

文章编号:1001-4888(2023)01-0131-11

弹磁强化能量阱瞬态动力学响应实验研究^{*}

闫旭^{1,2}, 陈建恩^{1,2}, 董博康^{1,2}, 李双宝³

(1. 天津理工大学 机械工程学院 天津市先进机电系统设计与智能控制重点实验室, 天津 300384;
2. 天津理工大学 机电工程国家级实验教学示范中心, 天津 300384; 3. 中国民航大学 理学院, 天津 300300)

摘要: 为提升传统刚度基立方非线性能量阱的性能, 在立方刚度振子两侧加入弹磁元件, 从而构造出一种新型弹磁强化非线性能量阱, 通过实验研究了该能量阱的瞬态动力学响应。弹磁元件是由压缩弹簧和安装在弹簧上的永磁铁构成的, 该磁铁与安装在质量块上的磁铁之间存在斥力。当立方振子进行往复运动时, 磁斥力可以对振子的响应进行调节。在不同初始位移下, 对比研究了加入磁铁前后振子的位移响应之间的差异, 分析了弹磁元件对振子的弹性势能与衰减至平衡状态所需时间的影响, 并研究了压缩弹簧的线径和弹磁间隙对振子响应的影响。结果表明, 当线径较小时, 安装弹磁元件的振子在绝大部分情况下振动衰减时间更短, 弹性势能更小; 当线径较大且初始位移较大时, 则安装弹磁元件的振子的振动衰减时间较长, 弹性势能较大。

关键词: 弹磁元件; 非线性能量阱; 永磁铁; 动力学响应

中图分类号: O322 **文献标识码:** A **DOI:** 10.7520/1001-4888-22-008

0 引言

振动问题广泛存在于航空航天、汽车、土木等诸多工程领域中^[1,2], 它的存在绝大多数情况下都会对系统本身产生危害。被动式减振装置^[3~6]由于具有效率高、易于维护、成本低和不需要额外能源供给的优点, 早在 20 世纪中期就已成为一个重要的研究方向。调谐质量阻尼器(Tuned Mass Damper, TMD)由于结构简单而被广泛使用, 其减振原理是将减振对象的振动能量传递到调谐质量阻尼器, 之后能量被阻尼元件耗散掉。虽然调谐质量阻尼器存在诸多优点, 但是它的缺陷也很明显, 由于其减振频段较窄, 一旦减振对象的振动频率偏离了阻尼器的固有频率, 阻尼器的减振能力就会被大幅削弱。

非线性能量阱(Nonlinear Energy Sink, NES)是由 Vakakis^[8,9]提出的, 它基于动力吸振器的理论基础发展而来, 是一种具有纯非线性刚度的吸振器。由于具有宽频吸振能力、质量轻、能量传递迅速且不可逆等特点, 非线性能量阱的吸振效能和稳定性比以往的阻尼器或线性动力吸振器更好, 因此吸引了大量研究者的关注。随着非线性能量阱研究的发展, 结构优化已成为非线性能量阱寻求更好的能量传递方式和更强的振动能量吸收能力的研究热点。Gourdon 等^[10,11]利用 2 个线性弹簧实现了纯立方非线性刚度, Qiu 等^[12,13]使用 2 个对称圆锥弹簧和 2 个预压缩圆柱弹簧, 实现了纯立方非线性刚度。Luo 等^[14]利用弹性聚氨酯泡沫缓冲器开发并实验研究了新型两级非线性能量阱装置, 他们将几何非线性与材料非线性结合起来, 构造出的能量阱已成功应用于承受脉冲式载荷的六层建筑模型, 能够将相对较大的输入能量迅速消散并重新分配到结构各个部分, 以实现振动抑制。Al-Shudeifat^[15,16]提出了不同的新型非线性能量阱结构, 其中一种结构使用一对对称的弹簧来产生立方刚度, 当被减振系统受到冲击激

* 收稿日期: 2022-01-09; 修回日期: 2022-04-04

基金项目: 国家自然科学基金(11872274, 12172376)

通信作者: 陈建恩(1984—), 男, 博士, 副教授。主要研究方向: 机械系统非线性振动及控制。Email:vchenje@163.com

励时,这种结构可以耗散高比例的输入能量;另一种是基于磁弹性的强非线性磁吸振器,它比传统的磁吸振器具有更宽的能量吸收频带。Al-Shudeifat 等^[17]提出了一种高度不对称的振动冲击装置,由于非弹性碰撞期间的能量耗散,单侧碰撞能够导致冲击能量的高频传播。王莲花等^[18]基于磁流变弹性体研制出了一种自调谐式吸振器,并通过遗传算法对该吸振器进行优化控制,结果表明该算法可快速找到减振效果最佳点且在移频范围内具有很好的减振效果。

在利用非线性能量阱进行减振的研究中,研究者通常只关注主结构的减振情况,但是由于非线性能量阱的线性刚度为零,若不对非线性能量阱本身加以限制,其振动幅度可能会非常大,甚至超过被减振系统本身振幅的数倍,这在许多工程领域中显然是不可接受的。Geng 等^[19]利用分段刚度弹簧装置构造出一种限制振幅的非线性能量阱,这种结构由 2 根对置的拉伸弹簧产生纯立方刚度,由 2 根对置压缩弹簧产生分段刚度,从 2 个方向对非线性能量阱的振幅进行限制;他们还分析了分段刚度以及间隙宽度对非线性能量阱和主结构振动响应的影响,结果表明,非线性能量阱的振幅可以被有效抑制。然而,分段刚度的加入在降低非线性能量阱振幅的同时,在一定条件下也会削弱能量阱的减振作用,因此,还需要进一步对结构进行优化,使其能够在达到更好减振效果的同时,不会产生过大的振幅。Ding 等^[20]指出,在扩大非线性能量阱有效激励幅值范围的同时,抑制非线性能量阱自身的振幅是非线性能量阱研究中的一个重要方向。

本文提出一种加入弹磁元件的非线性能量阱结构,即在传统非线性能量阱两侧安装由线性弹簧和永磁铁构成的弹磁元件,以期能够大幅拓宽非线性能量阱的有效使用范围;设计加工了弹磁强化非线性能量阱,通过实验方法研究了在不连接被减振系统的情况下,磁铁对立方振子动力学响应的影响;分析了质量块具有不同的初始位移时,弹磁元件对振子弹性势能与振动衰减时间的影响,以及压缩弹簧线径与弹磁间隙 2 个参数对振子动力学响应的影响。

