

新型细长支杆振动抑制方法

贾如玉, 姚红良, 陈亚强, 唐陈伟

(东北大学 机械工程与自动化学院, 辽宁 沈阳 110819)

摘要: 基于点阵结构比刚度高、轻质量和设计性强等优点, 提出在点阵结构内部填充黏弹性阻尼材料, 设计了新型细长支杆-阻尼填充点阵支杆, 该结构在具有足够承载能力的基础上拥有较高的阻尼性能. 利用有限元方法对点阵支杆和阻尼填充支杆进行动力学分析, 并通过响应面方法建立了一阶共振频率对应的动刚度峰值的响应面近似模型, 分析了结构参数对动力学特性的影响, 使用遗传算法对动刚度峰值进行了优化, 确定了在给定的结构参数范围内减振性能最好的结构尺寸参数. 最后实验证明阻尼填充点阵支杆的加速度响应幅值降低了 57.14%, 验证其优越的减振性能.

关键词: 细长支杆; 振动抑制; 点阵结构; 黏弹性阻尼材料; 参数优化

中图分类号: TB 53 文献标志码: A 文章编号: 1005-3026(2024)10-1425-10

Method for Vibration Suppressing of New Type of Slender Support Rods

JIA Ru-yu, YAO Hong-liang, CHEN Ya-qiang, TANG Chen-wei

(School of Mechanical Engineering & Automation, Northeastern University, Shenyang 110819, China. Corresponding author: YAO Hong-liang, E-mail: hlyao@mail.neu.edu.cn)

Abstract: Based on the advantages of high specific stiffness, light weight and designability of the lattice structure, a new type of slender support rod with the lattice structure filled with viscoelastic damping material was proposed, which enables the structure have strong damping performance on the basis of sufficient load-bearing capacity. The finite element method was used to analyze the dynamics of the lattice support rod and damping filled lattice support rod, and a response surface approximate model of dynamic stiffness peak corresponding to the first-order resonance frequency was established by the response surface method. The influence of the structural parameters on the dynamic characteristics was analyzed, and the dynamic stiffness peak was optimized by the genetic algorithm. Finally, the test demonstrated 57.14% reduction in the acceleration response amplitude for the lattice support rod filled with damping, confirming their superior damping performance.

Key words: slender support rod; vibration suppressing; lattice structure; viscoelastic damping material; parameter optimization

细长支杆被广泛应用于航空、航天和机械工程等领域, 比如风洞实验^[1]、设计成空间桁架的形式来支撑天线和太阳能帆板^[2]以及零件深孔加工的镗杆^[3-4]等. 由此可见, 细长支杆在工程实际中通常于悬臂边界条件下使用, 自由端均承受一定负载. 负载和细长支杆组成的系统往往由于杆件的长细比较大, 造成系统的抗弯刚度比较低.

传统细长支杆采用钢材制造, 因此结构损耗因子很低, 结构耗散振动能量的性能不足. 当外部载荷激励引发结构发生共振时, 往往会导致共振幅值过大, 从而严重影响航空飞行器地面模拟测试数据的准确性^[5], 还会改变深孔加工零件的工艺参数和表面质量^[6]. 若细长支杆的低频振动时间过长、振幅过大或频率过高, 细长支杆可能发生

收稿日期: 2023-05-19

基金项目: 国家自然科学基金资助项目(52075084).

作者简介: 贾如玉(1998-), 女, 河北张家口人, 东北大学硕士研究生; 姚红良(1979-), 男, 河北保定人, 东北大学教授, 博士生导师.

断裂,从而造成设备的损坏,同时也给工作人员造成了潜在的危险.因此,如何有效抑制细长支杆的低频弯曲振动是一个亟待解决的工程问题.

目前针对细长支杆的振动抑制主要采用主动和被动两种控制方法.主动控制系统具有响应时间短、适应性强和抑振效果好等优点,但对被控对象的数学模型精确度要求很高,并且只能对细长支杆某一特定方向的振动进行抑制^[7-8].相较于主动控制,被动控制仅仅依靠自身的刚度和阻尼性能就能抵抗变形,将振动能量以热能的形式耗散掉,其经济性和可靠性更高^[9-10].

金属点阵结构^[11]通常由周期性排列的单胞构成,其内部孔隙率高,具有比刚度和比强度高、可设计性强、力学性能良好^[12-13]等优点. Scanzo 等^[14]通过实验的方法研究了金属点阵结构在中低频范围的动力学响应,证明点阵结构具有优异的阻尼性能.霍明政等^[15]通过正弦扫频实验确定了不同杆径 NiTi 体心立方点阵结构一阶固有频率的变化,结果表明,随着支杆直径的增大,体心立方点阵结构刚度增大,一阶固有频率呈线性增大. Rosa 等^[16]研究了通过选区激光熔融技术制造的 316L 点阵结构的阻尼行为,测试了不同载荷和频率下点阵结构试件的应力应变滞后曲线.附加了黏弹性阻尼材料^[17-18]的细长支杆受到动态载荷作用时,将产生拉伸、弯曲和剪切变形,可在一定程度上降低结构的共振幅值^[19-21].

针对悬臂条件下细长支杆的刚度和阻尼性能差、一阶弯曲振动幅值大的问题,本文将黏弹性阻尼材料填充到点阵结构中,设计出兼具承载能力和阻尼性能的细长支杆结构.对此结构进行了响应面实验设计,并采用遗传算法对一阶共振频率对应的动刚度进行优化,最后对实心支杆和阻尼填充点阵支杆进行了模态测试和扫频测试,对比了两种支杆的频率响应和时域稳态响应.

1 阻尼填充点阵支杆结构设计

1.1 阻尼结构理论分析

模态应变能法假设结构振动的有阻尼模态和无阻尼模态相似,在求解复合阻尼结构的各阶模态阻尼比时,只需将阻尼材料看作具有实模量的弹性体,通过计算复合阻尼结构的无阻尼模态和模态应变能,即可求得阻尼结构的模态阻尼比而无需求解复杂非线性的复特征值.

任意结构自由振动的动力学方程可表示为

$$M\ddot{x} + Kx = 0. \quad (1)$$

式中: M 为质量矩阵; K 为刚度矩阵(当结构包含黏弹性阻尼材料时, K 为复数); x 为节点位移向量; \ddot{x} 为节点加速度向量.

假设式(1)解的形式为

$$x = \phi_r^* e^{i\omega_r^* t}. \quad (2)$$

式中: ω_r^* 和 ϕ_r^* 分别为第 r 阶模态下所对应的复特征值和复特征向量.

$$\phi_r^* = \phi_{r,R} + i\phi_{r,I}, \quad (3)$$

$$\omega_r^* = \omega_r \sqrt{1 + i\eta_r}. \quad (4)$$

式中: $\phi_{r,R}$, $\phi_{r,I}$,为第 r 阶模态振型的虚部与实部; ω_r 与 η_r 分别为第 r 阶无阻尼固有频率和模态损耗因子.

