

金属滑动接触的滑移线场理论之发展现状

张国威 欧阳锦林 薛群基

(中国科学院兰州化学物理研究所固体润滑开放研究实验室, 兰州 730000)

摘 要 本文综述介绍了金属滑动接触的滑移线场理论的基本原理及其发展现状。该理论以一个硬质楔在较软金属表面的滑动作为金属滑动摩擦的基本模式, 用滑移线场分析方法考察了滑动过程中的应力和应变, 导出了摩擦系数的计算公式, 揭示了在粘着理论中被隔离开来的粘着与犁削之间的内在联系。试验结果与理论计算结果有较好的一致性。该理论还提出了非疲劳磨损与疲劳磨损的不同变形和断裂机制, 揭示了 Archard 磨损系数与微凸体发生疲劳断裂的临界受荷周期数之间的定量关系。文章还对该理论的进步意义及其发展趋势作了简要的评述。

关键词 金属滑动摩擦, 滑移线场分析, 塑变波模式, 摩擦系数计算, 磨损系数计算

1. 滑移线场理论的提出

流体润滑的力学基础早在 1886 年就已经确定^[1], 然而对于固体摩擦接触力学本质的研究却显得远为复杂和困难。本世纪五十年代以前, 各种理论都假定固体间的摩擦力纯粹由表面力场而来^[2,3], 但实际上摩擦效应会涉及一定深度的表层。1950 年, Bowden 和 Tabor 提出了粘着理论^[4], 其基本观点是两个金属在负荷作用下的初始接触只发生在表面微凸体的顶部, 因而压强很大, 足以引起塑性变形而使真实接触面积增大, 直到能够支撑所受负荷为止。在金属微凸体接触处会发生“冷焊”, 滑动时必须剪断焊接点。考虑到表面粗糙度和相对硬度的影响, 又引入了一个独立的犁削项, 于是总的摩擦系数就被认为是粘着项和犁削项的算术和。长期以来, 普遍认为这个理论适合于金属的摩擦。后来, 人们又从接点生长、表面污染或氧化等方面对此理论作了改进, 并且称之为“修正的粘着理论”^[5]。粘着理论的提出是固体摩擦力学原理研究上的重大进步。然而, 人为地把粘着作用与犁削作用分离开来却使这个理论难以更深刻地反映金属滑动接触的本质。Tabor 本人也认为, 应该通过适当的途径把粘着项与犁削项结合到一个单一的塑性模式中, 以便能够考虑这两种机制间可能存在的相互影响^[6]。Challen 和 Oxley 的金属滑动接触的滑移线场理论正是根据这种情况提出来的。

1992-02-25 收到初稿, 1992-08-15 收到修改稿。本文通讯联系人张国威。

2. 滑移线场理论的基本内容

Green 等早在 1955 年就把滑移线场分析方法应用于金属滑动接触的研究^[7], 提出了一个对称性的微凸体滑动接触模式(图 1)。他们利用图 1 所示与初始表面粗糙度相关的角 α 之减小及角 η 之增大来描述接点的形成、变形和断裂过程, 并且给出了摩擦系数的计算公式, 但是

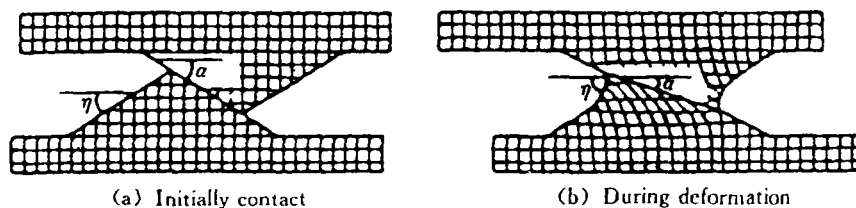


Fig. 1 Green's slip-line field model

图 1 Green 的滑移线场模式

却无法计算 η 在 $\pi/4 - \pi/2$ 之间时的摩擦系数, 认为这可能是由于在该条件下已经不再对称的滑移线场的缘故。1959 年, Dreshcher 假想一个微凸体的接触变形区由 3 部分组成, 并且提出了如图 2 所示的非对称接触的滑移线场模式^[8]。虽然这个模式比较粗略, 摩擦系数计算结果也与实际值有较大的出入, 但其关于塑变区由 3 部分组成的设想却比较接近于 Challen 等试验证明了的金属滑动接触的滑移线场模型。1975 年, Moore 在分析摩擦的犁削项时曾经指出, 在硬滑块前会出现如图 3 所示的塑变材料波形堆积^[9], 认为这种堆积必然造成犁削分量的增大, 但很难对其影响做出定量的估计。Challen 等应用滑移线场分析方法对滑动中有塑变材料波形堆积时的各种参数进行了理论分析和试验考察^[10-12], 并将其作为金属滑动接触的基本模式, 这就是本文介绍的金属滑动接触的滑移线场理论, 抑或称作金属滑动接触的塑变波理论。

为了便于建立定量分析的数学模式和适当的试验手段, 他们通过下述限定条件对问题进行了简化:

- 假定较硬凸峰是完全刚性的, 在滑动中不发生任何变形;
- 假定较软材料的塑性变形是稳态的(即无应变硬化现象), 其体积也保持不变;
- 假定只发生平面应变状态的变形。

图 4 是满足上述条件的稳态平面应变滑移线场和相应的速度矢量图^[13]。建立滑移线场的基本方法是先建立一个能够满足应力边界条件的滑移线场, 然后检验它能否满足必要的速度条件, 如果不能则对它进行修正, 直到能够满足为止。严格地说, 还应当验明塑性功总是

