

弹簧安装方式对质量非均衡产品缓冲系统的影响

孙颖, 杨小俊, 徐哲, 李博

(湖北工业大学 机械工程学院, 武汉 430068)

摘要: **目的** 为研究质量非均衡产品在不同弹簧隔振器安装方式下缓冲包装系统的振动响应特性。**方法** 建立质量非均衡产品缓冲包装系统的数学模型, 采用四阶龙格库塔法对振动响应进行对比分析, 通过有限元仿真模拟侧向弹簧不同数目和安装位置点的质量非均衡产品的振动响应特性, 并分析其修正的可行性, 再进行验证。**结果** 侧向弹簧数目为1时安装在侧棱中点, 侧向弹簧数目为2时安装在侧棱上对非均衡产品缓冲系统的振动响应修正效果较佳。**结论** 质心偏移对质量非均衡产品缓冲系统的加速度影响较大; 偏心距离较大时, 可适当改变较大偏心位移方向的弹簧刚度, 对其进行修正优化, 为质量非均衡产品的缓冲包装设计提供了方法和依据。

关键词: 质量非均衡; 侧向弹簧; 振动响应

中图分类号: TB486 **文献标识码:** A **文章编号:** 1001-3563(2022)01-0058-08

DOI: 10.19554/j.cnki.1001-3563.2022.01.008

Effects of Spring Installation Mode on Cushioning System of Products with Unbalanced Mass

SUN Ying, YANG Xiao-jun, XU Zhe, LI Bo

(School of Mechanical Engineering, Hubei University of Technology, Wuhan 430068, China)

ABSTRACT: The work aims to study the vibration response characteristics of cushioning packaging system of products with unbalanced mass under different installation modes of spring isolators. The mathematical model of the cushioning packaging system of products with unbalanced mass was established, and the vibration response was compared and analyzed by the fourth-order Runge Kutta method. Through finite element simulation, the vibration response characteristics of unbalanced-mass products with different number and installation positions of lateral springs were simulated, and the feasibility of correction was analyzed. Then, the experimental method was used for verification. When 1 lateral spring was installed at the center of lateral edge and 2 lateral springs were installed at the lateral edge, the correction effect of vibration response of unbalanced-mass product cushioning system was the best. The mass center offset has a great effect on the acceleration of the cushioning system of products with unbalanced mass. When the eccentric distance is large, the spring stiffness in the direction of large eccentric displacement can be appropriately changed for correction and optimization, so as to provide a method and basis for the cushioning packaging design of products with unbalanced mass.

KEY WORDS: unbalanced mass; lateral spring; vibration response

收稿日期: 2021-08-22

基金项目: 湖北省技术创新专项 (2018AAA026); 湖北工业大学博士启动基金 (BSQD2017001)

作者简介: 孙颖 (1997—), 女, 湖北工业大学硕士生, 主攻缓冲包装设计。

通信作者: 杨小俊 (1970—), 女, 硕士, 湖北工业大学教授, 主要研究方向为智能缓冲包装。

随着我国经济的飞速发展,物流运输已成为我国重要的国民经济产业之一。产品在运输过程中可能会出现破损和过度包装^[1]等问题,尤其是一些脆值较小的精密仪器产品,需要不断优化缓冲包装系统来减少产品的破损,实现包装减量化。产品的缓冲包装系统存在多种材料和安装方式,弹簧作为隔振元件常见的安装方式有角滚式、底垫式^[2]、角垫式、悬挂式^[3]和支撑式等。对于一些精密的贵重仪器^[4]也常用弹簧隔振器来进行减振保护。Zhang 等^[5]设计并优化了 LCD 的缓冲包装系统。Li 等^[6]通过采用六步缓冲包装优化设计的方法,有效减少了冰箱的缓冲包装成本。Du 等^[7]得到了不同缓冲包装材料振动响应曲线,为缓冲包装系统的设计研究提供了参考。Rong 等^[8]以 X-PLY 瓦楞纸板为研究对象,采用 Ansys 仿真得出共振频率和振型。文中将以精密仪器运输包装缓冲系统理论为基础,研究质量非均衡产品在弹簧隔振器不同数目和安装方式下的振动响应特性,为质量非均衡产品的缓冲包装设计提供方法和依据。

1 质心偏移系统振动响应对比分析

在实际工程应用中,产品底面缓冲包装的主要作用是支撑、固定和隔振,其结构受产品底部形状和尺寸的制约,不能随意调整,为保证产品底面相对水平,底面缓冲包装材料往往采用同种材料。在对缓冲包装系统进行简化时,系统底部采用相同刚度的弹簧且均布安装。文中以底面 4 根弹簧为基础,研究质量均衡与非均衡产品的振动响应特性。建立的缓冲包装件尺寸模型见图 1,位于产品内部的重心以 G' 表示,并以重心为零点建立坐标系。其中 $l_1, l_2, h_1, h_2, w_1, w_2$ 分别为质心 G' 到各边的距离。当其 $w_1=w_2$ 且 $h_1=h_2$ 时,质心与体心重合,若一项不等则质心将偏离,此产品为质量非均衡即质心偏移产品。建模时通过在产品两侧粘贴配重块的方法使得质心偏离体心,简化模型见图 1。由于通过总能量的方式进行分析,所以要

