

<응용논문>

DOI <https://doi.org/10.3795/KSME-A.2017.41.5.435>ISSN 1226-4873(Print)
2288-5226(Online)

반응 표면 분석법을 이용한 감시 정찰용 반사 굴절 광학계 부경 지지대의 형상 최적 설계

이상은* · 김대희** · 이태원***†

* LIG 넥스원 탐색기&광학연구센터, ** 비앤씨테크 기술연구소, *** 금오공과대학교 기계설계공학과

Optimal Geometric Design of Secondary Mirror Supporter in Catadioptric Optical System for Observation Reconnaissance Using Response Surface Methodology

Sang Eun Lee^{*}, Dae Hee Kim^{**} and Tae Won Lee^{***†}^{*} Seeker & EO/IR R&D Lab., LIG NEX1 Co., Ltd.,^{**} Research Institute, B&C Tech Co., Ltd.,^{***} Dept. of Mechanical Design Engineering, Kumoh Nat'l Institute of Technology

(Received November 30, 2016 ; Revised January 2, 2017 ; Accepted January 5, 2017)

Key Words: Optimal Geometric Design(형상 최적 설계), Catadioptric Optical System(반사 굴절 광학계), Secondary Mirror Supporter(부경 지지대), Response Surface Methodology(반응 표면 분석법), Random Vibration(랜덤 진동), Power Spectrum Density(파워스펙트럼 밀도)

초록: 반사 굴절 광학계는 굴절과 반사를 이용하여 영상을 전달한다. 영상의 질을 높이려면 광학계에 있는 부경의 편심과 경사가 작게 발생되고 주경이 광량을 최대한 받도록 부경 지지대의 형상이 결정되어야 한다. 특히 감시 정찰용 광학계는 랜덤 가속도 진동을 심하게 받는다. 이러한 환경하에 최선의 설계를 하기 위하여 표준편차로 표현된 편심과 경사에 대한 제한조건을 만족하면서 부경 지지대의 부피를 최소화하여야 한다. 편심과 경사의 표준편차는 통계적인 표현이므로 이들에 대한 설계민감도를 해석학적으로 유도하기가 어렵다. 그러므로, 이 표준편차들을 반응 표면 분석법을 이용하여 2차 회귀 방정식으로 대체한 후 형상 최적 설계를 수행하였다. 검토 결과 본 논문의 방법이 랜덤 진동을 받는 강건한 부경 지지대의 형상 최적화에 효율적임을 알 수 있다.

Abstract: A catadioptric optical system produces images by refraction and reflection. To improve the image quality, the shape of the secondary mirror supporters should be determined to ensure that the centering error and tilt of secondary mirror are very small, and the main mirror receives the maximum amount of light. Furthermore, random acceleration vibration has a severe effect on the optical system for observation reconnaissance. In order to obtain the best design under these circumstances, the volume of the secondary mirror supporter must be minimized while satisfying the constraints expressed in standard deviations of the centering error and tilt. It is difficult to analytically calculate the design sensitivities of the standard deviations, because they are statistically defined. Hence, after their second-order regression equations were determined using a response surface methodology, an optimal geometric design was obtained. As a result, it was found that the method proposed in this paper, which included a random vibration analysis, was effective in obtaining the optimal design for a secondary mirror supporter with robustness.

1. 서 론

반사 굴절 광학계는 Fig. 1에서 보는 바와 같이

렌즈들과 비구면인 주경(Main Mirror)와 부경(Secondary Mirror)의 굴절과 반사를 이용하여 광에너지를 전달한다. 이 광학계는 $0.1 \mu m$ 이하의 고해상도를 달성할 수 있을 뿐 아니라 단순 굴절 광학계에 비해서 전체 길이가 짧아 소형화 및 경량

† Corresponding Author, twlee@kumoh.ac.kr

© 2017 The Korean Society of Mechanical Engineers

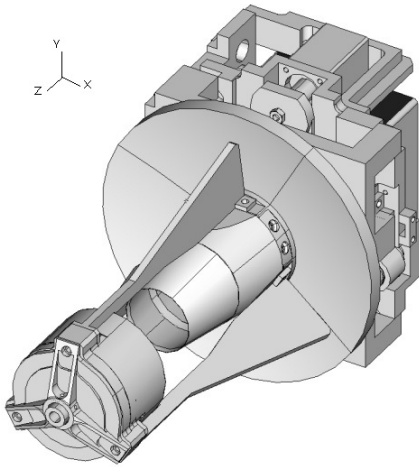


Fig. 1 Catadioptric optical system

화가 가능하여 항공기와 전차 및 전함 등에 탑재되는 감시정찰 카메라에 사용되고 있다.

광학계는 렌즈나 반사경 등이 광축에 대한 편심(Centering Error)과 경사(Tilt)에 따라 민감하게 반응하므로 이들의 정렬이 영상의 선명성을 좌우할 정도로 상당히 중요하다. 편심과 경사가 영상의 질에 미치는 영향을 광학 민감도라 하는데 반사 굴절 광학계의 경우는 상대적으로 렌즈보다 주경과 부경의 광학 민감도가 더 크다. 이러한 이유로 통상 먼저 주경을 고정시키고 이를 기준으로 부경과 다른 광학 렌즈들을 정렬하여 광학계를 제작한다.

