

多维虚拟振动试验系统设计及应用

周 成¹, 李家文², 李 永¹, 唐 飞¹

(1. 北京控制工程研究所, 北京 100190; 2. 北京航空航天大学 宇航学院, 北京 100191)

摘 要: 虚拟振动试验能在产品设计阶段对其进行结构动力学分析和振动环境预评估, 缩短产品研制周期, 节省研制费用。本文完成了振动台机电耦合建模、刚体建模、试件有限元建模和闭环控制系统设计, 建立了三维虚拟振动试验系统, 开展了一维和三维正弦扫描虚拟振动试验技术研究。仿真结果表明: 振动台机电耦合模型的频率特性与实际振动台的试验数据吻合; 激振方向会对试件的加速度响应产生显著影响; 与一维振动试验结果相比, 多维虚拟振动试验不仅能明显提高故障激发效率, 而且可以激发试件的高阶局部模态, 使其高频段内的最大动应力曲线出现多个较高峰值且幅值增幅明显。

关键词: 多维虚拟振动; 结构动力学; 机电耦合; 闭环控制系统; 电磁振动台

中图分类号: V434-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 04-0085-07

Design and application of multi-dimensional virtual vibration testing system

ZHOU Cheng¹, LI Jia-wen², LI Yong¹, TANG Fei¹

(1. Beijing Institute of Control Engineering, Beijing 100190, China;

2. School of Astronautics, Beihang University, Beijing 100191, China)

Abstract: The virtual vibration test can be used in the product design stage to perform the structural dynamics analysis and vibration environment assessment for products, shorten the product development time, and save the development cost. The vibration shaker electro-mechanical coupling modeling, rigid modeling, finite element modeling of test specimen and closed-loop control system design were fulfilled. The three-dimensional virtual vibration test system was established. The three-dimensional and one-dimensional virtual sine sweep vibration testing for the product is discussed separately. The simulation results show that the frequency characteristics of the shaker's electro-mechanical coupling model are close to the test results, the shock excitation direction has a significant effect to the acceleration response of the product, the multi-dimensional virtual vibration test can not only significantly improve the excitation efficiency of the structural faults, but also can inspire the high-order lo-

收稿日期: 2013-01-29; 修回日期: 2013-02-21

基金项目: 中国航天科技集团公司支撑项目 (2008JY05)

作者简介: 周成 (1986—), 男, 硕士, 研究领域为飞行器结构动力学

cal modal, which can significantly increase its maximum dynamic stress amplitude in the high frequency band.

Keywords: multi-dimensional virtual vibration; structural dynamics; electro-mechanical coupling; closed-loop control system; electromagnetic vibration shaker

0 引言

振动试验作为一种检验产品可靠性和动强度的有效手段,已被广泛应用于产品的性能考核和动强度鉴定。实际振动试验中可能存在过试验、欠试验等问题,导致产品在振动试验中面临一定风险^[1]。航天产品实际承受的振动环境是多维的,而传统一维振动试验存在无法暴露有些产品的缺陷等问题。与单维振动试验相比,多维振动试验能更真实反映飞行器的实际受力状态,激发真实的故障模式。多维振动试验系统复杂,试验的实施技术含量高,目前其试验成本大约是单维振动试验的 3~6 倍^[2]。近年来迅速发展的虚拟振动试验技术可以减少设计的盲目性和大大缩短产品的研制周期并节省研制费用。美国航空航天局(NASA)和比利时 LMS 公司以及国内学者在此领域正在开展相关研究工作,主要利用有限元法建立振动台计算模型^[3-6],或者利用 Matlab 对振动台进行参数化建模^[7-9],结合振动控制系统构建一维虚拟振动试验系统。本文采用振动台机电耦合模型与振动台多刚体动力学模型相结合的方法构建了振动台计算模型,在一维虚拟振动试验基础上开展了三维虚拟振动试验系统的设计工作。对某试件分别进行了 x 、 y 和 z 轴向的一维虚拟振动试验以及三维(三轴向)虚拟振动试验,并对一维和三维正弦扫描虚拟振动试验的结果进行了对比分析。

