

DOI: 10.7652/xjtuxb201907018

考虑分布域扩展因子的结合面 法向接触阻尼建模

陈永会, 张学良, 温淑花, 兰国生
(太原科技大学机械工程学院, 030024, 太原)

摘要: 为了准确计入微凸体接触面积分布对结合面特性的影响,提出了考虑分布域扩展因子的结合面法向接触阻尼分形模型。以分形理论为基础,采用 Majumda-Bhushan 修正模型,引入微接触大小分布域扩展因子,分析了结合面法向总载荷与接触面积的关系。利用阻尼耗能机理,提出了将结合面法向接触特性等效为弹簧和黏性阻尼器的动力学系统,推导出结合面法向接触阻尼损耗因子,进而建立结合面法向接触阻尼模型,并进行了归一化处理。仿真结果表明:结合面归一化法向接触阻尼随着分形维数的增大而增大,随着应变指数的增大而减小;归一化法向接触载荷和归一化分形粗糙度参数对结合面归一化法向接触阻尼的影响趋势均与分形维数所处范围有关。线轨滑台上进行的试验表明:试验模态参数与理论模态分析结果一致,所提模型能够准确地描述结合面的动态特性。

关键词: 分形理论;法向接触阻尼;损耗因子;分布域扩展因子;线轨滑台

中图分类号: TH113.1 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2019)07-0126-10

Normal Contact Damping Modeling on Joint Surfaces Considering Expansion Factor of Distribution Domain

CHEN Yonghui, ZHANG Xueliang, WEN Shuhua, LAN Guosheng
(College of Mechanical Engineering, Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China)

Abstract: To accurately consider the influence of the contact area distribution of the asperity on the characteristics of joint surface, the fractal model of the normal contact damping is presented by considering expansion factor of distribution domain. Adopting modified Majmda-Bhushan fractal model, the expansion factor of distribution domain of asperity size is introduced, and the relations between the normal contact total load and the contact area is analyzed. Following the mechanism of contact damping energy dissipation, the dynamic system of the normal contact of the joint surface is proposed as the spring and viscous damper, the normal contact damping loss factor of the joint surface is derived, the fractal model of the normal contact damping is established, and the dimensionless normal contact damping is obtained. The simulation results show that the dimensionless normal contact damping increases with the increase of fractal dimension, decreases with the increase of strain index, and the influence trend of dimensionless normal contact load and dimensionless fractal roughness parameters on dimensionless normal

收稿日期: 2018-11-08。 作者简介: 陈永会(1975—),男,副教授;张学良(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(51275328);山西省自然科学基金资助项目(201601D011062);山西省“1331”工程重点学科建设资助项目。

网络出版时间: 2019-04-01

网络出版地址: <http://kns.cnki.net/kcms/detail/61.1069.T.20190329.1248.004.html>

contact damping of joint surface is related to the range of fractal dimension. The experimental results on guide sliding platform show that the parameters identified by the experimental modal analysis are consistent with those from theoretical modal analysis, and the proposed model is able to accurately describe the dynamic characteristics of the joint surface.

Keywords: fractal theory; normal contact damping; dissipation factor; expansion factor of distribution domain; guide sliding platform

机械结构中结合面的接触刚度和接触阻尼对机械结构的静动态特性具有重要影响^[1-3],其建模研究较为活跃。影响结合面接触刚度的因素众多,文献[4-9]建立了基于分形理论的结合面法向和切向接触刚度的分形模型,从最初的微凸体弹性变形和塑性变形到考虑弹塑性变形的 3 个阶段,利用 Kogut-Etsion 模型推导了结合面 3 阶段的接触刚度模型,并进行了仿真分析,取得了较多成果。然而,研究过程中均未考虑摩擦因数与微接触大小域扩展因子的影响。文献[10-11]基于摩擦学理论和分形接触理论,考虑摩擦因数对结合面接触刚度的影响,建立了结合面法向接触刚度的分形预测模型。文献[12]基于分形理论,将域扩展因子引入微接触截面积分布函数,得到了考虑表面微凸体相互作用影响的结合面接触刚度分形模型。同时,关于结合面的动态参数接触阻尼也取得了一些研究成果:文献[13-15]基于摩擦学理论和接触阻尼耗能机理,提出了结合面切向接触阻尼及其损耗因子的分形模型,揭示了结合面切向接触阻尼耗能与结合面法向载荷以及结合面表面粗糙轮廓分形维数之间的非线性关系;文献[16-20]基于结合面法向接触阻尼的耗能机理——结合面法向接触塑性变形耗能,应用单自由度集中质量弹簧阻尼系统理论,建立了结合面法向接触阻尼系数的分形模型,该模型与结合面所在基体质量有关,是结合面法向接触阻尼影响系统固有特性的典型范例。

忽略微接触大小分布域扩展因子,微凸体接触面积分布函数就会有缺陷,这对于结合面的法向接触阻尼建模是不准确的。另外,不同的结合面动力学模型,结合面动态参数的计算结果也不同。为了更准确地建立结合面的法向接触阻尼模型,本文基于结合面法向接触阻尼耗能机理及文献[21-22]提出了 Majumda-Bhushan (MB) 接触分形修正模型,将结合面法向动力学特性等效为弹簧和黏性阻尼器,引入微接触大小分布域扩展因子,进而建立结合面法向接触阻尼分形模型,并对该模型进行了数值仿真,分析了各相关参数的影响规律。以线轨滑台

为研究对象,利用理论模型计算的结合面接触参数,进行了理论模态分析和试验模态分析,经过对比分析,验证了理论模型的正确性。

1 结合面接触分形模型

结合面接触问题可以简化并等效为一当量粗糙表面与一理想刚性平面的接触问题。图 1 是等效粗糙表面上的一微凸体和刚性表面的接触示意图,图中 r' 为微凸体接触截面积的半径, r 为微凸体接触半径, δ 为微凸体法向变形量, R 为微凸体曲率半径。

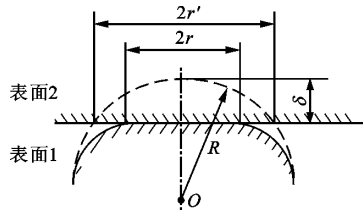


图 1 当量粗糙表面 1 与理想刚性表面 2 的接触示意图

微凸体接触截面积 a' 是被刚性平面所截得的微凸体截面的面积, $a' = \pi(r')^2$ 。微凸体曲率半径 R 与微凸体法向变形量 δ 和微凸体接触截面积 a' 之间的关系为

$$R = \frac{a'}{2\pi\delta} \quad (1)$$

Wang 和 Komvopoulos 针对 MB 接触分形模型的微凸体接触面积分布函数的缺陷,引入微接触大小分布域扩展因子 ψ ,给出了微凸体接触面积 a 的分布函数 $n(a)^{[21-22]}$ 为

$$n(a) = \frac{D}{2} \psi^{(2-D)/2} (a'_1)^{D/2} (a')^{-(D/2+1)}, \quad 0 < a' \leq a'_1 \quad (2)$$

