

광디스크 트래킹 계의 동특성 해석 및 진동 안정화

단병주 *, 최용제 **

Vibration Stabilization of the Tracking System of an Optical Disc Drive

Byung-Ju Dan * and Yong-Je Choi **

ABSTRACT

In designing the tracking system of an optical disc drive, it is first necessary to eliminate the undesired influence of any visible mechanical vibrations. In this paper, a geometrical method to analyze the frequency response of an elastically supported planar rigid body has been presented. Using the theory of screw, a geometrical expression of a compliant transfer function which describes the effects of the locations of an applied force and observation on the response has been derived. Applying the substructure synthesis method, a technique to stabilize the tracking mechanical system has been presented with a numerical example.

Key Words : Screw Theory (나선 이론), Vibration Center(진동중심), Transfer Function(전달함수), Optical Disc (광디스크), Objective Lens(대물렌즈), Tracking(트래킹)

1. 서론

최근에 정보 저장 기기로서 그 중추적인 역할을 하고 있는 광 디스크 드라이브는 디스크에 기록된 정보를 광 픽업으로 재생하게 된다. 신호 재생에 있어서 중요한 역할을 담당하는 제어계는, 포커스 제어계와 트래킹 제어계로 구성된다. 포커스 제어계는 광 픽업 내에서 디스크의 정보를 읽기 위한 대물렌즈가 디스크와의 간격을 일정하게 유지하도록 하기 위한 것이며, 트래킹 제어계는 트랙에 지속적으로 추종토록 하기 위한 장치이다. 안정적인 재생을 위해서는 이 두 가지 제어계가 동적으로 안정되어 있어야 하며, 근본적으로 기계적인 동적 안정성 확보가 필수적이다. 특히 트랙

킹 제어계에서는 0.1 μm 의 고정밀도 트랙추종을 구현하기 위하여 2 단 트래킹 제어계를 구성하는데⁽¹⁾, 픽업베이스라 부르는 1차 트래킹 요소가 DC 모터 또는 Stepping 모터로 구동되어 디스크의 트랙을 1차로 추종하며, 대물렌즈 구동부가 픽업 베이스에 탄성 적으로 조립되고 보이스 코일 모터에 의해 2차로 구동되어 정밀하게 트랙을 추종하게 된다.

小川⁽²⁾은 2단 트래킹 제어 및 문제점을 나타내었으며, 小倉⁽³⁾은 베이스의 진동모우드를 고려해서 그 영향이 트래킹 제어계의 안정성에 영향을 주지 않는 조건을 제시한 바 있다. Ichihara⁽⁴⁾는 픽업 베이스의 피칭(Pitching) 모우드가 트래킹 제어계의 안정성에 미치는 영향을 분석하여, 그 모우드의

* 회원, 연세대학교 기계공학과 대학원

** 회원, 연세대학교 기계설계학과

영향을 감소시키기 위한 방법을 제시한 바 있다.

한편, 나선이론(screw theory)은 Ball⁽⁵⁾이 체계적으로 정립한 공간상에서의 강체의 운동에 대한 이론으로서, Dimentberg⁽⁶⁾는 일반적인 진동의 문제도 미소 변위의 반복운동이라는 측면에서 강체의 운동과 같은 개념으로 이해할 수 있고, 나선이론의 적용에 의한 전개가 가능하다는 예를 제시한 바 있다. Blanchet⁽⁷⁾등은 탄성 적으로 지지되어 있는 강체에 대해 진동중심을 구하는 방법을 제시하고, 고유치 와 고유벡터의 물리적인 의미를 설명하였다. 단병주⁽⁸⁾는 강성행렬을 구하는 기하학적인 방법과, 가진점(加振點)과 관측점의 위치에 따른 동적 특성의 기하적 해석 방법을 제시하였다.

본 연구에서는, 트랙킹 제어계의 구성요소 중에서 픽업 베이스와, 그것을 지지하고 있는 베어링부에 대하여 기하학적인 관점에서 표현한 응답으로 계의 고유 특성을 파악하였다. 강성행렬의 특이성(Singularity)을 상쇄하기 위하여 가상 스프링을 이용했으며, 그것이 동적 특성에 미치는 영향을 고찰하였다. 대물렌즈를 다른 하나의 강체로 가정하고, 전달함수 합성법⁽⁹⁾에 의한 탄성결합으로 두 개의 강체가 이루는 진동모우드를 고찰하였으며, 트랙킹 제어계가 안정화 될 수 있는 기계적 동적 특성의 조건을 기하학적으로 해석하였다.

