

공기 베어링 개념을 이용한 디스크 진동 저감 연구

최의곤 · 임윤철*[†]

연세대학교 대학원 기계공학과, *연세대학교 기계공학부

Disk Vibration Suppression with Air Bearing Concept

Ui-Gon Choi and Yoon-Chul Rhim*[†]

Graduate School of Yonsei Univ., *School of 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 order to reduce the track mis-registration. In this work, we propose a simple inclined air bearing (20 × 20 mm) system which is located very near to the rotating poly-carbonate disk, and investigate suppressing effect for the disk vibration mode (0,0) both experimentally and numerically. We find dynamic stiffness and damping coefficients of air bearing and then apply those values to the disk vibration analysis. Numerical results show about 10 percent difference comparing to the experimental results. Also we investigate the reduction of disk vibration and power consumption with two different kinds of inclined bearing for the normal disk drive system experimentally. We find inclined air bearing can reduce about 30 percents of the transverse disk vibration.

Key words – disk/spindle system, air bearing, vibration suppression, flexible disk, dynamic stiffness and damping coefficients.

1. 서 론

CD와 DVD는 1980년대 중반부터 보편화 되어 현재 저렴한 가격으로 많은 양의 정보를 저장하는 데이터 저장 매체로 자리잡고 있다. 이러한 저장매체를 사용하는 광학식 정보저장기기(Optical Disk Drive: ODD)는 계속하여 데이터의 저장 용량의 증대와 입출력 속도를 향상시키기 위하여 많은 연구가 진행되고 있으며 이를 실현하기 위해서는 데이터 트랙 밀도의 증가와 디스크의 회전 속도의 증가가 필수적이다. 그러나 디스크의 회전 속도가 증가함에 따라 플라스틱으로 만들어진 디스크는 진동하게 되어 데이터의 입출력 시 에러를 발생하게 된다. 일반적으로 디스크/스핀들의 진동은 두 가지 범주로 나눌 수 있다. 그 첫번째는 회전하는 디스크와 스펀들 모터와의 상호작용의 결과로 인하여 디스크의 변형이 발생하여 발생하는 진동[1]이며 이것은 반복적인 런아웃(RRO)을 야기시키지만 서보 제어에 의해 어느 정도까지는 해결이 가능하다. 두 번째

는 디스크 모션과 공기유동의 연성된 효과에 의해 일어나는 면 진동(Flutter)[2]과 볼 베어링의 형상 에러에 의해 야기되는 비반복적인 런아웃(NRRO)이다. 볼 베어링의 형상 에러에 의한 NRRO는 유체 동압 베어링(FDB)을 사용함으로써 완화시킬 수 있으나 Flutter에 의한 NRRO를 저감시키기 위해서는 디스크 재료에 관한 연구[3]와 함께 능동적으로 진동을 억제할 수 있는 방법이 필요하다. 이와 관련하여 하드디스크의 경우 스퀴즈 필름 댐퍼를 회전 디스크 면에 인접하게 설치하여 디스크의 면 진동을 능동적으로 억제하는 연구가 기초적으로 진행되어 왔다[4]. Ono 등[5]은 반경 폭 15 mm, 각방향 길이(Angular length) 90°의 스퀴즈 필름 댐퍼를 디스크로부터 170 μm를 띄워서 설치하여 디스크의 불규칙 진동성분을 삼분에 일 이하로 줄였으며 수치적으로도 실험 결과에 대응하는 결과를 얻었다.

