DOI: 10.3901/JME.2018.03.073

基于双盘试验的齿面时变摩擦特性研究*

李 直 陈 剑 沈锦龙 刘 焜

(合肥工业大学机械工程学院 合肥 230009)

摘要: 齿轮啮合过程中齿面时变摩擦特性对齿轮性能有重要的影响, 为了研究不同形貌齿面的时变摩擦特性, 利用双盘摩擦试验探讨了在线接触状态下表面形貌对摩擦因数的影响, 并结合 ISO 25178 三维表面形貌表征参数进行了分析, 然后利用试验结果研究了具有不同齿面特征的齿轮在啮合过程中摩擦因数的变化情况。研究表明, 载荷、卷吸速度和滑滚比对接触面间摩擦特性的影响有着不同规律, 表面形貌结构对接触面润滑拖动曲线的非线性上升区有一定影响; 由于表面形貌的影响, 双盘试验数据模拟的齿面摩擦特性与 EHL 数值模型计算结果有一定差异, 并且在齿轮不同啮合区域表面形貌对于齿面摩擦因数曲线的影响程度不同, 研究结果将为通过表面形貌设计改善齿面摩擦性能提供理论基础。

关键词: 线接触; 滑滚比; 齿轮; 摩擦特性; 表面形貌

中图分类号: TH117

Research on Time-varying Friction Characteristics of Gear Tooth Surface Based on Twin-disc Setup

LI Zhi CHEN Jian SHEN Jinlong LIU Kun

(School of Mechanical Engineering, Hefei University of Technology, Hefei 230009)

Abstract: In the process of gear meshing, the time-varying friction characteristics have an important influence on the performance of gears. In order to study the time-varying friction characteristics of tooth surfaces with different topography, the influence of surface topography on the friction coefficient under line contact condition is studied by the twin-disc tribo-tester, and the surface topography characteristic is analyzed by 3D surface topography parameters of ISO 25178. The variation of friction coefficient in the gear meshing process is simulated by using the experimental results. The results show that the influences of load, entrainment speed and sliding-rolling ratio on the friction characteristics of the contact surface are different. The micro structure characteristics of surface topography change the contact surface traction curve, and the nonlinear rise area is greatly affected. Due to the influence of surface topography, there are differences between the simulation results of experimental data based on twin-disc tribo-tester and the calculation results of EHL numerical model, and the influence of surface topography on the gear friction coefficient curve is different along the contacting line of gears. The research results will provide a theoretical basis for the design of surface topography to improve the tribological properties of gear system.

Key words: line contact; sliding-rolling ratio; gear; frictional property; surface topography

0 前言

齿轮作为一种应用广泛的传动机构, 其齿面的接触与摩擦特性是影响齿轮传动效率与动态性能的重要因素。在齿轮啮合过程中, 齿面间接触压力、相对滑动速度和滑滚比都将随着啮合位置不同而不断变化, 这种接触状态的时变性将引起齿面摩擦力的

变动^[1-2]。针对齿轮接触形成的弹性流体润滑摩擦力的问题, 王燕霜等^[3-4]采用非牛顿型润滑油流变理论来研究这种摩擦力随工况参数变化的现象, 并借助球盘式拖动力试验机对点接触形式下的润滑油流变特性进行了研究, 同时利用试验结果提出了流变预测模型; ELIE 等^[5]通过试验和数值模型结合的方法研究了润滑油流变特性与弹流润滑摩擦力的关系, 在其模型中将弹流接触分为多个流动层, 距离接触表面较近的边界层对整体摩擦性能影响较大, 因此认为接触表面形貌会对弹流润滑摩擦力产生影响。

* 国家自然科学基金(51375132)和安徽省科技攻关 (1501021026)资助项目。20170313 收到初稿。20171001 收到修改稿

为了对啮合过程中的齿面摩擦力进行预测,一些研究者通过 EHL 数值模拟对齿面摩擦力进行了研究,获得了符合实际的仿真结果,这种方法存在的缺点是迭代计算过程复杂,且对真实粗糙表面的模拟简化较多,很难体现出表面形貌对齿面摩擦的复杂影响关系^[6-9]。由于齿轮接触为典型的线接触形式,利用双盘试验机对齿面摩擦变化过程进行模拟,可获得齿轮各啮合位置的摩擦因数,从而实现对齿面摩擦特性的研究。SUKUMARAN^[10]利用双盘机模拟了齿轮沿啮合线方向的摩擦因数,发现接触齿面间卷吸速度和载荷对其摩擦特性有明显影响。BJORLING 等^[11-12]通过对比双盘模拟结果和齿轮试验结果,证明了该方法模拟齿轮啮合摩擦力的准确性。以上研究虽然模拟了较多的工况条件,但对齿面形貌以及齿轮啮合过程特性等对摩擦的影响仍然考虑较少。

