

doi: 10.11933/j.issn.1007-9289.20220410001

结构化动压轴承热流体润滑特性理论与试验研究*

刘腾飞 李瑞珍 张绍林 夏勇杰
(郑州大学机械与动力工程学院 郑州 450001)

摘要: 为了探究表面织构对动压轴承热流体润滑特性的影响, 计入热流体耦合因素更接近轴承的实际工况。以矩形、三角形、圆形三种表面织构形式动压轴承为研究对象, 联立 Reynolds 方程、能量方程、黏温方程和不同形式织构几何特征方程, 建立结构化轴承热流体耦合模型。采用有限差分法求解得到油膜压力场分布、温度场分布及轴承特性参数, 并分析织构形状、深度、进油温度等因素对结构化轴承特性的影响。结果表明: 表面织构能够有效降低油膜温升, 改善轴承润滑性能; 不同形式织构对于轴承热流体特性影响有所差异, 低偏心时矩形织构表现出更好的润滑性能; 进油温度对于结构化轴承热流体特性有较大影响, 随着进油温度的升高, 轴承的特性参数在不断下降, 但幅度逐渐减缓。制备了结构化轴承试件并进行工况测试, 试验结果与理论计算对比分析, 趋势规律一致, 验证了结论的合理性、正确性。

关键词: 表面织构; 动压轴承; 热流体; 特性参数; 试验研究

中图分类号: TG156; TB114

Theoretical and Experimental Study on Thermal Fluid Characteristics of Textured Hydrodynamic Bearing

LIU Tengfei LI Ruizhen ZHANG Shaolin XIA Yongjie
(College of Mechanical and Power Engineering, Zhengzhou University, Zhengzhou 450001, China)

Abstract: In recent years, surface texture has attracted the attention of scholars as an effective means to improve the working performance of bearings. Although many studies have been conducted on textured bearings, most are based on isothermal assumptions. To investigate the effects of surface texture on the lubrication characteristics of hydrodynamic bearings, considering the thermal fluid coupling factor provides a more accurate representation of the actual operating conditions of the bearing. Taking a hydrodynamic bearing with three surface textures (rectangle, triangle, and circle) as the research object, a textured bearing thermo-fluid coupling model was established by combining the Reynolds, energy, viscosity-temperature, oil film thickness, geometric characteristics equations of different textures, and the Reynolds pressure boundary condition. The finite difference method was used to discretize the equations, and a program was written to solve the coupling model. When the program calculation result meets certain precision requirements, the oil film pressure field and temperature field distributions and bearing characteristic parameters can be obtained. The bearing and texture parameters from the existing literature were input into the model for calculation, and the calculation results were compared. It was found that the error was within an acceptable range, which verifies the accuracy of the coupling model. On this basis, the effects of the texture shape, depth, oil inlet temperature, and other factors on the thermal fluid lubrication characteristics of textured bearings were analyzed. The results show that surface texture effectively reduces the oil film temperature rise and improves the lubrication performance and load carrying capacity of the bearing. Different textures have different effects on the thermal fluid characteristics of bearings. Among the three different texture forms (rectangle, circle, and triangle), the rectangular texture exhibits the best lubricating performance. When the eccentricity is 0.2, the bearing capacity of the rectangular textured bearing improves by 15% compared with that of the smooth bearing, while the friction factor decreases by 17.6%. When the eccentricity is

* 国家自然科学基金(51575498)、河南省自然科学基金面上(222300420547)和河南省高等学校重点科研(20A460004)资助项目。

Fund: Supported by National Natural Science Foundation of China (51575498), Provincial Natural Science Foundation of Henan (222300420547), and Key Scientific Research Project of Henan Province (20A460004).

20220410 收到初稿, 20220914 收到修改稿

low, the surface texture can improve the working performance of the bearing and reduce friction; however, it has an adverse effect on the bearing under high eccentricity. The texture depth affects the bearing lubrication characteristics. An optimal texture depth exists that maximizes the bearing capacity of the textured bearing and minimizes the friction factor. The inlet temperature also has a significant influence on the thermal fluid characteristics of the textured bearing. With the increase in the inlet temperature, the characteristic parameters of the bearing continuously decrease, but the rate gradually slows down. In the experimental study, textured bearing specimens were prepared using a laser marking machine, and the texture shape and size were detected using a three-dimensional topography instrument. Then, bearing specimens that met specific requirements were selected, and the working condition test was conducted in the modified friction and wear testing machine. A thermal imager was used to photograph the lubricating oil temperature of the bearing oil inlet at a fixed position. The comparison of experimental and theoretical results showed good agreement, which verifies the rationality and accuracy of the conclusions.

Keywords: surface texture; hydrodynamic bearing; thermal fluid; characteristic parameter; experimental study

0 前言

通过特定方法在轴承表面加工出具有一定形状、尺寸、合理分布的毫米或微米级纹理,能够改善轴承的润滑状态,提高轴承的承载能力、减小摩擦、降低轴承表面温度^[1-3]。其作用机理主要包括两个方面:一是织构具有一定的深度,能够储存润滑油及运转过程中产生的微小磨粒,使得供油更加充分且避免轴承发生二次磨损;二是表面织构能够产生微流体动压效应,提升轴承摩擦学性能^[4-6]。

表面织构对轴承特性的影响取决于织构的形状、密度、深度、分布位置、排列方式等,学者们对于上述因素进行了大量的理论和试验研究。FILGUEIRA 等^[7]在轴颈表面加工出 V 形、锯齿形、椭圆形等四种不同形状织构并进行试验测试,发现不同的形状和运动方向对轴承静特性有不同的影响。UDDIN 等^[8]比较了圆形、矩形、椭圆形等不同形状织构对摩擦副润滑性能的影响,发现矩形织构化滑动摩擦副摩擦因数最低,润滑性能最优。MENG 等^[9]采用流固耦合方法研究了复合凹坑对滑动轴承摩擦学性能的影响。数值计算结果表明,与简单织构相比复合织构具有更大的承载能力和更低的摩擦系数。

VLĂDESCU 等^[10]在轴承表面加工出三种不同密度分布的织构并进行试验测试,结果表明具有织构纹理的表面能够明显减少摩擦,织构密度对于轴承摩擦因数有重要影响。毛亚洲等^[11-13]对织构的几何参数进行深入研究,发现存在最优的织构深度和织构面积率,使得轴承润滑性能达到最好。殷思明等^[14-16]分析织构分布位置对动压滑动轴承特性的影响,结果表明织构分布位置不同对轴承特性的影响也不相同,相对于全织构来说,部分织构更能提升

轴承的摩擦学性能。赵远方等^[17]采用激光打标机在轴承试样表面加工出三种不同排列形式织构,并在摩擦磨损试验机上模拟摩擦副滑动,结果表明通过设置合理的排列形式能够有效减小轴承的摩擦和磨损。ZHANG 等^[18]为了提高轴承的摩擦学性能,利用遗传算法对轴承入口处圆形织构的排布进行优化,结果表明最佳的纹理排布近似为金字塔形。

轴承在工作时将一部分机械能转化为热能,导致轴承油膜温度场不均匀分布,润滑油黏度降低,轴承的润滑性能发生改变。考虑油膜温度场的变化对轴承特性有较大的影响,也符合实际工况, TALA-IGHIL 等^[19-20]利用有限差分法求解考虑热效应和表面织构的轴承特性模型,结果表明考虑温度效应得到的结果更接近实际。陈林^[21]研究计入热作用后,不同工况、织构参数等因数对复合织构滑动轴承润滑性能的影响,发现由于温度对黏度的影响,轴承摩擦力和承载力均会有所下降。

综上所述,在讨论织构形状、尺寸、分布位置等因素对轴承性能影响时,大多基于等温假设,未深入涉及热效应的影响;结构化轴承温度场分布及热流体特性仅限于单一织构形式,缺乏不同织构形式的对比分析。本文以矩形、三角形、圆形三种织构形式动压轴承为研究对象,联立 Reynolds 方程、能量方程、黏温方程和不同织构几何特征方程,建立结构化轴承热流体耦合模型,计算分析温度场、承载力、摩擦力等变化规律并进行试验研究。

