

消隔组合 X 型减振器设计与动力学分析^{*}

程远恩¹ 李立广² 张振^{1†} 方勃¹

(1. 沈阳航空航天大学 航空宇航学院, 沈阳 110136)

(2. 北京空间机电研究所, 北京 100190)

摘要 本文将一种 X 型结构与线性弹簧阻尼减振器相结合构成一种兼具消振和隔振性能的新型 X 型减振器. 基于拉格朗日方法建立单自由度线性振子耦合消隔组合 X 型减振器系统的动力学方程, 应用谐波平衡法得到系统稳态响应的近似解析解, 并通过 Runge-Kutta 法得到系统的数值解验证解析解的正确性. 讨论了不同的基础激励下新型 X 型减振器对系统的响应幅值以及位移传递率的减振效果. 此外, 分析了不同参数对系统的幅频响应曲线以及位移传递率的影响. 研究结果表明, 新型 X 型减振器不仅可以将线性刚度转化为非线性刚度, 还可以为系统提供负刚度, 拥有优秀的消振和超低频隔振性能.

关键词 X 型结构, 非线性刚度, 消隔组合减振, 谐波平衡法

中图分类号: O327

文献标志码: A

Design and Dynamic Analysis of X-Shaped Absorber Combined with Vibration Dissipation and Vibration Isolation^{*}

Cheng Yuanen¹ Li Liguang² Zhang Zhen^{1†} Fang Bo¹

(1. School of Aeronautics and Astronautics, Shenyang Aerospace University, Shenyang 110136, China)

(2. Beijing Institute of Space Electromechanical Research, Beijing 100190, China)

Abstract This paper combines an X-Shaped structure with a linear spring and damping absorber to form a new X-Shaped absorber with both vibration dissipation and vibration isolation performance. Based on the Lagrange method, the dynamic equation of the single-degree-of-freedom linear oscillator coupled X-Shaped absorber system is established. The approximate analytical solution of the steady-state response of the system is obtained by the harmonic balance method, and the numerical solution obtained by the Runge-Kutta method verify the correctness of the analytical solution. The vibration reduction effect of the new X-Shaped absorber on the response amplitude and displacement transmissibility of the system for different excitations is discussed. In addition, the influence of different parameters on the amplitude-frequency response curve and displacement transmissibility of the system is analyzed. The results show that the new X-Shaped absorber can not only transform the linear stiffness into nonlinear stiffness, but also provide negative stiffness for the system, and has excellent vibration dissipation and ultra-low frequency vibration isolation performance.

Key words X-Shaped structure, nonlinear stiffness, vibration dissipation and vibration isolation, harmonic balance method

引言

在一般的振动控制问题中,常用的隔振技术包含主动与半主动控制、被动控制.主动控制技术中附加的能源与设备对隔振器配置要求高且难以实现轻量化^[1].半主动控制中的控制系统同样较为复杂,因此被动隔振应用较为广泛.传统的隔振器一般通过减小系统刚度来降低其共振频率,在中、高频振动中隔振效果较好,具有成本低、结构简单等优点.但在隔离低频振动和宽频隔振性能方面能力较差^[2].

由于线性隔振器的刚度和承载力存在固有矛盾,非线性隔振技术开始受到广泛的应用,如车辆^[3,4]、航天器^[5]和精密仪器^[6]等.这种隔振方法本质上是利用振动系统的非线性特性,包括非线性刚度和非线性阻尼.研究发现,对于静态的隔振装置,非线性刚度特性能够有效的提高其稳定性以及静态承载能力,而非线性阻尼特性能够提高隔振结构在高频范围内振动的隔离效果.Tang等^[7]、彭志科等^[8]对一些复杂非线性隔振器的性能进行了实验研究.具有高静低动特性的准零刚度隔振器也是一种常见的非线性刚度的实现方式.Carrella等^[9,10]推导了准零刚度隔振器的力传递率和位移传递率.该“三弹簧”式准零刚度隔振器可以实现负刚度,能降低隔振系统的总刚度,并利用非线性刚度,拓宽隔振系统的隔振频带.Gatti等^[11]提出了一种振荡器,通过使用四个适当排列的弹簧,在大挠度下实现低动刚度.但当激励幅值较大偏离相应位移区间后,这些结构形式的准零刚度隔振器不能发挥自身优势.近年来人们从动物身上获得灵感,通过模拟动物肢体结构提出了一种新型X型结构来获得非线性刚度.刘天兴等^[12]通过构建负刚度调节结构,设计了平衡位置可调的准零刚度隔振系统,研究了隔振对象重量变化对隔振效果的影响.麻军德等^[13]设计了一种精密仪器双层隔振装置,研究了仪器质量、系统结构型式和隔振器参数对隔振装置振动传递特性的影响.昌耀鹏等^[14]对双层主动隔振系统进行了隔振性能及主动控制力的优化,大幅降低了隔振对象的位移与中间层的相对位移及主动控制力.尹佑旺等^[15]基于柔性曲梁的力学特性提出了一种新型的柔性隔振结构,可以达到扭转方向的准零刚度特性,实现显著的低频隔振.