2. 나선이론을 이용한 진동모우드 해석

2.1 운동 방정식

평면상에서 탄성체로 지지되어 있는 강체에 대해서, Fig. 1 에서 보는 바와 같이, $x_G y_G$ -좌표계의 원점을 관성 중심 G에 놓고, 좌표축의 방향을 강성행렬의 주방향(principal direction)으로 일치시켰다고 가정한다. 이 때에, 강체의 속도 트위스트(twist)를 \hat{T} 로 나타내면, 미소변위 트위스트인 $\delta\hat{D}$ 와의 관계는 $\hat{T} = \lim_{\delta t \rightarrow 0} \delta\hat{D} / \delta t$ 이 된다. 따라서 $x_G y_G$ -좌표계에서의 임의 점 P에 대한 운동 방정식은 미소 변위 트위스트를 $\delta\hat{D} \equiv \phi$ 라 할 때에 다음 식으로 표현할 수 있다.

$$M_P \ddot{\phi}_P + K_P \phi_P = \hat{w}_p \quad (1)$$

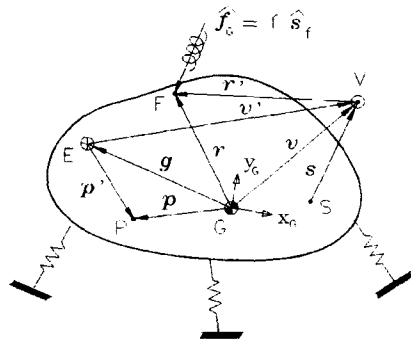


Fig. 1 Displacement Vectors and Centers

여기서, \hat{w}_p 는 외력 렌치(wrench)를 나타내며,

M_P, K_P 는 임의의 점 P에서 표현한 관성행렬 및 강성 행렬을 의미한다. 관성 중심에서 강성행렬을 표현하면, 다음의 형태를 갖는다.

$$K_G = j K j^T \quad (2)$$

여기서, K 는 n 개의 스프링 상수 값을 대각 원소로 갖는 대각 행렬(diagonal matrix)이다. 또한, j 의 열 벡터 $\hat{s}_1, \hat{s}_2, \dots, \hat{s}_i$ 는 스프링을 RPR 직렬형 연쇄(Revolute - Prismatic - Revolute Kinematic Chain)로 모델링했을 때의 플뤼커의 방사좌표(Plücker's Ray Coordinates)로 표현한 직선의 좌표들이다.⁽¹⁰⁾

관성중심에서 표현된 K_G 는 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 원점이 G인 좌표계를 회전행렬 R 과 변위벡터 g 로 구성되는 합동변환(congruence transformation)에 의하여 변환함으로서 대각화 할 수 있다.⁽⁷⁾

$$K_E = E_{GE}^T K_G E_{GE} \quad (3)$$

여기서, E_{GE} 는 플뤼커의 축좌표(Plücker's Axis Coordinates)로 표현된 나선의 변환행렬로서 다음과 같다.⁽¹⁰⁾

$$E_{GE} = \begin{bmatrix} \cos \phi & -\sin \phi & b \\ \sin \phi & \cos \phi & -a \\ 0 & 0 & 1 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} R_{2 \times 2} (g \times) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \quad (4)$$

행렬 E_{GE} 에서 R 은 xy -좌표계에 대하여 강성행렬의 주방향이 회전된 양을 의미하며, $(g \times)$ 는 Fig. 1에서 도시한대로 벡터 g 의 xy -좌표계에서의 성분으로 구성된 열 벡터의 평면상의 크로스 프로덕트 연산형태이다. 이때에, 점 E 를 탄성중심(Center of Elasticity)이라 한다.⁽⁷⁾ 따라서, K_E 를 탄성중심에서의 강성행렬을 나타내도록 표현하면 이 행렬의 대각 값들은 강성행렬 주방향으로의 값이다.

2.2 고유치 해석

외력 렌치 $\hat{w}_p = 0$ 인 자유진동에 대하여, 자유진동 변위를 다음과 같다고 하자.

$$\phi_p = \hat{X}_p e^{j\Omega t} \quad (5)$$

여기서, \hat{X}_p 는 변위의 진폭나선(amplitude screws)⁽⁶⁾이라 한다. 만약, 병진과 회전진동이 같은 주파수로 변위가 발생한다고 가정하고(normal mode oscillation), 식 (5)를 식 (1)에 대입한 후, 진동 중심 V 에 대한 식으로 고쳐 쓰면, 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{pmatrix} E_{EV}^T & K_E & E_{EV} \\ -\Omega^2 & E_{GV}^T & M_G & E_{GV} \end{pmatrix} \hat{X}_V = 0 \quad (6)$$

여기서, Ω 는 고유진동수를 나타내며,

$$E_{GV} = \begin{bmatrix} I_{2 \times 2} (v \times) \\ 0 & 1 \end{bmatrix}, \quad E_{EV} = \begin{bmatrix} I_{2 \times 2} (v' \times) \\ 0 & 1 \end{bmatrix}$$

이다.

