

非线性剪切流速分布对滑块轴承承载力的影响

韩素立^{1a,1b}, 韩亮亮², 郭峰^{1a,1b}, 韩露娟^{1a}

(1.青岛理工大学 a.机械与汽车工程学院 b.工业流体节能与污染控制教育部重点实验室, 山东 青岛 266520; 2.中钢集团邢台机械轧辊有限公司, 河北 邢台 054025)

摘要: **目的** 针对滑动轴承等面接触机械器件, 研究非线性剪切流速分布对滑块轴承承载力的影响。**方法** 采用荧光漂白恢复方法结合面接触润滑油膜测量系统, 获得了润滑油膜受剪切时的流速分布。采用广义雷诺方程结合剪切流速分布, 对面接触流体动压润滑的承载特性进行理论分析。采用 Sigmoid 函数对非线性流速分布进行拟合。**结果** 由于表观滑移或低黏度层的影响, 微纳米间隙 PAO8 和 PB450 在膜厚较小时呈现非线性流速分布, 且其非线性程度随膜厚变化, 润滑油膜在厚度方向的黏度不是一个常量, 在高膜厚时呈线性分布。非线性流速分布使广义雷诺方程中的黏度参量 $1/\eta_{\text{eff}}$ 大于 1, 随着非线性程度的增加, 黏度参量先迅速增加, 然后缓慢上升, 相应的最大无量纲承载量对应的收敛比大于经典计算值 1.2, 膜厚较高时, 剪切流速呈现线性分布, 理论值最大承载量对应的收敛比为 1.2。通过与光干涉技术得到的无量纲承载量-收敛比实验结果进行对比, 可知两者具有很好的一致性。**结论** 受剪切时的流速分布可以对机械器件的流体动压润滑特性进行理论预测。

关键词: 润滑油膜; 剪切流速; 流体动压润滑; 承载力; 收敛比

中图分类号: TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2020)08-0145-08

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2020.08.016

Effect of Nonlinear Shear Velocity Distribution on Load Carrying Capacity of Pad Bearings

HAN Su-li^{1a,1b}, HAN Liang-liang², GUO Feng^{1a,1b}, HAN Lu-juan^{1a}

(1.a.School of Mechanical & Automotive Engineering, b.Key Lab of Industrial Fluid Energy Conservation and Pollution Control of Ministry of Education, Qingdao University of Technology, Qingdao 266520, China;
2.Sinosteel Xingtai Machinery & Mill Roll Co., Ltd, Xingtai 054025, China)

ABSTRACT: The work aims to study the effect of nonlinear shear velocity distribution on load carrying capacity of pad bearings for mechanical devices such as sliding bearings in conformal contact. The velocity distribution of lubricating oil film was measured by fluorescence bleaching recovery method combined with the oil film measurement system. The theoretical

收稿日期: 2019-12-03; 修订日期: 2020-02-17

Received: 2019-12-03; Revised: 2020-02-17

基金项目: 国家自然科学基金资助项目 (51605239, 51775286); 山东省重点研发计划公益类科技攻关项目 (2019GGX101014)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51605239, 51775286) and the Key Research and Development Project of Shandong Province-Public Science and Technology (2019GGX101014)

作者简介: 韩素立 (1986—), 女, 博士, 讲师, 主要研究方向为摩擦学及界面滑移。

Biography: HAN Su-li (1986—), Female, Doctor, Lecturer, Research focus: tribology and interface slip.

通讯作者: 郭峰 (1965—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为边界滑移下润滑油膜的机理研究, 亚微米润滑油膜的光学测量和实验技术。邮箱: mefguo@163.com

Corresponding author: GUO Feng (1965—), Male, Doctor, Professor, Research focus: mechanism research of oil film lubrication under boundary slip, optical measurement and experimental technique of lubricating oil film at micro/submicro scale. E-mail: mefguo@163.com

引文格式: 韩素立, 韩亮亮, 郭峰, 等. 非线性剪切流速分布对滑块轴承承载力的影响[J]. 表面技术, 2020, 49(8): 145-152.

HAN Su-li, HAN Liang-liang, GUO Feng, et al. Effect of nonlinear shear velocity distribution on load carrying capacity of pad bearings [J]. Surface technology, 2020, 49(8): 145-152.

analysis of the bearing capacity of hydrodynamic lubrication in conformal contact was carried out by the generalized Reynolds equation combined with the shear velocity distribution. Due to apparent slip or low viscosity layer, PAO8 and PB450 in micro-nano gap presented nonlinear velocity distribution when film thickness was small, and the degree of non-linearity changed with the film thickness. The viscosity of lubricant along the film thickness was not a constant, showing linear distribution at high thickness. The sigmoid function was used to fit the nonlinear velocity distribution. The nonlinear velocity profile made the viscosity parameter $1/\eta_{\text{eff}}$ greater than 1 in the generalized Reynolds equation. With the increase of the non-linearity degree, the viscosity parameter increased rapidly and then slowly. The corresponding convergence ratio of the maximum dimensionless bearing capacity was larger than that of the classical calculation value 1.2. When the film thickness was higher, there was a linear velocity distribution, and the corresponding convergence ratio of the theoretical maximum bearing capacity was 1.2. Compared with the experimental results of dimensionless bearing capacity-convergence ratio curves obtained by optical interferometry, there was a good consistency between theoretical and experimental results. Therefore, the shear velocity distribution can be used to predict the hydrodynamic lubrication characteristics of mechanical devices.