1 数学模型

1.1 结构化动压轴承几何模型

图 1 为结构化动压轴承示意图,其中 θ 为轴承偏位角, e 为轴承偏心距, x 、 y 、 z 为空间直角坐标系,其中 x 表示水平方向, y 表示垂直方向, z 表示轴向,

ξ 为织构区域, h 为织构深度。 a 为方形控制单元长度, b 、 c 为矩形织构边长, d 为三角形织构底边长度, h_1 为三角形织构高, r_1 为圆形织构半径。 定义单个织构周向截面面积和控制单元面积之比为织构面积率, 则矩形、三角形、圆形三种织构的面积率分别为 $S_1 = bc / a^2$ 、 $S_2 = dh_1 / 2a^2$ 、 $S_3 = \pi r_1^2 / a^2$ 。

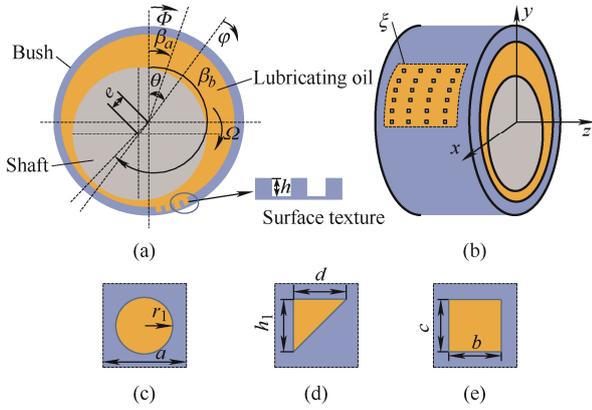


图1 织构化动压轴承示意图

Fig. 1 Schematic diagram of textured dynamic bearing

图2为油膜周向展开示意图, 以上端垂直处为起始边沿圆周方向展开, 织构按一定顺序排列分布在轴承上。其中 Φ 、 φ 为圆周方向角度, Φ 从轴承最上端开始计量, φ 从最大油膜厚度处开始计量, λ 为轴向坐标, β_a 和 β_b 分别为织构区的起始角和终止角。

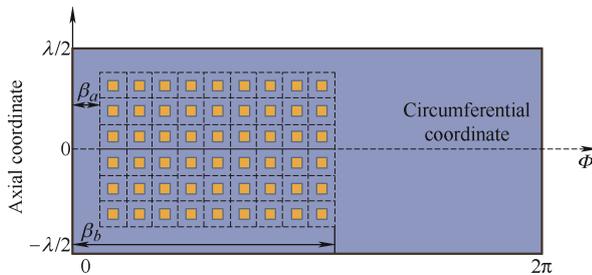


图2 油膜周向展开示意图

Fig. 2 Schematic diagram of circumferential expansion of oil film

1.2 织构几何特征方程

控制单元大小不变, 织构分布在控制单元中心, 不同形式织构面积率相同, 通过计算可以确定织构尺寸参数, 在控制单元内建立 X - Y 直角坐标系, 则不同形式织构的特征方程可以表示为:

$$\begin{aligned} X_a \leq X \leq X_b, Y_a \leq Y \leq Y_b \quad (\text{矩形}) \\ X_c \leq X, Y \leq Y_c, Y - X \geq C \quad (\text{三角形}) \\ (X - X_d)^2 + (Y - Y_d)^2 \leq R^2 \quad (\text{圆形}) \end{aligned} \quad (1)$$

式中, X 、 Y 为织构在控制单元中的坐标变量, X_a 、 X_b 、 Y_a 、 Y_b 、 X_c 、 Y_c 分别为矩形、三角形织构的边界坐标, C 为三角形斜边控制方程的纵截距, X_d 、 Y_d 为控制单元的中心坐标, R 为圆形织构的半径。

1.3 Reynolds 方程

假设所用润滑油为不可压缩牛顿流体, 流动状态为层流, 取量纲一因子:

$$\bar{\mu} \frac{\mu}{\mu_0}, \bar{p} \frac{p}{p_0}, \bar{H} \frac{H}{c}, \lambda = \frac{z}{l/2}, p_0 = \frac{2\Omega\mu_0 r^2}{c^2}, \varphi = \frac{x}{r}, \psi = \frac{c}{r}$$

则计入黏度变化的量纲一化 Reynolds 方程为:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(\frac{\bar{H}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \lambda} \left(\frac{\bar{H}^3}{\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) = 3 \frac{\partial \bar{H}}{\partial \varphi} \quad (2)$$

式中, r 为轴承半径, d 为轴承直径, l 为轴承长度, c 为主轴和轴瓦之间的半径间隙, z 表示轴向坐标, x 为轴承沿圆周方向上展开之后的周向坐标, ψ 为间隙比, p 为油膜压力, Ω 为轴承角速度, H 为油膜厚度, μ 为润滑油黏度, μ_0 为润滑油初始黏度。

1.4 能量方程

假设轴承工作过程中产生的热量由润滑油吸收并从两侧泄出, 而忽略传导项, 即润滑油为“绝热流动”。取量纲一因子 $T = \bar{T} \cdot T_0$, 则量纲一化能量方程为:

$$\left[\left(\frac{\bar{H}}{H} - \frac{\bar{H}^3}{3\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right) \frac{\partial \bar{T}}{\partial \varphi} - \left(\frac{d}{l} \right)^2 \frac{\bar{H}^3}{3\bar{\mu}} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \frac{\partial \bar{T}}{\partial \lambda} \right] = \frac{2\mu_0 \Omega r^2}{c^2 \rho T_0 c_v} \left\{ \frac{\bar{\mu}}{\bar{H}} + \frac{\bar{H}^3}{3\bar{\mu}} \left[\left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} \right)^2 + \left(\frac{d}{l} \right)^2 \left(\frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right)^2 \right] \right\} \quad (3)$$

式中, T 为油膜温度, T_0 为初始温度, ρ 为润滑油密度, c_v 为润滑油比热容。润滑油膜的温度边界条件为: $\varphi = 0, T = T_0, \mu = \mu_0$ 。

1.5 黏温方程

采用 Reynold 黏温方程:

$$\mu = \mu_0 \exp[-\alpha(T - T_0)] \quad (4)$$

式中, μ 为不同温度下润滑油的黏度, μ_0 为初始黏度, α 为黏温系数。

1.6 膜厚方程

织构化动压轴承膜厚方程为:

$$\begin{cases} \bar{H} = 1 + \varepsilon \cos \varphi, & \varphi \notin \xi \\ \bar{H} = 1 + \varepsilon \cos \varphi + h/c, & \varphi \in \xi \end{cases} \quad (5)$$

式中, ε 为轴承偏心率, φ 为从最大油膜厚度处开始计量的周向角度, ξ 为动压滑动轴承所有表面织构分布区域, h 为织构深度, 从轴承最大油膜厚度处开始计算。

1.7 边界条件

采用 Reynolds 压力边界条件, 即:

$$\begin{cases} \varphi = 0, \bar{p} = 0 & (\text{起始边上}) \\ \bar{p} = 0, \frac{\partial \bar{p}}{\partial \varphi} = 0 & (\text{终止边上}) \\ \lambda = \pm 1, \bar{p} = 0 & (\text{轴承两端}) \end{cases} \quad (6)$$

1.8 静特性参数

对于有限宽轴承, 定义水平方向的油膜合力为 \bar{F}_x , 垂直方向上的油膜合力为 \bar{F}_y , 则:

$$\begin{cases} \bar{F}_x = \frac{F_x \psi^2}{\Omega \mu_0 r l} = -\int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 \bar{p} \sin \Phi d\Phi d\lambda \\ \bar{F}_y = \frac{F_y \psi^2}{\Omega \mu_0 r l} = -\int_0^{2\pi} \int_{-1}^1 \bar{p} \cos \Phi d\Phi d\lambda \end{cases} \quad (7)$$

