

KTX 차량 후미진동 해석(I)

Dynamic Analysis of KTX Vibration at the Tail of the Train

강부병¹, 김영우², 왕영용³

Bu-Byoung Kang, Young-Woo Kim, Young-Yong Wang

Keywords : Carbody Lateral Vibration, Dynamic Analysis, Secondary Airspring Stiffness, Highspeed Train, Sway

Abstract

The acceptance test of KTX has been performed in Korea. During the test, lateral vibration of carbody over the accepted value called sway was found. Many activities have been taken to find the cause of the vibration and the counter-measure. KTX has 20 car trainset formation whose trailer cars are linked by articulate bogies. So this study is performed to see the effects of long trainset formation on vehicle dynamics and the train stability by 16 car vehicle model. Firstly the reliable vehicle model which shows well the tendencies appeared in the tests on the high speed test line is required to find the cause of lateral vibration and the countermeasure. Vehicle model was made for the analysis with VAMPIRE.

The analysis results show that secondary air spring lateral stiffness is the most significant parameter to cause carbody lateral vibration. Mode analysis results show that the least damped mode shape is similar to the vibration pattern shown in the tests that the amplitude of the motion increases along the train set and decreases in the tail part. The lateral vibration was appeared at the speed range between 100km/h and 200km/h and disappeared at the low speed and the high speed.

1. 서 론

KTX는 2004년 4월 개통을 목표로 현재 최고속도 300 Km/h의 시험운행 중에 있다. KTX 차량은 경부 고속선 시험선로에서 시속 200 km까지 운행 시험중 시속 140 km 이상에서 차량의 후미부 진동 현상이 발생하였다. 후미부 진동현상은 대기온도가 약 15 °C 이상인 경우에는 발생하지 않고 동절기의 저온상태에서만 발생하는 것으로 알려져 있다. 차체의 진동은 환경조건에 따라 다르지만 0.26~0.288 m/s² 정도까지 측정되었고 이 값은 ISO2631의 2시간기준 횡가속도 승차감기준에서 제안된 0.183 m/s² 보다 약 1.5배 큰 값이다. 일단 후미부 진동이 시작되면 차체는 0.5~0.6 Hz 사이의 일정한 진동수로 진동하는 현상을 보였다.

이 진동현상의 원인 규명과 방지를 위하여 다방면의 시험이 수행되었고 연구가 진행되어왔다.

KTX는 객차부 차량간 연결이 차량간 댐퍼와 고정링, 이동링, 관절대차로 연결되어 차량간 상대운동이 연성되는 독특한 특성이 있다. 또한 KTX는 12량편성 또는 전후부 10량 열차가 자동연결기로 연결된 중련 편성 상태로 운전되는 프랑스의 TGV 고속차량과 달리 관절대차로 연결된 20량 장대편성으로 운행되고 있다. 이러한 독특한 차량편성과 한국의 동절기 저온 환경 등이 고속차량의 독특한 진동을 발생시키는 것으로 생각된다. 본 논문에서는 KTX 차량의 다량편성 모델링을 통하여 후미진동을 해석적으로 재현하고 2차 공기스프링 특성과 차륜담면구배가 후미진동에 미치는 영향에 대하여 해석적으로 연구한 결과를 보여 주고자 한다. KTX 차량의 동특성 해석은 영국 AEA에서 개발한 철도 차량 동역학 전용해석 프로그램인 Vampire를 이용하여 수행되었다.

1 한국철도기술연구원, 차량기계연구본부 선임연구원

2 한국고속철도건설공단, 차량본부, 차량처장

3 철도청, 대전철도차량정비창장

2. 해석모델

2.1 차량모델

해석용 시스템 편성 모델은 Fig. 1에서와 같이 P(동력차) + MT(동력객차) + 12T(객차) + MT(동력객차) + P(동력차)로 구성하였으며, 대차는 동력차용 동력대차(PMB, Power Motor Bogie) 4대, 동력객차(MT)용 동력대차(MTB, Motorized Trailer Bogie) 전후 2대 및 동력객차와 객차, 객차와 객차를 연결하는 관절대차(ATB, Articulated Trailer Bogie) 13대로 구성되어 있다. 숫자는 강체의 질량번호를 의미하며 뒤에서 해석결과 설명시 이 질량번호를 기준으로 기술하였다.

