

表面织构及供油量对润滑性能影响的建模分析

张生光, 王文中, 赵自强

(北京理工大学, 北京 100081)

摘要: **目的** 研究不同供油条件下织构表面的润滑性能。**方法** 首先, 建立考虑表面织构的乏油润滑模型, 求解修正雷诺方程获得乏油工况下考虑织构表面的润滑油膜厚度以及压力分布。然后, 依据求得的润滑油膜厚度判断计算域内各点润滑状态, 通过接触压力及油膜厚度分别计算边界润滑、混合润滑以及流体润滑状态下的切应力, 并积分求得摩擦力进而得到摩擦系数。**结果** 模拟了供油层厚度为 50~500 nm 以及充分供油条件下三种织构的润滑行为, 获得了不同润滑状态下表面织构的摩擦系数。速度为 0.1 m/s 时, 供油量对接触区油膜厚度的影响较小, 不同润滑状态下织构表现出不同的润滑性能。速度为 0.2 m/s 时, 供油层厚度对油膜厚度的影响较大, 随着供油层厚度的增大, 膜厚明显增加, 摩擦系数在供油层厚度为 200 nm 时最小。**结论** 接触副处于流体润滑状态时, 织构表面不具有减摩效果。接触副处于边界润滑状态时, 织构表面具有减摩效果, 并且织构较密时, 摩擦系数较小。接触副处于混合润滑状态时, 织构过于稀疏或密集时均不具有减摩效果, 但是合理分布的织构具有减摩效果。

关键词: 表面织构; 乏油; 摩擦系数; 边界润滑; 混合润滑; 流体润滑; 减摩

中图分类号: TH117 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3660(2017)06-0001-08

DOI: 10.16490/j.cnki.issn.1001-3660.2017.06.001

Effect of Surface Texture and Oil Supply on Lubricating Performance Based on Modeling

ZHANG Sheng-guang, WANG Wen-zhong, ZHAO Zi-qiang

(Beijing Institute of Technology, Beijing 100081, China)

ABSTRACT: The work aims to study lubricating property of texture surface under different oil supply conditions. Firstly, starvation lubrication model allowing for surface texture was established, and then the oil film thickness and pressure distribution of texture surface under starvation working conditions could be obtained by solving the modified Reynolds equation. Secondly, lubrication state at each point in contact area was determined based upon the film thickness, and shear stress under boundary lubrication, mixed lubrication and hydrodynamic lubrication was calculated based upon contact pressure and film thickness, friction coefficient was obtained by integrating frictional force. The lubricating behavior of three textured surfaces was simulated with the oil supply thickness of 50~500 nm and under full supply conditions to obtain friction coefficient of surface textures under different lubrication conditions. At the speed of 0.1 m/s, oil supply volume had slight influence on thickness of film in con-

收稿日期: 2017-05-08; 修订日期: 2017-06-02

Received: 2017-05-08; Revised: 2017-06-02

基金项目: 国家自然科学基金 (51675046, U1637205)

Fund: Supported by the National Natural Science Foundation of China (51675046, U1637205)

作者简介: 张生光 (1988—), 男, 博士研究生, 主要研究方向为非均匀材料润滑接触问题。

Biography: ZHANG Sheng-guang (1988—), Male, Ph. D. candidate, Research focus: lubricated contact of inhomogeneous material.

通讯作者: 王文中 (1971—), 男, 博士, 教授, 主要研究方向为摩擦学、接触力学。

Corresponding author: WANG Wen-zhong (1971—), Male, Doctor, Professor, Research focus: tribology, contact mechanics.

tact area, and the textures exhibited different lubrication performance under different lubrication conditions. At the speed of 0.2 m/s, the oil supply thickness had great influence on film thickness, which increased obviously with the increase of the oil supply thickness. The friction coefficient was the minimum at the oil supply thickness of 200 nm. Provided with hydrodynamic lubrication, surface texture has no friction reduction effect. Provided with boundary lubrication, surface texture has friction reduction effect, and dense texture has relatively smaller friction coefficient. Provided with mixed lubrication, too dense or sparse texture has no friction reduction effect, but properly distributed texture may have friction reduction effect.

KEY WORDS: surface texture; starvation; friction coefficient; boundary lubrication; mixed lubrication; fluid lubrication; anti-friction

合理的织构表面能够改善接触副的润滑性能,起到减小摩擦、磨损的作用^[1-2],通常认为这是由于表面织构中的微坑能够形成微储油池起到补充供油的作用^[3],并且这些微坑还可以容纳磨屑^[4-5],从而改善摩擦性能。以往研究中,主要从实验角度研究了微坑形状^[6]、大小^[7-8]、密度^[9]、深度^[10]等的影响,且多针对低接触压力摩擦副,如密封等。采用数值方法对织构表面的摩擦学性能进行研究,一方面节省了大量时间与成本,另一方面各参数可大范围变化且计算结果具有较高精度,因此近年来数值方法的研究也开始受到广大学者的青睐,如Wang等^[11]通过求解雷诺方程考虑表面织构的影响,分析了其减摩机理。上述实验与数值研究大多基于充分供油条件,未考虑乏油工况的影响。Wang等^[12]发展的乏油模型对织构表面进行了部分分析,但是针对乏油工况下的减摩机理讨论较少,因此本文通过对不同供油条件下织构表面润滑行为进行分析,比较不同供油量、不同织构密度下的摩擦系数,揭示高接触压力下织构表面的可能减摩效果和机理。

