

UIC code에 따른 대차 프레임 구조해석 및 시험에 관한 연구

최중호* 송시엽 * 천홍정* 전형용 * 박형순*

A Study on the Structural Analysis and Test of the Bogie Frame According to UIC Code

Choi, Joong-Ho* Song, See-Yeob* Chun, Hong-Yong* Jeon, Hyung-Yong*, Park, Hyung-Soon*

ABSTRACT

This report is the result performed the structural analysis and the static and fatigue load test of bogie frame for the purpose of designing and verifying the bogie frame which satisfy the load condition required in the UIC code. This investigation is proposed the efficient draft of the design to satisfy the load condition required in the UIC code. And It is performed the structural analysis to evaluate the static strength and the fatigue life of the patient material and the welded part. Also, This is proposed the efficient draft of the test to satisfy the method of the static and fatigue test required in the UIC code. And it is carried out the static and the fatigue load test to verify it. We can designed the bogie frame in compliance with UIC 515-4 and 615-4 code.

1. 서론

전동차는 복잡한 대도시의 대중교통을 효과적으로 분담하고 있는 중요한 교통 수단이다. 최근 철도차량 제작업체는 수주량 확보를 위하여 해외로 영업을 확대하고 있다. 해외물량은 일반적으로 UIC 코드에 따라 제작을 요구하고 있으므로 이에 준하여 대차 프레임을 설계해야 한다.

본 연구는 이에 따라 UIC 코드에서 요구하는 하중조건과 시험조건을 만족하는 대차 프레임 설계를 연구 대상으로 삼았다. UIC 코드의 하중조건은 크게 3영역 즉, 익셉셔널(exceptional load), 메인인(main-in load), 파티큘러(particular load) 하중조건으로 나뉘어져 있다. 메인인 하중조건은 대차 프레임의 주요 구성품에 대하여 정적 하중조건을 규정하고 있고, 파티큘러 하중조건은 각종 브라켓에 대한 하중조건을 규정하고 있으며, 메인인 하중조건은 피로하중에 대한 반복하중의 크기를 규정하고 있다. 이들 하중조건은 종전의 JIS 코드에 대한 하중조건과는 종류와 크기가 다르다. 따라서 본 연구는 UIC 코드에 준하는 대차 프레임에 대하여 경량화 설계를 하고자 하였다. 국내에서 UIC 코드에 준하는 대차 프레임의 설계 경험이 거의 없다. 특히 전동차용 대차 프레임은 더욱 그렇다. 해외물량을 수주해도 차체만 국내에서 제작하고 대차는 해외 선진 차량제작사에서 제작하는 사례가 종종 있었다. 따라서 본 연구를 통하여 설계 경험과 기술을 축적하고, 독자적으로 설계할 수 있는 능력을 향상시켜, 향후 지역에 관계없이 설계할 수 있도록 능력을 배양하고자 하였으며, 또한, 원가절감과 작업의 편의성, 부품변경으로 인한 변형설계의 경우도 능동적으로 대처하여 설계목적에 부합되는 대차 프레임을 설계하고자 하였다. 나아가 이와 유사한 대차 프레임 설계 시 기초자료로 활용하고자 하였다.

본 연구는 UIC 615-4에서 요구하는 각종 하중조건을 만족하는 대차 프레임을 설계하기 위하여 구조해석을 수행하고, 이를 증명하기 위하여 정/피로 하중시험을 수행하였다. 해석에서는 적절한 요소선정으로 모델과 구속조건을 실제와 유사하게 구현하여 UIC 615-4에서 요구하는 각종 하중조건을 만족시켰으며, 각 절점에서 발생하는 응력에 대하여 모재부와 용접부의 피로수명을 평가하기 위하여 fine mesh와 조합응력을 통하여 이들을 구분하여 평가하였다. 본 연구는 UIC에서 요구하는 하중조건에 대하여 효과적인 설계안을 제시하고 이들의 타당성을 유효요소법을 이용하

여 허용응력 범위 내에서 결정하였으며 또한, 시험방법에 대하여 효과적인 시험안을 제시하고 수행하여 UIC에서 요구하는 하중조건 만족시키는 설계안을 입증시켰다.

2. 대차 프레임의 모델

2.1 해석대상 및 재질특성

본 연구에서 적용한 대차 프레임은 볼스타레스(Bolsterless) 대차로서 대부분의 하중을 지지하는 사이드 프레임과 트랜섬(Transom), 스프링 시트와 각종 브라켓 등으로 구성되어 있다. 사이드 프레임과 트랜섬 그리고 대부분의 브라켓은 두꺼운 강판을 사용한 용접 구조물이고, 1차 스프링 시트와 브레이크 행거 브라켓은 주강품이지만, 이들은 서로 견고하게 용접되어 있다.

