

# 한국형 틸팅열차용 주행장치 프레임의 구조적 안전성 평가에 관한 시험적 연구

김정석#, 김남포\*, 서승일\*

## Experimental Study on the Bogie Frame of Tilting Railway Vehicle for Assessment of Structural Safety

Jung Seok Kim#, Nam Po Kim\* and Sung Il Seo\*

### ABSTRACT

This paper investigated strength of a bogie frame for Korean tilting train that is being developed in KRRI. In this study, static load tests based on Japanese Industrial Standard (JIS) were performed. In order to simulate vertical and lateral components generated by tilting link mechanism, four hydraulic actuators were used. The eight load cases such as vertical, lateral, traction, braking and driving gear loads were applied for evaluation of the strength of bogie frame. The stresses measured at the stress concentration points were assessed using Goodman diagram. From the experimental results, structural safety of the bogie frame could be ensured.

**Key Words :** Tilting train (틸팅열차), Bogie frame (주행장치 프레임), Fatigue strength (피로강도), Goodman diagram(피로내구선도)

### 1. 서론

철도차량에서 주행장치(bogie)는 차체의 무게를 지지하고, 직선부에서 주행안정성(running stability)과 곡선부에서 우수한 곡선추종성(curving performance)을 동시에 만족하기 위해 휠세트(wheelset)를 제어하는 기능을 수행한다. 철도차량 주행장치에 대한 피로강도평가에 대한 연구는 몇 가지 사례가 있다.<sup>1-4</sup> 그러나 틸팅차량에 적용되는 주행장치에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 틸팅차

량의 적용은 급곡선이 많은 기존선로에서의 속도를 향상시키기 위해 가장 효과적인 방법 중의 하나이다. 틸팅이란 곡선부에서 차체를 곡선 내측으로 기울여서 승객이 느끼는 미보상 횡가속도(uncompensated lateral acceleration)를 저감하여, 곡선을 고속으로 주행하도록 하는 기술이다.

이러한 틸팅기술의 도입은 곡선부 주행속도 증가에 따른 여행시간단축, 곡선부 승차감 향상 및 에너지 절감 등의 장점이 있다.<sup>5-7</sup> 따라서 이러한 틸팅기술을 적용한 열차는 이태리와 독일을 비롯하여 현재 14 개국에서 성공적으로 운행중이다.

접수일: 2005년 6월 2일; 게재승인일: 2005년 11월 10일

# 교신저자 : 한국철도기술연구원 선임연구원

E-mail jskim@krii.re.kr Tel. (031) 460-5663

\* 한국철도기술연구원

국내에서는 현재 운행중인 틸팅열차는 없으며, 한국철도기술연구원에서 180km/h 급 전기식 틸팅열차를 개발하고 있다. 일반적으로 틸팅열차는 급곡선에서의 고속주행과 차체의 틸팅에 따른 하중 재분배에 의해 기존열차와 비교해서 심각한 하중조건에 처하게 된다.

본 연구에서는 한국형 틸팅열차에 적용되는 용접 주행장치 프레임 (bogie frame)의 피로강도를 정하중 시험을 통해 평가하였다. 이를 위해 JIS E4207 (Japanese Industrial Standard)기준에 근거하여 주행장치 프레임에 부과되는 하중조건을 도출하고 유한요소해석을 통해 얻어진 주요 응력 집중부에서의 변형률을 측정하여 응력분포를 고찰하였다. 시험을 통해서 얻어진 하중조건별 응력에 근거하여 틸팅 주행장치 프레임의 피로강도를 평가하였다.

## 2. 틸팅 주행장치 프레임

본 연구에서 개발중인 틸팅열차에서 차체(carbody)는 Fig. 1 과 같이 틸팅볼스터(tilting bolster) 상부에 설치된 공기스프링(air spring)위에 설치되고 차체의 무게는 틸팅볼스터에 의해 일차적으로 지지된다.

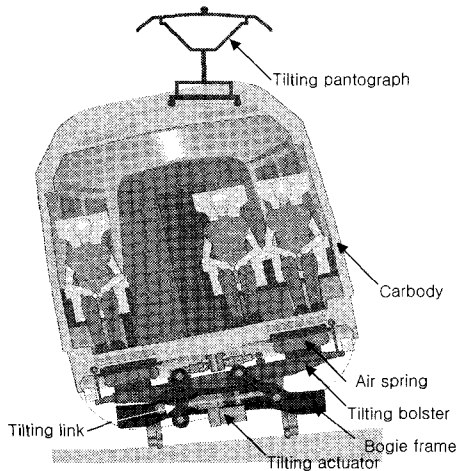


Fig. 1 Schematic diagram of tilting train

이러한 차체의 중량은 틸팅 볼스터와 주행장치 프레임사이에 연결된 틸팅링크(tilting link)를 통해 대차프레임의 크로스 빔(cross beam)으로 전달되도

