

DOI: 10.20098/j.cnki.1001-5132.2025.1101

含局部谐振器的双层隔振结构振动特性分析及试验验证

蔡紫晴, 陈跃华*, 张 崇, 郑佳晖

(宁波大学 海运学院, 浙江 宁波 315832)

摘要: 为研究船舶动力装置隔振结构的振动隔离效果, 提出了一种含局部谐振器的双层隔振结构理论模型。基于 Chebyshev-变分原理, 推导了局部谐振器能量泛函, 获得了含局部谐振器的双层隔振结构理论解; 研究了谐振器位置、边界条件及耦合连接器参数等对系统振动特性的影响, 开展了隔振性能优化分析; 搭建了双层隔振系统试验平台, 理论结果与试验结果的良好吻合验证了理论模型的有效性。结果表明: 局部谐振器的存在明显丰富了双层隔振结构的隔振频点; 边界约束的逐步增强驱动振动响应峰值向高频移动; 对耦合连接器参数优化后, 在 20 Hz 到 300 Hz 频率范围内平均位移响应由 37.63 dB 降至 35.92 dB。

关键词: 双层隔振结构; 局部谐振器; Chebyshev-变分法; 振动特性

中图分类号: TB535

文献标志码: A

文章编号: 1001-5132 (2026) 02-0042-11

Vibration characteristics analysis and experimental verification of a double-layer vibration isolation structure with local resonators

CAI Ziqing, CHEN Yuehua*, ZHANG Chong, ZHENG Jiahui

(Faculty of Maritime and Transportation, Ningbo University, Ningbo 315832, China)

Abstract: In order to study the vibration isolation effect of vibration isolation structure of ship power plant, this paper proposes a theoretical model of double-layer vibration isolation structure with local resonators. Based on Chebyshev-variational principle, the energy functional of the local resonator is derived, and the theoretical solution of the double-layer vibration isolation structure with local resonators is obtained. The effects of resonator position, boundary conditions and coupling connector parameters on the vibration characteristics of the system are studied, and the optimization analysis of vibration isolation performance is carried out. An experimental platform of two-layer vibration isolation system is also built. It showed good agreement between the theoretical results and the experimental ones, verifying the validity of the theoretical model. The results demonstrated that the existence of local resonators obviously enriches the vibration isolation frequency points of the double-layer vibration isolation structure; the gradual enhancement of boundary constraints drives the peak value of vibration response to move to high frequency. Further on, after optimizing the parameters of the coupling connector, the average displacement response is reduced from 37.63 dB to 35.92 dB in the frequency range of 20 Hz to 300 Hz.

Keywords: double-layer vibration isolation structure; local resonator; Chebyshev variational method; vibration characteristics

收稿日期: 2025-11-03

宁波大学学报(理工版)网址: <http://journal.g.nbu.edu.cn/>

基金项目: 船舶热能动力全国重点实验室开放基金 (TPL2024A03)

第一作者: 蔡紫晴, 硕士研究生, 主要研究方向为船舶振动控制。E-mail: 2311120024@nbu.edu.cn

*通信作者: 陈跃华, 博士/教授, 主要研究方向为船舶结构振动噪声预报。E-mail: chen Yuehua@nbu.edu.cn

双层隔振技术作为一种高效的振动控制手段, 因其优越的隔振性能而广泛应用于舰船、精密仪器、航空航天及其他高端制造等领域。在舰船工程领域, 动力装置运行会产生剧烈振动和噪声。振动通过基座向船体传递, 不仅会影响振动敏感设备的工作精度和可靠性, 恶化操作人员的工作环境, 还会因船体结构的辐射噪声而降低舰船的隐蔽性。因此, 如何有效抑制动力装置振动向船体传递, 一直是舰船振动与噪声控制领域的重要研究方向。

薄板结构是双层隔振结构中的重要组成部分。为准确求解薄板的特征值与振型, 学者们提出了多种高精度分析方法。Gorman^[1]首次采用模式叠加法分析了四边简支的正交各向异性薄板的固有频率和振型。Chen 团队^[2-6]选取 Chebyshev 多项式作为薄板位移试函数, 基于 Rayleigh-Ritz 法研究了不同边界条件、形状及组合薄板的固有频率和振型。Ma 等^[7]提出了一种具有负质量密度以及负体弹性模量的双层板单元, 讨论了该结构动力有效参数的特性, 最终得到了修正的有效质量密度和体积弹性系数。

针对双层隔振结构的隔振性能研究, Chen 等^[8]提出了一种双层隔振装置, 通过实验验证其对陀螺仪微振动传递的抑制效果, 结果表明双层隔振最大衰减率达到 69.0%。Yao 等^[9]利用多谐振器增强的带隙特性, 在分层蜂窝结构单元中加入局域共振系统, 实现了多次抗冲击载荷的目的。Meng 等^[10]提出了基于 Legendre 多项式的 Legendre-Ritz 解法, 对双层桁架夹芯板的振动特性进行高精度分析, 结果与已有文献及有限元结果吻合良好, 验证了方法的准确性与有效性。

近年来, 因谐振器能在特定频段内产生与主结构相位相反的响应有效削弱结构振动响应, 从而引起广泛关注。Zhang 等^[11-13]研究了附加局部谐振器的超材料微孔板和曲面微孔板的声吸收特性, 分析了集成局部谐振器的超材料板的振动与声辐射特性。Xiao 等^[14]开展了具有多个周期阵列的弹性质量谐振器的局部谐振梁研究, 结果显示在相同的谐振腔总质量情况下, 多个阻尼谐振腔阵列的局部谐振光束带隙比单个谐振器的更宽。Guo 等^[15]提出了一种带局域共振的多尺度点阵夹芯结构, 实验结果表明当嵌入三个相同的局部谐振器结构时, 能够在

295~905.4 Hz 的超宽低频范围内实现显著的减振效果。Zheng 等^[16]设计了由周期性局域谐振器柔性微穿孔板组成的双层超材料, 研究了局部谐振器数量和附加质量比对其声学性能的影响。Jia 等^[17]提出了一种由微缝隙面板和扩展缝颈亥姆霍兹谐振器组成的吸声亚结构, 优化后的结构在更宽的低频段范围内展现了有效吸声性能。Ma 等^[18]设计了一种具有低厚度和宽频带吸声性能的亚波长狭缝谐振器超材料吸声体, 实现了缝隙谐振器吸声超材料的材料-结构-工艺一体化设计, 拓宽了声学功能结构的设计方案。

综上所述, 尽管已有大量关于双层隔振结构的研究, 但将局部谐振器引入双层隔振结构, 以实现多层次振动控制的研究仍相对较少。因此, 本文开展含局部谐振器的双层隔振结构理论及试验研究, 通过构建含局部谐振器的双层隔振结构理论模型, 深入研究谐振器的引入及结构参数变化对隔振结构的影响, 并搭建双层隔振结构试验平台, 试验验证所构建理论模型和求解方法的正确性。

