

基于共面卷曲腔体的宽频带消声结构*

韩雷^{1,2}, 季宏丽², 吴义鹏², 聂瑞³

(1.南京工业职业技术大学电气工程学院 南京,210023)

(2.南京航空航天大学机械结构力学及控制全国重点实验室 南京,210016)

(3.中国民用航空飞行学院航空工程学院 广汉,618307)

摘要 针对连续宽频带范围的噪声抑制问题,基于卷曲空间的概念提出具有共面卷曲腔体的宽频带消声结构。首先,利用隔板将空腔分隔形成之字形连续腔体,用以取代传统的直通腔,延长声波在腔内的实际传播路径;其次,基于传递矩阵法对初始卷曲腔消声结构的传递损失(transmission loss,简称TL)进行计算,通过引入局部共振单元及穿孔板结构消除其存在的消声零点;然后,借助数值仿真对其结构参数进行优化设计,使仿真优化后的消声结构能够在150 Hz以上的连续频带范围内获得最低20 dB的TL;最后,通过实验对卷曲腔体消声结构的TL进行测试。结果表明:与传统直腔消声结构相比,卷曲腔体消声结构的扩张比仅为5,厚度仅为24 mm,具有更优的消声性能和更轻薄的结构。实验结果与仿真结果吻合度较好,验证了所设计结构的有效性。

关键词 消声结构;卷曲腔体;局部共振单元;穿孔板;宽带连续消声

中图分类号 TB535

引言

目前,控制管路噪声多采用优化管路结构^[1]或安装消声器的方法。传统的多孔、纤维吸声材料制成的消声器能够有效吸收中高频噪声,但吸收低频噪声的效果不佳^[2]。Helmholtz消声器对于低频噪声具有良好的抑制性能^[3],但其有效工作频带较窄,因而常与不同共振器进行并联/串联^[4-5],或采用Helmholtz消声器的改进结构拓展降噪带宽^[6]。

扩张腔消声器利用管道截面积突变造成的阻抗失配对入射声波产生反射作用,其消声量的大小主要取决于扩张比,消声频率特性则主要由扩张腔的长度决定^[7]。调整输入、输出管在腔体中的内插长度,可进一步消除扩张腔消声器的通过频带^[8]。通过对内插管进行穿孔处理构建穿孔管消声器^[9],可有效提升消声器的阻尼特性。此外,将穿孔管消声器与吸声材料相结合,组成的阻性消声器可有效提高消声器对中高频噪声的声衰减能力^[10]。然而,由于工作原理以及结构尺寸的限制,内插管与穿孔管消声器对低频噪声的控制效果仍不够理想。

为改善对低频噪声的降噪性能,文献[11-12]提

出了一种柔性管道壁噪声控制结构,即鼓式消声器,可在低频范围内实现噪声衰减,但其频带宽度仍有一定的局限性。此外,有源消声器由主动噪声控制与被动消声结构相结合,已广泛应用于管道低频噪声控制^[13],但其复杂的主动控制系统使噪声衰减系统的成本大幅提高。

为实现从低频到高頻范围内的连续噪声衰减,笔者提出一种基于卷曲空间概念的宽频带消声结构。首先,利用隔板构建之字形卷曲空间,可极大压缩传统直通腔体的长度;其次,针对卷曲腔体结构存在的通过零点问题,研究加入局部共振单元和穿孔板结构对消声性能的影响,并借助数值仿真优化消声结构参数;最后,通过实验验证基于卷曲腔体的宽频带消声结构的有效性。

1 卷曲腔体消声结构

典型的单节扩张腔消声器传递损失 $TL_{typical}^{[14]}$ 为

$$TL_{typical} = 10 \lg \left[1 + \frac{1}{4} \left(m - \frac{1}{m} \right)^2 \sin^2(kl) \right] \quad (1)$$

其中: m 为扩张比,表示扩张腔与入射管道截面积之

* 国家自然科学基金资助项目(52241103, U2241261);南京工业职业技术大学引进人才科研启动基金资助项目(YK22-02-06);江苏省工业感知及智能制造装备工程研究中心开放基金资助项目(ZK22-05-11);中央高校基本科研业务费资助项目(NE2024002)

