

文章编号:1671-6833(2024)01-0040-07

表面织构对高速插针机构导轨的表面摩擦性能影响

王星龙¹, 陶宗杰², 杨泊莘¹, 安琦¹

(1. 华东理工大学机械与动力工程学院, 上海 200237; 2. 泰科电子(上海)有限公司, 上海 200030)

摘要:以插针机中具有表面织构的导轨摩擦副为研究对象,考虑表面粗糙度、载荷波动、速度变化、时变油膜挤压效应等因素,分析表面织构对其摩擦性能的影响。应用计算机模拟生成具有自相关函数的粗糙表面,将 Greenwood 和 Tipp 建立的粗糙度接触模型以及 Patir 和 Cheng 修正后的平均油膜流体润滑模型耦合构建混合摩擦模型,通过 MATLAB 软件计算出凸轮的 1 个转动周期内的每个时刻的油膜压力、微凸体压力、油膜厚度。分析了混合润滑阶段摩擦副的油膜压力分布特点,以及织构数量、表面粗糙度、表面织构尺寸参数对摩擦副润滑特性的影响。结果表明:当底座摩擦副粗糙度方差增大时,油膜压力随之减小;微型凹坑半径取 60 μm ,面积占有比取 40%,微型凹坑深度取 5 μm 时摩擦副取得最优润滑效果。

关键词:插针机构; 导轨; 表面织构; 混合摩擦; 表面粗糙度

中图分类号:TH117.2

文献标志码:A

doi:10.13705/j.issn.1671-6833.2024.01.006

插针机构功能是指插针快速插入印制电路板孔洞,实现两者的紧密电气连接。插针机构中的导轨是其核心部件,导轨中滑块在工作过程中长时间高频往复运动,其摩擦面磨损较快。如何采取措施有效改进其润滑性能、降低磨损十分必要。

关于导轨润滑方面有不少专家学者进行了研究。于如飞等^[1]从理论与试验出发对表面织构化技术研究进行了综述。张赟等^[2]利用激光加工技术在导轨摩擦副上加工出了 4 种不同微织构,研究了微织构形状对导轨副摩擦性能的影响。Dinesh Babu 等^[3]对钛合金表面进行织构化处理,分析了其磨损性能。Zhang 等^[4]采用激光在钢导轨摩擦副上制造仿生六边形微纹理,研究了不同微织构分布和方向、载荷和滑动速度对导轨摩擦性能的影响。Yue 等^[5]研究了边界润滑下表面织构对滑动导轨摩擦学性能的影响。Gachot 等^[6]讨论了表面纹理对 Stribeck 曲线的影响以及保形和非保形接触之间的区别。韩洪松等^[7]利用激光微织构技术在 45 号钢盘试样端面分别加工规则及有序排列的微凹坑和微凸起。张东亚等^[8]仿真研究了沟槽织构表面的流

体动力效应。Niu 等^[9]在中碳钢的表面上制造凹坑纹理表面,通过试验发现凹坑深度是影响摩擦磨损性能的主要因素。Rodrigues 等^[10]研究了电化学织构产生的不同形貌对润滑状态的影响及其对织构表面耐磨性的影响。Cheng 等^[11]采用混合弹流润滑模型研究线接触织构表面的摩擦磨损,得到有利于提高表面摩擦学性能的最优织构形式。Pawlus 等^[12]研究了压痕形状和面积密度对磨料磨损的影响,通过试验得出球形凹坑优于水滴形凹坑。Wan 等^[13]分析了固体润滑对微织构表面的润滑机理,以及微织构尺寸对摩擦系数的影响。Zhang 等^[14]研究了不锈钢纹理表面的摩擦学特性,发现表面纹理的有效性在很大程度上取决于纹理的深度和几何形状。

通过上述文献可知,在导轨表面加工出表面织构可以实现其润滑性能的改进。但目前针对表面织构摩擦副的研究多为在单一速度、固定载荷下进行分析,这些研究大多不考虑油膜挤压和表面粗糙度对油膜压力的影响,同时专门针对高速插针机构中导轨这一特殊应用场景下的研究较少,将表面织构引入插针机构的导轨摩擦副很有意义。为此本文以

收稿日期:2023-07-20;修订日期:2023-08-28

基金项目:上海市设计学Ⅳ类高峰学科资助项目(DA17014)

通信作者:安琦(1963—),男,安徽霍邱人,华东理工大学教授,博士,博士生导师,主要从事工程摩擦学、现代机械设计等研究,E-mail: anqi@ecust.edu.cn。

引用本文:王星龙,陶宗杰,杨泊莘,等. 表面织构对高速插针机构导轨的表面摩擦性能影响[J]. 郑州大学学报(工学版),2024,45(1):40-46. (WANG X L, TAO Z J, YANG B X, et al. Influence of surface texture of guide rail on surface friction in high speed pin insertion mechanism[J]. Journal of Zhengzhou University (Engineering Science), 2024, 45(1):40-46.)

