

고속화차용 용접대차 프레임 개선모델의 강도평가

The Estimation of Structural Strength of Improved Frame of Welded Bogie for High Speed Freight Car

황원주*
Hwang, Won-Ju

함영삼**
Haam, Young-Sam

강부영***
Kang, Bu-Byoung

전웅식*
Jeon, Eung-Sik

ABSTRACT

The bogie of high speed freight car running on conventional line is welded bogie modeled on Y25 bogie developed in Europe. Y25 bogie has speed limit of 110km/h. But it has limiting factors to speed-up as increasing maintenance cost and friction parts pedestal. And also it was reported that cracks are found in the parts where center beam meet bolster and endbeam near bracket for braking part. This study includes stress analysis improved structure of welded bogie for strength evaluation by numerical method and experimental method. According to the study, new configuration bogie shows improvement in strength.

Keyword : high speed freight car, Improved frame of welded bogie, Y25 bogie

1. 서론

현재 우리나라의 고속화차용 대차는 유럽의 Y25대차를 기본으로 한 용접구조형 대차이다. Y25 용접대차는 전용편성시 110km/h까지의 속도를 낼수 있는 대차로서, 1993년에 개발되어 현재 운행되고 있다. 하지만 대차의 분해검수에 투입되는 검수인공과 패데스탈 방식의 축상 마모부 재료 비 등으로 인한 유지보수비용 증가가 검수 및 속도향상의 제한요소로 작용되고 있었으며, 근래에 와서는 센터빔과 볼스터가 만나는 용접 부위와 엔드빔의 제동브라켓 부위에 균열이 발생하고 있어이의 근본적 해결이 시급한 실정이다. 이에 본 논문에서는 기존 고속화차용 용접대차와 개선된 용접대차 모델의 구조해석을 통해 엔드빔의 균열발생 원인을 고찰하고 개선된 시제프레임의 정하중시험 결과와 비교하여 개선된 모델의 강도와 안전성을 검토하였다.

2. 유한요소해석

2.1 개선대차의 형상

기존모델은 엔드빔이 사이드프레임의 하판 아래에 붙어있는 구조로 되어 있으며, 엔드빔의 단면 형상은 Fig. 1에 나타난 바와 같다. 이러한 구조를 가진 기존의 용접대차는 전용편성시 110km/h

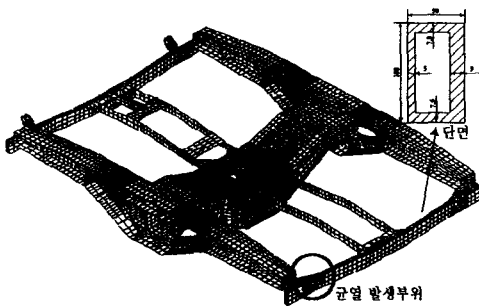


Fig. 1 용접대차 기존모델

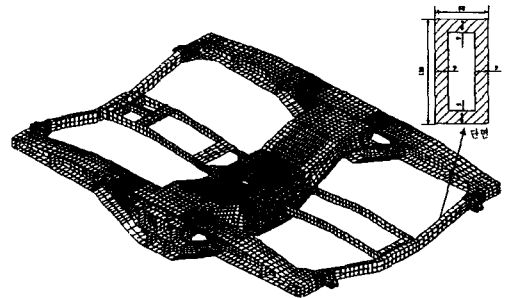


Fig. 2 용접대차 개선모델

* 한국철도기술연구원 차량연구본부 연구원
** 한국철도기술연구원 차량연구본부 책임연구원
*** 한국철도기술연구원 차량연구본부 주임연구원

의 고속으로 달릴수 있도록 설계되었으며 수명은 25년정도로 보고 있다. 하지만 최근에 들어 7~8년된 용접대차의 엔드빔의 제동브라켓 부위에서 균열이 발생하고 있으나 이에 대한 근본적인 보완이 이루어지지 못하고 있다. 이에 대한 방안으로 Fig. 2에서 보는 바와 같은 개선모델을 개발하게 되었다. 개선모델은 기존의 end beam을 side frame의 하부가 아닌 끝단에 직접 연결하여 깔끔하게 한 모델이며 엔드빔의 단면 또한 기존의 대차의 엔드빔보다 두께가 커졌고, 따라서 강도측면에서 더 향상되었다고 할 수 있다.

