

현장 불평형 응답에 의한 로터-베어링 시스템 매개변수 규명에 관한 연구

A Study on the Identifying Dynamic Characteristic Parameters of Rotor-bearing Systems Using Field Measurement Data of Unbalance Responses

이 동 환* · 이 형 우[†] · 박 노 길** · 김 영 일*

Dong Hwan Lee, Hyoung Woo Lee, No Gill Park and Young Ill Kim

(2004년 3월 9일 접수 : 2004년 7월 5일 심사완료)

Key Words : Critical Speed(위험속도), Damping Ratio(감쇠비), Eccentricity(편심량), Identification(규명)

ABSTRACT

Presented in this dissertation is a new method of identifying the critical speed of rotor-bearing systems without actually reaching at the critical speed itself. Using the method, it is possible to calculate the critical speed by measuring a series of rotor responses at much lower rotating speeds away from and without reaching at the critical speed of the system. In the course of the procedures illustrated, not only the critical speed but also the damping ratio and the eccentricity of the system can be identified at the same time. Test rotor was tested on the Rotor Dynamics Test Facility at the Korea Institute of Machinery & Materials, Korea, and the theory has been confirmed experimentally. The method can be adopted to monitor changes of the dynamic characteristics of critical rotating machinery before and after overhauls, repairs, exchanges of various parts, or to detect trends or direction of subtle changes in the dynamic characteristic parameters over a long periods of time.

1. 서 론

개스터빈, 압축기, 고압 터빈펌프 등 발전소 산업용 플랜트에 핵심적으로 사용되는 회전기계는 단위기계의 사소한 고장에 의해서 전 계통의 운동정지를 초래하며, 이로 인하여 막대한 생산량 차질과 경제적 손실을 입히는 경우가 빈번하다. 따라서 생산성 제고와 시스템의 안정적 운용을 위해서 주기적인 overhaul, 기계상태의 감시진단, 부품을 포함한 제품의 교체 등

을 실시하고 있다. 그러나 이들 회전기계는 사용할 때 마다 run-out의 조건이 달라지며, trouble 발생시 뿐만 아니라 장기간 사용시, overhaul 전후, 제품이나 부품의 교체전후, 작동조건의 변경 등의 경우에도 회전체 시스템의 특성변화가 발생하게 된다. 그러나 이러한 기계시스템의 특성변화를 현실적으로 사용자가 알 수 있는 간편한 방법은 현재 개발되어 있지 않거나 혹은 전혀 알려져 있지 않고 있으며 다만 운전시의 진동신호 모니터링만에 의존하여 기계의 상태를 감시하고 진동 설정치를 초과하는 신호가 발생하면 기계를 정지하고 보수하는 것이 현재까지 현장에서 사용되고 있는 유일한 방법으로 알려지고 있다. 기계 시스템의 특성 변화중에서, 가장 현저하며 주의해야 할 항목은 이러한 운전조건의 변화 후 운전 점이 위험속도에 얼마나 접근하여 있는지, 그때의 시스템 감

[†] 책임저자 : 정희원, 부산대학교 기계기술연구소
E-mail : rotor@dreamwiz.com
Tel : (051) 510-2325, Fax : (051) 513-1475

* 정희원, 한국기계연구원 구조연구부 회전체그룹

** 정희원, 부산대학교 기계공학부

쇠비 및 불평형 편심량과 관련하여 진동레벨이 얼마가 되는 지, 또한 특성의 변화로 말미암은 위험속도, 감쇠비 및 불평형 편심량의 변화가 있었는지, 그 변화가 시스템에 영향을 끼칠 수 있는 지를 파악하는 일이다. 그러나 현장요원의 안전 혹은 회전기계 그 자체의 안전 등 현장의 사정상 시스템의 위험속도까지 기계운전속도를 상승시키는 것이 불가능한 경우가 대부분이며, 더욱이 시스템 감쇠비나 불평형 편심량을 간편히 측정 또는 분석할 수 있는 방법은 아직까지 개발되어 있지 않은 것이 현재의 실정이다.

로터-베어링 시스템의 동특성 매개변수에 대한 연구를 살펴보면 다음과 같다. 지금까지 많은 로터 동역학분야 연구자들이 Jeffcott 로터 시스템에서 시작하여^(1~3) 복잡한 다자유도계 로터 시스템에 이르기까지 로터-베어링 시스템의 매개변수를 규명하기 위해서 갖가지 해석적, 실험적 또는 실험/해석 복합적 방법의 개발에 몰두하여 왔으나^(4~5) 아직도 실용적이고도 간편한 방법은 존재하고 있지 못하다. 이러한 동특성 매개변수를 해석적으로 규명하는 방법은^(6~8) 먼저 modal analysis에 의한 방법이 있으나 이는 정성적 결과만을 제시하여 실제 로터계의 진동문제를 진단하고 보정하는 데는 효율적이지 못하다. 따라서 로터 동특성 매개변수의 규명을 정량화하는 연구는 주로 실제 로터 시스템의 실험적 주파수 응답함수 (frequency response function) 측정을 통한 modal test에 의해서 이루어지고 있다.^(9~12) 이때 로터 시스템을 가진하는 방법은 로터의 회전속도를 run-up 및 coast-down 시키며 자체의 잔류 불평형을 가진원으

