

某气瓶结构振动断裂故障分析及改进措施

薛 杰, 穆小强, 杨全洁, 黄道琼
(西安航天动力研究所, 陕西 西安 710100)

摘 要: 分析了某气瓶在振动试验中出现的耳片断裂故障, 从结构动力学的角度揭示产品破坏的根本原因, 给出改进思路, 并结合实际产品提出多种修改模型, 然后通过动力学仿真计算进行改进效果的对比, 从而确定最佳的修改方案。最后, 对改进后的气瓶结构进行随机振动试验, 试验结果表明: 振动过程中, 气瓶改进结构在原结构破坏位置的动应力得到明显的降低, 避免结构疲劳破坏, 改进可行有效。

关键词: 结构模态; 气瓶结构; 动力学; 振动断裂

中图分类号: V430-34 **文献标识码:** A **文章编号:** 1672-9374 (2013) 06-0042-06

Analysis of vibration fracture failure of a gas vessel and improvement measures

XUE Jie, MU Xiao-qiang, YANG Quan-jie, HUANG Dao-qiong
(Xi'an Aerospace Propulsion Institute, Xi'an 710100, China)

Abstract: The auricle fracture failure occurred in a gas vessel vibration experiment is analyzed in this paper. The hypostasis reason of the vessel structure failure was disclosed in the viewpoint of structure dynamics. An improvement idea is offered for the initial failure. Several modified models are proposed according to the idea and the actual products. The effects of different modified models were contrasted through structure dynamics simulation. Accordingly the optimal modified model was ascertained. The modified vessel structure was verified by random vibration test. The test result shows that the stress on the auricles of the modified vessel is obviously reduced in the process of the vibration, and the improvement measure is effectual and feasible in avoiding the structure fatigue failure.

Keywords: structure modal; gas vessel structure; dynamics; vibration fracture

0 引言

随着各国航空航天工业的发展, 各种气瓶安

装结构的研究及应用越来越多。恶劣的工作条件决定了气瓶安装结构必须承受复杂的力学环境。因此, 对气瓶安装结构必须进行合理、有效的设计, 以满足产品的寿命、安全性要求。

收稿日期: 2013-08-08; 修回日期: 2013-10-25

作者简介: 薛杰 (1983—), 男, 工程师, 研究领域为结构振动与强度分析

就某气瓶在振动过程中出现的耳片断裂现象进行故障分析及其改进研究。该气瓶为钛合金球形, 由两个半球焊接而成。在气瓶赤道圆附近焊接安装裙, 安装裙上设置 6 个安装耳片, 通过螺

栓与 3 个独立的安装支架连接, 见图 1。在随机振动试验过程中, 气瓶 4 个安装耳片出现断裂, 部分安装支架产生裂纹。

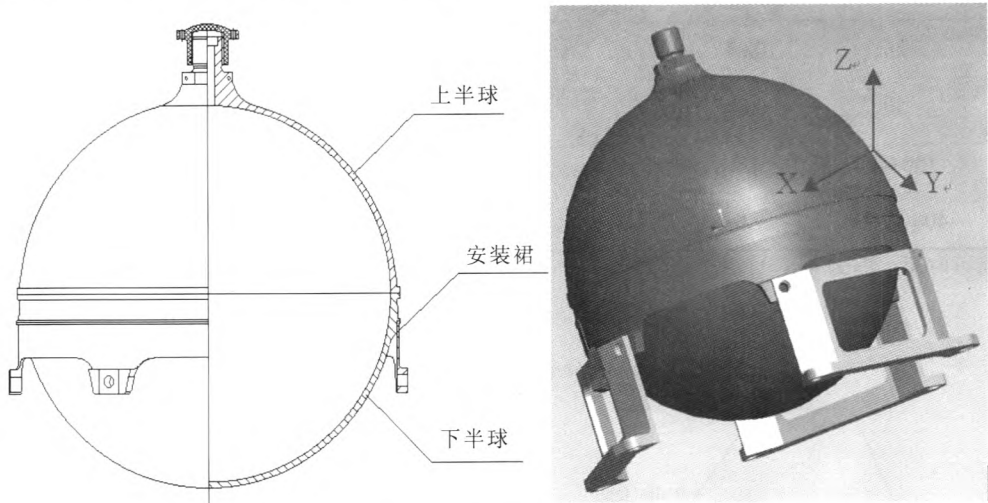


图 1 气瓶结构和安装图

Fig. 1 Diagram of gas vessel structure and assemblage

1 故障问题描述

在 x 方向 (径向) 随机振动试验过程中, 气瓶安装裙 6 个安装耳片有 4 个出现断裂 (见图 2)。与安装裙部分耳片连接的支架沿着安装孔出现开裂。从结构破坏的形式及位置来看, 明显是由于结构在振动过程中出现过大的动应力导致。

