

设计参数对一体化准零刚度隔振器冲击隔离性能的影响

丁伯森¹, 刘海平^{1,2*}, 朱冬梅^{1,2}

(1. 北京科技大学机械工程学院, 北京 100083; 2. 北京科技大学顺德创新学院, 广东 佛山 528300)

摘要:针对一体化准零刚度隔振器(简称“一体化隔振器”)的冲击隔离性能展开研究。分别选择冲击响应的衰减周期、振荡频率、最大加速度比以及最大位移作为评价指标,采用四阶龙格-库塔法重点研究半正弦脉冲加速度激励下线性刚度比和几何设计参数对一体化隔振器抗冲击性能的影响。计算结果表明,在持续时间较长的冲击结束后,一体化隔振器表现出比线性隔振器更好的加速度衰减性能;且较小的外壁高度和较大的壁厚有利于改善其冲击隔离性能。相关研究可为一体化准零刚度隔振器的工程应用提供指导。

关键词:一体化;准零刚度隔振器;抗冲击;非线性隔振器

中图分类号: TB123 **文献标志码:** A **文章编号:** 1001-2486(2024)04-159-10

Influences of design parameters on shock isolation performance of integrated quasi-zero stiffness isolator

DING Bosen¹, LIU Haiping^{1,2*}, ZHU Dongmei^{1,2}

(1. School of Mechanical Engineering, University of Science and Technology Beijing, Beijing 100083, China;

2. Shunde Innovation School, University of Science and Technology Beijing, Foshan 528300, China)

Abstract: The shock isolation performance of the integrated quasi-zero stiffness isolator (as also be called “integrated isolator”) was studied. The attenuation period, oscillation frequency, maximum acceleration ratio and maximum displacement of shock response were selected as evaluation indexes, respectively. The influences of linear stiffness ratio and geometric design parameters on the shock isolation of the integrated isolator under half-sine pulse acceleration excitation were emphatically studied by using the fourth-order Runge-Kutta method. Calculation results show that the integrated isolator has better acceleration attenuation performance than the linear isolator after the shock with a long duration. The smaller outer wall height and the larger wall thickness are beneficial to improve the shock isolation performance. The relevant research can provide guidance for the engineering application of the integrated quasi-zero stiffness isolator.

Keywords: integration; quasi-zero stiffness isolator; shock isolation; nonlinear isolator

冲击是一种短时间内突然增加的激励,在各个领域广泛存在,比如:海洋船舶、航空航天^[1]、轨道交通等。冲击往往易引起人员不适,甚至造成设备失效或损毁^[2]。

冲击隔离的一个重要方法是使用准零刚度隔振器。目前,准零刚度特征可以通过正负刚度元件并联实现,也可以采用单一材料的一体化准零刚度结构实现;进而,使隔振器具备“高静态刚度,低动态刚度”的力学特征。近年来,很多学者

对准零刚度隔振器进行深入系统的研究。Sui等^[3]提出一种由梯形梁组成的隔振器,并重点研究该类隔振器在不同阻尼比、激励和负载条件下的动态响应。研究发现:这种隔振器具有初始隔离频率较低的特点,比线性隔振器更具优势。Zhao等^[4]提出一种具有三对斜弹簧的准零刚度隔振器,推导出刚度公式并进行参数研究,与具有一对斜弹簧的准零刚度隔振器相比,其传递率较低。Chen等^[5]采用一对连接到水平弹簧的斜杆

收稿日期:2022-04-21

基金项目:广东省基础与应用基础研究基金资助项目(2021B1515120049);北京市自然科学基金-怀柔区创新联合基金重点专项资助项目(L245008)

第一作者:丁伯森(1998—),男,河北廊坊人,硕士研究生,E-mail: dingbosen999@163.com

*通信作者:刘海平(1982—),山西吕梁人,男,教授,博士,博士生导师,E-mail: liuhaiping@ustb.edu.cn

引用格式:丁伯森,刘海平,朱冬梅. 设计参数对一体化准零刚度隔振器冲击隔离性能的影响[J]. 国防科技大学学报, 2024, 46(4): 159-168.

Citation: DING B S, LIU H P, ZHU D M. Influences of design parameters on shock isolation performance of integrated quasi-zero stiffness isolator[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2024, 46(4): 159-168.

提供负刚度,针对幅频特性和力传递率展开研究,发现通过调节正刚度元件参数可降低载荷偏差对准零刚度隔振器的负面影响。Yu 等^[6]用碟形弹簧组提供负刚度,与线性隔振器、传统准零刚度隔振器和典型 X 形隔振器相比,所提抗振结构表现出最佳的隔振性能。此外,这种抗振结构对阻尼的敏感性较高,对基础激励幅值的敏感性较低。Yu 等^[7]提出一种由扭转负刚度结构和线性垂直弹簧组成的隔振器;其中,扭转负刚度结构在角位移转换作用下为隔振器提供垂直负刚度。计算发现,在小幅度位移激励作用下,所提隔振器比传统准零刚度隔振器具有更好的隔振性能。Yu 等^[8]还将扭转负刚度结构和 X 形结构结合,组成准零刚度隔振器,与典型的准零刚度隔振器或经典的垂直弹簧 X 形结构相比,所提模型具有更高的等效静刚度,可以实现更好的低频隔振性能。Wang 等^[9]将提供负刚度的 X 形结构和负刚度的扭转弹簧并联,针对结构参数对其静动态力学特性的影响展开讨论。研究发现:该机构在三个方向上均具有理想隔振性能,与传统准零刚度结构相比,具有更宽的准零刚度范围。张建卓等^[10]采用欧拉压杆与正刚度弹簧并联方式实现准零刚度隔振的设计目标。此外,王勇等^[11]将惯容器运用于准零刚度隔振器,并针对并联式与串联式惯容器准零刚度隔振器受简谐振动作用的动态特性进行研究。

众所周知,准零刚度隔振器的核心是选择合适的负刚度元件,众多学者已提出多种负刚度元件实现方案,如:永磁铁^[12-14]、凸轮-滚子-弹簧机构^[15]、凸轮-滚柱-空气弹簧机构^[16]、剪式桁架结构^[17]、双稳态梁^[18]等。在此基础上,通过与正刚度元件并联实现准零刚度特征。显然,上述准零刚度隔振器方案均存在系统结构复杂、有摩擦阻尼、可靠性低等问题。

综上,采用单一材料制造的一体化准零刚度隔振器可以有效应对上述问题,呈现结构简单、无摩擦等优点,更有利于提高准零刚度隔振器的可靠性。Valeev 等^[19-21]提出等截面一体化准零刚度隔振器(以下简称“一体化隔振器”),并完成静态力学特征和物理试验研究。在此基础上,提出一种基于一体化隔振器的减振底座并对其设计寿命展开讨论。Liu 等^[22]建立稳态激励条件下一体化隔振器的等效动力学模型并采用谐波平衡法获得其稳态解;然后,针对关键设计参数对其减隔振性能的影响展开理论分析和试验验证。目前,针对一体化隔振器的研究主要集中于静态力学特

