

액츄에이터 시스템의 수학적 모델을 이용한 HDD 공기 베어링 슬라이더의 동특성 해석

권순억* · 박노열** · 김준오** · 정태건***

Dynamic Analysis of HDD Air Bearing Sliders using the Mathematical Model of Actuator System

Soon Eog Kwon, No Yeol Park, Jun O Kim, and Tae Gun Jeong

ABSTRACT

We obtain the mathematical model of the hard disk drive actuator system from the system response data of the finite element analysis or experimental results. System response data including the dynamics of the considered system are expressed as the mathematical model. It allows the dynamic analysis of the actuator system without resort to the repetitive finite element modeling work. Even though the dynamic characteristics of the system are affected somewhat by the structural modification and the change of the dynamic properties, we can use the modified size and material properties of the actuator system in the mathematical model to some extent. In this study, we express the mathematical model of the simplified rectangular plate first and then proceed to the actual hard disk drive actuator system.

1. 서론

하드 디스크 드라이브(hard disk drive, 이하 HDD)의 기술 개발은 소형화, 대용량화를 지향하고 있다. 이와 같은 기술 목표를 달성하기 위해서는 면적 밀도가 증가해야만 한다. 면적 밀도를 결정하는 HDD의 트랙밀도는 꾸준히 증가하여 20,000 TPI(tracks per inch) 기술이 상용화되어 있고, 지금도 계속해서 증가되어 가는 추세이다. 트랙밀도의 지속적인 발전과 더불어 실제 HDD 액츄에이터 시스템의 동특성해석 방법 또한 많은 발전을 이루었다. 대표적인 방법으로는 유한요소해석을 이용한 수치해석과 실험에 의한 동특성 해석이 있다.

수치해석 방법은 실험에 의한 해석의 기술적 어려움과 고비용의 단점을 보완하는 방편으로 많이 활용되고 있다. Jeans⁽¹⁾와 Kim 등⁽²⁾은 유한요소해석을 이용해 서스펜션의 진동모드를 정의한 바 있다.

한편, HDD의 실질적인 거동을 연구하기 위한 실험 방법 또한 많은 발전을 이루었다. 서스펜션의 동특성을 파악하기 위하여 Henze 등⁽³⁾은 LDV(laser Doppler vibrometer)를 이용하여 주파수응답함수(frequency response functions, 이하 FRF)를 얻었으며, Wilson과 Boggy⁽⁴⁾는 전자식 가진기와 LDV를 이용하여 모드해석을 실시했다.

본 연구에서는 유한요소해석을 이용한 수치해석 방법의 단점을 보완하기 위해 시스템의 응답 특성을 수학적인 모델로 표현한다. 유한요소해석 방법은 대상 시스템이 바뀔에 따라 모델링 작업을 반복 수행해야 하고 계산 시간이나 기억용량 측면에서 많은 제한을 받게된다. 본 연구에서의 주안점은 이런 반복 작업을 줄이기 위해 이미 수행한 유한요소해석이나 실험결과로부터 구한 시스템 응답 데이터를 수학적인 모델로 대체하는 것이다. 시스템 응답 데이터에는 대상 시스템의 동특성이 포함되어 있고, 이것을 수학적인 모델로 표현하면 구조변경에 따른 액츄에이터 시스템의 동특성 해석이 용이해지고 유한요소해석에 따른 반복작업을 피할 수 있다. 구조변경과 물성치 변화로 인해 시스템

* 건국대학교 기계공학과 대학원

** 삼성종합기술원 정밀기계Lab.

*** 건국대학교 기계항공공학부

특성이 바뀐다 하더라도 동적 모델은 큰 변화가 없으므로 변화에 따른 액츄에이터 시스템의 크기와 물성치를 수학적 모델에 입력함으로써 동특성 해석을 간단하게 할 수 있다.

시스템 응답 데이터를 수학적 모델로 표현한 후에는 이것을 기본으로 대상 시스템의 원하는 지점에 대한 동특성을 제공할 수 있어야 한다. 우선, 본 연구 대상인 HDD 액츄에이터 시스템의 응답을 수학적 모델로 나타내기 앞서, 액츄에이터 시스템의 수학적 모델의 가능성을 제시하고 연구의 편의성과 타당성을 검증하기 위해 단순 모델인 직각 평판에 대한 시스템 응답을 수학적 모델로 표현하고 검증한다.

