

200 kW급 15,000 rpm 3상 유도전동기의 회전축 진동해석

Rotating Shaft Vibration Analysis of 200 kW, 15,000 rpm 3 Phase Induction Motor

홍도관†· 구대현*· 우병철*· 홍승수*· 권용수**· 강헌찬***· 안찬우****

D. K. Hong, D. H. Koo, B. C. Woo, S. S. Hong, Y. S. Kwon, H. C. Kang and C. W. Ahn

Key Words : Campbell Diagram(캠벨선도), Vibration Mode(진동모드), Induction Motor(유도전동기), Rotating Shaft(회전축)

ABSTRACT

The purpose of this study is to design 200kW, 15,000rpm 3 phase induction motor. This research deals with natural frequency and mode shape of rotating shaft of 3 phase induction motor with bearing stiffness by finite element analysis. We present natural frequency characteristic variation of rotating shaft according to change bearing stiffness. Also we are verified stability of rotating shaft from backward and forward critical speed by campbell diagram.

1. 서 론

전동기는 가동률과 안정성 측면에서 높은 운전 신뢰성이 요구된다. 이를 위해서는 회전축계의 기계적 특성뿐만 아니라 설계단계에서 예측하고, 이를 최소화하는 기술을 확보하여야 한다. 고속으로 회전하는 경우 발생하는 진동문제는 운전이 치명적 일 수 있으며, 심한 경우에는 경제적인 손실과 인명에도 피해를 줄 수 있는 아주 중요한 문제이다. 회전체 설계에 있어 이러한 문제를 해결하기 위한 회전체 동특성 해석 작업이 필요하며, 신뢰도 높은 동특성 해석 결과를 얻기 위한 회전체 모델에 대한 정확한 모형화 작업이 요구된다.

따라서 본 논문에서는 200 kW급 15,000 rpm 3상 유도전동기의 제작을 위해 축 설계를 하였으며, 안정성 검토를 위해 유한요소해석⁽¹⁾⁻⁽³⁾을 이용하여 단품과 조립품에 대한 고유진동수와 모드형상을 구하였다. 그리고 베어링 강성에 따른 회전축의 고유진동수 특성 변화와 캠벨선도(campbell diagram)를 이용한 3상 유도전동기 회전축의 위험속도를 통해서 회전축의 안정성과 위험속도를 제시하였다.^{(4),(5)}

2. 이론 및 해석

2.1 회전체 진동이론

본 연구에서는 3상 유도전동기의 강체 축은 고정자와 회전자를 강체로 나타낸 것이고, 축 양끝의 스프링은 고정자 베어링을 강성 요소로 나타낸 것이다. 그리고 강체 축은 수평 및 수직방향 병진변위, 수평 및 수직방향 회전 변위, 축방향 회전 변위의 5 자유도를 가지고 있어 회전 속도에 따른 동특성 해석이 가능한 모델이다. 굵은 균일 단면 회전축의 탄성거동을 표현하기 위하여 회전관성과 단면의 전단효과를 고려하고, 회전으로 인한 자이로스코프 효과를 고려하여 아래와 같이 식(1)의 복소수 좌표계를 사용하여 운동방정식을 표현하면 식(2)가 된다.

$$u(x,t) = y(x,t) + jz(x,t) \quad (1)$$

$$\begin{aligned} & EI \frac{\partial^4 u}{\partial x^4} - \frac{EI\rho}{\kappa} \frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial t^2} - jT \frac{\partial^3 u}{\partial x^3} + j \frac{T\rho}{\kappa G} \frac{\partial^3 u}{\partial x \partial t^2} + \rho A \frac{\partial^2 u}{\partial t^2} \\ & - \partial A r_0^2 \left[\left(\frac{\partial^4 u}{\partial x^2 \partial t^2} - \frac{\rho}{\kappa G} \frac{\partial^4 u}{\partial t^4} \right) - j2\Omega \left(\frac{\partial^3 u}{\partial x^2 \partial t} - \frac{\rho}{\kappa G} \frac{\partial^3 u}{\partial t^3} \right) \right] = 0 \end{aligned} \quad (2)$$

이 식에서 x 는 축 방향 좌표, y 와 z 는 각각 수평방향과 수직방향의 거동을 나타낸다. T 는 축 양단에 작용하는 토크이며, E , G , ρ 는 Young's 계수, 전단계수, 재료의 밀도이다. A 와 I 는 축 단면의 면적과 면적관성모멘트, r_0 는 회전반경, κ 는 일반적으로 사용되는 형상계수의 역수이며, Ω 는 회전속도이다.

