

卫星电推进系统力学环境试验工装设计

黄佳婕, 卫 佳, 廖云龙

(上海空间推进研究所, 上海 201112)

摘 要: 研究了一种卫星电推进系统进行力学环境试验的工装设计方法, 进行了工装结构建模、结构强度与试验载荷的分析以及建立在仿真计算结果上的结构优化设计, 并通过试验验证了该项设计的合理性。

关键词: 工装结构设计; 力学环境试验; 仿真计算; 优化设计

中图分类号: V416.5 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 01-0072-05

Design of technological rig for mechanical environment test for satellite electric propulsion system

HUANG Jia-jie, WEI Jia, LIAO Yun-long

(Shanghai Institute of Space Propulsion, Shanghai 201112, China)

Abstract: A design method of technological rig for mechanical environment test of a satellite electric propulsion system is introduced. The technological rig modeling, structural strength and test load analyses, and structural optimal design based on simulation results were carried out. The effectiveness of the method was validated by experiment.

Keywords: structural design of technological rig; mechanical environment test; simulation calculation; optimization design

0 引言

某型号卫星电推进分系统在研制过程中要求进行力学环境试验, 该试验产品必须通过相应的工装与振动台连接且要保证试验载荷的可靠传递。为此, 在设计工装时必须考虑被试件形态较大且不规则、力学环境试验要求较为严苛等诸多因素。为了保证产品试验的可靠性、确保试验进

度并降低生产成本等, 必须建立全面而先进的工装设计方法, 通过科学的分析与计算, 运用仿真优化等先进技术, 提高工装设计可靠性、科学性, 避免以往在投入生产、试验后, 发生需要重新设计、加工工装的窘境, 使工装的设计能获得一次成功。因此, 我们突破传统工装设计的方法, 先建立工装的结构模型、对被试件特性与试验条件进行分析并计算、再通过仿真计算及进一步的优化设计, 最终实现一体式的工装结构。

收稿日期: 2012-07-12; 修回日期: 2012-12-18

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目(2007JY06)

作者简介: 黄佳婕 (1982—), 女, 工程师, 研究领域为卫星推进系统总装工艺

1 模型建立与分析

1.1 工装模型建立

该电推进分系统产品的外形尺寸大于现有振动台的台面尺寸,所以设计模型时,考虑了产品对接面大于振动台的这一特殊因素。工装上平面与推进分系统安装板用螺栓连接固定,下部的方形底面与试验设备的台面连接固定。两平面之间增加加强筋支撑,以提高工装的结构强度。力学试验工装的模型见图1,垂直于产品安装面的方向为Y轴,垂直于楔形侧面的方向为Z轴,与YZ平面垂直的方向为X轴。

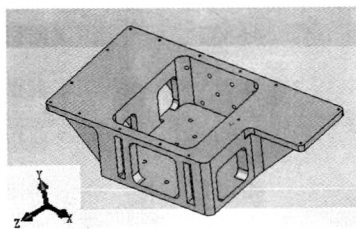


图1 力学试验工装模型图

Fig. 1 Technological rig model for mechanical environment test

1.2 产品质量特性

假设电推进分系统各组(部)件均为质量不变的刚性体,则质心及转动惯量的计算方法如下:

$$M_{\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} M_{kj} \quad (1)$$

$$X_{\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} M_{kj} \cdot X_{kj} / M_{\omega k} \quad (2)$$

$$Y_{\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} M_{kj} \cdot Y_{kj} / M_{\omega k} \quad (3)$$

$$Z_{\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} M_{kj} \cdot Z_{kj} / M_{\omega k} \quad (4)$$

$$J_{x\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} [J_{xhj} + M_{kj} (Y_{\omega k} - Y_{kj})^2 + M_{kj} (Z_{\omega k} - Z_{kj})^2] \quad (5)$$

$$J_{y\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} [J_{yhj} + M_{kj} (Z_{\omega k} - Z_{kj})^2 + M_{kj} (X_{\omega k} - X_{kj})^2] \quad (6)$$

$$J_{z\omega k} = \sum_{j=1}^{N_k} [J_{zhj} + M_{kj} (X_{\omega k} - X_{kj})^2 + M_{kj} (Y_{\omega k} - Y_{kj})^2] \quad (7)$$

