

승용차용 후사경의 진동 저감을 위한 강건최적설계

Robust Optimization of the Automobile Rearview Mirror for Vibration Reduction

황 광 현*, 이 광 원**, 박 경 진***
Kwang-Hyeon Hwang, Kwang-Won Lee, Gyung-Jin Park

ABSTRACT

An automobile outside rearview mirror system has been analyzed and designed to reduce vibration with a finite element model. Modal analysis is conducted for the calculation of natural frequencies. Harmonic analysis is utilized to estimate the displacements of the glass surface under dynamic loads. The model is verified with the vibration experiment for the parts and the assembled body.

The structure of the mirror system is optimized for the robustness defined by the Taguchi concept. At first, many potential design variables are defined. Final design variables are selected based on the amount of contribution on the objective function. That is, sensitive variables are chosen. The SN ratio in the Taguchi method is replaced by an objective function with the mean and the standard deviation of the quality characteristic. The defined objective function is appropriate in the structural design in that the vibration displacements are minimized while the robustness is improved.

주요기술용어 : Rearview Mirror (후사경), Robust Design (강건 설계), Taguchi method (다꾸지법), Analysis of variance (분산분석), Additivity (가산성)

1. 서 론

자동차 차체는 주행 시에 엔진의 떨림이나 노면의 상태 때문에 진동과 소음이 발생한다. 이러한 자동차 차체의 진동은 주행 중 후방 시계를

확보하는 자동차 후사경에도 전달되어 영향을 미치게 된다. 후사경은 거울이 부착되어 후방을 관측하는 기구인 만큼 진동에 의한 떨림은 운전자의 시야를 방해하여 주행 중 안전 문제에 직결된다. 따라서 자동차 외부 후사경의 설계 시 진동을 저감시키는 것이 대단히 중요하다. 그러나 외부 후사경의 진동을 감소하기 위한 설계는 기존의 데이터 베이스와 설계자의 경험, 그리고 실물 실험을 통해 이루어져 왔으며, 많은 시행 착오를 필요로 하여 후사경의 단가에 크게 영향을 미쳐왔

* 한양대학교 기계설계학과

** 정희원, 대우자동차

*** 정희원, 한양대학교 기계공학부

다. 최근에는 설계비용을 감소시키기 위하여 부품의 초기 설계 단계에 유한요소법에 기초한 동적 해석을 통하여 설계에 반영하려고 하고 있다.^(1,2)

후사경계의 진동 해석을 위하여 유한요소 모델링은 ANSYS⁽³⁾를 이용하여 각 부품별로 단순화하고, 각 부품의 설계변수를 매개 변수화하여 설계 과정 시에 이들을 변경해서 설계 결과를 획득하였다. 모델링이 된 후사경은 고유진동수 해석과 조화응답 해석을 수행하고, 단순화 시 발생하는 오차 수정을 위하여 각 단품과 조립체의 실험을 실시한 결과를 반영하여 모델링을 완성하였다. 그리고 진동 저감을 위한 설계방향 제시를 위하여 이산설계공간에서 실험 회수를 줄일 수 있도록 직교성을 갖고 있는 직교배열표⁽⁴⁾를 사용하며, 실험계획법에서 사용되는 다구찌법^(5,6)을 이용하여 발생 가능한 잡음인자에 대하여 강건성(robustness)과 목적함수의 최소화 조건을 만족시키는 강건설계 기법을 적용하였다.^(7,9)

다구찌법은 일반적으로 통계적인 방법으로 데이터를 분석하여 최소의 실험회수로 최대의 정보를 획득하기 위하여 사용되어지며, 종래에 제어 불가능한 인자들에 의한 영향의 정도를 평가할 수 있다. 그리고 인자의 수가 많은 경우에도 크게 실험회수를 증가시키지 않기 위하여 직교배열표를 이용한다.⁽⁴⁾ 따라서 구조해석문제에서 설계변수의 분포가 몇 개의 수준의 이산공간에 배치할 수 있는 경우는 계산회수를 줄이면서 최적해를 구하기에 용이하다. 그리고 주어진 요구사항을 만족시키면서 설계자가 원하는 효과를 극대화시키는 해를 구하는 최적설계에서 설계변수가 특정한 값으로 고정되지 못하고 제작상의 공차 또는 분포 등의 형태가 불확실하다면 최종의 최적해의 성능치에 변동을 야기한다. 이 불확실성의 영향에 민감하지 않은 해를 구하는 것이 강건설계이다.⁽¹⁰⁾ 후사경은 정밀가공을 요구하지 않는 부품들로 구성되어져 있고, 거울면에서 발생되어지는 미소 진동이 운전자의 시야에 영향을 미치게 되므로 일반적으로 구하여진 최적해가 설계공차와

제작공차에 의하여 오히려 성능치를 만족하지 않는 경우 강건설계기법을 적용하면 효과적인 설계를 할 수 있다.