本文利用双盘试验机在课题组前期工作^[13-14]的基础上对具有不同形貌特征的表面进行了滚/滑条件下的线接触摩擦研究,获得了不同工况条件下线接触表面的摩擦特性及流变特性,并通过对齿轮啮合过程的各项参数进行计算,结合试验结果研究了工况条件、齿面形貌以及齿轮啮合过程特性等条件共同作用下摩擦因数沿啮合线方向的时变情况,为齿轮摩擦学设计提供了理论基础。

1 试验方法

1.1 表面形貌制造及表征

为了研究不同齿面形貌对齿轮啮合过程中摩擦特性的影响,采用激光加工的方法制造了两种微结构表面形貌。通过调节激光打标参数可实现对织构微凹坑半径和深度的控制,制造过程中激光打标机配合旋转试验台使每一部分的微凹坑均匀分布于圆盘试件表面。

研究中表面微结构的制造控制参数如下:微凹坑直径分别为 80 μm 和 110 μm 、深度为 2 μm ,两织构表面分别命名为 D80 和 D110,未织构原始表面算术平均值 S_a 为 0.21 μm 。试样材料为 40Cr,表面硬度为 40~50HRC,尺寸为 $\phi 60 \text{ mm} \times 20 \text{ mm}$ 。制造时为了控制表面高度算术平均偏差,织构表面的微凹坑占有率保持为 20%。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,在微凹坑边缘凸起的“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,制造好的表面形貌如图 1 所示。

图 1 D80 表面形貌图

利用 Talysurf CCI lite 非接触式三维光学形貌仪对各试件进行表面形貌测量,仪器光学分辨率为 0.4~0.6 μm ,采样区域面积为 820 $\mu\text{m} \times 820 \mu\text{m}$ 。在 ISO 25178 三维表面形貌表征参数中选取高度参数 S_a ,特征参数 S_{hv} 、 S_{pd} ,功能参数 V_{vv} 、 V_{vc} 这三类三维形貌参数对表面的峰和谷的特征进行表征^[14],表面测量与表征结果如表 1 所示。

表 1 试件表面的三维形貌参数

参数	未织构表面	D80	D110
$S_a / \mu\text{m}$	0.21	0.41	0.46
S_{hv} / mm^3	1.92×10^{-8}	6.65×10^{-7}	4.26×10^{-6}
$S_{pd} / (1/\text{mm}^2)$	1006.951	121.3241	115.23
$V_{vv} / (\text{mm}^3/\text{mm}^2)$	8.64×10^{-5}	2.04×10^{-4}	2.18×10^{-4}
$V_{vc} / (\text{mm}^3/\text{mm}^2)$	2.25×10^{-4}	2.45×10^{-4}	3.99×10^{-4}

表面高度算术平均值 S_a 作为应用最广泛的三维形貌高度参数,从宏观上体现了表面形貌的整体粗糙程度; S_{hv} 和 S_{pd} 是表征凸峰特征的三维形貌特征参数,能对粗糙表面上微凸体的分布特征进行描述, S_{hv} 表示取样区域内单位面积上凸峰的平均体积, S_{pd} 表示单位采样面积内的顶点数; V_{vv} 和 V_{vc} 是表征谷特征的三维形貌功能参数,它们反映了表面形貌的储油性能, V_{vv} 是支承率为 80%~100%时平均空体体积, V_{vc} 是支承率在 10%~80%之间平均空体体积,空体体积在润滑过程中能起到储油作用,可改善表面的摩擦性能。从表 1 可看出,光滑表面具有较小的 S_{hv} 值,但却有较大的 S_{pd} 值,说明光滑表面上的微凸体体积较小,但却分布广泛;两种织构表面具有较高的 S_{hv} 值和较低的 S_{pd} 值,说明织构表面上存在着体积较大但分布较少的微凸体;D80 和 D110 表面具有大于光滑表面的 V_{vv} 值,说明微凹坑的存在增大了表面的空体体积,且微凹坑尺寸越大,增大效果越明显;织构表面的 V_{vc} 值大于光滑表面,说明支承率在 10%~80%的空体体积也会受到织构微凹坑的影响。

