

货物在公路运输中减振性能的综合评价模型

强宝民, 王江波

(火箭军工程大学, 西安 710025)

摘要: **目的** 研究多精密仪器货物包装减振性能的评价模型。**方法** 以多精密仪器货物减振系统为例, 研究多精密仪器货物在公路运输时共振破损和冲击破损的破损机理, 得出货物在共振破损下的减振效率和冲击破损下的冲击破损概率, 然后结合各精密仪器的脆值, 建立各精密仪器在货物系统中的权重, 最后将共振破损和冲击破损概率分别与权重作向量点乘运算, 得到共振破损和冲击破损下各仪器减振效果的综合评价结果。**结果** 算例货物系统精密仪器 1 在 4 种激励综合作用下的减振效果最好(0.39), 而在冲击破损中精密仪器 1 的效果最差(0.21)。**结论** 精密仪器 1 的抗共振性能很好, 但抗冲击性很差, 需要对其减振系统的性能参数进行改进和优化。

关键词: 精密仪器; 共振破损; 冲击破损; 综合评价模型

中图分类号: TB485.3 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2017)13-0072-06

Comprehensive Evaluation Model for Damping Property of Goods in Highway Transportation

QIANG Bao-min, WANG Jiang-bo

(Rocket Force University of Engineering, Xi'an 710025, China)

ABSTRACT: The work aims to study the evaluation model for damping property of multi-precision instrument packages. Taking the damping system of multi-precision instruments as an example, the damage mechanism of resonance damage and shock damage during highway transportation of multi-precision instruments was studied, to obtain the damping efficiency under resonance damage and the shock damage probability under shock damage of the goods. Then, the weight of each precision instrument in the cargo system was established by combining the brittleness of each precision instrument. Finally, the resonance damage and the shock damage probability were multiplied (from vector points) by the weight of the instrument, and the results of comprehensive evaluation of damping effects of each instrument under resonance damage and shock damage were obtained. The results showed that the damping effect under the synthetic action of four kinds of excitation of precision instrument 1 of example-based cargo system was the best (0.39), while the damping effect of precision instrument 1 in shock damage was the worst (0.21). The anti-resonance performance of precision instrument 1 is very good, but the shock resistance is very poor, which needs to improve and optimize the performance parameters of its damping system.

KEY WORDS: precision instruments; resonance damage; shock damage; comprehensive evaluation model

根据仪器振动的频率、强度、作用方向和持续时间, 通常把振动引起的破损和失效分为 2 种形式, 即共振破损和冲击破损。陈炉云^[1]等采用功率流为目标的优化模型, 结合金属-复合材料选型优化, 可使船艇基座结构具有优异的抑振性能。金潇明^[2]研究了随机振动激励对产品造成破坏的准则问题。王军^[3]以产

品运输包装结构系统为对象, 以关键部件为核心, 建立了基于关键部件的产品脆值理论、冲击谱理论和破损边界理论。史沛瑶^[4]对整车运输包装系统进行了随机路面输入和脉冲路面输入下的平顺性仿真, 分析了不同车速、不同路面等级对货物运输平顺性的影响, 并对货物包装可靠性进行了讨论。汤伯森^[5]等采用脉

收稿日期: 2017-01-11

作者简介: 强宝民 (1964—), 男, 硕士, 火箭军工程大学教授, 主要研究方向为起重设备故障检测与诊断。

冲响应法求解了包装件的随机振动响应。刘乘^[6]等对运输包装件振动特性进行了仿真分析。甘春标^[7]分析了随机激励下高维包装系统的振动可靠性。梁艳春^[8-10]将结构化神经网络方法、模糊自适应控制技术应用于非线性缓冲包装材料模型识别问题,较好地获得了其非线性特征。Xiang等^[11]通过研究得到了连续冲击下产品的破损边界。宋丰宝^[12]利用广义冲击载荷的概念,根据冲击载荷满足泊松随机过程的假设,写出了运输包装可靠性的定义表达式。张华良^[13]等根据复杂的流通环境条件、产品运输包装缓冲结构几何参数等都具有随机特征,论述了计算商品运输包装动力可靠性的现有的技术方法和应用以及其研究发展方向。

