

不同开槽方式的椭圆瓦轴承润滑性能对比研究

刘益平¹, 王晓红¹, 常山¹, 裴世源²

(1. 中国船舶集团有限公司第七〇三研究所, 黑龙江 哈尔滨 150078; 2. 西安交通大学 机械工程学院, 陕西 西安 710049)

摘要:为解决某电厂开槽椭圆瓦轴承在运行过程中存在温度过高的问题,考虑紊流、质量守恒边界等效应建立了轴承的热流体动力学润滑分析模型,采用有限元法求解了轴承性能,对比得出了四种不同开槽方式的椭圆瓦轴承对润滑性能(膜厚、膜压、膜温、功耗和流量等)的影响规律。结果表明:相对于上下瓦均不开槽(光滑表面)轴承,下瓦开中心槽导致油膜承载面积减小,油膜厚度大幅降低,油膜压力和油膜温度均显著升高;上瓦开槽对轴承性能影响较小,整体上降低了摩擦功耗,但略微增加油膜温度。

关键词:椭圆瓦轴承;开槽方式;润滑性能

中图分类号:TH133.3 文献标识码:A DOI:10.16146/j.cnki.rndlgc.2021.05.006

[引用本文格式]刘益平,王晓红,常山,等.不同开槽方式的椭圆瓦轴承润滑性能对比研究[J].热能动力工程,2021,36(5):34-39. LIU Yi-ping, WANG Xiao-hong, CHANG Shan, et al. Comparative study on lubrication performance of elliptical pad bearings with different slotting methods[J]. Journal of Engineering for Thermal Energy and Power, 2021, 36(5): 34-39.

Comparative Study on Lubrication Performance of Elliptical Pad Bearings with Different Slotting Methods

LIU Yi-ping¹, WANG Xiao-hong¹, CHANG Shan¹, PEI Shi-yuan²

(1. No. 703 Research Institute of CSSC, Harbin, China, Post Code: 150078;

2. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an, China, Post Code: 710049)

Abstract: In order to solve the problem of high temperature in the operation of slotted oval bush bearing in a power plant, the thermal hydrodynamic lubrication analysis model of the bearing is established by considering the effects of turbulence and mass conservation boundary. The bearing performance is determined by using finite element method and the influence law of four different slotted oval bush bearings on the lubrication performance (film thickness, film pressure, film temperature, power consumption, flow rate, etc.) is obtained. The results show that compared with smooth surface bearing, the bearing area of oil film decreases, the thickness of oil film decreases greatly, and the pressure and temperature of oil film increase significantly; the groove of upper bearing has little effect on the bearing performance, which reduces the friction power consumption as a whole, but slightly increases the temperature of oil film.

Key words: elliptical bush bearing, slotting method, lubricity

引言

某电厂机组出现了开油槽椭圆瓦轴承在额定参数和额定负荷下工作温度偏高的问题,在实际运行

中,一旦冷油器换热效果差,就很有可能造成烧瓦事故^[1]。

在实际设计中,为了降低功耗、提高稳定性,经常在椭圆瓦轴承中心开设油槽,油槽的设计会改变瓦块原有型线与边界条件,对轴承性能有一定的影

收稿日期:2021-01-08; 修订日期:2021-01-12

基金项目:国家重点研发计划(2018YFB2001505)

Fund-supported Project: National Key R&D Program of China(2018YFB2001505)

