

◇ 李启虎院士八十华诞学术论文 ◇

应用长度极化压电陶瓷 33 模态的 半主动减振技术研究*

胡吉英 李朝晖†

(北京大学电子学系 北京 100871)

摘要 该文提出利用长度方向极化的压电材料的 33 模态来实现半主动减振。论文以横梁为例,通过理论分析和有限元仿真,对比研究了当压电材料分别连接 31、33 两种模态对应的最佳分流电路时,压电材料两种模态在横梁的共振频率附近的减振效果。结果表明 33 模态比 31 模态具有更高的减振效率。此外,鉴于 33 模态存在极化长度有限的问题,仿真分析了压电材料的尺寸和位置对减振效果的影响。在此基础之上,提出了一个利用压电材料 33 模态的多模态减振的组合设计,对横梁的前三个模态起到了很好的减振作用。相对 31 模态而言,横梁的每个振动模态均有约 6 dB 的减振提升。

关键词 半主动减振,压电分流阻尼,压电材料,33 模态,有限元分析

中图分类号: TP391.9; TN712.5 文献标识码: A 文章编号: 1000-310X(2019)04-0580-09

DOI: 10.11684/j.issn.1000-310X.2019.04.015

Semi-active vibration suppression utilizing 33 mode of longitude-polarized piezoelectric materials

HU Jiying LI Zhaohui

(Department of Electronics, Peking University, Beijing 100871, China)

Abstract This paper proposes using 33 mode of longitude-polarized piezoelectric plates to do the semi-active suppression of vibration. Taking a cantilever beam as an example, this paper compares the vibration suppression effect of the 33 mode and 31 mode of piezoelectric elements when shunted to respective optimal electric circuits both through theoretical and finite element analyses (FEA). The results show that the 33 mode has much higher efficiency than 31 mode in structural vibration suppression. Moreover, considering that the polarization length of a piezoelectric plate is limited in the actual application, the influences of the size, the number and the position of the piezoelectric elements on the vibration suppression are studied in this paper. On the basis of that, a combining design of multimode vibration suppression of the cantilever beam using 33 mode is designed. The results show a good effect on vibration suppression for the first three modes of the beam. Meanwhile, about 6 dB gain of vibration suppression is achieved in all three modes of the beam in comparison with the 31 mode.

Key words Semi-active vibration suppression, Piezoelectric shunt damping, Piezoelectric material, 33 mode, Finite element analysis

2019-01-28 收稿; 2019-03-08 定稿

*9140A12050414JW02180

作者简介: 胡吉英 (1990-), 女, 北京人, 博士研究生, 研究方向: 信号与信息处理。

†通讯作者 E-mail: lizhcat@pku.edu.cn

0 引言

压电换能材料作为一种智能材料广泛应用于形状控制^[1]、驱动力/位移最大化^[2]、探伤检测^[3]、模态过滤^[4]和能量收集^[5]等系统中,因此压电阻抗技术成为众多研究者所关心的热点^[6-7]。早在1979年,Forward^[8]首先在光学系统中提出应用压电分流阻尼技术来进行振动抑制。之后,基于压电分流阻尼的半主动减振技术在结构振动控制和噪声消除中得到更多的应用。在振动控制领域,通常是将连有分流电路的压电传感器粘贴在主体结构上,而主体结构可以是横梁^[9]、振动器^[10]、平板^[11]或壳体^[12]。

在最近几年中,很多研究聚焦在有效分流电路的设计和实现上,其中Lin等^[9]在1991年首次引进了 $R-L$ 的串联电路。当主体结构引起压电元件伸缩时,基于正压电效应,由结构振动产生的一部分机械能会被压电元件转化为电能,并通过连接的阻性元件 R 以焦耳热的形式耗散掉,其中电感元件 L 在将分流电路的工作频率调节到主体结构的振动频率中起到重要作用。1996年,Wu^[13]提出了 $R-L$ 的并联电路,在之后的研究中被广泛应用,其中,同样用电感器 L 调节频率和用电阻器 R 来消耗能量,但 $R-L$ 的并联电路的优势在于可以单独调节 R 或 L 而对另一个参数不会产生影响来达到最佳的分流条件,避免了在 R 和 L 之间重复调节。不管是 $R-L$ 的串联电路或 $R-L$ 的并联电路,它们都只能抑制振动的单频模态。随后,为了抑制结构的多模态振动,提出和改善了一些分流电路,例如阻塞电路^[14]、负电容电路^[15]和转换分流电路^[16]。通过在压电元件上连接对应的最佳分流电路,在目标频率附近对结构振动有很好的抑制效果。这些电路大部分需要一些简单的电子无源元件,在维持振动抑制系统稳定性上有不可替代的优势。

到目前为止,由于结构及极化简单的原因,压电分流阻尼技术更多的是应用沿厚度方向极化压电材料的31模态,并在半主动振动控制领域取得了丰富的成果。例如,在文献[17-18]中,通过有限元方法,利用优化算法对应用31模态的压电片的位置和几何结构进行优化,提高抑制主体结构振动的效率。然而,值得注意的是,与31模态相比,压电材料的33模态具有更高的压电耦合因子,如果将压电材料的