다구찌법을 사용한 강건설계에서 설계변수는 제어인자로 설계변수의 공차는 잡음인자로 등가시켜 설계변수행렬 및 잡음인자행렬의 직교배열표를 구성한다.⁽¹¹⁾ 잡음인자행렬의 구성 시 선택된 초기 설계변수가 많아지면, 잡음인자행렬을 각 설계변수마다 재구성하게 되어 계산량이 급속하게 증가하게 된다. 그래서 분산분석(analysis of variance)⁽⁵⁾을 통한 기여도 평가를 하여 설계변수 중 기여도가 적은 것은 오차항으로 보고, 기여도가 큰 설계변수만을 고려대상으로 선정하여 해석비용을 감소시키는 방법을 사용하였다. 그리고 잡음인자행렬에서 설계 공차가 존재하는 설계변수의 변화에 의한 거울면의 진동변위의 평균과 분산을 이용한 다중목적함수⁽¹²⁾를 설정하여, 가중치가 변화하면서 다중목적함수의 추정치(predicted value)와 진동 변위의 변화를 검토하여, 후사경의 진동 저감을 위한 강건 최적 설계 수준을 결정하였다.

2. 후사경의 동적 해석

기존의 실험^(2,13)으로 후사경에서 선명한 상을 얻기 위해서는 전후 그리고 수직의 굽힘량이 적어야 한다고 알고 있지만 구체적으로 어느 부위에서 변형이 발생되는지는 알 수 없었다. 따라서 유한 요소 모델을 이용한 고유진동수와 조화해석을 실시하여 공진주파수와 진동모드를 파악하여 반영하고자 한다.

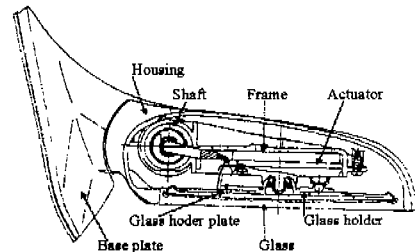


Fig.1 Rearview mirror for passenger side

후사경의 주요 부분으로 Fig.1과 같이 차량의 도어부에 지지 시켜주는 베이스플레이트, 접을 수 있는 기능을 하는 샤프트, 각 부속을 연결하고 지탱하는 프레임, 글래스를 움직이게 하는 액츄에이터와 글래스 조립체로 구성되어 있다.

이러한 주요 부분을 중심으로 모델링을 실시하고, 각 부품의 특성과 형태를 표현하면서 가능한 단순화하였다. 각 단품에 대하여 유한요소는 쉘(shell)요소를 주로 이용하여 모델링을 하였고, 베이스플레이트와 샤프트, 프레임과 하우징, 프레임과 액츄에이터, 액츄에이터와 글래스 홀더 플레이트의 연결부는 보 요소를 사용하고 물성치는 실제 구조물의 형상과 재질을 고려하여 조립된 모델을 Fig.2와 같이 완성하였다.

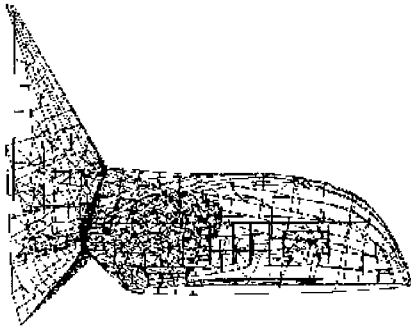


Fig.2 Finite element model of Rearview mirror

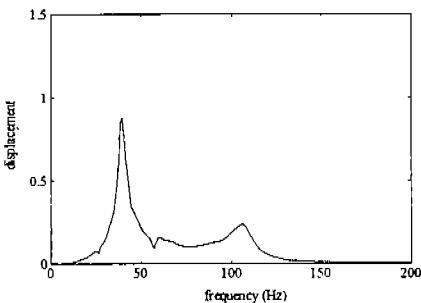


Fig.3 Frequency response plot

각 부품의 모델링의 검증용 위하여 고유진동수를 임팩트 해머와 FFT 해석기를 이용하여 수행하였고, 조화응답 해석을 위하여 강제 진동 실험은 복합 진동 시험기를 이용하였다.

