

卫星舱体振动能量传递特性分析*

崔征, 徐洋, 申妍, 尹显波

(东华大学机械工程学院 上海, 201620)

摘要 将结构声强法引入卫星振动传递分析领域,研究飞轮扰动下卫星舱体结构的振动能量传递规律,辨识主导传递路径和波形。根据等效板理论对舱体结构蜂窝板等效并建立有限元模型,通过测力平台获取飞轮扰动力和力矩进行激励加载,结合命令流进行数据提取,利用结构声强法获得振动能量并将其传递过程以流线云图方式呈现,实验也验证了蜂窝耦合结构振动能量流计算的正确性。通过对模型上能量流动分析,对振源到相机安装区域的传递路径进行划分,对比各路径不同波形的净传递比及振动总能量,分析不同路径上波形参与能量传递情况,确定主要传递路径及波形。结果表明:从左隔板传递到相机区域的总能量最大;4条路径中纵波的净传递比均大于0.68,为参与能量传递的主要波形;振源及相机安装区的弯曲波能量最大,纵波、剪切波起到能量传递及转化的作用。

关键词 卫星舱体;振动能量;结构声强;传递路径;振动波
中图分类号 TH113.1;V474

引言

卫星平台舱体是单机结构的重要载体。在运行过程中,由飞轮不平衡力与驱动机构等引起的振动通过平台舱体传递到星外单机^[1-2]。安装在舱体上的成像相机受到微振动的影响,使其成像质量下降,产生图片模糊、几何失真等缺陷^[3-4]。目前,针对卫星微振动产生的影响,多数学者从振源控制和载荷隔离2个方向展开分析,对路径上的振动传递过程研究相对较少^[5]。

振动传递的研究方法主要包括以动力学响应为变量的传递路径分析(transmission path analysis,简称TPA)法和以能量为变量的能量流分析法。其中,TPA方法是通过实验手段获取不同路径上的动态力及频响函数,明确主要振动传递路径以采取减振措施的分析方法^[6-7],其测试过程繁琐、效率低,无法直观振动能量在路径上的具体传递过程。振动传递的本质是能量流动,结构声强法从能量流的观点出发,通过内力和速度获取振动能量流,可表示出结构内任意位置的能流大小及传递方向,是研究和解决振动传递问题的有效方法^[8]。目前,学者们基于结构声强法分别研究了梁^[9]、平板^[10]和壳^[11]等简单

结构振动能量传递特性,对多耦合复杂结构的研究相对较少。

笔者采用结构声强法对卫星舱体的振动能量传递展开研究。建立卫星平台舱体有限元模型,对相关单机进行合理简化,根据测得的飞轮扰动数据进行激励加载。利用结构声强法获取卫星舱体的能量流参数,结合可视化技术,以流线云图呈现飞轮产生的振动能量沿不同路径到相机安装区的传递过程,并通过实验验证了蜂窝耦合结构振动能量流计算的正确性。为了确定对成像相机影响最大的路径和波形,引入净传递比,明确不同路径上纵波、剪切波和弯曲波的参与传递情况,为传递路径上采取减振措施提供依据。

1 卫星结构组成

为研究飞轮扰动作用下振动能量在舱体上的传递特性,笔者以某型号卫星作为研究对象,卫星舱体结构示意图如图1所示,主要由飞轮、储箱、气瓶、隔板、太阳帆板以及成像系统等组成。各舱板均采用六边形蜂窝板,飞轮斜装在下舱底板上,成像相机安装在中舱顶板上。

* 国家自然科学基金天文联合基金资助项目(U1831123)
收稿日期:2021-09-18;修回日期:2021-11-11

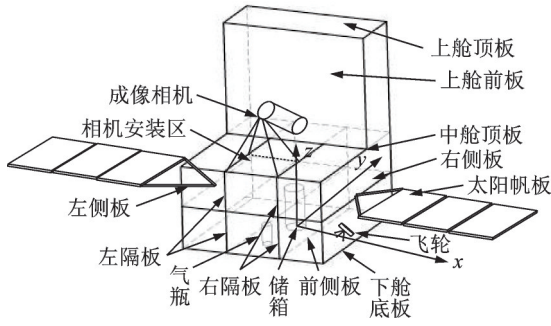


图 1 卫星舱体结构示意图

Fig.1 Schematic diagram of the satellite module structure

2 舱体有限元模型创建及扰动数据测量

为获取计算舱体结构振动能量流相关数据,需要对蜂窝板结构进行等效,建立舱体有限元模型。飞轮作为星上主要扰振源,为保证激励条件的准确性,对飞轮相关扰动数据进行实验测量,将测量数据加载到模型上展开分析。