록 되어있다. 또한, 곡선부 주행시 곡선추종성을 향상시키기 위해 토션바(torsion bar)를 적용한 자기조향장치(self steering device)가 설치되어 있고 직선부에서 주행안정성을 향상시키기 위해 요댐퍼(yaw damper)가 설치되어 있다. 차체는 Fig. 1 에서 알 수 있듯이 주행장치 프레임과 볼스타사이에 설치된 틸팅 액츄에이터에 의해 발생하는 롤모우멘트에 의해 틸팅되어진다.

Fig 2 는 틸팅열차용 주행장치 프레임의 형상을 나타낸 것이다.

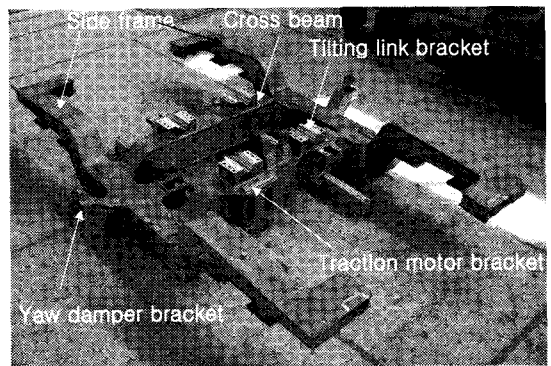


Fig. 2 Configuration of the bogie frame

Fig. 2 에서 알 수 있듯이 주행장치 프레임은 용접구조물로 단면은 사각형 박스형태를 이루고 있으며 제동장치 브라켓, 틸팅액츄에이터 브라켓 및 요댐퍼 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 사이드 프레임과 견인전동기 브라켓, 구동기어 브라켓, 견인링크 브라켓 및 틸팅링크 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 크로스 빔으로 구성된다. 크로스 빔과 사이드 프레임의 내부에는 수직 보강판이 용접되어진다. 주행장치 프레임의 재질은 SM490A 이며 기계적 성질은 Table 1 과 같다. 피로강도는 JIS E4207 에서 제시한 값을 사용하였다

Table 1 Material properties of SM490A (unit : MPa)

재질	항복강도	인장강도	피로강도		
			모재부	용접후 grinding 부	용접부
SM490A	330	500	160	110	70

Table 2 Load cases for the bogie frame

하중조건	하중기호	응력기호	하중 크기(kN)	비 고
수직하중	FV1.0	V <sub>1</sub>	상하방향 : 242.9 좌우방향 : 106.6	정하중(1.0g)
	FV1.3	V <sub>2</sub>	상하방향 : 315.7 좌우방향 : 138.5	동하중(1.3g)
비틀림 하중	FT1	T <sub>1</sub>	32.4	1,4위치 liner
	FT2	T <sub>2</sub>	32.4	2,3위치 liner
전후하중	FLo1	L <sub>1</sub>	72.9	전진시
	FLo2	L <sub>2</sub>	72.9	후진시
좌우하중	FA1	Tr <sub>1</sub>	72.9	좌측방향
	FA2	Tr <sub>2</sub>	72.9	우측방향
구동기어 하중	FG1	G <sub>1</sub>	29.2 × 2	전진시
	FG2	G <sub>2</sub>	29.2 × 2	후진시
건인모터 하중	FM1	M <sub>1</sub>	30 × 2	하방향
	FM2	M <sub>2</sub>	18 × 2	상방향
제동하중	FB1	B <sub>1</sub>	20 × 4	전진시
	FB2	B <sub>2</sub>	20 × 4	후진시
요댐퍼 하중	FAY1	Y <sub>1</sub>	18.4 × 2	전진시
	FAY2	Y <sub>2</sub>	18.4 × 2	후진시

