

철도화차용 용접구조대차의 건전성평가에 관한 연구

홍재성*(한국철도기술연구원), 함영삼(한국철도기술연구원), 정흥채(한국철도기술연구원),
백영남(경희대학교)

Integrity evaluation of the welded structure bogie for the railway freight car

J. S. Hong(KRRI), Y. S. Ham(KRRI), H. C. Chung(KRRI), Y. N. Paik(Kyung-Hee Univ.)

ABSTRACT

Some bogie frames manufactured in 1999, 2000 year have the fatal problem. Three or four years later, the cracked end beam among them have discovered in 2002, 2003 year. The crack situation of the end beam have a bad effect on brake system. In that case, the cars would be in danger of derailment. To improve the end beam, a research of covering the whole field of welded type bogie frame was started.

Main line real tests were performed at Young-Dong line. The stress of main positions for bogie frame was measured. Also up-down direction and left-right direction vibration acceleration of the bogie frame were measured. At this time the tests were performed for the three types bogie. The test result concludes that the crack cause of the end beam is not brake load but vibration at running mainly. It is estimated that the life of the improved car which end beam reinforced is safe within the car permitted life(25 years).

The improvement methods of the end beam are presented by construction modification, parts modification. The integrity evaluation is inspected by analysis the real line test results, the improvement methods of the end beam.

Key Words : Bogie, Lateral Stability, Curving Performance, Static Load Test, Life Estimation,

1. 서론

2004년 KTX가 개통되어 본격적인 고속화시대가 도래되어 화차도 보다 신속한 운송이 되어야 하기 때문에 화차의 속도향상을 위해 최고속도 120km/h급 고속화차용 용접구조 대차(주행장치)가 1993년에 시제품이 개발되어 1999년부터 실용화되었다. 그러나 1999년 및 2000년에 제작되어 운행중인 대차중 엔드빔에서 균열이 2002년도와 2003년도에 계속적으로 발생되고 있어 화차의 운용에 막대한 영향을 미치게 되었다. 엔드빔의 균열은 화차의 제동을 불가능하게 하여 최악의 경우 탈선사고가 발생할 수 있다. 이러한 현상을 파악하기 위해 대차 프레임에 대해 전반적인 연구를 하게 되었다.

다. 균열이 발생하는 위치는 Fig. 1과 같이 브레이크 홀더행거(Brake holder hanger)를 지지하고 있는 엔드빔으로 화물을 적재했을 때 높은 하중과 제동력을 감당하는 부분이다.

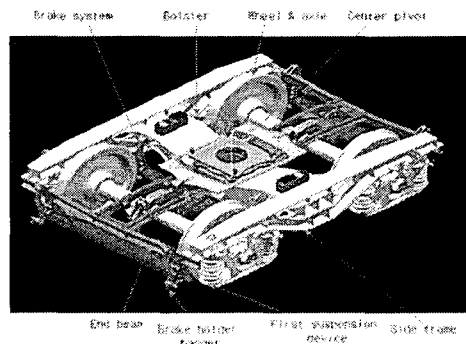


Fig. 1 The Crack Positions of End Beam

2. 엔드빔 균열현상 및 원인분석

2.1 엔드빔 균열현상

대차는 크게 대차 프레임, 현가장치(Suspension device), 제동장치, 윤축(Wheel set)으로 구성되어 있

화차 고속화를 위하여 개발된 용접구조대차 엔드

빔의 균열현상에 대한 2002년도, 2003년도에 집계된 통계를 Table 1에 나타내었다.

Table 1 The Statistics of End Beam Crack

Occurrence year	Car type	Number	Brake type	
			P4a	KRF-3
2002	Gondola car	55	40	15
	Flat car	1	1	-
2003	Gondola car	14	13	1
Total		70	54	16

2.2 엔드빔 균열원인 분석

2.2.1 모드해석에 의한 분석

Fig. 2는 대차프레임의 모드해석 결과(7차모드)를 나타내었다. 1~6차 모드는 강체모드로 의미가 있었으며 약 5Hz의 7차 모드에서는 진동측정 결과와 비슷한 양쪽 사이드 프레임의 변형이 반대로 작용하는 모드를 나타내고 있다. 8차 및 9차 모드는 각각 5.8Hz 와 6.0Hz에서 대차의 한쪽 센터 빔과 엔드빔의 변형을 나타내는 모드이고, 10차 모드는 6.4Hz에서 대차의 양쪽 센터 빔과 엔드빔의 변형을 나타내는 모드이다.