承载力为:

$$\bar{F} = \sqrt{\bar{F}_x^2 + \bar{F}_y^2} \quad (8)$$

油膜对轴颈运动的阻力由压力流阻力 \bar{F}_{12} 和剪切流阻力 \bar{F}_{11} 组成:

$$\begin{cases} \bar{F}_{11} = \frac{F_{11} \psi}{\mu_0 \Omega r l} = \frac{1}{2} \left(\int_{-1}^1 \int_0^{\varphi_p} \frac{\bar{\mu}}{H} d\varphi d\lambda + \int_{-1}^1 \bar{H}_p \int_{\varphi_p}^{2\pi} \frac{\bar{\mu}}{H^2} d\varphi d\lambda \right) \\ \bar{F}_{12} = \frac{F_{12} \psi}{\mu_0 \Omega r l} = \frac{1}{2} (\bar{F}_y \cdot \varepsilon \cdot \sin \theta) \end{cases} \quad (9)$$

总摩擦力为:

$$\bar{F}_f = \bar{F}_{11} + \bar{F}_{12} \quad (10)$$

式中, θ 为轴承偏位角, F_f 为摩擦阻力, φ_p 为从油膜最大厚度处到油膜破裂边的角度。

润滑油在轴承中流动的过程中, 油膜中的压力迫使其不断地从两侧泄出, 则轴承两侧的量纲一化端泄流量 \bar{Q} :

$$\bar{Q} = \frac{Q}{r^3 \Omega \psi} \left(\frac{l}{d} \right) = -\frac{1}{3} \int_0^{2\pi} \left(\frac{\bar{h}^3}{\mu} \frac{\partial \bar{p}}{\partial \lambda} \right) d\varphi \quad (11)$$

2 模型求解及验证

2.1 求解框图

采用五点差分法离散方程、C 语言编程求解得到不同织构形式油膜压力场、温度场、承载力、摩擦力、端泄流量等特性参数, 计算流程如图 3 所示。

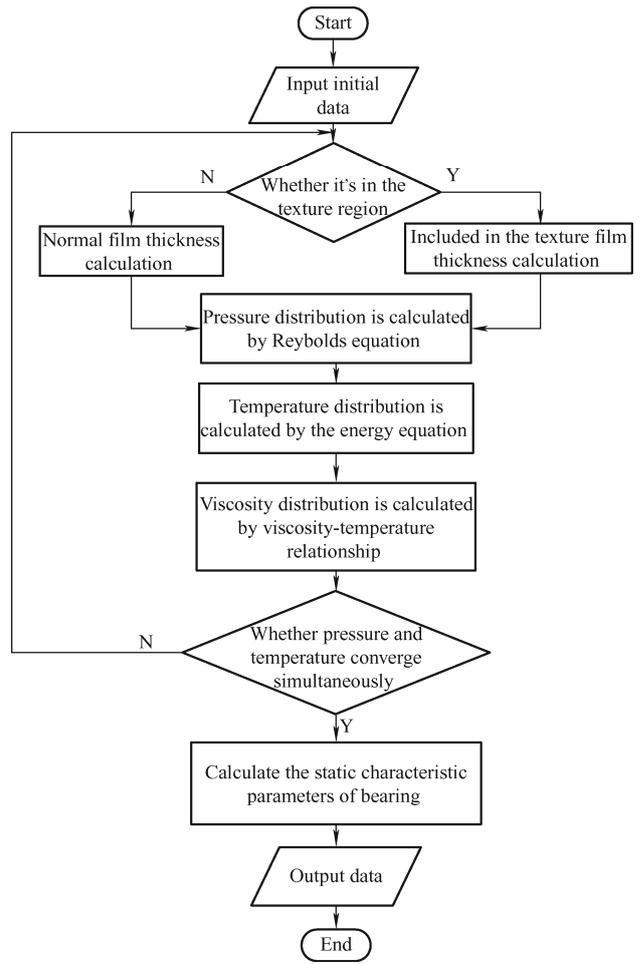


图 3 程序流程图

Fig. 3 Program flow chart

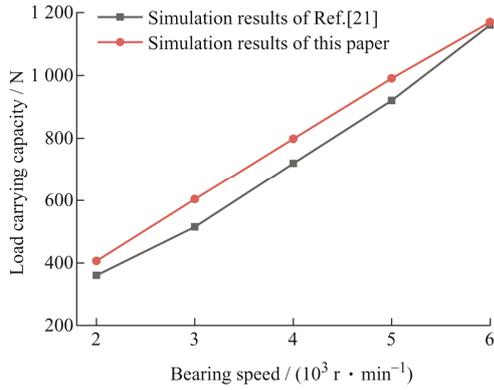
2.2 模型验证

为验证本文结构化轴承热流体耦合模型的正确性, 采用文献[21]中的轴承参数(表 1)进行计算, 结果及对比如图 4 所示。可以看出本文计算结果和文献结果有很好的 consistency, 验证了模型的正确性。

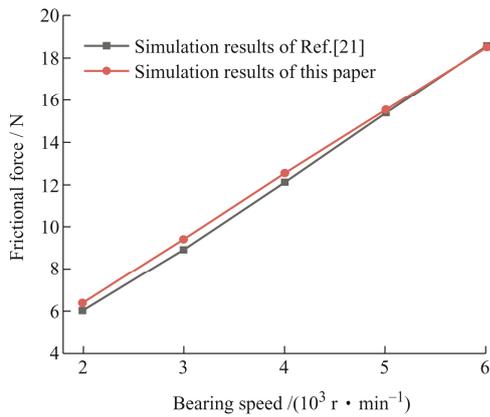
表 1 文献[21]轴承及织构参数

Table 1 Bearing and texture parameters in Ref. [21]

Parameter	Value
Bearing radius / mm	25
Bearing width / mm	40
Radius clearance / mm	0.1
Eccentricity ratio	0.7
Lubricating oil density / (kg · m ⁻³)	860
Initial oil temperature / °C	40
Initial viscosity / (Pa · s)	0.027 7
Texture shape	Trough
Texture length / mm	20
Texture width / mm	2
Texture depth / mm	0.6



(a) Comparison of carrying capacity results



(b) Comparison of friction results

图4 本文和文献[21]仿真结果对比
Fig. 4 Comparison of the simulation results in this paper and Ref. [21]

3 算例及结果与分析

本文计算所采用的轴承及三种形式织构参数如表2所示。

表2 轴承及织构参数

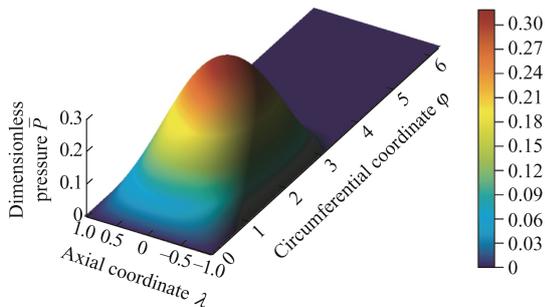
Parameter	Value
Bearing radius / mm	25
Bearing width / mm	50
Radius clearance / mm	0.1
Lubricating oil density / (kg · m ⁻³)	860
Initial oil temperature / °C	30, 35, 40, 45
Texture shape	Rectangle, triangle, circle
Rectangular texture side length / (mm×mm)	2.65×2.65
Circular texture radius / mm	1.5
Triangle texture radius / mm	3.75×3.75
Number of circumferential textures	16
Number of axial textures	8
Bearing speed / (10 ³ r · min ⁻¹)	5
Texture area ratio / %	28