KEY WORDS: lubricating oil thickness; shear velocity; hydrodynamic lubrication; load carrying capacity; convergence ratio

对于滑动轴承和微机电系统等各类精密设备,其利用相对运动摩擦副之间形成的微纳米量级的润滑膜层减小摩擦阻力,降低磨损。摩擦副在相对运动过程中,润滑油膜除受剪切作用外,还受到载荷、速度和器件尺寸等外部因素的影响^[1]。其中,润滑油膜的承载性能是研究轴承润滑的关键问题。国内外研究人员在润滑油膜承载量的研究方面展开了大量工作。

在理论研究方面,斜面滑块作为润滑设计中的最基本问题,形成的楔形间隙的收敛比定义为 $K=(h_1-h_0)/h_0$ (h_1 、 h_0 分别为入口和出口处的油膜厚度)。对于无限长滑块轴承模型,最大承载力对应的收敛比为 1.2^[2]。Fuller 等^[3]给出了不同长宽比条件下滑块轴承的承载力随收敛比的变化关系,虽然存在侧泄,其最大承载力最高点对应的收敛比同样为 1.2。Spikes^[4]给出了不同临界剪应力条件下承载力随收敛比的变化曲线。Cui^[5]发现由于侧泄的存在,矩形滑块主导的承载力小于无限长滑块的承载力,热黏度楔可以提高平行滑块油膜的承载力。Meurisse^[6]采用膜厚方向具有三层不同黏度流体的流速模型,获得了雷诺方程的解析解,其假设润滑剂受剪切流速分布不随膜厚变化,即在滑块不同位置的剪切流速分布相同,均为非线性流速分布时,得到最大承载力对应的收敛比在 1.2 左右,和线性流速分布的理论计算结果一致,Meurisse 流速分布不随膜厚变化的假设存在疏漏。Tonder^[7]提出了一种改变入口粗糙度提高轴承流体压力进而提高承载量的方法。

在实验方面,光干涉技术被广泛应用于微纳米尺度厚度测量。Gohar 和 Cameron^[8-9]首次将光干涉技术引入球盘点接触弹流润滑实验,经过多年的发展和完善,Guo 建立了由玻璃盘、分光层、垫层、润滑油膜及钢球组成的摩擦副测量结构^[10]。Li^[11]使用面接触润滑油膜厚度测量仪,测定了无量纲承载量随收敛比的变化曲线,油膜承载力不仅仅依赖收敛比,还和载荷、倾角、润滑油黏度有关。

除了润滑油膜厚度的测量,研制实验装置测量摩擦副运动过程中的润滑油膜流动特性,对判断摩擦副的润滑效果、润滑状态及油品特性尤为重要。针对剪切流速分布的研究是研究人员关注的热点问题。帝国理工大学 Wong^[12]测量了弹流的润滑油膜的流速分布,结果显示呈现非线性分布,低副接触中的剪切流速分布实验结果极少。界面滑移和流变特性均会影响润滑剂流速分布,线性假设存在质疑^[13-17]。机械的润滑特性受流体的流动特性影响,非线性剪切流速如何影响流体动压性能及轴承承载能力,这是一个尚未解决的问题。

综上所述:低副接触承载力计算的流速模型多为理论假设,相关的试验研究匮乏。作者基于荧光漂白恢复测量了润滑油膜受剪切时的流速分布特性,由于固液界面低黏度层的存在,在环境压力条件下,油膜厚度较低时,呈现出非线性剪切特性,且其非线性程度随油膜厚度发生改变。本文采用固定倾角滑块轴承作为流体动压润滑的基本模型。将实验测量得到的剪切流速分布应用到广义雷诺方程中,结合固定倾角滑块模型对轴承承载力随收敛比的变化关系进行求解,根据计算结果,选择合适的倾角、载荷等参数,可以提高滑动轴承的承载能力。

1 试验装置

基于荧光漂白恢复测量润滑油受剪切时的流速分布测量原理如图 1 所示。滑块处于静止状态,盘的线速度为 U ,滑块方向的调节装置使沿转盘转速方向上的油膜厚度为定值,即转速沿图中 y 方向转动时,润滑油膜处于纯剪切状态。当转盘沿 x 方向转动时,摩擦副存在收敛间隙,产生流体动压润滑。激发光使整个视场中的掺杂荧光剂的润滑油膜发出荧光。漂白光使视场中固定位置的荧光剂发生化学反应或构象改变,使其失去发荧光特性。

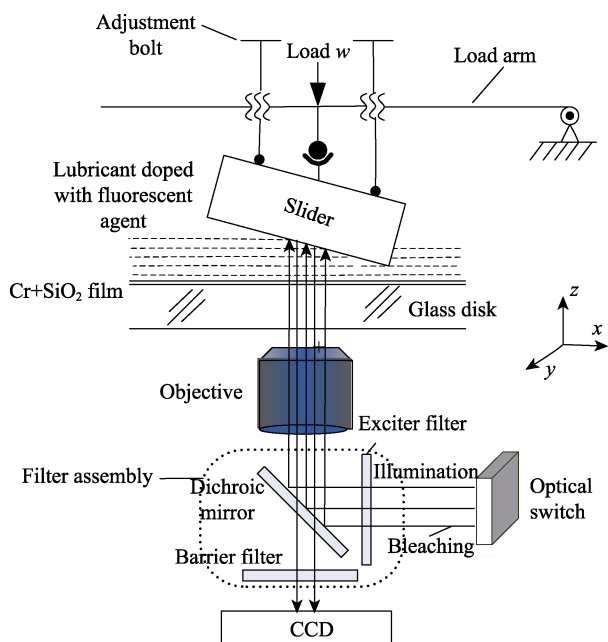
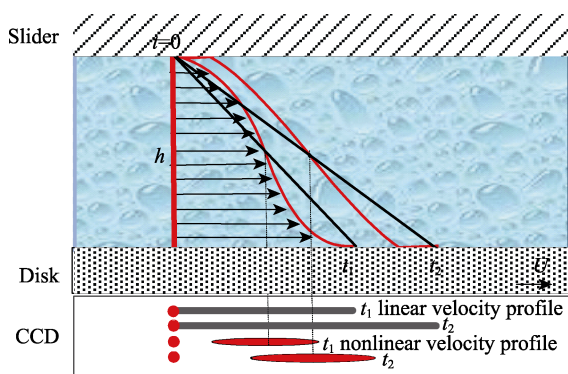


