

含弹性约束复合阻尼板的振动机理与特性^{*}

艾 振^{1,2}, 黄逸哲², 李 壮², 黄其柏²

(1. 汽车噪声振动和安全技术国家重点实验室 重庆, 401120) (2. 华中科技大学机械科学与工程学院 武汉, 430074)

摘要 针对汽车车身减振降噪需求, 开发新型复合黏弹性阻尼材料。基于经典的自由阻尼和约束阻尼耗能原理, 提出了一种含弹性约束的具有剪切和弯曲复合耗能机制的复合阻尼层结构。基于层间位移连续关系和薄板理论建立了阻尼复合板的位移方程和应变能方程, 针对局部阻尼敷设及四边简支边界条件, 结合假设模态法, 推导出了复合阻尼板的运动微分方程、振动频率特征值方程等, 求解得到了复合阻尼板的固有频率及损耗因子。复合阻尼层可用于研究单相材料不同参数特性及多相材料性能对比, 且随着弹性层的上移, 减振性能越好。复合耗能机理公式的推导, 也为其在汽车上应用提供理论依据。

关键词 局部敷设; 黏弹性; 复合阻尼; 振动机理; 参数研究
中图分类号 TH113; O32

引 言

目前, 基于黏弹性阻尼材料的减振结构主要有自由阻尼结构和约束阻尼结构两种, 前者利用黏弹性材料的拉伸弯曲变形耗能, 后者则以黏弹性材料的剪切变形耗能为主^[1]。阻尼薄板结构的建模方法主要有解析法和有限元法, 解析法适用于对简单结构、具有规则外形和特殊约束条件对象的建模与求解; 有限元法则有效地处理各种结构形式和边界条件, 并得到满足精度要求的黏弹性阻尼结构的动力学特性数值解。国内外对此进行了广泛的研究。Wang 等^[2]使用 Kantorovich 方法研究了在对边固支对边自由边界条件下局部敷设带状约束层阻尼板的动力学特性和响应问题。李恩奇等^[3]采用分布参数传递函数法研究了对边简支约束层阻尼板的动力学特性。Ferreira 等^[4]通过 Carrera 统一公式, 建立了含黏弹性材料核的夹芯板的分层有限元模型, 并求解了频域动态问题。王慧彩等^[5]构造了阻尼夹层板单元, 用层合板理论建立了复合板结构的有限元模型。针对阻尼敷设的型式, 目前主要有全局敷设和局部敷设, 局部敷设能充分发挥单元阻尼的减振降噪作用, 提高其耗能效率, 更贴合工程实际应用需求。

Parthasarathy 等^[6]研究了局部敷设自由阻尼层板的振动特性、阻尼材料的优化敷设位置。Khalfi 等^[7-8]研究了局部约束黏弹性层阻尼板的瞬态响应以及不同参数下的瞬态谐波响应。在复合阻尼层研究方面, 杨轩等^[9]研究了缝合式复合材料夹芯板, 探讨了缝合密度和缝合线角度对夹芯板动态特性的影响。漆文凯等^[10]针对复合材料层合板的阻尼机理和预报方法进行了分析, 采用有限元法编制了相关的模态阻尼计算程序。

区别于传统的自由阻尼层和约束阻尼层, 笔者研究的含弹性约束的黏弹性复合阻尼层 (composite damping layer with elastic constraints, 简称 EC-CDL) 结构由上、下黏弹性层及分界弹性层胶合而成。在振动激励作用下, 其下层黏弹性层将发生剪切应变变形, 上层黏弹性层产生拉伸弯曲变形, 这种复合阻尼层结构综合了自由与约束阻尼层的耗能机制, 并能够根据减振降噪需求进行多相材料的组合设计, 具有重要的理论和实际意义。

笔者根据含弹性约束的复合阻尼层板结构的振动耗能机理, 建立其控制方程、能量方程及动力学模型, 并通过数值求解获取阻尼复合板结构振动耗能特性与规律, 为薄板结构阻尼减振降噪提供理论基础。

^{*} 国家自然科学基金资助项目 (51575201)
收稿日期: 2019-05-13; 修回日期: 2019-07-01

1 位移场与控制方程

1.1 几何与位移

含弹性约束的复合阻尼板如图 1 所示,由基板 b 和复合阻尼层组成,其中复合阻尼层由两种不同的黏弹性材料层 v_1, v_2 及其分界面 c 黏贴复合而成。为便于描述,自底而上记为: b 板, v_1 板, c 板, v_2 板。复合阻尼层板采取以下假设:①层间完全黏着,界面位移连续;②4 层具有相同的横向挠度(z 向位移);③上、下板剪应力为零, c 板为薄金属层,刚性大,忽略其剪切变形,故 b, c, v_2 板采用 Kirchhoff 假设;④黏弹性 v_1 层只承受横向剪切,为充分考虑剪切效应,采用 Mindlin 板假设。

