

文章编号: 1000-8055(2005) 06-0932-05

基于随机激励的某机匣模态 实验与分析

廖庆斌¹, 李舜酩¹, 朱丽娟²

(1. 南京航空航天大学 能源与动力学院, 江苏 南京 210016;

2. 山东理工大学 建筑工程学院, 山东 淄博 255049)

摘要: 用模态实验的方法对某型飞机发动机机匣的模态参数进行了识别。考虑噪声对频响函数的影响, 在功率谱分析时, 导出了噪声影响情况下的功率谱表达式, 利用这个表达式计算了频响函数并最终用来提取模态参数。引入预实验方法用于机匣模态参数的探测中, 以确定机匣上各个测点和激振器激振点的合理布置。考虑到实际工作时的激励情况, 在实验台上用白噪声随机激励来模拟环境激励, 对机匣进行了模态实验。与计算模态相比, 用实验模态方法提取模态参数, 避免了复杂的有限元建模与仿真, 并能用相干函数来检验测得的实验数据的有效性。实验模态分析表明, 得到的模态参数对于进一步改进机匣设计、分析其振动、疲劳寿命特性等具有重要的意义。

关键词: 航空、航天推进系统; 随机激励; 模态实验; 相干函数; 模态参数识别

中图分类号: V 232; TN 911. 4

文献标识码: A

Modal Experiment and Analysis of an Engine Casing Based on Stochastic Excitation

LIAO Qing-bin¹, LI Shun-ming¹, ZHU li-juan²

(1. College of Energy and Power,

Nanjing University of Aeronautics and Astronautics, Nanjing 210016, China;

2. College of Architecture Engineering,

Shandong University of Technology, Zibo 255049, China)

Abstract: An engine casing modal experiment and modal parameters extraction have been introduced in the paper. In the power spectrum analysis, the effect of noise was considered. Power spectrum expression mixed with noise was proposed, and it was used to calculate the power spectrum function and finally modal parameters were extracted. The pre-experiment was introduced to determine the approximate scope of the modal frequency, so that we could determine the locations of transducers and excitation point of the vibro-machine. Considering the practical working condition, the white-noise stochastic excitation has been used to simulate the stochastic excitation during the modal experiment. Compared with the computational model, the means of extracting parameter with modal experiment can avoid complicated finite element modeling and simulation. Correlation function was used to checkout the reliability of the experimental data. Modal experi-

收稿日期: 2004- 11- 29; 修订日期: 2005- 04- 22

基金项目: 航空科学基金资助(04152066)

作者简介: 廖庆斌(1979-), 男, 湖北荆州人, 南京航空航天大学能源与动力学院博士生, 主要从事振动、噪声的分析与控制的研
究。

ment shows that the parameters of the engine casing are of great importance in improving the structural design of the engine casing, vibration fault analysis, and fatigue life analysis and so on.

Key words: aerospace propulsion system; stochastic excitation; modal experiment; correlation function; modal parameter extraction

飞机在飞行的过程中, 发动机机匣受到空中随机载荷及发动机在各个转速下的振动载荷作用, 而机匣的振动又将影响到发动机工作性能, 所以机匣的振动特性对于飞机发动机的振动性能以及疲劳特性有重要的影响。

对复杂结构的模态的分析, 往往通过建立有限元模型, 然后通过有限元仿真来计算其模态参数^[1], 或者先建立有限元模型, 再通过模态实验数据来修正模型, 得到所需的模态参数^[2], 这为结构模态参数分析提供了很好的途径。但是对于机匣这样的结构, 存在多种杂交形式, 并且有大量的不规则的孔洞、各部分的材料又有较大区别的部件, 建立有限元模型及对其进行分析都有较大的难度。理论计算得到的模态参数在很大程度上取决于工作者的实际经验来判定数据的有效性, 本文通过模态实验的方法来得到机匣的模态参数, 并应用相干函数的方法来检验得到的实验数据的有效性。实际工作情况表明, 这种方法在模态参数提取中便利、可靠。

模态实验是用实验的方法辨识工程动力学特

性的一种有效手段^[3], 它广泛应用于航空、航天器动态特性分析。用模态实验的方法来分析机匣的动态性能, 能为发动机的设计及健康监测提供实验依据。发动机机匣是发动机主体部分的一个外包件, 对其进行模态实验, 辨识其结构动力特性(包括激振点和响应点间的传递函数、模态质量、模态频率、模态阻尼以及模态振型等), 为进一步的理论分析、设计的修改和健康分析提供指导依据。

