

견인전동기의 농형 구조 안전성 평가

홍 단 비* · 정 춘 상**

Evaluation of Structural Integrity in the Squirrel Cage of Traction Motor

Danbi Hong and Choon Sahng Cheong

Key Words : Squirrel Cage(농형 구조), Traction Motor(견인 전동기), Stress Analysis(응력해석), Finite Element Method(유한요소법), Structural Integrity(구조 안전성)

Abstract

Many techniques have been developed to evaluate the structural integrity for the traction motor with squirrel cage. However, the former approaches are not appropriate to our problems and there is no reliable specification for evaluation of squirrel cage motor. In this study, an improved boundary condition and the criteria for evaluation are proposed. Using 3-dimensional solid element, finite element model is generated. The number of meshes can be reduced by considering the symmetry of geometry. Stress analyses are carried out for three types of traction motors.

기호설명

E	: 영률
ν	: 프와송비
ρ	: 밀도
α	: 열팽창계수
σ_T	: 열팽창에 의한 응력
σ_{CEN}	: 원심력에 의한 응력

1. 서 론

유도 전동기는 전기적 에너지를 기계적 에너지로 바꾸어 주는 에너지 변환장치로 회전자의 구조에 따라 크게 권선형 전동기와 농형 전동기로 분류된다. 이중 농형 구조의 유도 전동기는 구조가 간단하고 견고하며 정류자와 브러쉬 등이 없어서 유지 보수가 편리하다는 장점 때문에 산업용 구동 장치에 널리 사용되고 있다. 지하철이나 고속전철 등의 주 추진기관으로서 사용되는 견인 전동기는 부분적인 결함이 연속적인 운행의 보장과 승객의

안전에 미치는 영향이 크므로 설계시 구조적 안전성과 내구성을 정확하게 평가할 수 있는 해석기술이 필요하다.

이제까지 이러한 농형 구조의 응력해석을 위해 철심의 강성과 변형을 고려한 보와 링 모델, 슬롯 외부의 로터바 부분만을 고려하는 3 차원 유한요소 모델 등의 근사모델이 제안되었고⁽¹⁾, 작용하중으로 원심력, 열팽창으로 인한 하중, 전자기력, 진동 등이 고려되었다⁽¹⁻⁶⁾. 그러나 전자의 경우 철심의 강성을 정확하게 모를 경우 해석결과의 오차가 커지고, 후자의 경우 로터바 끝단의 고정된 경계조건으로 인해 응력이 실제보다 과도하게 평가되는 단점이 있다. 무엇보다도 중요한 것은 아직까지 농형 구조의 응력 해석결과를 평가할 수 있는 공식규격이 없다는 점이다.

따라서 본 연구에서는 기존의 해석모델이 갖는 단점을 보완하기 위해 개선된 경계조건을 제안하였고, AISC ASD(Allowable Stress Design) 규정⁽⁷⁻⁸⁾을 이용하여 농형 구조의 안전성을 평가할 수 있는 기준을 제시하였다. 이를 적용하여 210 kW 지하철용 견인전동기와 1100 kW 고속전철용 견인전동기에 대한 3 차원 유한요소해석을 수행하였다. 하중조건으로는 회전에 의한 원심력과 열팽창에

* 정희원, 현대중공업 선박해양연구소

** 현대중공업 선박해양연구소

의한 하중을 고려하였다. 마지막으로 실제 파손이 발생한 농형 전동기에 대한 구조 안전성 평가를 수행하여 제안한 방법의 타당성을 검증하였다.

2. 유한요소모델

2.1 견인전동기의 농형 구조

일반적으로 농형 구조는 철심(Core), 로터바(Rotor Bar), 엔드링(End Ring), 슈링크링(Shrink Ring)으로 구성된다. 규소강판을 적층하여 만든 철심에 원주방향의 일정간격으로 슬롯을 만들고 로터바를 끼운 다음 로터바의 끝단을 엔드링에 용접하여 제작한다. 슈링크링은 엔드링의 팽창을 억제하기 위해 엔드링 위에 열박음한다. 그러나 경우에 따라 슈링크링이 없는 농형 전동기도 있다. Fig.1 은 조립된 농형 전동기의 회전자의 모습이다.