기본적으로 프레임, 베이스 플레이트, 하우징과 글래스의 변위량을 구하고, 주로 글래스의 변위량만을 가지고 분석을 하였다. 변위량은 식(1)의 노름(norm)을 이용하여 X, Y, Z 방향의 통합된 양을 분석하였다. 이에 따른 주파수 응답 선도는 Fig. 3과 같이 나타난다.

$$\delta_r = \sqrt{\delta_x^2 + \delta_y^2 + \delta_z^2} \quad (1)$$

실험에서 공진주파수의 평균값을 구하면 1차 공진점은 40Hz, 2차 공진점은 60Hz, 3차 공진점은 107.5Hz에서 발생한다. 유한 요소 모델링에서의 공진주파수는 1차는 39.815Hz, 2차는 61.103Hz, 그리고 3차는 107.16Hz에서 발생되어진다.

각 공진주파수에서는 거울면의 상이 흐려져 시야를 방해하는데, 최대 공진은 1차 공진주파수에서 발생하고, 모드는 베이스플레이트와 프레임의 연결부의 굽힘 운동과 글래스부의 회전운동과 병진 운동이 발생한다. 실험에서는 글래스의 전후 병진 운동과 글래스가 비틀림 값이 주 변위량이 되고 있다.⁽²⁾

3. 이산설계공간에서의 강건최적설계

후사경의 동적 해석의 결과를 바탕으로 성능 개선을 위한 방법으로 다투지법과 강건설계기법을 도입하여 초기 설계에 적용하고자 한다. 다투지법과 강건설계의 특징은 다음과 같다.

3.1 다투지법

다투지는 품질에 관한 기업의 활동을 제품의 기획, 제품의 설계의 기획, 제품의 설계, 생산공정의 설계 및 생산공정의 관리로 분류하였는데 이중 제품과 생산공정의 설계를 기존의 설계법에 도입할 수 있다. 다시 제품설계 및 공정설계는 계 설계, 인자설계와 공차설계의 세 단계로 나누어지며 잡음에 강건한 제어인자의 최적조건을 찾는 인자설계의 개념이 적용되었다.

인자설계는 제품의 품질변동이 잡음에 둔감하

면서 목표품질을 가질 수 있도록 제품의 성능특성치에 영향을 주는 제어 가능한 인자들의 최적 수준을 결정한다. 여기서 성능특성치는 최적 설계 문제에서 목적함수와 일치하고, 잡음은 설계와 제작상의 공차로 볼 수 있다. 성능특성치는 망목특성, 망소특성 및 망대특성 등의 손실함수로 나누어지며, 제한 조건이 없는 최적 설계 문제의 목적함수는 작으면 작을수록 좋은 성능을 갖게 되므로 망소특성으로 취급할 수 있다. 그리고 다꾸지법의 모든 특성치는 신호 대 잡음의 비율을 의미하는 SN비⁽⁵⁾로 치환하여 해석함으로써 최적 수준을 구한다.

3.2 강건최적설계

강건설계는 잡음인자에 민감하지 않은 제어인자의 최적수준을 찾는 기법이다. 잡음인자는 이유를 알 수 없으나 품질에 영향을 주는 것으로 전산구조해석에서는 설계오차와 제작상 발생 가능한 오차를 추정하여 잡음인자로 설정한다.⁽¹¹⁾ 강건설계는 크게 계획, 수행 그리고 분석 및 검증의 단계로 나누어진다.