1 基本理论

随机激励法把有限的能量分散在一个很宽的频带上^[4], 从而对每个特定的频率而言, 分配到的能量水平是很低的, 使得外界噪声和测试系统本身产生的电测量噪声成为一个不容忽视的问题^[5]。在处理得到的实验数据时, 用功率谱来求得频响函数, 可以有效抑制噪声对实验结果的影响。

设理想输入信号为 $f(t)$, 理想输出信号为 $x(t)$, 输入噪声为 $n_1(t)$, 输出噪声为 $n_2(t)$, 测得的输入信号为 $f_1(t)$, 输出信号为 $x_1(t)$, 则有:

$$\left. \begin{aligned} f_1(t) &= f(t) + n_1(t) \\ x_1(t) &= x(t) + n_2(t) \end{aligned} \right\} \tag{1}$$

对其作 Fourier 变换得:

$$\left. \begin{aligned} F_1(\omega) &= F(\omega) + N_1(\omega) \\ X_1(\omega) &= X(\omega) + N_2(\omega) \end{aligned} \right\} \tag{2}$$

理想功率谱求得的传递函数为:

$$H(\omega) = \frac{X(\omega)}{F(\omega)} = \frac{X(\omega)F^*(\omega)}{F(\omega)F^*(\omega)} = \frac{S_{fx}}{S_{ff}} \tag{3}$$

式中: “*”表示共轭, S_{fff} 为 $f(t)$ 的自谱, S_{fx} 为 $f(t)$ 与 $x(t)$ 的互谱。

又设 $f_1(t)$ 的自谱为 $S_{f_1f_1}$, $x_1(t)$ 的自谱为 $S_{x_1x_1}$, 它们的互谱为 $S_{f_1x_1}$, $n_1(t)$ 的自谱为 $S_{N_1N_1}$, 那么:

$$\begin{aligned} S_{f_1f_1}(\omega) &= F_1(\omega)F_1^*(\omega) = [F(\omega) + N_1(\omega)][F^*(\omega) + N_1^*(\omega)] = \\ &= F(\omega)F^*(\omega) + F(\omega)N_1^*(\omega) + F^*(\omega)N_1(\omega) + N_1(\omega)N_1^*(\omega) \end{aligned} \tag{4}$$

由于 $f(t)$ 与 $n_1(t)$ 不相关, 故而经过平均后, $F(\omega)N_1^*(\omega) + F^*(\omega)N_1(\omega)$ 的值将趋向于零, 这样:

$$S_{f_1f_1} = S_{ff} + S_{N_1N_1} \tag{5}$$

同理

$$S_{x_1x_1} = S_{xx} + S_{N_2N_2} \tag{6}$$

它们的互谱为:

$$\begin{aligned} S_{f_1x_1}(\omega) &= X_1(\omega)F_1^*(\omega) = \\ &= [X(\omega) + N_2(\omega)][F^*(\omega) + N_1^*(\omega)] = S_{fx}(\omega) = S_{fx} \end{aligned} \tag{7}$$

这样由 (2)、(5) 与 (7) 式可求得频响函数为:

$$H_1(\omega) = \frac{X_1(\omega)}{F_1(\omega)} = \frac{X(\omega) + N_2(\omega)}{F(\omega) + N_1(\omega)} = \frac{[X(\omega) + N_2(\omega)][F^*(\omega) + N_1^*(\omega)]}{[F(\omega) + N_1(\omega)][F^*(\omega) + N_1^*(\omega)]} =$$
$$\frac{S_{f_1x_1}}{S_{f_1f_1}} = \frac{S_{fx}}{S_{ff} + S_{N_1N_1}} = \frac{H(\omega)S_{ff}}{S_{ff} + S_{N_1N_1}} = H(\omega) \frac{1}{1 + S_{N_1N_1}/S_{ff}} \quad (8)$$

比较(3)与(8)式,由于输入信号的自谱显著的大于混入的噪声的自谱,这样使得 $S_{N_1N_1}/S_{ff}$ 趋向于零,从而使得噪声对频响函数的影响大大的降低,以达到提高分析的精度。

