文章编号 1674-2915(2009)06-0495-07

振动疲劳寿命分析在主镜支撑结构设计中的应用

余 飞[1,2],吴清文[1],王宝石[1],邹 艳[1,2],曲利新[1],黄 涛[1,2],郑 飞[1,2]
(1.中国科学院 长春光学精密机械与物理研究所,吉林 长春 130033;
2.中国科学院 研究生院,北京 100039)

摘要:通过随机振动峰值应力响应考核空间相机在随机振动环境下主镜支撑结构的可靠性存在一定的局限性。本文针对主镜支撑结构在随机振动试验中出现断裂的现象,采用振动疲劳寿命分析对结构的可靠性进行考察,提出了应用数值仿真技术预测结构随机振动疲劳寿命的方法。根据有限元和随机振动疲劳相关理论,采用振动疲劳分析软件对某空间相机支撑环柔节进行了随机振动疲劳分析,计算了疲劳寿命的大小及分布。比较仿真和随机振动试验结果表明,采用振动疲劳寿命评价随机振动环境下结构的可靠性是合理的,利用数值仿真技术预测结构的随机振动疲劳寿命是可行的。

关 键 词:主镜支撑机构;随机振动;振动疲劳寿命;数值仿真;有限元法
中图分类号:O346;V447.3 **文献标识码**:A

Application of vibration fatigue life analysis to design of primary mirror supporting structure

YU Fei[1,2], WU Qing-wen[1], WANG Bao-shi[1], ZOU Yan[1,2], QU Li-xin[1], HUANG Tao[1,2], ZHENG Fei[1,2]

(1. *Changchun Institute of Optics, Fine Mechanics and Physics, Chinese Academy of Sciences, Changchun* 130033, *China*;
2. *Graduate University of Chinese Academy of Sciences, Beijing* 100039, *China*)

Abstract: It is not perfect to estimate the reliability of primary mirror supporting structures in space cameras based on the peak value of stress response at a random vibration environment. In accordance with the fracture of supporting structure in a random vibrating test, this paper presents an analysis method of vibration fatigue life to explore the reliability of primary mirror supporting structures, and uses a simulation technology to predict the fatigue lifespan of a supporting structure. Based on the theories of Finite Element Method and random vibration fatigue, the random vibrating fatigue life of the primary mirror supporting structure for a space camera is analyzed by an analysis software. The fatigue lifespan distribution of the whole body and the lifespan values of the most dangerous points are obtained. Experimental results indicate that the simulation results are consistent with the experimental data, which means the proposed method is feasible.

Key words: primary mirror support structure; random vibration; vibration fatigue life; numerical simulation; finite element method

收稿日期:2009-09-14;**修订日期**:2009-10-23

1 引 言

目前,在航天相机领域很少涉及振动疲劳的研究,通常认为相机结构承受随机振动载荷时间较短,在很短的时间内只会出现过载破坏(静态破坏)而不会出现疲劳破坏。因此,在结构设计过程中常通过计算随机振动的峰值应力值来对结构的可靠性进行考察。

在对航天相机中的光学元件支撑结构进行设计时,通常从两个方面来考察支撑结构是否满足设计要求。第一,支撑结构能否在微重力和温度载荷下保证光学元件面形精度满足设计要求。目前在工程上已经采用柔性支撑方式较好地解决了这个问题[1~3]。第二,在运输、发射等过程中承受较恶劣的动力学载荷作用时,支撑结构是否发生破坏。这一点在一些工程项目中通常是利用随机振动和正弦振动之间的峰值等效原理,通过正弦振动在共振频率点的应力响应来计算随机振动的峰值应力,然后通过比较峰值应力与材料的屈服极限的大小来考察的。实践表明,该方法具有一定的局限性,主要表现在对某些结构的分析预示表明结构安全,但是在振动试验过程中却发生了破坏,而且采用动态应变仪对结构进行应力测试时,测试结果也表明在振动过程中结构的峰值应力响应小于材料的屈服极限。因此,可以推断结构不是因为过载遭到破坏,而是出现了疲劳破坏。事实上航天相机虽然多为一次性使用,但是相机在航天运载器上所经受的短时间工作环境却极为恶劣,在相当短的时间内会经受相当大的随机振动载荷,从而引起很大的交变应力,振动疲劳损伤非常严重,其疲劳寿命可降低到约 10^5 次循环[4]。而且,航天相机在工作期间不可能进行检查与维修。因此,在产品设计阶段,应采用振动与疲劳理论对结构进行振动疲劳寿命仿真分析,保证相机在整个任务中不出现疲劳破坏。

