승차감 향상을 위한 동력분산형 고속전철의 진동저감
Vibration reduction of the high-speed EMU for improvement of ride comfort

백승국† 이래민* 신범식** 이상원*** 구자춘*** 최연선***

Baek, Seung-Guk Lee, Rae-Min Shin, Bum-Sik Lee, Sang-Won Koo, Ja-Choon Choi, Yeon-Sun

ABSTRACT

High-speed train under development is a type of EMU(electric multiple units). Since power sources like motors and gears are distributed in the high-speed EMU, the high-speed EMU generates vibration and sound more than the articulated high-speed train. Vibration of vehicle, vibration between rails and wheels, hunting of bogie and snake motion reduce ride comfort. In this paper, to decrease the vibration of the articulated high-speed train, improvements were presented using an analytical model and a simulation model. The simulation model of the high-speed EMU was designed on the basis of the korean high-speed train and the design parameters for ride comfort were showed and the dynamic characteristics of the vehicle was understood. To consider the characteristics of the vehicle suspension, the analytical model was designed and the simulation model was verified with it.

1. 서 론

승객의 안락함에 대한 욕구는 커지고, 열차는 다른 교통수단과 경쟁하기 위해 고속화되고 있다. 이에 따라 열차를 평가하는 기준 중 하나인 승차감의 중요도는 증가하고 있다. 현재까지 개발되거나 개발 중인 고속전철의 타입은 기어와 모터 등의 파워유닛이 분산되어 속도 향상에 유리하고, 탈부착이 용이한 동력분산형이 주를 이룬다. 동력분산형은 탑승인원 증가가 가능하여 경제성은 커지나 동력원이 분산되어 있기 때문에 기존의 동력집중형보다 진동에 취약한 구조이다. 차체의 진동, 레일과 차륜의 진동, 대차의 헌팅(hunting), 다량편성에 따른 사행동 등이 승차감을 떨어뜨린다.

승차감 평가는 국제철도협회 기준안인 UIC 513R[1]에 의거하여 평가되고, 기준 이외 승차감 평가기준으로 국제표준위원회의 ISO 2631-4[2]가 사용되고 있다. 김영국[3]은 한국형 고속전철의 연구에 시험을 통한 진동 가속도 측정 및 승차감 평가 방법을 적용한 바 있다. Kumaran[4]은 17 자유도 철도차량 모델과 트랙 구조(track structure)의 수학적 모델을 개발하여 철도차량의 동특성을 해석하였다. 강부병[5]은 Vampire를 이용하여 KTX 차량의 다량편성 방식이 후미진동에 미치는 영향을 검토하였다.

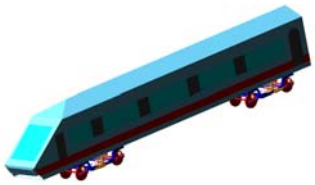
본 연구에서는 동력분산형 고속전철의 진동저감을 위하여 전산해석과 이론해석을 통하여 설계사항을 도출하고자 하였다. 동력분산형 고속전철과 유사한 한국형 고속열차(G7)의 동력차를 ADAMS/Rail을 이용하여 전산해석 모델을 구성하고, 현가장치에 대하여 1, 2차 스프링 및 댐퍼의 민감도 해석을 수행하였다. 차폭과 차륜직경, 차륜답면형상의 변화에 대하여 진동의 변화를 전산해석 하였다. 해석에 대한 검증과 타당성을 부여하기 위하여 한국형 고속열차의 동력차를 질량과 스프링, 댐퍼로 이루어진 이론해석모델을 해석하였다.