性、稳态动力学特性和试验验证方面,而在冲击隔离性能方面的研究则鲜有报道。

本文根据一体化隔振器的结构参数建立理论模型,采用四阶龙格-库塔法计算获得相应加速度和位移响应,主要讨论典型冲击载荷作用下该类隔振器的抗冲击性能。相关研究成果可为一体化隔振器的研究和工程应用提供理论参考。

1 力学模型

一体化隔振器的结构,如图 1 所示。其中, d_1 代表内壁的直径, d_2 代表外壁的直径, t_h 是壁厚, s 代表一体化隔振器在惯性质量作用下产生的位移, h_s 和 t_s 分别代表上外壁高度和上外壁厚度, h_f 和 t_f 和分别代表下外壁高度和下外壁厚度, F 是沿轴线垂直施加在一体化隔振器上的载荷, x 是垂直方向的位移。本文假设一体化隔振器在运动过程中始终保持上外壁和下外壁的截面尺寸相等,即: $t_s = t_f, h_s = h_f$ 。

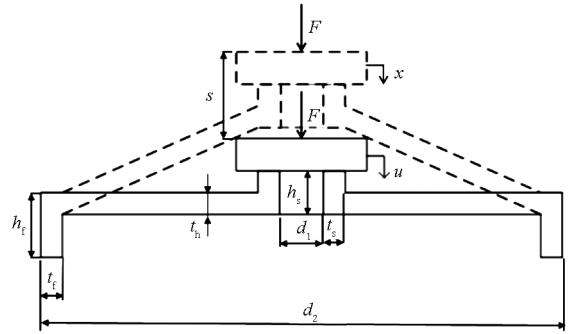


图 1 一体化隔振器的结构示意图

Fig. 1 Structural diagram of integrated isolator

一体化隔振器的弹性恢复力表达式^[19]为:

$$F = \frac{\pi E x t_h^3}{3 \left[(r_2 - r_1) r_1 + r_2 (r_2 - r_1) (2\alpha - 3) + 2r_2^2 (1 - \alpha) \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right]} + \frac{8s^2 x - 12sx^2 + 4x^3}{4 \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (r_2 - r_1)^2} \quad (1)$$

其中, E 为一体化隔振器所用材料的弹性模量, $r_1 = d_1/2, r_2 = d_2/2, \alpha = [\ln(r_2/r_1) - (1 - r_1/r_2)] / [\beta + \ln(r_2/r_1)], \beta = t_h^3 r_2 / (4t_s h_s^3)$ 。

一体化隔振器在惯性质量的作用下产生的位移为 $x = s$, 此时,一体化隔振器的倾斜壁处于水平状态,如图 1 所示。选择静态平衡位置为坐标原点,建立新的坐标系,对应位移用 u 表示。将 $x = s + u$ 代入式(1)中,得到在新坐标系下的垂向弹性恢复力表达式,即:

$$F = \beta_0 + \beta_1 u + \beta_2 u^2 + \beta_3 u^3 \quad (2)$$

式中,各系数具体表示如下:

$$\left\{ \begin{aligned} \beta_0 &= \frac{\pi E t_h^3 s}{3 \left[(r_2 - r_1) r_1 + r_2 (r_2 - r_1) (2\alpha - 3) + 2r_2^2 (1 - \alpha) \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right]} \\ \beta_1 &= \frac{\beta_0}{s} - \frac{\pi t_h E s^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (r_2 - r_1)^2} \\ \beta_2 &= 0 \\ \beta_3 &= \frac{\pi t_h E}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (r_2 - r_1)^2} \end{aligned} \right. \quad (3)$$

引入无量纲参数: $\bar{F} = F / (E r_2^2)$, $\bar{t}_h = t_h / r_2$, $\bar{r} = r_1 / r_2$, $\bar{s} = s / r_2$, $\bar{t}_s = t_s / r_2$, $\bar{h}_s = h_s / r_2$, 无量纲位移 $\delta = u / r_2$ 。得到无量纲形式的垂向弹性恢复力表达式和无量纲刚度表达式,即:

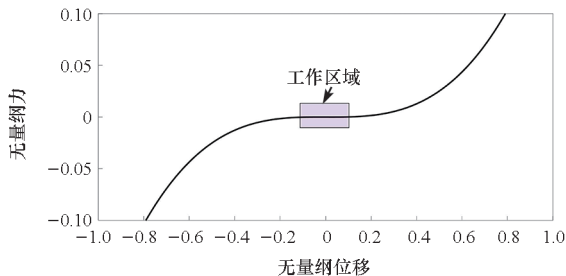
$$\bar{F} = \bar{\beta}_0 + \bar{\beta}_1 \delta + \bar{\beta}_2 \delta^2 + \bar{\beta}_3 \delta^3 \quad (4)$$

$$\bar{K} = \bar{\beta}_1 + \bar{\beta}_2 \delta + \bar{\beta}_3 \delta^2 \quad (5)$$

式中,各系数具体表示如下:

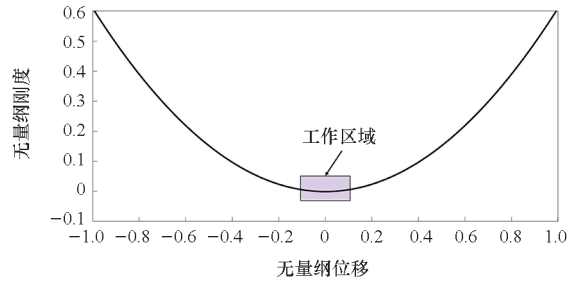
$$\left\{ \begin{aligned} \bar{\beta}_0 &= \frac{\pi \bar{t}_h^3 \bar{s}}{3 \times \left[(1 - \bar{r}) \bar{r} + (1 - \bar{r}) (2\alpha - 3) + 2 \times (1 - \alpha) \ln \left(\frac{1}{\bar{r}} \right) \right]} \\ \bar{\beta}_1 &= \frac{\bar{\beta}_0}{\bar{s}} - \frac{\pi \bar{t}_h s^2}{\ln \left(\frac{1}{\bar{r}} \right) (1 - \bar{r})^2} \\ \bar{\beta}_2 &= 0 \\ \bar{\beta}_3 &= \frac{\pi \bar{t}_h}{\ln \left(\frac{1}{\bar{r}} \right) (1 - \bar{r})^2} \end{aligned} \right. \quad (6)$$