2.1 蜂窝板等效参数确定

图 2 为蜂窝夹层板结构示意图,主要由上、下蒙皮和中间的蜂窝芯子组成。图中: d 为蒙皮厚度; $2h$ 为蜂窝芯子厚度。蜂窝夹芯质量密度为 50 kg/m^3 ,铝蒙皮质量密度为 $2\,800 \text{ kg/m}^3$,弹性模量为 72 GPa ,泊松比为 0.3 。

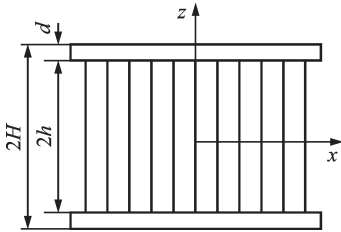


图 2 蜂窝夹层板结构示意图

Fig.2 Schematic diagram of honeycomb sandwich panel structure

在对蜂窝板结构进行有限元仿真时,需要根据力学特征进行等效处理以保证结果的正确性。根据等效板理论^[12],通过弯曲刚度等效可得

$$\frac{E_{eq}t_{eq}^3}{12(1-\mu^2)} = \frac{2E}{1-\mu^2} \left[\frac{d^3}{12} + \left(H - \frac{d}{2} \right)^2 d \right] \quad (1)$$

其中: E 为弹性模量; μ 为泊松比; t_{eq}, E_{eq} 分别为等效后板的厚度、弹性模量。

通过拉压刚度进行等效可得

$$E_{eq}t_{eq} = 2Ed \quad (2)$$

联立式(1)和式(2),得到等效后的厚度以及弹性模量分别为

$$t_{eq} = \sqrt{d^2 + 12 \left(H - \frac{d}{2} \right)^2} \quad (3)$$

$$E_{eq} = 2Ed/t_{eq} \quad (4)$$

由等效后质量相等得到等效板的质量密度为

$$d_{eq} = \frac{2d_f d + 2d_c (H - d)}{t_{eq}} \quad (5)$$

其中: d_f, d_c 分别为蒙皮质量密度和蜂窝夹芯质量密度。

将蜂窝夹层板数据代入式(3)~(5),得到卫星舱体蜂窝板材料参数及等效参数如表 1 所示。

表 1 蜂窝板材料参数及等效参数

Tab.1 Material parameters and equivalent parameters of honeycomb panel

序号	产品名称	铝蒙皮厚度/mm	总厚度/mm	等效厚度/mm	等效弹性模量/GPa	等效质量密度/($\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$)
1	下舱底板	0.3	35	60.102 9	0.718 8	56.569 6
2	右隔板	0.5	25	42.438 2	1.696 6	94.254 7
3	中舱底板	0.3	30	51.442 8	0.839 8	61.233 1
4	左隔板	0.5	25	42.438 2	1.696 6	94.254 7
5	中舱顶板	0.3	25	42.782 7	1.009 8	67.784 4
6	上舱顶板	0.3	25	42.782 7	1.009 8	67.784 4
7	上舱前板	0.3	25	42.782 7	1.009 8	67.784 4
8	侧板	0.3	15	25.462 9	1.696 6	94.254 7

2.2 有限元模型创建

采用表 1 中蜂窝板等效参数建立卫星平台舱体结构,由于板厚远小于其他 2 个方向尺寸,因此采用壳单元模拟,共划分为 35 513 个单元,各结构间进行共节点。飞轮作为激励源,简化为 7.9 kg 的质量点,安装位置为 $(455, -3.2, 210)$,在固定飞轮支架的 6 个螺栓孔位置建立力加载区。成像相机作为舱体结构上的重要单机,等效为 175 kg 质量点,安装位置为 $(29.5, -522.3, 1\,585.5)$,将等效的质量点质量放在相机安装转台占据的中舱顶板区域。舱体结构有限元模型如图 3 所示。

