

< 기술논문 >

정적 및 피로시험에 의한 틸팅열차용 볼스터의 구조강도평가

김정석[†] · 김남포^{*}

(2005년 8월 12일 접수, 2006년 1월 3일 심사완료)

Strength Evaluation for Bolster of Korean Tilting Train by Static and Fatigue Tests

Jung-Seok Kim and Nam-Po Kim

Key Words: Tilting Train(틸팅 열차), Bolster(볼스터), Fatigue Test(피로시험), NDT(비파괴 검사)

Abstract

This paper has performed static, fatigue and nondestructive test of tilting bolster frame for Korean tilting train. From the static test, the structural safety was investigated using Goodman diagram. After the static test, the fatigue test were conducted under tilting load conditions. The fatigue test was conducted for 10×10^6 cycles. During the fatigue test, the nondestructive tests using magnetic particle and liquid penetrant were performed at 6×10^6 cycle and 10×10^6 cycle. From the crack detection tests, it was known that there was no fatigue crack in the tilting bolster.

1. 서론

틸팅 열차에서 차체(carbody)는 Fig. 1과 같이 틸팅 볼스터(tilting bolster) 상부에 설치된 공기스프링(air spring)위에 설치되고 차체의 무게는 틸팅 볼스터에 의해 일차적으로 지지된다. 이러한 차체의 중량은 볼스터와 대차프레임사이에 연결된 틸팅 링크(tilting link)를 통해 대차프레임의 크로스 빔(cross beam)으로 전달되도록 되어있다. 본 연구에서 개발중인 한국형 틸팅열차는 차체를 틸팅시키기 위한 힘을 발생시키는 틸팅 액추에이터가 틸팅 볼스터와 틸팅 대차 사이에 설치되어 대차프레임을 지지점으로 볼스터를 기울이게 된다.

철도차량분야에서 대차 구조강도에 대한 연구는 몇 가지 사례가 있다.^(1~4) 그러나 틸팅 차량에 적용되는 틸팅 볼스터에 대한 연구는 찾아보기 힘들다. 이전에 설명한 바와 같이 틸팅 볼스터는

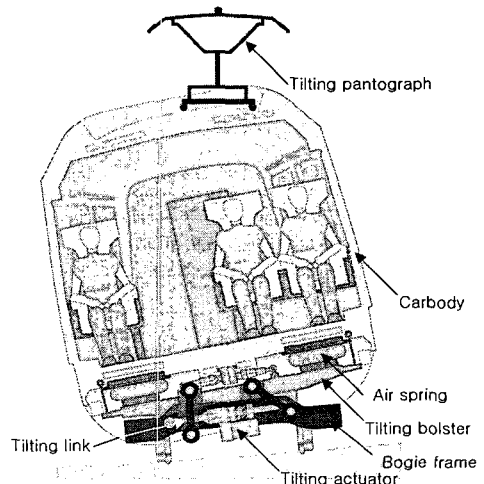


Fig. 1 Configuration of the tilting bogie and bolster

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원

E-mail : jskim@krii.re.kr

TEL : (031)460-5663 FAX : (031)460-5699

^{*} 한국철도기술연구원

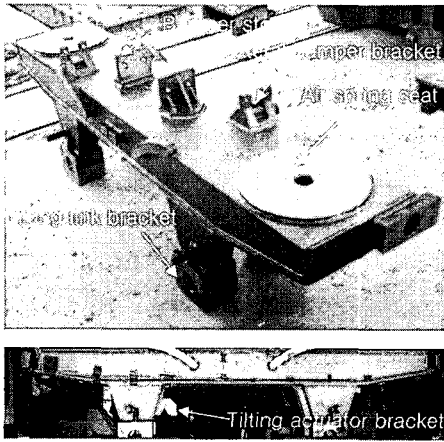


Fig. 2 Photograph of the tilting bolster

차체의 무게를 일차적으로 지지하고, 차체를 기울이는 부분으로 지속적인 반복하중을 받게 되는 부분이다. 따라서, 틸팅 차량의 성공적인 개발을 위해서는 틸팅 볼스터의 정적인 강도뿐만 아니라 피로하중에 대한 평가 또한 반드시 수행되어야 한다.

본 논문에서는 한국형 틸팅열차에 적용되는 틸팅 볼스터의 구조강도평가를 위해 틸팅 볼스터에 부과되는 하중을 도출하고, 이에 근거한 정하중 시험 및 10×10^6 사이클의 피로시험을 수행하였다. 피로시험 중 6×10^6 사이클과 10×10^6 사이클이 종료된 후 비파괴 검사를 통해 볼스터의 용접부에 대한 균열검사를 수행하였다.

2. 틸팅 볼스터의 구조적 특성

Fig. 2는 틸팅 볼스터의 형상을 나타낸 것이다.

Fig. 2에서 알 수 있듯이 틸팅 볼스터는 용접구조물로 단면은 사각형 박스(rectangular box) 형태를 이루고 있다. 아래와 같은 주요 구성품의 설치를 위한 브라켓들이 볼스터에 용접되어 있다.

