

〈논 문〉

광픽업 잔류 진동 저감을 위한 이송 속도 분포 해석

Velocity Profile Analysis to Reduce Residual Vibration in Optical Pick-up

전 홍 곁* · 박 영 필**

Hong-Gul Jun and Young-Pil Park

(1999년 6월 1일 접수 : 1999년 11월 5일 심사완료)

Key Words : Optical Pickup(광픽업), Velocity Profile(속도 분포), Residual Vibration(잔류 진동), Access Time(역세스 시간), Resonance Frequency(공진 주파수)

ABSTRACT

In this paper, analytical study is performed to reduce residual vibration in seeking mode of optical pick-up. The conditions for acceleration and deceleration time in trapezoidal velocity profile to reduce residual vibration are derived for undamped vibration system. To verify the validity of conditions two example studies are carried out. Numerical and experimental implementations for flexible arm system attached to moving part show that residual vibration is effectively reduced by calculated velocity profile. In addition, simulation study for optical pick-up reveals that by changing natural frequency to resonance frequency the conditions derived assuming undamped system can be applied to obtain velocity profile for minimum residual energy in damped vibration system.

1. 서 론

광디스크의 기록 용량이 증가함에 따라 기록 재생 속도 성능의 향상에 관한 연구가 활발히 이루어지고 있다. 기존의 광픽업의 경우 일반적으로 4-와이어 서스펜션형의 구동부로 이루어져 포커싱 및 트랙킹을 수행할 수 있도록 하는 구조로 이루어져 있다. 즉, 이상적으로 볼 때 광픽업 전체 지지부에 2자유도 진동 시스템이 포함되어 있으며, 광픽업의 이송에 따라 특히 트랙킹 방향의 구동부가 가진되어 이송이 마무리되어도 잔류 진동에 의해 곧바로 트랙킹을 수행할 수 없으며, 자체의 감쇠에 의해 진동이 어느 정도 줄어든 후에 트랙킹을 수행하게되어 그만큼 역세스 시간이 길어지게 된다.

이러한 문제를 해결하는 방법으로 잔류 진동을 최소화하

기 위한 속도 분포나 제어력 분포 등에 관한 연구 결과들이 여러 문헌에 발표되었다. Yamaura⁽¹⁾ 등은 사다리꼴의 제어 입력에 의해 발생하는 비감쇠 진동을 상쇄하기 위한 정현파 입력을 추가한 피드포워드 향으로 피드백 이득을 작게 하고도 효과적으로 진동을 줄일 수 있다는 결과를 제시하였고, Meckl⁽²⁾ 등은 광픽업의 고유진동수에서 최소 스펙트럴 에너지를 갖도록 램프 함수와 정현파 함수로 제어 입력을 합성하였다. 이러한 방법들은 잔류 진동을 제거하는데 매우 효과적이지만 초월함수로 이루어진 제어입력을 구성하기 위해 제어기가 복잡해지는 단점을 지니고 있다. 박영필^(3,4) 등은 이송부에 의해 가진되는 진동체의 고유 진동수만으로 결정되는 계단형 속도 분포를 이용하여 진동이 상쇄됨을 보였고, 이를 사다리꼴 속도 분포로 확장하여 해석하였다. 이 방법은 단순한 구조의 제어기로 잔류 진동을 효과적으로 억제할 수 있지만 진동체의 고유진동수를 정확히 알 수 있는 경우에 적용할 수 있는 방법이다.

본 연구에서는 이 연구 결과를 확장하여, 사다리꼴형 이송 속도 분포에 따른 발생 잔류 진동에 관한 해석을 수행

* 연세대학교 대학원 기계공학과

** 정희원, 연세대학교 공과대학 기계전자공학부

하고, 이를 이용하여 잔류 진동이 최소가 되는 속도 분포에 대한 조건을 제시하였고, 감쇠를 포함하는 진동계의 경우에 대한 응용 방안을 살펴보았다. 본 논문에서 제안한 잔류 진동 저감을 위한 속도 분포의 조건의 검증을 위해 유연한 외팔보의 속도 분포에 따른 잔류 진동에 관한 해석 및 실험을 수행하였고, 실험으로부터 얻어진 감쇠 진동계로 표현되는 광폭업 모델의 속도 분포의 변화에 따른 잔류 진동 에너지의 변화에 관한 시뮬레이션을 수행하였다. 진동 시스템에 감쇠가 추가되는 경우, 사다리꼴 속도 분포에 의해 진동을 유발시키는 잔류 진동 에너지를 완전히 제거할 수는 없지만, 감쇠 고유 진동수로 속도 분포를 결정하여 잔류 에너지를 최소화 할 수 있으며, 고유 진동수 측정 오차에 대한 민감도가 낮아짐을 확인할 수 있었다.

