

具有零频特性的隔振器设计与减振性能研究

朱升贺, 牛金皓

(南京晨光集团有限责任公司, 南京 210006)

摘要: **目的** 开展零刚度隔振器的结构设计与减振性能试验验证。**方法** 现有隔振器在超低频下很难具备良好的隔振特性和较宽的隔振频率。在准零刚度技术的基础上, 通过仿真计算和试验分析相结合的方法对零刚度隔振器进行了深入研究。**结果** 首先, 建立了零刚度隔振器的物理模型, 对其进行了静力学计算, 分析了系统的刚度特性, 给出了系统的零刚度条件, 从而完成了隔振器的结构设计。然后, 通过 Adams 仿真软件对隔振器进行了动力学分析, 得出了其在超低频振动环境下具有较好的隔振效果。最后, 对零刚度隔振器开展了静力压缩试验、正弦振动试验以及随机振动试验, 通过试验验证了隔振器的零刚度特性和优良的隔振性能。**结论** 实现了零刚度隔振器的结构设计, 且该隔振器在 0.2~2000 Hz 范围内都处于减振状态, 传递率未出现大于 1 的情况。

关键词: 隔振器; 零刚度; 低频; 动力学分析

中图分类号: TB123

文献标识码: A

文章编号: 1672-9242(2021)12-0102-07

DOI: 10.7643/issn.1672-9242.2021.12.016

Design of Vibration Isolator with Zero Frequency Characteristics and Research on Vibration Reduction Performance

ZHU Sheng-he, NIU Jin-hao

(Nanjing Chenguang Group Co., Ltd., Nanjing 210006, China)

ABSTRACT: The work aims to carry out the structural design and vibration reduction performance test verification of zero stiffness vibration isolator. It is difficult for existing vibration isolators to have good vibration isolation characteristics and wide vibration isolation frequency under ultra-low frequency. On the basis of quasi zero stiffness technology, the zero stiffness isolator is studied by combining simulation calculation and experimental analysis. Firstly, the physical model of the zero stiffness isolator is established, the static calculation is carried out, the stiffness characteristics of the system are analyzed, and the zero stiffness condition of the system is given, so the structure design of the vibration isolator is completed. Then, the dynamic analysis of the isolator is carried out by ADAMS simulation software, and its better vibration isolation effect in ultra-low frequency vibration environment is studied. Finally, static compression test, sinusoidal vibration test and random vibration test are carried out to verify the zero stiffness characteristics and excellent vibration isolation performance of the isolator. The structure design of zero stiffness isolator is realized, and the isolator is in the state of vibration reduction in the range of 0.2~2000 Hz, and the transmission rate is not greater than 1.

收稿日期: 2021-04-13; 修订日期: 2021-06-12

Received: 2021-04-13; Revised: 2021-06-12

作者简介: 朱升贺(1990—), 男, 硕士, 工程师, 主要研究方向为环境与可靠性试验技术。

Biography: ZHU Sheng-he (1990—), Male, Master, Engineer, Research focus: environment and reliability test technology.

引文格式: 朱升贺, 牛金皓. 具有零频特性的隔振器设计与减振性能研究[J]. 装备环境工程, 2021, 18(12): 102-108.

ZHU Sheng-he, NIU Jin-hao. Design of vibration isolator with zero frequency characteristics and research on vibration reduction performance[J]. Equipment environmental engineering, 2021, 18(12): 102-108.

KEY WORDS: vibration isolator; zero stiffness; low frequency; dynamic analysis

随着工程技术的规模化和复杂化,提升振动隔振设备的性能显得尤为重要。其中,实现低频和超低频隔振成为工程应用和科学研究的重点和难点问题之一^[1-3]。主动控制的隔振系统是解决低频振动的有效方法,但其结构复杂,制造成本高,难以在工程领域中广泛应用。传统的被动隔振系统需要减小系统的刚度来实现低频隔振,但刚度的降低会导致承载能力和稳定性的降低^[4-7]。

