

대용량 알터네이터의 코일덮개 설계

김대원*, 김종수**

Structural Design of a Coil Cover for High Capacity Alternator

Dae Won Kim*, Jong Soo Kim**

ABSTRACT

Recently, High capacity alternator are used for some special equipments in industry. But, several serious problem are occurred, especially, broken coil of rotor, caused by crash with stator on rotating the rotor. Although added coil cover for protect coil of rotor, coil cover is broken. In this study purpose 2 step for corrected that problems. First, three dimensional finite element method for investigate what is most important point. For that purpose, performed stress analysis of coil and coil cover that modeling and finite analysis by ANSYS software. Second, Apply prestress when winding the coil on stator to modify direction of net force. Vector analysis is used for determine corrected prestress. Result of the analysis and prestress are reviewed

Key Words : High Capacity Alternator(대용량 교류 발전기), Coil Cover(코일덮개), Finite Element Analysis(유한요소해석), Prestress(예압),

1. 서론

알터네이터가 원활하게 동작하기 위해서는 회전자의 운동이 고정자에 간섭을 받지 않아야 한다. 하지만 회전자의 축의 중심과 고정자의 축의 중심이 어긋나거나 회전자에 질량중심이 회전축의 중심에 있지 않으면 회전자의 운동시에 회전자와 고정자가 충돌할수 있다. 이렇게 회전자와 고정자가 충돌하게 되면 회전자에 감겨있는 코일이 손상을 받게 되며 이는 곧 알터네이터로서의 수명을 다하게 되는 결과를 초래하게 된다. 이러한 이유로 저속으로 운동하게되는 알터네이터의 경우에는 적당히 축의 중심을 맞추거나 편심을 양을 조절할수 있지만

고속으로 운동하는 대용량 알터네이터의 경우에는 회전자와 고정자의 축의 중심을 정확하게 맞추어야 하며 또한 고속으로 회전하는 알터네이터의 가장 큰 질량체인 철심의 영향으로 인한 축의 휨보다는 코일의 철심에 감겨있는 코일의 변형이 심각하여 늘어난 코일이 직접적으로 고정자의 벽면에 충돌하여 파손되는 현상이 빈번하게 발생하고 있다.⁽¹⁻³⁾ 이러한 현상을 해결하기 위해서 고안된 것이 코일의 외벽을 감싸주는 코일덮개를 씌우는 것이다. 하지만 고속으로 운동하는 회전자의 코일이 코일덮개를 밀어내어 고정자와 코일덮개가 직접 충돌하는 현상이 발생하고 있는 실정이다. 그래서 본 연구에서는 유한요소법을 이용하여 회전자의 운동시에 코일의

2001년 6월 5일 접수

* 남도대학 기계자동차과

*** 한국기계연구원 인체섬유기계그룹

변형이 코일뿔개에 미치는 영향이 어느정도인지를 알아보고 코일뿔개에 미치는 영향을 최소화 할수 있는 방안을 제시할 것이다. 또한 제시된 방법에 의한 결과가 안전한지에 대해서 검토해 보아야 하며 이는 유한요소법을 통하여 응력과 변위를 비교하는 방법을 사용하였다.^(4,6)

2. 코일의 유한요소 해석

2.1 코일의 유한요소모델

Fig. 1은 대용량 알터네이터의 정면 형상을 개략적으로 나타낸 것이다. 코일뿔개는 코일이 감겨있는 형상을 따라 고정자와의 충돌을 방지하기 위하여 4곳에 설치 되어 있다. 코일뿔개의 변위 발생은 코일뿔개 자신의 원심력에 의한 것도 있지만 대부분은 코일의 원심력에 의한 변위에 의해서 반경 방향으로 밀어내는 힘에 의해서 발생하므로 먼저 코일에 대한 해석을 수행한 후 그 결과를 토대로 하중을 가하는 형태를 취하였다. 코일과 코일뿔개는 각각 대칭면을 가지고 있기 때문에 1/2만 모델링하여 해석하였다.

