

구름베어링으로 지지된 적층로터의 로터다이나믹 특성

Characteristics for rotordynamics of laminated rotor supported by rolling bearings

김 영 춘*, 박 철 현**, 박 희 주**

Yeong-Chun Kim, Chul-Hyun Park, Hei-Joo Park

Key Words : rotor(로터), laminated rotor(적층 로터), stiffness(강성), stiffness effect(강성 효과), natural frequency(고유진동수), critical speed(위험속도), rolling bearing(구름베어링), rotordynamics(회전체 동역학)

ABSTRACT

A lot of rotating machinery are generally used in industrial field and the electrical machinery such as the motor and generator account for the most of the part. Generally motor and generator have electrical loss because of eddy current. So silicon steel sheets are used in order to reduce the electrical loss and furthermore laminated rotor is used for motor and generator to eliminate the electrical loss and heat generation. However, the more high speed, large scale and high precision of the system, the more important to estimate the critical speed. In this paper verifies the variation of the critical speeds in accordance with the variation of the pressing force of lamination plate for the rotor which is supported by ball bearing with the experimental data as well.

1. 서론

산업현장에서는 많은 종류의 회전기기를 사용하고 있으며, 그 중 전동기나 발전기 등의 전기기계가 차지하는 영역은 매우 넓다. 특히 전동기 및 발전기 등은 특성상 와전류에 의해서 발생하는 전기적인 손실 문제를 해결하기 위해 와전류가 많이 발생할 수 있는 부분에는 절연된 규소강판을 적층하여 사용하고 있다.

특히 전동기나 발전기의 회전축에 적층된 형태의 로터를 많이 사용하게 되며, 이로 인해서 전기적인 손실이나 열 발생 등의 문제는 해결될 수 있으나, 최근 산업의 발전에 따라 고속, 대형화가 요구되고 있어서 1차 위험속도 이상에서 운전되는 경우가 점차 증가함에 따라 위험속도의 정확한 예측이 매우 중요하게 되었다.

로터와 베어링으로 구성된 회전계는 로터와 베어링의 관성 및 강성 특성으로부터 위험 속도가 결정되어지며, 이 때 기본 축과 적층된 적층판으로 구성된 적층된 로터의 강성이

로터의 재질, 형상, 적층판의 재질, 형상, 절연층, 적층압력, 끼워 맞춤 정도 등 여러 가지 인자들에 의해 결정되기 때문에 해석 등의 방법으로 결정하기 어렵다. 따라서, 실험적인 방법을 통해 적층판의 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화를 토대로 구름베어링으로 지지되는 로터 베어링 시스템의 고유진동수 변화와 실제 운전조건에서의 고유진동수 실험 결과를 함께 비교 검증하고자 한다.

2. 이론적 해석

2.1 로터의 모델링

다음 Fig. 1은 해석 및 실험에 사용한 로터-베어링 시스템이다. 로터의 직경 340 mm, 적층부 길이 800 mm, 길이 1900 mm, 축과 적층판의 재질은 SS41, 구름베어링 NU1018M1이다.

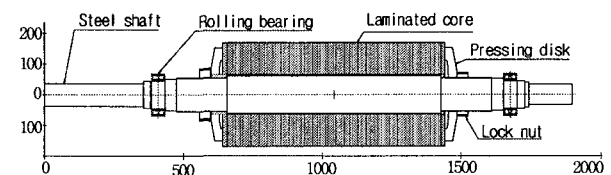


Fig.1 Drawing of rotor-bearing system

* 두산중공업(주) 기술연구원
E-mail : yckim123@doosanheavy.com
Tel : (055) 278-3711, Fax : (055) 278-8593

** 두산중공업(주) 기술연구원

Fig.2는 해석을 위한 로터의 모델링 그림이다.

