

# 姿轨控发动机结构的中频振动响应分析

吴丹<sup>1</sup>, 薛杰<sup>1</sup>, 艾鹏飞<sup>2</sup>, 王珺<sup>1</sup>, 谢石林<sup>2</sup>

(1. 西安航天动力研究所液体火箭发动机技术重点实验室, 710100, 西安;

2. 西安交通大学航天航空学院, 710049, 西安)

**摘要:** 为了提高姿轨控发动机结构环境试验的设计水平,迫切需要研究相应的环境试验响应分析方法。基于姿轨控发动机中频振动特征明显这一特点,综合考虑各组件的模态数及结构特征,为姿轨控发动机建立了适用于中频响应分析的混合有限元-统计能量分析(FE-SEA)模型。在地面试验中,由于使用振动台,输入功率无法直接采用现有理论进行计算,提出了一种基于连接界面随机振动加速度功率谱密度的振动台激励输入功率计算方法,用以实现发动机结构在振动台激励下的响应预示。基于混合有限元-统计能量分析的姿轨控发动机结构响应预示结果与振动台试验的响应测量结果比较,结果表明,混合有限元-统计能量分析方法在中频分析频段内能够准确预示结构响应,当随机子系统的模态数大于3时,对应中心频率下的结构中频响应预示误差均小于 $\pm 3$  dB,具有良好的环境试验响应预示精度。混合 FE-SEA 方法的预示结果准确性与随机子系统在分析频带内的模态数密切相关,当模态数较小时,预示结果与试验结果在较低频带的误差变得显著。该研究内容为姿轨控发动机结构的中频振动响应分析提供了有效参考。

**关键词:** 姿轨控发动机结构;中频振动;混合有限元-统计能量分析;振动台激励;响应预示

**中图分类号:** V439 **文献标志码:** A

**DOI:** 10.7652/xjtuxb202311002 **文章编号:** 0253-987X(2023)11-0012-09

## Analysis of Medium Frequency Vibration Response of Attitude and Orbit Control Engine Structure

WU Dan<sup>1</sup>, XUE Jie<sup>1</sup>, AI Pengfei<sup>2</sup>, WANG Jun<sup>1</sup>, XIE Shilin<sup>2</sup>

(1. National Key Laboratory of Science and Technology on Liquid Rocket Engine, Xi'an Aerospace Propulsion Institute

Xi'an 710100, China; 2. School of Aerospace Engineering, Xi'an Jiaotong University, Xi'an 710049, China)

**Abstract:** To improve the design of environmental tests for attitude and orbit control engine (AOCE) structures, it is crucial to explore methods that suit environmental test response analysis. Considering the distinct mid-frequency vibration characteristics of AOCE structures and the modal densities and structural features of various components, a hybrid finite element-statistical energy analysis (FE-SEA) model suitable for mid-frequency response analysis of AOCE structures was established. During the ground tests, the use of a shaker made it impossible to calculate the input power directly. To address this issue, this paper proposes a method for calculating the shaker excitation input power based on the power spectral density of random vibration at the interface. This method can predicate the response of AOCE structures to shaker excitation. The

收稿日期: 2023-03-29。 作者简介: 吴丹(1986—),女,高级工程师;谢石林(通信作者),男,教授,博士生导师。 基金项目: 国家自然科学基金资助项目(11872290)。

网络出版时间: 2023-08-10

网络出版地址: <https://link.cnki.net/urlid/61.1069.T.20230809.1743.002>

comparison between the response prediction results based on the hybrid FE-SEA model and the response measurement results from the shaker experiments demonstrates that the hybrid FE-SEA method accurately predicts the structural response within the mid-frequency analysis range. For random subsystems with modal numbers higher than three, the predicted errors of mid-frequency responses at corresponding center frequencies are all less than  $\pm 3$  dB, indicating a favorable precision in environmental test response prediction. The accuracy of the hybrid FE-SEA method's prediction results is closely related to the modal numbers of random subsystems within the analysis frequency band. Notably, when modal numbers are relatively small, the predicted results show significant errors compared to the experimental results in the lower frequency band. This study provides a valuable reference for the design of mid-frequency vibration environmental tests for AOCE structures.

**Keywords:** attitude and orbit control engine; medium-frequency vibration; hybrid finite element-statistical energy analysis; shaker excitation; response prediction

姿轨控发动机所处环境特殊,在飞行状态下承受着冲击、振动以及噪声等多种复杂载荷的共同作用,载荷分布频带宽、激励能量大,引起的结构动态响应具有频带宽、幅值大的特点<sup>[1-2]</sup>。因其结构组成及材料组成十分复杂,导致组件的动力学特性在一定的载荷频率范围内差异明显,部分组件的模态密度较大,而部分组件的模态较为稀疏。因此,姿轨控发动机在工作频段的较大范围内具有典型的中频振动特征。

针对航天结构的低频和低频动力学分析已有大量报道。有限元法被广泛用于航天结构的动响应分析、疲劳分析、结构参数优化<sup>[3-5]</sup>,高频动力学分析常使用统计能量分析方法<sup>[6-9]</sup>,中频振动问题在姿轨控发动机结构的动力学分析中常被忽略。

