

농형유도전동기의 회전자바에 미치는 열응력, 원심력 및 전자력의 영향 연구

이양수^{1, 2}, 이학용³, 한송엽⁴, 김근웅⁵, 윤종학⁶, 이정일⁷, 권중록⁸
 서울대 공학연구소¹, 서울대 전기공학부², 한국철도차량(주) 중앙연구소³, 현대중공업 마복리연구소⁴

Thermal, Centrifugal and Electromagnetic Effect on the Rotor Bar of the Cage Induction Motor

Y. Lee¹, H. Y. Lee², S. Y. Hahn³, K. W. Kim⁴, J. H. Yoon⁵, J. I. Lee⁶, J. L. Kwon⁷
 RIES¹, Seoul National University², Korea Rolling Stock Co.³, Hyundai Heavy Industry Inc.,Ltd.⁴

Abstract - This paper deals with the effect on the stress and deformation of the rotor bar of a cage induction motor by the thermal stress, centrifugal force and electromagnetic force. We use both the thermal network method(TNM) and the finite element method(FEM) to analyze the temperature and stress of the rotor.

1. 서 론

농형유도전동기의 회전자바는 여러 가지 힘에 의해 응력을 받게 되는데, 이 응력이 지나치게 되면, 회전자의 강도가 약화될 뿐만 아니라 심지어 파괴되기도 한다. 회전자바의 응력에 관련된 원인으로서는 온도상승에 의한 열응력, 회전자의 회전에 의한 원심력, 그리고 교번자장에 의한 전자력을 들 수 있다. 이 중에서 온도상승에 의한 열응력은 회전자의 열적팽창과 수축을 수반하게 되어 기계적 변형을 일으킨다. 회전자의 회전에 의해서는 회전자바가 슬롯입구방향으로 힘을 받게 되고 결국 치의 끝 부분에 응력을 발생시키게 된다. 이 두가지 힘은 회전하는 동안 지속적으로 한 방향으로 가해지게 된다. 회전자바에 흐르는 전류에 의해 발생하는 전자력은 회전하는 동안 주기적으로 발생하는 힘으로 만일 이 힘이 크다면 회전자바는 반복된 힘에 의한 응력을 받게 된다. 최종적으로는 이들 세가지 힘에 의한 영향을 모두 고려하는 것이 본 논문의 목적이 된다.

열응력계산을 위한 회전자의 온도분포계산은 3차원 유한요소법을 사용하였고, 해석모델로는 1100kW급 고속전철용 건인유도전동기를 고려하였다.

2. 본 론

2.1 열응력에 의한 영향

건인전동기 회전자의 열응력해석이나 변형해석을 위해서는 회전자의 상세한 온도분포해석이 요구된다. 상세한 온도분포를 얻기 위해 만일 유한요소법을 전동기 전체에 대해 적용한다면 여러 가지로 어려운 문제에 접하게 된다. 우선 컴퓨터 메모리용량과 계산시간이 상당히 요구된다. 또한 해석모델이 조금만 변하더라도 처음부터 다시 복잡한 전처리과정을 수행해야 하는 어려움이 있다. 그래서 우리가 관심이 있는 회전자부분은 최대한 상세히 해석하고, 관심이 비교적 덜한 부분은 비교적 간략히 해석을 하는 편이 바람직하다고 볼 수 있다. 즉, 유도전동기의 온도해석을 함에 있어서 회전자부분은 유한요소법(Finite Element Method, FEM)을 적용하였고, 회전자를 제외한 부분은 열회로망법(Thermal Network Method, TNM)을 적용한 일종의 혼합방법을 사용하였으며, 이에 해당하는 해석영역은 그림 1에 나타내었다. 그림 2는 유한요소해석을 위한 3차원 계산모델이다. 그림에서 s1은 회전자철심과 회전자축의 경계면이고, p1은 회전자바의 표면, p2는 통풍구중에서 큰 쪽의 중심

을 지나서 좌표계 원점을 통과하는 평면이다. h1, h2는 각각 작고 큰 통풍구를 의미한다.

그림 3은 온도해석의 흐름도를 나타낸 것으로 냉각공기의 온도수렴과 도체의 온도수렴을 위한 두가지 반복계산과정이 포함되어 있다.

