

重载下可倾瓦推力轴承的热弹流润滑特性分析

冯欣凯^{1,2,3}, 杨利花^{1,2,3}

- (1. 西安交通大学 机械结构强度与振动国家重点实验室, 西安 710049;
2. 西安交通大学 陕西省先进飞行器服役环境与控制重点实验室, 西安 710049;
3. 西安交通大学 航天航空学院, 西安 710049)

摘 要: 建立了可倾瓦推力轴承的热弹流润滑(TEHD)模型,应用 Newton-Raphson 迭代法求解,研究了弹性变形、热变形和载荷对油膜静态特性的影响。结果表明:弹性变形会减弱油膜动压效应,而热变形会增强油膜动压效应;随外载荷增大热变形对轴承静态特性的影响逐渐减弱而弹性变形的影响更加显著,重载条件下弹性变形的影响更为敏感。考虑轴承材料抗压性能和抗高温性能对可倾瓦推力轴承静态特性的影响,对优化推力轴承设计、保证其稳定性和安全性具有重要意义。

关 键 词: 油膜特性; 可倾瓦; 推力轴承; 热弹流润滑; 弹性变形; 热变形

中图分类号: V229⁺.2; TH133.31⁺2

文献标志码: A

Analysis on thermoelasto-hydrodynamic lubrication characteristics of tilting pad thrust bearings under heavy load

FENG Xinkai^{1,2,3}, YANG Lihua^{1,2,3}

- (1. State Key Laboratory for Strength and Vibration of Mechanical Structures, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
2. Shaanxi Key Laboratory of Environment and Control for Flight Vehicle, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China;
3. School of Aerospace Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: A thermoelasto-hydrodynamic (TEHD) model of tilting pad thrust bearings was established and solved by Newton-Raphson iterative method. The influences of elastic deformation, thermal deformation and load on the static and dynamic characteristics of oil film were studied. Results showed that the elastic deformation reduced the dynamic pressure effect of the oil film, while the thermal deformation enhanced the dynamic pressure effect of the oil film. With the increase of external load, the influence of thermal deformation on the static and dynamic characteristics of the bearing decreased and the influence of elastic deformation became more significant. Besides, the influence of elastic deformation was more sensitive under heavy load. Consid-

收稿日期: 2020-11-30

基金项目: 航空发动机及燃气轮机重大专项(J2019-IV-0021); 国家自然科学基金(11872288, 51575425); 陕西省自然科学基金(2019JM-219)

作者简介: 冯欣凯(1996—),男,硕士生,主要从事航空及燃气轮机滑动推力轴承研究。

通信作者: 杨利花(1975—),女,副教授、博士生导师,博士,主要从事滑动轴承及转子动力学研究。E-mail: yanglihua_2@126.com

引用格式: 冯欣凯,杨利花. 重载下可倾瓦推力轴承的热弹流润滑特性分析[J]. 航空动力学报, 2021, 36(9): 1861-1870. FENG Xinkai, YANG Lihua. Analysis on thermoelasto-hydrodynamic lubrication characteristics of tilting pad thrust bearings under heavy load[J]. Journal of Aerospace Power, 2021, 36(9): 1861-1870.

ering the significant influences of bearings material compressive resistance and high temperature resistance on the static and dynamic characteristics of tilting pad thrust bearings, study on the stability and safety of thrust bearings can help to optimize thrust bearings design.

Key words: oil film characteristics; tilting pad; thrust bearings;
thermoelasto-hydrodynamic lubrication; elastic deformation;
thermal deformation

可倾瓦推力轴承在发电机组重型燃气轮机、舰船燃气轮机等大型旋转机械转子系统中应用广泛,一般由轴承座、多个支撑枢轴和可倾瓦构成。根据支撑枢轴的结构可将推力轴承分为线支撑推力轴承和点支撑推力轴承^[1],点支撑轴承的可倾瓦能同时在周向和径向发生摆动。相较于其他类型轴承,点支撑可倾瓦轴承可以获得更理想的油膜厚度,在运转时具有优异的润滑性能和稳定性,同时在模型计算上也更复杂。

Almqvist^[2]提出了完整的热流体动力润滑(THD)模型,考虑润滑油的黏温效应,分析了轴承表面温度、压力随转速和负载变化,并通过实验进行验证。李贤燊等^[3]在 THD 模型基础上提出了嵌套式二分法的迭代计算方法,提高了计算运行效率,在分析线支撑可倾瓦轴承模型时效果显著。但使用二分法时计算单个变量时要求其他变量的初值精度较高,这种情况在迭代循环层数较多时尤其明显,进而导致循环计算油膜厚度时出现偏差,易导致迭代发散。

在 THD 模型的基础上,有些学者考虑油膜压力作用下轴瓦的弹性变形以及温度场引起的热变形,建立了广义的热弹流润滑(TEHD)模型。弹性变形是影响可倾瓦推力轴承静态特性的重要因素,在推力轴承运转时会对油膜厚度造成较大影响。Fillon、Rasool、Srikanth、Ali 等^[4-7]主要考虑了轴瓦表面受油膜压力影响所产生的弹性变形,并采用有限元法或赫兹力学接触法求解瓦面弹性变形分布。Jiang 等^[8]通过理论和实验对比得出结论,在网格精度较高时赫兹力学法所求得的弹性变形接近实际值。近年聚四氟乙烯(PTFE)^[9]等各种新型材料被应用于可倾瓦表面,瓦面的热膨胀变形逐渐受到国内外学者关注,瓦面热变形不仅与油膜温度密切相关,还与油膜压力、黏度等因素相互耦合。Glavatskih 等^[10]使用数值传热定律计算热变形值,比较了 3 种不同的润滑油黏温特性对可倾瓦推力轴承静态特性的影响。Wang 等^[11]对可倾瓦推力轴承的静态和动态特性

进行了 TEHD 建模分析,考虑了润滑油黏温效应和轴瓦表面的热变形,指出 TEHD 的计算结果相较于 THD 更精确,但并未分析弹性变形的影响。热变形和弹性变形相互耦合,同时考虑两种变形耦合关系非常有必要,但计算耦合关系非常困难,目前大部分研究仅考虑单一变形或忽略变形间的耦合进行 TEHD 分析。

