DOI: 10.3901/JME.2014.23.050

考虑激振频率的可倾瓦推力轴承动特性 理论与试验研究*

张青雷^{1,2} 高孟雪¹ 徐 华³ 付玉敏^{2,3} 段建国²

(1. 上海理工大学机械工程学院 上海 200093;

2. 上海电气集团股份有限公司中央研究院 上海 200070;

3. 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 西安 710049)

摘要: 为了研究激振频率对可倾瓦推力轴承动特性的影响, 提出考虑激振频率的动特性建模方法和试验方法。依据可倾瓦轴承刚度和阻尼定义, 将激振频率引入可倾瓦推力轴承动特性计算过程, 通过建立轴向扰动下的膜厚方程、雷诺方程及瓦块运动方程, 推导出包含激振频率的可倾瓦推力轴承动特性数学模型, 计算分析刚度和阻尼随扰动频率(激振频率与主轴转频的比值)、转速及载荷的变化规律; 采用脉冲激振法在可倾瓦推力轴承试验台进行动特性试验, 得到不同激振频率、转速及载荷条件下刚度、阻尼的试验结果, 并和相应的理论计算值进行对比分析。结果表明: 当扰动频率较小时, 可倾瓦推力轴承刚度随其增加而逐步增大, 阻尼随其增加而逐步减小; 当扰动频率增加到一定程度后, 其刚度和阻尼逐步趋于稳定。此外, 转速和载荷对其刚度和阻尼随扰动频率的变化幅度基本无影响。

关键词: 可倾瓦推力轴承; 动特性系数; 激振频率; 理论分析; 试验研究

中图分类号: TH133

Theoretical and Experimental Study on the Dynamic Characteristics of Tilting Pad Thrust Bearing Considering Excitation Frequency

ZHANG Qinglei^{1,2} GAO Mengxue¹ XU Hua³ FU Yumin^{2,3} DUAN Jianguo²

(1. School of Mechanical Engineering, University of Shanghai for Science & Technology, Shanghai 200093;

2. Central Academe, Shanghai Electric Group Co., Ltd, Shanghai 200070;

3. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049)

Abstract: A modeling and testing method of dynamic characteristics considering excitation frequency of tilting pad thrust bearing are proposed to study the effect of the excitation frequency on its dynamic characteristics. The excitation frequency is introduced into calculation process of dynamic coefficients of tilting pad thrust bearing according to the definition of stiffness and damping of tilting pad bearings. The mathematical model of its dynamic characteristics containing excitation frequency is deduced through establishing fluid film thickness equation, Reynolds equation and equation of tile motion under the condition of axial disturbance. The variation of stiffness and damping with perturbation frequency, that is, the ratio of excitation frequency to spindle rotation frequency, speed and load are analyzed. Test results of stiffness and damping in different excitation frequency, rotation speeds and loads are obtained in the test rig of tilting pad thrust bearing by using impulse excitation method. The following conclusions are obtained through analyzing the theoretical and test results. When the perturbation frequency is small, the stiffness of tilting pad thrust bearing increases gradually with its enlargement, the damping is just the opposite. While the stiffness and damping tend to be stable gradually after perturbation frequency increases to a certain degree. In addition, the amplitude of variation of stiffness and damping with perturbation frequency is little affected by speed and load.

Key words: tilting pad thrust bearing; dynamic coefficients; excitation frequency; theoretical analysis; experimental study

* 国家重点基础研究发展计划资助项目(973 计划, 2009CB724404, 2011CB706601)。20131121 收到初稿, 20140526 收到修改稿

0 前言

可倾瓦推力轴承广泛应用于汽轮发电机、大型水泵和船舶推进系统等叶轮机械中, 其动特性直接影响支撑转子的振动特性, 从而影响叶轮机械的动力学性能。因此研究可倾瓦推力轴承的动特性, 对叶轮机械的设计、制造、维修以及故障诊断等具有重要意义。目前推力轴承动特性的研究已经取得了一定的成果。MITTWOLLEN 等^[1]重点关注推力轴承抵抗因转子横向振动引起的推力盘倾角摆动的能力, 研究了流体润滑推力轴承动特性对转子横向振动状态的影响。JIANG 等^[3-4]建立了流体动压可倾瓦推力轴承的计算模型, 并通过边界元法求得其动特性系数; 另外他们还研究了由推力轴承和径向轴承共同支撑的转子系统的动特性。李忠等^[5-7]重点关注可倾瓦推力轴承的非线性问题, 建立了可倾瓦推力轴承油膜的准静态线性和非线性动力学模型, 并以此导出了 40 个油膜的线性和非线性刚度阻尼系数, 分析了可倾瓦推力轴承系统的稳定性和失稳转速, 研究了工况参数(速度、载荷和油温)对可倾瓦推力轴承动特性系数的影响。周建军等^[8]对可倾瓦推力轴承的瞬态动特性进行了理论分析研究。文献[9]指出, 可倾瓦类轴承的刚度和阻尼不仅是轴颈位置的函数, 而且是激振频率的函数。文献[10-15]对可倾瓦径向滑动轴承及其转子的动特性进行了研究, 结果表明激振频率影响其动特性, 某些情况它可能导致产生负阻尼引起转子失稳。分析以上成果可以发现, 有关可倾瓦推力轴承动特性的理论研究较多, 但有关激振频率对该类轴承动特性参数影响规律的理论研究, 目前还未见报道; 同时对可倾瓦推力轴承动特性的研究基本停留在理论分析层面, 试验研究也非常少见。本文以可倾瓦推力轴承为对象, 从理论和试验两个方面研究可倾瓦推力轴承的动特性建模方法和试验方法, 全面了解外部扰动的激振频率对可倾瓦推力轴承刚度和阻尼的影响规律。