式(1)~式(7)中: M_{kj} 为第 k 子级的第 j 个组(部)件的质量, kg; X_{kj} , Y_{kj} , Z_{kj} 分别为第 k 子级的第 j 个组(部)件的质心在 OX , OY , OZ 轴上的坐标, mm; J_{xhj} , J_{yhj} , J_{zhj} 分别为第 k 子级的第 j 个组(部)件绕 OX , OY , OZ 轴三个方向的中心惯量主轴的主转动惯量, (kg·mm²); N_k 为第 k 子级的组(部)件数; $M_{\omega k}$ 为第 k 子级的总质量, kg; $X_{\omega k}$, $Y_{\omega k}$, $Z_{\omega k}$ 分别为第 k 子级的质心在 OX , OY , OZ 轴上的坐标, mm; $J_{x\omega k}$, $J_{y\omega k}$, $J_{z\omega k}$ 分别为第 k 子级绕 OX , OY , OZ 轴三个方向的中心惯量主轴的主转动惯量, (kg·mm²)。通过 Pro/E 模型分析计算得出产品的质量特性见表1。在工装的仿真计算中,将产品简化为质量点进行计算。

表1 质量特性

Tab. 1 Property of quality

质心坐标/mm	转动惯量/(kg·mm ²)
X:-20.81	$J_x: 6.82E6$
Y:95.18	$J_y: 1.61E6$
Z:175.70	$J_z: 1.20E6$

2 有限元分析

2.1 有限元模型

力学试验工装的有限元模型见图2。

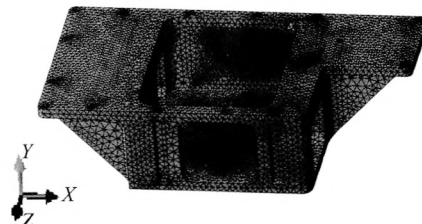


图2 有限元模型

Fig. 2 Finite element model

考虑到模型特点,在建模过程中,对安装孔局部进行网格细化。该有限元模型包含41133个节点、191043个C3D4单元。Y向振动约束方式

为方形底面螺栓孔完全约束。

另外，在建模的过程中，为模拟真实实验的状态，采取建立大质量点来代替振动台，其中大质量点质量为 10^5 kg。

2.2 材料特性

工装采用铝合金材质，其材料特性如表 2 所示。

表 2 材料特性表
Tab. 2 Property of material

弹性模量 E/MPa	泊松比 μ	密度 $\rho/$ ($\text{g}\cdot\text{mm}^{-3}$)	屈服 极限 σ_s/MPa	强度 极限 σ_b/MPa
69 000	0.33	2.7	250	310

依据结构设计的一般要求，设计极限载荷为鉴定载荷与安全因子 β 的乘积，对于屈服极限 β 为 1.20，对于强度极限 β 为 1.35，因振动条件下材料疲劳后的破坏形式通常为脆性断裂，故疲劳许用应力 $[\sigma]_1 = \sigma_b/\beta = 310/1.35 = 230 \text{ MPa}$ 。

2.3 载荷分析

力学环境试验的各项载荷中，随机振动引起的应力最大，且具有循环、变幅和交变特性，根据线性累积损伤理论，当最大应力超过疲劳极限时，构件内会产生定量损伤，当损伤积累到一定程度时便会发生疲劳破坏，疲劳破坏在金属零件失效中出现的频度非常高。因此，采用随机振动载荷来校验工装的结构强度。随机振动的试验条件见表 3。

表 3 随机振动试验条件
Tab. 3 Conditions of random vibration experiment

频率范围/Hz	鉴定级功率谱密度
10~95	6 dB/oct
95~130	1 g^2/Hz
130~200	-13 dB/oct
200~600	0.16 g^2/Hz
600~2 000	-15 dB/oct
总均方根值	13.6 Grms
加载方向	三个轴向

