中隔板对片式阻性消声器的影响分析

康钟绪，赵 娜，刘 强，宋瑞祥，张慧娟，郭建军
(北京市劳动保护科学研究所，北京 100054)

摘要：片式阻性消声器的消声能力决定于消声片的吸声系数，消声片内的中隔板对吸声系数影响的详细分析对消声器的设计和应用具有重要意义。应用传递矩阵法并结合声波在吸声材料中的传播理论，建立了片式阻性消声器内多层消声片的吸声系数计算模型，计算了消声器内不同消声通道的吸声系数，通过对比分析不同消声通道的吸声系数，讨论了中隔板对片式阻性消声器消声能力的影响。以实际消声器为例，通过计算吸声系数和实际的插入损失测试，对比两种结果，显示两者在随频率变化的趋势上吻合良好，验证了消声片内设置中隔板对消声器消声效果在不同频段具有不同的影响，在低频和较高频率范围内，中隔板具有积极作用，而对于中频段，中隔板具有消极作用。

关键词：片式阻性消声器；中隔板；多层吸声结构；吸声系数
中图分类号：TB535.2 **文献标识码**：A **文章编号**：1000-3630(2019)-04-0428-05
DOI 编码：10.16300/j.cnki.1000-3630.2019.04.012

Analysis of the influence of middle baffle on dissipative silencer with acoustical splitters

KANG Zhong-xu, ZHAO Na, LIU Qiang, SONG Rui-xiang, ZHANG Hui-juan, GUO Jian-jun
(*Beijing Municipal Institute of Labour Protection*, *Beijing* 100054, *China*)

Abstract: The sound attenuation performance of dissipative silencer with acoustical splitters depends on the sound absorption coefficient of the absorption sheet. The detailed analysis of the influence of the middle baffle in acoustical splitters on the absorption coefficient is of great significance to the design and application of the silencer. Based on the transfer matrix method and the sound wave propagation theory in sound-absorbing materials, a calculation model of absorption coefficient of the multi-layer absorption plates in silencer is established. The sound absorption coefficients of different absorbing channels in silencer are calculated. By comparing and analyzing the sound absorption coefficients of different absorbing channels, the influence of the middle baffle on the sound absorption performance of the dissipative silencer is discussed. Taking the actual silencer as an example, the comparison between calculated sound absorption coefficient and the measured insertion loss shows a good agreement with each other in the trend of frequency change. It is verified that the effect of the middle baffle in acoustical splitter on attenuation performance is different in different frequency ranges. In the low frequency and higher frequency range, the baffle plate plays a positive role, but in the middle frequency range, the baffle plate plays a negative role.

Key words: dissipative silencer with acoustical splitter; middle baffle; multi-layer absorption plates; absorption coefficient

0 引 言

片式阻性消声器是通风管道系统中应用最为广泛的消声器形式[1-2]，其中阻性消声片是其主要消声单元。消声片的结构形式一般是由两侧穿孔板形成框架，中间填充吸声棉，利用吸声棉的阻性吸声性能实现消声的目的。

在实际应用中，有工程师根据经验设计了内置中隔板的消声片，有、无中隔板消声片的基本结构如图 1 所示，但中隔板对消声作用的实际影响尚无法明确。

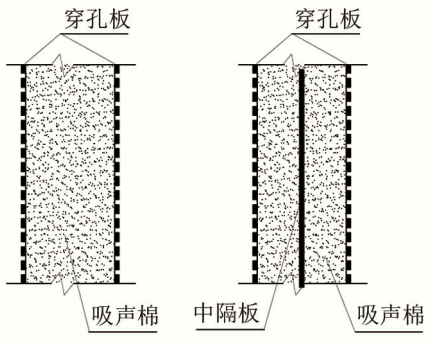


图 1 无、有中隔板的消声片结构
Fig.1 Structures of the acoustical splitter without and with middle baffle

以往研究人员针对片式消声器做了大量研究。例如，林嘉祥[3]初步探讨了阻性片式消声器增加折

收稿日期：2018-08-16；**修回日期**：2018-09-24
作者简介：康钟绪(1980－)，男，河北深州人，博士，副研究员，研究方向为噪声与振动控制。
通讯作者：康钟绪，E-mail: zhongxukang@163.com

角段的影响；李寅勋等[4]直接利用实验研究方法探讨了消声棉密度对消声器消声量的影响。根据经典理论[2]，片式阻性消声器的消声量主要取决于吸声系数，余江凌等[5]对片式阻性消声器的基于经典理论的多个计算模型进行了比较和研究。