为有效降低振动过程中出现的动应力, 进行了以下计算分析工作:

- 1) 分析结构在断裂位置产生动应力的主要模态;
- 2) 提出有针对性的结构的改进方案;
- 3) 对各种改进结构进行动力学研究分析。

x 方向 (径向) 随机振动试验的试验条件见表 1 及图 3。



图 2 气瓶断裂位置

Fig. 2 Vibration fracture location of gas vessel

表1 随机振动试验条件

Tab. 1 Conditions of random vibration test

频率范围/Hz	鉴定级	
	功率谱密度/ ($\text{g}^2 \cdot \text{Hz}^{-1}$)	总均方根 加速度/g
20	0.04	24.68
50	0.04	
100~400	1.2	
400~2 000	-9 dB/oct	

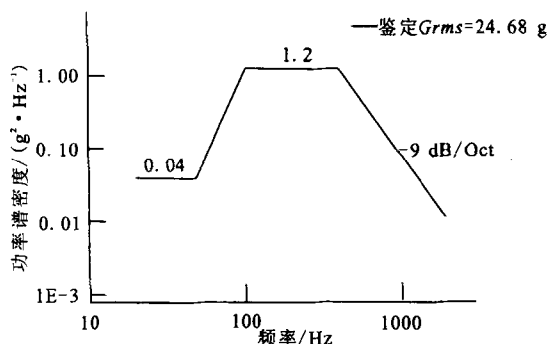
注: 试验持续时间: $T=60$ min。

图3 随机振动试验条件

Fig. 3 Conditions of random vibration test

2 动力学仿真分析的基本原理

2.1 随机振动仿真的基本理论

目前,在结构随机振动仿真分析方面主要有两种途径可以实现:一种是通过直接积分法,即对结构动力学微分方程不进行变换而直接进行逐步数值积分,在时域上进行结构动力学过程的模拟;另一种是通过频域上的计算来进行结构动力学过程的仿真。前者虽可以更好地反映整个动态过程中结构的响应,但需要的时间较长;而后者仅反映结构动态过程中的稳态响应^[1],但得到更快的计算速率,需要时间较短。由于本文主要考核的是结构振动过程中的稳态响应问题,因此,仿真计算中采用后一种方法。

对于A位置单输入激励 $X(t)$,常系数线性结构系统B位置的响应为 $Y(t)$,那么

$$Y(t) = \int_{-\infty}^{+\infty} h(\theta)X(t-\theta)d\theta \quad (1)$$

式中 $h(\theta)$ 为该线性系统B位置对A位置激励的单位脉冲响应。为方便起见,以下理论推导均不带积分符的上下限。

B位置响应 $Y(t)$ 的自相关函数为 $R_Y(\tau) = E[Y(t)Y(t+\tau)]$,其表达式如下:

$$E[Y(t)Y(t+\tau)] =$$

$$E\left[\int h(\theta_1)X(t-\theta_1)d\theta_1 \int h(\theta_2)X(t+\tau-\theta_2)d\theta_2\right] \quad (2)$$

由于分析的是结构稳定系统^[2],可以将(2)式右端写成一个二重积分,并把均值符号移到积分符内,得到:

$$E[Y(t)Y(t+\tau)] =$$

$$\int \int h(\theta_1)h(\theta_2)E[X(t-\theta_1)X(t+\tau-\theta_2)]d\theta_1d\theta_2 \quad (3)$$

考虑到 $X(t)$ 为稳态输入,有以下关系存在:

$$E[X(t-\theta_1)X(t+\tau-\theta_2)] = R_X(\tau-\theta_2+\theta_1) \quad (4)$$

因此,(3)式可以写成:

$$E[Y(t)Y(t+\tau)] =$$

$$\int \int h(\theta_1)h(\theta_2)R_X(\tau-\theta_2+\theta_1)d\theta_1d\theta_2 = R_Y(\tau) \quad (5)$$

