

滑动接触失效判据的适用性研究

沈萌红, 崔云峰
(浙江大学)

摘 要: 界面温度是影响滑动摩擦副失效的重要因素。该文在考虑热源强度的非均匀性和表面膜影响的基础上对微凸体滑动接触时的界面瞬时温度进行了研究, 并通过量纲分析给出了计算混合润滑状态下微凸体滑动接触界面瞬时温度的近似公式。针对滑动接触失效时普遍存在的塑性变形特征, 以该公式为基础并综合考虑表面膜丧失对微凸体塑性变形的影响, 对摩擦副失效的温度判据——Blok 闪温理论、临界速度和临界 PV 值等判据的适用性问题进行了分析。指出对于不同的微凸体几何特征、压力、速度组合, 发生失效时的界面温度可低于或高于 Blok 闪温, 并据此给出了 Blok 闪温理论的适用范围。

关键词: 失效判据; 塑性变形; 温度; 适用性

中图分类号: TH117

文献标识码: A

文章编号: 1002-6819(2003)01-0045-04

1 引言

滑动摩擦失效是机械失效的主要形式之一。农业机械具有工作情况不稳定, 工作载荷变化大的特点。农业机械的各种运动部件, 如拖拉机的气缸- 活塞组件、具有滚- 滑副特征的齿轮传动中都存在混合润滑的情况。研究混合润滑工况下摩擦副的失效对于农业机械的正常使用, 提高农业机械的设计水平具有重要的意义。对塑性材料制成的金属滑动摩擦副, 其主要失效形式是擦伤和咬死^[1], 而与此相对应的失效判据则可归结为变形判据和发热判据^[2]。Blok 从润滑剂失向温度出发提出了著名的摩擦副失效的发热判据——闪温理论^[3, 4]。由于当润滑剂存在时, 金属摩擦副界面通常存在某种导热性较差的薄膜, 为了更准确地确定摩擦界面的温度, 众多研究者对界面的瞬时温度计算问题进行了研究。Ling, F. F. 指出^[5]: 即使摩擦件表面膜的厚度远小于热源尺寸, 表面膜对界面温度所产生的影响也是不可忽略的, 并对其中的一维问题进行了研究。由于 Ling 在研究过程中采用了繁冗的数学推导, 他所采用的处理方法很难应用于非均匀强度的圆形点热源, 相关的研究也见之于有关文献^[6, 7]。

尽管 Blok 闪温理论对许多滑动摩擦副的失效问题进行了合理的解释, 但有实验资料表明该理论对部分问题是无能为力的。Czichos^[8]在计算所得的表面温度仅为 109 , 而 Blok 临界温度高达 150~ 200 时发现了表面失效。

针对上述问题, 本文就非均匀热源强度和表面膜对滑动接触瞬时温度的影响进行了研究, 讨论了混合润滑时微凸体滑动接触瞬时温度的计算问题, 并根据失效通常伴随着塑性变形这一事实, 对影响 Blok 闪温理论适用性的有关因素进行了分析, 给出了有关 Blok 闪温差异的合理解释。

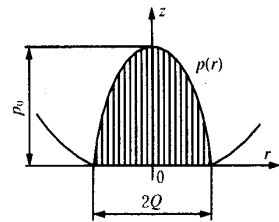


图 1 凸体接触模型

Fig 1 Contact model of protruding body

2 瞬态温度场分布

由赫兹接触理论可知, 当一球形微凸体和一平面发生接触时, 将形成一半径为 a 的接触斑点, 接触区上的压力 p 分布为

$$p(r) = p_0(1 - \frac{r^2}{a^2})^{\frac{1}{2}} \quad (1)$$

式中 p_0 ——最大赫兹接触压力; r ——距接触区中心点的距离。

设接触处的摩擦系数为 μ , 相对运动速度为 v , 可得接触处的热源分布为

$$q(r) = q_0(1 - \frac{r^2}{a^2})^{\frac{1}{2}} \quad (2)$$

其中 $q_0 = \mu v p_0$

因为微凸体的尺寸远小于摩擦副尺寸, 而我们最为关心的是热源附近的温度场分布。所以可以将问题简化为半空间体的表面上作用有微小圆形热源的问题进行处理, 且可以假设除热源作用区以外的表面是绝热的。根据以上假设, 可得图 1 模型的热传导方程及其边界条件

$$\frac{\partial T}{\partial z} + \frac{1}{r} \frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial T}{\partial t} = \frac{1}{D} \frac{\partial T}{\partial t} \quad (3)$$

$$K \frac{\partial T}{\partial z} \Big|_{z=0} = \begin{cases} -q_0(1 - \frac{r^2}{a^2})^{1/2} \\ 0 \end{cases} \quad (4)$$

$$\text{当 } \sqrt{r^2 + z^2} \rightarrow \infty \text{ 时, } T \rightarrow 0 \quad (5)$$

