复层孔隙分布含油轴承的孔道渗流及润滑机制

张国涛^{1*}, 尹延国²

1. 安徽工业大学机械工程学院, 马鞍山 243002;

2. 合肥工业大学摩擦学研究所, 合肥 230009

* E-mail: hfutt@sina.com

收稿日期: 2018-12-26; 接受日期: 2019-04-10; 网络版发表日期: 2019-06-18

国家自然科学基金(批准号: 51575151)和安徽省自然科学基金(编号: 1908085QE195)资助项目

摘要 含油轴承基体中油液的渗流行为对轴承油膜润滑性能影响显著. 以不同孔隙率分布的环面复层含油轴承为研究对象, 耦合分析轴承系统(包括轴承间隙和多孔轴承内部)的流体流动, 基于Darcy定律描述油液渗流行为, 并在极坐标下建立含油轴承系统的渗流润滑模型, 研究轴承系统中油膜压力的分布规律, 分析表面粗糙度、结构参数等对油膜润滑性能的影响. 采用粉末冶金工艺制备不同表层孔隙率的复层含油轴承试样, 在端面摩擦试验机上开展含油轴承的摩擦学实验, 并对数值分析结果进行验证. 结果表明, 与普通单层含油轴承相比, 不同孔隙率分布的复层含油轴承能阻止润滑油液渗入多孔介质, 提高轴承润滑性能; 随着综合表面均方根粗糙度增大, 油膜润滑性能变好, 随着表层厚度或表层渗透率增加, 油膜润滑性能变差. 摩擦实验与润滑理论分析具有相似的结论, 验证了所建数值模型的可靠性. 研究作为明晰含油轴承渗流润滑机理及其影响机制提供一定理论依据.

关键词 复层孔隙, 含油轴承, 渗流行为, 孔隙率, 润滑特性

1 引言

含油轴承是工程应用中较为重要的一类摩擦副接触形式, 因具有制造成本低和多孔自润滑特性, 在内燃机、止推轴承、液压泵配流盘等关键摩擦副中获得广泛应用^[1-3]. 含油轴承基体具有一定多孔属性, 工作过程中既有油液在轴承摩擦副间隙中的流动, 也有油液在多孔介质中的渗流, 轴承基体中油液渗流特性对轴承油膜润滑性能具有重要影响, 其渗流润滑机理历来是众多学者的研究热点^[4-6]. 数值分析时, 研究人员通常认为含油轴承在适当工况下运行时能够形成完全油

膜润滑^[7,8], 基于这一前提, Cameron等人^[9]根据Darcy定律建立了径向含油轴承渗流润滑模型, 分析了含油轴承孔隙率对油膜润滑性能参数(油膜承载能力和摩擦系数)的影响, 并试验验证了所建模型的正确性. 此后, Darcy定律作为描述渗流过程的基本规律, 在含油轴承润滑特性分析中被广泛采用^[10-13]. 如Shah等人^[14], Shimpi和Deheri^[15], Acharya等人^[16]等研究了表面粗糙度及磁流体效应对多孔平行圆盘间油膜润滑性能的影响. Ponnuswamy和Govindaraj^[17], Naduvanamani等人^[18]系统研究了多孔环-环接触副间偶应力流体对挤压膜润滑特性的影响. 以上研究都是以普通单层含油轴承

引用格式: 张国涛, 尹延国. 复层孔隙分布含油轴承的孔道渗流及润滑机制. 中国科学: 技术科学, Zhang G T, Yin Y G. Seepage flow and lubrication mechanism of oil-bearing with bilayer pore distribution (in Chinese). Sci Sin Tech, doi: 10.1360/N092018-00436