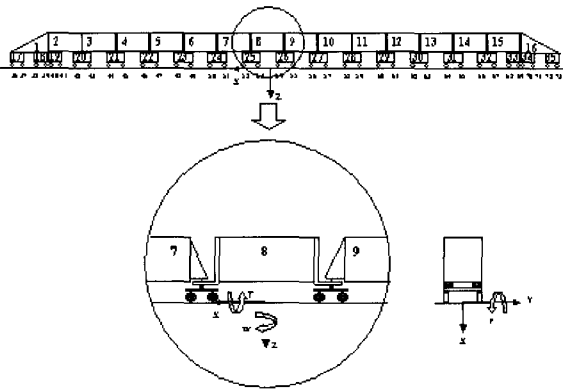


Fig. 1 Vehicle Model

2.2 궤도 모델

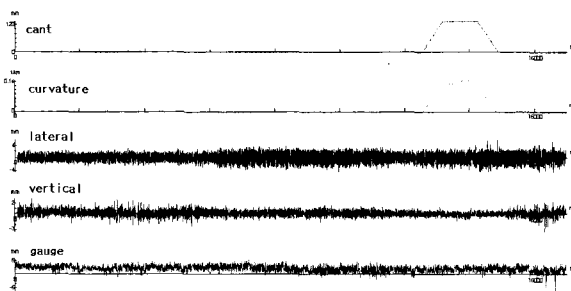


Fig. 2 Track Irregularities of Kyoung-Bu High Speed Line (106.3 Km ~ 123.3 Km)

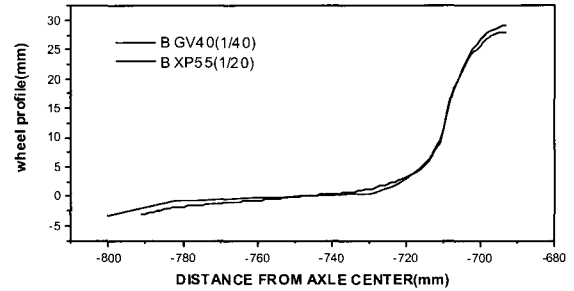


Fig. 3 Wheel Profile

경부 고속선 궤도 모델링은 궤도 검측차로 검측한 실제 데이터를 가공하여 이용하였다. 서울기점 106.3 Km~123.3 Km 구간의 검측데이터를 Vampire에서 요구하는 궤도입력 조건으로 변환하여 모델링 하였다. Fig. 2는 해석구간의 궤도데이터를 보여준다. 해석 구간에는 곡선반경 7000 m 구간이 포함되어 있다.

2.3 휠 레일 모델

차륜 답면부 형상 모델에는 경부고속열차에 적용된 NFF0112(GV40, 답면구배 1/40)와 답면구배 증가시 특성을 검토하기 위하여 시험선에서 시험중인 XP55 (답면구배 0.055)를 모델링하여 사용하였고 레일 형상에는 경부 고속선에 사용되고 있는 UIC60 레일의 1/20 경사된 모델을 사용하였다. Fig. 3은 해석에 사용된 차륜의 형상을 보여준다.

3. 해석결과

3.1 시험결과와 해석결과의 비교

해석모델이 실제 후미진동 현상을 얼마나 충실히 재현 할 수 있는가는 매우 중요하다. 해석모델의 신뢰성을 검증하고 해석결과의 정도를 높이기 위해서는 해석결과와 실차시험결과의 비교 검토를 통한 차량모델 파라미터의 결정과정이 매우 중요하다.

