

双弹性板矩形空腔内噪声的有源力控制*

陈大林, 陈南

(东南大学机械工程学院 南京, 211189)

摘要 研究了在弹性板上施加不同参数的有源力对腔内噪声进行控制的问题。构建双弹性板构成的封闭矩形声腔模型,对封闭声腔的结构-声耦合特性进行分析,推导了在封闭声腔有源力控制作用下声压计算公式,给出采用有源力控制的最优控制模型。分析了弹性板在不同参数的次级力源激励下腔内局部声场的声压级响应,并建立了仿真模型对局部声场的减噪效果进行分析。结果表明,合理选择次级力源的参数对控制效果的影响较为明显,且次级力源的个数并非越多越好。

关键词 封闭空间声场; 结构-声耦合; 声辐射; 有源力控制; 声压级

中图分类号 TB535; O326; TH73

引言

封闭空间噪声控制问题是工程中需要研究解决的问题^[1],如车辆噪声控制、水下航行器噪声控制^[2]等。Pan 等^[3-5]分析了板-腔耦合系统的自由振动特性,提出每一个耦合系统模式都包括声场和结构振动两部分。Kim 等^[6]用阻抗和导纳方法进行分析结构-声耦合问题。文献^[7-8]分析了板-腔耦合系统的结构声辐射及声透射的控制问题,提出腔内声场势能的分布与作用在弹性板上的力源参数有关。Du 等^[9]通过建立三维声腔模型,分析了单个弹性板简支连接条件下的声腔噪声控制问题。大多数研究对多个弹性板构成的封闭空腔声压控制问题研究较少。

笔者考虑一个由双弹性板组成的矩形空腔,从声弹性理论出发,通过模态综合法分析了双弹性板结构-声腔的声固耦合特性,比较了在不同的参数位置增加次级力源对腔内局部噪声场的控制效果的影响,提出了减少空腔内噪声的基本控制思路,建立仿真模型进行了局部噪声的减噪效果分析验证。

1 封闭空间声场的计算

封闭空腔结构如图 1 所示,其中: a, b 板均为弹性板;其余 4 个面为刚性壁结构。弹性壁与其余结构的连接满足简支边界条件,假设均为局部反应表面,其几何尺寸为 $l_x=0.868\text{ m}$, $l_y=1.150\text{ m}$, $l_z=$

1.0 m ;弹性板的材料为铝;厚度 $h=0.006\text{ m}$,铝中纵波声速为 c_1 ,弹性模量为 E ,泊松比为 ν ,阻尼为 η_1 ;密度为 ρ_1 ;封闭空腔中为空气,密度为 ρ_0 ,阻尼为 η_0 ,声速为 C_0 ; F_p 为简谐初级激励力。

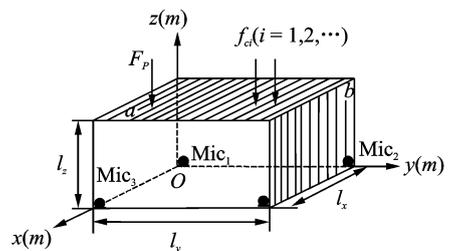


图 1 两块弹性板结构的矩形封闭空腔

Fig. 1 The rectangle enclosure geometry consists of two elastic plates

1.1 初、次级声场分析

V 为空腔体积, A 为结构内壁总面积, A_F 为弹性板面积 ($A_F=A_a+A_b$, 即 a, b 板的面积之和), 假设 F_p 作用在弹性板 a 上 r_p 处, 次级声场为作用在弹性板 a 上的一系列力源 f_i 引起的腔内声场。根据声弹性理论, 矩形腔内声场满足

$$\frac{\partial p_n(t)}{\partial t} + 2\eta\omega_n \frac{\partial p_n(t)}{\partial t} + \omega_n^2 P_n(t) = - \left(\frac{A_F L_{nm}}{V} \sum_m \frac{\partial^2 q_m(t)}{\partial t^2} + \frac{A_F \rho c^2}{V} \sum_r \frac{C_{nr}}{M_{1r}} \frac{\partial p_r(t)}{\partial t} \right) \quad (1)$$

$$\frac{\partial q_m^2(t)}{\partial t} + 2\eta_1 \omega_m \frac{\partial q}{\partial t} + \omega_m^2 q_m(t) =$$

