

〈논 문〉

와이어 지지형 광픽업 액츄에이터의 강성행렬과 기하학적 응답해석

The Geometrical Analysis of the Response and the Stiffness Matrix of a
Wire Type Actuator in the Optical Disc Drive

단 병 주* · 최 용 제**

Byung Ju Dan and Yong Je Choi

(1999년 6월 5일 접수 : 1999년 9월 1일 심사완료)

Key Words : Stiffness Matrix(강성행렬), Center of Elasticity(탄성중심), Wire Type Actuator(와이어 지지형 액츄에이터), Axes of Vibration(진동축), Planes of Symmetry(대칭면), Reciprocal Product(역곱)

ABSTRACT

This paper presents the geometrical methodology to decouple the vibration modes of an elastically supported single rigid body in three-dimensional space. It is shown that the vibration modes can be decoupled by placing the center of elasticity at suitable locations and thereby yielding the plane(s) of symmetry for the given stiffness matrix. The developed methodology has been applied to the actuator supported by the 4-wire suspensions in optical discs, which has one plane of symmetry. For this numerical example, the axes of vibrations have been computed and illustrated with the natural frequencies. The forced response at the objective lens is represented and its geometrical interpretation has been explained as the mutual moment between the axis of vibration and the applied wrench times the line coordinates of the axis of vibration.

1. 서 론

정보저장기기로서 각광을 받고 있는 광디스크 드라이브 메커니즘에 있어서 중요한 핵심 부품중의 하나는 액츄에이터이다. 이 액츄에이터의 동특성은 매우 중요한 요소로서 메커니즘 전체의 특성을 좌우하게 된다. 특히 대물렌즈와 보빈을 강체로 가정하고 지지 와이어의 탄성에 의해서 발생하는 진동모우드에 대한 연구는 포커스, 트래킹 방향의 1 차 공진주

파수와 크로스 액션(cross action) 및 수백에서 수천 Hz 대의 부공진에 관한 것으로서 액츄에이터의 안정된 제어계를 구성하기 위하여 필수적이다. 트래킹, 포커스 각각의 방향을 다른 자유도와는 완전히 분리된(decouple) 1 자유도로 가정한 연구⁽¹⁾가 있고, 포커스 방향에 대하여 2 자유도계로 가정하여 동적 특성을 연구한 사례⁽²⁾가 있으며, 6 자유도에 대해서 유한요소해석을 이용한 연구⁽³⁾가 있다. 그러나, 액츄에이터의 동특성에 있어서 지배적인 역할을 하는 강성행렬에 대한 특성과 이에 따른 액츄에이터 자유도의 연성관계에 대한 구체적인 연구는 나타나고 있지 않다. 강성행렬의 특성에 있어, Loncaric⁽⁴⁾은 강성행렬이 관성행렬과는 달리 강체변환으로 대각화 될 수

* 정회원, 연세대학교 대학원 기계공학과

** 정회원, 연세대학교 공과대학 기계전자공학부

없다는 것을 밝혔고, Lipkin⁽⁵⁾은 고유웬치와 고유트 위스트의 개념을 도입하여 합동변환(congruence transformation)형태로 강성행렬을 대각화할 수 있는 방법을 제시하였다. Ciblak⁽⁶⁾은 강성행렬에 대하여 3 가지 중심, 탄성중심, 강성중심, 순응중심을 제시하고, 순응축과의 관계로 그 특성을 나타내었다. 한편, 이러한 강성행렬에 대한 이해를 바탕으로 단병주⁽⁷⁾는 대칭면(plane of symmetry)을 탄성중심의 위치로서 표현하기 위한 조건을 제시하고, 공간상에서 진동축의 해석적 표현식을 제시하였다.

