

태백선을 주행하는 화차 엔드빔의 진동특성에 관한 연구

A Study Vibration Characteristic of Railway Freight Car's End Beam for Taebaek Line

함영삼* · 문경호** · 홍재성** · 이동형** · 서정원**

Young-Sam Ham, Kyeong-Ho Moon, Jai-Sung Hong, Dong-Hyong Lee, Jung-Won Seo

Key Words : Running Safety(주행안전성), Vibration Characteristic(진동특성)

ABSTRACT

Bogie is the connection device between carbody and wheel. It is the core part that exert a important effect on the passenger safety and running safety. Bogie largely consist of bogie frame, suspension, brake, wheel set. Static and Dynamic load have acted on it complexly. So when the bogie is designed, finite element method, static load test, fatigue test, running test should be considered. Some bogie frame of high speed railway freight car have the problem. It's end beam was cracked. The crack of the end beam have a bad effect on brake system. ROTEM co. made an improved end beam and applied one set to freight car. this report showed the vibration characteristic which was compared conventional bogie to improved bogie for running safety.

1. 서 론

대차는 철도차량에서 차륜과 차체를 연결시키는 장치로서 여객 및 열차의 안전과 주행성능에 지대한 영향을 미치는 핵심 부품이다. 대차는 크게 대차프레임, 현가장치, 제동장치, 윤축으로 구성되어 있고 정적 및 동적 하중이 복잡하게 작용하고 있으므로 실제 설계시 구조강도 해석 외에도 실제 운용하중 측정, 정하중 시험, 피로시험, 실차주행시험등 다양한 시험 및 성능평가가 요구되고 있다.

현재 운행중인 고속화차용 용접대차중 일부 대차가 Fig. 1과 같은 위치에서 균열이 발생하고 있어 안전운행에 지장을 초래하고 있다. 화차의 경우 객차에 비하여 영/공차의 하중차가 크고 하중조건 또한 열악하다. 대차의 구조 역시 일반 객차와는 달리 2차 현가장치가 없으며 제동 또한 담면제동을 사용하고 있다. 현재 균열이 발생하고 있는 부위는 엔드빔으로 화물의 직접적인 하중인 수직하중보다는 제동시 담면제동장치를 지지하는 역할을 하고 있다. 이러한 End Beam의 파손은 제동장치의 작동을 못하게 하며 최악의 경우에는 탈선의 원인이 될 수도 있다. 본 연구에서는 경부선과 같이 장대화되어 있지 않은 선로인 태백선을 주행할 때 엔드빔에 작용되는 진동특성만을 다루었으며, 기존

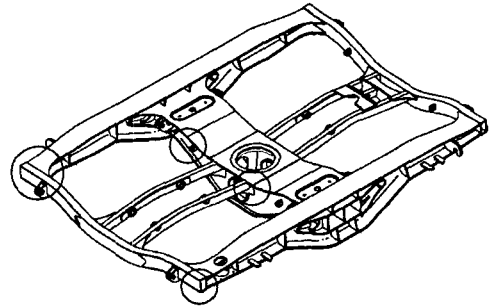


Fig. 1 Crack occurrence location of bogie frame

에 균열이 발생한 엔드빔과 새로이 개선되어 보강된 엔드빔을 서로 비교하였다.

본 논문에서는 균열의 발생원인을 규명하고 이에 대한 보완대책을 수립하는 과정에서 진동특성을 파악하게 된 배경과 주행안전성 향상방안을 기술하고자 한다.

2. 균열현상 및 강도검토

2.1 균열현상

엔드빔의 균열발생 현황을 살펴보면 주로 태백선과 영

* 한국철도기술연구원
E-mail : ysham@krii.re.kr
Tel : (031) 460-5202, Fax : (031) 460-5279

** 한국철도기술연구원

동선 및 중앙선 등을 운행하는 무개화차에서 발생하였으며, 균열이 발생한 엔드빔에 대하여 보강작업을 실시하였으나 문제가 완전히 해결되지 못하고 재균열이 발생하였다. Fig. 2는 엔드빔이 균열된 모습이다.