- (1) 2차 현수장치인 공기스프링이 설치되는 공기스프링 시트(air spring seat)
- (2) 차체의 횡방향 고주파 진동을 흡수하기 위한 횡댐퍼(lateral damper) 설치 브라켓
- (3) 차체와 볼스터간의 상대운동을 물리적으로 제한하기 위한 횡 스톱퍼(lateral stopper)설

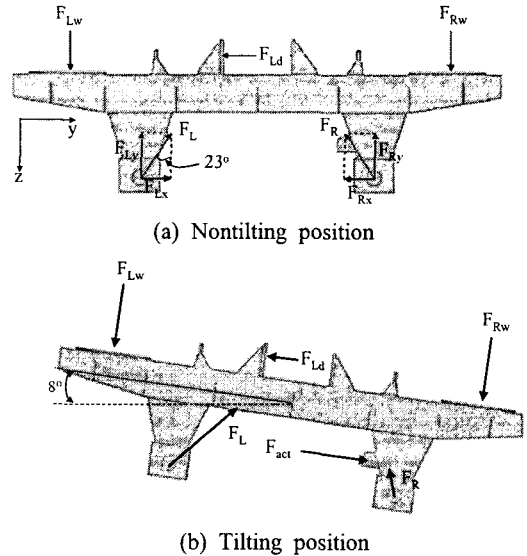


Fig. 3 Loads imposed on the bolster under nontilting and tilting position

치 브라켓

- (4) 대차와 볼스터를 연결하여 차체를 기구적으로 틸팅시키기 위한 틸팅 액추에이터가 설치되는 브라켓(tilting actuator bracket)

틸팅 볼스터의 내부공간은 보조공기통으로 사용되며 가로와 세로방향으로 수직 보강판들이 용접되어 있다.

2.1 볼스터에 부과되는 하중

틸팅 볼스터는 다양한 하중을 받게 되는데 Fig. 3은 틸팅하지 않은 운행조건과 최대 틸팅조건인 8° 틸팅시 틸팅 볼스터에 부과되는 하중을 나타낸 것이다.

Fig. 3(a)는 틸팅하지 않은 운행조건하에서 틸팅 볼스터에 부과되는 하중을 나타낸 것이다. 차체가 틸팅하지 않은 운행조건하에서 틸팅 볼스터에 부과되는 하중은 차체 중량에 의한 하중과 운행중 좌우진동에 의한 하중(F_{Ld})이 있다. Fig. 3(a)에서와 같이 차체 중량에 의한 수직하중(F_{Rw} 과 F_{Lw})은 틸팅 링크를 통해 볼스터에 전달되는데, 틸팅 링크가 수직축에 대해 23° 기울어져 있기 때문에 수직(F_{Rz} 과 F_{Lz})과 좌우방향(F_{Ry} 과 F_{Ly})으로 분력이 발생하게 된다. 이렇게 발생한 수직분력은 차체하중에 의한 수직하중과 평형을

Table 1 Load combination for main in-service loads

Loads	Vertical load		Lateral load
	$F_R(kN)$	$F_L(kN)$	$F_{Ld}(kN)$
1	123.2	123.2	0
2	110.88	86.24	0
3	110.88	86.24	+64
4	160.16	135.52	0
5	160.16	135.52	+64
6	86.24	110.88	0
7	86.24	110.88	-64
8	135.52	160.16	0
9	135.52	160.16	-64

이루고 좌우분력은 서로 방향이 반대이므로 상쇄된다. Table 1은 차체가 틸팅하지 않은 상태에서 볼스터에 작용하는 하중을 UIC615-4⁽⁵⁾의 주운용 하중(main-in service loads)조건에 맞추어 나타낸 것이다.

그러나 Fig. 3(b)와 같이 차체가 곡선부 운행중 틸팅할 경우에는 다음과 같은 하중이 동시작용하면서 서로 평형을 이루게 된다.

- (1) 정상 미보상 횡가속도
- (2) 틸팅 액추에이터 하중 (tilting actuator force)
- (3) 틸팅 링크 각도변화에 따른 하중변화

Fig. 3(b)에서 알 수 있듯이 차체를 틸팅시키기 위해 틸팅 링크가 기구적으로 기울어지고 이에 의해 틸팅 볼스터는 틸팅 대차와 상대운동을 하면서 기울어진다. 따라서 틸팅 링크의 각도변화가 발생하여 틸팅 링크와 연결된 틸팅 링크브라켓에 부과되는 하중이 변하게 된다. 또한 차체의 무게중심에 작용하는 원심력에 의해 유발되는 모멘트 때문에 곡선부 외측에 위치한 링크 브라켓에 부과되는 하중(F_L)은 증가하고 내측에 위치한 링크 브라켓에 부과되는 하중(F_R)은 감소한다. 차체가 틸팅될 경우에는 틸팅 액추에이터에 의한 하중(F_{act})이 발생하게 된다.