1 理论方程

图 1 所示为一种含局部谐振器的双层隔振结构示意图。

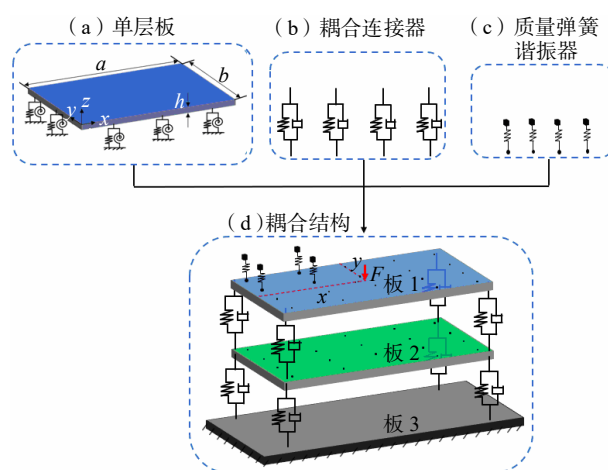


图 1 含局部谐振器的双层隔振结构示意图

图 1 (a) 展示了单层板的几何参数和边界约束。板的长、宽和厚分别记为 a 、 b 和 h 。在板的边界设置均匀分布的线性弹簧 k 与旋转弹簧 K , 来描述板的边界约束反力。图 1 (b) 为耦合连接器的结构示意图。耦合连接器由线性弹簧和黏弹性阻

尼器组成。为保证结构的稳定性,假定所有耦合连接器参数相同,并在板间对称分布。图 1(c)为质量弹簧谐振器的结构示意图。谐振器由质量块和线性弹簧构成,并在板 1 与板 2 上呈周期性排列。图 1(d)为板、耦合连接器、谐振器耦合结构示意图。板的横向位移用 $w_i (i=1,2)$ 表示。假定板 1 与板 2 的参数相同,板 3 与地面刚性连接。

为保证计算结果的收敛性和精度,选用 Chebyshev 多项式作为板的位移试函数。

位移函数和

$$w(x, y, t) = \sum_{m=0}^{\tilde{M}} \sum_{n=0}^{\tilde{N}} A_{mn} T_m(x) T_n(y) e^{j\omega t} \quad (1)$$

其中: $\tilde{M}$ 和 $\tilde{N}$ 为截断级数; A_{mn} 为未知系数。

第 n 阶 Chebyshev 多项式表示如下:

$$T_n(x) = \cos(n \arccos x) \quad (2)$$

1.1 板的拉格朗日泛函

双层隔振结构中板的拉格朗日方程可表示为

$$\Pi_{\text{plate},i} = V_{\text{plate},i} + V_{b,i} - T_{\text{plate},i} \quad (3)$$

式中: $V_{\text{plate},i}$ 为弯曲势能; $T_{\text{plate},i}$ 为动能; $V_{b,i}$ 为边界弹簧势能; 下标 i 取 1、2 分别指代板 1 与板 2。根据 Kirchhoff 薄板理论和变分原理, 板的弯曲势能、动能、边界弹簧势能可表示为

$$V_{\text{plate},i} = \frac{D_i}{2} \iint_{\Omega} \left[\left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \right)^2 + \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial y^2} \right)^2 + 2\mu_i \times \frac{\partial^2 w_i}{\partial x^2} \frac{\partial^2 w_i}{\partial y^2} + 2(1-\mu_i) \left(\frac{\partial^2 w_i}{\partial x \partial y} \right)^2 \right] d\Omega \quad (4)$$

$$T_{\text{plate},i} = \frac{1}{2} \rho_i h_i \omega^2 \iint_{\Omega} w_i^2 d\Omega \quad (5)$$

$$V_{b,i} = \frac{1}{2} \int_0^b \left[k_{x0} w_i^2 + K_{x0} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \right)^2 \right]_{x=0} dy + \frac{1}{2} \int_0^b \left[k_{xa} w_i^2 + K_{xa} \left(\frac{\partial w_i}{\partial x} \right)^2 \right]_{x=a} dy + \frac{1}{2} \int_0^a \left[k_{y0} w_i^2 + K_{y0} \left(\frac{\partial w_i}{\partial y} \right)^2 \right]_{y=0} dx + \frac{1}{2} \int_0^a \left[k_{yb} w_i^2 + K_{yb} \left(\frac{\partial w_i}{\partial y} \right)^2 \right]_{y=b} dx \quad (6)$$

式中: $D_i = Eh^3 / (12(1-\mu_i^2))$ 为板的弯曲刚度; E 为杨氏模量; h 为板的厚度; μ_i 为板的泊松比; ρ_i

为板的密度; ω 为固有频率; Ω 表示板所在区域; k_{x0} 、 k_{xa} 、 k_{y0} 、 k_{yb} 为边界线性弹簧刚度; K_{x0} 、 K_{xa} 、 K_{y0} 、 K_{yb} 为边界旋转弹簧刚度。

1.2 耦合连接器的拉格朗日泛函

双层隔振结构中耦合连接器的拉格朗日泛函可表示为

$$V_{\text{connector}} = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^4 \left[\tilde{k}_{1j} [\tilde{w}_1(x_{1j}, y_{1j}) - \tilde{w}_2(x_{1j}, y_{1j})]^2 + \tilde{k}_{2j} \tilde{w}_2(x_{2j}, y_{2j})^2 + c_{2j} \frac{\partial \tilde{w}_2(x_{2j}, y_{2j})}{\partial t} + c_{1j} \left(\frac{\partial \tilde{w}_1(x_{1j}, y_{1j})}{\partial t} - \frac{\partial \tilde{w}_2(x_{1j}, y_{1j})}{\partial t} \right)^2 \right] \quad (7)$$

式中: (x_{1j}, y_{1j}) 和 (x_{2j}, y_{2j}) 为连接器的位置坐标; $\tilde{k}_{1j}$ 和 c_{1j} 分别为板 1 与板 2 之间连接器的弹簧刚度和阻尼系数; $\tilde{k}_{2j}$ 和 c_{2j} 分别为板 2 与板 3 之间连接器的弹簧刚度和阻尼系数。

1.3 谐振器的拉格朗日泛函

双层隔振结构中局部谐振器的拉格朗日泛函可以表示为

$$\Pi_r = V_r - T_r \quad (8)$$

式中, V_r 和 T_r 分别为局部谐振器的总势能和总动能, 其表达式为

$$V_r = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^P \left\{ \hat{k}_j \left[z_j - \hat{w}_j(x_j, y_j) \right]^2 \right\} \quad (9)$$

$$T_r = \frac{1}{2} \sum_{j=1}^P m_j \left(\frac{\partial z_j}{\partial t} \right)^2 \quad (10)$$

式中: P 为谐振器的数量; $\hat{k}_j$ 、 m_j 、 z_j 分别为第 j 个谐振器的线性刚度、质量和位移; (x_j, y_j) 为谐振器的位置坐标。

第 j 个谐振器的固有频率可以表示为

$$f_j = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_j}{m_j}} \quad (11)$$

1.4 含局部谐振器的双层隔振结构的拉格朗日泛函

对含局部谐振器的双层隔振结构而言, 其拉格朗日泛函可表示为

$$\Pi = \Pi_{\text{plate},i} + \Pi_r + V_{\text{connector}} - W_F \quad (12)$$

式中, W_F 为外部激励力做功, 具体表达式为

$$W_F = F_0 \iint_{\Omega} w(x, y) \delta(x - x_0) \delta(y - y_0) d\Omega \quad (13)$$