본 연구에서는 와이어 지지형태의 액츄에이터에 대하여, 각각의 와이어를 3차원 보(beam)로 가정한 다음, 액츄에이터의 강성행렬을 유도하고, 탄성중심(center of elasticity)을 구하였다. 또한 와이어 조립 위치에 따른 탄성중심으로 계의 비연성화 과정을 대칭면으로 제시하고, 액츄에이터 모델링시, 비연성화에 따른 타당한 자유도를 나타내었다. 외력에 의한 질량 중심에서 응답을 외력과 진동축의 역곱(reciprocal product)에 진동축의 선좌표계(line coordinate)가 곱하여지는 기하적인 관계로 제시하고, 대물렌즈에서의 응답은 트위스트(twist)의 변환으로 표현하였다. 따라서 포커스, 트래킹 방향의 1차 공진 및 부공진에 대한 현상을 기하학적인 관계로 선명하게 도시하고 설명할 수 있음을 보였다.

2. 강성행렬과 운동방정식

2.1 강성행렬의 표현

탄성체로 지지되어 평형상태에 있는 강체에 대하여, 일반화된 힘인 웬치(wrench)와 일반화된 변위인 트위스트의 관계는 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{w} = K_G \hat{X} \quad (1)$$

여기서, K_G 는 강성행렬로서 6×6 대칭행렬이며, 하첨자 G 는 질량중심에서 표현된 것을 의미한다. f 와 m 을 힘과 모멘트라 하고, δ 와 ϕ 를 미소 병진변위와 각변위라 하면, 웬치와 미소 변위트위스트는 각각 플뤼커의 방사좌표계(Plücker's ray coordinates)인 $\hat{w} = [f^T m^T]^T$ 와 축좌표계(axis coordinates)인 $\hat{X} = [\delta^T \phi^T]^T$ 로 표현된다⁽⁸⁾. K_G 는 3×3 부분행렬을 사용하여 다음의 식으로 표현될 수 있다.

$$K_G = \begin{bmatrix} A & B \\ B^T & D \end{bmatrix} \quad (2)$$

2.2 평행축 합동변환에 의한 대각화

단병주⁽⁷⁾는 탄성중심으로의 평행축(parallel axis) 합동변환으로 대각화가 가능한 강성행렬의 조건으로서, 먼저 고유웬치와 고유트위스트들의 방향이 기준좌표계의 방향과 일치하고, $A^{-1}B$ 가 반대칭행렬(skew symmetric)이어야 함을 제시하였다. 따라서 강성행렬이 이러한 조건을 만족하면, 탄성중심에서 표현된 강성행렬은 대각행렬이 된다.

질량중심에서 탄성중심으로의 평행축 합동변환에 의하여 표현된 강성행렬은 다음과 같다.

$$K_E = E_h^T K_G E_h \quad (3)$$

여기서, 하첨자 E 는 탄성중심을 나타내며, $E_h = \begin{bmatrix} I_3 & h \times \\ 0_3 & I_3 \end{bmatrix}$

이고, $h = [h_x \ h_y \ h_z]^T$ 는 질량중심에서 탄성중심까지의 벡터이며, \times 는 벡터의 크로스 프로덕트(cross product)형을 의미한다.

이러한 경우에는 탄성중심에서 표현된 강성행렬의 대각원소를 각 방향의 강성으로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$K_E = \text{diag}(k_x, k_y, k_z, k_\alpha, k_\beta, k_\gamma) \quad (4)$$

여기서 하첨자 x, y, z 는 병진방향을 의미하고, α, β, γ 는 회전방향을 의미한다.

