

YAG 激光微坑刻蚀分布对缸套-活塞环 摩擦磨损性能影响

占 剑, 杨明江

(中国科学院 力学研究所, 北京 100190)

摘要: 通过改变激光刻蚀微坑面积占有率 S_p 及微坑分布角度 θ 等参数, 测得摩擦副运行过程中缸套-活塞环间摩擦系数及缸套下试块磨损量, 研究激光刻蚀工艺对缸套-活塞环摩擦副摩擦磨损性能的影响. 得出在其他参数不变, θ 为 30° 时, 摩擦副间温度及摩擦系数最低, θ 为 45° 时, 磨损量最小; 深径比为 0.1、 θ 为 30° 时, S_p 为 35%, 摩擦磨损特性最佳. 将激光刻蚀缸套与机械珩磨摩擦磨损特性进行比较, 激光微坑刻蚀得到了更低的摩擦系数和更小的磨损量.

关键词: 激光刻蚀; 微坑分布角度; 摩擦磨损特性

中图分类号: TK427 文献标志码: A

Friction and Wear Properties of Cylinder Liner and Piston Ring with Different YAG Laser Honing Micro-Pits Distributions

ZHAN Jian, YANG Ming-jiang

(Institute of Mechanics, Chinese Academy of Sciences, Beijing 100190, China)

Abstract: To study the effect of laser honing on friction and wear properties, the friction coefficient between cylinder liner testing block and piston ring as well as the wear of bottom cylinder liner testing block were measured by varying area density of micro-pits S_p and micro-pits distribution angle θ . Results show that temperature and friction coefficient between the friction pairs reach their minimum values at $\theta = 30^\circ$, and the wear gives its lowest value at $\theta = 45^\circ$. Best friction and wear properties achieves at $\varepsilon = 0.1$, $\theta = 30^\circ$, $S_p = 35\%$. Compared with the mechanical honing, the laser honing gives the lower friction coefficient and less wear.

Keywords: laser honing; micro-pits distribution angle; friction and wear characteristics

缸套和活塞环是发动机中最重要的摩擦副之一, 直接影响发动机的使用寿命和性能. 由于其工作在高温、高速和高压的恶劣条件下, 易发生各种磨损, 而发动机的使用寿命和性能在很大程度上取决于这对摩擦副的抗磨性能. 随着汽车工业的发展及对环境问题的愈加重, 内燃机的寿命及排放指标要求越来越高, 而机械珩磨已基本达到瓶颈, 研究者开始尝试其它办法来有目的地优化缸套内壁表面微观几何形貌, 激光表面微造型技术以其加工速度快, 对环境无污染及技工可控能力高等优点受到高度重视. 20 世纪 90 年代中期, 激光技术最先被以色列 Etison 等人成功应

用于泵机械密封环断面的微观造型. 1998 年格林公司提出激光珩磨气缸套技术, 并对 F528 型发动机进行了试验, 结果发现能有效降低气缸和活塞环的磨损量及减少颗粒排放量. 2001 年至今, Etison 等人将激光微造型应用到发动机缸套-活塞环系统, 研究了微坑深径比及面积占有率对系统摩擦特性的影响^[1-9].

激光微坑刻蚀使缸套表面具有特有的微坑形貌, 可改善摩擦表面的润滑条件, 减小摩擦, 而这些微坑槽的分布状况, 又能控制部件不同部位的磨损. 笔者从缸套内壁激光刻蚀加工微坑分布角度、深径比和面积占有率等方面, 考虑微坑之间的相互影响, 系统的

收稿日期: 2010-06-21; 修回日期: 2010-09-28.

基金项目: 北京市科委立项课题资助项目 (Z08000303220809).

作者简介: 占 剑, 博士, E-mail: zhanjian04@mails.gucas.ac.cn.

研究激光微坑刻蚀工艺对缸套-活塞环摩擦磨损特性的影响.

