DOI:10.6041/j. issn. 1000-1298. 2012. 01. 038

基于分形理论的结合面静摩擦因数改进模型*

兰国生 ¹ 张学良 ¹ 丁红钦 ¹ 温淑花 ¹ 张宗阳 ¹ 卢青波 ^{1,2} (1.太原科技大学机械工程学院,太原 030024; 2.郑州职业技术学院电气电子工程系,郑州 450121)

【摘要】 从理论上提出了一种基于分形理论的结合面静摩擦因数改进模型,表示出结合面静摩擦因数与无量纲法向总载荷之间非线性隐函数关系。仿真结果表明,静摩擦因数f随着法向总载荷 P^* 和材料特性参数 φ 的增加而增加,随分形特征尺度参数 G^* 的增加而减小,静摩擦因数f与法向总载荷 P^* 呈微凸弧非线性关系;分形维数D在 1.1~1.4 范围内,静摩擦因数f随着D的增加而增加,在 1.5~1.9 范围内,静摩擦因数f随着D的增加而减小;研究表明该模型可以用于进行结合面静摩擦因数的预测。

关键词:结合面 分形理论 静摩擦因数 改进模型

中图分类号: TH113.1 文献标识码: A 文章编号: 1000-1298(2012)01-0213-06

Modified Model of Static Friction Coefficient of Joint Interfaces Based on Fractal Theory

Lan Guosheng¹ Zhang Xueliang¹ Ding Hongqin¹ Wen Shuhua¹ Zhang Zongyang¹ Lu Qingbo^{1,2}

- (1. College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China
- 2. Department of Electrical and Electronic Engineering, Zhengzhou Technical College, Zhengzhou 450121, China)

Abstract

A modified fractal model of static friction coefficient of joint interfaces based on normal load model and modified size distribution is proposed. Furthermore, numerical simulation was carried out to obtain the complicated nonlinear relations. The results showed that the static friction coefficient versus the micro convex nonlinear relation with the normal load and increased with the normal load and material property increase, decreased with fractal characteristic length scale parameter G^* , but complicatedly with D. This is explained that the modified model could be used to analyze and predict static friction coefficient.

Key words Joint interfaces, Fractal theory, Static friction coefficient, Modified model

引言

通常把机械结构中零件、组件、部件之间相互接触的表面称为机械结合面^[1]。在机械结构中,研究和预测结合面摩擦是非常重要的,因此关于结合面静摩擦因数的研究具有十分重要的意义。长期以来,人们一直在进行结合面静摩擦因数的研究,Chang^[2]等基于经典的 GW 模型^[3]考虑了粘着力的影响,推导了金属表面间静摩擦因数的计算模型;尤晋闽^[4]等提出基于弹性、弹

塑性和塑性变形机制下的静摩擦因数统计模型; 盛选禹^[5]等基于 MB 分形理论^[6]对静摩擦因数 给出了预测;田红亮^[7]等基于改进的尺寸分布函数,研究建立了结合面静摩擦因数的分形模型。

本文通过引用文献[8]中结合面微凸体法向载 荷模型,结合微凸体切向载荷模型及改进后的微凸 体尺寸分布函数,提出一种基于分形理论的结合面 静摩擦因数改进模型,并通过数字仿真揭示各相关 参数对其的影响规律。

收稿日期: 2011-06-03 修回日期: 2011-06-12

作者简介: 兰国生,博士生,主要从事机械结构动态特性和现代优化理论研究, E-mail; yjsxylgs@163.com

通讯作者: 张学良,教授,博士生导师,主要从事机械结构动态特性和现代优化理论研究,E-mail: zhang_xue_l@ sina. com

^{*} 国家自然科学基金资助项目(50775153)和山西省回国留学人员科研资助项目(2011-076)

1 结合面接触载荷计算模型

1.1 结合面建模

结合面实质上是由两个粗糙表面组成的,可以将其简化为一个粗糙表面与一个刚性平面的接触问题,微凸体和刚性表面接触示意图如图 1 所示。因此可以形象化地把表面的接触看作是微凸体的接触,当表面受到挤压,微凸体将发生弹性或者塑性变形。