收稿日期:2024-08-07;修回日期:2024-11-12

比,决定着消声器消声量的大小; l 为扩张腔长度,决定着消声器的消声频率特性。

为使消声频率向低频方向偏移而不改变消声器的整体长度,笔者设计的初始卷曲腔体消声结构模型如图1所示。箭头表示声波在腔内的传播路径,其等效长度远大于结构长度。初始模型中的4个共振单元为相同的等截面腔体。

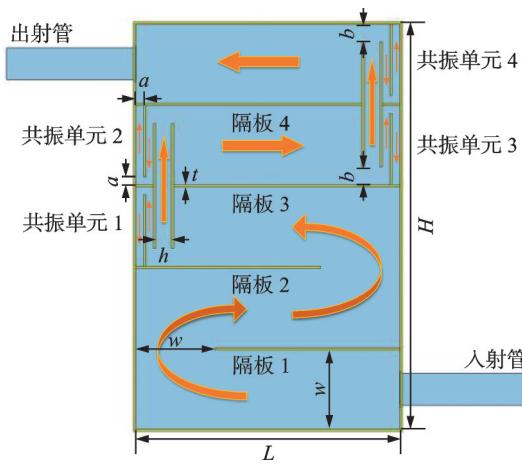


图1 初始卷曲腔体消声结构模型

Fig.1 Model of initial coiled chamber muffler

利用传递矩阵法^[14]划分初始消声结构的声学单元,图2为基本声学单元划分,左侧插图为共振单元入口处的局部放大图。

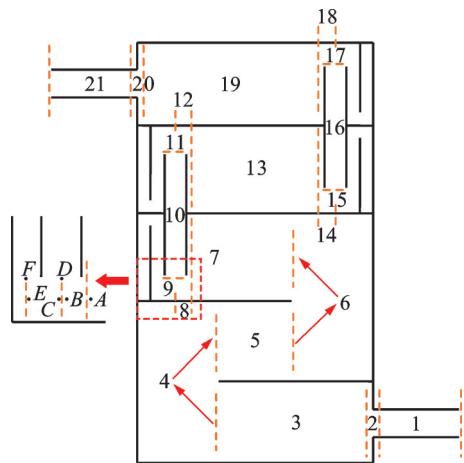


图2 基本声学单元划分

Fig.2 Division of the basic acoustic unit

假定腔内声波均为平面波传播,根据声压和质量速度连续性条件,有

$$p_B = p_C = p_D \quad (2)$$

$$p_F = p_E \quad (3)$$

$$\rho S_B u_B = \rho S_D u_D + \rho S_C u_C \quad (4)$$

对于具有刚性壁末端的均匀管道,入口处的声

阻抗 $Z_F = \rho_F / \rho c u_F$ 。基于平面波传递的假设,点C到点E之间的传递矩阵为

$$T_i = \begin{bmatrix} \cos(kl_i) & j(c/S_i) \sin(kl_i) \\ j(S_i/c) \sin(kl_i) & \cos(kl_i) \end{bmatrix} \quad (5)$$

其中: ρ 、 u 分别为管内声压、质点速度; ρ 、 c 分别为空气密度、声速; S_i 、 l_i 为对应的腔体截面积、长度。

根据式(2)~(5),声学单元9处的传递矩阵为

$$T_9 = \begin{bmatrix} 1 & 0 \\ \frac{\rho S_9 \cot(kl_F) \sin(kl_{CE}) + \rho S_F \cos(kl_{CE})}{-j\rho c \cot(kl_F) \cos(kl_{CE}) + j\rho c S_F \sin(kl_{CE})/S_9} & 1 \end{bmatrix} \quad (6)$$

其中: l_F 、 S_F 分别为共振单元1的长度、截面积; l_{CE} 、 S_9 分别为点C到点E之间的距离、截面积。

在卷曲腔体转折处,即声学单元4或6,声波在绕过隔板时沿着图2中箭头方向传播^[15],可得声学单元4的传递矩阵为

$$T_4 = \begin{bmatrix} \cos(kl_4) & j(c/\sqrt{2} S_4) \sin(kl_4) \\ j(\sqrt{2} S_4/c) \sin(kl_4) & \cos(kl_4) \end{bmatrix} \quad (7)$$

其中: $l_4 = 2\sqrt{(w/2)^2 + (w/2)^2}$,为声波在声学单元4处传播的实际路径长度; S_4 为腔体的截面积。

根据式(5)~(7)可得其他声学单元的传递矩阵,卷曲腔体消声结构声学传递矩阵为

$$T = \begin{bmatrix} Q_1 & Q_2 \\ Q_3 & Q_4 \end{bmatrix} = \prod_{i=1}^N T_i \quad (8)$$