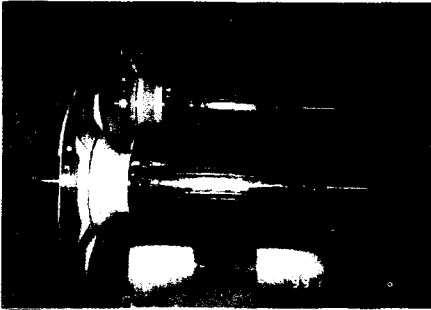


Fig.1 Rotor of Squirrel Cage Traction Motor

Fig.2 는 슈링크링이 없는 농형 전동기의 회전자에 대한 3 차원 유한요소모델이며 농형 전동기의 길이방향으로 절반만 모델링한 것을 보여준다.

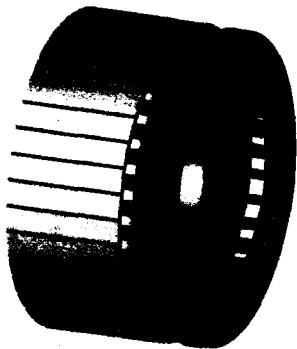


Fig.2 Half Model of Squirrel Cage

2.2 해석모델과 경계조건

기존에는 슬롯 내부에 삽입되어 있는 로터바 부분을 고려하지 않은 유한요소 모델을 사용하였다. 그 결과 슬롯 바깥쪽으로 짧게 드러나 있는 로터바만 모델링하고 철심쪽 끝단은 고정된 경계조건을 사용하여 응력이 실제보다 과대평가되는 단점이 있었다. 따라서 본 연구에서는 Fig.3 과 같은 경계조건을 도입하였다.

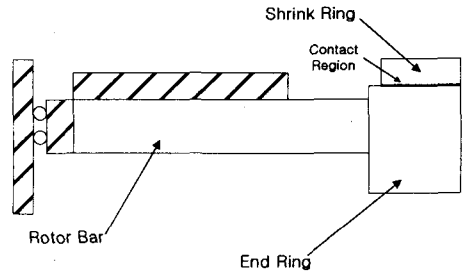


Fig.3 Applied Boundary Conditions.

로터바는 양끝단에 엔드링이 용접된 대칭형상이므로 길이방향으로 절반만 모델링하고 대칭면에서는 면내의 자유도만 허용하였다. 슬롯에 삽입되어 있는 로터바 부분은 회전시 원심력에 의해 한 면이 밀착되므로 철심내부에 반경방향으로 구속된 경계조건을 부여하였다. 엔드링 단면은 면의 수직방향으로는 변형이 없기 때문에 면내 거동만 허용하였다. 그리고 슈링크링이 있는 경우에는 열박음된 양만큼을 고려하여 접촉경계조건을 적용하였다.

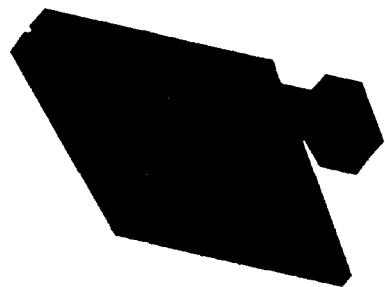


Fig.4 Reduced Model of Squirrel Cage

위에서 제시한 경계조건과 함께 철심과 로터바 형상의 주기적인 대칭성(Cyclic Symmetry)을 고려하면 해석에 필요한 모델은 Fig.4 와 같이 축약될 수 있으며, 철심부분은 적절한 경계조건을 적용하여 생략하면 결국 로터바와 엔드링, 슈링크링만의 유한요소 모델이 구성된다.

