

文章编号: 1000-8055(2024)01-20230146-09

doi: 10.13224/j.cnki.jasp.20230146

基于内嵌式颗粒阻尼器的悬臂梁减振实验研究

张 扬, 张万福, 田海洋, 彭佼飞, 李 春
(上海理工大学 能源与动力工程学院, 上海 200093)

摘 要: 针对悬臂梁结构振动控制问题, 开展基于内嵌式颗粒阻尼 (embedded particle damper, EPD) 减振方法的理论与实验研究。应用有限元法分析悬臂梁振动特性, 围绕梁前三阶模态频率开展振动控制实验, 通过改变填充颗粒的参数 (粒径、填充率) 和激励力, 比较悬臂梁在不同填充情况下的振幅, 并使用半功率法计算阻尼比。采用离散元法分析不同情况下颗粒的流变行为, 以确定阻尼器最优设计参数。结果表明: 颗粒填充率为 90% 时 EPD 减振效果最佳; 填充颗粒的粒径与系统所受激励有关, 本文模型中, 激励振幅为 80 μm 时, 梁前三阶模态频率下分别填充直径为 8、6、1 mm 颗粒时效果最好, 减振率分别为 47.5%、48.7% 及 71.2%, 阻尼比分别提高 1.7、3.1 及 2.1 倍。

关 键 词: 非阻塞性颗粒阻尼器; 悬臂梁; 颗粒填充率; 内嵌式颗粒阻尼器; 振动特性
中图分类号: V216.2; TK263 **文献标志码:** A

Experimental investigation of cantilever beam vibration based on embedded particle dampers

ZHANG Yang, ZHANG Wanfu, TIAN Haiyang, PENG Jiaofei, LI Chun
(School of Energy and Power Engineering,
University of Shanghai for Science and Technology, Shanghai 200093, China)

Abstract: Theoretical and experimental researches on embedded particle damper (EPD) damping method were carried out for vibration control of the cantilever beam structure. The finite element method was applied to analyze the vibration characteristics of the cantilever beam, and the vibration control experiments were carried out under the first, second and third order modal frequencies of the beam. By changing the parameters of the filled particles (particle size, filling rate) and the excitation force, the amplitudes of the cantilever beam under different filling conditions were compared, and the damping ratio was calculated using the half-power method. The discrete element method was used to analyze the rheological behavior of the particles in different cases to determine the optimal design parameters of the dampers. The results showed that: the best damping effect of EPD was achieved when the particle filling ratio was 90%; the particle size of the filled particles was related to the excitation of the system. In this model, when the excitation amplitude was 80 μm , the best effect was achieved when the beam was filled with 8, 6, 1 mm particles at these three modal frequencies, and the damping ratios were 47.5%, 48.7% and 71.2%, respectively, and the damping ratios increased by 1.7, 3.1 and 2.1 times, respectively.

Keywords: non-obstructive particle dampers; cantilever beams; particle filling rate;
embedded particle dampers; vibration characteristics

收稿日期: 2023-03-12

基金项目: 国家自然科学基金 (51875361)

作者简介: 张杨 (1998—), 男, 硕士生, 研究方向为透平机械振动控制。

通信作者: 张万福 (1986—), 男, 教授, 博士, 研究方向为透平机械振动故障诊断及转子动力学。E-mail: wfzhang@usst.edu.cn

引用格式: 张杨, 张万福, 田海洋, 等. 基于内嵌式颗粒阻尼器的悬臂梁减振实验研究[J]. 航空动力学报, 2024, 39(1): 20230146. ZHANG Yang, ZHANG Wanfu, TIAN Haiyang, et al. Experimental investigation of cantilever beam vibration based on embedded particle dampers[J]. Journal of Aerospace Power, 2024, 39(1): 20230146.

颗粒阻尼技术是一种简单高效的振动控制方法,主要利用颗粒间以及颗粒与接触壁面的碰撞和摩擦消耗振动能量^[1-3],且具有结构简单、耐高温^[4]和减振频带宽等优点,广泛应用于航空、能源以及汽车等领域^[5]。振动激励下颗粒运动具有较强的非线性特征,离散单元法(discrete element method, DEM)能建立固体颗粒体系的参数化模型,常用于模拟与分析颗粒行为^[6]。

为研究颗粒阻尼器与机械系统之间的相互作用,通常以悬臂梁为对象,将主系统简化为等效单自由度系统进行实验与数值模拟。Olson^[7]建立悬臂梁水平单自由度模型,结合离散单元法预测附着在悬臂梁自由端颗粒阻尼器的性能,发现数值预测与实验结果基本一致。Yin 等^[8]分析了颗粒阻尼器在不同流变行为下的能量耗散,得出颗粒处于浮力对流状态时阻尼效果最佳。夏兆旺等^[9]研究了悬臂梁结构阻尼随颗粒各参数变化的特性,发现高密度颗粒具有更好的减振作用。Wang 等^[10]研究了质量比、无量纲冲击间隙等 7 个无量纲参数对颗粒阻尼系数的影响,指出阻尼器形状和尺寸应根据振动加速度幅值进行设计。

相较于附加式颗粒阻尼器,内嵌式颗粒阻尼器(embedded particle damper, EPD)简化了能量传递流程^[11],提高了空间利用率,且对结构刚度影响较小^[12]。增材制造方法如激光粉末床聚变法(laser powder bed fusion, LPBF)可以在加工过程中将未熔化的粉末留在结构内部^[13-14],以形成天然的 EPD 结构,其设计灵活和优异的振动衰减性能^[15]引起越来越多的关注。Xiao 等^[16]将 EPD 应用于传动齿轮并进行仿真及实验研究,为 EPD 在齿轮传动中的应用提供理论依据。Gnanasambandham 等^[17]在 EPD 中安放了刚性障栅,结果显示其阻尼性能是传统颗粒阻尼器的两倍,Vogel 等^[18]使用激光

