

DOI: 10.7652/xjtuxb201309012

高速水润滑径向滑动轴承的壁面滑移设计

张辉¹, 张朋波¹, MENG Hua², 董光能¹

(1. 西安交通大学机械工程学院, 710049, 西安; 2. 香港城市大学机械生物及医学工程学系, 999077, 中国香港)

摘要: 为了研究高速水润滑条件下具有不同边界滑移表面的径向滑动轴承的摩擦学特性, 运用二元滑移理论建立了相应的数学模型。模型考虑了流体边界的滑移效应, 对经典雷诺方程进行了修正, 并将流量守恒边界条件应用于空化区。通过仿真对比不同滑移表面对轴承性能的影响, 以大承载力和小摩擦阻力为设计目标, 对轴承及滑移表面参数进行了优化设计。结果表明: 对于偏心率较小、宽度较小和直径较大的轴承, 滑移-非滑移间隔表面能显著地提高承载力, 降低摩擦阻力和减小空化区面积; 当滑移区域与非滑移区域的分界线在普通轴承压力峰值和最小膜厚位置之间时, 承载力可达到最大值。

关键词: 径向滑动轴承; 边界滑移; 摩擦学特性

中图分类号: TH117.2 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2013)09-0072-05

Boundary Slip Design of High Speed Water Lubricated Journal Bearing

ZHANG Hui¹, ZHANG Pengbo¹, MENG Hua², DONG Guangneng¹

(1. School of Mechanical Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China; 2. Department of Mechanical and Biomedical Engineering, City University of Hong Kong, Hong Kong 999077, China)

Abstract: To investigate the tribology performance of journal bearings with different boundary slip regions under high-speed water lubrication, the two-component slip theory is employed to establish corresponding numerical model. In this model, the extended Reynolds equation is obtained by taking the fluid boundary slip effect into consideration. And the flow conservation boundary condition is applied in cavitation region. Setting high load bearing capacity and low friction drag as the optimal goals, the influence of different slip regions on tribology characteristics is studied to get optimal parameters of the bearing and the slip region. The results show that for bearings with small eccentricity ratio, small width and large diameter, the slip/no-slip interval surface on sleeve enables to shorten the cavitation region, enhance the load carrying capacity and reduce the friction drag dramatically. When the border line of the slip/no-slip regions gets close to the location between the pressure peak and the minimum film thickness of normal bearing, load carrying capacity reaches the maximum value.

Keywords: journal bearing; boundary slip; tribology performance

近年来,随着制造技术的发展,机器转速不断提高,例如氟塑料等具有低能表面的新材料和新型润滑剂已被广泛使用,使得流体与固体壁面间存在一

定的相对滑移速度^[1],构成了边界滑移条件。滑移壁面在管道减阻、机械密封、人工关节等领域都获得了广泛应用^[2-5]。

收稿日期: 2013-03-13。 作者简介: 张辉(1988—),男,博士生;董光能(通信作者),男,教授。 基金项目: 国家“973 规划”资助项目(2009CB724404)。

网络出版时间: 2013-06-17

网络出版地址: <http://www.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20130617.0840.004.html>

水润滑轴承因流体剪切阻力小、冷却效果好、污染少等优点,在高速领域有着广阔的应用前景。作为润滑介质的水,由于黏度较低,难以形成较大的流体动压力承载力,因此从设计层面上在滑移边界条件下提高水润滑轴承的承载力是十分必要的。

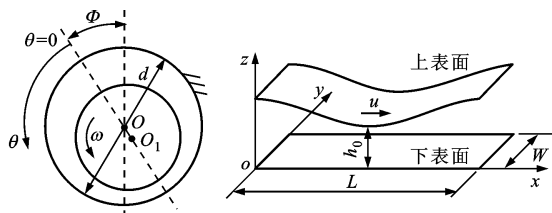
研究表明,半润湿轴承在理想滑移条件下可以有效减小摩擦阻力,但会降低承载力。理想滑移状态下半润湿无限宽轴承理论上的承载力为普通轴承的 $1/2^{[3,5-6]}$ 。Fortier 等人研究了具有滑移-非滑移表面的径向滑动轴承的摩擦学性能^[7],Wu 研究了具有不同滑移表面的径向轴承^[8]的摩擦学性能及其机理。这些研究表明,合理地将轴瓦不同区域设计成不同滑移特性的表面,可以在减小摩擦阻力的同时增大承载力。

