

基于微裂缝吸声材料的复合消声器设计

王楷焱¹, 王贺然¹, 宋鲁涛², 曹恩禹¹, 张凯¹

(1. 沈阳理工大学 汽车与交通学院, 沈阳 110159; 2. 山东睿德声景工程科技有限公司, 山东 淄博 255000)

摘要: 为提高矩形片式消声器的中低频声学性能, 将微裂缝吸声材料的中低频吸声特性和多孔吸声材料的高频吸声特性相结合, 设计了一种基于微裂缝吸声材料的复合式消声器。采用仿真软件 COMSOL Multiphysics 构建微裂缝吸声材料的阻抗管声学模型, 应用传递函数法计算微裂缝板与多孔吸声材料的吸声系数, 通过对多种组合结构的吸声系数分析, 确定采用背腔深度为 100 mm 的微裂缝板作为消声器外壳、采用背腔深度为 30 mm 的微裂缝板与多孔吸声材料组合作为消声器内插片; 对微裂缝板复合消声器建模仿真得到传递损失曲线, 并与传统片式消声器传递损失进行对比, 结果表明, 在 1~1 000 Hz 的低频段内, 微裂缝板复合消声器的传递损失整体提高了约 3 dB(A), 实现了降噪性能的有效提升。

关键词: 微裂缝板; 消声器; 传递函数法; 吸声系数; 传递损失

中图分类号: TB535+.2 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3969/j.issn.1003-1251.2026.01.011

Design of Hybrid Muffler with Micro Crack Sound-absorbing materials

WANG Kaiyan¹, WANG Heran¹, SONG Lutao², CAO Enyu¹, ZHANG Kai¹

(1. Shenyang Ligong University, Shenyang 110159, China; 2. Shandong Rayde Soundscape Engineering Technology Co., Ltd., Zibo 255000, China)

Abstract: To enhance the mid-to-low frequency acoustic performance of rectangular splitter mufflers, a hybrid muffler based on micro crack acoustic absorbing material is designed by combining the mid-low frequency sound absorption properties of micro crack plates with the high-frequency absorption characteristics of porous sound-absorbing materials. Using the simulation software COMSOL Multiphysics, an impedance tube acoustic model of micro crack sound-absorbing materials is constructed. The transfer function method is applied to calculate the sound absorption coefficients of micro crack plates and porous sound-absorbing materials. By analyzing the sound absorption coefficients of various combination structures, a micro crack plate with a back cavity depth of 100 mm is determined as the muffler shell, and a combination of a micro crack plate with a back cavity depth of 30 mm and porous sound-absorbing material as the muffler insert. The transmission loss curve of the hybrid muffler with micro crack plates is modeled and simulated. The comparison with the transmission loss of the traditional plate muffler shows that the transmission loss of the hybrid muffler with micro crack plates overall in the low frequency range of 1~1 000 Hz increases by about 3 dB(A), achieving effective reduction of noise.

Key words: micro crack plate; muffler; transfer function method; sound absorption coefficient; transmission loss

在当今时代,工业化与城市化进程的高速推进使得各类机械设备在生产生活中广泛普及,噪声污染问题也日益凸显,消声器是实现降噪的核心装置,对其结构和性能进行深入研究具有重要的意义。

近年来,具有微穿孔结构的声学超构材料的提出为低频噪声控制提供了新思路。微裂缝吸声板是在微穿孔结构基础上研制的一种新型降噪材料,突破了传统多孔材料低频吸声效果不佳、环保性差的局限性。其制造过程为:首先构建具有贯通孔道的多孔支撑基体,然后将超薄微裂缝膜贴合于该基体表面,使薄膜在应力作用下于特定位置自发形成高密度微裂隙结构^[1]。

为更好地实现降噪,诸多学者对微穿孔板及微裂缝板的结构与性能进行了深入研究。文献[2]通过实验测试了微裂缝吸声板的声阻抗,并探讨了其结构参数对吸声系数峰值及吸声带宽的影响。文献[3]利用亥姆霍兹共振腔(HR)和微穿孔板(MPP)结构的物理特性,通过表面阻抗匹配方法设计了一种复合结构,该结构基于 0.9 以上的降噪系数,在频率低于 1 000 Hz 下实现了 967 Hz 宽度的降噪。文献[4]提出了一种基于能量原理的复合结构柔性背腔微孔消声器传输损耗计算方法,通过该方法可对消声器的结构进行优化设计。文献[5]提出了一种高性能的宽带复合并联不等深背腔-微穿孔板(PCD-MPP)消声器,并通过数值模拟方法研究了消声器结构参数对传递损失和特定宽带共振特性的影响,与其他 MPP 消声器相比,PCD-MPP 消声器在声学性能方面具有明显的优势。文献[6]提出了一种由局部泡沫铝、局部微孔板和双层 MPP 组成的复合结构,并对设计的四种配置结构的吸声性能进行了比较分析,最终确定了双层 MPP 结构具有最优声阻抗。文献[7]提出了一种新型的内衬多孔材料的蝴蝶形双层亥姆霍兹谐振器声学超材料结构,该结构在 600 ~ 700 Hz 频率范围内的平均吸声系数大于 0.8。文献[8]提出了一种新型多亥姆霍兹谐振器层间并联的声学超材料,通过有限元仿真研究了该材料的吸声性能,并采用粒子群算法对吸声性能进行优化,通过驻波管法对增材制造样品进行测量,结果表明,该声学超材料在 250 ~ 750 Hz 范围内的平均吸声系数高达 0.81。文献[9]基于传递函数法建立了阻抗管和试件的声学模型,并通过计算结果对比验证了模型的正确性,该模型可用于定性及定量分析各因素对吸声系数的影响。文献

