

主动约束层阻尼圆柱壳的环向占优模态控制*

袁丽芸^{1,2} 向宇¹ 黄玉盈² 陆静^{1,2}

(1. 广西工学院汽车工程系, 柳州 545006) (2. 华中科技大学土木工程与力学学院, 武汉 430074)

摘要 基于作者最近对主动约束层阻尼(ACL D)圆柱壳的建模研究基础,通过数值算例进一步研究了电压分布方式对 ACL D 圆柱壳减振效果的影响,重点放在控制方式以及驱动电压的施加方案上.大量的数值计算表明,在多种外激励下的 ACL D 圆柱壳,采用环向占优模态控制方案,具有最佳的振动抑制效果,进而提出了环向占优模态控制策略的概念.

关键词 主动约束层阻尼, 夹层圆柱壳, 半解析法, 模态控制, 环向占优模态控制

引言

在结构上敷设主动约束层阻尼(ACL D)是近年来提出的一种特别有效的减振手段. ACL D 可通过智能约束层来主动控制粘性阻尼层的剪切变形,从而改变其能耗作用,使之在较宽频域内都保持较高的阻尼比,因此具有很好的减振性能,已成为国内外学者们研究的热点之一^[1-7].

目前,在圆柱壳上敷设 ACL D 主要有全敷设和块状敷设两种方式. Baz 和 Chen 将 ACL D 全敷设在圆柱壳上,并采用边界控制策略对轴对称振动进行了研究,发现在较宽的频带范围内 ACL D 的减振效果都有良好的表现,且控制电压不大^[1].然而,全敷设时,材料的阻尼性能没有得到充分的利用,仅能较好的抑制轴对称振动,适用范围不大,因此,该种 ACL D 控制方式通用性不强.为了充分利用材料的阻尼性能, Ray 和 Baz 等人将两块 ACL D 矩形块对称敷设在圆柱壳内(外),当选择合适的 ACL D 矩形块的大小和敷设位置时,基壳的前两阶环向振动模态能得到很好的抑制,其中对 ACL D 矩形块大小和敷设方式(位置)的选择则由模态控制策略来确定^[3-6].然而,模态控制策略是一种基于振型叠加原理的振动主动控制方法,它是通过保留有限模态,并对这些模态坐标施加主动控制力来达到有效控制振动的目的^[8-11].因此,模态控制策略必需预先知道基体结构的振动模态,当外激励改变(尤其是位置或方向)导致其激发的结构模态也改变或不

在其控制的模态内时,减振效果明显变差,需对 ACL D 结构进行修正,这在实际应用中很难实现.

在 ACL D 结构的分析方法或仿真方法方面,目前主要有解析法和数值方法.一些学者针对形状简单、规则的 ACL D 壳体结构建立了相应的动力学微分方程并给出了解析解^[1-2].然而,这些方程应用范围有限,且表达形式过于复杂.因此,目前大多数分析 ACL D 壳体结构动力学问题的方法仍以有限元法居多^[3-7].然而有限元法需重复建模,存在离散变量和自由度过多而效率不高的缺点,且由于采用低阶型函数离散插值,高频响应的计算精度差,故仅适用于中、低频范围.作者们近期导出了 PCL D 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程,并借助高精度的精细积分法^[11]建立了一种分析其动力学问题的新半解析法,取得了很好的效果^[12-13].最近,作者进一步考虑主动约束层的压电效应(压电材料制成),通过类比 PCL D 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程的建立过程,导出了环状分块敷设 ACL D 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程,并运用齐次扩容精细积分法^[11]和叠加原理建立了求解此类圆柱壳动力学机电耦合问题的一种新矩阵方法(半解析方法).文中将 ACL D 圆柱壳中的压电层用很薄的绝缘层隔离后环状连续敷设在粘性层上(如图 1 所示),并通过施加适当的控制电压,以适应外激励的变化和非轴对称振动的控制的一般情况.但限于篇幅对电压的施加方案及其减振效果的讨论不多.

