

# 사각 단면 형상 트랜섬을 적용한 대차프레임 구조해석

Stress Analysis of Bogie frame adopting rectangular tube shaped transom

이광일\*

Lee, kwang-il

---

## ABSTRACT

Generally, bogie frame for EMU consists of side frame, crossbeam and transom. Among the main frame structure which has been produced in our company, crossbeam and transom have been made of circular shaped tube. In this case, welding process between circular crossbeam and circular transom is complicated and takes much time. To improve this problem, new rectangular tube shaped transom is adopted.

In this paper, the processes and results of finite element analysis are described, which was carried out to evaluate the strength of new bogie frame according to UIC, JIS, KS code. FEA results show that the new bogie frame has sufficient static and fatigue strength. Comparing the FEA results with load test results should follow and further study for evaluating the fatigue strength will be pursued in future.

---

## 1. 서론

일반적인 전동차용 대차프레임의 기본적인 구조는 양쪽의 사이드 프레임과 사이드 프레임을 횡으로 지지하는 두개의 크로스빔, 그리고 크로스빔을 지지하여 좌우방향 하중 및 비틀림 하중을 지지하는 트랜섬(transom)으로 이루어져 있다. 그 중 크로스빔 및 트랜섬의 단면 형상은 원형 파이프로서 크로스빔과 트랜섬 사이의 용접작업에 많은 어려움이 존재하고, 또한 용접작업 불량에 의한 균열 발생을 줄이기 위한 사상작업(grinding)에 많은 공수를 투입하고 있는 실정이다. 당사에서는 이러한 문제점을 해결하기 위하여 여러가지 설계안을 제안 하였으며, 그 중에서 사각형 단면 형상(square tube shaped)의 트랜섬을 적용한 전동차용 대차프레임을 결정하였다. 사각형 단면의 트랜섬을 사용함으로써, 크로스빔과 트랜섬 간의 용접라인이 3차원 곡선에서 2차원 곡선으로 변경되어, 자동 용접율을 높이고 투입공수를 절감하는 효과를 얻을 수 있을 것으로 예상된다.

본 논문에서는 새로이 적용된 사각형 단면형상의 트랜섬 부분을 위주로 대차 프레임의 구조해석을 실시하여 강도평가 및 적용가능성에 대하여 기술한다. 구조해석은 국제규격인 UIC code 615-4 OR 을 따랐으며, 일반적으로 사용되고 있는 JIS E 4207, KS R 9210 규격을 참고 데이터로 추가 하였다. 해석 프로그램으로는 I-DEAS Master series 5 와 ABAQUS/standard 5.7 을 사용하였다.

---

\* 대우중공업 (주) 철도차량 연구소 , 비회원

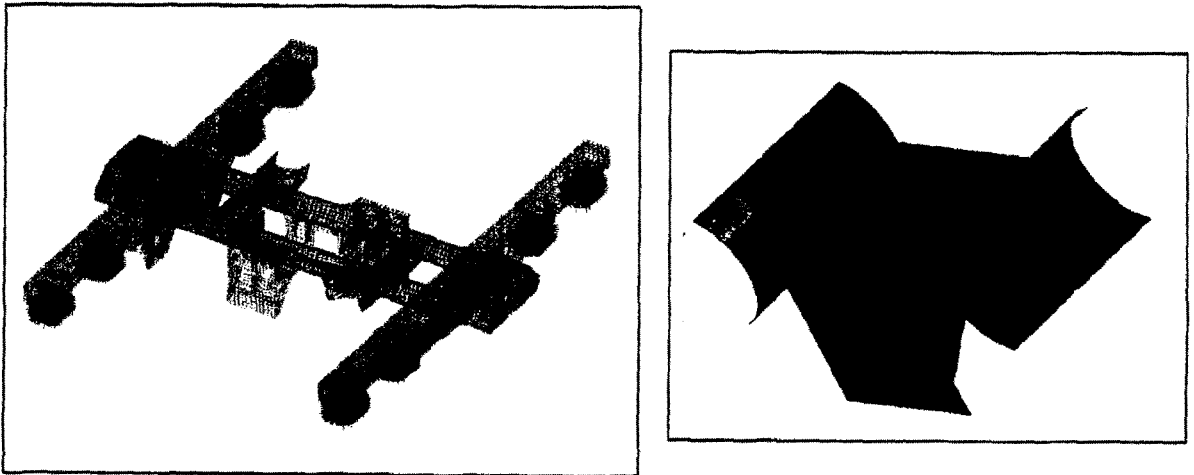
## 2. 해석 모델

### 2.1 해석 모델링

일반적으로 대차 프레임에서는 thin shell element 를 이용하여 구조해석을 실시하고 있다. 이는 구조물이 큰 관계로 3-D solid 요소 및 2차(parabolic) 이상의 요소를 사용할 때는 해석시간이 지나치게 커져 해석의 어려움이 많기 때문이다.