2.3 扰动力和力矩测量

飞轮作为卫星姿态调整的重要部件,由于制造工艺误差以及装配精度影响,高速旋转下会引起静

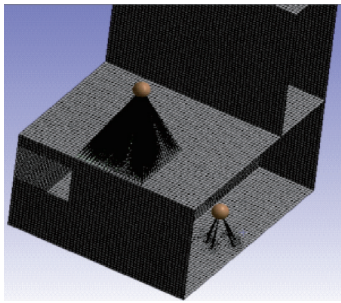


图3 舱体结构有限元模型

Fig.3 Finite element model of the cabin structure

动不平衡力^[13-14],因此将飞轮扰动力和力矩作为有限元模型的激励,搭建测力平台对扰动力和力矩进行数据采集。飞轮测力平台如图4所示。飞轮通过转接工装固定在奇石乐平台,为排除外界扰动对采集的影响,整个测试装置安装在光学隔振平台。

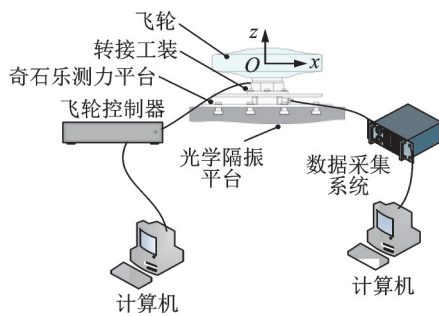


图4 飞轮测力平台

Fig.4 Flywheel force measurement platform

此次测试的飞轮极限转速为2000 r/min,飞轮扰动力大小随转速的增加不断增大,通过飞轮控制器将飞轮转速调至2000 r/min,实测2 s内飞轮扰动力和扰动力矩如图5所示。

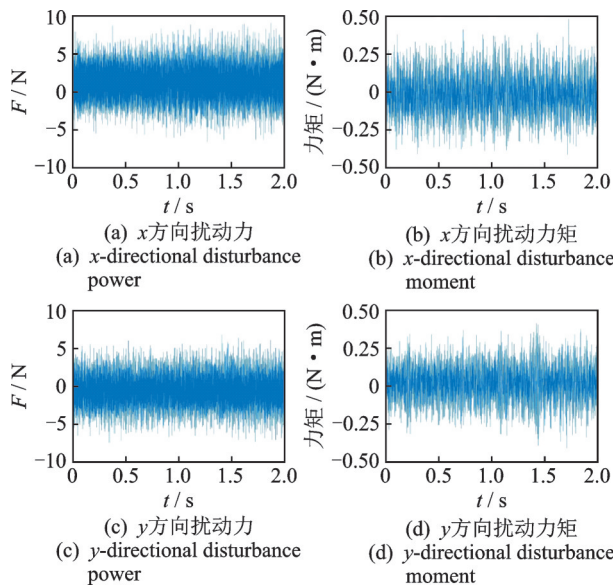
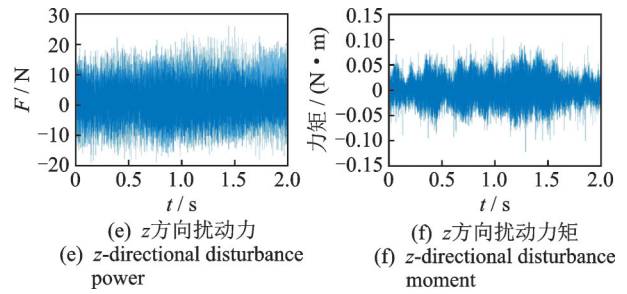
(a) x方向扰动力
(a) x-directional disturbance power(b) x方向扰动力矩
(b) x-directional disturbance moment(c) y方向扰动力
(c) y-directional disturbance power(d) y方向扰动力矩
(d) y-directional disturbance moment(e) z方向扰动力
(e) z-directional disturbance power(f) z方向扰动力矩
(f) z-directional disturbance moment

图5 飞轮扰动力和扰动力矩

Fig.5 Flywheel disturbance force and disturbance moment

3 基于结构声强法振动能量传递分析

3.1 舱体振动能量可视化流程

利用实测扰动力和力矩对有限元模型进行加载,提取结构内部任意位置的动力学响应参数。基于能量传递规律进行路径划分,确定主要传递路径及振动波形。结合结构声强法获得卫星舱体结构的振动能量流,结构声强可视化流程如图6所示。

