

约束阻尼结构约束材料优化选择研究

万浩川^{1,2}, 郑玲², 李以农²

(1. 乐山职业技术学院机电工程系, 四川 乐山 614000; 2. 重庆大学机械传动国家重点实验室, 重庆 400044)

摘要:在自由阻尼结构的基础上,建立了约束阻尼结构的振动方程并对方程进行求解。对比约束阻尼结构和自由阻尼结构的振动特性,证明了附加一层约束层可大大提高结构的损耗因子。研究了约束层材料力学性能参数对结构振动特性的影响,结果表明约束层弹性模量对结构振动特性影响较大,材料优化选择的结果也与工程实际中应用的材料基本一致,研究结果可对结构阻尼减振设计时约束材料的选择提供理论支持。

关键词:约束阻尼结构;自由阻尼结构;损耗因子;固有频率

中图分类号: O322

文献标志码: A

引言

粘弹性材料兼有某些粘性液体在一定运动状态下损耗能量的特性和弹性固体材料储存能量的特性。因此当它产生动态应力和应变时,有一部分能量被转化为热能而耗散掉,而另一部分能量以位能形式储存起来。这一特性使得它在结构减振中得到了广泛应用^[1]。在基础结构表面敷设阻尼材料形成的自由阻尼结构,得到的损耗因子非常有限。工程实际中更多采用约束阻尼结构,即在自由阻尼结构外层粘贴一层弹性材料(一般为金属),当阻尼材料随基层一起产生弯曲振动而使阻尼层产生拉压变形时,外层的约束层将会抑制阻尼层的拉压变形。由于阻尼层和基层接触表面所产生的拉压变形不同于和约束层接触表面所产生的拉压变形,因而阻尼材料内部产生明显的剪切变形,减振效果比自由阻尼结构有显著提高。

目前关于约束阻尼结构的研究主要集中在结构模型及振动模态求解上。J. F. HE^[2]分析了附加阻尼材料

的板的弯曲振动;P. CUI^[3]和 Horng - Jou Wang^[4]分别分析了约束阻尼矩形板和圆板的振动模态;钱振东^[5]考虑了附加部分对原结构运动的相对性和阻尼层的横向剪切效应,据此推导了约束阻尼层板的运动方程和边界条件。最后分析了简支矩形板的固有振动;李恩奇等人^[6-7]采用传递矩阵的方法分析了其它边界条件矩形板的固有振动,分别采用复常量和复变量模型求出了固有频率和结构的损耗因子。

在对具体结构进行减振设计时,首先需要选择合适的阻尼材料和约束材料,并确定其各层最佳厚度。万浩川^[8]采用自由阻尼结构模型研究了阻尼材料力学参数对结构振动的影响,研究结果指出粘弹性材料的弹性模量、泊松比和损耗因子对结构减振性能都有很大影响。对约束阻尼板各层厚度的优化研究^[9]表明阻尼材料和约束材料都存在一个较为合适的范围,而不同的厚度组合所带来的附加质量差别很大。本文在此基础上研究了约束材料性能参数对结构振动特性的影响,可为结构阻尼减振设计时约束材料的选择提供理论支持和技术指导。

收稿日期:2014-04-21

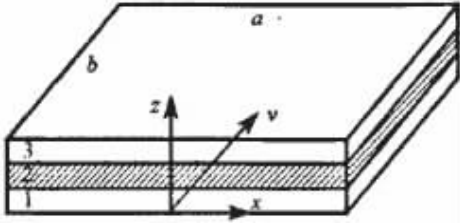
基金项目:四川省科技厅应用基础计划(2014JY0061);四川省教育厅理科重点项目(13ZB0351)

作者简介:万浩川(1981-),男,河北邢台人,副教授,博士生,主要从事机械结构动力学与阻尼减振方面的研究,(E-mail) wanhaochuan@163.com;

郑玲(1963-),女,重庆人,教授,主要从事汽车系统动力学与控制、振动和噪声控制方面的研究,(E-mail) zling@cqu.edu.cn

1 约束阻尼板振动方程

典型的约束阻尼板如图1所示,由基层、粘弹性阻尼层和约束层组成。图2为几何变形关系图,设基层和约束层厚度分别为 h_1, h_3 ,弹性模量分别为 E_1, E_3 ,泊松比分别为 μ_1, μ_3 ;阻尼层厚度为 h_2 ,复剪切模量为 G_2^* ,板长为 a ,宽为 b 。