准零刚度隔振器具有较高的静载支撑能力、低频隔振性能及抗冲击保护能力,引起了科技工作者的广泛关注。其基本原理是利用负刚度机构和正刚度机构并联,构造出稳定的零刚度平衡点,具有高静刚度和低动刚度的特性。Kovacic 等^[8]对三弹簧型准零刚度隔振器的结构参数进行了优化设计,并对其进行了静力分析和动力学分析。Carrella 等^[9]推导了准零刚度系统的力传递能力,通过参数化建模和优化设计得到了准零刚度隔振器,其性能优于线性系统。胡光军^[10]采用两只斜薄壁梁并联一只竖直弹簧的方法,设计了一种可以获得高静低动特性的隔振装置,该装置可减小系统的固有频率,从而扩大隔振区间。Le 等^[11]提出一种负刚度结构的驾驶员座椅低频隔振系统,并通过试验证明了该系统具有较宽的隔振频率范围,在低频段几乎不发生共振现象。彭超等^[12]研制了一种新型的高静态低动态刚度隔振系统,该系统由三个特定形状、对称分布的片弹簧构成,可显著降低系统的起始隔振频率。王心龙^[13]等利用滚轮-凸轮机构,提出一种新型准零刚度隔振器,证明了该隔振器的隔振性能优于线性系统。严柏熠^[14]利用三弹簧结构设计,验证了一种具有高静低动刚度特性的非线性隔振器。虽然国内外的学者在振动特性的理论方面做了大量的研究,但是对低频隔振的试验研究和应用明显欠缺,特别是对超低频隔振器的研究较少。

笔者在准零刚度技术的基础上,设计了一套具有零频特性的隔振器样机。首先,建立了隔振器物理模型并对其进行了静力学分析,为结构设计提供指导;然后,对隔振器进行了动力学仿真分析,对其超低频隔振性能进行了研究;最后,通过静力试验和隔振性能试验,验证了隔振器的减振性能。

1 隔振器静力学分析

零刚度隔振器的结构如图 1 所示。隔振器由两个对称的水平弹簧-连杆机构和一个垂直弹簧并联组成。垂向弹簧可以为结构提供高静态刚度,抵消荷载,使系统具有一定承载能力。水平弹簧-连杆机构为结构提供负刚度,和承载弹簧正负刚度并联,在工作位置实现零刚度。垂直弹簧与水平弹簧的刚度分别为

K_v 与 K_h ; L 为连接杆长度; x 为水平弹簧的压缩量, y 为负载质量 m 距静平衡位置的位移;当处于静平衡位置时, $y=0$, $x=\lambda$ 。

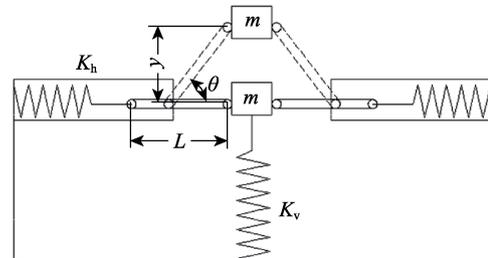


图 1 零刚度隔振器结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of zero stiffness vibration isolator structure

隔振器在垂直方向的非线性回复力为:

$$F(y) = 2K_h x \tan \theta - K_v y \quad (1)$$

$$x = \lambda - (L - \sqrt{L^2 - y^2}) \quad (2)$$

$$\tan \theta = \frac{y}{\sqrt{L^2 - y^2}} \quad (3)$$

故:

$$F(y) = 2K_h [\lambda - (L - \sqrt{L^2 - y^2})] \frac{y}{\sqrt{L^2 - y^2}} - K_v y \quad (4)$$

则并联机构的总刚度为:

$$K = \frac{dF(y)}{dy} = (K_v - 2K_h) + \frac{2K_h(L - \lambda)L^2}{(L^2 - y^2)^{3/2}} \quad (5)$$

要实现超低频隔振,正负刚度并联机构的总刚度必须等于 0。令 $L = \lambda$, 则: $K_v = 2K_h$ 。

引入无量纲变量:

$$\bar{F} = \frac{F}{K_v L}; \bar{\lambda} = \frac{\lambda}{L}; k = \frac{K_h}{K_v}; \bar{y} = \frac{y}{L} \quad (6)$$

可得:

$$\bar{F} = (1 - 2k) \bar{y} + \frac{2k(1 - \bar{\lambda})\bar{y}}{\sqrt{1 - \bar{y}^2}} \quad (7)$$

$$\bar{K} = \frac{d\bar{F}}{d\bar{y}} = (1 - 2k) + \frac{2k(1 - \bar{\lambda})}{(1 - \bar{y}^2)^{3/2}} \quad (8)$$

