

EPE隔振系统对车载运输物品易损件响应的影响

何军乐¹, 薛飞², 张伟³

(1. 太原科技大学, 太原 030024; 2. 杭州海控电气科技有限公司, 杭州 310000;
3. 浙江大学宁波理工学院, 宁波 315100)

摘要: **目的** 研究EPE的相关振动特性,以作为包装隔振设计的参照指标之一。**方法** 建立EPE隔振粘弹性数学模型,然后建立1/4车辆运输模型条件下的含易损件的二自由度非线性产品包装系统模型,研究线弹性易损件与EPE耦合后的振动特性,研究破损边界上方区域内衬垫面积、厚度及其比值对易损件加速度分布特性的影响。**结果** 随着EPE隔振衬垫的面积和厚度的增大,易损件加速度呈现先降低后小幅度波动的趋势。**结论** 提出了综合评价隔振设计的经济性和安全性概念,引入了系数 λ 表征隔振衬垫的经济性和易损件安全性问题。

关键词: 易损件; EPE; 本构模型; 隔振

中图分类号: TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2015)19-0013-05

Effect of EPE Vibration Isolation System on Response of the Critical Component of a Vehicle Transport Goods

HE Jun-le¹, XUE Fei², ZHANG Wei³

(1. Taiyuan University of Science and Technology, Taiyuan 030024, China;
2. High-Control Technology Ltd., Hangzhou 310000, China;
3. Ningbo Institute of Technology, Zhejiang University, Ningbo 315100, China)

ABSTRACT: This study aimed to examine the vibration characteristics of EPE and use it as a reference index for packaging vibration-isolation design. The paper built an EPE viscoelastic mathematic model, and then a nonlinear packaging model with two degree of freedom containing a critical component based on quarter transport vehicle. The vibration characteristics coupling the linear elastic critical component and viscoelastic EPE was studied. The effects of area and thickness of an EPE cushion above the damaged boundary on the acceleration distribution were discussed. The results showed that the acceleration response of the critical component was influenced by the area and the thickness of EPE cushion. With increasing area and thickness of EPE cushion, the acceleration decreased firstly, and then fluctuated within a small range. In conclusion, the economy and safety concepts were proposed to comprehensively evaluate the vibration-isolation design, and the parameter λ was introduced to characterize the economical efficiency of the EPE cushion and the safety of the critical component.

KEY WORDS: critical component; EPE; constitutive model; vibration isolation

包装产品在运输过程中,缓冲隔振材料对包装件能起到缓冲隔振效果。绝大部分隔振材料都具有非线性特性,但在工程中进行隔振设计与分析时,常略去了隔振系统的非线性因素,将其简化为线性系统^[1-3]。这

收稿日期: 2015-05-05

基金项目: 浙江省自然科学基金(LY16A020004)

作者简介: 何军乐(1990—),男,湖北荆州人,硕士,主要研究方向为现代机械设计理论与关键技术。

种简化虽然提升了计算效率,但结果会出现定性和定量上的误差。实际应用中,由于发泡聚乙烯回弹性好,且不易损坏,便于重复利用,被广泛用作缓冲隔振包装材料,因此,许多学者对EPE的力学行为进行了研究。Sims.G.L.A^[4]利用扫描电镜对聚乙烯胞体单元的变形形态进行了观察,发现缓冲性能不依赖发泡聚乙烯气孔的尺寸。Brandel^[5]通过对聚乙烯的开孔大胞体和闭孔小胞体的研究,用负泊松比现象描述了发泡聚乙烯的缓冲性能,研究表明大胞体的发泡聚乙烯在特定的温度内出现负泊松比现象,而小胞体发泡聚乙烯不会因温度的变化而出现负泊松比现象。Ruiz-Herrero^[6]对不同密度发泡聚乙烯的缓冲力学性能与传统的几种简单模型进行了对比,并对实验数据进行拟合得出了发泡聚乙烯的绝热和等温数学模型。Mills^[7-8]利用开尔文模型,基于有限元技术对发泡聚乙烯的缓冲压缩性能进行了预测。

