

轮体结构颗粒阻尼器设计方法

刘 彬^{1,2}, 王延荣^{1,2}, 田爱梅³, 唐 伟⁴, 冯欢欢^{1,2}

- (1. 北京航空航天大学 能源与动力工程学院, 北京 100191;
2. 先进航空发动机协同创新中心, 北京 100191;
3. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191;
4. 中国航空工业集团公司 航空综合技术研究所, 北京 100028)

摘 要: 利用离散元法及正交设计方法,对典型轮体结构发生伞形振动时的二维等效振动模型进行了空腔尺寸及颗粒填充方案的数值设计,并结合振动试验结果给出了轮体结构颗粒阻尼器的设计流程及设计准则. 研究表明:①建立的二维等效振动模型在能够反映轮体结构伞形振动基本特征的同时,也可以较为准确地模拟内部颗粒运动对结构产生的影响;②颗粒阻尼对轮体结构的振动有明显的改善作用,但填充不同材质的颗粒,其减振效果会有较为明显的区别;③空腔的尺寸及颗粒的质量率对颗粒阻尼的影响显著,应首先保证的是较高的颗粒质量率;④由于碰撞间隙的作用,对于固定规格的空腔和颗粒,存在最佳颗粒体积填充率使得颗粒阻尼的减振效果最佳. 由试验与数值模拟的最佳方案的一致性可知,发展的设计方法可以较为准确地给出轮体结构颗粒阻尼器的最优空腔尺寸及其对应的最佳填充方法,可用于轮体结构伞形振动减振方案的前期设计.

关 键 词: 轮体结构; 伞形振动; 离散元法; 颗粒阻尼; 质量率; 填充率; 正交模拟试验

中图分类号: V231.92

文献标志码: A

Design methodology for particle dampers applied to a wheel structure

LIU Bin^{1,2}, WANG Yan-rong^{1,2}, TIAN Ai-mei³,

TANG Wei⁴, FENG Huan-huan^{1,2}

- (1. School of Energy and Power Engineering,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
2. Collaborative Innovation Center for Advanced Aero-Engine, Beijing 100191, China;
3. School of Astronautics,
Beijing University of Aeronautics and Astronautics, Beijing 100191, China;
4. Aero-Polytechnolgy Establishment,
Aviation Industry Corporation of China, Beijing 100028, China)

Abstract: By use of a discrete element method (DEM), the design methodology for cavity size and filling schemes of particle dampers applied to a wheel structure was investigated through a series of orthogonal simulation tests. A two-dimensional equivalent vibration model of a typical wheel was established, in which the configuration was evaluated based on the specific parameters when it vibrated in the umbrella-shaped mode. On the basis of experimental tests and analytical study, conclusions can be drawn as follow: (1) with the capability of describing the umbrella-shaped vibration of the wheel structure, the two-dimensional

equivalent model is effective to reflect the influences on the cavity caused by interior particles' motion; (2) a dramatic increase in the attenuation due to the presence of particles is clearly evident while it differs in particle types; (3) the damping performance is significantly affected by the cavity size and particle mass ratio, moreover, the latter should be guaranteed first; (4) enough clearance between particles and wall of cavity is also required, so there is an optimal filling rate for an immutable enclosure, fixed particle size and type. Given the fact that the design scheme agrees well with the optimal case given by experimental tests, the design methodology can be used to acquire the optimal cavity size and filling scheme at the design stage of a wheel structure.

Key words: wheel structure; umbrella-shaped vibration; discrete element method (DEM); particle damping; mass ratio; filling rate; orthogonal simulation tests

轮体结构在研制和使用过程中,因振动引起的故障时有发生,特别是在低频激振力作用下,轮体结构的伞形共振极易被激发^[1]. 目前广泛应用的干摩擦、黏弹性材料等传统阻尼技术,在航空发动机内部某些温度较高的环境中极易老化,难以持续稳定地发挥减振作用,而颗粒减振技术却在恶劣温度环境条件下显示出了极大优势^[2-3].

颗粒阻尼是一种能够达到较高机械阻尼的被动减振技术,通过将装填有颗粒的空腔附着在结构振动较大的区域,利用颗粒与颗粒以及颗粒与空腔之间的非弹性碰撞和摩擦消耗系统的能量,从而达到减振目的. 与其他传统阻尼技术相比,颗粒阻尼技术的突出优点有:①对结构附加质量较少,有利于轻量化设计;②对结构部件的总体外形设计改动较小;③减振效果显著,且在较宽的频率范围($0 \sim 6\,000$ Hz)^[4-5]均有一定的减振效果;④阻尼特性较为稳定,在极端温度条件下不易老化;⑤具有良好的减振、隔振和抗冲击综合特性.

颗粒阻尼器在国外的研究相对较早,20 世纪 90 年代初, Panossian^[6] 首先提出非阻塞性颗粒阻尼减振技术(NOPD),利用试验给出了 NOPD 减振效果受腔体大小、颗粒的体积填充率(简称填充率)及腔体与颗粒的表面弹性等因素影响的基本论述. 美国 GEAE^[7] 于 1998 年在 GE-XTE45 风扇叶盘上使用了不同材质、填充率及粒径的颗粒阻尼器,并对其减振效果进行了比较,研究表明颗粒阻尼可有效改善结构在目标模态下的振动. 随后, Fowler^[8] 针对航天结构中颗粒阻尼技术的应用进行了理论分析研究,并以悬臂梁为对象进行试验验证,结果表明振动方向的空腔尺寸对颗粒阻尼有明显影响. 国内关于颗粒阻尼的工程应用较少,多数试验模型均为悬臂梁类结构,周宏伟^[9] 在直升机旋翼上使用颗粒阻尼器,试验表明颗粒

阻尼在旋翼非旋转及低转速下可以明显提升系统阻尼,降低旋翼响应水平; XU 等^[10] 针对钞票捆扎机设计了颗粒阻尼器,获得了良好的效果,总噪声减低 10 dB.