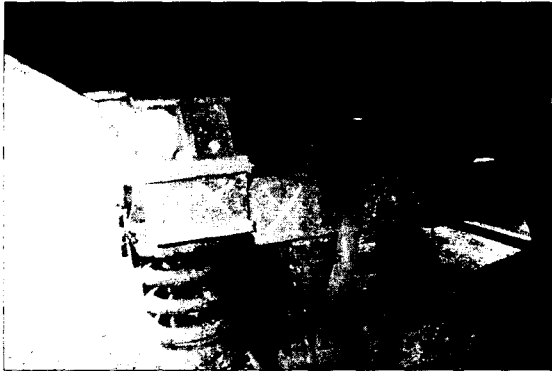


Fig. 2 Crack of end beam

2.2 대차프레임 강도

용접구조대차 엔드빔의 균열문제에 접근하면서 가장 먼저 이론해석을 통한 구조해석을 실시하였다. 해석은 유한요소 상용프로그램인 NISA II Ver. 8.0을 사용하였고, shell 요소를 이용하여 대차프레임 전체를 모델링하였다. Fig. 3은 대차프레임의 유한요소해석 모델이며, 엔드빔의 재질은 SS400으로 인장강도는 41, 항복강도는 25 kg/mm²이었다.

해석을 위한 하중조건은 JIS E 4207과 4208을 기준으로 하여 Table 1과 같이 허용최대하중을 적용하였다. 8가지 하중조건 중에서 엔드빔에 비교적 큰 응력을 발생시키는 제동하중의 해석결과는 Fig. 4와 같이 브라켓이 용접되어 있는 판재의 경우 모서리 부분에서 응력집중이 나타났다. 해석결과를 전체적으로 살펴보면 제작과정에서 발생될 수 있는 용접불량 등의 문제가 없다면 정적 구조강도가 허용응력에 대해 안전하다고 할 수 있다.

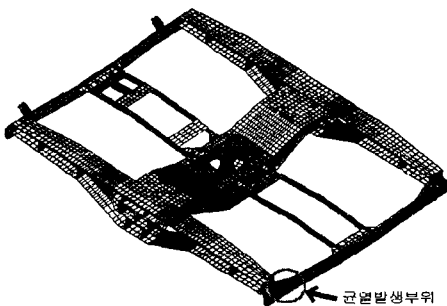


Fig. 3 FEM model

이론해석과 더불어 실시한 정하중시험에서는 Fig. 5에서와 같이 합성응력의 최대값이 볼스터 내부 스티프너에서 발생하였고, 이는 재료의 허용응력 범위와 피로내구한도를 만족하는 것으로 나타났다. 따라서 본 엔드빔의 균열문제는 구조강도 외에 또 다른 원인이 존재할 것으로 예측되어 선로상태와 주행중의 진동이 차량에 미치는 영향을 검토하기에 이르렀다.

Table 1 Load condition

번호	하중조건	하중(kg)	비고
1	수직	49,329	동하중(1.4g)
2	전후	10,571	0.3g(max)
3	좌우	14,094	0.4g(max)
4	제동(제륜자 당)	797.8	$\mu=0.3$
5	제동부품진동하중 (부품중량=531kg)	4,779	(1-10)g(max)
6		5,841	(1+10)g(max)
7		1,593	3g(max)
8		2,124	4g(max)

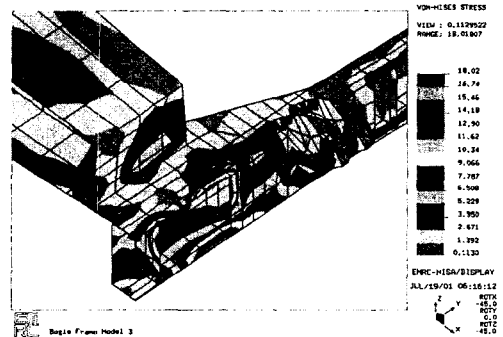


Fig. 4 Stress distribution of brake load

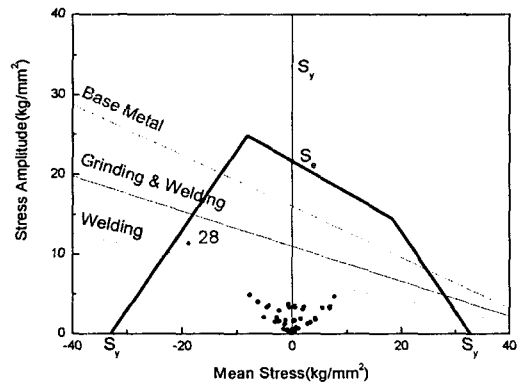


Fig. 5 Goodman diagram of static load test result

동선 및 중앙선 등을 운행하는 무개화차에서 발생하였으며, 균열이 발생한 엔드빔에 대하여 보강작업을 실시하였으나 문제가 완전히 해결되지 못하고 재균열이 발생하였다. Fig. 2는 엔드빔이 균열된 모습이다.