在滑动轴承 TEHD 分析基础上计算轴承的动态特性是转子系统动力学分析的重要问题。推力轴承重点关注在轴向承载力方向的刚度和阻尼变化^[12],通常忽略倾角方向的动特性系数,在微小振幅下使用压力摄动法求解的轴向刚度和阻尼系数能够反应推力轴承油膜的动态特性。

本文针对点支撑可倾瓦推力轴承建立 TEHD 模型,用 Newton-Raphson 法^[13-14]求解点支撑可倾瓦轴承的双向倾角和油膜厚度,给出了静载荷下的油膜厚度、压力场、温度场和黏度场分布,并分别研究了弹性变形和热变形对轴承静动特性的影响,比较了两种变形在轻载和重载下对轴承性能的影响。

1 THD 模型及计算方法

1.1 模型控制方程

1) 雷诺方程

雷诺方程是解决流体润滑问题的基本方程,根据推力轴承的环状几何特性,对图 1 所示结构建立柱坐标下的静态雷诺方程^[15],其无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\bar{G}_1 \bar{r} \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{G}_1 \frac{1}{\bar{r}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) = \bar{r} \frac{\partial \bar{G}_2}{\partial \varphi} \quad (1)$$

$$\text{其中 } \bar{r} = \frac{r}{\Delta r}, \bar{h} = \frac{h}{h_p}, \bar{\mu} = \frac{\mu}{\mu_0}, \bar{p} = p \frac{h_p^2}{\Delta r^2 \omega \mu_0}。$$

黏度函数 $\bar{G}_1$ 、 $\bar{G}_2$ 表达式如下:

$$\bar{I} = \int_0^{\bar{h}} \frac{z}{\mu} dz = \frac{\bar{h}^2}{2\mu}, \quad \bar{J}_2 = \int_0^{\bar{h}} \frac{1}{\mu} dz = \frac{\bar{h}}{\mu},$$

$$\bar{G}_1 = \int_0^{\bar{h}} \frac{z}{\mu} (z - \bar{G}_2) dz = \frac{\bar{h}^3}{12\mu}, \quad \bar{G}_2 = \frac{\bar{I}_2}{\bar{J}_2} = \frac{\bar{h}}{2}$$

式中 r 为径向坐标, Δr 为可倾瓦半径长, z 为轴向

坐标, h 为油膜厚度, h_p 为支点油膜厚度, μ 为油膜黏度, μ_0 为常温下的油膜黏度, p 为油膜压力, ω 为轴颈转速。

2) 油膜厚度方程

根据图1所示几何结构图,以支点油膜厚度 h_p 为参考值,可以给出轴瓦表面任意点 (φ_0, r_0) 的无量纲油膜厚度

$$\bar{h} = 1 + \bar{r} \sin(\varphi_p - \varphi) \sin \bar{\gamma}_\varphi + [\bar{r}_p - \bar{r} \cos(\varphi_p - \varphi)] \sin \bar{\gamma}_r \quad (2)$$

其中 $\bar{r}_p = \frac{r_p}{\Delta r}$, $\bar{\gamma}_\varphi = \gamma_\varphi \frac{\Delta r}{h_p}$, $\bar{\gamma}_r = \gamma_r \frac{\Delta r}{h_p}$ 。式中 r_p 为支点径向位置, γ_φ 为周向倾角, γ_r 为径向倾角, φ 为周向坐标, φ_p 为支点周向位置。

3) 能量方程

推力轴承运行时油膜承受巨大的压力、剪切力和摩擦力,油膜温度急剧升高,从而使黏度大幅降低,在高转速条件下尤为明显。此外油膜温度升高还会影响可倾瓦表面和瓦体的热变形效应。瓦体的热变形效应和材料密切相关,本文忽略轴

$$\left(\frac{\bar{h}}{2} - \frac{\bar{h}^3}{12\bar{\mu}\bar{r}^2} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) \frac{\partial \bar{t}}{\partial \varphi} - \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \cdot \frac{\partial \bar{t}}{\partial r} = \frac{\omega \mu_0 \Delta r^2}{t_0 \rho c h_p^2} \cdot \frac{\bar{\mu} \bar{r}^2}{\bar{h}} + \frac{\omega \mu_0 \Delta r^2}{12 t_0 \rho c h_p^2} \cdot \frac{\bar{h}^3}{\bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中 t 为油膜温度, t_0 为初始温度, ρ 为润滑油密度, c 为润滑油比热容。

4) 油膜承载力控制方程

在可倾瓦扇形求解域中将油膜各节点压力积分后,用 Simpson 积分法^[17]可得无量纲油膜承载力为

$$F_p = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_1}^{r_2} \bar{p} \bar{r} d\varphi d\bar{r} \quad (4)$$

式中 φ_1 为周向起始位置, φ_2 为周向终止位置, r_1 为扇形瓦内径, r_2 为扇形瓦外径。

5) 油膜承载力矩控制方程

图2为可倾瓦力矩几何示意图,可倾瓦受压后会以支点为中心在周向和径向摆动以达到力矩平衡,用 Simpson 积分法可分别得到周向、径向承载力矩

$$\bar{M}_\varphi = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_1}^{r_2} \bar{p} \cdot [\bar{r} \sin(\varphi - \varphi_p)] \bar{r} d\varphi d\bar{r} \quad (5)$$

$$\bar{M}_r = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_1}^{r_2} \bar{p} \cdot [\bar{r} \cos(\varphi - \varphi_p) - \bar{r}_p] \bar{r} d\varphi d\bar{r} \quad (6)$$