2. 이론 해석

최종적으로 얻어지는 속도 분포의 조건은 진동 시스템의 고유 진동수만으로 결정되는 단순한 결과로 주어지므로 대 상계를 비감쇠계로 가정하였다. 이동하는 지지부 상의 비감쇠 진동계는 지지부의 운동 속도 변화에 따라 가진되는 시스템으로 표현할 수 있다.

$$M\ddot{q}(t) + Kq(t) = f\dot{v}(t) \quad (1)$$

이러한 시스템은 일반적으로 연성되어 있어 해석에 용이하지 않으므로 비연성 시스템으로 변환하기 위해 고유치 해석을 이용하면 다음과 같은 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} \ddot{\eta}(t) + [\Omega]^2 \eta(t) &= \mathcal{P} \dot{v}(t) \\ a &= \Phi \eta, \Phi^T M \Phi = I, \\ \Phi^T K \Phi &= [\Omega]^2, \mathcal{P} = \Phi^T f \\ \Phi &= \{ \phi_1 \ \phi_2 \ \dots \ \phi_n \}, \\ [\Omega]^2 &= \text{diag} \{ \Omega_1^2, \Omega_2^2, \dots, \Omega_n^2 \} \end{aligned} \quad (2)$$

여기서 Ω_i 는 시스템의 i 번째 고유치이고, ϕ_i 는 그에 해당하는 질량 행렬에 대해 정규화된 고유 벡터로 식 (3)을 만족한다.

$$\Omega_i^2 M \phi_i - K \phi_i = 0 \quad (3)$$

Fig. 1과 같은 속도 분포에 의해 이송부가 운동하였다고 가정할 경우, 이송부의 속도와 가속도 $v(t)$ 및 $\dot{v}(t)$ 는 다음의 식 (4), (5)와 같이 표현된다.

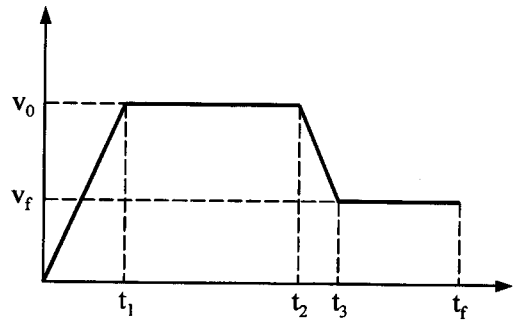


Fig. 1 Velocity profile

$$\begin{aligned} v(t) &= \frac{v_0}{t_1} t - \frac{v_0}{t_1} (t - t_1) u(t - t_1) \\ &+ \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} (t - t_2) u(t - t_2) \\ &- \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} (t - t_3) u(t - t_3) \end{aligned} \quad (4)$$

$$\begin{aligned} \dot{v}(t) &= \frac{v_0}{t_1} u(t) - \frac{v_0}{t_1} u(t - t_1) \\ &+ \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} u(t - t_2) - \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} u(t - t_3) \end{aligned} \quad (5)$$

여기에서

$$\begin{aligned} u(t - t_0) &= 0 \quad (t \leq t_0) \\ u(t - t_0) &= 1 \quad (t > t_0) \end{aligned} \quad (6)$$

초기에 진동이 없는 경우에 대하여 다음과 같은 조건이 성립함을 알 수 있다.

$$\begin{aligned} q_j(0) &= \dot{q}_j(0) = 0 \\ \eta_j(0) &= \dot{\eta}_j(0) = 0 \end{aligned} \quad (7)$$

$\eta_i(0) = 0, \dot{\eta}_i(0) = 0$ 인 경우의 시간 응답은 식(8)과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_i = \int_0^t \dot{v}(\tau) \left\{ \frac{\mathcal{P}_i}{\Omega_i} \sin[\Omega_i(t - \tau)] \right\} d\tau \quad (8)$$

또한, 시간 t_3 이후의 응답은 식 (9)와 같다.

$$\begin{aligned} \eta_i(t) &= \frac{\mathcal{P}_i}{\Omega_i^2} \left\{ -\frac{v_0}{t_1} \cos[\Omega_i t] + \frac{v_0}{t_1} \cos[\Omega_i(t - t_1)] \right. \\ &- \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} \cos[\Omega_i(t - t_2)] \\ &\left. + \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} \cos[\Omega_i(t - t_3)] \right\} \end{aligned} \quad (9)$$

식 (9)를 삼각함수의 성질을 이용하여 변환하면 식 (10)을 얻게 된다.

$$\eta_i(t) = \frac{p_i}{\Omega_i^2} \left\{ -\frac{v_0}{t_1} \cos[\Omega_i t] + \frac{v_0}{t_1} \cos[\Omega_i(t-t_1)] - \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} \cos[\Omega_i(t-t_2)] + \frac{v_f - v_0}{t_3 - t_2} \cos[\Omega_i(t-t_3)] \right\} \quad (10)$$

이에 따라 식 (11)을 만족시키도록 t_1 과 t_2 를 설정하면 진동을 유발시키지 않을 수 있게된다.

$$t_1 = \frac{2m\pi}{\Omega_i}, \quad t_3 - t_2 = \frac{2n\pi}{\Omega_i} \quad (11)$$

(m, n 은 자연수)

일반적으로 진동의 주요 거동을 나타내는 1차 모드의 고유 진동수에 해당하는 Ω_1 을 구하여 위의 식을 만족하는 t_1, t_2, t_3 를 정하면 1차 모드의 진동을 억제시킬 수 있고, 잔류 진동을 최대도 억제하는 효과를 얻게된다.

