

<論 文>

컴퓨터 하드 디스크의 안정성을 위한 스피들 모터 회전수 선정에 관한 연구

A Study on Selection for the Rotating Speeds of Spindle Motors
to Stabilize Computer Hard Disks

정 진 태*

Jintai Chung

(1993년 10월 18일 접수 ; 1995년 5월 31일 심사완료)

Key Words : Hard Disk Drive(하드디스크 드라이브 : HDD), Spindle Motor(스핀들 모터), Spinning Disk(회전 원판), Stability(안정성)

ABSTRACT

A criterion for the selection of spindle motor speeds in a hard disk drive (HDD) is investigated to guarantee stability and reduce nonrepeatable runout of a spinning disk. Since the natural frequencies of the spinning disk and the forced frequencies generated from the spindle motor depend on the rotating speed, careful consideration should be taken to avoid the resonance between the disk and motor. To do this, the natural frequencies of the spinning disk are calculated and they are compared with the forced frequencies from the spindle motor.

1. 서 론

최근 개발되는 컴퓨터는 고용량의 기억장치를 요구하고 있으며, 이러한 기억장치 중 가장 널리 쓰이고 있는 것이 하드 디스크 드라이브 (HDD)이다. 소형화된 HDD의 기억용량을 증가시키기 위해서 정보가 기억되고 읽혀질 원판(disk)과 정보를 쓰거나 읽는 헤드(head) 사이의 거리 소위, 비행 높이(flying height)의 감소와 안정화는 필수적이다^(1~3). 비행 높이의 안정화를 위해서 원판의 진동에 대한 방지책의 강구가 선행되어야 한다^(4,5).

HDD에 있어서 원판의 축방향의 변위 즉, 런아웃

(runout)은 잘못된 정보를 기록하고 읽는 원인 중 하나이다. 런아웃은 원판의 평면도, 원판 회전축의 기울어짐, 그리고 원판을 회전시켜 주는 스피들 모터의 가진 등에 의해서 발생된다. 이러한 런아웃은 반복적인 것과 비반복적인 것으로 대별할 수 있다. 큰 진폭의 반복적인 런아웃에 의한 작동 오차는 서보(servo) 제어에 의해 방지할 수 있으나, 스피들 모터로부터 발생하는 가진력의 주파수와 회전원판의 고유진동수가 일치하여 야기되는 비반복적인 런아웃은 비주기적이기 때문에 서보 메카니즘에 의해 제어될 수 없다. 따라서, HDD 설계 초기에 비반복적인 런아웃을 피할 방안을 강구하는 것이 필수적이다. 한편 원판이 회전하면, 정적 상태의 원판과는 다른 고유진동수를 보여준다. 즉, 회전원판의 고유진동수는 원판의 회전속도에 따라 다른 값을 가진다. 비반복적인 런아웃을 피하기 위해서, 원판의 회전속도와

*정회원, 삼성전자 기억장치연구실(현, 한국항공우주연구원)

스핀들 모터의 선정에 있어서 스핀들 모터와 회전원판의 공진을 고려해야만 한다.

본 연구에서 회전하고 있는 컴퓨터 하드 디스크 드라이브의 원판의 고유진동수를 계산하였고, 스핀들 모터로부터 발생하는 강제진동수를 조사하였다. 이를 바탕으로 회전원판의 고유진동수와 스핀들 모터로부터의 강제진동수 사이의 공진을 피할 수 있는 스핀들 모터와 그의 회전수 선정의 기준을 제시하였다.

2. 회전원판의 지배방정식

본 연구에서 회전원판에 대한 지배방정식으로써 Kirchhoff 평판이론에 바탕을 둔 선형화된 편미분방정식⁽⁶⁾을 사용하였다. 이 편미분방정식을 유도할 때, 원판은 일반적으로 감쇄가 적은 금속으로 되어 있기 때문에 원판의 감쇄효과를 무시하였다. Fig. 1은 회전하고 있는 탄성체의 원판과 좌표계를 나타낸다. 여기서 (r, θ) 는 회전원판에 고정되어 회전원판과 함께 회전하는 좌표계이며, (r, ϕ) 는 공간에 고정되어 있는 비회전 좌표계이다.

