

大口径望远镜次镜系统的拓扑优化设计

张丽敏, 韩西达, 吕天宇, 赵宏超

(中国科学院长春光学精密机械与物理研究所, 吉林 长春 130033)

摘要: 针对地基大口径望远镜次镜系统加工精度和装调精度的要求, 提出了基于拓扑优化的次镜系统结构设计方法。该方法利用变密度的拓扑优化思想, 将次镜系统的 Spider 结构和 Serrurier 桁架的设计域限定为基结构, 以期望方向的变形最小, 通过材料的去留决定结构的最终形状和尺寸。首先, 以相对密度为设计变量, Spider 结构以 1 阶振型和重力方向变形为设计约束, 桁架以 X 向和 Y 向变形为设计约束, 建立各结构的拓扑优化模型; 然后, 以拓扑优化所得构型为基础, 利用 Workbench 进行优化迭代; 最后, 设置优化参数, 采用有限元法进行动静刚度分析和优化。结果显示 4 m 望远镜次镜系统的 1 阶谐振为 22.7 Hz, 光轴指向天顶和水平时重力方向偏移分别为 -0.173 mm 和 -0.195 mm, 并且 Spider 结构和 Serrurier 桁架的轻量化率超过 30%。该结果验证了文中方法的有效性。

关键词: 次镜系统; 轻量化; 拓扑优化; 有限元

中图分类号: TH751 **文献标志码:** A **DOI:** 10.3788/IRLA201847.0818008

Topological optimization design for SM system of large aperture telescope

Zhang Limin, Han Xida, Lv Tianyu, Zhao Hongchao

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

Abstract: Aiming at the precision requirement of machining and assembling for the SM system of the large-aperture grounded telescope, a design method for the structure of SM system based on topology optimization was presented. Based on the variable density idea of topology optimization, the ground structure was restricted to be the Spider and Serrurier trusses, the target was that the deformation along the expected direction was minimized, and the last appearance and dimension were described by whether the material was deleted from the ground structure or not. Firstly, the relative density was taken as design variable, and then by using 1st modal and deformation in gravity direction for the Spider and deformation along the X and Y axis for the truss as a design restraint, a topology optimization model was established. Secondly, on the basis of concept structure obtained by topology optimization, it was iterated and optimized by using Workbench. Finally, the optimized parameter was set, and the static and dynamic stiffness was analyzed and optimized using the finite element method. It shows that the 1st modal in the 4 m telescope SM system is 22.7 Hz, and the deviation in the direction of the gravity is -0.173 mm and

收稿日期: 2018-03-05; 修订日期: 2018-04-03

基金项目: 国家自然科学基金(11673080)

作者简介: 张丽敏(1981-), 女, 副研究员, 博士, 主要从事光机精密结构设计与分析方面的研究。Email: zhangtqx@163.com

-0.195 mm when the optical axis is parallel and vertical to the gravity direction, and the lightweight ratio exceeds 30% for the Spider and Serrurier truss, respectively. The results demonstrate the validity of the proposed approach properly.

Key words: SM system; lightweight; topology optimization; finite element

0 引言

为提高对空间目标的分辨能力,现代大型地基望远镜普遍采用大口径、长焦距的光学系统(如 R-C 系统)。次镜系统作为主望远系统的一部分,用以保证主光路的对准和稳定,为其他子系统提供一定口径、视场和成像质量良好的光束。次镜系统主要包括次镜及其支撑组件、Spider 结构、环梁及主次镜连接结构。次镜室一般通过薄片梁支撑 (Spider 结构支撑)。典型的结构形式包括三翼对称结构、三翼偏置结构、四翼十字型对称结构和四翼十字型偏置结构等。由于对称结构抗扭刚度很小,为了克服这一缺点,现大多采用偏置结构,使抗扭刚度得到极大提高。次镜及其支撑系统相对主镜系统为远端悬臂质量,直接影响结构力学特性^[1-2]。大口径光学系统主次镜之间支撑结构一般采用 V 字形三角 Serrurier 结构,也叫 A 字形桁架结构,其设计思想是基于变构件受弯曲载荷为拉压载荷的结构优化设计原则^[3],比刚度大、重量轻,主要用于保证主次镜的准直。随着轻量化技术的发展,主镜系统的轻量化率在逐步提高,根据参考文献[4]提到的主次镜系统重力载荷下变形的等量匹配和沿俯仰轴质量的匹配,要求提高次镜系统的比刚度。同时随着望远镜口径的增加,次镜系统的外形尺寸也同步增加,增大了加工和装调的误差和难度。

