第30卷 第4期
2022年2月

光学 精密工程
Optics and Precision Engineering

Vol. 30 No. 4
Feb. 2022

文章编号 1004-924X(2022)04-0421-10

阵列式扰振力测量平台及其测量策略

周成波[1,2], 夏明一[1*], 张恩阳[1,2], 徐振邦[1,2]

(1. 中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所 空间机器人工程中心 空间机器人系统创新研究室,吉林 长春 130033;

2. 中国科学院大学 材料与光电研究中心,北京 100049)

摘要:为了测量大质量设备的多维扰振力,设计了一种基于传感器阵列式分布的多维扰振测量平台。该平台基于压电传感器采用了冗余式阵列的振动测量策略,解决了大负载及高刚度的测量要求,避免了结构耦合引入的测量精度损失。同时,为了克服阵列式测量引入的冗余测量误差,本文基于广义逆求解法进行测量精度优化,针对不同的被测振源选取不同位置的传感器作为测量单元,并在此基础上采用全回归法的线性解耦算法得到更精确的三维力求解表达式,避免了冗余测量引入系统误差,也降低了不同力学特性的振源对平台测量结果的影响。最后,搭建了该阵列式多维扰振力测量平台的原理样机,通过实验验证了测量平台的可行性。实验结果表明,该系统保证了高承载能力和刚度(样机基频为1 174 Hz,承载能力达416 kN),对8~800 Hz频率范围内的三维广义力的动态相对误差小于5%,满足了精度高、载荷大、刚度强等测量要求。

关 键 词:微振动;重载测量;阵列式传感器;线性解耦算法;测量策略

中图分类号:V19 **文献标识码**:A **doi**:10.37188/OPE.20223004.0421

An array vibration force measuring platform and its test strategy

ZHOU Chengbo[1,2], XIA Mingyi[1*], ZHANG Enyang[1,2], XU Zhenbang[1,2]

(1. *Innovation Lab of Space Robot System, Space Robotics Engineering Center, Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences*, *Changchun* 130033, *China*;

2. *Center of Materials Science and Optoelectronics Engineering, University of Chinese Academy of Sciences*, *Beijing* 100049, *China*)

* *Corresponding author*, *E-mail*: *xiamingyi@ciomp.ac.cn*

Abstract: This paper presents a multidimensional disturbance measurement platform based on a sensor array distribution to measure the multidimensional disturbance forces of heavy equipment. Based on a piezoelectric sensor, the platform adopts the vibration measuring strategy of a redundant array, which meets the measurement requirements of large loads with a high stiffness, and avoids the losses of measurement accuracy associated with structural coupling. In order to overcome the redundant measurement errors caused by array measurements, the measurement accuracy is optimized based on the generalized inverse method presented in this paper. Sensors in various positions are used as measuring units for the different vibration sources. A linear decoupling algorithm, using a full regression model, is used to obtain a more accurate

收稿日期:2021-06-30;**修订日期**:2021-08-16.

基金项目:国家自然科学基金项目(No. 11672290)

expression of the three-dimensional force. This method avoids the systematic error introduced by redundant measurements and reduces the influence on the measurement results of the platform from vibration sources with different mechanical characteristics. Finally, the prototype system of the arrayed multidimensional disturbance force measuring platform was built, and the feasibility of the platform was verified by experiments. Experimental results showed that the system can guarantee a high load capacity and stiffness (the fundamental frequency of the prototype system is 1 174 Hz, with a load capacity of 416 kN). The dynamic relative error of the three-dimensional generalized forces, within a frequency range of 8-800 Hz, is less than 5%. The device meets the increased precision measurement requirements for large loads with a high stiffness.

Key words: micro vibration; heavy load measurement; array sensor; linear decoupling algorithm; measuring strategy

1 引 言

空间光学载荷在对地观测和深空探测等领域有着重要的应用,特别是对于巡视视场为哈勃望远镜300倍且质量可达15 000 kg的中国空间望远镜,在需要长时间曝光的凝视工况下,对其指向稳定度(LOS)的要求较高,所以对微振动指标的要求更为严苛。因此,为了探究微振动对望远镜系统的影响,研究空间望远镜中振源的扰振特性就显得尤为重要。特别当面对大型的航天器,其活动部件越来越大时,基于结构耦合的扰振机理也越来越复杂。目前,大型航天器调姿机构多以6个为一组,加上工装其质量可达1 000 kg以上[1-4]。因此需要一种振源扰振力地面测量系统,能够在台面尺寸、刚度、精度以及负载能力上满足测量大型航天设备振源的要求。

目前,对于振源(如反作用飞轮、致冷器、数传天线以及快门等)的地面测量多采用压电式结构进行扰振力测试。其中以Gough-Stewart构型的测量系统最为常用[5-9],但其松散的结构会明显降低平台的刚度,当振源的质量及规模相对较大时,这将会导致在测量期间振源与测试系统的结构耦合[10]。除此之外,振源的微振动地面测量多采用四点式构型,如Li等人[10]设计的用于大载荷的压电式六维力传感器,采用了四点冗余并联式的构型,通过每个压电陶瓷的轴向与剪切输出进行空间解耦可以得到空间六维力,由于采用了静态标定的方式,因此没有考虑结构耦合的影响。在市面上微振动测量平台中,最常用的瑞士奇石乐(Kistler)公司的多维力测量平台也采用这种四点式的布局方式。Xia等人[11]设计了一种新型的六维广义力测量平台,其采用了8个传感器,较大程度地提高了平台的刚度和负载能力,该设计在整体上还是属于四点支撑结构,因传感器数量的增加,刚度和承载能力都有了提升,但进一步提升的难度非常大,同时不可避免的引入了较多的系统误差。Durand等人[12]设计了一种用于连接扳手的测量传感器,其中的传感器由6个压电圆柱体组成,压电圆柱体安装并固定在两个板之间的不同方向上。上述的压电式力测量系统根据不同的工作环境和测试要求具有不同的结构形式和设计原理,在设计中可以只对个别参数进行设计,存在较大的设计空间。但对于高精度、大负载、高刚度的测量要求,如航天器复杂振源的地面测量,以上方式就很容易造成负载能力、刚度和精度之间的设计冲突。为了提高平台刚度和承载能力,可以增加平台和基础之间的并联环节,但过多增加可能会引入非线性项,传感器数量增加会引入明显的系统误差,这是由测试原理决定的[13]。