1 数值建模及求解

1.1 乏油润滑模型

为研究不同供油条件下织构表面的摩擦润滑特性,需首先建立润滑接触分析模型,充分考虑供油条件及表面织构的影响。假设两表面分别吸附有厚度为 h_1 和 h_2 的油层,并且油层随表面运动进入接触区。为简化模型,将速度为 u_1 和 u_2 的两层润滑油层用卷吸速度为 u 、厚度为 h_{oil} 的一层油层代替,并定义部分油膜比例 θ :

$$\theta = h_L / h \quad (1)$$

式中: h_L 为润滑油膜厚度; h 为两表面之间的间隙。

1.1.1 修正雷诺方程

由于入口供油条件、织构表面形貌等因素的影响,接触区内可能包含不同性质的局部区域:①压

力区,该区域润滑油完全充满了两表面间隙,故 $h_L=h$, $\theta=1$;②空穴区,该区域润滑油未完全充满间隙,因此润滑油层无法承担载荷,故 $p=0$,并且 $h_L<h$, $0<\theta<1$;③局部接触区,两表面间无润滑油,处于直接接触状态(可能存在边界膜)。

在空穴区,由于润滑油未完全填满整个间隙,间隙内为油气混合物。为方便建模,假设间隙内的油气混合物为均匀介质,其等效密度为 $\rho\theta+(1-\theta)\rho_g$ 。忽略间隙内蒸汽或空气介质的密度 ρ_g ,则气穴区内连续介质的密度应为 $\rho\theta$, ρ 为润滑剂的密度,基于质量守恒条件,可推导出考虑供油条件的修正雷诺方程为:

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\rho h^3}{12\eta} \frac{\partial p}{\partial y} \right) = u \frac{\partial(\rho\theta h)}{\partial x} \quad (2)$$

式中: x 、 y 为坐标方向; p 为接触压力; u 为卷吸速度; η 和 ρ 为润滑油黏度与密度。式(2)还应满足补余条件:

$$\begin{cases} p(x, y)[1 - \theta(x, y)] = 0 \\ p(x, y) \geq 0 \text{ 并且 } 0 < \theta(x, y) \leq 1 \end{cases} \quad (3)$$

其中,当 $p(x, y)=0$ 时, $0<\theta(x, y)<1$;当 $p(x, y)>0$ 时, $\theta(x, y)=1$ 。

1.1.2 界面间隙方程

两接触体间隙方程为:

$$h(x, y) = h_0 + f_g(x, y) + \delta_{1/2}(x, y) + v(x, y) \quad (4)$$

式中: h_0 为两接触体未考虑变形时的相互接近位移; $f_g(x, y)$ 为两接触体间未考虑变形时的几何间隙; δ 为织构形貌; v 为表面弹性变形。

织构形貌 δ 通过对凹坑进行阵列得到,即对某一单独几何特征进行周期扩展,本文所用凹坑几何特征通过指数余弦形式获得:

$$\delta(x, y) = R_a \exp \left[-10 \left(\frac{x^2}{R_{sx}^2} + \frac{y^2}{R_{sy}^2} \right) \right] \times \cos \left(\frac{\pi}{2} \sqrt{\frac{x^2}{R_{sx}^2} + \frac{y^2}{R_{sy}^2}} \right) \quad (5)$$

式中: R_a 为表面粗糙度方均根值; R_{sx} 和 R_{sy} 为凹坑沿 x 、 y 方向的特征半径,令 $R_{sx}=R_{sy}=0.5a$, a 为赫

兹接触半径。当扩展周期为 $L_x=L_y=a$ 时, 织构形貌如图 1 所示。

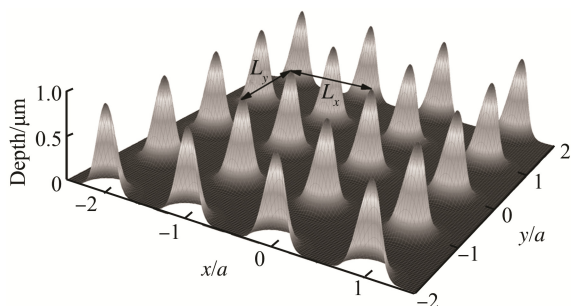


图 1 织构形貌

Fig.1 Texture morphology

表面弹性变形 v 可根据 Boussinesq 积分计算:

$$v(x, y) = \frac{2}{\pi E'} \iint_{\Omega} \frac{p(\xi, \eta)}{\sqrt{(x-\xi)^2 + (y-\eta)^2}} d\xi d\eta \quad (6)$$

1.1.3 润滑剂特性

润滑油黏度按 Barus 粘压关系计算:

$$\eta = \eta_0 \exp(\alpha p) \quad (7)$$

式中: η_0 为环境黏度; α 为粘压系数。

密度可通过 Dowson-Higginson 密压关系计算:

$$\rho = \rho_0 [1 + C_a P / (1 + C_b P)] \quad (8)$$

式中: ρ_0 为初始压力、初始温度下的密度; C_a 、 C_b 为系数, 取 $C_a = 0.6 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$, $C_b = 1.7 \times 10^{-9} \text{ m}^2/\text{N}$ 。