式(1)的特征值问题可以表示为

$$K\phi_r^* = \omega_r^{*2} M\phi_r^*. \quad (5)$$

当 K 为实数时, ϕ_r^* 和 ω_r^* 均为实数.

$$\omega_r^{*2} = \frac{\phi_r^{*T} K \phi_r^*}{\phi_r^{*T} M \phi_r^*}. \quad (6)$$

当 K 存在一个增量 δK 时, K 将变成复数形式:

$$K = K_R + iK_I. \quad (7)$$

式中,复数 K 的实部 K_R 和虚部 K_I 均为实数.

根据式(4)、式(5)和式(7)得

$$\omega_r^2(1 + i\eta_r) = \frac{\phi_r^{*T} K_R \phi_r^*}{\phi_r^{*T} M \phi_r^*} + i \frac{\phi_r^{*T} K_I \phi_r^*}{\phi_r^{*T} M \phi_r^*}. \quad (8)$$

η_r 为结构损耗因子,其近似值可以通过近似 ϕ_r^* 为 ϕ 来求解,进一步可得结构损耗因子为

$$\eta = \eta_v \frac{\phi^T K_I \phi}{\phi^T K_R \phi}. \quad (9)$$

式中: ϕ 为特征值向量; η_v 为黏弹性阻尼材料的损耗因子.

因此任何黏弹性阻尼系统的结构损耗因子均可表示为各子系统的损耗因子与所存储应变能百分比的乘积之和,阻尼结构损耗因子的一般表达式可以写为

$$\eta_r = \frac{\sum_{i=1}^n \eta_i V_{ei}}{\sum_{i=1}^n V_{ei}} = 2\zeta_r. \quad (10)$$

式中: V_{ei} 为各子系统的应变能; η_i 为各子系统的损耗因子; ζ_r 为 r 阶模态阻尼比.

模态应变能法是从材料的耗能角度计算阻尼结构的损耗因子,能够清晰明确地揭示结构阻尼和减振性能之间的密切关系,非常符合阻尼结构损耗因子的定义,适用于结构复杂的新型阻尼

填充点阵支杆系统减振性能分析.

1.2 阻尼填充点阵支杆的结构设计

以图 1 所示的大长细比实心支杆为研究对象,结合点阵结构和黏弹性阻尼材料对其进行减振设计,实心支杆内径 $D_1=16$ mm,外径 $D_2=44$ mm,长度 $L=300$ mm.

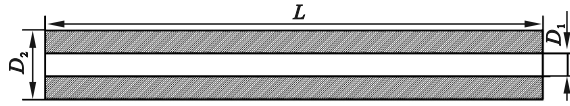


图 1 实心支杆结构简图

Fig. 1 Schematic diagram of the solid support rod structure

图 2 所示为点阵支杆结构简图,其中网格线区域为点阵结构设计区域,剖面线区域为支杆的外圆柱壳和内圆柱壳, L 代表支杆的长度,点阵填充区域内径 $d_1=20$ mm,点阵填充区域外径 $d_2=40$ mm,内壳厚度 $H_1=2$ mm,外壳厚度 $H_2=2$ mm.

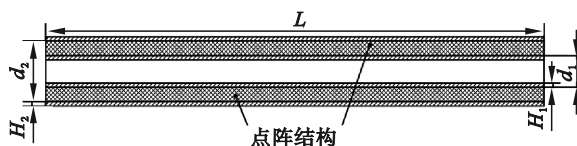


图 2 点阵支杆结构简图

Fig. 2 Schematic diagram of the Lattice support rod structure

选择将体心立方点阵单胞构型与圆柱壳相结合,设计了圆柱型体心立方点阵单胞.图 3 为本文所设计的单胞结构三维图,体心立方点阵结构镶嵌于内外圆柱壳中间构成圆柱型体心立方单胞结构,单胞通过在圆周方向和轴线方向周期性排列可形成体心立方点阵支杆结构.图 3 中 θ 为单胞对应的圆心角; r_1 和 r_2 分别为点阵结构设计区域对应的内径和外径; H 为支杆轴向长度; l_b 为杆件长度.

由于点阵结构比强度和比刚度,但仍存在一定程度的刚度损失,振动幅值更大,所以可在点阵结构孔隙处填充黏弹性阻尼材料来增强点阵结构的损耗因子,使得结构在有足够承载能力的基础上拥有良好的阻尼性能.填充了阻尼材料的点阵支杆在悬臂条件下可以简化为一个含有质量、阻尼和弹簧的集中质量系统,如图 4 所示.

当端部质量受到简谐激振力作用时,系统的振动微分方程可写为

$$m\ddot{u} + c\dot{u} + ku = A \sin \omega t. \quad (11)$$

式中: m 为支撑系统的等效集中质量; k 为支撑系统的等效刚度; c 为支撑系统的等效阻尼; u 为悬

臂支杆系统的振动位移响应; A 为简谐激振力幅值, N ; ω 为简谐激振力圆频率, $\text{rad}\cdot\text{s}^{-1}$; t 为时间, s .

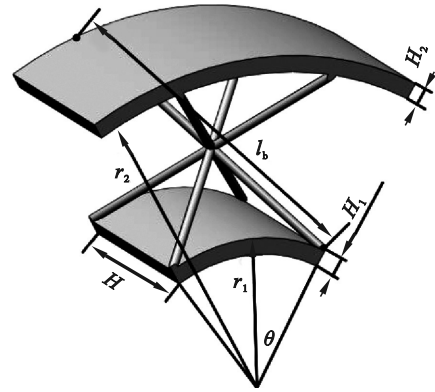


图 3 体心立方夹芯单胞结构

Fig. 3 Body-centered cubic sandwich cell structure

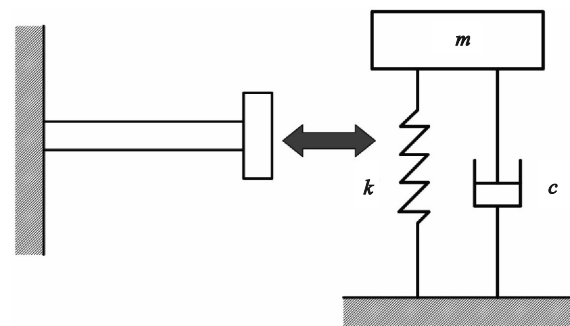


图 4 支撑系统简化模型

Fig. 4 Simplified model of the support system

对于简谐激振力引起的单自由度系统的强迫振动微分方程的解可写为

$$u(t) = u_1(t) + u_2(t). \quad (12)$$

式中: $u_1(t)$ 为瞬态振动,在弱阻尼情况下为衰减振动,只有在振动开始后的一段时间存在; $u_2(t)$ 为稳态振动,是在简谐激振力下产生的一种持续的等幅振动, $u_2(t)$ 表达式为

$$u_2(t) = \frac{A}{k \sqrt{\left(1 - \left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)^2\right)^2 + \left(2\zeta\left(\frac{\omega}{\omega_n}\right)\right)^2}} \sin \omega t. \quad (13)$$

式中: $\omega_n = \sqrt{k/m}$ 为固有频率; $\zeta = c/(2\sqrt{km})$ 为阻尼比.