想获得弹簧减震器的作用力,需计算 4 个支撑点在各个坐标轴方向上的位移量。以质心 G' 为原点建立坐标轴,各边位置长度见图 1,设质心沿坐标轴方向运动的位移分别是 x, y, z ; 绕坐标轴转动的角度分别为 α, β, γ ; 由图 1 可知,弹簧刚度分别为 k_1, k_2, k_3, k_4 ; 底面 4 个支撑点 A, B, C, D 坐标见式 (1):

$$\begin{aligned} x_b &= x + l_2\beta + h_2\gamma, y_b = y - l_2\alpha + w_2\gamma, z_b = z - w_2\beta - h_2\alpha \\ x_a &= x + l_2\beta + h_2\gamma, y_a = y - l_2\alpha - w_1\gamma, z_a = z + w_1\beta - h_2\alpha \\ x_c &= x - l_1\beta + h_2\gamma, y_c = y + l_1\alpha + w_2\gamma, z_c = z - w_2\beta - h_2\alpha \\ x_d &= x - l_1\beta + h_2\gamma, y_d = y + l_1\alpha - w_1\gamma, z_d = z + w_1\beta - h_2\alpha \end{aligned} \quad (1)$$

质量均衡与非均衡产品简化模型见图 1,为研究其在相同初始条件的基础上分别对其进行能量分析,在质量均衡的情况下,缓冲包装系统仅存在 y 方向上的平动;在质量非均衡的情况下,缓冲包装系统存在 y 方向上的平动和 z 方向上的转动。设均质包装件动能、弹性势能、耗散能和总能量分别为 T_1, V_1, E_1 ; 非均质包装件动能、弹性势能、耗散能和总能量分别为 T_2, V_2, E_2 ; 采用四阶龙格库塔法对其进行数值求解,设定包装件总质量 ($M+m$) 为 10 kg,弹簧刚度系数 k_1, k_2, k_3, k_4 都为 1500 N/m,弹簧原长 $L=83$ mm,外径为 18 mm,线径为 3.2 mm,对其进行振动响应求解,见式 (2—7)。

$$T_1 = \frac{1}{2}(M+m)\dot{y}^2 \quad (2)$$

$$T_2 = \frac{1}{2}(M+m)\dot{y}^2 + \frac{1}{2}J_z\dot{\gamma}^2 \quad (3)$$

$$V_1 = \frac{1}{2}k_1y^2 + \frac{1}{2}k_2y^2 + \frac{1}{2}k_3y^2 + \frac{1}{2}k_4y^2 \quad (4)$$

$$V_2 = \frac{1}{2}k_1(y-w_1\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_2(y+w_2\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_3(y+w_2\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_4(y-w_1\gamma)^2 \quad (5)$$

$$E_1 = \frac{1}{2}(M+m)\dot{y}^2 + \frac{1}{2}k_1y^2 + \frac{1}{2}k_2y^2 + \frac{1}{2}k_3y^2 + \frac{1}{2}k_4y^2 \quad (6)$$

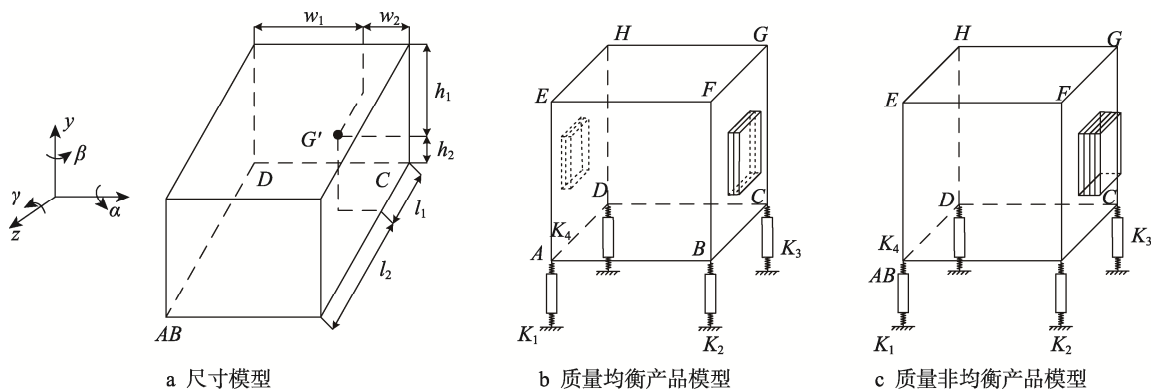


图 1 简化模型
Fig.1 Simplified model

$$E_2 = \frac{1}{2}(M+m)\dot{y}^2 + \frac{1}{2}J_z\dot{\gamma}^2 + \frac{1}{2}k_1(y-w_1\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_2(y+w_2\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_3(y+w_2\gamma)^2 + \frac{1}{2}k_4(y-w_1\gamma)^2 \quad (7)$$