1.1.4 载荷平衡方程

载荷平衡方程为:

$$w = \iint_{\Omega} p(x, y) dx dy \quad (9)$$

通过求解以上方程即可获得不同供油条件下考虑表面织构的油膜厚度以及压力分布, 具体迭代过程及差分方法可参照参考文献[12]。

1.2 摩擦系数计算

为了预测不同供油条件下织构表面的摩擦系数, 如前所述, 将整个计算域分成 3 个部分——压力区、空穴区和局部接触区, 其中压力区与局部接触区通过求解雷诺方程获得的润滑油膜厚度区分。当某个区域润滑油膜厚度小于给定的边界膜厚度 h_c 时, 则此区域处于边界润滑状态; 当某个区域润滑油膜厚度大于给定的流体膜厚度 h_l 时, 则此区域处于流体润滑状态; 为保证切应力过渡的连续性, 当某个区域润滑油膜厚度处于 h_c 与 h_l 之间时, 则此区域处于过渡状态, 此时切应力与油膜厚度呈线性变化关系, 如图 2 所示。对于空穴区域, 由于接触压力为零, 因此空穴区域内的切应力也为零。

摩擦系数通过对各个区域内的切向应力求和并除以施加的外载荷 w 获得, 即:

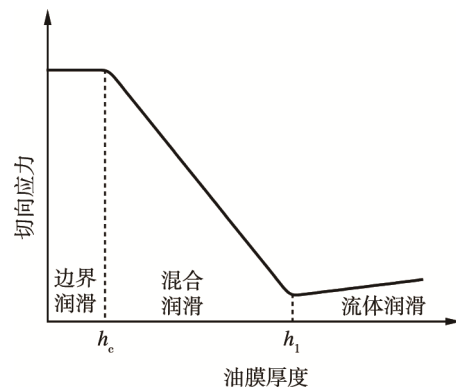


图 2 切向应力与润滑状态关系示意

Fig.2 The relationship between tangential stress and lubricating state

$$\mu = \frac{\iint_{\Omega_c} \tau_c dx dy + \iint_{\Omega_l} \tau_l dx dy + \iint_{\Omega_{cl}} \tau_{cl} dx dy}{w} \quad (10)$$

式中: Ω_c 为边界润滑区域; τ_c 为边界润滑状态时的切应力, 即两接触表面发生直接接触时的边界膜的切向强度。 τ_c 可通过 Rabinowicz^[13]提出的经验公式求得:

$$\tau_c = \sqrt{\tau_{s0}^2 + (\gamma_s p)^2} \quad (11)$$

式 (10) 中: Ω_l 为流体润滑区域; τ_l 为流体润滑状态时的切应力。切应力 τ_l 与切应变率 $\dot{\gamma}$ 的关系通过 Bair 等^[14]提出的本构方程获得:

$$\dot{\gamma} = -\frac{\tau_l}{\eta} \ln(1 - \frac{\tau_l}{\tau_L}) \quad (12)$$

式中: η 为润滑油黏度; τ_L 为与压力相关的极限剪应力。 τ_L 由 Houpert 等^[15]提出的表达式进行求解:

$$\tau_L = \tau_{L0} + \gamma_L p \quad (13)$$

式 (10) 中: Ω_{cl} 为流体润滑和边界润滑的过渡区域, 为润滑油膜厚度 h_l 介于边界膜 h_c 与流体膜 h_l 之间的区域; τ_{cl} 为混合润滑时的切应力。 τ_{cl} 通过边界润滑与流体润滑切应力的线性插值获得:

$$\tau_{cl} = \tau_c + \frac{h_l - h_c}{h_l - h_c} (\tau_l - \tau_c) \quad (14)$$

式 (11) 和 (13) 中: τ_0 为初始极限剪应力; γ 为压力系数, 与不同润滑状态的摩擦系数相关。通常 τ_0 介于 1~8 MPa 之间, γ 介于 0.03~0.15 之间^[16], 本模型中取 $\tau_{L0} = 3 \text{ MPa}$, $\gamma_L = 0.05$, $\tau_{s0} = 3 \text{ MPa}$, $\gamma_s = 0.133$ 。

2 结果及分析

以球盘接触为对象, 研究高接触压力下织构表面对接触副摩擦润滑行为的影响, 采用半径 12.7 mm 的弹性球与半无限大弹性体接触, 其中球与半无限大弹性体的杨氏模量为 $E_1 = E_2 = 210 \text{ GPa}$, 泊松比 $\nu_1 = \nu_2 = 0.3$ 。织构采用式 (5) 所描述的各向同性织构, 因此 $L_x = L_y = L$, 为研究不同密度织构的影响, 设置织

构扩展周期分别为 $L=0.6a$, $L=a$ 和 $L=1.5a$, 不同密度的织构形貌沿 x 方向轮廓如图 3 所示。同时, 为研究不同供油条件的影响, 设置入口供油层厚度 h_{oil} 分别为 50、100、200、500 nm 和充分供油 (FF)。模拟时, 接触载荷为 10 N, 对应的赫兹接触半径与最大赫兹接触压力分别为 $a=94.28 \mu\text{m}$ 和 $p_H=537.2 \text{ MPa}$, 润滑油常温常压黏度为 $\eta_0=0.033 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 数值求解时, 将计算域 $\{-2.5a < x < 1.5a, -2a < y < 2a\}$ 划分为 257×257 个网格节点。

