

# 新型空心结构阻振质量的阻振性能实验\*

温华兵<sup>1</sup>, 彭子龙<sup>2</sup>, 夏兆旺<sup>1</sup>, 刘林波<sup>1</sup>

(1. 江苏科技大学振动噪声研究所 镇江, 212003)  
(2. 上海交通大学海洋工程国家重点实验室 上海, 200240)

**摘要** 分析了薄板结构-刚性阻振质量的振动传递特性,研究了一种空心结构阻振质量的阻振性能,发展了薄板结构的阻振技术;设计了带近似等质量的空心与实心阻振质量的薄板结构实验模型,通过测试板结构的平均振动加速度,得到了阻振质量的阻振损失;对比研究了空心与实心阻振质量的阻振损失,分析了空心+实心二级阻振质量的减振效果,探讨了空心阻振质量填充颗粒阻尼对阻振性能的影响。结果表明:同等质量的空心阻振质量比实心阻振质量的阻振损失更大,且有效阻振频率向低频移动;空心+实心二级阻振质量仅略高于单级阻振质量的阻振损失;空心阻振质量内部填充颗粒阻尼,可有效提高减振效果,其阻振损失优于空心+实心二级阻振质量。

**关键词** 空心结构; 阻振质量; 阻振损失; 颗粒阻尼; 减振效果; 阻尼损耗因子  
**中图分类号** TB532; TH825 **文献标识码** A

## 引言

结构声在沿结构传递的途中会遇到具有隔离作用的自然障碍,如板或杆的铰支承、结构的接头和加强筋等,这些对结构声的传递都可起到阻抑作用。阻振质量块是一个大而重的条体,沿着结构声传递途径配置在板的结合处,用以隔离结构声的传播。石勇等<sup>[1]</sup>利用波动理论分析振动波在钢板结构中传播遇到方钢结构时的反射、透射等传播规律。Che 等<sup>[2]</sup>基于波动理论研究了多转角阻振质量结构对结构声的阻抑特性。刘洪林等<sup>[3]</sup>从结构的角探求不同阻振质量块结构参数对隔振降噪的影响。刘见华等<sup>[4]</sup>研究了多个阻振质量阻抑结构声的传递。姚熊亮等<sup>[5]</sup>基于阻抗失配原理,在舷间振动的主传递通道上设计了几种高传递损失的复合托板结构形式,并对比了它们的隔振效果。申华等<sup>[6]</sup>通过有限元数值分析,表明空心方钢阻振质量在大多数频率下阻振效果优于实心方钢。笔者在波动法质量阻振传递特性分析的基础上,通过实验对比研究了空心 and 实心阻振质量的阻振性能,以及空心阻振质量填充颗粒阻尼对阻振性能的影响,揭示出新型空心阻振质量比实心阻振质量具有更高阻振效果、更宽的阻振频率范围优点,从而发展了实心质量阻振技术。

## 1 阻振质量的振动传递特性

定常结构发生质量、刚度等突变,引起结构的阻抗失配,可对振动波起到很好的反射作用<sup>[3]</sup>。

图 1 为刚性实心阻振质量-板结构示意图,对于实心阻振质量结构,在仅考虑阻振质量与板结构交接面阻抗失配的情况下,利用波动法可推导出平面垂直入射弯曲波的反射系数<sup>[7]</sup>

$$r = \frac{-\mu + \vartheta^2 \mu^3 + \vartheta^2 \mu^4 / 2}{(\mu + \vartheta^2 \mu^3) - j(4 + \mu - \vartheta^2 \mu^3 - \vartheta^2 \mu^4 / 2)} \quad (1)$$

其中:  $\mu = \frac{2\pi m}{\lambda_b m'}$ ;  $\vartheta = \frac{m'}{m} \sqrt{\frac{\Theta}{m}}$ ;  $m$  为单位长度阻振质量的质量,  $m'$  为单位面积板的质量;  $\Theta$  为阻振质量  $m$  的质量惯性矩;  $\lambda_b$  为薄板中传播的弯曲波波长。