6) 黏温方程

在中低温工况下 Vogel 模型非常精确,无量

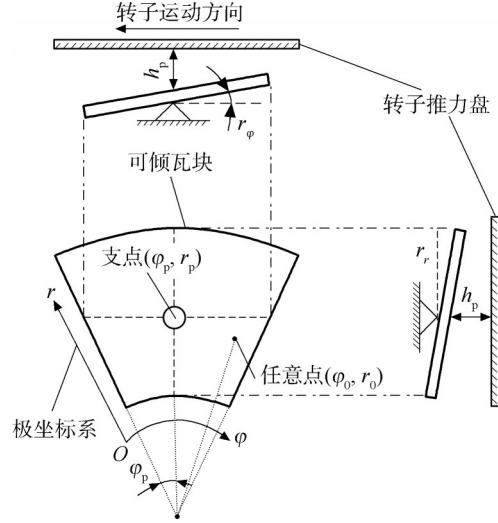


图1 可倾瓦几何结构

Fig.1 Geometrical structure of tilting pad

瓦材料特性的影响,仅考虑可倾瓦表面的热变形,考虑瓦面油膜温度分布时采用温诗铸等^[16]提出的二维绝热流动能量方程,其无量纲形式为

$$\bar{t} = \frac{t}{t_0}$$

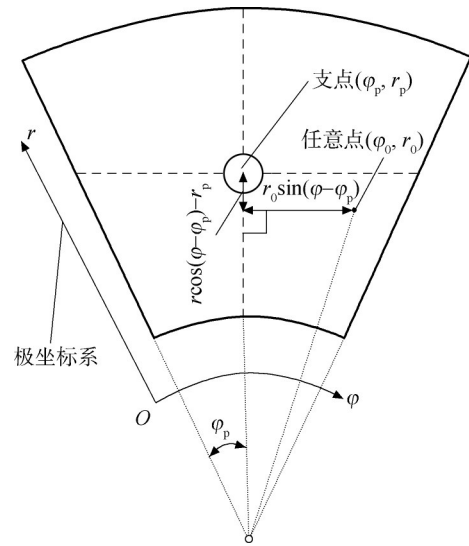


图2 承载力矩几何关系

Fig.2 Geometrical relationship of load torque

纲黏温关系为

$$\bar{\mu} = A \cdot e^{\frac{B}{t-c}} \quad (7)$$

式中 A 、 B 、 C 为确定润滑油型号下的常数。

7) 动特性系数控制方程

推力轴承的动态特性建模和求解过程涉及很

多参数,其中动态特性主要由油膜刚度和阻尼来表征,润滑油膜刚度和阻尼系数对轴承转子系统运行时的稳定性具有重要作用。考虑轴承的动态特性不能忽略动态项 $\partial \bar{h}/\partial T$,与时间相关的动态雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}^3}{\mu} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \cdot \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) = 6\bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial \varphi} - 12\bar{r} \frac{\partial \bar{h}}{\partial T} \quad (8)$$

式中 T 为无量纲时间。

由于推力轴承主要承受轴向载荷,因此考虑

$$\partial \overline{\text{Dy}} \langle \cdot \rangle = \frac{\partial}{\partial r} \left(\frac{\bar{r} \bar{h}_0^3}{\mu} \cdot \frac{\partial \langle \cdot \rangle}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{h}_0^3}{\mu} \cdot \frac{\partial \langle \cdot \rangle}{\partial \varphi} \right) \quad (10)$$

则包含 $\frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z}$ 和 $\frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \dot{z}}$ 的表达式可以表示为

$$\begin{cases} \partial \overline{\text{Dy}} \left\langle \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z} \right\rangle = \frac{3}{\mu} \left[\frac{\partial}{\partial r} \left(\bar{r} \bar{h}_0^2 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \cdot \frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\bar{h}_0^2 \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \varphi} \right) + \bar{r} \bar{h}_0^2 \frac{\partial^2 \bar{p}_0}{\partial r^2} + \frac{\bar{h}_0^2}{r} \cdot \frac{\partial^2 \bar{p}_0}{\partial \varphi^2} \right] \\ \partial \overline{\text{Dy}} \left\langle \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \dot{z}} \right\rangle = 12\bar{r} \end{cases} \quad (11)$$

式(11)等号左边形式与雷诺方程一致,等号右边表达式中的静态油膜压力和厚度为已知参数,求解式(11)的两个方程可得到 $\partial \bar{p}/\partial z$ 和 $\partial \bar{p}/\partial \dot{z}$,通过 Simpson 积分法获得油膜的刚度和阻尼系数。

$$\bar{K} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial z} \bar{r} d\bar{r} d\varphi \quad (12)$$

$$\bar{D} = \int_{\varphi_1}^{\varphi_2} \int_{r_1}^{r_2} \frac{\partial \bar{p}_0}{\partial \dot{z}} \bar{r} d\bar{r} d\varphi \quad (13)$$

1.2 差分计算及收敛条件

求解流体润滑控制方程的数值解法有很多种,本文采用有限差分法求解压力分布^[18],采用步进法求解温度分布^[19],此处不再赘述。由于可倾瓦扇形求解域的几何特殊性,每个扇形网格由内向外径向单元面积逐渐增大,因此计算时会产生误差,为了减小误差应尽可能提高网格精度。

油膜压力分布和温度分布收敛条件为

$$\frac{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |\bar{p}_{i,j}^{k+1} - \bar{p}_{i,j}^k|}{\sum_{j=2}^n \sum_{i=2}^m |\bar{p}_{i,j}^{k+1}|} < \epsilon \quad (14)$$

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

推力轴承轴向(z 方向)的油膜厚度扰动以及刚度和阻尼的变化,轴向的无量纲油膜压力和厚度扰动函数为

$$\begin{cases} \bar{p} = \bar{p}_z = \bar{p}_0 + \frac{\partial \bar{p}}{\partial z} \Delta z + \frac{\partial \bar{p}}{\partial \dot{z}} \Delta \dot{z} \\ \bar{h} = \bar{h}_0 + \Delta z \end{cases} \quad (9)$$

将式(9)直接代入动态雷诺方程(式(8)),保留 $\partial \bar{p}/\partial z$ 和 $\partial \bar{p}/\partial \dot{z}$,将 $\partial \bar{h}_0/\partial \varphi$ 和 $\partial \Delta z/\partial T$ 分别提出并忽略高阶无穷小项,比较等式两边 $\partial \bar{h}_0/\partial \varphi$ 和 $\partial \Delta z/\partial T$ 的系数。对广义雷诺方程基本结构定义一个新的无量纲算子。