一体化隔振器的无量纲力 - 位移曲线如图 2(a) 所示,曲线呈现“阶梯”形状,在阶梯处,一体化隔振器刚度接近 0,表现出准零刚度特性,无量纲刚度 - 位移曲线如图 2(b) 所示,更直观地反映了一体化隔振器的刚度特性。一体化隔振器在质量的作用下,无量纲位移处于 0 附近,一体化隔振器进入工作区域,获得较低的动刚度。



(a) 无量纲力 - 位移曲线

(a) Non-dimensional force-displacement curve



(b) 无量纲刚度 - 位移曲线

(b) Non-dimensional stiffness-displacement curve

图 2 无量纲力 - 位移和无量纲刚度 - 位移曲线

Fig. 2 Non-dimensional force-displacement and stiffness-displacement curve

本文一体化隔振器的等效力学模型,如图 3 所示,主要包括惯性质量 m 、黏性阻尼器 c 、正线性刚度 k 、负线性刚度 k_1 、非线性刚度 k_3 。其中,各刚度的表达式如下:

$$\left\{ \begin{aligned} k &= \frac{\pi E t_h^3}{3 \left[(r_2 - r_1) r_1 + r_2 (r_2 - r_1) (2\alpha - 3) + 2r_2^2 (1 - \alpha) \ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) \right]} \\ k_1 &= -\frac{\pi t_h E s^2}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (r_2 - r_1)^2} \\ k_3 &= \frac{\pi t_h E}{\ln \left(\frac{r_2}{r_1} \right) (r_2 - r_1)^2} \end{aligned} \right. \quad (7)$$

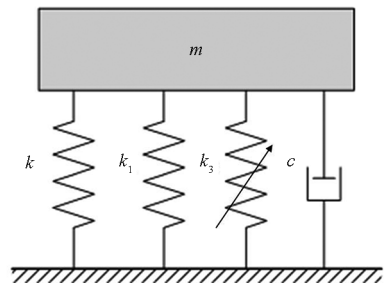


图 3 一体化隔振器的等效力学模型

Fig. 3 Equivalent mechanical model of integrated isolator

考虑惯性质量 m 的影响,一体化隔振器将在 $u = 0$ 的位置保持平衡。在平衡位置满足:

$$\beta_0 = mg \quad (8)$$

当惯性质量受冲击载荷 $z''(t)$ 作用,可以得到其运动微分方程:

$$m \frac{d^2 u}{dt^2} + c \frac{du}{dt} + \beta_1 u + \beta_3 u^3 = m z'' \quad (9)$$

引入无量纲参数: $\omega_n = \sqrt{k/m}$, $\tau = \omega_n t$, $\zeta \omega_n = c / (2m)$ 代入式(9),可以得到:

$$\frac{d^2\delta}{d\tau^2} + 2\zeta \frac{d\delta}{d\tau} + \varepsilon\delta + \xi\delta^3 = \frac{1}{\omega_n^2 r_2} z'' = z'' \quad (10)$$

其中,线性刚度比 $\varepsilon = \beta_1/k = 1 + k_1/k$, $\xi = \beta_2/k = k_3 r_2^2/k = (1 - \varepsilon)/\bar{s}^2$ 。无量纲位移 δ 为方程(10)的解,惯性质量的加速度可以由方程(10)导出:

$$\frac{d^2\delta}{d\tau^2} = -2\zeta \frac{d\delta}{d\tau} - \varepsilon\delta - \xi\delta^3 + z'' \quad (11)$$

由于半正弦波更易获得,为了便于对比分析,本文选择半正弦波作为输入冲击激励:

$$\ddot{z}''(\tau) = \begin{cases} \frac{z_m''}{\omega_n^2 r_2} \sin \frac{\pi\tau}{\omega_n t_0}, & 0 \leq \tau \leq \omega_n t_0 \\ 0, & \tau > \omega_n t_0 \end{cases} \quad (12)$$

其中: z_m'' 是冲击激励的最大振幅; t_0 是冲击持续时间; T 是一体化隔振器的固有周期, $T = 2\pi/\omega_n$ 。

冲击激励的烈度系数 λ 经常被用来表示冲击的激烈程度^[12],一般表示为 $\lambda = T/(2t_0)$ 。不同烈度系数 λ 对应的冲击激励,如图 4 所示。

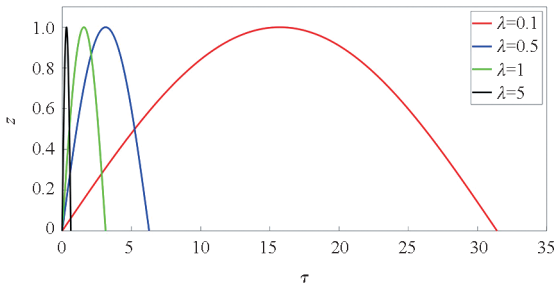


图 4 不同烈度系数 λ 对应的冲击激励

Fig. 4 Shock excitation for different severity coefficients λ

为了在激励幅值相同的条件下研究 λ 对一体化隔振器的冲击隔离效果产生的影响,将冲击输入的振幅进行归一化处理,即 $\ddot{z}''_m = z_m''/(\omega_n^2 r_2) = 1$,则输入冲击加速度为:

$$\ddot{z}''(\tau) = \begin{cases} \sin \lambda\tau, & 0 \leq \tau \leq \frac{\pi}{\lambda} \\ 0, & \tau > \frac{\pi}{\lambda} \end{cases} \quad (13)$$

为了衡量一体化隔振器的冲击隔离性能,定义了两个指标: D_{MA} 即最大绝对位移(maximum absolute displacement, MAD)和 R_{MA} 即最大加速度比(maximum acceleration ratio, MAR)。

$$D_{MA} = \delta_{\max} \quad (14)$$

D_{MA} 是惯性质量的最大绝对位移,该值越小代表一体化隔振器抗冲击性能越好。由式(11)进行两次积分,可以得到冲击激励的位移表达式;其中,当 λ 很大时,位移比会趋近于无穷,所以这里采用最大绝对位移来衡量冲击隔离性能。

$$R_{MA} = \frac{\delta''_{\max}}{\ddot{z}''_{\max}} \quad (15)$$

R_{MA} 定义为质量的最大加速度响应和冲击输入最大幅值比,值越小代表一体化隔振器的抗冲击性能越好。由于冲击输入的振幅进行归一化处理,所以 $R_{MA} = \delta''_{\max}$ 。

2 数值模拟及结果讨论

2.1 线性刚度比的影响

为了研究一体化隔振器的线性刚度比和冲击输入的持续时间对系统动态响应的影响,取阻尼比 $\zeta = 0.05$, $\bar{s} = 0.3$,采用四阶龙格-库塔法计算系统的动态响应。

