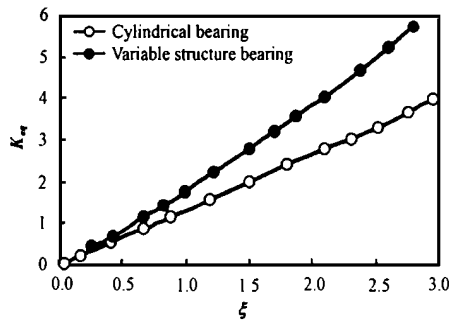


Fig 5 Dimensionless equivalent stiffness versus load-carrying capacity

图 5 无量纲等效刚度系数随承载系数的变化关系

等效刚度随承载能力的变化情况可见, 由于变阶梯结构轴承活动瓦块的摆动及其随动变阶梯结构的耦合作用使得轴承的无量纲等效刚度系数比圆轴承的大, 随着承载能力的增大, 两者相差越大 这与文献 [9] 的结果比较一致 图 6 所示为变阶梯结构轴承和

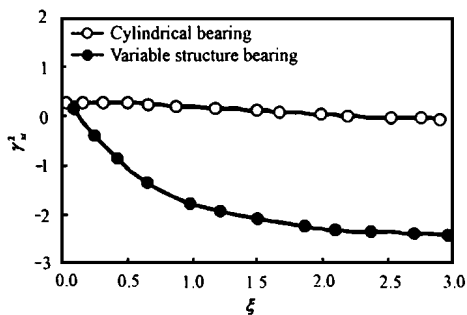


Fig 6 Threshold whirl ratio versus load-carrying capacity

图 6 界限涡动比随承载系数的变化关系

圆轴承界限涡动比随承载能力的变化情况可见, 变阶梯结构轴承在偏心率 $\epsilon > 0.2$ 时, 出现界限涡动比 $Y_{si} < 0$ 的状态; 而圆轴承在偏心率 $\epsilon > 0.748$ 时才出现 $Y_{si} < 0$ 的状态; 当载荷系数 $\xi = 0.104$ 时, 变阶梯结构轴承的界限失稳转速比圆轴承的增大 32.63%。结合等效刚度 $K_{eq} > 0$ 和 $Y_{si} < 0$ 情况的分析可见, 变阶梯结构轴承的油膜动力稳定性较好, 特别是在较宽承载范围或较大轴颈偏心率范围内具有绝对的动力稳定性 因此, 变阶梯结构轴承不但具有良好的承载特性, 而且具有良好的油膜动力稳定性, 它适用于对承载能力及稳定性要求较高的工况

3 结论

a 与圆轴承相比, 变阶梯结构轴承的承载能力

高, 最小油膜厚度及流量大, 摩擦系数小, 温升低

b. 变阶梯结构对轴承的动力特性系数影响较大; 变阶梯结构轴承具有界限失稳转速高及在较宽的承载范围内动力绝对稳定的特点

c 通过进行合理的参数设计可以使得这种轴承润滑具有较好的静态性能及动力特性

参考文献:

- [1] Nicholas J C, Gunter E J, Barrett L E. The Influence of Tilting Pad Bearing Characteristics on The Stability of High Speed Rotor-Bearing Systems [C]. In: Topic in Fluid Film Bearing and Rotor System Design and Optimization. New York: ASME, 1978: 55~78.
- [2] Parsell J K, Allaire P E, Barrett L E. Frequency Effects in Tilting-Pad Journal Bearing Dynamic Coefficients [J]. ASLE Transactions, 1983, 26 (2): 222~227.
- [3] Brockwell K, Kleinbud D. Measurement and Calculation of the Dynamic Operating Characteristics of the Five Shoe, Tilting Pad Journal Bearing [J]. Tribology Transactions, 1990, 33 (4): 481~492.
- [4] Parsell J K, Allaire P E, Barrett L E. Experimental Study of Three Journal Bearings With a Flexible Rotor [J]. ASLE Transactions, 1980, 26 (2): 222~227.
- [5] Tonnesen J, Lund J W. Some Experiments on Instability of Rotors Supported in Fluid-Film Bearings [J]. ASME Journal of Mechanical Design, 1978, 100 (1): 147~154.
- [6] 王凤才, 李忠, 朱均. 瓦块弹性对大型水轮机径向可倾瓦滑动轴承润滑性能的影响 [J]. 摩擦学学报, 1999, 19 (3): 255~260.
- [7] Goodwin M J, Boroom and T, hooke C J. variable Impedance Hydrodynamic Journal Bearings for Controlling Flexible Rotor Vibrations [C]. In: Rotating Machinery Dynamics the 1989 ASME Design Conference on Mechanical Vibration and Noise, Canada, 1989.
- [8] Kato T, Obara S. Improvement in Dynamic Characteristics of Circular Journal Bearings by Means of Longitudinal Microgrooves [J]. STLE Tribology Transactions, 1996, 39 (2): 462~468.
- [9] 李小江, 朱均. 上瓦带挡板椭圆轴承性能分析 [J]. 西安交通大学学报, 1996, 30 (7): 32~35.
- [10] Nicholas J C, Allaire P E, Lew is D W. Stiffness and Damping Coefficients for Finite Length Step Journal Bearings [J]. ASLE Transactions, 1980, 23 (4): 353~362.
- [11] Pincus O, Sternlicht B. Theory of Hydrodynamic Lubrication [M]. New York: McGraw-Hill Book Company Inc, 1961.
- [12] Lund J W. Spring and Damping Coefficients for the Tilting-Pad Journal Bearing [J]. ASLE Transactions, 1964, 7 (4): 342~352.
- [13] Ha H C, Yang S H. Excitation Frequency Effects on the Stiffness and Damping Coefficients of a Five-Pad Tilting Pad Journal Bearing [J]. ASME Journal of Tribology, 1999, 121

- (7): 517~ 522
- [14] 王凤才, 袁小阳, 朱均. 变阶梯结构自适应径向滑动轴承的研究[J]. 摩擦学学报, 2000, 20 (3): 197~ 201.
- [15] Nicholas J C, Gunter E J, Allaire P E. Stiffness and Damping Coefficients for the Five-Pad Tilting-Pad Bearing [J]. ASLE Transactions, 1979, 22 (2): 133~ 144.
- [16] Lund J W, Thomson K K. A Calculation Method and Data for Dynamic Coefficients of Oil-Lubricated Journal Bearings [C]. In: Topics in Fluid film Bearing and Rotor System Design and Optimization. New York: ASME, 1978: 1~ 28.

Dynamic Characteristics and Stability of Adaptive Variable Structure Journal Bearing With Coupling Two-Step Films

WANG Feng-cai, ZHANG Suo-huai, XU Hua, ZHU Jun

(Theory of Lubrication and Bearing Institute, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: The hydrodynamic lubrication of a newly developed adaptive structure journal bearing with coupling two-step films has been analyzed theoretically. The Reynolds equation and flow balance equation have been solved simultaneously by means of finite differential method in intercrossing iterative numerical calculations. Based on the analysis of the mechanism of film pressure formation and the steady hydrodynamic performance of the bearing, the dynamic coefficients of the bearing have been calculated using the finite displacement and velocity techniques. The influences of the bearing operating parameters on the load-carrying capacity, dynamic coefficients, equivalent stiffness, threshold whirl ratio, and threshold rotational speed have been investigated. The results show that special emphasis should be put on determination of the design parameters of the bearing so as to obtain improved steady performance, dynamic characteristics and oil film stability.

Key words: adaptive variable structure journal bearing with coupling two-step films; finite differential method; finite displacement technique; dynamic characteristics; oil film stability