이제, \hat{X}_V 의 고유벡터를 \hat{U}_V 라 하면, \hat{U}_V 는 진동중심에서는 순수회전을 나타내므로 플뤼커의 축좌표로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\hat{U}_V = \begin{bmatrix} 0_{2 \times 1} \\ 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

식 (7)을 식 (6)에 대입하여 정리하면, 다음의 식을 구할 수 있다.

$$\Omega^2 = \Omega_x^2 \frac{v'_x}{v_y} = \Omega_x^2 \frac{v_y + g'_y}{v_y} \quad (8)$$

$$\Omega^2 = \Omega_y^2 \frac{v'_x}{v_x} = \Omega_y^2 \frac{v_x + g'_x}{v_x} \quad (9)$$

$$\begin{aligned} \Omega^2 &= \Omega_y^2 \frac{k_y + k_x}{m_y + m_x} \frac{v_y'^2 + k_y}{v_y^2 + m_y} \frac{v_x'^2}{v_x^2} \\ &= \Omega_y^2 \frac{k_y + k_x}{m_y + m_x} \frac{(v_y + g_y')^2 + k_y}{v_y^2 + m_y} \frac{(v_x + g_x')^2}{v_x^2} \end{aligned} \quad (10)$$

여기서, $\Omega_x = \frac{k_x}{m_x}$, $\Omega_y = \frac{k_y}{m_y}$ 이다.

먼저, 식 (8)과 식 (9)로부터 Ω^2 을 소거하면, v_x 와 v_y 의 관계식을 다음으로 구할 수 있다.

$$v_y = \frac{\Omega_x^2 v_x g_y'}{\Omega_y^2 (g_x' + v_x) - \Omega_x^2 v_x} \quad (11)$$

마찬가지로, 식 (8)과 식 (10)에서 Ω^2 소거하고 식 (11)을 대입하여 v_x 에 대한 식으로 정리하면 다음의 3차식을 얻는다.

$$\begin{aligned} & [k_y g_x' (\Omega_x^2 - \Omega_y^2)] v_x^3 \\ & - [\Omega_y^2 (k_y g_x'^2 + k_x g_y'^2) - (\Omega_x^2 - \Omega_y^2)] \\ & (k_y g_x'^2 + k_y - \Omega_y^2 m_y) v_x^2 \\ & + [\Omega_y^2 g_x' \{ (m_y \Omega_y^2 - k_y) - (k_y g_x'^2 \\ & + k_x g_y'^2) - m_y (\Omega_x^2 - \Omega_y^2) \}] v_x \\ & + \Omega_y^4 m_y g_x'^2 = 0 \end{aligned} \quad (12)$$

한편, Ω^2 과 v_x 를 소거하고, v_y 에 대한 식으로 정리하면 다음의 3차식을 얻는다.

$$\begin{aligned}
 & [k_x \mathbf{g}_y' (\Omega_y^2 - \Omega_x^2)] \mathbf{v}_y^3 \\
 & - [\Omega_x^2 (k_x \mathbf{g}_y'^2 + k_y \mathbf{g}_x'^2) - (\Omega_y^2 - \Omega_x^2) \\
 & (k_x \mathbf{g}_y'^2 + k_y - \Omega_x^2 m_\gamma)] \mathbf{v}_y^2 \\
 & + [\Omega_x^2 \mathbf{g}_y' \{ (m_\gamma \Omega_x^2 - k_\gamma) - (k_x \mathbf{g}_y'^2 \\
 & + k_y \mathbf{g}_x'^2) - m_\gamma (\Omega_y^2 - \Omega_x^2) \}] \mathbf{v}_y \\
 & + \Omega_x^4 m_\gamma \mathbf{g}_y'^2 = 0
 \end{aligned} \tag{13}$$

그러므로, 이제 식 (12)과 식 (13) 으로부터 진동중심의 위치를 구할 수 있다. 각 모우드의 진동중심을 구하면, 그 값을 식 (9), 식 (10), 혹은 식 (11)에 대입함으로써, 그 모우드에 해당하는 고유진동수를 구할 수 있다. 여기서, 만약, 식 (13)과 식 (14)의 계수들에 포함되어 있는 값들이 다음의 조건: $\mathbf{g}_x' = 0$, $\mathbf{g}_y' = 0$, 또는 $\Omega_x^2 = \Omega_y^2$ 를 만족하는 경우에는 3차항의 계수가 모두 0이 되며, 이러한 경우에는 진동중심이 무한대에 존재하여 고유진동 모우드는 병진 모우드로 해석할 수 있다.