插针机中导轨摩擦副为研究对象,将表面织构引入到摩擦副表面,考虑表面粗糙度、载荷波动、速度变化、时变油膜挤压效应等因素,分析表面织构对其摩擦性能的影响,将 Greenwood 和 Tipp 建立的粗糙度接触模型以及 Patir 和 Cheng 修正后的平均油膜流体润滑模型耦合,构建混合摩擦模型,应用 MATLAB 分析有关参数的影响。

1 具有表面织构导轨混合摩擦模型

1.1 表面织构的引入方法

如图 1(a)所示,插针机构中导轨由底座、滑块和两块挡板组成。为了降低导轨摩擦面的摩擦,将表面织构引入到导轨摩擦副,在导轨的底座表面开设激光微观点阵,如图 1(b)所示,本文将实际加工的表面织构近似看作球状凹坑。

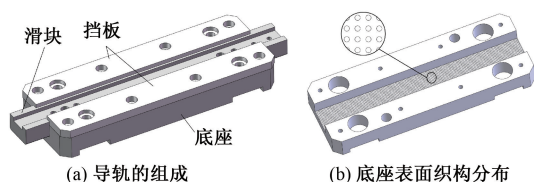


图 1 底座的表面织构

Figure 1 Surface texture of the base

图 2 所示为表面织构分布图,具有表面织构的底座摩擦面总长为 L 、总宽为 W 。长度和宽度方向分别设有 N_L 和 N_W 个织构单元。每个单元的正中间设有球状凹坑,凹坑的深度为 h_p 、半径为 r_d ,初始油膜厚度为 c 、滑动速度为 U 、单个织构单元的长度 l 、宽度 w 。织构面积占有比 S_p 为

$$S_p = \frac{\pi r_d^2}{lw} = \frac{\pi r_d^2 N_L N_W}{LW} \quad (1)$$

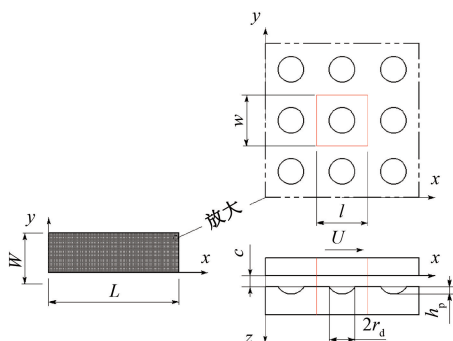


图 2 表面织构分布图

Figure 2 Surface texture distribution

由图 3 可知,名义油膜厚度 h 计算公式为

$$h(x, y, t) = \begin{cases} c(t), & (x, y) \notin \Omega; \\ c(t) + h_p - \frac{h_p d^2}{r_d^2}, & (x, y) \in \Omega. \end{cases} \quad (2)$$

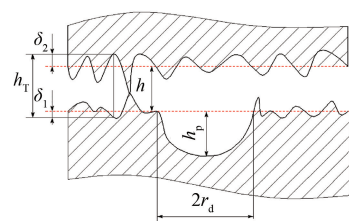


图 3 油膜厚度示意图

Figure 3 Oil film thickness diagram

式中: d 为 (x, y) 到织构中心 (x_0, y_0) 的距离; Ω 为以半径为 r_d 的凹坑区域。如图 3 所示, h_T 为实际油膜厚度,其大小为 $h + \delta_1 + \delta_2$ 。 δ_1 、 δ_2 分别为底座和滑块表面随机粗糙度高度,分别服从以 0 为均值, σ_1 、 σ_2 为偏差的正态分布, h_T 与 h 的关系为

$$\frac{\partial h_T}{\partial x} = \phi_c \frac{\partial h}{\partial x} \quad (3)$$

式中: ϕ_c 为接触因子。

基于 AR 模型的二维数字滤波技术,对导轨摩擦副粗糙表面进行计算机模拟,生成具有指数形式的粗糙表面。其自相关函数为

$$R(\tau_x, \tau_y) = \sigma^2 \exp \left\{ -2.3 \left[\left(\frac{\tau_x}{\beta_x} \right)^2 + \left(\frac{\tau_y}{\beta_y} \right)^2 \right]^{0.5} \right\} \quad (4)$$

式中: β_x 、 β_y 分别为 x 、 y 方向上的相关长度。

1.2 平均油膜流体润滑模型

为分析摩擦副的润滑特性,应用 Patir 和 Cheng 修正后的平均雷诺方程为

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(\phi_x h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(\phi_y h^3 \frac{\partial \bar{p}}{\partial y} \right) = 6\eta U \phi_c \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial x} + 6\eta U \sigma \frac{\partial \phi_s}{\partial x} + 12\eta \phi_c \frac{\partial \bar{h}_T}{\partial t} \quad (5)$$

式中: ϕ_x 、 ϕ_y 分别为 x 、 y 方向的压力流量因子; ϕ_s 为剪切流量因子; \bar{p} 为平均油膜压力。

1.3 粗糙度接触模型

采用 Greenwood 和 Tipp 建立的粗糙度接触模型求解粗糙表面微凸体间的接触力为

$$W_A = \frac{16\sqrt{2}}{15} \pi (\lambda \beta \sigma)^2 E' \sqrt{\frac{\sigma}{\beta}} A F_{5/2}(H) \quad (6)$$

