

弹流润滑条件下表面形貌对摩擦噪声的影响*

李直, 陈剑, 沈锦龙, 刘小君

(合肥工业大学 机械工程学院, 合肥 230009)

摘要: 研究了弹流润滑状态下表面形貌对摩擦噪声的影响,通过激光微加工方法在金属圆盘试件表面上制造了两种沟槽型织构表面形貌,在双盘摩擦磨损试验机上对不同表面形貌进行了摩擦噪声和摩擦特性试验,分析了线接触弹流润滑条件下不同工况和表面形貌影响摩擦噪声的机理,并结合有限元分析对结论加以验证.结果表明:载荷和转速的变化对线接触摩擦噪声有明显影响,由于线接触副工作在部分膜弹流润滑状态下,所以摩擦噪声的特性与干摩擦时类似,摩擦因数较大的表面会辐射出更强的摩擦噪声;特定结构的表面形貌能改善表面润滑特性,有效降低摩擦噪声声压级,沟槽型织构的存在可以打断接触区域应力分布,减轻接触面微凸体碰撞作用,从而降低了表面自激振动,同时合适的表面形貌结构也有利于润滑油膜的形成,减小了系统的摩擦能量,达到降低摩擦噪声的效果.

关键词: 弹流润滑; 线接触; 表面形貌; 摩擦噪声; 摩擦力; 有限元

中图分类号: TH117 **文献标志码:** A **doi:** 10.21656/1000-0887.370231

引 言

对于齿轮、轴承等工作在弹流润滑状态的机械零件,改善其摩擦噪声一直是人们致力研究的一个问题^[1-2].针对金属界面接触过程产生的摩擦噪声,目前的研究结果普遍认为表面形貌和摩擦因数与摩擦噪声的产生有一定联系^[3-5], Ben Abdelounis 等^[6-7]通过试验和有限元分析得出了摩擦界面振动级 L (dB) 与表面粗糙度 R_a 和相对滑动速度 V 之间的关系; Stoimenov 等^[8]对多种织构参数的微凹坑织构表面摩擦噪声进行了频谱分析,发现表面形貌会影响摩擦噪声的峰值频率,且低频峰值受影响较大.陈光雄等^[9]利用“球-平面”摩擦磨损试验机对不同形貌特征表面的摩擦噪声进行了研究,发现摩擦噪声的产生与摩擦因数有明显的相关性,摩擦因数较大的表面辐射出较大的摩擦噪声.

弹流润滑状态下的线接触运动副具有接触面积小、接触应力大的特点,因此表面形貌影响摩擦噪声的机理也相对复杂^[10-11].Ananthapadmanaban 等^[12]对两种不同表面加工的圆盘进行对滚试验,发现其表面粗糙度对摩擦噪声有一定影响,但没有考虑线接触润滑状态对摩擦噪声的影响. Dalzin 等^[13]对水润滑条件下的弹性体-玻璃摩擦噪声进行了试验研究,发现在这种润滑条件下的摩擦噪声也遵循摩擦力-相对滑动速度负斜率机理.为了进一步研究弹流润滑条件下线接触摩擦噪声的产生规律和影响机理,本文利用激光微加工技术在光滑线接触表面上制

* 收稿日期: 2016-07-22; 修订日期: 2016-10-08

基金项目: 国家自然科学基金(51375132);安徽省科技攻关项目(1501021026)

作者简介: 李直(1988—),男,博士生(通讯作者. E-mail: lizhi2qn@163.com).

造了两种不同形貌参数的沟槽型织构,基于双盘摩擦磨损试验机进行了弹流润滑条件下的线接触摩擦噪声研究,分析了线接触摩擦噪声的产生规律及影响因素,并通过理论分析探索表面形貌控制摩擦噪声的机理,研究结果将为线接触表面低噪声设计提供基础。

1 试验方法

1.1 表面形貌制造参数

研究中采用的试验试件为直径 60 mm、厚 20 mm 的金属圆盘,材料为 40Cr,表面硬度为 HRC40~HRC50.为研究不同表面形貌对线接触摩擦噪声的影响,采用激光加工的方法制造了两种具有相同宽度和不同间距的沟槽型织构表面,沟槽宽度为 150 μm ,沟槽间距分别为 500 μm 和 250 μm ,沟槽方向垂直于试件滚动方向,将两试件分别命名为 T2 和 T3,同时选用表面粗糙度 R_a 为 0.2 μm 的光滑试件 T1 作为对比试件.加工完成后使用不同牌号金相砂纸打磨表面,并使用电子显微镜和表面轮廓仪监控打磨效果,在沟槽边缘凸起的“火山口”区域完全消失后停止打磨,最后使用丙酮对试件进行超声清洗。

1.2 线接触摩擦噪声试验

试验在 JPM-1 型双盘摩擦磨损试验机上进行,试验环境温度 20 $^{\circ}\text{C}$,试验过程采用滴油润滑,润滑油选用 L-HL46 液压油,室温下动力黏度 $\eta_0 = 4.49 \times 10^{-2} \text{ Pa}\cdot\text{s}$,黏压系数 $\alpha = 2.1 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$.试验台结构简图如图 1 所示,上试件 8 为光滑表面圆盘,下试件 7 为具有沟槽织构表面形貌的试件,两试件具有相同尺寸.载荷垂直施加于上试件,上、下试件的转速可通过变速箱 4 和调速齿轮 10、11 进行调节,以获得纯滚动和不同滑滚比下的滚/滑运动,本次试验的滑滚比设置为 20%.试验过程中两试件产生的摩擦力矩 M 可通过连接在传动轴上的扭矩传感器 5 采集,通过式(1)可计算出不同工况下的摩擦因数 μ :

$$\mu = \frac{2\,000M}{P \times D_2}, \quad (1)$$

式中 P 为施加于上试件上的载荷, N, D_2 为试件直径, mm.