설치 단계에서 반사경들과 렌즈들의 정렬이 잘 되었다 하더라도 사용 환경에 따라 열 및 랜덤 진동(Random Vibration)으로 광학계의 성능이 저하될 수 있다. 일반적으로 온도 변화에 둔감한 재료나 부경에 초점 조절용 기구학적 메카니즘을 이용하는 방법으로 열 변형 문제는 해결할 수 있으나 랜덤 진동으로 인한 변형 문제는 구조 설계 단계에서 최적화하여야 한다. 예를 들어 설명하면 Fig. 1의 반사 굴절 광학계 경우 3개의 동일한 형상인 부경 지지대가 랜덤 진동에도 강건하면서 주경이 받는 광량이 최대화되어야 좋은 품질의 영상을 획득할 수 있다. 반사 굴절 광학계에서 강건한 부경 지지대란 큰 강성을 의미하며 이는 결국 지지대의 부피 증가로 광의 진행 방향에서 주경을 가리는 면적이 증가하여 광량이 감소한다. 그러므로, 기존의 광학계들은 부경 지지대의 강건성에 주안점을 두고 설계한 후 충분한 광량을 확보하기 위해 주경의 크기를 조절하는 방법으로 반사 굴절 광학계를 개발하였으나 이 방식은 광학계의 소형화 및 경량화 목적 달성에 적합하지 않아 체계적인 연구가 절실히 필요하다.

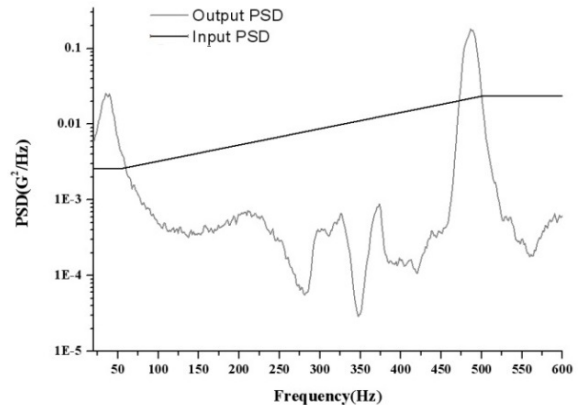


Fig. 2 Input PSD for gimbal structure system and output PSD from catadioptric optical system by experiment in the y-direction

감시 정찰기용 짐발 구조 시스템에서 비행기 동체로부터 발생되어 전달되는 랜덤 진동에 대한 설계 가진 조건을 MIL-STD-810G⁽¹⁾에 정의하고 있다. 이 가진 하에서 시스템에 발생하는 응력 및 변형이 허용값 이내에 있어야 한다. 이러한 제한 조건들이 있는 시스템의 최적설계는 반복적인 구조해석이 필요하다. 그런데, Fig. 1의 광학계는 짐발 구조 시스템 내부에 설치되므로 광학계를 포함한 전체 시스템의 구조해석이 필요하나 너무나 많은 계산 시간이 요구된다. 이를 해결하고자 본 연구에서는 실험적으로 Fig. 2의 MIL-STD-810G 랜덤 진동 PSD(Power Spectrum Density)를 짐발 구조 시스템에 가진한 후 광학계에 작용하는 PSD를 측정하였고 이를 기반으로 정의한 설계 입력 PSD를 이용하여 광학계를 해석하였다.

랜덤 진동을 받는 부경 지지대의 형상 최적 설계에서 강성 제한조건은 부경의 편심과 경사에 대한 허용값으로 정의되는데 일반적인 구조해석과 달리 랜덤 진동의 경우 변위 결과들은 분산값 또는 표준편차로 기술된다. 그리고 랜덤 진동으로 인하여 구조물에 발생하는 상당응력(Von Mises Stress)의 표준편차는 Segalman^(2,3)이 제안한 방법으로 계산할 수 있으나 부경 지지대의 재질로 선정된 슈퍼 인바(Super Invar)가 고강도를 갖기 때문에 최적화 과정에는 포함하지 않고 최종 설계 결과로부터 강도 조건의 만족여부만 검증하였다.

한편 형상 최적 설계는 많은 연구⁽⁴⁻¹⁴⁾가 다양한 기법을 제안하며 수행되었다. 일반적인 방법은 설계변수의 편미분을 이용하여 설계민감도를 구하는데 랜덤 진동으로 인한 변형의 표준편차는 설계민감도를 유도하기 어렵다. 그러므로 본 논문에서는 문헌들⁽¹²⁻¹⁴⁾의 방법을 적용하여 반응 표면 분

석법으로 구한 단순화된 회귀 방정식으로 대체하여 최적설계를 수행하였다. 물론 랜덤 진동 해석은 ANSYS 14.5⁽¹⁵⁾로 계산하였고 근사화된 회귀방정식 제한조건을 갖는 최적화 문제는 IMSL 라이브러리⁽¹⁶⁾를 사용하여 해를 구하였다.

2. 최적화 문제

Fig. 3에서 보듯이 반사 굴절 광학계는 크게 부경 조립체, 주경, 광학 렌즈 및 주경과 부경을 연결하는 부경 지지대 등으로 구성된다. 부경 지지대는 충분한 강성을 가지고 있어야 하며 열에 의한 변형도 작아야 하므로 이를 고려하여 열팽창 계수가 $1.0 \times 10^{-7} / ^\circ\text{C}$ 인 슈퍼 인바로 제작되었다. 그런데 이 재료의 항복응력은 276.0MPa로 상당히 커서 설계 제한조건에서 강도는 고려하지 않아도 된다.