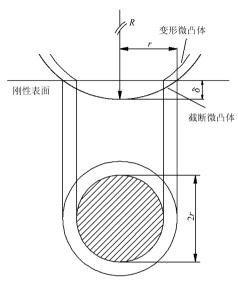


图 1 微凸体与刚性平面接触示意图

Fig. 1 Schematic of a micro contact established between asperity of the composite rough surface and the opposing rigid plane

结合面的复合弹性模量可以表示为

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_1^2}{E_1} + \frac{1 - \nu_2^2}{E_2}$$

式中 E^* — 两接触材料的复合弹性模量 $E_1 \ E_2$ — 两接触材料的弹性模量 $\nu_1 \ \nu_2$ — 两接触材料的泊松比

模型中假定结合面微凸体变形发生在球体微凸体表面上,同时微凸体之间相互作用可以忽略不计。基于这些假设,结合面微凸体的平均压力、真实接触面积、总的接触负载和总的真实接触面积可以通过系列计算获得。

对于微凸体发生弹性和塑性变形的情况,结合面法向载荷 F、圆形接触面积 a 和截断面积 a'可以表示为 $^{[8]}$

$$F_{e} = \frac{2^{\frac{9-2D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} G^{D-1} E^{*} a'^{\frac{3-D}{2}}$$
 (1)

$$a_e = \frac{a'}{2} \tag{2}$$

$$F_n = KYa' \tag{3}$$

$$a_n = a' \tag{4}$$

式中下标 e 和 p 分别表示发生弹性变形和塑性变形。D 为轮廓分形维数, γ 为大于 1 的常数,对于服从正态分布的随机表面, $\gamma=1.5$ 较符合高频谱密度和相位随机情况。K 为较软材料的硬度 H 与其屈服强度 Y 的比值,K 通常取为 2.8。临界截断面积 a'_c 用以划分弹性变形和塑性变形,可表达为 [8]

$$a_{c}' = \left[2^{7-2D} \pi^{D-1} b^{-1} G^{2D-2} \left(\frac{E^{*}}{KY}\right)^{2} \ln \gamma\right]^{\frac{1}{D-1}} \quad (5)$$

其中
$$b = \left(\frac{\pi q}{2}\right)^2$$
 $q = 0.454 + 0.41\nu_1$

在机械结合面分形表面分析中,微凸体的弹性变形和塑性变形两种变形阶段要同时考虑。在 $a' \leq a'_c$ 和 $a' > a'_c$ 时,微凸体分别发生塑性变形和弹性变形。

为了能够更准确地得到最大接触点的实际接触面积 a_i 与粗糙表面的真实接触面积 A_r 之比,Wang和 Komvopoulos $[9^{-10}]$ 引入了微接触大小分布的域扩展因子 u,微接触截面积分布函数为

$$n(a') = \frac{D}{2} \psi^{\frac{2-D}{2}} a_l'^{\frac{D}{2}} a'^{\frac{D+2}{2}} \quad (0 < a' \le a_l') \quad (6)$$

式中 a'_—最大的微接触截面积

通过二分法得到 ψ 的值,即

$$\frac{\psi^{\frac{2-D}{2}} - \left(1 + \psi^{-\frac{D}{2}}\right)^{-\frac{2-D}{D}}}{\frac{2-D}{D}} = 1 \quad (\psi > 1)$$

结合面总的负载 F 和真实接触面面积 A, 可通过积分得到 $^{[11]}$,即

$$F = \int_{a'_{s}}^{a'_{e}} F_{p}(a') n(a') da' + \int_{a'_{e}}^{a'_{l}} F_{e}(a') n(a') da'$$
(7)

$$A_{r} = \int_{a'_{r}}^{a'_{c}} n(a') a' da' + \frac{1}{2} \int_{a'_{r}}^{a'_{l}} n(a') a' da' \quad (8)$$

式中 a'--微接触最小截断面积

1.2 结合面接触载荷计算模型

微凸体变形 δ 由 W - M 分形函数^[11]决定,取决于余弦函数的波峰和波谷的幅值,可得^[8]

$$\delta = 2G^{D-1} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} (2r')^{2-D}$$
 (9)