当简谐激振力频率等于悬臂支杆系统一阶固有频率时,由式(13)可得

$$u_2(t) = \frac{A}{2k\zeta} \sin \omega t. \quad (14)$$

由于在共振频率下支撑系统的模态损耗因子是模态阻尼比的 2 倍,即 $\eta = 2\zeta$,则式(14)进一步可写为

$$u_2(t) = \frac{A}{k\eta} \sin \omega t. \quad (15)$$

从式(15)可以看出,悬臂边界条件下细长支杆的刚度和结构损耗因子乘积越大,共振频率处的响应幅值就越小.

经过计算,填充氯丁橡胶的点阵支杆拥有较大的结构损耗因子和动刚度,减振耗能性能最好,其动态力学性能曲线见图5,因此选择氯丁橡胶作为填充阻尼材料.而点阵结构复杂,采用传统的减材制造无法制备阻尼填充点阵支杆,所以选择选区激光熔融技术(selective laser melting, SLM)制备点阵支杆,金属粉末采用弹性模量较大的18Ni300模具钢.

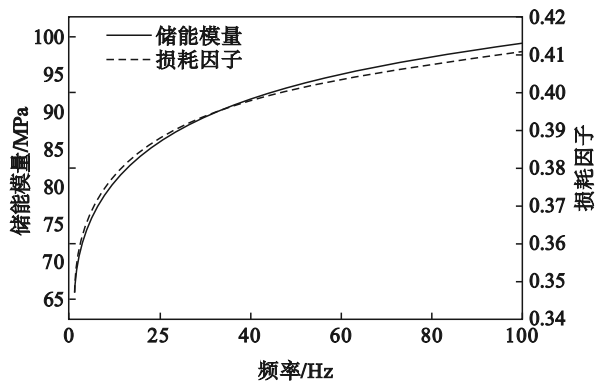


图5 氯丁橡胶动态力学性能

Fig. 5 Dynamic mechanical properties of neoprene

图6为周向单胞数为6的阻尼填充点阵支杆三维模型.图6左下角为阻尼填充点阵单胞,单胞在圆周方向周期性排列,形成右上角的圆柱形单胞,圆柱形单胞在轴向周期性排列形成阻尼填充点阵支杆.

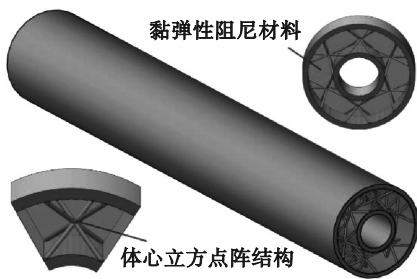


图6 周向单胞数为6的阻尼填充体心立方点阵支杆模型

Fig. 6 Damping filled body-centered cubic lattice support rod model with circumferential cell number of 6

2 阻尼填充点阵支杆结构优化设计

本文所设计的阻尼填充点阵支杆主要用于

悬臂边界条件下对其他模型进行支撑.当阻尼填充点阵支杆的刚度和阻尼性能较差时,结构在随机激励下的共振幅值较大,严重影响飞行器地面测试数据的准确性,因此需要对其结构参数进行优化设计,使得阻尼填充点阵支杆的综合减振性能处在较优的状态.

2.1 实验设计与有限元仿真

响应面模型的拟合精度可通过复相关系数的值来描述,复相关系数的值在0~1的范围内,一般而言,复相关系数的值越接近1,表示该响应面近似模型的拟合精度越高.当响应面模型的设计变量和基函数的个数较多时,复相关系数的值往往会向1靠拢,此时复相关系数接近1并不能说明响应面模型的拟合精度高,此时可用修正的负相关系数来评估响应面模型的精度.

根据机械动力学理论可知,对于有阻尼单自由度系统而言,在共振频率处,结构的动刚度越大,结构的响应幅值就越小.

在本结构中,影响动刚度的因素有圆柱内壳厚度 H_1 、圆柱外壳厚度 H_2 、点阵结构杆件直径 D 和轴向单胞数 N .由于轴向单胞数 N 的变化对动刚度的影响较小,因此本文以第一共振频率处的动刚度峰值 K_d 为优化目标函数,将 H_1 、 H_2 和 D 设为优化参数,各结构参数的取值范围如表1所示.

表1 响应面实验结构参数取值范围

Table 1 Range of the response surface test parameters

因素	水平		
	-1	0	1
H_1	0.5	2	3.5
H_2	0.5	2	3.5
D	0.5	1.25	2

本文首先通过中心组合实验方法设计了响应面实验,实验次数为17次,实验采用有限元法进行.首先利用三维绘图软件SolidWorks对各实验对应的阻尼填充点阵支杆建立三维模型,然后通过有限元分析软件Ansys Workbench进行谐响应分析,通过谐响应分析结果计算结构的第一阶固有频率处的动刚度峰值,然后采用最小二乘法拟合得到第1阶固有频率处的动刚度峰值 K_d 的响应面近似模型为

$$K_d = 1.17783 - 0.031969H_1 + 0.245861H_2 - 0.012507D + 0.016074H_1H_2 + 0.011666H_1D - 0.0383H_2D + 0.004622H_1^2 - 0.043323H_2^2 + 0.140327D^2.$$

由方差分析可知,第一阶固有频率处的动刚度峰值响应面模型 F 值为 134.02, 在显著水平 $\alpha=0.01$ 时有 $F_{0.01}(9, 7)=6.72$, 显然 $F > F_{0.01}(9, 7)$, 表明所建立的动刚度峰值响应面模型是显著的; 由图 7 可以看出动刚度峰值的实际值和通过响应面近似模型得到的近似值基本位于斜率为 1 的直线上; 响应面模型的决定系数和修正决定系数分别为 0.994 2 和 0.986 8; 综合上述分析, 本文所建立的动刚度峰值响应面近似模型精度较高, 可以用于后续优化设计.