式中: F_0 为激励力的幅值; δ 为狄拉克函数; (x_0, y_0) 为激励力的作用位置。

对拉格朗日泛函中的未知系数求极值, 得到隔振结构的振动特征方程:

$$(\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M} + j\omega \mathbf{C}) \mathbf{A} = \mathbf{F} \quad (14)$$

式中: $\mathbf{K}$ 、 $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{C}$ 分别为系统的刚度矩阵、质量矩阵和阻尼矩阵; $\mathbf{A}$ 为位移系数矩阵; $\mathbf{F}$ 为激励力矢量。刚度矩阵 $\mathbf{K}$ 的具体表达式为

$$\mathbf{K} = \begin{bmatrix} \mathbf{K}_{\text{plate},11} & \mathbf{K}_{\text{plate},12} & \mathbf{K}_{\text{plate},1r} \\ \mathbf{K}_{\text{plate},12}^T & \mathbf{K}_{\text{plate},22} & \mathbf{K}_{\text{plate},2r} \\ \mathbf{K}_{\text{plate},1r}^T & \mathbf{K}_{\text{plate},2r}^T & \mathbf{K}_r \end{bmatrix} \quad (15)$$

式中: $\mathbf{K}_{\text{plate},11}$ 和 $\mathbf{K}_{\text{plate},22}$ 分别为板 1 和板 2 的刚度矩阵; $\mathbf{K}_{\text{plate},12}$ 为板 1 与板 2 的耦合刚度矩阵; $\mathbf{K}_{\text{plate},1r}$ 和 $\mathbf{K}_{\text{plate},2r}$ 分别为板 1 和板 2 与谐振器的耦合刚度矩阵; $\mathbf{K}_r$ 为谐振器的刚度矩阵。质量矩阵 $\mathbf{M}$ 的具体表达式为

$$\mathbf{M} = \begin{bmatrix} \mathbf{M}_{\text{plate},11} & & \\ & \mathbf{M}_{\text{plate},22} & \\ & & \mathbf{M}_r \end{bmatrix} \quad (16)$$

式中: $\mathbf{M}_{\text{plate},11}$ 和 $\mathbf{M}_{\text{plate},22}$ 分别为板 1 和板 2 的质量矩阵; $\mathbf{M}_r$ 为谐振器的质量矩阵。阻尼矩阵 $\mathbf{C}$ 的具体表达式为

$$\mathbf{C} = \begin{bmatrix} \mathbf{C}_{\text{plate},11} & \mathbf{C}_{\text{plate},12} & \\ \mathbf{C}_{\text{plate},12}^T & \mathbf{C}_{\text{plate},22} & \\ & & \mathbf{0} \end{bmatrix} \quad (17)$$

式中, $\mathbf{C}_{\text{plate},11}$ 和 $\mathbf{C}_{\text{plate},22}$ 分别表示板 1 和板 2 的阻尼矩阵。

2 收敛性与准确性分析

为保证分析的准确性, 对含局部谐振器的双层隔振结构各参数统一设置如下: 板的长、宽和厚分别为 1 m、0.8 m 和 0.003 m, 杨氏模量为 210 GPa, 泊松比为 0.3, 密度为 7580 kg/m³; 耦合连接器中的弹簧刚度与阻尼系数分别为 10000 N/m 和 100 N·s/m; 局部谐振器的线性刚度和质量分别设置为 5×10⁶ N/m 和 0.1 kg, 谐振器的间距为 0.2 m, 呈 4 行 5 列对称分布。激励点作用于板 1 的中心位置, 位移响应为板 1 和板 2 的中心点处的位移。如无特别说明, 后续分析中所采用的结构参数均以上述设定为准。

位移函数中截断级数 $\tilde{M}$ 、 $\tilde{N}$ 的不同取值会对固有频率结果产生不同影响。表 1 给出了自由边界条件下双层隔振结构在位移函数取不同截断级数时的前 8 阶固有频率结果。当截断级数取 4 时, 双层隔振结构前 8 阶固有频率已快速收敛; 当截断级数增大到 10 时, 前 8 阶固有频率均已趋于稳定。这表明本文计算方法展现了优良的收敛性。此外, 表中还给出了有限元软件仿真结果。由表 1 可知, 本文结果与有限元结果吻合度高。

图 2 给出了截断级数取 10 时本文结果与有限元结果的模态对比。可以看到, 两者的前 8 阶模态吻合良好。固有频率和模态的良好吻合证明了本文所构建理论模型的正确性。

为进一步验证本文所构建模型在激励作用下响应结果的正确性, 图 3 给出了响应结果对比曲线。假设法向激励力施加于板 1 中心位置, 激励力幅值 $F_0=1$ N, 扫频范围为 1~500 Hz, 步长为 1 Hz。为考虑材料阻尼效应, 引入复杨氏模量。

表 1 自由边界条件下双层隔振结构的固有频率

$\tilde{M} \times \tilde{N}$	固有频率/Hz							
	第 1 阶	第 2 阶	第 3 阶	第 4 阶	第 5 阶	第 6 阶	第 7 阶	第 8 阶
2×2	3.99	6.25	6.54	7.52	12.95	14.66	16.29	18.48
3×3	3.99	6.25	6.54	7.52	12.89	14.64	15.61	18.48
4×4	3.86	6.20	6.49	6.65	12.36	13.96	15.60	16.14
6×6	3.85	6.19	6.46	6.63	12.30	13.70	15.28	16.02
8×8	3.85	6.19	6.46	6.63	12.28	13.68	15.28	16.01
10×10	3.85	6.18	6.46	6.62	12.27	13.67	15.27	16.01
有限元法	3.85	6.18	6.45	6.62	12.26	13.66	15.27	16.01