1 理论计算方法

1.1 引入激振频率项

可倾瓦类轴承刚度和阻尼的定义^[9]: 当轴颈或推力盘在其静平衡位置附近以某一固定频率做微小的简谐运动时, 认为各瓦亦随其以同一频率做微小的简谐摆动, 油膜力也以同一频率做简谐变化。其中, 与位移同相的油膜力对位移之比定义为刚度, 而与速度同相的油膜力对速度之比定义为阻尼。

若在推力盘轴向施加微小的简谐振动 $\Delta z = a \sin \omega_z t$, 则可倾瓦块上的油膜力增量也以同一振动频率作简谐变化

$$\Delta F_z = \begin{pmatrix} \Delta F_z^{(1)} & \Delta F_z^{(2)} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sin \omega_z t \\ \cos \omega_z t \end{pmatrix} \quad (1)$$

式中, ΔF_z 为 t 时刻瓦块油膜力增量, $\Delta F_z^{(1)}$ 、 $\Delta F_z^{(2)}$ 为瓦块油膜力增量分量的幅值, ω_z 表示激振频率。定义激振频率 ω_z 和主轴转频 ω 的比值为扰动频率 Ω , 即 $\Omega = \omega_z / \omega$ 。

按照油膜动特性系数的定义油膜力增量应为

$$\Delta F_z = \begin{pmatrix} k_{pz} & c_{pz} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \Delta z \\ \Delta \dot{z} \end{pmatrix} \quad (2)$$

式中, k_{pz} 和 c_{pz} 分别为推力轴承单个瓦块的轴向刚度和阻尼。

将 $\Delta z = a \sin \omega_z t$ 、 $\Delta \dot{z} = a \omega_z \cos \omega_z t$ 代入式(2)得

$$\Delta F_z = \begin{pmatrix} a k_{pz} & a \omega_z c_{pz} \end{pmatrix} \cdot \begin{pmatrix} \sin \omega_z t \\ \cos \omega_z t \end{pmatrix} \quad (3)$$

式(1)、(3)矩阵系数相等, 得

$$k_{pz} = \frac{\Delta F_z^{(1)}}{a} \quad c_{pz} = \frac{\Delta F_z^{(2)}}{a \omega_z} \quad (4)$$

若认为推力盘无静态倾斜, 则可倾瓦推力轴承的刚度阻尼为

$$k_z = N k_{pz} \quad c_z = N c_{pz} \quad (5)$$

式中, k_z 和 c_z 分别为可倾瓦推力轴承的轴向刚度和轴向阻尼; N 为瓦块数。

从式(4)、(5)可以看出, 只要求得油膜力增量 $\Delta F_z^{(1)}$ 和 $\Delta F_z^{(2)}$, 即可求得刚度 k_z 和阻尼 c_z 。

1.2 轴向扰动引起的油膜力增量的求解方法

本节将根据轴向扰动下可倾瓦推力轴承的膜厚方程、雷诺方程、瓦块运动方程以及能量方程和粘温方程, 建立油膜力增量的数学模型并研究其求解方法。

(1) 轴向扰动下的膜厚方程。图 1 为可倾瓦的结构示意图。可倾瓦为扇形, 外半径为 R_1 , 内半径为 R_2 , 周向角为 θ_0 。可倾瓦块支撑方式为点支撑, 推力盘以角速度 ω 转动。

轴向扰动下的油膜厚度

$$h = h_0 + \Delta h \quad (6)$$

$$h_0 = h_p + \gamma_{r0}[r \sin(\theta_p - \theta)] + \gamma_{\theta 0}[r \cos(\theta_p - \theta) - r_p]$$

$$\begin{aligned} \Delta h = & \Delta \gamma_r^{(1)}[r \sin(\theta_p - \theta)] \sin \omega_z t + \Delta \gamma_r^{(2)}[r \sin(\theta_p - \theta)] \times \\ & \cos \omega_z t + \Delta \gamma_\theta^{(1)}[r \cos(\theta_p - \theta) - r_p] \sin \omega_z t + \Delta \gamma_\theta^{(2)} \times \\ & [r \cos(\theta_p - \theta) - r_p] \cos \omega_z t - a \sin \omega_z t \end{aligned}$$