作者简介:刘益平(1995-),男,山东日照人,中国船舶集团有限公司第七〇三研究所硕士研究生。

响。Costa^[2]开发出用来研究供油压力、供油温度和油槽尺寸等供油参数对单轴向槽滑动轴承性能影响的热流体动力学模型。Solgha^[3]通过试验研究了加载方向对双轴向槽径向滑动轴承热流体力学性能影响。李建鸿^[4]研究了矩形凹槽结构参数对滑动轴承承载能力和摩擦阻力系数的影响。王丽丽^[5]通过数值分析得出螺旋槽有利于降低温升但同时会导致油膜承载力降低的结论。杨国来^[6]基于 Matlab 数值仿真并采用正交设计表讨论了不同螺纹槽结构参数对滑动轴承承载和温升的影响。王章波^[7]利用差分方法根据温度边界条件计算了带有螺旋槽的滑动轴承的温度场。郑文斌^[8]系统研究了深隙比和深宽等织构参数对轴承静动特性的影响。苏华^[9]在滑动轴承上增加浅沟槽来提高滑动轴承的承载力。李男儿^[10]在瓦块进油边设计出圆弧槽结构从而验证出瓦面凹槽对可倾瓦推力轴承润滑性能改善的优势。VARELAAC^[11]研究得出瓦块开槽可以提升轴承性能。DMOCHOWSKI^[12]通过试验对比发现前缘开槽的轴承具有一定降温效果。STEPHENLE^[13]在开槽轴承的油槽边缘开设了坡口,得到合理开设坡口可以降低转子振幅的结论。黄付田^[14]对齿轮泵不同槽型动静压滑动轴承的特性进行了数值分析。王卓^[15]利用有限元仿真软件 Fluent 对内部有 H 形五油槽的滑动轴承模拟计算得出轴瓦应力、轴瓦应变和轴瓦温度等参数。

从椭圆瓦轴承润滑机理来看,瓦块开槽可以降低功耗,增加散热,但开槽也会降低承载能力,因此瓦块开槽对轴承润滑性能的影响需要综合考虑。以往学者很少对椭圆轴承开槽位置进行对比分析,本文以某电厂轴承作为研究对象,建立开槽椭圆瓦轴承热流体动力学润滑分析模型,对比分析不同开槽方式对椭圆瓦轴承润滑性能的影响。

1 数值模拟

1.1 物理模型

椭圆瓦轴承由两个不同心圆弧组成,结构如图 1 所示,其中: O_b 、 O_p 和 O_j 分别为轴承中心、轴瓦中心和轴中心; R_b 、 R_p 和 R_j 分别为轴承装配半径、轴承加工半径和轴半径。轴承的装配间隙为: $C_b = R_b -$

R_j ; 轴承加工间隙为: $C_p = R_p - R_j$; 预负荷为: $\delta = 1 - C_b/C_p$ 。

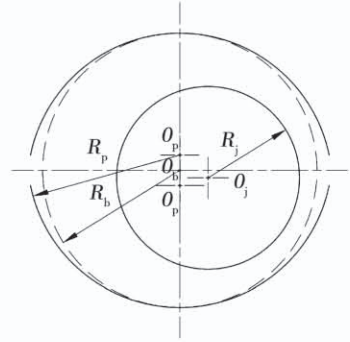


图 1 椭圆瓦轴承结构

Fig. 1 Structure of elliptical bush bearing

1.2 控制方程

考虑紊流、质量守恒情况下流体在微小间隙的运动可用式(1)进行描述^[16]:

$$\left(\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{G_x \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{G_y \rho h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) \right) = \frac{U}{2} \frac{\partial(\rho h)}{\partial x} \quad (1)$$

式中: $x = R\theta$; R —轴承名义半径; θ —周向角度; y —轴向坐标; η —润滑油粘度; ρ —润滑油密度; p —油膜压力; U —轴颈线速度; G_x 、 G_y —周向和轴向的紊流修正因子; h —油膜厚度; c —瓦块半径间隙; e_h 、 e_v —轴颈水平和竖直方向的位移。

$$G_x = \frac{1}{12 + 0.0136 Re^{0.90}} \quad (2)$$

$$G_y = \frac{1}{12 + 0.0043 Re^{0.96}} \quad (3)$$

$$Re = \frac{\rho U h}{\eta} \quad (4)$$

$$h = c - e_h \cos \theta - e_v \sin \theta \quad (5)$$

为平衡计算时间与精度,采用绝热模型考虑轴承的热效应,能量方程^[16]为:

$$\rho c_p \left[q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_y \frac{\partial T}{\partial y} \right] = \frac{\partial}{\partial x} \left(k \frac{\partial T}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k \frac{\partial T}{\partial y} \right) - q_x \frac{\partial p}{\partial x} - q_y \frac{\partial p}{\partial y} + \tau U \quad (6)$$