式中 T ——温度; D ——热扩散率; t ——时间; K ——热传导系数。

收稿日期: 2002-05-17 修订日期: 2002-11-20

作者简介: 沈萌红, 博士, 副教授, 浙江省杭州市 浙江大学机械设计研究所, 310027

令 $\rho = r/a, z = z/a, u = KT/q_0a$, 则式(3)、(4)、(5) 分别变为

$$\frac{\partial^2 u}{\partial \rho^2} + \frac{1}{\rho} \frac{\partial u}{\partial \rho} + \frac{\partial^2 u}{\partial z^2} = \frac{a^2}{D} \frac{\partial u}{\partial t} \tag{6}$$

$$K \frac{\partial u}{\partial z} \Big|_{z=0} = \begin{cases} (1 - \rho^2)^{1/2} \\ 0 \end{cases} \tag{7}$$

$$\text{当} \sqrt{\rho^2 + z^2} \rightarrow \infty \text{ 时, } u \rightarrow 0 \tag{8}$$

对(6) 式进行 Hankle 变换和 Laplace 变换, 并注意边界条件(7)、(8), 可得

$$u = \frac{1}{s} \int_0^1 \frac{\rho(1 - \rho^2)^{1/2} J_0(\alpha \rho)}{\sqrt{\alpha^2 + \frac{s a^2}{D}}} \cdot e^{-\sqrt{\alpha^2 + \frac{s a^2}{D}} z} d\rho \tag{9}$$

式中 α, s ——Hankle 变换和 Laplace 变换参数; $J_v(x)$ ——第一类贝塞尔函数。

对(9) 式进行逆变换, 可得 $z = 0$ 的温度分布为

$$u = \int_0^\infty J_0(\alpha \rho) \frac{\sqrt{2} \Gamma(3/2)}{2 \alpha^{3/2}} J_{3/2}(\alpha) \operatorname{erf}\left(\frac{\alpha}{a} \sqrt{D t}\right) d\alpha \tag{10}$$

式中 Γ ——伽玛函数, 在稳态情况下($t \rightarrow \infty$), 因误差函数 $\operatorname{erf}\left(\frac{\alpha}{a} \sqrt{D t}\right) \rightarrow 1$, 故有

$$u = \int_0^\infty J_0(\alpha \rho) \frac{\sqrt{2 \pi}}{2 \alpha^{3/2}} J_{3/2}(\alpha) d\alpha \tag{11}$$

根据 Weber-Schafelien 积分^[9], 可得

$$u = \begin{cases} \pi \cdot F(1/2, -1, 1, \rho^2)/4 & 0 \leq \rho \leq 1 \\ F(1/2, 1/2, 5/2, 1/\rho^2)/(3\rho) & \rho > 1 \end{cases} \tag{12}$$

式中 $F(a_1, a_2, a_3, a_4)$ ——超几何函数。

由式(12) 可得

$$u = \begin{cases} \frac{\pi}{4} (1 - \frac{\rho^2}{2}) & 0 \leq \rho \leq 1 \\ \frac{\Gamma(\frac{5}{2})}{\Gamma(\frac{1}{2}) \cdot \Gamma(\frac{1}{2})^{n=0}} \frac{\Gamma(n + \frac{1}{2}) \cdot \Gamma(n + \frac{1}{2})}{n! \Gamma(n + \frac{5}{2})} (\frac{1}{\rho^2})^n & \rho > 1 \end{cases} \tag{13}$$

由于两物体相互接触时, 接触面所产生的热量并非仅由其中一个表面所吸收。设 ϵ_q 为进入静止热源作用物体的热量, 可得^[7]

$$\epsilon = \frac{K_1}{K_1 + 0.807 b_2 \sqrt{a V}}, \quad b_2 = \sqrt{\rho_2 c_2 K_2} \tag{14}$$