式中, h_0 为稳态下的油膜厚度, Δh 为扰动情况下的油膜厚度增量, h_p 为瓦块支点(θ_p, r_p)处的油膜厚度, γ_r 为瓦块绕 OP 线的摆角, γ_θ 为瓦块绕垂直于 OP 线直线的摆角, a 为扰动幅值。若以 X 代表任一参数, 则规定 X_0 表示稳态下的参数, $\Delta X^{(1)}$ 和 $\Delta X^{(2)}$ 表示扰动状态下的参数增量。例如, γ_{r0} 表示稳态下瓦块绕 OP 线的摆角, $\Delta\gamma_r^{(1)}$ 和 $\Delta\gamma_r^{(2)}$ 表示扰动状态下瓦块绕 OP 线摆角的增量。

图 1 可倾瓦结构示意图

(2) 轴向扰动下的雷诺方程。基本假设: ① 不考虑瓦块与推力盘的变形(将其视为刚体); ② 推力盘与瓦块间的油膜层很薄, 油膜压力在油膜厚度方向上被视为常量; ③ 润滑油与固体面间无相对滑移; ④ 润滑油除黏度外其他物性参数不变, 属于牛顿流体; ⑤ 润滑油的彻体力和惯性力与黏性力相比, 可以忽略不计; ⑥ 润滑油不可压缩; ⑦ 润滑油流动为层流流动。柱坐标系下扰动状态的油膜压力方程, 即雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{r\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6r\omega \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12r \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

边界条件

$$\begin{aligned} p|_{\Gamma} = 0 \quad \frac{\partial p}{\partial \theta}|_{\Gamma_1} = 0 \\ p = p_0 + \Delta p \end{aligned} \quad (8)$$

$$\Delta p = \Delta p^{(1)} \sin \omega_z t + \Delta p^{(2)} \cos \omega_z t$$

式中, μ 为润滑油的动力黏度, p 为扰动下瓦面上任一点(r, θ)处的油膜压力, Γ 为油膜形成边界, Γ_1 为油膜破裂边界, p_0 表示稳态下瓦面上任一点(r, θ)处的油膜压力, $\Delta p^{(1)}$ 和 $\Delta p^{(2)}$ 表示扰动下瓦面上任一点(r, θ)处的油膜压力增量。

(3) 能量方程。假设润滑油为绝热流动且不可压缩, 得到二维能量方程^[2]

$$\begin{aligned} c_v \rho \left[\left(\frac{r\omega h}{2} - \frac{h^3}{12\mu r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \\ \frac{\mu \omega^2 r^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \end{aligned} \quad (9)$$

入口边界条件

$$T = T_0 \quad r = R_1 \quad \frac{\partial T}{\partial r} = 0$$

式中, c_v 为润滑油的比热容, ρ 为润滑油的密度。

(4) 黏温方程。黏温关系采用对大多数石油基的润滑油和纯碳氢化合物的润滑油普遍成立的 Walther-ADTM 方程

$$\lg \lg(\nu + 0.6) = A_0 - B_0 \lg(t + 273.15) \quad (10)$$

式中, ν 为润滑油的运动黏度, A_0 、 B_0 是根据润滑油型号由试验获得的系数。

(5) 轴向扰动下的瓦块运动方程。在不计瓦块质量以及可倾瓦支点处的摩擦力和摩擦力矩条件下, 给出轴向扰动下瓦块运动方程

$$\begin{aligned} M_r = M_{r0} + \Delta M_r = 0 \\ M_\theta = M_{\theta0} + \Delta M_\theta = 0 \end{aligned} \quad (11)$$

$$\Delta M_r = \Delta M_r^{(1)} \sin \omega_z t + \Delta M_r^{(2)} \cos \omega_z t$$

$$\Delta M_\theta = \Delta M_\theta^{(1)} \sin \omega_z t + \Delta M_\theta^{(2)} \cos \omega_z t$$

式中, M_r 和 M_θ 分别为轴向扰动下瓦块所受油膜力对 OP 线和其垂线的力矩。

取量纲一参数为

$$r = B\bar{r} \quad r_1 = B\bar{r}_1 \quad r_2 = B\bar{r}_2 \quad \mu = \mu_0 \bar{\mu} \quad h = h_p \bar{h}$$

$$a = h_p \bar{a} \quad p = \frac{\mu_0 \omega B^2}{h_p^2} \bar{p} \quad \bar{G}_r = \frac{B}{h_p} \gamma_r \quad \bar{G}_\theta = \frac{B}{h_p} \gamma_\theta$$

$$N_r = \frac{\mu_0 \omega B^3}{h_p^2} \bar{N}_r \quad N_\theta = \frac{\mu_0 \omega B^3}{h_p^2} \bar{N}_\theta$$