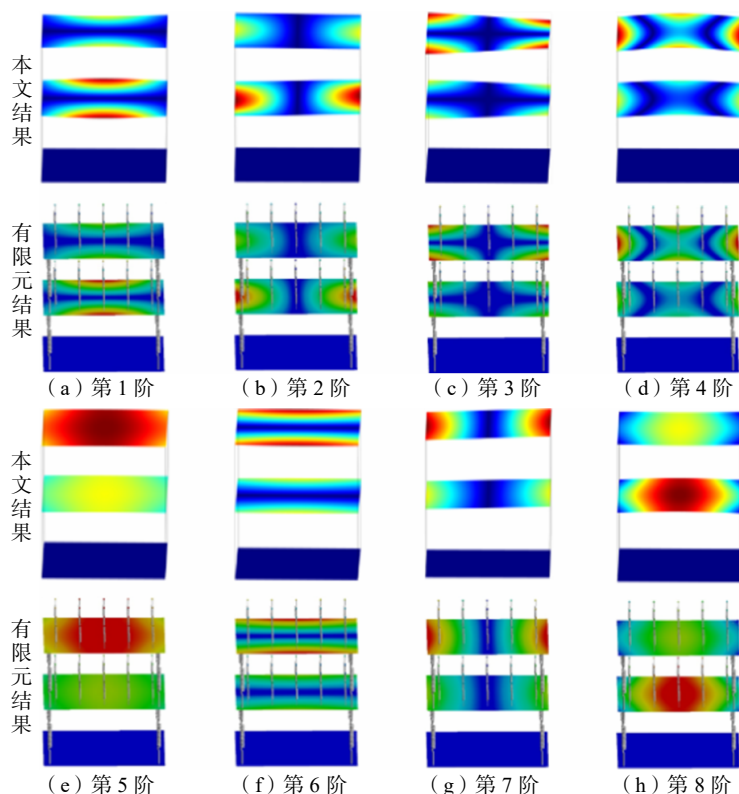


图2 模态对比

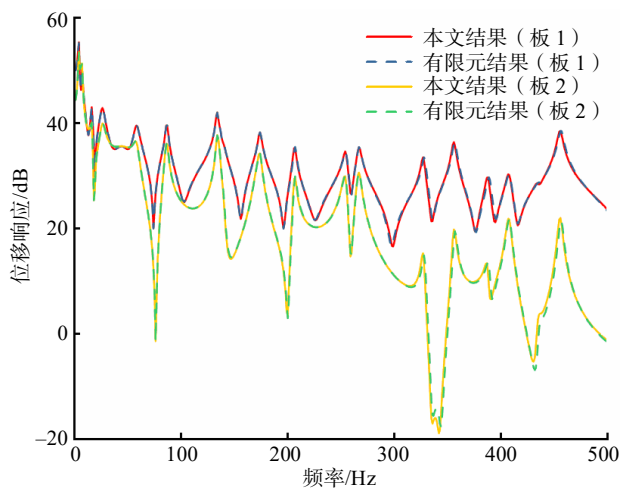


图3 响应结果对比曲线

图3所示曲线分为两组,红色曲线为板1中心位置的位移响应曲线,黄色曲线为板2中心位置的位移响应曲线。为验证响应结果的正确性,相应的有限元结果用虚线给出。可以看到,本文结果与有限元结果完全重合,这进一步验证了模型的正确性与有效性。从两组位移响应曲线的幅值来看,板1的响应幅值整体大于板2,表明双层隔振结构在振动传递过程中展现了显著的隔振效果。

3 参数分析

3.1 单层与双层隔振结构振动特性对比

为了研究单层隔振结构和双层隔振结构的隔振性能差异,两种结构采用了相同的材料,对比其振动位移响应。图4给出了单层与双层隔振结构的振动位移响应结果。

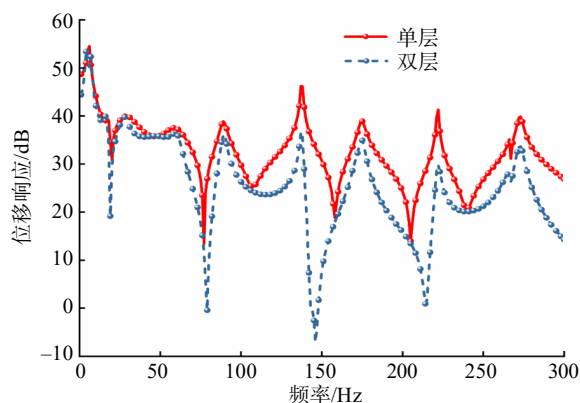


图4 单层与双层隔振结构振动位移响应对比

如图4所示,两种隔振结构的位移响应曲线整体趋势基本一致,但双层隔振结构的位移响应曲线始终位于单层隔振结构的曲线下方,这表明相较于

单层隔振结构, 双层隔振结构具有更优越的隔振性能。因此, 为实现更高效的振动隔离, 后续研究围绕双层隔振结构开展。

3.2 谐振器设置方式的影响

为研究谐振器设置方式对双层隔振结构振动特性的影响, 分别对具有不同数量和谐振频率的双层隔振结构进行振动特性分析。调整谐振器的弹簧刚度使其固有频率与双层隔振结构的固有频率一致, 这样有助于展现谐振器对隔振结构的影响。谐振器固有频率分别设置为 89 Hz 和 175 Hz, 对应于双层隔振结构的固有频率。图 5 给出了 Model 1(不含谐振器)和 Model 2(板 1 和板 2 上谐振器的固有频率分别为 89 Hz 和 175 Hz)两种模型的位移响应结果, 其中图 5(a)为两种模型中板 1 的位移响应, 图 5(b)为两种模型中板 2 的位移响应。如图 5(a)所示, 板 1 的位移响应曲线在 89 Hz 处下降明显, 含谐振器的位移响应相较于不含谐振器的位移响应下降约 14.24 dB, 而在 175 Hz 处响应变化不明显。如图 5(b)所示, 谐振器的加入

使得板 2 在 89 Hz 和 175 Hz 处的位移响应均显著减小, 分别下降约 22.75 dB 和 22.22 dB。此外, 在非谐振频率处, 结构的位移响应亦出现一定程度下降。综上可知, 设置固有频率与双层隔振结构固有频率一致的谐振器可以有效提升结构的隔振效果。

为进一步探究谐振器固有频率对双层隔振结构振动特性的影响, 将板 1 上谐振器的固有频率调整为 175 Hz, 板 2 上谐振器的固有频率设为 89 Hz, 其他条件保持不变, 模型记为 Model 3。图 6 给出了 Model 1 和 Model 3 两种模型的位移响应结果, 其中图 6(a)为两种模型中板 1 的位移响应, 图 6(b)为两种模型中板 2 的位移响应。由图可知, 板 1 的位移响应幅值仅在 175 Hz 处下降约 11.73 dB, 在 89 Hz 处无明显下降; 板 2 的位移响应幅值在 89 Hz 与 175 Hz 处分别下降约 21.92 dB 和 22.87 dB。由上述两组对比结果可知, 板 1 的位移响应受自身排布的谐振器影响较大, 受板 2 上排布的谐振器影响较小。板 2 的位移响应受到其自身排布的谐振器与板 1 上所排布谐振器的共同作用。