일반열차의 주행장치 프레임에 대한 피로평가 기준은 KS R9210<sup>8</sup>, JIS E4207<sup>9</sup> 및 UIC 615-4<sup>10</sup> 으로 다양하다. 본 연구에서 개발중인 한국형 틸팅열차는 6 량 1 편성으로 구성되며 편성은 Mcp-M-T-T-M-Mcp 이다. 여기서 Mcp 는 제어동력차, M 은 동력차, 그리고 T 는 객차를 의미한다. 각 동력차에는 동력을 발생시키기 위한 전기장치들이 설치되어 객차에 비해 차량중량이 무겁다. 틸팅열차의 경우 Mcp 차의 만차시 중량은 52 톤으로 객차에 비해 16%정도 무겁다. 즉 제어동력차의 주행장치는 객차용에 비해 심각한 하중을 받게 된다. 따라서 본 연구에서는 제어동력차용 주행장치에 대해 정하중 시험을 수행하였다. 유럽의 경우에는 일반적으로 UIC 규격에 근거하여 주행장치 프레임의 피로안정성을 평가하고, 국내에서는 JIS 규격에 근거하는 것이 일반적이며 JIS 규격이 UIC 에 비해 보수적인 규격으로 알려져 있다. 따라서 본 정하중 시험은 JIS E4207 에 근거하였다. Table 1 은 JIS E4207 에 근거하여 도출된 주행장치 프레임에 부과되는 하중 조건, 기호, 하중의 크기 및 하중의 방향 등을 나타낸 것이다. Table 2 에서 알 수 있듯이 총 8 종류

의 하중이 틸팅차량용 주행장치 프레임에 부과된다. 일반차량의 주행장치의 경우에는 차체의 하중이 공기스프링에 부과되지만 틸팅 주행장치의 경우 차체 하중은 틸팅링크를 통해 주행장치 프레임의 크로스 빔에 설치된 틸팅링크 브라켓에 부과된다. 틸팅링크는 Fig. 3 과 같이 틸팅을 하지 않는 정상적인 운행조건에서는 수직축과 이루는 각  $\theta$  는 23 도 정도로 기울어져 있다. 따라서 차체 중량에 의한 하중에 의해 z 방향과 y 방향으로 분력이 발생하여 주행장치 프레임에 작용하게 된다.

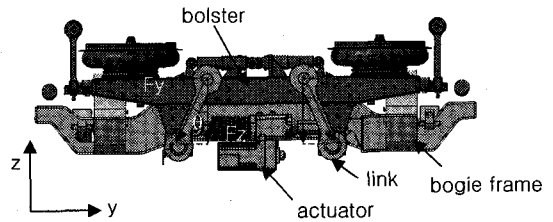


Fig. 3 Tilting link arrangement

### 3. 주행장치 프레임의 정하중 시험

#### 3.1 시험장치

틸팅열차용 주행장치는 틸팅링크 브라켓에 하중이 부과되고 기울어진 틸팅링크에 의해 수직 및 좌우방향으로 분력이 발생하게 된다. 따라서 정하중 시험에서는 수직방향으로 100 톤 용량의 액추에이터 2 조와 좌우방향으로 50 톤 용량의 액추에이터 2 조를 설치하여 상하 및 좌우 분력을 구현하였다. 시험대 위에 주행장치 프레임을 고정하기 위하여 Fig. 4 와 같이 4 조의 dummy axle box 를 제작하였으며, 이를 1 차 spring seat 와 볼트 체결 후 시험대에 고정시켰다.



Fig. 4 Dummy axle box assembly

여기서 사용된 dummy axle box 는 차축에 대하여 회전이 가능한 피벗(pivot)구조로 되어 있으며,

전후방향으로 발생하는 수평변위를 허용할 수 있도록 하였다. 1차 spring seat와 dummy axle box 사이에는 두께 10 mm의 고무판을 삽입하여 1차 spring seat가 dummy axle box 위에 충분히 접촉될 수 있도록 하였다.

