

附加式声学黑洞动力吸振器研究进展*

季宏丽¹, 邓富钟¹, 王小东², 裘进浩¹

(1. 南京航空航天大学航空学院 南京, 210016)

(2. 内蒙动力机械研究所燃烧与流动精细控制学科与技术中心 呼和浩特, 010010)

摘要 针对传统内嵌式声学黑洞需削弱主结构承载截面、难以满足既有结构后装改造需求的工程瓶颈, 基于声学黑洞波动调控机理与动力吸振器局部耦合机制, 系统综述了附加式声学黑洞(acoustic black hole, 简称ABH)动力吸振器的研究进展。首先, 从主结构与附加结构的连续体模态耦合角度, 建立了附加式ABH-被控结构耦合系统动力学模型, 分析了其动力吸振与阻尼增强效应的物理机制, 阐明了模态频率、模态振型、模态耦合系数及附加结构阻尼对振动控制性能的影响规律; 其次, 按结构维度和构型特征, 将现有附加式ABH分为一维构型(梁式、螺旋式)和二维构型(圆盘式、偏心式、开槽式、矩形偏心式)两大类, 系统梳理了各类构型的设计思路、性能特点及适用范围; 然后, 总结了附加式ABH在航空航天壁板、舰船浮筏系统及高速列车车体等典型工程领域中的应用探索与验证效果; 最后, 探讨了当前研究在低频小型化、多模态快速预测、复杂工况鲁棒优化及工程化推广等方面面临的挑战与未来发展方向。结果表明: 附加式ABH动力吸振器通过局部高阻尼连续体与主结构形成多模态耦合, 在无需削弱主结构承载能力的前提下, 即可实现宽频范围内的有效振动抑制; 同时其附加质量小、安装灵活, 在轻量化与结构完整性要求较高的工程场景中具有良好应用前景。

关键词 附加式声学黑洞; 动力吸振器; 低频振动控制; 多模态耦合; 工程应用

中图分类号 TH113.1; TB53

0 引言

随着航空航天、轨道交通、船舶海洋装备及高端制造装备向轻量化、高速化和高功率密度方向发展, 结构振动与噪声问题日益突出。复杂工况下的结构振动不仅影响装备运行稳定性和服役寿命, 还会引起严重的噪声辐射问题, 从而影响乘坐舒适性、结构安全性及隐身性能^[1-2]。因此, 在有限附加质量条件下实现高效、宽频和鲁棒的振动控制, 已成为当前结构动力学领域的重要研究方向。

声学黑洞是一类典型的波动调控结构, 其基本思想是在结构中引入满足幂律变化的厚度渐变区域, 使弯曲波在传播过程中波速逐渐降低、波长不断压缩, 并最终在局部区域形成能量汇聚^[3-4]。当在能量汇聚区域附加少量阻尼材料时, 可显著增强局部能量耗散效率。近年来, ABH已在结构减振、噪声控制、波动调控及能量收集等领域得到广泛研究^[5]。

传统ABH通常采用内嵌式构型, 即直接在主结构内部加工厚度渐变区域。该方法虽然能够有效调控弯曲波传播, 但不可避免地会削弱主结构局部刚度与承载能力。为解决这一问题, 研究者提出将

ABH作为独立附加结构安装于主结构表面, 形成附加式声学黑洞动力吸振器^[6-7]。该类结构既保留了ABH的局部高效耗能特性, 又利用附加结构与主结构之间的局部耦合实现动力吸振, 具有安装灵活、不破坏主结构完整性及适用于后装改造等优势。近年来, 附加式ABH动力吸振器逐渐由简单梁式结构发展为螺旋式^[8]、偏心式^[9]、开槽式^[10]以及矩形二维结构^[11]等构型, 其研究重点从单纯验证减振效果逐渐转向低频小型化、多模态耦合增强和复杂工况适应性优化^[12]。

目前, 已有综述多集中于传统内嵌式ABH的基本理论和波动调控机理, 但针对附加式ABH动力吸振器的构型演化、耦合机制及工程应用尚缺乏系统总结。因此, 笔者围绕附加式声学黑洞动力吸振器展开综述, 重点分析其控制机理、结构设计演化规律及工程应用进展, 并对未来发展方向进行展望^[13]。

1 附加式声学黑洞控制机理

1.1 附加式声学黑洞-被控结构系统动力学模型

图1为附加式声学黑洞与主结构耦合系统示意

* 国家自然科学基金资助项目(U2436204; U2241261)

收稿日期: 2026-06-13; 修回日期: 2026-07-19

图。与传统单自由度动力吸振器不同,附加式声学黑洞是具有连续分布质量、刚度和阻尼的弹性结构。主结构与附加式ABH均可视为连续体系统,其振动响应由多个模态共同参与决定。为了揭示附加式ABH的基本控制机理,采用模态叠加方法,将主结构和附加结构的位移响应分别展开到各自的模态空间中^[14-17]。

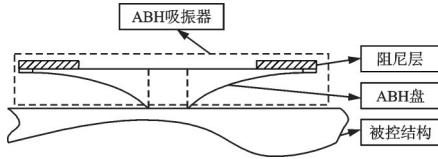


图1 附加式声学黑洞与主结构耦合系统示意图

Fig.1 Schematic diagram of the coupled system between attached acoustic black hole and main structure

经模态质量归一化处理,主结构的动力学方程可写为

$$\begin{cases} I\ddot{q}_s + 2\zeta_s\omega_s\dot{q}_s + \omega_s^2q_s = F_s \\ I\ddot{q}_A + 2\zeta_A\omega_A\dot{q}_A + \omega_A^2q_A = 0 \end{cases} \quad (1)$$

其中: I 为单位矩阵; ω_s 和 ω_A 分别为两者的固有频率矩阵; ζ_s 和 ζ_A 分别为对应的模态阻尼比矩阵; q_s 和 q_A 分别为主结构和附加结构的模态坐标。

当附加式ABH通过局部连接区域安装于主结构表面时,两者之间的能量传递主要依赖连接区域的位移协调关系。若连接区域尺寸远小于目标频段内的结构弯曲波长,可将其近似为点连接或小面积连接。此时,主结构连接点处的物理位移可由主结构模态响应叠加表示为

$$w_s = G\Phi_s q_s \quad (2)$$

其中: Φ_s 为主结构的模态矩阵; G 为连接自由度选择矩阵,用于提取主结构连接位置处的位移分量。对于点连接情形, G 可简化为仅在连接自由度对应位置取1、其余位置取0的选择向量。

附加式ABH安装后,其整体运动可分解为由主结构连接点带动的刚体随动位移和自身弹性变形两部分,其位移可表示为

$$w_A = \Phi_A q_A + \gamma 1 w_s \quad (3)$$

其中: Φ_A 为附加结构的模态矩阵; 1 为分量都等于1的列向量; γ 为保证连接区域位移连续的系数。

式(3)表明,附加式ABH并不是孤立振动的结构,而是在主结构连接点运动的基础上发生相对弹性振动。这种基础随动-弹性响应的组合关系,使主结构振动能量能够通过连接区域传递至ABH结构内部^[18-21]。

选取主结构第*i*阶主导模态和附加式ABH第*j*阶参与模态,将连续体耦合系统等效为二自由度模态耦合系统,即

$$\begin{cases} \ddot{q}_{s,i} + \alpha_{ij}\ddot{q}_{A,j} + 2\zeta_{s,i}\omega_{s,i}\dot{q}_{s,i} + \omega_{s,i}^2q_{s,i} = F_{s,i} \\ \ddot{q}_{A,j} + \alpha_{ij}\ddot{q}_{s,i} + 2\zeta_{A,j}\omega_{A,j}\dot{q}_{A,j} + \omega_{A,j}^2q_{A,j} = 0 \end{cases} \quad (4)$$

其中: α_{ij} 为主结构第*i*阶模态与附加式ABH第*j*阶模态之间的模态耦合系数,是表征两者能量交换能力的关键参数^[22-25]。

当 α_{ij} 较大时,主结构目标模态的振动能量更容易传递至附加式ABH;当 α_{ij} 接近于零时,即使附加式ABH自身具有较高阻尼,也难以有效参与主结构振动控制。

根据模态坐标变换关系,模态耦合系数可表示为

$$\alpha_{ij} = \phi_{A,j}^T M_A 1 G \phi_{s,i} \quad (5)$$

其中: $\phi_{s,i}$ 为主结构第*i*阶模态振型; $\phi_{A,j}$ 为附加式ABH第*j*阶模态振型; M_A 为附加式ABH结构的质量矩阵。