1 电磁振动台工作原理

电磁振动台工作原理示意图如图 1 所示,当线圈中通过一定电流时,在轴向上将产生与电流

强度成正比的电磁感应力,电磁感应力作用于振动台台面,从而驱动振动台台面往复振动。

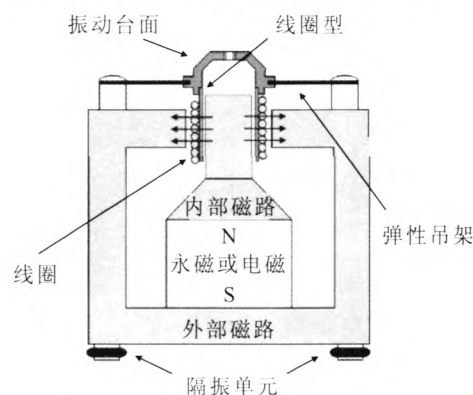


图 1 电磁振动台工作原理示意图

Fig. 1 Working principle of electro-magnetic vibration generator

根据电磁振动台相对于试件的激励方向,多维振动台可分为两类。一类是三轴向振动台,3 个激励方向是互相垂直的,形成三维轴向振动;另一类是三向六自由度振动台,振动台台面具有 3 个平动自由度和 3 个转动自由度,形成六自由度振动。

2 虚拟振动试验系统设计

虚拟振动试验系统设计包括振动台台体设计和闭环振动控制模块设计。

2.1 振动台台体设计

振动台台体设计包括振动台机电耦合建模和振动台多刚体动力学建模。

2.1.1 电磁振动台机电耦合建模

作用在线圈上的电磁力 F 与通过线圈上的电流强度成正比。根据安培定律,线圈中的电磁感应力为:

$$F=Bl ni=K_f i \tag{1}$$

式中: B 为磁场强度; l 为线圈长度 (每一圈); n 为线圈圈数。当振动台台面的振幅远远小于振动台自身的尺寸时, (1) 式为线性关系, K_f 为力与电流的比例常数 (N/A)。

当通电线圈在磁场中运动时, 线圈将产生正比于线圈运动速度的电压。根据法拉第电磁感应定律, 线圈中产生的反向电压 E_b 为:

$$E_b=Bln\dot{x}=K_v \dot{x} \tag{2}$$

式中: \dot{x} 为线圈速度 (相对于磁场); 对于小电枢运动, (2) 式为线性关系。 K_v 为电压与速度的比例系数, $V/(m \cdot s^{-1})$ 。振动台需满足运动学方程, 即其机械部分需满足如下关系:

$$\begin{bmatrix} m_c & 0 \\ 0 & m_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x}_c \\ \ddot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} c_c & -c_c \\ -c_c & c_c + c_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x}_c \\ \dot{x}_t \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} k_c & -k_c \\ -k_c & k_c + k_t \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x_c \\ x_t \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} k_f \\ 0 \end{bmatrix} i \tag{3}$$

上式中下标 c 和 t 分别代表线圈、振动台台面, (3) 式中的电磁力作用在振动台线圈上。振动台电磁部分满足如下关系:

$$Ri + L \frac{di}{dt} + K_v \dot{x}_c = E \tag{4}$$

式中: R 和 L 分别为线圈的阻抗和感抗; E 为电压幅值。方程 (3) 和方程 (4) 可以合并为如下方程:

$$\begin{bmatrix} M & 0 \\ 0 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \ddot{x} \\ 0 \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} C & 0 \\ K_v & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{x} \\ \frac{di}{dt} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} K & -k_f \\ 0 & R \end{bmatrix} \begin{bmatrix} x \\ i \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ E \end{bmatrix} \tag{5}$$

上式为振动台机电耦合模型, M 为振动台质量矩阵; \ddot{x} 为振动台加速度矩阵; C 为振动台阻尼系数矩阵。

对型号为 RMS SW3707 的电磁振动台进行机电耦合建模。利用经典 $R-K$ 法对由微分方程组组成的 RMS SW3707 电磁振动台的机电耦合模型进行数值求解, 求解使用的参数如表 1 所示。