† 책임저자, 한국전기 연구원 메카트로닉스 연구그룹

E-mail : dkhong@keri.re.kr

Tel : (055) 280-1395, Fax : (055) 280-1547

* 한국전기연구원

** 동아대학교 기계공학과 대학원

*** 동아대학교 지구환경공학부

**** 동아대학교 기계공학부

고유진동수 ω 의 조화운동을 변수분리하기 위하여 식 (3)으로 표현한다.

$$u(x,t) = U(x) \cdot e^{j\omega t} \quad (3)$$

식 (3)을 식 (2)에 대입하면 다음과 같다.

$$\frac{d^4 U}{dx^4} + a \frac{d^3 U}{dx^3} + b \frac{d^2 U}{dx^2} + c \frac{dU}{dx} + dU = 0 \quad (4)$$

여기서

$$\begin{aligned} a &= -\frac{jT}{EI} \\ b &= \frac{1}{EI} \left[\left(\frac{EI\rho}{\kappa G} + \rho Ar_0^2 \right) \omega^2 - x \rho Ar_0^2 \Omega \omega \right] \\ c &= -j \frac{1}{EI} \frac{T\rho}{\kappa G} \omega^2 \\ d &= \frac{1}{EI} \left[\frac{\rho^2 Ar_0^2}{\kappa G} \omega^4 - 2 \frac{\rho^2 Ar_0^2 \Omega}{\kappa G} \omega^3 - \rho A \omega^2 \right] \end{aligned} \quad (5)$$

이다.

선형미분방정식인 식 (4)의 해는 다음과 같다.

$$U = p_1 e^{\lambda_1 x} + p_2 e^{\lambda_2 x} + p_3 e^{\lambda_3 x} + p_4 e^{\lambda_4 x} \quad (6)$$

식 (6)은 회전축의 탄성거동이 λ 에 의해 결정되고, 식 (5)는 회전속도 Ω , 고유진동수 ω , 회전축의 기하학적 특성과 재료물성에 의해 구해진다. 식 (6)의 $p_1 \sim p_4$ 는 균일 단면의 회전축 요소에 있어서 각각 정의되는 복소수이다.

2.2 유한요소해석

(1) 유한요소모델

Fig. 1에 3상 유도전동기 회전축계의 해석 모델을 나타내었다. 로터 코어 및 로터 바는 집중질량으로 등가 하였으며, 회전축은 Timoshenko 빔 요소이고, 축을 지지하는 베어링은 등방성으로 하여 모델링하였다.

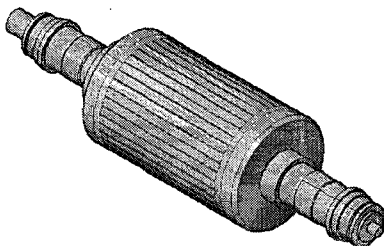


Fig. 1 3 phase induction motor

회전축 요소에 대한 탄성계수는 200 GPa, 프와송 비는 0.3, 밀도는 7860 kg/m³이며, 베어링의 강성을 축 단면 상

의 두 직교좌표에서 동일 크기의 직각성분을 갖는 모형으로 가정하여 스피들 베어링 강성인 $k_{xx} = k_{yy} = 3.16 \times 10^8$ 로 적용하였다. 베어링의 감쇠는 미미하기 때문에 고려하지 않았다.