선명한 영상을 얻으려면 광학계에서 주경이 광량을 충분히 받아야 하며 이는 부경 지지대가 광선의 진행방향에서 주경을 가리는 면적을 최소화해야 한다. Fig. 1에서 보듯이 부경 지지대는 동일 형상으로 120° 간격으로 3개가 구성되어 있어 광선의 진행방향에서 주경을 가리는 면적은 다양한 방법으로 표현할 수 있으나 편의를 위해 간단히 지지대 부피 V 로 정의하였다. 이 때 변경 가능한 형상을 표현하는 설계변수는 조립 구조, 부품간의 간섭 등을 고려하여 Fig. 4에 도시된 높이 h , 두께 t , 각도 θ 로 설정하였다.

반사 굴절 광학계는 렌즈와 광기구의 가공 공차 및 정렬 정도에 따라 성능 차이가 많이 발생되기 때문에 이들에 대한 공차분석을 통하여 엄격한 관리를 하게 된다. 공차분석을 토대로 열전달과 외

부 진동에 의한 정렬의 틀어짐 즉, 주경과 부경의 광축 정렬 오차인 편심과 경사에 대한 허용값을 정의하는데 슈퍼 인바의 사용으로 열전달에 의한 부경 지지대의 변형은 상당히 작을 것으로 예측되므로 단지 랜덤 진동에 의하여 발생하는 편심과 경사만 고려하였다. 그리고 성능 테스트인 분해능 시험에서 가장 취약한 부분으로 판명된 방향인 Fig. 1의 y 방향에 대한 가속도 PSD만 고려하였다. 이 조건 하에 편심과 경사의 최대 허용 범위는 안전율을 고려하여 각각 $50.0\mu\text{m}$, $100.0\mu\text{rad}$ 이하이다. 이들 허용값은 랜덤 진동에서 표준편차의 3배로 정의된다.

이상의 내용을 정리하여 수식화한 본 연구의 최적화 문제는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} &\text{Minimize } V(h, t, \theta) \\ &\text{Subject to } 3\sigma_c(h, t, \theta) \leq 50.0\mu\text{m} \\ &\quad 3\sigma_T(h, t, \theta) \leq 100.0\mu\text{rad} \quad (1) \\ &\quad 9.5\text{mm} \leq h \leq 30.0\text{mm} \\ &\quad 2.0\text{mm} \leq t \leq 4.0\text{mm} \\ &\quad 10.0^\circ \leq \theta \leq 45.0^\circ \end{aligned}$$

위에서 σ_c 는 랜덤 진동으로 인한 부경의 편심에 대한 표준편차이며 σ_T 는 부경의 경사에 대한 표준편차이다. 참고로 부경 지지대의 상당응력은 설계변수 h, t, θ 의 허용 범위 내에서 최대 Von Mises상당 응력의 표준편차가 최대 10 MPa 미만으로 3배인 30 MPa조차 슈퍼 인바의 항복응력 276.0 MPa 보다 상당히 작다.

위 최적화 문제는 반복적으로 랜덤 진동 해석을 하며 부경에 대한 편심과 경사의 표준편차를 계산하고 이들의 설계민감도를 구하여야 하는 어려움

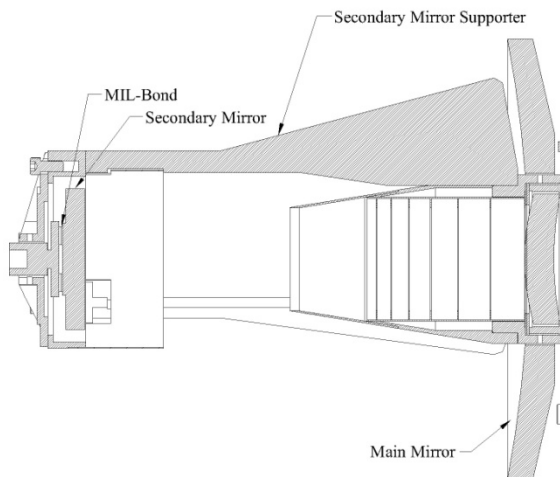


Fig. 3 Schematic drawing of catadioptric optical system

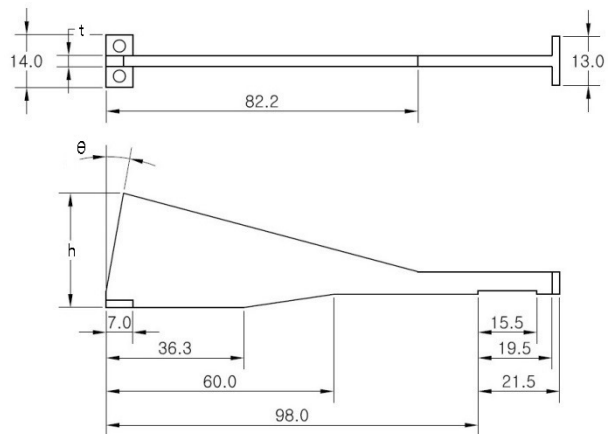


Fig. 4 Geometry of a secondary mirror supporter

때문에 일반적인 형상 최적화 기법을 적용하기에는 무리가 있다. 그러므로 편심 및 경사에 대한 분산분석을 통하여 타당한 설계변수를 축소 설정하고 반응 표면 분석법을 이용하여 편심과 경사의 표준편차에 대한 회귀함수를 구한 후 형상 최적 설계를 하기로 한다.

