

고속전철 감속기 케이스의 경량화 설계를 위한 구조해석

Structural Analysis for Light Weight Design of Reduction Gear Box Case of High Speed Train

김완두*, 한승우*, 임영식**, 권오웅**, 박순원**

Kim, Wan-Doo, Han, Seung-Woo, Lim, Young-Sik, Kwon, Oh-Woong, Park, Soon-won

ABSTRACT

A case of the axle gear box which was one of the power transmission components of high speed train was supported by the bearings installed in axle and the reaction arm connected in bogie frame. Structural analyses of this case were executed for investigation the application of aluminum for weight reduction. The evaluations of the material strength, the thermal strength and deformation, and the stability of natural vibration were carried out according to computer simulation. It was found out that the steel case was safe from the structural failure. For the aluminum case, there was no worry about the vibration resonance and the static failure, but some efforts to reduce the deformation of the bearing mounting part.

1. 서 론

고속전철의 감속구동장치는 주전동기에 부착된 1차 감속장치(Motor Reduction Unit)와 동력전달 축을 차축(Axle)에 전달해 주는 2차 감속장치(Axle Reduction Unit)로 구성되어 있다. 1차 감속장치에 설치된 감속기 케이스는 전동기의 케이스와 연결되어 있으며 Silent Block과 Safety Link로서 차체에 고정되어 있다. 2차 감속장치의 감속기 케이스는 내부에 Input Gear와 Axle Gear를 포함하고, 입력 쪽은 동력전달축과 연결되어 있으며 출력 쪽은 차축에 설치된 베어링으로 지지되어 있다. 케이스의 외부는 Reaction Arm을 통하여 대차에 고정된다.

본 연구에서는 고속전철 감속기 케이스에 대한 구조해석을 통하여 강도 측면의 안전성을 검토하였다. 그리고 감속기 케이스의 경량화를 위하여 주철인 소재를 알루미늄으로 대체할 경우 예상되는 여러 가지 문제점 즉 진동 특성과 변형 및 강도의 변화 등을 검토하였다.

해석대상은 구조와 하중 전달 경로가 명확한 2차 감속기 케이스로 선정하였다. 2차 감속기 케이스는 차축과 연결되는 베어링의 반력과 구동 모터에 의해 전달되는 토크 및 Reaction Arm의 반력 등이 외력으로 작용하고 있다. 또한 운행 중 감속기 케이스는 가열되어 온도가 상승하게 된다. 따라서 감속기 케이스의 강도 평가 및 소재 대체에 의한 경량화 설계를 위하여 진동 모드해석과 열응력 해석 및 베어링 반력에 의한 응력해석을 수행하였다.

* 한국기계연구원, 정희원

** 현대우주항공

2. 감속기 케이스 외력 산출

동력전달 시 발생하는 토오크의 반력은 동력전달축 끝단과 차축에 설치된 지지 베어링을 통하여 감속기 케이스에 전달되며, 이 감속기 케이스는 Reaction Arm을 통하여 대차에 고정되게 된다. 따라서 2차 감속기 케이스의 강도 해석 및 평가를 위해서는 우선 전달 토오크에 의해 발생하는 하중을 산출하여야 한다.

표 1은 두 소재의 물성을 보여준다[1]. 2차 감속장치 케이스의 구조는 Axle Gear Box Cover, Axle Gear Box Housing의 2가지로 구성되어 있다. 그림 1은 Axle에 설치된 2차 감속기의 모습을 보여준다.

그림 2는 2차 감속기 치차열의 개략도와 그림 3에 Input Gear와 Axle Gear에 작용하는 자유물체도(Free-Body Diagram)를 보여준다. 그림 4와 5는 Input Gear 축에 설치된 베어링과 Axle Gear 축에 설치된 베어링의 개략도를 보여준다.

표 2는 고속전철의 Input Gear와 Axle Gear에 작용하는 하중과 축 반력 및 각 베어링에 작용하는 하중 값을 보여준다. 산출된 베어링 하중은 감속기 케이스 구조해석을 필요한 외력 데이터로 활용된다.

