

粘弹性夹层板结构声传入的理论分析*

杨 军 李 晓 东 田 静

(中国科学院声学研究所 北京 100080)

1998 年 4 月 13 日收到

摘要 应用有阻尼的简正模态概念, 推导出夹层板与腔耦合条件下的声波基本方程, 并通过数值计算研究了粘弹性层的特性参数对板结构振动及其辐射噪声的影响。结果表明, 利用粘弹性层的剪切效应, 可以有效地抑制结构的振动和由此所建立的闭空间声压。

PACS 数: 43.50

Theoretical analysis of sound transmission through viscoelastic sandwich panel backed by a cavity

YANG Jun LI Xiaodong TIAN Jing

(Institute of Acoustics, The Chinese Academy of Sciences Beijing 100080)

Received Apr. 13, 1998

Abstract The coupled structural sound equation of a sandwich panel backed by a cavity is derived by using the concept of forced damped normal modes, and the effects of the sandwich core parameter on the panel vibration and internal sound field are investigated through the numerical calculation. The results show that the panel vibration and induced sound transmission can be suppressed by the shear effect of the viscoelastic layer.

引言

多年来, 在航空声学、水声学和建筑声学中, 结构振动和声场耦合的问题一直受到人们的重视^[1]。其中的一个重要方面就是结构声传入问题, 如飞机、舰船和汽车等舱外噪声通过弹性结构振动传入舱内的问题。为了降低噪声, 就必须了解弹性结构的振动及其与封闭空间内声场相互作用特性。针对板与闭空间耦合系统的模型, 1963 年 Lyon^[2] 和 Dowell^[3] 最早做出了理论分析, 此后的大量工作也都是致力于对此模型的研究^[4], 提供了一些隔声的设计准则。1977 年, Dowell^[5] 总结了这个问题, 并利用格林函数法给出了声场与固体结构振动耦合问题的一般形式。近年来, 结构声有源控制技术的发展, 又为结构声传入的控制提供了一种更为有效的选择。Fuller^[6] 和 Pan^[7,8] 等人曾对此进行了卓有成效的理论分析和实验研究, 而其中对结构声控制机理的研究工作表明^[7]: 耦合系统的响应可看成板模态和腔模态耦合而成的结果。在利用结构控制输入 (振

* 国家自然科学基金和声学所所长基金资助项目

动次级源) 来减少腔内声压方法中, 当板模态起主要作用时, 控制机理是主要模态抑制; 当腔模态起主要作用时, 控制机理是模态重组。但后者降噪的同时有可能引起结构振动级的增加, 这无疑是以结构损害为代价的。尤其是在航空应用中, 声疲劳现象是必须避免的。所以, 寻求一种既能降低腔内声场又不至增加结构的振动级的方法将更具实际意义及应用前景。本文正是在这一方面的尝试, 利用粘弹性层的剪切效应来耗散振动能, 增加系统的隔声能力, 为综合利用无源和有源方法控制声场和振动提供理论基础。

实际上, 粘弹性材料一直被用于抑制结构振动的阻尼技术中^[9]。而夹层板结构也早在 1959 年就被建议用来提高板的隔声性能^[10]。Mead^[11] 最先分析了夹有粘弹性层的夹层板的阻尼特性。之后, Narayanan 和 Shanbhag^[12] 曾计算了噪声通过夹层板进入腔内的声场。本文应用有阻尼的简正模态概念, 推导出夹层板与腔耦合的基本方程, 并分析粘弹性层的特性参数对振动和噪声的影响, 最后给出数值计算的结果和结论。

2 腔内声场方程

考虑图 1 所示的夹层板 / 腔耦合模型。其中, 顶面为柔性的弹性 / 粘弹性 / 弹性结构, 其余部分为刚性壁面。

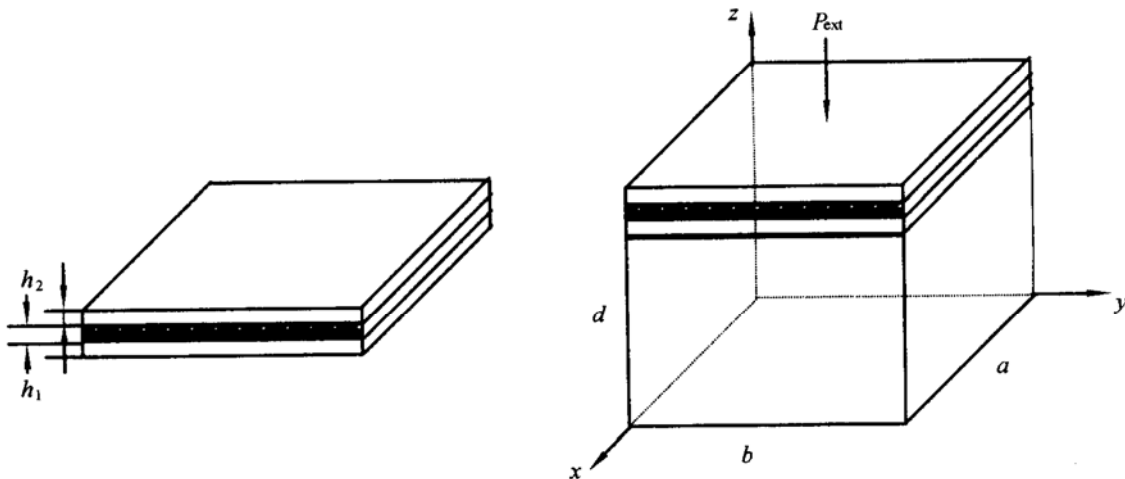


图 1 夹层板 / 腔的耦合模型

腔内声压 P_c 应满足齐次波动方程:

$$(\nabla^2 + k^2)P_c = 0 \quad (1)$$

式中, $k = \omega/c$ 为波数, 而由板面法向速度连续的条件, 有

$$\frac{\partial P_c}{\partial n} = \begin{cases} -\rho \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} & \text{在 } A_F \text{ 上} \\ 0 & \text{在 } A_R \text{ 上} \end{cases} \quad (2)$$

式中, ρ 为空气密度, w 为板在法向上的位移, A_F 和 A_R 分别表示腔内弹性和刚性边界部分, 则利用闭空间声场的格林函数和模态理论^[7], 由 $P_c(r, \omega) = [\phi_N]^T [P_N]$ 得

$$[P_N] = [Z_A][V_M] \quad (3)$$

其中, P_N 为闭空间第 N 阶声压模态幅度, $[V_M]$ 为 $M \times 1$ 的板模态的速度幅度矩阵, $[Z_A]$ 为 $N \times M$ 阶的板向腔内辐射声阻抗矩阵, 定义为:

$$[Z_A] = \rho c \begin{pmatrix} \frac{B_{1,1}}{z_1^A} & \dots & \frac{B_{1,M}}{z_1^A} \\ \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{B_{N,1}}{z_N^A} & \dots & \frac{B_{N,M}}{z_N^A} \end{pmatrix}$$

式中, $B_{I,J}$ 为第 I 阶板模态 $\psi_I(\sigma)$ 和第 J 阶腔模态 $\phi_J(\sigma)$ 之间的耦合系数, 定义为:

$$B_{I,J} = \frac{1}{A_F} \cdot \int_{A_F} \psi_I(\sigma) \phi_J(\sigma) d\sigma \quad (4)$$

而 $z_N^A = j(M_N^A/\rho k A_F)(k_{aN}^2 - j\eta_{aN}k_{aN}k - k^2)$, $k_{aN} = \omega_{aN}/c$, $M_N^A = \rho \int_V \phi_N^2(r) dv$, ω_{aN} 为声腔频率。在简支边界的条件下, $\phi_J(r) = \cos(l\pi x/a) \cos(m\pi y/b) \cos(n\pi z/d)$, 固有频率由

$$\omega_{aN}^2 = c^2[(l\pi/a)^2 + (m\pi/b)^2 + (n\pi/d)^2] \quad (5)$$

给出。这样, 由方程 (3) 可得到用弹性结构 (夹层板) 振动速度表示的腔内声场模态形式。

3 粘弹性夹层板的运动方程

对于夹有粘弹性层的夹层板, 我们假设三层板具有相同的振动位移, 各界面的位移连续, 且忽略粘弹性层的弯曲应力及垂直于板平面方向上的剪切应变。可得到^[11]

$$\begin{cases} \frac{E}{1-\nu^2} \frac{\partial^2 u}{\partial x^2} + \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{\partial^2 u}{\partial y^2} - \frac{2G}{h_1 h_2} u + \frac{E}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 v}{\partial x \partial y} + \frac{G(h_1+h_2)}{h_1 h_2} \frac{\partial w}{\partial x} = 0 \\ \frac{E}{1-\nu^2} \frac{\partial^2 v}{\partial y^2} + \frac{E}{2(1+\nu)} \frac{\partial^2 v}{\partial x^2} - \frac{2G}{h_1 h_2} v + \frac{E}{2(1-\nu)} \frac{\partial^2 u}{\partial x \partial y} + \frac{G(h_1+h_2)}{h_1 h_2} \frac{\partial w}{\partial y} = 0 \\ D \nabla^4 w - \frac{G(h_1+h_2)}{h_2} \left[(h_1+h_2) \nabla^2 w - 2 \left(\frac{\partial u}{\partial x} + \frac{\partial v}{\partial y} \right) \right] + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = P(x, y, t) \end{cases} \quad (6)$$

其中, E 、 ν 分别为弹性板的杨式模量和泊松比, $D = Eh_1^3/6\rho(1-\nu^2)$ 为夹层板的柔性刚度。 $\mu = 2\rho_p h_1 + \rho_c h_2$ 为粘弹性夹层板的面密度, ρ_p 、 ρ_c 分别为弹性板和粘弹性板的密度, h_1 、 h_2 分别为它们的厚度, 这里假设两弹性板厚度相同。 $G = G^*(1+j\beta)$ 为粘弹性层的复剪切模量, β 为损耗因子, u 、 v 分别为粘弹性夹层板在 x 、 y 方向上的中面位移。 $P(x, y, t)$ 为作用于板上的合压力。经过代数运算, 消去 u 、 v , 得到六阶振动方程:

$$\nabla^6 w - g(1+Y)\nabla^4 w + \frac{\mu}{D} \frac{\partial^2}{\partial t^2} (\nabla^2 w - gw) = \frac{1}{D} \nabla^2 P - \frac{g}{D} P \quad (7)$$