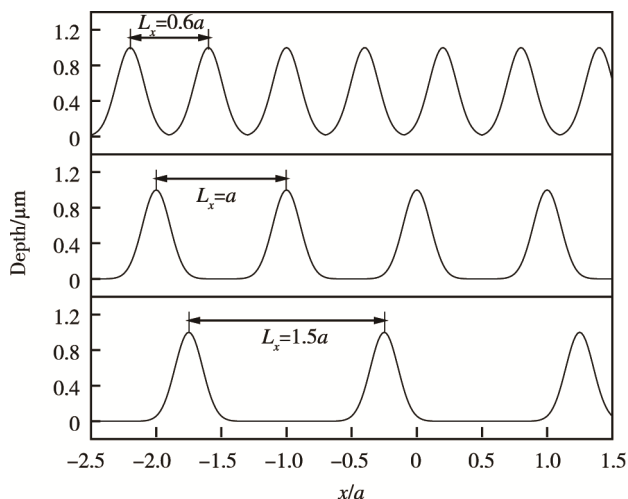


图 3 不同密度的织构形貌沿 x 方向轮廓 ($y=0$)

Fig.3 Texture surfaces with different densities along x direction ($y=0$)

2.1 润滑油膜厚度及压力分析

润滑油膜厚度与油膜压力是润滑性能的关键指标, 其中润滑油膜厚度可有效判断润滑状态, 油膜压力与切向应力 (或摩擦系数) 息息相关, 二者可通过式 (2) 所示的雷诺方程进行求解, 因此在考虑表面织构的乏油工况研究中, 首先对润滑油膜厚度及油膜压力进行分析。

在滑滚比为 2.0、卷吸速度为 0.1 m/s 和 0.2 m/s 的工况下, 光滑表面与扩展周期 $L=a$ 的织构表面对应的油膜厚度如图 4 所示。由图 4 可见, 卷吸速度 $u=0.1 \text{ m/s}$ 时, 光滑表面下, 随着供油量的增加, 润滑油膜厚度逐渐增大, 但是当供油量大于 200 nm 时, 接触区内润滑油膜的厚度与充分供油相当。织构表面下, 随着供油量的增加, 润滑油膜厚度变化较小, 微坑处由于充满润滑油, 油膜厚度明显较大, 微坑之间的部位由于发生微弹流效应, 油膜厚度会出现局部颈缩现象。卷吸速度 $u=0.2 \text{ m/s}$ 时, 光滑表面下, 随着供油量的增加, 润滑油膜厚度明显增大, 供油量达到 500 nm 时, 接触区内的油膜厚度才与充分供油相当。织构表面下, 随着供油量的增加, 微坑之间的部位的润滑油膜厚度也明显增大。

当滑滚比为 2.0、卷吸速度 $u=0.1 \text{ m/s}$ 时, 不同密

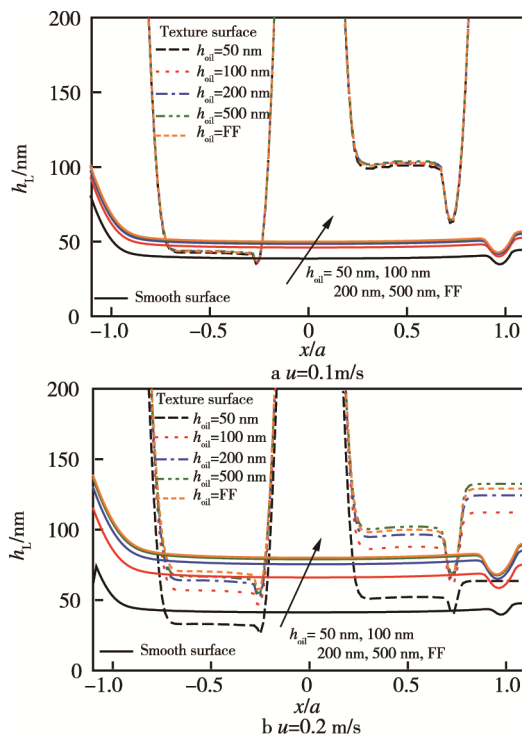


图 4 光滑表面与扩展周期 $L=a$ 时的织构表面对应的润滑油膜厚度

Fig.4 Lubrication film thickness for smooth surface and texture surface with $L=a$

度的织构表面对应的润滑油膜厚度如图 5 所示。由图 5 可见, 当织构较密 ($L=0.6a$) 时, 接触区内的微坑较多, 平均油膜厚度较大, 但是微坑之间部位的油膜厚度较小, 供油量对油膜厚度的影响也较小; 当 $L=a$ 时, 结果与图 4a 相同, 不再赘述; 当织构较稀疏 ($L=1.5a$) 时, 接触区内的微坑较少, 相比较密织构平均油膜厚度较小, 但是随着供油量的增加, 油膜厚度增大, 与光滑表面相似, 这是因为织构越稀疏, 越接近光滑表面。

卷吸速度 $u=0.1 \text{ m/s}$ 时, 光滑表面与不同密度的织构表面对应的油膜压力如图 6 所示。由图 6 可见, 随着织构密度逐渐减小, 最大压力逐渐降低, 并且对于各种表面, 供油量对接触区内的压力影响较小。接触区入口位置, 非充分供油工况下, 由于润滑油未充满间隙, 因此会出现压力为零的情况, 并且随着供油量的增大, 入口间隙被润滑油填满, 压力形成位置向计算域入口边界移动。

2.2 较低速度下润滑状态与摩擦系数分析

首先, 对速度较低 ($u=0.1 \text{ m/s}$) 的工况进行分析, 为获得不同的润滑状态, 设置不同的边界膜厚度 h_c 与流体膜厚度 h_l , 分析织构以及供油条件对摩擦系数的影响, 此处不同的边界膜厚度对应不同的润滑剂类型, 即不同的润滑剂分子大小和层数。