生物X型结构作为工程实践中一种典型的非线性应用,具有良好的非线性被动振动控制性能^[16].已有很多学者对此进行大量研究,如非线性静刚度与非线性阻尼^[17,18]、位移透射率^[19]、振动能量采集^[20]和基于准零刚度的传感器^[21]等.Dai等^[22]根据袋鼠奔跑时的平滑运动提出了仿生四边形结构,用于抑制自由漂浮航天器在周期或脉冲力作用下的振动.Hu等^[23]利用新型X型减振器提供的非线性刚度和非线性阻尼特性,设计了被动六自由度隔振平台,通过改变结构参数来调节系统刚度和阻尼特性,实现良好的稳定性和高静—低动刚度特性,并具有很好的承载能力.尹蒙蒙等^[24]将X型结构与准零刚度结合设计了X型准零刚度隔振器,达到了超低频隔振的效果.Jing等^[25]模拟动物的肢体,利用生物抗振结构中的非线性优势设计了一种抗振外骨骼,对冲击过程中的振动有显著的抑制效果.Li等^[26]提出了基于生物参考模型的主动悬架模糊自适应跟踪控制方法,并设计了一种非线性阻尼来改善阻尼特性.Wang等^[27]研究了一种新型的 n 层垂直非对称X型结构,考虑了重力对系统固有频率的影响以及非线性阻尼对减振性能的影响.Feng等^[28]首次提出以人体为灵感,模拟人腿部X型支撑结构和模拟人体行走时手臂和上身旋转运动设计出一种抗振结构,实现可调的超低谐振频率和良好的抗共振特性.Mao等^[29]提出了一种结合凸轮推杆—弹簧机构的新型X形QZS隔振器.推杆—弹簧机构可以消除加载质量的重力,斜置弹簧能提供负刚度.

本文将X型结构与传统线性弹簧阻尼减振器相结合,提出了兼具消隔减振性能的新型X型减振器.相比于文献^[24]所提出的X型准零刚度隔振器,本文提出的新型X型减振器结构更加简单,利用X型结构特性,将线性刚度转化为所需的非线性刚度并提供负刚度,在保证降低承载力的同时也能提高隔振效果.新型X型减振器的应用范围同样广泛,可以应用在受冲击或周期性激励的在轨卫星当中.其实现方式更为简单,在一般的X型结构中,结合传统弹簧阻尼减振器就能实现.本文基于最大幅值减振百分比、最大传递率减振百分比和最大共振峰频率隔振百分比展示了新型X型减振器的消振和隔振性能.并讨论了新型X型减振器参数变化对其减振性能及系统响应非线性特性的影响.

1 力学模型

系统的力学模型如图 1(a)所示.主结构等效为质量为 m_1 ,线性弹簧刚度为 k_1 ,阻尼为 c_1 的单自由度线性振子.新型 X 型减振器由两根杆长为 $2l$ 的长杆铰接而成,忽略铰接处的摩擦力,线性弹簧刚度为 k_2 ,阻尼为 c_2 .系统外激励为基础谐波位移激励 $x_e = A \cos(\omega t)$,其中, A 和 ω 分别为位移激励的幅值和频率. x_1 是主系统结构的位移响应.

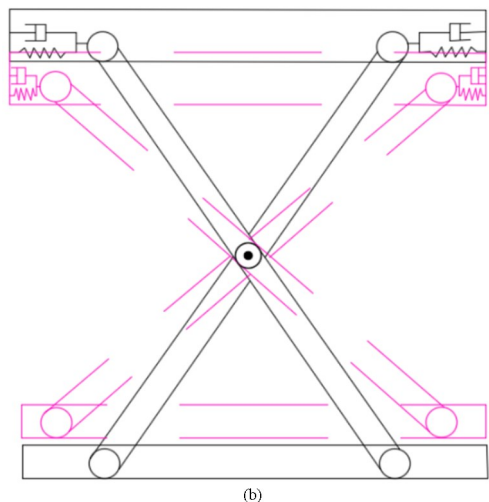
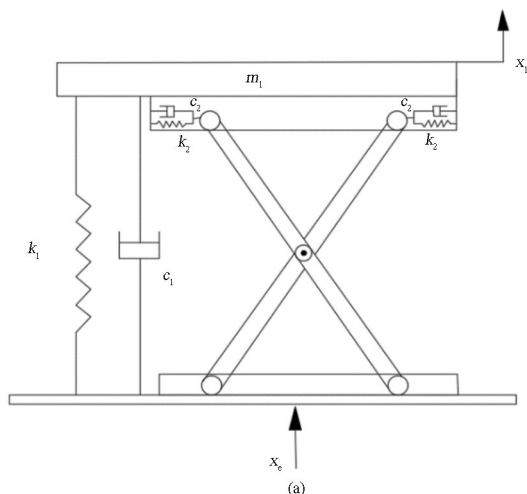


图 1 力学模型:(a)带有新型 X 型减振器的单自由度主结构;
(b)新型 X 型减振器结构变形的几何关系示意图

Fig.1 Mechanical model: (a) Single-degree-of-freedom main structure with the new X-Shaped absorber;
(b) Geometric diagram of the new X-Shaped absorber

图 1(b)为新型 X 型减振器受到激励影响发生变化时的几何关系.新型 X 型减振器的杆长为 $2l$, φ_0 为装载时与底座的初始夹角, θ 为新型 X 型减振器受到激励影响时角度的变化量, x 为弹簧 k_2 的形变量, y 为新型 X 型减振器竖直方向的位移变化量.由此可以推导出这几个位移变量之间的几何关系:

$$x = l[\cos(\varphi_0 - \theta) - \cos\varphi_0]$$

$$y = l[\sin\varphi_0 - \sin(\varphi_0 - \theta)] \quad (1)$$

其中竖直位移形变量 $y = \frac{x_e - x_1}{2}$, 与式(1)结合起来得到弹簧型变量 x 为:

$$x = \sqrt{l^2 - \left(l \sin\varphi_0 - \frac{x_e - x_1}{2}\right)^2} - l \cos\varphi_0 \quad (2)$$

利用拉格朗日方程推导出带有新型 X 型减振器的单自由度系统的动力学方程.