为了获得高比刚度和性能更优的次镜系统,需要改进现有的设计思想和方法。拓扑优化能够获得结构的拓扑形式,是概念设计阶段结构新构型设计的有效方法,在汽车工业、机械、航空航天和新型材料等领域有重要的应用^[5-6]。因此,可以在现有设计方法的基础上,应用拓扑优化方法并综合考虑系统的加工、焊接及装配等要求,设计出性能良好的次镜系统,不但节省了反复设计试验的时间,降低了成

本,而且有效地提升了系统的比刚度。

拓扑优化涵盖连续体及离散结构两大优化领域,结合次镜系统主要零件的结构特点,采用连续体拓扑优化中的变密度法,即将单元密度当作设计变量,从而将拓扑优化问题转变为材料优化问题,然后根据一定的理论算法,使材料达到最优分布^[7-8]。根据这种思想,文中就次镜系统的两大关键零件 Spider 支撑结构和桁架结构展开有限元分析和优化拓扑,通过分析现有模型的动静态性能和加工装调要求,并基于零件的各方向变形对零件提出设计要求,找出零件材料的最佳分布方案,然后建立参数化模型,比较各项性能参数,从而为次镜系统的结构设计提供理论基础。

1 设计分析

文中根据 4 m 光电望远镜光学设计及误差分配要求,初步设计了次镜系统结构。如图 1 所示,主要包括次镜室及支撑组件、Spider 结构、环梁及桁架结构。

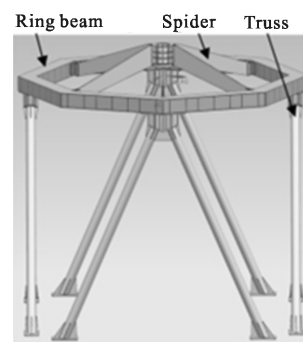


图 1 次镜系统结构图

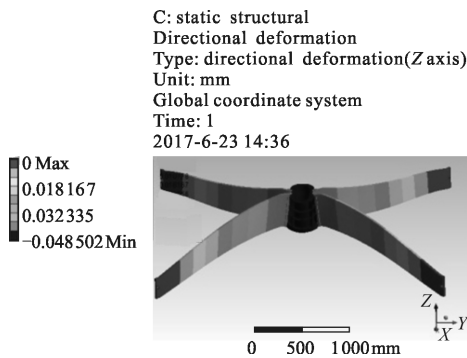
Fig.1 Structure of SM system

次镜室采用四翼十字型偏置型 Spider 结构支撑。根据参考文献[2],典型十字型偏置结构谐振频率为:

$$f = \frac{1}{\pi} \sqrt{[(4EI/L) + (12EIr^2 \cos^2 \theta / L^3) + (EA r^2 \sin^2 \theta / L)] / J} \quad (1)$$

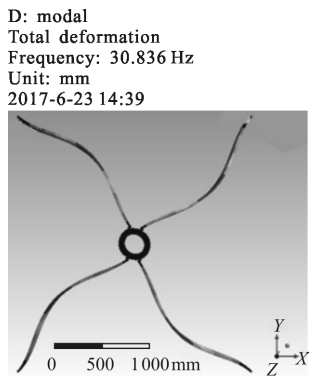
式中： θ 为偏转角； E 为叶片的弹性模量； r 为被支撑体的半径； L 为梁叶片的长度； I 为叶片的惯性矩； A 为叶片的截面积； J 为被支撑体的转动惯量。

根据公式计算，初步确定梁片的偏置角 $\theta = 17.5^\circ$ 、 $r = 152 \text{ mm}$ 和厚度 $t = 25.4 \text{ mm}$ ， $f = 29.4 \text{ Hz}$ ，单个梁片的质量约为 110 kg。通过 ANSYS Workbench 分析沿重力方向的变形和 1 阶模态如图 2 所示。因此，综合考虑结构变形、谐振频率和质量等，优化梁片的结构形式，从而使结构的性能达到最佳。