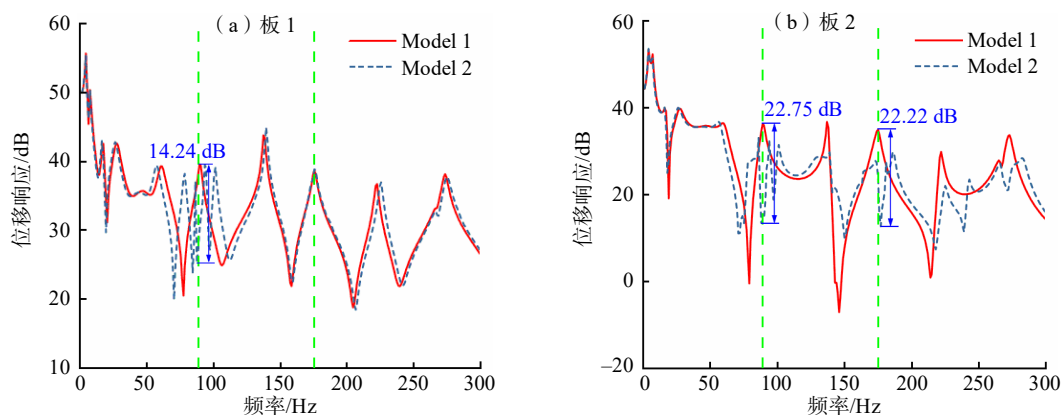


图 5 Model 1 与 Model 2 的位移响应对比

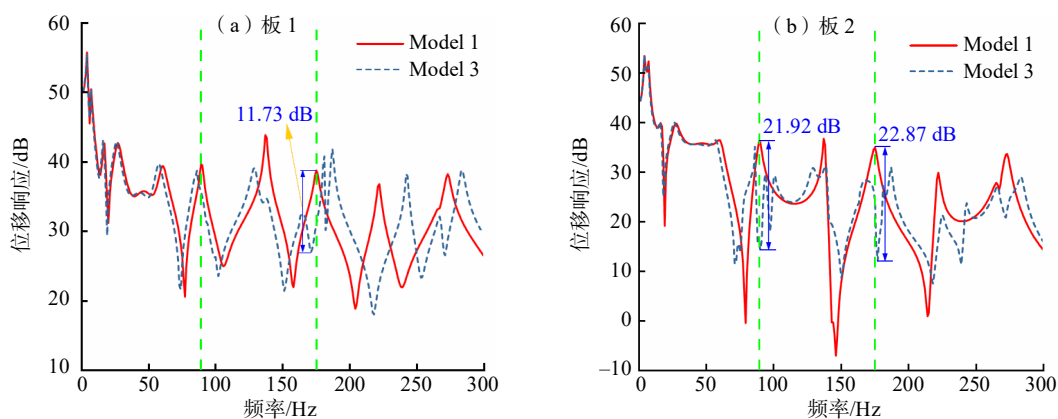


图 6 Model 1 与 Model 3 的位移响应对比

为进一步探讨谐振器排布方式对双层隔振结构振动特性的影响,在板1和板2上同时排布不同频率的谐振器,将前两行谐振器的固有频率设为89 Hz,后两行设为175 Hz,其余参数保持不变,构建模型类型为Model 4。

图7给出了Model 1和Model 4两种模型的位移响应结果,其中图7(a)为两种模型中板1的位移响应,图7(b)为两种模型中板2的位移响应。如图所示,板1在89 Hz和175 Hz处的位移响应幅值分别降低约11.26 dB和7.44 dB;板2在89 Hz和175 Hz处的位移响应幅值分别降低约14.39 dB和7.25 dB。从结果来看,该排布方式下板1与板2的位移响应均得到有效抑制。然而,相较前两种谐振器排布方式,板2在两种频率下的隔振效果有所下降,表明谐振器排布方式对系统的振动特性有显著影响。因此,为了获得最佳的隔振效果,在设计含局部谐振器的双层隔振结构时,应综合考虑谐振器的频率与排布位置。

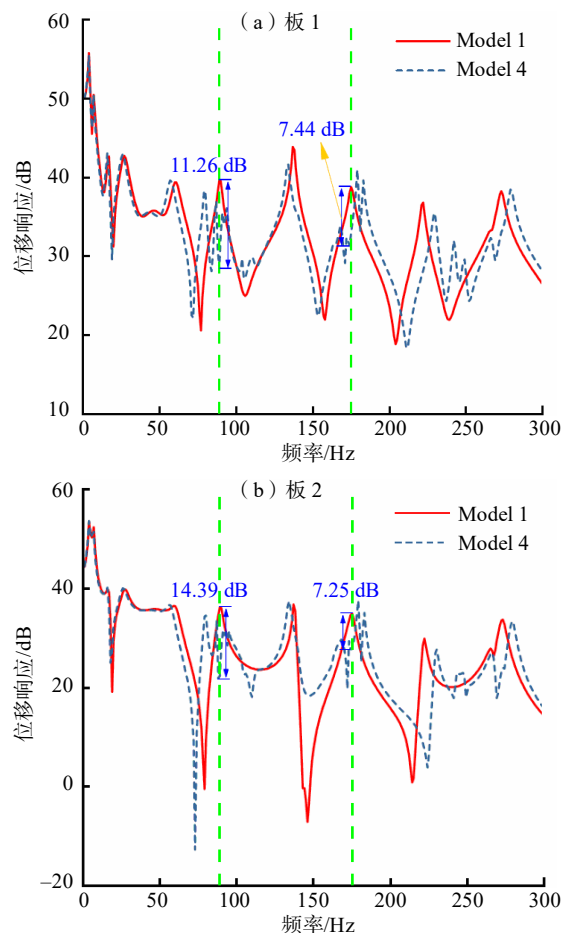


图7 Model 1与Model 4的位移响应对比

3.3 边界条件的影响

边界条件是影响结构振动特性的重要因素,不同的边界约束会显著改变结构的固有频率、振型分布及振动响应特性,进而影响隔振系统的整体性能与稳定性。因此,为深入了解边界条件对双层隔振结构的影响,本节选取自由边界(F)、简支边界(S)和固支边界(C)。

图8给出了不同边界条件下的位移响应。如图8(a)所示,随着结构边界约束逐步增强,板1的响应峰值向高频移动,表明不同边界约束对结构振动模态及固有频率影响显著。如图8(b)所示,当边界条件趋于固支时,结构整体的边界约束程度增强,固有频率随之提高,板2的位移响应幅值逐渐减小。在相同激励力作用下,当板1的边界约束增加时,其位移响应幅值降低,从而使得传递至板2的振动能量显著减少,表现出更优的隔振效果。