目前,关于轴承壁面滑移的研究仍然相对较少,其理论也有待完善。因此,本文基于二元滑移模型^[9],分析了具有不同边界滑移区域径向滑移轴承的摩擦学性能及其机理,并对其进行了设计与优化。

1 数学模型

1.1 径向滑动轴承模型

径向滑动轴承模型如图1所示。将轴承周向展开,建立直角坐标系,轴颈为上表面,轴瓦为下表面。上表面为非滑移表面,速度 $u = \omega r$,方向如箭头所指。下表面为固定不动的矩形表面,并分区域设计成具有不同滑移特性的表面。



(a) 轴承主视图

(b) 轴承周向展开图

L : 下表面长度; W : 下表面宽度; h_0 : 最小油膜厚度; θ : 轴承的周向角; Φ : 偏位角; d : 轴承直径; ω : 轴承转动角速度

图1 径向滑动轴承模型

1.2 考虑边界滑移的 Reynolds 方程

Choo 和 Spikes 的二元滑移模型考虑了 x, y 方向滑移速度的影响,修正的 Reynolds 方程如下式所示

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(h^3 \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(Gh^3 \frac{\partial p}{\partial y} \right) = 6\omega\eta_v r \frac{\partial h}{\partial x} + 6\eta_v \frac{\partial(v_x h)}{\partial x} + 6\eta_v \frac{\partial(Gv_y h)}{\partial y} \quad (1)$$

式(1)的归一化形式为

$$\frac{\partial}{\partial \theta} \left(H^3 \frac{\partial P}{\partial \theta} \right) + \frac{\partial}{\partial Y} \left(GH^3 \frac{\partial P}{\partial Y} \right) =$$

$$\Lambda \left(\frac{\partial H}{\partial \theta} + \frac{\partial(V_x H)}{\partial \theta} + \frac{\partial(GV_y H)}{\partial Y} \right) \quad (2)$$

其中

$$\theta = \frac{x}{r}; Y = \frac{y}{r}; H = \frac{h}{h_0}; P = \frac{p - p_c}{p_0}; V_x = \frac{v_x}{\omega r};$$

$$V_y = \frac{v_y}{\omega r}; \Lambda = \frac{6\omega\eta_v r^2}{h_0^2 p_0}$$

式中: h 为油膜厚度; p 为油膜压力; r 为轴承半径; η_v 为润滑油动力黏度; p_0 为一个大气压 (1.01×10^5 Pa) 的压力; p_c 为空化压力; v_x, v_y 分别为润滑油沿 x, y 方向的滑移速度; P, H, V_x, V_y, Y 分别表示 p, h, v_x, v_y, y 的归一化变量; Λ 为归一化过程提出的常数; G 为开关变量,当轴承为有限宽时取 1,无限宽时取 0。

1.3 空化区域的处理

轴承间隙几何形状可以分为收敛区和发散区两部分,如图1a所示。润滑剂在收敛区域内由楔形效应产生承载压力,而在发散区则会形成负压力,导致空化现象。本文采用流量守恒边界条件^[10]处理的空化区如下式所示

$$\partial h \left(\omega + \frac{v_x}{r} \right) (1 + \xi) / \partial \theta = 0 \quad (3)$$

代入归一化参数可得

$$\frac{\partial H(1 + V_x)(1 + \xi)}{\partial \theta} = 0 \quad (4)$$

$$\xi = \begin{cases} P = \frac{p - p_c}{p_0}, & \text{非空化区} \\ \frac{\rho}{\rho_c} - 1, & \text{空化区} \end{cases} \quad (5)$$

式中: ξ 为压力密度的统一变量,在非空化区,表示归一化压力,在空化区表示归一化密度; ρ 为润滑油密度; ρ_c 为空化压力时的润滑油密度。

1.4 滑移速度计算方程

二元滑移模型假定当固液分界面的剪切应力达到临界值 τ_0 后才发生滑移。当压力梯度满足

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} < \frac{2r}{h^2} (\omega\eta_v r - |\tau_0| h) \quad (6)$$

时, x 方向的滑移速度与轴颈运动方向相同。反之,当压力梯度满足

$$\frac{\partial p}{\partial \theta} > \frac{2r}{h^2} (\omega\eta_v r - |\tau_0| h) \quad (7)$$