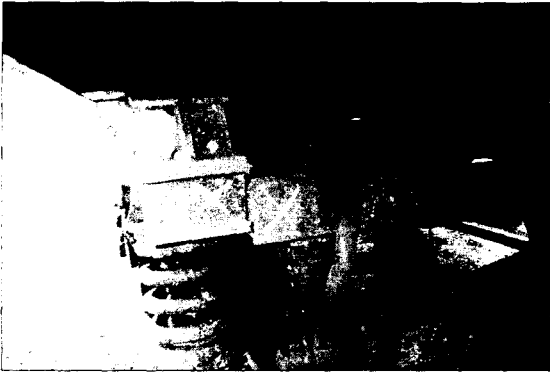


Fig. 2 Crack of end beam

2.2 대차프레임 강도

용접구조대차 엔드빔의 균열문제에 접근하면서 가장 먼저 이론해석을 통한 구조해석을 실시하였다. 해석은 유한요소 상용프로그램인 NISA II Ver. 8.0을 사용하였고, shell 요소를 이용하여 대차프레임 전체를 모델링하였다. Fig. 3은 대차프레임의 유한요소해석 모델이며, 엔드빔의 재질은 SS400으로 인장강도는 41, 항복강도는 25 kg/mm²이었다.

해석을 위한 하중조건은 JIS E 4207과 4208을 기준으로 하여 Table 1과 같이 허용최대하중을 적용하였다. 8가지 하중조건 중에서 엔드빔에 비교적 큰 응력을 발생시키는 제동하중의 해석결과는 Fig. 4와 같이 브라켓이 용접되어 있는 판재의 경우 모서리 부분에서 응력집중이 나타났다. 해석결과를 전체적으로 살펴보면 제작과정에서 발생할 수 있는 용접불량 등의 문제가 없다면 정적 구조강도가 허용 응력에 대해 안전하다고 할 수 있다.

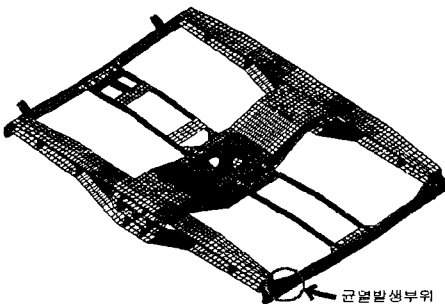


Fig. 3 FEM model

이론해석과 더불어 실시한 정하중시험에서는 Fig. 5에서와 같이 합성응력의 최대값이 볼스터 내부 스티프너에서 발생하였고, 이는 재료의 허용응력 범위와 피로내구한도를 만족하는 것으로 나타났다. 따라서 본 엔드빔의 균열문제는 구조강도 외에 또 다른 원인이 존재할 것으로 예측되어 선로상태와 주행중의 진동이 차량에 미치는 영향을 검토하기에 이르렀다.

Table 1 Load condition

번호	하중조건	하중(kg)	비고
1	수직	49,329	동하중(1.4g)
2	전후	10,571	0.3g(max)
3	좌우	14,094	0.4g(max)
4	제동(제륜자 당)	797.8	$\mu=0.3$
5	제동부품진동하중 (부품중량=531kg)	4,779	(1-10)g(max)
6		5,841	(1+10)g(max)
7		1,593	3g(max)
8		2,124	4g(max)