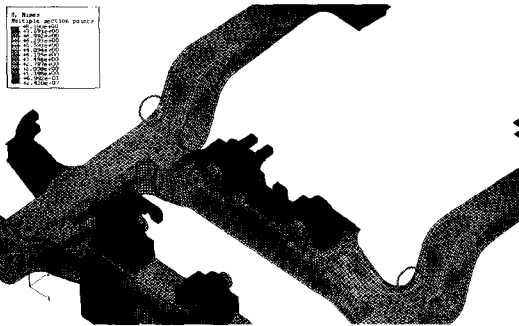


Fig. 5 Stress distribution of bogie frame

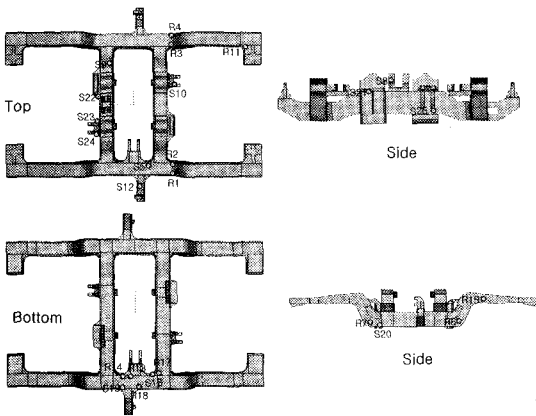


Fig. 6 Location of strain gauges

시험장치의 제어 시스템은 MTS사의 FlexTest이며, 이 시스템 내에는 변위를 제어하는 AC 제어기, 하중을 제어하는 DC 제어기 및 함수발생기(function generator)등이 장착되어 있다. KYOWA UCAM-500A와 USB-500 스캐닝 박스를 사용하여 응력을 측정하였다. Fig. 5는 수직하중조건하(FV1.0)에서 주행장치 프레임 상부의 Von-Mises 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 5에서 알 수 있듯이 프레임의 상부의 경우 사이드 프레임과 크로스빔이 연결되는 굴곡부에서 응력집중이 발생하고 있었다. 또한 톨팅액츄에이터 브라켓주위에서도 높은 응력값으로 보이므로 이러한 응력집중부에 게이지

를 부착하였다.

Fig. 6은 정하중 시험을 위해 부착된 변형률 게이지의 위치를 나타낸 것이다. 유한요소해석 결과에 근거하여 응력집중이 발생하는 사이드 프레임과 크로스빔이 연결되는 굴곡부(R1, R2, R3, R4)를 포함하여 Fig. 6에서처럼 총 25개의 게이지(3축게이지 12개와 단축게이지 13개)를 부착하였다. 주행장치 프레임 상부에 12개, 하부에 6개, 측면부에 7개의 게이지가 부착되었으며 총 측정 채널 수는 49개이다. Fig. 6에서 R은 3축 게이지를 S는 단축 게이지를 의미한다.

각 시험별 시험조건은 다음과 같다.

### 3.1.1 수직하중 (FV1.0, FV1.3)

수직하중이 가해질 때 상하 및 좌우방향의 분력에 의한 하중 조건을 구현하기 위하여 수직하중에 사용되는 지그는 상하 및 좌우방향 하중을 동시에 부가시킬 수 있는 구조로 제작하였다.

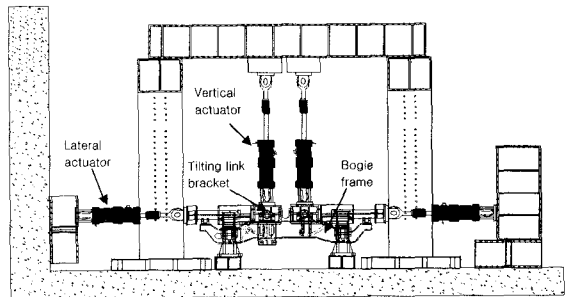


Fig. 7 Schematic diagram of the test setup for vertical load test

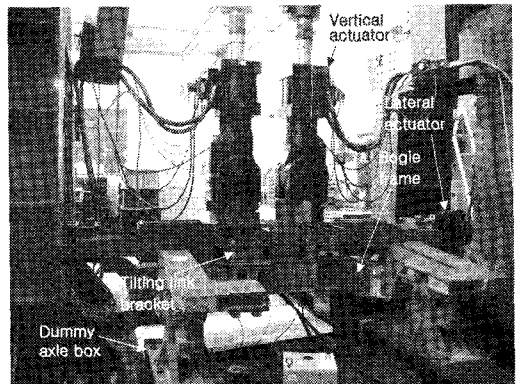


Fig. 8 Test setup for vertical load test

수직하중은 크로스 빔에 설치된 틸팅링크 브라켓 중심에 부가된다. 수직하중 지그와 틸팅링크 브라켓은 볼트로 체결하였다. Fig. 7 과 8 은 각각 수직하중의 시험설치 개략도와 시험장면이다.

### 3.1.2 비틀림하중 (FT)

비틀림 하중은 차량 주행중 레일의 높이차로 인해 주행장치 프레임에 부과되는 하중이다. 비틀림 하중조건을 구현하기 위하여 대각위치 2 개소의 dummy axle box 지지봉 사이에 Fig. 9(a)와 같이 8mm 두께의 라이너(liner)를 삽입하였다.



(a) The inserted liner. (b) LVDT for measurement of vertical displacement.

Fig. 9 Test setup for twist load test

또한, 라이너 삽입 후 수직하중에 의해 발생하는 변위 측정을 위하여 나머지 대각위치 2 개소에는 1 차 spring seat 의 가운데에 Fig. 9(b)와 같이 변위계(KYOWA, DTH-A-10, 10mm)를 설치하였다. 비틀림 하중 시험설치는 수직하중과 동일하다.