3. 광학계 해석

광학계 부분만 구조해석하는 경우 부경의 편심과 경사에 대한 표준편차를 구하려면 입력 기초 가진 PSD를 설정하여야 한다. 이를 위하여 Fig. 2의 MIL-STD-810G Method 514.5 Procedure I⁽¹⁾에서 규정하고 있는 PSD값의 50% 운용 진동 프로파일을 짐발을 포함한 전체 시스템에 가진하여 반사굴절 광학계의 주경에 발생하는 PSD를 실험을 통하여 추출하였다. 그러나 측정된 값을 그대로 해석에 적용하기에 무리가 있어 보수적 관점에서 설

계 입력 PSD값을 Fig. 5와 같이 결정하였다. 물론 실험 측정값을 기준으로 다르게 정의할 수도 있으나 설계 경험상 이와 같이 설정하였다. 적용된 설계 입력 PSD는 주경부의 기초 가속도 PSD로 정확한 수치는 Table 1과 같다. 참고로 Fig. 5와 Table 1에서 G는 중력가속도이다.

ANSYS 14.5로 유한요소 구조해석을 수행하였고 8절점 3차원 유한요소인 SOLID185가 사용되었다. 주경부에 가속도로 랜덤 진동이 작용하는데 주경의 변형은 부경에 비하여 상당히 작고 본 연구는 주경 대비 부경의 광축 틀어짐을 보기 위한 것이기 때문에 렌즈, 모터, 바렐 및 주경 등은 Fig. 6에서와 같이 유한요소 모델링에 포함 시키지 않았다. 가속도 가진은 y 방향으로 주경과 결합되는 부경 지지대 끝단에 x, z 방향을 구속하였다. 모델링에서 사용된 전체 유한요소 수와 절점 수는 설계변수의 크기에 따라 다르지만 최대 유한요소 수는 19668이고 절점 수는 24303이다. 그리고 부경 지지대는 슈퍼 인바, 부경과 주경의 재질은 Zero Dure이며 Mil Bond는 주경과 부경을 부착한 접착재이고 나머지 부분들은 알루미늄으로 이들에 대한 자세한 수치적 물성값은 Table 2와 같다.

변위 PSD해석 결과를 얻은 후 부경의 편심 및 경사를 계산해야 한다. 원래 편심의 정의는 부경

Table 1 Design input PSD for random vibration analysis of catadioptric optical system

| Frequency (Hz) | PSD (G ² /Hz) | Frequency (Hz) | PSD (G ² /Hz) |
|----------------|--------------------------|----------------|--------------------------|
| 20.0 | 0.026 | 330.0 | 0.0008 |
| 45.0 | 0.026 | 350.0 | 0.0005 |
| 100.0 | 0.00053 | 360.0 | 0.0009 |
| 180.0 | 0.00053 | 380.0 | 0.0009 |
| 210.0 | 0.0008 | 390.0 | 0.0002 |
| 220.0 | 0.0008 | 420.0 | 0.0002 |
| 250.0 | 0.0004 | 480.0 | 0.2 |
| 275.0 | 0.0001 | 500.0 | 0.2 |
| 280.0 | 0.0001 | 530.0 | 0.0007 |
| 290.0 | 0.00045 | 600.0 | 0.0007 |
| 310.0 | 0.00045 | | |

Table 2 Material properties for catadioptric optical system

| Material | Aluminum 6061-T6 | Super Invar | Zero Dure | MIL Bond |
|------------------------------|------------------|-------------|-----------|----------|
| Young's Modulus (GPa) | 68.9 | 148.0 | 0.0906 | 0.158 |
| Poisson's ratio | 0.33 | 0.234 | 0.243 | 0.3 |
| Density (kg/m ³) | 2700 | 8138 | 2530 | 1210 |

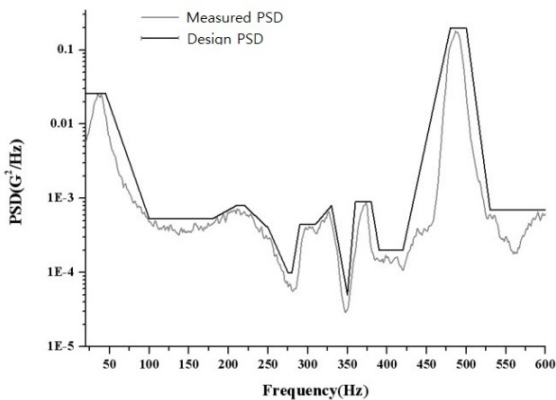


Fig. 5 Measured PSD by experiment and design PSD for main mirror of catadioptric optical system in the y-direction

