

## 틸팅대차 프레임에 대한 피로강도평가 절차에 관한 해석적 연구

### An Analytical Study on Fatigue Strength Evaluation Procedure for the Bogie Frame of Tilting Railway Vehicle

김정석\* · 김남포\*

Jung-Seok Kim · Nam-Po Kim

#### Abstract

This paper has established the strength evaluation procedure of the bogie frame for the Korean tilting train that is being developed in KRRRI. In order to establish the strength evaluation procedure, firstly, the loading conditions imposed on the tilting train were investigated. In addition, the static and fatigue strength of the bogie frame has been evaluated. In order to derive the dynamic loads according to the carbody tilting, the load redistribution effect by carbody tilting, the unbalanced lateral acceleration effect by high-speed curving and the tilting actuator force effect have been considered. Multi-body dynamic analyses have been carried out to evaluate the tilting load cases and the strength analysis has been performed by finite element analyses. From this study, the structural safety of the bogie frame could be ensured.

**Keywords** : Tilting Train(틸팅 열차), Tilting Bogie Frame(틸팅대차 프레임), Finite Element Method(유한요소기법), Fatigue Strength(피로강도)

#### 1. 서론

틸팅차량의 적용은 급곡선이 많은 기존선로에서의 속도를 향상시키기 위한 가장 효과적인 방법중의 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 승차감향상 및 에너지 절감 등의 장점이 있다[1-4]. 따라서 이러한 틸팅기술을 적용한 열차는 이태리와 독일은 비롯하여 현재 14개국에서 성공적으로 운행중이다. 국내에서는 현재 운행중인 틸팅열차가 없으며, 한국철도기술연구원에서 180km/h 급 전기식 틸팅열차(Tilting Train eXpress : TTX)를 개발하고 있다. 철도차량에서 대차(bogie)는 차체의 무게를 지지하고, 직선부

에서 주행안정성(running stability)과 곡선부에서 우수한 곡선추종성(curving performance)을 동시에 만족하기 위해 휠세트(wheelset)를 제어하는 기능을 수행한다. 철도차량 대차에 대한 피로강도평가에 대한 연구는 몇 가지 사례가 있다[5-6]. 그러나 틸팅차량에 적용되는 틸팅대차에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 일반적으로 틸팅열차는 급곡선에서의 고속주행과 차체의 틸팅에 따른 하중 재분배에 의해 기존열차와 비교해서 극심한 하중조건에 처하게 된다.

본 논문에서는 한국형 틸팅열차에 적용되는 틸팅대차의 피로강도평가 절차를 확립하는 연구를 수행하였다. 이러한 목적을 달성하기 위해, 기존대차와 동일한 하중조건하에서는 UIC615-4규격에 근거하여 구조해석을 수행하였다. 이에 추가하여 차체의 틸팅효과를 고려할 수 있는 하중조건은 본 연구에서 도출하였다. 차체의 틸팅에 의해 유기되는 하중을 도출하기 위해 본 연구에서는 다물체 동역학 해석을 이용하였다. 이렇게 얻어진 하중조건들을 조합하여 틸팅대차 프레임에 대한 구조해석을 수행하고 Goodman선도를 통해 피로강도를 평가하였다.

† 책임저자 : 정희원, 한국철도기술연구원, 기존철도사업단  
E-mail : jskim@krrri.re.kr  
TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

\* 한국철도기술연구원, 기존철도사업단

## 2. 틸팅대차 프레임의 피로강도평가 절차

본 연구에서 개발중인 틸팅열차에서 차체(carbody)는 틸팅볼스타(tilting bolster) 상부에 설치된 공기스프링(airspring) 위에 설치되고 차체의 무게는 틸팅볼스타에 의해 일차적으로 지지된다. 이러한 차체의 중량은 볼스타와 대차프레임 사이에 연결된 틸팅링크(tilting link)를 통해 대차프레임의 크로스빔(cross beam)으로 전달되도록 되어있다.

Fig. 1은 틸팅대차의 구성도를 나타낸 것이다. Fig. 1에서 알 수 있듯이 일반대차와 달리 곡선부 주행시 곡선추종성을 향상시키기 위해 토션바(torsion bar)를 적용한 자기조향장치(self steering device)가 설치되어 있고 직선부에서 주행 안정성을 향상시키기 위해 요댐퍼(yaw damper)가 설치되어 있다. 차체는 Fig. 2에서 알 수 있듯이 대차프레임과 볼스타 사이에 설치된 틸팅시스템에 의해 발생하는 롤모우멘트에 의해 틸팅되어진다.

Fig 3은 틸팅대차 프레임의 형상을 나타낸 것이다. Fig. 3에서 알 수 있듯이 틸팅대차 프레임은 용접구조물로 단면은 사각형 박스(rectangular box)형태를 이루고 있으며 제동장치 브라켓, 틸팅액츄에이터 브라켓 및 요댐퍼 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 사이드 프레임과 견인전동기 브라

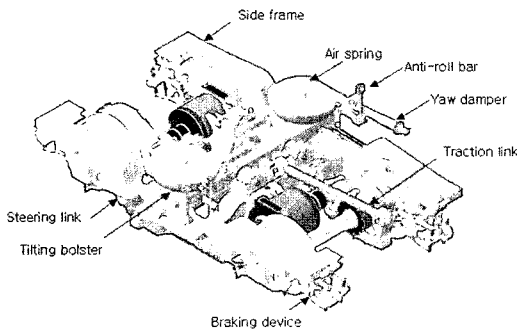


Fig. 1. Bogie assembly of TTX.

