

# 飞机增稳结构振动研究及其裂纹成因分析\*

田永卫<sup>1</sup>, 魏川<sup>2</sup>, 张书明<sup>1</sup>, 闫楚良<sup>1</sup>

(1. 北京飞机强度研究所 北京, 100083) (2. 北京航空航天大学可靠性与系统工程学院 北京, 100191)

**摘要** 为了分析某型运输机机身尾段增稳结构根部频繁出现裂纹的原因, 基于有限元模态分析理论的随机振动响应计算方法, 通过逆向工程提出了利用飞行实测振动谱对增稳结构进行虚拟激励, 得到结构理论计算的随机振动响应值。根据实测振动数据计算结果与理论分析, 发现该型飞机增稳结构根部裂纹形成的原因为飞行中部分时段增稳结构已经出现共振或接近共振状态, 在共振放大作用下增稳结构根部生成危害飞机飞行安全的裂纹。该分析结果为运输机类飞机增稳结构后续改进和优化设计提供理论参考和数据支持。

**关键词** 增稳结构; 模态分析; 固有频率; 虚拟激励; 随机振动响应

**中图分类号** V214.19; O327

## 引言

模态分析是一种研究结构动力特性的方法, 是系统辨别方法在工程振动领域中的应用<sup>[1]</sup>。文献[2]论述了复杂结构动力学问题的求解方法, 指出了分析复杂结构最基本的指导思想是“先修改后复原”, 对动态结构算法作了论述。20世纪60年代初, Hurty<sup>[3]</sup>和Gladwell<sup>[4]</sup>奠定模态综合分析技术以来, 结构动态分析方法已广泛应用于航天航空和各种大型工程领域, 是一种复杂结构建模与分析的有效方法。

目前, 结构静、动态试验仿真技术是在计算机上进行虚拟动态试验的仿真技术<sup>[5]</sup>, 采用部件试验与缩尺模型试验和总体综合分析相结合的方法, 在计算机上模拟总体结构真实试验状态进行动力学分析, 在计算机终端显示结构的运动、变形与应力, 代替实际尺寸结构静力试验和振动试验, 把一个复杂试验用一系列局部的小型试验利用计算机综合仿真技术来代替。目前为止, 静力试验仿真技术研究较为成熟, 而结构动力学中复杂结构系统的随机振动响应的研究进展比较缓慢, 由于复杂结构建模技术困难, 带间隙结构分析技术和非线性结构分析技术一直没质的突破等; 因此, 通过现有成熟技术实现振动试验仿真有重要的工程应用价值<sup>[6]</sup>。

某型运输机为了增加飞行的稳定性, 在机身尾

段增加了增稳结构, 其处于气流分离面的根部, 频繁出现裂纹, 形成安全隐患, 影响飞机飞行安全<sup>[7-8]</sup>。

笔者通过逆向工程, 利用实测振动谱对研究的增稳结构进行虚拟激励, 得到结构理论计算的随机振动响应值, 将理论计算结果与结构的实测值进行对比分析, 推断增稳结构出现结构破坏裂纹的原因, 优化增稳结构设计。

## 1 材料属性

大型运输机的增稳结构采用复合材料夹层的设计, 外层为铝合金蒙皮, 内层为玻璃钢材质复合材料承载层, 该层有单向层和45°层, 增稳结构材料构成如图1所示。

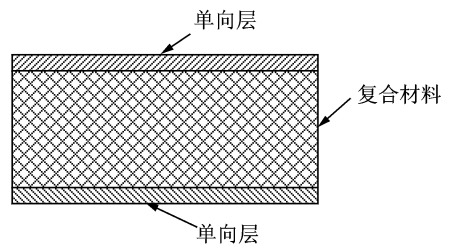


图1 增稳结构组成

单向层和45°层都为正交各向异性材料, 沿同一方向铺设相同的单层具有3个独立的弹性常数<sup>[9]</sup>, 沿主轴方向的应力应变关系为

\* 国家自然科学基金资助项目(编号: 50135010)