熔炼方法在刀具空腔内生成了具有截断八面体特征的壁面,并证明这种壁面能显著抑制刀具颤振。Sanchez 等^[19]将铜和锌颗粒按一定比例填充于镗杆内部,发现与实心镗杆和单种颗粒填充情况相比,复合填料的阻尼特性更好。尽管研究者们提出很多方法以改善 EPD 性能,但针对不同激励下阻尼器中颗粒的运动模式,以及对应颗粒配置方案的选择尚缺乏理论与实验数据。

为了探究不同激励对颗粒流变行为的影响,本文采用离散元-有限元耦合方法建立考虑摩擦和非弹性碰撞的颗粒能量耗散模型,研究内嵌颗粒阻尼器悬臂梁振动特性影响机理,在悬臂梁上开展不同颗粒阻尼器参数组合(如颗粒尺寸、填充率和输入力)的多阶减振实验测试分析。

1 实验装置与仿真方法

1.1 实验模型设计

本实验将悬臂梁固定在振动平台上,图 1 展示了所用实验装置,振动由激振器通过固定平台传递至悬臂梁,振动频率和输入力由信号发生器和功率放大器共同调节。加速度传感器固定于末端最大位移处以采集振动响应,通过信号分析仪将数据输入计算机。图 2 展示了悬臂梁剖视图,在悬臂梁末端中心加工圆柱形腔室以填充颗粒,颗粒在具有曲面内壁的容器中碰撞和摩擦更为频繁,相对于平直内壁阻尼器减振耗能效率更高^[20]。图 3 展示了各种直径 D 的不锈钢颗粒,表 1 给出了悬臂梁各项结构参数。

本文使用上述装置对阻尼器减振效果开展实验研究,实验变量包括颗粒填充率、颗粒直径、激励振幅(梁空载时受到激励而产生的位移量)和激励频率,使用频域法测得悬臂梁前三阶模态频率,下文将围绕悬臂梁前三阶模态频率开展实验,实



图 1 实验装置

Fig. 1 Experimental device

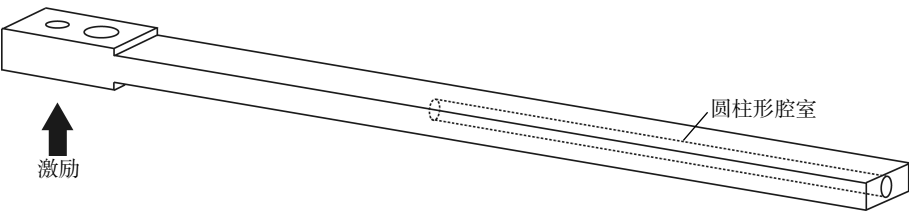


图 2 悬臂梁剖视图
Fig. 2 Section view of cantilever beam

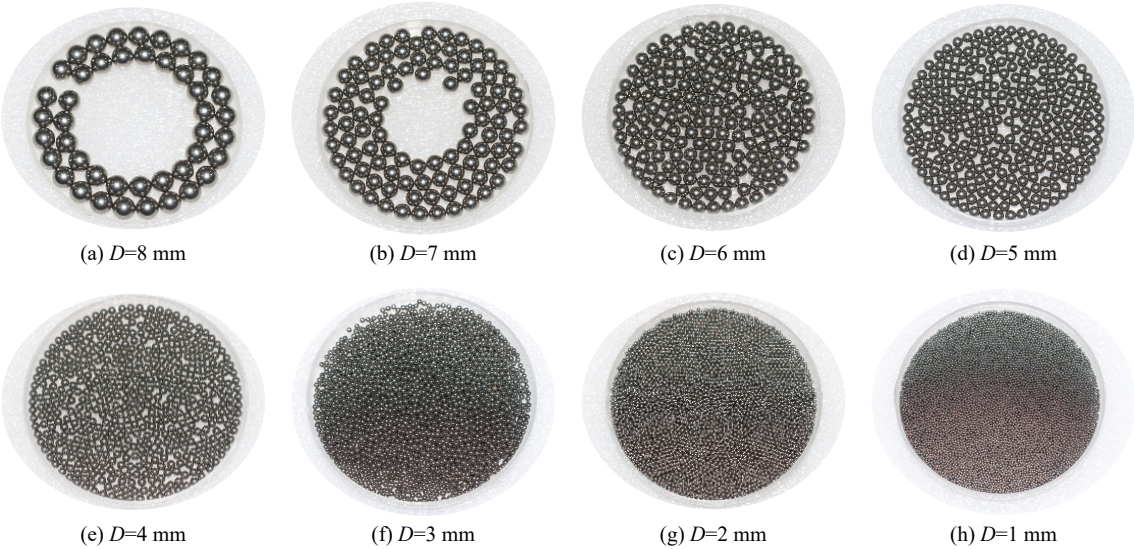


图 3 不同直径颗粒
Fig. 3 Particles with various diameters

验工况如表 2 所示。

表 1 悬臂梁结构参数 Table 1 Structural parameters of cantilever beam	
参数	数值
长 × 宽 × 高/(mm × mm × mm)	400 × 38.1 × 12.7
质量/g	600
孔直径/mm	8.5
孔深度/mm	240
密度/(kg/m ³)	2 700
切变模量/10 ¹⁰ Pa	2.654
泊松比	0.3
碰撞恢复系数	0.65

表 2 实验工况 Table 2 Experimental conditions	
实验变量	数值
颗粒填充率 γ/%	50, 70, 90, 100
颗粒直径 D/mm	1, 2, 3, 4, 5, 6, 7, 8
激励振幅 A/μm	80, 200, 600, 1 000
激励频率 f/Hz	63, 150, 410

1.2 颗粒碰撞微观模型

图 4 给出了 EPD 振动控制模型, 相较于附加式颗粒阻尼器, EPD 节约了振动能量的传递步骤。图中 k 为刚度系数, c 为阻尼系数, m 为质量。图 5 展示了颗粒间法向振动、切向振动和滑动模型。图中 θ 为颗粒旋转角度, μ 为滑动摩擦因数, k_n 、 k_t 为颗粒接触时等效法向和切向刚度系数, c_n 、 c_t 为颗粒接触时等效法向和切向阻尼系数。