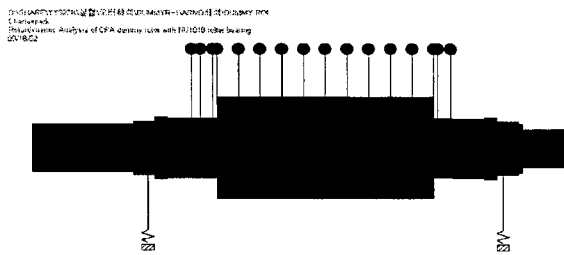


Fig.2 Modeling of rotor system

적층판은 압착력에 따른 강성 효과와 부가질량의 효과로 나누어져 강성효과는 기본 축의 강성의 증가에 기여한다고 가정하고, 질량효과는 부가질량으로 가정하였다. Kim[1]의 실험에 의해 적층압력에 따른 변화량을 정량적으로 산정한 결과를 도입하여 계산하였다.

해석은 유한요소법을 적용하였으며, 축의 단 부분, 원판부 등에서 절점을 잡고 축의 각 요소를 강체 원판요소, 일정분포의 관성과 탄성을 갖는 축요소, 베어링 요소 등으로 분해하여 해석하였다.

2.2 해석

적층압력에 따른 Kim의 등가 직경의 개념을 도입 수치 해석을 통하여 해석을 수행하고, 이 결과를 로터의 고유진동수 실험 결과와 비교하고, 이를 토대로 로터다이나믹 해석을 수행하여 베어링 강성에 따른 위험속도의 변화를 계산한다. 또한 실제 사용할 베어링의 강성 및 감쇠를 계산하고 이를 적용하여 실제 위험속도 해석을 수행하였다.

유한요소 해석시 총 39개의 요소를 사용하였으며, 로터의 전체 길이는 1900 mm, 질량은 642 kg이다. 해석에 사용한 코드는 ARMD(Advanced Rotating Machinery Dynamics, RBTS Inc.) V5.0G1이다. 해석 결과는 실제 충격 가진 실험 결과로부터 검증하였다.

2.3 해석 결과

Kim[1]의 실험에 의하면 적층압력을 200 tons로 선정하였을 경우 다음식으로 표현되는 무차원 영향의 정도(Δ%)가 약 18 ~ 22 % 정도이다.

$$\Delta\% = \frac{\text{등가직경} - \text{기본축경}}{\text{적층판외경} - \text{기본축경}} \times 100 \quad (1)$$

등가 직경의 개념을 도입 수치해석을 통하여 해석을 수행하고, 이 결과를 로터의 고유진동수 실험 결과와 비교하고, 이를 토대로 로터다이나믹 해석을 수행하여 베어링 강성에 따른 위험속도의 변화를 계산하였다. 또한 해석시 실제 사용할 베어링의 강성 및 감쇠계수를 계산하고 이를 적용하여 실제 위험속도 해석을 수행하였다.

Kim[1]의 결과를 토대로 200 tons 가압하였을 때의 실험 결

과를 이용하여 해석한 결과를 살펴보면 압착에 의한 영향의 정도(Δ%)가 약 20 %정도이므로 이를 적용하여 해석을 수행하여 그 결과를 서로 비교하였다. 유한요소 해석시 총 39개의 요소를 사용하였으며, 로터의 전체 길이는 1,900 mm, 질량은 642 kg이다.

해석결과는 Fig.3 ~ Fig.7에 나타난 바와 같으며, NU1018M1 (FAG Bearing Co.)사양의 구름베어링의 강성은 ARMD V5.0G1의 COBRA 모듈을 이용하여 계산하였다. 이 약 1×10^9 N/m이므로 Fig.3의 위험 속도 선도(critical speed map)와 Fig.4의 캠벨 선도(Campbell diagram)로부터 이 로터의 1차 고유진동수는 87 Hz(Fig.5), 2차 고유진동수는 248 Hz(Fig.6)로 계산되었다.