为研究对象, 没有考虑轴承基体渗透率变化对润滑性能的影响. Srinivasan^[19]和Verma^[20]研究发现, 减小轴承基体渗透率能阻止油液向多孔介质中渗漏, 将提高轴承强度和油膜的承载能力, 但同时也会降低孔隙含油量, 使轴承自润滑性能变差. Lim和Seah^[21]制备了基体多孔、表层致密的复层含油轴承(基体孔隙率29%, 表层孔隙率11%), 制备时采用不同压力压制两层轴承毛坯, 烧结后压装入轴承座中, 经检测, 所制备复层轴承的含油率较单层轴承有所增加, 同时未明显降低轴承的力学强度. 在理论研究方面, Naduvanamani^[22], Li^[23]和Rao等人^[24]分别针对不同类型(如径向轴承、斜面轴承、阶梯轴承)的复层含油轴承系统, 数值研究了复层结构参数对其油膜润滑性能和系统稳定性的影响, 结果表明, 当含油轴承处于流体润滑状态时, 具有致密表层结构的复层含油轴承能有效提高动压油膜的润滑性能和系统稳定性. 综上研究可见, 复层结构的含油轴承能通过调整材料层间结构参数和渗透率配比, 既保留一般单层含油轴承所具有的自润滑效果, 同时也能克服孔隙结构对油膜承载性能带来的不利影响. 然而, 现有研究未涉及环面接触复层含油轴承系统的渗流润滑特性分析, 对复层含油轴承系统的润滑机理及其影响机制尚不明晰. 本文采用粉末冶金方法制备具有两层不同孔隙率的复层含油轴承, 耦合多孔质内部渗流方程与轴承间隙流体控制方程, 推导了环面接触复层含油轴承系统的渗流润滑模型, 研究了轴承系统的润滑特性及机理, 以期对环面接触复层含油轴承的润滑性能分析及结构优化设计提供参考.

2 复层含油轴承试样制备及润滑模型

2.1 试样制备与测试

根据课题组前期研究成果^[25], 采用工业生产中常见的铁基粉末冶金材料制备含油轴承, 选用TiH₂为造孔调节剂, 用于调控表层孔隙率变化, 基层材料中不添加造孔剂, 复层含油轴承的具体材料配方及制备工艺详见文献^[25]. 所制备的复层含油轴承试样如图1所示($\phi 30\text{ mm} \times 4\text{ mm}$). 轴承表层添加造孔剂后, 有大量贯通孔隙生成, 未添加造孔剂的基层孔隙尺度较小且孤立存在, 按此方法制备的复层含油轴承能够实现层间不同孔隙率的分布.

表1给出了造孔剂TiH₂含量对材料表层物性参数

图1 粉末冶金成型复层含油轴承试样

表1 不同TiH₂含量试样孔隙率和密度的变化

含量 (%)	孔隙率 (%)	密度 (g/cm ³)
0	10.42	6.88
2	15.53	6.84
2.5	17.22	6.82
3	18.43	6.81
3.5	18.98	6.8
4	19.85	6.79

的影响, 随着造孔剂含量增加, 孔隙率增加, 密度逐渐降低, 孔隙率增加使得含油率不断上升.

环面摩擦副的上试样采用45钢材料经淬火加低温回火制成, 表面较光滑, 可忽略表面粗糙度变化. 下试样采用粉末冶金工艺制备, 并经磨削加工制成复层铁基含油轴承试样, 表面多孔且较粗糙. 张国涛等人^[26]前期研究时建立了两圆盘面接触的含油轴承流体润滑模型, 运用正弦粗糙度经验公式模拟含油轴承粗糙表面, 与实际粗糙度状况并不完全相符. 图2所示为利用3D激光扫描仪测试的烧结轴承表面形貌及粗糙度参数, 测得粗糙表面的算术平均粗糙度 $R_a=0.213\text{ }\mu\text{m}$, 均方根粗糙度 $R_q=0.260\text{ }\mu\text{m}$. 由于大多数工程表面近似服从高斯分布且具有指数形式的自相关函数, 因此输入呈高斯分布的随机信号 $\eta(x,y)$, 采用基于AR模型的二维数字滤波技术, 就可以快速模拟相应的随机高斯表面^[27-29]. 下试样表面均经过磨削加工, 因此表面纹理不具有明显的各向同性特征, 为表征表面纹理的各向异性, 对下试样表面模拟时, 取两方向的自相关长度