[10]提出了一种以普通穿孔板和薄层多孔材料为基体的并联组合吸声结构,在声学阻抗管中的测量结果表明,该结构能够实现明显的低频吸声效果。文献[11]将一种新的布局优化技术与统计模态能量分布分析模型相结合,获得了用于中频振动声学系统噪声控制的多孔吸声材料最佳布局。文献[12]提出了考虑涡流黏度的三维频域线性 Navier-Stokes 方程,用以评估多孔混合消声器在不均匀流动情况下的声学衰减性能,并验证了方程的正确性。

目前国内外学者对微裂缝吸声板的应用研究仅限于其结构参数对声阻抗及吸声系数的影响,还未将其实际应用于消声器。本文基于文献[1]提出的微裂缝板等效参数,设计五种组合结构,采用文献[8]提出的阻抗管传递函数法测量其吸声系数,并通过仿真软件对吸声系数进行优化分析,获得最优结构参数,据此设计微裂缝板复合消声器,再进一步对微裂缝板复合消声器进行仿真,通过获得的传递损失曲线分析其消声性能。

1 多孔吸声材料吸声性能分析

1.1 管道声传播及传递函数法

在仿真软件 COMSOL Multiphysics 中构建微裂缝吸声板阻抗管声学模型,设置传声器间距及其与试件的距离,在阻抗管中采用传递函数法测试试件的吸声系数。吸声系数的测试示意图如图 1 所示,图中 s 为两传声器的间距, x_1 为传声器 1 与试件表面的间距。

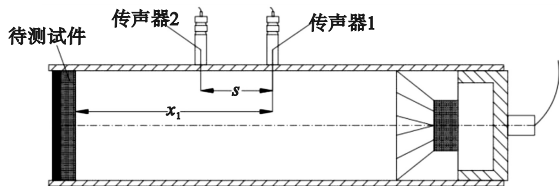


图 1 吸声系数的测试示意图

Fig. 1 Schematic diagram of sound absorption coefficient testing

入射波声压 P_i 和反射波声压 P_r 分别表示为

$$P_i = P_1 e^{jkx} \quad (1)$$

$$P_r = P_R e^{-jkx} \quad (2)$$

式中: P_1 和 P_R 分别为入射波声压和反射波声压的幅值; k 为空气中声波的波数; x 为传声器与试

件的间距; j 表示虚部。两个传声器输出的声压 P_1 和 P_2 分别为

$$P_1 = P_1 e^{jkx_1} + P_R e^{-jkx_1} \quad (3)$$

$$P_2 = P_1 e^{jk(x_1-s)} + P_R e^{-jk(x_1-s)} \quad (4)$$

入射波的传递函数 H_i 和反射波的传递函数 H_r 分别为

$$H_i = e^{-jks} \quad (5)$$

$$H_r = e^{jks} \quad (6)$$

总声场的传递函数 H_{12} 为

$$H_{12} = \frac{P_2}{P_1} = \frac{e^{jk(x_1-s)} + r e^{-jk(x_1-s)}}{e^{jkx_1} + r e^{-jkx_1}} \quad (7)$$

式中 r 为反射系数,满足 $P_R = rP_1$ 。将 H_i 和 H_r 代入式(7),可求得反射系数 r 为

$$r = \frac{H_{12} - H_i}{H_r - H_{12}} e^{j2kx_1} \quad (8)$$

材料的垂直入射吸声系数 α 和表面法向声阻抗率 z 分别为

$$\alpha = 1 - |r|^2 \quad (9)$$

$$z = \frac{1+r}{1-r} \rho_0 c_0 \quad (10)$$

式中: ρ_0 为空气密度; c_0 为声速。

1.2 多孔吸声材料及穿孔板吸声系数

采用仿真软件 COMSOL Multiphysics 建立阻抗管的空气层和多孔吸声材料试件的三维模型,并进行网格划分,进一步仿真计算得到吸声系数。

为探究吸声材料及微裂缝板在低频段内的吸声特性,同时为后续网格划分节省算力资源,吸声系数的测试频段选择 1 ~ 1 000 Hz。

设置阻抗管直径为 50 mm、阻抗管长度为 500 mm、吸声材料高度为 90 mm、传声器 1 至微裂缝板的距离为 50 mm、两传声器间距离为 80 mm、最大计算频率 f_{\max} 为 1 000 Hz、多孔吸声材料流阻率为 4 600 Pa·s/m²。

