

文章编号:1006-1355(2016)04-0084-04+112

# 单向加筋双层板全频段的隔声特性

张志富<sup>1</sup>, 黄逸哲<sup>2</sup>

(1. 华中科技大学 机械科学与工程学院, 武汉 430074;  
2. 广西大学 机械工程学院, 南宁 530004)

**摘要:**针对单向加筋双层板全频段的声透射问题,采用全耦合模型形成流体声传输和结构声传输两个独立的路径,分别对其声透射系数进行理论计算,进而得出研究结构总隔声量的理论计算公式;基于VA One分析软件,对指定研究结构全频段的隔声特性进行研究,根据各子系统分析带宽内的模态数将全频段划分为低、中、高频,分别采用FE、FE-SEA和SEA方法完成隔声量的求解计算,理论计算和实验测量结果变化趋势相一致,有关结论与分析方法对大型复杂模型的隔声特性研究具有一定工程意义。

**关键词:**声学;加筋双层板;声透射;隔声量;全耦合模型;全频段

中图分类号:TB53

文献标识码:A

DOI编码:10.3969/j.issn.1006-1355.2016.04.018

## Sound Transmission Loss Characters of Unidirectionally Reinforced Double-layer Plates in Whole Frequency Range

ZHANG Zhi-fu<sup>1</sup>, HUANG Yi-zhe<sup>2</sup>

(1. School of Mechanical Science & Engineering, Huazhong University of Science and Technology, Wuhan 430074, China;  
2. Mechanical Engineering College, Guangxi University, Nanning 530004, China)

**Abstract :** The sound transmission performance of unidirectionally reinforced double-layer plates in the whole frequency range is studied. In the fully-coupled model of the plate, the sound transmission mode is divided into fluid-borne path and structure-borne path. Their sound transmission coefficients are calculated respectively, and the theoretical calculation formula of the total sound transmission loss of the plate is obtained. Based on the VA One software, the sound insulation performance of a specified plate is studied in the whole frequency range. According to the modal number of each subsystem, the bandwidth for analysis is divided into low, medium and high frequency ranges, respectively. Using FE, FE-SEA hybrid and SEA methods, the sound transmission loss is calculated. The results are found to be consistent with the theoretical calculation and the experimental measurement results. This work has important engineering significance for research of sound insulation performance of large and complex models.

**Keywords :** acoustics; reinforced double layer plate; sound transmission; sound transmission loss; fully-coupled model; whole frequency range

随着生活水平的提高,人们对居住、生活、工作等场所的舒适性要求也逐渐提高,内部噪声水平是反映其性能优劣的主要性能指标。因此,隔声量的计算和预报对产品的设计具有重要的意义。

加筋双层板被广泛应用于运输行业(如动车组、高速列车的车身)与航空航天领域(如飞机的蒙皮部

分)<sup>[1]</sup>,相对于普通的平板而言,加筋双层板以其良好的声学性能博得了多个行业的青睐,进而其声振特性研究成为众多科研工作者所关注的热点。

针对加筋双层板的隔声特性研究,众多学者从理论、数值和实验等方面开展了大量的工作。而现有声透射模型一般都对筋板结构进行了适当的简化(如简化成刚体或弹簧等),并以空间周期结构的空腔谐波法<sup>[2-3]</sup>为基础对研究结构进行建模,进而对其声透射性能进行研究;应用最为广泛的是“声学透明模型”,即假设双层板之间的声腔是连通的,而Brunskog研究发现<sup>[4]</sup>，“声学透明模型”与实际模型的声透射情形不相符。

收稿日期:2016-01-15

基金项目:国家自然科学基金资助项目(51575201)

