

具有深度亚波长厚度的共面可调完美吸声板

韩 雷, 季宏丽, 裘进浩

(南京航空航天大学机械结构力学及控制国家重点实验室, 江苏 南京 210016)

摘要: 针对具有深度亚波长厚度的声学超构吸声板, 研究了其声学特性和物理吸声机制, 以及进一步提高其低频声学特性的可能性。该吸声板单元通过将带有小孔的分隔板内置于以阿基米德螺旋形成的共面腔体中形成双层穿孔吸声体结构。研究表明, 通过调整分隔板在腔体中的位置, 可以在较宽的频带范围内改变吸声板的共振频率, 而不改变其近似完美吸声的声学性能。对该吸声板建立了完整的用于描述其声学特性的理论模型, 并通过数值模拟的方法揭示了其物理吸声机制。同时, 研究并分析了吸声板结构参数对其声学特性的影响, 为进一步改善其低频声学性能提供了基础。为了验证研究结论的有效性, 采用 3D 打印技术对所设计的样品进行打印, 测量结果与理论计算和数值模拟得到的结果具有很好的一致性。与未加入分隔板的吸声结构相比, 该吸声板可以在更低的频率下获得近全吸声的效果。

关键词: 可调近全吸声; 声学超构吸声板; 亚波长厚度; 分隔板

中图分类号: O422.4; TB535 **文献标志码:** A **文章编号:** 1004-4523(2022)01-0220-08

DOI: 10.16385/j.cnki.issn.1004-4523.2022.01.024

引 言

传统的吸声材料如多孔材料和纤维材料等, 通常对于高频噪声具有良好的吸声性能, 而对于低频噪声吸声效率较低^[1-5], 需要增加吸声材料的厚度才能达到更好的降噪效果^[6-8]。同样, 对于基于声共振原理的传统吸声装置, 如 Helmholtz 吸声器^[9-13]、微穿孔板吸声器^[14-20]以及两者组合而成的复合吸声器^[21-23], 需要使其背腔厚度达到与工作波长相当的尺寸量级才能实现高效的吸声。因此, 在空间及重量受到严格限制的飞行器结构中, 无法应用上述手段进行有效的降噪。声学超材料的出现为新型噪声控制装置的设计带来了新的前景, 也使利用轻薄、紧凑的结构实现对飞行器噪声的控制成为可能。

近年来, 基于马大猷提出的微穿孔板声学理论^[14, 24-25], 一些学者提出了采用卷曲空间构成具有近全吸声性能的深度亚波长吸声板^[26-28]。Cai 等^[27]和 Li 等^[28]介绍了由共面螺旋管和穿孔板组成的超薄吸声板, 将传统的穿孔吸声体的垂直背腔采用共面螺旋管替代, 极大地缩减了吸声体的总体厚度, 并且在特定的频率下可以实现完美吸声。Chen 等^[29]设计了一种由两段具有不同截面积的同轴螺旋管串联形成的

超薄吸声板, 可以实现两个吸声峰的叠加, 从而改善吸声带宽。一些可调^[30]和多阶声学吸声结构^[31-32]在此基础上也陆续出现。因此, 声学超材料吸声结构对于飞行器噪声控制具有较高的应用价值。

与文献[29]中利用类似结构实现多阶吸声峰从而构建连续的宽频带吸收结构不同, 本文主要对单个结构在引入分隔板前后的声学特性变化进行研究, 旨在保持结构参数不变的情况下仅通过改变分隔板在腔体中的位置, 实现在较宽的频带范围内调节吸声峰频率而不改变其吸声性能。相对于未加入分隔板的吸声结构, 可实现该吸声板在更低频率下的完美吸声。

1 结构设计及理论分析

本文详尽分析了一种由穿孔前面板和内部带有穿孔分隔板的共面螺旋腔体组成的超薄吸声板的声学特性。其中, 螺旋腔体采用阿基米德曲线形成, 穿孔分隔板垂直放置在螺旋腔体中并将其分隔为两部分。吸声板由周期性排列的螺旋腔体和穿孔前面板单元形成(周期为 l_p), 周期单元的内部结构如图 1 所示。用于形成螺旋腔体的阿基米德曲线的初始和末

收稿日期: 2020-09-25; **修订日期:** 2020-12-22

基金项目: 国家重点研发计划“高性能制造技术与重大装备”重点专项(2021YFB3400100); 国家自然科学基金资助项目(52022039, 51775267); 机械结构力学及控制国家重点实验室(南京航空航天大学)自主研究课题资助(MCMS-I-0521G03); 江苏高校优势学科建设工程资助项目。

端半径分别为1 mm和22 mm。螺旋腔体的总有效长度 l_{eff} 约为95.3 mm,分隔板置于从阿基米德螺旋起点沿着螺旋方向旋转 $\theta=90^\circ$ 的位置。前面板及分隔板的小孔直径均为 $d_i=3\text{ mm}$ ($i=1, 2$),厚度为 $t_i=1\text{ mm}$ 。由前面板和框架组成的吸声板的总厚度 $H=11\text{ mm}$,其中分隔板两侧螺旋腔体的宽度 w_i 和深度 h_i 分别为8.5 mm和8 mm。腔体壁厚 $b=2\text{ mm}$ 。