图 1 面接触油膜剪切流速测量原理图

Fig.1 Diagram for velocity of lubricant under shear in conformal contact

探测器观测到的荧光漂白恢复图像与润滑剂受剪切时的流速分布关系如图 2 所示。在初始 $t=0$ 时刻, 由于漂白光源使特定位置掺杂荧光探针的油膜失效, 沿膜厚方向产生一条暗柱, 图中用红色表示, 探测器观测到一个圆斑。盘以 U 的速度运动, 润滑油膜处于剪切状态, 带箭头黑线表示润滑剂的流动, 黑色斜线代表线性流速分布, 红色曲线代表非线性流速分布。不同的流速分布对应探测器上不同的强度图像。厚度为 $6.8 \mu\text{m}$ 的 PAO8 润滑剂的荧光漂白恢复图像如图 3 所示^[12], 图中 A 代表圆盘静止时盘上同一位置, B 代表盘上的标记在转动过程中的变化情况。箭头指向转盘转速方向。采用的荧光探针为尼罗红, 掺杂浓度约为 0.5 mmol/L 。

因为油膜厚度极薄及激光为高斯光束, 沿膜厚方向漂白点的强度分布近似相同且成高斯分布。润滑油

图 2 润滑剂受剪切时流速分布与探测器观测图像的联系
Fig.2 Relationship between the velocity distribution of lubricant under the shear and the images observed by the detector

膜受剪切作用产生变形, 形成按照一定规律变化的流速分布, 同时荧光漂白位置形状发生改变, 假设油膜厚度方向的流速分布为 $u(z)$, 将油膜厚度分为 n 层, 每层的流速为 u_j 。理论荧光强度 I^* 如式(1)所示。

$$I^* = \sum_{j=1}^n \left[\frac{A}{n} - \frac{B}{n} e^{\frac{-2(y-u_j t - y_0)^2}{\sigma^2}} \right] \quad (1)$$

其中, 转盘转速沿 y 方向, A 为漂白区域外荧光强度, B 为荧光漂白程度, y_0 为漂白区域初始中心位置, σ 为漂白区域半径。根据实验可以得到随时间变化的真实荧光强度分布 I 。同时剪切流速分布需满足 $u(j) \geq u(j+1)$ 约束条件, 即靠近转盘的油膜速度大于靠近静止滑块处的油膜速度。求存在约束条件的理论荧光强度 I^* 和实验值 I 差别最小的情况, 可以得到剪切流速分布 $u(z)$ 。如图 4 所示, 沿 $t=0$ 时刻的膜厚方向, 将润滑油膜等分 25 层, 每层的荧光强度呈高斯分布, 对按照流动速度移动后的各层荧光强度求和, 即为荧光漂白图像强度变化^[13]。油膜厚度较低时, 呈现出非线性剪切流速分布状态, 且非线性程度随膜厚的减小而增大。

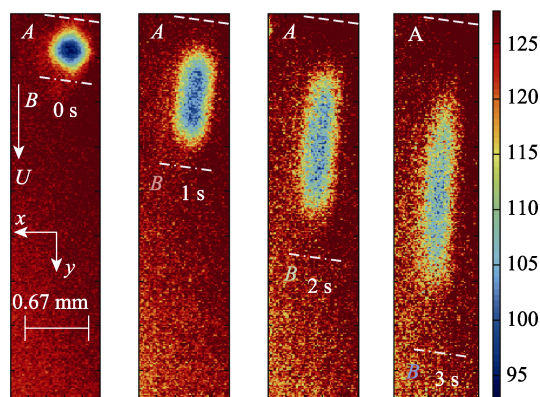


图 3 不同时刻受剪切的润滑油膜荧光漂白恢复图像

Fig.3 Fluorescence bleaching of lubricating oil film sheared at different time to restore images

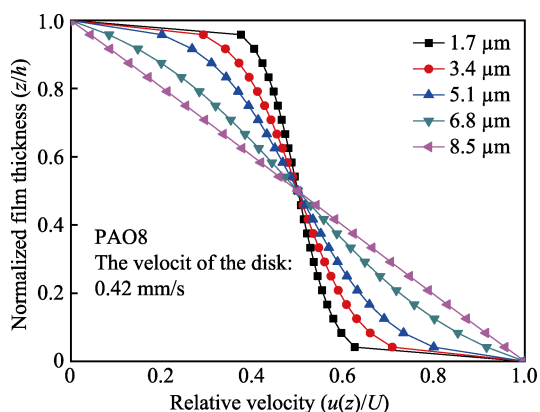


图 4 不同厚度条件下的流速分布曲线

Fig.4 Velocity distribution curves measured under different film thickness

2 理论模型

由于固体表面和液体之间的粘附力及流体内部分子间的作用, 流体受剪切作用产生变形。Newton 最先提出了黏性流体的剪切流动模型, 剪切流速分布为 $u(z)=Uz/h$, 其黏滞剪应力与剪应变率成正比。通过对剪切流速分布的测量, 发现非线性流速分布为膜厚的函数。膜厚较高的情况下, 流速分布呈线性分布, 与经典理论相同; 膜厚较低的情况下, 油膜呈非线性流速分布, 原因可能是在固液界面处存在表观滑移, 此时剪应变率沿流体厚度方向不再为一个常数。非线性流速分布表达式为 $z/h=f(u(z)/U)$, 具体采用 Sigmoid 函数对非线性剪切流速分布实验曲线进行拟合, 并将其映射到(0,1)范围。Sigmoid 函数如式(2)所示。

$$\frac{z}{h} = \frac{1}{1 + e^{-\frac{u(z)-k(h)}{U}}} \quad (2)$$

其中, z 为膜厚方向的具体位置, h 为油膜厚度, $u(z)$ 为受剪切时油膜方向的速度, U 是转盘转速, $k(h)$ 反映流速分布偏离线性分布的程度。不同 $k(h)$ 对应的流速分布如图 5 所示。