其中: Q_1 、 Q_2 、 Q_3 和 Q_4 为消声结构传递矩阵的四极参数; N 为划分的声学单元个数。

综上,得到消声器的传递损失 TL^[14]为

$$TL = 20 \lg \left(\frac{1}{2} \left| Q_1 + Q_2 \left(\frac{S_{21}}{c} \right) + Q_3 \left(\frac{c}{S_1} \right) + Q_4 \right| \right) \quad (9)$$

其中: S_{21} 和 S_1 分别为进出口管道的截面积。

初始卷曲腔体消声结构参数如表1所示。消声结构中所有结构壁面厚度以及隔板的厚度均为2 mm,进出口管道截面为长和宽分别为30 mm和10 mm的矩形,卷曲腔体上下表面内侧壁之间的厚

表1 初始卷曲腔体消声结构参数

Tab.1 Parameters of initial coiled chamber muffler

L	H	t	w	h	a	b	mm
250	383	2	75	15	7.5	17	

度为20 mm,宽度为75 mm,因而该结构扩张比仅为5,结构整体厚度仅为24 mm。

图3为初始卷曲腔体消声结构的TL,由传递矩阵法和COMSOL有限元仿真得到。与直腔消声结构相比,在相同的扩张比和有效扩张腔长度条件下,卷曲腔体消声结构的声学性能得到较为明显的提升。仿真与理论计算得到的TL在中高频段出现一定的偏差,这是由于声学单元8和9等处的截面突变产生了局部的非平面波,导致平面波理论失效产生偏差。TL尖峰频率处腔体声压云图如图4所示。图中展示了尖峰频率为620 Hz处的腔内声压相对于入射声压幅值的归一化声压(p/P_0),该频率对应的TL尖峰主要由共振单元产生共振时的叠加效果形成。其中: p 为腔内声压; P_0 为入射声压幅值。

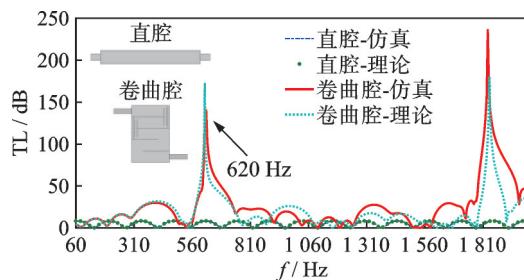


图3 初始卷曲腔体消声结构的TL

Fig.3 TL of the initial coiled chamber muffler

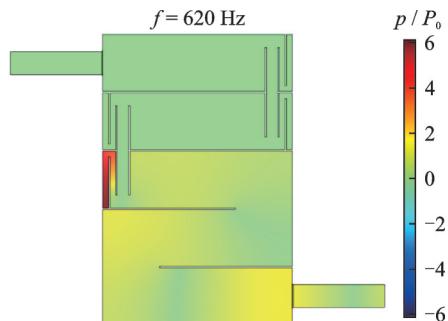


图4 TL尖峰频率处腔体声压云图

Fig.4 Pressure field in muffler at TL peak

2 穿孔板对TL的影响

2.1 穿孔板位置

穿孔板背腔深度对消声频带具有显著影响^[16]。因此,将腔内隔板1~4依次替换为穿孔板,可有效增加两侧卷曲腔体的背腔深度,使其作用频带向低频方向偏移。通过COMSOL有限元仿真研究穿孔板的影响,穿孔板不同位置消声器TL曲线如图5所示。其中,穿孔板的穿孔率为10%,穿孔直径和深度均为2 mm。

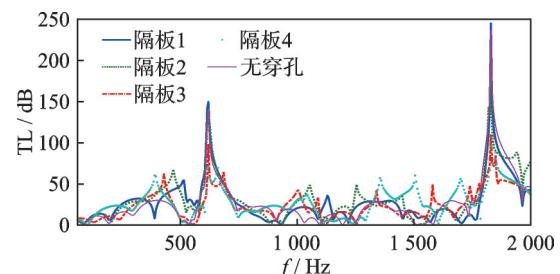


图5 穿孔板不同位置消声器TL曲线

Fig.5 TL curves of mufflers at different locations of perforated plates

图6为穿孔板不同位置对应的腔内声压场及声强流线图。图中展示了对应的TL尖峰频率在515、470、430和390 Hz下腔内的数据。可见,由于穿孔板两侧的声压差引起声波在穿孔板两侧往复运动,对声能量产生耗散作用,从而产生TL尖峰。

