

유럽 규격을 적용한 디젤동차 대차프레임의 정적 및 피로강도 평가

Evaluation of static and fatigue strength applying European standard for the bogie frame of Diesel Multiple Unit

김우진* 송시엽** 박근수** 박형순**
Kim, Woo-Jin Song, See-Yoeb Park, Geun-Soo Park, Hyung-Soon

Abstract

Rotem Company has designed and manufactured bogie for Diesel Multiple Unit (DMU) according to the European standard UIC615-4, which is normally used for designing bogie frame. Because the countries located in Middle East do not have their own regulations for bogie design, most of running bogies in Middle East are designed by using European standard UIC615-4.

UIC615-4 specifies the loads that bogie frame should withstand, indicates the way of material data to be used and the principles to be during verification by analysis and test.

The bogie frame depends on the load conditions and magnitudes which are subjected to during service and characteristics of materials they are manufactured from. From the above reason, Rotem Company has performed Finite Element Analysis and load tests on the bogie frame according to UIC615-4. This research contains the results obtained by the analysis and the load tests. Also, this research verifies that the bogie frame has a static strength and fatigue strength.

The analysis is carried out using I-DEAS 12 NX Series and specially designed test jigs and equipment are used for the load tests.

1. 서론

지역적 특성상 광활한 대지와 많은 산유국들이 산재해 있는 중동 내의 객차 영업 운전의 대부분이 디젤차량을 차지하고 있으며, 그 수요도 더욱 늘어날 것으로 기대된다. 이러한 관점에서 볼 때 철도차량시장 또한 매우 크므로 중동시장에 진출하는 것은 또다른 중요한 의미를 가진다.

이와 관련하여 중동에 속하는 국가에서는 자국에서 운행하는 철도차량의 대차의 강도기준이 없으므로 UIC615-4 규격을 인용하여 대차강도기준을 만족할 것을 요구하고 있다.

대차프레임은 철도차량의 대표적인 안전부품으로서 차체 자체 및 승객하중에 의한 정적하중과 곡선주행 및 제동시 발생되는 준 정적하중, 불규칙한 선로와 차체, 대차, 윤축의 상대운동 모드에 의한 동하중을 받고 있다. 따라서 대차프레임의 구조적 안전성을 확보하기 위해서는 선형구조해석을 적용한 정적하중에 의한 정적강도 평가와 더불어 피로하중에 의한 각 부품의 동적 거동 분석과 대차프레임을 구성하는 부재의 피로강도 평가가 동시에 이루어져야 한다.

따라서 (주)로템은 디젤동차 대차설계 시 고려해야 하는 대차 강도기준을 만족시키기 위해 UIC615-4 규격에 따라 디젤 동차 대차에 대한 충분한 정적강도와 피로강도를 가지고 있는지에 대해 검증하고, 또한 현지 선로에서 측정된 선로 데이터를 이용하여 유럽 규격 적용의 타당성을 검토하고자 한다.

* (주)로템 기술연구소, 비회원

E-mail : kwj@rotем.co.kr

Tel : (031)460-1303 FAX : (031)460-1780

** (주)로템 기술연구소

2. 유한요소해석 모델

디젤 동차 대차프레임의 유한요소모델은 그림 1과 같이 볼스타레스형 용접구조이며 1차 현가장치는 Guide/Coil spring, 2차 현가장치는 Air spring으로 구분된다. 이 모델에서 X-축은 길이방향, Y-축은 좌우방향 그리고 Z-축은 수직 방향이다. 대차프레임은 판재의 경우 Shell 요소를 적용하고 판재 및 주강부품의 경우 Solid 요소를 사용하여 모델링 하였다. 윤축과 저널 박스는 충분한 강성을 가지는 빔 요소를 적용하였고, 1차 현수장치인 Coil Spring은 변위에 대한 강성을 부여한 스프링 요소를 사용하였다.

유한요소모델에 사용된 절점 수는 124,139개이고, 요소 수는 122,776개이다.