式中 ϵ ——热源分配系数; K_1, K_2 ——静止和运动热源所作用物体的热传导系数; ρ_2, c_2 ——运动热源作用物体的密度和热容量。

由式(13)、(14) 可知接触区的最高温度在接触区中心 $r = 0$ 处, 且有

$$T_{\max} = \frac{\pi}{4} \epsilon q_0 a / K_1 \tag{15}$$

当有表面膜存在时, 必须考虑它对表面温度的影响。因为失效研究中所考虑的表面膜很薄, 在这种情况下, 可略去薄膜的热容量, 作一阶近似得^[10]

$$K \frac{\partial T}{\partial t} - \frac{K}{d} (T - T_0) = 0 \tag{16}$$

式中 K ——基体材料的热传导系数; K ——薄膜的热传导系数; $\partial T / \partial t$ ——法向温度变化率; T, T_0 ——薄膜内外表面的温度; d ——薄膜厚度。

因为 d 很小, 所以可近似认为 $\partial / \partial t = \partial / \partial z$ 。由式(16) 可得

$$T_0 = - \frac{d}{K} \cdot K \frac{\partial T}{\partial z} + T \Big|_{z=0} \tag{17}$$

在 K, K , 作用的热源强度 $K \cdot \partial T / \partial z$ 以及无膜时金属表面的温度分布 $T \Big|_{z=0}$ 已知时, 由式(17) 就可确定有膜时的表面温度。

3 应力场分析

除温度场以外, 界面的应力分布对材料屈服有着决定性的作用。根据滑动摩擦失效的塑性变形特征, 在失效研究时应对表面的应力分布进行分析。滑动轴对称点接触在法向力和切向力同时作用时的应力分布如式(18) 所示^[11]

$$\begin{cases} \sigma_{xx} = N_{xx} - 2U_{yy} - zN_{xxz} + 2(1 + \nu)T_{xzz} + 2U_{xxx} - zT_{xxxz} \\ \sigma_{yy} = N_{yy} - 2U_{xx} - zN_{yyz} - 2U_{xxx} - zT_{xyyz} \\ \sigma_{zz} = N_{zz} - zN_{zzz} - zT_{xzzz} \\ \sigma_{xy} = - (1 - 2\nu)N_{xy} - zN_{xyz} + 2U_{xxy} + T_{yzz} - zT_{xyyz} \\ \sigma_{yz} = - zN_{yzz} - zN_{xyzz} \\ \sigma_{zx} = - zN_{xzz} + T_{zzz} - zN_{xxzz} \end{cases} \tag{18}$$

式中 N, T ——法向力和切向力影响因子; ν ——材料的泊松比。

在存在相对滑动时, 最大表面剪应力发生在表面处($z = 0$)^[11]。所以在失效分析时可只计算此处的应力。由(18) 式可得 $z = 0$ 处的表面应力为

$$\begin{cases} \sigma_{xx}^0 = N_{xx}^0 - 2U_{yy}^0 + 2(1 + \nu)T_{xzz}^0 + 2U_{xxx}^0 \\ \sigma_{yy}^0 = N_{yy}^0 - 2U_{xx}^0 - 2U_{xxx}^0 \\ \sigma_{zz}^0 = N_{zz}^0 = p_0(1 - r^2/a^2)^{1/2} \\ \sigma_{xy}^0 = - (1 - 2\nu)N_{xy}^0 + 2U_{xxy}^0 + 2U_{yzz}^0 \\ \sigma_{yx}^0 = 0 \\ \sigma_{zx}^0 = T_{zzz}^0 = \mu p_0(1 - r^2/a^2)^{1/2} \end{cases} \tag{19}$$

式中 $N_{xx}^0, N_{yy}^0, N_{zz}^0$ —— $z = 0$ 处的法向力影响因子; $T_{xzz}^0, T_{xzz}^0, T_{xxy}^0$ —— $z = 0$ 处的切向力影响因子(见附录)。由求得的应力值可求得应力偏张量的第二不变量 J_2

$$J_2 = \{ (\sigma_{xx}^0 - \sigma_{yy}^0)^2 + (\sigma_{yy}^0 - \sigma_{zz}^0)^2 + (\sigma_{zz}^0 - \sigma_{xx}^0)^2 + 6[(\sigma_{xy}^0)^2 + (\sigma_{yz}^0)^2 + (\sigma_{zx}^0)^2] \} / 6 \tag{20}$$