(2) 진동해석

Fig. 2는 유한요소해석 상용프로그램인 Ansys V. 10을 이용하여 회전축의 축만 있는 Model I을 나타내며, Fig. 3은 Timoshenko 빔 요소를 이용하여 모델링하고, 경계조건을 양단자유 조건으로 하여 1차에서 4차까지 얻은 모드형상을 나타낸다.



Fig. 2 Geometry model I

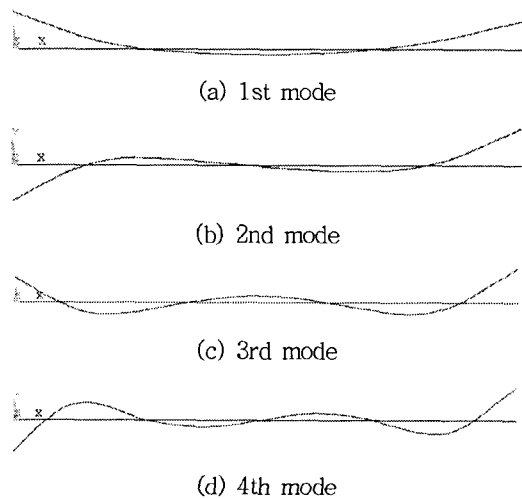


Fig. 3 Mode shape of model I

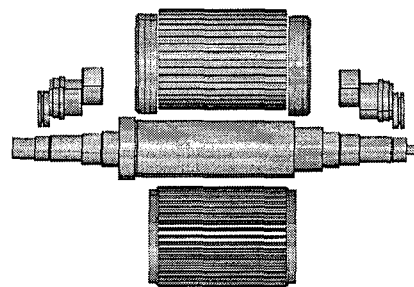


Fig. 4 Geometry model II

Fig. 4는 회전축의 축과 로터 코어, 로터 바, 캡, 스피들 베어링 형상의 단품 등을 모델링하여 각 단품의 질량과 질량관성모멘트를 구하였다.

Fig. 5는 회전축의 축 요소에 로터 코어, 로터 바, 캡, 스피들 베어링 형상의 단품 등을 부가질량으로 처리하여 구해진 Model II의 모드형상을 나타낸다.