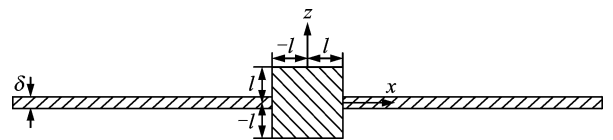


图 1 刚性阻振质量-板结构示意图

Fig. 1 Rigid blocking mass-sheet structure diagram

当反射系数的分子等于零时,反射系数达到最小值,对应的频率称为全透射频率,记全透射频率所

\* 国家自然科学基金资助项目(11302088)  
收稿日期:2014-03-05;修回日期:2015-04-17

对应的  $\mu$  为  $\mu_r$ , 则  $\mu_r$  应满足

$$\mu_r^2 \vartheta^2 (2 + \mu_r) = 2 \quad (2)$$

平面垂直入射弯曲波的透射系数<sup>[7]</sup>

$$t = \frac{-j(4 + \mu - \vartheta^2 \mu^3)}{(\mu + \vartheta^2 \mu^3) - j(4 + \mu - \vartheta^2 \mu^3 - \vartheta^2 \mu^4/2)} \quad (3)$$

透射系数与反射系数通常情况下为复数, 是振动频率的函数。当透射系数的分子等于零时, 透射系数达到最小值, 对应的频率称为全隔离频率, 记全隔离频率所对应的  $\mu$  为  $\mu_i$ , 则  $\mu_i$  应满足

$$4 + \mu_i - \vartheta^2 \mu_i^3 = 0 \quad (4)$$

在工程上, 往往更关心振动能量的传递, 因此在弯曲波入射的情况下, 通常采用能量传递效率表征各种形式的波占入射能量的比例。定义透射效率

$$\tau = \chi \psi |t|^2 \quad (5)$$

其中:  $\chi = \frac{k_2}{k_1} = \sqrt{\frac{m'_2 B_1}{m'_1 B_2}}$  为两板中平面弯曲波的波

长比;  $\psi = \frac{k_2^2 B_2}{k_1^2 B_1} = \sqrt{\frac{m'_2 B_2}{m'_1 B_1}}$  为两板中弯曲波特性力

阻抗和弯矩阻抗几何平均之比, 下脚标 1, 2 分别表示板 1、板 2;  $B$  为平板的弯曲刚度,  $B = \frac{EI}{1 - \nu^2}$ ,  $E$ ,

$I, \nu$  分别为板的弹性模量、截面惯性矩和泊松比。

阻振质量的传递损失为

$$R = 10 \lg(1/\tau) \quad (6)$$

对于实心方钢阻振质量, 定义单位长度阻振质量与薄板结构的质量比值为质量比。对于薄钢板结构的厚度为 3 mm, 图 2 为计算得到的阻振质量阻振损失关于质量比和频率的关系。结果显示, 阻振质量相当于一个“低通滤波器”, 对低频振动波几乎没有阻振效果; 在全隔离频率处, 阻振质量的减振效果最佳, 达到 50~60 dB; 在高于全隔离频率范围, 仍有 10~30 dB 的减振效果; 随着质量比的增加, 全隔离频率向低频移动。对于一般阻振质量设计, 全隔离频率比较高, 在工程设计中往往不希望增加过

