

인공안구를 위한 팬틸트 구동용 판스프링 설계

김정한*, 김영석†

(논문접수일 2005. 1. 4, 심사완료일 2005. 5. 18)

A Design of Pan-tilt Leaf Spring Structure for Artificial Eyeball

Jung-Han Kim*, Young-Suk Kim

Abstract

The purpose of this study is to design a flexural structure that has a function of pan and tilt for an artificial eyeball. The artificial eyeball system has a function of image stabilization, which compensate panning and tilting vibration of the body on which the artificial eyeball is attached. The target closed loop control bandwidth is 50Hz, so the mechanical resonance frequency is required to be more than the control bandwidth, which is a tough design problem because of a big mass of camera and actuator. In this study, the design process including the selection of the principal parameters by numerical analysis with ANSYS will be described, as well as the design results and frequency response.

Key Words : Numerical Analysis(수치 해석), Leaf Spring Design(판스프링 설계), Finite Elements Method(유한 요소법)

1. 서 론

인간의 시각 능력은 오감 중 가장 많은 정보를 받아들이며, 또한 인간의 행동에 가장 영향력 있는 피드백 센서로서 역할을 수행한다. 이러한 시각능력을 모방한 비전 센서는 최근 저렴한 가격으로 양산이 가능해 짐으로써 인간형 로봇의 정보처리 및 제어 시스템에 적용되고 있으며^(1,2), 기능및 성능의 확장을 위하여 많은 연구가 진행되고 있다. 또한 인간형 로봇의 개발은 현재 국내에서도 2족 직립 보행의 기능과 간단한 주변 사물의 인지가 가능한 수준을 넘어서는 연구가

진행되고 있다⁽³⁾. 이러한 인간형 로봇은 기능의 특성상 걸어 다니거나 특정한 작업을 수행하게 되는데, 이러한 기능을 수행하는 경우 로봇의 몸체는 각종 진동과 가진이 전달되며, 로봇의 구조상 인간과는 달리 몸체의 댐핑 계수가 작으므로 이러한 진동은 로봇에 장착된 다양한 센서들에게 큰 위협이 된다. 특히 인간의 시각능력을 모방한 비전 센서는 CCD에 수신되는 영상이 흔들리게 되면 그 성능이 대폭 감소하게 되며, 어떠한 경우에는 원래의 기능을 상실할 수도 있는 상황에 노출되게 된다. 이러한 영상 흔들림은 특히 주변의 조도가 낮을 때와 또한 배율이 높은 렌즈를 사용할 때 더욱

* 서울산업대학교 기계설계 자동화공학부 정밀기계기술연구소 (hankim@snut.ac.kr)

주소: 139-743 서울시 노원구 공릉2동 172

† 서울산업대학교 기계설계 자동화공학부 정밀기계기술연구소

중요한 문제가 되며, 영상처리를 이용하여 인간의 얼굴이나 장애물의 인식 등 고차원적인 기능의 처리를 할 때에는 매우 지대한 영향을 미친다. 이러한 문제를 해결하기 위한 영상 안정화 장치는 크게 기계식과 전자식으로 나눌 수 있는데, 기계식은 관성센서를 이용하여 플랫폼을 제어하거나 렌즈 등을 구동하여, 로봇의 시선 등을 안정화하는 방식이며^(4,5), 전자식은 CCD 상의 영상 윈도우를 이용하여 패턴 매칭 등의 방법으로 원하는 주파수 대역의 화상의 떨림을 보정하는 방법이 있다⁽⁶⁾. 이러한 영상안정화 시스템은 이족 보행 로봇 뿐 아니라 심해 무인 잠수정, 무인 자동차 등의 용도로도 널리 개발되고 있으며, 영상자체를 센서로 이용하여 로봇의 시보잉에 활용하는 연구도 활발하게 진행되고 있다⁽⁷⁾.

본 연구에서는 인간형 로봇을 위한 시각센서 안정화 장치용 소형 판스프링 플랫폼을 설계하고자 한다. 인간형 로봇은 상기한 바와 같이 로봇의 동작에서 비롯된 각종 진동에 노출되어 있으므로, 전체적인 시스템은 관성 센서를 이용하여 이러한 외부의 진동을 감지하고, 이를 팬-틸트 2자유도에 대하여 보이스 코일 모터를 이용하여 진동을 상쇄시키는 제어 개념으로 구성된다. 본 논문에서는 이러한 시스템 구성 중 특히 보이스 코일 모터와 CCD모듈이 장착되는 2자유도 힌지 역할을 하는 판스프링 설계에 대한 FEM 설계 및 주파수 응답 특성의 검증에 대한 내용을 다루고자 한다.

2. 인공 안구 안정화 시스템

Fig. 1은 본 연구에서 목표로 하는 인공 안구 안정화 시스템의 개념도이다. 인공안구의 직경은 약 60mm이며, 내부에는 판 스프링이 부착된 무빙 플레이트(Moving plate)위에 초소형 무선 카메라가 위치하며, 이를 4개의 보이스 코일 모터가 구동하여 진동을 상쇄시키는 구조로 되어 있다. 따라서 2차원 영상의 흔들림을 상쇄시키려면 무빙 플레이트는 팬-틸트의 2자유도를 가져야 하며, 이는 다른 기계식 영상 안정

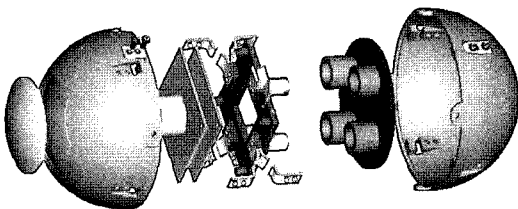


Fig. 1 Conceptual diagram of artificial eyeball

화 장치와 동일하다. 진동 상쇄의 최종 목표 밴드폭은 50Hz이며, 카메라를 포함한 무빙 플레이트의 무게는 50g을 목표로 설계하였다. 따라서 무빙 플레이트의 기계적인 공진점은 최소한 50Hz 이상이 되어야 페루프에서의 발진 및 진동으로부터 안전하므로, 마진을 고려하여 개루프 설계 목표치를 90Hz 이상으로 설계하였다. 무빙 플레이트의 측면도를 스프링-질량 시스템으로 도시하면 Fig. 2와 같다.

