

# 磁调节预紧式对合碟簧准零刚度隔离系统 冲击特性研究

刘海超<sup>1</sup>, 闫明<sup>1</sup>, 金映丽<sup>1</sup>, 孙自强<sup>1</sup>, 张春辉<sup>2</sup>

(1. 沈阳工业大学辽宁省冲击防护与损伤评估技术工程研究中心, 辽宁 沈阳 110870; 2. 海军研究院, 北京 100161)

**摘要:** 针对传统限位隔离系统参数不匹配导致的二次冲击问题, 提出了一种以预紧式对合碟簧作为负刚度组件, 并采用互斥磁体进行非线性正刚度调节的磁调节预紧式对合碟簧准零刚度 (MMPDQZS) 隔离系统的力学模型, 分析了系统的静力学特性; 建立了 MMPDQZS 隔离系统的数学模型, 分析了不同阻尼参数对 MMPDQZS 隔离系统隔冲性能的影响规律; 通过仿真计算和试验研究对比分析了无限位、等效线性限位和 MMPDQZS 限位隔离系统的冲击特性, 以及冲击激励幅值对系统抗冲击性能的影响规律。结果表明: 对于任意初始间隙, 均存在一个最优黏性阻尼比使系统缓冲系数最小, 且初始间隙越小隔冲效果越好; 综合不同初始间隙, 幂律流体阻尼比为 0.02, 速度相关指数在 [2.2, 2.3] 区间内获得最优缓冲系数, 且间隙等于 4 mm 时为最佳初始间隙; 对于任意初始间隙, 系统缓冲系数与库伦阻尼呈正比, 且初始间隙越小缓冲性能越好; 与等效线性限位隔离系统相比, MMPDQZS 隔离系统不仅能够有效限制相对位移, 而且大幅降低了系统的缓冲系数, 提高了抗冲击能力。

**关键词:** 磁调节; 预紧式对合碟簧; 准零刚度隔冲器; 缓冲系数; 跌落冲击试验

**中图分类号:** O322; TH703.63 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2025)05-1066-12

**DOI:** 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2025.05.018

## Shock characteristics of magnetic modulated preloaded opposed disc spring quasi-zero stiffness isolation system

LIU Haichao<sup>1</sup>, YAN Ming<sup>1</sup>, JIN Yingli<sup>1</sup>, SUN Ziqiang<sup>1</sup>, ZHANG Chunhui<sup>2</sup>

(1. Engineering Research Center of Impact Protection and Damage Assessment Technology in Liaoning Province,

Shenyang University of Technology, Shenyang 110870, China; 2. Naval Research Academy, Beijing 100161, China)

**Abstract:** Aiming at the problem of secondary impact caused by mismatching parameters of traditional isolation system with displacement restrictor, firstly, a mechanical model of the quasi-zero stiffness (MMPDQZS) isolation system was established by using the opposed disc spring as the negative stiffness component and the repulsive permanent magnets was used to adjust the nonlinear positive stiffness. The static characteristics of the system were analyzed. Then, the mathematical model of MMPDQZS isolation system was established. The influence law of different damping parameters on the impact isolation performance of MMPDQZS isolation system was analyzed. The impact characteristics were compared and analyzed through simulation and experimental study for without and with equivalent linear displacement restrictors and MMPDQZS limiters. The results show that for any initial clearance, there is an optimal viscous damping ratio that minimizes the system's buffer coefficient. Smaller initial clearances generally lead to better impact isolation effects. Considering different initial clearance, the damping ratio of power-law fluid damping is 0.02, the velocity correlation index obtains the optimal buffer coefficient within the interval [2.2, 2.3], and the optimal initial clearance is when the clearance is equal to 4 mm. For any initial clearance, the buffer coefficient is proportional to coulomb damping, and smaller initial clearances result in better buffering performance. Compared with the equivalent linear limit isolation system, MMPDQZS limit isolation system can not only effectively limit the relative displacement, but also greatly reduce the buffer coefficient of the system and improve its impact resistance.

**Keywords:** magnetic modulated; preloaded opposed disc spring; quasi-zero stiffness isolator; buffer coefficient; drop impact test

随着中国舰船制造技术的快速发展, 舰船设备更加精密化、智能化, 但其所处的工作环境却日益复杂与严酷, 这对舰船设备隔离装置的设计提出了更高的标准与要求, 即不仅要保证舰船设备在正常

收稿日期: 2023-05-22; 修订日期: 2023-07-20

基金项目: 国防科技创新特区项目 (20-163-00-TS-006-002-01); 国家自然科学基金资助项目 (51705337)

航行时具有较低隔振频率,而且更要保证其参与海战时具有良好的抗冲击能力。为了提高设备的隔振和抗冲击能力,国内外学者对此开展了广泛而深入的研究<sup>[1-3]</sup>。

近年来,众多学者将非线性刚度引入隔振系统,设计出了一系列具有高静低动特性的QZS隔振器,有效地提高了设备的低频隔振性能<sup>[4-6]</sup>。但是由于QZS隔振系统的动刚度较小,因此在受到爆炸冲击载荷作用时会产生更大的相对位移,导致设备连接管路的损坏,甚至会超过隔振系统极限变形范围<sup>[7]</sup>。目前,通常在隔振系统中添加限位器来限制设备的相对位移,但是这将引起加速度响应的大幅提高以及隔冲性能的下降,甚至当系统参数匹配不合理时还会造成更为严重的二次冲击问题<sup>[8]</sup>。因此,限位隔离系统的参数选择对隔离系统的优化设计以及开发新型隔冲装置具有重要的意义与价值。

陈斌等<sup>[9]</sup>通过在胶泥介质中添加高分子弹性小球的形式设计了一种隔振和抗冲兼容的胶泥缓冲器,实现了小位移呈小阻尼,大位移具有大阻尼的力学特性。王鹏等<sup>[10]</sup>和闫明等<sup>[11]</sup>采用液压缓冲器实现了舰船设备的限位功能,分析了冲击载荷作用下系统参数对隔冲性能的影响规律,并进一步通过仿真计算与冲击试验对比分析了液压与橡胶隔离系统冲击响应特性,得出采用液压缓冲器限位能够有效降低系统加速度响应的结论。贾九红等<sup>[12-14]</sup>针对舰船管路的抗冲击要求,通过对缓冲器内表面母线进行设计,提出了一种容量大、能量吸收率高的黏性阻尼器,并通过跌落冲击试验进行了验证。但贾九红等提出的阻尼结构与弹性元件组成抗冲隔离设备时会增大加速度幅值,降低冲击隔离效率,故在此基础上,刘洪权等<sup>[15]</sup>利用弹性力与阻尼力的相位差原理设计了一种缓冲阻尼器,可有效降低系统残余响应,使设备迅速复位。由于黏性阻尼力的大小受冲击速度影响较大,所以在整个冲击振动过程中缓冲阻尼器内的恢复力-位移很难保持近似矩形的理想力学性能,导致实际的抗冲击性能大幅降低。为此,一些学者从弹性元件的刚度特性和几何非线性参数的角度出发,设计出了具有恒力特性的缓冲限位结构来提高舰船设备的抗冲击能力。张春辉等<sup>[16]</sup>提出了一种基于凸轮-滚子的恒力缓冲限位器,分析了参数对系统冲击特性的影响规律,而且通过冲击响应对比得出:该恒力限位隔冲系统比无限位、传统线性限位隔冲系统具有更好的抗冲击性能。杨勇<sup>[17]</sup>基于准零刚度理论,提出了一种基于三弹簧结构的准零刚度恒力缓冲限位器,并进一步分析了系统参数对冲击响应特性的影响规律。但以上这两种恒力缓冲限位器的结构尺寸参数较大,不够紧凑,而且需要

单独匹配阻尼器才能将弹性元件所储存的冲击能量进行耗散,使系统恢复平稳状态。

综上,本文提出了一种采用预紧式对合碟簧作为负刚度组件,通过调节互斥磁体的磁参数实现非线性正刚度补偿的磁调节预紧式对合碟簧准零刚度(MMPDQZS)隔冲器,研究了不同阻尼参数对MMPDQZS隔离系统冲击动力学特性的影响规律,并进一步通过仿真计算对比分析了无限位、等效线性限位和MMPDQZS隔离系统的隔冲性能,以及冲击激励幅值对系统冲击特性的影响规律,并设计试验装置进行了冲击试验验证。

## 1 MMPDQZS 隔离系统的设计

### 1.1 力学模型

磁调节预紧式对合碟簧准零刚度(MMPDQZS)隔离系统的力学模型如图1所示,主要由磁调节预紧式对合碟簧准零刚度隔冲器(图中矩形点画线圈出部分)和线性隔振器两部分组成,上下两端分别与设备和基座连接。其中, $m$ 为设备的质量, $k_v$ 和 $c_1$ 分别为隔振器的刚度和阻尼, $k_m$ 、 $k_d$ 、 $c_2$ 和 $F_f$ 分别为MMPDQZS隔冲器互斥磁体的磁刚度、碟形弹簧刚度、非线性流体阻尼和库伦摩擦阻尼, $d_a$ 为单侧安装间隙, $y(t)$ 和 $y_b(t)$ 分别代表基座和设备的绝对位移。