1 实验装置

弹磁强化非线性能量阱的结构简图如图 1 所示,该结构由以下部分组成:外框,弹簧固定凸台(2 个),滑动挡板(2 个),永磁铁(4 个),拉伸弹簧(2 个),压缩弹簧(2 个),质量块,导轨及滑块。外框内侧及质量块的上下两侧分别设有用于安装拉伸弹簧的挂耳,外框挂耳与拉伸弹簧的一端相连,每个弹簧的另一端与质量块上的挂耳相连;质量块的左右两侧均安装有永磁铁;外框的左右两侧内壁各安装有弹簧固定凸台,滑动挡板的一侧设有凸起,压缩弹簧的一端套入弹簧固定凸台,另一端套入滑动挡板上的凸起,弹簧固定凸台和滑动挡板的凸起到固定压缩弹簧两端的作用;滑动挡板另一侧安装有永磁铁,质量块、滑动挡板均与滑块相连并可在导轨上滑动。

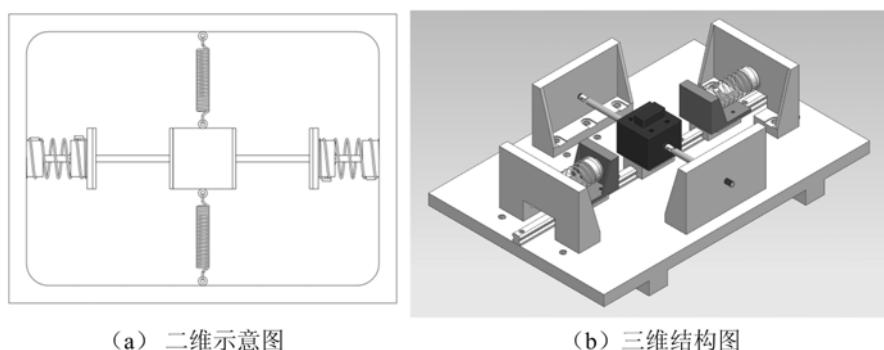


图 1 实验装置简图

Fig. 1 Schematic diagram of experimental device

实验装置如图 2 所示,图中的立方振子处于平衡位置,永磁铁安装于质量块两侧和 2 个滑动挡板上。当质量块运动时,2 个拉伸弹簧可以为其提供立方刚度,压缩弹簧、滑动挡板和永磁铁共同构成弹磁元件。当质量块逼近弹磁元件时,两对互斥的永磁铁开始产生磁斥力,使质量块的运动发生改变;当质量块运动至另一侧弹磁元件时发生相同现象,如此往复运动,最终在导轨提供的阻尼、拉伸弹簧提供

的立方刚度和弹磁元件的共同作用下,质量块静止于平衡位置。底板中心偏下处设有刻度,可以参考刻度定量改变质量块的初始位移。此外,可以通过改变压缩弹簧的线径和长度(改变压缩弹簧长度就会改变质量块与弹磁元件之间的间隙宽度)对压缩弹簧刚度和弹磁间隙进行参数研究。将激光位移传感器发出的光点置于质量块顶部凸起处,并利用 Econ 数据采集卡对质量块的位移信号进行采集和分析处理,每组实验均进行多次,以保证实验数据的可重复性。

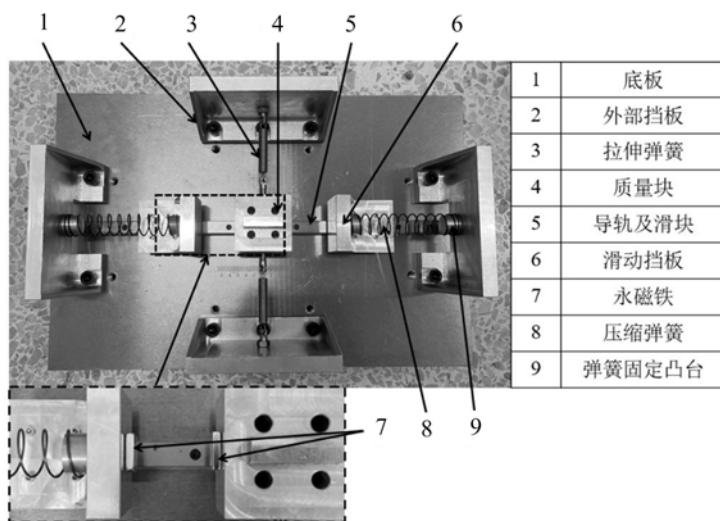


图2 实验装置实物图

Fig. 2 The real object of the experimental device

2 碰弹元件与弹磁元件对振幅的抑制

为了更好地研究永磁铁的加入对立方振子响应的影响,实验分为两部分:①不加入永磁铁,仅使用由压缩弹簧和滑动挡板构成的碰弹元件,研究碰撞对振子振幅的抑制作用;②将永磁铁置于滑动挡板上以及质量块的左右两侧,从而构成弹磁元件,研究磁力对振子振幅的抑制作用。

需要说明的是,由于实验数据量过于庞大,为了便于阅读,在所有数据均符合下文所述规律的前提下,仅给出了差异明显、规律清晰的几组数据,并绘制了对应的图形。此外,在第3节中,还会从不同的角度对碰弹元件与弹磁元件产生的影响进行进一步对比。

2.1 碰弹元件对振幅的抑制

初始位移共分为5档,分别将质量块拉至刻度2、3、4、5、6处,然后将其释放,对应的初始位移分别为20mm、30mm、40mm、50mm、60mm,初始位移越大,对滑动挡板的冲击力越强,对应压缩弹簧被压缩的幅度越大。振子在系统阻尼、立方刚度和碰撞的共同作用下进行衰减运动,直至回到初始位置。在质量块的每个初始位移下,改变对置压缩弹簧的线径与长度进行实验,共使用了9组压缩弹簧,线径分别为1mm、1.2mm、1.4mm,长度分别为90mm、100mm、110mm(线径与长度两两任意组合)。压缩弹簧的簧圈直径均为25mm,用于实现立方刚度的拉伸弹簧的刚度均为110N/m。依次增加压缩弹簧长度,则质量块与滑动挡板之间的间隙分别为50mm、40mm、30mm。每个初始位移下采集9组数据,共45组数据。基于实验中得到的原始数据,可以对比不同参数条件下振子的振动衰减时间和弹性势能,振动衰减时间可以从波形图上直接读取,立方振子的弹性势能表达式为

$$Q = \int_0^t \frac{1}{4} kx^4 dx \quad (1)$$

式中: Q为振子的弹性势能; t为振子从释放到静止所用的时间; k为振子刚度系数; x为振子的位移。

实验结果表明,无论初始位移和刚度系数多大,压缩弹簧的长度越长,即质量块与滑动挡板之间的间隙越小,振子的振幅和弹性势能越小,回到初始位置所用的时间越短。质量块初始位移为30mm时的位移响应情况如图3所示,具体实验数据见表1。将间隙40mm和30mm时的结果与50mm时的结