(r, θ) 좌표계의 관점에서의 회전원판의 자유진동에 관한 지배방정식은 다음으로 주어진다.

$$\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D \nabla^4 w - h \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial w}{\partial r} \right) + \left(\frac{1}{r} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \theta} \left(\sigma_\theta \frac{\partial w}{\partial \theta} \right) \right] = 0 \quad (1)$$

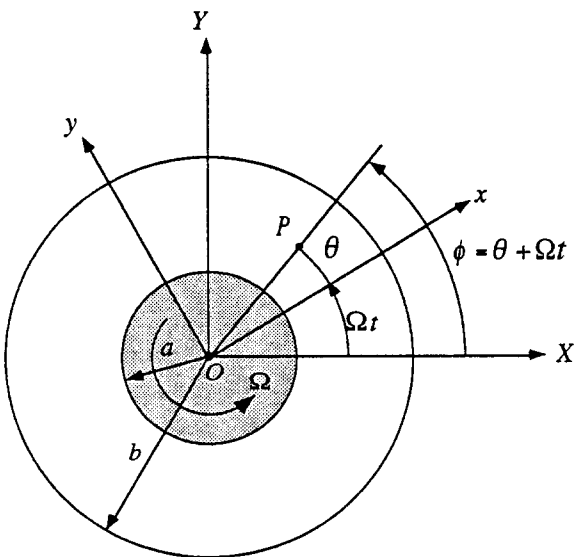


Fig. 1 Rotating disk with angular velocity Ω and relationship of angular variables

여기서, ρ 는 질량밀도, h 는 원판의 두께, w 는 원판의 회전축 방향의 변위를 나타내며, ∇^4 는 bi-harmonic operator, D 는 원판의 굽힘강성, σ_r 와 σ_θ 는 원판내의 r 방향과 θ 방향의 응력을 표시한다. 즉,

$$\nabla^4 = \left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \theta^2} \right]^2$$

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)}$$

$$\sigma_r = \frac{1}{8} \rho b^2 \Omega^2 (A_1 + A_2 - A_3)$$

$$\sigma_\theta = \frac{1}{8} \rho b^2 \Omega^2 (A_1 - A_2 - A_4)$$

위의 식에서 E 와 ν 는 영률(Young's modulus)과 프와송비(Poisson's ratio)이다. 그리고 b 와 Ω 는 원판의 외반경과 회전속도(rad/sec)를 나타내며, A_1, A_2, A_3 그리고 A_4 는 포아송비 ν , 내반경 a 와 외반경 b 그리고 반경 r 의 함수이다[참고문헌(7) 참조].

지배방정식 (1)을 (r, ϕ) 좌표계로 바꾸기 위해서 θ 와 ϕ 사이의 다음 관계를 이용한다.

$$\phi = \theta + \Omega t \quad (2)$$

즉,

$$w(r, \theta, t) = u(r, \phi, t) \quad (3)$$

지배방정식 (1)은 (r, ϕ) 좌표계에서 다음으로 변환된다.

$$\rho h \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\Omega \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial \phi} + \Omega^2 \frac{\partial^2 u}{\partial \phi^2} \right) + D \nabla^4 u - h \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \left(\frac{1}{r} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\sigma_\phi \frac{\partial u}{\partial \phi} \right) \right] = 0 \quad (4)$$

위에서

$$\nabla^4 = \left[\frac{\partial^2}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2}{\partial \phi^2} \right]^2$$

HDD에 사용되는 내반경이 a 이고 외반경이 b 인 원판 원판(annular disk)의 경계조건은 다음으로 주어진다.

$$u(a, \phi, t) = \frac{\partial u}{\partial r}(a, \phi, t) = 0 \quad (5)$$

$$M_r(b, \phi, t) = Q_r(b, \phi, t) - \frac{1}{b} \frac{\partial M_{r\theta}}{\partial \phi}(b, \phi, t) = 0 \quad (6)$$