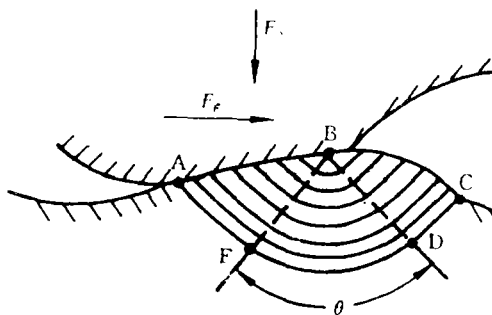


Fig. 2 Dreshcher's slip-line field model

The plastic region consists of ABE, BED and BDC

F_N : Load; F_f : Friction force

图 2 Dreshcher 的滑移线场模式

塑性变形区由 ABE、BED 和 BDC 部分组成

F_N 为负荷; F_f 为摩擦力

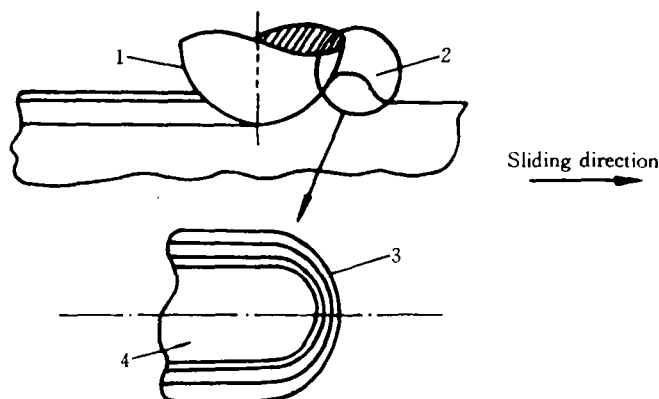


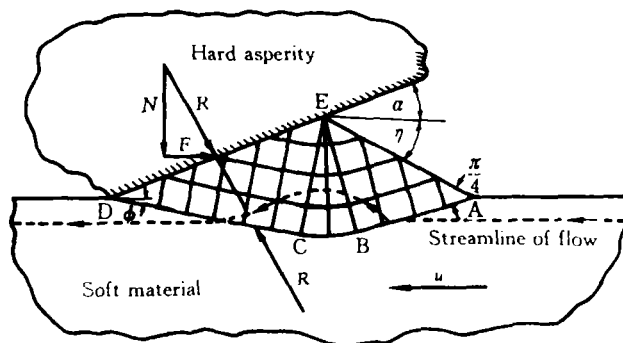
Fig. 3 Plastic deformation wave ahead of a sphere slider

1—Sphere slider; 2—Plastic deformation wave; 3—Peaks of the wave; 4—Groove

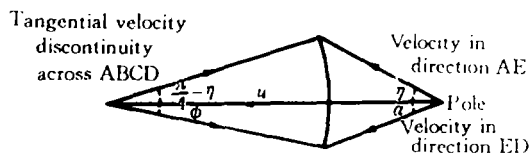
图3 球形滑块前的材料堆积

1—球形滑块; 2—金属堆积; 3—金属的螺旋; 4—槽

正值和假设的刚性材料中的应力总是在该材料的屈服点以下。这两个条件一般总是能够满足的。图4所示滑移线场的建立过程见文献[10]。图4中的上试样是一个楔面角为 α 的硬质楔，它是静止的，而且不发生任何变形；下试样为较软的平面金属试样，其流动剪应力 K 是常数。硬质楔在垂直负荷 N 的作用下于平面试样上压痕，然后平面试样就在水平力 F 作用下沿着与



(a) Slip-line field



(b) Hodograph

Fig. 4 Steady state plane strain slip-line field of wave model and corresponding hodograph

图4 稳态平面应变滑移线场和相应的速度矢量图

楞边(该楞边与图面垂直相交于 D 点)垂直的水平方向运动,速度为 u 。平面试样表层发生塑性变形,并在楞前形成波形堆积。ABCDE 是塑性变形区,同时假定界面 DE 和应力自由面 AE 都是平直的。图 4 所示滑移线场针对的是稳定塑变波模式。所谓稳定塑变波模式是指滑动时塑变波外形保持不变,这时图 4 所示角 φ 必然大于零度,角 η 必然小于 $\pi/4$ 。界面膜剪切强度 τ 与较软材料流动剪应力 K 之比被定义为界面膜名义剪切强度 f ,即 $f=\tau/K$ ($0 \leq f \leq 1$)。对于稳定塑变波模式,影响其滑移线场几何形状的独立变量为 α 与 f 。当 α 与 f 保持不变而改变其它参数(包括成比例地改变 τ 和 K)时,得到的滑移线场保持几何相似。Challen 等由图 4 所示的滑移线场得到了角 φ 、 η 及摩擦系数 μ 的表达式^[(13),(14)]:

$$\varphi = \frac{1}{2} \arccos f - \alpha \quad (1)$$

$$\eta = \arcsin[(1-f)^{-1/2} \sin \alpha] \quad (2)$$

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{A \sin \alpha + \cos(\arccos f - \alpha)}{A \cos \alpha + \sin(\arcsin f - \alpha)} \quad (3)$$

式中, $A = 1 + \frac{1}{2} \pi + \arccos f - 2\alpha - 2 \arcsin[(1-f)^{-1/2} \sin \alpha]$ 。式(3)表明,摩擦系数与接触面积无关,摩擦力 F 与负荷 N 成正比,这符合经典的摩擦定律。图 5 中的实线是式(3)的计算结果。可以看出, μ 随 α 和 f 的增大而增大,这与实际摩擦中观察到的趋势一致。Johnson 根据上述结果进一步指出^[(15)],当 $\alpha=0^\circ$ 时, μ 值可看作粘着摩擦系数 μ_a ;当 $f=0$ 时, μ 值可看作犁削摩擦系数 μ_p ;当 α 很小时,摩擦系数可近似地看作粘着项与犁削项的算术和,这与粘着理论中的假设相同。但随着 α 的增大,摩擦系数就不能再被看作两个独立项的算术和。从这个意义上讲,滑移线场理论包括了粘着理论,而粘着理论只是滑移线场理论中的特殊情况。

当 $\varphi < 0^\circ$ 和 $\eta > \pi/4$ 时,变形材料必然发生破裂,这称为非稳定塑变波模式,或称磨损模式。图 6 是非稳定塑变波模式的滑移线场^[(13)]。图中的 β 是两组滑移线的夹角,其它各符号的意义均与图 4 中的相同。假定 A 和 D 的连线仍然平行于 u ,界面 DE 与自由面 EA 也都是平直的。由于这时界面 DE 上不再有滑动,所以 f 不再是影响因素。为了方便,仍把 α 和 f 作为独立变量。 f 在这里表示 DE 方向上的剪应力分量与较软材料流动剪应力之比。由图 6 所示的滑移线场亦可得到 φ 、 η 和 μ 的表达式^[(13)]:

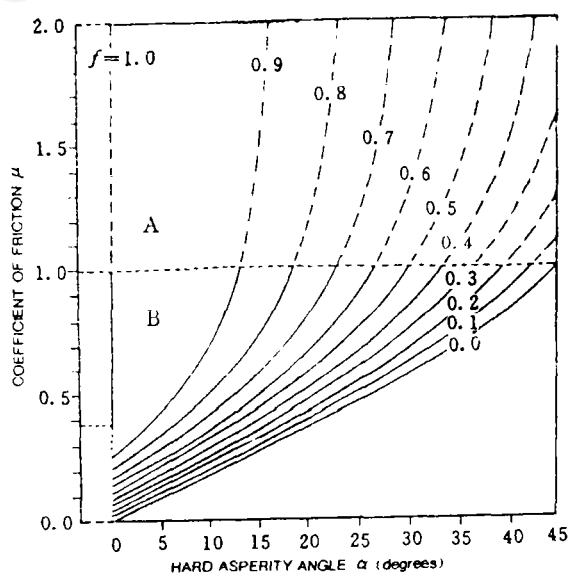


Fig. 5 Theoretical results showing the influence of α and f on μ

A—Non-steady state wave model;

B—Steady state wave model

图 5 μ 随 α 和 f 变化的理论计算结果

A—非稳定塑变波模式;

B—稳定塑变波模式

$$\varphi = \alpha - \frac{1}{2} \arccos f \quad (4)$$

$$\eta = \arcsin [(1-f)^{-1/2} \sin \alpha] \quad (5)$$

$$\mu = \frac{[1 - 2 \sin \beta + (1-f^2)^{1/2}] \sin \alpha + f \cos \alpha}{[1 - 2 \sin \beta + (1-f^2)^{1/2}] + \cos \alpha + f \sin \alpha} \quad (6)$$

式中, $\beta = \alpha - \frac{1}{2} \arccos f + \arcsin [(1-f)^{-1/2} \sin \alpha] - \frac{\pi}{4}$ 。可以看出, 式(5)与式(2)相同, 式(6)也与经典摩擦定律相符。图5中的虚线是式(6)的计算结果。

图5中未给出 $\alpha > \pi/4$ 时的计算结果, 因为这时发生的是切削过程。图7是与切削过程相应的滑移线场^[10]。

当硬质楞在垂直负荷作用下于平面试样上压痕且又受到水平力作用时, 首先是更深地压入平面试样, 因为它开始由双面受支撑向单面受支撑转变。随着平面试样变形量的增大而形成隆波, 硬质楞受塑变波的支撑会逐渐上升, 直至达到平面试样原始表面的高度, 然后取决于 α 和 f 值的大小, 要么进入塑变波形保持不变的稳定状态, 要么发生破裂而成为非稳定状态。Johnson 曾经对这个过渡阶段分步建立了近似的滑移线场和相应的速度矢量图, 其分析结论与试验结果相当吻合^[15]。

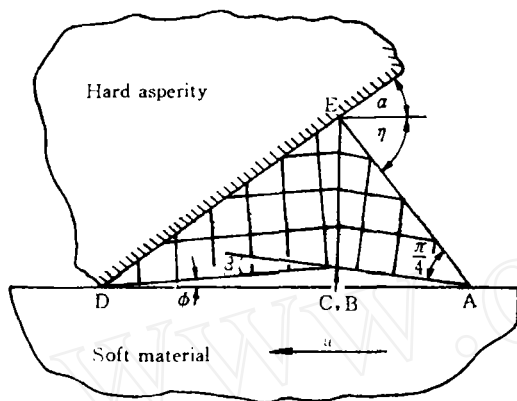


Fig. 6 Slip-line field of non-steady state wave model

图6 非稳定塑变波模式的滑移线场

应变速度无关的非稳态应变, 上述滑移线场分析也是适用的; 只要用一个平均流动剪应力 $\bar{K}$ 代替上述分析中的 K , 所有的计算公式就都可以保持相同的形式^[16]。这就为用实际材料来对滑移线场理论进行试验研究提供了方便。 $\bar{K}$ 的定义如下^[17,18]:

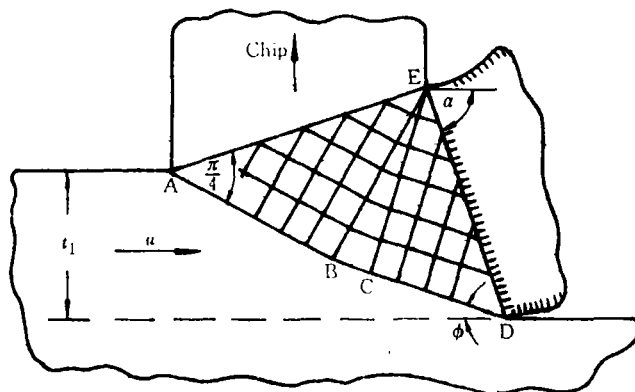


Fig. 7 Slip-line field of cutting model ($\alpha > \pi/4$)

图7 $\alpha > \pi/4$ 时的滑移线场

$$\bar{K} = \frac{1}{\gamma_1} \int_0^{\gamma_1} K d\gamma \quad (7)$$

式中, γ_1 是变形材料从进入塑变波到流出塑变波的总剪应变变量, K 为流动剪应力, 它是剪应变 γ 的函数。

3. 滑移线场理论的试验研究^[13]

为了尽可能地接近建立滑移线场时所假定的平面应变条件和其它假定条件, Oxley 等采用了图 8 所示的试验方法。硬质楔用 BAS 高速钢 (RC60) 制成, 楔宽为 11.700—11.935mm。平面试样由两个宽度均为 6mm 的 5086H32 回火铝镁合金块对合而成, 并被夹持在一对磨光的硬质导轨之间。导轨与硬质楔侧面之间留有间隙。导轨用于防止平面试样变形时发生侧向流动, 在油润滑试验中也起贮油槽的作用。两个铝镁合金块的对合面上有方形网格, 以便试验后定量检测材料的塑性变形。图 9 是 Oxley 教授的试验设备示意图。试验负荷为 3500—8500N, 速度为 0.3mm/s, 水平位移量为 5.4—36.1mm, α 的角度范围为 5—45°, 润滑状态有 3 种, 即无润滑、矿物油浴润滑和干膜润滑(在平面试样上喷涂 10 μ m 厚的 DCM321R 干膜)。由于速度很低, 该铝镁合金的流动剪应力 K 只与剪应变变量有关而与应变速度无关。