† 책임저자 : 성균관대학교, 기계공학과, 석사과정
E-mail : bsg345@skku.edu
TEL : (031)290-7910 FAX : (031)290-5889
* 정회원, 성균관대학교,기계공학과,석사과정
** 정회원, 성균관대학교,기계공학과,박사과정
*** 정회원, 성균관대학교,기계공학과,교수

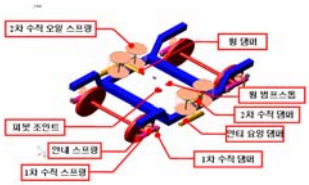
2. 차량의 동특성

2.1 전산해석

승차감 향상을 위하여 동력분산형 차량 형태를 갖는 동력차의 모델 1량을 ADAMS/Rail을 이용하여 그림 2.1과 같이 전산해석 모델을 구성하였다. 이 동력차 모델은 기존의 한국형 고속열차인 G7이다.



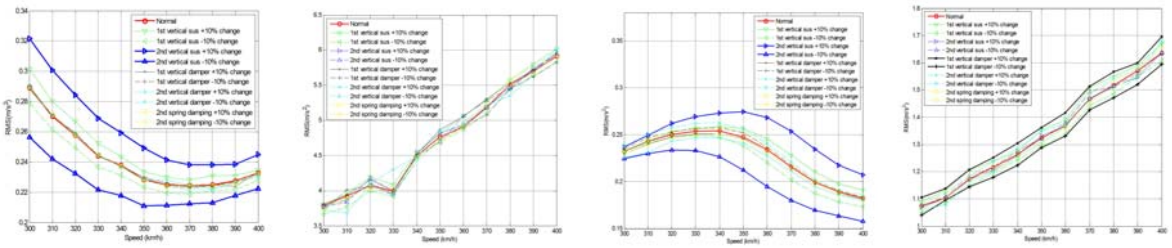
(a) 한국형 고속열차 동력차



(b) 동력대차

그림 2.1 전산해석 모델

대차와 차체의 진동가속도에 대한 영향도를 보기 위하여 현가장치의 강성과 감쇄계수를 각각 ±10 % 변화시키며 전산해석 하였다. 실제 고속철도가 운행하게 될 300 - 400 km/h를 10 km/h 간격으로 전산해석 하였다. 그림 2.2는 철도차량의 진동에 대한 강성과 감쇄계수의 해석 결과이다. 2차 스프링의 강성이 차체의 진동에 가장 영향을 미치며, 1차 댐퍼의 감쇄계수가 대차의 진동에 영향이 가장 큼을 확인하였다.



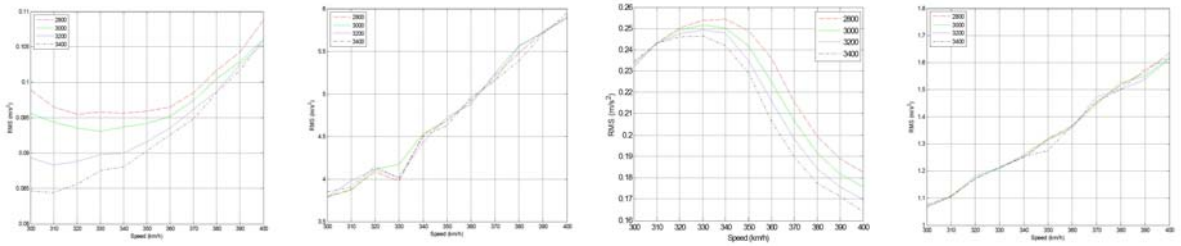
(a) 차체 횡방향 (b) 대차 횡방향 (c) 차체 수직방향 (d) 대차 수직방향

그림 2.2 현가장치 변화에 따른 진동가속도

차폭의 변화에 따른 진동량의 영향을 보았다. 차폭 변화에 따라 차체의 질량과 관성모멘트가 변한다. 표 2.1은 차폭의 변화에 따른 차체의 질량과 관성 모멘트의 양을 나타낸다. 차폭을 2800, 3000, 3200, 3400 mm로 변화시키면서 300 - 400 km/h를 10 km/h 간격으로 전산해석 하였다. 그림 2.3은 차폭의 변화에 따른 진동량의 해석결과이다. 그림 2.3과 같이 차폭 변화는 대차보다 차체의 진동에 보다 큰 영향을 미친다. 차폭이 증가할수록 차체의 종방향 및 수직방향의 진동이 감소한다. 차체 횡방향의 경우 상대적으로 저속에서 영향이 크고, 차체 수직방향의 경우 상대적으로 고속에서 영향이 크다.