果进行对比可以发现,当线径为1mm时,振子的最大振幅分别减小了8%和10%,振动衰减时间分别减少了19%和24%,弹性势能分别减小了约43.6%和66.1%;线径为1.2mm时,振子的最大振幅分别减小了6%和18%,振动衰减时间分别减少了20%和30%,弹性势能分别减小了35.4%和66.9%;线径为1.4mm时,振子的最大振幅分别减小了7.6%和13.2%,振动衰减时间分别减少了10%和16%,弹性势能分别减小了34.7%和55.2%。相似地,当质量块初始位移为20mm、40mm、50mm、60mm时,振子的动力学响应表现出了相同的规律,最大振幅、振动衰减时间和弹性势能都随着间隙的减小有不同程度的减小。

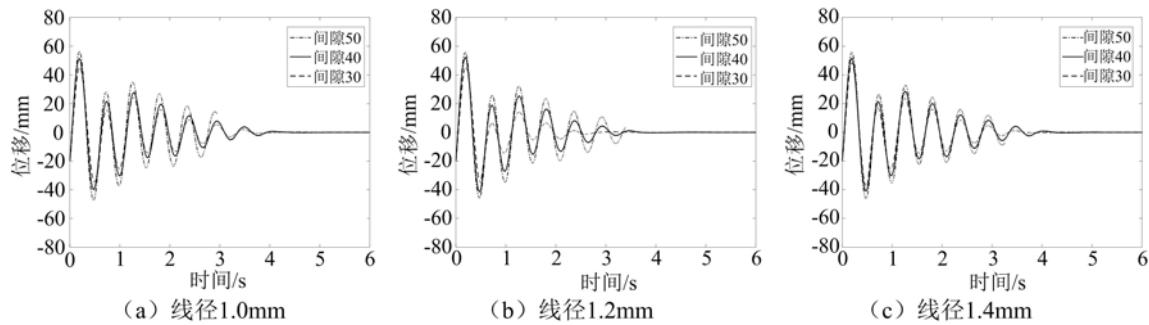


图3 振子在初始位移为30mm时的位移(碰弹型)

Fig. 3 Displacements of the oscillator as its initial displacement is 30mm (collision-elasticity type)

表1 质量块初始位移为30mm时的实验数据(碰弹型)

Tab. 1 Experimental data as the initial displacement of the mass block is 30mm (collision-elasticity type)

线径/mm	间隙/mm	衰减时间/s	弹性势能/(10 ⁻⁵ J)	最大振幅/mm
1.0	50	5.4	6.0926	56.3
	40	4.4	3.4356	51.4
	30	4.1	2.0641	45.5
1.2	50	5.0	5.296	55.7
	40	4.0	3.4214	52.1
	30	3.5	1.7527	45.5
1.4	50	5.0	5.4877	55.9
	40	4.5	3.5849	51.6
	30	4.2	2.4567	48.5

此外,实验结果还表明,压缩弹簧的线径为1.2mm时,相比使用其他2种线径的弹簧,振子的振动衰减时间较短,弹性势能较小,而线径为1mm和1.4mm的振子响应比较接近,无论初始位移和间隙的取值大小,该结论均成立。质量块初始位移为50mm时的响应情况如图4所示,具体实验数据见表2。将压缩弹簧线径为1.2mm时的数据与线径为1.0mm和1.4mm时的数据进行对比可见,间隙为50mm时,振动衰减时间分别减少了9.4%和2%,弹性势能分别减少了19.6%和1.6%;间隙为40mm时,振动衰减时间分别减少了23%和22%,弹性势能分别减少了11.7%和27.5%;间隙为30mm时,振动衰减时间分别减少了31.8%和40%,弹性势能分别减少了6.9%和26.3%。相似地,当质量块初始位移发生改变时,振子的动力学响应表现出了相同的规律。

2.2 弹磁元件对振幅的抑制

加入永磁铁后,采取与2.1节相同的方法进行实验,同样采集45组数据。实验结果表明,弹磁元件与碰弹元件对振子响应的影响规律基本相同,只是具体数值上有所不同,其数值变化规律将在第3节中做详细阐述。加入永磁铁后,振子受到冲击而产生振动,在碰撞到滑动挡板之前就会受到磁斥力的作用而发生衰减。压缩弹簧刚度和间隙2个参数对系统响应的影响依然遵循2.1节中的2种规律。

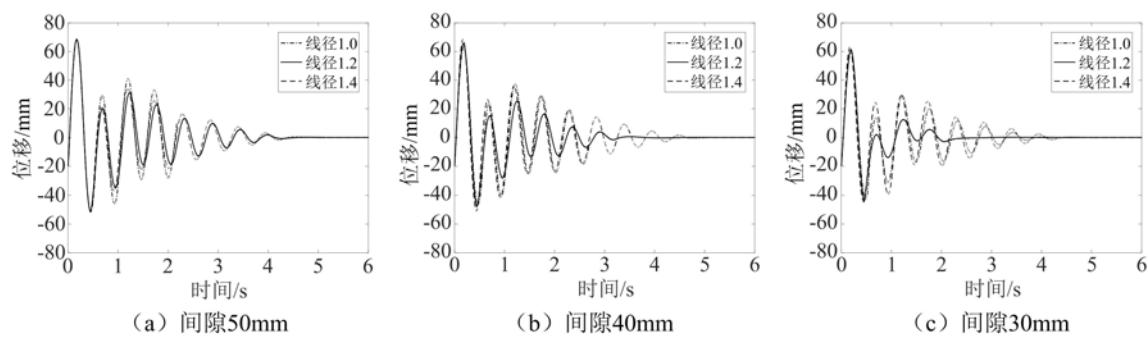


图4 振子在初始位移为50mm时的位移(碰弹型)

Fig. 4 Displacements of the oscillator as its initial displacement is 50mm (collision-elasticity type)

表2 质量块初始位移为50mm时的实验数据(碰弹型)

Tab. 2 Experimental data as the initial displacement of the mass block is 50mm (collision-elasticity type)