基于假设,复合阻尼层中,黏弹性 v_1 层剪切耗能,黏弹性 v_2 层拉伸、弯曲耗能,其综合了约束阻尼、自由阻尼的耗能模式。描述其位移场时,采用各层板内位于中性面上的局部坐标系,均平行于图 1 所示的全局坐标系,图 2 为宽度方向的截面图,图 3 为板 y 向的变形图。

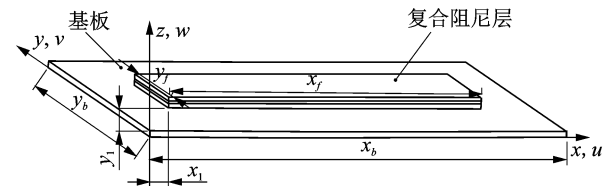


图 1 含弹性约束的复合阻尼板示意图
Fig. 1 Composite damping plate with elastic constraints

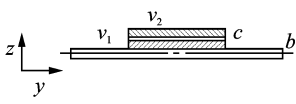


图 2 宽度向剖面示意图
Fig. 2 Width-to-profile diagram

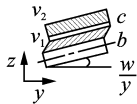


图 3 板 y 向变形图
Fig. 3 y -directional deformation

建立位移场如下

$$\begin{cases} U_i(x,y,z,t) = u_i(x,y,t) - z\partial w/\partial x \\ V_i(x,y,z,t) = v_i(x,y,t) - z\partial w/\partial y \\ W_i(x,y,z,t) = w_i(x,y,t) \end{cases} \quad (1)$$

$(i = b, c, v_2)$

对于黏弹性 v_1 层

$$\begin{cases} U_{v_1}(x,y,z,t) = u_{v_1}(x,y,t) + z\alpha_v(x,y,t) \\ V_{v_1}(x,y,z,t) = v_{v_1}(x,y,t) + z\beta_v(x,y,t) \\ W_{v_1}(x,y,z,t) = w(x,y,t) \end{cases} \quad (2)$$

其中:下标 i 代表 b, c, v_2, v_1 各层板; u_i, v_i 为 i 板中性面上在 x, y 方向的位移; w 为层合板在 z 方向上的位移; U_i, V_i, W_i 分别为 i 板内点在 x, y, z 方向上的位移; α_v, β_v 为黏弹性 v_1 层变形发生在 $x-z, y-z$ 平面上的截面转角^[11]。

考虑到分界面完全黏着,层间无滑移,各层 z 向位移相同,故对于 v_1, v_2 层由分界面上 x, y 向位移连续条件可得黏弹性 v_1 层上、下界面位移连续。

$$\begin{cases} U_{v_1}(x,y,-\frac{h_{v_1}}{2},t) = U_b(x,y,\frac{h_b}{2},t) \\ V_{v_1}(x,y,-\frac{h_{v_1}}{2},t) = V_b(x,y,\frac{h_b}{2},t) \\ U_{v_1}(x,y,\frac{h_{v_1}}{2},t) = U_c(x,y,-\frac{h_c}{2},t) \\ V_{v_1}(x,y,\frac{h_{v_1}}{2},t) = V_c(x,y,-\frac{h_c}{2},t) \end{cases} \quad (3)$$

联立式(1)~(3),解得

$$\begin{cases} u_{v_1}(x,y,t) = \frac{1}{2} \left[u_b + u_c + \frac{h_c - h_b}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \right] \\ \alpha_v(x,y,t) = \frac{1}{h_{v_1}} \left[u_c - u_b + \frac{h_c + h_b}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \right] \end{cases} \quad (4)$$

$$\begin{cases} v_{v_1}(x,y,t) = \frac{1}{2} \left[v_b + v_c + \frac{h_c - h_b}{2} \frac{\partial w}{\partial y} \right] \\ \beta_v(x,y,t) = \frac{1}{h_{v_1}} \left[v_c - v_b + \frac{h_c + h_b}{2} \frac{\partial w}{\partial y} \right] \end{cases} \quad (5)$$

剪切应变 γ_{xz}, γ_{yz} 为

$$\gamma_{xz} = \frac{\partial W_{v_1}}{\partial x} + \frac{\partial U_{v_1}}{\partial z} = \frac{u_c - u_b}{h_{v_1}} + \frac{1}{h_{v_1}} \left[h_{v_1} + \frac{h_c + h_b}{2} \right] \frac{\partial w}{\partial x} \quad (6)$$

$$\gamma_{yz} = \frac{\partial W_{v_1}}{\partial y} + \frac{\partial V_{v_1}}{\partial z} = \frac{v_c - v_b}{h_{v_1}} + \frac{1}{h_{v_1}} \left[h_{v_1} + \frac{h_c + h_b}{2} \right] \frac{\partial w}{\partial y}$$

黏弹性 v_2 层,下界面位移连续

$$\begin{cases} U_{v_2}(x,y,-\frac{h_{v_2}}{2},t) = U_c(x,y,\frac{h_c}{2},t) \\ V_{v_2}(x,y,-\frac{h_{v_2}}{2},t) = V_c(x,y,\frac{h_c}{2},t) \end{cases} \quad (7)$$