表 1 RMS SW3707 机电耦合模型参数

Tab. 1 Electro-mechanical coupling model parameters of RMS SW3707 shaker

机械参数		电磁参数		耦合参数	
m_f/kg	4.0				
m_f/kg	3.52	R/Ω	1.6	$K_f/(N/A)$	15.0
c_f/kg	643.8				
c_f/kg	484.3				
k_f/kg	1.5e+5	L/mH	0.08	$K_v/V \cdot (m \cdot s)^{-1}$	38.0
k_f/kg	5.5e+8				

对所建立的 RMS SW3707 电磁振动台的机电耦合模型进行频率特性分析, 得出振动台相应的振型、固有频率和阻尼比。

对 RMS SW3707 电磁振动台的机电耦合模型施加正弦扫描信号, 进行频谱分析。振动台台面的加速度响应谱线如图 2 所示, 其电谐振点和机械谐振点的频率分别为 23.4 Hz 和 2 714 Hz。

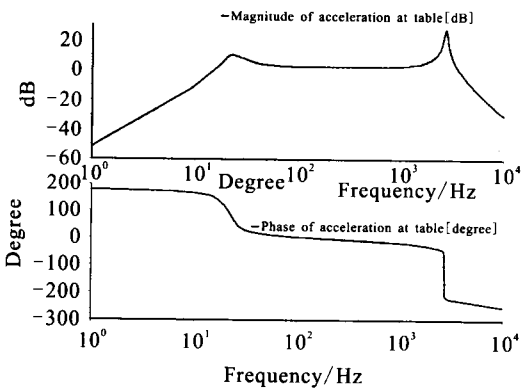


图 2 RMS SW3707 机电耦合模型台面加速度响应谱

Fig. 2 Acceleration response spectrum curves of electro-mechanical coupling model for RMS SW3707

仿真得出的电谐振点和机械谐振点的频率与实际试验数据^[4]值误差小于 1%, 如表 2 所示。

表 2 RMS SW3707 机电耦合模型仿真结果与试验对比

Tab. 2 Comparison of test and electro-mechanical coupling model simulation results for RMS SW3707

	机电耦合	试验	误差/%
电谐振/Hz	23.2	23.4	0.87
机械谐振点/Hz	2 710.4	2 714.3	0.14

电磁振动台机电耦合模型具有电谐振点和机械谐振点且与实际振动台的试验数据吻合, 能较为准确的描述电磁振动台自身的振动特性, 从而使所建立的虚拟振动试验系统更接近实际振动试验系统。

2.1.2 振动台多刚体动力学建模

振动台多刚体动力学建模包括以下工作:

1) 建立振动台各个部件的三维模型, 这些部件包括振动台基座、电机、振动台面、导轨等。

2) 利用振动台各个部件的 CAD 模型在多体动力学软件中建立其相应的刚体模型。

3) 根据振动台的实际运动形式, 定义各个部件之间的运动关系, 建立了三轴向振动台的多刚体动力学模型 (如图 3 所示)。

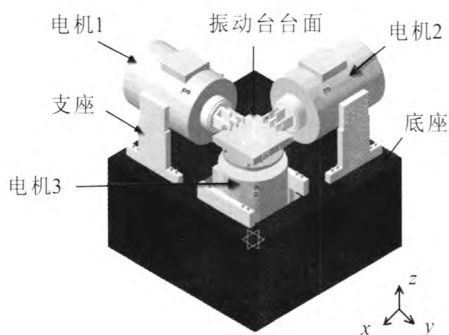


图 3 三轴向振动台多刚体动力学模型

Fig. 3 Rigid multi-body dynamics model of three-axial vibration generator

三轴向振动台多刚体动力学模型的电机 1, 电机 2 和电机 3 可分别通过相应导轨驱动振动台面沿 x , y 和 z 方向运动, 最终在振动台面表现为三轴向振动的合作用, 从而实现了振动台台面的三维轴向振动以及振动过程的可视化。

