

# CD-ROM 드라이브 피딩 시스템의 진동해석

○ 박 준 민\*, 노 대 성\*\*, 정 진 태\*\*\*

## Vibration of the feeding system for a CD-ROM Drive

Joon Min Park, Dae-Sung Ro and Jintai Chung

### ABSTRACT

Vibration characteristics of the feeding system in a CD-ROM drive are identified by a theoretical modeling as well as vibration experiments. For this purpose, we establish a vibration model due to the rigid-body motion and perform the modal testings using the impact hammer and shaker. The analysis and experiments show that the feeding system has three rigid-body vibration modes in the low-frequency region and two of them come from the tilting modes. In order to remove the harmful tilting modes for the tracking servo control, a methodology to find the optimal positions of the dampers is also proposed in this study.

### 1. 서 론

최근 CD-ROM의 수요가 급격히 증가하면서 신뢰성이 높은 고품질의 CD-ROM 드라이브의 개발 필요성이 증대하고 있다. 현재 국내 시장에서 6 배속과 8 배속의 CD-ROM 드라이브의 판매가 주류를 이루고 있고 12 배속과 16 배속의 CD-ROM 드라이브의 출시를 눈앞에 두고 있다.

CD-ROM 드라이브의 배속수가 증가하면서 CD-ROM으로부터 안정적으로 데이터를 읽어 들이기 위해 서보제어(servo control)의 강인성이 요구된다. 이런 이유로 안정적인 서보제어를 구현하기 위한 많은 연구들이 수행되었다.<sup>(1,2,3,4)</sup> 그러나 기계적인 동적 안정성이 확보되지 않고 서보제어만으로 CD-ROM으로부터 안정적으로 데이터를 읽어 들이는 것은 거의 불가능하다. 왜냐하면 CD-ROM의 피딩 시스템(feeding system)에 가해지는 바람직하지 않은 진동모우드는 서보특성에 직접적으로 나쁜 영향을 미치기 때문이다. CD-

ROM 드라이브의 서보제어는 트래킹(tracking) 서보제어와 포커싱(focusing) 서보제어로 나눌 수 있는데, 일반적으로 피딩 시스템의 기울어짐(tilting)에 의한 진동 모우드는 트래킹 서보제어의 강인성을 저해하여 오작동을 유발한다.

본 연구에서 충격해머를 이용한 모우드실험과 가진기(shaker)를 이용한 모우드실험을 수행하여 피딩 시스템의 고유진동수와 고유진동형상(natural mode shape)을 구하여 진동원인을 규명하고, 피딩 시스템의 강제운동에 의한 이론적인 진동모델을 정립하였다. 이를 바탕으로 기울어짐의 강제운동에 의한 진동을 제거하기 위해 댐퍼의 최적 위치 선정 방법을 제시하였다.

### 2. 이론적 진동모델의 정립

CD-ROM 드라이브의 피딩 시스템의 개략적인 구조는 Fig. 1과 같다. CD-ROM 원판은 스피널 모터 위에 자석 클램프로 고정되어 회전하며, CD-ROM 원판 상에 일종의 홈인 피트(pit)의 배열에 레이저 광선을 투사하여 그 반사량의 변화를 픽업에서 읽어들이으로써 CD-ROM 원판에 기록된 정보를 재생시킨다. 그리고 피딩 모터는 픽업의

\*한양대학교 대학원 정밀기계공학과

\*\*삼성전자(주) CD-ROM 사업팀

\*\*\*한양대학교 기계공학과

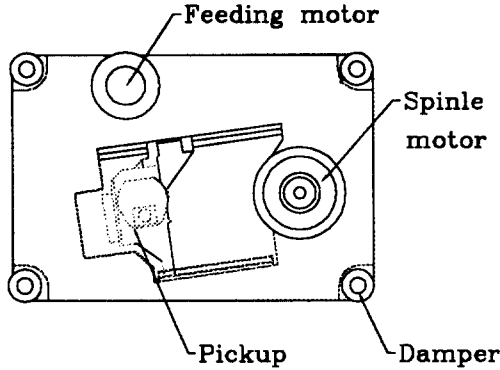


Fig. 1 Feeding system of a CD-ROM drive

위치를 CD-ROM 상의 원하는 트랙(track) 부근으로 이동시키는 역할을 한다. 피딩 시스템에 사용되는 댐퍼는 피딩 시스템에서 발생하는 진동이 컴퓨터 본체로 전달되는 것을 차단하는 동시에 외부에서 발생하는 진동이 피딩 시스템에 전달하는 것을 막아 CD-ROM 드라이브의 오동작의 가능성을 줄이는 역할을 한다.