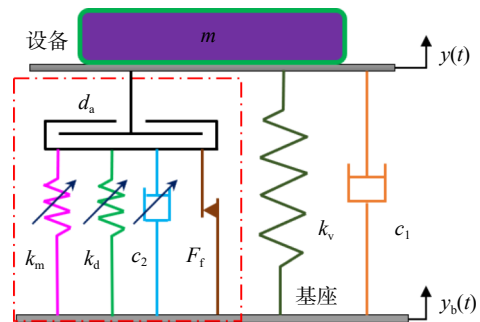


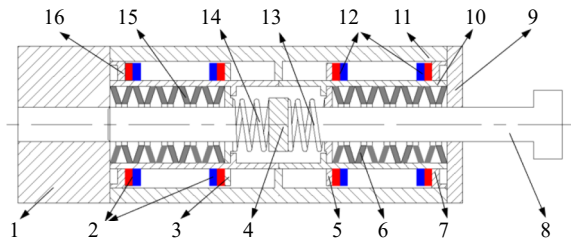
图1 MMPDQZS 隔离系统力学模型

Fig. 1 Mechanical model of MMPDQZS isolation system

### 1.2 MMPDQZS 隔冲器的结构与原理

MMPDQZS 隔冲器的结构简图如图2所示,其结构主要由图2中的16个部分组成,并且通过隔冲器的下端盖与基座连接,活塞杆与设备相连接组成了MMPDQZS 隔离系统。其工作原理为:

静止状态下,由上下定位弹簧确保中间活塞处于中位,上下两组隔冲组件关于中间活塞对称布置,且每组对合碟簧均处于预压缩状态,每组互斥磁体均在有效工作行程内,以同组对合碟簧的预压缩弹性力和互斥磁体产生的磁弹性力的合力作为初始预



1. 下端盖; 2. 下互斥磁体; 3. 下浮动活塞; 4. 中间活塞; 5. 上浮动活塞; 6. 上对合碟簧组件; 7. 上调整套; 8. 活塞杆; 9. 上端盖; 10. 环形套; 11. 缸体; 12. 上互斥磁体; 13. 上定位弹簧; 14. 下定位弹簧; 15. 下对合碟簧组件; 16. 下调整套

图2 MMPDQZS 隔冲器

Fig. 2 MMPDQZS shock isolator

紧力, 缸内充满阻尼流体, 并通过浮动活塞与缸体间的环缝产生流体阻尼, 通过碟簧组件之间的摩擦产生库伦阻尼。

冲击状态下, 当冲击载荷小于初始预紧力时, 缓冲组件不会发生形变, 此时冲击力全部传递到设备上, 但由于并未超过设备承受极限, 因此设备能够正常运行。当冲击载荷大于初始预紧力时, 缓冲组件通过压缩变形吸收并储存瞬时冲击能量, 并且随着变形量增加, 对合碟簧组件弹性力逐渐减小, 互斥磁体产生的磁弹性力逐渐增加, 保证了合力近似恒定, 然后通过流体阻尼和库伦阻尼耗散储存的冲击能量, 以此保证设备能够安全有效的工作。

## 2 力学特性分析

### 2.1 对合碟簧组件力学特性分析

依据《碟形弹簧》(GB/T 1972—2005)的设计规范, 并基于 Almen-Laszlo 的计算方法得到了  $n$  个串联碟簧的力-位移的表达式为:

$$f_D = k_1 \left( \frac{\delta}{n} \right) + k_2 \left( \frac{\delta}{n} \right)^2 + k_3 \left( \frac{\delta}{n} \right)^3 \quad (1)$$

式中,

$$k_1 = F_c \frac{h_0^2 + t_0^2}{h_0 t_0^2}, k_2 = -F_c \frac{3}{2t_0^2}, k_3 = F_c \frac{1}{2h_0 t_0^2}, C_0 = \frac{D_0}{d_0},$$

$$F_c = \frac{4E}{1-\mu^2} \frac{t_0^3 h_0}{k_0 D_0^2}, k_0 = \frac{1}{\pi} \left[ \frac{\left( \frac{C_0 - 1}{C_0} \right)^2}{\frac{C_0 - 1}{C_0} - \frac{2}{\ln n}} \right],$$

其中,  $k_1$ 、 $k_2$  和  $k_3$  为碟簧刚度系数, 由碟簧参数决定;  $\delta$  为碟簧组件总变形量;  $E$  为弹性模量;  $\mu$  为泊松比;  $F_c$  为碟簧组件压平载荷;  $h_0$  为压平高度;  $t_0$  为碟簧厚度;  $D_0$  和  $d_0$  分别为碟簧的外径和内径。

进一步得到  $n$  个串联碟簧的无量纲力-位移的表达式为:

$$F_D = K_1 U + K_2 U^2 + K_3 U^3 \quad (2)$$

式中,

$$F_D = \frac{f_D}{F_c}, \quad U = \frac{\delta}{nh_0}, \quad T_D = \frac{t_0}{h_0},$$

$$K_1 = \frac{T_D^2 + 1}{T_D}, K_2 = -\frac{3}{2T_D^2}, K_3 = \frac{1}{2T_D^2}.$$

由式(2)得到的  $n$  个串联碟簧的无量纲力-位移曲线如图3所示。

由图3可知, 对合碟簧组件随着参数  $T_D$  (厚高比) 的变化具有丰富的力学特性。以  $T_D=0.7$  为界, 当  $T_D>0.7$  时, 对合碟簧组件具有正刚度特性; 当  $T_D$  在 0.7 附近变动时, 对合碟簧组件具有准零刚度特性; 当  $T_D<0.7$  时, 对合碟簧组件具有负刚度特性, 并且随着  $T_D$  逐渐减小, 产生负刚度时所对应的载荷力  $F_D$  越大, 负刚度区间越大。因此, 在  $T_D<0.7$  时, 通过设计对合碟簧的几何参数能够快速方便地得到具有负刚度特性的串联碟簧的力-位移特性曲线。

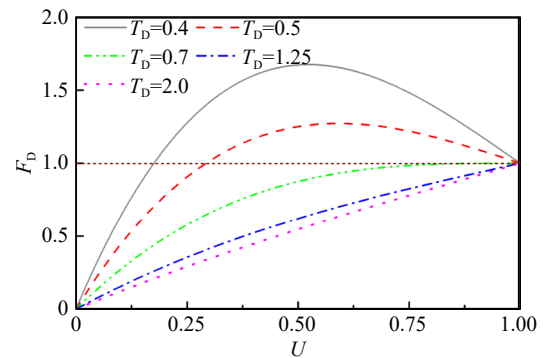


图3 无量纲力-位移特性曲线

Fig. 3 Dimensionless force-displacement characteristic curve

### 2.2 互斥磁体组件力学特性分析

对于一对互斥磁体, 在有效作用范围内, 随着磁体间距离减小, 磁体间的排斥力会迅速增大, 根据文献[18]的经验模型得到磁斥力-位移的关系式为:

$$f_m = \frac{p_1}{p_2 - u} - p_3 \quad (3)$$

式中,  $p_1$ 、 $p_2$  和  $p_3$  为磁系数;  $u$  为动磁体运动的位移量, 并且在数值上与碟簧组件总变形量相等。

由此得到无量纲磁斥力-位移的关系式为:

$$F_m = \frac{P_1}{P_2 - U} - P_3 \quad (4)$$

式中,

$$F_m = \frac{f_m}{F_c}, \quad P_1 = \frac{p_1}{F_c n h_0}, \quad P_2 = \frac{p_2}{n h_0}, \quad P_3 = \frac{p_3}{F_c}.$$

结合图2可知, 互斥磁体中, 一个固定在调整套上, 另一个固定在浮动活塞上, 随着浮动活塞与调整套之间的距离发生改变, 所产生的磁斥力也随之改变, 并且可以通过改变调整套的厚度参数来调整互斥磁体间的初始距离, 进而调节其初始力学特性。由式(4)得到的无量纲磁斥力-位移的曲线如图4所示。

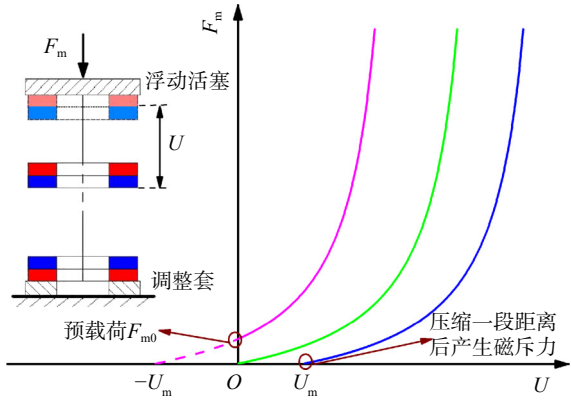


图 4 无量纲磁斥力-位移特性曲线

Fig. 4 Dimensionless magnetic repulsion-displacement characteristic curve

由图 4 可知, 互斥磁体的磁斥力具有刚度硬化特性, 并且随着位移增加而连续变化。通过改变式 (4) 中  $P_2$  参数的大小, 即调整互斥磁体初始距离来改变其初始力学特性。故当无量纲磁斥力-位移的曲线与横轴截距  $U_m=0$  时, 初始安装位置处互斥磁体的磁斥力随着位移的增加从零开始逐渐增大; 当  $U_m < 0$  时, 初始安装位置处互斥磁体间存在预载荷  $F_{m0}$ , 并随着位移的增加逐渐增大; 当  $U_m > 0$  且压缩距离  $U < U_m$  时磁斥力为零, 当压缩距离  $U > U_m$  时磁斥力随着位移的增加逐渐增大。因此, 可以通过设计式 (4) 中的磁参数得到理想的非线性正刚度特性曲线。