본 연구는 UIC에서 요구하는 하중조건을 만족하는 대차 프레임을 설계하는 것이므로 대차 프레임 전체를 해석대상으로 삼았으며, 사용된 재질은 사이드 프레임과 트랜섬 등은 SMA 490B를 사용하였고, 1차 스프링 시트, 브레이크 행거 브라켓은 BS 3100 grade A1의 주강품을 사용하였다. 사용된 재질의 기계적 특성은 Table 1에 나타난 바와 같으며, 이에 대한 허용응력은 제작사양의 요구에 따라 항복강도의 85% 이하로 하였고, 피로한도는 UIC code의 요구에 따라 ERRI 보고서에서 발표된 S-N 선도와 GOODMAN 선도를 참고하여 결정하였다.

Table 1 Mechanical properties (unit : MPa)

	Tensile stress σ_t (N/mm ²)	Yield stress σ_y (N/mm ²)	Elastic modulus (N/mm ²)	Elongation ϵ_f (%)	Poisson's ratio (ν)
SMA490B	490	365	2.04×10^4	40	0.3
BS3100 grade A1	430	230	1.93×10^4	20	0.3

2.2 유한 요소 모델

대차 프레임은 두꺼운 강판을 사용한 용접 구조물이고, 1, 2차 현가 장치는 각각 conical rubber spring과 air spring 이며, wheel & axle은 강도와 강성을 충분히 가지는 축으로 구성되어 있다. 따라서 본 연구에서 이들 요소를 잘 표현하기 위하여 적당한 유한요소를 선정하여 이상화하였다. 해석에 사용한 요소는 강판 요소에 3차원 구조용 쉘 요소(shell element), 주강품은 3차원 구조용 솔리드 요소(solid element)를, 1차와 2차 현가 장치에 3차원 스프링 요소(spring element)를 그리고 축에는 강체요소(rigid element)를 사용하여 모델링하였으며 이렇게 하여 발생된 절점과 요소의 수는 각각 67,900과 66,920개 이다. 본 연구에서 사용된 좌표계는 길이방향을 X축, 좌우방향을 Y축, 높이방향을 Z축으로 하여 모델링하였으며, Fig. 1에 나타내었다.

2.3 하중 및 구속조건

제작사양에서 요구하는 설계하중조건을 UIC에 따라 계산한 하중은 Table 2와 같다. 본 연구는 가능한 한 실제 유사하게 구속하기 위하여 1차 스프링, 축상, 윤축을 모델링하였으므로 구속조건은 바퀴위치에 하중조건에 따라 병진변위와 회전변위를 구속하였으며, 축상과 윤축사이에는 Fig. 2와 같이 contact element를 사용하여 회전변위 Y만 자유롭게 나머지는 완전 구속하였다.



Fig. 1 FE model of bogie frame

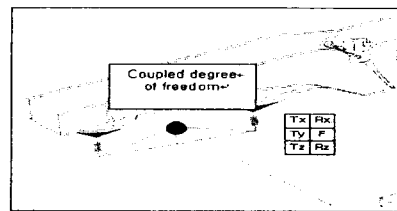


Fig. 2 Detail of Boundary condition between axle box and axle

Table 2 Design factor of bogie frame

No.	Description	M bogie	Remarks
1	Car mass in tare condition (m_v)	41,767 kg	Including bogies
2	Passengers mass 10p/m ² (C_1)	31,070 kg	Static (crush)
3	Passengers mass 5p/m ² (C_2)	17,160 kg	Fatigue (fully laden)
4	Car mass with passengers	72,837 kg	$m_v + C_1$

5	Bogie mass (m^+)	8,250 kg	
6	Number of bogie / car (n_b)	2	
7	Number of wheelset / bogie (n_e)	2	
8	Unsprung mass / bogie	3,486 kg	
9	Gravity (g)	9.81 m/sec ²	

3. 해석결과

3.1 Exceptional load 해석결과

3.1.1 Exceptional 하중조건

정적하중조건은 Table 2를 기초로 하여 UIC code의 수식에 의하여 계산되며, 수직, 좌우, 비틀림, 전후하중조건은 Table 4에 요약되어 있다