3. 적용예

3.1 수평이동하는 외팔보

수평 이동하는 유연한 외팔보 모델을 Fig. 2와 같이 단위 길이당 질량 m , 굽힘 강성 EI , 길이가 l 인 유연한 외팔보에 첨단 질량(tip mass) M 이 부착되어 있는 것으로 가정하여 해석하였다. 유연한 외팔보는 수평 이동하는 강체인 이송부에 고정되어있다. 외팔보는 폭에 비해 두께가 매우 얇으므로 Euler-Bernoulli보로 가정하였다.

Fig. 2에서 $X-Y$ 는 고정 좌표계이고 $x-y$ 는 절대 좌표계에서 수평 이동하는 이송부를 기준으로한 이동 좌표계이다. $w(x, t)$ 는 수평 이동 좌표계에 대한 외팔보의 횡방향 변위(lateral displacement)를 나타낸다. 계가 평형점 근방에서 진동한다고 가정하여 선형화된 지배 방정식과 경계

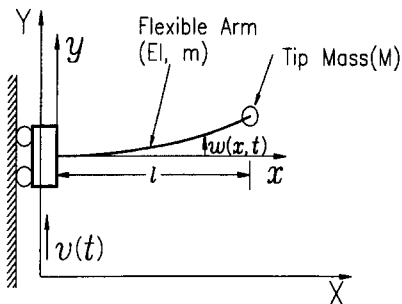


Fig. 2 Simplified model

조건을 구하였다. 이송부의 운동 $v(t)$ 는 유연한 외팔보에 작용되는 $p(x, t)$ 의 분포 하중으로 생각할 수 있다. 이를 고려하여 구한 운동 에너지, 위치 에너지와 일은 식 (12)와 같고 이들의 변분(variation)은 식 (13)과 같다.

$$T = \frac{1}{2} \int_0^l (m + M\delta(x-l)) \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right)^2 dx \quad (12-a)$$

$$V = \frac{1}{2} \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right)^2 dx \quad (12-b)$$

$$W = W_c + W_{nc} = -V + W_{nc} \quad (12-c)$$

$$W_{nc} = \int_0^l p(x, t) w(x, t) dx \quad (12-d)$$

$$\delta T = \int_0^l (m + M\delta(x-l)) \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) \delta \left(\frac{\partial w}{\partial t} \right) dx \quad (13-a)$$

$$\delta W = \delta W_c + \delta W_{nc} = -\delta V + \int_0^l p(x, t) \delta w dx \quad (13-b)$$

$$\delta V = \int_0^l EI \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) \delta \left(\frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \right) dx \quad (13-c)$$

$$\int_{t_1}^{t_2} (\delta T + \delta W) = 0 \quad (14)$$

여기서, $\delta()$ 는 Dirac's delta function, δ 는 범함수의 변분을 나타낸다.

식 (14)의 Hamilton의 원리에 식 (13)을 대입하고 부분 적분을 수행하면 식 (15)를 얻을 수 있다.

$$\int_{t_1}^{t_2} \left[\int_0^l \left(-(m + M\delta(x-l)) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} - EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} + p(x, t) \right) \delta w dx - EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|_0^l + EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta w \Big|_0^l \right] dt = 0 \quad (15)$$

식 (15)는 $w(x, t)$ 의 임의의 변분 δw 에 대해 만족하여야 하므로 다음과 같은 지배 방정식과 경계 조건을 얻을 수 있다.

$$(m + M\delta(x-l)) \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + EI \frac{\partial^4 w}{\partial x^4} = p(x, t) \quad (16)$$

$$EI \frac{\partial^2 w}{\partial x^2} \delta \left(\frac{\partial w}{\partial x} \right) \Big|_0^l = 0$$

$$EI \frac{\partial^3 w}{\partial x^3} \delta(w) \Big|_0^l = 0 \quad (17)$$

여기서 $p(x, t)$ 는 고정 좌표계에 대한 이동 좌표계의 가속도운동에 의하여 발생하는 비보존 분포 부하이고 식 (18)과 같이 나타낼 수 있다.

$$p(t) = -(m + M\delta(x-l)) \dot{v}(t) \quad (18)$$

식 (16), (17)의 운동 방정식과 경계 조건을 정리하면 식 (19)과 식 (20)과 같다.