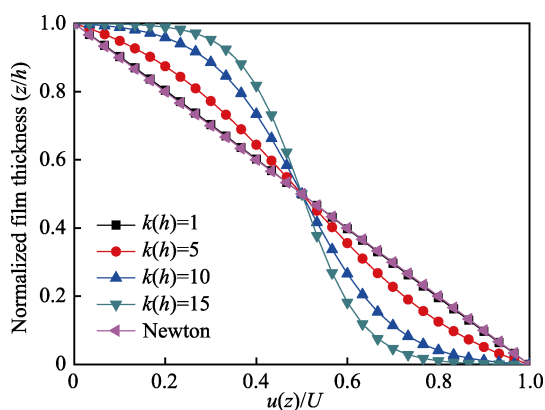


图 5 Sigmoid 函数拟合的非线性流速分布

Fig.5 Nonlinear velocity distribution fitted by Sigmoid function

对于面接触摩擦副, 通常根据 Reynolds 方程进行润滑设计, 其假设油膜厚度方向的黏度为定值。由于这项假设和测量结果相差较远, 需要对 Reynolds 方程进行适当的修正。根据黏性流体非定常流动的连续方程, 杨沛然教授^[18]整理得出适用于多种流变模型的一般形式的广义 Reynolds 方程, 即:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_x h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right] + \frac{\partial}{\partial y} \left[\left(\frac{\rho}{\eta} \right)_y h^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right] = 12u_d \frac{\partial}{\partial x} (\rho_x^* h) + 12V \frac{\partial}{\partial y} (\rho_y^* h) + 12 \frac{\partial}{\partial t} (\rho_e h) \quad (3)$$

$$\begin{cases} \frac{1}{\eta_{\text{eff}}} = \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_x = 12 \left(\frac{\eta_x}{\eta'_x} \rho'_x - \rho_x^* \right) \\ \rho_x^* = \rho_e - \rho'_x \eta_x \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{其中, } \begin{cases} \rho'_x = \frac{1}{h^2} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{1}{\eta_x^*} dz' dz \\ \rho''_x = \frac{1}{h^3} \int_0^h \rho \int_0^z \frac{z'}{\eta_x^*} dz' dz \\ \eta_x = \frac{h}{\int_0^h \frac{dz}{\eta}} \\ \eta'_x = \frac{h^2}{\int_0^h \frac{z dz}{\eta}} \end{cases} \quad (5)$$

式中, 下标 x 和 y 分别表示沿 x 和 y 方向的物理量, p 为油膜压力, h 为固体表面间隙, u_d 为润滑表面沿 x 方向的卷吸速度, V 为沿 y 方向的卷吸速度。式(3)允许润滑剂黏度和密度沿润滑油膜厚度方向变化, 因此该方程也适用于非线性剪切流速分布的润滑计算。

式(4)和式(5)分别表征黏度和密度的变量, 黏度变量是由于黏度在膜厚方向发生变化而引起的。定义式(4)中 $1/\eta_{\text{eff}}$ 为黏度参量。假设密度沿膜厚方向为常量, 即 $\rho_e = \rho$ 。如果黏度和密度在膜厚方向均不变化, 式(3)可以简化成等温条件下的 Reynolds 方程, 则有:

对归一化流速分布取反, 得到剪切流速分布的反函数, 即 $u(z)$ 随 z 变化的表达式, 记为 $u(z)/U = f^{-1}(z/h)$ 。对 $u(z)$ 进行 z 向微分可得剪应变率的表达式, 即:

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau}{\eta^*} = \frac{d \left(\frac{u}{U} \right)}{dz} = \frac{df^{-1} \left(\frac{z}{h} \right)}{dz} \quad (6)$$

假设在相互滑动的各层之间产生的剪应力(即流体的内摩擦力)相同, 则产生非线性剪切流速分布的原因是由黏度分布不均引起的, 即 τ 为常量, 则有:

$$\frac{1}{\eta^*} = k_1 \frac{df^{-1} \left(\frac{z}{h} \right)}{dz} \quad (7)$$

其中, k_1 为比例系数, 具体为 $1/\tau$, 对黏度进行无量纲化。根据广义的雷诺方程, 因为测量得到的非线性剪切流速分布流量和线性流速分布一致, 因此有:

$$\rho_x^* = 2\rho'_x \eta_x = \rho \quad (8)$$

假设沿膜厚方向的密度不随膜厚变化, 则 ρ 为常量, ρ_x^* 结果与线性分布结果一致。

对式(4)进行积分变换, 推导出式(9), 利用数值积分函数对公式(9)进行计算, 得到黏度参量 $1/\eta_{\text{eff}}$ 随偏离线性程度流速分布 $k(h)$ 的变化曲线如图 6 所示。黏度参量 $1/\eta_{\text{eff}}$ 随非线性剪切程度的增大而增大, 但增大的速度变得缓慢。

$$\frac{1}{\eta_{\text{eff}}} = \left(\frac{\rho}{\eta} \right)_x = -12 \left(\rho''_x - \frac{\eta_x}{\eta'_x} \rho'_x \right) = -12 \rho \left(\frac{1}{h^3} \int_0^h (zu(z) - \int_0^z u(z') dz') dz - \frac{1}{4} \right) \quad (9)$$