여기서,

$$M_r(r, \phi, t) = -D \left\{ \frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \nu \left[\frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \phi^2} \right] \right\} \quad (7)$$

$$M_{r\phi}(r, \phi, t) = -D(1-\nu) \frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\frac{\partial u}{\partial r} - \frac{u}{r} \right) \quad (8)$$

$$Q_r(r, \phi, t) = D \frac{\partial}{\partial r} \left[\frac{\partial^2 u}{\partial r^2} + \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial r} + \frac{1}{r^2} \frac{\partial^2 u}{\partial \phi^2} \right] \quad (9)$$

3. 회전원판의 고유진동수 계산

지배방정식 (4)와 경계조건 (5)와 (6)으로 표현되는 운동계로부터 고유치 문제(eigenvalue problem)를 유도하여 고유진동수를 구하기 위해 Galerkin의 방법을 본 문제에 적용시키기로 한다. 이를 위해 지배방정식의 해를 다음과 같이 가정한다.

$$u(r, \phi, t) = \sum_{n=0}^N [C_n(t) \cos n\phi + S_n(t) \sin n\phi] R_n(r) \quad (10)$$

여기서, $C_n(t)$ 과 $S_n(t)$ 은 시간의 함수이며, $R_n(r)$ 은 반경 방향의 좌표 r 만의 함수이다. 하나 이상의 절점원(nodal circle)을 갖는 모드에 해당하는 고유진동수들은 절점원이 없고 서너 개의 절점직경(nodal diameter)을 갖는 모드의 고유진동수들보다 일반적으로 더 높은 값을 가지기 때문에, 본 해석에서는 절점원이 없다고 가정하고 절점직경들만 갖는 모드의 고유진동수를 고려하기로 한다⁽⁶⁾. 경계조건 (5)와 (6)을 만족시키는 비교함수(comparison function)를 구하기 위해 $R_n(r)$ 을 다음 형태로 쓸 수 있다.

$$R_n(r) = c_1(r-a)^2 + c_2(r-a)^3 + c_3(r-a)^4 \quad (11)$$

여기서, c_1 , c_2 그리고 c_3 는 경계조건과 정규화(normalization) 조건에 의해 결정되어야 할 상수들이다. 식 (11)에서 볼 수 있듯이 경계조건 (5)는 자동 만족된다. 따라서 c_1 , c_2 그리고 c_3 는 경계조건 (6)과 정규화 조건에 의해서 결정 되어진다. 정규화 조건은 여러가지 방법이 있을 수 있겠으나, 본 연구에서는 계산의 편의성을 위해서 다음 조건을 사용한다.

$$\begin{aligned} \rho h \int_a^b \int_0^{2\pi} R_n^2 \sin^2 n\phi \, r d\phi dr \\ = \rho h \int_a^b \int_0^{2\pi} R_n^2 \cos^2 n\phi \, r d\phi dr = 1 \end{aligned} \quad (12)$$

식 (11)을 식 (6)과 식 (12)에 대입하여 c_1 , c_2 , c_3 를 결정한다. 다음, 고유치문제를 유도하기 위해 Galerkin 방법을 다음과 같이 적용한다.

$$\int_a^b \int_0^{2\pi} L(u) \cos n\phi R_n^2 \, r d\phi dr = 0, \quad n=0, 1, \dots, N \quad (13)$$

$$\int_a^b \int_0^{2\pi} L(u) \sin n\phi R_n^2 \, r d\phi dr = 0, \quad n=1, 2, \dots, N \quad (14)$$

여기서,

$$\begin{aligned} L(u) = \rho h \left(\frac{\partial^2 u}{\partial t^2} + 2\Omega \frac{\partial^2 u}{\partial t \partial \phi} + \Omega^2 \frac{\partial^2 u}{\partial \phi^2} \right) + D \nabla^4 u \\ - h \left[\frac{1}{r} \frac{\partial}{\partial r} \left(r \sigma_r \frac{\partial u}{\partial r} \right) + \left(\frac{1}{r} \right)^2 \frac{\partial}{\partial \phi} \left(\sigma_\phi \frac{\partial u}{\partial \phi} \right) \right] \end{aligned} \quad (15)$$

cosine과 sine 함수의 직교성(orthogonality)을 이용하면, 식 (13)과 식 (14)는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\ddot{C}_n + 2n\Omega \dot{S}_n + (-n^2\Omega^2 + \mu_n^2) C_n = 0, \quad n=0, 1, \dots, N \quad (16)$$

$$\dot{S}_n - 2n\Omega \dot{C}_n + (-n^2\Omega^2 + \mu_n^2) S_n = 0, \quad n=1, 2, \dots, N \quad (17)$$

