

자동불평형장치의 동적거동에 미치는 중력과 속도파형의 영향

정 두 한* · 정 진 태†

(2003년 3월 24일 접수, 2004년 3월 11일 심사완료)

Effects of Gravity and Angular Velocity Profiles on the Dynamic Behavior of an Automatic Ball Balancer

Duhan Jung and Jintai Chung

Key Words : Automatic ball balancer (자동불평형장치), Gravity effect (중력효과), Velocity profile (속도파형), Generalized- α method (일반화된- α 방법)

Abstract

The dynamic behavior of an automatic ball balancer (ABB) is studied considering the effects of gravity and angular velocity profiles. In this study, a physical model for an ABB installed on the Jeffcott rotor is adopted in order to investigate the effects of gravity and angular acceleration. The equations of motion for the rotor with ABB are derived by using Lagrange's equation. Based on derived equations, dynamic responses for the rotor are computed by using the generalized- α method. From the computed responses, the effects of gravity and angular velocity profiles on the dynamic behavior are investigated. It is found that the balancing of the rotor with ABB can be achieved regardless of gravity. It is also shown that a smooth velocity profile yields relatively smaller vibration amplitude than a non-smooth velocity profile.

1. 서론

회전기계에서 가장 보편적인 진동의 원인은 회전체의 질량 불평형이다. 질량 불평형은 진동 및 소음을 유발하고 베어링과 지지구조물에 원심력을 전달하여 회전기계의 성능을 저하시키고 수명을 단축하는 부작용을 야기할 뿐만 아니라 인접한 기계와 구조물에도 나쁜 영향을 미친다. 그러므로 회전기계의 질량 불평형을 제거하여 진동 및 전달력을 줄이려는 많은 연구가 수행되고 있다.

자동불평형장치(Automatic Ball Balancer; ABB)는 회전기계에서 주 진동원으로 작용하는 질량 불평형을 자동적으로 감소시키는 장치이다. 일반적으로 터빈이나 모터와 같은 회전체는 단 일회의 정밀 밸런싱으로 불평형을 제거함으로써 만족할 만한 동적 성능을 얻을 수 있다. 그러나 CD-ROM,

DVD 와 같은 광디스크 드라이브는 탈착식이기 때문에 디스크의 대칭축과 회전축의 정렬불량, 디스크 제작시의 가공오차와 사용자가 임의로 부착하는 라벨 등에 의하여 질량 불평형이 사용조건에 따라 변한다. 세탁기에서는 세탁물의 종류 및 이용 습관에 의해 세탁물의 분포가 다르기 때문에 가변적인 질량 불평형이 존재한다. 이와 같이 불평형 양이 사용조건에 따라 변하는 회전체에서는 일회의 밸런싱으로 질량 불평형을 제거할 수 없으므로 자동평형장치를 채용하고 있다.

현재까지 자동불평형장치에 대한 다양한 연구가 이루어져 왔다. Lee 와 Van Moorhem⁽¹⁾은 직교좌표계를 사용하여 자동평형장치의 동적 안정성에 대한 연구를 수행하였으나 유도된 운동방정식은 비자율계(non-autonomous) 방정식으로 안정성 분석에 많은 한계를 가지고 있다. 이러한 한계를 극복하기 위하여 Chung 과 Ro⁽²⁾는 극좌표계를 이용하여 자율계(autonomous) 방정식을 유도하고 보다 정확한 안정성 분석을 수행하였다. 이러한 연구는 Jeffcott 회전체에 장착된 시스템으로 축의 굽힘 변형에 의한 회전을 고려하기에 부적절하므로

* 회원, 한양대학교 대학원 정밀기계공학과
† 책임저자, 회원, 한양대학교 기계정보경영공학부
E-mail : jchung@hanyang.ac.kr
TEL : (031)400-5287 FAX : (031)406-5550