직교좌표계에서 미소검사체에 대한 에너지보존으로부터 다음과 같은 전도에 대한 3차원 정상상태 열확산 방정식을 얻을 수 있다.

$$\frac{\partial}{\partial x}(\lambda_x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y}(\lambda_y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z}(\lambda_z \frac{\partial T}{\partial z}) = -q \quad (1)$$

여기서, $\lambda_x, \lambda_y, \lambda_z$ [W/m·K]는 x,y,z 각 방향으로의 열전도계수, T[K]는 온도, Q [W/m3]는 단위체적당 열발생율이다.

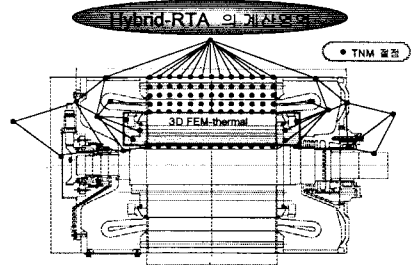


그림 1. 전동기의 온도해석영역

본 연구에서 사용한 온도해석 경계조건은 첫째, 경계면 S1에서 온도일정조건이다. 즉,

$$S_1: T = T_0 \quad (2)$$

두 번째는 경계를 통한 대류열전달경계조건이다. 즉, 경계면 S2에 대해서

$$S_2: -(\lambda \frac{\partial T}{\partial x} + \lambda \frac{\partial T}{\partial y} + \lambda \frac{\partial T}{\partial z}) = \alpha(T - T_0) \quad (3)$$

이다. 여기서, α [W/m²k]는 대류열전달계수이다. 식(1)에 대해 잘 알려진 Galerkin법에 의해 정식화 과정을 수행하였다. 표 1은 해석전동기의 사양이다.

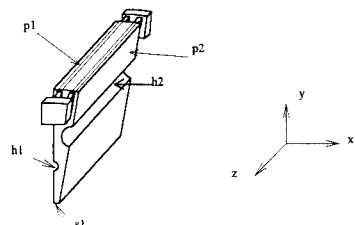


그림 2. 유한요소해석을 위한 3차원 계산 모델

그림 4(a)는 유한요소법에 의한 온도해석의 결과를 보여주고 있다. 회전자바의 종단면의 등온선을 그린 것인데, 그림에서 최고온도는 좌측 중앙지점, 즉 전체길이의 25%지점에 존재하고 있다. 현재 냉각공기는 우측에서 유입되어 좌측으로 유출되고 있다. 동일한 z축상에서도 윗표면쪽이 조금 온도가 더 높게 나타나고 있는 것은 열이 회전자 철심쪽으로 이동하려는 경향이 공극쪽보다 더 강하다는 것을 의미한다. 양쪽 엔드링에서의 패턴도 물리적으로 타당한 모습을 보여주고 있다. 그림 4(b)는 회전자바 횡단면에서의 등온선 분포이다. 회전자바근처 고온부에서 측근처의 저온부로 열이 이동하고 있는 것을 잘 보여주고 있다. 냉각통풍구로도 대류에 의해 열이 이동하고 있는 것을 알 수 있고, 대부분의 열은 축으로 직접 전도에 의해 전달되고 있음을 보여준다.

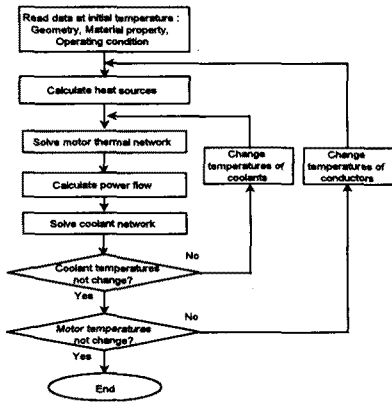
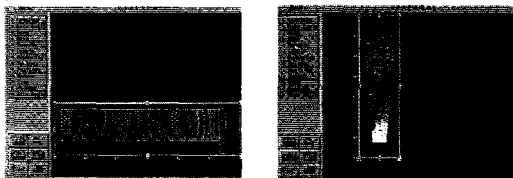


그림 3. 온도해석 흐름도

표 1. 해석전동기의 사양

출력 (kW)	1100
전압 (V)	2180
주파수 (Hz)	143
고정자 외경/내경 (mm)	670/400
통풍구 수 (고정자/회전자)	56/32
철심 적층길이 (mm)	430