33模态应用在结构的振动控制中,应能得到更好的效果。因此,本文提出了利用沿长度方向极化压电材料的33模态实现半主动减振。利用一个粘贴有压电片的横梁模型来进行分析,在压电片上连接33模态对应的最佳分流电路,并将得到的减振效果与31模态的减振效果进行比较。利用梅森等效电路进行理论分析,并用有限元方法进行验证。研究发现压电材料的33模态在振动控制方面确实比31模态具有更高的效率。此外,通过对工作在33模态的压电片在几何结构和位置的优化,提出一个针对多模态减振的组合设计,对结构的前三个模态起到了很好的减振作用。而且,与31模态相比,横梁前三阶模态的振动抑制效果均有约6 dB的增益。

1 模型描述

如图1所示,本文利用一个横梁进行分析。横梁的一端施加有一个沿厚度方向的正弦位移 u 的激励,而另一端保持自由状态。在横梁上粘贴一片压电片,它的作用是将横梁振动的机械能转化为电能。通过在横梁的一端进行位移激励,横梁开始振动,这会引引起压电片在沿着它的长度方向产生伸缩变化,基于正压电效应,在压电片的两个电极间会产生电压差,当压电片连有分流电路时,就会形成闭合

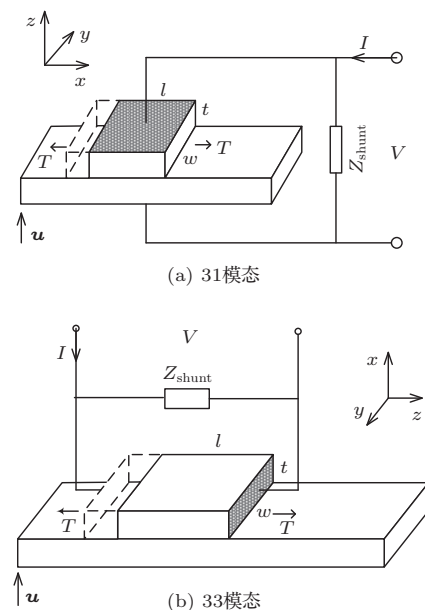


图1 贴有分流压电片的横梁简化模型

Fig. 1 Configuration of the steel beam with a piezoelectric plate and a shunt circuit bonded to the piezoelectric plate

电路。沿厚度方向极化压电材料的31模态和沿长度方向极化压电材料的33模态连接分流电路的方式分别如图1(a)和图1(b)所示。对于31模态来说,在长度方向伸缩,在与之垂直的方向产生电压差;对于33模态来说,在长度方向伸缩,并在同一方向产生电压差。两种模态工作方式的不同主要源于二

者的极化方向不同,31模态的极化方向和伸缩方向相互垂直,而33模态的极化方向和伸缩方向相互平行。工作在两个模态的压电片的尺寸均为 $l \times w \times t$,其中 l, w, t 分别为压电片的长度、宽度和厚度。在研究中,横梁和压电片材料分别为钢和PZT-5H,它们的材料参数如表1所示。

表1 压电陶瓷和横梁的材料参数

Table 1 The parameters of PZT and beam

	密度 $\rho_p / (\text{kg} \cdot \text{m}^{-3})$	弹性常数 / ($10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$)					相对介电常数		压电常数 / ($\text{C} \cdot \text{m}^{-2}$)			机械品质因子 Q_m^D
		c_{11}^E	c_{12}^E	c_{13}^E	c_{33}^E	c_{44}^E	$\varepsilon_{11}^S / \varepsilon_0$	$\varepsilon_{33}^S / \varepsilon_0$	e_{31}	e_{33}	e_{15}	
压电陶瓷 PZT-5A	7500	c_{11}^E	c_{12}^E	c_{13}^E	c_{33}^E	c_{44}^E	916	830	-5.4	15.8	12.3	75
		12.1	7.54	7.52	11.1	2.11						
		c_{11}^D	c_{12}^D	c_{13}^D	c_{33}^D	c_{44}^D						
		12.6	8.09	6.52	14.7	3.97						
横梁 (钢)	密度 / ($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	杨氏模量 ($10^{10} \text{ N} \cdot \text{m}^{-2}$)					泊松比					
	7840	21.6					0.28					

2 振动抑制效果的理论分析

本节利用梅森等效电路从理论上计算应用压电材料的31模态或33模态时分流电阻上消耗的功率,从而来比较压电材料的31模态或33模态在振动控制领域的性能。

以图1(b)的33模态情况为例,单独对粘贴压电片的这一部分横梁进行分析,当这一部分横梁发生弯曲时,导致压电片的下表面伸长或收缩,而上表面保持不动,如图2(a)所示。压电片形变如图2(b)所示,其中 $\dot{\xi}_1$ 和 $\dot{\xi}_2$ 为横梁结构施加在33模态压电片下表面两端的速度。则中位面的振动速度 $\dot{\xi}_{1m}$ 和 $\dot{\xi}_{2m}$ 为等效模型的两端的速度,即

$$\dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m} = \frac{1}{2} (\dot{\xi}_1 + \dot{\xi}_2). \quad (1)$$