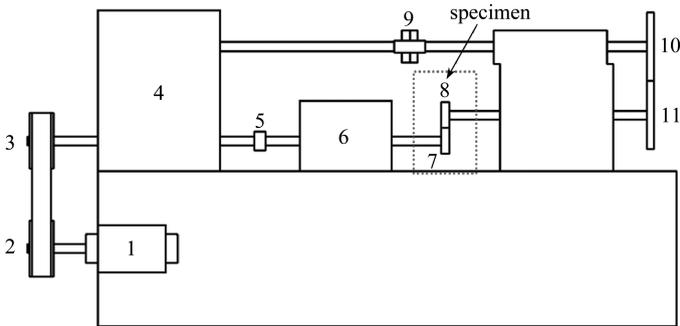


图 1 试验台结构

Fig. 1 The experimental setup

- (1: 电动机; 2: 带轮 A; 3: 带轮 B; 4: 齿轮变速箱; 5: 扭矩传感器; 6: 主轴箱; 7: 下试件; 8: 上试件; 9: 联轴器; 10: 调速齿轮 A; 11: 调速齿轮 B)
 (1: Motor; 2: Belt wheel A; 3: Belt wheel B; 4: Gear box; 5: Torque sensor; 6: Spindle box; 7: Lower disk; 8: Upper disk; 9: Coupling; 10: Shift gear A; 11: Shift gear B)

本次试验的工况参数为:下试件转速 n_2 为 200~1 000 r/min,法向载荷 P 为 1 400~8 400 N,每组工况试验重复 3 次,保证试验的重复性。

振动和噪声信号的采集使用 LMS 公司的 SCADAS III 40 通道数采前端,振动测量采用 Kistler8776 加速度传感器,灵敏度 100 mV/g,量程 ± 50 g,频响 1 Hz~7 kHz;噪声测量使用 PCB 公司的 130D20 传声器和 377B41 传声器各两个,量程 30~122 dB,灵敏度 45 mV/Pa,频响 20 Hz~15 kHz。进行测试时,加速度传感器布置于接近试件的主轴箱上,为确保试验准确性,选用 4 个传声器同时采集,每个传声器距离试件 50 mm 左右,试件安装及传声器布置如图 2 所示。



图 2 试件安装及传声器布置

Fig. 2 The setup of the specimen and the position of the microphone

2 结果与讨论

2.1 表面形貌对摩擦振动噪声频率的影响

图 3 是 3 种试件在载荷 4 200 N、转速 800 r/min 时的频谱分析结果,通过与背景噪声的对比可发现,低频和高频的声压级尖峰主要是由背景噪声引起,由于摩擦噪声产生的频段一般在 2 000~6 000 Hz 之间,因此本研究主要对这一频段的摩擦噪声进行分析^[14]。图 4 针对该频段的摩擦噪声和径向振动加速度信号进行对比,从图 4(a)和图 4(b)可发现噪声与振动信号的主频率(图中箭头处)基本吻合,分别为 2 871 Hz 和 2 967 Hz,说明润滑条件下线接触摩擦噪声的产生与接触界面振动情况有密切联系;从图 4(a)可发现 3 种表面的摩擦噪声各主频在较低频率时有一定偏差,而在较高频率时高度吻合,声压级从低频到高频逐渐衰减,这与文献[8]的结论相符合,认为表面形貌会对系统摩擦噪声的产生频率造成一定影响,且在低频时影响作用明显,但从本次试验结果来看,这种影响作用在润滑条件下较微弱,可能是由于润滑油膜的存在抵消了一部分表面形貌对于系统振动的影响。图 4(b)中 3 种表面的振动加速度级也有着与声压级相似的变化规律。对比 3 种表面的振动噪声情况可发现,T2 表面的摩擦振动噪声幅值明显小于光滑表面和 T3 表面,说明 T2 表面织构能有效降低线接触摩擦噪声的产生。

2.2 表面摩擦噪声与摩擦因数的关系

为研究织构表面形貌摩擦噪声的产生与润滑特性的关系,对不同工况下的摩擦噪声声压级和摩擦因数变化进行对比。图 5 是载荷为 5 000 N、转速呈正弦曲线变化时的 3 种表面摩擦