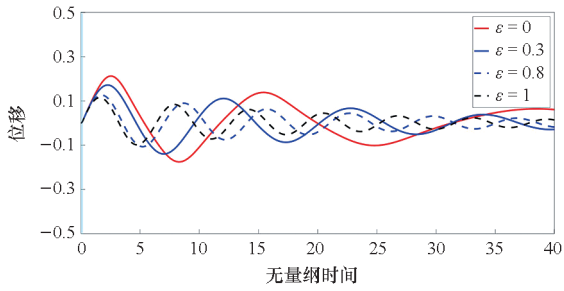
当负刚度 k_1 为 0 时,一体化隔振器退化为线性隔振器,所以 $k_1/k = 0$;然后,得到 $\varepsilon = 1, \zeta = 0$ 。对于一体化隔振器的线性正负刚度完全抵消的情况, $k_1/k = -1$,可以得到 $\varepsilon = 0, \zeta = 1$ 。对于一体化隔振器的线性正负刚度未能完全抵消的情况,取 $\varepsilon = 0.3$ 和 $\varepsilon = 0.8$ 进行研究。当 $\varepsilon = 0.3$ 时, $\xi = 0.7/\bar{s}^2$;当 $\varepsilon = 0.8$ 时, $\xi = 0.2/\bar{s}^2$ 。

给出一体化隔振器分别在 $\omega_n t_0 = 0.2, \omega_n t_0 = 1, \omega_n t_0 = 7$ 时受冲击激励的位移和加速度比。计算给出刚度完全抵消和刚度未能完全抵消时的系统响应,并与线性隔振器进行对比。

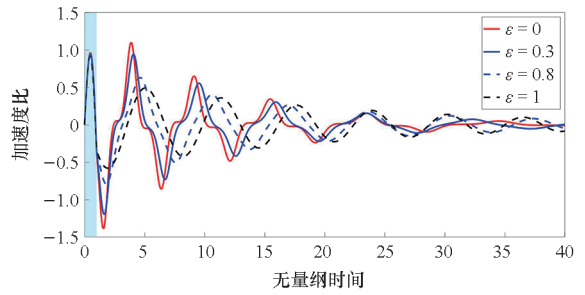
图 5(a) ~ (c) 分别给出不同线性刚度比 $\varepsilon = 0, \varepsilon = 0.3, \varepsilon = 0.8, \varepsilon = 1$ 对应一体化隔振器在三种冲击激励下的位移响应。图中阴影区域代表强迫振动阶段,其他区域代表残余振动阶段。负刚度 $k_1 = 0$ 时,一体化隔振器退化为线性隔振器。可以观察到,当 $\omega_n t_0 = 0.2$ 时线性隔振器的位移响应幅值最小, $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的位移响应最大,随着 ε 的增大,位移响应减小;当 $\omega_n t_0 = 1$ 和 $\omega_n t_0 = 7$ 时,线性隔振器的初始位移响应最大, $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的位移响应最小,随着 ε 的增大,位移响应增大。当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器衰减最慢, ε 越大,位移衰减越快。

在 $\omega_n t_0 = 7$ 时,线性隔振器位移响应的最大峰值出现在强迫振动阶段,而且接近残余振动阶段位移响应最大峰值的 2 倍。当 $\varepsilon < 1$ 时,一体化隔振器位移响应的最大峰值同样出现在强迫振动阶段,出现多个峰且其峰值明显小于线性隔振器。

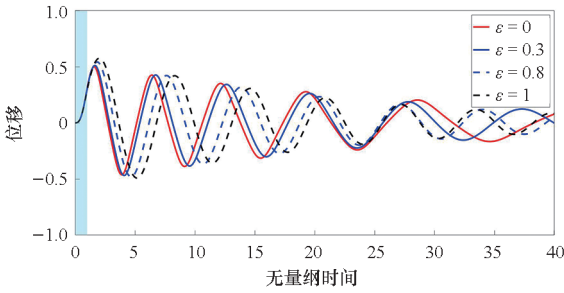
图 6(a) ~ (c) 为不同的线性刚度比 ε 的一体化隔振器在四种冲击持续时间激励下的加速度响应。图中阴影区域代表强迫振动阶段,其他区域代表残余振动阶段。可以观察到, $\omega_n t_0 = 0.2$ 时,线性隔振器的加速度比最高。当 $\varepsilon = 0$ 时加速度



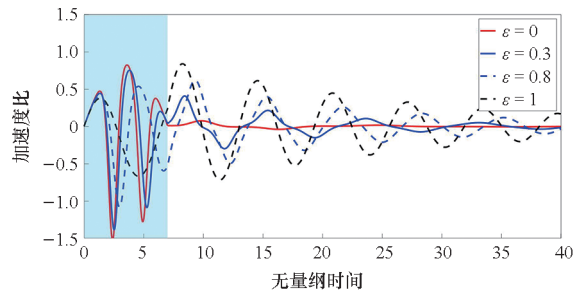
(a) $\omega_n t_0 = 0.2$



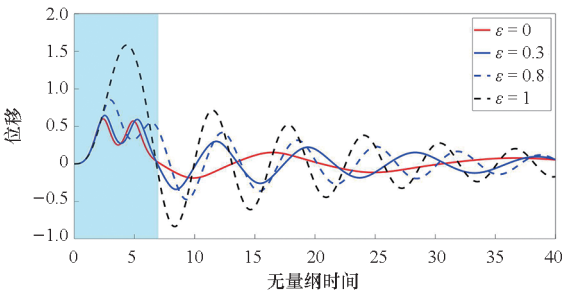
(b) $\omega_n t_0 = 1$



(b) $\omega_n t_0 = 1$



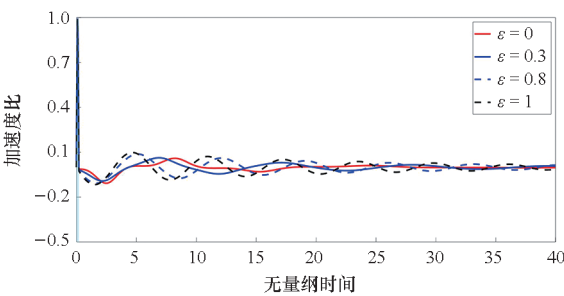
(c) $\omega_n t_0 = 7$



(c) $\omega_n t_0 = 7$

图5 不同线性刚度比对应隔振器的位移响应
Fig. 5 Displacement responses of isolator for different linear stiffness ratio

比最低。当 $\omega_n t_0 = 1$ 时,线性隔振器的初始加速度响应明显低于 $\varepsilon = 0$ 的一体化隔振器, ε 越大加速度响应越低。当 $\omega_n t_0 = 7$ 时,在强迫振动阶段,线性隔振器的加速度响应最小。当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的加速度响应最大,且大于输入幅值。在残余振动阶段,线性隔振器的加速度响应最大。当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的加速度响应最小,并且小于 $\omega_n t_0 = 1$ 时加速度比峰值。对于加速度响应



