

# KTX 차량의 편성차량수가 후미 불안정 진동에 미치는 영향

강부병(한국철도기술연구원) 정흥채\*(한국철도기술연구원)

## The influence of the Train formation on the KTX Vibration at the Tail of the Train

Kang, Bu-Byoung, Chung, Heung-Chai

**Key Words** : Highspeed Train(고속열차), Dynamic Stability(동역학적 안정성), Secondary Airspring Stiffness(2차 공기스프링 강성), Sway(스웨이)

### 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. 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 20 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. For the case of short train formation with 7 or 10cars, sway does not happen. But in the case of longer train formation with 16 or 20 cars, sway was found.

### 1. 서 론

KTX는 2004년 4월 계통을 목표로 현재 최고속도 300 Km/h의 시험운행 중에 있다. KTX 차량은 경부고속선 시험선로에서 시속 200 km까지 운행 시험중 시속 140 km 이상에서 차량의 후미부 진동 현상이 발생하였다. 후미부 진동현상은 대기 온도가 약 15 ℃ 이상인 경우에는 발생하지 않고

동절기의 저온상태에서만 발생하는 것으로 알려져 있다. 차체의 진동은 환경조건에 따라 다르지만 0.26 ~ 0.288 m/s<sup>2</sup> 정도까지 측정되었고 이값은 ISO2631의 2시간기준 평가속도 승차감기준에서 제한된 0.183 m/s<sup>2</sup> 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 형성되는 독특한 특성이 있다. 또한 KTX는 12량편성 또는 전후부 10량 열차가 자동 연결기로 연결된 중련편성 상태로 운전되는 프랑

\* 한국철도기술연구원 차량기계연구본부 선임연구원

E-mail : bbkang@krii.re.kr

TEL : (031)460-5247 FAX : (031)460-5279

\* 한국철도기술연구원 차량기계연구본부장 책임연구원

스의 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 방식이 후미진동에 미치는 영향을 검토하기 위해 차량의 편성 차량수가 후미진동에 미치는 영향에 대하여 해석적으로 연구한 결과를 보여주고자 한다. KTX 차량의 동특성 해석은 영국 AEA에서 개발한 철도 차량 동역학 전용해석 프로그램인 Vampire를 이용하여 수행되었다.

## 2. 해석모델

### 2.1 차량모델

해석용 시스템 편성 모델은 Fig. 1에서와 같이 P(동력차) + MT(동력객차) + T(객차) + MT(동력객차) + P(동력차)로 구성하였으며, 대차는 동력차용 동력대차(PMB, Power Motor Bogie) 4대, 동력객차(MT)용 동력대차(MTB, Motorized Tailer Bogie) 전후 2대 및 동력객차와 객차, 객차와 객차를 연결하는 관절대차(ATB, Articulated Trailer Bogie)로 구성되어져 있다. 본 연구에서는 편성차량수의 영향을 보기 위하여 동일한 현가특성을 가진 7량, 10량, 16량, 20량 모델을 구성하여 진동특성을 비교하였다. 숫자는 강체의 절량번호를 의미하며 뒤에서 해석결과 설명시 이 절량번호를 기준으로 기술하였다.

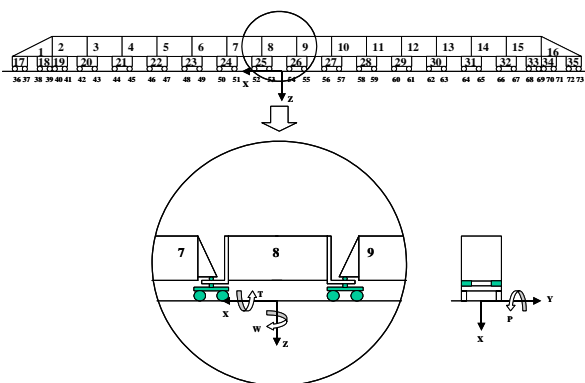


Fig. 1 Vehicle Model

### 2.2 궤도 모델

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. 해석구간에는 곡선반경 7000 m 구간이 포함되어 있다.

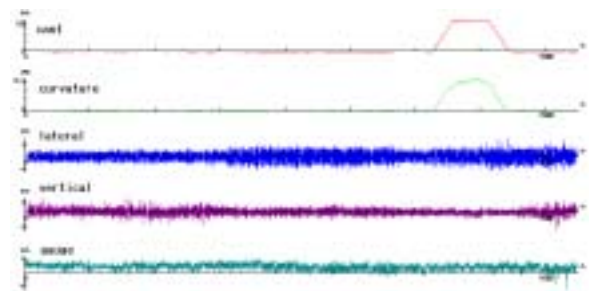


Fig. 2 Track Irregularities of Kyoung-Bu High Speed Line (106.3 Km~123.3 Km)

## 3. 해석 결과

### 3.1 시험결과와 해석결과의 비교

해석모델이 실제 후미진동 현상을 얼마나 충실하게 현 할 수 있는가는 매우 중요하다. 해석모델의 신뢰성을 검증하고 해석결과의 정도를 높이기 위해서는 해석결과와 실차시험결과의 비교 검토를 통한 차량모델 파라미터의 결정과정이 매우 중요하다. Fig. 3은 횡진동이 발생했을 때인 200 Km/h로 주행시의 고속시험선로에서의 KTX 차량의 후부 객차 중심의 바닥 좌우에서 측정한 횡방향 진동시험결과이다. Fig. 4는 200 Km/h로 주행시 해석결과로서 해석모델의 13번 차체 중심 횡방향 진동가속도 해석결과이다. 해석모델은 횡방향 강성이 0.2 MN/m이고 차륜담면은 기존 KTX차륜을 적용하였다. 실차 시험시 차량의 조건이 정확하게 어느 값인지는 알 수가 없다. 단지 시험결과를 검토해 볼 때 시험데이터의 횡진동의 크기가 Fig. 3과 Fig. 4를 비교해보면 공기 스프링 횡강성이 0.2 MN/m 일 때의 해석결과와 유사하여 이 차량모델을 사용하여 얻은 해석결과와 비교하였다.