2.2 振动控制模块设计

振动控制模块主要功能是根据试验条件控制振动信号的输入, 将控制点的响应信号作为反馈信号, 实时调整输入信号以保证控制点的响应信号在整个试验过程满足试验要求。本文建立的振动台台体系统的振动输入信号为力信号, 而试验中需满足加速度试验条件。闭环振动控制模块设计的工作主要包括:

(1) 计算控制点的加速度响应与台体系统力输入之间的传递函数矩阵 $[H(f)]$ 。

给台体系统输入 3 路独立的力随机驱动信号并测量在 3 个控制点上加速度的响应信号, 然后通过如下公式求解控制点的加速度响应与台体系统力输入之间的传递函数矩阵:

$$[H(f)] = [G_{xx}]^{-1} [G_{yx}] \quad (6)$$

式中: $[G_{xx}]$ 是力驱动信号的自功率谱矩阵; $[G_{yx}]$ 是控制点加速度响应信号和力驱动信号的互功率谱矩阵。

(2) 利用已计算的传递函数 $[H(f)]$ 将试验条件给出的加速度信号转换为力输入信号。

假定由“三轴向振动台-夹具-试件”组成的耦合系统的输入输出符合线性关系, 可以得出振动试验系统在频域内的数学表达式:

$$\{Y(f)\} = [H(f)] \{X(f)\} \quad (7)$$

式中: f 为频率; $\{X(f)\}$ 和 $\{Y(f)\}$ 分别为力驱动信号矢量和加速度响应矢量; $[H(f)]$ 为系统控制点的加速度与振动台输入力之间传递函数矩阵。在时域内按试验条件给出三维正弦扫描试验控制点的加速度的响应矢量:

$$\{A(t)\} = \begin{bmatrix} a_1(t) \\ a_2(t) \\ a_3(t) \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} A_1 \sin(2\pi f(t) + \varphi_1) \\ A_2 \sin(2\pi f(t) + \varphi_2) \\ A_3 \sin(2\pi f(t) + \varphi_3) \end{bmatrix} \quad (8)$$

式中: A_1 , A_2 和 A_3 分别为 x , y 和 z 方向的正弦信号的幅值; φ_1 , φ_2 和 φ_3 分别为 x , y 和 z 方向的正弦信号的初始相位。

$$f(t) = \frac{f_2 - f_1}{t_2 - t_1} (t - t_1) + f_1 \quad (9)$$

式中: f_1 和 f_2 分别为正弦扫描起始频率和终止频率; t_1 和 t_2 分别为正弦扫描起始时间和终止时间。对式 (8) 做傅里叶变换 (FFT) 可得到频域内控制点的加速度响应矢量:

$$\{A(f)\} = [a_1(f), a_2(f), a_3(f)]^T \quad (10)$$

利用控制点的加速度与振动台输入力之间的传递函数矩阵 $[H(f)]$, 则力驱动信号矢量可由下式求出:

$$\{X(f)\}=[H(f)]^{-1}\{A(f)\} \tag{11}$$

在正弦扫描虚拟振动试验中, 利用测量的加速度信号对力驱动信号进行修正, 以保证控制点的加速度信号在整个试验过程满足试验要求。

设控制点某时刻加速度测量信号为 $y(t_i)$, 对 $y(t_i)$ 进行傅里叶变换得到 $\{Y(f_i)\}$, 则计算误差为:

$$\{E(f_i)\}=\{A(f_i)\}-\{Y(f_i)\} \tag{12}$$

则力驱动信号可以更新为:

$$\{X(f_{i+1})\}=\{X(f_i)\}+\alpha[H(f)]^{-1}\{E(f_i)\}, \alpha \in [0,1] \tag{13}$$

对 $\{X(f_{i+1})\}$ 进行傅里叶反变换 (IFFT) 求出修正后的时域力驱动信号矢量 $\{X(t_{i+1})\}$, 然后施加到振动台台体, 形成适用于正弦扫描虚拟振动试验的闭环控制模块。

