

轴系倾斜下可倾瓦推力轴承静动特性分析

王报龙¹，王亚兵¹，刘洋洋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：针对船舶可倾瓦推力轴承在实际运行过程中存在的轴系倾斜问题，建立倾斜状态下可倾瓦推力轴承热弹流体动压润滑计算模型，研究倾斜状态对可倾瓦推力轴承静动特性的影响。提出了以倾斜角和轴线投影角两个参数来表征倾斜状态的数学模型；联合热弹流体动压润滑模型和轴向油膜刚度、阻尼系数求解模型，全过程求解可倾瓦推力轴承静动特性。静态性能参数包括载荷、最小油膜厚度、最大油膜压力、最高油膜温度；动态性能参数包括轴向油膜刚度和阻尼系数。结果表明：轴线倾斜使每块瓦承受载荷严重不均，造成各块瓦巨大的性能差异；倾斜角增大使瓦所承受载荷、油膜压力和油膜温度增加，油膜厚度减小，且外载荷越大变化越显著；轴线投影角所在轴瓦承受载荷最大，当轴线投影角在支点附近时，静态性能参数皆有极值存在；轴线投影角在距瓦进油边31°的位置时推力轴承轴向油膜刚度和阻尼系数有最大值。研究结果可为倾斜状态下可倾瓦推力轴承可靠性的提高提供参考。

关键词：可倾瓦推力轴承；热弹流体动压润滑；轴线倾斜；静动特性

中图分类号：TH133.3 **文献标志码：**A

DOI：10.7652/xjtuxb202007016 **文章编号：**0253-987X(2020)07-0129-10



OSID 码

Static and Dynamic Characteristics of Tilting-Pad Thrust Bearing on Inclined Shaft

WANG Baolong¹，WANG Yabing¹，LIU Yangyang¹，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 problem of shaft system inclination in the actual operation of marine tilting-pad thrust bearing, a thermo-elasto-hydro-dynamic (TEHD) model of tilting-pad thrust bearing is established, and the influence of inclination state on the static and dynamic performances of the bearing is studied. Firstly, a mathematical model is proposed to describe the inclination state with two parameters of inclined angle and axis projection angle. Then, the static and dynamic characteristics of the bearing are solved by combining the TEHD model and the axial oil film stiffness and damping coefficient solution model. Finally, the influences of inclined angle and axis projection angle on the static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearing are analyzed. The static performance parameters include load, minimum oil film thickness, maximum oil film pressure and maximum oil film temperature; and the dynamic performance parameters include axial oil film stiffness and damping coefficient. The results show that the inclined axis

makes each pad bear serious uneven load, resulting in great performance differences among the pads; the increasing inclination angle makes the load, oil film pressure and oil film temperature increase, but makes the oil film thickness decrease; and the larger the external load is, the more significant these changes will be. The bearing pad where the axis projection angle is located bears the largest load, and when the axis projection angle is near the fulcrum, the static performance parameters have extreme values. In addition, the maximum values of the axial oil film stiffness and damping coefficient can be found when the axis projection angle is 31° from the oil inlet side of the pad. This research may provide theoretical basis for improving reliability of the tilting-pad thrust bearing in inclination state.

Keywords: tilting-pad thrust bearing; thermo-elasto-hydro-dynamic lubrication; inclination; static and dynamic characteristics

可倾瓦推力轴承作为舰艇船舶、氨气压缩机、核主泵等重大装备的关键部件,是决定系统运行稳定性和安全性的重要环节。近年来,在舰艇船舶等军备机械领域,随着对航行能力、机动性和安全性等要求的不断提高,推力轴承性能及稳定性面临着巨大挑战。特别地,在运行过程中推力轴承轴线倾斜这一典型特征更加剧了推力轴承性能分析的复杂性^[1]。

针对轴系倾斜这一问题国内外学者已开展了部分研究,但主要集中在一般结构比较简单的固定瓦结构^[2-3],对可倾瓦结构的轴承研究较少^[4],特别是在联合考虑轴承温度和轴瓦变形的热弹流体润滑静态性能和动态性能研究就更加缺少。轴线倾斜下关于各块瓦载荷分布、膜厚分布以及承载力变化的研究已比较广泛。姜培琳研究了水轮发电机组推力盘倾斜下推力轴承性能,认为推力盘倾斜使各块瓦的负载各不相同,静态工作点发生变化^[5];张帆等构建了轴线倾斜下可倾瓦推力轴承载荷分布模型,研究了轴线倾斜下可倾瓦推力轴承的载荷分布特征^[6];Kosasih 和 Tieu 分析了轴线倾斜对固定瓦推力轴承承载性能的影响,结果表明在一定程度下油膜厚度减小有助于承载能力的提高,但倾斜过大会导致表面接触从而油膜破裂的风险^[7];Vieira 考虑流体温度、密度和黏度,通过有限体积法对雷诺方程进行数值求解,以获得轴承的压力分布和总载荷,分析了不同轴线倾斜角对推力轴承轴向载荷和油膜厚度等的影响^[8];Zhang 和 Mallya 等分析了转子主轴倾斜时对水润滑滑动轴承承载能力以及摩擦系数的影响^[9-10];Royle 和 Raizada 研究了倾斜状态下转速对推力轴承性能的影响,结果显示即使在小倾斜角下和转速较高时也将大大增加载荷分配的不均性^[11];Safar 通过研究表明,倾斜状态会使得推力轴承热效应显著加剧^[12]。

可倾瓦推力轴承动态特性的理论模型主要为非倾斜状态下的理想化模型^[13-15],而在倾斜状态下的相关研究则十分缺少。Iordanoff 等建立了推力轴承动特性的计算模型,分析了轴线倾斜对无载推力轴承稳定性的影响,初步探索了倾斜问题在动特性计算过程中的分析方向^[16];姜培琳等提出了利用坐标变换原理求解倾斜状态下固定瓦推力轴承动特性系数的方法,研究为可倾瓦推力轴承动态特性系数求解提供了思路^[17];Feng 等研究了等温假设下考虑湍流和轴线倾斜联合作用的水润滑轴承的动态特性,结果表明轴系倾斜对刚度和阻尼系数具有显著影响^[18]。