收稿日期: 2012-01-13; 修改稿收到日期: 2012-03-26

$$\begin{Bmatrix} \varepsilon_1 \\ \varepsilon_2 \\ \varepsilon_3 \end{Bmatrix} = \begin{bmatrix} \frac{1}{E_L} - \frac{u_{LT}}{E_L} & 0 & 0 \\ -\frac{u_{TL}}{E_T} & \frac{1}{E_T} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1}{G_{LT}} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \sigma_L \\ \sigma_T \\ \sigma_{LT} \end{Bmatrix} \quad (1)$$

其中:  $E_L, E_T, G_{LT}$  分别为单向层的展向弹性模量、径向弹性模量和剪切弹性模量;  $u_{LT}, u_{TL}$  为泊松比。

在求解增稳结构的振动特征值方程时, 应按正交各向异性材料参数计算刚度矩阵。

复合材料的力学特性为正交各向异性, 蒙皮内承载单向层材料常数参数为: 弹性模量  $E_L = 42.6 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,  $E_T = 16.5 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,  $G_{LT} = 5.5 \times 10^9 \text{ Pa}$ , 泊松比为 0.22。45°层材料常数参数为: 弹性模量  $E_L = 17.5 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,  $E_T = 17.5 \times 10^9 \text{ Pa}$ ,  $G_{LT} = 3.6 \times 10^9 \text{ Pa}$ , 泊松比为 0.14。增稳结构蒙皮厚度为 1 mm, 增稳结构厚度为 50 mm, 由于蒙皮材料相对于增稳结构的承载部分厚度较薄, 为了分析计算增稳结构蒙皮材料对整体增稳结构各阶模态的影响, 通过 ANSYS 分别对单独增稳结构内部的承载部件和增稳结构蒙皮加内部复合材料的方式计算增稳结构模态, 如表 2 所示。通过表 2 的计算结果可知, 虽然蒙皮材料很薄, 但对整体的增稳结构模态的影响很大, 因此在计算增稳结构的整体模态时应包含蒙皮, 计算时增稳结构整体根部与飞机机身连接处采用固支约束。

表 1 增稳结构各部件的材料属性

增稳结构部件	弹性模量/GPa			泊松比		材料密度/( $\text{kg} \cdot \text{m}^{-3}$ )
	$E_L$	$E_T$	$G_{LT}$	$u_{LT}$	$u_{TL}$	
根部角材	71	71	26.692	0.33	0.33	2 770
蒙皮	71	71	26.692	0.33	0.33	2 770
承载材料	42.6	16.5	5.5	0.22	0.14	1 750

表 2 增稳结构的蒙皮对整体模态的影响

模态阶数	复合材料	蒙皮复合材料蒙皮	相对误差/%
1	24.893	30.383	18.07
2	32.671	42.146	22.48
3	79.277	92.912	14.68
4	153.56	186.02	17.45
5	162.29	195.13	16.83

## 2 结构固有频率振型向量方程的建立

该型飞机增稳结构刚度很大, 根据飞行实测数据其变形很小, 应用动力学近似理论对增稳结构进行系统模型简化, 把增稳结构近似为线性系统, 则该

结构的动力学特性可以由线性振动模态理论进行描述<sup>[10-11]</sup>。

假设增稳结构有限元模型( $N$  个自由度)的质量矩阵、阻尼矩阵和刚度矩阵分别为  $\mathbf{M}, \mathbf{C}$  和  $\mathbf{K}$ , 结构上各点对应于时间  $t$  的振动位移  $\mathbf{U}(t)$  表示增稳结构自由端振动的位移向量, 则

$$\mathbf{U}(t) = \{u_1(t), u_2(t), \dots, u_N(t)\}^T \quad (2)$$

相应的  $\dot{u}(t), \ddot{u}(t)$  分别为结构上各点振动的速度和加速度, 假设增稳结构表面承受随机载荷  $f(x, y, z, t)$ , 其振动微分方程为

$$\mathbf{M}\ddot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{C}\dot{\mathbf{u}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) = f(x, y, z, t) \quad (3)$$

