

非光滑表面制动盘摩擦磨损性能有限元分析

孙少妮, 谢里阳, 张以忱

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘 要: 基于摩擦试验要求的外形尺寸和非光滑结构的设计尺寸,建立了非光滑表面刹车盘/片模型,通过分析制动过程中接触压力与摩擦热之间的交互作用关系,建立了制动盘/片的热-应力耦合分析模型,并应用 Ansys/LS-DYNA 对非光滑表面刹车盘/片系统的摩擦磨损性能进行了有限元分析. 分析结果表明:当盘孔间距为 1 mm,盘孔直径为 0.8 mm 时,非光滑刹车盘/片试样呈现最小的 von Mises 应力,为耐磨性最佳的非光滑形态. 通过摩擦磨损试验得到与模拟相应试样的磨损量及动摩擦系数,比较后发现二者均体现出与模拟结果中 von Mises 应力相一致的变化规律,验证了模拟分析结果的可信性.

关 键 词: 非光滑表面;摩擦磨损性能;热-应力耦合;有限元分析

中图分类号: TH 117.1

文献标志码: A

文章编号: 1005-3026(2014)11-1597-05

Finite Element Analysis on Friction and Wear Properties of Non-smooth Surface Brake Disc

SUN Shao-ni, XIE Li-yang, ZHANG Yi-chen

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China.

Corresponding author: SUN Shao-ni, E-mail: shaonisun@me.neu.edu.cn)

Abstract: Based on friction test required dimension and non-smooth surface design size, the brake disc/pad models of non-smooth surface were established. The interaction between contact pressure and friction heat during the braking process was analyzed to establish the thermal-stress coupling analysis model, and analyzed the friction and wear properties of non-smooth surface brake disc/pad system by Ansys/LS-DYNA. The results showed when the pits spacing is 1mm and the diameter is 0.8 mm, non-smooth surface brake/pad system has smallest von Mises stress. Through the friction and wear test, the wear loss and kinetic coefficient of actual samples were tested and the result showed the same characteristics with the simulation results, so the credibility of simulation result was verified.

Key words: non-smooth surface; friction and wear performance; thermal-stress coupling; finite element analysis

生物体表具有的减黏、降阻和耐磨等优异性能,与其体表规则排列的凹坑、突触、鳞片等微观非光滑结构息息相关. 仿生学和摩擦学的研究和实践证明,具有一定非光滑形态的表面往往具有更好的抗磨性能,非光滑技术应用于车辆制动盘以提高其耐磨性能的研究成为必然. 制动盘的非光滑形态设计、材料微观结构、表面织构分布及加载方向等与非光滑形态耐磨性能有关的研究方向

受到了越来越广泛的关注^[1-4]. 杨卓娟等^[5]在销-盘式摩擦磨损试验机上,对激光加工盘孔型非光滑 W9Cr4V 高速钢试件进行了不同温度条件下的摩擦磨损特性试验研究. 孙娜^[6]着重研究了高速、重载条件下不同形态和材料的仿生耦合单元体对蠕墨铸铁干滑动摩擦磨损性能的作用规律,以及外加载荷、环境温度对仿生单元体摩擦磨损性能的影响.

然而,试验研究具有表象观察的局限性,对于耐磨机理的揭示仍不够充分.非光滑摩擦副耐磨性能的有限元分析对于进一步揭示耐磨机理具有重要作用,得到了研究者的广泛关注.丛茜等^[7]对通孔形非光滑试件的耐磨性能进行了有限元分析,发现非光滑通孔具有削弱应力集中、均匀分布应力的功能,从而提高了耐磨性能.本文采用有限元分析及试验验证的方法,针对特定设计的多孔非光滑表面刹车盘/片耦合系统的耐磨性能进行研究,以揭示多孔非光滑表面刹车盘的耐磨机理,寻求耐磨性最佳的非光滑表面形态.

| 表 1 非光滑试样关键参数设计 | | | | | | | | | | |
|--|-----|------|------|------|------|------|------|------|------|------|
| Table 1 Parameters design of non - smooth morphology | | | | | | | | | | mm |
| 对应刹车片代号 | pad | pad1 | pad2 | pad3 | pad4 | pad5 | pad6 | pad7 | pad8 | pad9 |
| 盘孔间距 d | 0 | 1 | 1 | 1 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.5 | 1.5 | 1.5 |
| 盘孔直径 ϕ | 0 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 0.4 | 0.6 | 0.8 |

按照摩擦试验机要求的试件尺寸,对非光滑试件进行 Pro/E 实体建模,如图 1 所示.