(a) $\omega_n t_0 = 0.2$

图6 不同线性刚度比隔振器的加速度比响应

Fig. 6 Acceleration ratio response of vibration isolator for different linear stiffness ratio

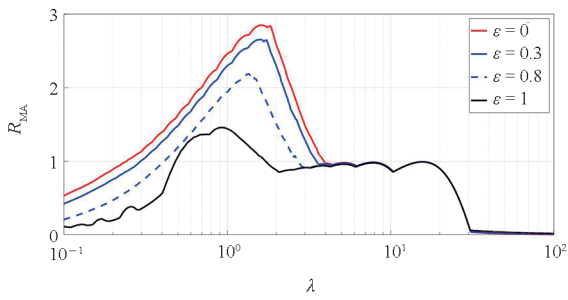
衰减特性,在三种激励作用下,线性隔振器的加速度响应衰减最慢,当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器衰减最快,且 ε 越大,加速度衰减越慢。

为了揭示线性刚度比对响应的最大值的影响,分别对 $\varepsilon = 0, \varepsilon = 0.3, \varepsilon = 0.8, \varepsilon = 1$ 时对应系统响应进行研究,分别给出 R_{MA} 和 D_{MA} 随烈度系数 λ 变化的曲线。图 7(a) 给出 R_{MA} 随烈度系数 λ 变化的曲线,对于半正弦加速度冲击,一体化隔振器的 R_{MA} 先上升,达到峰值后下降,线性隔振器的 R_{MA} 比非线性的,随着 ε 增大,相同 λ 对应的 R_{MA} 减小,同时 R_{MA} 的峰值向较小的 λ 移动。当 $\lambda > 4$ 时,线性系统和非线性系统的 R_{MA} 几乎相同,且都小于 1。

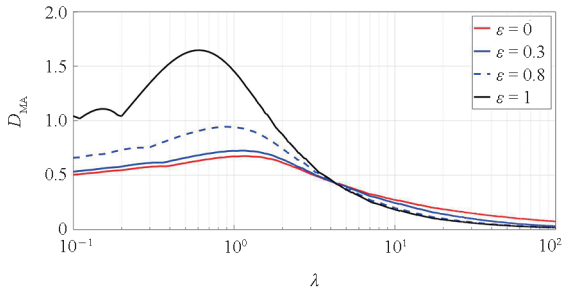
如图 7(b) 所示,显示的是 D_{MA} 随烈度系数 λ 变化的曲线。曲线的整体趋势依然是先上升再下降,当 $\lambda < 4$ 时,线性隔振器的 D_{MA} 最大;当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的 D_{MA} 最小,随着 ε 增大, D_{MA} 增大,同时 D_{MA} 的峰值向 λ 减小的方向移动。当 $\lambda > 4$ 时,线性隔振器的 D_{MA} 最小,当 $\varepsilon = 0$ 时一体化隔振器的 D_{MA} 最大,随着 ε 增大, D_{MA} 减小。

2.2 几何参数的影响

为了研究一体化隔振器不同几何参数对其受半正弦冲击载荷激励动态响应的影响,取 $\bar{r} = 0.1, \bar{s} = 0.03, \bar{t}_s = 0.04, \bar{t}_h = 0.2, \bar{h}_s = 0.2$,开展影



(a) R_{MA}

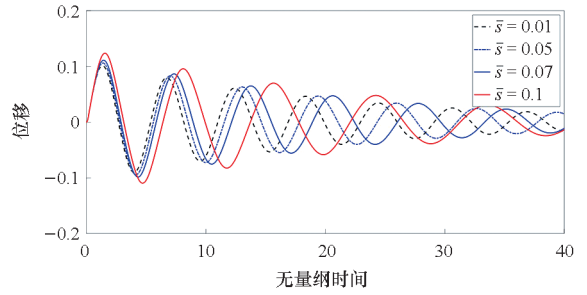


(b) D_{MA}

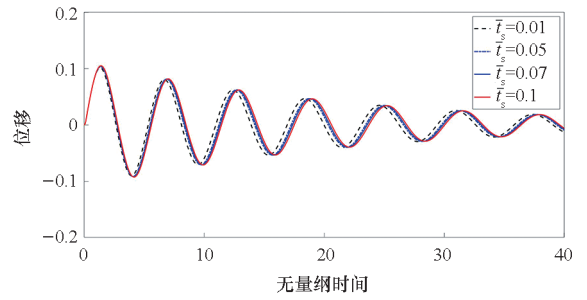
图 7 不同线性刚度比对应响应最大值
Fig. 7 Maximum responses for different linear stiffness ratio

响因素分析。

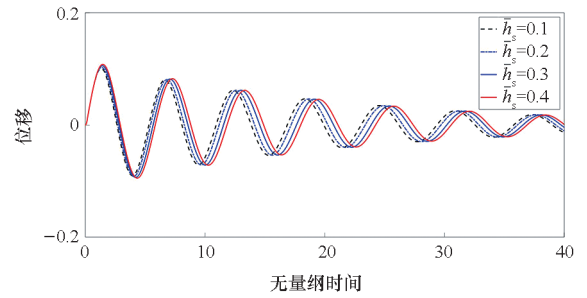
不同几何参数对应的位移响应,如图 8 所示。由图 8(a)可以看出, \bar{r} 对一体化隔振器的位移响应没有影响。对于图 8(b),随着垂直位移 \bar{s} 的增大,系统的位移响应增大。同时,系统位移的波动周期变大。由图 8(c)和图 8(d)可以看出, \bar{t}_s 和 \bar{h}_s 一体化隔振器位移响应的周期有很小的影响,峰值几乎没有变化。对于图 8(e),随着 \bar{t}_h 的增大,系统的位移峰值有小幅增大。同时,系统位移的周期变大。选择较大的 \bar{t}_h 时,虽然系统的位移峰值有小幅增大,但是系统的位移曲线衰减速度快。这意味着,较大的 \bar{t}_h 系统可以更快地恢复平衡状态,综合考量,较大的 \bar{t}_h 有利于改善一体化隔振器的冲击隔离性能。