针对以上常规问题,本文采用了一种基于阵列式布局的测量系统。首先,通过增加并联传感器的数量来提高系统的刚度和承载能力;其次,为了提高测量精度,系统根据被测振源的预振数据对平台测试特性进行分析,基于矩阵广义逆求解的方法选出最优的传感器输出通道组合,避免

了过多传感器引入的系统误差，同时也降低了不同力学特性的振源对平台的影响；最后，基于选得的最优通道组的数据，通过全回归法的线性解耦算法更为精确地求解出扰振力的表达式。本文设计了三维力测量系统样机进行前期验证，以此作为六维力测量的理论可行性探索。该平台拟用于中国空间望远镜的微振动地面试验，其中被测振源可达 300～500 kg，台面尺寸需要 1 m×1 m 以上，关心频率段在 8～800 Hz，为了更为经济方便地进行验证实验，现将样机的台面尺寸、负载能力都进行了缩小。在最后通过实验对其进行了性能验证，提出了测量平台的测量策略，在原理上验证了所设计平台用在测量大质量设备上的可行性。

2　结构设计

该测量系统的结构部分主要由负载平台、基座以及分布在两者之间的力传感器构成，如图 1 所示。测试期间，系统通过基座被固定在隔振平台，被测振源被安装在负载平台上的工装内以便于测试。振源开机时，扰振数据被传递到各传感器，如果能够采集到足够数量的数据，就可用于被测振源扰振力的解算。

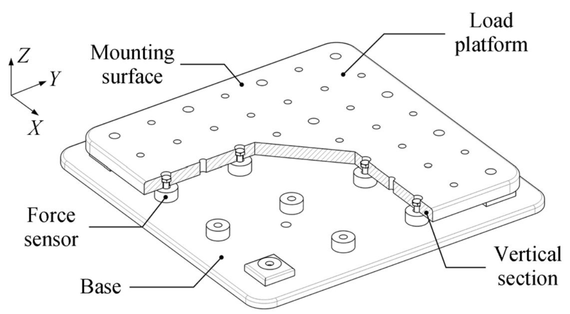
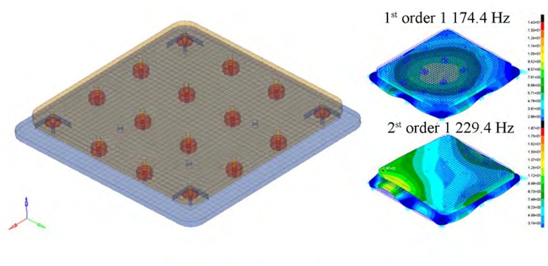


图 1　阵列式测量系统结构

Fig. 1　Structure of the array measuring system

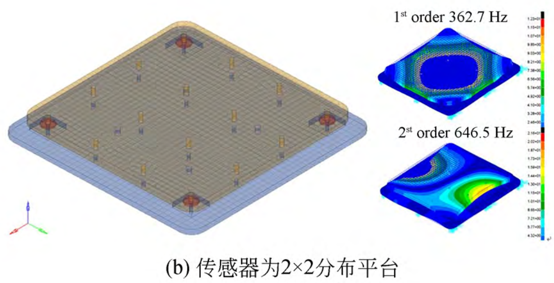
综合考虑优化空间及现有条件，测量系统的传感器采用 4×4 阵列式的基本构型，足够多的并联环节可以保证台面尺寸、平台刚度及承载能力等参数具备较高的上限，其中力传感器采用力环形式（Kistler，9134B，Sensitivity：－3.8 pC/N，Range：26 kN），预紧力矩在 15～25 N·m 之间，传感器数据用于解算 M_x、M_y、F_z。其中，M_x、M_y、F_z 分别表示扰振力解耦后对 x 轴、y 轴的力矩和沿 z 轴的力。

由于承载能力和分辨率主要由基本构型及传感器自身属性决定，在对本样机进行有限元分析过程中主要需要考虑的是其刚度特性。为了增加优化空间，负载平台和基座都采用了薄板的形式，并建立有限元模型如图 2(a)所示，该模型通过 Altair. Hypermesh 采用 1/4 对称式建模方法，单元类型主要为六面体网格(99.53%)，节点数为 10 531，单元数为 6 803，MPC 数为 0，各部件通过节点耦合的方式连接。从 MSC. Nastran 仿真结果来看，平台的基频为 1 174.6 Hz，其二阶固有频率为 1 2279.4 Hz，而一般不希望引起耦合作用的频率段在 8～800 Hz 之间，设计平台的固有频率不在此范围之内；反之，会引起振动放大。如图 2(b)所示，用同样的方法对传感器为 2×2 分布的测量平台进行仿真，得到其基频和二阶固有频率分别为 362.7 Hz 和 646.5 Hz，远低于传感器为 4×4 阵列分布平台所对应的频率。由以上仿真结果可得，所设计平台刚度较 2×2 分布