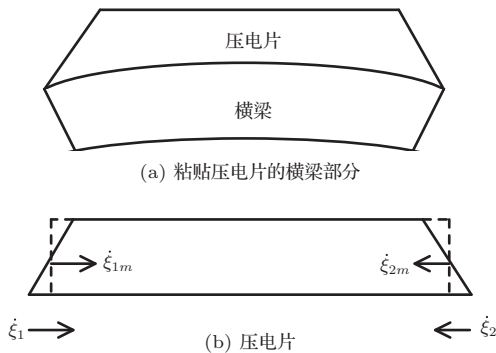


图2 粘贴压电片横梁部分的振动分析

Fig. 2 The vibration analysis of the part of the beam bonded with the piezoelectric patch

连有 $R-L$ 并联分流电路的压电材料的梅森等效电路如图3所示,其中图3(a)为33模态的等效电路,图3(b)为31模态的等效电路。在图3(a)中, $Z_1 = j\rho v S \tan(kl/2)$ 和 $Z_2 = \rho v S / (j \sin(kl))$ 为机械阻抗,其中 $k = \omega/v$ 和 $v = \sqrt{1/(\rho s_{33}^D)}$ 分别为压电材料33模态的波数和波速。 $C_0 = S/l\bar{\beta}_{33}$ 是压电材料33模态的内部电容,其中 $\bar{\beta}_{33} = \beta_{33}^T (1 + g_{33}^2 / (s_{33}^D \beta_{33}^T))$, β_{33}^T 是介电隔离常数, g_{33} 是压电常数, s_{33}^D 是柔性常数。 $n = g_{33} wt / (l s_{33}^D \bar{\beta}_{33})$ 代表压电材料33模态的机电转换因子。同样在图3(b)中, $\dot{\xi}'_{1m}$ 和 $\dot{\xi}'_{2m}$ 假定为横梁结构施加在31模态压电片两端的速度源。 $Z'_1 = j\rho v' S \tan(k'l/2)$ 和 $Z'_2 = \rho v' S / (j \sin(k'l))$ 为机械阻抗,其中 $k' = \omega/v'$ 和 $v' = \sqrt{1/(\rho s_{11}^E)}$ 分别为压电材料31模态的波数和波速。 $C'_0 = wl\bar{\varepsilon}_{33}/t$ 是压电材料31模态的内部电容,其中 $\bar{\varepsilon}_{33} = \varepsilon_{33}^T (1 - k_{31}^2)$, ε_{33}^T 是介电常数, k_{31} 为机电耦合因子。 $n' = wd_{31}/s_{11}^E$ 代表压电材料31模态的机电转换因子, s_{11}^E 是柔性常数。此外, l, ρ 和 $S(S = wt)$ 分别为压电片的长度、密度和横截面积,它们对于33模态和31模态是相同的。

由于33模态和31模态具有相同的推导过程,在本文中只给出33模态的推导过程,对于31模态类似地给出结论。如图3(a)所示,流过 Z_2 的电流为

$$I_{Z_2} = \dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m} = \dot{\xi}'_{1m} + \dot{\xi}'_{2m} = I'_{Z_2}. \quad (2)$$

基于电流的基本知识,流过分流阻抗 Z_{shunt} 的

电流可推导出为

$$I_{Z_{shunt}} = n \cdot I_{Z_2} \cdot \left(\frac{1}{\frac{j\omega C_0}{Z_{shunt} + \frac{1}{j\omega C_0}}} \right) = n \left(\dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m} \right) \cdot \left(\frac{1}{1 + j\omega C_0 Z_{shunt}} \right), \quad (3)$$

则分流阻抗上的平均功率可以表示为

$$P_{shunt} = I_{Z_{shunt}}^2 \cdot Z_{shunt}, \quad (4)$$

其中将分流阻抗 Z_{shunt} 表示为 $Z_{shunt} = j\omega L_x R_x / (R_x + j\omega L_x)$, 则分流电阻 R_x 上消耗的功率为

$$P_{R_x} = I_{Z_{shunt}}^2 \cdot R_x = n^2 \left(\dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m} \right)^2 \left(\frac{1}{1 + j\omega C_0 \frac{j\omega L_x R_x}{R_x + j\omega L_x}} \right)^2 R_x. \quad (5)$$

由于介电隔离常数是一个复数, 即

$$\beta_{33} = \beta_{33r} + j\beta_{33i}, \quad (6)$$

$$Q_e = \frac{\beta_{33r}}{\beta_{33i}}, \quad (7)$$

其中 Q_e 为电学品质因数。则内部电容 C_0 可表示为 $C_0 = C_r - jC_i$, 则图3(a)中的电路可简化为如图4所示。其中 L_x 和 R_x 为并联的分流阻抗, $C_1 = C_r$, $R_1 = 1/(\omega C_i)$, 因此当 $\omega^2 L_x C_r = 1$ 和 $R_x = R_1$ 时分流电阻上消耗的功率最大为

$$P_{R_x_max} = I_{Z_{shunt}}^2 R_x = \frac{1}{4} n^2 (\dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m})^2 R_x. \quad (8)$$