微凸体曲率半径 R 可表示为 $R^2 = (R - \delta)^2 + r'^2$,根据变形后微凸体的几何形状, 考虑到 $R \gg \delta$,则有 $r'^2 = 2R\delta$,同时微凸体截断面积 $a' = \pi r'^2$,将其代人式(9),则有 [8]

$$R = \frac{a^{\prime \frac{D}{2}}}{2^{4-D} \pi^{\frac{D}{2}} G^{D-1} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}}}$$
 (10)

根据 Hertz 理论,法向弹性力 P_e 在结合面中表示为

$$P_{e}(\delta) = \frac{4E^{*}r^{3}}{3R}$$
 (11)

其中r为真实接触面积的半径,通过 $a = \pi r^2$ 得到,对于圆形的弹性结合面,a' = 2a。

因此

$$P_{e}(\delta) = \frac{4}{3} \times 2^{\frac{5}{2} - D} \pi^{\frac{D-3}{2}} E^{*} G^{D-1} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} a'^{\frac{3-D}{2}}$$
 (12)

根据 a'=2a, $a'_l=2a_l$ 及 $a'_c=2a_c$, 当 $D\neq 1.5$ 时,有

$$P_{e} = \frac{2^{\frac{9-2D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} G^{D-1} E^{*} \int_{a'_{c}}^{a'_{l}} n(a') a'^{\frac{3-D}{2}} da' = \frac{2^{\frac{9-2D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} (3-2D)$$

$$\frac{2^{\frac{9-2D}{2}} DG^{D-1} E^{*} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} \psi^{\frac{2-D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} a'_{l} (a'_{l}^{\frac{3-2D}{2}} - a'_{c}^{\frac{3-2D}{2}}) = \frac{2^{\frac{12-3D}{2}} DG^{D-1} E^{*} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} \psi^{\frac{2-D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} (3-2D)$$

$$(13)$$

当 D = 1.5 时,有

$$P_{e} = 2\pi^{-\frac{3}{4}}G^{\frac{1}{2}}E^{*} (\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{4}}a_{l}^{\frac{3}{4}}\ln\frac{a_{l}'}{a_{c}'} =$$

$$2^{\frac{7}{4}}\pi^{-\frac{3}{4}}G^{\frac{1}{2}}E^{*}\psi^{\frac{1}{4}}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}a_{l}^{\frac{3}{4}}\ln\frac{a_{l}}{a_{c}}$$
(14)

结合面法向总载荷P与结合面真实接触面积之间的关系为

$$P = \frac{2^{\frac{3-2D}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} G^{D-1} E^* \int_{a'_c}^{a'_f} n(a') a'^{\frac{3-D}{2}} da' + KY \int_0^{a'_c} n(a') a' da'$$
(15)

当 1 < D < 2, D ≠ 1.5 时

$$P = \frac{2^{\frac{9-2D}{2}}DG^{D-1}E^{*} (\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{2-D}{2}}a'_{l} \cdot \frac{3\pi^{\frac{3-D}{2}}(3-2D)}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}(3-2D)} a'_{l} \cdot \frac{KYD\psi^{\frac{2-D}{2}}}{2-D}a'_{l}^{\frac{D}{2}}a'_{c}^{\frac{2-D}{2}} = \frac{2^{\frac{12-3D}{2}}DG^{D-1}E^{*} (\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{2-D}{2}}a_{l}^{\frac{D}{2}} \cdot \frac{a_{l}^{D}}{2}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}(3-2D)} \left(a_{l}^{\frac{3-2D}{2}} - a_{c}^{\frac{3-2D}{2}}\right) + \frac{2KYD\psi^{\frac{2-D}{2}}}{2-D}a_{l}^{\frac{D}{2}}a^{\frac{D}{2}}a^{\frac{2-D}{2}}$$
(16)

当 D = 1.5 时

$$P = 2\pi^{-\frac{3}{4}}G^{\frac{1}{2}}E^{*}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{4}}a_{l}^{\frac{3}{4}}\ln\frac{a_{l}'}{a_{c}'} + 3KY\psi^{\frac{1}{4}}a_{l}^{\frac{3}{4}}a_{c}^{\frac{1}{4}} =$$

$$2^{\frac{7}{4}}\pi^{-\frac{3}{4}}G^{\frac{1}{2}}E^{*}\psi^{\frac{1}{4}}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}a_{l}^{\frac{3}{4}}\ln\frac{a_{l}}{a_{c}} + 6KY\psi^{\frac{1}{4}}a_{l}^{\frac{3}{4}}a_{c}^{\frac{1}{4}} \qquad (17)$$

