

表面粗糙度对低速水润滑滑动轴承 混合润滑性能的影响

刘洋洋¹, 金英泽¹, 王亚兵¹, 王报龙¹, 祝长生², 袁小阳¹

(1. 西安交通大学现代设计及转子轴承系统教育部重点实验室, 710049, 西安;

2. 浙江大学电气工程学院, 310058, 杭州)

摘要: 针对船用滑动轴承在低速水润滑工况下液膜承载能力不足导致的局部固体接触碰磨问题, 研究了表面粗糙度对水润滑滑动轴承混合润滑性能的影响。假设轴颈和轴承表面粗糙峰服从高斯分布, 以粗糙峰高度综合标准差表征表面粗糙度, 联立平均雷诺流体润滑方程和 Greenwood-Tripp (GT) 固体表面接触方程, 对比分析了全膜润滑和混合润滑下的液膜厚度和压力分布, 针对几种典型转速研究了表面粗糙度对轴承的液膜承载力及其最大压力、粗糙峰接触承载力及其最大压力、偏心率和最小名义膜厚的影响。数值计算结果表明: 在低速水润滑工况下, 混合润滑模型的最大液膜压力比全膜润滑模型降低一个数量级以上, 粗糙峰接触压力的产生使得最小名义膜厚增加; 随着表面粗糙度的增加, 液膜承载力、偏心率、最大液膜压力和最大粗糙峰接触压力呈减小趋势, 粗糙峰接触承载力和最小名义膜厚呈增加趋势; 在混合润滑下转速对最小名义膜厚和偏心率的变化曲线没有影响。该研究可对低速水润滑滑动轴承优化及可靠性设计提供一定的参考。

关键词: 滑动轴承; 混合润滑; 表面粗糙度; 低速水润滑

中图分类号: TH133 **文献标志码:** A

DOI: 10.7652/xjtub202007015 **文章编号:** 0253-987X(2020)07-0121-08



OSID 码

Effect of Surface Roughness on Mixed-Lubrication Performance of Low-Speed and Water-Lubricated Sliding Bearings

LIU Yangyang¹, JIN Yingze¹, WANG Yabing¹, WANG Baolong¹,
ZHU Changsheng², YUAN Xiaoyang¹

(1. Key Laboratory of Education Ministry for Modern Design and Rotor-Bearing System, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. College of Electrical Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310058, China)

Abstract: In order to solve the problem of insufficient liquid film bearing capacity of marine sliding bearings caused by local solid contact and rubbing under low-speed and water-lubricated conditions, the influence of surface roughness on the mixed lubrication performance of water-lubricated sliding bearings is studied. This paper assumes that the asperities on the journal and bearing surfaces follow the Gaussian distribution, and the surface roughness is characterized by the comprehensive standard deviation of the heights of the asperities. The average Reynolds fluid lubrication equation and the Greenwood-Tripp (GT) solid surface contact equation are combined to compare and analyze the thickness and pressure distribution of the liquid film under full film lubrication and mixed lubrication. The effects of surface roughness on liquid film bearing capacity

收稿日期: 2020-01-14。 作者简介: 刘洋洋(1994—),男,博士生;袁小阳(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 基础产品创新科研资助项目(CZ362)。

网络出版时间: 2020-05-13

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20200513.1638.004.html>

and maximum pressure, asperity contact bearing capacity and maximum pressure, eccentricity, and minimum nominal liquid film thickness are studied at several typical rotating speeds. Numerical calculation results show that when sliding bearings are under low-speed and water-lubricated conditions, the maximum liquid film pressure of the mixed lubrication model can be reduced by more than an order of magnitude than that of the full film lubrication model. Asperity contact pressure makes the minimum nominal film thickness increase. As the surface roughness increases, the liquid film bearing capacity, eccentricity, maximum liquid film pressure and maximum asperity contact pressure decrease, and the asperity contact bearing capacity and minimum nominal film thickness increase. The rotating speed has no effect on the changing curves of the minimum nominal film thickness and eccentricity under mixed lubrication. This research may provide a reference for the optimization and reliability design of low-speed and water-lubricated sliding bearings.

Keywords: sliding bearing; mixed lubrication; surface roughness; low-speed and water-lubricated