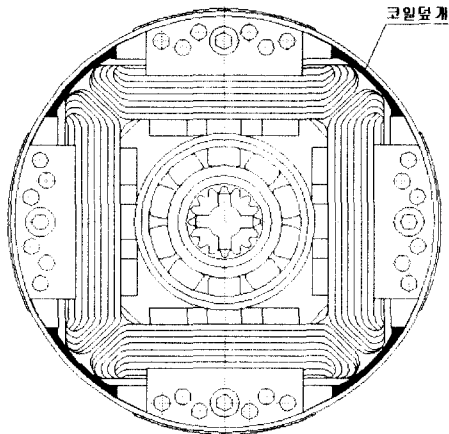


Fig. 1 Schematic drawing of a high capacity alternator

유한요소 해석에 있어 모델의 정확성은 매우 중요하다. 그러나 코일의 유한요소 해석에서는 정확한 모델이 매우 어려우며 설령 정확하게 모델링 하였다고 하더라도 운동시에 일어날 수 있는 모든 조건들을 적용하기는 사실상 불가능하다. 예를 들어

코일들간의 접촉에 의한 간섭에 대한 문제이다. 이는 코일이 감겨있는 형상에 따라 수많은 경우의 수가 있으며 이러한 모든 경우가 제각각 다른 형태의 결과를 나타낼수 있다. 또한 몇개의 표준모델을 정하고 접촉문제를 고려하더라도 코일의 접촉면의 수가 증가함에 따라 모델의 자유도가 기하급수적으로 증가하게 되며 이는 컴퓨터의 용량에 대한 문제에 봉착하게 된다. 그래서 이러한 경우의 문제는 사실상 풀어내기 힘들다고 판단되어 본 논문에서는 코일간의 접촉과 코일이 철심에 감겨있는 형상을 무시하고 코일 전체 체적을 등가 체적으로 환산하여 모델에 적용하였고, 코일이 완전히 균일하게 감겨있다는 가정하에 코일전체의 질량중심에 등가 코일의 질량중심이 동일하게 위치하도록 질량조건을 부여하여 해석을 수행하였다.

Table. 1에 코일의 유한요소 해석에 사용된 데이터를 나타냈다. 이때 사용된 물성치는 해석의 정확성을 기하기 위하여 실제로 대용량 알터네이터에 사용되는 코일을 직접 인장시험을 통해 구한 결과를 사용하였다.

구속조건을 적용함에 있어 코일은 알터네이터의 회전중심에서 일정한 간격을 유지하고 완전히 균일하게 감겨있다는 가정하에 대칭조건을 적용하였다. 이때 코일은 서로 간섭을 받지만 해석에서는 아무런 구속도 적용하지 않았으며 코일의 대칭면에 만 모든 자유도를 구속하였다.

하중조건은 최대 8000rpm을 가하여 해석하였다. 해석에는 상용소프트웨어인 ANSYS 5.5를 사용하였으며 사용된 요소는 8노드 6자유도 육면체 요소인 SOLID73 요소를 사용하였다.

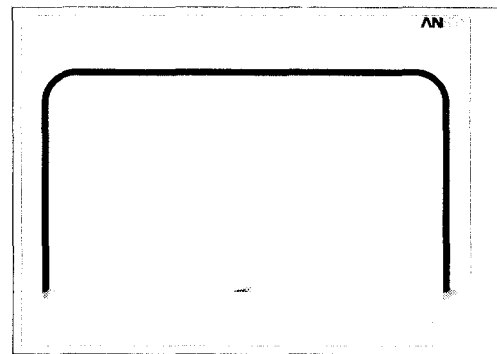


Fig. 2 FE Model of coil

Table 1 FE Model data of coil

Parameters		Data	Units
No. of Nodes		13804	None
No. of Elements		10132	None
Boundary Condition		1/2모델(변대칭)	
Material Properties	Young's Modulus	30283	Mpa
	Poisson's Ratio	0.326	None
	Density	8910	Kg/m^3

2.2 코일의 유한요소 해석결과 및 고찰

Fig. 3은 8000rpm으로 회전시 코일의 응력분포와 최대 변위를 나타낸 그림이다. 이때의 최대 변위는 59.614mm로 나타났고 최대 응력은 1700Mpa이었다. 회전 자유도가 없는 8절점 SOLID45요소를 사용하였을 경우 회전자유도가 있는 SOLID73요소와 비교하였을 때 좀 더 작은 값이 나왔다. 코일의 해석결과에서 관심있게 보아야 할 부분은 응력이 아니라 변위이며 그 결과는 Table. 2와 같다.