联立式(1)和式(7),解得

$$\begin{aligned} u_{v_2}(x,y,t) &= u_c - \frac{h_c + h_{v_2}}{2} \frac{\partial w}{\partial x} \\ v_{v_2}(x,y,t) &= v_c - \frac{h_c + h_{v_2}}{2} \frac{\partial w}{\partial y} \end{aligned} \tag{8}$$

其中: $h_i(i=b,c,v_1,v_2)$ 为各层板的厚度,此处黏弹性 v_1 层的厚度不能为零。

经过上述方程推导转化,研究对象复合阻尼层板的位移场简化为由 $\{u_b,v_b,u_c,v_c,w\}$ 5个场分量控制的位移场。

1.2 基于应变能的能量方程

由前述假设和几何变形可知: b,c 和 v_2 板拉伸、弯曲变形时,其应变能为拉伸应变能和弯曲应变能; v_1 板剪切变形时,其应变能为剪切势能。设 i 板的应变列向量为 $\boldsymbol{\varepsilon}_i$,应力列向量为 $\boldsymbol{\sigma}_i$,则复合黏弹性阻尼层板的应变势能 U 为

$$U = \frac{1}{2} \iiint [\boldsymbol{\sigma}_b^T \boldsymbol{\varepsilon}_b + \boldsymbol{\sigma}_c^T \boldsymbol{\varepsilon}_c + \boldsymbol{\sigma}_{v_2}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_2} + \boldsymbol{\sigma}_{v_1}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_1}] dv \tag{9}$$

对于 b 板

$$\left\{ \begin{aligned} \boldsymbol{\sigma}_b^T \boldsymbol{\varepsilon}_b &= (\boldsymbol{E}_b \boldsymbol{\varepsilon}_b)^T \boldsymbol{\varepsilon}_b = \boldsymbol{\varepsilon}_b^T \boldsymbol{E}_b^T \boldsymbol{\varepsilon}_b \\ \boldsymbol{E}_i &= \frac{\boldsymbol{E}_i}{1 - \mu_i^2} \end{aligned} \right. \begin{bmatrix} 1 & \mu_i & 0 \\ \mu_i & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1 - \mu_i}{2} \end{bmatrix} \tag{10}$$

$$\boldsymbol{\varepsilon}_b = \begin{bmatrix} \varepsilon_{xb} \\ \varepsilon_{yb} \\ \gamma_{xyb} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial U_b}{\partial x} \\ \frac{\partial V_b}{\partial y} \\ \frac{\partial U_b}{\partial y} + \frac{\partial V_b}{\partial x} \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & -z \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & -z \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & -2z \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u_b \\ v_b \\ w \end{bmatrix} \tag{11}$$

对于 c 板

$$\left\{ \begin{aligned} \boldsymbol{\sigma}_c^T \boldsymbol{\varepsilon}_c &= \boldsymbol{\varepsilon}_c^T \boldsymbol{E}_c^T \boldsymbol{\varepsilon}_c \\ \boldsymbol{\varepsilon}_c &= \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & -z \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & -z \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & -2z \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \end{aligned} \right. \begin{bmatrix} u_c \\ v_c \\ w \end{bmatrix} \tag{12}$$

对于 v_2 板,结合式(8)和式(12)可得

$$\left\{ \begin{aligned} \boldsymbol{\sigma}_{v_2}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_2} &= \boldsymbol{\varepsilon}_{v_2}^T \boldsymbol{E}_{v_2}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_2} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{v_2} &= \begin{bmatrix} \frac{\partial}{\partial x} & 0 & -(z + \frac{h_c + h_{v_2}}{2}) \frac{\partial^2}{\partial x^2} \\ 0 & \frac{\partial}{\partial y} & -(z + \frac{h_c + h_{v_2}}{2}) \frac{\partial^2}{\partial y^2} \\ \frac{\partial}{\partial y} & \frac{\partial}{\partial x} & -(2z + h_c + h_{v_2}) \frac{\partial^2}{\partial x \partial y} \end{bmatrix} \end{aligned} \right. \begin{bmatrix} u_c \\ v_c \\ w \end{bmatrix} \tag{13}$$

对于 v_1 板,应变 $\boldsymbol{\varepsilon}_{v_1} = [\gamma_{xz} \quad \gamma_{yz}]^T$,应力 $\boldsymbol{\sigma}_{v_1} = G_{v_1} [\gamma_{xz} \quad \gamma_{yz}]^T$,结合式(6)可得

$$\left\{ \begin{aligned} \boldsymbol{\sigma}_{v_1}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_1} &= \boldsymbol{G}_{v_1} \boldsymbol{\varepsilon}_{v_1}^T \boldsymbol{\varepsilon}_{v_1} \\ \boldsymbol{\varepsilon}_{v_1} &= \frac{1}{h_{v_1}} \begin{bmatrix} -1 & 0 & 1 & 0 & [h_{v_1} + \frac{h_c + h_b}{2}] \frac{\partial}{\partial x} \\ 0 & -1 & 0 & 1 & [h_{v_1} + \frac{h_c + h_b}{2}] \frac{\partial}{\partial y} \end{bmatrix} \end{aligned} \right. \begin{bmatrix} u_b \\ v_b \\ u_c \\ v_c \\ w \end{bmatrix} \tag{14}$$