3.1 不同形式织构化轴承特性

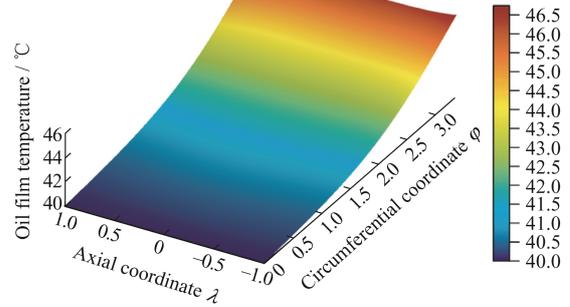
选择进油温度为 40 °C，织构深度为 30 μm，织构面积率为 28%，研究特定进油温度和织构深度下不同形式织构化轴承特性。

3.1.1 压力场和温度场分布

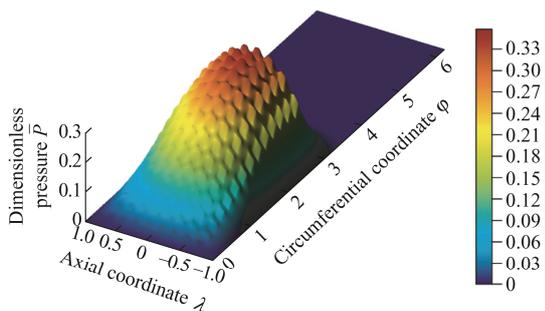
图5所示为光滑轴承及矩形织构化轴承压力场



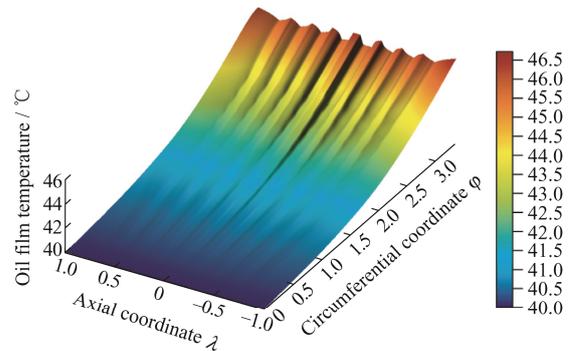
(a) Pressure field distribution of smooth bearing



(b) Temperature field distribution of smooth bearing



(c) Pressure field distribution of rectangular textured bearing



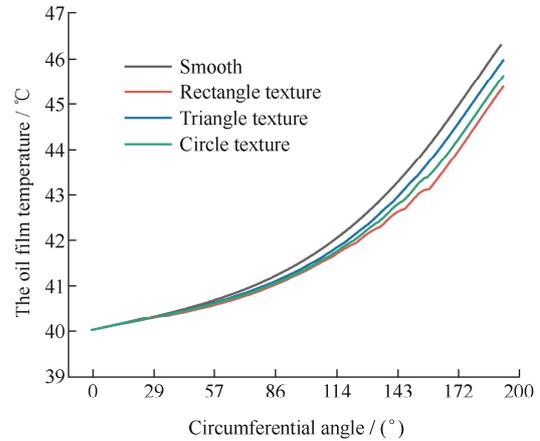
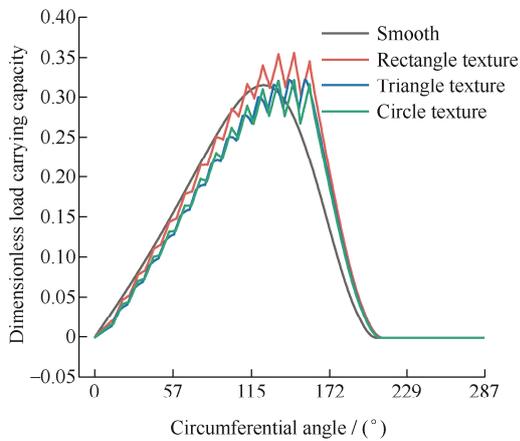
(d) Temperature field distribution of rectangular textured bearing

图5 轴承压力场和温度场分布 (偏心率为 0.3)

Fig. 5 Pressure field and temperature distribution (eccentricity ratio 0.3)

和温度场分布。当润滑油沿周向方向进入织构时, 由于油膜厚度增加, 压力会有所下降。而当润滑油从织构部分流出时, 油膜膜厚减小, 相当于形成一个楔形间隙, 产生微流体动压效应, 轴承油膜压力会有所提升。所以在织构分布区域, 油膜压力会有明显起伏波动, 并且在压力集中区域起伏更加明显。另外轴承在工作过程中, 机械能通过摩擦功耗转化为热能, 导致油膜温度不均匀分布, 从开始位置到油膜破裂边处, 油温在不断上升, 进而影响润滑油的黏度。表面织构能够存储一定的润滑油, 在轴承工作过程中能够形成冷热油混合, 在一定程度上能够降低轴承的油膜温度, 进而起到改善轴承润滑性能的作用。

图 6 所示为光滑轴承和三种不同形式织构化轴承压力和温度沿周向分布曲线, 可以看出织构化轴承能够提升轴承的最大压力、扩大承载区域, 并且能够降低油膜温度。由于润滑油从圆形、三角形织构流出时边界不同, 产生的微流体动压效应要弱于矩形织构。矩形织构对油膜压力的提升更为明显, 对于压力和温度的影响也更大。当轴向坐标为 0.1 时, 矩形织构化轴承沿周向分布的最大量纲一压力为 0.358, 而光滑轴承最大压力为 0.318, 最大压力提升了约 12.6%, 三角形织构提升了约 4%, 圆形织构提升了约 2%。三种形式织构中, 矩形织构化轴承沿周向分布的最大油膜温度为 45.4 °C, 比光滑轴承下降了 0.9 °C。



(a) Bearing pressure distributed circumferentially

(b) Oil film temperature distributed circumferentially

图 6 轴承压力和温度沿周向分布 ($\varepsilon=0.3, \lambda=0.1$)

Fig. 6 Bearing pressure and temperature distributed circumferentially ($\varepsilon=0.3, \lambda=0.1$)

3.1.2 不同形式织构化轴承静特性

图 7 所示为光滑轴承及三种织构化轴承量纲一承载力随偏心率的变化情况, 可以看出随着偏心率的变化, 轴承的承载力在不断上升。在偏心率较小时, 织构化轴承能够提升轴承的承载能力, 并且不同形式织构的提升能力不同。三种织构形式中矩形织构的提升能力最好, 在偏心率为 0.2 时, 承载力能够提升 15%左右, 其次为三角形; 偏心大于 0.5 时, 表面织构反而不利于轴承承载能力的提升; 偏心率增加时, 油膜膜厚减小, 织构深度对轴承的影响占据主导地位, 导致织构化轴承油膜压力下降, 承载力变小。

0.2 时, 相比于光滑轴承, 带有矩形织构的轴承摩擦因数下降了大约 17.6%。在偏心率较高时, 织构化轴承的摩擦因数反而略高于光滑轴承。

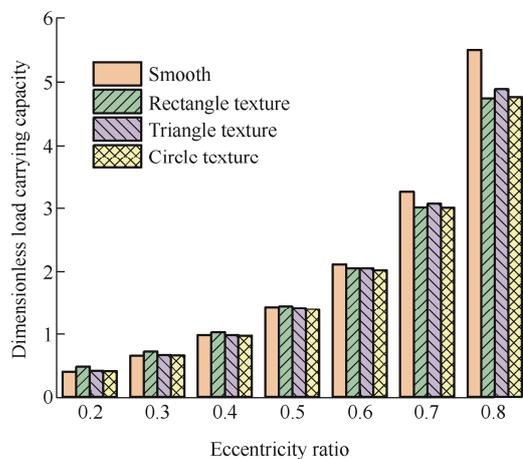


图 7 量纲一承载力随偏心率的变化

Fig. 7 Variation of dimensionless load carrying capacity with eccentricity ratio

图 8 所示为光滑轴承及三种织构化轴承摩擦因数随偏心率的变化情况, 可以看出随着偏心率的变化, 轴承的摩擦因数在不断下降。在偏心率较低时, 织构化轴承能够降低轴承的摩擦因数, 提升轴承的摩擦学性能。织构形式对于轴承摩擦因数也有影响, 三种织构形式中矩形织构的影响最大。在偏心率为