当 $k = 0.5$, $\bar{\lambda} = 0.6, 0.8, 1.0, 1.2, 1.4$ 时,零刚度隔振器无量纲的力-位移、刚度-位移曲线如图 2 所示。可以看出,当 $k = 0.5$, $\bar{\lambda} = 1.0$ 时,系统在静平衡位置处由负刚度调节机构产生的负刚度与垂直弹簧产生的正刚度相互抵消,可获得零刚度特性。当 $k = 0.5$, $\bar{\lambda} = 0.6$ 或 $\bar{\lambda} = 0.8$ 时,系统在静平衡位置附近处的刚度为正值。当 $k = 0.5$, $\bar{\lambda} = 1.2$ 或 $\bar{\lambda} = 1.4$ 时,系统在静平衡位置附近处的刚度为负值。

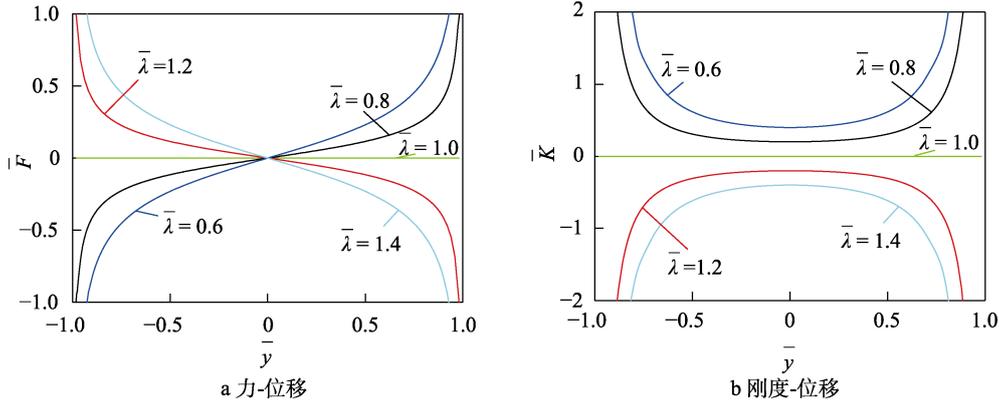


图2 无量纲力-位移、刚度-位移曲线($k=0.5$)

Fig.2 Dimensionless force-displacement and stiffness-displacement curves ($k=0.5$): a) force-displacement curves; b) stiffness-displacement curves

综上所述,当 $k=0.5, \bar{\lambda}=1$ 时,系统可获得零刚度特性。采用双边支撑并联的结构可满足更大质量或载荷的承载要求。

于基座上的输入量级,且随着时间的增加,输出量级逐渐减小。因此,在 $0.2\sim 5$ Hz内,双边支撑的零刚度系统具有良好的低频隔振性能。

2 隔振器动力学分析

Adams 可用于机械系统振动分析^[15]。双边支撑的零刚度系统模型如图3所示,在基座底部施加正弦扫频激励,频率范围为 $0.2\sim 5$ Hz,恒定幅值为 10 mm,仿真时间为 50 s,时间间隔为 0.01 s。在基座底部施加正弦定频激励,频率分别为 0.2 Hz和 5 Hz,恒定幅值为 10 mm,仿真时间为 50 s。提取基座和负载某点的位移时域信号。

