

李 然,王 伟,苏 哲. 高压大流量乳化液泵滑动轴承热流体动力润滑仿真分析[J]. 煤炭学报, 2014, 39(S2): 576-582. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2013.1423

Li Ran, Wang Wei, Su Zhe. Numerical study on thermohydrodynamic performance of journal bearing in high-pressure and large-flow-rate emulsion pump[J]. Journal of China Coal Society, 2014, 39(S2): 576-582. doi: 10.13225/j.cnki.jccs.2013.1423

高压大流量乳化液泵滑动轴承热流体 动力润滑仿真分析

李 然,王 伟,苏 哲

(北京天地玛珂电液控制系统有限公司, 北京 100013)

摘 要: 建立了滑动轴承热流体动力润滑模型,并针对乳化液泵曲轴滑动轴承在工作状态下的热流体动力润滑性能进行了仿真研究,主要分析讨论了偏心率、润滑油黏度和曲轴转速对滑动轴承润滑性能的影响。计算中采用了二维 Reynolds 方程计算滑动轴承的油膜的压力分布及厚度分布,采用能量方程和黏温方程耦合计算求解滑动轴承油膜的温升分布,并应用有限差分法通过 Fortran 程序对模型中的各方程进行了迭代求解。通过理论与试验方法验证了热流体动力润滑模型的正确性:滑动轴承的最小油膜厚度仿真计算结果与理论值相吻合,且为偏心率的单调递减的线性函数;润滑油黏度对滑动轴承内压力影响系数的仿真值与试验值吻合较好。仿真结果表明:滑动轴承油膜的承载能力,随着偏心率、润滑油黏度、曲轴转速的增加而增大;滑动轴承油膜的换热能力,随偏心率、润滑油黏度以及曲轴转速的降低而增加。

关键词: 热流体动力润滑; 滑动轴承; 偏心率; 黏度; 转速

中图分类号: TD355.4 文献标志码: A 文章编号: 0253-9993(2014)S2-0576-07

Numerical study on thermohydrodynamic performance of journal bearing in high-pressure and large-flow-rate emulsion pump

LI Ran, WANG Wei, SU Zhe

(Beijing Tiandi Marco Electro Hydraulic Control System Co. Ltd., Beijing 100013, China)

Abstract: The study investigated the lubricant performance of journal bearing in an emulsion pump. A thermohydrodynamic model written in Fortran program was developed in this study based on finite difference method. The effects of the eccentricity of journal bearing, the viscosity of lubrication oil as well as the rotational speed of crankshaft on the lubricant performance of journal bearing were taken into account. The result reveals that the carrying capacity of oil film in journal bearing increases with the increase of eccentricity, viscosity and the rotational speed of crankshaft; the heat-exchange capacity of oil film in journal bearing increases with the decrease of eccentricity, viscosity and the rotational speed of crankshaft; the calculated minimum thickness of oil film agrees very well with the theoretical result and it is a monotone decreasing linear function of eccentricity.

Key words: thermohydrodynamic lubrication; journal bearing; eccentricity; viscosity; rotational speed

近年来,依靠不断的自主创新,我国煤炭开采技术和装备水平有了显著地提高,目前已经形成了单工

作面年产千万吨的生产能力和成套的综采装备,达到了国际先进水平^[1]。然而,在高端综采装备的轴承、

密封、齿轮等基础关键元件技术和可靠性方面, 距离世界领先水平仍存在较大差距^[2]。乳化液泵作为综采工作面必不可少的重要设备, 为工作面液压支架提供液动力, 是整个工作面液压系统的“心脏”^[3-5]。曲轴滑动轴承是乳化液泵中最重要的基础元件之一, 其结构强度和工作性能决定着乳化液泵传动系统的可靠性。

乳化液泵曲轴轴颈与滑动轴承在工作状态下, 被一定厚度的润滑油膜隔开, 从而防止了两者发生固体间的干摩擦, 同时带走由于轴颈旋转引起地油膜阻力所产生的摩擦热, 以此确保曲轴—滑动轴承系统能够稳定可靠地工作。因此对滑动轴承润滑性能的分析, 是滑动轴承设计和研究过程中的重点和难点。滑动轴承的热流体动力润滑分析, 涉及到摩擦学、接触力学、传热学以及润滑油的黏温特性等理论^[6-9], 是分析滑动轴承润滑性能的重要方法。本文通过建立基于二维 Reynolds 方程、二维能量方程与润滑油黏温方程的热流体动力润滑模型, 应用有限差分法计算获得某乳化液泵滑动轴承的油膜压力、油膜厚度以及油膜温升分布数据, 并对偏心率、润滑油黏度和曲轴转速对滑动轴承润滑性能影响关系, 进行了深入分析。

1 热流体动力润滑分析模型

1.1 Reynolds 模型

对于有限宽度的滑动轴承, 油膜的动力润滑特性, 在忽略了涡流和湍流、惯性力等影响的条件下, 可根据流体润滑理论, 采用二维 Reynolds 方程^[10]求解

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(\frac{h^3}{\eta} \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U \frac{\partial h}{\partial \theta} \quad (1)$$