이상과 같은 차체 틸팅에 의해 볼스터에 부과

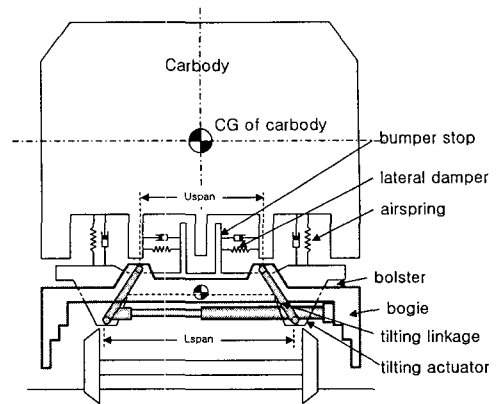


Fig. 4 Dynamic analysis model

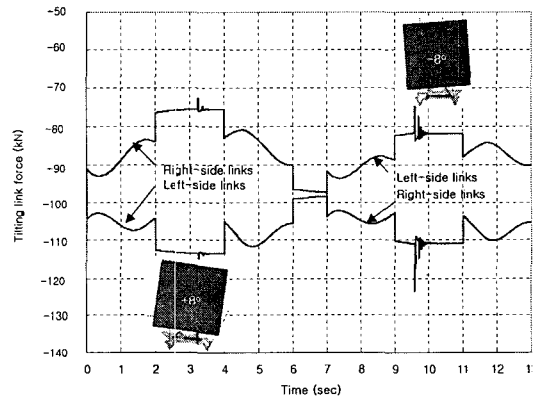


Fig. 5 Histories of tilting link forces

되는 하중을 도출하기 위해 다물체 동역학 해석 프로그램인 ADAMS⁽⁶⁾를 이용한 동역학 해석을 수행하였다. 해석조건은 틸팅차량에 가장 극심한 하중이 부과될 것으로 판단되는 S자 곡선을 최대 미보상 횡가속도 $2.0m/s^2$ 이 발생하는 조건으로 최대 틸팅각인 8° 로 기울어진 상태로 주행하는 조건이다. 이때 선로조건은 곡선반경이 300m, 완화곡선길이는 75m이고 캔트는 100mm이다. Fig. 4는 본 해석에 적용된 해석모델이다.

본 해석모델은 차체가 곡선부를 주행시 차체의 틸팅에 의해 좌우의 틸팅링크 브라켓에 부과되는 하중을 도출하는 것이 목적이다. 따라서 본 연구에서는 Fig. 4와 같이 차체, 대차 및 볼스터를 강체로 모델링하고 차체 틸팅에 필요한 틸팅링크와 틸팅액추에이터를 모델링하였다. 또한 차체와 틸팅 볼스터 사이의 2차현수장치는 선형 스프링요

Table 2 Load combination for the tilting loads

Load case		Resultant link bracket force		Actuator load	Lateral load
		$F_{Ry}(kN)$	$F_{Ly}(kN)$	$F_{act}(kN)$	$F_{Ld}(kN)$
+8° tilting	10	71.18	168.36	+75	-64
-8° tilting	11	162.47	77.75	-75	+64

소로 구현하였으며 스프링상수는 2차원수장치의 스프링 상수 ($K_z=450N/mm$, $K_y=180N/mm$)와 동일한 값을 적용하였다. 본 해석모델에서는 해석의 단순화를 위해 휠과 레일의 접촉은 고려하지 않았다. Fig. 5는 이상의 해석을 통해서 얻어진 차체 틸팅에 따른 좌우틸팅링크 브라켓에 부과되는 수직방향 하중 (F_{Ry} 와 F_{Ly})의 이력이다. 이 하중이 볼스터의 틸팅링크 브라켓에 부과된다. Table 2는 이상의 과정을 통해서 얻어진 하중들의 조합을 나타낸 것이다.

3. 틸팅 볼스터의 시험

3.1 정하중 시험

본 시험에 적용된 하중제어 제어 시스템은 FlexTest IIm(미 MTS사)이며, 이 시스템 내에는 변위를 제어하는 AC제어기, 하중을 제어하는 DC 제어기 및 함수발생기(function generator)등이 장착되어 있다. 아래 그림은 FlexTest IIm 제어 시스템을 보여준다. 데이터 취득 시스템은 KYOWA UCAM-500A와 USB-500 스캐닝 박스를 사용하였다.

틸팅 볼스터의 시험설치는 Fig. 6과 같은 대형 H-빔과 프레임을 시험대 위에 설치하여 정하중 및 피로시험시 하중장치로부터 받는 반력을 견딜 수 있도록 하였다. 틸팅 볼스터를 시험대 위에 고정시키기 위하여 Fig. 6과 같이 2조의 고정지그(fixing jig)를 제작하였다. 틸팅 볼스터는 실험설치의 편의를 위해 실제 차량에 장착되는 것과 반대방향인 틸팅 링크브라켓이 상방향으로 향하도록 설치하였다. 정하중 시험을 위한 시험절차는 아래와 같다.