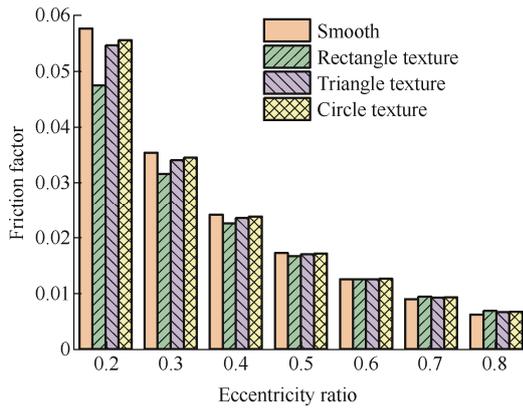


图8 摩擦因数随偏心率的变化

Fig. 8 Variation of friction factor with eccentricity ratio

图9所示为光滑轴承及三种不同形式结构化轴承量纲一端泄流量随偏心率的变化情况,可以看出随着偏心率的变化,轴承的端泄流量在不断上升,偏心率较小时结构化轴承能够提升轴承的端泄流量,不同形式结构提升能力略有差异,在偏心率为0.2时,矩形结构化轴承的端泄流量提升约15.6%。但偏心率较大时,结构化轴承的量纲一端泄流量和光滑轴承相差不大。

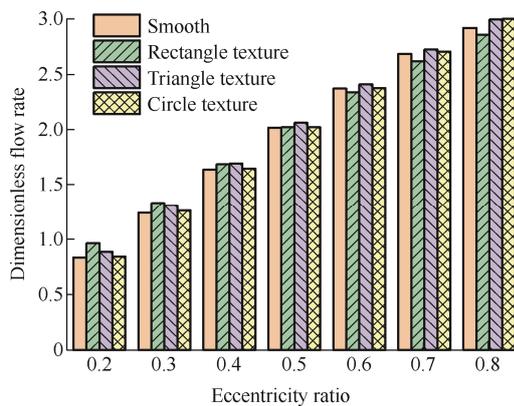


图9 量纲一端泄流量随偏心率的变化

Fig. 9 Variation of dimensionless flow rate with eccentricity ratio

3.2 影响因素分析

3.2.1 结构深度的影响

以转速5000 r/min、偏心率0.3、进油温度40℃、面积率为28%的三种结构为例,研究三种结构形式在不同结构深度下对轴承热流体特性的影响。

轴承表面布置结构之后,一方面增加了油膜厚度,导致轴承承载力的降低,但另一方面能够形成微流体动压效应,并且在一定程度上扩大轴承的承载区域,提升轴承的承载能力,两方面作用相互影响。图10所示为三种形式结构化轴承量纲一承载力随深度的变化情况,可以看出随着结构深度的增加,结构化轴承的承载能力呈现出先上升后下降的趋

势,结构深度大约为30 μm时,结构化轴承承载力最大。不同形状的结构对于承载力的提升能力不同,三种形状的结构中,矩形结构的提升能力最好,最大能达到10.1%,其次为三角形,圆形结构稍差。

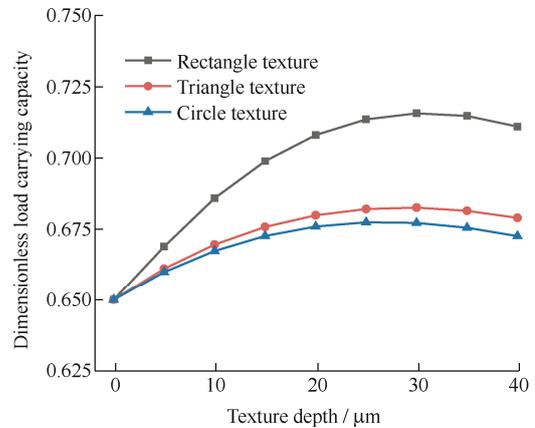


图10 量纲一承载力随结构深度的变化

Fig. 10 Variation of dimensionless load carrying capacity with texture depth

轴承表面的结构可以减少接触面积,并且能够存储润滑油和磨粒,使得轴承的润滑性能有所提升,轴承的摩擦因数下降;当结构深度较大时,结构底部轮廓阻碍润滑油流动的阻力会变大,同时也会削弱结构的微流体动压效应,导致摩擦因数上升。图11所示为三种不同形式结构化轴承摩擦因数随深度的变化情况,可以看出随着结构深度的增加,轴承的摩擦因数呈现出先下降后上升的趋势,当结构深度为35 μm,轴承的摩擦因数最小。在三角形、矩形、圆形三种形式结构中,矩形结构的摩擦因数下降幅度最大,相比于光滑轴承其摩擦因数最大能降低约11%,其次为三角形结构。

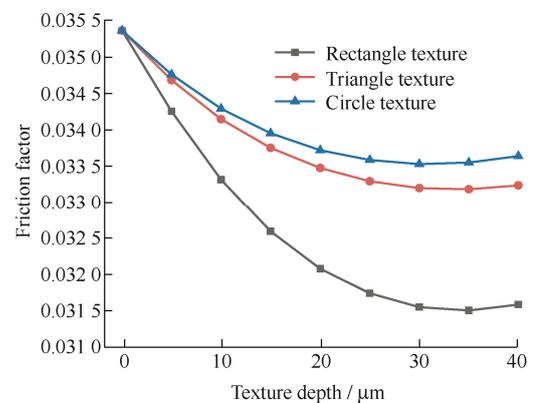


图11 摩擦因数随结构深度的变化

Fig. 11 Variation of friction factor with texture depth

图12为三种不同形式结构化轴承量纲一端泄流量随深度的变化情况。可以看出在一定的结构深度范围内,随着结构深度的增加,矩形和圆形结构

化轴承的端泄流量呈现出先上升后下降的趋势, 三角形织构化轴承的端泄流量呈现出不断上升的趋势。三种织构中矩形织构的量纲一端泄流量上升的最大, 能达到 7.5%。其次为三角形, 圆形织构稍差。矩形织构的微流体动压效应更加明显, 油膜压力提升也比较大, 在轴向方向上的压力梯度增加, 所以矩形织构量纲一端泄流量最大。

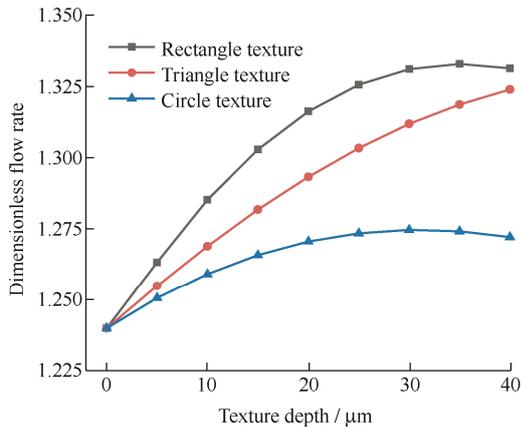


图 12 量纲一端泄流量随织构深度的变化

Fig. 12 Variation of dimensionless flow rate with texture depth

3.2.2 进油温度的影响

以转速为 5 000 r/min、面积率为 28%、深度为 30 μm 的矩形织构为例, 研究在不同偏心率下, 不同进油温度对织构化轴承热流体特性的影响。

图 13 所示为不同进油温度下织构化轴承承载力随偏心率的变化情况, 可以看出在一定的温度范围内, 随着温度的增加, 织构化轴承的承载能力不断下降, 但是下降幅度略有降低。不同进油温度之间的承载力差距随着偏心率的增加逐渐加大, 以温度 30 $^{\circ}\text{C}$ 和 35 $^{\circ}\text{C}$ 为例, 偏心率为 0.2 时两者相差 231 N, 而当偏心率为 0.8 时相差 2 082 N。说明进油温度对于承载力的影响在低偏心时相对较小, 在大偏心下比较大。

