

# 와전류 제동장치를 포함한 한국형 고속전철 대차의 정적강도 및 피로강도 평가

## Evaluation of Static Strength and Fatigue Strength for Bogie of a Korea High Speed Train Including Eddy Current Brake System

노규석\*      이상록\*\*      강재윤\*\*\*  
Roh, Kyu Seok    Lee, Sang Rok    Kang, Jae Youn

### ABSTRACT

A FEM-based analytical approach was used to evaluate the static strength and the fatigue strength of a KHST bogie including eddy current brake system. Calculation was carried out in the fields of linearity and small deformation. The yield strengths were used as criteria for evaluating the static strength and the fatigue limits were used as criteria for evaluating the fatigue strength. The analysis results show that there is not any location that exceeds the allowable criteria.

### 1. 서 론

대차는 크게 대차프레임, 차륜 및 차축, 현수장치, 제동장치, 전동기 및 동력전달장치 등으로 구성되며, 대차프레임은 형상이 복잡하고 하중을 직접 지지할 뿐 아니라 하중조건도 정적 및 동적하중이 복합적으로 작용하고 있다. 대차프레임은 차체 자중에 의한 정하중과 승객하중, 곡선주행, 제동시 발생하는 준 정적하중(Quasi-Static Load) 및 불규칙한 선로와 차체, 대차, wheelset의 운동 mode에 의한 동하중을 받고 있다. 즉, 진폭과 주파수가 변화되는 복합 피로하중을 받고 있으므로 대차프레임의 강도 설계 시에는 반복적인 피로하중을 반드시 고려하여 해석을 수행하여야 한다 [1,2].

본 연구에서는 와전류 제동장치를 추가한 한국형 고속전철 객차 대차의 정적강도 및 피로강도 해석을 수행하였다. GEC ALSTHOM사의 경부고속전철 대차도면 과 구조해석 및 피로해석 보고서에 있는 하중조건 및 구속조건을 기초로 하여서, 와전류 제동장치를 추가하였을 때의 하중조건 및 해석방법을 결정하였다. 이 결과를 이용하여 와전류 제동장치와 관련된 각 주요부위의 정적강도 해석을 수행하였으며, 와전류 제동장치에 의해 객차대차에 전달되는 하중을 추가로 고려하여, 객차대차의 피로강도를 평가였다.

---

\* 한국기계연구원 신교통기술연구부 연구원, 정회원  
\*\* 한국기계연구원 신교통기술연구부 책임연구원, 정회원  
\*\*\* 한국기계연구원 신교통기술연구부 위촉선임연구원, 정회원

## 2. 대차의 유한요소모델 및 재료 물성치

구조해석 및 피로해석에 사용된 유한요소 모델은 그림 1과 같다. 대차 프레임에 대한 구조해석에 있어 wheel을 지지해 주는 axle box와 축은 rigid element를 사용하여 모델링하였다. 또한, 여기에 필요한 하중조건이나 구속조건을 적용시켰으며, 병렬구조를 가지는 primary suspension의 coil spring과 rubber spring을 모델링하기 위해 spring element를 사용하였다. 또한 단면의 변화와 곡선부분들을 최대한 실제에 가깝게 근사시키기 위해 삼각형과 사각형의 shell element들을 혼합하여 사용하였다.

수치해석은 상용 유한요소 해석 S/W인 ANSYS를 사용하였고, 모델링은 유한요소 전후 처리 전문 S/W인 Hypermesh를 사용하였다. 모델에 사용된 총 요소 및 절점의 수는 표 1에 나타내었고, 해석에 사용된 물성치는 표 2에 나타내었다.

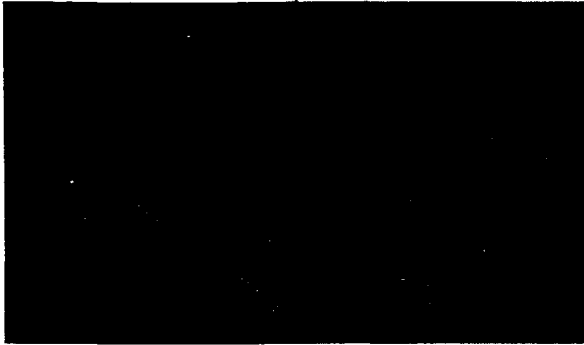


그림 1 객차대차의 FE Model

표 1 요소 및 절점수

구 분		수 량
요 소	Shell	61,857
	Solid	54,464
	Rigid	450
	Beam	6
	Spring	114
절 점		78,218