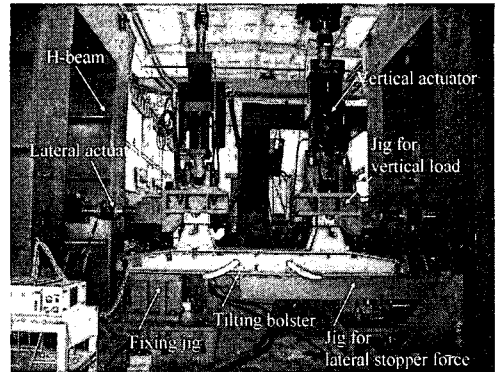


Fig. 6 Experimental setup of the tilting bolster

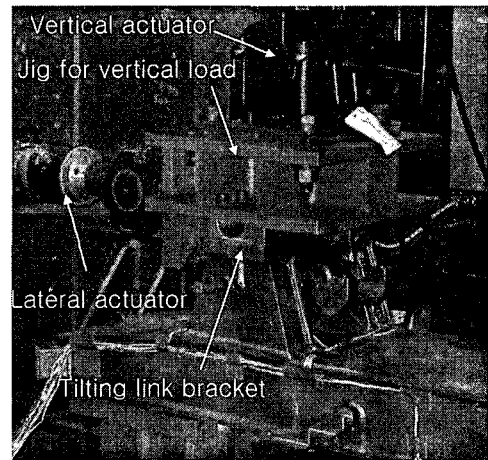


Fig. 7 Jig for vertical load

(1) 수직하중 및 틸팅하중 : 틸팅 볼스터에 수직하중이 가해질 경우, 틸팅 볼스터는 틸팅링크에 의해 상하 및 좌우방향의 분력을 받는다. 이를 구현하기 위해 수직하중용 지그(jig for vertical load)는 Fig. 7과 같이 상하 및 좌우방향의 하중을 동시에 부가시킬 수 있는 구조로 제작하였다. 상하 및 좌우방향으로 하중을 가하기 위해 이 지그에 4조의 유압 가력기(hydraulic actuator)를 상하방향으로 50톤 용량 2조와 좌우방향으로 25톤 용량 2조를 설치하였다.

(2) 범퍼 스톱퍼(bump stopper) 하중 : 범퍼 스톱퍼 하중은 차체의 진동이나 곡선주행시 차체 틸팅에 의해 틸팅 볼스터에 설치된 범퍼 스톱퍼에 부과되는 하중이다. 범퍼 스톱퍼 하중조건을 구현하기 위해 Fig. 8과 같이 범퍼 스톱퍼 사이에 사각박스형의 지그를 삽입하고, 유압 가력기(10톤