时,滑移速度与轴颈运动方向相反。滑移速度的计算如下式^[9](y 方向的滑移速度与 x 方向类似)

$$v_x = \frac{(u - (1/\eta_v)(\partial p / \partial x)(h^2/2) - \text{sgn}(v_x)(|\tau_0|/\eta_v)h)}{(1 + h/b)} \quad (8)$$

1.5 数值方案与计算过程

以承载力 F_b 、摩擦力 F_f 和空化面积 S_c 为目标参数,即

$$F_b = \left[\left(\iint_{\Omega} p \cos \theta d\theta dy \right)^2 + \left(\iint_{\Omega} p \sin \theta d\theta dy \right)^2 \right]^{1/2} \quad (9)$$

$$F_f = \iint_{\Omega} \tau d\theta dy \quad (10)$$

$$S_c = N_c WL / N \quad (11)$$

式中: τ 为油膜剪切阻力; N_c 为空化区网格数; N 为计算域总的网格数。

将计算区域划分成网格,用有限差分法将式(2)离散化,采用欠松弛迭代法求解。每次循环求出压力分布后,通过式(6)、式(7)来判定滑移速度的方向,并用式(8)计算滑移速度值,然后将新求出的滑移速度值代入式(2)求解新的压力分布。如此循环反复,直到压力分布收敛到某指定精度,停止迭代,输出目标参数的计算结果。

2 结果与讨论

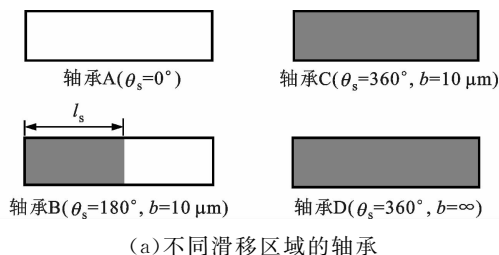
2.1 不同滑移区域的比较

根据一般情况下的轴承尺寸和工况,将计算参数设置为 $\tau_0 = 0.4 \text{ Pa}$, 轴承转速 $n = 4\,000 \text{ r/min}$, $\eta_v = 0.001\,308 \text{ Pa} \cdot \text{s}$ (水温 20°C), 偏心率 $\varepsilon = 0.25$, $\Phi = 30^\circ$, 半径间隙 $c = 0.04 \text{ mm}$, $d = 0.05 \text{ m}$, $W = 0.1 \text{ m}$ 。滑移长度 b 的取值范围为几个到几百个微米^[11], 取 $b = 10, \infty \mu\text{m}$ 来计算滑移表面在较小滑移和理想滑移条件下的摩擦学特性。

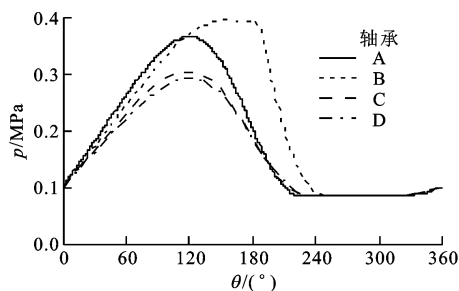
图 2a 中, θ_s 为滑移区域的范围角。A、B、C、D 表示 4 种具有不同滑移区域的范围角和滑移长度的轴承。图中深色区域表示滑移表面。从图 2a 中可知, A 表示普通轴承, B 表示滑移-非滑移间隔轴承, 滑移表面和非滑移表面各占 $1/2$, $b = 10 \mu\text{m}$ 。轴承 C、D 的整个表面具有滑移特性, 其中轴承 C 的滑移长度为 $10 \mu\text{m}$, 轴承 D 的滑移长度为 ∞ 。

由图 2b 可知, 与普通轴承 A 相比, 全滑移表面对轴承 D 的空化区域长度影响不大, 但其压力及承载力明显小于轴承 A, 其中轴承 D 的承载力为 657.24 N , 比轴承 A 的承载力 (806.01 N) 小 18.46% 。若轴承宽度为无穷大, 则轴承 D 的承载力 (903.92 N) 是轴承 A 承载力 ($1\,730.24 \text{ N}$) 的 47.58% , 这与文献[6]的半润湿轴承承载力只有普通轴承 $1/2$ 的结论是一致的。由滑移-非滑移间隔表面轴承 B 的压力分布可知, 轴承 B 的压力、承载力与轴承 A 相比有