式中: W_A 为粗糙表面微凸体接触力; λ 、 β 分别为微凸体密度和曲率半径; E' 为两表面综合弹性模量; $F_{5/2}(H)$ 表达式为

$$F_{5/2}(H) = \begin{cases} 2.134 \times 10^{-4} \exp \{ 3.804 \ln(4 - H) + 1.34 \times [\ln(4 - H)]^2 \}, & H \leq 3.5; \\ 1.12 \times 10^{-4} (4 - H)^{1.9447}, & 3.5 < H \leq 4; \\ 0, & H > 4. \end{cases}$$

1.4 载荷平衡方程

导轨的滑块与底座摩擦副承受的载荷为自重,其平衡方程为

$$p_e = p_c + \xi(0, 30) = \frac{M_2 g}{lw} + \xi(0, 30)。 \quad (7)$$

式中: p_e 为纵向外载荷; $\xi(0, 30)$ 为以 0 为均值、30 为方差的正态分布随机数; M_2 为滑块质量; p_c 为自重摩擦面产生的压力。

油膜承载力 W_p 与 Ap_e 、 W_A 关系为

$$M_2 \frac{\partial c^2(t)}{\partial t^2} = W_A + W_p - Ap_e。 \quad (8)$$

油膜承载力 W_p 为

$$W_p = \sum_{i=1}^{m+1} \sum_{j=1}^{n+1} \left[p_0 \cdot p(i, j) \cdot \frac{l}{10^3} \cdot \frac{w}{10^3} \right]。 \quad (9)$$

式中: m 、 n 分别为长度和宽度方向细分份数; i 、 j 、 k 分别为差分格式的二维雷诺方程在 x 、 y 、 τ 方向的网格编号。

2 模型的数值求解方法

2.1 雷诺方程的变量无量纲化

在数值求解之前,引入雷诺边界条件,并对雷诺方程各物理量进行无量纲化:

$$\begin{cases} \bar{X} = X/r_d; \\ \bar{Y} = Y/r_d; \\ \bar{h} = h/h_p; \\ P = p_0; \\ \tau = t_0. \end{cases} \quad (10)$$

将式(10)代入雷诺方程得

$$\begin{aligned} \frac{\partial}{\partial \bar{X}} \left(\phi_x \bar{h}^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{X}} \right) + \frac{\partial}{\partial \bar{Y}} \left(\phi_y \bar{h}^3 \frac{\partial P}{\partial \bar{Y}} \right) = \\ k_1 \phi_c \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{X}} + k_2 \frac{\partial \phi_s}{\partial \bar{X}} + k_3 \phi_c \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau}。 \end{aligned} \quad (11)$$

式中: k_1 为油膜动压效应项, $k_1 = 6\eta U r_d / (p_0 h_p^2)$; k_2 为表面粗糙效应项, $k_2 = 6\eta U r_d \sigma / (p_0 h_p^3)$; k_3 为挤压效应项, $k_3 = 12\eta \omega r_d^2 / (p_0 h_p^2)$ 。

2.2 雷诺方程的离散化

应用五点差分格式离散化二维雷诺方程,将离散后的各项代入雷诺方程:

$$P_{i,j} = \frac{A + C - k_1 E - k_2 F - k_3 G}{B + D}。 \quad (12)$$

式中: $A = \frac{\phi_{x(i+1,j)} \bar{h}_{i+1,j}^3 P_{i+1,j}}{2\Delta X^2} + \frac{\phi_{x(i-1,j)} \bar{h}_{i-1,j}^3 P_{i-1,j}}{2\Delta X^2}$; $B =$

$$\begin{aligned} & \frac{\phi_{x(i+1,j)} \bar{h}_{i+1,j}^3}{2\Delta X^2} + \frac{\phi_{x(i-1,j)} \bar{h}_{i-1,j}^3}{2\Delta X^2}; C = \frac{\phi_{y(i,j+1)} \bar{h}_{i,j+1}^3 P_{i,j+1}}{2\Delta Y^2} + \\ & \frac{\phi_{y(i,j-1)} \bar{h}_{i,j-1}^3 P_{i,j-1}}{2\Delta Y^2}; D = \frac{\phi_{y(i,j+1)} \bar{h}_{i,j+1}^3}{2\Delta Y^2} + \frac{\phi_{y(i,j-1)} \bar{h}_{i,j-1}^3}{2\Delta Y^2}; E = \phi_c \cdot \\ & \frac{\partial \bar{h}}{\partial \bar{X}} = \phi_{c(i,j)} \frac{\bar{h}_{i+1,j} - \bar{h}_{i-1,j}}{2\Delta X}; F = \frac{\partial \phi_s}{\partial \bar{X}} = \frac{\phi_{s(i+1,j)} - \phi_{s(i-1,j)}}{2\Delta X}; G = \phi_c \cdot \\ & \frac{\partial \bar{h}}{\partial \tau} = \frac{\phi_{c(i,j,k+1)} \bar{h}_{i,j,k+1} - \phi_{c(i,j,k)} \bar{h}_{i,j,k}}{\Delta \tau}。 \end{aligned}$$

2.3 求解步骤

假设插针机构的运动周期为 T , 将一个动作周期 T 均分为 q 个时间间隔, 每个时间间隔的 $\Delta t = T/q$ 。MATLAB 程序计算流程如图 4 所示。具体步骤如下。