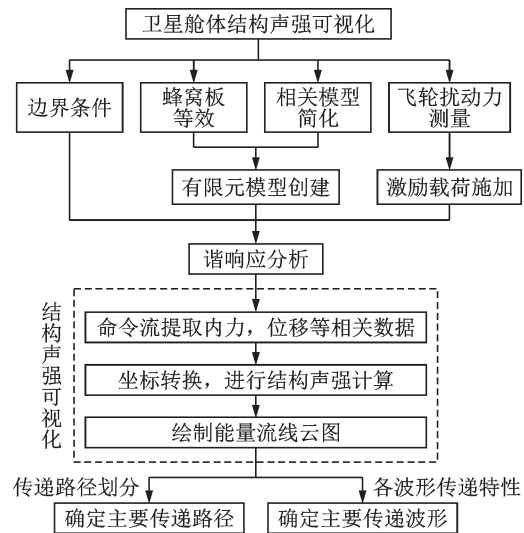


图6 结构声强可视化流程

Fig.6 Flow of structural sound intensity visualization

3.2 舱板结构声强计算

结构声强用来表征结构单位宽度截面振动能量大小。时域上瞬时结构声强的表达式为

$$I_i = I_i(t) = -\sigma_{ij}(t)v_j(t) \quad (i, j = 1, 2) \quad (6)$$

其中: $\sigma_{ij}(t)$ 和 $v_j(t)$ 分别为 t 时刻结构在 j 方向的应力分量和速度分量。

取第 n 阶瞬时结构声强 $I_n(t)$,在时域上平均后得到结构声强的表达式为

$$I_n = \langle I_n(t) \rangle = \frac{1}{T} \int_0^T I_n(\tau) d\tau \quad (7)$$

对式(7)进行傅里叶变换,得到频域下结构声强的表达式为

$$I_n = -\frac{1}{2} \operatorname{Re}(\sigma_n v_n^*) \quad (8)$$

其中:Re表示对复数取实部; σ_n 为频域内的复应力; v_n^* 为速度的共轭。

借助弹性力学相关理论与有限元方法,将内力、速度和转角等数据结合,得到二维结构任意位置能量大小和方向。由于卫星舱体结构厚度远小于长宽大小,故采用壳单元进行模拟,以中舱顶板某个单元为例,壳单元内力和位移如图7所示。

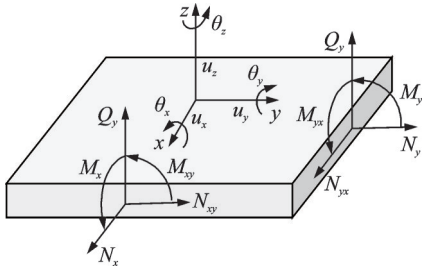


图7 壳单元内力和位移

Fig.7 Shell unit internal force and displacement

对于壳单元,任意位置瞬态结构声强表达式为

$$I_x(x, y, t) = D \left[\dot{w} \frac{\partial}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial \dot{w}}{\partial x} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - (1 - \mu) \frac{\partial \dot{w}}{\partial y} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial y} \right] \quad (9)$$

$$I_y(x, y, t) = D \left[\dot{w} \frac{\partial}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 w}{\partial y^2} \right) - \frac{\partial \dot{w}}{\partial y} \left(\frac{\partial^2 w}{\partial y^2} + \mu \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) - (1 - \mu) \frac{\partial \dot{w}}{\partial x} \frac{\partial^2 w}{\partial y \partial x} \right] \quad (10)$$

其中: w 为挠度; D 为平面弯曲刚度; μ 为泊松比。

在频域下,壳单元不同方向的结构声强表达式为

$$I_x = -\frac{\omega}{2} \operatorname{Im} \left(N_x u_x^* + N_{xy} u_y^* + Q_x u_z^* + M_x \theta_x^* - M_{xy} \theta_y^* \right) \quad (11)$$

$$I_y = -\frac{\omega}{2} \operatorname{Im} \left(N_y u_y^* + N_{yx} u_x^* + Q_y u_z^* - M_y \theta_y^* + M_{yx} \theta_x^* \right) \quad (12)$$