표 2 해석에 사용된 물성치

항 목	E	$\nu$	$\sigma_y$	$\sigma_t$
P275NL1	21,000 kgf/mm <sup>2</sup>	0.3	28.0 kgf/mm <sup>2</sup>	39.8 kgf/mm <sup>2</sup>
GE230N	21,000 kgf/mm <sup>2</sup>	0.3	23.5 kgf/mm <sup>2</sup>	40.8 kgf/mm <sup>2</sup>
GE280N	21,000 kgf/mm <sup>2</sup>	0.3	28.5 kgf/mm <sup>2</sup>	49.0 kgf/mm <sup>2</sup>

## 3. Cylinder BRT 과 Damper BRT의 구조해석

### 3.1 하중조건 및 작용위치

Cylinder BRT와 Damper BRT의 구조해석에 사용된 하중조건은 표 3에 나타내었으며, 하중작용 위치 및 방향은 그림 2에 나타내었다.

표 3 Cylinder BRT와 Damper BRT의 구조해석의 하중조건

구 분	Proof Load
Cylinder BRT	상하 : $(W/4) \times 10$
Damper BRT	상하 : $Fd \times 1.5$

- 중량(W): 와전류 제동장치의 중량 (1100 kgf), Damper 상용하중 (Fd) : 2,039 kgf

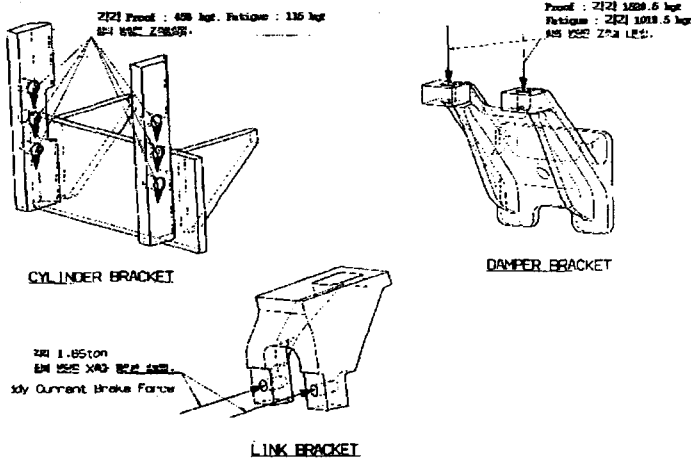


그림 2 하중작용 위치 및 방향

### 3.2 구조해석결과

그림 3은 Cylinder BRT의 구조해석 결과를 von mises로 나타낸 것이며, 최대 응력은 Cylinder BRT의 고정부에서 발생했다. 이 때 최대응력은  $5.99 \text{ kgf/mm}^2$ 로, 부재에 이용된 재료 P275NL1의 강도기준( $28.0 \text{ kgf/mm}^2$ )을 만족하는 것으로 나타났다.

그림 4는 Damper BRT의 상하 Proof Load에 의한 구조해석 결과이다. Damper BRT의 고정부에서 최대응력이  $10.8 \text{ kgf/mm}^2$ 로 발생하는데, 부재에 이용된 재료 P275NL1의 항복인  $28.0 \text{ kgf/mm}^2$  보다 낮은 수준이므로 구조 강도면에서 안정적이라고 할 수 있다.

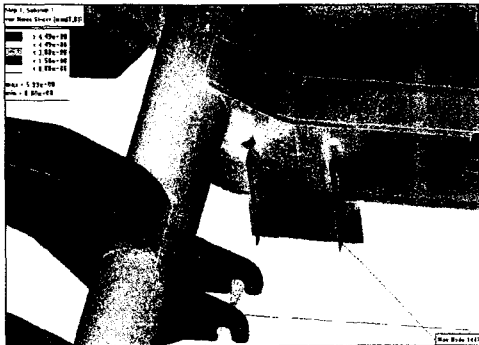


그림3 Cylinder BRT의 상하 Proof Load에 의한 구조해석

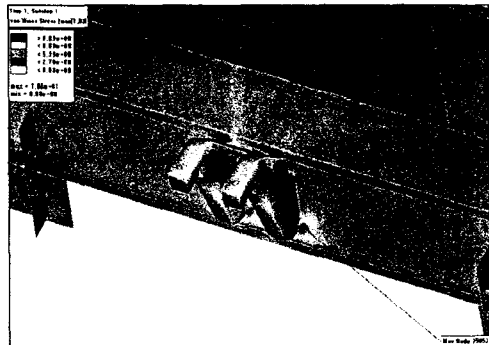


그림 4 Damper BRT 상하 Proof Load에 의한 구조해석

## 4. 와전류 제동장치를 포함한 대차의 피로강도평가

### 4.1 하중조건 및 작용위치

와전류 제동장치를 포함한 대차의 피로해석에 사용된 하중조건은 표 4에 나타내었고, 재질 및 피로한도는 표 5에 나타내었다. 그림 5는 대차의 피로해석에 사용된 하중위치 및 방향을 나타낸 것이다.