Fig. 4는 횡진동이 발생했을 때인 200 Km/h로 주행시의 고속시험선로에서의 KTX 차량의 후부 객차 중심의 바닥 좌우에서 측정된 횡방향 진동시험결과이다. Fig. 5는 200 Km/h로 주행시 해석결과로서 해석모델의 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 해석결과이다. 해석모델은 횡방향 강성이 0.2 MN/m이고 차

문답면은 기존 KTX차륜을 적용하였다. 실차 시험시 차량의 조건이 정확하게 어느 값인지는 알 수가 없다. 단지 시험결과를 검토해 볼 때 시험데이터의 횡진동의 크기가 Fig. 4와 Fig. 5를 비교해보면 공기 스프링 횡강성이 0.2 MN/m 일 때의 해석결과와 유사하여 이 차량모델을 사용하여 얻은 해석결과와 비교하였다. Fig. 6은 측정된 차체중심 횡방향 가속도의 주파수 특성이고 Fig. 7은 해석결과의 주파수 분석결과이다. 주파수 분석결과를 비교해 보면 해석시와 시험시 진동주파수 분포가 0.6Hz를 중심으로 유사하게 분포하는 것을 확인 할 수 있었다. 해석으로 얻어진 진동의 크기와 진동 주파수가 측정된 후미진동의 특성을 잘 반영하고 있어 차량모델이 후미진동현상을 재현하고 있음을 확인하였다.

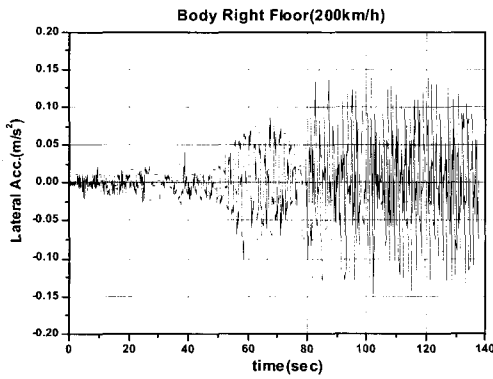


Fig. 4 Measured lateral acceleration of KTX at the carbody center right floor

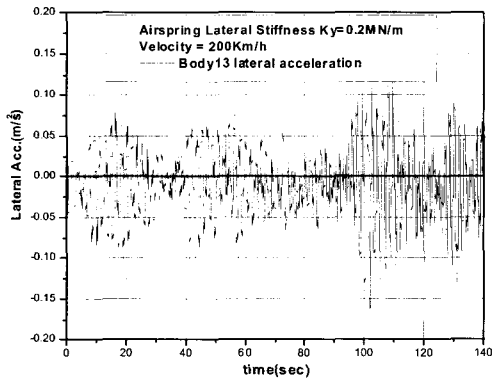


Fig. 5 Analysis result of carbody13 center lateral acceleration

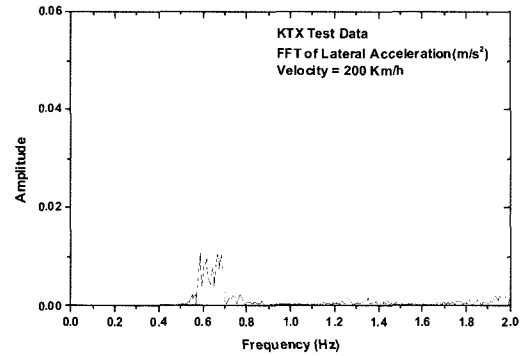


Fig. 6 FFT of Measured lateral acceleration of KTX at the carbody center right floor