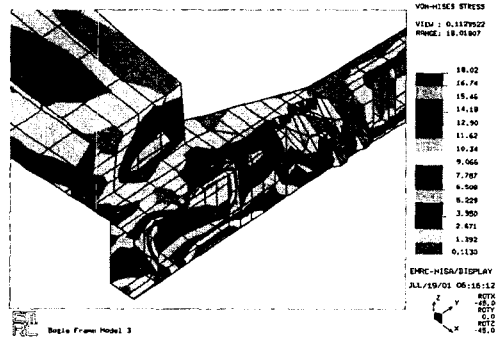


Fig. 4 Stress distribution of brake load

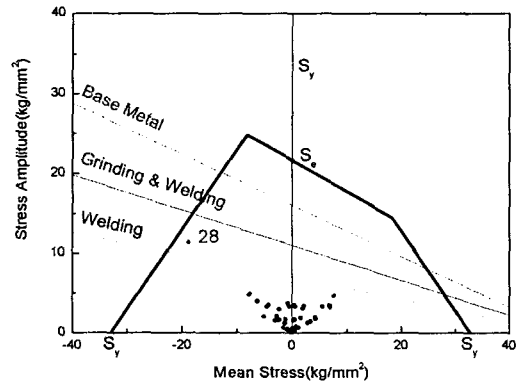


Fig. 5 Goodman diagram of static load test result

3.3 측정시스템 구성

시험대상차량의 대차 프레임에 각종 센서를 설치하여 얻어진 신호는 측정장비가 탑재된 시험차량에서 제어할 수 있도록 시스템을 구성하였다. 차량이 주행할 때 발생하는 진동가속도는 Dynamic Strain Amplifier를 통하여 증폭한 후 Data Recorder에 저장하였으며, 현장의 데이터를 실험실에서 재생하면서 Signal Processor로 분석하였다. 시험장치의 구성은 Fig. 10과 같다.

4. 시험결과

4.1 측정 및 분석방법

측정은 공차시 제천→철암, 만차시험시 철암→제천을 운행하면서 시험을 실시하였다. 응력은 공차보다 만차시가 열악하기 때문에 진동가속도 분석도 만차조건을 기준으로 하였으며, 실제 측정구간(예미→제천) 중에서 송학→제천구간을 중점적으로 분석하였다.

4.2 분석결과

송학에서 제천까지 대차 프레임 네 모서리의 상하진동을 비교했을 때 RMS 값은 Table 2 및 Fig. 11~12와 같다.

Table 2 Mean vibration level of vertical direction

센서 위치	평균진동(%, RMS)			
	송학→장락		장락→제천	
	기존차 (50205호)	개선차 (50157호)	기존차 (50205호)	개선차 (50157호)
①위치	7.08	7.74	6.25	7.50
②위치	5.64	5.70	5.10	5.13
③위치	6.00	5.14	5.45	4.94
④위치	5.86	5.35	5.32	4.88

Fig. 13과 14는 송학기점 1.3~1.7km지점(25초 간격)에서의 기존화차의 응력과 진동 파형이며, Fig. 15~18은 정밀 분석을 위하여 레일 이음매 통과시인 A 지점의 진동 및 응력값을 확대하여 나타낸 것이다. 진동은 대차의 상하진동만을 나타내었고 응력은 엔드빔의 행거암 연결부에서 측정된 값을 나타내었다. 주기적인 간격으로 진동 및 응력값이 커지고 있는데 이는 화차가 레일이음매를 통과하면서 발생하는 충격에 의한 것으로 25m 간격마다 대폭 증가하는 것을 확인할 수 있었다. 개선화차의 경우, 주행시의 응력값이 커서 레일이음매를 통과시의 영향이 적었다. 진동가속도 파형에서 볼 수 있는 것처럼 차량이 레일이음매를 통과할 때

엔드빔 양 끝단에서 반대방향의 파형이 나타나고 있다. 이로 인하여 비틀림이 발생할 수 있을 것으로 판단된다.

