

헤드 간섭으로 인한 회전 디스크의 불안정 현상에 대한 분석

°임경화*

Analysis for Unstable Phenomenon of Rotating Discs Due to Head Interface

°Kyung-Hwa Rim*

Abstract

This paper presents the modeling, theoretical formulation, and stability analysis for a combined system of a spinning disk and a head that contacts the disk. In the analytical model, head interface is considered by a rotating mass-spring-damper system together with a frictional follower force on the damped annular disks. The method of multiple scales is utilized to perform the stability analysis that shows the existence of instability associated with parametric resonances. This instability can be effectively stabilized by increasing the damping ratio of a disk.

1. 서론

원형 톱, 초고밀도 광디스크, 플로피 디스크, 브레이크 등에서는 회전 원판의 안정성은 매우 중요하다. 특히 외부에 고정된 기구물과 회전 원판간에 간섭에 의하여 발생하는 원판의 불안정성은 공정에서 가끔 발생하는 경우가 있으므로⁽¹⁾, 이에 대한 관심이 증대되고 있다. 최근에는 기억저장장치에서도 이러한 원판의 안정성 연구가 관심을 끌고 있다. 광기록 저장장치에서는 기존 비접촉 광학헤드 개념과 달리, 하드디스크 헤드 개념과 결합하여 직접 기록(direct write)이 가능한 고밀도 광디스크 시스템을 개발하고 있는 데, 이 때 하드디스크에 비해서 폴리카보네이트(poly-carbonate)로 만들어진 광디스크는 약해서 헤드와의 간섭으로 인해 회전 원판의 불안정성이 발생할 가능성이 있다. 또한 차세대 광디스크 시스템에서는 고개구수(high numerical aperture) 대물렌즈를 사용해야 하는데, 이 경우에는 광 수차(optical aberration) 관점에서

디스크 두께가 작을수록 유리하다. 그러므로 디스크 두께의 최소화를 위해서는 디스크의 안정성에 대한 연구가 필요하다.

회전 원판과 헤드간의 간섭에 대한 연구는 오래 전부터 많은 학자들에 의해서 꾸준히 연구가 진행되고 있다. Iwan은 회전 원판의 안정성에 대한 이동 질량(moving mass)의 효과⁽²⁾와 횡방향 부하력의 효과⁽³⁾를 조사하였다. Mote⁽⁴⁻⁵⁾는 횡방향 부하력을 이동 힘으로 간주한 뒤에 안정성 분석을 하였다. Chen⁽⁶⁾은 플로피디스크에서 슬라이더(slidebar)의 강성이 매개 불안정성(parametric instability)을 초래하는 것을 보였고, Chen⁽⁷⁾은 비대칭 회전원판에서는 헤드의 시스템 변수로 인해 임계속도(critical speed) 아래에서도 매개 불안정성(parametric instability)이 생기는 것을 수치적으로 보여주었다. 또한 Shen⁽⁸⁾은 원판의 감쇠특성을 모델링하여 회전원판과 헤드의 매개 불안정성을 원판의 감쇠특성으로 억제할 수 있음을 보여 주었다. Chan⁽⁹⁾은 회전 원판에서 부하계(load system)의 마찰력을 추종력(follower force)으로 모델링하여, 임계속도 아래에서도 대칭 원판의 매개 불안정성

* 한국기술교육대학교, 제어시스템공학과

이 일어남을 보여 주었다.

본 연구에서는 헤드 간섭으로 인한 원판의 불안정성을 분석하기 위하여, 회전 원판에서 헤드의 질량-감쇠-강성 특성과 디스크를 추종하는 마찰력뿐만 아니라 원판의 감쇠 특성도 고려된 모델에 대해서 안정성 해석을 하고자 한다. 기록밀도를 증가시키기 위해서 헤드와 디스크 간격이 급격하게 감소되므로 마찰력도 간섭효과에 고려된다. 안정성 수치해석을 통하여, 각각 비감쇠 디스크와 감쇠 디스크에서 슬라이더의 강성의 크기에 따라 불안정 영역의 변화를 살펴보고자 한다. 불안정 영역을 조사하기 위해서, 근사방법인 multiple scale method⁽¹⁰⁾를 이용한다.