文献[9]和文献[10]用变形的三次多项式函数表征了隔振材料的非线性刚度特性,以 $y=Asin(wt)$ 为激励,分别建立了被动隔振体的非线性动力学模型,研究了动力学响应特性。García-Romeu^[11]提出利用多轴振动测试的方法评价缓冲包装系统的安全性。Bernad^[12]运用运行模态分析方法研究了多层瓦楞包装系统的动态响应。王志伟^[13]等利用逆子结构理论建立了二级多点逆子结构模型,推导出逆子结构模型系统水平FRF与系统部件水平FRF之间的联系方程,并利用相关实验进行佐证。为了给发泡聚乙烯缓冲包装系统中的非线性响应问题一个合理的解释,Sek M A^[14]提出利用多输入-单输出技术。

文中将对发泡聚乙烯隔振性能进行研究,基于振动实验建立发泡聚乙烯的隔振模型。研究车辆运输过程中由路面不平度产生的随机激励引起的运输包装产品动力学响应。基于优化设计思想分析隔振材料的结构尺寸对运输包装产品易损件响应的影响,并提出采用线性插值方法综合考虑隔振衬垫经济性和安全性的参数的方法。

1 EPE振动冲击实验与数学模型建立

实验环境温度为25℃,相对湿度为54%。实验用EPE隔振材料的密度 ρ 为0.0167 g/cm³,截面尺寸为100 mm×100 mm,厚度为32 mm,实验所需质量块质量 m 为7 kg。振动实验仪器采用ES-10-240/LT0606型(苏州东菱振动试验仪器有限公司)电动振动台。实验中2个加速度传感器型号分别为

DL-100 12032和DL-100 12240,将它们分别安装在质量块与振动台上。测试示意图见图1。

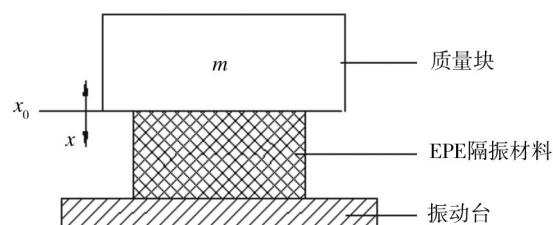


图1 测试示意

Fig.1 Test principle diagram

图1中, x_0 为衬垫初始压缩量; x 为衬垫的形变,正值表示材料受拉,负值表示材料受压。采用半正弦波对EPE材料的振动特性进行测试。试验脉冲宽度为12 ms,脉冲幅值为50 m/s²;补偿脉冲为方波,前补偿为3%,后补偿为15%;参照美军标810。质量块加速度和振动台加速度见图2a。质量块加速度减去振动台加速度得到相对加速度,对其积分可得到相对速度和相对位移。

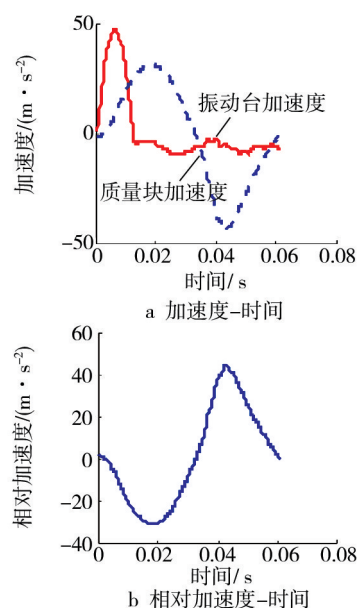


图2 加速度曲线

Fig.2 Acceleration-time curve

根据图1可得:

$$\sigma = -\frac{\sigma_0 x}{g} \quad (1)$$

式中: σ_0 为静应力, $\sigma_0=mg/A$, A 为材料截面积; $\ddot{x}$ 为系统响应加速度。由材料的几何关系可得应变 ε :

$$\varepsilon = \frac{x}{d} \quad (2)$$

式中: x 为隔振材料的变形量; d 为隔振材料的厚度。则应变率为:

$$\dot{\varepsilon}(t) = \frac{\dot{x}}{d} \quad (3)$$

进而得到EPE应力-应变实验值曲线见图3。由图3可知,因EPE材料具有初始压缩量,应力-应变初值不为0, a_0 项作为初始应力修正项。用 $a_1 \varepsilon + a_6 \varepsilon^2 + a_8 \varepsilon^3$ 项表示材料的非线性弹性性质,其中 $a_1 \varepsilon$ 为线性弹性项, $a_6 \varepsilon^2 + a_8 \varepsilon^3$ 为弹性非线性项;用 $a_2 \dot{\varepsilon} + a_3 \varepsilon \dot{\varepsilon} + a_7 \varepsilon^2 \dot{\varepsilon}$ 表示阻尼非线性项,其中 $a_2 \dot{\varepsilon}$ 为阻尼线性项, $a_3 \varepsilon \dot{\varepsilon} + a_7 \varepsilon^2 \dot{\varepsilon}$ 为滞后现象。 $a_4 \tan(a_5 \varepsilon)$ 表征压缩拉伸最大极限值。建立非线性粘弹性EPE的数学隔振模型为:

$$\sigma = a_0 + a_1 \varepsilon + a_2 \dot{\varepsilon} + a_3 \varepsilon \dot{\varepsilon} + a_4 \tan(a_5 \varepsilon) + a_6 \varepsilon^2 + a_7 \varepsilon^2 \dot{\varepsilon} + a_8 \varepsilon^3 \quad (4)$$

式中: $a_0=0.007\ 266\ 8\ \text{MPa}$; $a_1=3938.8036\ \text{MPa}$; $a_2=0.001\ 121\ 8\ \text{MPa/s}$; $a_3=0.022\ 18\ \text{MPa/s}$; $a_4=-3938.5526\ \text{MPa}$; $a_5=1\ \text{MPa}$; $a_6=2.6422\ \text{MPa}$; $a_7=0.1342\ \text{MPa}$; $a_8=1339.5144\ \text{MPa}$ 。

利用式(4)重构EPE材料的应力-应变曲线,得到EPE材料隔振应力-应变曲线理论值和实验值比较图,见图3。

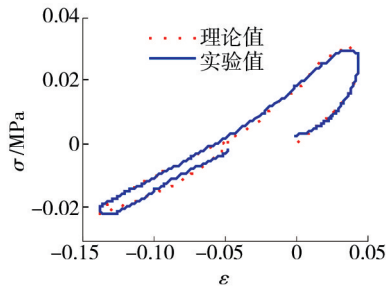


图3 EPE材料动态应力-应变曲线理论值与实验值

Fig.3 Calculated and measured stress-strain curves of EPE material

2 车辆运输动力学模型

2.1 建立车辆模型

将车辆运输系统简化为1/4系统的两自由度车辆运输模型,道路不平顺激励下车辆运输隔振包装系统动力学模型见图4,研究含线弹性易损件的运输包装产品在车辆运输过程中,受路面不平度因素造成运输包装产品的振动现象。假设:将运输车辆车身作为具

有集中质量的刚体;运输过程中运输包装产品始终与车身接触;轮胎与路面是点接触,且车轮始终无脱离路面现象,车辆以速度 v 在路面上匀速行驶。

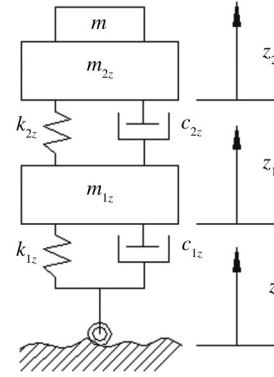


图4 车辆运输非线性包装系统动力学模型

Fig.4 Dynamic model of a transport nonlinear packaging system

图4中, m_{1c} 为车轮的簧下质量; m_{2c} 为车身质量; m 为被隔振包装产品的质量; k_{1c} 为轮胎的垂直刚度; k_{2c} 为悬架的刚度; c_{1c} 为轮胎的平均阻尼; c_{2c} 为悬架减震器的平均阻尼; z 为车轮受到垂直方向上的激励; z_1 为车轮的簧下质量在垂直方向上的位移; z_2 为车身质量在垂直方向上的位移。其动力学方程为:

$$\begin{cases} m_{2c} \ddot{z}_2 + k_{2c}(z_2 - z_1) + c_{2c}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \\ m_{1c} \ddot{z}_1 + k_{1c}(z_1 - z) + c_{1c}(\dot{z}_1 - \dot{z}) - k_{2c}(z_2 - z_1) - c_{2c}(\dot{z}_2 - \dot{z}_1) = 0 \end{cases} \quad (5)$$

