

局部凹坑织构化径向滑动轴承 流体动力润滑数值分析

纪敬虎, 周莹超, 田朋霖, 陈天阳, 何玉洋

(江苏大学, 江苏 镇江 212013)

摘 要: **目的** 探究局部凹坑织构化表面对径向滑动轴承流体动力润滑的影响。**方法** 基于雷诺边界条件和 Reynolds 方程, 建立凹坑织构化径向滑动轴承表面流体动力润滑理论模型, 采用 Gauss-Seidel 松弛迭代方法数值求解, 获得润滑油膜的压力分布和承载能力, 分析其润滑油膜承载机制, 探讨凹坑几何参数和分布规律对油膜承载力的影响规律。**结果** 理论模型的数值解与经典理论的数值解误差较小, 能有效分析轴承的流体动压润滑特性。当偏心率较大时, 摩擦力的上升幅度也变大, 在轴承承载区进行凹坑织构化处理能明显减小摩擦力, 并且随着凹坑深度的增大, 摩擦力减小, 可见凹坑起润滑减摩的作用。油膜承载力随着偏心率的增大而增大, 通过凹坑织构的“楔形效应”能够改善非承载区的油膜压力, 存在最佳凹坑深度使得轴承达到流体动力润滑最佳状态。摩擦力随着面积率的增大而增大, 特别是在偏心率较大时, 润滑减摩效果较为明显, 面积率对油膜承载力影响不大。将织构布置在径向滑动轴承的不同区域, 其中当织构完全在下半瓦(压降区)时, 织构能明显增大油膜厚度, 产生油膜压力, 有效降低摩擦力, 提升承载力。**结论** 凹坑织构能明显改善径向滑动轴承流体动力润滑性能, 合理设计轴承的偏心率, 合适的织构参数与分布位置, 能使流体动力润滑效果最佳。

关键词: 流体动力润滑; 表面织构; 径向滑动轴承; 承载能力

中图分类号: TH117.2 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2021)10-0214-07

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2021.10.020

Numerical Analysis of Hydrodynamic Lubrication of Partially Textured Surfaces with Dimples for Journal Bearing

JI Jing-hu, ZHOU Ying-chao, TIAN Peng-lin, CHEN Tian-yang, HE Yu-yang

(Jiangsu University, Zhenjiang 212013, China)

ABSTRACT: The work aims to investigate the textured surface with dimples on hydrodynamic lubrication performance of journal bearing surface. A theoretical model, basing on Reynolds boundary condition and Reynolds equation, on hydrodynamic lubrication of textured surface with dimples for journal bearing considered is presented. The influence on the hydrodynamic

收稿日期: 2020-12-23; 修订日期: 2021-03-27

Received: 2020-12-23; Revised: 2021-03-27

基金项目: 国家自然科学基金项目(51775248, 52075225); 江苏大学高层次人才启动基金(13JDG090)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51775248, 52075225); the Research Foundation for Advanced Talents of Jiangsu University (13JDG090)

作者简介: 纪敬虎(1982—), 男, 博士, 副教授, 主要研究方向为机械系统摩擦动力学、计算微观接触力学和激光微加工技术及装备。

Biography: JI Jing-hu (1982—), Male, Doctor, Associate professor, Research focus: friction dynamics of mechanics system, computational contact mechanics and laser surface texturing and equipments.

引文格式: 纪敬虎, 周莹超, 田朋霖, 等. 局部凹坑织构化径向滑动轴承流体动力润滑数值分析[J]. 表面技术, 2021, 50(10): 214-220.

JI Jing-hu, ZHOU Ying-chao, TIAN Peng-lin, et al. Numerical analysis of hydrodynamic lubrication of partially textured surfaces with dimples for journal bearing[J]. Surface technology, 2021, 50(10): 214-220.

lubrication property of textured surface with dimples is analyzed via the pressure distribution and load capacity of film achieved by Gauss-Seidel relaxation iteration method. The influence of dimples geometric parameters and distribution law on film bearing capacity is discussed. The numerical solution of the theoretical model established in this paper is less error than that of the classical theory, which can effectively analyze the hydrodynamic lubrication characteristics of bearings. When the eccentricity is large, the increase range of friction is also larger. Dimple texture treatment in the bearing loading area can significantly reduce the friction force, and with the increase of the depth of the dimple, the friction force decreases, so it can be seen that the dimple plays a role of lubrication and friction reduction. The film bearing capacity increases with the increase of eccentricity. The film pressure in the non-bearing zone can be improved through the "wedge effect" of the dimple texture, and the optimal dimple depth can make the bearing reach the optimal state of hydrodynamic lubrication. The friction increases with the increase of area ratio, especially in the case of large eccentricity ratio, the lubrication antifriction effect is more obvious, and the area ratio has little influence on the bearing capacity of oil film. The texture is arranged in different areas of journal bearing. When the texture is completely in the lower half tile, the texture can significantly increase the oil film thickness, generate oil film pressure, effectively reduce friction, and improve the bearing capacity. Reasonable design of eccentricity, appropriate texture parameters and distribution position can make hydrodynamic lubrication effect best.