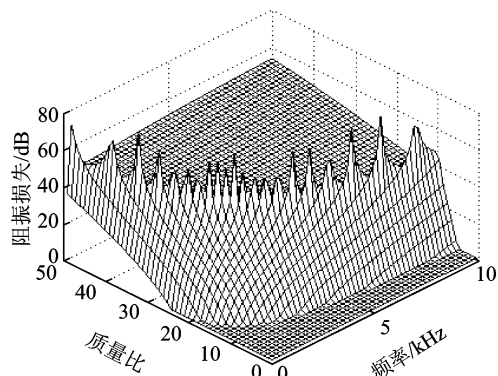


图2 实心阻振质量的阻振损失

多的附加质量, 又希望全隔离频率向低频移动, 从而在更宽的频率范围产生减振效果。

式(1)~(2)表示基于波动法得到的实心阻振质量的振动传递特性。空心阻振质量是质量阻振技术的一个新发展方向<sup>[6]</sup>。若仅考虑阻振质量与板结构交接面的阻抗失配, 而忽略空心阻振质量内部弯曲波的反射, 仍可采用该公式近似分析空心阻振质量的振动传递特性。当空心阻振质量与薄板结构的壁厚相同时, 图 3 为利用式(4)计算得到的方形实心与空心阻振质量的全隔离频率对比。随着阻振质量与薄板结构高度比的增加, 全隔离频率呈指数规律下降, 在相同高度比情况下, 空心比实心阻振质量的全隔离频率向低频方向移动。这是由于在同等质量情况下, 空心比实心阻振质量具有更大的质量惯性矩。

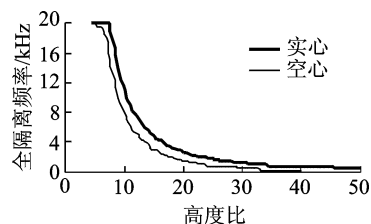


图3 空心与实心阻振质量的全隔离频率

Fig. 3 Total attenuation frequencies of solid and hollow blocking masses

## 2 阻振性能实验方案

设计了含近似等重量的空心阻振质量与实心阻振质量的阻振性能对比实验模型, 如图 4 所示。板 A~F 为 500 mm×500 mm×3 mm 正方形钢板, 密度为 7 800 kg/m<sup>3</sup>, 泊松比为 0.3, 弹性模量为 2.1×10<sup>11</sup> Pa。在 A 板与 B 板之间, 以及 A 板与 C 板之间布置实心阻振质量, 在 B 板与 D 板之间布置空心阻振质量。实心阻振质量为 21 mm×21 mm 热轧方钢, 单位长度质量为 3.460 kg/m; 空心阻振质量为 40 mm×40 mm 冷弯方型空心型钢, 壁厚为 3 mm, 单位长度质量与实心阻振质量近似相同, 为 3.303 kg/m。

实验时, 为吸收 E 板与 F 板边缘的反射波, 以模拟半无限长的情况, 在 E 板与 F 板的上下表面和端部粘贴了 5 mm 厚黏弹性阻尼材料, 其密度为 1 000 kg/m<sup>3</sup>, 泊松比 0.49。为了减小板边缘的反射波的影响, 以及粘贴阻尼层后结构阻抗突变的影响, 阻尼层被布置成图 4 中所示的 V 形状, 试样由多根弹性绳悬挂以模拟自由边界条件。图 4 为阻振质量板结构实验模型及测点布置图。

Fig. 2 Transmission loss of hollow blocking mass

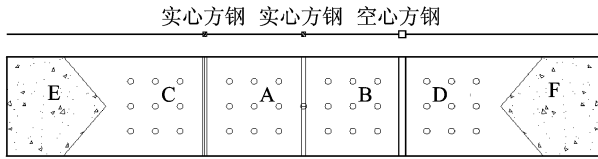


图 4 阻振质量板结构测点布置图

Fig. 4 Layout of measuring points of blocking mass sheet

采用振动的阻振损失评价阻振质量对平面弯曲波传递衰减的作用

$$R = 20 \lg \left( \frac{\bar{a}_1}{\bar{a}_2} \right) \quad (7)$$

其中:  $\bar{a}_1$  表示传递到阻振质量前的板结构平均振动加速度(入射波,单位为  $\text{m/s}^2$ );  $\bar{a}_2$  表示传递到阻振质量后的板结构平均振动加速度(透射波,单位为  $\text{m/s}^2$ ),通过测试每个板结构上均布的 9 个测点的法向加速度响应取平均值得到。