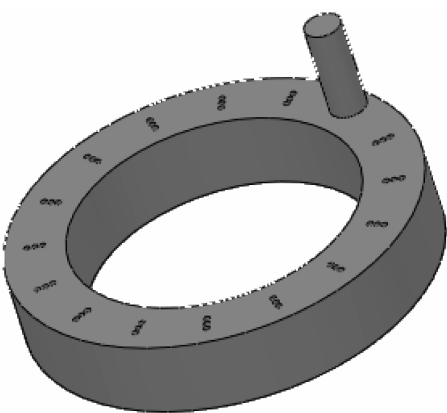


图 1 刹车盘非光滑表面设计示意图
Fig. 1 Diagram of non-smooth surface design on brake disc

2 有限元计算模型

刹车盘的制动是接触压力与摩擦热交互作用、应力场与温度场耦合作用的统一过程.摩擦热的产生与接触压力的大小关系密切,局部摩擦生热致使制动盘、片接触区域温度升高,造成盘面整体温度分布不均匀,形成不均匀温度场,由此导致的热弹性变形因受约束而引起热应力;同时,热弹性变形影响接触状态,接触状态的改变反过来又影响摩擦热流的输入^[11].凹坑形非光滑表面制动盘的三维瞬态热-应力耦合的计算模型如图 2 所示.本研究的热-应力耦合分析采用 von Mises

1 非光滑形态设计及建模

在以往对凹坑形、网格形、凸包形以及鳞片形非光滑表面耐磨性能的研究^[8-10]中,普遍认为凹坑形非光滑形态的耐磨性最好,故本研究选用凹坑形非光滑形态作为研究对象.在前期研究基础上,以非光滑试样关键参数的盘孔间距 d 和直径 ϕ 为变量,设计 9 组非光滑试样,加上未打孔的光滑试样共计 10 组.盘孔直径和盘孔间距根据正交试验进行设计确定,具体尺寸数值如表 1 所示.

应力(即等效应力)来衡量热应力,并作为判断材料中某些部位出现磨损或衰竭断裂的强度标准.

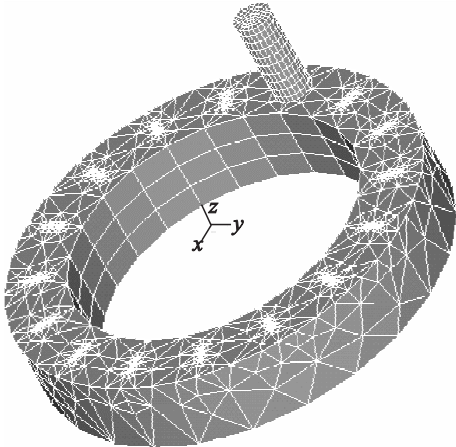


图 2 非光滑刹车盘/片网格模型
Fig. 2 Grid model of non-smooth brake disc/pad system

分析中假设所有的摩擦做功均转化为摩擦热.有限元分析时,将以热流密度形式体现的热载荷加载于制动盘工作表面.该热流密度表达为

$$q(r,t)=\eta\mu p v(r,t). \tag{1}$$

式中: η 为转化效率,0.85; μ 为摩擦因数,0.38; p 为常规制动情况下盘表面所受制动力; $v(r,t)$ 为制动盘、片的相对线速度.

在刹车盘和刹车片的接触分析中,根据实际情况采用面面接触,刹车盘和刹车片的接触面作为一个接触对,刹车盘模型的上表面设为接触对中的目标面,而将刹车片模型的下表面设为接触面,二者始终接触.

根据刹车盘和刹车片在实际中的工作情况,

对刹车片模型进行固定,而对刹车盘模型施加 480 r/min 的转速,同时对刹车盘模型上表面施加 0.98 MPa 的面载荷,按此条件进行模拟。

3 非光滑表面刹车盘/片摩擦磨损性能仿真分析

应用 Ansys/LS-DYNA 模块对表 1 中 9 种不同盘孔直径和盘孔间距的非光滑刹车盘/片系

统和光滑刹车盘/片摩擦副的摩擦磨损过程进行了仿真,对模拟过程中刹车盘与刹车片模型接触处的 von Mises 应力进行了统计分析。分析时以刹车片模型为研究对象,分别考察与表 1 中 10 种不同刹车盘模型相对应的刹车片模型在相同载荷条件下的 von Mises 应力,经过对模拟时间范围内 100 步中每两步的计算结果的统计分析,得到光滑与非光滑刹车盘摩擦时刹车片上的 von Mises 应力的变化情况对比图,如图 3 所示。

