

# 脂润滑关节轴承的摩擦副表面织构设计及摩擦性能试验

汤占岐<sup>1,2</sup>, 刘小君<sup>1</sup>, 逢明华<sup>1</sup>, 刘 焜<sup>1\*</sup>

(1. 合肥工业大学摩擦学研究所, 合肥 230009; 2. 北方民族大学化学与化学工程学院, 银川 750021)

**摘要:** 为研究具有相对滑动运动的织构摩擦面在大载荷脂润滑条件下的摩擦特性, 在关节轴承内圈表面设计制造了凹槽和凹坑 2 种不同形状的织构, 采用表面形貌参数中的偏态、峰态和平均谷体积等参数对织构表面形貌进行表征。在专用的疲劳摩擦磨损试验机上对轴承进行摩擦性能试验, 润滑剂为二硫化钼锂基润滑脂, 载荷分别为 20, 40 和 60 kN, 滑动速度范围为 5.2~20.9 mm/s。结果表明: 控制织构参数可获得所需的表面形貌参数, 进而控制接触表面的摩擦学性能。对于相同的织构形状, 在织构宽度(或直径)和面积密度一定时, 织构深度越大, 则偏态越小, 峰态和平均谷体积越大, 从而表面的摩擦系数也就越小; 在织构深度和宽度(或直径)一定时, 织构面积密度减小, 则偏态减小, 峰态和平均谷体积增大, 滑动摩擦系数也减小。设计合理的表面织构能有效减小滑动摩擦系数, 在该试验的速度和载荷范围内, 与接触面未织构的轴承相比, 凹槽织构和凹坑织构能使轴承滑动摩擦系数最大减小 46.2%和 60%。该研究可为脂润滑条件下相对滑动摩擦面的织构设计和摩擦性能预测提供参考。

**关键词:** 摩擦; 润滑; 设计; 表面织构; 脂润滑; 表征参数

doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.009

中图分类号: TH117

文献标志码: A

文章编号: 1002-6819(2016)-12-0061-07

汤占岐, 刘小君, 逢明华, 刘 焜. 脂润滑关节轴承的摩擦副表面织构设计及摩擦性能试验[J]. 农业工程学报, 2016, 32(12): 61—67. doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.009 <http://www.tcsae.org>  
Tang Zhanqi, Liu Xiaojun, Pang Minghua, Liu Kun. Surface texturing design and frictional experiment of friction pair of grease lubricated spherical plain bearings[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2016, 32(12): 61—67. (in Chinese with English abstract) doi: 10.11975/j.issn.1002-6819.2016.12.009 <http://www.tcsae.org>

## 0 引言

表面织构是指借助机械加工、激光烧蚀、光刻和反应离子蚀刻等技术在摩擦副表面加工出的一系列微细结构。表面织构通过改变摩擦副的表面粗糙度和表面性质, 改善润滑条件和抗磨性能, 达到提高机械零部件的可靠性和安全性, 延长其使用寿命, 减小摩擦磨损和能源消耗的目的<sup>[1-4]</sup>, 在缸套-活塞环<sup>[5]</sup>、钻头<sup>[6]</sup>、密封<sup>[7]</sup>、轴承<sup>[8-9]</sup>和切削刀具<sup>[10]</sup>等领域均有实际应用或试验研究的报道。综合学者们的研究成果<sup>[3,11-13]</sup>, 一般认为, 在干摩擦条件下, 织构的微细结构能够“捕获”因摩擦产生或由外界进入摩擦副的微小颗粒, 减轻磨粒磨损对摩擦副的破坏; 在边界润滑条件下, 微细结构则起储存并向摩擦副供应润滑剂的作用; 而在混合润滑和流体润滑下, 每个微细结构起着微型流体动压轴承的作用, 从而使摩擦副表面间流体膜厚度增大, 并产生更大的流体动压力。

表面织构对提高摩擦副表面的摩擦性能具有重要意义, 众多研究者开展了相关研究, 这些研究大多集中于

寻求最优的织构参数如织构形状、尺寸、密度和排列方式等。Kovalchenko 等<sup>[14]</sup>通过试验发现表面织构可以扩大动压润滑的范围, 特别是在较高滑动速度和较大润滑剂黏度的情况下, 可增强流体动压效应; 与未织构表面相比, 表面织构能减小摩擦系数, 且较低的织构密度减摩效果明显。Wang 等<sup>[15]</sup>研究了三角形织构在油润滑点接触条件下的摩擦性能, 并给出了试验条件下的最优织构参数。Cho 等<sup>[16]</sup>的试验表明, 在油润滑条件下, 织构面积密度为 10%时具有最佳的润滑性能。Segu 等<sup>[1]</sup>研究发现织构摩擦面具有更小且更稳定的摩擦系数, 并将其归因于流体动压效应, 摩擦系数随织构深度和滑动速度增大而减小。Braun 等<sup>[17]</sup>研究了在不同润滑剂温度下织构直径对摩擦性能的影响, 在润滑剂温度为 100 °C 时, 最优的织构直径为 40 μm, 而在 50 °C 时最优直径为 200 μm。虽然织构参数可为摩擦副织构设计提供依据, 但是无法从本质上有效地表征织构, 因此有少数研究者使用表面形貌参数表征织构, 并探讨其与摩擦性能之间的关系。Sedlaček 等<sup>[2]</sup>使用表面粗糙度参数中的偏态和峰态参数表征织构, 研究结果表明偏态和峰态参数与摩擦性能有较强的关联性, 此外, ISO 25178 参数中的体积参数和连通性系数也被用于表征表面织构<sup>[9,18]</sup>。

已有研究中, 织构参数的选择基本依赖于研究者的经验, 并且绝大多数试验研究是在油润滑条件下开展的, 这些试验中试件所受载荷较小, 对应的摩擦副表面压力也较小, 而针对大载荷、脂润滑条件下表面织构摩