2.2 기존대차와 개선대차의 강도해석

① CASE 1 - 단면의 두께와 엔드빔 형상

대차와 같은 프레임 구조물은 용접 등을 통해 결합되어 있다. 이들 프레임의 강도는 단면적, 관성모멘트, 비틀림 계수 등과 같은 단면계수로 나타낼 수 있다. 프레임의 설계를 위해서는 충분한 강성도를 만족하면서 중량을 줄일 수 있는 단면 형상 및 부재의 두께를 결정할 수 있어야 한다. 기존대차의 엔드빔의 단면은 Fig. 1과 2에 나타난 것과 같다. 다만 단면계수가 커졌기 때문에 강도의 측면에서 강해졌다고 할수 있지만 단면계수만 커졌다고 강도를 비교할 수 없으므로 응력에 따른 비교를 해보고자 한다.

② CASE 2 - 기존대차에서 단면의 두께만 바꾼 형태

엔드빔의 위치를 그대로 두고 기존대차에서 단면의 두께만 바꾸어서 응력을 비교하였다. 해석결과 기존대차의 두께를 그대로 사용한 경우보다 두께를 9mm로 일정하게 했을때 응력이 더 작게 나왔다. 이는 단면계수가 크기 때문에 나타나는 결과라고 판단된다.

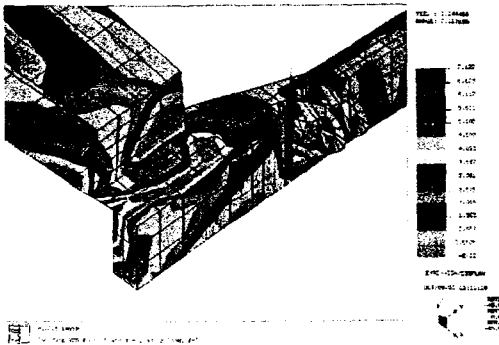


Fig. 3 기존의 단면두께를 그대로 사용

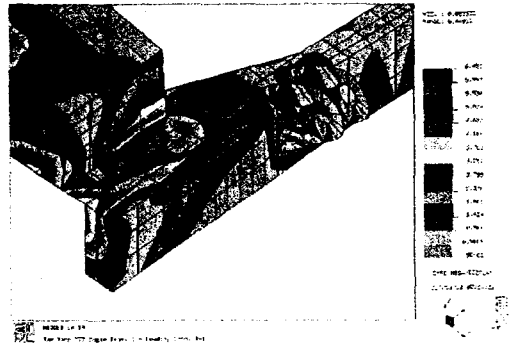


Fig. 4 9mm로 일정한 두께를 사용

③ CASE 3 - 위치를 올린 상태에서 두께만 바꾸어서 비교

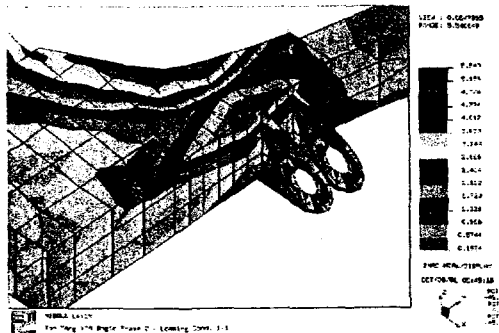


Fig. 5 기존의 단면두께를 그대로 사용

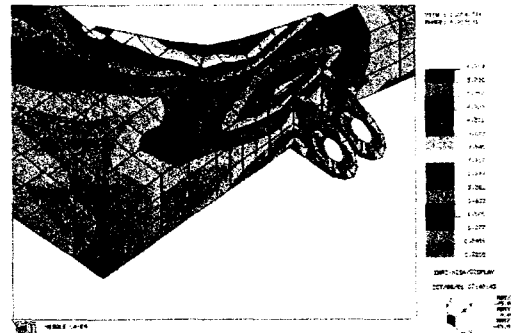


Fig. 6 9mm로 일정한 두께를 사용

엔드빔의 위치를 사이드 프레임의 하부에서 위로 올린 상태에서 단면의 두께만 바꾸어서 응력을 비교하였다. Case 2와 마찬가지로 단면의 두께를 9mm했을 경우 응력이 더 작게 나왔다. 이상에서 Case 2,3의 결과를 정리하면 Table 1과 같다. 결과 엔드빔의 위치를 사이드프레임의 하부에

서 위로 올린 상태에서 단면의 두께를 9mm로 했을 때 가장 적은 응력분포를 나타내고 있다.