2.3 강제 진동 해석

다음의 식 (14) 와 같이 표현되는 외력이 강체에 가해질 때의 정상응답을 식 (15)과 같이 표현하도록 한다. 단, 여기서는 관성중심 G 에 원점을 갖는 $x_G y_G$ -좌표계에 대하여 표현하고, 각 변수에 아래첨자 G를 붙여 이를 명시하도록 한다.

$$\hat{\mathbf{w}}_G = \hat{\mathbf{f}}_G e^{j\omega t} \tag{14}$$

$$\Phi_G = \hat{\mathbf{X}}_G(\omega) e^{j\omega t} \tag{15}$$

여기서, $\hat{\mathbf{f}}_G$ 는 외력 렌치를 나타내며 플뤼커의 방사좌표로 표현되고, 식 (1)을 관성중심(G)에서 표현하고, 식 (14)와 식(15)를 대입하여 정리하면 다음과 같다.

$$(-\omega^2 \mathbf{M}_G + \mathbf{K}_G) \hat{\mathbf{X}}_G = \hat{\mathbf{f}}_G \tag{16}$$

식 (16) 으로부터 고유 벡터를 이용해서 응답진폭을 구하면 다음 식이 된다.

$$\hat{\mathbf{X}}_G = \sum_{i=1}^3 \frac{\hat{\mathbf{U}}_{Gi}^T \hat{\mathbf{f}}_G \hat{\mathbf{U}}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \tag{17}$$

여기서, Ω_i 는 고유진동수를, 그리고 $\hat{\mathbf{U}}_{Gi}$ 는 i-번째 고유벡터를 나타내며, i-번째 모우드의 진동중심에서 표현된 고유벡터를 관성중심으로 평행축 합동변환한 것이다. $\hat{\mathbf{f}}_G$ 는 Fig. 1에서 보는 바와 같이 $x_G y_G$ -좌표계에서 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned}
 \hat{\mathbf{f}}_G & = f \hat{\mathbf{s}}_f = f \begin{bmatrix} s_f \\ -(\mathbf{r} \times)^T s_f \end{bmatrix} \\
 & = f \begin{bmatrix} I_{2 \times 2} & \mathbf{0} \\ -(\mathbf{r} \times)^T & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} s_f \\ 0 \end{bmatrix}
 \end{aligned} \tag{18}$$

따라서, 외력 렌치의 강도 (Intensity) f 에 대한 관성중심에서의 응답진폭은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\frac{\hat{\mathbf{X}}_G}{f} = \sum_{i=1}^3 \frac{\mathbf{A}_i}{k_i \left\{ 1 - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \tag{19}$$

여기서,

$$\mathbf{A}_i = \hat{\mathbf{U}}_{Gi}^T \hat{\mathbf{s}}_f \hat{\mathbf{U}}_{Gi} \tag{20}$$

이다.

이 식 (19)의 관찰에 의하면, 각 모우드에 따른 응답진폭은 \mathbf{A}_i 의 값이 그 크기를 좌우함을 알 수 있다. 이제, i-번째 진동중심에서 표현된 고유벡터를 다시 관성중심 G 로부터 진동중심 V 에서의 값으로 변환하기 위하여, $\hat{\mathbf{U}}_{Gi} = \mathbf{E}_{GVi} \hat{\mathbf{U}}_{Vi}$ 를 사용하면 식 (20)은 다음과 같이 표현할 수 있

다.

$$\begin{aligned}
 \mathbf{A}_i &= \widehat{\mathbf{U}}_{Gi}^T \widehat{\mathbf{s}}_f \widehat{\mathbf{U}}_{Gi} \\
 &= \widehat{\mathbf{U}}_{Vi}^T \mathbf{E}_{GVi}^T \widehat{\mathbf{s}}_f \mathbf{E}_{GVi} \widehat{\mathbf{U}}_{Vi} \\
 &= [001] \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{2 \times 2} & \mathbf{0} \\ (\mathbf{v}_i \times)^T & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{2 \times 2} & \mathbf{0} \\ -(\mathbf{r} \times)^T & 0 \end{bmatrix} \quad (21) \\
 &\quad \begin{bmatrix} \mathbf{s}_f \\ 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \mathbf{I}_{2 \times 2} & (\mathbf{v}_i \times) \\ 0 & 1 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \\ 1 \end{bmatrix} \\
 &= (\mathbf{r}_i' \times)^T \mathbf{s}_f \begin{bmatrix} (\mathbf{v}_i \times) \\ 1 \end{bmatrix}
 \end{aligned}$$

만약, \mathbf{s}_f 가 진동중심을 지날 경우에는 식 (21)에서 $\mathbf{r}_i' = \mathbf{0}$ 이므로, 이 때의 \mathbf{A}_i 값이 영이 되어, 해당 모드에 관한 응답진폭이 나타나지 않는다는 것을 의미한다.

