

# 고속 회전 유연 디스크 시스템에서 곡면 안정기에 가공된 모세관형 오리피스의 감쇠계수 해석

## An Analysis of Damping Coefficients for Capillary Type Orifices on a Curved Stabilizer used in a High Speed Rotating Flexible Optical Disk System

송기욱\*, 임윤철†

Ki Wook Song and Yoon Chul Rhim

(2011 년 3 월 14 일 접수; 2011 년 3 월 23 일 심사완료; 2011 년 3 월 24 일 게재확정)

### Abstract

In the last couple of years, the flexible optical disk(FOD) system that consists of a thin polycarbonate(PC) film of 95  $\mu\text{m}$  thick, a rigid stabilizer, and a high speed spindle motor has been spot-lighted as the next-generation optical system for archival use of digital data. The air film between the rotating disk and stabilizer provides a means for damping out the lateral disk vibrations. However, its damping-capability drops significantly as the rotational speed of the disk exceeds a specific limit and, eventually, the disk vibration propagates inward causing the whole span of the disk exhibits large vibration amplitudes. Based on the numerical simulations as well as the experimental results, the present work aims to evaluate the damping coefficient of the air-film near the outer region of the disk where the capillary type orifices are applied to the edge of the curved stabilizer.

**Key Words :** 감쇠계수, 유연 디스크, 곡면 안정기, 감쇠 오리피스, 축 방향 진동.

### 1. 서 론

대용량 광학식 정보저장기기의 성능을 향상시키기 위해서 여러 기술의 개발이 지속적으로 수행되고 있다. 데이터 접근 및 전송 시간 감소를 위해 신호처리 기술을 비롯하여 미디어 회전속도의 증가와 높은 개구 수를 갖는 광 픽업 및 짧은 파장을 갖는 광원이 개발되어 사용되고 있다[1]. 단위 부피당 많은 양의 정보를 기록하기 위하여 다층기록방식이 개발되고 있으나 아직 실용화되지 못하였으며 디스크의 두께를 감소시키는 방안이 검토되고 있다. 디스크의 두께가 감소되면 디스크의 강성이 감소되어 축 방향 진동을 증가시킬 뿐만

아니라 디스크 주변 유동장과 활발한 상호작용을 일으켜 데이터의 기록 및 재생을 어렵게 한다[2]. 벽면 근처에서 회전하는 디스크에 관한 초기의 연구는 Lamb[3]등이 굽힘 강성을 고려한 선형 방정식을 사용하여 회전하는 디스크의 진동을 해석한 것을 시작으로, Adams[4]는 디스크 진동모델에서 간단한 가정을 통하여 탄성 기초 항과 감쇠 항을 고려하여 연구를 수행하였다. Yasuda[5]등은 디스크 모델에 주변 공기의 영향을 고려하여 디스크의 동적 불안정을 간단한 수학적 모델로 규명하고자 하였으며 Naganathan[6]등은 회전 디스크 모델과 레이놀즈 방정식의 연성해석을 통하여 회전 안정성과 외란의 영향에 대한 연구를 수행하였다. 본 연구에서는 두께 95 $\mu\text{m}$  인 Polycarbonate(PC) 재질의 디스크가 고속으로 회전할 때 발생하는 축 방향 진동을 비 접촉 방식으로 저감시키고자 한 이전의 연구를 기반으로 실험과 수치해석으로 디스크와 안정기 사이 공기 층의 감쇠 계수를 구하였다. 디스크의 진동과 처짐을 억제하기 위하여 공기 베어