由陈炉云、金潇明、王军等的研究结果可以看出,他们主要从货物的可靠性考虑,分析其平顺性及影响因素。国内外对破损机理以及振动破损评价的研究较少,文中主要研究多精密仪器货物在共振破损和冲击破损下的破损机理,以及对其减振系统进行评价。

1 多精密仪器货物的破损机理

1.1 共振破损

共振破损是当激励频率接近固有频率时造成的破损,因此共振破损与激励频率和系统固有特性(刚度、阻尼和固有频率)有关。货物在运输过程中是一个复杂的空间多自由度系统,为了简化计算,可忽略货物的侧倾和横向角的振动,只考虑垂直方向上的振动,货物外有1组减振器用于减振,货物内部的仪器也有各自的减振方式。货物在运输过程中的振动模型见图1,若把货物壳体看作刚体,当不考虑前中后减振器之间的耦合关系时,货物中一个精密仪器的振动模型可以简化为二自由度系统在弹筒激励下的强迫振动,见图2。

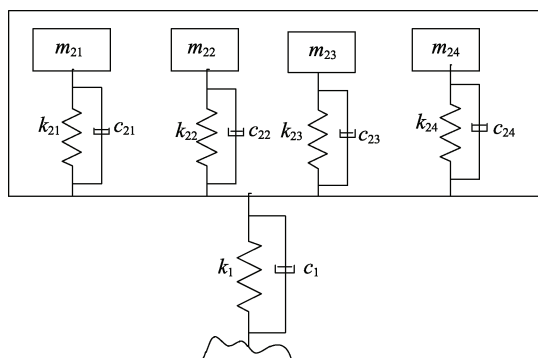


图1 货物振动模型

Fig.1 Schematic diagram of goods vibration model

图2中货物壳体与壳体中的精密仪器垂直位移坐标为 y_1 和 y_2 ,坐标原点选在各自的平衡位置,其运动方程为:

$$m_2 \ddot{y}_2 + c_1 (\dot{y}_2 - \dot{y}_1) + k_2 (y_2 - y_1) = 0 \quad (1)$$

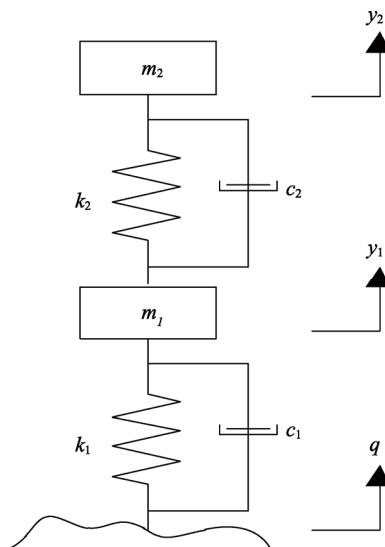


图2 无耦合单个精密仪器振动模型

Fig.2 Simplified vibration model of a single precision instrument without coupling

$$m_1 \ddot{y}_1 + c_1 (\dot{y}_1 - \dot{q}) + c_2 (\dot{y}_1 - \dot{y}_2) + k_1 (y_1 - q) + k_2 (y_1 - y_2) = 0 \quad (2)$$

式中: $\dot{y}_1$ 和 $\dot{y}_2$ 对应货物壳体与壳体中的精密仪器垂直方向的速度; $\ddot{y}_1$ 和 $\ddot{y}_2$ 对应货物壳体与壳体中的精密仪器垂直方向的加速度; q 和 $\dot{q}$ 分别为外激励的位移和速度; m_1 为货物壳体质量; m_2 为精密仪器质量; k_1 为减振器刚度; k_2 为精密仪器缓冲等效刚度; c_1 为减振器阻尼; c_2 为精密仪器缓冲等效阻尼。