综上所述,倾斜状态下可倾瓦推力轴承静动特性的研究都围绕倾斜角这一参数展开,而轴线投影位置的变化对推力轴承性能影响的相关研究却鲜见报道。本文提出以倾斜角和轴线投影角两个参数来表征倾斜状态,建立轴线倾斜下可倾瓦推力轴承热弹流体动压润滑计算模型,分析轴线倾斜对可倾瓦推力轴承静动特性的影响。

1 理论模型

1.1 静特性分析模型

1.1.1 膜厚方程 建立推力盘倾斜状态坐标系如图 1 所示,以轴线倾斜角 γ 和轴线投影线与 x 轴夹角 β (轴线投影角)来表征倾斜状态,每一个倾斜状态均可分解为推力盘绕 x 轴转角 γ_x 和绕 y 轴转角 γ_y 。推力盘倾斜引起膜厚变化几何关系式为

$$h_q = r_q (\gamma_x \sin \theta_q + \gamma_y \cos \theta_q) \quad (1)$$

式中: θ_q 和 r_q 为节点周向和径向坐标。考虑轴线倾斜和瓦块变形的膜厚方程为

$$h = h_z + \gamma_p [r \sin(\theta_p - \theta) - r_z \sin(\theta_p - \theta_z)] + h_q + u \quad (2)$$

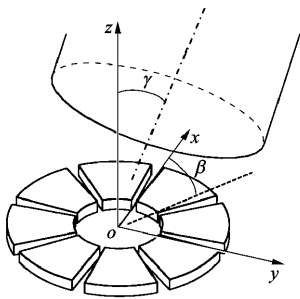


图1 推力盘轴线倾斜状态下坐标系

式中: γ_p 为瓦块摆动角; θ_p 为节线位置角; h_z 为支点膜厚; r 和 θ 分别为瓦块上节点径向和周向位置; u 为热弹变形量; r_z 和 θ_z 为瓦块支点的径向和周向坐标。

将瓦块的变形等效为一维梁变形,则热弹性变形方程为

$$u = \frac{0.224F_w x^2}{EH_w^3} + \frac{\alpha_p \Delta T x^2}{2H_w} \quad (3)$$

式中: F_w 为单瓦载荷; E 为弹性模量; H_w 为瓦厚度; x 为瓦上任一点到支点的距离; α_p 为瓦块的热膨胀系数; ΔT 为瓦面和瓦背的温差。

1.1.2 雷诺方程 在稳定工况下,各物理量不随时间变化,表面速度可认为是常数,忽略液体的压缩性和流体惯性力,不计入推力盘变形,有以下雷诺方程

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{\omega r}{2} \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (4)$$

式中: p 为油膜压力; μ 为润滑油动力黏度; ω 为角速度。

1.1.3 能量方程 绝热条件下,润滑油膜能量方程的柱坐标形式为

$$\rho c_v \left[\left(\frac{\omega r h}{2} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial \theta} - \frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \frac{\partial T}{\partial r} \right] = \mu \frac{\omega^2 r^2}{h} + \frac{h^3}{12\mu} \left[\left(\frac{1}{r} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (5)$$

式中: c_v 为比定容热容; ρ 为密度; T 为温度。

1.1.4 黏温方程 润滑油的动力黏度随温度变化的拟合公式采用 Vogel 公式

$$\mu = k \exp(b/(t+a)) \quad (6)$$

式中: k 为油膜刚度系数,根据物性参数拟合确定, $k = 1.289 \times 10^{-4}$; $b = 677.6$; $a = 68.38^\circ\text{C}$ 。

1.2 动特性计算模型

本文主要研究倾斜状态对轴向油膜刚度和阻尼系数的影响,首先对雷诺方程的压力项进行泰勒级数展开,然后将得到的压力微分项代入刚度、阻尼表达式,求得润滑油膜的轴向动特性系数^[15]。

对于流体动压推力轴承用不可压缩的润滑剂

时,油膜瞬态压力方程为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(rh^3 \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = 6\mu\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12\mu r \frac{\partial h}{\partial t} \quad (7)$$

推力盘或主轴振动会造成油膜厚度的变化,油膜厚度可以用下式表示

$$h = h_0 + \Delta z \quad (8)$$

式中: h_0 为轴承稳定时的油膜厚度; Δz 为推力盘的轴向位移变化量。可得

$$\frac{\partial h}{\partial t} = \Delta \dot{z} \quad (9)$$

油膜厚度的扰动引起油膜压力的扰动,所以油膜压力是油膜厚度及其增量的函数。油膜压力的泰勒二阶级数展开式^[19]为

$$p = p_0 + \frac{\partial p}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial p}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} + \frac{1}{2} \frac{\partial^2 p}{\partial z^2} \Delta z^2 + \frac{\partial^2 p}{\partial z \partial \dot{z}} \Delta z \Delta \dot{z} + o(\Delta z^2, \Delta \dot{z}^2) \quad (10)$$

将式(9)(10)代入式(7),进而获得油膜刚度系数 k 和阻尼系数 c 求解方程。推力轴承轴向油膜刚度系数的求解方程为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh_0^3}{\mu} \frac{\partial p_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{\mu} \frac{\partial p_z}{\partial \theta} \right) = - \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{3rh_0^2}{\mu} \frac{\partial p_0}{\partial r} \right) - \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{3h_0^2}{\mu} \frac{\partial p_0}{\partial \theta} \right) \quad (11)$$

推力轴承轴向油膜阻尼系数的求解方程为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{rh_0^3}{\mu} \frac{\partial p_z}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{h_0^3}{\mu} \frac{\partial p_z}{\partial \theta} \right) = 12r \quad (12)$$

经推导求解获得刚度系数和阻尼系数方程为

$$k = \int_0^{\theta_0} \int_{R_1}^{R_2} p_z r dr d\theta = \frac{\mu_0 \omega B^4}{h_m^3} \int_0^1 \int_{R_1}^{R_2} \bar{p}_z \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (13)$$

$$c = \int_0^{\theta_0} \int_{R_1}^{R_2} p_z r dr d\theta = \frac{\mu_0 B^4}{h_m^3} \int_0^1 \int_{R_1}^{R_2} \bar{p}_z \bar{r} d\bar{r} d\theta \quad (14)$$