본 해석에서는 새로이 적용되는 트랜섬 부위의 정확한 평가를 위하여 1차 해석 결과에 따른 응력 집중 부위의 re-mesh 작업수행 후 thick shell element 를 이용한 해석을 수행하였다. 또, 지지점의 응력집중 현상을 막기 위하여 1차 현가장치(suspension) 부위를 스프링요소(spring element)를 이용하여 구속점으로 사용하였다. 모델링에서는 좌우방향을 X-축, 상하방향을 Y-축, 전후방향을 Z-축으로 표시하였다. 그림 1. 에 해석시 사용된 FE 모델(finite element model)을 나타내었고 모델링에 사용된 결점(Node)의 개수는 69,620 개, 요소(Element)의 개수는 25,080 개이다.

그림 1. 대차프레임 FE 모델



### 2.2 하중조건

본 대차의 설계중량은 다음 표 1. 과 같다.

표 1. 설계 중량

하 중 구 분	하 중(kgf)	비 고
공차 중량	42,000	
최대 승객하중	29,000	
대차 중량	14,000	2 SET
1차 스프링하 중량	7,000	2 SET
모터 중량	800	

해석에 적용된 하중조건은 UIC 규격에 따라 다음과 같이 정의한다.

### 2.2.1 최대 정하중 조건(Static exceptional load case)

UIC code 에 따라 최대 하중 조건을 표 2. 와 같이 정의한다.

표 2. 최대 정하중 조건

Load case		하 중(kgf)	비 고
수직하중	Fzmax	42,750 / bogie	Load factor=1.5
좌우하중	Fymax	13,833 / bogie	

### 2.2.2 운행 하중 조건(In-service load case)

운행 하중 조건에 대해서는 UIC 및 JIS,KS 규정에서 정의한 하중 조건(load case)이 거의 동일하다. 하중크기는 규격에 따라 약간의 차이가 있으며, 이때 가하는 하중을 표 3. 과 같이 정의한다.

표 3. 운행 하중 조건

Load case		하 중(kgf)		비 고
		UIC	JIS,KS	
수직하중	Fz	28,500	32,000	
좌우하중	Fy	8,875	8,550	
비틀림하중	Fw	2,300	4,600	2 점 지지 조건
전후하중	Fx	1,555	8,550	
모터하중	Fmup	560	2,400	상방향
	Fmdn	1,040	4,000	하방향
감속기 반력 하중	Fg	2,462	2,462	

### 2.2.3 피로 하중 조건(Fatigue load case)

$\alpha = 0.1$  적용 : bouncing coefficient

$\beta = 0.2$  적용 : rolling coefficient

표 4. UIC 에 따른 피로 하중 조건 (부분)

Load case	Vertical force per side frame		Transverse force
	Fz1(kgf)	Fz2(kgf)	Fy
1	14,250	14,250	0
2	12,825	9,975	0
3	12,825	9,975	+8,875
4	18,525	15,675	0
5	18,525	15,675	8,875
6	9,975	12,825	0
7	9,975	12,825	-8,875
8	15,675	18,525	0
9	15,675	18,525	-8,875

## 2.2 구속 조건

전후하중의 경우 한 쪽 Axle 지지점의 길이 방향, 상하 방향, 폭 방향 변위를 구속하고, 나머지 axle 지지점의 변위는 상하 방향 변위만을 구속하였다. 좌우하중의 경우에는 한 쪽 Side frame 지지점의 길이 방향, 상하 방향, 폭 방향 변위를 구속하고, 반대쪽 Side frame 의 지지점은 상하 방향 변위만을 구속하였다. 비틀림 하중의 경우 한쪽 Wheel 지지점에서 길이 방향, 상하 방향, 폭 방향 변위를 구속하고 나머지 대각의 한 지지점에서는 상하 방향만을 구속하였다.