4 失效分析

据前所述, 表面的塑性变形是导致摩擦副表面发生擦伤和咬死的最直接原因, 而表面温度只是诱因, 在进行失效分析时, 应综合考虑温度和变形的影响。

当两表面存在相对滑动时, 由于摩擦力的作用, 一些在无滑动趋势存在时仅发生弹性变形的微凸体也有可能发生塑性变形。而且表面膜的存在在影响摩擦系数

的同时也影响着微凸体的塑性变形。

取 Von Mises 判据作为屈服判据^[13], 即认为 $\sqrt{J_2} > \sigma_s$ 时微凸体将发生塑性变形。其中 σ_s 为材料的屈服应力。表面温度由式 (13) 和式 (17) 计算, J_2 用式 (20) 计算。作为实例计算参数, 取有膜和无膜时的摩擦系数分别为 0.1 和 0.4, 临界温度为 150^[12]。可得微凸体发生塑性变形时正压力 P 和微凸体曲率半径 R 的关系 (见图 2)。图中曲线 A 表示有膜状态 ($\mu = 0.1$), 而曲线 B 则表示无膜状态 ($\mu = 0.4$)。由图可知, 在区域 I, 不论表面是否有膜, 微凸体都将发生塑性变形; 而在区域 II 则尽管表面膜丧失微凸体也不发生塑性变形。所以如在区域 I 采用 Blok 理论, 则可能得到失效发生于低于临界温度的现象, 而在区域 III 则相反。Blok 闪温理论的适用范围应在区域 II。

图 3 给出了微凸曲率半径 R 分别为 1.4×10^{-4} 和 1.4×10^{-5} m 时, 不同载荷作用下综合考虑温度和表面膜效应后微凸体发生塑性变形时的临界速度 V_{cr} 和临界值 PV 值 $[PV]_{cr}$ 。由图可见, V_{cr} 和 $[PV]_{cr}$ 不但和压力值有关, 而且与微凸体曲率半径也具有很大的相关性。这一现象说明, 采用 V_{cr} 或 $[PV]_{cr}$ 进行失效判断均可能出现误判。分析所用的材料参数见表 1。

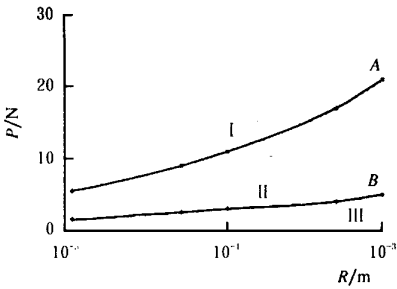


图 2 Blok 闪温适用区域

Fig. 2 A dap table range of Blok Flash Temperature

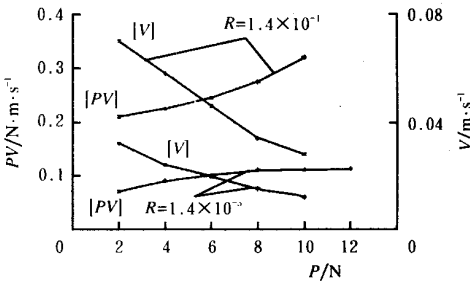


图 3 临界速度和临界 PV 值

Fig. 3 Critical velocity and PV values

表 1 所用材料参数

Table 1 Mechanical parameters of applied materials

对象	材料	E/GPa	σ_s/MPa	$K/W \cdot (\text{m} \cdot \text{s})^{-1}$	$D/\text{m}^2 \cdot \text{s}^{-1}$	$C/J \cdot (\text{kg} \cdot \text{s})^{-1}$	ν	$\rho/\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$
微凸体	QSn4-4-2.5	122	127	26	0.86×10^{-5}	343	0.35	8660
半空间体	45# 钢	205	353	53.7	1.47×10^{-5}	465	0.28	7833
润滑剂	48# 机油	—	—	0.131	7.48×10^{-8}	1990	—	880

由以上分析可知, 在对滑动摩擦副进行失效分析时, 应从失效时发生塑性变形这一基本特征出发, 并同时考虑温度对表面膜的影响, 否则均可能导致误判。

5 结 论

- 1) 通过对混合润滑情况下的膜厚情况分析, 提出了一个在非均匀热源作用下考虑膜厚影响的界面温度场计算的近似公式;
- 2) 通过温度场和应力场分析, 对 Blok 闪温理论的适用性进行了分析, 对摩擦副失效时界面温度高于或低于临界温度的情况进行了合理的解释。
- 3) 综合考虑表面温度和变形能更好地解释摩擦失效问题。

[参 考 文 献]

[1] Dorison A, Luberna K C. Mechanics and chemistry in lubrication[A]. Trib Series 9, New York, 1985

[2] 克拉盖尔斯基 N B. 摩擦磨损计算原理[M]. 汪一麟等译. 北京: 机械工业出版社, 1982

[3] Blok H. Theoretical study of temperature rise at surface of actual contact under oiliness lubricating condition[A].