1 激光刻蚀装备

将缸套固定在机床的4爪卡盘上, YAG 激光通过外光路引导至缸套内壁进行刻蚀加工, 通过调节激光功率、点距、螺距及机床的转速, 来实现各种微坑深径比(刻蚀微坑深度与直径的比值)、面积占有率及微坑分布角度等参数下的缸套内壁激光刻蚀, 如图1所示. 其中, θ 为缸套内壁微坑沿活塞环运动方向的分布角度, r_p 为刻蚀微坑半径, r_1 为最小单元长度的一半, h_p 为微坑最大深度, $c(t)$ 为摩擦副最小油膜厚度.

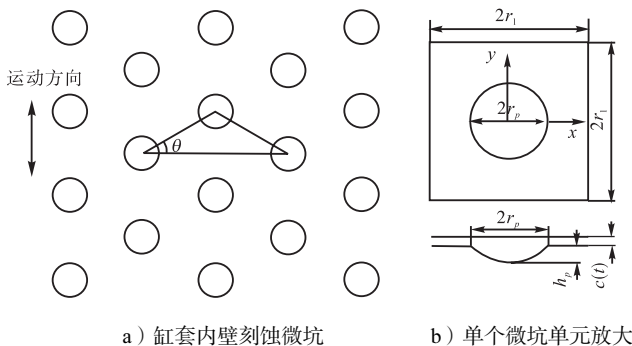


图1 缸套内壁刻蚀微坑及单个微坑单元放大示意

Fig.1 Schematic diagram of cylinder wall etching micro-pits and single micro-pit cell

2 缸套-活塞环激光刻蚀微坑润滑理论

在试验中活塞环背压是由加载装置直接施加的(如图6所示), 由电机带动曲柄运动, 从而使得活塞环在缸套试块上往复运动, 活塞环在运动中两侧面均与环境相通, 故活塞环的边界气压为大气压. 润滑油由油杯通过导油孔以一定速度进入摩擦副间, 保证摩擦副间润滑油的油量一定, 在模拟计算中假定润滑油充分. 摩擦副间油膜压力 p 可由二维雷诺方程求得, 即

$$\frac{\partial}{\partial x}(h^3 \frac{\partial p}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(h^3 \frac{\partial p}{\partial y}) = 6\mu U \frac{\partial h}{\partial x} + 12\mu \frac{\partial h}{\partial t} \quad (1)$$

式中: h 为润滑油膜厚度, 在激光刻蚀微坑内以旋转抛物面来模拟微坑造型, 其它位置油膜厚度为最小油膜厚度 $c(t)$, 可由式(2)和式(3)给出; μ 为润滑油的黏度, $\mu = \mu_0 \exp(\alpha p)$, 润滑油的动力黏度 $\mu_0 = 0.06 \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 黏压系数 $\alpha = 2.2 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$; U 为活塞环在缸套试块上往复运动的速度, 可由式(4)给出.

$$h(t) = \begin{cases} c(t) + h_p - h_p(x^2 + y^2)/r_p^2 & (\text{微坑中}) \\ c(t) & (\text{其它}) \end{cases} \quad (2)$$

$$m \frac{\partial^2 c(t)}{\partial t^2} = F_h - F_e \quad (3)$$

$$U = r_c \omega (\sin \theta + \frac{r_c}{2l_c} \sin 2\theta) \quad (4)$$

式中: F_e 为活塞环背压, 13.72 MPa; $F_h = \int_A p dA$ 为油膜的承载力; 曲柄长度 $r_c = 40 \text{ mm}$; 连杆长度 $l_c = 175 \text{ mm}$; 曲柄角速度 $\omega = 2\pi n/60$, 曲柄转速 $n = 960 \text{ r/min}$.