3. 해석결과

3.1 지하철용 210 kW 견인전동기

당사에서는 210 kW 지하철용 견인전동기의 시제품을 개발하여 시운전한 후 다소 높은 응력이 발생하여 농형 구조의 설계 변경안을 작성하였다. 3 차원 유한요소모델을 이용한 응력해석을 수행하여 설계 변경에 대한 타당성을 조사하였다. 해석에 사용된 운전조건은 회전속도가 2220 RPM, 로터바의 온도가 114°C, 엔드링의 온도가 111°C 이다. 로터바와 엔드링의 재질에 대한 물성치는 Table 1 과 같다.

Table 1 Material Properties of Rotor Bar and End Ring

	Rotor Bar	End Ring
E	120 GPa	117 GPa
ν	0.3	0.3
ρ	8.898 Mg/m ³	8.898 Mg/m ³
α	$1.9 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$	$1.9 \times 10^{-6}/^{\circ}\text{C}$

Fig.5 ~ Fig.7 는 각 하중에 따른 응력분포를 보여주고 있으며, 모든 경우에서 로터바와 철심의 접촉이 시작되는 경계에서 최대 응력이 발생함을 알 수 있다. 또한 열팽창에 의한 하중이 지배적임을 확인할 수 있었다. 설계변경 전후의 최대응력 비교 결과는 Table 2 와 같으며, 원심력과 열팽창에 의한 하중이 동시에 적용된 경우 설계변경 후 최대응력은 226 MPa 에서 176 MPa 로 약 22% 감소하였다.

견인전동기 농형 설계 변경안의 특징은 로터바의 형상에 있다. 응력해석 결과그림에서 볼 수 있는 바와 같이 엔드링의 외경쪽에 가까운 로터바 상부를 1mm 가공하였다. 이것은 엔드링의 열팽창에 의해 로터바에 작용되는 굽힘력에 의한 모멘트를 감소시키기 위한 설계이다. 즉 엔드링에 가까운 로터바의 일부분을 가공하여 로터바와 철심의 접촉이 시작되는 부분을 슬롯 안쪽으로 함으로써 로터바의 유효길이를 길게 하고 농형 구조에 걸리는 응력을 감소시키기 위한 것이다.

AISC 규정을 따르면 전단응력의 경우 항복 응력의 40%이내, 굽힘 응력의 경우 항복 응력의 60% ~ 75%가 허용 응력이며, 등가 응력은 이보다는 약간 큰 값을 허용 응력으로 한다. 따라서 본 해석

에서의 최대응력은 항복응력의 46% 수준이므로 AISC 규격을 만족하였다

Table 2 Comparison of Maximum Stresses

	Update	Baseline	Ratio
σ_T	154 MPa	216 MPa	0.713
σ_{CEN}	11.8 MPa	11.8 MPa	1.000
$\sigma_T + \sigma_{CEN}$	176 MPa	226 MPa	0.779