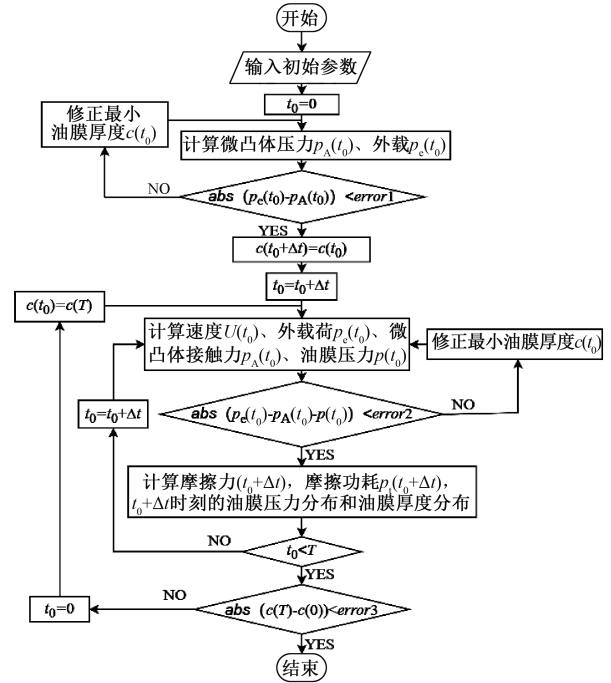


图 4 主程序计算流程图

Figure 4 Calculation flow chart

步骤 1 求得 $t_0 = 0$ 时不考虑载荷变化和速度变化时的油膜厚度 $c(t_0)$, 设 t_0 时刻微凸体接触力 p_A 与外载荷 p_e 相等。

步骤 2 时间增加一个时间间隔 Δt 后, 计算此时的速度 $U(t_0 + \Delta t)$ 、外部载荷 $p_e(t_0 + \Delta t)$, 先用 t_0 时刻的 $c(t_0)$ 作为 $\bar{h}_{i,j,k}$ 和 $\bar{h}_{i,j,k+1}$ 。

步骤 3 用 $t_0 + \Delta t$ 时的速度 $U(t_0 + \Delta t)$ 、外部载荷 $p_e(t_0 + \Delta t)$ 、 $\bar{h}_{i,j,k}$ 和 $\bar{h}_{i,j,k+1}$ 计算油膜承载力 $p(t_0 + \Delta t)$, 若油膜压力 $p(t_0 + \Delta t)$ 与微凸体接触力 $p_A(t_0 + \Delta t)$ 之和不等于外载荷 $p_e(t_0 + \Delta t)$ 时, 调整当前膜厚 $c(t_0)$, 然后将此时计算出的调整后的油膜厚度 $c(t_0 + \Delta t)$ 作为 $\bar{h}_{i,j,k+1}$, $\bar{h}_{i,j,k}$ 保持不变, 重复步骤 3 的

上述步骤,直到油膜压力 $p(t_0+\Delta t)$ 与微凸体接触力 $p_A(t_0+\Delta t)$ 之和等于外载荷 $p_e(t_0+\Delta t)$,此时时间节点序号 k 增加 1,然后重复步骤 2。完成上述步骤直到 $t=T$ 。计算出一个周期内最后一个离散时间点的油膜压力、油膜厚度、摩擦力、摩擦功耗大小。

当一个周期结束后,油膜厚度、油膜压力、摩擦功耗将与初始时刻应当相等。因此检验 $t=0$ 时刻与 $t=T$ 的油膜厚度是否相等,如果不相等,将 $t=T$ 时刻的油膜厚度 $c(T)$ 作为 $c(0)$ 继续依次进行步骤 1~3,直到 $t=0$ 时刻与 $t=T$ 的油膜厚度相等。

3 算例分析

3.1 参数确定

本模型的相关参数如表 1 所示。

表 1 相关参数

Table 1 Correlation parameters

参数	取值
微型凹坑半径 $r_d/\mu\text{m}$	20~80
面积占有比 S_p	10%~60%
微型凹坑深度 $h_p/\mu\text{m}$	1~6
摩擦面总长 L/mm	100
摩擦面总宽 W/mm	30
底座粗糙度方差 $\sigma_1/\mu\text{m}$	0.9~1.4
滑块粗糙度方差 $\sigma_2/\mu\text{m}$	1
x 方向相关长度 $\beta_x/\mu\text{m}$	30
y 方向相关长度 $\beta_y/\mu\text{m}$	30
表面纹理参数 γ	1
微凸体密度 λ/m^{-2}	5×10^{11}
微凸体曲率半径 β/m	2×10^{-6}
时间无量纲化参数 τ/s	1
综合弹性模量 E'/GPa	115
润滑油动力黏度 $\eta/(\text{Pa}\cdot\text{s})$	0.003
长度方向细分份数 m	61
宽度方向细分份数 n	61
压力无量纲化参数 p/Pa	1
周期 T/s	0.1
时间间隔数 q	100