2. 회전 원판과 헤드의 모델링

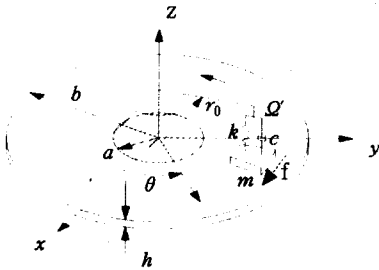


Fig. 1 Stationary disk with a rotating mass-damper-spring.

회전 원판에서의 헤드 간섭효과를 Fig. 1과 같이 정지 원판에서 일정한 회전속도 Ω 로 돌아가는 스프링-질량-감쇠기(spring-mass-dashpot)와 함께 마찰력으로 모델링 한다. 이 때 두께 h 의 중심고정 원판은 켈빈 점탄성을 가진 재료로 가정하고, 내주($r=a$)와 외주($r=b$)는 각각 고정경계조건(fixed boundary condition)과 자유경계조건(free boundary condition)으로 모델링 한다. 여기서 회전으로 인한 원심력 효과^(11~12)는 무시한다. 원판의 횡방향 변위 $w(r, \theta, t)$ 에 대한 운동방정식은 다음과 같다.

$$\rho h \frac{\partial^2 w}{\partial t^2} + D' \nabla^4 \frac{\partial w}{\partial t} + D \nabla^4 w = -\frac{1}{r} \delta(\theta - \Omega t) \delta(r - r_0) [m(\frac{\partial}{\partial t} + \Omega \frac{\partial}{\partial \theta})^2 w + c(\frac{\partial}{\partial t} + \Omega \frac{\partial}{\partial \theta})w + kw - f \frac{\partial w}{r \partial \theta}] \quad (1)$$

여기서 t 는 시간이고, ρ 와 h 는 밀도와 두께이고,

D' 와 D 는 굴곡 점성계수(flexural rigidity)와 굴곡 강성계수(flexural rigidity)이다. 그리고 r_0 는 헤더의 반경방향 위치이고, m , c , k 는 각각 헤더의 등가질량, 등가점성계수, 등가강성이다. f 는 헤드와 디스크간에 발생되는 마찰력으로 디스크 면을 항상 추종하는 힘으로 가정한다.

디스크의 동특성에 비해 헤더의 간섭 효과는 상대적으로 작으므로, multiple scale method를 사용하여 헤드 간섭에 의한 효과를 분석한다. 정지 원판만의 모드형상 $\Phi_{mn}(r, \theta)$ 과 일반좌표계 $q_{mn}(t)$ 를 이용하여 원판의 횡방향 변위를 식 (2)와 같이 표시할 수 있다.

$$w(r, \theta, t) = \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} \Phi_{mn}(r, \theta) q_{mn}(t) \quad (2)$$

이 때
$$\Phi_{mn}(r, \theta) = \frac{1}{\sqrt{\rho h b^2}} R_{mn}(r) e^{in\theta}$$

여기서 첨자 m , n 은 각각 모드형상의 절원수(number of nodal circle)와 절직경수(number of nodal diameter)에 해당한다. 베셀 함수(Bessel function)인 $R_{mn}(r)$ 으로 구성된 모드형상 $\Phi_{mn}(r, \theta)$ 은 식 (3)의 직교성과 정규성을 만족한다.

$$\int_0^{2\pi} \int_a^b \rho h \Phi_{mn} \Phi_{kl}^* r dr d\theta = \delta_{mk} \delta_{nl} \quad (3)$$

$$\int_0^{2\pi} \int_a^b D \nabla^4 \Phi_{mn} \Phi_{kl}^* r dr d\theta = \omega_{mn}^2 \delta_{mk} \delta_{nl} \quad (4)$$

위 첨자 *는 켈레복소수를 의미하고 ω_{mn} 은 모드형상 Φ_{mn} 에 해당하는 고유진동수이다. 원판의 축대칭성 특성으로 인해 다음과 관계가 성립한다.

$$\begin{aligned} \omega_{mn} &= \omega_{m,-n} \\ R_{mn}(r) &= R_{m,-n}(r) \\ q_{mn}(t) &= q_{m,-n}^*(t) \end{aligned} \quad (5)$$

3. 안정성 해석

안정성 분석에는 여러 가지 분석⁽¹⁰⁾이 있지만, 불안정 영역을 쉽게 계산할 수 있는 multiple scale method를 이용한다.