Fig. 2에서 무빙플레이트의 우측은 초소형 카메라가 장착되며, 좌측은 보이스코일 모터의 코일부가 장착된다. Fig. 3은 설계된 모터 및 코일부를 상세하게 도시한 것이다.

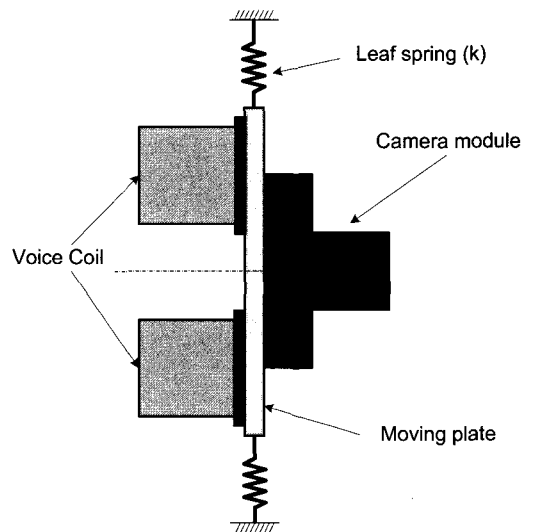


Fig. 2 Moving plate and leaf springs

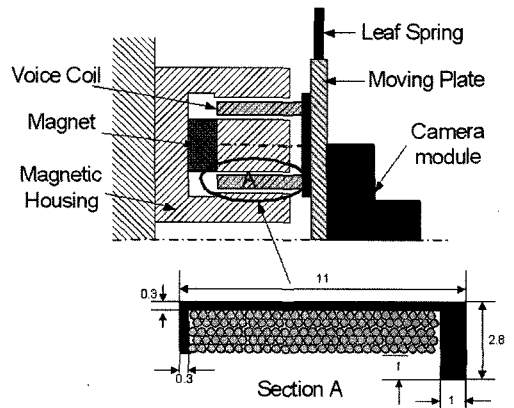


Fig. 3 Cross sectional view of voice coil motor

자석의 하우징은 직경이 10mm로 매우 소형이며, 하우징 안에 삽입되는 원형 보이스 코일이 무빙 플레이트 위에 4개가 부착되어 축 당 2개의 모터가 설치되며, 회전 시 서로 반대방향으로 힘을 작용하도록 설계된다. 각 모터가 발생하는 힘은 다음과 같이 정의된다.

$$F_{act} = B_{air} i l_{eq} \quad (1)$$

여기서 B_{air} 는 공극의 자속밀도이며, i 는 코일에 흐르는 전류, l_{eq} 는 자력선 안에 놓여있는 전선의 등가길이이다. 만약 코일 보빈부의 평균 반지름이 4.1mm이며, 공극 내 120턴을 감아서 사용한다면,

$$l_{eq} = 2\pi r n = 2\pi \times (4.1e^{-3}) \times 120 = 3.09m \quad (2)$$

공극의 자속밀도가 0.4 테슬라(Tesla)가 되도록 자석을 사용한다면, 단위 전류(1A)를 가했을 때 발생하는 힘은,

$$F_{i=1A} = 0.4 \times 1 \times 3.09 = 1.24N \quad (3)$$

으로 계산된다. 그리고 구리의 밀도는 약 $8.9g/cm^3$ 이므로, 지름이 0.3mm인 코일을 120턴 사용했을 때의 코일 하나의 무게는 식 (2)를 이용하면,

$$m_{coil} = 2\pi (0.015)^2 \times 309 \times 8.9 = 3.9g \quad (4)$$

으로 계산되어지며 무빙 플레이트에는 4개의 코일이 올라가므로 약 15.6g정도의 코일 무게가 합산된다. 이러한 상태에서, 기계적인 공진 주파수가 1 자유도당 90Hz가 되려면, 식 (5)를 만족하여야 한다.

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{m}} \quad (5)$$

식 (5)에서 m 은 코일과 소형 카메라를 포함한 무빙 플레이트의 전체 질량이며, k 는 전체 4개로 이루어져 있는 각각의 판 스프링 상수이다. 여기서 m 을 50g, f_{res} 를 90Hz라고 하면, k 는 대략 4kN/m정도의 값을 가져야 한다. 본 연구에서는 이러한 무빙 플레이트와 판 스프링의 구조를 일체형의 스테인레스 스틸로 구성하여 조립을 간편화하며, 제품별로 균질한 스프링상수를 얻을 수 있도록 설계하였다. 판 스프링부의 재질은 후후 가공성을 고려하여 스테인레스 스틸을 사용하였으며, Table 1에 스테인레스 스틸의 주요 고유 물성치를 정리하였다.

Table 1 Characteristics of stainless steel

Characteristics	Value
Modulus of elasticity	186GPa
Poisson's ratio	0.29
Tensile strength(Yield)	310MPa
Tensile strength(Ultimate)	641MPa

3. 판스프링의 구조설계

판스프링의 구조는 자동차용 현가장치에 많이 사용되고 있는 구조로, 움직임이 작은 정밀 기기분야에서도 다양한 분야에 적용되며, 최근에는 신소재와 복합소재를 이용한 경량설계와, 유전자 알고리즘을 통한 최적설계 등 다양한 연구가 진행되고 있다^(8,9).