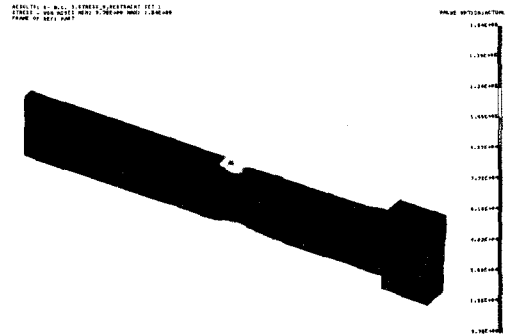


Fig.5 Stress Distribution due to Thermal Load

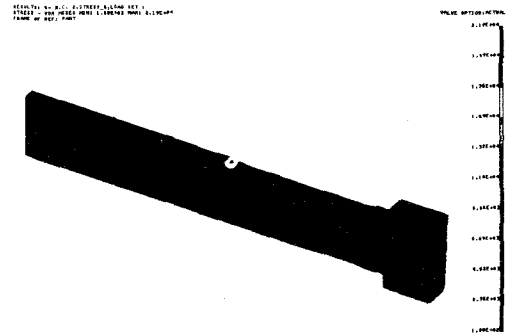


Fig.6 Stress Distribution due to Centrifugal Load

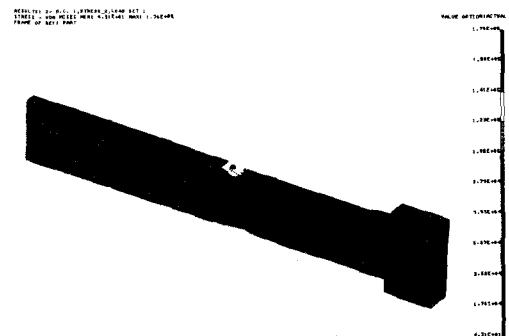


Fig.7 Stress Distribution due to Thermal and Centrifugal Loads

3.2 고속전철용 1100 kW 견인전동기 응력해석

현재 당사에서 개발중인 1100 kW 급 고속전철용 견인전동기의 농형 구조 안전성을 평가하였다. 운전조건은 회전속도가 4300 RPM 이며, 온도가 120°C 이다. 지하철용 견인전동기에 비해 회전속도가 높기 때문에 원심력에 의한 하중이 상대적으로 중요한 특징이 있다.

Table 3 에서는 원심력과 열팽창에 의한 하중이 동시에 작용할 때 각 부품에서 발생하는 최대응력과 항복응력을 비교하였고, Fig.8 ~ Fig.10 은 응력 분포를 보여주고 있다.

Table 3 Comparison of Maximum Stresses

	Maximum	Yield	Ratio
σ_{BAR}	330 MPa	380 MPa	0.868
σ_{END}	70.8 MPa	380 MPa	0.186
σ_{SHRINK}	244 MPa	410 MPa	0.595