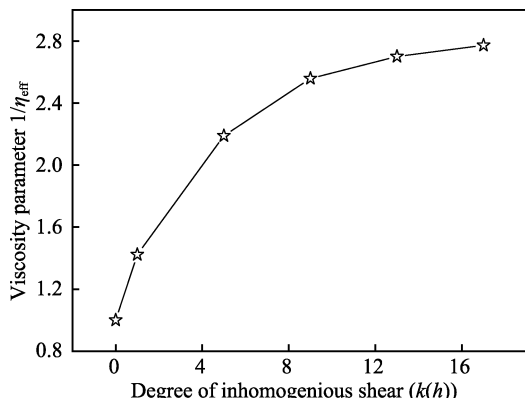


图 6 黏度参数随流速分布非线性程度的变化曲线

Fig.6 Curve of viscosity parameter with non-linearity degree of velocity distribution

实验测量结果表明, 流速分布的非线性程度随膜厚变化, 黏度参数又是偏离线性程度的函数, 因此黏度参数是油膜厚度的函数, 随油膜厚度的变化而变化。随着油膜厚度的增加, 黏度参数变小。为了表征面接触区内黏度参数随油膜厚度的变化规律, 采用函数关系对其拟合。黏度参数近似写为 $1/\eta_{\text{eff}} = a \times h^b$, 其中 a 为比例系数, b 为黏度参数指数。当剪切流速分布为非线性剪切流时, b 取负值, 如图 7 所示。

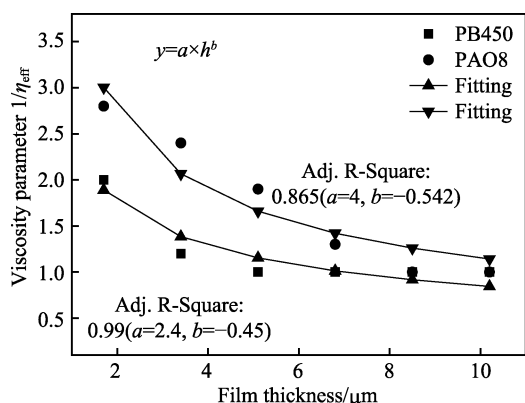


图 7 黏度参数随油膜厚度的变化曲线

Fig.7 Curve of viscosity parameter with thickness of oil film

3 结果与讨论

为了分析剪切流速分布对流体动压润滑特性的影响, 建立如图 8 所示的滑块轴承数学模型, 同时为面接触润滑油膜测量系统的近似数学模型。垂直于纸面的方向为 y 方向, 假设滑块在 y 方向为无限长, 即变为不考虑端泄的无限长滑块问题, 因此所有参量可以变为和 y 坐标无关的量, 二维问题简化为一维问题。

如图 8 所示, 滑块的最小微间隙为 h_0 , 最大间隙为 h_1 , 滑块表面保持静止不动, 下表面以速度 U 向左作水平运动, 把黏性流体润滑剂带入收敛的间隙, 产生动压效应, 油膜产生承载能力。

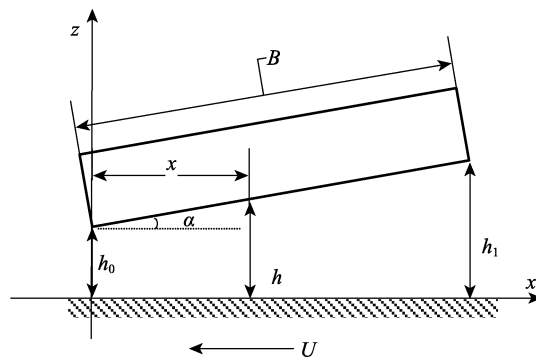


图 8 面接触固定倾角滑块轴承

Fig.8 Fixed inclination slider bearing in conformal contact

楔形间隙的收敛比 K 为:

$$K = \frac{h_1 - h_0}{h_0} = \frac{h_1}{h_0} - 1 \quad (10)$$

因倾角 α 很小, 具体为 $5.5 \times 10^{-4} \sim 2.7 \times 10^{-3}$ rad 范围, 因此满足 $\tan \alpha \approx \sin \alpha$ 。接触区内坐标 x 处的膜厚 h 可以写为:

$$h = h_0 + x \tan \alpha \approx h_0 + x \frac{h_1 - h_0}{B} = h_0 \left(1 + \frac{Kx}{B} \right) \quad (11)$$

对式(11)两边求导数, 得:

$$dh = \frac{h_0 K}{B} dx \quad (12)$$

当滑块为楔形收敛间隙时, 根据式(11)可知, 不同位置处的油膜厚度与楔形间隙收敛比 K 、滑块长度 B 及最小膜厚 h_0 有关。广义 Reynolds 方程中黏度参数为膜厚的函数, 因此同样与收敛比 K 、滑块长度 B 及最小膜厚 h_0 有关。根据剪切流速测量结果可知, 当 h_0 大于一定膜厚时, 滑块轴承中不同位置的流速均呈线性分布, 此时黏度参数指数 $b=0$, 最大承载力对应的收敛比在 1.2 左右。当 h_0 较大时, 在滑块轴承出口处受剪切的流速分布呈现非线性状态, 入口处呈现线性状态, 黏度参数随滑块轴承不同位置的油膜厚度 h 变化缓慢, 黏度参数指数的绝对值较小, b 约在 $(0, 0.5)$ 范围。黏度参数随膜厚降低的程度相对较少。当 h_0 较小时, 滑块轴承入口和出口处受剪切的流速分布均呈非线性状态, 黏度参数随滑块轴承不同位置的油膜厚度 h 变化剧烈, b 约在 $(0.5, 1)$ 范围。黏度参数的指数的绝对值较大。对于楔形滑块轴承, 不同最小膜厚 h_0 对应不同黏度参数指数 b 值。对描述动压分布规律的广义 Reynolds 方程(4)进行简化, 因为讨论的润滑状态为稳态, 时变项可以从方程中去掉, 同时滑块在 y 方向为无限长, 所以与 y 相关的项也可以忽略, 同时润滑油的密度为常量, 可以从方程中去掉, 经过这些简化后, 方程(4)可以简化为方程(13), 将黏度参数公式代入可得式(14):

$$\frac{d}{dx} \left(\frac{h^3}{\eta_{\text{eff}}} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = -6U \frac{dh}{dx} \quad (13)$$

$$\frac{d}{dx} \left(h^{3+b} \cdot \frac{dp}{dx} \right) = -6CU \frac{dh}{dx} \quad (14)$$