在不同实验工况下,通过调节功率放大器,始终施加同等强度的激励力。当激励器的激励力施加在 A 板与 B 板之间的阻振质量上时,产生的结构振动沿着 A 板和 B 板两个路径分别向两端传播。通过测试 A 板、C 板的平均振动加速度得到实心阻振质量的阻振损失,利用 B 板与 D 板的平均振动加速度得到空心阻振质量的阻振损失。

### 3 实验结果分析

#### 3.1 空心与实心阻振质量的阻振性能

对于中间激励工况,图 5 为激励点的原点加速度导纳(基准值为  $10^{-6} \text{ m}/(\text{s}^2 \cdot \text{N})$ )。在 4 kHz 以下频率范围,原点加速度导纳随着频率总体上呈上升的趋势。在 4 kHz~8 kHz 频率范围,原点加速度导纳较高,说明原点的阻抗在高频时较低,较小的激励力,就容易引起结构较大的振动,而振动峰值出现的位置,则与结构的振动模态参数有关。为便于比较,采用三分之一倍频程为频率横坐标,图 6 为板结构的平均振动加速度级频谱(基准值为  $10^{-6} \text{ m/s}^2$ )。A, B, C, D 板的振动加速度级分别为 147.9, 145.9, 144.2, 132.2 dB,峰值出现在 1 kHz~2 kHz 频率处。在 1 kHz 以下频率不同板结构的振动差异较小,在 1 kHz 以上频率出现明显的差异,且阻振后透射区 C, D 板的振动明显低于阻振前反射区 A, B 板的振动。