多孔吸声材料选取超细玻璃棉,对于纤维类多孔材料,其复波数 Z_c 和复阻抗 K_c 可用 Delany-Bazley-Miki 经验公式描述,即

$$Z_c = z_0 (1 + 0.07X^{-0.632} - j 0.107X^{-0.632}) \quad (11)$$

$$K_c = k(1 + 0.109X^{-0.618} - j 0.16X^{-0.618}) \quad (12)$$

其中

$$X = \rho_0 f / \sigma \quad (13)$$

式中: z_0 为空气的特征阻抗; f 为最大截止频率; σ 为材料的流阻率。

依据上述参数建立阻抗管双传声器模型如图 2 所示。

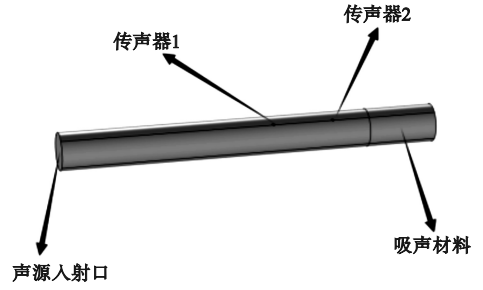


图 2 阻抗管双传声器模型

Fig. 2 Impedance tube dual microphone model

选取自由四面体网格进行剖分,根据波长理论及经验准则,最大网格单元尺寸不宜超过波长的 1/6,故选择其为声速与最大截止频率之比的 1/6,其中声速为 340 m/s,最大截止频率为 1 000 Hz,由此计算得到最大网格单元尺寸为 60 mm,既可满足网格划分的准确度,还可节省算力资源。阻抗管网格划分结果如图 3 所示。

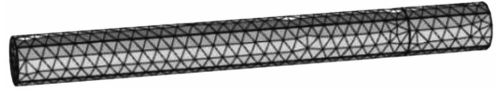


图 3 阻抗管网格划分结果

Fig. 3 Grid division result of impedance tube

仿真得到单多孔吸声材料(超细玻璃棉)在不同频率下的吸声系数如图 4 所示。

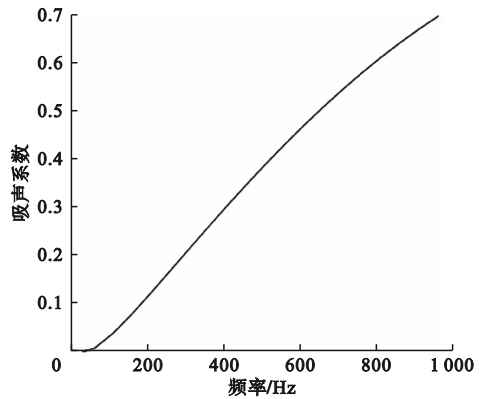


图 4 单多孔吸声材料的吸声系数

Fig. 4 Sound absorption coefficient of single porous sound-absorbing material

由图 4 可见,多孔吸声材料(超细玻璃棉)在低频段(20 ~ 600 Hz)内吸声系数不高,随着频率升高,吸声系数逐渐增大,在 1 000 Hz 时达到峰值 0.70,符合多孔吸声材料的吸声特性。