其中: E_i 为弹性模量; μ_i 为泊松比; G_{v_1} 剪切模量。

采用复常模量^[12]模型描述 v_1 和 v_2 的黏弹性行为

$$\begin{cases} G^* = G_0(1 + j\zeta) \\ E^* = E_0(1 + j\zeta) \end{cases} \tag{15}$$

其中: ζ 为黏弹性材料损耗因子。

板四边约束,其 x,y 方向动能较小可忽略,复合阻尼层板的动能 T 为

$$\begin{aligned} T &= \frac{1}{2} (\rho_b h_b + \rho_c h_c + \rho_{v_2} h_{v_2} + \rho_{v_1} h_{v_1}) \int_x \int_y \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx dy \end{aligned} \tag{16}$$

其中: ρ_i 为密度; h_i 为厚度。

1.3 边界、位移函数及控制方程

对四边简支板,采用假设模态法,取如下满足全部边界条件的广义位移函数^[7,13]

$$\begin{cases} u_b = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \{ [\cos(\frac{m\pi x}{L_{xb}}) \sin(\frac{n\pi y}{L_{yb}})] \Gamma_{mn}(t) \} \\ v_b = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \{ [\sin(\frac{m\pi x}{L_{xb}}) \cos(\frac{n\pi y}{L_{yb}})] \Theta_{mn}(t) \} \\ u_c = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \{ [\cos(\frac{m\pi x}{L_{xf}}) \cos(\frac{n\pi y}{L_{yf}})] \Lambda_{mn}(t) \} \\ v_c = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \{ [\cos(\frac{m\pi x}{L_{xf}}) \cos(\frac{n\pi y}{L_{yf}})] \Psi_{mn}(t) \} \\ w = \sum_{m=1}^{\infty} \sum_{n=1}^{\infty} \{ [\sin(\frac{m\pi x}{L_{xb}}) \sin(\frac{n\pi y}{L_{yb}})] \Omega_{mn}(t) \} \end{cases} \tag{17}$$

令

$$\begin{cases} A(x,y)=\cos(\frac{m\pi x}{L_{xb}})\sin(\frac{n\pi y}{L_{yb}}) \\ B(x,y)=\sin(\frac{m\pi x}{L_{xb}})\cos(\frac{n\pi y}{L_{yb}}) \\ P(x,y)=\cos(\frac{m\pi x}{L_{xf}})\cos(\frac{n\pi y}{L_{yf}}) \\ M(x,y)=\cos(\frac{m\pi x}{L_{xf}})\cos(\frac{n\pi y}{L_{yf}}) \\ N(x,y)=\sin(\frac{m\pi x}{L_{xb}})\sin(\frac{n\pi y}{L_{yb}}) \end{cases}$$

则

$$\begin{cases} u_b=\mathbf{A}^T\boldsymbol{\Gamma} \\ v_b=\mathbf{B}^T\boldsymbol{\Theta} \\ u_c=\mathbf{P}^T\boldsymbol{\Lambda} \\ v_c=\mathbf{M}^T\boldsymbol{\Psi} \\ w=\mathbf{N}^T\boldsymbol{\Omega} \end{cases} \quad (18)$$

其中： $L_{xb},L_{yb},L_{xf},L_{yf}$ 为基板和阻尼层板的边长度，如图 1 所示； m,n 为模态指标数^[12]； $\mathbf{A},\mathbf{B},\mathbf{P},\mathbf{M},\mathbf{N}$ 为满足边界条件且只依赖空间 x,y 的位移函数的列向量表示； $\boldsymbol{\Gamma},\boldsymbol{\Theta},\boldsymbol{\Lambda},\boldsymbol{\Psi},\boldsymbol{\Omega}$ 为只依赖时间 t 的新广义位移的列向量表示。

控制方程由 Lagrange 方程得到，定义 Lagrange 量为 $L,L=T-U$ ，则研究的物理系统的 Lagrange 方程为

$$\frac{\mathrm{d}}{\mathrm{d}t}\left(\frac{\partial L}{\partial \dot{\mathbf{q}}_i}\right)-\frac{\partial L}{\partial \mathbf{q}_i}=0 \quad (19)$$

其中： $\mathbf{q}_i=\boldsymbol{\Gamma},\boldsymbol{\Theta},\boldsymbol{\Lambda},\boldsymbol{\Psi},\boldsymbol{\Omega}$ 。

2 四边简支板的自由振动解与验证

结合式(9)~(19)，整理转化可得广义坐标下系统的运动微分方程形式

$$\mathbf{M}\begin{bmatrix} \ddot{\boldsymbol{\Gamma}} \\ \ddot{\boldsymbol{\Theta}} \\ \ddot{\boldsymbol{\Lambda}} \\ \ddot{\boldsymbol{\Psi}} \\ \ddot{\boldsymbol{\Omega}} \end{bmatrix}+\mathbf{K}\begin{bmatrix} \boldsymbol{\Gamma} \\ \boldsymbol{\Theta} \\ \boldsymbol{\Lambda} \\ \boldsymbol{\Psi} \\ \boldsymbol{\Omega} \end{bmatrix}=\begin{bmatrix} \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \\ \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (20)$$