通过相似的推导过程, 可以推出对于31模式分流阻抗上消耗的最大功率为

$$P'_{R_x_max} = I'^2_{Z'_{shunt}} R'_x = \frac{1}{4} n'^2 (\dot{\xi}'_{1m} + \dot{\xi}'_{2m})^2 R'_x, \quad (9)$$

在 $\omega^2 L'_x C'_r = 1$ 和 $R'_x = R'_1$ 时取得该最大值, 其中 $R'_1 = 1/(\omega C'_i)$, C'_r 和 C'_i 分别为 C'_0 的实部和虚部。因此, 当二者激励相同, 即 $\dot{\xi}_{1m} + \dot{\xi}_{2m} = \dot{\xi}'_{1m} + \dot{\xi}'_{2m}$, 33模式分流阻抗上消耗的最大功率和31模式分流阻抗消耗的最大功率的比为

$$\eta_p = \frac{P_{R_x_max}}{P'_{R_x_max}} = \frac{n^2 R_x}{n'^2 R'_x} = \frac{n^2 \frac{1}{\omega C_i}}{n'^2 \frac{1}{\omega C'_i}} = \frac{n^2 C'_i}{n'^2 C_i} = \frac{n^2 C'_r}{n'^2 C_r}. \quad (10)$$

以压电材料PZT-5H为例, 如果压电片的尺寸设为 $30 \text{ mm} \times 30 \text{ mm} \times 2 \text{ mm}$, 则功率的比值 η_p 可计算为 $\eta_p = 5.8188$,

$$\eta_p \text{ (dB)} = 10 \lg \eta_p = 7.6 \text{ dB}. \quad (11)$$

因此, 相比31模式而言, 在连接最佳电路的情况下, 33模式的分流阻抗消耗的功率比31模式的多7.6 dB, 即33模式的振动抑制中是更有效的。然而, 在实际应用中33模式却很少应用, 主要是由于33模式受极化长度的限制, 后文将对这一问题提出解决方法。

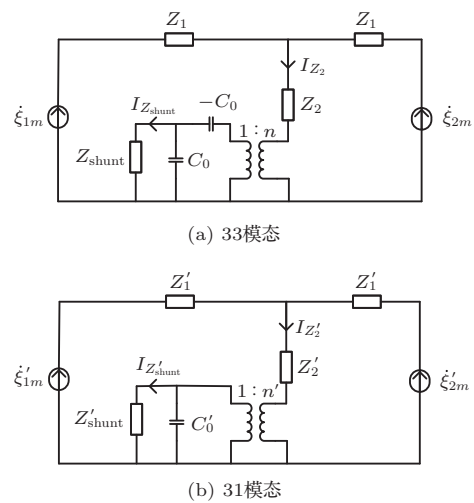


图3 连有分流电路的压电片的梅森等效电路
Fig. 3 Electro-mechanic equivalent circuits of the ceramic plate

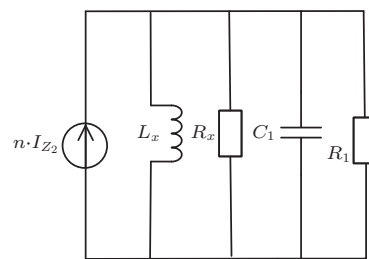


图4 33模式的梅森等效电路的简化电路
Fig. 4 The simplification of the 33 mode Mason equivalent circuit

3 有限元分析

本节采用有限元方法验证理论分析的结果, 对压电材料两种模式在横梁的应用进行仿真, 并比较二者的减振性能。建立了一个粘贴有压电片的横梁3-D模型如图5所示, 其中横梁的尺寸

为 $630\text{ mm} \times 30\text{ mm} \times 1.3\text{ mm}$, 压电片的尺寸为 $30\text{ mm} \times 30\text{ mm} \times 2\text{ mm}$ 。分别用 solid45 单元结构、solid5 单元结构和 CIRC94 单元结构来建立钢、压电片和电阻电感元件。当压电片分别连接两种模态的最佳分流电路时,对 33 模态和 31 模态的振动控制效果进行比较。

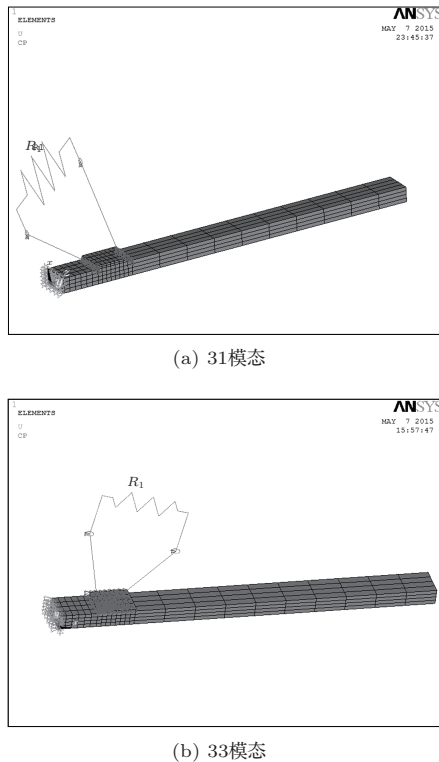


图5 粘贴有压电片的横梁的3-D模型
Fig. 5 The model built with ANASY

由于压电材料的33模态将 z 轴方向定义为极化方向,因此对于33模态来说,长度方向为 z 轴方向,厚度方向为 x 轴方向,然而对于31模态来说,长度方向为 x 轴方向,厚度方向为 z 轴方向。激励和检测方向均垂直于横梁表面,这就意味着对于33模态和31模态来说,它们分别沿着 x 轴方向和 z 轴方向。将位移激励施加在横梁的固定端,通过谐响应分析,横梁自由端的振幅被提取出来代表横梁的振动状态。