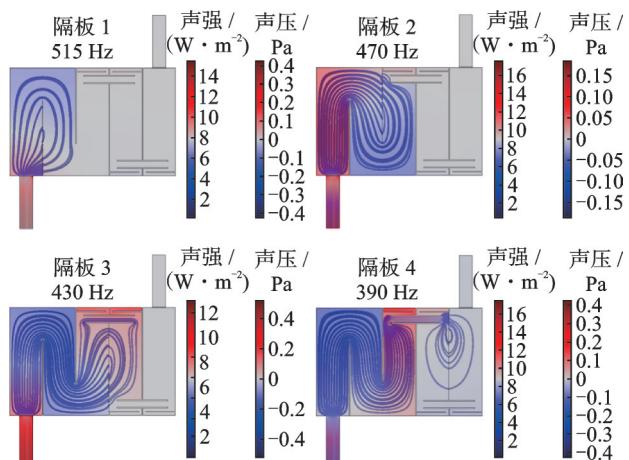


图6 穿孔板不同位置对应的腔内声压场及声强流线图

Fig.6 Sound pressure field and sound intensity streamline corresponding to different locations of perforated plates

图7为双穿孔板TL曲线。将隔板2和隔板4同时替换为穿孔板,TL曲线可近似为2条曲线的简单叠加。对比无空气阻尼的情况,空气阻尼的引入改善了曲线在波谷处的TL^[17],波峰处的曲线也变得更加平滑,这种现象在高频段尤为明显。

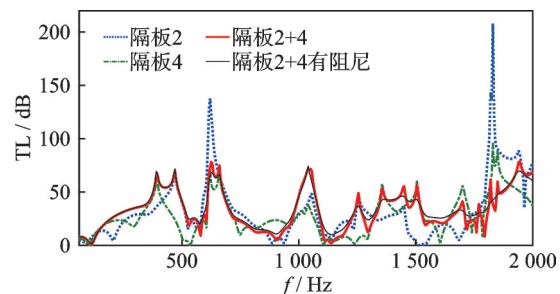


图7 双穿孔板TL曲线

Fig.7 TL curves of double perforated plates

2.2 穿孔板结构参数

根据穿孔板理论^[16],穿孔板的声阻与穿孔厚度的一次方、孔径的二次方成一定比例,这说明孔径对穿孔板声学特性的影响远大于孔厚度。此外,为保证穿孔板的3D打印精度,本研究中使孔径和板厚在数值上相等^[13]。图8为穿孔板不同孔径的TL曲线。对比无穿孔板时消声器的TL曲线可知,由于引入了穿孔板,1 560 Hz以下的TL曲线出现4个尖峰(620 Hz处的尖峰为共振单元引入所致)。孔径的减小使穿孔板与空腔形成的吸声体共振频率发生变化,因此尖峰频率略有偏移。同时,在1 120 Hz附近的波谷处,TL有明显改善,这主要是由于孔径的减小增加了穿孔板的声阻,拓宽了对声能的吸收带宽。

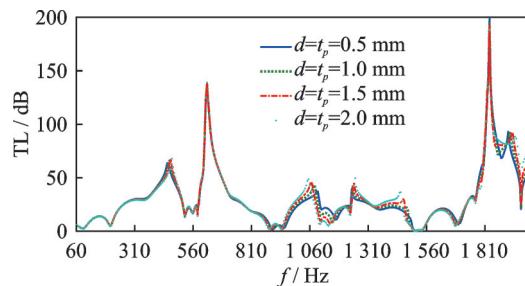


图8 穿孔板不同孔径的TL曲线

Fig.8 TL curves of perforated plates with different hole diameters

保持穿孔板 $d=t_p=2$ mm 不变,改变穿孔板的穿孔率 σ 分别为 1%、5%、10% 和 20%,不同穿孔率对应的 TL 曲线如图 9 所示。当 $\sigma=1\%$ 时,TL 曲线与无穿孔板时基本相同,此时可忽略穿孔板对声能的耗散作用。随着穿孔率的增加,TL 曲线出现明