$$EIw''''(x, t) + \{m + M\delta(x-l)\} \ddot{w}(x, t) = -\{m + M\delta(x-l)\} \dot{v}(t) \quad (19)$$

$$w(x, t)_{x=0} = 0 \quad w'(x, t)_{x=0} = 0 \quad (20)$$

$$w''(x, t)_{x=l} = 0 \quad w'''(x, t)_{x=l} = 0$$

이러한 분포계를 집중 질량계로 해석하기 위하여 무한개의 진동모드 중, 유한개의 진동 모드만을 고려하였다. Galerkin의 모드 합 방법을 이용하여 보의 처짐 $w(x, t)$ 를 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$w(x, t) = \sum_{j=1}^L \phi_j(x) q_j(t) \quad (21)$$

여기서 L 은 고려할 진동 모드의 수이고, $q_j(t)$ 는 일반화 좌표(generalized coordinates)이다. 또한, $\phi_j(x)$ 는 기하 좌표를 이 일반화 좌표 $q_j(t)$ 로 변환해주는 좌표 변환 함수이다. 좌표 변환 함수로는 유연한 외팔보 모델의 comparison function으로서 첨단 질량이 없는 균일한 외팔보의 고유 함수(eigen function)를 이용하였고, 이에 따른 좌표 변환 함수 $\phi_j(x)$ 는 아래의 식 (22)와 같다.

$$\phi_j(x) = \frac{1}{\sqrt{ml}} [\cosh \lambda_j(x/l) - \cos \lambda_j(x/l) - \sigma_j \{ \sinh \lambda_j(x/l) - \sin \lambda_j(x/l) \}] \quad (22)$$

여기에서

$$\sigma_j = \frac{\sinh \lambda_j - \sin \lambda_j}{\cosh \lambda_j + \cos \lambda_j} \quad (j = 1, 2, \dots, L)$$

$$\phi_j(l) = \frac{2(-1)^{j+1}}{\sqrt{ml}} \cdot \int_0^l \phi_j(x) dx = \frac{2\sigma_j \sqrt{ml}}{m\lambda_j}$$

이다. λ_j 와 σ_j 의 값은 Table 1과 같다.

식 (22)로 표현되는 좌표 변환 함수는 다음과 같은 직교성(orthogonality) 조건을 만족한다.

Table 1 The Values of λ_j and σ_j

j	λ_j	σ_j
1	1.87510	0.734096
2	4.69409	1.018467
3	7.85475	0.999224
4	10.9955	1.000034

$$\int_0^l m \phi_i(x) \phi_j(x) dx = \delta_{ij} \quad (i, j = 1, 2, \dots, L) \quad (23)$$

식 (21)과 식 (22)를 구해진 운동 방정식 (19)에 대입하면 식 (24)를 얻게 된다.

$$\sum_{j=1}^L [m \bar{\omega}_j^2 \phi_j(x) q_j(t) + \{m + M\delta(x-l)\} \phi_j(x) \ddot{q}_j(t)] = -\{m + M\delta(x-l)\} \dot{v}(t) \quad (24)$$

여기서 $\bar{\omega}_j^2 = \lambda_j^2 (EI/ml^4)$ 이다. 식 (24)에 $\phi_i(x)$ ($i = 1, 2, \dots, L$) 를 내적(inner product)하여 정규화 하고 0에서 l 구간에 대해 적분을 행하면 좌표 변환 함수의 직교성에 의해 시간의 함수로만 이루어진 다음의 식 (25)를 얻을 수 있다.

$$\sum_{j=1}^L [\{\delta_{ij} + 4M^* (-1)^{i+j}\} \ddot{q}_j(t) + \delta_{ij} \bar{\omega}_j^2 q_j(t)] = A_i \dot{v}(t)$$

$$A_i = -2\sqrt{ml} [(\sigma_i/\lambda_i) + M^* (-1)^{i+1}], \quad (25)$$

$$M^* = M/ml$$

식 (25)를 행렬식으로 표기하면 다음과 같다.

$$M \ddot{Q} + K Q = \dot{v}(t) F \quad (26)$$

여기서

$$M_{ij} = \delta_{ij} + 4M^* (-1)^{i+j}$$

$$K_{ij} = \delta_{ij} \bar{\omega}_j^2 = \delta_{ij} \lambda_j^4 (EI/ml^4)$$

$$F_i = A_i, \quad Q = [q_1(t), q_2(t), \dots, q_L(t)]^T$$

이다.

이제 외팔보 진동의 초기 조건이 이산계에서 일반화 좌표의 초기값에 어떻게 영향을 미치게 되는지를 알아보기 위하여 식 (21)을 이용하여 초기값을 다음과 같이 정의한다.

$$w(x, 0) = \sum_{j=1}^L \phi_j(x) q_j(0) = f(x) \quad (27)$$

$$\dot{w}(x, 0) = \sum_{j=1}^L \phi_j(x) \dot{q}_j(0) = g(x) \quad (28)$$

함수의 내적은 다음과 같이 정의될 수 있다.

$$\int_D \phi_i(x) \phi_j(x) dx \triangleq (\phi_i(x), \phi_j(x))$$

좌표 변환 함수의 직교성(orthogonality)에 의해서 다음의 식 (29)를 만족하게 된다.