式中: D 为分形维数, $1 < D < 2$; a'_1 为最大的微凸体接触截面积, $a'_1 = \frac{2(2-D)}{D} \psi^{(D-2)/2} A_r$, 其中 A_r 为结合面真实接触面积。

ψ 与 D 的关系为

$$\frac{\psi^{(2-D)/2} - (1 + \psi^{-D/2})^{-(2-D)/D}}{(2-D)/D} = 1, \quad \psi > 1 \quad (3)$$

由于式(3)为隐函数,计算不便。因此,以图形

直观展示 ψ 与 D 之间关系,如图2所示。

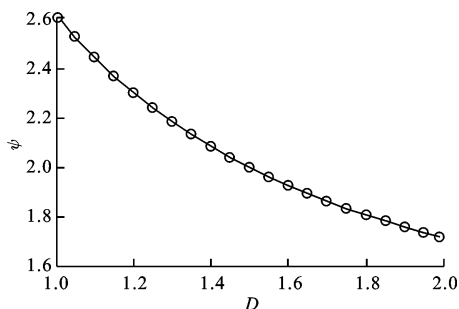


图2 ψ - D 关系图

微凸体法向变形量 δ 与分形粗糙度参数 G 、微凸体接触截面 a' 的关系^[18]为

$$\delta = G^{D-1} (a')^{(2-D)/2} \quad (4)$$

由式(1)和(4)可得微凸体曲率半径 R 为

$$R = \frac{(a')^{D/2}}{2\pi G^{D-1}} \quad (5)$$

弹性接触微凸体法向变形 δ 与其法向弹性接触载荷 p_e 的关系^[23]为

$$p_e = \frac{4}{3} ER^{1/2} \delta^{3/2} \quad (6)$$

$$\frac{1}{E} = \frac{1-\nu_1^2}{E_1} + \frac{1-\nu_2^2}{E_2} \quad (7)$$

式中: E 为两接触材料的复合弹性模量; E_1 、 E_2 分别为两接触材料的弹性模量; ν_1 、 ν_2 分别为较软和较硬材料的泊松比。

由式(4)~(6)可得弹性接触微凸体的截面积 a' 与其法向弹性接触载荷 p_e 的关系为

$$p_e = \frac{4}{3\sqrt{2\pi}} EG^{D-1} (a')^{(3-D)/2} \quad (8)$$

塑性接触微凸体的截面积 a' 与其法向塑性接触载荷 p_p 的关系为

$$p_p = k\sigma_y a = Ha = Ha' \quad (9)$$

式中: k 为塑性指数, $k = \frac{H}{\sigma_y}$; H 为较软材料的硬度; σ_y 为较软材料的屈服强度。

结合面法向接触总载荷 P 与结合面接触面积之间的关系^[17]为

$$P = \frac{4EG^{D-1}}{3\sqrt{2\pi}} \int_{a'_c}^{a'_1} n(a') (a')^{(3-D)/2} da' + k\sigma_y \int_0^{a'_c} n(a') (a') da' \quad (10)$$

式中 a'_c 为临界微凸体接触截面积。

当 $D \neq 1.5$ 时,得到

$$P = \frac{4EDG^{D-1} \psi^{(2-D)/2} (a'_1)^{D/2}}{3\sqrt{2\pi}(3-2D)} [(a'_1)^{(3-2D)/2} -$$

$$(a'_c)^{(3-2D)/2}] + \frac{Dk\sigma_y \psi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2}}{2(2-D)} (a'_c)^{(2-D)/2} = \frac{2^{(6-D)/2} EDG^{D-1} \psi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2}}{3\sqrt{2\pi}(3-2D)} [(a_1)^{(3-2D)/2} - (a_c)^{(3-2D)/2}] + \frac{Dk\sigma_y \psi^{(2-D)/2} (a_1)^{D/2}}{2-D} (a_c)^{(2-D)/2} \quad (11)$$

式中: a_1 为最大微凸体接触面积; a_c 为临界微凸体接触面积。

当 $D=1.5$ 时,得到

$$P = \frac{EG^{1/2} \psi^{1/4} (a'_1)^{3/4}}{\sqrt{2\pi}} \ln \frac{a'_1}{a'_c} + \frac{3k\sigma_y \psi^{1/4} (a'_1)^{3/4}}{2} (a'_c)^{1/4} = \frac{2^{1/4} EG^{1/2} \psi^{1/4} a_1^{3/4}}{\sqrt{\pi}} \ln \frac{a_1}{a_c} + 3k\sigma_y \psi^{1/4} a_1^{3/4} a_c^{1/4} \quad (12)$$

对式(11)和(12)进行归一化,可得

$$P^* = \psi^{(2-D)/2} (A_r^*)^{D/2} \left\{ \frac{(G^*)^{D-1} g_1(D)}{3\sqrt{\pi}} \cdot \left[\psi^{(-2D^2+7D-5)/4} \left(\frac{2-D}{D} \right)^{(3-2D)/2} (A_r^*)^{(3-2D)/2} - (a_c^*)^{(3-2D)/2} \right] + k\phi g_2(D) (a_c^*)^{(2-D)/2} \right\}, \quad D \neq 1.5 \quad (13)$$

$$P^* = \frac{2^{1/4} (G^*)^{1/2} \psi^{1/16} \left(\frac{A_r^*}{3} \right)^{3/4} \ln \left(\frac{A_r^*}{3\psi^{1/4} a_c^*} \right) + 3k\phi \psi^{1/16} \left(\frac{A_r^*}{3} \right)^{3/4} (a_c^*)^{1/4}, \quad D = 1.5 \quad (14)$$

式中: P^* 为归一化法向接触总载荷, $P^* = \frac{P}{EA_n}$, A_n

为归一化时的结合面接触面积; A_r^* 为归一化真实接触面积, $A_r^* = \frac{A_r}{A_n}$; G^* 为归一化分形粗糙度, $G^* =$

$\frac{G}{\sqrt{A_n}}$; $g_1(D) = 2^{(6-D)/2} \left(\frac{2-D}{D} \right)^{D/2} \frac{D}{3-2D}$; a_c^* 为归

一化临界接触面积, $a_c^* = \frac{a_c}{A_n}$; ϕ 为应变指数, $\phi = \frac{\sigma_y}{E}$;

$g_2(D) = \left(\frac{D}{2-D} \right)^{(2-D)/2}$; $A_r = \frac{D}{2(2-D)} \psi^{(2-D)/2} a'_1 =$