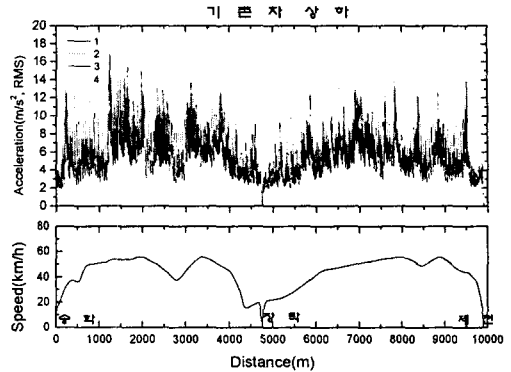


Fig. 11 RMS level of existing car

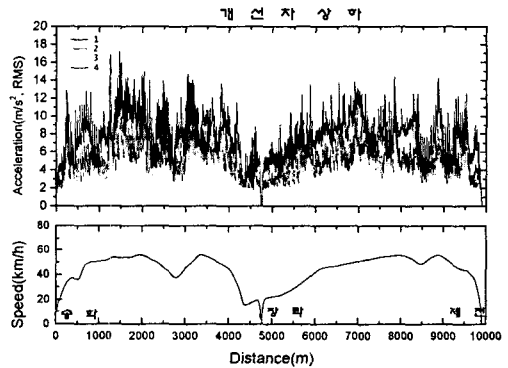


Fig. 12 RMS level of improvement car

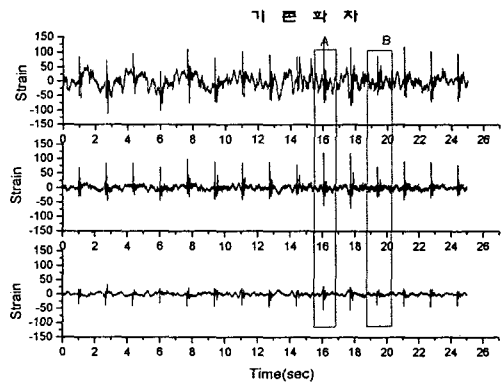


Fig. 13 Stress wave of end beam

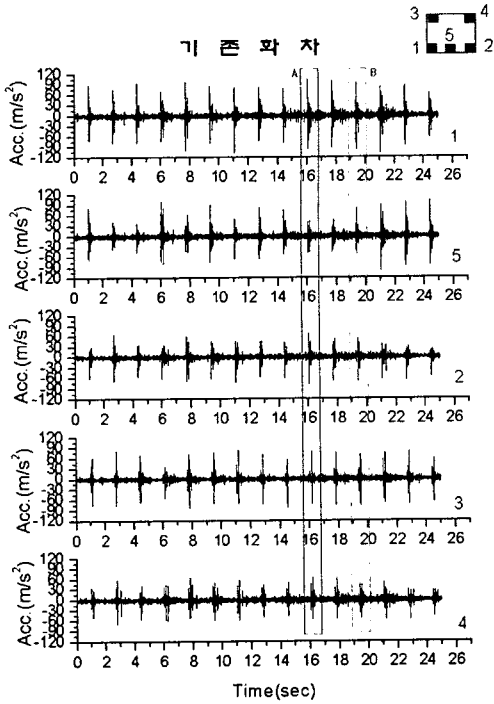


Fig. 14 Vibration wave of existing car

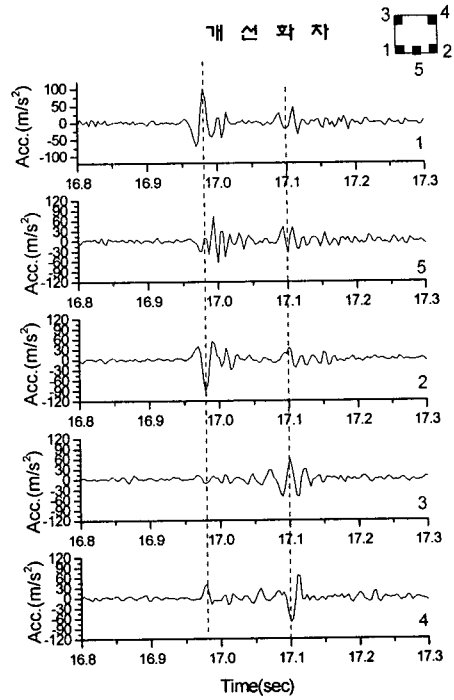


Fig. 16 Vibration wave of "A" point of improvement car

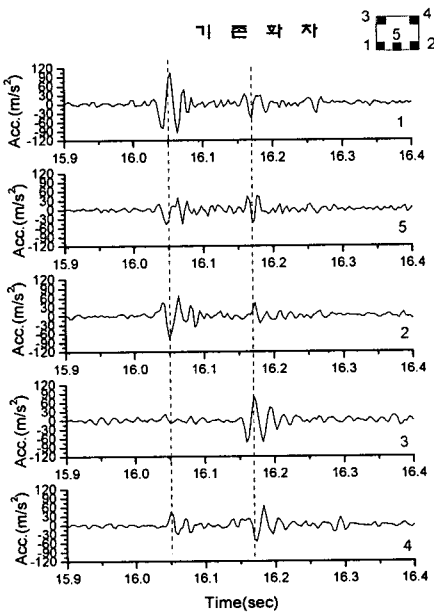


Fig. 15 Vibration wave of "A" point of existing car

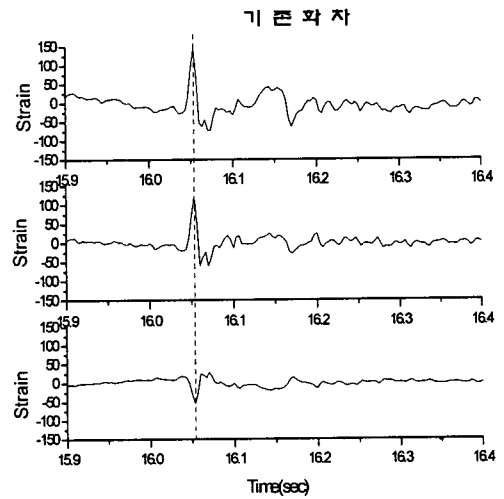


Fig. 17 Stress wave of "A" point of existing car

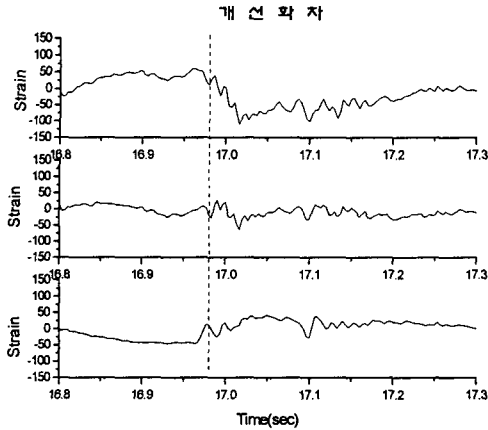


Fig. 18 Stress wave of "A" point of improvement car

5. 결론

태백선과 같이 장대레일이 부설되지 않은 선로를 주행할 때 다음과 같은 현상이 발생하였다.

기존차량과 개선차량이 공통적으로

- 레일 이음매 통과시 충격 및 비틀림이 발생하여 25m 마다 진동과 응력이 큰 폭으로 증가하였다.
- 엔드빔의 좌우 끝단에서 진동방향이 반대로 발생하였으며 그 원인은 롤링, 궤도 불규칙도, 대차프레임의 비틀림 때문일 것으로 판단된다.
- 용접 불량 등 구조적인 제작 결함으로 인하여 응력 집중부에서 균열이 발생하는 것으로 예측된다.