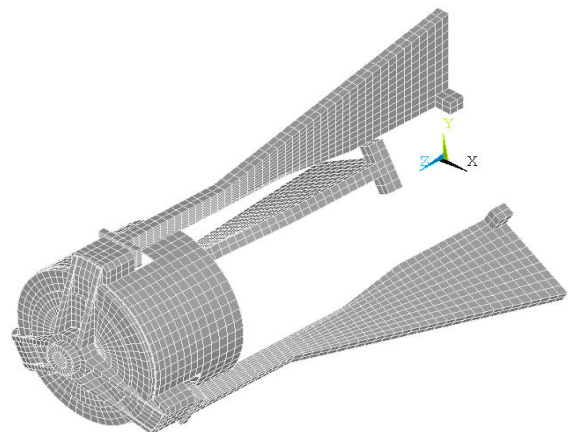


Fig. 6 Finite element model of secondary mirror assembly and supporters

중심이 Fig. 1의 x, y 방향으로 좌표가 이동한 거리 이므로 다음과 같다.

$$\text{Centering Error} = \sqrt{u_x^2 + u_y^2}$$

여기서 u_x 와 u_y 는 x 방향과 y 방향으로의 변위이지만 랜덤 진동의 PSD 해석은 변위의 표준편차만 얻을 수 있을 뿐이다. 그러므로 위 식을 이용하여 편심에 대한 표준편차는 계산할 수 없다. 그러나 y 방향의 랜덤 진동 해석을 자세히 분석하면 부경 중심에서 u_x 의 표준 편차는 u_y 의 표준 편차에 비하여 약 1/1000으로 무시할 정도이다. 또한 u_z 의 표준 편차는 u_y 의 표준 편차에 대하여 약 1/100000이다. 이러한 결과로부터 편심에 대한 표준 편차는 u_y 의 표준 편차 σ_{uy} 로 근사화할 수 있어 최적화 문제 (1)의 제한조건

$$3\sigma_c(h, t, \theta) \leq 50.0\mu m$$

은

$$3\sigma_{uy}(h, t, \theta) \leq 50.0\mu m$$

로 변환하였다.

경사는 변형 전 부경 중심 면의 법선 벡터와 변형 후의 법선 벡터로부터 구할 수 있지만 랜덤 진동 해석의 결과는 변위 해가 아니라 변위의 표준 편차이므로 특별한 기법을 이용하여 경사에 대한 표준 편차를 결정하여야 한다. 다시 부경 전체에 대한 변위의 표준 편차를 관찰하면 y 방향은 부경의 어느 위치에서도 변위의 표준편차가 거의 동일하며 x 방향은 변위의 표준편차가 거의 0 수준이며 단지 u_z 의 표준 편차만 y 방향으로 위치에 따라 크기가 달라진다. 상술하면 부경 중심에서 u_z 의 표준 편차는 거의 0 이고 부경 중심에서 y 방향으로 가장 거리가 먼 상하부 위치에서 u_z 의 표준편차가 가장 크고 두 값은 거의 동일하다. 그러므로, 본 연구에서는 부경 바깥 원의 상부점에서 u_z 의 표준 편차만 고려하였다. 비록 약간의 오차가 있지만 u_z 이 작다는 가정하에 u_z 을 부경의 반지름 16.5 mm로 나누면 근사화된 경사각으로 볼 수 있다. 그러므로 최적화 문제 (1)에서 경사 제한 조건

$$3\sigma_T(h, t, \theta) \leq 100.0\mu rad$$

은 부경의 y 방향 상부점에서 u_z 의 표준 편차 σ_{uz} 를 이용하여

$$3\sigma_{uz}(h, t, \theta) \leq 16.5\text{ mm} \times 100.0\mu rad$$

으로 단순화하였다.

4. 분산분석 및 최적설계

4.1 분산분석

최적화 문제에서 목적함수인 부경 지지대의 부피는 간단히 설계변수들의 함수로 표현 가능하나 최악의 설계조건인 y 방향 랜덤 진동으로 부경에서 발생하는 편심과 경사의 표준편차는 명시적으로 표현이 불가능하여 h, t, θ 인 3개의 설계변수들이 이 값들에 미치는 영향을 알아보기 위해 분

Table 3 Level of design variables for standard deviations of centering error and tilt

| Design variable | Level | | |
|-------------------|--------|----------|---------|
| | 0 | 1 | 2 |
| Height(h) | 9.5 mm | 19.75 mm | 30.0 mm |
| Thickness(t) | 2.0 mm | 3.0 mm | 4.0 mm |
| Angle(θ) | 10.0° | 27.5° | 45.0° |