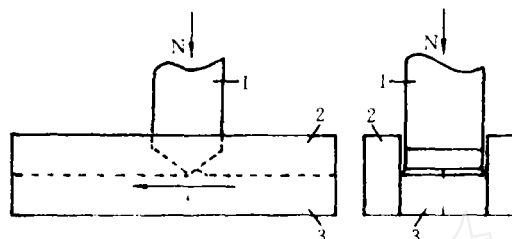


Fig. 8 Schematic diagram of experimental principle

1—Hard wedge; 2—Guider; 3—Plane specimen

图 8 试验方法示意图

1—硬质楔; 2—导轨; 3—平面试样

图 10 (a) 和 (b) 分别是稳定塑变波与非稳定塑变波试验的典型记录曲线。图中, Δ_i 表示初始压痕深度, Δ_m 表示楔边压入的最大深度, F_m 表示最大水平牵引力, F 在稳定塑变波试验中表示水平牵引力的稳定值, 而在非稳定塑变波试验中则表示发生破裂后水平牵引力的平均值。由图 10 可见, 楔边的垂直位移量正如前面分析的那样, 是先增大而后减小到接近于零。还可以看到, $F_m > F$ 。如果把开始压痕到形成塑变波或发生破裂前的过渡阶段看作相互接触的两个物体在出现宏观滑动前发生相对位移的阶段, 并把 F_m 与静摩擦力联系起来, 就可以解释静摩擦系数总是大于动摩擦系数的实际现象。

图 11 是稳定塑变波试验后平面试样变形情况的照片, 图 12 是与之相应的示意图。由图 12 (b) 可见, 接触界面并不是平直的。CD'E 区的形成是卸荷效应的结果, 角 α_1 与楔面角 α (参见图 4) 相等。塑变波的先导面(即应力自由面)也不平直, 而且变形区实际上延伸到了 F 点。由于卸荷效应会减小先导面的坡度, 故取 η_1 为角 η (参见图 3) 的值。由图 12 (a) 可见, 塑变波的波峰(过 E 点的曲线)也不平直。以过 D 点的虚线与波峰线之间的坡面面积除以波面宽度 W 便可求得接触界面的平均长度 $\bar{d}$ 。这样, 由试验数据 N 、 F 、 α_1 、 $\bar{d}$ 和 W 即可求得界面膜的名义剪切强度 τ :

$$\tau = \frac{F \cos \alpha_1 - N \sin \alpha_1}{W \bar{d}} \quad (8)$$

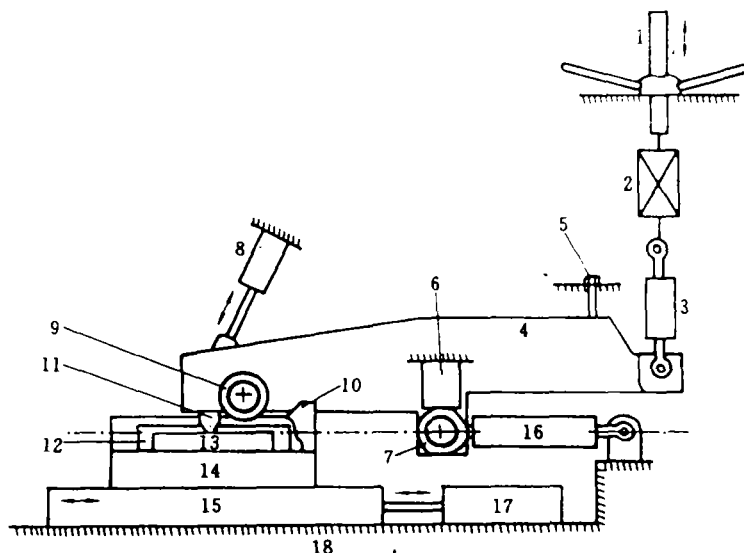


Fig. 9 Schematic diagram of Oxley's experimental rig

1—Load adjustment mechanism; 2—Helical springs; 3—Load cell (N); 4—Load lever; 5—Levelling screw; 6—Pivot block; 7—Pivot roller; 8—Device for vertical displacement measurement; 9—Unloading roller; 10—Unloading ramps; 11—Hard wedge; 12—Clamp; 13—Plane specimen; 14—Stage; 15—Machine table (moveable); 16—Force cell (F); 17—Device for horizontal displacement measurement; 18—Machine frame (fixed)

图 9 Oxley 教授的试验设备示意图

1—负荷调节装置; 2—螺旋弹簧加荷装置; 3—负荷测量装置 (应变测力器); 4—加荷杠杆; 5—调平螺栓; 6—加荷杠杆支点; 7—加荷杠杆支点轴承; 8—垂直位移测量装置 (差动变压器); 9—快速卸荷轴承; 10—快速卸荷斜面; 11—硬质楔; 12—夹持导轨; 13—平面金属试样; 14—试样台; 15—可移动平台; 16—水平力测量装置 (应变测力器); 17—水平位移测量装置 (差动变压器); 18—固定机座

研究表明, 本试验中平面试样的流动剪应力 K 与剪应变 γ 服从如下经验公式^[19]:

$$K = 240.6\gamma^{0.128} \quad (9)$$

将上式代入式 (7) 可得:

$$\bar{K} = 221.3\gamma^{0.128} \quad (10)$$

由图 4 中的速度矢量图及试验数据 α_1 和 η_1 可求得试验的 γ_1 ^[13,14], 代入式 (10) 即可求得 $\bar{K}$ 的试验值, 然后即可求得试验的 f 值。由于非稳定塑变试验无法测得 η 值, 故也无法求得 f 值。Oxley 测得油浴润滑试验和干膜润滑试验的 f 平均值分别为 0.481 和 0.142, 而无润滑试验均为非稳定塑变波试验。图 13 是 μ 与 α 及 f 的关系图。图中的实线 (稳定塑变波) 和虚线 (非稳定塑变波) 是由试验所得 f 平均值计算得到的理论曲线, 其两侧的点滑线与试验所得 f 值的标准差相关。可以看出, 稳定塑变波试验结果与理论曲线基本吻合, 而非稳定塑变波试验结果则有较大的分散性, 这是由于在非稳定塑变波试验中, 一些假定条件之可靠性较差的缘故。对比图 5 和图 13 还能看到, 理论分析应该是在稳定塑变波模式的条件范围内而试验时却发生了破裂。这是因为在理论分析时仅从运动学的角度考虑而没有考虑材料本身的韧性。对于塑性材料来说, 是否发生断裂取决于总剪应变量的大小。图 14 中的实线表示由滑移线场理论计算得出的 μ 、 α 和 γ_1 的关系^[13], 图中的符号 Δ 和 $\bigcirc$ 分别表示油浴润滑和干膜润滑的稳定塑变波