본 연구에서는 하드디스크보다 훨씬 강성이 적은 광디스크의 진동을 줄이기 위해 공기 베어링 개념을 도입하여 경사베어링의 사용을 제안하였으며 디스크 면으로부터 500 μm 이내로 설치하여 실험을 수행하였다. 디스크의 진동에 따라 변화하는 공기 경사베어링의 강

[†]주저자 · 책임저자 : rhim@bubble.yonsei.ac.kr

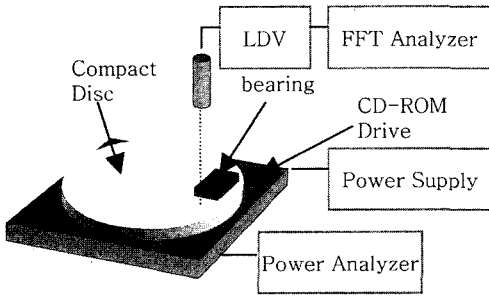


Fig. 1. Experimental setup.

성계수와 감쇠계수를 구하여 디스크의 진동방정식과 연계하여 수치적으로 디스크 진동의 감소현상을 해석하였다.

2. 실험 내용 및 방법

Fig. 1은 본 연구에서 사용한 실험장치의 개략도이다. 회전하는 디스크의 양면에 경사베어링을 장착하였으며 LDV를 사용하여 디스크의 변위를 측정하고 주파수 분석을 수행하였다. 동시에 power analyzer를 이용하여 디스크 구동 모터에서 소요되는 전력을 측정함으로써 마찰손실의 변화를 측정하였다. ABEX test disk를 실험 디스크로 이용하였으며 모터 컨트롤러를 사용하여 디스크의 회전속도를 조절하였다. 실험은 회전하는 디스크에 의해 유도되는 공기 유동에 의한 영향을 줄이기 위하여 드라이브를 개방한 상태로 수행하였고 그 결과를 수치해석 결과와 비교하였다. 또한 광디스크의 케이스를 투명한 아크릴로 만들어 일반적인 디스크 드라이브와 유사한 조건에서 실험을 진행하였다. 디스크는 마그네틱 클램프를 사용하여 축에 고정시켰으며 회전하는 디스크의 면 진동을 측정하기 위해서 Fig. 2와 같이 LDV의 측정 포인트를 디스크의 반경방향 55 mm지점과 베어링의 트레일링 에지(trailing edge)의 중앙 후방에 고정하여 측정하였다. LDV로 측정된 면 진동 값은 FFT analyzer를 통하여 신호처리하였다. 실험에 사용한 베어링은 크기가 20×20 mm으로 리딩 에지와 트레일링 에지의 높이 차가 210 μm(I210)와 70 μm(I70)인 두 가지 경사베어링을 디스크 면의 위와 아래에 장착하기 위해 쌍으로 제작하였으며 추가로 반경방향으로 10 mm만큼 긴 20×30 mm 크기의 70 μm(IU70_2)는 위쪽에 장착할 것만 제작하였다. 연마 후 열처리된 각각의 베어링 치수의 오차정도는

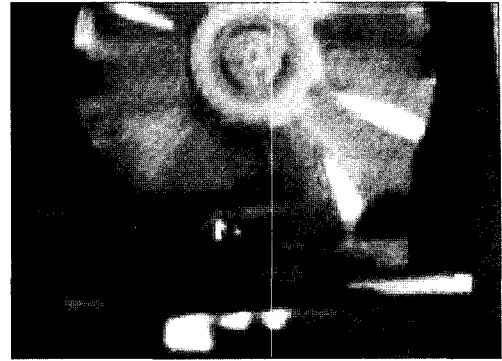


Fig. 2. Signal sensing point.