로 이용하는 직접적인 방법과 회전하는 로터를 가진할 수 있는 특별한 기구를 고안하여 사용하는 방법들이 있다. 그러나 자체 운전속도를 가진원으로 직접 로터를 run-up 및 coast-down 시키는 방법은 위험속도를 통과하기 위한 정밀 밸런싱이 요구되므로 실제 로터의 경우 적용하기 힘든 경우가 많이 발생한다. 또한 회전하는 로터를 가진할 수 있는 특별한 기구를 고안하여 사용하는 방법은, 일반 구조물과는 달리 로터가 회전하는 동안 부가적으로 로터를 가진하여야 하므로 매우 힘들뿐 만 아니라 측정된 진동신호로부터 가진에 의한 신호만을 분리하기도 매우 어렵다. 따라서 이러한 경우 특별한 기구를 고안하여 적용하거나 특별한 데이터 처리 기법이 요구된다. 예를 들자면, H. Li 등은 회전기계의 비틀림 가진을 하기 위해서 torsional hammer를 특별히 설계·제작하였고,⁽¹³⁾ W. D. Marscher는 축의 고유진동수 및 베어링의 동역학 상수를 구하기 위하여 제안한 방법으로서 time-averaged modal excitation 기법을 소개하고 있다.⁽¹⁴⁾ 이는 impact hammer로 베어링 하우징 부근을 충분히 여러번 가진하여 신호분석기의 time-average 기능을 이용하여 측정신호의 S/N비를 개선하는 기법이다. 그러나 이러한 기법들은 매우 숙련된 엔지니어의 정밀한 실험수행이 요구되며 작업환경을 교란시킬 뿐 아니라 작업환경 그 자체에도 크게 의존되므로 현장에서 효과적으로 사용할 수 있는 방법으로는 보기 힘들다.

본 연구에서는 위험속도 이전의 낮은 회전속도에서 측정된 응답 실험 데이터를 이용하여 로터-베어링 시

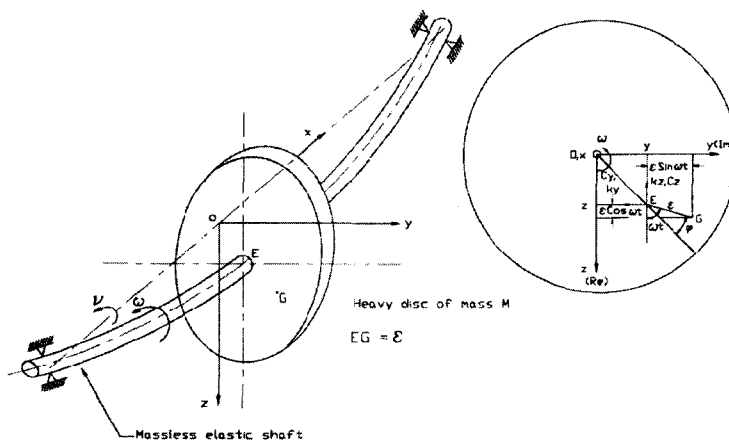


Fig. 1 A model of Jeffcott rotor

시스템의 위험속도와 불평형 편심량을 규명하는 방법을 제안하였다. 제안한 방법을 실제 로터에 적용하기 위하여, 로터-베어링 시스템을 자체적으로 제작하였고, 측정된 진동 데이터로부터 시스템의 매개변수를 규명하고 실험을 통하여 제안된 방법의 타당성을 검증하였다.

2. 시스템 매개변수 규명을 위한 알고리즘 개발

2.1 Jeffcott Rotor의 진동 응답

복잡한 구조의 회전기계이든 단순한 회전기계이든 거의 대부분의 회전기계의 1차 위험 속도는 근사적으로 Jeffcott rotor의 특성을 보유하고 있다. 그리고 대부분의 회전기계가 1차 위험속도 이내에서 운전되고 있음을 감안하면 Jeffcott rotor 모델의 중요성은 간과할 수 없다.

Fig. 1과 같이 중앙에 디스크를 가진 Jeffcott rotor의 운동방정식은 다음의 식으로 표현된다.^(1, 2)

$$M \frac{d^2}{dt^2}(z + \varepsilon \cos \omega t) + c \frac{dz}{dt} + kz = 0 \quad (1)$$

$$M \frac{d^2}{dt^2}(y + \varepsilon \sin \omega t) + c \frac{dy}{dt} + ky = 0 \quad (2)$$

여기서, M , ε , c , k 는 각각 디스크의 유효질량, 불평형 편심량, 로터 시스템의 감쇠상수 및 강성계수이다.

위 식을 다시쓰면,

$$M \ddot{z} + c \dot{z} + kz = M \omega^2 \varepsilon \cos \omega t \quad (3)$$

$$M \ddot{y} + c \dot{y} + ky = M \omega^2 \varepsilon \sin \omega t \quad (4)$$

Whirl 반경 r 을 아래와 같이 식 (5)로 정의하고 위의 식 (3)과 (4)를 결합하면 아래에 주어진 식 (6)을 얻는다.

$$r = z + iy \quad (5)$$

$$M \ddot{r} + c \dot{r} + kr = M \omega^2 \varepsilon e^{i\omega t} \quad (6)$$

위 식에서 유일한 가진력은 유효질량 M 과 불평형 편심량 ε 에 의해서 탄성축을 중심으로 회전하는 디스크의 whirling에서 발생하는 원심력이다. 식 (6)의 정상해는 다음과 같다.

$$r = R e^{i(\omega t - \phi)} \quad (7)$$

여기서,

$$R = \frac{M \varepsilon \omega^2}{\sqrt{(k - M\omega^2)^2 + c^2 \omega^2}} \quad (8)$$

$$\phi = \tan^{-1} \frac{c\omega}{k - M\omega^2} \quad (9)$$

2.2 시스템 매개변수 규명을 위한 이론식

로터의 진동신호 측정시 측정된 진동신호에는 시스템의 동특성 매개변수의 정보를 내포하고 있음을 Jeffcott Rotor 모델의 응답 특성식에서 명확히 알 수 있다. 따라서 3조의 회전속도와 진동응답을 측정에 의해서 구한다면 시스템 동특성 매개변수인 위험속도 ω_c , 감쇠비 ζ , 불평형 편심량 ε 은 Jeffcott rotor 응답 식을 이용하여 구할 수 있다.