2 模态实验

发动机机匣属于壳体结构,由上、下两部分连接而成,且各个部分材料不同。机匣体上分布有功能孔以及众多的附属连接部件,形状较为复杂(置于实验架上的半机匣结构图如图 1(a)所示)。实验中,如果测量点和激振点的布局不合理,将会导致部分重频模态不可控不可观或弱可控弱可观,出现遗漏现象^[6]。因此,合理的布置测量点和激振点显得非常重要。

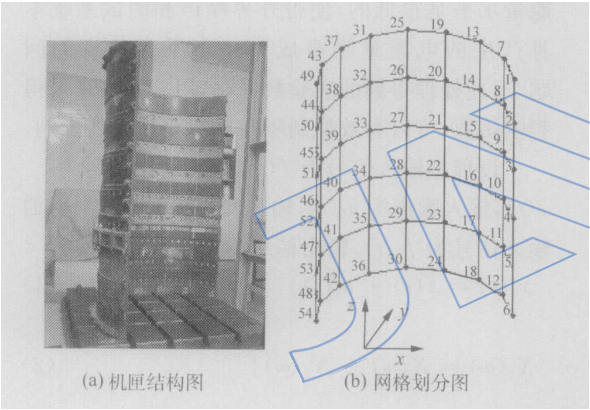


图 1 机匣结构及其网格划分图

Fig. 1 Structure and its mesh figure of the engine casing

2.1 预实验

根据机匣的对称特点,取半圆部分(以下实验与分析均是基于这半机匣的),用橡胶绳悬挂于实验架上,使其沿轴线处于铅垂,并处于“自由悬挂”状态。最终的测试结果表明,测得的机匣刚体模态频不超过第一阶模态频率的 25%,为合理支承^[7]。在机匣的不同区域选择 7 个测点,用锤击法确定机匣的频率范围为 100~1 500 Hz,在 26 点处激振。同时,对结构的非线性影响、频响函数的对称性进行检查,确定用随机激励法进行模态实验。根据机匣的特点及传感器的安装要求,在柱坐标下对机匣建模并进行网格划分(如图 1(b)),机

匣上共布置 54 个测试点,对它们进行分组测量,以得到机匣的传递函数。

2.2 测试系统

本模态实验由 3 部分组成:激振系统、拾振和数据采集系统、信号分析系统组成(如图 2)。

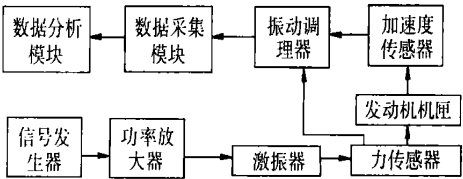


图 2 机匣测试系统框图

Fig. 2 The testing system of the engine casing

激振系统主要包括信号发生器,功率发大器和激振器。实验中采用随机激励信号,由信号发生器产生,产生的信号通过功率发大器放大,从而让激振器产生激励信号。

拾振和数据采集系统主要包括力传感器,加速度传感器,它们分别用来测量激励力信号和测点的响应信号,利用振动调理器处理得到的信号,并将处理后的信号送至数据采集模块。

信号分析系统采用某模态分析软件,根据建立的实验模型、测得的振动数据来得到所测机匣的模态参数。

2.3 模态实验

根据预实验所得到的实验数据,选取 26 点作为激励点,以确保不遗漏模态。将所测得的激励点和响应点的时域数据,经过 A/D 转换和 FFT 变换,得到频域信号并对其进行模态识别。

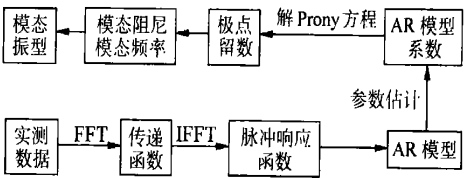


图 3 最小二乘复指数法(LSCE)求解过程图

Fig. 3 The processing figure of the least square complex exponential

根据机匣的特点和它的工作环境状况,本模态实验分析法采用频域法中的最小二乘复指数法(LSCE)中的单参考点指数法(SRCE)进行^[8]。其求解过程可以用框图表述如图 3 所示。

2.3.1 激励方式、传感器与激振器位置的确定

由于机匣是形体较小,硬度较大的零件,且考虑到实验的可操作性带来的误差,采用单点激励法,利用白噪声随机信号对机匣进行单点激励,多点拾振。实验结果表明,这种激励方式可以得到很好的实验精度。在实验时,先开启信号采集系统,再开启信号发生器,采集信号结束时,先关闭信号发生器,再停止采样。这样有助于减少能量泄漏以达到减小实验误差的目的。