마이크로 미터로 측정한 결과 5 μm 미만으로 나타났다. 실험에서 베어링을 디스크 표면으로부터 일정 간격을 띄우기 위해서는 기준점을 찾아야 하므로 FFT analyzer의 주파수 전폭(Frequency span)을 10 Hz로 하여 베어링을 정지 디스크에 접근 시켜가며 응답을 관찰하면서 기준점을 찾아내었다. 4800 rpm, 5400 rpm의 모터 속도에 대해 디스크 표면으로부터의 베어링 사이의 간격을 500 μm에서 일정한 간격씩 줄여가며 실험을 행하였다. 이때 간격은 정지 디스크로부터의 간격을 뜻한다. 주파수 스펙트럼을 얻기 위해 FFT analyzer의 주파수 전폭을 1 KHz로 하였으며 디스크의 요동은 무작위로 일어나는 현상이기 때문에 100개의 샘플을 평균을 내어 스펙트럼을 얻었다. 시간에 따른 변화(Time trace)는 주파수 전폭을 20 KHz로 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 수치해석하기 위해 우선적으로 디스크가 진동함에 따라 변화하는 베어링의 강성력과 감쇠력을 구하여야 한다. 그 후 구한 계수들을 회전 디스크 진동 방정식에 적용하여 원하는 위치에서의 응답 특성을 구하는 것으로 수치해석을 한다.

3-1. 베어링의 동적 강성계수 및 감쇠계수

실제적으로 베어링에 의해 발생하는 강성력과 감쇠력은 베어링과 면 사이의 거리가 변화함에 따라 선형적으로 변화하는 것이 아니기 때문에 비선형 계수들도 구할 필요가 있다. 우선적으로 식(3-1)에서 볼 수 있는

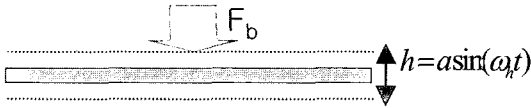


Fig. 3. Bearing and disk vibration.

공기베어링의 지배방정식인 레이놀즈 방정식을 무차원화한 후 Alternative Direction Semi-Implicit Numerical Methods(ADSI) 기법[6]을 사용하여 유한 차분법으로 압력분포와 하중지지능력을 구하였다. 경사베어링 밑의 디스크는 Fig. 3과 같이 하모닉 형태로 거동한다고 가정한다.

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

여기서 구한 하중지지능력을 사용하여 orbit method [7]로부터 식(3-2)에서 볼 수 있는 강성력과 감쇠력의 각각의 계수들을 구하였다.

Fig. 4는 I70에 대해 디스크가 회전 속도 5400 rpm으로 구동하고 베어링의 최소간극이 100 μm이고 디스크 진동 진폭이 20 μm인 경우에 베어링에 의해 발생하는 하중지지능력, 강성력, 감쇠력의 변화를 한 주기 동안 나타낸 그래프이다.

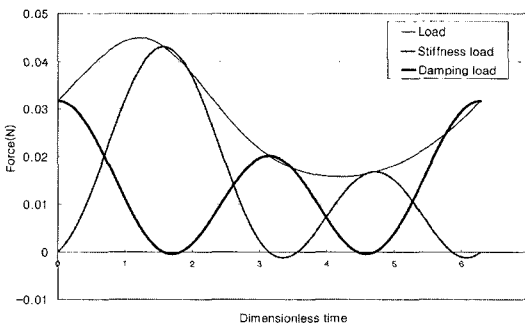


Fig. 4. Comparison of loads.

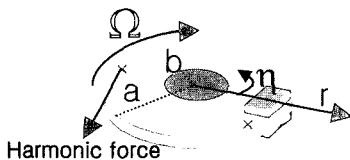


Fig. 5. Analytical model of system.

3-2. 회전 디스크의 진동 방정식

Fig. 5는 내경이 b 이고 외경이 a 인 디스크가 회전속도 Ω 로 회전하며 Fig. 3에서 볼 수 있듯이 아래 위 양쪽 베어링에 의해 F_b 를 받고 있는 그림이다. 해석적인 편의를 위해 조화함수로된 힘을 디스크 끝점에서 인가시켰으며 이를 조절하여 베어링이 없는 경우의 디스크 응답을 실험 치와 일치시키는 작업을 하였다. 앞에서 구한 계수들을 이용하여 자가 가진 진동(Self-excited vibration)의 개념으로 베어링에 의한 힘을 시간의 변화에 따라 진동의 크기와 속도의 변화에 맞추어 변화할 수 있도록 하였다. 이러한 시스템을 외부의 고정 좌표계(u, r, η)에 대해 정리하면 식(3-3)와 같은 지배방정식을 얻을 수 있다.