图2 (网络版彩图)烧结试样表面3D形貌检测及数值重构. (a) 检测图; (b) 重构图

$\beta_x = 5 \mu\text{m}$, $\beta_y = 50 \mu\text{m}$, 模拟时的均方根粗糙度值采用实验实测值. 所述自相关函数可表述为

$$\zeta(k, l) = \sigma^2 \exp \left[-2.3 \sqrt{\left(\frac{k}{\beta_x} \right)^2 + \left(\frac{l}{\beta_y} \right)^2} \right] \quad (1)$$

式中, 综合均方根粗糙度 $\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2} = R_q$, 此处 R_{q1} 为光滑上试样的均方根粗糙度 $R_{q1} = 0$, R_{q2} 为粗糙下试样的均方根粗糙度 $R_{q2} = R_q$, k 和 l 是 x 和 y 两方向上任意两点的采样间距.

对自相关函数傅里叶变换可计算相应的功率谱密度和滤波器传递函数, 进而可得出表面粗糙度的随机高度变量:

$$\delta = \sum_k \sum_l a(k, l) \eta(x - k, y - l), \quad (2)$$

式中, a 是滤波因子, η 是随机变量信号^[27].

数值模拟的磨削加工随机粗糙表面如图2(b)所示. 由图可见, 模拟结果与图2(a)实验实测表面形貌较为一致. 将此处重构表面的粗糙度信息代入油膜厚度方程中, 用于后续油膜的润滑特性计算, 并与摩擦实验结果相对比.

2.2 渗流润滑建模及数值求解

环面接触摩擦副的示意图如图3所示, 在摩擦副系统中建立坐标系: 在轴承间隙区采用极坐标系 (θ, r, z) 表述, 在多孔轴承材料内部采用极坐标系 $(\tilde{\theta}, \tilde{r}, \tilde{z})$ 表述. $O, \tilde{O}$ 分别为上下试样中心, 上试样材料接触面为实体淬火钢环, 内径和外径分别用 r_i, r_o 表示, 下试样复层烧结轴承材料的双层渗透率为 k_1, k_2 , 厚度分别为 Δ_1, Δ_2 , 上试样旋转角速度为 ω , 接触面间中心膜厚为 h_0 . 由于

图3 (网络版彩图)环面接触示意图

支撑结构作用, 接触面间常存在一定倾角 γ , 假设接触面上任意一点 $M(\theta, r, 0)$ 处的膜厚为 h , 则任一点膜厚表达式为

$$h = h_0 - r \cos \theta \tan \gamma + \delta. \quad (3)$$

油膜区中压力控制方程可由极坐标下变形 Reynolds 方程获得^[26]

$$\begin{aligned} \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left\{ \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right\} + \frac{\partial}{\partial r} \left\{ r \frac{h^3}{\mu} \frac{\partial p}{\partial r} \right\} \\ = 6\omega r \frac{\partial h}{\partial \theta} + 12r \cdot \left(-\frac{k_1}{\mu} \frac{\partial \tilde{p}}{\partial \tilde{z}} \right) \Big|_{\tilde{z}=0}, \end{aligned} \quad (4)$$

式中, p 为流体压力.

假设两层多孔介质均具有各向同性和各向均匀性, 则多孔介质内部各个方向上的渗透率相等, 利用 Darcy 定律描述多孔介质内部油液的渗流行为, 由此可

得到两层多孔介质中的统一控制方程:

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{r}} \frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{r}} + \frac{\partial}{\partial \bar{r}} \left(\frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{r}} \right) \\ & + \frac{1}{\bar{r}^2} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(\frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{\theta}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{z}} \left(\frac{k_i \rho}{\mu} \frac{\partial p}{\partial \bar{z}} \right) = 0, \end{aligned} \quad (5)$$

式中, $i=1, 2$ 表示表层和基层多孔质中的渗透率.