일반적으로 많이 사용되는 벤딩 방식의 단일 판 스프링의 하중에 따른 변형량은 다음과 같은 분석적 해가 가능하다⁽¹⁰⁾.

$$\delta = \frac{\partial u}{\partial p} = \frac{\partial}{\partial p} \int_0^l \frac{M_{(x)}^2}{2E_{(x)} I_{(x)}} dx \quad (6)$$

$$= \frac{12p}{E_{xx}} \int_0^l \frac{(l-x)^2}{W_{(x)} \frac{A^3}{t_{(x)}^3}} dx = \frac{12p}{E_{xx} A^3} \int_0^l (l-x)^2 W_{(x)}^2 dx \quad (7)$$

여기서 각각 u 는 빔에 저장된 스트레인 에너지이며, 길이 방향을 x 라 놓고, l 은 빔의 길이, $W_{(x)}$ 는 빔의 폭, $t_{(x)}$ 는 빔의 두께, $E_{(x)}$ 는 탄성률(Modulus of elasticity), $M_{(x)}$ 는 단면의 벤딩 모멘트를 의미한다.

차량용 판스프링과는 달리 인공안구용에서의 판스프링은 사이즈에 따른 제약으로 단면 일체형으로 구성되어야 유리한데, 인공 안구용 무빙 플레이트는 그 기능상 팬 킬트의 구동만 있어야 하며, 평행 이동(Translation) 구동은 없어야 한다. 따라서 스프링의 구조는 대칭으로 설계되어야 하며, 스프링 부와 플레이트부가 일체형으로 구성되므로, 플레이트부의 변형이 발생하지 않도록, 스프링부에서 충분한 탄성계수의 차이가 있어야 한다.

설계 시 고려된 또 하나의 중요한 요소는 사이즈인데, 인공안구 전체 외부 사이즈가 직경 60mm의 소형 사이즈이고 보이스코일 모터의 코일 부착부의 한계 때문에, 판 스프링부의 전체 길이가 매우 제한되는 점이다. 따라서 이러한 상황을 종합 검토하여 기본적으로 Fig. 4와 같은 ‘ㄷ’형상을 이용하여, 응력 분산의 목적으로 스프링 부를 최대한 길게 설계하였다.

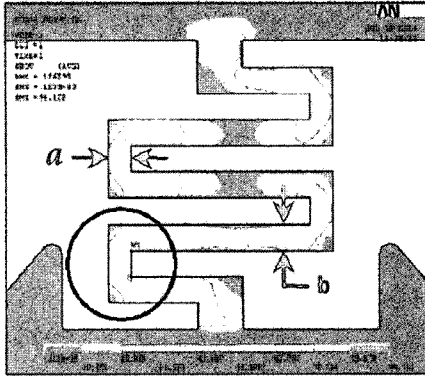


Fig. 4 Basic structure of the leaf spring for artificial eyeball

만약 이러한 형상이 아니고 일반적인 벤딩만 이용하는 일차형 스프링을 사용했을 때의 가장 큰 문제는 회전 시 다른 축의 스프링이 받는 인장력 때문에 인공안구의 사양에서 제시하고 있는 팬틸트의 최대각 ± 3 도의 사양을 만족시키기 힘들고, 또 회전각이 증가함에 따라 스프링의 비선형성이 증가하는 문제가 존재하게 된다는 점이다.

만약 판 스프링에서 벤딩에 의한 스프링상수만 존재한다면 상기한 식 (6), 식 (7)과 같은 해석적인 방법으로 설계가 가능하지만, Fig. 4와 같은 구조에서는 그림의 굵은 원안에 도시된 부분에 의하여 토선에 의한 스프링 상수 또한 존재하게 된다. 본 연구에서는 Fig. 4에서 a부분은 길이가 짧고 비틀림을 주로 받으며, b부분에서는 길이가 상대적으로 길고 벤딩에 의한 힘을 주로 받는 점에 착안하여, 인공안구용 판스프링의 설계문제에 있어서 Fig. 4에서와 같이 부재의 폭 a와 b를 중요 설계 변수로 설정하였다.

토선과 관련된 a부분과, 벤딩과 관련된 b부분은 전체 스프링계수에 각각 기여하게 되는데, 중첩의 원리에 의하여 전체적으로 팬-틸트의 2자유도가 가능한 스프링으로서의 역할을 하게 된다. 따라서 본 연구에서 제시한 인공안구 시스템에서의 전체 스프링계수는 식 (8)과 같이 표현할 수 있다.

$$k_{total} = T(a) + B(b) \quad (8)$$

여기서 $T(a)$ 는 전체 스프링 중 토선에 의한 부분이며, $B(b)$ 는 벤딩에 의하여 기여되는 부분이다. a, b는 각각 그림 4에 도시된 해당 부재의 폭을 표시한다. 본 연구에서 설정한 이러한 설계변수의 유효성을 검증하기 위하여 설계변수 a, b 중 하나를 고정하고 나머지 하나를 변화시키면서 스프링상수의 크기와 선형성에 대한 해석을 수행하였다.

Fig. 5는 상기의 스프링 구조에서 두 개의 설계 변수 중 하나를 고정시키고 나머지 하나를 변화시키면서 스프링상수를 해석한 것이다. 각각의 직선은 부재의 해당 쪽에서 힘을 증가시켰을 때의 변위를 도기한 것이다. 부재의 폭이 증가함에 따라 스프링 상수의 값 또한 증가함을 알 수 있는데, 하나의 직선 안에서의(힘의 변화에 대한) 스프링 상수 값 변화의 비선형성은 a값 고정 시 최대 약 0.09%, b고정의 경우 최대 약 0.11% 정도로 계산되었다. 이러한 해석의 고찰에 의하여 설계변수 a와 b는 충분히 독립적이며, 최대 비선형성 또한 0.11% 정도로 파악되었으므로 이를 바탕으로 실제 설계에 활용하였다.