图 7 为空心阻振与实心阻振的阻振损失对比,相同质量的空心阻振与实心阻振的总阻振损失分别

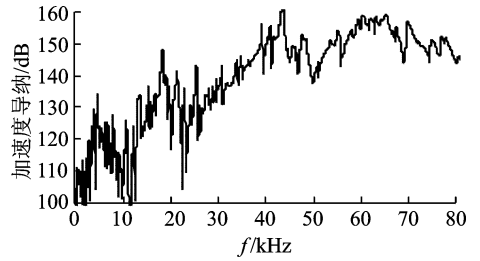


图 5 中间激励时的原点加速度导纳

Fig. 5 Driving point acceleration mobility with middle beam

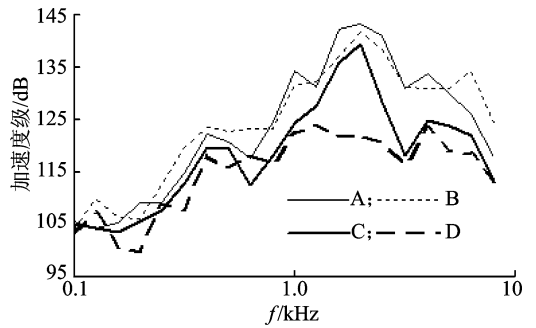


图 6 中间激励时板结构的振动加速度级

Fig. 6 Sheet structural vibration acceleration with middle beam excited

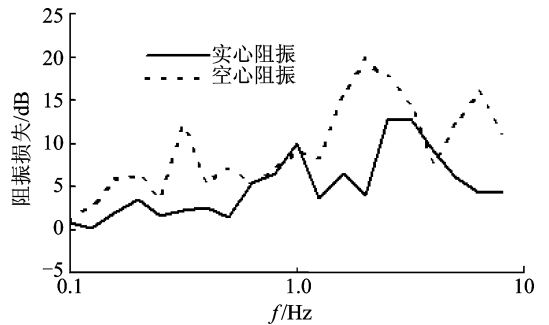


图 7 空心与实心阻振的阻振损失

Fig. 7 Transmission losses of hollow and solid blocking masses

为 13.7 和 3.7 dB,空心比实心阻振的阻振效果提高了 10 dB,且在大多数频率下比实心阻振的阻振损失更高;实心阻振质量对 500 Hz 以下频率的阻振效果小于 4 dB,在 3.15 kHz 频率处达到最大值 12.8 dB;而空心阻振质量在 250 Hz 以上频率的阻振损失达到 5 dB 以上,在 2 kHz 频率处达到最大值 19.7 dB。因此,阻振质量相当于一个“低通滤波器”,对低频振动波的阻振效果很小,对中高频率振动波的阻振效果明显。同等质量的空心阻振质量与实心阻振质量相比,由于阻振质量转动惯量的增加,以及入射的振动波在阻振质量处需要经过多个转角的波形转换,结构的阻抗失配加剧,从而使阻振质量的

阻振效果显著提高,且有效阻振频率向低频移动。

### 3.2 二级阻振的阻振性能

当激励力施加在 A 板与 C 板之间的阻振质量上时,通过调节功率放大器,使不同激励工况时输入的激励力总幅值相同,激励源的结构振动从 A 板传递到 B 板,再传递到 D 板,从而形成实心+空心二级阻振。图 8 为板结构的振动加速度级,图 9 为二级复合阻振的阻振损失,总的阻振损失为 15.9 dB,仅比单级空心阻振的阻振效果提高 2.1 dB,且在部分低频及高频处的阻振效果反而不如单级空心阻振质量。其原因是由于在实心与空心二级阻振质量之间的 B 板位置处,一级阻振质量的透射波与二级阻振质量的反射波能量叠加,造成 B 板振动较大。在 400 Hz 以下低频及 5 kHz 以上高频处,其振动幅值甚至超过了被阻振前 A 板的振动。尽管从 B 板传递到 D 板的振动由于空心阻振质量的阻抑作用明显下降,但是其最终的阻振效果仍然有限。另一原因是由于钢板结构及阻振质量本身的结构阻尼很小,振动波及反射波的振动能量不易被结构材料所消耗。因此,二级阻振的阻振效果由于阻振质量之间反射波与透射波的相互作用,不是两个单级阻振质量阻振效果的简单叠加,仅略高于单级阻振。

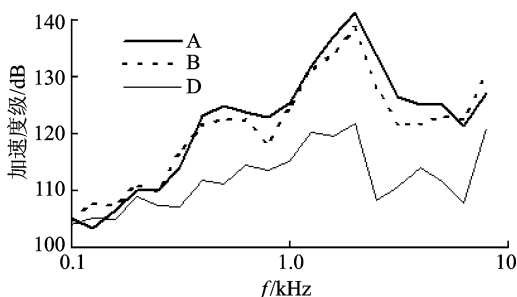


图 8 左侧激励时板结构的振动加速度级

Fig. 8 Vibration acceleration of sheet structure with left beam excited

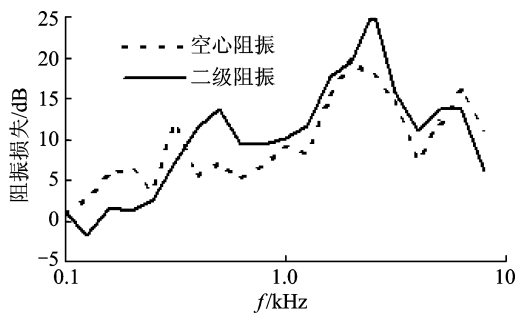


图 9 二级阻振的阻振损失

Fig. 9 Transmission loss of double arranged blocking masses

### 3.3 填充颗粒对阻振性能的影响

颗粒阻尼减振器通过颗粒之间及颗粒与孔壁之间的摩擦和碰撞消耗系统能量,从而实现减振降噪的目的<sup>[8-9]</sup>。

等效黏性阻尼系数为

$$c_{eq} = \frac{1}{2} \rho_m S C_d |\dot{x}| \quad (8)$$

其中:  $\rho_m$  为气固混合物的等效体积密度;  $S$  为孔横截面积;  $C_d$  为阻力系数;  $|\dot{x}|$  为速度的绝对值。