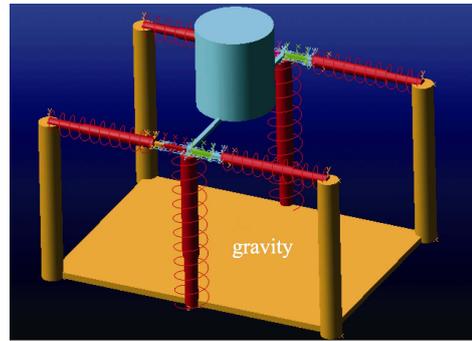


图3 零刚度系统模型

Fig.3 Zero stiffness system model

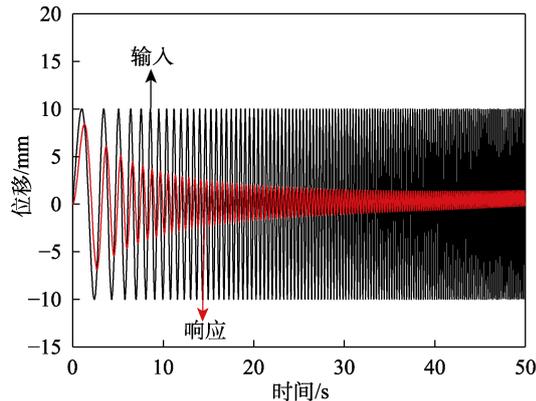


图4 0.2~5 Hz 正弦扫频结果

Fig.4 0.2~5Hz sine sweep results

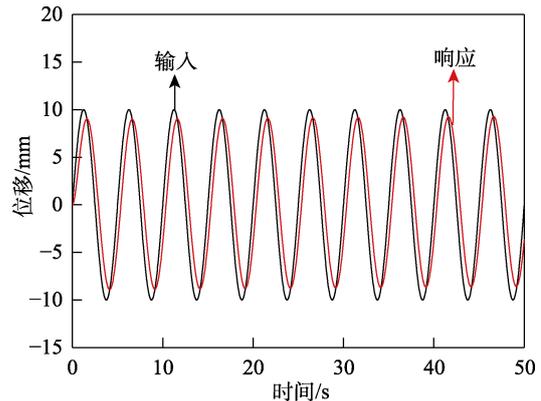


图5 0.2 Hz 正弦定频结果

Fig.5 0.2 Hz sine fixed frequency setting results

3 试验研究

搭建零刚度隔振器试验平台,进行静力压缩试验、正弦振动试验、随机振动试验研究,分析零刚度隔振系统在外界激励下的动态响应特性,研究隔振系统的隔振性能。

3.1 静力压缩试验

使用 WDW-E200D 型万能试验机对隔振器进行静力压缩试验(见图7),在自动加载作用下,得到力-位移曲线,如图8所示。通过压力和位移曲线可以看出,该隔振器在 $10\sim 60$ mm范围的刚度几乎为 0 ,即该系统为零刚度系统。

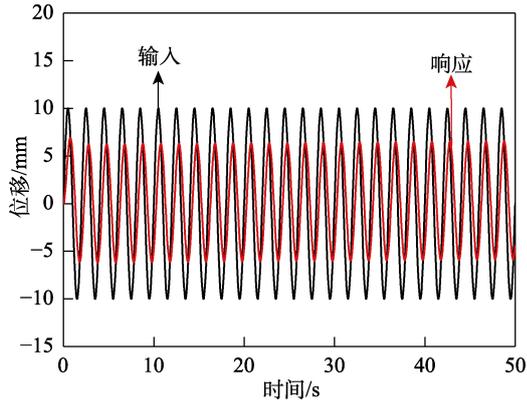


图 6 0.5 Hz 正弦定频结果
Fig.6 0.5 Hz sine fixed frequency results



图 7 压缩试验
Fig.7 Compression test

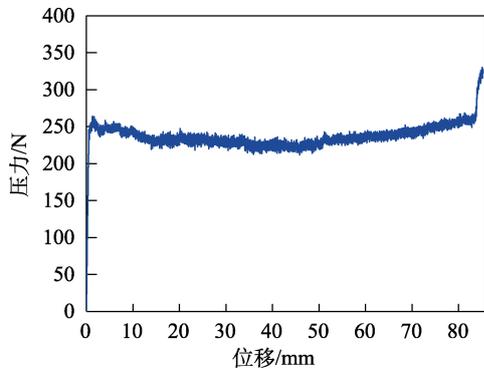


图 8 压力和位移曲线
Fig.8 Pressure and displacement curve

3.2 隔振性能试验

振动试验系统如图 9 所示。将零刚度固定在振动台上，在隔振器底座及质量块上分别粘贴加速度传感器，其中底座上的传感器为控制点（输入），质量块上的传感器为监测点（响应）。零刚度受到振动台激励产生受迫振动，加速度传感器测得隔振器底座及质量块的加速度信号，经计算机处理并保存相关数据。

3.2.1 正弦扫频振动试验

理论上，零刚度系统的振动传递率是无共振峰、随频率单调下降的曲线，可以通过正弦扫频试验（见

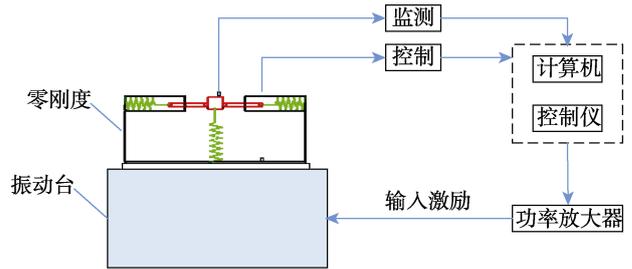


图 9 振动测试系统
Fig.9 Vibration test system

图 10) 获得系统在不同频率激励下的响应量级。正弦扫频振动的试验条件见表 1，将隔振器固定在振动台上，调节垂直弹簧的高度，系统处于平衡位置，对其基座施加正弦激励。