可见，以往的研究多基于实验测试和经典理论计算，开展细致的分析有一定困难，难以从理论出发讨论中隔板对消声性能的影响。随着计算及测试技术的发展，吸声材料的理论和测试手段有了极大的提升[6-7]，细致分析多层吸声结构的吸声系数成为可能，可以对片式阻性消声器内的吸声系数以及中隔板对消声器的影响进行精细分析和设计。

本文利用多层结构吸声系数分析方法，结合消声片的实际应用特点，详细研究了消声片内中隔板对消声器内吸声系数和消声效果的影响。

1　基本理论

1.1　单层吸声结构的吸声系数

在图 2 的典型吸声结构中，在穿孔板与刚性背板之间填充吸声棉，形成基本的单层吸声结构。

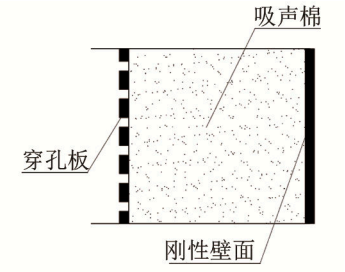


图 2　单层吸声结构

Fig.2　Single layer acoustic absorption structure

利用声学传递矩阵法建立上述结构的吸声系数计算模型。假设声波以一维平面波形式传播，表述公式如式(1)、(2)：

$$p(x)=A\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_0x}+B\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_0x} \tag{1}$$

$$\rho_0c_0u(x)=A\mathrm{e}^{-\mathrm{j}k_0x}-B\mathrm{e}^{\mathrm{j}k_0x} \tag{2}$$

其中，p 为声传播过程中的声压，u 为质点振速，x 为传播距离，ρ_0 为媒介(空气)密度，c_0 为声速，$k_0=2\pi f/c_0$ 为波数，A 和 B 分别表示正向波和反向波的幅值。

空气流速对式(1)～(2)有一定影响[8]，影响程度与马赫数 $M_a=V/c_0$ 有关，V 为空气流速。常温环境下，空气流速在 10 m·s^{-1} 以内时，马赫数在 0.03 以内，对式(1)、(2)影响在 3%以内。

建立从穿孔板前某点到刚性壁面的传递矩阵，图 2 所示的单层吸声结构的传递矩阵为

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \rho_0c_0u_i \end{Bmatrix}=[\boldsymbol{T}_b]\times[\boldsymbol{T}_p]\times[\boldsymbol{T}_a]\begin{Bmatrix} p_w \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{3}$$

其中，p_i、u_i 为穿孔板前某点处声压及质点振速，p_w 为背腔刚性壁面声压。

所对应的吸声系数 χ 的计算公式为

$$\chi=1-\left|\frac{B}{A}\right|^2=1-\left|\frac{p_i-\rho_0c_0u_i}{p_i+\rho_0c_0u_i}\right|^2 \tag{4}$$

$\boldsymbol{T}_b$ 为穿孔板前某点到穿孔板的传递矩阵：

$$\boldsymbol{T}_b=\begin{bmatrix} \cos(k_0L) & \mathrm{j}\sin(k_0L) \\ \mathrm{j}\sin(k_0L) & \cos(k_0L) \end{bmatrix} \tag{5}$$

其中，L 为穿孔板前某点到穿孔板的距离。

$\boldsymbol{T}_p$ 为穿孔板自身传递矩阵：

$$\boldsymbol{T}_p=\begin{bmatrix} 1 & \xi_p \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \tag{6}$$

其中，ξ_p 为穿孔饰面板等效穿孔阻抗率，可表示为

$$\xi_p=\frac{R_h+\mathrm{j}k_0(t_w+\alpha d_h)}{\phi} \tag{7}$$

穿孔声阻抗率取决于阻性部分 R_h 和声学厚度修正系数 α [9]。

$\boldsymbol{T}_a$ 为穿孔板到刚性壁面之间吸声棉的传递矩阵：

$$\boldsymbol{T}_a=\begin{bmatrix} \cos(\tilde{k}L') & \mathrm{j}\sin(\tilde{k}L') \\ \mathrm{j}\sin(\tilde{k}L') & \cos(\tilde{k}L') \end{bmatrix} \tag{8}$$