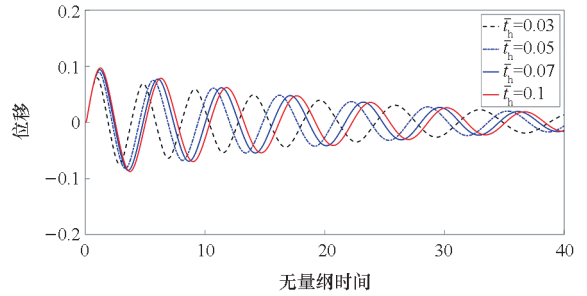
(b) \bar{s}



(c) \bar{t}_s

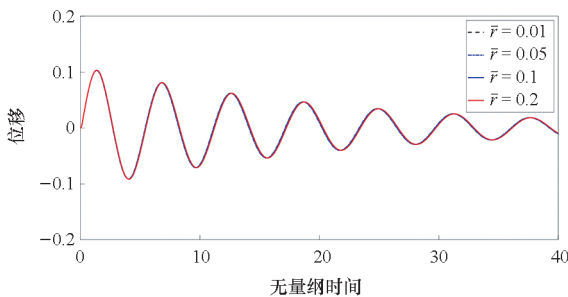


(d) \bar{h}_s



(e) \bar{t}_h

图 8 不同几何参数对应的位移响应
Fig. 8 Displacement responses for different geometric parameters

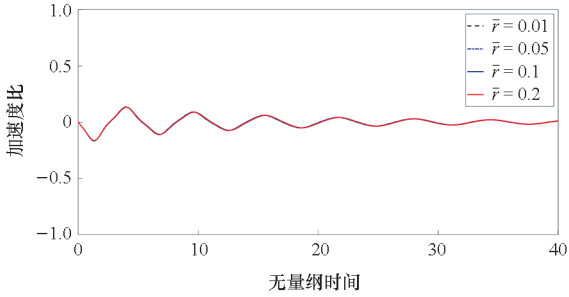


(a) \bar{r}

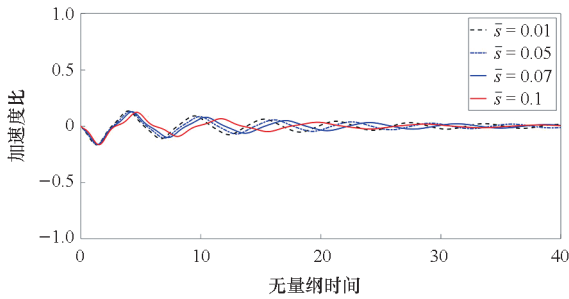
不同几何参数对应的加速度比响应,如图 9 所示。由图 9(a)可以看出, \bar{r} 对一体化隔振器的加速度比没有影响。在图 9(b)中随着垂直位移 \bar{s} 增加,系统加速度比减小。同时,系统加速度比的波动周期变大。此外,需要注意的是,当 $\bar{s} = 0.01$ 和 $\bar{s} = 0.1$ 时, \bar{s} 增大 10 倍,加速度比峰值的减少量很小,这意味着 \bar{s} 对加速度比的影响很小,即较大 \bar{s} 不利于改善一体化隔振器的冲击

隔离性能。随着 \bar{t}_h 增大,系统加速度比明显减小,如图9(e)所示。同时,系统加速度比的波动周期变大。当选择较大的 \bar{t}_h 时,系统的位移曲线峰值降低速度快。这说明,较大的 \bar{t}_h 有利于改善一体化隔振器的冲击隔离性能。不同的 \bar{t}_s 和 \bar{h}_s 对隔振器加速度比的影响很小,如图9(c)和图9(d)所示。

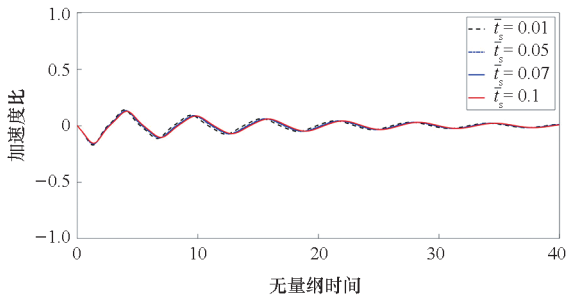
由于只有 \bar{s} 和 \bar{t}_h 对一体化隔振器的力学性能影响显著,因此,下面只研究 \bar{s} 和 \bar{t}_h 对隔振系统响应最大值的影响。



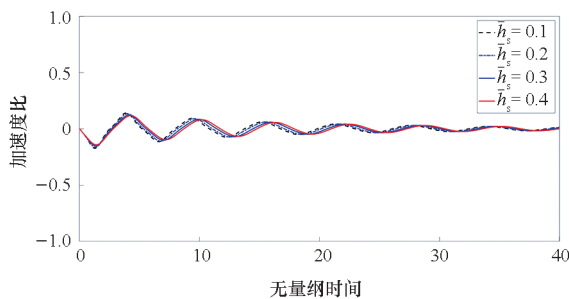
(a) \bar{r}



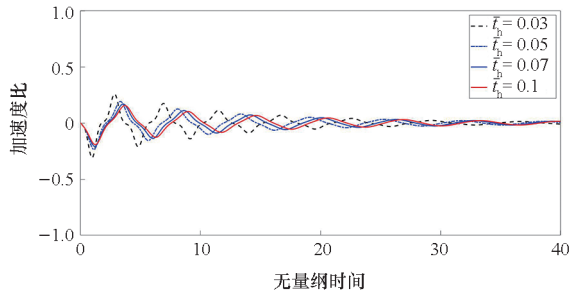
(b) \bar{s}



(c) \bar{t}_s



(d) \bar{h}_s

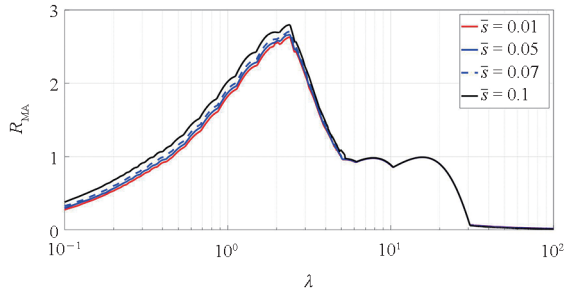


(e) \bar{t}_h

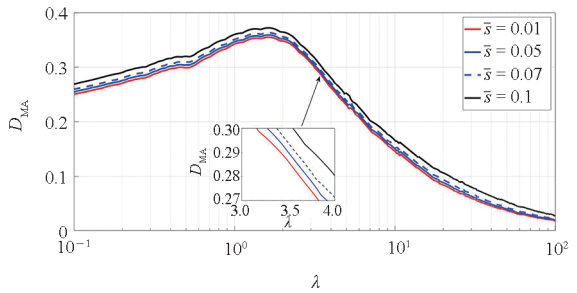
图9 不同几何参数对应的加速度比响应

Fig.9 Acceleration ratio responses for different geometric parameters

如图10(a)所示, R_{MA} 曲线先增大,在 $\lambda \approx 2.5$ 达到峰值后下降,随着 λ 增大,不同 \bar{s} 对应 R_{MA} 相差越来越小。在 $\lambda \approx 5$ 后 R_{MA} 开始小于1,进入一体化隔振器的冲击隔离区。 $\lambda < 30.7$ 时,随着 \bar{s} 增大, R_{MA} 增大;当 $\lambda = 30.7$ 时, $\bar{s} = 0.1$ 对应的 R_{MA} 最小;当 $\lambda > 30.7$ 时,随着 \bar{s} 增大,对应的 R_{MA} 开始减小。如图10(b)所示, D_{MA} 曲线同样是先上升,在 $\lambda = 2$ 附近达到峰值后再下降。随着 \bar{s} 增大, D_{MA} 减小。