3 虚拟振动试验算例

3.1 试验件模型

试验件由喷管、法兰盘、测压嘴和隔热框等部件组成。1#, 2# 和 3# 传感器分别安装在试件喷管出口、测压嘴和隔热框处, 喷注盘的安装孔为固定位移约束。

3.2 虚拟振动试验条件

正弦扫描虚拟振动试验条件如表 3 所示。

表 3 虚拟振动试验工况

Tab. 3 Conditions of virtual vibration test					
工 况	扫描 方式	范围/Hz	幅值/ (m·s ⁻²)	时间 /s	激振 方向
1	正弦	5~3 500	10	30	x
2	正弦	5~3 500	10	30	y
3	正弦	5~3 500	10	30	z
4	正弦	5~3 500	10	30	xyz

将试验条件分别施加给虚拟振动试验系统进行虚拟振动试验, 图 4 为可视化的虚拟振动试验系统。

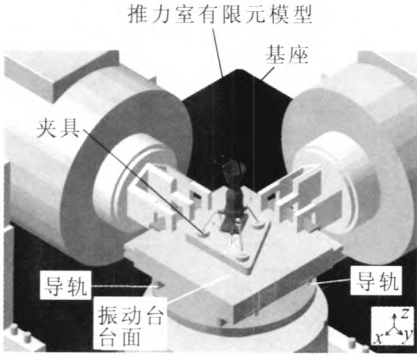


图 4 多维虚拟振动试验系统

Fig. 4 Test system of multi-dimensional virtual vibration

3.3 仿真结果及分析

图 5 给出试件各个测点在 y 向激励下的加速度幅值响应曲线。由图可知, 1#, 2# 和 3# 测点分别出现了 3, 5 和 5 个较为明显的谐振峰值。1#, 2# 和 3# 测点分别在 791 Hz, 2 856 Hz 和 1 428 Hz 处出现最高谐振峰值分别为 126 m/s², 68 m/s² 和 19 m/s²。在扫频的低频段试件喷管为主要变形部件, 高频段主要变形部件为隔热框, 整个频段隔热框的变形相对较小。

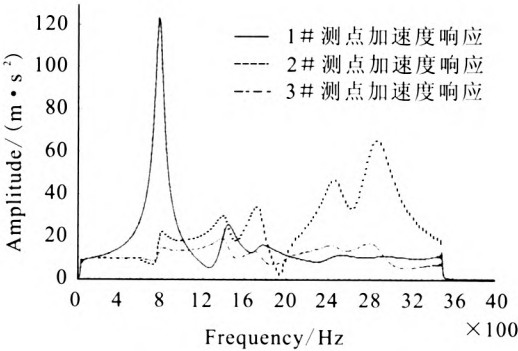


图 5 y 轴向振动各个测点加速度响应曲线

Fig. 5 Acceleration response curves of all measuring points in y -axial vibration

图 6 给出了试件分别沿 x , y 和 z 轴做一维轴向振动时 2# 测点的加速度幅值响应曲线。由图可知, x , y 和 z 轴单向振动分别能激发出 2# 测点 3, 5 和 2 个明显谐振峰值, 最高谐振峰值分别为 102 m/s², 68 m/s², 367 m/s²。试件的测压嘴对来自 y 轴向的激振最为敏感 (被激发的局部模态最多), 但其谐振峰值幅值均处于相对较低水

平; z 轴向激振对测压嘴危害最大(加速度响应幅值最大)。

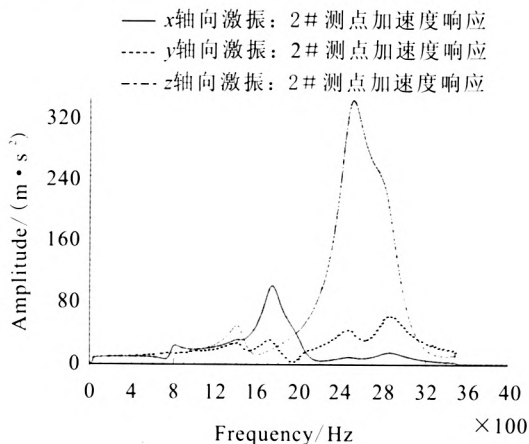


图6 工况1, 2, 3下2#测点加速度响应曲线

Fig. 6 Acceleration response curves of 2# measuring point under working conditions of 1, 2 and 3

