

# 공기 베어링 개념을 이용한 디스크 진동 저감 연구

최의곤 · 임윤철\*

연세대학교 대학원 기계공학과

\*연세대학교 기계전자공학부

## Disk Vibration Suppression with Air Bearing Concept

Ui-Gon Choi , Yoon-Chul Rhim\*

Dept. of Mechanical Eng. Graduate School, Yonsei Univ.,

\*School of Electrical & Mechanical Eng., Yonsei Univ.

**Abstract** - As the rotational speed and the track density are increased, the vibration of disk/spindle system becomes critical issue. In this work, we propose a simple inclined air bearing(20mm×20mm) system which is positioned very near to the rotating disk, especially compact disc(CD) as a flexible disk, and we investigate suppressing effect about disk mode (0,0) both experimentally and numerically. We find dynamic stiffness and damping coefficients of bearing and apply to the disk vibration. The results show about 10 percent errors comparing to the experimental results. Also we investigate experimentally the reduction of disk vibration and power consumption with two different kinds of inclined bearing for normal disk drive system, which has tray and cover. We find inclined air bearing can decrease about 30 percents of the original disk vibration amplitude.

**Key words** : disk/spindle system, air bearing, vibration suppression, flexible disk, dynamic

### 1. 서론

컴팩트 디스크(CD)는 1980년대 중반부터 보편화되어 현재 저렴한 가격으로 많은 양의 정보를 저장하는 컴퓨터 데이터 저장기 구이며 digital versatile disc(DVD)는 기존의 CD와 겉모양은 같지만 최소 4.7GB로 저장용량이 CD에 비해 7배가 넘어 차세대 기록매체로 각광 받고 있다. 지금까지 저장용량의 증가와 디스크 액세스 타임을 줄이기 위해서 이러한 저장기구 및 디바이스에

대한 많은 연구가 진행되어 왔으며 이를 실현하기 위해서는 트랙 밀도의 증가와 더불어 디스크 회전 속도의 증가가 필수적이다. 그러나 회전 속도가 증가함에 따라 디스크의 진동은 피할 수 없는 현상이며, 이것은 저장기에 치명적인 문제를 발생시킨다. 일반적으로 디스크/스핀들 진동은 두 가지 범주로 나눌 수 있는데 그 첫번째는 회전하는 디스크와 스핀들 모터와의 상호작용의 결과로 인하여 디스크의 변형이 발생하여 생기는 진동[1]이며 이것은 반복적인 런아웃

(RRRO)을 야기시키지만 서보 제어에 의해 저감이 가능하다. 두번째는 디스크 모션과 유동의 커플된 효과에 의해 일어나는 진동(Flutter)[2]과 볼 베어링의 형상 에러에 의해 야기되는 비반복적인 런아웃(NRRO)인데, 볼 베어링의 형상 에러에 의한 NRRO는 유체동압베어링(FDB)을 적용함으로써 해결할 수 있다고 알려져 있다. Flutter에 의한 NRRO를 저감 시키기 위해서 디스크 재료에 관한 연구[3]가 이루어졌으며 베어링 개념을 이용한 연구로는 하드디스크의 경우 베어링 형상이 아닌 단순한 판(plate)을 이용하여 디스크 진동에 의해 발생하는 스쿼즈 막 효과(squeeze film effect)에 관한 연구가 기초적으로 진행되어왔다. Bittner 와 Shen[4]은 판을 이용하여 디스크의 불규칙한 요동(flutter)을 줄여보고자 했으나 판과 디스크 사이의 간격을 0.635mm로 준 상태에서 실험을 행하였으므로 만족스러운 결과를 얻지는 못하였다. Ono등[5]은 판과 디스크 사이의 간격을 최소 50 $\mu$ m로 주어 실험적으로 15mm의 반경 폭, 90°의 각방향 길이(Angular length)를 가지는 공기 베어링 판을 디스크에서 높이 170 $\mu$ m에 위치시켰을 때 디스크의 불규칙 요동성분을 30% 이하로 줄였으며 수치적으로도 실험 결과에 대응하는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 하드디스크에 비하여 연한