其中, b 为与油膜厚度相关的非线性剪切引起的黏度参量拟合曲线指数 (如图 7 所示), C 为比例系数且 $C=1/a$ 。模型中的盘转速为 U 。滑块处于静止状态, 因此卷吸速度 $u_d=-U/2$, 同时考虑到速度 U 与 x 无关, 式(14)为二阶常微分方程, 需要两个条件确定解析解, 其边界条件为 $x=0$ 和 $x=B$ 处, 压力为 0, 即为: $P(0)=0, P(B)=0$ 。因为滑块承载区两端压力为零, 所以承载区内某 $x=x^*$ 存在压力极大值。在 x^* 处满足 $dp/dx=0$, 并计该点的油膜厚度为 h^* , 为压力极大值处的膜厚。运用压力极大条件对式 (14) 进行积分得到式 (15), 结合边界条件, 可以求得式 (15) 中的两个待定参数 h^* 和 C_2 。

$$p = -\frac{6CUB}{Kh_0} \left(-\frac{1}{1+b} \frac{1}{h^{1+b}} + \frac{1}{2+b} \frac{h^*}{h^{2+b}} + C_2 \right) \quad (15)$$

可以求出最大压力的位置表达式为:

$$\begin{cases} \frac{x^*}{B} = \frac{1}{K} \left(\frac{2+b}{1+b} \left(\frac{(K+1)^{2+b} - (K+1)}{(K+1)^{2+b} - 1} \right) - 1 \right), b \neq -1 \\ \frac{x^*}{B} = \frac{1}{K} \left(\frac{K+1}{K} \ln(K+1) - 1 \right), b = -1 \end{cases} \quad (16)$$

$$\begin{cases} \bar{p}^* = \frac{1}{K} \left((1+b)^b \left(\frac{1}{2+b} \right)^{2+b} \left(\frac{(K+1)^{2+b} - 1}{(K+1)^{2+b} - (K+1)} \right)^{(1+b)} - \frac{1}{1+b} \left(\frac{K}{(K+1)^{2+b} - 1} \right) \right), b \neq -1 \\ \bar{p}^* = -\frac{1}{K} \left(\ln \left(\frac{K+1}{K} \ln(K+1) \right) + 1 - \frac{K+1}{K} \ln(K+1) \right), b = -1 \end{cases} \quad (18)$$

无量纲后最大压力取决于收敛比 K 和黏度参量指数 b 两个参数。非线性剪切流速分布条件下的无量纲最大压力随收敛比的变化曲线如图 10 所示, 可以看出, 随着系数 b 的减少且当 b 为负数时, 最大压力对应的收敛比大于理论值 1.2。

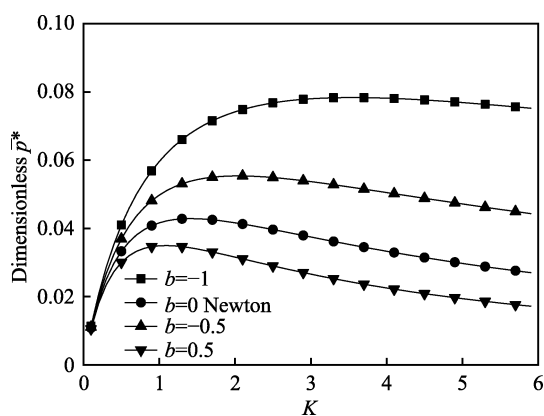


图 10 无量纲最大压力随收敛比变化

Fig.10 Dimensionless maximum pressure with convergence ratio

将滑块的压力分布在 x 方向整个接触区进行积分, 可以得到单位长度上的承载量 W :

选取不同的参数 b , 可以得到不同的最大压力位置随收敛比的变化曲线, 如图 9 所示, 可以看出最大压力的位置偏向出口一侧。

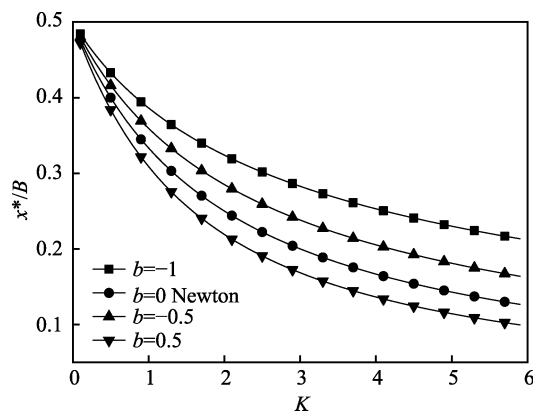


图 9 最大压力的位置随收敛比变化

Fig.9 Position of the maximum pressure with the convergence ratio

定义无量纲压力:

$$\bar{p}^* = \frac{h_0^{2+b} p^*}{6CUB} \quad (17)$$

可以求得无量纲的最大压力为:

$$W = \int_0^B p dx = \frac{B}{Kh_0} \int_0^h p dx \quad (19)$$

将式(15)代入式(19), 整理写成无量纲承载力形式可得:

$$\begin{cases} \bar{W} = \frac{Wh_0^{2-b}}{6CUB^2} = \frac{1}{1+b} \frac{1}{K^2} \left(\frac{1}{b} (1 - (K+1)^{-b}) - \frac{1}{1+b} (K+1 - (K+1)^{-b}) \left(\frac{(K+1)^{1+b} - 1}{(K+1)^{2+b} - 1} \right) + \frac{K}{K+1} (K+1)^{-b} \left(\frac{(K+1)^{1+b} - 1}{(K+1)^{2+b} - 1} \right) \right), b \neq 0, -1 \\ \bar{W} = \frac{Wh_0^{2-b}}{6CUB^2} = -\frac{1}{K^2} \times \left(-K + \frac{K+1}{K} \ln(K+1)^2 \right), b = -1 \\ \bar{W} = \frac{Wh_0^{2-b}}{6CUB^2} = \frac{1}{K^2} \times \left(\ln(K+1) - \frac{2K}{K+2} \right), b = 0 \end{cases} \quad (20)$$