线径/mm	间隙/mm	衰减时间/s	弹性势能/(10 ⁻⁵ J)	最大振幅/mm
1.0	50	5.3	11.773	68.5
	40	5.2	8.2437	63.5
	30	4.2	5.4777	59.4
1.2	50	4.8	9.4651	68.6
	40	4.0	7.2801	65.8
	30	3.0	5.1012	61.3
1.4	50	4.9	9.6152	67.9
	40	5.2	10.046	68.7
	30	5.0	6.919	63.7

质量块与滑动挡板的间隙越小,则振幅越小,弹性势能越小,振动衰减时间越短。其中一个特例为,在压缩弹簧线径为1.2mm、间隙为30mm时,振子呈现一种幅值衰减之后又再次增大的情况。质量块初始位移为40mm时的响应情况见图5,具体实验数据见表3。间隙为40mm和30mm时的数据与间隙为50mm时的数据相比,当线径为1mm时,最大振幅分别减小了8%和18.8%,振动衰减时间分别减少了6.5%和8.7%,弹性势能分别减少了31.7%和54.2%;当线径为1.4mm时,最大振幅分别减小了2.4%和3.8%,振动衰减时间基本相同,弹性势能分别减少了11.3%和24%。而当线径为1.2mm时,虽然最大振幅分别减小了4.4%和11%,弹性势能分别减少了16.1%和34.1%,但是由于间隙为30mm时振子在振荡2个周期后振幅不降反增,因此在衰减时间这项指标上,间隙为30mm时比间隙为40mm、50mm时分别增加了15.2%和8.6%。当质量块初始位移取其他值时,振子的动力学响应也表现出了相同的规律,仅数值上有所不同。

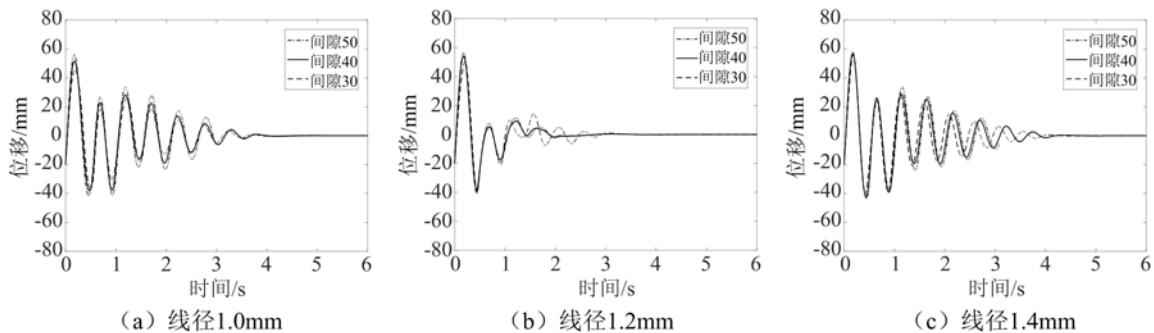


图5 振子在初始位移为40mm时的位移(弹磁型)

Fig. 5 Displacements of the oscillator as its initial displacement is 40mm (elastic magnetism type)

表3 质量块初始位移为40mm时的实验数据(弹磁型)

Tab. 3 Experimental data as the initial displacement of the mass block is 40mm (elastic magnetism type)

线径/mm	间隙/mm	衰减时间/s	弹性势能/(10 ⁻⁵ J)	最大振幅/mm
1.0	50	4.6	5.4721	56.0
	40	4.3	3.7357	51.5
	30	4.2	2.504	45.5
1.2	50	3.5	3.7107	56.5
	40	3.3	3.1126	54.0
	30	3.8	2.4452	50.3
1.4	50	4.5	5.4856	58.0
	40	4.5	4.8649	56.6
	30	4.5	4.1703	55.8

当压缩弹簧线径为1.2mm时,振子振幅最小,衰减时间最短,选用另外2种线径的压缩弹簧时,效果接近。图6为质量块初始位移40mm时的系统响应。由图6和表3可知,将线径为1.2mm时的数据与线径为1.0mm和1.4mm时的数据相比,间隙为50mm时,振动衰减时间分别减少了23.9%和22.2%,弹性势能分别减少了32.2%和32.3%;间隙为40mm时,振动衰减时间分别减少了23.3%和37.7%,弹性势能分别减少了16.7%和36%;间隙为30mm时,振动衰减时间分别减少了9.5%和15.6%,弹性势能分别减少了2.3%和41.4%。相似地,当质量块初始位移不同时,振子响应表现出的规律相同,压缩弹簧的线径为1.2mm时的效果最好。

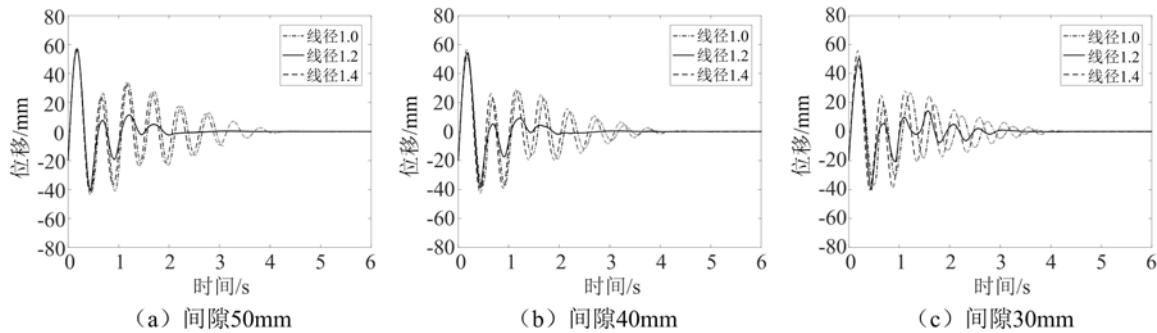


图6 振子在初始位移为40mm时的位移(弹磁型)

Fig. 6 Displacements of the oscillator as its initial displacement is 40mm (elastic magnetism type)

3 碰弹元件与弹磁元件的对比

当采用较小刚度的压缩弹簧,如线径为1.0mm时,在对振子的抑振效果上,弹磁元件比碰弹元件表现出更明显优势。图7为线径1.0mm、间隙40mm情况下不同初始位移时的振子响应情况。图8给出了对2种元件从振动衰减时间和弹性势能2个角度进行比较的结果,当质量块分别从5个初始位移开始运动,加入永磁铁的情况相比未加入永磁铁的情况,振子最大振幅平均减小了10.5%。由图8(a)可知,振动衰减时间平均减少了14.4%,由图8(b)可知,弹性势能平均减少了34%。选取其余2种间隙时,弹磁元件仍表现出了相较于碰弹元件更强的抑振效果,因此,线径为1.0mm时引入永磁铁有利于对系统振动的抑制。