피딩 시스템의 변형에 의한 고유진동수가 강제운동에 의한 고유진동수보다 높다고 가정하고 피딩 시스템의 진동모델을 Fig. 2 (a)와 같이 단순화하였다. Fig. 2에서 점  $G$ 는 피딩시스템의 질량중심을 나타내며  $w$ 는 질량 중심의 수직 방향 변위,  $\theta_x$ 는  $x$ 축 방향의 각변위,  $\theta_y$ 는  $y$ 축 방향의 각변위, 그리고  $z$ 는 지지대의 수직방향 변위를 나타낸다. 피딩 시스템의 4개의 모서리에 장착되어 있는 댐퍼는 서로 동일하며 재질은 고무로서 축대칭의 실패형상을 하고 있다. 일반적으로 고무댐퍼의 단성과 감쇄 특성이 비선형성을 갖지만 해석을 위해 선형화된 모델을 채택하였다. 댐퍼의 위치는 Fig. 2 (b)와 같이  $x$ - $y$  좌표로 나타낼 수 있다.

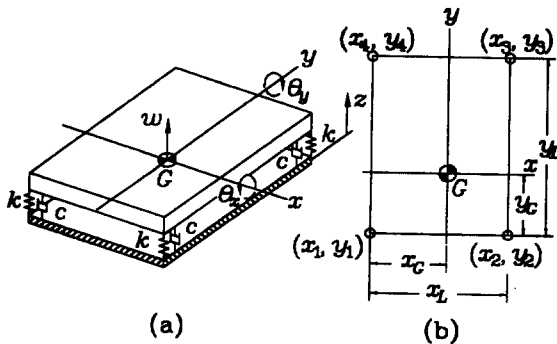


Fig. 2 Vibration model of the feeding system

피딩 시스템의  $x$ 와  $y$ 축에 대한 각각의 질량관성 모멘트를  $I_x, I_y$ 라 할 때 선형화된 모델에 대한 지배 방정식은 다음으로 표현된다.

$$M \ddot{x} + C \dot{x} + K x = f \quad (1)$$

여기서

$$M = \begin{bmatrix} m & 0 & 0 \\ 0 & I_x & 0 \\ 0 & 0 & I_y \end{bmatrix}$$

$$K = k \begin{bmatrix} 4 & \sum y_i & -\sum x_i \\ \sum y_i & \sum y_i^2 & -\sum x_i y_i \\ -\sum x_i & -\sum x_i y_i & \sum x_i^2 \end{bmatrix}$$

$$C = \frac{c}{k} K$$

$$x = \{w, \theta_x, \theta_y\}^T$$

$$f = \begin{bmatrix} 4kz + 4c\dot{z} \\ k \sum y_i z + c \sum y_i \dot{z} \\ -k \sum x_i z - c \sum x_i \dot{z} \end{bmatrix}$$

단,  $\sum$ 는  $\sum_{i=1}^4$ 를 나타낸다.

감쇄 영향을 무시한 피딩 시스템의 강제운동에 대한 고유진동수와 고유진동형상을 다음 고유치 문제로부터 구할 수 있다.

$$\det(K - \omega_n^2 M) = 0 \quad (2)$$

여기서  $\omega_n$ 은 고유진동수를 나타낸다. 그리고 고유진동형상을 포함한 모드 행렬  $S$ 는 질량 행렬  $M$ 에 대한 정규화 조건

$$S^T M S = I \quad (3)$$

을 만족하도록 한다. 주좌표계(principal coordinate system) 변위 벡터를  $\eta$ 라 표시하면 일반좌표계에서의 변위 벡터  $x$ 는