Table 3 Summary of static load case for FE analysis

No.	Load Case	Symbol	Magnitude	Remarks
1	Vertical load	$Fz1 \ \& \ Fz2$	138.2 kN	Crush
			193.5 kN	Proof
2	Lateral load	$FyLB$	128.9 kN	
		FyS	5.1 kN	
		$FzARB$	103.8 kN	
3	Twist load	$Fz1 \ \& \ Fz2$	193.5 kN	100% wheel off loading
4	Longitudinal load	$FxLong$	404.7 kN	5g × bogie mass

3.1.2 수직하중 해석결과

정적수직하중에 수직방향의 진동가속도 0.4g를 반영한 최대 수직하중은 다음의 계산식에 의하여 $F_1 = F_2 = \frac{k \times g}{m_v + c_1 - n_b m^+}$ 산출되며 최대수직하중은 193.5 kN이다. 이 최대수직하중을 양쪽 2차 스프링 2나이트에 각각 면압으로 부과하고, 2, 4위 바퀴위치에서 Y방향과 Z방향의 병진변위를 구속하고, 1, 3위 바퀴위치에서 Z방향의 병진변위만을 구속한다,

최고응력은 Fig. 3에서 나타낸 바와 같이 사이드 프레임과 트랜섬이 결합되는 사이드 프레임 하부에서 153 kN/mm² 이 발생되었으며, 2차 스프링 시트 하부에 수직방향으로 놓인 에어 스프링 가이드와 사이드 프레임 하판이 결합되는 부위에서 고 응력이 발생되고 있다. 이는 하중부과위치가 사이드 프레임과 1차 스프링 시트가 결합된 중심위치보다 밖으로 편심되어 있고, 길이방향으로는 정 중앙에 수직하중이 부과되므로 굽힘모멘트와 전단력이 발생되어 최고응력이 발생된다고 판단되며, 이는 사용된 재질의 허용응력 310 kN/mm² 보다 훨씬 적으므로 안전하다고 할 수 있다.

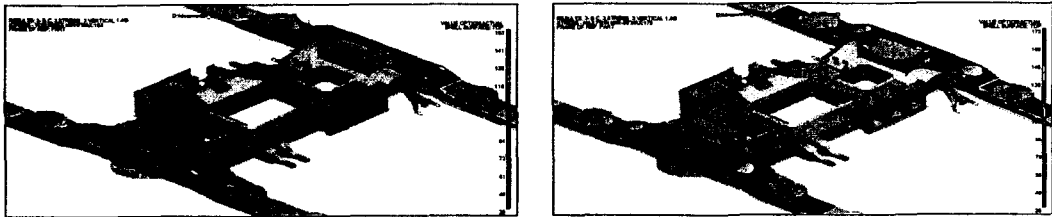


Fig. 3 Stress distributions of vertical proof load (von Mises & principal)

3.1.3 좌우하중 해석결과

정적좌우하중은 다음의 계산식에 의하여 산출되며 최대좌우하중은 139.1 kN이다.

$$F_y = 2 \times \left[10^4 + \frac{(m_v + c_1)g}{3n_e n_b} \right]$$

좌우하중은 레터럴 버퍼(lateral buffer)와 2차 스프링 시트(secondary suspensions)에 분포된다. 이 하중은 센터 피봇과 레터럴 버퍼사이 간 거리(38mm)와 2차 스프링의 좌우방향 강성에 의존하며, 2차 스프링 시트와 레터럴 버퍼에 부과되는 하중은 각각 5.1 kN와 128.9 kN 이며, 양

쪽 2차 스프링 시트와 동일 방향으로 레터럴 버퍼에 부과됨과 동시에 수직하중을 부과해야 한다. 본 연구대상인 대차 프레임은 안티롤 바 시스템(anti-roll bar system)이 부착되어 있으며 이 안티롤 바는 최대수직하중(1.4g) 상태에서 정적수직하중(1g)의 40% 하중(F_{ya})이 좌우방향으로 작용되는 조건을 수용할 있도록 사양에 규정되어 있다. 따라서, 이러한 조건을 가정하여 Fig. 5에서 나타난 바와 같이 차체를 각(Car-body roll angle α), 안티롤 각(anti-roll angle β), 좌우 스프링 시트에 부과되는 수직하중(F_{z1} , F_{z2}), 안티롤 바 하중(anti-roll bar load F_{zARB}) 등을 계산하기 위하여 “VAMPIRE” 소프트웨어를 이용하여 계산하며 계산된 요소들은 Table 4에 나타내었다. 그리고 구속조건은 Fig. 4에서 나타난 바와 같이 2, 4위 바퀴위치에서 좌우방향과 상하방향을 구속하기 위하여 Y방향과 Z방향의 병진변위를 구속하고, 1, 3위 바퀴위치에서 상하방향을 구속하기 위하여 Z방향의 병진변위만을 구속한다.