在数值计算中, 为了节约计算时间, 以单个微坑单元格为计算单元(见图1b), 由于空穴的存在, 则计算中边界条件为

$$x = -r_1, p = 0; \quad x = r_1, p = 0$$

$$p(x, -r_1) = p(x, r_1); \quad \frac{\partial p}{\partial x}(x, -r_1) = \frac{\partial p}{\partial x}(x, r_1) \quad (5)$$

根据有限差分法, 再由 MATLAB 计算. 定义微坑深径比 $\varepsilon = h_p/(2r_p)$, 微坑面积占有率 $S_p = \pi r_p^2 / (2r_1)^2$. 在 $r_p = 60 \mu\text{m}$, $r_1 = 120 \mu\text{m}$ 和 $S_p = 20\%$ 时, 计算得出单个微坑 $\varepsilon = 0.05$ 时无量纲承载力曲线, 如图2所示(曲柄角度为 30°).

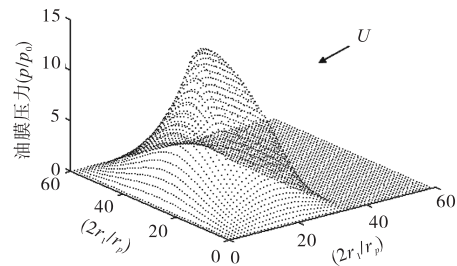


图2 微坑油膜承载力

Fig.2 Film capacity of micro-pit

改变 ε , 在其它条件不变的情况下, 计算单元面积 $(2r_1 \times 2r_1)$ 的无量纲平均承载力

$$\bar{p}_\varepsilon = \frac{\sum (p/p_0)}{nx \cdot ny} \quad (6)$$

式中: nx 与 ny 分别为程序中 x 与 y 方向节点数.

图3所示 $\varepsilon = 0.167$ 时, \bar{p}_ε 最大. 在油膜产生流体动压的3个要素: 流体黏度 μ 、相对运动速度 U 及收

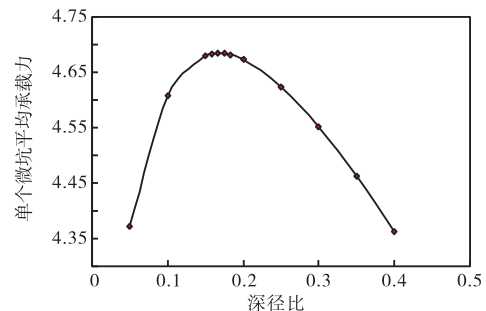


图3 微坑平均承载力随 ε 的关系

Fig.3 Relationship between the average capacity and ε

敛缝隙. 由于倾斜间隙存在, 剪切流造成楔效应, 收敛区产生正压, 而发散区产生负压, 或者发生液体汽化出现气相, 或者从液体中析出气体, 或者从外部吸入空气; 在负压区形成气穴或空穴的这种现象叫做空化现象. 微坑的存在一方面增加了收敛区油膜的动压承载力, 另一方面在发散区由于空化效应导致了油膜承载力为零的区域存在, 降低了有效油膜承载面积.

在上述程序中, 将微坑数增加至 3 个, 考察微坑对相邻微坑油膜承载力的影响, 在 $\varepsilon = 0.167$ 、 $r_p = 60 \mu\text{m}$ 等参数不变条件下, $S_p = 35\%$ 、并假定微坑分布角度 $\theta = 90^\circ$, 计算微坑的无量纲油膜承载力, 见图 4a. 中间微坑的油膜承载力由于相邻两边微坑的影响, 比两边的承载力大, 可见微坑间的油膜承载力在 $S_p = 35\%$ 是相互影响的.

