蜂窝空腔板的隔声性能分析

陈文清，陶 猛，刘 泽
(贵州大学机械工程学院，贵州贵阳 550025)

摘要：基于驻波管中三传声器测量传声损失的方法，建立了计算蜂窝空腔板传声损失的有限元分析模型。通过对比3D 打印的蜂窝空腔板的驻波管实验的实测结果与有限元分析模型的数值结果，验证了该模型总体上是可靠的。利用有限元分析模型分析了蜂窝空腔板的传声特性，讨论了空腔单元的中心间距、空腔单元壁厚、板总厚度、损耗因子以及杨氏弹性模量对蜂窝空腔板传声特性的影响，指出空腔单元壁厚、板总厚度和杨氏弹性模量对其传声损失有较大的影响，为此类结构的工程设计与优化提供了参考。

关键词：蜂窝空腔；三传声器；隔声性能；传声损失
中图分类号：TB53 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-3630(2018)-02-0105-05
DOI 编码：10.16300/j.cnki.1000-3630.2018.02.002

Sound insulation performance of honeycomb-hole panels

CHEN Wen-qing, TAO Meng, LIU Ze
(*School of Mechanical Engineering, Guizhou University*, *Guiyang* 550025, *Guizhou*, *China*)

Abstract: Based on the three-microphone method of measuring sound transmission loss (TL) in the standing wave tube, the finite elements analytical model of honeycomb-hole panels is established to calculate TL. The model is proven generally reliable by the comparison between measuring result of the standing wave tube experiment of 3D printing's honeycomb-hole panel and numerical result of this finite elements analytical model. Acoustic performance of honeycomb-hole panels is analyzed by using the finite elements analytical model. The effects of center spacing and wall thickness of hole element, total thickness of panel, loss factor and Young's elastic modulus on acoustic performance of honeycomb-hole panel are discussed, which indicates that wall thickness of hole element, total thickness of panel and Young's elastic modulus have greater influence on TL. The result provides a reference for the engineering design and optimization of such kind of structures.

Key words: honeycomb-hole; three-microphone; sound insulation performance; sound transmission loss

0 引 言

蜂窝空腔结构具有良好的抑振隔声能力，在航天、舰船、车辆等领域得到了广泛应用。国内外许多学者从理论和实验上对其抑振隔声性能进行了相关研究，发现使用蜂窝空腔结构有利于提升轻质板的整体隔声性能，尤其是低频段上的隔声性能[1-3]。Rigobert 等[4]从多孔材料的控制方程出发，使用有限元法研究了多孔材料的声波透射问题。Panneton 等[5]使用有限元法和边界元法，研究了多孔材料三明治板的声波透射问题，发现三明治板结构在共振频率上的传声损失会显著下降。卢天健等[6]提出声波通过泡沫金属传播的 3 种黏滞模型，同时结合这 3 种模型，提出了一种用于描述声波通过各种形状胞元时传播特性的综合模型。刘志宏等[7]采用传递矩阵方法和声能量分布理论，研究发现蜂窝三明治复合结构的隔声特性要好于含圆柱空腔复合结构的隔声性能和多层均匀复合结构。任树伟等[8]应用基于 Reissner 夹层板理论的结构振动方程，建立了声振耦合理论模型，系统研究了蜂窝层芯夹层板结构的振动特性和传声特性。杨军伟等[9]测定了不同参数下的微穿孔板和铝蜂窝芯的复合结构的隔声性能，预期该复合结构板可应用于建筑材料和声屏障，提高隔声降噪能力。吴廷洋等[10]通过理论建模，分析了蜂窝层合板的结构参数对隔声性能的影响，发现芯层厚度、面板厚度以及面板密度对蜂窝层合板结构的传声损失影响较大。

本文基于三传声器测量传声损失的方法，在 LMS Virtual. Lab 中建立计算蜂窝空腔板传声损失的有限元分析模型。同时，通过蜂窝空腔板的驻波管实验，验证该有限元分析模型的可靠性。最后利

收稿日期: 2017-05-27; **修回日期**: 2017-07-17
基金项目: 国家自然科学基金项目(51365007, 51765008); 贵州省高层次创新型人才计划项目(黔科合人才[2016]4033); 贵州大学研究生创新基金项目(研理工 2017051)
作者简介: 陈文清(1993－), 男, 江西抚州人, 硕士研究生, 研究方向为结构振动与噪声控制。
通讯作者: 陶猛, E-mail: tomn_in@163.com