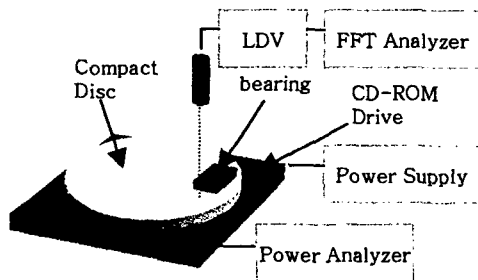


Fig.1. Schematic diagram of experimental setup

강성을 가진 광디스크의 진동을 줄이기 위해 공기 베어링 개념을 도입하여 경사베어링을 제작하였으며 디스크 면에 500 $\mu$ m 이하로 위치시켜 실험을 수행하였고, 디스크의 진동에 따라 변화하는 동적인 강성계수(Stiffness coefficients)와 감쇠계수(Damping coefficients)를 구하여 디스크 진동식과 연계하여 수치적으로 디스크 진동의 감소현상 또한 해석하였다.

## 2. 실험 내용 및 방법

Figure 1에 본 연구에서 수행한 실험장치 개략도가 나타나있다. 디스크의 양면에 베어링을 장착하였고 displacement decoder에 의한 분해능(resolution)은 32nm를 가지도록 full scale output(peak-peak)을 128 $\mu$ m로 조정된 LDV(Laser Doppler Vibrometer)를 이용하여 디스크 진동 신호를 받아 FFT Analyzer를 이용하여 그 값을 처리하고 이와 동시에 Power Analyzer를 이용하여 디스크 구동 모터에서 소요되는 전력을 측정하였다. ABEX TEST DISC를 실험 디스크로 이용하였으며 디스크 드라이브는 삼성전자 모델 SC-152 48배속 CD-ROM을 개조하여 모터의 회전 속도를 전압으로 조절할 수 있도록 하였다. 실험은 크게 두 가지 방법으로 행하였는데 공기 유



Fig.2. Signal sensing point.

동에 의한 효과를 줄이기 위하여 드라이브의 위 뚜껑을 개방한 상태로 실험을 행하여 수치해석 결과와 비교한 것과 트레이(Tray)와 아크릴 커버(Cover)를 장착한 일반적인 디스크 드라이브 조건에 유사하게 실험한 것으로 나눌 수 있다. 디스크를 디스크 드라이브 축에 고정시키기 위하여 제품에 포함된 자체 자석 고정 디바이스(Clamp)를 이용하였고 회전하고 있는 디스크에서 모터와 공기 유동 등에 의해 가해지는 힘 때문에 일어나는 면 진동을 측정하기 위해서 Fig. 2와 같이 LDV의 빔 포인트를 디스크의 반경방향 55mm지점에 위치하여 베어링의 트레일링 에지(trailing edge) 옆에서 측정 가능한 위치까지 밀착시켜 사용하였다. LDV로 측정된 값은 FFT analyzer를 이용하여 진동의 진폭 스펙트럼과 시간에 따른 변화(Time trace)를 얻을 수 있었다. 실험에 사용한 베어링은 크기가 20mm × 20mm으로 리딩 에지와 트레일링 에지의 높이 차가 210μm(I210)와 70μm(I70)인 두 가지 베어링을 디스크면의 아래, 위에 장착하기 위해 쌍으로 제작 하였으며 결과의 비교를 위하여 디스크 위쪽에 장착할, 반경방향으로 10mm만큼 긴 20mm × 30mm 크기의 70μm(IU70\_2)를 추가로 제작하였다. 연마 후 열처리된 각각의 베어링 치수의 오차정도는 마이크로미터로 측정한 결과 5μm미만으로 나타났다. 실험에서 베어링을 디스크 표면으로부터 일정 간격을 띄우기 위해서는 영점을 찾아야 하므로 FFT Analyzer의 주파수 전폭(frequency span)을 10Hz로 하여 베어링을 정지 디스크에 접근시켜가며 응답을 관찰하여 영점을 찾아내었다. 영점을 찾은 후에는 4800rpm, 5400rpm의 모터 속도에 대해 디스크 표면으로부터의 베어링의

간격을 500μm에서 일정한 간격으로 줄여가며 실험을 행하였다. 이 때 간격은 정지 디스크로부터의 간격을 뜻한다. 주파수 스펙트럼을 얻기 위해 FFT Analyzer의 주파수 전폭을 1KHz로 하였으며 디스크의 요동은 무작위로 일어나는 현상이기 때문에 100개의 샘플을 평균을 내어 스펙트럼을 얻었다. 시간에 따른 변화는 주파수 전폭을 20KHz로 조정하여 트리거링(Triggering)을 한 후, 주파수 스펙트럼을 얻을 때와 마찬가지로 100개의 샘플을 평균하여 얻었다.