Jeffcott rotor 운동방정식 (6)을 최고차 계수 M 으로 양변에 나누어 정리하면 다음과 같다.

$$\ddot{r} + 2\zeta\omega_c \dot{r} + \omega_c^2 r = \omega^2 \varepsilon e^{i\omega t} \quad (10)$$

식 (10)에서, 미지수는 ζ , ω_c , ε 로 3개가 되며 이들 미지수를 구하기 위해 필요한 3개의 식을 상기 삼원식의 해법으로 구하게 된다. 시스템 매개변수 M , c , k , ε 로부터 ω_c , ζ , ε 형태로 변환하여 정의하기 위하여 식 (8)을 다시 정리하면 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$R = \frac{\varepsilon \omega^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega^2)^2 + (2\zeta\omega_c \omega)^2}} \quad (11)$$

여기서,

$$\omega_c = \sqrt{\frac{k}{M}} \quad (12)$$

$$\zeta = \frac{c}{c_{cr}} = \frac{c}{2\sqrt{Mk}}$$

식 (11)에서 3개의 미지수 ω_c , ζ , ε 에 대한 독립된 해를 구하기 위해, 각기 다른 회전수와 진동량을 ω_1 , ω_2 , ω_3 , R_1 , R_2 , R_3 라 하면, 다음과 같은 3개의 연립방정식이 얻어진다.

$$R_1 = \frac{\varepsilon \omega_1^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_1)^2}} \quad (13)$$

$$R_2 = \frac{\varepsilon \omega_2^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_2^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_2)^2}} \quad (14)$$

$$R_3 = \frac{\varepsilon \omega_3^2}{\sqrt{(\omega_c^2 - \omega_3^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_3)^2}} \quad (15)$$

식 (13), (14), (15)에서, 공통 변수로 존재하는 편심량(ε)은 2개의 미지수 (ω_c , ζ)를 포함하는 형태로 구해진다.

$$\begin{aligned} \varepsilon &= \frac{R_1 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_1)^2}}{\omega_1^2} \\ &= \frac{R_2 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_2^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_2)^2}}{\omega_2^2} \\ &= \frac{R_3 \sqrt{(\omega_c^2 - \omega_3^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_3)^2}}{\omega_3^2} \end{aligned} \quad (16)$$

식 (16)의 첫번째 및 두번째 등식을 정리하면,

$$\begin{aligned} \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}\right)^2 [(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_1)^2] \\ = (\omega_c^2 - \omega_2^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_2)^2 \end{aligned} \quad (17)$$

다시 식 (16)의 첫번째 및 세번째 등식을 정리하면,

$$\begin{aligned} \left(\frac{R_1}{R_3}\right)^2 \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_1^2}\right)^2 [(\omega_c^2 - \omega_1^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_1)^2] \\ = (\omega_c^2 - \omega_3^2)^2 + (2\zeta \omega_c \omega_3)^2 \end{aligned} \quad (18)$$

과 같다.

식 (17)과 식 (18)로부터 ζ 를 구하기 위해서 먼저 식 (17)을 ζ^2 에 대해서 풀면,

$$\zeta^2 = \frac{\kappa_1(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_1^2)}{4\omega_c^2(\omega_2^2 - \kappa_1\omega_1^2)} \quad (19)$$

여기서,

$$\kappa_1 = \left(\frac{R_1}{R_2}\right)^2 \left(\frac{\omega_2^2}{\omega_1^2}\right)^2 \quad (20)$$

유사하게 식 (18)도 ζ^2 에 대해서 풀면,

$$\zeta^2 = \frac{\kappa_2(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_3^2)}{4\omega_c^2(\omega_3^2 - \kappa_2\omega_1^2)} \quad (21)$$

여기서,

$$\kappa_2 = \left(\frac{R_1}{R_3}\right)^2 \left(\frac{\omega_3^2}{\omega_1^2}\right)^2 \quad (22)$$

로 된다. 식 (19)와 식 (21)로부터

$$\begin{aligned} \zeta &= \frac{1}{2\omega_c} \sqrt{\frac{\kappa_1(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_1^2)}{(\omega_2^2 - \kappa_1\omega_1^2)}} \\ &= \frac{1}{2\omega_c} \sqrt{\frac{\kappa_2(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_3^2)}{(\omega_3^2 - \kappa_2\omega_1^2)}} \end{aligned} \quad (23)$$

이 얻어진다. 식 (23)에서, 매개변수인 ζ 는 ω_c 에 의해서 결정되는 2개의 연립 방정식을 얻게 된다. 식 (23)의 첫번째 및 두번째 등식을 제곱하면 다음의 식이 성립한다.

$$\begin{aligned} \frac{\kappa_1(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_2^2)}{4\omega_c^2(\omega_2^2 - \kappa_1\omega_1^2)} \\ = \frac{\kappa_2(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_3^2)}{4\omega_c^2(\omega_3^2 - \kappa_2\omega_1^2)} \end{aligned} \quad (24)$$

식 (24)를 다시 정리하면,

$$\begin{aligned} \kappa_3[\kappa_1(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_2^2)] \\ = \kappa_2(\omega_c^2 - \omega_1^2) - (\omega_c^2 - \omega_3^2) \end{aligned} \quad (25)$$

이다. 여기서,

$$\kappa_3 = \frac{\kappa_2 \omega_1^2 - \omega_3^2}{\kappa_1 \omega_1^2 - \omega_2^2} \quad (26)$$

이다. 식 (25)를 ω_c^2 에 대해서 정리하면,

$$\begin{aligned} & (\kappa_1 \kappa_3 - \kappa_3 - \kappa_2 + 1)(\omega_c^2)^2 \\ & - 2(\kappa_1 \kappa_3 \omega_1^2 - \kappa_3 \omega_2^2 - \kappa_2 \omega_1^2 + \omega_3^2) \omega_c^2 \\ & + [\kappa_1 \kappa_3 (\omega_1^2)^2 - \kappa_3 (\omega_2^2)^2 \\ & - \kappa_2 (\omega_1^2)^2 + (\omega_3^2)^2] = 0 \end{aligned} \quad (27)$$