표 2.1 차폭과 질량, 관성모멘트

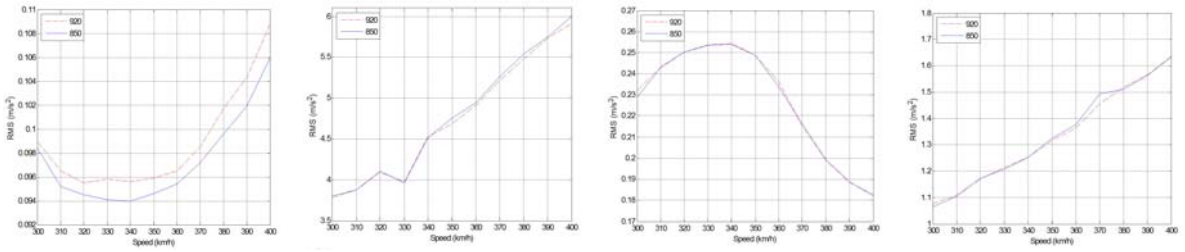
Car body width(mm)	Mass	Inertia		
	M(kg)	Ixx(kgm^2)	Iyy(kgm^2)	Izz(kgm^2)
2800	53000	54000	1155000	1145000
3000	54000	60000	1217000	1209000
3200	55000	66000	1280000	1274000
3400	56000	73000	1342000	1340000



(a) 차체 횡방향 (b) 대차 횡방향 (c) 차체 수직방향 (d) 대차 수직방향

그림 2.3 차폭 변화에 따른 진동가속도

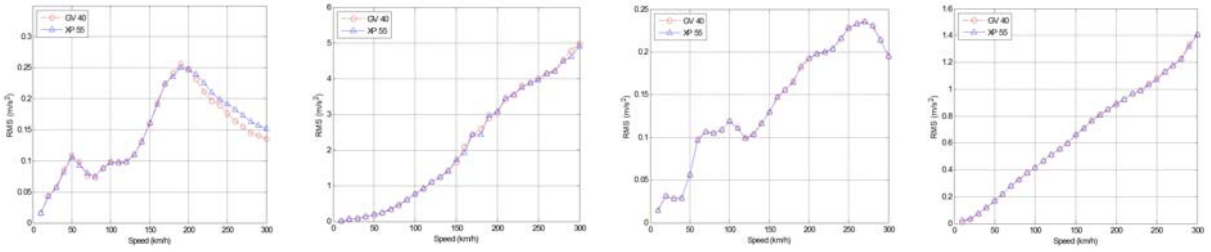
철도차량 주행 시 차륜직경의 증가는 일반적으로 직선 주행성능이 향상되나 횡압과 탈선계수가 악화되고 차륜답면 마모가 증가한다. 따라서 차륜직경에 따른 진동을 전산해석 하였다. 차륜직경은 860, 920 mm로 300 - 400 km/h를 10 km/h 간격으로 해석하였다. 그림2.4는 차륜직경에 따른 해석 결과이다. 해석결과 차륜직경의 변화는 진동응답변화에 영향이 많았으나, 차체의 경우 860 mm의 응답이 작게 나왔으며, 대차의 경우 920 mm에서 응답이 작아졌다.



(a) 차체 횡방향 (b) 대차 횡방향 (c) 차체 수직방향 (d) 대차 수직방향

그림 2.4 차륜직경에 따른 진동가속도

차륜은 직선 궤도에서 차축 좌우복원성을 주고, 곡선궤도에서 답면경사를 부가하여 내외 레일의 길이차이에 순응하도록 한다. 이러한 차륜답면형상의 변화에 따른 진동응답변화를 보기 위하여 GV40의 1/40 단면과 XP55의 1/20 단면을 사용하여 300 - 400 km/h 구간을 10 km/h 간격으로 전산해석 하였다. 그림 2.5는 차륜답면형상에 따른 진동응답변화이다. 해석결과 차이는 미미하나 1/40 단면을 갖는 차량의 진동감소에 효과가 있음을 확인하였다.