(a) 传感器为4×4分布平台

(a) Platform with 4×4 sensors



(b) 传感器为2×2分布平台

(b) Platform with 2×2 sensors

图 2　阵列式测量系统有限元模型及前两阶振型

Fig. 2　Finite element models and the first two order modes of systems

式测量平台更大，引起的结构耦合作用更小[13]。此外，与传统构型相比，所提出的阵列式布局平台刚度设计更简单，特别是对负载平台的设计要求大大降低。

基于以往的研究结果可知[11]，冗余观测及标定会导致测量结果中引入明显的系统误差，所以阵列式平台在常规的观测方法下，即全部传感器参与响应，并在不考虑环境噪声的前提下，其测试精度会大幅下降。所以将在每次扰振力测试前从16个传感器中选取最优的传感器组进行扰振力的解算，即进行预振选取最优通道组，这样就可以在保证阵列式测量系统结构特性（台面尺寸、刚度、承载能力）优异的前提下，确保测试精度。

3 三维扰振力求解

在实际的每次测量中，环境噪声是随机变量，系统误差和随机误差所占比重无法预测，被测振源的质量、扰振特性、安装位置，也是随机变量，平台内部传感器对被测振源的敏感程度也无法预测，此时系统的传递函数不是唯一确定的。所以需要在每次测量前通过预振模式对以上特性进行预估，并选出用于解算的最优通道组合。

为了预估被测振源的扰振特性，需要对被测振源进行预振。首先将被测振源安装在密封工装之内（文中并未使用振源，用力锤代替进行实验），每次预振时均用力锤作用在工装的固定位置1，2，…，9点，得到时域力输入信号$\boldsymbol{F}_h(t_k)$和16路传感器的时域响应信号$\boldsymbol{U}_{ih}(t_k)$，$i=1,2\cdots,16$，i为传感器通道数；$h=1,2,\cdots,9$，h为预振位置；$t_k=1,2,\cdots,t_k$为采样时间点，以上数据是基于某一采样频率测得的离散数据。基于该数据，首先对数据的信噪比（SNR）进行评价以选择观测方式，参见式（1）可用于评估环境噪声。

$$\mathrm{SNR}=20\log(V_{\mathrm{s}}/V_{\mathrm{n}}), \tag{1}$$

其中：V_{s}为扰振数据RMS值，V_{n}为检测环境噪声RMS值。该信噪比用于评估信号随机误差成分是否满足常规测试条件（大于20 dB），以确定参与传感器数量$m>3$的冗余观测或者$m=3$的常规观测方式。当环境噪声中随机成分过多时，拟通过适当增加参与传感器数量以降低随机误差，为了不过多引入系统误差，环境良好时应采用非冗余的观测方式。

因为微振动的幅值和频率分布较广，所以本文的微振动测量基于频谱分析。由离散傅里叶变换公式（2）可得频域力输入信号$\boldsymbol{F}_h(\omega)$和16路传感器的频域响应信号$\boldsymbol{U}_{ih}(\omega)$。

$$X(\omega_n)=DFT\left[x(t_k)\right]=\sum_{k=0}^{N-1}x(t_{\mathrm{k}})e^{-j2\pi kn/N}. \tag{2}$$

基于上述内容，在选择了观测方式之后，进行三维力的动态解耦及最优通道组的选择。假设环境噪声较小，拟选用非冗余观测方式，即$m=3$（冗余观测的三维力解耦仅在矩阵维数上存在差异，能从非冗余观测的解耦推广得到），任意选取通道组为n_l, n_m, n_n，其中$n_l\neq n_m\neq n_n$，则选取用于计算的电压输出值为$U_{lh}(\omega)$，$U_{mh}(\omega)$，$U_{nh}(\omega)$，$h=1,2,\cdots,9$，上述数据可用于解耦三维力M_x、M_y、F_z。用于传感器三维力解耦的方法较多[14-16]，但为了节省选取最优通道组时的计算机计算资源，并考虑到Matlab中计算矩阵的优越性能，所以在前期选取最优通道组时使用基于求解矩阵广义逆的解耦算法来进行求解。

此时用向量$\boldsymbol{F}(\omega)=\left[M_x(\omega)M_y(\omega)F_z(\omega)\right]^{\mathrm{T}}$表示频域输入三维力，用$\boldsymbol{U}_{lmn}(\omega)=\left[U_1(\omega)U_2(\omega)U_3(\omega)\right]^{\mathrm{T}}$表示任意选取三路输出的频域电压信号，$\boldsymbol{B}_{lmn}(\omega)$为常数误差矩阵，则三维力与电压之间的关系为：

$$\begin{bmatrix}M_x(\omega)\\M_y(\omega)\\F_z(\omega)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}C_{11}(\omega)&C_{12}(\omega)&C_{13}(\omega)\\C_{21}(\omega)&C_{22}(\omega)&C_{23}(\omega)\\C_{31}(\omega)&C_{32}(\omega)&C_{33}(\omega)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}U_1(\omega)\\U_2(\omega)\\U_3(\omega)\end{bmatrix}+\boldsymbol{B}_{lmn}(\omega), \tag{3}$$

即：

$$\boldsymbol{F}(\omega)=\boldsymbol{C}_{lmn}(\omega)\boldsymbol{U}_{lmn}(\omega)+\boldsymbol{B}_{lmn}(\omega), \tag{4}$$