其中： $\mathbf{M}$ 为系统质量矩阵； $\mathbf{K}$ 为包括耗散量的复刚度矩阵。

求解该系统的特征值方程为

$$\begin{cases} \{\mathbf{K}-\omega_*^2\mathbf{M}\}\mathbf{X}=0 \\ \omega_*^2=\omega^2(1+\mathrm{j}\eta) \end{cases} \quad (21)$$

其中： $\mathbf{X}$ 为特征位移向量； ω_*^2 为系统特征值； ω 为复合阻尼层板的特征频率； η 为模态损耗因子。

2.1 算例验证

笔者研究的复合黏弹性阻尼板为 4 层复合板，采用退化验证。为了验证文中公式推导的正确性及解析解的正确性，计算以下两个算例。

算例 1 四边简支自由阻尼层合板^[14-15]。令 $h_c=0,h_{v_2}=0$ ，为两层板，且此时 v_1 层为自由层，拉伸弯曲耗能同前述板 v_2 层，采用类似式(7)的位移连续关系，结合式(9)~(19)类推运动方程求解，此时广义位移只有 $\{\boldsymbol{\Gamma},\boldsymbol{\Theta},\boldsymbol{\Omega}\}$ 。如图 1 所示， $y_b=0.6\text{ m},x_b=0.8\text{ m},h_b=3.14\text{ mm},E_b=68.5\text{ GPa},\rho_b=2\,700\text{ kg/m}^3,\mu_b=0.34$ 。自由阻尼层 $y_1=x_1=0,y_f=0.6\text{ m},x_f=0.8\text{ m},h_{v_1}=4.25\text{ mm},E_{v_1}=4.768\text{ MPa},\rho_{v_1}=1\,100\text{ kg/m}^3,\mu_{v_1}=0.49,\zeta_{v_1}=0.5$ 。表 1 为本研究计算结果与文献[14]解析结果、文献[15]实验结果的比较。

表 1 自由阻尼板计算结果比较
Tab. 1 Comparisons of free damping plate

(m,n)	文献[14]解 频率/Hz	文献[15]实验 频率/Hz	本研究解 频率/Hz
(1,1)	26.60	27.53	26.73
(2,1)	55.33	53.96	56.16
(1,2)	77.67	71.35	79.82
(2,2)	106.42	93.22	107.42

算例 2 四边简支约束阻尼层合板^[12]。令 $h_{v_2}=0$ 为 3 层板，且 v_1 层为约束层，如图 1 所示， $y_b=y_f=0.304\,8\text{ m},x_b=x_f=0.348\text{ m},h_b=h_c=0.762\text{ mm},y_1=x_1=0,h_{v_1}=0.254\text{ mm},\rho_b=2\,740\text{ kg/m}^3,\rho_{v_1}=999\text{ kg/m}^3,\rho_c=2\,740\text{ kg/m}^3,E_b=68.9\text{ GPa},G_{v_1}=0.869\text{ MPa},E_c=68.9\text{ GPa},\mu_b=\mu_c=0.3,\mu_{v_1}=0.49,\zeta_{v_1}=0.5$ 。表 2 为本研究计算结果与文献[12]解析结果的比较。

表 2 约束阻尼板计算结果比较
Tab. 2 Comparisons of constrained damping plate

(m,n)	文献[12]解		本研究解	
	频率/Hz	损耗因子	频率/Hz	损耗因子
(1,1)	60.30	0.190	60.60	0.174
(2,1)	115.40	0.203	115.81	0.199
(1,2)	130.60	0.199	130.94	0.197
(2,2)	178.70	0.181	182.82	0.170
(1,3)	195.70	0.174	197.89	0.169

由表 1、表 2 中的计算结果看出,本研究求解得到的频率、损耗因子与文献中的计算结果吻合较好,验证了本研究的机理公式推导与解析计算的正确性。

2.2 研究模型计算结果

研究复合阻尼层板,其参数如下。 b 层(铝)板: $y_b=0.3\text{ m},x_b=0.4\text{ m},h_b=1\text{ mm},E_b=68.9\text{ GPa},\rho_b=2\,740\text{ kg/m}^3,\mu_b=0.3$ 。复合阻尼层: $y_1=0.1\text{ m},x_1=0.05\text{ m},y_f=0.1\text{ m},x_f=0.3\text{ m}$ 。 v_1 层板: $h_{v_1}=1\text{ mm},E_{v_1}=2.590\text{ MPa},\rho_{v_1}=999\text{ kg/m}^3,\mu_{v_1}=0.49,\zeta_{v_1}=0.5$ 。 c 层(钢)板: $h_c=0.2\text{ mm},E_c=212\text{ GPa},\rho_c=7\,850\text{ kg/m}^3,\mu_c=0.31$ 。 v_2 层板: $h_{v_2}=1\text{ mm},E_{v_2}=24\text{ MPa},\rho_{v_1}=1\,200\text{ kg/m}^3,\mu_{v_2}=0.45,\zeta_{v_2}=0.5$ 。