轴承是机器中不可缺少的重要部件,例如机床中的主轴、工作台或者内燃机中的活塞、连杆这类转动或移动的零件,都需要支承来构成相对运动副^[1]。随着工业的现代化进程,对于轴承的各方面性能要求越来越高。轻载或高速时,膜厚在 $1\sim 180\ \mu\text{m}$ 范围内^[2],属于厚膜,轴承间隙可形成完整的润滑膜,传统流体全膜润滑理论可以满足设计要求。在对船用水润滑轴承中的研究中,许多学者发现大部分工况下轴承膜厚属于局部接触下的润滑状态,尤其在重载或者低速工况下,润滑膜的最小膜厚会越来越小。岑少起等求解了重载径向轴承数值解,总结出一个收敛速度较快的最小膜厚计算公式,为船用水润滑的研究提供了一定的参考^[3]。张帆等以单机容量 1 750 MW 级核电半速发电机试验用椭圆轴承为对象,在现场全尺寸动平衡机上进行了轴承性能试验,测出了该轴承膜厚的实测数据,试验结果表明,随着转速的上升,最小下液膜厚度逐渐增大,由此可以验证低速水润滑轴承会出现局部接触情况^[4]。在水润滑滑动轴承方面,吕芳蕊等以重载油润滑和水润滑轴承为背景研究了轴承间隙与膜厚的优化问题^[5];赵志明和袁小阳指出其研究的导轴承在达到 600 r/min 工作转速下才处于全膜润滑状态^[6];张帆等在核主泵半尺寸水润滑轴承试验台进行研究,发现在轴承倾斜工况下实际起飞转速为理论起飞转速的 2.5~3 倍,也就是在转速未达到某临界值时,摩擦副并未完全脱开形成完整液膜,属于混合润滑状态^[7]。大部分研究者侧重于研究水润滑轴承的最小膜厚,避免轴承与轴径的接触影响轴承的润滑性能和使用寿命。当油润滑动压轴承比压达到或超过 3.3 MPa 或者润滑剂采用水润滑,尤其针对大部分

船用水润滑轴承低速工况下,混合润滑是轴承中不可避免的工况,此时轴承处于局部固体接触的部分液膜润滑状态,其基本特征是接触与流体润滑区域性共存,属于混合润滑的范畴^[8-9]。

研究水润滑滑动轴承的混合润滑这一区域承载能力,当然不能忽略表面粗糙度这一因素。考虑表面粗糙因素,首先要解决如何表达它的特征,也就是构造关于粗糙表面的数学模型^[10]。关于混合润滑方面的研究较多。Patir 和 Cheng 通过数值模拟得到了粗糙表面的压力流和剪切流因子的平均雷诺方程^[11]。Wu 和 Zheng 在平均雷诺方程中引入接触因子,得到平均膜厚与名义膜厚的关系,得到了修正平均雷诺方程^[12]。近年来,混合润滑下的轴承或者其他摩擦副润滑性能分析的研究成果不少: Lü 等研究了局部湍流对大型重载轴承混合润滑性能的影响,结果也表明局部湍流对摩擦系数有显著影响^[13];顾春兴侧重于表面织构对内燃机关键摩擦副进行了混合润滑分析^[14]; Lü 等推导出考虑周向和轴向滑移的扩展平均雷诺方程,并得出壁面滑移和轴颈失配会减小最小名义膜厚^[15];徐鲁帅等在密封摩擦副方面对新型螺旋槽进行润滑与摩擦的数值分析^[16];董国忠等研究了虚拟微凸体、名义载荷、综合粗糙度和微凸体曲率半径对弹流润滑摩擦学特性的影响,但并未涉及滑动轴承润滑方面^[17];马国亮等使用球-盘式摩擦实验机,以具有不同粗糙度和表面织构的硅橡胶试样盘为下试样、GCr15 轴承钢球为上试样进行摩擦实验,研究表面织构在不同粗糙度条件下的润滑特性^[18];Cui 等采用修正平均雷诺方程和 Greenwood-Williamson (GW) 接触模型,研究了启动过程中表面粗糙度对流体动力圆柱轴承瞬态

特性的影响,但并未研究其对滑动轴承稳态过程润滑性能的影响^[19-20]。

从上述研究现状可以看出,针对存在局部接触的滑动轴承混合润滑理论仍需完善,这也是低速水润滑滑动轴承理论计算和试验研究中迫切需要解决的问题。本文针对存在混合润滑工况下的水润滑船用滑动轴承,分析不同表面粗糙度在不同低转速下对轴承的润滑性能的影响,可为轴承表面优化及可靠性设计提供一定的参考。

1 控制方程

1.1 平均雷诺方程

液体润滑是利用摩擦表面的几何形状和相对运动并借助黏性流体的动力学作用,使润滑剂进入两摩擦表面之间以形成动压润滑膜,将两摩擦表面完全分开。在低速、重载、低黏度润滑剂工况下最小膜厚会达到微米级,此时轴承处于混合摩擦状态,因此在求解润滑方程时必须考虑压力流因子、剪切流因子和接触因子的影响,建立混合流体动压润滑控制方程^[11-12]

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y \frac{h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = \phi_c \frac{U}{2} \frac{\partial h}{\partial x} + \frac{U}{2} \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} \quad (1)$$

式中: h 为名义膜厚,一般为轴承与轴颈两者表面粗糙峰平均高度线之间的距离; ϕ_x 、 ϕ_y 、 ϕ_s 、 ϕ_c 分别为周向与径向压力流因子、剪切流因子和接触因子; η 为润滑剂动力学黏度; σ 为综合表面粗糙度的标准偏差, $\sigma^2 = \sigma_1^2 + \sigma_2^2$, σ_1 和 σ_2 分别为轴承和轴径的表面粗糙度; U 为轴颈转速。滑动轴承结构示意图如图 1 所示, Ω 方向为轴颈转速 U 的方向; Φ 是由轴承上方垂直线算起,并在顺时针 360° 旋转一周处结束; θ 为偏位角。