이다. 식 (27)를 ω_c^2 에 대해 구하면

$$\begin{aligned} \omega_c^2 &= \frac{\kappa_1 \kappa_3 \omega_1^2 - \kappa_3 \omega_2^2 - \kappa_2 \omega_1^2 + \omega_3^2}{\kappa_1 \kappa_3 - \kappa_3 - \kappa_2 + 1} \\ & \pm \sqrt{\frac{(\kappa_1 \kappa_3 \omega_1^2 - \kappa_3 \omega_2^2 - \kappa_2 \omega_1^2 + \omega_3^2)^2}{(\kappa_1 \kappa_3 - \kappa_3 - \kappa_2 + 1)^2} \\ & \pm \frac{\kappa_1 \kappa_3 (\omega_1^2)^2 - \kappa_3 (\omega_2^2)^2 - \kappa_2 (\omega_1^2)^2 + (\omega_3^2)^2}{(\kappa_1 \kappa_3 - \kappa_3 - \kappa_2 + 1)^2}} \end{aligned} \quad (28)$$

이다. 식 (28)에서,

$\kappa_1 \kappa_3 \omega_1^2 - \kappa_3 \omega_2^2 - \kappa_2 \omega_1^2 + \omega_3^2 = 0$ 의 관계가 성립되므로 ω_c^2 는 다음의 식으로 간략히 표현될 수 있다.

$$\omega_c^2 = \sqrt{\frac{\kappa_1 \kappa_3 (\omega_1^2)^2 - \kappa_3 (\omega_2^2)^2 - \kappa_2 (\omega_1^2)^2 + (\omega_3^2)^2}{\kappa_1 \kappa_3 - \kappa_3 - \kappa_2 + 1}} \quad (29)$$

식 (29)로부터, ω_c^2 는 기지수인 ω_1^2 , ω_2^2 , ω_3^2 및 κ_1 , κ_2 , κ_3 에 의해서 유일하게 결정된다. 즉, 유일하게 ω_c^2 가 결정되면 식 (16)에 의하여 ζ 가 유일하게 결정되며, 다시 식 (16)에 의하여 유일한 ε 이 구해진다.

이상으로부터 ω_1 , ω_2 , ω_3 의 회전 수와 그에 대한 변위량 R_1 , R_2 , R_3 만을 측정함으로써 시스템의 파라메터인 고유진동수 ω_c , 감쇠 비 ζ 및 편심량 ε 을 구할 수 있다.

3. 시스템 매개변수 규명 및 검증

3.1 시스템 매개변수 규명을 위한 실험장치

로터 베어링계의 매개변수 규명을 위한 실험을 위하여 Fig. 2와 같은 정밀 실험장치를 설계(제작)하였다. 실험의 재현성을 높이기 위하여 로터 베어링이

장치되는 steel bed는 상부면은 0.005 μm 의 수평도를 유지하도록 연삭하였다.

정밀 가공된 test bed는 충분히 무거운 84" \times 48" \times 25"의 콘크리트 베이스위에 설치되었으며 그 test bed 위에 한가운데 한장의 디스크가 달린 Jeffcott rotor 축이 설치되었다. 축의 구동을 위해서 AC 스피들 모터 및 회전수 콘트롤러를 사용하였으며 모터 구동부와 중간축인 로터 피동부는 Fig. 3과 같이 서로 분리하여 설치하고 벨트로 동력이 전달되도록 함으로써 양자의 진동이 전달되지 않도록 하였다. 또한 본 실험 장치대에는 축의 횡방향 진동변위를 유연하게 자동조심할 수 있는 저어널 베어링 및 베어링 하우징, 베어링의 윤활장치와 더불어 축 안전장치가 적용되었다.

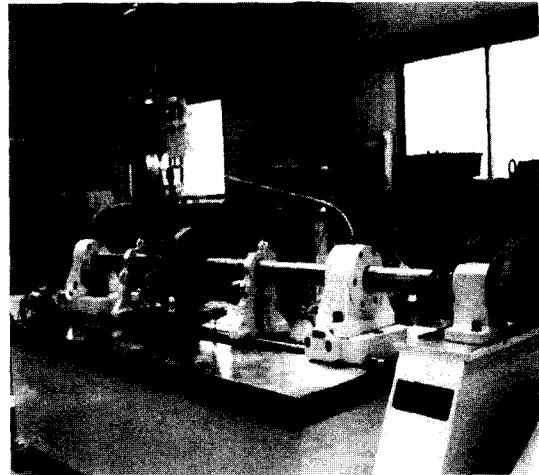


Fig. 2 An overview of rotor dynamics test facility

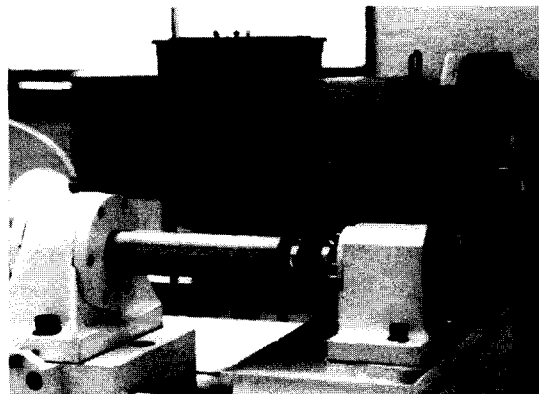


Fig. 3 Belt drive system showing motor, belt, drive shaft, rubber coupling, and rotor shaft

로터-베어링 시스템의 매개변수인 ω_c , ζ , ε 규명을 위하여 아래의 Fig. 4와 같이 실험장치를 구성하였다. Fig. 4에서, 로터는 7.5kW 출력의 AC spindle motor가 평벨트에 의해서 중간축을 회전시키며, 중간축과 실험로터는 경량의 rubber로 된 플렉시블 커플링에 연결되어 구동된다. 이때 베어링은 12mm 폭의 spherical plain journal bearing으로 지지되고 이 베어링의 윤활은 30 Cst의 실리콘 오일을 오일펌프에 의해서 상부의 유조로 공급하고, 급유 그 자체는 중력식으로 교체되었다.