식 (2)을 운동방정식 (1)에 대입한 뒤에 양변에 Φ_{mn} 의 켈레함수(conjugate function)를 곱한다. 그

리고 원판 면적에 대해 적분과 식 (3)(4)의 관계를 이용하면 다음과 같이 정리된다.

$$-\frac{d^2 q_M}{d\tau^2} + \varepsilon \delta \beta_M^2 \frac{dq_M}{d\tau} + \beta_M^2 q_M = - \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} R_{mn}(r_0) R_M(r_0) e^{i(n-\delta\alpha\tau)} [\varepsilon \gamma \left(\frac{d}{d\tau} + in\Omega\right)^2 q_{mn} + \varepsilon \zeta \left(\frac{d}{d\tau} + in\Omega\right) q_{mn} + (\varepsilon x - i\varepsilon a) q_{mn}]$$

$$m=0, 1, 2, \dots, \quad n=0, \pm 1, \pm 2, \dots, \quad (6)$$

$$\tau = \omega_c t, \quad \beta_M = \frac{\omega_M}{\omega_c}, \quad \Omega = \frac{\Omega}{\omega_c}$$

$$\varepsilon \delta = \frac{D' \omega_c}{D}, \quad \varepsilon \gamma = \frac{m}{\rho h b^2}, \quad \varepsilon \zeta = \frac{c}{\omega_c \rho h b^2},$$

$$\varepsilon x = \frac{k}{\omega_c^2 \rho h b^2}, \quad \varepsilon a = \frac{f}{\omega_c^2 \rho h b^2 r_0}$$

ω_c 는 원판의 임계속도이고, ε 는 미소 변동량(perturbation)을 표시한다. 무차원 운동방정식 (6)에 multiple scale method를 적용하기 위하여, 일 반좌표계의 변위는 다음과 같이 표시한다.

$$q_M(\tau) = q_M^{(0)}(\tau, T_1) + \varepsilon q_M^{(1)}(\tau, T_1) \quad (7)$$

여기서 $T_1 = \varepsilon \tau$ 이다. 식 (7)을 식 (6)에 대입한 뒤에 크기 별로 정리하면 다음과 같다.

$$O(1): (D_0^2 + \beta_M^2) q_M^{(0)} = 0 \quad (8)$$

$O(\varepsilon)$:

$$(D_0^2 + \beta_M^2) q_M^{(1)} = -D_0(2D_1 + \delta\beta_M^2) q_M^{(0)} - \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} R_{mn}(r_0) R_M(r_0) e^{i(n-\delta\alpha\tau)} [\gamma (D_0 + in\Omega)^2 + \zeta (D_0 + in\Omega) + x - ina] q_{mn}^{(0)} \quad (9)$$

여기서 $D_0 = \partial/\partial \tau$, $D_1 = \partial/\partial T_1$

식 (8)을 풀면

$$q_M^{(0)} = A_M(T_1) e^{i\beta_M \tau} + B_M(T_1) e^{-i\beta_M \tau} \quad (10)$$

식 (10)을 식 (9)에 대입하여 정리하면

$$(D_0^2 + \beta_M^2) q_M^{(1)} = -i\beta_M(2D_1 + \delta\beta_M^2) [A_M e^{i\beta_M \tau} - B_M e^{-i\beta_M \tau}] - \sum_{m=0}^{\infty} \sum_{n=-\infty}^{\infty} R_{mn}(r_0) R_M(r_0) e^{i(n-\delta\alpha\tau)} [D_{mn}^+ A_M e^{i\beta_M \tau} + D_{mn}^- B_M e^{-i\beta_M \tau}] \quad (11)$$

$$D_{mn}^+ = -\gamma (\beta_{mn} + n\Omega)^2 + i\zeta (\beta_{mn} + n\Omega) - ina + x$$

$$D_{mn}^- = -\gamma (\beta_{mn} - n\Omega)^2 - i\zeta (\beta_{mn} - n\Omega) + ina + x \quad (12)$$

모드 q_{kl} 의 매개공진(parametric resonance)이 발생될 수 있는 회전속도의 경우는 식 (11)의 오른쪽 항에서 $e^{\pm i\beta_M \tau}$ 항이 발생하는 경우이다. 그러므로 발생될 회전속도는 식 (13)과 같다.

$$\begin{aligned} (+n-1)\Omega \pm \beta_{mn} &= \pm \beta_{kl} \\ (-n-1)\Omega \pm \beta_{mn} &= \pm \beta_{kl} \end{aligned} \quad (13)$$