其中, 复剪切参数: $g = (2G/E)[a^2/(h_1 h_2)](1-\nu^2)(1+j\beta) = g^*(1+j\beta)$

几何参数: $Y = 3(1+h_2/h_1)^2$

应用有阻尼的简正模态概念^[11], 假设板受到简谐的横向载荷的形式 $P = -j\eta\mu\partial^2 w/\partial t^2$, 则在简支边界的条件下, $\psi_I(\sigma) = \sin(u\pi x/a) \sin(v\pi y/b)$, 令 $w = [\psi_M]^T [w_M]$, $[w_M]$ 为 $M \times 1$ 的位移幅度矩阵, 将这些公式代入方程 (7), 有

$$\lambda^3 + g(1+Y)\lambda^2 - \frac{\mu}{D}\omega^2(1+j\eta)(\lambda+g) = 0 \quad (8)$$

式中, $\lambda = (u\pi/a)^2 + (v\pi/b)^2$, 于是可知复固有频率为:

$$\omega_{pM}^2(1 + j\eta_{pM}) = \frac{D}{\mu} \left[\frac{\lambda^3 + g(1+Y)\lambda^2}{\lambda + g} \right] \quad (9)$$

式中, ω_{pM} 为夹层板的第 M 阶固有频率, η_{pM} 为与其相关的损耗因子。

4 结构声耦合的系统响应

对于图 1 所示的结构声耦合模型, 方程 (5) 中的 $P = P_c - P_{\text{ext}}$, P_{ext} 为腔外入射噪声。结合方程 (7)~(9), 利用有阻尼的简正模态的正交特性, 得到:

$$M_M^P [\ddot{w}_M + \omega_{pM}^2(1 + j\eta_{pM})w_M] = P_M^c + P_M^{\text{ext}} \quad (10)$$

其中, $M_M^P = \mu \int_{A_F} \psi_M^2(\sigma) d\sigma$, $P_M^c = \int_{A_F} P_c \psi_M(\sigma) d\sigma$, $P_M^{\text{ext}} = - \int_{A_F} P_{\text{ext}} \psi_M(\sigma) d\sigma$ 。则类似第一节的矩阵表示法, 方程 (10) 可写成:

$$[V_M] = [Z_P]^{-1} [P_M^{\text{ext}}] \quad (11)$$

其中, $[Z_P] = [Z_{PP}] + [Z_{PA}]$, 矩阵 $[Z_{PA}]$ 、 $[Z_{PP}]$ 分别为没有后腔影响下的板模态输入矩阵和后腔对板输入阻抗的贡献, 有形式:

$$[Z_{PP}] = \rho c \begin{pmatrix} z_1^P & & & \\ & z_2^P & & \\ & & \ddots & \\ & & & z_M^P \end{pmatrix} \quad [Z_{PA}] = \rho c \begin{pmatrix} \sum_N B_{N,1} B_{N,1}/z_N^A \cdots \sum_N B_{N,1} B_{N,M}/z_N^A \\ \vdots & \ddots & & \\ \sum_N B_{N,M} B_{N,1}/z_N^A \cdots \sum_N B_{N,M} B_{N,M}/z_N^A \end{pmatrix}$$

而 $z_M^P = j(M_M^P/\rho k A_F)[k_{pM}^2(1 + j\eta_{pM}) - k^2]$, 由方程 (3) 和 (11) 就得到夹有粘弹性层的夹层板与腔耦合方程, 并给出腔内声场的形式:

$$P_c(r, \omega) = [\phi_N]^T [Z_A][Z_P]^{-1} [P_M^{\text{ext}}] \quad (12)$$

需要指出的是, 假若粘弹性层改为弹性层, 即剪切模量 $G = 0$ 时, 由方程 (8) 知

$$\omega_{pM}^2(1 + j\eta_{pM}) = \frac{D}{\mu} \left[\left(\frac{u\pi}{a} \right)^2 + \left(\frac{v\pi}{b} \right)^2 \right] \quad (13)$$

则方程 (12) 等同于 Pan^[7] 所给出的声场公式。由方程 (9)、(11) 和 (12) 可知, 夹层板结构的复剪切参数 g (包括 g^* , β) 和几何参数 Y 影响其固有频率和对应的模态损耗因子, 从而又影响其动力特性 ($[V_M]$), 最后, 对腔内声场起作用。为了后面对粘弹性层抑制声传入的分析, 定义腔内的平均声势能为: $\langle PP^* \rangle = (1/V) \int_V P_c P_c^* dr$, 降噪指数为:

$$NR = -10 \log \frac{\langle P_c P_c^* \rangle}{4 P_{\text{ext}} P_{\text{ext}}^*} \quad (14)$$

而且, 定义板结构的平均输入阻抗

$$Z_{\text{imp}} = -10 \log \frac{\langle V_p V_p^* \rangle}{4 P_{\text{ext}} P_{\text{ext}}^*} \quad (15)$$