式中: T —沿油膜厚度方向的平均温度; c_p —润滑油的比热容; k —润滑油的热传导系数; q_x 、 q_y —计算域各点周向和轴向的体积流量; τ —作用在轴颈上的切向应力; C_f —由于紊流所造成的切向应力修正因子。

$$q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{G_x h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (7)$$

$$q_y = -\frac{G_y h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \quad (8)$$

$$\tau = C_f \frac{\eta U}{h} + \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} \quad (9)$$

$$C_f = 1 + 0.0012 Re^{0.94} \quad (10)$$

油膜在水平和垂直方向的承载力由式(11)确定, B 为轴向长度, L 为周向长度, 瓦块两侧的流量由式(12)计算, 上、下游的流量由式(13)和(14)计算, 摩擦力由式(15)计算, 功耗由式(16)计算。

$$\begin{Bmatrix} F_h \\ F_v \end{Bmatrix} = \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^L p \begin{Bmatrix} \cos\theta \\ \sin\theta \end{Bmatrix} dx dy \quad (11)$$

$$Q|_{y=\pm B/2} = \int_0^L q_y|_{y=\pm B/2} dx \quad (12)$$

$$Q|_{x=0} = \int_{-B/2}^{B/2} q_x|_{x=0} dy \quad (13)$$

$$Q|_{x=L} = \int_{-B/2}^{B/2} q_x|_{x=L} dy \quad (14)$$

$$F_t = \int_{-B/2}^{B/2} \int_0^L \tau dx dy \quad (15)$$

$$P = F_t U \quad (16)$$

1.3 边界条件

对于 Reynolds 方程, 瓦块上、下游的压力设定为供油压力, 瓦块两侧的压力设置为零, 分别由式(17)和式(18)确定。

$$p|_{x=0} = p|_{x=L} = p_s \quad (17)$$

$$p|_{y=\pm B/2} = 0 \quad (18)$$

对于油膜空化现象, 采用 JFO 质量守恒边界处理油膜破裂和再形成边界, 由式(19)和式(20)确定。

$$\begin{cases} p = 0 \\ \frac{dp}{dx} = 0 \end{cases} \quad (19)$$

$$\frac{h^3}{12\mu} \frac{\partial p}{\partial n} = \frac{V_n}{2} (1 - \theta_n) \quad (20)$$

需要注意的是采用 JFO 质量守恒边界需要同时求解压力场、密度场和粘度场, 密度场和粘度场满足式(21)和式(22)的关系, r 定义为油膜占空比。

$$\begin{cases} 0 \leq \rho \leq \rho_{\text{liq}} \\ 0 \leq \eta \leq \eta_{\text{liq}} \end{cases} \quad (21)$$

$$r = \frac{\eta}{\eta_{\text{liq}}} = \frac{\rho}{\rho_{\text{liq}}} \quad (22)$$

对于能量方程, 采用热量守恒方法计算瓦块入口边的温度, 由式(23)确定, 其中 λ 是热回油因子, 设置为 1, 表示从瓦块下游流出的热油全部进入到下一瓦块的上游。

$$T_{\text{inlet}} = \frac{\lambda Q_{\text{out}} T_{\text{out}} + (Q_{\text{in}} - \lambda Q_{\text{out}}) T_{\text{supply}}}{Q_{\text{in}}} \quad (23)$$

瓦块下游和两侧的边界条件施加绝热条件:

$$\left. \frac{\partial T}{\partial x} \right|_{x=L} = \left. \frac{\partial T}{\partial y} \right|_{y=\pm B/2} = 0 \quad (24)$$

选取 Walther 模型描述润滑油的温粘特性:

$$\eta_0(T) = \rho \nu_0 \quad (25)$$

$$\text{Loglog}(\nu_0 + 0.7) = a - b \log T \quad (26)$$

式中: η_0 、 ν_0 —温度 T 下的动力粘度和运动粘度, 系数 a 、 b 可根据两点的温度和动力粘度进行求解。

1.4 数值求解

将椭圆瓦轴承进行网格划分, 上、下瓦均采用 120×20 网格。采用有限元方法对 Reynolds 方程和能量方程进行求解, 其中采用 9 节点二阶等参元对 Reynolds 方程进行离散, 其相对于 4 节点双线性等参元在流量计算方面具有更高精度。使用高斯积分计算油膜合力, 摩擦力和流量等静特性参数。采用 Newton-Raphson 算法迭代求解轴颈水平和竖直方向上的偏心距、油膜温度和油膜占空比, 迭代精度为 10^{-3} , 最终压力场、温度场及油膜占空比均达到收敛。

