

# 精密轴系轮廓参数稳定性的模拟分析

王建设

(中国科学院长春光学精密机械研究所, 长春 130022)

**摘要** 用模拟分析法研究轴系轮廓参数对应下的油膜运动稳定性,可直观地反映出轮廓参数的变化与系统稳定性特征的关系,为参数的确定提供依据。本文简述了其分析过程。

**关键词:**精密轴系;轮廓参数;油膜稳定性

## 1 引言

在轴系的研制过程中,往往需要确定轴系的结构形式和轮廓参数的量值,面对实际的工况条件,要处理好这些问题还缺乏可循的依据。精密轴系中关键零件一般需要精加工。实验研究固然能获得有重要价值的的数据,可是对于诸多参数的变化,单靠实验的方式很难达到预期的效果,也有各种困难。从理论上对转子轴承系统的稳定性进行分析,用油膜的动力特性系数来表示轴承系统的固有特性,其分析结果可对轴系设计提供指导作用。

## 2 稳定性分析

取一个轴承的运动情况来研究,假设转子质量等效在轴承上的质量为  $m$ ,转子是刚性的,且没有不平衡力的作用,在轴承处作用的外载荷为  $W$ 。轴颈中心位于静态平衡位置  $O_0$ ,在微扰作用下,轴颈中心由  $O_0$  移至  $O_1$ ,坐标系如图 1

所示,此时油膜反力增量为  $\Delta F_x$  和  $\Delta F_y$ ,被扰运动微分方程为

$$\left. \begin{aligned} m \ddot{x} + d_{xx} \dot{x} + d_{xy} \dot{y} + K_{xx} x + K_{xy} y &= 0 \\ m \ddot{y} + d_{yx} \dot{x} + d_{yy} \dot{y} + K_{yx} x + K_{yy} y &= 0 \end{aligned} \right\} (1)$$

引入无量纲化参数  $\bar{K}_{ij} = \frac{c}{W} K_{ij}$ ,  $\bar{d}_{ij} = \frac{c\omega}{W} d_{ij}$ , 对于解的形式  $x = x_0 \cdot e^{\lambda t}$ ,  $y = y_0 e^{\lambda t}$ , 则方程变为

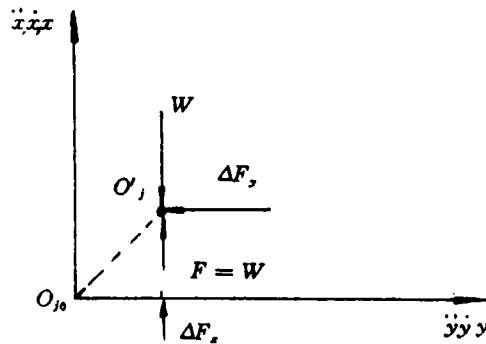


图1 微扰动与坐标系

收稿日期:1995年9月28日

$$\begin{bmatrix} \frac{mc}{W}\lambda^2 + \overline{Kxx} + \frac{\lambda}{\omega} \overline{d_{xx}} & \overline{Kxy} + \frac{\lambda}{\omega} \overline{d_{xy}} \\ \overline{Kyx} + \frac{\lambda}{\omega} \overline{d_{yx}} & \frac{mc}{W}\lambda^2 + \overline{Kyy} + \frac{\lambda}{\omega} \overline{d_{yy}} \end{bmatrix} \begin{cases} x_0 \\ y_0 \end{cases} = 0 \quad (2)$$

特征方程为

$$a_0 \lambda^4 + a_1 \lambda^3 + a_2 \lambda^2 + a_3 \lambda + a_4 = 0 \quad (3)$$

其中  $a_0 = (\frac{mc}{W})^2$

$$a_1 = (\frac{mc}{W}) \frac{1}{\omega} A_1$$

$$a_2 = (\frac{mc}{W}) A_0 + \frac{1}{\omega^2} A_2$$

$$a_3 = \frac{1}{W} A_3, a_4 = A_4, A_0 = \overline{Kxx} + \overline{Kyy}$$

$$A_1 = \overline{d_{xx}} + \overline{d_{yy}},$$

$$A_2 = \overline{d_{xx}} \overline{d_{yy}} - \overline{d_{xy}} \overline{d_{yx}}$$

$$A_3 = \overline{K_{xx}} \overline{d_{yy}} + \overline{K_{yy}} \overline{d_{xx}} - \overline{K_{xy}} \overline{d_{yx}} - \overline{K_{yx}} \overline{d_{xy}}$$

$$A_4 = \overline{K_{xx}} \overline{K_{yy}} - \overline{K_{xy}} \overline{K_{yx}}$$