收稿日期: 2015-08-15 修订日期: 2016-03-21

基金项目: 国家自然科学基金(51375132); 高等学校博士点基金(20120111110026); 中央高校基本科研业务费专项资金。

作者简介: 汤占岐, 男, 陕西咸阳人, 副教授, 主要从事摩擦学理论及实验研究。合肥 合肥工业大学摩擦学研究所, 230009。Email: tangzhanqi@163.com  
\*通信作者: 刘 焜, 男, 陕西汉中, 教授, 博士生导师, 主要从事摩擦学理论研究。合肥 合肥工业大学摩擦学研究所, 230009。  
Email: liukun@hfut.edu.cn

擦性能的研究很少。本研究将表面织构引入脂润滑向心关节轴承,选取表面粗糙度参数中的偏态  $S_{sk}$ 、峰态  $S_{ku}$  和特征参数平均谷体积  $S_{dv}$  对表面织构进行表征,探讨表征参数和织构参数的关系,进而研究表征参数对摩擦性能的影响,并研究脂润滑条件下织构表面的摩擦特性,以期对脂润滑条件下滑动摩擦面的织构设计和摩擦性能预测提供参考。

1 试件制备和试验方法

1.1 试件的制备

本研究使用的关节轴承型号为 GE45ES,由 GCr15 轴承钢制成,外圈硬度为 HRC56,内圈硬度为 HRC60,接触球面直径为 60 mm,其原始表面轮廓算术平均偏差为  $S_a=1.0\mu\text{m}$ 。使用 YLP-F10 型激光打标机(供应商:大族激光)在内圈球表面进行织构,该设备使用波长为 1 064 nm 的 YLP10W 型掺镱光纤激光器(大族激光)作为工作光源,织构的深度可通过调节激光输出功率及打标次数控制。织构形状分为 2 种,一种为矩形凹槽,方向为沿球表面周向,并平行于相对滑动速度方向,共 4 个不同试件,以 G1~G4 表示。另一种为圆形凹坑,呈矩形排列,共 4 个不同试件,以 D1~D4 表示,2 种织构在轴承内圈表面排列方式如图 1 所示,其面积密度(微细空腔总面

积/接触区总面积)由织构的轴向间距和周向间距控制。

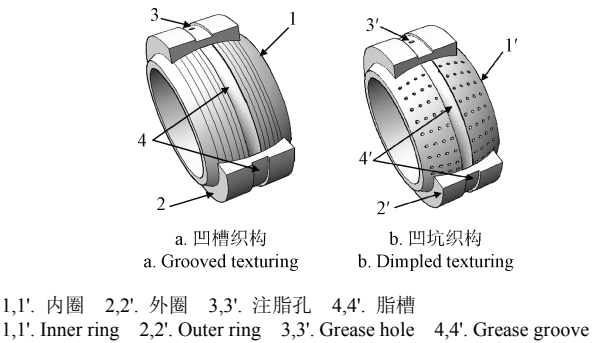


图 1 织构的排列方式  
Fig.1 Alignment of surface texturing

激光加工完成后,使用 2 000#金相砂纸对织构表面进行打磨,去除表面残留的金属熔敷物,随后试件放置在丙酮溶液中,超声波清洗 20 min,取出后自然晾干。最后,使用 ZX7M-Talysurf CCI Lite 型非接触式三维表面轮廓仪(生产商:Taylor Hobson)对试样进行检测,并由 Talymap (Golden 版)软件计算三维表面形貌参数,每个试件在不同位置检测 5 次并取平均值。表 1 列出了凹槽与凹坑织构参数及表面形貌参数。为了进行对比分析,未织构试件也列入其中,并以 UT 表示。

表 1 凹槽与凹坑织构参数及表面形貌参数

Table 1 Texture parameters and surface topography parameters of grooved and dimpled texturing											
试件 编号 Specimen	织构深度 Depth/ $\mu\text{m}$	织构直径 Diameter/ $\mu\text{m}$	织构宽度 Width/ $\mu\text{m}$	轴向间距 Axial spacing/ $\mu\text{m}$	周向间距 Circumferential spacing/ $\mu\text{m}$	织构密度 Density/%	轮廓算术 平均偏差 Arithmetical mean deviation of profile $S_a/\mu\text{m}$	轮廓高度 均方根偏差 Root mean square deviation of profile $S_q/\mu\text{m}$	偏态 $S_{sk}$	峰态 $S_{ku}$	平均谷 体积 Mean dale volume $S_{dv}/10^{-7}\text{mm}^3$
G1	8	—	185	600	—	30.8	1.95	2.30	-0.97	2.72	2.12
G2	14	—	185	600	—	30.8	2.45	3.06	-1.45	3.65	11.20
G3	18	—	85	420	—	20.2	2.61	3.45	-1.62	4.05	6.64
G4	25	—	85	420	—	20.2	3.30	3.66	-1.88	4.91	11.59
D1	15	80	—	340	220	6.7	1.36	2.08	-3.40	36.40	16.98
D2	15	80	—	445	445	2.5	1.12	1.52	-3.55	37.52	24.18
D3	20	80	—	180	220	12.7	2.51	4.26	-2.91	11.83	31.03
D4	20	80	—	445	445	2.5	1.44	2.88	-5.61	43.37	67.47
UT							0.98	1.20	-0.48	2.63	1.98

注: G1~G4 为凹槽织构试件, D1~D4 为凹坑织构试件, UT 为未织构试件,下同。  
Note: G1—G4 are grooved texturing specimens; D1—D4 are dimpled texturing specimens; UT is un-textured specimen, the same as below.