方程 (15) 反映了结构振动的均方速度响应。

5 数值计算和讨论

为了与文献 [7] 比较, 采用相同的几何参数: 闭空间的长 $a = 0.086 \text{ m}$, 宽 $b = 1.150 \text{ m}$, 高 $d = 1.000 \text{ m}$, 声速 $c = 344 \text{ m/s}$, 空气密度 $\rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$ 。腔内的模态阻尼系数可由 $\eta_{aN} = 4.4\pi/T_{aN}\omega_{aN}$ 确定, 其中, T_{aN} 为对应声腔模态的延迟时间, 在本文中取为 10.0 s 。而铝板厚度为 $h_1 = 0.006 \text{ m}$, 杨式模量 $E = 6.60 \times 10^{10} \text{ N/m}^2$, 密度 $\rho_P = 2700 \text{ kg/m}^3$, 另设粘弹性层的密度为 $\rho_c = 0.2\rho_P$ 。

在计算中我们使用 20 个腔模态和 20 个结构模态。而由声结构模态的耦合系数 (见方程 (4)) 可知, $B_{I,J}$ 仅在声模态与结构模态阶数的和, 即 $(l+u)$, $(m+v)$ 都为奇数时, 才有非零值。又在平面波垂直入射的情形下, 只能激发出结构的对称振动, 即 u 和 v 皆为奇数。所以, 只需考虑 l, m 为偶数, u, v 为奇数的模态。表 1 是由方程 (5) 计算得到的。而由方程 (9), 可得针对不同的特性参数 β , g^* , Y , 夹层板结构的固有频率及其响应的模态损耗因子。列表 2 ~ 表 4 如下:

表 1 声腔的固有频率 (平面波入射)

声模态阶数 (l, m, n)	固有频率 $f_{l,m,n}(\text{Hz})$
0, 0, 0	0
0, 0, 1	172.000
0, 2, 0	299.130
0, 0, 2	344.000
0, 2, 1	345.055
2, 0, 0	396.313
2, 0, 1	432.028

表 2 不同粘弹性层的损耗因子对应的板结构固有频率和损耗因子 ($g^*=10, Y=27.0$)

板模态 (u, v)	$\beta=0.0$		0.3		0.5		1.0	
	$f_{u,v}(\text{Hz})$	η	$f_{u,v}(\text{Hz})$	η	$f_{u,v}(\text{Hz})$	η	$f_{u,v}(\text{Hz})$	η
1, 1	96.43	0.0	97.37	0.1632	98.96	0.2571	105.25	0.4091
1, 3	240.89	0.0	241.96	0.2081	243.85	0.3404	252.36	0.6263
3, 1	323.37	0.0	323.31	0.2024	324.97	0.3334	332.59	0.6322
3, 3	418.66	0.0	419.46	0.1891	420.87	0.3128	427.40	0.6046
1, 5	441.07	0.0	441.84	0.1857	443.20	0.3074	449.50	0.5959
3, 5	594.56	0.0	595.17	0.1630	596.25	0.2706	601.27	0.5314

表 3 不同粘弹性层的剪切参数对应的板结构固有频率和损耗因子 ($\beta=0.3, Y=27.0$)

板模态 (u, v)	$g=0.0$		10		50		100	
	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η
1, 1	45.09	0.1843	97.37	0.1632	133.04	0.0638	140.97	0.0360
1, 3	126.70	0.0999	241.96	0.2081	406.41	0.1477	472.34	0.1020
3, 1	185.54	0.0736	323.31	0.2024	560.11	0.1745	674.01	0.1313
3, 3	262.78	0.0546	419.46	0.1891	730.37	0.1929	902.40	0.1567
1, 5	281.63	0.0513	441.84	0.1857	768.22	0.1957	953.40	0.1614
3, 5	416.56	0.0359	595.17	0.1630	1012.17	0.2063	1280.61	0.1844

表 4 不同的几何参数对应的板结构固有频率和损耗因子 ($g^*=10, \beta=0.3$)

板模态 (u, v)	$Y=3.63$		6.75		12.0		27.0		48.0	
	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η	$f_{u,v}$ (Hz)	η
1, 1	45.51	0.1043	54.83	0.1286	67.07	0.1458	91.60	0.1612	115.15	0.1674
1, 3	139.83	0.0870	156.02	0.1250	179.24	0.1608	229.64	0.2020	280.65	0.2220
3, 1	205.78	0.0698	223.19	0.1061	249.27	0.1443	308.48	0.1944	370.42	0.2212
3, 3	291.62	0.0546	309.20	0.0869	336.80	0.1243	402.55	0.1795	473.95	0.2125
1, 5	312.50	0.0518	330.00	0.0831	357.74	0.1201	424.56	0.1758	497.72	0.2099
3, 5	461.68	0.0378	477.81	0.0632	505.28	0.0959	576.15	0.1521	657.99	0.1913