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

- 여기서, D : Plate flexural rigidity
- ∇^4 : Biharmonic operator
- ρ : Mass density of the disk material
- h : Thickness of the disk
- σ : 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 가정할 수 있다.

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

- 여기서, $C_{mn}(t), S_{mn}(t)$: 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.

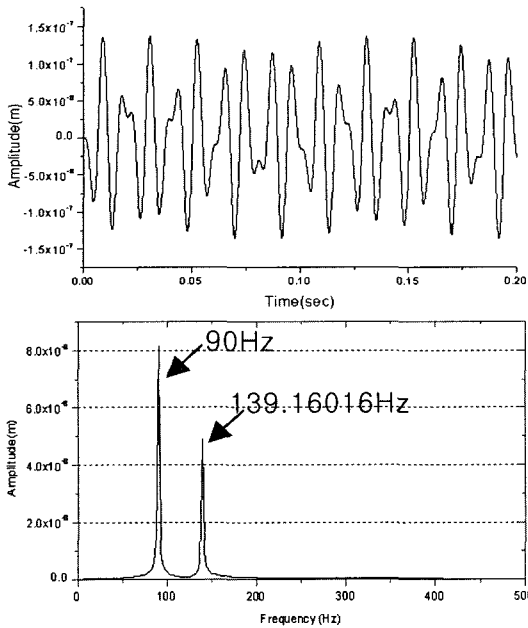


Fig. 6. Displacement response and spectrum (I70, 5400 rpm).

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

위의 해를 구하기 위해 임윤균[9]이 연구한 Barasch [10]의 방법을 이용하여 (0,0)모드의 고유진동수와 반경방향함수(Space function) $R_{00}(r)$ 를 런지-쿠타(Runge-Kutta)방법을 이용하여 구하였으며 시간 함수 $C_{00}(t)$ 역시 런지-쿠타 방법을 이용하였고 이를 통해 (0,0)모드에 대한 디스크 진동 응답을 구하여 실험으로 구한 (0,0)모드의 결과와 비교할 수 있었다.

Fig. 6은 I70 베어링에 대해 디스크 회전 속도 5400 rpm, 베어링과 디스크 최소간격을 100 μm , 그리고 인가되는 F_m 의 주파수를 90 Hz로 하였을 때 시간에 따른 변화와 그의 주파수 스펙트럼이다. Barasch의 방법으로 구한 (0,0)모드의 진동수인 139.5 Hz와 과거의 유사한 주파수에서 (0,0)모드가 일어남을 확인 할 수 있었다.

4. 결과 및 고찰

4-1. 트레이와 커버를 장착한 경우

Fig. 7은 디스크 진동 저감의 한 예로서, 베어링(I70)을 장착하지 않은 경우와 장착하여 최소 간격을 50 μm 로 한 경우, 디스크가 5400 rpm으로 구동 될 때, 시간

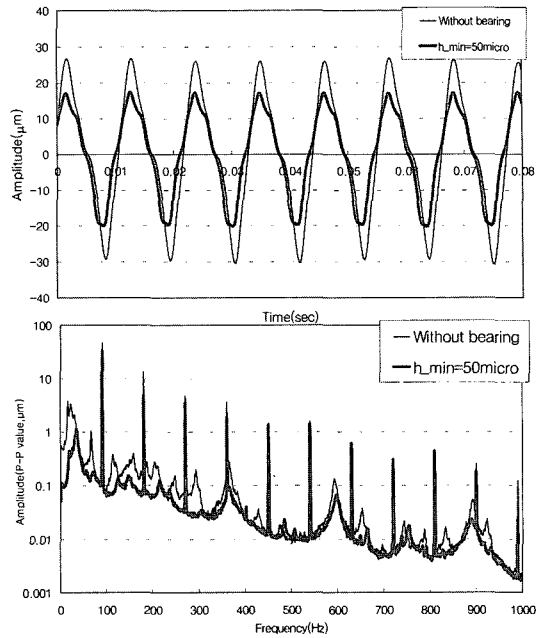


Fig. 7. Disk vibration spectrum and time trace with and without I70 (5400 rpm).