二自由度振系对于任意激励 q 的响应,可以应用单自由度系统对任意激励响应的傅氏积分法求解。解得外激励作用到货物壳体 y_1 上的频率响应函数:

$$H(\omega)_{y_1} = \frac{A_2 (k_1 + i\omega c_1)}{A_3 A_2 - A_1^2} \quad (3)$$

外激励作用到精密仪器 y_2 上的频率响应函数:

$$H(\omega)_{y_2} = \frac{A_1 (k_1 + i\omega c_1)}{A_3 A_2 - A_1^2} \quad (4)$$

式中: i 为虚数单位; ω 为频率; $A_1 = i\omega c_2 + k_2$; $A_2 = -\omega^2 m_2 + i\omega c_2 + k_2$; $A_3 = -\omega^2 m_1 + i\omega c_1 + i\omega c_2 + k_1 + k_2$ 。将式(3)~(4)进行复数运算,然后求模,得 y_1 和 y_2 的幅频特性:

$$|H(\omega)_{y_1}| = \gamma \left[\frac{(1 - \lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (5)$$

$$|H(\omega)_{y_2}| = \gamma \left[\frac{1 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$$\text{式中: } \Delta = \left[(1 - \lambda^2) \left(1 + \gamma - \frac{\lambda^2}{\mu} \right) - 1 \right]^2 + 4\zeta^2 \lambda^2$$

$$\left[\gamma - \left(\frac{1}{\mu} + 1 \right) \lambda^2 \right]^2; \text{ 频率比 } \lambda = \frac{\omega}{\omega_0}; \omega_0 = \sqrt{\frac{k_2}{m_2}}; \text{ 阻尼}$$

比 $\zeta = \frac{c}{2\sqrt{k_2 m_2}}$; 刚度比 $\gamma = \sqrt{\frac{k_1^2 + \omega^2 c_1^2}{k_2^2}}$; 质量比 $\mu = \frac{m_2}{m_1}$ 。

式(5)—(6)的幅频特性曲线见图3。从曲线可以看出,对于货物双质量二自由度振系,当激励频率接近系统的两阶固有频率 ω_1 和 ω_2 时,货物壳体和精密仪器都会发生共振,精密仪器位移 y_2 和壳体位移 y_1 的幅频特性有低频和高频2个共振峰,在精密仪器可靠性设计时应避免系统固有频率出现在激励频率的范围内。

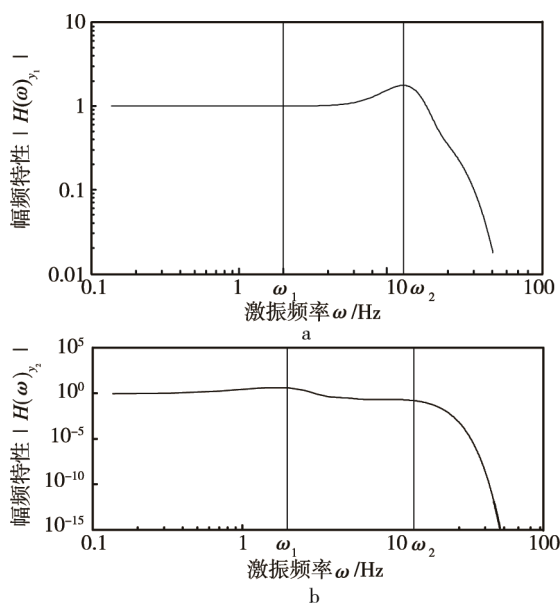


图3 幅频特性曲线

Fig.3 Amplitude-frequency characteristic curve

振幅传递率 y/q 就是幅频特性 $|H(\omega)|$, 也可称为隔振系数, 用 η 来表示, 即:

$$\eta_{y_1} = |H(\omega)_{y_1}| = \gamma \left[\frac{(1-\lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

$$\eta_{y_2} = |H(\omega)_{y_2}| = \gamma \left[\frac{1+4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (8)$$

