

半正弦脉冲激励下斜支承包装系统冲击特性的研究

孔凡玲¹, 陈安军^{1,2}

(1. 江南大学, 无锡 214122; 2. 国家轻工业包装制品质量监督检测中心, 无锡 214122)

摘要:以斜支承包装系统为研究对象,建立了半正弦脉冲激励下系统的无量纲非线性冲击动力学方程,采用数值计算方法分析了系统加速度响应及冲击谱,探讨了无量纲脉冲激励幅值、无量纲脉冲激励时间、系统支承角以及阻尼对系统加速度响应及峰值的影响规律。研究表明:无量纲脉冲激励幅值、无量纲脉冲激励周期、系统支承角及阻尼等对系统响应峰值影响显著。

关键词:斜支承弹簧系统; 非线性; 半正弦脉冲; 冲击特性; 冲击谱

中图分类号: TB485.1; TB487 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2011)19-0047-03

Shock Characteristics Analysis of Packaging System with Tilted Support under the Action of Half-sinusoid Pulse

KONG Fan-ling¹, CHEN An-jun^{1,2}

(1. Jiangnan University, Wuxi 214122, China; 2. China National Control and Test Center for Packaging Quality, Wuxi 214122, China)

Abstract: Dimensionless nonlinear dynamical equations of packaging system under the action of half-sinusoid pulse were established by using tilted support packaging system as study object. The shock response acceleration of the system and the shock response spectra were studied using numeric method. The effects of peak pulse acceleration, pulse duration, angle of tilted support spring and damping were discussed. It was concluded that the effects of peak pulse acceleration, pulse duration, angle of tilted support spring and damping ratio of the system are particularly noticeable.

Key words: tilted support spring system; nonlinear; half-sinusoid pulse; characteristic of shock response; shock spectra

20 世纪 60 年代斜支承弹簧减振系统^[1]已用于包装工程中。文献[2]对斜支承弹簧系统进行了理论分析,证明其减振效果优于线性系统;文献[3—5]建立了系统动力学方程,研究系统的自振规律,讨论影响其振动特性的因素。精密仪器设备在流通过程中,不可避免会受到冲击,冲击会导致产品的失效甚至损坏,因此系统冲击特性的探讨对产品的保护具有重要的意义。半正弦脉冲是接近实际运输工况的脉冲形式^[6—9],因此研究系统在半正弦脉冲激励下的冲击特性对斜支承包装设计具有一定的理论价值。

1 系统运动方程及其无量纲化

斜支承系统见图 1,被支承重物质量为 m ; x 表示

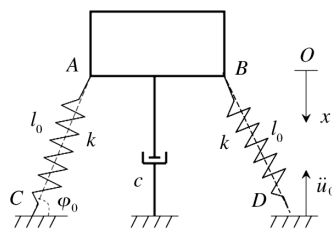


图 1 斜支承系统力学模型

Fig. 1 Model of the tilted support spring system

收稿日期: 2011-05-08

作者简介: 孔凡玲(1985—),女,山东人,江南大学硕士生,主攻运输包装。

通讯作者: 陈安军(1962—),男,河南潢川人,江南大学教授,主要从事包装动力学、机器人动力学及控制的研究。

重物向下的位移; $\ddot{u}$ 表示半正弦脉冲; 4 根弹簧原长均为 l_0 , 即 $AC=BD=l_0$; 弹簧未变形时支承角 $\angle ACD=\angle BDC=\varphi_0$ 。设系统阻尼系数为 c , 以系统的静平衡位置作为坐标原点, 取垂直向下为正方向, 则考虑阻尼时, 系统垂直方向自振动力学方程^[5]为:

$$m \frac{d^2 x}{dt^2} + c \frac{dx}{dt} + 4k \left(a_0 x + \frac{b_0}{l_0} x^2 + \frac{c_0}{l_0^2} x^3 \right) = 0 \quad (1)$$

$$\text{式中: } a_0 = \sin^2 \varphi_0; b_0 = -\frac{3}{2} \sin \varphi_0 \cos^2 \varphi_0; c_0 =$$

$$\frac{1}{2} (1 - 6 \sin^2 \varphi_0 + 5 \sin^4 \varphi_0)。$$

研究在半正弦脉冲激励下系统冲击响应特性, 其脉冲的数学表达为:

$$\frac{d^2 u_0}{dt^2} = \ddot{u}_0 = \begin{cases} \ddot{u}_{0m} \sin \frac{\pi t}{t_0} & (0 \leq t \leq t_0) \\ 0 & (t > t_0) \end{cases} \quad (2)$$