表 1 正弦扫频振动试验
Tab.1 Sine sweep vibration test

工况	状态	频率/Hz	位移/mm	加速度/g
1	零刚度	0.2~5	10	—
		5~20	—	1
2	零刚度	0.2~5	8	—
		5~20	—	0.8
3	零刚度	5~2000	—	1



图 10 正弦扫频振动试验
Fig.10 Sine sweep vibration test

3 个工况的输入和响应加速度频域如图 11 所示，可以看出，零刚度隔振器的响应加速度幅值始终小于输入加速度，说明零刚度系统在 0.2~2000 Hz 范围内都处于减振状态。

3.2.2 正弦定频振动试验

在基座底部施加正弦定频激励（见表 2），试验时间为 50 s，提取基座（输入）和负载（响应）的位

表 2 正弦定频振动试验
Tab.2 Sine fixed frequency vibration test

工况	状态	频率/Hz	位移/mm
1	零刚度	0.8	5
2	零刚度	1	5
3	零刚度	3	10
4	零刚度	5	10

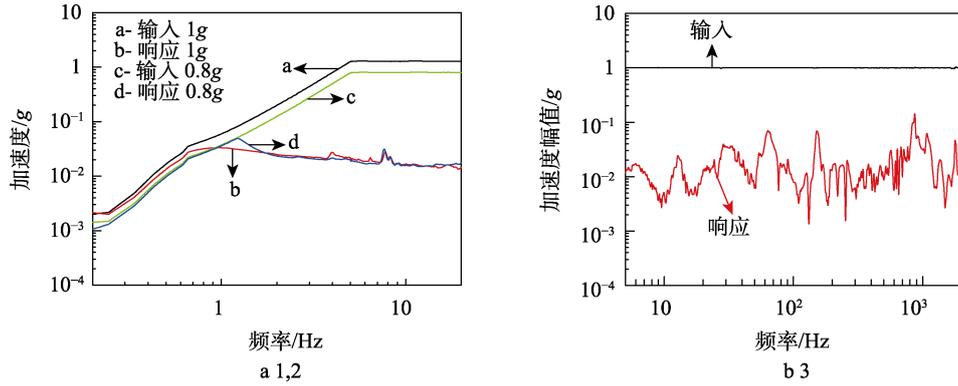


图 11 工况 1,2,3 输入和响应加速度频域曲线

Fig. 11 Frequency domain curves of input and response accelerations under condition 1,2,3