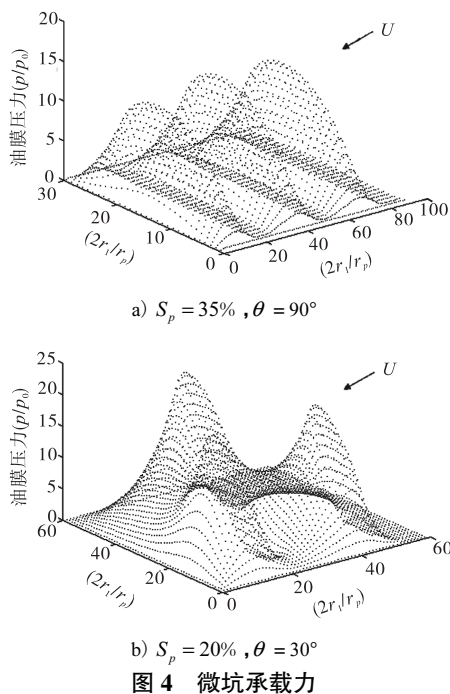


图 4 微坑承载力

在图 4a 的基础上, 确定在 $S_p = 20\%$ 时, 假定 $\theta = 30^\circ$, 计算微坑的无量纲油膜承载力, 见图 4b, 中间那个微坑的峰值承载力要比两边的大. 改变 θ , 令 $\theta = 15^\circ$ 、 $\theta = 30^\circ$ 、 $\theta = 45^\circ$ 及 $\theta = 90^\circ$, 改变 S_p , 并由式 (6) 计算平均油膜承载力 $\overline{p_{\theta(S_p)}}$, 得出在不同微坑分布角度 θ 下 $\overline{p_{\theta(S_p)}}$ 随微坑面积占有率的变化曲线, 如图 5 所示.

可见 θ 改变时, 微坑对周边微坑的油膜承载力是存在影响的. 当微坑的面积占有率 S_p 为 $30\% \sim 35\%$ 时, 微坑的综合承载能力较大; 当 θ 为 $30^\circ \sim 45^\circ$ 时, 微坑对平均油膜动压承载力贡献较大.

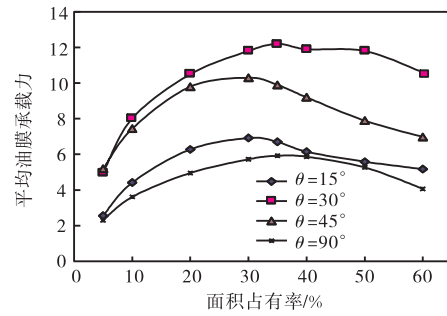


图 5 微坑承载力随 θ 的变化
Fig.5 Relationship between the average capacity and θ

3 缸套-活塞环试块往复运动试验

研究经激光刻蚀加工缸套内壁后摩擦副的摩擦磨损性能, 试验机如图 6 所示. 试块选用锡柴 6110 发动机用缸套-活塞环摩擦副, 试验为往复滑动, 最终载荷为 13.72 MPa, 最大转速为 960 r/min, 每转有效滑动行程为 160 mm, 接触面间润滑油加入速度为 1 滴/s, 磨损时间为 8 h. 其中在低速时 (300 r/min) 完成载荷的施加, 载荷是通过加砝码进行施加, 每个砝码 1 kg, 每次加 1 个, 并磨合 30 min, 再进行施加下一个, 共加 6 次, 之后进行加速, 逐渐加至最大转速. 摩擦力的测试由压力传感器收集, 将摩擦力与该时刻活塞环上所加载荷值的比值作为该时刻的摩擦系数值. 磨损量是由称重法测得, 将测得的每一组下试块磨损前后重量的差值作为该参数的磨损量值.

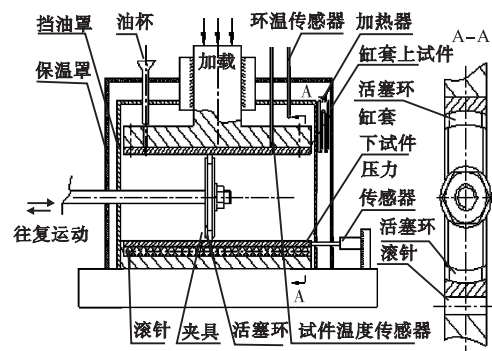


图 6 缸套-活塞环往复运动试验机原理
Fig.6 Schematic of cylinder-piston reciprocating test machine

