

遥感器正弦振动试验的有限元法*

袁涛 何欣

(中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所, 长春 130033)

Sinusoidal vibration experiment of remote sensor with finite element method

YUAN Tao, HE Xin

(Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun 130033, China)

【摘要】提出了利用模态分析、谐响应分析以及载荷谱变换来实现遥感器正弦振动试验的有限元方法。简述了模态分析、谐响应分析的功能及其理论基础;说明了常用正弦振动试验载荷谱的形式及其变换方法;研究了结构系统阻尼的实现方法;最后以箱形结构为例,说明该方法的可行性。

关键词:遥感器;正弦振动试验;模态分析;谐响应分析;有限元法

【Abstract】 A finite element method that modal analysis and harmonic response analysis and load spectrum transformation was used to actualize sinusoidal vibration experiment of remote sensor was proposed. Functions and theory foundation of modal analysis and harmonic response analysis was described. Forms and its transformation methods of usual load spectrum of sinusoidal vibration experiment were illuminated. Structural system damping and its realization method was discussed. The flexibility of the method mentioned above was demonstrated by an analysis of a trunk structure.

Key words: Remote sensor; Sinusoidal vibration experiment; Modal analysis; Harmonic response analysis; Finite element method

中图分类号:TH16, V415.4, O242.21 文献标识码:A

1 引言

遥感器在研制过程中要多次经受力学环境试验的考验,其中正弦振动试验是必做的试验项目之一^[1]。

模态分析能够确定结构系统的振动特性,包括固有频率和振型。而且,模态分析可以作为其它动力学分析起点,比如谐响应分析。

谐响应分析能够预测结构系统的稳态动力学响应,从而确定结构系统能否克服强迫振动产生的共振、疲劳和其它有害影响。

因此,通过模态和谐响应分析可以预测遥感器的最大响应点及关注点的响应,预测结构系统可能的破坏形式,并估计遥感器的可靠性,一方面可以为实际的力学环境试验提供指导,另一方面可以为空间遥感器的设计修改提供资料依据^[2]。

本文研究了正弦振动试验的有限元分析理论,试验条件的变换方法,结构系统的阻尼参数,并给出了分析实例。

2 理论背景

无阻尼结构系统的自由振动方程由式(1)表示。

$$[M]\{\ddot{u}\}+[K]\{u\}=\{0\} \quad (1)$$

式中:[M]—结构质量矩阵;[K]—结构刚度矩阵;{\ddot{u}}—节点加速度向量;{u}—节点位移向量。

对于线性系统,节点位移向量由式(2)表示。

$$\{u_m\}=\{\phi_m\}\cos\omega_m t \quad (2)$$

式中:{u_m}—第m阶模态振型的位移向量;{\phi_m}—第m阶模态振型的特征向量;\omega_m—第m阶圆频率(rad/s)。

将式(2)代入式(1),可转化为如式(3)所示的特征值问题。

$$|[K]-\omega^2[m]|=0 \quad (3)$$

阻尼结构系统的自由振动方程由式(4)表示。

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{0\} \quad (4)$$

式中:[C]—结构阻尼矩阵;{\dot{u}}—节点速度向量。

对于阻尼系统,节点位移向量,如式(5)表示。

$$\{\dot{u}_m\}=\{\phi_m\}e^{\bar{\lambda}_m t} \quad (5)$$

式中:\bar{\lambda}_m—复特征值。

将式(5)代入式(4),可转化为如式(6)所示的二次特征值问题。

$$|[K]+\bar{\lambda}_m[C]+\bar{\lambda}_m^2[M]|=0 \quad (6)$$

当结构系统施加正弦激励时,结构系统的强迫振动的运动方程由式(7)表示。

$$[M]\{\ddot{u}\}+[C]\{\dot{u}\}+[K]\{u\}=\{F\} \quad (7)$$

$$\{F\}=\{A_F(\cos\psi+i\sin\psi)\}e^{i\omega t}=\{\{F_1\}+i\{F_2\}\}e^{i\omega t} \quad (8)$$