针对图 1 所示 ACL D 圆柱壳的力学模型,从已导

出的 ACLD 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程(频域内的一系列非耦合的环向模态矩阵方程)出发,本文进一步讨论压电约束层的控制电压施加方案对 ACLD 减振效果的影响,期望通过大量数值算例寻求一种更有效的 ACLD 圆柱壳的主动控制策略,以达到更理想的减振效果,从而为进一步研究 ACLD 圆柱壳或回转壳的振动优化控制提供一种新的途径。

1 ACLD 圆柱壳的控制方程及其求解方法

图1所示为一轴向部分、环向全敷设 ACLD 圆柱层合壳,其基壳半径、厚度和长度分别为 R_1, h_1, L , 粘弹芯和约束层的厚度分别为 h_2, h_3 , 半径分别为 R_2, R_3 . 为了让压电约束层的主动控制具有一定的通用性和灵活性,用很薄且具有一定刚度的绝缘层将压电层沿环向分成连续的若干块,并假设:(1)由于绝缘层很薄且具有足够的刚度,因此可借鉴类似处理高密度肋骨的均匀化方式,认为整个 ACLD 覆盖层在环向上力学量连续,此时,将其当成封闭圆柱壳处理不会带来较大的模型误差;(2)由于绝缘层的存在,在电学意义上,各压电块可以分别施加不同的控制电压。(3)压电材料为横观各向同性材料,极化方向为径向(厚度方向);(4)压电层很薄($h_3 \ll R_3$),认为电场强度的径向分量 E_z 为常数,同时不计其它两个方向的电场强度和正压电效应^[1]。

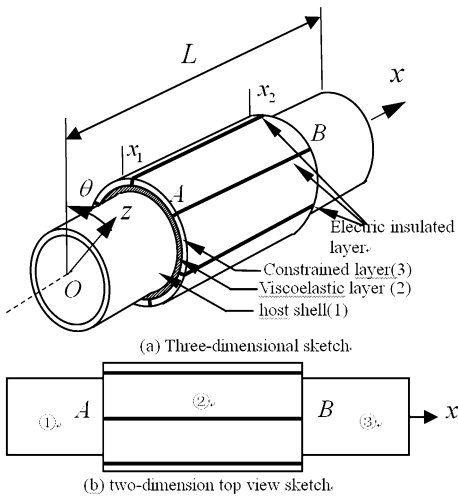


图1 环状分块沿轴向部分覆盖 ACLD 的圆柱层合壳
Fig.1 Sketch of a sandwich circular cylindrical shell treated with ACLD partially covered along the axial direction and with sub-blocks division in circumferential direction

1.1 ACLD 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程

设结构承受外谐激励载荷作用,其激励圆频率为

ω ,时间因子为 $e^{i\omega t}$. 为了便于分析且不失一般性,设施加在各压电块上的驱动电压幅值相同(也可不同),为 $U(\omega)$,但施加方向不同(可正可负),因此整个沿环向的电压分布可以用单位方波函数 $R(\theta)$ 表示

$$V(\theta, \omega) = U(\omega)R(\theta) \tag{1}$$

根据上述假设,压电约束层的电场强度 E_z 可写为:

$$E_z = R(\theta) \cdot U(\omega) e^{i\omega t} / h_3 \tag{2}$$

将 $R(\theta)$ 沿周向展开成傅立叶级数为

$$R(\theta) = \sum_{n=0}^{\infty} a_n \cos(n\theta) \tag{3}$$

在以下的公式推导中,为方便省略掉时间因子 $e^{i\omega t}$. 采用 PD 反馈控制(partial and differential feedback control),反馈控制电压幅值受控于基壳上某一指定点 (x_0, θ_0) 的法线位移与速度^[1]

$$U(w) = -(k_p w + k_d(i\omega w)) = -(k_p + k_d i\omega)w(x_0, \theta_0) \tag{4}$$

式中, k_p 和 k_d 分别为位移和速度增益系数, $w(x_0, \theta_0)$ 为参考点的法线位移幅值。

极化方向为径向的横观各向同性压电材料的本构关系为^[1]

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x^{(3)} \\ \sigma_y^{(3)} \\ \tau_{xy}^{(3)} \end{Bmatrix} = \frac{E_3}{1-\mu_3^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu_3 & 0 \\ \mu_3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu_3}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \varepsilon_x^{(3)} \\ \varepsilon_y^{(3)} \\ \gamma_{xy}^{(3)} \end{Bmatrix} - \frac{E_3}{1-\mu_3^2} \begin{bmatrix} 1 & \mu_3 & 0 \\ \mu_3 & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\mu_3}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} d_{31} \\ d_{32} \\ 0 \end{Bmatrix} E_z \tag{5}$$