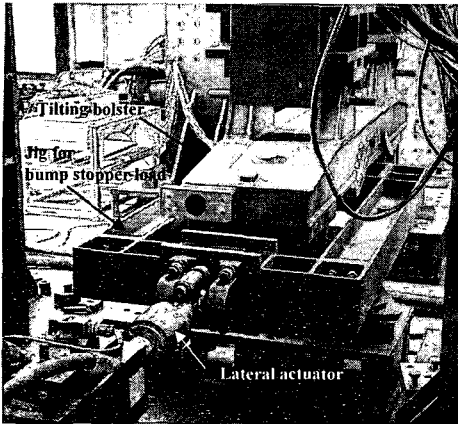


Fig. 8 Actuator for the lateral stopper force

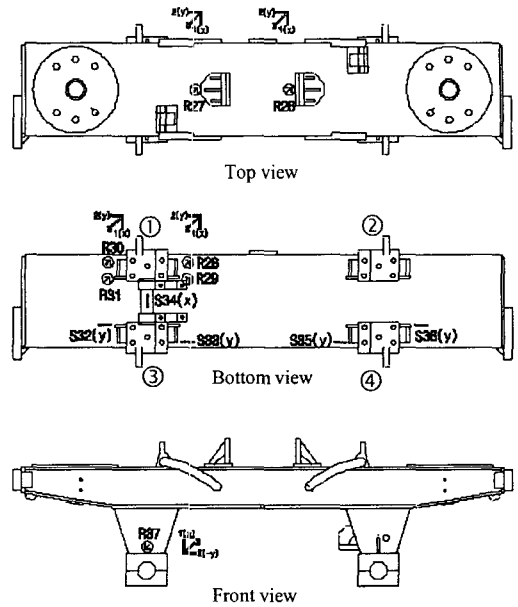


Fig. 10 Location of the strain gauges

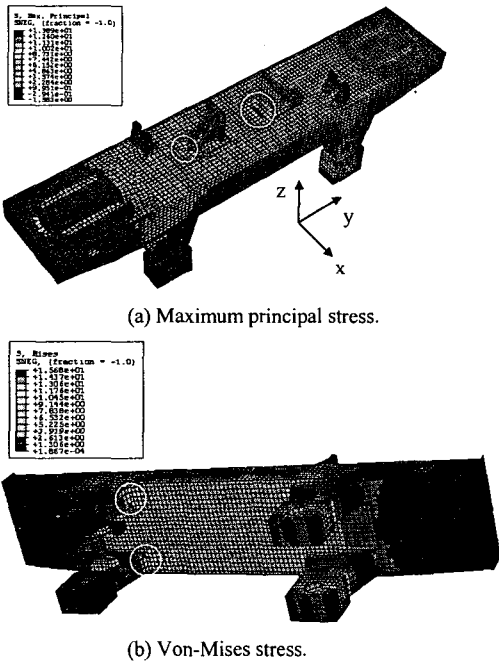


Fig. 9 Stress concentration area of the bolster frame

용량 1조)를 설치하였다. 사각박스형 지그와 유압 가력기는 H-빔으로 연결하였다.

3.2 변형률 게이지 부착

볼스터 프레임의 게이지 부착위치를 결정하기 위해 유한요소해석을 수행하였다. 해석은 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS⁽⁷⁾를 이용하였

다. 유한요소 모델링은 주로 쉘요소 (ABAQUS의 S5요소)를 적용하였고 액추에이터 브라켓과 같은 브라켓 부분은 솔리드 요소(ABAQUS의 C3D8요소)를 적용하여 모델링하였다. 해석에 적용된 절점수와 요소수는 각각 39742개와 16322개이다. 주행장치 프레임의 재질은 SM490A로 항복강도는 330MPa이며 프레임의 상하판의 두께는 14mm, 좌우측판의 두께는 12mm이고 수직보강판의 두께는 9mm이다. 해석을 위한 경계조건은 4개의 틸팅 링크브라켓의 틸팅링크가 체결되는 부위의 x 방향 회전변위를 제외한 나머지 자유도를 구속하였다. Fig. 9는 +8° 틸팅하중조건하에서 유한요소 해석을 통해서 얻어진 볼스터 프레임의 주요 응력집중부를 나타낸 것이다. Fig. 9에서 알 수 있듯이 주응력의 경우 범퍼스토퍼의 하부에서 최대 응력이 발생하였고, Von-Mises응력의 경우 틸팅 링크 브라켓의 뿌리(root)부근에서 발생하였다. 따라서 이러한 응력집중부위에 스트레인 게이지를 부착하였다.

본 시험에서는 총 14개(단축 게이지 : 5개 (KYOWA, KFG-5-120-11L1M2R), 로제트 게이지: 9개 (TokyoSokki, FRA-5-11-1L))의 변형률 게이지를 부착하였다. Fig. 10은 변형률 게이지의 부착 위치이다. Fig. 10에서 R은 3축 로제트 게이지를

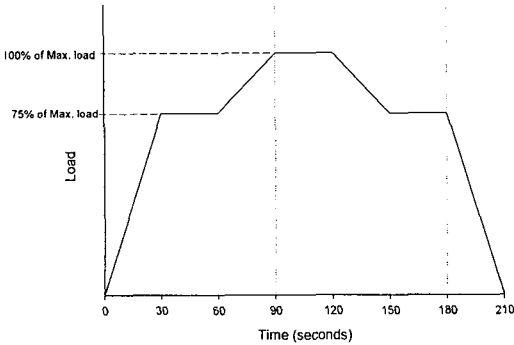


Fig. 11 Application load for the static test

의미하고 S는 단축게이지를 의미한다.

모든 시험은 하중제어방식으로 진행하였다. 시험 중 유압 가력기의 하중과 변위를 모니터링 하였으며, 시험장비의 오작동에 의해 한계치를 초과하였을 경우 자동적으로 시험이 중단되도록 하였다. 정하중 시험은 각 하중조건별로 두 번씩 수행하였다. 각 시험은 Fig. 11과 같이 7단계의 부하(loading) → 유지(holding) → 재하(unloading)로 구성하였다. 여기서, 하중의 부하/재하는 각 단계별로 30초에 걸쳐 선형적으로 부하되며, 목표하중에 도달했을 때 30초간 유지하였다.

3.3 정하중 시험결과

Table 3은 3축게이지가 부착된 주요응력집중부에 대해 Table 1과 2의 하중을 조합한 조건하에서 얻어진 최대 주응력(σ_{pmax}), 최소주응력(σ_{pmin}), 평균응력(σ_{mean}) 및 응력진폭(σ_{amp})을 나타낸 것이다. 여기서 구해진 최대 및 최소주응력은 ERRI B 12/RP 17⁽⁸⁾에 근거하여 계산된 것이다. Table 3의 괄호안의 값은 Table 1과 2에서 정의한 하중조건을 의미한다. 최대응력은 게이지 26과 27번에서 발생하였다. 이 부분은 차체가 좌우진동을 방지하기 위한 범퍼스토퍼와 볼스터의 상판이 용접되는 부분이다. 틸팅링크 브라켓의 뿌리(root)부분에 부착된 게이지 28번은 범퍼스토퍼에 비해 상대적으로 낮은 응력치를 보였다. 시험에서 측정된 응력값의 분포는 유한요소해석에서 얻어진 응력집중부와 동일한 경향을 보이고 있음을 알 수 있었다.