传递率或者隔振系数的大小表示隔振效果的好坏, 对于精密仪器来说, 只有当 $\omega \geq \omega_1$ 时, 隔振系数 η 小于1, 才具有隔振效果。为了直接说明隔振效果, 可用减振效率 ε 表示:

$$\varepsilon = (1-\eta) \times 100\% \quad (9)$$

1.2 冲击破损

冲击破损通常是仪器在运输过程中受到各种外界环境振动冲击加速度的作用, 当某种外界冲击加速度累积对仪器造成的影响超过仪器所能承受的极限时, 仪器即发生破坏或损伤。要避免货物出现过大冲击加速度的发生, 但在运输过程中由于跨区域复杂路

况作战的需要, 精密仪器难免会出现过大的冲击力。在公路运输时, 货物所受到的振动为路面不平度引起的随机振动。这些振动的激励和响应都无法用时间的确定性函数予以描述, 因此通常只能用统计分析的方法进行规律性的研究^[14]。

冲击破损机理是重复或交变载荷的作用, 精密仪器件的振动加速度可以作为冲击破损研究的重要参数, 因此要对随机振动的加速度统计特性进行计算。

对于线性系统在任意激励下的解可以用杜哈梅积分写出:

$$\ddot{y}(t) = \int_0^t q(\tau) h(t-\tau) d\tau \quad (10)$$

式中: $h(t-\tau)$ 为任意时刻 τ 处的单位脉冲响应函数。

将积分的上、下限扩展为 $-\infty$ 和 $+\infty$, 即:

$$\ddot{y}(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} q(\tau) h(t-\tau) d\tau = \int_{-\infty}^{+\infty} q(h-t) h(\tau) d\tau \quad (11)$$

因为激励 $q(t)$ 通常为平稳随机过程, 所以响应加速度 $\ddot{y}(t)$ 也是平稳随机过程, 其统计特性可以按照以下方法计算:

$$\begin{aligned} \bar{\ddot{y}} &= E(q(t)) = \int_{-\infty}^{+\infty} E(q(h-t)) h(\tau) d\tau = \\ &\mu_q \int_{-\infty}^{+\infty} h_{\ddot{y}}(\tau) d\tau = \mu_q H_{\ddot{y}}(j\omega) \Big|_{\omega=0} = \\ &\mu_q H_{\ddot{y}}(0) \end{aligned} \quad (12)$$

式中: $\bar{\ddot{y}}$ 为响应加速度的均值; $E(q(t))$ 为 $q(t)$ 的数学期望; $H_{\ddot{y}}(0)$ 为响应加速度在频率0处的响应; 响应的均值为激励均值的 $H_{\ddot{y}}(0)$ 倍, 由于激励源 $q(t)$ 取正负值的概率相同, 其均值 $\bar{q}$ 近似等于0, 所以响应加速度 $\ddot{y}(t)$ 的均值 $\bar{\ddot{y}}$ 也等于0。

$$\begin{aligned} S_{\ddot{y}}(\omega) &= |H_{\ddot{y}}(\omega)|^2 S_q(\omega) = \\ &\omega^4 \gamma^2 \frac{(1-\lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} S_q(\omega) \end{aligned} \quad (13)$$

式中: $S_{\ddot{y}}(\omega)$ 为响应加速度的功率谱; $S_q(\omega)$ 为激励的功率谱。

$$\begin{aligned} \psi_{\ddot{y}}^2 &= \int_{-\infty}^{+\infty} |H_{\ddot{y}}(\omega)|^2 S_q(\omega) d\omega = \\ &S_q(\omega) \int_{-\infty}^{+\infty} \omega^4 \gamma^2 \frac{(1-\lambda^2)^2 + 4\zeta^2 \lambda^2}{\Delta} d\omega \end{aligned} \quad (14)$$

式中: $\psi_{\ddot{y}}^2$ 为响应均方差。

$$\sigma_{\ddot{y}}^2 = \psi_{\ddot{y}}^2 - \bar{\ddot{y}}^2 = \psi_{\ddot{y}}^2 \quad (15)$$