用建立的有限元分析模型，从数值上分析蜂窝空腔板在不同结构参数和不同材料参数下的隔声性能，包括空腔单元中心间距、空腔单元壁厚、板总厚度、损耗因子以及杨氏模量。

1　蜂窝空腔板的结构

本文的蜂窝空腔板是由多个正六边形空腔周期排列而成的，主要分为两部分：中间的蜂窝空腔结构体和包裹蜂窝结构体的封口薄板。蜂窝空腔板的主要参数包括空腔单元中心间距 l，空腔单元壁厚 b，板总厚度 h，板边长 a 以及封口薄板厚度 h_0。蜂窝空腔板的二维和三维结构图见图 1 和图 2。

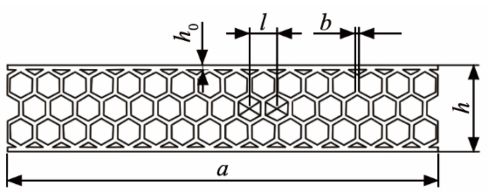

图 1　蜂窝空腔板的结构
Fig.1　The structure of honeycomb-hole panel

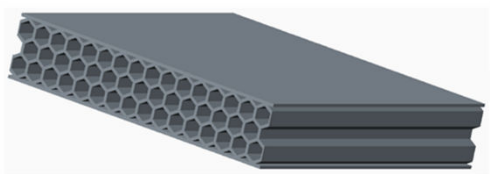

图 2　蜂窝空腔板的三维模型
Fig.2　The 3D model of honeycomb-hole panel

2　计算传声损失的有限元分析模型

Xin 等[11]在研究加筋夹层结构的传声损失时发现：中间结构体空腔中的空气与中间结构体之间的流固耦合作用属于弱连接，对加筋夹层板结构整体的振动和声学特性的影响较小。因此，本文在建立蜂窝空腔板的有限元分析模型时忽略它们之间的流固耦合作用。

蜂窝空腔板的有限元分析模型是依据图 3 的具体情况建立的。平面波从入射端声场域垂直入射，引起蜂窝空腔板及空腔的振动，最终引起透射端声场域的声学响应。在 LMS Virtual. Lab Acoustics 中搭建蜂窝空腔板的有限元分析模型时，在入射端流体的入口处施加平面波激励，定义透射端流体的出口处为全吸声边界，即出口处无反射，在被测样品的边界设置全约束边界条件。

如图 3 所示，提取入射管中两个传声器、透射管中一个传声器处的复声压值，可得声压透射系数

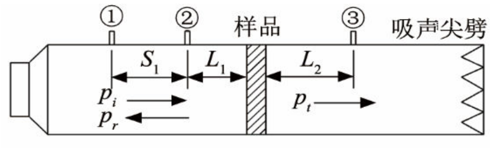

图 3　三传声器测量传声损失模型
Fig.3　The model of three-microphone method for TL measurement

t_p 和传声损失 TL [12]：

$$t_p = 2\sin(k_0 S_1)\cdot\frac{p_3}{p_2\,\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_0 S_1} - p_1}\cdot\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_0(L_1+L_2)} \tag{1}$$

$$TL = -20\lg\left|t_p\right| \tag{2}$$

式中：k_0 为波数；S_1 为场点①和场点②的距离；L_1 为场点②与蜂窝空腔板左端面的距离；L_2 为场点③与蜂窝空腔板右端面的距离；p_1、p_2、p_3 分别为场点①、②、③测得的复声压。

3　有限元分析模型的验证

由于在对此类蜂窝空腔板进行理论验证时缺少简便合适的理论模型，所以只将蜂窝空腔板的数值结果与实测结果进行对比验证。

实验验证采用北京声望公司 SW 系列阻抗管来测量蜂窝空腔板的传声损失，其有效测量上限频率为 1 972 Hz，实验时传声损失测量的频率范围为 250～1 600 Hz。

被测样品为直径 100 mm 的蜂窝空腔圆柱板，其空腔单元中心间距为 6.25 mm，空腔单元壁厚为 1 mm，板厚度为 2 mm，封口薄板厚度为 1 mm。考虑到实际制作的被测样品是 3D 打印的 ABS 材料，参考这类材料的常用参数，定义其相关参数如表 1 所示。