(a) 重力变形

(a) Deformation of gravity



(b) 1 阶模态

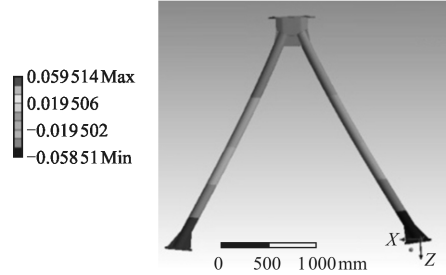
(b) 1st modal

图 2 Spider 初始分析结果

Fig.2 Initial analysis result of Spider

主次镜间距 5 500 mm，采用焊接方式成型，为常规的敞口式结构。在两个连接底板处分别施加 10 N 反向力时的变形云图见图 3。根据分析结果，双向刚度差不利于加工和装调，因此考虑设置连接横筋，综合变形、质量和加工等，从而确定横筋的位置、尺寸。

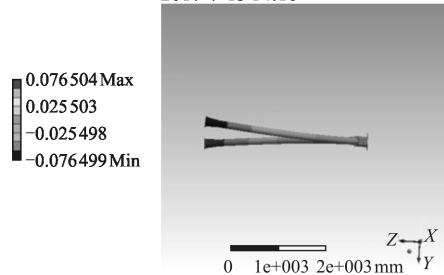
B: static structural
Directional deformation
Type: directional deformation(X axis)
Unit: mm
Global coordinate system
Time: 1
2017-6-23 14:00



(a) X 轴方向变形

(a) Deformation of X axis

D: static structural
Directional deformation
Type: directional deformation(Y axis)
Unit: mm
Global coordinate system
Time: 1
2017-7-13 14:10



(b) Y 轴方向变形

(b) Deformation of Y axis

图 3 桁架初始分析结果

Fig.3 Initial analysis result of the truss

2 拓扑优化模型

优化算法的选择和优化模型的建立直接影响结构的优化结果。根据连续体拓扑优化思想，将 Spider 结构中的梁片和桁架中的连接筋板离散为有限个单元，其密度为 $\rho = X_i \rho_0$ ，其中， ρ 表示每个单元的相对密度， ρ_0 表示每个单元的固定密度， X_i 表示拓扑设计变量^[9]。当 $X_i = 1$ 时，则为保留的实体材料，当 $X_i = 0$ 时，则为去除的实体材料。因此优化中结构的体积可以表达为：

$$V(X) = \sum_n^i x_i v_i = f V_0 \quad (2)$$

式中： v_i 表示第 i 单元对应的体积， $V(X)$ 表示保留的体积分数； V_0 表示结构的初始体积。结构设计的目标是提高结构刚度的同时质量最轻。因此设计的目标

函数可以取为结构的柔度,定义为 $C(X)=F^T S=S^T K S$, 其中 F 表示载荷矢量, S 表示位移矢量, K 表示结构刚度矩阵。由于 ρ 特性的不连续性,故需拓扑设计变量的连续化,以有效用求导法求解。 $K_i=(X_i)^p K_0$, 其中, K_i 表示单元刚度, K_0 表示单元固有刚度, p 表示惩罚因子。本结构中的梁片和连接筋板可以轻量化设计,同时为了避免矩阵的奇异,约束 $0 < X_{\min} \leq X_i \leq X_{\max} \leq 1$, 其中, X_{\min} 表示单元相对密度下限, X_{\max} 表示单元相对密度上限^[10-12]。

Spider 结构和桁架的拓扑优化模型可以表达为:

$$\begin{aligned} \min C(X) &= F^T S = \sum_{i=1}^n (x_i)^p S_i^T K_i S_i = S^T K S \\ \text{s.t: } V(X) &= \sum_{i=1}^n x_i v_i = f v_0 \\ F &= K S \\ 0 < X_{\min} &\leq X_i \leq X_{\max} \leq 1 \end{aligned} \quad (3)$$

通过拉格朗日乘子法构建优化函数:

$$\begin{aligned} L = C + \lambda_1 (v - f v_0) + \lambda_2^T (K S - F) + \sum_{i=1}^n \lambda_{3i} (x_{\min} - x_i) + \\ \sum_{i=1}^n \lambda_{4i} (x_i - x_{\max}) \end{aligned} \quad (4)$$

式中: λ_1 和 λ_2 为全局拉格朗日乘子; λ_{3i} 和 λ_{4i} 为用来消除优化变量取值上下界的拉格朗日乘子。取值

$$\frac{\partial L}{\partial X_i} = \frac{\partial C}{\partial X_i} + \lambda_1 \frac{\partial v}{\partial X_i} + \lambda_2^T \frac{\partial K S}{\partial X_i} = 0 \quad (5)$$

