



应用声学
Journal of Applied Acoustics
ISSN 1000-310X, CN 11-2121/O4

《应用声学》网络首发论文

题目: 摆臂式薄膜型声学超材料隔声性能
作者: 王可, 熊潞锦, 伍守豪
收稿日期: 2023-11-03
网络首发日期: 2024-04-24
引用格式: 王可, 熊潞锦, 伍守豪. 摆臂式薄膜型声学超材料隔声性能[J/OL]. 应用声学.
<https://link.cnki.net/urlid/11.2121.O4.20240423.1657.004>



网络首发: 在编辑部工作流程中, 稿件从录用到出版要经历录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿等阶段。录用定稿指内容已经确定, 且通过同行评议、主编终审同意刊用的稿件。排版定稿指录用定稿按照期刊特定版式(包括网络呈现版式)排版后的稿件, 可暂不确定出版年、卷、期和页码。整期汇编定稿指出版年、卷、期、页码均已确定的印刷或数字出版的整期汇编稿件。录用定稿网络首发稿件内容必须符合《出版管理条例》和《期刊出版管理规定》的有关规定; 学术研究成果具有创新性、科学性和先进性, 符合编辑部对刊文的录用要求, 不存在学术不端行为及其他侵权行为; 稿件内容应基本符合国家有关书刊编辑、出版的技术标准, 正确使用和统一规范语言文字、符号、数字、外文字母、法定计量单位及地图标注等。为确保录用定稿网络首发的严肃性, 录用定稿一经发布, 不得修改论文题目、作者、机构名称和学术内容, 只可基于编辑规范进行少量文字的修改。

出版确认: 纸质期刊编辑部通过与《中国学术期刊(光盘版)》电子杂志社有限公司签约, 在《中国学术期刊(网络版)》出版传播平台上创办与纸质期刊内容一致的网络版, 以单篇或整期出版形式, 在印刷出版之前刊发论文的录用定稿、排版定稿、整期汇编定稿。因为《中国学术期刊(网络版)》是国家新闻出版广电总局批准的网络连续型出版物(ISSN 2096-4188, CN 11-6037/Z), 所以签约期刊的网络版上网络首发论文视为正式出版。

摆臂式薄膜型声学超材料隔声性能*

王可¹ 熊潞锦¹ 伍守豪^{2†}

(1 深圳大学 深圳 518060)

(2 深圳清华大学研究院 深圳 518071)

摘要：薄膜型声学超材料因其构造轻巧且具有良好的隔声效果而备受关注。受十字型摆臂式薄膜型声学超材料结构启发，该文通过改变摆臂结构和质量块分布，提出了4种不同的摆臂式结构：十字型摆臂末端外加四质量块、十字型摆臂式外加八质量块、米字型摆臂式外加四质量块以及米字型摆臂式外加八质量块。为比较不同结构的隔声性能，分析了薄膜声学超材料低频隔声机理，结合传声损失的计算公式，对不同结构进行了传声损失仿真分析。通过仿真模型得到的传声损失曲线发现，米字型摆臂外加八质量块的隔声性能在4种新模型中最佳。该文对比不同结构的模态图进行模态分析，分析了5种结构的多态反共振模式，得到米字型摆臂外加八质量块的模态最为丰富。通过合理设计结构和材料参数，就能在一定程度上改变反谐振模式，并将隔声量曲线带宽调整到所需的频率范围内。通过隔声实验验证了仿真方法的准确性。

关键词：薄膜型声学超材料；摆臂式结构；隔声性能；模态分析

中图分类号：TU112.5

文献标识码：A

The sound insulation performance of membrane-type acoustic metamaterials with pendulum arm

WANG Ke¹ XIONG Lujin¹ WU Shouhao²

(1 Shenzhen University, Shenzhen 518060, China)

(2 Research Institute of Tsinghua University in Shenzhen, Shenzhen 518071, China)

Abstract: Membrane-type acoustic metamaterials have attracted much attention because of their lightweight structure and good sound insulation effect. Inspired by the membrane-type acoustic metamaterial structure of the cross pendulum arm, four different pendulum arm structures are proposed by changing the pendulum arm structure and mass distribution: cross type pendulum arm end plus four mass block, cross type pendulum arm plus eight mass block, star-shaped pendulum arm plus four mass block and star-shaped pendulum arm plus eight mass block. In order to compare the sound insulation performance of different structures, the low-frequency sound insulation mechanism of membrane-type acoustic metamaterials is analyzed, and the sound transmission loss of different structures is simulated according to the calculation formula. Through the sound transmission loss curve obtained by the simulation model, it is found that the sound insulation performance of the star-shaped pendulum arm plus the eight-mass block is the best among the four new models. In this paper, modal analysis is carried out by comparing the modal graphs of different structures, and the multistate anti-resonance modes of five structures are analyzed, and it is found that the modes of the star-shaped pendulum arm plus eight mass block is the most abundant. Through reasonable design of structure and material parameters, the anti-resonance mode can be changed to a certain extent, and the bandwidth of the sound insulation curve can be adjusted to the required frequency range. The accuracy of the simulation method is verified by sound insulation experiments.

Keywords: Membrane-type acoustic metamaterials; Pendulum arm structures; Sound insulation performance; Modal analysis

2023-11-03 收稿; 2024-01-19 定稿

*深圳市科技计划项目(JSGG20200103094001790, CJGJZD20200617102802007), 深圳市重点项目(KCXFZ20201221173413038), 深圳市基础研究项目(JCYJ20220809170611004)

作者简介: 王可(1977-), 男, 广东深圳人, 博士, 硕士研究生导师, 研究方向: 光通信, 机器人。

†通信作者 E-mail: wushouhao@qq.com

0 引言

噪声不但影响人们的生产生活,对其身体造成伤害^[1],还会影响设备的使用及其寿命,严重的会出现工程事故,造成财产损失,因此有效的降噪必不可少^[2]。声学超材料为消声降噪提供了研究思路。声学超材料是由声学结构单元周期排列在基体材料构成,具有负质量密度及负体积模量等特性,它打破了质量作用定律,使其能够在质量较小的时候依旧具有良好的低频隔声性能^[3]。根据组成单元结构的不同,可以将声学超材料分为杆状结构^[4-6]、亥姆霍兹腔结构^[7-9]、薄板类结构^[10-12]、薄膜型结构^[13-15]等。其中薄膜型声学超材料(Membrane-type acoustic metamaterials, MAMs)因其简单构造、质量小和占用空间小等优点而备受关注。

Yang 等^[16]提出的 MAMs 是由附加质量块的薄膜固定在框架上而构成,其共振频率附近的有效动模量为负值,且能在 100~1000 Hz 范围内打破声衰减质量密度定律,实现亚波长尺寸的低频隔声。该课题组随后又对 MAMs 的空间分布进行设计,在结构上提出多层的薄膜结构。通过对比单双薄膜和 4 层薄膜结构,发现 4 层薄膜结构有更好隔声效果^[17]。可通过设计薄膜、质量块和框架环等结构来使 MAMs 达到不同的声学效果。随后,各种不同结构的 MAMs 被设计出来。Naify 等^[18]提出将 MAMs 的附加质量块改为同轴型质量环,通过改变环的数目、质量分布以及环半径大小进行研究,发现这些因素会不同程度地影响隔声峰的峰值、个数及带宽。在此基础之上,他们将薄膜阵列排布,设计出中心对称四单元阵列结构,通过调整相邻单元间耦合作用及薄膜单元间的质量分布,实现宽频带的多频隔声^[19-20]。在环的处理上,可以采用双环双膜形成环模耦合结构^[21],或将环进行分裂式处理^[22],使得结构具有不同的共振特性。Li 等^[23]设计了一种双层薄膜与亥姆霍兹腔组合的薄膜结构,不同双层薄膜设计使得结构有更多不同隔声峰,同时利用亥姆霍兹腔的力学与声学特性,使得该结构有较好隔声性能。通过调整振动模式可以使 MAMs 派生出更多的反共振模式,从而达到拓宽隔声带宽的目的^[24-26]。Zhou 等^[27]为了解决反共振模态离散问题,提出了具有连续多态反共振模态的十字型摆臂式薄膜声学超材料结构。发现薄膜加质量块和十字摆臂结构所得到的隔声量具有更宽带宽和更高隔声量。Cao 等^[28]将仿生配置理念引入到设计中,以减轻结构质量和拓宽低频衰减带宽,并受蜘蛛网拓扑结构的启发,提出两种基于聚合物膜和附加谐振器的模型,两种结构均能在低频中达到较好的隔声效果。

