

적층된 로터에서 적층판 압착력의 강성 효과

Stiffness effect of the lamination pressing force for laminated rotor

김영춘* · 박철현** · 박희주** · 문태선**

Yeong-Chun Kim, Chul-Hyun Park, Hee-Joo Park and Tae-Sun Moon

Key Words : rotor(로터), laminated rotor(적층된 로터), stiffness(강성), stiffness effect(강성 효과), natural frequency(고유진동수), critical speed(위험속도), equivalent diameter(등가 직경)

ABSTRACT

A lot of rotating machines are being used in the industrial world and electric motor and generator take the most part of it. When it comes to the electric motor and generator, we can not help thinking about the eddy current because it brings a loss of electric and can be a important reason of the heat generation. To attenuate eddy current, laminated silicon steel sheets are being used in general. Especially, laminated rotor is being used for rotating part of the electric motor and generator and it decreases electrical loss and heat generation but we can be faced with another problem. In general, most of the motor and generator can be normally operated under 3600rpm because they are designed to have the first critical speed more than that speed. But nowadays, they should be operated more than the first critical speed as usual with the trend of high speed, large scale and high precision in industrial world. The critical speed can be determined from the inertia and stiffness for the rotor and bearing of rotating systems. The laminated rotor stiffness can be hardly determined because it can be derived a lot factors for instance rotor material and shape, lamination material and shape, insulation material, lamination force and so on. In this paper, the change of the natural frequency of the motor was examined with the change of the lamination force as an experimental method.

1. 서론

대부분의 산업현장에서는 많은 종류의 회전기기를 사용하고 있으며, 그 중 전동기나 발전기 등의 전기기계가 차지하는 영역은 매우 넓다고 하겠다. 이러한 전동기 및 발전기 등은 특성상 와전류에 의한 전기적인 손실 문제가 중요한 손실 요소이며, 또한 열발생 등의 여러 가지 문제를 야기하는 요인이다.

이러한 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, 로터 설계자는 새로운 문제

에 봉착하게 된다.

일반적으로 전동기나 발전기 등의 전기기계는 3600 rpm 이하의 회전속도로 운전이 되기 때문에 대부분의 경우 1차 위험속도가 그 이상이 되도록 설계하여 운전하기 때문에 큰 문제가 되지 않았으나 최근 산업의 발전에 따라 고속, 대형화, 고정밀화가 요구되고 있어 1차 위험속도 이상에서 운전되는 경우가 점차 증가하고 있다.

로터와 베어링으로 구성된 회전계는 로터와 베어링의 관성 및 강성 특성으로부터 위험 속도가 결정되어지며, 이 때 기본 축과 적층된 적층판으로 구성된 적층된 로터는 그 강성이 로터의 재질, 형상, 적층판의 재질, 형상, 절연층, 적층압력, 기워 맞춤 정도 등 여러 가지 인자들에 의해 결정되기 때문에 해석 등의 방법으로 결정하기 어렵다.

본 논문에서는 이러한 여러 가지 인자들 중 쉽게 변화가 가능한 적층압력 즉, 적층판의 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화에 대하여 실험을 통해 규명하고, 등가 직경의 개념을 도입 수치해석을 통하여 이들 결과로부터 상관관계를 정량적으로 평가하여 설계자 들이 쉽게 적용할 수 있도록 계산 기준을 제시하고자 한다.

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

** 두산중공업(주) 기술연구원

2. 이론적 해석

2.1 로터의 모델링

다음 Fig. 1은 해석 및 실험에 사용한 로터이다. 로터의 직경 340 mm, 적층부 길이 800 mm, 길이 1900 mm 이며, 축과 적층판의 재질은 SS41이다.

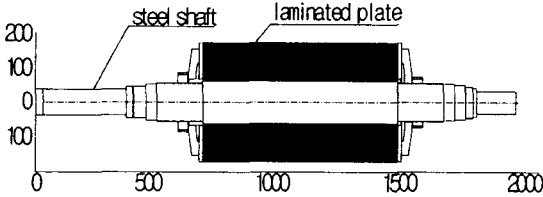


Fig.1 Model rotor

Fig.2는 해석을 위한 로터의 모델링 그림이다.

