

采用 Kagome 夹心板的航天器 仪器安装板振动控制

郭空明, 江俊

(西安交通大学机械结构强度与振动国家重点实验室, 710049, 西安)

摘要: 为了实现航天器仪器安装板的振动控制,建立了采用 Kagome 夹心板制作的仪器安装板的有限元模型,并选用一种圆柱形黏弹性阻尼器,通过 Biot 模型建立了该阻尼器的有限元模型;计算了各阶模态中 Kagome 平面桁架的模态应变能在结构总模态应变能中所占的比例,将其作为模态可控度,再结合给定载荷情况下的模态位移来确定需要控制的模态,由此提出了一种利用模态应变能比来控制多模态振动的阻尼器布置方案.特征值分析及时域响应数值模拟表明,该阻尼器布置方案只需使用很少数量的阻尼器,便可以显著增加较宽频带内所有模态的阻尼比,而且对于其他模态的振动也有一定的抑制作用.

关键词: 航天器仪器安装板;Kagome 夹心板;振动控制;Biot 模型;模态应变能

中图分类号: O324 **文献标志码:** A **文章编号:** 0253-987X(2012)07-0128-07

Vibration Control of Spacecraft Instrument Board by Kagome Sandwich Plate with Viscoelastic Dampers

GUO Kongming, JIANG Jun

(State Key Laboratory of Strength and Vibration, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

Abstract: To realize vibration control of instrument board in spacecraft apparatus cabin, a finite element model of instrument board with Kagome sandwich plate is constructed, a kind of cylindrical viscoelastic damper is chosen and the corresponding model is established following the Biot model. In every modal the ratio of modal strain energy in Kagome truss to the whole one in structure is calculated as the degree of modal controllability, which is combined with modal displacement in given loads to determine the modals ought to be controlled. And a damper placement scheme of multi-modal control is proposed according to the fraction of modal strain energy. Eigenvalue analysis and numerical simulation in time domain response show that a few dampers enable to significantly increase the damping ratios of the controlled modals in a broad bandwidth and the vibration in other modals is also suppressed to a certain extent.

Keywords: spacecraft instrument board; Kagome sandwich plate; vibration control; Biot model; modal strain energy

航天器仪器舱是航天器中的关键结构,舱中装载着各种仪器的仪器安装板的作用相当重要,在设计中必须考虑到安装板的减振问题.在利用约束阻

尼层对仪器舱及安装板进行振动控制方面,目前已进行了一些研究^[1],但是所提出的振动控制方法存在一些弊端:如果在整个安装板板面附加约束层阻

尼,会显著增加结构的厚度及质量,而如果只在板面局部采用约束层,则又会影响安装板板面的平整性。因此,有必要使用新的材料及手段来实现安装板的被动减振。

点阵多孔金属夹心结构作为一种质量小、比强度和比刚度高的新材料,具有巨大的潜在应用价值。Kagome 点阵多孔夹心板(见图 1)^[2]就属于这种材料,它的一个面是实体面板,另一个面则由 Kagome 桁架构成,两个面之间由四面体状的桁架心层相连接。将 Kagome 桁架的一部分替换为作动器,可以实现实体面板的面外变形,相应地,夹心板结构的振动控制可以通过将 Kagome 平面上的部分桁架替换为阻尼器来方便地实现^[3]。因此,可以考虑在仪器安装板中使用 Kagome 夹心板来达到减振的目的。

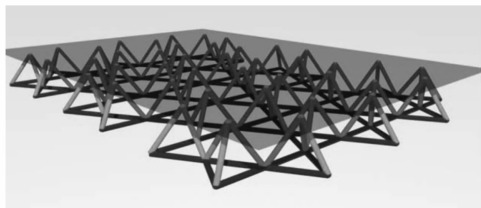


图 1 Kagome 夹心板示意图

黏弹性材料在航天结构中已广泛采用,但是这种材料的动力学特性随频率和温度而变化,因而难以建立合适的有限元模型。传统的模态应变能法^[4]用实模态代替复模态来迭代计算模态阻尼比,但是只能计算特定频率下的振动特性;Hughes 等人^[5]提出的 GHM 模型通过附加耗散自由度,可以模拟黏弹性材料的特性随频率的变化,而且这种方法可以有效地与有限元法相结合。Biot 方法也是一种利用耗散自由度的方法,与 GHM 方法类似,但是耗散自由度不参与质量项,这一特点使得系统的动力学方程可以得到一定的简化^[6]。