基于上述研究,本文通过改变质量块数目和摆臂结构,将薄膜划分出多种不同的多态反共振模式,设计出 4 种摆臂式结构。结构由聚酰亚胺(PI)薄膜、铝制摆臂、铁制质量块以及铁质框架构成,其具有轻薄的应用特征,能产生连续的多态反共振模式,有较好的隔声性能。

1 薄膜声学超材料隔声机理

由声源发射的入射波在传播过程中遇到均匀屏障障碍物时,其传播路径会随传播介质特性的改变而发生变化。如果障碍物是硬声场的边界,其阻抗相当于无穷大,声波会完全反射;如果声音在两种不同的介质中传播,但两种介质的性质差异非常小,此时声音传播到两种介质的边界时,会完全传递过去,没有声波的反射和吸收;如果两种扩散材料的声阻性能不相等,声波撞击障碍物后,部分声能会被障碍物反弹形成反射波,部分会被障碍物吸收,剩下的会通过障碍物继续向前传播,即透射波。声波在具有不同阻抗的材料上传播,经过反射和吸收,最终通过该阻抗材料后得到的透射波比入射波能量小,在这个过程中声源发射的入射波得到了减小,该过程就是隔声的简易过程^[29]。声波传播示意图如图 1 所示。

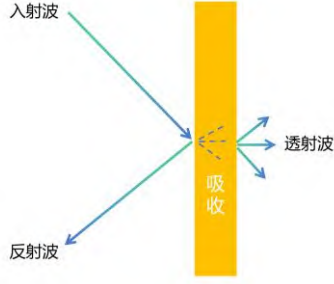


图 1 声波传播示意图

Fig.1 Acoustic wave propagation diagram

此次实验主要是通过分析透射波与入射波的大小关系来研究 MAMs 的隔声性能。MAMs 在振动过程中可以当成一个“弹簧-质量”系统，其中薄膜相当于弹簧，薄膜上质量块就是质量。“弹簧-质量”系统受到外界弹性波的作用时，系统将在谐振力作用下做简谐振动。假设在空间直角坐标系中，有一张紧的平面薄膜在 xOy 平面上处于平衡状态，且薄膜在各个方向上都是被均匀拉伸的。平面薄膜在单位长度上所受的拉力大小设为 T ，单位为 N/m 。当受到一个 z 轴方向上的外力扰动后，薄膜会发生形变。如果受到 z 轴正方向的外力扰动，薄膜会凸起；如果受到 z 轴负方向的外力扰动，那么薄膜会凹下去，此时在 z 轴方向上产生一个横振动。在薄膜上取一个小面元 $dxdy$ ，当该面元发生形变时，它的相邻元会对四周边缘产生一个张力作用，则作用在该面元的 x 与 $x + dx$ 边缘上垂直方向的合力^[30]为

$$T \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_{x+dx} dy - T \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_x dy = T \left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} \right) dxdy, \quad (1)$$

其中， η 为薄膜上一点离开平衡位置的垂直方向位移，同理可求作用在该面元的 y 与 $y + dy$ 边缘上的垂直合力为

$$T \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_{y+dy} dx - T \left(\frac{\partial \eta}{\partial x} \right)_y dx = T \left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} \right) dxdy. \quad (2)$$

设 σ 为面密度， $\sigma dxdy$ 即单位面积的膜质量， t 为时间，则面元的运动方程为

$$T \left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \eta}{\partial y^2} \right) dxdy = \sigma dxdy \left(\frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} \right). \quad (3)$$

整理可得

$$\nabla^2 \eta = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2}, \quad (4)$$

其中， $c = \sqrt{\frac{T}{\sigma}}$ ， $\nabla^2 = \frac{\partial^2}{\partial x^2} + \frac{\partial^2}{\partial y^2}$ 为二维直角坐标的拉普拉斯算符。式 (4) 即为膜的振动方程。

在“弹簧-质量”系统下，圆膜振动与其他弹性体的情况一样，均属于同一种分布参数系统，即圆形薄膜振动位移大小与其径向位置有关。圆形薄膜的振动可以等效为圆心处有一个等效质量块在等效弹簧的作用下振动。从能量等效角度分析，结合薄膜振动方程，可以得到圆形薄膜的等效质量和振动固有频率分别为^[31]

$$M_{en} = m J_1^2(u_n), \quad (5)$$

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{en}}{M_{en}}}, \quad (6)$$

其中, M_{en} 表示薄膜的等效质量, m 为薄膜的实际质量, $J_1(u_n)$ 为1阶柱贝塞尔函数, K_{en} 为等效弹簧系数。

当在薄膜上添加一个质量块 M 时, 等效质量变为 $M + M_{en}$, 振动固有频率如下:

$$f_0 = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{K_{en}}{M_{en}+M}}. \quad (7)$$

等式(7)可以很好地解释 MAMs 能够降低固有频率的原因。当质量块的质量增加时, 实际上是集中质量在增加, 那么就会使等效总质量增加, 从而减小固有频率; 当质量块的质量减小时, 会使等效总质量减小, 使得固有频率增加。该等式也是优化 MAMs 的重要工具。当入射声波频率与 MAMs 的固有频率接近或相等时, 薄膜系统将发生共振现象。

假设圆形薄膜受到平面波作用, 其声压为 $p = p_a e^{j\omega t}$, 圆形薄膜半径为 a , 其中 p_a 为声压振幅, ω 为声波圆频率。将平面波作用力与等式(4)薄膜自由振动方程联立, 化为极坐标形式, 整理可得薄膜振动方程

$$\frac{\partial^2 \eta}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial \eta}{\partial r} = \frac{1}{c^2} \frac{\partial^2 \eta}{\partial t^2} - \frac{p}{c^2 \sigma}. \quad (8)$$

根据分离变量法, 该方程解可以表示为 $\eta(t, r) = R(r) e^{j\omega t}$, 将解代入等式(8)可得

$$\frac{d^2 R}{dr^2} + \frac{1}{r} \frac{dR}{dr} + k^2 R = -\frac{p_a}{T}. \quad (9)$$

结合柱贝塞尔函数, 求解该非齐次微分方程可得通解:

$$R(z) = A J_0(Z) - \frac{p_a}{k^2 T}, \quad (10)$$

其中, $J_0(Z)$ 为0阶柱贝塞尔函数。将等式(10)代入到 $\eta(t, r) = R(r) e^{j\omega t}$ 中可得薄膜振动位移表达式:

$$\eta(t, r) = [A J_0(kr) - \frac{p_a}{k^2 T}] e^{j\omega t}. \quad (11)$$

根据边界条件 $\eta(r=a) = 0$ 可得常数 A :

$$A = \frac{p_a}{k^2 T} \frac{1}{J_0(ka)}. \quad (12)$$

由此可得薄膜振动位移:

$$\eta(t, r) = \frac{p_a}{k^2 T} \left[\frac{J_0(kr)}{J_0(ka)} - 1 \right] e^{j\omega t}. \quad (13)$$