式中, B 表示轴瓦宽度。参数上加上画线“—”, 表示量纲一化后相应的参数。

限于篇幅, 量纲一化后的方程不再一一列出。

将量纲一化后的膜厚方程和油膜压力公式代入雷诺方程, 并略去高阶项得

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(1)}}{\partial \bar{r}} \right) \sin \omega_z t + \\ \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(2)}}{\partial \bar{r}} \right) \cos \omega_z t + \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{3 \bar{r} \bar{h}_0^2}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} A_a \right) \sin \omega_z t + \\ \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\bar{r} \bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(1)}}{\partial \theta} \right) \sin \omega_z t + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\bar{r} \bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(2)}}{\partial \theta} \right) \cos \omega_z t + \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3\bar{h}_0^2}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} A_a \right) \sin \omega_z t + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3\bar{h}_0^2}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} B_b \right) \cos \omega_z t = \\ 6\bar{r} \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} + 6\bar{r}C_c \sin \omega_z t + 6\bar{r}D_d \cos \omega_z t + \\ 12 \frac{\bar{r}\omega_z}{\omega} A_a \cos \omega_z t + 12 \frac{\bar{r}\omega_z}{\omega} (-B_b) \sin \omega_z t \quad (12) \end{aligned}$$

$$A_a = \bar{G}_\theta^{(1)} \left[\bar{r} \cos(\theta_p - \theta) - \frac{r_p}{B} \right] + \bar{G}_r^{(1)} [\bar{r} \sin(\theta_p - \theta)] - \bar{a}$$

$$B_b = \bar{G}_\theta^{(2)} \left[\bar{r} \cos(\theta_p - \theta) - \frac{r_p}{B} \right] + \bar{G}_r^{(2)} [\bar{r} \sin(\theta_p - \theta)]$$

$$C_c = \bar{G}_\theta^{(1)} [\bar{r} \sin(\theta_p - \theta)] - \bar{G}_r^{(1)} [\bar{r} \cos(\theta_p - \theta)]$$

$$D_d = \bar{G}_\theta^{(2)} [\bar{r} \sin(\theta_p - \theta)] - \bar{G}_r^{(2)} [\bar{r} \cos(\theta_p - \theta)]$$

令式(12)等号两端 $\sin \omega_z t$ 和 $\cos \omega_z t$ 项系数对应相等, 可以将其拆解为如下三个方程

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r}\bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} \right) = 6\bar{r} \frac{\partial \bar{h}_0}{\partial \theta} \quad (13)$$

$$- \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r}\bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(1)}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(1)}}{\partial \theta} \right) =$$

$$\frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{3\bar{r}\bar{h}_0^2}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} A_a \right) - \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3\bar{h}_0^2}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} A_a \right) + \\ 6\bar{r}C_c + 12 \frac{\bar{r}\omega_z}{\omega} (-B_b) \quad (14)$$

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{\bar{r}\bar{h}_0^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(2)}}{\partial \bar{r}} \right) + \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \Delta \bar{p}^{(2)}}{\partial \theta} \right) = \\ - \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{3\bar{r}\bar{h}_0^2}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \bar{r}} B_b \right) - \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3\bar{h}_0^2}{\bar{r}\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \theta} B_b \right) + \\ 6\bar{r}D_d + 12 \frac{\bar{r}\omega_z}{\omega} A_a \quad (15) \end{aligned}$$

易知, 油膜力增量和量纲一油膜分布力增量的关系为

$$\begin{aligned} \Delta F_z^{(1)} &= \frac{\mu_0 \omega B^4}{h_p^2} \int_0^\theta \int_{\bar{\eta}}^{\bar{\eta}_2} \Delta \bar{p}^{(1)} d\bar{r} d\theta \\ \Delta F_z^{(2)} &= \frac{\mu_0 \omega B^4}{h_p^2} \int_0^\theta \int_{\bar{\eta}}^{\bar{\eta}_2} \Delta \bar{p}^{(2)} d\bar{r} d\theta \quad (16) \end{aligned}$$

将式(4)、(16)代入式(5)得

$$\begin{aligned} k_z &= \frac{N}{a} \cdot \frac{\mu_0 \omega B^4}{h_p^2} \int_0^\theta \int_{\bar{\eta}}^{\bar{\eta}_2} \Delta \bar{p}^{(1)} d\bar{r} d\theta \\ c_z &= \frac{N}{a\omega_z} \cdot \frac{\mu_0 \omega B^4}{h_p^2} \int_0^\theta \int_{\bar{\eta}}^{\bar{\eta}_2} \Delta \bar{p}^{(2)} d\bar{r} d\theta \quad (17) \end{aligned}$$

式(17)是可倾瓦推力轴承刚度阻尼的计算公式, 显然, 求解 $\Delta \bar{p}^{(1)}$ 、 $\Delta \bar{p}^{(2)}$ 是获取 K_z 、 C_z 的关键。