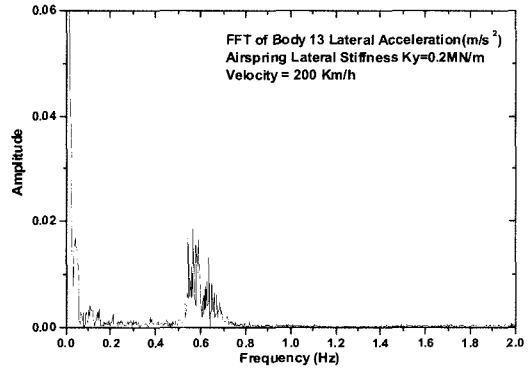


Fig. 7 FFT of analysis result of carbody 13 center lateral acceleration

3.2 비선형 해석결과

Fig. 8~9는 공기스프링의 횡강성을 변화시키면서 해석한 결과 중에 횡진동이 발생한 경우중의 하나인 GV40차륜 답면을 적용하고 공기스프링 횡방향 강성이 0.2 MN/m인 경우의 150 Km/h 주행 해석시 13번 차체의 해석결과이다. Fig. 8을 보면 횡진동이 곡선부 진입 초기에 서서히 감소하다가 곡선부 후반부에서 사라지고 직선부에 재진입하면서 다시 발생하는 현상을 확인 할 수 있다. Fig. 9를 보면 규칙적인 진동수로 차체가 흔들리는 것을 확인 할 수 있다.

Fig. 10~11은 Fig. 8~9에 나타낸 비선형 해석의 경우에 주파수 분석 결과이다. 차체와 대차 모두 0.54 Hz의 진동 성분을 확인 할 수 있다. Fig. 10~11의 0 Hz 근방의 성분은 Fig. 8에서와 같이 곡선부 통과시

발생한 주파수 성분들이다.

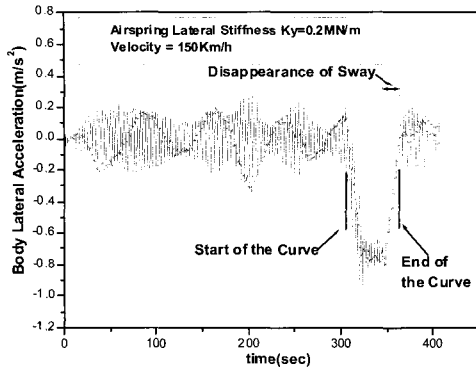


Fig. 8 Lateral acceleration of car13 center

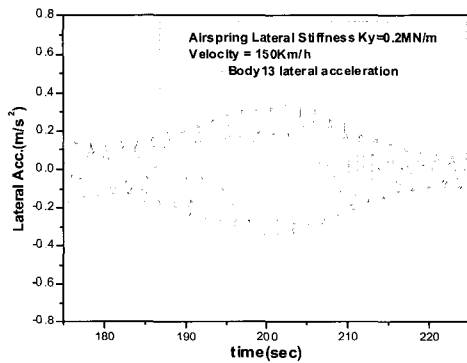


Fig. 9 Lateral acceleration of car13 center(0.54Hz)

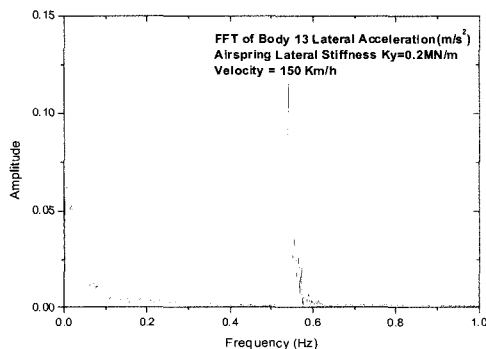


Fig. 10 FFT of lateral acceleration of car13 center

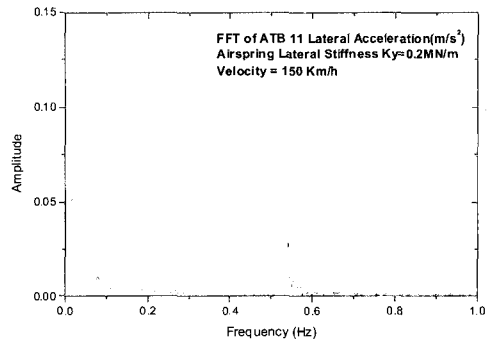


Fig. 11 FFT of lateral acceleration of ATB11 center

Fig. 12는 150 Km/h로 주행시 횡방향 강성 변화에 따른 차호별 횡방향 진동값(RMS)의 변화를 보여준다. 횡방향 강성이 0.1 MN/m에서 0.3 MN/m로 변할 때에 후미차량의 횡방향 진동의 크기가 10호차 이후 후미부분에서 급격하게 커지는 것을 알 수 있다. 또한 차량편성의 후미부로 갈 수록 커지다가 후부 동력차에서 감소하는 경향을 보이고 있는데 후미부 진동의 크기는 횡강성이 클수록 큰 것을 알 수 있다.