根据文献[15],车辆受到的由路面不平度产生的随机激励时域数学模型用式(6)描述:

$$\dot{Z}(t) = F_w Z(t) + B_0 W_1(t) \quad (6)$$

式中: $Z(t)$ 为车轮受到的路面位移激励; $W_1(t)$ 为白噪声(取0.0001); F_w 为状态参量, $F_w = -av$, a 为路面不平度的路面常数, v 为车速; $B_0=1$,为状态参量。

2.2 易损件隔振包装动力学模型

包装产品在运输过程中会受到振动或冲击作用力,使缓冲隔振包装材料受到压缩或拉伸,导致其发生形变。当隔振包装材料形变达到最大值时,其刚性剧增,会导致运输包装产品某个易损件的加速度响应增大,甚至会导致运输包装产品破损。考虑含线弹性易损件包装产品的动力模型,其简图见图5。考虑易损件运输包装产品的动力学方程为:

$$\begin{cases} m_1 \ddot{x}_1 + k(x_1 - x) = 0 \\ m \ddot{x} + f(x - y) - k(x_1 - x) = 0 \end{cases} \quad (7)$$

式中: m 为包装产品质量; m_1 为易损件质量; y 为运输车辆车身位移; x 为包装产品位移; x_1 为易损件位

移; k 为易损件刚度系数; $f(x-y)$ 为隔振材料弹性力。

其中

$$f(x-y) = A \left[a_0 + a_1 \frac{(x-y)}{h} + a_2 \frac{(\dot{x}-\dot{y})}{h} + a_3 \frac{(x-y)(\dot{x}-\dot{y})}{h^2} + a_4 \tan \frac{a_5(x-y)}{h} + a_6 \frac{(x-y)^2}{h^2} + a_7 \frac{(x-y)^2(\dot{x}-\dot{y})}{h^3} + a_8 \frac{(x-y)^3}{h^3} \right] \quad (8)$$

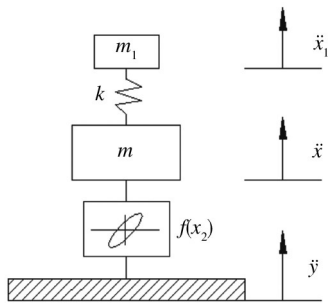


图5 EPE隔振模型

Fig.5 Vibration isolation model of EPE

从易损度角度进行缓冲包装设计时,需要同时考虑:易损件最大加速度响应值必须小于易损度 G_m ,取安全系数 $n_s=1.2$;隔振衬垫面积 A 和厚度 d 需满足 $A \geq (kd)^2$,通常 k 取1.33。

3 计算结果及分析

用上述数值计算模型和分析理论,对车载包装产品在B级公路,运输车辆以20 m/s的速度从某路段一端驶向另一端引起的振动进行仿真研究。一个包装产品质量 $m=5$ kg,易损件质量 $m_1=5$ g,易损件固有频率 $f=50$ Hz,易损件弹性刚度 $k=493.5$ N/m,易损度 $G_m=20g$ 。车辆参数参考文献[16]取值, $m_{1c}=40$ kg, $m_{2c}=400$ kg, $k_{1c}=158$ kN/m, $k_{2c}=15.8$ kN/m, $c_{2c}=3.55$ kN·s/m,轮胎名义阻尼系数 $c_{1c}=100$ N·s/m。

采用式(8)计算运输过程中产品和易损件加速度,产品、易损件加速度响应见图6。

由图6可知,运输包装产品在整个运输过程中,产品加速度响应做大幅度衰减振动,易损件加速度响应近似为完整的正弦波,且做小幅度衰减振动。这是由EPE材料具有强非线性阻尼性,导致产品加速度响应快速衰减,而易损件在自身固有频率的作用下衰减幅度较小。图6中AA线段左侧,易损件加速度响应的前

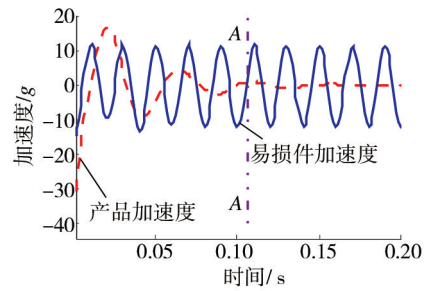


图6 产品和易损件加速度响应

Fig.6 Acceleration response curve of a goods and a critical part

半部分呈现高低起伏的运动状态,这是在初始时刻由发泡聚乙烯衬垫的粘弹性造成产品在此时刻内的加速度响应较大的原因。AA右侧的易损件加速度响应以固有频率做衰减振动,此时的产品加速度响应在0附近波动。