최고응력은 Fig. 6에서 나타난 바와 같이 사이드 프레임과 트랜섬이 결합되는 사이드 프레임 상부에서 234 kN/mm^2 이 발생되었으며, 2차 스프링 시트 하부에 수직방향으로 놓인 에어 스프링 가이드와 사이드 프레임 하판이 결합되는 부위에서 고 응력이 발생되고 있다. 이는 좌우하중이 최대수직하중과 동시에 작용되어 수직과 좌우방향으로 굽힘모멘트와 전단력이 발생되어 최고응력이 발생된다고 판단되며 이는 사용된 재질의 허용응력 310 kN/mm^2 보다 적으므로 안전하다고 할 수 있다.

Table 4 Load conditions for lateral proof load (anti-roll bar active)

Load conditions	Symbol	M bogie
Car-body roll angle	α	55.5 mrad
Anti-roll angle	β	38.9 mrad
Vertical proof load	F_{z1}	214.2 kN
	F_{z2}	169.2 kN
Anti-roll moment	M_{xARB}	124.5 kNm
Anti-roll bar load	F_{zARB}	103.8 kN

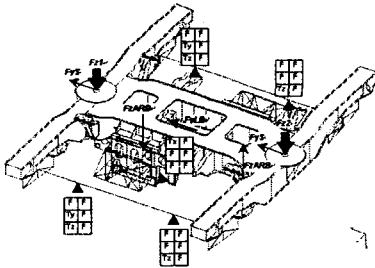


Fig. 4 Load and boundary conditions of lateral proof load

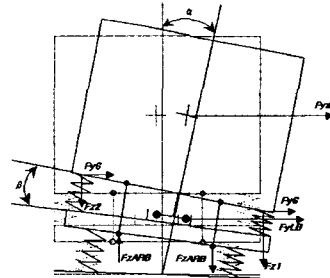


Fig. 5 Load description of lateral proof load with anti-roll bar system

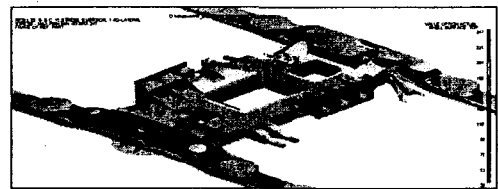
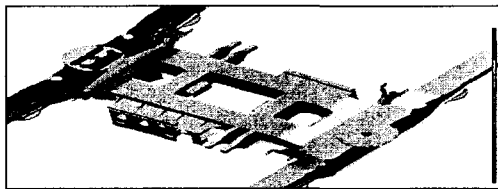


Fig. 6 Stress distributions of lateral proof load (von & principal)

3.1.4 비틀림 하중 해석결과

비틀림 하중조건은 불규칙한 선로상태로 인하여 발생된다. UIC 코드에서는 대각방향의 2개의 바퀴에서 만이 최대수직하중(1.4g)을 지지하는 하중조건(100% wheel off loading condition)이다. 따라서, 최대수직하중(193.5 kN)을 양쪽 2차 스프링 시트에 각각 면압으로 부과하고, 대각방향의 1, 4위 바퀴위치에서 Y방향과 Z방향의 병진변위를 구속하고, 반대대각방향의 2, 3위 바퀴위치에서 모든 방향의 병진변위와 회전변위를 자유롭게 한다.

최고응력은 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 트랜섬 양쪽 가장자리에 있는 안티롤 바가 관통되는 구멍의 대각방향 모서리 상부에서 250 kN/mm^2 이 발생되었으며, 하부에서도 고 응력이 발생되고

있다. 이는 하중부과위치가 사이드 프레임과 1차 스프링 시트가 결합된 중심위치보다 밖으로 편심되어 있고, 길이방향으로는 정 중앙에 수직하중이 부과되므로 굽힘모멘트와 전단력이 발생되어 최고응력이 발생된다고 판단되며, 이는 사용된 재질의 허용응력 310 kN/mm^2 보다 훨씬 적으므로 안전하다고 할 수 있다.