실험의 계획단계에서는 제어인자, 잡음인자, 인자의 수준, 성능특성치, 손실함수 그리고 직교배열표가 선정되고, 수행단계에서는 제어인자와 그 수준을 이용한 직교배열표인 설계변수행렬에서 제시되는 실험을 실시한다. 그리고 제어인자를 이용한 설계변수행렬에서 각각의 실험에 대하여 잡음인자를 대응시킨 잡음인자행렬을 수행한다.⁽¹¹⁾ 마지막으로 분석과 검증의 단계에서는 결정된 최적수준의 추정 성능치와 실제로 얻어지는 값과 비교하는 가산성의 평가를 통하여 검증을 실시한다.⁽⁵⁾

여기서 잡음인자행렬의 적용 시 제어인자를 적용한 직교배열표의 실험의 회수만큼 다시 수행하게 되어 제어인자인 설계변수가 많아 질 경우 직교배열표의 실험 회수가 증가함에 따라, 잡음인자행렬의 갯수도 증가하여 비효율적이다. 따라서 설계변수행렬에서 성능특성치에 큰 영향을 가지

는 설계변수를 도출하여 잡음인자행렬에 이용하고자 한다. 다음은 구조최적설계의 예제로 사용되는 3부재 트러스로 잡음인자 행렬 시 중요 설계변수를 이용한 강건최적설계의 공학적 의미부여 및 성능을 평가하고자 한다.

3.3 강건설계의 적용 예제

Fig.4와 같이 3부재 트러스에서 제한 조건이 없는 구조물의 제 1차 고유진동수가 증가하며, 설계변수의 공차에 강건해지도록 하는 A, B, C 단면적을 결정하는 문제를 예시하였다.⁽¹³⁾ 그리고 다음 장에서는 예제에서 사용된 절차를 사용하여 후사경의 강건최적설계에 적용하였다.

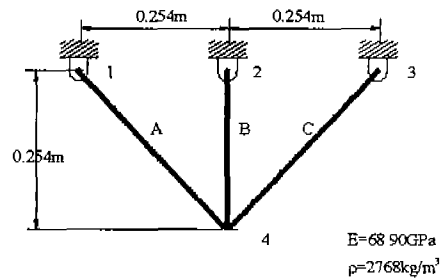


Fig.4 Three-bar truss

Table 1 Levels of design variables

Level	Design variable (10^{-3} m^2)		
	A	B	C
1	5.806	1.935	4.516
2	5.161	1.290	3.871
3	4.516	0.645	3.226

Table 2 Levels of variations of design variables

Level	Design variable (10^{-3} m^2)		
	A	B	C
1	A + 6.452	B + 6.452	C + 6.452
2	A	B	C
3	A - 6.452	B - 6.452	C - 6.452

계획단계로 이산설계를 위한 설계변수의 이산 값은 Table 1과 같고, 설계변수의 공차를 고려한 잡음인자의 수준은 Table 2에 표시하였다. 성능 특성치는 1차 고유진동수를 최대화하는 망대특성과 고유진동수가 공차에 의한 편차량이 최소화하는 망소특성의 목적함수로 설정하고 실험 회수를 최소로 하는 $L_9(3^4)$ 직교배열표를 선정하였다.

수행단계로 직교배열표에 의한 실험으로 Table 3에서 Case 1은 설계변수를 줄이지 않았을 경우로 잡음인자행렬의 사용으로 주파수는 설계변수행렬에 비하여 감소하지만, 성능특성치의 편차량이 작은 수준을 결정할 수 있다.

Table 3 Optimal levels and values for each case

Case		Optimal levels	Freq. (Hz)	Dev. (Hz)
0	Current	A2,B2,C2	2520.98	7.51
1	Freq.	A3,B3,C1	2641.51	5.24
	Dev.	A3,B1,C1	2523.02	4.93
2	Freq.	A3,C1	2580.23	5.10
	Dev.	A3,C1*	2580.23	5.10

Table 4 ANOVA Table for the first frequency

Factor	D.O.F	Sum of Squares	Mean Square
A	2	14759.73	7379.87
B	2	3428.66	1714.33
C	2	36450.82	18225.41
Error	0	0	-
Total	6	54639.21	9061.5
Error	(2)	(3428.66)	(1714.33)