KEY WORDS: hydrodynamic lubrication; surface texture; journal bearing; load capacity

滑动轴承是船舶、航空、电力和机械等工程领域的基础通用件,对整个旋转机械的稳定性有着重要影响,径向滑动轴承安全稳定运转的关键性因素就是润滑油膜^[1],油膜承载力和压力分布是研究轴承特性的重要参数。

表面织构技术作为一种改善机械零件摩擦学性能的有效手段,已经得到广泛应用^[2-3],并有望成为未来轴承结构设计的一个重要组成部分^[4]。Tala-Ighil 等^[5]通过优化织构参数、调整织构配置,从而改善了球面凹坑织构轴承表面的摩擦学性能。随后, Tala-Ighil 等^[6]研究了织构位置对滑动轴承性能的影响,数值结果表明,在接触区域合理布置织构范围,可以改善轴承的主要性能。Li 等^[7]采用数值法研究了凸起织构对摩擦学性能的影响,揭示了轴颈轴承的摩擦系数和偏心率随凸起宽度和高度的变化规律。由此可见,通过合理布置织构区域和位置,控制织构的几何参数,是改善轴承摩擦学性能的有效方法^[8-9]。

目前,众多学者的研究热点在于织构参数对滑动轴承油膜承载力和压力分布的影响^[10-12],结合轴承结构参数和工况条件等综合因素对润滑油膜承载机制的研究尚不多见,而轴承表面织构和轴颈偏心的综合效应影响滑动轴承动压润滑性能^[13]。本文研究了径向滑动轴承的流体动力润滑特性,基于雷诺边界条件^[14],建立了凹坑织构化径向滑动轴承流体动力润滑理论模型。利用松弛迭代法^[15],求解了油膜承载能力和油膜压力,研究了轴承偏心率 and 凹坑几何参数等综合因素对油膜承载能力的影响规律。

1 理论模型

1.1 几何模型

轴承计算坐标如图 1 所示, O_1 为轴承中心; O_2

为轴颈中心; xO_1y 是周向坐标系; z 是轴向坐标; U 为轴承与轴颈相对滑动速度; 偏位角 ψ 为 O_1O_2 与载荷 F 之间的夹角; φ 为从 O_1O_2 开始测量的油膜位置角; R_B 为轴承半径; R_J 为转子半径; 偏心率 $\varepsilon = e/c$ (e 为偏心距, c 为半径间隙); h_0 为任意位置的油膜厚度; F_r 和 F_t 分别为油膜力的径向分量和切向分量; h_p 为织构深度; r_p 为织构半径, φ_s 、 φ_t 控制周向织构范围。图 2 中, B 为轴承的宽度, D 为转子直径。

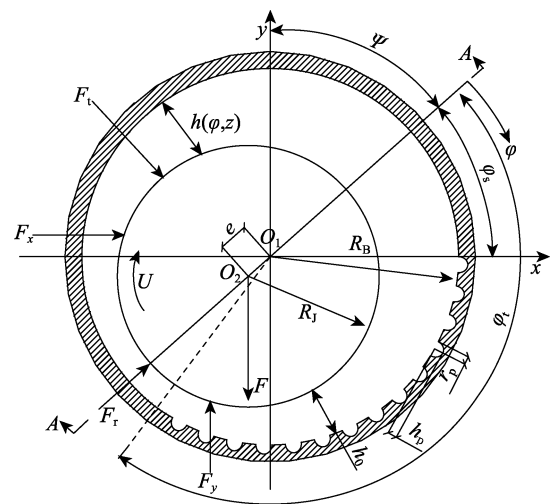


图 1 有限长径向滑动轴承计算坐标^[16]
Fig.1 Calculation coordinate of finite length journal bearing^[16]

光滑径向滑动轴承的间隙函数^[14]为:

$$h_0 = c + e \cos \varphi \quad (1)$$

织构分布如图 3 所示,凹坑截面形状为抛物线型。假设凹坑在微元内,微元尺寸为 $l \times d$,圆周方向均匀分布 M 个微元,轴向均匀分布 N 个微元,则每个微元长度 $l = R_B(\varphi_t - \varphi_s)/M$,宽度 $d = (z_t - z_s)/N$ 。原点处凹坑中心坐标为 $(\frac{l}{2}, \frac{d}{2})$,则各个凹坑的中心坐标为

$$\left[\left(k_x - \frac{1}{2} \right) \cdot l, \left(k_z - \frac{1}{2} \right) \cdot d \right], \quad k_x = 1, 2, \dots, M, \quad k_z = 1, 2, \dots, N。$$

凹坑面积率^[18]为:

$$S_p = \frac{\pi r_p^2}{l \times d} \quad (2)$$

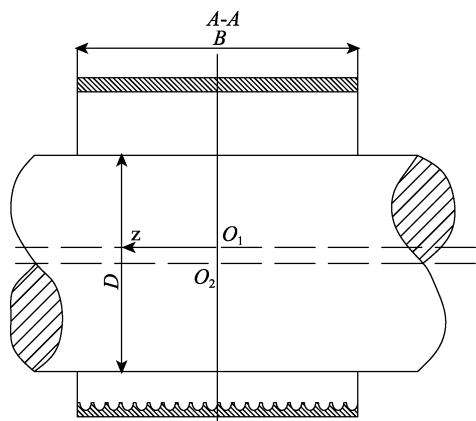


图 2 有限长径向滑动轴承剖面^[17]