薄膜振动位移平均值

$$\bar{\eta} = \frac{e^{j\omega t}}{\pi a^2} \int_0^a 2\pi r \eta dr = \frac{p_a}{k^2 T} \frac{J_2(ka)}{J_0(ka)} e^{j\omega t}, \quad (14)$$

其中, $J_2(ka)$ 为二阶柱贝塞尔函数。当 $J_0(ka) = 0$ 时, $\bar{\eta}$ 趋于无穷大, 此时薄膜处于共振模式, 在共振状态下, 声波可以轻易地穿过薄膜, 导致声透射量达到最大值, 隔声效果较差; 当 $J_2(ka) = 0$ 时, $\bar{\eta} = 0$, 此时薄膜振动时具有极小位移, 薄膜处于反共振模式, 这种模式会使得入射声波发生强烈的反射, 促使正向与反向声波相互抵消, 使得声波难以穿过薄膜, 得到较好的隔声效果^[32-35]。

2 摆臂式结构低频仿真分析

2.1 摆臂式结构设计

图 2(a)是具有连续多态反共振模态的十字型摆臂式 MAMs。在此基础上,本文设计了十字型摆臂末端外加四质量块模型(图 2(b))、十字型摆臂外加八质量块模型(图 2(c))、米字型摆臂外加四质量块模型(图 2(d))以及米字型摆臂外加八质量块模型(图 2(e)),5 个结构按图示顺序从左到右依次命名为 M_1 、 M_2 、 M_3 、 M_4 、 M_5 。



(a) M_1 结构模型 (b) M_2 结构模型 (c) M_3 结构模型 (d) M_4 结构模型 (e) M_5 结构模型

图2 摆臂式结构模型

Fig.2 Spondulum arm structure model

5 个模型均由摆臂、质量块、框架和薄膜构成,模型整体呈现圆形,薄膜上方正中心位置放置摆臂,质量块在摆臂四周均匀摆放,框架是两个圆环,分别在薄膜上下方夹持住薄膜。十字摆臂由两条互相垂直的摆臂组成,米字摆臂由 4 条摆臂组成,相邻摆臂夹角为 45° ,摆臂周围的质量块圆心到薄膜圆心的距离为 20 mm。摆臂材料选择铝,摆臂的每条臂长度为 40 mm,宽度为 4 mm,厚度为 2 mm;质量块与框架的材料均采用铁,其中质量块半径为 6 mm,厚度为 2 mm,框架外圆半径为 50 mm,内圆半径为 45 mm,厚度为 2 mm;薄膜采用聚酰亚胺(PI),半径为 50 mm,厚度为 0.2 mm。相关结构参数和材料参数如表 1 所示。

表1 薄膜结构相关参数

Table 1 Film structure parameters

结构	长度/mm	宽度/mm	厚度/mm	半径/mm	杨氏模量/Pa	密度/($\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$)	泊松比
摆臂	40	4	2		7.1×10^9	2700	0.32
质量块			2	6	2.0×10^{11}	7800	0.33
框架			2	50	2.0×10^{11}	7800	0.33
薄膜			0.2	50	1.42×10^9	1420	0.4

MAMs 的结构形态直接决定了它们的耦合振动模式,而耦合振动模式又会显著干扰声波的传输特性^[36],因此利用好结构的耦合振动模式可以得到更好的隔声性能。

为了得到更好的隔声性能,所设计的结构具有高度的对称性,摆臂和质量块将薄膜划分出较多的混合抗共振模式,这些混合抗共振模式会在某些频率下使整个薄膜结构处于动态平衡状态,将有效提高隔声性能。

2.2 摆臂式结构仿真模型搭建

本文利用 COMSOL Multiphysics 软件建立 MAMs 的多物理场耦合模型对摆臂式结构进行有限元仿真分析。物理场采用压力声学与固体力学耦合模块,对结构进行三维建模,建模过程如下:(1) 选择物理场计算模块为压力声学与固体力学耦合模块;(2) 建立圆形薄膜,并在薄膜中央附加摆臂以及质量块,同时,建立圆柱状空气域,使其圆柱半径与薄膜相同,并保持空气域在薄膜两侧对称;(3) 将薄膜、摆臂以及质量块设置为固体,将空气域设置为气体,并为各部分赋予相应的材料属性;(4) 设定薄膜结构的边界固定条件,并确定薄膜预应力的大小,同时加入阻尼。以建立的米字摆臂外加八质量块模型为例,模型主要由空气域和薄膜结构组成,如图 3 所示。图中圆柱体表示空气域,薄膜在空气域中间,将空气域一分为二。声波从入射口进入,经过薄膜结构后从出射口出去。

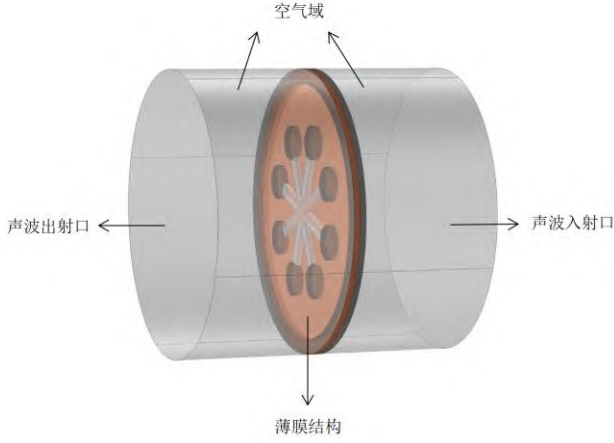


图3 薄膜结构仿真模型

Fig.3 Thin film structure simulation model

该模型涉及到压力声学与固体力学的多物理场耦合,在固体力学物理场中,需将薄膜框架和薄膜四周设置为固定边界,以此来限制薄膜结构的径向位移;在压力声学物理场中,声波出口处设置为无反射边界,空气域四周边界设为硬声场边界,并将整个薄膜结构设置为声结构耦合的物理场。为了探究结构的隔声性能,入射波采用平面波辐射的方式。同时为了排除声波强度的影响,将入射声波声压设置为 1 Pa ,并在出射口处设置完美匹配层吸收出射口处的声波。薄膜结构的相关参数设置按照表 1 进行配置,随后对仿真模型进行网格划分。由于薄膜厚度较小,为保证计算精度,网格划分方式选择极细化处理,模型网格划分为 14389287 个域单元、1344164 个边界单元和 15120 个边单元,网格划分如图 4 所示。

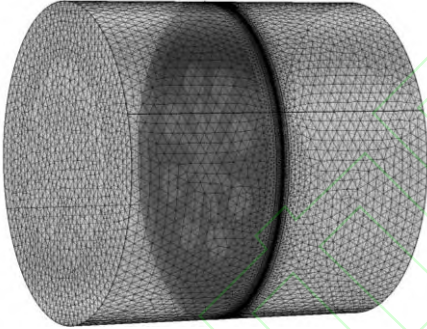


图4 模型网格划分

Fig.4 Model meshing

网格划分后需要在频域下进行隔声性能分析,频率范围设置为 $50 \sim 1000 \text{ Hz}$ 。隔声性能通常用传声损失 (Sound transmission loss, STL) 来表征,STL 是指声音在传播过程中所损失的能量,单位用分贝(dB)表示。模型中通过比较入射口处的声波能量强度和出射口处声波能量强度来确定 STL 的大小。对入射声波的声压进行面积积分,可以得到入射声波功率 W_{in} :

$$W_{\text{in}} = \int \frac{P_{\text{in}}^2}{2\rho c} dS_{\text{in}}, \quad (15)$$