混合有限元-统计能量分析(FE-SEA)是一种有效的中频动力学响应分析方法,它建立在传统统计能量分析之上<sup>[10-11]</sup>。Langley 和 Shorter 提出了基于波动方法的混合 FE-SEA 方法<sup>[12-14]</sup>,并使用混合边界建立描述两种子系统间的耦合关系。在各种混合方法中,这一理论能够处理各类结构间载荷的双向传递问题,并且能够对复杂结构进行动力学响应预示,使得这一方法在后来的研究中被广泛应用。Cicirello 等将参数和非参数不确定性引入该方法中,研究了具有不确定性的耦合系统的中频动力学问题<sup>[15-16]</sup>。朱卫红等研究了混合统计能量分析中混合连接关系,对混合连接处确定性子系统和随机子系统的耦合关系给出了理论解<sup>[17-19]</sup>。

尽管混合统计能量分析(SEA)出现的时间较短,但其在汽车、船舶、航天和航空等领域的应用研究已获得了广泛关注<sup>[20]</sup>。张永杰等应用混合统计能量方法开展了梁板结构在振动台试验条件下的动

力学响应预示,通过对比分析梁上测点和振动台控制点的加速度功率谱密度,对建立的动力学模型施加了合理的约束,并通过试验提取统计能量子系统的各参数,最后得到了与试验结果吻合的预示结果,两者的均方根误差最大为 3.9 dB<sup>[21]</sup>。该文由于模型的特殊性,可施加约束来实现振动台加速度载荷,考虑一般情况,需获取外部激励对随机子系统(使用统计能量分析建立)的输入功率,来实现振动台激励条件的仿真计算。Liu 等运用混合统计能量分析钢-混凝土复合铁路桥的结构噪声,钢梁结构使用 SEA 建模,混凝土桥面使用 FE 建模,并通过现场测量火车经过时的结构噪声用于模型验证<sup>[22]</sup>。余亮亮等采用混合统计能量分析对箱梁结构噪声特性进行分析,建立 1/10 箱梁 FE-SEA 模型,进行模态试验和声学试验,结果表明,混合统计能量分析提高了计算效率,并且预示结果与试验结果相吻合<sup>[23]</sup>。彭垒等基于混合统计能量分析,建立了能完整考虑内饰板、多孔吸声材料和铝型材的磁浮列车组合顶板声振特性预测模型,对比了磁浮列车圆顶部分、空调区域、顶侧区域的结构声振特性<sup>[24]</sup>。Sadeghi 等运用混合统计能量分析,建立了车轮和轨道之间的滚动接触噪声环境下的轨道部件的中频动力学模型,研究了轨道特性对接触噪声的影响<sup>[25]</sup>。上述采用混合统计能量分析解决结构在各类中频振动环境下的动力学问题的成功案例,表明混合 FE-SEA 在解决结构的中频问题上的有效性和优越性。

尽管在混合 FE-SEA 的工程应用研究方面已经取得了显著进展,然而针对姿轨控发动机结构的中频动力学分析目前鲜有研究。姿轨控发动机结构的振动状态直接影响其正常工作性能,并关系到飞行器整个任务执行的成败,因此是一项重要的性能考

核指标。为了有效开展姿轨控发动机结构的振动环境试验,提高当前的环境试验设计水平,迫切需要发展相应的响应预示方法,为环境试验设计提供参考。

本文基于混合有限元-统计能量分析理论开展姿轨控发动机结构的中频振动响应分析,建立了其混合模型并开展了模型修正。在姿轨控发动机结构的地面试验中,由于使用振动台,输入功率无法直接采用现有理论进行计算。针对这一问题,提出了一种振动台输入功率的计算方法,用于姿轨控发动机结构的混合统计能量分析研究。使用该方法开展了响应预示,最终利用试验结果与混合统计能量分析模型的预示结果进行了验证。

## 1 混合 FE-SEA 方法

在混合 FE-SEA 理论中,复杂组合结构可以划分为确定性子系统和随机子系统<sup>[19]</sup>,确定性子系统通过有限元法或边界元法进行描述,随机子系统则通过统计能量分析方法进行描述。结合波动理论,将确定性子系统与随机子系统之间的振动波传递和反射通过混合连接处的直接场和混响场进行描述,从而建立两者之间的耦合关系。

确定性子系统动响应的互谱 $\langle S_{qq} \rangle$ 可表示为

$$\langle S_{qq} \rangle = \mathbf{D}_{\text{tot}}^{-1} (\mathbf{S}_{\text{ff}}^{\text{ext}} + \sum_m \frac{4E_m}{\pi\omega n_m} \text{Im} \{ \mathbf{D}_{\text{dir}}^{(m)} \}) \mathbf{D}_{\text{tot}}^{-\text{H}} \quad (1)$$

式中:符号 $\langle \cdot \rangle$ 表示集合平均;上标“ $\text{—H}$ ”表示矩阵的共轭转置并求逆; $\mathbf{D}_{\text{tot}}$ 为系统的总动刚度矩阵; $\mathbf{D}_{\text{dir}}^{(m)}$ 为第 $m$ 个统计子系统的直接场动刚度; $\mathbf{S}_{\text{ff}}^{\text{ext}}$ 为作用在确定性子系统的广义力的互谱; $E_m$ 为第 $m$ 个随机子系统的能量; $n_m$ 为第 $m$ 个随机子系统的模态密度; $\omega$ 为圆频率。

随机子系统的能量 $E_m$ 可通过求解子系统间的功率平衡方程得出,功率平衡方程可表示为

$$\omega(\eta_i + \eta_{\text{d},i})E_i + \sum_{j=1, j \neq i}^N \omega\eta_{ij} \left( \frac{E_i}{n_i} - \frac{E_j}{n_j} \right) = P_{\text{in},0}^{(i)} + P_{\text{in},1}^{(i)} \quad (2)$$