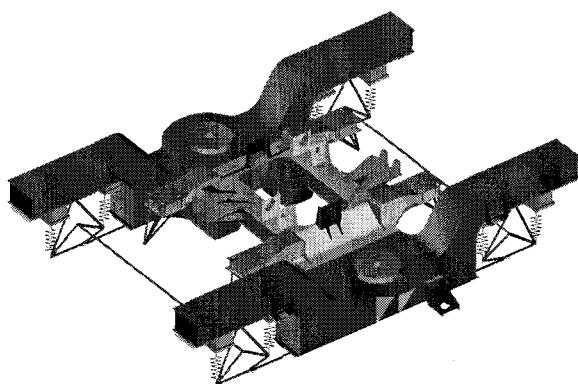


그림 1. 디젤 동차 대차프레임 유한요소 모델

표 1. 디젤 동차 대차프레임에 사용된 재질의 기계적 성질

No.	Material	Tensile Strength	Yield Strength	Remarks
1	SMA490BP	490 MPa	365 MPa	General purpose
2	S45C	569 MPa	343 MPa	Serrated plate Flanged bush
3	SS400	400 MPa	245 MPa	Buffer stopper
4	STPG410	412 MPa	245 MPa	Retaining Tube

디젤 동차 대차프레임에 적용된 재질은 대부분 SMA490BP가 적용되었으며, 일부 몇몇 부재에 대해서 다른 재질이 적용되었다. 대차프레임에 사용된 재질의 기계적 성질은 표 1과 같다.

3. 정적하중에 의한 강도 평가

3.1. 정적하중 조건

정적하중 조건은 차량의 제원을 기초로 하여 UIC 615-4 규격에 따라 하중조건을 설정하고 하중크기 를 계산하였다. 각각의 하중조건과 하중기호는 표2에 정리하였다.

표 2. 정적하중 조건 및 크기

No.	하중조건	하중기호	비고
1	수직 하중	F_z1	
		F_z2	
2	좌우 하중	F_z1, F_z2	
		F_yLB	
3	비틀림 하중	F_z1, F_z2	Unloading
4	전후 하중	F_z1, F_z2	
		F_xL	
5	Axe drive reaction rod 하중	F_z1, F_z2	
		F_{xAR}	
6	Emergency braking 하중	F_z1, F_z2	
		F_zBE	
7	Braking unit inertia 하중	F_z1, F_z2	
		F_zBI	
8	Shock absorber 하중	F_z1, F_z2	
		F_zAD	
		F_zVD	
		F_yLD	

최대수직하중은 차량의 제원을 이용하여 식 (1)을 통해 계산하였다.

$$Fz1 = Fz2 = \frac{k \times g}{2n_b} (m_r + c_i - n_b m^+) \quad \text{식 (1)}$$

좌우하중은 최대수직하중 1.4g가 양쪽 2차 스프링 시트에 부과된 상태에서 버퍼 스톱퍼에 식 (2)를 통해 계산된 값이 적용되었다.

$$FyLB = 2 \times \left[10^4 + \frac{(m_r + c_i)g}{3n_e n_b} \right] \quad \text{식 (2)}$$

3.2. 정적하중 해석 결과

최대수직하중조건은 식 (1)을 이용하여 얻은 수직하중 $Fz1$ 과 $Fz2$ 를 대차의 2차 스프링 시트에 부과하였으며 173MPa의 최대응력이 발생하였다.

좌우하중조건은 식 (2)를 이용하여 얻은 좌우하중 $FyLB$ 을 좌우 스톱퍼에 부과하였으며 234MPa의 최대응력이 발생하였다.

비틀림하중은 차량의 공차상태 중량에서 훨 하나가 탈선한 경우에 대한 하중 조건이며 299MPa의 최대응력이 발생하였다.

전후하중은 정적수직하중 1g 를 양쪽 2 차 스프링 시트에 부과된 상태에서 대차 중량에서 5g 의 값이 Z 링크에 부과되었고 236MPa 의 최대응력이 발생하였다.

Axle drive reaction rod 하중은 차체에 부착된 엔진으로부터 연결된 기어박스가 액슬 브라켓에 작용하는 하중이며 161MPa 의 최대응력이 발생하였다.

Emergency braking 하중은 비상제동시 제동브라켓에 작용되는 제동하중이며 153MPa 의 최대응력이 발생하였다.

Brake unit inertia 하중은 Braking uint 의 중량에 의한 하중이며 158MPa 의 최대응력이 발생하였다.