在式(3)中, 令  $f(x, y, z, t) = 0$ , 得到自由振动方程。在实际工程中, 阻尼对结构固有频率和振型的影响不大<sup>[12]</sup>, 因此可以忽略阻尼力得到无阻尼自由振动方程为

$$\mathbf{M}\dot{\mathbf{U}}(t) + \mathbf{K}\mathbf{U}(t) = 0 \quad (4)$$

假设结构做简谐运动  $\mathbf{U}(t) = \Phi \sin(\omega t)$  带入式(4), 得到特征方程为

$$\mathbf{K} - \omega^2 \mathbf{M}\Phi = 0 \quad (5)$$

通过解方程(5)得到结构的固有频率和振型。

## 3 增稳结构 ANSYS 模态分析

### 3.1 网格划分

有限元建模的关键步骤为结构的离散化, 即划分网格。此增稳结构由 3 个部分组成, 分别为增稳结构前段、中段和后端, 这 3 段之间由蒙皮缘条连接。增稳结构前段、中段和后端都为夹层薄壁板且壁厚均匀, 增稳结构根部与机身的连接处为铝合金角型材铆接。对增稳结构进行单元体的划分时, 用四面体单元将实体模型离散化, 具体过程是根据增稳结构实体模型提取各个薄板的中面, 再将这中面缝合在一起进行自由边检查定义壳单元的物理特性和材料特性, 最后生成网格有限元模型如图 2 所示。

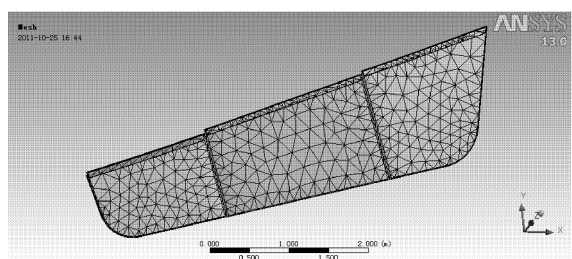


图 2 增稳结构网格划分

### 3.2 边界条件设置

在有限元模态分析中惟一有效的“载荷”是零位移约束<sup>[13]</sup>,其他载荷可以在模态分析中指定,但在模态提取时将被忽略,因而只给有限元模型施加约束边界条件,增稳结构根部与机身铆接,因此增稳结构根部这两处均为约束了 $x, y, z$ 方向的平动自由度和绕 $y, z$ 方向的转动自由度。

### 3.3 各阶振型模态解

ANSYS 具有强大的模态分析功能,提供了包括 Subspace(子空间法)、Reduced(缩减法)、SINV 法、Givens 法、Hounceholder 法和 Lanczos 法等 7 种求解模态参数时的计算方法<sup>[12]</sup>。Lanczos 方法是近几年兴起的模态求解方法,特征值和特征向量求解精度高。在用户感兴趣的频率范围内,Lanczos 法在每个漂移点处如果不能找到所有的特征根,也会给出提示信息,避免丢根的缺陷;因此,笔者选用了 Lanczos 法计算增稳结构的模态参数。

由于系统的动力响应由结构几项低阶模态决定,因此只取前 6 阶分析计算得到各阶固有频率,如表 3 所示,各阶模态振型如图 3~图 8 所示。

表 3 增稳结构各阶模态值

模态阶数	$f/\text{Hz}$	模态阶数	$f/\text{Hz}$
1	16.690	4	49.140
2	25.246	5	70.087
3	36.170	6	92.630