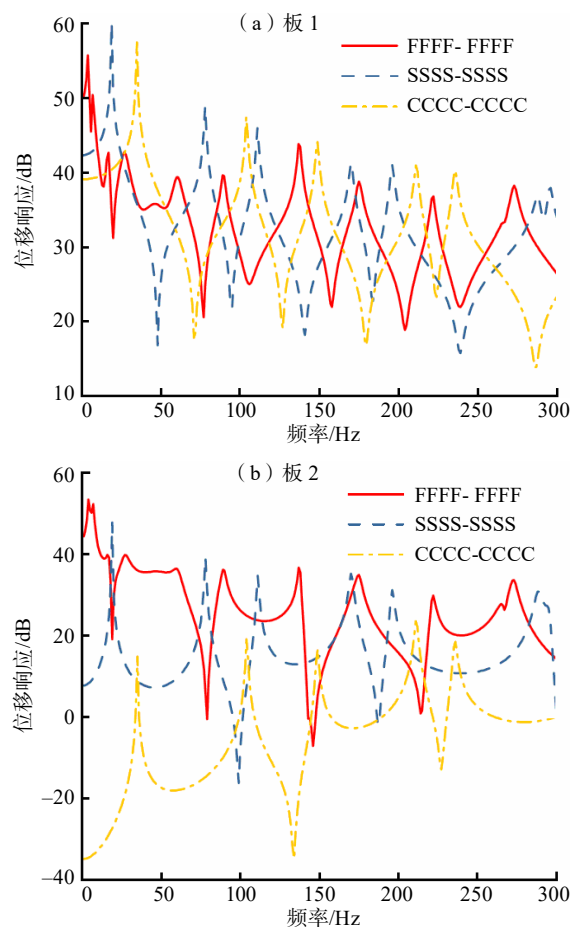


图8 不同边界条件下的位移响应对比

3.4 耦合连接器参数的影响及参数优化

耦合连接器在双层隔振结构中起着关键作用,

通过合理设计耦合连接器的刚度与阻尼系数, 减少上层隔振结构向下层传递能量, 从而优化结构的隔振性能。因此, 分析了自由边界条件下耦合连接器的阻尼系数和弹簧刚度对双层隔振结构振动特性的影响。图 9 给出了不同耦合连接器阻尼系数下的位移响应结果。由图 9 (a) 可知, 在有阻尼的情况下, 板 1 的各阶响应峰值均出现不同程度的降低。随着阻尼系数增大, 波峰与波谷整体呈下降趋势。这是由于阻尼的引入有效消耗了系统的振动能量, 从而减小了结构的响应幅值。由图 9 (b) 板 2 的位移响应对比结果可知, 在低频范围内, 阻尼可以改善结构的振动响应; 在高频范围内, 阻尼的增加导致响应幅值上升。因此, 在设计耦合连接器参数时, 应综合考虑阻尼系数对系统整体振动特性的影响, 以实现最佳隔振效果。

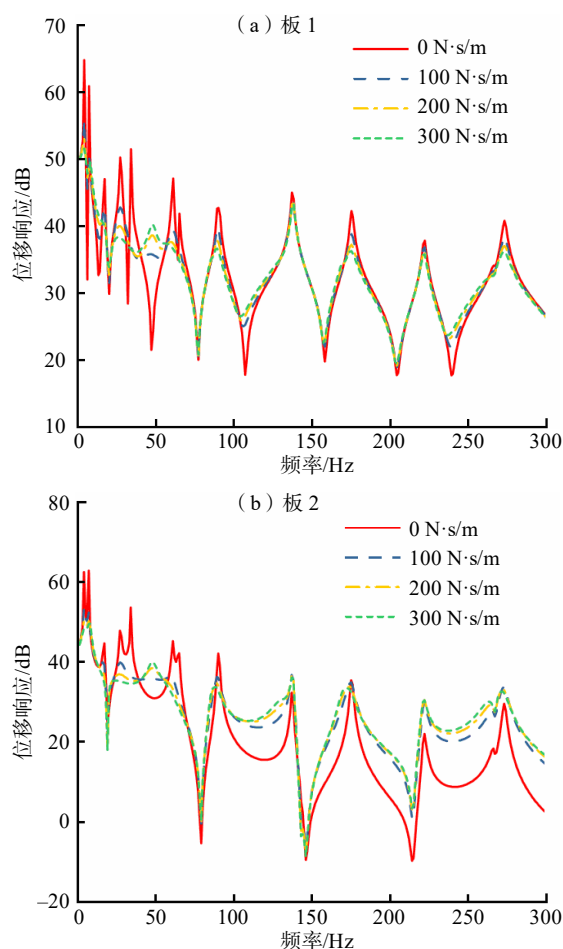


图 9 不同耦合连接器阻尼系数下的位移响应对比

图 10 给出了不同耦合连接器弹簧刚度下的位移响应结果, 其中图 10 (a) 为板 1 的响应曲线,

图 10 (b) 为板 2 的响应曲线。由图 10 (a) 可知, 在低频段部分 (小于 100 Hz), 振动响应峰值随弹簧刚度的增加明显向高频方向移动; 而在高于 100 Hz 的频段, 取不同弹簧刚度时的位移响应曲线几乎重合, 这说明弹簧刚度的改变对高频振动特性的影响较小。由图 10 (b) 可知, 弹簧刚度的增大对位移响应的影响较小; 但当刚度增大至 100 000 N/m 时, 结构的响应幅值整体升高。综合来看, 高频段的振动特性受耦合连接器参数的影响较小, 而低频段的振动特性受耦合连接器参数的影响较大。

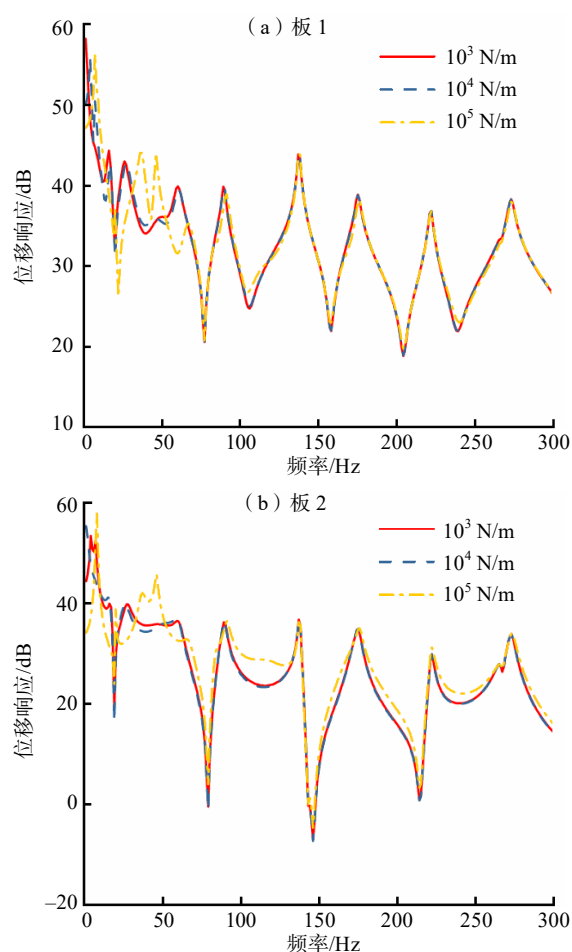


图 10 不同耦合连接器弹簧刚度下的位移响应对比

双层隔振结构的两板之间由耦合连接器连接, 其隔振性能受耦合连接器的阻尼系数和刚度影响。因此, 本节以耦合连接器的阻尼系数和刚度为设计变量, 开展耦合连接器参数优化。在目标频段 (20~200 Hz) 内, 以最小平均位移响应为目标函数, 构建二维参数网络进行离散化搜索。目标函数 (O) 表达式为

$$O = \text{Min} \left[\frac{\sum_{i=f_1}^{f_2} W_i(C, k)}{f_2 - f_1} \right] \quad (18)$$

式中: f_1 为 20 Hz; f_2 为 200 Hz; W 为位移响应; C 为阻尼系数; k 为弹簧刚度系数。连接器中阻尼系数与弹簧刚度的取值范围分别设定为 10~300 N·s/m 和 $400 \sim 1.57 \times 10^5$ N/m。经 200 次迭代, 计算得到目标频段范围内的最优参数组合: 阻尼系数为 300 N·s/m, 弹簧刚度系数为 7.45×10^4 N/m。作为对比, 图 11 还给出了 Model 5 (阻尼系数 100 N·s/m、弹簧刚度 10^4 N/m) 与 Model 6 (阻尼系数 300 N·s/m、弹簧刚度 1.57×10^4 N/m) 的位移响应结果。由式 (18) 可知, 最优模型、Model 5 和 Model 6 对应的平均位移响应分别为 35.92 dB、37.63 dB 和 37.43 dB。这一结果也与图中最优模型位移响应幅值较 Model 5 和 Model 6 的整体偏低现象相吻合, 从而验证了二维网格离散化搜索方案的有效性。