그 외 수직하중, 모터하중, 감속기 반력 하중의 경우에는 한쪽 Wheel 지지점의 변위를 구속하고, 나머지 세 지지점은 상하 방향만을 구속하였다.

## 3. 재질 및 판정기준

대차 프레임의 주요 골조는 SWS490A(side frame, transom), STKM13B(cross beam) 으로 이루어지며 기타 Bracket 류에는 SS400 을 사용한다. 각 재질의 물성치(physical properties)는 아래 표 5. 와 같다. 안전률 1.1 을 사용하여 허용 응력을 표시하였다.

표 5. 재료의 기계적 성질

(단위:kgf/mm<sup>2</sup>)

재 질	인 장 강 도	항 복 강 도	허 용 응 력	피로 한도 범위		
				용접부	사상부	모재부
SWS490A	50 ~ 62	32 이상	29	7 이하	11 이하	16 이하
STKM13B	50 이상	31 이상	28			14 이하
SS400	41 이상	25 이상	22			

### 3.1 정하중 조건 평가 기준

2.2.1 절과 2.2.2 에서 정의한 하중에 대해 허용응력을 넘지 않아야 하며 영구변형이 발생하지 않아야 한다.

### 3.2 피로하중 조건 평가 기준

피로하중 조건에 대해서는 UIC 와 JIS,KS 규정의 평가기준에 차이가 있다.

#### 3.2.1 UIC code 615-4

UIC code 615-4에서는 피로해석(Estimation of Fatigue Strength)에 대해 명확한 규정을 하고 있지 않다. 그러므로, 본 해석에서는 UIC 에 기술되어 있는 피로시험(Fatigue Test)에 대한 시험과정과, 이러한 시험과정에 적합하도록 제안된 다음의 다축하중 피로 예측 절차를 이용하여 등가응력을 정의하고 강도평가를 실시하였다.

- 1) 대차 프레임의 모든 절점(i)에서 주응력 크기와 방향을 계산한다.
- 2) 계산된 주응력 중에서 최대 주응력을  $\sigma_{1,max}(i)$ 라 정의하고, 최대 주응력이 작용하는 방향을 결정한다.
- 3) 모든 하중조건에 대하여 2) 에서 결정된 최대 주응력 방향으로 작용되는 최소 응력 값을 구하여, 최소 주응력  $\sigma_{1,min(i)}(i)$ 이라 정의한다.

4) 앞에서 구한 최대 주응력과 최소 주응력으로부터 다음의 식을 이용하여 응력진폭과 평균 응력을 구한다.

$$\sigma_{amp}(i) = \frac{1}{2}[\sigma_{1,max}(i) - \sigma_{pr,min}(i)]$$

$$\sigma_{mean}(i) = \frac{1}{2}[\sigma_{1,max}(i) + \sigma_{pr,min}(i)]$$

5) 4)에서 구한  $\sigma_{amp}$  및  $\sigma_{mean}$  를 피로하중에 대한 허용응력을 나타내는 일정수명선도에 표시한다.

계산된 응력이 피로수명선도 이내에 위치한다면, 피로하중에 의해 균열이 발생하지 않는다고 판단할 수 있다.

### 3.2.2 JIS E 4207, KS R 9210.

JIS 및 KS 에서는 다음과 같이 규정하고 있다.

1) 아래의 식에 따라 모든 절점에서  $\sigma_{mean}$  값 및  $\sigma_{alt}$  값을 구한다.

$$\sigma_{mean} = \sigma_{Fz} + \frac{\sigma_{Fw1} + \sigma_{Fw2}}{2} + \frac{\sigma_{Fy1} + \sigma_{Fy2}}{2} + \frac{\sigma_{Fx1} + \sigma_{Fx2}}{2} + \frac{\sigma_{Fmup} + \sigma_{Fmdn}}{2} + \frac{\sigma_{Fg1} + \sigma_{Fg2}}{2}$$

$$\sigma_{alt} = \sqrt{(0.3\sigma_{Fz})^2 + \left(\frac{\sigma_{Fw1} - \sigma_{Fw2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Fx1} - \sigma_{Fx2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Fy1} - \sigma_{Fy2}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Fmup} - \sigma_{Fmdn}}{2}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_{Fg1} - \sigma_{Fg2}}{2}\right)^2}$$

2) 구해진 응력값을 피로수명선도에 표시한다.

계산된 응력이 피로수명선도 이내에 위치한다면, 피로하중에 의해 균열이 발생하지 않는다고 판단할 수 있다.