无量纲承载力 \bar{W} 与收敛比 K 及黏度参量拟合指数 b 有关, 根据收敛比变化曲线 (图 11) 可知: 当 b 为负数时, 出口处的黏度参量 $1/\eta_{\text{eff}}$ 大于入口处的值, 最大承载力对应的收敛比大于理论值 1.2, 并且出口入口的黏度参量相差越大, 最大承载力对应的收敛比偏离理论值越大; 假如 b 为正数, 入口处的黏度参量 $1/\eta_{\text{eff}}$ 大于出口处的值, 最大承载力对应的收敛比小于

理论值 1.2; 当 b 为零时, 为线性剪切流速分布, 最大承载力对应的收敛比为 1.2。

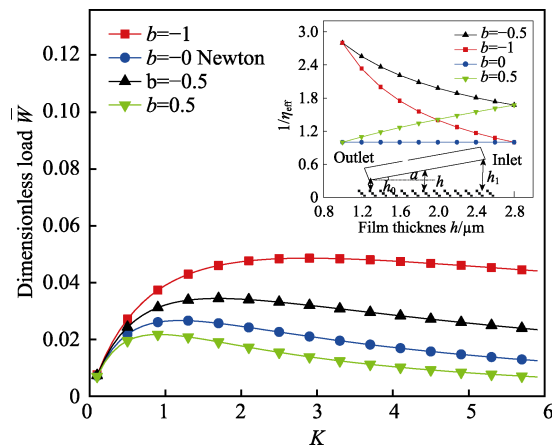


图 11 无量纲承载力随收敛比变化的曲线

Fig.11 Curve of dimensionless load with convergence ratio

理论上, 无量纲承载力 \bar{W} 由 K 确定。在基于光干涉测量流体动压润滑膜厚实验过程中, 实际载荷为一固定值, K 表达式可以写为:

$$K = \frac{B\alpha}{h_0} \quad (21)$$

收敛比同时是滑块宽度 B 、滑块倾角 α 和润滑油膜厚度 h_0 的函数。随着速度的改变, 润滑油膜厚度 h_0 产生变化, 进而引起收敛比 K 发生变化。因此, 可以通过测量润滑油膜厚度与速度的关系, 经过参数变换, 得到无量纲承载力随收敛比的变化曲线。结果显示当油膜厚度较高时, 实际承载力曲线和理论曲线表现了相同的变化趋势, 且最大承载力对应的收敛比 K 在 1.2 左右。当油膜厚度较低时, 最大承载力不仅仅是收敛比的函数, 同时和润滑油膜厚度有关。王源等^[19]测量了 PAO8 润滑油最大承载力对应的收敛比随膜厚的变化曲线, 随着膜厚的减小, 最大承载力对应的收敛比增大, 如图 12 所示。因为当膜厚较低时, 由于倾角存在, 入口和出口处的黏度参量不同, 整个滑块间隙厚度 h 的黏度参量指数 b 的绝对值增大。膜厚较

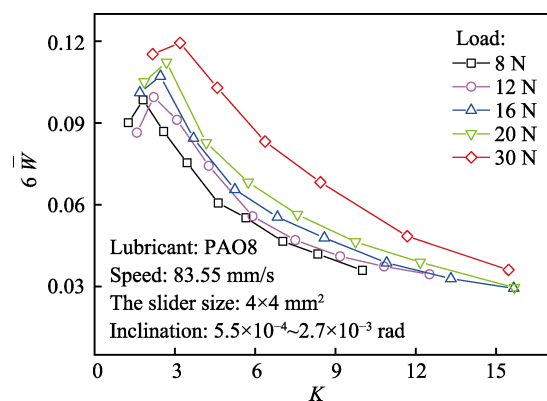


图 12 基于光干涉的无量纲承载力随收敛比的变化曲线

Fig.12 Curve of dimensionless bearing capacity with convergence ratio obtained by optical interferometry

高时, 整个滑块的油膜厚度 h 的黏度参量差别不大, 黏度参量指数 b 近似为 0, 进而最大承载量对应的收敛比接近 1.2。剪切流速分布可以很好地解释 PAO8 润滑油的流体动压润滑实验结果。

PB450 润滑油膜的承载力随收敛比变化的实验结果和 PAO8 具有相似的趋势^[20], PB450 润滑油当膜厚 h_0 降到亚微米量级时, 非线性剪切流速分布引起最大承载力对应的收敛比大于 1.2。不同倾角下的承载力随收敛比曲线与广义 Reynolds 方程理论计算结果具有很好的一致性, 间接证明了剪切流速分布实验结果的可靠性。理论分析没有考虑在 y 轴方向上的侧泄问题, 理论分析和实验结果稍有差别, 但是具有相同的趋势。

4 结论

1) 固定倾角滑块轴承是研究流体动压润滑的基本模型。采用定倾滑块和转盘测量系统对流体流动特性进行研究, 实验结果显示, 低聚物 PAO8 润滑油受剪切时的流速分布呈现出非线性剪切状态, 采用非线性剪切模型结合广义雷诺方程, 计算得到了流体动压润滑无量纲承载量随收敛比变化的解析解, 研究了非线性剪切流速对流体动压润滑的影响。