其中, μ_3, E_3 分别为压电层泊松比和弹性模量, d_{31}, d_{32} 为压电应变常数。

当考虑压电效应后,在压电约束层的内力-位移关系中出现主动控制力 N_x^0, N_θ^0 (该项由(5)式右边最后一项引起). 将该主动控制力进行移项整理,同时将压电层的平衡方程也进行相关变化,使得本文的 ACLD 圆柱壳的基本方程与文献[12]给出的 PCLD 圆柱壳的基本方程在形式上完全相同,通过类比 PCLD 圆柱壳控制方程的建立过程,可直接得到 ACLD 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程. 其详细推导另文发表,这里仅写出最后得到的 ACLD 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程:

$$\bar{A} \frac{d}{d\xi} Z = \bar{B} Z + F + F_v \cdot w(x_0, \theta_0) \tag{6}$$

式中, Z 和 F 分别为 ACLD 圆柱壳未加控制电压时的夹层圆柱壳的整合状态向量和外激励载荷向量; Z 和 F 的各元素以及系数矩阵 \bar{A} , \bar{B} 详见文献 [12]; $F_v \cdot w(x_0, \theta_0)$ 为无量纲的压电作动力向量, F_v 的具体表达式为:

$$F_v = \beta \begin{matrix} 12 \times 1 \\ B_{11} \end{matrix} - \frac{\beta L(\mu_3 d_{31} + d_{32})}{R_3(d_{31} + \mu_3 d_{32})} \cdot \{0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, 0, n\}^T \quad (7)$$

式中, $\beta = -\frac{E_3 a_n (d_{31} + \mu_3 d_{32})}{K^{(3)} (1 - \mu_3^2)} (k_p + k_d i \omega)$, B_{11} 为矩阵 \bar{B} 的第 11 列.

当各压电块控制电压全为零时, (7) 式中 $\beta = 0$, 这样 $F_v = 0$, 方程 (6) 退化为 PCLD 圆柱壳的整合一阶常微分矩阵方程. 当压电块施加的控制电压不全为零时, (6) 式中含有未知的参考点径向位移 $w(x_0, \theta_0)$, 因此该方程无法直接求解, 需寻求一种有效的耦合求解方法.

1.2 耦合方程的求解

根据叠加原理, 方程 (6) 的解由两部分组成: 一部分是外激励 F 单独作用下的解; 另一部分是压电作动力 $F_v \cdot w(x_0, \theta_0)$ 单独作用下的解. 其中, 外激励 F 单独作用下的求解可采用传递函数法和齐次扩容精细法进行求解^[11, 13]. 而广义压电力 F_v (已知) 单独作用下方程的解亦可采用同样的方法获得.

将 ACLD 圆柱壳在 F 单独作用下的径向位移记为 $\bar{w}_F^{(n)}(\xi)$, 在广义压电力 F_v 单独作用下的径向位移记为 $\bar{w}_v^{(n)}(\xi)$. 根据叠加原理和 Fourier 级数的展开关系, ACLD 圆柱壳上任意点的径向位移可写为:

$$w(x, \theta) = L \sum_{n=0}^{\infty} \bar{w}_F^{(n)}(\xi) \cos(n\theta) + L \left(\sum_{n=0}^{\infty} \bar{w}_v^{(n)}(\xi) \cos(n\theta) \right) w(x_0, \theta_0) \quad (8)$$

在上式中令: $x = x_0$ ($\xi = \xi_0 = x_0/L$), $\theta = \theta_0$, 即可得到关于参考点径向位移 $w(x_0, \theta_0)$ 的代数方程.

2 环向占优模态控制策略

2.1 ACLD 圆柱壳的环向模态控制

模态控制是结构振动主动控制中的一种有效方法. 其主要思想是根据模态的正交性和叠加原理, 将任意外激励下的响应在模态空间中进行分解, 得到一系列非耦合的主坐标运动方程 (模态方程), 模态控制就是通过解耦的模态方程 (尤其

是低阶模态方程) 中采用反馈控制和优化控制算法施加最优控制力, 从而达到抑制振动响应的目的.

与传统模态控制方法相类似, 本文所得的 ACLD 壳段的控制方程 (7) 式以及光壳段的控制方程 (文献 [12] 中的第 (5) 式) 是部分覆盖 ACLD 圆柱壳在频域内环向模态 (n) 的一系列非耦合的模态方程, 而压电控制力也被展开成傅立叶级数, 且分别施加在相对应的非耦合模态方程中, 从而实现 ACLD 圆柱壳的环向模态控制. 如果在这些方程中的压电控制力施加合适, 则有望和传统模态控制方法一样得到较为理想的振动抑制效果. 但文中导出的非耦合模态方程在理论上有无数个, 因此在哪些方程中施加控制力? 如何施加控制力? 这些问题与压电层的电压分布有关, 也是本文研究重点.