其中，$\boldsymbol{F}(\omega)$、$\boldsymbol{U}_{lmn}(\omega)$为$3\times h_{\mathrm{i}}$矩阵，$h_{\mathrm{i}}$代表预振位置，一般来说$h_{\mathrm{i}}\geqslant 3$；$\boldsymbol{C}_{lmn}(\omega)$为平台的动态标定矩

阵。为了使指标$J=B_{lmn}(\omega)^{\mathrm{T}}B_{lmn}(\omega)$为最小，此时标定矩阵$C_{lmn}(\omega)$可以通过求广义逆矩阵的方式得到：

$$\begin{aligned}&C_{lmn}(\omega)=\\&F_{lmn}(\omega)U_{lmn}(\omega)^{\mathrm{T}}[U_{lmn}(\omega)U_{lmn}(\omega)^{\mathrm{T}}]^{-1}.\end{aligned}\tag{5}$$

由此，可得到任意三个通道的$C_{lmn}(\omega)$。尽管通过求广义逆矩阵来计算解耦矩阵的方式没有考虑电压矩阵为0时的偏置值，使得解算存在一定的误差，但在最优通道组选取时，如此标定矩阵C的求取计算量更小、耗时更少、更为快捷。

将求广义逆得到的C_{16}^{3}个动态标定矩阵$C_{lmn}(\omega)$分别与对应电压输出矩阵$U_{lmn}(\omega)$相乘得到C_{16}^{3}个力矩阵的计算值$F_{lmn}{}'(\omega)$，即力估计值：

$$F_{lmn}{}'(\omega)=C_{lmn}(\omega)U_{lmn}(\omega).\tag{6}$$

为了得到最佳三个通道数，即力计算值$F_{lmn}{}'(\omega)$与力输入值$F(\omega)$的差值最小，建立如下目标函数：

$$\min[\mathrm{Target}=\|F(\omega)-F_{lmn}{}'(\omega)\|F].\tag{7}$$

基于Matlab遍历16路传感器输出数据的所有组合，并结合公式(7)可得使误差最小的通道组合n_{b1}、n_{b2}、n_{b3}。

为了实现更为精确的三维力解算，基于最优通道组n_{b1}、n_{b2}、n_{b3}的实验数据$U_1(\omega)$、$U_2(\omega)$、$U_3(\omega)$，使用了基于全回归法的线性解耦算法[17]（冗余观测方式$m>3$下的解耦同样推广可得）。

假设z方向上的力$F_z(\omega)$与三个最优通道的电压值$U_1(\omega)$、$U_2(\omega)$、$U_3(\omega)$的线性关系如式(8)：

$$\begin{aligned}&F_z(\omega)=\beta_0(\omega)+\beta_1(\omega)^{\mathrm{T}}U_1(\omega)+\\&\beta_2(\omega)^{\mathrm{T}}U_2(\omega)+\beta_3(\omega)^{\mathrm{T}}U_3(\omega)+\varepsilon(\omega),\end{aligned}\tag{8}$$

式(8)为回归方程，其中$\beta_0(\omega)$、$\beta_1(\omega)$、$\beta_2(\omega)$、$\beta_3(\omega)$为回归系数，$\varepsilon(\omega)$为剩余误差。根据$F_z(\omega)$、$U_1(\omega)$、$U_2(\omega)$、$U_3(\omega)$的h组测试数据可计算回归系数。将测试数据带入式(8)，可得：

$$\begin{aligned}&F_{zk}(\omega)=\beta_0(\omega)+\beta_1(\omega)^{\mathrm{T}}U_{1k}(\omega)+\\&\beta_2(\omega)^{\mathrm{T}}U_{2k}(\omega)+\beta_3(\omega)^{\mathrm{T}}U_{3k}(\omega)+\varepsilon_k(\omega),\end{aligned}\tag{9}$$

其中：$k=1,2,\cdots,h$；$\varepsilon_k(\omega)$为每次测试的误差。设$\beta_i(\omega)(i=1,2,3)$的估计值为$b_i(\omega)$，$\varepsilon_k(\omega)$的估计值为$e_k(\omega)$，则(9)式可以写为：

$$\begin{aligned}&F_{zk}(\omega)=b_0(\omega)+b_1(\omega)^{\mathrm{T}}U_{1k}(\omega)+\\&b_2(\omega)^{\mathrm{T}}U_{2k}(\omega)+b_3(\omega)^{\mathrm{T}}U_{3k}(\omega)+e_k(\omega).\end{aligned}\tag{10}$$

设$F_{zk}(\omega)$的估值为$\hat{F}_{zk}(\omega)$，则：

$$\begin{aligned}&\hat{F}_{zk}(\omega)=b_0(\omega)+b_1(\omega)^{\mathrm{T}}U_{1k}(\omega)+\\&b_2(\omega)^{\mathrm{T}}U_{2k}(\omega)+b_3(\omega)^{\mathrm{T}}U_{3k}(\omega).\end{aligned}\tag{11}$$

由此，b_0、b_1、b_2、b_3的值可通过式(12)、式(13)求得[17]：

$$b_0(\omega)=\bar{F}_z-\sum_{i=1}^{3}b_i(\omega)^{\mathrm{T}}\bar{U}_i(\omega),\tag{12}$$

$$\begin{bmatrix}b_1(\omega)\\b_2(\omega)\\b_3(\omega)\end{bmatrix}^{\mathrm{T}}\begin{bmatrix}S_{11}(\omega)&S_{21}(\omega)&S_{31}(\omega)\\S_{12}(\omega)&S_{22}(\omega)&S_{32}(\omega)\\S_{13}(\omega)&S_{23}(\omega)&S_{33}(\omega)\end{bmatrix}=\begin{bmatrix}S_{1y}(\omega)\\S_{2y}(\omega)\\S_{3y}(\omega)\end{bmatrix}^{\mathrm{T}},\tag{13}$$