(a) 종단면 (b) 횡단면
그림 4. 회전자바 단면에서의 등온선 분포

온도상승에 의해 변형이 일어나고 그 물질에는 일정부분의 변위가 생길 수 있다. 변위를 구하기 위한 지배방정식은 다음과 같다.

$$[K]\{\delta\} = \{f\} \quad (4)$$

여기서, $[K]$ 는 강성 행렬, $\{\delta\}$ 는 변위 벡터, $\{f\}$ 는 응력원 벡터이다.

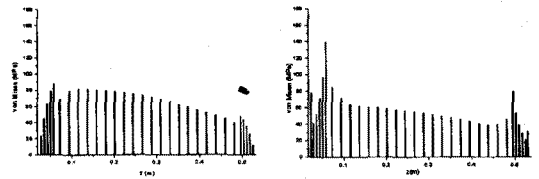
이 때, 응력, 변위 및 변형률의 관계는 다음과 같다.

$$[\sigma] = [D]\{[B]\{\delta\} - \{\epsilon_0\}\} \quad (5)$$

열응력이란 열적인 요인에 의해, 즉, 온도상승에 의해 물질이 받는 응력을 말한다. 열응력을 구하기 위해서는 먼저 각 요소에서의 온도상승이 계산되어야 한다. 본 연

구에서 도입한 요소의 형태는 사면체요소이고, 온도 계산시에는 절점이 4개인 1차요소를 사용하였고, 응력 계산시에는 절점이 10개인 2차요소를 사용하였다.

그림 5(a)는 회전자바 윗표면과 바닥면에서의 열응력 분포를 나타낸 것이다. 온도가 높은 쪽이 응력도 크게 나타나고 있으며, 특이한 점은 노출된 바와 슬롯내부의 바가 만나는 경계점에서 최대 응력이 발생하고 있다는 것이다. 최대 응력의 크기는 약 80MPa이고, 엔드링쪽으로 갈수록 바의 윗면에 가해지는 응력은 감소하고 있다. 그림 5(b)는 회전자바의 바닥면에서의 응력분포이다. 윗면의 경우와 마찬가지로 냉각공기 출구쪽의 노출된 바와 슬롯내의 바 경계면이 최대응력이 발생하고 있으며 이 곳은 전동기 회전자 전체중에서 가장 큰 지점이기도 하다. 응력의 크기도 약 140MPa로서 주위의 다른 응력보다 특히 약 2배이상이다. 따라서 바의 바닥면은 열응력에 의해 회전자 중에서 가장 주의깊게 기계적인 고려가 뒤따라야 할 것으로 생각된다. 냉각공기 입구 측도 마찬가지로 약 90MPa로서 다른 곳에 비해 꽤 큰 응력이 나타나고 있다. 회전자바에 있어서 응력의 집중 현상을 줄이는 대책이 중요한 사항이 되고 있음을 이들을 통해 알 수 있다. 그림 6은 회전자바의 열적인 변형을 종단면에서 그린 것이다. 변형량은 10배 확대된 것으로 최대 변형량은 $0.32\text{mm} = 320\mu\text{m}$ 이고, 최대 지점은 냉각공기 출구측 엔드링이다. 냉각공기가 우측에서 유입되어 좌측으로 유출되므로 바의 온도도 좌측이 더 높고, 따라서, 변형량도 좌측이 더 크다. 회전자바는 전체적으로 반경방향쪽으로 팽창하고 있으며, 또한 축방향 양쪽으로도 팽창하고 있음을 알 수 있다. 이는 회전자철심도 마찬가지로 같은 방향으로 어느 정도 팽창하고 있음을 반증하는 셈이다.