위 식들에서

$$\begin{aligned} \mu_n^2 = \pi \int_a^b \left[D \nabla_r^4 R_n - \frac{h}{r} \frac{d}{dr} \left(r \sigma_r \frac{dR_n}{dr} \right) \right. \\ \left. + \frac{h n^2}{r^2} \sigma_\phi R_n \right] R_n r dr \end{aligned} \quad (18)$$

여기서,

$$\nabla_r^4 R_n = \left(\frac{d^2}{dr^2} + \frac{d}{r dr} - \frac{n^2}{r^2} \right)^2 R_n$$

고차 고유진동수에 해당하는 진동 모드는 진폭이 작고 에너지 양도 적으므로 저차 진동 모드들이 원판의 안정성에 결정적인 영향을 미친다. 그러므로 본 해석에서는 3개의 절점직경 모드만을 고려하기로 한다. 즉, $N=3$. 이때 식 (16)과 (17)을 다음과 같은 행렬식으로 쓸 수 있다.

$$\dot{z} + Xz + Yz = 0 \quad (19)$$

여기서, X 는 7×7 반대칭 행렬(anti-symmetric matrix)이고 Y 는 7×7 대각선 행렬(diagonal matrix)이며,

$$z = \{C_0, C_1, S_1, C_2, S_2, C_3, S_3\}^T \quad (20)$$

식 (19)의 해를 지수형(exponential form)으로 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$z = \bar{z} e^{st} \quad (21)$$

여기서, \bar{z} 는 진폭을 나타내는 벡터이며, e^{st} 는 시간에 따른 진동을 의미한다. 식 (21)을 식 (19)에 대입하면 다음 식을 얻는다.

$$(s^2I + sX + Y) \bar{z} e^{st} = 0 \quad (22)$$

방정식 (22)가 당연해(trivial solution)를 갖지 않을 조건은 $|s^2I + sX + Y|$ 가 0이어야만 한다. 즉,

$$|s^2I + sX + Y| = 0 \quad (23)$$

식 (23)의 해 s 는 실수부와 허수부로 구성되어 있다. s 의 실수부는 진폭의 증감과 관계가 있다. 다시 말해서 s 의 실수부가 양수이면 시간이 지남에 따라 진폭이 증가하여 안정성이 파괴되며, s 의 실수부가 음수이면 시간이 지남에 따라 진폭이 감소하게 된다. 그러나 현재 해석 대상인 회전원판은 축대칭(axisymmetric)이고 감쇄 효과가 없기 때문에 s 의 실수부는 0이다. s 의 허수부는 원판 내의 질점의 진동과 관계가 있으며, 이 값은 회전원판의 고유진동수를 나타낸다. 일반적으로 식 (23)로부터 고유진동수를 구하기 위해 수치해석을 이용한다.

회전원판의 고유진동수를 구하기 위해, 앞에서 유도한 이론을 바탕으로 해석프로그램을 개발하였다. 개발된 프로그램의 타당성과 정확성을 검증하기 위해서 회전수가 0일 때의 고유진동수를 Mote에 의한 계산 결과⁽⁹⁾와 비교한 결과를 Table 1에 정리하였다. 이 계산에서 사용된 물성치들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} E &= 65.5 \text{ MPa} & \nu &= 0.3 \\ \rho &= 1200 \text{ kg/m}^3 & h &= 0.0012 \text{ m} \\ a &= 0.0325 \text{ m} & b &= 0.065 \text{ m} \end{aligned}$$

모드 (m, n)에서 m 은 절점원의 수를 나타내며, n 은 절점직경의 수를 표시한다. Table 1에서 볼 수

있듯이 Mote의 계산 결과와 본 연구에서의 계산 결과와의 차이는 0.3% 이하에 불과하다.