Table 3으로부터 볼스터의 항복강도(330MPa)대비 게이지 26번의 최대주응력은 30%정도로 약3이상의 안전계수를 확보하고 있음을 알 수 있다.

Table 3 The measured stress.

Gauge No.	σ_{pmax} (MPa)	σ_{pmin} (MPa)	σ_{mean} (MPa)	σ_{amp} (MPa)
26	88.4(5)	-21.7(7)	33.3	55.1
27	72.3(11)	19.1(10)	45.7	26.6
28	43.1(4)	24.1(6)	33.6	9.5
29	6.7(9)	3.4(10)	5.0	1.7
30	90(11)	-5.95(9)	1.52	7.5
31	18.2(11)	-19.8(5)	-0.8	19.0
37	11.1(5)	5.2(7)	8.2	3.0

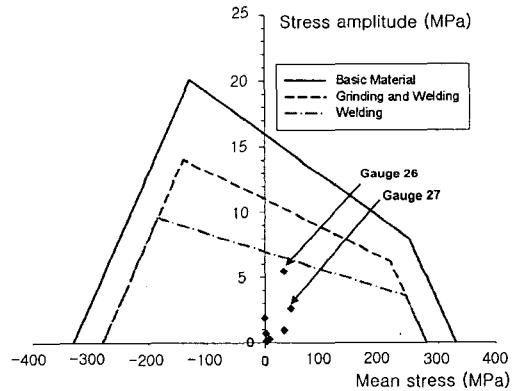


Fig. 12 Goodman diagram for the tilting bolster frame

틸팅 볼스터는 차량의 목표수명인 25년 운행조건을 만족해야 한다. Fig. 12는 시험에서 측정된 응력을 Goodman선도에 분포시킨 것이다. Fig. 12에서 알 수 있듯이 시험을 통해서 얻어진 볼스터 프레임의 응력은 용접선(welding line)아래에 분포하고 있었다. 이것은 용접부를 포함한 볼스터 프레임이 무한수명을 가지는 것을 의미하므로 차량의 수명조건을 만족함을 알 수 있다.

4. 피로시험

본 연구에서 이전 절의 정하중 시험을 통해 구조 안전성이 확인된 볼스터에 대한 피로시험을 수행하였다. 본 피로시험의 목적은 정하중 시험을 통해서 관찰할 수 없는 피로균열의 발생과 반복하중에 대한 취약부위를 고찰하기 위함이다.

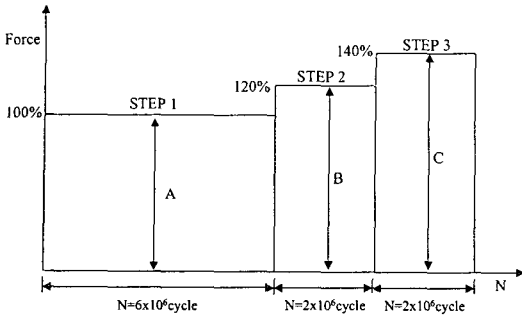


Fig. 13 Definition of fatigue test steps

본 연구에서는 UIC615-4에서 규정하고 있는 피로시험절차를 참고하여 차체 틸팅에 의한 하중조건하에서 피로시험을 수행하였다.

틸팅 볼스터의 피로시험 절차는 Fig. 13과 같이 3단계 나누어 수행하였다. 틸팅시 볼스터에 적용되는 하중은 차체 무게에 의한 정적인 하중(static force), 차체의 틸팅에 따른 틸팅 링크브라켓 좌우측에서의 하중 재분배 및 기존차량 대비 곡선부 고속주행에 따른 초과 횡가속도 효과가 고려된 하중을 준정적 하중(quasi-static force)으로 고려하였다. 운행 중 진동의 효과를 고려하기 위한 동하중(dynamic force)은 수직방향의 경우 차체하중의 $\pm 20\%$ (0.2g), 좌우방향의 경우 차체하중의 $\pm 25\%$ (0.25g)를 적용하였다.

Fig. 13에 적용된 기호는 아래와 같은 의미를 갖는다.

- A = 1x(준정적하중+동하중), 수직 및 좌우
- B = 1.2x(준정적하중+동하중), 수직 및 좌우
- C = 1.4x(준정적하중+동하중), 수직 및 좌우
- N : 사이클 수

시험의 1 단계에서는 6×10^6 사이클까지 반복하중을 부가하고 액체침투탐상검사(liquid penetrant test : PT)를 통해 균열발생여부를 관찰하였다. 1 단계에서 균열이 발생하지 않는 경우에는 1단계하중을 120%증가시킨 2단계(step 2)를 2×10^6 사이클을 수행한다. 2단계 시험 후 1단계하중을 140%로 증가시킨 3단계(step 3)를 2×10^6 사이클을 수행하고 액체침투탐상검사 및 자분탐상검사(magnetic particle testing : MT)를 통해 최종적으로 균열발생여부를 관찰하였다.