对于整个中舱顶板,假设共划分为 N 个单元,则所有单元能量流可表示为

$$I_{ix} = -\frac{\omega}{2} \operatorname{Im} \left[\begin{matrix} N_{ix} & N_{ixy} & Q_{ix} & M_{ix} \\ -M_{ixy} \end{matrix} \right] \begin{bmatrix} u_{ix}^* \\ u_{iy}^* \\ u_{iz}^* \\ \theta_{iy}^* \\ \theta_{ix}^* \end{bmatrix} \quad (13)$$

$$I_{iy} = -\frac{\omega}{2} \operatorname{Im} \left[\begin{matrix} N_{iy} & N_{iyx} & Q_{iy} \\ -M_{iy} & M_{iyx} \end{matrix} \right] \begin{bmatrix} u_{iy}^* \\ u_{ix}^* \\ u_{iz}^* \\ \theta_{ix}^* \\ \theta_{iy}^* \end{bmatrix} \quad (14)$$

其中: I_{ix}, I_{iy} 分别为第 i 个单元在 x, y 方向上的结构声强; ω 为角频率; N_{ix} 和 N_{iy} 为面内轴力; $N_{ixy} = N_{iyx}$,为面内剪力; Q_{ix} 和 Q_{iy} 为横向剪力; $M_{ixy} = M_{iyx}$; $u_{ix}^*, u_{iy}^*, u_{iz}^*$ 分别为结构在 x, y, z 三个方向位移的复数共轭; θ_{ix}^* 和 θ_{iy}^* 分别为绕 x, y 方向转角的复数共轭; N_{ix} 和 u_{ix}^* 乘积代表纵波能量大小; N_{ixy} 和 u_{iy}^* 乘积代表剪切波能量大小; Q_{ix} 和 u_{iz}^*, M_{ix} 和 θ_{iy}^*, M_{ixy} 和 θ_{ix}^* 的乘积代表弯曲波能量大小; $i = 1, 2, \dots, N$ 。

3.3 耦合板振动能量流计算及实验验证

由于单元内力和位移分别基于单元坐标系与总体坐标系进行输出,因此空间耦合结构在进行振动能量流计算前需对两者进行坐标统一。坐标变换关系如图8所示。

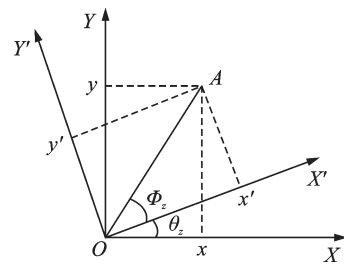


图8 坐标变换关系

Fig.8 Coordinate transformation relationship

假设 XOY 为总体坐标, $X'OY'$ 为单元坐标系, θ_z 为总体坐标绕 z 轴旋转角度,变换前后 A 点坐标分别为 $(x, y, z), (x', y', z')$,可以得出

$$x = |OA| \cos(\theta_z + \Phi_z) = |OA| \cos \theta_z \cos \Phi_z - |OA| \sin \theta_z \sin \Phi_z \quad (15)$$

$$y = |OA| \sin(\theta_z + \Phi_z) = |OA| \sin \theta_z \cos \Phi_z + |OA| \cos \theta_z \sin \Phi_z \quad (16)$$

进一步化简可得

$$x' = x \cos \theta_z + y \sin \theta_z \quad (17)$$

$$y' = -x \sin \theta_z + y \cos \theta_z \quad (18)$$

矩阵形式可表示为

$$\begin{bmatrix} x' \\ y' \\ z' \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \cos \theta_z & \sin \theta_z & 0 \\ -\sin \theta_z & \cos \theta_z & 0 \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} = R_z \begin{bmatrix} x \\ y \\ z \end{bmatrix} \quad (19)$$

R_z 为总体坐标系 z 轴转换到单元坐标系的旋转矩阵。

同理可得,总体坐标系 Y 轴转换到单元坐标系的旋转矩阵 R_y 为

$$R_y = \begin{bmatrix} \cos \theta_y & 0 & -\sin \theta_y \\ 0 & 1 & 0 \\ \sin \theta_y & 0 & \cos \theta_y \end{bmatrix} \quad (20)$$

总体坐标系 X 轴转换到单元坐标系的旋转矩阵 R_x 为

$$R_x = \begin{bmatrix} 1 & 0 & 0 \\ 0 & \cos \theta_x & \sin \theta_x \\ 0 & -\sin \theta_x & \cos \theta_x \end{bmatrix} \quad (21)$$