根据实验中用到的振动调理器的 8 个输入端口,本实验一次测量使用一个力传感器和 7 个加速度传感器。由于测点较多,传感器的数量有限,采取分 8 组测量,最后集中处理的测量方法。根据预实验得到的实验依据,在 26 点安装激振器,力传感器与激振器之间用长 125.0 mm,直径为 4.2 mm 的螺丝杆连接,连接时使激振器、力传感器、机匣都处于自然状态,即使得它们连接时不产生附加连接力,且确保螺丝杆与机匣和激振器都垂直连接,这样用以保证机匣仅受到单向的激振力作用。

2.3.2 采样参数的设置

由预实验知,机匣的主要模态频率大致为 100~1 500 Hz,这样确定采样频率为 5 kHz,分析频率为 1.95 kHz,采样方式为连续采样,采样点数为 2 048,谱线数为 800。由于采用的是白噪声随机信号,对响应信号加 Hanning 窗,以减小能量泄漏误差。

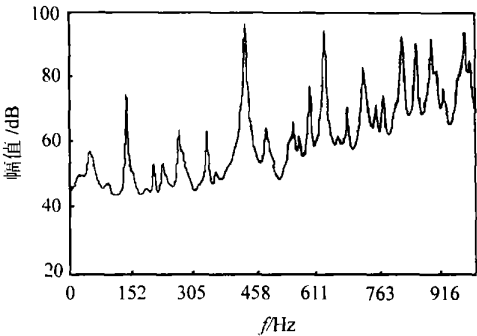


图 4 一组叠加后的 FRF 曲线

Fig.4 A group of superposition FRF curve

根据预实验得到的数据、选定的力传感器和

加速度传感器,确定它们的灵敏度参数,并选择与灵敏度相适应的量程范围,以确保仪器在半量程附近处工作,减小测量误差^[9]。

为了获得全部的模态参数,需得到尽可能多的传递函数,以确保不遗漏模态。但是根据在随机过程中的统计分析的精度与统计自由度的函数关系:统计自由度越大,精度越高。这样综合考虑模态精度与实验效果,对一组数据作 8 次测量,故而实验中总共可得到 FRF 曲线共 448 条,将每组的实验数据进行分析,最后集中对各组数据进行处理以得到机匣的模态参数。图 4 是叠加后的一组 FRF 曲线。

2.3.3 测试精度的检验

相干函数是判断噪声影响和测试可靠性的一个重要的指标^[10]。理想情况下,相干函数(平方形式,下同)为输入、输出互谱的模的平方与输入、输出自谱之积的比值,即:

$$\gamma_{fx}^2 = \frac{|S_{fx}(\omega)|^2}{S_{ff}(\omega)S_{xx}(\omega)} \tag{9}$$

当系统有干扰噪声时,相干函数为:

$$\gamma_{f_1x_1}^2 = \frac{|S_{f_1x_1}(\omega)|^2}{S_{f_1f_1}(\omega)S_{x_1x_1}(\omega)} \tag{10}$$

分析和实验都表明,本实验中得到的相干函数 $\gamma_{f_1x_1}^2$ 曲线在各阶模态频率处的值都集中在 0.95~1 附近,因此认为实验数据是可靠的,得到的模态参数结果是可信的。

3 机匣模态参数识别与实验结果分析

3.1 模态参数的识别

对得到的频响函数,进行逆 Fourier 变换等一系列如图 3 的标准算法,最后得到所需要的各阶模态参数,考虑到材料非线性性、测试系统非线性性等因素对 FRF 曲线的影响,识别得到的其前八阶振型图如图 5 所示。

3.2 结果分析

由振型图可以看出,机匣左侧是振幅较大的区域,这主要是由于机匣上、下两部分的材料、质量的差异(机匣的质量主要集中在其上半部分)引起的,右侧的振幅相对较小,这为机匣附属零件的安装提供了依据。在频率为 142.5~484.7 Hz 时,机匣振幅较大,所以在机匣工作时,应当避开这个频率区域,防止由于过大的振动损坏机匣及其相关零件。由于机匣的径向振幅较大,而切向振幅相