Fig. 13는 공기스프링 횡방향 강성이 0.2 MN/m인 경우 속도변화에 따른 차호별 횡방향 진동(RMS)변화를 보여준다. 100 Km/h속도에서는 안정한 값을 보이다가 125 Km/h, 150 Km/h로 속도가 상승되면서 후미부 진동의 크기가 급격히 증가하고 200 Km/h, 250 Km/h로 상승하면서 안정화되다가 300 Km/h에서 다시 약간 증가하는 것을 알 수 있다. Fig. 12와 Fig. 13을 통해서 KTX가 10량 이상의 장대편성으로 운행될 경우 2차 횡강성의 변화로 인하여 특정속도대역에서 불안정 진동이 발생하여 후미부 진동이 기준치를 초과 할 수 있음을 보여준다.

Fig. 14와 Fig. 15는 2차 공기스프링 횡방향 강성값이 0.1 MN/m인 차량과 0.2 MN/m인 차량의 차량속도가 100 Km/h에서 300 Km/h로 증가시 후부 차량인 12호~16호 차량의 차체 중심 가속도 변화를 보여준다. Fig. 14는 상온상태라 할 수 있는 공기스프링의 횡강성값이 0.1 MN/m인 경우로 횡진동 발생이 없고 Fig. 15는 저온상태시 횡강성이 증가했을 경우로 볼 수 있는 횡강성이 0.2 MN/m인 경우로 횡진동이 속도 150 Km/h시에 크게 나타나다가 속도가 증가하면서 횡진동의 크기가 감소하는 경향을 보이고 있는 것을 알 수 있다.

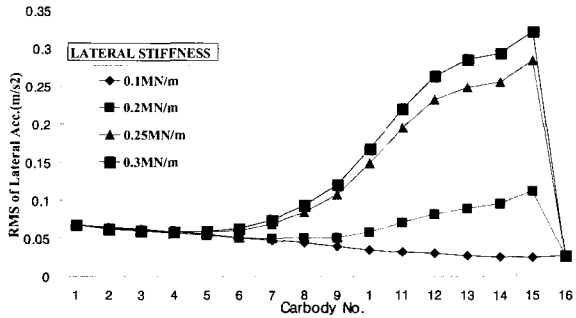


Fig. 12 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of secondary airspring lateral stiffness (150 Km/h)

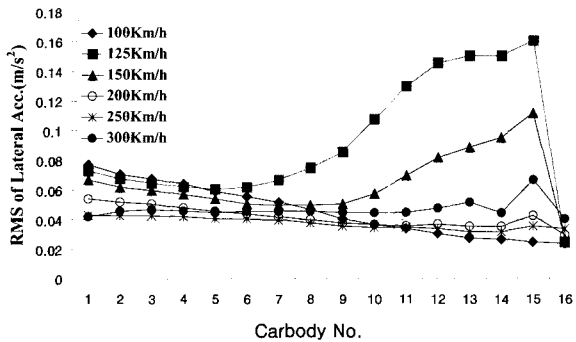


Fig. 13 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of speed(Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

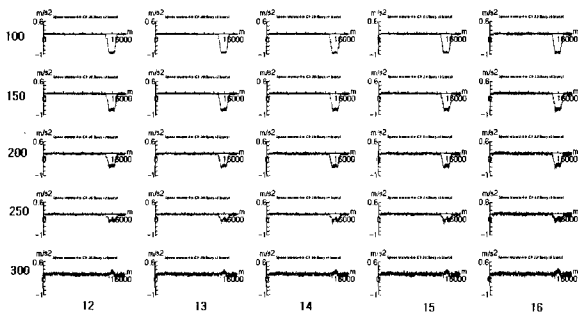


Fig. 14 The change of carbody lateral acceleration according to the change of speed(100 - 300Km/h) and CAR Number (No.12-No.16) (Airspring lateral stiffness:0.2MN/m, GV40)