表 1　ABS 材料的相关参数
Table 1　Relevant parameters of ABS material

密度/ $kg\cdot m^{-3}$	杨氏模量/ MPa	泊松比	损耗因子
1 050	100	0.39	0.05

图 4 是蜂窝空腔板的传声损失曲线。由图 4 可见，无论从传声损失的具体数值还是走向趋势来看，实验解和数值解整体上都是比较吻合的。尽管如此，两者之间仍然存在一定的误差：除了共振频率处的实验结果略高于数值解之外，实验解在整体上都略低于数值解 1～3 dB。出现误差的原因有三个：一是目前 3D 打印技术还不够成熟，打印精度有待提升，3D 打印出的蜂窝空腔板的结构不够致密，不可避免地影响了它的结构刚度、密度等参数，使得实验解和数值解的传声损失有些许偏差；二是为了保证样品安装，真实样品不可能做到与管径一

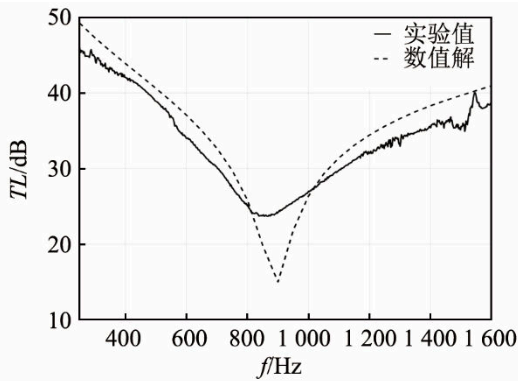

图 4　有限大蜂窝空腔板的传声损失
Fig.4　*TL* of size-finite honeycomb-hole panel

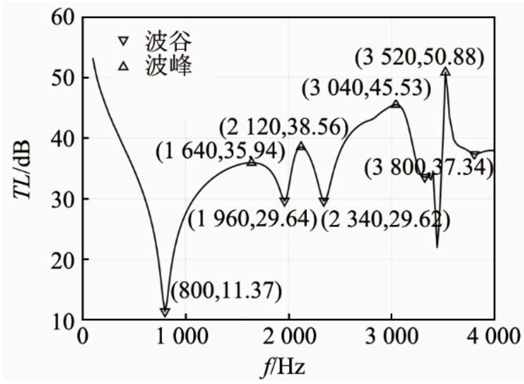

图 5　有限大蜂窝空腔板的传声损失
Fig.5　*TL* of size-infinite honeycomb-hole panel

模一样，在驻波管上安装样品的过程容易引起实验结果的误差；三是用于密封的凡士林具有较大的阻尼，使声波能量得到衰减，这是实验值相比数值解在共振频率处传声损失更大的原因。

需要指出的是，虽然采用上述有限元分析模型求解蜂窝空腔板的传声损失存在些许误差，但从整体上来看是可靠的。

4　有限元分析结果及讨论

为了研究蜂窝空腔板的结构参数对其隔声性能的影响，建立了多个不同结构参数的有限元模型。表 2 是不同编号的蜂窝空腔板的具体结构参数，它们是通过改变其中一个结构参数并保持其他相关结构参数不变而得到的。

表 2　不同编号蜂窝空腔板的结构参数(单位：mm)
Table 2　Structural parameters of honeycomb-hole panels with different serial numbers (unit: mm)

板编号	1	2	3	4	5	6	7
空腔单元中心间距	6.25	5.75	5.25	6.25	6.25	6.25	6.25
空腔单元壁厚	1.00	1.00	1.00	1.50	2.00	1.00	1.00
板总厚度	20.0	20.0	20.0	20.0	20.0	9.00	31.0
封口薄板厚度	1.00	1.00	1.00	1.50	2.00	1.00	1.00

选择蜂窝空腔板的横截面为边长 100 mm 的正方形，其材料为 ABS，相关参数见表 1。本文将使用上述分析方法，利用表 2 中的蜂窝空腔板，分析其传声特性以及不同结构参数、不同材料参数对其隔声性能的影响。

4.1　蜂窝空腔板的传声特性

图 5 是 1 号蜂窝空腔板的传声损失曲线。图 5 给出了蜂窝空腔板在常见噪声频率范围(100～4 000 Hz)内的传声损失。从图 5 中可以看出，蜂窝空腔板在低频上的传声损失较大，之后曲线交替出现波谷和波峰，其中包含 5 个波谷和 4 个波峰。原因是波谷处的声波频率恰好与蜂窝空腔板的固有频率相同，蜂窝空腔板产生共振，引发板结构右端流体域质点的剧烈振动，透过板的声波功率迅速增大，传声损失曲线因此急剧下降。离开共振频率之后，传声损失曲线又急剧上升并出现了波峰。从整体趋势上来看，随着频率的提高，蜂窝空腔板的传声损失曲线从低频处的一个较高点快速下降，然后缓慢上升。