$$x = S \eta \quad (4)$$

여기서

$$\eta = \{\eta_1, \eta_2, \eta_3\}^T$$

식 (4)를 식 (1)에 대입한 후  $S^T$ 를 양변에 곱하면 다음과 같은 비연성된 운동방정식을 얻는다,

$$\ddot{\eta}_1 + 2 \zeta_1 \omega_{n1} \dot{\eta}_1 + \omega_{n1}^2 \eta_1 = d_1(kz + c\dot{z}) \quad (5)$$

$$\ddot{\eta}_2 + 2 \zeta_2 \omega_{n2} \dot{\eta}_2 + \omega_{n2}^2 \eta_2 = d_2(kz + c\dot{z}) \quad (6)$$

$$\ddot{\eta}_3 + 2 \zeta_3 \omega_{n3} \dot{\eta}_3 + \omega_{n3}^2 \eta_3 = d_3(kz + c\dot{z}) \quad (7)$$

여기서  $\omega_{n1}, \omega_{n2}, \omega_{n3}$ 는 감쇄효과가 없는 경우의 고유진동수들이며  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ 는 이에 해당하는 모우드 감쇄계수이다. 그리고

$$d_i = 4S_{1i} + S_{2i} \sum y_j - S_{3i} \sum x_j, \quad i=1, 2, 3 \quad (8)$$

단,  $S_{ij}$ 는 모우드 행렬  $S$ 의  $i$ 번째 행과  $j$ 번째 열에 해당하는 요소이다.

피딩 시스템 지지대에 정현가진(sinusoidal excitation)에 대한 피딩시스템 상의 임의의 점에서 수직 방향 변위를 구하기 위해 변위  $z$ 를 다음과 같이 가정한다.

$$z = Z \cos \omega t \quad (9)$$

여기서  $Z$ 는 지지대의 진동 폭이며  $\omega$ 는 강제진동수를 나타낸다. 이 경우 식 (5), (6), (7)로부터  $\eta_1, \eta_2, \eta_3$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$\eta_i = H_i^c \cos \omega t + H_i^s \sin \omega t, \quad i=1, 2, 3 \quad (10)$$

여기서

$$\left. \begin{aligned} H_i^c &= T_i d_i (k \cos \phi_i + c \omega \sin \phi_i) \\ H_i^s &= T_i d_i (k \cos \phi_i + c \omega \sin \phi_i) \end{aligned} \right\}, \quad i=1, 2, 3$$

단,

$$\left. \begin{aligned} T_i &= \frac{1}{\sqrt{(\omega_{ni}^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta_i \omega_{ni} \omega)^2}} \\ \phi_i &= \tan^{-1} \frac{2\zeta_i \omega_{ni} \omega}{\omega_{ni}^2 - \omega^2} \end{aligned} \right\}, \quad i=1, 2, 3$$

그리고, 식 (4)로부터  $w, \theta_x, \theta_y$ 를 다음과 같이 구할 수 있다.

$$w = W^c \cos \omega t + W^s \sin \omega t \quad (11)$$

$$\theta_x = \Theta_x^c \cos \omega t + \Theta_x^s \sin \omega t \quad (12)$$

$$\theta_y = \Theta_y^c \cos \omega t + \Theta_y^s \sin \omega t \quad (13)$$

여기서

$$W^c = S_{11}H_1^c + S_{12}H_2^c + S_{13}H_3^c$$

$$W^s = S_{11}H_1^s + S_{12}H_2^s + S_{13}H_3^s$$

$$\Theta_x^c = S_{21}H_1^c + S_{22}H_2^c + S_{23}H_3^c$$

$$\Theta_x^s = S_{21}H_1^s + S_{22}H_2^s + S_{23}H_3^s$$

$$\Theta_y^c = S_{31}H_1^c + S_{32}H_2^c + S_{33}H_3^c$$

$$\Theta_y^s = S_{31}H_1^s + S_{32}H_2^s + S_{33}H_3^s$$

피딩 시스템 상의 임의의 점  $P$ 의 좌표를 ( $x_p,$

$y_p$ )라 할 때, 점  $P$ 에서의 수직방향 변위  $w_p$ 는 다음으로 표시된다.

$$w_p = w + y_p \theta_x - x_p \theta_y \quad (14)$$

식 (11), (12), (13)를 식 (14)에 대입하면 점  $P$ 에서의 수직방향 변위는 다음으로 쓸 수 있다.