$\frac{D}{2-D} \psi^{(2-D)/2} a_1$ 。

2 结合面法向接触阻尼分形模型

根据文献[17],结合面弹性接触区的弹性应变能 W_e 、结合面塑性接触区的塑性应变能 W_p 和结合面法向接触阻尼损耗因子 η 分别为

$$W_e = \frac{8EDG^{2(D-1)} \psi^{(2-D)/2} (a'_1)^{D/2}}{15\sqrt{2\pi}(5-3D)} \cdot [(a'_1)^{(5-3D)/2} - (a'_c)^{(5-3D)/2}] \quad (15)$$

$$W_p = \frac{k\sigma_y DG^{D-1} \psi^{(2-D)/2} (a'_1)^{D/2}}{2(2-D)} (a'_c)^{2-D} \quad (16)$$

$$\eta = \frac{W_p}{W_e} =$$

$$\frac{15 \sqrt{2\pi} k\sigma_y (5-3D) (a'_c)^{2-D}}{16EG^{D-1} (2-D) [(a'_1)^{(5-3D)/2} - (a'_c)^{(5-3D)/2}]} \quad (17)$$

根据文献[6],结合面归一化法向接触刚度为

$$K_n^* = \frac{K_n}{E \sqrt{A_a}} =$$

$$\frac{14.22K\phi D^{1-0.5D} (2-D)^{0.5D} \psi^{(D-2)^2/4} (A_r^*)^{D/2}}{(D-1)2^{4-1.5D} \pi^{0.5D-1} (\ln\psi)^{1/2} (G^*)^{D-1}} +$$

$$2[(2-D/2)^{(1-D)/2} \psi^{(D-2)^2/4} (A_r^*)^{(1-D)/2} -$$

$$(a_c^*)^{(1-D)/2}] / [\sqrt{\pi}(1-D) \psi^{-(D-2)^2/4} D^{0.5D-1} (2-D)^{-0.5D} (A_r^*)^{-D/2}] \quad (18)$$

将固定结合面法向接触动力学特性等效为弹簧和黏性阻尼器,如图 3 所示,可以得到

$$F(t) = K_n x(t) + C_n \dot{x}(t) \quad (19)$$

式中: t 为时间; $F(t)$ 为作用于结合面的法向动态接触载荷; K_n 为结合面法向接触刚度; C_n 为结合面法向接触阻尼; $x(t)$ 为结合面间法向动态接触相对位移。

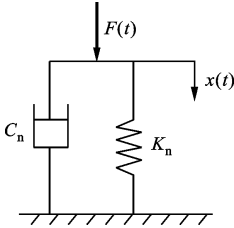


图 3 结合面动力学模型

令 $F(t) = F_n \cos \omega t$, 则 $x(t) = X_n \cos(\omega t - \theta_n)$, 式中 ω 为角频率、 θ_n 为初始相位, 可以得到结合面法向接触阻尼损耗因子 η 为

$$\eta = \frac{W_p}{W_e} = \frac{C_n \omega}{K_n} \quad (20)$$

$$C_n^* = \frac{C_n \omega}{\sigma_y \sqrt{A_a}} = \frac{15k2^{(D-6)/2} (5-3D) (D(2-D)^{-1})^{(2-D)/2} \psi^{(D-2)^2/4}}{(1-D) (G^*)^{D-1}} \cdot$$

$$\frac{(A_r^*)^{D/2} (a_c^*)^{2-D} [(D^{-1} (2-D) \psi^{(D-2)/2} A_r^*)^{(1-D)/2} - (a_c^*)^{(2-D)/2}]}{[(D^{-1} (2-D) \psi^{(D-2)/2} A_r^*)^{(5-3D)/2} - (a_c^*)^{(5-3D)/2}]} \quad (22)$$

3 结合面法向接触阻尼分形模型数字仿真

根据文献[24],参数的典型取值如下: k 为 2.8; 应变指数 ϕ 为 2.5、1.5、0.7; 分形粗糙度 G^* 为 10^{-9} 、 10^{-10} 、 10^{-11} ; 当 D 分别为 1.1、1.2、1.3、1.4、1.5、1.6、1.7、1.8、1.9 时,可以根据式(3)求得 ψ 分

将式(17)~(18)代入式(20),得到法向接触阻尼 C_n 为

$$C_n = \{15Dk\sigma_y \psi^{(2-D)/2} (5-3D) (a'_c)^{2-D} \cdot$$

$$[(a'_1)^{(1-D)/2} - (a'_c)^{(1-D)/2}] /$$

$$\{8\omega G^{D-1} (1-D) (2-D) \cdot$$

$$[(a'_1)^{(5-3D)/2} - (a'_c)^{(5-3D)/2}]\} \quad (21)$$

式(21)不同于文献[15-20]的固定结合面法向接触阻尼系数分形模型,而是建立在以弹簧和黏性阻尼器等效固定结合面法向动力学特性的基础上,并引用结合面法向接触阻尼损耗因子 η 与结合面法向接触刚度和法向接触阻尼之间的关系而得到的,与结合面的分形参数 D 和 G ,结合面材料参数 E 、 σ_y 、 ϕ 和 H ,结合面法向接触载荷 P ,固定结合面受迫振动的角频率 ω 有关,客观地反映了结合面法向接触阻尼是结合面固有的特性。文献[15-20]所建立的结合面法向接触阻尼模型是建立在单自由度集中质量弹簧阻尼系统理论的基础上,将结合面等效为单自由度集中质量弹簧阻尼系统,并假设粗糙表面所在基体的质量为 M 、结合面法向接触刚度为 K_n 、结合面法向接触阻尼为 C_n 、临界阻尼系数为 C_c ($C_c = 2(MK_n)^{1/2}$),利用单自由度集中质量弹簧阻尼系统在共振点附近,阻尼损耗因子 η 与阻尼系数 C_n 、弹簧刚度 K_n 以及单自由度集中质量弹簧阻尼系统的固有频率 ω_n ($\omega_n = (K_n/M)^{1/2}$) 之间的关系 $\eta = 2C_n/C_c = \omega_n C_n/K_n$,求得结合面法向接触阻尼系数 $C_n = \eta(MK_n)^{1/2}$ 。该模型与所假设的粗糙表面所在基体的质量 M 有关,这是单自由度集中质量弹簧阻尼系统的阻尼系数的情况。式(21)所得的阻尼系数与相互接触的材料特性、接触参数以及系统的激励频率有关,是用另外一种方法得到的结合面接触阻尼,与其有一定的区别。

与式(21)相应的结合面归一化法向接触阻尼 C_n^* 为

别为 2.443 5、2.301 4、2.183 7、2.084 9、2.000 7、1.928 3、1.865 4、1.810 3、1.761 6;等效接触面积 A_r^* 的取值范围为 0~0.1。对式(13)或(14)的结合面归一化法向接触总载荷分形模型和式(22)的结合面归一化法向接触阻尼分形模型进行仿真计算,结果如图 4~7 所示,分析得出以下结论。