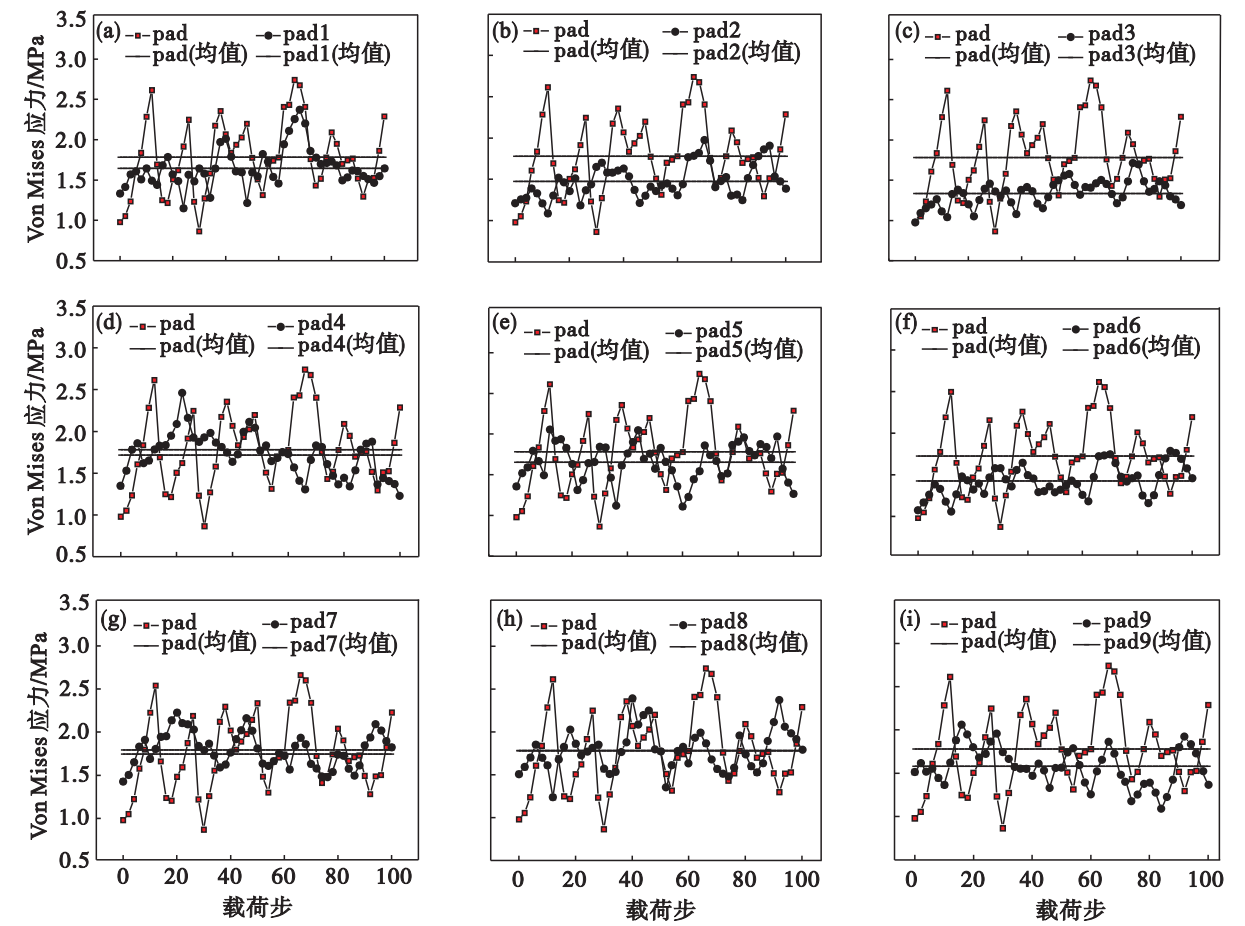


图 3 光滑与非光滑刹车盘组刹车片的 von Mises 应力曲线对比
Fig. 3 Von Mises stresses comparison of non-smooth surface brake disc paired pads with smooth one
(a)—pad1; (b)—pad2; (c)—pad3; (d)—pad4; (e)—pad5; (f)—pad6; (g)—pad7; (h)—pad8; (i)—pad9.