这里需要特别强调的是, 与时域内的传统模态控制方法不同, 本文方法是频域内的环向模态控制方法.

2.2 ACLD 圆柱壳的环向占优模态控制

众所周知, ACLD 圆柱壳在任意外激励作用下, 在其所有环向振动模态中, 必然存在一个对圆柱壳的振动变形起着主要作用的模态 (称之为环向占优模态), 若优先对该模态所对应的模态方程施加合适的压电控制力, 则有望能达到最好的减振效果. 我们将这种在 ACLD 圆柱壳振动中的环向占优模态所对应的模态方程中施加最大控制力的控制策略称为环向占优模态控制策略.

环向模态控制力在各模态方程中的施加形式与压电层的电压分布有关, 进一步说, 即是环向模态控制力在各模态方程中的施加形式由电压分布函数 $R(\theta)$ 的傅立叶级数展开式系数 a_n 决定. 为了实现上述对环向占优模态的优先控制, 就要求在环向占优模态 (假设为第 n 个模态) 方程中施加的压电控制力较其他非占优模态方程中的控制力要大, 也即要求压电层的电压分布函数 $R(\theta)$ 的傅立叶展开系数中能匹配出与环向占优模态相对应的绝对值最大的 a_n . 另一方面, 由于实际工作环境的复杂性和外激励的多变性, ACLD 圆柱壳的环向占优模态也可能随外界环境的变化而发生改变, 因此, 实际应用中还要求压电层的电压分布方式 (施加方式) 应具备随之作相应变化的灵活性.

图 1 所示为作者们构建的能够满足上述两个要求的 ACLD 圆柱壳的结构模型 (ACLD 敷设模

型)示意图.图中压电层中的各压电块在环向由很薄的绝缘层隔离,并沿环向全覆盖在环向连续的粘性层上,这样各压电块在电学上即可分别施加不同的控制电压,当压电块的数目足够多时,通过单独或分组施加控制电压即能匹配出所需的最大 a_n ,从而实现对足够多的低阶环向占优模态振动在频域内的优先控制和适应环向占优模态发生改变的要求.

下面用具体实例来说明压电块的敷设方式和电压分组施加形式如何匹配出不同的绝对值最大的 a_n .

2.3 压电层的电压分布及其傅立叶级数展开

作为简单实例,下面将压电块在环向用绝缘层分成独立的12块,且不失一般性,每块上施加幅值相同,但符号可以为正负的控制电压,将符号相同且相邻的压电块分为一组,记分组数目为 M .

(a)当分组数目 $M=1$ 时,即所有12个压电块都施加完全相同的电压,有:

$$R(\theta) = 1, \theta \in [0, 2\pi], a_n = \begin{cases} 1 & n=0 \\ 0 & n=\text{其他} \end{cases} \quad (9)$$

由(9)式可知, $R(\theta)$ 的傅立叶级数展开式中 $n=0$ 对应的系数绝对值最大,其他项均为零,因此,此种电压施加方案有望对环向模态 $n=0$ (轴对称占优振动模态)引起的结构振动有较好的抑制效果,而对其他环向模态引起的结构振动抑制效果相对较弱.

(b)当分组数目 $M=2$ 时,即12个压电块被分为两组,相邻6个为一组,每组施加等值但符号相反的电压,此时有:

$$R(\theta) = \begin{cases} 1 & \theta \in [0, \pi/2] \cup [3\pi/2, 2\pi] \\ -1 & \theta \in [\pi/2, 3\pi/2] \end{cases}$$

$$a_n = \begin{cases} \frac{(-1)^n 4}{(2n+1)\pi} & n=2k+1 \\ 0 & n=\text{其他} \end{cases} \quad k=0, 1, \dots \quad (10)$$

(c)当分组数目 $M=4$ 时,12个压电块被分为四组,每3个为一组,各组之间施加等值但符号相间的电压,即:

$$R(\theta) = \begin{cases} 1 & \theta \in [0, \pi/4] \cup [3\pi/4, 5\pi/4] \cup [7\pi/4, 2\pi] \\ -1 & \theta \in [\pi/4, 3\pi/4] \cup [5\pi/4, 7\pi/4] \end{cases}$$

$$a_n = \begin{cases} \frac{(-1)^n 4}{(2n+1)\pi} & n=4k+2 \\ 0 & n=\text{其他} \end{cases} \quad k=0, 1, \dots \quad (11)$$