其中 m, n 为瓦面周向、径向划分网格数; i, j 为网格周向、径向节点位置, k 为迭代次数, ϵ 为收敛精度。

1.3 THD 模型验证

为验证上述模型的正确性,取刘世海^[20]论文中如表1所示的轴承参数进行验证。本文将计算静特性结果与参考文献对比,结果如表2所示。

相比于文献[20]结果,本文得到的最小油膜厚度偏小,因此会使得压力略微偏大,温度略微偏

表1 推力轴承初始参数

Table 1 Initial parameters of thrust bearing

参数	数值及详情
轴瓦内径 R_1/mm	210
轴瓦外径 R_2/mm	380
轴瓦夹角 $\theta/(\circ)$	32
轴瓦个数 N	6
额定转速 $\omega/(\text{r/min})$	600
推力载荷 F/N	48 000
润滑油牌号	VG-46
润滑油比热容 $c/(\text{J}/(\text{kg}\cdot\text{°C}))$	8 044.9
润滑油密度 $\rho/(\text{kg}/\text{m}^3)$	900
入油口初始温度 $t_0/\text{°C}$	33

表 2 静特性结果比较

Table 2 Comparison of static characteristic results

数据来源	最小油膜厚度 $h_{\min}/\mu\text{m}$	周向倾角 $\gamma_{\varphi}/\text{rad}$	径向倾角 γ_r/rad	油膜峰值压力 $p_{\max}/\text{MPa}$	油膜最高温度 $t_{\max}/^{\circ}\text{C}$
文献[20]计算结果	44.1	0.000 176	0.000 23	2.12	51.8
本文计算结果	41.4	0.000 169	0.000 21	2.28	52.7

高。这是由于本文使用的有限差分法和论文中使用的有限元法有所差别,且参考论文总计划分了 7×7 共 49 个节点,本文统一将求解域划分了 60×40 共 2 400 个节点,使得计算精度更高。本文计算结果与参考文献结果的误差在允许范围之内,可证明上述模型的正确性。

2 TEHD 模型

可倾瓦推力轴承高速运转过程中在轴瓦表面产生的油膜压力和温度会使轴瓦发生弹性变形和热变形,从而改变油膜厚度分布和轴承特性。

两种变形会对轴承润滑性能产生不同的影响:①仅考虑弹性变形忽略热变形会导致计算的

$$\begin{cases} \bar{h}=1+\bar{r}\sin(\varphi_{\text{p}}-\varphi)\sin\bar{\gamma}_{\varphi}+[\bar{r}_{\text{p}}-\bar{r}\cos(\varphi_{\text{p}}-\varphi)]\sin\bar{\gamma}_r+\bar{\delta} \\ \bar{\delta}=\bar{\delta}_1+\bar{\delta}_2 \end{cases} \quad (16)$$

式中 $\bar{\delta}$ 为总变形, $\bar{\delta}_1$ 为弹性变形, $\bar{\delta}_2$ 为热变形。

2.1.1 弹性变形

弹性变形是连续的压力分布作用于轴瓦表面所产生的下凹变形。根据弹性变形的半无限体理论,当某特定点受到压力时,会对半无限体其他位置产生影响,积分后得到在此压力影响下任意点 (φ_0, r_0) 的弹性变形为

$$\begin{cases} \delta(\varphi, r)=\frac{2p_{\delta}}{\pi E}\int_{\varphi_1}^{\varphi_2}\int_{r_1}^{r_2}\frac{1}{\sqrt{(\alpha^2+\beta^2)}}r_{\delta}\text{d}\varphi_{\delta}\text{d}r_{\delta} \\ \alpha=r\sin\varphi-r_{\delta}\sin\varphi_{\delta} \\ \beta=r\cos\varphi-r_{\delta}\cos\varphi_{\delta} \end{cases} \quad (17)$$

式中 E 为轴瓦的弹性模量, $(\varphi_{\delta}, r_{\delta})$ 为特定点位置, p_{δ} 为特定点压力, (φ_0, r_0) 为任意点位置。瓦面上的每个点除了受到自身所承受压力产生的弹性变形外,还会受到瓦面其他点所承受压力的弹性变形影响,将所有弹性变形值叠加后就能得到该点处的弹性变形值。

通过这种方法求得各节点的弹性变形值,可通过将弹性变形和油膜厚度进行耦合从而快速得到新的弹性变形值。但通过数值离散所计算出的弹性变形值会产生误差,网格划分越密则误差越

最小油膜厚度偏大,油膜压力峰值小于实际情况,有损坏轴承的风险,增大危险系数^[8]。②仅考虑热变形忽略弹性变形会导致计算的支点油膜厚度偏小,油膜压力峰值大于实际情况,设计轴承时导致性能浪费^[10]。

此外,在实际工况下两种变形对油膜静动特性都存在影响,研究两种变形的独立影响有利于建立更加复杂的变形耦合模型,因此此项工作是必要的。

2.1 两种变形计算方法

轴瓦表面变形会改变轴瓦和推力盘之间的油膜厚度,即在式(2)中多了变形项,给出考虑变形的无量纲油膜厚度表达式

小,通过前面对油膜厚度和压力的离散精确性验证,可以保证在此条件下所求得弹性变形分布符合精度要求。

2.1.2 热变形

应用一维梁模型计算热变形^[21]在精度上会有所欠缺,利用已经计算得到的油膜压力场和温度场分布,采用传热变形定律^[9]计算更准确。

$$\epsilon_{ij}=\frac{1+\nu_{\text{p}}}{E}\sigma_{ij}-\frac{\nu_{\text{p}}}{E}\sigma_{zz}+\alpha_{\text{p}}\Delta t\delta_{ij} \quad (18)$$

式中 ϵ_{ij} 为应变张量的分量, ν_{p} 为泊松系数, σ_{ij} 为应力张量的分量, σ_{zz} 为轴向应力分量, Δt 为瓦背面温度和所求点温差, α_{p} 为热膨胀系数。

只考虑瓦面受压力和温度影响的二维热变形分布,令 $\sigma_{zz}=0\text{ Pa}$, 可得

$$\delta_{ij}=\frac{\left(\epsilon_{ij}-\frac{1+\tau_{\text{p}}}{E}\sigma_{ij}\right)}{\alpha_{\text{p}}\Delta t} \quad (19)$$