图 3 为非光滑刹车盘组刹车片与光滑刹车盘组刹车片的 von Mises 应力对比曲线。可以看出,除了图 3g 中刹车片 pad7 的 von Mises 应力平均值略高于光滑模型组外,其他非光滑刹车盘组刹车片的 von Mises 应力平均值均小于光滑模型组的应力平均值,且波动性均明显小于光滑刹车盘组试样。其中, pad3 非光滑组刹车片的平均 von Mises 应力显著小于光滑组模型的平均应力,且应力值的波动性显著低于其他几组。

另外,非光滑刹车盘组刹车片的 von Mises 应力与刹车盘的非光滑形态关键参数盘孔直径和

盘孔间距体现出一定的关系。总体来说,盘孔间距相同时,随着盘孔直径的增大,非光滑组刹车片的应力随之减小。如图 3a ~ 图 3c 所示,其盘孔间距均为 1 mm,盘孔直径由 0.4 mm 变化至 0.8 mm 时,不同载荷步的等效应力总体呈现减小趋势。图 3d ~ 图 3f 组和图 3g ~ 图 3i 组的应力变化趋势与之相同。

盘孔直径相同时,随着盘孔间距的增大,非光滑刹车盘组刹车片的等效应力随之增大。如图 3a,图 3d,图 3g 所示,其盘孔直径均为 0.4 mm,盘孔间距由 1 mm 变化至 1.5 mm 时,不同载荷步

的等效应力总体呈现增加趋势. 图 3b, 图 3e, 图 3h 组和图 3c, 图 3f, 图 3i 组的应力变化趋势与之类似.

Von Mises 应力代表模型所受一切外力的合力, 在该模拟中主要外力是施加在刹车盘表面而后将转化为摩擦力的制动压力, 因此, 模拟结果显示的 von Mises 应力在一定程度上反映与摩擦磨损有关的摩擦力. 即可以认为刹车片的 von Mises 应力与刹车盘片间的摩擦磨损有一定的关系, 制动力一定的情况下, 作用在刹车片上的 von Mises 应力越小, 分布越均匀, 其耐磨性越好. 用 von Mises 应力可以在一定程度上衡量刹车盘片的耐磨性这一初步结论, 有待通过摩擦磨损试验进行验证.

在上述结论基础上, 根据图 3 中 pad3 刹车片 von Mises 应力为最小的仿真结果, pad3 刹车片

组的非光滑刹车盘形态为盘孔间距 1 mm, 孔直径 0.8 mm. 初步确定为改善应力分布、提高耐磨性能的最佳非光滑形态. 该结果也有待通过摩擦磨损试验进行进一步的验证.

4 试验验证

为验证模拟的可信性, 在 MMW-1 型立式万能摩擦磨损试验机上进行了试验, 试验条件与仿真模拟条件保持一致: 载荷 F 设为 0.98 MPa, 转速 R 设为 480 r/min. 为保证一定的磨损量, 磨损试验时间设置为 5 min. 试验后, 利用 L-200 型光电分析天平测量试样的磨损量, 得到与表 1 中 10 种模型相对应的不同非光滑形态的实际刹车盘试样的磨损量, 同时得到试样动摩擦因数, 结果如表 2 所示.

表 2 磨损试验中试样磨损量和动摩擦因数
Table 2 Wear loss and dynamic friction coefficient of the samples in wear tests

| 对应刹车片代号 | pad | pad1 | pad2 | pad3 | pad4 | pad5 | pad6 | pad7 | pad8 | pad9 |
|-----------------------|-------|-------|-------|-------|------|-------|-------|-------|-------|------|
| 盘孔间距 d/mm | 0 | 1 | 1 | 1 | 1.25 | 1.25 | 1.25 | 1.5 | 1.5 | 1.5 |
| 盘孔直径 ϕ/mm | 0 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 0.4 | 0.6 | 0.8 | 0.4 | 0.6 | 0.8 |
| 磨损量/mg | 6.8 | 5.2 | 5.3 | 4.4 | 5.8 | 5.1 | 4.5 | 6.1 | 5.7 | 5.2 |
| 动摩擦因数 | 0.391 | 0.382 | 0.373 | 0.368 | 0.39 | 0.377 | 0.371 | 0.396 | 0.385 | 0.38 |

由表 2 可知, 所有非光滑盘组的磨损量均比光滑刹车盘组 6.8 mg 的磨损量有所减小, 且除了 pad7 刹车盘组外, 其他非光滑盘组的动摩擦系数也都比光滑刹车盘组的摩擦系数 0.391 有所减小, 而根据图 3 的仿真分析可知, 除 pad7 刹车盘组外的非光滑试样 von Mises 应力都有所减小, 该结果与磨损量及动摩擦系数的试验测定结果是一致的.