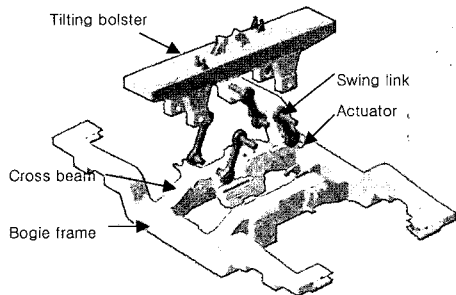


Fig. 2. Configuration of the tilting system.

켓, 구동기어 브라켓, 견인링크 브라켓 및 틸팅링크 브라켓이 용접되어 설치되는 두 개의 크로스빔으로 구성된다. 크로스빔과 사이드 프레임의 내부에는 수직 보강판이 용접되어진다.

일반열차의 대차프레임에 대한 피로평가기준은 KS R9210[7], JIS E4207[8], JIS E4208, UIC 515-4 및 UIC 615-4[9]은 다양하다. 그러나 틸팅대차의 프레임에 대한 피로평가기준은 없는 상태이다. 따라서 본 연구에서는 틸팅대차 프레임에 대한 피로강도평가 절차를 아래와 같이 확립하였다. Fig. 4는 틸팅대차 프레임의 피로강도평가 절차이다. Fig. 4의 피로강도평가절차를 요약하면 아래와 같다.

- ① 차량의 중량, 모터의 중량 및 제동하중 등 차량의 정보를 설정한다.
- ② 비틸팅 운행 조건(non-tilting operating condition)에 대한 하중조건을 계산한다.
  - UIC615-4에 근거한 과대하중, 주운용하중조건
- ③ 궤도 비틀림에 의해 유도되는 하중을 계산한다.
- ④ ②와 ③단계에서 얻어진 하중을 조합한다.
- ⑤ 틸팅운행조건(tilting operating condition)에 대한 동하중을 계산한다.
  - 극심한 틸팅운행조건을 모사하기 위한 선로 및 운행조건을 설정한다.
  - 차체중량의 이동, 원심력 및 틸팅액츄에이터 하중을 고려한다.
- ⑥ 틸팅운행조건을 고려한 하중조건을 도출한다.
- ⑦ ④조건과 ⑥의 조건을 조합하여 얻어진 하중조건들에 대해 구조해석을 수행한다.
- ⑧ 피로강도를 평가한다.

위의 평가절차에서 알 수 있듯이 틸팅대차의 강도평가는 UIC615-4와 차체 틸팅 고려를 통해 얻어진 동적하중의 조

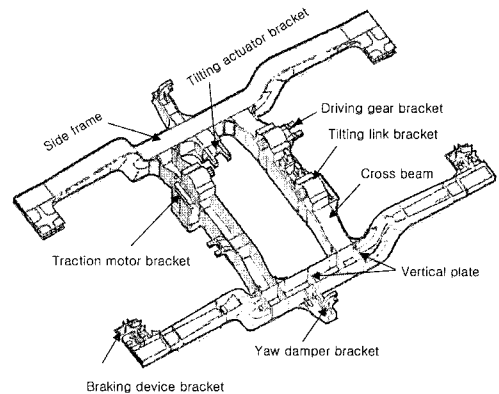


Fig. 3. Configuration of the bogie frame.

합에 의해 수행되어진다. 일반차량의 대차의 경우에는 차체의 하중이 공기스프링에 부과되지만 틸팅대차의 경우 차체 하중은 틸팅링크를 통해 대차프레임의 크로스 빔에 설치된 틸팅링크 브라켓에 부과된다. 틸팅링크는 Fig. 5(a)와 같이 틸팅을 하지 않는 정상적인 운행조건에서는 수직축과 이루는 각  $\theta$  는 약 23도 정도로 기울어져 있다. 따라서 차체 중량에 의한 하중에 의해 z방향과 y방향으로 분력이 발생하여 대차프레임에 작용하게 된다. 차체가 +8도 또는 -8도로 틸팅할 경우에는 Fig. 5(b)와 같이 곡선외측에 위치한 링크는

수직축과 기울어진 각도가 45도로 증가되고 곡선내측에 위치한 링크는 5도로 감소하게 된다. 따라서 이러한 링크의 기울어진 각도변화에 의해 z방향과 y방향으로의 하중 역시 변하게 된다.

### 2.1 정적하중조건

① 과대하중(exceptional load case) : 과대하중조건은 운행중 발생하는 최대하중의 조합이며 과대 하중하에서 대차 프레임에는 소성변형이 발생하지 않아야 한다. 과대하중조건에 대한 하중 시나리오는 Table 1과 같이 구성하였으며 수직, 전후, 비틀림 및 좌우하중의 영향을 고려하였다. Table 1에서 D는 동하중 계수를 의미한다.