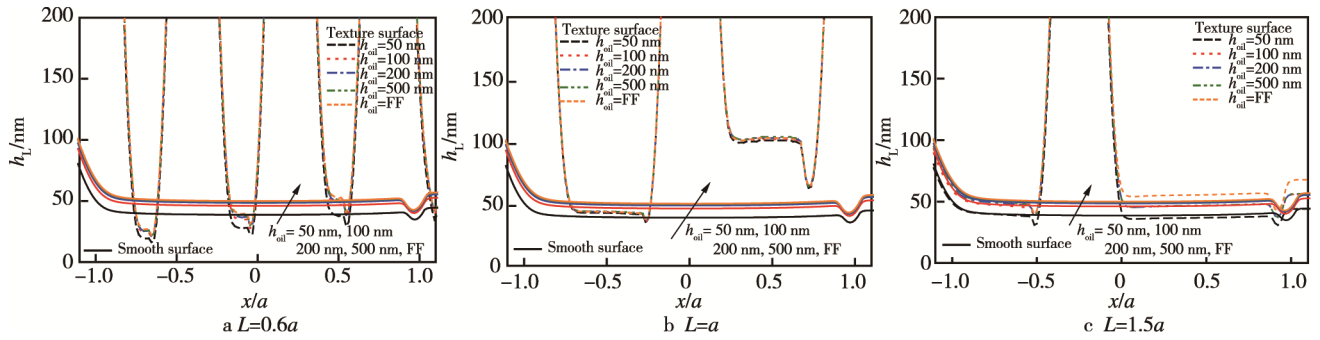
图 5 卷吸速度 $u=0.1$ m/s 时光滑表面与不同密度的织构表面对应的润滑油膜厚度

Fig.5 Lubrication film thickness for smooth surface and texture surface at the entrainment velocity of 0.1 m/s

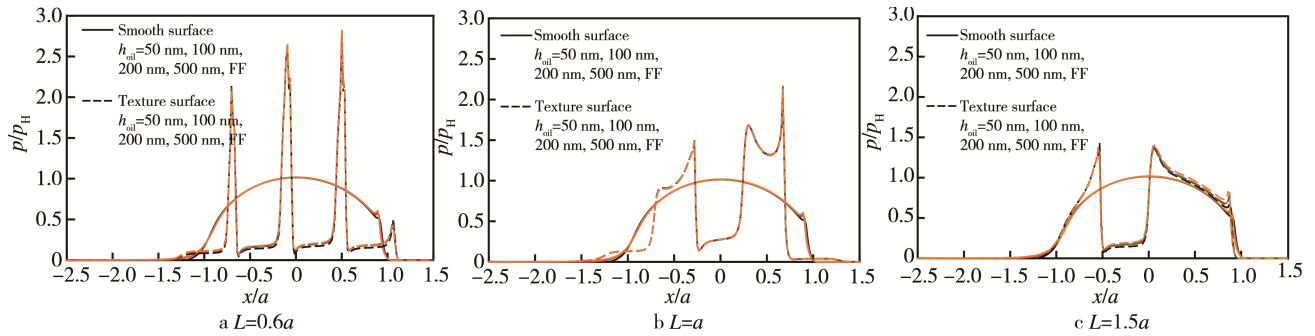
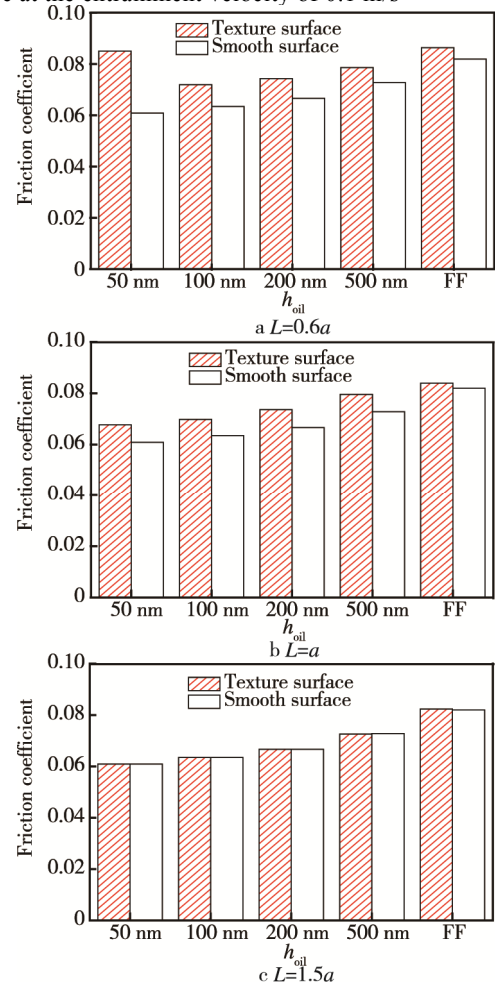
图 6 卷吸速度 $u=0.1$ m/s 时光滑表面与不同密度的织构表面对应的油膜压力

Fig.6 Pressure for smooth surface and texture surface at the entrainment velocity of 0.1 m/s