$$w_p = (W_p)_{\max} \cos(\omega t - \phi_{wp}) \quad (15)$$

여기서

$$(W_p)_{\max} = \sqrt{(W_p^c)^2 + (W_p^s)^2}$$

$$\phi_{wp} = \tan^{-1} \frac{W_p^s}{W_p^c}$$

단,

$$W_p^c = W^c + y_p \Theta_x^c - x_p \Theta_y^c$$

$$W_p^s = W^s + y_p \Theta_x^s - x_p \Theta_y^s$$

### 3. 주파수응답함수의 계산

주파수응답함수(frequency response function)를 구하기 위해 Table 1에 열거된 피딩 시스템의 물성치와 제원을 사용하였다. 질량  $m$ 은 실측하였고, 스프링 상수  $k$ 는 실험적으로 구한 기본고유진동수(fundamental natural frequency)로부터 역산하였다. 그리고  $x$ 축과  $y$ 축에 대한 질량관성모멘트는 개략적인 계산을 수행한 후 실험결과로부터 유추하였다. 댐퍼의 재질이 고무이기 때문에 감쇄특성이 선형화된 점성감쇄(viscous damping)특성과 많은 차이를 보이기 때문에 실험으로부터 구한 모우드 감쇄계수의 값을 사용하였다. 즉,  $\zeta_1, \zeta_2, \zeta_3$ 는 각각 0.15, 0.1, 0.1로 가정하였다.

Table 1 Material properties and dimensions for the vibration model of the feeding system.

$m$	0.195 Kg	$x_G$	0.047 m
$k$	9,286.7 N/m	$x_L$	0.079 m
$I_x$	$2.781 \times 10^{-4}$ Kg m <sup>2</sup>	$y_G$	0.053 m
$I_y$	$5.198 \times 10^{-5}$ Kg m <sup>2</sup>	$y_L$	0.079 m

피딩 시스템 상의 점  $P$  ( $x_p = -0.048$  m,  $y_p = 0.028$  m)에서 수직방향의 변위에 대한 주파수응답함수의 크기(magnitude)를 앞 절에서 유도한 식을 바탕으로 작성한 컴퓨터 프로그램을 이용하

여 구한 결과를 Fig. 3에 도시하였다. 각 피크에 해당하는 주파수, 즉 감쇄효과를 고려한 고유진동수는 64.8 Hz, 114.6 Hz, 170.4 Hz 이다. 64.8 Hz의 고유진동수는 피딩 시스템의 수직방향 병진운동에 의한 것이며, 114.6 Hz와 170.4 Hz의 고유진동수는 피딩 시스템의 기울어진 강체운동에 의한 것이다. 이에 대한 논의는 다음 절에서 상술하도록 한다.

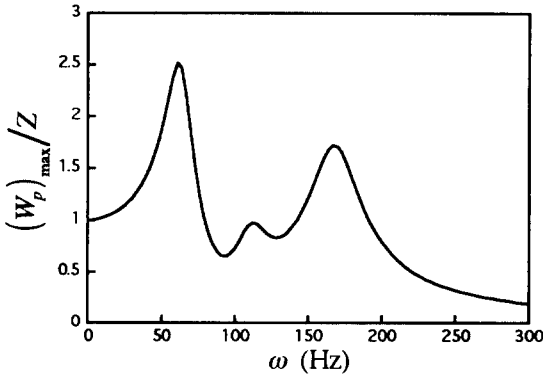


Fig. 3 Magnitude of the frequency response function for point P

#### 4. 실험적 모우드해석

피딩 시스템의 고유진동수와 고유진동형상을 실험적으로 구하기 위해 본 연구에서는 충격해머를 이용한 모우드실험과 가진기(shaker)를 이용한 모우드실험을 수행한 후 양 실험으로부터 얻어진 결과를 비교 분석하였다.