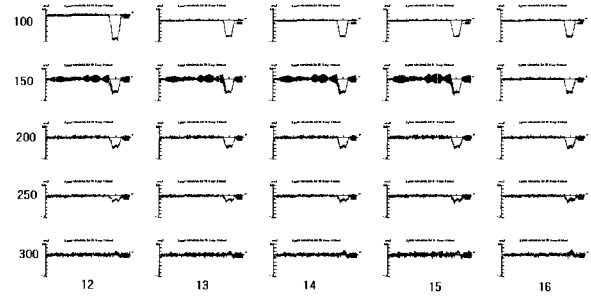


Fig. 15 The change of carbody lateral acceleration according to the change of speed(100 - 300Km/h) and CAR Number (No.12-No.16) (Airspring lateral stiffness:0.2MN/m, GV40)

3.3 선형 모드 해석

철도차량은 휠과 레일사이의 기하학적 형상에 의존하는 고유한 자러진동 특성을 가지고 있다. 차륜형상이 바뀌게 되면 차륜담면구배가 바뀌게 되고 특히 좌우 구름반경 차이(rolling radius difference)에 의한 사행동 특성이 바뀌게 된다. 이때 휠과 레일사이의 접촉력도 변하지만 사행동 주파수도 변하게 되어 결국 차량의 흔들림 진동이 바뀌게 된다. 휠과 레일사이의 크립력까지 고려할 경우 철도차량의 고유모드 해석에서는 이런 특성이 속도와 담면구배에 따라 모우드의 진동수와 모우드 형상이 변하는 키네마틱모드(kinematic mode)로 나타나고 이 모우드의 모달 땀핑값이 음으로 갈 경우 이 모우드는 불안정해진다.^[1]

Fig. 16과 Fig. 17은 2차 공기스프링 횡방향 강성이 0.2 MN/m일 때 담면구배와 속도변화에 따른 모달땀핑이 음(-)인 불안정 모우드들의 진동수를 보여주고 있다.^[1,2,3] Fig. 10과 11에서 비선형 해석결과의 주파수 분석시 나타난 0.54 Hz의 성분이 Fig. 16의 150 Km/h 해석시 나타난 불안정 모우드 진동주파수와 일치하는 것도 확인 할 수 있다. Fig. 18은 담면구배가 0.025이고 주행속도가 150 Km/h일 때 모우드별 모달땀핑값의 변화를 보여준다. 그림에서 보면 0.3 Hz 부근과 0.5 Hz 부근에서 최소땀핑이 음의 영역에 있어서 불안정한 것을 알 수 있고 Fig. 16에서도 150 Km/h 주행시 불안정 모우드 해석결과를 확인할 수 있다.

고속시험선에서의 시험결과를 보면 Fig.6에서와 같이 횡진동 주파수가 0.5 Hz~0.6 Hz대역인 것을 알

수 있는데 Fig. 16에서 보면 답면구배가 0.025~0.035인 경우 0.5 Hz대역의 불안정 모우드가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 0.5 Hz대역의 불안정 모우드의 모우드 형상을 보면 Fig. 19(b)에서와 같이 차량편성 후부 쪽으로 갈수록 차체의 모우드 진폭이 커지다가 다시 감소하는 형상으로 시험시 진동분포와 유사한 것을 알 수 있다. Fig. 19(a)는 전부 동력객차 대차와 동력 객차의 좌우 진동형 모우드로 Fig. 16의 모우드 해석 결과에서 0.4 Hz이하의 저주파 대역에서 나타나는 불안정한 모우드로 답면구배가 0.03 이상으로 커지면 사라지는 것을 알 수 있다. Fig. 19(c)와 같이 고속에서 나타나는 전후 동력차의 롤링 모우드도 상대적으로 불안정한 모우드로 보인다. 이 모우드는 속도에 따라서 바뀌지만 1 Hz~2 Hz 대역의 진동으로 상대적으로 고속에서 나타나며 Fig. 16과 Fig. 17을 보면 답면구배가 0.025에서 증가할수록 불안정진동 발생속도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 따라서 동력차의 경우는 답면구배를 작게 유지하는 것이 안정성을 높일 수 있을 것으로 생각된다.