本文针对某多光谱相机主镜支撑环柔节进行了基于有限元的振动疲劳仿真分析。根据疲劳寿命分布图直观判断出结构的疲劳寿命大小及薄弱位置,快速判断结构设计方案的疲劳性能优劣,并且对结构进行改进,为提高结构的可靠性提供依据。

2 多光谱相机主镜组件简介

主镜组件由主镜、柔性支撑环和支撑背板3部分组成。柔性支撑结构的作用主要是解决当温度变化时,光学元件与其支撑结构之间的热特性不匹配的问题,防止支撑结构的热变形直接传递到光学元件上,即当主镜组件受热时,主镜组件将产生热胀,由于支撑背板材料的线胀系数远远大于支撑结构材料的线胀系数,支撑背板将对支撑做功。若支撑为刚性支撑,则这部分功的大部分将转变成镜体的变形能,从而引起镜面局部严重变形,导致成像质量恶化。若支撑为柔性支撑,则柔性支撑将通过自身变形,吸收大部分能量,从而保证镜面的面形质量[5]。增加支撑结构的柔性就必然导致其强度减小,在承受随机振动载荷作用时,很容易发生疲劳破坏。因此,支撑结构的疲劳寿命是设计时必须要考虑的一个重要因素,对支撑结构进行振动疲劳仿真分析也尤为重要。

3 随机振动疲劳分析理论

振动疲劳是结构所受交变载荷的频率分布与结构自然频率分布具有交集或相近,从而使结构产生共振所导致的破坏现象[6]。在空间相机的设计过程中,使相机的固有频率离开随机振动载荷的频率区域从而避免振动疲劳破坏是很困难的。

3.1 随机振动疲劳分析流程

对于一个振动系统,它的输入又称振源或激励,系统所产生的振动也称为对这个输入的响应。当响应是随机的,这种振动称为随机振动。随机振动是不能用时间的确定性函数来描述的一种振动现象,但是从总体上看,这种振动现象存在着一定统计规律性,可用该现象的统计特性进行描述,也就是在频率范围内描述。在通常情况下,描述随机振动载荷或响应的方式是功率谱密度函数。随机振动疲劳分析一般分两步进行。首先对有限元模型进行频率响应分析,计算模型传递函数,得

到在单位载荷激励下模型在各阶频率上的应力分布情况,然后再根据功率谱密度函数和材料应力-寿命(*S-N*)曲线等计算模型的疲劳寿命大小及分布[7],随机振动疲劳分析流程如图 1 所示。

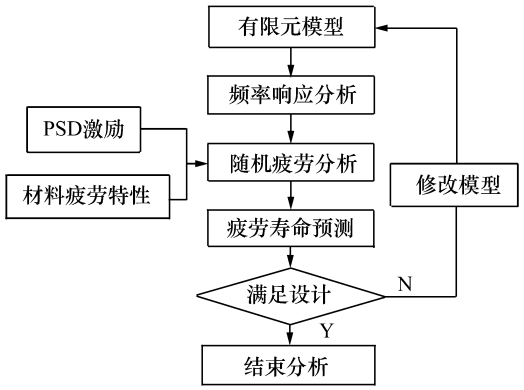

图 1　随机振动疲劳分析流程

Fig. 1　Flowchart of vibration fatigue life analysis

3.2　材料 *S-N* 曲线估计

在随机振动疲劳分析过程中需要输入材料的 *S-N* 曲线。该曲线是在控制应力的条件下得到的破坏寿命与应力幅值之间关系的折线段,其对于估算零件的疲劳寿命是至关重要的。在进行振动疲劳寿命估算时,可以根据材料的极限拉伸强度估计材料的 *S-N* 曲线[8],并且可以给 *S-N* 曲线一个存活率 *P*,得到 *P-S-N* 曲线。50% 存活率的应力和疲劳寿命之间的关系曲线称为中值 *S-N* 曲线,简称 *S-N* 曲线。实践表明,疲劳寿命的分散性较大,因此必须进行统计分析,考虑存活率的问题。具有存活率 *P*(如 95%、99%、99.9%)的疲劳寿命 N_p 的含义是:母体(总体)中有 *P* 的个体的疲劳寿命大于 N_p,而破坏概率等于(1 − *P*)[9]。*P* 值应该根据可靠性要求和经济性要求来综合考虑,对于特别重要的零件(如航天、航空和原子能工程中的某些零件),将破坏概率规定的非常低。对于空间相机柔性支撑环,将 *P* 值取为 99%[10]。