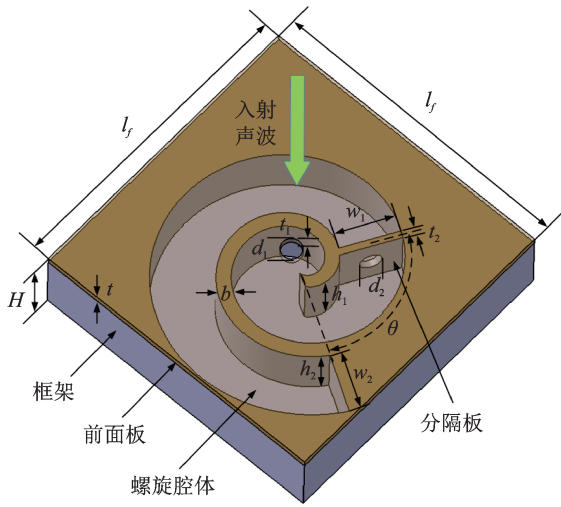


图1 吸声单元结构示意图

Fig. 1 The diagram of the absorber unit

螺旋腔体在理论分析中可以简化为由两段同轴串联的直通管组成^[29-31]。根据电-声类比法,吸声单元的简化模型及对应的等效电路如图2所示。其中, R_i 和 Y_i 分别为穿孔板等效的声阻和声抗, Z_{Di} 为分隔板两侧腔体等效的声顺。 $z_0 = \rho c / S_1$ 为声波入射至截面积为 S_1 的前面板一侧的空气特性阻抗, ρ 和 c 分别为空气的密度和声速。 P 为入射声波的声压幅值。根据等效电路图,可以得到吸声单元的总的声阻抗可以表示为:

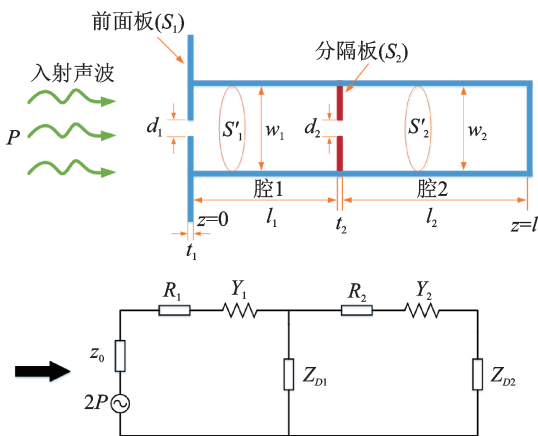


图2 吸声单元的理论简化模型及等效电路

Fig. 2 Theoretical model and equivalent electrical circuit of the absorber unit

$$Z_i = R_i + jY_i + Z_{D1} - \frac{Z_{D1}^2}{R_2 + jY_2 + Z_{D2} + Z_{D1}} \quad (1)$$

根据马大猷的穿孔板理论,穿孔板的声阻和声抗分别为^[33]:

$$R_i = \frac{32\rho_i^c \mu t_i}{S_i \rho_i d_i^2} \left(\sqrt{1 + \frac{x_i^2}{32}} + \frac{\sqrt{2} x_i d_i}{32 t_i} \right) \quad (2)$$

$$Y_i = \frac{\rho_i^c \omega t_i}{S_i \rho_i} \left[1 + \frac{1}{\sqrt{9 + \frac{x_i^2}{2}}} + 0.85 \frac{d_i}{t_i} \right] \quad (3)$$

式中 $x_i = d_i / (2\sqrt{\omega/\mu})$, ($i=1, 2$), $\mu = 1.56 \times 10^{-5} \text{ Pa}\cdot\text{s}$ 为动力黏度系数。 ρ_i^c 为空气密度,分别对应为 $\rho_i^c = \rho = 1.21 \text{ kg/m}^3$ 和 $\rho_2^c = \rho_1(\omega)$ 。 $p_i = \pi d_i^2 / (4S_i)$ 为穿孔率, S_i 为穿孔板的截面积。

由于在小截面腔体中产生的热黏性耗散相对于结构的能量吸收而言不可忽略^[34],因此,腔体1和腔体2对应到等效电路中的声阻抗表示为 $Z_{Di} = -jZ_{ci} \cot(k_i l_i)$, ($i=1, 2$),其中 $k_i = \omega[\rho_i(\omega)C_i(\omega)]^{1/2}$ 为腔内的复波数, $Z_{ci} = [\rho_i(\omega)/C_i(\omega)]$ 为腔内的复特性阻抗^[39]; l_i 和 $S_i' = w_i h_i$ 分别为图2中对应腔体的有效长度和横截面积; $\rho_i(\omega)$ 和 $C_i(\omega)$ 分别为在腔体矩形截面上的平均复密度和复压缩函数,可由下列公式得到^[35]:

$$\rho_i(\omega) = \rho \frac{\nu \omega_i^2 h_i^2}{64j\omega} \times \left\{ \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\chi_{ki}^2 \beta_{ni}^2 \left(\chi_{ki}^2 + \beta_{ni}^2 + \frac{j\omega}{\nu} \right) \right]^{-1} \right\}^{-1} \quad (4)$$

$$C_i(\omega) = \frac{1}{P_0} - \frac{64j\omega(\gamma - 1)}{P_0 \nu' \omega_i^2 h_i^2} \times \sum_{k=0}^{\infty} \sum_{n=0}^{\infty} \left[\chi_{ki}^2 \beta_{ni}^2 \left(\chi_{ki}^2 + \beta_{ni}^2 + \frac{j\omega\gamma}{\nu'} \right) \right]^{-1} \quad (5)$$