유한요소해석이나 실험을 통해 시스템의 고유진동수와 고유모드를 이미 알고 있다는 가정하에 수학적 모델을 만드는 것이므로 직각 평판의 FRF 특성을 유한요소해석으로 알아내고, 고유모드와 고유진동수를 파악하여 원하는 주파수대의 수학적 모델을 추출하고 동일 시스템에 대해 가진점과 측정점을 달리하여 유한요소해석 결과와 비교함으로써 타당성을 검증한다.

일반적으로 시스템이 복잡하거나 경계조건이 비대칭적으로 주어져 있는 시스템은 수학적 모델을 구성하기가 쉽지 않다. 이것은 지배방정식의 엄밀해를 구할 수 없기 때문이며, 대부분 수치적인 해석을 통해 해를 구하게 된다. 대표적으로 Leissa⁽⁵⁾는 여러 경우의 경계조건에 대해 직각 평판의 자유진동을 수치적으로 구하였고, Gorman^(6,7)은 정적 문제에서 효과적인 중첩기법을 동적 문제에서도 사용할 수 있도록 확장하여 해를 구하였다.

본 연구에서 사용된 수학적 모델의 해석 방법을 간단히 설명하면 다음과 같다. 직각 평판의 운동방정식으로부터 동위상 운동을 가정할 때 시스템의 일반해를 변위항과 시간항으로 변수분리할 수 있다. 이때 일반해에 대한 해석은 근사식으로 표현하고, 근사식은 근사계수와 시행함수로 나타낸다. 시행함수는 직각 평판의 고유모드가 선택된다. 직각 평판의 고유모드는 오일러-베르누이 보(Euler-Bernoulli beam)의 고유모드를 이용하여 구축한다. 평판의 이론식은 보의 2차원 확장이므로 평판의 고유모드는 각각 다른 좌표계에 대한 보의 고유모드의 조합으로 표현할 수 있다. 근사계수는 유한요소해석이나 실험에서 구한 FRF의 데이터로부터 결정된다.

2. 직각평판

2.1 시행함수

x, y 각 방향에 대한 보의 모드를 직각 평판의

시행함수로 사용한다.

길이가 L_x 인 보의 x 방향에 대한 경계조건은 고정단과 자유단(clamped-free)으로 구성되고, 길이가 L_y 인 보의 y 방향의 경계조건은 보의 양단이 자유조건(free-free)인 경우이다. 보의 운동방정식의 해를 단칸 함수(Duncan function)로 가정하고 주어진 경계조건으로 방정식을 풀이하면 x, y 각 방향에 대한 모드는 다음과 같이 주어진다.

$$X(x) = N_x \left(A_x - \frac{B_x}{C_x} D_x \right) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } A_x &= -\cos(\mu_x^* x) + \cosh(\mu_x^* x) \\ B_x &= \cos(\mu_x^* L_x) + \cosh(\mu_x^* L_x) \\ C_x &= \sin(\mu_x^* L_x) + \sinh(\mu_x^* L_x) \\ D_x &= -\sin(\mu_x^* x) + \sinh(\mu_x^* x) \\ N_x &= \sqrt{\frac{1}{m_x L_x}} \end{aligned}$$

m_x 는 단위길이당 질량이며, $k = 1, 2$ 일 때 μ_x^* 값은 $1.875/L_x, 4.694/L_x$ 이다. 이것은 x 방향에 대한 보의 첫 번째와 두 번째 모드를 의미한다.

$$Y(y) = N_y \left(A_y - \frac{B_y}{C_y} D_y \right) \quad (2)$$

$$\begin{aligned} \text{여기서, } A_y &= \cos(\mu_y^* y) + \cosh(\mu_y^* y) \\ B_y &= \cos(\mu_y^* L_y) - \cosh(\mu_y^* L_y) \\ C_y &= \sin(\mu_y^* L_y) - \sinh(\mu_y^* L_y) \\ D_y &= \sin(\mu_y^* y) + \sinh(\mu_y^* y) \\ N_y &= \sqrt{\frac{1}{m_y L_y}} \end{aligned}$$

$k = 1, 2, 3$ 일 때 μ_y^* 값은 $0, 4.73/L_y, 7.85/L_y, 10.99/L_y$ 이다. μ_y^* 값이 0 인 경우는 y 방향에 대한 강제변진과 강제회전 모드를 나타낸다. 강제변진에 대한 수식표현은 $Y_1(y) = 1$ 로 나타내고, 강제회전에 대한 수식표현은 직선의 방정식인 $Y_2(y) = \sqrt{12} (y/L_y - 1/2)$ 으로 나타낸다.