3.3　Miner 累积损伤理论

随机振动疲劳分析时采用 Miner 累积损伤理论,它是应用最为广泛的线性累积损伤理论,其理论简单且与其它复杂方法精度相差无几。Miner 做了如下假设:试样所吸收的能量达到极限值时产生疲劳破坏。从这一假设出发,如破坏前可吸收的能量极限值为 *W*,试样破坏前的总循环为 *N*,在某一循环数 n_1 时试样吸收的能量为 W_1,则由于试样吸收的能量与其循环数间存在着正比关系,因此有 $\frac{W_1}{W}=\frac{n_1}{N}$。若试样的加载历史由 $\sigma_1,\sigma_2,\cdots,\sigma_l$ 这样的 *l* 个不同的应力水平构成,各应力水平下的疲劳寿命依次为 $N_1,N_2,\cdots,N_l$,各应力水平下的循环次数依次为 $n_1,n_2,\cdots,n_l$,则损伤 $D=\sum_{i=1}^{l} n_i/N_i = 1$ 时,试样吸收的能量达到极限值 *W*,试样发生疲劳破坏。上式即为 Miner 累积损伤理论的数学表达式[8]。

4　多光谱相机主镜组件有限元模型的建立

4.1　模型简介

多光谱相机主镜组件的结构如图 2 所示。该组件中的柔性支撑环为双层结构,下层的外环面

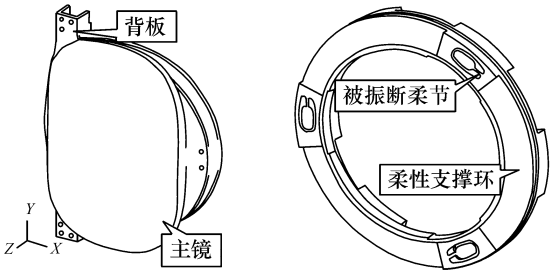

图 2　多光谱主镜组件

Fig. 2　Components of primary mirror

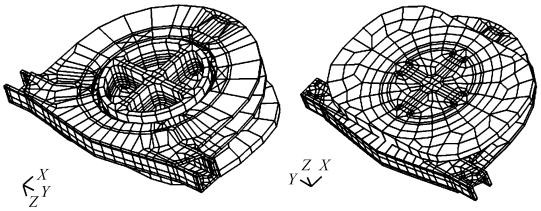

图 3　多光谱主镜组件有限元模型

Fig. 3　FEM model of components of primary mirror

通过胶粘与主镜背板进行连接,上层的内环面通过胶粘与主镜进行连接,上下层之间通过3个柔节进行连接。依据实体结构建立有限元模型,如图3所示。模型主要采用六面体单元进行划分,局部采用楔形单元过渡,共计节点数为7 324、单元数为4 017。

4.2 材料属性、随机振动输入条件及约束条件

该组件中主镜的材料为微晶玻璃,主镜背板材料为钛合金,柔性支撑环的材料为殷钢。材料属性见表1,随机振动输入条件见表2。

表1 主镜组件材料属性表

Tab. 1 Material properties of components of primary mirror

材料	牌号	密度 ρ(10^{-6}kg/mm^3)	弹性模量 E(MPa)	泊松比 μ	线胀系数 α(10^{-6}/℃)
微晶玻璃	Zerodur	2.53	88 788	0.24	0.03
殷钢	4J32	8.1	138 180	0.25	0.03
钛合金	TC4	4.44	106 820	0.34	8.9