运动方程如下:

$$m^* \frac{d^2 \delta_n}{dt^2} + \frac{c_n d \delta_n}{dt} + k_n \delta_n = F_n \tag{1}$$

$$m^* \frac{d^2 \delta_t}{dt^2} + \frac{c_t d \delta_t}{dt} + k_t \delta_t = F_t \tag{2}$$

$$I^* \frac{d^2 \theta}{dt^2} + \left(\frac{c_t d \delta_t}{dt} + k_t \delta_t \right) s = M \tag{3}$$

$$F_t = -S_t \delta_t \tag{4}$$

式中 t 为时间; m^* 为颗粒 i 和 j 的等效质量; I^* 为颗粒 i 和 j 的等效转动惯量; δ_n 、 δ_t 为颗粒间法向和

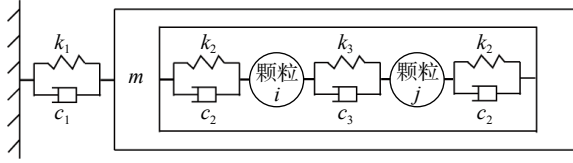


图 4 EPD 振动控制模型

Fig. 4 EPD vibration control model

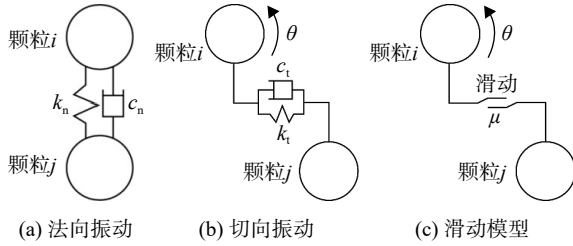


图 5 法向振动、切向振动及滑动模型

Fig. 5 Model of normal vibration, tangential vibration and sliding

切向相对位移； F_n 、 F_t 为颗粒所受外力的法向和切向分量； s 为颗粒旋转半径； M 为颗粒受到的外力矩。

1.3 颗粒仿真原理

本文应用 EDEM 离散元仿真软件，基于 Hertz-Mindlin 接触模型对颗粒的碰撞过程进行仿真，法向力 F_n 是法向重叠量 δ_n 的函数，由下式求得：

$$F_n = \frac{4}{3} E^* \sqrt{R^*} \delta_n^{3/2} \quad (5)$$

式中 E^* 、 R^* 分别表示等效弹性模量和等效接触半径，且有以下关系：

$$\frac{1}{E^*} = \frac{1 - \nu_i^2}{E_i} + \frac{1 - \nu_j^2}{E_j} \quad (6)$$

$$\frac{1}{R^*} = \frac{1}{R_i} + \frac{1}{R_j} \quad (7)$$

式中 E_i 、 ν_i 、 R_i 和 E_j 、 ν_j 、 R_j 分别表示互相接触的颗粒 i 和颗粒 j 的弹性模量、泊松比及半径。

法向及切向阻尼力 F_n^d 和 F_t^d 分别为：

$$F_n^d = -2 \sqrt{\frac{5}{6}} \beta \sqrt{S_n m^*} v_n^{\text{rel}} \quad (8)$$

$$F_t^d = -2 \sqrt{\frac{5}{6}} \beta \sqrt{S_t m^*} v_t^{\text{rel}} \quad (9)$$

式中上标 rel 表示真实的相对值，阻尼比 β 、法向刚度 S_n 、切向刚度 S_t 、等效质量 m^* 分别为：

$$\beta = \frac{\ln e}{\sqrt{(\ln e)^2 + \pi^2}} \quad (10)$$

$$S_n = 2E^* \sqrt{R^*} \delta_n \quad (11)$$

$$S_t = 8G^* \sqrt{R^*} \delta_n \quad (12)$$

$$\frac{1}{G^*} = \frac{1 - \nu_i}{G_i} + \frac{1 - \nu_j}{G_j} \quad (13)$$

$$\frac{1}{m^*} = \frac{1}{m_i} + \frac{1}{m_j} \quad (14)$$

式中 e 为恢复系数， G^* 为等效切变模量， G_i 和 G_j 分别表示接触颗粒 i 和 j 的切变模量。

当激振频率在某阶模态频率附近时，可将梁末端振动简化为单自由度运动系统，其运动微分方程和位移激励分别为：

$$m\ddot{x} + c(\dot{x} - \dot{y}) + k(x - y) = 0 \quad (15)$$

$$y = A \sin(\omega t) \quad (16)$$

式中 A 为激励振幅， ω 为角频率。

阻尼是结构减振的原因之一，梁变形时的内摩擦、梁固定位置的摩擦以及颗粒与梁腔室壁面的碰撞与摩擦等都是结构振动中阻尼的来源，本文采用阻尼系数和临界阻尼的比值（即阻尼比）表示结构的阻尼大小，以分析系统结构动力特性。采用半功率带宽法计算阻尼比 β ：

$$\beta = \frac{f_u - f_l}{2f_0} \quad (17)$$

式中 f_u 和 f_l 分别为上、下半功率点出现的频率， f_0 为谐振频率。使用 EDEM 离散元仿真软件模拟颗粒行为，其仿真参数设置如表 3 所示。

表 3 EDEM 仿真参数

Table 3 EDEM simulation parameters

参数	数值
颗粒间动摩擦因数	0.01
颗粒间静摩擦因数	0.2
颗粒-壁面动摩擦因数	0.01
颗粒-壁面静摩擦因数	0.5
颗粒材料弹性模量/ 10^{11} Pa	2
仿真步长/ 10^{-7}	3
仿真时间/s	3

2 悬臂梁减振实验与仿真

2.1 模态分析

使用有限元方法对悬臂梁进行模态分析，得到悬臂梁前三阶模态振型如图 6 所示，分别为垂

直方向一阶弯曲(65.22 Hz)、水平方向一阶弯曲(154.29 Hz)和垂直方向二阶弯曲(417.06 Hz), 与实验测得前三阶模态频率(分别为 63、150 Hz 和 410 Hz)误差在 5% 以内。