对(5)式两端进行傅里叶变换,并通过交换积分次序^[3],有:

$$\int h(\theta_1)e^{i\omega\theta_1}d\theta_1 \int h(\theta_2)e^{-i\omega\theta_2}d\theta_2 S_X(\omega) = S_Y(\omega) \quad (6)$$

即:

$$S_Y(\omega) = H^*(\omega)H(\omega)S_X(\omega) = |H(\omega)|^2 S_X(\omega) \quad (7)$$

式中: $S_Y(\omega)$ 为B位置响应 $Y(t)$ 的功率谱; $S_X(\omega)$ 为A位置输入 $X(t)$ 的功率谱; $H(\omega)$, $H^*(\omega)$ 分别为结构A位置与B位置间的频率响应函数及其复共轭频响函数。

最后,结构B位置的均方响应值为:

$$E[Y^2(t)] = \int S_Y(\omega)d\omega \quad (8)$$

2.2 结构模态仿真的基本理论

由于阻尼(小阻尼)对结构的模态分析影响很小,因此,结构的自由振动微分方程可以写成无阻尼形式:

$$M\ddot{a}(t)+Ka(t)=0 \quad (9)$$

通过简单推导可以得到广义特征值问题的代数方程, 即:

$$K\Phi_n - w_n^2 M\Phi_n = 0 \quad (10)$$

式中: M 为结构系统的质量矩阵; K 为结构系统的刚度矩阵; Φ_n 为结构系统第 n 阶模态向量 (振型); w_n 为结构系统第 n 阶模态频率。

目前对 (10) 式代数方程求解的数值方法有很多, 本文采用近些年应用较多且效果较好的 Lanczos 方法^[4-6]完成结构的模态计算。该方法的优点是不会丢失特征根。

3 动力学计算仿真模型

借助商业有限元计算软件 Patran/Nastran 计算分析结构动力学响应, 计算模型见图 4。计算模型包括气瓶结构及支架结构两部分, 气瓶 6 个安装耳片与支架 6 个连接孔间通过刚性连接单元模拟螺栓连接。为减小计算成本, 同时又保证计算精度, 模型均采用六面体单元及楔形体单元。其中, 气瓶离散成 75 032 个单元, 支架离散成 6 942 个单元。为说明问题, 随机振动计算及结构模态计算需采用相同的计算模型。

动力学计算中, 首先需要在支架底部中心定义一个振动激励点以模拟振动台, 然后把支架底部安装面通过刚性连接单元与激励点进行连接, 用以模拟支架结构与振动台的连接。计算中, 振动试验输入谱可以直接加载到激励点完成振动试验的仿真计算。计算中暂采用的模态阻尼系数为 0.02^[7]。随后各方案的建模均与上述相似。

计算边界为 气瓶架下端面固支。

气瓶结构及支架结构材料均为钛合金 TC4, 其材料参数见表 2。

表 2 材料计算参数

Tab. 2 Calculation parameters of material

材料	弹性模量/MPa	泊松比	密度/(kg·m ⁻³)
TC4	109 000	0.34	4 440



图 4 气瓶原结构动力学模型

Fig. 4 Dynamics model of original gas vessel

4 结构破坏原因分析

根据以上的基本原理, 对原气瓶结构进行低量级随机振动试验的动力学仿真计算。通过对比计算与试验 3 个位置点的振动加速度数据, 得到表 3 所示的结果。

表 3 仿真与试验测点位置 x 方向加速度 RMS 值对比

Tab. 3 Contrast of acceleration RMS values of simulation and vibration testing points in x direction

	振动激励点	支架测点	耳片测点
计算值/g	5.89	16.1	21.7
试验值/g	6	17.7	23.4
计算误差/%	1.8	9	7.3

通过表 3 的数据可以知道, 计算值与试验值的趋势一致, 且相差较小, 计算的力学模型基本可以真实反映振动试验情况, 可以进行随机振动断裂试验的仿真计算。

随机振动断裂试验的计算结果表示原气瓶结构安装裙的部分安装耳片在断裂位置出现最大的动应力, 这恰好反映出试验结果, 见图 5。为进一步了解气瓶安装裙的部分安装耳片在所给定的振动条件下产生过大动应力的根本原因, 需要对该位置动应力的频域成分进行分析。图 6 给出了计算结果中最大动应力的响应谱曲线。通过计算分析, 该位置最大动应力均方值的 80% 在 700~