表2 随机振动输入条件

Tab. 2 Input conditions of random vibration

频率范围(Hz)	功率谱密度(g^2/Hz)	均方根加速度	加载方向	加载时间
10~40	0.001 96~0.039 2	11.62g	z	2 min
40~70	0.039 2~0.588			
70~90	0.588			
90~130	0.588~0.196			
130~200	0.196~0.078 4			
200~600	0.078 4			
600~2 000	0.078 4~0.002 48			

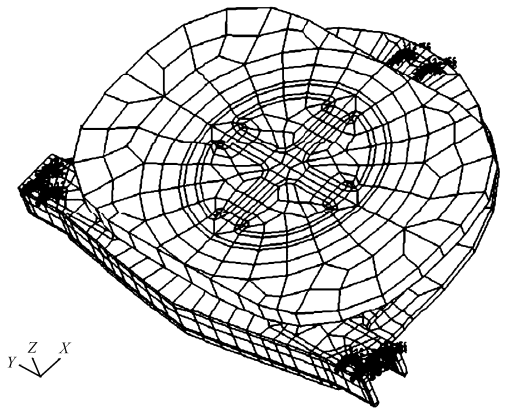

图4 多光谱主镜组件约束状态

Fig. 4 Restriction of components of primary mirror

分析中的边界条件依据试验中的约束状态而定,分析中的约束如图4所示。

5 随机振动峰值应力响应预示的局限性

根据峰值等效原则在等效正弦振动的基础上获取随机振动峰值应力。取结构阻尼系数为0.03,对多光谱主镜组件进行单位加速度载荷下的频率响应分析。柔节在激励大小为1g的频响分析中的应力云图如图5所示。

分析结果表明,在1g加速度载荷激励下,结构的最大单元应力为79.5 MPa,而峰值等效放大倍数可由式 $a_s = N\sqrt{\frac{\pi}{2Q}f_n G(f)}$ 计算得出,其中 $N=3$; $Q=1/0.03=33.33$; $f_n=263$ Hz; $G(f)=0.078\ 4g^2$/Hz,计算得 $a_s=2.96$。故而激励大小为 $a_s\times g$ 的等效正弦振动在一阶共振频率点的应

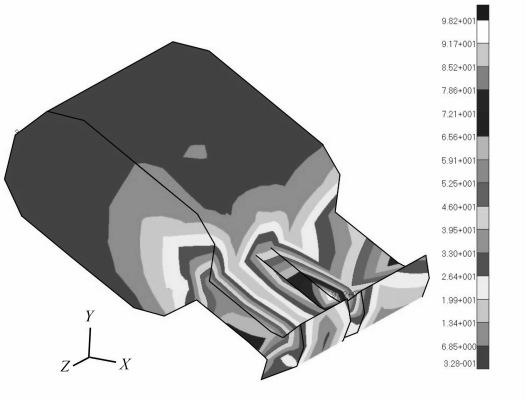

图 5　某一柔节的应力云图

Fig. 5　Stress cloud of supporting structure

力最大值为 2.96 × 79.5 = 235.3 MPa,即为随机振动峰值应力响应。柔节所用材料为殷钢(塑性材料),考核强度时选用材料的屈服极限做参考。其屈服极限为 302 MPa,又由一般此类弹塑性材料安全系数为 1.2,可得许用应力 251.7 MPa,而相应随机振动峰值应力计算得 235.3 MPa < 251.7 MPa,预测结构不会出现破坏现象。但是,在随机振动试验中支撑环柔节发生了破坏,分析结论与试验结果不相符,这也表明该方法考核随机振动环境下结构的可靠性具有一定的局限性,应该采用疲劳寿命指标作为结构可靠性的考核标准。振断后的柔节的实物如图 6 所示。

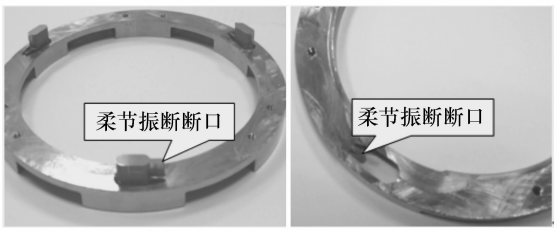

图 6　柔节振断断口示意图

Fig. 6　Sketch map of rupture

6　支撑环振动疲劳仿真分析

对支撑环柔节进行振动疲劳寿命分析时需要知道支撑环材料的 *S-N* 曲线。在没有所需材料疲劳数据库的情况下,可以根据已知的材料的抗拉极限(UTS)估计材料的 *S-N* 曲线。空间相机支撑环的材料为 4J32, UTS 为 461 MPa, *S-N* 曲线如图 7所示。