式中 $\chi_{ki} = (2k+1)\pi/h_i$ 和 $\beta_{ni} = (2n+1)\pi/l_i$ 为常数。在 $\nu = \mu/\rho$ 和 $\nu' = \kappa/(\rho C_v)$ 中, $\kappa = 0.0258 \text{ W/(m}\cdot\text{K)}$ 为热导率,固定体积下的比热容 $C_v = 718.14 \text{ J/(kg}\cdot\text{K)}$ 。 $P_0 = \rho c^2/\gamma$ 和 $\gamma = 1.4$ 分别为空气声压和比热率。

当声波垂直入射时,根据图2所示的等效电路模型,可以得到吸声板的吸声系数^[14]:

$$\alpha = \frac{4\text{Re}(Z_i)S_1\rho c}{[\text{Re}(Z_i)S_1 + \rho c]^2 + [\text{Im}(Z_i)S_1]^2} \quad (6)$$

根据以上理论推导,重新整理式(1)如下所示:

$$Z_i = R_i + j[Y_1 - Z_{c1} \cot(k_1 l_1)] + \frac{Z_{c1}^2 \cot^2(k_1 l_1)}{R_2 + j[Y_2 - Z_{c2} \cot(k_2 l_2) - Z_{c1} \cot(k_1 l_1)]} \quad (7)$$

可见在加入穿孔分隔板后,形成了两个共振结构,即以穿孔前面板与腔1以及穿孔分隔板与腔2组成的共振结构。假设前者共振频率较高。当频率升高时,余切项 $\cot(k_1 l_1)$ 的值逐渐变小,式(7)的第三项逐渐可以忽略不计,该结构的声学特性和穿孔前面板与腔1组成的共振结构相近,高频阻抗特性及其吸收特性受到的影响不大。而在频率较低时,根据马大猷双层微穿孔板结构中的结论^[14],可知该结构的共振频率等于或低于由下式决定的值:

$$Y_2 - \cot(k_1 l_1 + k_2 l_2) = 0 \quad (8)$$

比起无穿孔分隔板的结构,其共振频率更低。因此通过引入穿孔分隔板改善结构的低频声学性能具有一定的可行性。

2 声学特性及物理吸声机制

为了展示所设计结构的声学特性,并揭示该结构的物理吸声机制,采用COMSOL有限元仿真软件对吸声板进行数值仿真与分析。通过数值仿真以及理论模型计算得到的图1所示吸声板(图3中左侧插图)的吸声系数曲线如图3所示。其中,理论计算得到的吸声峰幅值为1.0,峰值频率为648 Hz,数值模拟获得的吸声峰幅值为0.99,峰值频率同为648 Hz。该吸声板的总体厚度为 $H = 11$ mm,仅为共振频率对应波长的1/48。此外,为了与未加入分隔板的吸声结构进行对比,在结构参数完全相同的情况下,对腔体中未加入穿孔分隔板的吸声板(图3中右侧插图)的吸声系数曲线也进行了计算。无分隔板的吸声结构其共振频率为722 Hz,明显高于本文所设计的吸声板的共振频率。由此可见,在结构参数不变的情况下,穿孔分隔板的引入能够在不影响其吸声性能的情况下显著降低其工作频率,从而改善吸声板的低频声学性能。

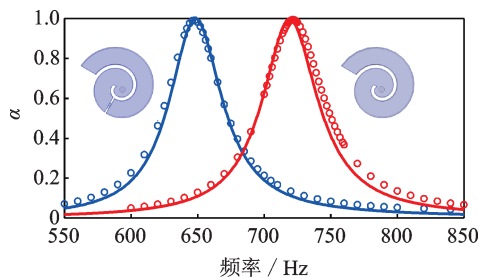


图3 理论计算(实线)和数值仿真(空心圆)得到的加入穿孔分隔板(蓝色)和未加入穿孔分隔板(红色)的吸声系数曲线

Fig. 3 The absorption coefficients of the proposed absorber with (blue) and without (red) separating plate measured by theoretical analysis (solid lines) and numerical simulation (open circles)

为了研究吸声板的物理吸声机制,在共振频率648 Hz下通过数值仿真得到的吸声板内部空气域质点速度以及声压场的分布如图4所示。在单位幅值的声波垂直入射的情况下,分隔板两侧的腔体存在较大的声压差,对腔内的气体形成一定的推拉效应。吸声板前面板以及分隔板附近的空气质点速度的方向均向小孔处汇集,且小孔处的平均质点速度比其他地方的质点速度高出数十倍。因而小孔中快速移动的空气所产生的较大的摩擦力极大地耗散了入射声能,形成完美吸声。

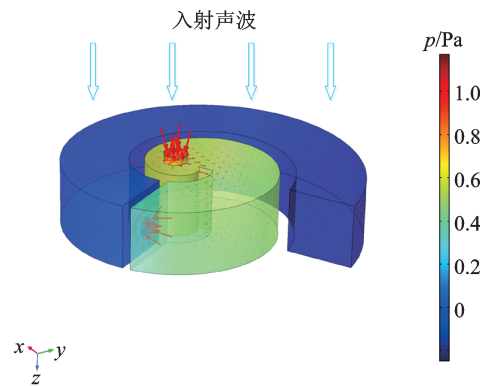


图4 在共振频率648 Hz下空气域质点速度场(箭头)以及声压场分布(p 为腔内总声压场)