Fig.2 The cross section of finite length journal bearing^[17]

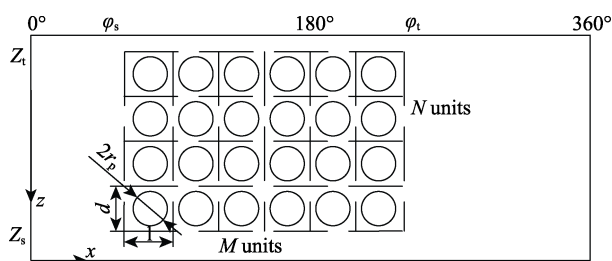


图 3 凹坑分布结构模型

Fig.3 Dimples distribution structure model

凹坑结构化轴承的油膜厚度^[11]为:

$$h(x, z) = \begin{cases} h_0, x^2 + z^2 > r_p^2 \\ h_0 + h_p - \frac{h_p}{r_p^2} (x^2 + z^2), x^2 + z^2 \leq r_p^2 \end{cases} \quad (3)$$

1.2 数学模型

假设: 1) 摩擦副表面被一层均匀的油膜分开; 2) 由于油膜厚度很小, 不考虑压力沿膜厚方向的变化; 3) 润滑剂为牛顿流体, 忽略其惯性力和体积力的变化^[19]。由此得到不可压缩流体在稳态层流条件下的 Reynolds 方程^[20-21]为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial z} \right) = 6U\eta \frac{\partial h}{\partial x} \quad (4)$$

式中: h 为油膜厚度; p 为油膜压力; U 为轴承与轴颈相对滑动速度; η 为润滑油黏度。通过式 (5) 对二维雷诺方程实现无量纲化^[22]。

$$x = R\varphi, \quad z = ZB/2, \quad \alpha = (2R/B)^2, \quad h = c(1 + \varepsilon \cos \varphi) = Hc, \quad P = p_a c^2 / (6U\eta R) \quad (5)$$

将式 (5) 代入式 (4) 后, 得无量纲化 Reynolds 方程:

$$\frac{\partial}{\partial \varphi} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) + \alpha \frac{\partial}{\partial Z} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial Z} \right) = \frac{\partial H}{\partial \varphi} \quad (6)$$

无量纲油膜厚度可表示为:

$$H(\varphi, Z) = \begin{cases} 1 + \varepsilon \cos \varphi, & (\varphi, Z) \notin \Omega \\ 1 + \varepsilon \cos \varphi + H_p - \frac{H_p}{R_p^2} (X^2 + Z^2), & (\varphi, Z) \in \Omega \end{cases} \quad (7)$$

式中: Ω 为凹坑区域, $\Omega = \left\{ X, Z \left[X - \left(k_x - \frac{1}{2} \right) \cdot L^* \right]^2 + \right.$

$\left. \left[Z - \left(k_z - \frac{1}{2} \right) \cdot D^* \right]^2 \leq R_p^2 \right\}$ 。其中, $L^* = l/R_b$ 和 $D^* = d/B$

分别为每个微元的无量纲长度和宽度, $k_x = 1, 2, \dots, M$, $k_z = 1, 2, \dots, N$, $R_b \varphi_s \leq X \leq R_b \varphi_t$, $Z_s \leq Z \leq Z_t$ 。

1.3 边界条件

本文数值计算过程中, 采用的边界条件为^[14,23]:

1) 周向方向。Reynolds 边界条件, 油膜终点的位置在求解过程中确定, 在发散区域满足 $P=0$, $\partial P/\partial \varphi = 0$ 。

2) 轴向方向 (如图 2 所示)。在轴端面 $Z=1$ 处, $P=0$; 在轴 $Z=0$ 处, $\partial P/\partial Z = 0$ 。

1.4 承载力

求得无量纲油膜压力分布后, 在轴承工作表面进行数值积分^[10,24], 得无量纲油膜力 F 的径向分量 F_r 和切向分量 F_t , 分别为:

$$F_r = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \cos \varphi d\varphi dZ \quad (8)$$

$$F_t = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} P \sin \varphi d\varphi dZ \quad (9)$$

无量纲油膜承载力为:

$$F = \sqrt{F_r^2 + F_t^2} \quad (10)$$

1.5 摩擦力

当轴承固定时, 轴颈转动的滑动轴承表面周向方向的剪切力 τ 为^[10,24]:

$$\tau = \frac{h}{2} \frac{\partial p}{\partial x} + \frac{\eta}{h} U \quad (11)$$

由于油膜在滑动轴承内非连续, 分为承载区和非承载区。 h_b 为破裂时的油膜厚度, 则油膜承载区摩擦力 F_1 的无量纲表达式为:

$$F_1 = \int_{-1}^1 \int_0^{2\pi} \left(\frac{1}{H} + 3H \frac{\partial P}{\partial \varphi} \right) d\varphi dZ \quad (12)$$