에 따른 변화와 주파수 스펙트럼을 보여준다. 시간에 따른 변화에서 볼 수 있듯이 수치해석에서 가정 한 디스크의 진동 모션처럼 실제적으로도 조화 함수의 거동을 보인다는 것을 확인 할 수 있다.

주파수 스펙트럼을 보면 디스크 진동의 가장 큰 부분을 차지하며 회전 속도의 배수로 주기적으로 나타나는 폭이 좁은 피크들을 볼 수 있는데 이것은 디스크가 회전함에 따라 발생하는 변형에 의해 야기되는 RRO 성분이고, 폭이 넓은 것은 디스크의 자체 모드와 트레이와 커버 사이의 유동에 의해 발생하는 면 진동으로 NRRO성분을 나타낸다.

그림에서 확인할 수 있듯이 디스크 사이의 간격이 줄어들수록 따라 진동이 감소하는 것을 확인할 수 있다. Fig. 8은 디스크 회전 속도 5400 rpm에서 I70을 사용하여 디스크 진동의 저감 정도를 RMS값으로 나타낸 그림으로 디스크와 베어링의 간격을 500 μm 부터 시작해서 300 μm , 200 μm , 150 μm , 120 μm , 100 μm , 80 μm , 50 μm 로 줄여나갈 때의 값이다. 각기 다른 시간에 다섯번 실험을 행하여 나타낸 평균값으로 표준편차는 모두 2 μm 정도이다. 그림에서 알 수 있듯이 300 μm 이전에서는 베어링의 영향이 미미하다가 그 이후, 베어링이 디스크 면에 가까워지면서 디스크의 진동 저감이 나타나며 최소 간극 50 μm 이 되었을 때, 원래의 진동

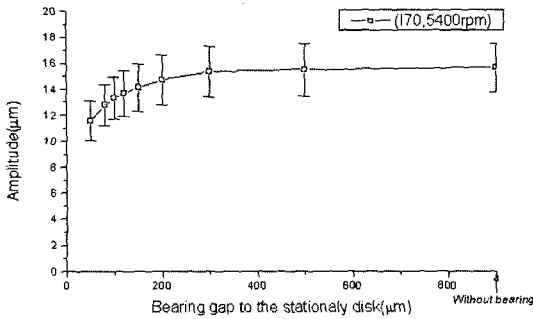


Fig. 8. Amplitude (RMS) of disk vibration with I70 at 5400 rpm.

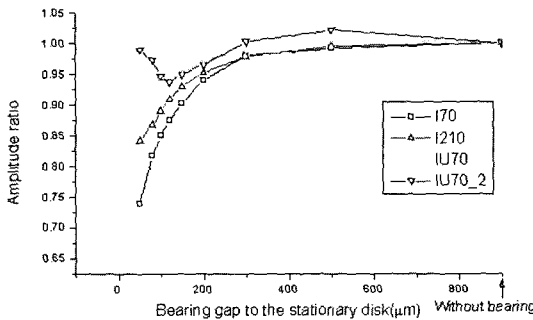


Fig. 9. Amplitude (RMS) ratio of disk vibration at 5400 rpm.

크기의 26% 정도가 감소됨을 보였다.

Fig. 9은 디스크 회전 속도 5400 rpm에서 각각의 베어링 조건에 대해 디스크 진동의 저감 정도를 베어링이 없을 때의 값을 기준으로 하여 베어링을 장착했을 때의 값들의 비를 나타낸 그림이다. IU70은 I70의 경우에서 아래쪽에 베어링을 장착하지 않은 경우이고, IU70_2는 20×30 mm 크기를 가지는 베어링을 위쪽에 만 장착한 경우이다.