(a) 차체 횡방향 (b) 대차 횡방향 (c) 차체 수직방향 (d) 대차 수직방향

그림 2.5 차륜답면에 따른 진동가속도

2.2 모델검증

ADAMS/Rail 모델을 검증하기 위하여 그림 2.6의 34 자유도 이론해석모델을 이용하였다. 모델은 차량의 상하, 좌우, 요잉(yawing), 롤링(rolling), 피칭(pitching)을 고려하여 운동방정식을 유도하였고, G7 동력차 설계값을 이용하여 Matlab의 룬지-쿠타법(runge-kutta method)으로 결과를 도출하였다.

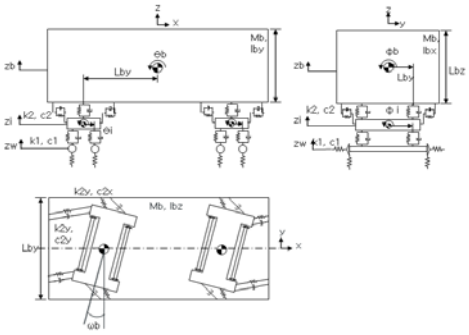
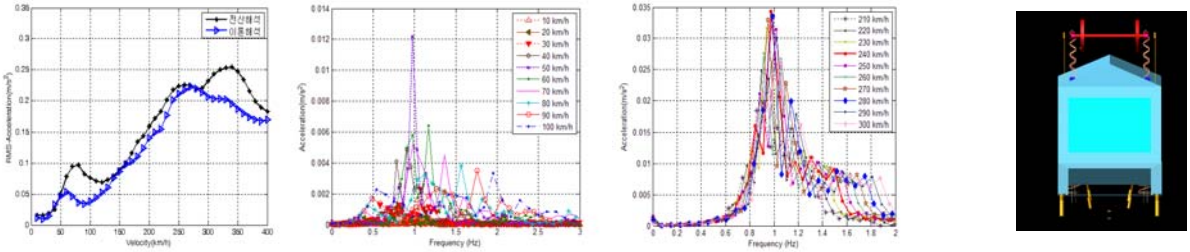


그림 2.6 34자유도 이론해석 모델

그림 2.7 (a)는 전산해석모델과 이론해석모델의 응답을 비교한 것이다. 50, 250, 350 km/h에서 응답의 피크가 동일하게 존재함을 확인하였다. 그림 2.7 (b), (c)와 같이 속도에 따른 주요 주파수응답이 0.97 Hz에서 발생함을 알았다. 이는 그림 2.7 (d)와 같이 전산해석 모델의 1차 상하모드와 일치하는 주파수이다.



(a) 차체가속도 (b) 10 - 100 km/h (c) 210 - 300 km/h (d) 1차 상하모드(0.97 Hz)