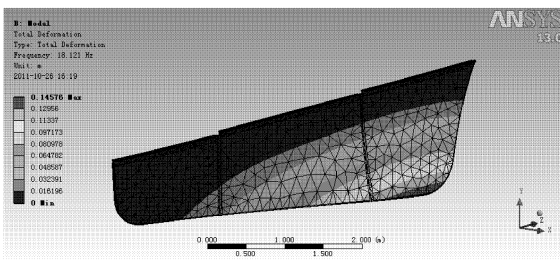


图 3 增稳结构一阶模态

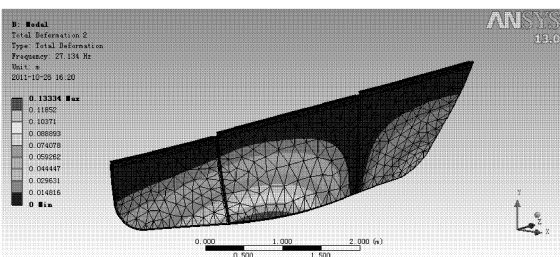


图 4 增稳结构二阶模态

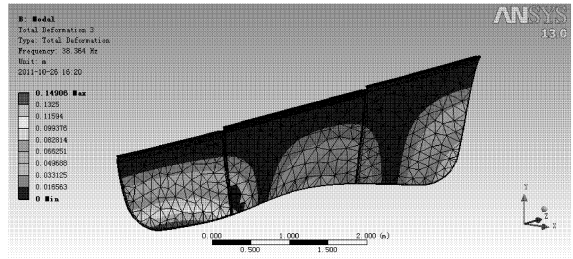


图 5 增稳结构三阶模态

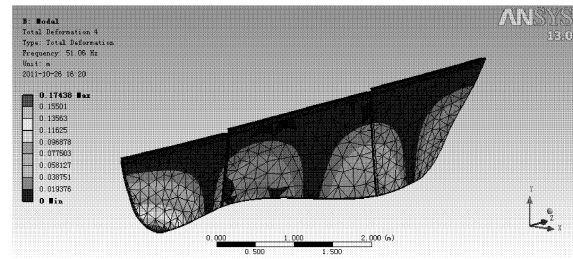


图 6 增稳结构四阶模态

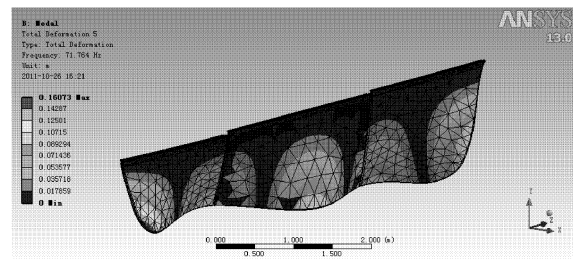


图 7 增稳结构五阶模态

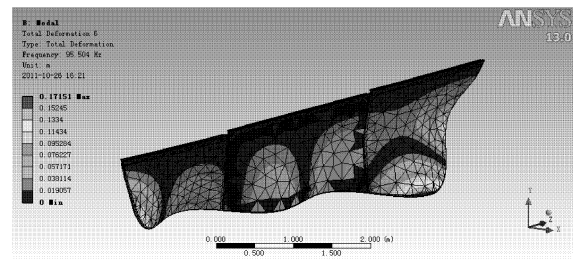


图 8 增稳结构六阶模态

## 4 增稳结构随机振动响应

随机振动分析考虑结构在某种统计规律分布的载荷作用下的随机响应,对于飞机气动面气压波动通常只能得到按概率分布的函数,如功率谱密度 PSD。在随机载荷作用下结构的响应就需要用随机振动分析来计算结构的响应,载荷由互功率谱密度定义。结构载荷由传递函数表征,得出位移、加速度、约束力或单元应力的自相关系数,也可对自功率谱进行积分获得响应的均方根值。结构动力分析程序

中的 PSD 输入自功率谱密度,计算响应功率谱密度、自相关函数及响应的 RMS 值等<sup>[14-15]</sup>。

对于单点激励, $S_{in}(\omega)$ 与输出  $S_{out}(\omega)$  的 PSD 谱通过相应传递函数  $H(\omega)$  的对应关系为

$$S_{out}(\omega) = H^2(\omega)S_{in}(\omega) \quad (6)$$

对于式(3) $N$ 自由度的弹性结构受  $M$ 点异相位平稳随机激励为

$$\{f(t)\} = \begin{Bmatrix} F_1(t) \\ F_2(t) \\ \vdots \\ F_m(t) \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} a_1 F_1(t - t_1) \\ a_2 F_2(t - t_2) \\ \vdots \\ a_m F_m(t - t_m) \end{Bmatrix} \quad (7)$$