式(5)表明,模态耦合系数可分解为2个具有明确物理意义的部分,即

$$\alpha_{ij} = \alpha_{A,j}^{(1)} \alpha_{s,i}^{(2)} \quad (6)$$

其中

$$\begin{cases} \alpha_{A,j}^{(1)} = \phi_{A,j}^T M_A 1 \\ \alpha_{s,i}^{(2)} = G \phi_{s,i} \end{cases} \quad (7)$$

$\alpha_{A,j}^{(1)}$ 仅与附加式ABH第*j*阶模态振型及其质量分布有关,反映该阶模态在连接基础运动下的参与能力; $\alpha_{s,i}^{(2)}$ 仅与主结构第*i*阶模态在安装位置处的振型幅值有关,反映附加式ABH安装位置对目标模态的影响。因此,附加式ABH的控制效果不仅取决于其自身模态是否丰富,还取决于这些模态能否通过连接位置有效接收主结构的振动能量^[26]。

为了进一步评价附加式ABH某阶模态的参与能力,引入模态有效质量。对于附加式ABH第*j*阶模态,其沿连接方向的模态有效质量可定义为

$$m_{\text{eff},j} = \frac{(\phi_{A,j}^T M_A r)^2}{\phi_{A,j}^T M_A \phi_{A,j}} \quad (8)$$

其中: r 为连接方向上的单位方向向量。

模态有效质量反映了某阶模态在指定连接方向上的整体参与程度。对于按质量归一化的模态,式(8)可简化为

$$m_{\text{eff},j} = (\phi_{A,j}^T M_A r)^2 \quad (9)$$

在仅考虑板壳结构法向振动的情况下,若连接方向与离面位移方向一致,则 r 可取为相应方向的单位向量。此时, $\alpha_{A,j}^{(1)}$ 与模态有效质量具有直接对

应关系,即

$$(\alpha_{A,j}^{(1)})^2 \approx m_{\text{eff},j} \quad (10)$$

式(10)说明,附加式ABH某阶模态对主结构振动控制的贡献不仅由该阶模态频率决定,还与其模态有效质量密切相关。模态有效质量越大,说明该阶模态在连接方向上的参与程度越高,也越容易通过连接点接收主结构传递的振动能量。相反,即使某阶ABH模态频率与主结构目标频率接近,如果其模态有效质量较小,或连接位置处振型参与度较低,则该模态仍难以产生显著的动力吸振作用。

可见,附加式ABH-主结构系统的控制效果主要受3类因素共同影响:①主结构目标模态在安装位置处应具有较大的振型幅值,即安装位置应避免位于目标模态节点附近;②附加式ABH应在目标频段内具有较高的有效模态质量和较多的可参与模态;③附加式ABH参与模态的频率应尽可能与主结构目标模态频率接近,或至少能够在宽频范围内形成有效的能量传递与阻尼耗散路径。因此,附加式ABH的设计不能仅以降低固有频率或增加阻尼为目标,还应综合考虑模态频率、模态振型、有效模态质量、耦合系数和安装位置之间的匹配关系。

1.2 动力吸振效应

动力吸振效应是附加式声学黑洞控制机理中最基本的一类作用方式。当主结构某一目标模态频率与附加式ABH某一参与模态频率接近时,二者可通过连接区域形成较强模态耦合。此时,附加式ABH相当于一个具有弹性模态的附加吸振单元,能够在目标频率附近对主结构产生反作用力,使原有共振峰发生分裂,并在主结构响应中形成反共振谷,从而实现对目标模态的抑制。

为了表征主结构目标模态与附加式ABH参与模态之间的频率匹配程度,定义模态频率比为

$$\beta_{ij} = \frac{\omega_{A,j}}{\omega_{s,i}} \quad (11)$$

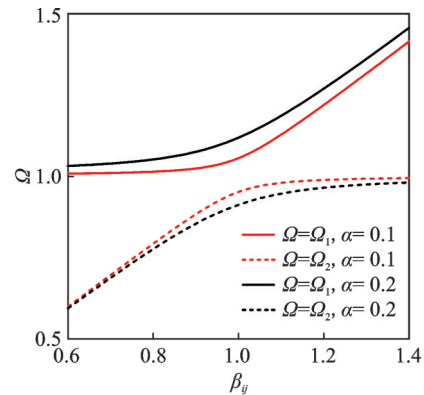
其中: $\omega_{s,i}$ 为主结构第*i*阶目标模态频率; $\omega_{A,j}$ 为附加式ABH第*j*阶参与模态频率。

当 β_{ij} 接近1时,说明两者处于近调谐状态,更容易形成动力吸振效应。需要指出的是,频率接近只是产生动力吸振效应的前提条件,并不能单独保证良好的减振效果。由模态耦合模型可知,主结构模态与附加式ABH模态之间的能量交换能力主要由耦合系数 α_{ij} 决定。当 α_{ij} 较大时,主结构目标模态的振动能量能够有效传递至附加式ABH模态,系统在

目标频率附近形成明显的峰值分裂和反共振现象;当 α_{ij} 较小时,即使 β_{ij} 接近1,附加式ABH也难以充分参与主结构振动,动力吸振效果有限。因此,附加式ABH的动力吸振效应本质上由频率匹配和模态耦合共同决定^[27-29]。

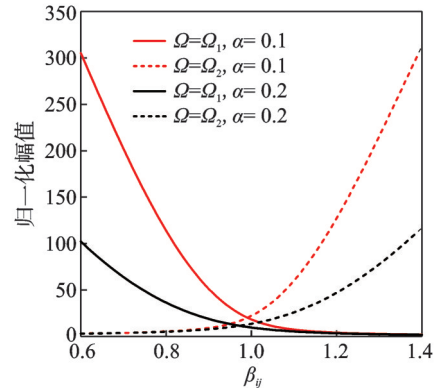
模态频率比和耦合系数对动力吸振效果的影响如图2所示。当主结构目标模态与附加式ABH参与模态发生耦合后,原有单一共振峰通常会分裂为2个耦合模态峰,其无量纲频率可记为 Ω_1 和 Ω_2 ,如图2(a)所示。其中: Ω_1 和 Ω_2 分别对应耦合系统中较低和较高的2个共振频率。二者之间的间隔可反映主结构模态与附加式ABH模态之间的耦合强弱。一般而言,当 β_{ij} 接近1时,2个模态之间的相互作用最强,峰值分裂更明显;当 β_{ij} 逐渐偏离1时,其中一个耦合频率趋近于主结构原模态频率,另一个则趋近于附加式ABH自身模态频率,二者之间的相互作用减弱,反共振效果也随之下降。

为评价附加式ABH对主结构目标模态的抑制效果,定义减振指标为



(a) 不同耦合系数下的共振频率

(a) Resonance frequencies under different coupling coefficients



(b) 不同耦合系数下减振指标随频率比变化曲线

(b) The influence law of vibration reduction indicators changing with frequency ratio under different coupling coefficients

图2 模态频率比和耦合系数对动力吸振效果的影响

Fig.2 Effects of modal frequency ratio and coupling coefficient on dynamic vibration absorption

$$D_i = \left| \frac{q_{s,i}^{ABH}}{q_{s,i}^0} \right| \quad (12)$$

其中: $|q_{s,i}^{ABH}|$ 为安装附加式 ABH 后主结构第 i 阶模态响应幅值; $|q_{s,i}^0|$ 为未安装附加结构时对应模态响应幅值。

当 $D_i < 1$ 时, 说明附加式 ABH 具有减振效果; D_i 越小, 表示目标模态响应抑制越明显。

由图 2(b) 可以看出, 当 β_{ij} 接近 1 时, 系统更容易获得较低的减振指标, 说明近调谐状态有利于动力吸振效应的形成。同时, 随着耦合系数 α_{ij} 增大, 减振指标整体降低, 表明主结构与附加式 ABH 之间的能量交换更加充分, 反共振抑制效果更加明显。

从图 2 可以看出, 耦合系数不仅影响减振幅值, 也影响系统对频率偏差的敏感性。当 α_{ij} 较小时, 只有在 β_{ij} 非常接近最优值时, 才能获得明显减振效果, 频率偏差会迅速削弱动力吸振作用; 当 α_{ij} 较大时, 即使频率比存在一定偏离, 系统仍可保持较好的响应抑制效果。这说明较强的模态耦合能够提高动力吸振效应的频率容差, 使附加式 ABH 在实际工况中具有更好的鲁棒性。