Chung 과 Jang⁽³⁾은 Stodola-Green 회전체에 장착된 자동불평형장치에 대한 성능을 평가하였다. Huang 등⁽⁴⁾은 미끄럼마찰 대신 구름마찰을 고려하여 광디스크 드라이브에 사용되는 자동불평형장치에 대한 연구를 수행하였다. 한편 Kang 등⁽⁵⁾은 반경방향 진동이 작다는 가정 하에 다척도법(method of multiple scales)을 이용하여 자동평형장치가 부착된 회전체 시스템의 안정성 및 밸런싱 성능에 대하여 연구하였다. 최근 Kim 과 Chung⁽⁶⁾은 광디스크 드라이브의 피딩데크(feeding deck)에 부착된 자동불평형장치를 대상으로 시스템의 병진운동과 회전운동에 대한 임계속도의 영향을 규명하였다. 그러나 기존의 연구는 중력과 각가속도를 고려하지 않은 자동불평형장치의 동적 거동에 대한 연구에 국한되어 있다. 자동불평형장치가 회전체에 장착될 때 중력방향에 대하여 수평 혹은 수직 상태에 있는가는 밸런싱 성능에 영향을 줄 것이다. 한편 스피들 모터에 조립된 자동불평형장치는 모터 기동(start up)시에 가속을 받게 되므로 각가속도를 고려한 자동불평형장치의 동적 거동에 대한 연구가 필요하다. 본 논문에서는 중력과 각가속도를 고려하여 자동불평형장치의 동적 거동에 대한 연구를 수행하였다. 극좌표계를 사용하여 라그랑지(Lagrange) 방정식으로부터 Jeffcott 회전체에 장착된 자동불평형장치에 대한 운동방정식을 유도하고, 일반화된- α 방법⁽⁷⁾을 이용하여 시간응답을 구한다. 계산된 결과로부터 중력과 속도파형이 자동불평형장치의 동적 거동에 미치는 영향을 분석할 것이다.

2. 수학적 모델링

중력 방향에 수직으로 놓여진 자동불평형장치가 Jeffcott 회전체에 장착되어 XY 평면상에서 평면 운동하는 모델에 대한 개략도를 Fig. 1에 나타내었다. 만약 자동불평형장치가 수평방향으로 놓여지면 밸런싱 성능에 미치는 중력의 영향을 무시할 수 있지만 수직방향인 경우는 중력의 영향을 고려하여야 한다. 본 연구에서 Jeffcott 회전체는

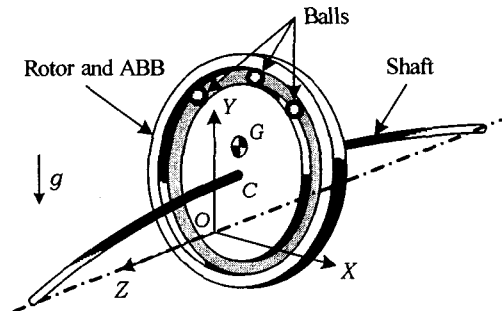


Fig. 1 Jeffcott rotor with ABB in the vertical position

불평형 디스크와 유연한 축으로 구성되어 있다. 디스크의 질량중심점 G 와 도심 C 는 XY 평면상에 위치하고 있으며, 유연한 축의 질량은 회전체의 질량에 비하여 무시할 수 있다고 가정한다. 감쇠를 위한 유체가 채워진 홈 속에 있는 볼은 내부에서 자유롭게 운동하며 볼의 질량관성모멘트는 볼의 크기가 디스크의 반경에 비하여 매우 작기 때문에 무시할 수 있다고 가정한다. 이러한 가정을 바탕으로 한 수학적 모델을 Fig. 2에 표시하였다. 속도파형의 영향을 해석하기 위하여 로타의 각속도 ω 와 각가속도 $\dot{\omega}$ 는 일정하지 않은 것으로 간주한다. 도심 C 의 위치는 극좌표 r, θ 로 표현되며, ϵ 은 편심량, R 은 레이스의 반경, ϕ_i 는 질량중심으로부터 i 번째 볼까지의 각도를 나타내고, 여기서 $i = 1, 2, \dots, n$ 이며 n 은 볼의 개수를 나타낸다. 따라서 자동불평형장치가 부착된 회전체의 동적 거동을 묘사하기 위한 일반좌표는 r, θ 그리고 ϕ_i 이고 시스템의 자유도는 $n+2$ 이다.