(1)从图 4 中可以看出:无论本文模型还是文献

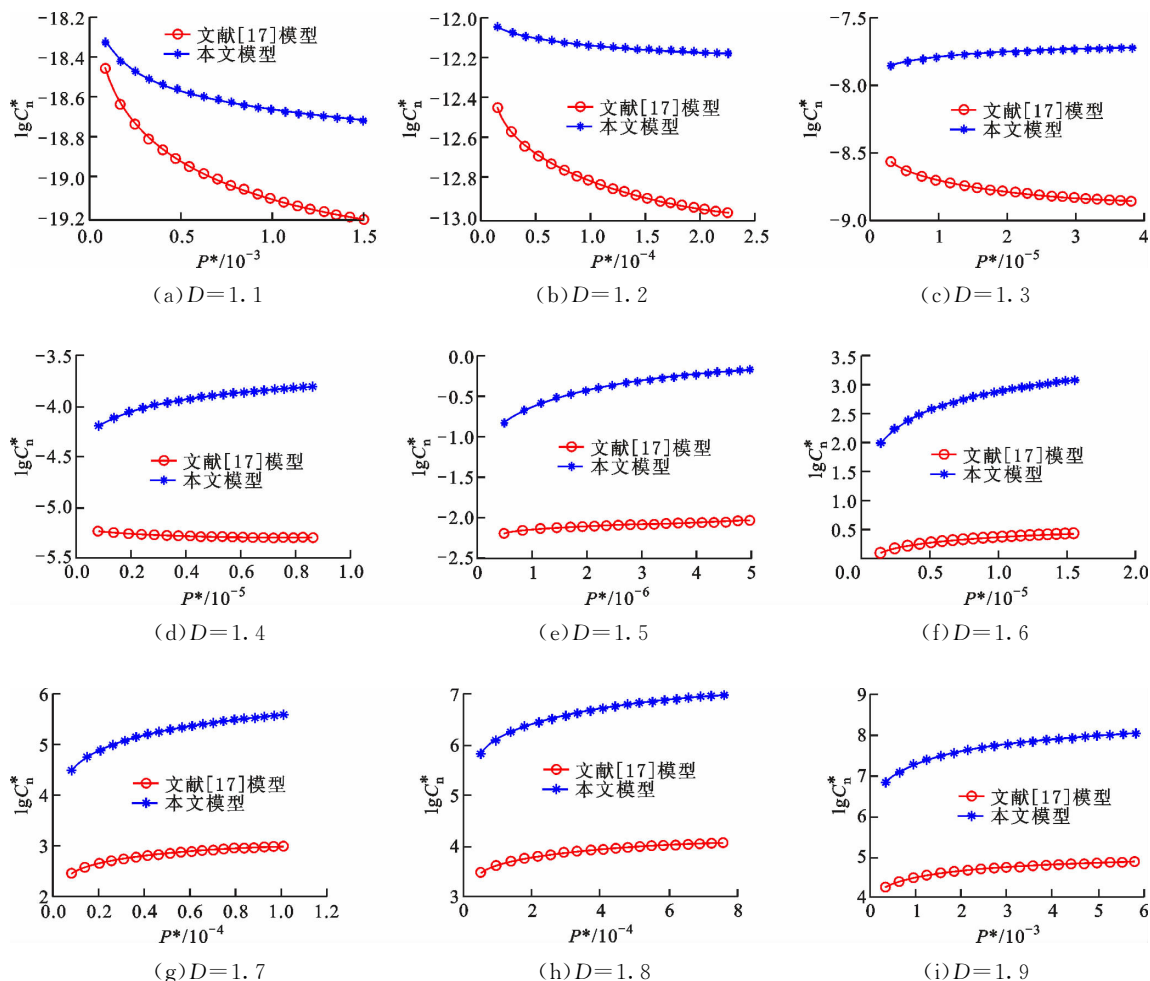
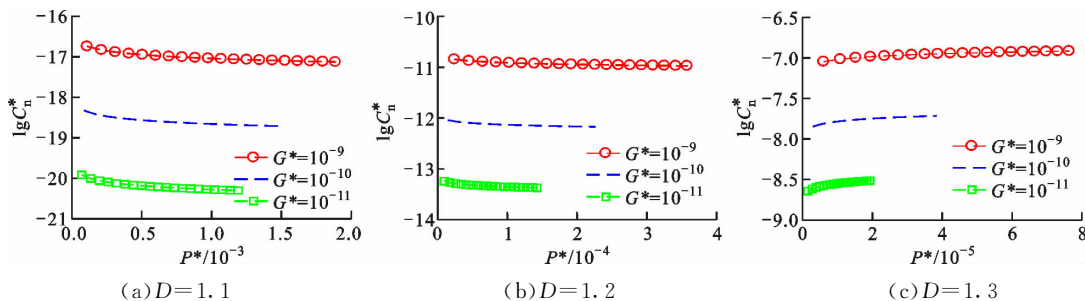


图4 归一化法向接触阻尼 C_n^* 随归一化法向接触总载荷 P^* 的变化规律 ($G^* = 10^{-10}$, $\phi = 1.5$)

[17]模型,结合面归一化法向接触阻尼 C_n^* 随归一化法向接触总载荷 P^* 的变化均不大 ($D=1.6$ 时,本文模型的 C_n^* 从 $10^{2.241}$ 变化到 $10^{3.15}$,文献[17]模型从 $10^{0.5275}$ 变化到 $10^{0.9157}$);无论 D 为何值,本文模型的 C_n^* 值都大于文献[17]模型的值;当 $D=1.1, 1.2$ 时,本文模型的 C_n^* 随着 P^* 的增大而减小,并与文献[17]模型的变化规律一致;当 $D=1.3, 1.4$ 时,本文模型的 C_n^* 随着 P^* 的增大而增大,而文献[17]模型 C_n^* 随着 P^* 的增大而减小;当 $D=1.5 \sim 1.9$ 时,本文模型和文献[17]模型的 C_n^* 都随着 P^* 的增大而增大。

(2)从图5中可以看出:当 $D=1.1 \sim 1.4$ 时,本文模型的 C_n^* 随着结合面归一化分形粗糙度参数 G^* 的增大而增大,当 D 相同时,不同 G^* 的 C_n^* 随 P^* 的增大而减小,且减小幅度大致相同;当 $D=1.5 \sim 1.9$ 时,本文模型的 C_n^* 随着 G^* 的增大而减小,当 D 相同时,不同 G^* 的 C_n^* 随着 P^* 的增大而增大,且增大幅度相差较大,在 $G^* = 10^{-11}$ 时,增大幅度最大。