해석 결과를 보면 강체모드가 나타나지 않고 굽힘모드가 처음부터 나타나는 것은 베어링의 강성이 거의 축의 강성에 가깝기 때문이다. 만약 베어링의 강성이 1×10^8 N/m 정도이면 강체모드가 나타날 것으로 보인다.

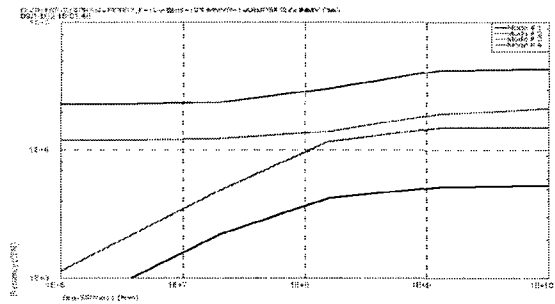


Fig.3 Undamped critical speed map

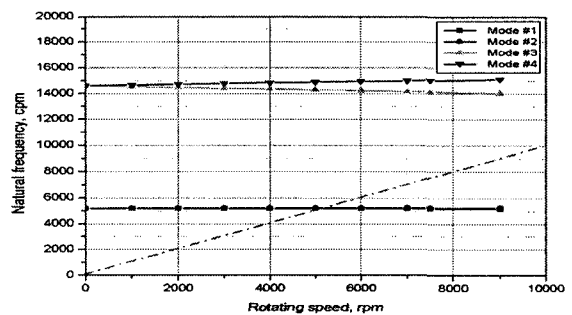


Fig.4 Campbell diagram

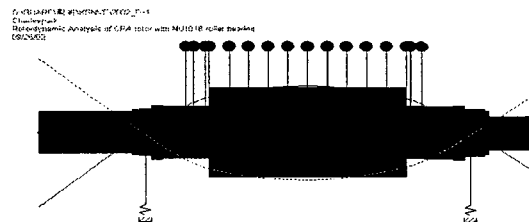


Fig.5 Mode shape (1st bending mode @5,243rpm)

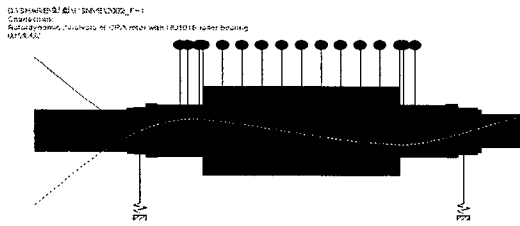


Fig.6 Mode shape (2nd bending mode @14,870rpm)

불평형 응답 선도는 벨런싱 후의 남은 잔류 불평형질량을 기준으로 계산한다. 벨런싱은 고속터빈에 적용하는 기준인 G2.5를 적용하여 잔류 불평형량을 계산하고 이를 중앙부에 위치시키고 회전시킨다. 계산결과는 Fig.7에 나타난 바와 같이 공진주파수에서 중심부의 진동이 최대 0.5 mm p-p 정도로 계산되었다.

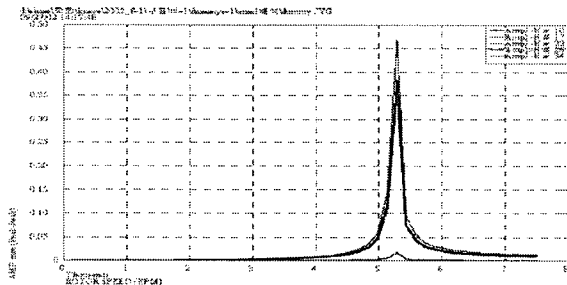


Fig.7 Unbalance response

3. 실험

3.1 압착 장치

적층된 로터의 적층실험은 적층판 압착력을 최대 250톤까지 변화가 가능하도록 고안하였다. 다음 Fig. 8은 적층판 압착 실험장치 개념도이다. 강철 원판과 지지 기둥, 가압 붐으로 구성된 지그에 유압 잭(250 tons/ 700 bar)을 이용하여 가압하며, 가압력은 로드셀(max. 300 tons)을 통해서 측정된다. 실험에 사용된 로터는 Fig.1에 나타난 바와 같이 실험을 위해 사전에 조립되었으며, 축과 적층판 구멍간의 간섭 량은 -0.01 mm이다.