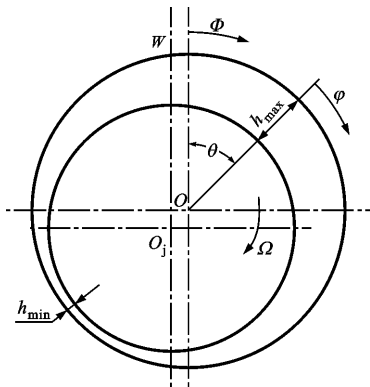


图 1 滑动轴承模型

因轴承与轴颈存在部分接触,液膜厚度示意图如图 2 所示,实际局部膜厚分布为

$$h_T = h + \delta_1 + \delta_2 \quad (2)$$

式中: δ_1 、 δ_2 为轴承、轴颈从其平均高度测量的表面粗糙度幅度,即轴承、轴颈表面高度,它们的变化规律视加工方法与材质而定,通常认为是随机变量。

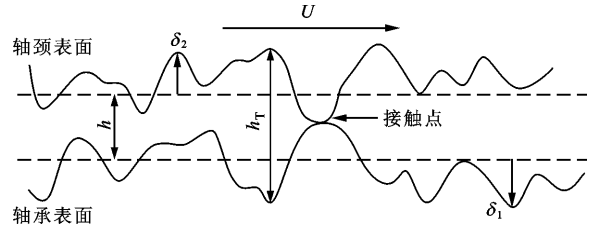


图 2 液膜厚度示意图

因为 h_T 是一个随机变量,不利于求解,为了得到确定性解,根据 h_T 和 h 的关系^[12],在研究过程中引入 φ_x 、 φ_y 、 ϕ_s 、 ϕ_c 后,即可用名义膜厚进行计算分析,名义膜厚表达式为

$$h = c + e \cos(\Phi - \theta) \quad (3)$$

式中: c 为径向间隙; e 为偏心距。

液膜承载力表达式为

$$F_{oilx} = - \iint_{A_{oil}} p \sin \varphi dA_{oil} \quad (4)$$

$$F_{oily} = - \iint_{A_{oil}} p \cos \varphi dA_{oil} \quad (5)$$

式中: F_{oilx} 为水平液膜承载力; F_{oily} 为垂直液膜承载力; A_{oil} 为完整液膜区间的面积。

1.2 接触方程

目前接触模型主要有统计学模型与确定型模型^[21],本文采用工程中常用的 Greenwood 和 Tripp 提出的接触模型^[22](简称 GT 模型)是对 Greenwood 和 Williamson(GW)^[20]提出的粗糙表面和光滑表面接触模型(简称 GW 模型)的扩展,GT 模型为两个粗糙表面之间的接触提供一个总体理论,其粗糙峰接触力表达式为

$$p_{asp}(x, y) = (\eta_s \beta \sigma)^2 E' \frac{16 \sqrt{2} \pi}{15} \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} \int_D^\infty (w^*)^{5/2} \phi(z_s^*) dz_s^* \quad (6)$$

式中: η_s 为粗糙峰密度; β 为粗糙面曲率半径; D 为两平面的平均距离, $D = (h - y_s)/\sigma$, y_s 为表面平均高度线与表面粗糙峰平均高度线之间的距离^[23]; E' 为复合弹性模量, $\frac{1}{E'} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$, ν_1 和 ν_2 分别为轴承和轴颈的泊松比, E_1 和 E_2 分别为轴承和轴颈的弹性模量; w^* 为单一粗糙峰量纲一变形量, w^*

$=z_s^*-H$, z_s^* 为单一粗糙峰量纲一高度, $H=h/\sigma$; 假设粗糙峰高度服从高斯分布, 则存在

$$\phi(z_s^*) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}}\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)\exp\left(-\left(\frac{\sigma}{\sigma_s}\right)^2\frac{z_s^{*2}}{2}\right) \quad (7)$$

式中 σ_s 为粗糙峰顶高度的标准偏差^[23]。

表面粗糙峰接触承载力表达式为

$$F_{aspx} = - \iint_{A_{asp}} p_{asp} \sin\varphi dA_{asp} \quad (8)$$

$$F_{aspy} = - \iint_{A_{asp}} p_{asp} \cos\varphi dA_{asp} \quad (9)$$

式中: F_{aspx} 为水平表面接触承载力; F_{aspy} 为垂直表面接触承载力; A_{asp} 为局部接触区间的面积。

2 滑动轴承润滑性能计算

2.1 数值计算过程

本文采用差分法进行数值计算, 具体的数值计算流程如图 3 所示。接触区域和液膜区域的划分可以通过计算粗糙峰接触压力方程得到, 具体方法是对整个轴承进行网格划分并以粗糙峰接触压力模型进行数值计算, 计算得出的粗糙峰接触压力近似或等于 0 的区域为液膜润滑区域, 其他区域为局部接触区域。由于本文采用的是适用于局部接触下的混合润滑流体计算的平均雷诺方程, 粗糙峰接触压力在厚膜润滑的情况下的计算结果为 0, 因此计算液膜压力和粗糙峰接触压力均可在全轴承范围进行求解, 可以不进行分区域计算。