该系统的动能为:

$$T = \frac{1}{2} m_1 \dot{x}_1^2 \quad (3)$$

该系统的势能为:

$$V = \frac{1}{2} k_1 (x_e - x_1)^2 + k_2 x^2 \quad (4)$$

拉格朗日函数为:

$$L = T - V \quad (5)$$

由拉格朗日方程:

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial L}{\partial \dot{x}_1} \right) - \frac{\partial L}{\partial x_1} = D \quad (6)$$

其中耗散能 D 可以表示为

$$D = c_1 (\dot{x}_e - \dot{x}_1) + c_2 \dot{x} \quad (7)$$

将式(2)~式(5)和式(7)代入式计算得到系统的动力学方程为

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_e) + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_e) - 2c_2 \dot{x} - 2k_2 x \frac{dx}{dx_1} = 0 \quad (8)$$

将方程(8)在零点进行三阶泰勒展开为

$$m_1 \ddot{x}_1 + k_1 (x_1 - x_e) + c_1 (\dot{x}_1 - \dot{x}_e) - k_2 (q_1 x_b + q_2 x_b^2 + q_3 x_b^3) + c_2 (\dot{x}_1 - \dot{x}_e) (f_0 + f_1 x_b + f_2 x_b^2 + f_3 x_b^3) = 0 \quad (9)$$

其中:

$$\begin{aligned} q_1 &= -\frac{1}{2} \tan^2 \varphi_0, & q_2 &= \frac{3 \tan \varphi_0 (1 - \tan^2 \varphi_0)}{8 l \cos \varphi_0} \\ q_3 &= -\frac{1 + 5 \tan^4 \varphi_0}{16 l^2 \cos^2 \varphi_0}, & f_0 &= \tan \varphi_0 \\ f_1 &= -\frac{1 + \tan \varphi_0}{2 l \cos \varphi_0}, & f_2 &= \frac{3 \tan \varphi_0 (1 + \tan^2 \varphi_0)}{8 l^2 \cos^2 \varphi_0} \\ f_3 &= -\frac{1 + 3 \tan^2 \varphi_0}{16 l^3 \cos^3 \varphi_0}, & x_b &= x_e - x_1 \end{aligned} \quad (10)$$

2 谐波平衡法求解

基于谐波平衡法,方程式(9)的振动响应可以

近似一组有限谐波的叠加,设主结构位移 x_1 的谐波假设解的形式为

$$x_1 = a_0 + \sum_{i=1}^n a_{1,i} \cos(i\omega t) + \sum_{i=1}^n b_{1,i} \sin(i\omega t) \quad (11)$$

式中, i 为谐波阶数, $i = 1, 2, \dots, n$. $a_{1,i}$ 和 $b_{1,i}$ 为对应谐波项的待定系数.

$$\begin{aligned} & -\frac{45a_{1,1}k_2A^2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{45a_{1,1}^2k_2A\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{15b_{1,1}^2k_2A\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{15a_{1,1}b_{1,1}^2k_2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \\ & \frac{3b_{1,1}c_2\omega\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{k_2A\tan^2(\varphi_0)}{2} - \frac{a_{1,1}k_2\tan^2(\varphi_0)}{2} + \frac{3k_2A^3}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3k_2a_{1,1}^3}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - Ak_1 + \\ & a_{1,1}k_1 - \frac{15a_{1,1}^3k_2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{9a_{1,1}k_2A^2}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{9a_{1,1}^2k_2A}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3b_{1,1}^2k_2A}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}b_{1,1}^2k_2}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \\ & \frac{3a_{1,1}^2b_{1,1}c_2\omega\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3b_{1,1}c_2\omega A^2\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3a_{1,1}^2b_{1,1}c_2\omega\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3b_{1,1}c_2\omega A^2\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & a_{1,1}\omega^2m_1 + b_{1,1}\omega c_1 + b_{1,1}\omega c_2\tan(\varphi_0) + \frac{15k_2A^3\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}b_{1,1}\omega c_2A\tan^3(\varphi_0)}{16l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & \frac{3a_{1,1}b_{1,1}\omega c_2A\tan(\varphi_0)}{16l^2\cos^2(\varphi_0)} = 0 \\ & -b_{1,1}\omega^2m_1 + A\omega c_1 - \omega a_{1,1}c_1 - \frac{15a_{1,1}^2b_{1,1}k_2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3a_{1,1}b_{1,1}k_2A}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{15b_{1,1}k_2A^2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & \frac{3\omega c_2A^3\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}^3\omega c_2A^3\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}^3\omega c_2A^3\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{3\omega c_2A^3\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3b_{1,1}^3k_2}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & \frac{b_{1,1}k_2\tan^2(\varphi_0)}{2} + c_2\omega A\tan(\varphi_0) - a_{1,1}c_2\omega\tan(\varphi_0) - \frac{15b_{1,1}^3k_2\tan^4(\varphi_0)}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3b_{1,1}k_2A^2}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & \frac{3a_{1,1}^2b_{1,1}k_2}{64l^2\cos^2(\varphi_0)} + b_{1,1}k_1 + \frac{3b_{1,1}^2\omega c_2A\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{9a_{1,1}\omega c_2A^2\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{15a_{1,1}b_{1,1}k_2A\tan^4(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \\ & \frac{3b_{1,1}^2\omega c_2A\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}b_{1,1}^2\omega c_2\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{9a_{1,1}^2\omega c_2A\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \frac{3a_{1,1}b_{1,1}^2\omega c_2\tan(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} - \\ & \frac{9a_{1,1}\omega c_2A^2\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} + \frac{9a_{1,1}^2\omega c_2A\tan^3(\varphi_0)}{32l^2\cos^2(\varphi_0)} = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