Fig. 4 The air velocity field (arrows) and pressure field at absorption peak frequency 648 Hz (p is the total acoustic pressure in the chamber)

为了进一步理解在共振频率下吸声板的物理吸声机制,吸声板表面归一化声阻抗 Z_i/z_0 的实部和虚部曲线如图5所示。为了获得完美吸声效果,吸声器的声学阻抗需要与空气阻抗获得完美匹配,即相对于空气的归一化阻抗的虚部 $\text{Im}(Z_i/z_0)$ 趋于0的同时,其实部 $\text{Re}(Z_i/z_0)$ 必须趋于1。由图5所示,吸声板的声阻抗虚部在共振频率648 Hz处穿过零点,此时声阻抗的实部趋于1(约为1.053),因而所设计的吸声板的声阻抗满足阻抗匹配条件,能够获得完美吸声性能。

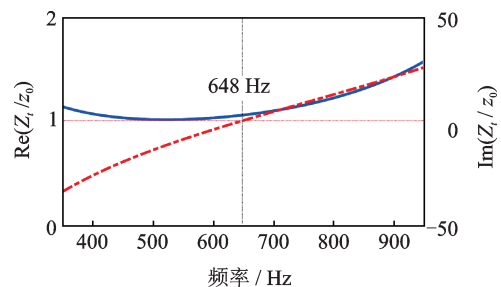


图5 吸声板归一化声阻抗实部(实线)和虚部(点划线)曲线
Fig. 5 The real part (solid line) and imaginary part (dash dot line) of the normalized acoustic impedance of the absorber

3 结构参数对声学特性的影响

根据以上对吸声系数的理论推导可知,吸声板的声学特性受到许多结构参数的影响,比如孔的厚度和直径、腔体的有效长度以及其截面积等。图 6 所示为在频率 50~1500 Hz 范围内,当其他结构参数不变时,吸声板的吸声峰幅值 α_{peak} 以及共振频率 f_0 因上述其中一个结构参数变化所受到的影响。可以发现,影响吸声峰幅值的主要因素为孔的直径,其次为腔体 2 的截面积。吸声峰幅值对于其他结构

参数的变化并不敏感,所受到的影响基本可以忽略不计。此外,只有当孔的直径变大时,吸声板的共振频率会向高频方向偏移,而其他结构参数变大均会使共振频率向低频偏移。相比之下,腔体 2 的结构参数对共振频率的影响比腔体 1 的影响更大。前面板和分隔板上的孔对吸声系数的影响较为相近,同时值得注意的是,腔体 1 和腔体 2 的长度变化均可以在不改变其他结构参数以及保证吸声板近似完美吸声的情况下,在很大的频率范围内调节吸声板的共振频率。

通过以上对吸声板结构参数的分析,腔体 1 和

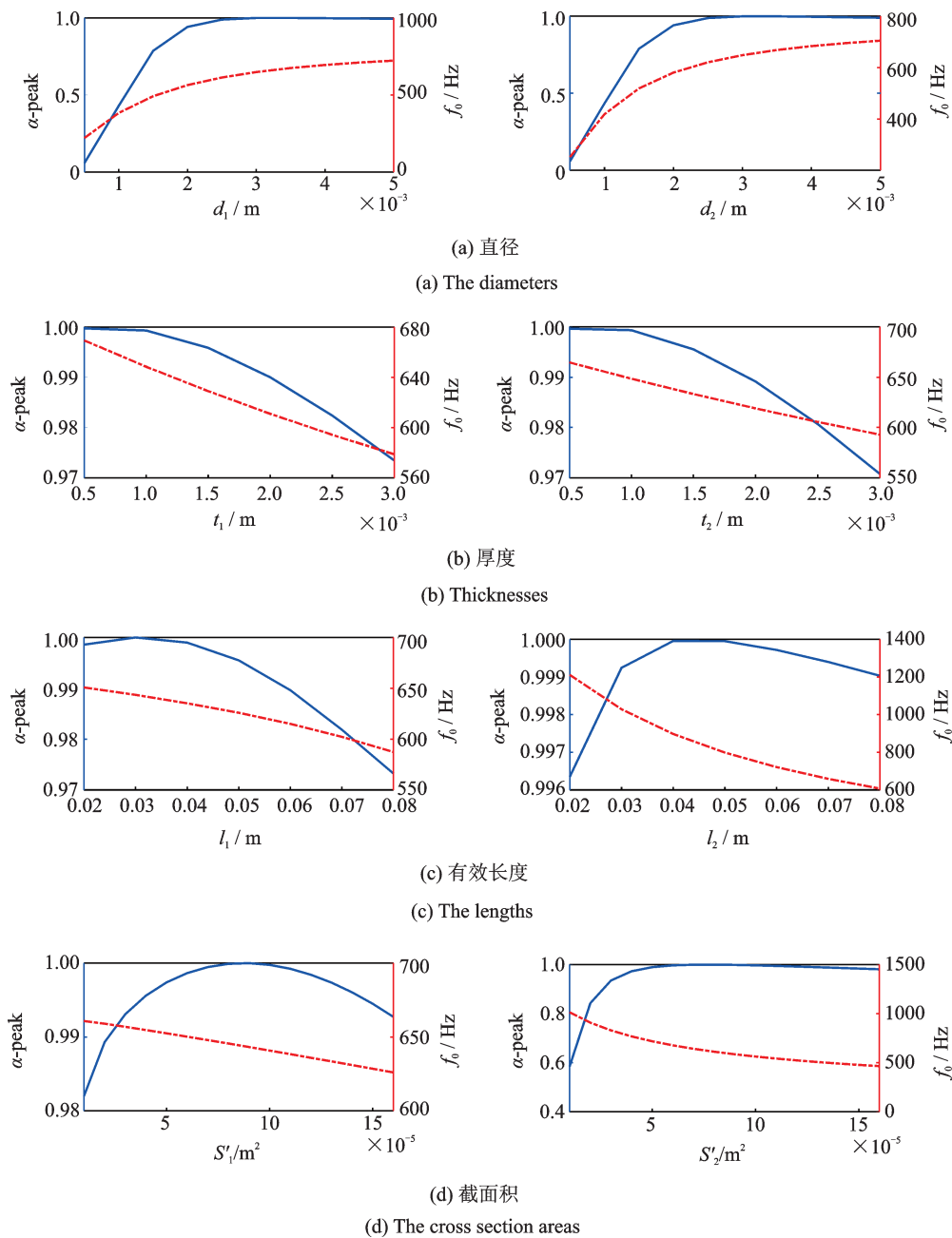
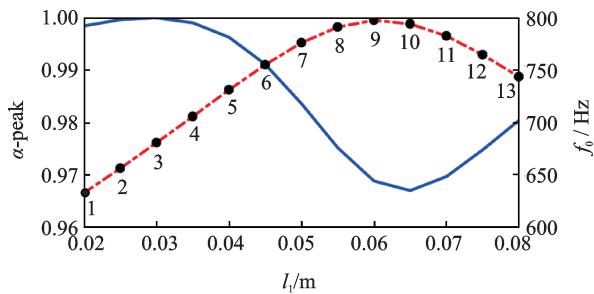