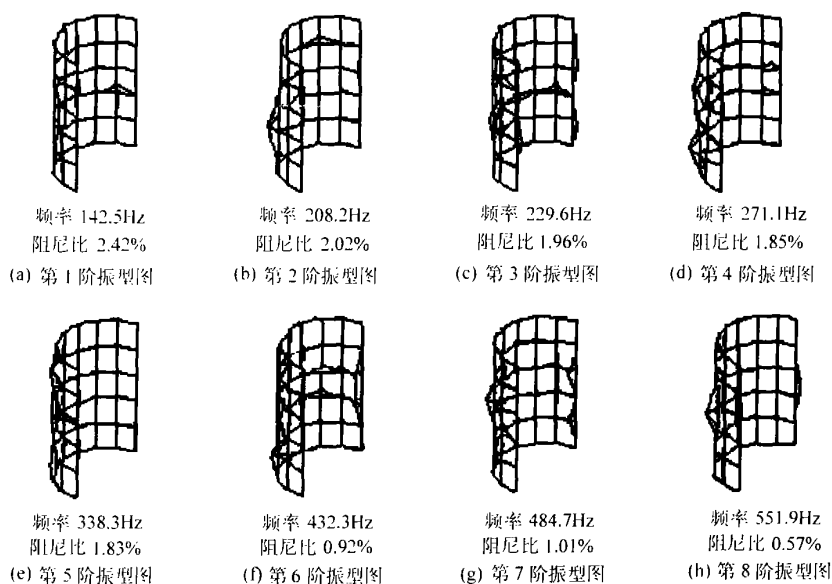


图 5 机匣振型图

Fig. 5 Vibration shape of the engine casing

对很小,这说明机匣主要承受径向应力的作用。这些实验结论为机匣的设计或寿命分析等后继工作提供了依据。

4 结 论

(1) 分析结果表明,所导出的噪声影响情况下的功率谱表达式中,噪声的影响趋于零,对于计算频响函数和提取模态参数不会造成影响。

(2) 用预实验探索机匣的模态参数,为合理的布置激振器的激振点及各个测量点提供了依据,防止了模态遗漏。

(3) 利用自功率谱和互功率谱来求频响函数,能显著的减小实验误差。通过多次测量后处理得到的频响函数,能减小实验中的随机误差和噪声对实验结果的影响。

(4) 应用相干函数判定了实验数据的有效性。

(5) 机匣的模态振型分析,为机匣结构的优化、健康监测以及振动控制等问题提供了实验依据,为进一步的研究其疲劳寿命等问题奠定了基础。

参考文献:

[1] Lin Jan-Yan, Chen Chang-Ming, Lu Min-Shen, et al. Application of Modal Analysis and the Finite Element Method to Reduce Vibration in a Condenser Pump[A]. Proceedings of the

11th International Modal Analysis Conference[C]. 1993: 1008~1013.

[2] Sohn Kuk-il, Okuma Masaaki, Nagamatsu Akio. Correction of Finite Element Models Using Experimental Modal Data[J]. *Dynamics, Control, Robotics, Design and Manufacturing*, 1993, 36(2): 214~218.

[3] Ewins D J. Modal Testing: Theory and Practice[M]. *Research Studies Press Ltd.*, 1984.

[4] Shi Dong-Feng, Xu Feng, Shen Fan, et al. Modal Parameter Identification of Structure in Ambient Excitation[J]. *Acta Aeronautica et Astronautica Sinica*, 2004, 25(2): 125~129.

[5] 杨景义, 王信义. 试验模态分析[M]. 北京: 北京理工大学出版社, 1990.

[6] 刘中生, 于民, 王大钧, 等. 模态参数识别中的激振点和测量点的布局 1 理论分析[J]. 宇航学报, 1995, 16(2): 26~32.

[7] Liu Zhong-sheng, Yu Min, Wang Dai-jun, et al. Placement of Exciters and Sensors for Identification of Model Parameters Theoretical Analysis[J]. *Journal of Astronautics*, 1995, 16(2): 26~32.

[8] Den Hartog J P. Mechanical Vibrations[M]. 4th Edition. New York: Dover Publications Inc., 1985.

[9] 林循泓. 振动模态参数识别及其应用[M]. 江苏. 南京: 东南大学出版社, 1990.

[10] Uwe Stobener, Lothar Gaul. Active Vibration Control of a Car Body Based on Experimentally Evaluate Modal Parameters[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 2001, 15(1): 173~188.

[11] Lin R M, Ewins D J. Analytical Model Improvement Using Frequency Response Functions[J]. *Mechanical Systems and Signal Processing*, 1994, 8(4): 437~458.