作者简介:张志富(1994—),男,贵州织金人,硕士研究生在读,研究方向为机电系统的动态设计及振动、噪声控制。

E-mail: jeff.zfzhang@foxmail.com

仿真分析方面, Ansys、Actran 等成熟的软件使用较为广泛, 上海交通大学的王义柏等<sup>[5]</sup>运用 Abaqus 来完成研究结构的隔声量计算, 虽然分析结果与理论值的差值在可接受范围内, 但该仿真方法受研究结构的大小及复杂程度的影响较大, 计算效率不是非常理想, 这也是王义柏等人采用二维有限元模型的原因。

鉴于此, 文中就单向加筋板全频段的声透射问题, 引入 VA One 分析软件, 通过理论计算和仿真来进行全频段隔声特性研究。

## 1 研究结构

针对单向加筋双层板隔声特性的研究, 较为广泛的计算模型有两种, 一种是“筋板声学透明模型”, 另一种是“全耦合模型”; 所谓筋板声学透明模型不考虑筋板对双层板间声腔的分割, 忽略了筋板与声腔的耦合作用; 全耦合模型不仅考虑了面板与声腔的耦合作用, 而且考虑了筋板与声腔的耦合作用<sup>[5]</sup>。相关研究表明, “筋板声学透明模型”只适用于薄板结构, 为了对单向双层板的隔声特性进行较精确的研究, 需考虑筋板的分割, 建立面板-声腔、筋板-声腔的声学耦合机制<sup>[5-6]</sup>。

鉴于此, 文中采用全耦合模型, 建立如图1所示单向加筋双层板的研究结构, 平面入射波  $P_{inc}$  斜射入源端的板1, 与  $y$  轴的夹角为  $\theta$ , 在  $xz$  平面上的投影与  $z$  轴的夹角为  $\varphi$ , 且入射波  $P_{inc}$  可表示为<sup>[7]</sup>:

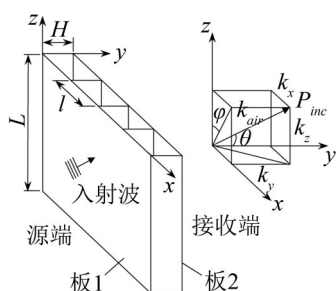


图1 研究结构简图

$$P_{inc} = P_0 e^{-j(k_x x + k_y y + k_z z)} \quad (1)$$

式(1)中省略了  $e^{j\omega t}$  项;  $P_0$  为幅值;  $j$  为虚数单位;  $k_x$ 、 $k_y$  和  $k_z$  分别为沿  $x$ 、 $y$  和  $z$  方向上的波数, 且

$$k_x = \frac{\omega}{c_t} \sin \theta \sin \varphi \quad (2)$$

$$k_y = \frac{\omega}{c_t} \cos \theta \quad (3)$$

$$k_z = \frac{\omega}{c_t} \sin \theta \cos \varphi \quad (4)$$

式(2)一式(4)中,  $\omega$  为角频率,  $c_t$  为相对应介质的传播速度。

## 2 声传递损失的理论计算

图1所示研究结构中, 板1、板2及筋板均为铝板, 声腔中的介质为空气, 则板  $i$  ( $i = 1, 2$ ) 单位面积内的质量、弯曲刚度、阻抗和临界频率分别为

$$m'_i = \rho_i e_i \quad (5)$$

$$D_i = \frac{E_i e_i (1 + j\eta_{int,i})}{12(1 - \nu_i^2)} \quad (6)$$

$$f_{cr,i} = \frac{c_{air}^2}{2\pi} \sqrt{\frac{m'_i}{D_i}} = \frac{\omega_{cr,i}}{2\pi} \quad (7)$$

$$Z_{p,i} = j\omega m'_i \left( 1 - \frac{D_i k_x^4}{m'_i \omega^2} \right) \quad (8)$$

式(5)一式(8)中,  $\rho_i$ 、 $e_i$ 、 $E_i$ 、 $\eta_{int,i}$ 、 $\nu_i$  和  $\omega_{cr,i}$  分别为板  $i$  的密度、厚度、弹性模量、内阻尼比、泊松比和临界角频率;  $c_{air}$  为空气的传播速度, 取为 343 m/s。