颗粒阻尼减振适合于抑制薄板结构的振动。为此,在空心阻振质量内填充直径为 1.0 mm 的圆形钢砂颗粒,利用金属颗粒的摩擦阻尼提高空心阻振质量的阻振效果,并开展了阻振性能对比实验。

通过测试空心阻振质量的频率响应函数,利用半功率带宽法,可得到阻振结构的模态阻尼比和内损耗因子<sup>[10]</sup>(图 10)。空心阻振质量的内损耗因子随着频率的增加呈近似指数规律下降;在大部分频率处,全填充颗粒阻尼时空心阻振质量的内损耗因子明显增加。这是由于当空心阻振质量发生振动时,金属颗粒之间以及颗粒与薄壁阻振结构之间不断发生碰撞和摩擦而消耗结构的振动能量,从而降低阻振质量透射波的振动能量,达到提高阻振效果的目的。

图 11 为空心阻振质量内部填充颗粒的阻振损

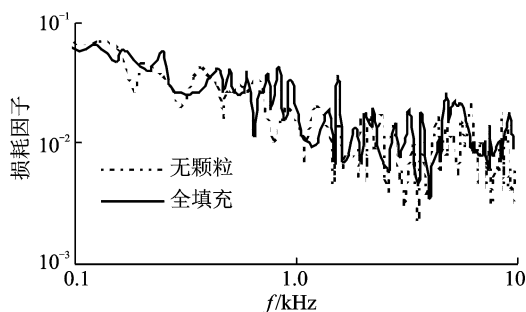


图 10 空心阻振质量的内损耗因子

Fig. 10 Damping loss factor of hollow blocking mass

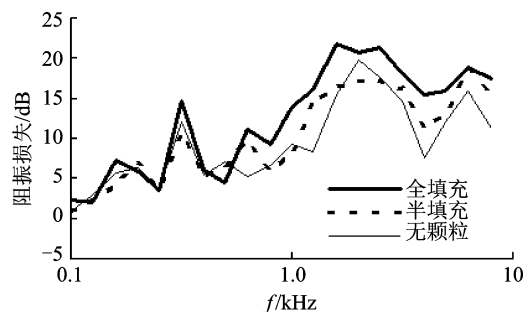


图 11 填充颗粒空心阻振的阻振损失

Fig. 11 Transmission loss of blocking mass filled with damping particles

失对比。在 500 Hz 以上频率,填充颗粒阻尼后的阻振损失明显提高,全填充时约增加了 5 dB。半填充时(增加的附加质量略低于阻振质量的一半)对结构振动加速度的总阻振效果为 16.4 dB,全填充时(增加的附加质量略低于阻振质量)的总阻振效果为 18.1 dB,分别比无颗粒阻尼时提高了 2.7 和 4.4 dB。

因此,空心阻振质量内部填充金属颗粒,利用干摩擦阻尼的耗能作用可增加阻振结构的阻尼,有效提高阻振效果;半填充金属颗粒时的阻振效果超过了实心+空心二级阻振质量的总阻振效果,且结构简单、质量更轻。

## 4 结 论

1) 阻振质量相当于一个“低通滤波器”,对低频振动波的阻振效果很小,在全隔离频率处的阻振效果最大,高频时仍然有较为明显的阻振效果。

2) 同等重量的空心阻振质量与实心阻振质量相比,入射的振动波在阻振质量处需要经过多个转角的波形转换,结构的阻抗失配加剧,阻振效果显著提高,且有效阻振频率向低频移动,可更加有效阻抑结构中的中低频振动传递。

3) 空心+实心二级阻振质量的总体阻振效果略高于单级阻振质量。在空心阻振质量内部填充颗粒阻尼,可增加阻振结构的阻尼并提高阻振效果,总体阻振效果优于空心+实心二级阻振质量。