900 Hz 频段产生。因此, 还需要对结构进行相同状态下的模态分析。计算结果表示在 807 Hz 附近存在两阶摆动振型与振动方向 (x 方向) 成

45°的模式, 见图 7。而从该两阶模态振型来看, 这正是气瓶安装裙安装耳片在断裂位置产生动应力的主要原因之一。

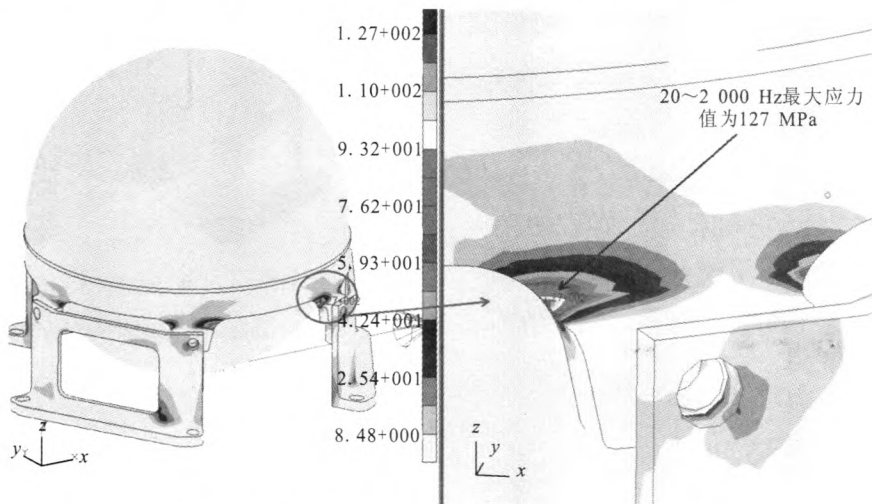


图 5 气瓶结构随机振动试验仿真的应力 RMS 值分布

Fig. 5 Distribution of Von Mises stress RMS values of original gas vessel structure during random vibration

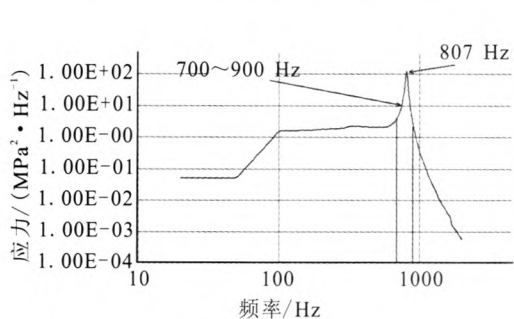


图 6 耳片位置最大动应力功率谱曲线

Fig. 6 Curve of maximal stress power spectrum at auricles

通过对原结构进行低量级的随机振动试验, 在结构耳片位置上, 出现 763 Hz 的谐振点, 根据测点位置及其振动量级, 并结合结构的模态计算结果, 可以判断气瓶 M01-03 实际结构的第一阶摆动频率为 763 Hz, 比仿真结果略低, 但不影响分析结论。结合振动条件输入谱的特点, 可以看出提高气瓶结构的前两阶摆动频率对降低结构在振动过程中产生的动应力有较大的作用。

另外, 原结构自身在断裂位置设计不合理也是导致安装耳片上产生较大动应力的一个重要原因。原结构该位置在厚度方向及周向方向的尺寸变化都过于剧烈, 而尺寸变化剧烈的地方往往容易产生应力集中。因此, 为了改进结构, 降低振

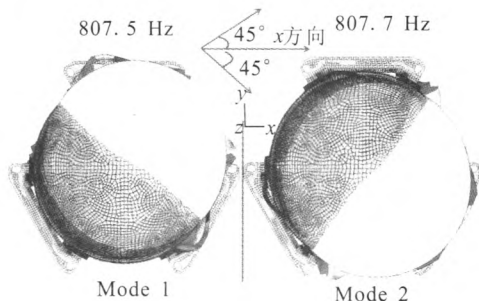


图 7 原结构前两阶摆动振型

Fig. 7 First two-order mode shapes of original gas vessel

动过程中的应力集中, 可以考虑改善以上两方向上的尺寸变化。这将在以下结构改进方案的仿真结果中体现。

5 结构改进方案

根据以上的分析结果, 结构改进的思路主要有两个方向:

- 1) 提高气瓶结构的前两阶摆动频率;
- 2) 对安装耳片在厚度方向及周向方向的尺寸过渡进行改善。

考虑到结构改进的可行性, 为了有效降低气瓶结构在随机振动过程中产生的动应力, 本文提

出了以下 4 种改进方案, 见表 4, 部分改进位置见图 8。

表 4 气瓶结构改进方案

Tab. 4 Improvement measures of gas vessel structure	
模型	模型描述
原结构	气瓶原结构模型,三个独立支架设计,安装耳片从 1 mm 变化至 5 mm
改进方案 1	整体支架设计, 支架单柱长 22.97 mm; 安装耳片 2.1 mm 变化至 5 mm
改进方案 2	整体支架设计, 支架单柱长 18.6 mm; 安装耳片均为 1 mm
改进方案 3	整体支架设计, 增大支架倒角, 支架单柱长 18.6 mm, 安装耳片均为 1 mm
改进方案 4	整体支架设计, 增大支架倒角, 支架单柱长 22.97 mm; 安装耳片 2 mm 变化至 5 mm, 耳片周向尺寸变大

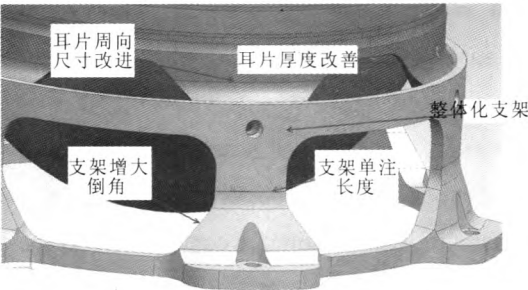


图 8 气瓶结构改进位置

Fig. 8 Location of gas vessel structure improvement

6 改进方案仿真结果比较及振动验证试验

通过对各种改进方案的动力学仿真, 得到以下主要的比较结果, 见表 5 和图 9。其中, 为了表示前两阶摆动模态对耳片最大动应力的影响, 采用摆动模态贡献量 Q 来定量分析。摆动模态贡献量 Q 定义如下: 以第一阶频率为中心分别向两边扩展 100 Hz 的频带内, 耳片最大动应力均方值占整个分析频带动应力均方值的百分比。

从表 5 的计算结果可以看出, 改进方案 4 的效果最明显, 和原结构相比, 耳片上的最大动应

力 RMS 值降了 91.9%, 同时, 前两阶摆动频率的幅度也相应提高了 31.8%。而从摆动模态贡献量 Q 的数据来看, 虽然改进方案 4 在降低结构动应力方面已有很大改善, 但 $Q=68\%$ 的数据表示结构的前两阶模态对振动过程中产生的动应力仍有较大的影响。因此, 若进一步提高产品结构的前两阶模态, 那么, 耳片上的最大动应力还能有进一步的降低。

表 5 各改进方案计算结果比较

Tab. 5 Comparison of calculated results of improvement schemes				
模型	耳片最大动应力 RMS 值/MPa	摆动模态贡献量/%	第一阶频率/Hz	第二阶频率/Hz
原结构	127	80	807.5	807.7
改进方案 1	20.3	71.6	977.53	977.76
改进方案 2	57.8	80.8	758.35	758.79
改进方案 3	51.3	78.5	819.23	819.46
改进方案 4	10.3	68	1 064.4	1 064.6

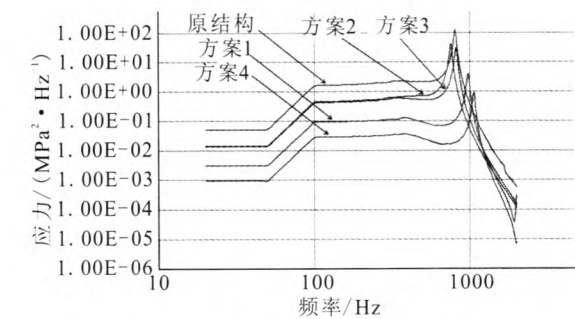


图 9 各改进方案耳片最大应力的功率谱曲线

Fig. 9 Maximal stress power spectrum of auricles as improvement schemes are adopted