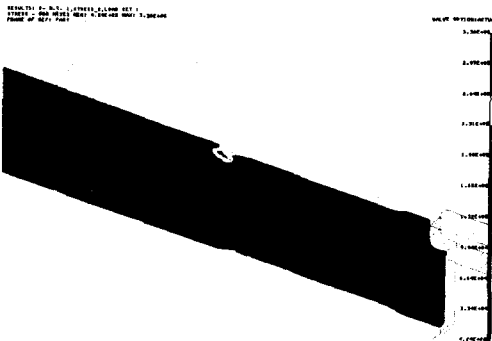


Fig.8 Stress Distribution of Rotor Bar under Combination Load

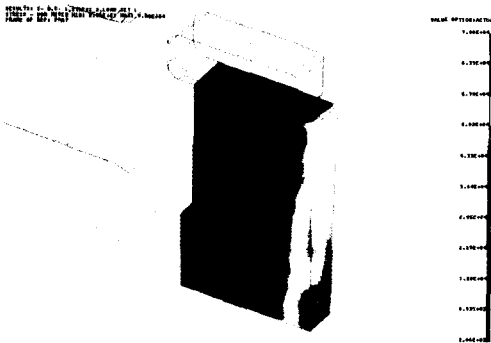


Fig.9 Stress Distribution of End Ring under Combination Load

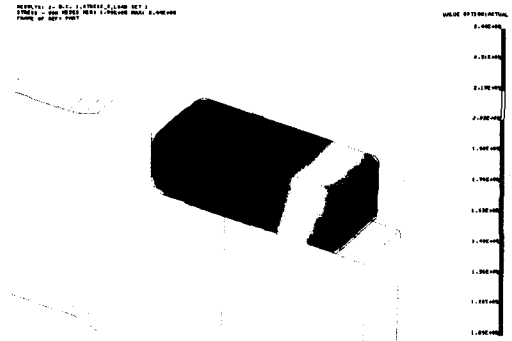


Fig.10 Stress Distribution of Shrink Ring under Combination Load

Table 3 에 의하면 로터바, 엔드링, 슈링크링에 발생하는 최대응력은 각각 330 MPa, 70.8 MPa, 244 MPa 이다. 엔드링에서의 응력수준은 항복응력의 약 19%수준으로 다른 부품들에 비해 상대적으로 낮게 나타나고 있다. 최대응력은 로터바에서 발생하고 있으며, 고속회전에 의한 원심력과 링의 열팽창에 의한 굽힘응력이 주원인이라 할 수 있다. 로터바에서의 최대응력은 330 MPa 인데, 이것은 항복응력인 380 MPa 의 약 87% 수준으로 AISC 최대허용응력(항복응력의 75%)을 고려해 보더라도 안전한 조건이라고 볼 수 없다. 따라서 최대응력을 감소시킬 수 있는 방안으로 로터바의 곡면가공부의 반경을 기존의 8mm 에서 20mm 로 증가시켜 해석을 수행하였다. Fig.11 에서 보는 것처럼 로터바에 걸리는 최대응력이 330 MPa 에서 242 MPa 로 23%만큼 감소함을 알 수 있었다. 하지만 이 값은 항복응력의 64%로 AISC 최대 허용응력 수준인 항복응력의 75%내 수준을 만족하고 있지만 좀 더 엄격한 기준을 적용한다면 항복응력의 60%는 초과한 것을 알 수 있다.

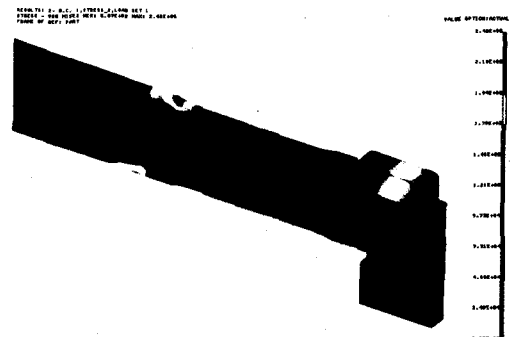


Fig.11 Stress Distribution under Combination Load (R=20mm)

4. 구조안전성 평가

본 연구에서 제시한 모델기법의 타당성을 검토하기 위해 실제 운전중 파손된 농형 전동기에 대해 앞절에서 제시한 방법으로 안전성 평가를 수행하였다. 본 해석대상 전동기의 용량은 2100 HP이며 운전 중에 농형 구조에 결함이 발생하였다. 농형 구조 전체는 접시형으로 변형이 발생하였으며, 또한 엔드링에 작은 크랙이 발견되었다. 농형 구조의 형상은 Fig.12 와 같다.

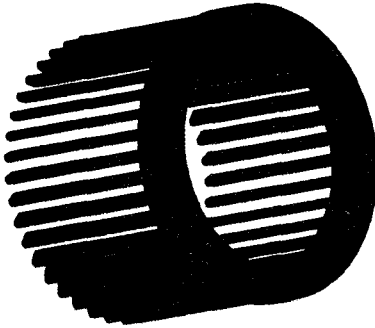


Fig.12 Squirrel Cage Shape of 2100HP Electric Motor in Nuclear Power Plant

운전조건은 회전속도가 3600 RPM, 로터바의 온도가 120°C, 엔드링의 온도가 150°C 이다. Fig.13 과 Fig.14 를 비교해볼 때 열팽창에 의한 응력의 최대값은 291 MPa 이고, 원심력에 의한 최대값은 304 MPa 로서 당해 농형 구조는 열팽창보다는 원심력에 의한 응력이 더 크게 나타남을 알 수 있다. Fig.15 는 원심력과 열팽창에 의한 하중이 동시에 작용할 때 응력을 표시한 것인데 최대 응력은 382 MPa 이며, 로터바에서 발생하고 있다.