고유모우드가 병진모우드인 경우에는 고유벡터를 $\widehat{\mathbf{U}}_G = [\mathbf{d}^T \ 0]^T$ 로 표현할 수 있고, 이때에 $\mathbf{d} = [k_y \ \mathbf{g}_x' \ k_x \ \mathbf{g}_y']^T$ 이며, \mathbf{A}_i 값을 정리하면 다음 식을 얻을 수 있다.

$$\mathbf{A}_i = \mathbf{d}^T \mathbf{s}_f \begin{bmatrix} \mathbf{d} \\ 0 \end{bmatrix} \quad (22)$$

즉, \mathbf{s}_f 가 \mathbf{d} 와 수직으로 교차하면 해당 모드에 관한 응답진폭이 나타나지 않음을 알 수 있다.

3. 광디스크 트랙킹 계의 진동 해석

광디스크 트랙킹 계는, Fig. 2에 도시된 바와 같이 대물렌즈는 탄성으로 픽업베이스에 조립되어 있으며 그 탄성체의 특성은 액츄에이터에 관한 1차 공진 주파수와 Q 값으로 주어져 있다. 픽업베이스를 지지하는 베어링의 특성은 k_1 과 c_1 으로 모델링하였으며, Fig. 2와 같은 진동계의 강성 행렬을 식 (2)에 의하여 구할 경우에 나타나게 되는 \mathbf{K}_G 행렬 특이성을 없애기 위하여 가상 스프링

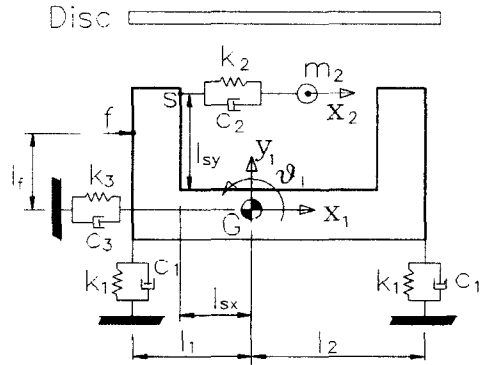


Fig. 2 Tracking System Model of an Optical Disc Drive

k_3 를 첨가하여, 관성중심을 지나도록 하였다. 이와 같이 첨가한 가상 스프링에 의한 본래의 진동계에의 영향을 해석한 결과, 강성 행렬의 특이성을 없애는 효과 이외에 진동 해석 결과에 영향을 주지 않음을 보였다.

본 연구에서는 픽업베이스와 그것을 지지하고 있는 베어링을 하나의 계로 정의하여 분계 A로 하고, 대물렌즈를 분계 B로 하며 분계 A와 B는 k_2 와 c_2 의 탄성으로 결합되어 있다고 가정하였다. 각 분계의 자유도는 분계 A에서 x, y, θ 방향의 3 자유도로 구성하고, 분계 B는 x 방향의 1 자유도 계로 구성하였으며, 감쇠 행렬을 비례감쇠로 가정하여 비감쇠인 경우로 구한 고유 벡터를 사용할 수 있도록 하였다.⁽¹⁾

분계 A의 관성중심에서 표현한 분계 A의 운동방정식을 식 (21)의 형태로 표현한 것이 다음 식이다.

$$\begin{aligned}
 (-\omega^2 \mathbf{M}_G + j\omega \mathbf{C}_G + \mathbf{K}_G) \widehat{\mathbf{X}}_G \\
 = \widehat{\mathbf{f}}_G + \widehat{\mathbf{R}}_G \quad (23)
 \end{aligned}$$

여기서,

$$\mathbf{M}_G = \begin{bmatrix} m_1 & 0 & 0 \\ 0 & m_1 & 0 \\ 0 & 0 & J_1 \end{bmatrix},$$

$$\widehat{f}_G = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ -l_f \end{bmatrix} f, \quad \widehat{R}_G = \begin{bmatrix} 1 \\ 0 \\ -l_{sy} \end{bmatrix} R,$$

$$\begin{aligned} K_G &= \begin{bmatrix} 0 & 0 & 1 \\ 1 & 1 & 0 \\ -l_1 & l_2 & 0 \end{bmatrix} \begin{bmatrix} k_1 & 0 & 0 \\ 0 & k_1 & 0 \\ 0 & 0 & k_3 \end{bmatrix} j^T \\ &= \begin{bmatrix} k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_1 & -k_1(l_1 - l_2) \\ 0 & -k_1(l_1 - l_2) & k_1(l_1^2 + l_2^2) \end{bmatrix} \end{aligned}$$

$$C_G = c K_G$$

이다.