分析式(13)~(15)可知, 式(13)是稳态下的 Reynolds 方程, 式(14)、(15)与式(13)等号左端项的形式完全相同, 差别仅在于右端项。因此, 在解式(14)、(15)时, 只要先求得两式的右端项, 就可以按照解稳态下 Reynolds 方程的步骤进行。同时, 式(14)、(15)中除了求解对象 $\Delta \bar{p}^{(1)}$ 、 $\Delta \bar{p}^{(2)}$ 外, 还包含参数 $\bar{h}_0$ 和 $\bar{p}_0$ 。因此, 在求解 $\Delta \bar{p}^{(1)}$ 、 $\Delta \bar{p}^{(2)}$ 之前, 必须先由式(13)解出 $\bar{h}_0$ 和 $\bar{p}_0$ 。

2 算例分析

以支撑某叶轮机机械的可倾瓦推力轴承为例进行计算分析。该轴承的主要性能参数和结构实物图分别如表 1 和图 2 所示。

表 1 可倾瓦推力轴承的主要性能参数

名称	数值
轴承外径 D_o /mm	292.5
轴承内径 D_i /mm	130
瓦块数 N	8
瓦块包角 θ_0 (°)	36
瓦块支点角度 θ_p (°)	21.42
瓦块支点半径 r_p /mm	110
润滑油黏度 ν /(mm ² /s)	46
润滑油密度 ρ /(kg/m ³)	871
进油温度 T_0 /°C	40

图 2 可倾瓦推力轴承实物图

工作载荷为 32 kN, 转速分别为 100 r/min、200 r/min、400 r/min 和 800 r/min 时, 油膜刚度和阻尼随扰动频率 Ω 的变化曲线如图 3 所示。从图 3 可以看出, 给定工况下油膜刚度在 GN·m⁻¹ 量级, 油膜阻尼在 10⁷ N·s·m⁻¹ 量级; 转速一定时, 随着扰动 Ω 频率的增加(从 1 增加到 10), 油膜刚度随之增大, 油膜阻尼随之减小; 扰动频率 Ω 一定时, 随着转速的增加, 油膜刚度和阻尼均减小。同时还可以发现,

当扰动频率 Ω 从 1 增加至 10, $100 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 转速下的油膜刚度从 $2.175 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 增大至 $2.632 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$, 变化幅度为 21%; 油膜阻尼从 $7.0 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 减小至 $6.3 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$, 变化幅度为 11%; 随着转速的增加, 油膜刚度和阻尼随扰动频率 Ω 的变化幅度基本不变。

图3 不同转速下油膜刚度和阻尼随扰动频率变化曲线

转速为 $200 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、工作载荷分别为 31 kN、44 kN、55 kN 和 71 kN 时, 油膜刚度和阻尼随扰动频率 Ω 的变化曲线如图 4 所示。从图 4 可以看出, 载荷一定时, 随着扰动频率 Ω 的增加, 油膜刚度随之增大, 油膜阻尼随之减小; 扰动频率一定时, 随着工作载荷的增加, 油膜刚度和阻尼均随之增大。同样还可以发现, 当扰动频率 Ω 从 1 增加至 10, 71 kN 工作载荷下的油膜刚度从 $5.14 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$ 增大至 $6.19 \times 10^9 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$, 变化幅度为 20%; 油膜阻尼从 $7.66 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$ 减小至 $6.92 \times 10^7 \text{ N}\cdot\text{s}\cdot\text{m}^{-1}$, 变化幅度为 10%; 随着工作载荷的减小, 油膜刚度阻尼随扰动频率 Ω 的变化幅度基本不变。

经以上分析可以看出: 当扰动频率 Ω 从 1 增加到 10 时, 给定工况下的油膜刚度随之增大, 油膜阻尼随之减小; 激振频率对油膜刚度和阻尼的影响幅度基本不随转速或载荷的改变而改变。

图4 不同载荷下油膜刚度和阻尼随扰动频率变化曲线

3 试验研究

3.1 推力轴承试验台

可倾瓦推力轴承试验台的结构示意图和实物图分别如图 5 和图 6 所示。由图 5 可以看出, 试验台由主轴 9、推力盘 5、电动机 1、静压径向轴承 3、静压推力轴承 6 以及试验轴承(7 和 8)等组成。主轴 9 由两个静压径向轴承 3 支撑, 它通过涨紧套和推力盘 5 过盈连接, 通过联轴器 2 和变频调速电动机 1 相连。推力盘远离电动机侧为试验轴承(7 和 8),

图5 可倾瓦推力轴承试验台示意图

1. 变频调速电动机 2. 弹性联轴器 3. 静压径向轴承
4. 试验轴承上座 5. 推力盘 6. 静压推力轴承 7. 可倾瓦块
8. 试验轴承支撑板 9. 主轴 10. 电涡流位移传感器
11. 试验轴承下座 12. 光学传感器