3.2 摩擦副表面微观形貌计算机模拟

如图 5 所示,以 $\sigma_1=1.2\text{ }\mu\text{m}$ 对摩擦副表面进行计算机模拟。可以看出 3×3 单元底座摩擦表面存在球状凹坑,与实际底座表面较为符合。

3.3 模型的对比验证

将文献[15]中针对光滑圆柱状织构表面的模型中的输入参数和压力无量纲化参数导入本文模型,求解出的无量纲油膜压力分布如图 6(a) 所示。相比文献[15]得出的图 6(b) 所示结果,本文模型油膜压力分布相似性大,压力值略微偏高,这是由于

本文模型考虑了粗糙度对油膜压力的影响。

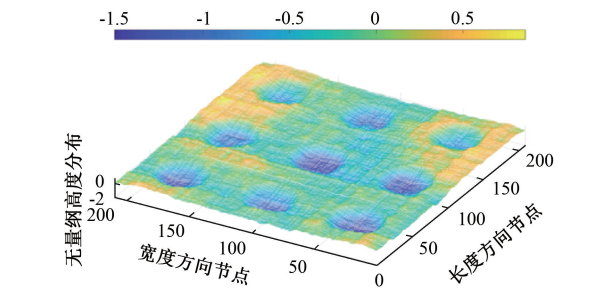


图 5 底座表面的微观形貌

Figure 5 Microstructure of the base surface

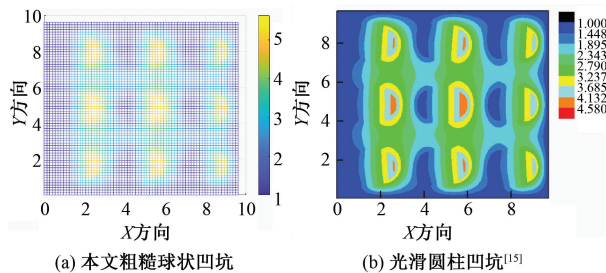


图 6 油膜压力对比

Figure 6 Comparison of oil film pressure

3.4 单元数量对油膜压力分布的影响

如图 7 所示,设 $r_d=30\text{ }\mu\text{m}$ 、 $S_p=30\%$ 、 $h_p=3\text{ }\mu\text{m}$ 、 $U=2\text{ m/s}$ 、 $\sigma_1=0.9\text{ }\mu\text{m}$ 、 $c=6\text{ }\mu\text{m}$ 、 $p_e=3\text{ }333\text{ Pa}$ 、 N_L 和 N_w 取 3~13,分析其稳态油膜压力。可以看出,在其他条件一定的情况下,随着长度与宽度方向的织构单元数量增加,摩擦副最外层以内的单元压力分布保持恒定,故确立 $N_L=3$ 、 $N_w=3$ 摩擦副的最中间单元作为油膜承载力的计算依据。

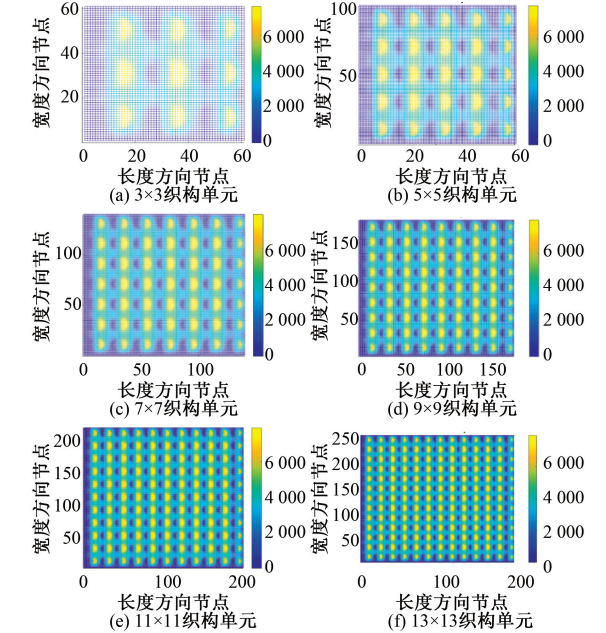


图 7 单元数对油膜压力分布的影响

Figure 7 Influence of the number of elements on the pressure distribution of oil film

3.5 混合润滑各关键时间点的油膜压力分布

如图 8 所示,选取 $r_d = 55\text{ }\mu\text{m}$ 、 $S_p = 30\%$ 、 $h_p = 3\text{ }\mu\text{m}$ 、 $\sigma_1 = 1.2\text{ }\mu\text{m}$ 分析油膜压力分布随时间变化。可以看出,油膜厚度变化略微滞后于速度变化,这是由于挤压效应的存在,导致油膜不需要迅速变化就能立即产生动压效应来响应速度的变化。

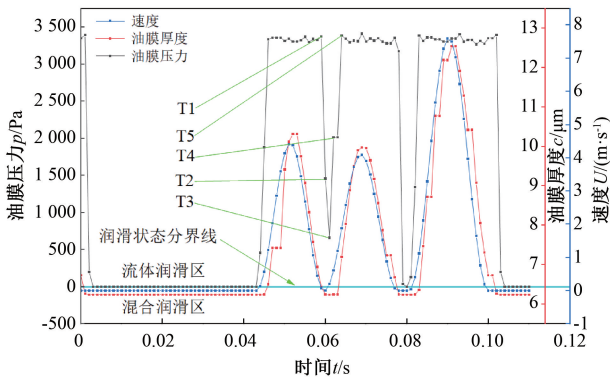


图 8 摩擦副的速度、油膜厚度、油膜压力变化
Figure 8 Velocity, oil film thickness and oil film pressure changes of friction pairs