给定系统参数,由伪弧长连续算法求解式(12),得到系统的稳态幅频响应曲线.通过系统响应最大值与最小值之差的平均值提取系统的幅值为

$$A_{x_1} = \frac{[\max(x_1) - \min(x_1)]}{2} \quad (13)$$

定义传递率为:

$$T = 20\lg\left|\frac{A_{x_1}}{A}\right| \quad (14)$$

3 数值验证

由 Runge-Kutta 数值方法求得系统响应的时间历程,然后从时间历程中的稳态响应部分提取出系统的响应幅值用以验证谐波平衡近似解析解的精确性,系统参数如表 1 所示,图 2(a)所示的数值

对式(11)进行一阶求导和二阶求导分别得到速度和加速度响应.

考虑到系统响应为对称运动,因此 $a_0 = 0$.这里给出一阶谐波的推导过程.令 $i = 1$, $a_{1,1}$ 和 $b_{1,1}$ 定义为常数,谐波系数方程为

解与解析解吻合的很好.

表 1 仿真计算参数		
Table 1 Simulation calculation parameters		
Name	Notation	Value
Mass	m_1	3.3kg
Stiffness of traditional shock absorber	k_1	2814N/m
Stiffness of the New X-Shaped absorber	k_2	5600N/m
Damping of traditional shock absorber	c_1	1.4N · s/m
Damping of the New X-Shaped absorber	c_2	1N · s/m
Half the length of the rod	l	0.2m
Angle	φ_0	$\pi/4$ rad
Displacement excitation amplitude	A	0.0025m

调整刚度参数 $k_2 = 4500\text{N/m}$,得到系统的幅频响应曲线如图 2(b)所示.曲线呈现出向左弯曲的

软化特性,且数值结果正向扫频和反向扫频的对比显示了非线性跳跃现象.显然,两种方法的结果有很高的吻合度.由此可得,无论是强非线性还是弱非线性响应,一阶和三阶的谐波假设解都可以满足收敛性要求.因此,本文的幅频响应均采用一阶和三阶谐波假设解.

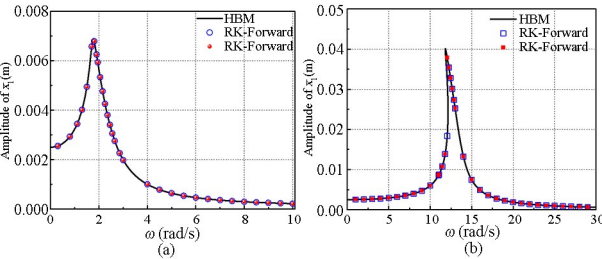


图 2 系统幅频曲线的解析解与数值解的比较:(a)基于表 1 参数;
(b)调整刚度 $k_2=4500\text{N/m}$
Fig.2 Comparison of the amplitude-frequency curve of the energy sink based on the analytical and numerical methods:(a) Based on Table 1 parameters; (b) Adjust stiffness $k_2=4500\text{N/m}$

4 减振效果分析

本节比较并讨论在不同激励幅值下,新型 X 型减振器对系统响应幅值和位移传递率的减振效果.采用表 1 的参数进行仿真计算.如图 3(a)、图 4(a)、图 5(a)、图 6(a)所示,激励幅值 $A=0.0001\text{m}$ 、 0.0005m 、 0.0015m 、 0.0025m 时新型 X 型减振器对频响曲线最大幅值的消振百分比分别为 95.38%、95.61%、95.75%、96%.相比于小激励幅值 $A=0.0001\text{m}$,后三种激励下,新型 X 型减振器对系统响应幅值的消振百分比均有小幅度增长,分别增加了 0.23%、0.37%、0.62%.由此可见,对于系统响应幅值,新型 X 型减振器具有高效的消振效果.此外,激励幅值的变化几乎不影响新型 X 型减振器对系统最大响应幅值的消振性能.

图 3(b)、图 4(b)、图 5(b)、图 6(b)分别表示不同激励下新型 X 型减振器对位移传递率的减振效果.如图所示,激励幅值 $A=0.0001\text{m}$ 、 0.0005m 、 0.0015m 、 0.0025m 时未控系统的位移传递率几乎没有变化.而新型 X 型减振器对位移传递率最大值的消振百分比分别达到了 73.9%、73.89%、74.73%、76.09%.相比于小激励 $A=0.0001\text{m}$,激励幅值 $A=0.0005\text{m}$ 时新型 X 型减振器对幅值的消振百分比下降了 0.01%.当 $A=0.0015\text{m}$ 、 0.0025m 时新型 X 型减振器对位移传递率最大值的消振百分比相比于 $A=0.0001\text{m}$ 分别增加了 0.83%和 2.13%.由此

可见,对于系统的位移传递率,新型 X 型减振器同样具有高效的消振效果,且外激励幅值的变化几乎不影响新型 X 型减振器对位移传递率的消振性能.