라그랑지 방정식으로부터 자동불평형장치의 운동방정식을 구하기 위하여 일반좌표로 표현되는 시스템의 운동에너지, 위치에너지, Rayleigh 감쇠함수를 구해야 한다. 먼저 질량 중심점과 볼의 위치에 대한 위치벡터는 다음과 같이 표현된다.

$$r_G = [r + \epsilon \cos(\omega t - \theta)]e_r + \epsilon \sin(\omega t - \theta)e_\theta \quad (1)$$

$$r_{B_i} = [r + R \cos(\phi_i + \omega t - \theta)]e_r + R \sin(\phi_i + \omega t - \theta)e_\theta \quad (2)$$

여기서 e_r, e_θ 는 각각 r 방향과 θ 방향의 단위벡터를 나타낸다. 그러면 시스템의 운동에너지는 다음과 같다.

$$T = \frac{1}{2} I_G \omega^2 + \frac{1}{2} M \dot{r}_G \cdot \dot{r}_G + \frac{1}{2} m \sum_{i=1}^n \dot{r}_{B_i} \cdot \dot{r}_{B_i} \quad (3)$$

여기서 I_G 는 디스크의 G 점에 대한 질량관성모멘트, M 은 디스크의 질량, m 은 볼의 질량 그리고 도트($\dot{\cdot}$)는 시간에 대한 미분을 나타낸다. 한편 중

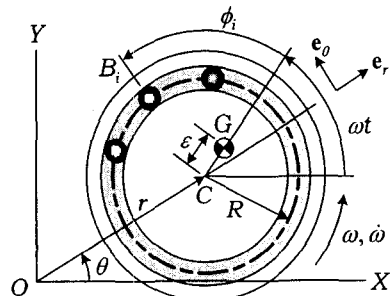


Fig. 2 Configuration of ABB in the XY plane

력을 고려한 시스템의 위치에너지는 다음과 같다.

$$V = \frac{1}{2}kr^2 + (M + nm)gr \sin \theta + Mg\varepsilon \sin \omega t + mgR \sum_{i=1}^n \sin(\phi_i + \omega t) \quad (4)$$

여기서 k 는 회전체의 등가 강성을 나타내고 g 는 중력가속도를 나타낸다. 그리고 시스템의 Rayleigh 감쇠함수는 다음 식으로 주어진다.

$$F = \frac{1}{2}c(\dot{r}^2 + r^2\dot{\theta}^2) + \frac{1}{2}D \sum_{i=1}^n \dot{\phi}_i^2 \quad (5)$$

여기서 c 는 회전체의 감쇠계수를 의미하고 D 는 유체의 점성계수를 나타낸다.

다음 식으로 표현되는 라그랑지 방정식으로부터 시스템의 운동방정식을 유도한다.

$$\frac{d}{dt} \left(\frac{\partial T}{\partial \dot{q}_k} \right) - \frac{\partial T}{\partial q_k} + \frac{\partial V}{\partial q_k} + \frac{\partial F}{\partial \dot{q}_k} = 0 \quad (6)$$

여기서 q_k 는 일반좌표를 나타낸다. 식 (6)에 식 (3)-(5)를 대입하여 정리하면 다음과 같은 운동방정식이 구해진다.

$$(M + nm)(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2) + cr + kr + (M + nm)g \sin \theta - mR \sum_{i=1}^n [(\ddot{\phi}_i + 2\dot{\omega} + \ddot{\omega t}) \sin(\phi_i + \omega t - \theta) + (\dot{\phi}_i + \omega + \dot{\omega t})^2 \cos(\phi_i + \omega t - \theta)] - M\varepsilon[(\omega + \dot{\omega t})^2 \cos(\omega t - \theta) + (2\dot{\omega} + \ddot{\omega t}) \sin(\omega t - \theta)] = 0 \quad (7)$$

$$(M + nm)(r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}) + cr\dot{\theta} + (M + nm)g \cos \theta + mR \sum_{i=1}^n [(\ddot{\phi}_i + 2\dot{\omega} + \ddot{\omega t}) \cos(\phi_i + \omega t - \theta) - (\dot{\phi}_i + \omega + \dot{\omega t})^2 \sin(\phi_i + \omega t - \theta)] - M\varepsilon[(\omega + \dot{\omega t})^2 \sin(\omega t - \theta) - (2\dot{\omega} + \ddot{\omega t}) \cos(\omega t - \theta)] = 0 \quad (8)$$

$$mR^2(\ddot{\phi}_i + 2\dot{\omega} + \ddot{\omega t}) + D\dot{\phi}_i + mgR \cos(\phi_i + \omega t) - mR[(\ddot{r} - r\dot{\theta}^2) \sin(\phi_i + \omega t - \theta) - (r\ddot{\theta} + 2\dot{r}\dot{\theta}) \cos(\phi_i + \omega t - \theta)] = 0 \quad \text{for } i=1, 2, \dots, n \quad (9)$$