内环面压力, 外环面压力为零:

$$p(\theta, r = r_i, z) = p(\theta, r = r_o, z) = 0. \quad (6)$$

在油膜破裂位置($\theta=\theta_c$)采用Reynolds边界条件:

$$p(\theta_c, r, z) = \frac{\partial p}{\partial \theta}(\theta = \theta_c, r, z) = 0. \quad (7)$$

周向上满足压力循环边界条件:

$$p(\theta = 0, r, z) = p(\theta = 2\pi, r, z). \quad (8)$$

得到油膜压力分布后, 可按下式计算油膜承载力和摩擦力:

$$g = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} p r d\theta dr, \quad (9)$$

$$F_{th} = \int_0^{2\pi} \int_{r_i}^{r_o} \left(\pm \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial \theta} - \frac{\mu \omega r}{h} \right) r dr d\theta. \quad (10)$$

使用如下无量纲参数:

$$\begin{aligned} R &= \frac{r}{r_o}; Z = \frac{z}{h}; H = \frac{h}{r_o}; H_0 = \frac{h_0}{r_o}; \\ R_1 &= \frac{r_i}{r_o}; P = \frac{p}{6\mu\omega}; G = \frac{g}{\mu\omega r_o^2}. \end{aligned}$$

则两层多孔介质中的无量纲控制方程形式为

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{R}} \frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{R}} + \frac{\partial}{\partial \bar{R}} \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{R}} \right) \\ & + \frac{1}{\bar{R}^2} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{\theta}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Z}} \left(\frac{\partial \bar{P}}{\partial \bar{Z}} \right) = 0. \end{aligned} \quad (11)$$

油膜区中的无量纲雷诺方程如

$$\begin{aligned} & \frac{1}{\bar{R}} \frac{\partial}{\partial \bar{\theta}} \left\{ H^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{\theta}} \right\} + \frac{\partial}{\partial \bar{R}} \left\{ R H^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{R}} \right\} \\ & = \frac{6\mu\omega}{P_0} R \frac{\partial H}{\partial \bar{\theta}} - \frac{12k_1}{r_o^2} \cdot R \left(\frac{\partial P}{\partial \bar{Z}} \right) \Big|_{\bar{Z}=0}. \end{aligned} \quad (12)$$

同理, 将无量纲参数代入上述其他方程中, 可得润滑模型中边界条件及润滑参数的无量纲表达形式, 这里不再一一列出. 环面复层含油轴承系统的润滑模型

是一个偏微分方程组, 求解区域包括环形摩擦接触面和多孔轴承基体, 在求解区域上对方程组采用有限差分方法离散, 具体过程可参考文献[30]. 图4所示为含油轴承润滑程序的计算框图. 首先计算多孔轴承内部的流体渗流控制方程, 获得轴承内部渗流压力场分布; 利用油膜区和多孔轴承界面上的压力连续性边界条件, 计算轴承表面孔隙中的法向渗流压力; 将计算出的孔隙法向渗流压力耦合代入油膜区Reynolds方程中, 得到考虑孔隙渗流影响的油膜区变形Reynolds方程, 利用SOR迭代技术求解; 压力收敛判据中的相对误差值ERR取 10^{-3} , 反复迭代上述步骤直到压力收敛, 程序结束. 复层含油轴承参数及润滑计算参数如表2所示.

3 分析与讨论

3.1 数值结果分析

为便于分析轴承厚度方向上的油膜润滑特性, 在含油轴承内部沿厚度方向选择3个层面来展示油膜压力的分布形态: 处于含油轴承最表层的摩擦界面, 两层

图4 含油轴承润滑程序的计算框图

表 2 复层含油轴承系统润滑计算参数

参数	数值
r_i (mm)	22
r_o (mm)	30
Δ_1, Δ_2 (mm)	2, 2
μ (Pa s)	0.02
k_1 (m ²)	$1 \times 10^{-14} \sim 1 \times 10^{-13}$
k_2 (m ²)	1×10^{-13}
n (r min ⁻¹)	2500
γ (rad)	2×10^{-4}

间的层间界面, 轴承底面. 图5所示为3层界面上油液压力的分布状态, 在摩擦界面上, 流体动压力主要发生在环形摩擦面间, 在轴承基体内从摩擦界面到轴承底面, 流体动压力逐渐由外缘向圆心部位传导, 流体动压力作用面积逐渐增大, 压力分布区域更趋均衡, 压力峰值逐渐降低.