在多孔吸声材料表面覆盖一层穿孔板,穿孔板厚度为 0.65 mm、孔径为 3.2 mm、穿孔率为

22.34%, 仿真得到覆盖穿孔板后材料的吸声系数如图 5 所示, 为便于对比, 单多孔吸声材料的吸声系数曲线一并示于图中。

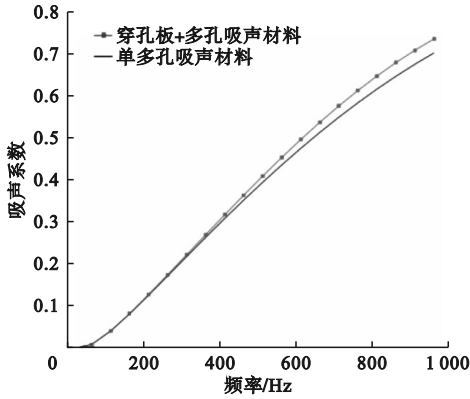


图 5 覆盖穿孔板后材料的吸声系数

Fig. 5 Sound absorption coefficient of the material by covered perforated plate

由图 5 可以看出, 由于多孔吸声材料覆盖穿孔板后形成了共振吸声结构, 其吸声系数较单多孔吸声材料略有增加, 仿真结果与文献[13]的结论相符。

1.3 微裂缝多孔材料吸声系数

在多孔吸声材料表面覆盖一层微裂缝板。根据文献[1]提出的等效几何参数, 微裂缝板的结构参数分别设置为: 穿孔板孔径 0.22 mm, 孔隙率 3.5%, 板厚 1 mm。仿真计算得到覆盖微裂缝板后多孔吸声材料的吸声系数曲线, 并与单多孔吸声材料及覆盖穿孔板后多孔吸声材料的吸声系数进行对比, 如图 6 所示。

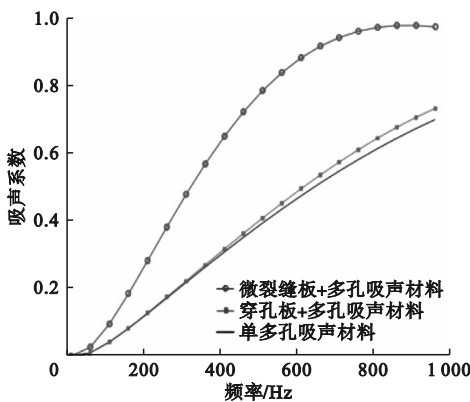


图 6 覆盖微裂缝板后材料的吸声系数

Fig. 6 Sound absorption coefficient of the material by coverd micro crack plate

由图 6 可以看出, 用微裂缝吸声板作为护面结构的吸声材料在 1 ~ 1 000 Hz 频域内的吸声系数相比其他两种材料均明显提高。覆盖微裂缝板

后的材料在 910 Hz 时吸声系数达到最大, 为 0.98; 覆盖穿孔板后的材料在 960 Hz 时吸声系数达到峰值, 为 0.73; 单多孔吸声材料在 960 Hz 时吸声系数最大, 为 0.70。

图 6 中, 在频率为 60 Hz 时, 微裂缝板与多孔吸声材料组合试件的吸声系数为 0.02, 其声压级云图如图 7 所示。在频率为 910 Hz 时, 微裂缝板与多孔吸声材料组合试件的吸声系数达到峰值 0.98, 其声压级云图如图 8 所示。

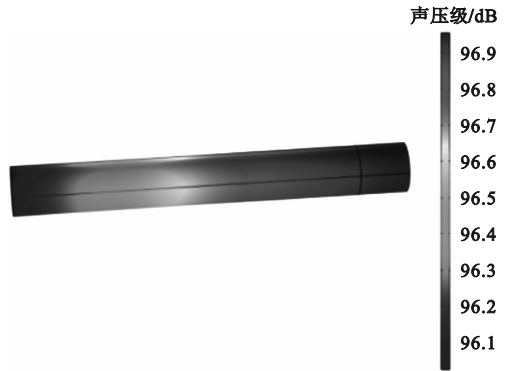


图 7 60 Hz 时复合阻抗管声压级云图

Fig. 7 60 Hz composite impedance tube sound pressure level cloud image

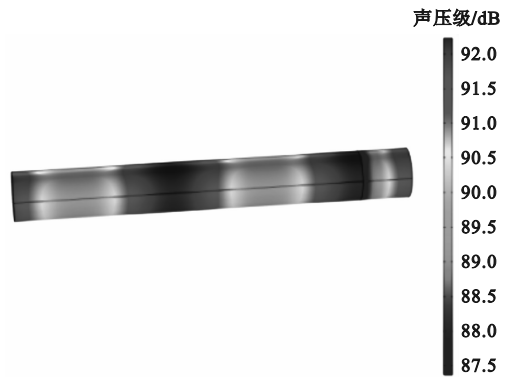


图 8 910 Hz 时复合阻抗管声压级云图

Fig. 8 910 Hz composite impedance tube sound pressure level cloud image

由图 7 可以看出, 复合阻抗管在频率为 60 Hz 时, 由于频率较低, 声波的波长较长, 介质分子的振动相对缓慢, 传递给介质分子的能量相对较少, 被介质吸收的能量也相对较少, 因此声压级云图中呈现出最大声压级与最小声压级相差不大的情况, 其中最大声压级为 96.9 dB, 最小声压级为 96.1 dB。60 Hz 时声压级云图的变化幅度较小, 符合图 6 中该频率下微裂缝板材料吸声系数较小的特征。

由图8可以看出,复合阻抗管在频率为910 Hz时,由于频率较高,声波的波长较短,介质分子的振动相对较快,传递给介质分子的能量相对较多,被介质吸收的能量也相对较多,因此声压级云图中呈现出最大声压级与最小声压级相差较大的情况,其中最大声压级为92 dB,最小声压级为87.5 dB。910 Hz时声压级云图的变化幅度较大,符合图6中该频率下微裂缝板材料吸声系数较大的特征。