内圈检测完成后,进行轴承内、外圈选配组装。由于径向间隙对滑动轴承的润滑膜厚、摩擦功耗等润滑特性影响很大<sup>[9]</sup>,为保证试验结果的准确性,本次试验所用的所有试件在进行内、外圈选配组装时,控制径向间隙为  $(50\pm 5)\mu\text{m}$ 。

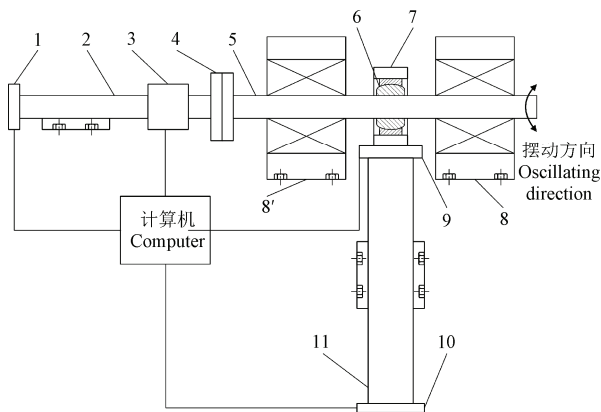
1.2 试验装置及试验方法

摩擦试验在专用的 PWNS-200 型电液伺服摩擦磨损试验机(生产商:济南邦威)上进行,图 2 为试验台结构示意图,该试验台由机械、液压、电气、控制和数据采集 5 个系统组成。轴承安装在夹具体内,伺服摆动油缸通过联轴器将扭矩传感器和轴承夹具体连接起来,角

度传感器安装在伺服摆动缸的后端部,轴承内圈的往复摆动运动由伺服摆动油缸提供。直线伺服油缸通过联接件连接载荷传感器和轴承夹具体,位移传感器安装在直线伺服油缸的下端部,直线伺服油缸通过轴承夹具体向轴承施加径向载荷。轴承的摆动频率、摆动角度和径向载荷等参数在计算机控制界面内输入,计算机根据采集到的数据计算出摩擦面的摩擦系数并实时显示。

试验使用的润滑剂为二硫化钼锂基润滑脂,闪点为 240 ℃,倾点为 -15 ℃,基础油黏度在 40 ℃ 时为 100 mm<sup>2</sup>/s, 100 ℃ 时为 11.4 mm<sup>2</sup>/s。轴承装入夹具体前,在内、外圈的脂槽和注脂孔内填充润滑脂,并在摩擦面涂

覆润滑脂, 转动内圈, 使润滑脂均匀覆盖在摩擦面并充满织构空体内部。



1. 角度传感器 2. 摆动伺服液压缸 3. 扭矩传感器 4. 联轴器 5. 芯轴  
6. 试件 7. 轴承夹具 8, 8'. 支撑座 9. 载荷传感器 10. 位移传感器 11. 直线伺服液压缸  
1. Angle sensor 2. Oscillating servo hydraulic cylinder 3. Torque sensor 4. Coupling 5. Mandrel 6. Specimen 7. Bearing holder 8, 8'. Supporting body 9. Load sensor 10. Displacement sensor 11. Linear servo hydraulic cylinder

图 2 摩擦磨损试验机结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of friction and wear test rig

摩擦试验按以下顺序进行: 1) 试件安装。将轴承装入试验机夹具体内, 固定左、右支承装置, 并联接联轴器。为保证试验条件一致, 每次试验中, 联接件的紧固使用相同的拧紧力矩。2) 轴承磨合。径向载荷 20 kN, 轴向摆动频率 0.5 Hz; 载荷 40 kN, 摆动频率 1.0 Hz; 载荷 60 kN, 摆动频率 1.0 Hz。以上每一载荷步持续 10 min。3) 摩擦测试。径向载荷 20 kN, 摆动频率顺次设置为 0.5、0.8、1.0、1.2、1.5、1.8、2.0 Hz, 每种频率状态持续 5 min; 随后载荷增至 40 kN, 采用上述的频率顺序运行; 最后径向载荷为 60 kN, 仍采用上述频率顺序运行。4) 测试结束。

径向载荷 20、40 和 60 kN 分别对应接触表面压力为 16.7、33.4 和 50.1 MPa, 而步骤 3) 中所述的摆动频率对应的摩擦面相对滑动速度依次为 5.2、8.4、10.5、12.6、15.7、18.8 和 20.9 mm/s。摩擦测试中得到试件在不同载荷条件下, 摩擦系数随滑动速度的变化情况, 为消除频率转换带来的试验机运行状态波动, 在每一频率 (速度) 状态下, 只取最后 3 min 的数据进行平均, 代表该试件在这一试验条件下的摩擦性能。为保证重复性, 每种试件均重复进行 3 次测试并取平均值。

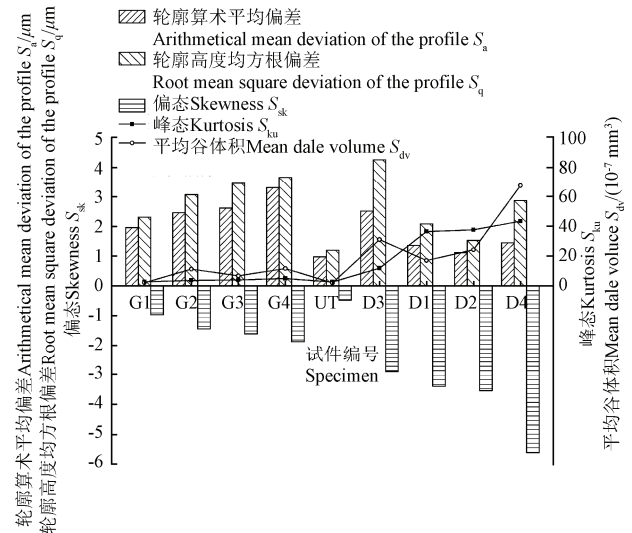
## 2 试验结果与讨论

### 2.1 织构参数与表征参数的关系

所有试件的表面形貌参数如图 3 所示。偏态  $S_{sk}$  用以衡量表面峰、谷关于基准面的对称性, 其值为负意味着表面有深谷或被“削平”的峰, 本次试验所有试件的表面偏态值均为负值。表面峰态  $S_{ku} < 3$ , 表示表面存在较少的高峰和深谷; 反之, 则表示有较多的高峰和深谷<sup>[20]</sup>。 $S_{dv}$  表示取样区域内谷的平均体积 (简称平均谷体积)。