Table 4 Orthogonal arrays for standard deviations of centering error and tilt

| No. | 1 | 2 | 3 | 4 | 5 | 6 | 7 | 8 | 9 | 10 | 11 | 12 | 13 | C | T |
|-----|-----|-----|------|------|----------|-----------|-----------|-----------|-----|-----|-----------|-----|-----|------|------|
| 1 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 0 | 24.7 | 0.27 |
| 2 | 0 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 24.7 | 0.27 |
| 3 | 0 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 24.7 | 0.27 |
| 4 | 0 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 18.4 | 0.36 |
| 5 | 0 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 18.4 | 0.36 |
| 6 | 0 | 1 | 1 | 1 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 1 | 1 | 1 | 18.4 | 0.36 |
| 7 | 0 | 2 | 2 | 2 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 16.4 | 0.49 |
| 8 | 0 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 2 | 2 | 2 | 16.4 | 0.49 |
| 9 | 0 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 2 | 1 | 1 | 1 | 0 | 0 | 0 | 16.4 | 0.49 |
| 10 | 1 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 15.9 | 0.58 |
| 11 | 1 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 15.9 | 0.58 |
| 12 | 1 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 15.9 | 0.58 |
| 13 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 | 9.3 | 0.53 |
| 14 | 1 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | 9.3 | 0.53 |
| 15 | 1 | 1 | 2 | 0 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | 1 | 2 | 0 | 9.3 | 0.53 |
| 16 | 1 | 2 | 0 | 1 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 | 9.3 | 0.75 |
| 17 | 1 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 | 2 | 0 | 1 | 9.3 | 0.75 |
| 18 | 1 | 2 | 0 | 1 | 2 | 0 | 1 | 1 | 2 | 0 | 0 | 1 | 2 | 9.3 | 0.75 |
| 19 | 2 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 10.7 | 0.54 |
| 20 | 2 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 10.7 | 0.54 |
| 21 | 2 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 10.7 | 0.54 |
| 22 | 2 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 | 9.3 | 0.67 |
| 23 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 | 9.3 | 0.67 |
| 24 | 2 | 1 | 0 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 | 1 | 0 | 2 | 9.3 | 0.67 |
| 25 | 2 | 2 | 1 | 0 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 | 10.2 | 1.11 |
| 26 | 2 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 | 2 | 1 | 0 | 10.2 | 1.11 |
| 27 | 2 | 2 | 1 | 0 | 2 | 1 | 0 | 1 | 0 | 2 | 0 | 2 | 1 | 10.2 | 1.11 |
| | h | t | ht | ht | θ | $h\theta$ | $h\theta$ | $t\theta$ | e | e | $t\theta$ | e | e | | |

산분석을 하였다.

분산분석을 위해 3수준 $L_{27}(3^{13})$ 형 직교 배열표를 사용하였고, 각 설계변수들의 수준을 Table 3과 같이 설정하였다. 3수준 직교배열인 $L_{27}(3^{13})$ 형은 실험수가 27이고 열의수가 13개인데 Table 4와 같은 직교 배열표를 만들어 27 경우에 대하여 편심과 경사의 표준편차를 계산하였다. 참고로 Table 4에서 C는 부경 중심에서 편심에 해당하는 u_y 의 표준편차 σ_{uy} 를, T는 경사에 해당하는 부경의 y 방향 상부점에서 u_z 의 표준편차 σ_{uz} 을 나타내고 단위들은 μm 이다.

이 직교 배열표에서 95% 신뢰도를 적용한 분산분석 결과는 Table 5와 Table 6에 있다. 여기서 h, t, θ 는 각 설계변수의 주 효과이며 $ht, h\theta, t\theta$ 들은 설계변수들의 교호작용이고 e 는 오차이다. F_0 는 지정된 신뢰구간에서 오차에 대한 분산비로 $F_0 > F(0.05)$ 라면 그 설계변수는 유의하므로 F검정결과 높이 h 와 두께 t 만 편심과 경사의 표준편차에 유의하다고 할 수 있다. 즉, 각도 θ 는 편심과 경사의 표준편차에 미치는 영향이 미미하므로 허용범위의 평균인 27.5° 로 고정하고 설계 변수에

Table 5 Analysis of variance for standard deviation of centering error

| Factor | S | DOF | V | F_0 | F(0.05) |
|-----------|---------|-----|---------|---------|---------|
| h | 499.90 | 2 | 249.95 | 9.577e9 | 5.14 |
| t | 150.18 | 2 | 75.09 | 2.877e9 | 5.14 |
| θ | 2.74e-9 | 2 | 1.37e-9 | 0.5254 | 5.14 |
| ht | 54.96 | 4 | 13.74 | 5.265e8 | 4.53 |
| $h\theta$ | 3.59e-8 | 4 | 8.97e-9 | 3.437 | 4.53 |
| $t\theta$ | 1.85e-8 | 4 | 4.63e-9 | 1.773 | 4.53 |
| error | 1.57e-8 | 6 | 2.61e-9 | | |
| T | 705.04 | 26 | | | |

Table 6 Analysis of variance for standard deviation of tilt

| Factor | S | DOF | V | F_0 | F(0.05) |
|-----------|----------|-----|----------|-----------|---------|
| h | 0.7280 | 2 | 0.3640 | 1.9042e10 | 5.14 |
| t | 0.5231 | 2 | 0.2616 | 1.3683e10 | 5.14 |
| θ | 4.81e-11 | 2 | 2.40e-11 | 1.2571 | 5.14 |
| ht | 0.1601 | 4 | 0.0400 | 2.0942e9 | 4.53 |
| $h\theta$ | 2.64e-11 | 4 | 6.60e-12 | 0.3453 | 4.53 |
| $t\theta$ | 1.22e-10 | 4 | 3.05e-11 | 1.5931 | 4.53 |
| error | 1.15e-10 | 6 | 1.91e-11 | | |
| T | 7090 | 26 | | | |

서 제외하였다.