其中：$\bar{F}_z(\omega)=\dfrac{1}{h}\sum\limits_{k=1}^{h}F_{zk}(\omega)$，$\bar{U}_i(\omega)=\dfrac{1}{h}\sum\limits_{k=1}^{h}U_{ik}(\omega)$ $(i=1,2,3)$，$S_{ij}(\omega)=\sum\limits_{k=1}^{h}U'_{ik}(\omega)^{\mathrm{T}}U'_{jk}(\omega)$，$S_{iy}(\omega)=\sum\limits_{k=1}^{h}F'_{zk}(\omega)^{\mathrm{T}}U'_{ik}(\omega)$。

则可得到(11)的具体表达式，同理分别可得$M_x(\omega)$、$M_y(\omega)$关于$U_1(\omega)$、$U_2(\omega)$、$U_3(\omega)$的表达式。若想要时域下的力信号，将得到的频域下的三维力经离散傅里叶逆变换可得到：

$$x(t_k)=IDFT[X(\omega_{\mathrm{n}})]=\frac{1}{N}\sum_{k=0}^{N-1}X(\omega_{\mathrm{n}})e^{-j2\pi kn/N}.\tag{14}$$

至此，从16个传感器中选取了最优电压输出通道组，并用最优通道组的测试数据得到更为精确的扰振三维力表达式。

4　实　验

实验主要包括：验证阵列式平台的刚度及动态线性度；验证振动实验最优传感器组合的选取和三维力表达式的求解过程，即预振实验；完成扰振力测试，检测动态力测量精度，验证测量平台及测量方式的可行性，并验证以上理论的正确性。

4.1　固有频率及动态线性度测试实验

图3为动态力学性能测试实验系统实物图，

系统主要包括加载工装、电荷放大器、数据采集设备、测力平台样机、分析系统(精度：±0.1 dB；VRAI820-24bit，M+P，Germany）以及力锤(086C03，PCB；灵敏度：2.25 mV/N；分辨率：0.02 N-rms；测量范围：±2 200 N-pk)。

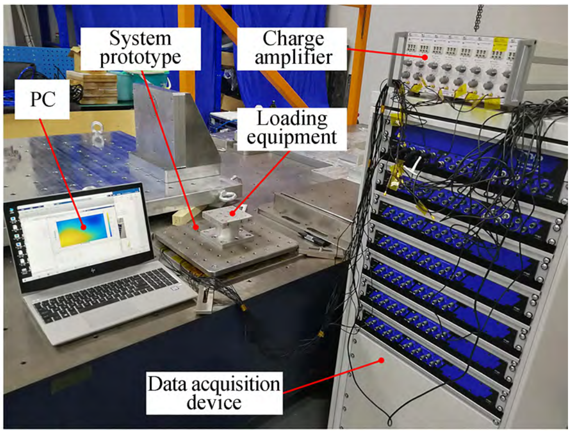


图 3 测试系统

Fig. 3 Test system

其中，测力平台的传感器分布如图 4 所示，为 4×4 的结构布局形式，在轴线处并没有布置传感器，以防止“不能测得扭矩”的现象出现并使得解耦失败，图中 $a_1=b_1=0.15$ m，$a_{11}=b_{11}=0.05$ m[11]。

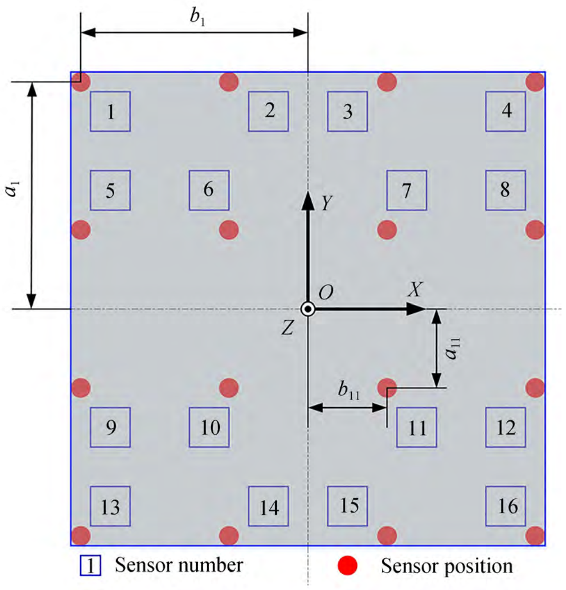
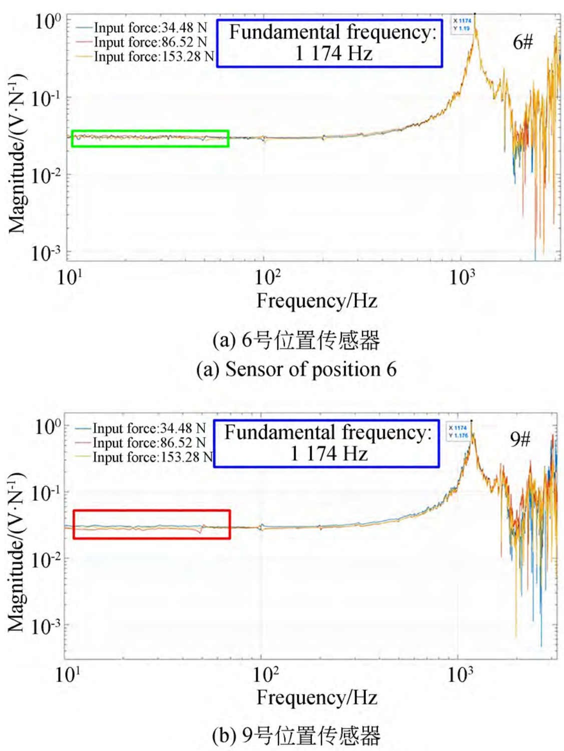