由于黏弹性材料刚度较低,不能将其直接应用于结构中,所以要将其制成黏弹性阻尼器。本文中采用了一种圆柱形剪切式黏弹性阻尼器来实现结构的振动被动控制,用这种阻尼器替换一部分 Kagome 桁架,显然,控制的效果将取决于阻尼器的位置。在优化作动器位置之前,先要确定优化的目标,也就是确定需要控制的模态。本文在给定激励的情况下,计算了模态位移,并结合模态可控度确定需要控制的模态,然后再确定阻尼器的位置。阻尼器的优化方法大致可分为 2 类:一类方法采用优化算法(例如模拟退火算法^[7]和遗传算法^[8])进行优化,但由于是以计

算结果作为优化的目标函数,当候选位置较多时,这种方法显得不太实际,而且往往陷入局部最优解;另一类方法采用被替换单元的有效指标作为布置阻尼器的准则,最常用的指标是模态应变能比^[9],这种方法较为直观,因此将在本文中使用。

1 采用 Kagome 夹心板的仪器安装板及阻尼器的有限元建模

1.1 仪器安装板的有限元模型

仪器安装板由 Kagome 夹心板和边框组成,其中边框及 Kagome 夹心板的面板采用铝合金,厚 1.5 mm。夹心板的心层桁架及 Kagome 桁架为不锈钢棒,直径为 2.55 mm,长为 51 mm。

利用有限元软件 PATRAN 建立结构的有限元模型,边框使用 HEX8 和 WEDGE6 单元,面板离散为 CQUAD4 和 TRI3 单元,桁架采用梁单元 CBAR2,安装板四边固支。模型共有 1 789 个结点,其中面板为梯形,上底宽 0.765 m,下底宽 1.173 m,高 0.35 m。桁架总数为 437 根,其中 Kagome 平面桁架 209 根。安装板总体厚 0.042 m。图 2 为结构及各部分的有限元模型。

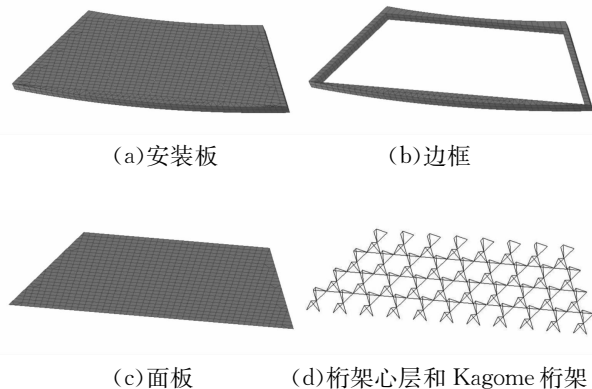


图 2 仪器安装板及各部分的有限元模型

设系统阻尼为比例阻尼,即系统的阻尼矩阵满足

$$\mathbf{C} = \alpha \mathbf{M} + \beta \mathbf{K} \quad (1)$$

式中: $\mathbf{M}$ 、 $\mathbf{K}$ 分别为系统的整体质量、刚度矩阵; $\mathbf{C}$ 为系统的整体阻尼矩阵; α 、 β 为待定系数。根据经验,对于金属结构,假设前 2 阶模态的阻尼比均为 1%。由公式

$$\xi_i = \frac{1}{2} \left(\frac{\alpha}{\omega_i} + \beta \omega_i \right) \quad (2)$$

可以根据前 2 阶模态的圆频率 ω_1 、 ω_2 及假设的前 2 阶模态的阻尼比 ξ_1 、 ξ_2 求出

$$\alpha = \frac{2\omega_1\omega_2(\xi_1\omega_2 - \xi_2\omega_1)}{\omega_2^2 - \omega_1^2} \tag{3}$$

$$\beta = \frac{2(\xi_1\omega_1 - \xi_2\omega_2)}{\omega_1^2 - \omega_2^2} \tag{4}$$

得到 α 、 β 后,便可根据式(2)计算出其他各阶模态的阻尼比.有限元模型的前4阶模态固有频率及阻尼比见表1.

表1 前4阶模态的固有频率及阻尼比

模态阶数	频率/Hz	阻尼比/%
1	416	1.00
2	469	1.00
3	557	1.03
4	650	1.09

前4阶模态的振型如图3所示,可以看出,由于安装板有较大的长宽比,因此振型的不同主要是沿长度方向波数的区别,第1阶模态有半个波,第2阶有1个,第3阶有1个半,第4阶有2个,而前4阶模态沿宽度方向都只有半个波.