3.2 고유진동수 측정

적층된 로터의 고유진동수 측정은 2채널 주파수 분석기 (2-ch. FFT Analyzer, HP-35670A)를 사용하였다. 실험은 적당한 위치에 가속도 센서(accelerometer, B&K 4393)를 부착하고, 충격해머(Impact Hammer, PCB 086C20)로 타격하여 그 응답을 분석기에서 처리하여 고유진동수를 확인하였다. (Fig.9, Fig.10)

실험은 압착력을 5 ~ 200 tons 로 각각 가압하여 측정을 실시하였다.

Fig. 11은 200 tons 가압된 미설치된 로터(free- free rotor)의 FRF(frequency response function) 선도이고[1], Fig.12는 압착력 효과로 인한 영향의 정도를 나타내는 Kim[1]의 결과 선도이다.

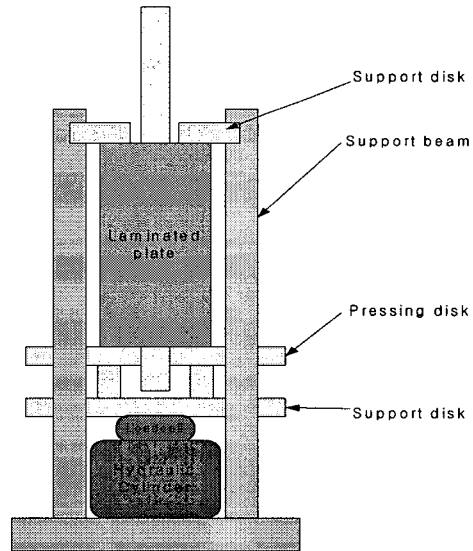


Fig.8 Schematic of pressing jig

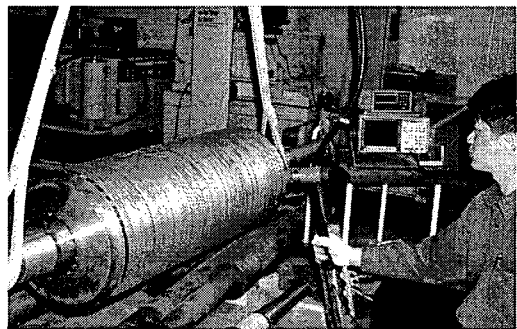


Fig. 9 Bump test of free-free rotor

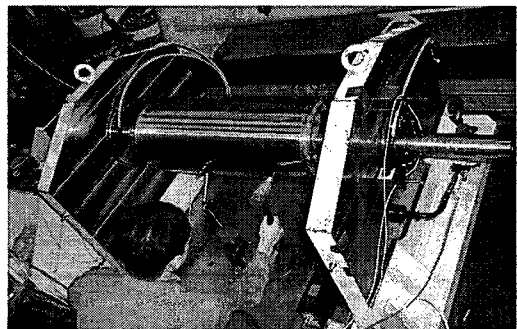


Fig. 10 Bump test of installed rotor

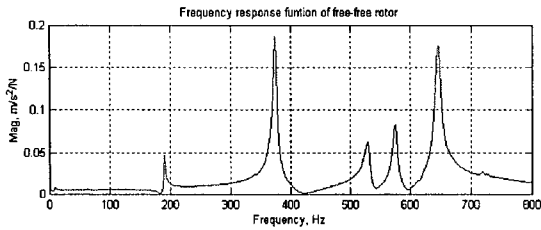


Fig. 11 FRF plot of free-free rotor(200 tons)[1]