2.2 TEHD 模型程序流程图

图 3 为可倾瓦推力轴承 TEHD 模型完整的程序计算流程图,可用于计算考虑弹性变形和热变形影响下的静态特性。

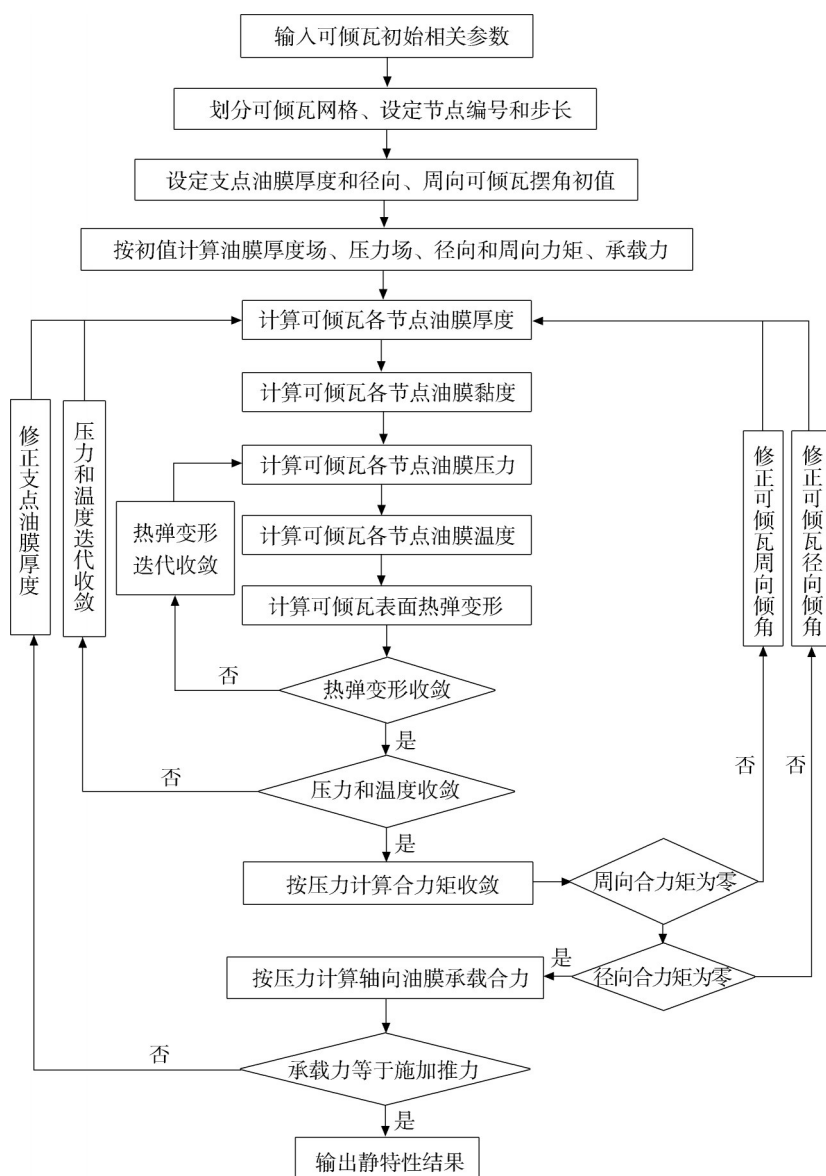


图3 TEHD模型流程图

Fig.3 Flow chart of TEHD model

3 不同模型下的轴承静动特性

本章针对表1所示的六瓦可倾瓦推力轴承参数,基于上述理论,比较了THD模型、热变形和弹性变形对轴承静动态特性的影响。

3.1 额定载荷下的轴承静特性

在给定轴向静载荷为48 000 N、轴颈转速为600 r/min的条件下,计算了不同流体润滑模型对应的轴承静态特性。

取表1所示轴承参数并考虑弹性变形的影响,建立TEHD模型并得到瓦面压力场、温度场、弹性变形等静态特性,如图4~图8所示,图中 h 、 δ_1 、 p 、 t 、 μ 分别表示油膜厚度、弹性变形、油膜压力、油膜温度、油膜黏度。可以看到,轴颈沿逆时

针方向旋转时,受弹性变形和推力盘影响,从进油边到出油边油膜厚度逐渐减小,油膜压力峰值偏向出油边靠近外径处,在出油边外径区域油膜温度最大,根据式(7)黏温关系,进油边油膜黏度最大,随着沿进油边到出油边油膜温度升高润滑油黏度逐渐减小。

图9给出了THD模型、弹性变形和热变形影响下的出油边油膜厚度径向分布,在不考虑变形时油膜厚度呈线性分布,弹性变形使油膜厚度略微增大,热变形使出油边内径处油膜厚度急剧减小,因为此处油膜温度最高,瓦面热变形膨胀现象最明显。