推力盘靠近电动机侧为静压推力轴承 6。工作时, 37 kW 的变频调速电动机 1 通过联轴器 2 带动主轴 9 和推力盘 5 转动, 通过给静压推力轴承 6 供高压油施加工作载荷, 可倾瓦块 7 通过自动调整角度, 与推力盘 5 之间形成楔形油膜, 从而达到承载的效果。

图 6 可倾瓦推力轴承试验台实物图

试验时, 采用 PCB 力锤在主轴 9 的自由旋转轴端施加轴向动态激励, 由均布在静压推力轴承 6 上的 9 个电涡流位移传感器获取推力盘的轴向振动量, 利用光学传感器 12 采集主轴转速。激振力信号、振动位移信号和转频信号均由 NI PXI 系列采集设备进行采集和存储。

3.2 可倾瓦推力轴承动特性参数识别方法

在不计推力瓦块质量, 并认为工作状态下推力瓦块与瓦块支撑板间的支承刚度远大于油膜刚度的情况下, 试验台轴承-转子系统的力学模型可简化为如图 7 所示的单自由度系统。

图 7 试验台轴承-转子系统简化力学模型图

图 7 所示的单自由度系统的模型方程为

$$m\ddot{x}(t) + c\dot{x}(t) + kx(t) = F(t) \quad (18)$$

$$k = k_J + k_D \quad c = c_J + c_D \quad (19)$$

式中, m 为主轴和推力盘的质量, k 、 c 分别为推力盘两端动静压油膜的综合刚度和阻尼, k_J 、 c_J 、 k_D 、 c_D 分别为静压加载轴承和动压试验轴承的油膜刚度和阻尼。

对式(18)进行傅里叶变换可得系统频响函数

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{1}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (20)$$

由式(18)、(19)得出可倾瓦推力轴承动特性参数的识别步骤: ① 由测得的位移信号和力信号求得频响函数; ② 由式(20)求得动静压油膜综合刚度和阻尼; ③ 利用式(19), 通过相应的解耦系数(该系数获

取方法参见文献[16]), 获得试验推力轴承油膜的刚度和阻尼。

为了消除随机噪声、力信号和位移信号相位误差的影响, 采用最小二乘法以及频响函数幅值平方方法进行参数识别。识别公式为

$$\min \Phi(a_0, a_1, \dots, a_n, b_1, b_2, \dots, b_n) = \sum_{i=1}^N \left(|H(\omega_i)|^2 - |H_n(\omega_i)|^2 \right)^2 \quad (21)$$

$$H_n(\omega_i) = \frac{b_n(j\omega_i)^n + b_{n-1}(j\omega_i)^{n-1} + \dots + b_1(j\omega_i) + b_0}{a_n(j\omega_i)^n + a_{n-1}(j\omega_i)^{n-1} + \dots + a_1(j\omega_i) + a_0} \quad (22)$$

$$n=1, 2, \dots$$

式中, $H(\omega_i)$ 为通过试验获得的频响函数; $H_n(\omega_i)$ 为假设的 n 阶系统的频响函数模型; N 表示用于计算的频率点个数。

基于以上识别公式, 给出由频响函数求得刚度阻尼的具体步骤。

(1) 假设被测系统为一阶系统, 采用式(21)、(22)识别相应的参数 a_0 、 a_1 和 b_0 、 b_1 , 从而得到 $H_1(\omega)$ 。

(2) 令

$$H_1(\omega) = \frac{1}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (23)$$

即

$$\frac{j\omega b_1 + b_0}{j\omega a_1 + a_0} = \frac{1}{k - \omega^2 m + j\omega c} \quad (24)$$

求解式(24)可得

$$k_1(\omega) = \frac{a_0 b_0 + a_1 b_1 \omega^2}{b_0^2 + b_1^2 \omega^2} + \omega^2 m \quad (25)$$

$$c_1(\omega) = \frac{a_1 b_0 - a_0 b_1}{b_0^2 + b_1^2 \omega^2} \quad (26)$$

由式(25)、(26)即可获得被测系统为一阶系统时对应的动特性参数 $k_1(\omega)$ 和 $c_1(\omega)$ 。则识别的一阶系统的频响函数为

$$H_{n1}(\omega) = \frac{1}{(k_1 - \omega^2 m) + j\omega c_1} \quad (27)$$

(3) 由式(27)和经预处理后的输入力信号 $F(\omega)$ 求位移响应 $X(\omega)$, 即

$$X_1(\omega) = H_{n1}(\omega) \cdot F(\omega) \quad (28)$$

再进行逆傅里叶变换, 求得 $x_1(t)$ 。

(4) 再依次假设系统为二阶系统、三阶系统、 $\dots$ 、 n 阶系统, 类似步骤一至步骤三, 分别求

得 $x_2(t)$, $x_3(t)$, $\dots$, $x_n(t)$ 。

(5) 对比 $x_1(t)$, $x_2(t)$, $\dots$, $x_n(t)$ 和经预处理后的位移响应信号 $x(t)$, 根据其接近程度, 确定合适系统模型, 从而得出相应工况的刚度阻尼。