식 (7)-(9)는 비선형 상미분방정식으로 서로 연성되어 있다. 만약 시스템의 각속도가 일정하고 중력 항을 무시한다면 운동방정식은 참고문헌 [2]에 주어진 식으로 간단히 표현된다.

자동불평형장치에 대한 운동방정식을 행렬-벡터 방정식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\mathbf{M}(t, \mathbf{x}(t))\ddot{\mathbf{x}} + \mathbf{N}(t, \mathbf{x}(t), \dot{\mathbf{x}}(t)) = \mathbf{0} \quad (10)$$

여기서 \mathbf{x} 는 변위벡터, \mathbf{M} 은 질량행렬 그리고 \mathbf{N} 은 비선형 하중벡터를 나타낸다. 질량행렬은 시간과 변위의 함수이고 하중벡터는 시간, 변위, 속도의 함수이다.

3. 동적 거동 해석

자동불평형장치의 동적 거동을 해석하기 위하여 식 (10)에 일반화된- α 방법⁽⁷⁾을 적용한다. 일반화된- α 방법은 암시적 시간 적분법으로 무조건적 안정성과 2 차의 정확성을 갖는 알고리즘으로 자세한 내용은 참고문헌 [7]을 참조하여 비선형 방정식에 적용한다.

본 논문에서 자동불평형장치의 동적 응답을 계산하기 위하여 사용된 물성치는 Table 1 과 같고 볼의 수는 2 개로 가정한다. 시뮬레이션에 사용된 초기조건은 $r(0) = 1 \times 10^{-4}$ m, $\theta(0) = 0$, $\phi_i(0) = 45^\circ$, $\phi_2(0) = 90^\circ$ 이다. Table 1 의 물성치를 사용할 경우 시스템의 고유진동수 ω_n 은 100 rad/s 이다.

3.1 중력의 영향

밸런싱 성능에 미치는 중력의 영향을 분석하기 위하여 자동불평형장치의 두 가지 위치를 고려한다. 먼저 수평으로 놓여진 경우, 즉 중력의 방향이 디스크의 면내방향에 수직일 경우에 중력은 밸런싱 성능에 영향을 미치지 않는다. 이 경우 자동불평형장치의 동적거동은 식 (7)-(9)에서 중력 항이 무시된 경우로 묘사될 수 있다. 반면 Fig. 1 처럼 수직으로 놓여진 경우에 중력은 자동불평형장치의 밸런싱 성능에 영향을 미칠 것으로 예상된다. 본 연구에서는 자동불평형장치의 동적 응답을 수치적으로 계산하여 중력의 영향을 분석할 것이다. 중력의 영향을 해석할 때 각속도 $\omega = 1000$ rad/s 로 일정한 값을 갖는 것으로 가정한다. 따라서 각가속도 $\dot{\omega}$ 와 그의 미분항(angular jerk) $\ddot{\omega}$ 은 0 이 된다. 실제 시스템에서 각속도는 0 에서 ω 까지 가속되므로 $\dot{\omega}$ 와 $\ddot{\omega}$ 는 0 이 아니지만 일정한 각속도

Table 1 Material properties for the simulation

M	1 kg	n	2
m	0.01 kg	k	10000 N/m
R	0.1 m	c	80 Ns/m
ε	0.001 m	D	0.001 Ns/m

라는 가정은 단지 중력의 영향을 평가함에 있어서 편리하며 타당한 가정이다.