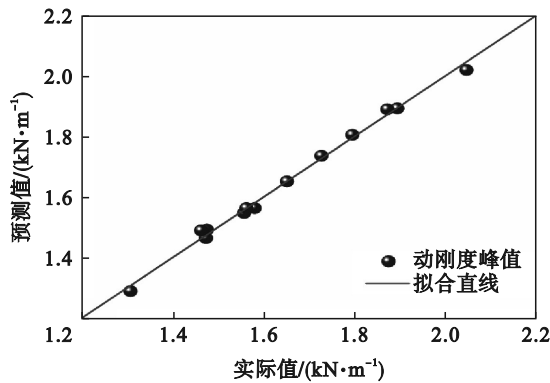


图 7 预测值与实际值对比

Fig. 7 Predicted values compared with the actual values

图 8 所示为 K_d 关于结构参数 H_1, H_2 的响应曲面图, 此时点阵结构杆件直径 $D=1.25$ mm. 由响应曲面图可知, 当外圆柱壳厚度保持不变时, 随着内圆柱壳厚度的增加, 动刚度峰值呈增加趋势, 这是因为虽然内圆柱壳厚度的增加降低了结构损耗因子, 但同时结构抗弯刚度也在增加, 由于抗弯刚度和结构损耗因子的乘积增大了, 因此内圆柱壳厚度的增加使动刚度增加; 当内圆柱壳厚度保持恒定时, 随着外圆柱壳厚度的增加, 动刚度先增大, 后减小, 这是因为随着外圆柱壳厚度的增加, 抗弯刚度持续增大, 结构损耗因子持续减小, 存在一个临界值, 使得二者的乘积达到最大值.

图 9 所示为 K_d 关于结构参数 H_1, D 的响应曲面图, 此时外圆柱壳厚度 $H_2=1.25$ mm. 由图 9 可知, 在杆件直径保持恒定的情况下, 随着内圆柱壳厚度的增加, 动刚度缓慢增加; 当内圆柱壳厚度不变时, 动刚度随着杆件直径的增大而明显增大, 这是由于杆件直径的增加不仅导致等效弯曲刚度增加, 同时结构损耗因子也得到提升, 最终导致刚度和损耗因子的乘积大幅提升, 结构的动刚度大大增加.

图 10 所示为 K_d 关于结构参数 H_2, D 的响应曲面图, 此时内圆柱壳厚度 $H_1=1.25$ mm. 从图 10 中

可以发现, 杆件直径的增加会导致动刚度峰值明显增大; 随着外壳厚度的增加, 动刚度峰值先增大后减小, 这与之前的分析结果保持一致性.

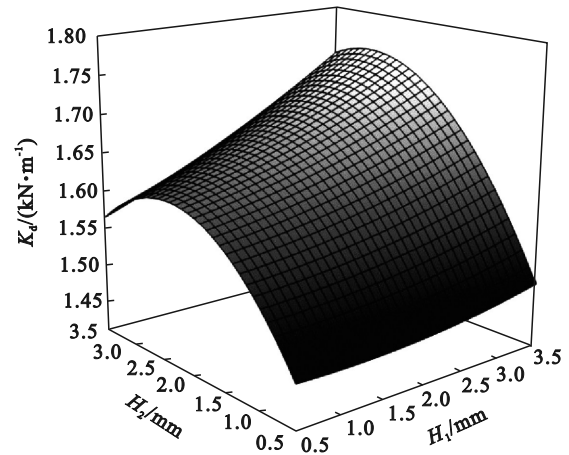


图 8 K_d 关于参数 H_1, H_2 响应曲面图 ($D=1.25$ mm)

Fig. 8 Response surface diagram of K_d on parameters H_1 and H_2 ($D=1.25$ mm)

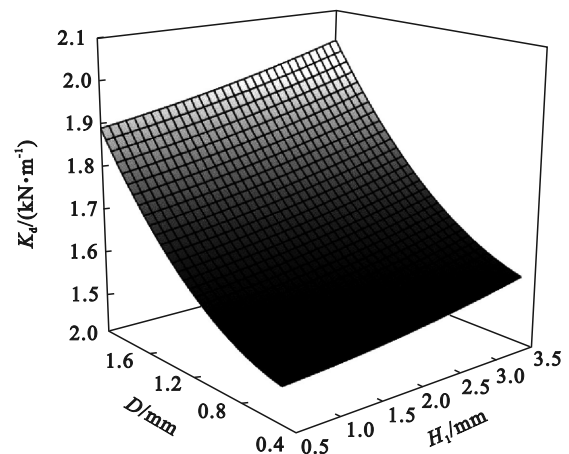


图 9 K_d 关于参数 H_1, D 响应曲面图 ($H_2=1.25$ mm)

Fig. 9 Response surface diagram of K_d on parameters H_1 and D ($H_2=1.25$ mm)

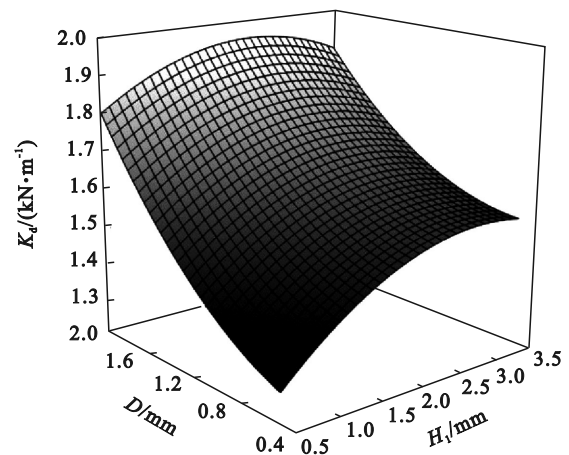


图 10 K_d 关于参数 H_2, D 响应曲面图 ($H_1=1.25$ mm)

Fig. 10 Response surface diagram of K_d on parameters H_2 and D ($H_1=1.25$ mm)

2.2 遗传算法优化

在建立第一阶固有频率处的动刚度峰值 K_d 关于内圆柱壳厚度 H_1 、外圆柱壳厚度 H_2 以及杆件直径 D 的响应面模型的基础上,本节以 K_d 为优化目标,以内圆柱壳厚度 H_1 、外圆柱壳厚度 H_2 以及杆件直径 D 为优化变量,采用 MATLAB 遗传算法工具箱寻求 K_d 的近似全局最优解,其数学模型可写为

$$\begin{cases} \min : f(H_1, H_2, D) = -K_d, \\ \text{s.t.} \\ 0.5 \leq H_1 \leq 3.5, \\ 0.5 \leq H_2 \leq 3.5, \\ 0.5 \leq D \leq 2.0. \end{cases} \quad (16)$$

设置初始种群数为 100,交叉概率为 0.8,变异概率为 0.01,目标函数迭代过程见图 11.