차량후미부로 갈수록 횡진동이 커지는 경향은 Fig. 19(b)에서와 같이 모우드 해석시 나타난 불안정 모우드 형상과 일치하고 있어 이 불안정 모우드가 가진 되어 횡진동이 발생하는 것으로 추정된다. 예상되는 가진원은 휠과 레일의 기하학적 형상에 의하여 변하는 접촉력과 궤도틀림이 있는데 차륜의 답면구배에 따라 진동현상이 크게 영향을 받는 것으로 보아 차륜 답면구배와 주행속도에 따라 영향을 받는 사행동이 특정속도 대역에서 차량의 불안정 진동수와 근접한 진동수로 차량을 가진하는 역할을 하여 급격한 불안정진동이 발생하는 것으로 생각된다.^[1,4,5]

Fig. 20은 답면구배가 0.055인 XP55 차륜을 적용했을 경우 2차공기스프링의 강성이 0.2MN/m인 경우에도 후미부 진동이 발생하지 않음을 보여주는 해석결과이다. 이 결과는 모우드 해석에서 답면구배 증가시 객차후미부 불안정 진동 모우드가 사라지는 결과와 일치한다. 또한 Fig. 21에서 보는 것과 같이 관절대차에 답면구배가 0.055인 XP55 차륜을 적용했을 때 외기 온도에 상관없이 후미부 객차 횡진동이 승차감 권고치 이내로 안정적이 실차 시험을 통해서 확인되었다.

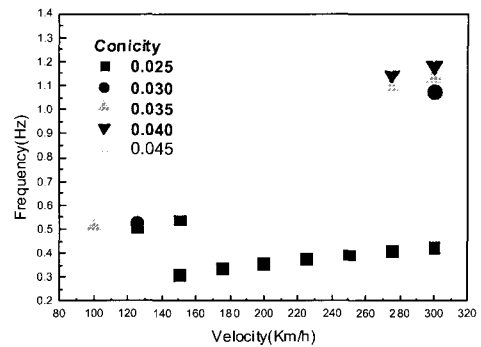


Fig. 16 Frequency of unstable modes (Airspring lateral stiffness:0.2 MN/m)

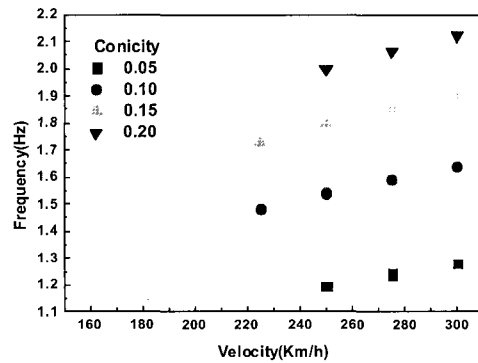


Fig. 17 Frequency of unstable modes of power car (Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

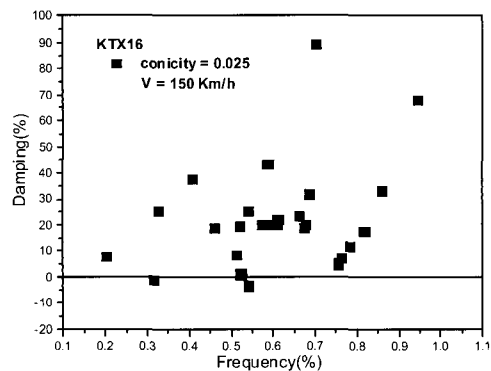


Fig. 18 The modal damping values of low frequency modes (Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

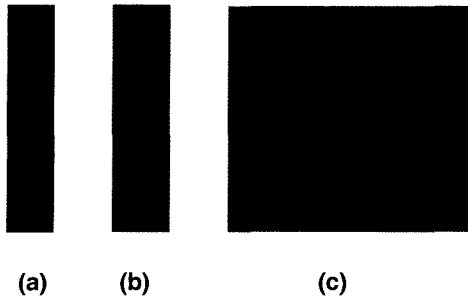


Fig. 19 Typical unstable modes(conicity 0.025)
(a) 0.314Hz(150Km/h) (b) 0.539Hz(150Km/h)
(c) 1.072Hz(300/Km/h, conicity=0.03)