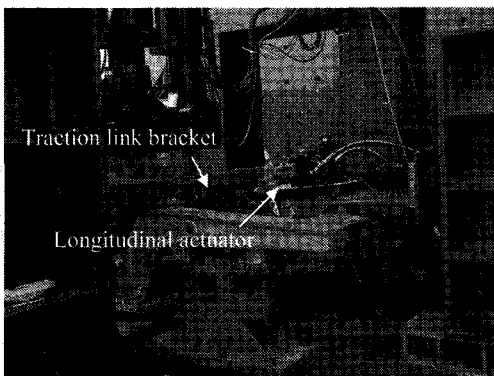


Fig. 10 Test setup for traction load test

### 3.1.3 전후하중 (FLo)

주행중 전후진동에 의해 발생하는 하중으로 수직 정하중의  $\pm 30\%$ 를 초과하였다. 차량의 전진과 후진을 고려하여 양방향으로 각각 하중을 부과

하였다. 전후하중은 수직하중이 부과된 상태에서 크로스 빔 상부의 견인 링크 브라켓(traction link bracket)에 가해지므로 이 위치에 Fig. 10 과 같이 1 조(10 톤 용량)의 유압 액츄에이터를 설치하였다. 이 때, 견인 링크 브라켓은 수직면과 5도 정도 기울어져 있기 때문에 유압 액츄에이터도 수평면과 5도 정도 기울어져 설치되어 있다.

### 3.1.4 좌우하중 (FA)

좌우하중 역시 운행 중 좌우진동에 의해 발생하는 하중으로 수직 정하중의  $\pm 30\%$ 를 초과하였다. 좌우하중은 수직하중이 부과된 상태에서 side frame 내측에 장착된 틸팅 액츄에이터 브라켓에 가해지므로 이 위치에 Fig. 11 과 같이 1 조의 유압 액츄에이터 (10 톤 용량)를 연결하고 반대편에 설치된 스톱퍼(stopper)에 고정시켰다.

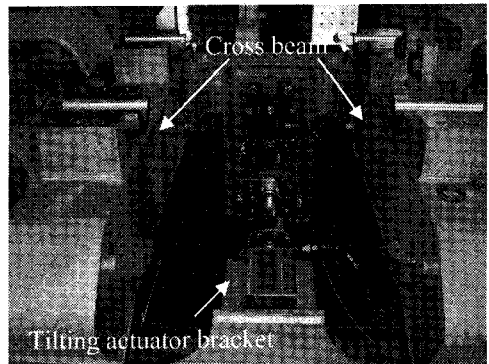


Fig. 11 Test setup for lateral load test

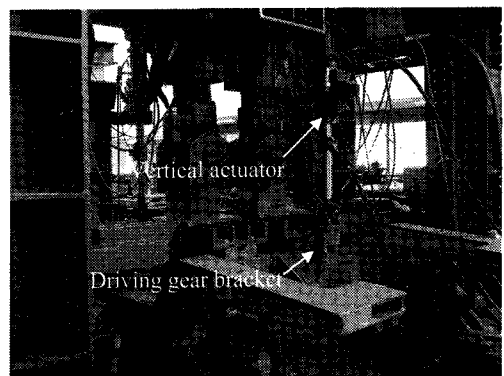


Fig. 12 Test setup for driving gear load

### 3.1.5 구동기어하중 (FG)

구동기어의 반력에 상당하는 하중으로 구동기어 하중은 수직하중이 부과된 상태에서 크로스 빔 상부에 부착된 2 개의 구동 기어 브라켓에 상하방향으로 가해지므로 이 위치에 Fig. 12 와 같이 2 조 (5 톤과 10 톤 용량 각 1 조)의 유압 액츄에이터를 설치하였다.

### 3.1.6 모터하중 (FM)

모터하중은 모터의 상하진동에 의해 발생하는 하중으로 하방향은 모터하중의 5 배인 5g 를 부과하고 상방향은 3g 를 부과하였다.

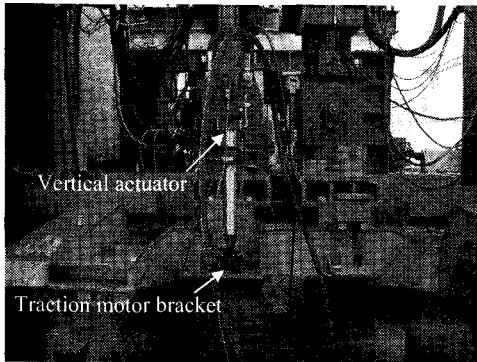


Fig. 13 Test setup for traction motor load

모터하중은 수직하중이 부과된 상태에서 크로스 빔 상부에 부착된 2 개의 구동 모터 브라켓에 가해지므로 이 위치에 Fig. 13 과 같이 2 조(5 톤과 10 톤 용량 각 1 조)의 유압 액츄에이터를 설치하였다.