Table 1 CASE별 응력분포 비교

CASE	엔드빔 기존의 두께를 그대로 사용	엔드빔 두께를 9mm로 일정한 두께
2	2~3kg/mm ²	1.8~2.3kg/mm ²
3	0.6~2.7kg/mm ²	0.14~1.33kg/mm ²

2.3 기존대차와 개선 대차의 구조해석 결과비교

단면의 두께 변화와 엔드빔의 위치를 변화시켜가며 정적해석을 수행한 결과 기존모델보다 단면의 두께를 9mm로 일정하게 바꾸었을 때, 그리고 엔드빔을 사이드 프레임의 하부에서 위로 올렸을 경우가 더 강성이 좋음을 확인할 수 있었다. 이렇게 엔드빔이 보완, 수정된 개선모델을 가지고 기존모델과 비교하고 이를 실제 시험을 하기에 앞서 모델의 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소 해석을 위해서 상용유한요소 프로그램인 DISPLAYⅢ/NISAⅡ를 사용하였다. 전체모델의 구성은 9370개의 요소와 9623개의 노드로 모델링하였다. 재질의 기계적 성질은 Table 2와 같으며 해석을 위한 하중조건은 총 8가지로 Table 3과 같다. 수직하중은 대차당 수직정하중에 동적계수 0.4g를 적용한 값이며, 전후, 좌우하중 각각 수직정하중에 0.3g, 0.4g를 적용하였다. 제동하중은 차륜의 담면과 제륜자 사이의 마찰에 의한 하중으로 마찰계수를 0.3으로 적용하였고, 제동부품의 진동하중은 대차프레임에 취부되어 있는 제동부품의 중량에 상하방향 각각 .9g, 11g, 전후방향과 좌우방향 각각 3g, 4g의 진동가속도를 적용하였다. 이는 수직동하중을 제외하고 모두 JIS E 4207에 명시된 최대값들이다. Table 4는 해석결과를 정리한 것이다.

Table 2. 사용재질의 기계적 성질

재 질	항복강도 (kg/mm ²)	인장강도 (kg/mm ²)	피로한도 (kg/mm ²)			비 고
			모재부	사상부	용접부	
SWS490A	33	50	16	11	7	

해석은 모든 하중조건에 대하여 수행하였으나 여러 하중조건중 end beam에 가장 큰 영향을 줄 수 있는 조건인 제동하중과 제동부품 진동에 의한 하중을 고려한 결과, 기존 모델이 개선된 모델보다 더 높은 응력분포를 나타내었다. 브라켓 주위 End beam 모재부에서의 가장 엄격한 하중조건인 하방향 제동부품 진동하중일 경우에는 안전율이 기존 모델은 4.4~7.7, 개선 모델은 12.5~19.23 정도의 분포를 보이고 있었다. 기존 모델보다는 개선 모델이 훨씬 더 작은 응력분포를

Table 3. 해석 하중조건

번호	하중조건	하중(kg)	비고
1	수직	49,329	동하중(1.4g)
2	전후	10,571	0.3g
3	좌우	14,094	0.4g
4	제동 (제륜자 당)	797.8	$\mu = 0.3$
5	제동부품 진동하중	상	4,779 (1-10)g
6		하	5,841 (1+10)g
7	제동부품 진동하중	전후	1,593 3g
8		좌우	2,124 4g

Table 4 해석결과 정리

번호	하중조건		Von Mises stress kg/mm ²	
			기존대차	개선대차
1	수직하중	정하중	0.4891	0.7389
		동적효과 고려(0.4g)	0.6847	1.034
2	전후하중		0.8595	0.3312
3	좌우하중		0.1061	0.0281
4	제동하중(제륜자당)		1.749	0.7647
5	제동부품 진동하중		0.8703	1.142
6	제동부품 진동하중 부품중량(531kg)		4.9412	1.41
7			2.132	0.0676
8			1.6708	0.3983

나타내었다. 2개의 모델 모두 정적 구조강도가 허용응력에 대해 충분히 안전하다고 할 수 있으며 end beam을 Side frame의 하부가 아닌 끝단에 직접 연결한 개선 모델이 구조적으로 더욱 안전하다고 볼 수 있다. 엔드빔에서의 균열이 발생하는 원인은 정적인 영향보다 동적인 영향때문이라 판단된다.