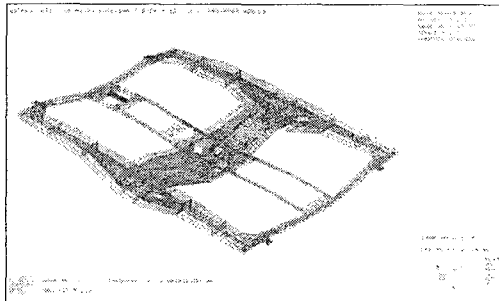


Fig. 2 The Mode Analysis Results of Bogie Frame(The 7th Mode)

2.2.2 진동가속도 파형분석

화차가 주행할 때 대차에 걸리는 진동이 어떠하며 이 진동이 엔드빔에 어떤 영향을 끼치는지 알기 위해서 진동시험을 하였다. 진동가속도계는 Fig. 3과 같이 ②위치에 상하 및 좌우진동을 측정하고 나머지 ①③④⑤위치는 상하진동만 측정하였다.

측정은 공차시 제천→철암, 만차시험시 철암→제천을 운행하면서 시험을 하였다. 진동시험은 영차시험을 기준으로 분석을 하였고 실제 측정구간(예미→제천) 중에서 송학→제천구간을 중심으로 분석을 수행하였다.

시험결과 주기적인 간격으로 진동값이 커지고 있

는데 이는 화차가 레일이음매를 통과하면서 발생되는 충격에 인한 것으로 25m 간격마다 대폭 증가하는 것을 확인하였다.

Fig. 3은 진동부분을 더 확대한 그림으로 레일이음매를 통과할 때 엔드빔 양끝단에서 반대파형이 나타나고 있다. 이로 인하여 Fig. 4와 같이 비틀림이 발생할 수 있을 것으로 판단된다.

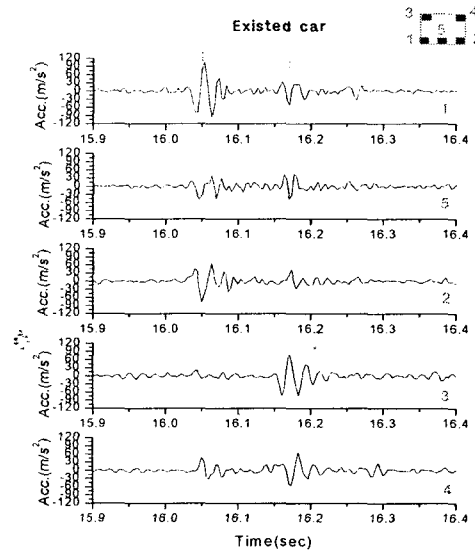


Fig. 3 The Vibration Acceleration Response

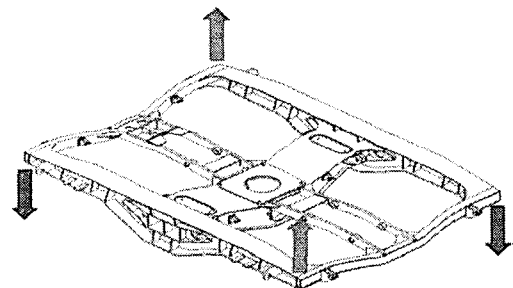


Fig. 4 The Vibration Acceleration Direction at Running State

3. 엔드빔 개선방안

3.1 홀더행거에 의한 개선방안

일반적으로 철도 차량은 일정한 궤도 위를 차륜이 회전운동을 하면서 목적지까지 주행하는 것으로서 목적지에 도달하거나 제한적으로 차량의 속도를 제어하기 위한 수단, 즉 제동장치가 필요하며 이러한 제동장치의 목적은 주행차량의 속도를 효과적으

로 제어하여 목적지에 정지하기 위한 것이다.

상기의 철도차량 제동장치는 제동통에 압축공기가 작용하게 되면, 다수의 링크부재와 홀더행거에 의해 제동력이 제륜자에 전달되어 제륜자가 차륜과 마찰됨에 따라 제동이 이루어지게 된다.

대차의 곡선주행시 제동할 때 발생하는 횡방향의 변위가 제륜자 홀더행거의 비틀림으로 전이되면서 브라켓 주위에서 발생하는 균열을 해소하고 대차 프레임의 균열발생을 억제할 수 있는 비틀림 흡수구조형 제륜자 홀더행거를 Fig.5와과 같은 형상으로 개발하였다.