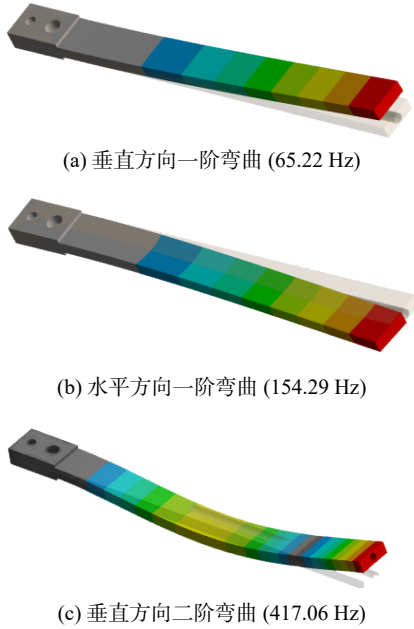


图 6 悬臂梁模态振型

Fig. 6 Modal of the cantilever beam

2.2 颗粒填充率对悬臂梁振动特性的影响

调整激励振幅 $A=600\ \mu\text{m}$, 改变填充颗粒的直径与填充率, 对梁进行扫频分析(40~80 Hz), 得到振动响应如图 7 所示。

实验发现, 系统附加质量随着填充率的增加而增加, 因此系统固有频率随之降低, 由 63 Hz ($\gamma=0\%$) 变至 58 Hz ($\gamma=100\%$)。

同时, 悬臂梁振动峰值随着颗粒填充率的增加先下降后上升, 因为颗粒耗能情况随着填充率的增加而逐步演变, $\gamma=90\%$ 时减振效果最好。 $\gamma=50\%$ 时颗粒数量太少, 与腔室壁面的碰撞不够充分, γ 由 50% 增加至 90% 的过程中, 颗粒与腔室的碰撞次数逐渐增加, 颗粒间碰撞与摩擦愈发剧烈, 提高了阻尼性能, 此时结构振幅衰减超 50%, γ 从 90% 增加至 100% 后, 颗粒间间隙过小, 腔室内几乎没有供颗粒活动的空间, 在重力方向上, 高填充率情况限制了底层颗粒的运动, 此时系统主要耗能方式由碰撞向摩擦过渡, 导致 EPD 阻尼性能下降。

使用 EDEM 仿真不同颗粒填充率下悬臂梁同一时刻的振动瞬间, 腔室内的颗粒动能分布情况如图 8 所示, 按照动能梯度分别标记具有低、

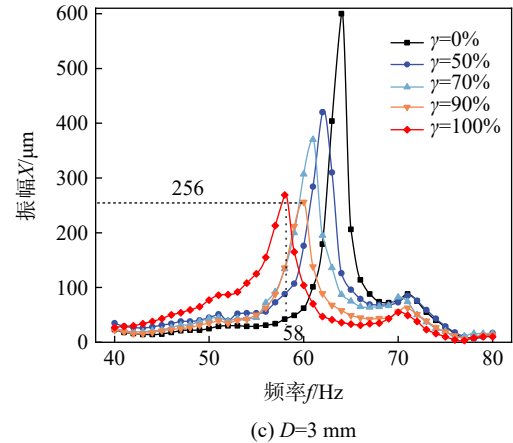
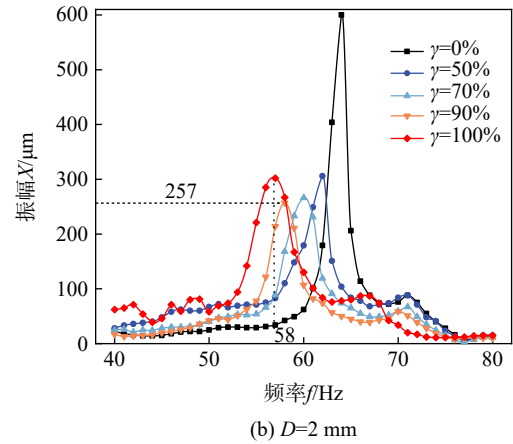
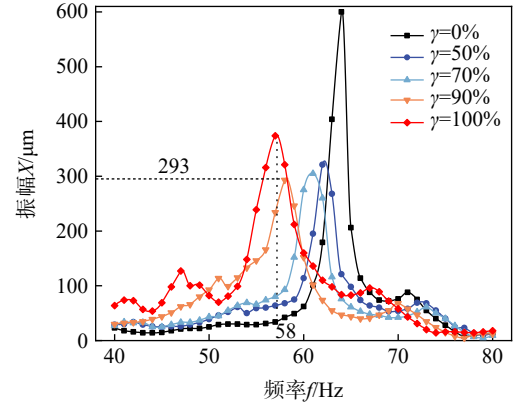


图 7 不同颗粒填充率下悬臂梁振动响应

Fig. 7 Response of cantilever beam with different particle filling rates

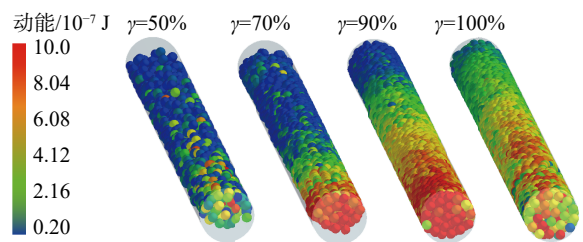


图 8 不同填充率颗粒的动能分布

Fig. 8 Kinetic energy of particles with different filling rates

中、高动能的颗粒,可以观察到 $\gamma=90\%$ 时梁末端的颗粒动能较大。

为了进一步分析颗粒填充率的影响,由 ED-EM 仿真得到颗粒间以及颗粒与壁面之间的有效碰撞次数。从表 4 和表 5 可以看出: $\gamma=90\%$ 时系统的有效碰撞次数最多,且颗粒间有效碰撞次数远多于颗粒与壁面间有效碰撞次数。