具有凹槽织构的 4 个试件中, 织构面积密度相同

时, 深度越深, 则  $S_a$ ,  $S_q$ ,  $S_{ku}$  和  $S_{dv}$  越大, 而  $S_{sk}$  越小。在 4 个凹坑织构试件中, D2 和 D4 具有相同的织构间距和织构直径, 即织构面积密度相同, 可以看到随织构深度增大,  $S_a$ ,  $S_q$ ,  $S_{ku}$  和  $S_{dv}$  值增大,  $S_{sk}$  值减小。D1 和 D2 具有相同的织构深度和直径, 可以看出, 随着织构间距增大, 则面积密度减小,  $S_a$ ,  $S_q$  和  $S_{sk}$  值减小, 而  $S_{ku}$  和  $S_{dv}$  值增大, 试件 D3 和 D4 也具有类似规律。而未织构试件 UT 具有最小的  $S_a$ ,  $S_q$ ,  $S_{ku}$ ,  $S_{dv}$  值和最大的  $S_{sk}$  值。



注: G1~G4 为凹槽织构试件, D1~D4 为凹坑织构试件, 具体参数见表 1; UT 为未织构试件, 下同。

Note: G1—G4 are grooved texturing specimens, and D1—D4 are dimpled texturing specimens. Specific parameters are shown in Table 1. UT is un-textured specimen, the same as below.

图 3 试件的表面形貌参数

Fig.3 Topography parameters for all specimens

由此可知, 织构参数与表面形貌参数有较强的关联性, 这为进行织构表面设计, 通过不同的织构形状、织构参数以获得所需的表面形貌参数, 进而控制机械零部件的摩擦性能提供了参考。

### 2.2 表征参数对摩擦性能的影响

三维表征参数  $S_{sk}$ ,  $S_{ku}$  和  $S_{dv}$  影响织构表面的摩擦性能, 本次试验中摩擦系数随三维表征参数的变化趋势在不同滑动速度下基本一致, 以滑动速度 20.9 mm/s 为例, 图 4 和图 5 分别为凹槽织构和凹坑织构在不同载荷下摩擦系数与表面形貌参数的关系。图 4a、图 4b、图 5a 和图 5b 分别为不同载荷下凹槽织构和凹坑织构的摩擦系数与参数  $S_{sk}$  和  $S_{ku}$  的关系。可以看出, 随  $S_{sk}$  减小和  $S_{ku}$  增大, 摩擦系数有减小趋势。综合 2.1 节所述  $S_{sk}$  和  $S_{ku}$  的定义及文献[21]的研究成果, 具有较小  $S_{sk}$  和较大  $S_{ku}$  值的表面呈现出顶部较平且有较多深谷的形貌, 这种形貌一方面有利于储存较多的润滑剂, 另一方面, 在混合润滑条件下, 这种形貌有助于减少微凸体接触, 因而摩擦副表面的摩擦系数较小。因此, 对于相同形状的织构, 若表面偏态值为负且较小, 而表面峰态值较大时能有效地改善润滑性能, 减小接触面磨损。然而, 对于不同织构形状的试件, 不能得到这个结论。考查试件 G1 和 D3, 虽然后者的  $S_{sk}$  值更小, 且有更大的  $S_{ku}$  值, 但在



同等运行条件下, D3 的摩擦系数大于 G1 的摩擦系数, 这说明, 不同形状的织构, 尤其是尺寸相差较大时, 不

能仅凭表征参数来判断摩擦性能的优劣, 还应综合考虑其他因素, 具体原因将在后文阐述。

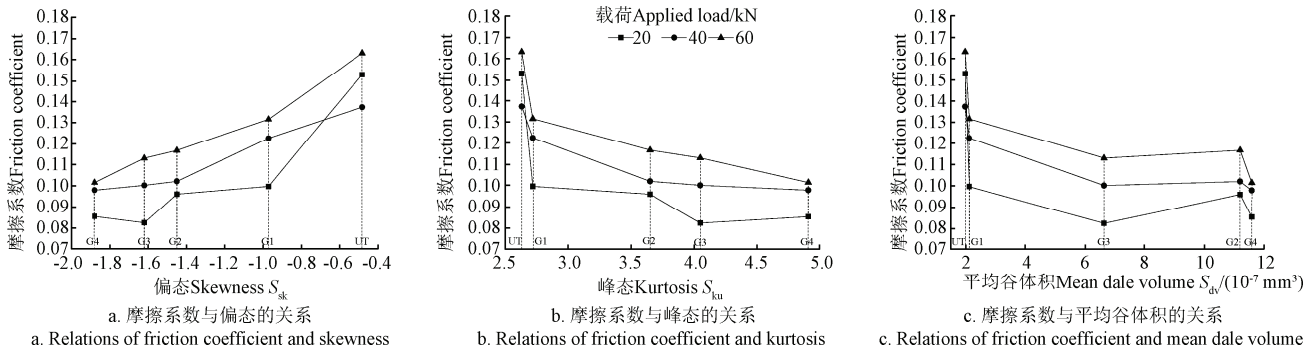


图 4 凹槽织构在不同载荷下摩擦系数与表面形貌参数的关系(滑动速度为  $20.9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

Fig.4 Relations of friction coefficients and topography parameters for grooved texturing under different applied loads (Sliding speed is  $20.9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