(d)同理,当分组数目 $M=6$ 时,压电块被分为六组,每2个一组,各组之间施加等值但符号相间的电压,即有:

$$R(\theta) = \begin{cases} 1 & \theta \in [0, \pi/6] \cup [3\pi/6, 5\pi/6] \cup [7\pi/6, 9\pi/6] \cup [11\pi/6, 2\pi] \\ -1 & \theta \in [\pi/6, 3\pi/6] \cup [5\pi/6, 7\pi/6] \cup [9\pi/6, 11\pi/6] \end{cases}$$

$$a_n = \begin{cases} \frac{(-1)^n 4}{(2n+1)\pi} & n=6k+3 \\ 0 & n=\text{其他} \end{cases} \quad k=0, 1, \dots \quad (12)$$

由(10-12)式可知, $M=2, 4, 6$ 时, $R(\theta)$ 的傅立叶级数展开式中 $n=1, 2, 3$ 所对应展开系数的绝对值分别最大,因此,它们对应的电压施加方式有望分别对 $n=1, 2, 3$ 的环向占优模态振动有较好的抑制效果,而对其他环向模态所引起的结构振动抑制效果相对较弱.

以此类推,12个环向压电块,采取分组施加控制电压的方式最多能匹配出与环向占优振动模态 $n=0, 1, 2, 3, 6$ 相对应的绝对值最大的展开系数.因此,当环向压电块的数目足够多时,即可对足够多的低阶环向占优模态进行有效控制.

3 数值结果与讨论

为了简单验证环向占优模态控制策略的有效性,现研究一端固定、一端自由 ACLD 圆柱壳在多种环向余弦分布激励下的振动控制问题.其中,ACLD 圆柱壳的基壳层材料为铝,密度为 $\rho_1 = 2710\text{kg/m}^3$,杨氏模量和泊松比分别为 $E_1 = 70\text{GPa}$, $\mu_1 = 0.3$,长度为 $L = 0.4\text{m}$,半径和厚度分别为 $R_1 = 0.3\text{m}$, $h_1 = 0.003\text{m}$;粘性层材料为PVC,密度为 $\rho_2 = 1340\text{kg/m}^3$,剪切复模量取 $G_2 = (8.582 + 2.985i)\text{MPa}$,厚度为 $h_2 = 0.001\text{m}$;约束层为压电陶瓷,密度取为 $\rho_3 = 7600\text{kg/m}^3$,杨氏模量和泊松比为 $E_3 = 74\text{GPa}$, $\mu_3 = 0.3$,厚度为 $h_3 = 0.002\text{m}$,压电应变常数为 $d_{31} = d_{32} = 23 \times 10^{-12}\text{m/V}$.

在以下各算例中,反馈参考点取在 $x_0 = L, \theta_0 = 0$ 处.频响函数定义为:

$$FRF = |w(x_0, \theta_0)|/L \quad (13)$$

ACLD 圆柱壳轴向覆盖率 CP 和覆盖中心位置 CL 定义如下:

$$CP = \frac{x_2 - x_1}{L} \times 100\%, \quad CL = \frac{x_1 + x_2}{2L} \times 100\% \quad (14)$$

3.1 余弦激励下的减振效果对比

为了对比 4.3 节给出的 $M=1, 2, 4, 6$ 时的电压施加方式对不同环向占优模态的圆柱壳振动的抑制效果, 在轴向全覆盖 ACLD 的圆柱壳上作用一沿轴向均匀分布、环向余弦分布的载荷 $\cos(n\theta)$ 。众所周知, 这一载荷必然激励出环向模态数为 n 的占优模态。算例中压电层增益系数取 $k_p=0, k_d=10^5$ 。此时, 外激励 $F = \{0, 0, 0, 0, \bar{p}_x^{(1)}, \bar{p}_\theta^{(1)}, \bar{p}_z^{(1+3)}, 0, 0, 0, \bar{p}_x^{(3)}, \bar{p}_\theta^{(3)}\}^T$ 中仅第 7 项不为零, 其值为:

$$\bar{p}_z(x, \theta) = -\frac{L}{K^{(1)}} \cos(n\theta), n=0, 1, 2, 3 \quad (15)$$