3 仿真计算结果

3.1 模态分析

基于以上模型和边界条件，利用 Abaqus 软件的静力求解模块进行模态分析。计算得到 Y 向约束的模态参数见表 4，振动试验的试验条件见表 5。

表 4 工装模态参数
Tab. 4 Modal parameters of technological rig for testing

阶数	模态频率 /Hz	模态振型描述
	Y 向约束	Z 向扭转
1	23.433	X 向摆动
2	41.837	Z 向扭转
3	51.315	Y 向摆动
4	751.48	Z 向扭转
5	901.57	Z 向扭转
6	1 098.2	X 向振动
7	1 837.8	Y 向振动
8	2 818.8	Z 向摆动
9	3 177.7	Y 向扭转
10	3 257.3	X 向振动

表 5 振动试验条件
Tab. 5 Conditions of vibration test

频率范围/Hz	验收级	鉴定级
10~20	6.25 mm	10 mm
20~100	10 g	16 g
扫描率	4 oct/min	2 oct/min

根据表 5 的振动试验条件，表 4 中的前 3 阶模态频率落在 0 ~ 100 Hz 以内，即有可能在振动试验的过程中该频段产生共振模态，应进行结构优化设计以确保在该频段无共振模态。

3.2 随机振动分析

基于以上模型和边界条件，利用 Abaqus 动

力学求解模块进行随机振动分析, 通过试验测得模态阻尼为 0.02。

产品的简化质量点处的加速度曲线与基础激励的 Y 向加速度功率谱密度曲线见图 3。900 Hz 左右的频带的加速度功率谱密度较大, 对比模态分析结果可以发现, 对应于第 5 阶模态。2000 Hz 以内结构 Mises 应力均方根云图 (RMS 值) 见图 4。底部安装孔处最大 RMISES 应力值为 9.64 MPa, 即结构最大 Mises 应力小于 29.64 MPa (1sigma 值) 的概率为 68.3%; 最大 Mises 应力小于 88.92 MPa (3sigma 值) 的概率为 99.7%, 远小于材料的疲劳许用应力 $[\sigma]_1$, 可以认为, 结构处于安全范围内。

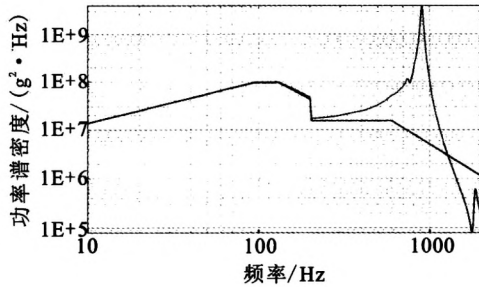


图 3 Y 向加速度功率谱密度

Fig. 3 Power spectral density for acceleration in Y direction



图 4 气容 Mises 应力

Fig. 4 Model Mises stress

4 优化设计

4.1 模型描述

在原模型分析的基础上, 根据受力形式及减重考虑的设计需要, 对设计方案进行了优化, 主要是对原模型的总体厚度、减重措施、筋的补偿

方式等进行了调整和改进, 修改后的模型见图 5。材料及约束条件不变。

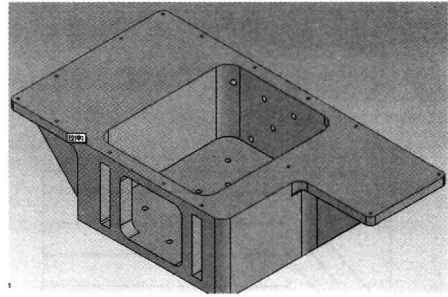


图 5 优化后的模型图

Fig. 5 Optimized model

4.2 优化计算

优化后的模型模态分析结果见表 6。

表 6 优化后工装的模态参数

Tab.6 Optimized modal parameters of technological rig for testing

阶数	模态频率 /Hz	模态振型描述
	Y 向约束	Z 向扭转
1	101.93	X 向振动
2	1 964.5	X 向振动
3	2 258.7	Y 向摆动
4	2 545.7	Z 向扭转
5	2 805	Y 向摆动
6	3 563.8	X 向扭转
7	3 887.6	Z 向扭转
8	3 933.4	Z 向摆动
9	3 997	X 向扭转
10	4 179.1	Y 向振动