图7给出了试件在 x 轴向一维振动和三维轴向振动条件下1#测点的加速度响应曲线。由图可知, 在一维和三维轴向正弦扫描虚拟振动试验中, 1#测点的加速度响应曲线分别出现了3个和7个较为明显的谐振峰值。较一维振动试验, 多维振动试验能激发试件更多的振动模态, 明显提高故障激发效率。

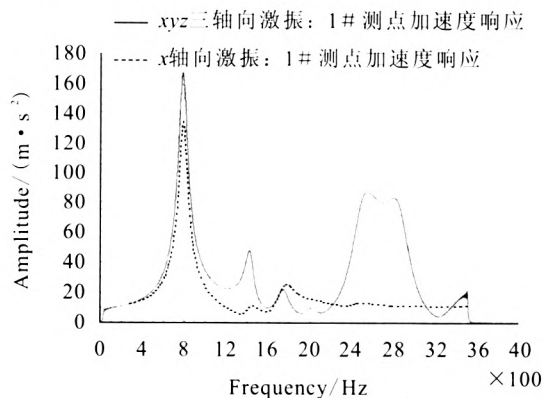


图7 工况1和4下1#测点加速度响应曲线

Fig. 7 Acceleration response curves of 1# measuring point under working conditions of 1 and 4

图8给出了试件在 x 轴向一维振动和三维轴向振动条件下最大动应力幅值曲线。由图可知, 在扫频的高频段内, 一维振动试验条件下试件的最大动应力曲线近似一条平稳的直线, 三维振动

试验条件下试件的最大动应力曲线上出现多个较高峰值且幅值增幅明显, 这是由于试件高阶局部模态被激起所导致。

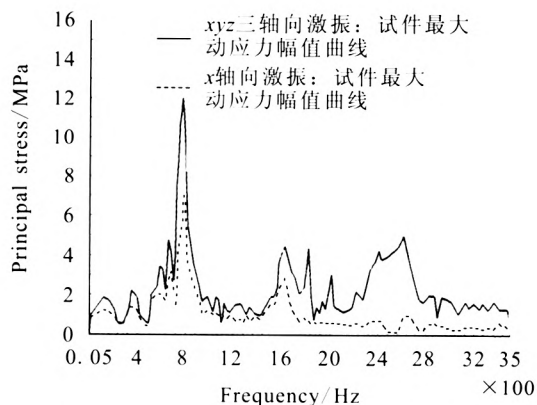


图8 工况1和4下试验件的最大动应力曲线

Fig. 8 Maximum dynamic stress curves of test product under working conditions of 1 and 4

图9给出了三维轴向正弦扫描虚拟振动试验进行到5.31 s时试件的位移云图。由图可知, 该时刻试件的喷注盘上的安装孔无位移变形, 喷管、测压嘴和法兰盘为主要变形部件, 隔热框和测压管变形较小。图6到图9中的工况条件参考表3。

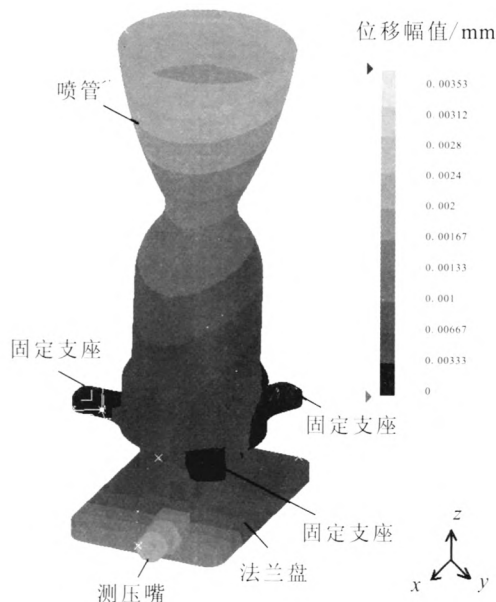


图9 正弦扫描虚拟振动试验中 $t=5.31$ s时试件位移云图

Fig. 9 Displacement of test product in sine sweep virtual vibration testing at $t=5.31$ s