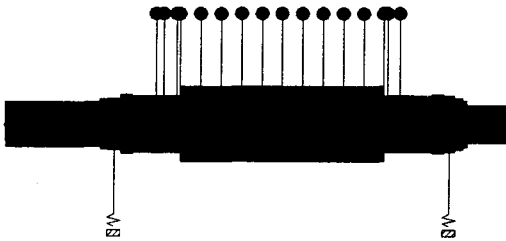


Fig.2 Modeling of rotor system

적층판은 압착력에 따른 강성 효과와 부가질량의 효과로 나누어져 강성효과는 기본 축의 강성의 증가에 기여한다고 가정하고, 질량효과는 부가질량으로 가정하였다.

해석은 유한요소법을 적용하였는데 이는 각종 기계, 구조물 등의 정적, 동적해석에 널리 이용되는 방법 중의 하나이다. 유한요소법을 이용한 회전축계의 해석은 여러 가지 방법이 있으나, 여기서는 축의 단 부분, 원판부 등에서 절점을 잡고 축의 각 요소를 강체 원판요소, 일정분포의 관성과 탄성을 갖는 축요소, 베어링 요소 등으로 분해하여 해석한다.

실제 로터를 해석하기 전에 기본 축을 모델링하여 해석한 후 모드 실험을 통하여 계측된 고유진동수와 비교하여 모델링 및 경계조건 등을 결정한 후 적층된 로터에 대하여 해석을 수행하였다. 적층판으로 구성된 가상 원통이 기본 축에 결합되어 있는데, 이 결합에 의해 기본 축의 강성에 가상원통의 강성 효과가 추가되고, 질량은 부가질량으로 작용된다고 가정하였다.

따라서 실제 해석은 추가된 강성효과를 동일한 강성을 갖는 축경, 즉 기본 축의 축경의 증가로 가정하고, 그 축에 부가 질량을 해당 요소에 추가하는 방법으로 해석을 수행하였다.

2.2 해석

해석의 목적은 등가 직경의 개념을 도입 수치해석을 통하여 해석을 수행하여, 이 결과를 적층판의 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화 실험 결과와 비교하고, 이 결과로부터 고유진동수 변화와 적층판 압착력과의 상관관계를 정량적으로 평가하여 전동기나 발전기 설계자들이 쉽게 적용할 수 있도록 계산 기준을 제시하는 것이다. 따라서 실제 해석은 추가된 강성효과를 동일한 강성을 갖는 축경, 즉 기본 축의 축경의 증가로 가정하고, 그 축에 부가 질량을 해당 요소에 추가하는 방법으로 해석을 수행하였다.

유한요소 해석식 총 39개의 요소를 사용하였으며, 로터의 전체 길이는 1900 mm, 질량은 642 kg이다.

해석 결과는 실험결과로부터 압착력의 정량적 효과를 산정하기 위한 것으로 직경을 기준으로 2, 5, 10, 15, 20, 30, 40, 50% 직경 증가를 고려하였다. Table 1은 등가 직경에 대한 해석 결과이며, 해석 방법 및 모델링은 적층되지 않은 기본 축의 실험 결과로부터 검증하였다.

Table 1 Calculated natural frequencies

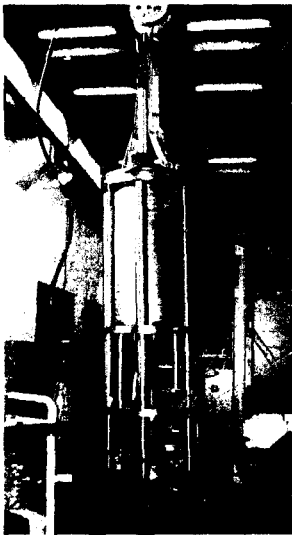
| f_n δ % | Calculated natural frequency | | | |
|---------------------|------------------------------|-------|-------|-------|
| | 1st | 2nd | 3rd | 4th |
| 2 | 155.1 | 276.0 | 465.8 | 705.2 |
| 5 | 160.6 | 284.1 | 479.3 | 726.8 |
| 10 | 168.9 | 298.0 | 500.7 | 761.7 |
| 15 | 176.2 | 312.2 | 520.8 | 794.7 |
| 20 | 182.5 | 326.7 | 539.8 | 825.1 |
| 30 | 192.4 | 355.9 | 576.0 | 874.8 |
| 40 | 199.4 | 383.6 | 612.1 | 910.4 |
| 50 | 204.3 | 407.9 | 650.3 | 937.2 |