† 교수, 정보저장기기연구센터, 연세대학교

E-mail: rhimyc@yonsei.ac.kr

TEL: (02)2123-2820

\* 대학원, 연세대학교 기계공학과

링의 개념을 이용한 곡면 안정기를 사용하였고 안정기의 가장자리에 작은 직경의 구멍을 뚫어 오리피스를 형성함으로써 진동변위가 가장 큰 디스크 외주 부분 공기 층의 진동 억제 능력을 향상시켰다[7,8]. 공기 층의 감쇠를 증가시켜주는 감쇠 오리피스의 형상 인자로는 직경( $d_0$ ), 길이( $l$ ), 개수( $n$ ), 그리고 오리피스가 위치하는 트랙 반경( $r_l$ )을 설정하였다. 본 연구에서는 이러한 4 가지 인자를 변화시켜가며 상용 해석 프로그램을 이용하여 수치해석을 수행하였고, 레이저타입 변위 센서를 이용하여 디스크의 축 방향 진동을 측정하여 공기 층 감쇠 계수에 대한 실험적 해석을 진행하였다.

## 2. 수치 해석

### 2.1 해석 조건

디스크 가장자리에서의 축 방향 진동은 안정기 가장자리에 가공된 감쇠 오리피스 윗부분의 압력 변동을 유발하며 이로 인해 오리피스 내부로 공기가 유출입하면서 점성에 의해 운동에너지가 일부 소멸하게 된다. 수치해석에서는 디스크와 안정기 사이 공간에서의 압력과 감쇠력, 그리고 오리피스 내부에서 생성되는 압력 분포와 속도 분포를 계산하였다.

일반적으로 강성계수나 감쇠 계수는 수학적으로는 섭동법을 사용하여 구한다. 운동방정식에서 임의의 작은 변위 또는 속도의 변화에 따라 힘이 어떻게 변하는지를 간단한 미분을 사용하여 구할 수 있는데 이를 통하여 시스템의 강성 계수와 감쇠 계수를 구할 수 있다. 여기서 작은 변위나 속도는 시스템의 다른 크기나 속도에 비해서 상대적으로 작은 값을 말한다. 본 수치해석에서는 감쇠 오리피스가 없을 경우 디스크의 가장자리가 10~20 $\mu\text{m}$  정도 진동하므로 이 값을 사용하였다. 즉, 회전하는 디스크가 축 방향으로 20 $\mu\text{m}$ 의 진폭으로 진동한다고 가정하고 디스크와 안정기 사이 간극의 변화에 따라 변화하는 공기 층에서의 압력을 매 순간 적분하여 디스크 또는 안정기에 작용하는 힘을 구한다. 단, 디스크는 축 방향으로 일정하게 진동한다고 가정하였기 때문에 실제 현상과는 차이가 있을 수 있다.

감쇠 오리피스 형상 인자들의 변화가 댐핑 계수에 어떠한 영향을 미치는지를 해석하기 Fig. 1

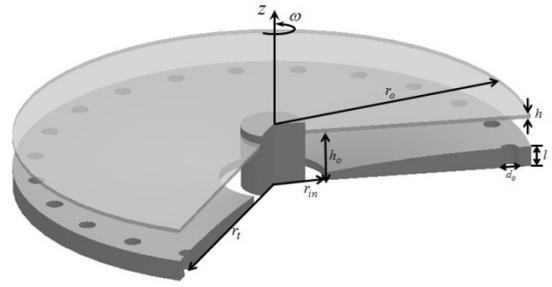


Fig. 1 A curved stabilizer with damping orifices

과 같은 모델을 사용하여 수치해석을 수행하였고 설정한 조건은 다음과 같다. 먼저 디스크 외주 바깥 부분의 압력은 대기압과 같게 설정하였고, 안정기와 스피들 모터 축 사이의 공간과 오리피스 하단부 끝에서는 압력 구배가 없는 것으로 정하였고 비정상상태에서의 초기조건은 정상상태 즉 디스크가 진동없이 회전하는 경우의 해석을 먼저 실행한 후, 그 결과를 초기조건으로 하여 비정상상태에서의 계산을 수행하였고 간극에서의 유동은 k- $\epsilon$  난류모델을 사용하여 계산하였으며 그 이외의 해석 조건은 Table 1에 표기하였다.