5.1 粘弹性层损耗因子的影响

首先, 取固定值 $g^* = 10, Y = 27.0$, 得到夹层板的噪声传递特性相对于损耗因子 β 的变化曲线, 见图 2。当 $\beta = 0$, 表示夹层板的夹芯层为弹性层, 不能耗散能量。图 2 的降噪曲线上, 在板和闭空间的各自共振频率处皆出现谷点, 参见表 1 和表 2。由于板模态 (3, 1) 的频率 323 Hz 和板模态 (1, 5) 的频率 441 Hz 分别与闭空间模态 (0, 0, 2), (0, 2, 1) 的频率 344 Hz, 345 Hz 和闭空间模态 (2, 0, 1) 的 432 Hz 的相互耦合, 在 345 Hz 和 433 Hz 的频率附近, 甚至出现了负的降噪量。这是由于方程 (14) 中所考虑的平均声势能和板和腔的阻抗相关, 见方程 (12)。在出现板和腔模态耦合时, 若结构阻尼大于流体的阻尼, 就会出现负的降噪量, 这一点也被的 Guy 和 Bhattacharya 的理论和实验所证实^[13]。当 $\beta = 0.3 \sim 1.0$ 时, 除了在第一个结构共振频率, 那些对应结构响应的谷点不再出现。它说明, 随着 β 的增加, 由板结构模态起主要作用的腔内声场得到较大程度的降低 (其中, 在结构的第一共振频率也有 20 dB ~ 30 dB 的降噪量)。这是由于粘弹性阻尼耗散掉振动的能量, 从而抑制了板的振动响应, 降低腔内声场。对板振动的模态控制, 可见图 3。在图 3 中, 对应结构的第二至第五的共振频率处, 板的振动响应大大降低, 反映在板的平均输入阻抗上至少降低了 20 dB。从图 2 中还可以看到, 对于闭空间模态起主要作用的腔内声场, 除了在 396 Hz 有更深的隔声谷点, 其他频率处均有 5 dB 以上的降噪量。综合隔声和减振

的效果，可知， $\beta = 0.3$ 为最优值。后面都将取 $\beta = 0.3$ 计算。

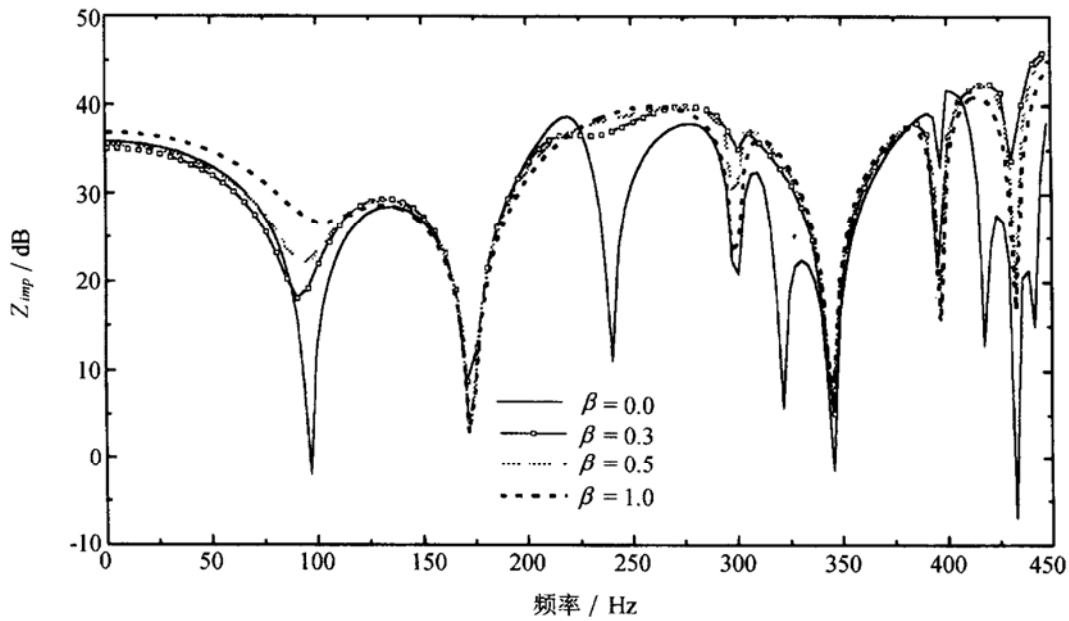


图 2 粘弹性层损耗因子对隔声量的影响 ($g = 10, Y = 27.0$)