当选用刚度较大的压缩弹簧,如线径为1.4mm时,弹磁元件的抑振效果相比于碰弹元件并未体现出明显优势,甚至在较大的初始位移下,碰弹元件反而表现出一定的优势。图9为采用线径1.4mm的压缩弹簧且间隙为40mm时的振子响应情况,图10为2种元件从振动衰减时间和弹性势能2个角度的

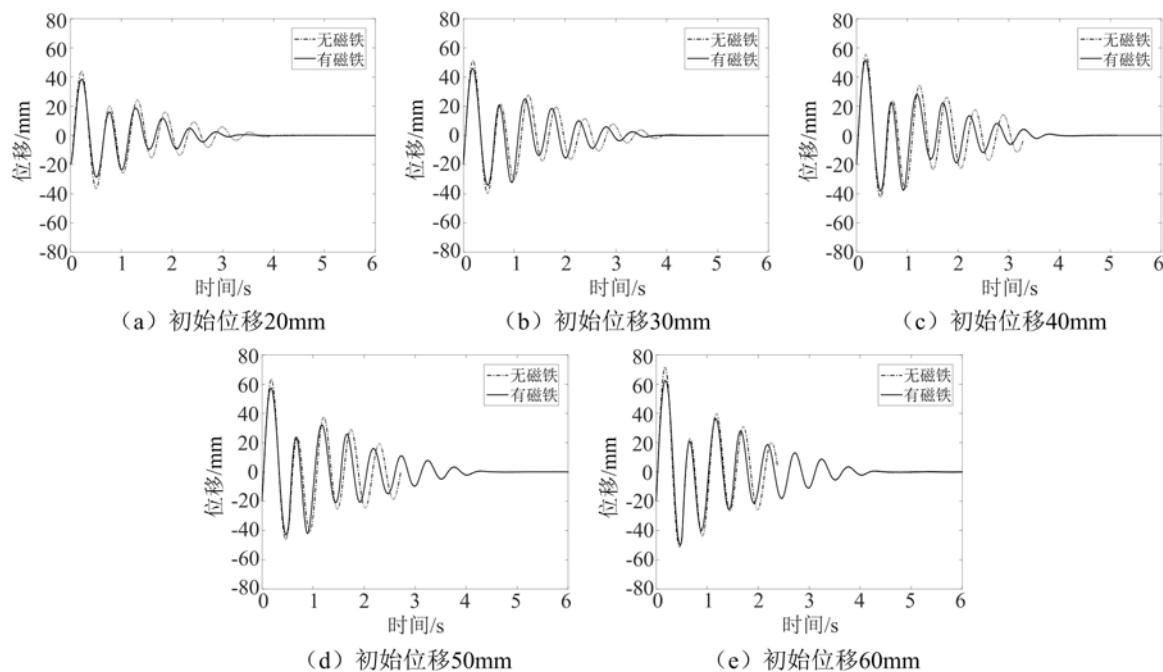


图7 线径 1.0mm、间隙 40mm 时 5 个初始位移下的振子位移

Fig. 7 Displacements of the oscillator for five initial displacements when the wire diameter is 1.0mm and the gap is 40mm

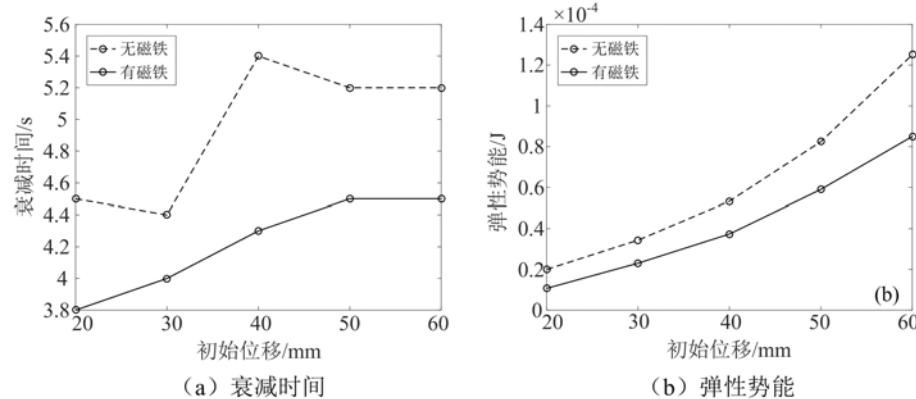


图8 线径 1.0mm、间隙 40mm 时 2 种元件的效果对比图

Fig. 8 Effect comparison of the two elements as the wire diameter is 1.0mm and the gap is 40mm

对比结果。由图 10 可知,在较小的初始位移下,弹磁元件的抑振作用相比于碰弹元件依然更优,其振动衰减时间比碰弹元件分别减少了 15.6% 和 11.1%,弹性势能分别减少 53.2% 和 14.4%。但当质量块初始位移为 40mm 或更高时,振动衰减时间基本相同。当选取其余 2 种间隙时,振子的动力学响应表现出了相同的规律。显然,在压缩弹簧刚度较大且初始位移较大时,弹磁元件并未表现出优势。

在第 2 节中,2 种元件均在采用 1.2mm 线径的压缩弹簧时具有最好的抑振效果,振子的振动衰减时间最短,弹性势能最小,因此,选取线径为 1.2mm 时弹磁元件与碰弹元件的数据进行对比分析。图 11 为线径 1.2mm、间隙 30mm 时的振子响应,图 12 为从振动衰减时间和弹性势能 2 个角度对 2 种元件效果的对比。实验结果显示,当间隙为 30mm 时,2 种元件的响应相差不大,并且在较大的初始位移下碰弹元件要比弹磁元件表现出更好的抑振性能。质量块初始位移为 40mm 时,相比于碰弹元件的作用,弹磁元件使振子的弹性势能降低了 21.1%,但是使振动衰减时间增加了 0.3s;质量块初始位移为 50mm 时,振子弹性势能降低了 5.7%,但振动衰减时间增加了 0.4s;质量块初始位移为 60mm 时,振子弹性势能降低了 3.3%,但振动衰减时间增加了 1s。在抑振效果方面,弹磁元件并未产生明显优势,而且碰弹元件在大初始位移下还优于弹磁元件。