噪声与摩擦因数,从图 5(a)中可看出摩擦噪声与转速的变化呈线性关系,3 种表面在低速时摩擦噪声基本相同,随着转速的上升,3 种表面的摩擦噪声增加幅度各不相同,在高速时 T2 表面摩擦噪声具有低于其他两种表面的声压级.这种现象可由摩擦因数的变化趋势进行解释,从图 5(b)可看出,3 种表面的摩擦因数变化情况与转速变化情况相反,根据弹流润滑理论,摩擦界面间相对滑动速度是影响弹流膜厚的重要因素,随速度参数的增大,弹流膜厚也相应增大,因此 3 种表面的摩擦因数都出现了与转速相反的变化趋势.在摩擦噪声现有研究中,认为摩擦噪声的产生机理是摩擦力-相对滑动速度负斜率机理,即摩擦力-相对滑动速度的负斜率大于一定程度时系统才会发生自激振动从而产生摩擦噪声,而摩擦力-相对滑动速度关系为正斜率时不会产生摩擦噪声,这种效应对摩擦噪声的影响随转速而变化,因此摩擦噪声的变化趋势与转速一致^[9].由于载荷较大的原因,本次试验的试件工作于部分膜弹流润滑状态,在这种润滑状态下表面微凸体的作用影响着接触界面的摩擦特性,总体摩擦因数较大的表面说明其微凸体间的碰撞作用更加明显,这也将产生更大的摩擦噪声.

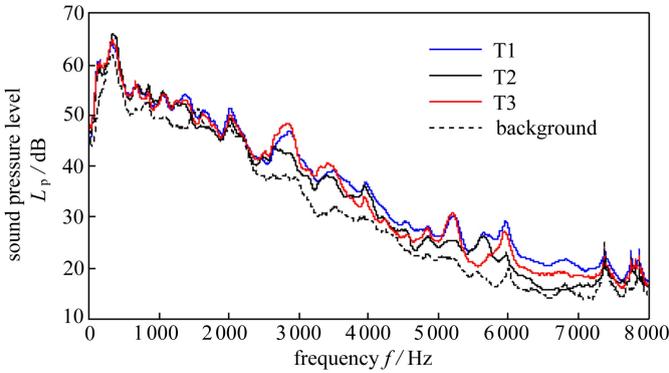
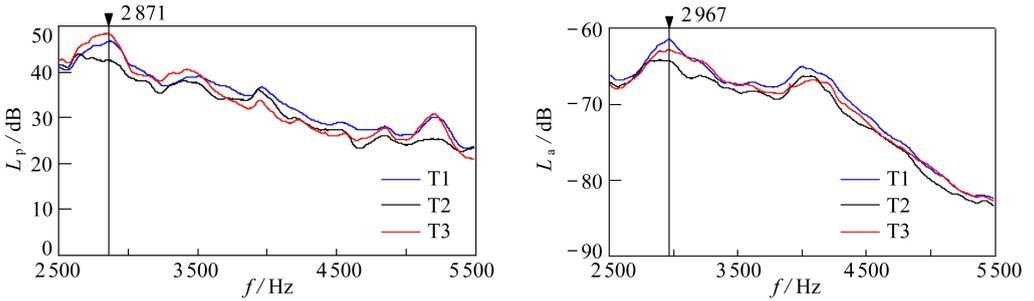


图 3 3 种表面摩擦噪声声压级频谱图

Fig. 3 The friction noise sound pressure level spectra of 3 surfaces



(a) 声压级

(b) 振动加速度级

(a) The sound pressure level

(b) The vibration acceleration level

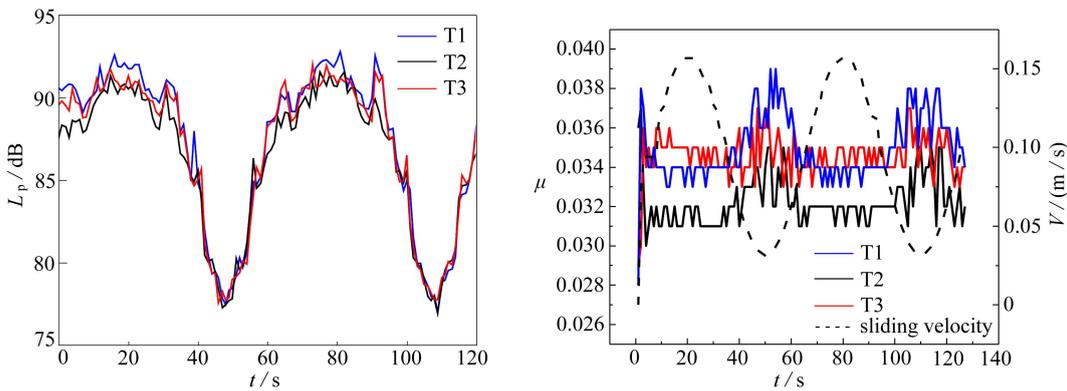
图 4 摩擦噪声发生频段的声压级和振动加速度级频谱图

Fig. 4 Spectra of the sound pressure level and the vibration acceleration level in the frequency band of friction noise

图 6 是同一转速下载荷升高过程中的摩擦噪声和摩擦因数变化情况,从图中可看出摩擦噪声声压级随载荷而增大,两种织构表面的摩擦噪声小于光滑表面,摩擦因数也随载荷增大,这是因为弹流膜厚随载荷增大而减小,接触面上的微凸体之间的接触也随之增多,因此摩擦因数也随载荷上升.3 种表面的摩擦噪声大小与其摩擦因数有一定关系,光滑表面在载荷增加过