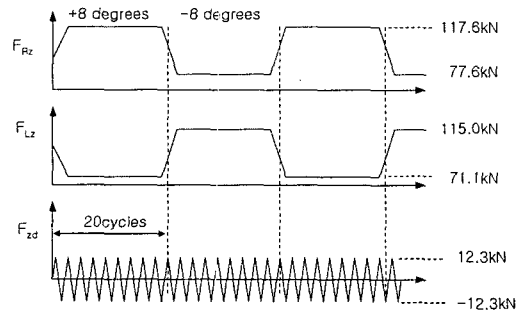


Fig. 14 Load histories of vertical components imposed on the tilting link brackets

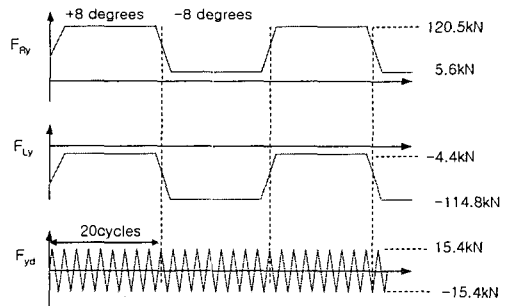


Fig. 15 Load histories of lateral components imposed on the tilting link brackets

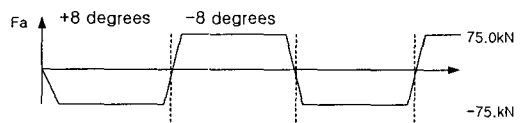


Fig. 16 Load histories of tilting actuator load

본 연구에서는 볼스터에 대한 피로시험을 수행하기 위해 Fig. 14와 15와 같이 피로하중 파형을 설정하였다. 이 파형은 틸팅차량이 S형 곡선을 최대 틸팅각도인 $+8^\circ$ 와 -8° 로 반복적으로 틸팅하면서 통과하는 것을 모의한 것이다. 이러한 조건은 틸팅차량의 운행조건중 가장 심각한 하중조건이다. Fig. 14와 15는 피로시험을 위해 볼스터의 틸팅링크 브라켓에 부과된 준정적 수직하중, 좌우하중 및 동하중 이력을 나타낸 것이다. Fig. 14와 15에서 F_{yd} 와 F_{zd} 는 좌우방향과 수직방향으로의 동하중 성분이다. 동하중은 준정적 하중의 한 주기 당 20회가 부과되도록 설정하였다.

Fig. 16은 틸팅 액추에이터에 부과되는 하중의 이력을 나타낸 것이다.

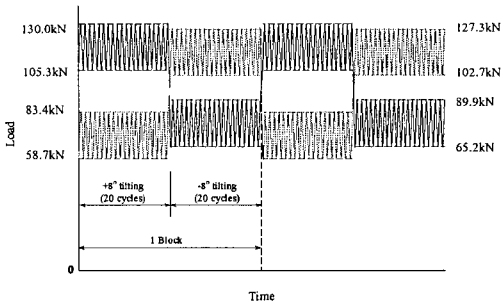


Fig. 17 Combined load histories with vertical quasi-static and dynamic loads

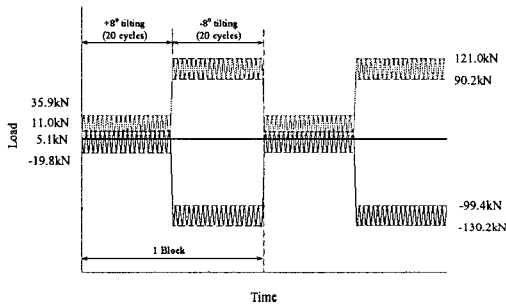


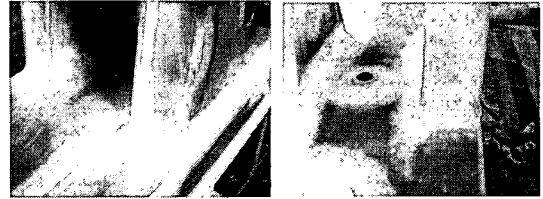
Fig. 18 Combined load histories with lateral quasi-static and dynamic loads

Fig. 17과 18은 각각 수직방향과 좌우방향으로 부과되는 틸팅에 의한 준정적하중과 동하중을 조합한 최종적인 피로하중파형을 나타낸 것이다. Fig. 18의 좌우하중의 경우에는 실제 피로시험시 틸팅 링크브라켓에 부과되는 좌우방향하중(F_{Ry})과 틸팅 액추에이터 브라켓에 부과되는 하중(F_{act})을 동시에 부과하기 위한 시험지그 설치가 불가능하였다. 따라서 두 하중을 중첩($F_{Ry} + F_{act}$)하고 이에 동하중 파형을 더해 최종 피로파형을 구성하였다.