图 6 小孔以及腔体 1 和腔体 2 的变化对吸声峰幅值(实线)和共振频率(点划线)的影响

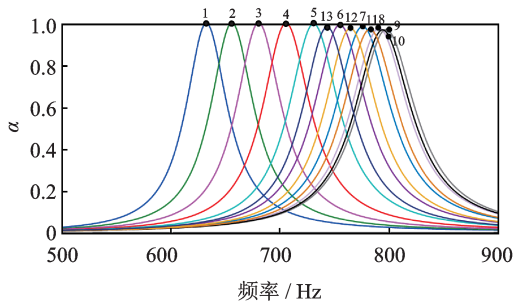
Fig. 6 Variation in absorption peak (solid lines) and resonance frequency (dash dot lines) with variations of holes as well as the first and second chambers

腔体2长度的变化主要影响吸声板的共振频率,而对其吸声峰幅值的影响则可以基本忽略。同时,腔体2的结构参数相比于腔体1对共振频率产生的影响更大。因此,考虑在腔体总长度 $l_1 + l_2 = 95.3$ mm 不变的情况下,研究分隔板在腔体中的不同位置对声学特性产生的影响。图7(a)所示为在保持吸声板结构参数不变的情况下,分隔板在腔体中的位置变化对吸声峰幅值以及共振频率所产生的影响,对应的吸声系数曲线如图7(b)所示。从图中所示曲线可以观察到,改变分隔板在腔体中的位置可以对共振频率在较大的频带范围内进行调节,同时吸声板的吸声性能基本不变。



(a) 隔板位置对 α -peak(实线)和 f_0 (点划线)的影响

(a) The effects of separating plate position on α -peak(solid line) and f_0 (dash dot line)



(b) 隔板在不同位置对应的吸声曲线

(b) The absorption curve corresponding to different positions of separating plate

图7 分隔板在腔内不同位置对吸声板声学特性的影响

Fig. 7 The effects of the different positions of separating plate in the cavity on the acoustic characteristics of the absorbing panel

4 低频声学性能的改善

当吸声结构产生共振时,对应的声阻抗虚部,即声抗为0,此时吸声板相对于空气的归一化声阻抗的实部(声阻)越接近于1,其产生的吸声系数越接近完美吸声。因此,为了探究图7所示结果的根本原因,分析了隔板在腔体中不同位置时吸声板的归一化声学阻抗。如图8所示,当改变隔板在腔体中

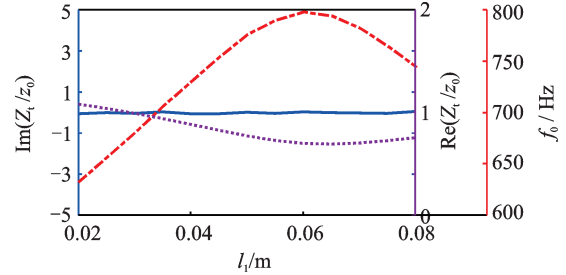
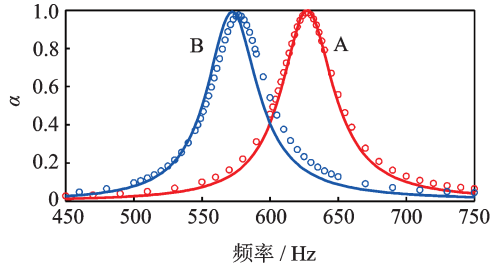