2 计算方法与流程

本文采用有限差分法对雷诺方程和能量方程进行离散化处理,采用超松弛迭代进行计算,收敛条件如下式

$$\frac{\sum_{i=2}^m |p_{i,j}^{(k+1)} - p_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{j=2}^n p_{i,j}^{(k+1)}} < \epsilon \quad (15)$$

$$\frac{\sum_{i=2}^m |k_{i,j}^{(k+1)} - k_{i,j}^{(k)}|}{\sum_{j=2}^n k_{i,j}^{(k+1)}} < \epsilon \quad (16)$$

式中: ϵ 为许用相对误差,取为 10^{-5} 。

通过 Matlab 编写程序,联立膜厚方程、雷诺方程、能量方程和黏温方程对推力轴承热弹润滑特性参数进行数值计算。计算程序流程图如图 2 所示。

通过可倾瓦推力轴承热弹流体润滑计算程序计算得到给定结构以及工况条件下的推力轴承稳定位置。首先根据动特性求解模型,采用中心差分法对求解方程进行离散化处理得到压力微分项,然后用超松弛迭代法求解得到各节点的值,再将式(13)(14)积分即可得到推力轴承轴向油膜刚度和阻尼系数。

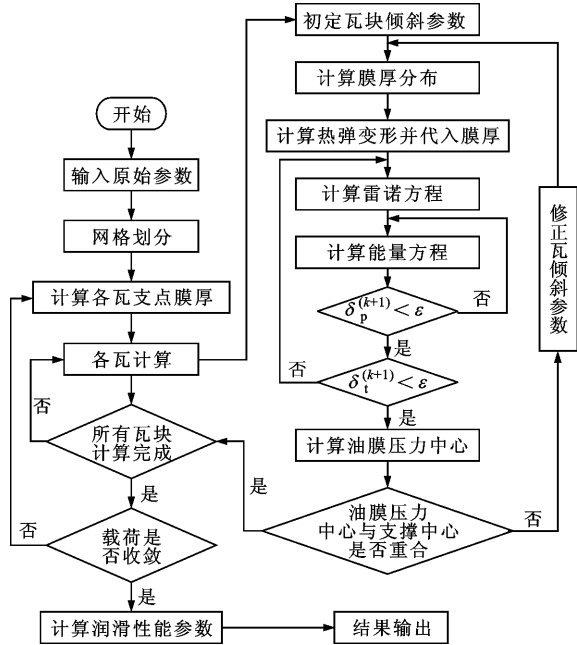


图 2 推力轴承静动特性数值计算流程

3 结果分析与讨论

本文计算分析了不同载荷条件下轴线投影角和倾斜角对 8 瓦可倾瓦推力轴承静、动特性的影响。其中静态性能包括油膜最大压力、最小油膜厚度、最高油膜温度以及轴瓦承载力;动态性能包括推力轴承轴向油膜刚度系数和油膜阻尼系数。计算所用的 8 瓦推力轴承基本参数如表 1 所示。

3.1 可倾瓦推力轴承静态性能分析

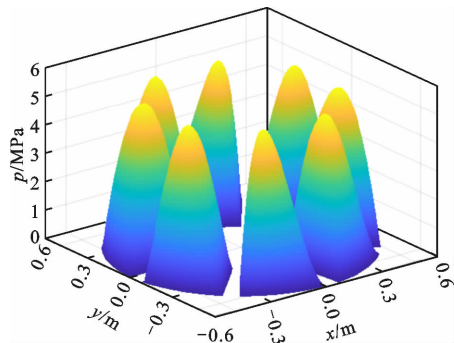
图 3 为非倾斜状态下推力轴承油膜压力、膜厚、温度和轴瓦的热弹变形分布图,可以看出,压力分布较为平均,没有出现压力尖峰值,最大压力点在偏向轴瓦的出油方向;进油边油膜厚度大、出油边膜厚小,厚度沿径向变化较小;油膜温度趋势是从进油口处开始温度逐渐升高,到达出油口处时温度达到最大值;轴瓦边缘的变形较大。同时,可以发现在非倾斜状态下各瓦具有相似的静态性能,当不考虑轴线倾斜时,常用一个轴瓦的性能来表征整个轴承的

性能。

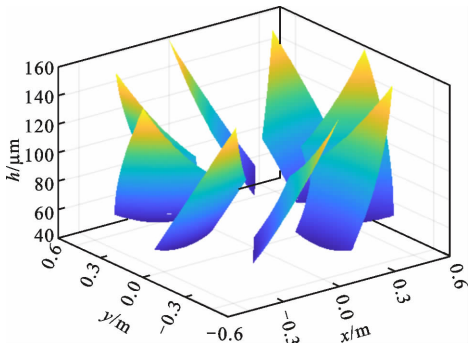
考虑轴线倾斜状态下轴承静态性能的分布图如图 4 所示。通过对比非倾斜状态下静态性能分布图

表 1 推力轴承结构及工况参数

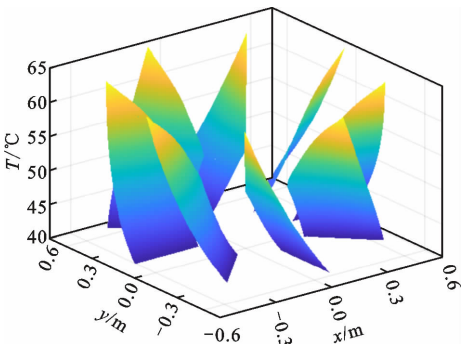
参数	数值和范围
瓦内半径 R_1/m	0.26
瓦外半径 R_2/m	0.615
瓦宽 B/m	0.355
$\theta_0/(^{\circ})$	38
外载荷 W/kN	1 000~3 500
径向偏支系数	0.54
周向偏支系数	0.55
瓦块数 N	8
转速 $/(r \cdot \text{min}^{-1})$	200