전산 유동 해석을 통해 앞서 기술한 바와 마찬가지로 감쇠 오리피스 내에서의 압력 변동량을 포함해 디스크 하단부에 작용하는 힘을 매 순간의 압력을 적분하여 계산하였고, 그 결과를 바탕으로 힘의 평형 식으로부터 오리피스의 감쇠 계수를 계산하였다. 감쇠 계수  $c$ 는 다음과 같은 식을 사용하여 계산된다.

$$c = \frac{\Delta(F_{unstd,t_i} - (F_{std,t_i} - F_{std,t_0}) - m \cdot a_{t_i})}{\Delta v} \quad (1)$$

여기서  $F_{unstd,t_i}$ 는 임의의 시간에서 디스크 하부의 일정 면적에 작용하는 전체 힘을 계산한 값이고,

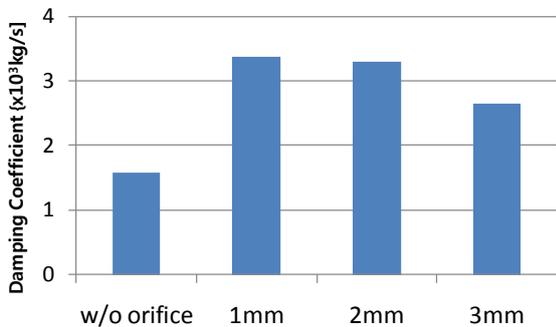
Table 1 Simulation conditions

Mesh	10 <sup>6</sup> Hex/Wedge, approx.
Turbulent model	Turbulent k- $\epsilon$
Analysis type	Transient
Operating fluid	Incompressible air
Viscosity	1.78*10 <sup>-5</sup> Pa·sec
Turbulence option	Shear Stress Transport
Boundary condition	Periodic condition

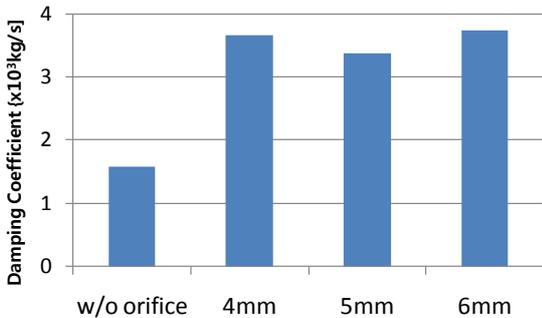
$F_{std,t_i} - F_{std,t_0}$  는 디스크가 진동하는 상황에서 디스크가 기준점에서 일정 높이로 상승되었을 때 생성되는 힘을 계산한 값으로서 이는 임의의 시간에서 디스크와 안정기 사이의 공기 층에 의해 생성되는 스프링 힘을 나타낸 것이다. 또한  $m \cdot a_i$  는 디스크의 질량에 의해 형성되는 관성력을 나타낸 값으로서 본 연구에서는 전체 힘에서 용수철 힘과 관성력을 제외하고 남은 값을 속도로 나누어 주어 감쇠 계수를 계산하고자 하였다.

**2.2 해석 결과**

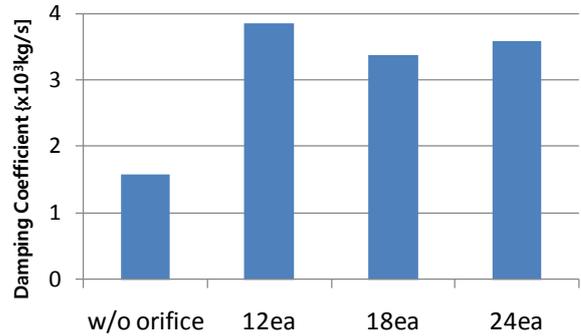
먼저 감쇠 오리피스스 형상 인자의 개별적 영향을 살펴보기 위하여 기준되는 해석 조건을 설정하였다. 즉, 오리피스스의 직경은 1mm, 길이는 5mm, 개수는 18 개이고 디스크의 회전 수는 10,000rpm 이며 오리피스스가 가공된 곳까지의 반지름 방향으로의 거리는 50mm 이다. 따라서 직경의 영향을 살펴볼 때에는 직경만 변화하고 나머지 변수들은 일정하다.