### 3. 수치 해석 방법

베어링에 의한 디스크의 진동 저감 정도를 수치적으로 계산하기 위해 우선적으로 디스크가 진동함에 따라 변화하는 베어링의 강성력과 감쇠력을 구한다. 이러한 방법으로 구한 계수값들을 회전 디스크 진동 방정식에 적용하여 원하는 위치에서의 응답 특성을 알아낸다.

#### 3.1 베어링의 동적 감성계수 및 감쇠계수

실제적으로 베어링에 의해 발생하는 강성력과 감쇠력은 베어링과 면 사이의 거리가 변화함에 따라 선형으로 변화하는 것이 아니기 때문에 비선형 계수들도 구할 필요가 있다. 우선적으로 식(3-1)에서 볼 수 있는 공기베어링의 지배방정식인 레이놀즈 방정식(Reynolds equation)을 무차원화 하여 Castelli와 Stevenson이 제안한 Alternative Direction Semi-Implicit Numerical Methods(ADSI)기법[6]을 사용

$$\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{rh^3}{12\eta_0} \frac{\partial p}{\partial r} \right) + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \theta} \left( \frac{h^3}{12\eta_0} \frac{\partial p}{\partial \theta} \right) = \frac{1}{2} \frac{\partial(p h r \omega)}{\partial \theta} + r \frac{\partial(ph)}{\partial t} \quad (3-1)$$

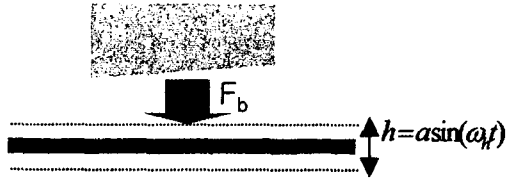


Fig.3. Bearing and disk vibration

하여 유한 차분법으로 압력분포와 하중지지 능력(load carry capacity)을 구하였다. 디스크는 Fig. 3과 같이 하모닉 형태로 거동한다고 가정하였다. 여기서 구한 하중지지능력을 이용하여 Czolczynski가 제안한 orbit method[7]를 이용하여 식(3-2)에서 볼 수 있는 강성력 및 감쇠력과 각각의 계수들을 구하였다.

$$F = c_1 \dot{h} + c_2 \ddot{h} + c_3 h^2 + c_4 h^2 \dot{h} + k_1 h + k_2 h^2 + k_3 h^3 \quad (3-2)$$

그 한 예로써, Fig. 4는 I70에 대해 디스크가 회전 속도 5400rpm으로 구동하고 베어링의 최소간극은 100 $\mu$ m이고 디스크 진동 진폭이 20 $\mu$ m인 경우에 베어링에 의해 발생하는 하중지지능력, 강성력, 감쇠력의 변화를 한 주기 동안 나타낸 그래프이다.

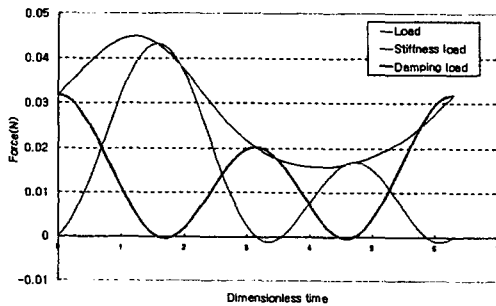


Fig.4. Comparison of loads

### 3.2 회전 디스크의 진동 방정식

Figure 5는 내경이 b이고 외경이 a인 디스크가 회전속도  $\Omega$ 로 회전하며 Fig.3에 베어링에 의한 하중  $F_b$ 를 받고 있는 그림이