将式(16)和(17)无量纲化, 当 D≠1.5 时,有

$$P^{*} = \frac{G^{*(D-1)} \left(\ln \gamma\right)^{\frac{1}{2}}}{3\pi^{\frac{3-D}{2}}} g_{2}(D) \psi^{\left(\frac{2-D}{2}\right)^{2}} \cdot A_{r}^{*\frac{D}{2}} \left[\psi^{\frac{-2D^{2}+7D-6}{4}} \left(\frac{2-D}{D}\right)^{\frac{3-2D}{2}} A_{r}^{*\frac{3-2D}{2}} - a_{c}^{*\frac{3-2D}{2}}\right] + 2K\varphi g_{3}(D) \psi^{\left(\frac{2-D}{2}\right)^{2}} A_{r}^{*\frac{D}{2}} a_{c}^{*\frac{2-D}{2}}$$
(18)

当 D = 1.5 时,有

$$P^* = 2^{\frac{7}{4}} \pi^{-\frac{3}{4}} G^{*\frac{1}{2}} (\ln \gamma)^{\frac{1}{2}} \psi^{\frac{1}{16}} \left(\frac{A_r^*}{3}\right)^{\frac{3}{4}} \cdot \left(1 + \left(\frac{A_r^*}{3\psi^{\frac{1}{4}} a_c^*}\right) + 6K\varphi\psi^{\frac{1}{16}} \left(\frac{A_r^*}{3}\right)^{\frac{3}{4}} a_c^{*\frac{1}{4}}$$

$$a'_c = \left[2^{7-2D} \pi^{D-1} b^{-1} G^{2D-2} \left(\frac{E^*}{KY}\right)^2 \ln \gamma\right]^{\frac{1}{D-1}} = 2a_c$$

$$a_c^* = \frac{1}{2} \left[2^{7-2D} \pi^{D-1} b^{-1} G^{*(2D-2)} \left(\frac{1}{K\varphi}\right)^2 \ln \gamma\right]^{\frac{1}{D-1}} = 2a_c$$

$$A_r^* = \frac{A_r}{A_a} \quad \varphi = \frac{Y}{E^*} \quad a_c^* = \frac{a_c}{A_a} \quad G^* = \frac{G}{\sqrt{A_a}}$$

$$a'_l = 2a_l = \frac{2(2-D)}{D} \psi^{-\frac{2-D}{2}} A_r$$

$$g_1(D) = \frac{3-D}{1-D} \left(\frac{D}{2-D}\right)^{\frac{2-D}{2}}$$

$$g_2(D) = \frac{2^{\frac{12-3D}{2}} D^{\frac{2-D}{2}} (2-D)^{\frac{D}{2}}}{3-2D}$$

$$g_3(D) = \left(\frac{D}{2-D}\right)^{\frac{2-D}{2}}$$

2 改进的结合面静摩擦因数分形模型

2.1 结合面微凸体切向载荷计算模型

结合面单个微凸体承受的切向载荷[7]

$$\overline{Q} = \frac{8r^2}{6 - 3\nu} Y + \frac{8(2\nu - 1)}{(6 - 3\nu)\pi} \overline{P}_e = \frac{4a'}{\pi(6 - 3\nu)} Y + \frac{8(2\nu - 1)}{(6 - 3\nu)\pi} \overline{P}_e$$
(20)

结合面总摩擦力为[7]

$$Q = \int_{a_{c}'}^{a_{l}'} \overline{Q} n(a') da' = \frac{4D\psi^{\frac{2-D}{2}} \varphi}{\pi(6-3\nu)(2-D)} E^{*} (a'_{l} - a'_{l}^{\frac{D}{2}} a'_{c}^{\frac{2-D}{2}}) + \frac{8(2\nu-1)}{(6-3\nu)\pi} P_{e}$$
(21)