1.2 双盘摩擦试验

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°C , 润滑油选用 L-HL46 液压油, 室温下动力黏度 $\eta_0 = 44.9 \times 10^{-3} \text{ Pa}\cdot\text{s}$, 黏压系数 $\alpha = 2.1 \times 10^{-8} \text{ m}^2/\text{N}$ 。试验台结构简图如图 2 所示, 上试件 8 为恒定表面形貌圆盘, 下试件 7 为具有不同表面形貌的试件, 两试件具有相同的直径 60 mm , 载荷垂直施加于上试件, 下试件的转速直接由驱动电机提供, 上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, 试验中的滑滚比设置为 0% 、 5% 、 10% 、 15% 、 20% 、 25% 和 30% 。将连接下试件的驱动轴截断, 使用扭矩传感器 5 将两轴重新连接, 同时保证传动轴的对心, 这样就能精确获取试验过程中产生的摩擦力矩 M , 通过式(1)可计算出不同工况下的摩擦因数 μ

$$\mu = \frac{2\,000M}{WD_2} \quad (1)$$

式中, W 为施加于上试件上的载荷(N); D_2 为下试件直径(mm)。

图 2 试验台结构及试样安装

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

根据齿轮的常用载荷范围, 试验载荷设置为 $1\,400 \text{ N}$ 、 $2\,800 \text{ N}$ 、 $4\,200 \text{ N}$ 、 $5\,600 \text{ N}$ 、 $7\,000 \text{ N}$ 、 $8\,400 \text{ N}$, 通过式(2)可计算出各载荷工况下的最大赫兹接触压力 P

$$P = \frac{2W}{\pi bl} \quad (2)$$

$$b = \left(\frac{8WR}{\pi E'} \right)^{\frac{1}{2}} \quad R = \frac{R_1 R_2}{R_1 + R_2}$$

$$\frac{1}{E'} = \frac{1}{2} \left(\frac{1 - \mu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \mu_2^2}{E_2} \right)$$

式中, l 为试样接触长度, 为了提高试验中的接触压力, 对原始试样沿轴向从两端往中间各加工 7.5 mm 、车削深度 2 mm , 经过打磨处理后得到图 2 中的上试样, 使两试样接触长度为 5 mm ; b 为试样接触半宽度; R 为当量曲率半径; R_1 、 R_2 分别为上、下试样半径; E' 为当量弹性模量; E_1 、 E_2 和 μ_1 、 μ_2 分别为上、下试样的弹性模量和泊松比, 由于上下试件采用了同样的材料, 因此两试件弹性模量和泊松比相同, 40Cr 材料弹性模量 $E_1 = E_2 = 199 \text{ GPa}$, 泊松比 $\mu_1 = \mu_2 = 0.3$ 。通过计算可得试验载荷所对应的最大赫兹接触压力 P 分别为 0.807 GPa 、 1.1407 GPa 、

1.397 GPa 、 1.6132 GPa 、 1.8036 GPa 、 1.976 GPa 。在试验中控制两接触面间卷吸速度为 0.5 m/s 、 1.0 m/s 、 1.5 m/s 、 2.0 m/s 、 2.5 m/s , 为使两接触面间的卷吸速度在不同滑滚比下保持一致, 利用式(4)可计算出不同滑滚比下的试验转速 n_2

$$s = \frac{v}{u} = \frac{2|u_2 - u_1|}{|u_1 + u_2|} \quad (3)$$

$$u = \frac{|u_1 + u_2|}{2} = \frac{1}{2} \cdot \left| \frac{2-s}{2+s} \cdot \frac{\pi D_2 n_2}{60} + \frac{\pi D_2 n_2}{60} \right| = \frac{1}{2+s} \cdot \frac{\pi D_2 n_2}{30} \quad (4)$$

式中, s 为滑滚比; v 为接触表面相对滑动速度; u 为卷吸速度, 单位 m/s ; u_1 、 u_2 分别为上下试件的线速度; n_2 为下试件转速, 单位 r/min 。计算结果见表 2。