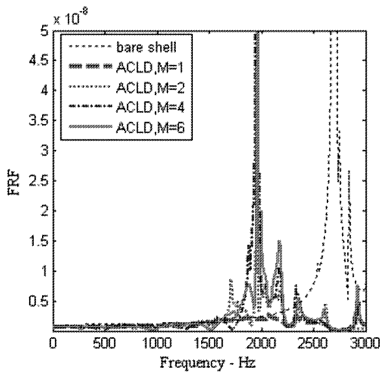


图 2 $n=0$ 余弦均布载荷激励下的频响曲线对比

Fig. 2 Comparison of frequency response curves under the uniform Cosine excitation with $n=0$

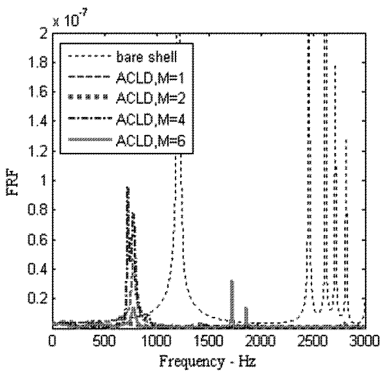


图 3 $n=1$ 余弦均布载荷激励下的频响曲线对比

Fig. 3 Comparison of frequency response curves under the uniform Cosine excitation with $n=1$

图 2 ~ 图 5 给出了 (15) 式中 n 分别为 0, 1, 2, 3 时, $M=1, 2, 4, 6$ 四种情形下的频响曲线。由图 2 可见, 当余弦激励的时, 在 0 ~ 3000 Hz 的频率范围内, $M=1$ 对应的频谱响应值均较 $M=2, 4, 6$ 的要低许多, 其减振效果最好。同样, 图 3 ~ 图 5 中的环向占优模态分别为 $n=1, 2, 3$, 图中 $M=2, 4, 6$ 所对应的减振效果也较其他情形好很多。在文献 [1] 中,

ACLD 是整块全敷设在基壳上, 并施加均匀控制电压, 它与本算例中 $M=1$ 的控制方式相当。对比上面的计算结果可以看出, 该控制方式仅能对时的轴对称占优模态振动起到较好的抑制作用, 而对 $n=1, 2, 3$ 时模态振动的抑制效果不如本文提出的环向占优模态控制策略。

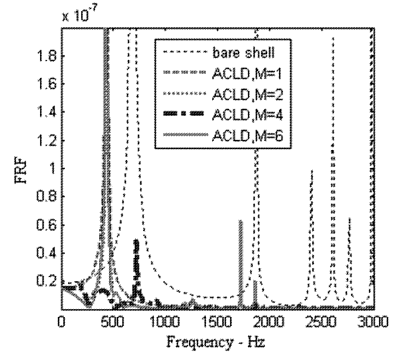


图 4 $n=2$ 余弦均布载荷激励下的频响曲线对比

Fig. 4 Comparison of frequency response curves under the uniform Cosine excitation with $n=2$

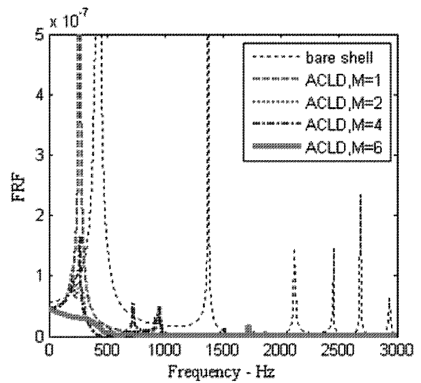


图 5 $n=3$ 余弦均布载荷激励下的频响曲线对比

Fig. 5 Comparison of frequency response curves under the uniform Cosine excitation with $n=3$

3.2 末端余弦激励下的减振效果对比

为了进一步证实上述结论, 又将单位余弦激励作用在轴向部分覆盖 ACLD 圆柱壳的末端 (自由端)。其中, $CP=50\%, CL=75\%, k_p=0, k_d=10^5$ 。此时, F 仅第 7 项不为零, 其值为:

$$\bar{p}_z(x, \theta) = -\frac{L}{K^{(1)}} \cos(n\theta) \delta(x-L), n=0, 1 \quad (16)$$