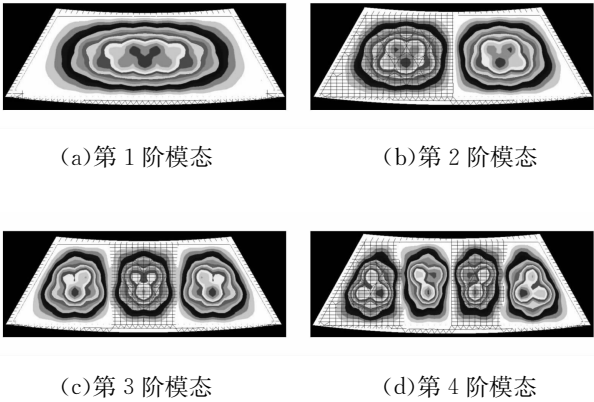


图3 仪器安装板前4阶模态振型图

1.2 黏弹性阻尼器的有限元模型

为建立黏弹性阻尼器的有限元模型,首先需要引入黏弹性材料的 Biot 模型.对于线性黏弹性材料,其积分型本构关系可表示为

$$\sigma(t) = G(t)\epsilon(0) + \int_0^t G(t-\tau) \frac{d\epsilon(\tau)}{d\tau} d\tau \tag{5}$$

式中: $\sigma(t)$ 为应力; $\epsilon(t)$ 为应变; $G(t)$ 为黏弹性材料的松弛函数.对式(5)进行拉氏变换得

$$\sigma(s) = sG(s)\epsilon(s) \tag{6}$$

式中: s 为拉氏变换中的变量; $sG(s)$ 称为黏弹性材料的模量函数.

在 Biot 模型中,模量函数写作一系列微振子项

$$sG(s) = G^\infty \left(1 + \sum_{k=1}^m a_k \frac{s}{s+b_k} \right) \tag{7}$$

式中: G^∞ 表示松弛函数 $G(t)$ 在 $t \rightarrow \infty$ 时的值; a_k 、 b_k 为取正值的常数, $k=1,2,\dots,m$,由黏弹性材料的复模量主曲线通过曲线拟合得到; m 是微振子项的总数. Biot 模型的等效力学模型如图4所示.

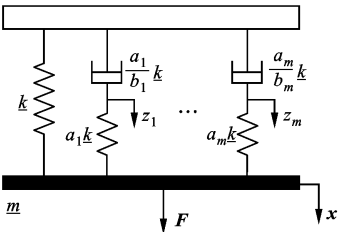


图4 Biot 模型的等效力学模型

黏弹性材料的有限元动力学方程可写作

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{K} \left(G(t)\mathbf{x}(0) + \int_0^t G(t-\tau)\dot{\mathbf{x}}d\tau \right) = \mathbf{f} \tag{8}$$

对式(8)作拉氏变换可得

$$\left[s^2\mathbf{M} + sG(s)\mathbf{K} \right] \mathbf{X}(s) = \mathbf{F}(s) \tag{9}$$

为简单起见,首先只取1个微振子项,则模量函数为

$$sG(s) = G^\infty \left(1 + a \frac{s}{s+b} \right) \tag{10}$$

在拉氏域中引入耗散坐标

$$\hat{\mathbf{Z}}(s) = \frac{b}{s+b} \mathbf{X}(s) \tag{11}$$

对式(11)作拉氏逆变换,可得

$$\dot{\hat{\mathbf{z}}} + b\hat{\mathbf{z}} = b\mathbf{x} \tag{12}$$

综合以上各式,得到

$$\begin{bmatrix} \mathbf{M} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{0} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \ddot{\mathbf{x}} \\ \ddot{\hat{\mathbf{z}}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} \mathbf{0} & \mathbf{0} \\ \mathbf{0} & \mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \dot{\mathbf{x}} \\ \dot{\hat{\mathbf{z}}} \end{Bmatrix} + \begin{bmatrix} G^\infty(1+a)\mathbf{K} & -G^\infty a\mathbf{K} \\ -b\mathbf{I} & b\mathbf{I} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \mathbf{x} \\ \hat{\mathbf{z}} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \mathbf{f} \\ \mathbf{0} \end{Bmatrix} \tag{13}$$

为使各系数矩阵对称,定义

$$\overline{\mathbf{K}} = G^\infty \mathbf{K}; \quad \mathbf{K} = \mathbf{R}\mathbf{R}^T; \quad \overline{\mathbf{A}} = G^\infty \mathbf{A};$$
$$\overline{\mathbf{R}} = G^\infty \mathbf{R}\mathbf{A}; \quad \mathbf{z} = \overline{\mathbf{R}}^T \hat{\mathbf{z}} \tag{14}$$

式中: $\mathbf{A}$ 是由 $\mathbf{K}$ 的特征值组成的对角矩阵; $\mathbf{R}$ 为对应的特征向量矩阵.