各输入分量有相同形式,但作用时间相差一个常因子。 $a_j$ 为实数,表示各点的作用强度。式(6)中  $a_j$ 和  $t_j$ 为已知常数,则  $\{f(t)\}$ 可以视为广义单激励。设  $S_{FF}(\omega)$ 已知,则求得虚拟激励为

$$\tilde{F}(t) = \sqrt{S_{FF}(\omega)}e^{j\omega t} \quad (8)$$

式(6)对应的虚拟激励矩阵为

$$\tilde{f}(t) = \begin{Bmatrix} a_1 e^{-j\omega t_1} \\ a_2 e^{-j\omega t_2} \\ \vdots \\ a_m e^{-j\omega t_m} \end{Bmatrix} \sqrt{S_{FF}(\omega)}e^{j\omega t} \quad (9)$$

在虚拟激励  $\tilde{f}(t)$ 作用下,结构动力学方程为

$$M\ddot{u}(t) + C\dot{u}(t) + Ku(t) = J\tilde{f}(t) \quad (10)$$

其中: $J$ 为  $n \times m$ 常量矩阵,表征外力分布状况。

ANSYS 程序关于增稳结构随机振动响应理论的计算原理是通过对各阶振型的响应叠加,考虑强迫的基础激励的影响,施加位移和基础激励,通过 Ansys 频率响应计算结果获得特定激励形式下的节点响应传递函数,计算得到位移、加速度、约束力或单元应力的响应功率谱密度和均方根值。

对增稳结构前段施加振动飞行实测谱如图9所示,在实测位置上施加激励施,如图10所示。

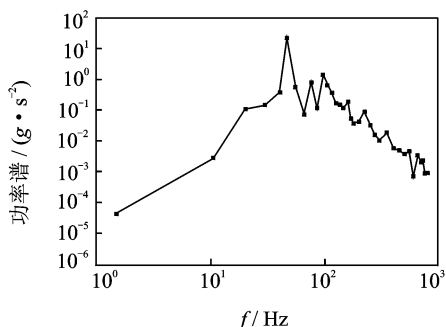


图9 增稳结构z向加速度实测响应谱

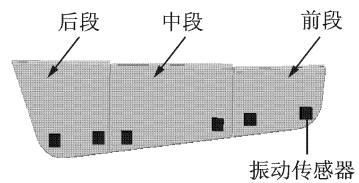


图10 增稳结构振动加速度传感器位置示意图

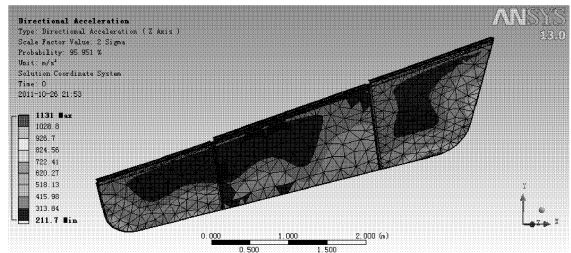


图11 增稳结构z向加速度响应

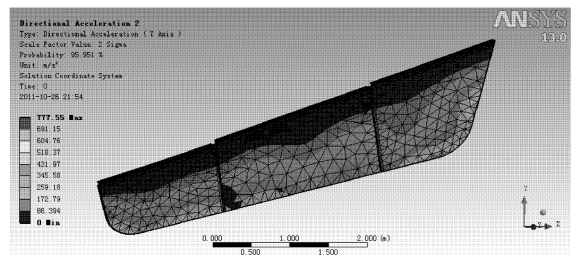


图12 增稳结构y向加速度响应

在对增稳结构随机振动响应值的计算时采用比较保守的  $2\sigma$  原则,置信度为 95%。通过对比图11和图12增稳结构z向和y向加速度响应值,最大值都出现在增稳结构前段的前端和增稳结构后段的后端,与飞行实测结构非常吻合。理论计算值与飞行实测值对比如表4所示。

表4 增稳结构随机振动响应值与飞行实测值误差分析

飞行测试次数	理论计算响应值/g	飞行实测值/g	误差/%
1	113.1	107.3	5.4
2	113.1	102.21	9.0
3	113.1	104.74	8.0
4	113.1	103.9	8.9
5	113.1	105.68	7.0