式中 p 为油膜压力分布函数; x 为轴承圆周方向; z 为轴承轴线方向; h 为油膜厚度函数; U 为轴颈线速度; η 为润滑油的动力黏度。

对流体动压滑动轴承进行分析计算时, 考虑到各变量的收敛性问题, 常以无量纲形式表示, 方程(1)的无量纲形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{H^3}{\eta^*} \frac{\partial P}{\partial \lambda} \right) = \frac{\partial H}{\partial \theta} \quad (2)$$

式中 H 为无量纲油膜厚度, $H = \frac{h}{c}$, c 为轴承半径间隙; d 为轴承直径; b 为轴颈宽度; η^* 为无量纲润滑油动力黏度, $\eta^* = \frac{\eta}{\eta_0}$, η_0 为初始润滑油动力黏度; P 为无量纲油膜压力, $P = \frac{pc^2}{3U\eta_0 d}$; θ, λ 为无量纲化 Reynolds 方程的二维坐标, 其中 $\theta = \frac{2x}{d}$, $0 \leq \theta \leq 2\pi$; $\lambda = \frac{2z}{b}$, z

坐标的原点取轴承轴向中央, 则 $-1 \leq \lambda \leq 1$ 。

1.2 能量方程

假设润滑油的动力黏度 η 沿油膜厚度方向不变化, 且润滑油密度 ρ 与温度无关, 则可得到热流体动压润滑常用的能量方程^[10], 即

$$q_x \frac{\partial T}{\partial x} + q_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{\eta U^2}{J\rho c_0 h} + \frac{h^3}{12\eta J\rho c_0} \left[\left(\frac{\partial p}{\partial x} \right)^2 + \left(\frac{\partial p}{\partial y} \right)^2 \right] \quad (3)$$

式中 $q_x = \frac{Uh}{2} - \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x}$; $q_z = -\frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial z}$; T 为润滑油温度; J 为热功当量; c_0 为润滑油比热容。

对方程(3)进行无量纲化, 可得

$$\frac{\partial T^*}{\partial \theta} = \frac{1}{Q_x} \left\{ -\frac{d}{b} Q_y \frac{\partial T^*}{\partial \lambda} + \frac{2\eta^*}{H} + \frac{6H}{\eta^*} \left[\left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)^2 + \left(\frac{d}{b} \right)^2 \left(\frac{\partial P}{\partial \lambda} \right)^2 \right] \right\} \quad (4)$$

式中 $Q_x = \frac{H}{2} - \frac{H^3}{2} \frac{\partial P}{\partial \theta}$; $Q_y = -H^3 \frac{\partial P}{\partial \lambda}$; $T^* = \frac{2J\rho c_0 h_0^2}{Ul\eta_0} T$, h_0 为初始油膜厚度。

1.3 润滑油黏度-温度方程

本文采用 Rolelands 黏温方程^[11]来表征润滑油黏度与温度的变化关系, 如式(5)所示。

$$\eta = \eta_0 \exp \left\{ (\ln \eta_0 + 9.67) \left[(1 + 5.1 \times 10^{-9} p)^{0.68} \times \left(\frac{T - 138}{T_0 - 138} \right)^{-1.1} - 1 \right] \right\} \quad (5)$$

2 有限差分算法

对于滑动轴承的热流体动力润滑模型, 可采用有限差分法对油膜压力分布进行求解。有限差分法, 是指将滑动轴承的油膜划分为许多网格区域, 用各个节点上的压力值构成各阶差商, 从而近似表达 Reynolds 方程中的导数, 以达到求解目的。

对于节点 (i, j) 上的一阶导数 $\frac{\partial P}{\partial \theta}$, 采用半步长插入点上 P 值构成的中商差表示为

$$\left(\frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j} \approx \frac{P_{i+1/2,j} - P_{i-1/2,j}}{\Delta \theta} \quad (6)$$

用相邻半步长插入点上一阶导数的中心差表示节点 (i, j) 上的二阶导数为

$$\left(\frac{\partial}{\partial \theta} H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i,j} \approx \frac{\left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i+1/2,j} - \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right)_{i-1/2,j}}{\Delta \theta} = \frac{H_{i+1/2,j}^3 \frac{P_{i+1,j} - P_{i,j}}{\Delta \theta} - H_{i-1/2,j}^3 \frac{P_{i,j} - P_{i-1,j}}{\Delta \theta}}{\Delta \theta} \quad (7)$$

同理应用有限差分法,可将无量纲化的 Reynolds 方程转化为

$$A_{ij}P_{i+1j} + B_{ij}P_{i-1j} + C_{ij}P_{ij} + D_{ij}P_{ij-1} - E_{ij}P_{ij} = F_{ij} \quad (8)$$