其中, P_{in} 表示入射声压, ρ 和 c 分别表示空气的密度和声速, S_{in} 表示入射端口的面积。再对出射口处声波的声压进行面积积分,其功率 W_{out} 表示为

$$W_{\text{out}} = \int \frac{P_{\text{out}}^2}{2\rho c} dS_{\text{out}}, \quad (16)$$

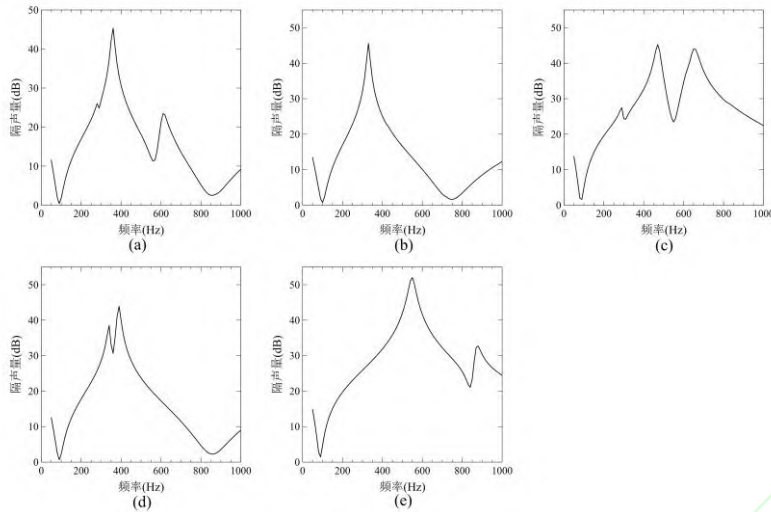
其中, P_{out} 表示出射声压, S_{out} 表示出射端口的面积。STL 的公式为^[37]

$$\text{STL} = 10\lg\left(\frac{W_{\text{in}}}{W_{\text{out}}}\right). \quad (17)$$

2.3 摆臂式结构仿真分析

仿真数据的测试频率范围设置为 $50 \sim 1000 \text{ Hz}$,按照 STL 计算公式可得各个模型的 STL 曲线,如图 5

所示。



(a) M_1 仿真曲线 (b) M_2 仿真曲线 (c) M_3 仿真曲线 (d) M_4 仿真曲线 (e) M_5 仿真曲线

图 5 仿真模型 STL 曲线

Fig.5 STL curve of simulation model

在测试范围内，把 STL 在 15 dB 以上的带宽宽度定义为 \mathcal{S} 。通过对比 STL 的均值、峰值和 \mathcal{S} 来比较 5 个模型的隔声性能，各参数如表 2 所示。

表 2 仿真模型数据对比

Table 2 Simulation model data comparison

模型	均值/dB	峰值/dB	\mathcal{S} /Hz
M_1	15.42	45.40	420
M_2	13.66	45.61	330
M_3	27.44	45.27	840
M_4	16.18	43.94	450
M_5	28.47	52.04	850

由上述可知， M_1 的 \mathcal{S} 带宽为 420 Hz，隔声量峰值达到了 45.40 dB，其对应的频率是 360 Hz。STL 曲线在 90 Hz 处出现第一个隔声谷，STL 接近于零，声波几乎完全透过结构继续向前传播，此时非常接近结构的一阶固有频率。

M_2 的隔声量曲线在测试的频率范围内，比 M_1 少一个隔声峰。该曲线的均值为 13.66 dB，相比于 M_1 少 1.76 dB，峰值较 M_1 略大，但其 \mathcal{S} 值只有 330 Hz。从整体上观察该曲线，其隔声性能不如 M_1 。

M_3 的隔声量曲线整体的曲线走势与 M_1 相近，曲线在频率为 90 Hz 出现第一个隔声谷，其隔声量为 1.60 dB，最大的隔声峰峰值为 45.27 dB。在 90~550 Hz 的频率范围内，该结构相比于 M_1 的隔声表现略差，但在 550 Hz 之后的隔声性能，明显要优于 M_1 ，且 \mathcal{S} 带宽为 840 Hz。从均值的角度上看， M_3 隔声量均值为 27.44 dB， M_1 为 15.42 dB，在整体上 M_3 的隔声量较好。

M_4 的 \mathcal{S} 带宽为 450 Hz，均值为 16.18 dB。与 M_1 相比， \mathcal{S} 带宽和均值都有提升。不过它的第一个隔声峰的频率为 340 Hz，隔声量为 38.53 dB，相比于 M_1 来看，它将第一个隔声峰的频率降低了，同时隔声量也得到了相应的降低。

M_5 的隔声量曲线有两个波谷和两个波峰，第一个隔声峰带宽为 750 Hz，隔声峰峰值为 52.04 dB。曲线在 90 Hz 处出现第一个隔声谷，STL 接近于零。曲线在 840 Hz 附近处出现了第二个隔声谷，STL 为 21.06 dB。 M_5 的均值、峰值和 \mathcal{S} 带宽是 5 个模型中最大的，且第一波谷与第二波谷的相隔也较远。因此不考虑其他特殊要求，在仿真测试中，该模型是 5 个模型中隔声性能最佳的。

3 摆臂式结构模态分析

3.1 M_1 模态分析

由 MAMs 的隔声机理可知,不同薄膜结构有着不同的振动特性,这些振动特性会对隔声性能产生一定的影响。为了进一步了解隔声性能差异的原因,需要对 5 种结构进行模态分析。模态分析选择隔声峰有效的频带宽度, M_1 的模态研究频率范围选择第一隔声谷和第二隔声谷之间,其模态图 6 所示。

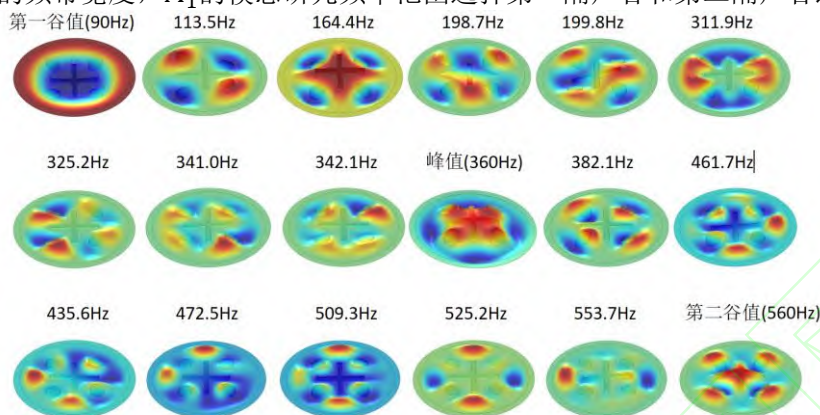


图 6 M_1 模态

Fig.6 M_1 mode

M_1 在两谷值带宽内产生 16 个连续的反共振模式,且幅度较小,除去反共振模态图外,图中还包括谷值的模态图。这些反共振模式表现为十字型摆臂、质量块之间的反向协调模式。在 113.5 Hz、325.2 Hz、341.0 Hz、342.1 Hz、382.1 Hz、461.7 Hz、472.5 Hz 表现为质量块之间的反向振动;在 525.2 Hz、553.7 Hz,表现为十字摆臂末端的反向振动;在 164.4 Hz、198.7 Hz、199.8 Hz、311.9 Hz、360 Hz、435.6 Hz、509.3 Hz 表现为十字摆臂和质量块之间的反向振动。在峰值 360 Hz 频率的振动模态下,质量块和摆臂的运动方向与周边薄膜位移方向相反并位移相互抵消,得到了较好的隔声效果。在其他反共振模式下,薄膜振动时具有极小位移,入射声波反射与正向声波相互抵消,使得声波难以穿过薄膜,得到较好的隔声效果。在两个谷值的共振模态下,薄膜有较大的位移,声波可以轻易穿过薄膜,此时隔声效果较差。