图10~图11给出了THD模型、弹性变形和热变形对油膜压力分布的影响。可以看出,在压

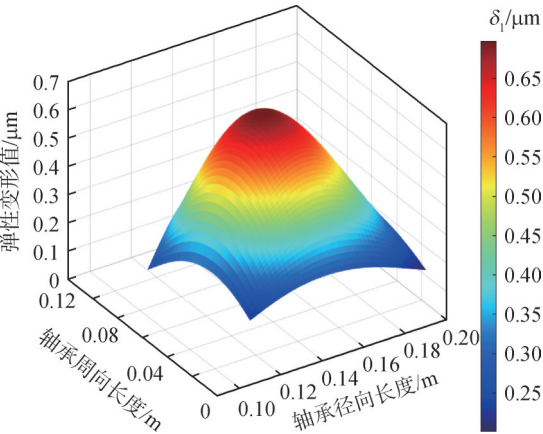


图 4 弹性变形分布

Fig.4 Distribution of elastic deformation

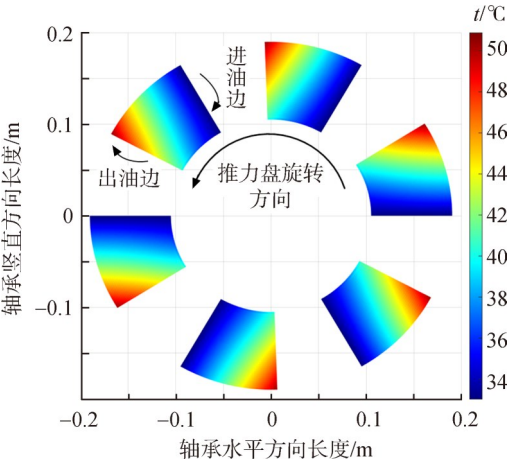


图 7 油膜温度分布

Fig.7 Distribution of oil film temperature

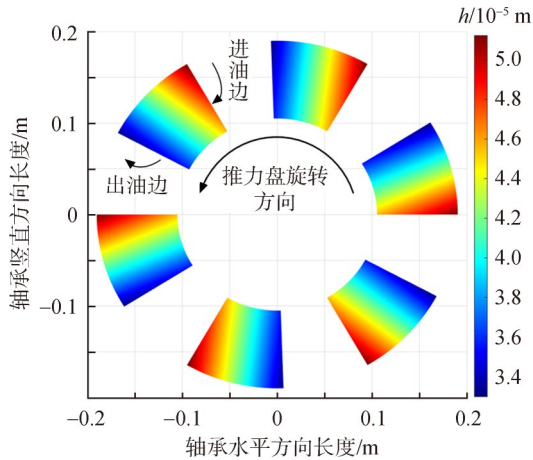


图 5 油膜厚度分布

Fig.5 Distribution of oil film thickness

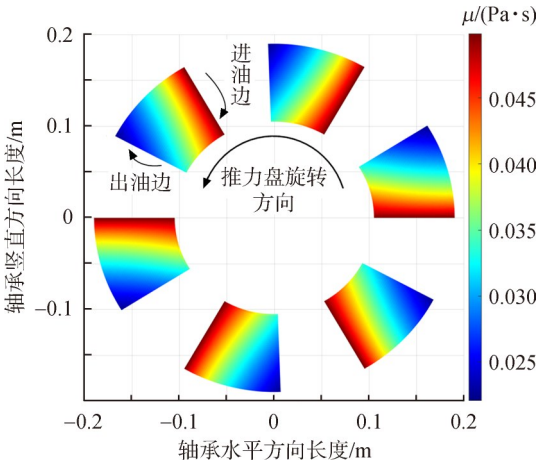


图 8 油膜黏度分布

Fig.8 Distribution of oil film viscosity

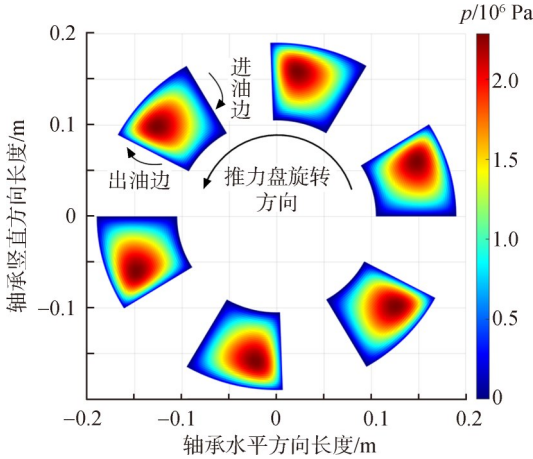


图 6 油膜压力分布

Fig.6 Distribution of oil film pressure

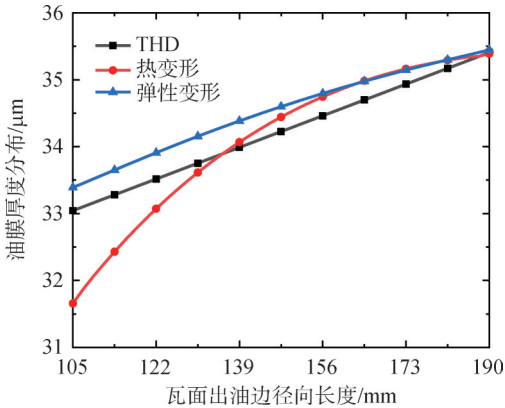


图 9 出油边油膜径向厚度分布

Fig.9 Distribution of oil film radial thickness at the edge

力峰值附近 3 种模型压力分布区别较大,在进油边和出油边附近区别较小。考虑热变形时的油膜压力峰值最大,考虑弹性变形时的油膜压力峰值最小。原因在于,温度效应使轴瓦表面受热膨胀

发生上凸形变,油膜厚度减小使动压效应增强;油膜压力使轴瓦表面受压发生下凹形变,油膜厚度增大,使动压效应减弱。

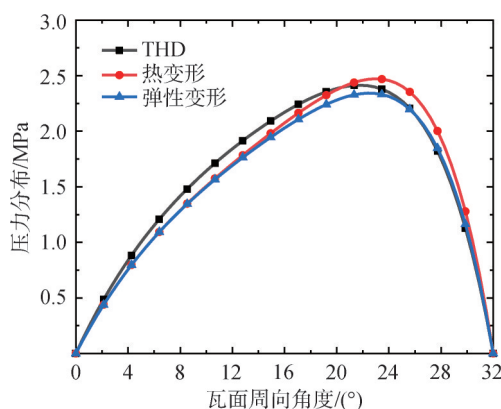


图10 油膜周向压力峰值分布

Fig.10 Distribution of oil film pressure circumferential peak value

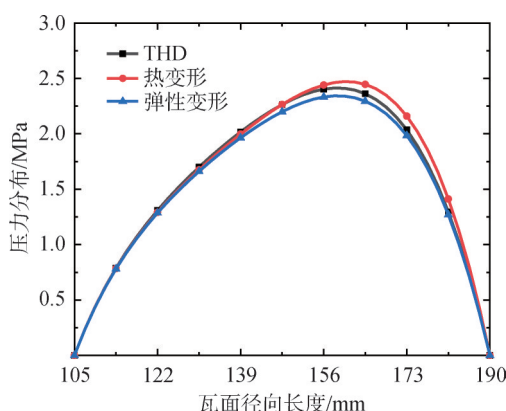


图11 油膜径向压力峰值分布

Fig.11 Distribution of oil film pressure radial peak value

3.2 载荷对轴承特性的影响

根据表1所示轴承参数,在转速为600 r/min的情况下,分析了不同轴向载荷下几种流体润滑模型对轴承特性的影响。如图12所示,考虑热变形时油膜压力峰值稍大于THD模型,而考虑弹性变形时油膜压力峰值要小于THD模型。这是因为在热变形模型中,轴承运转时可倾瓦表面温度升高使得瓦面受热膨胀,造成油膜厚度尤其是出油边最高温度处油膜厚度显著减小,动压效应增强,从而使油膜压力峰值增大。而在弹性变形模型中,油膜压力使轴瓦表面受压产生下凹变形,造成油膜厚度增大,尤其是压力峰值附近区域瓦面变形显著增大,动压效应减弱,油膜压力峰值减小。