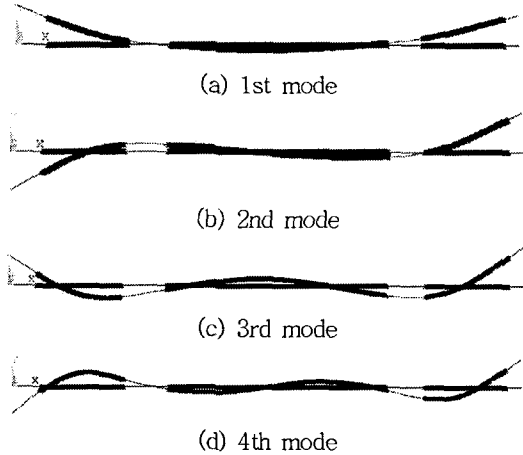


Fig. 5 Mode shape of model II

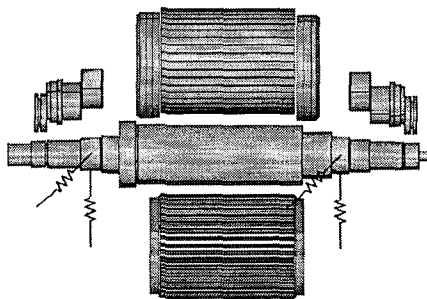


Fig. 6 Geometry model III

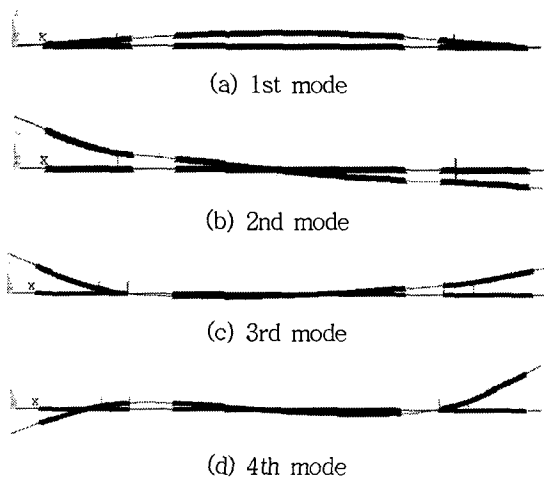


Fig. 7 Mode shape of model III

Fig. 6은 회전축의 축 요소에 로터 코어, 로터 바, 캡, 스피들 베어링 형상의 단품 등을 부가질량으로 처리하고, 경

계조건인 $k_{xx} = k_{yy} = 3.16 \times 10^8$ N/m의 스피들 베어링 강성을 작용점 상에 모델링하여 나타내었다. Fig. 7은 Model III의 경계조건인 스피들 베어링 강성을 작용점 상에 모델링하여 구해진 모드형상을 나타낸다.

2.3 결과 및 고찰

Table 1 ~ 3은 Model I ~ III의 고유진동수를 나타내었다. Table 2는 Table 1에 비해서 회전축의 축에 로터 코어, 로터 바, 캡, 스피들 베어링 형상의 단품 등의 질량과 질량관성모멘트를 적용하여 구한 모델이며, 회전축의 축만 있는 Model I에 비해서 고유진동수가 다소 감소함을 알 수 있다. 이는 부가질량에 의해 생긴 강성효과 보다는 질량효과가 더욱 크게 나타난 결과이다. Table 3은 Model II에 경계조건으로 스피들 베어링 강성을 작용점에 모델링하여 적용한 결과로 1, 2차 고유진동수가 베어링 강성 효과로 얻어진 결과이다.

Table 1 Natural frequency of model I

Model I	Mode	Natural frequency [Hz]
Shaft	1st	1,375.0
	2nd	2178.0
Boundary Condition (Free - Free)	3rd	3,654.5
	4th	5,782.2

Table 2 Natural frequency of model II

Model II	Mode	Natural frequency [Hz]
Shaft Rotor Core Rotor Bar Ring Spindle Bearing	1st	1,308.3
	2nd	2,054.8
Boundary Condition (Free - Free)	3rd	3,346.0
	4th	5,349.8

Table 3 Natural frequency of model III

Model III	Mode	Natural frequency [Hz]
Shaft Rotor Core Rotor Bar Ring Spindle Bearing	1st	638.07
	2nd	1,236.5
Boundary Condition (Bearing - Bearing)	3rd	1,643.0
	4th	2,157.4

일반적으로 사용되는 볼베어링 강성은 $10^8 \sim 10^9$ N/m 차수를 가지며, 저널 베어링은 10^7 N/m, 호일 베어링은 10^6 N/m 차수를 가지는데, Fig. 8에서와 같이 통상적으로 사용되는 볼베어링의 강성 범위에서 회전체는 고유진동 특성의

변화가 크게 나타난다.

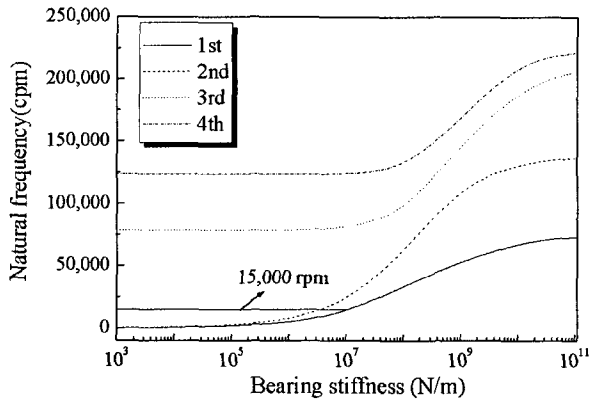


Fig. 8 Natural frequency depending on bearing stiffness(non-rotating shaft)

본 논문에서 설계하는 전동기는 구동 회전수가 15,000 rpm이므로 회전축이 안정적으로 회전하기 위해서는 베어링 강성을 10^7 N/m 이상이 되도록 해야 한다. 따라서 베어링 강성을 선정하는데 있어서 회전축의 고유진동수를 회피하기 위해 일반적인 볼베어링 강성 영역 범위 내에서 스핀들 베어링의 강성인 3.16×10^8 N/m로 선정하여 적용하였다. 1, 2차 고유진동수는 베어링의 강성에 따라서 강제모드랑 연성이 되어서 나타나며, 베어링 강성을 적게 선정하면 베어링 위치에서 구속력을 발휘하지 못하고 회전체는 양단 자유 조건과 유사한 고유진동 모드로 진동을 한다. 즉 1차 모드가 강제모드로 나타나게 된다.