引入无量纲的参数: $y = \frac{x + u_0}{l_0}$ 。记: $\omega = \sqrt{\frac{4k}{m}}$ 为

系统圆频率参数; $T = \frac{1}{\omega}$ 为系统周期参数; $\tau = \frac{t}{T}$ 为无

量纲时间; $\tau_0 = \frac{t_0}{T}$ 为无量纲脉冲激励时间; $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{4km}}$

为系统阻尼比; $\beta = \frac{T^2}{l_0}$ 为系统特征参数。系统无量纲冲击动力学方程为:

$$\frac{d^2 y}{d\tau^2} + 2\zeta \frac{dy}{d\tau} + (a_0 y + b_0 y^2 + c_0 y^3) = \begin{cases} \beta \ddot{u}_{0m} \sin \frac{\pi \tau}{\tau_0} & (0 \leq \tau \leq \tau_0) \\ 0 & (\tau > \tau_0) \end{cases} \quad (3)$$

式中: $\beta \ddot{u}_{0m}$ 为无量纲激励幅值, 初始条件为 $y(0) = 0, \frac{dy(0)}{d\tau} = 0$ 。

由式(3)知, 其解与无量纲脉冲幅值、脉冲激励时间、系统阻尼以及支撑角等因素有关, 利用四阶龙格-库塔数值分析系统响应特性。

2 加速度响应

当 $\beta \ddot{u}_{0m} = 0.15, \tau_0 = 0.5, \zeta = 0$ 时, 在不同支撑角 ($\varphi_0 = 55^\circ, 65^\circ, 75^\circ, 90^\circ$) 条件下, 系统加速度响应 $\frac{d^2 x}{dt^2} = x''$ 见图 2a; 当 $\tau_0 = 0.5, \zeta = 0, \varphi_0 = 60^\circ$ 时, 在不同无量纲脉冲幅值 ($\beta \ddot{u}_{0m} = 0.01, 0.05, 0.15$) 条件下, 系统加速度响应见图 2b; 当 $\beta \ddot{u}_{0m} = 0.15, \zeta = 0, \varphi_0 = 60^\circ$ 时, 在