2 椭圆瓦轴承润滑性能分析

2.1 椭圆瓦轴承的结构及工况参数

椭圆瓦轴承的主要内部结构参数及工况参数如表 1 所示。为了对比分析开槽方式对润滑性能的影响, 采用 4 种不同的开槽结构, 利用上述算法分别计算每个开槽结构对应的性能参数, 4 种开槽结构如表 2 所示。

根据表 1 和表 2 中的数据得到椭圆瓦轴承开槽二维结构图, 如图 2 所示。图中表示的是上下瓦均开槽, 即结构 1; 保留下瓦槽 2, 去掉上瓦槽 1 对应结构 2; 保留上瓦槽 1, 去掉下瓦槽 2 对应结构 3; 去掉上下瓦槽, 对应结构 4, 载荷 F 方向为竖直向下, 即

下瓦为承载区。

表 1 轴承的结构参数及工况参数

Tab.1 The structure parameters and working condition parameters of bearing	
参 数	数 值
直径/mm	558
宽度/mm	406
轴承间隙/mm	0.39
预负荷系数(椭圆比)	0.571
载荷/kN	354
转速/ $r \cdot m^{-1}$	3 000
进油温度/ $^{\circ}C$	38
进油压力/MPa	0.15
上瓦槽宽/mm	101
上瓦槽深/mm	3
下瓦槽宽/mm	25.4
下瓦槽深/mm	3

注:润滑油牌号为 VG32

表 2 开槽结构

Tab.2 Slotted structure	
结构	说明
1	上、下瓦均开槽
2	下瓦开槽,上瓦不开槽
3	下瓦不开槽,上瓦开槽
4	上、下瓦均不开槽

2.2 椭圆瓦轴承润滑性能计算结果分析

对表 2 中所示的 4 种轴承结构进行性能计算,分别得到膜厚分布、压力分布和温度分布,如图 3 ~ 图 5 所示,详细计算结果如表 3 所示。

从图 3 和表 3 中最小油膜厚度数据可知,相对于上、下瓦均不开槽轴承(即光滑表面轴承):上瓦开槽对油膜厚度影响不大,而下瓦开槽会导致油膜厚度大幅度降低,最小油膜厚度相对于光滑表面轴承降低了 65%;上、下瓦均开槽则降低了 70% 以上。

从图 4 和表 3 最大油膜压力数据可知,相对于上、下瓦均不开槽轴承,开槽对油膜压力的影响同对油膜厚度的影响一一对应:上瓦开槽对油膜压力几乎没影响;下瓦开槽以及全部开槽较于上、下瓦均不

开槽轴承油膜压力有显著提高;在下瓦(承载区)开槽,将下瓦不开槽轴承连续的压力分布区域截断为两部分,即从图 4(c)到图 4(a)、从图 4(d)到图 4(b)的变化,降低了轴承承载能力。

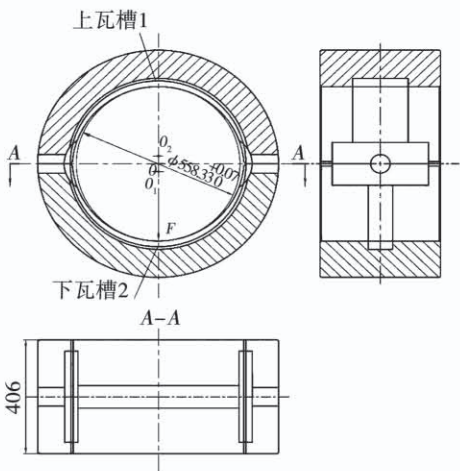


图 2 椭圆瓦轴承开槽结构图 (mm)
Fig.2 Structure drawing of elliptical bush bearing slotting (mm)