② 주운용하중(main in-service load case) : 주운용하중

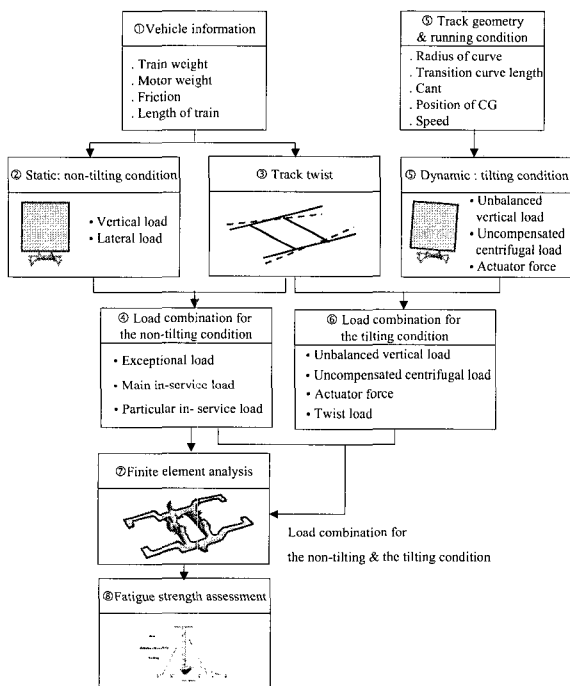


Fig. 4. Strength evaluation procedure of the tilting bogie frame.

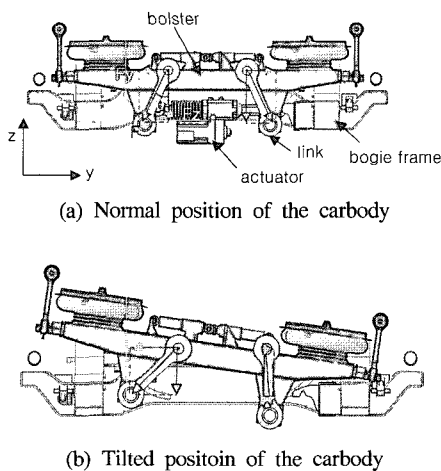


Fig. 5. Change in link angle according to carbody tilting.

Table 1. Load scenarios for the exceptional loads.

Load	Vertical load (N)	Longitudinal load (N)	Twisting load (N)	Lateral load (N)	Remark
1	244100				D=2
2	159000	90000			D=1.3
3	159000		9210		
4	159000			94100	

Table 2. Load combination for the main in-service loads.

Loads	Vertical load		Lateral load Fy(N)	Twisting load Ft(N)			
	Fz1(N)	Fz2(N)		G1	G2	G3	G4
1	123200	123200	0				
2	110880	86240	0				
3	110880	86240	+71000				
4	160160	135520	0				
5	160160	135520	+71000				
6	86240	110880	0				
7	86240	110880	-71000				
8	135520	160160	0				
9	135520	160160	-71000				
10	110880	86240	+71000	4610			4610
11	110880	86240	+71000		4610	4610	
12	160160	135520	+71000	4610			4610
13	160160	135520	+71000		4610	4610	
14	86240	110880	-71000	4610			4610
15	86240	110880	-71000		4610	4610	
16	135520	160160	-71000	4610			4610
17	135520	160160	-71000		4610	4610	

조건은 운용중 발생하는 하중들의 조합으로 주운용하중하에서 대차프레임에는 어떠한 피로균열도 발생하지 않아야 한다. Table 2는 주하중운용조건에 대한 하중조합을 나타낸 것이다.

2.2 틸팅에 의한 하중 조건

대차프레임에 부과되는 기존 하중조건에 추가해서 틸팅 대차의 경우에는 아래와 같은 차체의 틸팅과 관련된 하중을 추가로 고려해야 한다.

- 차체 틸팅에 의한 동일 차축내에서의 차량중량의 이동
- 곡선부 고속주행에 따른 미보상 횡가속도에 의한 원심력
- 틸팅액츄에이터에 의해 발생하는 하중

위와 같은 동적인 하중을 구하기 위해 본 연구에서는 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS[10]를 이용한 동역학 해석을 수행하였다. 해석조건은 틸팅대차에 가장 극심한 하중이 부과될 것으로 판단되는 S곡선을 최대미보상 횡가속도 2.0m/s<sup>2</sup>이 발생하는 조건으로 최대 틸팅각인 8도로 기울어진 상태로 주행하는 조건이다. 이때 선로조건은 곡선반경이 300m, 완화곡선길이는 75m이고 캔트는 100mm이다. Fig. 6은 본 해석에 적용된 해석모델이다. 본 해석모델은 차체가 곡선부를 주행시 차체의 틸팅에 의해 좌우의 틸팅링크 브라켓에 부과되는 하중을 도출하는 것이 목적이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 6과 같이 차체, 대차 및 볼스타를 강체로 모델링하고 차체 틸팅에 필요한 틸팅링크와 틸팅액츄에이터를 모델링하였다. 또한 차체와 틸팅볼스타 사이의 2차현수장치는 선형 스프링요소로 구현하였으며 스프링상수는 2차현수장치의 스프링 상수(Kz=450N/mm, Ky=180N/mm)와 동일한 값을 적용하였다. 본 해석모델에서는 해석의 단순화를 위해 휠과 레일의 접촉은 고려하지 않았다.