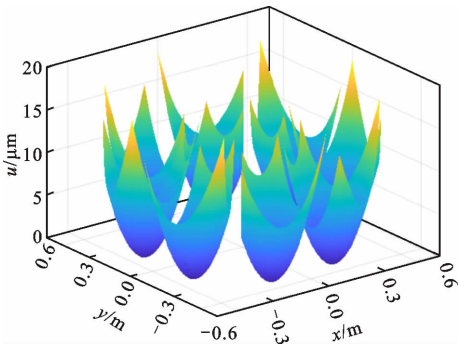
(a) 油膜压力



(b) 油膜厚度

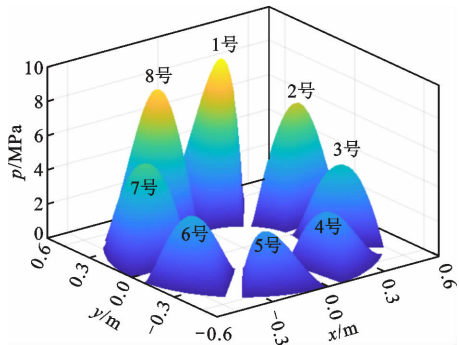


(c) 油膜温度

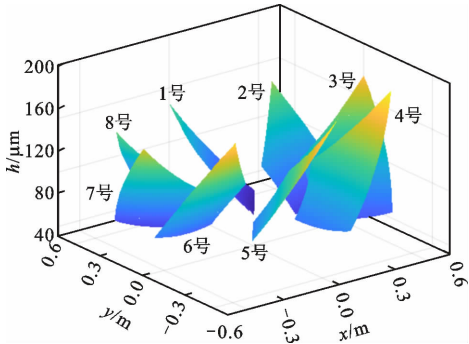


(d)热弹变形

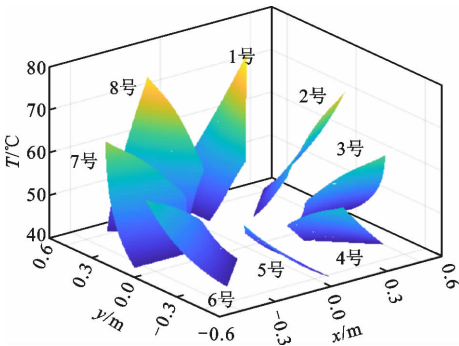
图 3 非倾斜状态下轴承静态性能



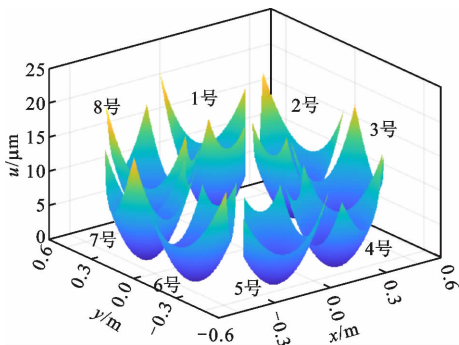
(a)油膜压力



(b)油膜厚度



(c)油膜温度



(d)热弹变形

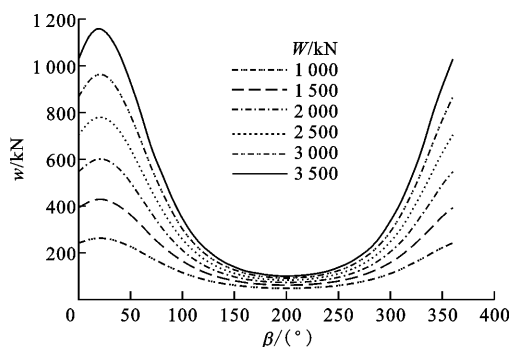
图 4 考虑轴线倾斜状态下轴承静态性能

可以发现,轴线倾斜使得各瓦油膜压力、膜厚、温度和热弹变形均不相同。其原因为轴线倾斜导致各瓦载荷 w 分布不均,从而引起推力轴承各轴瓦较大的性能差异。图 4 算例中轴线投影角在 1 号瓦支点位置,由图可见,1 号和 8 号瓦的油膜压力、温度及热弹变形明显大于其他各瓦,而油膜厚度则要相对较小一些。当轴线投影角在 1 号瓦时,倾斜使得 1、2、7 和 8 号瓦成为主承载瓦,共占总载荷的 66.5%,其中轴线投影所在的 1 号瓦承受的载荷最大,占总载荷的 20.9%。

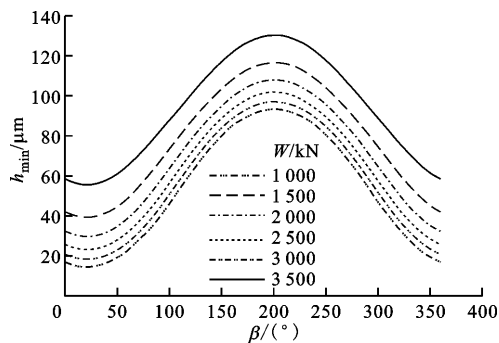
5 号瓦作为承载最小瓦,仅占总载荷的 6.7%,所以必会导致 1 号和 5 号瓦的性能存在巨大差异。经过计算得到 1 号瓦的最高油膜压力是 5 号瓦的 3.17 倍;最高油膜温度为 1.31 倍;最大变形为 1.42 倍;最小膜厚则只有 5 号瓦最小膜厚的 49.1%。轴线投影所在轴瓦的工作环境比其他各瓦恶劣,在实际工程中需要着重进行关注,所以有必要进一步探讨轴线倾斜角和轴线投影角对静态性能的影响。本文以 1 号瓦为例进行计算。

3.1.1 轴线投影角对静态性能的影响分析 1 号瓦的载荷、最小油膜厚度、最大油膜压力和最高油膜温度随轴线投影角在 2π 范围内变化的规律如图 5 所示,可以发现 1 号瓦静态性能参数随轴线投影角进行有规律的波动变化。由上节分析可知,轴线投影在 1 号瓦上时,其所承载载荷较大,当轴线投影角为 20° 时 1 号瓦承受载荷存在最大值,如图 5a 所示,而后随轴线投影角进一步增大载荷开始减小,直到在 200° 左右出现最小值,此时轴线投影角在 5 号瓦支点位置附近。当外载荷为 1 000 kN 时,载荷最大值是最小值的 5.44 倍;外载荷为 2 000 kN 时,载荷最大值是最小值的 8.21 倍;外载荷为 3 000 kN 时,载荷最大值是最小值的 10.44 倍。因此,外载荷越大,差异性越大。

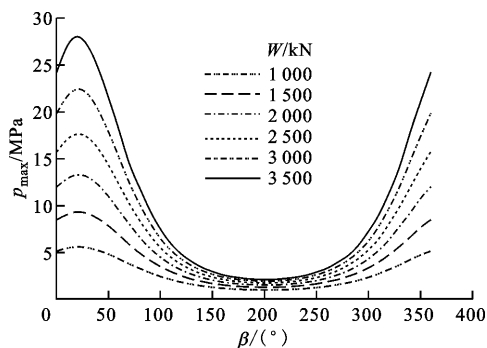
油膜压力随轴线投影角的变化规律与轴瓦承受载荷随轴线投影角的变化规律相似。当外载荷为 3 500 kN 时,最大压力的极大值为极小值的 13.14