针对颗粒阻尼器的数值模型可分为单质点简化模型及离散元模型两种. 单质点模型研究以 Friend^[11], Bhatti 等^[12] 为代表,其理论结果与试验结果均吻合较好;而离散元法(DEM)由 Cundall 等^[13] 在 1979 年首先提出后,由于能更为真实地模拟颗粒间的运动与能量转换,成为目前颗粒阻尼的主要研究方法. Saeki^[14-15] 采用 DEM 对单自由度水平振动系统的颗粒阻尼进行了模拟,随后又针对多体颗粒阻尼器分析了腔体数量和尺寸对阻尼效果的影响. 国内毛宽民^[16] 也做了类似的研究. 唐伟等^[17-18] 在单自由度颗粒阻尼的基础上,基于 DEM 对二维结构振动的颗粒阻尼进行了研究,得到的数值模拟结果与 L 型梁结构振动试验结果非常吻合.

到目前为止,国内外利用颗粒阻尼进行减振的对象主要为悬臂梁类结构,针对实际结构的应用并不多. 本文采用能量等效的方法对一典型轮体结构的伞形振动进行简化,结合正交设计及颗粒阻尼离散元程序获得了针对该简化模型的颗粒阻尼器最佳设计方案,并利用正弦扫频试验对数值结果进行了验证.

1 基于 DEM 的二维颗粒阻尼模型

二维颗粒阻尼模型由空腔运动模型和颗粒运动模型两部分构成(见图 1). 需要说明的是这里“二维”是指空腔运动的形式为二维运动,但内部的颗粒运动形式是三维的.

由文献^[17]可知,对于由连续体结构等效得到的空腔,在水平和垂直两方向的二维运动可用

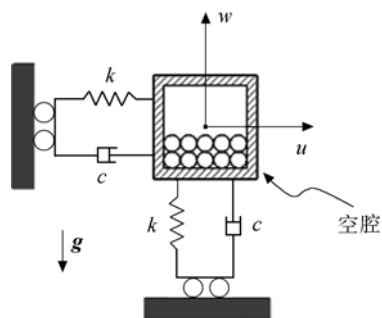


图 1 二维颗粒阻尼器模型

Fig. 1 Two-dimensional model of a particle damper

两个方向上具有相同振动参数的二自由度系统来描述. 因此, 空腔的运动微分方程可以写为

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & m_c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{u} \\ \ddot{w} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c & 0 \\ 0 & c \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{u} \\ \dot{w} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k & 0 \\ 0 & k \end{bmatrix} \begin{bmatrix} u \\ w \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} f_{cu} + F_u \\ f_{cw} + F_w \end{bmatrix} \quad (1)$$

式中 $u, w; \dot{u}, \dot{w}; \ddot{u}, \ddot{w}$ 分别为空腔沿水平与垂直方向的位移、速度和加速度分量; m_c 表示空腔的等效质量; k 为目标频率下结构对应的等效刚度, c 为等效阻尼; f_{cu}, f_{cw} 分别为颗粒与空腔内壁的相互作用力在水平和竖直方向上的分量; F_u, F_w 为作用于空腔的外力在水平和竖直方向上的分量.

计算模型中的颗粒作为基本单元, 共有 6 个自由度: 3 个方向的平动及 3 个方向的转动. 颗粒之间发生碰撞时, 会导致微小的形变量, 从而发生法向斥力和切向摩擦力. 计算中的法向接触力采用 Tsuji 等提出的模型^[19], 切向力采用 Coulomb 摩擦定律. 由于同一时刻颗粒 i 可能与多个颗粒碰撞, 因而颗粒此时所受的合力及合力矩为

$$\mathbf{f}_i = \sum_{j=1}^N (\mathbf{f}_{nij} + \mathbf{f}_{tj}) \quad (2)$$

式中 $\mathbf{f}_{nij}, \mathbf{f}_{tj}$ 分别为其他颗粒 ($j=1, 2, \dots, N$) 对颗粒 i 的法向和切向作用力.

$$\mathbf{T}_i = \sum_{j=1}^N \left[-\frac{1}{2} \mathbf{P}_{ij} \times \mathbf{f}_{tj} \right] \quad (3)$$

式中 $\mathbf{P}_{ij} (= \mathbf{P}_i - \mathbf{P}_j)$ 为其他颗粒 j ($j=1, 2, \dots, N$) 的位移 $\mathbf{P}_j$ 与颗粒 i 的位移 $\mathbf{P}_i$ 间的相对位移.

可以得到颗粒 i 的运动方程为

$$m_i \ddot{\mathbf{P}}_i = \mathbf{f}_i - m_i \mathbf{g} \quad (4)$$

$$\mathbf{I}_i \ddot{\boldsymbol{\theta}}_i = \mathbf{T}_i \quad (5)$$

式中 m_i 为颗粒 i 的质量; $\mathbf{I}_i$ 为颗粒 i 的转动惯量; $\mathbf{g}$ 为重力加速度; $\ddot{\mathbf{P}}_i$ 和 $\ddot{\boldsymbol{\theta}}_i$ 分别为颗粒 i 的平动加速度和角加速度.

2 轮体结构的二维颗粒阻尼器数值模型

对于轮体结构的伞形振动, 其颗粒阻尼减振方案设计方法是在获得轮体结构目标模态特征的基础上, 依照其振动特点对其进行简化, 并利用颗粒阻尼离散元计算程序, 对其颗粒阻尼器的二维等效振动模型进行计算分析.

图 2 给出了轮体结构的实体模型. 在试验中, 轮体结构通过轮毂处 5 个凹槽中的安装孔与工作台连接, 因而其有限元模型将 5 个安装孔边节点的轴向、径向及周向 3 个方向位移约束为 0, 模态计算结果及振型见表 1.