수평으로 놓여진 자동불평형장치의 동적응답을 Fig. 3에 도시하였다. Fig. 3(a)는 회전체에 자동불평형장치가 없는 경우의 시간 응답으로 잔류진동이 존재함을 나타내고, Fig. 3(b)는 회전체에 자동불평형장치를 장착할 경우에 시스템은 밸런싱 되어 잔류진동이 제거됨을 나타낸다. Fig. 3(c)는 볼의 위치를 나타내는데 $\phi_1 = 120^\circ$, $\phi_2 = 240^\circ$ 에 수렴하여 볼을 포함하는 회전체 시스템의 질량중심이 디스크의 도심과 일치하게 됨을 의미한다. 자동불평형장치가 수평으로 장착될 때 밸런싱된 볼의 평형 위치는 다음 식에 의하여 결정된다.⁽²⁾

$$\frac{\varepsilon}{R} + \frac{m}{M} \sum_{i=1}^2 \cos \phi_i = 0, \quad \sum_{i=1}^2 \sin \phi_i = 0 \quad (11)$$

자동불평형장치가 수직으로 놓여진 경우 시스템의 동적응답을 Fig. 4에 도시하였다. Fig. 4(a)는 자동불평형장치가 없는 경우의 반경방향 시간응답을 나타내며 긴 시간 동안 심하게 요동하는 경향을 보이고 있다. 반면 Fig. 4(b)는 자동불평형장치가 장착된 경우 $r \approx 0.01$ m의 값으로 수렴하여 진동이 감소함을 나타낸다. 이 경우 볼의 위치는 Fig. 4(c)에 도시한 바와 같이 $\phi_1 \approx 120^\circ$, $\phi_2 \approx 240^\circ$ 에 위치한다.

중력의 영향에 대한 의미를 명확하게 하기 위하여 극좌표계로 표현된 변위를 직교좌표계로 변환하여 Fig. 5에 도시하였다. Fig. 5(a)와 (b)를 살펴보

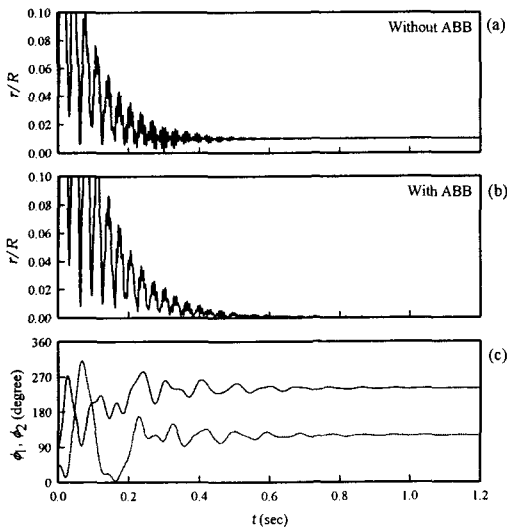


Fig. 3 Time responses in the horizontal position when $\omega = 1000$ rad/s: (a) the radial displacement of the rotor without ABB; (b) the radial displacement with ABB; and (c) the ball position of ABB

면 수직으로 놓여진 자동불평형장치의 경우에 회전체는 Y 방향으로 정적 처짐이 발생함을 알 수 있다. 이것은 회전체가 휘링(whirling)하지 않음을 의미하는 것이다. 따라서 자동불평형장치가 수직으로 놓여진 경우에도 회전체의 진동을 감소시키는 밸런싱 성능을 발휘한다. 그러나 수직으로 놓여진 경우에 식 (7)-(9)로부터 직접적으로 시간적분값을 0으로 하는 평형해를 나타내는 대수 방정식은 유도할 수 없다. 그 이유는 정상상태에서 회전체의 시간 미분값이 0으로 수렴하지 않기 때문이다. Fig. 6은 $\dot{\phi}_1$, $\dot{\phi}_2$ 값이 정상상태에서 수렴하지 않고 오실레이션(oscillation)함을 나타낸다. 만약 시간 미분값 들을 모두 0으로 가정한다면, 즉