표 1 소재 물성

	인장강도	항복강도	연신율	경도	마모강도	탄성계수	열팽창계수
주강	441 MPa	225 MPa	22%	116-174 HB	176-284 MPa	206 GPa	$11.7 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$
Al	225 MPa	127 MPa	3%	75 HB	57-82 MPa	69 GPa	$21.5 \times 10^{-6} / ^\circ\text{C}$

표 2 고속전철의 2차 감속기 치차의 작용하중

	Input Gear 축	Axle Gear 축
치차 압력각	$\phi = 20^\circ$	$\phi = 20^\circ$
PCD	$D_i = 354.77 \text{ mm}$	$D_A = 411.22 \text{ mm}$
전달토오크	$T_i = 12.21 \text{ kN} \cdot \text{m}$	$T_A = 14.16 \text{ kN} \cdot \text{m}$
전달하중	$F_i = T_i / 0.5D_i = 68.87 \text{ kN}$	$F_A = T_A / 0.5D_A = 68.87 \text{ kN}$
축반력	$F = F_i / \cos \phi = 73.29 \text{ kN}$	$F = F_A / \cos \phi = 73.29 \text{ kN}$
축반력 방향	x-축 기준 : -95°	x-축 기준 : $+85^\circ$
베어링반력	$F_1 = F/2 = 36.64 \text{ kN}$	$F_1 = 326/355 \cdot F = 67.30 \text{ kN}$

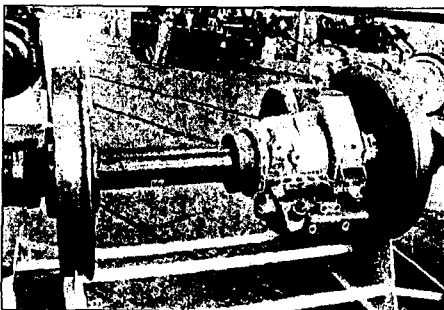


그림 1 Axle에 설치된 2차 감속장치

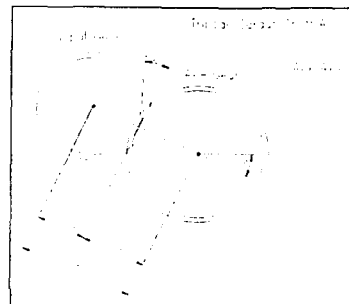


그림 2 2차 감속기 치차의 배열

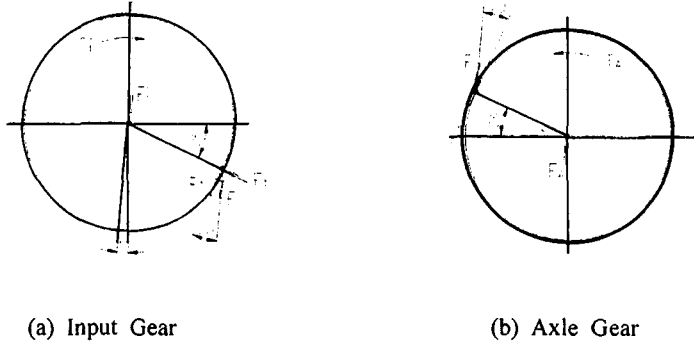


그림 3 Input Gear와 Axle Gear의 Free-Body Diagram

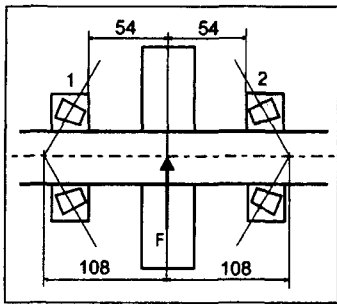


그림 4 Input Gear 베어링 배열

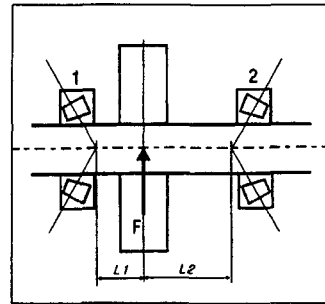


그림 5 Axle Gear 베어링 배열(L1=29, L2=326)

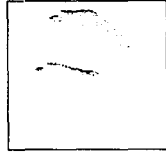
3. 해석 절차

앞에서 언급한 바와 같이 감속기 케이스는 Cover와 Housing으로 구성되어 있으며, 이들은 볼트에 의해 체결되어 있다. 하지만 볼트 연결부는 본 연구의 관심부위가 아니며, 결과에도 영향을 미치지 않으므로 감속기 케이스를 하나의 Body로 모델링하였다. 감속기 케이스의 기하학적 모델은 Pro-Engineer(Ver. 19)를 이용하여 3차원 Solid 모델로 구성하였으며, 이는 그림 6과 같다. 기하학적 모델은 PATRAN(Ver. 7.0)으로 넘겨져서 요소분할을 하여 유한요소 모델을 생성하게 된다. 사용한 요소는 4 절점을 갖는 사면체 요소이며, 전체 모델은 27,299개의 요소와 7,343개의 절점으로 이루어져 있다. 그림 7은 감속기 케이스의 유한요소 모델을 보여준다.