式中, $A_{ij} = H_{i+1/2j}^3$; $B_{ij} = H_{i-1/2j}^3$; $C_{ij} = \left(\frac{d\Delta\theta}{b\Delta\lambda}\right)^2 H_{i+1/2j}^3$; $D_{ij} = \left(\frac{d\Delta\theta}{b\Delta\lambda}\right)^2 H_{i-1/2j}^3$; $E_{ij} = A_{ij} + B_{ij} + C_{ij} + D_{ij}$; $F_{ij} = \Delta\theta(H_{i+1/2j} - H_{i-1/2j})$ 。

在应用方程(8)求解油膜压力时,采用 Reynolds 边界条件,即在计算过程中当某个节点压力值为负数时,则取次节点压力为零,将此节点作为油膜自然破裂边界的近似位置^[12-14]。

应用 Fortran 语言编写程序,采用超松弛迭代法耦合求解无量纲二维 Reynolds 方程、能量方程和黏温方程离散化后的差分方程,算法如图 1 所示,从而建立了滑动轴承的热流体动力润滑模型,该模型能够计算滑动轴承润滑油膜的压力分布、厚度分布和温升分布情况。

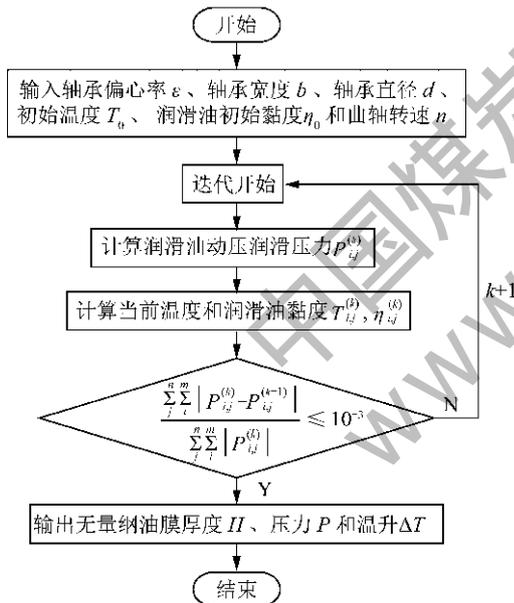


图 1 滑动轴承热流体动力润滑分析算法

Fig. 1 Algorithm of the thermohydrodynamic performance of the journal bearing

3 计算结果与分析

应用本文建立的热流体动力润滑模型,对本公司生产的 TMBRW(400/37.5)型乳化液泵曲轴滑动轴承的润滑性能进行分析计算。滑动轴承和润滑油的主要参数见表 1。热流体动力润滑模型中的重要参数之一——初始油温 T_0 ,采用了乳化液泵在工作状态下达到热平衡后的油温。由于乳化液泵热平衡油

温受到泵站传动结构、润滑方式、冷却效率以及井下环境温度等多方面的影响,难以通过理论方法确定,因此作者分别采集了大柳塔煤矿、酸刺沟煤矿、羊场湾煤矿、刘庄煤矿 4 个常温和高温矿井生产班时几种型号乳化液泵达到热平衡后的油温。根据采集结果发现各矿乳化液泵热平衡油温保持在 50 ~ 60 °C(表 2),因此将乳化液泵滑动轴承热流体动力润滑分析模型的初始油温 T_0 设定为 60 °C。

表 1 滑动轴承和润滑油的主要参数

Table 1 Main parameters of the journal bearing and oil

参数	值
轴承直径 d/mm	144
轴承宽度 b/mm	69.8
轴承半径间隙 c/mm	0.112
偏心率 ε	0.85
初始油温 $T_0/^\circ\text{C}$	60
润滑油初始黏度 $\eta_0/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.083 908
曲轴额定转速 $n_0/(r\cdot\text{min}^{-1})$	438
曲拐上最大工作载荷/ kN	91.75

表 2 各煤矿乳化液泵热平衡油温

Table 2 Oil temperature of the emulsion pump in different coal mines under the state of thermal equilibrium

煤矿	泵站型号	井下温度/ $^\circ\text{C}$	热平衡油温/ $^\circ\text{C}$
大柳塔煤矿	KAMAT K500	16	47
酸刺沟煤矿	BRW400/37X	18	50
羊场湾煤矿	RMI S375	20	61
刘庄煤矿	BRW400/31.5	29	58

表 1 给出了热流体动力润滑模型的主要参数。图 2 为热流体动力润滑模型的计算结果,分别为无量纲化的油膜压力、厚度以及温升在滑动轴承(θ, λ)坐标下分布。由于 $P = \frac{pc^2}{3U\eta_0 d}$ 和 $H = \frac{h}{c}$,因此可根据图 2 中的结果,求解出滑动轴承油膜压力峰值 p_{\max} 、最小油膜厚度 h_{\min} 和温升峰值 ΔT_{\max} ,分别为 4.14 MPa、0.015 9 mm 和 34 °C。