(a) 윗표면 (b) 바닥면
그림 5. 회전자바에서의 열응력분포

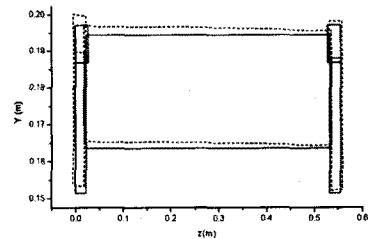
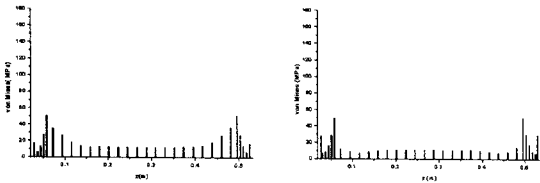


그림 6. 열응력에 의한 회전자바의 변형 (10배 확대, 실선: 변형이전, 점선: 변형이후)

2.2 원심력과 전자기력에 의한 영향

회전자의 각종 치수, 물성치와 회전속도를 알면 회전자바에 미치는 원심력은 쉽게 계산할 수 있으므로, 여기서 상세한 수식 전개과정은 생략하고 결과만 소개하기로 한다. 그림 7(a)는 원심력에 의한 회전자바 윗표면에서의 응력분포이다. 전체적으로 응력의 크기는 고른 편이나, 노출된 바와 슬롯내의 바의 경계부근이 크기 48MPa 정도의 최대응력이 집중되는 위치임을 알 수 있다. 역시 이 부분이 기계적으로 가장 문제가 된다는 사실을 알 수 있다. 좌우 대칭으로 응력이 나타나는 것은 회전자가 기계적으로 좌우 대칭이므로 원심력의 영향이 대칭으로 미치기 때문이다. 그림 7(b)는 회전자바의 바닥면 응력분

포이다. 역시 전체적으로 열응력에 비하면 크기가 상대적으로 작은 편이다. 최대 응력위치는 동일한 부분임을 알 수 있다. 그림 8은 원심력에 의한 회전자바의 변형을 30배 확대하여 나타낸 것이다. 최대변형이 존재하는 엔드링부분의 변형량은 $0.08\text{mm} = 80\mu\text{m}$ 이다. 변형 역시 좌우 대칭으로 나타나고 있으며 중심근처에서는 거의 변형이 일어나지 않음을 볼 수 있다. 좌우 끝 부분은 공기중에 노출되어 회전하기 때문에 원심력에 의한 응력집중문제를 잘 고려해야 할 필요가 있겠다. 그림 9는 해석 모델에 대해 2차원 전자장 유한요소해석을 수행한 결과 전자력의 분포를 나타낸 것이다. 바의 내부에서 힘의 방향은 축중심으로 향하는 경우가 가장 지배적이다. 결국 전자력은 의한 힘의 방향은 열응력과 원심력에 의한 응력과는 서로 반대 방향이 된다. 계산 결과 전자력에 의한 수축변형은 $0.03\mu\text{m}$ 정도로 아주 무시할 만하다. 이 값은 원심력에 의한 변형량에 비하면 1%도 안되는 정도이므로 전자력효과는 무시가능하다.



(a) 윗표면 (b) 바닥면

그림 7. 원심력에 의한 회전자바에서의 응력분포

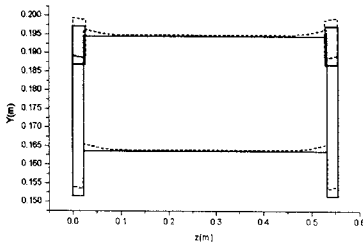


그림 8. 원심력에 의한 회전자바의 변형 (10배 확대, 실선: 변형이전, 점선: 변형이후)

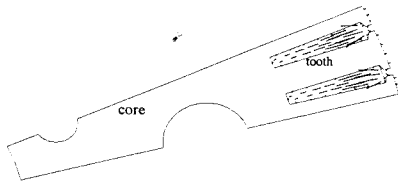
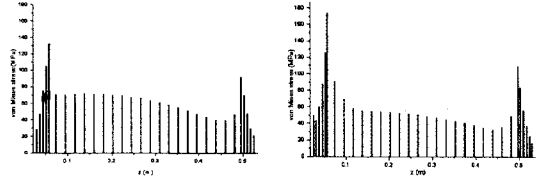