4) 对空心阻振质量结构的优化,结合填充颗粒阻尼等阻尼减振措施,可提高阻振质量的阻振效果并拓宽阻振频率范围,是阻振质量结构轻量化设计的发展方向。

## 参 考 文 献

- [1] 石勇,朱锡,刘润泉. 方钢隔振结构对结构噪声隔离作用的理论分析与试验[J]. 中国造船,2004,45(2):36-42.  
Shi Yong, Zhu Xi, Liu Runquan. Analysis and experimental research on the role of quadrate steel beam in isolating vibration wave [J]. Shipbuilding of China, 2004,45(2):36-42. (in Chinese)
- [2] Che Chidong, Chen Duanshi. Structure-borne sound attenuation in a multi-corner structure with attached blocking mass[J]. Journal of Ship Mechanics, 2010, 14(9):1052-1064.
- [3] 刘洪林,王德禹. 阻振质量块对板结构振动与声辐射的影响[J]. 振动与冲击,2003,22(4):76-79.

- Liu Honglin, Wang Deyu. Vibration-isolating Mass-block effect and acoustic radiation of a plate structure [J]. Journal of Vibration and Shock, 2003,22(4):76-79. (in Chinese)
- [4] 刘见华,金咸定,李喆,等. 多个阻振质量阻抑结构声的传递[J]. 上海交通大学学报,2003,37(8):1205-1208.  
Liu Jianhua, Jin Xianding, Li Ze, et al. Impediment to structure-borne sound propagation from several paralleling arranged vibration mass[J]. Journal of Shanghai Jiaotong University, 2003,37(8):1205-1208. (in Chinese)
- [5] 姚熊亮,计方,钱德进,等. 双层壳舷见复合托板隔振特性研究[J]. 振动、测试与诊断,2010,30(2):123-127.  
Yao Xiongliang, Ji Fang, Qian Dejin, et al. Vibration isolation of composite braces between double-cylindrical shells[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2010, 30(2): 123-127. (in Chinese)
- [6] 申华,温华兵,陆金铭,等. 空心方钢阻振质量结构的阻振效果研究[J]. 中国造船,2013,54(1):101-107.  
Shen Hua, Wen Huabing, Lu Jinming, et al. Research on the vibration isolation performances of hollow-square-steel vibration isolation mass structure [J]. Shipbuilding of China, 2013,54(1):101-107. (in Chinese)
- [7] Cremer L, Heckl M, Ungar E E. Structure-borne Sound[M]. 2nd ed. Berlin: Springer-Verlag, 1988: 590.
- [8] Xia Zhaowang, Liu Xiandong, Shan Yingchun. Coupling simulation algorithm of a rotating flat-plate blade with particle dampers under centrifugal forces [J]. Journal of Vibration and Acoustics, Transactions of the ASME, 2011, 133(4):215-231.
- [9] 夏兆旺,温华兵,刘献栋. 颗粒阻尼器结构振动特性耦合算法仿真与试验[J]. 农业机械学报,2011(8):26-29.  
Xia Zhaowang, Wen Huabing, Liu Xiandong. Coupling algorithm simulation and experiment of structure vibration characteristics for particle dampers [J]. Transactions of the Chinese Society for Agricultural Machinery, 2011(8):26-29. (in Chinese)
- [10] BenRomdhane M, Bouhaddi N, Trigui M, et al. The loss factor experimental characterisation of the non-obstructive particles damping approach [J]. Mechanical Systems and Signal Processing,2013,38(2):585-600.



**第一作者简介:** 温华兵,男,1977年6月生,博士、副教授。主要研究方向为振动噪声控制。曾发表《基于小波变换的水下爆炸压力时频特征分析》(《振动、测试与诊断》2008年第28卷第2期)等论文。

E-mail:wen-huabing@163.com