式中: $\eta_i$ 为第 $i$ 个子系统的内损耗因子; $\eta_{ij}$ 为能量从子系统 $i$ 到传递到子系统 $j$ 时的耦合损耗因子; $\eta_{\text{d},i}$ 为确定性子系统在与随机子系统 $i$ 的混合边界处产生的等效损耗因子; $E_i$ 为子系统 $i$ 的能量; $P_{\text{in},0}^{(i)}$ 为直接场对随机子系统 $i$ 的输入功率; $P_{\text{in},1}^{(i)}$ 为外界对随机子系统 $i$ 的输入功率。

结合确定性子系统的动响应计算公式和随机子系统的功率流平衡方程,即可求取确定性子系统的位移响应谱和随机子系统的能量响应。

## 2 姿轨控发动机混合 FE-SEA 模型

### 2.1 混合模型建立

图 1 为姿轨控发动机结构示意图。根据混合 FE-SEA 理论的基本假设,按照分析频带内的模态数,将姿轨控发动机结构划分为确定性子系统和若干随机子系统。

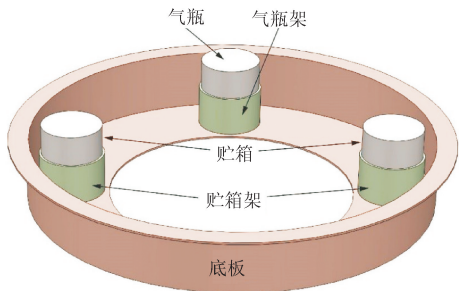


图 1 姿轨控发动机结构示意图

Fig. 1 Schematic diagram of attitude and orbit control engine structure

为了对子系统类型进行合理划分,对结构各部件的模态数进行了计算。在 $200 \sim 2\,000\text{ Hz}$ 范围内,采用 $1/3$ 倍频程计算结构主要部件在自由边界、简支边界和固支边界条件下的模态数。

表 1 为底板在 3 种不同边界条件下各频段内的模态数,将其平均值作为底板的模态数,表 2 为主要结构部件在各频段内的模态数。气瓶、阀门等其余结构计算出的第一阶模态均高于 $2\,000\text{ Hz}$ ,因此不对其进行模态数计算,直接划分为确定性子系统。

表 1 不同边界条件下各分析频段内底板的模态数  
Table 1 Modal numbers of the base plate in each analysis frequency band under different boundary conditions

| 中心<br>频率/Hz | 模态数  |      |      |       |
|-------------|------|------|------|-------|
|             | 自由边界 | 简支边界 | 固支边界 | 平均值   |
| 200         | 3    | 3    | 1    | 2.33  |
| 250         | 3    | 2    | 2    | 2.33  |
| 315         | 1    | 1    | 1    | 1.00  |
| 400         | 2    | 2    | 1    | 1.67  |
| 500         | 3    | 4    | 2    | 3.00  |
| 630         | 5    | 4    | 2    | 3.67  |
| 800         | 4    | 6    | 3    | 4.33  |
| 1 000       | 8    | 8    | 7    | 7.67  |
| 1 250       | 10   | 10   | 10   | 10.00 |
| 1 600       | 14   | 14   | 7    | 11.67 |
| 2 000       | 17   | 17   | 14   | 16.00 |

表 2 主要结构部件各分析频段内的模态数

Table 2 Modal numbers of the main structural components in each analysis frequency band

| 中心<br>频率/Hz | 模态数   |        |      |          |
|-------------|-------|--------|------|----------|
|             | 底板    | 贮箱 1,2 | 气瓶支架 | 贮箱支架 1,2 |
| 200         | 2.33  | 0      | 0.67 | 0.67     |
| 250         | 2.33  | 0      | 0    | 0        |
| 315         | 1.00  | 0      | 0.33 | 0.67     |
| 400         | 1.67  | 0.33   | 0.67 | 0.67     |
| 500         | 3.00  | 0.33   | 1.00 | 1.33     |
| 630         | 3.67  | 1.00   | 0.67 | 2.00     |
| 800         | 4.33  | 3.67   | 2.60 | 1.00     |
| 1 000       | 7.67  | 3.00   | 0.67 | 3.00     |
| 1 250       | 10.00 | 4.33   | 3.33 | 3.00     |
| 1 600       | 11.67 | 5.33   | 1.00 | 6.00     |
| 2 000       | 16.00 | 12.67  | 4.33 | 6.00     |

各子系统在中心频率  $f_c < 630$  Hz 时模态数稀疏;底板和贮箱在中心频率  $f_c > 630$  Hz 时模态密度明显提升,可将该频段划分为随机子系统;贮箱支架在中心频率  $f_c > 1\,000$  Hz 时模态密度明显提升,但由于其结构复杂,不便建立统计能量分析模型;对其他结构,在  $200 \sim 2\,000$  Hz 内的模态密度变化不明显。根据以上对部件模态数的计算结果,结合混合统计能量分析中子系统划分类型的原则<sup>[19]</sup>,在  $630 \sim 2\,000$  Hz 范围内,将底板、贮箱 1、贮箱 2 划分为随机子系统,而将其他结构部件划分为确定性子系统。

基于子系统的划分方案,根据姿轨控发动机结构三维几何模型,分别建立随机子系统的统计能量分析模型和确定性子系统的有限元模型。在两种模型间根据结构实际连接关系建立混合连接,最终可获得姿轨控发动机结构的混合 FE-SEA 理论模型。