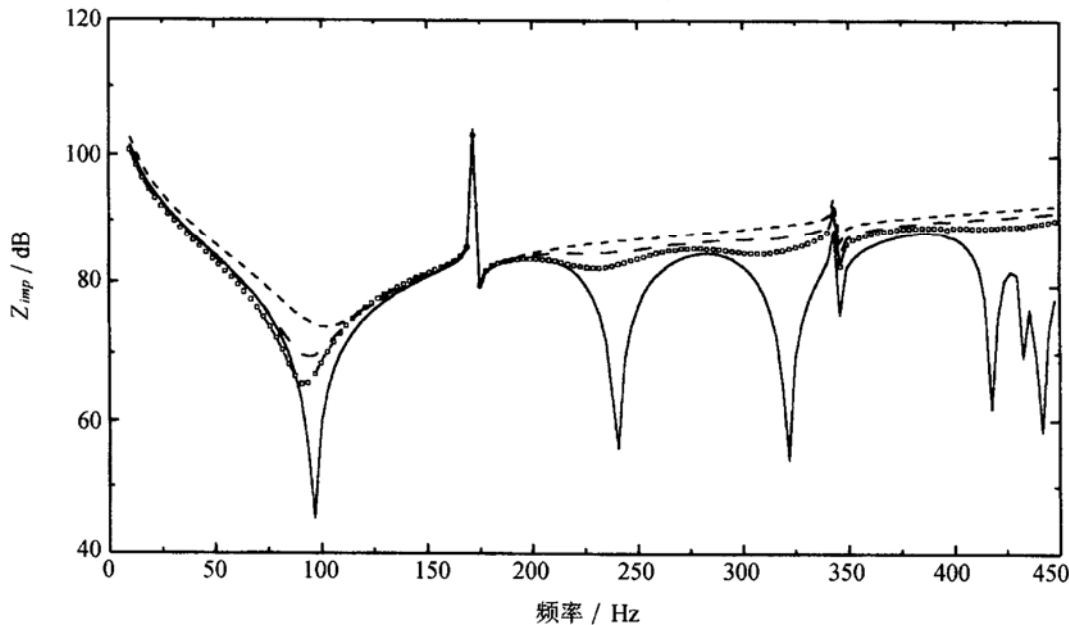


图 3 粘弹性层损耗因子对结构量的影响

5.2 剪切参数的影响

图 4 表示隔声量相对于不同剪切参数 g^* 的变化关系曲线。对于尺寸固定的夹层结构， g^* 的大小反映了夹芯层的剪切模量和弹性层的杨氏模量的比值。 g^* 值较小，对应着较软的粘弹性材料， g^* 值较大，则对应着较硬的粘弹性材料。在图 4 中，不同的粘弹性材料随着 g^* 的增加，在第一共振频率处都出现了隔声谷点，而由于刚度的增加，第一共振频率向右偏移。另外， $g^* = 10$ 的粘弹性材料，除了在闭空间模态频率 344 Hz 和 345 Hz 耦合处之外，其总体隔声效果最好。

图 5 显示了不同剪切参数 g^* 对结构响应的影响。同样，由于闭空间模态 $\omega_{000} = 0$ 的作用增加了结构的刚性^[5]，从而增加了板与闭空间耦合系统的共振频率。在低阶模态处，出现共振峰的

频率向右偏移。当 $g^* = 10$ 时, 与 $g^* = 1$ 和 $g^* = 100$ 相比, 结构响应要低得多。这是由于其较高的模态损耗因子, 见表 3。

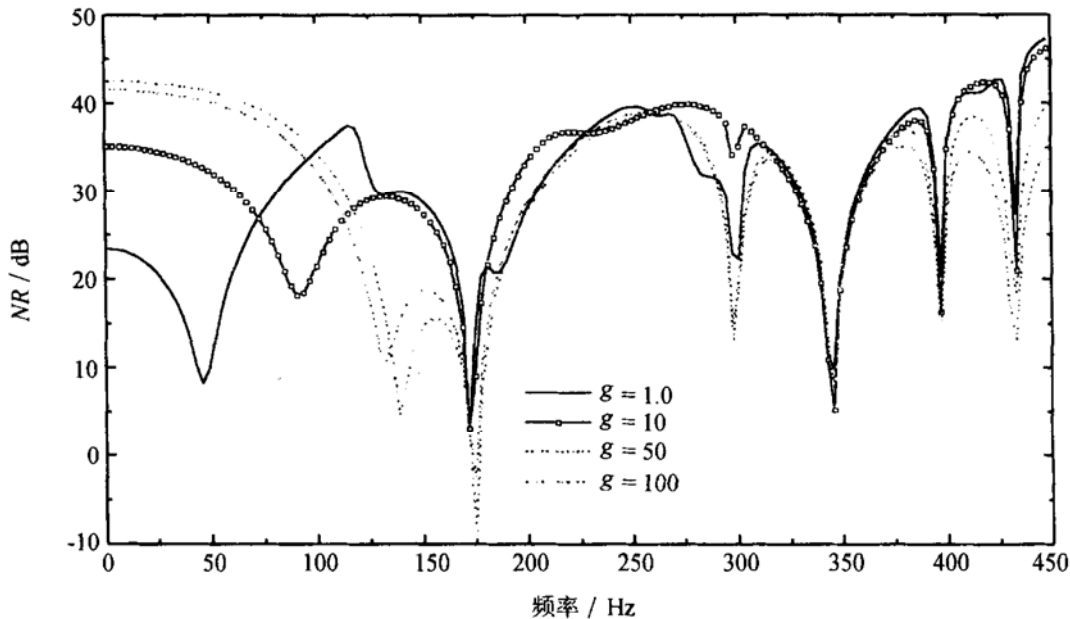


图 4 粘弹性层剪切参数对隔声量的影响 ($\rho = 0.3, Y = 27.0$)