显的尖峰,对声能的耗散作用较为显著。由于穿孔板的表面声阻抗与其穿孔率成反比,因此相较于孔径和厚度,TL 对穿孔率更为敏感。

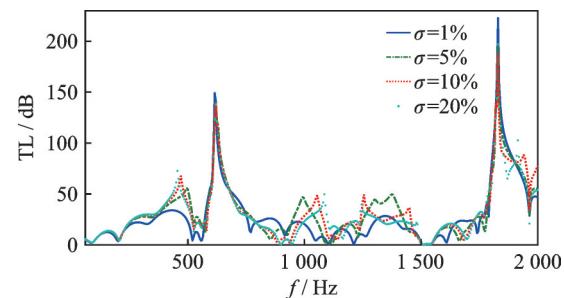


图9 不同穿孔率对应的TL曲线

Fig.9 TL curves of perforated plates with different porosities

3 共振单元对 TL 的改善

穿孔板的引入使 TL 曲线中出现消声尖峰,可一定程度上改善消声器的声学性能。然而,在引入双穿孔板的图 7 中,在 580、900 Hz 附近仍存在消声低谷。共振单元在 620 Hz 处产生 TL 尖峰,这说明通过调整腔内共振单元的有效长度,以及增加进出口管的内插长度,同样可改善消声低谷。

图 10 为局部共振单元及内插管结构示意图,右侧插图为共振单元 3、4 的斜视图。利用隔板将原共振单元分为上下 2 层厚度相同的卷曲管,通过改变各自末端挡板的位置调整上下共振单元的有效长度。其中,上下共振单元中间隔板的厚度为 1 mm,末端挡板的厚度为 2 mm,上下 2 层卷曲管的厚度均为 9.5 mm,宽度为 7.5 mm。进出口管的内插长度相同,采用 2 mm 厚度隔板分隔成卷曲空间以拓展共振腔体深度。

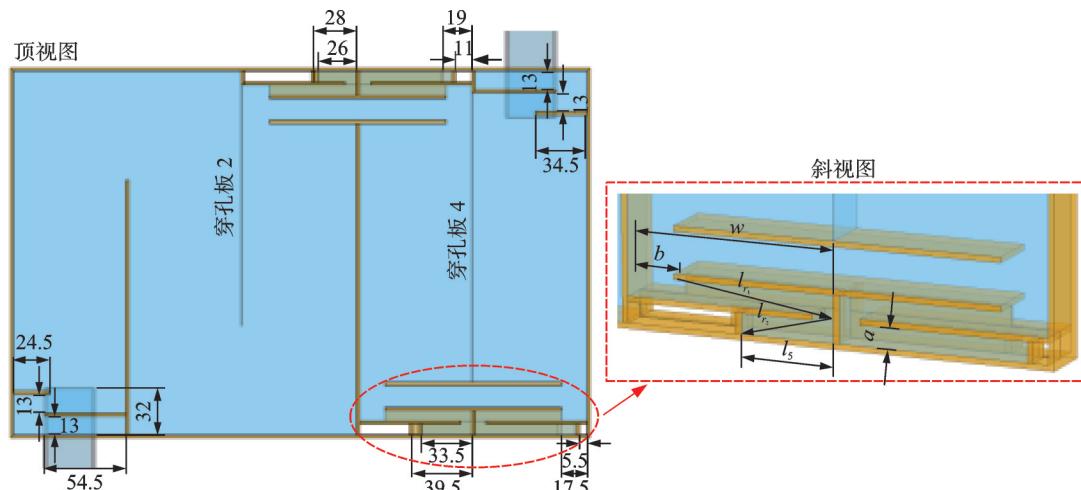


图10 局部共振单元及内插管结构示意图(单位:mm)

Fig.10 Diagram of local resonance elements and extended tubes (Unit: mm)

对于末端为刚性封闭的均匀狭长管道而言,图10所示的共振单元中单个腔体入口处的声阻抗^[18]可表示为

$$Z_{N_i} = -jZ_{N_i}^c \cot(k_{N_i} l_{N_i}) \quad (10)$$

其中:N为共振单元序号,N=1,2,3,4;i为单元内上下腔体的序号,i=1,2;k_{Ni}为腔内的复波数;Z_{Ni}^c为腔内的复特性阻抗^[19];l_{Ni}为腔体包括端部修正长度在内的有效长度。

以图10标注的腔体为例,该腔体的声学长度^[18]为

$$l_{31} = l_{r_1} + l_{r_2} = \sqrt{a^2 + (w-b)^2} + \sqrt{a^2 + l_5^2} + \delta \quad (11)$$