表 4 颗粒间有效碰撞次数

Table 4 Effective collisions between particles

D/mm	$\gamma=50\%$	$\gamma=70\%$	$\gamma=90\%$	$\gamma=100\%$
1	0	8 132	205 417	29 756
2	1 554	5 481	52 887	38 963
3	1 093	2 870	5 343	3 814

表 5 颗粒与壁面间有效碰撞次数

Table 5 Effective collisions between particles and wall

D/mm	$\gamma=50\%$	$\gamma=70\%$	$\gamma=90\%$	$\gamma=100\%$
1	0	216	6 484	1915
2	146	549	2 541	1 314
3	718	1 169	1841	897

2.3 颗粒直径对悬臂梁振动特性的影响

图 9 给出 $f=63\text{ Hz}$ 时,悬臂梁振幅随颗粒直径和激励振幅的变化情况。当激励振幅和颗粒直径不变时, $\gamma=90\%$ 时梁振幅最小,再次验证了此时为最优填充率。当激励振幅和颗粒填充率不变时,悬臂梁振幅总体上随着颗粒直径的增大而减小,因为此时颗粒耗能方式以碰撞为主,粒径较大的颗粒有着更强的冲击阻尼力和较大的附加质量,且此时梁所受激励频率较低,大粒径颗粒不会造成阻尼器减振失效。

使用 EDEM 仿真 $A=1\ 000\ \mu\text{m}$, $\gamma=90\%$ 情况下 $D=5\sim8\text{ mm}$ 颗粒一段时间内的运动轨迹,并标记高、中、低动能轨迹。如图 10 所示,可以看出填充粒径 $D=5\text{ mm}$ 时堆积情况较为散乱,颗粒在腔室内的运动情况不稳定,此时颗粒动能较小,阻尼效果较差。填充粒径 $D=6\text{ mm}$ 时颗粒无堆积,运动轨迹中心集中在腔室轴线上呈八角形,说明此时颗粒在腔室内的运动情况仍不规律。填充粒径 $D=7\text{ mm}$ 时颗粒运动轨迹仍为八角形,因颗粒运动空间随着粒径的增加而减少,颗粒运动轨迹范围有所减小,填充粒径 $D=8\text{ mm}$ 颗粒时,颗粒运动轨迹逐渐收束为一条直线,颗粒与腔室间的碰

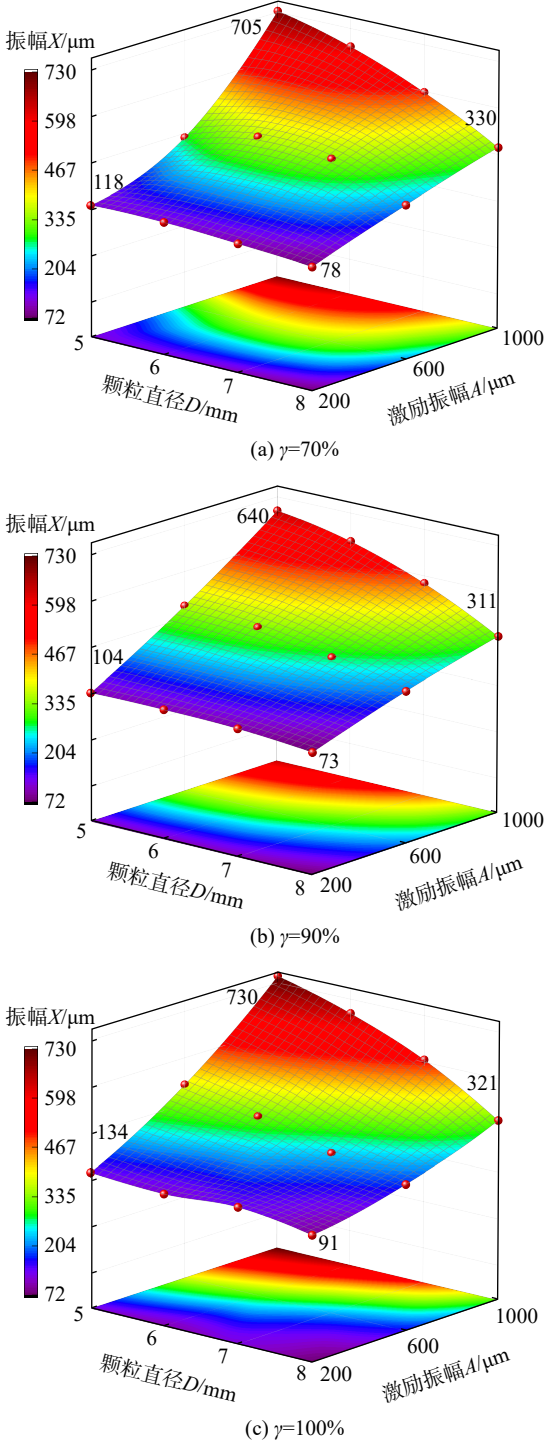


图 9 填充不同颗粒时悬臂梁振动情况
Fig. 9 Vibration of cantilever beam when filled with different particles

撞逐渐稳定。

图 11 给出了 $\gamma=90\%$ 、 $A=1\ 000\ \mu\text{m}$ 时,梁填充 $D=5\sim8\text{ mm}$ 颗粒时的频响函数。填充率不变时,测得 $D=5\sim8\text{ mm}$ 时系统附加质量随颗粒直径增加而增大,因此系统一阶模态频率逐步下降,同时振动响应也逐步减小。填充 $D=5\text{ mm}$ 颗粒时,