入射波  $P_{inc}$  从源端入射, 经过单向加筋双层板的传声作用, 使其产生反射波  $P_r$  和透射波  $P_{tr}$ , 其中透射波由接收端传出, 则板1上的压力满足

$$P_1 = P_{inc} + P_r \quad (9)$$

在全耦合模型的源端, 声功率为  $\Pi_m$  的入射波使板1产生振动, 进而对内部的声腔产生一定的压力, 且通过筋板引起了板2的振动, 其能够传输有两条独立的输送路径: 声腔的流体传输(能量透射系数为  $\tau_c$ ) 和筋板的结构传输(能量透射系数为  $\tau_r$ ), 接收端透射波的声功率  $\Pi_{out}$  等于流体传输辐射的声功率  $\Pi_C$  与结构传输辐射的声功率  $\Pi_R$  之和, 则单向加筋双层板全耦合模型的声透射损失为<sup>[8]</sup>

$$STL = -10 \log \left( \frac{\Pi_{out}}{\Pi_{in}} \right) = -10 \log \left( \frac{\Pi_C + \Pi_R}{\Pi_{in}} \right) = -10 \log (\tau_C + \tau_R) \quad (10)$$

### 2.1 流体声透射

双层板间声腔内的介质为空气, 则声腔波数为

$$k_{cav} = \frac{\omega}{c_{cav}} \quad (11)$$

式中  $c_{cav}$  为声腔的传播速度, 即空气的传播速度 ( $c_{cav} = c_{air}$ )。

当板1和板2为无限大的薄板时, 所研究的问题退变为二维问题 ( $\varphi = 90^\circ$ ), 由传递矩阵法可知板1和板2的压力和速度的关系如下<sup>[9]</sup>

$$\begin{bmatrix} P_1 \\ v_1 \end{bmatrix} = T \begin{bmatrix} P_{tr} \\ v_2 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} T_{11} & T_{12} \\ T_{21} & T_{22} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} P_{tr} \\ v_2 \end{bmatrix} \quad (12)$$

传递矩阵为

$$T = \begin{bmatrix} 1 & Z_{p,1} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \cos(k_{y,cav} H) & j \frac{\omega \rho_{cav}}{k_{y,cav}} \sin(k_{y,cav} H) \\ j \frac{k_{y,cav}}{\omega \rho_{cav}} \sin(k_{y,cav} H) & \cos(k_{y,cav} H) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 1 & Z_{p,2} \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (13)$$

式(12)一式(13)中,  $\rho_{\text{cav}}$  为声腔内介质的密度, 即空气的密度 ( $\rho_{\text{cav}} = \rho_{\text{air}} = 1.21 \text{ kg/m}^3$ );  $H$  为双层板之间的距离, 即声腔的厚度;  $k_{y,\text{cav}}$  为声腔沿  $y$  方向的波数, 且有

$$k_{y,\text{cav}} = \sqrt{k_{\text{cav}}^2 - k_x^2} \quad (14)$$

则在给定  $\theta$  时流体声透射系数为<sup>[8]</sup>

$$\tau_c(\theta) = \left| \frac{P_{\text{tr}}}{P_{\text{inc}}} \right|^2 = \left| \frac{1+R}{T_{11} + T_{12}/Z_{ac}} \right|^2 \quad (15)$$

且有

$$R = \frac{P_r}{P_{\text{inc}}} = \frac{Z - Z_{ac}}{Z + Z_{ac}} \quad (16)$$

$$Z = \frac{P_1}{v_1} = \frac{T_{11}Z_{ac} + T_{12}}{T_{21}Z_{ac} + T_{22}} \quad (17)$$

$$Z_{ac} = \frac{P_{\text{tr}}}{v_2} = \frac{\rho_{\text{air}} c_{\text{air}}}{\cos \theta} \quad (18)$$