3.2 M_2 模态分析

同样, M_2 的模态频率研究范围选择第一隔声谷和第二隔声谷之间,其模态图 7 所示。

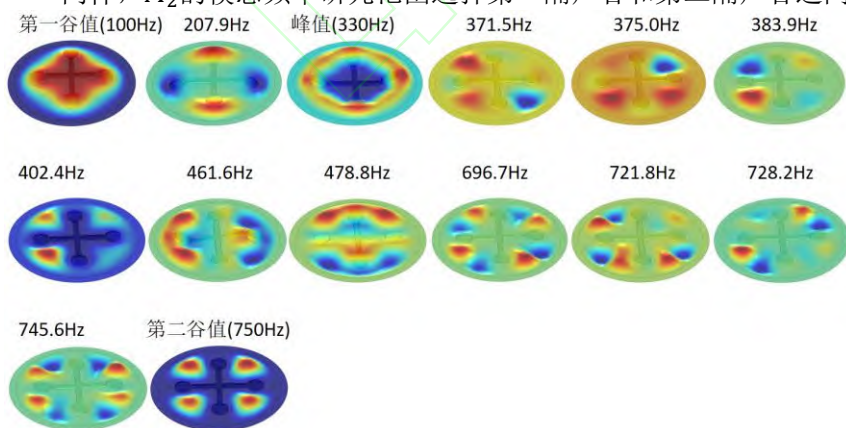


图 7 M_2 模态

Fig.7 M_2 mode

M_2 在两谷值带宽内产生 12 个连续的反共振模式。在 207.9 Hz 表现为质量块之间的反向振动;在 461.6 Hz、478.8 Hz 表现为十字摆臂末端的反向振动;在 330 Hz、371.5 Hz、375.0 Hz、402.4 Hz 表现为十字摆臂和质量块之间的反向振动,在 383.9 Hz、696.7 Hz、721.8 Hz、728.2 Hz、745.6 Hz 表现为薄膜的振动。 M_2

相比于 M_1 来说少了一部分振动模态，并且摆臂和质量块相关的特征频率振动模态大幅度减少，所以调整质量块与摆臂的分布方式，可以调节结构的共振特性，从而影响薄膜的隔声性能。观察 M_1 与 M_2 的 STL 曲线可以发现， M_1 比 M_2 多一个隔声峰，该隔声峰的出现是因为其摆臂和质量块的位移与周边薄膜位移相反，位移相互抵消。相比于 M_2 来说，这是 M_1 的结构优势， M_1 第二隔声峰附近特征频率模态图 8 所示。

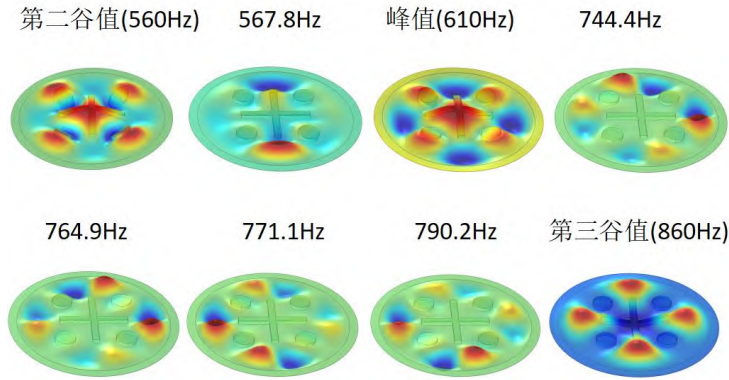


图 8 M_1 第二隔声峰模态

Fig.8 M_1 second acoustic peak mode

M_1 在第二谷值和第三谷值之间产生了 6 个连续的反共振模式，其中在峰值频率 610 Hz，质量块和摆臂的位移方向与周边薄膜位移方向相反，达到较好的隔声效果。在频率 567.8 Hz 表现为十字摆臂末端的反向振动，其他模态表现为薄膜的振动。

3.3 M_3 模态分析

M_3 的 STL 曲线第二谷值较大，因此 M_3 的模态频率研究范围选择第一隔声谷到 1000 Hz，其模态图如图 9 所示。

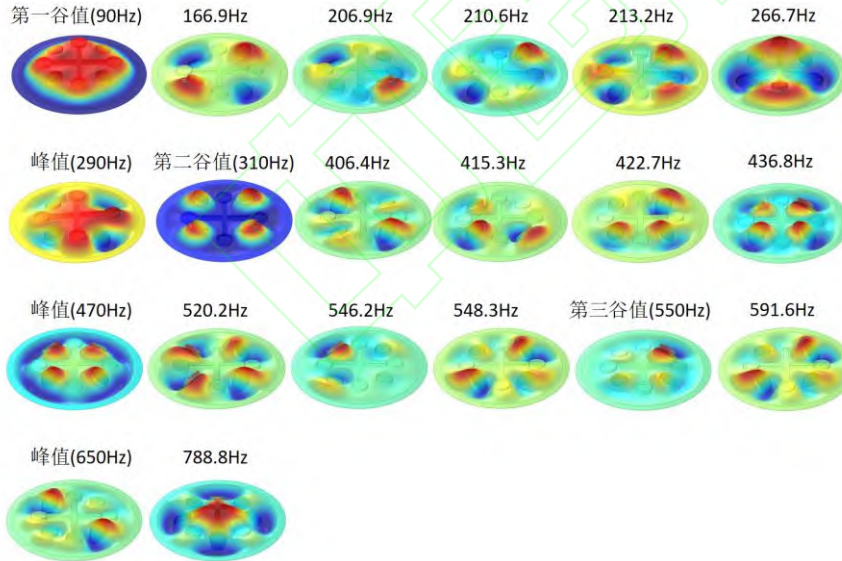


图 9 M_3 模态

Fig.9 M_3 mode

M_3 在模态频率研究范围内产生 17 个连续的反共振模式，图中还包括 3 个谷值的模态图。这些反共振模式表现为十字型摆臂、质量块之间的反向协调模式。在 166.9 Hz、206.9 Hz、210.6 Hz、213.2 Hz、266.7 Hz、406.4 Hz、415.3 Hz、422.7 Hz、436.8 Hz、470 Hz、520.2 Hz、546.2 Hz、548.3 Hz、591.6 Hz、650 Hz 表现为质量块之间的反向振动；在 290 Hz、788.8 Hz 表现为十字摆臂和质量块之间的反向振动。由上述可知， M_3 在 M_1 的基础上增添了 4 个质量块，这些添加的质量块使得质量块之间的振动模式得到了增加，从