위에서 구한 x, y 각각의 좌표계에 대한 보의 변형을 직각 평판의 2차원 변형으로 (3)과 같이 표시하고 시행함수로 사용한다.

$$W(x, y) = X(x) Y(y) = \phi \quad (3)$$

2.2 직각 평판의 수학적 모델

유한요소해석이나 실험을 통해 시스템의 고유진동수와 고유모드를 이미 알고 있다는 가정 하에 수학적 모델을 만드는 것이므로, 우선 직각 평판의 FRF 특성을 유한요소해석으로 알아낸다.

2.1절에 나타낸 보와 동일한 경계조건으로 가로,

세로길이가 각각 160mm, 100mm, 두께가 8mm인 직각 평판을 범용 유한요소해석 프로그램을 사용하여 해석한다. 직각 평판의 재료는 일반강철로 탄성계수 200 GPa, 밀도 7835 kg/m³, 포아송비 0.33인 물성치를 가진다. 구조감쇠계수를 0.001로 가정하고, 가진점과 측정점을 (160, 0) 인 지점에 두고 FRF를 구한다. 직각 평판의 공진 모드를 세째 모드까지만 고려하므로 FRF 데이터와 모드도 처음 세째까지만 Fig. 1에서 표현하였다. 263Hz의 공진은 제1 굽힘 모드이며, 904 Hz에서는 비틀림 모드, 1643 Hz의 세째 공진 모드는 제2 굽힘 모드이다. 이것을 기준으로 직각 평판의 모드가 되는 시행함수 식을 Table 1에서 정의하였다.

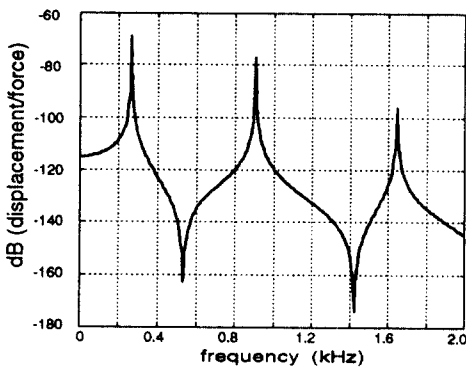


Fig. 1 Frequency response function of rectangular plate by FEA

Table 1 Components of trial functions

Modeling Trial Function	Plate Mode	Beam Mode		Natural Freq. (rad/s)
		x Axial	y Axial	
$\phi_1 = X_1(x)$	B1	B1	\otimes	1652.7
$\phi_2 = X_1(x) Y_2(y)$	T	B1	R	5685.0
$\phi_3 = X_2(x)$	B2	B2	\otimes	10326.3

B: Bending T: Torsion R: Rigid-Body Rotation

제1 굽힘 모드는 x 방향으로 첫째 굽힘 모드가 지배적이므로 직각 평판의 시행함수로 나타내면 $\phi_1 = X_1(x)$ 로 쓸 수 있다. 비틀림 모드는 x 방향으로 첫째 굽힘 모드, y 방향으로 강제회전 모드이다. 둘째 모드를 직각 평판의 시행함수로 나타내면 $\phi_2 = X_1(x) Y_2(y)$ 로 쓸 수 있다. 제2 굽힘 모드는 x 방향으로 둘째 굽힘 모드가 지배적이므로 직각 평판의 시행함수로 나타내면 $\phi_3 = X_2(x)$ 이다.

여기서는 직각 평판의 시행함수로 y축에 대해 강제회전 모드만을 사용하였는데 고차 모드를 표현할 때에는 그 이상의 모드도 사용된다.

유한요소해석을 통해 얻은 직각 평판의 고유진동수와 시행함수로 시스템의 일반해를 구한다. 시간응답을 조화함수로 가정하고, 근사계수를 포함한 시스템의 자유응답을 선형조합으로 표기하면 (4)와 같다.

$$w(x, y, t) = W(x, y) T(t) = \sum_{n=1}^3 a_n \phi_n \cos \omega_n t \quad (4)$$

근사계수는 유한요소해석을 통해 얻은 FRF로부터 결정된다. 근사계수를 구하기 위해 임펄스 가인에 대한 시스템의 강제응답을 구하고 주파수 변환하여 (5)와 같이 FRF 식을 만든다.

$$H(j\omega) = \sum_{n=1}^3 \frac{C_n a_n}{\omega_n^2 - \omega^2 + j0.001 \omega_n \omega} \quad (5)$$

(5)의 계수는 $C_1=4$, $C_2=12$, $C_3=4$ 이다.