2.3 운동방정식

일반적으로, 자유진동에 대해 관성행렬과 강성행렬로 표현된 강체의 운동방정식은 질량중심에서 다음으로 나타낼 수 있다.

$$M_G \ddot{X}_G + K_G X_G = 0 \quad (5)$$

기준 좌표계의 방향을 관성모멘트의 주방향으로 설정하면, 관성행렬은 다음으로 표현된다.

$$M_G = \text{diag}(m \ m \ m \ J_x \ J_y \ J_z) \quad (6)$$

또한, 변위는 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$X_G = \hat{X} e^{j\Omega t} \quad (7)$$

여기서 Ω 는 고유진동수, \hat{X} 는 식 (1)에서 언급한 미소변위 트위스트로서 다음과 같다.

$$\hat{X} = [\delta_x \ \delta_y \ \delta_z \ \phi_x \ \phi_y \ \phi_z]^T \quad (8)$$

식 (7)을 식 (5)에 대입하여 정리하면 다음의 식을

얻는다.

$$(K_G - \Omega^2 M_G) \dot{X} = 0 \quad (9)$$

강성행렬이 2.2절의 조건을 만족한다고 하면, 탄성중심에서 표현된 강성행렬을 질량중심에서 표현하면 다음과 같다.

$$K_G = E_h^T K_E E_h \quad (10)$$

여기서, h' 는 탄성중심에서 질량중심까지의 벡터이다. 즉, $h' = -h$ 이다.

식 (6) 과 (10)을 식 (9)에 대입하여 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} \bar{A} & \bar{B} \\ \bar{B}^T & \bar{D} \end{bmatrix} \dot{X} = 0 \quad (11)$$

여기서, 부분행렬은 다음과 같다:

$$\bar{A} = \begin{bmatrix} k_x - \mathcal{L}^2 m & 0 & 0 \\ 0 & k_y - \Omega^2 m & 0 \\ 0 & 0 & k_z - \Omega^2 m \end{bmatrix}$$

$$\bar{B} = \begin{bmatrix} 0 & h_z k_x & -h_y k_x \\ -h_z k_y & 0 & h_x k_y \\ h_y k_z & -h_x k_z & 0 \end{bmatrix}$$

$$\bar{D} = \begin{bmatrix} k_a + h_z^2 k_y & -h_x h_y k_z & -h_x h_z k_y \\ + h_y^2 k_z - J_x \Omega^2 & k_p + h_z^2 k_x & -h_y h_z k_x \\ -h_x h_y k_z & + h_x^2 k_z - J_y \Omega^2 & -h_x h_z k_x \\ -h_x h_z k_y & -h_y h_z k_x & k_r + h_y^2 k_x \\ & & + h_x^2 k_y - J_z \Omega^2 \end{bmatrix}$$

식 (11)에서 계의 자유도는 강성행렬의 탄성중심의 위치에 따라 분리된다. 즉, 계의 자유도를 분리시키는 대칭면의 존재는 질량중심에서 탄성중심까지의 벡터 h 에 따라 결정된다⁽⁷⁾.

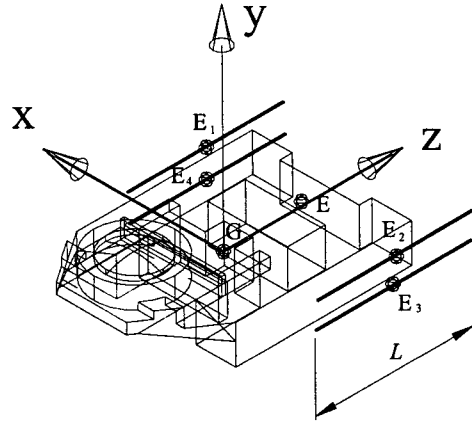
3. Wire Type Actuator

3.1 강성행렬의 유도

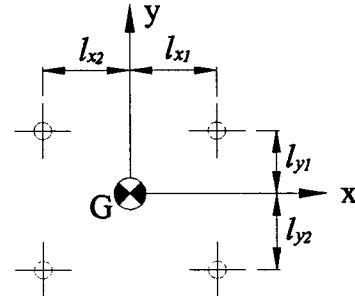
Fig. 1 (a)처럼 4개의 보로 지지된 액츄에이터의 경우에 있어서 강성행렬은 각 보의 탄성중심 E_i 에서 표현된 강성행렬을 질량중심 G 로 변환하여 모두 합하여 구성할 수 있으며, 다음의 식으로 표현된다.

