

고속화차용 현가장치 적정 설계변수 선정에 관한 연구

A study to determine the Design parameters of high speed freight wagon

김남포* 김중호**
Kin, Nam-Po Kim, Jong-Ho

ABSTRACT

The freight wagon with weld fabricated 1-piece bogies, which was developed to increase operating speed, reveals its difficulties in maintenance. The weld-fabricated bogies were composed of two-stage coil spring and dry friction damping mechanism. The inborn wear parts and rather complicated structure makes bogie maintenance difficult. In order to relieve this difficulties, the application of maintenance free rubber suspension is proposed by bogie manufacturer, Taeyang Precision Limited. This study was conducted to determine design parameters of proposed rubber suspension by means of vehicle dynamic simulation and parametric study. The target critical speed of bogie was set over 150 km/h for the preparation of further speed-up of freight wagon.

1. 서론

화물열차의 성능향상을 위해 근래에 개발되어 운영되고 있는 1 piece형 용접대차는 보수 유지 측면에 어려움을 겪고있는 실정이다. 코일스프링과 건마찰에 감쇠기구를 현가장치로 채택하고 있는 현 용접대차는 건마찰부의 마모판과 대응부품의 마모로 인해 주기적으로 부품을 교환해 주어야 하며, 그 구조가 복잡하여 분해 조립에 많은 인공이 투입되는 구조이다. 또한 적재하중의 변화가 크기 때문에 내외측의 코일스프링의 높이차이를 두어 두 단계의 스프링 강성을 갖도록 되어 있는데 공차조건에서 자유상태로 있는 내측스프링의 움직임으로 인해 금속성 소음까지 발생하고 있다. 따라서 이와 같은 문제점에 대한 개선이 시급히 요구된다고 할 수 있다.

본 연구의 목적은 현 용접대차의 현가장치를 무보수형 고무현가장치로 개선하고 향후의 화차 속도향상에 대비해 대차의 임계속도를 150 km/h 이상으로 하기 위해 필요한 고무현가장치의 동역학적 설계변수를 선정하고, 그 안전성을 해석적으로 검증하는 데 있었으며, 본 논문은 고무현가장치의 적정 설계변수를 선정하기 위한 동역학 해석과 parametric study에 대해 기술한다.

2. 현가장치 특성 비교

기존 용접대차의 현가장치 구조는 그림1과 같으며, 영공차 하중변동폭이 크기 때문에 내측과 외측 2단의 코일스프링에 높이차를 두어 공차시에는 외측스프링만이 차량하중을 부담하고, 적재하중이 어느 정도 증가하면(차량중량 약 33.6톤 부근) 내측스프링도 함께 하중을 부담하도록 설계되어 있다.

* 한국철도기술연구원 차량연구본부 선임연구원, 정희원

** (주) 태양정밀 대표이사

이는 부담하중에 적절한 수직방향 스프링 강성을 부여함으로써 차량이 비틀린 궤도를 원활하게 주행할 수 있도록 하며 아울러 적재중량의 증가에 따른 스프링의 처짐량도 구조적 한계 이내로 유지시키기 위함이다. 그러나 스프링 강성이 내측과 외측스프링이 동시에 작용하기 시작하는 분기하중에서 급격히 증가되기 때문에 이 분기하중조건과 궤도의 최대 비틀림 조건이 중첩되었을 경우 탈선에 대한 안전도가 급격히 감소되는 단점이 있다.

현가장치에는 주행 중 발생하는 진동을 감쇄시키기 위한 건마찰 감쇄기구가 설치되어 있는 데 하중에 비례한 범선하중이 유기되도록 한 링크구조가 특기할 만하다.