### 2.3 准零刚度隔冲器的设计

根据 2.1 节和 2.2 节的分析可知, 具有预紧力的对合碟簧组件和互斥磁体组件均具有优异的刚度调节能力, 因此, 通过采用具有预紧力的对合碟簧组件来设计负刚度结构, 并通过调整互斥磁体的磁参数调节非线性正刚度来匹配对合碟簧的负刚度, 从而在有效工作区间内获得准零刚度特性, 由此得到了磁调节预紧式对合碟簧准零刚度 (MMPDQZS) 隔冲器。由式 (2) 和 (4) 得到 MMPDQZS 隔冲器单侧的无量纲力-位移公式为:

$$F_H = F_D + F_m \quad (5)$$

选取对合碟簧参数  $T_D$  分别为 0.4、0.5 和 0.6, 由式 (5) 得到 MMPDQZS 隔冲器单侧无量纲力-位移特性曲线如图 5 所示。同时为了保证该隔冲器在有效运动行程内具有近似恒定的合力, 规定了准零刚度区间的选取原则: 即在有效运动行程内  $F_H-U$  曲线上的预紧力与零刚度对应的预紧力差值不大于零刚度对应预紧力的 6%, 由此得到准零刚度区间的边界。

由图 5 可知, 当  $T_D < 0.7$  时, 随着参数  $T_D$  逐渐减小, 压缩相同距离所需的载荷力  $F_D$  逐渐增大, 与之匹配的互斥磁体的起始工作点向右移动, 有效区间

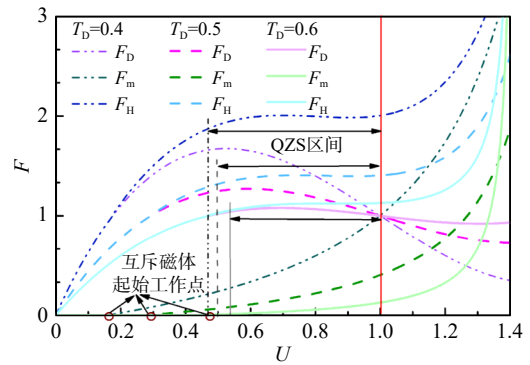


图 5 MMPDQZS 隔冲器单侧无量纲力-位移特性曲线

Fig. 5 Unilateral dimensionless force-displacement characteristic curve of MMPDQZS isolator

内的磁刚度随之增大, 由上述准零刚度区间选取原则得到的准零刚度区间增大, 预紧合力  $F_H$  随之增大。因此, 在其他参数一致的情况下, 减小对合碟簧的厚高比  $T_D$  能够有效增大准零刚度区间以及初始预紧合力  $F_H$ 。

进一步假设对合碟簧初始预压缩量为  $\delta_0$ , 互斥磁体产生磁力的初始距离为  $d_m$ , 中间活塞初始单侧安装间隙为  $d_a$ , 中间活塞的相对位移为  $z(t)=y(t)-y_b(t)$ , 那么 MMPDQZS 隔冲器的力-位移公式为:

$$f_H(z) = f_D(z) + f_m(z) \quad (6)$$

式中,

$$f_D(z) = \begin{cases} 0, & |z| < d_a \\ \text{sign}(z) \left\{ k_1 \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) + k_2 \left[ \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) \right]^2 + k_3 \left[ \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) \right]^3 \right\}, & |z| \geq d_a \end{cases}$$

$$f_m(z) = \begin{cases} 0, & |z + \delta_0 - d_a| < d_m \\ \text{sign}(z) \left[ \frac{P_1}{P_2 - (|z| + \delta_0 - d_a)} - P_3 \right], & |z + \delta_0 - d_a| \geq d_m \end{cases}$$

由此得到 MMPDQZS 隔冲器的无量纲力-位移的公式为:

$$F_H(Z) = F_D(Z) + F_m(Z) \quad (7)$$

式中,

$$F_D(Z) = \begin{cases} 0, & |Z| < D_a \\ \text{sign}(Z) \left\{ K_1 (|Z| + U_0 - D_a) + K_2 [(|Z| + U_0 - D_a)]^2 + K_3 [(|Z| + U_0 - D_a)]^3 \right\}, & |Z| \geq D_a \end{cases}$$

$$F_m(Z) = \begin{cases} 0, & |Z + U_0 - D_a| < D_m \\ \text{sign}(Z) \left[ \frac{P_1}{P_2 - (|Z| + U_0 - D_a)} - P_3 \right], & |Z + U_0 - D_a| \geq D_m \end{cases}$$

其中,  $D_m$  为互斥磁体产生磁力的无量纲初始距离,

$$Z = \frac{z}{nh_0}, \quad U_0 = \frac{\delta_0}{nh_0}, \quad D_a = \frac{d_a}{nh_0}。$$

由式 (7) 得到了 MMPDQZS 隔冲器的双向无量纲力-位移的曲线如图 6 所示。从图 6 可以看出, 在选定的准零刚度区间内 MMPDQZS 隔冲器的预紧合力  $F_H$  近似保持恒定, 并且随着  $T_D$  的减小预紧合力  $F_H$  逐渐增大。

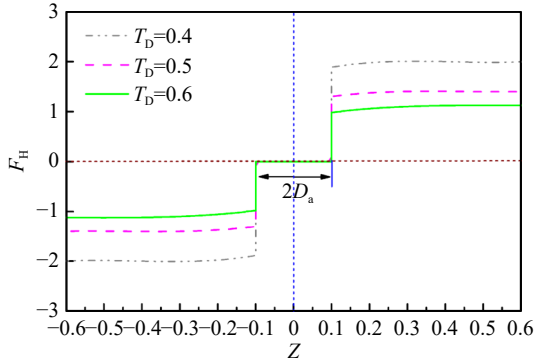


图 6 MMPDQZS 隔冲器双向无量纲力-位移特性曲线

Fig. 6 Bidirectional dimensionless force-displacement characteristic curve of MMPDQZS isolator

#### 2.4 MMPDQZS 隔离系统数学模型建立

为了保证设备具有良好的抗冲击性能, 要求 MMPDQZS 隔冲器的预紧力为:

$$f_H = m(B_0 - \varepsilon) \quad (8)$$

式中,  $m$  为设备质量;  $B_0$  为设备所能承受的极限加速度幅值;  $\varepsilon$  为大于零的一个极小值。

根据牛顿第二定律得到 MMPDQZS 隔离系统的动力学方程为:

$$m\ddot{z} + k_v\dot{z} + c_1\dot{z} + f_H(z) + f_{Hc}(\dot{z}) = m\ddot{y}_b \quad (9)$$

$$f_{Hc}(\dot{z}) = c_2(\dot{z})^{\alpha_m} \text{sign}(\dot{z}) + F_f \text{sign}(\dot{z}) \quad (10)$$

$$\ddot{y}_b(t) = \begin{cases} A_0 \sin(\omega t), & t \leq t_b \\ 0, & t > t_b \end{cases} \quad (11)$$

式中,  $a_m$  为幂律流体的速度相关指数;  $A_0$  为冲击激励载荷幅值;  $t_b$  为半正弦波脉宽;  $\omega$  为冲击激励载荷的固有元频率。

引入参数如下:

$$\omega_0^2 = \frac{k_v}{m}, \quad \omega_{01}^2 = \frac{k_1}{m}, \quad \omega_{02}^2 = \frac{k_2}{m}, \quad \omega_{03}^2 = \frac{k_3}{m},$$

$$2\xi_1\omega_0 = \frac{c_1}{m}, \quad 2\xi_2\omega_0 = \frac{c_2}{m}, \quad \lambda = \frac{F_f}{m} \quad (12)$$

将式 (12) 中的参数代入到式 (10) 中得到:

$$f_m = mf_{mm}, \quad f_D = mf_{DD}, \quad f_H = mf_{HHK}, \quad f_{Hc} = mf_{HHc},$$

$$\ddot{z} + \omega_0^2 z + 2\xi_1\omega_0\dot{z} + f_{HHK}(z) + f_{HHc}(\dot{z}) = \ddot{y}_b \quad (13)$$