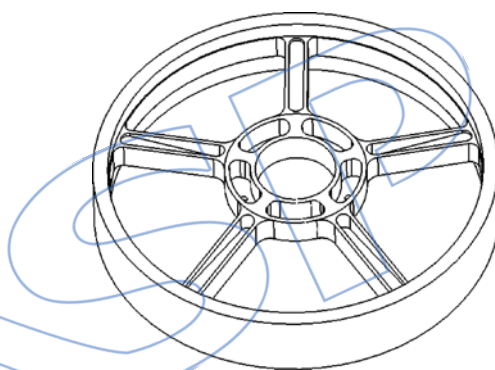


图 2 轮体结构的实体模型

Fig. 2 Solid model of a wheel structure

表 1 轮体结构模态分析结果

Table 1 Modal analysis results of a wheel structure

阶次	频率/Hz	振型
1	381.504	1 节径, 1 阶
2	473.766	0 节径, 1 阶
3	627.370	0 节径, 2 阶
4	955.677	2 节径, 1 阶
5	1381.000	1 节径, 2 阶
6	1379.000	2 节径, 2 阶

2.1 轮体结构伞形振动二维等效模型的建模方法

在 300~1400 Hz 范围内, 对轮体结构进行轴向位移激励下的谐响应分析, 可知仅在 627.37 Hz 处激起结构共振, 且对应振型为伞形振动. 就本文研究的轮体结构而言, 其轮缘位置存在较小径向响应, 而主要响应方向为轴向. 由图 3 给出的轴向 1g 正弦扫频数值模拟曲线可知, 在 627.37 Hz 处, 不同位置的响应沿半径近似线性变化, 且变形量与模型尺寸相比为小量.

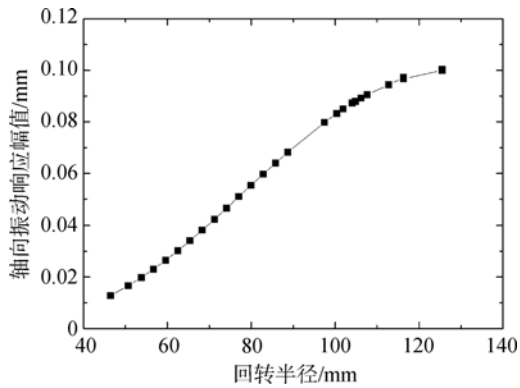


图 3 正弦激励下轴向振动响应幅值沿半径的变化
Fig. 3 Variation of the axial response amplitude with radius under sinusoidal excitation

目前,已开发的 DEM 程序^[11-12,14-16]还无法直接实现将颗粒阻尼器应用于实际复杂结构的数值模拟,其研究对象均为一维运动的空腔或悬臂梁结构.对前文给出的轮体结构伞形振动形式和文献[17]中 L 型梁 1 阶弯曲振型的振动特征进行对比,可以发现轮体结构在发生伞形振动时,不同位置响应幅值沿半径的变化与 L 型梁的 1 阶弯曲振型类似,因而可用 L 型梁的振动方程(式(1))对轮体的伞形振型进行刻画,图 4 给出了获得轮体二维等效振动模型的整个流程.前两步的内容上文已作描述,下面详细介绍后两步获得二维等效模型振动参数的方法.

由于轮体结构伞形振动的主要运动方向为轴向,采用文献[20]中给出的能量法对轮体结构发生伞形振动时的模态质量进行求解.

模态质量定义为 $\mathbf{M} = \boldsymbol{\phi}^T \mathbf{m} \boldsymbol{\phi}$, 其中 $\boldsymbol{\phi}$ 为结构模态振型.

根据动能定义 $E = \frac{1}{2} \mathbf{v}^T \mathbf{m} \mathbf{v}$, 又 $\mathbf{v} = \boldsymbol{\phi} \boldsymbol{\omega}$, 可得

$$E = \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}^T \boldsymbol{\phi}^T \mathbf{m} \boldsymbol{\phi} \boldsymbol{\omega} = \frac{1}{2} \boldsymbol{\omega}^T \mathbf{M} \boldsymbol{\omega} \quad (6)$$

又根据振型正交性,第 i 阶模态质量则为

$$M_i = \frac{2E_i}{\omega_i^2} \quad (7)$$

在求解过程中,对最大变形量归一,则求得的模态质量即为运动微分方程式(1)中的等效质量,即 $m_c = M_i$.

如上所述,可得轮体结构在伞形振型下的等效质量 $m_c = 2.4116 \text{ kg}$, 由于频率为 $f_n = 627.37 \text{ Hz}$, 等效刚度 $k = 37466780 \text{ N/m}$, 为方便在正交数值模拟方案中直接比较颗粒阻尼效果, 结构阻尼 c 这里设为 0. 将以上参数代入式(1), 即可得到自由振动条件下二维等效模型的运动方程.

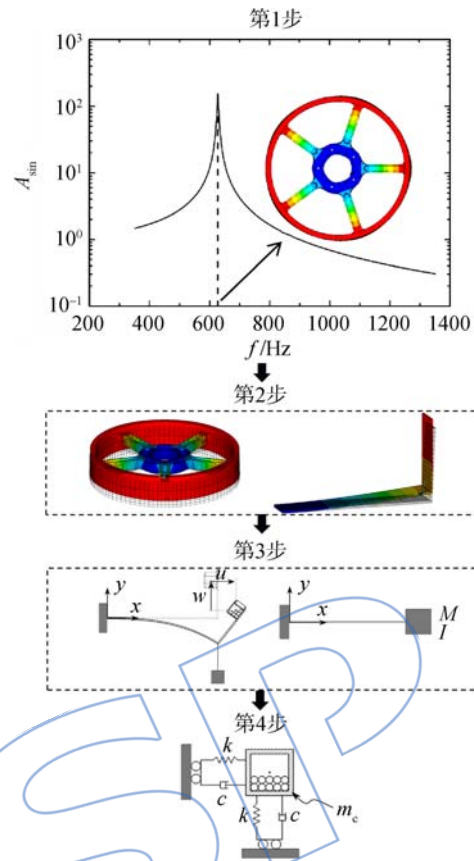


图 4 建立轮体结构伞形振动二维等效模型的流程图
Fig. 4 Schematic of the procedure to establish the two-dimensional equivalent model for a wheel structure