2.2.1 $h_c=5$ nm, $h_l=10$ nm

设置边界膜厚度 $h_c=5$ nm, 流体膜厚度 $h_l=10$ nm 时, 结合图 5 润滑油膜厚度图发现, 接触区内, 润滑油膜厚度均大于流体膜厚度 h_l , 因此对于各种表面, 接触副均处于流体润滑状态, 计算的摩擦系数如图 7 所示。由图 7 可见, 流体润滑状态下, 织构表面的摩擦系数较大, 并且织构越密集, 摩擦系数越大。由式 (12) 可得 $\tau_1 = \tau_L - \tau_L \exp(-\eta \dot{\gamma} / \tau_L)$, 接触区内的压力较大, 润滑油黏度也较大, 因此流体剪切力接近其极限剪应力 τ_L 。对于织构表面, 微坑之间的油膜压力较大, 油膜厚度较小, 一方面较大的压力导致了较大的极限剪应力 τ_L , 另一方面较小的膜厚导致了剪应变率的增加, 二者都会使此区域内的切应力明显增大, 虽然微坑范围内的切应力会有所减小, 但是尚处于流体润滑状态, 综合考虑之后, 摩擦系数较光滑表面呈现出增大的现象。

通过观察图 7 还可发现, 除 $L=0.6a$ 、 $h_{oil}=50$ nm 工况外, 随着供油量的增加, 摩擦系数均逐渐增大, 这是由于接触区内处于流体润滑状态, 供油量对各种表面的切向应力影响较小, 而接触区外对于不同的供油条件, 入口位置产生乏油, 润滑油不能完全充满间隙, 因此无法承担压力, 乏油区域内的油膜压力与切向力均为 0, 如图 8 所示, 最终表现为随着供油量的增加, 摩擦系数均逐渐增大。对于 $L=0.6a$ 、 $h_{oil}=50$ nm 工况, 由于织构较密, 微坑之间部分压力较大, 膜厚较小, 此处切应力增大的部分与入口乏油区切应力减小的部分相比较多, 因此表现出不同的现象。

图 7 $h_c=5$ nm、 $h_l=10$ nm 时光滑表面与织构表面摩擦系数Fig.7 The friction coefficient of smooth surface and texture surface for $h_c=5$ nm and $h_l=10$ nm

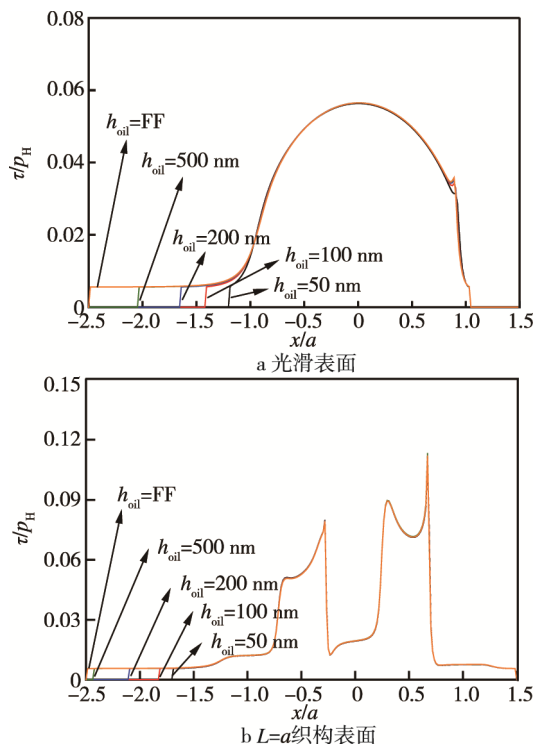


图8 光滑表面与织构表面切应力分析
Fig.8 The tangential stress of smooth surface and texture surface

2.2.2 $h_c=60\text{ nm}$, $h_l=100\text{ nm}$

设置边界膜厚度 $h_c=60\text{ nm}$, 流体膜厚度 $h_l=100\text{ nm}$ 时, 结合图5润滑油膜厚度图发现, 光滑表面接触区内, 润滑油膜厚度小于边界膜厚度 h_c , 接触副均处于边界润滑状态。对于织构表面, 微坑之间区域同样处于边界润滑状态, 计算的摩擦系数如图9所示。由图9可见, 边界润滑状态下, 织构表面具有较小的摩擦系数, 并且较密集的织构 ($L=0.6a$ 和 $L=a$) 的减摩效果较好。这是由于光滑表面整体处于边界润滑状态, 因此整个接触区域内的切向应力都比较大, 而织构表面只有微坑之间区域处于边界润滑状态, 微坑区域处于流体润滑状态, 流体润滑相比于边界润滑具有明显较小的切向应力, 因此最终织构表面表现出较小的摩擦系数。

2.2.3 $h_c=40\text{ nm}$, $h_l=100\text{ nm}$

设置边界膜厚度 $h_c=40\text{ nm}$, 流体膜厚度 $h_l=100\text{ nm}$ 时, 结合图5润滑油膜厚度图发现, 光滑表面接触区内和微坑之间区域的润滑油膜厚度多处于 h_c 与 h_l 之间, 接触副处于混合润滑状态, 计算的摩擦系数如图10所示。由图10可见, 混合润滑状态下, 较密集 ($L=0.6a$) 和较稀疏 ($L=1.5a$) 的织构表面均具有较大的摩擦系数。这是因为织构较密时, 局部区域膜厚较小, 易处于边界润滑或接近边界润滑状态, 因此摩擦系数较大; 而织构较稀疏时, 与光滑表面相似, 因此摩擦系数与光滑表面相当, 相差较小, 未体现出良好的减摩效果, 但是合理的织构分布 (如 $L=0.6a$) 能够起到一定的减摩效果。