根据文献[15],对于径向滑动轴承的最小油膜厚度和温升峰值的理论值可分别表示为

$$h_{\min}^{\text{theory}} = c(1 - \varepsilon) \quad \Delta T_{\max}^{\text{theory}} = \frac{KP_{\mu}}{c_p \rho q_s}$$

式中 K 为润滑油散热比; P_{μ} 为摩擦功耗; c_p 为润滑油比热容; ρ 为润滑油密度; q_s 为滑动轴承的总供油量。

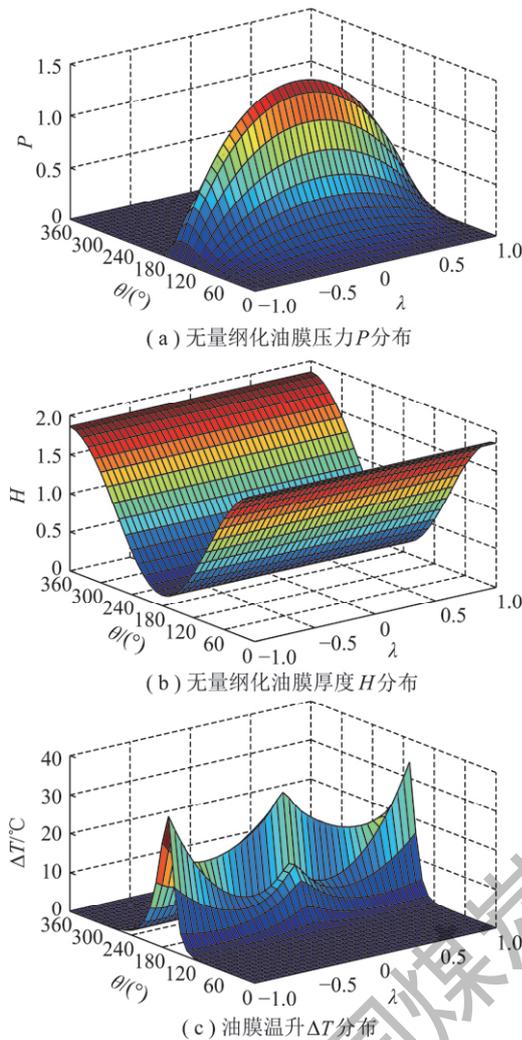


图 2 TMBRW400/37.5 型乳化液泵曲轴滑动轴承的润滑性能

Fig. 2 Lubrication performance of the journal bearing in the TMBRW400/37.5 emulsion pump

根据表 1 所示, 轴承半径间隙 $e = 0.112 \text{ mm}$, 偏心率 $\varepsilon = 0.85$; 本文中用润滑油的材料参数分别为 $K = 0.8$, $c_p = 1890 \text{ J/(kg} \cdot \text{K)}$, $\rho = 897 \text{ kg/m}^3$; 根据文献 [15] 的理论方法, 分别求得 $P_\mu = 1.472 \text{ kW}$, $q_s = 1.734 \times 10^{-5} \text{ m}^3/\text{s}$; 因此由式 (9), (10) 可求得最小油膜厚度理论值 h_{\min}^{theory} 和温升峰值理论解 $\Delta T_{\max}^{\text{theory}}$, 分别为 0.0168 mm 和 $39 \text{ }^\circ\text{C}$ 。根据热流体动力润滑模型求解的最小油膜厚度 h_{\min} 与理论值 h_{\min}^{theory} 的偏差仅为 5.3% , 吻合较好, 温升峰值 ΔT_{\max} 与理论值 $\Delta T_{\max}^{\text{theory}}$ 的偏差为 16.8% , 由于求解理论值过程需引入经验值, 因此可认为 16.8% 的偏差在合理范围之内。

4 滑动轴承润滑性能影响因素分析

4.1 偏心率对润滑性能的影响

在乳化液泵曲轴的每个工作循环中, 滑动轴承受到周期性变化的动载荷的作用, 这导致滑动轴承轴心

位置也随之变化, 从而导致滑动轴承的偏心率的变化。因此滑动轴承的偏心率的大小反映了曲轴滑动轴承所受载荷的大小, 在滑动轴承宽径比 b/d 一定的情况下, 偏心率随滑动轴承所受载荷 F 的增大而增大 [15]。本节分析了滑动轴承油膜压力峰值 p_{\max} 及相应的曲轴转角 $\theta_{p_{\max}}$ 、最小油膜厚度 h_{\min} 和温升峰值 ΔT_{\max} 与偏心率 ε 的变化关系。计算时, 热流体动力润滑模型中除偏心率外的参数与表 1 相同。图 3 为油膜压力峰值 p_{\max} 和曲轴转角 $\theta_{p_{\max}}$ 随偏心率 ε 的变化关系。如图 3 所示, 油膜压力峰值 p_{\max} 随偏心率的增大而增大, 偏心率从 0.65 增大到 0.85 时, 油膜压力峰值 p_{\max} 增大了 3.24 MPa ; 因此偏心率越大, 油膜的承载力越大; 而压力峰值对应的曲轴转角 $\theta_{p_{\max}}$ 随偏心率在一定范围内的变化不明显, 与文献 [16] 中的研究结果相吻合。