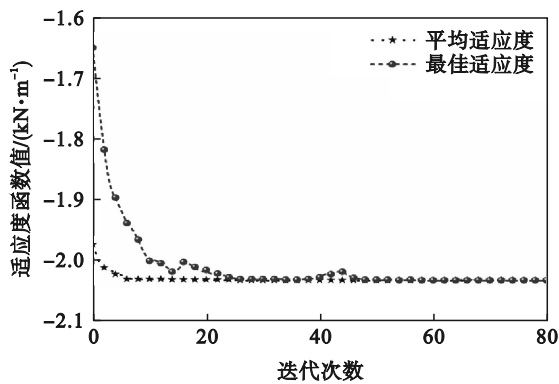


图 11 遗传算法优化迭代过程

Fig. 11 Iterative process of genetic algorithm optimization

从图 11 看出,目标函数经过 79 次迭代后收敛到恒定值 -2.0337 kN/m ,即第一阶固有频率处的动刚度峰值为 2.0337 kN/m ,此时对应的结构参数:内圆柱壳厚度 H_1 为 3.5 mm ,外圆柱壳厚度 H_2 为 2.61 mm ,点阵结构杆直径 D 为 2.00 mm .因本文设计的结构采用选区激光熔融技术制造,克服了复杂结构和制造精度等问题,因此结构参数不做圆整处理.

2.3 优化结果分析

图 12 为优化前后阻尼填充点阵支杆的截面,实心支杆质量为 3.08 kg ,优化后阻尼填充点阵支杆质量为 1.82 kg ,相对于实心支杆,优化后阻尼填充点阵支杆质量减小了 1.26 kg ,减幅达 40.91% .

2.3.1 模态分析

为了验证优化后结构的动力学性能,本小节对实心支杆和阻尼填充点阵支杆优化后两种结构进行模态分析.表 2 为实心支杆和阻尼填充点阵支杆优化后的固有频率和结构损耗因子的对

比,从表 2 中可以看出,优化后支杆结构的固有频率小于实心支杆,这是因为点阵支杆存在刚度损失造成的;优化后阻尼填充点阵支杆各阶模态损耗因子相对实心支杆有了大幅提升,是优化前 3 倍以上.

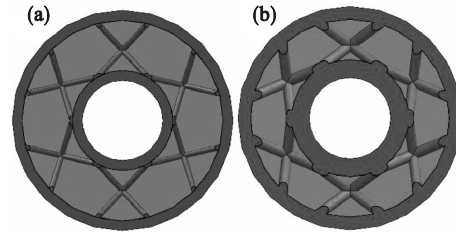


图 12 优化前后支杆截面

Fig. 12 Optimized front and rear rod sections
(a)—优化前; (b)—优化后.

表 2 实心支杆和优化后阻尼填充点阵支杆模态参数对比
Table 2 Comparison of modal parameters between the solid support and the optimized damping filled lattice support rod

阶次	固有频率/Hz		损耗因子/%	
	实心	优化后	实心	优化后
一	368.25	326.61	0.03	0.1039
二	368.25	326.72	0.03	0.1039
三	2117.1	1839.9	0.03	0.1346
四	2117.1	1840.5	0.03	0.1346
五	2653.9	2364.8	0.03	0.0899
六	4277	3642.4	0.03	0.3385

2.3.2 减振性能分析

为了比较实心支杆和优化后阻尼填充点阵支杆的减振性能,分别对 2 种支杆进行谐响应分析.如图 13 所示,边界条件为一端固定、一端自由,在自由端外圆柱壳 K_1 点施加 x 方向幅值为 1 N 的正弦激振力,设置激振频率区间为 $0 \sim 500 \text{ Hz}$,由于谐响应分析只适用于线性系统,无法考虑黏弹性阻尼材料的频率依赖性;由于阻尼只在共振频率处对响应幅值起主导作用,因此本文将扫频范围内的氯丁橡胶的储能模量和损耗模量设为共振频率对应的定值,通过后处理模块分别提取的 2 种支杆 K_3 点 x 方向的位移幅频响应曲线仅在共振频率处是准确的,而在其他频率处由于阻尼对响应幅值影响很小,因此其响应幅值也比较准确.

如图 14 所示为 x 方向包含第一阶弯曲振动模态频率的实心支杆和阻尼填充点阵支杆的位移频响曲线,其中实心支杆幅值为 $7.92 \times 10^{-4} \text{ m}$,优化后阻尼填充点阵支杆幅值为 $4.67 \times 10^{-4} \text{ m}$,优

化后阻尼填充点阵支杆的一阶共振幅值相比实心支杆降低了 41.04%.

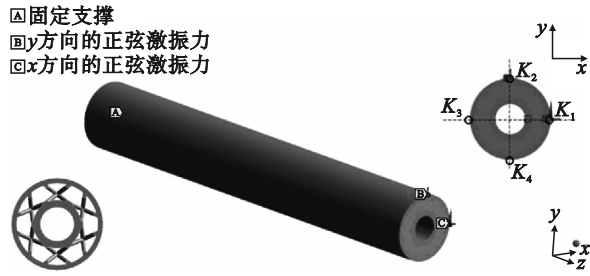


图 13 谐响应分析边界条件

Fig. 13 Harmonic response analysis boundary conditions

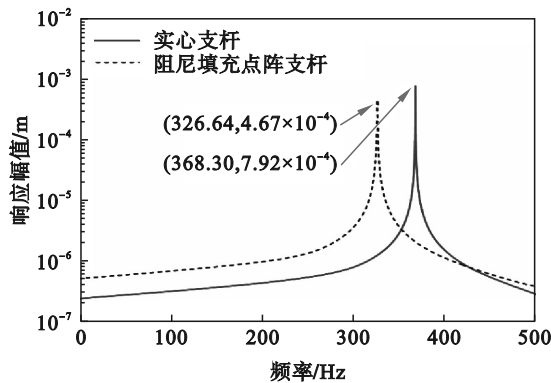


图 14 实心支杆和阻尼填充点阵支杆幅频响应曲线
Fig. 14 Amplitude-frequency response curves of the solid support and damping filled lattice support rod

图 15 为实心支杆和阻尼填充点阵支杆在幅值为 1 N 的第一阶共振频率激励下的时域稳态响应,实心支杆的稳态振动幅值为 0.808 9 mm;阻尼填充点阵支杆的稳态振动幅值为 0.484 5 mm,相对于实心支杆降低 40.10%,与频域稳态分析结果基本一致.

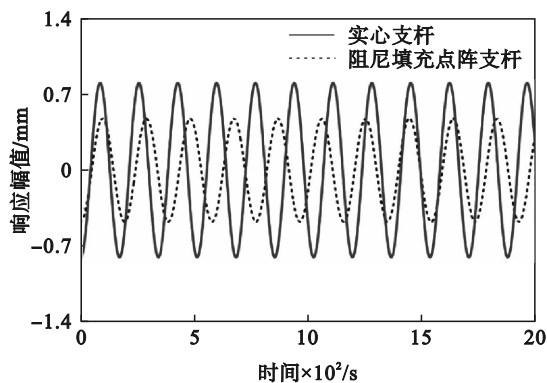


图 15 第一阶共振频率激励下时域稳态响应
Fig. 15 Time-domain steady-state response under first-order resonant frequency excitation

图 16 为实心支杆和阻尼填充点阵支杆在幅值为 1 N 的非共振频率 100 Hz 激励下的时域稳态

响应,实心支杆的稳态振动幅值为 5.71×10^{-4} mm;阻尼填充点阵支杆的稳态振动幅值为 2.72×10^{-4} mm,相对于实心支杆降低 52.36%.