$$K_G = \begin{bmatrix} A & B \\ B^T & D \end{bmatrix} \quad (12)$$

여기서



(a) Isovew of actuator



(b) Dimension of wire location

Fig. 1 Wire type actuator

$$A = \begin{bmatrix} \frac{48EI_y}{L^3} & 0 & 0 \\ 0 & \frac{48EI_x}{L^3} & 0 \\ 0 & 0 & \frac{4AE}{L} \end{bmatrix}$$

$$B = \begin{bmatrix} 0 & \frac{24EI_y}{L^2} & -\frac{24EI_y(l_{y1}-l_{y2})}{L^3} \\ -\frac{24EI_x}{L^2} & 0 & \frac{24EI_x(l_{x1}-l_{x2})}{L^3} \\ \frac{2AE(l_{y1}-l_{y2})}{L} & -\frac{2AE(l_{x1}-l_{x2})}{L} & 0 \end{bmatrix}$$

$$D(1,1) = \frac{2E(8I_x + A(l_{x1}^2 + l_{x2}^2))}{L}$$

$$D(1,2) = -\frac{AE(l_{x1}-l_{x2})(l_{y1}-l_{y2})}{L}$$

$$D(1,3) = -\frac{12EI_x(l_{x1}-l_{x2})}{L^2}$$

$$D(2,2) = \frac{2E(8I_y + A(l_{y1}^2 + l_{y2}^2))}{L}$$

$$D(2,3) = -\frac{12EI_y(l_{y1}-l_{y2})}{L^2}$$

$$D(3,3) = \frac{2(2G_w I_z L^2 + 12E(I_x(l_{x1}^2 + l_{x2}^2) + I_y(l_{y1}^2 + l_{y2}^2)))}{L^3}$$

$$D(i, j) = D(j, i)$$

여기서, 와이어의 길이는 L , 탄성계수는 E , 횡탄성계수는 G_w 이며, I_x 와 I_y 는 와이어의 관성모멘트, I_z 는 극관성모멘트를 나타낸다.

와이어의 길이가 전부 동일하다면 전체 강성행렬은 전체의 탄성중심으로의 평행축 합동변환에 의하여 대각화가 가능한 조건을 만족하게 되며, 탄성중심은 다음과 같이 구할 수 있다⁽⁶⁾.

$$h = \left(\frac{l_{x1}-l_{x2}}{2} \quad \frac{l_{y1}-l_{y2}}{2} \quad \frac{L}{2} \right)^T \quad (13)$$

이 경우 식 (11)은 6 자유도가 모두 연성 되어 있으며, 강체모드를 나타내는 진동축은 고유벡터로부터 구할 수 있고, 나선축⁽⁸⁾이 된다.

3.2 한 개의 대칭면

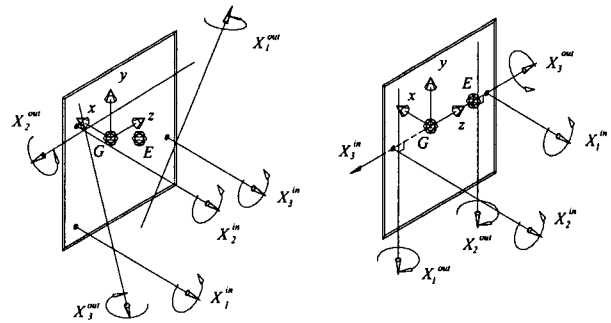
실제로 대부분의 액츄에이터는 x 방향의 조립위치를 대칭되게 하고 있으며, 이러한 경우에는 다음의 조건이 성립한다.

$$l_{x1} = l_{x2} \quad (14)$$

식 (14)을 식 (12)에 대입하여 구한 강성행렬에 대한 그 탄성중심은 다음의 식으로 표현된다.