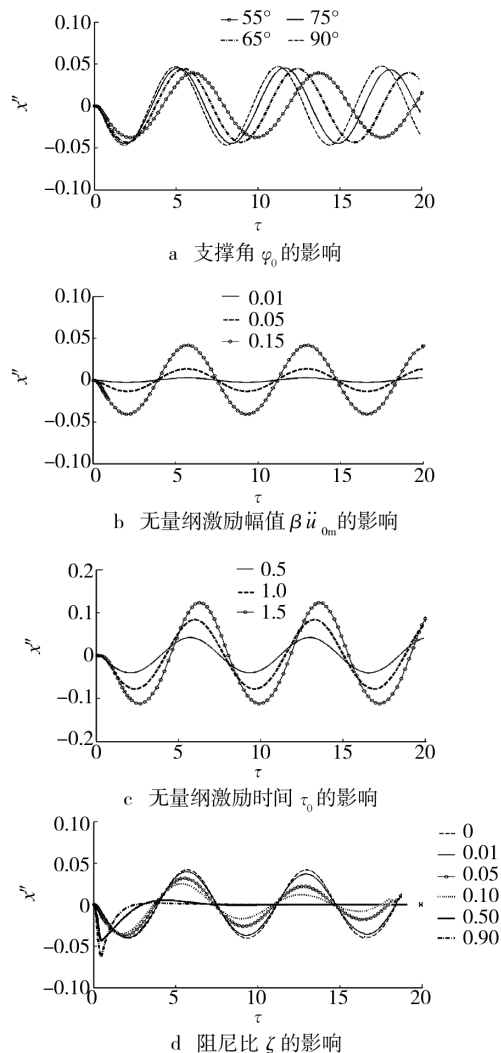


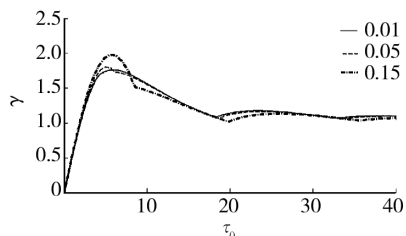
图 2 半正弦脉冲激励下系统加速度响应
Fig. 2 Acceleration response of the system
under action of half-sinusoid pulse

不同无量纲激励时间 ($\tau_0 = 0.5, 1, 1.5$) 条件下, 系统加速度响应见图 2c; 当 $\beta \ddot{u}_{0m} = 0.15, \tau_0 = 0.5, \varphi_0 = 60^\circ$ 时, 在不同阻尼比 ($\zeta = 0, 0.01, 0.05, 0.1, 0.5, 0.9$) 条件下, 系统加速度响应见图 2d。

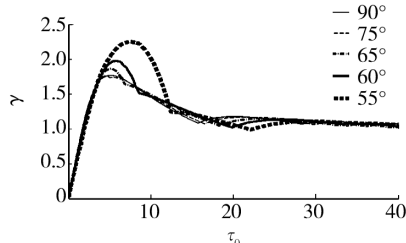
3 冲击响应谱

取系统加速度响应峰值与脉冲激励幅值之比 $\gamma = \frac{(\ddot{x})_m}{\ddot{u}_{0m}}$, 作为反映系统在半正弦波脉冲激励下的响应指标, 无量纲脉冲激励时间 $\tau_0 (= \omega t_0)$ 作为变量, 通过数值分析研究系统的冲击谱, 无量纲脉冲激励时间取 $0 \leq \tau_0 \leq 40$ 。不考虑阻尼影响, 当 $\zeta = 0, \varphi_0$ 取 60° 时,

在不同无量纲激励幅值($\beta\ddot{u}_0=0.01, 0.05, 0.15$)下, 系统冲击谱见图 3a; 当 $\beta\ddot{u}_0=0.15, \zeta=0$ 时, 在不同支



a 不同激励幅值 $\beta\ddot{u}_0$ 的影响



b 不同支撑角 φ_0 的影响

图 3 无阻尼条件下系统的冲击谱

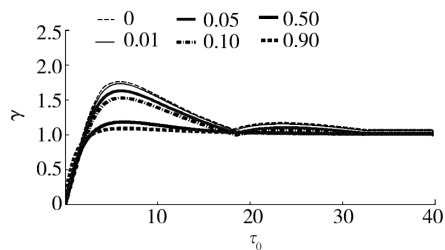
Fig. 3 Shock response spectra of the tilted system without damping

撑角($\varphi_0=55^\circ, 60^\circ, 65^\circ, 75^\circ, 90^\circ$)下, 系统冲击谱见图 3b。考虑系统阻尼($\zeta=0.01, 0.05, 0.1, 0.5, 0.9$), 当 $\beta\ddot{u}_0=0.01, \varphi_0=60^\circ$ 时, 系统冲击谱见图 4a; 当 $\beta\ddot{u}_0=0.05, \varphi_0=60^\circ$ 时, 系统冲击谱见图 4b; 当 $\beta\ddot{u}_0=0.15, \varphi_0=60^\circ$ 时, 系统冲击谱见图 4c。