在考虑误差的前提下, 分析表 2 发现, 盘孔间距相同时, 随着盘孔直径的增大, 非光滑试样的磨损量和摩擦系数基本呈现减小趋势; 而盘孔直径相同时, 随着盘孔间距的增大, 磨损量和摩擦系数基本呈现增加趋势. 试验结果中磨损量和摩擦系数随盘孔间距和盘孔直径的变化与仿真结果中 von Mises 应力随二者的变化也表现出一致性.

根据 von Mises 应力与磨损量、摩擦因数对于不同盘孔间距和盘孔直径试样表现出的一致性变化的分析, 可以认为, 以 von Mises 应力作为考量非光滑表面试样耐磨性能的一项指标具有一定的实际依据, 有限元仿真结果的可信性得到一定的验证.

pad3 非光滑刹车盘组磨损量为 4.4 mg, 摩擦因数为 0.368, 均为所有非光滑试样中最低, 即在

本试验条件下它所对应的刹车盘盘孔间距 1 mm 和盘孔直径 0.8 mm 的形态为最耐磨非光滑形态. 根据图 4 仿真结果中 pad3 刹车盘组平均 von Mises 应力最小而确定的最佳非光滑形态, 因与磨损试验结果相吻合而得到验证.

5 结 论

1) 多孔非光滑表面刹车盘片组的 von Mises 应力与试样磨损量及动摩擦因数的变化表现出一致性, 非光滑试样的应力分布得到改善, 耐磨性能得到提高.

2) 非光滑盘片组试样的 von Mises 应力与其非光滑形态关键参数盘孔直径和盘孔间距体现出一定的关系: 盘孔间距相同时, 随着盘孔直径的增大, 非光滑试样的等效应力随之减小; 盘孔直径相同时, 随着盘孔间距的增大, 非光滑试样的等效应力随之增大.

3) 当盘孔间距为 1 mm, 盘孔直径为 0.8 mm 时, 非光滑刹车盘片组试样呈现均值最小且分布最均匀的 von Mises 应力, 磨损量及动摩擦因数都最小, 为耐磨性能最佳的非光滑形态.

参考文献：

[1] Wang X L, Kato K, Adachi K, *et al.* The effect of laser texturing of SiC surface on critical load for the transition of water lubrication mode from hydrodynamic to mixed [J]. *Tribology International*, 2001, 34 (10) : 703 – 711.

[2] Etsion I. Improving tribological performance of mechanical components by laser surface texturing [J]. *Tribology Letters*, 2004, 17 (4) : 733 – 737.

[3] Wakuda M, Yamauchi Y, Kanzaki S, *et al.* Effect of surface texturing on friction reduction between ceramic and steel materials under lubricated sliding contact [J]. *Wear*, 2003, 254 (3/4) : 356 – 363.

[4] Borghi A, Gualtieri E, Marchetto D, *et al.* Tribological effects of surface texturing on nitriding steel for high-performance engine applications [J]. *Wear*, 2008, 265 (7/8) : 1046 – 1051.

[5] 杨卓娟, 韩志武, 任露泉. 激光处理凹坑形仿生非光滑表面试件的高温摩擦磨损特性研究 [J]. 摩擦学学报, 2005, 25 (4) : 374 – 378.
(Yang Zhuo-juan, Han Zhi-wu, Ren Lu-quan. Friction and wear behavior of bionic non-smooth surfaces at high temperature [J]. *Tribology*, 2005, 25 (4) : 374 – 378.)

[6] 孙娜. 不同仿生耦合单元体对蠕墨铸铁摩擦磨损性能的影响 [D]. 长春: 吉林大学, 2010.
(Sun Na. Influences of various biomimetic coupling units on the friction and wear behaviors of compacted graphite cast iron [D]. Changchun: Jilin University, 2010.)

[7] 丛茜, 张宏涛, 金敬福, 等. 仿生非光滑通孔耐磨机制有限元分析 [J]. 润滑与密封, 2007, 32 (1) : 31 – 33.
(Cong Qian, Zhang Hong-tao, Jin Jing-fu, *et al.* Finite element analysis of wear resistance mechanism of bionic non-smooth through-hole [J]. *Lubrication Engineering*, 2007, 32 (1) : 31 – 33.)