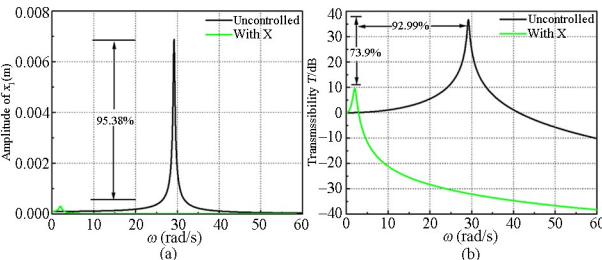


图 3 激励幅值 $A=0.0001\text{m}$:(a)新型 X 型减振器对幅值的减振效果;(b)新型 X 型减振器对位移传递率的减振效果
Fig.3 Excitation amplitude $A=0.0001\text{m}$: (a) The damping effect of the new X-shaped absorber on amplitude; (b) Vibration reduction effect of the new X-shaped absorber on displacement transmissibility

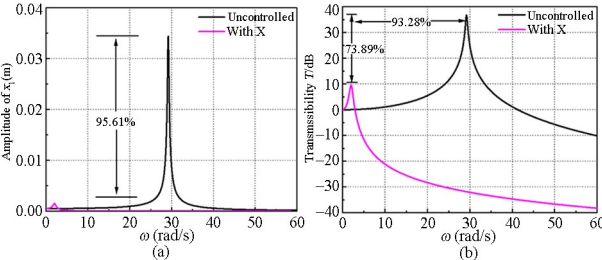


图 4 激励幅值 $A=0.0005\text{m}$:(a)新型 X 型减振器对幅值的减振效果;(b)新型 X 型减振器对位移传递率的减振效果
Fig.4 Excitation amplitude $A=0.0005\text{m}$: (a) The damping effect of the new X-shaped absorber on amplitude; (b) Vibration reduction effect of the new X-shaped absorber on displacement transmissibility

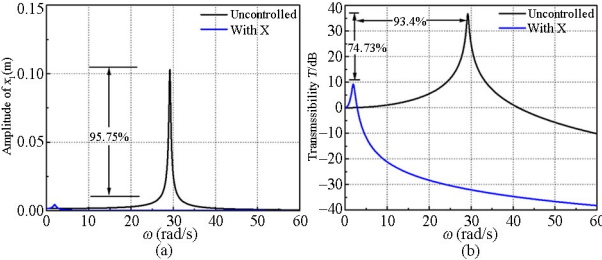


图 5 激励幅值 $A=0.0015\text{m}$:(a)新型 X 型减振器对幅值的减振效果;(b)新型 X 型减振器对位移传递率的减振效果
Fig.5 Excitation amplitude $A=0.0015\text{m}$: (a) The damping effect of the new X-shaped absorber on amplitude; (b) Vibration reduction effect of the new X-shaped absorber on displacement transmissibility

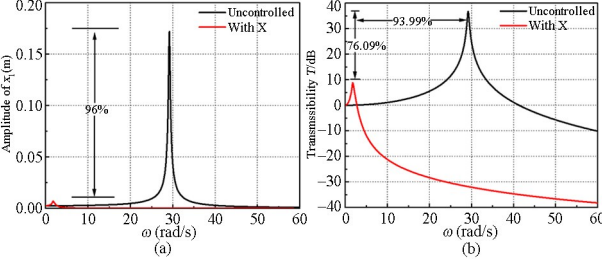


图 6 激励幅值 $A=0.0025\text{m}$:(a)新型 X 型减振器对幅值的减振效果;(b)新型 X 型减振器对位移传递率的减振效果
Fig.6 Excitation amplitude $A=0.0025\text{m}$: (a) The damping effect of the new X-shaped absorber on amplitude; (b) Vibration reduction effect of the new X-shaped absorber on displacement transmissibility

此外,如图 3~图 6 所示,不同外激励对未控系统的固有频率是没有影响的.未控系统在频率为 29.2rad/s 处取得峰值.激励幅值 $A=0.0001\text{m}, 0.0005\text{m}, 0.0015\text{m}, 0.0025\text{m}$ 时,新型 X 型减振器对系统的隔振百分比分别达到了 92.99%、93.28%、93.4% 和 94.99%.当 $A=0.0005\text{m}, 0.0015\text{m}, 0.0025\text{m}$ 时新型 X 型减振器对系统的隔振百分比相比于 $A=0.0001\text{m}$ 分别增加了 0.29%、0.41%、2%.由此可见,新型 X 型减振器具有良好的低频隔振性能.此外,激励的变化几乎不影响新型 X 型减振器对系统的隔振性能.

5 参数分析

5.1 刚度影响

保持表 1 其他参数不变,新型 X 型减振器的刚度对系统幅频响应曲线的影响如图 7(a) 所示.可以看到,随着线性刚度值的增大,频响曲线的峰值逐渐减小,增加了减振效果.最大峰值一直向左下方延伸.当刚度 k_2 超过 5650N/m 时,共振峰消失.此外还可以发现,在刚度增大的过程中,频响曲线先呈现出明显的软化特性,然后软化特性又逐渐消失.图 7(b) 显示的是新型 X 型减振器的刚度对系统位移传递率的影响.可以看到,随着线性刚度值的增大,位移传递率的峰值不断减小,系统的固有频率越来越小,隔振范围越来越大.当刚度超过 5650N/m 时,实现了全频段隔振.频响曲线和位移传递率均呈现出向左弯曲的非线性软特性,由此可见,新型 X 型减振器对于高频隔振更有优势,高频隔振频带更宽,尤其当刚度增大到一定程度时,能更好的实现全频隔振.