먼저 식 (4)로부터 탄성 중심을 구하면 다음과 같다.

$$g_x = \frac{-l_1 + l_2}{2}, \quad g_y = 0 \quad (24)$$

탄성중심에서 표현된 강성 행렬은 다음과 같이 표현된다.

$$K_G = \begin{bmatrix} k_3 & 0 & 0 \\ 0 & 2k_1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{k_1(l_1 + l_2)^2}{2} \end{bmatrix} \quad (25)$$

이 경우 식 (24)의 두 번째 식으로부터 알 수 있듯이 $g_y = 0$ 이므로, 앞서 언급한 바와 같이 한 개의 병진모우드가 존재하게 되며, 그 방향은 d 에 의하여 x_1 방향이 되고, 이때의 고유 진동수는 $\frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{k_3}{m_1}}$ Hz 이다. 또한 두 개의 회전 모우드에 관한 식은 식 (12)으로부터 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} k_y g_x' v_x^2 + (k_y g_x'^2 + k_y - \Omega_y^2 J_1) v_x \\ - J_1 \Omega_y^2 g_x' = 0 \end{aligned} \quad (26)$$

식 (26)으로부터 v_x 를 구하면, 다음과 같다.

$$v_x = \frac{(-A \pm \sqrt{A^2 + 4(l_1 - l_2)^2 m_1 J_1})}{2(l_1 - l_2) m_1} \quad (27)$$

여기서 $A = l_1^2 m_1 + l_2^2 m_1 - 2J_1$ 이다.

한편, v_y 는 식 (11)에 의해서 g_y' 이 0 이므로 항상 0 이 된다. 따라서 k_3 과는 독립적인 관계를 갖는 것을 알 수 있다. 이상에서 구한 v_x, v_y 를 사용하여 고유 진동수를 구하면 v_x 와 식 (24)의 g_x' 의 관계식으로부터 고유 진동수도 k_3 와는 독립적임을 알 수 있다. 따라서 병진 방향의 고유 진동수에만 영향을 주는 것을 알 수 있다.

2.3 절처럼 전개하여, 식 (17) 형태의 응답진폭을 구하면, 다음의 식이 된다.

$$\begin{aligned} \widehat{X}_G = \\ \frac{f \sum_{i=1}^3 \widehat{U}_{Gi}^T \widehat{s}_f \widehat{U}_{Gi} + R \sum_{i=1}^3 \widehat{U}_{Gi}^T \widehat{s}_R \widehat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \end{aligned} \quad (28)$$

여기서 f 는 가진 외력의 크기(Intensity) 이며, R 은 내력의 크기를 나타내고, w 는 외력의 주파수이며, Ω_i 는 i 번째 고유진동수를 나타낸다.

한편, 분계 B에서의 운동 방정식은 다음의 식으로 표현된다.

$$m \ddot{x}_2 = -R e^{j\omega t} \quad (29)$$

따라서 분계 B의 응답진폭은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$X_2 = \frac{R}{w^2 m_2} \quad (30)$$

탄성 결합을 이용하여 두 개의 분계를 결합시키기 위하여 결합 점에서의 조건을 고려하면, 다음의 식으로 표현된다.⁽⁹⁾

$$(k_2 + j\omega c_2)(X_2 - x_s) = R \quad (31)$$

식 (31)에서 x_s 는 식 (28)의 \hat{X}_G 값을 Fig. 2에서 표현한 관측점 S로 합동 변환한 후의 x 방향의 값을 의미한다. 가진력과 내력에 대하여 정리하면 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\left[\frac{1}{k_2 + i\omega c_2} - \frac{1}{\omega^2 m_2} - E_{SG} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{\hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_R \hat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \right) \right] R = -f E_{SG} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{\hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_f \hat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \right) \quad (32)$$

E_{SG} 는 관성 중심에서 점 S로 평행축 합동 변환한 것을 의미하며, 하첨자 x는 x 방향의 값을 의미한다. 식 (32)를 간략하게 표현하기 위하여 다음을 정의한다.