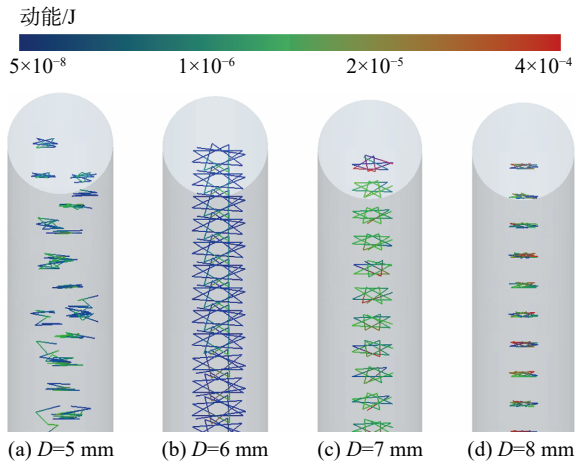


图 10 不同粒径颗粒的运动轨迹

Fig. 10 Motion track of particles with different sizes

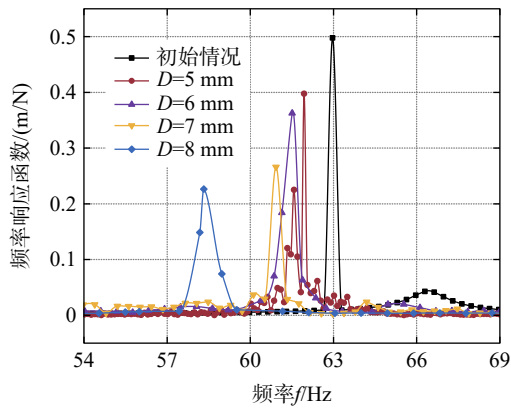


图 11 不同填充情况下的频响函数图

Fig. 11 Frequency response function for different filling cases

颗粒在腔室中的堆积情况较为散乱, 在一个振动周期中与腔室的碰撞次数不稳定, 导致频响函数曲线的不稳定。随着颗粒直径的增大, 颗粒在一个振动周期内与壁面碰撞逐渐稳定, 颗粒的阻尼效应显著增强, 系统振幅衰减比例逐渐增加, 容易看出填充 $D=8\text{ mm}$ 颗粒时效果最好。

2.4 不同激励振幅对悬臂梁振动特性的影响

为分析不同激励振幅对悬臂梁振动特性的, 选用 $D=1\sim 3\text{ mm}$ 颗粒分别在 A 为 200 、 600 、 $1\ 000\ \mu\text{m}$ 情况下进行实验。使用半功率法计算阻尼比, 并根据减振后振幅衰减量与激励振幅之比计算振幅衰减率, 结果如图 12 所示。可以看出:

1) 梁的振幅衰减率和阻尼比随着激励振幅的增大而增加。

2) $A=200\ \mu\text{m}$ 时, 粒径大的颗粒能提供较大的振幅衰减率, 悬臂梁填充小粒径颗粒时振幅反而增大, 原因为此时激励较小, 颗粒没有表现出

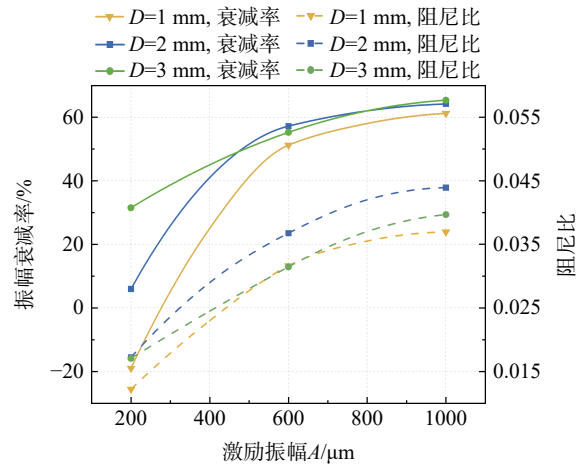


图 12 不同激励振幅下颗粒的振幅衰减率和阻尼比

Fig. 12 Amplitude decay rate and damping ratio of particles with different excitation amplitudes

液相的流动特性进行碰撞与摩擦, 而是更多地聚集在腔室底部。

3) $A=600\ \mu\text{m}$ 和 $A=1\ 000\ \mu\text{m}$ 时, 直径较小的颗粒表现出更强的振幅衰减能力和阻尼, 由此可以看出在圆柱形腔室内, 振幅较小的场合更适合使用大粒径颗粒进行减振。

系统振动时, 颗粒需克服相互间摩擦才能运动, 当颗粒开始运动且与腔室壁面发生相互作用时, 颗粒的阻尼效果才会提高。图 13 显示 $\gamma=90\%$ 时, 梁阻尼比随着梁所受激励振幅的增大而增加, 激励幅值相同时, 阻尼比与颗粒直径变化成正比。

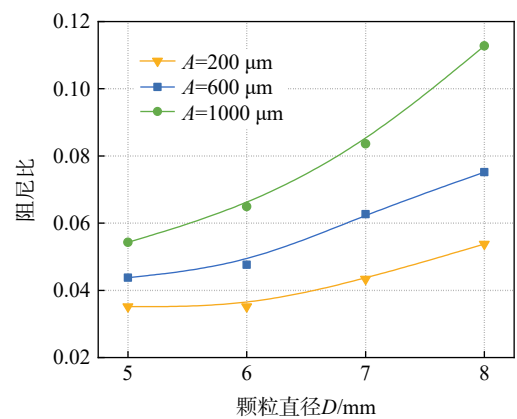
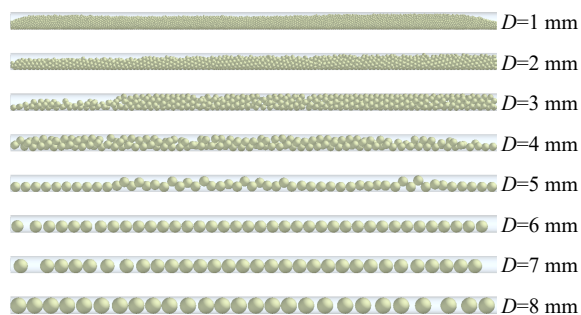


图 13 梁填充各颗粒在不同激励振幅下的阻尼比

Fig. 13 Damping ratios of beams filled with different particles at different excitation amplitudes

2.5 不同激励频率对悬臂梁振动特性的影响

$\gamma=90\%$ 时, 各颗粒堆积情况如图 14 所示, $D=6\sim 8\text{ mm}$ 时, 颗粒在腔室中沿直线排列在腔室底部, 没有发生堆积与分层。根据颗粒在腔室内