Fig. 4에서, 축 중앙에 디스크가 있는 위치의 축에 수평 및 수직방향으로 비접촉식 변위센서(X-Probe, Y-Probe)를 설치하여 변위를 측정하고, 모터 반대측 축의 끝단에 10V 출력의 광센서를 설치하여 위상을 측정하였다. 두개의 변위 센서(X-Probe, Y-Probe) 및 key phasor로부터 측정된 신호가 디지털 벡터 필터(DVF3), 2대의 oscilloscope, FFT analyzer 및 AD converter를 통하여 PC로 전달되어 분석이 이루어져 있다. 디지털 벡터 필터(DVF3)에서는 로터 불평형 진동신호인 1X성분으로 필터된 신호로 변환되어 X방향 및 Y방향의 변위 및 그때의 회전속도와 위상각을 지시한다. 2대의 oscilloscope에서는 필터되지 않은 원래의 X방향 및 Y방향 변위신호 orbit과 1X성분으로 필터된 X방향 및 Y방향 변위신호 orbit이 각각 모니터링된다. FFT analyzer에서는 원 진동신호의 주파수 스펙트럼이 표시되어 각 회전속도마다의 차수성분

의 크기 등 신호의 주파수특성이 모니터링된다. PC는 분석 시스템으로서 측정된 진동신호를 삼원식 기법의 알고리즘에 입력하여 로터 시스템의 매개변수 데이터를 출력하며 또한 데이터를 통계처리하여 실제 시스템의 동특성 매개변수를 찾아내는데 이용된다.

Table 1 Measurement data of Y-axis rotor vibration

Amplitude unit: mil(= 25.4 μ m, peak-to-peak)

Rotational speed (rpm)	Amplitude (mil)	Phase angle (deg)
1079	1.99	$\angle 232^\circ$
1231	2.90	$\angle 230^\circ$
1284	3.32	$\angle 230^\circ$
1316	3.64	$\angle 229^\circ$
1364	4.16	$\angle 229^\circ$
1426	4.96	$\angle 230^\circ$
1473	5.72	$\angle 229^\circ$
1503	6.28	$\angle 229^\circ$
1546	7.25	$\angle 229^\circ$
1577	8.05	$\angle 229^\circ$

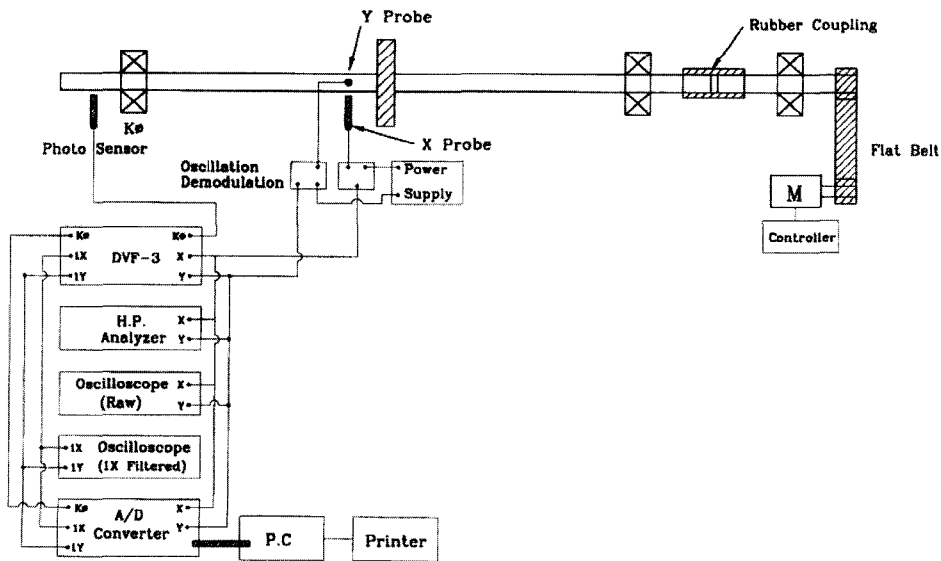


Fig. 4 Schematic diagram of measurement and analysis system for rotor

3.2 시스템 매개변수 규명

시스템 매개변수의 규명을 위해서, 로터 시스템의 응답측정 실험을 수행한 결과 각 로터 회전속도마다 측정된 Y방향 변위 및 위상각이 아래의 Table 1 및 Fig. 5에 나타나 있다. Table 1 및 Fig. 5에 나타난 측정 데이터들은 runout이 보정된 값들이며 이 값들은 로터의 각 회전속도마다 변위응답으로서 시스템 매개변수 ω_c , ζ 및 ε 을 구하는 삼원식 알고리즘에 사용된다. 이때 측정된 데이터 개수가 N개이라면 알고리즘의 결과값들은 3개의 데이터가 한조가 되어 총 $N/3$ 개의 데이터의 점들로 구성되며 이들 각각의 점들은 각각 시스템 매개변수 ω_c , ζ 및 ε 의 정보를 가지고 있다.

측정데이터의 알고리즘 해석결과는 아래의 Fig. 6, Fig. 7, Fig. 8과 같이 나타난다. Fig. 6은 가로 및 세로축을 모두 로터의 위험속도 ω_c 의 동일 축으로 나타낸 도표이며, Fig. 7은 위험속도 ω_c 에 대한 감쇠비 ζ 의 분포를 나타낸 도표이다. 또, Fig. 8은 로터의

위험속도 ω_c 에 대한 불평형 편심량 ε 의 분포를 나타낸 것이다.