[8] Kligerman Y, Etsion I. Analysis of the hydrodynamic effects in a surface textured circumferential gas seal [J]. *Tribology Transactions*, 2001, 44 (3) : 472 – 478.

[9] 宋起飞, 周宏, 李跃, 等. 仿生非光滑表面铸铁材料的常温摩擦磨损性能 [J]. 摩擦学学报, 2006, 26 (1) : 24 – 27.
(Song Qi-fei, Zhou Hong, Li Yue, *et al.* Friction and wear properties of cast-iron material with bionic non-smooth surface under normal temperature [J]. *Tribology*, 2006, 26 (1) : 24 – 27.)

[10] 陈莉, 周宏, 赵宇, 等. 不同形态和间隔非光滑表面模具钢的磨损性能 [J]. 机械工程学报, 2008, 44 (3) : 173 – 176.
(Chen Li, Zhou Hong, Zhao Yu, *et al.* Wear behavior of die steel with non-smooth surface in different shape and distance [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44 (3) : 173 – 176.)

[11] 黄健萌, 高诚辉, 唐旭晟, 等. 盘式制动器热 – 结构耦合的数值建模与分析 [J]. 机械工程学报, 2008, 44 (2) : 145 – 151.
(Huang Jian-meng, Gao Cheng-hui, Tang Xu-sheng, *et al.* Numerical modeling and analysis of the thermal-structure coupling of the disc brake [J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44 (2) : 145 – 151.)

(上接第 1591 页)

4 结 论

- 1) 采用本文推导的周期激励增量谐波平衡法可有效分析非简谐周期激励下复杂矿山设备的稳态响应问题, 通过与 Newmark – β 法进行对比分析验证了算法的精确性和效率.
- 2) 周期激励下矿山设备的非线性振动现象非常复杂. 随着地面硬度的增大, 基频频率峰值呈减小趋势, 高频分量更加丰富.
- 3) 采用本文方法进行幅频响应分析, 可以得到安全的激励频率范围, 为实际工作提供安全可靠的运行参数, 有效地避开危险的工作频率区.

参考文献：

[1] Chu F L, Zhang Z S. Periodic, quasi-periodic and chaotic vibrations of a rub-impact rotor system supported on oil film bearings [J]. *International Journal of Engineering Science*, 1997, 35 (10/11) : 963 – 973.

[2] Legrand M, Pierre C, Cartraud P, *et al.* Two-dimensional modeling of an aircraft engine structural bladed disk-casing modal interaction [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 319 (1/2) : 527 – 546.

[3] Bonello P, Hai P M. A receptance harmonic balance technique for the computation of the vibration of a whole aero-engine

model with nonlinear bearings [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 324 (1/2) : 221 – 242.

[4] Lau S L, Cheung Y K, Wu S Y. A variable parameter incremental method for dynamic instability of linear and nonlinear elastic systems [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1982, 49 (4) : 849 – 853.

[5] Lau S L, Cheung Y K, Wu S Y. Incremental harmonic balance method with multiple time scales for nonlinear a periodic vibrations [J]. *Journal of Applied Mechanics*, 1983, 50 (4) : 871 – 876.

[6] 姚红良, 许琦, 茅列前, 等. 行星齿轮系统弯扭耦合振动的增量谐波平衡求解方法 [J]. 东北大学学报: 自然科学版, 2013, 34 (8) : 1451 – 1456.
(Yao Hong-liang, Xu Qi, Mao Lie-qian, *et al.* Incremental harmonic balance method for coupled bending and torsional vibration in planetary gear system [J]. *Journal of Northeastern University: Natural Science*, 2013, 34 (8) : 1451 – 1456.)

[7] Huang J L, Su R K L, Lee Y Y, *et al.* Nonlinear vibration of a curved beam under uniform base harmonic excitation with quadratic and cubic nonlinearities [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330 (21) : 5151 – 5164.

[8] Gorman D J, Singhal R. Steady-state response of a cantilever plate subjected to harmonic displacement excitation at the base [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 323 (3/4/5) : 1003 – 1015.

[9] 熊蕊, 刘向东, 耿洁, 等. 一类二阶迟滞非线性控制系统简谐激励响应的 IHB 分析方法 [J]. 振动与冲击, 2013, 32 (13) : 99 – 105.
(Xiong Rui, Liu Xiang-dong, Geng Jie, *et al.* IHB method for response computation of a class of second-order hysteretic nonlinear control systems under a sinusoidal excitation [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2013, 32 (13) : 99 – 105.)