附加式 ABH 的动力吸振效应可概括为: 当附加式 ABH 参与模态与主结构目标模态在频率上接近, 并且二者之间具有足够大的模态耦合系数时, 系统通过模态耦合产生反共振响应, 从而实现对主结构目标模态的抑制。与传统单自由度动力吸振器相比, 附加式 ABH 作为连续体结构具有多个可参与耦合的模态, 可在多个频段内形成动力吸振作用。但在具体设计中, 不能仅追求附加结构模态频率接近目标频率, 还应保证相应模态具有足够的耦合能力, 否则难以形成有效的动力吸振控制。

1.3 阻尼增强效应

除动力吸振效应外, 阻尼增强效应也是附加式声学黑洞实现振动控制的重要机制。与动力吸振效应主要依赖主结构目标模态与附加式 ABH 参与模态之间的近调谐关系不同, 阻尼增强效应并不要求两者频率严格一致。当附加式 ABH 的低阶模态与主结构目标模态之间存在有效耦合时, 即使二者没有形成理想调谐, 主结构振动能量仍可通过连接区域传递至附加式 ABH, 并在其阻尼层中被耗散, 从而提高主结构目标模态的等效阻尼^[30-33]。

需要指出的是, 附加式 ABH 阻尼增强效应是由多个可耦合低阶模态共同决定的。当这些 ABH 模态的频率位于主结构目标频率附近或低于目标频率

时, 在目标频率激励下容易被激发并参与能量耗散。此时, 附加式 ABH 相当于一个具有多阶模态阻尼的附加连续体, 可通过多个能量传递通道削弱主结构目标模态响应。

对于主结构第 i 阶目标模态, 安装附加式 ABH 后的等效模态阻尼比可表示为

$$\zeta_{eq} = \zeta_{s,i} + \Delta\zeta_{ABH} \quad (13)$$

其中: $\zeta_{s,i}$ 为主结构原始模态阻尼比; $\Delta\zeta_{ABH}$ 为附加 ABH 引入的等效阻尼增量, 该阻尼增量与 ABH 模态能否在目标频率附近被有效激发密切相关。

一般而言, $\Delta\zeta_{ABH,i}$ 可理解为多个可耦合 ABH 模态共同作用的结果, 即

$$\Delta\zeta_{ABH,i} \sim \sum_j f\left(\alpha_{ij}, \zeta_{A,j}, \frac{\omega_{A,j}}{\omega_{s,i}}\right) \quad (14)$$

其中: α_{ij} 为主结构第 i 阶模态与附加式 ABH 第 j 阶模态之间的耦合系数; $\zeta_{A,j}$ 为附加式 ABH 第 j 阶模态阻尼比; $\omega_{A,j}/\omega_{s,i}$ 为两者的模态频率比。

式(14)从物理机制上阐明, 阻尼增强效应主要取决于模态耦合程度、吸振器自身模能耗散效率以及两者之间的频率匹配关系。

从物理上看, 只有满足一定频率位置和耦合条件的 ABH 模态才能有效贡献阻尼。若某阶 ABH 模态频率低于或接近主结构目标频率, 即

$$\omega_{A,j} \lesssim \omega_{s,i} \quad (15)$$

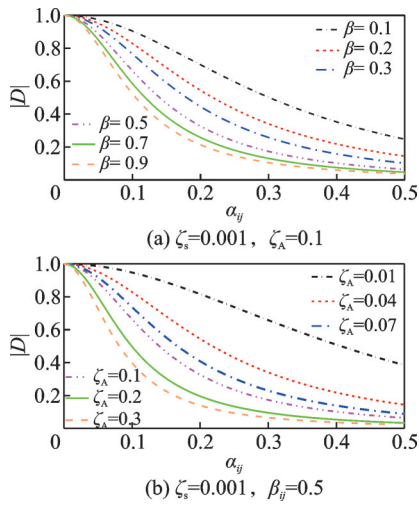
且其与主结构目标模态之间具有非零耦合系数, 则该模态可在主结构目标频率附近产生明显响应, 使能量进入 ABH 结构并被阻尼层耗散。相反, 若 ABH 模态频率明显高于主结构目标频率, 即

$$\omega_{A,j} \gg \omega_{s,i} \quad (16)$$

则该模态在目标频率处通常难以被充分激发, 其对主结构的作用更多表现为附加刚度或局部惯性修正, 而不是有效的阻尼耗散。因此, 并非所有 ABH 模态都能提高主结构目标模态阻尼, 真正有效的是那些频率位置合适且能够与主结构形成耦合的低阶参与模态。

图 3 为 $|D|$ 与 α_{ij} 在不同的 β_{ij} 和 ζ_A 下的关系。其中, $|D|$ 为量纲一的量。结果表明, 当附加 ABH 模态与主结构模态存在一定频率偏离时, 动力吸振效应减弱, 但通过提高附加结构模态阻尼和模态耦合系数, 仍可获得明显的振动抑制效果。尤其当主结构模态频率高于附加 ABH 低频模态时, ABH 可作为高阻尼附加连续体参与主结构能量耗散, 提高系统等效阻尼。

附加式 ABH 的阻尼增强效应可概括为: 对于主结构某一目标模态, 附加式 ABH 中频率低于或接近

图3 $|D|$ 与 α_{ij} 在不同的 β_{ij} 和 ζ_A 下的关系Fig.3 Relationship between $|D|$ and α_{ij} under different β_{ij} and ζ_A

该目标频率、且具有有效模态耦合的低阶模态,可作为多通道阻尼耗能单元参与主结构能量耗散,从而提高目标模态的等效阻尼并降低共振响应。若ABH模态频率明显高于目标频率,则其在该频率处难以被有效激发,阻尼增强作用有限。可见,附加式ABH的设计不仅需要提高阻尼层耗能能力,更需要通过结构构型设计增加目标频段内及其以下的有效低阶参与模态数量,使其在复杂工况下保持较好的宽频阻尼增强效果。

2 结构设计优化

附加式声学黑洞动力吸振器的性能不仅取决于声学黑洞区域的厚度渐变规律,还与其整体构型、模态分布、有效模态质量、安装方式和阻尼层布置密切相关。对于附加式结构而言,其目标并非单纯追求局部波速降低,而是要使附加结构在目标频段内与主结构形成有效模态耦合,并将接收的振动能量传递至高阻尼区域耗散。因此,构型设计的核心问题包括:如何降低附加结构的起始作用频率、如何提高单位空间内的模态密度、如何增强与复杂主结构振动响应的耦合概率以及如何在有限附加质量下获得更高的耗能效率^[34]。

根据结构维度和能量传递路径的不同,现有附加式ABH动力吸振器大致可分为一维构型和二维构型。

2.1 一维附加式声学黑洞结构

一维附加式ABH结构是附加式声学黑洞动力吸振器研究中较早发展的一类构型。其基本思想是

在梁式附加结构中引入幂律厚度渐变段,并在能量汇聚区域布置阻尼层,使其既具有动力吸振器的局部耦合特征,又具有ABH的能量汇聚与耗散能力。

Zhou等^[6]提出了附加式声学黑洞共振梁阻尼器(ABH-featured resonant beam damper,简称ABH-RBD),如图4所示。该结构由厚度按幂函数变化的锥形段和厚度均匀段组成,锥形段表面粘贴阻尼材料,通过附加方式安装于被控结构表面。该构型证明了ABH不仅可以作为主结构内部的嵌入式波控区域,还可以作为独立附加吸振单元实现结构振动控制。由于其不需要对主结构进行削薄或开槽处理,因此更适合既有结构的后装应用。



图4 附加式声学黑洞共振梁阻尼器

Fig.4 Attached acoustic black hole-featured resonant beam damper

ABH-RBD的减振机理可理解为共振梁动力吸振与ABH局部耗能的结合:均匀段和渐变段共同决定附加梁的低阶模态频率,使其能够与主结构目标模态形成耦合;渐变ABH区域则将传入附加梁的弯曲波能量汇聚至端部,并由阻尼层耗散。相比传统调谐质量阻尼器,该类结构不完全依赖单一调谐频率,而是通过多个梁模态参与实现一定宽频控制。然而,直梁式ABH存在空间占用较大、模态密度有限和方向选择性明显等问题。当被控结构的振动方向、模态形态或安装空间受限时,其适应性受到一定限制。