其中，$\tilde{k}=2\pi f/\tilde{c}$，$\tilde{\rho}\tilde{c}$ 为吸声棉的特性阻抗，可通过实验测试得到[10]。

1.2　多层吸声结构的吸声系数

对于如图 3 所示的多层吸声结构，吸声系数对应的传递矩阵可以根据吸声结构的层数按式(9)中的形式建立。

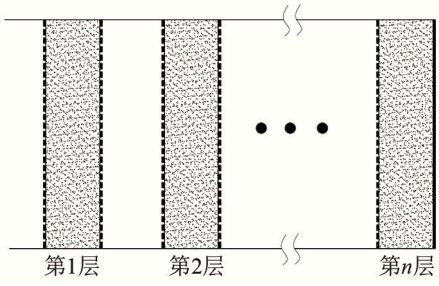


图 3　多层吸声结构

Fig.3　Multi-layer acoustic absorption structure

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \rho_0c_0u_i \end{Bmatrix}=[\boldsymbol{T}_1]\times[\boldsymbol{T}_2]\times\cdots\times[\boldsymbol{T}_n]\begin{Bmatrix} p_w \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{9}$$

其中，每层结构的传递矩阵包含穿孔板前空气层、穿孔板、消声棉。穿孔板各部分的传递矩阵为

$$[\boldsymbol{T}_i]=[\boldsymbol{T}_{b,i}]\times[\boldsymbol{T}_{p,i}]\times[\boldsymbol{T}_{a,i}]\times[\boldsymbol{T}_{p,i}] \tag{10}$$

其中，下标 i 表示第 i 层吸声结构。

多层结构的吸声系数可根据式(4)和式(9)计算。

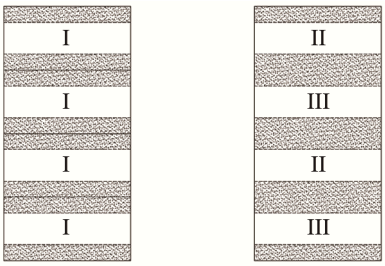
2 消声通道模型

消声片安装在消声器中，以图 4 所示为例，对每个通道来说，两侧均为多层吸声结构。



图 4 消声器中的消声片布置
Fig.4 Layout of acoustical splitters in silencer

消声片内有、无中隔板直接影响通道两侧吸声结构的层数，如图 5 所示。



(a) 有中隔板 (b) 无中隔板

图 5 消声通道种类
Fig.5 Types of absorbing channels

有中隔板情况，消声通道的两侧吸声结构完全相同，且各消声通道情况相同，记为通道 I，即，消声通道内只有一种吸声系数。

无中隔板情况，消声通道的两侧吸声结构层数不同，且消声通道分为两种，一种两侧吸声结构为 1 层和 4 层，记为通道 II，另一种两侧吸声结构为 2 层和 3 层，记为通道 III，因此，通道内将有多个吸声系数。

消声器内的片数不同，吸声结构的层数也将有不同。

2.1 通道 I

对于通道 I，两侧均为单层吸声结构，如图 2 所示基本结构。

吸声系数 χ_1 可按式(3)所示的传递矩阵来计算。

2.2 通道 II

对于通道 II，两侧的吸声结构差别较大，可分为：

(1) 单层吸声结构

吸声系数 χ_2 可按式(3)所示的传递矩阵来计算。

(2) 四层吸声结构

具体为穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+刚性壁面。

吸声系数 χ_3 可按式(11)所示传递矩阵计算：

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \rho_0 c_0 u_i \end{Bmatrix}=[\boldsymbol{T}_{b1}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a1}][\boldsymbol{T}_p]\cdot[\boldsymbol{T}_{b2}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a2}][\boldsymbol{T}_p]\cdot [\boldsymbol{T}_{b3}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a3}][\boldsymbol{T}_p]\cdot[\boldsymbol{T}_{b4}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a4}]\begin{Bmatrix} p_w \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{11}$$

因此，通道 II 内的吸声系数是 χ_2 和 χ_3 的综合。

2.3 通道 III

对于通道 III，两侧的吸声结构可分为：

(1) 两层吸声结构

具体为穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+刚性壁面；

吸声系数 χ_4 可按式(12)所示传递矩阵计算：

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \rho_0 c_0 u_i \end{Bmatrix}=[\boldsymbol{T}_{b1}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a1}][\boldsymbol{T}_p]\cdot[\boldsymbol{T}_{b2}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a2}]\begin{Bmatrix} p_w \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{12}$$