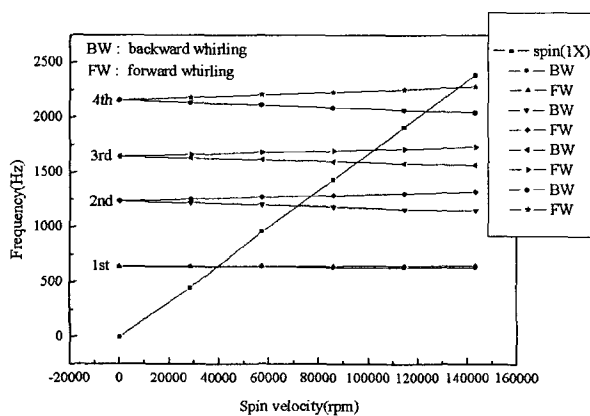


Fig. 9 Campbell diagram

Fig. 9는 Model III의 캠벨선도를 나타낸다. 캠벨선도에서 BW(backward whirling)과 FW(forward whirling)을 나타내었으며, 모두 안정한 상태로 확인되었다. 1차 이외에 2차부터 BW와 FW의 고유진동수가 회전 속도에 따라서 크게 차이가 남을 알 수 있다.

Table 4는 Model III의 캠벨선도로부터 구한 위험속도를 나타내고 있다. 3상 유도전동기 회전축은 구동 회전수가 15,000 rpm인 강성축으로 설계되었으며 정격 15,000 rpm에서는 위험속도를 만나지 않고, 안정하게 구동 할 것으로 생각된다.

Table 4 Critical speed of rotating shaft

Mode	Critical speed(rpm)
backward whirling	38117.1
forward whirling	38449.4
backward whirling	71651.0
forward whirling	76963.2
backward whirling	95354.5
forward whirling	102218.7
backward whirling	123616.1
forward whirling	136445.4

4. 결 론

본 연구에서는 200kW급 15,000 rpm 3상 유도전동기를 설계하였으며, 단품과 조립품에 대한 고유진동수와 모드 형상을 유한요소해석을 통해 구하여 결과를 정리하였다. 베어링 강성에 변화에 따라 회전축의 고유진동 특성에 많은 변화가 있음을 알 수 있었으며 유도전동기 회전축의 위험속도를 구하는 캠벨선도를 이용하여 회전축의 안정성과 위험속도를 제시하였다. 향후 제작을 통해 시뮬레이션 결과를 검증할 것이다.

참 고 문 헌

- (1) 박종포, 2000, "회전기계의 공진회피 및 방지설계," 한국소음진동공학회지, 제 10권, 제 1호, pp. 13~17.
- (2) 김철홍, 류석주, 박종포, 1999, "화력발전용 발전기 공정자 프레임의 모드메개변수 규명," 한국소음진동공학회지, 제 9권, 제 3호, pp. 570~576.
- (3) Jun, O. S. and Kim, J. O., 1999, "Free bending Vibration of a Multi-step Rotor," Journal of Sound and Vibration, 224(4), pp. 625~642.
- (4) Yang, B. S., Oh, S. K. and Iwatsubo, T., 1986, "Effect of Annular Seals on the Stability of Centrifugal Pump Rotors," 대한기계학회논문집, 제 10권, 제 1호, pp. 56~61.
- (5) Murphy, Brain, T., 1993, "Improved Rotor Dynamic Unbalance Response Calculations Using the Polynomial Method," ASME, Vibration of Rotating Systems, DE-Vol. 60, pp. 35~42.