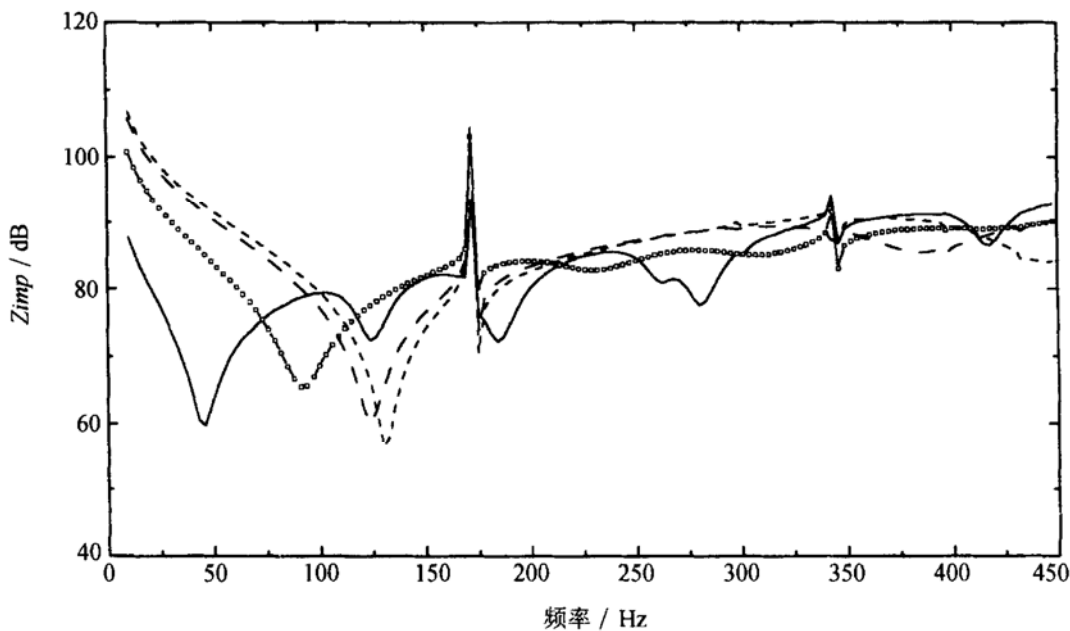


图 5 粘弹性层剪切参数对结构响应的影响

5.3 几何参数的影响

取固定值 $\beta = 0.3, g^* = 10$, 得到图 6。在结构第一共振频率以下, 随着 Y 的增加, 即粘弹性层和弹性层的厚度比值增大, 隔声量提高。而在较高的频率上, 那些对应结构响应的谷点不再出现。当 $Y = 27.0$, 即 $h_2/h_1 = 2$ 时, 有最高的隔声量。继续增加粘弹性层和弹性层的厚度比, 则对应闭空间模态的频率, 出现更深的隔声谷点。图 7 为几何参数对结构响应的影响曲线。 $Y = 27.0$ 和 $Y = 48.0$ 对结构响应的影响没有多大的区别。所以, 当选取的粘弹性厚度层和弹性层的厚度比在 2 附近时, 能够得到较好的隔声效果。

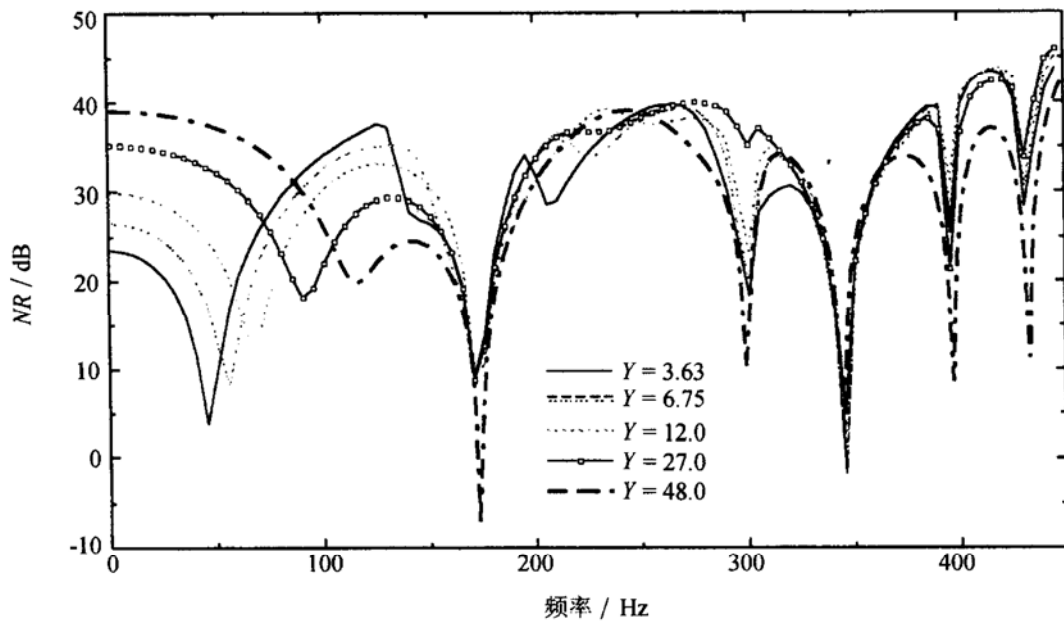


图 6 粘弹性层几何参数对隔声量的影响 ($\beta = 0.3, g = 27.0$)