2.2 颗粒等效质量的计算

颗粒的质量率定义为

$$m_r = \frac{m_p}{m_c} \quad (8)$$

其中 m_p , m_c 分别为颗粒与轮体结构的等效质量. 已知轮体结构的等效质量 m_c , 需确定颗粒在同一振型下的等效质量. 由于颗粒等效质量是安装位置所在半径 r 的函数, 对于伞形振动, 轮缘各处的振幅大致相同, 因而可采用附加集中质量的方法获得颗粒位于轮缘处的近似等效质量.

定义质量等效系数

$$\eta = \frac{m_p}{M_p} \quad (9)$$

式中 M_p 表示实际附加颗粒质量. 本文只讨论在轮缘位置附加颗粒阻尼器的减振效果, 因而 η 保持恒定, 计算可得 $\eta = 0.93$.

3 颗粒阻尼的正交数值模拟方案

本部分数值模拟方案结合正交方案设计方法, 利用文献[17]给出的离散元数值仿真程序对

轮体结构颗粒阻尼器的二维等效模型在自由振动状态下的响应进行数值仿真. 由于不锈钢球形颗粒碰撞参数较为全面, 因而选作数值模拟方案中填充的颗粒. 整个数值模拟方案分为方案 A 与方案 B 两部分: 方案 A 针对轮体结构伞形振动进行正交数值模拟, 得出主要影响因素及其影响规律; 方案 B 利用方案 A 给出的结果设计比较方案, 进而获得最佳装填方案.

3.1 正交数值模拟方案

选取空腔边长 d_c , 空腔高度 h , 颗粒直径 d_p , 填充率 V_r 作为影响因子, 各因子选取 4 个水平 (见表 2), 使用 $L_{16}(4^5)$ 正交表就轮体结构伞形振

动模态设计 4 因子 4 水平正交数值方案 (见表 3). 需要说明的是, 表 3 中 d_c 及 h 的最大值为结构外形及强度允许的最大尺寸.

注意到方案 A4 不可实现. 从数值模拟结果上看, 方案 4 对结果体现出的规律影响不大, 为保证数值模拟的规律可信, 在正交方案后补充设计了数值比较方案.

3.2 数值模拟比较方案

为确定最佳空腔高度 h , 竖直碰撞间隙 Δ_v 和颗粒直径 d_p , 根据正交数值计算结果, 选取空腔边长为 6 mm, 填充率为 50%, 设计数值比较方案 (见表 4).

表 2 正交数值模拟影响因子及相应水平

Table 2 Factors and corresponding levels in orthogonal numerical simulation

空腔边长 d_c/mm	空腔高度 h/mm	颗粒直径 d_p/mm	填充率 $V_r/\%$
3	10	1	20
4	20	2	30
5	30	3	40
6	40	4	50

表 3 正交数值模拟方案

Table 3 Items of the orthogonal numerical simulation

方案编号	正交设计数值方案				实际数值方案			
	空腔边长 d_c/mm	空腔高度 h/mm	颗粒直径 d_p/mm	填充率 $V_r/\%$	空腔边长 d_c/mm	空腔高度 h/mm	颗粒直径 d_p/mm	填充率 $V_r/\%$
A1	3	10	1	20	3	10	1	20.94
A2	3	20	2	30	3	20	2	23.27
A3	3	30	3	40	3	30	3	41.89
A4	3	40	4	50				
A5	4	10	3	50	4	10	3	26.51
A6	4	20	4	40	4	20	4	31.42
A7	4	30	1	30	4	30	1	29.67
A8	4	40	2	20	4	40	2	19.63
A9	5	10	4	30	5	10	4	26.81
A10	5	20	3	20	5	20	3	16.96
A11	5	30	2	40	5	30	2	33.51
A12	5	40	1	20	5	40	1	19.63
A13	6	10	2	40	6	10	2	41.89
A14	6	20	1	50	6	20	1	49.74
A15	6	30	4	20	6	30	4	21.72
A16	6	40	3	30	6	40	3	31.42

表 4 数值模拟比较方案

Table 4 Items for the comparison of numerical simulation

方案编号	颗粒直径 d_p/mm	颗粒数量	竖直碰撞间隙 Δ_c/mm	空腔高度 h/mm
B1	1	648	2	20
B2	2	81	2	20
B3	2	171	2	40
B4	1	1404	1	40
B5	1	1368	2	40

4 阻尼效果评价方法

由于颗粒阻尼计算的高度非线性,单个计算时间步应不超过碰撞时间的 $1/50^{[21]}$,根据下式计算可得 $\Delta t = 2.25 \times 10^{-8} \text{ s}$.

$$\Delta t = \frac{\pi}{25} \sqrt{\frac{m_{p0}}{k_n}} \quad (10)$$

其中 m_{p0} 为单个颗粒质量; k_n 为法向接触刚度.

为使结构加速度变化范围足够大,将空腔初始竖直方向位移(即轮缘轴向位移)统一设定为 2 mm,模拟时间设为 3 s.

由模拟时间与 Δt 的比值可知计算步数为 1.6×10^8 ,又模拟频率为 627.37 Hz,可知一个循环周期内有 8 万多个计算点,为方便进行阻尼效果刻画,选取位移响应曲线的峰值点(见图 5)绘制空腔自由振动随时间的衰减曲线.