Shock absorber 하중은 좌우댐퍼에서 수직방향의 댐퍼와 좌우방향의 댐퍼에 작용되는 하중이며 139Mpa 의 최대응력이 발생하였다.

4. 피로하중에 의한 강도 평가

4.1. 피로하중 조건 및 평가 기준

서론에서 밝힌 바와 같이 대차프레임은 곡선주행 및 제동시 발생되는 준·정적하중, 불규칙한 선로와 차체, 대차, 윤축의 상대운동 모드에 의한 동하중을 받고 있으므로 주행 중에 발생할 수 있는 동적 거동(Bouncing and Rolling Motion)을 고려한 피로 평가를 반드시 수행해야 한다. 이를 위해 UIC 615-4 규격에서는 동적계수와 수직하중, 좌우하중, 비틀림 하중을 조합하여 반복하중의 크기와 부과방법을 정의하고 있고 이를 주요 서비스 하중이라고 한다.

주요 서비스 하중은 비틀림 효과를 고려하지 않은 하중조건과 비틀림 효과를 고려한 하중조건 두 가지로 나누어 표현한다. 또한 취부기기에 대해서도 피로강도 평가를 위한 하중 조건을 정의하고 있다. 표 3 은 주요 서비스 하중에 대한 하중조건별 하중 기호와 하중조합을 정의하고 있으며 3, 5, 7 그리고 9 번 하중조건에서는 비틀림 하중을 중첩하여 적용한다. UIC 615-4 규격에서는 동적계수를 $\alpha=0.1$, $\beta=0.2$ 로 제시하고 있다. 본 논문에서는 피로해석 조건에서 UIC 615-4 에서 제시한 동적계수와 실제 선로에서 측정한 데이터를 이용하여 산출한 동적계수 $\alpha=0.13$, $\beta=0.08$ 를 비교하여 유럽 규격 UIC 615-4 에서 제시한 동적계수와 비교하여 유럽규격의 적용에 대한 타당성을 제시한다. 표 4 는 취부기기 서비스하중에 대한 하중조건별 하중 기호와 크기를 정의하고 있다.

피로강도는 각 하중조건 별 구조해석 결과에서 각 절점의 평균응력성분과 변동응력성분을 구하여 모재와 용접방법에 따른 Haigh Diagram에 표시함으로써 평가하게 된다. 절점에서의 평균응력과 변동응력을 구하는 방법은 먼저 각 하중조건 중 최대주응력 및 주응력의 방향여현을 구하고 나머지 하중조건에서 최소응력을 구하여 그 최소응력성분을 최대주응력성분의 방향으로 변환하여 최소주응력을 결정한다. 이 값을 기초로 하여 평균응력 및 응력진폭을 식 (3)을 적용하여 계산하게 된다.

$$\sigma_{mean} = \frac{\sigma_{max} + \sigma_{min}}{2}, \quad \sigma_{alternating} = \frac{\sigma_{max} - \sigma_{min}}{2} \quad \text{식 (3)}$$

표 3. 주요 서비스하중에 대한 하중조합

Load case	$F_z1(\text{kN})$	$F_z2(\text{kN})$	$F_y(\text{kN})$
1	F_z	F_z	0
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	$(1 - \alpha + \beta) F_z$	$(1 + \alpha + \beta) F_z$	$-F_y$

표 4. 취부기기 서비스하중에 대한 하중조합

Load case	하중 기호
Brake uint inertia fatigue 하중	F_z1, F_z2
	F_zBK1
Axe drive reaction rod fatigue 하중	F_z1, F_z2
	F_xTMR
Service braking fatigue 하중	F_z1, F_z2
	F_zSBK
Shock absorber fatigue 하중	F_z1, F_z2
	F_zAD
	F_zVD
	F_yLD

4.2. 주요 서비스 하중에 대한 피로강도 평가

비틀림 하중을 조합하지 않은 주요 서비스 피로하중조건은 수직하중과 동적계수, 좌우하중의 조합으로 표현된 9가지 하중조건으로 구성되어 있고 하중의 부과 위치와 구속조건은 정적하중조건에서와 동일하다. 수직하중과 좌우하중은 UIC 615-4 규격에 정의되어 있는 식 (4)와 (5)를 이용하였다.