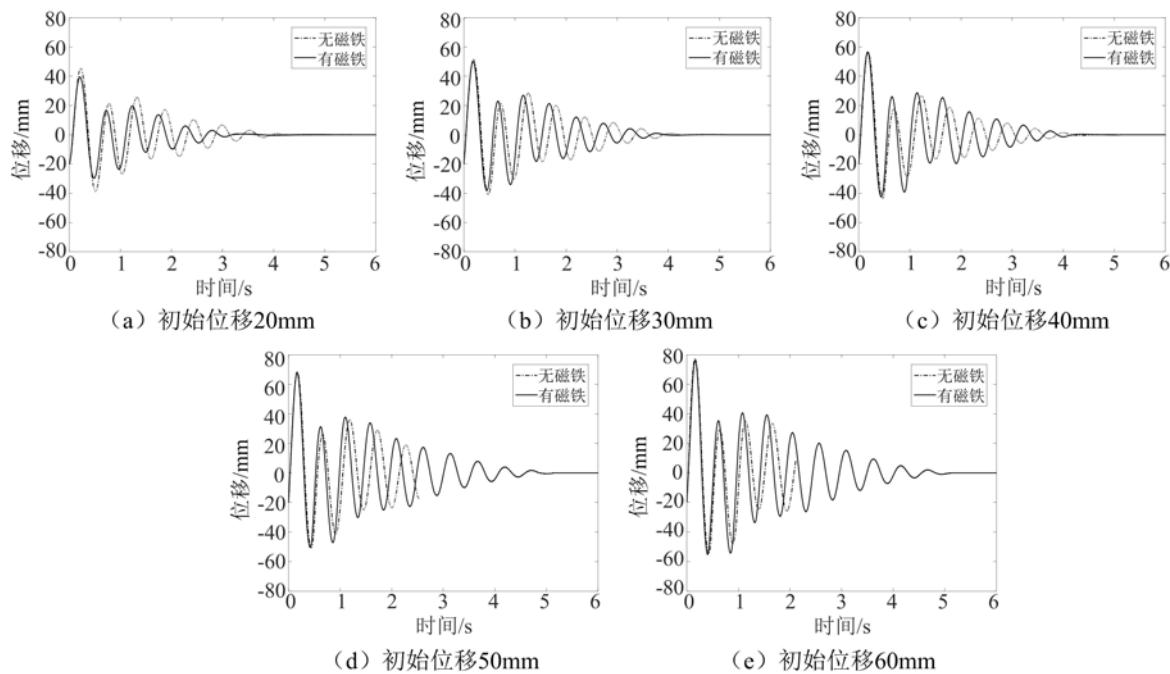


图9 线径 1.4mm、间隙 40mm 时 5 个初始位移下的振子位移

Fig. 9 Displacements of the oscillator for five initial displacements when the wire diameter is 1.4mm and the gap is 40mm

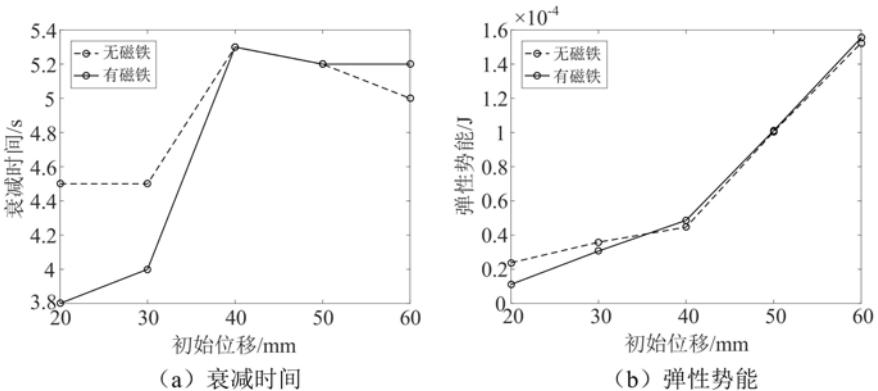


图10 线径 1.4mm、间隙 40mm 时 2 种元件的效果对比图

Fig. 10 Effect comparison of the two elements as the wire diameter is 1.4mm and the gap is 40mm

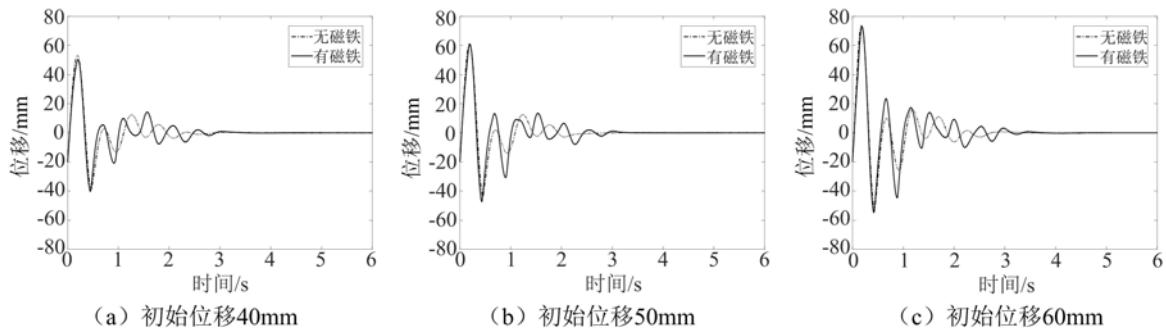


图11 线径 1.2mm、间隙 30mm 时 3 个初始位移下的振子位移

Fig. 11 Displacements of the oscillator for three initial displacements when the wire diameter is 1.2mm and the gap is 30mm

当间隙为 40mm 和 50mm 时, 弹磁元件比碰弹元件更具优势, 抑振效果更加明显, 且当间隙为 50mm 时弹磁元件的优势最为显著。如图 13 所示, 当质量块初始位移为 40mm 时, 相比于碰弹元件, 弹磁元件使振子的弹性势能在间隙为 40mm 时降低了 17.7%, 振动衰减时间缩短了 0.9s; 振子的弹性势

能在间隙为 50mm 时降低了 49.9%，衰减时间缩短了 2s。图 14 为间隙为 50mm 时 2 种元件从振动衰减时间和弹性势能 2 个角度的对比结果。由图 13 和图 14 可知，在间隙 40mm 和 50mm 时弹磁元件都更具优势，且间隙为 50mm 时最佳，此时更适合使用弹磁元件限制振子的振动。因此，本文实验中，线径 1.2mm、间隙 50mm 是弹磁元件的最优参数，在这些参数下，弹磁元件对立方振子的抑振效果最佳。