2.2 统计能量分析参数识别

为识别子系统的内损耗因子和耦合损耗因子,开展了自由状态下的结构激振试验。采用功率输入法<sup>[21]</sup>,获取统计能量子系统的损耗因子和耦合损耗因子。

$N$  个子系统的能量平衡方程的矩阵形式为

$$\omega \boldsymbol{\eta} \mathbf{E} = \mathbf{P}_{\text{in}} \tag{3}$$

式中: $\boldsymbol{\eta}$  为损耗因子矩阵,由内损耗因子  $\eta_i$  和耦合损耗因子  $\eta_{ij}$  组成,可表示为

$$\boldsymbol{\eta} = \begin{bmatrix} \eta_1 + \sum_{j=2}^N \eta_{1j} & -\eta_{21} & \cdots & -\eta_{N1} \\ -\eta_{12} & \eta_2 + \sum_{j=1, j \neq 2}^N \eta_{2j} & \cdots & -\eta_{N2} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\eta_{1N} & \eta_{2N} & \cdots & \eta_N + \sum_{j=1}^{N-1} \eta_{Nj} \end{bmatrix} \tag{4}$$

$\mathbf{E} = [E_1, E_2, \cdots, E_N]^T$  为能量向量; $\mathbf{P}_{\text{in}} = [P_{1,\text{in}}, P_{2,\text{in}}, \cdots, P_{N,\text{in}}]^T$  为输入功率向量。

对每个子系统分别进行稳态激励,当仅对子系统  $i$  进行稳态激励时,由式(3)可得

$$[E_1^{(i)} \mathbf{B}_1, E_2^{(i)} \mathbf{B}_2, \cdots, E_j^{(i)} \mathbf{B}_j, \cdots, E_N^{(i)} \mathbf{B}_N]_{N \times N^2} \boldsymbol{\eta}_{N^2 \times 1} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \\ \frac{P_{i,\text{in}}}{\omega} \\ 0 \\ \vdots \\ 0 \end{bmatrix}_{N \times 1} \tag{5}$$

式中: $E_j^{(i)}$  为对子系统  $i$  进行稳态激励时子系统  $j$  的能量; $\boldsymbol{\eta}_{N^2 \times 1}$  为内损耗因子和耦合损耗因子组成的向量,可表示为

$$\boldsymbol{\eta}_{N^2 \times 1} = [\eta_1, \cdots, \eta_{1N}, \eta_{21}, \cdots, \eta_{2N}, \cdots, \eta_{N1}, \cdots, \eta_N]^T \tag{6}$$

系数矩阵  $\mathbf{B}_i$  可表示为

$$\mathbf{B}_i = \begin{bmatrix} -1 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 0 & -1 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & -1 & 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 \\ 1 & 1 & \cdots & 1 & 1 & 1 & \cdots & 1 & 1 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & -1 & \cdots & 0 & 0 \\ \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots & \vdots & & \vdots & \vdots \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & -1 & 0 \\ 0 & 0 & \cdots & 0 & 0 & 0 & \cdots & 0 & -1 \end{bmatrix} \tag{7}$$

进行  $N$  次独立实验,可得方程

$$\bar{\mathbf{B}}_{N^2 \times N^2} \boldsymbol{\eta}_{N^2 \times 1} = \mathbf{P}_{N^2 \times 1} \tag{8}$$

其中

$$\bar{\mathbf{B}}_{N^2 \times N^2} = \begin{bmatrix} E_1^{(1)} \mathbf{B}_1 & E_2^{(1)} \mathbf{B}_2 & \cdots & E_N^{(1)} \mathbf{B}_N \\ E_1^{(2)} \mathbf{B}_1 & E_2^{(2)} \mathbf{B}_2 & \cdots & E_N^{(2)} \mathbf{B}_N \\ \vdots & \vdots & & \vdots \\ E_1^{(N)} \mathbf{B}_1 & E_2^{(N)} \mathbf{B}_2 & \cdots & E_N^{(N)} \mathbf{B}_N \end{bmatrix}_{N^2 \times N^2} \tag{9}$$

$$\mathbf{P}_{N^2 \times 1} = \left[ \frac{P_{1,\text{in}}}{\omega}, 0, \cdots, 0, \frac{P_{2,\text{in}}}{\omega}, 0, \cdots, 0, \frac{P_{N,\text{in}}}{\omega} \right]^T_{1 \times N^2} \tag{10}$$

由式(8)可知,只要测得每次独立试验中各子系统的输入功率以及能量,就可求解内损耗因子和耦合损耗因子。

针对所划分出的 3 个随机子系统,结合以上方

法,按照重复激励平均、测点空间位置平均和激励点空间位置平均,逐级将大量计算得到的损耗因子数进行平均。其中重复激励平均是对每个激励点进行 5 次重复激励得到的损耗因子进行平均,测点空间位置平均是对子系统上均布的各测点的重复激励平均损耗因子进行平均,激励空间位置平均是对不同的激励点获取的测点空间平均损耗因子进行平均。经过多级平均之后的损耗因子随频率的变化能更准确地反映各子系统的损耗特性。

试验时,结构处于自由状态(使用弹簧绳悬挂在龙门架上),在每个子系统上布置 4~8 个加速度传感器,在各子系统上分别选取 3 个位置依次粘贴阻抗头。试验仪器组成的采集系统如图 2 所示。激励信号使用随机激励,通过激振器施加在结构上,频率范围为 20~3 000 Hz。