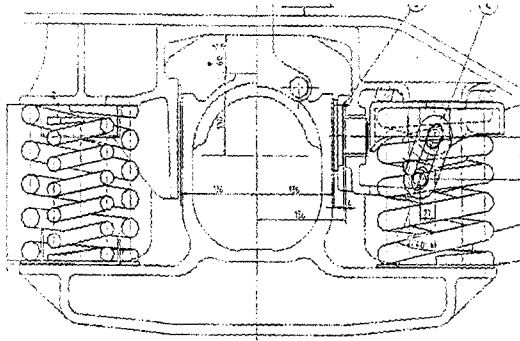


그림 1. 기존의 현가장치 구조

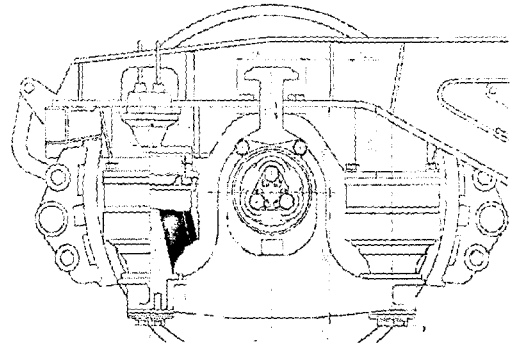


그림 2. 개선된 현가장치 구조

현가장치 유지보수성을 개선하기 위해 적용하고자 하는 무보수형 고무현가장치의 구조는 그림2와 같다. 무보수형 고무현가장치는 1차 현가장치로 개발된 것으로 금속과 고무가 다수의 층으로 일체 성형된 코니컬형 고무스프링과 유압식 감쇄장치가 일체로 조밀하게 구성되어 있다. 금속-고무의 다층 고무스프링은 상하방향의 큰 변위를 허용할 수 있어 안락한 승차감을 제공할 수 있으며, 전후 및 좌우방향으로는 상대적으로 큰 강성을 부여할 수 있어 차량의 주행안정성을 향상시킬 수 있다. 일반적으로 감쇄장치는 스프링과 병렬로 설치되어 공진주파수 영역에서는 진동을 감쇄시켜 진동전달을 줄여주지만 그 이상의 고주파대의 진동에 대해서는 오히려 진동전달을 증가시킨다는 단점이 있다. 본 무보수형 고무현가장치에는 유압식 감쇄장치가 스프링 역할을 하는 고무와 직렬로 설치되어 있어 공진 주파수대의 진동을 감쇄시키고 그 이상의 고주파대의 진동에 대해서도 고무의 내부감쇄를 통해 감쇄시키기 때문에 우수한 진동전달 차단효과가 있다.

3. 화차의 동역학적 모델

기존의 용접대차에 무보수형 고무현가장치를 적용하였을 경우의 화차모델을 공차와 만차 두 조건에 대해 동역학적 모델을 구성하였다. 실제 차량을 수학적 모델로 표현하는 데 있어 다음과 같은 가정을 하였다.

- 차량과 차량간의 연성효과가 적기 때문에 1량만을 대상으로 함
 - 차체 및 대차후레임, 차축세트의 질량요소는 강체로 간주
 - 차륜/ 레일의 접촉 크리이프 이론은 SQUARE ROOT LAW 적용
- 차륜/ 레일의 마모로 초기형상은 오래 유지되지 못하고, 차량이 갖는 고유한 특성, 특히 곡선추종성에 따라 마모가 진행되기 때문에 차륜/ 레일간을 유효답면구배로 선형화하고, 후렌지 접촉에 의한 크리이프 힘의 포화를 제곱근 함수로 가정한 SQUARE ROOT 크리이프 이론을 적용함
- 고무의 내부감쇄는 임계감쇄의 5% 정도로 가정함

차량의 질량요소는 차체(Carbody) 1개, 전후위 대차의 대차후레임 2개, 4개의 윤축세트로 구분하여 총 7개로 구성하였다. 각 질량요소간을 적절한 스프링 및 감쇄요소, 마찰 및 범프스톱 요소로 연결하여 차량 전체모델을 그림 3과 같이 구성하였다.

 Linear Springs	 Shear/Air Springs	 Constraints
 Dampers	 Friction Elements	 Bush Elements
 Bumpstops	 Prolinks	

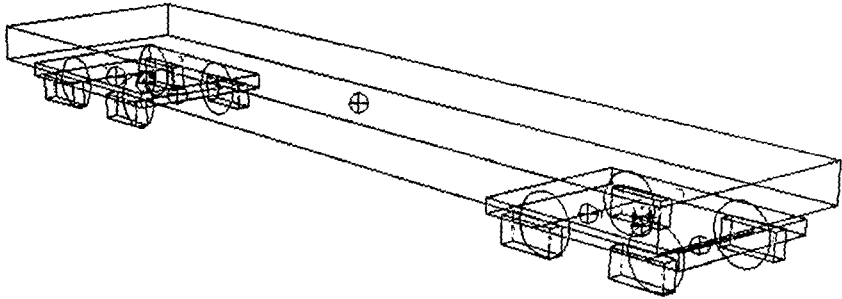


그림 3. 화차의 동역학 해석 모델

4. 화차의 동역학적 성능 및 관련 설계변수

4.1 주행 안정성(Running Stability)