(a) R_{MA}



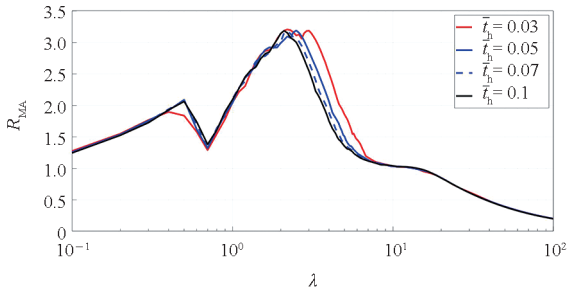
(b) D_{MA}

图10 不同 \bar{s} 对应的响应最大值

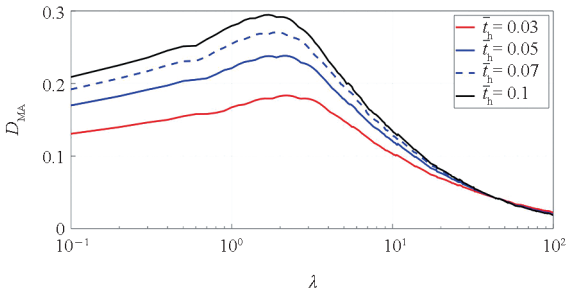
Fig.10 Maximum responses for different \bar{s}

图11(a)给出 R_{MA} 曲线在 $\lambda \approx 0.7$ 达到最小值后上升,在 $\lambda \approx 2.5$ 达到峰值后下降,随着 \bar{t}_h 增大,峰值向 λ 减小方向移动。不同 \bar{t}_h 对 R_{MA} 的影响比较小。在 $\lambda \approx 13.88$ 后 R_{MA} 开始小于1,进入一体化隔振器的冲击隔离区。图11(b)给

出 D_{MA} 曲线,当 $\lambda = 2$ 附近达到峰值。随着 \bar{t}_h 增大, D_{MA} 增大, 曲线峰值向 λ 减小方向移动。但是,当 λ 较小时,不同 \bar{t}_h 对应 D_{MA} 之间差别显著,当 λ 较大时,不同 \bar{t}_h 对应 D_{MA} 曲线非常接近。



(a) R_{MA}



(b) D_{MA}

图 11 不同 \bar{t}_h 对应的响应最大值

Fig. 11 Maximum responses for different \bar{t}_h

3 力锤冲击实验

为了验证一体化隔振器在半正弦冲击下的响应是否与理论变化趋势一致,进行力锤冲击实验,用于实验的一体化隔振器采用尼龙 (hp3dh - pa12) 材料通过 3D 打印制作。一体化隔振器的设计参数:材料参数 $E = 1.8 \times 10^9$ Pa, $\rho = 1.15 \times 10^3$ kg/m³, $\nu = 0.28$;结构参数 $h_s = 9.69$ mm, $d_1 = 6$ mm, $d_2 = 71$ mm, $t_h = 0.82$ mm, $t_s = 2$ mm, $s = 1.15$ mm。

测试系统主要由力锤、数据采集系统、加速度传感器、一体化隔振器和计算机组成,如图 12 所示。首先,钢板和机架之间粘贴泡沫块,一体化隔振器通过螺栓固定在钢板上,然后在一体化隔振器上通过螺栓连接质量块,质量块质量约 0.37 kg,加速度传感器粘贴上端面。最后,力锤和加速度传感器连接数据采集系统,采集数据传输到计算机进行后处理。

实验时,力锤使用橡胶锤头,敲击实验件上端面,采样频率为 512 Hz。

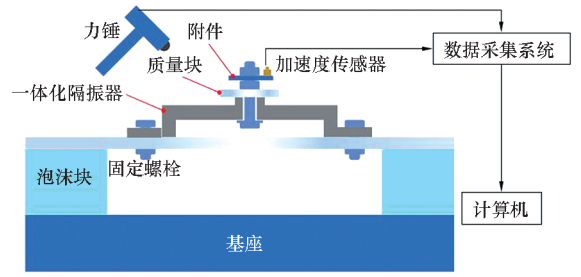


图 12 测试系统

Fig. 12 Test system

一体化隔振器的实际安装状态,如图 13 所示。

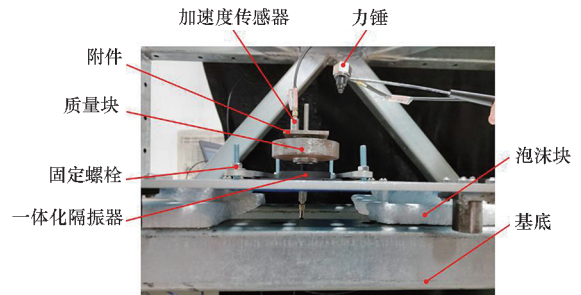


图 13 测试系统实际安装图

Fig. 13 Actual installation drawing of test system

为了验证一体化隔振器理论模型的正确性,将实验中采集得到的输入力激励作为输入激励代入理论模型,计算得到其加速度响应曲线。最后,将计算所得加速度结果曲线与所测得数据进行对比。实测所得加速度激励和理论模型输入加速度激励一致性较好,如图 14 所示。

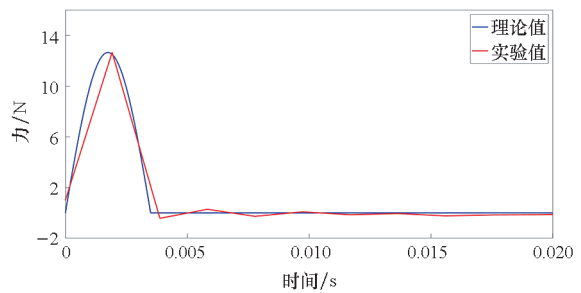


图 14 加速度激励

Fig. 14 Acceleration excitation

质量块加速度响应的实验值和理论计算结果曲线,如图 15 所示。可见,实测所得和理论计算给出的质量块响应的第一个峰值一致性较好;随着时间增加,响应曲线幅值得到迅速衰减;但是,理论结果和实测数据存在差异。出现这种现象的主要原因在于实验件的阻尼特征无法在理论模型中得到准确表征。