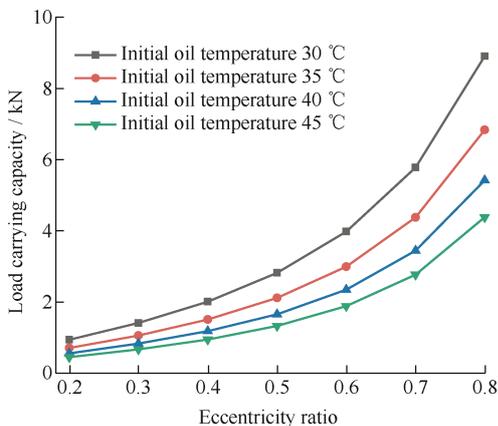


图 13 承载力随偏心率的变化

Fig. 13 Variation of load carrying capacity with eccentricity ratio

图 14 所示为不同进油温度下织构化轴承摩擦力随偏心率的变化情况, 可以看出随着偏心率的增加, 织构化轴承的摩擦力呈现出不断增加的趋势。进油温度升高, 润滑油黏度降低, 黏性剪切力下降, 所以在一定的温度范围内, 随着温度的增加, 织构化轴承的摩擦力不断下降, 但是下降幅度有所减缓。当进油温度从 30 $^{\circ}\text{C}$ 上升到 35 $^{\circ}\text{C}$ 时, 摩擦力平均下降了 12 N 左右, 但是当温度从 40 $^{\circ}\text{C}$ 上升到 45 $^{\circ}\text{C}$ 时, 摩擦力平均下降了 6 N 左右。

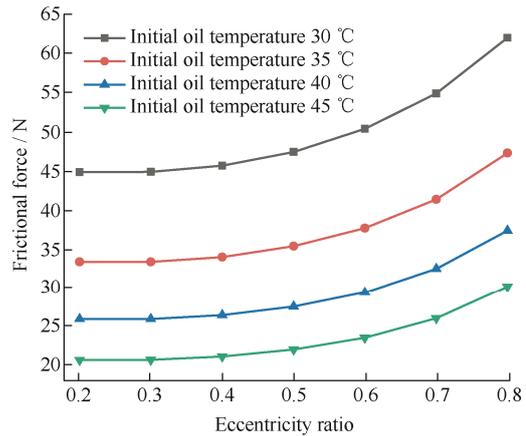


图 14 摩擦力随偏心率的变化

Fig. 14 Variation of frictional force with eccentricity ratio

图 15 所示为不同进油温度下织构化轴承端泄流量随偏心率的变化情况, 可以看出在一定的温度范围内, 随着温度的增加, 织构化轴承端泄流量只在大偏心下有稍微差距, 整体而言相差不大。

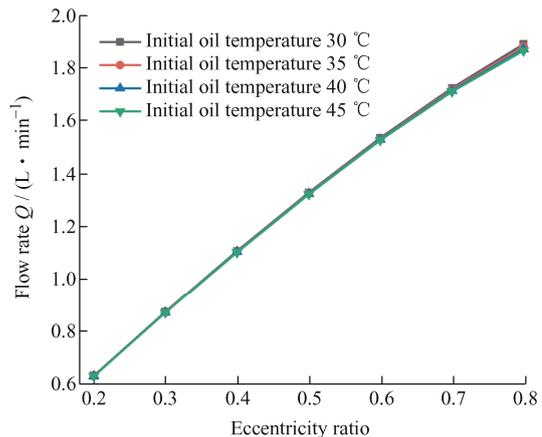


图 15 端泄流量随偏心率的变化

Fig. 15 Variation of flow rate with eccentricity ratio

4 织构化轴承摩擦副试验

4.1 试验方案

采用改造后的 M2000 型摩擦磨损试验机进行织构化轴承摩擦副试验研究 (图 16)。摩擦副由上

下两试件组成, 上试件为 1/4 轴瓦, 下试件为轴。采用浸油润滑的方式, 将轴瓦进行固定, 一部分轴

浸入油盒, 通过主轴旋转带动润滑油进入上下试件的间隙中形成动压油膜。

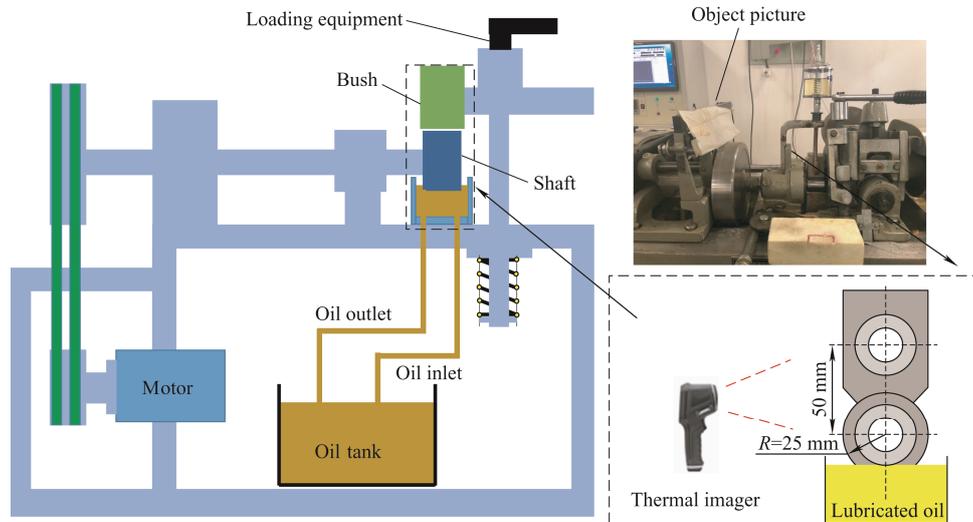


图 16 改造后的 M2000 型摩擦磨损试验机

Fig. 16 Modified M2000 friction and wear testing machine

利用扳手对加载装置进行加载, 用摩擦磨损试验机上带有的载荷传感器能够测量出施加载荷的大小; 摩擦产生的阻力会通过传动装置传递到试验机的位移传感器, 求出摩擦力, 试验机上附带的软件平台能够自动采集承载力和摩擦力数据。

利用热成像仪拍摄轴承进油口的润滑油温度, 取润滑油在进油口的中间温度作为取样点温度, 为了保证温度测量的准确性, 在拍摄时保持热成像仪和油膜进油口之间的距离不变。

轴颈转速为 200 r/min, 润滑油的初始温度分别为 20 °C 和 30 °C, 载荷加载范围为 0~400 N。每次加载 50 N。时间间隔为 50 s, 其中施加载荷的时间为 15 s, 加载后试件运行时间为 35 s。为了保证数据的可靠, 取平稳运行中的 20 s 作为数据取样点。每组试件重复进行三次试验, 并将采集的数据取平均值作为最后的试验结果。

4.2 试件的制备

滑动轴承摩擦副上下试件均选用 42CrMo 材料, 通过磨削加工出四组轴瓦试件, 一组试件为光滑轴承, 其余三组试件分别加工为圆形结构化轴承和不同深度的矩形结构化轴承。

将加工好的 1/4 轴瓦试件在激光打标机上加工出所需要的表面织构。激光打标机的功率设置为 30%, 激光填充线密度设置为 0.03, 有利于材料的去除和织构的形成; 打标速度分为两个阶段, 初始