한편, 계산 결과를 임계속도(critical speed)의 비교를 통하여 정확성을 검증할 수 있다. [임계속도의 정의는 참고문헌 (8)을 참조] 이 계산에서 사용된 물성치들은 내경 a 를 제외하고 ($a=0.01742 \text{ m}$) Table 1의 계산에 사용된 값들과 같다. Table 2에 임계속도에 대한 Hutton의 계산 결과⁽⁷⁾와 본 연구에서의 계산 결과를 비교하였는데 그 차이가 3%를 넘지 않음을 볼 수 있다.

4. 회전원판과 스피들 모터의 회전수 선정

현재 개인용 컴퓨터에 사용되고 있는 직경 3.5" 두께 0.8 mm 원판을 사용한 HDD의 회전수 결정에 대하여 생각하기로 한다. 이 원판의 칫수와 재질에 관한 데이터는 Table 3에 나타나 있다. 단, 내반경은 원판이 스피들 모터에 고정되어 장착되었을 때의 반경을 의미한다.

Table 4는 원판의 회전수가 0 rpm일 때와 가상 운전 회전수인 4500 rpm일 때의 각 모드의 고유진동수를 보여준다. 여기서, 각 모드의 첨자 f 는 순진행파(forward wave)를 갖는 모드를 의미하며, 첨자 r 는 역진행파(backward wave)를 갖는 모드를 의미한다. [순진행파와 역진행파의 설명은 참고문헌 (8) 참조] Table 4에서 볼 수 있듯이 축대칭인 원판이 회전하지 않고 정지해 있으면 각 모드는 하나의 고유진동수를 가지나, 회전하는 원판은 서로 다른 2개의 고유진동수들을 갖게 된다.

가장 심각한 원판의 비반복적인 런아웃은 스피들 모터로부터 기인한다. 왜냐하면 스피들 모터의 고정

Table 1 Comparison of natural frequencies (rad/s)

| | (0, 0) | (0, 1) | (0, 2) | (0, 3) |
|---------------------|-----------|-----------|-----------|-----------|
| Mote ⁽⁹⁾ | 261.53288 | 266.86440 | 295.25899 | 372.73214 |
| New | 261.60876 | 267.04972 | 295.82732 | 373.59870 |
| Difference (%) | 0.029 | 0.069 | 0.192 | 0.232 |

Table 2 Comparison of critical speeds (Hz)

| | (0, 2) | (0, 3) | (0, 4) |
|-----------------------|--------|--------|--------|
| Hutton ⁽⁷⁾ | 114.46 | 114.46 | 136.55 |
| New | 116.35 | 114.28 | 140.59 |
| Difference(%) | 1.65 | 0.16 | 2.96 |

Table 3 Dimensions and material properties of the disk

| Dimensions of the disk | Material properties of the disk |
|--|---|
| Inner radius : $a=0.0165 \text{ m}$ Outer radius : $b=0.0475 \text{ m}$ Thickness : $h=0.0008 \text{ m}$ | Mass density : $\rho=2700 \text{ kg/m}^3$ Young's modulus : $E=70.0 \times 10^9 \text{ N/m}^2$ Poisson's ratio : $\nu=0.33$ |

Table 4 Natural frequencies of the disk when the rotational speeds are 0 and 4500 rpm

| 0 rpm | | 4500 rpm | |
|--------|---------------|---------------------|---------------|
| Mode | Frequency(Hz) | Mode | Frequency(Hz) |
| (0, 0) | 677.1400 | (0, 0) | 683.1100 |
| (0, 1) | 675.5200 | (0, 1) _r | 757.5200 |
| | | (0, 1) _r | 607.5200 |
| (0, 2) | 788.6100 | (0, 2) _r | 947.1500 |
| | | (0, 2) _r | 647.1500 |
| (0, 3) | 1207.800 | (0, 3) _r | 1441.100 |
| | | (0, 3) _r | 991.0800 |

자와 회전자 그리고 베어링은 회전수에 비례하는 강제진동수를 발생시켜 원판의 강제진동을 유발시키기 때문이다. 스피들 모터에는 보편적으로 볼 베어링이 쓰이는데, 베어링의 볼, 내륜 그리고 외륜은 진원이 아닌 등의 결합을 가지고 있어서 스피들의 회전수에 비례하는 가진주파수를 발생시키고, 이들은 회전하고 있는 원판을 강제진동하게 된다. HDD의 스피들 모터의 베어링의 경우, 내륜은 스피들 축에 고정되어 있고 외륜이 회전하므로 이 때 베어링으로부터 발생하는 강제진동수는 다음 식으로써 표현된다.