Fig.17~ Fig.19 는 로터바, 엔드링, 슈링크링의 응력분포를 보여주고 있는데, 최대값은 각각 382 MPa, 152 MPa, 373 MPa 이다. 로터바의 경우는 계산한 값이 항복응력 이상이며, 엔드링의 경우 항복 응력의 73%, 슈링크링의 경우 91%이다. 본 해석에서 철심의 연성을 무시하고 로터바와 철심의 접촉부분을 고정된 것으로 경계조건을 설정하였기 때문에 로터바에서 실제보다 다소 큰 응력이 계산될 수 있다는 점을 감안하더라도 안전율까지 고려한다면 구조적으로 안전한 상태라고 할 수 없다. 따라서 본 전동기는 해석결과에서 나타난 바와 같이 로터바와 슈링크링의 높은 응력에 의해서 파손되었다고 판단된다. 이를 해결하기 위해서는 설계변경후 재해석을 수행하여 안전성을 검토하여야 한다.

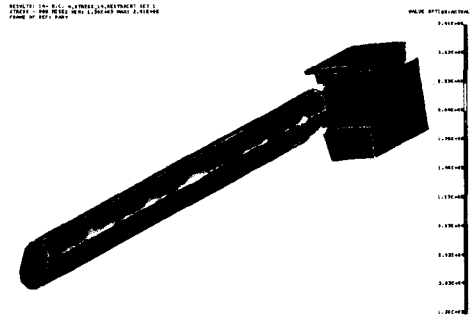


Fig.13 Stress Distribution due to Thermal Load

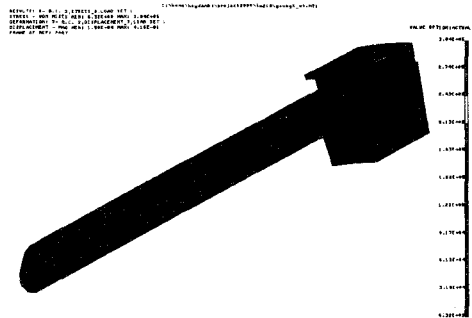


Fig.14 Stress Distribution due to Centrifugal Load

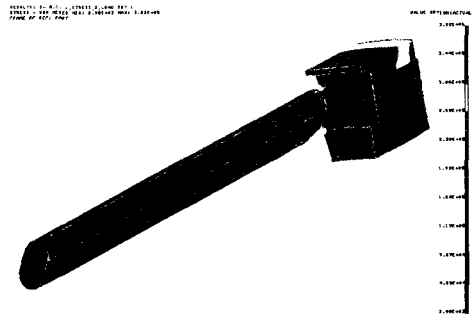


Fig.15 Stress Distribution due to Thermal and Centrifugal Loads

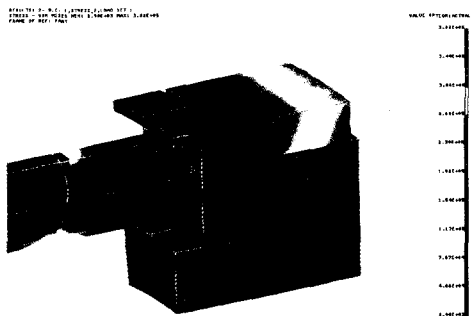


Fig.16 Detail View of Stress Distribution in Fig. 15

5. 결론

본 연구에서는 농형 구조를 갖는 유도 전동기의 안전성 평가를 위한 유한요소기법을 제시하였으며 해석결과를 AISC 규정에 따라 평가하였다. 또 제안된 방법의 타당성을 검토하기 위해 실제 운전중 파손된 농형 전동기를 대상으로 안전성 평가를 수행하였다.