근사계수는 (5)을 유한요소해석으로 구한 FRF와 비교함으로써 결정할 수 있다. 근사계수를 구하는 과정에서 공진의 수가 적은 FRF일 경우에는 시행착오법을 이용하여 계수들을 결정할 수 있으나, 공진이 많은 경우에는 계수들을 쉽게 구하기 위해서 곡선적합(curve-fitting) 알고리즘을 이용한다.

비선형 근사식에 적합하고, 리벤버그-마쿼트(Levenberg-Marquardt)기법^(8,9)을 이용하여 계수를 결정한다. 결정된 근사계수 값은 $a_1 = 0.0257$, $a_2 = -0.0226$, $a_3 = 0.0291$ 이다. 근사식의 FRF와 유한요소해석의 FRF를 Fig. 2에서 비교하였다.

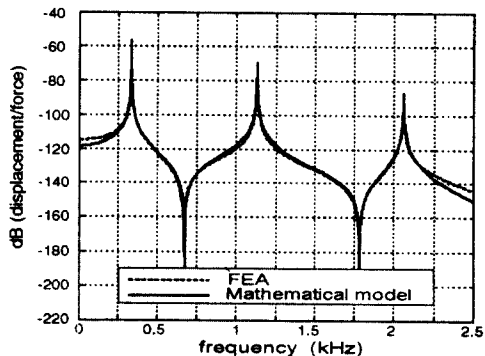


Fig. 2 Comparison between the FRFs of the FEA and the mathematical model

물성치들이 변화하였을 때, 변화된 시스템의 특성을 나타내기 위해 고유진동수를 특성항으로 (6)과 같이 표기한다. λ 는 모드계수이고, ρ^* 는 단위면적당 질량이다. 모드계수의 결정은 해당 모드에 물성치들을 대입하고 각각의 고유진동수를 이용하여 구한다.

$$f_i = \frac{\lambda_i}{2\pi L^2} \left[\frac{Eh^3}{12\rho^*(1-\nu^2)} \right]^{1/2} \quad (\text{Hz}) \quad (6)$$

2.3 검증과 응용

수학적인 모델 (4)의 강제응답식과 (6)을 이용하여 유한요소해석과 동일한 시스템에 대해 측정점과 가진점이 다른 경우를 고려한다.

수학적인 모델과 유한요소해석에 동일한 좌표점 (Table 2)을 입력하여 Fig. 3에서 비교하였다. 수학적인 모델의 결과는 유한요소해석의 경우와 동일한 경향의 FRF 특성을 보여주고 있음을 알 수 있다. 유한요소해석에서는 2 kHz 이상에서도 시스템의 각종모드가 나타나고 그것의 영향을 받는데 반해 수학적인 모델에서는 원하는 주파수대의 모드를 3개로 간주하고 그것만을 수식으로 표현하였기 때문에 1.8 kHz 이상에서 어느 정도의 오차가 발생한다. 수학적인 모델에서 고유진동수와 고유모드의 수를 증가시키면 오차를 줄일 수 있다.

Table 2 Points of measurement and excitation

Position Case	Measurement Point (x, y)	Excitation Point (x_f, y_f)
Case 1	160, 0	35.56, 0
Case 2	160, 0	160, 100