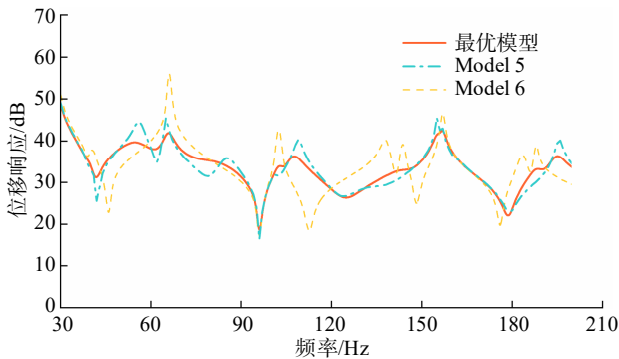


图 11 最优模型与 Model 5、Model 6 位移响应对比

4 试验验证

为进一步验证双层隔振结构理论模型的有效性, 对含谐振器与不含谐振器的双层隔振结构分别进行了振动特性试验。采用锤击法进行模态试验, 通过施加冲击激励与采集响应信号来获得结构的固有频率和振型结果。需要说明的是, 在试验中使用弹性绳将隔振结构悬挂于空中, 以模拟自由边界条件, 减小边界约束对试验结果的影响。

图 12 分别为不含谐振器和含谐振器的双层隔振结构的模态试验示意图。首先, 对不含谐振器的双层隔振结构进行了试验。其中, 薄板参数: 长、宽、厚分别为 0.4 m、0.3 m、0.002 7 m, 密度为 7850 kg/m^3 , 杨氏模量为 194 GPa, 泊松比为 0.18, 耦合连接器弹簧刚度为 1630 N/m, 阻尼系数为 100 N·s/m。试验时, 每块板沿长宽方向 10 等分, 共形成 121 个测试点。随后, 对含谐振器的双层隔振结构进行了模态试验。试验中, 谐振器弹簧刚度与耦合连接器相同, 为 1630 N/m, 谐振器质量块质量为 0.135 kg, 呈对称布置于板 1 底部, 距长边和短边均为 0.1 m。

图 13 给出了不含谐振器时本文结果与试验结果的模态对比, 图 14 则给出了不含谐振器时的固有频率对比结果和相对误差对比曲线。由图可知, 理论模型的模态结果与试验结果在整体形态上高度一致。此外, 对应阶次的固有频率吻合良好, 最大相对误差仅为 1.03%。

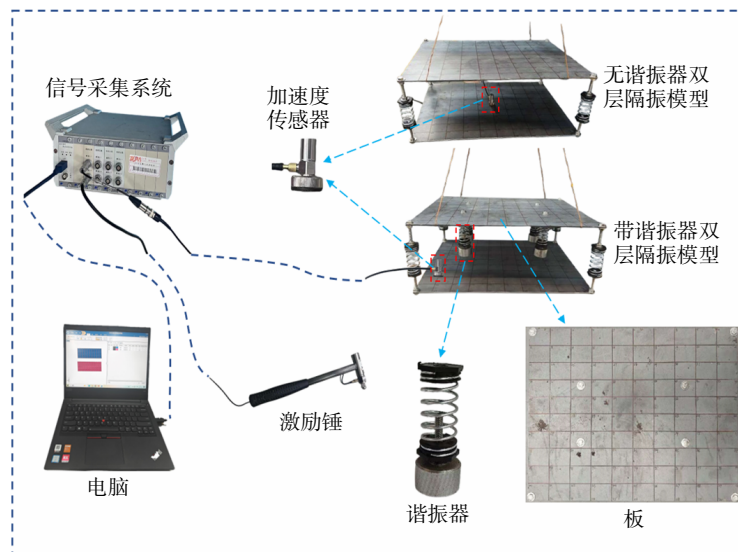


图 12 双层隔振结构模态试验示意

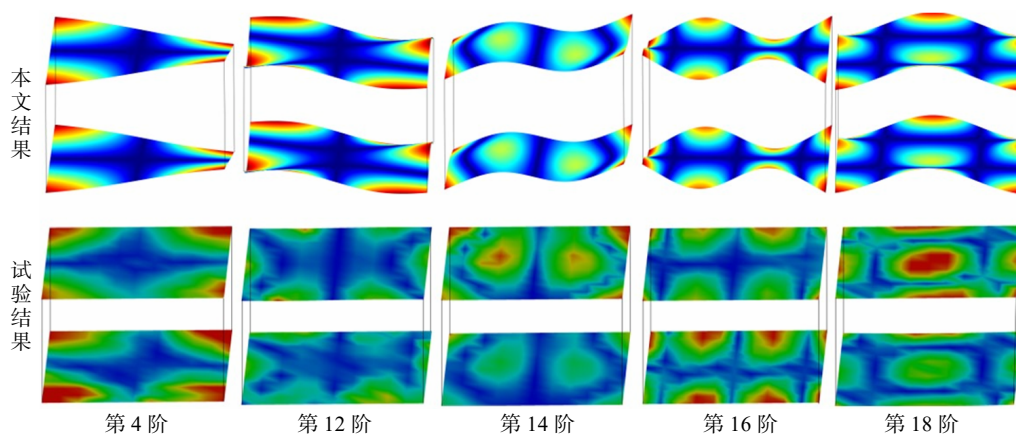


图13 不含谐振器情况下本文结果与试验结果模态对比

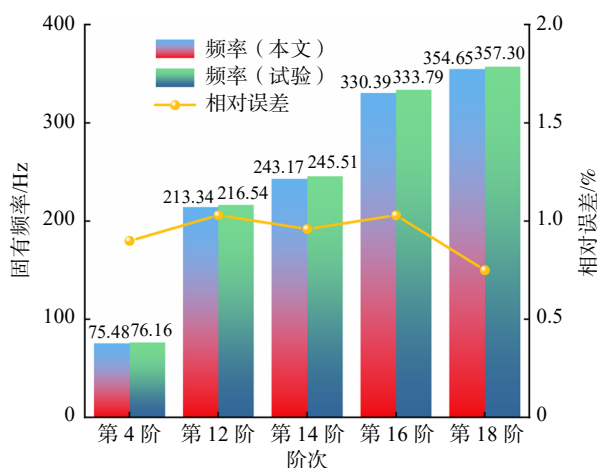


图14 不含谐振器情况下本文结果与试验结果的固有频率和相对误差对比

图15给出了含谐振器时本文结果与试验结果的模态对比, 两者展现了高度的一致性。图16则给出了含谐振器时的固有频率对比结果和相对误差曲线, 可见各阶固有频率也吻合良好, 最大相对误差仅为1.23%。误差产生的原因包括试验过程中