方程的根为  $\lambda_{1,2} = (d_r \pm i\omega_r)_{1,2}$

当全部的  $d_r$  为负值时,微扰动随时间的变化才是收敛的,系统平衡才是稳定的。

对于失稳界限状态,  $d_r = 0, \lambda = i\omega_{cr}$ , 则有  $a_0 \omega_{cr}^4 - ia_1 \omega_{cr}^3 - a_2 \omega_{cr}^2 + ia_3 \omega_{cr} + a_4 = 0$  (4)

$$\overline{K_{xy}} = \frac{\overline{K_{xx}} \overline{d_{yy}} + \overline{K_{yy}} \overline{d_{xx}} - \overline{K_{xy}} \overline{d_{yx}} - \overline{K_{yx}} \overline{d_{xy}}}{\overline{d_{xx}} + \overline{d_{yy}}} \quad (5)$$

$$\gamma_{cr}^2 = \frac{(\overline{K_{xy}} - \overline{K_{xx}})(\overline{K_{xy}} - \overline{K_{yy}}) - \overline{K_{xy}} \overline{K_{yx}}}{\overline{d_{xx}} \overline{d_{yy}} - \overline{d_{xy}} \overline{d_{yx}}} \quad (6)$$

若  $\overline{K_{xy}} > 0$  and  $\lambda_{cr}^2 < 0$ , 则系统恒稳

$\overline{K_{xy}} < 0$ . 系统恒不稳

当  $\overline{K_{xy}} > 0$  and  $\lambda_{cr}^2 > 0$ , 引入稳定性参数  $S_p = \frac{W}{mc\omega^2}$ , 则  $S_p = \frac{\gamma_{cr}^2}{\overline{K_{xy}}}$

线性分析可给出  $S_p$  的临界值, 对于给定的结构参数, 当  $S_p$  低于该临界值时, 则轴承系统是不稳定的。

### 3 数值计算

在图 2 所示的轴承结构中,  $\theta_g$ : 油槽包角,  $\beta$ : 弧包角,  $Cm$ : 最小测量间隙,  $b_s$ : 最大测量间隙, 对于三个弧均布且相同尺寸的结构,  $\theta_g$  增大时, 则  $\beta$  减小。数值计算结果用偏心率  $\epsilon = \frac{e}{c}$  和稳定性参数  $S_p$  的图形曲线来表示。参数  $\theta_g$  改变时的  $\epsilon - S_p$  曲线见图 3。在  $\epsilon < 0.1$  区域内,  $\theta_g$  增大时,  $S_p$  曲线上升,  $\theta_g = 60^\circ$  时尤为明显, 这说明增大  $\theta_g$  对轴承系统的稳定性是不利的。

参数  $\frac{l}{d}$  改变时的  $\epsilon - S_p$  曲线见图 4, 可以看出, 曲线在  $\epsilon$  的四个区域上发生变化, 在  $\epsilon$  值由小到大的变化过程中, 第二和第三阶段占了较大的区域,  $\frac{l}{d}$  减小有利于稳定性的提高。

参数  $\delta = \frac{e_2}{c}$  改变时的  $\epsilon - S_p$  曲线见图 5, 预偏心率  $\delta$  增大, 在  $\epsilon$  的一定区域内  $S_p$  随之下降,