3. 실험

3.1 실험 장치

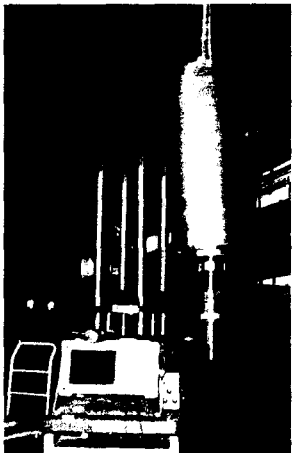
적층된 로터의 적층실험은 적층판 압착력을 최대 250톤까지 변화가 가능하도록 고안하였다. 다음 Photo 1은 적층판 압착 실험장치 사진이다. 강철 원판과 지지 기둥, 가압 봉으로 구성된 지그에 유압잭(250 tons/ 700 bar)을 이용하여 가압하며, 가압력은 로드셀(max. 300 tons)을 통해서 측정된다. 실험에 사용된 로터는 Fig.1에 나타난 바와 같이 실험을 위해 사전에 조립되었으며, 축과 적층판 구멍

간의 간섭 량은 -0.01 mm이다.



laminated rotor
support beam
support disk
load indicator
pressing disk
load-cell
hydraulic jack

Photo 1 Pressing jig



test rotor
accelerometer
impact hammer
FFT Analyzer
charge amplifier

Photo 2 Experimental setup

3.2 고유진동수 측정

적층된 로터의 고유진동수 측정 실험은 Photo 2와 같이 실험 장치를 구성하여 실험을 실시하였다. 진동 분석은 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. 실험은 압착력을 5, 10, 20, 40, 60, 80, 100, 150,

200 tons 로 각각 가압하여 측정을 실시하였다.

Fig. 3 ~ Fig. 7은 각각의 FFT 선도이다.

압착력이 증가함에 따라 고유진동수도 상승하는 것을 볼 수 있으며, 100 tons 이상에서는 그 증가율이 둔화되는 경향을 보이고, 50 tons까지는 비교적 증가율이 높은 경향을 보인다.

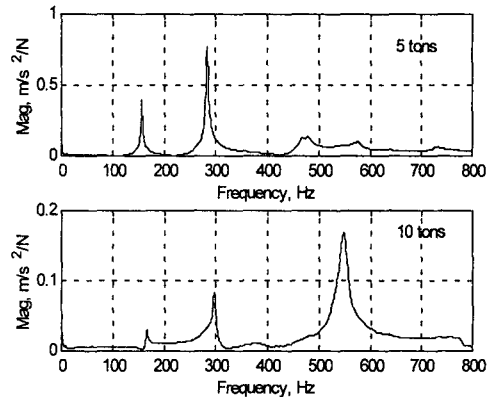


Fig. 3 FFT plot (U: 5 tons, L: 10 tons)

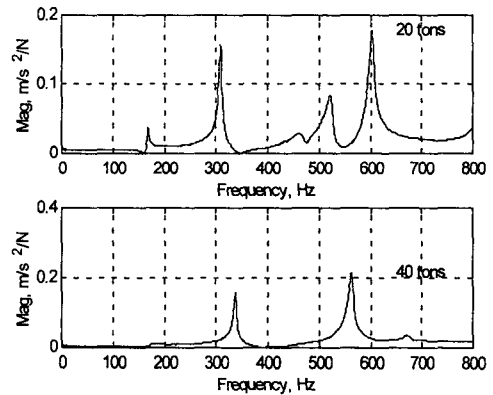


Fig. 4 FFT plot (U: 20 tons, L: 40 tons)

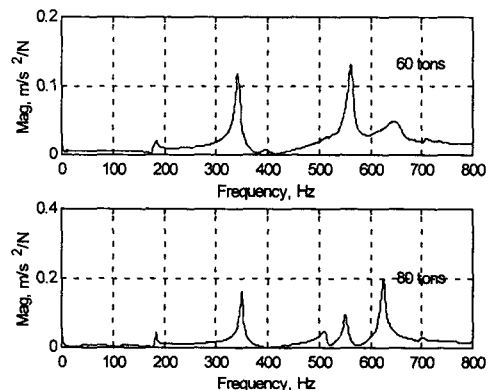


Fig. 5 FFT plot (U: 60 tons, L: 80 tons)