式中,

$$f_{HHK}(z) = f_{DD}(z) + f_{mm}(z)$$

$$f_{DD}(z) = \begin{cases} 0, & |z| < d_a \\ \text{sign}(z) \left\{ \omega_{01}^2 \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) + \omega_{02}^2 \left[ \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) \right]^2 + \omega_{03}^2 \left[ \frac{1}{n} (|z| + \delta_0 - d_a) \right]^3 \right\}, & |z| \geq d_a \end{cases}$$

$$f_{mm}(z) = \begin{cases} \text{sign}(z) \frac{p_1}{m[p_2 - (|z| + \delta_0 - d_a)]}, & z > d_a, z + \delta_0 - d_a \geq d_m \\ \text{sign}(z) \frac{p_1}{m[p_2 - (|z| + \delta_0 - d_a)]}, & z < -d_a, z - \delta_0 + d_a \leq -d_m \\ 0, & \text{其他} \end{cases}$$

$$f_{HHc}(\dot{z}) = 2\xi_2\omega_0(\dot{z})^{\alpha_m} \text{sign}(\dot{z}) + \lambda \text{sign}(\dot{z}).$$

### 3 阻尼对 MMPDQZS 隔离系统冲击特性的影响

以质量为 10 kg, 所能承受的极限加速度为 6g, 极限相对位移为  $\pm 45$  mm 的设备为研究对象, 所匹配的隔振系统固有频率为 6 Hz, 设计 MMPDQZS 隔冲器系统参数并对其冲击特性进行研究。

由式 (8) 可得  $f_H = 6mg \approx 588$  N, 即 MMPDQZS 隔冲器的预紧合力不能超过 588 N。初选弹性模量  $E=206$  MPa, 泊松比  $\mu=0.3$ , 外径  $D_0=30$  mm, 内径  $d_0=11.5$  mm, 厚度  $t_0=0.72$  mm, 压平高度  $h_0=1.2$  mm 的对合碟簧并根据式 (1)~(6) 得到 MMPDQZS 隔冲器的所有设计参数如表 1 所示, 由此得到的预紧合力-位移曲线如图 7 所示。

表 1 MMPDQZS 隔冲器的设计参数

Tab. 1 Design parameters of MMPDQZS isolator

碟簧参数	数值	磁体参数	数值
$F_c/N$	553	$p_1/(N \cdot mm)$	4.888
$k_1/(N \cdot m^{-1})$	$1.75 \times 10^6$	$p_2/mm$	0.137
$k_2/(N \cdot m^{-1})$	$1.6 \times 10^7$	$p_3/N$	50.32
$k_3/(N \cdot m^{-1})$	$4.45 \times 10^{11}$	$d_m/mm$	45
$n$	80		

由图 7 可知, 所设计的 MMPDQZS 隔冲器在准零刚度处的预紧合力为 620 N, 并根据 2.4 节设计要求得到准零刚度区间在  $f_{HHK}-z$  曲线上的左右边界点分别为  $C_1(50.5, 581.8)$  和  $C_2(96.620)$ , 准零区间为  $[50.5, 96]$ 。且 MMPDQZS 隔冲器初始预紧合力为 581.8 N < 588 N, 单侧准零区间范围为  $45.5 \text{ mm} > 45 \text{ mm}$ , 因此所选用的计算参数满足设计要求。

由 1.2 节可知, MMPDQZS 隔冲器中主要存在流体阻尼和库伦摩擦阻尼两种阻尼形式, 且根据流体

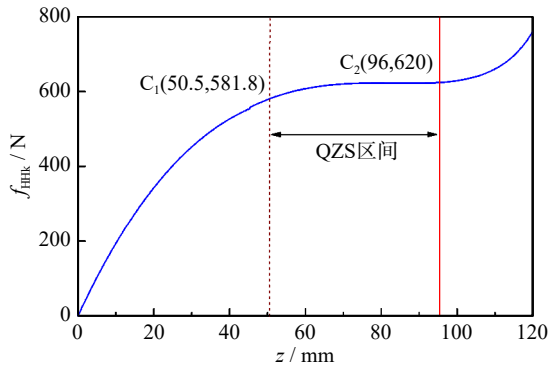


图 7 MMPDQZS 隔冲器预紧合力-位移曲线

Fig. 7 The pre-tightening force-displacement curve of MMPDQZS isolator

性质, 流体阻尼又可以分为黏性阻尼和幂律阻尼。而且阻尼对隔冲系统的能量耗散和冲击特性有着重要的影响, 因此, 研究不同阻尼对 MMPDQZS 隔离系统隔冲性能的影响规律具有重要意义。采用下式中的缓冲系数  $\eta$  作为隔离系统抗冲击性能的评价指标, 其值越小, 隔冲性能越好:

$$\eta = \frac{A_{\max} D_{\max}}{V_e^2} \quad (14)$$

式中,  $A_{\max}$  为系统最大加速度响应;  $D_{\max}$  为系统最大相对位移响应;  $V_e$  为系统的等效阶跃速度。

### 3.1 黏性阻尼对 MMPDQZS 隔离系统冲击特性的影响

选用表 1 中 MMPDQZS 隔冲器的计算参数, 令参数  $\zeta_1=0$ ,  $a_m=1$ ,  $\lambda=0$ , 施加幅值  $A_0=50g$ , 脉宽  $t_b=5$  ms 的半正弦波冲击载荷, 黏性阻尼比  $\zeta_2$  在 0~0.15 范围内变化对 MMPDQZS 隔冲器冲击响应的影响如图 8 所示, 对缓冲系数的影响如图 9 所示。

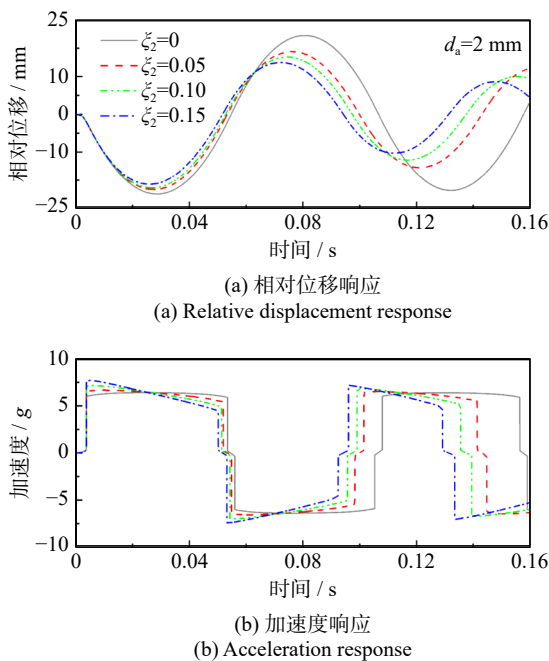


图 8 黏性阻尼对冲击响应的影响

Fig. 8 Influence of viscous damping on impact response

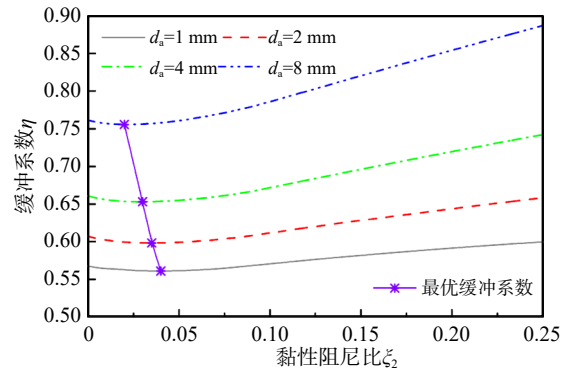


图 9 黏性阻尼对缓冲系数的影响

Fig. 9 Influence of viscous damping on buffering coefficient

由图 8 可知, 当 MMPDQZS 隔冲器不含阻尼时, 设备的加速度响应曲线近似一个矩形, 且相比输入加速度, 响应加速度得到了大幅降低。同时随着黏性阻尼比  $\zeta_2$  的增加, 设备的相对位移会逐渐减小, 但会导致其加速度响应增大。

由图 9 可知, 对于任意间隙下的 MMPDQZS 隔离系统, 随着黏性阻尼比  $\zeta_2$  的增加, 其缓冲系数会呈现先减小后增大的变化规律, 即存在一个最优黏性阻尼比使 MMPDQZS 隔离系统的缓冲系数最小, 而且随着初始间隙的增大, 最优黏性阻尼比逐渐减小, 但最优黏性阻尼比对应的最佳缓冲系数随着间隙的增加而增大。因此, MMPDQZS 隔离系统得到的最优黏性阻尼比区间为 [0.01, 0.05], 而且初始间隙越小缓冲系数越小, 系统的缓冲性能越好。

### 3.2 幂律阻尼对 MMPDQZS 隔离系统冲击特性的影响

选用表 1 中 MMPDQZS 隔冲器的计算参数, 令  $\zeta_1=0$ ,  $\zeta_2=0.05$ ,  $\lambda=0$ , 施加幅值  $A_0=50g$ , 脉宽  $t_b=5$  ms 的半正弦波冲击载荷, 速度相关指数  $a_m$  在 0.1~3.0 范围内变化对 MMPDQZS 隔冲器冲击响应的影响如图 10 所示, 进一步研究了阻尼比参数  $\zeta_2$  和速度相关指数  $a_m$  的变化对缓冲系数的影响, 结果如图 11 所示。

由图 10 可知, 当阻尼比参数  $\zeta_2=0.05$  时, 速度相关指数  $a_m$  的增加对 MMPDQZS 隔离系统相对位移响应第一个峰值的影响较小, 即速度相关指数  $a_m$  对系统相对位移响应最大值影响较小; 同时由图 10(c) 中加速度响应的局部放大图可知, 随着速度相关指数  $a_m$  的增加, MMPDQZS 隔离系统加速度响应呈先减小后增大的变化趋势。