图 4 传感器位置分布

Fig. 4 Sensors location distribution

实验首先测量了系统的固有频率。通过力锤输入宽频冲击信号，可以得到系统各传感器的频响函数曲线。图 5 展示了 6 和 9 号位置传感器的频响函数曲线。为了原理上验证动态线性度，通过输入不同峰值的宽频冲击，并检测频响函数曲线的重合度，同时通过该曲线，平台的基频也可以被得到。可得系统基频为 1 174 Hz（采样频率：8 192 Hz，有效带宽：0.062 5 Hz～3 200 Hz），由前文可知系统仿真基频为 1 174.6 Hz，两个值非常接近，表明阵列式系统在仿真刚度设计时的优势，利于耦合测试需求下的系统设计。此外，样机的负载平台很薄，通过加强设计，其刚度可以进一步提升。基于传递函数的重合度，通过不同频段曲线相互之间的相对误差来表征动态线性度，由式(15)可算得：各通道的动态线性度都可以保证在 0.1% FS 以内，其中 $i=1,2,3$；$j=1,2,\cdots,n_{\mathrm{fft}}$。同时，也可以在图 5(b)红框中看到由于工频(50 Hz 及其倍频)的影响，滤波后频响函数产生了平移，在现有条件下难以避免。



(a) 6号位置传感器

(a) Sensor of position 6

(b) 9号位置传感器

(b) Sensor of position 9

图 5 系统频响函数

Fig. 5 Frequency response function of the system

$$\delta=\frac{\max\left[\left|F_i(\omega j)-F_i'(\omega j)\right|\right]}{\left|F_i(\omega j)\right|}\times 100\%. \tag{15}$$

4.2　预振实验

为了获得最优通道组,从而进行三维力表达式(11)的求解。通过试验方法验证了预振流程。

如图6所示,工装安装在平台上的2~7位置处。其中,位置2~7表示工装安装的对角线位置为传感器2和7。如图7所示,工装上有九个加载点,可通过力锤对工装在加载点上进行加载。本实验取1、5、9三点输入宽频冲击力(采样频率为2 048 Hz,采样时间为16 s,有效带宽1/16~800 Hz,标定有效系数为2.56),选取$h=3$,即每点加载3次,每点3次的力锤反馈力取平均后作为输入标定力,以降低人为随机误差。同时16个通道的电压输出值也取平均后作为每路通道的输出值。照式(1)计算后,选定传感器数$m=3$的非冗余观测方式。经式(2)可得频域下的输入信号和响应信号。

由于所施加的载荷并不在平台安装面上,需将1、5、9三点的载荷转换到平台安装面的形心处,即:

$$F_{3\times 3}(\omega)=C'F''_{3\times 3}(\omega), \tag{16}$$

其中:$F_{3\times 3}(\omega)$表示频域下等效到平台安装面形心的载荷;$F''_{3\times 3}(\omega)$表示频域下实际加载载荷,是一个对角阵,矩阵中的$F''_{ii}(\omega)$等于1、5、9三点上3次加载载荷的平均值;C'表示实际加载载荷矩阵与等效载荷之间的转换矩阵。由工装的安装位置2~7可得C'为:

$$C'=\begin{bmatrix}-0.15 & -0.10 & -0.05\\ -0.05 & 0 & 0.05\\ 1 & 1 & 1\end{bmatrix}. \tag{17}$$

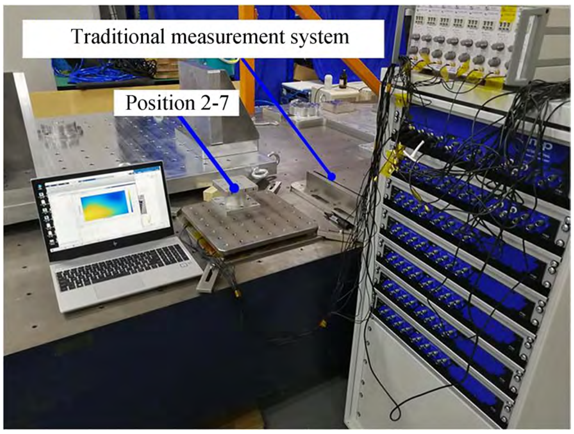
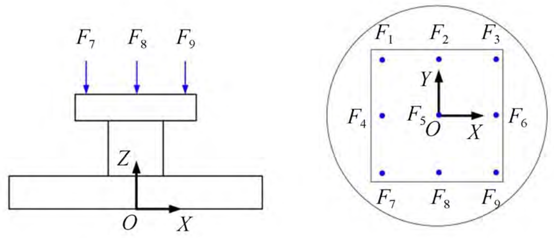