**Fig. 2** Comparison of damping coefficient for different orifice diameter in simulation



**Fig. 3** Comparison of damping coefficient for different orifice length in simulation

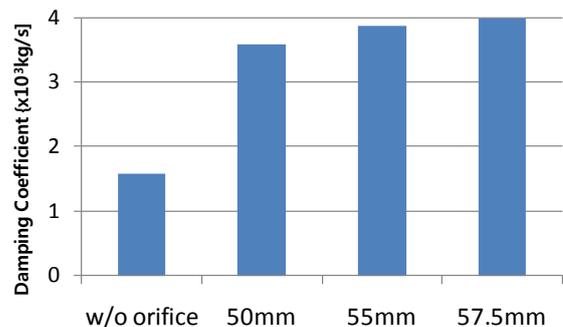


**Fig. 4** Comparison of damping coefficient for different orifice length in simulation

직경이 1mm, 2mm, 3mm 인 경우에 대하여 디스크 하부에 작용하는 힘과 스프링 힘, 관성력을 계산하여 감쇠 계수를 구하였고 그 결과를 Fig. 2 에 표시하였다. 오리피스스가 없는 모델과 비교해 보면 오리피스스가 있는 모델의 감쇠 계수가 큰 것을 알 수 있으며 오리피스스의 직경이 작을수록 감쇠 계수가 증가함을 알 수 있었다.

Figure 3 에는 오리피스스의 길이, 즉 안정기의 두께에 따른 영향을 도시하였다. 오리피스스의 길이 4mm, 5mm, 6mm 에 대하여 계산한 결과 오리피스스가 없는 모델보다는 있는 모델의 감쇠 계수가 크게 산정되었으나 오리피스스의 길이 변화에 따른 영향은 크지 않았다. 또한 원주 방향으로의 오리피스스 개수의 영향은 오리피스스의 개수가 각각 12 개, 18 개, 24 개인 경우를 Fig. 4 에 도시하였는데 오리피스스 길이에 따른 영향과 마찬가지로 뚜렷한 경향성을 보이지 않았다.

Figure 5 에는 오리피스스의 트랙 반경에 따른 영향을 도시하였다. 디스크는 가장자리로 갈수록 진동이 심해지는데 오리피스스를 이에 맞추어 가장자리에 설치한 것이 감쇠 계수가 큰 것으로 계산되었다.



**Fig. 5** Comparison of damping coefficient for different orifice track radius in simulation

### 3. 실험

#### 3.1 실험 조건 및 방법

안정기 위에서 회전하는 유연 디스크의 실험적 해석은 크게 디스크 축 방향 진동 측정과 디스크 지지부에 일정한 힘을 가해 디스크의 진동이 줄어드는 경향을 살펴본 감쇠 계수 측정 실험, 이 두 가지로 이루어지며 이는 레이저타입 변위 센서로 측정하였다. Figure 6은 디스크의 변위와 진동량을 측정하기 위한 실험 장치의 구성도이다. 안정기는 안정기 지지대로 고정시킨 후 마이크로 스테이지에 부착하여 디스크와 안정기 사이의 간격을 미세 조정할 수 있게 하였으며, 디스크를 회전시키기 위한 스피들 모터는 HDD 용 모터를 모터 드라이버에 연결하여 구동하였다.

또한 실제 실험을 통해 각 안정기의 고유 감쇠 계수를 찾아내기 위해 Fig. 7에서와 같이 Motor holder에 일정한 힘으로 충격을 가할 수 있는 해머를 설치하여 감쇠 계수를 측정하였다.