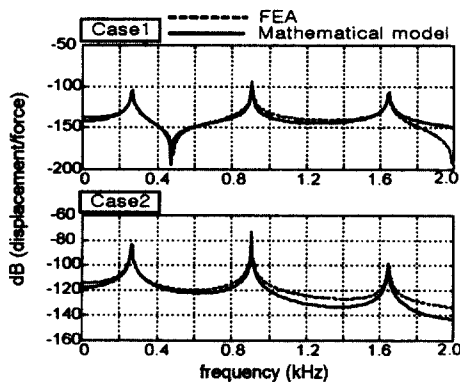


Fig. 3 Comparison between the FRFs of the FEA and the mathematical model

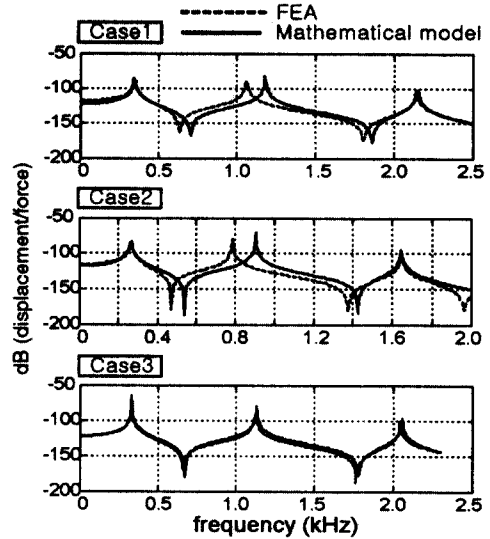


Fig. 4 Comparison between the FRFs of the FEA and the mathematical model

수학적인 모델의 활용도를 알아보기 위해 시스템의 크기가 변화된 경우를 유한요소해석과 비교한다. 측정점과 가진점의 위치는 유한요소해석의 경우와 동일하며 x, y 방향의 길이와 두께를 각각 변화시켜 수학적 모델식과 비교한다.

Fig. 4에서 경우 1은 가로길이를 140mm로 줄인 경우이며, 경우 2는 세로길이를 120mm로 늘린 예이다. 경우 3은 두께만을 10mm로 증가시킨 예이다. 유한요소해석과 수학적인 모델식의 비교에서, 첫째와 세째 공진 모드인 굽힘 모드는 공진 주파수에서 1% 이내의 오차를 보이며, 둘째 비틀림 모드에서는 15% 이내의 오차를 보인다. 이는 수학적 모델에서 굽힘 모드는 안정적이며 비틀림 모드는 모델 변화에 대해 민감함을 의미한다. 이것은 공진 주파수를 나타내는 특성식의 모드계수를 조절함으로써 해결할 수 있다.

3. 액츄에이터 시스템

3.1 시스템 모델링

HDD 액츄에이터는 VCM, E-블록, 서스펜션, 슬라이더로 구분된다. 본 연구에서는 슬라이더를 빼 나머지 부분을 Fig. 5와 같이 모델링 하였다.

실제 액츄에이터 시스템은 피벗베어링 부분이 고정되어 있으며 회전방향으로는 자유롭게 움직일 수 있도록 구속되어 있다. 모델링 과정에서 피벗베어링이 포함되어 있는 E-블록 부분의 특성을 나타내기 위해 피벗 베어링 부분에서 구속조건을 주

었다. VCM 부분을 강체로 가정하였으며 E-블록, 암과 서스펜션은 피봇베어링을 중심으로 강체인 VCM에 구속되어 있다.

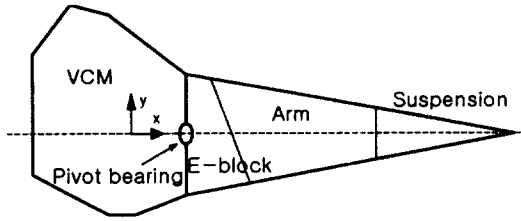


Fig. 5 Simplified model of the actuator system

3.2 실험에 의한 주파수 응답 해석

본 연구에서 제안하는 수학적 모델은 한번 수행한 유한요소해석 또는 실험 데이터를 이용하므로 액추에이터 시스템의 동특성을 실험을 통해 미리 분석한다. 서스펜션은 매우 작은 구조물이고 강성이 작아서 유연한 성질을 갖고 있다. 이러한 구조물에는 센서의 부착이 용이하지 않으며 부착하더라도 그에 따른 부가질량으로 인해 시스템의 특성이 변할 수 있다. 따라서 액추에이터 시스템의 동특성 실험에서는 고해상도의 비접촉 측정이 요구된다. 본 실험에서는 위와 같은 조건에 적합한 LDV를 사용하였다. 가진 신호로는 신호분석기의 구동 신호 중에서 간단한 예비실험을 거쳐 실험에 적합한 랜덤 잡음 신호를 이용하였다.