将式(14)代入式(13),并将耗散项的系数同时左乘以 $a\mathbf{R}^T/b$,得

$$\tilde{\mathbf{M}}\ddot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{C}}\dot{\mathbf{q}} + \tilde{\mathbf{K}}\mathbf{q} = \tilde{\mathbf{f}} \tag{15}$$

式中

$$\begin{aligned}\widetilde{\boldsymbol{M}} &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{M} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} \end{bmatrix}; \quad \widetilde{\boldsymbol{C}} = \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \frac{a\overline{\boldsymbol{\Lambda}}}{b} \end{bmatrix}; \\ \widetilde{\boldsymbol{K}} &= \begin{bmatrix} \overline{\boldsymbol{K}}(1+a) & -a\overline{\boldsymbol{R}} \\ -a\overline{\boldsymbol{R}}^T & a\overline{\boldsymbol{\Lambda}} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{q} = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{x} \\ \boldsymbol{z} \end{Bmatrix}; \quad \widetilde{\boldsymbol{f}} = \begin{Bmatrix} \boldsymbol{f} \\ \boldsymbol{0} \end{Bmatrix}\end{aligned}\tag{16}$$

如果取 m 个微振子项,则式(16)变为

$$\begin{aligned}\widetilde{\boldsymbol{M}} &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{M} & \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{0} \end{bmatrix}; \\ \widetilde{\boldsymbol{C}} &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \boldsymbol{0} & \frac{a_1\overline{\boldsymbol{\Lambda}}}{b_1} & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \boldsymbol{0} & \boldsymbol{0} & \cdots & \frac{a_m\overline{\boldsymbol{\Lambda}}}{b_m} \end{bmatrix}; \\ \widetilde{\boldsymbol{K}} &= \begin{bmatrix} \boldsymbol{K}(1+\sum_{k=1}^m a_k) & -a_1\overline{\boldsymbol{R}} & \cdots & -a_m\overline{\boldsymbol{R}} \\ -a_1\overline{\boldsymbol{R}}^T & a_1\overline{\boldsymbol{\Lambda}} & \cdots & \boldsymbol{0} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -a_m\overline{\boldsymbol{R}}^T & \boldsymbol{0} & \cdots & a_m\overline{\boldsymbol{\Lambda}} \end{bmatrix}; \\ \boldsymbol{q} &= \{\boldsymbol{x} \quad \boldsymbol{z}_1 \quad \cdots \quad \boldsymbol{z}_m\}^T; \\ \widetilde{\boldsymbol{f}} &= \{\boldsymbol{f} \quad \boldsymbol{0} \quad \cdots \quad \boldsymbol{0}\}^T\end{aligned}\tag{17}$$

式(15)和式(17)就是使用 Biot 模型得出的黏弹性材料有限元动力学模型的一般形式。

考虑采用一种圆柱形黏弹性阻尼器(如图 5 所示)^[3]来实现系统的被动控制.这种阻尼器是一种双夹层剪切式结构,沿轴向受载,夹层黏弹性材料的受剪面为环形.当心杆和外套之间发生相对运动时,黏弹性材料产生剪切变形,同时消耗能量,从而起到减振的作用。