3.3 试验数据处理

试验数据的处理主要包括数据预处理和参数识别两大步骤。以 $100 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、 32 kN 工况下的一组数据为例说明数据处理过程。图 8 和图 9 分别为采集到的激振力信号的时域局部放大图和频域图, 该力信号为较为平滑的钟形脉冲信号, 需要对其进行低通滤波消除随机噪声。图 10 为采集到的位移信号, 该信号中包含大量周期噪声和随机噪声, 将振动位移信号几乎完全湮没, 采用二次采样互相关法、低通滤波法、多次测量求平均方法处理该信号, 处理后的位移信号如图 11 所示。采用平均周期图法由消噪后的力信号和位移信号求得系统频响函数, 如图 12 所示。求得频响函数后由第 3.2 节的识别方法即可求得可倾瓦推力轴承的刚度和阻尼。

图 8 采集的激振力信号时域局部放大图

图 9 采集的激振力信号频域图

图 10 采集的位移信号

图 11 消除周期性噪声并低通滤波后的位移信号

图 12 系统频率响应函数

4 结果分析

为了验证理论分析结果, 分别在转速为 $100 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、 $200 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 、 $400 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$ 和 $800 \text{ r}\cdot\text{min}^{-1}$, 工作载荷为 30 kN 、 45 kN 、 55 kN 和 70 kN , 进油温度为 40°C 条件下进行 16 组试验。图 13 给出了量纲一油膜刚度和阻尼的理论计算值与试验结果随扰动频率 Ω 的变化曲线。图 13 中刚度和阻尼的试验结果是由多组识别结果拟合而成的。

图 13 量纲一油膜刚度和阻尼的计算值与试验值随扰动频率的变化曲线

从图 13 可以看出, 扰动频率 Ω 从 1 增加至 6 时, 量纲一刚度的试验值从 0.510 增加至 0.554, 计算值从 0.636 增加至 0.725, 均随扰动频率的增加而增大; 量纲一阻尼的试验值从 0.472 减小至 0.428, 计算值从 0.676 减小至 0.627, 均随扰动频率的增加而减小, 刚度、阻尼的理论值和试验值均呈现一致的变化趋势; 同时在该扰动频率范围内, 量纲一刚

度的试验与计算结果差值小于 30%, 量纲一阻尼的试验与计算结果差值小于 46%, 由此证明理论分析模型的正确性。当扰动频率 Ω 从 6 增加至 10 时, 刚度的试验值从 0.554 增加至 0.558, 阻尼的试验值从 0.428 减小至 0.420, 二者几乎不随扰动频率的变化而变化。这一现象与理论分析结果不太一致, 分析认为, 瓦块惯性和瓦块支点处的摩擦阻尼也会影响可倾瓦块的摆动状态, 其影响会随着激振频率的增加而增大, 因此在高频时瓦块将不再会做同步的高频摆动, 相应的刚度和阻尼也趋于稳定。由此建议在下一步工作中, 考虑瓦块惯性和支点摩擦阻尼因素, 进一步完善计算模型。

5 结论

(1) 提出了一种将激振频率引入可倾瓦推力轴承动特性计算模型的新方法, 建立了包含激振频率项的动特性参数计算模型, 为研究可倾瓦推力轴承油膜刚度阻尼和激振频率的关系奠定了基础。

(2) 理论分析了一定工况下可倾瓦推力轴承的动特性参数随扰动频率 Ω 、转速及载荷的变化规律。结果表明, 当扰动频率 Ω 从 1 增加到 10 时, 给定工况下的油膜刚度随之增大, 油膜阻尼随之减小; 激振频率对油膜刚度和阻尼的影响幅度基本不随转速或载荷的改变而改变。

(3) 采用脉冲激振法在轴承试验台上完成可倾瓦推力轴承动特性测试试验, 并获得一定工况下可倾瓦推力轴承的刚度和阻尼。

(4) 对比试验结果与理论分析结果可知, 当扰动频率在 1~6 范围变化时, 可倾瓦推力轴承刚度的试验值和计算值随其增加而逐步增大, 阻尼的试验值和计算值随其增加而逐步减小, 刚度、阻尼的理论值和试验值均呈现一致的变化趋势, 由此证明理论模型的正确性。

(5) 当扰动频率增加至 6 以后, 由于瓦块惯性和支点摩擦阻尼的影响, 可倾瓦推力轴承的刚度和阻尼逐步趋于稳定。建议今后计算可倾瓦推力轴承动特性参数时, 考虑瓦块质量和支点摩擦阻尼, 使理论分析模型更加贴合实际。