Fig. 4에 도시되어 있는 실험장치를 이용하여 피딩 시스템의 변형에 의한 고유진동수와 고유진동

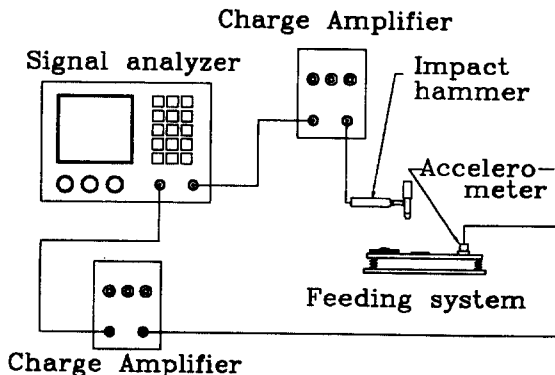


Fig. 4 Experiment setup for the modal test using the impact hammer

형상을 구하기 위해 충격해머를 이용한 모우드실험을 수행하였다. 댐퍼와 지지대를 포함한 피딩 시스템을 견고한 구조물에 고정시킨 후 충격해머로 충격을 가하고 가속도계로 진동에 대한 가속도를 측정하여 스펙트럼 분석기로 주파수응답함수를 구하였다. 누설오차(leakage error)를 줄이기 위해 입력신호에는 사각형 창함수(rectangular window)를, 가속도계의 출력신호에는 지수 창함수(exponential window)를 각각 적용하였다.

충격해머의 가격점은 Fig. 5에서 볼 수 있듯이 스핀들 모터와 피딩 모터를 피해 가능한 한 격자 모양을 유지하면서 선택하였다. 그리고 가속도계는 Fig. 5의 점 16에 부착하였다. Fig. 6은 점 12를 충격해머로 가격하였을 때의 주파수응답함수를 보여 준다. 모든 점에 대한 주파수응답함수의 가장 뚜렷한 피크에 해당하는 주파수인 300 Hz에서 크기와 위상을 이용하여 고유진동형상을 그리면 Fig. 7과 같다. Fig. 7에서 보듯이 300 Hz는 피딩 시스템의 변형에 의한 가장 낮은 고유진동수임을 알 수 있

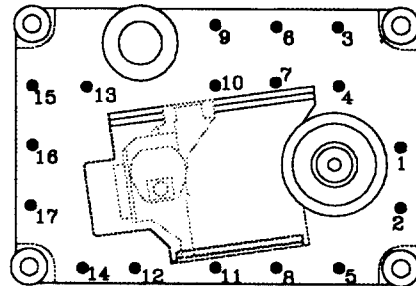


Fig. 5 Impact points on the feeding system for the impact hammer test

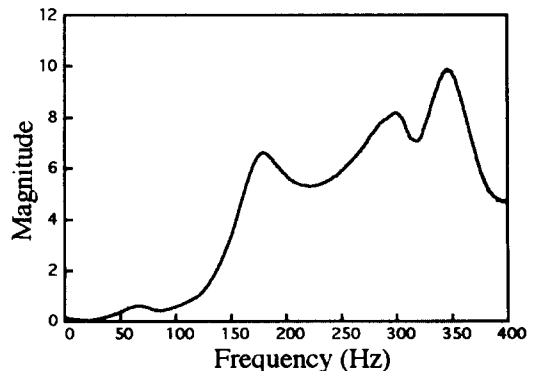


Fig. 6 Magnitude of the frequency response function for point 5

다. 300 Hz보다 낮은 주파수 대역에서 간혹 피크가 나타나지만 많은 점에서 그 크기가 작기 때문에 이들 피크의 주파수는 피딩시스템의 강제운동에 의한 고유진동수로 추정할 수 있다.