### 3.1.7 제동장치하중 (FB)

제동하중은 제동시 제동장치 브라켓에 부과되는 반력으로 제동하중은 수직하중이 부과된 상태에서 side frame 단부에 설치된 4 개소의 제동장치 브라켓에 가해지므로 이 위치에 Fig. 14 와 같이 4 조(5 톤 용량 : 3 조, 10 톤 용량 : 1 조)의 유압 액츄에이터를 설치하였다. 이때, 제동장치 브라켓의 제동장치 연결부는 수평면을 기준으로 5 도 정도 기울어져 있기 때문에 유압 액츄에이터도 수직면을 기준으로 5 도 기울어진 상태로 설치된다.

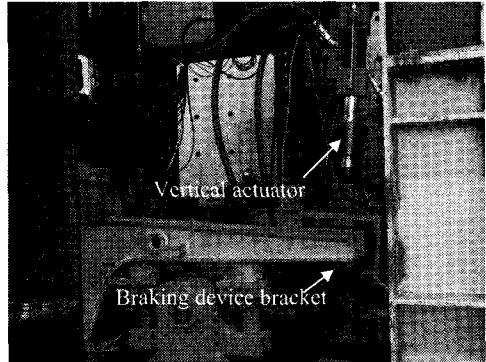


Fig. 14 Test setup for braking load

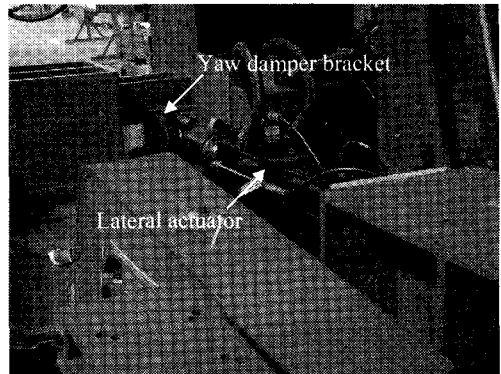


Fig. 15 Test setup for yaw damper load

### 3.1.8 요댐퍼하중 (FAY)

요댐퍼는 차체의 직선부 주행안정성을 향상시키기 위한 장치로 운행 중 차체의 진동에 의해 요댐퍼 브라켓에 부과된다. 요댐퍼 하중은 수직하중이 부과된 상태에서 양쪽 사이드 프레임 외측에 부착된 2 개의 요댐퍼 브라켓에 서로 다른 방향으로 가해지므로 이 위치에 Fig. 15 와 같이 2 조(5 톤과 10 톤 용량 각 1 조)의 유압 액츄에이터를 설치하였다.

## 4. 주행장치 프레임의 정하중 시험

### 4.1 시험결과

시험을 통해 얻어진 응력들은 주응력으로 환산하여 피로내구선도를 이용하여 피로강도를 평가하였다. 본 연구에서는 철도차량의 대표적인 운행 모드인 주행조건(running condition)과 제동조건

(barking condition)하에서 피로강도평가를 수행하였다. 차량의 주행조건에서는 모터의 회전력이 감속 구동장치를 통해 휠에 전달되므로 식 (1)<sup>9</sup>과 (2)<sup>9</sup>와 같이 구동기어 하중이 피로응력계산에 포함되고, 제동조건에서는 식 (3)<sup>9</sup>과 (4)<sup>9</sup>와 같이 제동하중이 피로응력계산에 포함된다. 식 (1)과 (2)는 주행시에 대한 평균응력과 응력진폭을 계산하는 식으로 Table 1에 사용되는 응력기호로 표현한 것이다.

$$\sigma_m = V_1 + \frac{(T_1 - V_1) + (T_2 - V_1)}{2} + \frac{(L_1 + L_2)}{2} + \frac{(Tr_1 + Tr_2)}{2} + \frac{(G_1 + G_2)}{2} + \frac{(M_1 + M_2)}{2} + \frac{(Y_1 + Y_2)}{2} \quad (1)$$

$$\sigma_a^2 = (V_2 - V_1)^2 + \left[ \frac{(T_1 - V_1) - (T_2 - V_1)}{2} \right]^2 + \left[ \frac{L_1 - L_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{Tr_1 - Tr_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{G_1 - G_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{M_1 - M_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{Y_1 - Y_2}{2} \right]^2 \quad (2)$$

식 (3)과 (4)는 제동시에 대한 평균응력과 응력진폭을 계산하는 식이다.