了明显的增大, 空化区域明显缩短。轴承 B 的最大压力为 0.396 MPa , 比轴承 A (0.367 MPa) 增大了 7.9% , 而轴承 B 的承载力为 945.12 N , 比轴承 A 增大了 17.25% 。摩擦阻力的计算结果为: 轴承 D 最小 (0.27 N), 轴承 C (4.65 N) 其次, 轴承 B (5.31 N) 较大, 轴承 A (5.87 N) 最大。可见, 整个表面是理想滑移表面的径向滑移轴承的摩擦阻力最小, 普通轴承最大。因此, 滑移-非滑移间隔表面不仅减小了轴承摩擦阻力, 而且提高了轴承承载力。



(a) 不同滑移区域的轴承



(b) 轴承压力分布曲线

图 2 不同滑移区域的轴承及其压力分布曲线

图 3 是滑移-非滑移间隔轴承的压力与滑移速度分布曲线。由于滑移区在入口一侧, 滑移速度与 v_x 方向一致, 所以滑移提高了入口一侧的流量。在出口一侧滑移速度为 0, 流量不受滑移的影响。这种流量的变化会导致压力的增加, 最终新的压力分布产生压力流使总的润滑剂流量达到守恒。

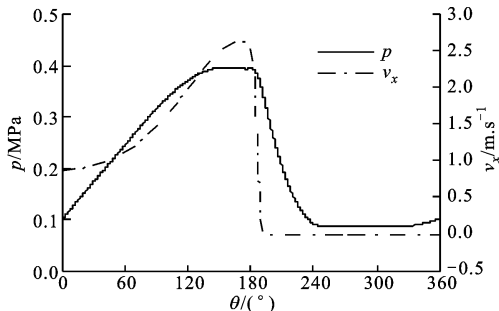


图 3 二维压力分布和速度分布曲线

2.2 滑移区域长度的影响

当 b 为 $10, 50, \infty \mu\text{m}$ 时, 轴承承载力和摩擦力随 θ_s 的变化曲线如图 4 所示, 可以看到, 随着滑移

区域范围角的增大, F_b 先增大后减小, 存在的最优滑移区域范围角使得承载力最大。通过对比图 4a 和普通轴承的压力分布(图 2b)可知, 最优滑移区域范围角在普通轴承压力峰和最小油膜位置之间, 而 F_f 则随着 θ_s 的增大不断减小, 这是因为滑移区域的剪切力较小, 所以滑移区域面积所占比例越大摩擦力就越小。

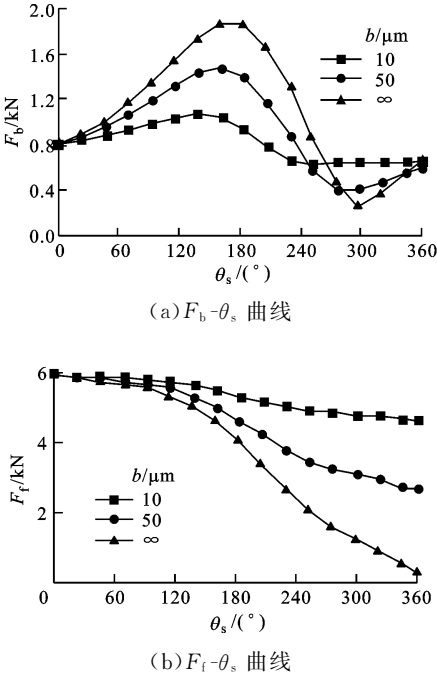


图 4 承载力与摩擦力随滑移区域长度的变化曲线

2.3 偏心率的影响

当 $\theta_s = 180^\circ$ 时, 滑移-非滑移间隔表面相对于普通轴承的承载力提高的百分比及减摩百分比分别为

$$\beta = |F_b - F_{b0}| / F_{b0} \quad (12)$$

$$\eta = |F_f - F_{f0}| / F_{f0} \quad (13)$$

式中: F_{b0} 、 F_{f0} 分别为相同参数普通轴承的承载力和摩擦力。如图 5a 所示, 对于较小的偏心率, 滑移-非滑移间隔表面可以极大地提高轴承的承载力, 而对于较大的偏心率, 轴承承载力则没有明显提高。类似地, 由图 5b 可知, 当 ϵ 较小时, 滑移-非滑移间隔表面的减摩作用比较明显。