$$\int_0^l m \phi_i(x) \phi_j(x) dx = m (\phi_i(x), \phi_j(x)) = \delta_{ij} \quad (29)$$

따라서 다음의 식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned} q_j(0) &= \frac{1}{m} (f(x), \phi_j(x)) \\ \dot{q}_j(0) &= \frac{1}{m} (g(x), \phi_j(x)) \end{aligned} \quad (30)$$

만약 초기값이 모두 0이라면 $f(x) = 0, g(x) = 0$ 이므로 다음의 관계를 얻게 된다.

$$q_j(0) = \dot{q}_j(0) = 0 \quad (31)$$

언어진 이산 진동 시스템에서 강성 행렬은 대각화가 이루어져 있지만, 질량 행렬의 경우 끝단 질량의 효과에 의해 비대각 행렬이고, 이에 각 모드의 진동이 연성되어 있으므로, 비연성화를 위해 앞서 서술한 고유치 해석에 의해 시스템을 변환하여 식 (2)의 형태로 변환할 수 있다.

이송부가 2초동안 0.4m를 움직이는 경우에 대해서 이송부의 이동 속도 분포에 따른 유연한 외팔보의 진동 거동을 모의 실험과 실험을 통하여 앞서 제시한 이론의 타당성을 검증하였다. 모의 실험에서 모델링한 유연한 외팔보는 비감쇠계이고 진동 모드는 4차까지 고려하였다. 사용된 유연한 외팔보의 물성치는 Table 2와 같다.

속도분포의 형태는 Fig. 3과 같이 양 빗변이 대칭인 사다리꼴이고 이 사다리꼴의 면적이 이동거리인 0.4m가 되도록 v_0 를 결정하였다. 이때 $t_1(=t_3-t_2)$ 이 사다리꼴의 형태를 결정하는데 t_1 을 하한 0.0초에서 상한 1.0초까지 변화시켜가면서 t_3 까지 0.4m를 움직이는 유연한 외팔보의 진동 경향을 살펴보았다.

실험의 경우 외팔보의 진동을 1m의 유연한 외팔보에 고정단에서 부터 0.1m의 위치에 스트레인게이지를 부착하여 측정하였는데, 모의 실험에서 사용되는 스트레인과 이산계의 일반화변수와의 관계는 다음의 식 (32)와 같다.

$$\begin{aligned} y_\epsilon(x_s) &= -\left(\frac{h}{2}\right)\omega''(x_s, t) \\ &= -\left(\frac{h}{2}\right)\sum_{j=1}^4 \phi_j''(x_s)q_j(t) \end{aligned} \quad (32)$$

Table 2 Simulation parameters of flexible arm

Parameter	Value
Length(l)	1.0(m)
Mass per Unit Length(m)	0.23451(kg/m)
Thickness (h)	0.003(m)
Bending Stiffness (EI)	4.224(N · m ²)

여기서 h 는 유연한 외팔보의 횡방향 두께이고, x_s 는 스트레인게이지의 부착위치, $y_\epsilon(x_s)$ 는 변형률을 나타낸다.

실험 장치로는 이송부의 직선 운동을 위해 볼스크류(ball screw)를 이용하여 DC모터로 구동되는 회전 운동을 직선 운동으로 변환하였다.

Fig. 4와 Fig. 5에 모의실험 및 실험 결과를 나타내었다. Fig. 4는 t_1 을 0초에서 1초까지 변화시켜가며 이송부의 운동이 완료된 상태에서 유연한 외팔보에서 발생하는 스트레인인의 최대값을 표시한 것이다. Fig. 5는 t_1 이 0.1초, 0.32초, 0.42초, 0.6초, 0.74초, 0.84초, 1.0초의 각각의 속도 분포에 대한 시간 응답 결과이다.

이론에 의하여 구해진 1차 모드($\Omega_1 = 2\pi \times 2.375$ Hz)에 의한 진동을 억제하는 등가속/등감속 속도구간(t_1)은 0.42초, 0.84초 근방이다. 이 값에 의한 모의실험 및 실험에 의하면, Fig. 4와 Fig. 5의 (c)와 (f)에서 볼 수 있듯이 진동이 잘 억제됨을 알 수 있다. 이 외의 경우에는 (b), (e)의 경우를 제외하고는 이송부의 운동이 완료된 이후에 외팔보 진동이 크게 발생됨을 알 수 있다.