从整体实验结果来看，在少数条件下采用碰弹元件作为抑制立方振子振动的方法较为合适，但其优势并不显著。在实际工作中，面对复杂多变的激励环境，零件反复拆装会造成诸多不便，因此，综合而言，弹磁元件具有明显优势。

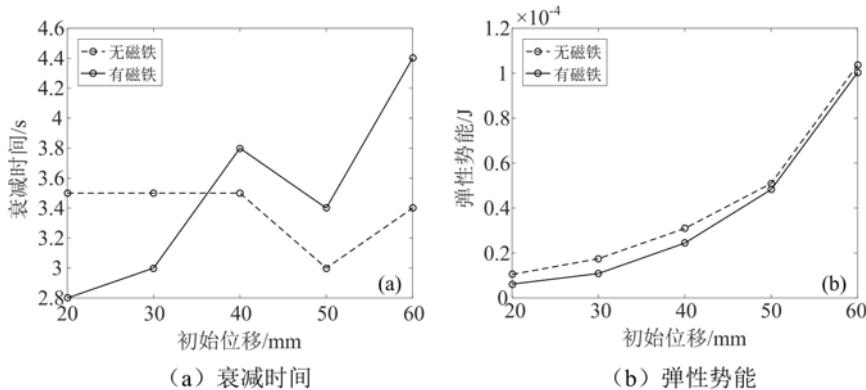


图 12 线径 1.2mm、间隙 30mm 时 2 种元件的效果对比图

Fig. 12 Effect comparison of the two elements when the wire diameter is 1.2mm and the gap is 30mm

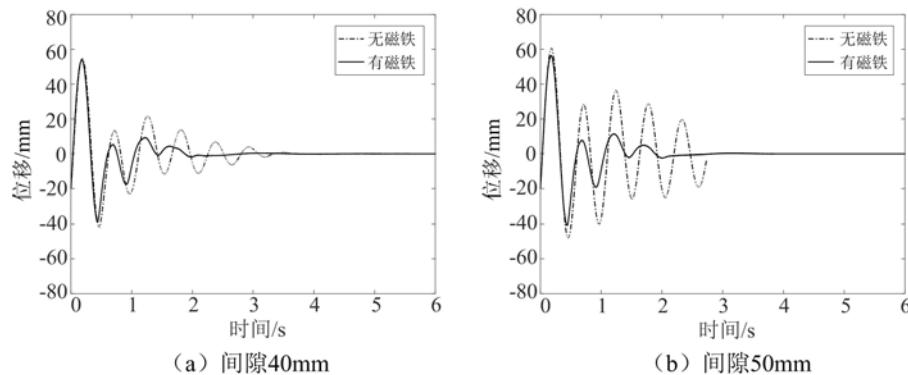


图 13 初始位移 40mm、线径 1.2mm 时振子的位移

Fig. 13 Displacements of the oscillator when the initial displacement is 40mm and the wire diameter is 1.2mm

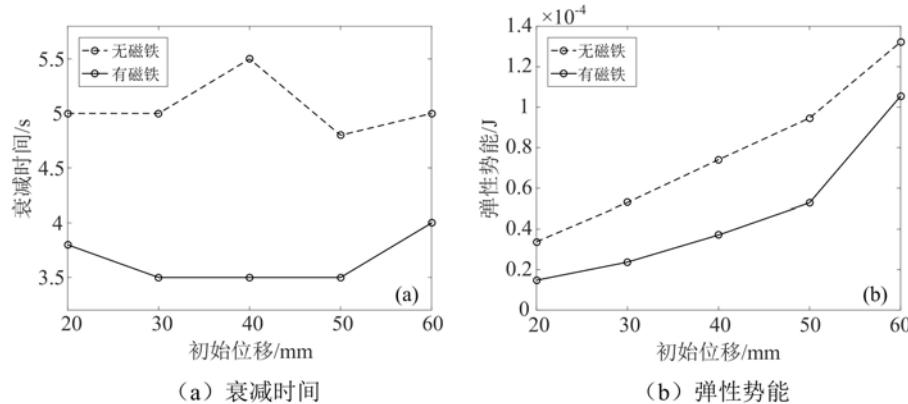


图 14 线径 1.2mm、间隙 50mm 时 2 种元件的效果对比图

Fig. 14 Effect comparison of the two elements when the wire diameter is 1.2mm and the gap is 50mm

4 结论

本文研究了在不连接被减振系统时,安装弹磁元件和碰弹元件的立方振子在不同初始位移下的动力学响应,分析了压缩弹簧线径和弹磁间隙2个参数对系统响应的影响,从振动衰减时间和振子弹性势能2个角度对比了2种装置作用下的振子响应的差异,并获得了弹磁元件的最优参数。主要结论如下:

(1) 无论压缩弹簧线径大小,弹簧长度越长,即质量块与弹磁元件或碰弹元件之间的间隙越小,则2种元件作用下的振子振幅越小,振子弹性势能越小,振动衰减时间越短。

(2) 随着压缩弹簧线径的变化,2种元件的抑振能力均非单调变化。

(3) 压缩弹簧的线径较小时,弹磁元件作用下的振子在绝大部分情况下比碰弹元件作用下的振子的振动衰减时间更短,弹性势能更小。

(4) 压缩弹簧的线径较大时,2种元件作用下的振子响应情况接近,且随着初始位移的增大,碰弹元件比弹磁元件显示出了稍好的抑振效果。

由于本文实验仅使用了9个不同参数的压缩弹簧,故得出的结论仅适用于本文所涉及的实验条件,不在该条件内的实验结果可能与本次实验有所偏差。尽管如此,本文仍可以为弹磁强化非线性能量阱的研究提供一定的参考依据。

参考文献:

- [1] 田雪,孙晓帮,王天利,等.减振器能量耗散研究综述[J].汽车零部件,2016(9):77—81(TIAN Xue, SUN Xiaobang, WANG Tianli, et al. Review on energy dissipation of shock absorber[J]. Automobile Parts, 2016(9): 77—81 (in Chinese))
- [2] 鲁正,王自欣,吕西林.非线性能量阱技术研究综述[J].振动与冲击,2020,39(4):1—16(LU Zheng, WANG Zixin, LÜ Xilin. A review on nonlinear energy sink technology[J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(4): 1—16 (in Chinese))
- [3] 陈建恩,刘军,葛为民,等.简谐激励作用下强非线性吸振器的能量转移效能[J].噪声与振动控制,2017,37(3):24—30(CHEN Jianen, LIU Jun, GE Weimin, et al. Energy transfer efficiency of nonlinear vibration absorbers under harmonic excitations[J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(3):24—30 (in Chinese))
- [4] 孙敏,陈建恩,陈焕林.并联和串联非线性能量阱的吸振效能对比研究[J].哈尔滨工程大学学报,2018,39(10):1727—1732(SUN Min, CHEN Jianen, CHEN Huanlin. Comparison on vibration absorption efficiency of parallel and series nonlinear energy sinks[J]. Journal of Harbin Engineering University, 2018, 39(10):1727—1732 (in Chinese))
- [5] 陈建恩,张维兴,胡文华,等.刚度递增式非光滑纯非线性吸振器的幅频响应特性研究[J].振动与冲击,2021,40(11):170—175(CHEN Jianen, ZHANG Weixing, HU Wenhua, et al. Amplitude-frequency response characteristics of non-smooth pure nonlinear vibration absorber with increasing stiffness[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(11):170—175 (in Chinese))
- [6] 熊怀,孔宪仁,刘源.一类立方非线性吸振器的能量传递和耗散研究及参数设计[J].振动工程学报,2015,28(5):785—792(XIONG Huai, KONG Xianren, LIU Yuan. Energy transfer and dissipation of a class of nonlinear absorber and its parameter design[J]. Journal of Vibration Engineering, 2015, 28(5):785—792 (in Chinese))
- [7] 倪振华.振动力学[M].西安:西安交通大学出版社,1989(NI Zhenhua. Vibration mechanics[M]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University Press, 1989 (in Chinese))
- [8] Vakakis A F. Inducing passive nonlinear energy sinks in vibrating systems[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2001, 123(3):324—332.
- [9] Vakakis A F. Passive nonlinear targeted energy transfer[J]. Philosophical Transactions of the Royal Society A: Mathematical, Physical and Engineering Sciences, 2018, 376(2127):20170132.
- [10] Gourdon E, Alexander N A, Taylor C A, et al. Nonlinear energy pumping under transient forcing with strongly nonlinear coupling: theoretical and experimental results[J]. Journal of Sound and Vibration, 2007, 300(3-5):522—551.
- [11] Gourdon E, Lamarque C H, Pernot S. Contribution to efficiency of irreversible passive energy pumping with a

- strong nonlinear attachment[J]. Nonlinear Dynamics, 2007, 50(4):793—808.
- [12] Qiu D H, Seguy S, Paredes M. Tuned nonlinear energy sink with conical spring: design theory and sensitivity analysis[J]. Journal of Mechanical Design, 2018, 140(1):011404.
- [13] Qiu D H, Seguy S, Paredes M. A novel design of cubic stiffness for a nonlinear energy sink (NES) based on conical spring[C]. Proceedings of the International Joint Conference on Mechanics, 2017:565—573.
- [14] Luo J, Wierschem N E, Fahnestock L A, et al. Realization of a strongly nonlinear vibration-mitigation device using elastomeric bumpers[J]. Journal of Engineering Mechanics, 2014, 140(5):04014009.
- [15] Al-Shudeifat M A. Highly efficient nonlinear energy sink[J]. Nonlinear Dynamics, 2014, 76(4):1905—1920.
- [16] Al-Shudeifat M A. Asymmetric magnet-based nonlinear energy sink[J]. Journal of Computational and Nonlinear Dynamics, 2014, 10(1):014502.
- [17] Al-Shudeifat M A, Wierschem N, Quinn D D, et al. Numerical and experimental investigation of a highly effective single-sided vibro-impact non-linear energy sink for shock mitigation[J]. International Journal of Non-linear Mechanics, 2013, 52:96—109.
- [18] 王莲花, 龚兴龙, 邓华夏, 等. 磁流变弹性体自调谐式吸振器及其优化控制[J]. 实验力学, 2007, 22(3-4):429—434 (WANG Lianhua, GONG Xinglong, DENG Huaxia, et al. Adaptive tuned vibration absorber based on magnetorheological elastomers and its optimal control[J]. Journal of Experimental Mechanics, 2007, 22(3-4):429—434(in Chinese))
- [19] Geng X F, Ding H, Mao X Y, et al. Nonlinear energy sink with limited vibration amplitude[J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2021, 156:107625.
- [20] Ding H, Chen L Q. Designs, analysis, and applications of nonlinear energy sinks[J]. Nonlinear Dynamics, 2020, 100(4):3061—3107.

Experimental research on transient dynamic response of elastic magnetism reinforced energy sink

YAN Xu^{1,2}, CHEN Jianen^{1,2}, DONG Bokang^{1,2}, LI Shuangbao³

(1. Tianjin Key Laboratory for Advanced Mechatronic System Design and Intelligent Control, School of Mechanical Engineering, Tianjin University of Technology, Tianjin 300384, China; 2. National Demonstration Center for Experimental Mechanical and Electrical Engineering Education, Tianjin University of Technology, Tianjin 300384, China; 3. College of Science, Civil Aviation University of China, Tianjin 300300, China)

Abstract: In order to improve the performance of the traditional stiffness-based cubic nonlinear energy sink, an elastic magnetism element was added on both sides of the cubic oscillator to construct a new type of elastic magnetism nonlinear energy sink. The transient dynamic responses of the nonlinear energy sink were experimentally studied in order to grasp its basic characteristics. The so-called elastic magnetism element refers to the permanent magnets connected to the compression springs and the mass of the nonlinear energy sink to produce a magnetic repulsion. When the mass block started to reciprocate, the magnetic repulsion can adjust its responses. This paper comparatively studied the differences in displacement responses of the mass with and without the elastic-magnetic element for different impact loads. The elastic potential energy and the decay time to reach the equilibrium of the mass in the two cases were investigated. The influences of the stiffness of the compression springs and the elastic-magnetic gaps on the responses of the mass were studied. The results show that when the wire diameter is small, the mass block with the elastic magnetism element has a shorter decay time and a smaller elastic potential energy in most cases. When the wire diameter and the initial displacement are larger, the mass block without the elastic magnetism element has a shorter decay time and a smaller elastic potential energy.

Keywords: elastic magnetism element; nonlinear energy sink; permanent magnet; dynamic response