$$\sigma_m = V_1 + \frac{(T_1 - V_1) + (T_2 - V_1)}{2} + \frac{(L_1 + L_2)}{2} + \frac{(Tr_1 + Tr_2)}{2} + \frac{(B_1 + B_2)}{2} + \frac{(M_1 + M_2)}{2} + \frac{(Y_1 + Y_2)}{2} \quad (3)$$

$$\sigma_a^2 = (V_2 - V_1)^2 + \left[ \frac{(T_1 - V_1) - (T_2 - V_1)}{2} \right]^2 + \left[ \frac{L_1 - L_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{Tr_1 - Tr_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{B_1 - B_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{M_1 - M_2}{2} \right]^2 + \left[ \frac{Y_1 - Y_2}{2} \right]^2 \quad (4)$$

Table 3은 시험을 통해서 얻어진 주행시 하중조건하에서 측정된 게이지 부착위치에서의 주응력값, 평균응력 및 응력진폭을 나타낸 것이다. Table 3에는 12개의 게이지 값만 표기하였는데 그 이유는 Table 3의 응력값은 각 게이지의 주응력이다. 따라서 주응력을 얻을 수 있는 3축 게이지의 값만 표기하였다. Table 3에서 알 수 있듯이 V<sub>2</sub> 하중 조건하에서 3번 게이지에서 발생하였고 피로수명에 가장 큰 영향을 미치는 응력진폭의 최대값 역시 발생하였다. 게이지 1 ~ 4번의 부착위치는 Fig. 6에서 알 수 있듯이 사이드 프레임과 크로스 빔이 교차하는 부분이다. 특히 이 부분에서 최대응력이 발생하는 이유는 Fig. 2의 주행장치 프레임의 형상에서도 알

수 있듯이 사이드 프레임이 25도 정도 하부로 굴곡되면서 불연속이 발생하는 부분이고, 또한 차체의 하중이 부과되는 크로스 빔과 용접되는 부분이기 때문이다

Table 3 Stress values for main gauge points

No of gauge	Stress for static load cases (MPa)								Mean stress $\sigma_m$	Stress amplitude $\sigma_a$
	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>	T <sub>1</sub>	L <sub>1</sub>	Tr <sub>1</sub>	G <sub>1</sub>	M <sub>1</sub>	Y <sub>1</sub>		
1	-114.5	-147.3	-53.9	-9.41	-42.7	-3.48	19.0	-14.4	-158.8	61.5
2	-126.2	-162.4	-63.4	-13.2	33.6	-4.99	19.3	2.33	-156.7	62.7
3	-134.8	-173.7	3.26	-15.3	-30.1	-15.8	12.8	-2.71	-167.4	71.0
4	-112.1	-144.1	-9.74	-7.47	17.5	-12.6	11.1	10.6	-153.5	51.2
6	72.7	93.0	32.7	1.51	-19.2	2.75	-10.6	-3.22	90.5	32.6
7	-34.0	-43.7	-15.9	-2.28	17.6	-1.05	5.53	4.02	-36.4	20.9
11	0.36	0.73	0.36	2.91	0.00	0.21	-0.42	0.42	3.07	1.01
13	41.5	53.4	21.3	-1.51	7.89	-2.25	-2.93	1.83	59.4	15.9
14	66.2	85.3	25.1	-5.52	15.6	-1.87	-3.53	-4.28	87.8	25.8
15	10.0	13.5	4.86	0.92	-10.2	0.21	-1.50	1.51	8.89	5.05
17	46.8	60.1	-15.2	9.59	-7.25	-4.02	0.66	2.31	61.4	35.4
18	34.1	43.7	11.0	-2.00	-15.2	-1.47	-4.07	-6.84	46.8	19.4

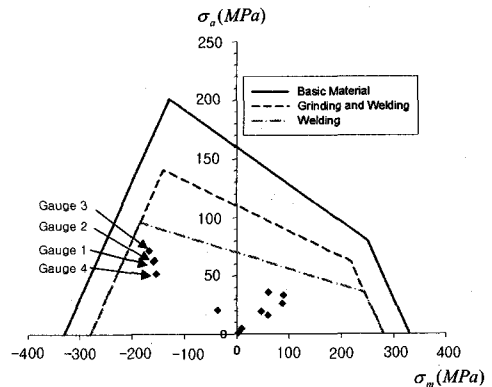


Fig. 16 Goodman diagram under running load condition

Fig. 16 ~ 17은 시험을 통해서 얻어진 응력을 주행조건인 경우 식(1)과 (2)를 이용하고 제동조건인 경우 식(3)과 (4)를 이용하여 평균응력과 응력진폭을 계산하여 Goodman 선도상에 표현한 것이다. Fig. 16 ~ 17에서 알 수 있듯이 측정된 응력은 모두 용접부의 피로한도 (welding line) 아래에 위치하고 있으므로 피로 안전도를 만족함을 알 수 있었다. Goodman 선로부터 주행조건과 제동조건