参 考 文 献

- [1] MITTWOLLEN N, HEGEL T, GLIENICKE J. Effect of hydrodynamic thrust bearings on lateral shaft vibrations[J]. ASME J. Tribol., 1991, 113(4): 811-818.
- [2] 陈渭. 流体动力润滑推力轴承动特性及其对转子横向振动状态的影响[D]. 西安: 西安交通大学, 1991.
- [3] CHEN Wei. Study on the dynamic characteristics of hydrodynamic lubrication thrust bearing and its influence on the crosswise vibration state of the rotor[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 1991.
- [4] JIANG Peilin, YU Lie. Rotordynamic modelling of a hydrodynamic pivoted-pad thrust bearing[J]. Tribol. Int., 1998, 31(4): 175-181.
- [5] JIANG Peilin, YU Lie. Dynamics of a rotor-bearing system equipped with a hydrodynamic thrust bearing[J]. J. Sound Vib., 1999, 227(4): 833-872.
- [6] 李忠, 袁小阳, 朱均. 可倾瓦推力轴承的线性和非线性动特性研究[J]. 中国机械工程, 2000, 11(5): 560-562.
- [7] LI Zhong, YUAN Xiaoyang, ZHU Jun. Study on the linear and nonlinear dynamic characteristics of tilting pad thrust bearing[J]. China Mechanical Engineering, 2000, 11(5): 560-562.
- [8] 李忠, 秦大同. 可倾瓦推力轴承系统的稳定性和失稳转速分析[J]. 机械科学与技术, 2008, 27(2): 277-280.
- [9] LI Zhong, QIN Datong. Analysis of the stability and threshold speed of tilting pad thrust bearing system[J]. Mechanical Science and Technology, 2008, 27(2): 277-280.
- [10] 李忠. 可倾瓦推力轴承中工况参数对动特性的影响[J]. 润滑与密封, 2003(6): 4-6.
- [11] LI Zhong. Effect of working parameters on dynamic characteristics in thrust bearings with tilting pads[J]. Lubrication Engineering, 2003(6): 4-6.
- [12] 周建军, 徐华, 叶新功. 可倾瓦推力轴承瞬态动特性研究[J]. 宁夏工程技术, 2004, 3(2): 105-107.
- [13] ZHOU Jianjun, XU Hua, YE Xingong. Analysis on transient dynamic coefficients of pivot-pad thrust bearing[J]. Ningxia Engineering Technology, 2004, 3(2): 105-107.
- [14] 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.
- [15] ZHANG Zhiming. The hydrodynamic lubrication theory of sliding bearing[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986.
- [16] 徐华, 姜歌东, 丛红, 等. 四瓦可倾瓦径向滑动轴承动力特性的实验研究[J]. 摩擦学学报, 2001, 21(5): 385-389.
- [17] XU Hua, JIANG Gedong, CONG Hong, et al. Experimental investigation on the dynamic properties of tilting pad journal bearing[J]. Chinese Journal of Tribology, 2001, 21(5): 385-389.
- [18] PARSELL J K, ALLAIRE P E, BARRETT L E.

- Frequency effects on tilting pad journal bearing dynamic coefficients[J]. ASLE. Trans., 1983, 26: 222-227.
- [12] 王丽萍, 乔广, 郑铁生. 可倾瓦轴承的完整动力学分析模型及计算方法[J]. 机械工程学报, 2008, 44(1): 75-79.
WANG Liping, QIAO Guang, ZHENG Tiesheng. Analysis and calculate model for the complete dynamical coefficients of tilting-pad bearings[J]. Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2008, 44(1): 75-79.
- [13] 李元生, 敖良波, 李磊, 等. 滑动轴承动力特性系数动态分析方法[J]. 机械工程学报, 2010, 46(21): 48-53.
LI Yuansheng, AO Liangbo, LI Lei, et al. Dynamic analysis method of dynamic character coefficient of hydrodynamic journal bearing[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2010, 46(21): 48-53.
- [14] 刘恒, 虞烈. 轴承—转子系统动力学[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 2000.
LIU Heng, YU Lie. Bearings-rotor system dynamics[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 2000.
- [15] LI Chaofeng, YU Hexing, ZHOU Shihua, et al. Simulations and experimental investigation on motion stability of a flexible rotor-bearing system with a transverse crack[J]. Chinese journal of Mechanical Engineering, 2013, 26(6): 136-145.
- [16] 徐华, 张贝. 一种液体动压推力轴承动刚度的解耦测量方法: 中国, 201010561229[P]. 2011-04-27.
XU Hua, ZHANG Bei. A measuring method of decoupling dynamic stiffness of hydrodynamic thrust bearing: China, 201010561229[P]. 2011-04-27.
-
- 作者简介: 张青雷, 男, 1973 年出生, 博士, 教授级高工。主要研究方向为数字化设计与制造。
E-mail: qingleizhang@sina.com
- 徐华, 男, 1956 年出生, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为摩擦学、润滑理论及轴承技术、转子-轴承系统动力学等。
E-mail: xuhua@mail.xjtu.edu.cn
- 付玉敏(通信作者), 女, 1988 年出生, 硕士, 研发工程师。主要研究方向为轴承与转子动力学、系统仿真技术。
E-mail: fu_yumin@126.com