程中摩擦因数增长明显,也产生了较大的摩擦噪声,而两种织构表面的摩擦噪声较小,且整个过程中摩擦因数也基本小于光滑表面,说明这两种织构表面在载荷变化情况下能形成较好的润滑油膜,减轻了微凸体之间的碰撞作用,从而抑制摩擦噪声的产生。

图 5 和图 6 说明了线接触摩擦噪声作为摩擦过程的伴生现象,其产生过程与摩擦因数的变化有密切关系,摩擦因数大的表面意味着润滑油膜较薄,微凸体之间碰撞作用更大,因此也会产生更多的摩擦能量,这种摩擦能量一般会通过产生温度或噪声现象来耗散,由此造成了线接触摩擦噪声和摩擦因数的相关性^[15-16]。



(a) 摩擦噪声声压级

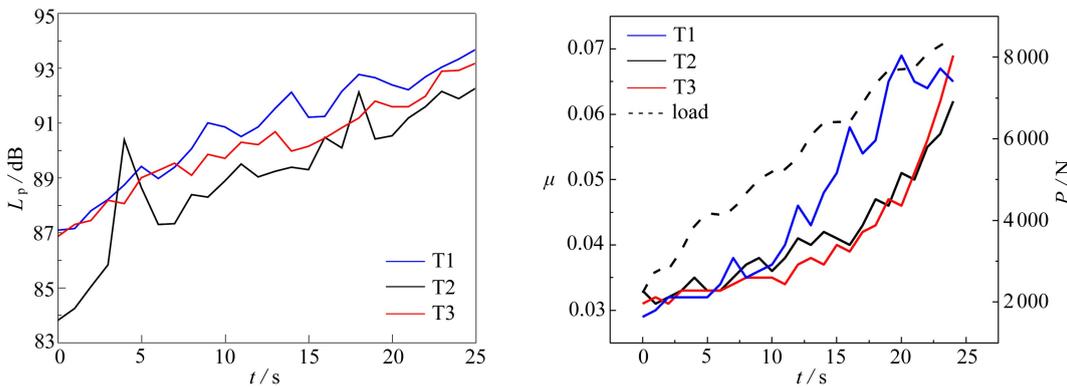
(a) The friction noise sound pressure level

(b) 摩擦因数

(b) The friction coefficient

图 5 转速波动情况下的摩擦噪声声压级和摩擦因数时间历程图

Fig. 5 Time histories of the friction noise sound pressure level and the friction coefficient under the condition of speed variation



(a) 摩擦噪声声压级

(a) The friction noise sound pressure level

(b) 摩擦因数

(b) The friction coefficient

图 6 载荷变化情况下的摩擦噪声声压级和摩擦因数时间历程图

Fig. 6 Time histories of the friction noise sound pressure level and the friction coefficient under the condition of load variation

为了验证该原理的正确性,图 7 给出了试验后的表面磨损情况,从图中可看出,光滑表面上产生了较明显的磨损痕迹, T3 表面沟槽附近出现了大量点蚀痕迹,而 T2 表面只有较少的磨损痕迹,结合前面的分析,光滑表面在摩擦过程中会辐射出较大的摩擦噪声,说明其摩擦过程

产生较多的摩擦能量,在辐射出摩擦噪声的同时润滑油温度也会大幅升高,导致润滑油黏度下降,影响润滑效果造成表面大量磨屑剥落,摩擦界面相对滑动带动磨屑运动导致表面磨损情况加重;T3 表面由于沟槽过于密集,摩擦过程中沟槽边缘与上试件接触面的碰撞反而会产生更多的磨屑现象,加重了表面磨损,使 T3 表面出现大量犁沟和剥落现象,造成了图 6(b)中 T3 表面在高载时出现的摩擦因数增大现象;T2 表面间隔较大的沟槽型织构能起到一定的储油作用,有利于形成润滑油膜和排除磨屑,因此表面磨损情况较好,在摩擦过程中具有较小的摩擦因数.这说明沟槽型织构在改善线接触摩擦噪声方面对设计参数较为敏感,设计合理的织构尺寸可以改善表面润滑特性,同时打断摩擦界面连续的接触,减少系统摩擦产生的能量,从而降低接触界面摩擦噪声.