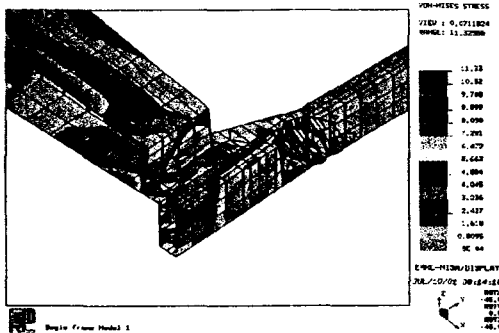


Fig. 7 기본모델의 부품중량(하방향) 응력분포

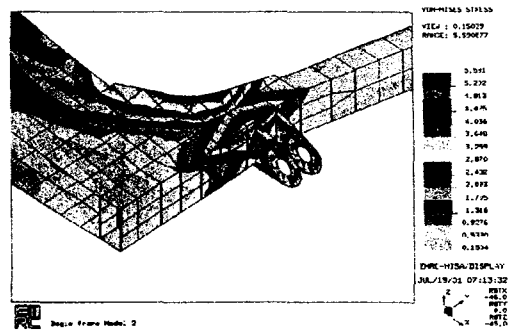


Fig. 8 개선모델의 부품중량(하방향) 응력분포

3. 개선대차모델의 응력측정시험

3.1 게이지 취부 위치 및 실차시험

해석에 근거하여 개선모델의 응력이 많이 걸리는 부위를 확인하고 게이지를 부착하여 실차시험을 수행하였다. Fig. 9는 대차 프레임의 스트레인 게이지의 부착위치중 하나를 나타내고 있다. 게이지는 28개의 단축 게이지와 6개의 로제트 게이지를 사용하였다.

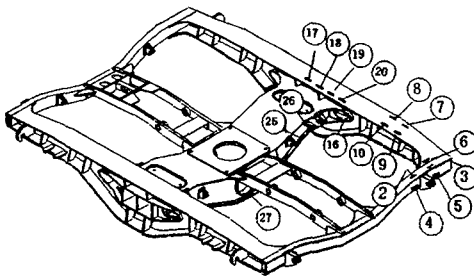


Fig. 9 대차 프레임의 Strain Gauge 취부도

Table 5. 시험하중조건

응력기호	하중조건	하중(ton)	비고
S1	수직 정하중	34.8	최대적재시 대차당 수직하중
S2	수직 동하중	52.85	$W_t + (0.5 \times W_s)$
S3u, S3d	제동부품하중 (상,하)	5.31	$10 \times W_b$ (제동브라켓당 0.66ton)
S4	좌우하중	10.57	$0.4 \times W_t$
S5	전후하중	13.9	$0.3 \times W_t$
S6	비틀림하중1	63	Axle Box 하단에 15mm liner 삽입
S7	비틀림하중2	68.9	Axle Box 상단에 15mm liner 삽입

구조해석 결과를 통해 좀더 개선된 고속화차용 용접대차 프레임을 시험방법 JIS E 4208(철도 차량용 대차의 하중 시험방법)에 의거하여 최대 가속조건으로 시험을 시행하였다. 하중 시험을 위해 대차 프레임에 Coil spring과 Axle box를 취부하고, 수직·전후 및 좌우하중을 부가할 수 있도록 Dummy center pivot을 설치하였다. 예비하중시험을 시행한 다음 각각의 하중시험을 시행하였다. Table 5는 각 시험하중조건을 정리한 것이다. 여기서, W_t 는 수직정하중, W_s 는 제동부품질량에 의한 하중이다.

3.2 피로강도 해석

KSR9210(철도차량용대차스톡-설계통칙)에 따라 하중시험에서 구한 응력을 이용하여 합성평균응력(Combined Mean Stress)과 합성변동응력(Combined Dynamic Stress)을 구하고 이를 응력 한계도(Limit Stress Diagram)에 도시하여 평가한다. 합성응력 산출시 비틀림하중에 의한 응력은 더 열악한 조건인 S7로 하였고, 제동부품하중은 8개의 Hanger bracket에 나누어 주었으며 이에 따른 합성응력을 산출하고 이를 응력 한계도로 나타내어 비교하였다. 제동부품하중시 응력한계도는

다음과 같다. 이에 대한 여기서 S_y 는 항복강도(yield strength), S_e 는 피로강도(endurance limit)이다.