해당 부재의 폭의 변화에 따른 스프링 상수 값의 변화는 수치해석을 통하여 계산해야만 하는데, a값을 0.5mm에서 0.7mm로 변경했을 때의 스프링 상수 값의 변화와 1.3mm에서 1.5mm로 변경했을 때의 스프링 상수 값 자체의 변화는 같지 않으므로, 해당부재의 폭을 변경하면 ANSYS를 이용하여 다시 해석하여 설계된 스프링 계수를 추정하고 설계변수에 대한 영향을 분석하였다.

본 연구의 최종 목표는 주어진 사이즈와 물성치의 한계 내에서 원하는 사양을 갖는 판스프링의 구조물을 설계하는 것이므로, 설계 변경에 따른 사양 및 특성의 변화는 수치해석을 통하여 검증하고, 주파수 응답의 밴드 폭의 변화에 따른 시뮬레이션은 Matlab을 이용하였다. 사양을 만족하는 형상 및 수치는 복수개가 존재할 수 있으므로 사양을 만족하는 범위 내에서 가장 구현하기 쉽도록 설계하는 최적 설계를 전개하였다. ANSYS의 메쉬 형상은 간단하고 계산 효율이

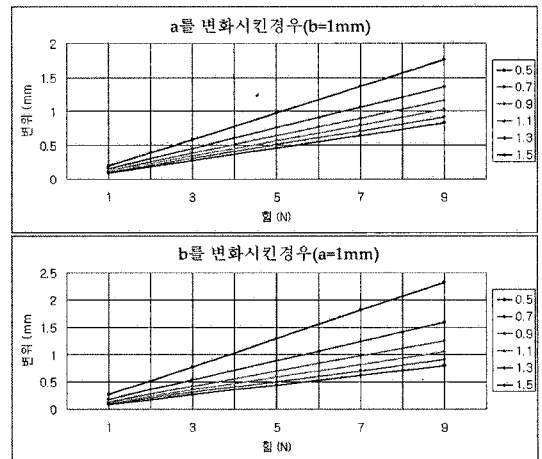


Fig. 5 Variation of stiffness with a and b

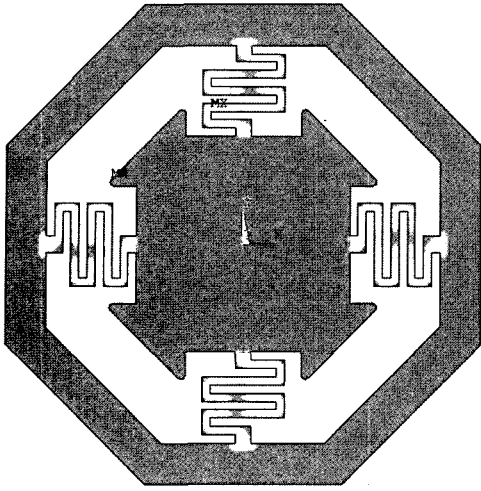


Fig. 6 Moving plate with leaf spring

좋아서 일반적으로 사용하는 4각 메쉬를 주로 이용하였다⁽¹¹⁾.
 상기한 바와 같이 토션 계수를 조정하는 a 부분의 두께와, 밴딩 계수를 좌우하는 b 부분의 두께를 조정함으로써, 전체 스프링상수를 설계할 수 있는데, 이의 조합에 따라 최종 스프링 계수와, 각 부분의 집중 응력의 최대치와, 스프링 상수의 비선형성 또한 차이가 나게 된다. 본 연구에서는 사양을 만족시키는 결과물의 도출을 위한 다음과 같은 체계적인 설계의 프로세스를 도입하였다.

- ① 목표 개루프 밴드폭을 만족시키기 위한 기계적인 공진주파수로부터 목표 스프링상수 도출
- ② 스프링의 형상의 초안을 설계한 후, 기본 a, b 값에 대한 두께에 따른 스프링 상수를 구하여 두께 결정
- ③ 결정된 형상에서 a, b 값을 변화 시키면서 토션과 밴딩의 최적 조합을 찾는다. 여기서 최적 조합이라 함은 다음과 같은 3가지를 만족시키는 조합이다.
 - 스프링상수 k
 - 선형성
 - 최대 응력 분포 값
- ④ 주어진 형상에서 만족하는 해를 구하지 못하면 형상의 변경을 통하여 다시 ①, ②, ③의 과정을 반복한다.

수치해석 툴인 Ansys를 이용하여 분석하면 실제 제작하지 않고도 여러 가지 해석이 가능하므로, 해석의 중간 데이터들은 곧 설계의 기본 자료로 추후에 활용할 수 있다. Fig. 7은 상기한 절차를 플로우 차트로 도시한 것이다.