图6显示了横梁第一个模态自由端振幅的计算结果,其中图6(a)和图6(b)分别表示了应用压电材料33模态和31模态的减振结果。从图中可以计算出应用33模态和31模态分别将横梁自由端的振幅降低了约17 dB和10 dB,即与31模态相比,33模态将横梁的振幅优化了7 dB,与理论计算的数值相

一致,验证了在同等条件下,33模态在抑制振动领域比31模态更有效率。图6(b)的结果还与文献[19]的图14中的理论与实验结果一致,表明本文所用有限元方法的仿真结果是正确的。

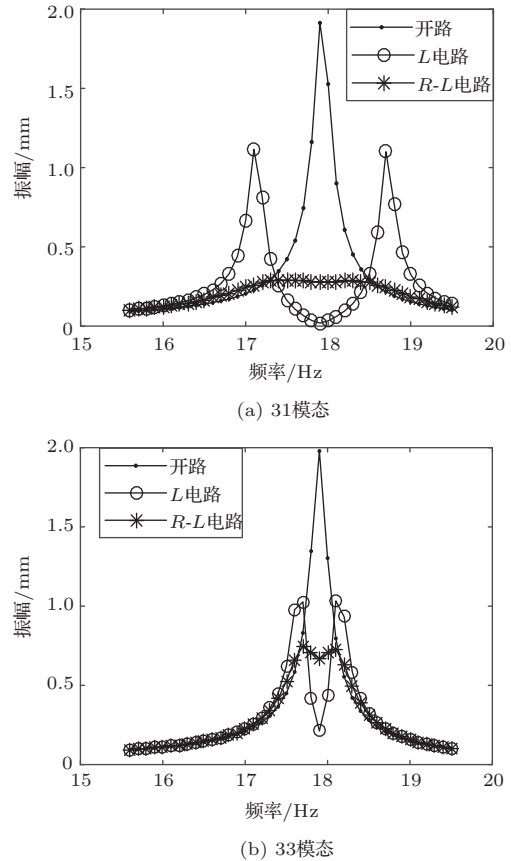


图6 横梁第一个模态自由端振幅
Fig. 6 Vibration amplitude of the first mode of beam at the free end

4 基于压电陶瓷33模态的振动抑制设计

根据前面的分析,压电材料的33模态在振动抑制方面具有更高的效率,然而,由于在实际应用中压电材料的极化长度是有限的,可能需要用多片压电片实现大长度的减振效果。为了基于33模态设计出抑制横梁多模态振动的机制,有必要先研究工作在33模态的压电片的尺寸和位置对减振效果的影响。本节利用贴有压电片PZT-5H的横梁来进行分析,并在压电片上连接对应模态的最佳分流电路。

4.1 压电片尺寸的影响

假设压电片和横梁具有相同的宽度 w ,这里只考虑压电片的长度和厚度对横梁减振效果的影响。

当考虑压电片厚度对横梁自由端振幅的影响时,将厚度作为唯一的变量,并将其他参数均设为相同的。横梁的尺寸设为630 mm × 30 mm × 1.3 mm,压电片的长度为30 mm,将压电片的长度设为远小于横梁尺寸是为了确保尽量减小对横梁振动模式的影响。提取横梁自由端的振幅,并用压电片开路时的横梁自由端的振幅进行归一化。图7展示了横梁自由端振幅随厚度比率 $\eta_t(t_{PZT}/t_{beam})$ 的变化,其中 t_{beam} 为横梁的厚度, t_{PZT} 为压电片的厚度。从图7中可以看出,当厚度比率 η_t 在0.5附近时,连有分流电路的压电片的减振效果最佳,这一结论将应用在后面减振设计中,并用于后面的分析。

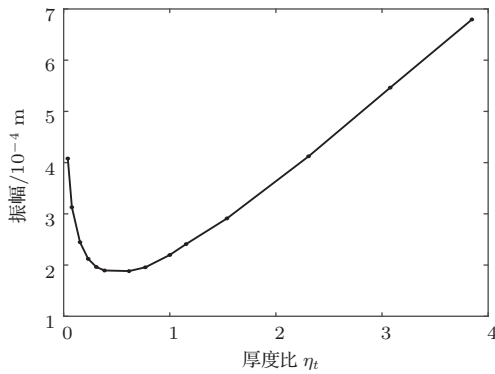


图7 压电片和横梁的厚度比对横梁振幅的影响
Fig. 7 Effect of the thickness ratio of the thickness of the piezoelectric plate to that of the beam