철도차량은 일단 출발하여 움직이기 시작하면 사행동(蛇行動)이라고 하는 자려진동(self-excited vibration)이 발생한다. 이는 철도차량이 정해진 궤도를 추종하게 하기 위해 차륜을 원추형으로 했기 때문에 유기되는 불가피한 운동형태이다. 이 사행동은 어느 정도의 속도내에서는 감쇄가 되어 문제가 되지 않지만 어느 속도 이상이 되면 이 사행동이 감쇄되지 않고 주기적 횡진동이 지속되거나 오히려 증폭되어 차륜 후렌지에 의해 억제되는 불안정한 현상이 발생한다. 이 현상을 헌팅(hunting)이라 부르며, 이 헌팅이 발생하기 시작하는 속도를 임계속도(critical speed)라 하며 이는 차량이 동역학적 측면에서 안전하게 주행할 수 있는 한계속도를 의미한다. 이 임계속도에 영향을 끼치는 대차의 설계변수는 다음 식으로 나타낼 수 있다.

$$V = f\left(\frac{b, r, K_{px}, K_{py}}{\lambda, m}\right)$$

여기서 V : 대차 사행동 임계속도 [m/sec]

b : 궤간 [m]

r : 차륜반경 [m]

λ : 차륜/레일 유효답면구배

m : 윤축 질량 [kg]

K_{px} : 축 스프링 전후방향 강성 [kgf/m]

K_{py} : 축 스프링 좌우방향 강성 [kgf/m]

이 식에서 보듯이 차량의 임계속도를 증가시키기 위해서는 차륜/레일간 유효답면 구배와 윤축질량은 작게하고, 궤간 및 차륜반경, 축 스프링 전후좌우 강성은 크게 하는 것이 바람직하다. 궤간은 표준궤간으로 정해져 있고, 차륜도 어느 정도 표준화되어있어 설계변수로서의 역할을 하지 못하기 때문에 실제로 차량의 고속화에서 이용할 수 있는 설계변수는 축 스프링 또는 1차 현가장치의 전후 및 좌우방향 강성이다.

차륜/레일간 유효답면구배는 차륜과 레일의 마모에 따라, 차륜과 레일의 횡변위에 의해 접촉점이 변함에 따라 변화하게 된다. 임계속도에 가장 큰 영향을 주는 것으로 알려진 유효답면구배는 신조시 약 0.1에서 차륜/레일이 마모한도에 도달한 경우의 약 0.3에서 0.4정도에 이르는 것으로 알려져 있다. 대차설계에 있어서 유효답면구배를 0.1에서 0.3정도까지의 범위에서의 차량의 임계속

도가 차량의 설계속도 이상이 되도록 현가장치를 최적화한다.

4.2 탈선 안전도

철도차량의 탈선 위험도는 초과원심력과 차량을 곡선으로 안내하는 힘에 의해 차륜 횡압이 크게 발생하는 곡선궤도에서 증가하게 된다. 곡선궤도 주행 시 차륜에 작용하는 횡압은 다음 변수에 대한 함수로 나타내어 진다.

$$Q = f\left(\frac{K_{px}, K_{py}, b, r, a}{x, \lambda, R}\right)$$

여기서 Q : 차륜 횡압 [kgf]

K_{px} : 축 스프링 전후방향 강성 [kgf/m]

K_{py} : 축 스프링 좌우방향 강성 [kgf/m]

b : 궤간 [m]

r : 차륜반경 [m]

a : 고정축거(wheel base) [m]

x : 크리이프 계수

λ : 차륜/레일 유효담면구배

R : 곡선반경 [m]

위의 식에서 보듯이 축 스프링의 전후 및 좌우방향 강성을 적게하면 횡압을 감소시켜 탈선안전도를 증가시킬 수 있으나 차량의 임계속도가 저하되는 이율배반적 성격이 있다. 따라서 대차설계에 있어 1차현가장치의 전후 및 좌우방향 강성은 임계속도와 탈선안전도를 고루 만족시키도록 신중하게 계산되어 선정되어야 한다.