式中: $\sigma_{\ddot{y}}^2$ 为响应方差。

冲击破损对振动响应量的要求可以根据概率分布表示, 随机过程见图4, 小于精密仪器强度破损值 G 的概率可以定义为, 以 $\pm G$ 作水平直线, 将 $\ddot{y}(t)$ 中小于 G 和大于 $-G$ 的时间区间 Δt_i 相加, 并除以总时间, 可以得到 $\ddot{y}(t)$ 中小于 G 和大于 $-G$ 的概率, 记为 $P(G)$:

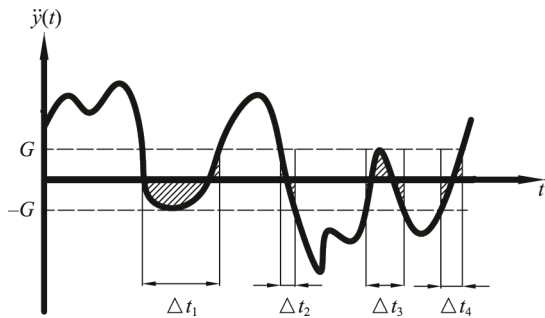


图 4 累积概率的计算方法
Fig.4 Calculation method of cumulative probability

$$P(G)=\lim_{t\rightarrow\infty}\frac{\sum\Delta t_i}{t}$$
 (16)

冲击破损概率为1- P(G)，当 P(G→0)=0，则 P(G→+∞)=1。p(y)为P(y)的导数，且两者存在以下关系：

$$P(G)=\int_{-\infty}^Gp(x)dx$$
 (17)

可以看出P(G)越大，冲击破损的概率1-P(G)越小，且 $P(0)=\int_{-\infty}^0p(x)dx=0$ ， $P(+\infty)=\int_{-\infty}^{+\infty}p(x)dx=1$ 。

该概率分布选用瑞利分布（均值为0，方差为σ²_y的平稳窄带高斯过程），不同σ对应不同的冲击破损概率分布函数P(G)：

$$p(G)=\frac{G}{\sigma_y^2}e^{-G^2/2\sigma_y^2},\ G\geqslant0$$
 (18)

对于任意仪器的冲击强度破损值都可以利用式(15)得到对应的瑞利概率分布函数，然后根据式(17)—(18)得到冲击破损概率1-P(G)。

2 精密仪器减振系统评价

由于货物在运输过程中振动激励的来源主要是路面不平和车轮、发动机、传动系等旋转部件激发汽车的振动，而货物中精密仪器的位置和减振方式都各不相同，它们对于上述激励的响应都不同，且各仪器由于共振和冲击所引起的破损也不同，因此很难对货物整体的可靠性作出评价。鉴于上述原因，这里提出一种综合评价模型，该评价模型主要有3要素。

1) 目标集 $U=\{u_1\cdots u_n\}$ ，由评价对象的评价参数组成的集合，即货物中需要评价的精密仪器1，精密仪器2…精密仪器n。

2) 评论集 $V=\{v_1\cdots v_m\}$ ，评价对象后得到的评判指标所组成的集合，即激励1，激励2…激励m下的减振效率；

3) 单目标判断。对单个因素 $u_i(i=1\cdots n)$ 的评判，得到评论集V上的集合 $(r_{i1},r_{i2}\cdots r_{im})$ ，即精密仪器在m中外部激励下的减振效率，它是从U到V的一个映射。于是可以根据映射确定一个评价关系R，称为评判矩阵，它由所有对单目标评判的集合组成：

$$R=\begin{bmatrix}r_{11}&r_{12}&\cdots&r_{1m}\\r_{21}&r_{22}&\cdots&r_{2m}\\\vdots&\vdots&&\vdots\\r_{n1}&r_{n2}&\cdots&r_{nm}\end{bmatrix}$$
 (19)