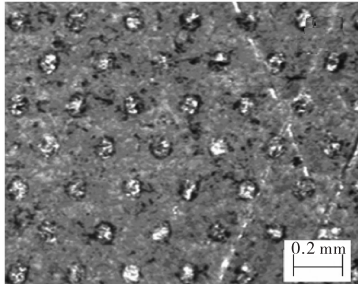
4 试验结果及分析

4.1 刻蚀面积占有率对摩擦副摩擦磨损特性影响

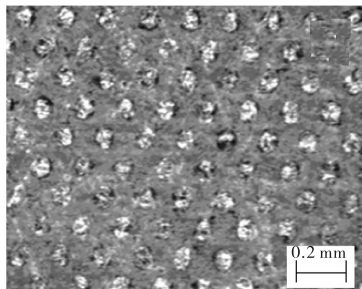
保持刻蚀微坑深度 $10 \mu\text{m}$ 基本不变、微坑直径为 $100 \mu\text{m}$ 和分布角度为 30° 等参数一致下, 改变 S_p 为 10% 、 20% 、 35% 及 45% , 缸套试块表面微坑形貌如图 7 所示 (试验后形貌、坑径已变小, 基本至 $80 \mu\text{m}$), 摩擦方向为左右滑动, 考察其对摩擦副温度、摩擦力及磨

损量的影响.

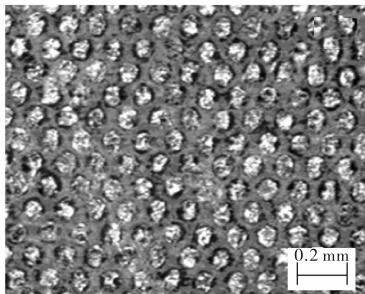
面积占有率 S_p 取值为 10%、20%、35% 及 45% 时在往复试验过程中的上试块温度曲线见图 8. S_p 为 10% 时, 试验上试块温度最终稳定在 148 °C; 在 S_p 为 20% 时, 试验上试块温度最终稳定在 137 °C; 在 S_p 为 35% 时, 试验上试块温度最终稳定在 140 °C; 在 S_p 为 45% 时, 试验上试块温度最终稳定在 150 °C. 在缸套内壁抛光处理下, S_p 为 20% 和 35% 时, 缸套-活塞环摩擦副在试验条件下上试块温度较低.



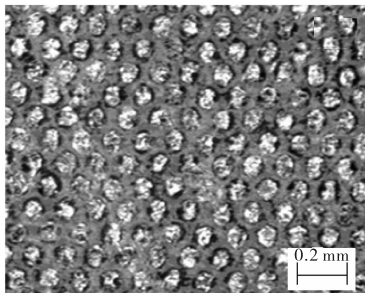
a) $S_p = 10\%$



b) $S_p = 20\%$



c) $S_p = 35\%$



d) $S_p = 45\%$

图 7 不同 S_p 缸套试块磨损后形貌

Fig.7 Cylinder specimen topography of different S_p after wear and tear

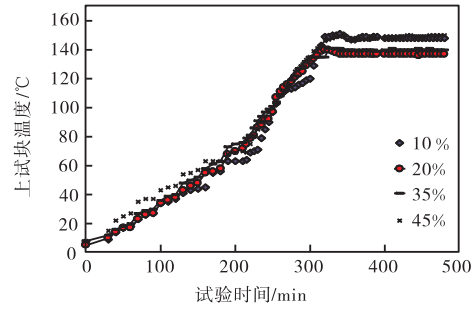
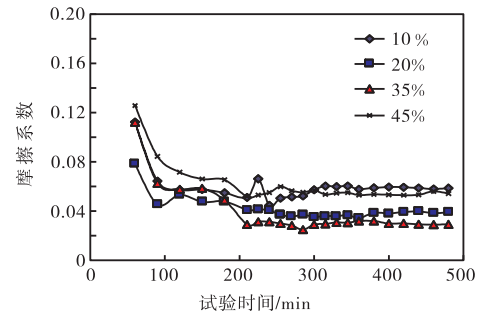