由图 11 可知, 对于含有幂律流体阻尼的 MMPDQZS 隔离系统, 其缓冲系数  $\eta$  的大小主要受阻尼比参数  $\zeta_2$  和速度相关指数  $a_m$  的影响。当初始间隙为 2 mm 时, 在  $\zeta_2=0.02$ ,  $a_m=2.3$  的附近 (图 11 中红色椭圆圈出部分) 缓冲系数取到最小值为 0.5504; 并且当阻尼比参数  $\zeta_2$  一定, 缓冲系数随速度相关指数  $a_m$  的增加呈

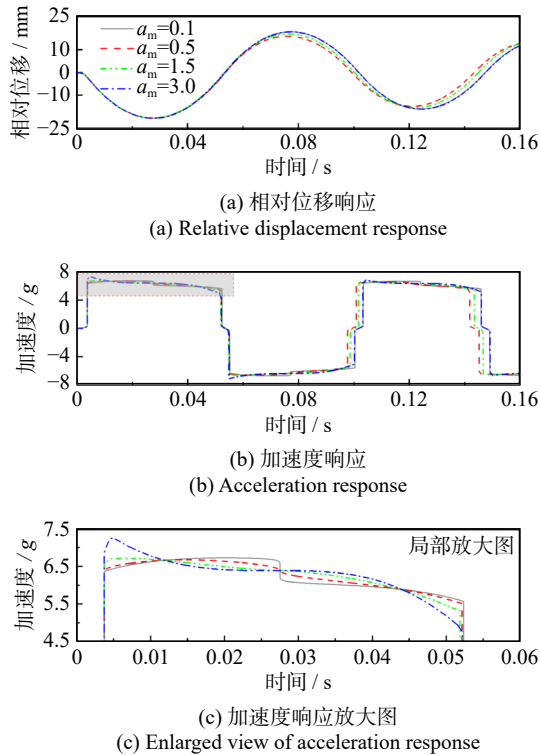


图 10 幂律阻尼对冲击响应的影响  
Fig. 10 Influence of power law damping on impact response

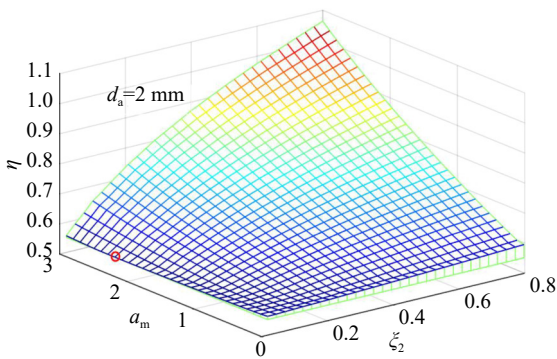


图 11 幂律阻尼对缓冲系数的影响  
Fig. 11 Influence of power law damping on buffering coefficient

先减小后增大的变化规律, 并且  $\zeta_2$  值越大, 最优的  $a_m$  值越小; 当  $a_m$  值一定且小于 2 时, 缓冲系数随着  $\zeta_2$  呈先减小后增大的变化趋势, 当  $a_m$  值一定且大于 2 时, 缓冲系数随着  $\zeta_2$  呈单调递增的变化趋势。因此, 想要得到相对较小的缓冲系数,  $\zeta_2$  和  $a_m$  不能同时选取较大的参数值, 即  $a_m$  取较大值,  $\zeta_2$  需要取较小值; 反之,  $\zeta_2$  取较大值, 则  $a_m$  需要取较小值。

进一步计算得到了不同初始间隙 (2~8 mm) 下 MMPDQZS 隔离系统取得最小缓冲系数时所对应的  $\zeta_2$  和  $a_m$  的值, 如表 2 所示。

由表 2 计算结果可知, 随着初始间隙的增加, MMPDQZS 隔离系统的最优缓冲系数随之增大, 系统隔冲性能有所下降, 并且最优缓冲系数所对应的阻尼比参数  $\zeta_2$  保持在 0.02 附近, 最优速度相关指数  $a_m$  随初始间隙的增加呈先减小后增大的变化规律。

表 2 不同间隙下的最优缓冲参数

Tab. 2 Optimal buffer parameters under different gaps

间隙 $d_a$ /mm	缓冲系数 $\eta$	阻尼比参数 $\zeta_2$	速度相关指数 $a_m$
2	0.5504	0.02	2.30
4	0.6010	0.02	2.20
6	0.6508	0.02	2.25
8	0.6943	0.02	2.30

3.3 库伦阻尼对 MMPDQZS 隔离系统冲击特性的影响

同样选用表 1 中 MMPDQZS 隔冲器的计算参数, 令  $\zeta_1=0, \zeta_2=0$ , 同样施加幅值  $A_0=50g$ , 脉宽  $t_b=5$  ms 的半正弦波冲击载荷, 库伦阻尼  $\lambda$  在 0~8 范围内变化对 MMPDQZS 隔冲器冲击响应的影响如图 12 所示, 对缓冲系数的影响如图 13 所示。

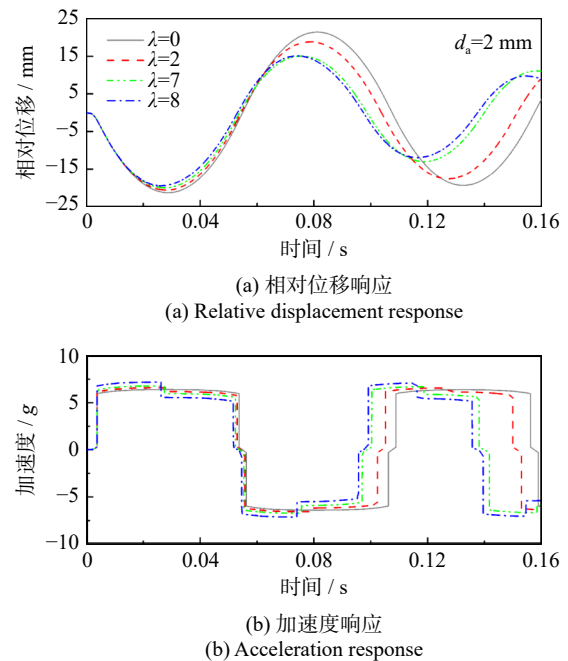


图 12 库伦阻尼对冲击响应的影响  
Fig. 12 Influence of Coulomb damping on impact response

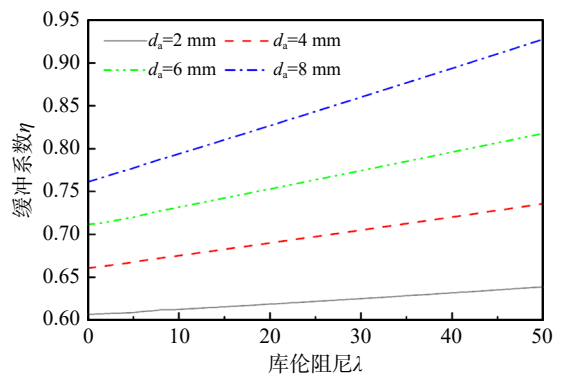


图 13 库伦阻尼对缓冲系数的影响  
Fig. 13 Influence of Coulomb damping on buffering coefficient

由图 13 可知, 对于任意间隙, MMPDQZS 隔离系统的缓冲系数随库伦阻尼的增加近似线性增加, 随着初始间隙的增加, 系统的缓冲系数也随之增加。

### 4 对比分析

为了更好地研究 MMPDQZS 隔离系统的冲击隔离性能, 将其与无限位、等效线性限位隔离系统进行了冲击响应对比分析。等效线性限位隔离系统的数学模型为:

$$f_{DD}(z) = \begin{cases} \ddot{z} + \omega_0^2 z + 2\xi_1 \omega_0 \dot{z} = -\ddot{y}_b, & |z| \leq d_a \\ \ddot{z} + \omega_0^2 z + 2\xi_1 \omega_0 (1 + r_{b1}) \dot{z} + \text{sign}(z)(r_{b2} \omega_0^2 (|z| - d_a)) = -\ddot{y}_b, & |z| > d_a \end{cases} \quad (15)$$

式中,  $r_{b1}$  和  $r_{b2}$  分别为等效线性限位隔离系统中限位器的阻尼比与刚度比。

同时为了保证 MMPDQZS 隔离系统与等效线性限位隔离系统具有可比性, 采用文献 [16] 中的能量等效法进行研究, 即确保图 14 (图中  $D_a$  为限位器无量纲初始间隙) 中 MMPDQZS 隔离系统的力-位移曲线与横坐标围成的矩形面积  $S_{ABCD}$  和等效线性限位隔离系统的等效线性力-位移曲线与横坐标围成的三角形面积  $S_{DEC}$  相等。在保证两种限位隔离系统吸收的能量相同的基础上, 能够反求出等效线性刚度。