표 4 대차의 피로해석에 사용된 하중조건

Load Case	Vertical Force(ton)		Longitudinal Force(ton)	Axle Disk Brake Force(ton)		Eddy current Brake Force(ton)
	F <sub>Z1</sub>	F <sub>Z2</sub>	F <sub>X</sub>	F <sub>FZ1</sub>	F <sub>FZ2</sub>	F <sub>EX</sub> (1mm gap)
	1	13	13	0	+3.7**	-3.7**
2	13	13	0	-3.7**	+3.7**	+3.3*

\* : + forward, -backward

\*\* : +downward, -upward

Eddy current Brake Force는 사이드 프레임 하단에 작용함.

표 5 와전류 제동장치를 포함한 대차의 재질 및 피로한도

재 질	위 치	피로한도
P275NL1	모재부	11 kgf/mm <sup>2</sup>
	Butt Weld 부	9.8 kgf/mm <sup>2</sup>
	Fillet Weld 부	9.0 kgf/mm <sup>2</sup>

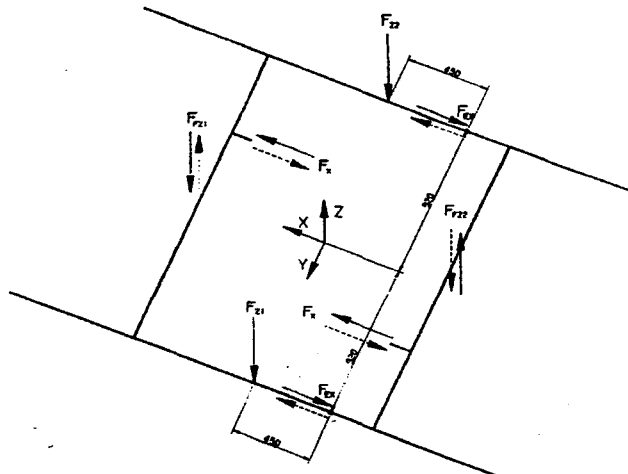


그림 5 대차의 하중작용 위치 및 방향

#### 4.2 다축피로하중에 대한 평가방법

본 피로해석의 객차대차는 ALSTHOM의 원설계를 바탕으로 설계되었으므로 대차프레임의 피로강도 평가는 ALSTHOM의 방법에 의해 수행한다.

대차프레임 유한요소 모델의 각 절점(node)에서 :

(가) 각 하중조건에 대한 해석 결과로부터 주응력의 크기와 방향을 결정한다.

하중조건이 N개가 있을 경우, 각 하중조건에서의 주응력  $\sigma_{1,k} > \sigma_{2,k} > \sigma_{3,k}$  ( $k=1 \sim N$ )과 방향여현

(direction cosine)은 다음과 같이 계산된다.

각 하중조건에서의 3차원 응력성분  $\sigma_{xx,k}$ ,  $\sigma_{yy,k}$ ,  $\sigma_{zz,k}$ ,  $\tau_{xy,k}$ ,  $\tau_{yz,k}$ ,  $\tau_{zx,k}$  에 대한 3개의 주응력( $\sigma_{1,k} > \sigma_{2,k} > \sigma_{3,k}$ )은 아래의 3차 방정식의 해를 계산하면 얻어진다.

$$\sigma_p^3 - I_1 \sigma_p^2 + I_2 \sigma_p - I_3 = 0 \quad (1)$$

식(1)의 해  $\sigma_a, \sigma_b, \sigma_c$ 을 크기순으로 배열하면 k번째 하중에 대한 주응력  $\sigma_{1,k} > \sigma_{2,k} > \sigma_{3,k}$  이 얻어진다.

(나) (가)의 결과들 중 가장 높은 주응력을 max라하고 그 때의 주응력 방향을 구한다.

N개의 하중조건에 대한 최대주응력 성분은 다음과 같다.

$$\sigma_{\max} = \text{Maximum}(\sigma_{1,k}, k=1 \sim N) \quad (2)$$

$\sigma_{\max}$ 가 m 번째 하중조건에서 발생 한 경우, 이때의 방향여현( $l_{\max}, m_{\max}, n_{\max}$ )은 다음 식으로부터 구할 수 있다

$$\begin{bmatrix} (\sigma_{xx,m} - \sigma_{\max}) & \tau_{xy,m} & \tau_{xz,m} \\ \tau_{xy,m} & (\sigma_{yy,m} - \sigma_{\max}) & \tau_{yz,m} \\ \tau_{xz,m} & \tau_{yz,m} & (\sigma_{zz,m} - \sigma_{\max}) \end{bmatrix} \begin{bmatrix} l_{\max} \\ m_{\max} \\ n_{\max} \end{bmatrix} = 0 \quad (3)$$

(다) 각 하중조건에 대해 (나)에서 정의된 방향으로 작용하는 법선응력(normal stress)을 구한다.