Table 4의 분산분석에서 제곱합은 관심영역에서의 설계변수의 특성치에 대한 민감도를 구하는 것으로 각 인자에 의한 제곱합(S_A)은 그 인자의 수준별 평균치(m_{Ai})와 전체 평균값(m) 사이의 편차를 제곱하여 합한 것으로 인자 A인 경우⁽⁵⁾

$$S_A = \sum_{i=1}^3 3 (m_{Ai} - m)^2 \quad (2)$$

이고, 이에 따른 각 설계변수의 기여도는 A는 27%, B는 6% 그리고 C는 67% 이다. A, C를 중요변수로 보고, 기여도가 작은 설계변수 B는 오차항으로 보며, 2수준으로 고정시킨다. 그리고 두 개의 목적함수인 주파수에 대한 평균과 설계 공차에 따른 분산을 최적화하기 위하여 다음의 다중목적함수($\Phi(x)$)로 나타낸다.⁽¹¹⁾

$$\Phi(x) = a \frac{\mu_f}{\mu_f^*} + (1 - a) \frac{\sigma_f}{\sigma_f^*} \quad (3)$$

$$0 \leq a \leq 1$$

여기서 μ_f , σ_f 는 각 목적 함수의 평균과 표준 편차를 의미하고 μ_f^* , σ_f^* 는 각각 평균 및 표준 편차의 스칼라를 위하여 사용되는 값이며, a 는 가중치이다. 가중치는 설계자가 임의로 주고 있는데 문제마다 다르게 정의되어 사용한다. 식(3)에서 강건성에 중요도를 주기 위하여 가중치를 0으로 설정하여 분산값을 사용한다. 따라서 다꾸지의 SN비를 이용한 잡음인자 행렬의 목적함수는 다음과 같다.⁽⁵⁾

$$\eta_i = -10 \log_{10}(\sigma_i^2) \quad i=1,2,\dots,Nin \quad (4)$$

목적함수에 대한 설계변수의 기여도에 의하여 중요 변수 A, C를 선택하여 Table 3에서 Case 2와 같이 잡음인자행렬을 이용한 중요 변수의 공차에 강건한 설계 수준을 결정하였다. 이 경우 주파수는 증가하고 편차량은 첫 번째의 잡음인자행렬 사용 시 보다 커진다. 그러나 현재 수준과 비교하여 문제의 목적인 주파수가 증가하며, 공차에 민감하지 않은 조건을 만족하고 있다.

다음은 구하여진 해의 검증 단계로 추정된 최적값은 인자의 수준별 평균치와 전체 평균값(m) 사이의 관계식인⁽⁵⁾

$$\eta_{pred}^{opt} = m + (m_{A1} - m) + (m_{C1} - m) \quad (5)$$

로 표시되며, 설계변수 B를 오차항으로 고려시의 가산성을 평가하면 추정치는 2611Hz이고, 실험 결과치는 2580Hz로 두 수치의 차이는 31Hz이다.

3부재 트러스 문제에서 수치해석의 추정된 최적값과 실험으로 구한 최적값 사이의 상대적인 일치성을 평가하기 위하여 추정오차분산(σ_{pred}^2)을 이용한다.⁽⁵⁾

$$\sigma_{pred}^2 = \frac{\sigma_e^2}{N_0} \quad (6)$$

여기서 σ_e^2 는 오차분산이고, N_0 는 증가된 설계변수의 크기로 사용된 행렬의 크기를 나타내는 N 과 각 수준의 실험회수인 N_{A1} , N_{B1} 로 표시되며, 추정된 최적값을 평가하기 위한 표본의 크기를 나타내는 값으로 정의된다.⁽⁵⁾

$$\frac{1}{N_0} = \frac{1}{N} + \left[\frac{1}{N_{A1}} - \frac{1}{N} \right] + \left[\frac{1}{N_{B1}} - \frac{1}{N} \right] \quad (7)$$

예제에서 계산된 오차분산은 1714Hz이고, 추정치를 평가하기 위한 표본값(N_0)은 1.8이다. 따라서 추정 오차분산은 952Hz가 된다.

모델의 가산성은 최적값의 추정치와 수치해석으로 구한 최적값의 차이로 평가하는데, 추정 오차분산에 의한 95%신뢰도 범위를 사용하는 경우는⁽⁸⁾

$$|\eta_{pred}^{opt} - \eta_{pred}^{exp}| \leq 2\sigma_{pred} \quad (8)$$

이다. 검정식에서 추정치와 해석치의 차이인 31Hz는 추정오차의 두배값인 62Hz보다 작으므로 95% 신뢰도 범위에서 중요변수에 의한 가산성은 만족한다.