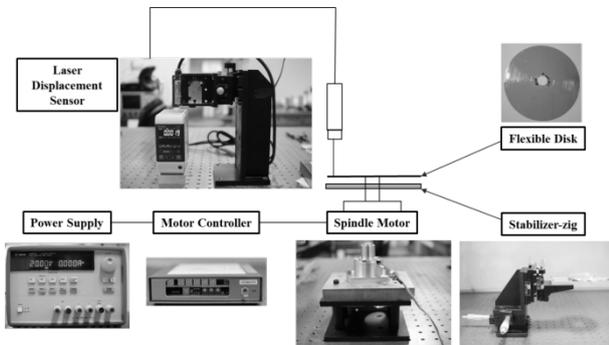


Fig. 6 Experimental setup

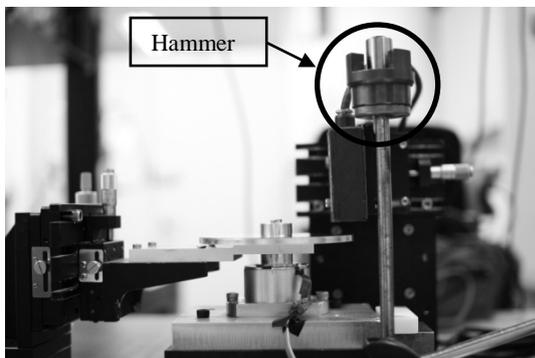


Fig.7 Photograph for damping coefficient measurement

각 모델들의 고유한 감쇠 계수를 찾기 위해 진행한 실험을 통해 데이터를 측정하여 감쇠 그래프를 도출하였다. 그 후에 이 그래프에 나타난 국소 최대점들을 연결하여 나타내고, 이를 식 (2)로 가정하여 상수  $A$ 와  $\zeta\omega_n$ 를 최소 자승법을 통해 구하고자 하였다. 이를 위해 우선, 식 (3)처럼 각각의 점들과 추세선 사이의 간격이 최소값이 되는 위치를 식 (4)와 식 (5)를 통해 계산하였고, 이 식들을 이용하여 식 (6)과 같은 행렬로 정리한 결과 상수  $A$ 와  $\zeta\omega_n$ 를 구할 수 있었다.

$$x(t) = A \cdot e^{-\zeta\omega_n \cdot t} \quad (2)$$

$$E = \sum_{i=1}^n (\ln x_i - \ln A - \zeta\omega_n \cdot t_i)^2 \quad (3)$$

$$\frac{\partial E}{\partial (\zeta\omega_n)} = \sum_{i=1}^n 2 \cdot (\ln x_i - \ln A - \zeta\omega_n \cdot t_i) \cdot (-t_i) = 0 \quad (4)$$

$$\frac{\partial E}{\partial A} = \sum_{i=1}^n 2 \cdot (\ln x_i - \ln A - \zeta\omega_n \cdot t_i) \cdot \left(-\frac{1}{A}\right) = 0 \quad (5)$$

$$\begin{bmatrix} \sum t_i^2 & \sum t_i \\ \sum t_i & n \end{bmatrix} \cdot \begin{bmatrix} \zeta\omega_n \\ \ln A \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \sum t_i \cdot \ln x_i \\ \sum \ln x_i \end{bmatrix} \quad (6)$$

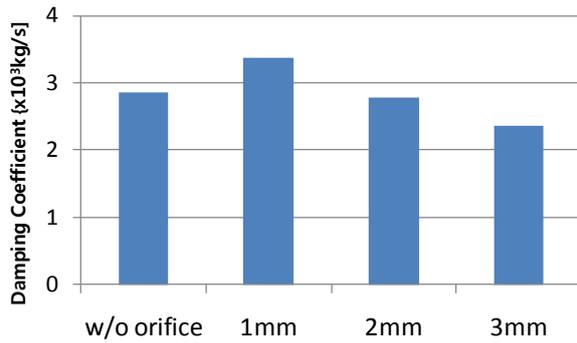
그렇게 구한  $\zeta\omega_n$ 는 다시 식 (7)에 대입하여 최종적인 감쇠 계수  $c$ 를 구하였다.