值得注意的是，传声损失曲线在 3 450 Hz 左右快速下降。通过比较不同网格大小的有限元模型的传声损失曲线，发现这是有限元法网格精度带来的误差，并非蜂窝空腔板的原因，之后出现的类似情况在分析时将直接忽略。

4.2　空腔单元中心间距

图 6 比较了不同空腔单元中心间距(1、2、3 号板)对蜂窝空腔板传声损失的影响。从图 6 中可以看出，空腔单元中心间距的变化对蜂窝空腔板传声损失整体的影响不是很大。蜂窝空腔板空腔单元中心间距越小，横向蜂窝空腔就越多，垂直于声波传播方向上出现的小幅横向振动位移得到更大衰减，所

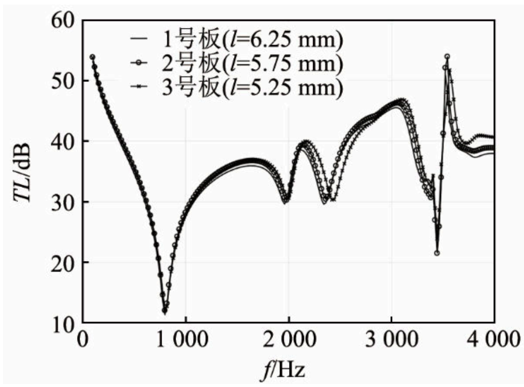

图 6　不同空腔单元中心间距蜂窝空腔板的传声损失
Fig.6　*TL* of honeycomb-hole panels with different hole spacing

以传声损失略微增大。总体而言，由于横向振动位移相对垂直振动位移比较弱，所以不同空腔单元中心间距的传声损失整体差别不大。此外，结构发生略微改变，共振频率对应的传声损失曲线波谷略有不同。

4.3 空腔单元壁厚

由于封口薄板从结构上来说也属于板壁，所以 1、4、5 号板的封口薄板厚度分别设置为其对应的空腔单元壁厚值。

图 7 比较了不同空腔单元壁厚(1、4、5 号板)对蜂窝空腔板传声损失的影响。从图 7 中可以看出，空腔单元壁厚对蜂窝空腔板的传声损失有明显的影响，空腔单元壁厚增加，在整个测量频率上传声损失几乎都有所增大，空腔单元壁厚是影响传声损失的主要结构参数。同时，由于空腔单元壁厚的增加，传声损失波谷和波峰对应的频率均向高频偏移，这是因为随着壁厚的增加，蜂窝空腔板的整体结构刚度提升，共振频率提高。所以，适当增加板壁的厚度可以获得更好的隔声性能，但同时增加了板的整体质量。

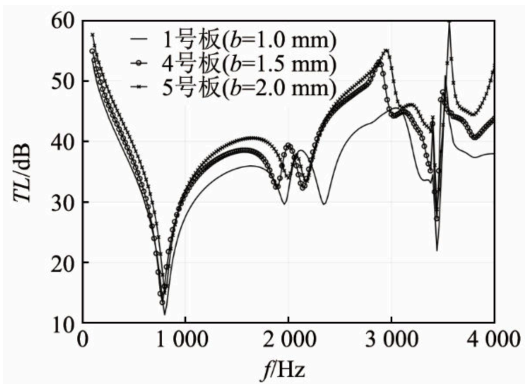

图 7 不同空腔单元壁厚蜂窝空腔板的传声损失
Fig.7 *TL* of honeycomb-hole panels with different wall thickness of hole element

4.4 板总厚度

表 2 中 1、6、7 号蜂窝空腔板总厚度是根据蜂窝体中蜂窝空腔的层数确定的，它们分别对应 3、1、5 层蜂窝空腔。

图 8 比较了不同板总厚度(1、6、7 号板)对蜂窝空腔板传声损失的影响。从图 8 中可以看出，随着板总厚度的增加，在频率范围 100～2 000 Hz 内传声损失几乎都有所增大。这是因为随着板总厚度的增加，声波在蜂窝结构中的透射和反射的次数增多，不断的反射和透射增加了它们在覆盖层中的传播路径，使得更多的振动被衰减，更多的声波被阻隔。但在 2 000 Hz 后，传声损失反而有所减小，板