4 结论

设计了集振动台机电耦合模型、多刚体动力学模型和闭环振动控制模块为一体的三维虚拟振动试验系统。对某试件分别进行了 x 、 y 和 z 轴向一维虚拟振动试验以及三维虚拟振动试验, 得出如下结论:

1) 振动台机电耦合模型的电谐振点和机械谐振点与试验数据吻合, 能准确反映电磁振动台自身的振动特性。

2) 与一维振动试验结果相比, 多维振动试验能激发试验件更多的振动模态, 明显提高故障激发效率。

3) 多维振动试验中高频段内试验件的最大动应力曲线上出现多个较高峰值, 暴露了试件在一维激励方式下未被发现隐患。激振方向会显著影响试验件的动态响应, 多维振动试验有助于全面考核产品的动力学性能。

参考文献:

[1] TALEGHANI B K. Finite-element vibration analysis and modal testing of graphite epoxy tubes and correlation between the data[R]. USA: NASA, 1996.

[2] 张殿军. 多维振动试验技术及应用 [J]. 战术导弹技术, 2008(2): 34-37.

[3] KLENKE S. Modal test optimization using VETO (virtual environment for test optimization), SAND95-2591 [R]. USA: Sandia, 1995.

[4] 邱吉宝, 王建民. 航天器虚拟动态试验技术研究及展望 [J]. 航天器环境工程, 2007, 24(1): 1-14.

[5] 向树红, 晏廷飞, 邱吉宝, 等. 40 吨振动台虚拟试验仿真技术研究 [J]. 宇航学报, 2004, 25(4): 375-381.

[6] 刘闯, 向树红, 冯咬齐. 卫星虚拟振动试验系统研究 [J]. 航天器环境工程, 2009, 19(3): 248-252.

[7] 侯瑞, 陈国平. 振动台虚拟试验的建模和仿真研究 [J]. 力学季刊, 2008, 29(2): 254-258.

[8] 谭永华, 蔡国飙. 振动台虚拟试验仿真技术研究 [J]. 机械强度, 2010, 32(1): 030-034.

[9] RICCI S, PEETERS B, DEBILLE J, et al. Virtual shaker testing: A novel approach for improving vibration test performance [C]// International Conference on Noise and Vibration Engineering. Leuven: Katholieke University Leuven, 2008: 1767-1782.

[10] BETTS J F, VANSANT K, PAULSON C, et al. Smart testing using virtual vibration testing [C]// Proceedings of the 24th Aerospace Testing Seminar (ATS). Manhattan Beach, USA: ATS, 2008: 103-111.

[11] 王枫, 李龙飞, 杨伟东. 凝胶推进剂流动雾化特性实验系统的改进及应用 [J]. 实验技术与管理, 2012 (1): 62-65.

[12] 褚宝鑫, 须村, 张晓娜, 等. 诱导轮空化对流固耦合应力分析的影响 [J]. 火箭推进, 2012, 38(2): 44-48.

[13] 张建华, 谢侃. 流体喉部喷管二次流矢量控制方案 [J]. 北京航空航天大学学报, 2012, 38(3): 309-313, 318.

[14] 邵松林. 某发动机整机模态分析 [J]. 火箭推进, 2012, 38(4): 55-59, 80.

[15] 韩文超, 王政时, 骆晓臣. 扰流片式推力矢量气动力数值仿真研究 [J]. 计算机仿真, 2012 (7): 84-87.

[16] 宋沛原, 李家文, 唐飞. 轮毂形状对诱导轮性能的影响 [J]. 火箭推进, 2012, 38(2): 38-43.

(编辑: 王建喜)