图 14 $\gamma=90^\circ$ 时各颗粒堆积情况Fig. 14 Accumulation of each particle when $\gamma=90^\circ$

有无堆积与分层, 将所有颗粒分为堆积区 ($D=1\sim 5\text{ mm}$) 和非堆积区 ($D=6\sim 8\text{ mm}$)。

图 15 给出了 $A=100\text{ }\mu\text{m}$ 时, 梁填充不同粒径颗粒在不同振动频率下的振幅和阻尼比。由图 15(a) 可以看出, $f=63\text{ Hz}$ 时堆积区颗粒阻尼效果较差, 非堆积区颗粒阻尼效果随粒径增加而增大, 原因为激励频率和激励振幅较小时, 颗粒主要耗能形式为摩擦耗能, 在圆柱形腔室中大粒径颗粒能提供较大摩擦力, 填充 $D=8\text{ mm}$ 颗粒时阻尼比为空载时的 2.7 倍。堆积区中腔室底部颗粒受到上层颗粒重力作用难以运动, 从而削弱了阻尼作用。上层颗粒虽能与腔室壁面进行碰撞并与中层颗粒进行摩擦, 但随着颗粒直径的减小, 所能参与耗能的颗粒质量也在减少, 因此堆积区中悬臂梁的振幅总体上随着粒径的减小而增大。

图 15(b) 非堆积区颗粒的阻尼效果随粒径减小而增大, 因为此时激励频率较大, 填充 $D=8\text{ mm}$ 颗粒时颗粒与腔室间余隙很小, 颗粒与腔室壁面碰撞不稳定, 从而引发梁的不规律振动情况与噪声。填充颗粒直径从 8 mm 降至 6 mm 后, 颗粒与壁面间余隙增加, 阻尼器减振失效情况消失, 此时阻尼比为空载时的 4.1 倍。相比 $f=63\text{ Hz}$ 情况, $f=150\text{ Hz}$ 时堆积区中更多颗粒能克服上层颗粒的压力和颗粒间摩擦力进行运动, 阻尼性能增强。

图 15(c) 非堆积区中, 此时激励频率 $f=410\text{ Hz}$, 填充 $D=8\text{ mm}$ 颗粒时, 颗粒与腔室间的余隙很小, 导致两者碰撞十分剧烈且不稳定, 悬臂振幅相较于激励振幅反而增大了数倍, 这种减振失效情况随着填充颗粒粒径的减小逐渐消失。填充颗粒的粒径从 $D=8\text{ mm}$ 减小到 $D=5\text{ mm}$ 时, 颗粒出现了堆积情况, 导致颗粒与腔室壁面的间隙减小, 碰撞加剧, 再次出现了减振失效现象。填充颗粒的粒径从 $D=5\text{ mm}$ 减小到 $D=1\text{ mm}$ 的过程中, 单个颗粒对壁面的冲击力大幅减小, 减振失效情况由

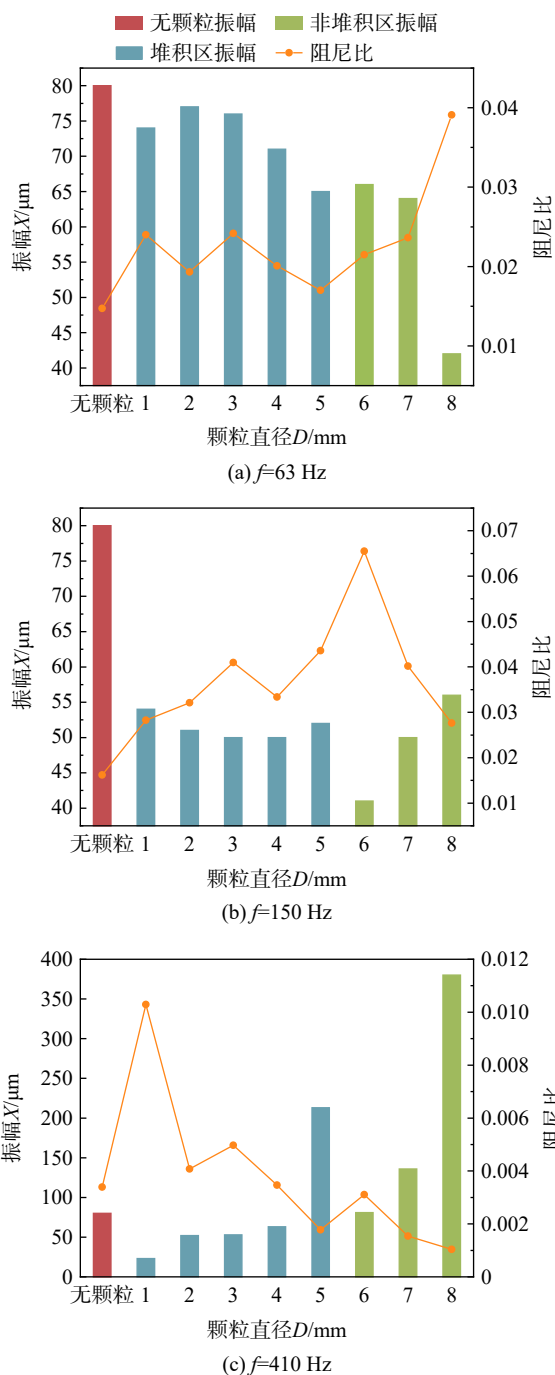


图 15 不同振动频率下的振幅和阻尼比

Fig. 15 Amplitude and damping ratio at different vibration frequencies

此消失。填充 $D=1\text{ mm}$ 颗粒时减振效果最好, 阻尼比为悬臂梁空载时的 3.1 倍。因此, 激励频率较大时填充小粒径颗粒阻尼效果较好。

3 结 论

本文开展了内嵌式颗粒阻尼器的悬臂梁减振实验研究, 应用 FEM-DEM 耦合方法建立了等效振动模型, 对比分析了颗粒填充率、颗粒直径、激

励振幅以及振动频率对内嵌式颗粒阻尼器性能的影响。研究发现, 激励振幅为 $80\ \mu\text{m}$ 时, 梁前三阶模态频率下分别填充直径为 8、6、1 mm 颗粒时效果最好, 减振率分别为 47.5%、48.7% 及 71.2%, 阻尼比分别提高 1.7、3.1 及 2.1 倍。