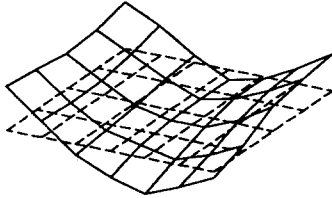


Fig. 7 Mode shape of the feeding system at 300 Hz

피딩 시스템의 강제운동에 의한 고유진동수와 고유진동형상을 구하기 위해 가진기를 이용한 정현가진 실험(sine sweep test)을 수행하였다. Fig. 8은 정현가진 실험장치를 보여 주며, 피딩 시스템을 가진기에 고정시키는 방법은 충격햄머를 이용한 모우드 실험과 같게 하여 같은 경계조건을 부가하였다. 그리고 Fig. 5의 각 점에 순차적으로 가속도계를 부착하고 0 Hz에서 부터 400 Hz까지 가진기로 정현가진을 하는 실험을 반복 수행하였다. 점 12에 가속도계를 부착하여 실험적으로 구한 주파수 응답함수를 Fig. 9에 보였다. 충격햄머 실험과는 달리 저주파 영역에서 66 Hz, 114 Hz, 170 Hz에서 3개의 뚜렷한 피크가 나타나며 300 Hz에서의 피크의 크기라 상당히 작아졌음을 알 수 있다. 66 Hz, 114 Hz, 그리고 170 Hz에서의 피크들을 규명하기 위해서 각 점에 가속도계를 부착하여 정현가진실험으로부터 얻은 일련의 주파수 응답함수를 바탕으로 구한 고유진동형상을 Fig.10에 도시하였다. Fig. 10에서 보듯이 66 Hz는 병진운동에 의한 고유진동수이며, 114 Hz와 170 Hz는 회전운

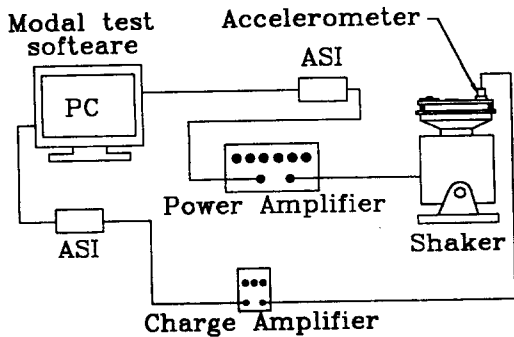


Fig. 8 Experiment setup for the modal test using the shaker

동에 의한 기울어짐(tilting)에 대한 고유진동수이다. 이론적인 해석을 바탕으로 그린 Fig. 3의 주파수 응답함수를 구한 점 P는 Fig. 9를 구한 점 12와 일치하므로 Fig. 3과 Fig. 9를 비교하면 강제운동에 의한 진동모델이 잘 정립되었음을 알 수 있다.

## 5. 댐퍼의 최적위치 설계

서론에서 언급했듯이 트래킹 서보제어에 강인성을 부과하기 위해서 피딩 시스템의 기울어짐에 의한 진동을 제거해야 한다. 다시말해 피딩 시스템 지지대의 수직방향 가진에 대해 피딩 시스템이 병진운동에 의한 진동만을 갖는 것이 바람직하다. 피딩 시스템이 병진운동에 의한 진동만을 갖기 위해 가장 쉽게 접근할 수 있는 방법은 피딩 시스템의 질량중심에 대해 4개의 댐퍼가 대칭을 이루는 점에 위치하면 된다. 다시 말해서 각 댐퍼를 피딩 시스템의 각 모서리에 장착할 경우 피딩 시스템의 질량중심과 기하학적 중심 즉, 도심이 일치하여야

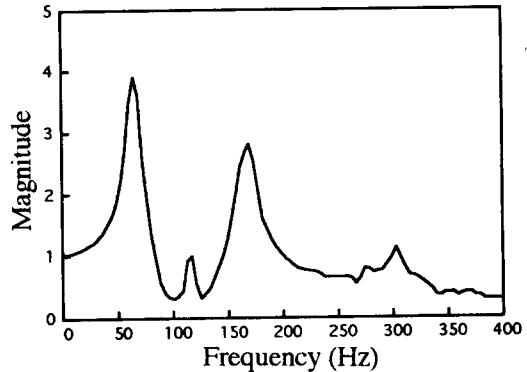


Fig. 9 Magnitude of the frequency response function for the sine sweep test

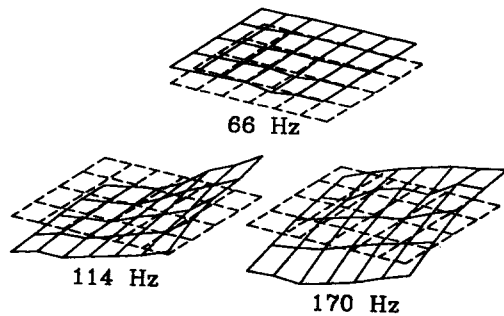


Fig. 10 Mode shapes for the rigid-body modes

한다. 그러나 피딩 시스템의 질량중심이 도심과 일치하도록 설계하는 것은 현실적으로 거의 불가능하다. 왜냐하면 피딩 시스템 상의 스프링들 모터와 피딩 모터의 질량과 그 위치에 대한 설계는 기능적, 기구적인 제한 때문에 선택의 폭이 넓지 않기 때문이다.