阶段为 200 mm/s, 能够加工出理想的织构形状, 第二个阶段为 1 m/s, 有利于织构底部的平整; 如图 17 所示为加工后的带有表面织构的轴瓦试件。

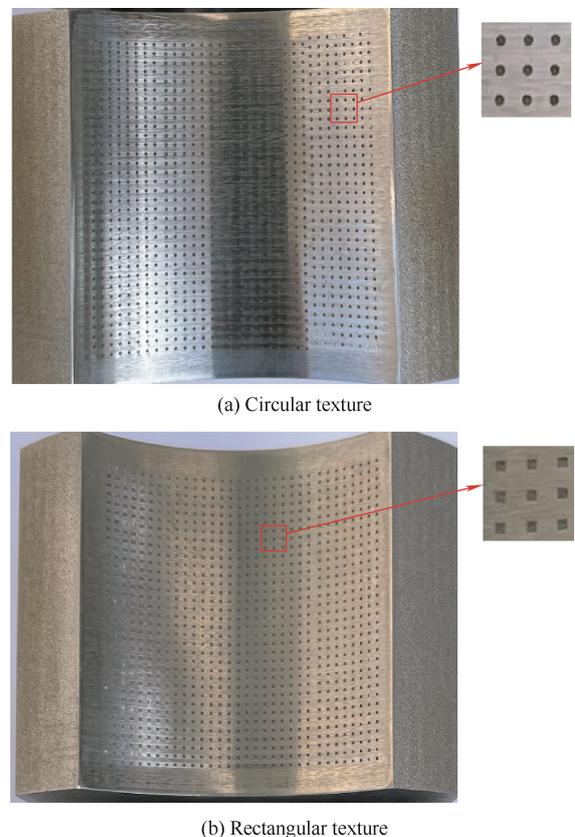


图 17 带有表面织构的轴瓦试件

Fig. 17 Bearing bush with surface texture

利用三维形貌测量仪可以较为精确地测量表面结构的尺寸, 如图 18 为一个矩形结构的三维形貌图。图 18a 中的绿色部分是轴瓦, 蓝色部分是矩形结构, 图 18b 为结构的横向以及纵向扫描曲线, 可以看出矩形结构的长和宽大约为 350 μm , 深度大约为 20 μm 。同理可以测出其他结构试件的尺寸参数, 其具体参数如表 3 所示。

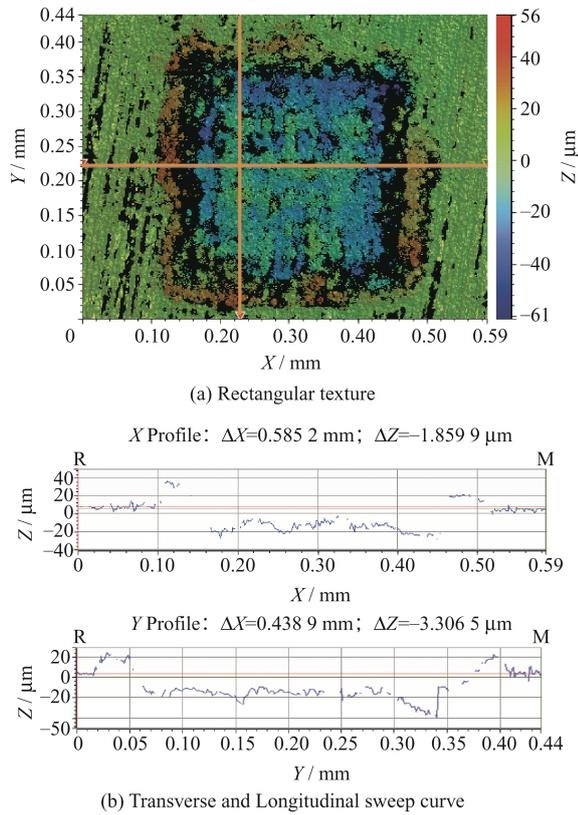


图 18 矩形结构三维形貌

Fig. 18 Three-dimensional morphology of rectangular texture

表 3 试件中结构参数

Table 3 Texture parameters in specimens

Specimen type	Texture depth / μm	Texture area ratio / %	Texture size / (mm \times mm) or radius / μm
Smooth	0	0	0
Rectangular texture 1	20	9	350 \times 350
Rectangular texture 2	35	9	350 \times 350
Circular texture	20	9	200

4.3 试验结果分析

如图 19 所示为不同深度结构轴承摩擦力随承载力变化的试验结果图, 结构形式为矩形结构, 深度为 20 μm 、35 μm 。可以看出轴承的摩擦力随外载荷增加而增加, 有一定深度的结构化轴承摩擦力比光滑轴承显著减少, 且结构深度为 35 μm 时的轴承摩擦力要略小于结构深度为 20 μm 时的轴承摩擦力。

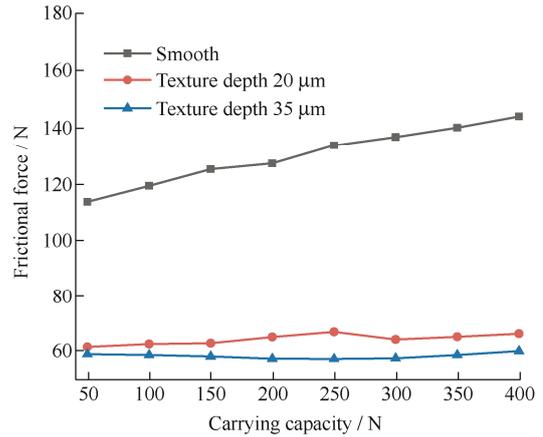
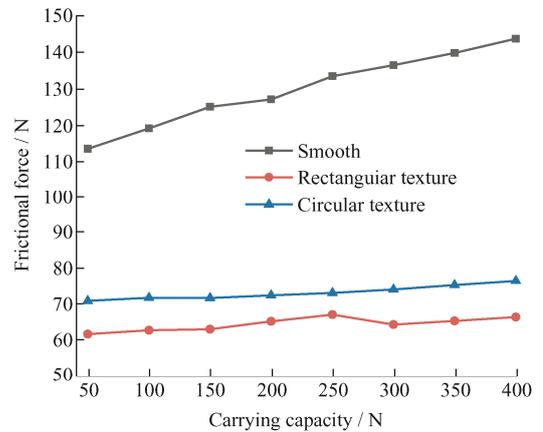


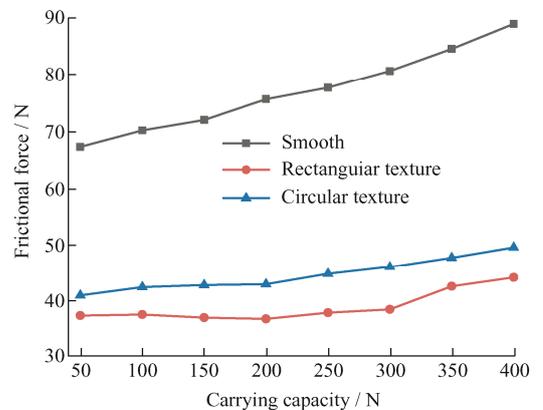
图 19 不同深度矩形结构的试验结果

Fig. 19 Test results of rectangular texture with different depth

如图 20 所示为不同初始温度下, 不同形式结构化轴承摩擦力随承载力的变化情况, 其中结构深度均为 20 μm 。可以看出初始温度为 30 $^{\circ}\text{C}$ 时, 轴承的摩擦力要低于初始温度为 20 $^{\circ}\text{C}$ 时, 说明初始温度对轴承摩擦学性能有较大的影响。另外不同形式结构对于轴承摩擦力的影响也不相同, 矩形结构比圆形结构的减摩效果要更好一些。



(a) 20 $^{\circ}\text{C}$



(b) 30 $^{\circ}\text{C}$

图 20 不同初始温度下的试验结果

Fig. 20 Experimental results at different initial temperatures

如图 21 所示为润滑油温度随承载力的变化情况。可以看出随着承载力的增加,轴承中润滑油的温度不断增加,相比于光滑轴承来说,织构化轴承能够降低轴承润滑油的温度,并且在载荷较高的情况下这种下降趋势更加显著。对于矩形和圆形织构来说,矩形织构润滑油温度下降幅度更大。

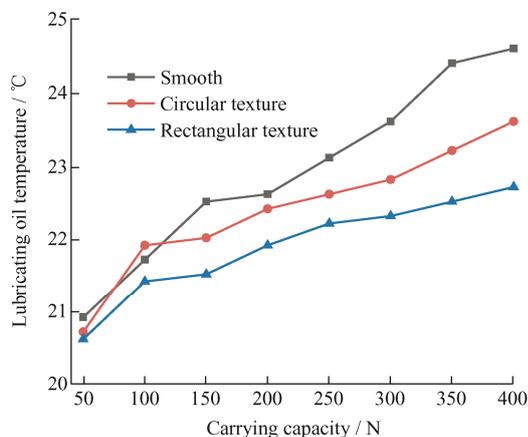


图 21 润滑油温度随承载力的变化(初始温度 20 °C)