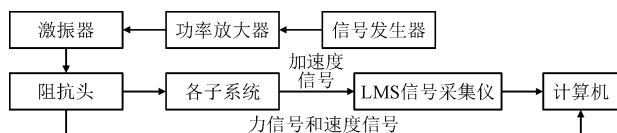


图 2 试验数据采集系统

Fig. 2 Experimental data acquisition system

根据试验所获数据,结合功率输入法识别随机子系统的内损耗因子和耦合损耗因子如图 3、图 4 所示。

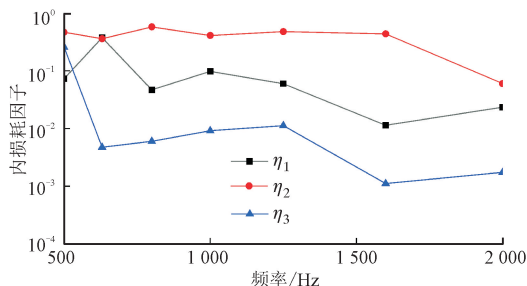


图 3 内损耗因子的实验结果

Fig. 3 Experimental results of inner loss factor

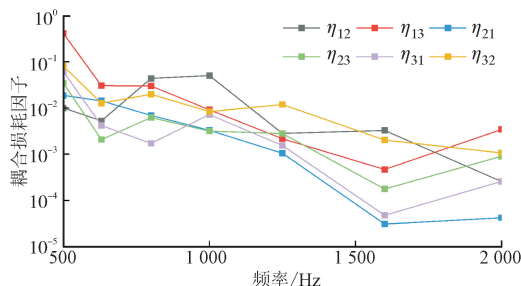


图 4 耦合损耗因子的实验结果

Fig. 4 Experimental results of coupling loss factor

### 3 中频振动响应预示及试验验证

#### 3.1 振动台激励的输入功率计算方法

姿轨控发动机环境试验中常使用振动台施加宽带随机激励,对本文所建立的混合模型而言,随机激励施加在底板子系统上,由于底板子系统为随机子系统,需计算振动台对其的输入功率。现有方法仅可计算点源激励对结构的输入功率,振动台试验中,姿轨控发动机使用工装连接到振动台台面,工装与姿轨控发动机之间使用法兰连接,该激励方式由于激励源与结构之间的接触面积大,不能考虑为点源激励。为此,本文提出了一种计算振动台激励输入功率的方法,具体过程如图 5 所示。

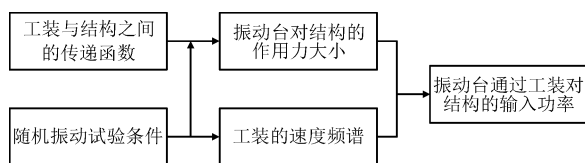


图 5 环境试验中振动台激励的输入功率计算方法

Fig. 5 Input power calculation method for shaker excitation in environmental testing

首先根据模态试验获取结构间的传递函数,由于舱段间通过法兰连接,通过力锤多次敲击不同位置获取多组数据,并求平均值作为结构间的传递函数。然后结合结构间的传递函数以及连接界面随机振动加速度功率谱密度,获取激励力和连接界面的速度功率谱密度。最后再根据下式即可获取振动台对结构的输入功率

$$P_{in} = \frac{1}{2} \text{Re}[F(\omega)V^*(\omega)] \quad (11)$$

式中:  $F(\omega)$  表示激励力;  $V^*(\omega)$  表示连接界面速度的共轭复数。

在保证能量不变的原则下,可将输入功率按需求转化为 1/3 倍频程形式。

#### 3.2 随机振动试验

为验证所建立的混合有限元-统计能量分析模型和随机激励输入功率计算方法的准确性,使用振动台对姿轨控发动机开展随机振动环境试验。随机振动试验条件如表 3 所示,结构 YZ 方向坐标定义如图 6 所示,X 方向与底盖组件轴线方向平行。为模拟姿轨控发动机结构飞行工作的实际状态,通过工装将姿轨控发动机结构连接在振动台上。开展该试验状态下的力锤试验获取结构间的传递函数,随机振动条件的功率谱密度作为连接界面随机振动加

速度功率谱密度。采用提出的输入功率计算方法,计算出的各中心频率下输入功率的时域曲线如图 7 所示。

表 3 随机振动试验条件

| Table 3 Random vibration test conditions |                                                                     |                                                 |            |
|------------------------------------------|---------------------------------------------------------------------|-------------------------------------------------|------------|
| 频率/Hz                                    | 功率谱密度/<br>$((\text{m} \cdot \text{s}^{-2})^2 \cdot \text{Hz}^{-1})$ | 功率谱密度的<br>均方根/ $(\text{m} \cdot \text{s}^{-2})$ | 试验<br>时间/s |
| 20~80                                    | 3 dB/OCT                                                            |                                                 |            |
| 80~350                                   | 3.84                                                                | 59.39                                           | 60         |
| 350~2 000                                | -3 dB/OCT                                                           |                                                 |            |