如图 9 所示为 T1~T5 共 5 个关键时刻的瞬时油膜压力分布。在 T1 时刻由于摩擦副速度较大,摩擦副处于完全流体润滑阶段,油膜压力主要由动压效应和表面粗糙效应产生;该时刻以后由于速度降低,油膜压力随之下降,挤压效应作用逐渐突出,动压效应和表面粗糙效应作用逐渐削弱;到了 T3 时刻速度降为 0,动压效应与表面粗糙效应完全消失,挤压效应作用最为突出;T3 以后由于速度从 0 逐渐增大,油膜压力和油膜厚度随之增大,动压效应与表面粗糙效应逐渐恢复,挤压效应逐渐削弱;到了 T5 时刻摩擦副再次进入完全流体润滑阶段。

3.6 表面粗糙度对具有织构摩擦副润滑特性的影响

如图 10 所示,以 $r_d = 30\text{ }\mu\text{m}$ 、 $S_p = 30\%$ 、 $h_p = 3\text{ }\mu\text{m}$ 分析表面粗糙度对具有表面织构摩擦副的影响。可以看出,随着表面粗糙度的增大,混合润滑阶段的油膜压力降低、微凸体压力升高,当粗糙度方差 σ_1 从 $1.0\text{ }\mu\text{m}$ 升高 $1.6\text{ }\mu\text{m}$ 时,油膜压力的最大降低幅度为 58%。

3.7 织构尺寸参数对摩擦副润滑特性的影响

3.7.1 微型凹坑半径 r_d 的影响

如图 11 所示,以 $S_p = 30\%$ 、 $h_p = 3\text{ }\mu\text{m}$ 、 $\sigma_1 = 1.2\text{ }\mu\text{m}$ 分析微型凹坑半径 r_d 对具有表面织构摩擦副的影响。可以看出,随着微型凹坑半径 r_d 的增大,混合润滑阶段的油膜压力随之增大,当微型凹坑

半径 r_d 从 $30\text{ }\mu\text{m}$ 升高 $60\text{ }\mu\text{m}$ 时,油膜压力的最大升高幅度为 156%。

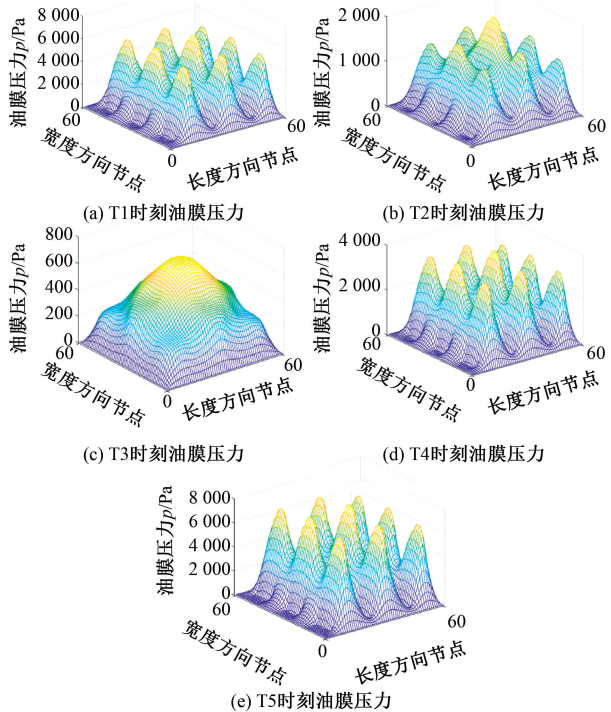


图 9 摩擦副关键时间节点的油膜压力
Figure 9 Oil film pressure at critical time node of friction pair

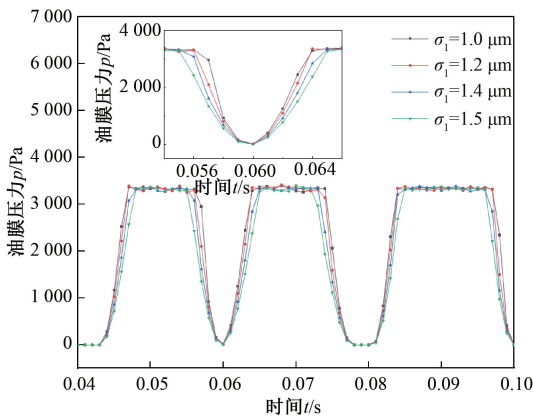


图 10 粗糙度对具有织构摩擦副油膜压力的影响
Figure 10 Effect of roughness on film pressure of textured friction pairs