해석은 응력해석과 진동모드해석 두 가지에 대해 수행하였다. 응력해석에 있어서 고려한 하중조건은 베어링 반력에 의한 하중과 온도에 의한 하중이다. 베어링 반력에 의한 하중은 앞에서 구한 바와 같이 표 2에 베어링 반력의 크기와 방향이 나타나 있다. 이 때 베어링을 모델링하여 베어링에 반력을 부과하고 해석결과 검토 시에는 베어링을 제외함으로써 집중하중으로 인한 응력집중을 배제하였다. 운행중 감속기 케이스는 가열되어 온도가 상승하게 되며, 연구에 의하면 최고 105℃까지 온도가 상승한다고 보고되고 있다[1]. 따라서 온도에 의한 하중조건으로 감속기 케이스의 전체에 105℃의 온도를 부과하였다. 경계조건은 Reaction Arm이 부착되는 부위를 고정하였다.

감속기 경량화를 검토하기 위하여, 모든 해석에 있어서 소재는 주강과 알루미늄 두 소재를 대상으로 하였다.

계산은 상용 구조해석 프로그램인 NASTRAN(Ver. 70)을 사용하였고, 사용한 모든 프로그램은 HP C180 Workstation에서 실행하였다.



(a) 감속기 Cover (b) 감속기 Housing



(c) 감속기 전체 모습

그림 6 감속기 케이스의 기하학적 모델

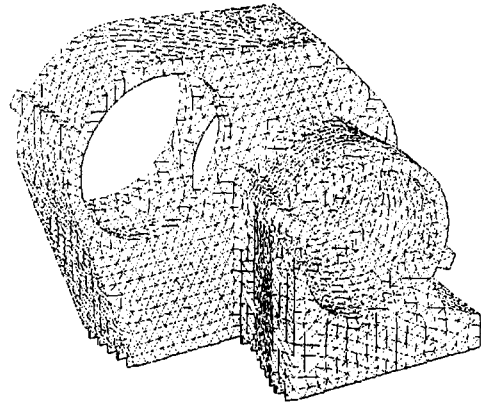


그림 7 감속기 케이스의 유한요소 모델

4. 해석 결과

두 가지 다른 소재에 대한 응력 해석과 진동모드 해석 결과는 표 3과 4에 보여준다.

베어링 반력이 작용하는 경우에 있어서는 주강과 알루미늄 두 소재에 대하여 응력이 같으며, 이때 최대응력은 적으므로 베어링 반력은 감속기 케이스의 정적강도에 영향을 주지 않는다. 변위는 알루미늄이 주강보다 더 크며, 약 3배 가량된다. 열응력 해석에 대해서는 소재가 주강인 경우가 알루미늄보다 응력이 더 크게 발생하였다. 주강에 대하여서는 최대 등가응력과 최대 주응력이 각각 51.5 MPa, 56.2 MPa로서 표 1에 보여지는 항복강도 및 인장강도보다 작으며, 알루미늄의 경우도 마찬가지이다. 따라서 열응력에 의한 정적 강도상의 문제는 없으며, 소재 대체에 따른 문제도 야기되지 않는다. 변위는 주강보다 알루미늄일 때가 더 크며, 베어링부의 반경방향 최대변위는 주강에 대하여는 0.86 mm이고, 알루미늄의 대해서는 1.58 mm 이다. 이 변형량은 베어링의 장착상태에 영향을 줄 것으로 예상되어 이의 보완 대책이 필요할 것으로 사료된다.

표 3 응력 해석결과

소재	하중조건	최대 등가응력 [MPa]	최대 주응력 [MPa]	베어링부 최대변위 [mm]		
				U_r	U_θ	U_z
주 철	베어링반력	17.0	7.3	0.06	-0.08	-0.02
	온도(105°C)	51.5	56.2	1.01	0.86	-0.53
알루미늄	베어링반력	17.0	7.3	0.19	-0.24	-0.06
	온도(105°C)	31.1	34.5	1.86	1.58	-0.97

표 4 진동 모드 해석 결과

재	1st 모드[Hz]	2nd 모드[Hz]	3rd 모드[Hz]	4th 모드[Hz]
주 철	472.3	683.1	734.8	896.8
알루미늄	470.2	679.6	730.6	893.6