Fig. 6, 7, 8의 실험/해석결과를 분석하면, 위험속도 ω_c 는 1942 rpm 부근에 점들이 가장 밀집하여 존재하며 감쇠비 ζ 및 불평형 편심량은 각각 약 0.07 및 4.3 mil에 가장 밀집되어 나타남이 보여진다. 특히 시스템의 위험속도 ω_c 의 확률분포를 분석 조사한 결과 아래의 Fig. 9와 같다. Fig. 9는 Fig. 6과 같은 결과를 보여주고 있다. 그러므로 실험/해석결과 삼원식 알고리즘에 의한 로터의 동특성 매개변수는 아래의 Table 2와 같이 요약된다.

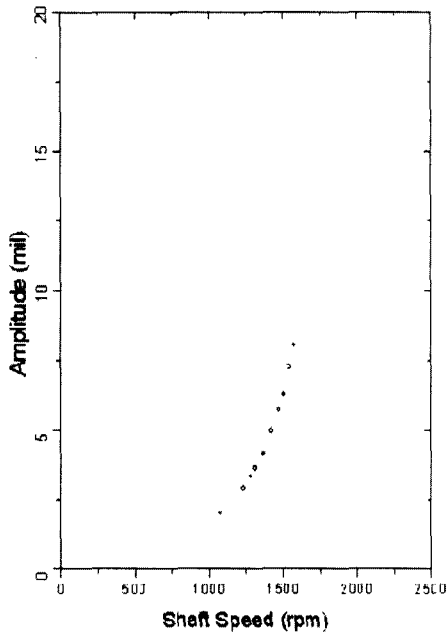


Fig. 5 Plot of response vs. shaft speed

Table 2 Dynamic characteristics of rotor

1942	0.07	4.3
------	------	-----

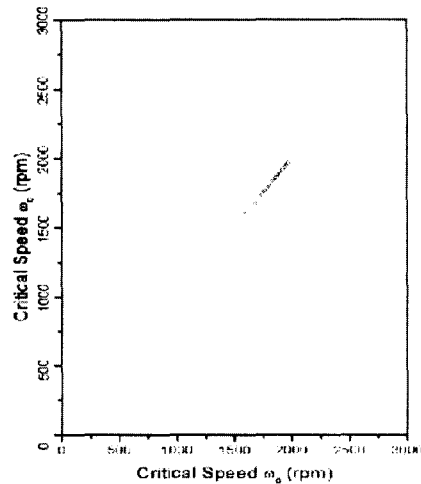


Fig. 6 Plot of critical speed ω_c vs. critical speed ω_c

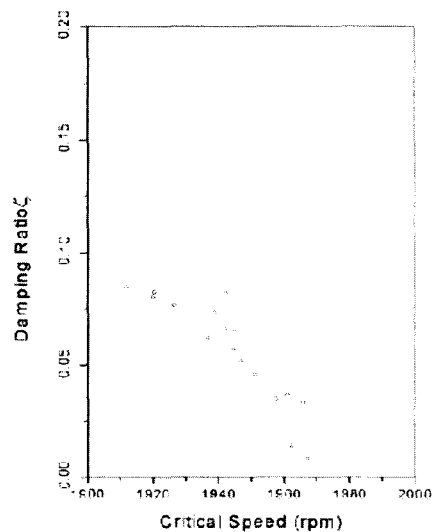


Fig. 7 Plot of damping ratio ζ vs. critical speed ω_c

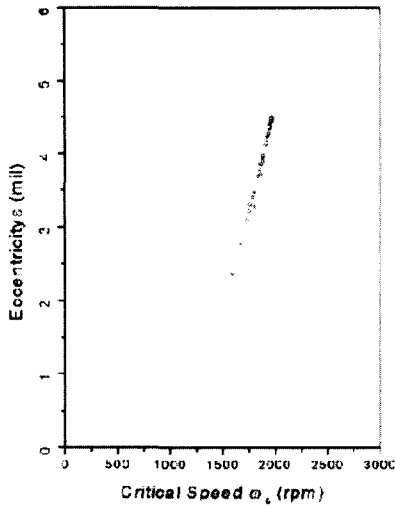


Fig. 8 Plot of eccentricity ε vs. critical speed ω_c

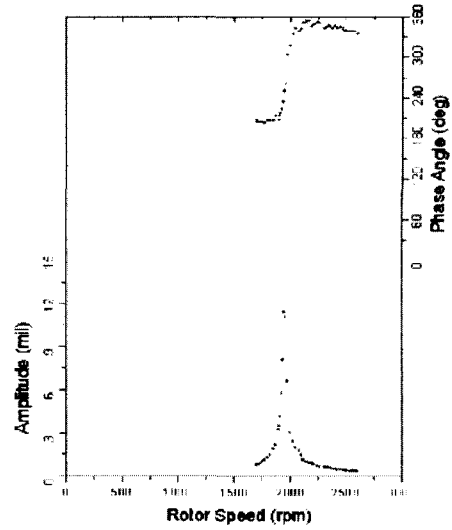


Fig. 10 Bode plot of X-response

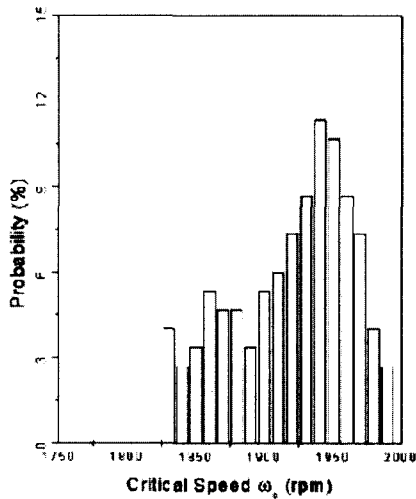


Fig. 9 Probabilities of critical speed

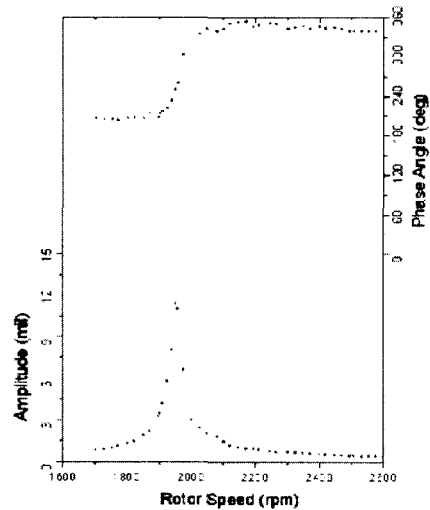