에서 3 번 게이지의 부착위치에서 가장 피로안전도가 낮은 것을 알 수 있다. 주행과 제동조건하에서 주행장치 프레임의 피로안전성은 유사한 경향을 보이나 제동시의 응력이 높은 분포를 보이고 있음을 알 수 있었다

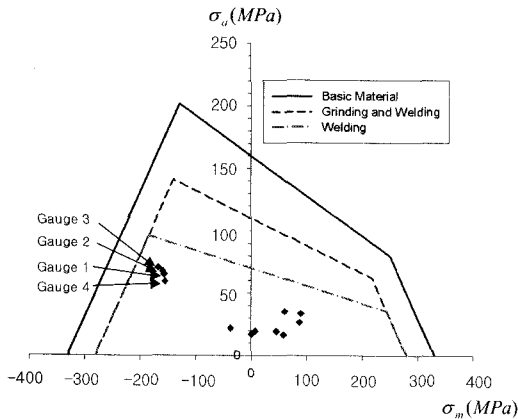


Fig. 17 Goodman diagram under braking load condition

### 5. 결론

본 연구에서는 국내에서는 처음으로 독자개발 중인 한국형 틸팅열차에 적용될 예정인 틸팅 주행장치 프레임에 대한 피로강도평가를 시험을 통해 수행하였다. 이를 위해 본 연구에서는 JIS E4207 기준에 근거하여 주행장치 프레임에 부과되는 하중을 도출하고 이를 시험장치로 구현하여 시험을 수행하였다. 또한, 일반차량과 다른 하중전달 메커니즘에 의해 틸팅링크에 의해 발생하는 수직 및 좌우방향 분력을 발생시키기 위해 총 4 조의 유압 액츄에이터를 적용하였다. 시험에서 스트레인 게이지 부착위치는 구조해석을 통해 얻어진 응력집중부에 부착하였다. 이렇게 각 하중조건별로 측정된 응력값을 분석한 결과 사이드 프레임과 크로스 빔에 교차하는 굴곡진 부위 (게이지 번호 : 1, 2, 3, 4) 에서 가장 높은 응력값을 나타내었다. 이것은 이 부위에서 사이드 프레임이 25 도 정도로 굴곡이 발생하고 크로스 빔을 통해 차체 하중이 부과되는 부위이기 때문이다. 하지만 Goodman 선도를 이용한 피로안전성 평가에서 제동시와 주행시에 대해서 피로안전도는 만족하고 있었다.

### 후 기

본 연구는 철도기술연구개발사업의 틸팅시스템실용기술개발과제의 일부입니다.

### 참고문헌

1. Dietz, S., Netter, H. and Sachau, D., "Fatigue Life Prediction of a Railway Bogie under Dynamic Loads though Simulation," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 29, pp. 385-402, 1998.
2. Cheli, F., Diana, G. and Resta, F., "Numerical Model of a Tilting Body Railway Vehicles Compared with Rig and on Track Tests," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 35, No. 6, pp. 417-442, 2001.
3. Oyan, C., "Structural Strength Analysis of the Bogie Frame in Taipei Rapid Transit Systems," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers Part F- Journal of Rail & Rapid Transit*, Vol. 212, No. 3, pp. 253-262, 1998.
4. Kim, H. S., Ahn, C. W., Choi, K. H. and Park, J. H., "Shape Optimization of a Bogie frame for the Reduction of its Weight," *J. of KSPE*, Vol. 19, No. 9, pp. 186-192, 2002.
5. Elia, A., "Fiat Pendolino : Development, Experiences and Perspective," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 7-17, 1998.
6. Hubber, B. H., "The Bogie-Based Tilt Option-Simplicity and Flexibility," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 19-32, 1998.
7. Pearson, J. T., Goodall, R. M. and Pratt, I., "Control system Studies of an Active Anti-Roll Bar Tilt System for Railway Vehicles," *Proc. Instn. Mech. Engrs*, Vol. 212, Part F, pp. 43-60, 1998.
8. KS R9210 : Truck frames for Railway Rolling Stock-General Rules for Design.
9. Japanese Industrial Standard (JIS) E 4207 : Truck Frames for Railway Rolling Stock General Rules for Design, 1988.
10. UIC Code 615-4 : Motive Power Units Bogies and Running Gear Bogie Frame Structure Strength Tests, 1994.