式中:{F}—载荷向量;A_F—载荷幅值。

节点的位移向量由式(9)表示。

$$\{u\}=\{A_u(\cos\phi+i\sin\phi)\}e^{i\omega t}=\{\{u_1\}+i\{u_2\}\}e^{i\omega t} \quad (9)$$

式中:A_u—位移幅值;i=\sqrt{-1}。

将式(9)代入式(7),可得式(10),解之可得节点位移响应。

$$([K]-\omega^2[M]+i\omega[C])\{\{u_1\}+i\{u_2\}\}=\{\{F_1\}+i\{F_2\}\} \quad (10)$$

* 来稿日期:2010-05-19 * 基金项目:国家自然科学基金项目(60538020)

3 试验条件的变换

遥感器的正弦振动试验通常包括两种载荷谱,一种是特征扫描试验载荷谱,另一种是遥感器的正弦振动试验载荷谱。典型的正弦扫描试验载荷谱,如表1所示。

表1 特性扫描试验条件

频率范围(Hz)	(5~200)
量级(g)	0.2
扫描速率	4oct/min
载入方向	沿 X、Y、Z 三个方向

通常情况下,特征扫描试验的频率范围和加载量级应根据遥感器的动力学特性、响应控制和分析需要等条件调整。

根据遥感器类型的不同,其正弦振动试验载荷谱有所不同。典型的正弦振动试验载荷谱,如表2所示。

表2 正弦振动试验条件

频率范围(Hz)	幅值
(5~10)	10mm
(10~65)	3g
(65~100)	2g
扫描速率	2oct/min

表中:g—重力加速度,为9.8m/s²。oct—倍频程,倍频程数n采用式(11)进行计算。

$$n = \log_2(f_2/f_1) = 1.4431n(f_2/f_1) \tag{11}$$

式中:f₁—下限频率;f₂—上限频率;

若位移激励 $D = D_0 \sin \omega t$, 则相应的加速度激励 $A = -\omega^2 D_0 \sin \omega t$, 由 $\omega = 2\pi f$, 可得加速度幅值 $A_0 = 4\pi^2 f^2 D_0$ 。若给定加速度激励, 则相应的位移激励幅值 $D_0 = A_0 / 4\pi^2 f^2$ 。若 A_0 的单位为 g, 则位移激励幅值表示成 mm 单位为:

$$D_0 = (9.8 \times 1000) A_0 / 4\pi^2 f^2 \approx 250 A_0 / f^2 \tag{12}$$

式(12)可以将正弦振动试验的加速谱转化为位移谱^[9]。

由牛顿定律 $F=ma$, 可将加速度载荷谱转化为力谱, 再由帕斯卡定律 $P=F/A$, 又可将力谱转化为压力谱^[9]。式中, m 为结构系统的总体质量, A 为施加压力谱时在载荷方向的投影面积。由扫描速率 $r = nt$, 可得 $t = nr$ 。由此, 可将频域加速度载荷谱转化为时域谱。

4 结构系统阻尼

对于粘滞阻尼结构系统, Rayleigh 阻尼模型可用式(13)表示^[9]。

$$[C] = \alpha[M] + \beta[K] \tag{13}$$

式中: α —质量矩阵阻尼系数; β —刚度矩阵阻尼系数。

α 和 β 的值通常情况下为未知, 可以通过模态阻尼比 ξ_i 计算得到。 α 和 β 满足关系式(14)。

$$\xi_i = \alpha / 2\omega_i + \beta \omega_i / 2 \tag{14}$$

式中: ξ_i —第 i 阶模态阻尼比; ω_i —第 i 阶模态圆频率。

若已知任意两阶模态的圆频率 ω_i 和 ω_j , 以及阻尼比 ξ_i 和 ξ_j , 则 α 和 β 可由式(15)求出。

$$\begin{cases} \alpha = \frac{2\omega_i \omega_j (\omega_j \xi_i - \omega_i \xi_j)}{\omega_j^2 - \omega_i^2} \\ \beta = \frac{2(\omega_j \xi_j - \omega_i \xi_i)}{\omega_j^2 - \omega_i^2} \end{cases} \tag{15}$$