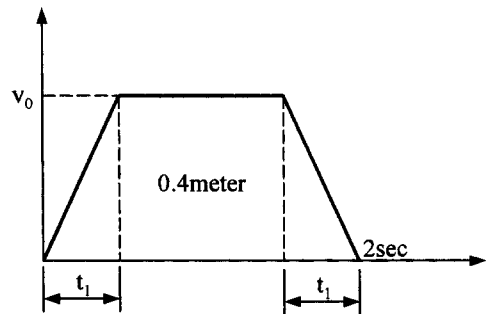


Fig. 3 Velocity profile of experiment and simulation

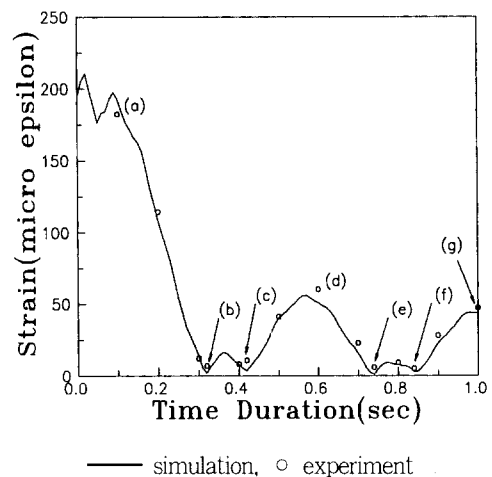


Fig. 4 Residual strain magnitude vs. time duration t_1

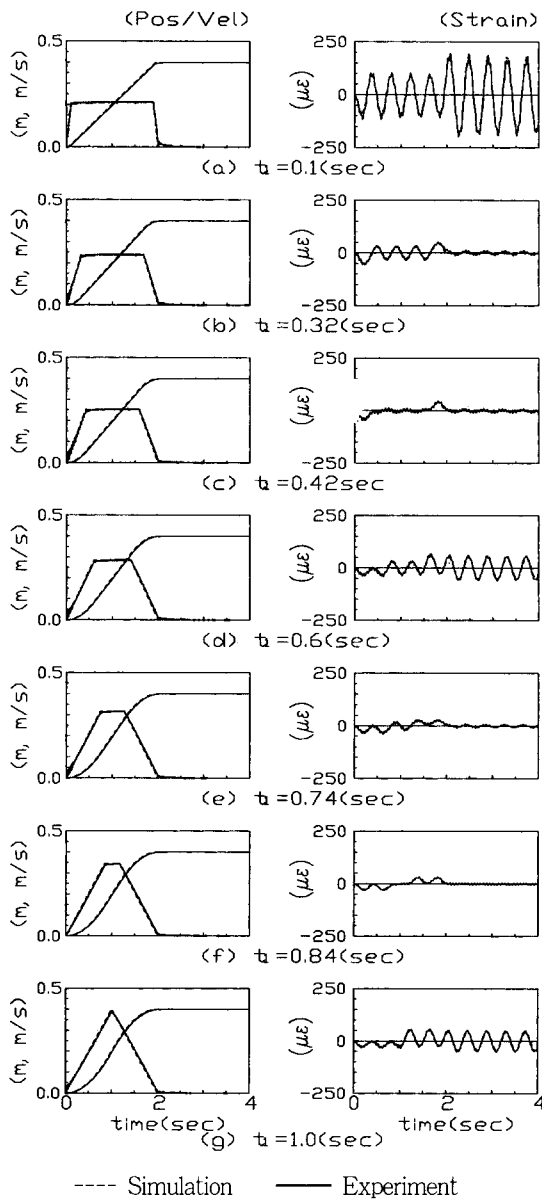


Fig.5 Time responses of moving part and flexible arm

모의실험 및 실험 결과에 의하면 식 (11)에 의해 구해진 t_1 이 0.42초인 경우와 0.84초인 경우 이외에 t_1 이 0.32초와 0.74초인 경우에도 Fig. 4와 Fig. 5의 (b)와 (e)에 나타난 것과 같이 이송부의 이동이 완료된 이후에 진동이 거의 발생되지 않음을 볼 수 있다. 이것은 유연한 외팔보의 진동을 변화시킬 수 있는 등가속/등감속 운동들 중에서 t_1 이 0.42, 0.84인 경우는 등가속 운동과 등감속 운동이 각각 진동을 억제하는 속도 분포인데 반해 t_1 이 0.32, 0.74인 경우는 등가속 운동에 의한 진동과 등감속 운동에 의한 진동이 중첩되는 과정에서 두 진동의 진폭이 같고, 위상차가 180° 가

되어 서로 소멸 간섭을 일으켜 진동이 제거되는 속도분포이기 때문이다. t_1 이 0.42, 0.84인 경우와 t_1 이 0.32, 0.74인 경우 모두 이송부의 운동이 완료된 후의 진동은 거의 발생되지 않으나 후자의 경우 등속 운동 구간에서 링크의 운동이 발생됨을 알 수 있다. 또한 위상의 반전이 조금만 어긋나게 되어도 진동이 소멸되지 않게 되어 실제 시스템에 있어서 진동 억제 효과를 보기 어렵게 된다.