(3)从图6中可以看出:当 D 不变时, C_n^* 随应变指数 ϕ 的增大而减小;若 D 和 ϕ 一定,当 $D=1.1, 1.2$ 时, C_n^* 随着 P^* 的增大而减小,当 $D=1.3$



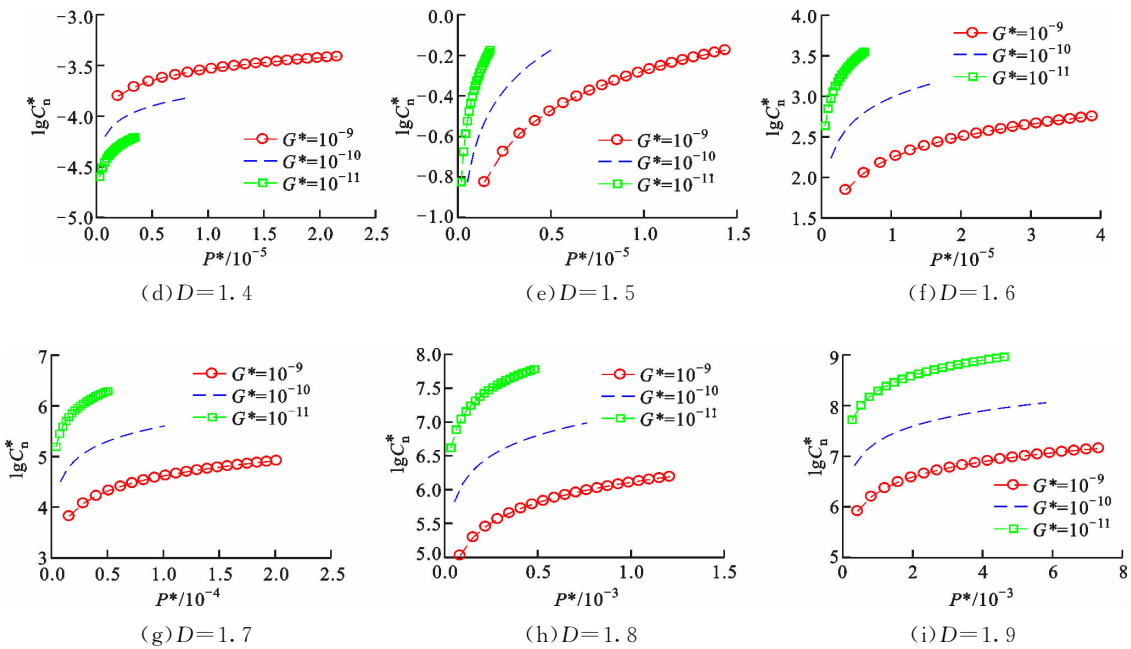


图 5 分形粗糙度 G^* 对归一化法向接触阻尼 C_n^* 的影响($\phi=1.5$)

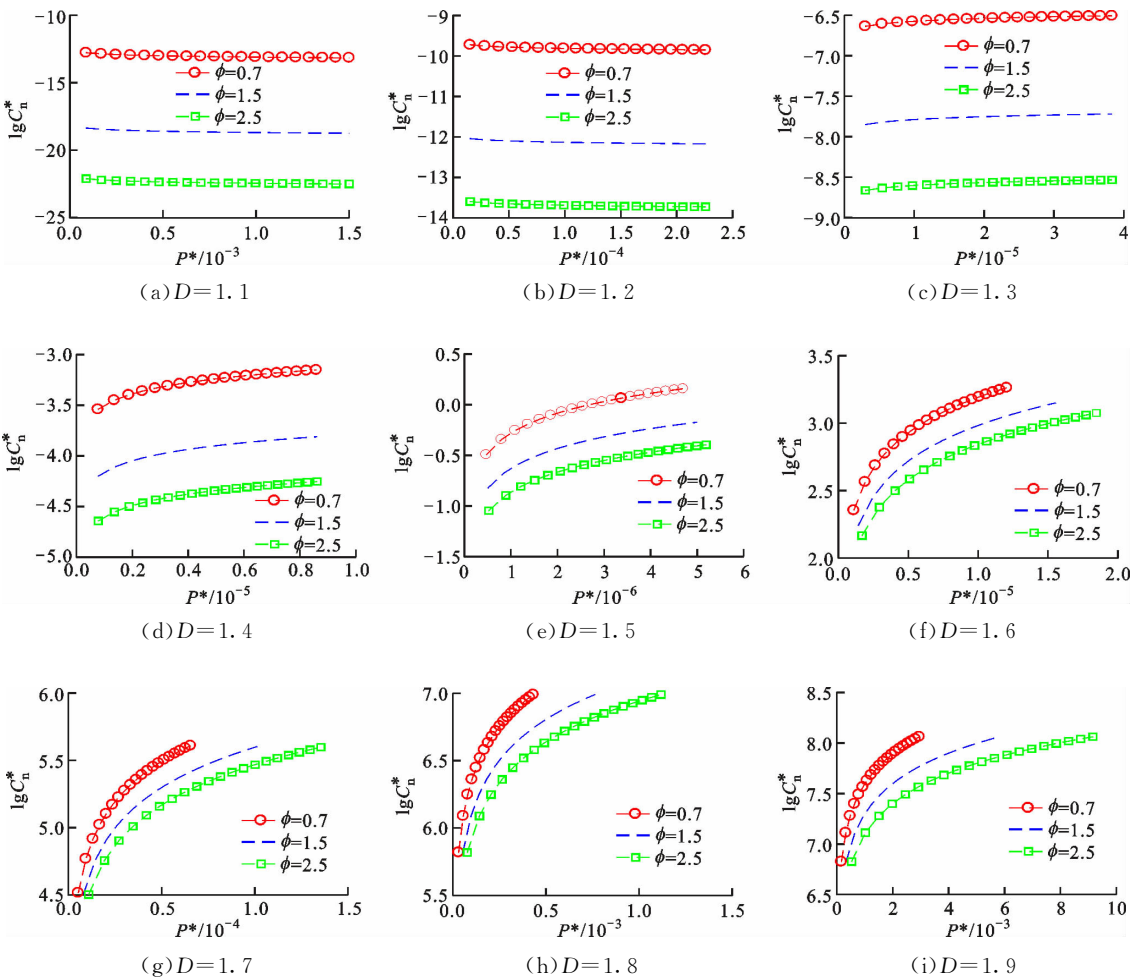


图 6 应变指数 ϕ 对归一化法向接触阻尼 C_n^* 的影响($G^*=10^{-10}$)