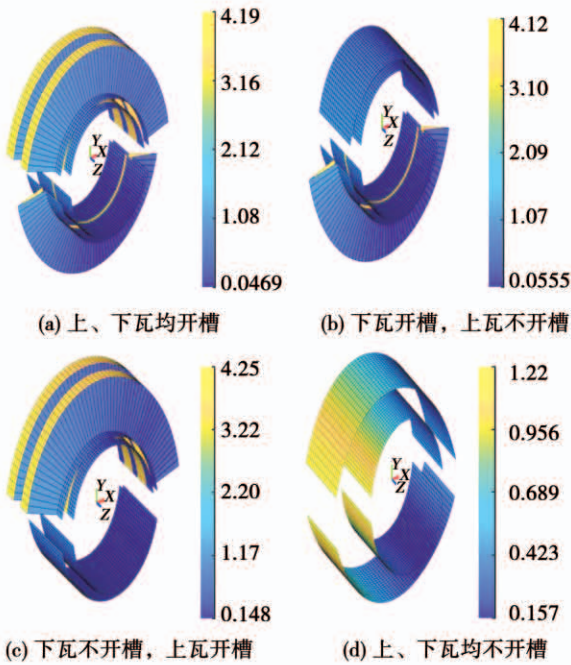


图 3 膜厚分布 (mm)
Fig.3 Film thickness distribution (mm)

从图 5 和表 3 可知,相对于上、下瓦均不开槽轴承:上瓦开槽略微增加油膜温度;只下瓦开槽比均不开槽情况下油膜最高温度增加了约 40%,而上、下瓦均开槽最高温度增加了 62.6%,最高温度高达

127 ℃。这是因为下瓦为承载瓦,不开槽轴承的中心位置是轴承油膜压力最大的位置,在此处开槽破坏轴承主要承载区,极大降低轴承承载能力,因此轴承温度明显升高。

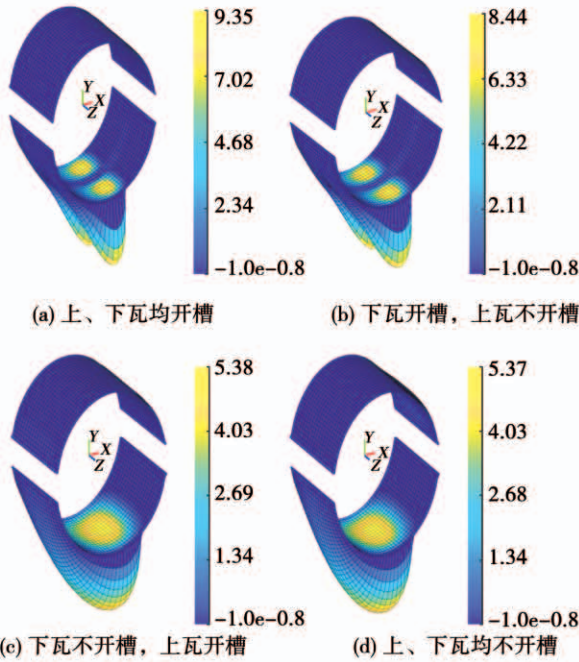


图 4 压力分布 (MPa)
Fig. 4 Pressure distribution (MPa)

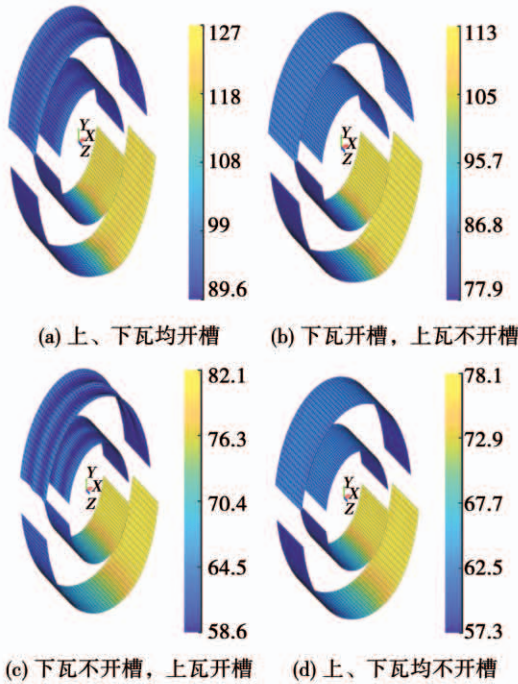


图 5 温度分布 (°C)
Fig. 5 Temperature distribution (°C)