易损件获得的无量纲最大加速度 G_1 与EPE的面积 A 和厚度 d 的关系见图7—8。 G_1 随EPE衬垫面积 A 和厚度 d 变化的曲面见图7,满足 $G_1 < G_m$ 且 $A \geq (1.33d)^2$ 关系的 G_1 强度见图8。

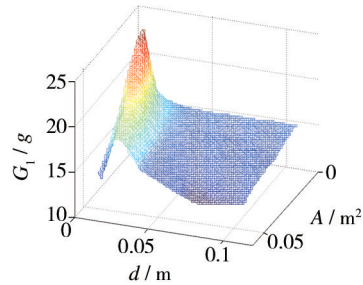


图7 易损件无量纲最大加速度

Fig.7 Dimensionless maximum acceleration of the critical part

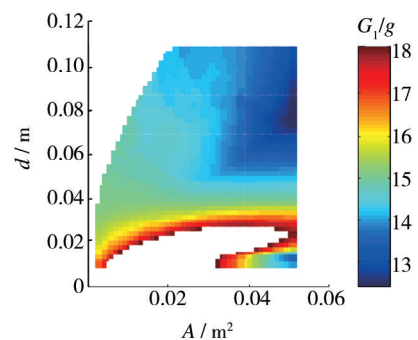


图8 易损件无量纲最大加速度强度

Fig.8 Dimensionless maximum acceleration intensity of the critical part

由图7可知,EPE衬垫的面积 A 和厚度 d 对 G_1 的影响巨大, G_1 最大值出现在 A 和 d 均较小的区域,并且随着衬垫面积 A 与厚度 d 的增大,整体呈快速下降趋势。

G_1 并不是随着 A 和 d 的增大而单调减小,其最小值并没有出现在 A 和 d 值均最大的边缘,这是由易损件的线弹性和EPE的粘弹性两种效应叠加的效果。在大多数区域内,即使缓冲衬垫面积 A 相同, G_1 也会随着厚度 d 的增大呈现波动趋势。对于厚度 d ,情况也相似。

满足 $G_1 < G_m$ 且 $A \geq (1.33d)^2$ 关系的 G_1 强度见图8,可知对于给定的易损件固有频率,当EPE衬垫的厚度较小时,易损件最大加速度 G_1 整体呈现较大的响应。当衬垫的厚度较大时,固定厚度 d ,随着衬垫面积 A 的增大, G_1 呈下降趋势。固定面积 A 随着衬垫厚度 d 的增大,易损件最大加速度 G_1 先下降,后呈现平缓波动现象,且 G_1 最小值出现在较大 A 和适当厚度 d 优化组合下。这表明增大衬垫面积 A 可有效降低EPE材料的黏性内阻。

易损件加速度 G_1 与EPE衬垫体积 V 的关系见图9。由图9可知,具有相同体积的EPE衬垫,由于 A 和 d 的组合不同,产生的 G_1 差异巨大。 $G_1 < G_m$ 且 $V_{\min}$ 点, $G_1 < G_m$ 且 $G_1 \rightarrow G_{1\min}$ 点位于破损边界上,均不重合。体积 V 略微增大即可换取加速度 G_1 的大幅降低,从而提升易损件的安全性,如图9中体积最小点 $V_{\min}(0.000\ 025, 16.8754)$ 与 G_1 最小点 $G_{1\min}(0.004\ 12, 12.3919)$ 。在优化设计中,优化目标应该综合考虑体积最小和加速度最小等两方面,达到经济性和安全性的优化组合。这里引入 λ 表征安全性和经济性的选择指标, $\lambda=0$ 为只要求 $G_1 < G_m$ 且 $V_{\min}$,即仅考虑衬垫经济性; $\lambda=1$ 为($G_1 < G_m$) $_{\min}$,仅考虑易损件安全性; $0 < \lambda < 1$ 为既考虑衬垫经济性又考虑易损件安全性,其取值可在体积最小和易损件响应加速度响应最小之间进行线性插值:

$$\begin{cases} V = V_{\min} - \lambda(V_{\min} - V_{G_{1\min}}) \\ G_1 = G_{1V_{\min}} - \lambda(G_{1V_{\min}} - G_{1G_{1\min}}) \end{cases} \quad (9)$$