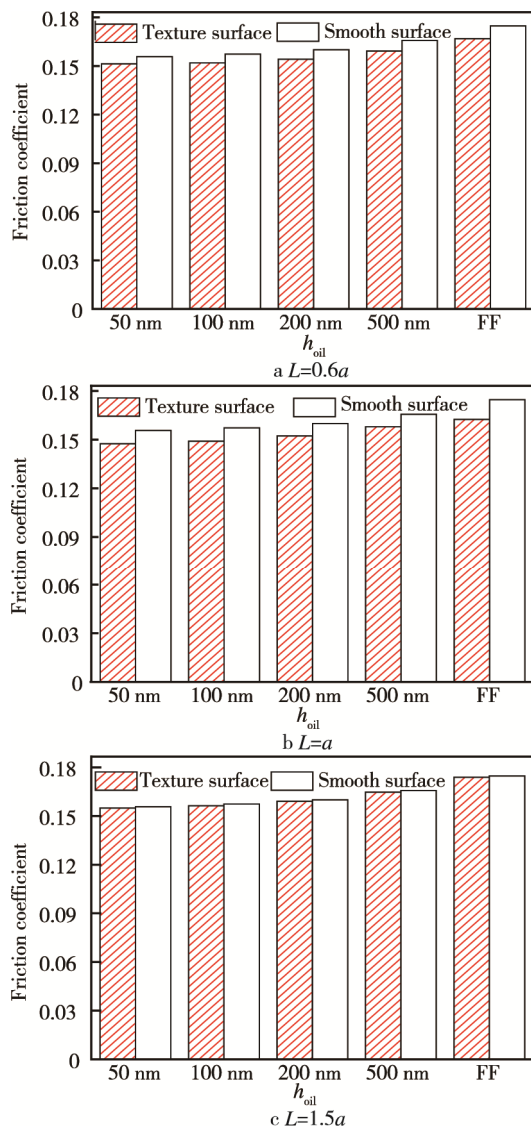


图9 $h_c=60\text{ nm}$ 、 $h_l=100\text{ nm}$ 时光滑表面与织构表面摩擦系数
Fig.9 The friction coefficient of smooth surface and texture surface for $h_c=60\text{ nm}$ and $h_l=100\text{ nm}$

2.3 较高速度下润滑状态与摩擦系数分析

对速度稍高 ($u=0.2\text{ m/s}$) 的工况, 分析时, 设置边界膜厚度 $h_c=40\text{ nm}$, 流体膜厚度 $h_l=100\text{ nm}$, 由图11可见, 不同供油量下润滑状态不同。随着供油量的增加, 摩擦系数先减小后增大, 供油量为 200 nm 左右时, 具有较小的摩擦系数。这是因为供油量较小时, 系统处于边界润滑或接近边界润滑的状态, 较密集的织构表面具有一定的减摩效果。随着供油量的增加, 油膜厚度增大, 系统逐渐接近流体润滑状态, 摩擦系数减小, 当接触副处于混合润滑或流体润滑状态时, 织构不能体现出较好的减摩效果。随着供油量进一步增大, 接触区域内处于流体润滑状态, 并且入口乏油区域逐渐减小, 因此入口位置的切向应力增大, 最终导致摩擦系数增大。

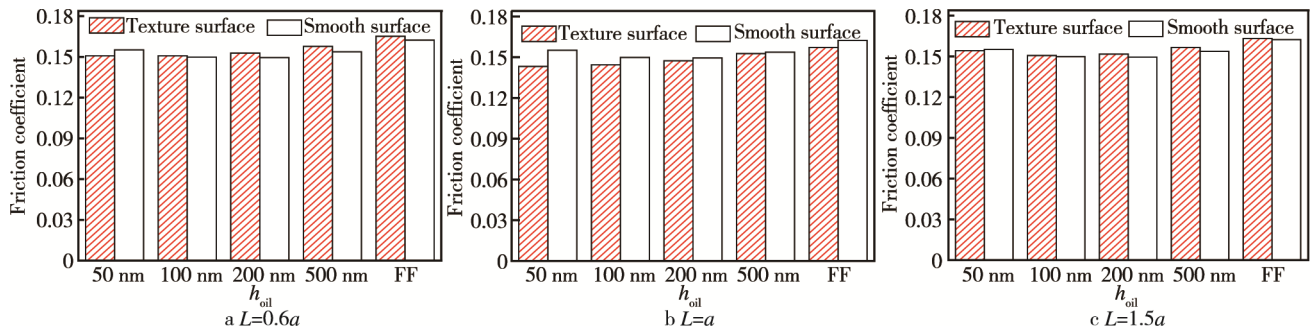
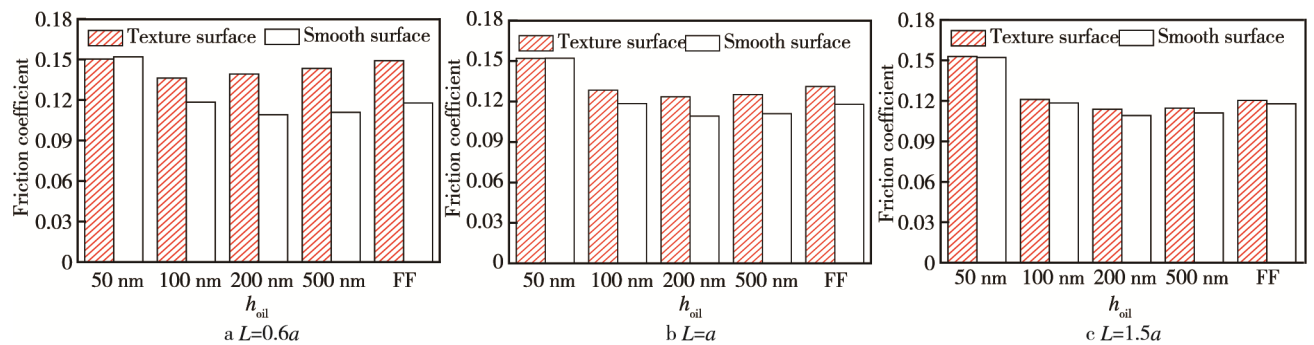
图 10 $h_c=40$ nm、 $h_l=100$ nm 时光滑表面与织构表面摩擦系数Fig.10 The friction coefficient of smooth surface and texture surface for $h_c=40$ nm and $h_l=100$ nm图 11 $u=0.2$ m/s 时光滑表面与织构表面摩擦系数