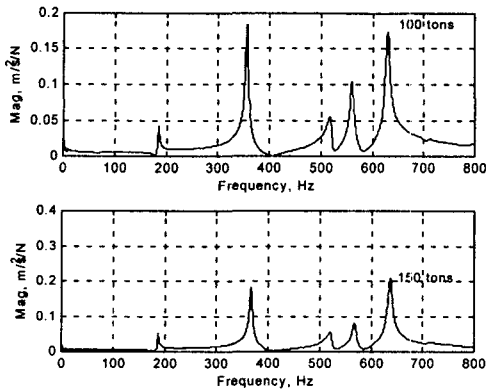


Fig. 6 FFT plot (U: 100 tons, L: 150 tons)

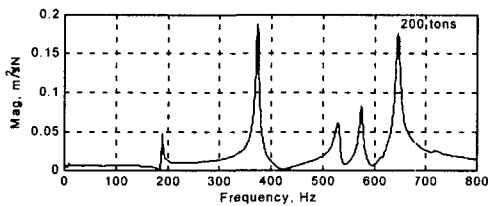


Fig. 7 FFT plot (200 tons)

Table 2 Measured natural frequencies

| ton | Measured natural frequency | | | | | | | | |
|-----|----------------------------|------------|------------|-------|------------|------------|-------|------------|------------|
| | 1st | $\delta\%$ | $\Delta\%$ | 2nd | $\delta\%$ | $\Delta\%$ | 3rd | $\delta\%$ | $\Delta\%$ |
| 5 | 157.0 | 3.0 | 1.9 | 283.5 | 4.8 | 3.0 | 479.0 | 5.0 | 3.1 |
| 10 | 166.5 | 8.5 | 5.3 | 297.5 | 9.8 | 6.1 | 518.0 | 14.3 | 8.9 |
| 20 | 169.0 | 10.0 | 6.2 | 308.5 | 13.7 | 8.5 | 535.0 | 18.7 | 11.6 |
| 40 | 177.0 | 15.6 | 9.7 | 338.0 | 23.9 | 14.8 | 546.0 | 21.7 | 13.4 |
| 60 | 184.0 | 21.5 | 13.3 | 342.0 | 25.2 | 15.6 | 548.0 | 22.3 | 13.8 |
| 80 | 184.5 | 22.0 | 13.6 | 351.0 | 28.3 | 17.5 | 552.0 | 23.4 | 14.5 |
| 100 | 186.0 | 23.5 | 14.5 | 357.0 | 30.4 | 18.8 | 561.0 | 25.9 | 16.0 |
| 150 | 188.0 | 25.6 | 15.8 | 367.0 | 34.0 | 21.0 | 568.0 | 27.8 | 17.2 |
| 200 | 190.0 | 27.6 | 17.1 | 374.0 | 36.3 | 22.5 | 575.0 | 29.7 | 18.4 |

$$\text{여기서 } \delta\% = \frac{(\text{등가직경} - \text{기본축경})}{\text{기본축경}} \times 100$$

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

결과를 살펴보면 압착력에 의한 효과는 2차 모드에 영향을 가장 많이 미치며, 1차 모드가 가장 영향을 적게 받은 것으로 판단된다. 영향의 정도($\Delta\%$)는 5 tons 은 약 2~3 % 정도이고, 10 tons에서는 5~9 % 정도의 영향을 받는다.

Table 2와 Fig. 8을 참조하면 압착력을 계속 증가할

경우에 대해 추정해보면 최종 한계 값에 수렴할 것으로 보인다.

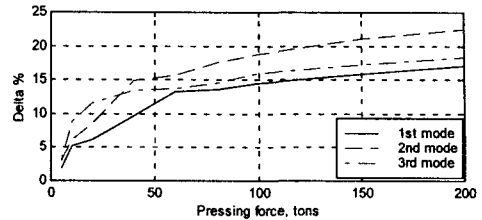


Fig. 8 Pressing force vs. $\Delta\%$

4. 결론

적층판의 압착력 변화에 따른 로터의 고유진동수 변화에 대하여 실험 및 해석 결과로부터 다음과 같이 결론을 내린다.

- 1) 적층된 로터에서 적층판의 압착력 변화에 따라서 고유진동수가 변화한다.
- 2) 압착력에 의한 고유진동수 변화는 어떤 경향을 가지며 증가하고, 계속 압착력을 증가시킬 경우 한계 값에 수렴할 것으로 보인다.
- 3) 압착력에 의한 효과는 2차 모드에 영향을 가장 많이 미치며, 1차 모드가 가장 영향을 적게 받은 것으로 판단된다. 영향의 정도($\Delta\%$)는 5 tons 은 약 2~3 % 정도이고, 10 tons에서는 5~9 % 정도의 영향을 받는다.

참고 문헌

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