由于各目标地位未必相等，所以还需要对各目标加权。对于运输货物地位的评价可以参考产品的振动脆值，文献[15]给出了常见产品的振动脆值。先选取货物中脆值最大的仪器作为参考，其余仪器的脆值与该最大值相比得到相对脆值a，a值越小仪器越容易损坏。用集合 $A=(a_1,a_2\cdots a_n)$ 表示各目标的权数分配，它与评判矩阵R的合成就是对各目标的综合评判。

3 算例求解

3.1 基于共振破损机理的减振系统评价

以图 1 的货物减振系统为例，具体参数见表 1。

表 1 参数 Tab.1 Parameter			
名称	质量/kg	等效刚度/ (N·mm ⁻¹)	等效阻尼/ (N·s·m ⁻¹)
货物壳体	10 000	100	0.2
精密仪器 1	5	3200	0.0013
精密仪器 2	12	950	0.026
精密仪器 3	3	340	0.068
精密仪器 4	21	2650	0.12

将上述参数代入式(9)，得精密仪器1在激励1，2，3，4下的ε₁，ε₂，ε₃，ε₄分别为0.76，0.18，0.23，0.34；精密仪器2在激励1，2，3，4下的ε₁，ε₂，ε₃，ε₄分别为0.43，0.57，0.87，0.69；精密仪器3在激励1，2，3，4下的ε₁，ε₂，ε₃，ε₄分别为0.58，0.69，0.21，0.09；精密仪器4在激励1，2，3，4下的ε₁，ε₂，ε₃，ε₄分别为0.12，0.40，0.62，0.23。

为便于分析各激励在仪器上的影响因子，可将上述的ε₁，ε₂，ε₃，ε₄作归一化处理。归一化处理后的所有单目标评判组成评判矩阵R：

$$R=\begin{bmatrix}0.50&0.12&0.15&0.23\\0.17&0.22&0.40&0.27\\0.37&0.44&0.13&0.06\\0.09&0.30&0.45&0.16\end{bmatrix}$$

根据文献[15]中各仪器的脆值，可得仪器的权数分配系数，于是有 $A=(0.54,0.04,0.31,0.13)$ 。可得4种精密仪器在4种主要激励下的减振综合评判 $B=A\cdot R=(0.39,0.25,0.19,0.17)$ 。

共振破损综合评价谱见图5，可知精密仪器1在4种激励综合作用下的减振效果最好(0.39)，其次是精密仪器2(0.25)，精密仪器4的效果最差(0.17)，即精密仪器4的破损程度最大，而在脆值相对比值中，其值

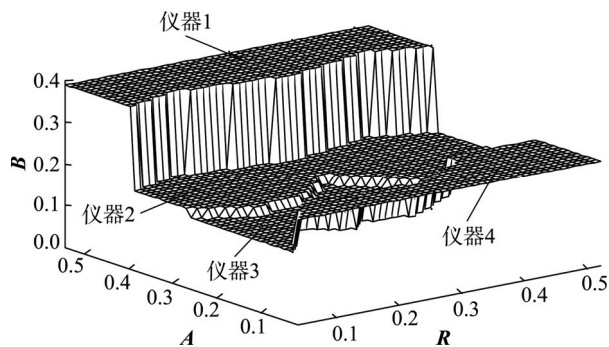


图5 共振破损综合评价谱

Fig.5 Comprehensive evaluation spectrum of resonance damage

为0.13,并不是最低的,因此精密仪器4的减振方式需要改进和优化。图5中谱峰和谱谷的落差最大值达到0.22,因此该减振系统对共振破损的效果不好。

3.2 基于冲击破损机理的减振系统评价

将表1参数代入式(18),得精密仪器1在激励1,2,3,4下的 $P(G_1)$, $P(G_2)$, $P(G_3)$, $P(G_4)$ 分别为0.12, 0.10, 0.21, 0.33;精密仪器2在激励1,2,3,4下的 $P(G_1)$, $P(G_2)$, $P(G_3)$, $P(G_4)$ 分别为0.23, 0.17, 0.87, 0.67;精密仪器3在激励1,2,3,4下的 $P(G_1)$, $P(G_2)$, $P(G_3)$, $P(G_4)$ 分别为0.38, 0.19, 0.41, 0.09;精密仪器4在激励1,2,3,4下的 $P(G_1)$, $P(G_2)$, $P(G_3)$, $P(G_4)$ 分别为0.12, 0.20, 0.62, 0.43。