$$Dn = \left[\frac{1}{k_2 + i\omega c_2} - \frac{1}{\omega^2 m_2} - E_{SG} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{\hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_R \hat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \right) \right] \quad (33)$$

Table 1. Dimensions and Mechanical Properties of the Tracking System

m_1	0.0174 Kg	m_2	0.00048 Kg
J_1	$7.8 \times 10^{-7} \text{ Kg m}^2$	k_2	68 N/m
k_1	$3.43 \times 10^5 \text{ N/m}$	c_2	0.0217 Ns/m
c_1	0.6517 Ns/m	l_1	$3.5 \times 10^{-3} \text{ m}$
k_3	$1.0 \times 10^{-5} \text{ N/m}$	l_2	$14.4 \times 10^{-3} \text{ m}$
l_f	$2.0 \times 10^{-3} \text{ m}$	l_{sy}	$3.5 \times 10^{-3} \text{ m}$

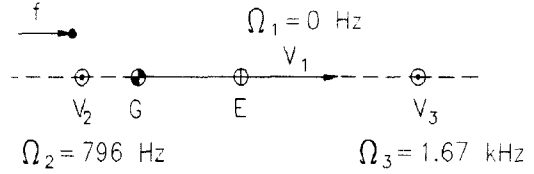


Fig. 3 Centers for Free Vibration

$$Nm = E_{SG} \left(\sum_{i=1}^3 \frac{\hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_f \hat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \right) \quad (34)$$

식 (33)과 식 (34)의 정의로부터 내력의 크기 R을 구하면 다음의 식이 된다.

$$R = -\frac{Nm}{Dn} f \quad (35)$$

따라서 \hat{X}_G 와 X_2 는 다음의 식들로 표현된다.

$$\hat{X}_G = f \sum_{i=1}^3 \frac{\hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_f \hat{U}_{Gi} - \frac{Nm}{Dn} \hat{U}_{Gi}^T \hat{s}_R \hat{U}_{Gi}}{k_i \left\{ 1 + 2j\zeta_i \frac{\omega}{\Omega_i} - \left(\frac{\omega}{\Omega_i} \right)^2 \right\}} \quad (36)$$

$$X_2 = \frac{1}{\omega^2 m_2} \left(-\frac{Nm}{Dn} f \right) \quad (37)$$

식 (37)는 외력 f 에 의하여 나타나는 대물렌즈의 위치 변화를 의미한다. 일반적으로 트랙킹 제어계의 정밀 트랙킹은 대물렌즈를 조립한 탄성체를 가지고 이루어지는데, 따라서 그 탄성체의 영향이외의 진동모우드에 의한 위치 변동이 발생할 경우, 트랙킹 제어계의 안정성에 문제가 발생한다.⁽¹⁾ 따라서 트랙킹 제어계의 안정화를 위해서는 식 (37)에서 분자항, 즉 Nm 값을 검토하여야 하며, 2.3 절에서 제시한 기하학적인 조건들을 이용하여 원하지 않는 진동모우드의 영향을 제거해야 한다.

본 연구에서 제시하고 있는 바를 수치적으로

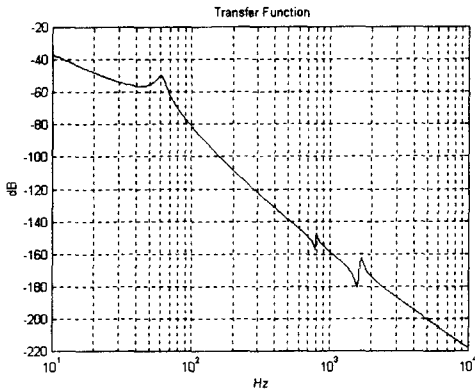


Fig.4 Initial Compliance

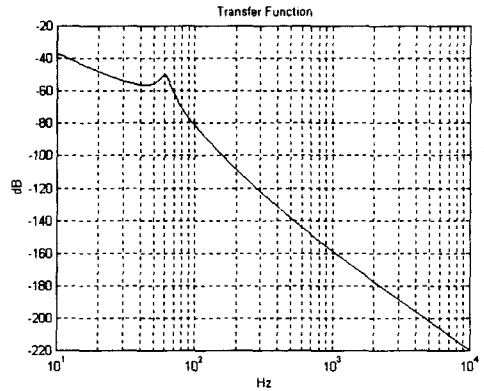


Fig. 5 Stable Compliance

검증하기 위하여 사용한 물성치를 Table 1에 나타내었다. 2.2 절에의 방법으로 분계 A에 대해서 진동 중심을 구한 결과를 Fig. 3에 도시하였다.