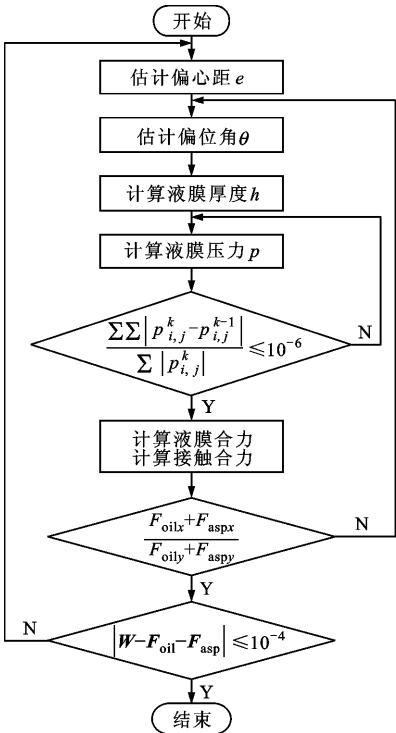


图 3 差分法数值计算流程图

2.2 程序验证

文献[24]采用的具体轴承参数如表 1 所示, 计算该程序在粗糙峰接触压力为 0, 即在纯流体动力润滑状态下的油膜压力, 并与文献[24]中轴颈倾斜角为 0 情况下的油膜压力进行了对比, 本文压力峰值为 33.08 MPa, 文献[24]的压力峰值为 33.1 MPa, 本文的数值计算结果与其参考值较为接近。

表 1 文献[24]采用的轴承参数

参数	数值
轴承直径 R/mm	3
轴承长度 l/mm	66
径向间隙 c/mm	0.03
偏心距 e/mm	0.024
转速 $n/(\text{r} \cdot \text{min}^{-1})$	3 000
润滑剂动力黏度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.009

2.3 轴承计算参数

本文中所选轴承参数如表 2 所示。工程常用的润滑介质有油、水等, 通常以油润滑为参考, 小于油的黏度为低黏度润滑, 因此本文采用低黏度润滑介质水润滑; 算例中轴承的载荷比压为 $W/(dl) = 3.3 \text{ MPa}$, 属于重载轴承范畴。轴承在低黏重载工况下的润滑状态极易出现局部接触的混合润滑。此外, 本文在选取转速时, 先取本文算例中的最高转速 300 r/min 进行验证, 计算结果表明该转速下粗糙峰接触压力相对液膜压力不可被忽略, 即存在局部接触的混合润滑, 因此本文选取 5~300 r/min 范围内 6 组转速分析低速低黏混合润滑状态下的轴承润滑性能。

表 2 本文计算案例采用的轴承参数

参数	数值
轴颈直径 d/mm	50
径向间隙 c/mm	0.1
轴承长度 l/mm	60
润滑液(水)动力黏度 $\eta/(\text{Pa} \cdot \text{s})$	0.009
等效弹性模量 E'/GPa	210
轴承的泊松比 ν_1	0.29
轴颈的泊松比 ν_2	0.29
承载力 W/kN	10
粗糙峰密度 $\eta_s/(10^{11} \text{ m}^{-2})$	5
粗糙面曲率半径 $\beta/(10^{-6} \text{ m})$	2

3 结果与讨论

本节研究滑动轴承表面粗糙度对液膜膜厚分

布、液膜压力分布、最小名义膜厚、偏心率、液膜承载力、液膜最大压力、粗糙峰接触承载力和粗糙峰接触最大压力的影响,旨在为低速水润滑滑动轴承制造和设计提供一定的参数。

3.1 表面粗糙度对膜厚分布和压力分布的影响

整个轴承的粗糙峰接触压力分布如图 4 所示,由图 4 可以看出,粗糙峰接触压力沿轴承长度方向是完全相等的。由于本文未考虑倾斜,全膜润滑模型和混合润滑模型的膜厚和液膜压力分布关于轴承轴向对称。为了更好地研究膜厚与压力分布的关系,在转速 n 为 200 r/min、表面粗糙度 σ 为 2 μm 、载荷 W 为 10 kN 工况下,选取轴长的二分之一所对应的截面,绘制出的膜厚与压力分布曲线如图 5 和图 6 所示。从图 5 和图 6 中可以看出,全膜润滑模型的最小膜厚小于混合润滑模型的最小膜厚,全膜润滑模型最小膜厚达到 0.332 9 μm ,全膜润滑模型的膜厚与混合润滑模型的膜厚最大相差近 18 μm ,两种模型的膜厚分布位置相差不大,全膜润滑模型最大液膜压力大于混合润滑模型的,粗糙峰接触压力在最小膜厚附近达到最大值;全膜润滑模型最大液膜压力比混合润滑模型最大液膜压力大一个数量级。上述现象原因在于混合润滑引入了粗糙峰接触