3.1.5 전후하중 해석결과

전후하중조건은 차량을 견인할 때나 비상시 제동할 때 생기는 가감속으로 인하여 발생된다. UIC 코드에서는 정적수직하중(1g)이 부과된 상태에서 전후하중 즉 대차무게의 5g를 견딜 수 있도록 설계되어야 한다고 규정하고 있다. 따라서, 정적수직하중(136.2 kN)을 양쪽 2차 스프링 시트에 각각 면압으로 부과하고, 모노링크 브라켓에 전후하중($5g \times \text{bogie mass} = 404.7 \text{ kN}$)을 부과하였다. 구속조건은 2, 4위 바퀴위치에서 X방향, Y방향, Z방향의 병진변위를 구속하고 1, 3위 바퀴위치에서 X방향, Z방향의 병진변위를 구속하였으며 회전변위는 모두 자유롭게 하였다,

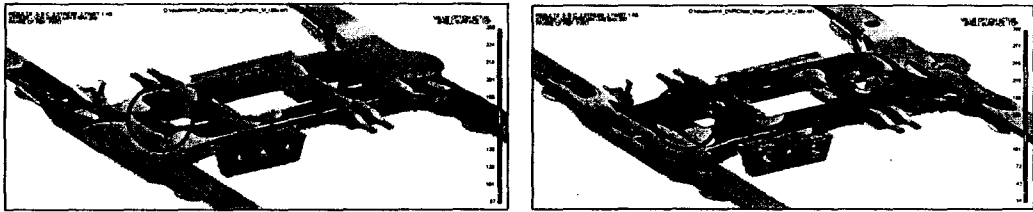


Fig. 7 Stress distributions of twist proof load (von Mises & principal)

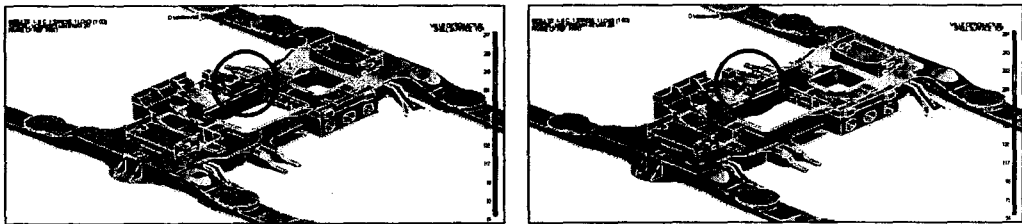


Fig. 8 Stress distributions of longitudinal proof load (von Mises & principal)

최고응력은 Fig. 8에서 나타낸 바와 같이 모노링크 브라켓이 부착된 상부에서 247 kN/mm^2 이 발생되었으며, 모노링크 브라켓이 부착된 견인동기 부착용 브라켓이 결합되는 트랜섬의 하부에서도 고 응력이 발생되고 있다. 이는 전후하중 부과위치가 모노링크 브라켓 한 곳에 집중되므로 모노링크 브라켓이 부착되는 부분에 집중된 하중이 모멘트로 변환되어 이 곳에서 고응력이 집중적으로 발생되고 있다고 판단되며, 이는 사용된 재질의 허용응력 310 kN/mm^2 보다 훨씬 적으므로 안전하다고 할 수 있다.

3.2. 피로해석결과

3.2.1 피로하중 정의(main in-service)

UIC에서는 대차 프레임에 대하여 피로평가를 하기 위하여 기본적인 피로하중의 크기를 Table 5에 나타낸 바와 같이 수식으로 규정하고, 주행 중에 발생할 수 있는 각종 조건을 (bouncing and rolling motions) 고려하여 Table 6에 나타낸 바와 같이 동적 계수(Dynamic factor) $\alpha = 0.1, \beta = 0.2$ 와 수직하중, 좌우하중, 비틀림 하중을 조합시켜 반복하중의 크기와 부과방법을 수식과 도표로 규정하고 있다. 여기서 과비틀림 하중을 전체 부과횟수의 10%를 부과해야 된다고 규정되어 있으며 피로평가를 수행하기 위하여 3단계로 구분하여 단계별 하중 가중치를 규정하고 있다.

Table 5 Load combination of main in-service load

Load Case	Formula	Value
Vertical load (Fully laden)	$F_{z1} = F_{z2} = \frac{g}{2n} (m_v + 1.2C_2 - n_b m^+)$	$Fz1 = Fz2 = 112.5 \text{ kN}$
Lateral load	$F_y = 0.5(F_z + 0.5m^+ g)$ $F_y = 76.5 \text{ kN}$	$FyS = ky \times 38 = 5.1 \text{ kN}$ $FyLB = Fy - 2 \times FyS = 66.3 \text{ kN}$
Twist effect	0.5% of wheelbase (2,400 mm)	대각반대방향의 바퀴에서 6 mm 변위
Dynamic factor	$\alpha = 0.1, \beta = 0.2$	