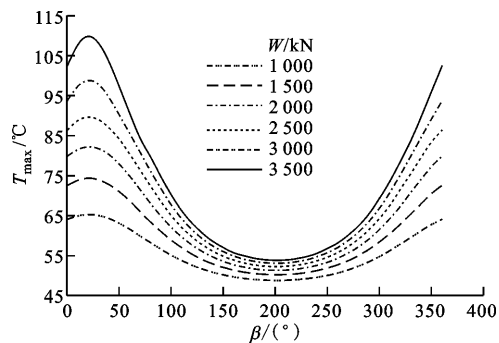
(a) 承受载荷



(b) 最小油膜厚度



(c) 最大油膜压力



(d) 最高油膜温度

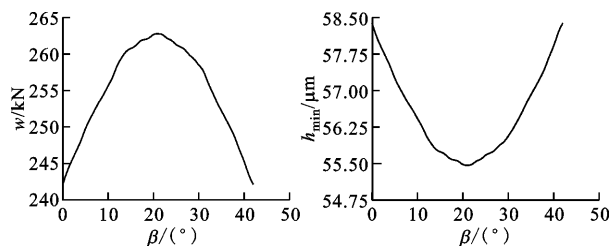
图5 轴线投影角对静态性能的影响

倍。承载载荷越大使得油膜厚度越小,所以最小油膜厚度随轴线投影角的变化规律与承载载荷的变化规律截然相反,最小油膜厚度在 200° 时有极大值,而在 20° 时有极小值,如图5b所示。外载荷为3500

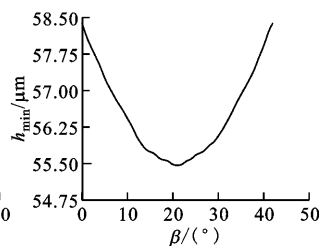
kN时,最小油膜厚度的极大值为极小值的6.46倍。

膜厚较小时轴瓦进油流量必然会受影响而减少,同时也会使摩擦热量增加,进而引起油膜温度的升高,所以最高油膜温度随轴线投影角的变化规律与最小油膜厚度随轴线投影角的变化规律相反,如图5d所示。外载荷为3500 kN时,最高油膜温度的极大值为极小值的2.04倍。可以发现,当轴线投影角在1号瓦上时轴瓦承受载荷、最大油膜压力以及最高油膜温度存在极大值,而最小油膜厚度存在极小值,为了进一步明确极值的取值范围,有必要对轴瓦扇形角范围内的性能特点作进一步详细分析。

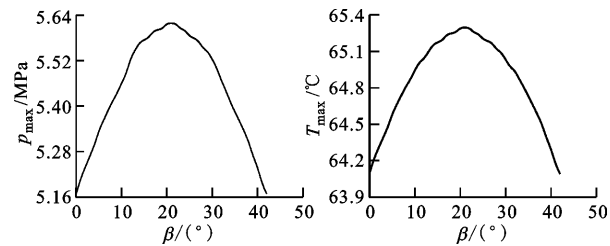
以外载荷为1000 kN为例,研究当轴线投影角在 $0^\circ \sim 42^\circ$ 范围内变化时推力轴承的静态性能特点。如图6a、6c、6d所示,载荷、最大压力和最高油膜温度随轴线投影角先增大后减小,图6b所示最小油膜厚度则先减小后增大,极值出现的角度为 21° ,可以确定极值出现在支点位置(20.9°)。其原因为轴线投影角在1号瓦时,其所承受的载荷在轴承8块瓦中最大,且轴线投影角向支点位置靠近时其所承受载荷持续增大,从而使得油膜厚度减小而油膜压力和油膜温度增加。当越过支点位置后随轴线投影角的进一步增大,最大承载瓦开始向2号瓦转移,所以1号瓦的载荷出现减小趋势,膜厚增大的同时压力、油膜温度开始减小。所以,极值都出现在支点附近,极值的存在必然使得轴承所处的工作环境更为恶劣,如果轴承长时间处于这种状况下,必将会增加轴承的损坏几率,缩短服役周期,在实际的设计安装过



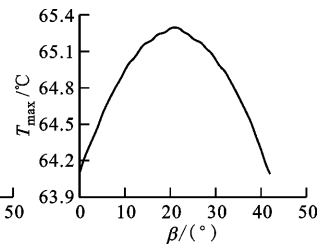
(a) 承受载荷



(b) 最小油膜厚度



(c) 最大油膜压力



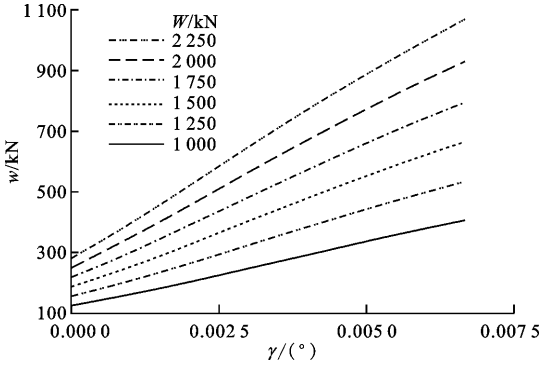
(d) 最高油膜温度

图6 轴线投影角在 $0^\circ \sim 42^\circ$ 范围内变化时轴承静态性能特点

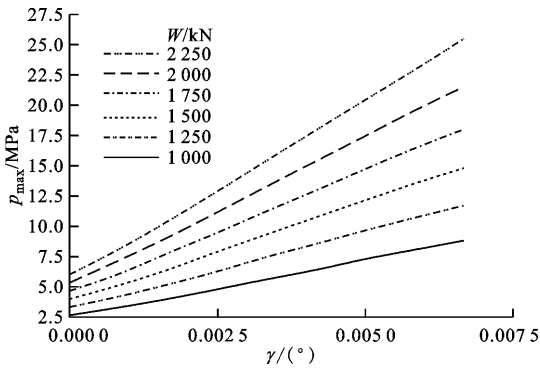
程中要避免轴的倾斜方向在支点附近。

3.1.2 倾斜角对静态性能的影响 图 7a 和 7b 为 1 号瓦承载载荷和最大压力随倾斜角的变化规律,可见随着倾斜角的增加承载载荷和最大压力呈线性增大。以外载荷 1 000 kN 为例,倾斜角为 0.006 7° 时,所承受载荷是非倾斜状态下的 3.26 倍,最大压力是非倾斜状态下的 3.32 倍,可见倾斜角对载荷分布影响较大,应注意控制轴线倾斜角。