图 6 分别给出了 $n=0, 1$ 时 $M=1, 2, 4, 6$ 这四种情形下的频响曲线。该图进一步说明, 即使将 ACLD 部分敷设在圆柱壳上, 针对环向占优模态控制策略所设定的电压施加方式, 对圆柱壳的振动抑制效果也最好。

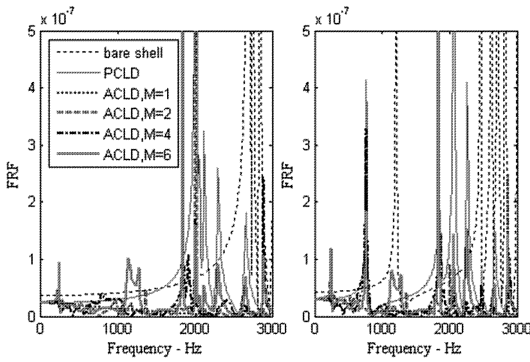


图6 末端余弦激励下的频响曲线对比

Fig. 6 Comparison of frequency response curves under a Cosine excitation on the free end

3.3 地震谐波激励下的减振效果对比

研究地震激励下结构的响应具有一定的实际意义. 现将单一谐波地震激励 $\Delta = \Delta_0 e^{i\omega t}$ 作用在 ACLD 圆柱壳的固定端, 即 $x=0$ 在处有:

$$u^{(1)} = \phi_x = 0, v^{(1)} = -\Delta_0 \sin\theta, w = \Delta_0 \cos\theta \quad (17)$$

由(17)式可看出, 在该地震激励下, 圆柱壳环向模态中 $n=1$ 的振动模态分量占优. 因此, 根据上述算例的结果, 采用 $M=2$ 的压电块分组方式, 并施加一正一负的反相方波电压, 应能获得最好的振动抑制效果. 图7给出的频响曲线, 再次证实了这一结论的有效性. 计算中取: $\Delta_0 = 0.01\text{m}$, $CP = 20\%$, $CL = 50\%$, $k_p = 0$, $k_d = 10^6$.

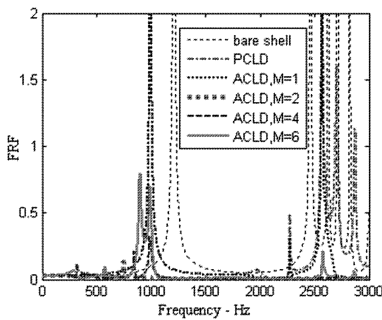


图7 地震激励下频响曲线对比

Fig. 7 Comparison of frequency response curves under the ground motion excitation

这里值得指出, 在文献[3-6]等中采用的时域模态控制方法, 它是根据圆柱壳基壳(未敷设 ACLD 的光壳)的低阶固有振动模态(振型)来设计 ACLD 的敷设方式. 这种敷设方式要求圆柱壳在敷设 ACLD 后, 对其固有振动(振型)不能有较大的改变. 当 ACLD 的质量或刚度对结构整体刚度和质量有较大影响时, 则需要根据实际结构(非光壳)的振动模态重新对 ACLD 的敷设方式进行调整, 才

能保证获得理想的减振效果. 而本文所构建的 ACLD 模型则仅通过分组更改电压分布形式, 以匹配出与结构变形中的环向占优模态成分相对应的模态控制力, 而不必从结构上根本改变压电层的敷设方式, 因此具有更高的灵活性和通用性, 也便于工程实际应用.

4 结论

最近, 作者对轴向部分覆盖、周向连续分块覆盖的 ACLD 圆柱壳, 提出了一种半解析、半数值分析方法. 本文以该方法为基础, 进一步详细探讨了一种称之为环向占优模态控制策略: 即将 ACLD 圆柱层合壳的压电约束层用很薄的绝缘层沿环向分成若干块, 并根据实际激励引起的结构变形在各压电块上分别施加合适的控制电压, 以匹配出与环向占优振动模态成分相对应的模态控制力, 从而实现 ACLD 圆柱层合壳的环向占优模态的振动主动控制. 大量的算例表明, 环向占优模态控制策略对 ACLD 圆柱壳的减振效果更理想, 且与传统模态控制策略(方法)相比, 它具有更好地适应外激励变化的特点. 本文的结果和思想为下一步对 ACLD 圆柱壳的振动进行主动优化控制有一定的指导意义.