위와 같은 반복하중을 가하면서 지속적으로 피로균열 발생여부를 관찰하였다.

4.1 피로균열검사

볼스터에 대한 균열검사는 일차적으로 제작이 완료된 직후 자분탐상검사를 수행하여 균열이 없음을 확인하였다. 피로하중에 의한 균열검사는 피로시험의 100%하중이 부과되는 1단계(6×10^6 사이클)가 완료된 후 그리고 피로시험 완료(10×10^6 사이



After 6×10^6 cycles After 10×10^6 cycles
(a) Root of tilting link bracket



After 6×10^6 cycles After 10×10^6 cycles
(b) Bumper stopper

Fig. 19 Photograph of liquid penetrant test after 6×10^6 and 10×10^6 cycles

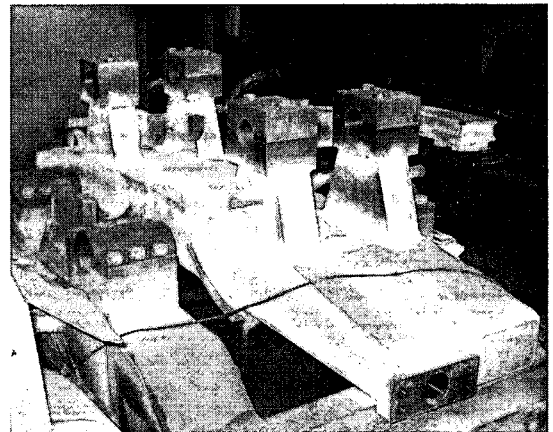


Fig. 20 Photograph of magnetic particle test after 10×10^6 cycles

클)후 액체침투탐상검사를 적용한 균열검사를 실시하였다. Fig. 19는 6×10^6 사이클과 10×10^6 사이클 후 볼스터에 대한 액체침투탐상검사 결과를 나타낸 것이다. Fig. 19(a)는 최대응력이 발생한 틸팅 링크브라켓의 뿌리부근의 모습을 나타낸 것이고 Fig. 19(b)는 범퍼 스톱퍼 부분이다. 액체침투탐상검사 결과 피로균열은 관찰되지 않았다.

Fig. 20은 액체침투탐상검사 이후 실시된 자분탐상검사 모습을 나타낸 것이다. 액체침투탐상검

사와 마찬가지로 자분탐상검사를 통해서도 피로 균열을 관찰되지 않았다.

이상의 정하중 시험과 피로시험을 통해 틸팅 볼스터는 구조적 안전성을 확보하고 있음을 알 수 있었다.

5. 결 론

본 연구에서는 현재 개발중인 틸팅 볼스터의 피로강도 평가를 위해 정하중 시험, 피로시험 및 비파괴 검사를 수행하였다. 이를 통해 아래와 같은 결론을 얻을 수 있었다.

(1) 틸팅 볼스터 프레임에 대한 정하중 시험을 통해 볼스터는 피로안전도를 만족함을 알 수 있었다. 또한 정하중 시험을 통해 범퍼스트퍼부와 틸팅 링크브라켓의 뿌리 부분이 가장 취약한 것으로 알 수 있었다.

(2) 본 연구에서는 틸팅 볼스터에 적합한 피로 하중 및 파형을 도출하였다.

(3) 피로시험은 10×10^6 사이클 동안 수행되었으며 6×10^6 사이클과 10×10^6 사이클 후 수행된 비파괴 검사를 통해 피로균열은 발생하지 않았음을 알 수 있었다.

참고문헌

(1) Dietz, S., Netter, H. and Sachau, D., 1998,

“Fatigue Life Prediction of a Railway Bogie under Dynamic Loads through Simulation,” *Vehicle System Dynamics*, Vol. 29, pp. 385-402.

(2) Oyan, C., 1998, “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.

(3) Kim, J. S. and Kim, N. P., 2005, “Structural Assessment for Bogie Frame of 180km/h Korean Tilting Train,” *Key Engineering Materials*, Vol. 297, pp. 345-350.

(4) Kim, J. S. and Kim, N. P., 2005, “An Analytical Study on Fatigue Strength Evaluation Procedure for the Bogie Frame of Tilting Railway Vehicle,” *Journal of the Korean Society for Railway*, Vol. 8, No. 4, pp. 210-215.

(5) UIC Code 615-4 : Motive Power Units Bogies and Running Gear Bogie Frame Structure Strength Tests, 1994.

(6) Manual of MSC ADAMS Mutlibody Dynamic Analysis Software Package, MSC.

(7) Manual of ABAQUS Finite element Analysis Software Package, HKS.

(8) European Rail Research Institute B 12/RP 17, 7th edition, 1993.