1.4 带空腔的微裂缝多孔材料吸声系数

根据微裂缝吸声板的共振吸声原理^[1],微裂缝板和背部空腔共同影响微裂缝吸声板的吸声性能。采用微裂缝吸声板作为护面结构虽可提高吸声性能,但其共振吸声作用尚未充分体现,为此仿真计算得到背部空腔深度为30 mm的微裂缝板和穿孔板与多孔吸声材料组合试件的吸声系数曲线如图9所示。

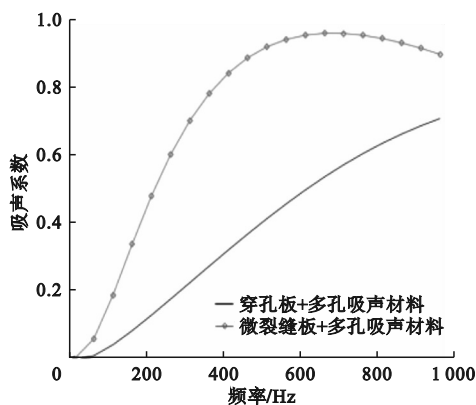


图9 带空腔的微裂缝板和穿孔板吸声系数

Fig.9 Sound absorption coefficient of micro cracked and perforated plates with cavities

由图9可以看出,带空腔微裂缝板的吸声系数在全频段(1~1000 Hz)内均高于带空腔穿孔板的吸声系数。带空腔的微裂缝板在660 Hz时吸声系数达到峰值0.95,无空腔时微裂缝板材料在660 Hz时吸声系数为0.91(图6)。采用30 mm深背腔的微裂缝板覆盖试件表面得到的组合结构吸声系数整体高于采用单微裂缝板、单穿孔板及带有30 mm深背腔穿孔板的组合结构,其吸声性能更好,因此本文采用带背腔的微裂缝板与多孔吸声材料(超细玻璃棉)组合的形式设计复合消声器的消声片。

为探究背腔深度对微裂缝板吸声性能的影响,仿真计算背部空腔深度 h_1 分别为30、50、100、120 mm时微裂缝板的吸声系数,结果如图10所示。

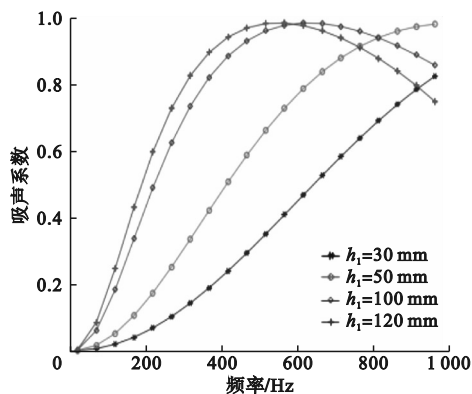


图10 不同空腔深度的微裂缝板吸声系数

Fig.10 Sound absorption coefficient of micro crack plates with different cavity depths

由图10可以看出,空腔深度由50 mm增加到100 mm时微裂缝板的吸声系数曲线峰值明显向低频方向移动,随着空腔深度进一步由100 mm增加至120 mm,吸声系数峰值向低频域移动不再明显。本文选取背腔深度为100 mm的微裂缝板作为复合消声器外壳。

图10中背腔深度为100 mm的微裂缝吸声板在200 Hz时的吸声系数为0.42,在630 Hz时吸声系数达到峰值0.99,与文献[1]中的实验测试结果一致,曲线基本吻合,证明了本文仿真模型的准确性及采用阻抗管双传声器传递函数法测试微裂缝板吸声系数的可行性。

2 微裂缝板复合消声器设计

2.1 消声器传递损失

传递损失定义为出口无反射端时,消声器进口处入射声功率级^[14]与出口处透射声功率级之差,表达式为

$$T_L = K_i - K_t \quad (14)$$

式中: T_L 为传递损失; K_i 和 K_t 分别为进口入射声功率级和出口透射声功率级。

进行消声器声学性能分析时,由于出入口的声功率级无法直接准确测量,本文将进出口边界条件设定为平面波辐射模式,其中出口声压作为透射声压输出,入射声压为预设值。因此,只需通过出口声压数据即可计算消声器的传递损失,即

$$T_L = 10 \log \left(\frac{P_i^2}{P_t^2} \right) \quad (15)$$

式中: P_i 和 P_t 分别为消声器入口声压和出口声压。

2.2 微裂缝板复合消声器

微裂缝板复合消声器是基于片式消声器的改进,片式消声器因风量大、消声性能好等优点而得到广泛应用^[15],图 11 所示为一种简单的阻性片式消声器示意图。



图 11 片式消声器示意图

Fig. 11 Schematic diagram of sheet muffler

片式消声器作为管道系统噪声控制的核心部件,广泛应用于通风管道、工业风机及冷却塔等设备。其主要通过内部多孔材料对中高频噪声的吸收作用实现降噪,但低频吸声性能不佳,易引起环境污染问题。随着微裂缝板的研制,采用全金属微裂缝吸声板应用于片式消声器成为未来发展趋势。