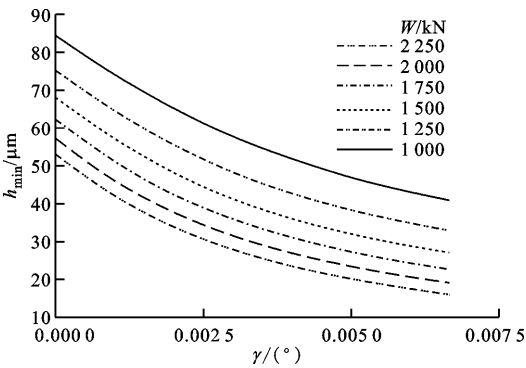
如图 7c 和 7d 所示,随倾斜角的增大最小膜厚减小,最高油膜温度则逐渐增大。显然载荷的增大使得 1 号瓦膜厚减小,进而影响油膜温度。以外载荷 1 000 kN 为例,倾斜角为 0.006 7° 时,最小油膜厚度为 40.87 μm,比非倾斜状态下减小 51.57%;



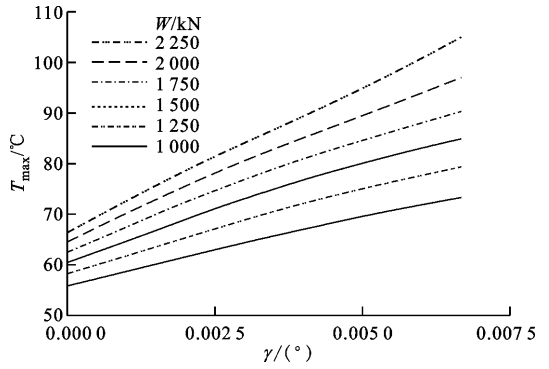
(a) 承受载荷



(b) 最大油膜压力



(c) 最小油膜厚度



(d) 最高油膜温度

图 7 静态性能随倾斜角的变化

最高油膜温度为 73.3 °C, 比非倾斜状态下升高 31.26%。

3.2 可倾瓦推力轴承动态性能分析

3.2.1 轴线投影角对动态性能的影响 图 8 和图 9 给出了 1 号瓦油膜刚度系数和阻尼系数随轴线投影角的变化规律,可以发现 1 号瓦油膜刚度系数和阻尼系数随轴线投影角的变化规律与载荷和最大油膜压力随轴线投影角的变化规律相似,如图 5a 和 5c 所示。随着轴线投影角在 0°~20° 范围内增大,油膜刚度系数和阻尼系数不断增大,而后开始减小,直到在 200° 左右取得最小值;之后不断增大直到 360° 完成一周的规律变化。这种变化规律的原因是载荷的增加必然导致推力轴承油膜厚度减小,由式 (13)(14) 可知,刚度系数和阻尼系数均与油膜厚度成反比,因此油膜刚度系数和阻尼系数增大,从而呈现出与载荷相似的变化趋势。

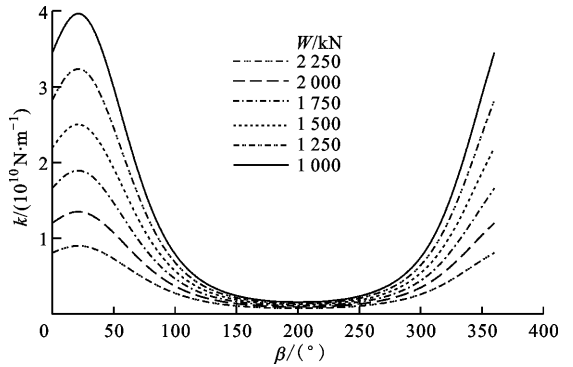


图 8 1 号瓦油膜刚度系数随轴线投影角的变化

同时发现随着外载荷的增大油膜刚度系数和阻尼系数的最大值变化明显,而最小值变化微小。外载荷为 1 000 kN 时,刚度系数最大值为最小值的 11.64 倍,阻尼系数最大值为最小值的 7.35 倍;外载荷 1 500 kN 时,其分别为 17.04 倍和 9.51 倍。

图 10 和图 11 所示为不同外载荷下推力轴承轴

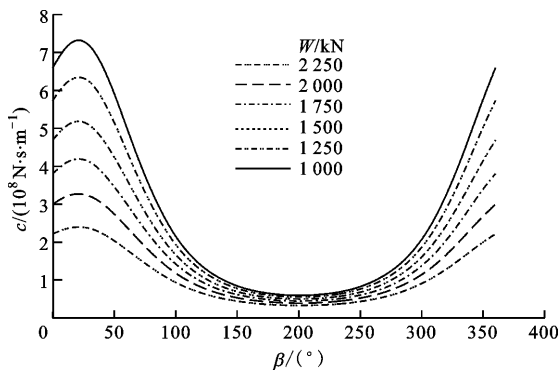
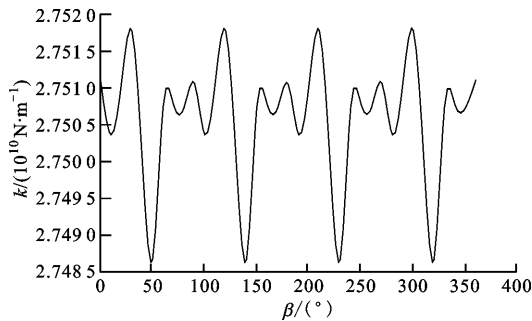
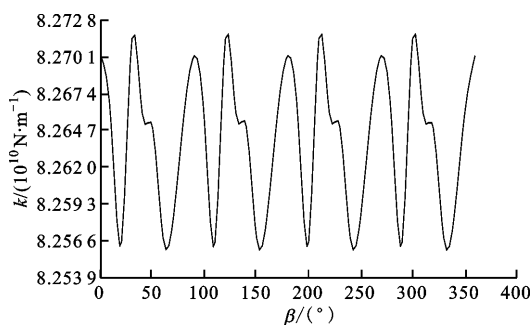