* 国家自然科学基金资助项目(50975047)
收稿日期: 2013-12-02; 修回日期: 2014-07-17

$$\frac{\alpha^2 A_F L_{nm}}{VM_{2m}} \sum_n \frac{p_n(t)}{M_{1n}} + \frac{Q_m(t)}{M_{2m}} \quad (2)$$

其中: ω_n , ω_m 分别为第 n 阶声腔固有圆频率和第 m 阶结构固有圆频率; $p_n(t)$, $\varphi_n(\mathbf{r})$ 分别为第 n 阶声模态系数和第 n 阶声模态函数; $q_m(t)$, $\psi_m(\mathbf{r})$ 分别为第 m 阶结构模态系数和第 m 阶结构模态函数; M_{1n} , M_{2m} 分别为第 n 阶声模态质量和第 m 阶结构模态质量; $Q_m(t)$ 为 m 阶广义激振力; Z 为弹性壁表面特征声阻抗; C_{nk} 为声模态耦合系数, 表示声模态之间的耦合; L_{nm} 为结构-声腔耦合系数, 表示第 m 阶结构模态与第 n 阶声腔模态之间的相互耦合。

$$C_{nk} = \frac{1}{A_F} \int_{A_F} \left(\frac{\varphi_n \varphi_k}{Z} \right) dA \quad (3)$$

$$L_{nm} = \frac{1}{A_F} \int_{A_F} \varphi_n \psi_m dA \quad (4)$$

$$Q_m(t) = - \int_{A_F} F_p \psi_m(\mathbf{r}) dA \quad (5)$$

根据模态函数的正交性, 腔内声模态质量和板结构振动模态质量的关系为

$$\frac{1}{V} \int_V \varphi_n \varphi_m dv = M_{1n} \delta(n-m) \quad (6)$$

$$\int_A \rho h \psi_s \psi_r dA = M_{2m} \delta(r-s) \quad (7)$$

根据模态综合法, 腔内声压 $p(\mathbf{r}, t)$ 可以表示为腔内壁各阶声压模态与相应模态系数的乘积, 设 N 为声模态的阶次, 则

$$p(\mathbf{r}, t) = \sum_{n=1}^N \varphi_n p_n \quad (8)$$

当有初级力源作用在薄板 a 上时, 腔内受力包括 3 部分: F_p , 腔内声压 $p(\mathbf{r}, t)$ 和弹性壁振动声辐射的反作用力(该反作用力相对较小, 一般忽略不计)。根据模态分析法, 薄板 a 的振动方程为

$$\frac{Eh^3}{12(1-\mu^2)} \nabla^4 w + \rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} = p(\mathbf{r}, t) - F_p \quad (9)$$

其中: w 为板的振动法向位移 $w(\mathbf{r}, t)$; ∇ 表示微分算子。

由模态综合法, $w(\mathbf{r}, t)$ 可以表示为 $w(\mathbf{r}, t) = \sum_{m=1}^M \psi_m(\mathbf{r}) q_m(t)$, 且结构模态函数具有正交性, 则板的模态系数满足

$$\sum_{m=1}^M \left[\frac{\partial^2 q_m(t)}{\partial t^2} + \omega_m^2 q_m(t) \right] \psi_m(\mathbf{r}) = p(\mathbf{r}, t) - F_p \quad (10)$$

将式(5~8)代入式(10), 得到

$$\frac{\partial^2 q_m(t)}{\partial t^2} + \omega_m^2 q_m(t) = \frac{A_F}{M_{2m}} \sum_n p_n L_{nm} - \frac{\int_A F_p \psi_m dA}{M_{2m}} \quad (11)$$