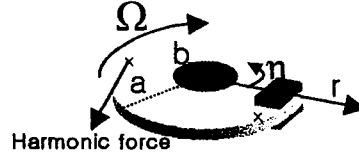


Fig.5. Analytical model of system

다. 해석적인 편의를 위해 조화함수로 된 힘을 디스크 끝점에서 인가시켰으며 이를 조절하여 베어링이 없는 경우의 디스크 응답을 실험값과 일치시키는 과정을 거쳤다. 앞 절에서 구한 계수들을 이용하여 자가진진동(Self-excited vibration)의 개념으로 베어링에 의한 하중을 시간의 변화에 따라 진동의 크기와 속도의 변화에 맞추어 변화할 수 있도록 하였다. 이러한 시스템을 외부의 고정 좌표계(u, r,  $\eta$ )에 대해 정리하면 식(3-3)와 같은 지배방정식을 얻을 수 있다

$$D\nabla^4 u + \rho h \left( \frac{\partial^2}{\partial t^2} - 2\Omega \frac{\partial^2}{\partial t \partial \eta} + \Omega^2 \frac{\partial^2}{\partial \eta^2} \right) u - \frac{h}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left( r \sigma_r \frac{\partial u}{\partial r} \right) - \frac{h}{r} \frac{\partial}{\partial \eta} \left( \sigma_\eta \frac{\partial u}{\partial \eta} \right) = F_{in}(t) + F_b(u + u_{overall}, \dot{u} + \dot{u}_{overall}) \quad (3-3)$$

where,

D : Plate flexural rigidity

$\nabla^4$  : Bi-harmonic operator

$\rho$  : Mass density of the disk material

h : Thickness of the disk

$\sigma$  : Stress on an infinitesimal element

$F_{in}$  : Induced harmonic force

$u_{overall}$  : Overall amplitude

식 (3-3)의 해는 일반적으로 식(3-4)의 형태로 가정한다.

$u(r, \eta, t)$

$$= \sum_{m=0}^M \sum_{n=0}^N [C_{mn}(t) \cos(n\eta) + S_{mn}(t) \sin(n\eta)] R_{mn}(r) \quad (3-4)$$

where,

$C_{mn}(t), S_{mn}(t)$  : Time function

$R_{mn}(r)$  : Space function

m : Nodal circle

n : Nodal diameter

식(3-4)와 같이 디스크의 진동응답은 굽힘 모드(bending mode)의 합으로 이루어져 있다. 여기서는 박대경[8]의 논문을 참조하여 디스크 진동의 큰 부분을 차지하는 (0,0)모드에 대해서 해석을 하였다. 그리하여 식(3-3)의 해는 식(3-5)와 같이 절직경(nodal diameter)과 절원(nodal circle)이 모두 0인 경우의 해로 나타난다.

$$u(r,t) = C_{00}(t)R_{00}(r) \quad (3-5)$$

위의 해를 구하기 위해 임을균[9]이 연구한 Barasch[10]의 방법을 이용하여 (0,0)모드의 고유진동수와 반경방향함수(Space function)  $R_{00}(r)$ 를 룬지-쿠타(Runge-Kutta method)방법을 이용하여 구하였으며 시간 함수  $C_{00}(t)$ 역시 룬지-쿠타 방법을 이용하였으며 이를 통해 (0,0)모드에 대한 디스크 진동 응답을 구

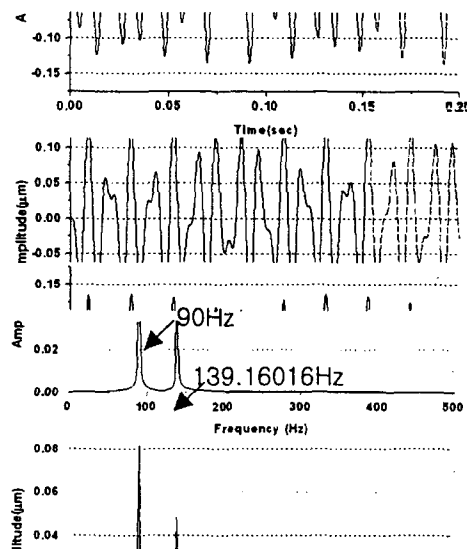


Fig.6. Displacement response and spectrum(170, 5400rpm)

하였고 실험으로 구한 (0,0)모드의 결과와 비

교할 수 있었다. Figure 6은 170 베어링에 대해 디스크 회전 속도 5400rpm, 베어링과 디스크 최소간격을 100 $\mu$ m 그리고 인가되는  $F_m$ 의 주파수를 90Hz로 하였을 때 시간에 따른 변화와 그의 주파수 스펙트럼이다. Barasch의 방법으로 구한 (0,0)모드의 진동수인 139.483Hz와 거의 유사한 주파수에서 (0,0)모드가 일어남을 확인할 수 있었다.