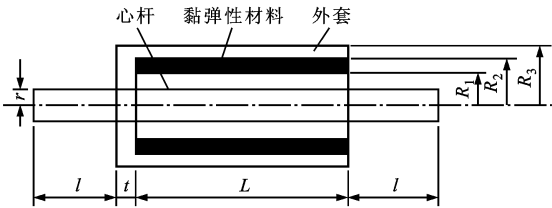


图 5 圆柱形黏弹性阻尼器示意图

阻尼器的尺寸参见文献[3]. 外套和心杆采用

相同的钢材料,在这种设计尺寸下,外套与心杆的质量大致相等. 安装时,为使阻尼器不承受弯曲和扭转,将阻尼器两端用球铰与梁的焊接点铰接在一起. 由于黏弹性材料的刚度远小于外套和心杆,因此可以认为在轴向力的作用下,外套和心杆的相对位移只由黏弹性材料的剪切变形引起. 此时,阻尼器可以看成是一个两自由度的黏弹性系统

$$\boldsymbol{M}\ddot{\boldsymbol{x}} + \boldsymbol{K}\left(G(t)\boldsymbol{x}(0) + \int_0^t G(t-\tau)\dot{\boldsymbol{x}}d\tau\right) = \boldsymbol{f} \tag{18}$$

式中

$$\boldsymbol{M} = \begin{bmatrix} \frac{m_a}{2} \\ \frac{m_a}{2} \end{bmatrix}; \quad \boldsymbol{K} = \frac{\pi(R_1+R_2)L}{R_2-R_1} \begin{bmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{bmatrix} \tag{19}$$

m_a 为外壳和心杆的质量之和; $G(t)$ 为黏弹性材料的松弛函数. 黏弹性材料选用国产 ZN-1 橡胶. 根据 Biot 法,取 2 个微振子项,即 $m=2$, 则阻尼器的质量阵 $\boldsymbol{M}$ 、阻尼阵 $\boldsymbol{C}$ 、刚度阵 $\boldsymbol{K}$ 可分别写作

$$\begin{aligned}\boldsymbol{M} &= \begin{bmatrix} \frac{m_a}{2} \\ \frac{m_a}{2} \\ 0 \\ 0 \end{bmatrix}; \\ \boldsymbol{C} &= G^\infty \frac{\pi(R_1+R_2)L}{R_2-R_1} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \frac{2a_1}{b_1} \\ \frac{2a_2}{b_2} \end{bmatrix}; \\ \boldsymbol{K} &= G^\infty \frac{\pi(R_1+R_2)L}{R_2-R_1} \cdot \begin{bmatrix} 1+a_1+a_2 & -(1+a_1+a_2) & -2^{1/2}a_1 & -2^{1/2}a_2 \\ -(1+a_1+a_2) & 1+a_1+a_2 & 2^{1/2}a_1 & 2^{1/2}a_2 \\ -2^{1/2}a_1 & 2^{1/2}a_1 & 2a_1 & 0 \\ -2^{1/2}a_2 & 2^{1/2}a_2 & 0 & 2a_2 \end{bmatrix}\end{aligned}\tag{20}$$

与式(19)相比较可以看出,式(20)中的矩阵由 2 阶扩充为 4 阶,第 3、4 阶即代表了附加的耗散自由度。

2 结构的振动控制设计

2.1 模态位移及模态可控度计算

在安装板上均匀施加竖直向下的噪声激励,激

励的频域特性如图6所示。

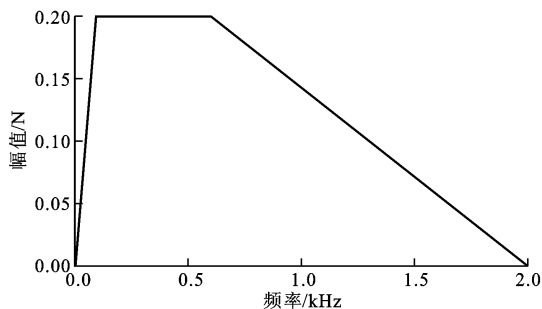


图6 噪声激励的频域特性

计算在这种激励下结构位移在每阶模态中的分量,前80阶模态的模态位移均方根值如图7所示。可以看出,结构的位移主要来自于低阶模态的贡献,其中模态位移最大的模态是前4阶。

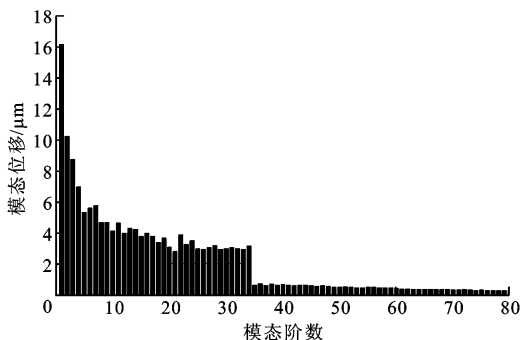


图7 前80阶模态的模态位移均方根值

对于一些模态,能量只集中在板面的局部,而Kagome桁架在振动中的变形量很小,对于这类模态,如果将Kagome桁架替换为阻尼器,则阻尼器的变形量会比较小,耗散的能量也会较少,不会有太好的控制效果。因此,这里针对该结构提出模态可控度的概念。