Table 6 Load combination of main in-service load

Load case	F_{z1} (kN)	F_{z2} (kN)	F_y (kN)	Tw (mm)
1	F_z	F_z	0	$Tw = 6$ mm 이며, 수직과 좌우하중이 10회 반복될 때 1,4 또는 2,3위 바퀴에서 1회 반복됨
2	$(1 + \alpha - \beta) F_z$	$(1 - \alpha - \beta) F_z$	0	
3	$(1 + \alpha - \beta) F_z$	$(1 - \alpha - \beta) F_z$	F_y	
4	$(1 + \alpha + \beta) F_z$	$(1 - \alpha + \beta) F_z$	0	
5	$(1 + \alpha + \beta) F_z$	$(1 - \alpha + \beta) F_z$	F_y	
6	$(1 - \alpha - \beta) F_z$	$(1 + \alpha - \beta) F_z$	0	
7	$(1 - \alpha - \beta) F_z$	$(1 + \alpha - \beta) F_z$	$-F_y$	
8	$(1 - \alpha + \beta) F_z$	$(1 + \alpha + \beta) F_z$	0	
9	$(1 - \alpha + \beta) F_z$	$(1 + \alpha + \beta) F_z$	$-F_y$	

3.2.2 Main in-service load

Table 5와 6을 기초로 하여 피로반복하중의 크기는 Table 7에 나타난 바와 같고, 좌우하중은 수직에 따라 76.5 kN이 계산되었으나, 센터 피봇과 레터럴 버퍼사이 간 거리(38mm)와 2차스프링 강성($ky = 134N/mm$)에 의존하므로 양쪽 2차 스프링 시트에 5.1 kN을 레터럴 버퍼에는 66.3 kN을 부과한다. 이러한 피로하중은 수직과 좌우는 동시에 작용되고 비틀림 하중($Tw = 6$ mm)만은 수직과 좌우하중이 10회 반복될 때 1,4 또는 2,3위 바퀴에서 1회 반복되므로 비틀림하중이 작용될 때와 제외될 때를 구분하여 해석을 수행하였다.

최고응력은 Fig. 7에서 나타난 바와 같이 하중조건 8일 때 사이드 프레임과 트랜شم이 결합되는 사이드 프레임 하부에서 162 kN/mm^2 이 발생되었으며, 최소응력은 하중조건 5일 때 동일 위치에서 -55 kN/mm^2 이 발생되었다. Table 7에서 나타난 하중은 반복하중이 1회 반복될 때 작용되는 하중 성분이므로 8개의 하중조건에 대하여 구조해석을 수행하고 그 중에서 최대응력을 구하고 나머지 하중조건에서 최소응력을 구하여 그 최소응력성분을 최대응력성분의 방향으로 변환하여 최대응력성분 방향으로 최대와 최소응력을 구한다. 이 값을 기초로 평균응력과 응력진폭을 구하여 Fig. 9의 GOODMAN 선도에 나타내었다. Fig. 9에서 나타난 바와 같이 본 연구 대상인 대차 프레임은 비틀림 하중이 고려된 하중조건에서도 피로한도 이내에 있으므로 안전하다고 할 수 있다..



Fig. 7 Stress distributions of fatigue load

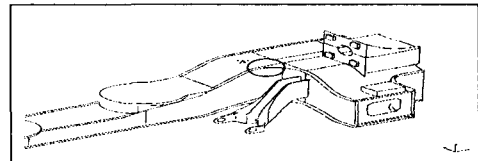
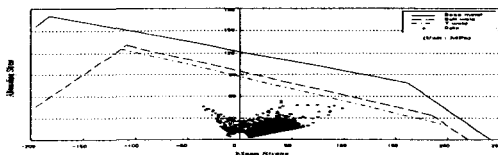
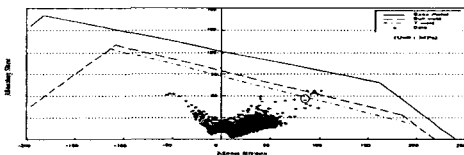


Fig. 8 Highly stressed node of load case 8



a) Without twist load



b) With twist load

Fig. 9 Fatigue endurance diagram for load cases 1~8

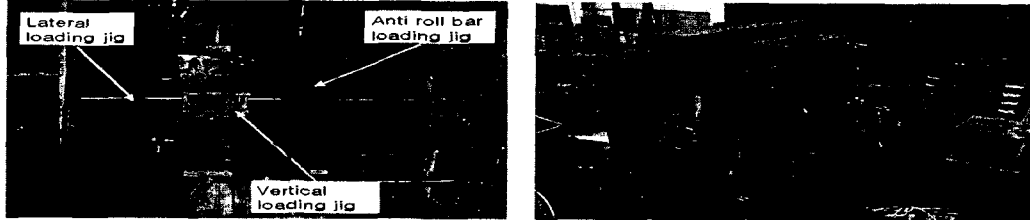
Table 7 Main in-service load with twist effect