整体坐标向单元坐标转换的整体变换矩阵 R_t 为

$$R_t = R_x R_y R_z \quad (22)$$

为验证耦合结构振动能量流结果的正确性,采用2块 $50\text{ cm} \times 50\text{ cm}$ 的蜂窝板组成L型结构进行实验,并与仿真结果进行对比。图9为实验与仿真模型。

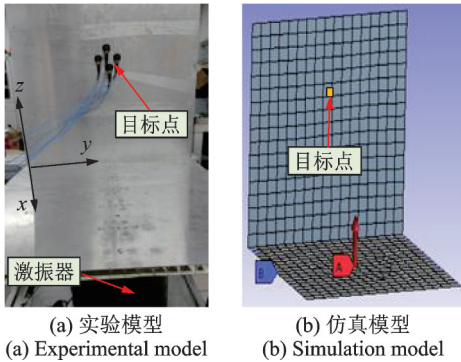


图9 实验与仿真模型

Fig.9 Experiment and simulation model

通过激振器在坐标点 $(25, 25, 0)$ 处施加正弦载荷激励,采用4个加速度传感器获取目标点 $(0, 25, 32)$ 的加速度信号,分别计算实验模型上 y 方向2个传感器加速度信号的互谱和 z 方向2个传感器加速度信号的互谱,获取沿 y 和 z 方向的能量流 I_y 和 I_z ,并与仿真获得的目标点的振动能量流进行对比。表2为L板振动能量流实验值和仿真值。

由表2可知,目标点处振动能量流的实验值和仿真值比较接近,验证了蜂窝耦合结构振动能量流计算的正确性。

表2 L板振动能量流实验值和仿真值

Tab.2 Experimental and simulated values of vibration energy flow of L plate

能量流/($\text{W} \cdot \text{m}^{-1}$)	实验值	仿真值
I_y	1.94×10^{-7}	1.37×10^{-7}
I_z	7.84×10^{-8}	1.29×10^{-8}
I_t	2.09×10^{-7}	1.38×10^{-7}

I_y, I_z 分别为目标区在 y, z 方向的能量流; I_t 为该区域总能量流

3.4 舱体振动能量传递路径划分

根据建立的有限元模型和测量的飞轮扰动力对舱体结构展开动力学响应分析,将式(13),(14)中的速度和转角通过式(22)转换到单元坐标系下进行能量流计算,并将计算结果通过坐标转换统一到总体坐标下。图10为舱体结构振动能量流线云图。图中的1,2,3,4表示振动能量从飞轮位置(振源)传递到成像相机的4条路径。