通常假定在一定的频率范围内模态阻尼比为常数 ξ , 则 α 和 β 可简化为式(16)。

$$\begin{cases} \alpha = \frac{2\omega_i \omega_j \xi}{\omega_j^2 - \omega_i^2} \\ \beta = \frac{2\xi}{\omega_j + \omega_i} \end{cases} \tag{16}$$

5 分析实例

箱形结构在遥感器的结构设计中有广泛的应用, 本文以如图1所示的箱形结构为例, 说明有限元方法在正弦振动试验上的应用。如图1所示, 连接板的长 $l=340\text{mm}$, 宽 $w=240\text{mm}$, 板厚 $t_1=10\text{mm}$, 箱子的长 $a=300\text{mm}$, 宽 $b=200\text{mm}$, 高 $h=600\text{mm}$, 板厚 $t_2=2\text{mm}$ 。划分单元后的箱形结构, 如图2所示。箱形结构的结构材料特性, 如表3所示。

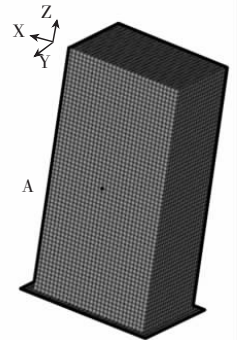
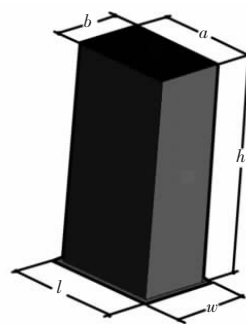


图1 箱形结构示意图

图2 箱形结构的有限元模型

表3 2A12 的力学特性

材料名称	弹性模量 E (Pa)	泊松比 μ	密度 ρ (g/cm ³)
2A12	6.8e10	0.33	2.8

箱形结构的前10阶模态分析结果, 如表4所示。

表4 模态分析结果

阶数	1	2	3	4	5
频率(Hz)	83.7	98.7	125.9	136.3	166.4
阶数	6	7	8	9	10
频率(Hz)	189.7	195.3	208.8	212.2	233.6

在表1所列的Y向载荷作用下, 如图2所示的监测点A在Y向的位移响应曲线, 如图3所示。

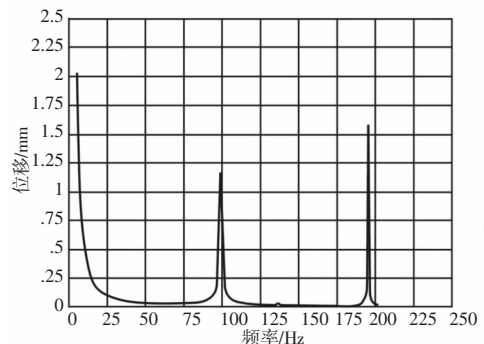


图3 表1条件下监测点A的Y向位移响应

在表2所列的Y向载荷作用下, 如图2所示的监测点A在Y向的位移响应曲线, 如图4所示。如图3、图4所示, 监测点A的位移响应峰值点的频率和模态分析的结果是一致的, 因此可以认为分析结果是正确的。

刮板输送机链轮有限元分析及优化

闵希春¹ 杨广衍¹ 周丽² 张春阳²

(¹东北大学 机械工程及自动化学院,沈阳 110819) (²沈阳理工大学 机械工程学院,沈阳 110168)

Finite element analysis and optimum design on the sprocket of scraper conveyor

MIN Xi-chun¹, YANG Guang-yan¹, ZHOU Li², ZHANG Chun-yang²

(¹School of Mechanical Engineering and Automation, North East University, Shenyang 110819, China)

(²School of Mechanical Engineering, Shenyang Ligong University, Shenyang 110168, China)

【摘要】运用 ANSYS 软件对链轮、链条受力状况进行有限元分析,找出链轮上容易损坏的部位。并以其重要部位的最大等效应力值为目标函数对结构尺寸进行优化,降低了链轮的工作强度,从而延长使用寿命。

关键词:刮板输送机;链轮;链条;结构优化设计;ANSYS

【Abstract】 Using finite element method to analyze the stress state of sprocket and chains and identify the flimsy parts. Then, optimize the dimensions of sprocket by taking the maximum stress value for objective function. Reduce the intensity of work and extend the service life.