式中: $\dot{y}$ 为 y 对时间的导数; $\dot{\gamma}$ 为 γ 对时间的导数。

当系统只在底面安装 4 根弹簧时,采用四阶龙格库塔法^[9]对其进行数值求解,然后通过 Matlab 求解均质与非均质缓冲包装件振动响应图。其中非均质包装件的质量矩阵 $\mathbf{M}$ 与刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 见式(8—9):

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} M+m & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & M+m & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & M+m & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & J_z \end{bmatrix} \quad (8)$$

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} 0 & 4k_y & 0 & 0 & 0 & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 0 & 0 & 2k_y(w_2-w_1) \end{bmatrix} \quad (9)$$

在均质与非均质情况下,上式中 z 方向上的转动惯量分别为 $J_{Z\text{均质}}=0$, $J_{Z\text{非均质}}=2k_y(w_2-w_1)$ 。在均质与非均质情况下,缓冲包装件的振动响应图见图 2。

由图 2 可知,质量和尺寸都相等的均衡和非均衡产品在同等条件下振动时,质量均衡产品的振动特性较为稳定,非均衡产品的振动响应存在周期性波动;前者的幅值对称且峰值约为 6 mm,后者幅值不对称且峰值最高约为 13.5 mm,存在约 7.5 mm 的差值,这是由于质量非均衡产品存在质心偏移,使得 z 方向存在转动能量,相较于质量均衡产品,其总能量增加;由此可知,质量非均衡产品的负向幅值远大于正向幅值,这与质心偏移所产生的底面 4 根弹簧受力不均有关。由于质量均衡与非均衡产品的振动响应存在较大的区别,若将质量均衡产品的隔振缓冲设计应用到质

量非均衡包装件上,无法满足非均衡包装件的隔振缓冲条件,使得产品在运输过程中出现破损乃至无法使用的后果,需对质量非均衡产品的缓冲包装系统进行优化设计。

2 隔振器不同安装方式下质心偏移系统响应分析

底面隔振器的安装常常会受到包装产品底部形状的制约,大部分产品的顶部无法安装吊装弹簧,工程中在产品侧面安装隔振装置比较容易实现。文中将采用侧向弹簧来调整质心偏移对质量非均衡产品系统响应的影响,包装件模型侧向弹簧的安装位置点见图 3,当单侧面弹簧数量 $N=1$ 时,安装位置点分别为 a, b, c, b^{**}, a^{**} ,即安装方式为 4 根侧棱上、4 根侧棱中、4 根侧棱下、侧面中心和侧面中心上;单面弹簧数量 $N=2$ 时,安装位置点分别为 aa^*, bb^*, cc^*, a^*c ,即在 8 根侧棱上、8 根侧棱中、8 根侧棱下和侧对角安装。

侧向弹簧的安装位置点见图 3,通过改变粘贴配重块的位置达到质量均衡与非均衡的改变,其中当配重块数量 $n=2$ 且均安装在左侧面中心时,通过计算,质心点偏移距离分别为 $\lambda_x=10.54, \lambda_y=0, \lambda_z=0$ 。当 $n=4$ 且均安装在左侧面中心时, $\lambda_x=19.79, \lambda_y=0, \lambda_z=0$ 。应用 workbench 对以上弹簧不同位置点安装方式进行仿真分析^[10—11],见图 4。各项材料参数见表 1,对其进行模态分析^[12]和谐响应分析^[13],分析的频率设置为 3~21 Hz,对 y 方向施加 1 m/s^2 的加速度,观察其频率加速度曲线。

分析弹簧隔振器在不同安装方式下包装缓冲系统的振动响应结果,见表 2,其中 N 为产品侧面单面弹簧减震器的根数, λ_x, λ_y 分别为 x, y 方向的偏心距离。