$$h = \left(0 \quad \frac{l_{y1}-l_{y2}}{2} \quad \frac{L}{2} \right)^T \quad (15)$$

식 (15)로부터 yz 평면이 대칭면이 된다는 것을 알 수 있다. 이때에 식 (11)의 관찰에 의하여, 진동모드가 3 자유도씩 연성되는 것을 알 수 있다. 즉, y, z 병진방향과 x 방향 회전이 연성되고, y, z 회전방향과 x 방향 병진이 연성된다. 이 경우에 있어서 진동축은 yz 평면에 수직인 회전축 (X^{in})과 yz 평면에 놓인 회전축 (X^{out})으로 나타나며 고유진동수는 두개의 3차방정식의 해가 된다. 이 경우에 대하여 y 방향 병진과 x 방향 회전만으로 포커스계에 대하여 액츄에이터 모델링을 하면 z 방향 병진과의 연성관계를 무시한 것이고, 따라서 강체모드 현상을



(a) One plane of symmetry (b) Two planes of symmetry

Fig. 2 The axes of vibration with planes of symmetry

설명하는데 한계가 있다. (Fig. 2 (a))

3.3 두 개의 대칭면

앞절의 조건에 더하여 y 방향 조립위치를 동일하게 하면, 다음의 조건이 성립한다.

$$l_{y1} = l_{y2} \quad (16)$$

식 (16)을 식 (12)에 대입하여 구한 강성행렬에 있어서 그 탄성중심은 다음의 식으로 표현된다.

$$h = \left(0 \quad 0 \quad \frac{L}{2} \right)^T \quad (17)$$

식 (17)로부터, zx 와 yz 평면이 대칭면이 된다는 것을 알 수 있으며, 포커스 방향인 y 방향 병진은 x 방향 회전과 연성되어 있고, 트래킹 방향인 x 방향 병진은 y 방향 회전과 연성되어 있다. 이 경우의 진동축들은 z 축과 수직교차하며, zx 와 yz 평면에 놓여 있는 회전축으로 나타난다(Fig. 2 (b)). 이 때에 고유진동수는 2개의 2 차 방정식의 해가 된다. 이 경우에 대해서는 y 병진과 x 방향 회전만으로 포커스계에 대하여 액츄에이터 모델링을 하여도 강체모드 현상을 설명할 수 있다.

나머지 두개의 진동축은 x 축 방향으로 병진축과 회전축이며 독립적으로 존재한다. 이 두 진동축에 대한 고유 진동수는 $\sqrt{k_z/m}$ 과 $\sqrt{k_y/I_y}$ 이다.

3.3 세 개의 대칭면

세 개의 대칭면이 존재하면, 탄성중심과 질량중심이 일치한다는 것을 의미하며, 6 자유도가 전부 비연성화된다. 이 조건은 와이어 길이 중간점에 질량중심이 위치하도록 설계한다는 것을 알 수 있다.

4. 외력과 응답

식 (9)를 강제진동에 대해서 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$(K_G - \omega^2 M_G) \hat{X} = \hat{w} \quad (18)$$

여기서 \hat{w} 는 시간에 대해 독립적인 일반화된 힘인 웬치를 의미하며, ω 는 외력에 관계한 주파수이다. 모드행렬은 기하적인 측면에서 진동축들로 구성되며, 다음과 같이 표현된다⁽⁷⁾.

$$\Psi = [X_1 \dots X_6] \quad (19)$$

여기서, X_r 는 r 번째 진동축을 플뤼커의 축좌표로 표현한 것을 의미한다.