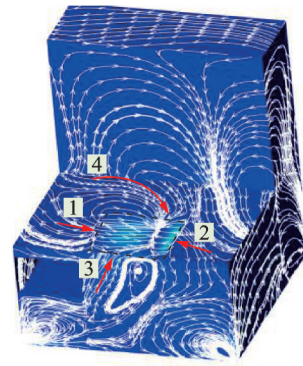


图10 舱体结构振动能量流线云图

Fig.10 Energy flow line cloud map of the cabin structure

图10中黑色虚线方框为相机安装区域,从红色箭头指向可以看出,振动能量通过如图11所示的4条振动能量传递路径向相机安装区进行传递。

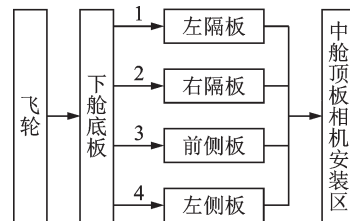


图11 振动能量传递路径

Fig.11 Vibration energy transfer route

3.5 振动能量传递路径分析

振动能量在传递过程中会被弯曲波、纵波和剪切波携带,不同类型振动波的传递特性差异较大。

笔者对各路径上不同类型振动波参与振动能量传递情况进行分析。

以第1条路径为例,第1条路径能量流线云图如图12所示。

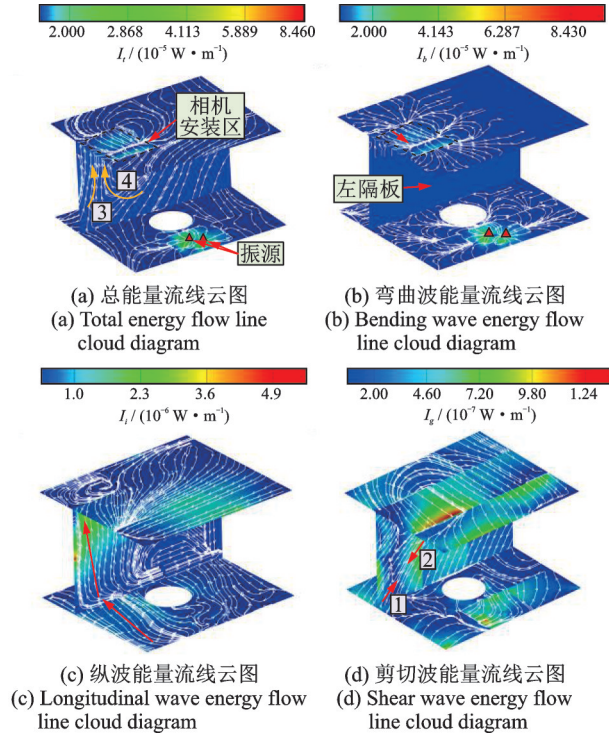


图12 第1条路径能量流线云图

Fig.12 First path energy flow line cloud map

对比图12(a),(b)云图幅值发现,振源位置弯曲波能量和总能量接近,说明在振源附近主要生成弯曲波能量。对比图12(b),(c),(d)云图幅值发现,相机安装区弯曲波能量比纵波和剪切波高出1~2个量级,表明相机区域存在大量弯曲波。然而,在左隔板上几乎没有弯曲波向上传递,左隔板和中舱顶板耦合边界处有弯曲波存在且向相机安装区域流动(红色箭头),可知此边界处有其他波形转换成弯曲波。图12(c)中,振动能量以纵波的形式沿左隔板向上进行传递。结合图12(d)可知,由1号箭头和2号箭头传递过来的剪切波会被12(c)中的纵波捕获携带,并分别沿图12(a)中的3,4号方向传递至左隔板和中舱顶板耦合边界,部分波形进而转化为弯曲波向相机安装区域传递。

同理,绘制另外3条路径的能量流线云图,结果表明:在隔板和侧板上,弯曲波几乎不参与能量传递,但与中舱顶板的耦合边界处仍存在弯曲波。由此可知,纵波和剪切波传递来的振动能量在耦合边界同样转化为弯曲波,且大部分向相机安装区进行传递。

3.6 净传递比

为确定隔板与侧板中不同波形对相机安装区的影响,得到振动传递的主要波形,引入能量流净传递比来评价振动能量在板结构耦合处的传递关系。

$$\tau = \frac{\sum_{i=1}^n I_i}{\sum_{i=1}^n |I_i|} \times 100\% \quad (23)$$

其中: I_i 为通过某截面向某一方向传递的能量流; n 为截面上的单元数; $\sum_{i=1}^n I_i$ 为某截面上沿某一方向能量流和; $\sum_{i=1}^n |I_i|$ 为通过该截面的总能量流。

分别提取隔板、侧板与中舱顶板耦合处不同波形能量,计算得到不同路径下各波形净传递比如表3所示。表中正负号代表方向,正号代表能量由下向上传递至相机安装区域,负号代表由上向下传递。

表3 不同路径下各波形净传递比

Tab.3 Net transfer ratio of each waveform under different paths

路径	总能量/ ($\text{W}\cdot\text{m}^{-1}$)	净传递比/%		
		弯曲波	纵波	剪切波
1	5.72×10^{-6}	1.94	91.34	-6.72
2	4.34×10^{-7}	-10.86	68.88	20.26
3	3.14×10^{-6}	-2.98	88.48	-8.54
4	1.68×10^{-7}	1.35	89.96	8.69

由表3可知,4条路径中,第1条传递的总能量最大,第4条传递的总能量最小。对比各路径不同波形净传递比发现,纵波所占比例最高,为能量传递的主要波形,对相机安装区的振动贡献率最大,可采取合理的隔振措施对纵波进行阻断。

4 结论

1) 基于结构声强法获得了舱体结构振动能量流,结合流线云图划分为4条传递路径。对比发现,从左隔板传递的总能量最大,左侧板传递的总能量最小。

2) 通过对振动能量流线云图分析发现,振源及相机安装区的弯曲波能量最大,能量传递过程存在波形转换。弯曲波没有真正参与能量向上传递过程,纵波、剪切波起到能量传递及转化的作用。