5. 현가장치 설계변수 선정

5.1 주행안정성 관련 설계변수

차량의 주행안정성 척도인 차량의 임계속도 예측에는 화차의 비선형성이 크기 때문에 VAMPIRE S/W의 비선형 시간적분 방법을 사용하였다. 임계속도 예측을 위한 궤도 모델은 초기에는 차량을 가진시키기 위해 불규칙도를 주고 이후에는 이상적인 궤도를 사용하였다. 이와 같은 궤도를 속도를 증가시켜 가며 요회전 또는 횡방향 여진의 감쇄 정도를 보고 헌팅의 발생을 판단하였다.

현가장치의 설계변수중 임계속도에 기여도가 큰 변수는 전후 및 좌우방향 스프링 강성(K_x, K_y)이다. 또한 환경변수로서 차륜/ 레일간의 유효담면구배가 그림4에 나타난 바와 같이 크게 영향을 미친다. 그림5에 공차조건에서의 K_x, K_y 변화에 따른 임계속도의 예측결과가 나타나 있다. 임계속도는 K_x, K_y가 증가하면 높아지나, 4~6MN/m이상이 되면 증가율이 완만해지고, 그 이상 증가하면 오히려 감소되는 것으로 나타났다. 따라서 목표 설계속도 150 km/h를 만족시키기 위해서는 공차조건에서의 K_x 및 K_y는 2.0 MN/m(2000 N/mm)이상이 되어야 한다. 다만 너무 크게되면 곡선통과 성능이 저하되는 문제가 있기 때문에 상한 범위는 곡선궤도상 탈선안전도 검토결과에 의거 다음절에서 선정된다.

그림6에 만차조건에서의 K_x, K_y 변화에 따른 임계속도 예측결과가 나타나 있다. 임계속도는 K_x, K_y가 증가하면 높아지나, 6MN/m이상이 되면 임계속도의 증가율이 아주 완만하게 된다. 따라서 목표 설계속도 150 km/h를 만족시키기 위해서는 만차조건에서의 K_x 및 K_y는 5.0 MN/m(5000 N/mm)이상이 적절한 것으로 나타났다.

그림 5와 그림6에서 보듯이 임계속도는 K_x보다는 K_y에 의한 영향이 다소 높은 것으로 나타났으나, 큰 차이가 없기 때문에 고무현가장치의 제작성을 감안하여 K_x와 K_y는 동일한 값으로 관리하는 것이 바람직 할 것으로 판단되었다.

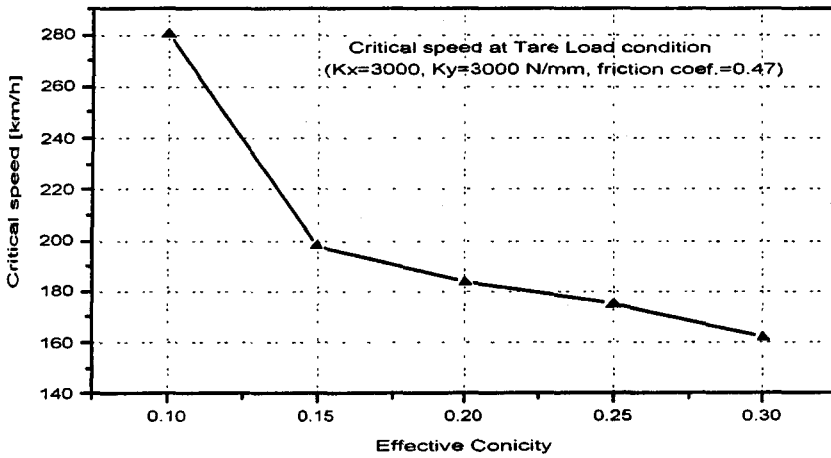


그림 4. 유효답면구배에 따른 임계속도의 영향

Critical speed versus Kx, Ky (Tare, eff. conicity=0.3)

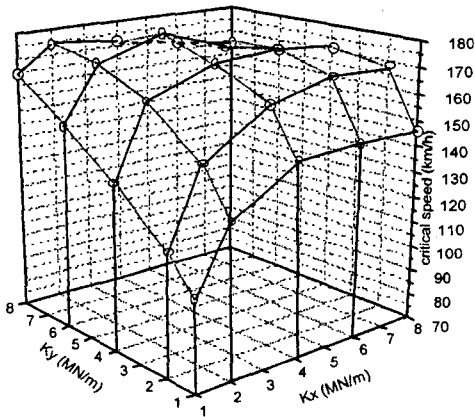


그림 5. Kx, Ky- 임계속도(공차조건)