为解决直梁式结构空间利用率不足和方向适应性有限的问题,研究者进一步发展了卷曲/螺旋式ABH构型。笔者团队提出的管道螺旋声学黑洞(conduit spiral acoustic black hole,简称CSABH)如图5所示,其ABH区域沿阿基米德螺线绕圆心展开,并在表面粘贴阻尼层。与直线梁式ABH相比,螺旋构型能够在有限外廓尺寸内显著延长波传播路

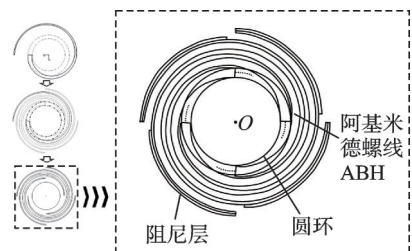


图5 管道螺旋声学黑洞

Fig.5 Conduit spiral acoustic black hole

径,从而降低附加结构的低阶模态频率并提高模态密度;同时,螺旋路径的空间弯曲特征增强了其与管道弯曲和扭转振动的耦合能力。

管道减振效果对比如图 6 所示。CSABH 可在 20~5 000 Hz 范围内实现宽频振动抑制,共振峰衰减幅度达到 10~36 dB;对于 21 Hz 低频振动,也可获得约 26 dB 的衰减效果。与同质量均匀环状螺旋结构(comparative spiral equalthickness model, 简称 CSEM)相比,CSABH 的系统损耗因子提高约 2~5 倍,说明 ABH 厚度渐变带来的能量汇聚效应与螺旋构型带来的模态密度提升能够形成协同作用。此外,在自由、一端固支、两端固支等不同边界条件下,以及 -50~100 °C 温度范围内,该结构仍可保持较稳定的减振效果,显示出较强的工程鲁棒性。

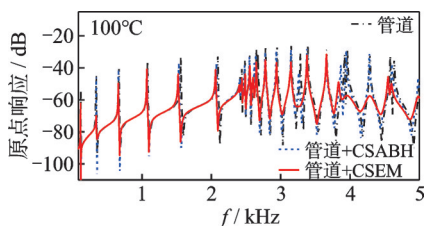


图 6 管道减振效果对比

Fig.6 Comparison of vibration reduction effects on the conduit

尽管螺旋式 ABH 提高了空间利用率和模态密度,但单一路径卷曲构型仍可能存在能量汇聚区域集中、极低频覆盖不足和多模态适配能力有限等问题。实际工程结构中常同时存在安装频率、线谱频率和结构模态频率等多类低频成分,仅依靠单一路径 ABH 难以全面覆盖。针对这一问题,笔者团队进一步提出双螺旋式声学黑洞结构^[35-36],如图 7 所示。该结构由 2 根 ABH 梁、中心连接平台和阻尼层组成,连接平台用于安装和力传递,2 根螺旋 ABH 梁负责弯曲波传播与能量汇聚,阻尼层布置于能量聚集区域以实现耗散。

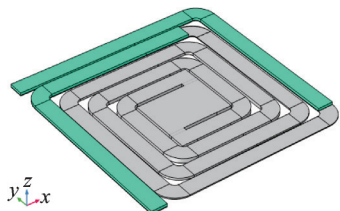


图 7 双螺旋式声学黑洞结构

Fig.7 Double spiral acoustic black hole structure

双螺旋构型的主要设计思想是在不显著增加外廓尺寸的前提下进一步延长有效传播路径,并通过 2 根不同长度螺旋体形成错峰模态分布。该设计可显著降低附加结构的低阶固有频率,在约 0.2 m ×

0.2 m 的空间范围内,一阶固有频率可降至约 2.9 Hz。同时,双路径结构提高了低频段模态密度,扩大了能量接收和耗散区域,从而更合适低频线谱、多模态叠加及空间受限条件下的振动控制。

总体来看,一维附加式 ABH 结构的发展体现了从“简单梁式吸振”向“空间卷曲、多路径、多模态耦合”方向演化的规律,其核心目标是在有限空间内提高模态密度并增强低频控制能力。

2.2 二维附加式声学黑洞结构

对于板壳类结构而言,振动通常具有明显的二维传播特征,单一方向的一维 ABH 结构难以与复杂板壳振动形成充分耦合。因此,研究者进一步将一维 ABH 沿法向旋转扩展为二维 ABH 结构,以提高附加结构在不同方向上的能量接收能力和模态参与能力。

二维附加式 ABH 结构的核心特点在于:其厚度渐变不仅沿单一传播路径展开,还在多个方向同时形成阻抗梯度,从而提高附加结构与复杂振动场的耦合概率。同时,二维结构通常具有更高的模态密度和更大的有效模态质量,因此在宽频振动控制中具有更强潜力。

2.2.1 对称式二维 ABH 结构

如图 8 所示,笔者团队提出的圆盘式声学黑洞吸振器(symmetric ABH-DVA, 简称 SABH-DVA)结构是典型二维附加式 ABH 结构^[37],该结构由满足 ABH 厚度渐变规律的圆盘结构和外围阻尼层组成。其厚度沿径向按照幂函数规律逐渐减小,从而在圆盘边缘形成显著的弯曲波能量聚集区域,并通过边缘阻尼层实现能量耗散^[38]。图 8 中的振幅为量纲一的量。

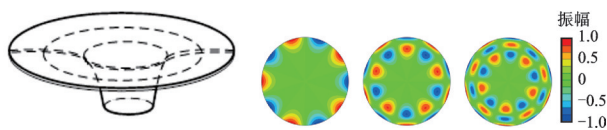


图 8 圆盘式声学黑洞吸振器结构

Fig.8 Structure of SABH-DVA

与一维梁式 ABH 相比,二维圆盘式结构在面内各方向均具有类似的波动调控能力,因此更加适用于板壳类结构的多方向振动控制。同时,圆盘结构具有较大的有效参与质量,更容易与主结构形成低阶模态耦合。然而,对称式圆盘 ABH 也存在明显局限:由于其轴对称特性,大量模态在连接区域的参与程度较低,部分模态甚至难以与主结构形成有效耦合。因此,虽然 SABH-DVA 具有较好的宽频特征,但其实际参与减振的模态数量有限,导致部分频段

减振效果不明显。这一现象说明,对于附加式ABH而言,仅增加结构模态数量并不足以保证减振性能,更关键的是提高主结构振动与附加结构模态之间的耦合概率。因此,后续二维ABH结构的发展重点逐渐从增加模态转向提高耦合。

2.2.2 偏心式二维ABH结构

为了提高附加结构与主结构之间的模态耦合概率,笔者团队进一步提出偏心式声学黑洞吸振器(eccentric ABH-DVA, 简称EABH-DVA)结构,如图9所示。该结构在对称式圆盘ABH基础上,将中心连接平台向某一方向偏移,从而主动打破结构的几何对称性。

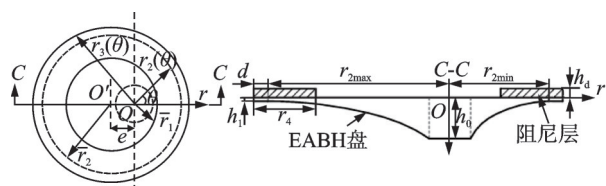


图9 偏心式声学黑洞吸振器结构

Fig.9 Structure of EABH-DVA

偏心设计的重要意义在于:其改变了附加结构模态振型在连接区域的分布特征,使原本难以参与耦合的模态获得更高的参与度。对于对称式结构而言,大量模态由于振型对称性导致连接区域位移较小,难以接收主结构能量;而偏心结构通过破坏对称性,使模态振型分布更加复杂,显著提高了模态耦合概率^[39-41]。

研究结果表明,EABH-DVA在5 kHz范围内参与耦合的模态数量由SABH-DVA的9个增加至44个,对矩形板、弧形壳等结构均可实现更宽频的振动抑制。核心共振峰衰减幅值相较于SABH-DVA进一步提高约5~19 dB。

两种构型吸振器与矩形板在5 kHz内的耦合系数分布如图10所示。其中,耦合系数 α_{ij} 为量纲一的量。可以看出,SABH-DVA的耦合系数集中于少数模态,而EABH-DVA的耦合系数分布更加