기존의 다꾸지법을 이용한 강건설계^(8,11)와 다른 점은 직교배열표를 이용한 분산분석을 실시하여 기여도가 작은 설계변수는 오차항으로 설정한다. 그리고 남은 중요 설계변수의 가산성을 검토한 후 설계변수를 줄인 잡음인자행렬을 형성하여 설계변수의 수준을 결정한다. 이 방법은 설계변수가 많은 문제에서 잡음인자행렬 형성 시 계산 비용을 줄이며 적용하기에 효과적이다

4. 후사경의 강건최적설계

후사경의 강건최적설계는 앞의 예제에서 설명

된 것과 같은 흐름을 가지고, 초기 설계 변수를 설정하고 직교배열표와 분산분석을 이용하여 최적수준과 중요변수를 결정한다. 그리고 다꾸지법을 사용하여 분산값과 다중목적함수를 이용하여 강건최적해를 구하였다.

4.1 설계변수의 선정

일반적인 경우 설계변수 전부들 가지고 최적화를 한다는 것은 비용이 많이 들고, 비효율적이다. 후사경의 진동 경로는 베이스플레이트, 샤프트, 프레임과 하우징, 액츄에이터, 그리고 글래스의 순서를 가지고 있다. 그리고 동적응답에서 변위는 강성행렬과 질량행렬에 의하여 영향을 받는다는 가정 하에 진동 경로상의 전 부품 중에서 모드 해석시 변화가 심한 곳과 경험적인 요소와 단일 설계변수에 따른 경향을 더하여, 부품의 형상, 물성치, 연결관계 등으로 표현되어지는 설계변수인 Table 5의 13개를 선정하고, 각각에 대하여 3수준계를 선택하였다.

Table 5 Variable definition of rearview mirror

DV	Parts	Definition
A	Frame	Young's modulus and density
B		Neck thickness
C		Bottom plate thickness
D		Rib effect
E	Shaft	Plate thickness
F		Spring stiffness between frame and shaft
G		Radius of the spring
H		Young's modulus and density
I	Housing	Housing material density
J		Frame and housing connection
K		Glass material density
L	Glass & holder	Glass plate thickness
M		Spring between frame and glass

Table 6은 1수준의 값으로 각 수준값을 나누어 정규한 값을 표기하였다. 각 설계변수의 수준은 규격화된 제품의 경우, 치수는 그 제품이 가질 수 있는 최소값, 현재값 그리고 최대값을 사용하였다. 그리고 공차량은 제품의 생산과정에서 발생되어지는 양으로 제어할 수 없는 잡음인자로 설정하였다.

Table6 Factors and levels of rearview mirror

Level/ Factor	Level 1	Level 2	Level 3
A	E = 1 $\rho = 1$	E = 8.312 $\rho = 1.626$	E = 36.209 $\rho = 2.598$
B	1	3	5
C	1	5	9
D	Horizontal rib	No change	Vertical rib
E	1	3	5
F	E = 1	E = 2	E = 3
G	1	1.28	1.55
H	E = 1 $\rho = 1$	E = 2.826 $\rho = 2.436$	E = 4.652 $\rho = 3.871$
I	1	2.675	4.35
J	Expand up and down	No change	Expand up, down, outside
K	1	1.25	1.5
L	1	3	5
M	1 (right)	No change	2 (Both)

4.2 최적수준과 중요변수의 결정

후사경 설계 문제는 거울면에서 지배적인 제1차 공진점의 변위가 작아지도록 하는 설계변수의 수준을 결정하는 것이다. 구속 조건이 없으며, 목적함수는 거울면의 변위를 망소특성으로 사용하여 설계변수를 매개변수로 하는 식(1)의 거울면의 진동변위(δ)로 하고, 다음과 같이 표시한다.

$$\text{Min. } \delta(A,B...M) \quad (9)$$

설계변수가 13개이고 3수준인 경우이므로 설계변수의 갯수를 만족시키며 최소 실험회수로 수행할 수 있는 $L_{27}(3^{13})$ 직교배열표를 사용하여 27회의 실험으로 최적수준을 결정할 수 있다. 직교배열표를 이용하여 수준별 해석을 실시하면, 변위량을 최소화하는 설계변수의 수준이 최적해인 A1, B2, C2, D2, E3, F3, G3, H3, I3, J3, K2, L3, M3가 구해진다. 이 최적해에 의한 변위는 0.7295가 얻어진다. 이는 초기 모델의 변위는 0.8789보다 17%의 향상을 보인다.