## 4. 결과 및 고찰

### 4.1 트레이와 커버를 장착한 경우

Figure 7은 디스크 진동 저감의 한 예로서, 베어링(170)을 장착하지 않은 경우와 장착하여 최소 간격을 50 $\mu$ m으로 한 경우에 디스크가 회전 속도 5400rpm으로 구동될 때의 시간에 따른 변화와 주파수 스펙트럼을 나타낸다. 시간에 따른 변화에서 볼 수 있듯이 수치해석에서 가정한 디스크의 진동 모션처럼 실제적으로도 조화 함수의 거동을 보인다는 것을 확인할 수 있다. 주파수 스펙

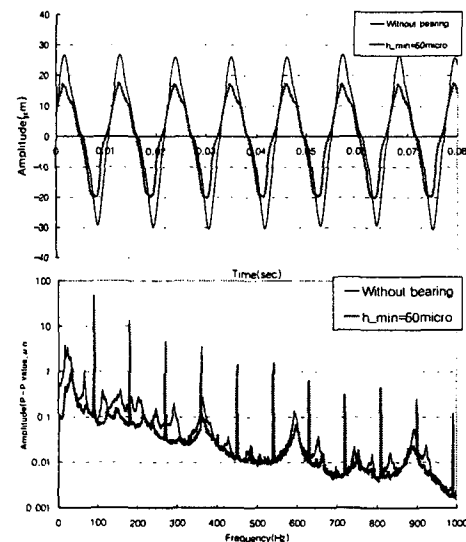


Fig.7. Disk vibration spectrum and time trace with and without 170(5400rpm)

펙트럼에서는 디스크 진동의 가장 큰 부분을 차지하며 회전 속도의 배수로 주기적으로 나타나는 폭이 좁은 피크들을 볼 수 있는데 이것은 디스크가 회전함에 따라 발생하는 변형에 의한 RRO성분이고, 폭이 넓은 것은 디스크의 자체 모드와 트레이와 커버 사이의 유동에 의해 발생하는 면 진동으로 NRRO성분을 나타낸다. 또한 디스크 사이의 간격이 줄어들수록 진동이 감소하는 것도 확인할 수 있었다. Figure 8은 디스크 회전 속도 5400rpm에서 I70을 사용하여 디스크 진동의 저감 정도를 RMS값으로 나타낸 것으로 디스크와 베어링의 간격을 500 $\mu$ m부터 시작해서 300 $\mu$ m, 200 $\mu$ m, 150 $\mu$ m, 120 $\mu$ m, 100 $\mu$ m, 80 $\mu$ m, 50 $\mu$ m로 줄여나갈 때의 값이다. 각기 다른 시간에 다섯 번 실험을 행하여 나타낸 평균값으로 표준편차는 모두 2 $\mu$ m정도이다. 300 $\mu$ m이후의 영역에서는 베어링의 영향이 미미하다가 베어링이 디스크 면에 가까워지면서 디스크 진동의 저감이 나타나며 최소 간극 50 $\mu$ m이 되었을 때, 베어링을 장착하지 않았을 때의 진동량에 비하여 26%정도가 감소됨을 보였다. Figure 9는 디스크 회전 속도 5400rpm에서 각각의 베어링 조건에 대해 디스크 진동의 저감 정도를 베어링이 없을 때의 값을 기준으로 하여 베어링을 장착했을 때의 값