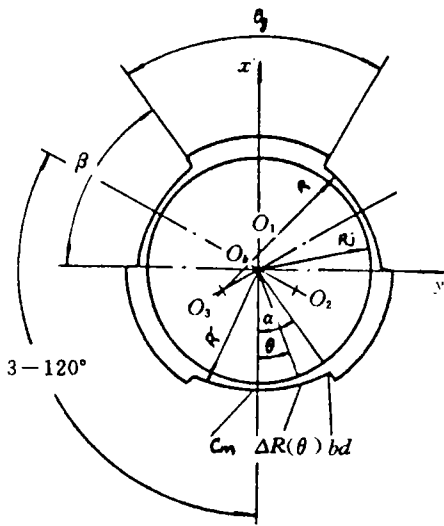


图2 轮廓几何

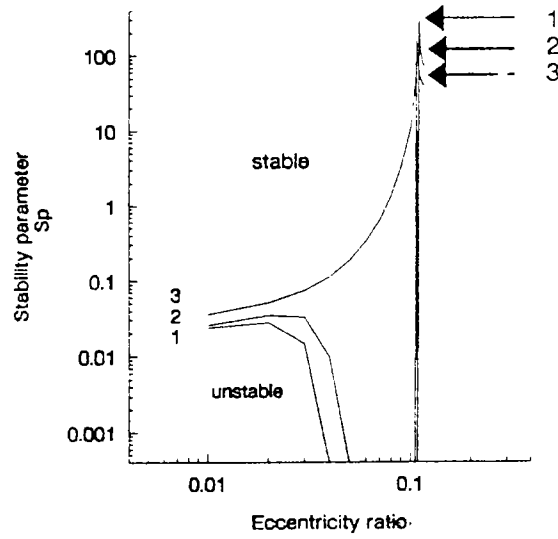


图3  $\theta_g$  对  $S_p$  的影响

$R_j = 30\text{mm}, R = 30.009313\text{mm}$

$\frac{l}{d} = 0.5, (\theta_g)_{1,2,3} = 20^\circ, 40^\circ, 60^\circ$

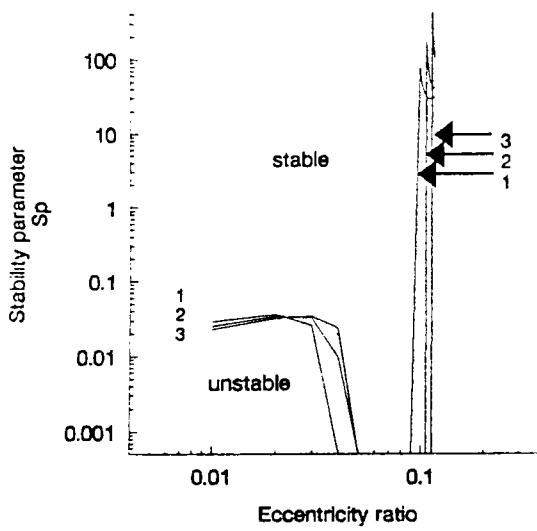


图4  $\frac{l}{d}$  对  $S_p$  的影响

$R_j = 30\text{mm}, R = 30.009313\text{mm}$

$\theta_g = 60^\circ, (\frac{l}{d})_{1,2,3} = 0.3, 0.5, 1.0$

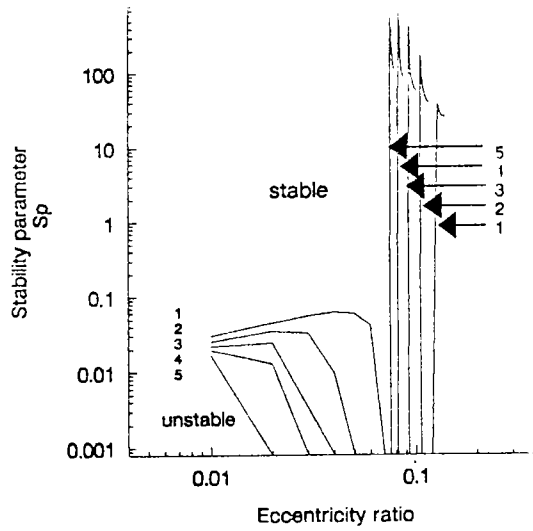


图5  $\delta$  对  $S_p$  的影响

$R_j = 30\text{mm}, \frac{l}{d} = 0.5, \theta_g = 60^\circ,$

$(\delta)_{1,2,3,4,5} = 0.859, 0.882, 0.898, 0.911, 0.920$

稳定性提高。

## 4 结束语

上述方法可应用于同类轴系稳定性的分析计算。关键在于对于不同的结构类型,应首先弄清轴承轮廓的几何关系,正确计算相应条件下油膜的动力特性系数。由此得出的计算结果可作为轴系设计和实验研究的依据。

### 参考文献

- [1] M. Akkok and C. M. McC. Ettles, The Effect of Grooving and Bore Shape on the Stability of Journal Bearings. ASLE Transactions, 1980, 23(4): 431-441

### Simulation Analysis on Stability of Profile Parameters of Precision Journal Bearing System

Wang Jianshe

(Changchun Institute of Optics and Fine Mechanics,  
Chinese Academy of Sciences, Changchun 130022)

### Abstract

The study on the stability of oil film motion with change of profile parameters can obviously reveal the relation between profile parameter and stability character of bearing system, and give data for determination of parameters. The analysis process is described briefly in this paper.

**Key words:** Precision bearing system, Profile parameters, Oil film stability