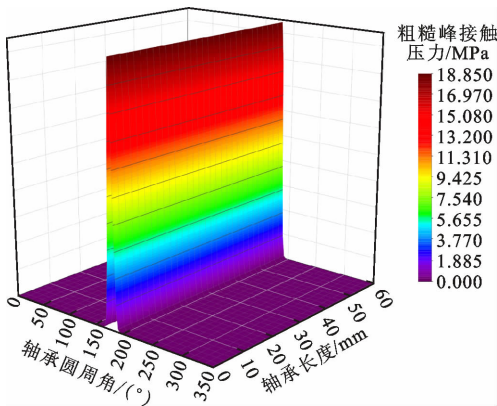


图 4 整个轴承的粗糙峰接触压力分布

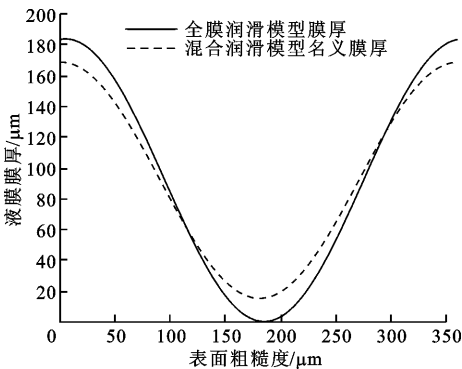


图 5 全膜润滑模型和混合润滑模型的液膜膜厚分布

承载力,使得最小名义膜厚增加,液膜压力降低。

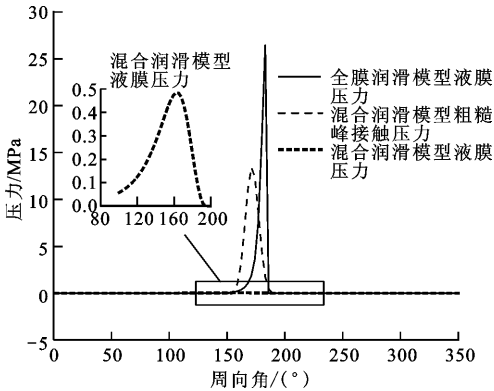


图 6 全膜润滑模型和混合润滑模型的压力分布

3.2 表面粗糙度对最小名义膜厚和偏心率的影响

最小名义膜厚和偏心率随表面粗糙度变化曲线如图 7 所示。从图 7 中可以看出,随着表面粗糙度增加,最小名义膜厚呈线性递增趋势,偏心率呈线性递减趋势;在 50~300 r/min 不同转速范围内的最小名义膜厚和偏心率随表面粗糙度的变化曲线近似重合,说明在混合润滑状态下转速对最小名义膜厚和偏心率是几乎没有影响的。其原因在于混合润滑状态下载荷大部分都由粗糙峰接触力承担,粗糙峰接触最大压力比液膜最大压力大一个数量级,液膜压力的变化相对来说可以忽略,最小名义膜厚和偏心率反映液膜润滑性能,故出现图 7 所示各转速的最小膜厚与偏心率在不同表面粗糙度下均呈重合现象。此外,当表面粗糙度不断减小,最小名义膜厚也不断减小,液膜可能会达到其极限剪切力,发生边界滑移,液膜承载力减小,使其液膜润滑的区域不断缩小。

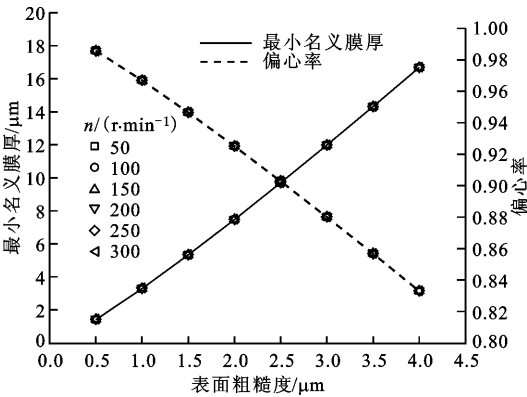


图 7 表面粗糙度对最小名义膜厚、偏心率的影响

3.3 表面粗糙度对承载力的影响

图 8 给出了表面粗糙度与液膜承载力、粗糙峰接触承载力的变化曲线。由图 8 可以看出:随表面

粗糙度增加,液膜承载力呈递减趋势,粗糙峰接触承载力呈递增趋势;在 200 r/min 转速下,表面粗糙度 σ 从 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 增加至 $4\text{ }\mu\text{m}$,液膜承载力减小约 1 668 N,粗糙峰接触承载力增加约 1 668 N,两者变化量占总承载力的 16.68%;液膜承载力递减的速率逐渐减小,最终趋近于 0,粗糙峰接触承载力递增的速率也逐渐减小,最终趋近于 10 kN;随着转速增加,粗糙峰接触承载力减小,液膜承载力增大;在 50~300 r/min 转速下,液膜的承载力约占总承载力的 25%,粗糙峰接触承载力约占总承载力的 75%,此外在混合润滑状态下的最小名义膜厚附近可能出现边界滑移现象,这会使得液膜承载力减小,使其液膜承载力所占总承载力的比例更小;表面粗糙度一定时,转速越高,液膜承载力越大,粗糙峰接触承载力越小;当转速从 50 r/min 升高至 300 r/min,在表面粗糙度 σ 为 $2.0\text{ }\mu\text{m}$ 下的液膜承载力增加 284.7 N,粗糙峰承载力减小约 284.7 N,两者变化量占总承载力的 2.85%。出现上述现象的原因在于随着表面粗糙度增加,即粗糙峰平均高度的增加,低速低黏下轴颈与轴承发生局部接触的区域越来越多,接触面积越来越大,因此粗糙峰承载力逐渐增加,液膜承载力减小。