使用有限元仿真软件 COMSOL Multiphysics 中“压力声学-频域”物理场模块对微裂缝板复合消声器进行建模,通过输入微裂缝板的孔隙率、孔径、板厚等参数获得微裂缝板消声器的传递损失。

根据 1/4 波长管理论^[16],当管道长度与声波波长的 1/4 相匹配时,系统会激发共振效应,此时空腔结构的整体消声性能达到最佳。为使微裂缝板复合消声器在低频域内实现宽频消声,设计消声器长度为 1 000 mm、宽度为 900 mm、消声片有效长度为 1 850 mm、消声片厚度为 150 mm,建立微裂缝板复合消声器模型如图 12 所示。平面波由图 12 中入口方向进入中间气流通道,经过四周吸声腔吸收设计频率的噪声后,由尾部完美匹配层(PML)吸收。

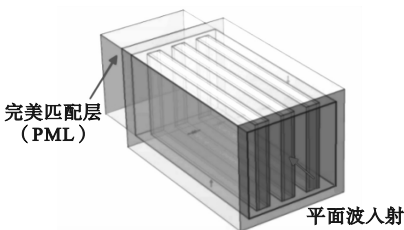


图 12 微裂缝板复合消声器

Fig. 12 Micro crack plate composite muffler

在四周吸声腔与中间流道之间加入一层玻璃

纤维棉多孔吸声材料(与阻性片式消声器使用材料相同),其声学特性仍采用 Delany-Bazley-Miki 多孔介质声学模型描述,吸声材料厚度为 90 mm。每片消声叶两侧为带有 30 mm 深背腔的微裂缝板穿孔护面层。PML 采用映射网格划分,网格层数不少于 6 层,其余部分采用自由四面体网格划分,如图 13 所示。

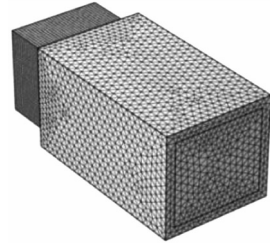


图 13 微裂缝板复合消声器网格划分

Fig. 13 Grid division of micro crack plate composite muffler

2.3 结构参数对消声器性能影响分析

分析消声器的长度、宽度、消声片的厚度及消声片有效长度对复合消声器整体传递损失的影响。设置消声器的长度 d_1 分别为 800、1 000、1 200 mm,其他参数保持不变,仿真得到传递损失曲线如图 14 所示。

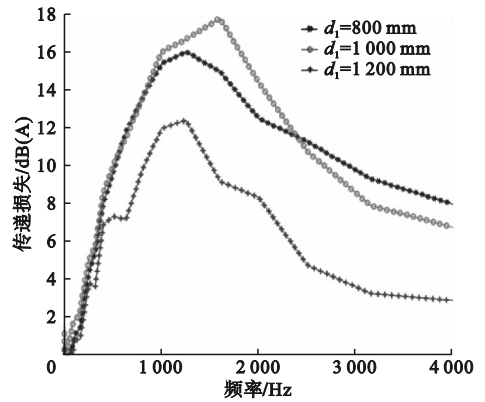


图 14 不同长度消声器传递损失

Fig. 14 Transmission loss of mufflers of different lengths

由图 14 可以看出,当消声器长度由 800 mm 增加到 1 000 mm 时,传递损失峰值由 15.94 dB(A) 上升至 17.7 dB(A),当消声器长度继续增至 1 200 mm 时,传递损失峰值反而下降至 12.34 dB(A)。因此,选择复合消声器长度为 1 000 mm,在保证消声性能的同时可节省材料。

设置消声器宽度 d_2 分别为 800、900、1 000 mm,其他参数保持不变,仿真得到传递损失曲线如图 15 所示。

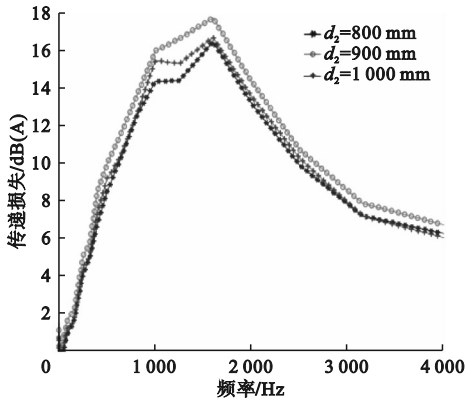


图 15 不同宽度的消声器传递损失

Fig. 15 Transmission loss of mufflers of different widths

由图 15 可以看出,增大消声器的宽度,传递损失变化并不明显。宽度为 900 mm 时,在 1 600 Hz 频率时消声器传递损失最大,为 17.7 dB(A)。本文消声器宽度设计为 900 mm。