首先引入模态应变能的概念,结构第*i*阶模态的模态总应变能定义为

$$E_i = \frac{1}{2} \Phi_i^T \mathbf{K} \Phi_i \quad (21)$$

式中: Φ_i 是第*i*阶模态的振型; $\mathbf{K}$ 为结构的整体刚度阵。对于Kagome桁架单元,第*j*个单元对应于第*i*阶模态的单元轴向模态应变能定义为

$$E_{ij} = \frac{EA}{2L} (\Delta L_{ij})^2 \quad (22)$$

式中: L 是桁架单元的长度; E 为材料的弹性模量; A 为桁架的横截面积; ΔL_{ij} 代表单元*j*在第*i*阶模态振型中的长度改变量。这里之所以只计算梁单元的轴向模态应变能,是因为阻尼器只能承受轴向变

形,因此阻尼器的能量耗散效果要用原单元的轴向变形量来衡量。

由于模态大小不具有唯一性,式(22)中定义的轴向模态应变能的大小也不具有唯一性,因此需要进一步定义单元*j*在模态*i*中的轴向模态应变能比,公式如下

$$\delta_{ij} = \frac{E_{ij}}{E_i} \quad (23)$$

定义模态可控度 C_{mi} 为:在第*i*阶模态中Kagome桁架的模态应变能比之和,即

$$C_{mi} = \sum_{S_K} \delta_{ij} \quad (24)$$

式中: S_K 表示所有Kagome平面桁架。经计算,可控度最大的4阶模态同样为前4阶,可控度分别为30.1%、30.37%、27.15%和21.9%。因此,结合模态位移的计算,应选择前4阶模态进行控制。

2.2 阻尼器位置的优化

使用轴向模态应变能比来辅助阻尼器的布置。假设使用的阻尼器数量为 n_d ,在模态*i*中 n_d 个选定位置的桁架单元的轴向模态应变能比总和

$$\delta_i = \sum_j^{n_d} \delta_{ij} \quad (25)$$

在需要控制的所有模态中, δ_i 的最小值

$$\min \delta_i = e \quad (26)$$

设计的目标是使 e 最大化,也就是使选定的杆件在所有需要控制的模态中都有较大的轴向模态应变能比。由于轴向模态应变能比在Kagome平面桁架中的分布不均衡,许多桁架在1~4阶模态中的轴向模态应变能比都很小,为了进一步简化问题,再提出一个量

$$\delta_j = \sum_i^n \delta_{ij} \quad (27)$$

这个量用来表征单元*j*在所有需要控制的*n*阶模态中的轴向模态应变能比总和。选取 δ_j 最大的100个单元,在其中遍历计算,确定阻尼器的布置如图8所示(阻尼器的数量取为4)。这些单元在1~4阶模态中的轴向模态应变能比总和见表2。

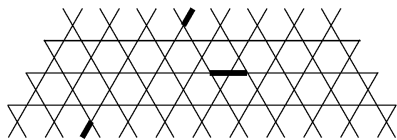


图8 Kagome平面桁架上阻尼器的布置

2.3 控制效果

首先对安装有阻尼器的结构进行复模态分析,

结果见表 3.

表 2 选定单元在 1~4 阶模态中的
轴向模态应变能比总和

模态阶数	1	2	3	4
$\delta_j/\%$	2.22	2.07	2.30	2.02

表 3 前 4 阶模态控制前后的阻尼比及固有频率

模态阶数	阻尼比	阻尼比 增量	固有频率 /Hz	固有频率 减小量/%
1	0.024 7	0.014 7	365	12.26
2	0.026 6	0.016 6	450	5.05
3	0.026 4	0.016 1	534	6.03
4	0.023 2	0.012 3	625	2.52

由表 3 可以看出,在被动控制中只将 1.91% 的 Kagome 桁架替换为阻尼器,便使前 4 阶模态的阻尼比都增加至 0.02 以上,可见这种方法很有效.当然,由于阻尼器的刚度小于原桁架的刚度,因此使结构的刚度有所下降,表现为固有频率有所降低.

为了更好地说明本文控制方法的有效性,首先选择 3 个布置仪器的位置作为观测点,对比控制前、后竖直方向上的位移情况.观测点位置的选取如图 9 所示.