Table 7의 분산분석표에서 오차항이 없을 경우 추정치와 실험치의 비교로 가산성을 평가한다. 여기서 추정치는 0.6672이고, 실험에 의하여 구하여진 최적값은 0.7295로 0.0623의 차이를 가지며 이는 실험 해석치에 대하여 8.6%의 오차를 가지므로 이 오차 내에서 모델의 가산성은 만족하였다.

Table 7 ANOVA Table for displacements (10^{-3})

Factor	D.O.F.	Sum of squares	Mean Square
A*	2	9.053	4.526
B	2	1.484	0.742
C	2	2.273	1.136
D	2	3.099	1.549
E*	2	15.51	7.759
F	2	6.465	3.232
G	2	5.404	2.702
H*	2	9.213	4.606
I	2	0.771	0.385
J*	2	13.80	6.904
K	2	4.047	2.023
L	2	2.385	1.192
M	2	4.072	2.036
Error	-	0	0
Total	26	77.597	2.985
(Error)	(18)	(30.004)	(1.667)

중요변수는 Table 7의 분산분석표에서 기여도가 큰 A, E, H, J로 결정할 수 있고 이 설계 변수들이 차지하는 비율은 62.2%를 가진다. 나머지는 오차항으로 처리하여 잡음인자행렬을 적용 시에는 사용하지 않게 된다. 오차항을 고려시의 가산성을 평가하면 추정치는 0.7819이고, 실험 결과치는 0.7763으로 두 수치의 차이는 0.0056이고, 95% 신뢰도 범위에서 중요변수에 의한 가산성은 만족하므로 다음 단계인 중요변수의 잡음인자행렬을 구성하였다.

4.3 공차를 고려한 강건최적설계

잡음인자행렬 형성 시 13개의 변수를 전부 고려하면 $L_{27}(3^{13})$ 직교배열표의 사용으로 $27 \times 27 = 729$ 회의 해석을 실시하여야 하나, 중요 변수를 선택하여 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표를 사용하며 $9 \times 9 = 81$ 회의 해석만 실시하면 된다. 따라서 Table 7의 분산분석표에서 기여도가 큰 설계변수로 선정된 A, E, H, J의 각각에 대하여 공차를 기준 수치에서 가감하여 1수준과 3수준으로 설정한다.

평균과 표준편차를 사용하는 식(3)의 다중목적 함수에서 가중치가 0인 경우와 0.5인 경우의 SN비를 이용한 설계 공차의 변화에 따른 편차량을 망대특성의 목적함수로 다음과 같이 설정하였다.

$$\eta_i = -10 \log_{10}(\Phi_i^2)$$

$$\Phi_i = \sigma_i \quad i=1,2,\dots,Nin \quad (10)$$

$L_9(3^4)$ 직교배열표를 사용하여 설계변수행렬과 각 실험에 대하여 9개의 잡음인자행렬을 구성하여 각 인자 수준별 일원표에 의하여 강건한 해를 구하였다. 해석 결과로 0과 0.5의 가중치를 주었을 경우 동일하게 강건 최적 수준인 A1, E2, H2, I2를 얻을 수 있었는데, 선정된 수준의 범위에서 잡음인자행렬에서 진동 변위량의 성능특성치의 영향이 작은 것으로 해석된다. 구하여진 강건 최적수준의 분산값은 감소하여 공차에는 민감하지

않으나, 변위량의 감소량은 설계변수행렬만을 이용 시보다 작은 값이 나온다. 또한 잡음인자행렬의 분산분석표로 잡음인자를 고려한 해석의 추정치는 54.723dB이고 해석에 의한 54.712 dB로 가산성은 양호하다.

초기 모델, 설계변수행렬의 목적함수가 변위인 경우, 잡음인자행렬의 목적함수가 성능특성치의 분산인 경우와 가중치가 0.5인 경우의 변위와 분산값의 SN비를 비교하여 보면 Table 8과 같다.