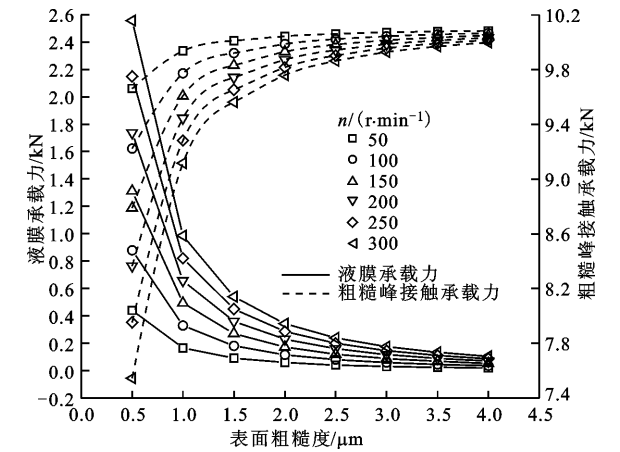


图 8 表面粗糙度对承载力的影响

3.4 表面粗糙度对最大液膜压力的影响

图 9 和图 10 是表面粗糙度对最大液膜压力、最大粗糙峰接触压力的影响。从图 9、10 可以看出:随着表面粗糙度的增加,最大液膜压力和最大粗糙峰接触压力呈递减趋势。在 200 r/min 转速下,表面粗糙度 σ 从 $0.5\text{ }\mu\text{m}$ 增加至 $4\text{ }\mu\text{m}$,相应地,最大液膜压力减小约 2.61 MPa,最大粗糙峰接触承载力减小约 13.1 MPa;转速越高,最大液膜压力越大,最大粗糙峰接触压力越小,但在 50~300 r/min 转速下,最大粗糙峰接触压力总比最大液膜压力大 1~2 个数

量级。转速越高,最大液膜压力增大,最大粗糙峰接触压力减小。当转速从 50 r/min 升高至 300 r/min,在表面粗糙度 σ 为 $2.0\text{ }\mu\text{m}$ 时最大液膜压力增加约 0.25 MPa,粗糙峰承载力减小约 0.67 MPa。随着表面粗糙度的不断增加,最大液膜压力最终趋近于 0,不同转速下最大粗糙峰接触压力的变化曲线也不断接近。其原因可能是表面粗糙度的增加使得局部接触区域变大,出现本文数值计算未考虑的边界滑移现象导致的液膜承载力下降,致使液膜承载范围减小,混合润滑范围增大,当负载不变,相应的粗糙峰接触比压越来越小,最大粗糙峰接触压力会一直减小,粗糙峰接触承载力所占总承载力比例越来越大,最大液膜压力也逐渐减小,这时转速对混合润滑性能影响效果减弱,各转速下的最大粗糙峰接触压力逐渐接近。

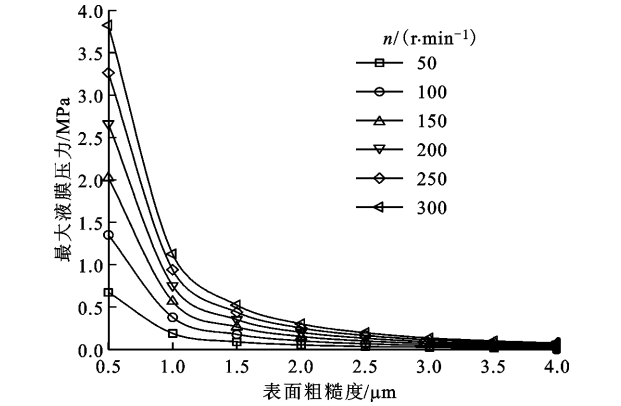


图 9 表面粗糙度对最大液膜压力的影响

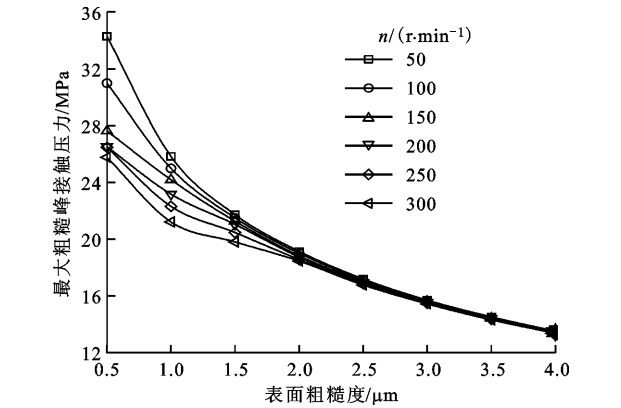


图 10 表面粗糙度对最大粗糙峰接触压力的影响

4 结 论

本文针对船用滑动轴承在实际工况中轴颈与轴承存在局部固体接触问题,以水润滑滑动轴承为研究对象,选取 50~300 r/min 范围内 6 种出现混合润滑的低转速、 $0.5\sim4\text{ }\mu\text{m}$ 范围内 8 种典型表面粗