由数值计算结果可知,颗粒阻尼的高度非线性这里不便于使用单一参数进行方案间的比较.采用半幅衰减时间 $t_{y0.5}$ 为主,最大阻尼 $\Psi_{\max}$ 和平均阻尼 Ψ_{aver} 为辅的综合评价方法对阻尼效果进行定量评价,以下给出相关颗粒阻尼参数的定义.

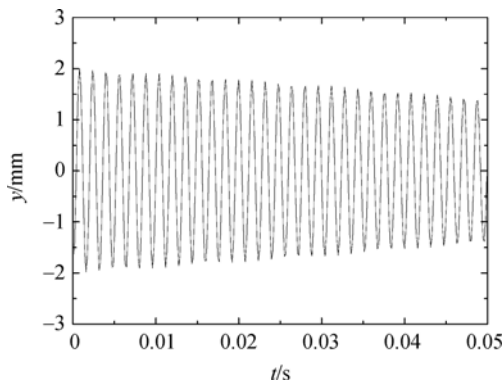


图 5 位移响应示意图

Fig. 5 Diagram of the displacement response

采用文献[11]对颗粒阻尼的定义描述减振效果

$$\Psi_i = \frac{E_i - E_{i+1}}{E_i} \quad (11)$$

其中 E_i 表示对应第 i 个速度响应峰值点的系统动能.

Ψ_{aver} 为对 Ψ_i 取平均值, $\Psi_{\max}$ 为对 Ψ_i 取最大值,半幅衰减时间 $t_{y0.5}$ 为竖直方向响应振幅衰减为初始振幅的 $1/2$ 时所用的时间(见图 6), $t_{y0.5}$ 越小,衰减速度越快.

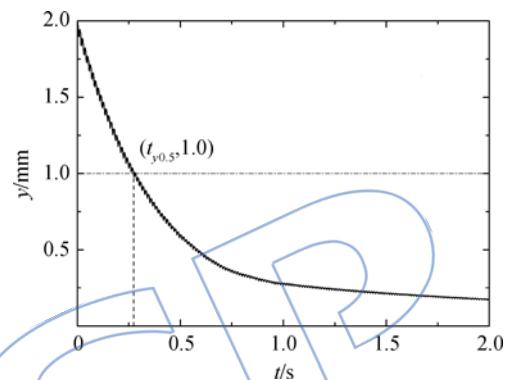


图 6 振幅随时间的衰减图

Fig. 6 Diagram of the displacement amplitude decay with time

5 数值模拟结果与分析

5.1 正交设计方案的分析

图 7 以方案 A11、方案 A13 及方案 A15 共 3 个方案为例,给出正交数值模拟中不同阻尼器的轮体结构响应幅值衰减曲线,可知颗粒的碰撞使得空腔的峰值响应曲线发生波动.

利用正交设计分析方法对表 3 中的数值模拟结果进行分析,可以得到轮体结构颗粒阻尼器减

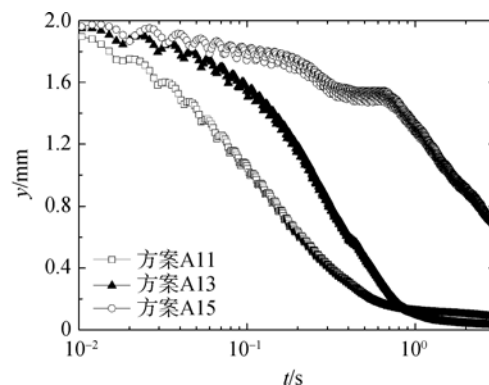


图 7 典型空腔响应幅值随时间的衰减

Fig. 7 Response amplitude decay with time for the typical cavities

振效果主要影响因素及其规律.

5.1.1 主要影响因素

1) 对于平均阻尼 Ψ_{aver} , 填充率 V_r 影响较大, 粒径 d_p 影响较小.

2) 对于最大阻尼 Ψ_{max} , 颗粒直径 d_p 、填充率 V_r 和空腔高度 h 影响较大, 空腔边长 d_c 影响较小.

3) 对于半幅衰减时间 $t_{y0.5}$, 空腔边长 d_c 及空腔高度 h 影响较大.

5.1.2 影响规律

1) d_c 越大, Ψ_{aver} 越大; V_r 越大, Ψ_{aver} 越大.

2) 存在最佳填充率 V_r 和空腔高度 h 使 Ψ_{max} 最大, 同时 d_p 越大, 得到的 Ψ_{max} 越大.

3) d_c 越大, $t_{y0.5}$ 越小, 而 h 存在最佳值使 $t_{y0.5}$ 最小.

综上所述, 增大空腔尺寸和填充率对提升颗粒阻尼的效果最为明显, 同时由减振效果最好的方案 A13 及方案 A14 的填充特点可以发现, 最佳填充率在 40%~50%, 因而比较方案在保证颗粒与空腔竖直碰撞间隙的同时, 尽可能实现高的填充率.

5.2 数值模拟比较方案

图 8 给出了数值比较方案的速度峰值随时间变化的曲线, 对其分析如下.

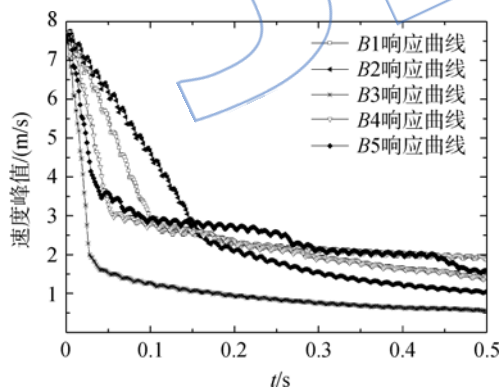


图 8 数值模拟比较方案中空腔速度幅值随时间的衰减

Fig. 8 Velocity amplitude decay with time for the cavities in the comparison of numerical simulations cases

1) 由 B1 与 B2 响应曲线, 以及 B3 与 B5 响应曲线的对比可知, 直径为 2 mm 的颗粒由于冲击效果强, 减振效果明显优于直径为 1 mm 的颗粒.