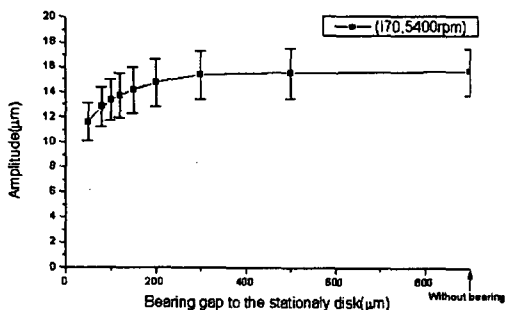


Fig.8. Amplitude(RMS) of disk vibration with I70 at 5400rpm

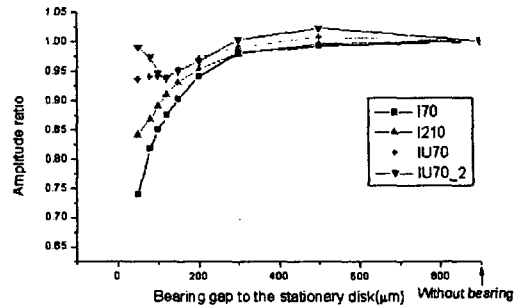


Fig.9. Amplitude(RMS) ratio of disk vibration at 5400rpm

들의 비를 나타낸 결과이다. IU70은 I70의 경우에서 아래쪽에 베어링을 장착하지 않은 경우이고, IU70\_2는 20mm×30mm 크기를 가지는 베어링을 위쪽에만 장착한 경우이다. I210의 경우, I70에 비해 베어링의 경사면이 급하기 때문에 하중지지능력이 떨어지게 되어 디스크의 저감 정도가 최대 16%정도로 나타남을 알 수 있었다. 그리고 위쪽에만 베어링을 장착한 경우에 대해서는 IU70의 경우 I70에 비해 사분의 일 이하의 저감 정도를 보이며 최대 6.4%의 저감율을 보였다. IU70\_2의 경우 IU70에 비해 위쪽에서 작용하는 불균형적인 힘의 증가로 인하여 최소 간격 120 $\mu$ m을 기점으로 진동이 증가하는 현상을 보였다.

Figure 10은 I70을 사용하여 디스크의 회전 속도를 달리 했을 때, 디스크의 저감 정도를 나타내며 디스크 회전 속도가 4800rpm

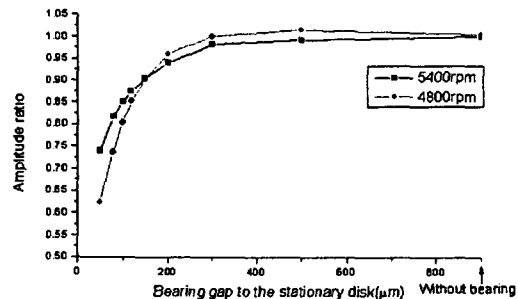


Fig.10. Amplitude(RMS) ratio of disk vibration with I70 at 4800rpm and 5400rpm

의 경우에 최대 38%의 저감 정도를 보이며 5400rpm의 경우보다 더 나은 결과를 보였다. 이는 디스크의 회전 속도의 증가에 따른 베어링에 의한 하중지지능력의 증가보다 디스크 자체의 강성이 더 크게 증가한다는 것을 나타낸다.

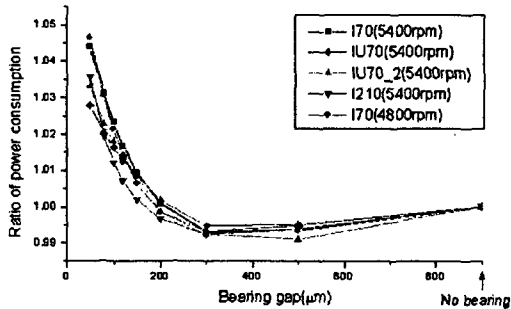


Fig.11. Ratio of power consumption

Figure 11은 각각의 베어링에 대해 모터의 전력소비를 나타낸 것이다. 모든 경우에 2%에서 5%사이에서 최대 전력소비 증가 값을 보였으며 디스크의 저감 정도가 클수록 전력소비가 큰 경향을 보이며, I70의 경우 최대 전력소비를 나타냈으며 IU70의 경우가 가장 낮은 전력소비를 보였다. 최소간격이 300 $\mu\text{m}$ 보다 큰 경우에는 오히려 베어링이 없는 경우보다 전력소비가 감소하는 경향을 보이는데 이는 베어링이 디스크 면에 가까워질수록 디스크 면에서의 난류형성이 심해짐으로 해서 마찰이 감소하는 경향을 보이다가 최소 간격이 300 $\mu\text{m}$ 보다 작아지면서 베어링의 감쇠력에 의해 에너지가 손실되는 양이 커짐에 따라 전력소비가 증가하기 때문이다.