$$Fz = \frac{g}{2n_b} (m_v + 1.2c_2 - n_b m^+) \quad \text{식 (4)}$$

$$Fy = 0.5(F_z + 0.5md^+ g) \quad \text{식 (5)}$$

4.2.1 비틀림 효과가 없는 주요서비스 하중조건

해석 결과는 UIC 조건의 동적계수를 적용한 하중조건의 경우 그림 2의 피로내구 선도에 나타내듯이 최대 평균응력이 81.06 MPa 변동응력이 38.14 MPa의 응력분포를 보이고 있다. 이 부분은 용접부로서 피로 내구 선도의 T-weld 선도 아래에 위치하고 있으며, 나머지 모든 부분도 피로 내구 선도의 기준값 아래에 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

실제 선로 조건의 동적계수를 적용한 하중조건의 경우 그림 3의 피로내구 선도에 나타내듯이 최대 평균응력이 83.65 MPa 변동응력이 21.27 MPa의 응력분포를 보이고 있다. 이 부분은 용접부로서 피로 내구 선도의 T-weld 선도 아래에 위치하고 있으며, 나머지 모든 부분도 피로 내구 선도의 기준값 아래에 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

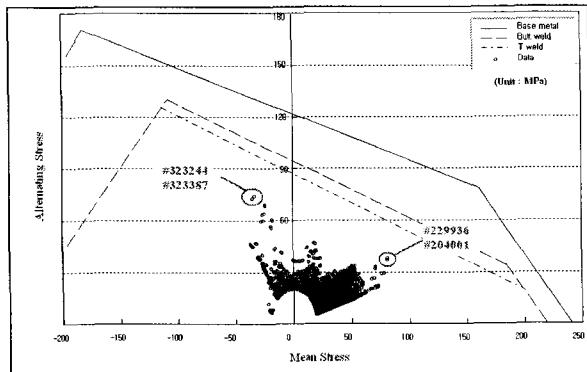


그림 2. UIC 조건의 동적계수를 적용한 비틀림 효과가 없는 주요서비스 하중에 대한 피로내구선도

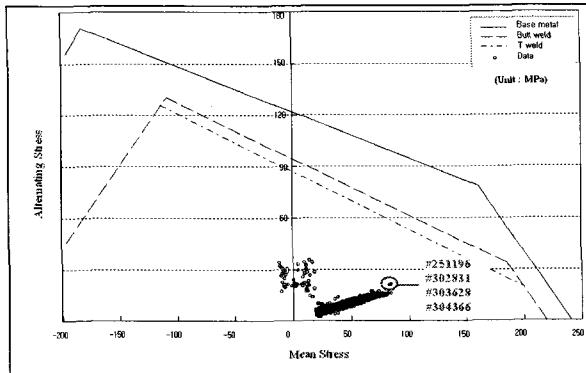


그림 3. 실제 선로 조건의 동적계수를 적용한 비틀림 효과가 없는 주요서비스 하중에 대한 피로내구선도

4.2.2 비틀림 효과를 포함한 주요서비스 하중조건

비틀림 하중을 조합한 주요 서비스하중조건은 식 (4)에 구한 수직하중과 동적계수, 좌우하중, 비틀림 하중의 조합으로 구성되어 있고 하중의 부과 위치와 경계조건은 정직하중조건에서와 동일하다. 비틀림 하중은 UIC 615-4 규격에 제시한 바와 같이 휠베이스의 0.5%의 비틀림을 고려하여 해석을 수행하였다.

해석 결과는 UIC 조건의 동적계수를 적용한 하중조건의 경우 그림 4 의 피로내구 선도에 나타내듯이 최대 평균응력이 -33.42 MPa 변동응력이 80.13 MPa의 응력분포를 보이고 있다. 이 부분은 용접부로서 피로 내구 선도의 T-weld 선도 아래에 위치하고 있으며, 나머지 모든 부분도 피로 내구 선도의 기준값 아래에 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

실제 선로 조건의 동적계수를 적용한 하중조건의 경우 그림 5 의 피로내구 선도에 나타내듯이 최대 평균응력이 45.79 MPa 변동응력이 70.74 MPa의 응력분포를 보이고 있다. 이 부분은 모재부로서 피로 내구 선도의 T-weld 선도 아래에 위치하고 있으며, 나머지 모든 부분도 피로 내구 선도의 기준값 아래에 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