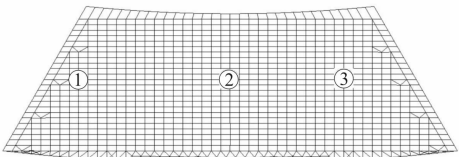
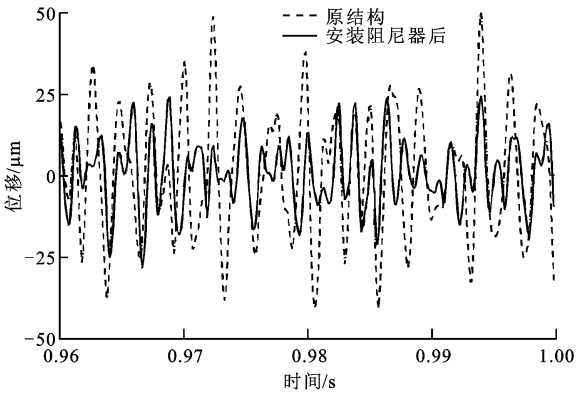


图 9 结构位移观测点位置

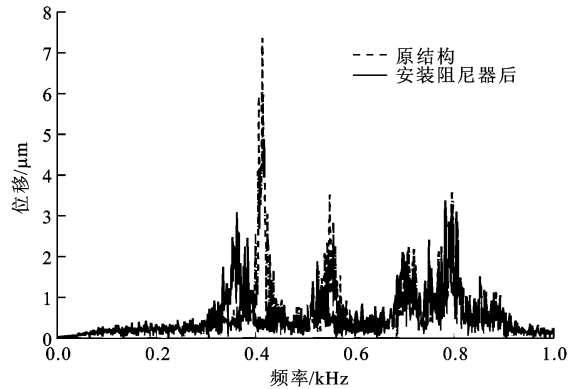
囿于篇幅,这里只给出第 2 个观测点位移的时域及频域比较,如图 10 所示.

由图 10 可以看出,对于前 4 阶模态,控制的效果非常明显,由于固有频率降低,因此模态的共振峰整体向左移动.阻尼器对高阶模态的振动(625~1 000 Hz)也有抑制作用,只是不像前 4 阶那么明显,这是因为本文方法是针对前 4 阶模态进行控制的.为了观察振动中安装板所有节点的整体位移情况,计算了结构在控制前、后总势能随时间的变化情况,结果如图 11 所示,可见总势能下降明显.

为了量化控制的效果,计算了控制前、后 3 个观测点的位移以及结构总势能在 1 s 内的均方根值,结果见表 4.



(a)位移的时域比较



(b)位移的频域比较

图 10 控制前后第 2 个观测点的位移比较

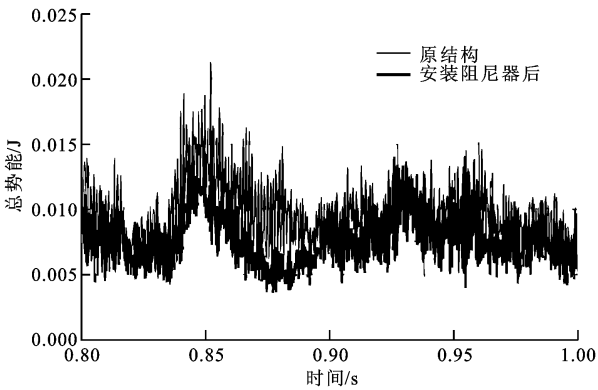


图 11 结构控制前后的总势能均方根比较

表 4 控制前后观测点的位移及
结构总势能均方根对比

状态	位移/ μm			总势能 /J
	①	②	③	
控制前	6.319 6	20.231	15.427	0.009 5
控制后	4.963 5	15.053	11.449	0.007 9
减小率 /%	21.46	25.59	25.79	16.84

3 结 论

针对航天器仪器舱仪器安装板的振动控制问题,本文引入一种超轻多孔结构 Kagome 夹心板,通过采用圆柱形剪切式黏弹性阻尼器替换 Kagome 夹心板面板中的部分桁架,获得了一种安装板振动被动控制的方法,重点研究了被控模态的选取以及阻尼器位置的优化.复特征值分析和仿真结果表明,这种方法只需使用很少数量的阻尼器,便可以实现较宽频带的振动控制,对结构的整体振动也有很好的抑制作用.