将上述的 ε_1 , ε_2 , ε_3 和 ε_4 作归一化处理。得到归一化处理后的所有单目标评判组成的评判矩阵 R :

$$R = \begin{bmatrix} 0.16 & 0.13 & 0.28 & 0.43 \\ 0.12 & 0.09 & 0.45 & 0.34 \\ 0.36 & 0.18 & 0.38 & 0.08 \\ 0.09 & 0.15 & 0.45 & 0.31 \end{bmatrix}$$

由于该货物所研究各精密仪器的对象仍然不变,所以继续使用共振破损评价模型中仪器的权数分配系数 $A=(0.52, 0.04, 0.31, 0.13)$,则可得这4种精密仪器在4种主要激励下的减振综合评判 $B=A \cdot R=(0.21, 0.25, 0.34, 0.30)$ 。

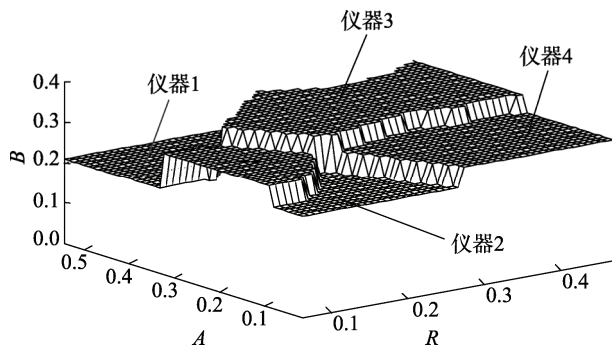


图6 冲击破损综合评价谱

Fig.6 Comprehensive evaluation spectrum of shock damage

冲击破损综合评价谱见图6,可以看出精密仪器3在4种激励综合作用下的减振效果最好(0.34),其次是

精密仪器4(0.30),精密仪器1的效果最差(0.21),即精密仪器1的冲击破损程度最大,而在脆值相对比值中,其值为0.52,仍是最高,因此精密仪器1的减振方式需要改进和优化。图6中谱峰和谱谷的落差最大值为0.09,因此该减振系统对冲击破损的效果较好。

4 结语

由结果可知精密仪器1在共振破损评价模型中减振效果最好,而在冲击破损评价模型中却最差,说明精密仪器1的抗共振性能很好,但抗冲击性很差,这就需要对其减振系统的性能参数进行改进和优化。货物系统从性能使用上看,各精密仪器之间相当于串联关系,因此当一个仪器出现问题时,整个货物就会失去功效。在设计精密仪器的减振方式时,应尽可能使每个仪器在共振破损和冲击破损综合评价结果中的权重接近。文中因为有4个精密仪器作为评价对象,所以每个仪器的减振评判值接近0.25为宜。

该评价模型在共振破损和冲击破损机理下进行评价,评价方法综合考虑了货物运输中多种激励对多个精密仪器的破损概率,结合不同仪器的权重,得到2种破损综合评价谱。通过对比各仪器在2种谱中的减振评判值,对每个精密仪器减振系统的设计进行评价和优化,也对整个货物减振系统的设计提供依据。该评价方法简便实用,对于多减振系统的设计具有普遍适用性,且具有一定的理论价值和经济价值。

参考文献:

- [1] 陈炉云,刘勇,张裕芳.材料选型优化在结构减振中应用研究[J].振动与冲击,2013,32(22):95—98.
CHEN Lu-yun, LIU Yong, ZHANG Yu-fang. Application of Material Selection Optimization in Structural Vibration[J]. Vibration and Shock, 2013, 32(22): 95—98.
- [2] 金潇明.包装系统在随机振动下的破坏准则与疲劳计算[J].株洲工学院学报,1999,13(1):13—16.
JIN Xiao-ming. Failure Criterion and Fatigue Calculation of Packaging System under Random Vibration[J]. Journal of Zhuzhou Institute of Technology, 1999, 13(1): 13—16.
- [3] 王军.产品破损评价及其防护包装动力学理论研究[D].无锡:江南大学,2009.
WANG Jun. Evaluation of Product Damage and Its Protective Packaging Dynamics Theory[D]. Wuxi: Jiangnan University, 2009.
- [4] 史沛瑶.重型货车运输过程动力学建模分析及货物可靠性影响因素研究[D].合肥:合肥工业大学,2013.
SHI Pei-yao. Model Freight Vehicle Dynamic Modeling Analysis and Cargo Reliability Impact Factors[D].

- Hefei: Hefei University of Technology, 2013.
- [5] 汤伯森, 向红. 用脉冲响应法求解包装件的随机振动问题[J]. 包装工程, 2000, 21(3): 4—8.
- TANG Bo-seng, XIANG Hong. Random Vibration Problem of Package by Impulse Response Method[J]. Packaging Engineering, 2000, 21(3): 4—8.
- [6] 刘乘, 卢杰, 陈满儒. 运输包装件振动特性的计算机仿真[J]. 包装工程, 2002, 23(4): 20—22.
- LIU Cheng, LU Jie, CHEN Man-ru. Computer Simulation of Vibration Characteristics of Transport Packages[J]. Packaging Engineering, 2002, 23(4): 20—22.
- [7] 甘春标. 随机激励下高维包装振动系统的可靠性分析[J]. 包装工程, 2004, 25(6): 8—10.
- GAN Chun-biao. Reliability Analysis of High Dimensional Packaging Vibration System under Random Excitation[J]. Packaging Engineering, 2004, 25(6): 8—10.
- [8] LIANG Y C, YANG X W, ZHOU C G, et al. Application of Neural Networks to Identification of Nonlinear Characteristics in Cushioning Packaging[J]. Mechanics Research Communications, 1996, 23(6): 607—613.
- [9] LIANG Y C, WANG Z, YANG X W, et. al. Identification of Nonlinear Characteristics in Cushioning Packaging Using Neural Networks with Fuzzy Adaptive Control[J]. Mechanics Research Communications, 1997, 24(4): 447—455.
- [10] LIANG Y C, GONG W Y, YANG X Y, et. al. Identification of Nonlinear Characteristics of Packaging Based on Genetic Evolutionary Neural Networks[J]. Mechanics Research Communications, 1998, 25(4): 395—403.
- [11] XIANG M, ESCHKE R. Modelling of the Effects of Continualshock Loads in the Transport Process[J]. Packaging Technology and Science, 2004, 17(1): 31—35.
- [12] 宋丰宝. 运输包装可靠性理论及其应用[J]. 株洲工学院学报, 2000, 14(6): 9—11.
- SONG Feng-bao. Transport Packaging Reliability Theory and Its Application[J]. Zhuzhou Institute of Technology, 2000, 14(6): 9—11.
- [13] 张华良, 顾祖莉, 金国斌. 现代物流中商品运输包装动力可靠性[J]. 包装工程, 2004, 25(4): 135—137.
- ZHANG Hua-liang, GU Zu-li, JIN Guo-bin. The Dynamic Reliability of Commodity Transportation Packaging in Modern Logistics[J]. Packaging Engineering, 2004, 25(4): 135—137.
- [14] 靳晓雄, 张立军, 江浩. 汽车振动分析[M]. 上海: 同济大学出版社, 2002.
- JIN Xiao-xiong, ZHANG Li-jun, JIANG Hao. Automobile Vibration Analysis[M]. Shanghai: Tongji University Press, 2002.
- [15] 宋宝丰. 产品脆值理论与应用[M]. 长沙: 国防科技大学出版社, 2002.
- SONG Feng-bao. Theory and Application of Product Fragility[M]. Changsha: National University of Defense Technology Press, 2002.