图6为穿过最大压力节点处的周向压力线和径向压力线. 由图可见, 最大无量纲压力达到13500, 远高于光滑表面时的最大压力(经计算, 忽略轴承表面粗糙度

时的最大无量纲压力为3258.6), 在摩擦界面上的油膜压力的波动程度较轴承内部强烈, 说明粗糙表面所致的流体动压效应在摩擦界面上较强, 从含油轴承的表层到底层, 油膜压力均值逐渐降低, 压力分布区域更趋均衡, 压力波动程度渐小, 说明粗糙表面对流体动压力的影响逐渐减弱.

以工程表面的综合均方根粗糙度 $\sigma = \sqrt{R_{q1}^2 + R_{q2}^2}$ 为影响变量, 分析其对润滑性能影响, 结果如图7(a)所示. 由图可见, 在流体润滑工况下, 随着综合表面均方根粗糙度增大, 油膜的承载能力逐渐提高, 摩擦系数逐渐降低, 当综合均方根粗糙度大于0.3后, 油膜承载能力快速升高, 摩擦系数快速降低.

为量化环-面副间复层含油轴承的厚度与润滑性能间的关系, 图7(b)示出了复层轴承润滑性能随表层厚度的变化. 由图可见, 随着表层厚度增加, 油膜的承载能力降低, 摩擦系数升高, 故流体润滑工况下的油膜润滑性能随表层厚度增加而变差. 这主要是由于在流体润滑工况下, 压装在刚性轴承座中的轴承底面及两端面具有良好密封, 在油膜压力驱动下接触面间的油液向轴承多孔基体中渗漏, 当轴承较薄时, 多孔基体

图 5 (网络版彩图)复层含油轴承系统中油液压力分布

图 6 (网络版彩图)穿过最大压力节点处的周向压力线和径向压力线. (a) 周向压力线; (b) 径向压力线

图 7 (网络版彩图)不同参数对油膜承载力和摩擦系数的影响. (a) 均方根粗糙度; (b) 表层厚度; (c) 表层渗透率; (d) 倾角

吸收渗漏量的空间较小, 因此油膜渗漏量小, 得以保证较高的油膜厚度和较好的润滑性能, 随着轴承各层高度的提高, 多孔基体中吸收渗漏量的空间增大, 油膜渗漏量增大, 油膜润滑性能变差。

图7(c)所示为表层渗透率对粗糙环面副润滑参数的影响。随表层渗透率增加, 油膜承载力先迅速降低后趋于平缓, 摩擦系数与承载力的变化趋势相反。表层渗透率增加后, 在接触面间油膜压力作用下, 油液在压力作用下更易渗流进多孔基体, 油膜厚度变薄, 润滑性能变差。

图7(d)所示为不同倾角作用下环面摩擦副系统的油膜承载能力和摩擦系数。所用倾角值参考倾斜面接触润滑计算文献[31,32]。当倾角为零时, 由膜厚方程可知动压油膜的特性主要受中心膜厚和粗糙表面间的微粗糙楔影响, 图7(d)中的油膜承载能力较低, 摩擦系数较高; 在给定倾角范围内随着倾角增大, 由膜厚方程可知油膜的最小厚度减小, 致使油膜的流体动压效应增强, 故图7(d)中的油膜的承载能力提高, 摩擦系数降低。

3.2 摩擦实验结果分析

通过在表层添加 TiH_2 制备具有不同表层孔隙率的复层含油轴承材料, 在端面摩擦试验机上进行摩擦学实验, 对摩件是硬度为HRC 48~52的40Cr钢, 实验过程中采用外加供油循环装置, 以保证外界充分供油, 摩擦副系统施加适当高速轻载工况, 以利于形成流体动压油膜, 上试样转速2500 r/min, 加载50 N, 时间20 min. 与张国涛等人^[26]前期研究相比, 本文选取高速轻载工况, 更利于摩擦副间形成流体动压油膜, 实验过程中摩擦系数较小, 且无噪声、振动现象发生, 轴承处于流体润滑工况. 按照前述制备工艺, 铁基含油轴承材料烧结后的表层孔隙率范围为10%~20%, 基层孔隙率为10%左右. 图8所示为端面摩擦试验机的原理示意图, 下试样通过可绕中心支点旋转的关节轴承固定在夹具底座中, 工作过程中, 关节轴承自动旋转使得两摩擦副接触面间形成一定倾角, 构成楔形收敛间隙利于动压油膜生成, 以抵抗外载荷.