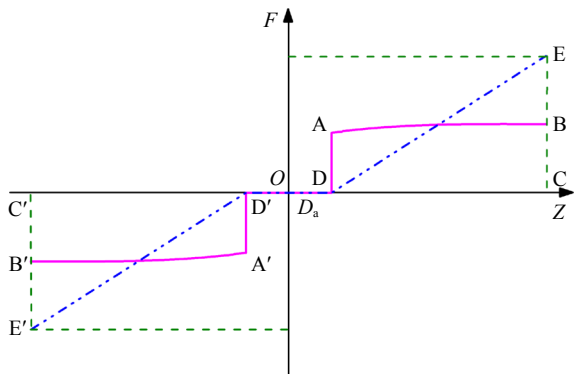


图 14 能量等效线性刚度

Fig. 14 The linear stiffness based on the energy equivalent

假设设备的质量  $m$  为 10 kg, 隔振系统的固有频率为 6 Hz, 阻尼比  $\xi_1=0.01$ , MMPDQZS 隔冲器的参数见表 1, 初始间隙选择  $d_a=1$  mm, 通过图 14 的方法计算线性等效刚度, 选择阻尼比  $r_{b1}=3.0$  和刚度比  $r_{b2}=1.4$ 。施加脉宽  $t_b=5$  ms, 幅值  $A_0$  分别为 50g 和 80g 的两种半正弦波冲击载荷, 对比分析三种隔离系统冲击响应特性, 如图 15 和 16 所示 (图中蓝色虚线表示设备所允许的极限位移)。进一步研究了加速度激励幅值变化 (10g~100g) 对三种隔离系统的冲击响应和缓冲系数的影响规律, 结果如图 17 所示。

由图 15 可知, 在 50g 激励幅值作用下, MMPDQZS 限位与等效线性限位隔离系统的加速度响应峰值近似相等且略大于无限位隔离系统的加速度响应峰值, 虽然三种隔离系统的相对位移响应峰值均小于

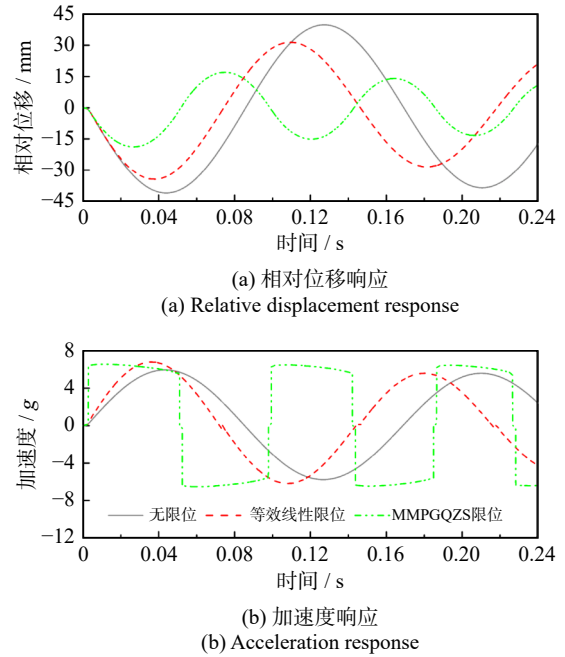


图 15 50g 激励幅值下三种隔离系统的冲击响应

Fig. 15 The impact response of three isolation systems under 50g excitation amplitude

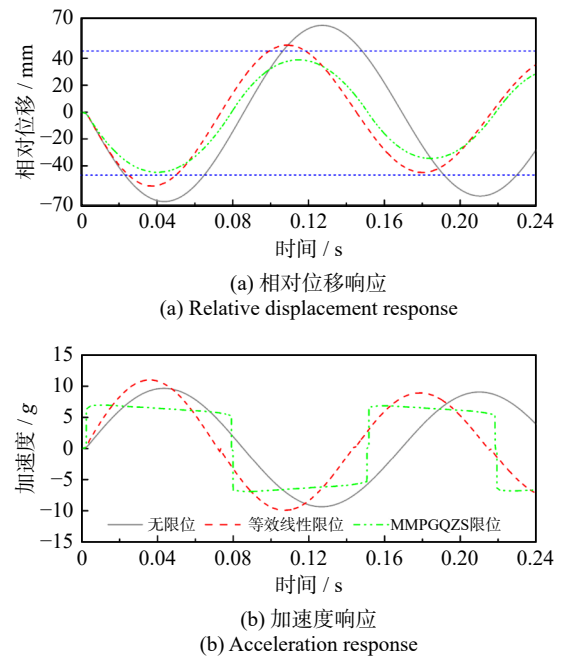


图 16 80g 激励幅值下三种隔离系统的冲击响应

Fig. 16 The impact response of three isolation systems under 80g excitation amplitude

设备所允许大的极限位移, 但 MMPDQZS 限位隔离系统的相对位移响应峰值要远远小于其他两个隔离系统的相对位移响应峰值。

由图 16 可知, 在 80g 激励幅值作用下, MMPDQZS 限位隔离系统的相对位移响应峰值已经接近设备所允许的极限位移, 而无限位和等效线性限位隔离系统的相对位移响应峰值均已经超过了设备所允许的极限位移, 无限位和等效线性限位隔离系统的加速

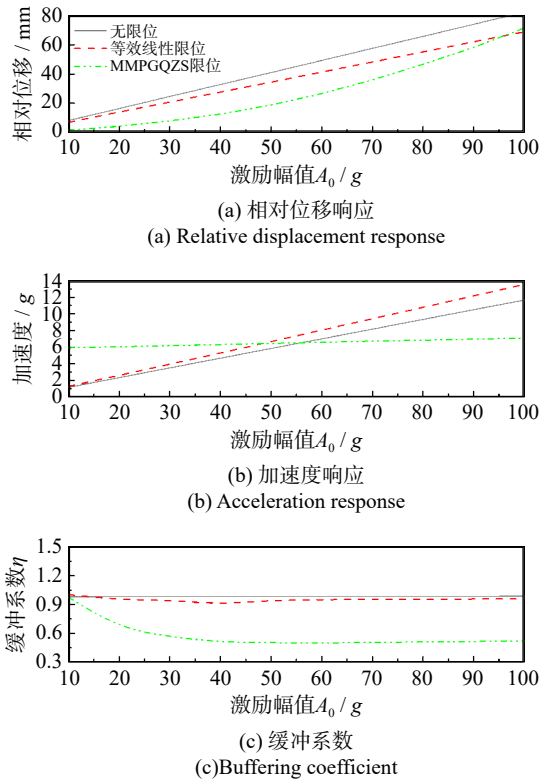


图17 激励幅值对三种系统隔冲性能的影响规律

Fig. 17 The influence of excitation amplitude on the impact performance of three isolation systems

度响应峰值也远远大于 MMPDQZS 限位隔离系统的加速度响应峰值。因此,随着冲击激励幅值的增加, MMPDQZS 限位隔离系统的隔冲性能要远远优于其他两个隔离系统。

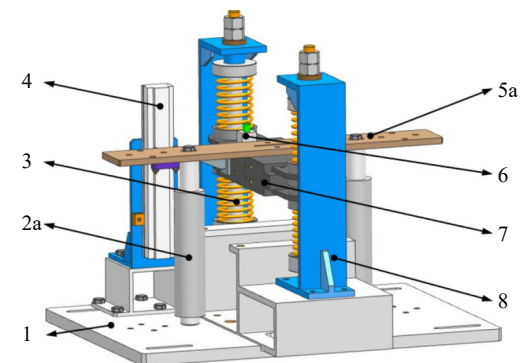
由图 17 可知,随着冲击激励幅值的增加,三种隔离系统的相对位移响应峰值均近似呈线性增加,增加速率为无限限位隔离系统>等效线性限位隔离系统>MMPDQZS 限位隔离系统;无限限位和等效线性限位隔离系统的加速度响应峰值随激励幅值增加近似线性增加,而 MMPDQZS 限位隔离系统的加速度响应峰值在 6g~7g 范围内缓慢增加;同时由图 17(c) 可知,在某一组确定系统参数下,无限限位隔离系统的缓冲系数近似为一个定值,即激励幅值对无限限位隔离系统缓冲系数影响较小。同时等效线性限位隔离系统的缓冲系数随激励幅值的增加呈现先减小后缓慢增大的变化趋势,整体缓冲系数略小于线性隔离系统。但是随着激励幅值的增加, MMPDQZS 限位隔离系统的缓冲系数呈现先迅速减小后趋近于定值 0.51 的变化趋势,这是因为当激励幅值较小时,系统加速度响应与设备质量的乘积未能超过 MMPDQZS 隔冲器的合预紧力,此时的系统近似无限限位隔离系统,因此缓冲系数较大,而后随着加速度幅值的增加, MMPDQZS 隔冲器开始发挥作用,系统的缓冲系数稳定在一个较小值,因此, MMPDQZS 隔冲器的使用能够有效提高系统的抗冲击性能。