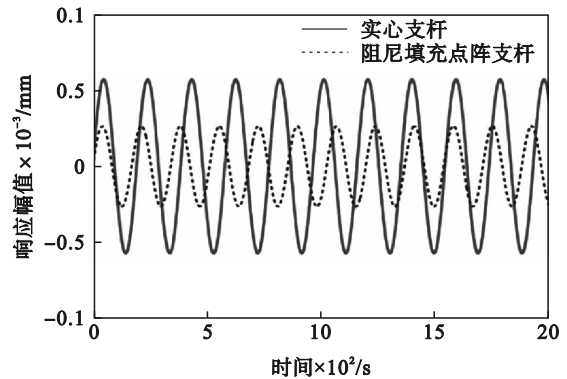


图 16 非共振频率 100 Hz 激励下的稳态响应
Fig. 16 Steady state response under excitation with non-resonant frequency of 100 Hz

为了进一步验证阻尼填充点阵支杆的减振性能,本节通过有限元软件 Ansys Workbench 对两种支杆分别进行了瞬态动力学分析.

为了模拟单位脉冲激励,本文载荷步设置为 3,即 0~0.001 s 施加 x 方向载荷为 1 N,0.001~0.002 s 撤去载荷作用,0.002~0.01 s 自由衰减,提取自由端两种支杆的位移,绘制自由衰减曲线如图 17 所示.

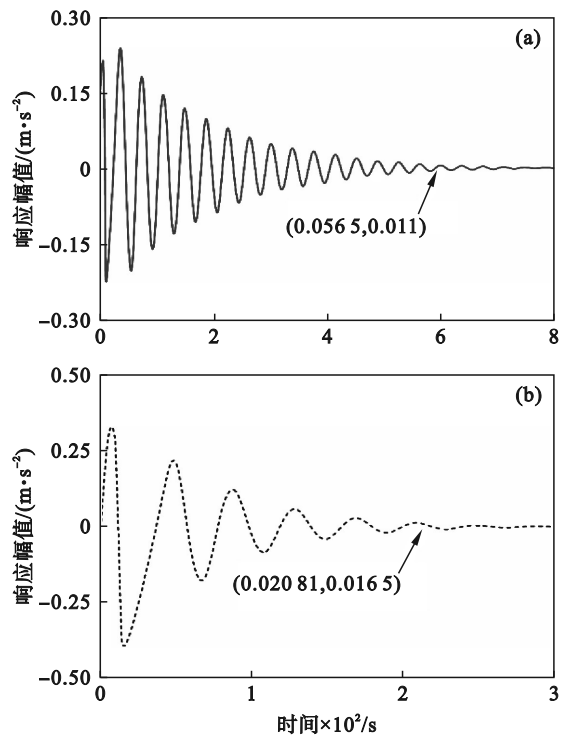


图 17 实心支杆和阻尼填充点阵支杆时域衰减曲线
Fig. 17 Time domain attenuation curves of the solid and damping filled lattice support rod
(a)—实心支杆衰减曲线;
(b)—阻尼填充点阵支杆衰减曲线.

实心支杆在受到单位脉冲激励后产生 $0.23 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 的初始加速度, 经过 56.45 ms 衰减至初始值的 5% 以下; 阻尼填充点阵支杆在受到单位脉冲激励后产生 $0.33 \text{ m}\cdot\text{s}^{-2}$ 的初始加速度, 经过 20.81 ms 衰减至初始值的 5% 以下; 由以上数据可知, 在相同的单位脉冲载荷激励下, 阻尼填充点阵支杆能量衰减速率是实心支杆的 2.7 倍, 阻尼填充点阵支杆在能量耗散方面具有更大的优势.

综合频域响应和时域响应分析可知, 阻尼填充点阵支杆相对于实心支杆一阶共振幅值更低, 在相同幅值的脉冲激励下能量耗散更快, 因此, 本文所设计的阻尼填充点阵支杆具有良好的减振性能.

3 实验结果

3.1 实验设备

阻尼填充点阵支杆制造采用铺粉式打印, 图 18a 和图 18b 所示为未填充黏弹性阻尼材料的点阵支杆, 为了降低打印难度, 提高加工成功率, 打印时对点阵结构交叉节点处进行了增强处理, 可以清楚的看到点阵支杆内部具有很高的孔隙率. 由于本文设计的点阵支杆内部结构复杂, 因此选择灌注型阻尼材料进行填充. 采用氯丁橡胶作为点阵支杆填充阻尼, 将氯丁橡胶灌注到点阵孔隙中, 然后在室温时放置一定时间固化后得到阻尼填充点阵支杆, 如图 18c 为填充了氯丁橡胶的点阵支杆.

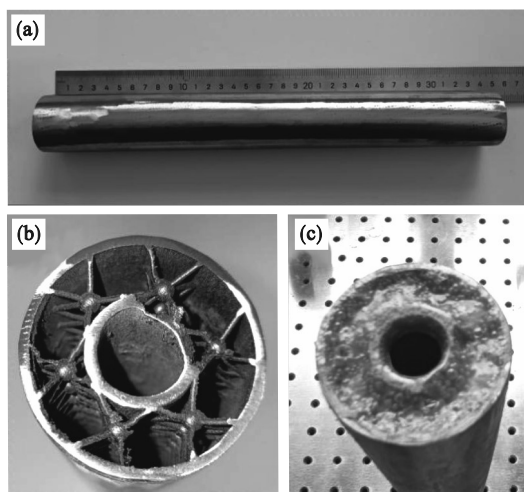


图 18 未填充氯丁橡胶的节点增强型点阵支杆
Fig. 18 Unfilled neoprene rubber reinforced dot-matrix rod

(a)一点阵支杆的长度; (b)一点阵支杆的横截面;
(c)一填充氯丁橡胶的点阵支杆.

3.2 模态测试

采用锤击法测量实心支杆系统和阻尼填充点阵支杆系统的一阶固有频率和模态阻尼比, 考虑到一阶固有频率在 400 Hz 以内, 根据采样定理, 设置采样频率为 1280 Hz , 分辨率设置为 0.25 , 平均锤击次数为 3 , 采用橡胶头进行锤击实验.

图 19 和图 20 分别为实心支杆和阻尼填充点阵支杆系统的相干性函数和频响函数, 两种支杆的相干性函数在 $100\sim 300 \text{ Hz}$ 的相干性在 0.99 以上, 测试数据真实可靠. 通过 LMS·SCADAS 数据采集系统对测试数据进行后处理可得到支杆的第一阶模态参数, 见表 3. 实心支杆固有频率实验值为 357.40 Hz , 仿真值为 368.25 Hz , 误差为 3.04% ; 阻尼填充点阵支杆固有频率实验值为 307.98 Hz , 仿真值为 326.62 Hz , 误差为 6.05% .