油膜破裂区的摩擦阻力为:

$$F_2 = \int_{-1}^1 \int_{\varphi_b}^{\pi} \frac{H_b}{H^2} d\varphi dZ \quad (13)$$

则完整滑动轴承圆周方向上的无量纲摩擦力 f 为:

$$f = F_1 + F_2 \quad (14)$$

2 数值求解方法及有效性验证

采用有限差分法将式 (7) 离散化, 然后利用 Gauss-Seidel 松弛迭代方法计算, 流程如图 4 所示。

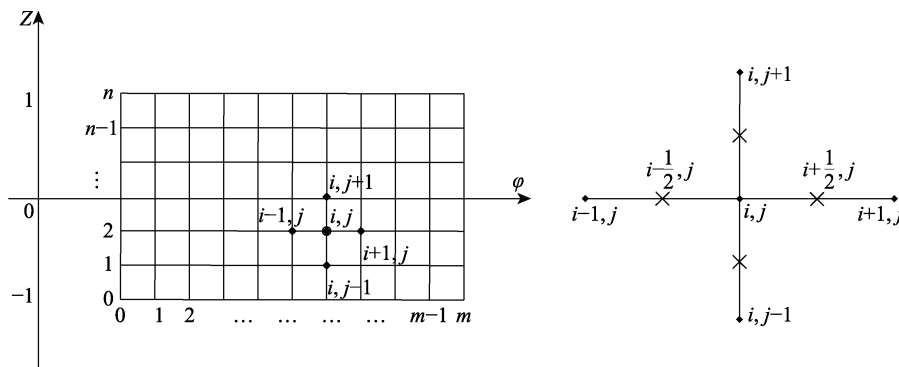


图 4 差分网格

Fig.4 Finite difference mesh

求得圆周方向和轴向方向油膜压力的二阶导数, 并整理得:

$$A_{i,j}P_{i+1,j} + B_{i,j}P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + D_{i,j}P_{i,j-1} - E_{i,j}P_{i,j} = F_{i,j} \quad (15)$$

其中各系数分别为: $A_{i,j} = H_{i+0.5,j}^3$, $B_{i,j} = H_{i-0.5,j}^3$,

$$C_{i,j} = \left(\frac{D \Delta \varphi}{B \Delta Z} \right)^2 H_{i,j+0.5}^3, D_{i,j} = \left(\frac{D \Delta \varphi}{B \Delta Z} \right)^2 H_{i,j-0.5}^3, E_{i,j} = A_{i,j} + B_{i,j} + C_{i,j} + D_{i,j}, F_{i,j} = \Delta \varphi (H_{i+0.5,j} - H_{i-0.5,j})$$

Gauss-Seidel 松弛迭代方法是根据节点 (i,j) 周围 4 个半整数点的压力值来计算中间节点上的压力值, 则式 (15) 变换为:

$$P_{i,j} = \frac{A_{i,j}P_{i+1,j} + B_{i,j}P_{i-1,j} + C_{i,j}P_{i,j+1} + D_{i,j}P_{i,j-1} - F_{i,j}}{E_{i,j}} \quad (16)$$

根据式 (17) 的收敛准则进行收敛性判断。

$$\delta = \frac{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m |P_{i,j}^{(k)} - P_{i,j}^{(k-1)}|}{\sum_{j=1}^n \sum_{i=1}^m |P_{i,j}^{(k)}|} \leq 10^{-5} \quad (17)$$

式中: k 表示迭代次数。采用 MATLAB 软件对上述数值求解过程进行编程, 计算流程如图 5 所示。

为验证本文所编程序的可行性和正确性, 计算了在不同偏心率和不同宽径比时的滑动轴承无量纲油膜承载力。从图 6 中可以看出, 宽径比一定时, 滑动轴承的承载能力随着偏心率的增大而增大, 尤其当偏心率接近于 1 时, 滑动轴承的承载能力显著增大并趋于无穷; 当偏心率一定时, 滑动轴承的承载能力随着宽径比的增大而增大。这其中的原因可能在于, 当轴颈与轴瓦之间没有间隙时, 两者之间的接触强度足够大, 那么就可以认为滑动轴承所能承受的载荷可以无穷大。将所得的关系曲线与经典理论^[25]的偏心率和油膜承载力的关系进行比较, 可以看出, 两者之间有相同的趋势。

有限差分法^[15,20]是将连续问题离散化: 将求解域用有限个网格节点代替; 将微分算子离散化。在网格节点上求得近似解, 从而把微分方程的定解问题转化为代数方程的求解问题。