## 5 冲击试验研究

### 5.1 试验装置及工作原理

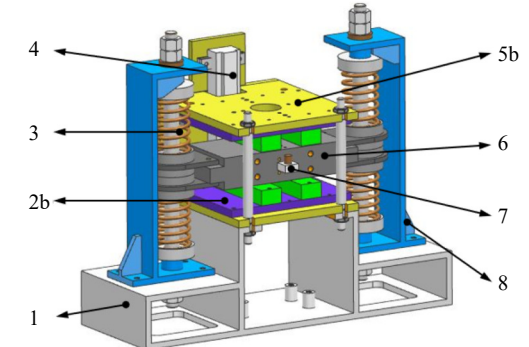
为了验证 MMPDQZS 隔离系统的隔冲性能及与等效线性限位隔离系统进行对比研究,设计了如图 18(a) 和 (b) 所示的两种试验装置。两种隔离系统的试验装置均主要由基座、隔冲限位器 (MMPDQZS 隔冲器或等效线性限位器)、双压簧线性隔振器、中间质量块和传感器 (分别采用位移传感器和加速度传感器采集中间质量块上的位移信号和加速度信号) 等几部分组成,同时为了冲击试验的稳定性,参考表 1 加工制作了两个相同参数的 MMPDQZS 的隔冲器对称布置在中间质量块两侧,因此试验装置的中间质量块为 20 kg,隔振系统的固有频率依旧保持在 6 Hz 左右,同时,采用条形橡胶块作为等效线性限位器,通过选择不同材质和不同尺寸规格的橡胶块使其阻尼比  $r_{b1}$  近似等于 3.0、刚度比  $r_{b2}$  近似等于 1.4。具体系统参数如表 3 所示。

采用东菱振动设计的 SY10-500 型跌落冲击试验系统进行冲击试验研究。如图 19 所示,冲击试验测



(a) MMPDQZS 限位隔离系统试验装置

(a) The test equipment of MMPDQZS limit isolation system



(b) 等效线性限位隔离系统试验装置

(b) The test equipment of equivalent linear limit isolation system

1.基座; 2a.MMPDQZS 隔冲器; 2b.等效线性限位器; 3.双压簧线性隔振器; 4.位移传感器; 5a .MMPDQZS 限位结构连接板; 5b.等效线性限位支座; 6.中间质量块; 7.加速度传感器; 8.线性隔振器支座

图 18 两种冲击隔离系统试验装置

Fig. 18 The test equipment of two shock isolation systems

表 3 系统设计参数

Tab. 3 The system design parameters

参数	数值
隔振系统刚度 $k_v/(N \cdot m^{-1})$	14212.23
隔振系统阻尼 $c_v/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	7.54
等效线性限位器刚度 $r_{b2}k_v/(N \cdot m^{-1})$	19897.12
等效线性限位器阻尼 $r_{b1}c_v/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	22.62
MMPDQZS隔冲器阻尼 $c_2/(N \cdot s \cdot m^{-1})$	22.62
安装间隙 $d_w/mm$	1

试系统主要由冲击激励系统(包括测控系统、液压系统、跌落冲击台和波形发生器等)、试验装置(如图 18(a)和(b)所示)及数据采集系统(包括位移传感器、加速度传感器和数据采集仪等)等几部分组成。试验测试系统的工作原理为:首先安装好试验装置,通过调整波形发生器型号以及测控系统设置冲击激励的幅值和脉宽;然后通过液压系统控制台面跌落进行冲击试验;最后通过位移传感器和加速度传感器采集实时冲击信号传输到测控系统和数据采集系统,用于实时信号监测和数据记录,最终完成冲击试验测试工作。

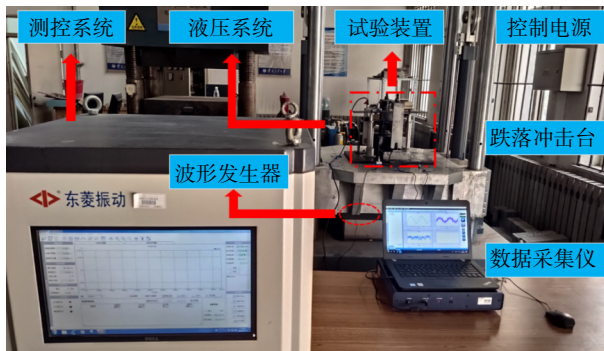


图 19 跌落冲击试验测试系统  
Fig. 19 The drop impact test system

5.2 冲击试验与结果分析

通过调整波形发生器的型号和跌落冲击试验台面的提升高度来改变冲击输入激励幅值和脉宽,采用加速度传感器分别采集质量块和跌落台面上的加速度信号并传输给数据采集仪进行实时记录。同时为了去除加速度信号中的高频噪声,采用了 FFT 进行低通滤波,截止频率为 800 Hz。如图 20 所示为一组冲击激励试验数据与理论计算的时域信号对比曲线。图 21 为该组冲击激励下 MMPDQZS 限位隔离系统和等效线性限位隔离系统的试验结果与理论计算的对比曲线。

由图 20 可知,滤波后的跌落冲击加载曲线的幅值为 51.53g,脉宽为 5.23 ms,与理论冲击激励加载曲线具有较好的一致性,因此,可以认为理论计算和冲击试验是在相同的激励条件下进行的,保证了

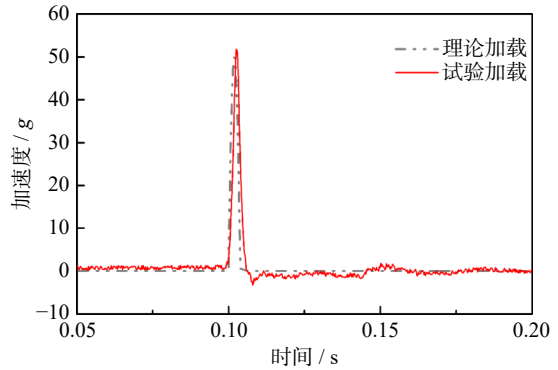


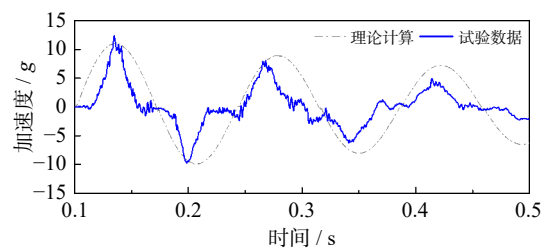
图 20 冲击激励的试验数据与理论计算对比

Fig. 20 Comparison of test data and theoretical calculation of impact excitation

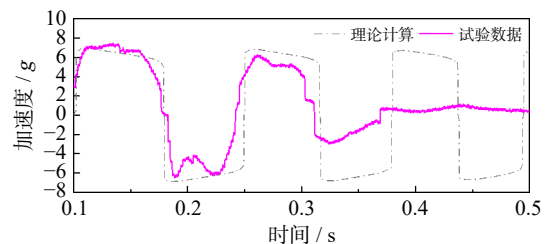
MMPDQZS 隔离系统及等效线性限位隔离系统的试验数据与理论计算具有一定的可比性。

由图 21 可知,等效线性限位隔离系统的加速度响应的理论计算曲线与试验数据曲线具有较好的一致性,最大加速度响应峰值误差仅为 7.83%;MMPDQZS 隔离系统的理论计算曲线与试验数据曲线同样具有较好的一致性,最大加速度响应峰值误差仅为 6.25%,而且试验数据曲线在振动两个周期后能够快速回到平衡位置,这说明设计的 MMPDQZS 隔离系统内对合碟簧在相对运动时产生了更大的库伦阻尼,有利于更加快速地吸收并消耗掉系统内的冲击能量。

进一步开展了冲击激励幅值变化对等效线性限位隔离系统和 MMPDQZS 隔离系统隔冲性能的对比试验研究,采用跌落冲击试验台分别进行了脉宽为 5 ms、激励幅值为 30g~80g 的跌落冲击试验研究,试验结果与理论计算对比如图 22 所示。



(a) 等效线性限位隔离系统  
(a) The equivalent linear limit isolation system



(b) MMPDQZS限位隔离系统  
(b) The MMPDQZS limit isolation system

图 21 两种隔离系统的试验数据与理论计算对比

Fig. 21 Comparison of test data and theoretical calculation of two isolation systems

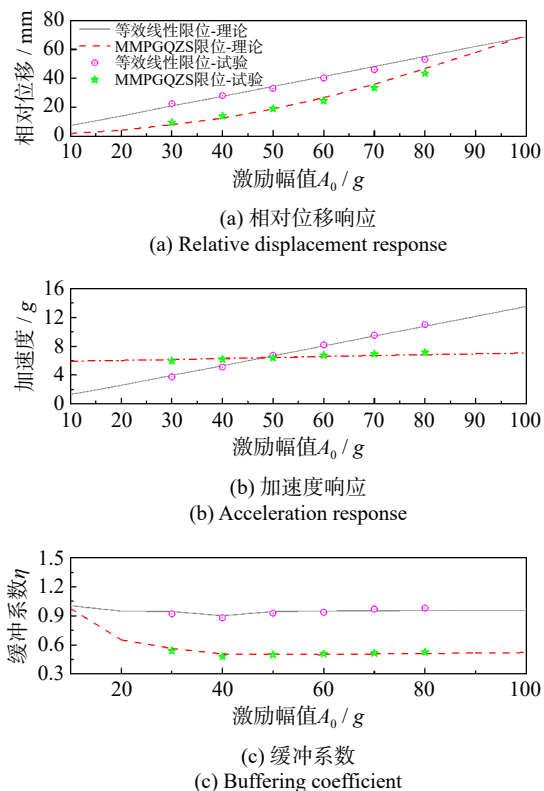


图22 不同冲击激励幅值下两种隔离系统的对比

Fig. 22 Comparison of two isolation systems under different shock excitation amplitudes