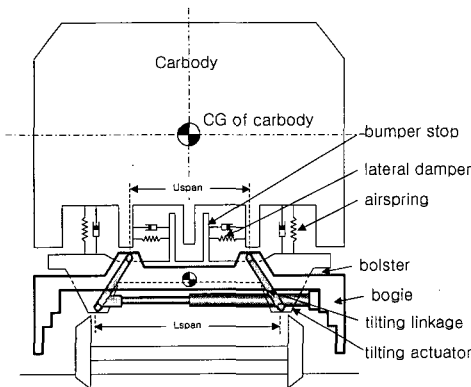


Fig. 6. Dynamic analysis model of TTX.

본 해석에서 미보상횡가속도에 의해 유발되는 원심력은 차체의 무게중심에 부과하고 차체를 틸팅시키기 위한 액츄에이터 하중은 액츄에이터의 변위에 의해 부과하였다. 식 (1)과 (2)는 각각 원심력과 액츄에이터 변위의 이력을 나타낸 것이다.

$$M_{act}(t) = \theta_{max} \left\{ \begin{matrix} STEP(t,0,0,2,1) - STEP(t,4,0,6,1) \\ -STEP(t,7,0,9,1) - STEP(t,11,0,13,1) \end{matrix} \right\} \quad (1)$$

$$F_L(t) = 0.2gW_c \left\{ \begin{matrix} STEP(t,0,0,2,1) - STEP(t,4,0,6,1) \\ -STEP(t,7,0,9,1) - STEP(t,11,0,13,1) \end{matrix} \right\} \quad (2)$$

여기서  $\theta_{max}$ 는 최대 틸팅각, g는 중력가속도, STEP는 스텝 함수 및  $W_c$ 는 차체의 중량을 의미한다.

식 (1)에서 표현되는 액츄에이터의 변위는 Fig. 7과 같은 이력을 가진다.

Fig. 8은 이상의 해석을 통해서 얻어진 차체 틸팅에 따른 좌우틸팅링크 브라켓에 부과되는 하중이력이다.

Fig. 8에서 알 수 있듯이 좌측링크 브라켓에 부과되는 하

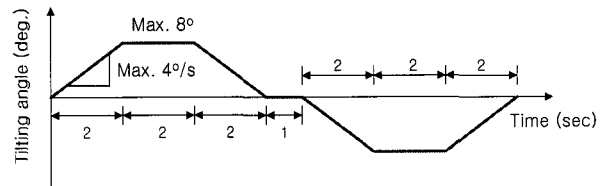
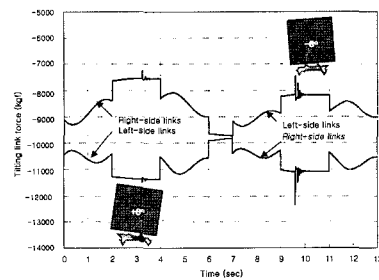
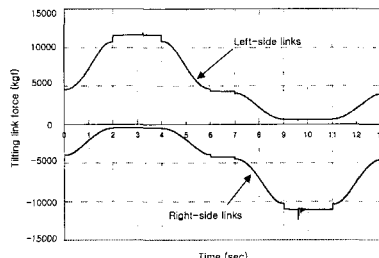


Fig. 7. History of tilting angle.



(a) Vertical load history of the tilting link.



(b) Lateral load history of the tilting link.

Fig. 8. Histories of tilting link forces.

Table 3. Load combination for the tilting loads.

Load case		Resultant link bracket force(N)		Actuator load(N)	Track twist(N)			
		F <sub>right</sub>	F <sub>left</sub>	Fact	G <sub>1</sub>	G <sub>2</sub>	G <sub>3</sub>	G <sub>4</sub>
+8° tilting	T1	71180	168360	-100000				
	T2	71180	168360	-100000	4610			4610
	T3	71180	168360	-100000		4610	4610	
-8° tilting	T4	162470	77750	+100000				
	T5	162470	77750	+100000	4610			4610
	T6	162470	77750	+100000		4610	4610	

중은 차체가 +8도 틸팅할 때 최대값이 발생하고 -8도 틸팅 시 최소값을 보인다. 좌측링크 브래킷은 이와 반대 경향을 보인다. +8도와 -8도 틸팅조건에서 좌우링크 브래킷에 부과되는 하중의 비는 각각 2.37과 2.10으로 차체의 틸팅에 따라 곡선의측 즉 차체가 들려올라가는 부분에 위치한 링크 브래킷에는 하중이 증가하고 곡선내측 링크 브래킷의 하중은 감소하게 된다. Table 3은 이상의 과정을 통해 얻어진 차체 틸팅에 의해 발생하는 하중들을 조합하여 구성한 틸팅하중조건이다.