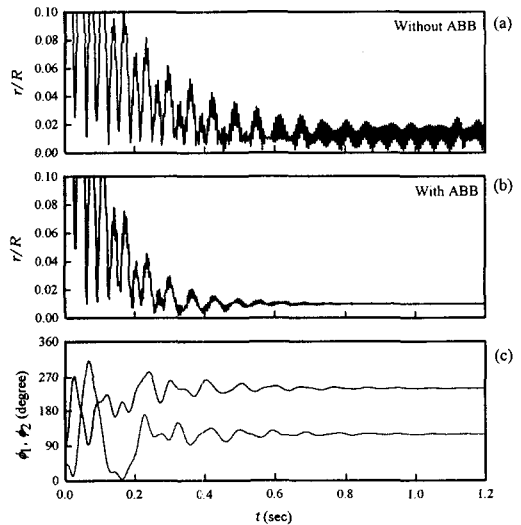


Fig. 4 Time responses in the vertical position when $\omega = 1000$ rad/s: (a) the radial displacement of the rotor without ABB; (b) the radial displacement with ABB; and (c) the ball position of ABB

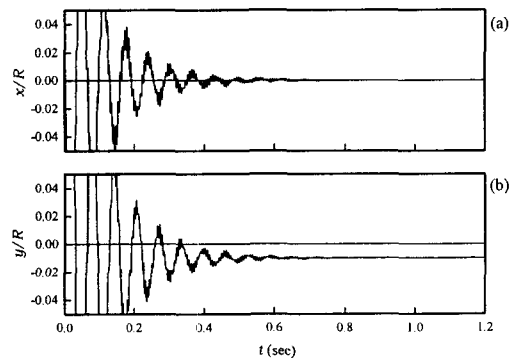


Fig. 5 Time responses in the XY coordinate system when the rotor with ABB is in the vertical position and $\omega = 1000$ rad/s: (a) the displacement in the X direction; and (b) the displacement in the Y direction

$\ddot{r} = \ddot{\theta} = \ddot{\phi} = \ddot{r} = \ddot{\theta} = \ddot{\phi} = \ddot{\omega} = \ddot{\omega} = 0$ 라면 식 (9)는 다음과 같이 간단히 표현된다.

$$mgR \cos(\phi_i + \alpha t) = 0 \quad \text{for } i=1, 2 \quad (12)$$

위 식을 이용하여 볼의 위치에 대한 평형해를 구하는 것은 불가능하다. 비록 Fig. 4(c)에서 볼의 위치가 일정한 값으로 수렴한 것으로 보이지만 Fig. 6에 나타난 바와 같이 정상상태에서도 시간 미분항이 존재하여 작은 진폭으로 오실레이션 한다.

3.2 속도파형의 영향

일반적으로 속도파형은 시스템의 진동에 커다란 영향을 미치고 회전체가 특정 각속도까지 가속될 때 각속도와 각가속도는 속도파형에 따라 제어되므로 특히 기동시의 속도파형 선택은 매우 중요하다. 최적 속도파형 선정은 본 연구의 영역을 벗어난 것이므로 단순히 각속도파형이 시스템의 진동에 미치는 영향을 조사하기 위하여 몇 가지 속도파형에 대한 동적 거동을 비교 분석하였다.

본 연구에서는 일정(constant), 램프(ramped), 부드러운(smooth) 속도파형 등을 고려하였다. 일정 속도파형은 회전체에 갑자기 일정 속도가 부가됨을 의미하는 것으로 이론적으로 가능한 속도파형이지만 다른 속도파형과 비교하기 위하여 이 파형을 포함한다. 일정 각속도 ω 는 1000 rad/s로 선정하였다. 램프 속도파형은 다음 식으로 주어진다.

$$\omega = \begin{cases} 2000t, & \text{for } 0 \leq t \leq 0.5 \\ 1000, & \text{for } 0.5 \leq t \end{cases} \quad (13)$$

반면 부드러운 속도파형은 다음 식으로 주어진다.