2) 由 B1 与 B5 响应曲线, 以及 B2 与 B3 响应曲线的对比可知, 相同竖直碰撞间隙条件下, 空

腔高度越高, 颗粒质量率越高, 减振效果越明显.

3) 结合 A 方案已有规律, 比较 B3 与 B4 响应曲线, 可知相同空腔高度条件下, 存在最佳碰撞间隙 ($\Delta_c = 2$ mm) 使得颗粒减振效果最好.

至此, 得到颗粒阻尼器最佳设计方案见表 5.

表 5 颗粒阻尼器尺寸及最佳填充方案

Table 5 Cavity size of particle damper and its optimal loading concept

参数	数值
空腔边长 d_c /mm	6
空腔高度 h /mm	40
颗粒数目	171
颗粒直径 d_p /mm	2
竖直碰撞间隙 Δ_c /mm	2
填充率 V_r /%	47.74

不锈钢球形颗粒密度较低, 已有方案中颗粒质量率最大仅为 1%, 因而选取密度相对较高的铜及铅颗粒作为备选. 图 9 给出按表 5 中的空腔尺寸及填充方法, 分别装填 3 种颗粒后的空腔速度峰值衰减曲线. 由于颗粒质量率较高, 装有铅颗粒的空腔衰减速度明显优于其他两种材质, 故选择直径为 2 mm 的铅颗粒作为试验首选颗粒.

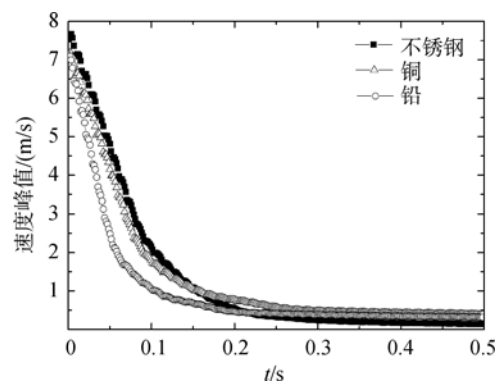


图 9 不同材质颗粒在目标模态下的速度峰值随时间的衰减

Fig. 9 Velocity peak value decay with time for different materials particles in the target mode

6 试验验证

颗粒阻尼器的最终安装方式是在轮体结构的适合位置开孔后, 在孔内填充颗粒, 这种安装方式不会对轮体的外观及质量产生明显的影响. 打孔位置的选取通过在不同位置附加颗粒阻尼器的方

式实现(见图 10),如果选取的位置不合适,可以较为方便地将阻尼器拆除而不至于损坏轮体结构。

为给颗粒的填充质量预留提升空间,如图 10 所示,在轮体结构外缘均匀焊接了 10 处颗粒阻尼空腔。该空腔腔体为不锈钢材质,1 阶弯曲频率为 8 099 Hz,远高于试验关注的频率范围 20~2 000 Hz,因而对轮体结构伞形振动的影响很小。

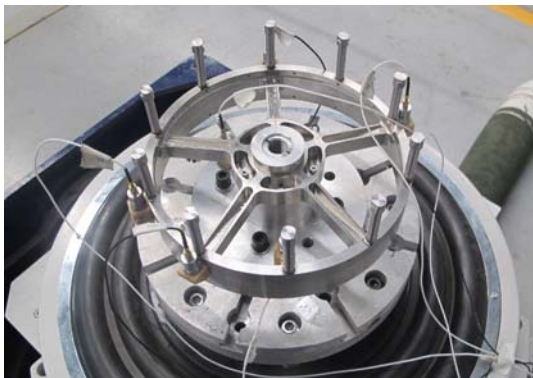


图 10 外缘安装颗粒阻尼器的轮体结构

Fig. 10 Wheel structure with particle dampers installed to its rim

附加空腔对原轮体结构的影响主要为附加质量。空腔及空腔端盖总质量为 213.13 g,附加在轮缘后,轮体结构在轴向激励下的最大响应频率为 560 Hz,降低约 10%,对应振型依然为伞形振动。试验通过加速度为 1 g 的正弦扫频获得轮体结构的响应。该条件下,频率的变化对振动台的输入影响很小。同时,附加质量使结构模态质量有所增大,颗粒等效质量率略有降低,进而使得该试验方案与直接在轮体上打孔方案相比减振效果略有偏低,然而这种影响主要是使式(1)中轮体结构等效质量 m_c 增大,并不影响填充方案的优选结果。

试验使用 LS232-GT500M 型 2 t 级振动台,采用德国 m+p 公司的 Vibpilot-8 型振动控制及信号分析仪,传感器为 B & W 压电式加速度传感器。

试验测试条件为 20~2 000 Hz 范围内 1 g 轴向正弦扫频,控制点位于工装底座靠近轴心位置,4 个测点粘贴于轮缘侧壁,其示意图见图 11。

首批试验选取两筋板间的空腔(共 5 个)装填颗粒。由于直径 1 mm 的颗粒过小,不易定量操作,试验选取直径为 2 mm 及 3 mm 的 H62 型黄铜及 GB5# 铅颗粒对数值模拟选取的填充方案进行验证。