3.2 단순화된 광픽업 모델

Fig. 6과 같이 속도 입력에 의한 가진을 받는 1자유도 진동 시스템의 운동 방정식은

$$\begin{aligned} c\dot{q}(t) + kq(t) &= -m\{ \dot{v}(t) + \ddot{q}(t) \} \\ m\ddot{q}(t) + c\dot{q}(t) + kq(t) &= -m\dot{v}(t) \\ \ddot{q}(t) + 2\zeta\omega_n\dot{q}(t) + \omega_n^2q(t) &= -\dot{v}(t) \end{aligned} \quad (33)$$

여기서 $\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m}}$, $\zeta = \frac{c}{2m\omega_n}$, $\omega_d = \omega_n\sqrt{1-\zeta^2}$

모델의 물성을 결정하기 위해 상용 광픽업 중 하나의 진동 특성을 실험을 통하여 구하였으며 그 값은 Table 3과 같다. 식 (11)의 잔류 진동 억제를 위한 속도분포의 조건은 비감쇠계를 가정하여 얻어진 결과이므로, 얻어진 조건이 감쇠가 포함되는 시스템에 대해서도 타당함을 확인하기 위하여 Table 4, Table 5와 같은 조건에 대하여 시뮬레이션을 수행하였다.

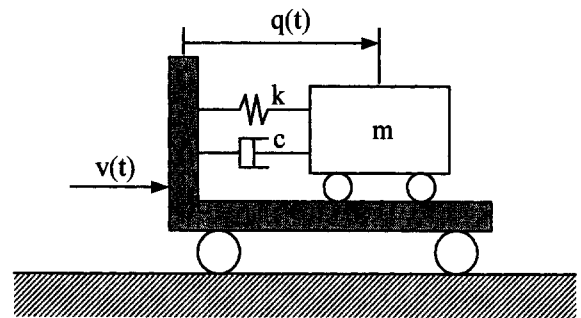


Fig. 6 Simplified model for optical pick-up

Table 3 Vibration properties of optical pickup

Resonance Frequency(f_d)	54.83(Hz)
Damping Ratio(ζ)	0.0943
Natural Frequency(f_n)	55.08(Hz)
Mass(m)	0.0006292(kg)
Damping Coefficient(c)	0.04106(Ns/m)
Stiffness(k)	75.347(N/m)

Table 4 Velocity profile condition

Acc./Dec. Time [$t_1 (= t_3)$]	0.01 ~ 0.04(sec)
Stop Time[t_f]	0.08(sec)
Moving Distance[s]	0.01(m)

Table 5 Damping property condition

Natural Frequency(f_n)	55.08(Hz)
Mass(m)	0.0006292(kg)
Damping Ratio(ζ)	0.01 ~ 0.1(%)

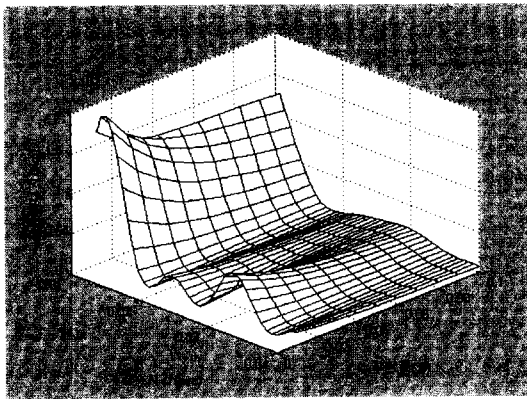
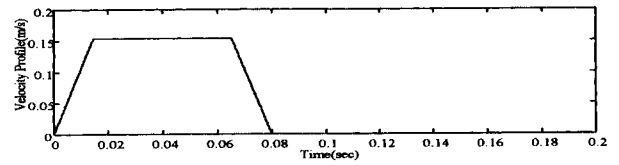
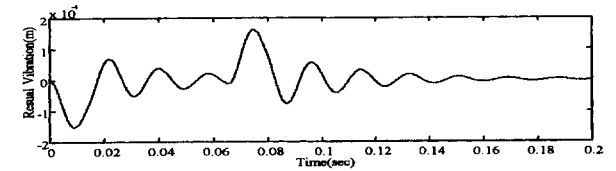


Fig. 7 Residual energy vs. velocity profile and damping ratio

이동한 후의 잔류 진동의 평가를 위해서는 도달시간 직후의 계의 잔류 에너지를 이용하였다. 시뮬레이션 수행결과는 Fig. 7과 같다.

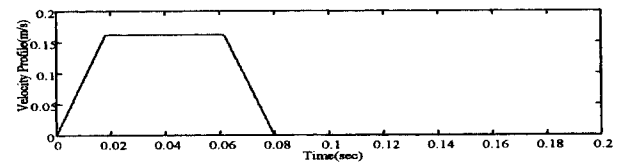
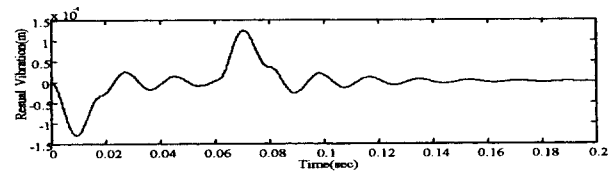
Fig. 7에서 알 수 있듯이 감쇠가 추가된 경우에 대해서는 잔류 에너지가 0이되는 경우는 존재하지 않으며, 감쇠 공진 주파수(ω_d)에 의해 결정되는 가감속 시간($2\pi/\omega_d$)에서 극부적 극소값을 갖는 곡선을 이룸을 확인할 수 있으며, 속도 분포에 대한 잔류 진동 에너지의 민감도가 낮아짐을 알 수 있다.