从式(1), (2)及(11)可以看出, 腔内声场由结构模态, 辐射模态及声模态组成。为了简化计算, 采用傅里叶变换求解, 将式(4)代入式(1), (11), 可得

$$h_n p_n(\omega) = \frac{A_F \rho c^2 \omega^2}{VM_{1n}} \sum_m L_{nm} q_m(\omega) \quad (12)$$

$$h_m q_r(\omega) = \frac{A_F}{M_{2m}} \sum_r L_{nm} p_n(\omega) - \frac{Q_m(\omega)}{M_{2m}} \quad (13)$$

令 $h_n = \omega_n^2 + j2\zeta' \omega_n \omega - \omega^2$, $h_m = \omega_m^2 + j2\zeta' \omega_m \omega_n \omega - \omega^2$, $\boldsymbol{\varphi} = [\varphi_1, \varphi_2, \dots, \varphi_N]^T$, $\mathbf{P} = [p_1(\omega) p_2(\omega) \dots p_n(\omega)]^T$, $\mathbf{Q} = [q_1(\omega) q_2(\omega) \dots q_n(\omega)]^T$, $\mathbf{L}_1 = [L_{11} L_{12} \dots L_{1N}]^T$, 则式(12), (13)矩阵形式为

$$\mathbf{P} = \mathbf{ZQ} \quad (14)$$

$$\mathbf{Q} = \mathbf{HP} - \mathbf{Q}_f \quad (15)$$

其中: $\mathbf{Z}, \mathbf{H}, \mathbf{Q}_f$ 的表达式为

$$\mathbf{Z} = \left[\frac{h_1 A_F \rho c^2}{M_{11}} \mathbf{L}_1, \frac{h_2 A_F \rho c^2}{M_{12}} \mathbf{L}_2, \dots, \frac{h_N A_F \rho c^2}{M_{1N}} \mathbf{L}_N \right]^T \quad (16)$$

$$\mathbf{H} = \left[\frac{h_1 A_F \rho c^2}{M_{21}} \mathbf{L}_1^T, \frac{h_2 A_F \rho c^2}{M_{22}} \mathbf{L}_2^T, \dots, \frac{h_N A_F \rho c^2}{M_{2N}} \mathbf{L}_N^T \right]^T \quad (17)$$

$$\mathbf{Q}_f = \left[\frac{h_1 Q_1}{M_{21}}, \frac{h_2 Q_2}{M_{22}}, \dots, \frac{h_N Q_N}{M_{2N}} \right]^T \quad (18)$$

由方程(12~18)可以求解空腔内初级声场的声模态系数矩阵为

$$\mathbf{P} = [\mathbf{ZH} - \mathbf{I}]^T \mathbf{ZQ}_f \quad (19)$$

求得空腔内初级声场声压的表达式为

$$p(\mathbf{r}, \omega) = \sum_{n=1}^N \varphi_n(\mathbf{r}) p_n(\omega) = \mathbf{P}\boldsymbol{\varphi} \quad (20)$$

$$p(\mathbf{r}, t) = p(\mathbf{r}, \omega) e^{j\omega t} \quad (21)$$

次级声场主要是次级力源 f_a 的辐射声场, 分析次级声场的方法同初级声场的分析方法相似, 对于广义次级力源有

$$\mathbf{Q}_f = \left[\frac{h_1 \int_{A_F} \sum_i f_{a_i}(\mathbf{r}, \omega) \psi_1 dA}{M_{21}}, \frac{h_2 \int_{A_F} \sum_i f_{a_i}(\mathbf{r}, \omega) \psi_2 dA}{M_{22}}, \dots, \frac{h_N \int_{A_F} \sum_i f_{a_i}(\mathbf{r}, \omega) \psi_N dA}{M_{2N}} \right]^T \quad (22)$$