计算其前 5 阶模态振型,如图 4 所示。

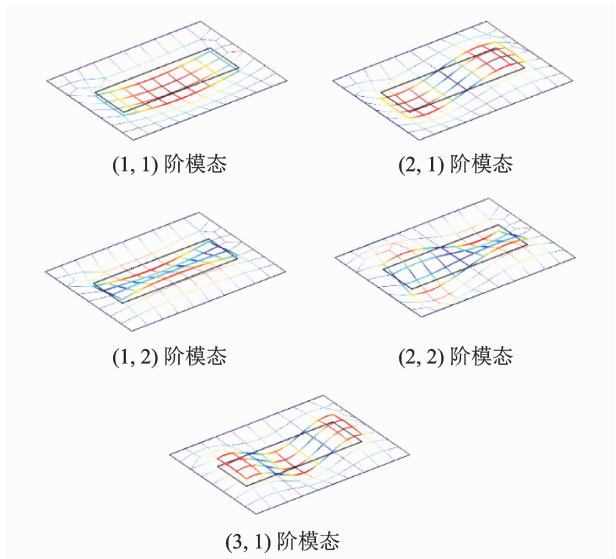


图 4 复合阻尼层板振型图

Fig. 4 Mode shapes of composite damping laminates

计算 3 种对比算例:复合阻尼层、经典约束阻尼层和经典自由阻尼层,如图 5 所示。其中,控制复合板的基板厚为 1 mm,板总厚 3.2 mm 保持不变。

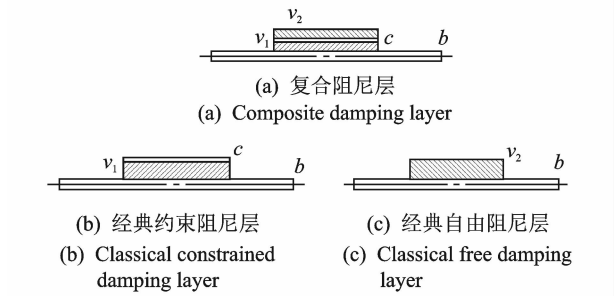


图 5 对比算例几何示意图

Fig. 5 Geometric sketch of a comparative example

对比计算结果如表 3、图 6 所示。可以看出复合阻尼层的减振效果远大于经典自由阻尼层,效果接近经典约束阻尼。复合阻尼层综合了约束阻尼的剪切耗能和自由阻尼的拉伸弯曲耗能,其减振效果也介于两者之间。由图 6 可看出,模态越高,结构损耗因子减小。其第 3 阶损耗因子特别小,初步分析为复合阻尼层敷设位置的影响。

表 3 对比算例板计算结果比较

Tab. 3 Comparisons of comparative example plates

(m,n)	复合阻尼层		经典约束阻尼层		经典自由阻尼层	
	频率/ Hz	损耗 因子	频率/ Hz	损耗 因子	频率/ Hz	损耗 因子
(1,1)	35.37	0.086	37.04	0.114	33.96	0.007
(2,1)	73.89	0.075	76.50	0.095	73.14	0.007
(1,2)	116.77	0.016	117.99	0.020	118.90	0.004
(2,2)	142.81	0.063	147.25	0.085	142.75	0.007
(1,3)	167.85	0.026	169.98	0.035	168.60	0.003

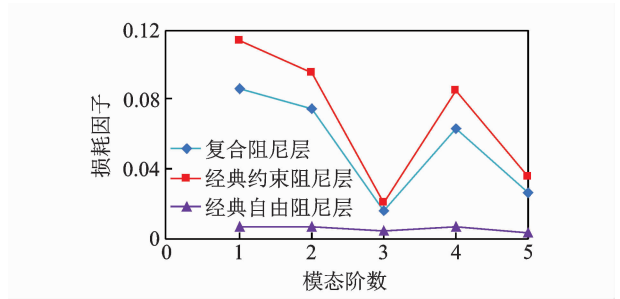


图 6 不同结构下模态损耗因子对比曲线

Fig. 6 Contrast curve of modal loss factor under different structures

3 不同参数下的振动耗能变化

设复合阻尼层厚度 $h_f=h_{v_1}+h_c+h_{v_2}$,令基板、阻尼层厚度保持不变,研究不同 h_{v_1}/h_{v_2} 配比下夹层板耗能变化。夹层板的固有频率变化甚小,故只讨论模态损耗因子的变化。

如表 4、图 7 所示,随着比值的增大,每阶的模态损耗因子均增大,即复合阻尼层中 v_1 层比重越大,减振效果越好,这也说明了约束阻尼层的减振性能大于自由阻尼层。

如表 5 所示,研究复合阻尼层在不同材料参数下的损耗因子可以看出:增大上层 v_2 层材料刚度,阻尼效果越好,即 v_2 层刚度越大,拉伸弯曲耗能更多;对于两相黏弹性材料,下层 v_1 层材料的变化对整体复合阻尼性能影响最大,其材料的损耗因子越大,减振性能越好。