3.7.2 面积占有比 S_p 的影响

如图 12 所示,以 $r_d = 40\text{ }\mu\text{m}$ 、 $h_p = 3\text{ }\mu\text{m}$ 、 $\sigma_1 = 1.2\text{ }\mu\text{m}$ 分析表面织构的面积占有比 S_p 对具有表面织构摩擦副的影响。可以看出,随着面积占有比 S_p 的增大,混合润滑阶段的油膜压力先增大后减小,当 $S_p = 40\%$ 取得最大的油膜压力。

3.7.3 表面织构尺寸 h_p 的影响

如图 13 所示,以 $r_d = 30\text{ }\mu\text{m}$ 、 $S_p = 40\%$ 、 $\sigma_1 = 1.2\text{ }\mu\text{m}$ 分析微型凹坑深度 h_p 对具有表面织构摩擦副的影响。可以看出,随着微型凹坑深度 h_p 的增

大,混合润滑阶段的油膜压力先增大后减小,当 $h_p=5\text{ }\mu\text{m}$ 时取得最大的油膜压力。

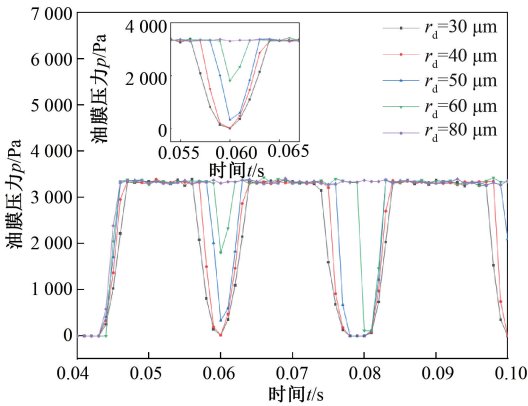


图 11 r_d 对具有织构摩擦副油膜压力的影响
Figure 11 Effect of r_d on oil film pressure with textured friction pairs

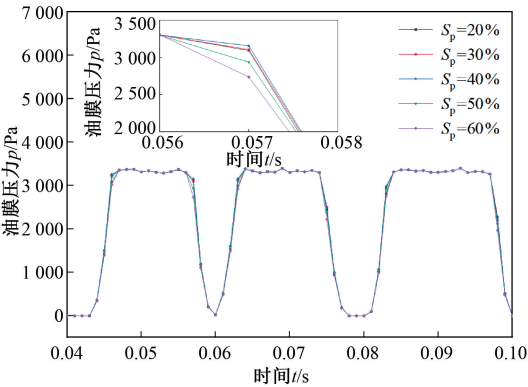


图 12 S_p 对具有织构摩擦副油膜压力的影响
Figure 12 Effect of S_p on the pressure of oil film with textured friction pairs

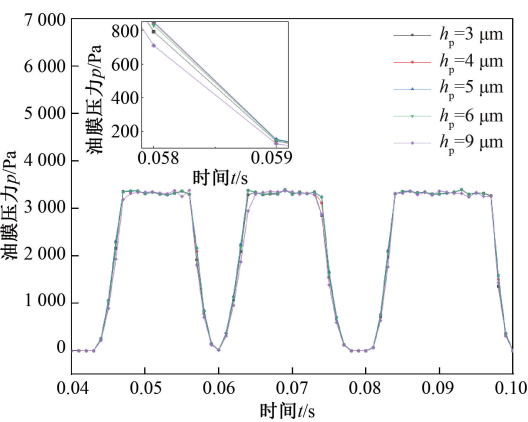


图 13 h_p 对具有织构摩擦副油膜压力的影响
Figure 13 Effect of h_p on the pressure of oil film with textured friction pairs

4 结论

(1)以插针机构中导轨摩擦副为研究对象,考虑表面粗糙度、载荷波动、速度变化、时变油膜挤压

效应等因素,分析表面织构对其摩擦性能的影响。应用计算机模拟生成粗糙表面,将粗糙度接触模型和修正后的平均油膜流体润滑模型耦合构建混合摩擦模型,通过数值方法计算出油膜压力、微凸体压力、油膜厚度。

(2)分析了混合润滑阶段摩擦副的油膜压力变化规律,发现由完全流体润滑状态转变到混合润滑状态过程中,动压效应与表面粗糙效应作用逐渐减弱,油膜挤压效应作用逐渐增强;由混合润滑状态转变到完全油膜润滑状态过程时结论相反。

(3)分析了表面粗糙度和织构尺寸对摩擦副润滑特性的影响,发现随着表面粗糙度的增大,润滑性能变差;随着微型凹坑半径 r_d 的增大,润滑性能提升;随着织构的面积占有比 S_p 的增大,润滑性能先提升后变差;随着微型凹坑深度 h_p 的增大,润滑性能先提升后变差;当 $S_p=40\%$ 、 $h_p=5\text{ }\mu\text{m}$ 时获得最优润滑性能。

参考文献:

[1] 于如飞,陈渭. 表面结构化在工业摩擦学领域的研究现状与展望[J]. 机械工程学报, 2017, 53(3): 100-110.
YU R F, CHEN W. Research progress and prospect of surface texturing in industrial tribology[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2017, 53(3): 100-110.
[2] 张赞,邓建新,岳鸿志,等. 微织构对钢制导轨表面摩擦性能的影响[J]. 制造技术与机床, 2019(11): 17-23.
ZHANG Y, DENG J X, YUE H Z, et al. Effect of micro-texture on the surface friction properties of steel guide rails[J]. Manufacturing Technology & Machine Tool, 2019(11): 17-23.
[3] DINESH BABU P, VIGNESH S, VIGNESH M, et al. Enhancement of wear resistance of Ti-6Al-4V alloy by picosecond laser surface micro texturing process[J]. Journal of Central South University, 2018, 25(8): 1836-1848.
[4] ZHANG Y, DENG J X, MENG Y, et al. Tribological performance of steel guideway with biomimetic hexagonal micro-textures[J]. Surface Engineering, 2020, 36(7): 756-764.
[5] YUE H Z, DENG J X, GE D L, et al. Effect of surface texturing on tribological performance of sliding guideway under boundary lubrication[J]. Journal of Manufacturing Processes, 2019, 47: 172-182.
[6] GACHOT C, ROSENKRANZ A, HSU S M, et al. A critical assessment of surface texturing for friction and wear improvement[J]. Wear, 2017, 372-373: 21-41.

[7] 韩洪松, 吴树谦, 吴国庆, 等. 基于激光表面微织构抑制导轨爬行的研究[J]. 组合机床与自动化加工技术, 2018(12): 55-58.
HAN H S, WU S Q, WU G Q, et al. Experimental investigation of reduction of stick-slip behaviour of sliding guide using surface laser micro-texture[J]. Modular Machine Tool & Automatic Manufacturing Technique, 2018(12): 55-58.

[8] 张东亚, 赵飞飞, 高峰, 等. 二层沟槽织构对机床导轨表面润滑特性的影响[J]. 中国机械工程, 2018, 29(14): 1661-1665.
ZHANG D Y, ZHAO F F, GAO F, et al. Effects of double-layer groove texture on lubrication performance of machine tool slideway surfaces[J]. China Mechanical Engineering, 2018, 29(14): 1661-1665.

[9] NIU Y X, PANG X J, YUE S W, et al. The friction and wear behavior of laser textured surfaces in non-conformal contact under starved lubrication[J]. Wear, 2021, 476: 203723.

[10] RODRIGUES T A, COSTA H L, DA SILVA W M. Sliding wear behavior of electrochemically textured surfaces under different lubrication regimes: effects of curvature radius[J]. Wear, 2021, 477: 203817.

[11] CHENG G, XIAO K, WANG J X. Study of the friction and wear of dimple textured surfaces based on mixed elasto-hydrodynamic lubrication[J]. Surface Topography: Metrology and Properties, 2021, 9(4): 045015.

[12] PAWLUS P, GALDA L, DZIERWA A, et al. Abrasive wear resistance of textured steel rings[J]. Wear, 2009, 267(11): 1873-1882.

[13] WAN Q, GAO P Y, ZHANG Z Q. Friction and wear performance of lubricated micro-textured surface formed by laser processing[J]. Surface Engineering, 2021, 37(12): 1523-1531.

[14] ZHANG J J, ZHANG J G, ROSENKRANZ A, et al. Surface textures fabricated by laser surface texturing and diamond cutting-influence of texture depth on friction and wear[J]. Advanced Engineering Materials, 2018, 20(4): 1700995.

[15] 于海武, 邓海顺, 黄巍, 等. 微凹坑相对位置变化对表面减摩性能的影响[J]. 中国矿业大学学报, 2011, 40(6): 943-948.
YU H W, DENG H S, HUANG W, et al. Effects of micro-dimple arrangements on tribological performance of sliding surfaces[J]. Journal of China University of Mining & Technology, 2011, 40(6): 943-948.

Influence of Surface Texture of Guide Rail on Surface Friction in High Speed Pin Insertion Mechanism

WANG Xinglong¹, TAO Zongjie², YANG Boxin¹, AN Qi¹

(1. School of Mechanical and Power Engineering, East China University of Science and Technology, Shanghai 200237, China; 2. TE Connectivity, Shanghai 200030, China)

Abstract: Taking the rail friction pair with surface texture in the pin insertion machine as the research object, the influence of surface texture on its friction performance was studied with the consideration of surface roughness, load fluctuation, speed fluctuation, and time-varying oil film extrusion effect. A rough surface with autocorrelation function was generated by computer simulation, and the mixed friction model was constructed by coupling the roughness contact model established by Greenwood and Tipp and the average oil film fluid lubrication model modified by Patir and Cheng. The oil film pressure, asperity contact pressure and oil film thickness at each moment in a cam rotation cycle were calculated by MATLAB software. The characteristics of the oil film pressure distribution of the friction pair in the mixed lubrication stage were analyzed, and the effects of texture quantity, surface roughness, and surface texture size parameters on the lubrication characteristics of the friction pair were obtained. The results showed that when the variance of the roughness of the friction pair of the base increased, the oil film pressure decreased. When the radius of the micro-dimples was 60 μm, the area occupation ratio was 40%, and the depth of the micro-dimples was 5 μm, the friction pair could achieve the best lubrication effect.

Keywords: pin insertion mechanism; guide rail; surface texture; mixed friction; surface roughness