(2) 三层吸声结构

具体为穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+穿孔板+空气层+穿孔板+吸声棉+刚性壁面。

吸声系数 χ_5 可按式(13)所示的传递矩阵计算：

$$\begin{Bmatrix} p_i \\ \rho_0 c_0 u_i \end{Bmatrix}=[\boldsymbol{T}_{b1}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a1}][\boldsymbol{T}_p]\cdot[\boldsymbol{T}_{b2}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a2}][\boldsymbol{T}_p]\cdot [\boldsymbol{T}_{b3}][\boldsymbol{T}_p][\boldsymbol{T}_{a3}]\begin{Bmatrix} p_w \\ 0 \end{Bmatrix} \tag{13}$$

因此，通道 III 内的吸声系数是 χ_4 和 χ_5 的综合。

确定消声器的结构参数和吸声棉的特性阻抗后，即可根据上述公式计算上述不同通道两侧吸声结构的吸声系数。吸声棉的特性阻抗需要取相同的吸声棉样品在阻抗管中测试计算得到。

3 吸声系数计算

3.1 消声层的参数

为计算实际的吸声系数，对消声片的结构参数赋值。以图 4 所示消声器为例。消声器内装消声片 3 片，消声片两侧为铝穿孔板，内填充吸声玻璃棉；消声片厚度和片间距均为 100 mm；消声器框架内侧为铝穿孔板，外侧为镀锌板，中间填充吸声玻璃棉，框架厚度 50 mm；吸声玻璃棉密度 48kg·m^{-3}；铝穿孔板厚度 0.65 mm，穿孔率为 20%，穿孔直径为 2 mm。

3.2 吸声系数计算结果

根据上述消声结构，计算不同层数吸声结构下的吸声系数，计算结果如图 6 所示。

计算过程中，吸声玻璃棉的特性阻抗在 B&K 公司的直径 100 mm 的阻抗管中测试计算得到，阻

抗管的有效频率上限为 1 600 Hz，因此，此次计算频率范围不超过 1 600 Hz。此外，测试过程中 100 Hz 以内频率范围的测试结果受测试方法和条件影响可靠性稍差。

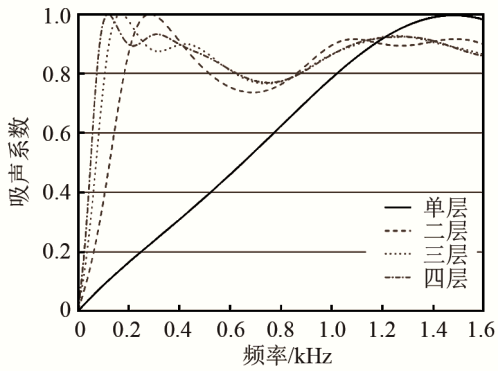


图 6　不同吸声结构的吸声系数

Fig.6　Absorption coefficients of different acoustic absorption structures

图 6 中的测试结果显示，单层吸声结构的第一吸声峰值在 1 480 Hz 附近，低频范围的吸声系数较低，增加吸声结构的层数和厚度后，吸声系数的第一吸声峰值明显向低频偏移，依次为 280、170、120 Hz，低频的吸声系数有明显的提高，但在第一峰值频率之后的范围吸声系数有所降低。

这是由于随着层数的增加，吸声结构的厚度大幅增加，结构的共振频率大幅降低，吸声峰值频率随之向低频偏移，而参与阻性吸声作用的吸声棉也随吸声层数增加而增多，使吸声能力在低频段有了大幅提升。高频段的吸声能力有所降低，这与吸声结构吸声棉特性、截止频率等多种因素有关，在此暂不做详细讨论。

对于消声器内的消声通道，两侧的吸声结构有时是不同的，为便于计算，通道内的吸声系数按两侧吸声结构的吸声系数平均计算，则三种不同的通道内的平均吸声系数如图 7 所示。

图 7 中的结果显示，3 种通道内的平均吸声系数具有明显的差别。以 1 200 Hz 附近为界限，在低于 1 200 Hz 的频率范围，通道 I 的吸声系数最低，通道 II 的吸声系数居中，通道 III 的吸声系数最高；在高于 1 200 Hz 的频率范围，吸声系数从低到高的排列顺序为通道 III、通道 II 和通道 I，与低频范围的排序正好相反。

可见，对于消声片内存在中隔板的情况，消声器的各消声通道的吸声系数是一致的，在低频范围较低，而在高频范围较高；对于消声片内无中隔板的情况，消声通道内的吸声系数是不同的，在低频范围，接近两侧的通道吸声系数稍低、接近中部的通道吸声系数稍高，在高频范围则相反。