表 2 各卷吸速度在不同滑滚比下对应的试验转速 $n_2(\text{r/min})$

$u / (\text{m/s})$	滑滚比 $s(\%)$					
	5	10	15	20	25	30
0.5	163	167	171	175	179	183
1.0	326	334	342	350	358	366
1.5	489	501	513	525	537	549
2.0	653	668	684	700	716	732
2.5	816	836	855	875	895	915

进行试验前,在固定载荷和转速下对试验机进行约1 h 预热,待试验机达到油温平衡后开始测量。对每个试件进行测量时,先在固定载荷和转速下对其进行30 min 的磨合,待摩擦力矩输出数据稳定后开始采集。

图3是D80表面在卷吸速度为2.5 m/s、载荷为1.803 6 GPa 时的预跑合摩擦因数曲线。在跑合初期,两接触面处在磨合阶段,且润滑油膜还未形成完全,所以摩擦因数波动较大;在约30 min 后,摩擦因数逐渐稳定,其值在 ± 0.001 左右波动,此时摩擦因数输出稳定,可以进行数据采集工作。

图3 预跑合阶段摩擦因数波动情况

2 双盘摩擦试验结果分析

2.1 载荷对摩擦因数的影响

齿轮啮合过程中由于接触齿面间滑滚比不断发生变化,因此研究不同滑滚比时工况条件对摩擦因数的影响将为齿轮啮合过程中的摩擦因数变化趋势预测提供理论依据,同时也会为齿面优化减摩提供设计方向。图4是滑滚比分别为10%和30%时,摩擦因数随赫兹接触压力从0.807 GPa 增大到1.976 GPa 时的变化趋势。从图4可看出摩擦因数随接触面间赫兹接触压力的增大而减小,且在卷吸速度大时摩擦因数减小幅度相对较大;随着载荷的增加,卷吸速度对摩擦因数的影响逐渐减小。对比图4a和4b还可以发现,在大滑滚比时,随着载荷的增大,不同卷吸速度下摩擦因数曲线相差幅度明显比小滑滚比时小。表面形貌对摩擦因数的影响在不同的工况下也呈现出不同的特点,在低滑滚比时,光滑表面摩擦因数低于两种织构表面,这一现象可用课题组前期研究的结果进行解释^[13],即较低滑滚比下并不是 V_{vv} 值越大的表面就能获得更好的摩擦特性,这是因为表面空体体积和材料体积总和是一定的,若空体体积过大,必定导致材料体积减小,表面实际接触面积较小,受载后材料接触区变形的不规律

性将影响到润滑油的分布和流动,空体处润滑油的滞留性能降低,影响到表面的润滑效果;而在高滑滚比时,三种表面的摩擦因数随载荷变化趋势较为接近。

图4 摩擦因数-载荷关系图

2.2 卷吸速度对摩擦因数的影响

为了进一步研究卷吸速度和滑滚比的耦合影响,图5给出了滑滚比分别为10%和30%时,摩擦因数随接触面卷吸速度0.5 m/s 增大到2.5 m/s 的变化趋势。从图5中可看出在载荷低时摩擦因数随卷吸速度增加有上升的趋势,总体来看织构表面比光滑表面有更低的摩擦因数,D80 表面在大部分卷吸速度下表现出良好的减摩效果,这是因为D80 表面具有较小的 S_{pd} 值,说明其表面上分布的尖峰较少,因此具有较好的摩擦特性^[14];在载荷高时,摩擦因数明显减小,三种表面的摩擦因数随卷吸速度变化较小且十分接近,大滑滚比且载荷较大时出现了摩擦因数随卷吸速度增大而略微减小的趋势,这种趋势可以结合弹流润滑理论和课题组先期的研究结果进行解释^[15],主要是接触面弹性变形随载荷增大而增大,同时油膜压力也随之增大,弹性变形和黏压效应的共同作用削弱了卷吸速度对摩擦特性的影响,使摩擦因数随卷吸速度的变化呈现出不同的趋

势。图 5 说明在低载荷时接触面卷吸速度和表面形貌对表面摩擦特性影响较大,而在高载荷时,这种影响作用相对减小。

图 5 摩擦因数-卷吸速度关系图

2.3 滑滚比对摩擦因数的影响

弹流润滑界面的摩擦因数与滑滚比的关系已有很多学者进行过研究,在这种情况下,滑滚比-摩擦因数曲线被用来研究弹流拖动力的相关理论,因此该曲线也被称为拖动曲线^[16]。摩擦因数随滑滚比变化的曲线可分为三个部分,即线性上升区、非线性上升区和热效应区,载荷、卷吸速度和润滑油特性等都会使该曲线的形状发生改变,但接触表面形貌对曲线的影响未见文献报道。