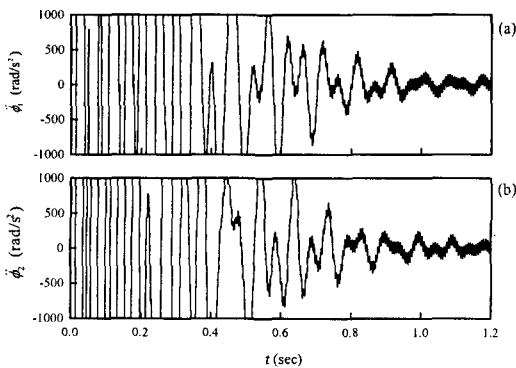


Fig. 6 Accelerations of the balls when the rotor is in the vertical position and $\omega = 1000$ rad/s: (a) the acceleration of ball 1; and (b) the acceleration of ball 2

$$\omega = \begin{cases} 2000t - (500/\pi) \sin 4\pi t, & \text{for } 0 \leq t \leq 0.5 \\ 1000, & \text{for } 0.5 \leq t \end{cases} \quad (14)$$

위 식 (13)과 (14)를 시간 t 에 대하여 미분하면 각가속도를 구할 수 있으며 각 속도파형에 대한 각속도파형을 Fig. 7에 도시하였다. 일정 속도파형은 $t=0$ 에서 이론적으로 무한대의 가속도를 갖고, 램프 속도파형은 $t=0$ 과 0.5s에서 불연속적인 가속도 변화가 있지만 부드러운 속도파형에서 갑작스런 가속도 변화는 없다.

자동불평형장치가 수평으로 놓여져 있을 때 회전체의 반경방향 변위를 Fig. 8에 도시하였다. Fig. 8(a)는 일정 속도파형에 대한 시스템의 응답을 나타낸다. Fig. 7에서 일정 속도파형은 $t=0$ 에서 이론적으로 무한대의 가속도를 가짐을 알 수 있다. 가속도는 시스템에 등가 힘으로 작용하므로 시스템은 초기에 매우 심한 진동 진폭을 갖는다. Fig. 8(b)와 8(c)는 각각 램프 파형과 부드러운 파형에 대한 응답을 나타내는데 Fig. 8(a)와 달리 초기 진동의 증가는 관측되지 않지만 부드러운 속도파형

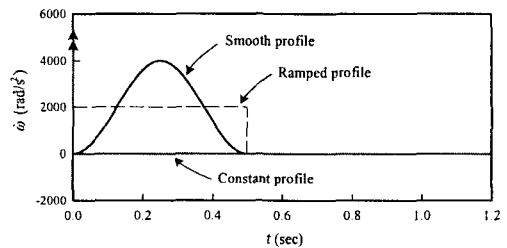


Fig. 7 Angular acceleration profiles of the rotor

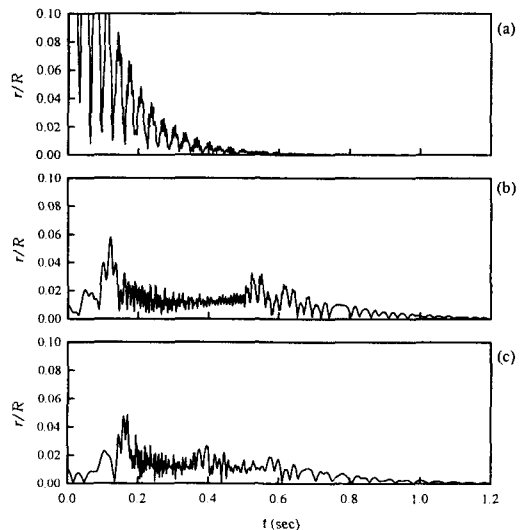


Fig. 8 Radial displacements of the rotor with ABB in the horizontal position: (a) for the constant velocity profile; (b) for the ramped velocity profile; and (c) for the smooth velocity profile

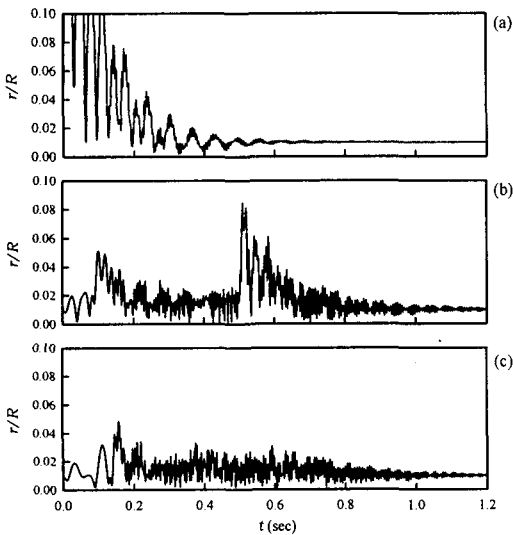


Fig. 9 Radial displacements of the rotor with ABB in the vertical position: (a) for the constant velocity profile; (b) for the ramped velocity profile; and (c) for the smooth velocity profile