Key words: Scraper conveyor; Sprocket; Chains; Finite element method; ANSYS

中图分类号:TH16 文献标识码:A

1 引言

刮板输送机是煤炭运输的主要设备,在很大程度上决定了采煤工作面的生产能力和效率^[1]。由于工作环境恶劣、载荷情况复杂,在实际工作中链轮的磨损情况非常严重。链轮的磨损破坏常常会影响到煤炭的正常生产,因此改善链轮的受力状况成为现阶段急需的问题。

通过运用 ANSYS 软件对链轮、链条进行实体建模和应力分析,对链轮上的重要部位进行尺寸优化,提高其结构的合理性,从而改善链轮的受力状况,为减少刮板输送机事故率,提高煤矿机械制造业和煤矿生产企业的经济效益的提供了有效途径。

2 建立有限元模型

应用 ANSYS 软件建立链轮、链条的三维模型如图 1 所示,建模时适当的忽略了模型的倒角及圆角。由于结构的对称性,取链轮模型的七分之一进行分析。相关参数为:弹性模量 $E=210\text{GPa}$,

* 来稿日期:2010-05-29

泊松比 $\mu=0.3$,密度 $\rho=7.8\times 10^{-9}\text{t/mm}^3$ 。考虑到链轮、链条的模型较为复杂,选择实体单元 solid45 网格单元进行自由网格划分,有限元模型,如图 2 所示。

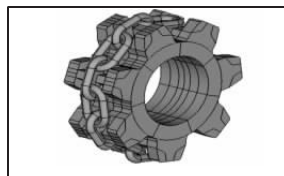


图 1 链轮链条三维模型

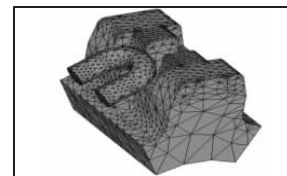


图 2 有限元模型

3 载荷及约束条件

根据刮板输送机的实际工作情况对链轮进行加载,链轮的转速为 1rad/s 左右,链条的受力情况由其强度等级而定^[2]。链轮在径向和轴向的位移均为零,只在周向有位移。为了保证链轮和链环的同步运转,需将链轮于链环运动时的接触部位进行周向的位移耦合。

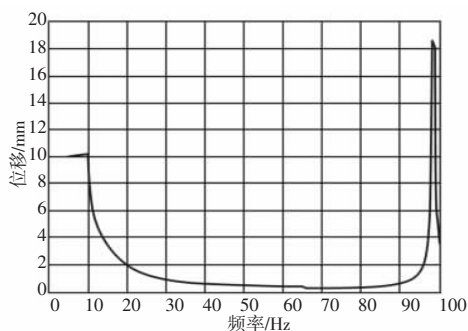


图 4 表 2 条件下监测点 A 的 Y 向位移响应

参考文献

- 1 陈世平.空间相机设计与试验[M].北京:中国宇航出版社,2003
- 2 邹青,呼咏,王继新等.FY-3 卫星微波湿度计天线与接收机单元的谐振分析[J].吉林大学学报(理学版),2005,43(4):485-488
- 3 胡志强,法庆衍,洪宝林等.随机振动试验应用技术[M].北京:中国计量出版社,1996
- 4 李季,郭晓海,于方.使用有限元分析软件 ANSYS 进行星载计算机机箱的振动响应分析[J].控制工程,2005,(5):122-128
- 5 张义民.机械振动力学[M].长春:吉林科学技术出版社,2000
- 6 K. Sugimoto, J. Duffy. Analysis of five-degree-of-freedom robot arms, Transaction on ASME Journal of Mechanical Transmation and Automatic, 1983