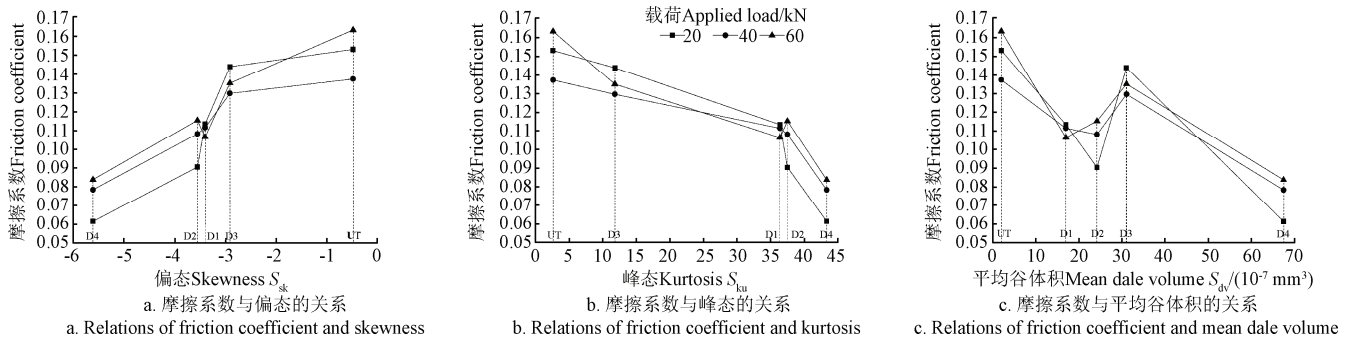


图 5 凹坑织构在不同载荷下摩擦系数与表面形貌参数的关系(滑动速度为  $20.9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

Fig.5 Relations of friction coefficients and topography parameters for dimpled texturing under different applied loads (Sliding speed is  $20.9 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

高度参数轮廓算术平均偏差  $S_a$  和轮廓高度均方根偏差  $S_q$  是使用最广泛的粗糙度参数, 但在对表面轮廓的细节表达上, 这 2 个参数尚存在缺陷<sup>[20]</sup>。尤其是在接触表面存在织构的情况下, 仅使用这 2 个参数不足以度量表面轮廓的全貌。如本次试验的凹槽织构中, 尽管试件 G4 的  $S_a$  和  $S_q$  值最大, G4 却具有较小的摩擦系数, 在凹坑织构中, 仍会发现类似的现象, 即  $S_a$  和  $S_q$  的大小与摩擦性能没有明显的因果关系, 而  $S_{sk}$  和  $S_{ku}$  却与摩擦性能有着较为明显的关联性。由此可见, 在进行织构表面设计时, 应充分考虑参数  $S_{sk}$  和  $S_{ku}$  与表面摩擦性能的关系。

图 4c 和图 5c 分别为凹槽织构和凹坑织构在不同载荷下的摩擦系数和  $S_{dv}$  参数的关系。如图 4c 所示, 试件 UT 的  $S_{dv}$  值最小, 摩擦系数最大。试件 G1 和 G2 仅织构深度不同, 可以看到, G2 深度较大, 相应的  $S_{dv}$  值也较大, 在相同的运行条件下其摩擦系数则较小, 试件 G3 和 G4 也基本符合这一规律。在图 5c 中, 试件 D4 与 D2 有相同的织构密度和直径, 前者的深度较大, 则它的  $S_{dv}$  值也较大, 可以看到, D4 的摩擦性能优于 D2, 这是因为较大的  $S_{dv}$  值表示谷具有较大的平均体积, 也即摩擦表面能保留较多的润滑剂, 从而能够改善润滑, 减小摩擦。总体上, 在织构面积密度和织构直径(或宽度)相同的情况下,  $S_{dv}$  参数对织构深度较为敏感, 其值较大时

摩擦系数较小; 反之,  $S_{dv}$  不能完全反映织构空体的整体特征, 故其对表面摩擦性能的影响仅具有参考意义。

## 2.3 织构摩擦面的摩擦特性

### 2.3.1 速度的影响

图 6 和图 7 为 2 种形式的织构试件在不同载荷下摩擦系数随滑动速度的变化情况, 未织构试件 UT 的摩擦系数在本次测试的速度范围内较不稳定, 而所有织构试件均表现出较为稳定的摩擦系数, 其值随滑动速度的增加而缓慢下降或基本保持不变。在本次试验的速度范围和载荷条件下, 除载荷为 20 kN、速度小于  $15.7 \text{ mm/s}$  时凹坑试件 D3 的摩擦系数大于未织构试件的摩擦系数外, 其余情况下表面织构均能使滑动摩擦面的摩擦系数减小。与未织构试件相比, 2 种织构试件的摩擦系数最大减小率以及所对应的运行条件为: 20 kN 载荷时, 为试件 G3 和 D4, 分别达到 46.2% 和 60%, 均在滑动速度为  $20.9 \text{ mm/s}$  的条件下获得; 40 kN 载荷时, 为试件 G4 和 D4, 分别减小 36.6% 和 47.4%, 滑动速度均为  $12.6 \text{ mm/s}$ ; 60 kN 载荷时仍为 G4 和 D4, 摩擦系数分别减小 37.8% 和 48.7%, 速度均为  $20.9 \text{ mm/s}$ 。以上分析表明合适的织构可有效减小摩擦, 提高接触面的摩擦性能。

与油润滑不同的是, 脂润滑条件下的成膜机理比较

复杂, 其摩擦系数-速度曲线比较平直, 不会形成典型的 Stribeck 曲线, 对这一现象较为合理的解释<sup>[22]</sup>是: 一方面, 润滑脂析出基础油, 在合适的条件下, 基础油会形成全膜或部分膜, 从而改善润滑条件; 另一方面, 润滑

脂中的稠化剂会沉积在摩擦面上, 形成一层固定的润滑膜, 隔离摩擦面, 起减摩作用, 即使是在不利于形成动压润滑膜的较低速度情况下, 摩擦系数也会较低, 且不明显依赖于相对滑动速度。