随着轴承轴向载荷不断增大,油膜的温升和压力不断增大,使得油膜厚度变化更明显,对动压效应的影响也越大。从图12中所示3种模型的压力峰值差值可知,当载荷较小时,动压效应变化不大,因此3种模型差值较小,当载荷较大时,3种

模型的压力峰值差值急剧增加,尤其是热变形和弹性变形的压力差值可以达到压力峰值的量级,说明在重载时考虑热变形和弹性变形是非常必要的。

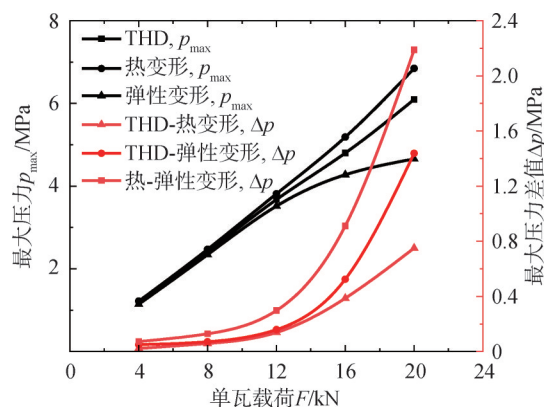


图12 变载荷下油膜压力峰值及差值分布

Fig.12 Distribution of oil film pressure peak value and difference value under variable loads

图13为支点油膜厚度随轴向载荷的变化趋势图。可见,3种模型下的支点油膜厚度都随轴向载荷增大而减小,同一载荷下热变形模型的支点油膜厚度最大,THD模型的支点油膜厚度最小。值得注意,在载荷接近20 000 N时考虑弹性变形下的支点油膜厚度逐渐超过热变形下的支点油膜厚度,如图13所示。这是因为载荷越大,弹性变形越明显,而油膜压力峰值位置在支点附近区域,支点油膜厚度明显增大,使得其随载荷增大而减小的趋势变缓,而THD模型和热变形模型随载荷改变对支点油膜厚度的影响不明显。因此在载荷较大时应优先考虑材料的抗压性能,避免这种情况出现。

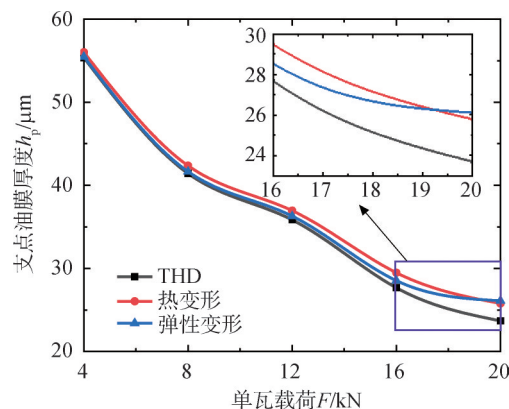


图13 变载荷下支点油膜厚度分布

Fig.13 Oil film thickness distribution of fulcrum under variable loads

图14和图15给出了可倾瓦推力轴承动态刚度和阻尼系数的计算结果。可以看出,油膜动态特性系数随轴向载荷增大发生较大变化。随着轴向载荷不断增大,油膜压力及其对轴向位移和速度的偏导数增大,代入式(12)、式(13)可得,轴向刚度和阻尼增大。相比THD模型,考虑热变形和弹性变形均会造成轴向刚度和阻尼降低,尤其在载荷较大时,弹性变形对动压效应的减弱效果愈加明显,油膜轴向刚度降幅较大。然而,热变形却对轴向阻尼有较大的削弱作用,THD模型下的轴向阻尼最大,热变形对应的轴向阻尼最小。

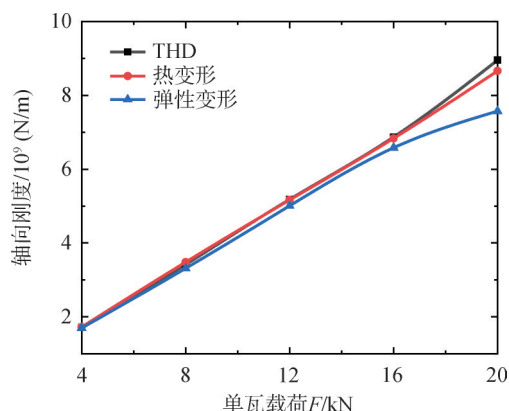


图14 变载荷下油膜轴向刚度分布

Fig.14 Distribution of oil film axial stiffness under variable loads

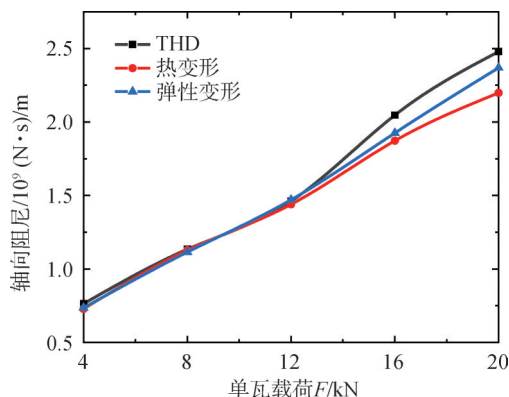


图15 变载荷下油膜轴向阻尼系数分布

Fig.15 Distribution of oil film axial damping under variable loads

4 结 论

为分析点支撑可倾瓦推力轴承在轴向载荷情况下的静动态特性,本文建立了完整的热弹流润滑模型,分别考虑了弹性变形和热变形的影响,计算了润滑油膜压力场、温度场、黏度场和刚度阻尼