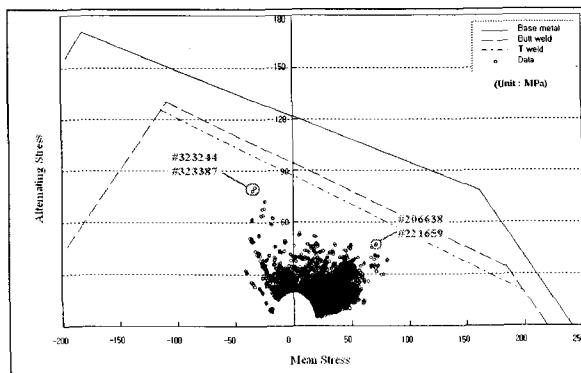


그림 4. UIC 조건의 동적계수를 적용한 비틀림 효과를 포함한 주요서비스 하중에 대한 피로내구선도

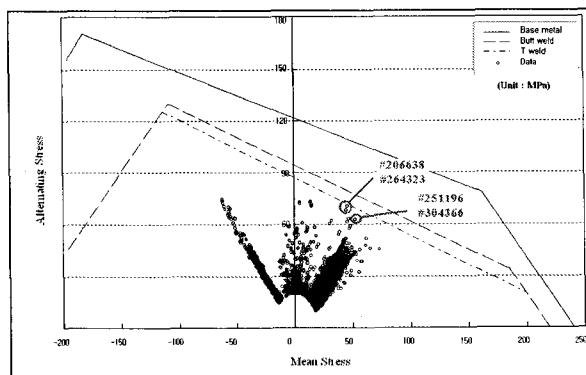


그림 5. 실제 선로 동적계수를 적용한 비틀림 효과를 포함한 주요서비스 하중에 대한 피로내구선도

4.3. 축부기기 서비스 하중에 대한 피로강도 평가

차량의 운행시 제동장치에 의한 피로 강도를 평가하기 위해 식 (4)에 구한 수직하중이 2 차 스프링 시트에 가해지고 제동 브라켓에 제동장치의 중량에 의해 발생하는 수직방향의 피로하중으로 해석을 수행하였다. 그림 6에서와 같이 해석 결과 모든 절점의應력 성분이 피로내구선도 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

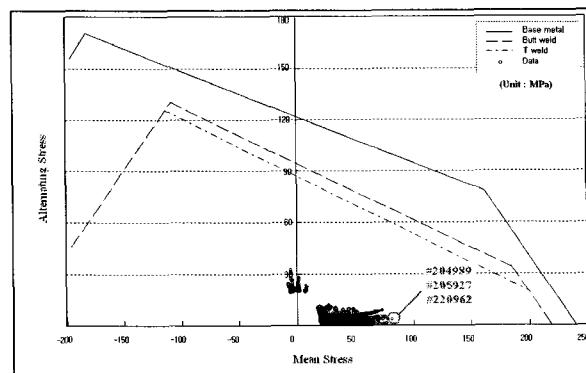


그림 6. Brake unit inertia 하중에 대한 피로내구선도

차량의 운행시 식 (4)에 구한 수직하중이 2 차 스프링 시트에 가해지고 액슬 브라켓에 전후 방향으로 작용되는 피로하중으로 해석을 수행하였다. 그림 7에서와 같이 해석 결과 모든 절점에 대해서 피로내구선도 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

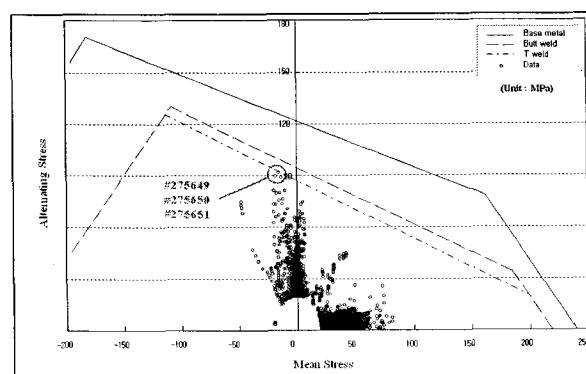


그림 7. Axle drive reaction rod 하중에 대한 피로내구선도

차량의 운행시 상용 제동에 의한 피로강도를 평가하기 위하여 식 (4)에 구한 수직하중이 2 차 스프링 시트에 가해지고 제동 브라켓에 작용되는 제동 피로하중으로 해석을 수행하였다. 그림 8 에서와 같이 해석 결과 모든 절점에 대해서 피로내구선도 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