식 (19)로 정의된 모드행렬을 이용하여 식 (18)을 정리하면, 다음의 식으로 표현할 수 있다.

$$\hat{X} = \sum_{r=1}^6 \frac{X_r^T \hat{w} X_r}{k_r - \omega^2 m_r} = \sum_{r=1}^6 \frac{R_r X_r}{k_r - \omega^2 m_r} \quad (20)$$

여기서 k_r 과 m_r 은 각각 $\Psi^T K_G \Psi$ 와 $\Psi^T M_G \Psi$ 의 r 번째 대각원소를 의미한다. 또한 R_r 는 r 번째 레지듀(residue)로 정의할 수 있으며, 이것은 r 번째 모드가 응답에 미치는 영향을 나타내게 된다. 이것은 기하학적으로 외력 웬치와 진동축간의 역곱을 의미한다.

한편 대칭면이 존재할 경우 진동축은 나선축이 아닌 회전축이므로 외력 웬치가 순 힘이라면 역곱은 상호모멘트(mutual moments)가 되며 다음의 식으로 표현된다.

$$R_r = -a_{12} \sin \phi_{12} \quad (21)$$

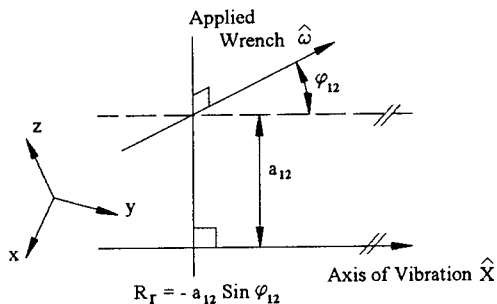


Fig. 3 The mutual moment of two lines

여기서, Fig. 3에 도시한 바와 같이 a_{12} 는 외력 웬치와 진동축간의 수직거리이며, ϕ_{12} 는 사이각이다. 즉, 수직거리가 커지면 그 모드의 영향이 크게 나타난다는 것을 알 수 있으며, 상호모멘트가 영이 되는 조건은 웬치와 진동축이 교차하거나 평행하게 되는⁽⁹⁾ 것이며, 이는 r 번째 레지듀 값이 사라지며, 그 모드의 영향이 나타나지 않는다는 것을 의미한다.

한편, 식 (20)으로 표현된 응답은 질량중심에서의 응답이며, 대물렌즈에 대해서는 그 점으로의 좌표변환에 의하여 구할 수 있으며, 다음의 식으로 표현된다.

$$\hat{X}_o = \begin{bmatrix} I_3 & OG \times \\ 0_3 & I_3 \end{bmatrix} \hat{X} \quad (22)$$

여기서, OG 는 대물렌즈로부터 질량중심에서의 벡터이며, 하첨자 O 는 응답이 대물렌즈에서 표현된 것을 의미한다.

트래킹 구동용 외력 웬치와 포커스 구동용 외력 웬치는 다음의 식으로 표현된다.

$$\begin{aligned} \hat{w}_t &= [1000GF0]^T \\ \hat{w}_f &= [010-GF00]^T \end{aligned} \quad (23)$$

여기서 GF 는 질량중심에서 구동점 F 까지의 길이이며, 하첨자 t, f 는 각각 트래킹, 포커스 구동을 의미한다.

트래킹 방향의 응답 특성은 식 (23)에서 \hat{w}_t 을 식 (20)에 대입하고, 식 (22)에서 첫번째 행의 값을 구하면 된다. 포커스의 특성은 식 (23)에서 \hat{w}_f 를 식 (20)에 대입하고, 식 (22)에서 두번째 행을 구하면 된다. 또한 트래킹과 포커스 방향의 상호 연성 관계는 각 방향의 응답 특성을 구하는 방법에서 각 방향의 구동을 바꾸어 고찰하면, 가능하다.

5. 수치 예

본 연구에서 사용한 모델의 와이어 단면은 원형이며, 길이가 모두 동일하고, x 방향의 조립위치가 대칭되어 있다. 즉, yz 평면이 대칭면이다. 또한 비례 감쇠를 가정하여 비감쇠에서 유도한 진동축을 이용할 수 있도록 하였다. 수치해석을 위한 물성치는 Table 1과 같으며, 여기서, d 는 와이어의 직경이며, 이를 이용하여 식 (9)로부터 구한 고유치의 결과는 다음과 같다.