图9所示为不同表层孔隙率对复层含油轴承试样摩擦系数的影响. 如图9可见, 表层孔隙率为10%时, 摩擦系数最小, 表层孔隙率从10%~20%变化时, 摩擦系数逐渐升高. 这是因为流体润滑工况下材料润滑性能仅由润滑油膜承担, 接触面间的油液在油膜压力作用下向多孔介质中渗流, 渗流速度随着表层孔隙率升高而加强, 油液不易保持在对偶面之间, 从而降低油膜压力和润滑性能. 在图7(c)数值模拟结果的分析中: 具有致密表层的复层材料的润滑性能好于孔隙率较高的单层材料. 这是由于致密表层能阻止接触面间油液渗

图8 (网络版彩图)端面摩擦试验机原理示意图

图9 (网络版彩图)不同表层孔隙率的复层轴承试样摩擦系数

流回多孔质体, 从而保证一定油膜厚度和较好的润滑性能, 而孔隙率较高的表层, 油液不易保持在对偶面之间, 油膜润滑性能被削弱. 对比不同表层孔隙率影响下的模拟与实验研究可见, 不同孔隙率影响下的数值模拟及摩擦实验的结果均具有一致的变化趋势.

在粉末冶金轴承材料制备时, 为提高含油轴承的含油自润滑性能, 一般要求单层烧结轴承材料具有较高的孔隙率. 为对比普通单层轴承材料与复层轴承材料的摩擦学性能, 通过添加造孔剂调控孔隙率范围, 分别制备孔隙率约为20%的单层含油轴承材料1#, 表层疏松的复层轴承材料2#(表层孔隙率为20%, 基层孔隙率为10%), 表层致密的复层轴承材料3#(表层孔隙率为10%, 基层孔隙率为20%), 摩擦实验工况保持不变, 其数值模拟和摩擦实验结果如图10所示, 其中摩擦实

图10 (网络版彩图)单复层含油轴承试样的摩擦系数实验及仿真对比

验的摩擦系数取平均值。

由图10可见, 复层试样2#和3#的摩擦系数明显低于单层试样1#(孔隙率为20%), 这是由于单层试样的总孔隙率较高, 轴承间隙中较多的润滑油液渗入多孔轴承, 使油膜压力降低, 润滑性能变差。复层轴承材料的两层高度相等, 故复层2#和复层3#的总孔隙率相同, 模拟和摩擦实验结果都表明, 具有致密表层的复层3#的摩擦系数低于具有疏松表层的复层2#, 这与文献[22,24]中的分析结果一致, 即复层含油轴承总孔隙率一定时, 较致密表层有利于提高轴承润滑性能。需要说明的是由于建立润滑模型时存在一定假设, 且在轴承实验过程中难免引入部分误差, 比如轴承渗透率不是绝对满足各向同性, 或孔隙检测引入的测量误差等因素, 都会对实验与模拟结果的一致性带来影响。鉴于此, 本文并不追求对比结果的完全一致性, 通过本文模拟与实验研究, 不同孔隙率影响下的数值模拟及摩擦实验结果均具有一致的变化趋势, 认为摩擦实验能够验证数值模拟所得结论。综上分析, 油膜润滑工况下设计复层烧结材料时, 选择低的表层孔隙率能有效提高材料润滑性能, 这一实验结论与润滑理论分析结果相一致。

4 结论

(1) 在环面摩擦界面上, 流体动压力主要发生在环形摩擦面间, 在轴承基体内从摩擦界面到轴承底面, 流体动压力逐渐由外缘向圆心部位传导, 流体动压力作用面积逐渐增大, 压力分布区域更趋均衡, 压力峰值逐渐降低。与普通单层含油轴承相比, 复层含油轴承能降低整体孔隙率, 防止过多轴承间隙油液渗入多孔介质, 提高轴承润滑性能。