将式(13)、(14) 代入式(21) 中, 当 $D \neq 1.5$ 时,有 $Q = \frac{8D\psi^{\frac{2-D}{2}}\varphi}{\pi(6-3\nu)(2-D)}E^*\left(a_l - a_l^{\frac{D}{2}}a_c^{\frac{2-D}{2}}\right) + \frac{2^{\frac{18-3D}{2}}(2\nu-1)DG^{D-1}E^*\left(\ln\gamma\right)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{2-D}{2}}}{9\pi^{\frac{5-D}{2}}(2-\nu)(3-2D)}a_l^{\frac{D}{2}}\left(a_l^{\frac{3-2D}{2}} - a_c^{\frac{3-2D}{2}}\right)$ (22)

当 D = 1.5 时,有

$$Q = \frac{8\psi^{\frac{1}{4}}\varphi}{\pi(2-\nu)}E^{*}(a_{l} - a_{l}^{\frac{3}{4}}a_{l}^{\frac{1}{4}}) + \frac{2^{\frac{19}{4}}(2\nu - 1)G^{\frac{1}{2}}E^{*}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{4}}a_{l}^{\frac{3}{4}}\ln\frac{a_{l}}{a_{c}}}{3\pi^{\frac{7}{4}}(2-\nu)}$$
(23)

结合面切向总载荷 Q 的无量纲形式为

$$Q^{*} = \begin{cases} \frac{8\psi^{\frac{2-D}{2}}\varphi}{\pi(6-3\nu)} \left[\psi^{\frac{D-2}{2}}A_{r}^{*} - (\psi^{\frac{D-2}{2}}A_{r}^{*})^{\frac{D}{2}} \left(\frac{D}{2-D}a_{c}^{*}\right)^{\frac{2-D}{2}}\right] + \frac{2^{\frac{18-3D}{2}}(2\nu-1)DG^{*(D-1)}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{1-D+0.25D^{2}}}{9\pi^{\frac{5-D}{2}}(2-\nu)(3-2D)} \\ \left(\frac{2-D}{D}A_{r}^{*}\right)^{\frac{D}{2}} \left[\left(\frac{2-D}{D}\psi^{\frac{D-2}{2}}A_{r}^{*}\right)^{\frac{1.5-D}{2}} - a_{c}^{*(1.5-D)}\right] & (D \neq 1.5) \\ \frac{8\psi^{\frac{1}{4}}\varphi}{3\pi(2-\nu)} \left[\frac{A_{r}^{*}}{\psi^{\frac{1}{4}}} - \left(\frac{A_{r}^{*}}{\psi^{\frac{1}{4}}}\right)^{\frac{3}{4}}(3a_{c}^{*})^{\frac{1}{4}}\right] + \frac{2^{\frac{19}{4}}(2\nu-1)G^{*\frac{1}{2}}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{16}}}{3^{\frac{7}{4}}\pi^{\frac{7}{4}}(2-\nu)} A_{r}^{*\frac{3}{4}}\ln\left(\frac{A_{r}^{*}}{3\psi^{\frac{1}{4}}a_{c}^{*}}\right) & (D = 1.5) \end{cases}$$