우선 단모드(single mode, $\beta_{mn} = \beta_{kl}$)에 의한 공진이 일어날 회전속도는 $2l\Omega = 2\beta_{kl}$ 근처임을 알 수 있다. 또한 $n=1$ 이므로 특정한 속도영역이 아닌 위치에서도 발생할 수 있음을 알 수 있다. 그리고 복합모드(combination mode, $\beta_{mn} \neq \beta_{kl}$, $n > 1$)에 의한 공진이 일어날 회전속도는 $\Omega = (\beta_{mn} \pm \beta_{kl}) / (n \pm 1)$ 근처임을 알 수 있다. 마찰력이 고려되지 않은 Shen⁽⁸⁾의 해석 과정과 비감쇠 디스크에서만 해석한 Chan⁽⁹⁾의 해석 과정을 보완하면, 각 경우의 불안정성 영역을 다음과 같이 유도할 수 있다.

3.1 단모드 공진 ($2l\Omega = 2\beta_{kl} + \varepsilon \sigma$)

이 속도영역에서 식 (11)의 secular 항은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} -i\beta_M(2D_1 + \delta\beta_M^2) [A_M e^{i\beta_M \tau} - B_M e^{-i\beta_M \tau}] - R_M^2(r_0) [D_M^+ A_M e^{i\beta_M \tau} + D_M^- B_M e^{-i\beta_M \tau}] - R_M^2(r_0) \times D_{k-l}^+ A_{k-l} e^{-i\beta_M \tau - i\alpha \tau} = 0 \end{aligned} \quad (14)$$

식 (14)의 $e^{i\beta_M \tau}$, $e^{-i\beta_M \tau}$ 은 서로 독립적이므로 각각 관련항의 계수는 0이 되어야 한다.

$$-i\beta_M(2D_1 + \delta\beta_M^2) A_M - R_M^2(r_0) D_M^+ A_M = 0 \quad (15)$$

$$-i\beta_M(2D_1 + \delta\beta_M^2) B_M - R_M^2(r_0) D_M^- B_M - R_M^2(r_0) D_{k-l}^+ A_{k-l} e^{-i\alpha \tau} = 0 \quad (16)$$

식(16)에서 $B_M(T_1)$ 의 불안정성을 조사하면⁽⁸⁾, 다음과 같이 구해진다.

$$\left| \sigma - \frac{x R_M(r_0)}{\beta_M} \right| \leq \sqrt{\frac{x^2 R_M^2(r_0)}{\beta_M^2} - \delta\beta_M^2 (\delta\beta_M^2 + \frac{2\alpha R_M^2}{\beta_M})} \quad (17)$$

$B_{kl}(T_1)$ 성분에서는 디스크의 감쇠특성 뿐만 아니라 마찰력도 원판의 불안정 영역을 억제하는 것으로 나타난다. 그러므로 디스크 회전시 후진파(backward travelling wave)인 경우는 마찰력이 안정성을 높이는 방향으로 영향을 주는 것을 알 수 있다.⁽⁶⁾ 이에 비해 전진파(forward travelling wave)와 관련된 식 (15)의 $A_{kl}(T_1)$ 의 불안정 영역은 다음과 같다.

$$-\delta\beta_{kl}^2 - \frac{R_{kl}^2(r_0)}{\beta_{kl}} (\zeta(\beta_{kl} + l\Omega) - la) > 0 \quad (18)$$

마찰력으로 인해 절직경을 갖는 전진파 모드($l \neq 0$)의 불안정 영역이 넓어짐을 알 수 있다. 특히 헤더와 디스크 감쇠를 무시할 수 있는 경우는 불안정성이 항상 발생함을 알 수 있다.