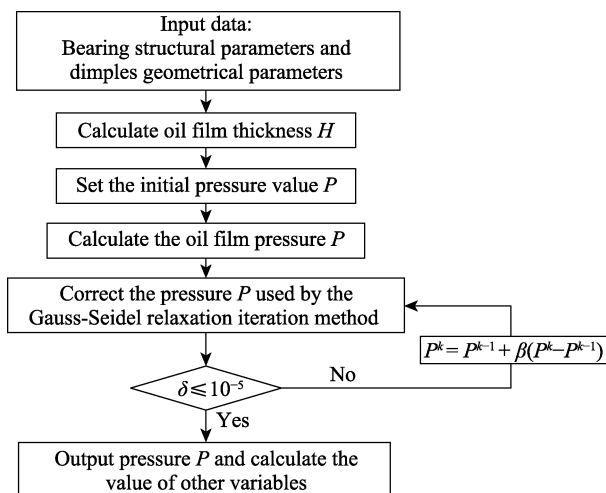


图 5 计算流程

Fig.5 Calculation flow chart

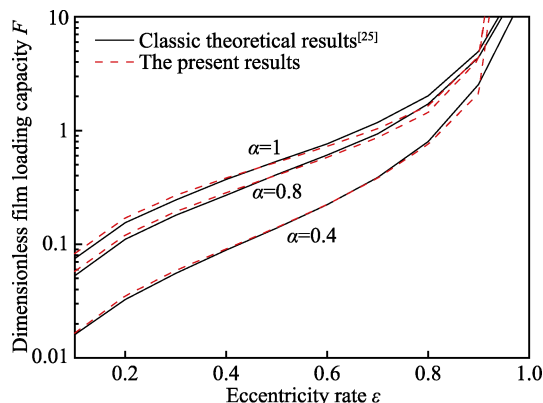


图 6 偏心率、宽径比与无量纲油膜承载力的关系曲线
Fig.6 Relation curves of eccentricity, width-diameter ratio and dimensionless film carrying capacity

3 讨论与分析

径向滑动轴承参数及工况见表 1。

表 1 工况与几何参数
Tab.1 Operating conditions and geometric parameters

Parameters	Value
R	0.0315 m
B	0.063 m
c	3×10^{-5} m
r_p	4.7×10^{-3} m
U	19.7 m/s
η	0.0132 Pa·s
p_a	1×10^5 Pa

3.1 偏心率和凹坑深度对轴承特性的影响

将织构设置在轴承周向的第二角部分($180^\circ \sim 360^\circ$), 轴向布满轴承宽度。保持滑动轴承的宽径比不变, 计算偏心率和凹坑深度对轴承特性的影响。从图 7 中可以明显看出, 无量纲摩擦力随着偏心率的增大而增大。由于织构的存在, 无量纲摩擦力随着凹坑深度的增加而减小, 这表明凹坑起到了减摩作用。随着凹坑深度的增加, 无量纲摩擦力之间的差异越来越小, 这表明可能存在最佳凹坑深度, 使得轴承性能达到最佳。随着偏心率增大, 轴承和轴颈之间存在磨损, 导致两者之间发生碰触, 无量纲摩擦力增大。

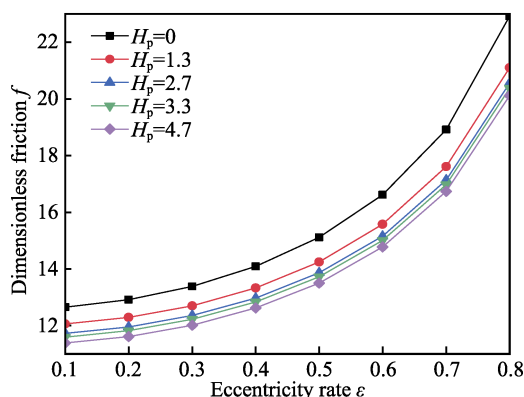


图 7 偏心率、凹坑深度和无量纲摩擦力的关系

Fig.7 Variation diagram of different eccentricity, dimples depth and dimensionless friction force

凹坑深度与无量纲油膜承载力之间的关系如图 8 所示。结果显示, 随着凹坑织构深度的增大, 轴承承载力减小, 并且织构化轴承承载力的差异很小。图 8 中还显示出, 偏心率较小时, 织构化轴承的承载能力略低于未织构轴承。这表明轴承表面经过织构化处理增加了膜厚, 所形成的油膜压力变小, 因而未织构轴承的油膜承载力较大。

当宽径比 $\alpha = 1$, 偏心率 ε 分别取 0.3、0.5、0.8 时, 油膜厚度分布如图 9 所示。当偏心率增大时, 最小油膜厚度随之减小。在织构区域, 油膜厚度随偏心率的增加而增大。但如果持续增大偏心率, 这意味着轴颈和轴瓦直接接触, 最小油膜厚度将变得更小。

油膜压力分布如图 10 所示。随着偏心率的增大, 油膜压力也随之增大。这是因为轴颈旋转将润滑油带

入收敛间隙中, 从而产生流体动压。在织构区域 $[\pi, 2\pi]$ 内, 轴承与织构的楔形效应产生油膜压力, 一个织构就是一个“微收敛楔”。即使在油膜发散区 $[\pi, 2\pi]$, 也会产生一定的油膜承载力, 提升轴承的承载能力。