그림 8~그림 11은 두 소재에 대하여 베어링 반력과 온도에 따른 응력분포 및 변형량을 보여준다. 진동모드해석 결과는 표 4에 보여준다. 두 소재에 대해 모드양상은 매우 흡사하며, 1st 모드는 주강이 472 Hz, 알루미늄이 470 Hz로 나타났다. 문헌에 의하면 구형 셀의 경우 진동 모드는 다음의 식에 의해 결정된다[2].

$$f_i = \frac{\lambda_i}{2\pi R} \left[\frac{E}{\mu(1-\nu^2)} \right]^{1/2} \dots\dots\dots(1)$$

여기서, f_i 는 고유 진동수이고, λ_i 는 무차원 진동수 파라미터, R은 구의 반경, E는 탄성계수, ν 는 프와송비, μ 는 밀도이다.

이 식을 살펴보면, 같은 형상일 경우 다른 두 소재에 대한 진동모드는 탄성계수와 밀도에 따라 변함을 알 수 있다. 주강의 탄성계수는 알루미늄의 탄성계수의 약 3배이며, 밀도도 약 3배 가량 된다. 따라서 같은 형상에 대하여 주강과 알루미늄 소재의 진동모드는 거의 같다는 것을 알 수 있다. 비록 이 식은 구형 셀에 대한 식이므로 감속기 케이스와 형상이 같지는 않으나 근사적으로 비교해 볼 때 해석결과의 타당성을 말해주고 있다.

지금까지의 해석결과에 의하면, 주강을 알루미늄으로 대체하는 것은 진동모드에 대해서는 서로 같아서 문제가 되지 않는다. 그리고 정적강도 측면에서 보면 베어링하중에 대해서는 응력이 같고, 온도에 대해서는 응력이 더 적으므로 유리하다. 하지만 변형은 주강에 비하여 알루미늄의 경우에 2~3배 정도 커지므로 경량화를 위해서는 이를 해결하여야 한다.

알루미늄 감속기 케이스의 변형을 줄이는 방안으로 두께를 2배로 하여 수정된 감속기 케이스에 대하여 구조해석을 수행하였다. 표 5은 이에 대한 해석결과이다. 이 결과를 표 3의 수정 전 해석결과와 비교해 보면, 베어링 반력과 온도에 대하여 응력이 조금 줄었고 변위도 조금 줄었으나, 개선된 양이 너무 미미하다. 따라서 소재를 알루미늄으로 대체하고 두께를 2배로 늘리는 것은 경량화를 위한 적절한 방안이 아니며, 감속기 케이스의 냉각 등을 통하여 변형을 줄이는 다른 방법이 모색되어야 할 것으로 생각된다.

그림 12 ~ 그림 13에는 수정된 알루미늄 감속기 케이스의 베어링 하중과 온도 변화에 따른 등가응력분포와 변형량을 보여준다.

5. 결 론

고속전철 감속구동장치의 주요 구성 부품인 2차 감속기 케이스의 강도 평가 및 경량화 설계에 관한 연구 수행을 통하여 아래의 결론을 얻었다.

- 1) 고속전철 2차 감속기의 Input Gear와 Axle Gear에 작용하는 하중과 축 반력 및 각 베어링에 작용하는 하중을 산출하였다.
- 2) 기존 주강 소재인 감속기 케이스의 강도를 평가하였다. 베어링 반력과 온도 변화에 따른 열응력 측면에서도 감속기 케이스는 강도 면에서 충분히 안전함을 알 수 있었다.
- 3) 경량 대체 재질로 알루미늄을 사용할 경우, 정적 강도 상의 문제와 고유 진동수에 의한 진동 발생 문제 등은 없으나, 베어링 장착 부위에서의 변형은 주강에 비해 2배 정도 크게 나타나 이 부위에서의 보완 대책이 필요함을 알았다.
- 4) 알루미늄 감속기 케이스의 변형을 줄이는 방안으로 두께를 2 배로 하여 수정된 감속기 케이스에 대하여 구조해석을 수행한 결과, 응력과 변위가 조금 줄었으나 개선된 양이 너무 미미하였다. 따라서 감속기 케이스의 냉각 등을 통하여 변형을 줄이는 다른 방법이 모색되어야 할 것으로 밝혀졌다.