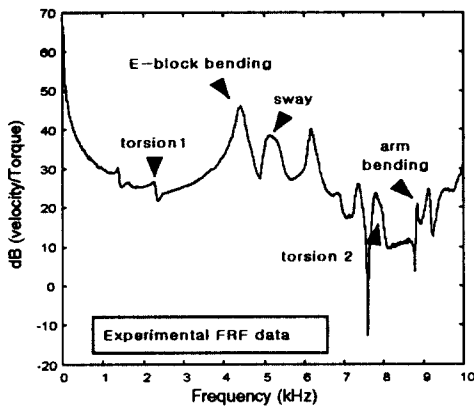


Fig. 6 FRF at the suspension end point for the free condition

실험에 사용된 HDD는 자유상태 조건에 맞게 디스크와 플렉스 케이블이 제거된 상태이다. 서스펜션의 특성 측정이 용이하도록 위 부분을 제외하

나머지 서스펜션을 제거하였으며 자유상태에 대한 서스펜션 끝에서의 횡방향 FRF는 Fig. 6과 같다. 실험에서는 데시벨(dB)의 단위가 속도/전압이지만 토크상수와 저항을 이용하여 전압을 토크로 변환하였다.

3.3 수학적 모델

시스템에 많은 영향을 미치는 동특성을 기본으로 Fig. 6의 FRF에서 5개의 모드를 선정한다.

실제 시스템의 특성은 각 부분이 혼합된 연계모드를 나타내지만 수학적 모델의 편의를 위해 실험에 사용된 모드 분석기와 참고문헌^(2,10)을 근거로 모드를 식별하고, 지배적 영향인자를 Table 3에 나타내었다.

Table 3 Dominant elements at the resonances

	Resonance Freq. (Hz)	Dominant Element
Torsion1	2264	Suspension
bending	4416	Arm
Sway	5136	Suspension
Torsion2	7792	Suspension + Arm
bending	8824	Arm

2.3 kHz와 5.13 kHz에서 서스펜션의 비틀림 모드와 스웨이 모드가 나타난다. 4.4 kHz에서의 모드는 E-블록 전체에 대한 굽힘 모드는 아니며 암 부분의 특성이 지배적으로 나타난다. 7.8 kHz에서는 서스펜션과 암의 특성을 동시에 고려한 비틀림 모드가 나타나며 8.8 kHz에서의 모드는 암의 굽힘 모드이다. 시스템의 횡방향 변형은 VCM이나 E-블록보다는 좀더 유연한 서스펜션과 암 끝쪽에서 많이 일어남을 알 수 있다.

액추에이터 시스템의 모드를 나타내는 근사식의 시행함수는 직각 평판과 마찬가지로 x, y 각 방향에 대한 보 모드의 결합으로 표현된다.

Table 4에서의 고유모드 $X(x)$, $Y(y)$ 는 (1)과 (2)를 나타내며 하첨자는 각 방향에서의 모드순서를 의미한다. 비틀림 1은 x 방향으로 1차 굽힘, y 방향으로 강제회전을 나타낸다. E-블록 부분은 암의 y 방향 굽힘 모드를 나타내도록 한다. 실질적으로 x 방향으로의 변형이 없으나 수학적 모델에서의 x 축의 경계조건을 고려하여 1차 굽힘으로 가정한다. 스웨이 모드는 x 방향으로 2차 굽힘, y 방향으로 1차 굽힘을 나타내도록 표현하고, 비틀림 2는 x 방향으로 2차 굽힘, y 방향으로 강제회전을 표현하도록 한다. 암의 굽힘 모드는 x 방향으로 1차 굽힘, y 방향으로 2차 굽힘을 나타낸다.

Table 4 Trial functions of the system model

Model Mode	Natural Freq.(Hz)	Modes		Trial Function
		X(x)	Y(y)	
Torsion1	2264	B1	R	$\phi_1 = X_1 Y_2$
bending	4416	B1	B1	$\phi_2 = X_1 Y_3$
Sway	5136	B2	B1	$\phi_3 = X_2 Y_3$
Torsion2	7792	B2	R	$\phi_4 = X_2 Y_2$
bending	8824	B1	B2	$\phi_5 = X_1 Y_4$

1 kHz 이하 영역에서의 오차를 줄이기 위해 수학적 모델에 보상항을 첨가시키고 직각 평판에서와 동일한 방법으로 각각의 시행함수와 고유진동수를 이용하여 액츄에이터 시스템의 자유응답을 구한다. 이것을 기본으로 임펄스 강제응답과 FRF를 유도한다. 근사계수 결정은 수학적 모델의 FRF와 실험에서 구한 FRF를 비교함으로써 구할 수 있다. 계수 결정 방법은 직각 평판에서와 동일한 곡선접합 알고리즘을 이용하였으며 접합에 의해 결정된 계수들을 Table 5에 나타내고, 결정된 계수들을 이용하여 시스템 강제 응답 식의 FRF와 실험에 의한 FRF를 Fig. 7에서 비교하였다.