表 4 h_{v_1}/h_{v_2} 不同比值下的损耗因子
Tab. 4 Loss factor at different ratios of h_{v_1}/h_{v_2}

模态阶数	h_{v_1}/h_{v_2}				
	0.5	1	2	3	4
1	0.075	0.086	0.096	0.101	0.104
2	0.069	0.075	0.081	0.085	0.087
3	0.015	0.016	0.017	0.018	0.018
4	0.056	0.063	0.070	0.074	0.076
5	0.024	0.026	0.029	0.030	0.031

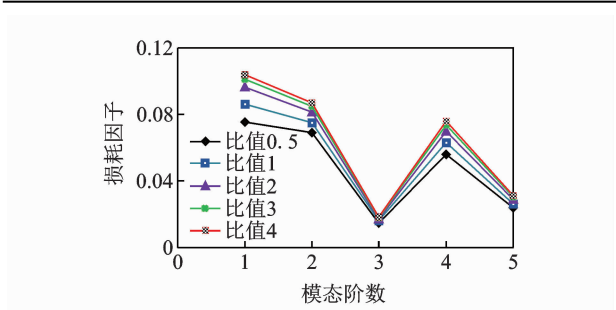


图 7 不同厚度比下模态损耗因子对比曲线
Fig. 7 Contrast curve of modal loss factor under different thickness ratios

由于敷设位置没变,第 3 阶模态损耗因子依然很小。进一步分析,在将复合阻尼层的厚度及总面积保持不变的前提下,依据板前 5 阶模态振型形状,将夹层块变形、切分敷设在特定位置处。其敷设形状与对应阶模态振型如图 8 所示。

表 5 不同材料参数下的损耗因子
Tab. 5 Loss factor under different materials

模态阶数	E_{v_2}/MPa	ζ_{v_1}, ζ_{v_2} 值			
	500	0.5, 0.5	0.35, 0.5	0.5, 0.35	0.35, 0.35
1	0.093	0.086	0.059	0.086	0.058
2	0.082	0.075	0.051	0.074	0.050
3	0.020	0.016	0.014	0.015	0.012
4	0.071	0.063	0.043	0.062	0.041
5	0.030	0.026	0.018	0.024	0.017

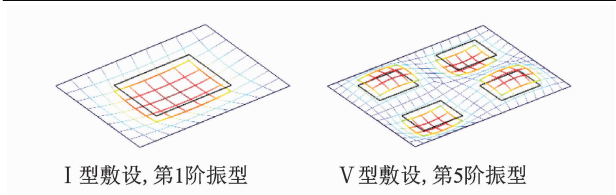


图 8 不同敷设形状位置与对应阶模态振型图
Fig. 8 Modal shapes of different laying shapes, positions and corresponding orders

表 6、表 7 和图 9、图 10 列出了 I、V 型敷设下模态频率与损耗因子计算结果,敷设的形状位置如图 8 所示,可以看出其针对第 1 阶和第 5 阶振型敷

设。结合 I 型、V 型分析,V 型敷设下第 1 阶模态损耗因子最小,这是因为阻尼敷设位置避开了 1 阶振型变形密集区,1 阶减振效果差,损耗因子小。V 型敷设下虽然整体减振效果不佳,但 2,3,4,5 阶模态下减振比重上升。由此可知,在相应模态应变能大的位置敷设阻尼有更好的减振效果,这也为局部敷设阻尼层的结构位置优化提供了一定的支持。

表 6 I 型的模态频率和损耗因子
Tab. 6 Modal frequency and loss factor of type I

模态阶数	f/Hz	η
1	33.95	0.090
2	73.75	0.036
3	102.40	0.028
4	157.42	0.070
5	161.07	0.043

表 7 V 型的模态频率和损耗因子
Tab. 7 Modal frequency and loss factor of type V

模态阶数	f/Hz	η
1	36.57	0.022
2	71.30	0.031
3	99.58	0.029
4	125.03	0.034
5	145.24	0.024

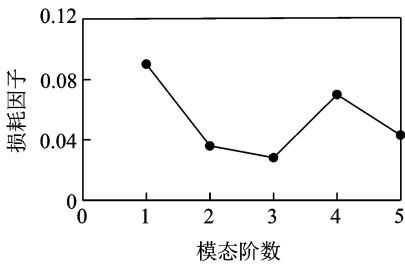


图 9 I 型的各阶模态损耗因子曲线图
Fig. 9 Curves of mode loss factor of type I

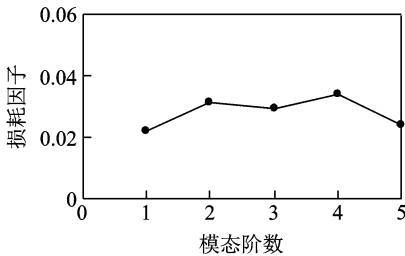


图 10 V 型的各阶模态损耗因子曲线图
Fig. 10 Curves of mode loss factor of type V

4 结 论

1) 建立了含弹性约束的复合阻尼板动力学模

型,揭示了其剪切和弯曲复合耗能机制,分析了复合阻尼层结构参数与阻尼耗能的特性和规律。

2) 复合阻尼层的减振性能优于经典的自由阻尼层,其性能与弹性约束层的位置有关,随着弹性层位置的上移,减振性能越好。对于单一黏弹性材料,在其极限位置时复合阻尼层为约束层,减振性能达到最大。