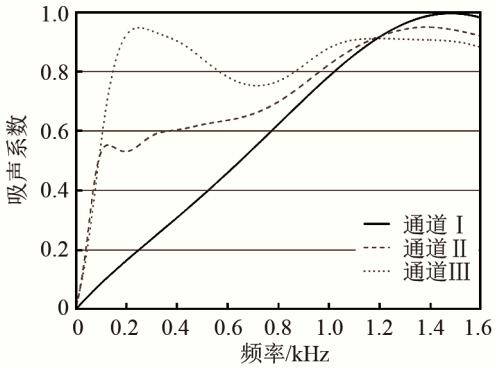


图 7　通道内吸声系数

Fig.7　Absorption coefficients in different absorbing channels

4　实验测试

为对比消声片内安装中隔板的影响，依靠消声器台架进行消声器插入损失实验测试。

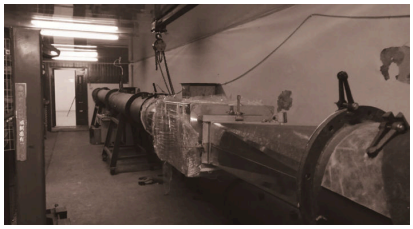


图 8　实验消声器台架

Fig.8　Test lab

片式消声器多用于有气流的通道，因此，测试时考虑了不同气流速度的工况。

不同气流速度工况下的声源特性如图 9 所示。该结果在消声器采用替换管道情况下测得。

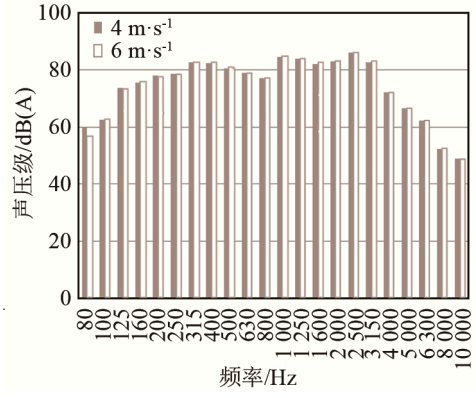


图 9　两种不同气流速度下的声源频谱

Fig.9　Sound source spectrums under two different airflow speeds

相同声源条件下无中隔板和有中隔板消声器的插入损失如表 1 所示。

表 1 中的结果显示，消声片安装中隔板后，消声器的 A 声级插入损失有所降低，但降低量较小，气流速度为 4 m·s^{-1} 时降低了 0.5 dB(A)，气流速度为 6 m·s^{-1} 时降低了 1.5 dB(A)。可见，中隔板对消

声器的整体插入损失影响较小。

表 1 消声器插入损失测量结果
Table 1 Experimental results of the insertion loss of silencer

气流速度/ ($m\cdot s^{-1}$)	插入损失/dB(A)	
	无中隔板	有中隔板
4	36.1	35.6
6	35.9	34.4

分析中隔板对消声器的分频插入损失的影响，分频结果如图 10、11 所示。

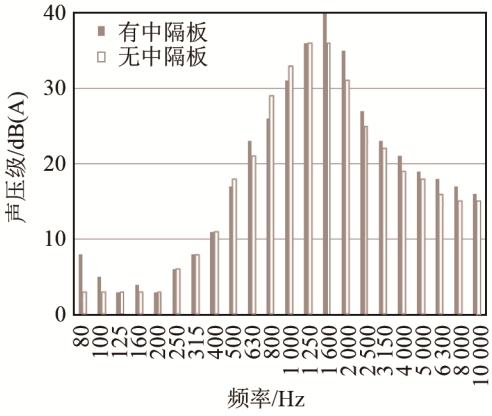


图 10 消声器有或无中隔板的插入损失结果对比(气流速度 4 $m\cdot s^{-1}$)
Fig.10 Comparison of the insertion loss of silencer with or without middle baffle under the airflow speed of 4 $m\cdot s^{-1}$

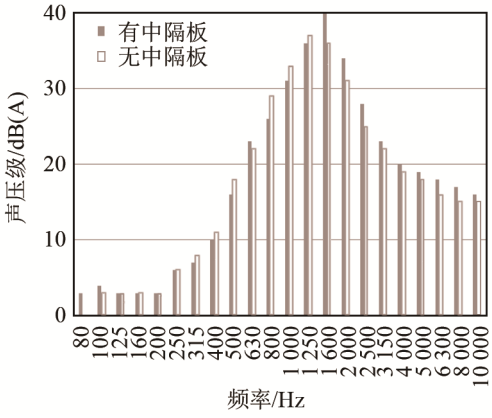


图 11 消声器有或无中隔板的插入损失结果对比(气流速度 6 $m\cdot s^{-1}$)
Fig.11 Comparison of the insertion loss of silencer with or without middle baffle under the airflow speed of 6 $m\cdot s^{-1}$