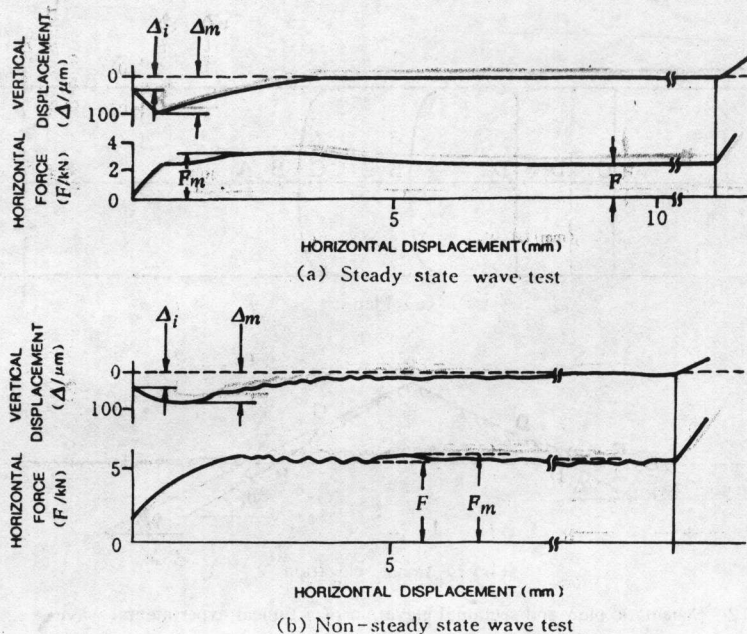


Fig. 10 Typical traces recorded from the tests

图 10 典型的试验记录曲线

试验结果,符号 $\square$ 、 $\blacktriangle$ 和 $\bullet$ 分别表示无润滑、油浴润滑和干膜润滑的非稳定塑变波试验结果。可以看出, γ_i 大于 10 时总是发生塑变波的破裂。当然,在这样大的剪应变值时发生破裂是正常的,而需要解释的是在 γ_i 小于但又接近于 10 时为什么没有发生破裂。文献[20]指出,在小角度反复扭转时,材料的应变硬化效应减弱,而且能在累积剪应变相当大时仍不发生断裂。研究者认为,在稳定塑变波试验中虽未发生反复扭转变形,但材料流经塑变波时剪切方向变化了近 90° ,这同样可起减弱应变硬化效应和提高发生破裂的临界剪应变量的作用^[12]。

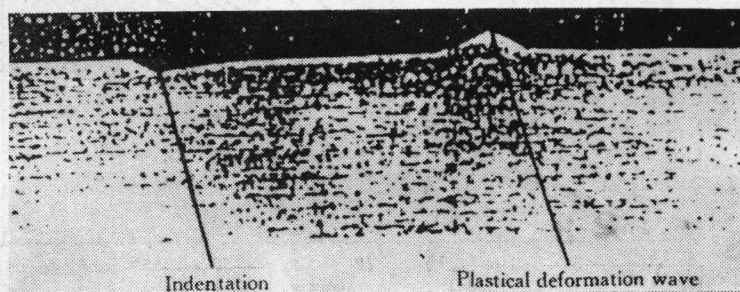


Fig. 11 Photograph of plastic deformation of plane specimen after steady state wave test

图 11 稳定塑变波试验后平面试样塑变情况的照片

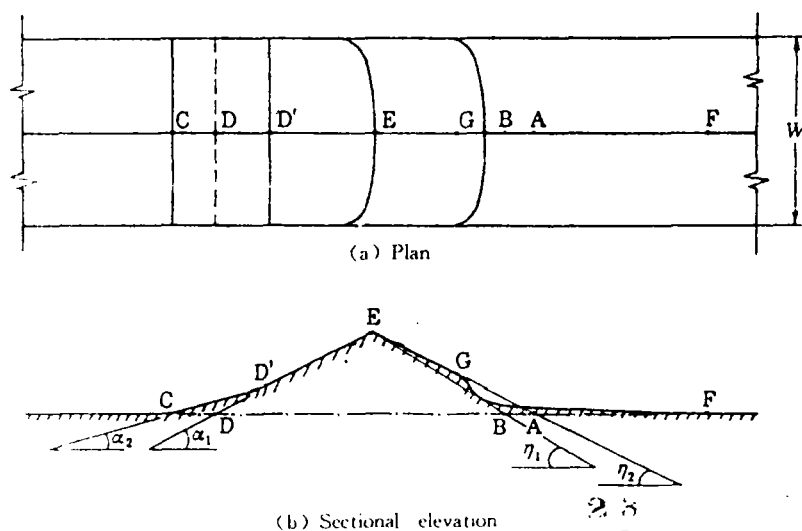
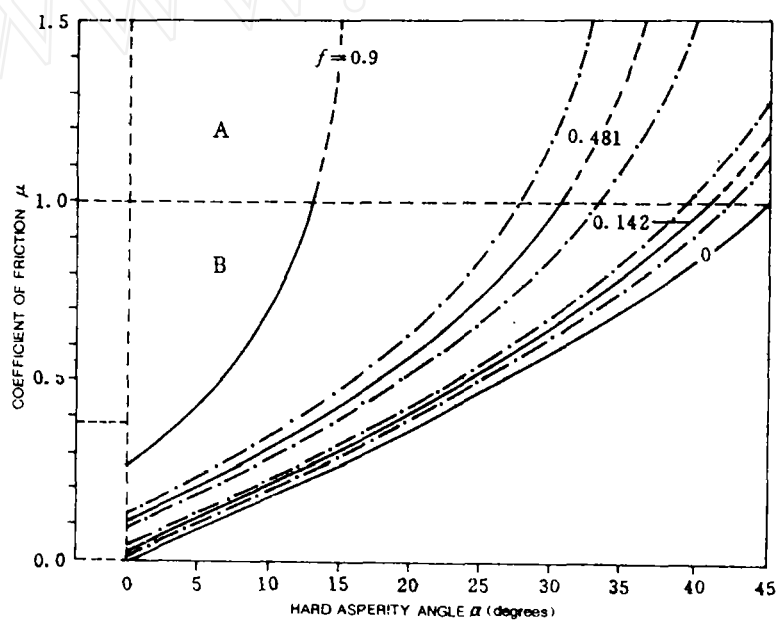