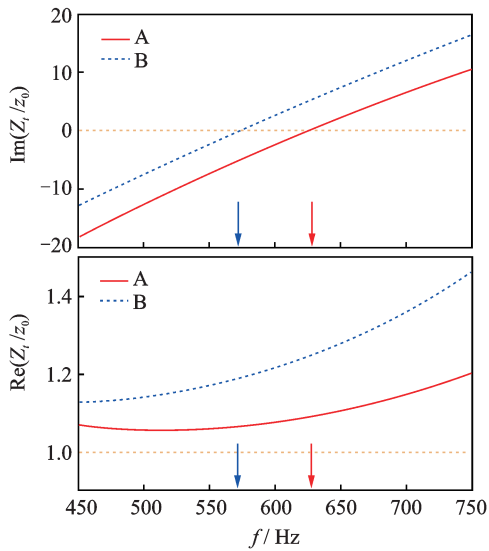
图8 分隔板在腔内不同位置对应的吸声板归一化声阻抗虚部(实线)与实部(点线)以及共振频率(点划线)的变化
Fig. 8 The imaginary part (solid line) and real part (dot line) of the normalized acoustic impedance of the absorber as well as resonance frequency (dash dot line) corresponding to different location of the separating plate in the chamber

的位置时,吸声板声阻抗的虚部基本保持在0值不变,说明隔板的位置并不影响结构产生共振,即吸声系数始终为极大值。同时,虚部为0值时对应的频率(即结构共振频率)如图中点划线所示,表明改变隔板的位置所导致的共振频率的变化,使得其共振频率可以在较宽的频带范围内调节,为改善结构的低频声学特性提供可能。此外,当隔板在腔体中不同位置时,归一化声阻始终在1附近,保证了吸声板始终具有近似完美吸声的声学性能。

相应地,根据以上结构参数对吸声板声学特性的影响,可以在不改变吸声性能的情况下进一步降低吸声板的共振频率。根据图7和8中得到的结论,在不改变其他结构参数的情况下将分隔板旋转角度设置为 $\theta = 0^\circ$,此时其共振频率下降为 $f_0 = 628$ Hz,并同时具有完美吸声性能,如图9(a)中曲线A所示。在此基础上,进一步增加分隔板的厚度以及腔体1和2的深度至 $t_2 = 2$ mm, $h_1 = h_2 = 9$ mm,其吸声系数曲线如图9(a)中曲线B所示,此时共振频率降至 $f_0 = 572$ Hz,且其吸声峰幅值保持不变。与图3所示吸声系数曲线对应的吸声板相比,此时的吸声板总体厚度仅增加了1 mm,而共振频率相对降低了76 Hz。对于未加入分隔板的吸声板,共振频率降低了150 Hz。图9(b)所示为曲线A和B对应结构的归一化声阻抗的虚部和实部曲线。二者的相对声阻抗虚部分别在频率628 Hz和572 Hz处穿过零点,满足阻抗匹配的第二个条件,此时相对声阻抗的实部分别为1.092和1.191,均接近阻抗匹配的第二个条件,能够得到近似完美的吸声效果。因此,穿孔分隔板的引入可以很好地改善吸声板的低频声学性能,降低结构的工作频率。



(a) 仿真(空心圆)与理论计算(实线)得到的吸声系数曲线
 (a) The absorption coefficient curves obtained by simulation (open circle) and theoretical analysis (solid line)



(b) 归一化声阻抗的虚部和实部曲线

(b) The imaginary part and real part of the normalized total impedance

图 9 吸声系数及归一化声阻抗的实部和虚部曲线

Fig. 9 The absorption coefficient and the imaginary and real parts curves of the normalized total impedance

5 实验验证

为了验证上述结论的有效性,采用双传声器传递函数法^[36],利用阻抗管系统对吸声板的吸声系数进行实验测量。声望公司生产的阻抗管直径为 100 mm,为了尽量减小由于边界条件对吸声系数产生的影响,在 3D 打印的单个实验样品中包含有 4 个完全相同的吸声单元。本文设计了 2 种不同的实验样品,样品 1 的结构参数与第 1 节中描述的结构相同,样品 2 在样品 1 的基础上将分隔板旋转角度调整为 $\theta=0^\circ$,并且将分隔板的厚度和腔体的深度增加至 $t_2=2\text{ mm}$ 以及 $h_1=h_2=9\text{ mm}$ 。利用 3D 打印技术制作的样品 1 和样品 2 如图 10 所示,其外部结构均为直径 100 mm 的圆盘形,其中前面板上孔的中心间距为 35.53 mm。

通过实验测量、数值仿真以及理论计算 3 种方法得到的两个样品的吸声系数曲线分别如图 11(a) 和 11(b) 所示。其中理论计算和仿真得到的曲线比

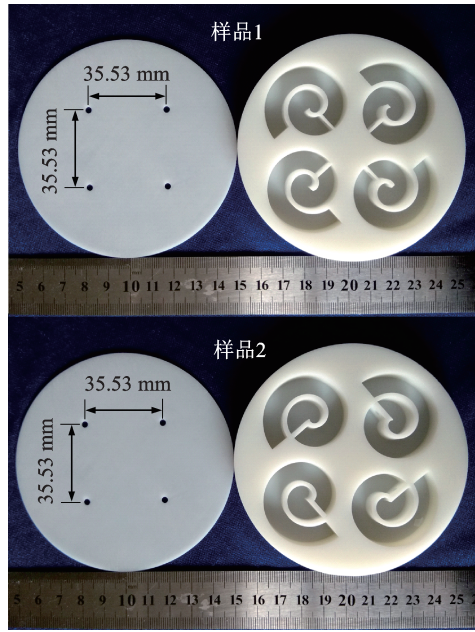
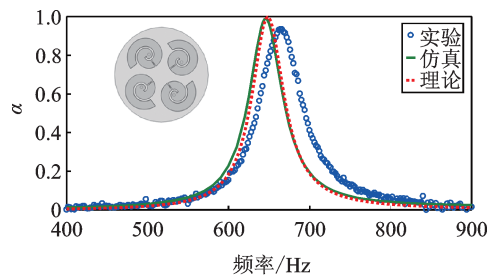
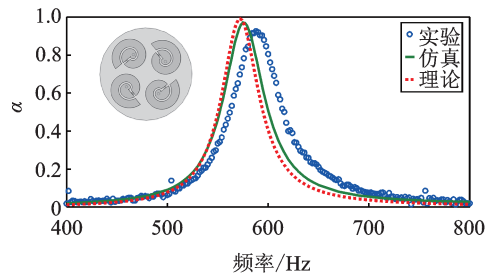