각 하중조건에서의 응력에 대해서  $l_{\max}, m_{\max}, n_{\max}$  방향으로 작용하는 법선응력(normal stress)은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{xx',k} &= \sigma_{xx,k} l_{\max}^2 + \sigma_{yy,k} m_{\max}^2 + \sigma_{zz,k} n_{\max}^2 \\ &\quad - 2(\tau_{xy,k} l_{\max} m_{\max} + \tau_{yz,k} m_{\max} n_{\max} + \tau_{xz,k} l_{\max} n_{\max}) \end{aligned} \quad (4)$$

( $k=1 \sim N$ )

(라) 식(4)의 결과 중 가장 작은 값을 min이라 한다.

$$\sigma_{\min} = \text{Minimum}(\sigma_{xx',k}, k=1 \sim N) \quad (5)$$

(마) 계산된 max와 min에서 평균응력과 변동응력을 구하여 Goodman diagram 또는 Haigh diagram[3]에 적용시킨다.

$$\sigma_{\text{mean}} = \frac{\sigma_{\max} + \sigma_{\min}}{2}, \quad \sigma_{\text{amplitude}} = \frac{\sigma_{\max} - \sigma_{\min}}{2} \quad (6)$$

본 연구에서는 (3)식의 주응력 및 방향여현(eigenvalue 및 eigenvector)는 Numerical Recipes in C[4]에 있는 subroutine program에 의해서 계산하였다.

### 4.3 피로해석 결과

와전류 제동장치를 포함한 대차의 피로해석 결과는 그림 6에 나타내었는데, 수정 Goodman 선도에 의한 피로강도 평가 결과 Fillet 용접의 허용피로한도를 초과하지 않았다.

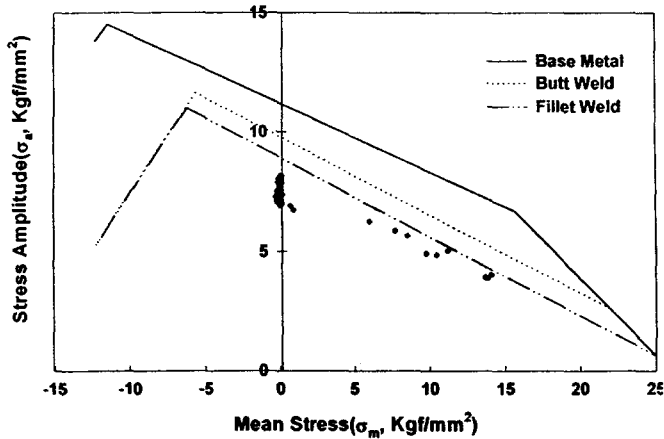


그림 6 Goodman 선도에 의한 피로강도평가

#### 4. 결론

한국형 차세대 고속전철에 대하여 와전류 제동장치를 포함한 대차의 구조해석 및 피로해석을 수행하여 다음의 결과를 얻었다.

- 1) 와전류 제동장치와 관련된 Cylinder Bracket 및 Cylinder Damper Bracket의 구조해석을 수행한 결과 주어진 정적강도 평가기준을 만족하였다.
- 2) 와전류 제동장치를 포함한 대차의 피로강도 평가기준을 결정하였으며, 피로해석결과 주어진 피로강도 평가기준을 만족하였다.
- 3) 와전류 제동장치를 포함한 대차의 정적강도 및 피로강도 평가기준은 한국철도차량(주)과 협의 하에 결정된 것으로, 기존의 설계규정을 근거로 추정된 것이다. 이러한 평가기준은 실제 완성차량이 없는 초기 설계단계에 유용하게 사용될 수 있으나, 보다 신뢰성있는 평가기준을 정하기 위해서는 반드시 운용하중이력의 측정 및 분석이 필요하다.

#### 5. 참고문헌

1. 이상록 외(1996), "대차의 구조 및 강도해석 기술 개발(II)," 한국기계연구원 연구보고서, BSN121-382.M.
2. 이상록 외(1998), "피로설계 및 내구성평가 기술 개발," 한국기계연구원 연구보고서, 97-II-I-2.
3. Fuchs, H.O. and Stephens, R.I.(1980), Metal Fatigue in Engineering, John Wiley & Sons, Inc. pp. 150-154.
4. William, H.P, et. al.(1992), Numerical Recipes in C, Second Edition, Cambridge University Press, pp. 469-481.

후기 : 본 연구는 2001년도 건설교통부/통상산업부/과학기술부 선도기술사업인 "G7 고속전철기  
술개발사업"의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이다.