由式(14)可知次级声场为

$$\mathbf{P}_s = [\mathbf{ZH} - \mathbf{I}]^T \mathbf{ZQ}_f \quad (23)$$

初次级声压线性叠加后, 腔内总声压为

$$p_{\text{tot}}(\mathbf{r}, \omega) = [\mathbf{P} + \mathbf{P}_s]^T \boldsymbol{\varphi} \quad (24)$$

1.2 控制方案

由于整个空腔声压的全局时空均方声压的平均在实际中很难实现, 故控制的目标函数选用局部声压级(sound pressure level, 简称 SPL)为控制目标

函数,其只有一个可测量声压,同时便于反应局部控制效果。

$$\text{SPL} = 20 \ln \frac{p_{\text{tot}}(\mathbf{r}, \omega)}{p_{\text{ref}}} \quad (25)$$

2 数值计算及分析

弹性板及流体的参数见表 1,假设单位简谐激励力 F_p 作用在弹性板 a 上(0.3,0.4,1.0)处,此处考虑了避开模态的节线位置。封闭空腔中声场的分布各不相同,考究不同位置的声场声压情况有不同的应用目的。笔者考虑封闭空间中主体(司乘人员)的活动范围主要是集中在空腔的中部附近,为了最大限度的减少噪声对司乘人员的影响,取腔内 S 点(0.4 l_x ,0.5 l_y ,0.5 l_z)处声压级进行控制分析。

表 1 矩形封闭空腔参数

Tab. 1 The parameters of the rectangle cavity

泊松比	阻尼比	弹性模量/GPa	密度/(kg·m ⁻³)	声速/(m·s ⁻¹)
空气	0.01		1.21	344
铝	0.34	0.01	68.5	2 700
				6 260

采用单个次级力源 f_{c1} 作用在弹性板 a 上(0.75 l_x ,0.875 l_y , l_z)(为板 a 的 11 阶模态振幅最大)处,从图 2 可以看出,在某些频率处取得了较好的降噪效果,尤其是在最高频率 278 Hz 处,其降噪量比其他频率处更加明显,表明次级力源布置在板 a 的 11 阶模态振幅最大处对板控模态的作用最大;但同时某些频率处降噪量为 0,甚至某些频率处还有增加的趋势,也即单个力源控制产生了控制溢出^[4]的问题,这与腔内声场是由板控模态还是腔控模态,以及次级力源个数和施加在弹性板的位置有关。为了尽可能地消除单个力源控制的溢出,考虑使用两个次级力源同时作用在弹性板的不同位置上进行分析。次级力源 f_{c1} 作用在弹性板 a (0.75 l_x ,0.875 l_y , l_z)处, f_{c2} 作用在弹性板 a (0.5 l_x ,0.7 l_y , l_z)处,控

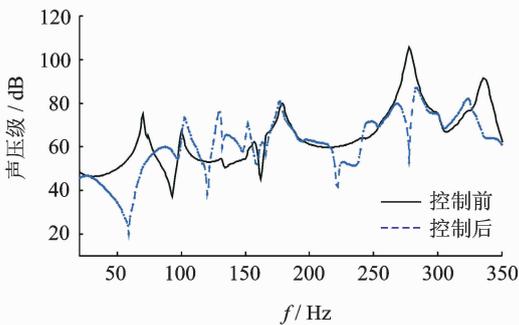


图 2 f_{c1} 控制前后腔内 S 点 SPL

Fig. 2 The SPL at S point in the cavity before and after the f_{c1} control

制响应如图 3 所示。可以发现,总体上 f_{c1} 和 f_{c2} 联合作用下,腔内噪声的声压比使用单一力源控制效果好些,在产生噪声的主导频率段,降噪量基本在 10 dB,最大处近 30 dB。