从颗粒动能、有效碰撞次数和系统振动响应等方面反映了颗粒填充率为 90% 具有较好的减振性能, 填充率较小时, 颗粒在振动过程中与腔室碰撞不够充分, 填充率过大则会减少腔室内供颗粒活动的空间, 从而减少了颗粒与结构之间的动量交换和碰撞能量消耗。

在一定的颗粒填充率下, 颗粒直径的选择需基于梁所受激励水平而定, 激励水平高于或低于最优值时系统的阻尼会降低。颗粒在不同频率、振幅和不同堆积情况下有着不同的运动和耗能形式。根据能否在圆柱形腔室内堆积与分层将颗粒分为两类, 激励较大时适合填充小粒径颗粒进行减振, 原因是大粒径颗粒在激励较大情况下容易与腔室壁面产生激烈碰撞, 易导致减振失效, 这种情况可通过减小填充颗粒的粒径来解决。激励较小情况下适合填充大粒径颗粒进行减振, 主要是因为大粒径颗粒在圆柱形腔室中具有更强的摩擦耗能作用。

参考文献:

- [1] GAGNON L, MORANDINI M, GHIRINGHELLI G L. A review of particle damping modeling and testing[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 459: 114865.
- [2] XU Zhiwei, WANG M Y, CHEN Tianning. An experimental study of particle damping for beams and plates[J]. *Journal of Vibration and Acoustics*, 2004, 126(1): 141-148.
- [3] CUI Zhiyuan, WU Jiuhui, CHEN Hualing, et al. A quantitative analysis on the energy dissipation mechanism of the non-obstructive particle damping technology[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2011, 330(11): 2449-2456.
- [4] LU Zheng, WANG Zixin, MASRI S F, et al. Particle impact dampers: past, present, and future[J]. *Structural Control and Health Monitoring*, 2018, 25(1): e2058.1-e2058.25.
- [5] PAGET A L. Vibration in steam turbine buckets and damping by impacts[J]. *Engineering*, 1937, 143: 305-317.
- [6] CUNDALL P A, STRACK O D L. Discussion: a discrete numerical model for granular assemblies[J]. *Géotechnique*, 1980, 30(3): 331-336.
- [7] OLSON S E. An analytical particle damping model[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2003, 264(5): 1155-1166.
- [8] YIN Zhongjun, SU Fan, ZHANG Hang. Investigation of the energy dissipation of different rheology behaviors in a non-obstructive particle damper[J]. *Powder Technology*, 2017, 321: 270-275.
- [9] 夏兆旺, 单颖春, 刘献栋. 基于悬臂梁的颗粒阻尼实验[J]. *航空动力学报*, 2007, 22(10): 1737-1741.
XIA Zhaowang, SHAN Yingchun, LIU Xiandong. Experimental research on particle damping of cantilever beam[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2007, 22(10): 1737-1741. (in Chinese)
- [10] WANG Yanrong, LIU Bin, TIAN Aimei, et al. Experimental and numerical investigations on the performance of particle dampers attached to a primary structure undergoing free vibration in the horizontal and vertical directions[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 371: 35-55.
- [11] XIAO Wangqiang, HUANG Yuxiang, JIANG Hong, et al. Energy dissipation mechanism and experiment of particle dampers for gear transmission under centrifugal loads[J]. *Particuology*, 2016, 27: 40-50.
- [12] SCHMITT M, KAMPS T, SEIDEL C, et al. Affecting transmission NVH-behaviour by implementing a damping system using additive manufacturing[R]. Shenzhen Guangdong: Lasers in Manufacturing (LiM), 2017.
- [13] EHLERS T, TATZKO S, WALLASCHEK J, et al. Design of particle dampers for additive manufacturing[J]. *Additive Manufacturing*, 2021, 38: 101752.
- [14] SCOTT-EMUAKPOR O, GEORGE T, RUNYON B, et al. Forced-response verification of the inherent damping in additive manufactured specimens[C]//KRAMER S, JORDAN J, JIN H, et al. Mechanics of additive and advanced manufacturing: Volume 8. Cham, Switzerland: Springer, 2019: 81-86.
- [15] 刘彬, 王延荣, 田爱梅, 等. 轮体结构颗粒阻尼器设计方法[J]. *航空动力学报*, 2014, 29(10): 2476-2485.
LIU Bin, WANG Yanrong, TIAN Aimei, et al. Design methodology for particle dampers applied to a wheel structure[J]. *Journal of Aerospace Power*, 2014, 29(10): 2476-2485. (in Chinese)
- [16] XIAO Wangqiang, LI Jiani, WANG Sheng, et al. Study on vibration suppression based on particle damping in centrifugal field of gear transmission[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2016, 366: 62-80.
- [17] GNANASAMBANDHAM C, FLEISSNER F, EBERHARD P. Enhancing the dissipative properties of particle dampers using rigid obstacle-grids[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2020, 484: 115522.
- [18] VOGEL F A M, BERGER S, ÖZKAYA E, et al. Vibration suppression in turning TiAl_3V_4 using additively manufactured tool holders with specially structured, particle filled hollow elements[J]. *Procedia Manufacturing*, 2019, 40: 32-37.
- [19] SÁNCHEZ M, CARLEVARO C M, PUGNALONI L A. Effect of particle shape and fragmentation on the response of particle dampers[J]. *Journal of Vibration and Control*, 2014, 20(12): 1846-1854.
- [20] 於为刚, 陈果, 刘彬彬, 等. 飞机管道颗粒碰撞阻尼器设计与试验验证[J]. *航空学报*, 2018, 39(12): 422264.
YU Weigang, CHEN Guo, LIU Binbin, et al. Design of a particle damping absorber and experimental study on vibration damping of the pipe[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2018, 39(12): 422264. (in Chinese)

(编辑: 秦理曼)