Fig. 12 Schematic plan and sectional elevation of a typical experimental wave

图 12 稳定塑变波试验后平面试样的塑变情况示意图

Fig. 13 Experimental and theoretical results for μ

(A) Non-steady state wave model; (B) Steady state wave model

图 13 摩擦试验结果与理论计算结果的比较

A—非稳定塑变波模式；B—稳定塑变波模式

4. 稳定塑变波模式的疲劳磨损机制^[12]

只经一次变形过程就发生破裂的非稳定塑变波模式是与严重磨损或咬粘相应的, 可称为非疲劳机制的磨损。稳定塑变波模式中, 较软材料表层在反复多次变形后终因某种疲劳机制而会发生破裂、产生磨损。研究表明^[21,22], 作周期性变形的材料发生疲劳断裂的临界周期数 n 可由下式计算:

$$n = \left(\frac{C}{\varepsilon_a}\right) D \quad (11)$$

式中, C 是材料经一个周期变形就发生断裂的临界应变变量, ε_a 是每个周期的变形幅度, D 是常数 (其值在 2—3 之间)。Challen 等用式 (11) 对稳定塑变波模式中材料发生断裂的临界变形周期数进行了计算^[12]。由图 14 可知, 此时式 (11) 中的 C 为 10, ε_a 等于 γ_t , 于是可得:

$$n = \left(\frac{10}{\gamma_t}\right) D \quad (12)$$

单位体积的材料在每个变形周期的平均塑变功可表示为 $\bar{K} \cdot \gamma_t$, 因而产生单位体积磨屑的塑变功 E_d 为 $nK\gamma_t$, 结合式 (12) 可得:

$$E_d = 10^D K \gamma_t^{1-D} \quad (13)$$

如果一个摩擦过程的负荷为 N , 摩擦系数为 μ , 摩擦距离为 L , 总磨损体积为 V , 则产生单位体积磨屑的摩擦功 E_f 可由下式计算:

$$E_f = \frac{\mu NL}{V} \quad (14)$$

根据滑移线场理论, 在稳定塑变波模式中摩擦功 E_f 是塑变功 E_d 和界面剪切功 E_s 的算术和, 而 E_d 与 E_s 之比 X

是 α 和 f 的函数。图 15 是由 X 与 α 及 f 的函数关系得到的计算结果^[10,12], 可得到 $E_d = X E_s$ 。结合式 (14) 可得:

$$E_d = \frac{X \mu NL}{V}$$

再结合式 (13) 可得:

$$10^D K \gamma_t^{1-D} = \frac{X \mu NL}{V} \quad (15)$$

可整理为:

$$V = \frac{X \mu NL}{10^D K \gamma_t^{1-D}} \quad (16)$$

Tabor 曾经指出, 材料的硬度 H 与其屈服应力 Y 及平均流动剪应力 $\bar{K}$ 之间具有如下的近似关系^[23]:

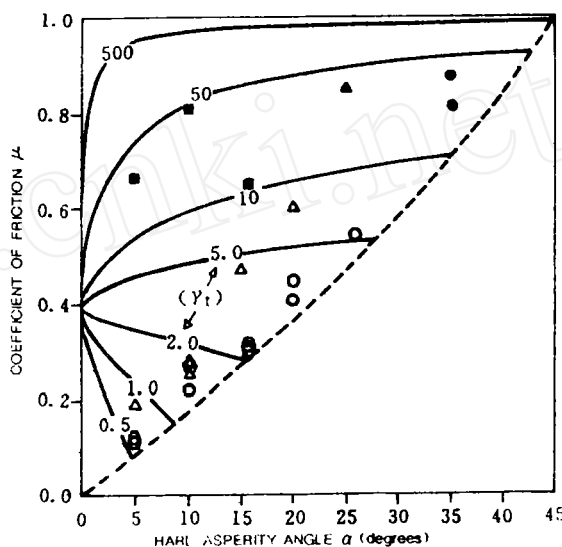


Fig. 14 Theoretical value and experimental results of μ , γ_t and α

图 14 μ 、 γ_t 与 α 之关系的理论计算和试验结果

$$H = 3Y$$

$$= 3 \sqrt{3} \bar{K}$$

由此可得: $\bar{K} = \frac{H}{3 \sqrt{3}}$, 并将其代入式 (16) 可得:

$$V = \frac{X \mu N L}{\frac{H}{3 \sqrt{3}} 10^D \gamma_i^{1-D}}$$

可整理为:

$$V = \frac{9 \sqrt{3} X \mu}{10^D \gamma_i^{1-D}} \cdot \frac{N L}{3 H} \quad (17)$$

令:

$$Q = \frac{9 \sqrt{3} X \mu}{10^D \gamma_i^{1-D}} \quad (18)$$

则可得:

$$V = Q \cdot \frac{N L}{3 H} \quad (19)$$

可以看出, 式 (19) 与 Archard 磨损公式^[24]具有相同的形式, Q 即相应于 Archard 磨损系数。Archard 提出了该系数代表一个微凸体接点剪断时产生一个磨屑的概率, 但没有说明产生这个

概率的原因, 也没有提出计算这个概率的方法。Kragelsky 认为, 可能是一种疲劳机制决定着磨屑的产生, 并设想磨损系数的倒数可能代表了一个接点产生一个磨屑所需的受荷周期数的平均值^[25], 但他也没有对其设想作出更明确的解释。从式 (18) 可见, X 、 μ 、 γ_i 3 个参数决定着 Q 值, 而根据滑移线场理论 X 、 μ 和 γ_i 都是 α 及 f 的函数。这样就可建立 Q 与 α 及 f 间的定量关系, 这种定量关系也就是 Archard 磨损系数本质的表征。

把式 (18) 与式 (12) 联立可得:

$$Q = \frac{9 \sqrt{3} X \mu}{n \gamma_i} \quad (20)$$

式 (20) 表明, 磨损系数确实与一个微凸体接点产生一个磨屑的变形周期

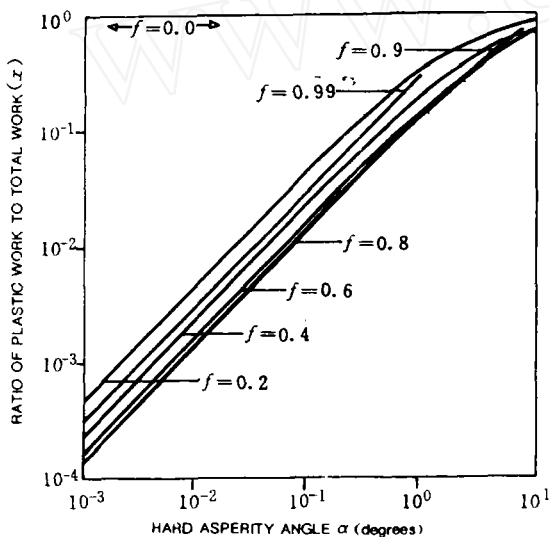


Fig. 15 Variation in r with α and f

图 15 r 与 α 及 f 之关系的计算结果

数相关, 但 Q 并不简单地等于 n 的倒数。图 16 和图 17 是 $\alpha \leq 10^\circ$ 、 D 分别取 2 和 3 时 Q 与 α 及 f 之关系的计算结果^[10,12], 可以看作 Q 值的上限和下限。式 (18) 表明磨损系数与负荷无关, 但实际摩擦过程中却常发现增大负荷会使磨损系数增大。这可用增大负荷引起 α 有效值的增大来解释 (见图 18)。用圆柱形滑块作摩擦试验时, 也发现增大负荷会使 α 的有效值增大^[26]。按照 Rabinowicz 对粘着磨损的分类^[27], Q 值为 10^{-2} — 10^{-4} 量级时为严重磨损, Q 值为 10^{-4} — 10^{-6} 量级时为中度磨损, Q 值为 10^{-6} — 10^{-8} 量级时为轻微磨损。在图 16 和图 17 中, 只有 α 值很小时 Q 值才落在上述范围内。这可以解释为在实际摩擦过程的负荷条件下, α 的有效值是

很小的。当然,一个磨屑按照上述疲劳过程形成后也可能重新粘附到摩擦面上。从这个意义上讲,用滑移线场理论计算出的磨损系数大于实际的磨损系数也是可以理解的。

5. 滑移线场理论的进步意义

滑移线场理论的提出和已经得到的研究结果在加深人们对金属滑动接触本质的理解方面具有积极的意义。它把滑移线场理论分析方法与试验研究方法结合起来,并在一定限度内定量地考察了加工硬化对摩擦磨损的影响。该理论首次揭示了在粘着理论中被隔离开来的粘着与犁削之间的内在联系,其所导出的摩擦系数表达式的计算结果在一定条件范围内与试验结果相当吻合。它还提出了疲劳磨损与非疲劳磨损时表面微凸体不同的变形和断裂机制,并对 Archard 磨损系数的本质提出了解释。1983年, Czichos 将 Challen 的滑移线场理论称为“摩擦变形分量的近期模型”^[28]。Tabor 认为,依据表面形貌、粘着和变形来认识金属摩擦,目前的滑移线场分析理论是一种有希望的解决办法^[29]。

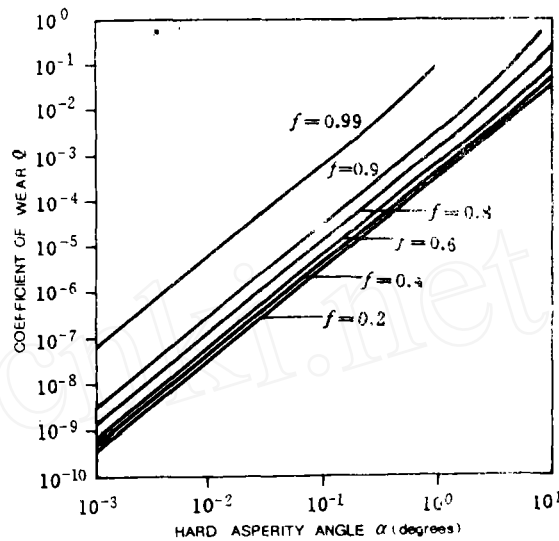


Fig. 16 Variation in Q with α and f ($D=2$)

图 16 $D=2$ 时 Q 与 α 及 f 之关系的计算结果

6. 存在的问题与发展趋势

目前,滑移线场理论的进一步研究工作主要在澳大利亚南威尔士大学机械系 Oxley 教授的实验室里进行。作为金属滑动接触的基本模式,这个理论还不够完善,需要解决的主要问题有:

a. 现在的理论中假定材料的流动剪应力与应变速度无关,故其只适合于滑动速度很低的摩擦过程。今后应当考虑滑动速度较高时的情况,因为这时不仅应变速度会影响材料的流动剪应力,而且摩擦温升对材料的流动剪应力也有不可忽视的影响。

b. 现在的理论中假定只发生平面应变状态的变形。今后需要对球形

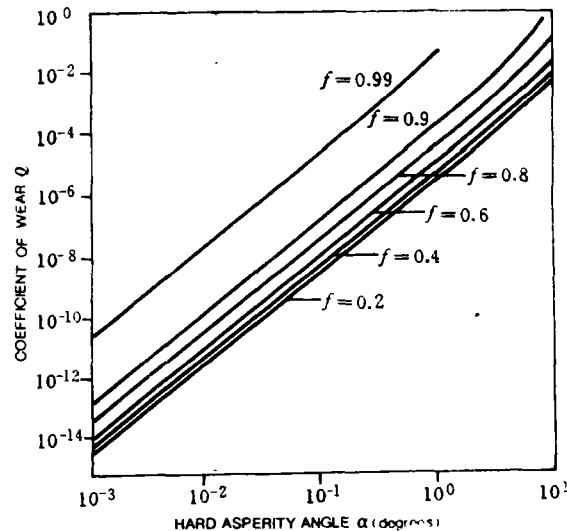


Fig. 17 Variation in Q with α and f ($D=3$)

图 17 $D=3$ 时 Q 与 α 及 f 之关系的计算结果

或其它形状的滑块在较软金属表面滑动时的三维应变和三维应力状况进行研究,以符合实际摩擦过程中表面微凸体滑动接触的三维本质。

c. 对于影响金属摩擦磨损行为的其它因素进行考察,尤其应注意摩擦化学方面的因素。

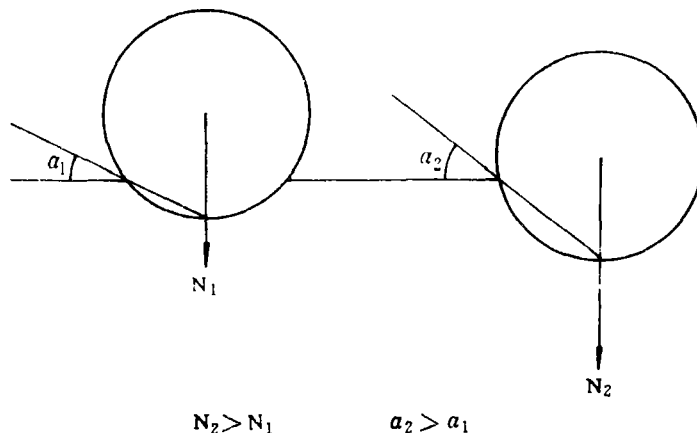


Fig. 18 The effect of load increasing on the effective value of α

图 18 负荷对 α 有效值的影响

研究表明。金属摩擦界面上的化学变化对其摩擦磨损行为有显著的影响^(31,32),因而应对这些因素是否或怎样通过改变 α 及 f 值而影响材料的摩擦磨损行为进行考察。