Fig. 21 Change of lubricating oil temperature with carrying capacity (initial temperature 20 °C)

5 结论

(1) 耦合热流体因素的表面织构能够降低轴承油膜温升,减小摩擦,改善轴承的润滑性能,且当进油温度较低、偏心率较小时呈现最佳效果。

(2) 织构形状、深度、进油温度对轴承热流体特性有一定的影响。矩形织构是所研究三种形式织构中润滑效果最好者,且织构深度存在最优解,能使得织构化轴承承载力达到最大,摩擦因数最小。

(3) 矩形织构比圆形织构具有更优的润滑性能,能更有效降低润滑油温升、减少轴承摩擦。

参 考 文 献

- [1] 王静秋, 王晓雷. 表面织构创新设计的研究回顾及展望[J]. 机械工程学报, 2015, 51(23): 84-95.
WANG Jingqiu, WANG Xiaolei. State of the art in innovative design of surface texture[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2015, 51(23): 84-95. (in Chinese)
- [2] 尹明虎, 陈国定, 高当成, 等. 微织构对径向滑动轴承承载能力的影响机理[J]. 华中科技大学学报(自然科学版), 2015, 43(12): 27-31.
YIN Minghu, CHEN Guoding, GAO Dangcheng, et al. Influence mechanism of micro texture on load carrying capacity of journal bearing[J]. Journal of Huazhong University of Science and Technology(Nature Science Edition), 2015, 43(12): 27-31. (in Chinese)
- [3] ZOUZOUULAS Vassilios, PAPADOPOULOS Christos I. 3-D thermohydrodynamic analysis of textured, grooved, pocketed and hydrophobic pivoted-pad thrust bearings[J]. Tribology International, 2017, 110: 426-440.
- [4] 曾亚维, 陈立宇, 杨夏明, 等. 织构改善摩擦性能的研究进展[J]. 工具技术, 2016, 50(5): 3-7.
ZENG Yawei, CHEN Liyu, YANG Xianning et al. State of surface texturing for improving tribology performance[J]. Tool Engineering, 2016, 50(5): 3-7. (in Chinese)
- [5] 郭少辉. 表面微织构对滑动轴承润滑特性影响的理论分析及实验研究[D]. 青岛: 山东科技大学, 2018.
GUO Shaohui. Theoretical analysis and experimental study of influence of surface microtexture on lubrication characteristics of journal bearing[D]. Qingdao: Shandong University of Science and Technology, 2018. (in Chinese)
- [6] 张培耘, 张彦虎, 华希俊, 等. 微织构化表面润滑设计与发展分析[J]. 表面技术, 2021, 50(9): 14-32.
ZHANG Peiyun, ZHANG Yanhu, HUA Xijun, et al. Lubrication design and development analysis of micro-texturing surfaces[J]. Surface Technology, 2021, 50(9): 14-32. (in Chinese)
- [7] FILGUERIRA I C M., BOTTENE A C, SILVA E J, et al. Static behavior of plain journal bearings with textured journal - experimental analysis[J]. Tribology International, 2021, 159: 106970.
- [8] UDDIN M S, IBATAN Tom, SHANKAR S. Influence of surface texture shape, geometry and orientation on hydrodynamic lubrication performance of plane-to-plane slider surfaces[J]. Lubrication Science, 2017, 29(3): 153-181.
- [9] MENG F M, ZHANG L, LIU Y, et al. Effect of compound dimple on tribological performances of journal bearing[J]. Tribology International, 2015, 91: 99-110.
- [10] VLĂDESCU Sorin-Cristian, FOWELL Mark, MATTSSON Lars, et al. The effects of laser surface texture applied to internal combustion engine journal bearing shells — An experimental study[J]. Tribology International, 2019, 134: 317-327.
- [11] 毛亚洲, 杨建玺, 徐文静, 等. 表面织构对动压滑动轴承摩擦学性能的影响[J]. 中国表面工程, 2020, 33(6): 47-57.
MAO Yazhou, YANG Jianxi, XU Wenjing, et al. Effects of surface texture on tribological properties of

- hydrodynamic journal bearing[J]. *China Surface Engineering*, 2020, 33(6): 47-57. (in Chinese)
- [12] 于海武, 王晓雷, 孙造, 等. 圆柱形微凹坑表面织构对流体动压润滑性能的影响[J]. *南京航空航天大学学报*, 2010, 42(2): 209-213.
- YU Haiwu, WANG Xiaolei, SUN Zao, et al. Theoretical analysis on hydrodynamic lubrication of cylinder micro-dimple surface texture[J]. *Journal of Nanjing University of Aeronautics and Astronautics*, 2010, 42(2): 209-213. (in Chinese)
- [13] 于如飞, 陈渭. 脂润滑条件下表面织构对滑动表面承载性能的影响[J]. *润滑与密封*, 2014(10): 1-5, 9.
- YU Rufe, CHEN wei. Effect of surface texture on load carrying capacity of sliding surface under grease lubrication[J]. *Lubrication Engineering*, 2014(10): 1-5, 9. (in Chinese)
- [14] 殷思明, 赵三星. 表面织构对径向滑动轴承静态特性的影响[J]. *轴承*, 2019(3): 42-47.
- YIN Siming, ZHAO Sanxing. Effects of surface texture on static characteristics of radial journal bearings[J]. *Bearing*, 2019(3): 42-47. (in Chinese)
- [15] TALA-IGHIL Nacer, FILLON Michel, MASPEYROT Patrick. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing[J]. *Tribology International*, 2011, 44(3): 211-219.
- [16] 徐文静. 圆形微凹坑织构对动压滑动轴承润滑性能的影响[D]. 洛阳: 河南科技大学, 2017.
- XU Wenjing. Effect of the circular micro-dimple textures on the lubrication performance of hydrodynamic sliding bearings[D]. Luoyang: Henan University of Science and Technology, 2017. (in Chinese)
- [17] 赵远方, 杨建玺, 毛亚洲, 等. 织构排列形式对滑动轴承摩擦磨损特性的影响[J]. *轴承*, 2020(9): 33-37.
- ZHAO Yuanfang, YANG Jianxi, MAO Yazhou, et al. Effect of texture arrangement on friction and wear characteristics of sliding bearings[J]. *Bearing*, 2020(9): 33-37. (in Chinese)
- [18] ZHANG Hui, LIU Yang, HUA Meng, et al. An optimization research on the coverage of micro-textures arranged on bearing sliders[J]. *Tribology International*, 2018, 128: 231-239.
- [19] TALAIGHIL Nacer, FILLON Michel. A numerical investigation of both thermal and texturing surface effects on the journal bearings static characteristics[J]. *Tribology International*, 2015, 90: 228-239.
- [20] KANGO S, SHARMA R K, PANDEY R K. Thermal analysis of microtextured journal bearing using non-newtonian rheology of lubricant and JFO boundary conditions[J]. *Tribology International*, 2014, 69: 19-29.
- [21] 陈林. 计入热作用复合织构滑动轴承摩擦学性能及噪音研究[D]. 重庆: 重庆大学, 2018.
- CHEN Lin. Study on tribological properties and noise of composite sliding bearings with thermal effect[D]. Chongqing: Chongqing University, 2018. (in Chinese)

作者简介: 刘腾飞, 男, 1997年出生, 硕士研究生。主要研究方向为机械设计与制造、滑动轴承技术。

E-mail: 202022202013957@gs.zzu.edu.cn

张绍林 (通信作者), 男, 1963年出生, 高级实验师, 研究生导师。主要研究方向为机械设计与制造、滑动轴承技术。

E-mail: zhangshaolin@zzu.edu.cn