对  $\theta$  积分可得出扩散场条件下的流体声透射系数为<sup>[10]</sup>

$$\bar{\tau}_c = \frac{\int_0^{\theta_{\text{lim}}} \tau_c(\theta) \sin \theta \cos \theta d\theta}{\int_0^{\theta_{\text{lim}}} \sin \theta \cos \theta d\theta} \quad (19)$$

式(19)中当源端为无规入射时  $\theta_{\text{lim}} = 90^\circ$ ; 当源端为场入射时  $\theta_{\text{lim}} = 78^\circ$ 。

## 2.2 结构声透射

结构声透射研究中, 结构振动是不可避免的, Crocker 等人针对双层板结构, 得出了临界频率附近板  $i$  的能量比为<sup>[11]</sup>

$$d_i = \frac{\pi \omega_{cr,i} \sigma_i}{4 \omega \eta_{\text{tot},i}} \quad (20)$$

式中  $\sigma_i$ 、 $\eta_{\text{tot},i}$  分别为板  $i$  的单侧辐射效率和总损耗因子, 且总损耗因子等于内损耗因子与 2 倍单侧辐射损耗因子之和, 即  $\eta_{\text{tot},i} = \eta_{\text{int},i} + 2\eta_{\text{rad},i}$ , 其中板  $i$  的单侧辐射损耗因子为

$$\eta_{\text{rad},i} = \frac{\rho_{\text{air}} c_{\text{air}} \sigma_i}{\omega m_i'} \quad (21)$$

继而, Fahy 得出了板  $i$  共振辐射的声功率与受迫振动的声功率之比为<sup>[10]</sup>

$$r_i = \frac{\sigma_i}{2\eta_{\text{tot},i}} \sqrt{\frac{\omega_{cr,i}}{\omega}} \quad (22)$$

则综合表征共振和辐射的因子为

$$Q = (1 + d_{\text{low}})(1 + r_{\text{high}}) \quad (23)$$

式中下标 'low' 和 'high' 分别表示板具有最低临界频率和最高临界频率时所对应的值。

基于此, Davy 得出了扩散场条件下的结构声透射系数为<sup>[12-13]</sup>

$$\bar{\tau}_R = \frac{64 \rho_{\text{air}}^2 c_{\text{air}}^3 Q}{\left[ g^2 + (4 \omega^{1.5} m_1' m_2' c_{\text{air}} C_M - g^2)^2 \right] L \omega^2} \quad (24)$$

式(24)中  $C_M$  为筋板的机械顺从性; 且有

$$g = m_1' \sqrt{\omega_{cr,2}} + m_2' \sqrt{\omega_{cr,1}} \quad (25)$$

$$C_M = \frac{H}{E_R e_R} \quad (26)$$

式(26)中,  $E_R$  和  $e_R$  分别为筋板的弹性模量和厚度。

联合式(10)、式(19)、式(24)即可得出扩散场条件下单向加筋双层板隔声量的理论计算公式。

## 3 全频段隔声特性研究

基于 VA One 分析平台, 以单向加筋双层板为研究对象, 对 20 kHz~10 kHz 进行全频段隔声特性研究。

### 3.1 不同频段分析方法的确定

#### 3.1.1 SEA 模型的建立

为对单向加筋双层板做定量研究, 需对其结构参数和介质参数进行量化, 见表 1, 并以此建立统计能量分析(SEA)模型。

表 1 研究结构参数

符号	单位	值
$\rho_{\text{air}} \setminus \rho_{\text{cav}}$	$\text{kg/m}^3$	1.21
$\rho_i \setminus \rho_R$		$2.7 \times 10^3$
$e_1 \setminus e_R$	$\text{m}$	$1 \times 10^{-3}$
$e_2$		$2 \times 10^{-3}$
$H$	$\text{m}$	$5.08 \times 10^{-2}$
$l$		0.508
$L$	$\text{N/m}^2$	1
$E_i \setminus E_R$		$7 \times 10^{10}$
$v_i \setminus v_R$	—	0.33
$\eta_{\text{int},i}$	—	1%