由表4可知,5次实测飞行的相对误差都在10%以内,理论计算由于建模的准确性与实测有一定差距,这个误差结果还是可以接受的。

## 5 实测结果与计算的对比

由于建立的有限元模型和真实的结构差异较大,有限元的划分方法不同也会带来一定的误差,所以有限元计算结果不能完全保证模态参数的正确性,还必须使用飞行实测数据模态辨识技术,来验证模态分析方法理论计算的可靠性。

由模态分析结果和飞行实测振动谱对比分析可知,增稳结构低阶固有频率对系统的动力响应贡献较大,而高阶固有频率影响较小,所以对增稳结构只要提取其低阶固有频率就能很好地反映系统动力特性。通过对前几阶振型分析可以得到以下几点结论:

1) 增稳结构的一阶振型是增稳结构绕增稳结构根部  $x$  轴线在  $yz$  平面内扭转振动,振动频率为 16.69 Hz,说明增稳结构绕  $x$  轴的刚度较小,在设计时应该考虑加强;

2) 增稳结构的二阶振型其振动频率为 25.246 Hz,是绕  $x$  轴和  $y$  轴扭弯组合;

3) 增稳结构的三阶振型是以根部为轴的扭弯的变形组合,模态频率为 36.17 Hz;

4) 增稳结构的四阶振型是沿机身方向的扭弯变形组合,振动频率为 49.14 Hz;

5) 增稳结构的四阶振型是三处扭变形与四处弯变形组合,模态频率为 70.087 Hz;

6) 增稳结构的四阶振型是四处扭变形与五处弯变形组合,模态频率为 92.63 Hz。

前 6 阶模态结果与飞行实测振动功率谱比较如图 13 所示,可以看出,飞行实测功率谱密度值在 20~100 Hz 之间,功率谱出现峰值,出现该峰值时正好与增稳结构的前 6 阶模态固有频率区间正好重合。因此,飞行中增稳结构已经出现共振或接近共振状态,在共振放大作用下增稳结构根部很容易生成

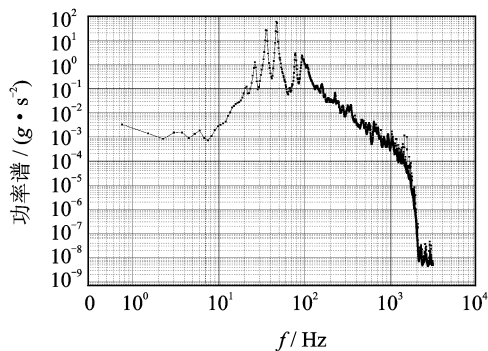


图 13 飞行实测振动功率谱曲线

危害飞机飞行安全的裂纹,这说明该运输型飞机增稳结构的设计存在较大缺陷。

## 6 结束语

在有限元理论计算的基础上得到增稳结构的前六阶模态,经过随机振动响应谱与飞行实测数据的对比分析可以确定理论计算结果是近似准确的,误差在工程允许的范围内。增稳结构根部裂纹生成原因可以确定为飞机在飞行过程中,在某些任务剖面的某些时间段内,外载对增稳结构的激振频率接近其固有频率,发生一定程度的共振,使得增稳结构根部与机身连接处受力(主要表现为剪力)明显增加,且增稳结构和机身连接处的设计不是非常理想,传递剪力的能力偏弱,刚度不足,经过一定时间的飞行损伤累积导致增稳结构根部连接处萌生并出现可视裂纹。本分析结果为运输机增稳结构后续的改进和优化设计提供理论参考和数据支持。