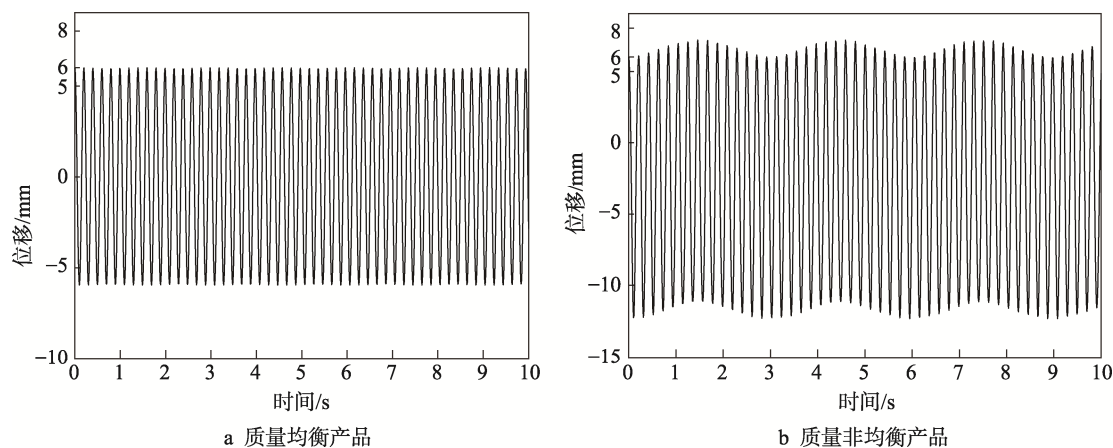


图 2 振动响应对比
Fig.2 Comparison of vibration response

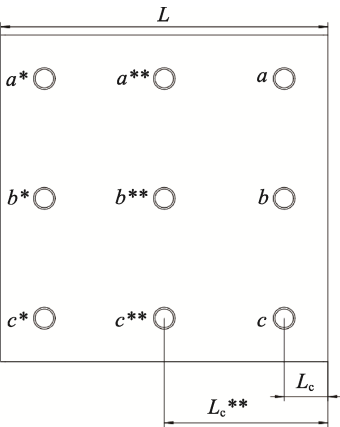
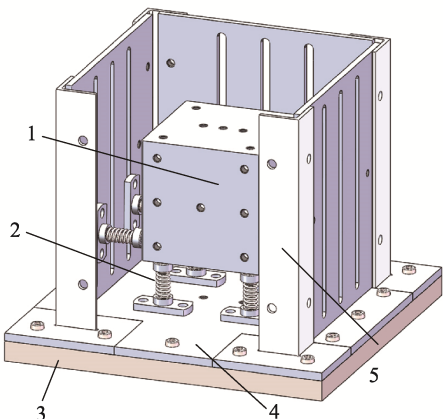


图 3 侧向弹簧位置点
Fig.3 Position of lateral spring

表 1 材料属性
Tab.1 Material properties

名称	材料	密度/ ($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)	弹性模量/ GPa	泊松比
物块	铝合金	2770	71	0.33
配重块	结构钢	7850	200	0.30
隔振器	AISI304	8000	1.9×10^8	0.29



1.物块 2.弹簧隔振器 3.振动台台面
4.夹具板 5.角铝固定件

图 4 理论模型
Fig.4 Theoretical model

分析仿真结果可知，相较于质量均衡产品的缓冲包装系统，质量非均衡的振动响应更剧烈。当粘贴配重块数量 n 为 2 时，弹簧根数 N 为 1 且安装位置点为 b 时，减震幅值差值比达到 +28.0%， N 为 2 且位置点

表 2 单向偏心时非均衡产品系统响应结果
Tab.2 Response results of unbalanced product system under unidirectional eccentricity

配重块数量 n	侧向弹簧数量 N	侧向弹簧安 装位置点	无质心偏移最大加速度 ($\lambda x=0, \lambda y=0$)/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	x 方向质心偏移最大加速度 ($\lambda y=0$)/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	差值比/%
2	0		6.48	8.32	
	1	a	5.87	6.67	-19.8
		b	5.01	5.99	-28.0
		c	6.60	7.45	-10.5
		b^{**}	10.99	12.32	+48.1
		a^*c	12.09	13.96	+67.7
	2	aa^*	8.09	8.82	+6.0
		bb^*	11.39	12.49	+50.1
		cc^*	10.08	11.25	+35.2
4	0		6.98	8.89	
	1	a	5.83	6.98	-21.4
		b	4.99	5.91	-33.5
		c	5.94	7.08	-14.9
		a^{**}	5.80	7.03	-15.5
		aa^*	7.21	8.49	+2.0
	2	bb^*	10.05	11.16	+34.1
		cc^*	11.10	12.34	+48.3
8	0		8.75	12.05	
	1	b	11.97	18.51	+51.6
	2	aa^*	7.18	11.51	-4.3

注：对于 x 方向质心偏移最大加速度， $n=2$ 时 $\lambda x=10.54$ ， $n=4$ 时 $\lambda x=19.79$ ， $n=8$ 时 $\lambda x=35.88$ ；差值比为质量非均衡产品在侧向弹簧不同安装位置点 P 时的加速度幅值与同等均衡质量下无侧向弹簧安装时最大加速度的差值比值

aa^* 安装时减震幅值差值比为 -6.0% 。同理,当配重块数量 n 为4时,根数 N 为1且 b 安装减震效果最佳。当配重块数量 n 为8时,每面弹簧根数 N 为2且 aa^* 安装时振动响应结果最好(4.3%)。纵向比较来看,根数 N 为1位置点 b 安装减震效果最好, N 为2位置点 aa^* 减震效果最好。对比可知,对于缓冲包装系统,不是弹簧隔振器根数越多减震效果越好,应选择合适根数进而实现缓冲包装系统的减量化设计,避免过度包装造成资源浪费。

由表2可知,当配重块数量 n 为4时,弹簧隔振器侧棱4根中 b 点安装的减震效果最好。表2的情况都为 x 方向存在偏移,且 z 方向的偏移与 x 方向类似,进一步研究以侧棱4根中 b 点安装为基础条件下, y 方向、 x/y 方向存在偏移时的振动响应结果,并通过改变弹簧刚度对其进行结果优化。