2.3 대차프레임의 유한요소모델링

대차프레임의 유한요소해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS[11]를 이용하였다. 대차프레임의 유한요소모델링은 대차프레임의 주 구조물이 강판으로 구성된 용접 구조물이므로 주로 쉘요소(ABAQUS의 S5요소)를 적용하였고 액츄에이터 브래킷과 같은 브래킷 부분은 솔리드 요소(ABAQUS의 C3D8요소)를 적용하여 모델링하였다. 해석에 적용된 절점수와 요소수는 각각 56823개와 50821개이다. 대차프레임의 재질은 SM490A로 항복강도는 33kgf/mm<sup>2</sup>이며 프레임의 상하판의 두께는 14mm, 좌우측판의 두께는 12mm이고 수직보강판의 두께는 9mm이다. 해석을 위한 경계조건은 1차현수장치가 설치되는 위치에 현수장치와 동일한 탄성계수(Kz=1000N/mm)를 갖는 스프링요소를 x, y와 z 방향으로 모델링하여 Fig. 9와 같이 실제와 유사한 조건으로 구현하였다.

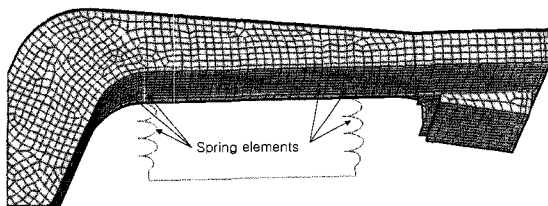


Fig. 9. Spring boundary elements.

3 해석결과 및 분석

3.1 과대하중

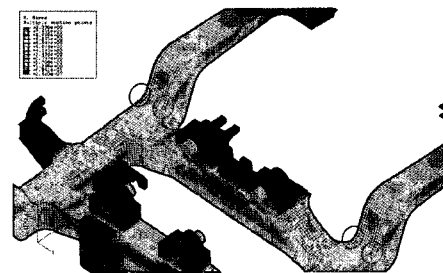
Table 4는 과대하중의 각 하중조건하에서 대차프레임에서 발생하는 최대 Von Mises응력과 최대 주응력을 나타낸 것이다. Table 4에서 알 수 있듯이 응력의 최대값은 1번 하중조건에서 발생하였고, Von Mises응력의 최대값은 Fig. 10(a)와 같이 대차프레임의 사이드 프레임과 크로스 빔이 만나는 굴곡부에서 발생함을 알 수 있다. 최대 주응력의 경우에는 Fig. 10(b)에서와 같이 대차프레임의 하단부 틸팅액츄에이터 브래킷주위에서 발생하였다.

그러나 이 값은 대차프레임의 항복강도인 330MPa를 초과하지 않음을 알 수 있다. 따라서 과대하중하에서 대차프레임은 구조적으로 안전함을 알 수 있었다.

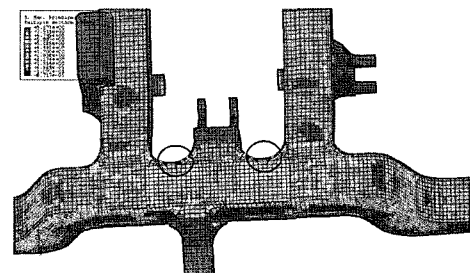
또한 해석결과와의 검증을 위해 Table 2의 1번 하중조건하

Table 4. Maximum stress values for the exceptional loads.

Load case	Maximum Von Mises stress (MPa)	Maximum principal stress (MPa)
1	191	188
2	139	128
3	135	132
4	173	137

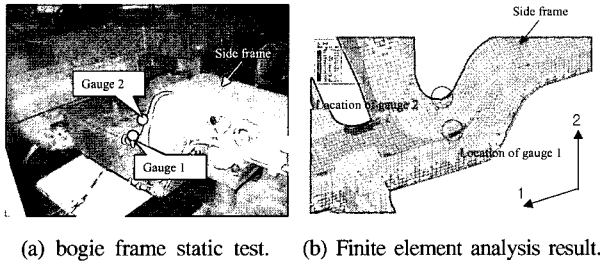


(a) Distribution of Von Mises stress.



(b) Distribution of principal stress.

Fig. 10. Von Mises and principal stress distribution in the bogie frame.



(a) bogie frame static test. (b) Finite element analysis result.

Fig. 11. Photograph of static load test and strain gauge location.

Table 5. Comparison of experimental and finite element analysis results.

Gauge points	$\sigma_{11}$ (MPa)		Error (%)
	Experimental value	Finite element analysis result	
1	-75.8	-74.0	2.4
2	-73.4	-71.0	3.3

에서 대차프레임에 대한 정하중시험결과와 해석결과를 비교하였다. 시험에서 응력이 측정된 부분은 Fig. 11과 같이 대차의 사이드프레임의 굴곡부이다. 이 부분은 이전에 언급한 바와 같이 응력집중이 발생하는 부위이다.