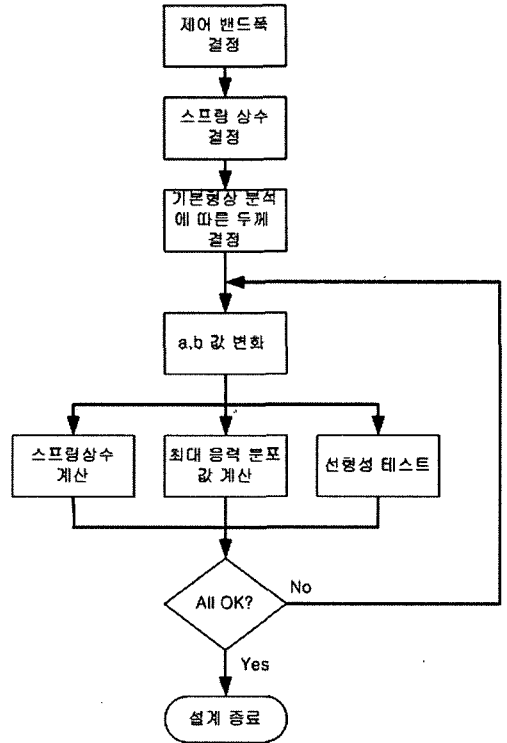


Fig. 7 Flow chart of the leaf spring design

4. 설계 결과 및 분석

Fig. 8은 무빙 플레이트가 Fig. 6의 형상을 가질 때 ($a=1\text{mm}$, $b=1\text{mm}$), 플레이트의 상단에 9N 힘을 가했을 때의 두께에 따른 변위 분석 그래프이다.

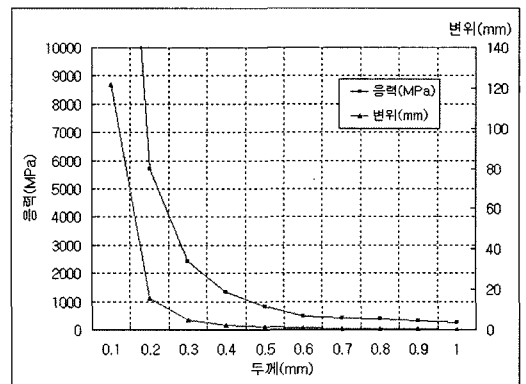


Fig. 8 Thickness vs stress, displacement(9N)

이러한 구조에서 두께가 대략 0.5mm일 경우 스프링 상수가 3800N/m의 값을 가지는 것으로 해석되었다. 이 때의 무빙 플레이트의 고유진동수는 대략 87Hz로 고유진동수의 조건은 부합하나, 국부적으로 걸리는 최대응력이 재료의 항복응력인 310Mpa 이상으로 걸리게 되므로, 내구성에 문제가 생기게 된다. Fig. 9는 Fig. 6의 디자인에서 도시된 밴딩 변수 b 를 1mm로 고정시켜 놓은 후 토션 변수 a 를 변화시켜가면서, 스프링상수를 해석한 결과이다. a 값에 따른 각각의 스프링 상수는 선형적 특징을 가지지만, a 의 변화에 따른 k 의 증가폭은 선형이 아님을 알 수 있다. 또한 b 값의 크기는 판스프링의 형상 자체의 제약 때문에 설계의 변화폭이 크지 않으므로, 주로 a 값의 변화에 대한 최적화를 유도하였다.

Fig. 10은 설계변수 b 를 1mm로 고정시킨 후, a 따른 k 값의 변화를 고려한 시스템의 주파수 응답의 시뮬레이션 결과이다. 시스템의 모델은 질량-스프링-댐퍼 모델을 사용하였으며, 시스템의 댐핑 계수는 0.1이라고 가정하였다. 설계 변수 a 의 값이 작아짐에 따라 시스템의 밴드폭이 같이 감소하는 것을 볼 수 있다.

보통의 정밀 서보형 센서는 기구 시스템의 댐핑 계수를 높이기 위하여 밀폐된 공간이나 액체 속에서 구동하는 경우가 많은데, 인공관구 시스템은 스프링에 의하여 지지되는 형태로 되어 있어서 상대적으로 댐핑 계수가 작아서 시스템의 공진 현상에 유의해야 한다. 따라서 이러한 경우 페루프 내에 디지털 노치 필터를 사용해야 하는데, 공진점의 경우 페루프 제어 밴드폭에서 멀리 떨어져 있을수록 안정성면에서 유리하다. 따라서 k 값이 크면 안정성 면에서는 좋으나, 스프링 상수가 너무 크면 같은 변위를 구동하기 위하여 모터의 힘이 비례해서 커져야 하며, 또한 항복 응력의 제한에 있어서도 불리하다.

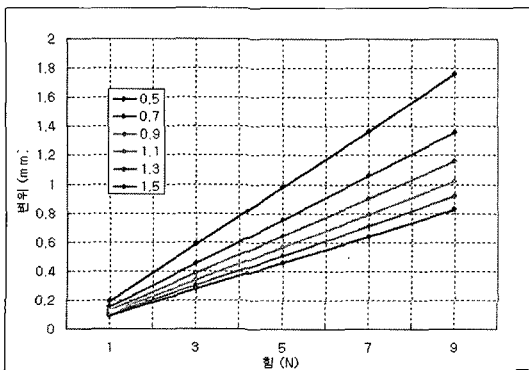


Fig. 9 Force-displacement result(b is fixed)

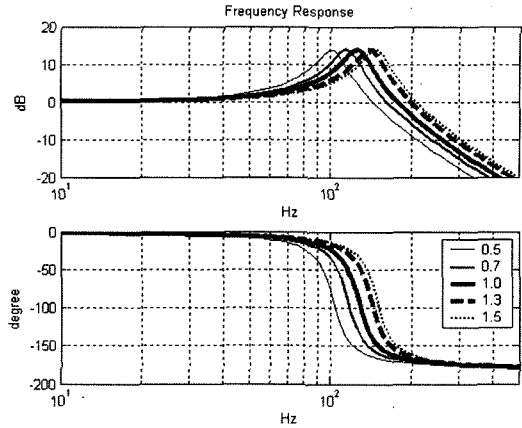


Fig. 10 Frequency response with the variation of the design parameter a

따라서 본 연구에서는 Fig. 7에서 제시한 설계 절차에 따라 반복적으로 설계변수를 변화시키면서 주어진 조건에서 최적의 설계값을 구해내었다. 본문에 도시한 형상 이외에도 다양한 형상에 대하여 해석을 반복 진행하여, 최종적으로 Fig. 11과 같은 형상의 판스프링을 디자인 하였다. 응력의 집중은 주로 판스프링의 회전 안쪽 모서리 부분에 집중되는데, 응력의 집중 완화를 위하여 회전 안쪽 모서리 부분에 라운드 처리를 하여 최종적으로 성능을 개선하였다.