由表3可知,当 n 为4时,不同偏心距离下弹簧隔振器安装方式为在侧棱中点 b 安装4根时,其振动响应结果相对于无侧面弹簧都有改善,并且当质心不存在偏移($\lambda x=0, \lambda y=0$)时,改变弹簧刚度对于振动响应结果影响不大。当 y 方向存在偏移时即配重块上面中心安装4块($\lambda x=0, \lambda y=19.79$)时,增加 y 方向弹簧刚度其振动响应幅值的差值比提高到 30.7% 。当 x/y 方向都存在偏移时,对比配重块左面3块上面1块安装($\lambda x=14.41, \lambda y=4.51$)与左面1块上面3块安装($\lambda x=4.51, \lambda y=14.41$)3块安装,通过仿真结果可知,适当增大较大偏心位移方向的弹簧刚度,对系统的振动响应结果具有一定的优化作用。当 n 为8且配重块左面中心($\lambda x=35.88, \lambda y=0$)安置8块,弹簧隔振器的安装方式为侧棱8根的 aa^* 位置点安装时,增大偏移 x 方向弹簧的刚度,其振动响应幅值的差值比优化了 32.1% 。

由表2—3可知,当包装件质量较小时,应选用弹簧数量较少的弹簧隔振器;当质量较大时,可使用弹簧数量较多的弹簧隔振器,选择合适的弹簧数量,

避免过度包装,进而实现缓冲包装系统的减量化设计。当侧面弹簧数量 N 为1时,弹簧安装位置为侧棱4根中的 b 点位置时,安装减震效果最好;当 N 为2时,侧棱8根上的 aa^* 点安装的缓冲包装系统的减震效果较好。同时可增大质心偏移方向的弹簧刚度,对结果进行修正。通过质量均衡与非均衡产品包装件在弹簧隔振器的不同安装方式下的加速度响应对比,进一步确定均衡质量产品的隔振设计无法直接应用到质量非均衡产品上。

3 结果分析

为验证仿真结果,使用苏州DY300-3振动试验台^[14]进行正弦扫频实验^[15]。实验装置由质量为9 kg,铝合金为材料的物块(20 cm×20 cm×20 cm)、弹簧隔振器、配重块组成。将物块通过弹簧减震器平稳连接在水平振动工作台上,对物块施加沿 z 方向 1 m/s^2 的激励,使用瞬干胶将传感器与物块上端粘合,分别测量弹簧减震器在不同安装方式和不同配重块粘贴方式下的纵向加速度数据。侧向弹簧减震器不同安装位置点见图3,实物模型见图5。

由图6可知,当选用相同参数的弹簧减震器、减震系统质量等参数保持一定时,改变弹簧减震器的安装方式进行试验,振动响应趋势基本一致,4种不同安装方式的固有频率都在5~6 Hz,其固有频率所对应的加速度值存在明显差异,当弹簧减震器安装不同面的 bb^* 时,共振频率为5.84 Hz所对应的加速度峰值为 13.89 m/s^2 ; d 点安装时,其共振频率为5.76 Hz,加速度幅值为 11.68 m/s^2 ; b 点安装时,共振频率为6.05 Hz,所对应的加速度幅值为 6.98 m/s^2 ; a^*c 安装时,减震系统的共振频率为5.72 Hz,加速度幅值为 13.12 m/s^2 。由此可知,当弹簧根数为1且 b 点安装时,缓冲包装系统的减震效果最好。

表3 任意方向偏心的非均衡产品振动响应
Tab.3 Vibration response of unbalanced products with eccentricity in any direction

配重块数量 n	偏心位移/mm	x 横向刚度 ($\times 10^3$)	y 竖向刚度 ($\times 10^3$)	最大加速度/($\text{m}\cdot\text{s}^{-2}$)	差值比/%
4	$\lambda x=14.41$ $\lambda y=4.51$	1.0	1.5	8.18	-7.9
		1.5	1.5	7.03	-20.9
		2.0	1.5	8.23	-7.4
	$\lambda x=4.51$ $\lambda y=14.41$	1.5	1.0	7.86	-11.5
		1.5	1.5	6.09	-31.4
		1.5	1.0	8.09	-8.9
	$\lambda y=19.79$	1.5	1.5	6.16	-30.7
8	$\lambda x=35.88$	1.5	1.5	11.51	-4.3
	$\lambda y=0$	2.0	1.5	8.19	-32.1

当 $n=2$ 且左面右面中心各安置 1 块即无偏心 ($\lambda x=0, \lambda y=0$) 情况下, 由图 7a—b 可知, 虽然存在多个振动幅值, 但是二阶共振峰值明显小于一阶共振峰值, 而且二阶共振点以后区域的振动传递率显著下降, 因此只考虑一阶振动幅值。当弹簧数量为 1 且安装点分别为 a, b, c 时, 所对应的加速幅值分别为 $5.91, 5.30, 6.15 \text{ m/s}^2$; 当弹簧数量为 2 时, 安装点分别为 aa^*, bb^*, cc^* 所对应的加速度响应值为 $8.25, 10.99, 10.65 \text{ m/s}^2$; 同样当配重块为 2 块, 且左面右面中心各安置 2 块即无偏心 ($\lambda x=0, \lambda y=0$) 情况下, 在 a, b, c 安装的加速幅值分别为 $6.08, 5.70, 7.27 \text{ m/s}^2$; aa^*, bb^*, cc^* 的加速度响应值分别为 $8.46, 10.64, 10.78 \text{ m/s}^2$; 无论 $n=2$ 还是 $n=4$, 当 $N=1$ 且 b 点安装