其中: $\delta = 0.6r$,为端部修正^[8];r为矩形管等效为圆形管的截面积半径。

综上,可得共振单元N入口处的声阻抗Z_N为

$$Z_N = (Z_{N_1}^{-1} + Z_{N_2}^{-1})^{-1} \quad (12)$$

根据阻抗匹配条件可知,当腔体产生共振时,声阻抗虚部有Im(Z_N)=0。因此,可通过调整腔体有效长度改变其共振频率,从而补偿TL的消声低谷。

图11为调整共振单元前后TL曲线对比。图11(a)展示了不考虑空气阻尼的情况下,通过数值仿真方法获得的消声器共振单元调整前(图7中消声器结构)和调整后(图10中结构)的TL曲线,共

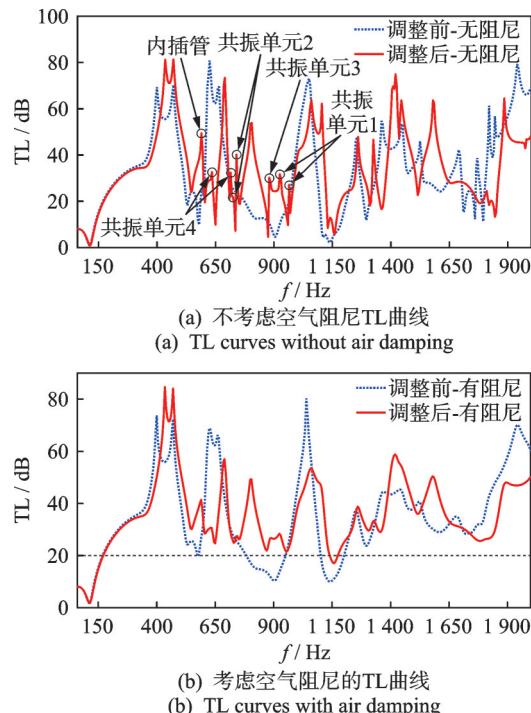


图11 调整共振单元前后TL曲线对比

Fig.11 Comparison of TL curves before and after adjusting resonance elements

振单元在特定频带内产生有效TL尖峰。在考虑空气阻尼的情况下,共振单元调整前后消声器的TL曲线见图11(b),可见,引入共振单元可有效改善TL曲线中消声低谷部分,达到了预期效果。

采用流体动力学软件Fluent对优化后的消声结构的压力损失进行数值仿真,进出口管端面分别设置为速度边界条件和压力边界条件。不同流速对应的消声结构压力损失如图12所示。由图可知,流速为5 m/s和40 m/s时的压力损失分别为58.7 Pa和3 900.0 Pa。随着流速继续增大,消声结构将产生较大的压力损失。

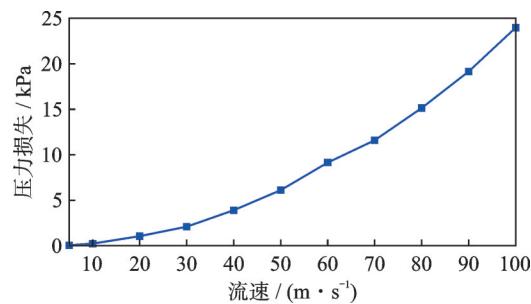


图12 不同流速对应的消声结构压力损失

Fig.12 Pressure loss in silencing structures at different flow velocities

4 实验验证

为验证消声器结构的有效性,采用双负载法对卷曲腔体消声结构的TL进行测量^[20]。实验选用北京声望公司SW422型阻抗管,阻抗管系统包括测量管、4通道数采设备、传声器和功率放大器。其中,测量管内径为100 mm,测试频率为60~1 800 Hz,数采设备频率输入为0~20 kHz,传声器(MPA416型)灵敏度为50 mV/Pa。

实验装置与3D打印消声器样品如图13所示。消声结构顶部壁板为有机玻璃,其余部分均为3D打

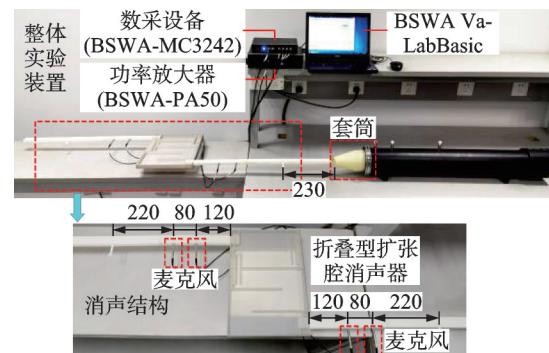


图13 实验装置与3D打印消声器样品(单位:mm)