所以

$$\begin{aligned} \frac{\partial L}{\partial X_i} &= \frac{\partial S^T}{\partial X_i} K S + S^T \frac{\partial K}{\partial X_i} S + S^T K \frac{\partial S}{\partial X_i} + \lambda_1 \frac{\partial v}{\partial X_i} + \\ \lambda_2^T &\left(\frac{\partial K}{\partial X_i} S + \frac{\partial S}{\partial X_i} K \right) = S^T \frac{\partial K}{\partial X_i} S + \lambda_2^T \frac{\partial K}{\partial X_i} S + \\ \frac{\partial S}{\partial X_i} &(2 S^T K + \lambda_2^T K) + \lambda_1 \frac{\partial v}{\partial X_i} \end{aligned} \quad (6)$$

由 $F - K S = 0$ 得, λ_2^T 可以取任意值, 所以取 $\lambda_2^T = -2 S^T$,

从而 $\frac{\partial L}{\partial X_i} = -S^T \frac{\partial K}{\partial X_i} S + \lambda_1 v_i$, 最终得出 $X_i = (P S^T K S) / (\lambda_1 v_i)$ 。

根据上述对拓扑优化技术的研究, 文中采用软件 ANSYS Workbench 对次镜系统 Spider 结构的梁片和桁架的连接筋板进行拓扑优化设计, 同时对优化后的结构采用 UG 进行参数化建模, 并根据实际情况做精细的优化和设计。优化设计流程图如图 4 所示。

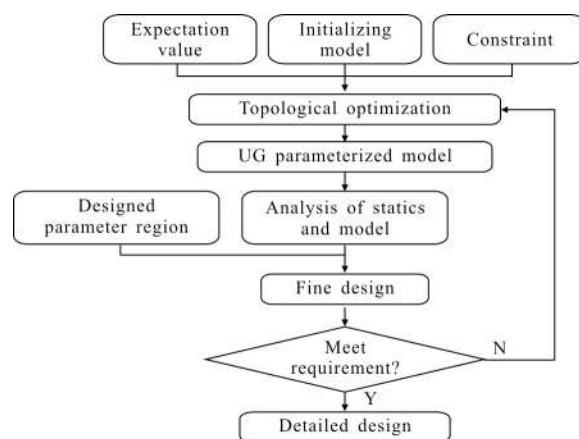


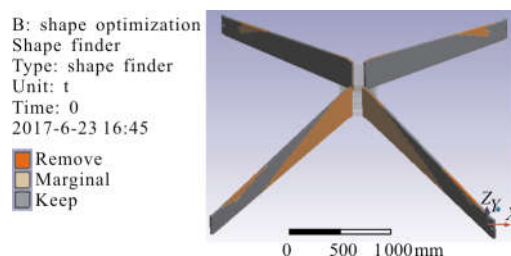
图 4 拓扑优化流程图

Fig.4 Flow chart of the topology optimization

3 仿真分析

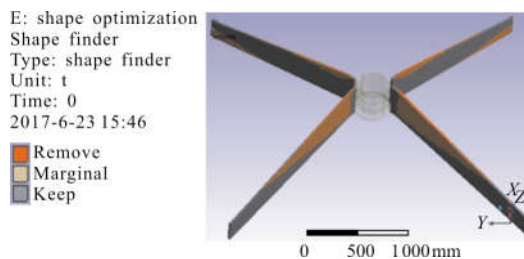
3.1 Spider 结构拓扑优化

选择梁片作为优化对象, 优化目标为质量减小 30%。采用软件 ANSYS Workbench 求解优化, 将 50 kg 载荷简化为集中质量, 固定约束 Spider 的末端。分 2 种工况进行优化: 施加重力载荷和施加与 1 阶模态振型方向相同的扭矩。通过多次迭代, 获得 Spider 结构拓扑优化结果(见图 5)。



(a) 重力载荷

(a) Gravity load



(b) 扭矩载荷

(b) Torque load

图 5 Spider 拓扑优化

Fig.5 Topology optimization of Spider

在拓扑优化结果中,去除材料面方向相反,位置相同。低密度区域集中在靠近中心环。综合考虑结构的加工、外观和其他接口等因素,优化改进措施是保持位置不变,沿梁片厚度方向将部分去除改为穿透性去除,宽度方向预留一定的尺寸。然后采用 UG 进行参数化建模,并导入 Workbench 做精细优化,将优化数据圆整,重力方向最大变形 -0.043 mm ,变形云图如图 6 所示。通过模态分析,1 阶模态 33.6 Hz ,振型方向不变;梁片质量 73.8 kg ,轻量化超过 30% 。