본 논문에서는 이 부분의 응력중 대차의 길이방향 응력을 Table 5와 같이 비교하였다.

Table 5에서 알 수 있듯이 해석과 시험결과는 4%오차이내에서 잘 일치하고 있음을 알 수 있었다.

### 3.2 주운용하중

Table 6은 Table 2의 주운용하중조건하에서 얻어진 평균 응력, 응력진폭, 최대 주응력 및 최소주응력을 갖는 하중조건 및 응력값을 나타내고 있다. 여기서 구해진 최대 및 최소 주응력은 ERRI B 12/RP 17[11]에 근거한 것으로 계산 절차는 다음과 같다.

- ① Table 2의 각 하중조건에 대해 주응력과 주응력의 방향을 구한다.
- ② 최대 주응력( $\sigma_{max}$ )을 갖는 하중조건을 구하고 주응력의 방향을 결정한다.
- ③ 이전단계에서 구해진 주응력방향으로 나머지 하중조건에서 얻어진 응력을 변환하고 최소주응력( $\sigma_{min}$ )을 계산한다.
- ④ 이렇게 구해진 최대주응력과 최소주응력을 이용하여 평균응력과 응력진폭을 식 (3)과 (4)와 같이 계산한다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2} \quad (3)$$

$$\Delta\sigma = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad (4)$$

유한요소모델의 모든 절점에서  $\sigma_{mean}$  과  $\Delta\sigma$ 를 계산한 후 식 (5)와 같이 Goodman식에 적용하면 피로안전계수(fatigue safety index)를 계산할 수 있다[13].

$$\frac{\Delta\sigma}{\sigma_e} + \frac{\sigma_{mean}}{\sigma_u} = n \quad (5)$$

여기서  $\sigma_e$ 는 피로한도,  $\sigma_u$ 는 인장강도(ultimate tensile strength)를 의미한다. 식 (5)에 의하면 피로안전계수가 1보다 낮으면 무한수명을 만족하는 것으로 평가할 수 있다.

Table 6은 대차프레임에서 피로안전도계수가 높은 6개의 절점에서의 최대 및 최소 주응력, 평균응력, 응력진폭 및 피로안전계수를 표시한 것이다. Table 6의 최대 주응력과 최소 주응력에서 팔호안에 표시된 것은 Table 2에서 정의한 주운용하중조건 중 최대 주응력과 최소 주응력이 발생하는 하중조건을 의미한다. 최대피로안전계수는 절점 6367번에서 발생하였다. 이 경우 Table 2의 하중조건중 15번 하중조건에서 최대주응력( $\sigma_{pmax}$ )이 발생하였고 12번 하중조건에서 최소주응력( $\sigma_{pmin}$ )이 발생하였다. 절점 6367번의 위치와 Table 6의 나머지 절점들의 위치는 Fig. 12와 같다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 피로안전도계수가 높은 부분은 이전과대하중해석에서 나타난 것과 같이 주로 사이드 프레임과 사이드 빔이 연결되는 굴곡진 부위에 집중되어 있음을 알 수 있다. 그 이유는 톨팅대차에 부과되는 차체중량에 의한 하중이 기존 대차와 달리 톨팅링크 브라켓에 작용하고 사이드 프레임의 측면 형상이 일직선이 아닌 Fig. 13과 같은 활모양이기 때문이다.

Table 6. Analysis result for the main in-service loads.

Node number	$\sigma_{pmax}$ (MPa)	$\sigma_{pmin}$ (MPa)	$\sigma_{mean}$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	Fatigue safety index
6367	69.7 (15)	-95.1 (12)	-12.7	82.4	0.73
8255	60.9 (3)	-96.6 (16)	-17.9	78.8	0.69
4247	144.4 (12)	17.2 (15)	80.8	63.6	0.69
5992	68.4 (14)	-85.9 (13)	-8.8	77.2	0.69
4234	147.4 (12)	26.4 (7)	86.9	60.5	0.67
7895	60.2 (11)	-88.6 (16)	-14.2	74.4	0.66

특히 사이드 프레임과 사이드 빔이 만나는 부분에서 사이드 프레임이 수직축에 대해 25도 정도 기울어진 형상으로 1차현수장치 부분에서 지지되고 틸팅브라켓부에 하중이 가해지므로 사이드 프레임의 굴곡부에서 응력집중이 발생하게 된다.

Fig. 14는 주운용하중조건에 대한 대차프레임의 모든 절점에 대한 Goodman선도를 나타낸 것이다. Fig. 14에서 알

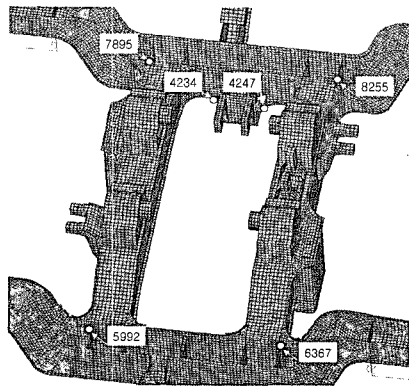


Fig. 12. Stress concentration locations under the main in-service loads.