Table 1 Properties of the actuator

m	0.63×10^{-3} kg	d	0.1 mm
I_α	14.55×10^{-3} kgmm ²	L	10.8 mm
I_β	20.71×10^{-3} kgmm ²	l_x	5.6 mm
I_γ	8.23×10^{-3} kgmm ²	l_{y1}	1.21 mm
E	400 Gpa	l_{y2}	1.59 mm

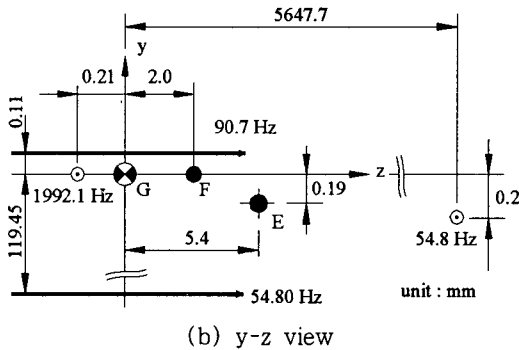
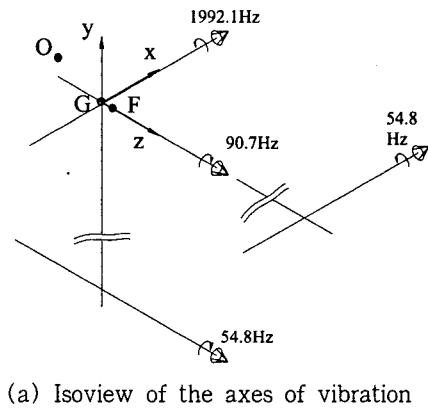


Fig. 4 The axes of vibration

$$\Omega = [54.8 \ 54.8 \ 90.7 \ 1992.1 \ 6680.8 \ 6845.6] \text{ Hz}$$

모드 행렬은 진동축들의 조합을 의미하며, 식 (19)의 형태로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\Psi = \begin{bmatrix} -119.4499 & 0 & 0.1094 & 0 & 0.0004 & 0 \\ 0 & 5647.7 & 0 & -0.0041 & 0 & -0.0003 \\ 0 & 0.19 & 0 & 0.2076 & 0 & -111.2524 \\ 0 & 1 & 0 & 1 & 0 & 1 \\ 0.0013 & 0 & 0 & 0 & 1 & 0 \\ 1 & 0 & 1 & 0 & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

위의 결과로부터 진동축을 도시하면 Fig. 4와 같다. Fig. 4에서 포커스 방향의 제어를 위한 구동력이

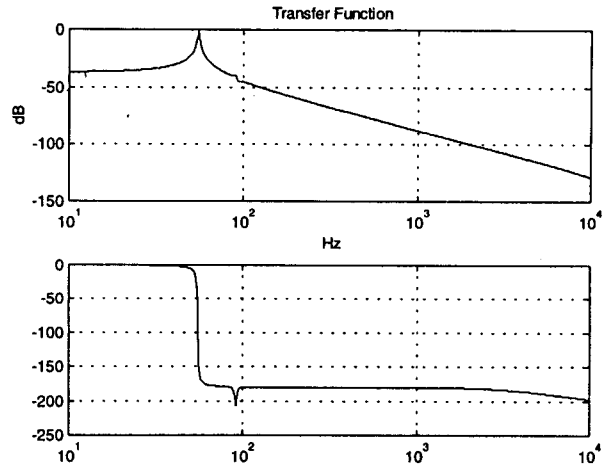


Fig. 5 The transfer function in the tracking direction (x-axis)

F점에서 y 방향으로 가해진다면, yz 평면에 놓인 진동축, 즉 54.8, 90.7 Hz에 관계한 진동축들과는 교차하게 되어 그 영향이 나타나지 않는다는 것을 알 수 있다. yz 평면에 수직한 진동축들에 있어서 54.8 Hz의 1차 주파수가 1992.1 Hz에 비해 그 수직거리가 10⁴배(5647.7 대0.21)정도 차이가 나기 때문에 1 자유도계 형태의 전달 함수를 나타내 준다.