当 $b = 50 \mu\text{m}$ 时, 图 6 中的虚线与横坐标轴围成的面积更大, 即 $\epsilon = 0.118$ 时, 平均滑移速度大于 $\epsilon = 0.25$ 时的平均滑移速度。在滑移-非滑移交界处, 滑移速度由大到小的变化导致压力增大, 因此滑移区域平均滑移速度越大, 压力增高越显著。当 ϵ 较小时, 轴承入口处具有较大的平均滑移速度, 因此轴承的承载力提高得更显著。

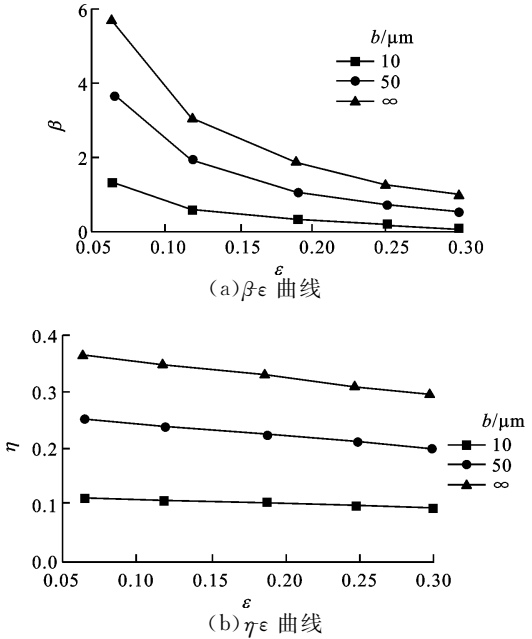


图 5 β 、 η 随 ϵ 的变化曲线

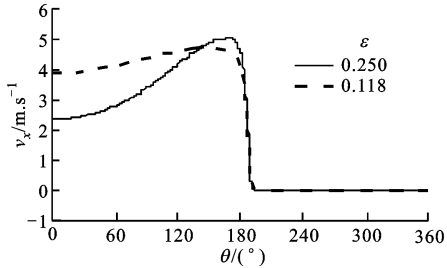


图 6 轴承滑移速度的分布曲线

2.4 宽度和直径的影响

当 $\epsilon = 0.25$ 、 $d = 0.05 \text{ m}$ 时, β 、 η 随轴承宽度 W 的变化曲线如图 7 所示。可见, 随着 W 的增加, β 、 η

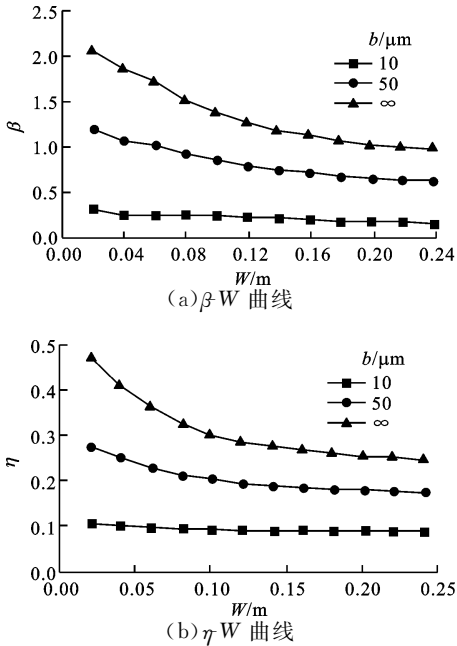
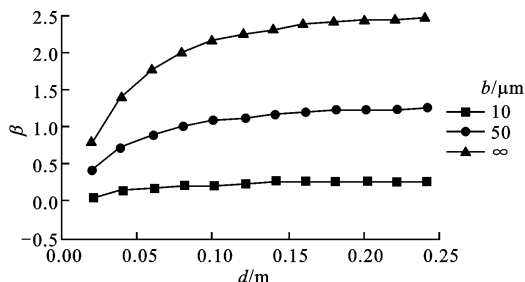
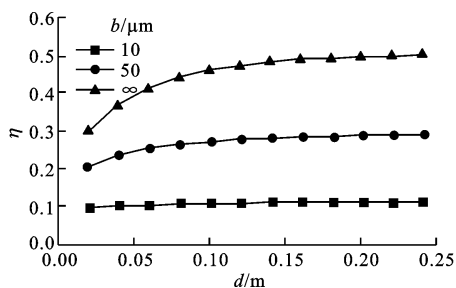