糙度,研究了表面粗糙度对低速水润滑滑动轴承混合润滑性能的影响,可以得到以下结论。

(1)低速低黏工况下,全膜润滑模型的最小膜厚可达 $0.33\ \mu\text{m}$,已属于混合润滑的范畴,表面粗糙度对润滑性能的影响是不可忽略的。考虑表面粗糙度的混合润滑模型比起全膜润滑模型,最小名义膜厚得到明显的增加,液膜压力降低了一个数量级,且粗糙峰接触压力比全膜润滑模型的液膜压力数值上可减小近 $1\ \text{MPa}$ 。

(2)随着表面粗糙度的增加,最小名义膜厚呈线性增加趋势,偏心率呈线性减小趋势,粗糙峰接触承载力呈增加趋势,而液膜承载力呈减小趋势;最大粗糙峰接触压力值和液膜最大压力均与表面粗糙度呈负相关趋势。长径比为 1.2 的水润滑滑动轴承在 $200\ \text{r/min}$ 转速下,表面粗糙度 σ 从 $0.5\ \mu\text{m}$ 增加至 $4\ \mu\text{m}$,液膜承载力和粗糙峰接触承载力相应减小和增加约 $1\ 668\ \text{N}$,两者变化量占总承载力的 16.68% ;最大液膜压力和最大粗糙峰接触压力可分别减小约 $2.61\ \text{MPa}$ 和 $13.1\ \text{MPa}$ 。在低速低黏不同表面粗糙度工况下,最大粗糙峰接触压力比最大液膜压力均大一个数量级以上。

(3)在混合润滑状态下,轴颈转速越高,液膜承载力、最大液膜压力、粗糙峰接触承载力和最大粗糙峰接触压力越大,最小名义膜厚和偏心率随表面粗糙度的变化与转速无关;当转速从 $5\ \text{r/min}$ 升高至 $300\ \text{r/min}$,长径比为 1.2 的水润滑滑动轴承在表面粗糙度 σ 为 $2.0\ \mu\text{m}$ 下的液膜承载力和粗糙峰接触承载力相应增加和减小约 $284.7\ \text{N}$,两者变化量占总承载力的 2.85% ,最大液膜压力和最大粗糙峰接触压力可相应增加和减小约 $0.25\ \text{MPa}$ 和 $0.67\ \text{MPa}$;随表面粗糙度增大达到一定数值后,不同转速下的最大粗糙峰接触压力逐渐趋近。

参考文献:

[1] 许尚贤. 液体静压和动静压滑动轴承设计 [M]. 南京:东南大学出版社,1989:187-206.

[2] 温诗铸. 摩擦学原理 [M]. 北京:清华大学出版社,1990:80-126.

[3] 岑少起,陈瀚,唐照民. 重载径向轴承润滑力学问题数值解 [J]. 西安交通大学学报,1982,16(2):122-129.

CEN Shaoqi, CHEN Han, TANG Zhaomin. Numerical solution of lubrication problems of heavy-duty radial bearing, [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 1982 16(2): 122-129.

[4] 张帆,钟海权,孙丽军,等. 大型重载滑动轴承润滑特性的理论与试验研究 [J]. 西安交通大学学报,2014,48(5):15-20.

ZHANG Fan, ZHONG Haiquan, SUN Lijun, et al. Theoretical and experimental research on lubrication properties of large heavy sliding bearing [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(5): 15-20.

[5] 吕芳蕊,孙丽军,张丽君,等. 径向滑动轴承变形与润滑耦合设计的双间隙协调法 [J]. 汽轮机技术,2014,56(2):84-87.

LÜ Fangrui, SUN Lijun, ZHANG Lijun, et al. Double-clearance coordinating method in deformation and lubrication coupling design of journal bearing [J]. Turbine Technology, 2014, 56(2): 84-87.

[6] 赵志明,袁小阳. AP1000核主泵水润滑轴承性能仿真 [J]. 陕西科技大学学报(自然科学版),2016,34(4):150-155.

ZHAO Zhiming, YUAN Xiaoyang. Characteristics simulation of water-lubricated journal bearings in AP1000 nuclear main pump [J]. Journal of Shaanxi University of Science and Technology, 2016, 34(4): 150-155.

[7] 张帆,欧阳武,奚延辉,等. 核主泵水润滑轴承的润滑性能及起飞转速 [J]. 机械设计与研究,2017,33(5):87-92.

ZHANG Fan, OUYANG Wu, XI Yanhui, et al. Study on the lubrication performance and take-off speed of the nuclear main pump water lubricated bearing [J]. Machine Design and Research, 2017, 33(5): 87-92.

[8] 欧阳武,陈润霖,彭林,等. 考虑局部固体接触的滑动轴承主刚度和主阻尼研究 [J]. 西安交通大学学报,2014,48(1):112-117.

OUYANG Wu, CHEN Runlin, PENG Lin, et al. Main stiffness and main damping of sliding bearings considering local contact [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2014, 48(1): 112-117.

[9] 欧阳武. 重载滑动轴承润滑模型及参数识别研究 [D]. 西安:西安交通大学,2014:35-66.