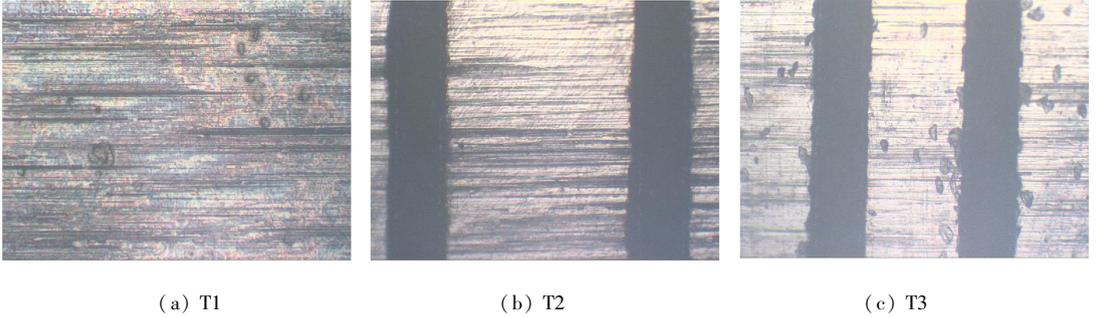


图 7 3 种表面磨痕形貌
Fig. 7 Topographies of 3 worn surfaces

3 表面接触过程的有限元仿真

为了进一步研究织构表面形貌对摩擦噪声产生过程的影响原理,使用 ABAQUS/Explicit 对两种织构表面的摩擦过程进行仿真分析.通过对本次试验试件在各工况下的接触半宽进行计算可知,本次仿真中的平均接触半宽 $428\ \mu\text{m}$,对应接触宽度 $856\ \mu\text{m}$,因此在建模时选择 $860\ \mu\text{m}$ 的模型宽度可满足仿真要求.为保证仿真的可靠性,利用表面轮廓仪测量的试件真实表面形貌在 ABAQUS 中建立起两种织构表面的二维有限元分析模型,得到尺寸为 $860\ \mu\text{m} \times 220\ \mu\text{m}$ 的接触表面模型.模型材料属性设置为:弹性模量 $E = 199\ \text{GPa}$,Poisson(泊松)比 $\nu = 0.33$,密度 $\rho = 7\ 800\ \text{kg/m}^3$,应力-应变曲线按照 40Cr 的材料属性设置^[17-18],具体见图 8 和表 1.

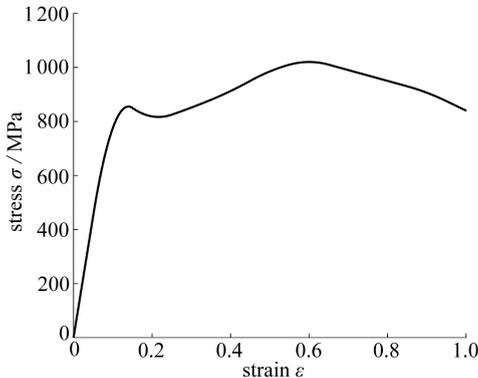


图 8 40Cr 的应力-应变曲线
Fig. 8 The stress-strain curve of 40Cr

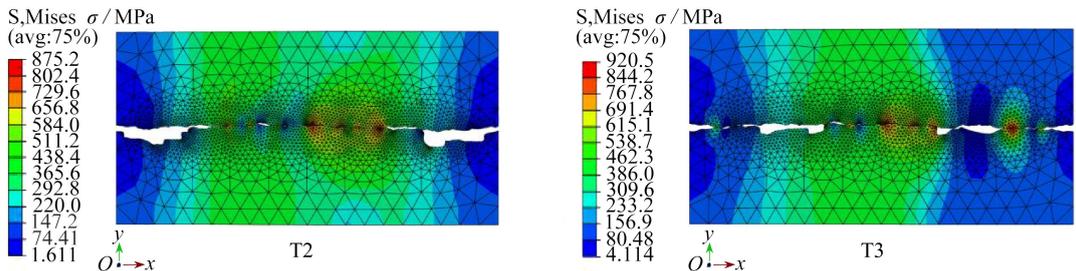
表 1 40Cr 力学性能
Table 1 Material properties of 40Cr

steel	yield stress σ_s /MPa	tensile stress σ_b /MPa	fracture stress σ_r /MPa	Poisson's ratio ν	elastic modulus E /GPa
40Cr	800	1 030	1 600	0.33	199

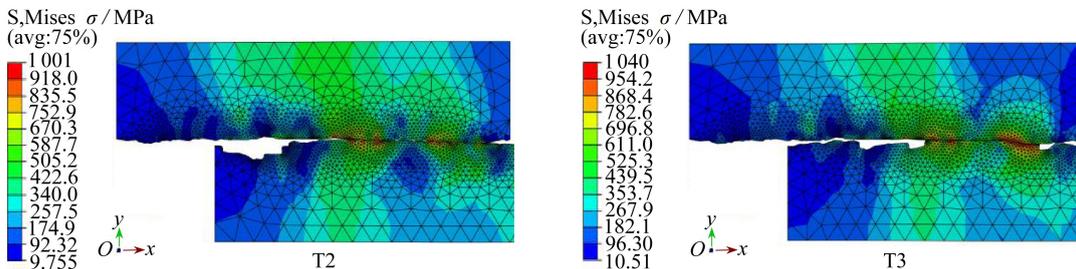
在施加边界条件时,将试验中的两圆盘滚滑运动简化为发生在两表面接触区域的滑动过程,将上表面的 X, Z 方向自由度固定,同时下表面施加 X 方向的相对运动线速度 V ,即可实现对线接触滑滚运动的模拟,相对运动线速度 V 的计算公式如下:

$$V = 0.001 \cdot \frac{\pi}{60} \cdot \left(D_1 - D_2 + \frac{\Delta}{100} \cdot D_2 \right) \cdot n_2, \quad (2)$$