锤击位置与力度偏差, 连接器未完全紧固以及测试仪器精度限制等。尽管存在上述因素, 本模型的计算结果与试验结果仍保持了高度一致。

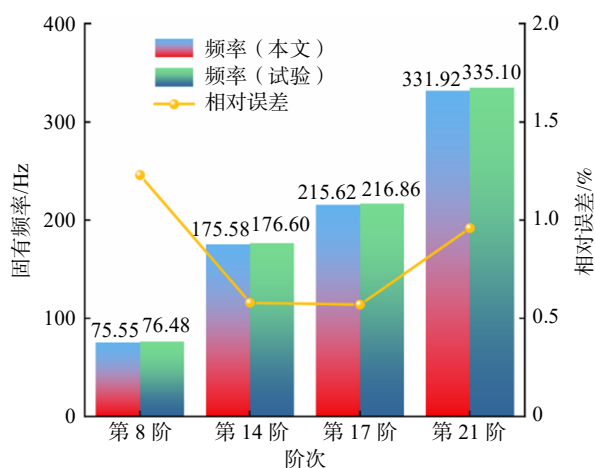


图16 含谐振器情况下本文结果与试验结果的固有频率和相对误差对比

以上两组试验结果验证了本文所构建的双层隔振结构理论模型及其计算结果的有效性。

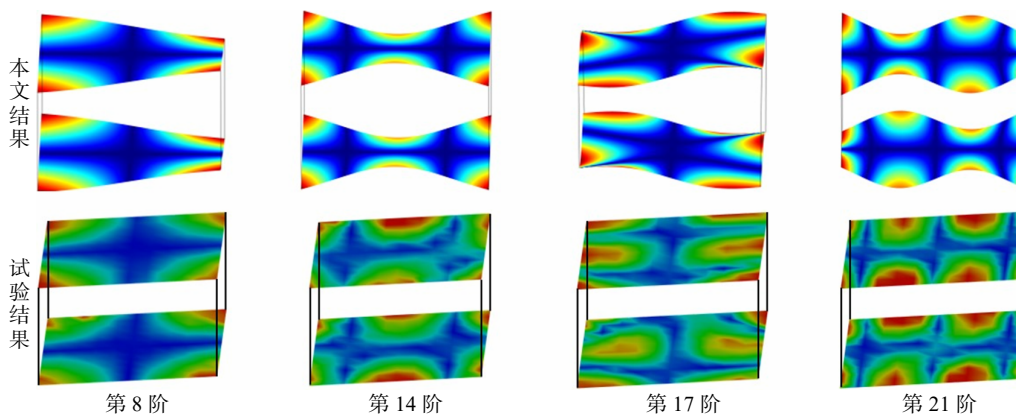


图15 含谐振器情况下本文结果与试验结果模态对比

5 结论

本文基于 Chebyshev-变分原理建立了双层隔振结构的理论模型。通过引入可调节的弹簧刚度,实现了从自由到固支的边界条件;同时,在板上均匀布置谐振器,通过调节弹簧刚度改变其固有频率,从而实现在特定频率处的减振效果。本文研究了谐振器位置、边界条件及耦合连接器参数等对结构振动特性的影响,搭建了双层隔振结构试验模型,验证了理论模型的有效性。得到结论:(1)谐振器在特定频率下能够显著降低结构振动响应,在 89 Hz 处响应幅值降低了约 22.75 dB,有效抑制了共振现象;(2)谐振器的上下层布置方式对双层隔振结构的振动特性具有显著影响,板 1 上不同频率的谐振器主要影响板 1 自身振动响应,而对板 2 的影响较弱,相反,板 2 的谐振器对自身结构的振动位移影响较小;(3)当边界约束逐步增强时,结构响应峰值频率整体向高频移动;(4)耦合连接器的阻尼系数与弹簧刚度对系统动态响应影响显著,因此在设计双层隔振台时应综合考虑其参数设置。

参考文献:

- [1] GORMAN D J. Accurate free vibration analysis of clamped orthotropic plates by the method of superposition[J]. Journal of sound and vibration, 1990, 140(3):391-411.
- [2] CHEN Y H, JIN G Y, LIU Z G. Flexural and in-plane vibration analysis of elastically restrained thin rectangular plate with cutout using Chebyshev-Lagrangian method[J]. International journal of mechanical sciences, 2014, 89: 264-278.
- [3] YANG C, CHEN Y, NIU Y H, et al. Vibration analysis and experimental study of three-dimensional orthogonally coupled plates with through edge cracks[J]. Thin-walled structures, 2024, 203:112122.
- [4] NIU Y H, CHEN Y, ZHAO T T, et al. Transverse vibration of plate with multiple curved through cracks[J]. International journal of mechanical sciences, 2024, 274: 109293.
- [5] GAN Q, CHEN Y H, YAN B, et al. Condensational modelling and experimental analysis for vibration of multilayer hull section[J]. Thin-walled structures, 2025, 207:112733.
- [6] FAN Y R, CHEN Y H, DING J, et al. Vibroacoustic characteristics of plate with multiple complicated cutouts [J]. International journal of mechanical sciences, 2025, 288:109964.
- [7] MA F Y, HUANG M, XU Y C, et al. Bi-layer plate-type acoustic metamaterials with Willis coupling[J]. Journal of applied physics, 2018, 123(3):035104.
- [8] CHEN S B, XUAN M, XIN J, et al. Design and experiment of dual micro-vibration isolation system for optical satellite flywheel[J]. International journal of mechanical sciences, 2020, 179:105592.
- [9] YAO H, JIU H W, SHAO K Y, et al. Multiple blast resistance enhancement through negative-mass meta-honeycombs with multi-resonator[J]. Composite structures, 2024, 330:117845.
- [10] MENG S, WANG Q, ZHONG R, et al. Legendre-Ritz solutions for vibration characteristics of three-dimensional double-layer lattice truss sandwich plates[J]. Thin-walled structures, 2024, 203:112185.
- [11] ZHANG Y F, WANG G, ZHU Z Y, et al. Vibro-acoustic coupling characteristics of the microperforated panel with local resonators[J]. International journal of mechanical sciences, 2023, 245:108125.
- [12] ZHANG Y F, ZHU Z Y, SHENG Z H, et al. Sound absorption properties of the metamaterial curved microperforated panel[J]. International journal of mechanical sciences, 2024, 268:109003.
- [13] ZHANG Y F, ZHU Z Y, SHENG Z H, et al. Vibro-acoustic suppression of metamaterial plates in multi-bandgaps[J]. International journal of mechanical sciences, 2025, 286:109873.
- [14] XIAO Y, WEN J H, WEN X S. Broadband locally resonant beams containing multiple periodic arrays of attached resonators[J]. Physics letters A, 2012, 376(16): 1384-1390.
- [15] GUO J J, LI Y Q, XIAO Y, et al. Multiscale modeling and design of lattice truss core sandwich metastructures for broadband low-frequency vibration reduction[J]. Composite structures, 2022, 289:115463.
- [16] ZHENG Q Q, ZHAO H G, WANG Y, et al. Improvement of sound absorption and insulation using a double-layer metamaterial[J]. AIP advances, 2020, 10(9):095010.
- [17] JIA J, XIAO Y, WANG X N, et al. Design and optimization of sound-absorbing metastructure with extended slit-neck resonator and micro-slits panel[J]. Thin-walled structures, 2025, 216:113664.
- [18] MA F Y, LIU C R, LI Y, et al. A thin-walled mesoscopic hybrid slit-resonator metamaterial absorber[J]. Thin-walled structures, 2023, 193:111226.

(责任编辑 韩超)