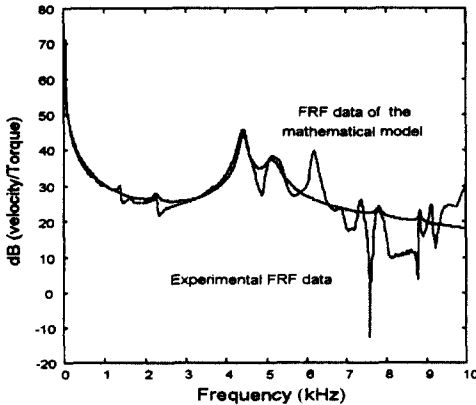


Fig. 7 Comparison between the FRFs of the experiment and the mathematical model

Table 5 Coefficients determined by algorithm

	Natural Freq.(Hz)	Coefficient (a_i)	Damping Coefficient
Torsion1	2264	124565.34	0.041
bending	4416	57962.84	0.032
Sway	5136	-8563.64	0.056
Torsion2	7792	-17197.97	0.01
bending	8824	3287.07	0.003

시스템에 영향을 주는 5개의 모드를 선정하는 과정에서 모드간의 위상을 고려하지 않고 근사계수를 결정하였다. 이유는 시스템 특성을 나타내는 모든 공진에 대해 근사계수를 결정하면 모드간의 위상을 파악할 수 있으나, 선별적으로 선택된 공진 상호간의 위상을 파악한다는 것은 쉬운 일이 아니다. 실험에 의한 FRF를 기준으로 8 kHz 이상에서 오차가 나타나는데 이것은 고주파수대의 모드를 보상항으로 첨가하지 않았기 때문이며 고려되지 않은 위상의 문제도 원인이 된다. 고유진동수에서도 직각 평판과 마찬가지로 물성치들이 변화하였을 때 변화된 특성을 나타내도록 특성항으로 (6)과 같이 표기한다. 해당 공진 주파수를 계산할 때 쓰이는 물성치들은 Table 3에 있는 지배인자들을 중심으로 계산된다. 고유진동수 식에서 사용되는 모드계수는 해당 공진이 가지고 있는 공진 모드를 중심으로 계산되며 Fig. 6에서 나타난 공진 주파수를 기준으로 보상값이 상수항으로 첨부가 된다. 액츄에이터 시스템의 일부 크기가 수정되거나 물성치가 변하면 고유진동수도 그에 따라 변하게 된다. 선정된 공진 주파수에 지배인자에 해당하는 물성치를 대입하고 모드계수를 계산하면 Table 6과 같다. 이렇게 결정된 계수들을 액츄에이터 시스템의 임펄스 강제응답 식에 대입하면 시스템의 각 부분의 가로, 세로 길이나 물성치들이 어느 정도 변화하여도 변화에 따른 응답특성을 근사적으로 나타내게 된다.

Table 6 Mode coefficients at the resonances

	Natural Freq.(Hz)	mode coefficient
Torsion1	2264	31.8780
bending	4416	7.9795
Sway	5136	72.3168
Torsion2	7792	12.4784
bending	8824	15.9445

3.4 수학적 모델의 응용

액츄에이터 시스템의 수학적 모델을 이용하여 동일한 액츄에이터 시스템에 대해 측정점과 가진점이 다른 경우의 FRF 특성을 알아보자.

측정점과 가진점의 좌표를 Table 7에 나타내고 각 경우에 따른 FRF를 Fig. 8에 차례대로 나타내었다. 공진 주파수와 공진 모드는 시스템의 크기와 물성치들이 동일하므로 기준이 되는 Fig. 7과 같다. 경우 1은 측정좌표가 서스펜션의 중간부분에 해당하므로 2.2 kHz와 5.1 kHz에서 서스펜션의 특성이 다른 경우보다 잘 나타난다. 경우 2는 서스펜션과 인접한 암의 끝점에서 측정한 FRF로써 경우 1에서

의 서스펜션의 특징이 많이 사라지고 4.4 kHz 와 8.8 kHz에서의 암의 특징이 잘 나타난다. 경우 3은 암의 중간 부분을 측정한 FRF이므로 암의 끝부분을 측정한 경우 2와 비교해 볼 때 암의 특성을 나타내는 진폭이 다소 감소하였음을 알 수 있다. 반면 7.7 kHz에서는 다소 복합적으로 서스펜션과 암 부분에서 비틀림이 강하게 나타남을 알 수 있다.