而使得隔声性能得到了提升。

3.4 M_4 模态分析

M_4 的 STL 曲线第二谷值较大，因此 M_4 的模态频率研究范围选择第一隔声谷到第三隔声谷，其模态图如图 10 所示。

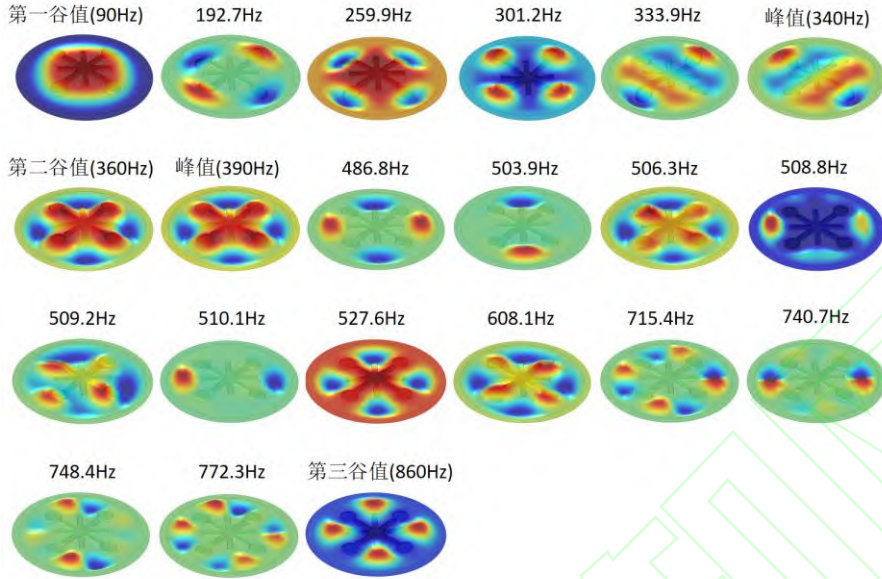


图 10 M_4 模态

Fig.10 M_4 mode

M_4 在两谷值带宽内产生 18 个连续的反共振模式，除去反共振模态图外，图中还包括谷值的模态图。这些反共振模式表现为米字型摆臂、质量块和薄膜之间的反向协调模式。在 192.7 Hz、506.3 Hz 表现为质量块之间的反向振动；在 527.6 Hz、608.1 Hz 表现为米字摆臂末端的反向振动；在 259.9 Hz、301.2 Hz、333.9 Hz、340 Hz、390 Hz、508.8 Hz、509.2 Hz 表现为米字摆臂和质量块之间的反向振动；在 486.8 Hz、503.9 Hz、510.1 Hz、715.4 Hz、740.7 Hz、748.4 Hz、772.3 Hz 表现为薄膜的振动。其中第二谷值的隔声量与峰值相差不大，因此它们的模态图也相似，不过位移幅度还是有差别。 M_4 相比于 M_1 来说有更多的反共振模式，使得 M_4 的 STL 带宽和均值都得到不同程度的提升。

3.5 M_5 模态分析

M_5 的 STL 曲线第二谷值也较大，因此 M_5 的模态频率研究范围选择第一隔声谷到 1000 Hz，其模态图如图 11 所示。

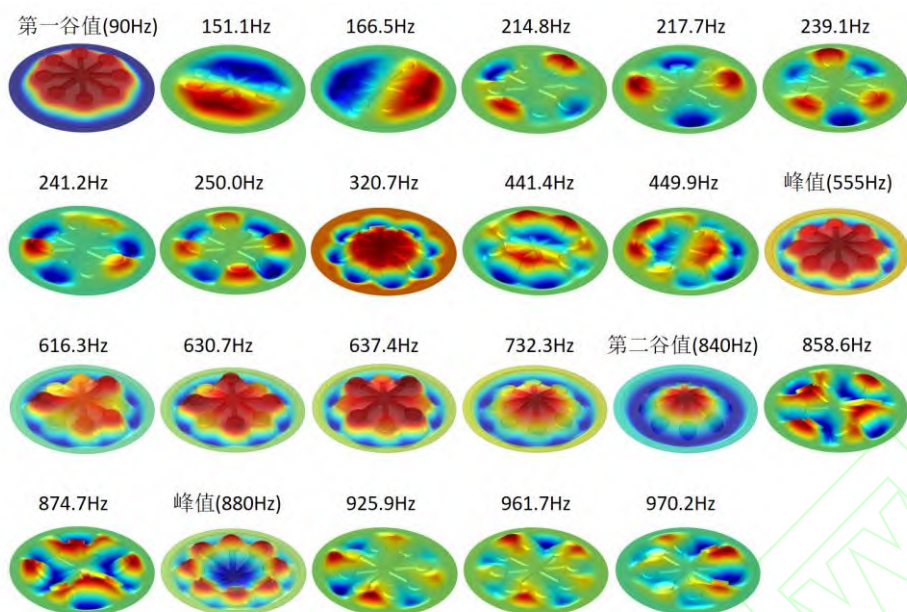


图 11 M_5 模态

Fig.11 M_5 mode

M_5 在模态频率研究范围内产生 21 个连续的反共振模式。这些反共振模式表现为米字型摆臂、质量块和薄膜之间的反向协调模式。在 214.8 Hz、217.7 Hz、239.1 Hz、241.2 Hz、250.0 Hz、970.2 Hz 表现为质量块之间的反向振动；在 151.1 Hz、166.5 Hz、320.7 Hz、441.4 Hz、449.9 Hz、555 Hz、616.3 Hz、630.7 Hz、637.4 Hz、732.3 Hz、858.6 Hz、874.7 Hz、880 Hz 表现为米字摆臂和质量块之间的反向振动；在 925.9 Hz、961.7 Hz 表现为薄膜的振动。 M_5 内产生了多重反共振模式并实现了动态平衡。这种多重反向调节行为导致了入射声能的强烈反射，从而促使正向和反向声波相互抵消。 M_5 结构高度对称，在 5 个模型的研究范围内的模态最为丰富，这是 M_5 在 5 个模型中隔声性能最好原因之一。

仿真选择的是平面波辐射，并不会激发所有的反共振模式，但是这些反共振模式会在一定程度上拓宽 STL 带宽，加大 STL 峰值。由于作用力和反作用力之间的相互关系，可以观察到这些反共振模式下的子单元在相反的方向上振动，振幅几乎相等，但位移相反，从而实现宏观上的力平衡^[38]。STL 带宽的频率下限和上限取决于相应区域内的模态共振。通过合理设计相应区域内的结构和材料参数，就可以改变反谐振模式，并将 STL 带宽调整到所需的频率范围内。

4 摆臂式结构实验验证

4.1 实验环境搭建及样品准备

隔声量测试实验选用的仪器为直径 100 mm 的 AWA8551 型阻抗管、AWA6223 声校准器、AWA6290B 信号分析仪、AWA5871 功率放大器及传声器等，实验环境如图 12 所示。



图 12 实验环境搭建

Fig.12 Experimental environment construction

按照仿真结构的材料以及尺寸来完成实验样品的制作。实验样品制作方式如下：利用铣床加工摆臂、质量块及框架，薄膜裁剪为直径为 100 mm 的圆形薄膜。利用 3M 喷胶将无褶皱状态圆形薄膜固定在框架上，等待 3M 喷胶的粘结力充分发挥作用后，再把质量块及摆臂粘在薄膜的中央。粘固好后检查整个样品是否会发生松动，如果发生松动，需要重新进行上述的步骤，直到样品不松动为止。实验样品如图 13 所示。



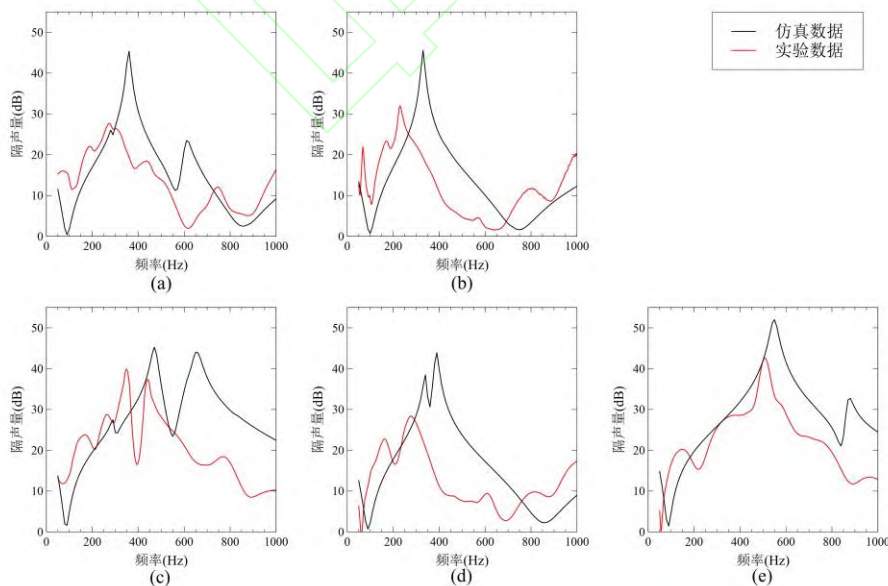
(a) M_1 实验样件 (b) M_2 实验样件 (c) M_3 实验样件 (d) M_4 实验样件 (e) M_5 实验样件