(1) 볼의 공전 및 리테이터(retainer)의 회전에 의한 진동수

$$f_a = \frac{1}{2} \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_r \quad (24)$$

(2) 볼의 자전에 의한 진동수

$$f_b = \frac{1}{2} \left(\frac{d_p}{d_b} + \frac{d_b}{d_p} \cos^2 \alpha \right) f_r \quad (25)$$

(3) 내륜의 결합에 의한 진동수

$$f_c = \frac{1}{2} n_h z \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_r \quad (26)$$

(4) 외륜의 결합에 의한 진동수

$$f_d = \frac{1}{2} n_h z \left(1 - \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_r \quad (27)$$

(5) 볼의 결합에 의한 진동수

$$f_e = n_h z \left(1 + \frac{d_b}{d_p} \cos \alpha \right) f_r \quad (28)$$

여기서, f_r 은 원판과 스피들 모터의 회전 주파수를, d_b 는 볼의 직경, d_p 는 피치원의 직경, α 는 접촉각, z 는 볼의 수 그리고 n_h 는 고조파와 관계된 정수를 나타낸다. 본 논문에서 해석 대상인 스피들 모터에 사용되고 있는 베어링의 제원은 다음과 같다. z 는 8, d_b 는 2 mm, d_p 는 8 mm 그리고 α 는 23.07° 이다.

스피들 모터 자체에서 발생하는 진동은 기계적인 원인에 의한 것과 전자기적인 원인에 의한 것으로 구분될 수 있다. 기계적인 진동은 가공 정밀도를 높임으로써 낮은 회전수에서 억제될 수 있으나 회전속도가 증가하면 일반적으로 제어하는데 어려움이 따른다. 한편, 전자기적인 진동은 가공 정밀도와 무관하며 전자기 측면의 설계에 좌우된다. 스피들 모터

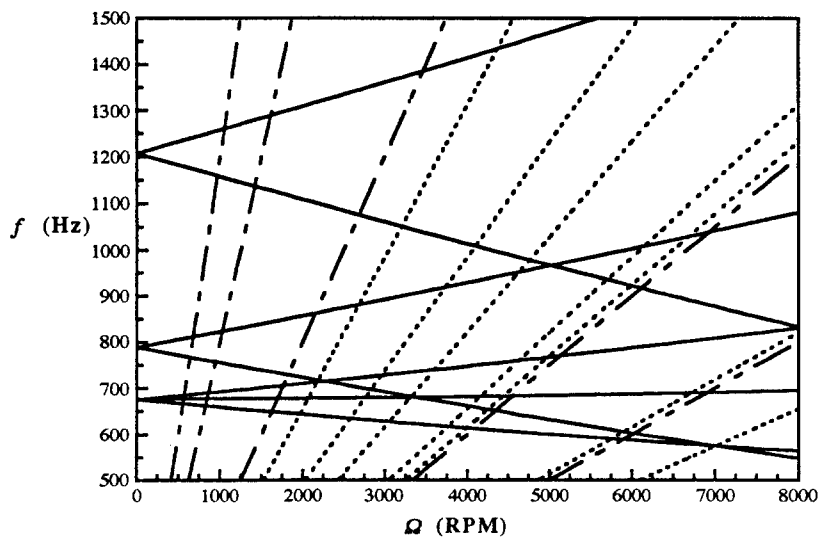


Fig. 2 Natural frequencies of the disk and the forced frequencies from the bearing and spindle motor (solid line : natural frequency of the rotating disk, dotted line : forced frequency from the bearing, broken line : forced frequency from the spindle motor)

에서 발생하는 강제진동수들은 다음 식으로 표시될 수 있다.

$$f_a = 2n_h f_r \quad (29)$$

$$f_\beta = 3n_h P f_r \quad (30)$$

$$f_k = n_h Q f_r \quad (31)$$

$$f_\delta = n_h (\text{least common multiple of } P \text{ and } S) f_r \quad (32)$$

윗 식에서 P 는 극수, Q 는 계자극수 그리고 S 는 슬롯수를 나타낸다. 본 연구에서 고려한 스피들 모터의 극수는 8, 계자극수는 3 그리고 슬롯수는 9이다.