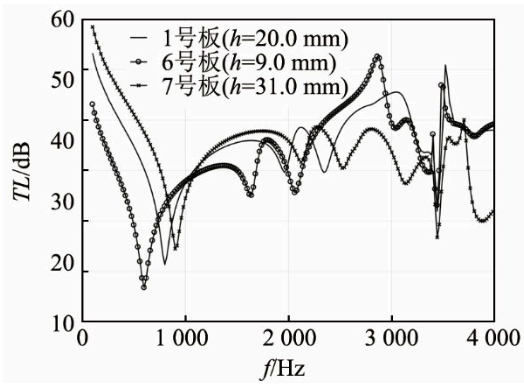

图 8 不同板总厚度蜂窝空腔板的传声损失
Fig.8 *TL* of honeycomb-hole panels with different total thickness of panel

总厚度较大的蜂窝空腔板阻隔较高频率声波的效果较差。此外，波谷和波峰向高频方向偏移，这说明增加板的总厚度会使蜂窝空腔板的固有频率提高。总之，板总厚度会影响蜂窝空腔板的传声损失曲线的整体趋势。

4.5 损耗因子

图 9 是 1 号蜂窝空腔板在其他材料参数不变，损耗因子 η 分别为 0.05、0.1、0.2 时的传声损失曲线。从图 9 中可以看出，损耗因子的变化主要影响传声损失曲线在波谷和波峰处的隔声性能。损耗因子越大，共振频率范围的声波能量消耗越多，波谷处的传声损失增大，而波峰处的传声损失反而减小。增大损耗因子会使传声损失曲线的波谷和波峰变得更平缓。此外，非共振频率的传声损失几乎没有变化，即损耗因子不会影响蜂窝空腔板的整体隔声性能。

损耗因子 η 在复杨氏模量模型中被定义为其虚部与实部之比，可以间接反映材料的结构阻尼。结构振动越强，声波能量损耗越大，损耗因子在结构共振频率处对传声损失的影响越明显。所以在进行

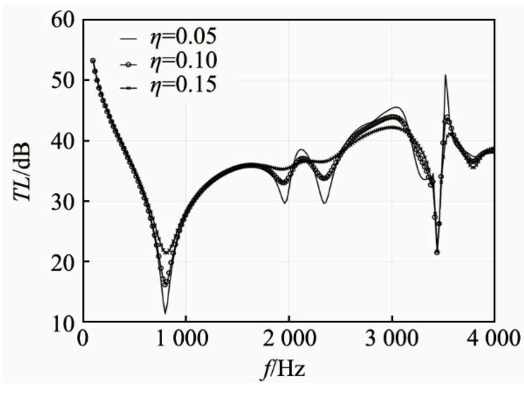

图 9 不同损耗因子下蜂窝空腔板传声损失
Fig.9 *TL* of honeycomb-hole panels with different loss factors

隔声时，如果不能避开共振频率，增加材料损耗因子的措施也可以有效改善隔声性能。

4.6　杨氏模量

图 10 是 1 号蜂窝空腔板，在控制其他材料参数不变时，杨氏模量 E 分别为 100、200、500 MPa 的传声损失曲线。从图 10 中可以看出，随着杨氏模量的增大，传声损失曲线的波谷向高频方向偏移且相邻波谷之间的频率差变大，即波谷更加“稀疏”。这是因为杨氏模量代表材料的刚度，刚度会影响蜂窝板结构的共振频率。杨氏模量是影响蜂窝空腔板隔声性能的一个主要材料参数。

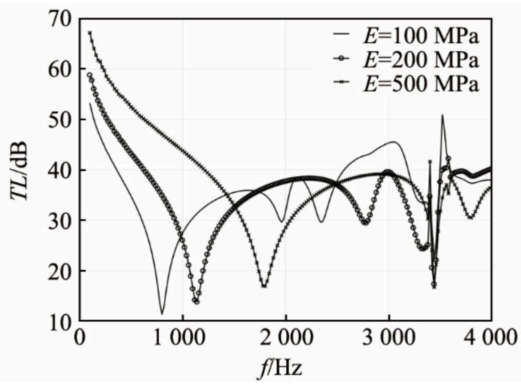

图 10　不同杨氏模量蜂窝空腔板的传声损失

Fig.10　*TL* of honeycomb-hole panels with different Young's modulus

5　结 论

本文基于驻波管中传声损失的三传声器测量法，建立了计算传声损失的有限元分析模型。通过 SW 系列驻波管实验验证了该有限元分析模型的有效性。然后利用该有限元分析模型讨论了蜂窝空腔板的传声特性以及结构参数、材料参数对其隔声性能的影响，其中包括空腔单元中心间距、空腔单元壁厚、板总厚度、损耗因子以及杨氏模量，得到的结论如下：