应用 SEA 分析系统时, 要将其划分为若干个互相耦合的子系统, 每个子系统一般为同一结构里相同类型模态的集合<sup>[14]</sup>。根据全耦合模型的自然边界条件、动力学边界条件、材料介质特性和模态相似准则<sup>[15]</sup>将单向加筋双层板结构划分为 13 个平板子系统和 4 个声腔子系统, 共有 20 个点连接、10 根线连接和 13 个面连接, 建立如图 2 所示的 SEA 模型。

#### 3.1.2 频段的划分

在单向加筋双层板的全频段(20 kHz~10 kHz)研究中, 按照现有的声学计算方法, 难以实现用单一的方法来概括全频段的声学特性, 故而需要划分频段, 针对不同的频段采用不同的研究方法。

SEA 分析中, 可以根据分析带宽内的模态数  $N$  来划分频段。相关研究表明<sup>[16-17]</sup>, 当  $N \geq 5$  时, 为高频段; 当  $1 < N < 5$  时, 为中频段; 当  $N \leq 1$  时, 为低频段。

通过 VA One 分析平台, 对单向加筋双层板 SEA 模型各子系统的模态数进行计算, 得出其子系统全频段(20 kHz~10 kHz)的模态数如图 3 所示。



由图3可知,4个声腔子系统、4个源端平板子系统、4个接收端平板子系统和5个筋板子系统的模式数分别相同;根据频段划分原则,将其全频段(20 kHz~10 kHz)划分为(1/3 倍频程):1 000 kHz~10 kHz为高频段、500 Hz~800 Hz为中频段、20 Hz~400 Hz为低频段。

因此,对于所研究的全耦合模型,1000 kHz~10 kHz采用SEA方法,500 Hz~800 Hz采用FE-SEA混合方法,20 Hz~400 Hz采用FE方法。

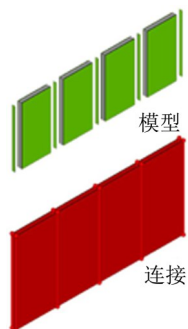


图2 SEA模型  
及其连接

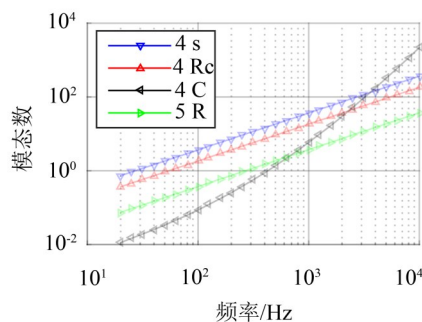


图3 SEA模型子系统的模式数

4 S表示4个源端平板子系统,  
4 Rc表示4个接收端平板子系统,

4 C表示4个声腔子系统,5 R表示5个筋板子系统

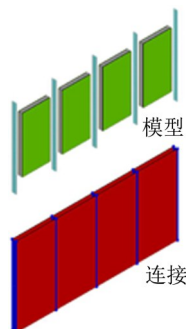


图4 FE SEA  
模型及其连接

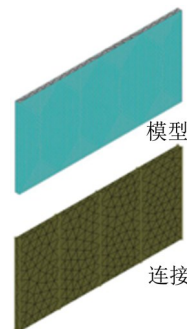


图5 FE模型  
及其连接

单向加筋双层板的源端和接收端为半无限流,在相对应模型的源端施加1 Pa(93.98 dB, ref =  $2 \times 10^{-5}$  Pa)的扩散声场,对其进行仿真求解,得出单向加筋双层板的隔声量,并将其与理论计算结果和参考文献[8]中的实验结果(100 kHz~10 kHz)对比如图6所示。