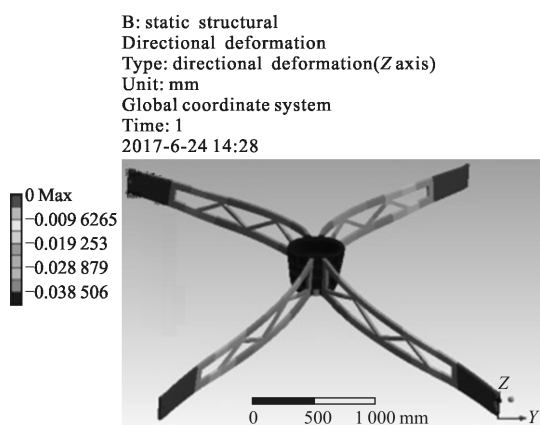
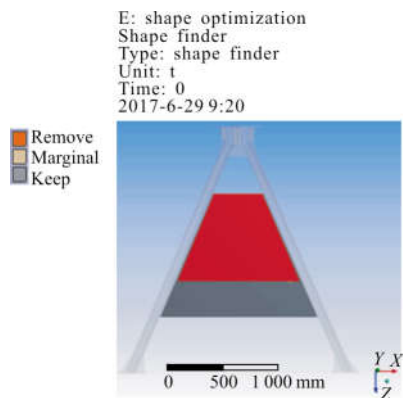


图 6 Spider 拓扑优化后重力变形云图

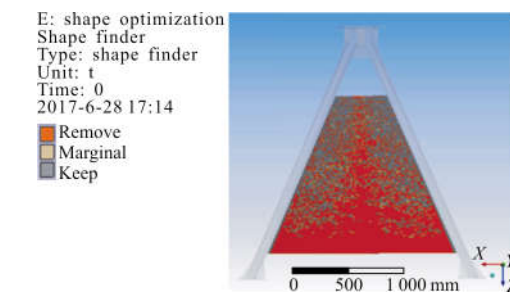
Fig.6 Gravity deformation of the Spider after topology optimization

3.2 桁架结构拓扑优化

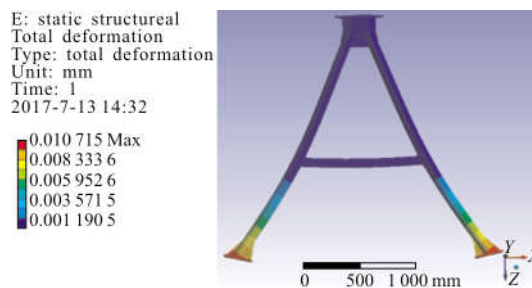
4 m 望远镜次镜系统桁架垂直高度为 $4\ 194\text{ mm}$,依据前面设计分析,需要在 2 条支撑杆中间设置连接横筋以增强结构的刚度。横筋的形状和位置是优化的核心。通过施加不同方向载荷获得拓扑优化结果,并对最终结果进行精细优化,结果见图 7。



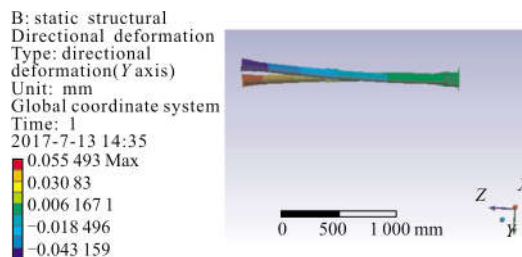
(a) 施加 X 轴向载荷
(a) Load along X axis



(b) 施加 Y 轴向载荷
(b) Load along Y axis



(c) X 轴向变形
(c) Deformation along X axis



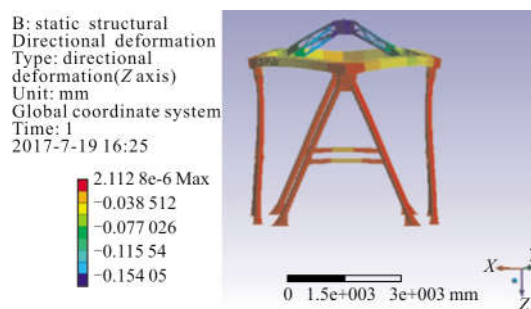
(d) Y 轴向变形
(d) Deformation along Y axis

图 7 桁架拓扑优化

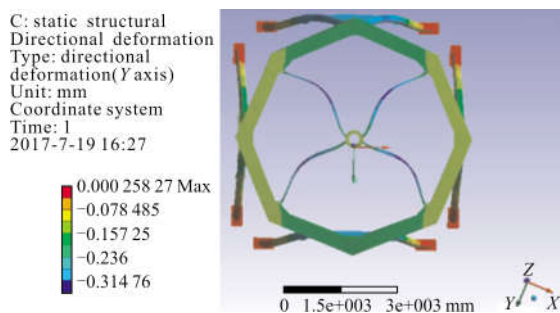
Fig.7 Topology optimization of the truss