최종 설계물은 3장에서 설명한 설계 절차에 따라 반복 작업하였으며, 응력이 집중되는 부분의 응력 완화를 위하여 벤딩과 토션이 만나는 부분을 원형으로 처리하였고, 반복 해석을 통해 판스프링의 가지 수를 7개로 선정하여 밴딩시 판스프링의 각 가지의 변형 변위를 줄여 주었다.

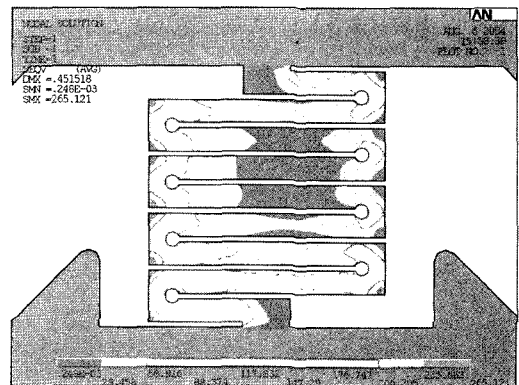


Fig. 11 leaf spring with round hole

Fig. 12, 13, 14는 상기의 Fig. 11의 형상에 대한 분석결과이다. Fig. 12는 라운드 처리를 한 판스프링 구조에서 두께를 0.6mm로 놓고, 2.5N을 가했을 때의 판의 두께에 따른 변위 해석 결과이다.

Fig. 12에서 두께를 0.6mm로 설계한다면, 대략 2.5N을 가했을 때, 0.3mm 정도의 변위가 발생하고, 이는 스프링상수로 환산하면,

$$k = \frac{2.5N}{2 \times 0.3 \times 10^{-3}} = 4167 \text{ N/m} \quad (9)$$

이때 응력 분포 중 최대치는 약 210Mpa 내외가 되므로 허용응력의 범위 안으로 들어오게 된다. 이 때 전체 플레이트의 고유 진동수는,

$$f_{res} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4k}{m}} = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{4 \times 4167}{50 \times 10^{-3}}} = 91 \text{ Hz} \quad (10)$$

와 같이 구해진다.

Fig. 13과 Fig. 14는 b 가 1mm일 경우에 a 를 변화 시키면서 분석한 변위 및 응력해석 결과이다. Fig. 14에서와 같이 스프링상수 값이 작아지면 응력분포의 최대값이 커지므로 재료의 허용 응력 값 이내에서 스프링 상수 값을 정해야 한다. 스프링 상수 값을 키우면, 동일 힘을 가했을 때의 최대 응력은 줄어들지만, 움직일 수 있는 변위가 줄어들므로 이를 고려하여야 한다. Fig. 15는 최종적으로 설계된 무빙 플레이트의 응력분포 해석 화면이다. 최대 응력 분포가 대략 260MPa정도로 해석되었다.

상기의 절차에 의해 반복적인 분석과 검증작업을 통하여 최종적으로 구해진 설계 변수를 Table 2에 정리하였다. 분

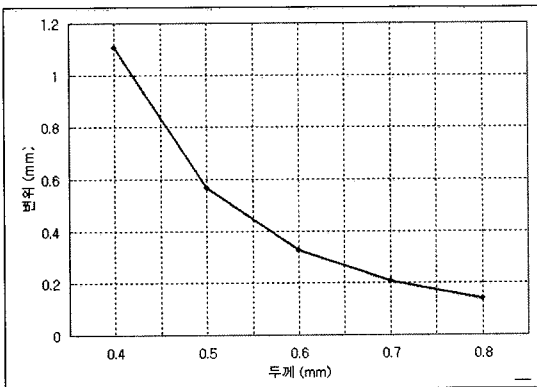


Fig. 12 Thickness-displacement with round hole

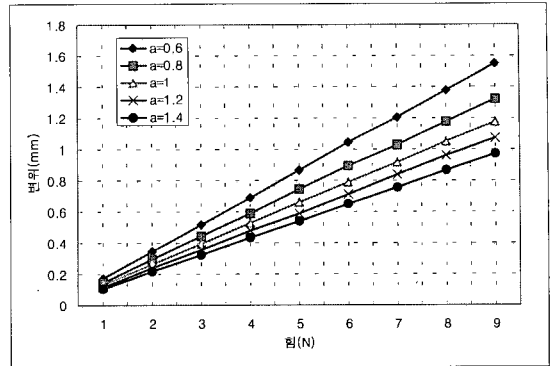


Fig. 13 Force-displacement (t=0.6mm)

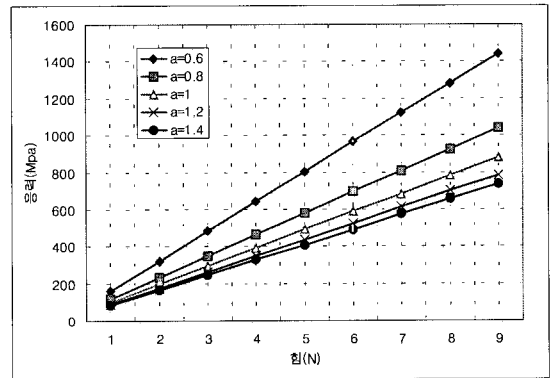


Fig. 14 Force-max. stress(t=0.6mm)