系数,具体结论如下:

1) 建立 TEHD 模型,讨论了弹性变形、热变形对轴承静动特性的影响。比较发现仅考虑弹性变形会使油膜压力峰值偏小,有损坏轴承的风险;仅考虑热变形会使油膜压力峰值偏大,会导致轴承性能浪费。

2) 计算 THD 模型、弹性变形模型和热变形模型的静态特性,比较发现3种模型下支点油膜厚度随载荷增大而减小,当单瓦载荷超过16 kN时弹性变形模型的支点油膜厚度逐渐超过热变形模型,因为重载对弹性变形的影响更明显。

3) 计算 THD 模型、弹性变形模型和热变形模型的动态特性,比较发现3种模型下的油膜刚度和阻尼都随轴向载荷增大而增大,在单瓦载荷超过16 kN时不同模型间的刚度和阻尼差值更大。

参考文献:

- [1] GLAVATSKI S B. Tilting pad thrust bearings[R]. Leeds, UK: the 29th Leeds-Lyon Symposium on Tribology, 2003.
- [2] ALMQVIST T. THD Analysis of tilting pad thrust bearings: comparison between theory and experiments[J]. Journal of Tribology, 2000, 122(2):412-417.
- [3] 李贤懿, 赵耀. 可倾瓦推力轴承润滑油膜静动特性计算的嵌套式二分法与应用[J]. 船舶力学, 2019, 23(2):142-151. LI Xianyi, ZHAO Yao. Nested dichotomy method for calculation static and dynamic characteristics of lubricating oil film in tilting pad thrust bearing[J]. Journal of Ship Mechanics, 2019, 23(2):142-151. (in Chinese)
- [4] FILLON M, DESBORDES H, FRENE J A. A global approach of thermal effects including pad deformations in tilting - pad journal bearings submitted to unbalance load[J]. Journal of Tribology, 1996, 118(1):169-174.
- [5] RASOOL K, LUIS S A. Effect of pad and liner material properties on the static load performance of a tilting pad thrust bearing[R]. Phoenix, US: Turbomachinery Technical Conference and Exposition, 2019.
- [6] SRIKANTH D V, KAUSHAL K. Determination of a large tilting pad thrust bearing angular stiffness[J]. Tribology International, 2012, 47:69-76.
- [7] ALI E S, FENNER R T. Three-dimensional thermoelasto-hydrodynamic analysis of pivoted pad thrust bearings[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 1988, 202(1):39-50.
- [8] JIANG Xiulong, WANG Jiugen, FANG Jinghui. Thermal elastohydrodynamic lubrication analysis of tilting pad thrust bearings[J]. Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(2):51-57.
- [9] FILLON M, GLAVATSKI S B. PTFE-faced centre pivot thrust pad bearings: factors affecting TEHD performance[J].

- Tribology International, 2008, 41(12): 1219-1225.
- [10] GLAVATSKIH S B, FILLON M. TEHD analysis of thrust bearings with PTFE-faced pads[J]. Journal of Tribology, 2006, 128(1): 49-58.
- [11] WANG Weimin, LIU Binbin, ZHANG Ya. Theoretical and experimental study on the static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearing[J]. Tribology International, 2018, 123: 26-36.
- [12] SRIKANTH D V, CHATURVEDI K K, REDDY A C K. Modelling of large tilting pad thrust bearing stiffness and damping coefficients[J]. Tribology in Industry, 2009, 31(3): 23-28.
- [13] CHANG Qiuying. Thermoelastohydrodynamic analysis of the static performance of tilting-pad journal bearings with the Newton-Raphson method[J]. Tribology International, 2002, 35(4): 225-234.
- [14] 马希直, 朱均. 载荷扰动下可倾瓦推力轴承绝热瞬态过程分析[J]. 航空动力学报, 2010, 25(3): 713-717.
- MA Xizhi, ZHU Jun. Transient behavior analysis of adiabatic thermal elasto-hydrodynamic lubrication of journal bearing under step load[J]. Journal of Aerospace Power, 2010, 25(3): 713-717. (in Chinese)
- [15] DOWSON D. A generalized Reynolds equation for fluid-film lubrication[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 1962, 4(2): 159-170.
- [16] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 5版. 北京: 清华大学出版社, 2018.
- [17] 李忠, 秦大同. 可倾瓦推力轴承在变载荷下的瞬态润滑性能研究[J]. 中国机械工程, 2004, 15(15): 1326-1328.
- LI Zhong, QIN Datong. Study on transient lubrication performance of thrust bearings with tilting pads set on variational load[J]. China Mechanical Engineering, 2004, 15(15): 1326-1328. (in Chinese)
- [18] DENNIS V, PELLEGRIN D, DOUGLAS J. An iso-viscous, isothermal model investigating the influence of hydrostatic recesses on a spring-supported tilting pad thrust bearing[J]. Tribology International, 2012, 51: 25-35.
- [19] KYUNG W K, MASATO T, YUKIO H. A three-dimensional analysis of thermohydrodynamic performance of sector-shaped, tilting-pad thrust bearings[J]. Journal of Lubrication Technology, 1983, 105(3): 406-412.
- [20] 刘世海. 基于 APDL 的可倾瓦推力轴承润滑性能的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨理工大学, 2015.
- LIU Shihai. Research on lubricating properties of tilting pad thrust bearing based on APDL[D]. Harbin: Harbin University of Science and Technology, 2015. (in Chinese)
- [21] 王报龙, 王亚兵, 刘洋洋. 轴系倾斜下可倾瓦推力轴承静动特性分析[J]. 西安交通大学学报, 2020, 54(7): 129-138.
- WANG Baolong, WANG Yabing, LIU Yangyang. Static and dynamic characteristics of tilting-pad thrust bearing on inclined shaft [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2020, 54(7): 129-138. (in Chinese)

(编辑: 王碧琚)