(1) 空腔单元中心间距的变化对蜂窝空腔板的整体隔声性能影响不大，主要影响垂直于声波传播方向出现的小幅横向振动位移。空腔单元中心间距较小的板传声损失较大；

(2) 空腔单元壁厚是影响蜂窝空腔板隔声性能的主要结构参数。壁厚增加，在整个计算频率上传声损失几乎都有所增大，且共振频率向高频方向偏移；

(3) 板总厚度会影响蜂窝空腔板的传声损失曲线的整体趋势，且板总厚度增加，传声损失曲线的波谷向高频方向偏移；

(4) 损耗因子主要影响传声损失曲线波谷与波峰处的值。损耗因子越大，传声损失曲线的波谷和波峰越平缓；

(5) 杨氏模量是影响蜂窝空腔板隔声性能的主要材料参数。增大杨氏模量会使蜂窝空腔板的共振频率提高，且波谷会变得更加“稀疏”。

参 考 文 献

[1] HUANG W C, CHUNG-Fai N. Sound insulation improvement using honeycomb sandwich panels[J]. Applied Acoustics, 1998, **53**(1): 163-177.

[2] RUZZENE M. Vibration and sound radiation of sandwich beams with honeycomb truss core[J]. Journal of Sound & Vibration, 2004, **277**(4-5): 741-763.

[3] NG C F, HUI C K. Low frequency sound insulation using stiffness control with honeycomb panels[J]. Applied Acoustics, 2008, **69**(4): 293-301.

[4] RIGOBERT S, SGARD F C, ATALLA N. A two-field hybrid formulation for multilayers involving poroelastic, acoustic, and elastic materials[J]. J. Acoust. Soc. Am., 2004, **115**(6): 2786- 2797.

[5] PANNETON R, ATALLA N. Numerical prediction of sound transmission through finite multilayer systems with poroelastic materials[J]. J. Acoust. Soc. Am., 1996, **100**(1): 346-354.

[6] 卢天健, DUPERE I D J, DOWLING A P. 多孔泡沫材料的声吸收特性[J]. 西安交通大学学报, 2007, **41**(9): 1003-1011.
LU Tianjian, DUPERE I D J, DOWLING A P. Absorption of sound in cellular foams[J]. Journal of Xi'an Jiaotong University. 2007, **41**(9): 1003-1011.

[7] 刘志宏，赵颖坤，盛美萍. 复合结构隔声理论分析与实验特性研究[J]. 声学技术, 2008, **27**(6): 835-844.
LIU Zhihong, ZHAO Yingkun, SHENG Meiping. Numerical analysis and experimental study of sound insulation performance of underwater viscoelastic coated compound structures[J]. Technical Acoustics, 2008, **27**(6): 835-844.

[8] 任树伟，辛锋先，卢天健. 蜂窝层芯夹层板结构振动与传声特性研究[J]. 力学学报, 2013, **45**(3): 349-358.
REN Shuwei, XIN Fengxian, LU Tianjian. Vibroacoustic performance of simply supported honeycomb sandwich panels[J]. Chinese Journal of Theoretical and Applied Mechanics, 2013, **45**(3): 349-358.

[9] 杨军伟，蔡俊，邵骢. 微穿孔板—蜂窝夹芯复合结构的隔声性能[J]. 噪声与振动控制, 2013, **33**(4): 122-125.
YANG Junwei, CAI Jun, SHAO Cong. Sound insulation property of the composite structure with micro-perforated panels and honeycomb core[J]. Noise Vibration Control, 2013, **33**(4): 122-125.

[10] 吴廷洋，吴锦武. 蜂窝层合板结构的隔声特性研究[J]. 材料导报, 2016, **30**(8): 153-157.
WU Tingyang, WU Jinwu. Sound insulation property of honeycomb sandwich panels[J]. Materials Review, 2016, **30**(8): 153-157.

[11] XIN F X, LU T J. Analytical modeling of fluid loaded orthogonally rib-stiffened sandwich structures: sound transmission[J]. Journal of the Mechanics & Physics of Solids, 2010, **58**(9): 1374-1396.

[12] 朱蓓丽，罗晓辉. 驻波管中的隔声量测试方法[J]. 噪声与振动控制, 2000, **20**(6): 41-43.
ZHU Beili, LUO Xiaohui. Measurement of the sound transmission loss in the standing wave tube[J]. Noise and Vibration Control, 2000, **20**(6): 41-43.