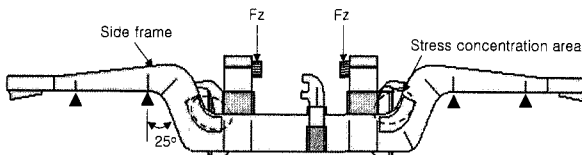


Fig. 13. Side shape of the tilting bogie frame.

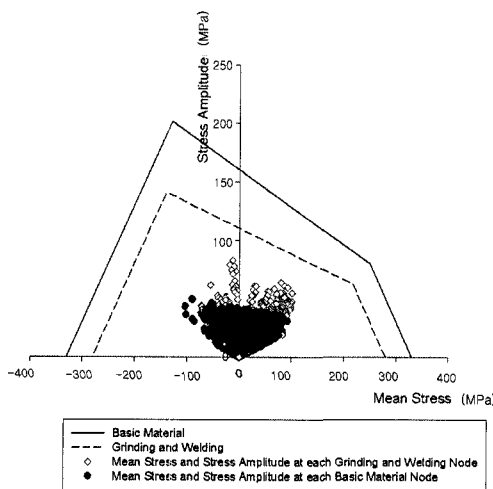


Fig. 14. Goodman diagram for the bogie frame.

수 있듯이 모재와 용접부는 피로안전도를 만족함을 알 수 있다. 그러나 일부 용접부의 경우에는 그라인딩이 필요함을 확인할 수 있었다.

### 3.3 틸팅하중

TTX의 경우 차체의 틸팅은 직선선로에서 동작하지 않고 곡선부에서 차량의 속도가 70km/h 이상일 경우에 동작하게 된다. 그러나 틸팅차량의 경우 이러한 틸팅에 의해 발생하는 하중은 특수한 하중조건이 아닌 운용중에 발생하는 일상적인 하중으로 고려하는 것이 바람직하다. 따라서 본 연구에서는 차체 틸팅에 의해 발생하는 Table 3과 같은 하중조건을 따로 평가하지 않고 Table 2의 주운용하중과 조합하여 피로평가를 수행하였다. 평가결과 피로안전도계수는 Table 6의 주운용하중에 대해서만 수행한 경우와 거의 동일하였다. 즉 틸팅하중에 의한 영향은 대차프레임의 피로수명에 큰 영향을 미치지 않음을 알 수 있었다. Table 7은 이렇게 얻어진 주요절점에서의 평가결과로 피로안전도계수가 큰 값을 갖는 절점중 틸팅에 의한 하중조건을 포함한 경우만 선택한 것이다. Table 7의 최대 주응력과 최소 주응력에서 팔호안에 표시된 것은 Table 2와 3에서 정의한 주운용하중과 틸팅하중조건 중 최대 주응력과 최소 주응력이 발생하는 하중조건을 의미한다. Table 7에서 알 수 있듯이 최대 주응력은 4234절점에서 발생하였고, Table 2의 주운용하중조건에서 13번하중조건에서 발생하였다.

틸팅하중을 고려했을 경우에 주운용하중조건만을 고려했을 때보다 피로안전도 계수가 낮게 평가되는 이유는 두가지로 판단할 수 있었다. 먼저 Table 6과 7을 비교해서 보면 주운용하중만을 고려할 경우에 비해 틸팅하중을 고려할 경우 평균응력은 증가하지만 응력진폭이 감소하기 때문이다. 두 번째 이유는 Fig. 15를 통해 이해 할 수 있다. Fig. 15(a)는 Table 3의 T1하중조건을 그대로 적용한 경우이고 (b)는 T1하중조건에서 틸팅액츄에이터 하중을 제외한 수직하중만을 고려한 것으로 대차프레임의 변형형상과 응력분포를 나타낸 것이다. Fig. 15에서 알 수 있듯이 T1하중조건을 적용한

Table 7. Analysis result for combination of the main in-service loads and the tilting loads.

Node number	$\sigma_{pmax}$ (MPa)	$\sigma_{pmin}$ (MPa)	$\sigma_{mean}$ (MPa)	$\Delta\sigma$ (MPa)	Fatigue safety index
4234	156.6(13)	46.6(T1)	101.6	55.0	0.63
54308	137.8(13)	35.2(T2)	86.5	51.3	0.56
4	148.8(12)	52.4(T3)	100.6	48.2	0.55
4233	149.4(12)	54.5(T3)	102.0	47.4	0.54

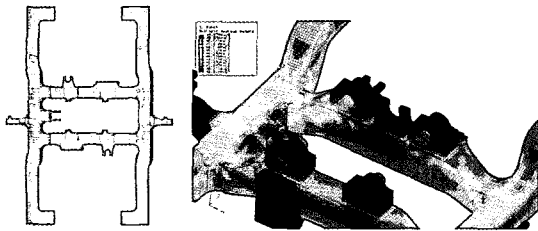
경우보다 틸팅액츄에이터 하중을 제외한 경우가 응력값과 변형이 크게 발생함을 알 수 있다. 그 이유는 틸팅시 틸팅액츄에이터에 의해 발생하는 하중이 수직하중에 의해 발생하는 응력을 완화하는 방향으로 작용하기 때문이다.