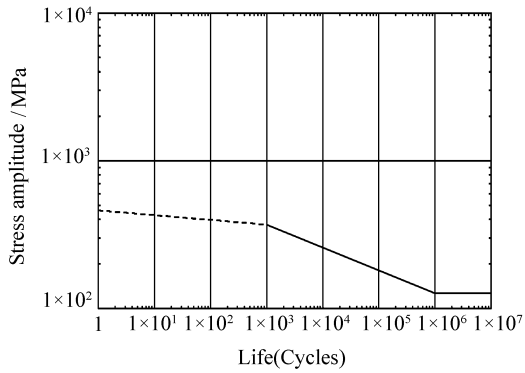

图 7　4J32 的 *S-N* 曲线

Fig. 7　*S-N* curve of 4J32

根据激励载荷谱、材料的 *S-N* 曲线以及单位载荷的频率响应分析结果对结构的振动疲劳寿命进行估算,疲劳寿命云图如图 8 所示。

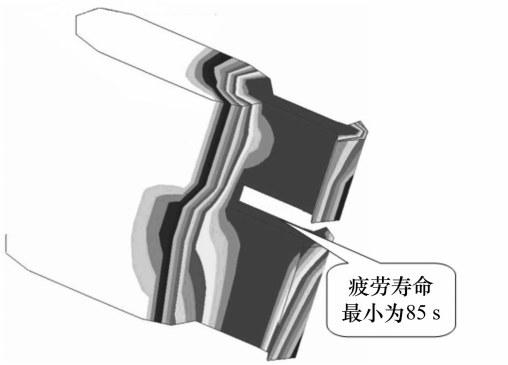

图 8　疲劳寿命云图

Fig. 8　Nephogram of fatigue life

图 8 中的计算结果表明,在此随机载荷作用下,柔节最小的疲劳寿命为 85 s,小于随机振动试验持续时间,分析结果预示结构在试验过程中发生疲劳破坏的概率非常大,预示结果和试验结果是一致的。

综上所述,采用振动疲劳寿命作为评价结构在随机振动载荷作用下的可靠性更为合理。

7　提高柔节的疲劳强度的方法

由以上的疲劳寿命分析结果可知,柔节的疲

劳寿命不足,需要提高柔节的疲劳强度。提高结构的疲劳强度的方法很多,其中包括:合理的选材、表面冷加工强化、表面热处理强化以及对结构进行改进[10]。

由于柔节的材料在选择时要保证线胀系数与光学元件的线胀系数匹配,并且柔节的材料4J32为单向奥氏体合金,不能用热处理进行强化。因此为了提高柔节的疲劳强度,将柔节断口处的厚度增加到了3.5 mm,对修改后的结构进行分析计算,得到了柔节的疲劳寿命云图如图9所示。