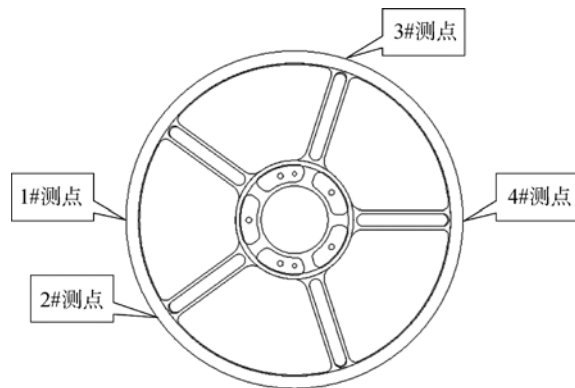


图 11 轮体测点位置示意图

Fig. 11 Sketch of measure points on the wheel

为便于表述,将附加有 10 个空腔但未填充颗粒的轮体结构作为对照结构,正式试验开始前,测得轮体结构发生伞形共振时的阻尼比 ζ_{sin} 为 0.33%。由于压电式传感器易受外界噪声影响,试验测得的 ζ_{sin} 除利用轮缘处布置的 4 个测点进行平均之外,本部分试验对同一填充方案重复试验 3 次,对重点方案重复 5 次,以保证试验结果更可信。

6.1 材料的影响

选取直径为 2 mm 的铅与铜颗粒,就同等填充率 V_r 情况下得到的 ζ_{sin} 进行比较,结果见图 12。由图可知,试验测得的阻尼比随填充率的增大先增后减,并在填充率为 50% (对应 $\Delta_c \approx 2$ mm)处取得阻尼极大值,该结果与正交分析给出的规律及结果一致。该现象出现的原因在于当填充率较低时,参与碰撞的颗粒数量较少,随着填充率逐渐增加,颗粒数量增加的同时,颗粒与颗粒,颗粒与空腔间的碰撞次数大幅增加。当填充率继

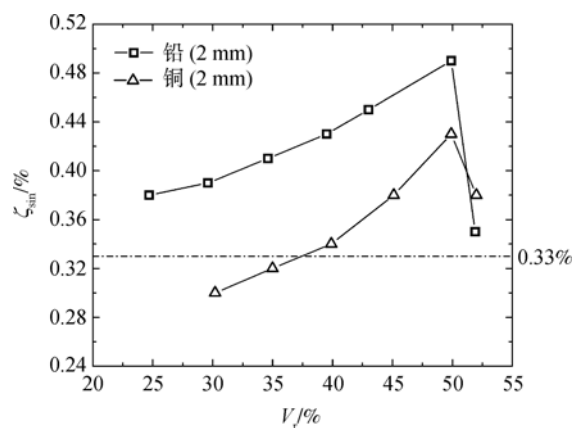


图 12 不同材质颗粒的阻尼效果对比

Fig. 12 Comparison of damping effects of different material particles

续增加至高于最佳填充率时,由于颗粒运动空间减小,撞击速度降低,因而颗粒阻尼在达到极大值后开始减小.对于不同材质的颗粒,填充率相同,直径为 2 mm 的铅颗粒阻尼效果明显优于直径为 2 mm 的铜颗粒,说明在设计颗粒阻尼器时,应优先考虑较高的颗粒质量率,这也与数值模拟给出的设计规律一致.

6.2 颗粒直径的影响

选取直径为 2 mm 与 3 mm 的铅颗粒分别就同等填充率 V_r 进行比较,结果见图 13. 由图可知,由于空腔容积固定,限制了 3 mm 的颗粒的填充率及质量率,因而直径为 3 mm 的颗粒的减振效果低于直径为 2 mm 的颗粒的减振效果.两种不同直径的颗粒阻尼随填充率及颗粒质量率的增加,变化规律均为先增后减,但直径为 3 mm 的颗粒最大阻尼点对应的填充率相对较低;值得注意的是,当填充率低于 25% 时,同等填充率直径为 3 mm 的颗粒的减振效果要高于直径为 2 mm 的颗粒,说明在碰撞间隙足够大的前提下,增大颗粒直径有利于提升减振效果,这一现象与正交数值模拟中关于 $\Psi_{\max}$ 影响因素及变化规律的论述基本一致.

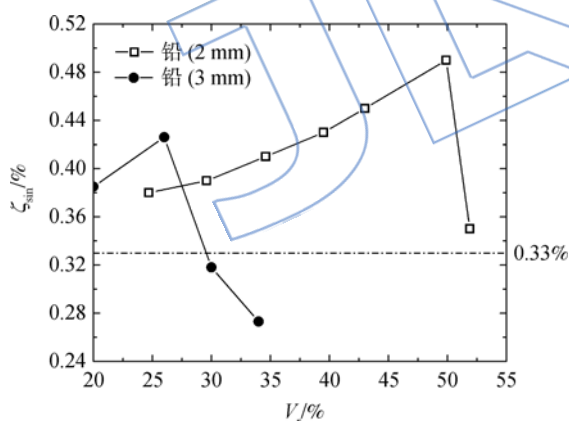


图 13 不同直径颗粒的阻尼效果比较

Fig. 13 Comparison of damping effects of different particle sizes

综上所述,最佳颗粒填充方案是直径为 2 mm 的铅颗粒,填充率为 50%, $\Delta_c = 2$ mm,但数值模拟中的空腔横截面为正方形,试验的空腔为圆柱形腔,因而实际颗粒装填数量上存在一定的差别.表 6 给出了数值模拟设计方案与试验结果的比较,可知得到的最佳填充方案基本一致,进一步说明前文数值模拟方法在进行方案选取时的可行性.

表 6 数值模拟设计结果与试验测试结果对照

Table 6 Comparison of the results given by simulation and experiments

比较参数	数值模拟方案	试验方案
空腔边长 d_c / mm	6.0	6.2
空腔高度 h / mm	40	40
颗粒数目	171	144
颗粒材质	铅	铅
颗粒直径 d_p / mm	2	2
竖直碰撞间隙 Δ_c / mm	2	2
填充率 V_r / %	47.74	50.00

7 结 论

利用二维颗粒阻尼离散元程序,结合正交试验设计方案,发展了一套针对轮体结构颗粒阻尼器的有效设计方法;结合图 4 对该设计方法的主要步骤可概括为:首先,对轮体结构进行模态及谐响应分析,确定在关注频率范围内轮体结构伞形振动及其对应的频率;随后,确定轮体结构适合颗粒阻尼器安装的位置,一般推荐在位移响应最大处^[8];接着,利用最大振幅归一的方法进行模态分析,并结合能量法求出伞形模态对应的轮体结构等效质量 m_e 及阻尼器预计安装位置的颗粒质量等效系数 η ;随后,在满足结构外形和强度要求的前提下,选取空腔尺寸及颗粒规格备选参数,设计正交模拟方案,并针对轮体结构伞形振动的二维等效模型进行数值模拟;分析正交设计方案,并结合得出的规律进一步设计比较方案,进而得到较优的颗粒填充结果;最后,通过试验对具体减振效果进行测试.