注:±3 dB/OCT 表示功率谱密度曲线为斜线,斜率是 2 倍于基准频率(OCT)时增益为±3 dB。

试验时,在结构上粘贴加速度传感器,通过传感器获取试验过程中所关注位置的振动响应,并用于验证混合模型的预示结果。

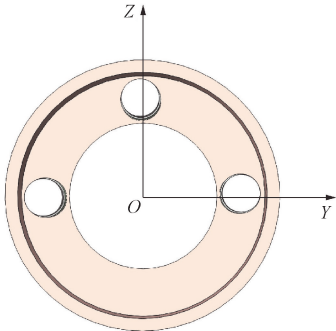


图 6 姿轨控发动机 Y、Z 方向示意图

Fig. 6 Y, Z direction diagram of attitude and orbit control engine

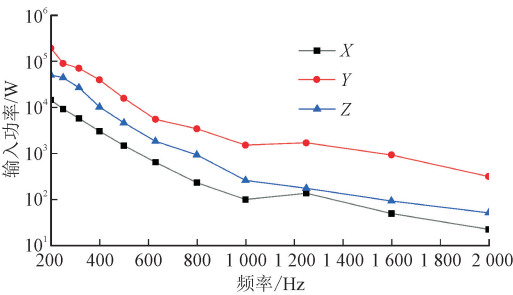
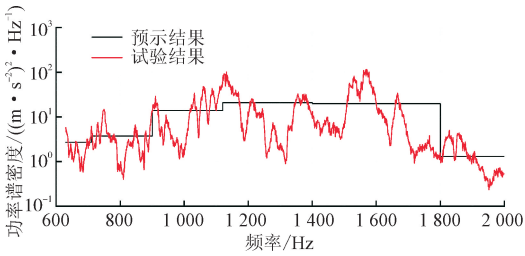


图 7 X、Y、Z 方向试验条件下振动台对结构的输入功率  
Fig. 7 Input power of the shaker to the structure under the test conditions of X, Y, Z directions

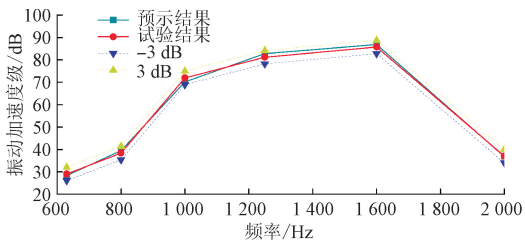
3.3 模型验证

根据试验结果和混合模型预示结果,对建立的混合模型精度进行验证,图 8~图 13 分别是结构在 X、Y、Z 方向随机振动条件下 2 个测点的试验测量结果与预示结果对比。其中图 8(a)~图 13(a)为混合模型预示结果与试验结果功率谱密度;为计算预示误

差,将预示结果与试验结果在各频段内的均方加速度转换为振动加速度级,其结果如图 8(b)~图 13(b)所示。可以看出,对于 3 个激励方向,在 630~2 000 Hz 频段内,预示结果误差大部分小于±3 dB。对于部分测点,由于在 630 Hz 时,贮箱 1、贮箱 2 的模态数均为 1.00,模态稀疏,不满足统计能量分析的假设条件,导致预测误差大于 3 dB。



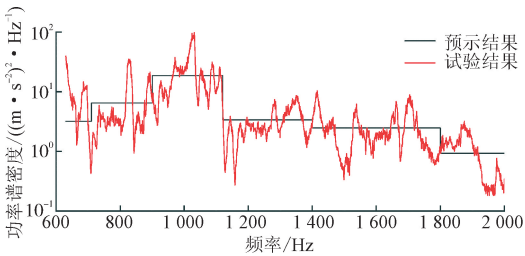
(a)试验结果与预示结果 1



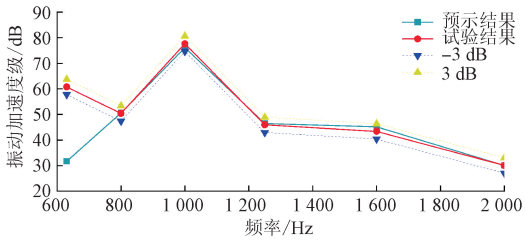
(b)试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 8 X 向激励时测点 1 的试验结果与预示结果

Fig. 8 Experimental and predicted results for measurement point 1 during X-direction excitation



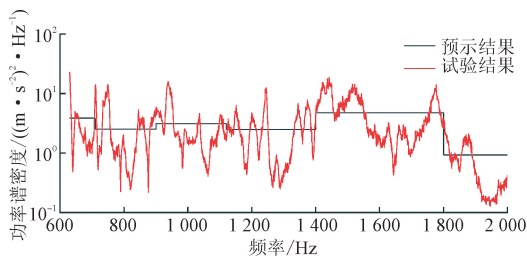
(a)试验结果与预示结果 1



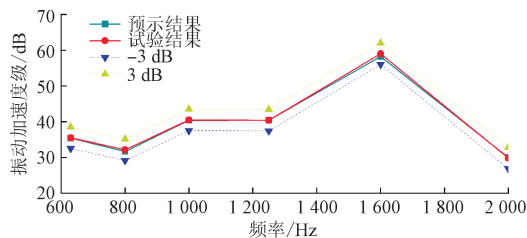
(b)试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 9 Y 向激励时测点 1 的试验结果与预示结果

Fig. 9 Experimental and predicted results for measurement point 1 during Y-direction excitation



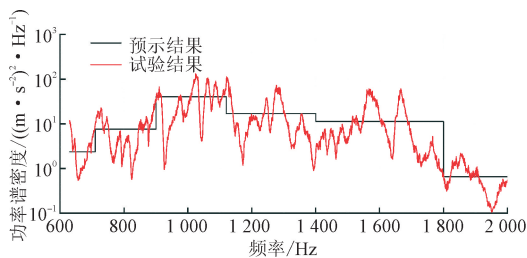
(a) 试验结果与预示结果 1



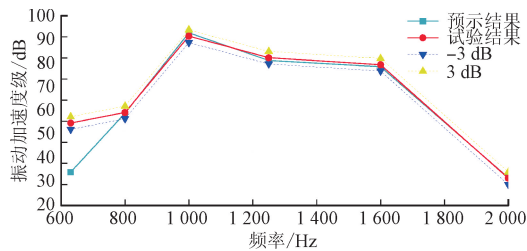
(b) 试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 10 Z 向激励时测点 1 的试验结果与预示结果