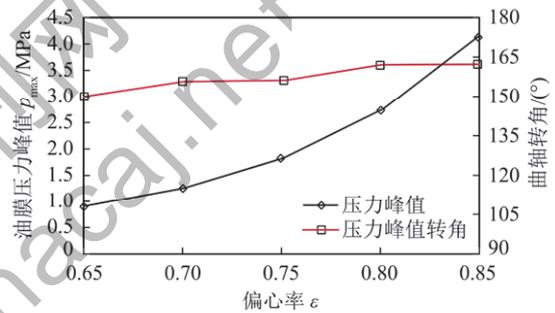


图 3 油膜压力峰值和相应的曲轴转角与偏心率的关系
Fig. 3 Correlation between the peak pressure as well as the related rotational angular of the crankshaft and the eccentricity

图 4 显示了滑动轴承热流体动力润滑分析求得的最小油膜厚度 h_{\min} 和理论最小油膜厚度 h_{\min}^{theory} 与偏心率 ε 的变化关系。如图 4 所示, 润滑模型的求解结果与理论值基本完全重合, 且最小油膜厚度与偏心率 ε 成斜率为 $-c$ 单调递减的线性函数。

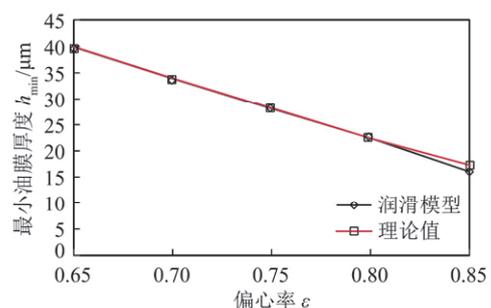


图 4 最小油膜厚度与偏心率的关系
Fig. 4 Correlation between the minimum thickness of oil film and the eccentricity

图 5 为温升峰值 ΔT_{\max} 随偏心率 ε 的变化关系。如图 5 所示, 滑动轴承油膜温升峰值 ΔT_{\max} 随偏心率 ε 的增大而升高。温升峰值 ΔT_{\max} 从 $\varepsilon = 0.65$ 时的

0.3 °C 增大到 $\varepsilon = 0.85$ 时的 34 °C; 且温升峰值与偏心率的关系曲线的斜率 $\frac{d(\Delta T_{\max})}{d\varepsilon}$, 也随偏心率的增大而增大。这是由于随着偏心率的增加, 油膜厚度不断减小, 润滑油的流通面积和流通能力也随之减小, 因此润滑油的换热能力降低, 导致油膜的温升增加。

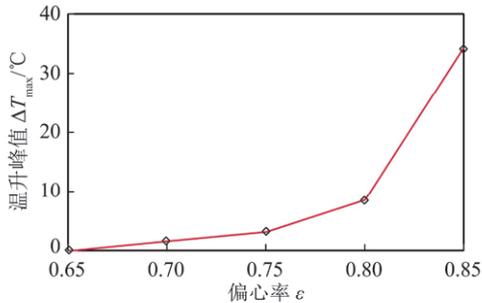


图 5 油膜温升峰值与偏心率的关系

Fig. 5 Correlation between the peak temperature rise and the eccentricity

4.2 润滑油黏度对润滑性能的影响

4.2.1 热流体动力润滑仿真分析

流体动压形成的基本因素之一——挤压效应, 是由于流体自身的黏性对轴颈的变位运动具有抵抗作用, 从而形成的油膜承载力。因此润滑油的黏度, 是滑动轴承润滑性能的重要影响因素之一。润滑油黏度微观本质上反映的是润滑油分子间的摩擦性能; 宏观上的变现不仅与润滑油的材料性能有关, 而且受温度影响较大, 如方程 (5) 所示。

在固定初始油温下 ($T_0 = 60$ °C), 不同牌号的润滑油, 初始黏度和黏温变化关系各不相同。国产泵站, 如 BRW400/37X、BRW400/31.5 等, 多采用 ISO 68 号抗磨压油, 而进口泵站, 如 RMI S375 和 KAMAT K500 则均采用 ISO 220 号抗磨压油。因此为了研究不同牌号的润滑油对滑动轴承润滑性能的影响关系, 本文对采用 5 种抗磨压油: ISO 46, ISO 68, ISO100, ISO150, ISO220 条件下滑动轴承的润滑性能, 进行了分析计算。5 种牌号的润滑油在 $T_0 = 60$ °C 时的初始黏度分别为 $\eta_0^{46} = 0.021$ Pa · s, $\eta_0^{68} = 0.029$ Pa · s, $\eta_0^{100} = 0.043$ Pa · s, $\eta_0^{150} = 0.053$ Pa · s, $\eta_0^{220} = 0.084$ Pa · s^[17]。