1: 由基层 2: 粘弹性阻尼层 3: 约束层
图1 约束阻尼板示意图

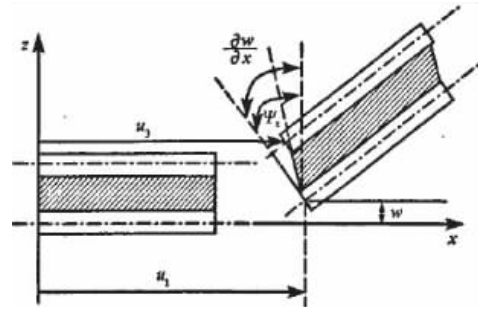


图2 约束阻尼板几何变形关系图

对约束阻尼板做以下基本假设:

(1) 三层纵向位移(挠度)相同;

$$\begin{cases} K_1 \left(\frac{\partial^2 u_1}{\partial x^2} + \frac{1 + \mu_1}{2} \frac{\partial^2 v_1}{\partial x \partial y} + \frac{1 - \mu_1}{2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial y^2} \right) + \frac{G_2^*}{h_2} (u_3 - u_1 - h \frac{\partial w}{\partial x}) = m_1 \frac{\partial^2 u_1}{\partial t^2} \\ K_1 \left(\frac{\partial^2 v_1}{\partial y^2} + \frac{1 + \mu_1}{2} \frac{\partial^2 u_1}{\partial x \partial y} + \frac{1 - \mu_1}{2} \frac{\partial^2 v_1}{\partial x^2} \right) + \frac{G_2^*}{h_2} (v_3 - v_1 - h \frac{\partial w}{\partial y}) = m_1 \frac{\partial^2 v_1}{\partial t^2} \\ K_3 \left(\frac{\partial^2 u_3}{\partial x^2} + \frac{1 + \mu_3}{2} \frac{\partial^2 v_3}{\partial x \partial y} + \frac{1 - \mu_3}{2} \frac{\partial^2 u_3}{\partial y^2} \right) - \frac{G_2^*}{h_2} (u_3 - u_1 - h \frac{\partial w}{\partial x}) = m_3 \frac{\partial^2 u_3}{\partial t^2} \\ K_3 \left(\frac{\partial^2 v_3}{\partial y^2} + \frac{1 + \mu_3}{2} \frac{\partial^2 u_3}{\partial x \partial y} + \frac{1 - \mu_3}{2} \frac{\partial^2 v_3}{\partial x^2} \right) - \frac{G_2^*}{h_2} (v_3 - v_1 - h \frac{\partial w}{\partial y}) = m_3 \frac{\partial^2 v_3}{\partial t^2} \\ - \frac{h G_2^*}{h_2} \left(\frac{\partial u_3}{\partial x} - \frac{\partial u_1}{\partial x} + \frac{\partial v_3}{\partial y} - \frac{\partial v_1}{\partial y} \right) - (D_1 + D_3) \left(\frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + \frac{\partial^4 w}{\partial y^4} + 2 \frac{\partial^4 w}{\partial x^2 \partial y^2} \right) + \frac{h^2 G_2^*}{h_2} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) = m \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} \end{cases} \quad (1)$$

式(1)中:

$$m_1 = \rho_1 h_1, m_2 = \rho_2 h_2, m_3 = \rho_3 h_3$$

$$m = m_1 + m_2 + m_3, K_1 = \frac{E_1 h_1}{1 - \mu_1^2}$$

$$K_3 = \frac{E_3 h_3}{1 - \mu_3^2}, D_1 = \frac{E_1 h_1^3}{12(1 - \mu_1^2)}$$

$$D_3 = \frac{E_3 h_3^3}{12(1 - \mu_3^2)}, h = \frac{(h_1 + h_3)}{2} + h_2$$

$$\begin{cases} u_1(x, y, t) = U_1 \cos \frac{p\pi x}{a} \sin \frac{q\pi y}{b} e^{i\omega^* t}, v_1(x, y, t) = V_1 \sin \frac{p\pi x}{a} \cos \frac{q\pi y}{b} e^{i\omega^* t} \\ u_3(x, y, t) = U_3 \cos \frac{p\pi x}{a} \sin \frac{q\pi y}{b} e^{i\omega^* t}, v_3(x, y, t) = V_3 \sin \frac{p\pi x}{a} \cos \frac{q\pi y}{b} e^{i\omega^* t} \\ w(x, y, t) = W \sin \frac{p\pi x}{a} \sin \frac{q\pi y}{b} e^{i\omega^* t} \end{cases} \quad (2)$$