Proc General Discussion on Lubr[C]. ME, 2, 1937, 222

[4] Blok H. The constancy of scoring temperature proc[A]. Interdisciplinary Approach to Lubrication of Concentrated Contacts[C]. N. A. Report No. sp- 237, Washinton D. C., 1939

[5] Ling F F, Lai W M. Surface mechanics of layered media [A]. Solid Contact and Lubrication[M], ed by Cheng H S, Keer L M. ASME, 1980, 27.

[6] Gecin B. Transient hot spot temperature at a sliding ceramic contact including surface coating effects[J]. Wear, 1988, 123(1): 59

[7] Gecin B, Wine W O. Transient temperature in the vicinity of an asperity contact[J]. J Lub Tech, Trans ASME, 107, 1985, 333

[8] Czichos H. Failure mode of sliding lubricated concentrated contacts[J]. Wear, 20, 1974, 95

[9] 王竹溪, 郭敦仁. 特殊函数论[M]. 北京: 科学出版社, 1979

[10] Carslaw H S, Jaeger J C. Conduction of Heat in Solid [M]. (2nd Ed). Oxford, 1959

[11] Sackfield A, Hills D A. Sliding of general axisymmetric point contact[J]. J Trib, Trans ASME, 110, 1988, 492

[12] Lai W T, Cheng H S. Temperature analysis in lubricated

simple sliding rough contact[J] ASLE Tran, 1985, 28 (2): 303

[13] 庄 年, 马晓士, 蒋 潞 工程塑性力学[M] 北京: 高等教育出版社, 1983

附录

赫兹接触应力状态下, $z = 0$ 时的切向力和法向力影响因子

$$N_{xx}^0 = b_1 W(1) (-p_1 + \frac{x^2 p_2}{r^4}), N_{yy}^0 = b_1 W(1) (-p_1),$$
$$N_{xy}^0 = 0$$
$$\frac{1}{\mu} T_{xxx}^0 = -\frac{3}{2} x I_{11}^0 + x^3 I_{12}^0, \frac{1}{\mu} T_{xzz}^0 = \frac{x}{r^2} (H_k - H_{k-1}),$$
$$T_{yzz}^0 = 0, T_{xxy}^0 = 0$$

$$I_{11}^0 = -2\{ (2 - r^2)H_k - (1 - r^2)H_{k-1} - H_{k+1} \} / r^4$$
$$I_{12}^0 = -\{ (3r^2 - 4)H_{k-1} + (8 - 3r^4)H_k - 4H_{k+1} \} / r^4$$
$$r^2 p_1 = (1 - r^2)^{3/2} - 1, p_2 = 3(1 - r^2)^{1/2} - (1 - r^2)^{3/2} - 2$$

$$W(n) = \frac{1}{2} B(\frac{3}{2}, \frac{n+1}{2}), H_k = b_1 R_k,$$
$$R_k = \int_0^{\pi/2} (1 - r^2 \sin^2 \theta)^k d\theta, b_1 = p_0/a$$

当 $r = \sqrt{x^2 + y^2} = 0$ 时, 有

$$N_{xx} = 1.5 b_1 W(1), N_{yy} = N_{xx}, N_{xy} = 0, T_{xxx} = T_{xzz} =$$
$$T_{yzz} = T_{xxy} = 0$$

其中 $B(\frac{3}{2}, \frac{n+1}{2})$ 是贝塔函数

Applicability of failure criteria in sliding contacts

Shen Menghong, Cui Yunfeng

(Institute of Mechanical and Energy Engineering, Zhejiang University, Hangzhou 310027, China)

Abstract: Interface temperature is an important factor of sliding failure. In this paper, the simplified problem of calculating the transient temperature in a sliding asperity contact is studied with dimension analysis. By considering the effects of surface film and the distribution of heat source intensity, an approximate formula, which is used to calculate the transient hot spot temperature of a mixed lubricated sliding asperity contact, is proposed. Focusing on the fact that almost all failure of sliding contacts is accompanied by plastic deformation of asperities, the applicability of "Blok Flash Temperature" theory, the critical velocity and the critical *PV* criteria are researched with stress analysis. In addition, the effect of surface film loss on plastic deformation of asperities is discussed simultaneously by using the approximate formula proposed in this paper. The results show that the difference between the "Blok Flash Temperature" theory and the experiments is dependent on the geometric character of asperities, the external pressure and the velocity. Finally, the applicability of the temperature criteria is studied.

Key words: failure criteria; plastic deformation; temperature; applicability