Fig. 11 Expanded Bode plot of X-response

3.3 시스템 매개변수 실험 검증

(1) 위험속도 실험 검증

제안한 방법의 위험속도를 검증하기 위해, 위험속도 측정 시험을 하였다. 위험속도를 지나 2600 rpm 까지 로터를 회전시킨 후, 회전속도를 하강하면서 위험속도를 탐색하였다. 이것은 회전속도의 상승시 로터는 부하를 이겨내어야 하는 부담을 줄일 수 있으므로 위험속도의 정확한 탐색에 도움이 된다. 실험결과, Fig. 10, Fig. 11과 같은 X축 방향 bode 선도가 얻어지고 이것을 polar 선도로 나타내면 Fig. 12와 같다. 또한, Y축 방향으로 Fig. 13 및 Fig. 14와 같은

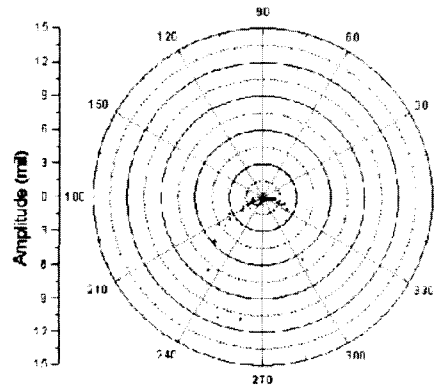


Fig. 12 Polar plot of X-response

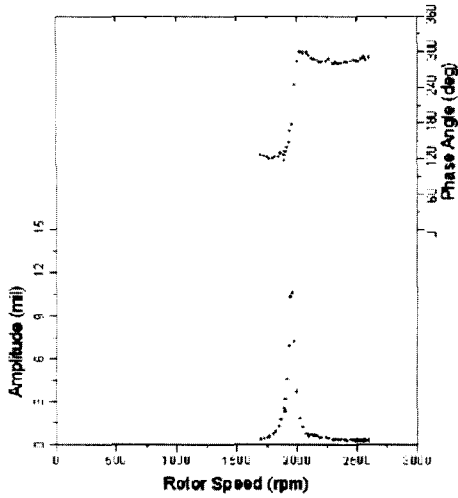


Fig. 13 Bode Plot of Y-response

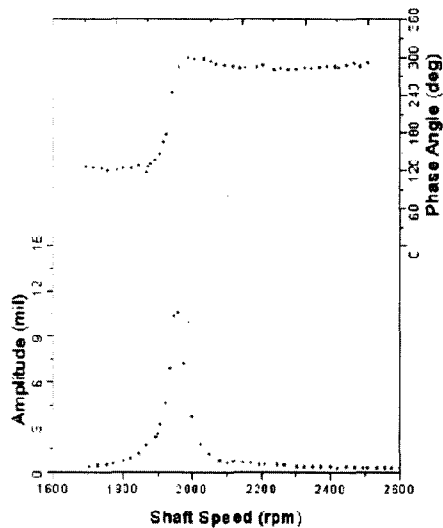


Fig. 14 Expanded Bode plot of Y-response

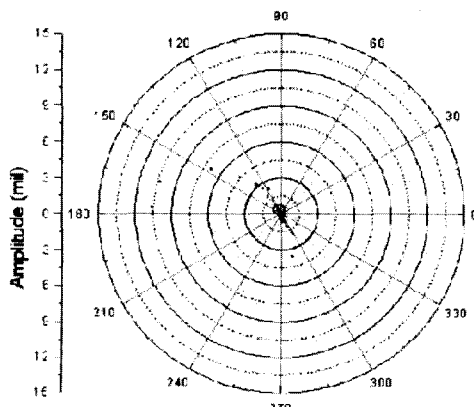


Fig. 15 Polar plot of Y-response

bode 선도가 얻어지고, 이것을 polar 선도로 나타내면 Fig. 15와 같다. 이들 로터 동특성 선도로부터, 로터의 위험속도는 X축 방향으로 1960 rpm, Y축 방향으로 1960 rpm이 되어, 본 로터의 위험속도가 1960 rpm임을 알 수 있다. 양 축방향으로 동일한 위험속도를 나타내므로, 실험장치가 Jeffcott rotor의 특성을 잘 구현하고 있음을 알 수 있다. 제안한 방법과 실험에 의한 위험속도 비교는 Table 3과 같다. 제안한 방법이 1 % 이내에 잘 일치함을 알 수 있다.