3) 复合阻尼层中弹性层起分层作用,上层材料刚度越大,减振效果越好。对于整体复合层,下层材料对整体阻尼特性影响最大。

4) 复合板的敷设位置影响其耗能效果,基于模态振型,在相应阶模态应变能大的位置敷设复合阻尼层具有更好的减振效果。

参 考 文 献

- [1] 贺红林,周楠兰,刘文光,等. 粘弹性阻尼板结构减振动力学特性分析与优化[J]. 计算机仿真,2015,32(7): 203-207.
HE Honglin, ZHOU Nanlan, LIU Wenguang, et al. Analysis of vibration suppression characteristics of plank structure layered by viscoelastic damping materials[J]. Computer Simulation, 2015, 32(7): 203-207. (in Chinese)
- [2] WANG G, WERELEY N M, CHANG D C. Analysis of plate with passive constrained layer damping using 2D plate modes [C] // 43rd AJAA/ASME/ASCE/AHS/ASC Structures, Structural Dynamics, and Materials Conference. Denvr, Colorado; [S. l.], 2002.
- [3] 李恩奇,唐国金,雷勇军,等. 约束层阻尼板动力学问题的传递函数解[J]. 国防科技大学学报,2008,30(1):5-9.
LI Enqi, TANG Guojin, LEI Yongjun, et al. Dynamic analysis of constrained layer damping plate by the transfer function method[J]. Journal of National University of Defense Technology, 2008, 30(1): 5-9. (in Chinese)
- [4] FERREIRA A J M, ARAÚJO A L, NEVES A M A, et al. A finite element model using a unified formulation for the analysis of viscoelastic sandwich laminates[J]. Composites Part B, 2013, 45(1): 1258-1264.
- [5] 王慧彩,赵德有. 粘弹性阻尼夹层板动力特性分析及其试验研究[J]. 船舶力学,2005,9(4):109-118.
WANG Huicai, ZHAO Deyou. Dynamic analysis and experiment of viscoelastic damped sandwich plate[J]. Journal of Ship Mechanics, 2005, 9(4): 109-118. (in Chinese)
- [6] PARTHASARATHY G, REDDY C V R, GANESAN N. Partial coverage of rectangular plates by un-

- constrained layer damping treatments[J]. Journal of Sound and Vibration, 1985, 102(2): 203-216.
- [7] KHALFI B, ROSS A. Transient response of a plate with partial constrained viscoelastic layer damping[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2013, 68: 304-312.
- [8] KHALFI B, ROSS A. Transient and harmonic response of a sandwich with partial constrained layer damping: a parametric study[J]. Composites Part B, 2016, 91: 44-55.
- [9] 杨轩,李彦斌,陈玉林,等. 缝合式复合材料夹芯板的动态特性[J]. 振动、测试与诊断,2018,38(6):162-170.
YANG Xuan, LI Yanbin, CHEN Yulin, et al. Dynamic characteristics of stitched composite sandwich panel [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2018, 38(6): 162-170. (in Chinese)
- [10] 漆文凯,程博. 复合材料层合板阻尼预测分析与验证[J]. 振动、测试与诊断,2013,23(6):1049-1053.
QI Wenkai, CHENG Bo. Analysis and verification of damping prediction of composite laminates[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2013, 23(6): 1049-1053. (in Chinese)
- [11] 孟光,翟叶亮. 复合材料结构振动与声学[M]. 北京:国防工业出版社,2017:100-110.
- [12] WANG G, VEERAMANI S, WERELEY N M. Analysis of sandwich plates with isotropic face plates and a viscoelastic core[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2000, 122: 305-312.
- [13] GRANGER D, ROSS A. Effects of partial constrained viscoelastic layer damping parameters on the initial transient response of impacted cantilever beams: experimental and numerical results[J]. Journal of Sound and Vibration, 2009, 321(1/2): 45-64.
- [14] 李林,雷学亮,姚刚. 自由阻尼层合板的振动特性分析[J]. 现代商贸工业,2010,22(13):384-385.
LI Lin, LEI Xueliang, YAO Gang. Analysis of vibration characteristics of free damping laminated plates [J]. Modern Business Trade Industry, 2010, 22(13): 384-385. (in Chinese)
- [15] 王慧彩. 约束阻尼夹层板动态特性研究[D]. 大连:大连理工大学,2003.



第一作者简介:艾振,男,1995年9月生,硕士生。主要研究方向为振动噪声诊断、分析及优化。

E-mail: aizhen_95@foxmail.com

通信作者简介:黄逸哲,男,1990年1月生,博士。主要研究方向为振动噪声诊断、分析及优化。

E-mail: yizhehuang@foxmail.com