在选用最佳厚度比的情况下,下面继续讨论压电片长度对横梁自由端振幅的影响,将横梁的长度作为唯一的变量,其他参数保持不变。由于压电片的长度受极化长度有限的约束,这里将一片压电片拆分成两块等长的压电片,如图8所示,当两片压电片的总长与一片压电片的长度相等时,二者对横梁自由端的振幅影响的对比如图9所示。从图9中可以看出,随着压电片长度的增加,在连接其最佳分流电路的条件下,横梁自由端的振幅逐渐减小,但变化速度逐渐变慢。此外,在两种情况下,横梁随压电片长度变化基本相同。因此,将一片压电片拆成两片或者多片压电片时,很好地解决了应用33模态受极化长度限制的问题,此外,当拆成两片时,还减小了每片压电片上连接的电阻值和电感值,这也有利于解决大的电感不易实现的问题。

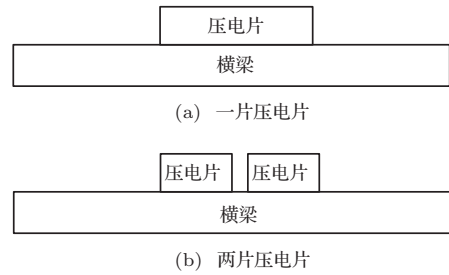


图8 贴有不同数量压电片的横梁模型
Fig. 8 The beam models with different-number PZT

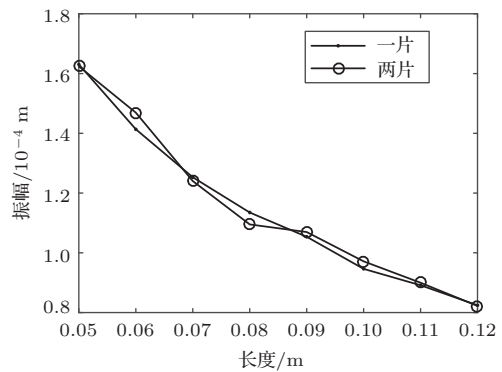


图9 压电片长度对横梁振幅的影响
Fig. 9 Effect of the length of the piezoelectric plate

4.2 压电片位置的影响

当横梁振动时,沿横梁长度方向各处的曲率是随之变化的,因此,对于横梁振动的各个模式会存在各自分流压电片粘贴的最佳位置。本节在压电片尺寸的研究基础之上,选取合适尺寸的压电片,让其工作在33模态,改变压电片粘贴的位置,观察横梁自由端振幅的变化情况,从而找出横梁振动的各个模式的最佳粘贴分流压电片的位置。

为了研究压电片位置对横梁振动的影响,将压电片尺寸设为40 mm × 30 mm × 1 mm,并将横梁尺寸设为630 mm × 30 mm × 1.3 mm。压电片的位置用横梁的受激励的一侧到压电片左侧的距离表示。图10(b)描绘了连有最佳分流电路的压电片的位置对横梁模式1自由端振幅的影响,与图10(a)中的横梁模式1的振型相比,可以看出当压电片粘贴在横梁振幅最大的地方,即振动最强烈的地方,其对横梁振动抑制的效果更好。类似地,将连有最佳分流电路的压电片的位置对横梁模式2和模式3振动的影响分别表示在图11(b)和图12(b)中,并在

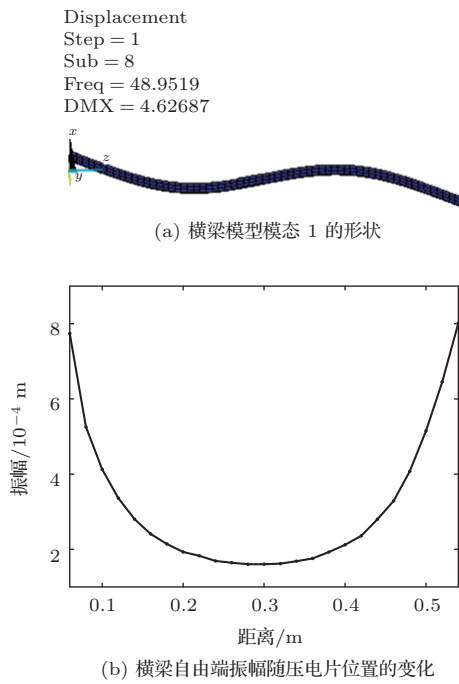


图 10 对比横梁模型模式 1 的形状和压电片位置对横梁振动情况的影响

Fig. 10 Comparison between the shape of the first mode of the beam and the influence of the PZT position on the vibration suppression of the beam

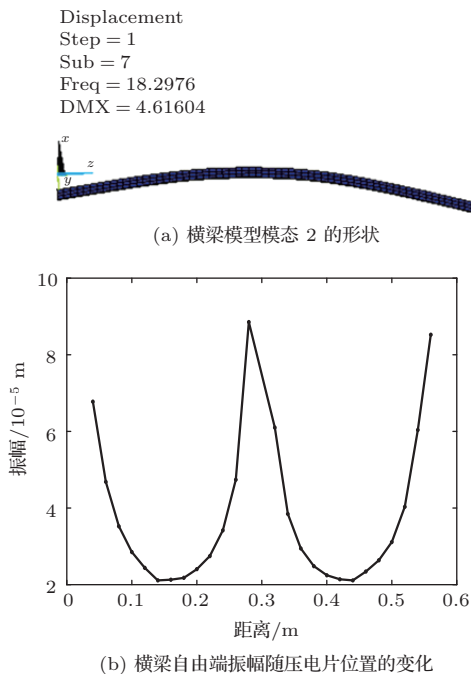


图 11 对比横梁模型模式 2 的形状和压电片位置对横梁振动情况的影响

Fig. 11 Comparison between the shape of the second mode of the beam and the influence of the PZT position on the vibration suppression of the beam