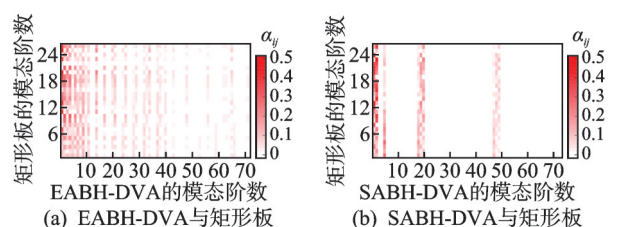


图10 两种构型吸振器与矩形板在5 kHz内的耦合系数分布
Fig.10 Coupling coefficients between 2 types of absorbers and the rectangular plate within 5 kHz

均匀,说明更多模态能够参与主结构振动能量接收与耗散。这表明,对于附加式ABH而言,模态耦合均匀性比单纯增加模态数量更加重要。

为了进一步直观验证模态耦合均匀性对系统宏观控制效果的提升,附加EABH-DVA时矩形板的原点响应如图11所示。可以看出,得益于更多低阶弹性模态的有效激活与耗散,附加EABH-DVA后的矩形板响应不仅在核心共振峰处衰减更加显著,而且在整个宽频带内的反共振谷分布也更为密集、连续。这进一步说明了通过主动打破几何对称性来改善模态耦合均匀性,能够切实转化为更为优异的宽频振动抑制成效。

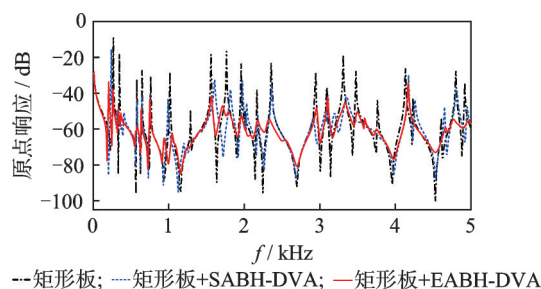


图11 附加EABH-DVA时矩形板的原点响应

Fig.11 Point-driving response of the rectangular plate attached with EABH-DVA

2.2.3 开槽式与矩形二维ABH结构

研究者通过改变二维ABH内部传播路径和边界形态进一步提高模态密度和频带覆盖能力。笔者团队进一步提出了开槽式与矩形偏心声学黑洞动力吸振器结构,其示意图如图12所示。

笔者团队提出的开槽式声学黑洞吸振器(partitioned acoustic black hole dynamic vibration absorber,简称PABH-DVA)结构如图12(a)所示。该结构在圆盘ABH基础上沿径向开设多个等宽槽体,将整体圆盘划分为多个独立扇形ABH单元。各扇形区域仍满足ABH厚度渐变规律,并在外围布置阻尼层。开槽设计的本质是通过人为引入局部边界和传播路径分裂,提高结构模态密度和频率分布均匀性。与完整圆盘结构相比,PABH-DVA在3 500 Hz范围内的模态数量由50阶增加至62阶,并在200~400 Hz和1 000~1 200 Hz等频段表现出更强减振能力,部分共振峰相较于SABH-DVA进一步降低8~25 dB。值得注意的是,PABH-DVA通过改变局部传播路径和模态边界条件,提高特定频带的模态参与概率。因此,其减振能力具有一定频带针对性。研究表明,开槽数量和安装方向均会影响减振效果,其中朝外安装时耦合效果最优。

笔者团队提出的矩形偏心声学黑洞动力吸振器 (rectangle acoustic black hole dynamic vibration absorber, 简称 RABH-DVA) 结构如图 12(b) 所示。该结构由中心连接柱、矩形渐变板 and 外围均匀层组成, 边缘布置了基橡胶阻尼层。

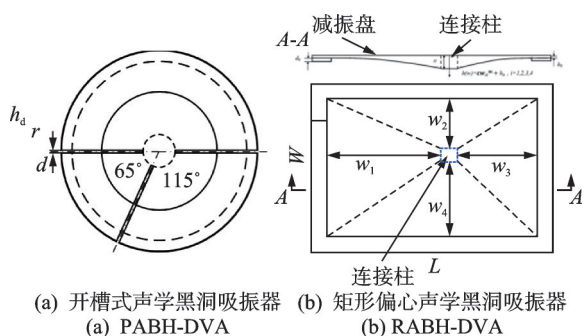


图 12 开槽式与矩形偏心声学黑洞动力吸振器结构示意图
Fig.12 Schematic diagrams of PABH-DVA and RABH-DVA

图 13 为 EABH-DVA 与 RABH-DVA 沿连接 (法向) 方向的模态有效质量比例分布图。其中, 有效质量比 γ 为无量纲的量。可以看出, 通过主动打破几何对称性 (偏心圆盘或矩形构型), 2 种结构在目标频段内的有效质量分布均呈现出多峰特征, 显著提升了低阶弹性模态的整体参与程度。这表明偏心构型能够有效促使更多模态在基础随动下被激活, 从而为多通道动力吸振与阻尼增强效应提供了坚实的动力学基础。

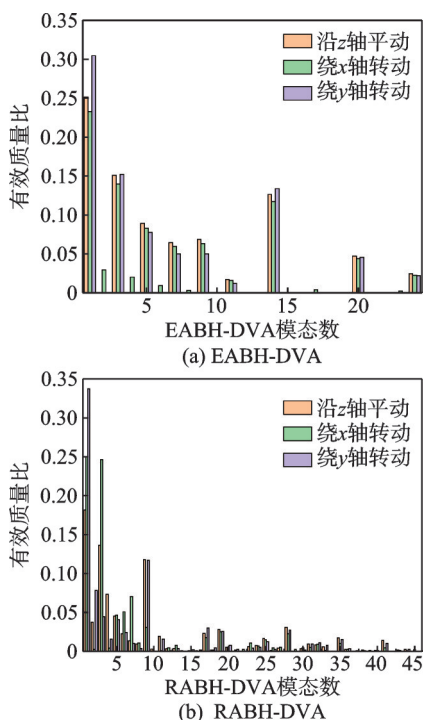


图 13 有效质量比例分布图

Fig.13 Distribution map of effective mass ratio

相比圆盘式结构, 矩形 ABH 更适合梁板、壁板和悬臂结构等具有明显方向特征的工程对象, 其边界形式也更容易与实际结构安装空间匹配。有限元分析和疲劳实验结果表明, RABH 无需复杂参数调谐即可显著降低悬臂板危险区域的应力响应, 相较于附加等质量块, 应力幅值降低约 40%, 振动疲劳寿命提高约 41.77%。这说明附加式 ABH 不仅能够降低结构振动响应, 还能够通过改变局部动力学环境降低危险区域的循环应力, 从而提升结构疲劳寿命。这使附加式 ABH 的应用从减振降噪扩展至结构寿命提升。

总体来看, 二维附加式 ABH 的发展体现了从“增加模态数量”向“提高有效参与模态数量”转变的趋势, 其核心设计思想是在有限附加质量和空间约束下, 提高模态耦合概率与宽频耗能能力。

除上述典型附加式构型外, 围绕 ABH 的机理深化与功能拓展的相关研究还涉及虚拟 ABH、拓扑调控、梯度超结构及振动能量流分析等方向^[42-46]。针对低频与宽频振动声学控制需求, 分布式动力吸振、复合 ABH、局部共振耦合及附加式阻尼层等组合设计进一步拓展了 ABH 的调控能力^[47-50]。同时, 非线性冲击耦合、周期附加式 ABH 及多目标优化等方法, 也为复杂工况下的宽频减振和工程设计提供了新的思路^[51-53]。

3 工程应用

3.1 航空领域应用

航空结构通常具有轻量化、大柔性和薄壁化等特点, 在旋翼、发动机和传动系统等激励作用下, 舱室板、壁板和局部承载结构容易产生明显的低频振动和线谱噪声。以直升机舱室板为例, 实验中将附加式 ABH 单元安装在舱室板表面, 直升机舱室内部实景图如图 14 所示。图 15 为舱室壁板附加式声学黑洞安装实物图。悬停状态下舱门测点法向振动频域响应对比如图 16 所示。提取得到的飞行阶段舱室测点振动加速度时域响应对比曲线如图 17 所示。结果表明, 与纯舱室板或附加等质量块相比, 安装附加式 ABH 后, 舱室板在目标频率及其倍频区域的振动响应明显降低, 关键频段内的振动水平得到有效抑制。该结果说明, 附加式 ABH 能够在不削弱舱室板承载能力的前提下, 实现对航空薄壁结构振动响应的有效控制。