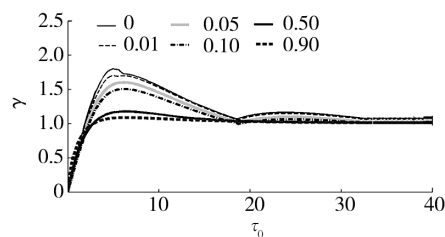
4 冲击响应特性分析与结论

1) 系统加速度响应影响因素分析。由图 2b 和 2c 知, 随着半正弦波脉冲无量纲激励幅值、无量纲激励时间(脉冲激励周期)的增加, 系统加速度响应幅值增加; 由图 2a 知, 与支承角 $\varphi_0=90^\circ$ 的线性系统相比, 随着系统支承角减小其加速度响应幅值下降, 且周期有所延长, 斜支撑系统的减振效果优于垂直安装的线性系统; 由图 2d 知, 增加系统阻尼, 能有效地抑制系统加速度响应幅值。

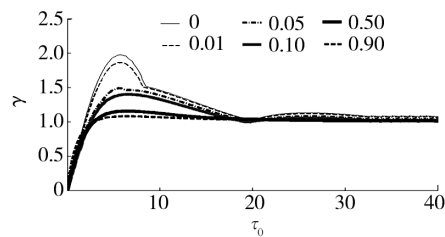
2) 系统冲击谱及影响因素的分析。由图 3 知, 无阻尼条件下, 当支承角较小时, 随着脉冲激励幅值增加, 斜支承系统加速度响应幅值出现波动; 脉冲幅值相同条件下, 随着支撑角的减小系统响应幅值波动加剧, 且波动幅值沿无量纲脉冲时间轴右移。斜支承系统减振效果优于线性系统, 但抗冲击能力未必优于



a $\beta\ddot{u}_0=0.01, \varphi_0=60^\circ$



b $\beta\ddot{u}_0=0.05, \varphi_0=60^\circ$



c $\beta\ddot{u}_0=0.15, \varphi_0=60^\circ$

图 4 阻尼对系统冲击谱的影响

Fig. 4 Effect of damping ratio on shock response spectra of the system

线性系统, 因此斜支承系统的设计在考虑减振的同时应关注系统抗冲击性能的变化。

3) 由图 4 知, 阻尼对系统冲击特性影响显著, 增加阻尼可有效地抑制系统响应幅值, 提高系统抗冲击能力。

5 结语

产品在运输过程中受到冲击作用, 会导致产品损坏。研究探讨了半正弦脉冲激励条件下, 斜支承包装系统的冲击特性, 结果可以为斜支承包装系统的设计提供一定的理论参考, 从而提高系统的缓冲性能, 有利于在运输过程中对产品进行有效保护。

参考文献:

- [1] 孙勇, 张明辉. 包装动力学中的非线性问题[J]. 包装工程, 1995, 16(1): 5-10.
- [2] 张英世. 斜支承弹簧系统的振动[J]. 机械强度, 1992, 14(2): 54-59.

动。根据吻合效应,产生吻合效应的频率^[8]为:

$$f_c = \frac{c^2}{2\pi \sin^2 \theta} \left[\frac{12\rho(1-\sigma^2)}{Eh^2} \right]^{1/2} \quad (15)$$

式中: c 为自由空气中的声速; θ 为声波入射角; ρ 为隔层材料的密度; σ 为材料泊松比; E 为材料的弹性模量; h 为材料(隔层)厚度。当声波垂直入射时, $f_c \rightarrow \infty$,即不产生吻合效应;当声波掠入射时, $\sin \theta \rightarrow 1$,得到最低的吻合频率,称临界频率 f_{c0} 。入射声波扩散入射时,在 $f=f_c$ 时,材料的隔声量下降得很多,隔声性能大大降低,应该设法避免^[8]。

2 数值计算

蜂窝纸芯原纸材料的属性如下:弹性模量 $E=4.461 \text{ MPa}$,泊松比 $\sigma=0.28$,密度 $\rho=666.67 \text{ kg/m}^3$,厚度 $h=0.18 \text{ mm}$,理想薄壁圆环结构的半径 $R=1.5 \text{ cm}$, $c=340 \text{ m/s}$ 。将数据代入式(14)和(15)得到声波截止频率 $\omega=5453.43 \text{ Hz}$,蜂窝芯原纸材料的临界频率 $f_{c0}=4.16 \times 10^6 \text{ Hz}$ 。