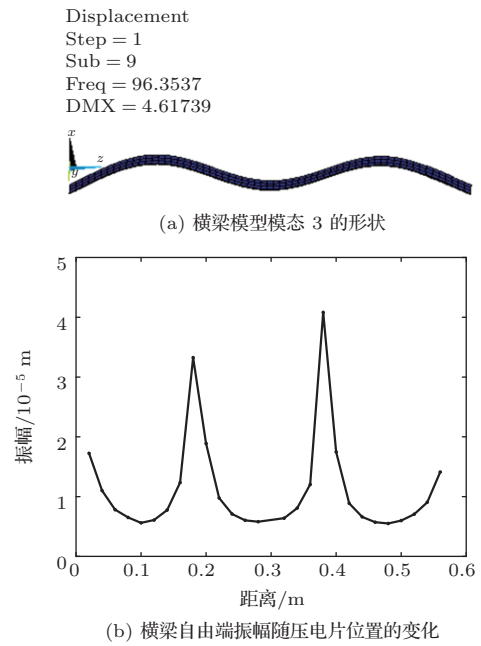


图 12 对比横梁模型模式 3 的形状和压电片位置对横梁振动情况的影响

Fig. 12 Comparison between the shape of the third mode of the beam and the influence of the PZT position on the vibration suppression of the beam

图 11(a) 和图 12(a) 中分别描绘出横梁模式 2 和模式 3 的振型。可以得出与模式 1 类似的结论，即当把连有最佳分流电路的压电片贴在相应模式的振动最强烈的地方时，则对横梁该模式的振动抑制效果最佳，即对横梁前三个模式最佳粘贴分流压电片的位置分别在距离横梁施加激励端 0.3 m、0.14 m/0.44 m 和 0.12 m/0.28 m/0.48 m 处。

4.3 抑制横梁的多模态振动的组合设计

根据 4.2 节的分析，对于横梁前三个模式最佳的粘贴分流压电片的位置均在各自振幅最大的地方，即振动最强烈的位置。在这基础之上，本文提出一个针对横梁多模态振动抑制的压电组合设计，如图 13 所示，其中 PZT1 用来抑制横梁模式 2 的振动，粘贴在针对模式 2 的最佳位置；PZT2 用来抑制横梁模式 1 的振动，粘贴在针对模式 1 的最佳位置；PZT3 用来抑制横梁模式 3 的振动，粘贴在针对模式 3 的最佳位置。在 PZT1、PZT2 和 PZT3 上分别连上对应各自模式的最佳分流电路。图 14 显示了工作在 33 模式和 31 模式的压电组合设计系统对横梁前三个模式的减振效果，与三片压电片均处于开路状态时对比，工作在 33 模式的压电组合设计将横

梁的前三个模态各降低了约17 dB、20 dB和22 dB,而工作在31模态的压电组合设计将横梁的前三个模态各降低了约11 dB、14 dB和16 dB,可以看出工作在33模态的比31模态的压电组合设计将横梁的前三个模态均优化了6 dB左右,与理论数值一致。此外,通过与图6比较,可见与模态单独减振时取得同等的效果,即各个模态抑制之间并不互相影响,从而表明了本文设计的分流压电组合系统在多模态减振方面的有效性,并且验证了工作在33模态的压电组合设计比工作在31模态效率更高。

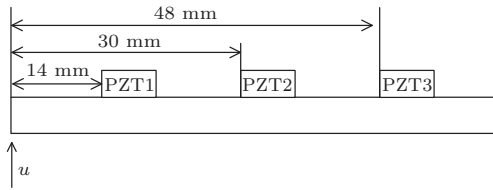


图13 多模态振动抑制的组合设计

Fig. 13 The combining design for multimode vibration suppression

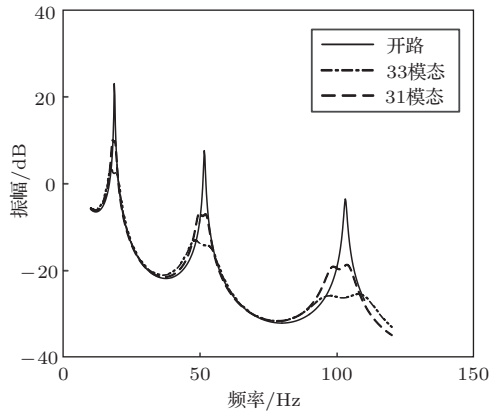


图14 组合设计系统对横梁多模态减振的效果

Fig. 14 Vibration suppression effect on the first three modes of the combining design