设置消声片的有效长度 l 分别为 1 750、1 850、1 950 mm,其他参数保持不变,仿真得到传递损失曲线如图 16 所示。

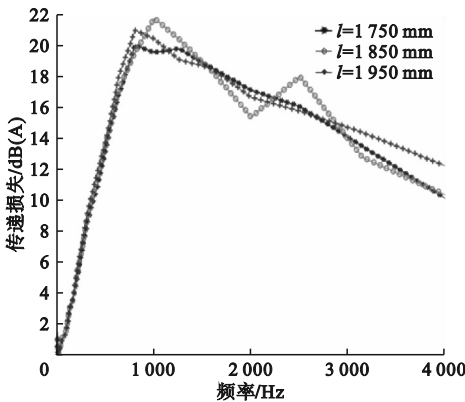


图 16 具有不同长度消声片的消声器传递损失

Fig. 16 Transmission loss of mufflers with different depths of sound-absorbing plates

由图 16 可以看出,不同消声片有效长度下的传递损失曲线总体上变化不大,随着消声片有效长度增加,传递损失峰值略向低频区域移动。长度为 1 750 mm 时传递损失在 1 250 Hz 处达到最大,为 19.9 dB(A);长度为 1 850 mm 时,传递损失在 1 000 Hz 处达到最大,为 21.7 dB(A);长度为 1 950 mm 时传递损失在 800 Hz 处达到最大,为 20.9 dB(A)。本文设计消声片有效长度为 1 850 mm。

设置消声片的厚度 a 分别为 120、150、180 mm,其他参数保持不变,仿真得到传递损失曲线如图 17 所示。

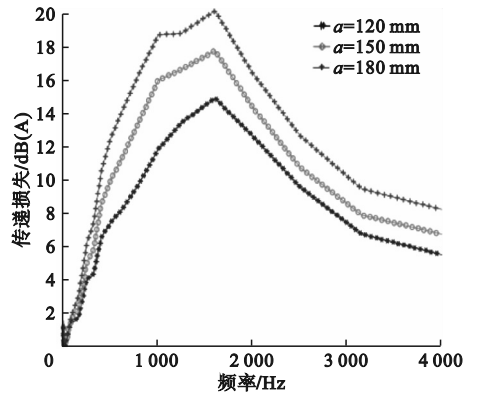


图 17 具有不同厚度消声片的消声器传递损失

Fig. 17 Transmission loss of mufflers with different thicknesses of sound-absorbing sheets

由图 17 可以看出,随着消声片的厚度增加,传递损失在全频段内整体提高,但消声片厚度过厚会导致气流流通面积减小,流速增加,进而产生气流再生噪声。本文设计消声片厚度为 150 mm。

2.4 微裂缝板复合消声器传递损失

分别对采用单多孔吸声材料的消声器、覆有穿孔板和微裂缝板的复合消声器传递损失进行仿真计算,结果如图 18 所示。

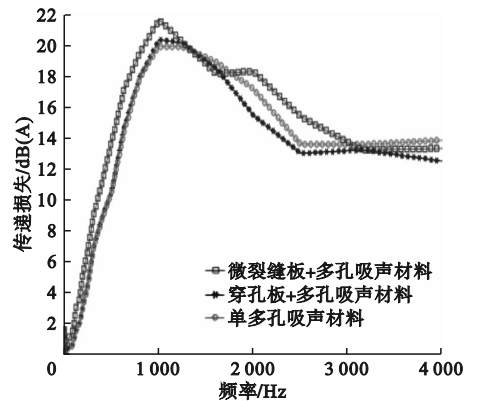


图 18 三种消声器的传递损失

Fig. 18 Three types of mufflers transmit losses

由图 18 可以看出,在 1 ~ 1 000 Hz 的频段段内,覆有微裂缝板的复合消声器传递损失比单多孔吸声材料消声器及穿孔板复合消声器的传递损失整体提高了约 3 dB(A)。

3 结论

1) 提出了一种微裂缝薄板与传统材料协同的复合消声器设计方法,该方法亦可应用于其他降噪结构优化,具有一定的工程应用推广价值。

2) 应用阻抗管传递函数法对多孔吸声材料、穿孔板、微裂缝板及三者不同组合方式得到的结

构进行了吸声系数仿真,确定了最佳组合结构:内插片为带有 30 mm 深背腔的微裂缝吸声板与多孔吸声材料组合,外壳为带有 100 mm 深背腔的微裂缝吸声板。此时复合消声器的传递损失在 1 000 Hz 时最大,为 21.7 dB(A),有效提高了低频域内的消声效果。