따라서 기능적, 기구적 요건을 만족하는 피딩 시스템의 설계가 이루어진 후 피딩 시스템이 병진운동에 의한 진동만을 갖게 하는 댐퍼의 최적위치를 선정하는 것이 합리적인 설계과정이다. 일반적으로 댐퍼의 설치 위치는 피딩 시스템의 가장자리가 적합하다. 그 이유는 피딩 시스템 밑부분 안쪽에 피딩 기어, 회로판 등이 장착되어 댐퍼를 설치하기에 부적합하기 때문이다. 4개의 댐퍼가 피딩 시스템의 가장자리에 위치한다고 가정할 때, 피딩 시스템 지지대의 상하 병진운동에 대해 피딩 시스템이 병진운동에 의한 진동만을 갖기 위해서 식 (1)의 강성행렬  $K$ 가 대각선행렬(diagonal matrix)이 되어야 한다. 즉,

$$\sum_{i=1}^4 x_i = \sum_{i=1}^4 y_i = \sum_{i=1}^4 x_i y_i = 0 \quad (16)$$

이경우 주파수 응답 함수는 Fig. 11과 같이 구해지는데, Fig. 11은 기울어짐 강제운동의 진동을 제거하였음을 보여준다.

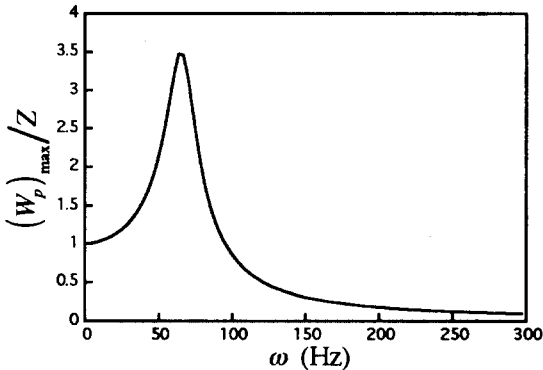


Fig. 11 Magnitude of the frequency response function when the tilting modes are removed

## 6. 결 론

본 연구에서 CD-ROM 드라이브의 피딩 시스템의 고유진동수와 고유진동형상을 구하여, 66 Hz는

피딩 시스템의 병진운동에 의한 고유진동수, 114 Hz와 170 Hz는 피딩 시스템의 기울어짐 강제운동에 의한 고유진동수, 그리고 300 Hz는 피딩 시스템의 변형에 의한 고유진동수임을 밝혀 냈다. 그리고 이론적인 진동 모델을 정립하여 위 사실을 확인하였다. 더 나아가 트래킹 서보제어에 악영향을 주는 기울어짐 강제운동에 의한 진동을 제거하기 위해서 댐퍼의 최적위치 선정에 대한 방법을 제시 하였다.

## 참 고 문 헌

1. Draijer, W., Steinbuch, M. and Bosgra, O. H., 1992, "Adaptive control of the radial servo system of a compact disk player," Automatica, Vol. 28, No. 3, pp. 455~462.
2. During, C., Andersson, S. and Wilkander, J., 1992, "Non-contact absolute position measurement using a compact disk player optical pick-up," Sensors and Actuators, A: Physical, Vol. 32, No. 3-1, pp. 575~581.
3. Chait, Y., Park, M. S. and Steinbuch, M., 1994, "Design and implementation of a QFT controller for a compact disc player," Proceedings of the American Control Conference, Vol. 3, pp. 3204~3208.
4. Dotsch, H. G. M., Smakman, H. T., Van den, H. and Paul, M. J., 1995, "Adaptive repetitive control of a compact disc mechanism," Proceedings of the IEEE Conference on Decision and Control, Vol. 2, pp. 1720~1725.