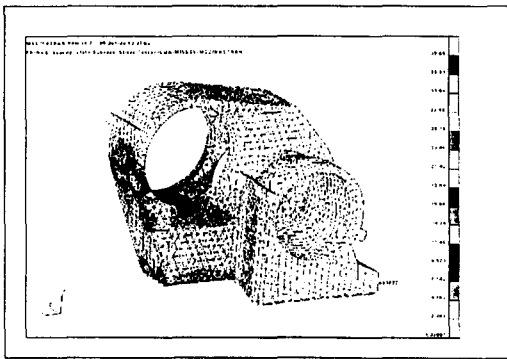
참고 문헌

[1] Kenjiro Kanbayashi, Hiroshi Onoda, "Development of Driving Gear Unit Using Aluminum Alloy for Gear", Proceedings of the International Conference on Speedup Technology for Railway and Maglev Vehicles, 1993.

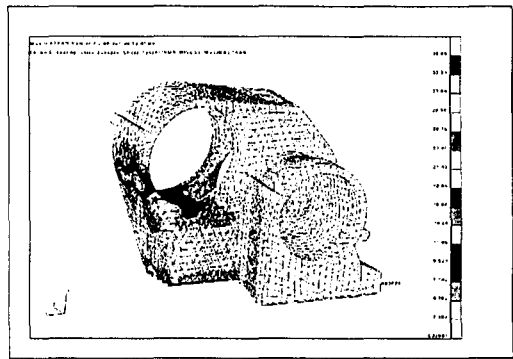
[2] Robert D. Blevins, Formulas for Natural Frequency and Mode Shape, VNR, 1979, p329.

표 5 수정된 감속기 케이스의 해석결과

소재	하중조건	최대 등가응력 [MPa]	최대 주응력 [MPa]	베어링부 최대변위 [mm]		
				U_r	U_θ	U_z
알루미늄	베어링 반력	16.0	7.2	0.16	-0.21	-0.04
	온도(105°C)	28.0	32.3	1.84	1.51	-0.94