人耳可听到的声波频率为 $20 \sim 20000 \text{ Hz}$,可知在理想状态下声波截止频率为 5453.43 Hz ,故蜂窝结构对人耳可听见的频率在 $20 \sim 5453.43 \text{ Hz}$ 内的声波具有良好的阻隔性;又蜂窝纸芯原纸材料的临界频率约为 $4.16 \times 10^6 \text{ Hz}$,故人耳可听见的声波在此不产生弯曲波。

3 结语

由式(14)可知声波的截止频率主要和蜂窝结构所用材料的弹性模量 E 、密度 ρ 和蜂窝孔径 R 相关。

E 越大, ρ 越小, R 越小,截止频率越高,故隔音性越好;反之则截止频率较低,隔音性较差。

由公式(15)可知材料的临界频率和材料密度 ρ 、泊松比 σ 、弹性模量 E 和材料厚度 h 相关。 ρ 越大、 σ 越小、 E 越小、 h 越小,临界频率越高;反之临界频率越低。

通过改变蜂窝结构的材料、蜂窝孔的半径、蜂窝厚度等因素来实现蜂窝结构的隔音和放音性能。对其它薄壁蜂窝结构的研究,例如蜂窝器、多孔材料、泡沫材料,得到的结果可为弹性波在这些材料中传播提供有用的见解。

参考文献:

- [1] 叶柏彰. 低碳经济的发展促使纸蜂窝墙体材料前景看好[J]. 中国包装工业, 2010, 5(5): 98-99.
- [2] SHIM V P W, LAN R, GUO Y B, et al. Elastic Wave Propagation in Cellular Systems-experiments on Single Rings and Ring Systems[J]. Int J Impact Eng, 2007, 34(10): 65-84.
- [3] 王晶, 冯涛, 李啸尘, 等. 一种蜂窝纸板材料吸声及隔声系数的实验测量[J]. 包装工程, 2008, 29(12): 54-61.
- [4] 刘喜武. 弹性波场论基础[M]. 青岛: 中国海洋大学出版社, 2008.
- [5] 胡德绥. 弹性波动力学[M]. 北京: 地质出版社, 1989.
- [6] 杨宝俊, 王宝昌, 张伯军. 弹性波理论[M]. 沈阳: 东北师范大学出版社, 1990.
- [7] MORLEY L S D. Elastic Waves in a Naturally Curved Rod[J]. Quart J Mech Appl Math, 1961, 14: 155-172.
- [8] 洪宗辉. 环境噪声控制工程[M]. 北京: 高等教育出版社, 2002.

(上接第49页)

- [3] 吴晓, 杨立军. 斜支撑弹簧减振系统的固有振动[J]. 空间结构, 2008, 14(4): 50-52.
- [4] 吴晓, 罗佑新, 吴扬. 斜支撑弹簧减振系统竖向非线性自振研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(8): 85-87.
- [5] 陈安军. 斜支撑弹簧包装系统非线性振动特性分析[J]. 包装工程, 2009, 30(11): 20-22.
- [6] 武冬雁, 王志伟. 半正弦波冲击时正切型非线性包装系统的冲击响应[J]. 无锡轻工大学学报, 1999, 18(4): 87-90.

- [7] 王军, 王志伟. 半正弦波激励下考虑易损件的正切型包装系统冲击特性研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(1): 167-168.
- [8] WANG Zhi-wei, HU Chang-ying. Shock Spectra and Damage Boundary Curves for Nonlinear Package Cushioning System[J]. Packaging Technology and Science, 1999, 12(5): 207-217.
- [9] 王军, 王志伟. 考虑易损件的正切型包装系统冲击破边界曲面研究[J]. 振动与冲击, 2008, 27(2): 166-167.