시험 및 해석결과는 본 논문에서는 다루지 않았지만 기존 홀더행거에 비해 약 30% 정도의 응력이 적게 발생함을 알 수 있었다.

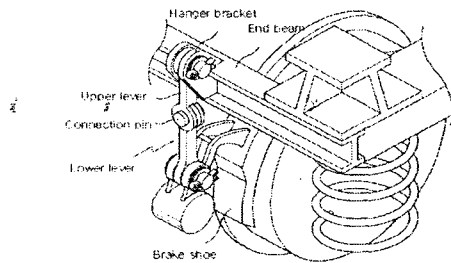


Fig. 5 Torsion Free Brake Shoe Holder Hanger

3.2 엔드빔 부품변경에 의한 개선방안

부품 변경에 의한 개선방법의 하나로 Fig.6과 같이 현재 문제가 되고 있는 엔드빔만을 교체하는 방법이 있다. 이 방법은 대차프레임 전체를 교체하는 방법이 아니기 때문에 상대적으로 경제적이다.

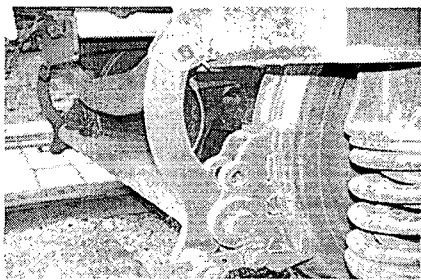


Fig. 6 The Improved Shape of the End Beam

실차시험을 통해 변동응력을 측정하여 응력 진폭별로 사이클 카운팅을 한 결과를 바탕으로 수명을 계산하여 그 안정성을 입증하였으며 그 내용은 4장에서 다루었다. 이 개선된 엔드빔 모델은 지나치게 엔드빔의 횡강성을 크게 제작한 단점이 있어 엔드빔

에 집중되던 응력이 다른 부위로 전달되는 현상이 발생하였지만 철도차량 사용년수인 25년동안 진해 문제가 발생되지 않는것으로 시험결과 판단되었다.

4. 개선방안의 타당성 분석

4.1 수명평가를 위한 분석방법

일정한 진폭하에서 실제 부재에 작용되는 하중 레인지 S_r 과 파손에 이르는 사이클수 N 과의 관계식은 BS 7608에서 Eq. 1과 같이 정하였다.

$$\log N = \log C_0 - d\sigma - m \log S_r \quad (1)$$

여기서 C_0 = 평균 S_r - N 선도에 관계되는 상수

d = 평균보다 적은 표준편차의 수

σ = $\log N$ 의 표준편차

m : $\log S_r$ 의 역 경사

수명해석에 사용된 S-N 선도의 클래스(Class)별 기준은 게이지 부착위치가 대부분 용접끝단이고 개선차와 기존차의 수명비교를 위하여 동일하게 BS7608 class F를 적용하였다. 단, T조인트를 필렛으로 용접한 경우 Weld toe나 단부는 F나 F2 클래스, T조인트로 연결된 행거암의 연결부위는 D클래스를 적용하고, 2차 시험시 측정된 기준화차 우측 보강판 위치는 F2 class를 적용하였다.

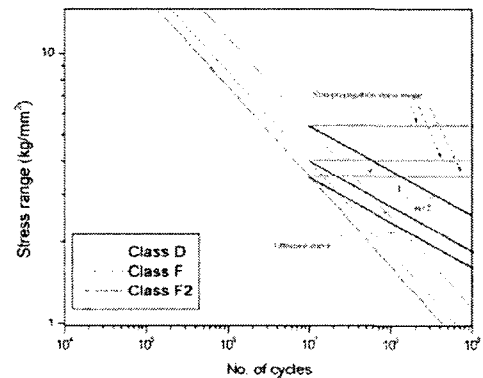


Fig. 7 S-N Diagram per Class

Eq. 1을 이용하여 다음과 같이 클래스별 $\log N$ 값을 구할 수 있다.

여기에서 d 는 BS7608에서 제시한 설계기준인 2.3% 파손확률의 값인 2를 적용하여 계산하였다.

D 클래스의 경우 S-N 선도의 기준은 다음식과 같다.

$$\begin{aligned} \log N &= 12.6007 - 2 \times 0.2095 - 3 \log S_r \\ &= 12.1817 - 3 \log S_r \end{aligned}$$

클라스별 S-N 선도를 그리면 Fig. 7과 같다.