移时域信号。由图 12 可以看出，响应加速度始终小于输入加速度，随着时间的增加，响应加速度一直较

为稳定，未发生加速度突变的情况。因此，零刚度系统的减振稳定性较好。

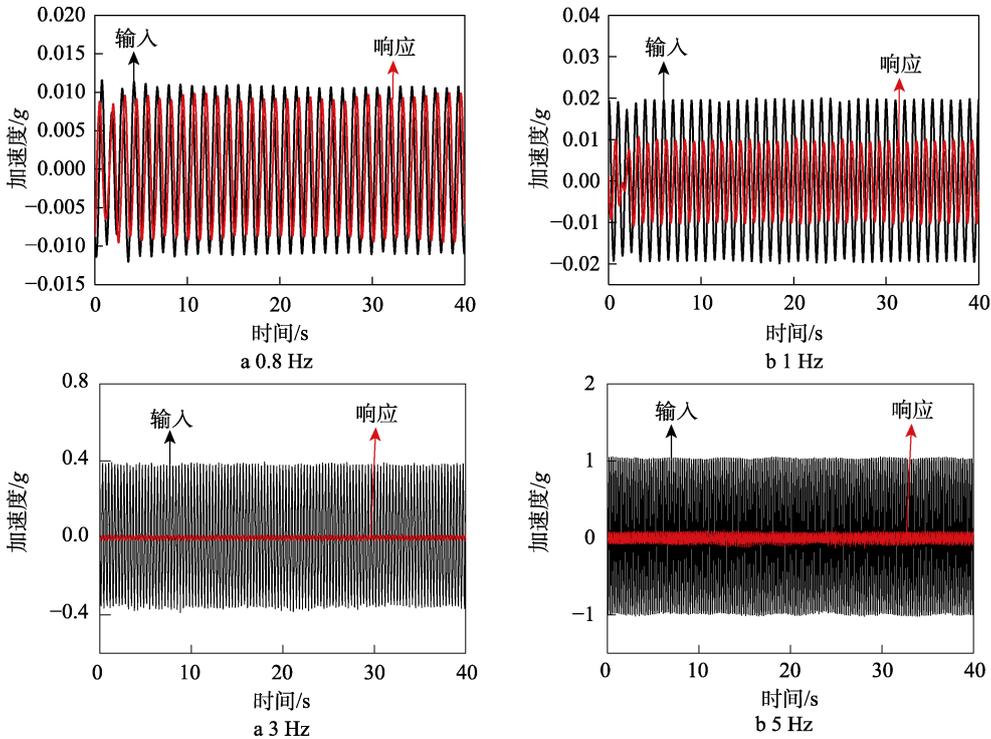


图 12 正弦定频振动试验输入和响应加速度时域

Fig. 12 Time domain curves of input and response acceleration of sine fixed frequency vibration test

3.2.3 高速公路卡车运输振动

对零刚度隔振系统施加 GJB150.16A—2009 中的高速公路卡车振动激励，分别采集输入点和响应点的功率谱密度和加速度。图 13 可以看出，响应比输入的功率谱密度 (PSD) 低四个量级，响应比输入的均方根 (RMS) 低 38.2 dB。

高速公路卡车振动试验中输入和响应加速度时域曲线如图 14 所示，可以看出，响应加速度比输入加速度低 34 倍，且随着时间的增加，响应加速度非常稳定，未发生加速度突变。

3.2.4 舰船随机振动

对零刚度隔振系统施加 GJB150.16A—2009 的舰船随机振动激励，分别采集输入点和响应点的功率谱密度和加速度。图 15 可以看出，响应 PSD 始终小于输入 PSD，在 1~10 Hz 范围内，响应 PSD 随频率变大而减小，响应 RMS 比输入 RMS 低 29.6 dB。

舰船随机振动试验中，输入和响应加速度的时域曲线如图 16 所示，可以看出，响应加速度比输入加速度低 10 倍，且随着时间的增加，响应加速度非常稳定，未发生加速度突变。

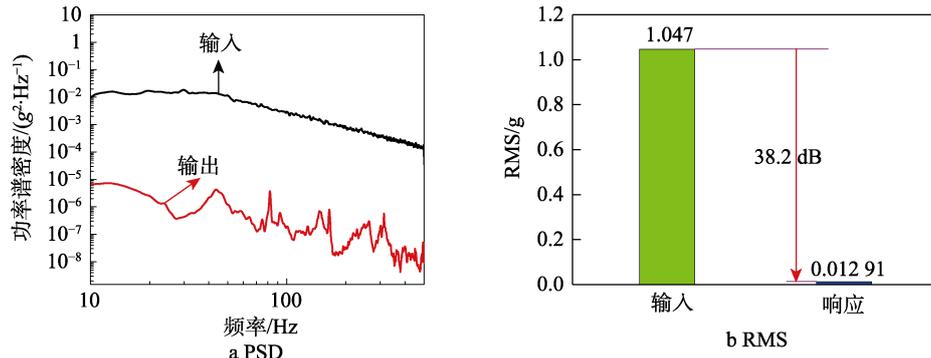


图 13 运输振动试验曲线
Fig.13 Transport vibration test curve

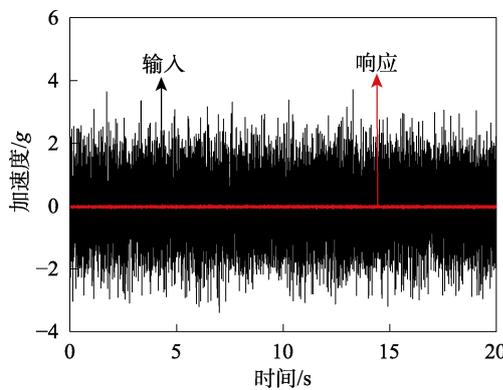


图 14 卡车运输振动试验时域曲线
Fig.14 Time domain curve of truck transportation vibration test

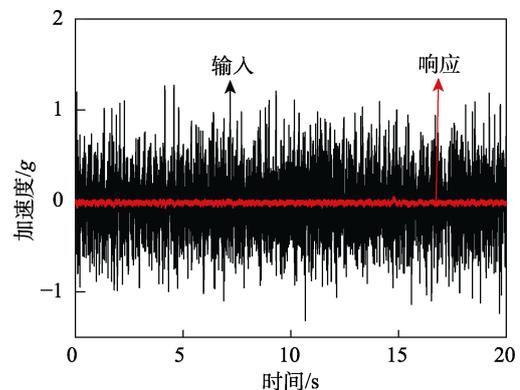


图 16 舰船随机振动试验加速度时域曲线
Fig.16 Time domain acceleration curve of ship random vibration test