그림 9. 회전자바단면에서의 전자력 분포

2.3 열응력, 원심력 및 전자력 전체에 의한 영향

그림 10(a)는 세가지 응력요인에 의한 회전자바 윗표면에서의 Von Mises 응력 분포를 나타낸 것이다. 전체적인 패턴은 열응력만에 의한 분포와 비슷하나 원심력에 의한 영향 때문에 응력집중이 더 심해졌다는 것을 알 수 있다. 최대 응력이 약 130MPa로서 원심력에 의해 더해진 응력의 크기는 약 50MPa정도 된다. 그림 10(b)는 세가지 응력에 의한 회전자바 바닥면에서의 Von Mises 응력 분포를 나타낸 것으로, 역시 열응력에 원심력에 의한 영향이 더해져서 약 30MPa정도 증가한 175MPa정도의 최대응력 상태를 보이고 있다. 그림 11은 세가지 응력에 의한 변형을 나타내고 있는데 최대 변형의 크기는 약 $0.4\text{mm} = 400\mu\text{m}$ 정도이다. 이는 열응력만에 의한 최대변형크기인 $320\mu\text{m}$ 보다 약 $80\mu\text{m}$ 더 늘어난 결과이다. 전체적인 변형패턴은 열응력만의 결과와 매우 유사하다. 전체적으로 가장 큰 영

향을 주는 원인은 온도상승에 의한 열응력이다. 여기에 원심력에 의한 기계적 응력도 어느 정도 비율을 차지하고 있음을 알 수 있다. 또, 전자력은 응력이나 변형에 거의 영향을 주지 않음을 알 수 있다. 열응력과 원심력의 비율을 계산해 보면 최대 응력크기는 약 3:1 정도, 변형량에는 약 4:1 비율을 차지하고 있다.



(a) 윗표면 (b) 바닥면

그림 10. 세가지 응력원인에 의한 회전자바에서의 응력분포

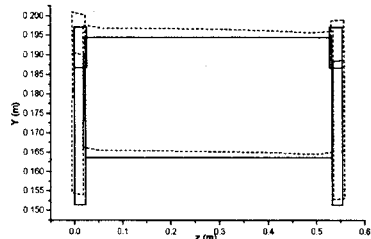


그림 11. 세가지 응력원인에 의한 회전자바의 변형 (10배 확대, 실선: 변형이전, 점선: 변형이후)

3. 결 론

3차원 유한요소법에 의하여 농형유도전동기의 회전자바에 미치는 응력을 수치해석하였다. 응력의 세가지 요인중에서 열응력의 영향이 가장 컸으며, 전자력의 영향은 거의 무시할 만하였다. 응력이 최대로 집중되는 위치는 회전자바의 노출부와 슬롯부의 경계지점으로, 특히 바닥면부분에 가장 큰 응력집중이 일어나고 있음을 알 수 있었다.

[참 고 문 헌]

- [1] Yangsoo Lee, etc. "Thermal Analysis of Induction Motor with Forced Cooling Channels", *COMPUMAG-99*, Vol.1, pp.114~115, 1999
- [2] Yuangjiang Liu, etc. "3D Thermal Stress Analysis of the Rotor of an Induction Motor", *COMPUMAG-99*, Vol.2, pp.582~583, 1999
- [3] Yangsoo Lee, etc. "Thermal Modelling and Experiment of an Induction Motor with Axial Cooling Channels in Stator and Rotor Core", *ICEE'98*, Vol.1, pp.261-264, 1998
- [4] T.Jokinen, J.Saari, "Modelling of the coolant flow with heat flow controlled temperature sources in thermal networks," *IEE, Proc.-Electr. Power Appl.*, Vol.144, No.5, Sep. 1997,
- [5] Yangsoo Lee, etc. "Temperature Analysis of Induction Motor with Distributed Heat Sources by Finite Element Method", *IEEE Trans-Mag*, Vol.33, No.2, pp.1718-1721, Mar. 1997
- [6] 윤명근, 고상근, 이양수, 한승엽, "전체형 유도전동기의 온도분포에 관한 수치 및 실험적 해석," *대한기계학회논문집(B)*, 제 21권 제 3호, pp.457~473, 1997
- [7] Incropera and De witt, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, John Wiley & Sons, 1990
- [8] S.V. Patankar, *Numerical Heat Transfer and Fluid Flow*, Hemisphere Publishing Corporation, 1980
- [9] Carl Gazley, JR., "Heat-Transfer Characteristics of the Rotational and Axial Flow Between Concentric Cylinders," *Trans. of the ASME*, pp.79-90, Jan. 1958