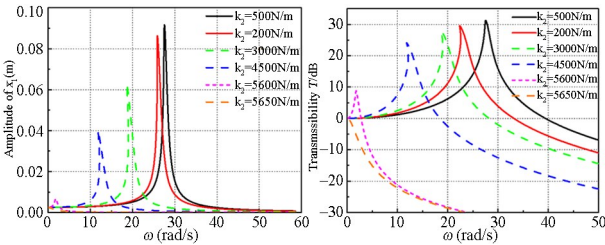


图 7 新型 X 型减振器刚度的影响:(a)不同刚度的幅频响应曲线;(b)不同刚度的位移传递率
Fig.7 Influence of stiffness of the new X-Shaped absorber:
(a) Amplitude-frequency response curves with different k_2 ;
(b) Transmissibility with different k_2

5.2 阻尼影响

保持表 1 其他参数不变,且将刚度参数调整为

$k_2=4500\text{N/m}$.新型 X 型减振器的阻尼对幅频响应曲线的影响如图 8(a) 所示.随着阻尼值的增大,系统幅频响应曲线的峰值逐渐减小,并且频响曲线的软化特性逐渐消失.图 8(b) 显示的是新型 X 型减振器的阻尼对位移传递率的影响.可以看到,增大阻尼能有效减小位移传递率的峰值.但在共振区外,随着振动频率增大,较大的阻尼会增大系统的位移传递率.因此,为了保证系统的减振效果,阻尼不宜过大,否则会增加高频段的位移传递率的幅值,从而影响系统在高频段的隔振效果.

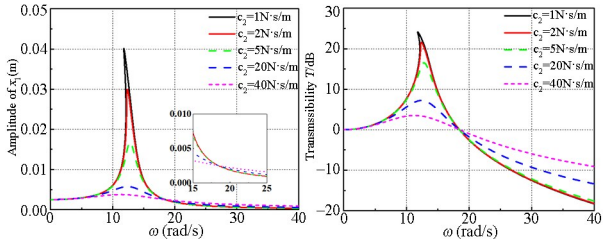


图 8 新型 X 型减振器阻尼的影响:(a)不同阻尼的幅频响应曲线;
(b)不同阻尼的位移传递率
Fig.8 Influence of damping of the new X-Shaped absorber:
(a) Amplitude-frequency response curves with different c_2 ;
(b) Transmissibility with different c_2

5.3 装载角的影响

保持表 1 其他参数不变,且将刚度参数调整为 $k_2=4500\text{N/m}$.新型 X 型减振器的装载角度对幅频响应曲线的影响如图 9(a) 所示.可以看到,随着装载角度的增大,频响曲线的峰值逐渐减小,另外,装载角度越大,频响曲线向左弯曲的软化特性越明显.图 9(b) 显示的是新型 X 型减振器的装载角度对系统位移传递率的影响.随着装载角度的增大,位移传递率的峰值不断减小,系统的固有频率越来越小,隔振频带逐渐变宽.当装载角度增加到一定程度时,位移传递率的固有频率降为 0,实现了全频带隔振.但是大的装载角会增加高频段的位移传递率的幅值,从而影响高频段的隔振效果.所以根据实际条件,在条件允许的范围内存应选择较大的装载角.

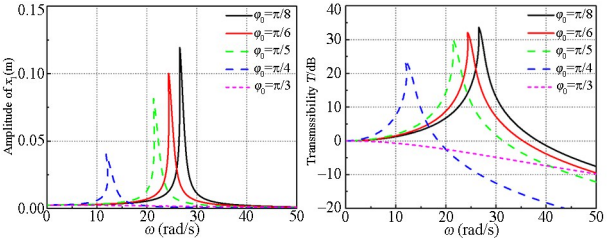


图 9 新型 X 型减振器装载角的影响(a)不同装载角的幅频响应曲线;(b)不同装载角的位移传递率
Fig.9 Influence of loading angle of the new X-Shaped absorber:
(a) Amplitude-frequency response curves with different φ_0 ;
(b) Transmissibility with different φ_0

5.4 参数优化

对于不同的阻尼 $c_2 = 1\text{ N} \cdot \text{s/m}$ 、 $5\text{ N} \cdot \text{s/m}$ 、 $10\text{ N} \cdot \text{s/m}$,当 X 型结构的刚度和装载角度同时变化时,主结构的位移传递率的最大幅值变化二维等高线分别如图 10(a)、(b)、(c)所示.图中深蓝色区域为可以实现全频带隔振的最优参数取值范围.比较发现,图(b)的最优值范围明显比图(a)的大,而图(c)的最优值范围虽然比图(b)的大,但其增大程度非常小.也就是说,随着阻尼变大,实现全频带隔振最优参数取值范围会逐渐变大到一定程度后达到相对稳定.