5 结论

本文提出利用电场平行于长度的长度伸缩压电片,即工作在33模态,抑制横梁的振动。通过利用梅森等效电路进行理论分析和利用有限元方法进行仿真模拟,证明了对于同样尺寸、同种压电片,在振动抑制领域,工作在33模态比工作在31模态更有效率,二者计算所得的结果一致,相互验证。但工作在33模态的压电片要受到极化长度有限的约束,对此,本文提出利用多片压电材料来代替一块来解

决这一问题,同时,这种方法还降低了每片压电材料上所连接的电感值,有助于解决大电感不易实现的问题。此外,在研究了压电片尺寸和位置对横梁振动的影响的基础上,提出一种针对横梁多模态振动抑制的组合减振系统,通过有限元仿真,证明了该组合设计系统对横梁的前三个模态起到很好的减振作用,与模态单独减振时到达同等的效果。并且,压电片33模态对于横梁的前三个振动模态的减振效果比31模态均有约6 dB的提升,进一步验证了工作在33模态的压电组合设计比工作在31模态的在振动控制领域更有效率。

参 考 文 献

- [1] Yu Y, Zhang X N, Xie S L. Optimal shape control of a beam using piezoelectric actuators with low control voltage[J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(9): 095006.
- [2] Kang Z, Wang X. Topology optimization of bending actuators with multilayer piezoelectric material[J]. *Smart Materials and Structures*, 2010, 19(7): 075018.
- [3] 孟丽娟, 李继承, 罗忠兵, 等. 考虑弯曲和轴向振动模态的一维梁压电阻抗模型及试验研究[J]. *应用声学*, 2012, 31(5): 339-344.
Meng Lijuan, Li Jicheng, Luo Zhongbing, et al. Electro-mechanical impedance model of one-dimensional beam and experimental research considering both flexural and axial vibration modes[J]. *Applied Acoustics*, 2012, 31(5): 339-344.
- [4] Trindade M A, Pagani C C, Oliveira L P R. Semi-modal active vibration control of plates using discrete piezoelectric modal filters[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2015, 351: 17-28.
- [5] Fu X, Liao W. Nondimensional model and parametric studies of impact piezoelectric energy harvesting with dissipation[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2018, 429: 78-95.
- [6] 潘仲明, 祝琴. 压电换能器阻抗匹配技术研究[J]. *应用声学*, 2007, 26(6): 357-361.
Pan Zhongming, Zhu Qin. Study of impedance matching technology for piezoelectric transducer[J]. *Applied Acoustics*, 2007, 26(6): 357-361.
- [7] 鲍善惠. 一种直接测量压电换能器串联谐振频率和并联谐振频率的新方法[J]. *应用声学*, 2004, 23(6): 12-15, 30.
Bao Shanhui. A novel direct method for measuring the serial and the parallel resonant frequencies of a piezoelectric transducer[J]. *Applied Acoustics*, 2004, 23(6): 12-15, 30.
- [8] Forward R L. Electronic damping of vibrations in optical structures[J]. *Applied Optics*, 1979, 18(5): 690-697.

- [9] Lin C, Huang Y, Chen W. Multimodal suppression of vibration in smart flexible beam using piezoelectric electrode-based switching control[J]. *Mechatronics*, 2018, 53: 152–167.
- [10] Kim S, Wang S, Brennan M J. Dynamic analysis and optimal design of a passive and an active piezo-electrical dynamic vibration absorber[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(4): 603–614.
- [11] Bricault C, Pézerat C, Collet M, et al. Multimodal reduction of acoustic radiation of thin plates by using a single piezoelectric patch with a negative capacitance shunt[J]. *Applied Physics*, 2019, 145: 320–327.
- [12] Loghmani A, Danesh M, Kwak M K, et al. Vibration suppression of a piezo-equipped cylindrical shell in a broadband frequency domain[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 411: 260–277.
- [13] Wu S. Piezoelectric shunts with a parallel R-L circuit for structural damping and vibration control[C]. *Proceedings of SPIE*, 1996.
- [14] Wu S. Method for multiple-mode shunt damping of structural vibration using a single PZT transducer[C]. *Proceedings of SPIE*, 1998.
- [15] Manzoni S, Moschini S, Redaelli M, et al. Vibration attenuation by means of piezoelectric transducer shunted to synthetic negative capacitance[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2012, 331(21): 4644–4657.
- [16] Lin C, Huang Y, Chen W. Multimodal suppression of vibration in smart flexible beam using piezoelectric electrode-based switching control[J]. *Mechatronics*, 2018, 53: 152–167.
- [17] Belloli A, Ermanni P. Optimum placement of piezoelectric ceramic modules for vibration suppression of highly constrained structures[J]. *Smart Materials and Structures*, 2007, 16(5): 1662–1671.
- [18] Sun H, Yang Z, Li K, et al. Vibration suppression of a hard disk driver actuator arm using piezoelectric shunt damping with a topology-optimized PZT transducer[J]. *Smart Materials and Structures*, 2009, 18(6): 065010.
- [19] Hagood N W, von Flotow A. Damping of structural vibrations with piezoelectric materials and passive electrical networks[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1991, 146(2): 243–268.