图6　工装放置示意图

Fig. 6　Diagram of tooling placement



(a) 正视图
(a) Front view

(b) 俯视图
(b) Top view

图7　标定过程的加载点布局

Fig. 7　Layout of the load points for the calibration process

基于以上,式(3)可改写为:

$$\begin{bmatrix}-0.15 & -0.10 & -0.05\\ -0.05 & 0 & 0.05\\ 1 & 1 & 1\end{bmatrix}\begin{bmatrix}F_1(\omega) & 0 & 0\\ 0 & F_5(\omega) & 0\\ 0 & 0 & F_9(\omega)\end{bmatrix}=$$

$$\begin{bmatrix}C_{11}(\omega) & C_{12}(\omega) & C_{13}(\omega)\\ C_{21}(\omega) & C_{22}(\omega) & C_{23}(\omega)\\ C_{31}(\omega) & C_{32}(\omega) & C_{33}(\omega)\end{bmatrix}\begin{bmatrix}U_{l1}(\omega) & U_{l5}(\omega) & U_{l9}(\omega)\\ U_{m1}(\omega) & U_{m5}(\omega) & U_{m9}(\omega)\\ U_{n1}(\omega) & U_{n5}(\omega) & U_{n9}(\omega)\end{bmatrix}+B_{lmn}(\omega), \tag{18}$$

其中:$F_1(\omega)$、$F_5(\omega)$、$F_9(\omega)$表示通过点1、5、9输入的力。$U_{li}(\omega)$、$U_{mi}(\omega)$、$U_{ni}(\omega)$ ($i=1,5,9$)表示任意三个通道组对应于1、5、9三点的电压输出值。每个元素C_{ij}长度为32 768。

式(18)即可写为:

$$C'F''(\omega)=C_{lmn}(\omega)U_{lmn}(\omega)+B_{lmn}(\omega). \tag{19}$$

由式(19)可解得任意三个通道的标定矩阵:

$$C_{lmn}(\omega)=C'F''(\omega)U_{lmn}^{-1}(\omega). \tag{20}$$

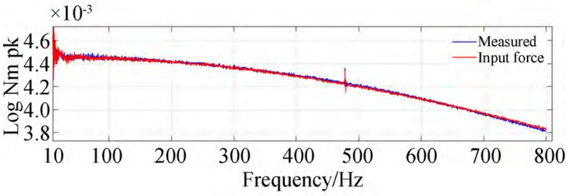
通过Matlab的遍历搜索,找到满足(7)式的通道组合,分别为第3、6、7通道。

将第3、6、7通道的实验数据带入式(12)、(13)可得本次扰振力更为精确的测量表达式(11)。

4.3 扰振力测试

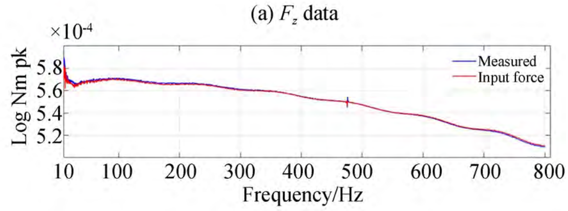
最后,测试了系统的扰振力测量精度。工装安装位置应与预振测试一致,如图6所示。本测试在工装的2点输入冲击力。

图8为基于全回归法的线性解耦算法下平台解算得到的扰振力与输入扰振力的对比图,其中(a)为F_z数据,(b)为M_y的解耦数据。从图中可以看出,所设计的阵列式平台刚度特性比较稳定,受传递函数平整度影响,关心频段没有峰值,解耦结果更为准确,拟合度更高。平台灵敏度及承载能力则主要由传感器确定,灵敏度可达1 000 mV/N,测量范围达到416 kN(根据并联分载原理:26 kN×16=416 kN)。



(a) F_z数据

(a) F_z data



(b) M_y数据

(b) M_y data

图8　位置2-7-2输入力与解耦力对比图

Fig. 8　Comparison of measured forces with input forces under position 2-7-2

表1中列出了两种算法下8～800 Hz内的动态相对测量误差,其中a为求解矩阵广义逆的解耦算法,b为基于全回归法的线性解耦算法。可得基于全回归法的线性解耦算法下的各向平均相对误差小于5%,相较于基于求解矩阵广义逆的解耦算法求得的三维力误差更小、精度更高。

由以上实验验证了前文理论的正确性,且所设计平台的刚度强、载荷大、精度高。

表1　两种解耦算法下8~800 Hz内动态相对测量误差

Tab. 1　Dynamic relative measurement error within 8-800 Hz for two decoupling algorithms

Frequency range/Hz	Relative error/%					
	F_z		M_x		M_y	
	a	*b*	*a*	*b*	*a*	*b*
8～200	3.76	1.55	3.82	1.59	4.39	1.91
200～400	2.09	0.98	1.95	1.20	2.68	1.12
400～600	2.47	1.01	2.65	0.79	3.65	1.04
600～800	3.03	1.36	4.12	1.68	1.51	1.54

5　测量策略

经实验验证了所述测试方法的可行性,故提出如图9所示的测量策略:

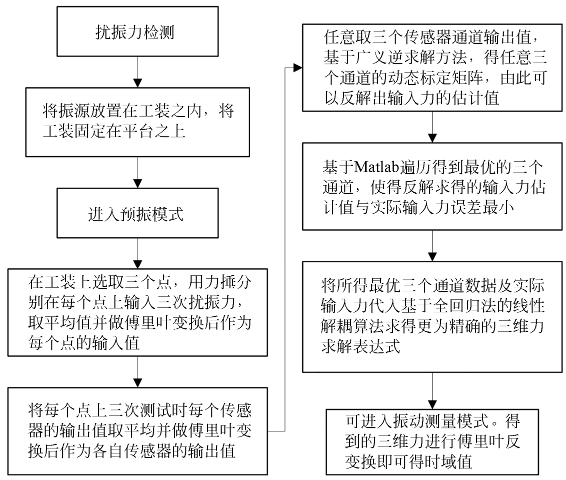


图9　测量策略流程图

Fig. 9　Flowchart of measuring strategy

6　结　论

本文提出一种基于阵列式传感器分布的扰振力测量系统,可用于航天器中大型振源或振源组件的扰振力地面测量实验。该系统通过阵列式的并联环节有效地提高了系统的台面尺寸、刚度及承载能力;并基于实验验证提出了一种测量策略,提高了系统的测量精度。样机的实验结果表明该系统具备较高的承载能力和刚度上限(样机基频为1 174 Hz,承载能力可达