图 6 给出了滑动轴承的油膜压力峰值 p_{\max} 、温升峰值 ΔT_{\max} 与 5 种牌号润滑油初始黏度 η_0 之间的变化关系。如图 6 所示, 油膜的压力峰值 p_{\max} 、温升峰值 ΔT_{\max} 随初始黏度的升高 (即润滑油牌号的增加) 而增大。由此可知, 对于牌号高的润滑油, 其油膜承

载力, 要强于牌号低的润滑油, 如润滑油牌号从 ISO 46 号变为 ISO 220 号后, 润滑油的油膜压力峰值 p_{\max} 增加了 169%; 然而由于牌号高的润滑油的黏度较高, 由黏性耗散而产生的摩擦热大, 在端泄量、对流和热传导条件一定的情况下, 高牌号的润滑油的温升也高于牌号低的润滑油, 如 ISO 220 号润滑油油膜温升峰值 ΔT_{\max} 约比 ISO 46 号润滑油油膜温升峰值高 13 倍。

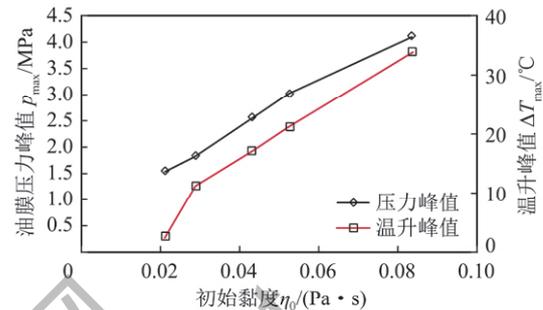


图 6 油膜压力峰值和温升峰值与黏度关系

Fig. 6 Correlation between the peak pressure as well as the peak temperature rise of the oil film and the viscosity

4.2.2 黏度对压力影响关系测试

由于乳化液泵工作时, 滑动轴承与连杆和曲轴装配在一起, 且润滑油在滑动轴承内的润滑过程为动力学过程, 因此很难通过实验方法直接并准确地获得滑动轴承润滑油的压力及温度分布的数据。在曲轴转速、轴承半径间隙、初始温度等条件一定的情况下, 可以认为对滑动轴承润滑系统中压力的影响因素主要来自于润滑油的黏度, 且对滑动轴承内油膜的各位置处压力分布影响近似相同^[18]。将 $f_{p(\eta)} = \frac{p(\eta_b)}{p(\eta_a)}$ 定义为润滑油黏度对压力的影响系数, 其中 $p(\eta_a)$, $p(\eta_b)$ 分别为润滑油黏度 η_a , η_b 下的滑动轴承润滑系统内某点的压力。因此, 本文通过测量两种润滑油在相同初始温度 ($T_0 = 60$ °C) 下的滑动轴承的供油压力 $p_s(\eta)$ 的值, 从而计算出影响系数试验值 $f_{p(\eta)}^{\text{exp}}$, 并与用图 6 中的油膜压力峰值 $p_{\max}(\eta)$ 计算出的影响系数仿真值 $f_{p(\eta)}^{\text{num}}$ 进行对比, 从而检验热流体动力润滑模型的正确性。

在 TMBRW(400/37.5) 型乳化液泵中先后加入等量的 ISO 68 号和 ISO 100 号两种润滑油进行试验跑合。采用 TP100 型温度传感器和 KYB18 型压力传感器, 分别测量两种润滑油的油温 T 和滑动轴承的供油压力 p_s (即油冷却器的出口压力), 并应用 PLC 数据采集系统, 对油温、油压数据进行采集和记录, 实验系统如图 7 所示。通过多次测量取平均值, 在初始

温度 $T_0 = 60\text{ }^\circ\text{C}$ 时, ISO 68 号和 ISO 100 号润滑油的供油压力 $p_s(\eta_{68})$ 和 $p_s(\eta_{100})$ 分别为 0.469 和 0.601 MPa, 因此试验方法求得的影响系数 $f_{p(\eta)}^{\text{exp}}$ 为 1.28。而根据热流体动力润滑模型求得的 ISO 68 号和 ISO 100 号润滑油的油膜压力峰值 $p_{\text{max}}(\eta_{68})$ 和 $p_{\text{max}}(\eta_{100})$ 分别为 2.58 和 1.85 MPa, 因此影响系数的仿真值 $f_{p(\eta)}^{\text{num}}$ 为 1.39, 由于润滑油黏度对本润滑系统内各点压力的影响近似相同, 因此仿真结果与试验数据的偏差仅为 8.6%, 从试验角度验证了热流体动力润滑模型的正确性。表 3 列出了试验的条件以及试验结果与仿真结果的对比情况。