参考文献

- 1 Baz A, Cheb T. Control of axi-symmetric vibrations of cylindrical shells using active constrained layer damping. *Thin-Walled Structures*, 2001;36:1~20
- 2 Shen I Y. Active constrained layer damping treatments for shell structures: a deep-shell theory, some intuitive results, and an energy analysis. *Smart Mater. Struct*, 1997; 6:89~101
- 3 Ray M, Chen T, Baz A. Vibration control of cylindrical shells using active constrained layer damping. *Proceedings of SPIE*, 1997; 3045: 293~314
- 4 Ray M, OH J, Baz A. Active constrained layer damping of thin cylindrical shells. *Journal of Sound and Vibration*, 2001;240(5): 921~935
- 5 Ray M C, Reddy J N. Optimal control of thin circular cylindrical laminated composite shells using active constrained layer damping treatment. *Smart Mater. Struct*, 2004;13: 64~72
- 6 Ray M C, Reddy J N. Active control of laminated cylindrical shells using active constrained layer damping treatment. *Smart Mater. Struct*, 2004;13: 64~72

- cal shells using piezoelectric fiber reinforced composites. *Composites Science and Technology*, 2005, 65:1226 ~ 1236
- 7 郑玲, 谢熔炉, 王宜等. 主动约束层阻尼梁有限元建模与动态特性研究. *动力学与控制*, 2009; 7(1): 61 ~ 65 (Zheng L, Xie R L, Wang Y et. al. The finite element modeling of beams with active constrained layer damping treatments and their dynamic behavior. *Journal of Dynamics and Control*, 2009; 7(1): 61 ~ 65 (in Chinese))
- 8 Gardonio P, Elliott S J. Modal response of a beam with a sensor - actuator pair for the implementation of velocity feedback control. *Journal of Sound and Vibration*, 2005; 284:1 ~ 22
- 9 Lin J C, Nien M H. Adaptive control of a composite cantilever beam with piezoelectric damping - modal actuators/sensors. *Composite Structures*, 2005; 70:170 ~ 176
- 10 Sun Dongchang, Tong Liyong. A compressional - shear model for vibration control of beams with active constrained layer damping. *International Journal of Mechanical Science*, 2004; 46:1307 ~ 1325
- 11 向宇, 黄玉盈, 黄健强. 一种新型的齐次扩容精细积分法. *华中科技大学学报, 自然科学版*, 2002; 30(12): 74 ~ 76 (Xiang Y, Huang Y Y, Huang J Q. A New extended homogeneous capacity integration method. *J. Huazhong Univ. of Sci. & Tech. (Nature Science Edition)*, 2002; 30(12): 74 ~ 76 (in Chinese))
- 12 Xiang Y, Huang Y Y, Lu J et al. New matrix method for analyzing vibration and damping effect of sandwich circular cylindrical shell with viscoelastic core. *Applied Mathematics and Mechanics*, 2008, 29(12): 1587 ~ 1600
- 13 向宇, 黄玉盈, 陆静等. 部分环状覆盖 PCLD 圆柱层合壳阻尼特性分析的一种新矩阵方法. *振动工程学报*, 2009; 22(2): 175 ~ 182 (Xiang Y, Huang Y Y, Lu J et al. A matrix method for analyzing vibration of a circular cylindrical shell with partially constrained layer damping treatment. *Journal of vibration engineering*, 2009; 22(2): 175 ~ 182 (in Chinese))

CIRCUMFERENTIAL DOMINANT MODAL CONTROL FOR CIRCULAR CYLINDRICAL SHELLS TREATED WITH ACTIVE CONSTRAINED LAYER DAMPING *

Yuan Liyun^{1,2} Xiang Yu¹ Huang Yuying² Lu Jing^{1,2}

(1. Department of Automotive Engineering, Guangxi University of Technology, Liuzhou 545006, China)

(2. College of Civil Engineering and Mechanics, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China)

Abstract Based on the authors' previous research on the model development on active constrained layer damping (ACL D) cylindrical shell, through a lot of numerical examples, the influence of the driving voltage's distribution on the damping effect of ACL D circular cylindrical shells was further studied. And the emphasis was put on the control manner and application scheme for driving voltage. The numerical results show that, by using the circumferential dominant modal control strategy, the ACL D circular cylindrical shell attenuates the vibration better. Furthermore, the concept of circumferential dominant modal control was proposed.

Key words active constrained layer damping, circular cylindrical sandwich shell, semi - analytical method, modal control, circumferential dominant modal control