4.2 최적화 문제 재 정의

분산 분석을 통하여 Fig. 4에서 기술된 부경 지지대의 형상을 나타내는 각도 θ 는 설계변수에서 제외하였다. 결국 식 (1)의 최적화 문제는 높이 h 와 두께 t 의 설계 변수가 2개인 최적화 문제로 재 정의된다.

$$\begin{aligned} \text{Minimize} \quad & V(h, t) \\ \text{Subject to} \quad & 3\sigma_{uy}(h, t) \leq 50.0\mu m \\ & 3\sigma_{uz}(h, t) \leq 1.65\mu m \\ & 9.5mm \leq h \leq 30.0mm \\ & 2.0mm \leq t \leq 4.0mm \end{aligned} \quad (2)$$

위 식에서 Fig. 4의 형상을 보면 목적함수는

$$V(h, t) = 548.0 + \{822.325 + 39.65(h - 9.5)\}t \quad (3)$$

로 간단히 표현된다. 그러나 부등호 제한조건에 있는 편심과 경사의 표준편차는 쉽게 알 수가 없는 형태이므로 중심합성계획(Central Composite Design)을 적용하여 설계변수들에 대한 2차 회귀방정식을 구하였다. 이를 위하여 Table 7과 같이 설계변수의 수준을 정의하였고 각 수준에 따른 유한요소 해석 결과를 Table 8에 기술하였다.

중심 합성 계획에 의한 결과를 바탕으로 부경 중심의 편심에 대한 표준편차 σ_{uy} 와 경사에 해당

Table 7 Level of design variables for central composite design

| Design Variable | Level | | | | |
|-----------------|-------|--------|-------|--------|------|
| | -2 | -1 | 0 | 1 | 2 |
| h | 9.5 | 14.625 | 19.75 | 24.875 | 30.0 |
| t | 2.0 | 2.5 | 3.0 | 3.5 | 4.0 |

Table 8 Numerical results for level of design variables

| | h | t | Centering error | Tilt |
|---|-----|-----|-----------------|--------|
| 1 | -1 | -1 | 16.510 | 0.2699 |
| 2 | 1 | -1 | 9.557 | 0.5402 |
| 3 | -1 | 1 | 10.928 | 0.4924 |
| 4 | 1 | 1 | 9.393 | 1.1085 |
| 5 | -2 | 0 | 18.351 | 0.3631 |
| 6 | 2 | 0 | 9.250 | 0.6737 |
| 7 | 0 | -2 | 15.930 | 0.5765 |
| 8 | 0 | 2 | 9.297 | 0.7484 |
| 9 | 0 | 0 | 9.304 | 0.5315 |

하는 부경 상부의 z 방향 변위에 대한 표준편차 σ_{uz} 의 2차 회귀방정식을 구하면 아래와 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{uz}(h, t) = & 102.5822 - 3.6245h \\ & - 32.0959t + 0.04063h^2 \\ & + 3.0813t^2 + 0.5286ht \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \sigma_{uz}(h, t) = & 2.3709 - 0.04962h \\ & - 1.0730t - 0.0002863h^2 \\ & + 0.1139t^2 + 0.02479ht \end{aligned} \quad (5)$$

추정된 회귀방정식의 정도(Precision)는 총변동 중에서 회귀선에 의하여 설명되는 변동이 차지하는 비율인 결정계수(Coefficient of Determination)에 의해 알 수 있으며, 결정계수는 1에 가까울수록 높은 정도를 갖는데 식 (4), (5)의 2차 회귀방정식 결정계수는 각각 0.9997, 0.9987이다.

이 두 개의 2차 회귀방정식을 적용하여 최적화 문제 (2)의 해를 구하였다. 이를 달성하기 위하여 FORTRAN으로 컴퓨터 프로그래밍을 하였고 부프로그램(Subroutine)으로 비선형 최적화 문제를 반복적인 2차계획법으로 구하는 상용 IMSL라이브러리의 NNLPF를 사용하였다. 초기값 $h=19.75mm$, $t=3.0mm$, $V=4234.213 mm^3$ 에서 구한 최적해는 $h=16.22mm$, $t=2.30mm$, $V=3052.178 mm^3$ 로 초기값에서는 부등호로 만족된 편심과 경사의 표준편차 제한 조건이 최적해에서는 등호가 된다. 이는 초기설계에 비해 부피가 약 27.9% 감소하였다.

회귀식에 의한 최적설계 결과가 적합한지 판단하기 위하여 $h=16.22 mm$, $t=2.30 mm$ 의 부경지지대를 ANSYS로 랜덤 진동해석을 하였다. 표준편차의 3배 기준으로 회귀식에서는 편심이 $50 \mu m$, 경사 $100 \mu rad$ 이고 구조해석 결과는 $48.95 \mu m$, $100.1 \mu rad$ 으로 잘 일치하였다. 또한, 최대 Von Mises상당 응력의 표준편차는 5.9336 MPa로 슈퍼 인바의 항복 응력과 비교하면 강도 관점에서도 충분히 안전한 것으로 판명되었다.