2.2 改进的静摩擦因数分形模型

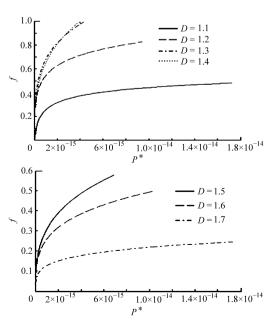
由式(21)、(18)、(19)及式(24)可得结合面静摩擦因数

$$f = \frac{Q^{*}}{P^{*}} = \begin{cases} \frac{8\psi^{\frac{1-\theta}{2}}\varphi}{\pi(6-3\nu)} \left[\psi^{\frac{\theta-2}{2}}A_{r}^{*} - (\psi^{\frac{\theta-2}{2}}A_{r}^{*})^{\frac{\theta}{2}} \left(\frac{D}{2-D}a_{c}^{*}\right)^{\frac{1-\theta}{2}}\right] + \\ \frac{2^{\frac{(\nu-1)\theta}{2}}(2\nu-1)DG^{*}(D-1)(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{1-D+0.25D^{2}}}{9\pi^{\frac{1-\theta}{2}}(2-\nu)(3-2D)} \left(\frac{2-D}{D}A_{r}^{*}\right)^{\frac{\theta}{2}} \left[\left(\frac{2-D}{D}\psi^{\frac{\theta-2}{2}}A_{r}^{*}\right)^{\frac{1-2\theta}{2}} - a_{c}^{*\frac{1-2\theta}{2}}\right] \\ \frac{G^{*}(D+1)(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}}{3\pi^{\frac{1-\theta}{2}}} g_{2}(D)\psi^{(\frac{2-\theta}{2})^{2}}A_{r}^{*\frac{\theta}{2}} \left[\psi^{\frac{-2\theta-2\nu-2}{2}}\left(\frac{2-D}{D}\right)^{\frac{1-2\theta}{2}}A_{r}^{*\frac{1-2\theta}{2}} - a_{c}^{*\frac{1-2\theta}{2}}\right] + 2K\varphi g_{3}(D)\psi^{(\frac{2-\theta}{2})^{2}}A_{r}^{*\frac{\theta}{2}}a^{*\frac{2-\theta}{2}} \\ \frac{8\psi^{\frac{1}{4}}\varphi}{3\pi(2-\nu)} \left[\frac{A_{r}^{*}}{\psi^{\frac{1}{4}}} - \left(\frac{A_{r}^{*}}{\psi^{\frac{1}{4}}}\right)^{\frac{1}{4}}(3a_{c}^{*})^{\frac{1}{4}}\right] + \frac{2^{\frac{1\theta}{4}}(2\nu-1)G^{*\frac{1}{2}}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{16}}}{3^{\frac{1}{4}}\pi^{\frac{2}{4}}(2-\nu)} \\ \frac{2^{\frac{1}{4}}\pi^{-\frac{3}{4}}G^{*\frac{1}{2}}(\ln\gamma)^{\frac{1}{2}}\psi^{\frac{1}{16}}\left(\frac{A_{r}^{*}}{3}\right)^{\frac{1}{4}}\ln\left(\frac{A_{r}^{*}}{3\psi^{\frac{1}{4}}a^{*}}\right) + 6K\varphi\psi^{\frac{1}{16}}\left(\frac{A_{r}^{*}}{3}\right)^{\frac{1}{4}}a_{c}^{*\frac{1}{4}}} \qquad (D=1.5)$$

由上述推导得到的改进后的静摩擦因数分形模型不同于文献[5,7]中的结合面静摩擦因数模型。

3 改进模型仿真

由式(25)可知,给定一固定的无量纲真实接触



面积 A_r^* ,便可计算得到无量纲法向总载荷 P^* 和静摩擦因数 f。根据文献 [5],给定 φ 分别为 $1.0 \cdot 0.1$ 和 0.01, G^* 分别为 $10^{-9} \cdot 10^{-10}$ 和 10^{-11} ,D 分别取 $1.1 \sim 1.9$,得仿真计算结果如图 $2 \sim 4$ 所示。

由仿真计算结果可见:

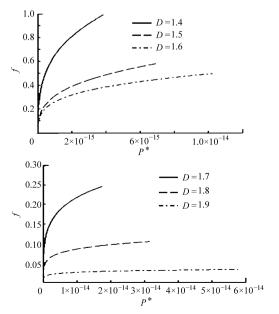


图 2 D和 P^* 对 f的影响曲线 $(K=2.8, \varphi=1.0, G^*=1.0 \times 10^{-10})$

Fig. 2 Influence of *D* and P^* on $f(K = 2.8, \varphi = 1.0, G^* = 1.0 \times 10^{-10})$