图 10 3D 打印制作的样品结构图

Fig. 10 Samples fabricated by 3D printing



(a) 样品 1
 (a) Sample 1



(b) 样品 2
 (b) Sample 2

图 11 实验测量(空心圆)、数值仿真(实线)以及理论计算(点线)得到的样品的吸声系数曲线

Fig. 11 The absorption coefficients of samples measured by experiment (open circles) and numerical simulation (solid line) as well as theoretical analysis (dotted line)

较一致,而实验测得的吸声系数其峰值和共振频率与以上二者略有偏差。造成这种情况的原因一方面是由于实验样品的制造误差所产生的影响,尤其是分隔板尺寸的误差;另一方面是由于实验条件下样品的边界条件与理论和仿真中所设定的周期性边界条件不匹配。尽管如此,通过上述 3 种方法获得的

吸声系数仍能够充分证明所设计吸声板的声学性能,并且结构参数对吸声系数的影响与以上分析完全一致,证实了以上研究的正确性。

6 结 论

针对本文提出的内置有穿孔分隔板的共面螺旋腔体超薄吸声结构,在结构参数不变的情况下,相比未加入分隔板的结构,其吸声频率更低。此外,仅通过改变分隔板在腔体中的位置便可在较宽的频带范围内调节其共振频率。通过数值仿真的方法揭示了该吸声板的物理吸声机理,并且采用理论模型详细分析了结构参数对其声学特性的影响。基于上述研究,带孔分隔板的引入可以使得该结构获得更低的共振频率,从而改善其低频声学性能,并且通过理论分析、数值仿真以及实验测量验证了以上分析的有效性。小巧轻薄的物理结构使得该吸声板能够在空间受限的情况下得到良好的应用。此外,该结构可以方便地利用3D打印技术进行制作,相比于传统吸声结构具有更大的实用性。

参考文献:

- [1] Zarek J H B. Sound absorption in flexible porous materials[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1978, 61(2): 205-234.
- [2] Arenas J P, Crocker M J. Recent trends in porous sound-absorbing materials [J]. *Sound and Vibration*, 2010, 44(7): 12-17.
- [3] Yu N, Genevet P, Kats M A, et al. Light propagation with phase discontinuities: generalized laws of reflection and refraction[J]. *Science*, 2011, 334(6054): 333-337.
- [4] Yang J, Lee J S, Kim Y Y. Metaporous layer to overcome the thickness constraint for broadband sound absorption [J]. *Journal of Applied Physics*, 2015, 117(17): 174903.
- [5] Liu S, Chen W, Zhang Y. Design optimization of porous fibrous material for maximizing absorption of sounds under set frequency bands [J]. *Applied Acoustics*, 2014, 76: 319-328.
- [6] Norton M P, Nelson F C. *Fundamentals of Noise and Vibration Analysis for Engineers* [M]. 2nd ed. Cambridge: Cambridge University Press, 2003.
- [7] AL-Rahman L A, Raja R I, Rahman R A. Attenuation of noise by using absorption materials and barriers: a review[J]. *International Journal of Engineering and Technology*, 2012, 2(7): 1207-1217.
- [8] Delany M E, Bazley E N. Acoustical properties of fibrous absorbent materials [J]. *Applied Acoustics*, 1970, 3(2): 105-116.
- [9] Tang S K. On Helmholtz resonators with tapered necks [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 279: 1085-1096.
- [10] Tang S K, Ng C H, Lam E Y L. Experimental investigation of the sound absorption performance of compartmented Helmholtz resonators [J]. *Applied Acoustics*, 2012, 73: 969-976.
- [11] Jordan V L. The application of Helmholtz resonators to sound-absorbing structures [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1947, 19(6): 972-981.
- [12] Kim S, Kim Y H, Jang J H. A theoretical model to predict the low-frequency sound absorption of a Helmholtz-resonator array (L) [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2006, 119(4): 1933-1936.
- [13] Ingard U. On the theory and design of acoustic resonators [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1953, 25(6): 1037-1061.
- [14] Maa D Y. Theory and design of microperforated panel sound-absorbing constructions [J]. *Scientia Sinica*, 1975, 18(1): 55-71.
- [15] Sakagami K, Nagayama Y, Morimoto M, et al. Pilot study on wideband sound absorber obtained by combination of two different microperforated panel (MPP) absorbers [J]. *Acoustical Science and Technology*, 2009, 30: 154-156.
- [16] Li X, Wu Q, Kang L, et al. Design of multiple parallel-arranged perforated panel absorbers for low frequency sound absorption [J]. *Materials*, 2019, 12(13): 2099.
- [17] Wang C, Huang L. On the acoustic properties of parallel arrangement of multiple micro-perforated panel absorbers with different cavity depths [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2011, 130(1): 208-218.
- [18] 闵鹤群, 郭文成. 具有并联不等深度子背腔序列的微穿孔板吸声体吸声特性 [J]. *东南大学学报*, 2017, 47(1): 177-183.
Min Hequn, Guo Wencheng. Absorption characteristics of micro-perforated panel sound absorbers with array of parallel-arranged sub-cavities with different depths [J]. *Journal of Southeast University*, 2017, 47(1): 177-183.
- [19] Zhu X Z, Chen Z B, Jiao Y H, et al. Broadening of the sound absorption bandwidth of the perforated panel using a membrane-type resonator [J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2018, 140: 031014.
- [20] Lee Y Y, Lee E W M, Ng C F. Sound absorption of a finite flexible micro-perforated panel backed by an air cavity [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2005, 287: 227-243.
- [21] Gai X L, Xing T, Li X H, et al. Sound absorption of microperforated panel mounted with Helmholtz resonators [J]. *Applied Acoustics*, 2016, 114: 260-265.
- [22] Toyoda M, Mu R L, Takahashi D. Relationship between Helmholtz-resonance absorption and panel-type