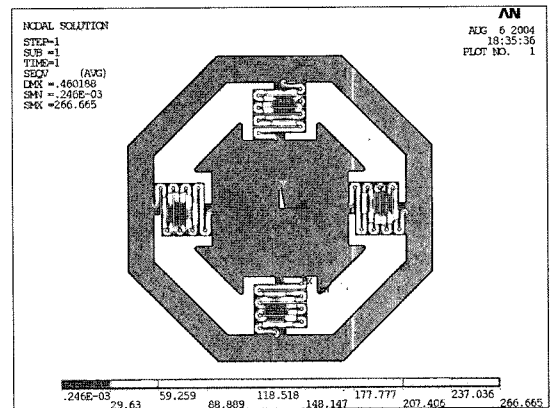


Fig. 15 Stress analysis of the final design

석 과정 도중에도 많은 양의 설계 데이터베이스가 확보되었으며, 이는 형상의 변경 등에 유용하게 사용될 수 있다.

Table 2 Final design parameter of the leaf spring for artificial eyeball

설계 파라미터	값	단위
두께	0.6	mm
토션 변수 a	1.2	mm
벤딩 변수 b	1	mm
라운드 처리 지름	0.6	mm
판 스프링 가지 수	8	개
가지 사이의 겹	0.2	mm
스프링 계수 k	4167	N/m
플레이트 고유 진동수	91	Hz
최대 응력 분포(2.5N)	210	MPa

5. 판스프링의 주파수응답 특성 분석

다음의 Fig. 16은 Table 2에 정리된 최종 설계 변수로 설계했을 때의 판스프링을 포함한 무빙 플레이트의 주파수 응답 특성이다. 본 시스템의 응답특성을 구하려면 질량 및 스프링의 강성계수 뿐 아니라 댐핑 계수가 필요한데, 본 연구에서와 같이 소형 판스프링 구조의 무빙 플레이트는 경험적으로 0.05 ~ 0.1 정도의 낮은 댐핑 계수를 갖는 경우가 많으므로 댐핑 계수는 0.1로 가정하였다.

2장에서 언급한 바와 같이 보이소 코일 모터의 턴수가 달라지거나 코일의 두께가 변화하면, 그러한 영향은 무빙 플레이트의 질량의 변화로 나타나는데, Fig. 17은 이러한 총합

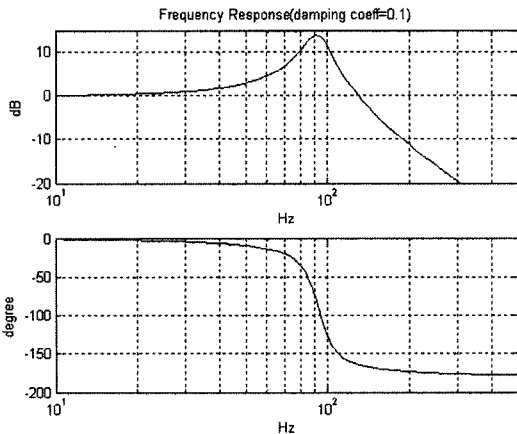


Fig. 16 Frequency response of the designed moving plate

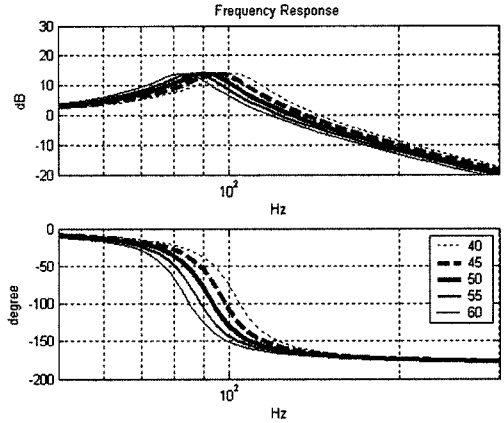


Fig. 17 Frequency response with mass variation in the moving plate

질량의 변화를 40g에서 60g까지 변화할 때의 주파수 응답 특성을 도시한 것이다.

상기한 바와 같이 인공안구 시스템은 시스템의 댐핑 계수가 작으므로 공진의 영향을 막고, 제어 루프의 안정성을 위하여 디지털 노치 필터가 필요하다. 본 연구에서는 효율이 좋고, 2차 필터에서도 좋은 성능을 발휘하는 IIR(Infinite Impulse Response) 디지털 노치 필터를 사용하여, 설계된 판스프링의 주파수 특성을 동시에 검증하였다. IIR 필터의 기본 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{y_k}{x_k} = \frac{a + bz^{-2} + cz^{-2}}{1 + dz^{-1} + ez^{-2}} \tag{11}$$

Fig. 16에서 도시된 공진 주파수 대역의 감소를 위하여 제어 주파수가 4kHz인 경우에 대하여, 중심주파수는 90Hz, 최대 감소 dB는 약 -12dB 정도로 설계하였다. 설계된 필터 값은 다음과 같다.

$$\frac{y_x}{x_k} = \frac{0.9487 - 1.850z^{-1} + 0.9197z^{-2}}{1 - 1.350z^{-1} + 0.8684z^{-2}} \tag{12}$$

Fig. 18은 디지털 노치 필터 식 (12)의 주파수응답 특성을 나타낸다.