I210의 경우, I70에 비해 베어링의 경사면이 급하기 때문에 하중지지능력이 감소하게 되어 디스크의 진동 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 최소간격 120 μm을 기점으로 진동이 증가하는 현상을 보였다.

Fig. 10은 I70을 사용하여 디스크의 회전 속도를 달리 했을 때, 디스크의 저감 정도를 나타낸 그래프로 디스크 회전 속도가 4800 rpm의 경우에 최대 38%의

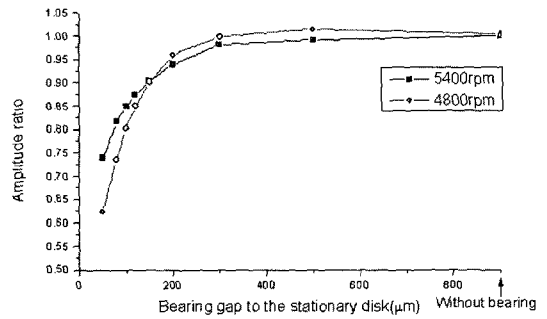


Fig. 10. Amplitude (RMS) ratio of disk vibration with I70 at 4800 rpm and 5400 rpm.

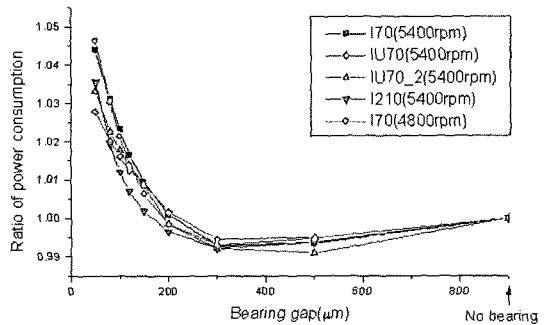


Fig. 11. Ratio of power consumption.

저감 정도를 보이며 5400 rpm의 경우보다 더 나은 결과를 보였다. 이는 디스크의 회전 속도의 증가에 따른 베어링의 하중지지능력의 증가보다 디스크 자체의 강성이 더 크게 증가한다는 것을 나타낸다.

Fig. 11은 각각의 베어링에 대해 모터의 전력소비를 나타낸 그림이다. 모든 경우에 대해 2~5% 사이의 최대 전력소비 증가를 보였으며 디스크의 진동 저감 정도가 클수록 전력소비가 큰 경향을 보이며, I70의 경우 전력소비가 최대이고 IU70의 경우가 가장 낮은 전력소비를 보였다. 최소간격이 300 μm를 경계로 이보다 작아지면 베어링과 디스크 사이의 전단력 증가에 따라 에너지가 손실되는 양이 커지며 전력소비가 증가한다.

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 동시에 (0,0)모드가 트레이와 커버의 영향을 받아 크기와 위치가 변화하여 수치해석과 비교하기 어

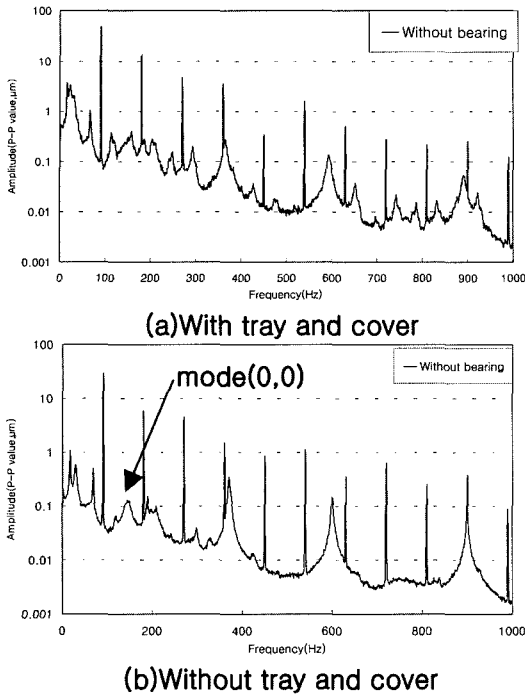


Fig. 12. Comparison of spectrums with and without tray and cover.