d. 对摩擦对偶双方均发生塑性变形的情况进行研究。

e. 应用滑移线场分析方法对金属的磨粒磨损进行研究。

此外,还应当注意避免把单一的机理孤立起来,或者是设置一些使某个特定机理处于支配地位的条件后进行研究的倾向,而要重视实际工况中的摩擦系统往往同时受到几种相互影响的机理支配的事实。因此,对于一种特定的机理应找到它能起主要作用的条件范围。这有助于缩短基础研究与应用研究之间的距离。锐缘硬质轮在金属表面滑动与滚动的研究是一种涉及三维应变、三维应力的摩擦过程⁽³⁰⁾。在这个过程中,硬质轮在金属表面压痕后受到切向力的作用会更深地压入金属试样,但在随后的滑动过程中不能再回升到金属试样原始表面的高度,因为发生了材料的侧向流动。在这种三维条件下,不仅难以建立适当的滑移线场和相应的数学表达式,而且要设计一个能对三维应力、三维应变进行定量检测的试验方法也很困难。

参 考 文 献

- [1] Reynolds, O. . *Trans. Roy. Soc.* , 177 (Part 1) (1886) 157.
- [2] Ewing, S. A. , *Not. , Proc. Roy. Instn.* , 13 (1892) 387.
- [3] Tomlinson, A. , *Phil. Mag.* , 7 (1929) 905.
- [4] Bowden, F. P. , Tabor, D. , *The Friction and Lubrication of Solids*, Clarendon Press, Oxford, 1950.
- [5] Halling, J. , *Principles of Tribology*, The Macmillan Press Ltd, 1975.
- [6] Tabor, D. , *J. Lubrication Technology* , 103 (1981) 169.
- [7] Green, A. P. . *Proc. R. Soc. Lond.* , A228 (1955) 191.
- [8] Dresheher, H. , *The Mechanics of Friction Between Solid Bodies*, VDI-Z, 1959, Vol. 101, p. 697.

- [9] Moor, D. F. 著, 黄文治等译, 摩擦学原理及应用, 机械工业出版社, 北京, 1982, p. 29.
- [10] Challen, J. M., Ph. D. Thesis, Univ. N. S. W., Australia (1978).
- [11] Challen, J. M., Oxley, P. L. B., *Wear*, 53 (1979) 229.
- [12] Challen, J. M., Oxley, P. L. B., *Wear*, 111 (1986) 275.
- [13] Challen, J. M., Mcleam, L. J., Oxley, P. L. B., *Proc. Roy. Soc. Lond.*, A 394 (1984) 161.
- [14] Johnson, W., Sowerby, R., Haddow, J. B., *Plane-strain Slip-line Field*, Edward Arnold, London, 1970.
- [15] Johnson, K. L., *Proc. 7th Leeds-Lyon Symposium on Tribology*, Leeds, Westbury House, 1980.
- [16] Bhasin, Y. P., Oxley, P. L. B., Roth, R. N., *J. Mechanics and Physics of Solids*, 28 (1980) 149.
- [17] Hill, R., Tupper, S. J., *J. Iron Steel Inst.*, 150 (1945) 521.
- [18] Dodeja, L. C., Johnson, W., *J. Mech. Phys. Solids*, 5 (1957) 267.
- [19] Cook, M., Larke, E. G., *J. Inst. Metals*, 71 (1945) 371.
- [20] Wood, W. A., *Fatigue in Aircraft Structures*, Academic Press, New York, 1956.
- [21] Kragelsky, I. V., Dobychin, M. N., Komalov, V. S., *Friction and Wear-Calculation Methods*, Pergamon, Oxford, 1982.
- [22] Manson, S. S., *Exp. Mech.*, 1965, 7: 193.
- [23] Tabor, D., *The Hardness of Metals*, Clarendon, Oxford, 1951.
- [24] Archard, J. F., *J. Appl. Phys.*, 24 (1953) 981.
- [25] Kragelsky, I. V., *Friction and Wear*, Butterworths, London, 1965.
- [26] Challen, J. M., Oxley, P. L. B., *Int. J. Mech. Sci.*, 26 (1984) 403.
- [27] Rabinowicz, E., *Wear*, 100 (1984) 533.
- [28] Czichos, H. 著, 林子光等编译, 八十年代摩擦学 (1983), 航空工业出版社, 北京, 1988, p. 47.
- [29] Tabor, D. 著, 林子光等编译, 八十年代摩擦学 (1983), 航空工业出版社, 北京, 1988, p. 74.
- [30] Zhang, G. W., Howes, V. R., Ryan, M. A., *Materials Science and Engineering*, A114 (1989) 1.
- [31] 张国威, 孟秀坤, 马励, 吴波, 全国第四届摩擦学学术会议论文集, 清华大学出版社, 北京, 1987, p. 332.
- [32] Ouyang, J. L. et al., *Inter. Sympos. Tribochemistry*, Lanzhou, China, 1989, p. 488.

Slip-line Field Analysis for Sliding Metallic Friction

Zhang Guowei Ouyang Jinlin Xue Qunji

(Laboratory of Solid Lubrication, Lanzhou Institute of

Chemical Physics, Chinese Academy of Sciences, Lanzhou 730000, China)

Abstract The basic principle and current state of slip-line field theory for sliding metallic contact friction were introduced in this paper. The deformation of soft metal asperity caused by hard edge sliding, which was used as the basic model of sliding metallic contact friction. The involved strain and stress were analyzed and equations were derived for coefficient of friction. The study revealed that the interaction between adhesion and ploughing items, which were separated in the adhesion theory. Experimental results are in good agreement with the theoretically predicted results. The relationship between Archard's wear coefficient and the critical number of deformation cycles to fatigue failure was established quantitatively. The significance and future trends of the study are also reviewed.

Key words sliding metallic friction, slip-line field analysis, wave model, calculation of friction coefficient, calculation of wear coefficient