Fig. 10 Experimental and predicted results for measurement point 1 during Z-direction excitation



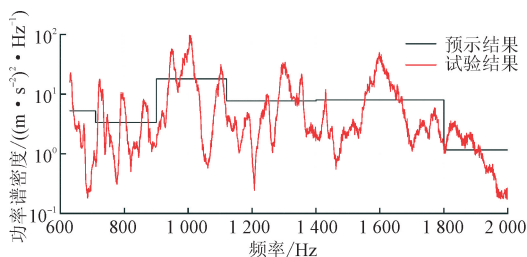
(a) 试验结果与预示结果 1



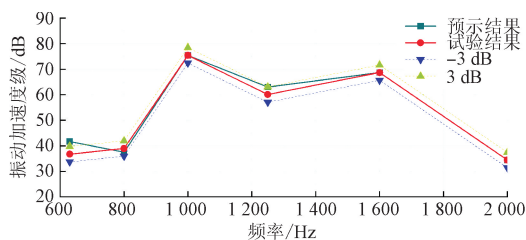
(b) 试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 11 X 向激励时测点 2 的试验结果与预示结果

Fig. 11 Experimental and predicted results for measurement point 2 during X-direction excitation



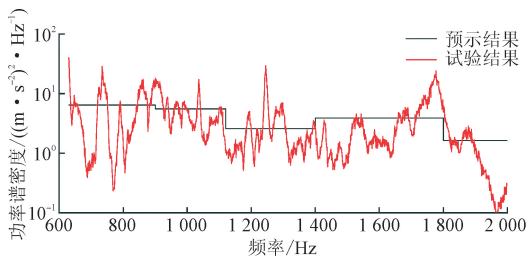
(a) 试验结果与预示结果 1



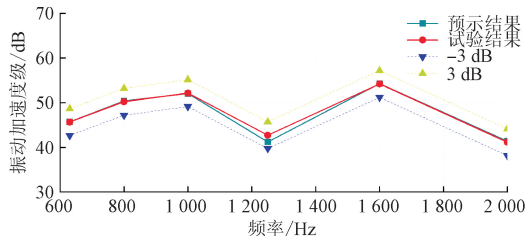
(b) 试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 12 Y 向激励时测点 2 的试验结果与预示结果

Fig. 12 Experimental and predicted results for measurement point 2 during Y-direction excitation



(a) 试验结果与预示结果 1



(b) 试验结果与预示结果 2(1/3 倍频程)

图 13 Z 向激励时测点 2 的试验结果与预示结果

Fig. 13 Experimental and predicted results for measurement point 2 during Z-direction excitation

## 4 结束语

本文通过对频带内模态数进行分析,根据姿轨控发动机结构的模态数和结构特点,对其进行子系统类型划分,并分别对确定性子系统和随机子系统使用 FE 和 SEA 进行建模,FE 与 SEA 之间通过混合连接进行耦合,建立了姿轨控发动机结构的混合模型;通过试验获取了 SEA 子系统的内损耗因子和耦合损耗因子,从而完成了姿轨控发动机结构的混合 FE-SEA 模型修正。进一步,提出一种基于连接界面随机振动加速度功率谱密度和结构间传递函数计算随机激励输入功率的方法。

为验证建立的混合模型和提出的随机激励输入功率计算方法,开展随机振动试验。试验结果表明混合模型能够在中频分析频段内准确预示结构的响应,预示误差在中频范围内均小于  $\pm 3$  dB,说明所提

出的输入功率计算方法能够准确获取随机激励的输入功率。此外,混合 FE-SEA 方法预示结果的准确性与随机子系统在分析频带内的模态数密切相关,当模态数较小时,预示结果与试验结果在较低频带的误差将变得显著。

## 参考文献:

- [1] 杨林涛. 姿轨控动力系统响应特性仿真研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2018.
- [2] 王小波. 低温姿轨控动力系统动态特性仿真及试验研究 [D]. 长沙: 国防科技大学, 2017.
- [3] 刘洪英, 马爱军, 张陈辉, 等. 航天某薄壳结构有限元法减振设计及验证 [J]. 噪声与振动控制, 2017, 37(1): 89-92.  
LIU Hongying, MA Aijun, ZHANG Chenhui, et al. The finite element method for isolator design and test verification of a thin shell structure of space products [J]. Noise and Vibration Control, 2017, 37(1): 89-92.
- [4] 葛挺, 陆云凤, 王文渊. 航天发动机涡轮有限元结构和疲劳分析 [J]. 中国制造业信息化, 2011, 40(15): 25-27.  
GE Ting, LU Yunfeng, WANG Wenyuan. Finite element analysis of structure and fatigue for aerospace engines turbine [J]. Manufacturing Information Engineering of China, 2011, 40(15): 25-27.
- [5] MA Tianju, GU Sendong, ZHAO Jipeng, et al. A study of structural parameters effects on pressure differential to roll titanium diaphragm for a spacecraft propellant tank [J]. Advances in Materials Science and Engineering, 2022, 2022: 2003905.
- [6] 游进, 金玮玮, 沈锋钢. 载人航天器设备隔舱噪声预测与控制方法研究 [J]. 载人航天, 2019, 25(4): 509-513.  
YOU Jin, JIN Weiwei, SHEN Fenggang. Study on noise prediction and control of equipment bay in a manned spacecraft [J]. Manned Spaceflight, 2019, 25(4): 509-513.
- [7] 朱莹, 马琳, 董龙雷. 火箭发动机喷流噪声数值模拟及声振分析 [J]. 计算机辅助工程, 2015, 24(4): 48-51, 81.  
ZHU Ying, MA Lin, DONG Longlei. Jet flow noise numerical simulation and acoustic-vibration analysis of rocket engine [J]. Computer Aided Engineering, 2015, 24(4): 48-51, 81.
- [8] LYON R H, MAIDANIK G. Power flow between linearly coupled oscillators [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1962, 34(5): 623-639.
- [9] 姚德源, 王其政. 统计能量分析原理及其应用 [M].