3) 通过净传递比分析了不同波形在各传递路径上振动能量贡献大小。结果表明,各路径纵波净传递比均高于68%,最高达到91.34%,纵波是能量传递的主要波形。

参 考 文 献

- [1] 刘瑞婧,金光,郭金生,等. 飞轮扰动下大口径长焦距光学成像系统的视轴误差的分析与试验[J]. 机械工程学报, 2020, 56(11): 151-160.
LIU Ruijing, JIN Guang, GUO Jinsheng, et al. Analysis and test of line-of-sight error of large-aperture long focal length optical imaging system under reaction wheel disturbance [J]. Journal of Mechanical Engineering, 2020, 56(11): 151-160. (in Chinese)
- [2] 王光远,周东强,赵煜. 遥感卫星在轨微振动测量数据分析[J]. 宇航学报, 2015, 36(3): 261-267.
WANG Guangyuan, ZHOU Dongqiang, ZHAO Yu. Data analysis of micro-vibration on-orbit measurement for remote sensing satellite[J]. Journal of Astronautics, 2015, 36(3): 261-267. (in Chinese)
- [3] 龚小雪. 光学遥感卫星中飞轮微振动的建模分析与隔振研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2019.
- [4] 陈善搏. 一体化高分辨遥感微小卫星微振动隔振及试验技术研究[D]. 北京: 中国科学院大学, 2020.
- [5] 孟光,周徐斌. 卫星微振动及控制技术进展[J]. 航空学报, 2015, 36(8): 2609-2619.
MENG Guang, ZHOU Xubin. Progress review of satellite micro-vibration and control [J]. Acta Aeronautica ET Astronautica Sinica, 2015, 36(8): 2609-2619. (in Chinese)
- [6] 廖旭晖,戴旭东,陈乐乐,等. 改进的工况传递路径分析[J]. 振动与冲击, 2021, 40(12): 196-202, 218.
LIAO Xuhui, DAI Xudong, CHEN Lele, et al. Improved operational transfer path analysis[J]. Journal of Vibration and Shock, 2021, 40(12): 196-202, 218. (in Chinese)
- [7] VAN DER SEIJS M V, DE KLERK D, RIXEN D J. General framework for transfer path analysis: history, theory and classification of techniques [J]. Mechanical Systems and Signal Processing, 2016(68/69): 217-244.
- [8] NOISEUX D U. Measurement of power flow in uniform beams and plates[J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1970, 47(1B): 238-247.
- [9] FRESCHI A A, PEREIRA A K A, AHMIDA K M, et al. Analyzing the total structural intensity in beams using a homodyne laser doppler vibrometer[J]. Shock and Vibration, 2000, 7: 952482.
- [10] PETRONE G, DE VENDITTIS M, DE ROSA S, et al. Numerical and experimental investigations on structural intensity in plates [J]. Composite Structures, 2016, 140: 94-105.
- [11] CHEN Y H, JIN G Y, LIU Z G. Vibrational energy flow analysis of coupled cylindrical shell-plate structure with general boundary and coupling conditions[J]. Journal of Mechanical Engineering Science, 2015, 229(10): 1727-1744.
- [12] 张铁亮,丁运亮,金海波. 蜂窝夹层板结构等效模型比较分析[J]. 应用力学学报, 2011, 28(3): 275-282.
ZHANG Tieliang, DING Yunliang, JIN Haibo. Comparative analysis of equivalent models for honeycomb sandwich plates [J]. Chinese Journal of Applied Mechanics, 2011, 28(3): 275-282. (in Chinese)
- [13] 龚小雪,张雷,宣明. 光学遥感卫星飞轮微振动仿真和地面实验研究 [J]. 光子学报, 2019, 48(3): 132-140.
GONG Xiaoxue, ZHANG Lei, XUAN Ming. Modeling and ground-based experimental jitter researches on earth observation satellite [J]. Acta Photonica Sinica, 2019, 48(3): 132-140. (in Chinese)
- [14] SERIE F C. Estimate of the effect of micro-vibration on the performance of the Algerian satellite (Alsat-1B) imager [J]. Optics & Laser Technology, 2017, 96: 147-152.



第一作者简介:崔征,男,1996年1月生,硕士生。主要研究方向为卫星振动传递规律。

E-mail: cuizhengdhu@163.com

通信作者简介:徐洋,女,1977年8月生,博士、教授、博士生导师。主要研究方向为大型复杂机械耦合系统建模及振动控制。

E-mail: xuyang@dhu.edu.cn