(2) 流体润滑工况下, 随着表层厚度减小或综合表面均方根粗糙度增大, 油膜的承载能力提高, 摩擦系数降低; 随表层渗透率增加, 油膜承载力先迅速降低后趋于平缓, 摩擦系数与承载力的变化趋势相反。

(3) 表层以 TiH_2 为造孔剂, 可制备出具有不同表层孔隙率的复层含油轴承。摩擦试验表明, 具有致密表层的复层轴承的润滑性能好于孔隙率较高的单层轴承, 复层轴承中的表层孔隙率越低, 润滑性能越好。摩擦实验结论与润滑理论分析结果相一致。本文的研究结果为明晰环面复层含油轴承渗流润滑机理及其影响机制提供一定理论依据。

参考文献

- 1 韩凤麟, 贾成厂. 烧结金属含油轴承. 北京: 化学工业出版社, 2004. 22-53
- 2 郭军. 铝青铜多孔轴承纳米C60油脂释放机理研究. 硕士学位论文. 武汉: 华中科技大学, 2016
- 3 白少先, 彭旭东, 李纪云, 等. 方向微孔表面动压效应实验研究. 中国科学: 技术科学, 2011, 41: 343-346
- 4 包超英. 基于渗流原理的机械密封静压渗漏特性分析. 硕士学位论文. 杭州: 浙江工业大学, 2015
- 5 朱兴丹, 张靖周, 谭晓茗. 局部热流作用下多孔旋转盘换热数值研究. 中国科学: 技术科学, 2013, 43: 1001-1009
- 6 张建忠, 汪久根, 马家驹, 等. 微载荷含油轴承摩擦性能研究 II. 摩擦试验分析. 摩擦学学报, 2006, 26: 472-477
- 7 Barik M, Mishra S R, Dash G C. Effect of sinusoidal magnetic field on a rough porous hyperbolic slider bearing with ferrofluid lubrication and slip velocity. *Tribol-Mater Surfs Interf*, 2016, 10: 131-137
- 8 Neacșu I A, Scheichl B, Vorlaufer G, et al. Experimental validation of the simulated steady-state behavior of porous journal bearings. *J Tribol*, 2016, 138: 031703
- 9 Cameron A, Morgan V T, Stainsby A E. Critical conditions for hydrodynamic lubrication of porous metal bearings. *Proc Inst Mech Eng*, 1962, 176: 761-770
- 10 Mishra S R, Barik M, Dash G C. An analysis of hydrodynamic ferrofluid lubrication of an inclined rough slider bearing. *Tribol-Mater Surfs Interfaces*, 2018, 12: 17-26
- 11 Iritani K, Ikeda M, Yang A, et al. Electrostatically driven guest binding in a self-assembled porous network at the liquid/solid interface. *Langmuir*, 2018, 34: 6036-6045
- 12 Yang Z M, Huo L J, Zhang Y P, et al. Mechanism of non-liner gas seepage flow in water-bearing volcanic gas reservoir. *Nat Gas Geosci*, 2010, 21: 371-374
- 13 Huang T Y, Hsu S Y, Wang B Z, et al. Performance of the partially porous and the fully porous aerostatic journal bearings with incompressible air flow. *Key Eng Mater*, 2014, 625: 384-391