图 9 1 号瓦油膜阻尼系数随轴线投影角的变化

向油膜刚度和阻尼系数随轴线投影角的变化规律。以 8 瓦可倾瓦推力轴承为算例,在分析轴线投影角的影响时,由其结构的对称性可知,刚度和阻尼系数随轴线投影角的变化规律会以瓦块夹角以及轴瓦间隙角的和 45° 为一个最小周期进行周期性变化。因本例计算过程中步距取值为 10° ,所以由图 10、11 可见,轴向油膜刚度和阻尼系数的变化周期为 90° 。



(a) 外载荷为 1 000 kN

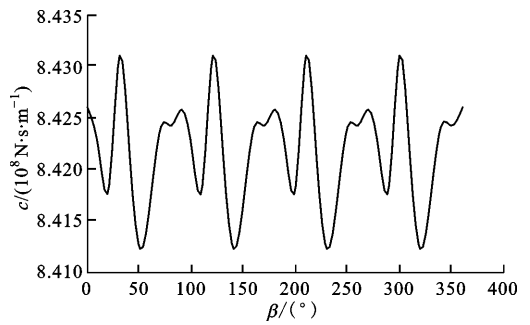


(b) 外载荷为 2 000 kN

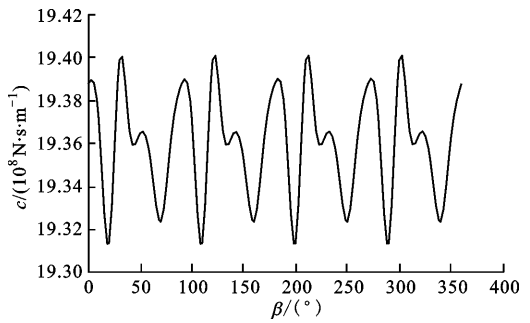
图 10 油膜刚度系数随轴线投影角的变化

可以看出,推力轴承轴向油膜刚度系数和阻尼系数随轴线投影角的变化趋势相同,但与单瓦油膜刚度和阻尼系数在支点附近有最大值不同,推力轴承在轴线投影角为 31° 、 121° 、 211° 及 301° 时取得轴向油膜刚度和阻尼系数的最大值,也即在每块瓦距离进油边 31° 的位置时取得最值。

通过对比外载荷为 1 000、2 000 kN 时的轴向



(a) 外载荷为 1 000 kN



(b) 外载荷为 2 000 kN

图 11 油膜阻尼系数随轴线投影角的变化

油膜刚度系数和阻尼系数变化规律发现,虽然油膜刚度系数和阻尼系数最值的取值范围相吻合,但变化趋势却存在差异。其主要原因为,外载荷的不同使得瓦的平衡状态不同,从而造成变化规律的差异性。因此,在实际倾斜状态下想要拥有较大的轴向油膜刚度和阻尼系数并不是在支点位置,而要在越过支点位置的出油侧的某一位置,本算例中即为 31° 的位置。这与文章在上述静特性的分析过程中所取得的结论吻合。

3.2.2 倾斜角对动态性能的影响 转速一定的条件下,载荷的增加必会引起膜厚减小,从而使得油膜刚度和阻尼系数的增加,轴向油膜刚度系数和阻尼系数随外载荷的增加而增大,如图 12 和图 13 所示。

通过上文分析可知,随着倾斜角的增加,每块瓦

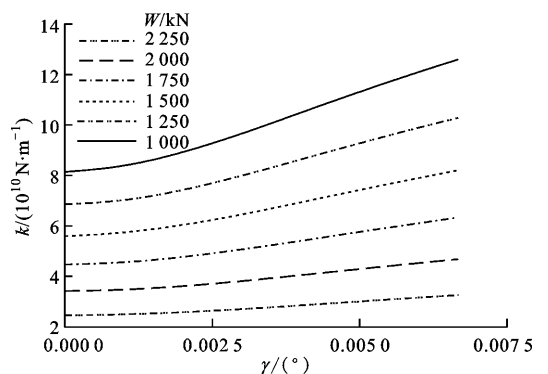


图 12 油膜刚度系数随倾斜角的变化

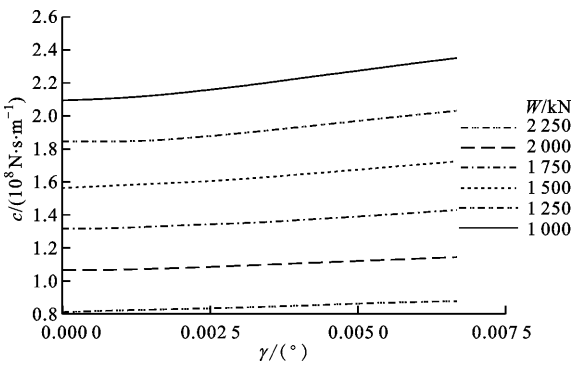


图 13 油膜阻尼系数随倾斜角的变化

的载荷不均现象愈发明显,因此轴承的刚度系数和阻尼系数也会发生较大变化。由图 12、13 可见,随倾斜角增加,油膜刚度系数和阻尼系数增加,同时外载荷越大,其变化趋势越大,且油膜刚度系数对倾斜角的敏感度高于油膜阻尼系数。外载荷为 1 000 kN、倾斜角为 0.006 7°时,轴向油膜刚度系数是非倾斜状态下的 1.33 倍,轴向油膜阻尼系数是非倾斜状态下 1.08 倍;外载荷为 1 500 kN 时,分别为 1.42 倍和 1.09 倍;外载荷为 2 250 kN 时,分别为 1.55 倍和 1.12 倍。

4 结 论

基于构建的以倾斜角和轴线投影角来表征的倾斜状态模型,建立联合求解雷诺方程、能量方程、黏温方程以及变形方程的推力轴承热弹流体动压润滑计算模型,分析轴线倾斜状态下轴线投影角和倾斜角对推力轴承静动特性的影响,研究结果可为可倾瓦推力轴承倾斜状态下提高运行可靠性、延长生命周期提供一定的参考。得到以下主要结论。

(1)轴系微小的倾斜即可引起推力轴承各瓦性能的巨大差异。算例中倾斜角为 0.1°时,1 号瓦的最高油膜压力是 5 号瓦的 3.17 倍,且最高油膜温度和最大变形均达一倍以上,而最小油膜厚度只有 5 号瓦的 49.1%。