Table 2 Max. deflection & stress of coil

구분	변위(mm)	응력(Mpa)	비고
코일	56.614	1700	Inertia

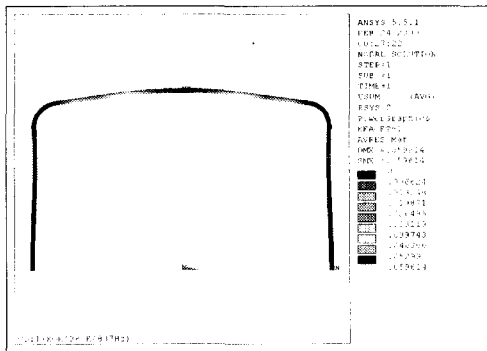


Fig. 3 Deflection of coil

3. 코일덮개의 유한요소 해석

3.1 코일덮개의 유한요소모델

코일덮개는 두가지 부분으로 나누어서 해석을 수행하였다. 첫째는 원심력에 대하여 해석하였고, 둘째는 변형된 코일이 코일덮개를 밀어내는 힘에 대해서 각각 해석하였다. 코일덮개는 Fig. 1에서 보는 것과 같이 변형이 발생한 코일이 고정자에 마찰되어 파손되는 것을 막기 위하여 설치한 것으로 양쪽 끝단부위가 고정자의 홈에 끼어있는 형상을 하고 있다. 이때 철심과 코일덮개는 서로 구속되어 있지만, 코일의 과도한 변형으로 인하여 코일덮개에 영향을 미치게 된다. 그래서 코일덮개는 중심부분부터 서서히 변형이 발생하기 시작하는데 그 영향은 철심과 코일덮개의 고정된 부분이 서서히 벌어지게 된다. 그래서 철심과 코일덮개가 마찰되는 부분은 접촉 요소(Contact Element)를 사용하여 해석을 수행하였다. 그외 구속조건으로는 대칭면에 대한 구속을 추가하였다.

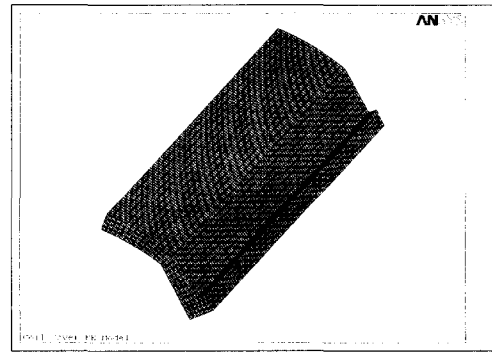


Fig. 4 FE Model of coil cover

Table 3 FE Model data of coil cover

Parameters		Data	Units
No. of Nodes		15150	None
No. of Elements		11600	None
Boundary Condition		1/2모델(변대칭)	
Material Properties	Young's Modulus	57245	Mpa
	Poisson's Ratio	0.326	None
	Density	8905	Kg/m^3

하중조건으로는 원심력(8000rpm)에 대한 해석

과 코일의 해석에서 얻어진 하중을 이용하여 코일 덮개에 직접 가하는 방법을 이용하여 해석을 수행하였다. Fig. 4는 코일덮개의 유한요소모델을 나타내고 있으며 Table. 3은 코일덮개의 유한요소 모델에 사용된 데이터를 나타내고 있다. 사용된 요소는 SOLID73을 사용하였다.