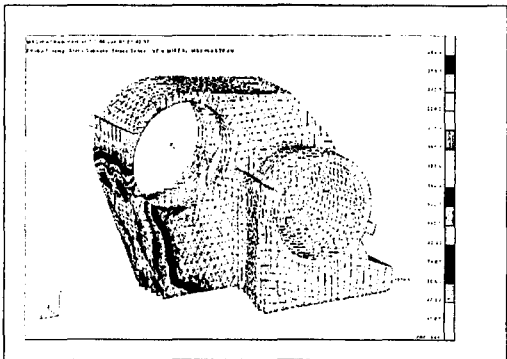


(a) 주강

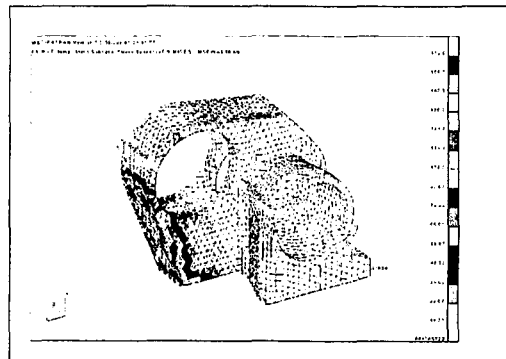


(b) 알루미늄

그림 8 베어링반력에 의한 등가응력 분포

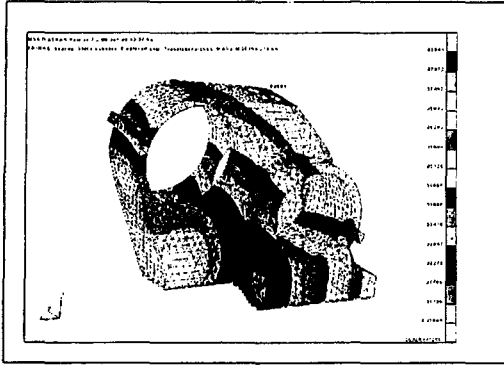


(a) 주강

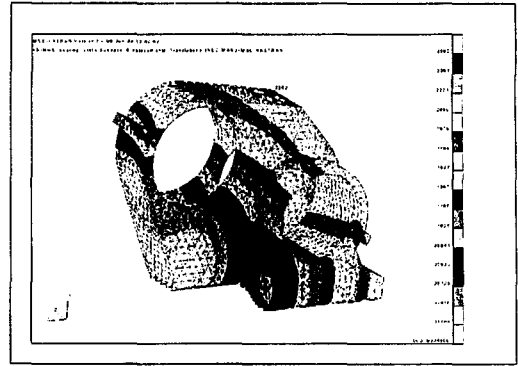


(b) 알루미늄

그림 9 온도에 의한 등가응력 분포

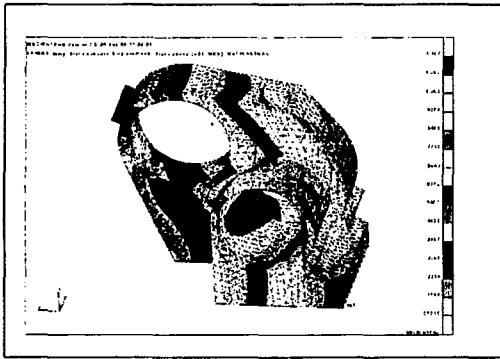


(a) 주강

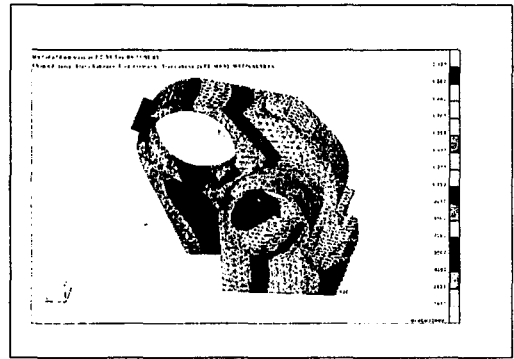


(b) 알루미늄

그림 10 베어링반력에 의한 변형량

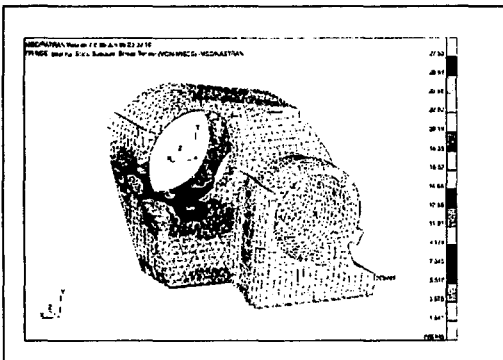


(a) 주강

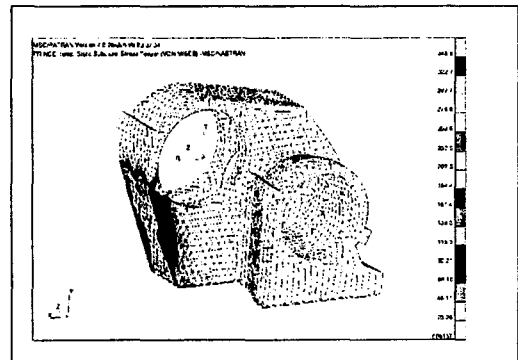


(b) 알루미늄

그림 11 온도에 의한 변형량

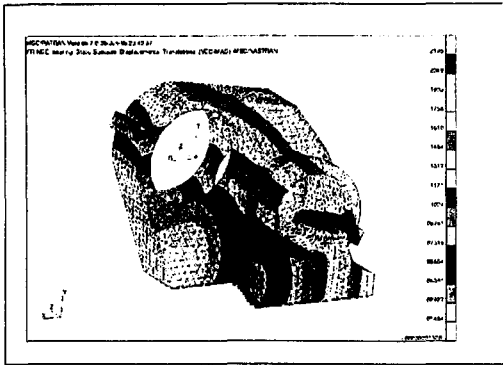


(a) 베어링 하중

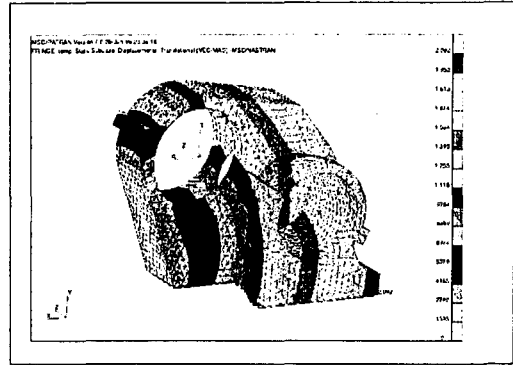


(b) 온도

그림 12 수정된 감속기 케이스의 동가응력 분포



(a) 베어링 하중



(b) 온도

그림 13 수정된 감속기 케이스의 변형량

후기 : 본 연구는 1998년도 과학기술부/건설교통부/통상산업부 선도기술사업인 “고속 전철 기술개발사업”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.