图 6 给出了 $P=1.976$ GPa, $u=1.5$ m/s 时三种表面的拖动曲线,从图中可看出,在滑滚比为 0~5%左右的区域内三种表面的摩擦因数呈现明显的线性上升趋势,这一区域即前面提到的拖动曲线线性上升区,在该区域内的润滑油可看做牛顿流体^[3]。拖动曲线在滑滚比 5%~20%的区域继续保持增长趋势,但增长幅度逐渐减缓,在达到一个峰值后开始略微减小,这一区域即拖动曲线的非线性上升区,其特点是摩擦因数与滑滚比不再成正比关系增长,同时

从图中还可发现在这一区域内三种表面形貌的摩擦因数有较大区别,两种织构表面的摩擦因数大于光滑表面,这些现象说明表面形貌对该区域内的摩擦特性有一定影响,润滑油特性也表现出很强的非牛顿性。摩擦因数在达到最大值后拖动曲线进入热效应区,在这一区域内摩擦因数的变化逐渐平稳或略有下降,主要是由于较高的相对滑动速度造成发热,降低了润滑油黏度,从而影响摩擦因数的变化。在此区域内,润滑油的热效应占主导因素。

图 6 滑滚比-摩擦因数曲线

不同形貌表面在非线形区出现的变化趋势差异现象可以用弹流润滑过程的非牛顿流体流变模型来解释。利用式(5)可算出切应力 τ 随切应变率 $\dot{\gamma}$ 的变化趋势

$$\tau = \frac{F_f}{A} \quad \dot{\gamma} = \frac{v}{h} \quad (5)$$

式中, F_f 为接触面间摩擦力; A 为试件接触面积, $A=2bl$; h 为接触面间油膜厚度,这里可根据 Dowson-Higginson 油膜公式对其进行计算^[17]

$$h_{\min} = 2.65\alpha^{0.54}(\eta_0 u)^{0.7} E'^{-0.03} R^{0.43} w^{-0.13} \quad (6)$$

w 为单位长度上的载荷(N/m),计算出此工况下最小油膜厚度为 $0.33 \mu\text{m}$ 。

在非线形上升区,根据 Ree-Eyring 模型 $\tau-\dot{\gamma}$ 关系可表达为

$$\dot{\gamma} = \frac{\tau_0}{\eta} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_0}\right) \quad (7)$$

式中, 润滑油动力黏度 $\eta = \eta_0 \exp(\alpha P)$, η_0 为常压下润滑油黏度。

在考虑接触面间黏附作用对润滑油流变特性影响时,接触面间润滑油流动可分为三个流动层,分别为两个接触表面附近的边界层和中心区域层,两边界层流动速度为 V_1 ,中心区域层流动速度为 V_2 ,此时的表面间润滑油相对流动速度

$$\Delta V = 2V_1 + V_2 = 2\dot{\gamma}_1 h_0 + \dot{\gamma}_2 (h - 2h_0) \quad (8)$$

式中, h_0 为边界层厚度。

结合式(7)可得^[5]

$$\dot{\gamma} = \frac{2h_0}{h} \frac{\tau_{OL}}{\eta_L} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_{OL}}\right) + \frac{h-2h_0}{h} \cdot \frac{\tau_{OH}}{\eta_0 \exp(\alpha P)} \sinh\left(\frac{\tau}{\tau_{OH}}\right) \quad (9)$$

式中, τ_{OL} 和 τ_{OH} 分别为边界层和中间层的极限切应力, 分别为 6 MPa 和 2.1 MPa; η_L 为边界层黏度, 其值为 10 Pa·s^[5]。图 7 列出了 τ 取固定变动范围、 h_0 分别为 0.10h、0.15h 和 0.20h 时使用层流模型计算的非线性区 $\tau-\dot{\gamma}$ 关系, 从图 7 中可看出, h_0 对于曲线影响明显。该模型计算结果与试验结果的趋势较为吻合, 不同边界层厚度下的曲线随着 $\dot{\gamma}$ 的增大, 趋势差距也逐渐增大。图 7 说明非线性区表面形貌对拖动曲线的作用主要通过影响边界层厚度 h_0 来实现, 织构表面的微凹坑结构改变了接触面间边界层厚度, 由此造成表面形貌对拖动曲线变化趋势的影响。