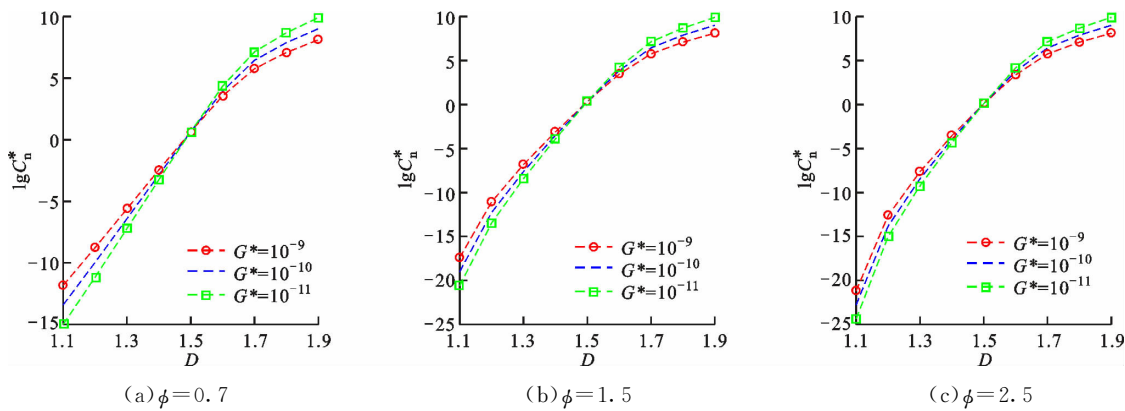


图 7 结合面归一化分形粗糙度参数 G^* 对归一化法向接触阻尼 C_n^* 的影响 ($A_r^* = 0.1$)

~1.9 时, C_n^* 随着 P^* 的增大而增大; 当 $D=1.1\sim 1.4$ 时, ϕ 为 0.7 时的 C_n^* 明显大于 ϕ 为 2.5 时的 C_n^* , 当 $D=1.5\sim 1.6$ 时, ϕ 为 0.7 时的 C_n^* 略大于 ϕ 为 2.5 时的 C_n^* 。

(4) 从图 7 中可以看出: 当 ϕ 一定时, C_n^* 随着 D 的增大而增大; 当 $D=1.1\sim 1.5$ 时, G^* 越大, C_n^* 也越大; 当 $D=1.5\sim 1.9$ 时, G^* 越大, C_n^* 反而越小; 应变指数 ϕ 越大, 对 D 较小时的 C_n^* 影响也越大。

4 试验验证

本文选用的浙江景耀数控科技有限公司的 JNYO LRS250 数控线轨滑台由 4 个滑块和 2 条导轨组成, 一个滑块和导轨之间的结合部由 4 列、48 个滚珠(单列 12 个)与沟槽之间的圆柱面球面结合面组成, 滚珠与内外沟槽各有一个圆柱面球面结合面^[25]。利用文献[26]中的结合面参数, 根据式(18)、式(20)、式(21), 分别计算单个滚珠与沟槽之间的结合面的法向接触刚度 K_n 和法向接触阻尼 C_n , 在有限元分析时, 选用 96 个 combin14 单元为滑台与导轨接触单元, 设置单元的刚度和阻尼参数, 完全约束导轨上的接触点(即 combin14 单元的一端节点完全约束), 理论计算有支撑的滑台的理论模态频率、振型。

为了验证模型和理论计算结果的正确性, 设计了滑台的试验模态试验装置, 如图 8 所示。采用脉冲锤激励, 12 个单向压电式加速度传感器, 德国 m+p 数据采集分析系统, 采用 EMA-MDOF 方法进行模态参数识别, 得到滑台的试验模态频率、模态阻尼和振型(仅包含垂直方向)。

由有限元计算得到滑台的前 20 阶理论模态。通过试验识别滑台的前 7 阶试验模态参数, 发现模态参数与滑台的法向接触参数和切向接触参数均有

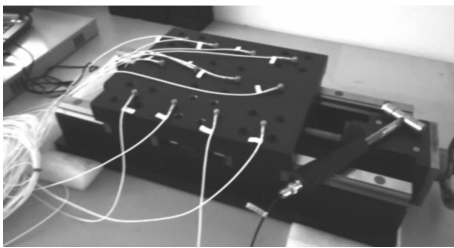


图 8 线轨滑台试验装置

关系, 但有些模态参数主要是法向接触参数影响的结果, 切向接触参数影响较小。观察模态振型, 选出了 4 阶模态(理论模态中的第 1、4、6、9 阶, 试验模态中的第 1、3、5、7 阶)做对比分析。以模态振型相同为比较原则, 图 9a、9c、9e、9g 为有限元计算的理论模态振型图, 图 9b、9d、9f、9h 为试验产生的试验模态振型图, 图中编号是试验模态分析时的测点号。图 9a、9b 振型为沿 z 轴的整体振动; 图 9c、9d 振型为沿 x 轴的一阶弯曲; 图 9e、9f 振型为沿 y 轴的一阶弯曲; 图 9g、9h 振型为沿 x 轴的二阶弯曲。将理论模态和试验模态的固有频率、振型进行比较, 结果见表 1, 可以看出: 在振型相同时, 理论计算与试验模态参数识之间存在误差, 误差最小为 7.37%(此

表 1 理论模态与试验模态的固有频率

模态类型	固有频率/Hz	误差/%
理论模态第 1 阶	976.76	-7.60
试验模态第 1 阶	1 057.15	
理论模态第 4 阶	1 829.78	11.94
试验模态第 3 阶	1 634.59	
理论模态第 6 阶	2 826.19	7.37
试验模态第 5 阶	2 632.27	
理论模态第 9 阶	4 767.46	10.14
试验模态第 7 阶	4 328.66	