3.2 복합모드 공진

두 개의 모드가 연관되어 매개 공진이 일어나는 경우는 다음과 같이 네 경우가 있다.

i) $(n-1)\Omega = \beta_{mn} + \beta_{kl} + \epsilon \sigma \quad (\Omega > \Omega_c)$

이 속도영역에서 $q_{kl}^{(1)}$, $q_{mn}^{(1)}$ 에 대한 식 (11)의 secular 항을 고려하면 모드별로 독립적 불안정조건과 연관된 불안정 조건이 유도된다. 우선 모드에 대한 독립적 불안정조건은 다음과 같다.⁽⁶⁾

$$-\delta\beta_{kl}^2 - \frac{R_{kl}^2(r_0)}{\beta_{kl}} (\zeta(\beta_{kl} - l\Omega) + la) > 0 \quad (19)$$

$$-\delta\beta_{mn}^2 - \frac{R_{mn}^2(r_0)}{\beta_{mn}} (\zeta(\beta_{mn} + n\Omega) - na) > 0 \quad (20)$$

연관된 불안정성 분석을 위한 특성방정식은 다음과 같다.

$$\left[\lambda - \left(i \frac{\delta\beta_{kl}^2}{2} + \frac{R_{kl}^2(r_0)D_{kl}^+}{2\beta_{kl}} \right) \right] \left[\lambda - \left(\sigma + i \frac{\delta\beta_{mn}^2}{2} + \frac{R_{mn}^2(r_0)D_{mn}^-}{2\beta_{mn}} \right) \right] + \frac{R_{kl}^2(r_0)R_{mn}^2(r_0)D_{kl}^+D_{mn}^-}{4\beta_{kl}\beta_{mn}} = 0 \quad (21)$$

특성 방정식의 근의 허수부가 0인 경우가 안정-불안정의 경계선이 될 것이다.

ii) $(n+1)\Omega = \beta_{mn} + \beta_{kl} + \epsilon \sigma \quad (\Omega > \Omega_c)$

모드에 대한 독립적 불안정조건은 다음과 같다.

$$-\delta\beta_{kl}^2 - \frac{R_{kl}^2(r_0)}{\beta_{kl}} (\zeta(\beta_{kl} + l\Omega) - la) > 0 \quad (22)$$

$$-\delta\beta_{mn}^2 - \frac{R_{mn}^2(r_0)}{\beta_{mn}} (\zeta(\beta_{mn} + n\Omega) - na) > 0 \quad (23)$$

연관된 불안정성 분석을 위한 특성방정식은 다음과 같다.

$$\left[\lambda - \left(i \frac{\delta\beta_{kl}^2}{2} - \frac{R_{kl}^2(r_0)D_{kl}^-}{2\beta_{kl}} \right) \right] \left[\lambda + \left(\sigma + i \frac{\delta\beta_{mn}^2}{2} - \frac{R_{mn}^2(r_0)D_{mn}^-}{2\beta_{mn}} \right) \right] + \frac{R_{kl}^2(r_0)R_{mn}^2(r_0)D_{kl}^+D_{mn}^-}{4\beta_{kl}\beta_{mn}} = 0 \quad (24)$$

iii) $(n-1)\Omega = \beta_{mn} - \beta_{kl} + \epsilon \sigma$

모드에 대한 독립적 불안정조건은 다음과 같다.

$$-\delta\beta_{mn}^2 - \frac{R_{mn}^2(r_0)}{\beta_{mn}} (\zeta(\beta_{mn} + n\Omega) - na) > 0 \quad (25)$$

$$-\delta\beta_{kl}^2 - \frac{R_{kl}^2(r_0)}{\beta_{kl}} (\zeta(\beta_{kl} + l\Omega) - la) > 0 \quad (26)$$

연관된 불안정성 분석을 위한 특성방정식은 다음과 같다.

$$\left[\lambda - \left(i \frac{\delta\beta_{kl}^2}{2} - \frac{R_{kl}^2(r_0)D_{kl}^-}{2\beta_{kl}} \right) \right] \left[\lambda - \left(\sigma + i \frac{\delta\beta_{mn}^2}{2} - \frac{R_{mn}^2(r_0)D_{mn}^-}{2\beta_{mn}} \right) \right] - \frac{R_{kl}^2(r_0)R_{mn}^2(r_0)D_{kl}^-D_{mn}^-}{4\beta_{kl}\beta_{mn}} = 0 \quad (27)$$

iv) $(n+1)\Omega = \beta_{mn} - \beta_{kl} + \epsilon \sigma$

모드에 대한 독립적 불안정조건은 다음과 같다.

$$-\delta\beta_{kl}^2 - \frac{R_{kl}^2(r_0)}{\beta_{kl}} (\zeta(\beta_{kl} - l\Omega) + la) > 0 \quad (28)$$

$$-\delta\beta_{mn}^2 - \frac{R_{mn}^2(r_0)}{\beta_{mn}} (\zeta(\beta_{mn} + n\Omega) - na) > 0 \quad (29)$$