Fig.13 Experimental setup and 3D printed muffler samples (Unit:mm)

印制作,所有结构壁厚均为2 mm。消声器的矩形入射管通过锥形套筒与测量管连接,用以接收白噪声激励。测量麦克风置于消声结构的进出口管,与套筒的最近距离为230 mm,以保证平面波的传播。实验测量结果均为消声结构自身产生的TL,与其他结构无关。

图14为实验测量与仿真结果的TL曲线对比。由图可知,本研究中设计的消声结构可在150 Hz以上的连续频带范围内获得最低20 dB的TL。在低频部分,实验测量与仿真结果出现一定程度的不匹配,这主要是由于消声器结构的上下壁板面积较大,其实际声学性能与仿真设定的刚性壁面存在差异,部分声波透过上下壁板向外部辐射,从而使穿孔板处的声能损耗降低而出现偏差。总的来说,实验和仿真结果较为吻合,可充分验证所设计卷曲腔体消声结构的有效性。

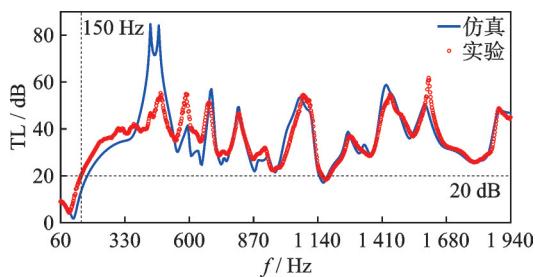


图14 实验测量与仿真结果的TL曲线对比

Fig.14 Comparison of TL curves obtained by experiments and simulation

5 结 论

1) 基于卷曲空间概念构建了具有共面卷曲腔体的宽频带消声结构。引入卷曲腔体大大增加了声波在腔内的实际传播路径,有效改善了消声器的低频声学特性。通过在腔内引入穿孔板,与两侧卷曲腔体形成穿孔板吸声体,可进一步引入TL尖峰,增加对声能量的损耗。

2) 采用局部共振原理对TL曲线中出现的消声低谷进行补偿,有效提升了消声低谷处的消声能力。实验表明,对于厚度为24 mm、扩张比仅为5的消声结构,可在150 Hz以上的连续频带范围内获得最低20 dB的TL,实现了低扩张比、高消声性能的理想效果,相比于传统直腔扩张腔消声器更具优势。

参 考 文 献

- [1] 李宁,王献忠,林鸿洲,等.循环水管路系统的流噪声实验研究[J].振动、测试与诊断,2023,43(5):909-914.
- LI Ning, WANG Xianzhong, LIN Hongzhou, et al. Experimental study on flow noise of circulating water piping system [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2023, 43(5): 909-914.(in Chinese)
- [2] 侯九霄,朱海潮,袁苏伟,等.弹性背腔板式消声器的低频宽频带消声特性[J].振动与冲击,2020,39(20):251-257, 273.
- HOU Jiuxiao, ZHU Haichao, YUAN Suwei, et al. Low-frequency broadband characteristics of a plate silencer with a flexible back cavity [J]. Journal of Vibration and Shock, 2020, 39(20): 251-257, 273.(in Chinese)
- [3] YU D L, SHEN H J, LIU J W, et al. Propagation of acoustic waves in a fluid-filled pipe with periodic elastic Helmholtz resonators[J]. Chinese Physics B, 2018, 27(6): 064301.
- [4] XU M B, SELAMET A, KIM H. Dual Helmholtz resonator[J]. Applied Acoustics, 2010, 71(9): 822-829.
- [5] 高书娜,赵金斗.多共振消声器串联系统声学特性分析及应用[J].振动与冲击,2016,35(2):189-194.
- GAO Shuna, ZHAO Jindou. Acoustic performance analysis of the series-wound system of multi-resonant silencer and its application [J]. Journal of Vibration and Shock, 2016, 35(2): 189-194.(in Chinese)
- [6] 韩雷,季宏丽,裘进浩.耦合Helmholtz共振消声器的设计及参数分析[J].振动、测试与诊断,2022,42(5):848-855.
- HAN Lei, JI Hongli, QIU Jinhao. Design and parameter analysis of coupling Helmholtz resonant muffler[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2022, 42(5): 848-855.(in Chinese)
- [7] 潘国培,杨碧君,贺华,等.不同内插管扩张式消声器声学性能分析[J].噪声与振动控制,2013,33(6):177-179, 187.
- PAN Guopei, YANG Bijun, HE Hua, et al. Acoustic performance analysis of expansion chamber mufflers with different intubation tubes [J]. Noise and Vibration Control, 2013, 33(6): 177-179, 187. (in Chinese)
- [8] SELAMET A, RADAVICH P M. The effect of length on the acoustic attenuation performance of concentric expansion chambers: an analytical, computational, and experimental investigation[J]. Journal of Sound and Vibration, 1997, 201: 407-426.
- [9] 徐贝贝,季振林.穿孔管消声器声学特性的有限元分析[J].振动与冲击,2009,28(9):112-115.
- XU Beibei, JI Zhenlin. Finite element analysis of acous-