해석결과에 의하면 최대응력이 항복응력의 60% 이하로 설계하는 것이 안전성을 확보하는 기준이 된다고 판단되며, 앞으로도 유사한 농형 전동기 개발시 유용하게 활용될 수 있을 것으로 예상된다.

보다 엄격하고 신뢰도 높은 농형 구조의 평가 기준을 확보하기 위해서는 피로하중이나 동특성을 고려한 연구가 필요하다.

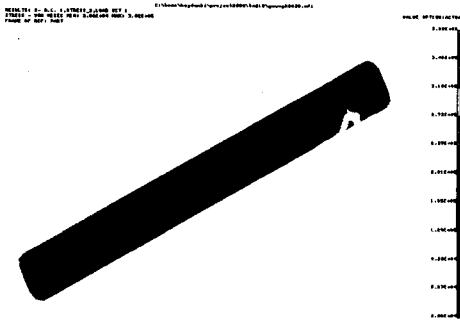


Fig.17 Stress Distribution of Rotor Bar due to Thermal and Centrifugal Loads

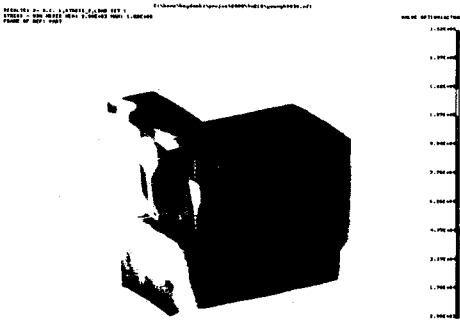


Fig.18 Stress Distribution of End Ring due to Thermal and Centrifugal Loads

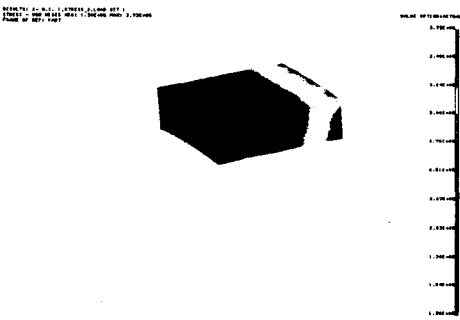


Fig.19 Stress Distribution of Shrink Ring due to Thermal and Centrifugal Loads

참고문헌

- (1) Tokaku, S., Tamura, A., (1978), "An Analytical and Experimental Study of Mechanical Stress in High Speed Squirrel Cage Rotors", Mitsubishi Electric Advance, Vol. 5, pp. 3 ~ 5
- (2) Jun, C. and Nicolas, A., (1999), "Analysis of the Mechanical Stresses on a Squirrel Cage Induction Motor by the Finite Element Method", IEEE Trans. on Magnetics. Vol. 35, No. 3, pp.1282 ~ 1285.
- (3) Jun, C. and Nicolas, A., (1998), "Analysis of the Mechanical Stresses on a Squirrel Cage Induction Motor by the Finite Element Method (FEM)", Proceedings of the 8th biennial IEEE Conference on Electromagnetic Field Computation
- (4) Göl, Ö., (1985), "On the Design of Cage Ends in Squirrel Cage Induction Motors", Second International Conference on Electrical Machines-Design and Applications (Conf Pub 1. No. 254) IEE, pp.223 ~ 226.
- (5) Göl, Ö., Kearney, D., (1993), "Stress Analysis in the Cage of an Induction Motor under D.O.L. Starting Conditions", J. of Electrical & Electronics Engineering, Vol.13, No. 2, pp. 81 ~ 87.
- (6) du Preez, H., (1996), "Rotor Bar Breakage and Replacement", Elektron, Vol. 13, No. 6 pp. 18 ~ 19.
- (7) Pilkey, W. D., (1994), Formulas for Stress, Strain, and Structural Matrices, John Wiley & Sons, Inc.
- (8) American Institute of Steel Construction, (1989) Manual of Steel Construction: Allowable Stress Design, PART 5, 9th Edition.