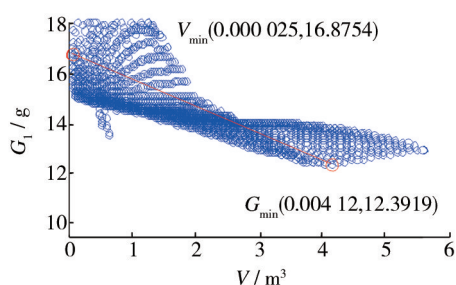


图9 EPE体积对易损件加速度的影响

Fig.9 Effect of EPE volume on the acceleration of the critical part

4 结语

文中基于缓冲材料的粘弹性理论建立了EPE的

本构模型,基于1/4车辆运输模型建立了考虑产品易损件情况下的EPE缓冲包装动力学方程。根据易损件在EPE衬垫作用下的振动响应,分析了EPE衬垫的厚度和面积对易损件的影响。结果表明,小幅度地增加厚度或面积对易损件响应会产生较大的影响,有效地增大衬垫面积可降低易损件的加速度响应。综合考虑隔振包装设计经济性和安全性,引入系数 λ ,在破损边界区域利用线性插值方法平衡包装优化设计目标的权重,为隔振包装设计提供有效的方法。

参考文献:

- [1] WANG Zhi-wei, JIANG Jiu-hong. Evaluation of Product Dropping Damage Based on Key Component[J]. Packaging Technology and Science, 2010, 23: 227—238.
- [2] WANG Jun, JIANG Jiu-hong, LU Li-xin, et al. Dropping Damage Evaluation for a Tangent Nonlinear System with a Critical Component[J]. Computers and Mathematics with Applications, 2011, 61: 1979—1982.
- [3] 王军, 王志伟. 阻尼对正切型包装系统易损件冲击谱影响[J]. 振动与冲击, 2008, 27(9): 175—177.
WANG Jun, WANG Zhi-wei. Effect of Damping on Three-dimensional Shock Spectra of a Tangent Packaging System with a Critical Component[J]. Journal of Vibration and Shock, 2008, 27(9): 175—177.
- [4] SIMS G L A, PENTRAKON D. Initial Impact Studies on Open and Closed-cell Foams[J]. Cellular Polymers, 1997, 16(6): 31—43.
- [5] BRANDEL B, LAKES B S. Negative Poisson's Ratio Polyethylene Foams[J]. Journal of Materials Science, 2001, 36(24): 5885—5893.
- [6] RUIZ-HERRERO J L, RODR GUEZ-P REZ M A. Prediction of Cushion Curves for Closed Cell Polyethylene-based Foams. Part I: Modeling[J]. Cellular Polymers, 2005, 24(6): 329—346.
- [7] MILLS N J, MASSO-MOREU Y. Finite Element Analysis (FEA) Applied to Polyethylene Foam Cushions in Package Drop Tests[J]. Packaging Technology and Science, 2005, 18: 29—38.
- [8] MILLS N J, STAMPFLI R, MARONEC F, et al. Bruhwiler Finite Element Micromechanics Model of Impact Compression of Closed-cell Polymer Foams[J]. International Journal of Solids and Structures, 2009, 46: 677—697.
- [9] 陈安华, 刘德顺, 朱萍玉. 被动隔振体的非线性振动分析[J]. 机械工程学报, 2001, 37(6): 99—101.
CHEN An-hua, LIU De-shun, ZHU Ping-yu. Nonlinear Response Analysis of a Passively Vibration-isolated Body[J].