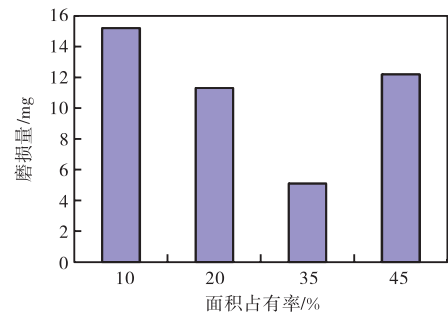
图 8 不同 S_p 上试块温度曲线

Fig.8 Temperature curve on top test block of different S_p

不同 S_p 摩擦副的摩擦系数见图 9a, S_p 为 10% 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.059; 在 S_p 为 20% 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.039; 在 S_p 为 35% 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.029; 在 S_p 为 45% 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.054. 在润滑油充足条件下, S_p 为 20% 及 35% 时, 摩擦特性较好. 不同 S_p 下试块的磨损量见图 9b, S_p 为 35% 时, 磨损量最小. 综合比较, S_p 为 35% 时, 摩擦副摩擦磨损特性较好, 20% 次之.



a) 摩擦系数



b) 磨损量

图 9 不同 S_p 摩擦系数和缸套下试块磨损量

Fig.9 Friction coefficient curve and bottom test block wear of different S_p

4.2 刻蚀微坑分布角度对摩擦副摩擦磨损特性影响
保持微坑 S_p 为 20%、 ϵ 为 0.14 等参数一致下, 改变 θ 为 0°、15°、30°、45° 和 60°, 缸套试块激光刻蚀微坑形貌如图 10 所示(其中 30° 见图 7b), 考察其对摩擦副温度、摩擦力及磨损量的影响.

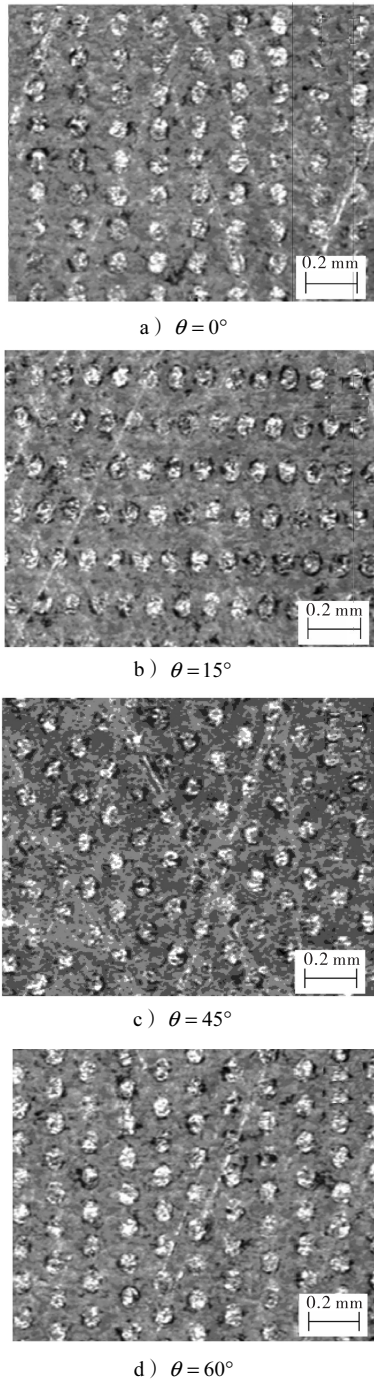


图 10 不同 θ 缸套试块磨损后形貌

Fig.10 Cylinder specimen topography of different θ after wear and tear

微坑分布角度为 0° 、 15° 、 30° 、 45° 及 60° 时在往复试验过程中上试块温度曲线见图 11。 θ 为 0° 时, 试验上试块温度最终稳定在 143°C ; θ 为 15° 时, 试验上试块温度最终稳定在 143°C ; θ 为 30° 时, 试验上试块温度最终稳定在 137°C ; θ 为 45° 时, 试验上试块温度最终稳定在 138°C ; θ 为 60° 时, 试验上试块温度最终稳定在 148°C 。在试验条件下, θ 为 30° 和 45° 时, 缸套-活塞环摩擦副间在往复运动中温度较小。