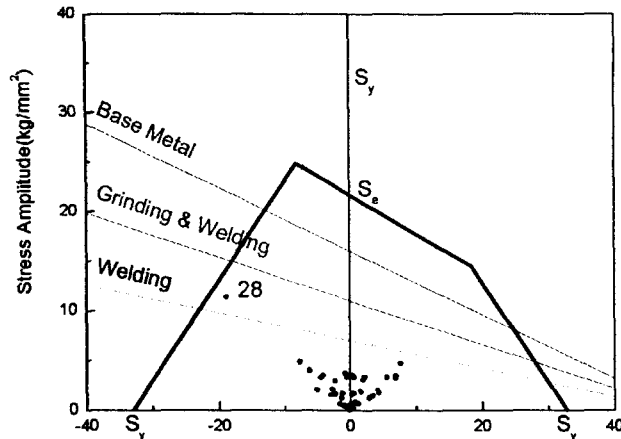


Fig. 10 제동부품하중이 8개의 Hanger bracket에 나누어 작용하는 경우(0.66 ton)

실차시험에서 나온 응력값을 이용하여 합성평균응력과 합성변동응력을 구하였으며, 이를 이용하여 Fig. 10과 같은 응력한계도를 그렸다. 모재부의 스티프너에서의 응력값이 용접부 피로한도를 다소 초과하였지만 모재부 피로한도 이내에 있었다.

4. 결론

이상에서 개선대차의 유한요소해석과 시험을 시행한 결과는 다음과 같다.

- (1) 엔드빔의 단면의 두께와 위치를 바꾸어서 해석한 결과 기존의 end beam을 side frame의 하부가 아닌 끝단에 직접 연결하여 깔끔하게 하고 단면의 두께를 9mm로 일정하게 한 경우가 가장 응력분포가 작게 나타났다. 이는 개선대차의 엔드빔의 단면계수가 기존대차보다 커지므로 강성에 있어서 향상이 이루어졌다고 판단된다.
- (2) 각 하중조건에 의한 해석결과 가장 큰 응력이 발생하는 부위는 볼스터의 스티프너였으며, 그때의 최대응력은 Von-Mises 응력으로 24.18kg/mm²이었다.
- (3) 엔드빔에 가장 큰 영향을 줄수 있는 제동하중과 제동부품 진동에 의한 응력분포시 개선대차는 기존대차보다 엔드빔에서 응력이 작게 나타남을 확인할 수 있었다. 브라켓 주위 End beam 모재부에서의 가장 엄격한 하중조건인 하방향 제동부품 진동하중일 경우에는 안전율이 기존 모델은 4.4~7.7, 개선 모델은 12.5~19.23 정도의 분포를 보이고 있었다. 이때 실차시험과 해석과의 오차는 11.8%이며 해석값이 다소 크게 나왔다.
- (4) 실차시험의 응력값으로 피로강도해석을 수행하였으며, 결과 모재부이긴 하지만 볼스터의 스티프너에서 응력값이 용접부 피로한도를 다소 초과하였다. 앞으로 이 부분의 보강이 필요하다고 판단된다.

참고문헌

1. 함영삼외, "고속화차 개발사양 제시 및 핵심장치 개발(1단계)", KRRI 연구00-46, pp1~17, 2000
2. 이호용외, "전동차용 대차프레임 구조해석 및 최적설계", KRRI, 2001
3. 함영삼외, "고속화차용 용접대차 프레임 개선모델의 하중시험 결과 보고서", 2001
4. 한국철도기술연구원, "고속화차용 용접대차 프레임 구조강도 검토", 2001
5. 이상록외, "다축하중을 받는 대차프레임의 피로해석에 관한 연구", 한국철도학회논문, pp330~337, 2000
6. 박기준외, "표준전동차 대차를 피로강도평가(I)", 한국철도학회논문집, 제 3권, 제 3호, KSR 0007, pp170~177, 2000
7. Center for Engineering and Computer Technology, "NISA II User's manual", Vol. I, EMRC
8. Center for Engineering and Computer Technology, "DisplayIII User's manual", Vol. I, EMRC
9. Center for Engineering and Computer Technology, "DisplayIII User's manual", Vol. II, EMRC