## 4. 해석결과

유한 요소법을 사용하여 해석을 수행한 결과는 다음과 같다.

### 4.1 정하중 조건

표 6. 최대 하중 조건 하의 응력 결과 (Von Mises 값)

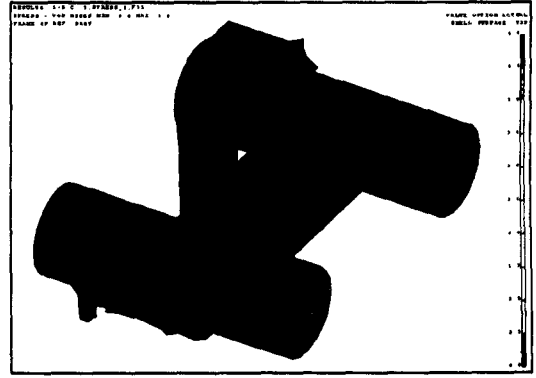
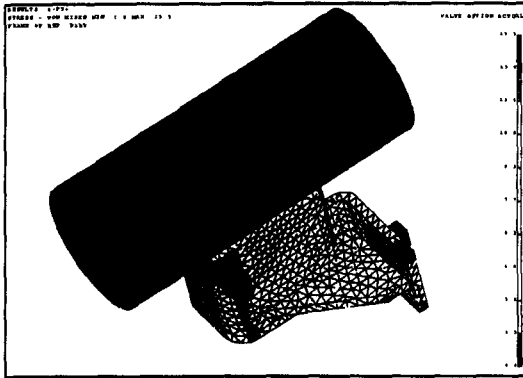
Load case		최대응력값	발생부위
수직하중	Fzmax	16.9 kgf/mm <sup>2</sup>	Block brake bracket
좌우하중	Fymax	15.5 kgf/mm <sup>2</sup>	Lateral stop bracket

표 6. 에서 나타낸 바와 같이 수직하중 조건하에서 응력은 최대값이 16.9 kgf/mm<sup>2</sup> 로 양측 사이드 프레임 하단에 위치하고 있는 Block brake bracket 에서 나타나고 있다. 이 부위의 재질은 SS400(허용응력 22 kgf/mm<sup>2</sup>)로 안전하다고 판단할 수 있다. 좌우하중의 경우 Shell element 의 특성으로 하중을 받는 부위(Lateral stop bracket)의 응력집중 현상이 두드러지게 나타나므로, 그 부위(transom, Lateral stop bracket, crossbeam 일부

분)를 따로 분리하여 solid-element 를 이용하여 해석하였다. 이 때, lateral stop bracket 주위의 응력은 그림 2. 와 같이 lateral stop bracket 에 응력이 집중되는 현상을 보이며 트랜섬과 크로스빔간의 연결부위에는 큰 응력이 걸리지 않는 것으로 나타났다. 전체모델에서 나타나는 사이드 프레임에서의 응력분포는 9 ~ 11 kgf/mm<sup>2</sup> 이다.

그림 2. 좌우하중시 응력 분포 그림

3. 비틀림하중시 응력 분포



#### 4.2 운행 하중 조건

표 7. 운행 하중 조건 하의 응력 결과 (Von Mises 값)

Load case		최대 응력값(kgf/mm <sup>2</sup> )		주요 발생 부위
		UIC	JIS.KS	
수직하중	Fz	11.3	12.7	Block brake bracket
좌우하중	Fy	9.6	9.4	Lateral stop bracket
비틀림하중	Fw	2.4	4.8	Crossbeam
전후하중	Fx	1.7	9.2	Crossbeam
모터하중	Fmup	1.2	5.2	Crossbeam and motor bracket
	Fmdn	2.3	8.6	Crossbeam and motor bracket
감속기 반력 하중	Fg	3.4	3.4	Gear hanger bracket

표 7. 의 결과에서 알 수 있듯이 모든 운행 하중 조건에 대해 응력값은 재료의 허용응력 이내에 충분히 포함된다고 판단할 수 있다. 특히 비틀림 하중시 큰 응력이 발생하는 트랜섬과 크로스빔간의 용접부위에 대한 응력분포를 그림 3. 에 나타내었다.