根据表 6 的计算结果, 优化设计后的模型一阶频率已落出 100 Hz 以外, 理论上该频段不会发生共振, 优化设计成功。

考虑到计算结果与实际的正弦扫描试验之间存在误差, 最后将以实际的试验结果来验证工装在力学环境试验条件要求的范围内是否能通过考核。

5 试验结果

将优化设计后的实物工装按电推进分系统产品的力学环境试验条件进行了考核, 试验结果见图6和图7。

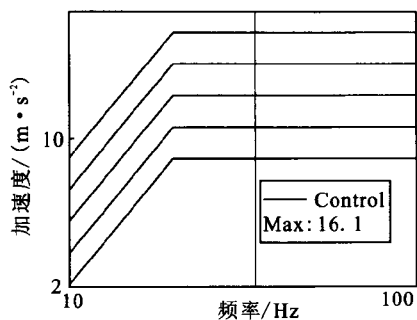


图6 正弦扫描

Fig. 6 Sine sweep

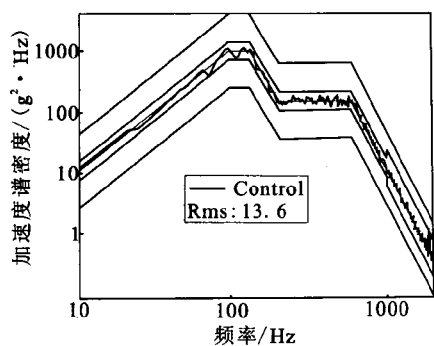


图7 随机振动

Fig. 7 Stochastic vibration

根据图6和图7显示, 工装的振动幅值不低于-3dB, 传递性良好, 工装的试验参数均在试验条件允许的误差范围内, 完全能通过电推进分系统产品的力学环境试验。

6 结论

首先建立力学工装的结构模型, 结合材料特性等对工装进行质量特性分析和有限元分析, 再

根据由此得出的仿真计算的结果对工装结构进行优化设计, 得到的工装结构强度能满足其力学试验的条件。

推进系统产品与工装一次完成装夹, 并同时满足三个坐标轴方向的力学试验, 确保了产品的试验过程中试验载荷的可靠传递, 既保证产品试验的可靠性又能降低工装制造的成本。

有条件的情况下, 还可以通过试验数据来验证工装的机构强度是否能满足正式的试验条件。这种设计方法可以作为工装设计阶段优化类似结构工装的有效手段。

参考文献:

- [1] 中国航天工业总公司. QJ 1080A-97 液体火箭质量、质心和转动惯量计算方法[S]. 北京: 中国航天总公司第七〇八研究所, 1997.
- [2] 张阿舟. 实用振动工程(3)振动测量与试验[M]. 北京: 航天工业出版社, 1997.
- [3] 尚晓江, 邱峰, 赵海峰, 等. ANSYS 结构有限元高级分析方法与范例应用[M]. 北京: 中国水利水电出版社, 2005.
- [4] 张波, 盛和太. ANSYS 有限元数值分析原理与工程应用[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [5] 中国第一汽车集团公司编写组. 机械工程材料手册/金属材料[M]. 北京: 机械工业出版社, 1998.
- [6] 马爱军, 周传月. Patran 和 Nastran 有限元分析专业教程[M]. 北京: 清华大学出版社, 2005.
- [7] 马野, 袁志丹. Adina 有限元经典实例分析[M]. 北京: 机械工业出版社, 2012.
- [8] 张洪武, 关振群. 有限元分析与 CAE 技术基础[M]. 北京: 清华大学出版社, 2004.
- [9] 隋允康, 杜家政, 彭细容. MSC.Nastran 有限元动力分析与优化设计实用教程[M]. 北京: 科学出版社, 2004.
- [10] 弋东明. 大型振动试验的辅助支撑系统设计[J]. 火箭推进, 2005, 31(1): 52-54.
- [11] 孔凡超, 沈冰妹, 胡旭坤. 有限元在大推力火箭动力系统试验台承力架结构优化中的应用[J]. 火箭推进, 2011, 37(5): 41-46.

(编辑: 张永秀)