时减震效果最好。

由图 8a—b 可知, 当 $\lambda x=10.54, \lambda y=0$ 时, 在 aa^*, bb^*, cc^* 安装方式下的加速度响应峰值分别为 $8.25, 10.99, 10.65 \text{ m/s}^2$; a, b, c 对应的分别为 $6.08, 5.70, 7.27 \text{ m/s}^2$ 。当 $\lambda x=19.79, \lambda y=0$ 时, 2 根弹簧所对应的加速度响应值为 $7.89, 10.24, 10.16 \text{ m/s}^2$; 1 根弹簧 a, b, c 安装时所对应的加速度幅值分别为 $6.10, 6.01, 6.21 \text{ m/s}^2$ 。综合比较, $N=1$ 且 b 点安装减震效果最好。

通过实验验证了无论是配重块数量为 2 还是 4, 相对于均质包装件, 非均质包装件振动响应的加速度明显较大, 对于共振频率的影响较小。实验结果表明, 对于不同弹簧隔振器安装方式, 质量较小时弹簧所需



图 5 实物模型
Fig.5 Physical model

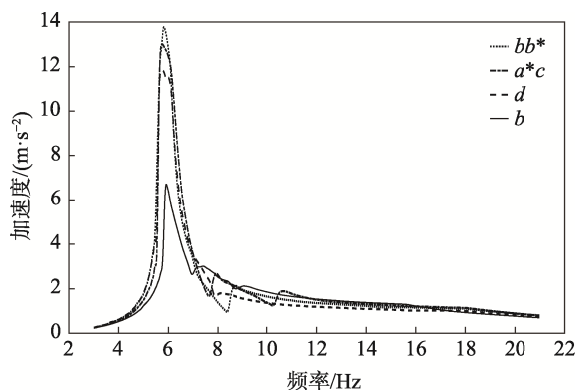
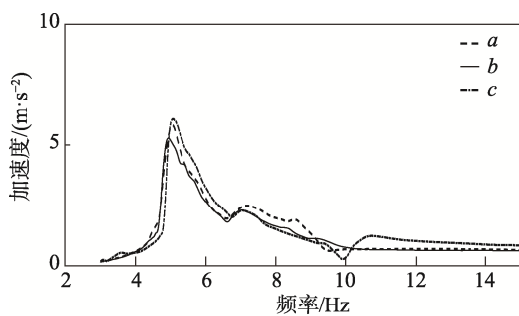
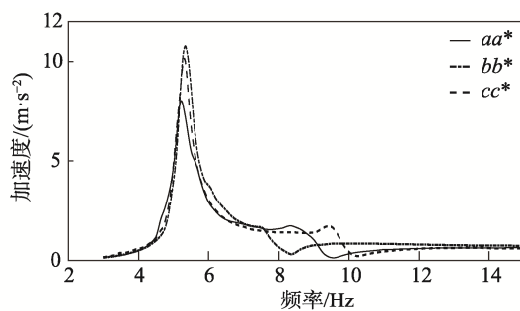


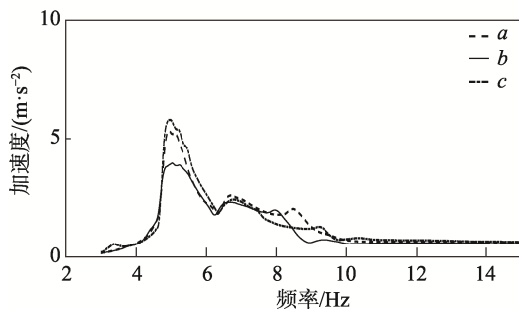
图 6 $N=1, 2$ 不同安装方式时的频响曲线
Fig.6 Frequency response curve under different installation modes at $N=1, 2$