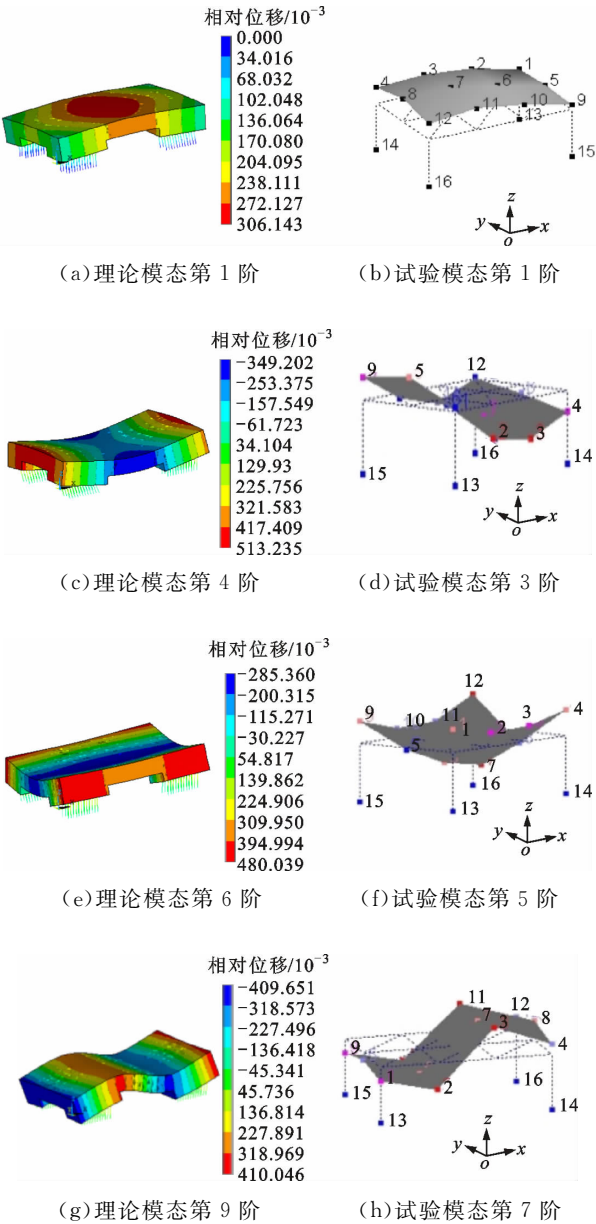


图 9 理论模态与试验模态的振型图

时试验模态固有频率为 2 632.27 Hz), 最大为 11.94%(此时试验模态固有频率为 1 634.59 Hz)。图 10 是测点 1(响应点)与测点 7(激励点)之间的相干系数,分析得出,在各阶固有频率附近的相干系数均超过 0.937,说明试验模态识别的参数较准确。由于对于机械结构而言,低阶固有频率比高阶固有频率

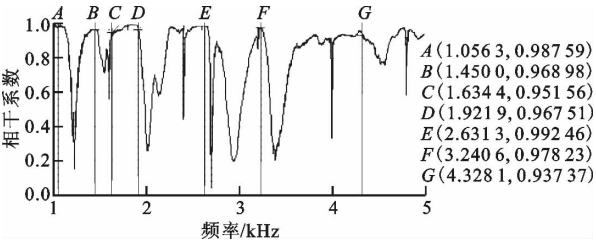


图 10 测点 1 与测点 7 之间的相干系数

更重要,因此可以利用本文提出的法向接触刚度模型与法向接触阻尼模型来计算结构的低阶模态频率。

5 结 论

(1)本文基于结合面法向接触阻尼耗能机理及 MB 修正模型,考虑微接触大小分布域扩展因子的影响,并将结合面法向接触动力学特性等效为弹簧和黏性阻尼,通过逻辑推理建立了不同于文献[15-20]的固定结合面法向接触阻尼分形模型。

(2)当分形维数 $D=1.1, 1.2$, 且 G^* 与 ϕ 相同时, $\lg C_n^*$ 与 P^* 之间呈微凹弧非线性关系,且随着 P^* 的增大而减小;当 $D=1.3\sim 1.9$ 时, $\lg C_n^*$ 与 P^* 呈微凸弧非线性关系,且随着 P^* 的增大而增大。

(3)当分形维数 $D=1.1\sim 1.4$, 且 ϕ 相同时, C_n^* 随着 G^* 增大而增大;当 $D=1.5\sim 1.9$ 时, C_n^* 随着 G^* 增大而减小。

(4)当 G^* 相同时, C_n^* 随着 ϕ 的增大而减小,并且在 $D=1.1\sim 1.4$ 时,影响较大,在 D 在 $1.5\sim 1.9$ 时,影响较小。

(5)当等效接触面积 A_r^* 相同时,无论 G^* 与 ϕ 为何值, C_n^* 都随着 D 的增大而增大,并且在 D 较小时,影响较大,在 D 较大时,影响较小。

(6)以本文模型计算结合面参数设置有限元接触单元参数,对线轨滑台进行了理论模态分析,与试验模态分析结果进行对比分析,验证了本文理论模型的正确性。

参考文献:

[1] 张学良. 机械结合面动态特性及应用 [M]. 北京: 中国科学技术出版社, 2002: 1-9.

[2] 张广鹏, 史文浩, 黄玉美, 等. 机床整机动态特性的预测解析建模方法 [J]. 上海交通大学学报, 2001, 35 (12): 1834-1837.

ZHANG Guangpeng, SHI Wenhao, HUANG Yumei, et al. Modeling and analysis method of dynamical characteristics for a whole machine tool structure [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2001, 35 (12): 1834-1837.

[3] 张广鹏, 史文浩, 黄玉美. 机床导轨结合部的动态特性解析方法及其应用 [J]. 机械工程学报, 2002, 38 (10): 114-117.

ZHANG Guangpeng, SHI Wenhao, HUANG Yumei. Analysis method of dynamic behaviors of guideway joint and its application in machine tools design [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2002, 38 (10):