3.3 系统分析

以上述优化零件为基础,对整个系统进行分析,光轴竖直和水平时变形云图以及系统 1 阶谐振振型云图见图 8。

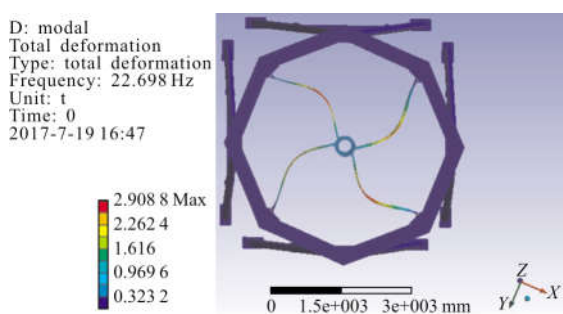


(a) 光轴竖直
(a) Vertical optical axis



(b) 光轴水平

(b) Horizontal optical axis



(c) 1 阶谐振云图

(c) Resonance deformation of the 1st modal

图 8 次镜系统优化结果

Fig.8 Optimization result of the SM system

4 结论

文中研究了大口径望远镜次镜桁架式支撑结构的优化设计,采用了拓扑优化的设计思想,完成了 4 m 光电望远镜的次镜系统设计,得出以下详细结论: Spider 结构轻量化超过 30%,而且轴向刚度和 1 阶模态均得以提高;桁架结构质量增加约 8%,而两个垂直方向的变形量分别减小超过 30%;次镜系统质量的合理布局,有利于望远镜系统整体质量的平衡;提高了次镜系统的刚度。

通过以上分析,次镜系统 Spider 结构和桁架结构预期方向的比刚度得到了提高,有利于系统后期的装调,为满足 4 m 望远镜系统的设计指标奠定了基础。

参考文献:

- [1] Cheng Jingquan. The Principles of Astronomical Telescope Design [M]. Beijing: China Science & Technology Press, 2003. (in Chinese)
- [2] Liang Wenke, Liu Shunfa. Mechanical analysis of secondary mirror supporting structure [J]. *Chinese Journal of Scientific Instrument*, 2003, 11(5): 466-471. (in Chinese)
- [3] Pierre Y Bely. The Design and Constructon of Large Optical Telescope[M]. New York: Springer, 2003.
- [4] Paul R Youder. Opto-mechanical Systems Design [M]. New York: Chemical Rubber Company, 2005.
- [5] Zhang Yurong. Research of the topology optimization design method based on the level set theory [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2013. (in Chinese)
- [6] Cheng Long, Wang Dong, Gu Song, et al. Multi-objective topology optimization design and test for support structure of star sensor [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2017, 46(5): 0520001. (in Chinese)
- [7] Liu Zhongyu, Zhang Tao, Wang Ping, et al. Topology optimization design for main frame of infrared seeker's stabilization platform [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2016, 45(2): 0218001. (in Chinese)
- [8] Xin Hongwei, Guan Yingjun, Chai Fangmao, et al. Design of main support of off-axis space remote sensor[J]. *Optics and Precision Engineering*, 2012, 20(6): 1257-1264. (in Chinese)
- [9] Amstutz S. Connections between topological sensitivity analysis and material interpolation schemes in topology optimization[J]. *Structural & Multidisciplinary Optimization*, 2011, 43(6): 755-765.
- [10] Yu Gangzhen. The finite element analysis and research on topology for vehicle frame based on Ansys Workbench [D]. Harbin: Harbin Institute of Technology, 2014. (in Chinese)
- [11] Liu Shutian, Hu Rui, Zhou Ping, et al. Topologic optimization for configuration design of web-skin-type ground structure based large-aperture space mirror [J]. *Optics and Precision Engineering*, 2013, 21(7): 1803-1810. (in Chinese)
- [12] Li Lin, Wang Dong, Tan Luyang, et al. Optimization design and test of a co-support structure of borne antenna and flywheel of a micro-satellite [J]. *Infrared and Laser Engineering*, 2016, 45(10): 1018008. (in Chinese)