416 kN）；在 8～800 Hz 范围内，各向平均相对误差低于 5%。该研究结果证明阵列式测量平台及其测量策略具备可行性，可适用于各类振源的扰振力测试。

参考文献：

[1] STABILE A, AGLIETTI G S, RICHARDSON G, *et al*. Design and verification of a negative resistance electromagnetic shunt damper for spacecraft micro-vibration[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2017, 386: 38-49.

[2] KAWAK B J. Development of a low-cost, low micro-vibration CMG for small agile satellite applications[J]. *Acta Astronautica*, 2017, 131: 113-122.

[3] SECRETARIAT E. ECSS-E-HB-32-26A Spacecraft Mechanical Loads Analysis Handbook [J]. *European Cooperation for Space Standaridization*, 2013.

[4] LI L, TAN L Y, KONG L, *et al*. The influence of flywheel micro vibration on space camera and vibration suppression[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2018, 100: 360-370.

[5] CHENG Y, REN G X, DAI S L. The multi-body system modelling of the Gough-Stewart platform for vibration control[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2004, 271(3/4/5): 599-614.

[6] TING Y, CHEN Y S, JAR H C. Modeling and control for a Gough-Stewart platform CNC machine [J]. *Journal of Robotic Systems*, 2004, 21(11): 609-623.

[7] PEDRAMMEHR S, MAHBOUBKHAH M, KHANI N. A study on vibration of Stewart platform-based machine tool table[J]. *The International Journal of Advanced Manufacturing Technology*, 2013, 65(5/6/7/8): 991-1007.

[8] JIA Z Y, LIN S, LIU W. Measurement method of six-axis load sharing based on the Stewart platform [J]. *Measurement*, 2010, 43(3): 329-335.

[9] RANGANATH R, NAIR P S, MRUTHYUNJAYA T S, *et al*. A force-torque sensor based on a Stewart Platform in a near-singular configuration [J]. *Mechanism and Machine Theory*, 2004, 39(9): 971-998.

[10] LI Y J, SUN B Y, ZHANG J, *et al*. A novel parallel piezoelectric six-axis heavy force/torque sensor [J]. *Measurement*, 2009, 42(5): 730-736.

[11] XIA M Y, XU Z B, HAN K, *et al*. Dynamic disturbance force measurement platform for large moving device in spacecraft[J]. *Journal of Sound and Vibration*, 2019, 447: 61-77.

[12] Durand D, France C. Measurement sensor for a linking wrench between two mechanical parts, as well as its manufacturing process. *US*, US005821431[P], 1998-10-13.

[13] XIA M Y, QIN C, WANG X M, *et al*. Modeling and experimental study of dynamic characteristics of the moment wheel assembly based on structural coupling[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2021, 146: 107007.

[14] 贾振元，李映君，张军，等．并联式轴用压电六维力/力矩传感器[J]．机械工程学报，2010，46(11)：62-68.
JIA Z Y, LI Y J, ZHANG J, *et al*. Axial piezoelectric 6-component force/torque sensor based on parallel structure[J]. *Journal of Mechanical Engineering*, 2010, 46(11): 62-68.(in Chinese)

[15] 茅晨，宋爱国，高翔，等．六维力/力矩传感器静态解耦算法的研究与应用[J]．传感技术学报，2015，28(2)：205-210.
MAO C, SONG A G, GAO X, *et al*. Research and application of static decoupling algorithm for six-axis force/torque sensor[J]. *Chinese Journal of Sensors and Actuators*, 2015, 28(2): 205-210.(in Chinese)

[16] 周山，刘利平，高建宇，等．三维力传感器静态解耦方法的研究[J]．电子测量与仪器学报，2020，34(8)：181-187.
ZHOU S, LIU L P, GAO J Y, *et al*. Research on static decoupling algorithm for 3-axis wrist force sensor[J]. *Journal of Electronic Measurement and Instrumentation*, 2020, 34(8): 181-187.(in Chi-

nese)

[17] 崔劲，高震，彭博．三维力传感器静态解耦算法研究[J]．软件，2020，41(11)：102-105.

CUI J, GAO Z, PENG B. Research of static decoupling algorithm for three-axial force sensor[J]. *Software*, 2020, 41(11): 102-105. (in Chinese)

作者简介：

周成波(1997－)，男，博士研究生，浙江宁波人，2020年于东北石油大学获得学士学位，中国科学院大学博士研究生，主要从事智能机器人、振动主动控制的研究。E-mail：zhouchengbo20@mails.ucas.ac.cn

通讯作者：

夏明一(1988－)，男，吉林松原人，助理研究员，2011、2014年于北京航空航天大学分别获得学士学位、硕士学位，2019年与中国科学院大学获得博士学位，主要从事结构动力学及振动主动控制、结构强度、飞行器设计。E-mail：xiamingyi@ciomp.ac.cn