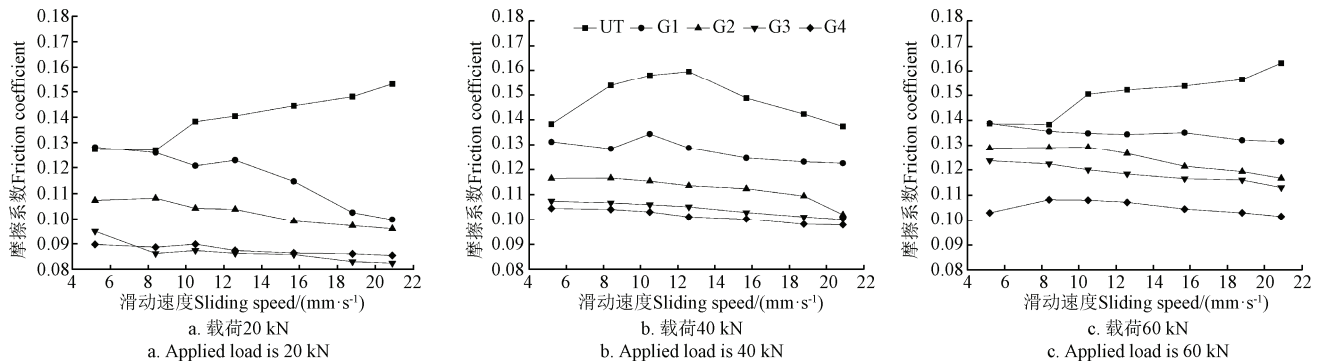


图 6 凹槽织构在不同载荷下摩擦系数与滑动速度的关系

Fig.6 Relations of friction coefficients and sliding speeds for grooved texturing under different applied loads

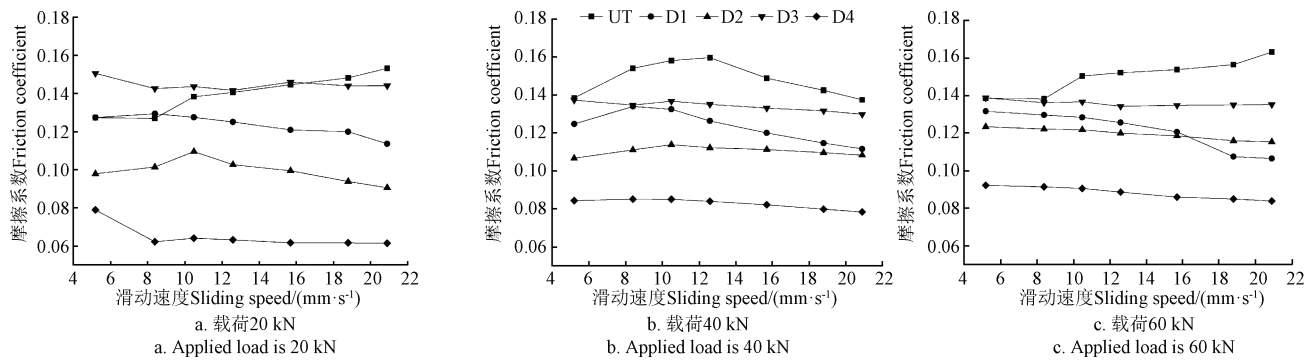


图 7 凹坑织构在不同载荷下摩擦系数与滑动速度的关系

Fig.7 Relations of friction coefficients and sliding speeds for dimpled texturing under different applied loads

### 2.3.2 织构面积密度和深度的影响

图 6 中, 试件 G3, G4 的织构面积密度小于试件 G1 和 G2 的织构面积密度, 可以看出, 在相同的运行条件下, 前者的摩擦系数也小于后者的摩擦系数。图 7 中, 试件 D1 和 D2 的织构深度和直径相同, 摩擦系数随织构面积密度的减小而降低。同样, D3 和 D4 也表现出相同的变化趋势。这表明, 对于同一种织构形状而言, 虽然较大的织构面积密度有利于储存更多的润滑剂, 但并非织构面积密度越大越有利于摩擦性能的提高, 这一结论与文献[14-16]的结论类似。对这一现象的解释, 文献[16]认为可能是因为过多的织构空腔使得摩擦表面的形貌特征变得复杂, 造成润滑剂产生液力扰动, 破坏了润滑膜的完整性, 从而使得摩擦系数增大。虽然此结论是在油润滑条件而得出的, 但对脂润滑仍具有借鉴意义, 因为润滑脂中析出的基础油是形成润滑膜的来源之一, 因此复杂的表面形貌特征会使润滑膜变得不稳定, 润滑性能下降。基于此, 比较试件 G1 和 D3, 后者的织构面积密度和  $S_{sk}$  值均小于前者, 且  $S_{ku}$  更大, 但由于 D3 是间断的凹坑织构, 相较于 G1 的连续槽形织构, 其表面有较多的尺寸突变, 且织构深度较小, 因此更容易产生液力扰动。

考查织构深度对摩擦性能的影响, 图 6 中, G1 和 G2

的织构面积密度和槽宽度相同, G2 的深度更大, 摩擦系数则较小, 同样, 在 G3 和 G4 中, 除载荷为 20 kN 时 G4 的摩擦系数比 G3 的摩擦系数较大外, 在其它载荷条件下, G4 的摩擦系数更小。图 7 中, 试件 D2 和 D4 具有相同的织构面积密度和直径, D4 的织构深度最大, 同等条件下其摩擦系数也最小。这表明, 在脂润滑条件下, 更大的织构深度有利于改善摩擦面的摩擦性能, 这是因为对于润滑脂而言, 需要更大的织构尺寸以使基础油在织构空间内部形成充分而稳定的流动<sup>[17]</sup>。