연관된 불안정성 분석을 위한 특성방정식은 다음과 같다.

$$\left[\lambda - \left(i \frac{\delta\beta_{kl}^2}{2} + \frac{R_{kl}^2(r_0)D_{kl}^+}{2\beta_{kl}} \right) \right] \left[\lambda + \left(\sigma - i \frac{\delta\beta_{mn}^2}{2} - \frac{R_{mn}^2(r_0)D_{mn}^-}{2\beta_{mn}} \right) \right] - \frac{R_{kl}^2(r_0)R_{mn}^2(r_0)D_{kl}^+D_{mn}^-}{4\beta_{kl}\beta_{mn}} = 0 \quad (30)$$

4. 해석결과 및 고찰

앞 절에서 수립한 안정성 해석결과를 광디스크 헤드 간섭으로 인한 디스크의 안정성 분석에 적용하고자 한다. 현재 폴리카보네이트 광디스크의 재원과 재료특성을 고려하여 반경비(a/b)와 프와송비를 각각 0.3, 0.3으로 가정한다. 이 때 정지 원판의 무차원 고유진동수와 모드형상의 크기는 Table 1과 같다.

Table 1. Natural frequencies of a stationary disk

모드*	(0,0)	(0,1)	(0,2)	(0,3)	(0,4)
고유진동수**	6.66	6.55	7.95	13.27	22.07
R(r ₀)	0.997	0.981	1.002	1.041	1.093

*(m,n) : m 절원경수, n 절직경수

**무차원 고유진동수 $\omega_{mn} b^2 \sqrt{\frac{\rho h}{D}}$

현재 광디스크 시스템의 재원을 고려하여 무차원 변수를 $\epsilon \gamma$ 와 $\epsilon \zeta$ 를 0.0095와 0.01로 간주한다. 디스크의 감쇠비가 0.001과 0.01인 두 경우에 대해서 헤드의 스프링을 변화시키면서 불안정성 영역을 분석한다. Fig. 2와 Fig. 3은 디스크의 감쇠비가 0.001일 때 각각 단모드 공진과 복합모드 공진에 의한 불안정성 영역을 표시한 그림이다. 대체적으로 강성계수가 증가하면서 불안정 영역이 넓어지고, 임계속도이상 회전속도에서만 불안정성이 발생하는 것을 알 수 있다. 복합모드에 의한 불안정 현상도 상당히 발생함을 알 수 있다. 또한 Fig. 4와 Fig. 5는 감쇠비가 0.01인 경우인데 감쇠비가 큰 경우에 상대적으로 안정성이 증가한 것을 알 수 있다. 그러므로 헤드로 인해 디스크가 불안정해지는 경우에는 디스크의 재료로 고감쇠재료를 사용하는 것도 효과적임을 알 수 있다. 모델 상에서 고려되지 않는 원심력은 원판의 강성 보강이 될 것이므로 실제적으로 불안정 영역이 줄어들 것으로 짐작된다.

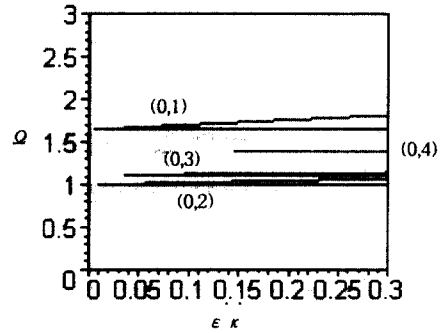


Fig. 2 Regions of instability from single mode resonance ; $\epsilon \delta = 0.001$.

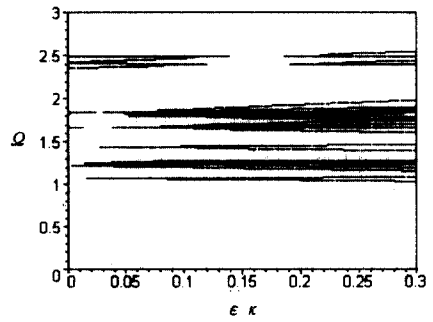


Fig. 3 Regions of instability from combination mode resonance ; $\epsilon \delta = 0.001$.