式中, p, q 分别为 x, y 方向的半波数。 ω^* 是复频率, $\omega^* = \omega^2(1 + \eta i)$ 。其中, ω 为固有振动圆频率, η 为结构

- (2) 各层之间没有滑移,层间位移连续;
- (3) 基层和约束层采用克希霍夫(Kerchhoff)假设;
- (4) 只考虑粘弹层的剪切效应,忽略其纵向刚度(Kerwin假设);
- (5) 忽略转动惯量的影响。

设基层中性面在 x, y 方向的位移分别为 u_1, v_1 ,设约束层中性面在 x, y 方向的位移分别为 u_3, v_3, w 为 z 方向位移。参考文献[10]可得到其振动方程:

2 方程求解

以四边简支板为例,有边界条件:

$$x=0, a: v_1 = v_3 = w = 0$$

$$y=0, b: u_1 = u_3 = w = 0$$

则方程(1)的解可写成:

损耗因子。

将式(2)代入方程(1)可得:

$$\begin{cases} \left[m_1 \omega^{*2} - K_1 \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 - K_1 \frac{1 - \mu_1}{2} \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 - \frac{G_2^*}{h_2} \right] U_1 - \left[K_1 \frac{1 + \mu_1}{2} \frac{p\pi}{a} \frac{q\pi}{b} \right] V_1 + \frac{G_2^*}{h_2} U_3 - \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{p\pi}{a} \right] W = 0 \\ \left[-K_1 \frac{1 + \mu_1}{2} \frac{p\pi}{a} \frac{q\pi}{b} \right] U_1 + \left[m_1 \omega^{*2} - K_1 \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 - K_1 \frac{1 - \mu_1}{2} \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 - \frac{G_2^*}{h_2} \right] V_1 + \frac{G_2^*}{h_2} V_3 - \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{q\pi}{b} \right] W = 0 \\ \frac{G_2^*}{h_2} U_1 + \left[m_3 \omega^{*2} - K_3 \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 - K_3 \frac{1 - \mu_3}{2} \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 - \frac{G_2^*}{h_2} \right] U_3 - \left[K_3 \frac{1 + \mu_3}{2} \frac{p\pi}{a} \frac{q\pi}{b} \right] V_3 + \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{p\pi}{a} \right] W = 0 \\ \frac{G_2^*}{h_2} V_1 - \left[K_3 \frac{1 + \mu_3}{2} \frac{p\pi}{a} \frac{q\pi}{b} \right] U_3 + \left[m_3 \omega^{*2} - K_3 \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 - K_3 \frac{1 - \mu_3}{2} \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 - \frac{G_2^*}{h_2} \right] V_3 + \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{q\pi}{b} \right] W = 0 \\ \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{p\pi}{a} \right] U_1 + \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{q\pi}{b} \right] V_1 - \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{p\pi}{a} \right] U_3 - \left[\frac{hG_2^*}{h_2} \frac{q\pi}{b} \right] V_3 + \left[-m\omega^{*2} + (D_1 + D_3) \left(\frac{p\pi}{a} \right)^4 + \left(\frac{q\pi}{b} \right)^4 + \right. \\ \left. 2 \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 + \frac{h^2 G_2^*}{h_2} \left(\frac{p\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{q\pi}{b} \right)^2 \right] W = 0 \end{cases} \quad (3)$$

要使方程组(3)有解,需系数行列式为零,解方程可得 ω^* , 即可求得约束阻尼板的固有频率和结构损耗因子。

3 算例

选择文献[8]中四边简支自由阻尼板的算例,在自由阻尼结构外面附加一层与基层材料相同的约束层,构成约束阻尼结构,各参数为:

$a = 0.3 \text{ m}$, $b = 0.5 \text{ m}$, $h_1 = 0.5 \text{ mm}$, $h_2 = 1 \text{ mm}$, $h_3 = 0.1 \text{ mm}$, $E_1 = E_3 = 6.89 \times 10^4 \text{ MPa}$, $E_2 = 2.688 \text{ MPa}$, $\rho_1 = \rho_3 = 2740 \text{ kg/m}^3$, $\rho_2 = 999 \text{ kg/m}^3$, $\mu_1 = \mu_3 = 0.3$, $\mu_2 = 0.49$, $\eta = 0.5$

表 1 列出自由阻尼结构、约束层厚度 $h_3 = 0.1 \text{ mm}$, $h_3 = 0.2 \text{ mm}$ 时约束阻尼结构的各阶振动固有频率和损耗因子。

表 1 自由阻尼结构和约束阻尼结构的振动特性

$[p, q]$	自由阻尼结构		约束阻尼结构 ($h_3 = 0.1 \text{ mm}$)		约束阻尼结构 ($h_3 = 0.1 \text{ mm}$)	
	f/Hz	$\eta/10^{-5}$	f/Hz	η	f/Hz	η
[1,1]	13.7	0.0096	36.7	0.1989	40.0	0.2646
[1,2]	44.0	0.0288	56.9	0.2492	59.7	0.3071
[1,3]	94.4	0.0554	84.1	0.2771	85.9	0.3213
[1,4]	165.0	0.0819	116.5	0.2786	117.2	0.3105
[1,5]	255.7	0.1000	153.9	0.2637	153.5	0.2867
[2,4]	175.4	0.0849	151.3	0.2650	150.9	0.2885
[2,5]	266.6	0.1012	186.6	0.2466	185.2	0.2647

由表 1 可看出,仅仅附加很薄的一层约束层,结构损耗因子比自由阻尼结构呈数量级增长,充分表明了约束层的重要性。

3.1 约束层密度对结构振动特性的影响

上例中其他参数不变,计算约束材料密度从 1000 kg/m^3 到 8000 kg/m^3 时,各阶振动固有频率和损耗因子的变化趋势,结果如图 3 与图 4 所示。

由图 3 和图 4 可看出:

(1) 随着约束材料密度的增加,结构固有振动频率会有所下降,且在高阶振动时下降较为明显。

(2) 约束材料密度对结构损耗因子基本无影响。

3.2 约束层泊松比对结构振动特性的影响

算例中,其他参数不变,计算约束材料泊松比从 $0 - 0.3$ 时,各阶振动固有频率和损耗因子的变化趋势,结果如图 5 与图 6 所示。

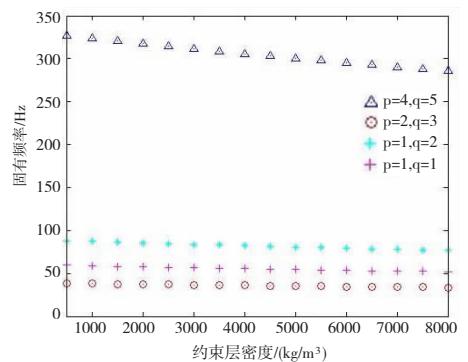


图 3 结构固有频率随约束材料密度的变化

从图 5 和图 6 可看出:

(1) 约束材料泊松比对结构固有振动基本无影响。

(2) 随着泊松比的增加,结构损耗因子会有所增加。因为泊松比决定了约束材料剪切变形量,但因约束材料本身剪切耗能作用不明显,因此增加并不多。

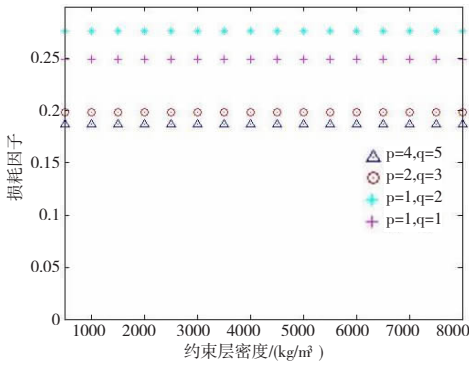


图4 结构损耗因子随约束材料密度的变化

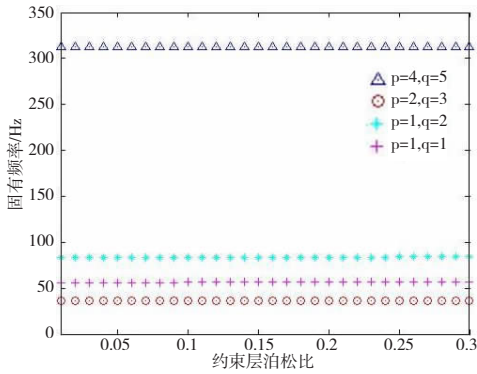


图5 固有频率随约束材料泊松比的变化

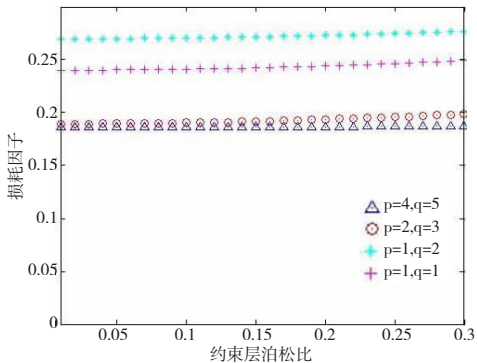


图6 损耗因子随约束材料泊松比的变化

3.3 约束材料弹性模量对结构振动特性的影响

算例中,其他参数不变,计算约束材料弹性模量从 $0 - 2 \times 10^5$ MPa 时,各阶振动固有频率和损耗因子的变化趋势,结果如图7与图8所示。

从图7与图8可看出:

(1) 随着弹性模量的增加结构固有频率会快速增长,然后趋于稳定。

(2) 损耗因子开始也会随着约束材料弹性模量的增加而快速增加,当达到一定值时增加的幅度降低而趋于稳定。

在本例中, 7×10^4 MPa 时各阶振动损耗因子都完成

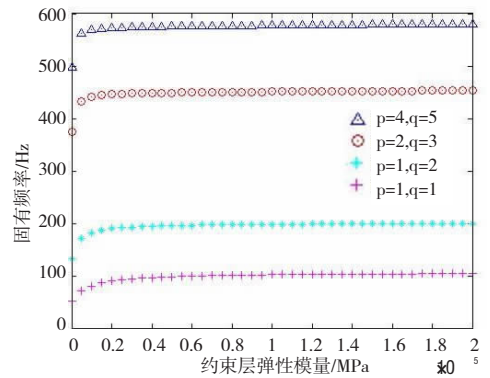


图7 固有频率随约束材料弹性模量的变化

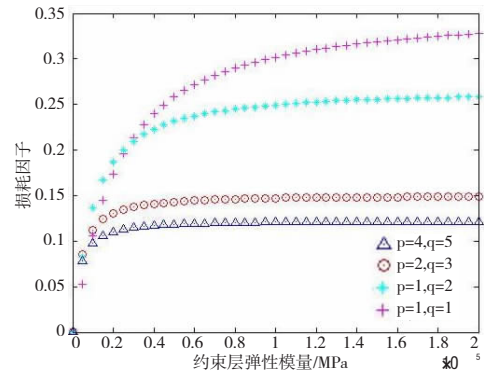


图8 损耗因子随约束材料弹性模量的变化

了快速增长。而 7×10^4 MPa 对应的金属材料为铝,也确实为工程中最常用的约束材料。

3.4 基体材料不同时约束材料剪切模量对结构振动特性的影响

算例中得出铝为比较适合的约束材料,但因其基体材料为铝,因此得出结论并不具有一般性,本例中将基体材料变为钢,其他参数不变,计算约束材料弹性模量从 $0 - 2 \times 10^5$ MPa 时,各阶振动固有频率和损耗因子的变化趋势,结果如图9与图10所示。