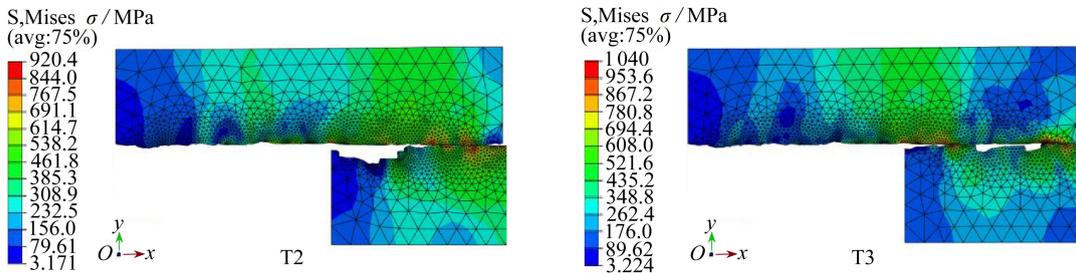
式中, D_1, D_2 分别为上、下试件直径; Δ 为滑滚比,本文取 20%.



(a) $t = 0$ s



(b) $t = 6 \times 10^{-4}$ s



(c) $t = 1 \times 10^{-3}$ s

图 9 织构表面接触过程应力云图(图中 Mises 应力单位: MPa)

Fig. 9 Stress contours of textured surfaces in the contact process(Mises stress: MPa)

通过计算得到各转速对应的相对运动线速度,连同载荷作为边界条件分别施加于两板上.使用 CPS3 单元对整个模型进行网格划分,接触面附近需要进行网格细化,以保证仿真计算过程能顺利进行.在进行试验时,输出各工况下试件接触过程的摩擦因数,然后在仿真模型中设

置试验测得的对应工况时变摩擦因数来考虑接触面间润滑效果。

以载荷 4 200 N、转速 600 r/min 工况下的 T2 和 T3 两试件模型的运动过程作为对比,其接触过程应力分布如图 9 所示。

由于实际接触宽度为 860 μm,两种织构表面在这个宽度上的沟槽最多存在两个,所以试件上不同的织构尺寸差异也就体现为模型上沟槽的间距,利用这种建模方法可以有效从微观角度研究织构表面形貌对摩擦过程的影响。

从图 9(a)中可看出,在开始阶段上下两试件还未发生相对位移,但由于载荷的作用,T2 表面的微凸体相互作用集中于中部接触区,应力最大值 875 MPa 也出现于此区域;T3 的接触区域被划分为 3 个部分,最大应力 920 MPa 出现在右边接触区域,其值大于 T2 表面上的最大应力,这主要是因为沟槽边缘的接触造成应力集中出现在这一区域.开始相对运动后,由于 T2 表面的接触区域随着时间推移逐渐减小,微凸体相互碰撞发生变形,摩擦过后的部分微凸体由于接触变形作用被压平,这时表面上的应力分布于接触区域,最大值为 1 001 MPa;T3 试件在运动过程中沟槽的两侧也参与摩擦过程,使得摩擦过程中的微凸体碰撞和变形现象比 T2 试件更加剧烈,总体应力值大于 T2 表面,最大应力达到 1 040 MPa,如图 9(b)所示.在相对运动的末期,T2 表面只剩少量区域与上试件表面接触,接触应力值降低到 920 MPa;T3 表面的沟槽两侧均有接触区域,总体接触区域大于 T2 试件,在这一时刻的微凸体碰撞现象仍然很明显,且存在应力集中现象,最大应力值为 1 040 MPa,如图 9(c)所示.从整个运动过程可看出,T3 表面由于接触面积上沟槽较为密集,导致在摩擦过程中发生了更多的微凸体相互作用,使摩擦过程产生较大的应力值和变形,这解释了 T3 表面出现较严重磨损的原因,同时也意味着表面的接触过程将产生更多的振动,从而影响 T3 表面的摩擦噪声辐射。

图 9 表明了线接触表面上的沟槽分布实际上是对接触表面形貌起到了分割作用,不同尺寸的沟槽分布会对接触面的实际接触面积、应力分布和变形情况产生一定影响,这种影响造成了不同织构表面辐射出摩擦噪声的差异。

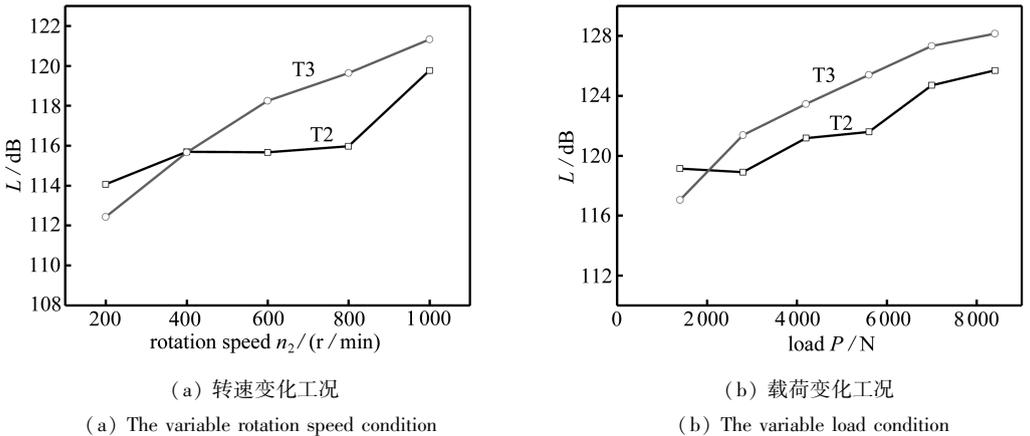


图 10 织构表面摩擦过程节点振动级

Fig. 10 The node vibration levels of the textured surfaces

摩擦噪声是由摩擦界面上相互接触的微凸体振动引起的,在计算过程中输出有限元模型上各节点的振动量可以间接研究摩擦噪声的变化趋势.使用接触面节点振动级这一物理量对摩擦噪声进行研究,节点振动级 L 的定义如下^[7]:

$$L = 20\lg(V_{\text{RMS}}/V_0), \tag{3}$$

式中, V_0 为有限元模型背边上所有节点的参考振动速度, 其值为 10^{-9} m/s; $V_{\text{RMS}}^2 = (1/N_i)(1/N) \sum_{i,j} V_{i,j}^2$, $V_{i,j}$ 是节点 i 在时刻 j 的振动速度, N 是背边上节点个数和, N_i 是时间增量的个数和。

图 10 是两种织构表面分别在转速和载荷变化情况下的节点振动级计算情况, 从图中可看出接触面振动情况随转速和载荷增加, 这与织构表面的摩擦噪声变化趋势一致, 说明了线接触摩擦噪声是由接触界面微凸体碰撞产生的振动所引起, 两种织构表面的振动级在低速和低载荷时相差不大, 随着转速和载荷的升高区别逐渐增大, 这也与前文中的摩擦噪声变化趋势相吻合, 从数值上来看, 载荷对线接触摩擦噪声的影响比转速更为明显, 载荷变化情况下显著增大的摩擦因数是造成这种现象的主要原因。

4 结 论

本文研究了线接触弹流润滑条件下表面形貌对摩擦噪声的影响, 通过对双盘摩擦磨损试验机试验结果的分析并结合有限元仿真验证, 得出了以下结论:

1) 在线接触摩擦噪声的产生频段范围内, 摩擦界面径向振动的主频与摩擦噪声主频基本对应, 说明摩擦噪声是由摩擦过程中的系统振动产生; 摩擦噪声的尖峰频率与表面形貌有一定关联, 且低频部分受到影响较大, 但由于润滑的作用, 这种影响并不明显。

2) 转速和载荷的变化都会对线接触摩擦因数和摩擦噪声产生影响, 同干摩擦时的摩擦噪声一样, 润滑条件下线接触摩擦噪声的强弱与摩擦因数有密切关系, 摩擦因数较大时系统也会辐射较大的摩擦噪声, 主要是由于线接触机构一般工作于部分膜润滑状态下, 油膜润滑和微凸体接触同时存在, 摩擦因数的大小不仅体现了表面润滑状态, 也反映了表面微凸体的接触作用, 因此出现了和干摩擦时类似的特性。

3) 通过观察表面磨损情况可发现, 合理设计的沟槽型织构表面形貌能改善线接触界面润滑特性和降低摩擦噪声, 主要是因为沟槽型织构有助于摩擦表面形成良好的润滑油膜, 同时减小了表面微凸体碰撞产生的摩擦能量, 从而达到降噪效果。

4) 织构表面形貌线接触滚滑运动的有限元仿真结果能从微观角度对沟槽织构影响摩擦噪声的机理进行研究, 验证了表面织构对于接触区域的分割作用, 其仿真结果也能与试验结果较好对应, 可以为低噪声织构设计提供理论参考。

参考文献(References):

- [1] 王正国, 莫继良, 陈光雄, 等. 沟槽型织构化表面摩擦噪声特性试验研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(3): 304-310. (WANG Zheng-guo, MO Ji-liang, CHEN Guang-xiong, et al. An experimental study on friction noise properties of groove-textured surfaces[J]. *Tribology*, 2013, 33(3): 304-310. (in Chinese))
- [2] Ibrahim R A. Friction-induced vibration, chatter, squeal, and chaos—part II: dynamics and modeling[J]. *Applied Mechanics Reviews*, 1994, 47(7): 227-253.
- [3] Abu Bakar A R, OUYANG Hua-jiang, Siegel J E. Brake pad surface topography part II: squeal generation and prevention[Z]. SAE Technical Paper: 2005-01-3935. doi: 10.4271/2005-01-3935.
- [4] 王东伟, 莫继良, 王正国, 等. 沟槽织构化表面影响摩擦振动噪声机理[J]. 机械工程学报, 2013, 49(23): 112-116. (WANG Dong-wei, MO Ji-liang, WANG Zheng-guo, et al. Mechanism of the effect of groove-textured surface on the friction vibration and noise[J]. *Journal of Me-*