렵게 되었다. 그리하여 트레이와 커버가 없는 상태에서 실험을 행하였고 이때 얻어낸 (0,0)모드의 피크값들을 수치해석과 비교하였다. 디스크 회전 속도 5400 rpm에서 I70베어링에 대해 디스크가 20 μm의 진폭으로 진동한다는 조건으로 수치해석에 사용한 강성계수와 감쇠계수는 Table 1과 같고 이 값은 한쪽 베어링의 계수 값을 나타낸다. 디스크 진동의 대부분을 차지하는 것은 RRO성분이고 (0,0)모드는 극히 일부분이므로 디스크 진동식을 수치해석 할 때, 각각의 계수에다가 (0,0)모드의 변위와 속도와 더불어 시간에 따른 변화에서 볼 수 있었던 전체 변위와 변위속도 항을 더한 후, 계수들에 곱하여 구하였다.

Fig. 13은 디스크 회전 속도 5400 rpm에서 I70베어링을 사용하였을 때의 (0,0)모드에 대한 실험 결과와 수치해석 결과를 베어링이 없는 경우를 기준으로 각각의 비를 예서 언급했듯이 수치해석 시 베어링이 없는 경우에 대해서 우선 실험결과와 일치시키는 작업을 하여 디스크의 끝 점에서 인가되는 힘의 크기를 고정된 뒤, 각각의 강성계수와 감쇠계수를 적용해 가며 수치해석을 하였고 그 결과로 그림에서 볼 수 있듯이 최대 저감율이 약 60%이고 10% 부근의 오차를 가지며 실험

Table 1. Stiffness and damping coefficients for I70 (5400 rpm, a=20 mm)

h_{min} (mm)	200	150	120
k1	7.47E+01	1.78E+02	3.49E+02
k2	1.69E+07	3.08E+07	4.99E+07
k3	9.92E+09	2.23E+10	5.94E+10
c1	6.09E-02	1.50E-01	2.95E-01
c2	0.00E+00	0	0
c3	5.08E+01	9.03E+01	1.41E+02
c4	-3.37E+06	2.05E+07	7.22E+07

h_{min} (mm)	100	80	50
k1	6.02E+02	1.17E+03	4.67E+03
k2	7.50E+07	1.27E+08	4.52E+08
k3	1.42E+11	4.38E+11	5.38E+12
c1	5.10E-01	1.00E+00	4.07E+00
c2	0.00E+00	0.00E+00	1.00E-06
c3	2.03E+02	3.16E+02	7.90E+02
c4	1.89E+08	5.99E+08	7.17E+09

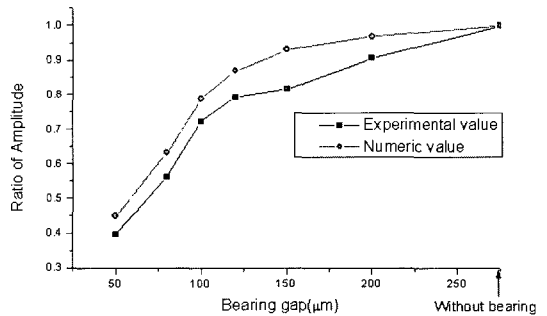


Fig. 13. Comparison of experimental and numerical results about peak value of mode (0,0).