Critical speed versus Kx, Ky (Full load, eff. conicity=0.3)

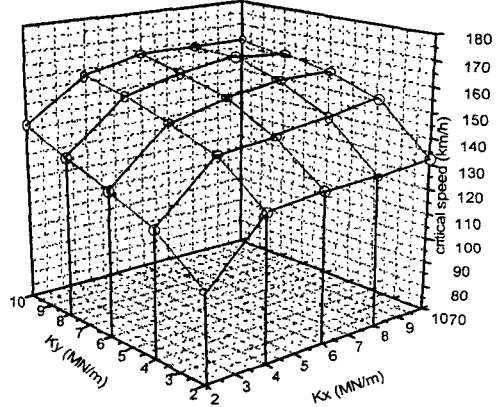


그림 6. Kx, Ky- 임계속도(만차조건)

5.2 탈선안전도 관련 설계변수

차량의 곡선궤도 주행 시 탈선에 대한 안전도를 예측하기 위해, 곡선궤도의 선형 조건으로 상대적으로 선형이 나쁜 구간을 선정하여 하였으며, 차량의 비선형성과 곡선궤도 주行的 비선형 특성(차륜 후랜지 접촉, Bumpstop 접촉 등)상 비선형성이 크기 때문에 VAMPIRE S/W의 비선형 시간적분 방법을 사용하였다. 차륜/ 레일간 유효답면구배는 곡선추종성이 0.1에서 0.3의 범위 중에서 곡선추종성이 나쁜 0.1인 조건을 적용하였으며, 차륜/ 레일간 크라이프 이론은 SQUARE ROOT 크라이프 이론을 적용하였다.

탈선안전도에 크게 영향을 미치는 고무현가장치의 설계변수는 완화곡선 진출입시의 윤증감소량에 영향을 미치는 상하방향 강성(K_z)과, 횡압 및 탈선계수에 영향을 미치는 전후방향 강성(K_x)과 좌우방향 강성(K_y)이다. 따라서 본 해석에서는 K_z 는 기존 용접대차의 수치 부근인 공차치 0.45 ~ 0.75 MN/m 범위로, K_x 및 K_y 는 임계속도 측면의 허용범위 부근에서 1.0 ~ 4.0 MN/m 범위로 parametric study를 실시하였다.

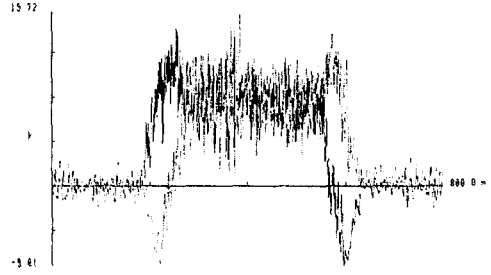
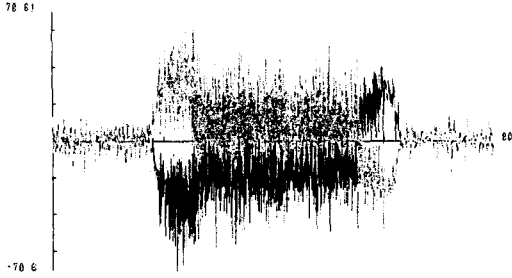


그림 7. 200R 곡선에서의 윤중감소량(공차조건) 그림 8. 200R 곡선에서의 횡압(공차조건)

그림7과 그림8은 특정 200R 곡선에서의 해석결과의 예를 보여주고 있다. 해석 결과 탈선안전도는 공차조건이 만차조건보다 낮은 것으로 나타나고 있다. 이는 화차의 하중 변동폭이 21톤에서 75톤까지 넓고, 하중 적재조건을 위주로 설계가 된 것에 기인한 것으로 화차에 있어서는 일반적인 경향이다. 따라서 설계변수의 선정에 있어서 공차조건이 훨씬 면밀하게 분석되어야 한다.

공차조건에서의 K_z 의 변화에 따른 탈선안전도 수치의 변화를 살펴보면 도표1과 같다. 이 결과는 탈선위험도 수준이 보다 높게 나타난 400R 곡선에서 곡선제한속도 90km/h의 주행조건에서의 해석결과이다.