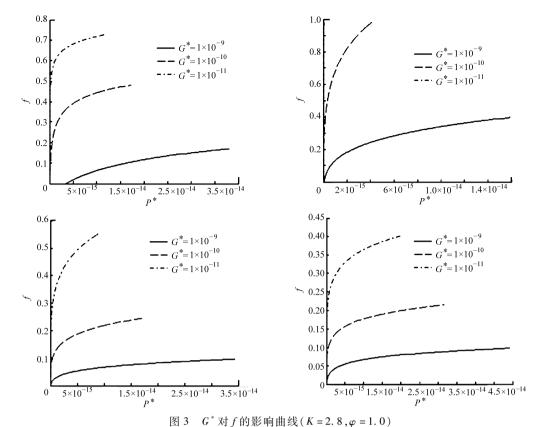


图 5 6 对 f 的 家啊 面 $\chi (K-2.8, \psi-1.0)$

Fig. 3 Influence of G^* on $f(K=2.8, \varphi=1.0)$

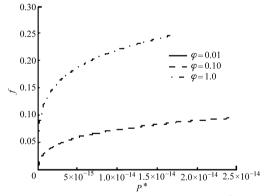


图 4 φ 对 f 的影响曲线 $(K = 2.8, G^* = 1.0 \times 10^{-10}, D = 1.7)$

Fig. 4 Influence of φ on f

- (1) 由图 2 可知,结合面静摩擦因数随着无量 纲法向总载荷 P^* 的增大而增大,这与文献 [5,7] 的结论一致,与文献 [2,4] 中结论不同;静摩擦因数与 法向总载荷呈微凸弧非线性关系,这与文献 [7] 分析结果差异很大。
- (2) 当 φ = 1.0 时,在 1.1 < D < 1.4 范围内,结合面静摩擦因数随着分形维数 D 的增大而增大;在

- 1.5 < D < 1.9 范围内,结合面静摩擦因数随着分形维数 D 的增大而减小;这与文献 [5,7] 中有关结论稍有不同。
- (3) 结合面静摩擦因数随着结合面无量纲分形特征长度尺度参数 G^* 的增大而减小,随着材料特性 φ 的增大而增大,如图 3、4 所示,这与文献 [5,7] 的结论一致。

4 结论

- (1)提出一种改进的结合面静摩擦因数分形模型,研究表明该模型可以用于进行结合面静摩擦因数的预测。
- (2) 表示出了结合面静摩擦因数f与无量纲法向总载荷 P^* 之间的非线性隐函数关系。
- (3)结合面静摩擦因数与法向总载荷呈微凸弧非线性关系,且随着法向总载荷的增大而增大,随着分形特征长度尺度参数的增大而减小,随着材料特性的增大而增大,而随着分形维数的变化情况则比较复杂。

参考文献

- 1 张学良. 机械结合面动态特性及应用[M]. 北京:中国科技出版社,2002.
- 2 Chang W R, Etsion I, Bogy D B. Static friction coefficient model for metallic rough surfaces [J]. ASME Journal of Tribology, 1988, 110(1):57 ~63.
- 3 Greenwood J A, Williamson J B P. Contact of nominally flat surfaces [J]. Proceedings of the Royal Society of London, 1966,

- A295:300 ~ 317.
- 4 尤晋闽,陈天宁. 结合面静摩擦系数的统计模型[J]. 振动与冲击,2010, 29(12):26~29.
 You Jinmin, Chen Tianning. The statistical model of static friction coefficient of joint interfaces [J]. Journal of Vibration and Shock, 2010,29(12):26~29. (in Chinese)
- 5 盛选禹,維建斌,温诗铸. 基于分形接触的静摩擦系数预测[J]. 中国机械工程,1998,9(7):16~18. Sheng Xuanyu, Luo Jianbin, Wen Shizhu. Static friction coefficient model based on fractal contact [J]. China Mechanical Engineering, 1998, 9(7):16~18. (in Chinese)
- 6 Majumdar A, Bhushan B. Fractal model of elastic-plastic contact between rough surfaces [J]. ASME Journal of Tribology, 1991, 113(1): 1 ~ 11.
- 7 田红亮,朱大林,秦红玲. 结合面静摩擦因数分形模型的建立与仿真[J]. 应用力学学报,2011,28(2):158~162. Tian Hongliang, Zhu Dalin, Qin Hongling. Fractal model of static friction coefficient of joint interface and its simulation [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(2):158~162. (in Chinese)
- 8 Jiang Shuyun, Zheng Yunjian. A contact stiffness model of machined joint surfaces[J]. ASME Journal of Tribology, 2010, 132(1):1~7.
- 9 Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interracial temperature distribution in the slow sliding regime; part I—elastic contact and heat transfer analysis [J]. ASME Journal of Tribology, 1994,116(4):812 ~823.
- Wang S, Komvopoulos K. A fractal theory of the interracial temperature distribution in the slow sliding regime; part II—multiple domains, elastoplastic contacts and applications [J]. ASME Journal of Tribology, 1994, 116(4):824 ~832.
- 11 Yan W, Komvopoulos K. Contact analysis of elastic-plastic fractal surfaces [J]. Journal of Applied Physics, 1998, 84(7): 3617 ~ 3624.