Table 8은 T1하중조건을 그대로 적용한 경우와 T1하중조건에서 틸팅액츄에이터 하중을 제외한 수직하중만을 고려한 경우에 대한 최대 응력값과 변형량을 요약한 것이다.

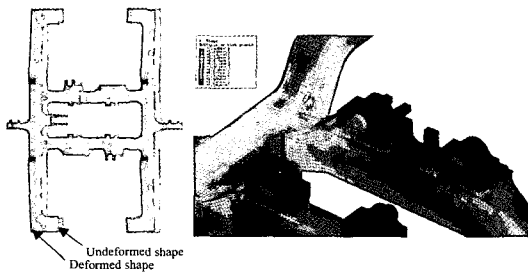
### 4. 결론

본 연구에서는 현재 개발중인 틸팅대차의 피로강도평가 절차를 확립하고 이를 통해 대차프레임의 피로강도를 평가하였다. 이를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- (1) 틸팅대차의 피로강도평가를 위한 기준이 확립되어 있지



(a) Deformed shape and stress distribution under vertical and actuator load



(b) Deformed shape and stress distribution under vertical load

Fig. 15. Deformation and stress distribution under the load case T1.

Table 8. Stress and displacement comparisons between the vertical load with actuator force and the vertical load.

Load type	maximum stress (MPa)	maximum displacement (mm)
Vertical load with actuator force	98	0.89
Vertical load	149	3.96

않은 상황에서 기존대차 피로강도평가 절차와 틸팅대차가 추가로 수행하는 하중조건 (① 차체 틸팅에 의한 동일 차축내에서의 차량중량의 이동, ② 곡선부 고속주행에 따른 미보상 횡가속도에 의한 원심력, ③ 틸팅액츄에이터에 의해 발생하는 하중)을 고려하여 틸팅대차의 피로강도평가에 적합한 평가절차를 확립하였다.

- (2) 동적해석을 통해 틸팅차량은 운행가능한 가장 극심한 운행조건을 통해 좌우 틸팅링크 브라켓에 부과하중의 비는 +8도와 -8도 틸팅조건에서 각각 2.37과 2.10임을 확인 할 수 있었다. 이러한 하중비의 변화는 차체틸팅에 의한 무게중심의 이동과 미보상횡가속도의 영향이다. 이러한 하중비의 변화는 대차프레임의 강도뿐만 아니라 차량의 운중감소에도 영향을 미치게 된다.
- (3) 과대하중조건에 대한 평가결과 대차프레임의 모든 절점에서 항복강도를 초과하지 않음을 확인할 수 있었다.
- (4) 주운용하중과 틸팅하중을 고려한 피로강도평가에 대차프레임은 피로안전도를 만족함을 확인할 수 있었고 틸팅하중조건은 주운용하중에 비해 낮은 피로안전도계수를 나타냄을 확인할 수 있었다. 그 이유는 차체 틸팅시 틸팅액츄에이터에 의해 발생하는 약 10톤의 하중이 틸팅시 곡선외측 프레임으로 편중되는 수직하중을 보상하는 방향으로 작용하기 때문이다.

이상의 해석적인 연구를 근거로 현재 대차프레임이 제작되고 있다. 따라서 추후 대차 프레임에 대한 정하중 시험과 피로시험을 통해 해석모델에 대한 검증은 수행할 예정이다.

### 후 기

본 연구는 철도청 철도기술연구개발사업으로 지원된 “틸팅시스템 실용기술개발” 과제의 연구결과의 일부입니다.

### 참 고 문 헌

1. A. Elia, “Fiat Pendolino : Development, Experiences and Perspective,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.7-17, 1998
2. B. H. Hubber, “The Bogie-Based Tilt Option- Simplicity and Flexibility,” Proc. Instn. Mech. Engrs, Vol.212, Part F, pp.19-32, 1998
3. J. T. Pearson, R. M. Goodall and I. Pratt, “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



4. F. Cheli, G. Diana and F. Resta, "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
5. Stefan D., Helmuth N. and Delf S., "Fatigue Life Prediction of a Railway Bogie under Dynamic Loads through Simulation," *Vehicle System Dynamics*, Vol.29, pp.385-402, 1998.
6. C Oyan, "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(3), pp.253-262, 1998.
7. KS R9210 철도차량용 대차 스톡-설계 통칙
8. Truck Frames for Railway Rolling Stock-General Rules for Design. Japanese Industrial Standard (JIS) E 4207.
9. UIC Code 615-4 : Motive Power Units Bogies and Running Gear Bogie Frame Structure Strength Tests (1994).
10. Manual of MSC ADAMS Multibody Dynamic Analysis Software Package, MSC.
11. Manual of ABAQUS Finite element Analysis Software Package, HKS.
12. European Rail Research Institute B 12/RP 17, 7th edition, 1993.
13. H. O. Fuchs and R. I. Stephens, *Metal Fatigue in Engineering*, John Wiley and Sons, Inc., 1980.