图 7 β 、 η 随 W 的变化曲线

都有减小的趋势。当 b 较大时, βW 、 ηW 曲线减小的趋势更为显著。如图 8 所示, 随着 d 的增加, β 、 η 都有增大的趋势。当 b 较大时, βd 、 ηd 曲线增大趋势更为显著, 可见滑移-非滑移间隔表面对较小宽度和较大直径的径向滑动轴承(窄轴承和大直径轴承)的减摩和承载力的提高更明显。



(a) βd 曲线



(b) ηd 曲线

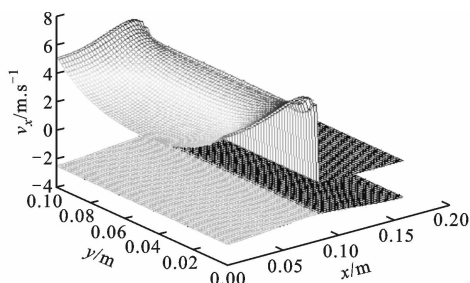
图 8 β 、 η 随 d 的变化曲线

当 $\epsilon=0.25$ 、 $b=50 \mu\text{m}$ 、 $d=0.05 \text{ m}$ 时, 具有不同宽度(0.1、0.025 m)的径向滑动轴承在 x 方向的滑移速度曲面见图 9。位于图 9 下方的矩形平面表示径向滑动轴承轴瓦表面, 浅色区域是滑移区, 深色区域是非滑移区。滑移速度由大到小的变化引起压力的增大。图 9 中最大滑移速度基本相同, 由于宽度较小的径向滑动轴承中间凹的趋势较小, 因此平均滑移速度较大, 而宽度较小的轴承承载力的提高更为显著。

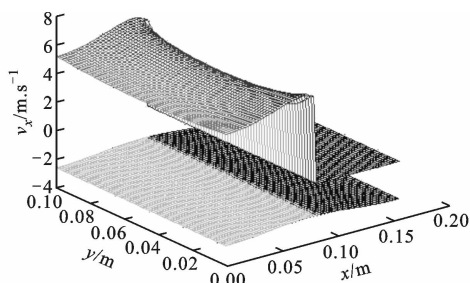
当其他参数为常数时, 具有较大 d 的轴承在 n 相等的条件下可获得更大的线速度, 滑移速度也更大, 因此承载力的提高更为显著。由于较大的滑移速度可以减少流体的剪切阻力, 因此具有较大直径和较小宽度的轴承摩擦力的减小更为显著。

3 结 论

本文运用二元滑移理论模型, 通过仿真比较了高速水润滑条件下不同滑移表面对轴承性能的影响, 并以大承载力和小摩擦阻力为设计目标, 对轴承及滑移表面参数进行了优化设计, 得出的结论如下。



(a) 宽轴承 ($W=0.1 \text{ m}$)



(b) 窄轴承 ($W=0.025 \text{ m}$)

图 9 不同宽度轴承的三维滑移速度分布图

(1) 具有滑移-非滑移间隔表面的轴承能够显著地提高轴承的承载力, 降低轴承摩擦阻力和减小空化区的面积。

(2) 滑移-非滑移间隔表面轴承的滑移区存在最优滑移区域范围角, 并位于压力峰和最小油膜厚度之间, 从而使得径向滑动轴承的承载力达到最大。

(3) 对于具有小偏心率、较小宽度和较大直径的径向滑动轴承, 滑移-非滑移间隔表面不仅能够降低轴承的摩擦阻力, 而且可大幅度地提高轴承的承载力。

参考文献:

- [1] CRAIG V S J, NETO C, WILLIAMS D R M. Shear-dependent boundary slip in an aqueous Newtonian liquid [J]. Physical Review Letters, 2001, 87(5): 1-4.
- [2] WATANABE K, YANUAR, UDAGAWA H. Drag reduction of Newtonian fluid in a circular pipe with a highly water-repellent wall [J]. Journal of Fluid Mechanics, 1999, 381(2): 225-238.
- [3] SPIKES H A. The half-wetted bearing: Part 1 Extended Reynolds equation [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(1): 1-14.
- [4] SPIKES H A. The half-wetted bearing: Part 2 Potential application in low load contacts [J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers: Part J Journal of Engineering Tribology, 2003, 217(1): 15-26.

(下转第 99 页)