#### 4.3 피로 하중 조건

대차 프레임의 각 절점에 작용하는 평균응력 및 변동응력을 바탕으로 피로내구선도를 그림 4. 에 나타내었다. 평균응력 및 변동응력의 값은 Matlab 을 이용하여 구하였다. 피로한도선(모재부, 용접부, 사상부)은 가장 약한 재질인 SS400 을 기준으로 표시하였으며, 그 중 응력값이 크게 나타나는 절점에 대해 부분적으로 표시하였다. 그림에서 Node1 그룹으로 표시된 부분은 대차 프레임 중 약 1/4 에 해당되는 부위를 나타내고 있으며, Node2 그룹으로 표시된 부분은 트랜섬 부분과 트랜섬 및 크로스빔이 서로 만나는 용접부 주위를 나타내고 있다. 참고로 JIS. KS 규격에 따른 피로응력을 크기가 크게 나타나는 부위에 한하여 부분적으로 표시하였다. Node1 그룹 중 용접선에 근접한 부분은 수직하중

시 최대응력이 발생하는 위치로서 Block brake bracket 위치(모재부)이다(그림 5.). 모든 절점은 피로하중에 대해 안전한 영역에 있음을 그림 4. 를 통해서 알 수 있다.

그림 4. UIC, JIS,KS 규정에 따른 피로내구선도

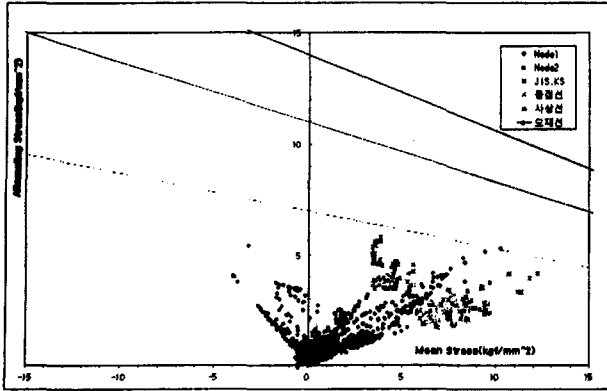
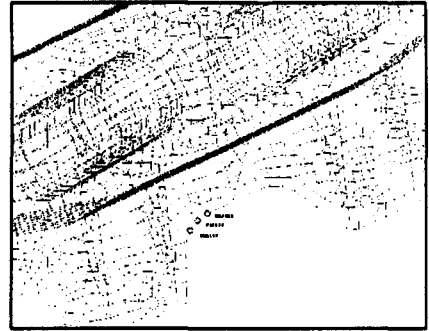


그림 5. 용접선 부위 절점 표시



## 5.결 론

대차 프레임의 용접작업을 쉽게 하여 용접품질을 향상시키고 피로 강성을 증가시키며, 작업 공수의 절감을 위해 새로이 설계된 사각 파이프 형상의 트랜섬을 적용한 전동차용 대차 프레임의 강도평가와 피로평가를 UIC 및 JIS,KS 규정을 적용하여 실시하였다. 구조해석으로 얻어진 결과를 바탕으로 다음과 같은 결론을 얻을 수 있다.

- 1) 사각 단면의 트랜섬을 적용한 대차 프레임은 정하중 조건하에서 충분히 안정한 응력분포를 나타내고 있다.
- 2) 사각 단면의 트랜섬을 적용한 대차 프레임은 피로하중 조건하에서 균열이 발생하지 않을 충분한 피로강도를 가지고 있다.

구조해석 결과에 따르면 사각 형상 트랜섬과 크로스빔의 용접부위 강도는 이전에 제작된 대차프레임에 비하여 더 안전하며, 추가의 사상작업이 필요하지 않을 것으로 판단된다. 그러나, 트랜섬 코너 주위에서의 정확한 응력분포 측정을 위하여 하중시험의 실시와 그 결과값의 비교 검토가 필요하며, 특히 피로 강도를 평가하는 작업에 있어 더 많은 연구가 수행되어야 할 것이다.

## 참고문헌

1. 건교부, 산자부, 과기부 (1998), “피로설계 및 내구성 평가기술 개발 2 차년도 보고서”
2. Takao Nagase and Koji Matsuzaki (1996), “New estimation method of fatigue strength of steel weldments in Truck Frame” in RTRI report vol.10, no.5, '96.5
3. Timoshenko and Goodier (1970), “Theory of Elasticity, 3<sup>rd</sup> edition”
4. UIC code Leflet No. 615-4, “Bogie frame structure strength tests”
5. JIS code E 4207, “Truck frames for railway rolling stock-General rules for design”