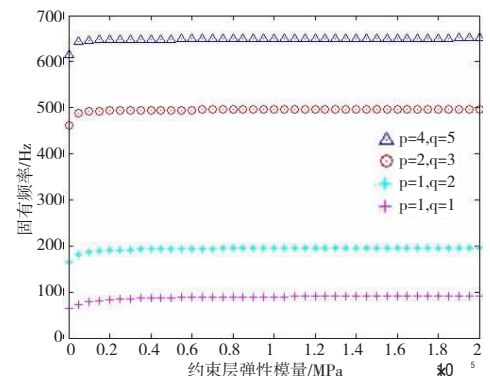


图9 基体材料为钢时,固有频率随约束材料弹性模量的变化

固有频率和损耗因子的值虽有所不同,但其变化曲线是基本一致的,基体材料为钢时,约束材料弹性模量

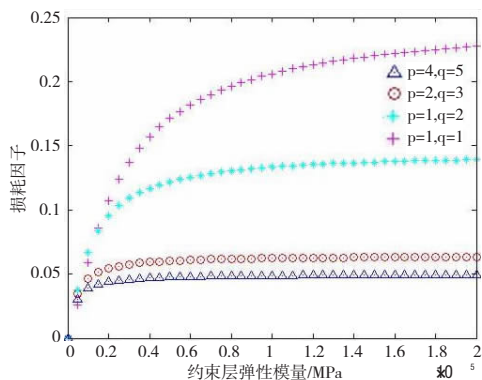


图 10 基体材料为钢时,损耗因子随约束材料弹性模量的变化

为 7×10^4 MPa 同样可使各阶振动损耗因子达到较好的值。因此可认为铝是非常合适的约束材料。

4 结论

(1) 约束层的增加可大大提高结构的损耗因子,在工程中对结构进行阻尼减振设计时应尽量采用约束阻尼结构。

(2) 约束层材料力学性能参数中对减振性能影响最大的是弹性模量,约束层应尽量选择弹性模量较大的材料。

(3) 考虑到金属材料泊松比相差不大而且泊松比对减振性能影响也微乎其微。在选择约束材料时可不考虑泊松比。

(4) 金属材料密度相差很大,因此不同的材料增加的附加质量差别很大,应尽量选择密度较小的材料。

工程实际中最常用的约束材料为铝,其密度较小,

弹性模量为 7×10^4 MPa,这与本文计算结果也是完全符合的。

参考文献:

- [1] 高东,唐治安,李朝旭.粘弹阻尼减振技术的工程应用[J].电子机械工程,2001(6):39-42.
- [2] He J F, Ma B A. Analysis of flexural vibration of viscoelastically damped sandwich plates[J]. Journal of Sound and Vibration, 1988, 126(1):37-47.
- [3] Cupia P, Niziol J. Vibration and damping analysis of a three-layered composite plate with a viscoelastic mid-layer[J]. Journal of Sound and Vibration, 1995, 183(1):99-114.
- [4] Wang H J, Chen L W. Vibration and damping analysis of a three-layered composite annular plate with a viscoelastic mid-layer[J]. Composite Structures, 2002, 58:563-570.
- [5] 钱振东,陈国平,朱德懋.约束阻尼层板的振动分析[J].南京航空航天大学学报,1997,25(7):517-522.
- [6] 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.
- [7] 唐国金,李恩奇,李道奎,等.约束层阻尼板动力学问题的半解析解[J].固体力学学报,2008,29(2):149-156.
- [8] 万浩川.阻尼材料参数对结构减振性能影响的研究[J].广西职业技术学院学报,2012,5(4):1-7.
- [9] Wan Haochuan, Zheng Ling, Li Linong. Thickness optimization study of constrained damping plate[J]. Applied Mechanics and Materials, 2012(226-228):436-439.
- [10] 高坚新,沈亚鹏.主被动阻尼层合板结构的自由振动和阻尼特性分析[J].应用数学和力学,1999,20(10):1004-1013.

Optimal Selection Study on Constrained Material of Constrained Damping Structure

WAN Haochuan^{1,2}, ZHENG Ling², LI Yinong²

(1. Department of Mechanical and Electrical Engineering, Leshan Vocational & Technical College, Leshan 614000, China;

2. State Key Laboratory of Mechanical Transmission, Chongqing University, Chongqing 400044, China)

Abstract: Based on the free damping structure, the vibration equations of constrained damping plate are established, and the equations are solved. The vibration performance of constrained damping structure is compared with that of free damping structure, and it is proved that the loss factor can be improved greatly with an additional restraint layer. The influence of mechanical property parameters of constrained material on structure vibration performance is analyzed. The results show that the elastic modulus of restraint layer have great influence on structure vibration performance. The optimal material selected by this study is in accord with engineering practice, so this research can provide a theoretical support for the selection of constrained material in vibration reduction design of structure damping.

Key words: constrained damping structure; free damping structure; loss factor; natural frequency