(下转第22页)

- Some Definitions and Theorems[J]. Communications in Non-linear Science and Numerical Simulation, 2009, 14 (4) : 983—997.
- [9] LIAO Shi-jun. Proposed Homotopy Analysis Techniques for the Solution of Nonlinear Problems[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 1992:12—36.
- [10] 王志伟. 粘滞阻尼三次函数弹性缓冲包装系统的跌落冲击响应[J]. 包装工程, 1996, 17(3):4—7.
- WANG Zhi-wei. The Dropping Shock of Cushioning Packaging System with Damping and Nonlinear Elasticity[J]. Packaging Engineering, 1996, 17(3):4—7.
- [11] 陈乃立, 郭智疆, 董华进, 等. 立方非线性包装系统的等高跌落曲面[J]. 包装工程, 1999, 20(4):4—6.
- CHEN Nai-li, GUO Zhi-jiang, DONG Hua-jin, et al. The Same-level-dropping Curved Surface on Cubic Non-linear Packaging System[J]. Packaging Engineering, 1999, 20 (4) : 4—6.
- [12] HE Ji-huan. Modified Lindstedt-poincare Methods for Some Strongly Non-linear Oscillations, Part I: Expansion of a Constant[J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 2002, 37(2):309—314.
- [13] ZENGIN F, KAYA M O, DEMIRBA S A. Approximate Period Calculation for Some Strongly Nonlinear Oscillation by He's Parameter-expanding Methods[J]. Nonlinear Analysis: Real World Applications, 2009, 10(4):2177—2182.
- [14] SHOU D H, He Ji-huan. Application of Parameter-expanding Method to Strongly Nonlinear Oscillators[J]. International Journal of Nonlinear Sciences and Numerical Simulation, 2007, 8(1):121—124.
- [15] 陈鸣, 陈安军. 非线性包装系统跌落冲击响应分析的HFAF法[J]. 包装工程, 2014, 35(15):40—43.
- CHEN Ming, CHEN An-jun. He's Frequency-amplitude Formulation Method for Analyzing Dropping Shock Response of Cubic Nonlinear Packaging System[J]. Packaging Engineering, 2014, 35(15):40—43.
- [16] 向红, 汤伯森. L-P摄动法在跌落冲击问题中的应用[J]. 振动与冲击, 2002, 21(1):39—42.
- XIANG Hong, TANG Bo-sen. Application of L-P Perturbation Method in Dropping Shock Problem[J]. Journal of Vibration and Shock, 2002, 21(1):39—42.

(上接第17页)

- Chinese Journal of Mechanical Engineering, 2001, 37 (6) : 99—101.
- [10] 唐进元, 周一峰, 何旭辉. 被动隔振体非线性振动的能量迭代解法[J]. 应用力学学报, 2005, 22(4):618—622.
- TANG Jin-yuan, ZHOU Yi-feng, HE Xu-hui. Energy-iteration Method for Nonlinear Oscillation of a Passively Vibration-isolated Body[J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2005, 22(4):618—622.
- [11] GARC A-ROMEU M, SINGH S P, CLOQUELL V A. Measurement and Analysis of Vibration Levels for Truck Transport in Spain As a Function of Payload, Suspension and Speed [J]. Packaging Technology and Science, 2008, 21 (8) : 439—451.
- [12] BERNAD C, LASPALAS A, GONZ LEZ D, et al. Dynamic Study of Stacked Packaging Units by Operational Modal Analysis[J]. Packaging Technology And Science, 2010, 23 (3) : 121—133.
- [13] WANG Zhi-wei. Inverse Substructure Method of Three-sub-structures Coupled System and Its Application In Product-transport-system[J]. Journal of Vibration and Control, 2011, 17(6):943—952.
- [14] SEK M A. A Study of Nonlinear Effects in a Cushion-product System on Its Vibration Transmissibility Estimates with the Reverse Multiple Input-single Output Technique[J]. Packaging Technology and Science, 2013, 26(3):125—135.
- [15] 张永林, 钟毅芳. 车辆路面不平度输入的随机激励时域模型[J]. 农业机械学报, 2004, 35(2):9—12.
- ZHANG Yong-lin, ZHONG Yi-fang. Time Domain Model of Road Undulation Excitation to Vehicles[J]. Transactions of the Chinese Society of Agricultural Machinery, 2004, 35 (2) : 9—12.
- [16] 郑玲, 邓兆祥, 李以农. 汽车半主动悬架的滑模变结构控制[J]. 振动工程学报, 2003, 16(4):457—462.
- ZHENG Ling, DENG Zhao-xiang, LI Yi-nong. The Sliding Model Control with Varying Structure for Semi-Active Suspensions in Vehicle[J]. Journal of Vibration Engineering, 2003, 16(4):457—462.