- 14 Shah R C, Shah R B. Ferrofluid lubrication of circular squeeze film bearings controlled by variable magnetic field with rotations of the discs, porosity and slip velocity. [R Soc Open Sci](#), 2017, 4: 170254
- 15 Shimpi M E, Deheri G M. Surface roughness and elastic deformation effects on the behaviour of the magnetic fluid based squeeze film between rotating porous circular plates with concentric circular pockets. *Tribol Indust*, 2010, 32: 21–30
- 16 Acharya A S, Patel R M, Deheri G M. Ferro fluid squeeze film in rough porous circular plates considering the effect of viscosity variation and velocity slip. *Int J Theoret Appl Mech*, 2017, 12: 797–804
- 17 Ponnuswamy V, Govindaraj S. Behaviour of couple stress fluids in porous annular squeeze films. [J Appl Math Phys](#), 2014, 2: 349–358
- 18 Naduvanamani N B, Hanumagowda B N, Siddangouda A. Effect of surface roughness on magneto-hydrodynamic couple-stress squeeze film lubrication between circular stepped plates. [Lubr Sci](#), 2012, 24: 61–74
- 19 Srinivasan U. The analysis of a double-layered porous slider bearing. [Wear](#), 1977, 42: 205–215
- 20 Verma P D S. Double layer porous journal bearing analysis. *Mech Mater*, 1983, 2: 233–238
- 21 Lim S C, Seah W K H. Design and manufacture of long-life PM bearings. [J Mater Process Tech](#), 1990, 23: 97–105
- 22 Naduvanamani N B. Non-Newtonian effects of second-order fluids on double-layered porous Rayleigh-step bearings. [Fluid Dyn Res](#), 1997, 21: 495–507
- 23 Li W L. Derivation of modified reynolds equation—A porous media model. [J Tribol](#), 1999, 121: 823–829
- 24 Rao T V V L N, Rani A M A, Awang M, et al. Stability analysis of double porous and surface porous layer journal bearing. [Tribol-Mater Surfs Interfaces](#), 2016, 10: 19–25
- 25 张国涛, 尹延国, 刘振明, 等. 复层铁基粉末冶金材料的摩擦学性能. *材料热处理学报*, 2017, 38: 7–13
- 26 张国涛, 尹延国, 刘振明, 等. 流体润滑工况下复层烧结材料的润滑特性. *复合材料学报*, 2016, 33: 2807–2814
- 27 Hu Y Z, Tonder K. Simulation of 3-D random rough surface by 2-D digital filter and Fourier analysis. [Int J Machine Tools Manuf](#), 1992, 32: 83–90
- 28 Zhang G T, Yin Y, Xue L, et al. Effects of surface roughness and porous structure on the hydrodynamic lubrication of multi-layer oil bearing. [Ind Lubricat Tribol](#), 2017, 69: 455–463
- 29 Zhang H, Li T, Jian A, et al. Modeling and simulation of the effect of surface roughness on properties of silicon-on-insulator optical ring resonator coupled with a straight waveguide. [Opt Eng](#), 2015, 54: 125101
- 30 Wang X, Liu Y, Zhu D. Numerical solution of mixed thermal elastohydrodynamic lubrication in point contacts with three-dimensional surface roughness. [J Tribol](#), 2017, 139: 011501
- 31 杨笑, 彭旭东, 孟祥铠, 等. 端面倾斜对粗糙表面机械密封性能的影响. *上海交通大学学报*, 2017, 51: 748–755
- 32 王财生, 周琼, 李正美, 等. 机械密封端面倾斜对润滑性能的影响. *华东理工大学学报(自然科学版)*, 2013, 39: 756–760

Seepage flow and lubrication mechanism of oil-bearing with bilayer pore distribution

ZHANG GuoTao¹ & YIN YanGuo²

¹ School of Mechanical Engineering, Anhui University of Technology, Maanshan 243002, China;

² Institute of Tribology, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China

The seepage behavior of oil in the porous bearing has a significant effect on the lubricating performance. Taking the bilayer oil bearing with different porosity as the study object, coupled analysis was accomplished for the fluid flow in the whole bearing system (including bearing clearance and porous bearing interior). The percolation behavior was described based on Darcy's law. The bilayer oil bearing seepage lubrication model was established in polar coordinates. The pressure distribution law in the bearing system was studied, and the influences of surface roughness and structure parameters on the lubricating performance were analyzed. The bearings with different surface porosity were prepared by powder metallurgy technology. The tribological experiments were carried out on the end-face tester to verify the results of numerical analysis. Results show that compared with ordinary single layer oil bearing, bilayer oil bearing can prevent oil from infiltrating into the porous medium, thus having better lubricating performance. The lubrication performance becomes worse with the increase of the surface thickness or porosity, while it becomes better with the increase of root-mean-square roughness. The results of friction experiment and theory analysis are similar, and the reliability of the model is verified. The research provides a theoretical basis for clarifying the lubrication mechanism and influence mechanism of bilayer oil bearing.

bilayer pore, oil-bearing, seepage behaviour, porosity, lubrication performance

doi: [10.1360/N092018-00436](https://doi.org/10.1360/N092018-00436)