不同 θ 摩擦副的摩擦系数见图 12a, θ 为 0° 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.070 ; θ 为 15° 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.056 ; θ 为 30° 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.039 ; θ 为 45° 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.045 ; θ 为 60° 时, 缸套试块-活塞环之间摩擦系数稳定在 0.051 。在试验条件下, θ 为 30° 时摩擦系数较小, θ 为 45° 时次之, 这与理论值一致。不同 θ 的下试块磨损量见图 12b, θ 为 45° 时, 磨损量最小, 30° 次之。综合比较, 微坑分布角度 θ 为 30° 及 45° 时, 摩擦磨损特性较好。

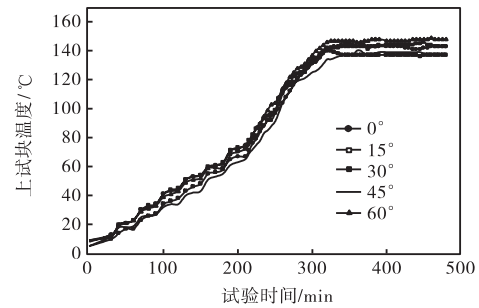
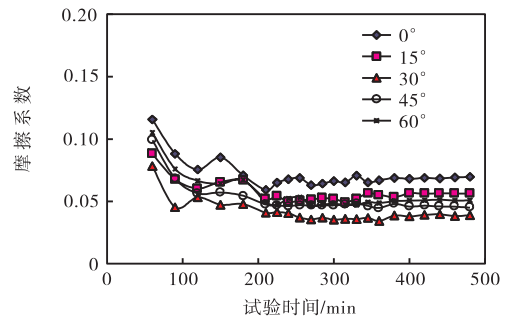
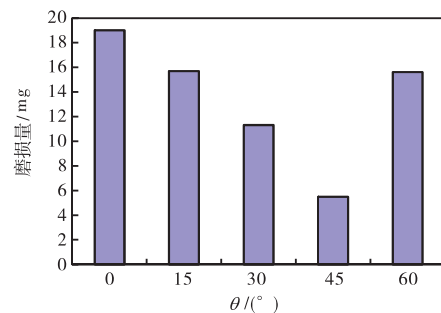


图 11 不同 θ 上试块温度曲线

Fig.11 Temperature curve on top test block of different θ



a) 摩擦系数



b) 磨损量

图 12 不同 θ 摩擦系数和缸套下试块磨损量

Fig.12 Friction coefficient curve and bottom test block wear of different θ

4.3 与机械珩磨比较

机械珩磨在往复试验过程中缸套上试块温度曲线见图 13。试验上试块温度最终稳定在 153°C ; 激光

刻蚀微坑参数中 S_p 为 20%、 ϵ 为 0.1 和 θ 为 30° 时, 试验上试块温度最终稳定在 137°C ; S_p 为 35%、 ϵ 为 0.1 和 θ 为 30° 时, 温度为 140°C (见图 8). 通过缸套内壁抛光处理后, 激光微坑处理上试块温度明显低于机械珩磨上试块温度.

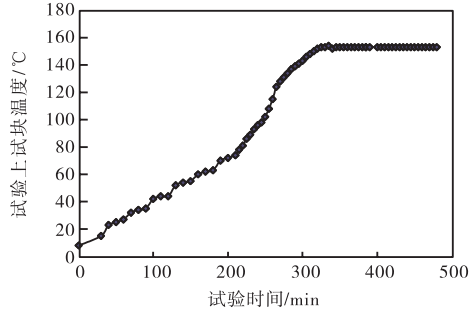


图 13 机械珩磨缸套上试块温度曲线

Fig.13 Temperature curve on top test block of mechanical honing cylinder

对机械珩磨及激光刻蚀 (S_p 为 35%、 ϵ 为 0.1 和 θ 为 30°) 的缸套-活塞环试块摩擦系数及磨损量进行对比, 研究激光刻蚀后对缸套-活塞环摩擦磨损特性的影响. 机械珩磨及激光刻蚀缸套试块-活塞环之间摩擦系数曲线见图 14a, 机械珩磨摩擦副摩擦系数稳定在 0.043, 激光刻蚀后摩擦副摩擦系数稳定在 0.029, 摩擦系数降低了 32.6%. 机械珩磨及激光刻蚀缸套下试块磨损量为 25.7 mg, 激光刻蚀后缸套下试块磨损量为 5.1 mg, 磨损量降低至 1/5, 见图 14b.