图 7 非线性区 $\tau-\dot{\gamma}$ 流变模型计算结果

($P=1.976$ GPa, $u=1.5$ m/s)

通过以上的分析可以看出, 表面形貌对弹流润滑拖动曲线的影响主要体现在非线性上升区, 针对这一滑滚比区间内进行表面减摩设计可获得更好的结果。

3 基于双盘试验的齿面时变摩擦特性分析

3.1 齿轮啮合参数计算

为了进一步研究齿轮啮合过程的摩擦特性, 在这一部分中, 以一对直齿轮作为参照, 计算齿轮在啮合过程中沿啮合线方向的齿面载荷和滑滚比, 齿

轮参数见表 3。

表 3 齿轮参数

参数	数值
齿数 z	38
压力角 $\beta/^\circ$	20
传动比 i	1
中心距 a/mm	380
模数 m/mm	10
齿宽 b_g/mm	20
齿顶圆直径 d_a/mm	400
基圆直径 d_b/mm	357.09

齿轮啮合过程可由图 8 表示, 从图 8 中可看出, 随着啮合位置 x 沿啮合线 N_1N_2 移动, 啮合齿面的当量曲率半径也随着 ρ_1 和 ρ_2 的值不断变化, 齿面接触的瞬时接触曲率半径 ρ' 计算如下^[10]

$$\frac{1}{\rho'} = \frac{1}{\rho_1} + \frac{1}{\rho_2} \quad (10)$$

图 8 齿轮啮合过程示意图

齿面间接触压力 P_g 由下式计算

$$P_g = \sqrt{\frac{qE'}{\pi\rho'}} \quad (11)$$

式中, q 为齿面上单位长度所受的法向力(N/mm); E' 为齿轮当量弹性模量。齿轮载荷 8 400 N 时的齿面接触压力随啮合位置变化计算结果如图 9a 所示, 从图中可看出齿面接触压力在节点(啮合位置为 0 点)附近的区域大于两侧区域, 这是由于齿轮在啮合过程中的重合度大于 1, 在一个啮合周期内会发生单双齿啮合区的交替出现, 节点附近区域为单齿啮合区, 此时只有一对轮齿啮合传动, 因此齿面所受接触压力较大, 而进入双齿啮合区后有两对轮齿同时啮合, 齿面所受载荷被分配到各齿面, 导致齿面接触压力减小^[10]。

两接触齿面相对于接触点的线速度分别为:

$$\begin{aligned} U_1 &= \frac{\pi n_1}{30} (r_1 \sin \beta + x) \\ U_2 &= \frac{\pi n_2}{30} (r_2 \sin \beta - x) \end{aligned} \quad (12)$$

式中 r_1 、 r_2 为齿轮分度圆半径, 计算中为 190 mm。 n_1 、 n_2 分别为主动轮和从动轮转速(r/min)。

利用式(3)可算出齿面间滑滚比 s 随啮合位置的变化情况, 如图 9b 所示。滑滚比在啮合周期内呈“V”字型变化趋势, 啮入点和啮出点处滑动摩擦占主要部分, 滑滚比最高; 随着啮合位置向节点处转移, 滑滚比逐渐降低, 节点处啮合时两接触齿面为纯滚动运动, 滑滚比为 0。结合图 9a, 滑滚比为 30% 左右时的齿面接触区域受到的接触压力较大, 且此区域内滚动摩擦占比重也较大, 以往的齿轮摩擦试验多集中于滑动摩擦占主导的区域, 所以本文选择这一区域内齿面间摩擦特性进行研究。

图9 沿齿轮啮合线方向的最大接触压力和滑滚比变化情况

3.2 齿面摩擦因数变化规律

由于齿轮啮合过程中滑滚比随啮合位置实时变动, 所以齿面摩擦因数也随之变化, 利用双盘试验结果对这一过程进行研究能更准确地描述出不同工况条件下齿面摩擦因数变化规律。