表 3 计算结果
Tab. 3 Calculation results

参 数	上、下瓦 均开槽	下瓦开 槽,上瓦 不开槽	下瓦不 开槽,上 瓦开槽	上、下瓦 均不 开槽
工作轴承数	0.0776	0.0975	0.176	0.187
最小油膜厚度 $h_{\min}$ /mm	0.046 9	0.055 5	0.148	0.157
最大油膜压力/MPa	9.35	8.44	5.38	5.37
偏心率	1.108	1.113	1.104	1.043
偏位角/(°)	50.2	53.1	73.8	71.8
功耗/kW	306.668	314.465	364.349	369.935
扭矩/N·m	976	1 000	1 160	1 180
摩擦系数	0.009 91	0.010 1	0.011 8	0.011 9
侧泄流量/L·min ⁻¹	674.04	530.15	751.03	671.90
左侧流量/L·min ⁻¹	336.83	264.71	375.64	335.53
右侧流量/L·min ⁻¹	337.21	265.44	375.39	336.37
出口温度/℃	100	89.8	66.4	64.3
最高温度/℃	127	113.4	82.1	78.1

由表 3 可知,无论上瓦开槽还是下瓦开槽均能降低功耗,相对于上、下瓦均不开槽轴承:上瓦开槽降低功耗幅度不大;下瓦开槽降低 15% 的功耗;全部开槽则降低约 17%。

从表 3 可知,下瓦开槽减小侧泄流量,上瓦开槽增大侧泄流量,均开槽的侧泄流量与上、下瓦均不开槽轴承的变化不大。

3 结 论

以某电厂开油槽椭圆瓦轴承为研究模型,采用有限元方法对 Reynolds 方程和能量方程进行求解,使用高斯积分计算油膜合力、摩擦力和流量等参数。采用 Newton-Raphson 算法求解油膜温度,得到 4 种不同开槽方式的椭圆瓦轴承润滑性能,得出结论:

(1) 相对于上下瓦均不开槽轴承,开槽会减小功耗,下瓦开槽减小的幅度大于上瓦开槽减小的幅度。

(2) 上瓦开槽对轴承性能影响较小,对油膜厚度及油膜压力影响可以忽略,略微增加油膜温度。

(3) 虽然下瓦槽的槽宽远小于上瓦槽的槽宽,仅为上瓦槽宽的 1/4,但下瓦是承载区,下瓦开槽对轴承性能的影响远大于上瓦开槽的影响,下瓦开中心槽将原本承载能力最大位置截断,大大降低轴承

承载能力,会导致油膜厚度急剧降低,最大油膜压力和最高油膜温度均显著升高,甚至影响到轴承的正常运行。

(4) 某电厂椭圆轴承上下瓦均开槽,通过本文的分析,轴承最高油膜温度达到 127 ℃,而下瓦不开槽时,轴承最高油膜温度计算值较低,因此下瓦开槽是造成轴承温度过高的主要原因。

虽然椭圆轴承开中心槽能够减小轴承功耗,提高轴承稳定性,但综合考虑开槽方式对轴承性能的影响,椭圆瓦轴承上瓦可以开槽,而下瓦开槽需要谨慎,尤其对于中、高载荷轴承,开槽大大降低承载能力,建议下瓦不开槽。

参考文献:

- [1] 王殿武. 汽轮机设备检修[M]. 北京:中国电力出版社,2005.
WANG Dian-wu. Maintenance of steam turbine equipment[M]. Beijing:China Electric Power Press,2005
- [2] COSTA L, MIRANDA A S, FILLON M, et al. An analysis of the influence of oil supply conditions on the thermohydrodynamic performance of a single groove journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(2): 133 – 144.
- [3] SOLGHAR A A, BRITO F P, CLARO J C P, et al. An experimental study of the influence of loading direction on the thermohydrodynamic behavior of twin axial groove journal bearing[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2011, 225(5): 245 – 254.
- [4] 李建鸿,樊文欣,王跃,等. 凹槽型结构化径向轴承的润滑性能[J]. 润滑与密封, 2016(5): 82 – 85.
LI Jian-hong, FAN Wen-xin, WANG Yue, et al. Lubrication performance of grooved textured radial bearings[J]. Lubrication and Sealing, 2016(5): 82 – 85.
- [5] 王丽丽,葛培琪,路长厚,等. 螺旋槽流体动压滑动轴承数值分析[J]. 润滑与密封, 2005(6): 24 – 27.
WANG Li-li, GE Pei-qi, LU Chang-hou, et al. Numerical analysis of spiral groove hydrodynamic journal bearing[J]. Lubrication and Sealing, 2005(6): 24 – 27.
- [6] 杨国来,黄付田,金晶,等. 基于 Matlab 仿真的齿轮泵滑动轴承开槽数值分析[J]. 液压气动与密封, 2020(9): 21 – 24.
YANG Guo-lai, HUANG Fu-tian, JIN Jing, et al. Numerical analysis of gear pump sliding bearing slot based on MATLAB simulation[J]. Hydraulic Pneumatic and Sealing, 2020(9): 21 – 24.
- [7] 王章波,张红波,何海洋. 带螺旋槽滑动轴承的油膜温度计算[J]. 计测技术, 2012, 32(4): 17 – 20, 57.
WANG Zhang-bo, ZHANG Hong-bo, HE Hai-yang. Calculation of oil film temperature of journal bearing with spiral groove[J]. Measurement Technology, 2012, 32(4): 17 – 20, 57.
- [8] 郑文斌,裴世源,洪军. 表面微结构对滑动轴承支撑主轴稳定性的影响[J]. 西安交通大学学报, 2018, 52(5): 93 – 98.
ZHENG Wen-bin, PEI Shi-yuan, HONG Jun. Influence of surface micro texture on the stability of sliding bearing supporting spindle[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2018, 52(5): 93 – 98.
- [9] 苏华,余志雄. 基于 CFD 的沟槽-织构复合型滑动轴承性能[J]. 润滑与密封, 2017, 42(7): 19 – 25.
SU Hua, YU Zhi-xiong. Performance of groove texture composite sliding bearing based on CFD[J]. Lubrication and Sealing, 2017, 42(7): 19 – 25.
- [10] 李男儿,王琳. 瓦面凹槽结构参数对可倾瓦推力轴承润滑性能的影响[J]. 轴承, 2019(6): 6 – 9, 30.
LI Nan-er, WANG Lin. Influence of structural parameters of pad groove on lubrication performance of tilting pad thrust bearing[J]. Bearing, 2019(6): 6 – 9, 30.
- [11] VARELAAC, SANTOSIF. Component level study of an actively lubricated LEG tilting pad bearing: theory and experiment[J]. Tribology International, 2018, 120: 115 – 126.
- [12] DMOCHOWSKIW, BROCKWELLK, DECAMILIOS, et al. A study of the thermal characteristics of the leading edge groove and conventional tilting pad journal bearings[J]. Journal of Tribology, 1993, 115(2): 219 – 226.
- [13] STEPHENLE, JOHNKW, SCANMD. Profiled leading edge groove tilting pad journal bearing for light load operation[C]//Proceedings of the Twenty-Fifth Turbomachinery Symposium, Turbomachinery Laboratory, Texas A&M University, College Station, Texas, 1996.
- [14] 黄付田. 高速齿轮泵滑动轴承润滑特性研究[D]. 兰州:兰州理工大学, 2020.
HUANG Fu-tian. Study on lubrication characteristics of sliding bearing of high-speed gear pump[D]. Lanzhou: Lanzhou University of Technology, 2020.
- [15] 王卓. 五油槽滑动轴承特性研究分析[D]. 沈阳:沈阳工业大学, 2020.
WANG Zhuo. Study and analysis on characteristics of five oil groove sliding bearing[D]. Shenyang: Shenyang University of Technology, 2020.
- [16] 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.
ZHANG Zhi-ming. Hydrodynamic lubrication theory of journal bearing[M]. Beijing: Higher Education Press, 1986.

(金圣迪 编辑)