- tic attenuation performance of perforated tube silencers [J]. Journal of Vibration and Shock, 2009, 28(9): 112-115.(in Chinese)
- [10] KIRBY R. Simplified techniques for predicting the transmission loss of a circular dissipative silencer [J]. Journal of Sound and Vibration, 2001, 243(3): 403-426.
- [11] HUANG L X. A theoretical study of duct noise control by flexible panels [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 106(4): 1801-1809.
- [12] CHOY Y S, HUANG L X. Experimental studies of a drumlike silencer [J]. Journal of the Acoustical Society of America, 2002, 112(5 Pt 1): 2026-2035.
- [13] CHEN S R, TOO G P J. Simulations and experiments for hybrid noise control systems [J]. Applied Acoustics, 2009, 70(2): 247-255.
- [14] 季振林. 消声器声学理论与设计 [M]. 北京: 科学出版社, 2015: 61-79.
- [15] YU X, CHENG L. Duct noise attenuation using reactive silencer with various internal configurations [J]. Journal of Sound and Vibration, 2015, 335: 229-244.
- [16] 马大猷. 微穿孔板吸声结构的理论和设计 [J]. 中国科学, 1975(1): 38-50.
- MA Dayou. Theory and design of microperforated panel sound-absorbing constructions [J]. Scientia Sinica,
- 1975(1): 38-50.(in Chinese)
- [17] LI J F, WANG W Q, XIE Y B, et al. A sound absorbing metasurface with coupled resonators [J]. Applied Physics Letters, 2016, 109: 091908.
- [18] WANG Y, ZHAO H G, YANG H B, et al. A tunable sound-absorbing metamaterial based on coiled-up space [J]. Journal of Applied Physics, 2018, 123: 185109.
- [19] STINSON M R. The propagation of plane sound waves in narrow and wide circular tubes, and generalization to uniform tubes of arbitrary cross-sectional shape [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1991, 89: 550-558.
- [20] MUNJAL M L, DOIGE A G. Theory of a two source-location method for direct experimental evaluation of the four-pole parameters of an aeroacoustic element [J]. Journal of Sound and Vibration, 1990, 141(2): 323-333.



第一作者简介:韩雷,男,1988年2月生,博士、讲师。主要研究方向为振动、噪声主动/被动控制、消声器结构设计与声学超材料。曾发表《耦合Helmholtz共振消声器的设计及参数分析》(《振动、测试与诊断》2022年第42卷第5期)等论文。

E-mail: niithanlei@163.com

欢迎订阅《振动、测试与诊断》

《振动、测试与诊断》由工业和信息化部主管,南京航空航天大学和全国高校机械工程测试技术研究会联合主办,是反映振动、动态测试及故障诊断学科领域的科研成果及其应用情况的技术性刊物。主要刊登国内外以振动测试与故障诊断为中心的动态测试理论、方法和手段的研究及应用方面的技术文献,包括实验测试技术、测试仪器的研制、方法和系统组成、信号分析、数据处理、参数识别与故障诊断以及有关装置的设计、使用、控制、标定和校准等,不拘泥于行业和测试项目。

本刊为EI Compendex数据库收录期刊和中文核心期刊,双月刊,每逢双月末出版,每本定价30元,全年180元。欢迎订阅和投稿,欢迎在本刊刊登各类广告和科技信息。