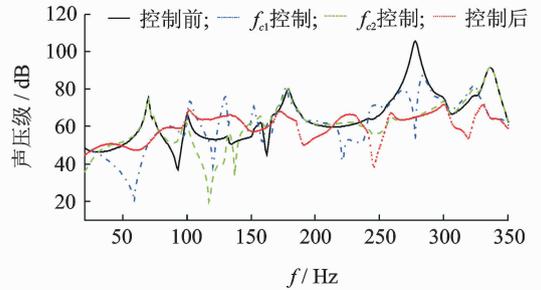


图 3 f_{c1} 和 f_{c2} 联合控制后腔内 S 点 SPL

Fig. 3 The SPL at S point in the cavity before and after the f_{c1} and f_{c2} union control

次级力源个数对腔内噪声的控制同样有重要影响,为了进行对比,增加一个次级力源 f_{c3} 作用在弹性板 a (1/3 l_x ,0.5 l_y , l_z)处,分析其联合控制后的响应,如图 4 所示。从图 3 和图 4 对比发现,增加了一个次级力源对噪声的控制效果提升并不明显(特别是在两个次级力源控制盲区 $f=172$ Hz 附近,该区域为腔控模态作用区域),对于腔控模态区域需要调节弹性板的表面振速分布,而在板模态振幅最大处加次级力源抵消板的振动来控制辐射噪声,效果不是非常明显。在实际工程中,为了避免增加结构的复杂性,对弹性板振动辐射产生的封闭空腔噪声问题,两个次级力源的控制显得最经济方便,同时也可以取得较好的感官控制效果。以上分析适用于对空腔内其他局部点的分析。

全局声场的控制需要在空间内布置多个传声器。由于实际工程中传声器的布置有太多限制且不太实际,故考虑进行局部控制,在模型中加入 4 个传声器进行局部噪声控制问题的数值计算分析。传声器的位置信息如表 2 所示。初级激励力 F_p 作用在弹性板 a 上(0.3,0.4,1.0)处,两个次级力源同时作用在弹性板 a 上,其中次级力源 f_{c1} 作用在弹性板 a

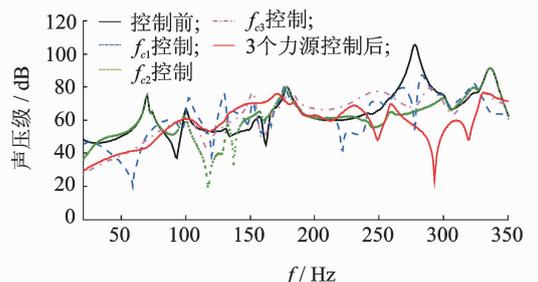


图 4 3 个力源联合作用控制前后腔内 S 点声压级响应

Fig. 4 The SPL response at S point in the cavity before and after the three control forces union control

($0.75l_x, 0.875l_y, l_z$)处, f_{c2} 作用在弹性板 a ($0.5l_x, 0.7l_y, l_z$)处,分析其控制前后的声场响应。如图5, 6所示,在引起噪声的主要频率处,每个传声器的减噪量基本都在10 dB左右,表明2个力源基本可以取得较好的腔内声场控制效果。

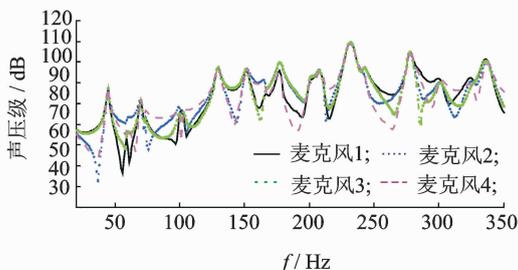


图5 控制前4个麦克风处的 SPL

Fig. 5 The SPL at four microphone positions in the cavity without control

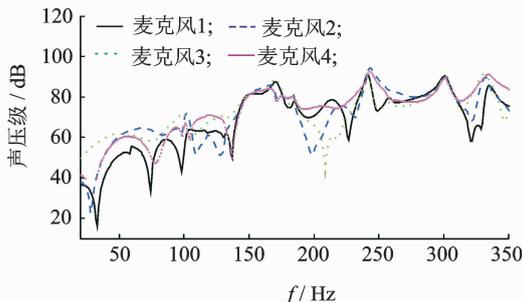


图6 f_{c1} 和 f_{c2} 联合控制后4个麦克风处的 SPL

Fig. 6 The SPL at four microphone positions in the cavity before and after the f_{c1} and f_{c2} union control