$$c = 2m \cdot \zeta\omega_n \quad (7)$$

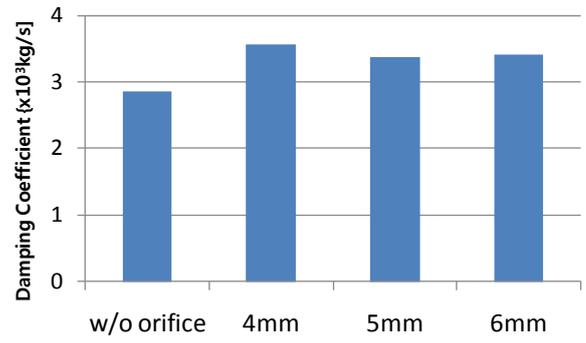
#### 3.2 실험 결과

Figure 8은 오리피스 직경을 1mm, 2mm, 그리고 3mm로 변화시켰을 경우의 감쇠 계수와 디스크의 진동량을 실험적으로 구한 결과이다.

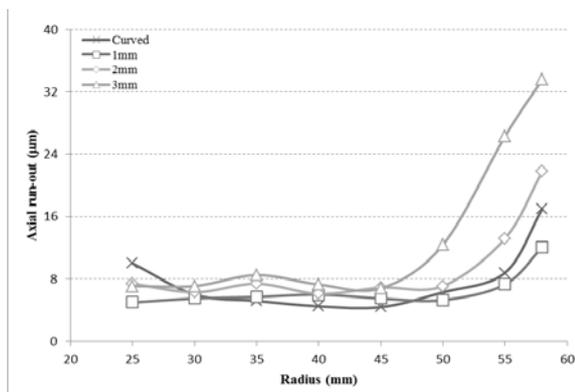
먼저 감쇠 계수를 비교한 그래프를 보면 오리피스의 직경이 증가함에 따라 감쇠 계수가 감소하는 것을 알 수 있다. 오리피스의 직경이 2mm와 3mm인 경우에는 오리피스가 없는 경우보다 더 작은 감쇠 계수를 보이는데 이는 오리피스의 직경이 증가하면서 디스크와 안정기 사이의 공기가 오리피스 속으로 쉽게 들어오고 나가면서 점성에 의한 감쇠의 증가보다는 오히려 공기 층에서의 압력이 쉽게 빠져나가 디스크의 진동을 억제하지 못하는 것으로 해석된다. 따라서 오리피스 직경의 증가는 디스크 진동에 대해서 감쇠력을 감소시키는 역할을 하는 것으로 보인다.



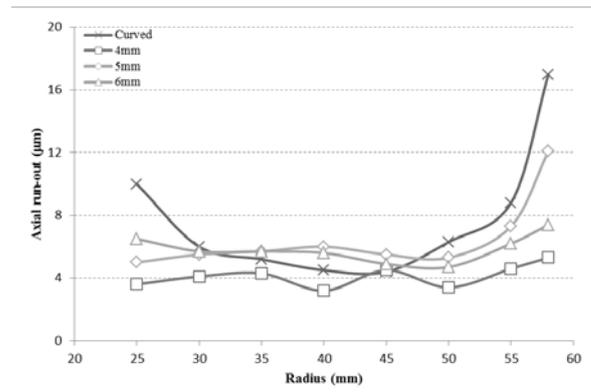
(a) Damping coefficient



(a) Damping coefficient



(b) Axial run-out



(b) Axial run-out

**Fig. 8** Comparison of damping coefficient and axial run-out of the disk, disk displacement along the radial direction for different orifice diameters