그림 2.7 차체 가속도 응답

3. 차량 설계요소

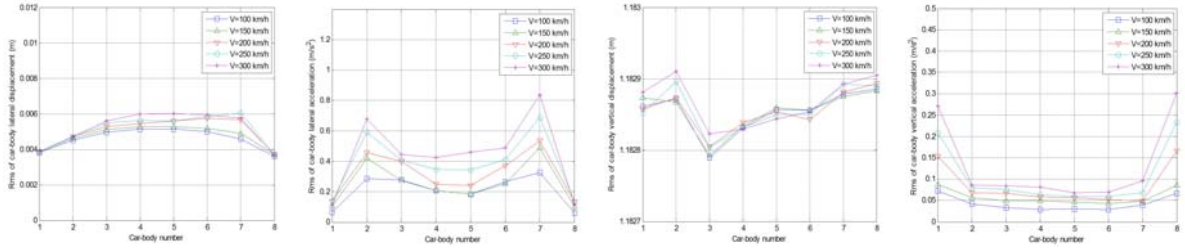
3.1 사행동 해석

사행동의 주요 발생요인은 차륜에 답면구배가 있어 윤축의 좌우운동 시 좌우차륜에 반경차가 발생하여 좌우에 일정한 진폭으로 사행한다. 좌우사행 가진주파수와 편성차량의 좌우모드 주파수의 공진시 사행동 발생 가능성이 높으며, 이를 해석하기 위해 한국형 고속열차 해석모델을 이용하여 모드해석을 수행하였다. 그림 2.8은 편성차 좌우, 상하 모드형상을 나타낸다. 모드해석결과 0.4 - 0.6 Hz 주파수대에서 롤링(rolling), 요잉(yawing) 등의 진동모드가 발생하였다.

(a) 1차(0.436 Hz) (b) 2차(0.577 Hz) (c) 3차(0.646 Hz) (d) 4차(0.658 Hz)

그림 3.1 편성차의 좌우모드형상

ADAMS/Rail를 이용하여 한국형 고속열차 8량을 결합하여 주행속도를 100 - 300 km/h 변화시켜가며 해석하였다. 그림 3.2는 주행속도 변화에 따른 차량별 횡, 수직방향 변위와 가속도를 나타낸다. 횡방향은 후미차량인 7번째 차량이 크게 나타났고, 수직방향에서는 8번째 차량이 크게 나타났다. 속도 증가에 따라 차량 좌우 및 상하의 응답 크기가 큼을 알 수 있다. 이는 차량의 속도의 증가에 따라 특정 속도에서 불안정이 나타날 수 있음을 말한다.



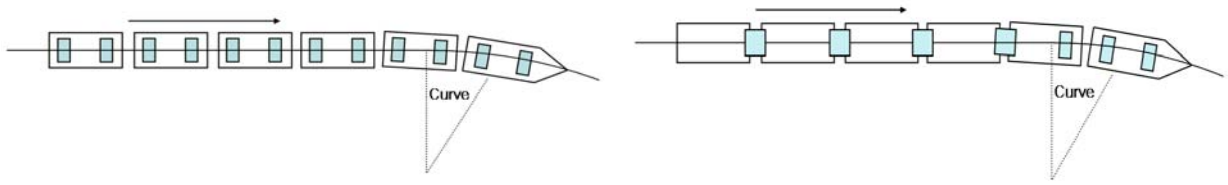
(a) 좌우방향 변위 (b) 좌우방향 가속도 (c) 상하방향 변위 (d) 상하방향 가속도

그림 3.2 편성차의 상하, 좌우변위 및 가속도

3.2 차체 설계

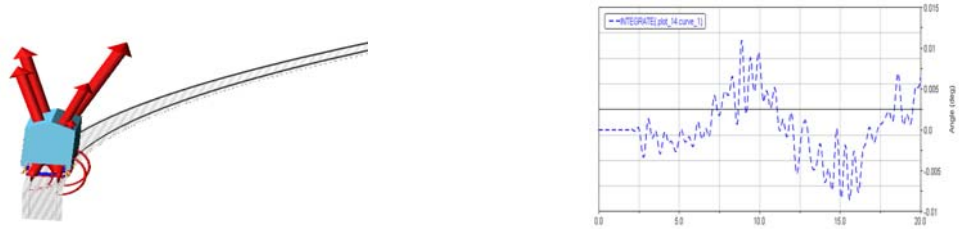
차량이 곡선주로 회전 시 발생하는 차체의 상대적인 움직임에 의한 간섭이 발생하지 않기 위해 적정 차량 간극설계가 요구된다. 또한 고속주행 시 차량간극에 의한 공력소음을 저감하는 방안으로 차량간극 최소화가 요구된다. 이를 고려하기 위하여 차량의 주요 설계인자 중 최소 곡선 반경, 캔트, 대차사이 간격을 고려해야 한다. 그러나 이는 정적 설계요소이므로 차량 주행 중 발생하는 차체의 진동변위 영향을 고려해야 한다. 따라서 차량의 정적간극을 계산하고, ADAMS/Rail을 이용하여 차량 동적 진동변위를 고려하여 최소설계간극을 계산하였다.