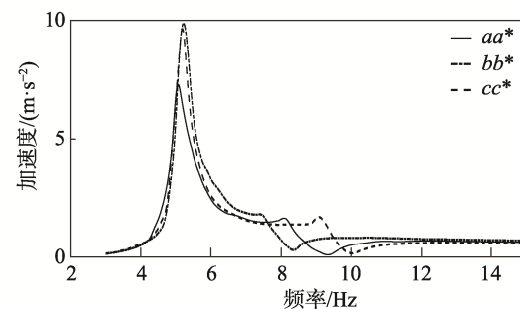
a $n=2, \lambda x=0, \lambda y=0, N=1$



b $n=2, \lambda x=0, \lambda y=0, N=2$



c $n=4, \lambda x=0, \lambda y=0, N=1$



b $n=4, \lambda x=0, \lambda y=0, N=2$

图 7 质心无偏移振动响应

Fig.7 Vibration response diagram of centroid without offset

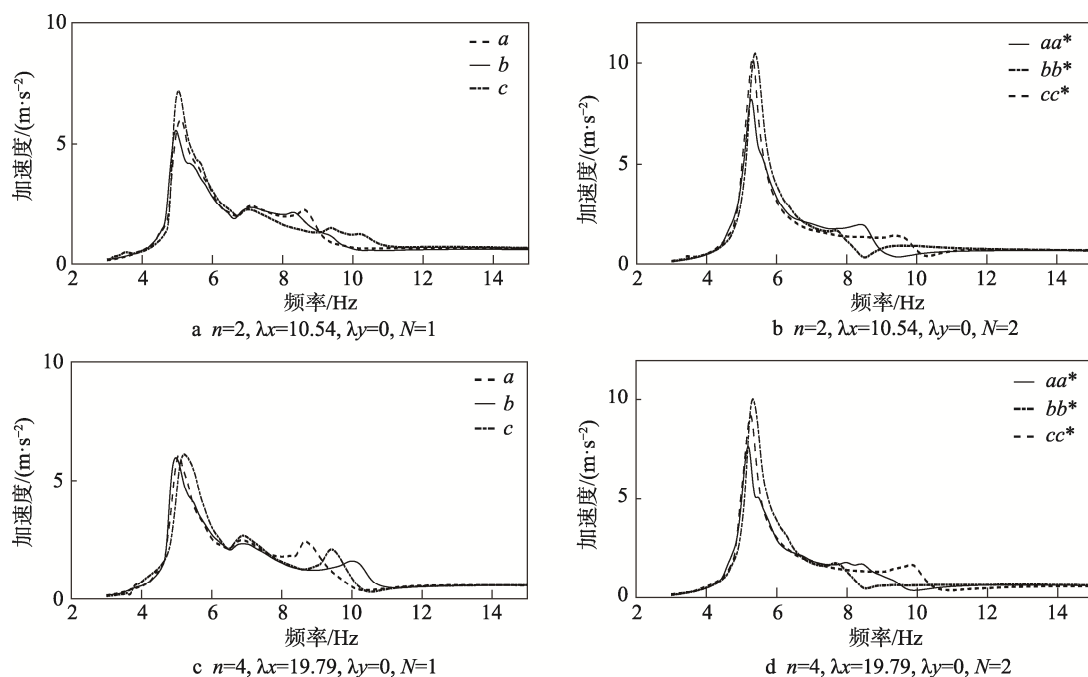


图8 质心偏移振动响应

Fig.8 Vibration response diagram of centroid offset

数量较少,侧棱中4根弹簧的安装方式对质心偏移结果修正最好,质量较大弹簧减震器数量较多时,侧棱8根上的减震效果最好。

当 $n=2, \lambda_x=10.54, \lambda_y=0$, 弹簧隔振器在4根侧棱中安装时,仿真与实验响应曲线对比见图9,曲线基本拟合。 n 为4, $\lambda_x=35.88, \lambda_y=0$, 弹簧隔振器不同安装位置点和数目的仿真实验加速度幅值对比见图10,仿真最大加速度值与实验数相差约8%,这可能是由于振动试验台本身的性能和噪声振动对信号造成干扰。综合对比可知,在弹簧隔振器不同安装方式下,缓冲包装系统振动响应的实验仿真趋势类似,其中 N 为1且在4根侧棱中 b 点,以及 N 为2且在8根侧棱上 aa^* 安装时,对质心偏移的修正效果最佳。

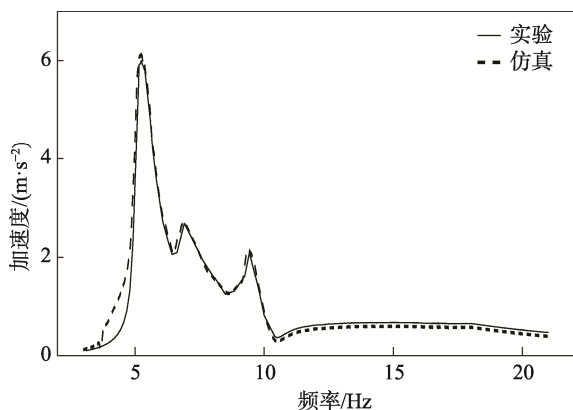
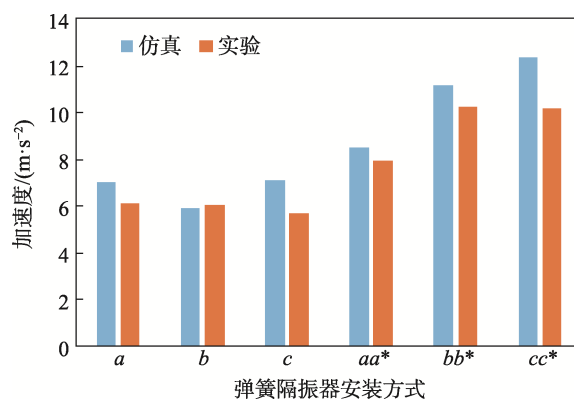


图9 仿真实验振动曲线对比

Fig.9 Comparison of simulation experiment vibration curves

图10 $n=2, \lambda_x=10.54, \lambda_y=0$ 实验仿真加速度峰值对比Fig.10 Comparison of peak acceleration of experimental simulation at $n=2, \lambda_x=10.54, \lambda_y=0$