图 10、11 中的结果显示，在 1 600 Hz 以后的频率范围，消声片内安装中隔板的消声效果优于无中隔板情况的，差距在 0～5 dB(A)之间；而在 250～1 250 Hz 频率范围内，安装中隔板的消声效果低于无中隔板情况(630 Hz 除外)，差距在 0～3 dB(A)之间；而在 200 Hz 以下的低频范围，规律性较差，但总体上安装中隔板后消声效果有所提升。

上述结论与图 7 所示消声器内通道吸声系数的计算结果体现的规律基本相符，但并没有线性相关的特性，这是由于声波在消声器内各通道的声衰减情况并不完全相同，会由于结构不同而有所不同。

5 结 论

采用传递矩阵法建立多层结构吸声系数的计算模型，计算并讨论安装中隔板对消声片吸声系数的影响，研究表明：

(1) 消声片的中隔板对消声器消声效果的影响不应以整体插入损失值来对比评价，而应根据不同的频段影响进行评价，在低频和较高频率范围内，中隔板具有积极作用，而对于中频段，中隔板具有消极作用；

(2) 消声通道内的吸声系数计算结果体现的规律与消声器实测结果是基本相符的；

(3) 采用多层结构吸声系数计算模型可以用于计算片式阻性消声器的吸声系数，但由于消声器内声场的复杂性，利用消声器内各通道吸声系数计算消声器的整体消声量尚需进一步研究。

参 考 文 献

[1] 马大猷. 噪声与振动控制工程手册[M]. 北京：机械工业出版社, 2002.
MA Dayou. Noise and vibration control engineering manual[M]. Beijing: Machinery Industry Press, 2002.

[2] 方丹群. 空气动力性噪声与消声器[M]. 北京：科学出版社, 1978.
FANG Danquan. Aerodynamic noise and muffler[M]. Beijing: Science Press, 1978.

[3] 林嘉祥. 阻性片式折角消声器分析[J]. 噪声与振动控制，2010, **30**(1): 109-111.
LIN Jiaxiang. Analysis of impedance chip muffler with elbow portions[J]. Noise and vibration control, 2010, **30**(1): 109-111.

[4] 李寅勋，翁文兵，李姝昱，等. 不同消声棉密度对阻性片式消声器插入损失的影响实验研究[J]. 洁净与空调技术, 2015, **88**(4): 113-116.
LI Yinxun, WENG Wenbing, LI Shuyu. Experimental study of resistive sheet muffler[J]. Contamination Control & Air-conditioning Technology, 2015, **88**(4): 113-116.

[5] 余江凌，俞悟周. 片式消声结构消声量的计算模型比较[J]. 声学技术, 2015, **34**(5): 77-80.
YU Jiangling, YU Wuzhou. Comparison of calculation models for the noise reduction of the rectangular splitter silencer[J]. Technical Acoustics, 2015, **34**(5): 77-80.

[6] 许欢，陈妍，何龙标，等. 影响材料吸声性能集中因素的实验研究[J]. 声学技术, 2013, **32**(6): 197-198.
XU Huan, CHEN Yan， HE Longbiao, et al. Experimental investigation of factors influencing sound absorption property[J]. Technical Acoustics, 2013, **32**(6): 197-198.

[7] 胡恒，郑四发，郝鹏，等. 材料吸声系数双传声器测量的参数识别方法[J]. 应用声学, 2008, **27**(4): 305-310.
HU Heng, ZHENG Sifa, HAO Peng. Parametric identification method in the measurement of material absorption coefficients using two microphones[J]. Applied Acoustics, 2008, **27**(4): 305-310.

[8] MUNJAL M L. Acoustics of ducts and mufflers[M]. New York: John wiley, 1987.

[9] 康钟绪，季振林. 穿孔板的声学厚度修正[J]. 声学学报，2008, **33**(4): 327-333.
KANG Zhongxu, JI Zhenlin. The acoustic thickness correction of perforated plate[J]. Acta Acustica, 2008, **33**(4): 327-333.

[10] LEE I. Acoustic characteristics of perforated dissipative and hybrid silencers[D]. Columbus: The Ohio State University, 2005.