通过对试验数据进行插值, 可以得到较为光滑的摩擦因数曲面图, 同时得出该曲面在滑滚比-卷吸

速度平面上的等高线图, 做出横坐标各点的垂线, 其与等高线的交点就是对应这一滑滚比下的摩擦因数, 利用这种方法可以获得不同卷吸速度下各啮合点的摩擦因数。文献[18]曾利用 EHL 模型对齿面间摩擦因数进行过大量仿真, 通过计算结果拟合出了齿轮啮合过程的齿面摩擦因数经验公式

$$\begin{aligned} \mu(x) &= e^{f_{xu}} \cdot P^{b_2} \cdot |s|^{b_3} U_e^{b_6} \cdot \eta^{b_7} \cdot R^{b_8} \\ f_{xu} &= b_1 + b_4 \cdot |s| \cdot P \cdot \lg \eta + b_5 \cdot \exp(-|s| \cdot P \cdot \lg \eta) + \\ &\quad b_9 \cdot e^{R_q} \end{aligned} \quad (13)$$

式中, U_e 为齿面卷吸速度, R_q 为齿面粗糙度均方根值, 公式中的拟合参数分别为: $b_1 = -8.916\ 465$, $b_2 = 1.033\ 03$, $b_3 = 1.036\ 077$, $b_4 = -0.354\ 068$, $b_5 = 2.812\ 084$, $b_6 = -0.100\ 601$, $b_7 = 0.752\ 755$, $b_8 = -0.390\ 958$, $b_9 = 0.620\ 305$ 。该公式可用于获得齿轮正常工况下的齿面时变摩擦因数, 因此也可用于本文所模拟的齿轮工况^[19]。图 10 是本文方法与文献[18]方法得到的齿轮沿啮合线方向摩擦因数变化情况对比, 从图 10 中可看出, 在节点附近啮合位置和距离节点较远啮合位置两种方法具有相近的结果, 在距离节点位置 2~6 mm 的区域内, 两种方法有较大区别, 试验数据计算结果大于文献[18]公式所得结果, 造成这一现象的原因可能为文献[18]模型对接触面表面形貌考虑较少, 而这一区域恰好是前面所提到的拖动曲线非线性上升区, 在该区域内表面形貌能对接触面间摩擦因数产生明显影响, 因此造成了两种方法的差异。

图10 试验方法与文献[18]计算结果的对比

为研究齿面形貌对齿轮摩擦因数的影响, 图 11 是利用双盘试验结果进行分析获得的三种表面在不同工况下沿啮合线摩擦因数变化情况, 在接触面卷吸速度较低时, 三种表面的齿面摩擦特性较为接近, 见图 11a; D80 表面啮合节点附近的摩擦因数大于其它两种表面, 说明这种表面结构在滚动摩擦比重

较大的接触过程中会产生较大的摩擦力,在其他啮合位置 D80 表面具有较好的摩擦性能; D110 表面的啮合节点两侧区域在高速条件下出现较大的摩擦因数,见图 11b、11c,说明高速下 D110 表面织构对齿面摩擦力拖动曲线的非线性上升区影响较大,从而影响到这一啮合区域的摩擦特性。从以上分析可知,接触面形貌会对齿面摩擦力产生影响,且影响的啮合区域各有不同,准确研究各种齿面形貌对齿面摩擦特性的影响关系将为齿轮优化设计提供理论依据。

图 11 不同工况下三种表面在啮合区域的摩擦因数变化对比

4 结论

(1) 线接触滚/滑条件下,接触面载荷、卷吸速度和滑滚比对摩擦因数的影响具有明显规律性,同时三维表面形貌表征参数也与接触面摩擦特性的变化趋势有所关联,线接触弹性流体润滑问题应充分考虑这些因素的综合作用。

(2) 从三种表面的润滑拖动曲线可看出表面形貌对拖动曲线造成了一定影响,且这种影响主要发生在非线性上升区,减摩表面设计应针对这一滑滚比区间内进行。

(3) 利用双盘试验结果计算的齿面摩擦变化趋势与文献[18]模型计算结果存在一定差异,这种差异主要体现在距离节点位置 2~6 mm 的区域内,表面形貌对拖动曲线非线性上升区的影响是造成这种现象的主要原因。

(4) 不同表面形貌的齿面摩擦因数变化趋势在不同工况下存在一定差异,D110 表面改善了啮合线节点附近区域的摩擦性能,而 D80 表面改善了节点两侧区域的摩擦性能,针对不同表面形貌对啮合过程齿面摩擦的影响机理开展研究能为齿轮减摩降耗优化设计提供理论依据。