### 参 考 文 献

- [1] 梁君, 赵登峰. 工作模态分析理论研究现状与发展[J]. 电子机械工程, 2006, 22(6): 7-8.  
Liang Jun, Zhao Dengfeng. The status and prospect of modal analysis theory[J]. Electro-Mechanical Engineering, 2006, 22(6): 7-8. (in Chinese)
- [2] 胡海昌. 多自由度结构固有振动理论[M]. 北京: 科学出版社, 1987: 82-113.
- [3] Hurty W C. Vibration of structure systems by component mode synthesis[J]. Journal of the Engineering Mechanics Division American Society of Civil Engineers(ASCE), 1964, 86: 51-59.
- [4] Gladwell G M L. Branch mode analysis of vibrating systems[J]. Sound Vibration, 1960, 1: 41-59.
- [5] 向树红, 邱吉宝, 王大钧. 模态分析与动态子结构方法新进展[J]. 力学进展, 2004, 34(3): 289-303.  
Xiang Shuhong, Qiu Jibao, Wang Dajun. The recent progresses on modal analysis and dynamic sub-structure methods[J]. Advances in Mechanics, 2004, 34(3): 289-303. (in Chinese)
- [6] 胡绍全, 王愨礼, 邱吉宝, 等. 结构振动台试验仿真技术初步研究[C]// 中国宇航学会结构强度与环境工程专业委员会 2003 年度技术信息交流会. 昆明: 中国宇航协会, 2003: 278-283.
- [7] 闫楚良, 张书明, 卓宁生, 等. 飞机机翼结构载荷测量实验力学模型与数据处理[J]. 航空学报, 2000, 21

- (1): 56-59.
- Yan Chuliang, Zhang Shuming, Zuo Ningsheng, et al. Mechanical model and data processing of load measurement test for the airplane's wing structure[J]. Acta Aeronautica et Astronautica Sinica, 2000, 21(1): 56-59. (in Chinese)
- [8] 闫楚良. 飞机载荷谱实测技术与编制原理[M]. 北京: 航空工业出版社, 2010:1-5.
- [9] 李德源, 叶枝全, 包能胜, 等. 风力机旋转风轮振动模态分析[J]. 太阳能学报, 2004, 25(1): 72-77.
- Li Deyuan, Ye Zhiquan, Bao Nengsheng, et al. Vibration modal analysis of the rotating rotor of horizontal axis wind turbine[J]. Acta Energetica Solaris Sinica, 2004, 25(1): 72-77. (in Chinese)
- [10] 袁惠群, 张亮, 韩清凯. 航空发动机转子失谐叶片减振安装优化分析[J]. 振动、测试与诊断, 2011, 31(5): 647-651.
- Yuan Huiqun, Zhang Liang, Han Qingkai. Reducing vibration mounting optimization for aero-engine rotor mistuned blade [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2011, 31(5): 647-651. (in Chinese)
- [11] 李惠彬, 周鹏麟, 孙恬恬, 等. 涡轮增压器叶轮流固耦合模态分析[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(3): 252-255.
- Li Huibin, Zhou Lilin, Sun Tiantian, et al. Modal analysis of turbocharger impeller considering fluid-solid interaction[J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(3): 252-255. (in Chinese)
- [12] 杨宇军, 陈建军, 李维健, 等. 具有频率约束的电路板抗振优化设计问题研究[J]. 振动、测试与诊断, 2008, 28(1): 31-34.
- Yang Yujun, Chen Jianjun, Li Weijian. Optimization design of PCB assembly with frequency constraints [J]. Journal of Vibration, Measurement & Diagnosis, 2008, 28(1): 31-34. (in Chinese)
- [13] 尹强, 陈世教, 冀满忠. 基于 Ansys 的塔式起重机结构模态分析[J]. 重庆建筑大学学报, 2005, 27(6): 97-100.
- Yin Qiang, Chen Shijiao, Ji Manzhong. Model analysis of tower crane structure based on ANSYS [J]. Journal of Chongqing Jianzhu University, 2005, 27(6): 97-100. (in Chinese)
- [14] 林家浩, 张亚辉. 随机振动的虚拟激励法[M]. 北京: 科学出版社, 2004: 60-80.
- [15] 成伟, 何铁宁. 随机振动响应计算在 Ansys 中的一种实现方法[J]. 西南交通大学学报, 2002, 37(S1): 102-104.
- Cheng Wei, He Tiening. New calculation method for calculating structural responses to random vibrations [J]. Journal of Southwest Jiaotong University, 2002, 37(S1): 102-104. (in Chinese)



**第一作者简介:**田永卫,男,1980年8月生,高级工程师。主要研究方向为机械振动信号处理。

E-mail: yw\_tian@126.com