4 结语

通过增加侧向弹簧的方法,对非均衡质量产品的振动响应进行修正调整,仿真和实验结果如下所述。

1) 质心偏移对缓冲包装系统的加速度响应影响较大,并且当侧向弹簧数量为1,安装在 b 点时对质量非均衡产品的振动响应修正效果较好;当侧向弹簧数量为2,在8根侧棱上 aa^* 点安装时对质量非均衡产品的振动响应修正效果较好。

2) 当产品质量较小时,可在侧棱上安装较少的侧面弹簧,质量较大时可采用8根侧棱对其进行修正。

3) 当质量非均衡产品的偏心距离较大时,可适

当改变较大偏心位移方向的弹簧刚度, 从而对缓冲包装系统的振动响应结果进行修正优化。

该研究为质量非均衡产品缓冲包装设计的研究提供了一定的理论基础和指导。

参考文献:

- [1] YANG Jia-hui, LONG Ru-yin, CHEN Hong, et al. A Comparative Analysis of Express Packaging Waste Recycling Models Based on the Differential Game Theory[J]. Resources, Conservation & Recycling, 2021, 168: 1-10.
- [2] 张帆, 杨懿, 吴四鹏. 基于 Ansys Workbench 的电炖锅包装设计与仿真分析[J]. 包装工程, 2020, 41(1): 95-102.
ZHANG Fan, YANG Yi, WU Si-peng. Design and Simulation Analysis of Electric Cooker Packaging Based on ANSYS Workbench[J]. Packaging Engineering, 2020, 41(1): 95-102.
- [3] 吴晓, 杨立军. 悬挂弹簧几何非线性减振系统的固有振动特性[J]. 振动与冲击, 2008, 27(11): 71-72.
WU Xiao, YANG Li-jun. Natural Vibration Characteristics of Suspension Spring Geometric Nonlinear Damping System[J]. Vibration and Impact, 2008, 27(11): 71-72.
- [4] 荣超. 精密仪器用主动隔振系统的结构设计与分析[D]. 武汉: 华中科技大学, 2014: 30-37.
RONG Chao. Structural Design and Analysis of Active Vibration Isolation System for Precision Instruments[D]. Wuhan: Huazhong University of Science and Technology, 2014: 30-37.
- [5] DU Yu-fang, LI Xing-zhou, et al. Parametric Design and Multi-Objective Optimization of LCD Packaging Cushion Foams[J]. Applied Mechanics & Materials, 2012, 200: 32-36.
- [6] LI Meng, BAI Lian-she. The Cushion Packaging Optimization for Refrigerator[J]. China Appliance, 2012, 3(7): 112-117.
- [7] DU Zhen-jie, GAO Wan-yu, KANG Hai-hong. The Comparative Analysis of Cushion or Shock Absorption Characteristic of Commonly-Used Cushion Packaging Materials[J]. Advanced Materials Research, 2012, 490: 3902-3906.
- [8] RONG Hou-xia, GUO Yan-feng, SUN De-qiang. Simulation Analysis on Vibration Mode of X-PLY Corrugated Paperboard in Transportation Engineering[J]. Advanced Materials Research, 2013, 791: 1084-1087.
- [9] DONG Chun-guang, ZHANG Zhuo-Jie, ZHEN Xiao-xia, et al. Free Vibration of Summation Resonance of Suspended-Cable-Stayed Beam[J]. Mathematical Biosciences and Engineering, 2019, 16(6): 7230-7249.
- [10] 梁宁, 郭彦峰, 王冬梅, 等. 蜂窝纸板振动传递特性的有限元仿真分析[J]. 包装工程, 2019, 40(1): 57-62.
LIANG Ning, GUO Yan-feng, WANG Dong-mei, et al. Finite Element Simulation Analysis of Vibration Transmission Characteristics of Honeycomb Paperboard[J]. Packaging Engineering, 2019, 40(1): 57-62.
- [11] 米男男, 李光. 分析天平包装件随机振动仿真分析及优化设计[J]. 振动与冲击, 2019(4): 206-212.
MI Nan-nan, LI Guang. Simulation Analysis and Optimization Design of Random Vibration of Analytical Balance Packaging[J]. Journal of Vibration and Shock, 2019(4): 206-212.
- [12] TOBI F, ALEMAYEHU A, CORN J, et al. Application of Finite Element Analysis to Predict the Mechanical Strength of Ventilated Corrugated Paperboard Packaging for Handling Fresh Produce[J]. Biosystems Engineering, 2018(174): 260-281.
- [13] CECEN F, AKTAS B. Modal and Harmonic Response Analysis of New CFRP Laminate Reinforced Concrete Railway Sleepers[J]. Engineering Failure Analysis, 2021, 127: 2-18.
- [14] SEVERN R T. The Development of Shaking Tables—A Historical Note[J]. Earthquake Engineering and Structural Dynamics, 2011(2): 195-197.
- [15] JULIEN L, VINCENT R, MICHAEL S. On the Use of Machine Learning to Detect Shocks in Road Vehicle Vibration Signals[J]. Packaging Technology and Science, 2017(8): 387-398.