한편, 트랙킹 방향의 제어를 위한 구동력이 F점에서 x 방향으로 가해진다면 yz 평면에 수직한 진동축과는 평행하게 되어 그 영향이 나타나지 않는다는 것을 알 수 있다. yz 평면에 놓여있는 진동축들은 54.8 Hz의 1차 주파수가 90.7 Hz에 비해 그 수직거리가 10³배(119.45 대 0.11)정도 차이가 나서, 1 자유도계 형태의 전달 함수를 근사시킬 수 있지만 90.7 Hz 부근의 위상 흔들림을 보여준다. (Fig. 5)

6. 결 론

본 연구에서는 와이어 지지형태의 액츄에이터에 대한 강성행렬을 유도하고, 탄성중심을 구하였다. 탄성중심의 위치에 따른 계의 비연성화 과정 및 대칭면을 제시하고, 대칭면에 따른 자유도의 비연성화 과정을 나타내고, 이에 따른 타당한 액츄에이터의 자유도에 대한 모델을 나타내었다. 고유치 해석으로부터 강체모드를 기하적으로 표현하는 진동축을 고유진동수와 함께 제시하고, 응답을 외력과 진동축의 상호모멘트로 표현하고 대물렌즈에서의 응답을 트위스트의 변환으로 나타내었다. 진동축과 외력의 기하적인 위치 관계로 1차 공진 및 부공진에 대한 현상

을 도시할 수 있음을 제시하였다.

본 연구에서 제시한 비연성화과정 및 진동축은 액츄에이터 설계 시, 유용한 자료로 사용될 수 있다.

후 기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보저장기기 연구 센터의 지원(1997G0102)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) 尾上守夫, 1988, 光 ティスク 技術 , ラシオ 技術選書 198.

(2) 고상선, 류제하, 박기환, 정호섭, 1998, "고배속 CD ROM 용 비대칭형 광픽업 미세구동기의 구동특성", 한국소음진동공학회지, 제 8 권, 제 2 호, pp. 346~352.

(3) 김석중, 이용훈, 손용기, 이철우, 임경화, 1998, "고밀도 기록용 광픽업의 정밀 액츄에이터 동특성 연구", 한국소음진동공학회지, 제 8 권, 제 1 호, pp. 87~98.

(4) Loncaric, J., 1985, Geometrical Analysis of Compliant Mechanisms in Robotics, Ph. D. Thesis, Harvard University.

(5) Lipkin, H. and Patterson, T., 1992, "Geometrical Properties of Modeled Robot Elasticity: Part I -Decomposition", Proc. of 1992 ASME Design Technical Conference and Computers in Engineering Conference, DE-Vol. 45, pp. 179~185.

(6) Ciblak, N., 1998, Analysis of Cartesian Stiffness and Compliance with Application, Ph.D. Thesis, Georgia Institute of Technology.

(7) Dan, B. J. and Choi, Y. J., 1999, "The Geometrical Mode Analysis of a Vibrating System with the Planes of Symmetry", Proc. of 1999 ASME Design Engineering Technical Conferences, DETC 99/VIB-8120.

(8) 최용제, 1991, "나선이론에 의한 로봇의 운동 및 역학적 해석", 대한기계학회지, 제 31 권, 제 7 호, pp. 616~625.

(9) Brand, L., 1948, Vector and Tensor Analysis, John Wiley & Sons, Inc., pp. 63~83.