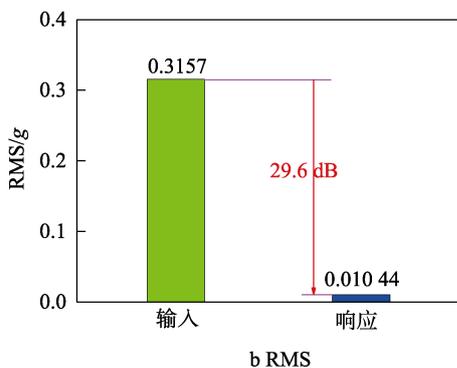
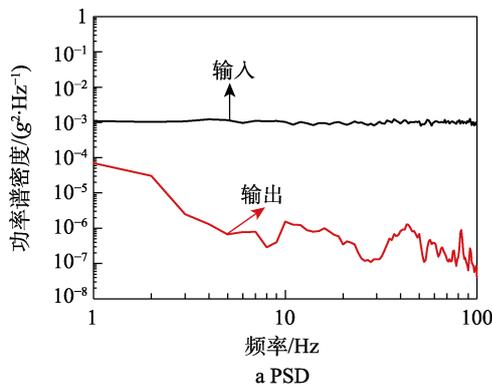


图 15 随机振动试验曲线
Fig.15 Random vibration test curve

综上所述，零刚度隔振器系统在正弦振动和随机振动环境下均具有较好的隔振效果。

3.2.5 隔振性能对比

由以上分析可知，零刚度系统在 0.2~2000 Hz 范围内都处于减振状态，传递率未出现大于 1 的区间。为了分析比较零刚度系统的隔振能力，选择了 5 种准零刚度隔振产品进行比较（见图 17）。

由图 17 可知，沈阳远大 ZPQZ 系列隔振器和

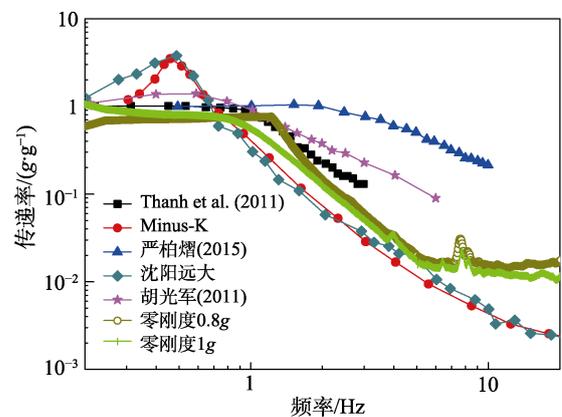


图 17 隔振器性能比较
Fig.17 Performance comparison of vibration isolators

Minus-K 公司的 Nano-K 隔振器的隔振起始频率最低,在 0.6 Hz 开始减振;在 0.2~0.6 Hz 内振动量级存在放大现象,最大放大倍数为 4;在 0.6~100 Hz 范围内,二者均表现出较好的减振性能。Thanh et al. (2011) 和胡光军 (2011) 的隔振器可实现 0.8 Hz 的起始减振频率,在 0.2~0.8 Hz 范围内,胡光军 (2011) 的隔振器存在放大现象,最大放大倍数为 1.5; Thanh et al. (2011) 的隔振器无放大现象。严柏熠 (2015) 的隔振器的低频减振能力较弱,仅能实现 2 Hz 的起始减振频率,但其在 0.5~2 Hz 范围内无振动量级放大现象。文中研究的零刚度系统可实现 0.2 Hz 的起始减振频率,且在 0.2~2000 Hz 范围内都处于减振状态,传递率未出现大于 1 的区间,在 0.2~5 Hz 范围内的超低频段也具有更优异的隔振性能。

4 结论

1) 推导并验证了静平衡位置处的零刚度条件。水平弹簧刚度为垂直弹簧刚度的一半,水平弹簧的压缩量等于连杆长度。

2) 对隔振器进行了动力学仿真分析。该系统对于超低频振动有理想的隔振效果,且动力学仿真分析对于隔振器的设计具有一定的指导意义。

3) 该隔振器样机在 0.2~2000 Hz 范围内都处于减振状态,传递率未出现大于 1 的情况。

参考文献:

- [1] 徐道临, 张月英, 周加喜, 等. 一种准零刚度隔振器的特性分析与实验研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(11): 208-213.
XU Dao-lin, ZHANG Yue-ying, ZHOU Jia-xi, et al. Characteristic analysis and experimental investigation for a vibration isolator with quasi-zero stiffness[J]. Journal of vibration and shock, 2014, 33(11): 208-213.
- [2] 胡晓滢, 周春燕. 用于航天器微振动试验的高静刚度-低动刚度隔振器研究进展[J]. 航天器环境工程, 2020, 37(4): 315-322.
HU Xiao-ying, ZHOU Chun-yan. Isolators with high static stiffness and low dynamic stiffness for spacecraft micro-vibration experiments[J]. Spacecraft environment engineering, 2020, 37(4): 315-322.
- [3] 陆泽琦, 陈立群. 非线性被动隔振的若干进展[J]. 力学学报, 2017, 49(3): 550-564.
LU Ze-qi, CHEN Li-qun. Some recent progresses in nonlinear passive isolations of vibrations[J]. Chinese journal of theoretical and applied mechanics, 2017, 49(3): 550-564.
- [4] 徐道临, 赵智, 周加喜. 气动可调式准零刚度隔振器设计及特性分析[J]. 湖南大学学报(自然科学版), 2013, 40(6): 47-52.
XU Dao-lin, ZHAO Zhi, ZHOU Jia-xi. Design and analysis of an adjustable pneumatic vibration isolator with quasi-zero-stiffness characteristic[J]. Journal of Hunan University (natural sciences), 2013, 40(6): 47-52.
- [5] LE T D, AHN K K. Experimental investigation of a vibration isolation system using negative stiffness structure[J]. International journal of mechanical sciences, 2013, 70: 99-112.
- [6] 孟令帅, 孙景工, 牛福, 等. 新型准零刚度隔振系统的设计与研究[J]. 振动与冲击, 2014, 33(11): 195-199.
MENG Ling-shuai, SUN Jing-gong, NIU Fu, et al. Design and analysis of a novel quasi-zero stiffness vibration isolation system[J]. Journal of vibration and shock, 2014, 33(11): 195-199.
- [7] PALOMARES E, NIETO A J, MORALES A L, et al. Numerical and experimental analysis of a vibration isolator equipped with a negative stiffness system[J]. Journal of sound and vibration, 2018, 414: 31-42.
- [8] KOVACIC I, BRENNAN M J, WATERS T P. A study of a nonlinear vibration isolator with a quasi-zero stiffness characteristic[J]. Journal of sound and vibration, 2008, 315(3): 700-711.
- [9] 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.
- [10] 胡光军. 一种非线性隔振器的设计及实验研究[D]. 上海: 上海交通大学, 2011.
HU Guang-jun. The design and experimental research of a nonlinear vibration isolator[D]. Shanghai: Shanghai Jiao Tong University, 2011.
- [11] LE T D, AHN K K. A vibration isolation system in low frequency excitation region using negative stiffness structure for vehicle seat[J]. Journal of sound and vibration, 2011, 330(26): 6311-6335.
- [12] 彭超, 龚兴龙, 宗路航, 等. 新型非线性低频被动隔振系统设计及实验研究[J]. 振动与冲击, 2013, 32(3): 6-11.
PENG Chao, GONG Xing-long, ZONG Lu-hang, et al. Design and tests for a new type nonlinear low-frequency passive vibration isolation system[J]. Journal of vibration and shock, 2013, 32(3): 6-11.
- [13] 王心龙, 周加喜, 徐道临. 一类准零刚度隔振器的分段非线性动力学特性研究[J]. 应用数学和力学, 2014, 35(1): 50-62.
WANG Xin-long, ZHOU Jia-xi, XU Dao-lin. On piecewise nonlinear dynamic characteristics of a new-type quasi-zero-stiffness vibration isolator with cam-roller-spring mechanism[J]. Applied mathematics and mechanics, 2014, 35(1): 50-62.
- [14] 严柏熠. 正负刚度并联准零刚度隔振系统的研究[D]. 哈尔滨: 哈尔滨工业大学, 2015.
YAN Bai-yi. Research on the quasi-zero stiffness vibration isolation system based on positive and negative stiffness of parallel structure[D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2015.
- [15] 高丽杰. 基于正负刚度弹簧并联的车辆座椅隔振技术的研究[D]. 哈尔滨: 东北林业大学, 2009.
GAO Li-jie. Research on automobile seat vibration isolation based on positive and negative stiffness springs parallel[D]. Harbin: Northeast Forestry University, 2009.