Fig. 2는 회전원판의 고유진동수와 베어링과 모터로부터의 가진주파수를 나타낸다. 회전수가 0일 때 순진행파와 역진행파는 같은 값을 가지게 되나 회전수가 증가함에 따라 순진행파의 고유진동수 값은 커지고 역진행파의 고유진동수는 작아지게 된다. n 이 2보다 큰 경우 역진행파의 고유진동수는 회전수가 증가하면서 0이 되고 다시 0으로부터 증가한다. 역진행파의 고유진동수가 0이 될 때의 회전수를 임계 회전수(critical speed)라고 한다. Fig. 2에서 실선은 원판의 고유진동수를, 점선은 베어링으로부터의 가진주파수를 그리고 일점쇄선은 모터자체의 가진주파수를 나타낸다. 실선이 점선이나 일점쇄선과 만나게 되면 원판에 공진을 유발시켜 큰 런아웃이 발생된다. 예로써, 원판의 회전수가 4500 rpm이면 베어링으로부터의 가진력에 의한 공진이 일어난다. 원판의 고유진동수와 모터로부터의 가진주파수 사이의 공진을 피하기 위해서, Fig. 2의 실선들이 점선이나 일점쇄선들과 만나지 않도록 모터의 회전수를 선정하여야 한다. 기억용량이나 레이턴시(latency)를 포함한 다른 설계 조건들에 의해 회전수가 이미 선정된 경우일 때는, 스피들 모터의 구조를 변경시키거나 베어링을 공진이 일어나지 않는 것으로 대체하여야 한다.

5. 결 론

본 연구에서 제시한 근사해법은 기존의 방법보다 간단하게 회전하는 원판의 고유진동수를 계산할 수 있다. 그리고 HDD 설계 초기 단계에 스피들 모터로부터 발생하는 가진주파수가 회전 상태의 원판의

고유진동수와 일치하지 않도록 스피들 모터의 회전수를 결정함으로써, 회전하는 원판의 비반복적인 런아웃에 의한 track misregistration을 피하여 보다 신뢰성이 있고 안정성이 있는 스피들 모터의 선정에 도움을 줄 수 있다.

참고 문헌

- (1) Tagawa, N. and Hashimoto, M., 1985, "Submicron Spacing Dynamics for Flying Head Slider Mechanisms Using Building Block Approach," IEEE Transactions on Magnetics, Vol. MAG-21, No. 5, pp. 1506~1508.
- (2) White, J. W. and Road, P. E., 1987, "Effect of a Rough Translating Surface on Gas Film Lubrication: A Numerical and Analytical Study," Transactions of the ASME, Journal of Tribology, Vol. 109, pp. 271~275.
- (3) Comstock, R. L. and Workman, M. L., 1987, "Data Storage on Rigid Disks," in Magnetic Recording, Vol. 2, (ed) Mee, C. D. and Daniel, E. D., pp. 19~128.
- (4) Richter, W. O. and Frank, E. T., 1988, "Nonrepeatable Radial and Axial Runout of 5 1/4" Disk Drive Spindles," IEEE Transactions of Magnetics, Vol. 24, No. 6, pp. 2760~2762.
- (5) Benson, R. C., 1977, "Deflection of a Transversely Loaded Spinning Disk," Ph. D. Dissertation, University of California, Berkeley.
- (6) Hutton, S. G., Chona, S. and Lehmann, B. F., 1987, "Dynamic Response of a Guided Circular Saw," Journal of Sound and Vibration, Vol. 112, No. 3, pp. 572~539.
- (7) Iwan, W. D. and Moeller, T. L., 1976, "The Stability of a Spinning Elastic Disk with a Transverse Load System," Journal of Applied Mechanics ASME, Vol. 43, pp. 485~490.
- (8) Mote, Jr., C. D., 1977, "Moving-Load Stability of Circular Plate on a Floating Central Collar," Journal of the Acoustical Society of America, Vol. 61, No. 2, pp. 439~447.