参 考 文 献

- [1] CARLOS M C G F, RAMIRO C M, JORGE H O S. Coefficient of friction equation for gears based on a modified Hersey parameter[J]. Tribology International, 2016, 101: 204-217.
- [2] CHANGNET C, OVIEDO-MARLOT X, VELEX P. Power loss predictions in geared transmissions using thermal networks-applications to a six-speed manual gearbox[J]. Journal of Mechanical Design, 2006, 128(3): 618-625.
- [3] 王燕霜, 杨伯原, 王黎钦. HKD-1 型航空润滑油特征剪切应力及有效黏压系数确定的研究[J]. 摩擦学学报, 2006, 26(1): 68-72.
WANG Yanshuang, YANG Boyuan, WANG Liqin. Determination of Eyring shear stress and pressure-viscosity coefficient for HKD-1 aviation lubricating oil[J]. Tribology, 2006, 26(1): 68-72.
- [4] 王燕霜, 邓四二, 杨伯原, 等. 润滑油五参数流变模型的研究[J]. 摩擦学学报, 2007, 27(5): 461-466.
WANG Yanshuang, DENG Sier, YANG Boyuan, et al. Investigation on a new five-parameter rheological model of lubricating oil[J]. Tribology, 2007, 27(5): 461-466.
- [5] ELIE B, JULIETTE C, DENIS M, et al. A non-Newtonian

- model based on Ree-Eyring theory and surface effect to predict friction in elastohydrodynamic lubrication[J]. Tribology International, 2010, 43(9): 1674-1682.
- [6] AKBARZADEH S, KHONSARI M M. Performance of spur gears considering surface roughness and shear thinning lubricant[J]. Journal of Tribology, 2008, 130(2): 1-8.
- [7] LI S, KAHARAMAN A. A tribo-dynamic model of a spur gear pair[J]. Journal of Sound and Vibration.2013, 332(20): 4963- 4978.
- [8] VAISHYA M, SINGH R. Strategies for modeling friction in gear dynamics[J]. Journal of Mechanical Design. 2003, 125(2): 383-393.
- [9] YUAN S H, DONG H L, LI X Y. Analysis of lubricating performance for involute gear based on dynamic loading theory[J]. Journal of Mechanical Design, 2012, 134(12): 121004- 121012.
- [10] SUKUMARAN J, ANDO M, DE BAETS P, et al. Modelling gear contact with twin-disc setup[J]. Tribology International, 2012, 49(11): 1-7.
- [11] BJÖRLING M, HABCHI W, BAIR S, et al. Towards the true prediction of EHL friction[J]. Tribology International, 2013, 66: 19-26.
- [12] BJÖRLING M, MIETTINEN J, MARKLUND P, et al. The correlation between gear contact friction and ball on disc friction measurements[J]. Tribology International, 2015, 83(83): 114-119.
- [13] 李杨, 刘小君, 王庆生, 等. 线接触状态下激光加工微造型表面摩擦特性研究[J]. 摩擦学学报, 2013, 33(4): 349-356.
- LI Yang, LIU Xiaojun, WANG Qingsheng, et al. Effect of laser textured surfaces on the frictional property in line contact[J].Tribology, 2013, 33(4): 349-356.
- [14] 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 Bangyuan, LIU Xiaojun, 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.
- [15] 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.
- [16] 郑林庆. 摩擦学原理[M]. 北京: 高等教育出版社, 1994.
- ZHENG Linqing. Principles of tribology[M]. Beijing: Higher Education Press, 1994.
- [17] 温诗铸, 杨沛然. 弹性流体动力润滑[M]. 北京: 清华大学出版社, 1992.
- WEN Shizhu, YANG Peiran. Elastic hydrodynamic lubrication[M]. Beijing: Tsinghua University Press, 1992.
- [18] XU H. Development of a generalized mechanical efficiency prediction methodology for gear pairs[D]. Columbus : The Ohio State University, 2005.
- [19] HE S, CHO S, SINGH R. Prediction of dynamic friction forces in spur gears using alternate sliding friction formulations[J]. Journal of Sound and Vibration, 2008, 309(3-5): 843-851.

作者简介: 李直, 男, 1988 年出生, 博士研究生。主要研究方向为齿轮动力学及摩擦学。

E-mail: lizhi2qn@163.com

刘焜(通信作者), 男, 1963 年出生, 博士, 教授, 博士研究生导师。主要研究方向为摩擦学设计。

E-mail: liukun@hfut.edu.cn