**Fig. 9** Comparison of damping coefficient and axial run-out, disk displacement of the disk along the radial direction for different orifice length

Figure 9 는 오리피스의 길이에 따른 감쇠 계수의 변화와 축 방향 진동 값을 나타낸 그래프이다. 길이에 대한 결과는 수치해석 결과와 마찬가지로 뚜렷한 경향성을 보이지 않고 있는데, 디스크 진동에 의한 압력 변동량이 오리피스의 길이에 크게 영향을 받고 있지 않아 감쇠력이 상대적으로 크게 작용하지 못하기 때문인 것으로 예상된다.

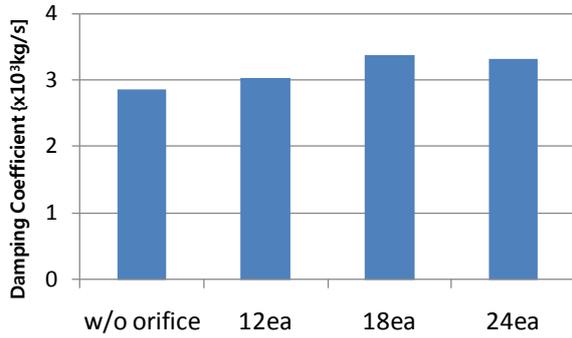
오리피스 개수에 따른 결과를 Fig. 10 에 나타내었다. 오리피스의 개수가 증가한다는 것은 오리피스 사이의 거리가 감소한다는 것과 같은 의미이며, 그 거리가 감소할수록 디스크의 진동을 억제하는 감쇠력이 증가할 것으로 예상하였으나 뚜렷한 경향성을 발견하지 못하였다. 물론 오리피스의 개수가 12 개인 경우에 비해서 18 개와 24 개인 경우가 진동량이 더 적게 나왔으나 18 개인 경우와 24 개인 경우 사이의 경향성이 보이지 않고 있다. 이는 오리피스 사이의 거리가 어느 정도 가까워진 이후에는 그 영향이 점차 줄어들기 때문으로 생각된다.

오리피스가 위치하는 트랙 반경에 의한 영향은

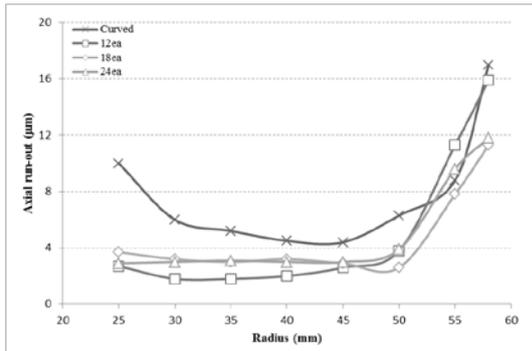
Fig.11 에 나타내었다. 오리피스의 트랙 반경이 55mm 와 57.5mm 인 경우가 50mm 인 경우에 비해 진동 억제 능력이 좋은 것으로 나타난다. 그러나 이 역시 55mm 와 57.5mm 인 경우의 경향성은 뚜렷하게 나타나지 않고 있는데, 이러한 현상은 디스크의 가장자리 부분인 60mm 근처 에서는 디스크와 안정기 사이의 간극에서 형성되는 압력이 대기압과 비슷하기 때문에 오리피스가 지나치게 디스크 외주 부분에 위치할 경우 그 영향을 기대하기 어려운 것으로 해석된다.