对于方案 2 的仿真结果, 前两阶摆动频率比原结构都有一定的下降, 但耳片最大动应力 RMS 值仍能有较大的降低。这充分说明对原结构耳片厚度方向的尺寸过渡进行改善, 能很大程度上降低结构振动过程中产生的应力集中。

(下转第 84 页)

参考文献:

- [1] 严仰光. 航空航天器供电系统[M]. 北京: 航空工业出版社, 1995.
- [2] 朱忠惠. 推力矢量控制伺服系统[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2009.
- [3] 陈明, 张京妹. 控制系统可靠性设计[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2006.
- [4] 邵文蛟. 不完整结构的可靠性分析[M]. 北京: 国防工业出版社, 1997.
- [5] 张佩元. 地面设备设计与试验(下)[M]. 北京: 中国宇航出版社, 1996.
- [6] 李福昌. 运载火箭工程[M]. 北京: 中国宇航出版社, 2002.
- [7] 陈勇, 陈亚爱. 电机与拖动基础 [M]. 北京: 电子工业出版社, 2007.
- [8] 徐延万. 控制系统(中)[M]. 北京: 宇航出版社, 1990.
- [9] 马学利. “1+1”冗余并机 UPS 系统与冗余式双总线“1+1”UPS 系统可靠性比较分析 [J]. 现代经济信息, 2008 (9): 104-105.
- [10] 宋清山. 镉镍电池的发展及用途 [J]. 家用电器, 2000 (10): 37.
- [11] 余国华. 我国镉镍蓄电池的技术发展与现状[J]. 电池工业, 1999 (6): 106-108.
- [12] 乔学荣. 低轨道卫星镉镍蓄电池组在轨性能分析[J]. 电源技术, 2009 (12): 1101-1103.
- [13] 李成模. 镉镍蓄电池组的直流系统在发电厂和变电所的应用[J]. 湖南电力, 2001 (6): 7-9.

(编辑: 张永秀)

(上接第 47 页)

根据以上各改进方案仿真结果的对比, 最后确定改进方案 4 作为最终的修改方案。并对改进方案 4 的实际产品进行随机振动试验, 试验结果表明: 结构不再发生疲劳破坏, 改进可行有效。

7 结论

本文通过对某气瓶结构在振动试验中出现的支架断裂进行动力学分析, 并结合相关试验数据, 得到以下主要结论:

1) 在原结构耳片断裂位置上厚度方向的尺寸过渡过于剧烈 (1 mm 过渡到 5 mm), 从而引起该位置的应力集中, 是气瓶安装裙上多个耳片发生断裂的主要原因之一。

2) 在进行随机振动的边界条件下, 气瓶结构的前两阶摆动模态则是振动过程中多个耳片发生断裂的另一个主要原因。

3) 一方面由于振动输入谱的量级在 400 Hz 以后以对数关系呈线性下降走势, 另一方面, 由于提高结构的固有频率有利于降低振动过程中该阶模态引起的位移幅度, 进而降低相应的动应力。这意味着提高气瓶结构的前两阶摆动频率能

有效降低耳片在振动过程中产生的动应力。

4) 方案 4 的改进结构一方面通过增加安装裙壁厚改善了应力集中, 同时也较大程度上提高了气瓶结构的前两阶摆动频率, 使得气瓶结构在振动过程中, 耳片上的最大动应力 RMS 值降低了 91.9%, 并经试验验证, 方案改进有效。

参考文献:

- [1] 方同, 薛璞. 振动理论及其应用[M]. 西安: 西北工业大学出版社, 2010.
- [2] KREYSZIG E. Advanced engineering mathematics [M]. 2nd ed. New York: John Wiley, 1967.
- [3] 纽兰 D E. 随机振动与谱分析概论[M]. 北京: 机械工业出版社, 1980.
- [4] 王勖成. 有限单元法[M]. 北京: 清华大学出版社, 2003.
- [5] MSC. Nastran basic dynamics user's guide [EB/OL]. [2010-09-19]. [http:// www.ishare.iask.sina.com.cn](http://www.ishare.iask.sina.com.cn)
- [6] 徐稼轩, 郑铁生. 结构动力分析的数值方法[M]. 西安: 西安交通大学出版社, 1993.
- [7] 贾建援, 黄一红, 康春霞. 一种工程结构模态阻尼特征预估方法[J]. 西安: 西安电子科技大学学报, 1995, 22(3): 295-300.

(编辑: 马 杰)