Table 8 Comparison of SN-ratio

No.	Case	SN ratio Disp.(dB)	SN ratio Var. (dB)
1	Current Model	9.183	30.8
2	Optimal levels	10.801	47.2
3	$\Phi = \sigma_f$	9.575	54.8
4	$\Phi = 0.5\mu_f + 0.5\sigma_f$	9.575	54.8

여기서 SN비가 크면 진동 변위가 공차에 대한 편차가 작은 것을 나타낸다. 설계변수행렬을 이용하였을 경우 거울면의 진동 변위량이 현저히 변화하며, 공차량을 고려 시에는 잡음인자행렬에 의하여 구하여진 수준이 공차에 더 강건하였다. 즉 구하고자 하는 공차에 대하여 변화량이 적으며, 변위량이 적은 설계는 Table 8의 3과 4번의 A1, E2, H2, I2 경우로 후사경에서 프레임의 물성치를 현재의 설계에 비하여 여린 재질로 하면 거울면의 변위는 0.878에서 0.840으로 감소시켰고, 편차량은 0.0073에서 0.0046으로 감소시킬 수 있었다.

5. 결 론

후사경계를 유한요소 프로그램을 이용하여 진동 해석을 실시하였다. 그리고 직교배열표를 이용한 실험계획법과 분산분석을 통하여 중요변수

를 결정하고, 다구찌법을 적용하여 동적 응답의 강건 최적값을 구하였으며, 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 동적 응답을 얻기 위해서 주어진 부품을 유한요소 모델링을 하고 고유진동수 및 조화응답 해석을 실시하여, 후사경의 진동 특성과 모드분석을 통해 잠정적인 설계변수를 제시하였다.

(2) 설계변수가 이산 분포된 경우에 직교배열표를 이용한 실험계획법 및 분산분석을 사용하여 저 비용의 강건최적해의 방법을 제시하고, 예제로 타당성을 검토하여 실제문제에 적용하였다.

(3) 후사경의 진동저감문제에서 분산분석을 이용하여 기여도가 큰 설계변수를 결정하고, 잡음인자행렬의 $L_{27}(3^{13})$ 직교배열표 사용 시 729회의 함수계산을 $L_9(3^4)$ 의 직교배열표의 사용으로 81회의 함수계산으로 계산비용을 감소시켜 강건최적수준을 결정하였다.

참고 문헌

1. Gajanan V. Gandhe and V. Sural, "Side Mirror Quality Improvement-Design Philosophy and Computer Aided Engineering Approach," SAE Journal, Vol. 6, No. 42, pp. 831~835, 1994.
2. 이광원, 황광현, 박경진, "민감도 해석을 이용한 자동차 외부 후사경의 진동 저감 설계," 자동차공학회 춘계학술대회, pp. 34~39, 1997.
3. ANSYS Manual Ver.5.2, Swanson Analysis Systems, Inc., 1994.
4. 박성현, 현대실험계획법, 민영사, 1991.
5. Phadke, M. S., Quality Engineering Using Robust Design, 1989.
6. Taguchi, G., Quality Engineering through Design Optimization, (Vol. I, II), Kraus International Publications, 1984.
7. Parkinson, A. R., Robust Mechanical Design using Engineering Models,

Journal of Mechanical Design, Transaction of the ASME Vol.117, June, pp. 48~54, 1995.

8. Lee, K. H., Eom, I. S., Park, G. J. and Lee, W. I., Robust Design for Unconstrained Optimization Problems Using the Taguchi Method, AIAA Journal, Vol. 34, No. 5, pp. 1059-1063, 1996.
9. 이종원, 김추호, "다구찌방법을 이용한 컴퓨터원용 강건설계기법의 개발," 대한기계학회논문집, 제18권, 제2호, pp. 278~291, 1994.
10. 이권희, 엄인섭, 박경진, 이완익, "제한조건이 없는 최적화 문제의 강건설계에 관한 연구," 대한기계학회논문집, 제18권, 제11호, pp. 2825~2836, 1994.
11. 이권희, 박경진, "설계변수의 공차를 고려한 구조물의 강건최적설계," 대한기계학회논문집, 제21권, 제1호, pp. 112~123, 1997.
12. Grandhi, R. V. and Bharatram, G., Multiobjective optimization of Large-Scale Structures, AIAA Journal, Vol. 31, No.7, pp. 1329~1337, 1993.
13. 이광원, 황광현, 박경진, 송운정, 이용호, "승용차 후사경의 진동 저감을 위한 강건최적설계," 한국자동차공학회 춘계학술대회 논문집, pp. 484~487, 1998.
14. Arora, J. S., Introduction to Optimum Design, McGraw- Hill Book Company, 1989.