(2)倾斜角的增大会引起载荷、油膜压力和油膜温度的显著增大及油膜厚度的急剧减小。如果倾斜角过大载荷严重失衡,油膜厚度过小会发生碰瓦甚至损坏轴瓦的风险。倾斜角增大使轴向油膜刚度系数和阻尼系数增大,外载荷越大其增大幅度越明显,且轴向油膜刚度系数对倾斜角的敏感度高于油膜阻尼系数。文中算例外载荷为 2 250 kN 时,轴向油膜刚度和阻尼系数增大幅度达 54.6%和 12.3%。

(3)轴线投影角在支点位置附近时,承受载荷、

油膜最大压力和最高温度出现极大值,最小油膜厚度出现极小值,由此可见,轴向投影角在支点位置时轴瓦所处的工作环境更加恶劣。推力轴承轴向油膜刚度和阻尼系数随轴线投影角进行周期性变化,与单瓦在支点位置出现油膜刚度系数和阻尼系数的最大值不同,推力轴承轴向油膜刚度和阻尼系数最大值出现在距瓦进油边 31°的位置上。

参考文献:

[1] 张帆,王祥,奚延辉,等. 自适应平衡梁轴承的均载能力及影响因素研究 [J]. 润滑与密封, 2017, 42(9): 6-11.
ZHAGN Fan, WANG Xiang, XI Yanhui, et al. Research of sharing load and influencing factors of tilting-pad thrust bearing with adaptive equalizing beams supported [J]. Lubrication Engineering, 2017, 42(9): 6-11.

[2] HESHMAT H, PINKUS O. Misalignment in thrust bearings including thermal and cavitation effects [J]. Journal of Tribology, 1987, 109(1): 108-114.

[3] BERGER S, BONNEAU O, FRENE J. Influence of axial thrust bearing defects on the dynamic behavior of an elastic shaft [J]. Tribology International, 2000, 33(3): 153-160.

[4] 蒋秀龙,汪久根. 轴线偏斜对可倾瓦推力轴承润滑性能的影响 [J]. 润滑密封, 2011, 36(3): 9-12.
JIANG Xiulong, WANG Jiugen. Effect of misalignment on thermal elastohydrodynamic lubrication of tilting-pad thrust bearing [J]. Lubrication Engineering, 2011, 36(3): 9-12.

[5] 姜培林. 推力轴承对转子系统横向振动的影响及水轮发电机组轴系动力特性的研究 [D]. 西安: 西安交通大学, 1999: 18-45.

[6] 张帆,欧阳武,奚延辉,等. 核主泵水润滑轴承的润滑性能及起飞转速 [J]. 机械设计与研究, 2017, 33(5): 87-92.
ZHANG Fan, OUYANG Wu, XI Yanhui, et al. Study on the lubrication performance and take-off speed of the nuclear main pump water lubricated bearing [J]. Machine Design and Research, 2017, 33(5): 87-92.

[7] KOSASIH P B, TIEU A K. An analysis of superlaminar diaphragm thrust bearings, including misalignment and thermal effects [J]. Wear, 1993, 167(2): 133-142.

[8] VIEIRA L C, CAVALCA K L. Analysis of the influence of force and moment dynamic coefficients on lu-

- bricated thrust bearings [C]//Proceedings of the 10th International Conference on Vibrations in Rotating Machinery. London, UK: Woodhead Publishing, 2012: 557-566.
- [9] ZHANG Xiuli, YIN Zhongwei, JIANG Dan, et al. Load carrying capacity of misaligned hydrodynamic water-lubricated plain journal bearings with rigid bush materials [J]. Tribology International, 2016, 99: 1-13.
- [10] MALLYA R, SHENOY S B, PAI R. Steady state characteristics of misaligned multiple axial groove water-lubricated journal bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2014, 229(6): 712-722.
- [11] ROYLE J K, RAIZADA R S. Numerical analysis of effects of tilt, sliding, and squeeze action on externally pressurized oil-film bearings [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, 1965, 180(11): 113-122.
- [12] SAFAR Z S. Adiabatic solution of a tilted hydrostatic thrust bearing [J]. Wear, 1983, 86(1): 133-138.
- [13] 张青雷, 高孟雪, 徐华, 等. 考虑激振频率的可倾瓦推力轴承动特性理论与试验研究 [J]. 机械工程学报, 2014(23): 56-64.
- ZHAGN Qinglei, GAO Mengxue, XU Hua, et al. Theoretical and experimental study on the dynamic characteristics of tilting pad thrust bearing considering excitation frequency [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2014(23): 56-64.
- [14] 马希直, 张功学, 朱均. 圆形瓦推力轴承动特性研究 [J]. 摩擦学学报, 2000(4): 300-303.
- MA Zhixi, ZHANG Gongxue, ZHU Jun. Calculation and analysis on dynamic coefficients of circular pivot-pad thrust bearing [J]. Tribology, 2000(4): 300-303.
- [15] 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(5): 88-90.
- LI Zhong, YUAN Xiaoyang, ZHU Jun. A study of linear and non-linear dynamic performance for tilting-pad thrust bearing [J]. China Mechanical Engineering, 2000(5): 88-90.
- [16] IORDANOFF I, STEFAN P, BOUDET R, et al. Dynamic analysis of a thrust bearing-effect of misalignment and load [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 1995, 209(J3): 189-194.
- [17] 姜培林, 虞烈. 流体动压润滑推力轴承动特性的研究 [J]. 西安交通大学学报, 1996, 30(6): 67-75.
- JIANG Peilin, YU Lie. Study on dynamic characteristics of hydrodynamic lubrication thrust bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1996, 30(6): 67-75.
- [18] FENG Huihui, JIANG Shuyun. Dynamic analysis of water-lubricated motorized spindle considering tilting effect of thrust bearing [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part C Journal of Mechanical Engineering Science, 2016, 231(20): 3780-3790.
- [19] 邱家俊, 段文会. 推力轴承油膜刚度和阻尼的解析解 [J]. 大电机技术, 2002(2): 5-8.
- QIU Jiajun, DUAN Wenhui. The analytical solution to oil film stiffness and damping of thrust bearing [J]. Large Electric Machine and Hydraulic Turbine, 2002(2): 5-8.

(编辑 武红江)