### 2.3.3 径向载荷的影响

图 8 为凹槽和凹坑织构试件在滑动速度为 15.7 mm/s 时摩擦系数与载荷的关系。由图 8a 可知, 织构试件的摩擦系数均小于未织构试件的摩擦系数, 各试件的摩擦系数随载荷增大而上升, 除试件 G4 外, 各试件的摩擦系数-载荷关系基本呈线性关系。图 8b 中, 试件 D3 在 20 到 40 kN 的区间内摩擦系数下降, 这有可能是因为试验误差的原因, 其余试件的摩擦系数在本次试验载荷范围内均呈上升趋势, 其中试件 D1 的摩擦系数在整个载荷范围内基本没有变化。总体上, 在脂润滑条件下, 所有织构试件在试验滑动速度范围内都能表现出较好的摩擦性能。

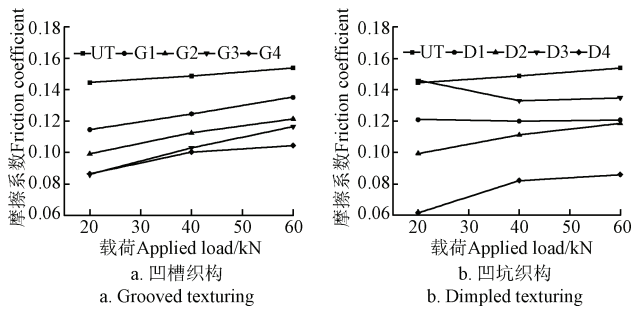


图8 摩擦系数与载荷的关系 (滑动速度为  $15.7 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

Fig.8 Relations of friction coefficients and applied loads  
(Sliding speed is  $15.7 \text{ mm} \cdot \text{s}^{-1}$ )

### 3 结 论

本文研究了凹槽和凹坑 2 种表面织构的织构参数和表面形貌参数之间的关系,并通过脂润滑关节轴承的摩擦性能试验,研究了轴承的摩擦系数与表面形貌参数、滑动速度和载荷等运行参数的关系,得到以下结论:

1) 改变织构参数可达到控制织构表面形貌的目的。对同一类型的织构而言,织构的宽度(或直径)和面积密度一定时,织构的深度越深,则峰态和平均谷体积越大,并具有更大的负偏态;当织构的深度和宽度(或直径)一定时,随织构面积密度减小,表面的轮廓算术平均偏差、轮廓高度均方根偏差和偏态值均减小,而峰态和平均谷体积值增大;在织构形状相同时,同等条件下,更小的偏态和更大的峰态有助于减小摩擦。

2) 合理设计的织构表面能表现出良好的摩擦性能。在本试验载荷和速度范围内,与未织构试件相比,凹槽和凹坑织构试件的摩擦系数最大减小 46.2%和 60%,运行条件均为载荷 20 kN,滑动速度  $20.9 \text{ mm/s}$ 。

3) 脂润滑条件下,滑动速度对摩擦系数的影响较弱,其关系曲线较为平直;摩擦表面同时具有较小的织构面积密度和较大的织构深度时,不容易产生液力扰动,并能够储存较多的润滑剂,从而使摩擦面有良好的摩擦学性能。

#### [参 考 文 献]

- [1] Segu D, Choi S, Choi J, et al. The effect of multi-scale laser textured surface on lubrication regime[J]. *Applied Surface Science*, 2013, 270: 58–63.
- [2] Sedlaček M, Podgornik B, Vižintin J. Influence of surface preparation on roughness parameters, friction and wear[J]. *Wear*, 2009, 266(3/4): 482–487.
- [3] Etsion I. State of the art in laser surface texturing[J]. *Journal of Tribology*, 2005, 127(1): 248–253.
- [4] 钱良存, 洪炜宁, 邵陆寿, 等. 18CrMnTi 钢表面激光微造型的仿生工艺[J]. *农业工程学报*, 2011, 27(7): 246–250. Qian Liangcun, Hong Weining, Shao Lushou, et al. Bionic technique of laser micro-texturing on 18CrMnTi steel surface[J]. *Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE)*, 2011, 27(7): 246–250. (in Chinese with English abstract).

- [5] 尹必峰, 卢振涛, 刘胜吉, 等. 缸套表面织构润滑性能理论及试验研究[J]. *机械工程学报*, 2012, 48(21): 91–96. Yin Bifeng, Lu Zhentao, Liu Shengji, et al. Theoretical and experimental research on lubrication performance of laser texturing cylinder liner[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2012, 48(21): 91–96. (in Chinese with English abstract).
- [6] Ling T, Liu Pinzhi, Xiong Shangwu, et al. Surface texturing of drill bits for adhesion reduction and tool life enhancement[J]. *Tribology Letters*, 2013, 52(1): 113–122.
- [7] 董慧芳, 刘焜, 王伟, 等. 激光加工微凹坑表面对唇形密封泵吸及摩擦特性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2012, 32(2): 126–132. Dong Huifang, Liu Kun, Wang Wei, et al. Laser textured shaft surfaces on the pumping action and frictional properties of lip seals[J]. *Tribology*, 2012, 32(2): 126–132. (in Chinese with English abstract).
- [8] Brizmer V, Kligerman Y, Etsion I. A laser surface textured parallel thrust bearing[J]. *Tribology Transactions*, 2003, 46(3): 397–403.
- [9] 刘小君, 董磊, 王森, 等. 微凹坑织构表面对脂润滑关节轴承摩擦特性的影响[J]. *摩擦学学报*, 2014, 34(4): 387–392. Liu Xiaojun, Dong Lei, Wang Sen, et al. Influence of micro-cavity textured surface on tribological property of grease lubricated spherical bearing[J]. *Tribology*, 2014, 34(4): 387–392. (in Chinese with English abstract).
- [10] Enomoto T, Sugihara T, Yukinaga S, et al. Highly wear-resistant cutting tools with textured surfaces in steel cutting[J]. *CIRP Annals-Manufacturing Technology*, 2012, 61(1): 571–574.
- [11] Hamilton D, Walowit J, Allen C. A theory of lubrication by microasperities[J]. *ASME J. Basic Engineering*, 1966, 88(1): 177–185.
- [12] Tang Wei, Zhou Yuankai, Zhu Hua, et al. The effect of surface texturing on reducing the friction and wear of steel under lubricated sliding contact[J]. *Applied Surface Science*, 2013, 273: 199–204.
- [13] Scaraggi M. Textured surface hydrodynamic lubrication: Discussion[J]. *Tribology Letters*, 2012, 48(3): 375–391.
- [14] Kovalchenko A, Ajayia 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.
- [15] Wang Wenzhong, Huang Zhixiang, Shen Dian, et al. The effect of triangle-shaped surface textures on the performance of the lubricated point-contacts[J]. *Journal of Tribology*, 2013, 135(2): 021503-1–021503-11.
- [16] Cho M H, Park S. Micro CNC surface texturing on polyoxymethylene (POM) and its tribological performance in lubricated sliding[J]. *Tribology International*, 2011, 44(7/8): 859–867.
- [17] Braun D, Greiner C, Schneider J, et al. Efficiency of laser surface texturing in the reduction of friction under mixed lubrication[J]. *Tribology International*, 2014, 77(6): 142–147.