图14 直升机舱室内部实景图

Fig.14 Real view of the helicopter cabin interior



图15 舱室壁板附加式声学黑洞安装实物图

Fig.15 Photograph of attached acoustic black holes installed on the cabin wall panel

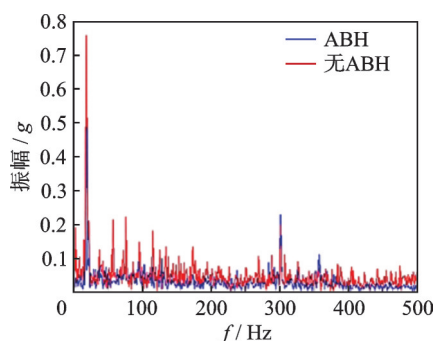


图16 悬停状态下舱门测点法向振动频域响应对比

Fig.16 Comparison of normal vibration frequency-domain responses at the cabin door measurement point under hovering state

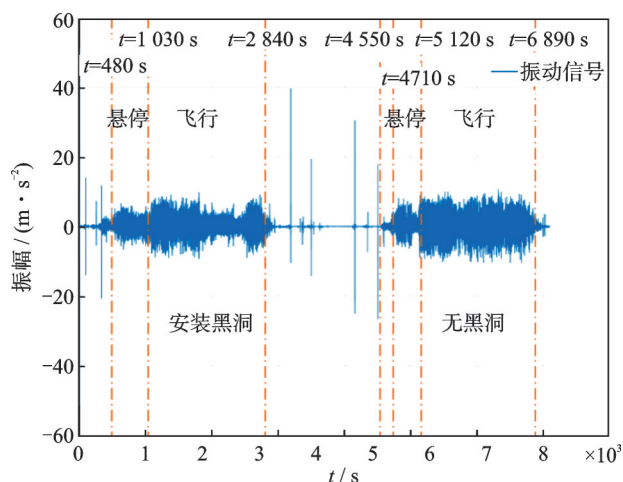


图17 飞行阶段舱室测点振动加速度时域响应对比曲线

Fig.17 Comparison of time-domain vibration acceleration responses at the cabin measurement point during flight phase

3.2 航天领域应用

航天飞行器壁板和舱壁结构通常具有轻质薄壁、大柔性及复杂气动载荷作用等特点。在高速或高超声速飞行条件下,壁板结构可能受到气动压力脉动和结构模态耦合影响,产生复杂气弹振动响应。附加式 ABH 不破坏主结构完整性,适用于此类对轻量化和承载可靠性要求较高的壁板结构。以高超声速飞行器壁板为例,图18为壁板安装附加式声学黑洞示意图。研究中将附加式 ABH 安装在壁板背风面,并建立流固耦合有限元模型分析不同来流条件下的动力学响应。

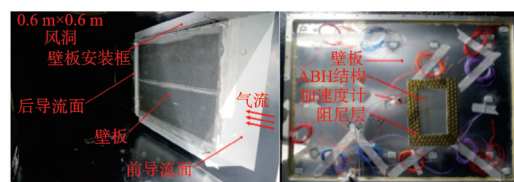


图18 壁板安装附加式声学黑洞示意图

Fig.18 Schematic diagram of the wall panel installed with attached acoustic black holes

图19为不同情况下平板气动响应图。其给出了超声速来流下,平板进入极限环振荡(limit cycle oscillation,简称 LCO)区域后的时域与频域气动振动响应对比情况。可以看出,在附加质量仅约为壁板质量6%的轻量化条件下,未附加结构的纯平板呈现出大幅非线性极限环振荡,而安装附加式 ABH 后的平板气动响应幅值显著降低。这表明,附加式 ABH 不仅能够将壁板的颤振临界边界提高约14.8%,更关键的是在进入非线性极限环振荡阶段后,其依然能够凭借局部声学黑洞的强波动调控能力与阻尼耗散机制,对壁板大振幅气弹振动进行持续、高效的能量耗散。该结果说明,附加式 ABH 在轻质飞行器壁板的复杂气弹振动控制方面具有良好的应用潜力与工程价值。

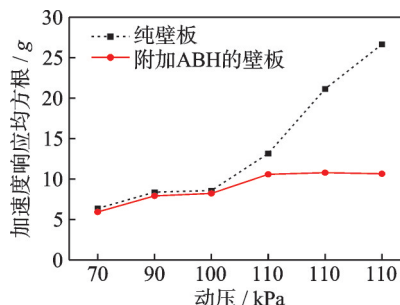


图19 不同情况下平板气动响应图

Fig.19 Aeroelastic response of the plate under different conditions

3.3 船舶领域应用

舰船动力设备、管路系统和浮筏隔振系统中普遍存在低频线谱振动问题。传统隔振方法虽然可降低部分振动传递,但对于齿轮箱、泵、电机等设备产生的线谱及倍频成分,仍可能存在局部放大或控制不足的问题。附加式 ABH 具有较高模态密度和多阶低频参与模态,适合用于低频线谱振动控制。

图 20 为浮筏系统振动测试实物图。研究中将附加式 ABH 结构安装在浮筏系统表面,在不改变浮筏主体结构 and 总体布局的条件下,仅通过约占浮筏系统质量 1.8% 的附加质量,即可在双齿轮箱共同激励下使基座 10 个测点平均振级降低约 6.36 dB。

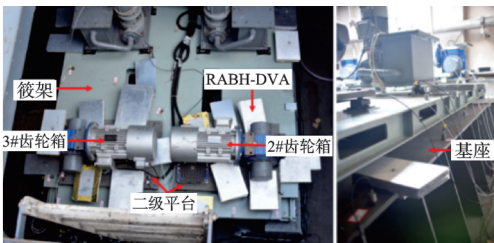


图 20 浮筏系统振动测试实物图
Fig.20 Experimental setup for vibration test of the floating raft system

图 21 为基座振动测试结果。其给出了典型测点 25 在安装附加式 ABH 前后的加速度响应频谱对比曲线。单测点结果表明,在齿轮箱基频及倍频位置均可观察到明显衰减,部分线谱峰值下降可达 20.68 dB,并在 5~315 Hz 范围内表现出较好的宽频减振效果。这表明附加式 ABH 连续体结构由于具备较高的模态密度,在应对复杂多线谱联合激励时,比传统单频调谐阻尼器表现出更为优异的宽频解耦与线谱抑制能力。

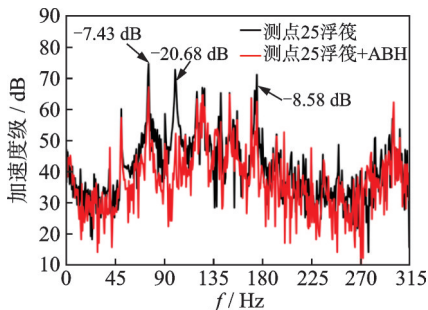


图 21 基座振动测试结果
Fig.21 Vibration test results of the base

3.4 轨道交通领域应用

高速列车车体、地板和内饰结构通常具有明显的多模态和宽频振动特征。随着车体轻量化和运行

速度提高,中低频振动与噪声问题更加突出。以复兴号高速列车舱室结构为例,研究中在典型舱室结构表面布置附加式 ABH 单元,高铁地板结构实验示意图如图 22 所示。提取得到的地板加速度响应曲线如图 23 所示。可以看出,在 4 kHz 以内的大部分频率范围内,安装附加式 ABH 后均可观察到明显减振效果,尤其在 500~4 kHz 频段内,振动水平平均降低超过 10 dB。这表明附加式 ABH 对轨道交通舱室结构具有较好的宽频振动控制能力,其作用主要来自连续体多模态耦合和局部阻尼耗能。相较于单一调谐吸振器,其对复杂运行工况具有更好的适应性。

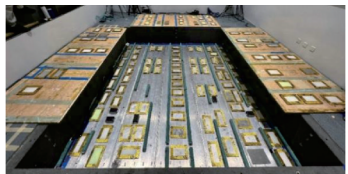


图 22 高铁地板结构实验示意图
Fig.22 Experimental setup of the high-speed train floor structure