北京: 北京理工大学出版社, 1995.

- [10] LANGLEY R S, BREMNER P. A hybrid method for the vibration analysis of complex structural-acoustic systems [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 1999, 105(3): 1657-1671.
- [11] 纪琳. 中频振动分析方法: 混合模型解析 [M]. 北京: 机械工业出版社, 2013.
- [12] SHORTER P J, LANGLEY R S. Vibro-acoustic analysis of complex systems [J]. Journal of Sound and Vibration, 2005, 288(3): 669-699.
- [13] SHORTER P J, LANGLEY R S. On the reciprocity relationship between direct field radiation and diffuse reverberant loading [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2005, 117(1): 85-95.
- [14] LANGLEY R S. On the diffuse field reciprocity relationship and vibrational energy variance in a random subsystem at high frequencies [J]. The Journal of the Acoustical Society of America, 2007, 121 (2): 913-921.
- [15] CICIRELLO A, LANGLEY R S. The vibro-acoustic analysis of built-up systems using a hybrid method with parametric and non-parametric uncertainties [J]. Journal of Sound and Vibration, 2013, 332 (9): 2165-2178.
- [16] CICIRELLO A, LANGLEY R S. Efficient parametric uncertainty analysis within the hybrid finite element/statistical energy analysis method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2014, 333(6): 1698-1717.
- [17] 朱卫红, 马兴瑞, 韩增尧, 等. 混合 FE-SEA 点连接的修正因子研究 [J]. 计算力学学报, 2015, 32(2): 225-231.  
ZHU Weihong, MA Xingrui, HAN Zengyao, et al. Study on the correction factor of hybrid FE-SEA point junction [J]. Chinese Journal of Computational Mechanics, 2015, 32(2): 225-231.
- [18] 朱卫红, 马兴瑞, 韩增尧, 等. 混合 FE-SEA 线连接建模方法研究 [J]. 振动工程学报, 2016, 29(1): 17-23.  
ZHU Weihong, MA Xingrui, HAN Zengyao, et al. The research on the modeling method of hybrid FE-SEA line junction [J]. Journal of Vibration Engineering, 2016, 29(1): 17-23.
- [19] 朱卫红, 邹元杰, 韩增尧. 混合有限元-统计能量分析方法及其航天应用 [M]. 北京: 中国宇航出版社, 2017.
- [20] 林天然, 李震. 统计能量分析方法及应用综述 [J]. 振动与冲击, 2021, 40(13): 222-238.  
LIN Tianran, LI Zhen. Overview of statistical energy analysis and its applications [J]. Journal of Vibration

- and Shock, 2021, 40(13): 222-238.
- [21] 张永杰, 陈璐, 王喆, 等. 复杂组合结构振动试验的有限元-统计能量混合建模与分析 [J]. 导弹与航天运载技术, 2017(1): 93-96.  
ZHANG Yongjie, CHEN Lu, WANG Zhe, et al. Research on hybrid FE-SEA method for vibration of complex built-up structure [J]. Missiles and Space Vehicles, 2017(1): 93-96.
- [22] LIU Quanmin, THOMPSON D J, XU Peipei, et al. Investigation of train-induced vibration and noise from a steel-concrete composite railway bridge using a hybrid finite element-statistical energy analysis method [J]. Journal of Sound and Vibration, 2020, 471: 115197.
- [23] 余亮亮, 雷晓燕, 罗锟. 基于混合有限元-统计能量分析的箱梁结构噪声特性分析 [J]. 应用声学, 2021, 40(1): 163-172.
- YU Liangliang, LEI Xiaoyan, LUO Kun. Noise analysis of box girder structure based on hybrid finite element-statistical energy analysis [J]. Journal of Applied Acoustics, 2021, 40(1): 163-172.
- [24] 彭垒, 贾尚帅, 李宝川. 基于有限元-统计能量混合法的磁浮列车顶板结构声振特性预测分析 [J]. 城市轨道交通研究, 2022, 25(4): 137-141.  
PENG Lei, JIA Shangshuai, LI Baochuan. Vibro-acoustic characteristics prediction and analysis of roof structures in maglev trains based on FE-SEA hybrid method [J]. Urban Mass Transit, 2022, 25(4): 137-141.
- [25] SADEGHI J, VEDADI P, VASHEGHANI M. Application of FE-SEA approach in investigation of track properties influences on railway rolling noise generation [J]. Noise Control Engineering Journal, 2022, 70(2): 188-206.

(编辑 杜秀杰)