Fig. 8, Fig. 9 및 Fig. 10에서는 속도 분포에 따른 광픽업의 시간 응답을 보여주고 있다. 그림에서 보는 바와 같이, 감쇠율(ζ) 0.0943인 감쇠 시스템에 대해서, 사다리꼴 속도 분포의 가속 및 감속 구간의 시간이 $2\pi/\omega_d$ ($=0.0182\text{sec}$)의 배수를 만족하면 잔류 진동의 발생이 최대한으로 억제됨을 알 수 있다.



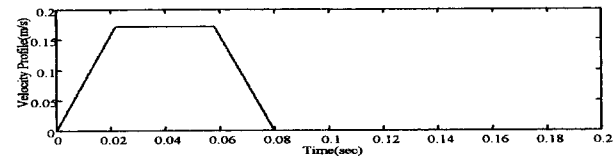
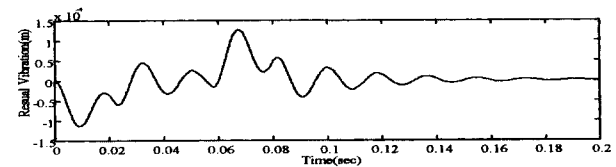
$$(t_1 = 0.8 \times 2\pi / \omega_d)$$

Fig. 8 Residual vibration and velocity profile



$$(t_1 = 2\pi / \omega_d)$$

Fig. 9 Residual vibration and velocity profile



$$(t_1 = 1.2 \times 2\pi / \omega_d)$$

Fig. 10 Residual vibration and velocity profile

4. 결 론

이송부 위의 진동 시스템의 잔류 진동을 최소화하기 위한 사다리꼴 속도 분포의 개형을 결정하는 조건을 비감쇠 진동계에 대하여 유도하였다. 그 결과 얻어진 조건은 가속 및 감속 시간으로, 초기 진동이 없는 비감쇠 시스템에 대해 각각의 시간이 원하는 차수 진동에 대해 고유 진동수의 역

수의 정수배가 되도록 결정하면 해당 차수의 잔류 진동이 발생하지 않도록 할 수 있음을 알 수 있었다. 이를 검증하기 위해 이송부에 고정된 유연한 외팔보에 대해 시뮬레이션 및 실험을 수행하여, 이론 해석이 타당함을 확인할 수 있었다. 또한 감쇠가 포함된 단순화된 광픽업 모델의 시뮬레이션 연구를 통하여 비감쇠 고유 진동수를 감쇠 공진 주파수로 변환함으로써 최소의 잔류 진동 에너지를 갖는 속도 분포를 얻을 수 있음을 보였다. 본 연구에서 제시된 속도 분포는 실제 광픽업 시스템의 속도 분포와 일치하므로, 큰 어려움 없이 실제 시스템에 적용할 수 있을 것으로 기대된다.

후 기

본 연구는 한국과학재단지정 정보저장기연구센터의 지원(과제번호:1997G0101)을 받아 이루어졌으며 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참 고 문 헌

(1) Hiroshi Yamaura, Kyosuke Ono, 1992, "Access Control for A Positioning Mechanism with Mechanical Flexibility", *Adv. Info. Storage Syst.*, Vol. 4, pp. 329~341.
 (2) Peter H. Meckl, Kazuki Kudo, 1992, "Input

Shaping Technique to Reduce Vibration for Disk-Drive Heads", *Adv. Info. Storage Syst.*, Vol. 5, pp. 45~58.

(3) 박영필, 하영균, 김승호, 1986, "유연한 로봇트 팔의 진동제어", *한국정밀공학회지*, Vol. 3, No. 2.

(4) 전홍결, 김재원, 양현석, 박영필, 1996, "사다리꼴 속도분포에 따른 유연한 외팔보의 진동해석", *한국소음진동공학회 1996년 추계학술대회 논문집*, pp. 197~202.

(5) Hastings, G.G. and Book, W.J. 1986, "Verification of a Linear Dynamic Model for Flexible Robot Manipulators", *Proceedings, IEEE International Conference on Robotics and Automation*, Vol. 2, pp. 1024~1029.

(6) Caughey T. K. and O'Kelly M. E. J., 1965, "Classical Normal Modes in Damped Linear Dynamic Systems", *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 32, pp. 583~588.

(7) Blevins R. D., 1979, *Formulas for Natural Frequency and Mode Shape*, Van Nostrand Reinhold Company, New York.

(8) Leonard Meirovitch, 1967, *Analytical Methods in Vibrations*, Macmillan Publishing Co. Inc., New York.

(9) Francis B. Hildebrand, 1965, *Method of Applied Mathematics*, Prentice-Hall, Inc., Englewood Cliffs, N. J.