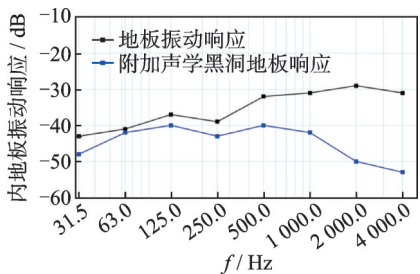


图 23 地板加速度响应曲线
Fig.23 Acceleration response curves of the floor

4 挑战与发展趋势

近年来,附加式声学黑洞动力吸振器在理论研究、结构设计及工程应用方面取得了显著进展,但总体上仍处于由实验室研究向大规模工程应用发展的阶段。随着航空航天、高速列车、舰船及高端装备对轻量化、宽频减振和复杂工况鲁棒性的需求不断提升,附加式 ABH 仍面临诸多关键问题和挑战。

1) 低频小型化与轻量化振动调控。当前低频振动控制理论多依赖大质量附加结构或传统刚度优化,对微型化及轻量化结构的适用性不足。未来研究可结合有限空间动力学建模与多尺度优化方法,探讨低频模态增强与轻量化结构设计的理论机制及可推广规律。

2) 多模态耦合与非线性动力学机制。附加式声学黑洞结构在复杂多模态响应下呈现强耦合、非

线性效应,但现有模型多假设线性模态叠加。未来应发展多模态耦合理论、非线性模态分析及快速预测方法,揭示动力响应对局部疲劳耗散和能量传递的本质作用。

3) 复杂工况下的鲁棒优化理论。实际工况存在多源激励、边界变化及环境扰动,现有优化设计多为静态或单工况。未来应结合多目标优化、随机振动理论与智能算法,建立鲁棒设计框架,明确结构参数与工况不确定性对振动控制效果的定量影响。

4) 结构-声学耦合机理与低频噪声控制。低频噪声控制仍受限于传统结构声学模型,无法准确预测复杂结构辐射效率。未来研究需结合全场声-振耦合理论、能量流分析及实验验证,探索结构振动控制对声场分布和低频噪声抑制的机理规律。

5) 工程化与标准化方法学。虽然实验验证已有一定基础,但缺乏系统标准和可复现设计方法。未来应从模块化设计、可靠性评估、寿命验证和数字孪生等角度,提出可推广、可量化的工程化方法和标准体系,为理论成果向工程实践转化提供支撑。

5 结束语

附加式声学黑洞动力吸振器巧妙结合了波动调控与连续体多模态耦合机制,为解决传统内嵌式ABH破坏主结构承载截面的问题提供了新的途径。近年来,其构型从简单的一维梁式、螺旋式,逐步跨越到二维的圆盘式、偏心式、开槽式及矩形结构,有效提升了有限空间内的模态密度与宽频耦合概率。在结构设计上,研究重点已从单纯追求模态数量逐步转向有效模态参与、模态耦合增强及多目标协同设计,并进一步拓展至振动疲劳寿命提升等应用方面。

在工程验证方面,附加式ABH以极低的附加质量代价,在直升机舱室、飞行器壁板、舰船浮筏系统及高铁地板等典型装备结构的宽频减振和低频线谱抑制中展现出较好的适应性与控制成效。未来,随着低频调控极限的突破、多模态强耦合非线性动力学理论的完善,以及面对复杂多变工况鲁棒优化设计体系的建立,附加式ABH在重大高端装备的轻量化设计与振动噪声控制领域具有重要的应用潜力。

参 考 文 献

[1] 黄薇,季宏丽,裘进浩.二维声学黑洞对弯曲波的能量聚集效应[J].航空学报,2018,39(1):121516.
HUANG Wei, JI Hongli, QIU Jinhao. Energy focusing effect of two-dimensional acoustic black hole on flex-

ural waves[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2018, 39(1): 121516. (in Chinese)

[2] 范圣平,李林勇,王一凡,等.适用于变压器的悬臂梁式动力吸振器性能测试[J/OL].振动、测试与诊断,1-8[2026-08-13].https://link.cnki.net/urlid/32.1361.V.20260511.1447.012.
FAN Shengping, LI Linyong, WANG Yifan, et al. Performance test of cantilever beam type tuned mass damper for transformer[J/OL]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1-8[2026-08-13].https://link.cnki.net/urlid/32.1361.V.20260511.1447.012. (in Chinese)

[3] JI H L, ZHAO X N, WANG N, et al. A circular eccentric vibration absorber with circumferentially graded acoustic black hole features[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2022, 144(2): 021014.

[4] 张琪,梅玉林,王晓明.内嵌声学黑洞的隔声结构优化设计[J/OL].振动、测试与诊断,1-9[2026-08-13].https://link.cnki.net/urlid/32.1361.V.20260517.1721.006.
ZHANG Qi, MEI Yulin, WANG Xiaoming. Optimal design of acoustic insulation structure for embedded acoustic black holes[J/OL]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 1-9[2026-08-13].https://link.cnki.net/urlid/32.1361.V.20260517.1721.006. (in Chinese)

[5] DENG J, CHEN X, YANG Y, et al. Periodic additive acoustic black holes to absorb vibrations from plates[J]. International Journal of Mechanical Sciences, 2024, 267: 108990.

[6] ZHOU T, CHENG L. A resonant beam damper tailored with acoustic black hole features for broadband vibration reduction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2018, 430: 174-184.

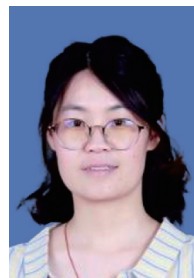
[7] 季宏丽,黄薇,裘进浩.声学黑洞结构应用中的力学问题[J].力学进展,2017,47(1):333-384.
JI Hongli, HUANG Wei, QIU Jinhao. Mechanics problems in application of acoustic black hole structures[J]. Advances in Mechanics, 2017, 47(1): 333-384. (in Chinese)

[8] XIAO Y, SHEN W A, ZHU H P, et al. An acoustic black hole absorber for rail vibration suppression: simulation and full-scale experiment[J]. Engineering Structures, 2024, 304: 117647.

[9] 邹宇琪,朱沈延,王超炎,等.附加式声学黑洞对悬臂板振动寿命影响研究[J].振动工程学报,2024,37(10):1669-1678.
ZOU Yuqi, ZHU Shenyan, WANG Chaoyan, et al. Effect of attached acoustic black hole on vibration fatigue life of cantilever plate[J]. Journal of Vibration Engineering, 2024, 37(10): 1669-1678. (in Chinese)