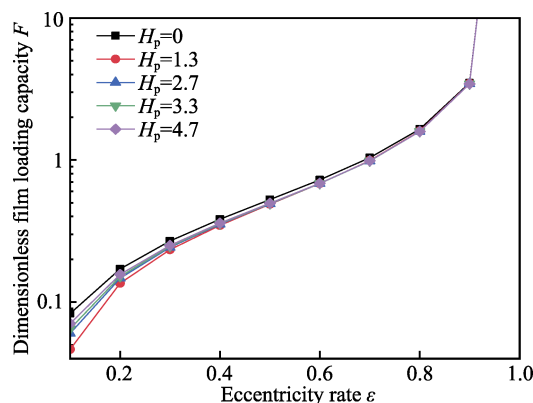


图 8 偏心率、凹坑深度和无量纲油膜承载力的关系
Fig.8 Variation diagram of different eccentricity, dimples depth and dimensionless oil film bearing capacity

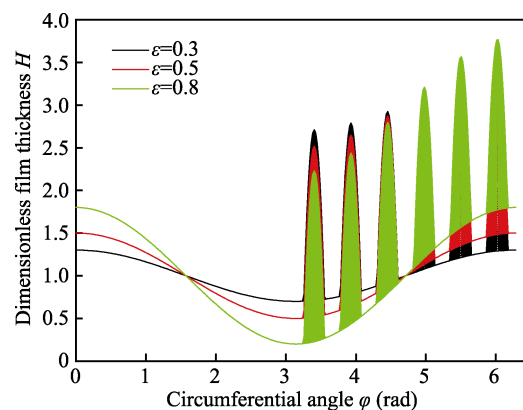


图 9 不同偏心率下滑动轴承油膜厚度分布 ($\alpha=1$)
Fig.9 Distribution of oil film thickness of journal bearing under different eccentricity ($\alpha=1$)

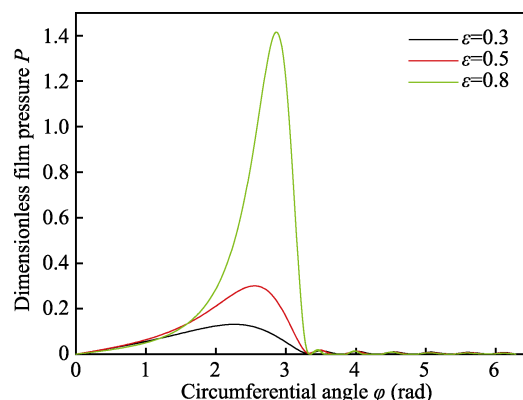


图 10 不同偏心率下滑动轴承油膜压力分布 ($\alpha=1$)
Fig.10 Oil film pressure distribution of journal bearing under different eccentricity ($\alpha=1$)

3.2 织构面积密度对轴承特性的影响

织构的密度是影响轴承摩擦学性能的重要参数,

对其流体动压润滑效果有重要影响。本小节研究了凹坑面积率对凹坑织构化径向滑动轴承润滑性能的影响。此时无量纲凹坑深度为 $H_p=2$ ，织构数量分别为 4×4 、 6×6 、 7×7 、 8×8 。从图 11a 中可以看出，织构化

滑动轴承的无量纲摩擦力随着织构面积密度的增大而减小。在偏心率较小时，减摩效果较弱；而偏心率较大时，减摩效果较为明显。图 11b 表明，无量纲油膜承载力基本保持不变。

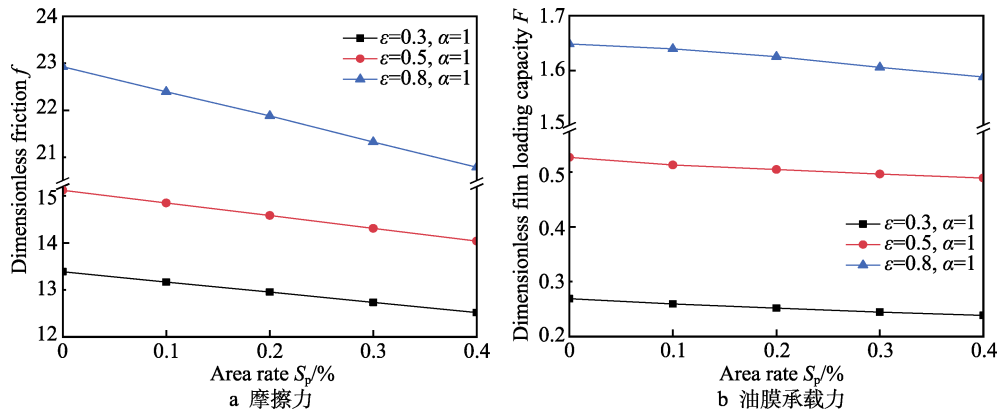


图 11 面积率对轴承无量纲摩擦力、无量纲油膜承载力的影响
Fig.11 Influence of area ratio on dimensionless friction force and dimensionless capacity of bearings

3.3 凹坑分布对轴承特性的影响

通过在轴承不同区域布置凹坑织构将会对轴承的润滑性能产生一定的影响，本文凹坑织构设置位置见表 2。

表 2 中 4 种织构分布情况的油膜厚度如图 12 所示。从图 12 中可以看出织构的分布位置，位置 1 为全织构，位置 2 织构设置在轴承的油膜收敛区（升压区），位置 3 横跨油膜收敛区和油膜发散区，位置 4