由图22(a)~(c)可知,随着冲击激励幅值的增加,等效线性限位隔离系统的相对位移响应峰值和加速度响应峰值均呈线性增长趋势,因此等效线性限位隔离系统的缓冲系数会随着冲击激励幅值的增加迅速增加;相比等效线性限位隔离系统,MMPDQZS隔离系统的相对位移响应峰值虽然会随着冲击激励幅值的增加近似线性增加,但峰值始终远远小于等效线性限位隔离系统,而且其加速度响应峰值始终保持在 $6g\sim 7g$ 区间内缓慢增长。而且,当MMPDQZS隔冲器发挥作用时,MMPDQZS隔离系统的缓冲系数要远远小于等效线性限位隔离系统的缓冲系数,相比等效线性限位隔离系统,MMPDQZS隔离系统的缓冲系数至少降低了40%,这说明MMPDQZS隔离系统具有优越的冲击隔离性能。

同时,由图22(a)~(c)可知,在不同冲击激励幅值作用下,等效线性限位隔离系统及MMPDQZS隔离系统试验测得的相对位移响应峰值和加速度响应峰值的数据点均分布在理论曲线附近,而且具有相同的变化趋势,相对位移响应峰值最大误差为5.88%,加速度响应峰值最大误差为7.56%,均在误差允许范围内,这说明本文所建立的理论模型和所得到的规律特性具有一定的准确性和普适性。而且由图22(c)可以看出,通过试验数据得到的缓冲系数曲线与理论计算得到的缓冲系数曲线具有更好的一致性,最大误差也仅为4.05%,因此,采用缓冲系数作为隔冲

性能的评价指标是合理而准确的。

## 6 结论

(1) 以预紧式对合碟簧为负刚度组件,以互斥磁体进行正刚度调节,设计出的MMPDQZS隔冲器不仅实现了双向缓冲力的近似恒定,而且由于对合碟簧组件参数与互斥磁体的磁参数均便于设计与调节,因此可以方便设计出具有不同力学特性的MMPDQZS隔冲器以适应不同的工作环境。

(2) 阻尼对MMPDQZS隔离系统的冲击特性具有重要影响:对于任意初始间隙下均存在一个最优黏性阻尼比使得系统缓冲系数最小,且初始间隙越小缓冲系数越小,隔冲性能越好;幂律流体阻尼对系统隔冲性能的影响主要取决于参数 $\zeta_2$ 和 $a_m$ ,对于不同的初始间隙,综合评价得到 $\zeta_2$ 为0.02, $a_m$ 在[2.2, 2.3]区间内取得最优缓冲系数,且 $d_a=4$ 为最佳初始间隙;对于任意初始间隙,系统的缓冲系数与库伦阻尼成正比;初始间隙越小缓冲系数越小,抗冲击性能越好。

(3) 相比等效线性限位隔离系统,在相同冲击激励下,MMPDQZS隔离系统具有更低的加速度响应,更小的缓冲系数,且随着冲击载荷幅值的增加,相比等效线性限位隔离系统,MMPDQZS隔离系统能将缓冲系数至少降低40%,因此MMPDQZS隔离系统具有优越的抗冲击能力。

(4) 通过跌落冲击的试验研究,不仅验证了MMPDQZS隔离系统理论模型及仿真计算规律的准确性,而且进一步证明了该隔离系统相比等效线性限位隔离系统具有更好的抗冲击能力。

## 参考文献:

- [1] YAN L X, XUAN S H, GONG X L. Shock isolation performance of a geometric anti-spring isolator[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 413: 120-143.
- [2] 张春辉, 汪玉, 吴一红, 等. 双限位器隔离系统的冲击响应计算及参数影响分析[J]. *振动与冲击*, 2015, 34(9): 125-130.  
ZHANG Chunhui, WANG Yu, WU Yihong, et al. Shock response calculation and effects of structural parameters on shock isolation system with double displacement restrictors[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2015, 34(9): 125-130.
- [3] ANDREAUS U, DE ANGELIS M. Experimental and numerical dynamic response of a SDOF vibro-impact system with double gaps and bumpers under harmonic excitation[J]. *International Journal of Dynamics and Control*, 2019, 7(4): 1278-1292.

- [4] YAO Y H, LI H G, LI Y, et al. Analytical and experimental investigation of a high-static-low-dynamic stiffness isolator with cam-roller-spring mechanism[J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2020, 186: 105888.
- [5] YAN B, MA H Y, JIAN B, et al. Nonlinear dynamics analysis of a bi-state nonlinear vibration isolator with symmetric permanent magnets[J]. *Nonlinear Dynamics*, 2019, 97(4): 2499-2519.
- [6] JIANG G Q, JING X J, GUO Y Q. A novel bio-inspired multi-joint anti-vibration structure and its nonlinear HSLDS properties[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2020, 138: 106552.
- [7] 刘海超, 闫明, 冯麟涵. 带限位隔振系统的冲击响应分析[J]. *振动与冲击*, 2019, 38(21): 172-177.  
LIU Haichao, YAN Ming, FENG Linhan. Shock response of a vibration isolation system with displacement restrictors[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2019, 38(21): 172-177.
- [8] 汪玉, 华宏星. 舰船现代冲击理论及应用[M]. 北京: 科学出版社, 2005: 1-68.
- [9] 陈斌, 史少华, 汪玉. 一种隔振和抗冲兼容的胶泥缓冲器[J]. *噪声与振动控制*, 2009, 29(3): 50-53.  
CHEN Bin, SHI Shaohua, WANG Yu. A type of viscoelastic material shock absorber with vibration isolation and shock absorption capabilities[J]. *Noise and Vibration Control*, 2009, 29(3): 50-53.
- [10] 王鹏, 闫明, 张春辉, 等. 液压限位隔离系统的抗冲击性能研究[J]. *振动、测试与诊断*, 2020, 40(5): 963-968.  
WANG Peng, YAN Ming, ZHANG Chunhui, et al. Shock resistance of vibration isolation system with hydraulic displacement[J]. *Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis*, 2020, 40(5): 963-968.
- [11] 闫明, 田浩男, 刘海超. 孔隙式隔振系统非线性阻尼特性[J]. *沈阳工业大学学报*, 2020, 42(6): 648-653.  
YAN Ming, TIAN Haonan, LIU Haichao. Nonlinear damping characteristics of pore-type vibration isolation system[J]. *Journal of Shenyang University of Technology*, 2020, 42(6): 648-653.
- [12] 贾九红, 华宏星. 新型阻尼器的力学建模与试验[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(8): 253-256.
- JIA Jiuhong, HUA Hongxing. Mechanical model and experimental research of a new damper[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(8): 253-256.
- [13] 贾九红, 沈小要, 杜俭业, 等. 粘性流体阻尼器的设计与试验[J]. *机械工程学报*, 2008, 44(6): 194-198.  
JIA Jiuhong, SHEN Xiaoyao, DU Jianye, et al. Design and experimental research on fluid viscous dampers[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2008, 44(6): 194-198.
- [14] 贾九红, 黄修长, 杜俭业, 等. 粘滞性阻尼器的设计方法研究[J]. *振动工程学报*, 2007, 20(5): 494-497.  
JIA Jiuhong, HUANG Xiuchang, DU Jianye, et al. Design and experimental research of viscous fluid dampers[J]. *Journal of Vibration Engineering*, 2007, 20(5): 494-497.
- [15] 刘洪权, 闫明, 张春辉, 等. 新型缓冲阻尼器设计及其冲击响应特性研究[J]. *振动与冲击*, 2020, 39(4): 291-298.  
LIU Hongquan, YAN Ming, ZHANG Chunhui, et al. Design of a retrofitted damper and its shock response characteristics[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2020, 39(4): 291-298.
- [16] 张春辉, 曾凡明, 计晨, 等. 一种新型恒力限位器的隔冲性能研究[J]. *船舶力学*, 2016, 20(增刊1): 216-221.  
ZHANG Chunhui, ZENG Fanming, JI Chen, et al. Anti-shock performance of novel constant-force displacement restrictors[J]. *Journal of Ship Mechanics*, 2016, 20(Sup1): 216-221.
- [17] 杨勇. 一种新型限位器的强冲击响应分析[J]. *装备制造技术*, 2018(12): 27-31.  
YANG Yong. High shock response analysis of a novel displacement restrictor[J]. *Equipment Manufacturing Technology*, 2018(12): 27-31.
- [18] XU D L, YU Q P, ZHOU J X, et al. Theoretical and experimental analyses of a nonlinear magnetic vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(14): 3377-3389.
- 
- 第一作者: 刘海超(1992—), 男, 博士研究生。  
E-mail: liu\_hc\_9206@163.com
- 通信作者: 闫明(1978—), 男, 博士, 教授, 博士生导师。  
E-mail: yanming8702@163.com