参考文献:

- [1] 张希农,李智明.火箭仪器舱仪器安装板的振动控制试验研究[J].宇航学报,2001,23(1):76-78.
ZHANG Xinong, LI Zhiming. Experimental study on vibration control for instrument board of apparatus cabin of launch vehicle [J]. Journal of Astronautics, 2001, 23(1): 76-78.
- [2] DOS SANTOS E LUCATO S L, WANG J, MAXWELL P, et al. Design and demonstration of a high authority shape morphing structure [J]. International Journal of Solids and Structures, 2004, 41(13): 3521-3543.
- [3] GUO Xu, JIANG Jun. Passive vibration control of truss-cored sandwich plate with planar Kagome truss as one face plane [J]. Science China: Technological Sciences, 2011, 54(5): 1113-1120.
- [4] JOHNSON C D, KIENHOLZ D A. Finite element prediction of damping in structures with constrained viscoelastic layers [J]. AIAA Journal, 1982, 20(9): 1284-1290.
- [5] GOLLA D F, HUGHES P C. Dynamics of viscoelastic structures: a time domain finite element formulation [J]. Journal of Applied Mechanics, 1985, 52(12): 897-906.
- [6] ZHANG J, ZHENG G T. The Biot model and its application in viscoelastic composite structures [J]. Journal of Vibration and Acoustics, 2007, 129(5): 533-540.
- [7] CHEN G S, BRUNO R J, SALAMA M. Optimal placement of active/passive members in truss structures using simulated annealing [J]. AIAA Journal, 1991, 29(8): 1327-1334.
- [8] BISHOP J A, STRIZ A G. On using genetic algorithms for optimum damper placement in space trusses [J]. Structural Multidisciplinary Optimization, 2004, 28(2/3): 136-145.
- [9] PREUMONT A, DUFOUR J P, MALEKIAN C. Active damping by a local force feedback with piezoelectric actuators [J]. Journal of Guidance Control and Dynamics, 1991, 15(2): 1879-1887.

[本刊相关文献链接]

- 马石磊,裴世源,王琳,等.采用新型电磁动平衡装置的动平衡研究.2012,46(3):21-26.
- 张慧贤,寇子明,吴娟,等.液压激波作用下管道流固耦合的动力学建模.2012,46(3):94-99.
- 闫柯,葛梦然,高军,等.空间锥螺旋管束流体诱导振动换热器及性能分析.2011,45(11):22-26.
- 付新哲,张优云,朱永生.滚动轴承故障诊断的案例推理方法.2011,45(11):79-84.
- 吕凯波,景敏卿,张永强,等.一种切削颤振监测技术的研究与实现.2011,45(11):95-99.
- 梅冠华,张家忠.时滞惯性流形在三维壁板颤振数值分析中的应用.2011,45(9):40-46.
- 吕坤,谢永慧,张荻.风力机翼型挥舞摆振非定常气动特性分析.2011,45(9):47-53.
- 周正,卢傅安,祁大同,等.一种离心风机蜗壳减振降噪的数值优化方法.2011,45(9):59-64.
- 康伟,张家忠.翼型局部弹性自激振动的增升减阻效应研究.2011,45(5):94-101.
- 张钱城,韩云杰,卢天健.超轻X型点阵芯体金属夹层板的剪切疲劳机制.2010,44(11):61-65.
- 向建华,廖日东,蒲大字.带集中质量块薄板的移频数值仿真.2010,44(11):82-86.
- 王健伟,徐晖,马宁.内嵌自主移动钢球欧拉梁自适应碰撞减振研究.2010,44(11):103-108.
- 任燕,阮健,贾文昂.2D阀控电液激振器偏置控制的特性分析.2010,44(9):82-86.
- 薛晓敏,孙清,张陵,等.利用遗传算法的磁流变阻尼器结构含时滞半主动控制.2010,44(9):122-127.
- 苏文军,孙岩桦,虞烈.可控磁悬浮系统的转子周期性振动抑制.2010,44(7):55-58.
- 王红艳,谢涛,单小彪,等.压电悬臂梁俘能器多模态俘能效果研究.2010,44(6):114-119.
- 许增金,王世杰.往复压缩机轴系扭振的数值分析.2010,44(3):100-104.
- 孙清,刘正伟,伍晓红,等.含双时滞振动主动控制系统的稳定性分析.2010,44(1):112-116.

(编辑 葛赵青)