국내 고속철도차량이 지나는 곡선 반경은 차량기지에서 125 m 로 가장 작고, 고속선상의 최소 곡선 반경은 3000 m 이다. 따라서 가장 회전 반경이 작은 차량기지 내 125 m 반경에서 기구학적 최소간극을 계산하고, 한국형 고속열차의 ADAMS/Rail 모델을 이용하여 최대 진동 변위를 확인하여 차량사이 최소간극을 계산하였다. 그림 3.4 (b)는 좌우방향의 시간에 따른 차체 회전 응답이며, 최대 변화각은 약 0.01도 이다. 이를 차량 끝점의 변위로 계산하면 1.6 mm 변위가 발생하게 된다. 표 3.1 은 최소 설계 차체 간극을 나타낸다.



(a) 동력분산형 (b) 동력집중형

그림 3.3 곡선구간 진입 시 차량



(a) 곡선구간 시뮬레이션 (b) 차체 좌우 방향 변화각

그림 3.4 곡선구간 해석

표 3.1 곡선구간 차체간극

대차 형태	대차간격(m)	차체폭(m)	차량 길이(m)	중심이동(m)	최소 설계 차체간극(m)
일반대차	14	3.2	18.7	0.3502	0.2279
관절대차	18.7	3.2	18.7	0.1962	0.2521

3. 결론

본 연구를 통하여 고속전철의 승차감 향상을 위하여 진동에 영향 미치는 설계인자를 도출하였다. 정리하면 다음과 같다.

1) 차체 좌우 및 상하방향의 주요 영향인자는 2차 현가장치의 강성계수이며, 해석결과 강성이 10 %로 낮아짐에 따라 양호한 응답을 얻었다. 대차의 주요 설계인자는 1차 현가장치의 감쇄계수이며, 감쇄계수가 작을수록 대차의 진동이 작아진다.

2) 차체의 폭이 넓어질수록 차량의 무게가 증가하고 질량관성모멘트가 증가하여, 차량의 진동이 감소하였다. 차체 진동응답은 차륜직경이 920 mm일 때 양호하였으며, 대차는 차륜이 커짐에 따라 미미하게 진동이 감소하였다. 차륜답면의 경우 1/40 차륜이 1/20 차륜보다 진동응답이 작다.

3) 편성차 모드해석 결과 0.4 - 0.6 Hz 주파수에서 롤링(rolling), 요잉(yawing) 등의 진동모드가 발생하였다. 주행응답 해석결과 동력차 보다 객차의 횡방향 변위가 크게 나타났고, 후미차량의 진동가속도가 큼을 알 수 있다.

4) 차량사이 간격은 곡선 통과 시 기구학적 형상 및 진동을 고려할 때 최소 간격은 약 23 cm 이다.

감사의 글

본 연구는 국토해양부 미래철도기술개발사업의 연구비지원(과제번호 07차세대고속철도A01)에 의해 수행되었습니다.

참고문헌

1. 한국산업규격 (2003), KS B ISO 2631-4.
2. International Union of Railway (1994), UIC Code 513R.
3. 김영국, 김석원, 목진용, 김기환, 박태원 (2004), "UIC 513R에 따른 통계적 방법을 이용한 고속철도 차량의 승차감 분석 및 평가," 한국철도학회지 제7권 제4호, pp. 118 - 124.
4. Nishimura, K. Perkins, N. C. Weiming Zhang (2004), “Suspension dynamics and dynamics and design optimization of a high speed railway vehicle," Rail Conference Proceedings of the ASME/IEEE Joint, pp. 129 - 139.
5. 강부병, 정홍채, 김재철, 류영준 (2003), “KTX 차량의 편성특성이 후미진동에 미치는 영향,” 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp. 126 - 131.