- absorption in finite flexible microperforated-panel absorbers[J]. *Applied Acoustics*, 2010, 71: 315-320.
- [23] Park S H. Acoustic properties of micro-perforated panel absorbers backed by Helmholtz resonators for the improvement of low-frequency sound absorption[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2013, 332: 4895-4911.
- [24] Maa D Y. General theory and design of microperforated-panel absorbers [J]. *Chinese Journal of Acoustics*, 1997, 16(3): 193-202.
- [25] Maa D Y. Design of microperforated panel constructions [J]. *Chinese Journal of Acoustics*, 1988, 7 (3) : 193-200.
- [26] Ma F Y, Chen J Y, Wu J H. Three-dimensional acoustic sub-diffraction focusing by coiled metamaterials with strong absorption [J]. *Journal of Materials Chemistry C*, 2019, 7: 5131-5138.
- [27] Cai X B, Guo Q Q, Hu G K, et al. Ultrathin low-frequency sound absorbing panels based on coplanar spiral tubes or coplanar Helmholtz resonators [J]. *Applied Physics Letters*, 2014, 105(12): 339-356.
- [28] Li Y, Assouar B M. Acoustic metasurface-based perfect absorber with deep subwavelength thickness [J]. *Applied Physics Letters*, 2016, 108(6): 063502.
- [29] Chen C, Du Z, Hu G, et al. A low-frequency sound absorbing material with subwavelength thickness[J]. *Applied Physics Letters*, 2017, 110: 221903.
- [30] 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.
- [31] Liu C R, Wu J H, Chen X, et al. A thin low-frequency broadband metasurface with multi-order sound absorption [J]. *Journal of Physics D Applied Physics*, 2019, 52(10): 105302.
- [32] Liu C R, Wu J H, Ma F Y, et al. A thin multi-order Helmholtz metamaterial with perfect broadband acoustic absorption [J]. *Applied Physics Express*, 2019, 12: 084002.
- [33] Maa D Y. Potential of microperforated panel absorber [J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 1998, 104(5): 2861-2866.
- [34] Kirchhoff G. Ueber den Einfluss der Wärmeleitung in einem Gase auf die Schallbewegung [J]. *Annalen der Physik*, 1868, 134: 177-193.
- [35] 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.
- [36] Acoustics-determination of sound absorption coefficient and impedance in impedance tubes-part 2: transfer function method first edition: ISO 10534-2 [S]. Switzerland: International Organization for Standardization, 1998.

A tunable coplanar perfect sound absorbing panel with deep subwavelength thickness

HAN Lei, JI Hong-li, QIU Jin-hao

(State Key Laboratory of Mechanics and Control of Mechanical Structures, Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China.)

Abstract: The acoustic characteristics and physical absorption mechanism of the sound absorbing panels with deep subwavelength thickness are studied, and the possibility of further improving its low-frequency performance is also discussed. The absorber unit is a double layer perforated panel absorber that is constructed by inserting a separating plate with a small hole into the coiled coplanar air chamber which is bent in the Archimedean spiral. By adjusting the location of the separating plate in the chamber, it is found that the resonance frequency of the absorber can be easily tuned over a large bandwidth while the structural parameters are fixed, and do not change its near-total absorption properties. A complete mathematical model of the absorbing panel that describes its absorption characteristics is derived, and the physical absorption mechanism of the panel is also revealed by numerical simulation. Meanwhile, the effects of structural parameters on the absorption characteristics are also investigated, which provides a basis for further improving its low-frequency performance. To verify the validity of the research conclusion, samples have been designed and fabricated by 3D printing, and the results are all in good agreement. Compared with the previous techniques, near-total absorption can be received at a lower frequency.

Key words: tunable near-total absorption; sound-absorbing panel; subwavelength thickness; separating plate

作者简介: 韩 雷(1988—),男,博士研究生。电话:15062289213;E-mail: Thunderhan@nuaa.edu.cn。

通讯作者: 季宏丽(1983—),女,教授。电话:13914767046;E-mail: jihongli@nuaa.edu.cn。

裘进浩(1963—),男,教授。电话:13776669810;E-mail: qiu@nuaa.edu.cn。