3.2 코일덮개의 유한요소 해석결과 및 고찰

Table 4 Max. deflection & stress of coil cover

구분	변위(mm)	응력(Mpa)	비고
코일덮개	0.02	52	Inertia
	1.253	319	Pressure

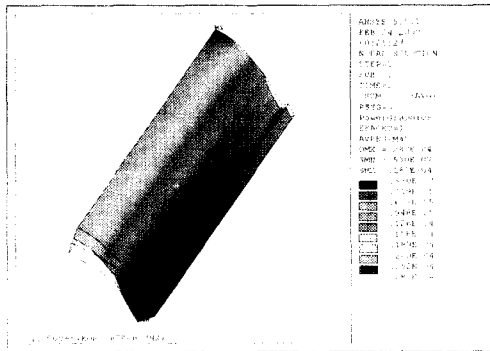


Fig. 5 Stress distribution of coil cover under inertia force

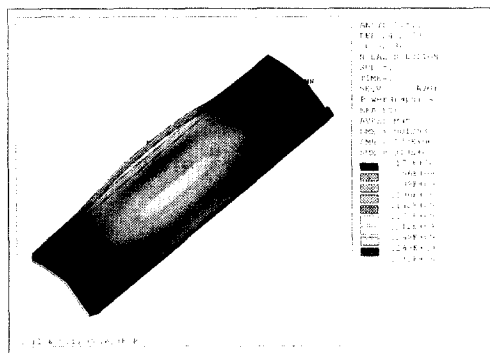


Fig. 6 Stress distribution of coil cover under pressure

Fig. 5는 원심력에 대하여 코일덮개에 발생하는 응력분포를 나타낸 것이다. 원심력에 의한 분포이므로 거의 균일한 응력분포를 나타내고 있음을 알 수 있다. Fig. 6은 코일의 변형으로 인한 하중에 대한 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 5와는 달리 코일덮개의 중심부분에 집중적인 응력을 받고 있는 것을 알 수 있다. Table. 4에 두가지 해석결과를 정리하였다. 원심력에 대한 응력보다 코일의 변형에 의한 응력이 훨씬 큰 것을 알 수 있으며 대응량 알 터데이터가 고속회전함에 있어 코일덮개 파손의 결정적인 원인은 코일의 변형임을 알 수 있다.

3.3 코일덮개의 유한요소 해석결과 및 고찰

Fig. 7은 원심력에 원심력에 대하여 코일에 발생하는 응력분포를 나타낸 것이다. 이때 한쪽 끝단은 완전히 고정하였고, 나머지 한쪽 끝단은 대칭조건을 부여하였다. 이때 발생한 변위는 0.0251mm였으며, 최대응력은 9.9Mpa이었다. Fig. 8은 원심력과 초기예압을 동시에 적용하였을 때 코일에 발생하는 응력분포를 나타낸 것이다. 최대변위는 0.0279mm였으며, 최대응력은 35.5Mpa 로 나타났다. 여기서 가한 예압의 크기는 다음절에서 제안한 식에 의해서 구해졌다. 원심력만 작용했을때와 원심력과 예압이 동시에 작용했을때를 비교하면 최대변위는 크게 차이나지 않지만, 최대응력은 상당한 차이를 보이고 있음을 알 수 있다. 이는 예압에 의한 효과이며 이때 발생한 최대응력은 안전한 것으로 판단된다.

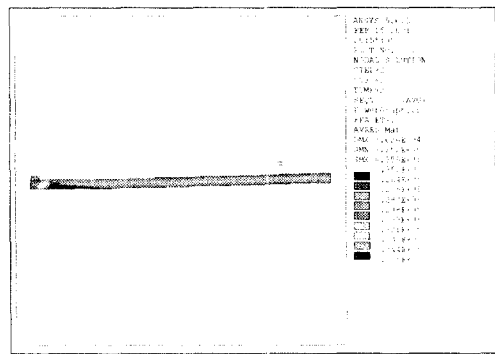


Fig. 7 Stress distribution under prestress and inertia force of coil

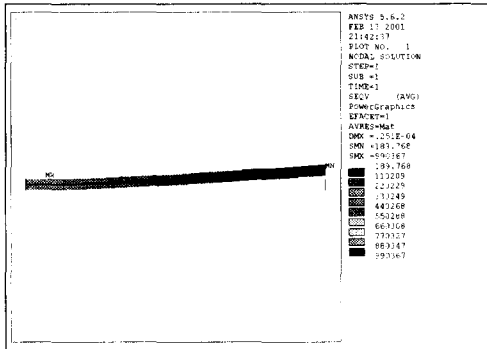


Fig. 8 Stress distribution under inertia force of coil

Table 5 Max. deflection & stress of coil on various force condition

구분	변위(mm)	응력(Mpa)	비고
코일	0.0251	9.9	Inertia
	0.0279	35.5	Inertia & prestress

4. 코일의 권선 방법

앞의 해석결과에서도 알 수 있듯이 코일의 원심력에 의한 영향이 코일 덮개 설계시 가장 크게 고려해야 할 사항임을 알았으므로 코일을 감을 때 예압을 주어 알터네이터의 작동시 하중의 방향을 전환 시킬 수 있다. 즉, 회전자가 운동할 때 원심력에 의해 코일이 반경방향으로 힘을 받게 되는데 코일을 감을 때 초기장력을 주어 이러한 힘의 방향을 회전자의 철심방향으로 유도하는 것이다. Fig. 7은 회전자가 운동할 때 회전자의 중심에서부터 코일에 작용하는 힘의 성분들을 벡터로 도시한 것이다.