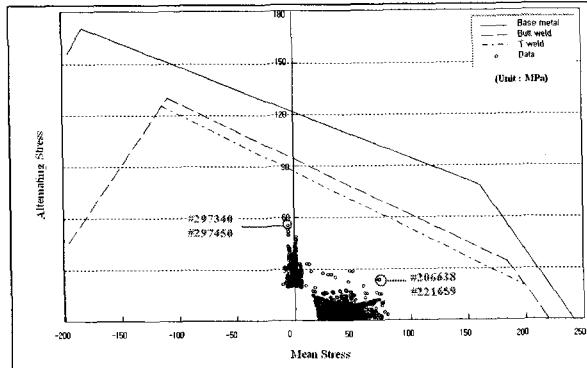


그림 8. Service braking 하중에 대한 피로내구선도

차량의 운행시 식 (4)에 구한 수직하중이 2 차 스프링 시트에 가해지고 각 댐퍼 브라켓에 수직방향 및 좌우방향으로 작용되는 피로하중으로 해석을 수행하였다. 그림 9 에서와 같이 해석 결과 모든 절점에 대해서 피로내구선도 아래에 위치하고 있으므로 피로강도를 만족하고 있다.

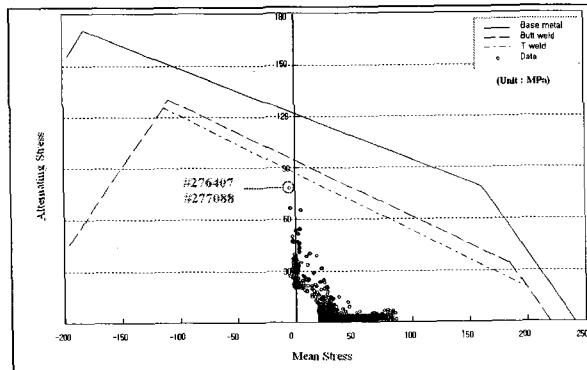


그림 9. Shock absorber 하중에 대한 피로내구선도

5. 결론

디젤동차의 대차 프레임에 대한 정적강도 및 피로강도 평가를 UIC 615-4 규격에 맞게 수행하였으며, 특히 주요 서비스 하중에 대한 피로강도 평가는 UIC 615-4 규격 조건과 실제 측정한 선로 데이터 조건을 이용한 결과를 비교한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 정적하중 해석 결과 비틀림 하중조건에서 최고 299MPa의 응력이 나타났다. 이는 항복강도 보다 낮은 결과로서 정적강도기준 이하이다.
- (2) 피로강도 평가 결과 모든 피로하중조건에서 발생한 평균응력 및 응력진폭이 피로내구 선도 이내에 위치한다.
- (3) UIC 조건과 실제 측정 데이터 조건을 비교한 결과를 분석하면 유럽규격보다 비틀림 효과가 포함된 하중 조건에서 다소 높은 응력분포를 보이고 있으나 동적계수 중 실제측정한 동적계수의 α 값이 UIC 조건보다 다소 높기 때문인 것으로 보인다.

따라서 디젤동차 대차 프레임의 구조해석 결과 모든 하중조건에서 기준 강도를 만족하는 결과를 얻었기 때문에 이 대차 프레임은 구조적으로 충분한 강도를 가지고 있으며, UIC 615-4 규격에서 제시한 동적계수를 이용하더라도 해석을 검증하기에 타당하다고 판단된다.

참고문헌

1. UIC Code 615-4(2003), Motive Power Units - Bogies and Running Gear - Bogie Frame Strength Tests, International Union of Railways
2. 최중호 외(2002), UIC code 에 따른 대차 프레임 구조해석 및 시험에 관한 연구, 한국철도학회