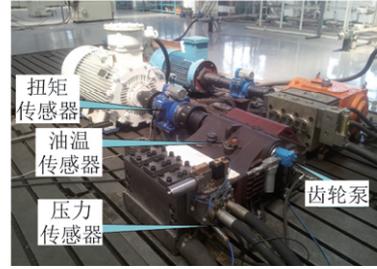


图 7 乳化液泵滑动轴承黏度对压力影响关系测试系统
Fig. 7 Experimental system for testing the impact factor between the lubricant oil viscosity and the pressure for the journal bearing in an emulsion pump

表 3 试验条件与试验结果与仿真结果的对比情况

Table 3 Test conditions and the comparison between the experimental result and numerical result

试验条件					试验与仿真结果对比			
润滑油牌号	初始温度 $T_0/^\circ\text{C}$	润滑油黏度 $/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	齿轮泵排量 $/(\text{mL} \cdot \text{r}^{-1})$	曲轴转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	供油压力 p_s 试验值/MPa	仿真压力峰值 p_{max} /MPa	黏度对压力影响系数	测试值与仿真值的偏差/%
ISO 68	60	0.029	16	438	0.469	2.58	测试值 1.28	8.6
ISO 100		0.043			0.601	1.85	仿真值 1.39	

4.3 曲轴转速对润滑性能的影响

近年来, 节能变频调速控制系统在智能型乳化液泵站中的应用越来越普及, 该系统能够通过调节供电频率来调节乳化液泵的电机转速, 从而实现乳化液泵根据工作面实际用量而进行恒压供液的功能^[19]。曲轴转速的降低, 直接改变了润滑油动力润滑条件, 必然会影响滑动轴承的润滑性能。图 8 给出了某型号乳化液泵变频电机工作状态下的转速变化情况。如图 8 所示, 乳化液泵在变频控制下, 电机转速一般在 20% ~ 100% 的额定转速范围内变化。TMBRW(400/37.5) 型乳化液泵曲轴额定转速 $n_0 = 438\text{ r/min}$, 见表 1, 在偏心率、初始温度、初始黏度不变的前提下, 对曲轴转速在 (20% ~ 100%) n_0 范围内的滑动轴承润滑特性进行分析计算。

图 9 为油膜压力峰值 p_{max} 、温升峰值 ΔT_{max} 与曲轴转速 n 的变化关系。图 9 中的结果表明, 滑动轴承油膜压力峰值 p_{max} 和温升峰值 ΔT_{max} 随曲轴转速 n 的降低而降低。相比于额定转速 n_0 下的油膜压力峰值 p_{max} 和温升峰值 ΔT_{max} , 在 20% n_0 的转速条件下, p_{max} 下降了 73%, ΔT_{max} 下降了 81%。因此, 通过变频控制降低乳化液泵电机的转速, 会导致滑动轴承的油膜承载力下降, 而滑动轴承的换热情况会得以改善。

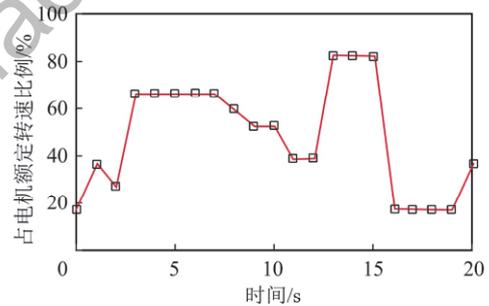


图 8 乳化液泵变频电机转速变化情况

Fig. 8 Variation of the rotational speed of the variable-frequency motor of the emulsion pump

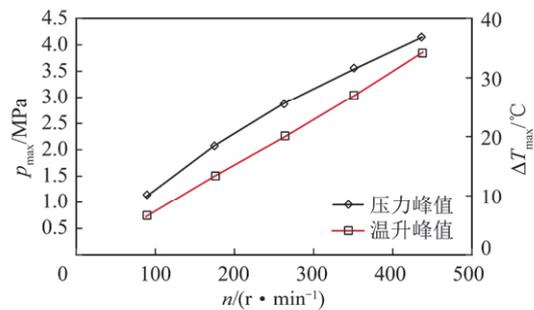


图 9 油膜压力峰值和温升峰值与曲轴转速关系

Fig. 9 Correlation between the peak pressure as well as the peak temperature rise of the oil film and the rotational speed of the crankshaft

5 结 论

(1) 滑动轴承的偏心率随所加载荷的增加而增大,而润滑油膜的承载能力随偏心率的增加而升高;最小油膜厚度,会随着偏心率的增加而单调线性递减;同时,由于偏心率的增加,润滑油的流通面积和流通能力也随之降低,因此润滑油的换热能力降低,导致油膜的温升增加。

(2) 增大润滑油的黏度,能够有效的提高滑动轴承润滑油膜的承载能力;然而由于黏度增大,产生的黏性耗散增加,产生的摩擦热也随之增加,因此润滑油的温升也相应地增大。

(3) 在变频控制下,乳化液泵曲轴转速的降低,会引发滑动轴承油膜承载能力的下降,然而滑动轴承的换热能力会相应升高。

参考文献:

- [1] 王金华. 我国煤矿开采机械装备及自动化技术新进展[J]. 煤炭科学技术 2013 41(1): 1-4.
Wang Jinhua. New progress on China coal mining machinery equipment and automation technology [J]. Coal Science and Technology, 2013 41(1): 1-4.
- [2] 王国法. “十二五”煤矿开采装备技术的发展展望[J]. 煤矿开采 2011 16(3): 19-24.
Wang Guofa. Prospect of coal mining equipment development in 12th Five-year Plan of China [J]. Coal Mining Technology, 2011 16(3): 19-24.
- [3] 翟江,周华. 流体属性可变的水压轴向柱塞泵压力流量模型[J]. 煤炭学报 2013 38(1): 171-176.
Zhai Jiang, Zhou Hua. Pressure and flow characteristic modeling of water hydraulic axial piston pump based on variable fluid properties [J]. Journal of China Coal Society 2013 38(1): 171-176.
- [4] 姚伟,于功江,宋杰. 高压大流量乳化液泵压力稳定技术[J]. 煤炭科学技术 2012 40(8): 78-83.
Yao Wei, Yu Gongjiang, Song Jie. Pressure stabilization technology of high pressure and high flow emulsion pump station [J]. Coal Science and Technology 2012 40(8): 78-83.
- [5] 李然. 乳化液泵阀座拉升器疲劳裂纹扩展有限元分析[J]. 煤炭科学技术 2013 41(5): 104-107.
Li Ran. Finite element analysis on fatigue crack expansion of lifer in valve seat of emulsion pump [J]. Coal Science and Technology, 2013 41(5): 104-107.
- [6] Roy L. Thermo-hydrodynamic performance of grooved oil journal bearing [J]. Tribology International 2009 42(8): 1187-1198.
- [7] Chauhan A, Sehgal R, Sharma R K. Thermohydrodynamic analysis of elliptical journal bearing with different grade oils [J]. Tribology International 2010 43(11): 1970-1977.
- [8] Durany J, Pereira J, Varas F. Dynamical stability of journal-bearing devices through numerical simulation of thermohydrodynamic models [J]. Tribology International 2010 43(9): 1703-1718.
- [9] 余谱,汪久根,王庆九,等. 制造误差对多瓦可倾瓦径向滑动轴承热流体动力润滑性能的影响[J]. 润滑与密封, 2012, 37(12): 5-8.
Yu Pu, Wang Jiugen, Wang Qingjiu, et al. Influences of manufacturing tolerances on thermo-elastohydrodynamic lubrication performance of multi-tilting-pad journal bearing [J]. Lubrication Engineering, 2012 37(12): 5-8.
- [10] 温铸铸,黄平. 摩擦学原理[M]. (2版). 北京: 清华大学出版社 2002.
Wen Shizhu, Huang Ping. Principle of tribology [M]. 2nd edition. Beijing: Tsinghua University Press 2002.
- [11] 温铸铸,杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
Wen Shizhu, Yang Peiran. Elastohydrodynamic lubrication [M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.
- [12] 王刚志. 内燃机主轴承热弹性流体动力润滑数值分析及试验研究[D]. 天津: 天津大学 2007.
Wang Gangzhi. Research and experimentation on thermoelastohydrodynamic analysis of engine main journal bearings [D]. Tianjin: Tianjin University 2007.
- [13] 王宁. 基于 Matlab 的滑动轴承压力分布的数值计算[D]. 大连: 大连理工大学 2006.
Wang Ning. Numerical calculation to the pressure distribution of journal bearing based on the Matlab [D]. Dalian: Dalian University of Technology 2007.
- [14] 蔡林. 流体动压滑动轴承静特性研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工程大学 2012.
Cai Lin. Investigation on static performance of hydrodynamics bearing [D]. Harbin: Harbin Engineering University 2012.
- [15] 闻邦椿. 机械设计手册: 第三卷[M]. 5版. 北京: 机械工业出版社 2010.
Wen Bangchun. Mechanical design handbook: Volume 3 [M]. 5th edition. Beijing: China Machine Press 2010.
- [16] Gertzog K P, Nikolakopoulos P G, Papadopoulos C A. CFD analysis of journal bearing hydrodynamic lubrication by Bingham lubricant [J]. Tribology International 2008 41(12): 1190-1204.
- [17] 吴晓玲. 润滑设计手册[M]. 北京: 化学工业出版社 2006.
Wu Xiaoling. Handbook of lubrication [M]. Beijing: Chemical Industry Press 2006.
- [18] Solghar A A, Brito F P, Claro J C P, et al. An experimental study of the influence of loading direction on the thermohydrodynamic behaviour 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.
- [19] 张文全. 乳化液泵变频与电磁卸载智能联动控制研究[J]. 煤矿机械 2013 34(3): 196-198.
Zhang Wenquan. Research on intelligent linkage control technology between variable frequency and electronic unloading of emulsion pump [J]. Coal Mine Machinery 2013 34(3): 196-198.