5. 결론

반사 굴절 광학계로부터 최고의 영상을 획득하려면 외부 진동에도 주경과 부경의 시선이 틀어짐 없이 유지해야 하며 부경 지지대에 의한 가림이 최소화되어 주경이 광량을 많이 받아야 한다. 감시정찰 시스템에서 외부 진동은 설계 관점으로 MIL-STD-810G를 의미하고 이를 가진하여 연구 대상인 반사 굴절 광학계에 전달되는 랜덤 진동을

측정하여 이 PSD 값을 기준으로 최적설계를 수행하였다. 수식화된 최적화 문제는 부경 지지대의 형상을 설계변수로 하고 부경의 편심과 경사에 대한 표준편차를 허용 범위 내에 있으면서 광량을 많이 받도록 부경 지지대 부피를 최소화하는 것이다.

가속도 가진 PSD를 적용한 랜덤 진동해석은 해가 변위가 아니라 변위의 표준 편차이므로 엄밀한 의미로 부경의 편심과 경사를 구할 수 없다. 이러한 이유로 광학계의 성능에 가장 큰 영향을 미치는 y 방향 랜덤 진동해석의 PSD 결과를 관찰하여 특정 위치를 선택하고 이들의 변위 표준편차로 부경의 편심과 경사에 대한 표준편차들을 대체하였다. 그리고 최적화에 앞서 분산분석을 통하여 형상을 정의한 설계변수 중 부경의 편심과 경사에 대한 영향이 거의 없는 각도 θ 를 제외하여 설계변수를 2개로 단순화하였다. 또한, 중심합성계획법으로 편심과 경사의 표준편차에 대한 2차 회귀방정식을 찾아낸 후 이를 이용하여 효율적으로 최적해를 구하였다.

비록 회귀 방정식을 이용하여 최적설계를 하였음에도 불구하고 최적해를 적용하여 유한요소 해석을 한 결과 부경 지지대의 응력뿐 아니라 부경에 대한 편심과 경사의 표준편차가 설계기준을 잘 만족한다. 그러므로, 영상의 질 뿐만 아니라 소형, 경량화를 목적으로 반사 굴절 광학계를 설계할 경우 본 연구의 방법이 적합한 것으로 판단된다.

후 기

이 연구는 금오공과대학교 학술연구비에 의하여 지원된 논문입니다.

참고문헌 (References)

- (1) MIL-STD-810G, 2008, *Department of Defense Test Method Standard for Environmental Engineering Considerations and Laboratory Tests*, Method 514.5 Procedure I.
- (2) Segalman, D. J., Fulcher, C. W. G., Reese, G. M. and Field Jr, R. V., 2000, "An Efficient Method for Calculating R.M.S. Von Mises Stress in A Random Vibration Environment," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 230, No. 2, pp. 393~410.
- (3) Segalman, D. J. and Reese, G. M., 2000, "Estimating the Distribution of von Mises Stress for Structures Undergoing Random Excitation," *ASME J. vibro, Acoust.*, Vol. 122, No. 1, pp. 42~48.
- (4) Bendsoe, M. P. and Kikuchi, N., 1988, "Generating

- Optimal Topologies in Structural Design Using Homogenization Method,” *Computer Method in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 71, No. 2, pp. 197~224.
- (5) Bendose, M. P., 1989, “Optimal Shape Design as a Material Distribution Problem,” *Structural Optimization*, Vol. 1, No. 4, pp. 193~202.
- (6) Choi, K. K. and Chang, K. H., 1994, “A Study of Design Velocity Field Computation for Shape Optimal Design,” *Finite Element in Analysis and Design*, Vol. 15, No. 4, No. 1, pp. 317~341.
- (7) Koh, B. K. and Park, G. J., 1997, “Development of Finite Element Analysis Program and Simplified Formulas of Bellows and Shape Optimization,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 21, No. 8, pp. 1195~1208.
- (8) Jang, G. W., Choi, Y. M. and Choi, G. J., 2008, “Discrete Thickness Optimization of an Automobile Body Using the Continuous-Variable-Based Method,” *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 22, No. 1, pp. 41~49.
- (9) Lee, H. A., Zeshan, A. and Park, G. J., 2010, “Preliminary Study on Nonlinear Static Response Topology Optimization using Equivalent Load,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 34, No. 12, pp. 1181~1820.
- (10) Kim, Y. C., Hong, J. K. and Jang, G. W., 2011, “Lightweight Crane Design by Using Topology and Shape Optimization,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 35, No. 7, pp. 821~826.
- (11) Song, Y. U., Hur, J. Y. and Youn, S. K., 2014, “Study of the Shape Optimization in Spline FEM Considering Both NURBS Control Points and Weights as Design Variables,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 38, No. 4, pp. 363~370.
- (12) Lee, T. W. and Jung, J. H., 2004, “The Finite Element Analysis and the Optimal Design of Linear Motor,” *Journal of the KSPE*, Vol. 21, No. 12, pp. 67~74.
- (13) Lee, T. W., 2005, “Optimal Geometric Design of Linear Motor Using Response Surface Methodology,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 29, No. 9, pp. 1262~1269.
- (14) Ryu, T. H. and Yoo, J. H., 2009, “Multi-Objective Geometric Optimal Design of a Linear Induction Motor Using Design of Experiments and the Sequential Response Surface Method,” *Trans. Korean Soc. Mech. Eng. A*, Vol. 33, No. 8, pp. 726~732.
- (15) ANSYS, 2014, *User's Manual for Revision 14.5*, ANSYS Inc..
- (16) Intel Visual Fortran, 2010, *IMSL FORTRAN Numerical Library Ver. 6.0*, Intel Corp.