3) 采用微裂缝超结构薄板对片式矩形消声器进行了改进,设计了一种基于微裂缝板的复合式消声器,在 1 ~ 1 000 Hz 频域内复合消声器的传递损失整体提高了约 3 dB(A),改善了片式消声器低频降噪效果不佳的问题,实现了 1 ~ 1 000 Hz 范围内降噪效果的整体提升。

参考文献 (References):

- [1] 蒋从双,王芳,卢文成,等. 微裂缝板吸声性能研究[J]. 声学学报,2024,49(5):1099-1107.
JIANG C S, WANG F, HU W C, et al. Sound absorption performance of micro-rippled panel[J]. Acta Acustica, 2024, 49(5):1099-1107. (in Chinese)
- [2] 岳峰丽,董磊,王楷焱,等. 微缝吸声板吸声性能探讨[J]. 沈阳理工大学学报,2024,43(4):86-91.
YUE F L, DONG L, WANG K Y, et al. Discussion on sound absorption performance of micro-slit sound absorbing board [J]. Journal of Shenyang Ligong University, 2024, 43(4):86-91. (in Chinese)
- [3] SHAO H B, CHEN W Y, JIANG D. Broaden noise reduction range in low frequency by a HR + MPP structure based on impedance matching method[J]. Applied Acoustics, 2025, 232: 110572.
- [4] YUAN S W, HOU J X, ZHU H C. Performance of micro-perforated muffler with flexible back cavity for water filled pipelines[J]. Applied Acoustics, 2024, 225: 110192.
- [5] MIN H Q, LOU H D, ZHAO Y C. Acoustic properties of a micro-perforated muffler with parallel-arranged cavities of different depths [J]. Building and Environment, 2024, 261: 111728.
- [6] CHEN J, LI S H, NING G X, et al. Broadband sound absorption in a composite of localized aluminum foam and microperforated plates[J]. Advanced Engineering Materials, 2025, 27(4):2402205.
- [7] KONG W F, FU T. A novel butterfly double-panel metastructure filled with porous materials for broadband low-frequency sound absorption[J]. Journal of Building Engineering, 2024, 97:110935.
- [8] YANG X C, LI Q, SHEN X M, et al. Interlayer parallel connection of multiple Helmholtz resonators for optional broadband low frequency sound absorption[J]. Materials, 2025, 18(3):682.
- [9] 张苗,漆琼芳,罗建军. 吸声系数的传递函数法仿真计算[J]. 声学技术, 2021, 40(4):527-531.
ZHANG M, QI Q F, LUO J J. Simulative calculation of sound absorption coefficient by transfer function method[J]. Technical Acoustics, 2021, 40(4):527-531. (in Chinese)
- [10] 李新,周晓炳,石黄霞,等. 一种穿孔板与多孔材料层并联组合结构的吸声特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2025, 45(2):273-279, 286.
LI X, ZHOU X B, SHI H X, et al. Sound absorption characteristics of a combined structure consisting of perforated plate and porous material layer in parallel arrangement [J]. Noise and Vibration Control, 2025, 45(2):273-279, 286. (in Chinese)
- [11] YU Y, ZHAO G Z, REN S H, et al. Layout optimization of porous sound-absorbing material in mid-frequency vibro-acoustic systems[J]. Journal of Fluids and Structures, 2021, 100:103197.
- [12] HE Z R, JI Z L, FAN Y L. Acoustic attenuation prediction and analysis of perforated hybrid mufflers with non-uniform flow based on frequency domain linearized Navier-Stokes equations [J]. Advances in Mechanical Engineering, 2024, 16(1):1-9.
- [13] 马世宽. 片式消声器内吸声材料及传递损失仿真方法研究[D]. 青岛:青岛大学, 2017.
- [14] HUANG Y Z, YAN B J, ZHANG H Z, et al. Transmission loss characteristics of dual cavity impedance composite mufflers for non-planar wave cavity resonance[J]. Applied Sciences, 2024, 14(16):6879.
- [15] SUN X H, WANG F. Investigation on impedance chip muffler performance[J]. Procedia Engineering, 2016, 146:120-127.
- [16] 赵亚林,王绿,马建刚,等. “回”形超构复合消声器的设计及研究[J]. 哈尔滨工程大学学报, 2022, 43(9):1376-1382.
ZHAO Y L, WANG L, MA J G, et al. Design and research of the “loop”-shaped metastructure composite muffler [J]. Journal of Harbin Engineering University, 2022, 43(9):1376-1382. (in Chinese)

(责任编辑:宋颖韬)