Load cases	F_{z1} (kN)	F_{z2} (kN)	F_y (kN)	Tw (mm)			
				$Tw1$	$Tw2$	$Tw3$	$Tw4$
1	101.3	78.8	76.5	6	0	0	6
2	101.3	78.8	76.5	0	6	6	0
3	146.3	123.8	76.5	0	6	6	0
4	146.3	123.8	76.5	6	0	0	6
5	78.8	101.3	-76.5	6	0	0	6
6	78.8	101.3	-76.5	0	6	6	0
7	123.8	146.3	-76.5	0	6	6	0
8	123.8	146.3	-76.5	6	0	0	6

4. 시험결과

4.1 시험장비 및 지그

본 시험에 사용된 장비는 대차 프레임을 고정하고 적절한 구속조건을 구현하기 위하여 Base(4 sets), Base adaptor(4 sets), Turn buckle(4 sets), Actuator adaptors와 같은 지그(Jig)를 사용하였으며, 하중을 부과하고 제어하기 위하여 컴퓨터로 제어되는 정밀한 유압 가압 장치인 MTS test system을 사용하였다 그리고 응력 및 변위를 측정하기 위하여 반력력, bed, H 빔, 유압펌프, 로드셀, 스트레인 게이지, 다이얼 게이지 등을 사용하였다. 각 시험 조건별 치그 장착 장면은 Fig. 10에 나타내었다.



a) Vertical, lateral and anti roll bar loading

b) Settings of fatigue test

Fig. 10 Settings of static and fatigue load tests

4.2 시험하중조건

하중시험조건은 해석조건과 동일하며, 피로하중시험은 Table 8에 나타낸 바와 같이 각 단계별로 나누어 시험을 수행하였으며 각 단계에 대한 하중조건은 아래와 같다

Table 8 Fatigue load condition of each step

Unit : *kN*

	Component	Symbol	1 Step(100%)	2 Step(120%)	3 Step(140%)
Vertical Load	Static	$Fzs1 = Fzs2$	118.9	118.9	118.9
	Quasi-static	$Fzqs1 = Fzqs2$	$\pm 0.1 \times Fzs1$ $= \pm 11.89$	$\pm 0.1 \times 1.2 \times Fzs1$ $= \pm 14.27$	$\pm 0.1 \times 1.4 \times Fzs1 =$ ± 16.65
	Dynamic	$Fzd1 = Fzd2$	$\pm 0.2 \times Fzs1$ $= \pm 23.78$	$\pm 0.2 \times 1.2 \times Fzs1$ $= \pm 28.54$	$\pm 0.2 \times 1.4 \times Fzs1$ $= \pm 33.29$
Lateral Load	Quasi-static	$Fyqs$	$\pm 0.25 \times (Fzs1 + 0.5 \times m^+ \times g) = \pm 37.1$	$\pm 0.2 \times 1.2 \times Fzs1 =$ ± 28.54	$\pm 1.4 \times 38.3 = \pm 52$
	Dynamic	$Fyd = Fyqs$	± 37.1	± 44.5	± 52
Twist			12 mm	14.4 mm	16.6 mm

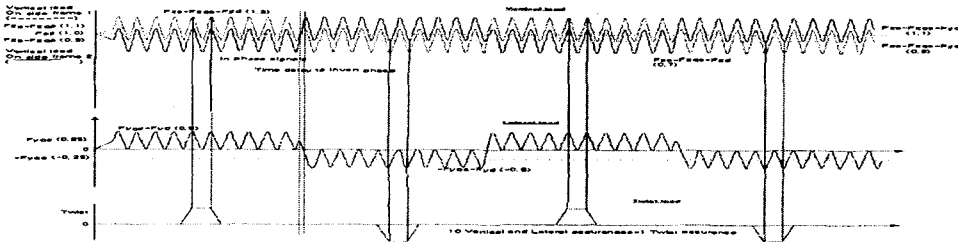


Fig. 11 : Phasing of the main fatigue loads

4.3 시험결과

각 하중조건에서 측정된 응력은 Fig. 12에 나타내었고 최대응력은 전후하중조건에서 게이지 번호 66에서 26.75 kg/mm^2 이 측정되었으며, 최소응력은 비틀림 하중조건에서 게이지 번호 82에서 -27.97 kg/mm^2 이 측정되었다. 이는 사용된 재질(SMA 490B)의 허용응력 (31.45 kg/mm^2)의 85% 이하이므로 안전하다고 판단할 수 있다. 그리고 각 단계별로 피로시험이 종료된 후에 비파괴 검사를 실시하여 본 대차 프레임에서 어떠한 결함이 발생되었는가를 확인

결과, Fig. 13에 나타난 바와 같이 아무런 결함이 없었다.