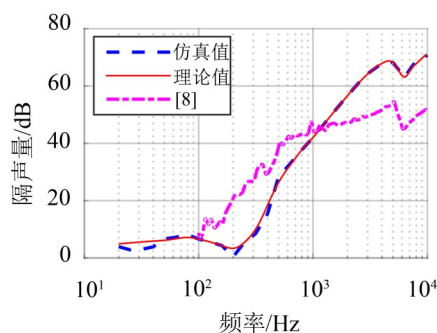


图6 隔声量的对比

其中参考文献[8]中双层板结构与所研究的结构略有差别,为便于制作实验对象,其用角钢来代替筋板,连接方式用螺栓连接来代替焊接。

由图6可知,隔声量的仿真值与理论值随频率的变化所呈现的趋势相一致,吻合度较高,在低频段(20 Hz~400 Hz),仿真值与理论值的差值在2 dB以内;特别是在中高频段(500 kHz~10 kHz),仿真值与理论值完全相同。故仿真值验证了所述理论计算公式的准确性,理论值验证了该仿真方法的可靠性。

### 3.2 隔声量计算对比

根据频段划分的结果,划分结构有限元网格及声腔有限元网格时保证相对应频段内最小波长范围内有6~10个单元<sup>[18]</sup>,对有限元部分进行精确建模,其FE-SEA模型和FE模型分别如图4和图5所示。

图2、图4和图5中,所建立模型的连接中,红色表示SEA连接,蓝色表示FE和SEA混合连接,橄榄色表示FE连接。

此外,参考文献[8]中的隔声量测量结果的变化趋势与仿真值和理论值的变化相同,进一步验证了该仿真方法的可靠性。由于其连接方式不同,导致实验测量的结果在高于1 000 Hz时的隔声量降低,低频临界频率有所降低。

## 4 结 语

针对单向加筋双层板的隔声特性进行研究,通过理论计算和VA One仿真,得出的主要结论如下:

(1) 采用全耦合模型,针对两条独立的传输路径进行理论推导,得出了总隔声量的计算公式;

(2) 为对全耦合模型的全频段(20~10 kHz)隔声特性进行研究,将其求解频段划分为低(20 Hz~400 Hz)、中(500 Hz~800 Hz)、高(1 000 Hz~10 kHz)频段,分别采用FE、FE-SEA、SEA方法进行隔声量的计算;

(3) 单向加筋双层板的隔声量计算中,仿真值与理论值的吻合度较高,两者进行了相互验证,借助参考文献[8]的实验结果进一步验证了该仿真方法的可靠性;

(4) 提供了单向加筋双层板全耦合模型的隔声量计算公式和VA One仿真方法,对大型复杂模型的隔声特性研究具有重大的工程意义。

(下转第112页)

## 4 结 语

(1) 建立电机动力总成悬置系统六自由度刚体动力学模型,分析电机的激励特性,确定悬置系统的主要激励力,为系统仿真和优化奠定基础。

(2) 模态分析和频域响应结果说明悬置系统固有频率分布比较合理,但悬置系统的振动解耦率需要提高。

(3) 利用 Isight 和 Matlab 软件对电机动力总成悬置系统进行集成优化设计,以电机动力总成悬置系统六个自由度的能量解耦率加权和为优化目标,以橡胶悬置元件三向主轴静刚度值为设计变量,通过灵敏度分析剔除低灵敏度变量,在约束条件内,采用 MIGA 算法进行寻优,通过模态和频域响应的对比分析,证明优化后悬置系统的隔振性能得到了提高。