2) 广义雷诺方程结合流速分布曲线的理论计算结果, 和光干涉技术得到的无量纲承载量-收敛比特性曲线进行对比, 可以很好地解释最大无量纲承载量对应的收敛比与经典线性流速分布理论值存在的差异, 即流体动压润滑最大承载量对应的收敛比大于 1.2。选择合适的倾角, 可以提高轴承的承载能力。

3) 理论分析和实验一致性间接检验了面接触润滑油膜流速测量系统和剪切流速分布的测试结果, 为流体动压润滑系统设计提供了新的思路, 剪切流速分布对轴承润滑具有一定的工程指导意义。

参考文献:

- [1] 王志君, 田鹏晖, 郭峰. 非均匀亲和性界面对流体动压润滑油膜厚度的影响[J]. 表面技术, 2017, 46(6): 35-41. WANG Zhi-jun, TIAN Peng-hui, GUO Feng. Effects of non-heterogeneous affinity interface on hydrodynamic lubricant films[J]. Surface technology, 2017, 46(6): 35-41.
- [2] 温诗铸, 黄平. 摩擦学原理[M]. 第 4 版. 北京: 清华大学出版社, 2012. WEN Shi-zhu, HUANG Ping. Principles of tribology[M]. 4th edition. Beijing: Tsinghua University Press, 2012.
- [3] NEALE M J, FULLER D D. Theory and practice of lubrication for engineers[J]. Tribology international, 1984, 17(6): 349-349.

- [4] SPIKES H A. The half-wetted bearing. Part 1: Extended reynolds equation[J]. *Journal of engineering tribology*, 2003, 217(1): 1-14.
- [5] 崔金磊, 李丽华, 杨沛然. 平面滑块轴承在不同温度边界下的承载能力分析[J]. *润滑与密封*, 2014, 39(3): 22-27.
- CUI Jin-lei, LI Li-hua, YANG Pei-ran. Analysis on the load carrying capacity for plain pad bearings with different surface boundary conditions[J]. *Lubrication engineering*, 2014, 39(3): 22-27.
- [6] MEURISSE M H, ESPEJEL G M. Reynolds equation, apparent slip and viscous friction in a three-layered film[J]. *Journal of engineering tribology*, 2008, 222(3): 369-380.
- [7] TØNDER K. Hydrodynamic effects of tailored inlet roughness: Extended theory[J]. *Tribology international*, 2004, 37(2): 137-142.
- [8] GOHAR R, CAMERON A. Optical measurement of oil film thickness under elasto-hydrodynamic lubrication[J]. *Nature*, 1963, 200(490): 458-459.
- [9] CAMERON A, GOHAR R. Theoretical and experimental of studies of the oil film in the lubricated point contact[J]. *Mathematical and physical sciences*, 1966, 291(1427): 520-536.
- [10] GUO F, WONG P L, FU Z, et al. Interferometry measurement of lubricating films in slider-on-disc contacts[J]. *Tribology letters*, 2010, 39(1): 71-79.
- [11] LI X, GUO F, YANG S, et al. Measurement of load-carrying capacity of thin lubricating films[J]. *Tribology*, 2012, 134(4): 044501.
- [12] PONJAVIC A, CHENNAOUI M, WONG J S S. Through-thickness velocity profile measurements in an elastohydrodynamic contact[J]. *Tribology letters*, 2013, 50(2): 261-277.
- [13] 韩素立, 郭峰, 邵晶, 等. 基于荧光漂白成像的润滑油膜剪切流速测量[J]. *摩擦学学报*, 2017, 37(4): 442-448.
- HAN Su-li, GUO Feng, SHAO Jing, et al. Velocity profile measurements of oil film under pure shear based on photobleaching imaging method[J]. *Tribology*, 2017, 37(4): 442-448.
- [14] 杨萍, 崔金磊, 刘晓玲, 等. 关于润滑油流变特性研究中一个常用假设的深入探讨[J]. *机械工程学报*, 2017, 53(19): 195-200.
- YANG Ping, CUI Jin-lei, LIU Xiao-ling, et al. Discussion on a common assumption of the lubricant rheology[J]. *Chinese journal of mechanical engineering*, 2017, 53(19): 195-200.
- [15] THOMPSON P A, TROIAN S M. A general boundary condition for liquid flow at solid surfaces[J]. *Nature*, 1997, 389(6649): 360-362.
- [16] WU C W, MA G J, ZHOU P, et al. Low friction and high load support capacity of slider bearing with a mixed slip surface[J]. *ASME journal of engineering tribology*, 2006, 128: 904-907.
- [17] SALANT R F, FORTIER A. Numerical analysis of a slider bearing with a heterogeneous slip/no-slip surface[J]. *Tribology transactions*, 2004, 47(3): 328-334.
- [18] YANG P, WEN S. A generalized reynolds equation for non-Newtonian thermal elastohydrodynamic lubrication[J]. *ASME journal of tribology*, 1990, 112(4): 631-636.
- [19] 王源, 郭峰, 栗心明, 等. 倾角对面接触润滑油膜厚度影响的实验测量[J]. *润滑与密封*, 2015, 40(5): 22-25.
- WANG Yuan, GUO Feng, LI Xing-ming, et al. On the influence of slider inclination on lubricating film thickness in a slider-on disc conformal contact[J]. *Lubrication engineering*, 2015, 40(5): 22-25.
- [20] 白清华, 郭峰, 刘海超, 等. 面接触润滑油膜测量系统滑块倾角的快速计算[J]. *摩擦学学报*, 2015, 35(5): 517-524.
- BAI Qing-hua, GUO Feng, LIU Hai-chao, et al. A robust approach to determining the slider inclination in a slider-on-disc conformal contact lubricating film measurement system[J]. *Tribology*, 2015, 35(5): 517-524.