通过将数值模拟的规律与试验结果的对比,可进一步得到如下设计准则:

- 1) 在满足轮体结构外形及强度要求的前提下,空腔尺寸尽可能大以保证颗粒填充的数量.
- 2) 轮体结构在发生伞形振动时,轮缘位置的响应最大,为保证较高的颗粒等效质量,安装阻尼器的首选位置为轮缘.
- 3) 在确保较高颗粒质量率的同时,应留出适当碰撞间隙,即对于给定尺寸的空腔,存在最佳填充率使得颗粒减振效果最佳.
- 4) 当有足够碰撞间隙的情况下,直径相对较大的颗粒减振效果较好,但如果空腔内部尺寸一定,则优先考虑颗粒质量率,并根据具体情况需要

选择合适的颗粒直径。

致谢:

感谢北京控制工程研究所吴金涛先生在轮体结构方面,以及天津航天瑞莱科技有限公司陈立伟、孙立民和刘积鹏先生在试验过程中给予的大力支持和帮助。

参考文献:

- [1] 晏砺堂,朱梓根,宋兆泓,等. 结构系统动力特性分析[M]. 北京:北京航空航天大学出版社,1989.
- [2] Hollkamp J J, Gordon R W. Experiments with particle damping[C]// Proceedings of SPIE Conference on Smart Structures and Materials: Passive Damping and Isolation. San Diego, CA: SPIE, 1998: 2-12.
- [3] Panossian H V. An overview of NOPD: a passive damping technique[J]. Shock Vibration, 1991, 1(6): 4-10.
- [4] Panossian H V. Structural damping enhancement via non-obstructive particle damping technique[J]. Journal of Vibration and Acoustics, 1992, 114(1): 101-105.
- [5] Panossian H V, Bice D L. Low frequency applications of non-obstructive particle damping[R]. Pasadena, CA: 61st Shock and Vibration Symposium, 1990.
- [6] Panossian H V. Non-obstructive particle damping: new experiences and capabilities[R] AIAA-2008-2102, 2008.
- [7] Kielb R, Macri S F, Oeth D L, et al. Advanced damping systems for fan and compressor blisks[R]. AIAA 98-3863, 1998.
- [8] Fowler B L. Multiparticle impact damping (MPID) design methodology for extreme environments [R]. Mountain View, CA: CSA Engineering Inc, 2003.
- [9] 周宏伟. 颗粒阻尼及其控制的研究与应用[D]. 南京: 南京航空航天大学, 2008.
ZHOU Hongwei. Study on particle damping and its control with applications [D]. Nanjing: Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, 2008. (in Chinese)
- [10] Xu Z W, Wang M Y, Chen T. A particle damper for vibration and noise reduction[J]. Journal of Sound and Vibration, 2004, 270(4): 1033-1040.
- [11] Friend R D, Kinra V K. Particle impact damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2000, 233(1): 93-118.
- [12] Bhatti R A, Wang Y R, Wang Z C. Particle impact damping in two dimensions[J]. Key Engineering Materials, 2009, 413/414: 415-422.
- [13] Cundall P A, Strack O D L. A discrete numerical model for granular assemblies[J]. Geotechnique, 1979, 29(1): 47-65.
- [14] Saeki M. Impact damping with granular material in a horizontally vibrating system[J]. Journal of Sound and Vibration, 2002, 251(1): 153-161.
- [15] Saeki M. Analytical study of multi-particle damping[J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 281(3): 1133-1144.
- [16] 毛宽民. 非线性微颗粒阻尼力学激励的研究及应用[D]. 西安: 西安交通大学, 1996.
MAO Kuanmin. Mechanism of non-obstructive particle damping and its application[D]. Xi'an: Xi'an Jiaotong University, 1996. (in Chinese)
- [17] 唐伟, 王延荣, 王相平, 等. 基于离散单元法的二维颗粒阻尼研究[J]. 航空动力学报, 2011, 26(5): 1159-1165.
TANG Wei, WANG Yanrong, WANG Xiangping, et al. Numerical study of particle damping in two dimensions by use of discrete element method[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(5): 1159-1165. (in Chinese)
- [18] 唐伟, 王延荣, 王周成, 等. 二维振动结构的颗粒阻尼试验[J]. 航空动力学报, 2011, 26(3): 628-634.
TANG Wei, WANG Yanrong, WANG Zhoucheng, et al. Experimental study of particle damping for a two-dimensional vibrating structure[J]. Journal of Aerospace Power, 2011, 26(3): 628-634. (in Chinese)
- [19] Tsuji Y, Tanaka T, Ishida T. Lagrangian numerical simulation of plug flow of cohesionless particle in a horizontal pipe[J]. Powder Technology, 1992, 71(3): 239-250.
- [20] 商霖. 基于 ANSYS 有限元分析的模态质量计算方法[J]. 导弹与航天运载技术, 2011(3): 55-57.
SHANG Lin. Modal mass computation based on ANSYS finite element analysis[J]. Missiles and Space Vehicles, 2011(3): 55-57. (in Chinese)
- [21] Silbert L E, Ertas D, Grest G S, et al. Granular flow down an inclined plane: bagnold scaling and rheology[J]. Physical Review E, 2001, 64(5): 051302. 1-051302. 14.