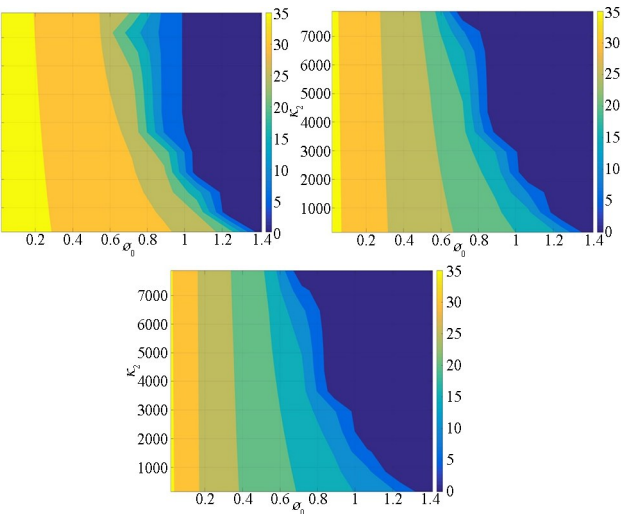


图 10 X 型结构的刚度和装载角度同时变化时对主结构的位移传递率最大幅值的影响:(a) $c_2 = 1\text{ N} \cdot \text{s/m}$;
(b) $c_2 = 5\text{ N} \cdot \text{s/m}$;(c) $c_2 = 10\text{ N} \cdot \text{s/m}$
Fig.10 The influence of the stiffness and loading angle of the X-shape on the maximum amplitude of the displacement transfer rate of the main structure:(a) $c_2 = 1\text{ N} \cdot \text{s/m}$;
(b) $c_2 = 5\text{ N} \cdot \text{s/m}$;(c) $c_2 = 10\text{ N} \cdot \text{s/m}$

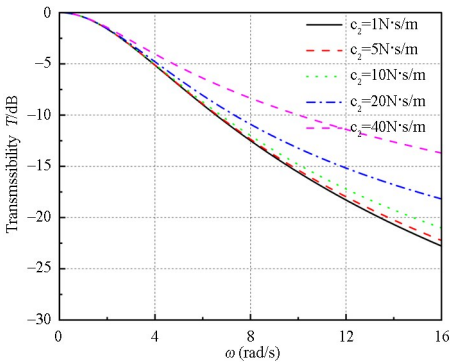


图 11 阻尼的影响
Fig.11 Effect of damping

在全频段隔振范围内,选取一组刚度和装载角 $k_2 = 3600\text{ N/m}$, $\varphi_0 = \pi/3\text{ rad/s}$,不同阻尼对位移传递率的影响如图 11 所示.能够发现,当阻尼越来越

大时,高频段的隔振效果会越来越差.也就是说,当实现全频段隔振以后,阻尼越小越好.

在全频段隔振范围内,选取阻尼 $c_2 = 1\text{ N} \cdot \text{s/m}$.当受到的冲击激励为 0.02 m 时,系统自由衰减的时间历程图如图 13 所示.可以看到,在全频段隔振范围内,面对冲击性激励,新型 X 型减振器也可以实现高效的减振效果.

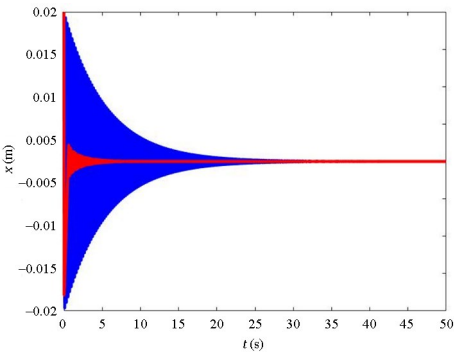


图 12 冲击激励为 0.02 m ,系统自由衰减的时间历程图
Fig.12 The impact excitation is 0.02 m , and the time history diagram of the free attenuation of the system is obtained

6 结论

本文将 X 型结构与线性弹簧阻尼减振器结合得到一种新型消隔组合 X 型减振装置.新型 X 型减振器不仅能将线性刚度转化为非线性刚度,还可以为系统提供负刚度.研究了新型 X 型减振器的减振性能,并讨论了参数变化的影响.主要结论如下

新型 X 型减振器具有很好的消振和隔振性能.另外,外激励幅值的变化对新型 X 型减振器的减振性能几乎没有影响.

参数研究表明,较大的刚度、阻尼以及装载角度都可以有效提高 X 型减振器对系统的减振性能,达到高效消振与超低频隔振的效果.当实现全频段隔振之后,阻尼越小,隔振效果会越好.

参考文献

[1] ZHAO Y H, GUO Q W, WU S, et al. Design and experimental validation of an annular dielectric elastomer actuator for active vibration isolation [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 134: 106367.
[2] 孙伟,李以农,刘万里,等.橡胶隔振器非线性动态特性建模及实验研究 [J]. 振动与冲击, 2012, 31 (23): 71-76.