图 13 样品制备

Fig.13 Sample preparation

4.2 摆臂式结构实验分析

此次隔声量测试实验的测量频率范围是 50~1000 Hz，在测试前将试件框架的四周贴上一层泡棉，并用凡士林组装阻抗管，以免发生大面积的声音泄露。随后将样品放于阻抗管中测试，实验结果如图 14 所示。



(a) M_1 STL 曲线 (b) M_2 STL 曲线 (c) M_3 STL 曲线 (d) M_4 STL 曲线 (e) M_5 STL 曲线

图 14 实验与仿真 STL 曲线对比

Fig.14 Comparison of STL curves between experiment and simulation

同样对比 5 种模型实验样品在 STL 的均值、峰值和 \mathcal{S} 上的表现，各参数如表 3 所示。

表 3 实验样品数据对比

Table 3 Comparison of experimental sample data

样品	均值/dB	峰值/dB	\mathcal{S} /Hz
M_1	13.32	27.66	387
M_2	12.18	32.02	308
M_3	20.41	39.91	709
M_4	13.71	28.36	398
M_5	22.34	42.61	747

由实验数据可知， M_1 的均值为 13.32 dB， \mathcal{S} 带宽为 387 Hz，隔声量峰值为 27.66 dB，隔声量峰值对应的频率是 272.5 Hz。 M_2 相比于 M_1 来说，与仿真结果类似少了一个隔声峰， M_2 的均值和 \mathcal{S} 值在 5 个模型中都是最低的，其峰值略高于 M_1 。 M_3 在均值、峰值和 \mathcal{S} 值上都要比 M_1 表现好，所以在整体上 M_3 的隔声性能较好，与仿真结果相符。 M_4 的 \mathcal{S} 带宽为 398 Hz，比十字型摆臂外加四质量块更宽，且均值一样有提升，和仿真数据表现类似。 M_5 在均值、峰值和 \mathcal{S} 值上都表现出最佳水平，与仿真表现类似，整体上该样品的隔声性能在 5 个样品中最好。

观察图 14 可以发现，5 个结构的仿真数据 STL 曲线和实验数据 STL 曲线走势大致相同。各模型中仿真结果表现的更为平滑，且在大多数情况下，隔声峰处的隔声量要高出实验结果，在隔声谷处的隔声量也要明显低于实验结果。出现这种情况的原因在于，薄膜材料夹紧的过程中使用胶水粘贴的限制，无法实现薄膜与框架的完全贴合，从而间接影响了薄膜的有效振动面积，进而导致结构固有频率发生变化。这最终导致实验测得的 STL 曲线与仿真计算结果在隔声峰值和隔声谷值处所对应的频率不一致。此外，在实际测试过程中，难以完全满足仿真时设置的边界条件，而不同的边界条件会对结构的隔声性能产生影响。在实验过程中也会存在声音泄露的情况，即使采用凡士林对结构进行密封，由于框架与阻抗管之间的间隙，仍然存在声波泄漏的可能性。虽然存在差异，但二者的 STL 曲线在趋势上吻合良好，证明有限元仿真的正确性。

5 结论

本文基于十字型摆臂外加四质量模型，通过改变摆臂结构和质量块数量，设计了 4 种不同结构的摆臂式 MAMs：十字型摆臂末端外加四质量块、米字型摆臂外加四质量块、十字型摆臂外加八质量块和米字型摆臂外加八质量块。本文分析了 MAMs 在振动过程中薄膜的隔声机理，薄膜系统可以当成一个“弹簧-质量”系统，当受到外界弹性波的作用时，系统将在谐振力作用下做简谐振动，分析这个过程即可了解 MAMs 的隔声机理。从 MAMs 隔声机理出发，利用 COMSOL Multiphysics 软件建立了参考结构和 4 个设计结构的有限元模型，计算每个模型的 STL 曲线，并通过对比隔声量的均值、峰值以及 \mathcal{S} 值来比较它们的隔声特性。在仿真模型下，十字型摆臂末端外加四质量块模型的隔声量曲线在测试的频率范围内，比十字型摆臂外加四质量模型少一个隔声峰，其隔声性能较差。米字型摆臂外加四质量块模型与十字型摆臂外加四质量块模型相比较，米字摆臂有更大的 \mathcal{S} 频带宽度，更大的均值，并且隔声曲线第二谷值不为零，因此从整体上来看，米字摆臂加四质量块的隔声性能比十字摆臂加四质量块要好。对比十字型摆臂外加四质量块模型和十字型摆臂外加八质量块模型可知，十字型摆臂外加八质量块模型在 550 Hz 之前，其隔声峰频率相对靠后，该范围带宽与前者接近。但在 550 Hz 之后，它具有更高的隔声峰和更宽的带宽，同时均值、峰值和 \mathcal{S} 值都比十字型摆臂外加四质量块模型表现好。米字型摆臂外加八质量块模型的均值、峰值和 \mathcal{S} 值都是最大的。本文对 5 种结构进行了模态分析，发现 M_5 结构高度对称，在 5 个模型的研究范围内的模态最为丰富。STL 带宽的频率下限和上限取决于模态共振。通过合理设计结构和材料参数，就能在一定程度上改变反谐

振模式，并将 STL 带宽调整到所需的频率范围内。为了验证仿真的正确性，通过实验来进一步分析模型的 STL 值。实验结果发现，实验 STL 曲线与仿真 STL 曲线趋势上吻合良好，证明了仿真的正确性，米字型摆臂外加八质量块的隔声性能在 5 个模型中最佳。综上所述，设计的 4 种不同结构在一定程度上丰富了摆臂、质量块和薄膜之间的设计方式，为低频 MAMs 的工程化应用提供一种新的解决思路。