디지털 노치 필터와 판스프링부 전체의 주파수 응답특성은 Fig. 19와 같이 최종적으로 시뮬레이션 되었다. 원래의 플랜트 특성에서 보이던 90Hz 부근의 공진 부위가 크게 줄어들었고, 결과적으로 개루프 밴드폭이 약 100Hz 정도 되는 시스템으로 변환된 것을 볼 수 있으며, 바이쿼드(Biquad)

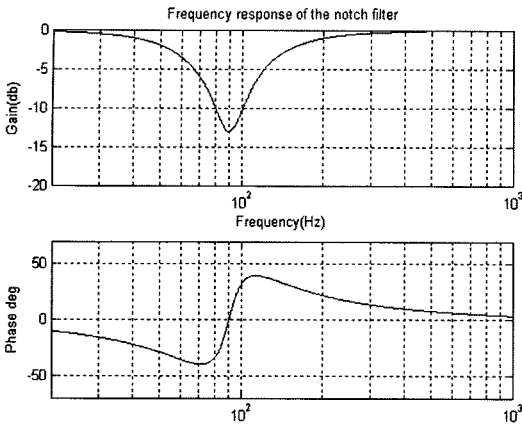


Fig. 18 Frequency response of the notch filter

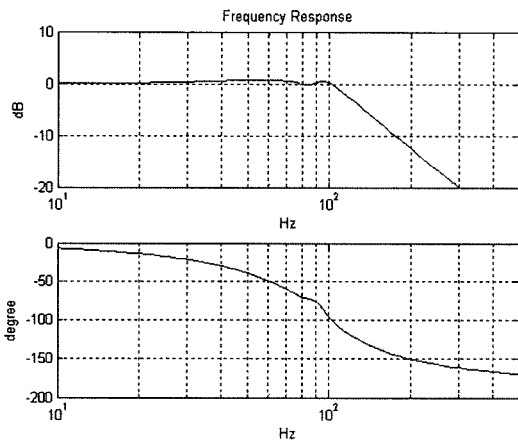


Fig. 19 Frequency response of the moving plate including the notch filter

디지털 필터를 사용하여 위상(Phase) 선도에서도 원래의 플랜트 특성 보다 추가적인 지연이 많지 않음을 알 수 있다. 따라서 설계된 판스프링은 해당 노치 필터와 함께 사용하면, 보다 안정적인 플랜트로 동작하는 것을 알 수 있다.

6. 결 론

본 연구에서는 수치해석 툴인 ANSYS를 이용하여, 인공 안구의 안정화 시스템의 핵심 요소인 무빙 플레이트의 판스프링을 설계하고, 그 최종 결과수치를 Table 2에 정리하였다. 본 연구에서 제시한 형상에 대한 핵심 설계변수를 추

출하고 이에 의한 설계 및 해석을 통하여 최종 결과물이 설계사양을 만족함을 검증하였고, 또한 시스템의 주파수 응답 특성까지 고려하여 시뮬레이션을 통하여 검증하였으며, 최종스펙을 만족시킬 수 있는지 확인하였다.

설계의 절차는 최종 설계사양으로부터 톱-다운 형식으로 전개하였으며, 형상 설계 절차와 순서는 3장에 정리한 바와 같이 기본 절차를 확립하고, 설계시 필요한 데이터베이스를 확보하여, 이 중 원하는 스펙을 모두 만족하는 파라미터를 확보하여 최종 검증하는 방법을 사용하여 설계하였다. 본 연구에서는 트레이드 오프(Trade off)가 존재하는 파라미터의 설계에서, 최종 사양으로부터 만족시켜야 하는 조건들을 정리한 후, 다양한 조건의 해석을 통하여 방대한 양의 데이터베이스를 확보한 후 설계 및 검증하였는데, 이러한 데이터베이스의 확보는 일반적인 개발 과정에서 자주 발생하는 치수나 재질의 변경에도 빠른 대응이 가능하도록 해 준다.

참고 문헌

- (1) Jeong, D. Y., Jang, Y. H., Cha, B. N., and Han, S. H., 2004, "Development of intelligent robot vision system for automatic inspection of optical lens," *Proceedings of the Korean Society of Machine Tool Engineers Spring Conference*, pp. 247~252.
- (2) Shin, H. B., Jeong, D. Y., Lee, J. D., Lee, K. D., and Han, S. H., 2001, "Off-line Visual feedback control of robot manipulator," *Proceedings of the Korean Society of Machine Tool Engineers Autumn Conference*, pp. 140~145.
- (3) Kim, J. Y., Park, I. W., and Oh, J. H., 2004, "Development of KHR-2," *ICASE Magazine*, Vol. 10, pp. 13~18.
- (4) Cretual, A., and Chaumette, F., 2000, "Dynamic Stabilization of a Pan and tilt camera for submarine image visualization," *Computer Vision and Image Understanding*, Vol. 79, pp.47~65.
- (5) Panerai, F., Metta, G., and Sandini, G., 2000, "Visuo-inertial stabilization in space-variant binocular systems," *Robotics and Autonomous Systems*, Vol. 30, pp.195~214.
- (6) Erturk, S., 2002, "Real-Time Digital Image Stabilization using Kalman filter," *Real-Time Imaging*,

- Vol. 8, pp. 317~328.
- (7) Kim, J. D., Cho, Y. S., Lee, S. H., and Lee, J. W., 2003, "A Stability Study on Visual Servoing using Dynamic Calibration," *Journal of KSPE*, Vol. 20, No.10, pp.82~88.
- (8) Kwon, H. H., and Choi, S. J., 2000, "Design automation of the compressive coil spring," *Journal of the Korean Society of Machine Tool Engineers*, Vol. 9, No. 6, pp. 140~151.
- (9) Rajendran, I., and Vijayarangan, S., 2001, "Optimal design of a composite leaf spring using genetic algorithms," *Computers and structures*, Vol. 79, pp. 1121~1129.
- (10) Shokrien, M. M., and Rezaei, D., 2003, "Analysis and optimization of a composite leaf spring," *Composite structures*, Vol. 60, pp. 317~325.
- (11) Logan, D. L., 1986, *A first course in the finite element method*, PWS engineering, Boston.