특히 개선차량은

- 상기원인 외에 이음매가 없는 선로를 주행할 때에도

기존 차량보다 큰 응력진폭을 나타내고 있다. 이러한 현상은 대차 프레임이 변형된 경우에 발생할 수 있을 것으로 추측된다.

- 기존차량과 개선차량의 변경되지 않는 부분의 발생응력을 비교하여 보면 개선차량의 응력이 더 크게 발생하였다. 이러한 원인은 과도한 횡강성 때문일 것으로 판단된다.

참 고 문 헌

- (1) JIS E 4207, 1992, Truck frame for railway rolling stock - General rules for design, Japanese Industrial Standard, Japanese Industrial Standards Committee
- (2) JIS E 4208, 1988, Test methods of static load for truck frames and truck bolsters of railway rolling stock, Japanese Industrial Standard, Japanese Industrial Standards Committee
- (3) 철도기술연구소, 1989, "철도차량의 진동측정방법", 철도기술연구보, VOL23 NOI, pp.190~195
- (4) 함영삼 등, 2001, "고속 컨테이너화차 차체의 구조강도 평가", 춘계학술대회논문집, 한국철도학회, pp.212~213
- (5) 함영삼 등, 2001, "고속화차용 용접대차의 구조강도 해석", 춘계학술대회논문집, 한국철도학회, pp.217~221
- (6) 함영삼 등, 2001, "화물수송용 철도차량 현가장치의 설계변수와 진동성능에 관한 연구", 춘계학술대회논문집 B, 대한기계학회, pp.507~512
- (7) 함영삼 등, 2001, "고속화차용 용접대차 프레임 개선모델의 강도평가", 추계학술대회논문집, 한국철도학회, pp.235~239