#### 4. 결 론

1. 오리피스가 없는 안정기에 비해 오리피스를 생성한 안정기가 디스크와 안정기 사이 공기 층의 감쇠 계수를 최소 2.4 배에서 최대 3.4 배 정도까지 증가 시킨다.
2. 감쇠 계수와 축 방향 진동은 감쇠 오리피스의 직경에 가장 크게 영향을 받는다



(a) Damping coefficient



(b) Axial run-out

**Fig. 10** Comparison of damping coefficient and axial run-out, disk displacement of the disk along the radial direction for different number of orifice

3. 오리피스 개수와 위치하는 트랙 반경의 영향은 뚜렷한 경향성을 보이지 않았고 개수는 18개일 때와 트랙 반경이 55mm 인 경우에 가장 감쇠력이 크게 나타났다.

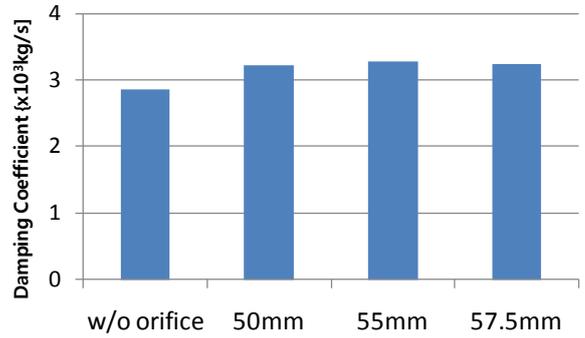
### 후 기

이 논문은 2010 년도 정부(교육과학기술부)의 재원으로 한국연구재단의 지원을 받아 수행된 연구임(No. 2010-0016153).

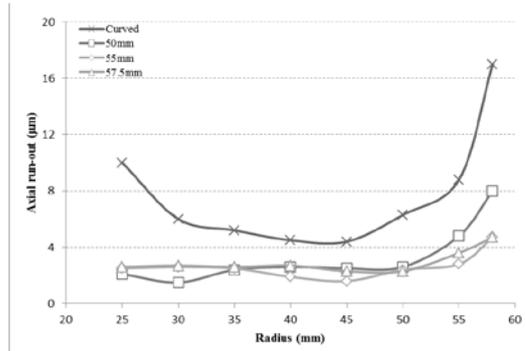
### 참고문헌

[1] Onagi, N., Aman, Y., Murata, S. and Uchida, K., 2004, "High-Density Recording on Air-Stabilized Flexible Optical Disk", Jap. J. Appl. Phys., Vol. 43, No. 7B, pp 5009-5013

[2] Abdelrasoul M. M. Gad., Yoon Chul Rhim, 2008, "Numerical Simulations of a Flexible Disk Rotating Close to a Rigid Rotating Wall", Jap. J. Appl. Phys, Vol. 47, No. 7, Page 5835-5841



(a) Damping coefficient



(b) Axial run-out

**Fig. 11** Comparison of damping coefficient and axial run-out, disk displacement of the disk along the radial direction for radial position of the orifice track

[3] H. Lamb and R.V. Southwell, 1921, "The Vibrations of a Spinning Disk," Proceedings of the Royal Society of London, Vol.99, No.699, pp.272-280

[4] G.G. Adams, 1980, "Analysis of the flexible disk/head interface," ASME Journal of Lubrication Technology, Vol.102, pp.86-90

[5] K. Yasuda, T. Torii, and T. Shimizu., 1992, "Self-Excited Oscillations of a Circular Disk Rotating in Air," JSME International Journal, Series III, Vol.35, No.3, pp.347-352

[6] G. Naganathan, S. Ramadhayani and A. K. Bajaj, 2003, "Numerical Simulation of Flutter Instability of a Flexible Disk Rotating Close to a Rigid Wall," Journal of Vibration and Control, Vol.9, pp.95-118

[7] G. Popov, S. Sankar, 1995, "Modelling and Analysis of Non-linear Orifice Type Damping in Vibration Isolators", Journal of Sound and Vibration, 183(5), Page 751-764

[8] B. T. Zinn, 1970, "A Theoretical Study of Non-linear Damping by Helmholtz Resonators", Journal of Sound and Vibration, 13(3), Page 347-356