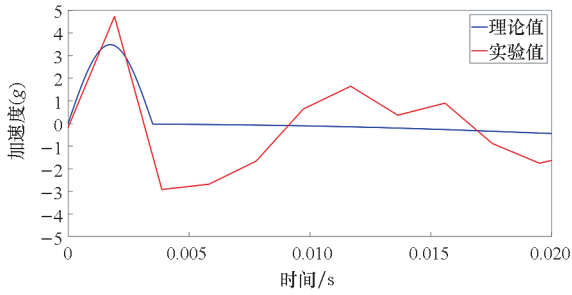


图 15 质量块加速度响应

Fig. 15 Acceleration response of the mass block

4 结论

考虑冲击隔离性能,本文针对一体化准零刚度隔振器的结构特点建立动力学模型,并选择部分关键设计参数研究其对一体化隔振器冲击隔离性能的影响。通过计算分析和实验验证,主要形成如下结论:

1) 当冲击持续时间较短时,不同线性刚度比对应隔振器的性能接近;当冲击持续时间较长时,一体化准零刚度隔振器的最大加速度比更大,对冲击结束后的振动加速度的衰减性能更好。

2) 不同几何参数会对隔振系统的衰减周期、振荡频率、最大加速度比以及最大绝对位移产生影响。当冲击持续时间相比系统固有周期小时, \bar{s} 和 \bar{t}_h 对一体化隔振器冲击隔离性能的影响较为显著。当选择较小 \bar{s} 和较大 \bar{t}_h 时,更利于改善一体化隔振器的冲击隔离性能。

3) 当冲击持续时间较短时,一体化隔振器的几何参数对最大加速度比以及最大绝对位移的影响差别很小。当冲击持续时间较长时,几何参数主要影响隔振系统的最大绝对位移。

参考文献 (References)

[1] 丁娣, 秦子增. 基于正交试验的大型降落伞开伞冲击载荷影响因素分析[J]. 国防科技大学学报, 2009, 31(3): 11-15.
DING D, QIN Z Z. Analysis of parachute's deployment load and influent factors based on orthogonal experiment method[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2009, 31(3): 11-15. (in Chinese)

[2] 张大鹏, 雷勇军. 返回舱着陆工况对着陆冲击特性的影响[J]. 国防科技大学学报, 2014, 36(6): 76-81.
ZHANG D P, LEI Y J. Impact analysis of landing conditions on space capsule's impact characteristics [J]. Journal of National University of Defense Technology, 2014, 36(6): 76-81. (in Chinese)

[3] SUI G D, ZHANG X F, HOU S, et al. Quasi-zero stiffness

isolator suitable for low-frequency vibration [J]. Machines, 2023, 11(5): 512.

[4] ZHAO F, JI J C, YE K, et al. An innovative quasi-zero stiffness isolator with three pairs of oblique springs [J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2021, 192: 106093.

[5] CHEN T F, ZHENG Y X, SONG L H, et al. Study on a quasi-zero-stiffness isolator for variable mass load [J]. Applied Mathematical Modelling, 2023, 123: 447-463.

[6] YU K F, CHEN Y W, YU C Y, et al. A compact nonlinear stiffness-modulated structure for low-frequency vibration isolation under heavy loads [J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112(8): 5863-5893.

[7] YU C Y, JIANG Q B, FU Q D, et al. Modeling and analysis of a torsional magnetic negative stiffness structure for flexible vertical low-frequency vibration isolation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2024, 212: 111285.

[8] YU C Y, JIANG Q B, YU K F, et al. The vibration isolation proprieties of an X-shaped structure with enhanced high-static and low-dynamic stiffness via torsional magnetic negative stiffness mechanism [J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112: 8849-8870.

[9] WANG J X, YAO G. Multi-directional vibration isolation performances of a scissor-like structure with nonlinear hybrid spring stiffness [J]. Nonlinear Dynamics, 2024, 112: 8871-8888.

[10] 张建卓, 董申, 李旦. 基于正负刚度并联的新型隔振系统研究[J]. 纳米技术与精密工程, 2004, 2(4): 314-318.
ZHANG J Z, DONG S, LI D. Study on new type vibration isolation system based on combined positive and negative stiffness [J]. Nanotechnology and Precision Engineering, 2004, 2(4): 314-318. (in Chinese)

[11] 王勇, 李昊轩, 程春, 等. 惯容准零刚度隔振器动态特性研究[J]. 振动、测试与诊断, 2021, 41(6): 1124-1131, 1237.
WANG Y, LI H X, CHENG C, et al. Dynamic characteristics of inerter-based quasi-zero stiffness vibration isolator [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2021, 41(6): 1124-1131, 1237. (in Chinese)

[12] ZHENG Y S, ZHANG X N, LUO Y J, et al. Design and experiment of a high-static-low-dynamic stiffness isolator using a negative stiffness magnetic spring [J]. Journal of Sound and Vibration, 2016, 360: 31-52.

[13] 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: 2499-2519.

[14] WU M K, WU J L, CHE J X, et al. Analysis and experiment of a novel compact magnetic spring with high linear negative stiffness [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2023, 198: 110387.

[15] WEI C Y. Design and analysis of a novel vehicle-mounted active QZS vibration isolator [J]. Iranian Journal of Science and Technology, Transactions of Mechanical Engineering, 2023, 47: 2121-2131.

- [16] VO N Y P, LE T D. Adaptive pneumatic vibration isolation platform [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2019, 133: 106258.
- [17] LIU B Y, GU L, DONG M M. Bifurcation and dynamic analysis of quasi-zero stiffness isolator with asymmetric stiffness and mismatched load based on X-shaped negative stiffness structure [J]. *Acta Mechanica*, 2024, 235: 3447 – 3462.
- [18] 周铃松, 余松, 蒋建平, 等. 基于双稳态梁的准零刚度微振动隔振方法 [C] // 第三届中国空天安全会议论文集, 2021: 146 – 151.
ZHOU L S, YU S, JIANG J P, et al. A quasi-zero stiffness vibration isolation method based on bistable beam [C] // *Proceedings of the 3rd China Conference on Aerospace Security*, 2021: 146 – 151. (in Chinese)
- [19] VALEEV A, ZOTOV A, KHARISOV S. Designing of compact low frequency vibration isolator with quasi-zero-stiffness [J]. *Journal of Low Frequency Noise, Vibration and Active Control*, 2015, 34(4): 459 – 473.
- [20] VALEEV A, ZOTOV A, TOKAREV A. Study of application of vibration isolators with quasi-zero stiffness for reducing dynamics loads on the foundation [J]. *Procedia Engineering*, 2017, 176: 137 – 143.
- [21] VALEEV A, KHARISOV S. Application of vibration isolators with a low stiffness for the strongly vibrating equipment [J]. *Procedia Engineering*, 2016, 150: 641 – 646.
- [22] LIU H P, XIAO K L, LV Q, et al. Analysis and experimental study on dynamic characteristics of an integrated quasi-zero stiffness isolator [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2022, 144(2): 021002.