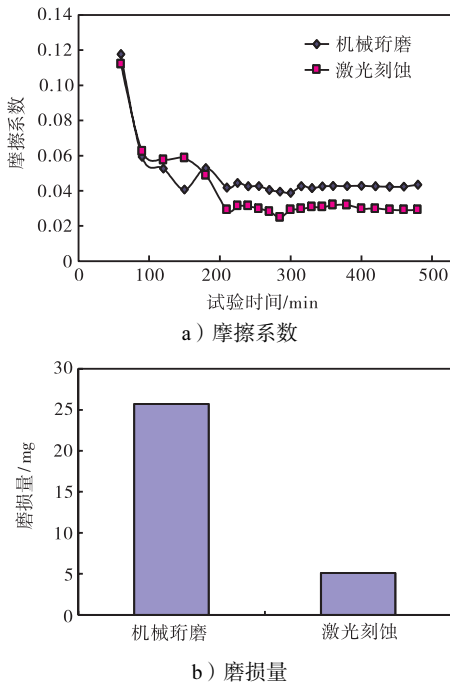


图 14 不同参数摩擦系数和缸套下试块磨损量

Fig.14 Friction coefficient curve and bottom test block wear of different parameters

5 结 论

(1) 经过油膜润滑理论计算, 当微坑的面积占有率 S_p 为 30% ~ 35%、 θ 为 30° ~ 45° 时, 微坑对平均油膜动压承载力贡献较大.

(2) 通过对激光刻蚀缸套进行抛光除毛刺后处理, 摩擦副温度明显下降, 并通过摩擦磨损试验得出: θ 为 30° 时, 最佳面积占有率为 20% ~ 35%; 在面积占有率为 20% 时, 最佳微坑分布角度为 30° ~ 45° .

(3) 通过激光刻蚀缸套与机械珩磨摩擦磨损特性相比较可见, 激光刻蚀降低摩擦系数为 32.6%, 磨损量从 25.7 mg 降低至 5.1 mg.

参考文献:

- [1] Gommed K, Etsion I. Dynamic analysis of gas lubricated reciprocating ringless pistons-basic modeling[J]. Journal of Tribology, 1993, 115 (2) :207-213.
- [2] Pride S, Folkert K, Guichelaar P, et al. Effect of micro-surface texturing on breakaway torque and blister formation on carbon-graphite faces in a mechanical seal[J]. Lubrication Engineering, 2002, 58 (10) :16-21.
- [3] 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.
- [4] Kovalchenko A, Ajayi O, Erdemir A, et al. The effect of laser surface texturing on transitions in lubrication regimes during unidirectional sliding contact[J]. Tribology International, 2005, 38 (3) :219-225.
- [5] Etsion I, Burstein L. A model for mechanical seals with regular microsurface structure[J]. Tribology Transactions, 1996, 39 (3) :677-683.
- [6] Kovalchenko A, Ajayi O, Erdemir A, et al. The effect of laser texturing of steel surfaces and speed-load parameters on the transition of lubrication regime from boundary to hydrodynamic[J]. Tribology Transactions, 2004, 47 (2) :299-307.
- [7] Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing[J]. Tribology Letters, 2004, 17 (4) :733-737.
- [8] Kligerman Y, Etsion I, Shinkarenko A. Improving tribological performance of piston rings by partial surface texturing[J]. Journal of Tribology, 2005, 127 (3) :632-638.
- [9] Ronen A, Etsion I, Kligerman Y. Friction-reducing surface-texturing in reciprocating automotive components [J]. Tribology Transactions, 2001, 44 (3) :359-366.