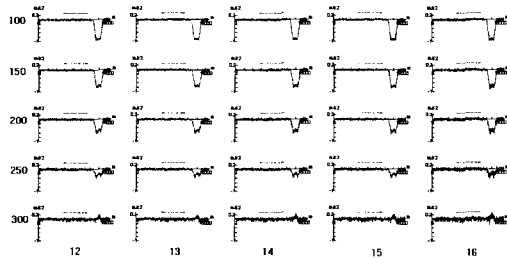


Fig. 20 The change of carbody lateral acceleration according to the change of speed(100 - 300Km/h) and CAR Number(No.12-No.16)
(Airspring lateral stiffness : 0.2MN/m, XP55 wheel)

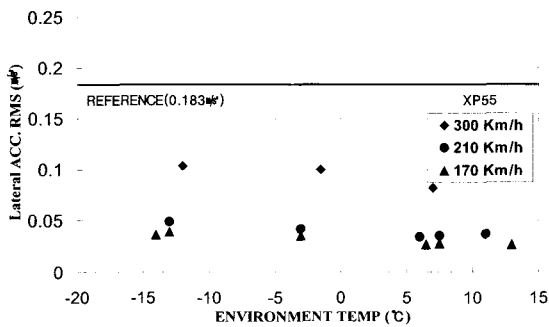


Fig. 21 Measured result of carbody 15 lateral acceleration under the XP55 wheel applied condition

4. 결론

본 연구로 다음과 같은 결론을 얻었다.

- i) 시험시 측정된 후미진동의 진동수와 차량의 고유모우드 해석시 나타난 차량후미부 불안정모우드의 진동수 대역이 0.5Hz-0.6Hz로 거의 일치하였다.
- ii) 차량의 0.5Hz-0.6Hz대역의 불안정 모우드 형상은 후부 쪽으로 커지다가 감소하는 경향을 보였고 시험시 관측된 횡진동 분포 형상과 유사하였다.
- iii) 고유모우드 해석결과 답면구배가 커지면 객차부 후미 횡진동을 발생시키는 불안정모우드가 사라졌고 관절대차에 XP55 WHEEL(답면구배 0.055)을 적용한 실차 시험에서 후미부 불안정 진동이 사라짐을 확인함으로써 답면구배 증가가 불안정 모우드에 영향을 미침을 확인하였다.
- iv) 후미진동 발생이 답면 구배에 민감한 결과로부터 케도틀립보다는 차량의 사행동 진동수가 KTX 차량의 장대 편성 불안정 모우드 진동수와 일치 할 때 횡진동이 발생하는 것으로 판단된다.

향후에는 차륜답면구배 변화가 휠과 레일의 인터페이스 및 고속에서의 차량 안정성에 미치는 영향에 대한 심도 있는 검토가 이루어져야 할 것으로 생각되며 본 연구결과 얻어진 해석 기술 및 차량모델을 활용하여 횡진동 방지 대책 및 운행중 발생하는 KTX의 진동관련 문제에 대한 지속적인 연구가 이루어질 수 있으리라 생각된다.

후 기

본 연구는 한국고속철도건설공단의 지원으로 수행되었습니다. 지원해 주신 관계자 여러분께 감사 드립니다.

참 고 문 헌

1. AEA TECHNOLOGY, "Introduction to railway vehicle dynamics-Ch3 Equations of Motion, Ch4 Stability", 1998
2. 김성원, 이진복, 정태건, 황재혁, "기계진동학", 반도출판사, pp. 249-255, 1998
3. Daniel J. Inman, "Vibration with Control, Measurement, and Stability", Prentice Hall, pp. 126-128, 1989
4. 백남욱, 강부병, 장경수, 김효식, "철도차량총서", 기전연구사, pp. 23-26, 1998
5. 박광복, "철도차량공학", 삼성종합출판, pp. 399-402, 1993