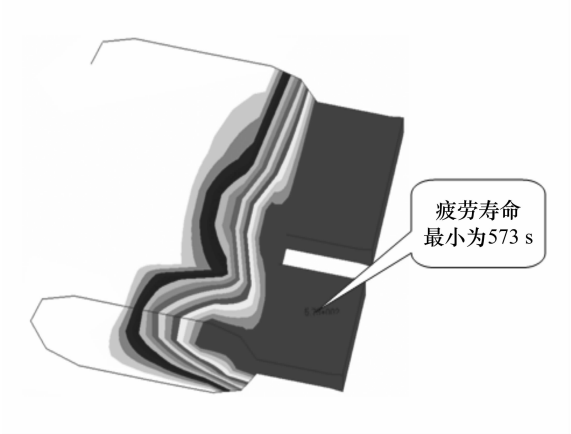

图9 结构改进后柔节疲劳寿命云图

Fig. 9 Nephogram of fatigue life for rupture after improvement

从以上云图可知,结构改进后柔节最小疲劳寿命为573 s,表明结构在试验过程中发生破坏的概率较低,满足设计要求。

8 结 论

本文基于有限元法对某多光谱相机主镜支撑环柔节进行了振动疲劳仿真分析,并对结构做了改进。结果表明,该支撑环的初始设计疲劳寿命不满足设计要求,将柔节断口处的厚度增加到3.5 mm后,其疲劳寿命满足设计要求。当使用的常规静力学和动力学评价指标接近临界状态时,应该采用疲劳寿命指标作为结构在随机振动载荷作用下可靠性的考核标准。另外,通过CAE仿真分析软件可以快速判断机械结构的受力、可靠性、疲劳寿命等情况。此分析方法大大缩短了结构的设计周期,并可以对材料的选取和结构的优化设计做出快速响应。

参考文献:

[1] 宋朝晖,吴清文,卢锷. 非球面长反射镜支撑结构的工程分析[J]. 光学 精密工程,1999,7(6):56-60.
SONG ZH H,WU Q W,LU E. Analysis of support structure for the length and round mirror[J]. *Opt. Precision Eng.*, 1999,7(6):56-60. (in Chinese)

[2] 高明辉,杨近松,何斌,等. 超薄反射镜支撑技术[J]. 光学技术,2003,29(7):611-613.
GAO M H,YANG J S,HE B,*et al.*. Support technique of ultra thin mirror[J]. *Optical Technique*,2003,29(7):611-613. (in Chinese)

[3] 吴清文,杨洪波,杨近松,等. 空间相机中主镜及其支撑方案设计与分析方法[J]. 光学技术,2004,30(2):153-156.
WU Q W,YANG H B,YANG J S,*et al.*. Design and analysis for primary mirror and its support of space camera[J]. *Opt. Technique*,2004,30(2):153-156. (in Chinese)

[4] C. C. 奥斯古德. 疲劳设计[M]. 北京:科学出版社,1982.
OSGOOD C C. *Fatigue Design*[M]. Beijing:Science Press,1982. (in Chinese)

[5] 刘宏伟,张芹,丁亚林,等. 基于有限元分析的长条状主镜支撑结构设计[J]. 光学 精密工程,2003,11(6):555-558.
LIU H W ,ZHANG Q,DING Y L,*et al.*. Design of strip primary mirror supporting structure based on Finite Element Analysis[J]. *Opt. Precision Eng.*,2003,11(6):555-558. (in Chinese)

[6] 姚起杭,姚军. 防止结构振动疲劳的设计技术[J]. 飞机工程,2006,3:9-11.
YAO Q H,YAO J. Antifatigue design for vibrating structures[J]. *Airplane Eng.*,2006,3:9-11. (in Chinese)

[7] 郭建平,任康,杨龙,等. 基于MSC. Fatigue的电子设备随机振动疲劳分析[J]. 航空计算技术,2008,38(4):48-50.

GUO J P,REN K,YANG L,*et al*.. Fatigue analysis on random vibration of electronic equipment based on MSC. fatigue software[J]. *Aeronautical Computing Technique*,2008,38(4):48-50. (in Chinese)

[8] 周传月,郑红霞,罗慧强,等. MSC. Fatigue 疲劳分析应用与实例[M]. 北京:科学出版社,2005.
ZHOU CH Y,ZHENG H X,LUO H Q. *Application and Example of Fatigue Life Based on MSC Fatigue*[M]. Beijing:Science Press,2005. (in Chinese)

[9] 黄康,仰荣德. 基于 ANSYS 的汽车横向稳定杆疲劳分析[J]. 机械设计,2008,25(12):66-68.
HUANG K,YANG R D. Fatigue analysis on the automobile transverse stability rod based on ANSYS[J]. *J. Machine Design*,2008,25(12):66-68. (in Chinese)

[10] 徐灏. 疲劳强度[M]. 北京:高等教育出版社,1988.
XU H. *Fatigue Strength*[M]. Beijing:Higher Education Press,1988. (in Chinese)

作者简介:余　飞(1984—),男,湖北荆州人,硕士研究生,主要从事光学精密工程的随机振动疲劳寿命预测方面的研究。E-mail: yufei150309@163.com

吴清文(1968—),男,四川简阳人,研究员,博士生导师,主要从事光学精密工程的 CAD/CAE 技术应用及热控制技术方面的研究。E-mail:wuqw@ciomp.ac.cn