Table 7 Points of measurement and excitation

Position Case	Measurement Point (mm)	Excitation Point (mm)
Case 1	82.50 , 12.35	19.08 , 11.69
Case 2	71.99 , 11.40	19.08 , 11.69
Case 3	64.04 , 10.44	19.08 , 11.69

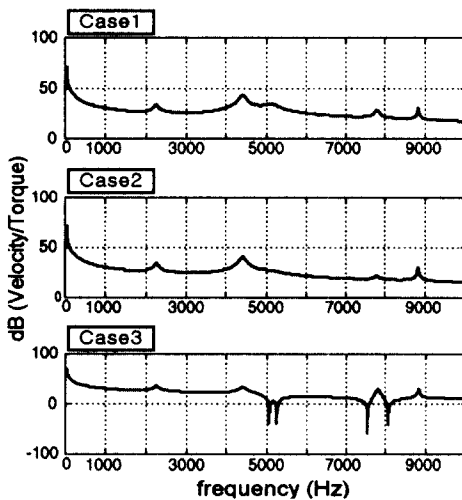


Fig. 8 FRFs of the mathematical model

4. 결론

액츄에이터 시스템의 수학적 동특성 모델의 가능성을 제시하고 편의성과 타당성을 검증하기 위해 단순 모델인 직각 평판에 대한 시스템 응답을 수학적 모델로 표현하였다. 근사식은 근사계수와 시행함수로 이루어졌으며 근사계수는 한번 수행한 유한요소해석이나 실험상의 FRF로부터 시스템의 동특성을 나타내도록 유도되었다. 시행함수는 원하는 모드를 나타내도록 하였다.

직각 평판의 경우, 공진 부근에서 시스템의 특성이 잘 나타나고 FRF 경향 특성도 근사함을 알 수 있었다. 1.8 kHz 이상에서는 어느 정도의 오차가 발생하였다. 수학적인 모델에 포함되는 모드의 수를 증가시키면 이 오차를 더 줄일 수 있다.

액츄에이터 시스템의 경우, 서스펜션 상에서 측

정점을 변화시킨 경우는 공진 부근에서 근소오차를 보이고 해당 주파수대에서 각각의 모드를 표현하였다. 물성치가 다른 암부분에서의 경우는 비틀림 모드에서 오차가 발생되었다.

후기

본 연구는 한국과학재단 목적기초연구(981-1002-011-2)지원으로 수행되었으며, 이에 관계자 여러분께 감사드립니다.

참고문헌

- (1) A. H. Jeans, "Analysis of the Dynamics of a Type 4 Suspension", Transactions of the ASME, Vol. 114, pp. 74-78, 1992.
- (2) 김정주, 정태건, "고밀도 HDD 서스펜션의 동특성 해석", 대한기계학회 논문집(A), 제21권, 제11호, pp. 1885-1895, 1997.
- (3) Dick Henze, Ray Karam, and Albert Jeans, "Effects of Constrained-Layer Damping on the Dynamics of a Type 4 In-Line Head Suspension", IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 26, No. 5, pp. 2439-2441, 1990.
- (4) C. J. Wilson, and D. B. Bogy, "An Experimental Modal Analysis Technique for Miniature Structures", Journal of Vibration and Acoustics, Vol. 118, pp. 1-9, 1996.
- (5) A. W. Leissa, "The Free Vibration of Rectangular Plates", Journal of Sound and Vibration, No. 31(3), pp. 257-293, 1973.
- (6) D. J. Gorman, and R. K. Sharma, "A Comprehensive Approach to the Free Vibration Analysis of Rectangular Plates by Use of the Method of Superposition", Journal of Sound and Vibration, No. 47(1), pp. 126-128, 1976.
- (7) D. J. Gorman, "Free Vibration Analysis of the Completely Free Rectangular Plates by the Method of Superposition", Journal of Sound and Vibration, No. 57(3), pp. 437-447, 1978.
- (8) S. C. Chapra and R. P. Canale, Numerical Methods for Engineers, 2nd, McGraw-Hill, 1990.
- (9) W. H. Press, S. A. Teukolsky, W. T. Vetterling, and B. P. Flannery, Numerical Recipes in Fortran, 2nd, Cambridge University Press, 1992.
- (10) 박상영, 정태건, "하드 디스크 드라이브 액츄에이터 시스템의 동특성 해석", 대한기계학회 논문집(A), 제23권, 제12호, pp. 2267-2273, 1999.