험결과와 일치하는 경향을 보였다. 이로써 수치적으로 구한 강성계수 및 감쇠계수들이 실제 경우와 비교적 일치한다는 것을 확인 할 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 상용화된 오픈컬 디스크 드라이브에서 디스크가 회전할 때 발생하는 진동을 공기 베어링의 개념을 이용하여 저감하였고 이론적으로 이에 타당한 강성계수와 감쇠계수를 제시하였다. 이상의 내용을 요약하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

1. 실제 디스크 드라이브의 작동조건과 유사하게 디스크 트레이와 커버를 장착한 경우, 크기 20×20 mm 이고 에지(edge) 사이의 높이차가 $70 \mu\text{m}$ 인 베어링을 디스크의 양 면에서 대칭적으로 최소 간격 $50 \mu\text{m}$ 로 위치한 경우 디스크 진동의 진폭이 26%정도 저감하였다.

2. 에지 사이의 높이 차가 클수록 하중지지능력이 떨어짐으로 인해 디스크 진동 저감이 감소하였다.

3. 디스크의 윗면에만 베어링을 장착한 경우 베어링에 의해 인가되는 힘의 불안정성으로 인해 최소간극이 줄어들었고 디스크 진동이 오히려 증가함을 보이기도 하였다.

3. 디스크의 진동 저감 정도에 비례하여 모터에서의 전력 소비가 증가하였으며 그 범위는 2~5%사이였다.

4. 디스크 자체의 진동 성분인 (0,0)모드는 크기 20×20 mm이고 에지(edge) 사이의 높이차가 $70 \mu\text{m}$ 인 베어링을 디스크의 양 면에서 대칭적으로 최소 간격 $50 \mu\text{m}$ 로 위치한 경우에 60%정도의 진동 저감을 보였다.

5. 베어링의 선형적인 강성계수와 감쇠계수 뿐만 아니라 비선형 계수들을 구하였고 자가가진진동의 개념을 이용하여 수치해석 한 결과, 실제경우와 일치한다는 것을 확인하였고 이로써 이 계수들이 타당하다는 것을 알 수 있었다.

후 기

이 연구는 한국과학재단의 지원을 받아 연세대학교 정보저장기기연구센터(Grant No. R11-1997-042-12002-0)에서 수행되었습니다.

참고 문헌

1. Shen, I.Y. and Ku, C.-P. Roger, "A Non-Classical Vibration Analysis of Multiple Rotating Disks/Spindle Assembly," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 64, pp. 165-174, 1997.
2. D'Angelo, C. III and Mote, C.D. Jr., "Aerodynamically Excited Vibration and Flutter of a Thin Disk Rotating at Supercritical Speed," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 168, pp. 15-30, 1993.
3. McAllister, J.S., "Characterization of Disk Vibrations on Aluminum and Alternative Substrates," *IEEE Transactions on Magnetics*, Vol. 33, No. 1, pp. 968-973, 1997.
4. Bittner, H. and Shen, I.Y., "Taming Disk/Spindle Vibrations through Aerodynamic Bearings and Acoustically Tuned Mass Dampers," *IEEE Trans. Magnet.*, Vol. 35, pp. 827-832, 1999.
5. Ono, K. and Maeda, E., "Suppression of Disk Flutter by a Squeeze Air-Bearing Plate," *J. Info. Storage Proc. Syst.*, Vol. 2, pp. 33-40, 2000.
6. Castelli, V. and Stevenson, C.H., "Semi-Implicit Numerical Methods for Treating the Time-Transient Gas-Lubrication Equation," *Journal of Lubrication Technology, Trans. ASME*, Vol. 90, pp. 153-156, 1968.
7. Czolczynski, K., "How to Obtain Stiffness and Damping Coefficients of Gas Bearings," *Wear*, Vol. 201, pp. 265-275, 1996.
8. 박대경, "하드디스크에서의 디스크 플러터에 의한 TMR의 예측과 HDA의 충격응답해석," 연세대학교 석사 졸업논문, 2001.
9. 임을균, "정보저장기기용 회전원판의 고유진동수 해석," 연세대학교 석사 졸업논문, 1999.
10. Barasch, S. and Chen, Y., "On the Vibration of a Rotating Disk," *Transaction of ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 39, pp. 1143-1144, 1972.