- SUN W, LI Y N, LIU W L, et al. Dynamic modeling and test for a nonlinear rubber damper [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2012, 31(23): 71–76. (in Chinese)
- [3] 杜香刚. 基于隔振器荷载特征的非线性隔振器设计方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2021, 40(21): 290–297.
- DU X G. Design method of nonlinear vibration isolator based on isolator load characteristics [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2021, 40(21): 290–297. (in Chinese)
- [4] 刘韦, 朱光楠, 杜香刚, 等. 具有高静低动刚度特性的浮置板隔振器设计方法研究 [J]. *振动与冲击*, 2022, 41(15): 1–10+19.
- LIU W, ZHU G N, DU X G, et al. Study on design method of floating slab vibration isolator with high static and low dynamic stiffness characteristic [J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(15): 1–10+19. (in Chinese)
- [5] XU K F, ZHANG Y W, ZHU Y P, et al. Dynamics analysis of active variable stiffness vibration isolator for whole-spacecraft systems based on nonlinear output frequency response functions [J]. *Acta Mechanica Sinica*, 2020, 33(6): 731–743.
- [6] KAMESH D, PANDIYAN R, GHOSAL A. Passive vibration isolation of reaction wheel disturbances using a low frequency flexible space platform [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(6): 1310–1330.
- [7] TANG B, BRENNAN M J. A comparison of two nonlinear damping mechanisms in a vibration isolator [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332(3): 510–520.
- [8] 彭志科, 郎自强, 孟光, 等. 一类非线性隔振器振动传递特性分析 [J]. *动力学与控制学报*, 2011, 9(4): 314–320.
- PENG Z K, LANG Z Q, MENG G, et al. Analysis on transmissibility for a class of nonlinear vibration isolators [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2011, 9(4): 314–320. (in Chinese)
- [9] CARRELLA A, BRENNAN M J, WATERS T P, et al. Force and displacement transmissibility of a nonlinear isolator with high-static-low-dynamic-stiffness [J]. *International Journal of Mechanical Sciences*, 2012, 55(1): 22–29.
- [10] CARRELLA A, BRENNAN M J, KOVACIC I, et al. On the force transmissibility of a vibration isolator with quasi-zero-stiffness [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2009, 322(4/5): 707–717.
- [11] GATTI G. Statics and dynamics of a nonlinear oscillator with quasi-zero stiffness behaviour for large deflections [J]. *Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation*, 2020, 83: 105143.
- [12] 刘兴天, 孔祥森, 孙杰, 等. 隔振对象重量变化对准零刚度隔振器隔振性能的影响 [J]. *动力学与控制学报*, 2021, 19(1): 63–67.
- LIU X T, KONG X S, SUN J, et al. Effect of load imperfection on vibration isolation performance of a quasi-zero-stiffness isolator [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2021, 19(1): 63–67. (in Chinese)
- [13] 麻军德, 王海伟. 试验台测控仪器隔振装置振动传递特性分析 [J]. *动力学与控制学报*, 2022, 20(6): 49–57.
- MA J D, WANG H W. Vibration transmission characteristics analysis of vibration isolation device for measurement and control instrument of test-bed [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2022, 20(6): 49–57. (in Chinese)
- [14] 昌耀鹏, 周加喜, 徐道临. 双层主动隔振系统优化设计方法研究 [J]. *动力学与控制学报*, 2022, 20(1): 35–41.
- CHANG Y P, ZHOU J X, XU D L. Research on optimization design method of double layer active vibration isolator system [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2022, 20(1): 35–41. (in Chinese)
- [15] 尹佑旺, 郑佩. 一种柔性隔振结构的动力学分析及设计方法 [J]. *动力学与控制学报*, 2021, 19(6): 16–24.
- YIN Y W, ZHENG P. Design and dynamic analysis of a flexible vibration isolation structure [J]. *Journal of Dynamics and Control*, 2021, 19(6): 16–24. (in Chinese)
- [16] DAI H H, JING X J, SUN C, et al. Accurate modeling and analysis of a bio-inspired isolation system: with application to on-orbit capture [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 109: 111–133.
- [17] SUN X T, JING X J. Analysis and design of a nonlinear stiffness and damping system with a scissor-like structure [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2016, 66–67: 723–742.
- [18] LANG Z Q, JING X J, BILLINGS S A, et al. Theoretical study of the effects of nonlinear viscous damping on vibration isolation of sdof systems [J].

- Journal of Sound and Vibration, 2009, 323(1/2): 352–365.
- [19] JI J C, ZHANG N. Suppression of super-harmonic resonance response using a linear vibration absorber [J]. Mechanics Research Communications, 2011, 38(6): 411–416.
- [20] WEI C F, JING X J. Vibrational energy harvesting by exploring structural benefits and nonlinear characteristics [J]. Communications in Nonlinear Science and Numerical Simulation, 2017, 48: 288–306.
- [21] LI Z C, JING X J, YU J Y. Fault detection based on a bio-inspired vibration sensor system [J]. IEEE Access, 2017, 6: 10867–10877.
- [22] DAI H H, JING X J, WANG Y, et al. Post-capture vibration suppression of spacecraft via a bio-inspired isolation system [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2018, 105: 214–240.
- [23] HU F Z, JING X J. A 6-DOF passive vibration isolator based on Stewart structure with X-shaped legs [J]. Nonlinear Dynamics, 2018, 91(1): 157–185.
- [24] 尹蒙蒙, 丁虎, 陈立群. X 型准零刚度隔振器动力学设计及分析 [J]. 动力学与控制学报, 2021, 19(5): 46–52.
- YIN M M, DING H, CHEN L Q. Dynamic design and analysis of x-shaped quasi-zero stiffness isolator [J]. Journal of Dynamics and Control, 2021, 19(5): 46–52. (in Chinese)
- [25] JING X J, ZHANG L L, FENG X, et al. A novel bio-inspired anti-vibration structure for operating hand-held jackhammers [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 118: 317–339.
- [26] LI J Y, JING X J, LI Z C, et al. Fuzzy adaptive control for nonlinear suspension systems based on a bioinspired reference model with deliberately designed nonlinear damping [J]. IEEE Transactions on Industrial Electronics, 2019, 66(11): 8713–8723.
- [27] WANG Y, JING X J. Nonlinear stiffness and dynamical response characteristics of an asymmetric X-shaped structure [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 125: 142–169.
- [28] FENG X, JING X J. Human body inspired vibration isolation: beneficial nonlinear stiffness, nonlinear damping & nonlinear inertia [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2019, 117: 786–812.
- [29] MAO X Y, YIN M M, DING H, et al. Modeling, analysis, and simulation of X-shape quasi-zero-stiffness-roller vibration isolators [J]. Applied Mathematics and Mechanics, 2022, 43(7): 1027–1044.