## 参考文献:

- [1] GOETCHIUS GREG. The future of electric vehicle noise control[J]. **Sound and Vibration**, 2011, 45(4): 5-8.
- [2] 时培成. 汽车动力总成悬置系统隔振分析与优化研究[D]. 合肥:合肥工业大学,2010.
- [3] 左燕群. 电动汽车动力总成悬置系统对车内噪声的影响研究[D]. 镇江:江苏大学,2012.
- [4] 余卓平,王建,张立军,等. 燃料电池轿车动力总成悬置系统的优化设计[J]. **机械设计**, 2009, 26(7): 53-57.
- [5] 蒋胜强. 汽车动力总成悬置系统隔振分析与优化研究[D]. 重庆:重庆大学,2014.
- [6] 蔺玉辉,靳晓雄,李秀静,等. 燃料电池轿车动力总成悬置系统优化研究[J]. **噪声与振动控制**, 2007, 27(1): 65-67.
- [7] 贺新峰,陈国栋,卜继玲,等. 基于 MIGA 的动力总成悬置系统优化设计[J]. **汽车设计**, 2015(5): 35-37.

(上接第87页)

## 参考文献:

- [1] 陈艳. 筋板组合结构的中高频传声特性分析[D]. 青岛:山东大学,2014.
- [2] LEE J H, KIM J. Analysis of sound transmission through periodically stiffened panels by space harmonic expansion method[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2002, 251(2): 349-366.
- [3] MEAD D J, PUJARA K K. Space-harmonic analysis of periodically supported beams: response to converted random loading[J]. **Journal of Sound & Vibration**, 1971, 14: 525-532.
- [4] BRUNSKOG J. The influence of finite cavities on the sound insulation of double plate structures[J]. **Journal of the Acoustical Society of America**, 2005, 117(6): 3727-3739.
- [5] 王义柏,魏智平,郑辉. 单向加筋双层板隔声性能的有限元分析[J]. **噪声与振动控制**, 2014, 34(4): 96-100.
- [6] BRUNSKOG J. The influence of finite cavities on the sound insulation of double plate structures[J]. **Journal of the Acoustical Society of America**, 2005, 117(6): 3727-3739.
- [7] 刘生江,谢石林,张希农. 波纹板的隔声特性研究[J]. **噪声与振动控制**, 2013, 33(3): 93-96+37.
- [8] JULIEN LEGAULT, NOUREDDINE ATALLA. Numerical and experimental investigation of the effect of structural links on the sound transmission of a lightweight double panel structure[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 2009, 324: 712-732.
- [9] HAMADA Y, TACHIBANA H. Analysis of sound transmission loss of multiple structures by four-terminal network theory[C]. **Proceedings of Internoise 85**, Munich, Germany, 1985, 693-696.
- [10] FAHY F, GARDONIO P. Sound and structural vibration [M]. Second ed., Academic Press in an Imprint of Elsevier, 2007.
- [11] CROCKER M J, PRICE A J. Sound transmission using statistical energy analysis[J]. **Journal of Sound and Vibration**, 1969, 9(3): 469-486.
- [12] DAVY J L. Predicting the sound insulation of stud walls [C]. **Proceedings of Internoise 91**, Sydney, Australia, 1991, 1: 251-254.
- [13] DAVY J L. The sound transmission of cavity walls due to studs[C]. **Proceedings of Internoise 93**, Leuven, Belgium, 1993, 1: 975-978.
- [14] 范明伟,祝玉梅,陈雯,等. 船舶典型舱段全频段空气噪声预报[J]. **船舶工程**, 2015, 44(3): 6-10.
- [15] 姚德源,王其政. 统计能量分析原理及其应用[M]. 北京:北京理工大学出版社,1997.
- [16] 邱斌,吴卫国,刘恺. 高速船全频段舱室噪声仿真预报[J]. **中国舰船研究**, 2011, 6(6): 49-53.
- [17] 李劫. 统计能量分析方法在飞机舱内噪声预测中的初步应用及实验验证[D]. 上海:同济大学,2006.
- [18] 李峰,徐芹亮,滕瑶,等. 统计能量法在船舶噪声与振动控制中的应用[J]. **振动与噪声控制**, 2011, 31(6): 152-155.