表2 传声器位置

Tab. 2 The positions of four microphones in the cavity

麦克风	1	2	3	4
位置 (x, y, z)/m	0,0,0	0,1,15.0	0.868,0,0	0.868,1,15.0

3 结束语

对由两块弹性板结构组成的封闭矩形结构-声耦合空腔中的结构辐射噪声控制问题进行研究,并对其腔内噪声的有源力控制问题进行了仿真。分析表明,在引起噪声的主要板控模态最大振幅处施加次级力源,可较好地控制由这阶模态引起的腔内噪声,但单个力源控制对由另外腔模态引起的噪声控制效果较差。为了更好地控制耦合腔内噪声,应该用不同参数的次级力源进行联合控制,使得两块弹性板中板 a 的主导模态得到抑制,另一块板 b 的模态进行重组,达到减少空腔内噪声的目的。仿真结果表明,在对次级力源的数量进行选择时,在满足一定控制效果的前提下次级力源的个数越少越好。

参 考 文 献

- [1] Li Y Y, Cheng L. Active noise control of a mechanically linked double panel system coupled with an acoustic enclosure [J]. Journal of Sound and Vibration, 2006, 297(3-5):1068-1074.
- [2] 张磊,曹跃云,杨自春,等.水下圆柱壳体结构噪声的工况传递路径分析[J].振动、测试与诊断,2012, 32(6): 897-902.
Zhang Lei, Cao Yueyun, Yang Zichun, et al. Structure-borne noise of submerged cylindrical shell based on operational transfer path analysis [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2012, 32(6): 897-902. (in Chinese)
- [3] Pan J, Hansen C H, Bies D A. Active control of noise transmission through a plate into a cavity I: analytical study [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1990, 87(5): 2098-2108.
- [4] Pan J, Hansen C H. Active control of noise transmission through a plate into a cavity II: experimental study [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1991, 90(3): 1488-1492.
- [5] Pan J, Hansen C H. Active control of noise transmission through a plate into a cavity III: effect of the actuator location [J]. Journal of Acoustical Society of America, 1991, 90(3): 1493-1501.
- [6] Kim S M, Brennan M J. A compact matrix formulation using the impedance and mobility approach for the analysis of structural acoustic systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 1999, 223(1): 97-113.
- [7] 谢建良,陈南,钟秉林,等.封闭空间中结构声辐射的有源力控制研究[J].振动工程学报,1999,12(1):15-20.
Xie Jianliang, Chen Nan, Zhong Binglin, et al. Study on forces control of structural-borne sound in enclosed space [J]. Journal of Vibration Engineering, 1999, 12(1): 15-20. (in Chinese)
- [8] Cui Huaifeng, Chen Nan. Active control of sound radiation and transmission into a cavity consisting of multi-flexible plates [J]. Noise Control Engineering Journal, 2012, 60(5): 492-506.
- [9] Du Jingtao, Li W L, Xu H A, et al. Vibro-acoustic analysis of a rectangular cavity bounded by a flexible panel with elastically restrained edges [J]. Journal of Acoustical Society of America, 2012, 131(4): 2799-2810.



第一作者简介:陈大林,男,1980年12月生,博士研究生。主要研究方向为振动与噪声控制。曾发表《Active control of structural sound radiation in an acoustic enclosure consisting of flexible structure》(《Journal of Southeast University: English Edition》2014, Vol. 30, No. 3)等论文。
E-mail: elite_seu@126.com