에 대한 응답보다 램프 속도파형에 대한 응답에서 상대적으로 큰 진동이 발생함을 알 수 있다. 이것은 부드러운 속도파형에서는 $t=0$ 과 $0.5s$ 에서 가속도가 0 이 되는 반면 램프 속도파형에서는 갑작스런 변화를 보이기 때문이다. 이 현상은 자동불평형장치가 수직으로 놓여진 경우에도 관측된다. Fig. 9 는 수직으로 놓여진 경우에 대한 시스템의 응답을 나타낸다. 수평으로 놓여진 경우와 유사하게 수직으로 놓여진 경우에도 기동시에 부드러운 속도파형이 일정 혹은 램프 속도파형보다 상대적으로 작은 진동을 보인다. 특히 Fig. 9(b)와 (c)를 비교해보면 $t=0.5s$ 에서 두 속도파형 사이에 큰 차이가 있다.

4. 결론

본 연구에서 중력과 속도파형이 자동불평형장치의 동적 거동에 미치는 영향을 해석하였다. 중력과 각가속도를 고려하여 자동불평형장치가 장착된 회전체에 대한 운동방정식을 유도하였다. 유도된 운동방정식을 바탕으로 동적 응답을 계산하여 중력을 고려하는 경우와 그렇지 않은 경우에 대한 시간 응답으로부터 중력의 영향을 분석하였다. 또한 속도파형에 대한 영향도 분석하였으며 결론을 요약하면 다음과 같다.

(1) 중력의 영향에 무관하게 자동불평형장치는

밸런싱 성능을 발휘한다. 즉 수평이나 수직으로 놓여져도 밸런싱 할 수 있다.

(2) 자동불평형장치가 수직으로 장착된 회전체 시스템에서 밸런싱 된 후 회전체는 휠링하지 않고 수직으로 정적 처짐을 갖는다.

(3) 부드럽지 않은 속도파형은 갑작스런 가속도 변화를 야기하고 회전체 시스템에 등가 작용력을 부가한다.

(4) 부드러운 속도파형은 램프 속도파형보다 상대적으로 작은 진동을 유발한다.

후 기

본 연구는 과학기술기획평가원 특정연구개발사업 첨단기계류부품기술개발사업(M1-0119-00-0005) 지원으로 수행되었음.

참고문헌

- (1) Lee, J. and Van Moorhem, W.K., 1996, "Analytical and Experimental Analysis of a Self-Compensating Dynamic Balancer in a Rotating Mechanism," *ASME Journal of Dynamic Systems, Measurement and Control*, Vol. 118, pp. 468~475.
- (2) Chung, J. and Ro, D.S., 1999, "Dynamic Analysis of an Automatic Dynamic Balancer for Rotating Mechanisms," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 228, pp. 1035~1056.
- (3) Chung, J. and Jang, I., 2003, "Dynamic Response and Stability Analysis of an Automatic Ball Balancer for a Flexible Rotor," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 259, pp. 31~43.
- (4) Huang, W.Y., Chao, C.P., Kang, J.R. and Sung, C.K., 2002, "The Application of Ball-Type Balancers for Radial Vibration Reduction of High-Speed Optic Disk Drives," *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 250, pp. 415~430.
- (5) Kang, J.R., Chao, C.P., Huang, C.L. and Sung, C.K., 2001, "The Dynamics of a Ball-Type Balancer System Equipped with a Pair of Free-Moving Balancing Masses," *ASME Journal of Vibration and Acoustics*, Vol. 123, pp. 456~465.
- (6) Kim, W. and Chung, J., 2002, "Performance of Automatic Ball Balancers on Optical Disc Drives," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part C - Journal of Mechanical Engineering Science*, Vol. 216, pp. 1017~1080.
- (7) Chung, J. and G Hulbert, M., 1993, "A Time Integration Algorithm for Structural Dynamics with Improved Numerical Dissipation: the Generalized- α Method," *ASME Journal of Applied Mechanics*, Vol. 60, pp. 371~375.