- 114-117.
- [4] 张学良, 黄玉美, 温淑花. 结合面接触刚度分形模型研究 [J]. 农业机械学报, 2000, 31(4): 89-91.
ZHANG Xueliang, HUANG Yumei, WEN Shuhua. Fractal model of contact stiffness of joint surfaces [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2000, 31(4): 89-91.
 - [5] 张学良, 温淑花, 徐格宁, 等. 结合部切向接触刚度分形模型研究 [J]. 应用力学学报, 2003, 20(1): 70-72.
ZHANG Xueliang, WEN Shuhua, XU Gening, et al. Fractal model of the tangential contact stiffness of machined surfaces in contact [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2003, 20(1): 70-72.
 - [6] 王南山, 张学良, 兰国生, 等. 临界接触参数连续的粗糙表面法向接触刚度弹塑性分形模型 [J]. 振动与冲击, 2014, 33(9): 72-77.
WANG Nanshan, ZHANG Xueliang, LAN Guosheng, et al. Elastoplastic fractal model for normal contact stiffness of rough surfaces with continuous contact parameters [J]. Journal of Vibration and Shock, 2014, 33(9): 72-77.
 - [7] 温淑花, 张学良, 武美先, 等. 结合面切向接触刚度分形模型及其仿真 [J]. 农业机械学报, 2009, 40(12): 223-227.
WEN Shuhua, ZHANG Xueliang, WU Meixian, et al. Fractal model of tangential contact stiffness of joint interfaces and its simulation [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 223-227.
 - [8] JIANG Shuyun, ZHENG Yunjian. A contact stiffness model of machined joint surfaces [J]. ASME Journal of Tribology, 2010, 132(1): 1-7.
 - [9] RYSZARD B, MICHAL K. A fractal stiffness model for elastoplastic contact analysis in press joint [J]. Computer Methods in Mechanics, 2011(3): 1-2.
 - [10] LI Xiaopeng, ZHAO Guanghui, LIANG Yamin, et al. Fractal prediction model and simulation of contact stiffness considering friction factors between joint surfaces [J]. International Journal of Industrial and Systems Engineering, 2014, 18(3): 418-431.
 - [11] PAN Wujiu, LI Xiaopeng, WANG Linlin, et al. A normal contact stiffness fractal prediction model of dry-friction rough surface and experimental verification [J]. European Journal of Mechanics; A Solids, 2017, 66(11): 94-102.
 - [12] 王润琼, 朱立达, 朱春霞, 等. 基于域扩展因子和微凸体相互作用的结合面接触刚度模型研究 [J]. 机械工程学报, 2018, 54(19): 88-95.
WANG Runqiong, ZHU Lida, ZHU Chunxia, et al. Investigation of contact stiffness model for joint surfaces based on domain expansion factor and asperity interaction [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2018, 54(19): 88-95.
 - [13] 张学良, 温淑花, 兰国生, 等. 平面结合面切向接触阻尼分形模型及其仿真 [J]. 西安交通大学学报, 2011, 45(5): 74-77.
ZHANG Xueliang, WEN Shuhua, LAN Guosheng, et al. Fractal model for tangential contact damping of plane joint interfaces with simulation [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2011, 45(5): 74-77.
 - [14] 张学良, 王南山, 温淑花, 等. 机械结合面切向接触阻尼能量耗散弹塑性分形模型 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(12): 43-49.
ZHANG Xueliang, WANG Nanshan, WEN Shuhua, et al. Elastoplastic fractal model for tangential contact damping energy dissipation of machine joint interfaces [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(12): 43-49.
 - [15] ZHANG Xueliang, WANG Nanshan, LAN Guosheng, et al. Tangential damping and its dissipation factor models of joint interfaces based on fractal theory with simulations [J]. ASME Journal of Tribology, 2012, 136(1): 011704.
 - [16] 尤晋闽, 陈天宁. 结合面法向动态参数的分形模型 [J]. 西安交通大学学报, 2009, 43(9): 91-94.
YOU Jinmin, CHEN Tianning. Fractal model for normal dynamic parameters of joint surfaces [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2009, 43(9): 91-94.
 - [17] 张学良, 丁红钦, 兰国生, 等. 基于分形理论的结合面法向接触阻尼与损耗因子模型 [J]. 农业机械学报, 2013, 44(6): 287-294.
ZHANG Xueliang, DING Hongqin, LAN Guosheng, et al. Normal contact damping and dissipation factor model of joint interfaces based on fractal theory [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2009, 40(12): 223-227.
 - [18] 尤晋闽, 陈天宁. 基于分形接触理论的结合面法向接触参数预估 [J]. 上海交通大学学报, 2011, 45(9): 1275-1280.
YOU Jinmin, CHEN Tianning. Estimation for normal parameters of joint surfaces based on fractal theory [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2011, 45(9): 1275-1280.
 - [19] 田红亮, 郑金华, 赵春华, 等. 界面损耗因子与法向阻尼的计算方法 [J]. 上海交通大学学报, 2015, 49

- (5): 687-694.
- TIAN Hongliang, ZHENG Jinhua, ZHAO Chunhua, et al. Calculating method of surface dissipation factor and normal damping [J]. Journal of Shanghai Jiao Tong University, 2015, 49(5): 687-694.
- [20] 田红亮, 赵美云, 郑金华, 等. 新的柔性结合部法向接触刚度和接触阻尼方程 [J]. 西安交通大学学报, 2015, 49(1): 118-126.
- TIAN Hongliang, ZHAO Meiyun, ZHENG Jinhua, et al. New equations of normal contact stiffness and damping for flexible joint interface [J]. Journal of Xi'an Jiaotong University, 2015, 49(1): 118-126.
- [21] 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.
- [22] 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.
- [23] JOHNSON K L. Contact mechanics [M]. Cambridge, UK: Cambridge University Press, 1985: 90-104.
- [24] LIOU J L. The theoretical study for microcontact model with variable topography parameters [D]. Taiwan, China: Cheng Kung University, 2006: 96-98.
- [25] 刘耀, 黄玉美. 机床滚珠导轨中圆柱面-球面结合面静特性分析及试验研究 [J]. 机械工程学报, 2013, 49(21): 25-30.
- LIU Yao, HUANG Yumei. Theoretical analysis and experimental study on static characteristics of the cylindrical-spherical joint surfaces of linear ball guide on machine tool [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2013, 49(21): 25-30.
- [26] 张学良, 陈永会, 温淑花, 等. 考虑弹塑性变形机制的结合面法向接触刚度建模 [J]. 振动工程学报, 2015, 28(1): 91-99.
- ZHANG Xueliang, CHEN Yonghui, WEN Shuhua, et al. The model of normal contact stiffness of joint interfaces incorporating elastoplastic deformation mechanism [J]. Journal of Vibration Engineering, 2015, 28(1): 91-99.

(编辑 陶晴)

(上接第 83 页)

- [14] SONG M, DANG C. Review on the measurement and calculation of frost characteristics [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 2018, 124: 586-614.
- [15] 童治文, 王志远, 郭鹏, 等. 换热器低温结霜工况性能实验研究 [J]. 低温与超导, 2014, 42(8): 63-68.
- TONG Zhiwen, WANG Zhiyuan, GUO Peng, et al. Experimental study on heat exchanger performance under low temperature frosting condition [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2014, 42(8): 63-68.
- [16] DIETENBERGER M A. A frost formation model and its validation under various experimental conditions; NASA contractor report 3595 [R]. Washington, DC, USA: NASA Center for Aerospace Information (CA-SD), 1982: 1-57.
- [17] ZENDEHBOUDI A, WANG B, LI X. Application of smart models for prediction of the frost layer thickness on vertical cryogenic surfaces under natural convection [J]. Applied Thermal Engineering, 2017, 115: 1128-1136.
- [18] LIU Z, DONG Y, LI Y. An experimental study of frost formation on cryogenic surfaces under natural convection conditions [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2016, 97: 569-577.
- [19] LEONI A, MONDOT M, DURIER F, et al. Frost formation and development on flat plate: experimental investigation and comparison to predictive methods [J]. Experimental Thermal and Fluid Science, 2017, 88: 220-233.
- [20] LEE K S, KIM W S, LEE T H. A one-dimensional model for frost formation on a cold flat surface [J]. International Journal of Heat & Mass Transfer, 1997, 40(18): 4359-4365.
- [21] SAHIN A Z. Effective thermal conductivity of frost during the crystal growth period [J]. International Journal of Heat and Mass Transfer, 2000, 43(4): 539-553.
- [22] 张亮亮, 孙庆国, 陈虹, 等. 深冷壁面霜层生长的数值模型 [J]. 低温与超导, 2014, 42(8): 75-80.
- ZHANG Liangliang, SUN Qingguo, CHEN Hong, et al. Model for frost growth on a cryogenic flat plate [J]. Cryogenics and Superconductivity, 2014, 42(8): 75-80.

(编辑 荆树蓉)