Table 3 Estimated and verified critical speed

		Estimated	Diff. % to experiment
1	Present method	1942	-0.9
2	Experiment	1960	-

Residual Unbalance Calculated by Influence Coefficient Method
 • Trial Weight : 1.78 grams
 + Trial Weight : 2.64 grams

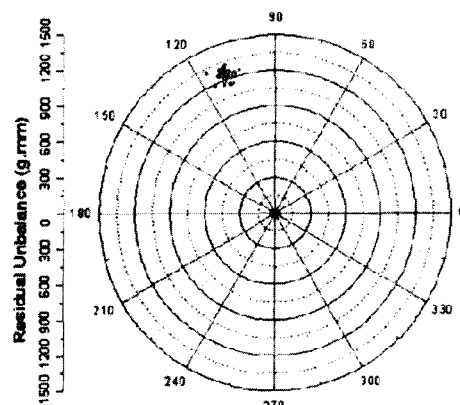


Fig. 16 Residual unbalance calculated by influence coefficient method

Table 4 Estimated and verified eccentricity

		Estimated	Diff. % to experiment
1	Present method	4.3	+ 13
2	ISO standard	3.8	-

(2) ISO Standard에 의한 불평형 편심량 검증

ISO standard⁽¹⁵⁾에 의거한 잔류 불평형 편심량을 산출하였으며 결과는 다음과 같다. ISO standard에서 진폭과 위상 정보가 모두 알려져 있는 경우에 적용하였다. 즉, 본 로터에 시도 질량을 순차적으로 부착하고 진동량을 측정하는 계측시험을 통하여 얻어진 결과는 직접 밸런싱에 이용되는 영향계수법에 의하여 잔류 불평형량을 구한결과, 시도질량 1.76 g 및 2.64 g 적용시 잔류불평형량의 분포는 Fig. 16과 같고, 이 Pole선도로부터 각각 3.77 mil, 3.79 mil의 불평형 편심량을 얻었다. 제안한 방법과 실험에 의한 불평형 편심량 비교는 Table 4와 같다. 제안한 방법(4.3 mil)과 13 % 오차를 보이고 있다.

4. 결론

위험속도 이전의 낮은 회전속도에서 측정된 응답 실험 데이터를 이용하여 로터-베어링 시스템의 위험속도와 불평형 편심량을 규명하는 실험적 기법을 제안하고 실험모델 제작과 실험을 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) Jeffcott rotor 모델에 대한 진동 응답식으로부터 로터-베어링 시스템의 동특성 매개변수인 1차 위험속도 ω_c , 감쇠비 ζ , 불평형 편심량 ϵ 을 구할 수 있는 알고리즘을 개발하였다.

(2) 제작된 실험모델의 bode plot을 이용하여 위험속도를 측정된 결과, 위험속도는 1960 rpm으로 측정되었다. 측정도중 과도한 진동으로 인하여 위험속도를 넘어갈 수 없었기 때문에 이를 안전하게 넘어갈 수 있도록 여러 번의 정밀 단면 밸런싱을 수행하였다.

(3) 개발된 매개변수 규명을 위한 알고리즘을 이용하여 위험속도와 불평형 편심량을 산출한 결과, 위험속도 및 불평형 편심량이 각각 1942 rpm, 4.3 mil로 나와서 위험속도는 1 % 이내, 불평형 편심량은 13 % 이내의 정확도를 보였다.

참 고 문 헌

(1) Elich, F. F., 1992, "Handbook of Rotor dynamics," McGraw-Hill, Inc., pp. 423~433.
 (2) Jeffcott, H. H., 1919, "The Lateral Vibration of Loaded Shafts in the Neighbourhood of a

Whirling Speed - The Effect of Balance," Philosophical Magazine and Journal of Science, Vol. 37, Series 6, pp. 304~314.

(3) Rieger, N. F., 1982, "Vibrations of Rotating Machinery, Part I: Rotor-bearing Dynamics," Vibration Institute, Clarendon Hills, Ill.

(4) Eshleman, R. L., "Flexible Rotor-Bearing System Dynamics-I. Critical Speeds and Response of Flexible Rotor System," The Flexible Rotor Systems Subcommittee, The Engineering Division, ASME.

(5) Shapiro, W. and Rumbarger, J. H., "Flexible Rotor-Bearing System Dynamics-II. Bearing Influence and Representation in Rotor Dynamic Analysis," The Flexible Rotor Systems Subcommittee, The Engineering Division, ASME.

(6) Lee, C. -W. and Jei, Y.-G., 1988, "Modal Analysis of Continuous Rotor-Bearing Systems," J. Sound and Vibration, Vol. 126, No. 2, pp. 345~361.

(7) Zenetta, G. A., 1992, "Identification Methods in the Dynamics of Turbo Generator Rotor," Proceedings of the Institute of Mechanical Engineering, July, pp 173~182.

(8) Birembaut, Y., Peigney, J., 1980, "Prediction of Dynamic Properties of Rotor Supported by Hydrodynamic Bearings Using the Finite Element Method," Computer & Structures, Vol. 12, pp. 483~496.

(9) Subbiah, R., Bhat, R. B. and Sankar, T. S., "Determination of Modal Parameters of Rotors Supported on Hydrodynamic Bearing Through Experimental Modal Analysis," pp. 1450~1456.

(10) Ewins, D. J., 1984, "Modal Testing: Theory and Practice," Research Studies Press Wiley.

(11) Marscher, W. D., 1989, "Analysis and Test of Multistage Pump 'Wet' Critical Speeds," STLE Preprint No. 89-TC-6E-1.

(12) Marscher, W. D., 1986, "Determination of Pump Rotor Critical Speeds During Operation

Through Use of Modal Analysis," Proc. ASME, 1986 WAM, pp. 71~78.

(13) Li, H., Entwistle, R. D. and Stone, B. J., 1994, "Impact Excitation of Torsional Vibration," The International Journal of Analytical and Experimental Modal Analysis, Vol. 9. No. 3, July, pp. 163~174.

(14) Jen, C. -W. and Marscher, W. D., "Using Time-averaged Modal Excitation to Determine the Rotor Dynamic Bearing Coefficients of Centrifugal Pumps."

(15) ISO Standard, "Mechanical Vibration-Balancing Quality Requirements of Rigid Rotor," Ref. No. ISO 1940/1-1986(E), pp. 10~13.