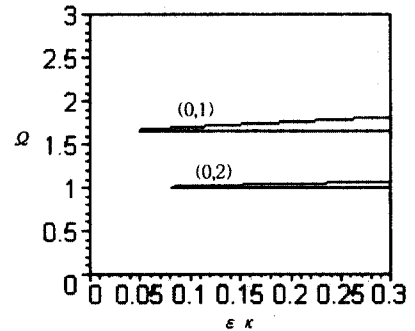


Fig. 4 Regions of instability from single mode resonance ; $\epsilon \delta = 0.01$

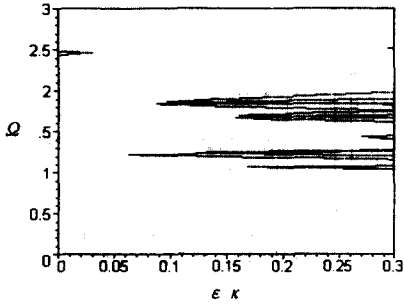


Fig. 5 Regions of instability from combination mode resonance ; $\epsilon \delta = 0.01$.

5. 결론

외부에 고정된 기구물이 회전디스크에 미치는 간섭을 질량-감쇠기-스프링과 마찰력으로 모델링한 뒤에 multiple scale method를 이용하여 매개불안정이 일어날 수 있는 회전속도 영역을 분석하였다. 이러한 분석결과를 이용하여, 광디스크시스템에서 헤드로 인한 디스크의 안정성을 분석하였다. 헤드의 강성이 증가하면 각 모드의 임계속도 뿐만 아니라 모드 연관으로 인한 회전속도에서도 발생되는 것을 확인하였다. 헤드의 강성 증가에 따라 불안정성 영역이 넓어지고, 이러한 불안정성은 회전디스크의 감쇠로 억제할 수 있음을 확인하였다.

후기

본 연구는 한국과학재단 특정기초연구(과제번호: 1999-1-304-007-3)지원으로 이루어졌으며, 재단의 지원에 감사드립니다.

참고문헌

- (1) 임경화, C. D. Mote, Jr., "고속회전 원형 톱의 불안정 현상," 한국소음진동공학회지, Vol. 9, No. 2, pp. 100~108, 1999.
- (2) W. D. Iwan and K. J. Stahl, "The Response of an Elastic Disc with a Moving Mass System," Transactions of the ASME Journal of Applied Mech., Vol. 40, pp. 611~

- 618, 1973.
- (3) W. D. Iwan and T. L. Moeller, "The Stability of a Spinning Elastic Disc with a Transverse Load System," Transactions of the ASME Journal of Applied Mech., Vol. 43, pp. 485~490, 1976.
- (4) C. D. Mote, Jr., "Stability of Circular Plates Subject Plates Subject to Moving Loads," Journal of Franklin Institute, Vol. 290, pp. 329~344, 1970.
- (5) C. D. Mote, Jr., "Moving-load Stability of a Circular Plate on a Floating Central Collar," Journal of Acoustic Society America, Vol. 61(2), pp. 439~447, 1977.
- (6) J. S. Chen and D. B. Bogy, "Effect of Load Parameters on the Natural Frequencies and Stability of a Flexible Spinning Disc with a Stationary Load System," Transactions of the ASME Journal of Applied Mech., Vol. 59, pp. 5230~5235, 1992.
- (7) I. Y. Shen and C. D. Mote, Jr., "Parametric Excitation under Multiple Excitation Parameters: Asymmetric Plates under a Rotating Spring," Int. J. Solids Structures, Vol. 29(8), pp. 1019~1032, 1992.
- (8) I. Y. Shen, "Response of a Stationary, Damped, Circular Plate under a Rotating Slider Bearing System," Vol. 115, pp. 65~69, 1993.
- (9) S. M. Chan, J. E. Mottershead, and M.P. Cartmell, "Parametric Resonance at Subcritical Speeds in Discs with Rotating Frictional Loads," J. of Mechanical Engineering Science, Vol. 208, pp. 417~425, 1994.
- (10) A. H. Nayfeh and D. T. Mook, Nonlinear Oscillations, New York, Wiley Interscience, 1979.
- (11) 임경화, "웨이퍼가공기에서 회전 원판의 동특성에 미치는 불균일 장력의 영향분석," 한국소음진동공학회지, Vol. 8, No. 2, pp.324~330, 1998.
- (12) 김명엽, 임경화, 이종원 "웨이퍼가공기의 진동 해석 및 실험적 검증," 대한기계학회지, Vol. 16(1), pp. 22~30, 1992.