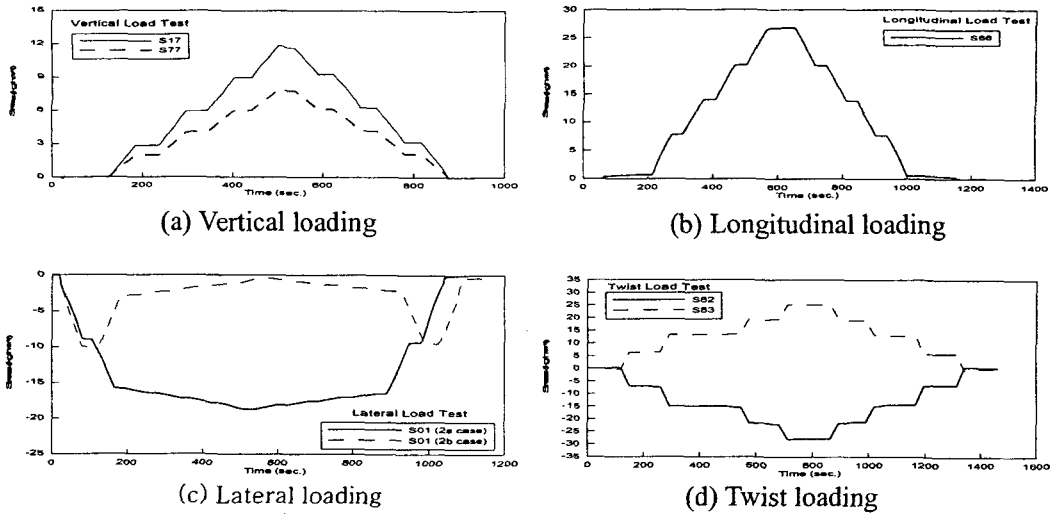


Fig. 12 Typical time-strain curves of static test

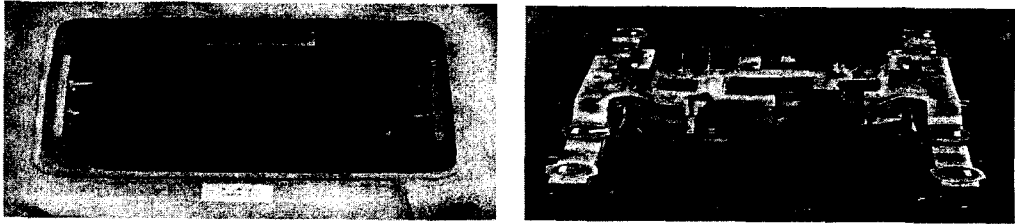


Fig. 13 View of inspection after 10 million cycles

5. 결 론

본 연구에서 수행한 대차 프레임에 대한 정적 및 피로해석과 시험을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- 1) 정적하중 조건에서 최대인장응력은 전후하중조건에서 게이지 번호 66에서 26.75 kg/mm^2 이 측정되었으며, 최소응력은 비틀림 하중조건에서 게이지 번호 82에서 -27.97 kg/mm^2 이 측정되었다. 이는 사용된 재질(SMA 490B)의 허용응력 (31.45 kg/mm^2)의 85% 이하이므로 안전하다고 판단할 수 있다
- 2) 각 단계별로 피로시험이 종료된 후에 비파괴 검사를 실시하여 본 대차 프레임에서 어떠한 결함이 발생되었는 가를 확인한 결과, Fig. 13에 나타난 바와 같이 아무런 결함이 없었다. 따라서 본 대차 프레임은 충분한 강도를 가지고 있다고 판단된다.
- 3) 정적하중조건에서 구조해석을 수행한 결과 최대인장응력은 전후하중조건에서 모노링크 상부에서 250 MPa 이 산출되고, 피로해석을 수행한 결과, 모든 하중조건에서 평균응력과 응력진폭 등이 피로내구한도의 안전한 영역 내에 있어 충분한 강도를 지니고 있다고 판단된다.

REFERENCE

- 1) UIC 515-4 & 615-4
- 2) Test Specification: MKM/F/9/0137/A3(BO) issued by ROTEM on January 24, 2002
- 3) FEM Bogie Frame: MKM/F/0129/A2(BO) issued by ROTEM on January 12, 2002