#### 4.2 트레이와 커버를 장착한 경우 및 수치해석 결과

트레이와 커버를 장착한 경우에는 Fig.12에서 볼 수 있듯이 트레이와 커버의 영향으로 인하여 디스크의 고유진동 모드 외에 불규칙한 유동에 의한 성분들이 나타남과 동

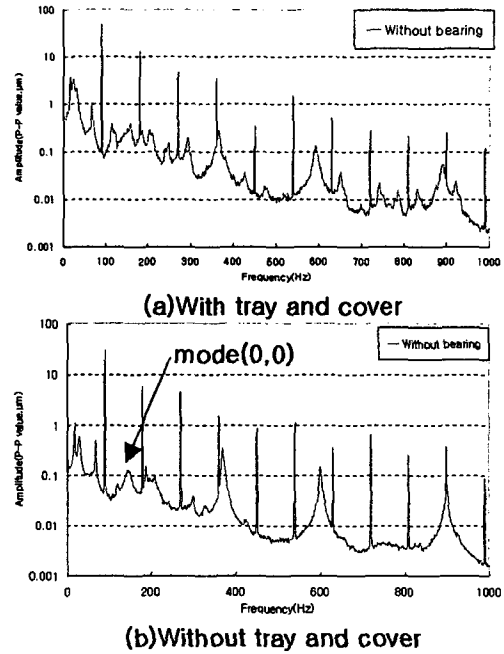


Fig.12. Comparison of spectrums with and without tray and cover

시에 (0,0)모드가 트레이와 커버의 영향을 받아 크기와 위치가 변화하여 수치해석과 비교하기 어렵게 되었다. 그리하여 트레이와 커버가 없는 상태에서 실험을 행하였고 이 때 얻어낸 (0,0)모드의 피크값들을 수치해석결과와 비교하였다. 디스크 회전 속도 5400rpm에서 I70베어링에 대해 디스크가 20 $\mu\text{m}$ 의 진폭으로 진동한다는 조건에서 수치해석에 사용한 강성계수와 감쇠계수는

$h_{\text{min}}(\mu\text{m})$	200	150	120
k1	74.673771	178.434646	348.879297
k2	16859641	30821284.33	49908832.89
k3	9.923E+09	22331633951	59463003112
c1	0.06094	0.149888	0.294736
c2	0	0	0
c3	50.813852	90.303453	141.010019
c4	-3371163	20491494.44	72209441.42
$h_{\text{min}}(\mu\text{m})$	100	80	50
k1	602.75655	1174.363065	4672.089166
k2	75047026	126867300.2	451546210.2
k3	1.422E+11	4.37765E+11	5.37879E+12
c1	0.511182	1.000199	4.071313
c2	0	0	0.000001
c3	202.85263	316.156452	790.195358
c4	188789794	599488858.4	7170050369

Table 1. Stiffness and damping coefficients For I70(5400rpm , a=20 $\mu\text{m}$ )

Table 1과 같고 한쪽 베어링의 계수 값을 나타낸다. 디스크 진동의 대부분을 차지하는 것은 RRO성분이고 (0,0)모드는 극히 일부분이므로 각각의 계수에다가 (0,0)모드의 변위 및 속도와 더불어 시간에 따른 변화에서 볼 수 있었던 전체 변위와 변위속도 항을 더한 후, 계수들에 곱하여 디스크 진동식에 대한 수치해석을 진행하였다. Figure 13은 디스크 회전 속도 5400rpm에서 I70 베어링을 사용하였을 때의 (0,0)모드에 대한 실험 결과와 수치해석 결과를 베어링이 없는 경우를 기준으로 각각의 비를 비교한 그림이다. 3.2절에서 언급했듯이 수치해석 시 베어링이 없는 경우에 대해서 우선 실험결과와 일치시키는 작업을 하여 디스크의 끝점에서 인가되는 힘의 크기를 고정한 뒤, 각각의 강성계수와 감쇠계수를 적용해 가며 수치해석을 하였고 최대 저감율이 약 60%이고 10% 부근의 오차를 가지며 실험결과와 일치하는 경향을 보였다. 이로써 수치적으로 구한 강성계수 및 감쇠계수들이 실제 경우와 비교적 일치한다는 것을 확인 할 수 있었다.