먼저 회전자의 운동에 의해 코일에 발생하는 원심력의 크기는

$$F_{rx} = F_r \cos \theta \quad (1a)$$

$$F_{ry} = F_r \sin \theta \quad (1b)$$

모터의 운동시 예상되는 힘의 크기는

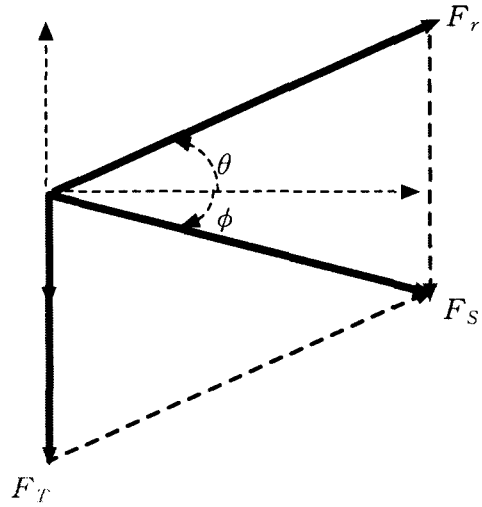


Fig. 9 Direction of force on rotating

F_r : 원심력에 의해 코일이 발생하는 힘

F_T : 권선시에 코일의 초기장력

F_s : 실제 운동시 작용하는 힘

θ : 회전자의 운동시에 질량중심의 운동 방향까지의 각도(예압이 없는상태)

ϕ : 회전자의 운동시에 질량중심의 운동 방향까지의 각도(목표 방향)

$$F_{sx} = F_s \cos \phi = F_{rx} = F_r \cos \theta \quad (2a)$$

$$F_{sy} = F_s \sin \phi = F_T - F_{ry} = F_T - F_r \sin \theta \quad (2b)$$

식(1)과 식(2)를 조합하여 풀면

$$F_T = F_r (\tan \phi \cos \theta + \sin \theta) \quad (3)$$

그리고 회전자의 운동에 의해 코일에 발생하는 원심력의 크기는

$$F_r = m r \omega^2 = \rho V r \omega^2 \quad (4)$$

여기서, m : 질량

- r : 질량중심까지의 거리
- ω : 회전자의 진동수
- ρ : 코일의 밀도
- V : 코일의 체적

식(4)를 식(3)에 대입하여 정리하면

$$F_T = \rho V r \omega^2 (\tan \phi \cos \theta + \sin \theta) \quad (5)$$

식(5)에서 회전자에 따라 θ , ϕ 의 값들은 이미 알려져 있으므로 두 값을 대입하면 F_T 를 구할 수 있다. 그리고, 최종적으로 구하고자 하는 코일의 초기장력 T 는

$$T = \frac{4 \times F_T}{\pi \times r^2} \quad (6)$$

이다. 즉, 코일의 권선시 식(6)과 같이 적절한 초기장력을 주어 코일의 권선을 실시하여 원심력에 의한 코일의 하중의 방향을 전환 시킬수 있다.

5. 결론

내용량 알터네이터를 설계함에 있어 가장 큰 기계적인 문제가 회전자의 코일과 고정자의 충돌로 인한 파손이다. 그래서 회전자의 코일을 보호하기 위하여 코일덮개를 설치하였으나, 코일의 변형이 너무 심각하여 코일을 보호하기 위하여 설치한 코일덮개가 고정자와 직접 충돌하는 현상이 발생하고 있으며 이를 해결하기 위하여 유한요소법을 이용하여 코일과 코일덮개의 변형의 정도를 연구하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 코일에 발생하는 응력은 일반적인 구리의 항복강도를 크게 웃도는 결과(1700Mpa)를 나타내었으며 이는 코일의 파손을 의미한다.

(2) 회전력만을 고려한 경우와 초기장력을 고려한 두가지 경우에 대해서 코일에 발생한 최대변위와 응력은 각각 0.0279mm와 35.5Mpa이었다.

(3) (1)과(2)의 해결방법으로서 코일의 권선시에 코일에 초기장력을 부여하는 방법은 타당한 것으로 간주할수 있으며 초기장력의 값은 식(6)을 이

용하여 구할 수 있다.

참고문헌

1. 김대원, 신중호, "실험적 해석을 통한 차량용 교류발전기 소음 저감 특성 연구," 한국소음진동공학회지, 제8권, 제1호, pp. 112-121, 1998.
2. 김양한, "유도전동기의 방사소음 특성 고찰," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 119-126, 1996.
3. 김광준, 박윤식, "소형 유도 전동기의 진동특성 분석," 대한기계학회 추계학술대회 논문집, pp. 127-134, 1996.
4. J. S. Rao, "Rotor Dynamics 2nd Ed.," John wiley & sons, 1991.
5. J. E. Shigley, C. R. Mischke, "Mechanical Engineering Design 5th Ed.," McGraw-Hill, 1989.
6. ANSYS users manual, Swanson Analysis System Inc., 1997.