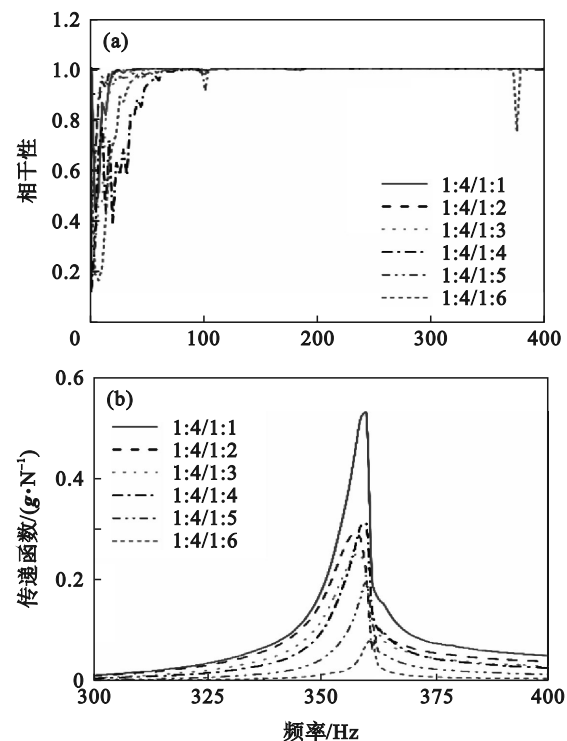


图 19 实心支杆模态测试

Fig. 19 Modal testing of the solid support
(a)一相干性函数; (b)一频响函数.

经过分析, 导致实验值和仿真值存在误差的原因如下:

1) 由于阻尼填充点阵支杆采用选区激光熔融技术制造, 孔隙的存在导致材料实际密度相比传统材料小, 因此阻尼填充点阵支杆的一阶固有频率实验值小于仿真值.

2) 由于采用选区激光熔融技术制造点阵支杆时, 结构内部会形成一定数量的孔隙; 当结构

受到外界正弦交变应力时,材料内部的应力与应变分布不均匀,导致内部孔隙发生变形.从微观角度来看,点阵支杆中的每一个点都会产生一个微小的位移,在切向应力作用下,即使循环剪应力很小,也会在孔隙周围产生相当大的多轴应力,导致原子、分子的黏性流动重新排列;而原子和分子的运动可以将黏性流转化为热能耗散掉,因此,材料孔隙周围的应力集中会使材料阻尼性能得到增强.

3) 支杆固定夹具结合面和螺栓连接部分存在摩擦等附加阻尼.

4) 阻尼填充时材料内部存在气泡,这使得阻尼材料的频率依赖性无法与仿真参数保持一致.

综合上述分析,阻尼填充点阵支杆一阶模态阻尼比的实验值大于仿真值,导致一阶固有频率实验值小于仿真值.

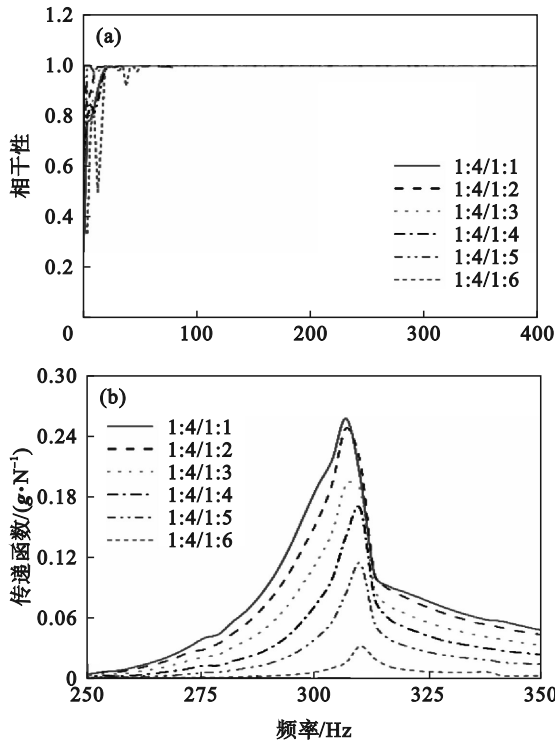


图 20 阻尼填充点阵支杆模态测试相干性
Fig. 20 Modal testing coherence of the damping filled lattice support rod
(a)—相干性函数; (b)—频响函数.

表 3 第一阶模态实验结果
Table 3 Results of the first-order modal test

支杆类型	固有频率/Hz	阻尼比
实心支杆	357.40	0.0187
阻尼填充点阵支杆	307.98	0.0326

3.3 振动响应测试

为了验证阻尼填充点阵支杆的减振性能,本

文对实心支杆和阻尼填充点阵支杆进行了扫频测试.图 21 为扫频测试实验,激振器固定于升降台上;激振杆一端连接激振器,一端连接力传感器;激振器输出简谐激振力通过力传感器作用在支杆的自由端;加速度传感器被粘贴在距离激振点 50 mm 的支杆外圆柱面的对面母线上,测量支杆在简谐激励时的加速度响应信号.

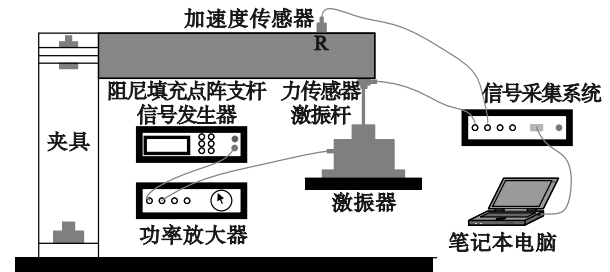


图 21 阻尼填充点阵支杆扫频实验
Fig. 21 Sweep test of the damping filled lattice support rod

图 22 为 0~500 Hz 频率范围内支杆的加速度频率响应曲线.在相同的正弦激励作用下,实心支杆一阶加速度频率响应实验幅值为 3.27 g,阻尼填充点阵支杆一阶加速度频率响应实验幅值为 1.58 g,阻尼填充点阵支杆一阶加速度频率响应仿真幅值为 1.78 g,阻尼填充点阵支杆的一阶加速度频率响应实验幅值相比实心支杆减小 51.46%,可见阻尼填充点阵支杆减振性能相比实心支杆大幅提升.