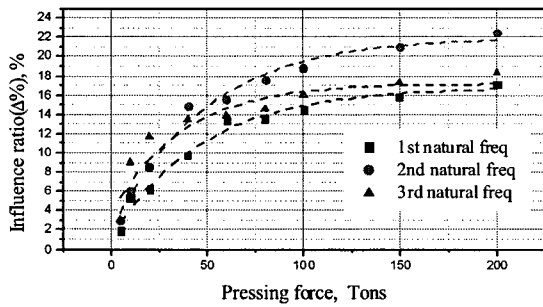


Fig. 12 Pressing force vs. influence ratio[1]

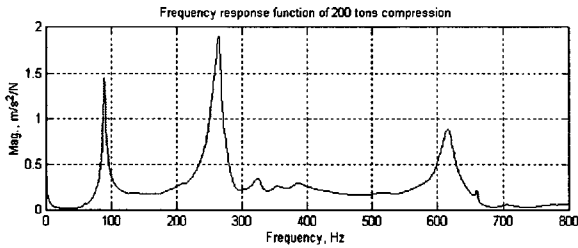


Fig. 13 FRF plot of installed rotor(200 tons)

Table 1 Calculated & measured natural frequencies

Case \ Frequency	Natural frequencies, Hz	
	1st	2nd
Calculated freq.	87.4	247.8
Measured freq.	89.0	264.0
Error (%)	1.8	6.1

Fig.13은 설치된 로터(installed rotor)의 고유진동수 실험결과인 FRF 선도이다. 실험 결과는 Table1에 나타난 바와 같으며, 1차 고유진동수는 89 Hz, 2차 고유진동수는 264 Hz로 나타났으며, 해석 결과와 비교적 잘 일치하였다.

Fig.10은 실험장치에 적층된 로터를 설치한 후 고유진동수를 측정하는 사진이다.

4. 결론

압착 적층로터의 고유진동수 변화에 대하여 실험 및 해석 결과로부터 다음과 같이 결론을 내린다.

- 1) 적층된 로터에서 적층판의 압착력 변화에 따라서 고유진동수가 변화하며, 200 tons 가압의 경우 1차 ~ 3차 고유진동수는 영향의 정도(Δ%)가 약 20 %정도이다.
- 2) Kim의 등가 직경 개념이 실험 결과와 비교적 잘 일치하며, 설치 후에 대한 해석 결과와 실험 결과도 잘 일치한다.
- 3) 적층된 로터의 경우 고속회전을 위해서는 적층판을 압착함으로써 적절한 강성으로 유지할 수 있으며, 강성의 증가는 여러 장점을 가지게 되므로 설계시 이를 고려하는 것이 좋을 것으로 사료된다.
- 4) 압착력 이외에도 끼워맞춤 정도 등의 영향은 고려되지 않았으나 영향이 있을 것으로 판단되며, 향후 이에 대한 연구도 추진될 예정이다.

참 고 문 헌

- (1) 김영춘 외, "적층된 로터에서 적층판 압착력의 강성효과," 한국소음진동공학회 춘계학술대회, 2002, pp.565 ~568
- (2) K, G. McConnell., 1995, Vibration Testing - theory & practice, John Wiley & Sons, Inc., New York.
- (3) C. W. Lee, 1993, Vibration Analysis of Rotor, Kluwer Academic Publishers.
- (4) D. Childs, 1993, Turbomachinery Rotordynamics Phenomena, Modeling, & Analysis, John Wiley & Sons
- (5) T. Wildi , 1997, Electrical Machines, Drives, and Power Systems, 3rd edition, Prentice Hall.
- (6) Ehrich, F. F., 1992, Handbook of Rotordynamics, 2nd Edition, McGraw Hill, NY
- (7) Rao, J. S., 1983, Rotor Dynamics, John Wiley & Sons, NY
- (8) Rao, S. S., 1990, Mechanical Vibration, Addison- Wesley Publishing Co.