두 개의 진동 중심을 V2, V3로 표현하고, 각각의 고유 진동수는 숫자로 도시하였다. 이 경우에 한 개의 병진모우드가 존재하는데 고유 진동수가 0인 강제 모우드로서 x 방향으로의 병진이다.

Fig. 4는 Table 1의 물성치를 가지고 외력 f에 대한 X_2 의 응답 진폭을 나타낸 것으로서 탄성 결합에 의한 특성이외에 V2, V3로 표현한 두 개의 진동모우드가 전달함수 상에서 존재하고 있어서 이로 인하여 트래킹 제어계의 안정성을 떨어뜨리고 있다.

V2, V3로 표현한 진동모우드의 영향이 나타나지 않도록 하기 위하여, Fig. 3에서 표현된 진동 중심에 외력이 지나도록 외력의 작용 위치를 변경하였다. 2.3 절에서 제시한 바와 같은 기하학적인 조건인 외력이 진동 중심을 지나면 그 모우드의 영향은 나타나지 않는다는 만족시킴으로서 Fig. 5에서는 탄성 결합에 의한 특성이외에 다른 모우드의 영향이 나타나고 있지 않음을 알 수 있다.

따라서 안정화된 트래킹 제어계의 구성을 보여주고 있다.

4. 결론

본 논문에서는 나선 이론을 이용하여 선형 진동계를 해석함으로써 다음의 결론을 얻을 수 있었다.

고유벡터의 물리적인 의미를 진동중심에서의 순수 회전 트위스트로 표현하고, 진동중심과 가진 점의 위치 그리고 관측점이 전달함수에서 갖는 기하학적인 의미를 해석함으로써, 기계계의 동적 안정성을 확보할 수 있는 도식적인 해석기법을 제시하였다. 이러한 해석기법으로부터 관성중심과 탄성중심 그리고 진동중심이 갖는 기하학적인 관계를 고찰하여 다음의 결론을 얻었다.

(1) 외력 렌치가 진동 중심을 지나면, 그 진동 중심에 관계한 모우드의 응답은 나타나지 않는다. 또한 외력 렌치가 병진모우드의 방향과 수직으로 만나면, 그 것에 관계한 모우드의 응답은 나타나지 않는다.

(2) 강성 행렬의 특이성을 상쇄하기 위하여 이용한 가상스프링의 경우, 관성 중심을 지나도록 설치하면, 그 설치 방향이외의 진동모우드나 고유 진동수에는 아무런 영향을 주지 않는다.

(3) 탄성으로 연결된 복수의 강체들의 진동모우드는 전달 함수 합성법을 이용하여 해석이 가능함을 보였고, 광디스크 트래킹 계에 적용한 결과, 본 연구에서 제시한 기하학적인 조건을 만족시킴으로 동적 안정성을 확보할 수 있음을 수치 예를 통하여 입증하였다.

후기

본 연구는 한국과학재단 지정 정보 저장 기기 연구센터의 지원(97K3-0910-01-03-1)을 받아 이루어졌으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

1. 尾上守夫, 光 테이스크 技術, 라신 오 技術
選書 198, 1988.
2. 小川雅晴, "Disturbance Tolerance Servo Systems
for Optical Disk Drive," 日本機械學會 情報.知
能.情密機器部門 講演會講演 論文集, pp. 101
-102, 1992.
3. 小倉, "On the Effects of Mechanical Resonances
to the Tracking Servo System for Optical Disk
Drives," 日本機械學會 第69期全國大會 講演會
講演論文集, Vol.C. pp. 360-362, 1991.
4. Ichihara, J., Makita, A., "Interaction in Two -
Stage Tracking Control Systems of Optical Disk
Drives," Proc. of the Int. Con. on MIPE, pp.523
-537, 1997.
5. Ball, Sir R. S., Theory of Screws, Cambridge
University Press, 1900.
6. Dimentberg, F. M., "The Screw Calculus and Its
Applications in Mechanics," Foreign Technology
Division, Wright-Patterson Air Forces Base, Ohio,
Document No. FTD-HT_23-1632-67, 1965.
7. Blanchet, P., and Lipkin, H., "Vibration Centers
for Planar Motion," Proc. of 1996 ASME Design
Technical Conference and Computers in
Engineering Conference, 1996.
8. 단병주, 최용제, "나선이론에 의한 진동 해석 및
정보저장기기 설계에의 응용," 대한기계학회 논
문집, 접수번호 A9802044, 1998.
9. 長松昭男, 部分構造合成法, 培風館, 1990.
10. Duffy, J., Statics and Kinematics with Applications
to Robotics, Cambridge, 1996.
11. 長松昭男, モ-ト 解析, 培風館, 1985.