- chanical Engineering*, 2013, **49**(23): 112-116.(in Chinese))
- [5] Rusli M, Okuma M. Effect of surface topography on mode-coupling model of dry contact sliding systems[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, **308**(3/5): 721-734.
- [6] Ben Abdelounis H, Le Bot A, Perret-Liaudet J, et al. An experimental study on roughness noise of dry rough flat surfaces[J]. *Wear*, 2010, **268**(1/2): 335-345.
- [7] Ben Abdelounis H, Zahouani H, Le Bot A, et al. Numerical simulation of friction noise[J]. *Wear*, 2011, **271**(3/4): 621-624.
- [8] Stoimenov B L, Maruyama S, Adachi K, et al. The roughness effect on the frequency of frictional sound[J]. *Tribology International*, 2007, **40**(4): 659-664.
- [9] 陈光雄, 周仲荣. 摩擦系数影响摩擦噪声发生的机理研究[J]. 中国机械工程, 2003, **14**(9): 766-769.(CHEN Guang-xiong, ZHOU Zhong-rong. Study on the dependence of the squeal generation on friction coefficient[J]. *China Mechanical Engineering*, 2003, **14**(9): 766-769.(in Chinese))
- [10] 李兵, 刘焜, 王静, 等. 线接触滑-滚条件下微凹坑表面摩擦特性[J]. 机械工程学报, 2011, **47**(21): 91-96.(LI Bing, LIU Kun, WANG Jing, et al. Micro cavity's tribological property under line contact and sliding-rolling conditions[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2011, **47**(21): 91-96.(in Chinese))
- [11] 董帮源, 刘小君, 王静, 等. 表面织构对重载线接触条件下 40Cr 钢摩擦性能的影响[J]. 摩擦学学报, 2016, **36**(2): 145-152.(DONG Bang-yuan, LIU Xiao-jun, WANG Jing, et al. Effect of textured surface on the frictional property of 40Cr steel under high load and line contact[J]. *Tribology*, 2016, **36**(2): 145-152.(in Chinese))
- [12] Ananthapadmanaban T, Radhakrishnan V. An investigation of the role of surface irregularities in the noise spectrum of rolling and sliding contacts[J]. *Wear*, 1982, **83**(2): 399-409.
- [13] Dalzin F, Le Bot A, Perret-Liaudet J, et al. Tribological origin of squeal noise in lubricated elastomer-glass contact[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, **372**: 211-222.
- [14] 单欢乐, 莫继良, 陈光雄, 等. 沟槽形表面织构对摩擦噪声的影响[J]. 中国机械工程, 2012, **23**(18): 2233-2237.(SHAN Huan-le, MO Ji-liang, CHEN Guang-xiong, et al. Effects of grooved surface texture on friction noise[J]. *China Mechanical Engineering*, 2012, **23**(18): 2233-2237.(in Chinese))
- [15] Bengisu M T, Akay A. Stick-slip oscillations: dynamics of friction and surface roughness[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 1999, **105**(1): 194-205.
- [16] Akay A. Acoustics of friction[J]. *Journal of the Acoustical Society of America*, 2002, **111**(4): 1525-1548.
- [17] 成大先. 机械设计手册: 第 1 卷[M]. 北京: 化学工业出版社, 2010.(CHENG Da-xian. *Mechanical Design Manual: Part 1*[M]. Beijing: Chemical Industry Press, 2010.(in Chinese))
- [18] 姜云鹏, 岳珠峰, 韩小平. 由拉伸试样确定材料真实应力应变关系[J]. 机械强度, 2003, **25**(2): 151-153.(JIANG Yun-peng, YUE Zhu-feng, HAN Xiao-ping. Determination of the materials stress and strain relationship from the tensile smooth and notched bars[J]. *Journal of Mechanical Strength*, 2003, **25**(2): 151-153.(in Chinese))

Effects of Surface Topography on Friction Noise Under Elastohydrodynamic Lubrication Condition

LI Zhi, CHEN Jian, SHEN Jin-long, LIU Xiao-jun

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology,
Hefei 230009, P.R.China)

Abstract: The effects of surface topography on the friction noise were studied under the elastohydrodynamic lubrication (EHL) condition. 2 kinds of groove-textured surface topographies were fabricated by laser texturing on the surface of the metal disc specimen. Friction noises and friction characteristics of different surface topographies were tested on a modified JPM-1 2-disc tribo-tester. The effects of different operating conditions and surface topographies on the friction noise under line contact EHL conditions were analyzed, and the results were verified with the finite element analysis. The work shows that, variations of the load and the rotational speed have significant effects on the line contact friction noise. Since the line contact pairs usually work in a partial EHL condition, the friction noise characteristics are similar to those of dry friction; the surface with a larger friction coefficient will radiate stronger friction noise. Specific topographies can improve the lubrication characteristics of the surface, and effectively reduce the sound pressure level of the friction noise. The presence of groove textures can interrupt the stress distribution of the contact area and weaken the impact by surface asperities, thereby reducing the self-excited vibration. At the same time, the proper surface topography structure is also helpful in the formation of lubricating oil film, hence lowering the friction noise as well as the friction energy of the system.

Key words: EHL; line contact; surface topography; friction noise; friction force; finite element analysis

Foundation item: The National Natural Science Foundation of China(51375132)

引用本文/Cite this paper:

李直, 陈剑, 沈锦龙, 刘小君. 弹流润滑条件下表面形貌对摩擦噪声的影响[J]. 应用数学和力学, 2017, **38**(7): 807-817.

LI Zhi, CHEN Jian, SHEN Jin-long, LIU Xiao-jun. Effects of surface topography on friction noise under elastohydrodynamic lubrication condition [J]. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2017, **38**(7): 807-817.