在油膜发散区（压降区）。

表 2 凹坑织构的 4 种分布位置					
Tab.2 Four distribution positions of dimples texture					
	0	1	2	3	4
$[Z_s, Z_t]$	—	$[-1, 1]$	$[-1, 1]$	$[-1, 1]$	$[-1, 1]$
$[\varphi_s, \varphi_t]$	—	$[0, 2\pi]$	$[0, \pi]$	$[0.5\pi, 1.5\pi]$	$[\pi, 2\pi]$
f	15.12	12.57	13.54	13.03	14.04
F	0.53	0.08	0.05	0.08	0.49

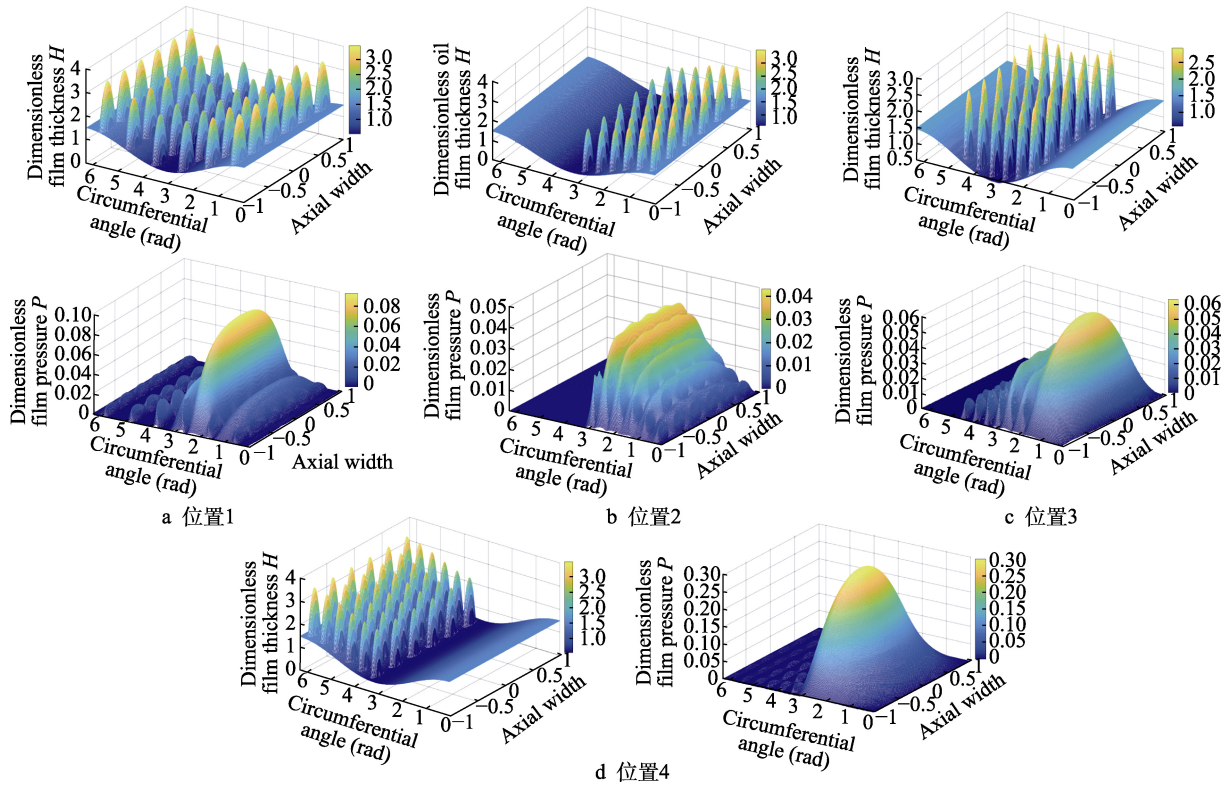


图 12 4 种织构位置分布情况的无量纲油膜厚度和油膜压力
Fig.12 Dimensionless oil film thickness and oil film pressure diagram of four texture position distributions

由表 2 可见, 未织构轴承的无量纲摩擦力最大, 位置 1 的无量纲摩擦力最小, 位置 2 和位置 3 的无量纲摩擦力较为接近。在轴承无量纲承载力方面, 未织构轴承最大, 位置 4 次之, 位置 1、位置 2 和位置 3 较为接近。

4 结论

1) 凹坑起减摩润滑作用, 当凹坑深度变大时, 轴承承载力随之减小, 并且承载力之间的差异逐渐减小, 可能存在最佳凹坑深度使得轴承减摩效果最佳。

2) 随着面积率的增大, 无量纲摩擦力逐渐降低, 承载力基本不变。偏心率较大时, 面积率对减摩润滑影响较大。

3) 合理布置凹坑织构区域能提高承载能力, 降低摩擦力, 因而位置 4 的织构位置方案最佳。

参考文献:

- [1] UDDIN M S, IBATAN T, 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.
- [2] 马晨波, 朱华, 张文谦, 等. 往复条件下织构表面的摩擦学性能研究[J]. *摩擦学学报*, 2011, 31(1): 50-55.
MA Chen-bo, ZHU Hua, ZHANG Wen-qian, et al. Tribological property of textured surface under reciprocating motion[J]. *Tribology*, 2011, 31(1): 50-55.
- [3] MALKI M, LARBI S, BOUBENDIR S, et al. Lubricant rheological behavior effect analysis on the performance of finite porous self-lubricating journal bearings[J]. *Journal of applied fluid mechanics*, 2018, 11(6): 1557-1568.
- [4] GROPPER D, WANG Ling, HARVEY T J. Hydrodynamic lubrication of textured surfaces: A review of modeling techniques and key findings[J]. *Tribology international*, 2016, 94: 509-529.
- [5] TALA-IGHIL N, MASPEYROT P, FILLON M, et al. Effects of surface texture on journal-bearing characteristics under steady-state operating conditions[J]. *Proceedings of the institution of mechanical engineers, part J: Journal of engineering tribology*, 2007, 221(6): 623-633.
- [6] TALA-IGHIL N, FILLON M, MASPEYROT P. Effect of textured area on the performances of a hydrodynamic journal bearing[J]. *Tribology international*, 2011, 44(3): 211-219.
- [7] LI Jian, WANG Xiao. Numerical simulation of the influence of the bulges around laser surface textures on the tribological performance[J]. *Tribology transactions*, 2013, 56(6): 1011-1018.
- [8] BOUBENDIR S, LARBI S, MALKI M, et al. Hydrodynamic self-lubricating journal bearings analysis using Rabinowitsch fluid lubricant[J]. *Tribology international*, 2019, 140: 105856.
- [9] 江鸳鹂, 马方波, 刘盼, 等. 滑动面微观球面纹理对滑动轴承性能的影响[J]. *华东理工大学学报(自然科学版)*, 2014, 40(4): 539-544.
- JIANG Yuan-yuan, MA Fang-bo, LIU Pan, et al. Effects of micro-spherical surface texture on the performance of journal bearings[J]. *Journal of East China University of Science and Technology (natural science edition)*, 2014, 40(4): 539-544.
- [10] 朱少禹, 孙军, 李彪, 等. 计及轴颈倾斜的径向滑动轴承湍流润滑分析[J]. *摩擦学学报*, 2019, 39(2): 235-247.
ZHU Shao-yu, SUN Jun, LI Biao, et al. Analysis of turbulent lubrication of misaligned journal bearing[J]. *Tribology*, 2019, 39(2): 235-247.
- [11] 王俊, 张俊红, 马梁. 具有椭圆抛物面织构的滑动轴承性能研究[J]. *润滑与密封*, 2018, 43(5): 46-52.
WANG Jun, ZHANG Jun-hong, MA Liang. Performance study of sliding bearings with elliptical paraboloid textured[J]. *Lubrication engineering*, 2018, 43(5): 46-52.
- [12] ZHONG Lin, WEI Gang, WANG Guo-rong, et al. Tribological properties of rock bit journal bearings for journal with nanosecond laser surface texture[J]. *Tribology transactions*, 2020, 63(6): 1020-1040.
- [13] MANSER B, BELAIDI I, HAMRANI A, et al. Performance of hydrodynamic journal bearing under the combined influence of textured surface and journal misalignment: A numerical survey[J]. *Comptes rendus mécanique*, 2019, 347(2): 141-165.
- [14] 温诗铸, 黄平, 田煜. *摩擦学原理*[M]. 第 5 版. 北京: 清华大学出版社, 2018.
WEN Shi-zhu, HUANG Ping, TIAN Yu. *Principles of tribology*[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 2018.
- [15] 李明, 李自刚. 完整约束下转子-轴承系统非线性振动[M]. 北京: 科学出版社, 2014.
LI Ming, LI Zi-gang. *Nonlinear vibration of rotor-bearing system under holonomic constraints*[M]. Beijing: Science Press, 2014.
- [16] 于如飞, 陈渭. 表面织构参数对径向轴承流体动力润滑特性的影响[J]. *西华大学学报(自然科学版)*, 2017, 36(3): 23-29.
YU Ru-fei, CHEN Wei. Effect of the parameters of surface textures on the hydrodynamic lubrication characteristics of radial bearing[J]. *Journal of Xihua University (natural science edition)*, 2017, 36(3): 23-29.
- [17] 张永芳, 黑棣, 何介夫, 等. 有限长滑动轴承非线性油膜力的近似解法[J]. *摩擦学学报*, 2016, 36(4): 488-494.
ZHANG Yong-fang, HEI Di, HE Jie-fu, et al. An approximate solution method for nonlinear oil film forces of finite length journal sliding bearing[J]. *Tribology*, 2016, 36(4): 488-494.
- [18] YU Hai-wu, HUANG Wei, WANG Xiao-lei. Dimple patterns design for different circumstances[J]. *Lubrication science*, 2013, 25(2): 67-78.
- [19] GALDA L, SEP J, OLSZEWSKI A, et al. Experimental investigation into surface texture effect on journal bearings performance[J]. *Tribology international*, 2019, 136: 372-384.

(下转第 278 页)