[10] 张直明,张言羊,谢友柏. 滑动轴承的流体动力润滑理论 [M]. 北京:高等教育出版社,1984:46-60.

[11] PATIR N, CHENG H S. An average flow model for determining effects of three-dimensional roughness on partial hydrodynamic lubrication [J]. Journal of Tribology, 1978, 100(1): 12-17.

[12] WU Chengwei, ZHENG Linqing. An average Reynolds-equation for partial film lubrication with a contact factor [J]. Journal of Tribology, 1989, 111(1): 188-

- 191.
- [13] LÜ Fangrui, ZOU Donglin, TA Na, et al. Influence of local turbulent flow on the performance of a mixed-lubrication bearing [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology*, 2019, 233(7): 1029-1035.
- [14] 顾春兴. 织构化内燃机关键摩擦副的混合润滑分析及减摩机理研究 [D]. 上海: 上海交通大学, 2018: 15-86.
- [15] LÜ Fangrui, RAO Zhushi, TA Na, et al. Mixed-lubrication analysis of thin polymer film overlaid metallic marine stern bearing considering wall slip and journal misalignment [J]. *Tribology International*, 2017, 109: 390-397.
- [16] 徐鲁帅, 王赞磊, 张帆, 等. 扰变工况下不同表面结构机械密封瞬态特性分析 [J]. *西安交通大学学报*, 2020, 54(1): 56-63.
- XU Lushuai, WANG Yunlei, ZHANG Fan, et al. Transient characteristics of mechanical seals with modified surfaces under disturbance conditions [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2020, 54(1): 56-63.
- [17] 董国忠, 张辉, 李月, 等. 混合弹流润滑系统的建模与摩擦学特性研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2018, 52(1): 107-114.
- DONG Guozhong, ZHANG Hui, LI Yue, et al. A mixed elasto-hydrodynamic lubrication model for studying tribological properties of rough surfaces [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2018, 52(1): 107-114.
- [18] 马国亮, 姜亮, 黄巍, 等. 不同粗糙度条件下硅橡胶表面织构润滑特性的研究 [J]. *西安交通大学学报*, 2010, 44(9): 87-92.
- MA Guoliang, JIANG Liang, HUA Wei, et al. Lubrication properties of textured polydimethylsiloxane surfaces with different roughness [J]. *Journal of Xi'an Jiaotong University*, 2010, 44(9): 87-92.
- [19] CUI Shuhui, GU Le, FILLON M, et al. The effects of surface roughness on the transient characteristics of hydrodynamic cylindrical bearings during startup [J]. *Tribology International*, 2018, 128: 421-428.
- [20] GREENWOOD J A, WILLIAMSON J B. Contact of nominally flat surfaces [J]. *Proceedings of the Royal Society of London: Series A Mathematical and Physical Sciences*, 1966, 295(1442): 300.
- [21] BERGMANN P, GRÜN F, GÓDOR I, et al. On the modelling of mixed lubrication of conformal contacts [J]. *Tribology International*, 2018, 126: 220-236.
- [22] GREENWOOD J A, TRIPP J H. The contact of two nominally flat rough surfaces [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers*, 1970, 185(48): 625-633.
- [23] ZHAO Yongwu, LU Yanming, JIANG Jianzhong. New elastic-plastic model for the contact of rough surfaces [J]. *Chinese Journal of Mechanical Engineering*, 2007, 43(3): 95-101.
- [24] SUN Jun, GUI Changlin. Hydrodynamic lubrication analysis of journal bearing considering misalignment caused by shaft deformation [J]. *Tribology International*, 2004, 37(10): 841-848.

(编辑 武红江)

(上接第 103 页)

- [16] 钟主海, 江生科. 汽轮机高压缸进汽蜗壳的数值研究 [J]. *东方汽轮机*, 2016(2): 17-22.
- ZHONG Zhuhai, JIANG Shengke. Numerical investigation on steam admission volute of turbine high pressure cylinder [J]. *Dongfang Turbine*, 2016(2): 17-22.
- [17] 邵卫东, 吴方松, 李伯武, 等. 汽轮机低压进汽结构气动性能分析与优化设计 [J]. *热力透平*, 2017, 46(2): 69-75.
- SHAO Weidong, WU Fangsong, LI Bowu, et al. Optimization design and analysis of steam admission in low pressure cylinder of steam turbines [J]. *Thermal Turbine*, 2017, 46(2): 69-75.
- [18] KANG S Y, LEE J J, KIM T S, et al. Numerical analysis on the impact of inter-stage flow addition in a high-pressure steam turbine [C]//*Proceedings of 2017 ASME Fluids Engineering Division Summer Meeting*. New York, USA: ASME, 2017: V01AT03A029.
- [19] 潘阳, 袁奇, 朱光宇. 进汽结构对部分进汽损失的影响研究 [J]. *中国电机工程学报*, 2018, 38(14): 4156-4164, 4321.
- PAN Yang, YUAN Qi, ZHU Guangyu. Numerical investigation on the influence of inlet structure on partial-admission losses [J]. *Proceedings of the CSEE*, 2018, 38(14): 4156-4164, 4321.

(编辑 陶晴)