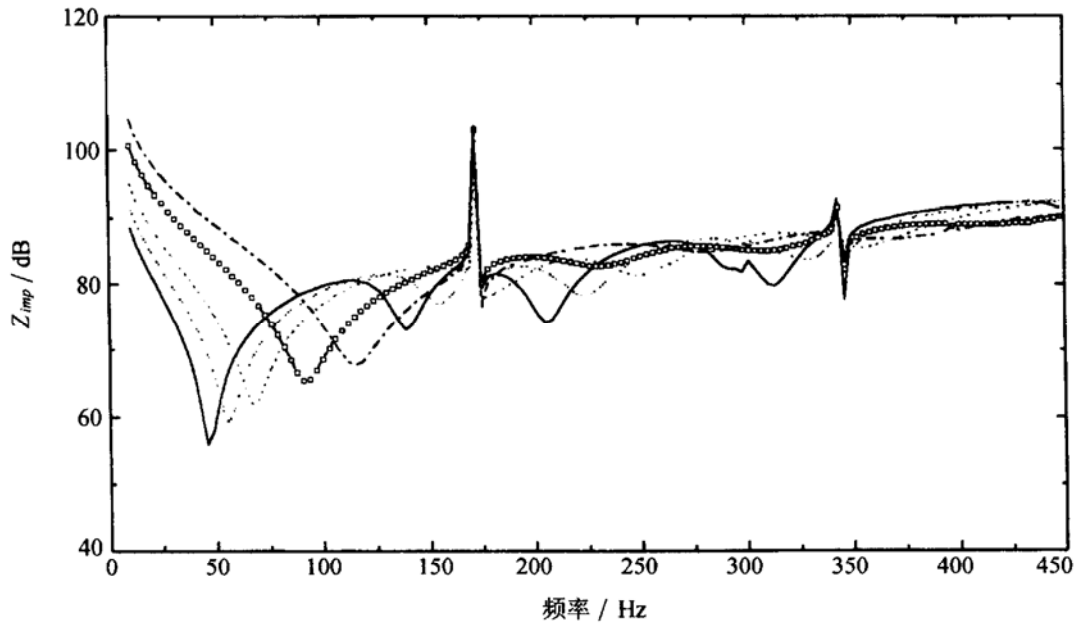


图 7 粘弹性层几何参数对结构响应的影响

6 结论

本文从理论上分析了利用粘弹性剪切效应降低结构声传入的问题。详细讨论了粘弹性材料特性参数对结构振动和闭空间声场的影响。结果表明:

(1) 使用粘弹性层可以有效地改善板的隔声性能, 尤其是对于那些通过振动向闭空间传入的声场, 而不增加结构的振动级。

(2) 粘弹性夹层结构的损耗因子, 剪切参数和几何参数存在着最佳选取问题。本文中, 以尽可能小的振动响应为约束条件, 给出了结构声传入控制的参数设计范围。

(3) 由于结构声的耦合, 选取最优的参数, 对由闭空间模态起主要作用的声场, 仍有一定的降噪量。这样, 将粘弹性材料应用到未来的有源结构声控制的研究中, 其被动的隔声性能将使得控制系统具有较高的容错性和安全性。

需要指出的是, 与有源结构声控制的效果相比^[7], 本文对闭空间模态频率 172 Hz 和 345 Hz 的降噪量不大。所以, 如何综合利用无源和有源的方法, 如采用压电材料代替约束层, 对约束弹性层施加有源力, 从而实现消声、减振的目的, 将是我们今后的工作重点。

参 考 文 献

- 1 Fahy F. Sound and structural vibration: radiation, transmission, and response. London: Academic Press, 1985
- 2 Lyon R H. Noise reduction of rectangular enclosures with one flexible wall. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1963; **35**: 1791—1797
- 3 Dowell E H, Voss H M. The effect of a cavity on panel vibration. *AIAA J.*, 1963; **1**: 476—477
- 4 Guy R W, Bhattacharya M C. The transmission of sound through a cavity backed finite plate. *J. Sound Vib.*, 1973; **27**: 207—223
- 5 Dowell E H, Gorman G F, Smith D A. Acoustoelasticity: general theory, acoustic natural modes and forced response to sinusoidal excitation, including comparisons with experiment. *J. Sound Vib.*, 1977; **52**: 519—542
- 6 Fuller C R, Jones. Experiments on reduction of propeller induced interior noise by active control of cylinder vibration. *J. Sound Vib.*, 1987; **112**: 389—395
- 7 Pan J, Hansen C H, Bies D A. Active control of noise transmission through a panel into a cavity: I. analytical study. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1990; **87**: 2098—2108
- 8 Pan J, Hansen C H. Active control of noise transmission through a panel into a cavity: II. experimental study. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1991; **90**: 1488—1493
- 9 刘隶华. 粘弹阻尼减振降噪应用技术. 北京: 宇航出版社, 1990
- 10 Kurtze G, Watters B G. New wall design for high transmission loss or high damping. *J. Acoust. Soc. Am.*, 1959; **31**: 739—748
- 11 Mead D J. The damping properties of elastically supported sandwich plates. *J. Sound Vib.*, 1972; **24**: 275—295
- 12 Narayanan S, Shanbhag R L. Acoustoelasticity of a damped sandwich panel backed by a cavity. *J. Sound Vib.*, 1981; **78**: 453—473
- 13 Guy R W, Bhattacharya M C. The transmission of sound through a cavity-backed finite plate. *J. Sound Vib.*, 1973; **27**: 207—223