4.2 수명계산

대차 엔드빔의 실동응력을 측정하여 수명평가를 하기위해 실차시험을 하였으며 엔드빔의 주요 취약 부위를 선정하고 스트레인 게이지를 부착하여 얻어진 신호를 시험차에 설치된 시험기기를 통해 측정하였다

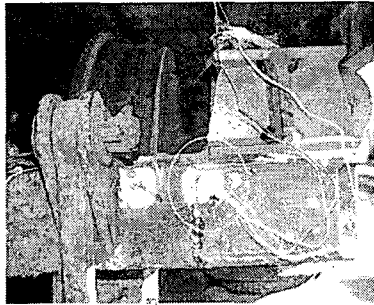


Fig. 1. Strain gauge positions for measuring the change stress

측정된 변동응력을 cycle counting method를 이용하여 카운팅한후 손상누적확률을 이용하여 손상을 계산한 결과를 Table 2에 나타내었다.

Table 2 The Damage Calculation Result of the End Beam

Life Position	Damage of End Beam(25 Years Standard)	
	Esxisted car (Car number 50205)	Improved car(Car number 50157)
1	0.05(ch. 1)	0.12(ch. 15)
2	7.07 (ch. 8, 9, 10)	0.61(ch. 22)
3	0.60 (ch. 3)	0.26(ch. 16)
4	0.45(ch. 4, 5, 6)	0.81(ch. 18, 19, 20)
5	0.31(ch. 7)	0.28(ch. 17)
6	1.56(ch. 11)	0.47(ch. 23)

Table 2에서 position 2는 엔드빔과 사이드 프레임 연결부로서 기존화차의 경우 channel number는 8, 9, 10이며 개선화차의 경우 22이다. 엔드빔의 홀더행거 옆 부위에서 측정된 변동응력을 M-Code 소프트웨어를 이용하여 사이클 카운팅한 결과를 Fig.9에 나타내었다.

수명계산을 하기 위해 다음과 같은 가정을 하였다.

- 1년간 화물열차 주행거리 - 23,771km
- 시험거리
 - 공차 시험 : 장락 -> 연하 (36.7 km)
 - 영차 시험 : 철암 -> 함백 (56km)
- 년간 주행회수

- 공차(년간) : 324회 (전체 주행거리의 1/2 적용)
 - 영차(년간) : 212회 (전체 주행거리의 1/2 적용)
- 기존화차의 경우 1년 동안 받게되는 총 손상을 계산하면

$$\text{영차: } \frac{31,387}{324} = 9,687/\text{년}, \text{공차: } \frac{778}{212} = 3.699/\text{년이 된다}$$

1년으로 환산하면 $\frac{1}{96.87} + \frac{1}{3.699} = 0.2828$ 이 된다 즉 수명은 1/0.2828이 되어 약 3.53년이 되며 25년 기준으로 환산하면 Table 2에 나타낸 바와 같이 0.2828? 5년 하여 7.07이 나오게 된다. 개선화차의 경우도 같은 방법으로 계산하면 수명은 1/0.2443이 되어 약 40.9년이 되며 25년 기준으로 환산하면 Table 2에 나타낸 바와 같이 0.02443? 5년 하여 0.61이 나오게 된다.

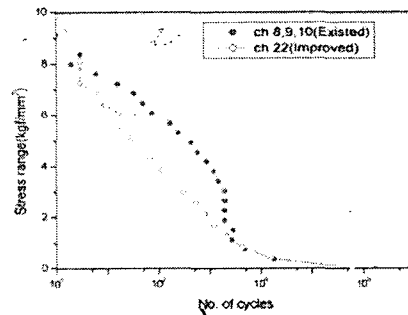


Fig. 9 The Cycle Counting Result of the Side of Holder Hanger(Full Weight Condition)

5 결론

엔드빔 균열원을 파악하기 위하여 모드해석을 한 결과 대각선 방향에서 서로 비틀림 모드가 발생하였다. 진동가속도 실차시험결과 이와 비슷한 현상이 발견함을 알 수 있어 균열원인이 진동에 의한 영향이 있는 것으로 파악되었다.

엔드빔만 개선한 모델과 기존 엔드빔과의 수명평가를 하였으며 비슷한 위치에서 개선된 엔드빔의 수명이 상당히 크다는 것을 알수 있었으며 차량 내구수명인 25년을 견딜수 있는 것으로 나타났다.

참고문헌

- (1) ASTM E 1049, "Standard Practices for Cycle Counting in Fatigue Analysis".
- (2) BS 7608, "Fatigue design and assessment of steel structures"
- (3) 이동녕, "재료강도학", 문운당, pp. 361 ~ 388