- [10] AKLOUCHE O, PELAT A, GAUTIER F. Stacked multi-wedge acoustic black holes for low-frequency attenuation of flexible beams[J]. *Archive of Applied Mechanics*, 2024, 94: 753-766.
- [11] DENIS V, PELAT A, GAUTIER F, et al. Modal overlap factor of a beam with an acoustic black hole termination[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2014, 333(12): 2475-2488.
- [12] 郭新,李伟,温华兵,等.附加式声学黑洞梁对平板的振动影响分析[J].*噪声与振动控制*, 2025, 45(5): 98-103.
- GUO Xin, LI Wei, WEN Huabing, et al. Analysis of vibration effect of attached acoustic black hole beam on plate[J]. *Noise and Vibration Control*, 2025, 45(5): 98-103. (in Chinese)
- [13] BESSE A, O'DONOUGHUE P, AKLOUCHE O, et al. 3D-printed fiber-steered acoustic black hole beam for enhanced damping in low-frequency range[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2025, 604: 118991.
- [14] PELAT A, GAUTIER F, CONLON S C, et al. The acoustic black hole: a review of theory and applications [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 476: 115316.
- [15] 程祎博,王晓明,梅玉林.基于声学黑洞的声学迷宫结构的优化设计[J].*振动与冲击*, 2025, 44(1): 332-342.
- CHENG Yibo, WANG Xiaoming, MEI Yulin. Optimal design of acoustic labyrinth structure based on acoustic black hole[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2025, 44(1): 332-342. (in Chinese)
- [16] 凌晨昊,刘志恩,夏婉扬.基于声学黑洞结构的附加吸振器设计与开发[J].*现代车用动力*, 2023(2): 6-9, 44.
- LING Chenhao, LIU Zhien, XIA Wanyang. Design and development of attached vibration absorber based on acoustic black hole structure[J]. *Modern Vehicle Power*, 2023(2): 6-9, 44. (in Chinese)
- [17] DENG J, GUASCH O, MAXIT L, et al. A metamaterial consisting of an acoustic black hole plate with local resonators for broadband vibration reduction [J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2022, 526: 116803.
- [18] 唐立,孙红灵,杨军.分布式声学黑洞浮筏系统隔振性能研究[J].*振动与冲击*, 2022, 41(13): 75-80.
- TANG Li, SUN Hongling, YANG Jun. Vibration isolation performance of floating raft system with distributed acoustic black holes[J]. *Journal of Vibration and Shock*, 2022, 41(13): 75-80. (in Chinese)
- [19] QUAEGBEUR S, RAZE G, LI C, et al. Virtual acoustic black holes as a means to achieve low-frequency vibration reduction[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2023, 544: 117384.
- [20] CHEN Y, HUANG L. Deep-subwavelength ultra-low and ultra-broadband acoustic-black-hole metamaterials [J]. *Nature Communications*, 2025, 16: 10234.
- [21] TANG L L, CHENG L. Enhanced acoustic black hole effect in beams with a modified thickness profile and extended platform[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 391: 116-126.
- [22] 高南沙,张智成,王谦,等.声学黑洞研究进展与应用[J].*科学通报*, 2022, 67(12): 1203-1213.
- GAO Nansha, ZHANG Zhicheng, WANG Qian, et al. Progress and applications of acoustic black hole[J]. *Chinese Science Bulletin*, 2022, 67(12): 1203-1213. (in Chinese)
- [23] DENG J, GUASCH O, MAXIT L, et al. Transmission loss of plates with multiple embedded acoustic black holes using statistical modal energy distribution analysis[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 150: 107262.
- [24] WAN Z W, ZHU X, LI T Y, et al. A method for improving wave suppression ability of acoustic black hole plate in low-frequency range[J]. *Thin-Walled Structures*, 2023, 182: 110327.
- [25] PARK S, KIM M, JEON W. Experimental validation of vibration damping using an Archimedean spiral acoustic black hole[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 459: 114838.
- [26] SHENG H, HE M X, DING Q, et al. Vibration control and multifunctional design based on the acoustic black hole structure: a state-of-the-art review[J]. *International Journal of Dynamics and Control*, 2025, 13(1): 25.
- [27] LEE J Y, JEON W. Vibration damping using a spiral acoustic black hole[J]. *The Journal of the Acoustical Society of America*, 2017, 141(3): 1437-1445.
- [28] DU X F, FU Q. Surrogate model-based multi-objective design optimization of vibration suppression effect of acoustic black holes and damping materials on a rectangular plate[J]. *Applied Acoustics*, 2024, 217: 109837.
- [29] KRYLOV V V, WINWARD R E T B. Experimental investigation of the acoustic black hole effect for flexural waves in tapered plates[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2007, 300(1): 43-49.
- [30] WANG X, YANG Y, ZHANG Z. Vibration energy harvesting using a piezoelectric energy harvester attached to an acoustic black hole[J]. *Energy Conversion and Management*, 2020, 205: 112441.
- [31] SON T, PARK S, JEON W. Vortex-shaped acoustic black holes in rotational arrangement for low-frequency vibration suppression[J]. *Applied Acoustics*, 2025, 240: 110862.
- [32] HOOK K, CHEER J, DALEY S. Control of vibration in a plate using active acoustic black holes [J]. *Smart Materials and Structures*, 2022, 31(3): 035025.
- [33] LI H Q, TOUZÉ C, PELAT A, et al. Combining nonlinear vibration absorbers and the acoustic black hole for passive broadband flexural vibration mitigation [J].

- International Journal of Non-Linear Mechanics, 2021, 129: 103558.
- [34] BOWYER E P, KRYLOV V V. Experimental investigation of damping flexural vibrations in glass fibre composite plates containing one-and two-dimensional acoustic black holes[J]. Composite Structures, 2014, 107: 406-415.
- [35] O'BOY D J, KRYLOV V V. Damping of flexural vibrations in circular plates with tapered central holes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2011, 330(10): 2220-2236.
- [36] 庄秋阳,季宏丽,邹宇琪,等.基于环状螺旋声学黑洞的管道结构振动抑制研究[J].振动工程学报,2024, 37(9): 1501-1512.
- ZHUANG Qiuyang, JI Hongli, ZOU Yuqi, et al. Vibration suppression of pipeline structure based on annular spiral acoustic black hole[J]. Journal of Vibration Engineering, 2024, 37(9): 1501-1512. (in Chinese)
- [37] JI H L, WANG N, ZHANG C, et al. A vibration absorber based on two-dimensional acoustic black holes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2021, 500: 116024.
- [38] CONLON S C, FAHNLIN J B, SEMPERLOTTI F. Numerical analysis of the vibroacoustic properties of plates with embedded grids of acoustic black holes[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2015, 137(1): 447-457.
- [39] HOOK K, DALEY S, CHEER J. Active control of an acoustic black hole using a feedback strategy[J]. Journal of Sound and Vibration, 2022, 528: 116895.
- [40] CONLON S C, FEURTADO P A. Progressive phase trends in plates with embedded acoustic black holes[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2018, 143(2): 921-930.
- [41] WANG J, LI F. A semi-analytical electromechanical model for energy harvesting of plate with acoustic black hole indentations[J]. Energy Conversion and Management, 2024, 312: 118656.
- [42] QUAEGBEUR S, RAZE G, CHENG L, et al. A virtual acoustic black hole on a cantilever beam[J]. Journal of Sound and Vibration, 2023, 554: 117697.
- [43] ZHU H, SEMPERLOTTI F. Tunable topological states in acoustic black hole meta structures for enhanced vibration localization[J]. Applied Acoustics, 2026, 226: 110006.
- [44] DENG J, GAO N S. Ultrawide attenuation bands in gradient meta beams with acoustic black hole pillars[J]. Thin-Walled Structures, 2023, 184: 110459.
- [45] WANG Y H, DU J T, LIU Y. Dynamic modeling of vibration behavior and power flow of a plate structure embedded with an ABH indentation[J]. Applied Acoustics, 2024, 215: 109724.
- [46] KRYLOV V V, TILMAN F J B S. Acoustic black holes for flexural waves as effective vibration dampers[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 274(3): 605-619.
- [47] JIA X X, DENG F, YU Y, et al. Enhanced low-frequency wideband vibration mitigation of an acoustic black hole beam utilizing coupled distributed dynamic absorbers[J]. Scientific Reports, 2025, 15(1): 12656.
- [48] LIANG X, LIANG H, CHU J, et al. A composite acoustic black hole for ultra-low-frequency and ultra-broad-band sound wave control[J]. Journal of Vibration and Control, 2024, 30(15/16): 3462-3471.
- [49] HAO S T, SHENG H, LIU X S, et al. Low-frequency and broadband vibration absorption of a metamaterial plate with acoustic black hole resonators[J]. Thin-Walled Structures, 2024, 202: 112073.
- [50] WAN Z W, ZHU X, LI T Y, et al. A beam with an attached damping layer with an acoustic black hole profile[J]. Journal of Physics: Conference Series, 2024, 2909: 012027.
- [51] LI H Q, O'DONOUGHUE P, MASSON F, et al. Broadband shock vibration absorber based on vibro-impacts and acoustic black hole effect[J]. International Journal of Non-Linear Mechanics, 2024, 160: 104620.
- [52] YANG F, YE T, WANG G, et al. Vibration damping by periodic additive acoustic black holes[J]. Journal of Sound and Vibration, 2024, 574: 118235.
- [53] DU X F, LI W L, HAO F, et al. Multi-objective optimization of acoustic black hole plate attached to electric automotive steering machine for maximizing vibration attenuation performance[J]. Machines, 2025, 13(8): 647.



第一作者简介:季宏丽,女,1983年2月生,博士、教授。国家青年科学基金项目(A类)及国家优秀青年科学基金(国家优青)获得者。主要研究方向为结构动力学测试与控制。发表SCI论文120余篇,SCI他引3700余次。授权国家发明专利30余项。出版专著2部。主持国家自然科学基金、重点研发青年科学家项目等10余项。荣获中国振动工程学会一等奖、江苏省科学技术二等奖、国防科技发明二等奖等。现任《Journal of Intelligent Material Systems and Structures》《Smart Materials and Structures》《Actuators》《振动工程学报》等期刊编委,并担任振动工程学会理事等学术职务。
E-mail:jihongli@nuaa.edu.cn

通信作者简介:裘进浩,男,1963年10月生,博士、教授。主要研究方向为结构动力学测试与控制。
E-mail:qiu@nuaa.edu.cn