Fig.11 The friction coefficient of smooth surface and texture surface at the entrainment velocity of 0.2 m/s

3 结论

1) 接触副处于流体润滑状态时, 织构表面具有较大的摩擦系数, 基本不具有减摩效果。

2) 接触副处于边界润滑状态时, 织构表面具有较小的摩擦系数, 并且织构较密时, 摩擦系数较小, 意味着边界润滑状态下的织构具有减摩效果。

3) 接触副处于混合润滑状态时, 织构过于稀疏或密集时, 织构表面均具有较大的摩擦系数, 但是合理分布的织构能够具有较小的摩擦系数。

4) 速度较低时, 供油量对接触区膜厚的影响较小, 但是对入口区域切应力的影响较大, 随着供油量的增加, 摩擦系数逐渐增大。速度较高时, 随着供油量的增加, 膜厚明显增大, 摩擦系数先减小后增大, 织构表面在供油量较小时具有一定的减摩效果, 供油量较大时不具有减摩效果。

参考文献:

- [1] WAKUDA M, YAMAUCHI Y, KANZAKI S, et al. Effect of Surface Texturing on Friction Reduction between Ceramic and Steel Materials under Lubricated Sliding Contact[J]. Wear, 2003, 254(3): 356—363.
- [2] WANG X, KATO K, ADACHI K, et al. The Effect of Laser Texturing of Sic Surface on the Critical Load for the Transition of Water Lubrication Mode from Hydrodynamic to Mixed[J]. Tribology International, 2001, 34(10): 703—711.
- [3] PETTERSSON U, JACOBSON S. Friction and Wear Properties of Micro Textured DLC Coated Surfaces in Boundary Lubricated Sliding[J]. Tribology Letters, 2004, 17(3): 553—559.
- [4] SAKA N, TIAN H, SUH N P. Boundary Lubrication of Undulated Metal Surfaces at Elevated Temperatures[J]. Tribology Transactions, 1989, 32(3): 389—395.
- [5] TIAN H, SAKA N, SUH N P. Boundary Lubrication Studies on Undulated Titanium Surfaces[J]. Tribology Transactions, 1989, 32(3): 289—296.
- [6] 万轶, 熊党生. 激光表面织构化改善摩擦学性能的研究进展[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(6): 603—607.
- [7] WAN Yi, XIONG Dang-sheng. Study of Laser Surface Texturing for Improving Tribological Properties[J]. Tribology, 2006, 26(6): 603—607.
- [8] TAN A H, CHENG S W. A Novel Textured Design for Hard Disk Tribology Improvement[J]. Tribology International, 2006, 39(6): 506—511.
- [9] NURI K A, HALLING J. The Effect of the Size of the Nominal Area on the Contact Behavior of Surfaces[J]. Wear, 1976, 37(1): 77—86.
- [10] RYK G, KLIGERMAN Y, ETSION I, et al. Experimental Investigation of Partial Laser Surface Texturing for Piston-ring Friction Reduction[J]. Tribology Transactions, 2005, 48(4): 583—588.
- [11] KRUPKA I, HARTL M. The Effect of Surface Texturing on Thin EHD Lubrication Films[J]. Tribology International, 2006, 39(6): 506—511.

- tional, 2007, 40(7): 1100—1110.
- [11] WANG W, SHEN D, ZHANG S, et al. Investigation of Patterned Textures in Ball-on-disk Lubricated Point Contacts[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 2015, 137(1): 011502.
- [12] WANG W, LI S, SHEN D, et al. A Mixed Lubrication Model with Consideration of Starvation and Intersperity Cavitations[J]. Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part J: Journal of Engineering Tribology, 2012, 226(12): 1023—1038.
- [13] RABINOWICZ E. Friction Especially Low Friction[C]// Proceedings of the International Conference on the Fundamentals of Tribology. Cambridge: The MIT Press, 1980: 351—364.
- [14] BAIR S, WINER W O. A Rheological Model for Elastohydrodynamic Contacts Based on Primary Laboratory Data[J]. Journal of Lubrication Technology, Transactions of the ASME, 1979, 101(3): 258—264.
- [15] HOUPERT L, FLAMAND L, BERTHE D. Rheological and Thermal Effects in Lubricated E. H. D. Contacts[J]. Journal of Lubrication Technology, Transactions of the ASME, 1981, 103(4): 526—532.
- [16] STAHL J, JACOBSON B O. A Lubricant Model Considering Wall-slip in EHL Line Contacts[J]. Journal of Tribology, Transactions of the ASME, 2003, 125(3): 523—532.