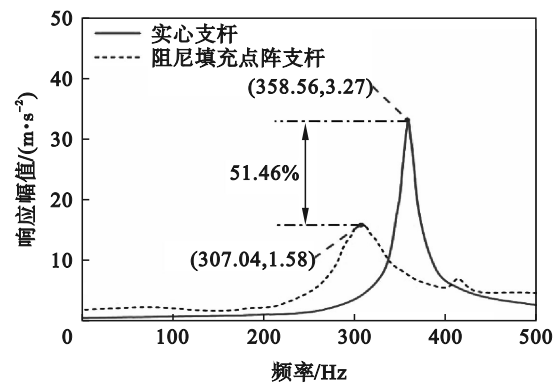


图 22 点阵支杆在 0~500 Hz 频率范围内的扫频结果
Fig. 22 Frequency sweep results of the solid support in the frequency range of 0~500 Hz

4 结 论

1) 提出了新型细长支杆振动抑制方法,即结合点阵结构和黏弹性阻尼材料的优点,设计了兼具承载能力和阻尼性能的新型阻尼填充点阵支

杆,并对其进行了参数化建模。

2) 对阻尼填充点阵进行了响应面实验设计,并采用有限元法进行了实验;通过最小二乘法建立了一阶共振频率处的动刚度响应面近似模型,分析了结构参数对动刚度的影响趋势;利用遗传算法求解了动刚度峰值对应的结构参数,并对优化后的结构进行了模态分析和谐响应分析,经对比发现,优化后的阻尼填充点阵支杆一阶模态损耗因子是实心支杆的 3.46 倍, x 方向的位移响应幅值相比于实心支杆,降低了 41.04%,表明阻尼填充点阵支杆具有良好的减振性能。

3) 对阻尼填充点阵支杆进行了模态实验和扫频实验,实验结果发现阻尼填充点阵支杆的一阶模态阻尼比约为实心杆 2 倍;通过扫频实验发现阻尼填充点阵支杆的加速度响应幅值相比实心支杆降低了 51.46%。

参考文献:

- [1] Hua J, Zheng S, Zhong M, et al. Recent development of a CFD-wind tunnel correlation study based on CAE-AVM investigation [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2018, 31(3):419-428.
- [2] 周成刚,李东旭.卫星大挠性桁架结构振动抑制试验研究[J].*航天控制*,2009,27(2):45-49.
(Zhou Cheng-gang, Li Dong-xu. Experiment of vibration suppression for large flexible space truss structures of satellite[J].*Aerospace Control*,2009,27(2):45-49.)
- [3] 刘立佳,刘献礼,许成阳,等.减振镗杆振动控制研究综述[J].*哈尔滨理工大学学报*,2014,19(2):12-18.
(Liu Li-jia, Liu Xian-li, Xu Cheng-yang, et al. Review of damping boring bar vibration control[J].*Journal of Harbin University of Science and Technology*,2014,19(2):12-18.)
- [4] 何定健,李建勋,王勇.深孔加工关键技术及发展[J].*航空制造技术*,2008(21):90-93,97.
(He Ding-jian, Li Jian-xun, Wang Yong. Key technology and development of deep hole machining [J]. *Aeronautical Manufacturing Technology*,2008(21):90-93,97.)
- [5] Gao P X, Zhai J Y, Qu F Z, et al. Vibration and damping analysis of aerospace pipeline conveying fluid with constrained layer damping treatment [J]. *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part G: Journal of Aerospace Engineering*, 2018, 232(8):1529-1541.
- [6] 盖同锡.深孔加工中振动的产生原因和消除方法[J].*科技创新导报*,2014(11):48-49.
(Gai Tong-xi. Reasons and suppression methods of vibration machining procedures of deep hole [J]. *Science and Technology Innovation Herald*,2014(11):48-49.)
- [7] Liu W, Zhou M D, Wen Z Q, et al. An active damping vibration control system for wind tunnel models [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2019, 32(9):2109-2120.
- [8] Kou X P, Dai Y K, Yang Z C, et al. Experimental research on a multi-modal active damping system for transonic wind-tunnel tests [J]. *Journal of Vibration Engineering & Technologies*, 2021, 9(7):1591-1601.
- [9] Hsu S, Mor M, Stirling B, et al. Reduction of dynamic response of a wind tunnel sting mount using co-cured composite and viscoelastic materials [C]//AIAA Aerospace Sciences Meeting Including the New Horizons Forum & Aerospace Exposition, Orlando, 2010, 15375-15382.
- [10] Pan J H, Liu Z Q, Kou X P, et al. Constrained layer damping treatment of a model support sting [J]. *Chinese Journal of Aeronautics*, 2021, 34(8):58-64.
- [11] Maconachie T, Leary M, Lozanovski B, et al. SLM lattice structures: properties, performance, applications and challenges [J]. *Materials & Design*, 2019(83):108137.
- [12] Salari-Sharif L, Schaedler T A, Valdevit L. Energy dissipation mechanisms in hollow metallic microlattices [J]. *Journal of Materials Research*, 2014, 29(16):1755-1770.
- [13] Mazur M, Leary M, Sun S J, et al. Deformation and failure behaviour of Ti-6Al-4V lattice structures manufactured by selective laser melting (SLM) [J]. *International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2016, 84(5/6/7/8):1391-1411.
- [14] Scalzo F, Totis G, Vaglio E, et al. Experimental study on the high-damping properties of metallic lattice structures obtained from SLM [J]. *Precision Engineering-Journal of the International Societies for Precision Engineering and Nanotechnology*, 2021, 71:63-77.
- [15] 霍明政,陈婕,杨琴,等.杆径对激光选区熔化 NiTi 合金点阵结构动态减振特性的影响 [J]. *中国激光*, 2022, 49(14):259-268.
(Huo Ming-zheng, Chen Jie, Yang Qin, et al. Influence of rod diameter on dynamic vibration damping characteristics of NiTi alloy lattice structures fabricated by selective laser melting [J]. *China Journal Lasers*, 2022, 46(14):259-268.)
- [16] Rosa F, Manzoni S, Casati R. Damping behavior of 316L lattice structures produced by selective laser melting [J]. *Materials & Design*, 2018, 160:1010-1018.
- [17] Huang Z C, Qin Z Y, Chui F L. A compression shear mixed finite element model for vibration and damping analysis of viscoelastic sandwich structures [J]. *Journal of Sandwich Structures & Materials*, 2019, 21(6):1775-1798.
- [18] Kliem M, Hogsberg J, Vanwalleghem J, et al. Damping analysis of cylindrical composite structures with enhanced viscoelastic properties [J]. *Applied Composite Materials*, 2019, 26(1):85-113.
- [19] Sun W, Wang Z, Yan X F, et al. Inverse identification of the frequency-dependent mechanical parameters of viscoelastic materials based on the measured FRFs [J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 98:816-833.
- [20] Huang Z C, Wang X G, Wu N X, et al. A finite element model for the vibration analysis of sandwich beam with frequency-dependent viscoelastic material core [J]. *Materials*, 2019, 12(20):3390.
- [21] Zhang J, Yao D, Shen M L, et al. Temperature-and frequency-dependent vibroacoustic response of aluminium extrusions damped with viscoelastic materials [J]. *Composite Structures*, 2021, 272:114148.