도표 1 K_z 에 따른 탈선안전도 수치변화

K_z [MN/m]	횡압(H2m) [kN]	윤중감소량 [%]	탈선계수	비고
0.45	20.3	75	0.88	$K_x=K_y=2.0$
0.55	20.4	77	0.89	"
0.65	20.4	79	0.89	"
0.75	20.4	81	0.89	"
허용한도	23.1 kN	80 %	최대 1.1	

공차조건에서 K_x 및 K_y 의 변화에 따른 탈선안전도 수치의 변화를 살펴보면 도표2와 같다.

도표 2. K_x, K_y 에 따른 탈선안전도 수치변화

K_x, K_y [MN/m]	횡압(H2m) [kN]	윤중감소량 [%]	탈선계수	비고
1.0	17.9	70	0.81	$K_z=0.65$
2.0	20.4	79	0.89	"
3.0	20.5	80	0.93	"
4.0	20.2	80	0.98	"
허용한도	23.1 kN	80 %	최대 1.1	

도표 1과 도표2에서 보는 바와 같이 공차조건에서는 탈선안전도 허용기준에 근접되게 수치가 나오고 있으며, 특히 윤중감소량이 문제가 되고 있음을 알 수 있다. 도표1에 나타난 바와 같이 윤중감소량 허용기준 80%를 만족시키기 위해서는 K_z 는 0.65 MN/m 이하로 설계하여야 한다. 또한 도표2에서 보듯이 윤중감소량 허용기준을 만족하기 위해서는 K_x, K_y 는 3.0 MN/m 이하로 설계되어야 한다.

6. 결론 및 향후 계획

동역학적 성능 예측을 통한 parametric study를 거쳐 임계속도와 곡선부 추종성능의 이율배반적

요구성능을 충족시키는 고무 현가장치의 상하(Kz), 좌우(Ky), 전후(Kx)방향 스프링 강성의 설계범위를 설정하였다. 이 수치들을 차량의 구조적 변위 제한과 제품으로서의 구현 가능성을 고려하여 다음 도표3과 같이 설계변수를 선정하였다.

도표 3. 고무 현가장치 설계변수 선정 결과

항 목	하중 조건	적정 설계변수 범위	관련 성능
상하방향 스프링 강성 [MN/m]	공차조건	0.65 이하	완화곡선 윤증감소량
	만차조건	1.5 이하	완화곡선 윤증감소량
유체식 감쇄		손실각 25 °~50 °	진동 성능
상하방향 변위제한 (축상고)	공차-최대하중 간 변위	60 mm 이내	차량 구조물간 간섭
고무현가장치 최대 부담하중	최대하중조건	55550 N	고무내구수명
전후 및 좌우방향 스프링 강성 [MN/m]	공차조건	2.0 ~ 3.0	임계속도 및 탈선안전도
	만차조건	5.0 ~ 10.0	임계속도 및 탈선안전도

본 연구결과를 토대로 그림 9와 그림 10에 나타낸 바와 같이 시제 대차가 개발되었다.



그림 9. 시제대차 전경

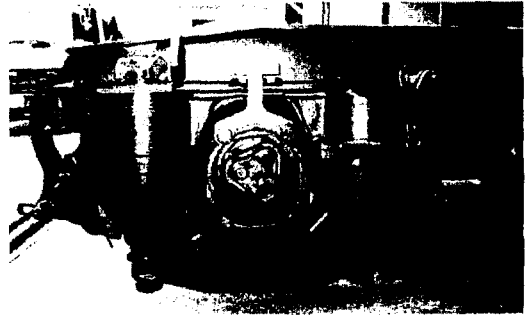


그림 10. 고무현가장치 시제품

본 시제대차는 컨테이너 화차에 장착되어 시운전을 수행 중에 있다. 시험속도는 1차적으로 120 km/h로 계획되었고, 기존 용접대차와의 성능비교를 위해 기존대차와 시제대차 차량을 나란히 편성하여 시험 및 분석이 진행 중에 있다.

참고문헌

1. 철도차량 진동방지에 관한 연구, 한국철도기술연구원, pp68~72, 1996
2. "고속 컨테이너화차 실차시험 보고서", 한국철도산업기술연구원, pp 14, 1996.1