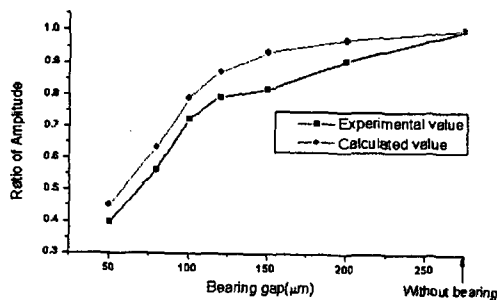


Fig.13. Comparison of Experimental and numerical results about peak value of mode(0,0)

## 5. 결론

본 논문을 통하여 상용화된 옵티컬 디스크 드라이브에서 디스크가 회전할 때 발생하는 진동을 공기 베어링의 개념을 이용하여 저감하고 이론적으로 이에 타당한 강성계수와 감쇠계수를 제시하여 디스크 드라이브 분야의 연구에 기여하고자 하였고 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 실제 디스크 드라이브의 작동조건과 유사하게 디스크 트레이와 커버를 장착하여 크기 20mm × 20mm이고 에지(edge) 사이의 높이차가 70μm인 베어링을 디스크의 양 면에서 대칭적으로 최소 간격 50μm로 위치시킨 디스크 진동의 진폭이 26%정도 저감하였다.
2. 에지사이의 높이차가 클수록 하중지지능력이 떨어짐으로 인하여 디스크 진동 저감이 감소하였다.
3. 디스크의 윗면에만 베어링을 장착한 경우 베어링에 의해 인가되는 힘의 불안정성으로 인해 최소간극이 줄어들에 따라 디스크 진동이 오히려 증가함을 보였다.
3. 디스크 저감정도에 비례하여 모터에서의 전력 소비가 증가하였으며 그 범위는 2%~5%사이였다.
4. 디스크 자체의 진동 성분인 (0,0)모드는 크기 20mm × 20mm이고 에지(edge) 사이의 높이차가 70μm인 베어링을 디스크의 양 면에서 대칭적으로 최소 간격 50μm로 위치한 경우에 60%정도의 저감을 보였다.
5. 베어링의 선형적인 강성계수와 감쇠계수 뿐만 아니라 비선형 계수들을 구하였고 자가가진진동의 개념을 이용하여 수치해석을 수행하였으며 이것은 실험을 통한



방법과도 그 결과가 일치하였으므로 강성 계수와 감쇠계수는 비선형성까지 고려하는 것이 타당하다는 것을 알 수 있었다.

## 후기

이 연구는 연세대학교 CISD(Center for Information Storage Device)의 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- [1] Shen, I. Y. and Ku, C. -P. Roger, 1997, "A Non-Classical Vibration Analysis of Multiple Rotating Disks/Spindle Assembly," ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 64, pp. 165-174
- [2] D'Angelo, C. III and Mote, C. D. Jr., 1993, "Aerodynamically Excited Vibration And Flutter of A Thin Disk Rotating At Supercritical Speed," Journal of Sound and Vibration, Vol. 168, pp 15-30.
- [3] McAllister, J.S., 1997, "Characterization of Disk Vibrations on Aluminum and Alternative Substrates," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. 33, no. 1, pp 968-973
- [4] Bittner, H. and Shen, I.Y., 1999, "Taming Disk/Spindle Vibrations Through Aerodynamic Bearings and Acoustically Tuned Mass Dampers," IEEE Trans. Magnet. Vol. 35, pp 827-832.
- [5] Ono, K. and Maeda, E., 2000, "Suppression of Disk Flutter by a Squeeze Air-Bearing Plate," J. Info. Storage Proc. Syst., Vol. 2, pp 33-40.
- [6] Castelli, V. and Stevenson, C. H., 1968, "Semi-Implicit Numerical Methods for Treating the Time-Transient Gas-Lubrication Equation," Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME, Vol. 90, pp153-156.
- [7] Czolczynski, K., 1996, "How to Obtain Stiffness and Damping Coefficients of Gas Bearings," Wear, Vol. 201, pp265-275.
- [8] 박대경, 2001, "하드디스크에서의 디스크 플러터에 의한 TMR의 예측과 HDA의 충격응답해석," 연세대학교 석사 졸업논문
- [9] 임을균, 1999, "정보저장기기용 회전원판의 고유진동수 해석," 연세대학교 석사 졸업논문.
- [10] Barasch, S, and Chen, Y. , 1972, 'On the Vibration of a Rotating Disk,' Transaction of ASME Journal of Applied Mechanics, Vol. 39, pp1143-1144