参 考 文 献

- [1] Zafar M I, Dubey R, Bharadwaj S, et al. GIS based road traffic noise mapping and assessment of health hazards for a developing urban intersection[C]//Acoustics. MDPI, 2023, 5(1): 87-119.
- [2] Bolaji B O, Olanipekun M U, Adekunle A A, et al. An analysis of noise and its environmental burden on the example of Nigerian manufacturing companies[J]. Journal of Cleaner Production, 2018, 172: 1800-1806.
- [3] Ding Y, Liu Z, Qiu C, et al. Metamaterial with simultaneously negative bulk modulus and mass density[J]. Physical Review Letters, 2007, 99(9): 093904.
- [4] Yu D, Liu Y, Zhao H, et al. Flexural vibration band gaps in Euler-Bernoulli beams with locally resonant structures with two degrees of freedom[J]. Physical Review B, 2006, 73(6): 064301.
- [5] 郁殿龙, 刘耀宗, 王刚, 等. 一维杆状结构声子晶体扭转振动带隙研究[J]. 振动与冲击, 2006(1): 104-106, 170.
Yu Dianlong, Liu Yaozong, Wang Gang, et al. Research on torsional vibration band gaps of one dimensional phononic crystals composed of rod structures[J]. Journal of Vibration and Shock, 2006(1): 104-106, 170.
- [6] Zhang Z, Wang H, Yang C, et al. Vibration energy harvester based on bilateral periodic one-dimensional acoustic black hole[J]. Applied Sciences, 2023, 13(11): 6423.
- [7] Theocharis G, Richoux O, García V R, et al. Limits of slow sound propagation and transparency in lossy, locally resonant periodic structures[J]. New Journal of Physics, 2014, 16(9): 093017.
- [8] Zhao X, Cai L, Yu D, et al. A low frequency acoustic insulator by using the acoustic metasurface to a Helmholtz resonator[J]. AIP Advances, 2017, 7(6): 065211.
- [9] Nguyen H, Wu Q, Xu X, et al. Broadband acoustic silencer with ventilation based on slit-type Helmholtz resonators[J]. Applied Physics Letters, 2020, 117(13): 134103.
- [10] Oudich M, Senesi M, Assouar M B, et al. Experimental evidence of locally resonant sonic band gap in two-dimensional phononic stubbed plates[J]. Physical Review B, 2011, 84(16): 165136.
- [11] Xiao Y, Wen J, Huang L, et al. Analysis and experimental realization of locally resonant phononic plates carrying a periodic array of beam-like resonators[J]. Journal of Physics D: Applied Physics, 2014, 47(4): 045307.
- [12] Zhang Z, Wang X, Liu Z Y, et al. A study of low frequency sound insulation mechanism of a perforated plate-type acoustic metamaterial[J]. Journal of Sound and Vibration, 2023, 558: 117775.
- [13] Li J, Jiang R, Xu D, et al. Study of acoustic transmission losses in particle-reinforced rubber-based membrane-type acoustic metamaterials[J]. Applied Acoustics, 2023, 208: 109379.
- [14] 陈传敏, 乔训熙, 郭兆枫, 等. 半主动式薄膜型声学超材料超低频隔声特性研究[J]. 噪声与振动控制, 2023, 43(3): 60-65.
Chen Chuanmin, Qiao Chuanxi, Guo Zhaofeng, et al. Study on ultra-low frequency sound insulation characteristics of semi-active membrane type acoustic metamaterials[J]. Noise and Vibration Control, 2023, 43(3): 60-65.
- [15] Peng L, Bao B. Optimized membrane-type acoustic metamaterials for alleviating engineering fatigue damage via lightweight optimization[J]. Engineering Structures, 2023, 292: 116550.
- [16] Yang Z, Mei J, Yang M, et al. Membrane-type acoustic metamaterial with negative dynamic mass[J]. Physical Review Letters, 2008, 101(20): 204301.
- [17] Yang Z, Dai H M, Chan N H, et al. Acoustic meta- material panels for sound attenuation in the 50-1000 Hz regime[J]. Applied Physics Letters, 2010, 96(4): 041906.
- [18] Naify C J, Chang C M, McKnight G, et al. Transmission loss of membrane-type acoustic metamaterials with coaxial ring masses[J]. Journal of Applied Physics, 2011, 110(12): 124903.
- [19] Naify C J, Chang C M, McKnight G, et al. Membrane-type metamaterials: transmission loss of multi-celled arrays[J]. Journal of Applied Physics, 2011, 109(10): 104902.
- [20] Naify C J, Chang C M, McKnight G, et al. Scaling of membrane-type locally resonant acoustic meta- material arrays[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2012, 132(4): 2784-2792.
- [21] Chen J S, Chen Y B, Chen H W, et al. Bandwidth broadening for transmission loss of acoustic waves using coupled membrane- ring structure[J]. Materials Research Express, 2016, 3(10): 105801.
- [22] Lu Z, Yu X, Lau S K, et al. Membrane-type acoustic metamaterial with eccentric masses for broadband sound isolation[J]. Applied Acoustics, 2020, 157: 107003.
- [23] Li H Z, Liu X C, Liu Q, et al. Sound insulation performance of double membrane-type acoustic metamaterials combined with a Helmholtz resonator[J]. Applied Acoustics, 2023, 205: 109297.
- [24] Li Y L, Zhang Y L, Xie S C. A lightweight multilayer honeycomb membrane-type acoustic metamaterial[J]. Applied Acoustics, 2020, 168: 107427.
- [25] Nguyen H, Wu Q, Chen J J, et al. A broadband acoustic panel based on double-layer membrane-type metamaterials[J]. Applied Physics Letters, 2021; 118: 184101.

- [26] Ciaburro G, Parente R, Iannace G, et al. Design optimization of three-layered metamaterial acoustic absorbers based on pvc reused membrane and metal washers[J]. *Sustainability*, 2022, 14(7): 4218.
- [27] Zhou G, Wu J H, Lu K, et al. Broadband low-frequency membrane-type acoustic metamaterials with multi-state anti-resonances[J]. *Applied Acoustics*, 2020, 159: 107078.
- [28] Cao E, Jia B, Guo D, et al. Bionic design and numerical studies of spider web-inspired membrane-type acoustic metamaterials[J]. *Composite Structures*, 2023, 315: 117010.
- [29] 胡世尧, 叶天贵, 李青霞, 等. 穿孔板-膜腔复合型隔声板隔声特性研究[J]. *噪声与振动控制*, 2023, 43(6): 233-239, 288.
Hu Shiyao, Ye Tianguai, Li Qingxia, et al. Sound insulation characteristics of perforated plate-membrane cavity composite sound insulation plates[J]. *Noise and Vibration Control*, 2023, 43(6): 233-239, 288.
- [30] 姬艳露, 吕海峰, 刘继宾. 表面张力对薄膜型声学超材料隔声性能的影响[J]. *功能材料*, 2019, 50(1): 1120-1125.
Ji Yanlu, Lyu Haifeng, Liu Jibin. Effect of surface tension on acoustic insulation performance of membrane-type acoustic metamaterials[J]. *Journal of Functional Materials*, 2019, 50(1): 1120-1125.
- [31] 袁伟, 胡超楠, 林国昌, 等. 薄膜声学超材料低频隔声研究[J]. *机械设计与制造工程*, 2021, 50(3): 113-117.
Yuan Wei, Hu Chaonan, Lin Guochang, et al. Research on low frequency sound insulation of thin film acoustic metamaterials[J]. *Machine Design and Manufacturing Engineering*, 2021, 50(3): 113-117.
- [32] Mei J, Ma G, Yang M, et al. Dark acoustic metamaterials as super absorbers for low-frequency sound[J]. *Nature Communications*, 2012, 3(3): 756.
- [33] Ma G, Sheng P. Acoustic metamaterials: from local resonances to broad horizons[J]. *Science Advances*, 2016, 2(2): e1501595.
- [34] Ma F, Huang M, Wu J H. Ultrathin lightweight plate-type acoustic metamaterials with positive lumped coupling resonant[J]. *Journal of Applied Physics*, 2017, 121(1): 015102.
- [35] Thongchom C, Jearsiripongkul T, Refahati N, et al. Sound transmission loss of a honeycomb sandwich cylindrical shell with functionally graded porous layers[J]. *Buildings*, 2022, 12(2): 151.
- [36] Ma F, Huang M, Wu J H. Acoustic metamaterials with synergetic coupling[J]. *Journal of Applied Physics*, 2017, 122(21): 215102.
- [37] Thongchom C, Jearsiripongkul T, Refahati N, et al. Sound transmission loss of a honeycomb sandwich cylindrical shell with functionally graded porous layers[J]. *Buildings*, 2022, 12(2): 151.
- [38] Bolton J S, Shiau N M, Kang Y J. Sound transmission through multi-panel structures lined with elastic porous materials[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 1996, 191(3): 317-347.