- [18] 李媛, 刘小君, 张彦, 等. 面接触条件下织构表面摩擦特性研究[J]. 机械工程学报, 2012, 48(19): 109—115.  
Li Yuan, Liu Xiaojun, Zhang Yan, et al. Frictional properties of textured surfaces under plane contact[J]. Journal of Mechanical Engineering, 2012, 48(19): 109—115. (in Chinese with English abstract).
- [19] 雷基林, 申立中, 毕玉华, 等. 卧式柴油机主轴承润滑特性的影响因素分析[J]. 农业工程学报, 2012, 28(17): 19—24.  
Lei Jilin, Shen Lizhong, Bi Yuhua, et al. Analysis on influence factors of main bearing lubrication characteristics for horizontal diesel engine[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Engineering (Transactions of the CSAE), 2012, 28(17): 19—24. (in Chinese with English abstract)
- [20] Gadelmawla E S, Koura M M, Maksoud T M A, et al. Roughness parameters[J]. Journal of Materials Processing Technology, 2002, 123(1): 133—145.
- [21] Jeng Y R. Impact of plateaued surfaces on tribological performance[J]. Tribology Transactions, 2008, 39(2): 354—361.
- [22] Cann P M. Grease lubrication of rolling element bearings-role of the grease thickener[J]. Lubrication Science, 2007, 19(3): 183—196.

## Surface texturing design and frictional experiment of friction pair of grease lubricated spherical plain bearings

Tang Zhanqi<sup>1,2</sup>, Liu Xiaojun<sup>1</sup>, Pang Minghua<sup>1</sup>, Liu Kun<sup>1\*</sup>

(1. Institute of Tribology, Hefei University of Technology, Hefei 230009, China;

2. Chemical Science and Engineering College, Beifang University of Nationalities, Yinchuan 750021, China)

**Abstract:** Surface texturing is an efficient method to produce various microstructures on the friction face. It has been used in many fields. As a surface-engineering technique, it is used for reducing and controlling friction and wear, to improve reliability of mechanical components and enhance its service life. Research on surface texturing was conducted to find the optimal texturing parameters such as texture depth, width/diameter and area density, and it was still a trial-and-error approach. In order to investigate the relationship between texturing parameters and three-dimensional (3D) surface characterization parameters, and the correlation between tribological behavior and surface characterization parameters, we firstly designed 2 types of surface textures, i.e. grooved and dimpled microstructures. They had different texture depth, width or diameter, spacing and area density. Then laser ablation was performed on the inner surfaces of spherical plain bearings. All specimens were measured to obtain 3D topography and 3D roughness parameters by using a non-contact 3D surface profiler. The textured surface topography was characterized by surface topography parameters including skewness, kurtosis, and mean dale volume. Finally, tribological tests were conducted on an electro-hydraulic servo tribological test rig under different normal loads and sliding speeds. In the tests, all specimens were lubricated with molybdenum disulfide lithium-based grease. For the relation between texturing parameters and characterization parameters, it was demonstrated that the texturing parameters significantly affected the surface characterization parameters. For a certain type texture, when the texturing area density and width (or diameter) were constant, the values of kurtosis and mean dale volume increased and the skewness decreased (i.e. larger negative skewness) with the increase of texturing depth. When the texturing depth and width (or diameter) were constant, the arithmetical mean deviation and root mean square deviation of the profile and the skewness decreased, and the kurtosis and mean dale volume increased with the decrease of the texturing area density. It was suggested that we could obtain desired surface topography parameters by changing the texturing parameters. As for the influence of characterization parameters on the tribological performance, the results showed that under the present experimental conditions, the characterization parameters skewness and kurtosis had remarkable effects on the friction coefficient of the sliding surface. For a certain type surface texturing, under the same operating conditions, a specimen with more negative skewness and greater kurtosis would show smaller friction coefficient. And in general, the friction coefficient decreased with the increase of mean dale volume, but the effect was not obvious. The results also indicated that the spherical plain bearing with well-designed textured friction surface exhibited lower friction at different normal loads and sliding speeds compared with un-textured one. The maximum reduction in friction coefficient was 46.2% (grooved texturing) and 60% (dimpled texturing) at 20 kN load and 20.9 mm/s sliding speed. Under grease lubrication conditions, the relation curves of friction coefficient versus sliding speed were straighter than that obtained under oil lubrication conditions. For both grooved and dimpled textured surfaces, the effect of speeds on the friction coefficient is not distinct. In addition, lower texturing area density and higher depth will contribute to the forming of steady flow between the friction surfaces and within the micro cavities, which is helpful to capture bigger particles and as a result, exhibits better tribological performance.

**Keywords:** friction; lubrication; design; surface texturing; grease lubrication; characterization parameters