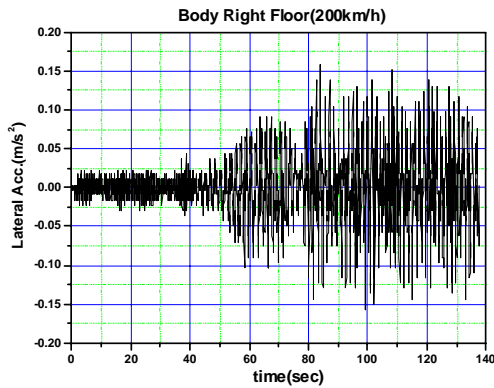


Fig. 3 Measured lateral acceleration of KTX at the carbody center right floor

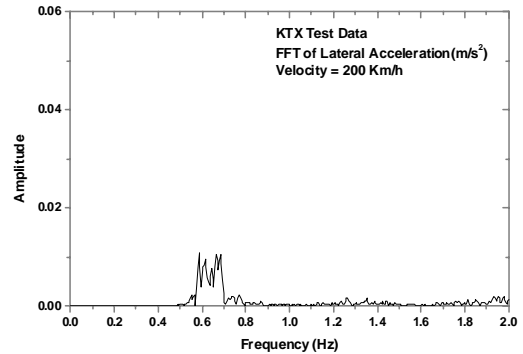


Fig. 5 FFT of Measured lateral acceleration of KTX at the carbody center right floor

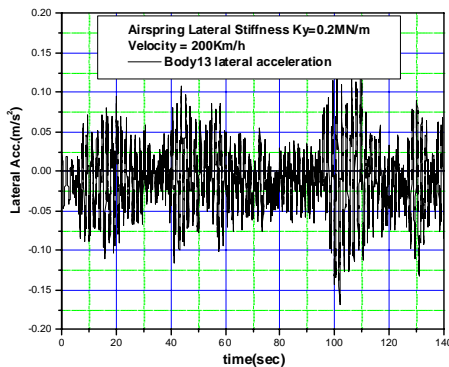


Fig. 4 Analysis result of carbody13 center lateral acceleration

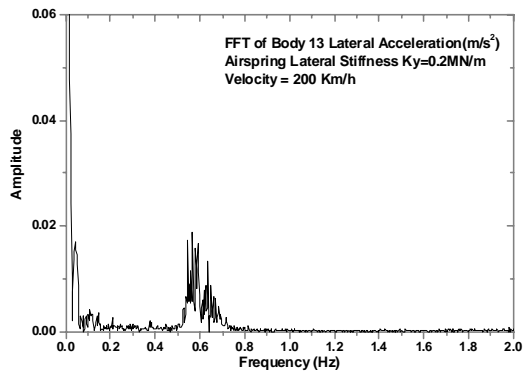


Fig. 6 FFT of analysis result of carbody 13 center lateral acceleration

Fig. 5는 측정된 차체중심 횡방향 가속도의 주파수 특성이고 Fig. 6은 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 차량 모델이 후미진동현상을 재현하고 있음을 확인하였다.

3.2 비선형 해석 결과

Fig. 7은 150 Km/h로 주행시 횡방향 강성이 변화에 따른 차호별 횡방향 진동값(RMS)의 변화를 보여준다. 횡방향 강성이 0.1MN/m에서 0.3MN/m로

변할 때 후미차량의 횡방향 진동의 크기가 급격하게 커지는 것을 알 수 있다. 또한 차량편성의 후미부로 갈수록 커지다가 후부 동력차에서 감소하는 경향을 보이고 있다.

Fig. 8은 공기스프링 횡방향 강성이 0.25 MN/m인 경우 속도변화에 따른 차호별 횡방향 진동(RMS)변화를 보여준다. 100 Km/h속도에서는 안정한 값을 보이다가 150 Km/h로 속도가 상승되면서 진동의 크기가 증가하여 불안정해지고 다시 250 Km/h, 300 Km/h로 상승하면서 권고 기준치(0.183 m/s<sup>2</sup>)이하로 안정화되는 것을 알 수 있다.

Fig. 9~11은 공기스프링 횡방향 강성이 0.2 MN/m인 경우로 7량, 10량, 20량 모델에 대해서 속도변화에 따른 차호별 횡방향 진동값(RMS)의 변화를 보여준다. 7량 모델과 10량 모델의 경우

속도변화에 따른 가속도 변화량이 적지만 Fig. 11에서와 같이 20량모델의 경우는 속도 변화에 따라서 후미진동이 커졌다가 감소하는 것을 알 수 있다.

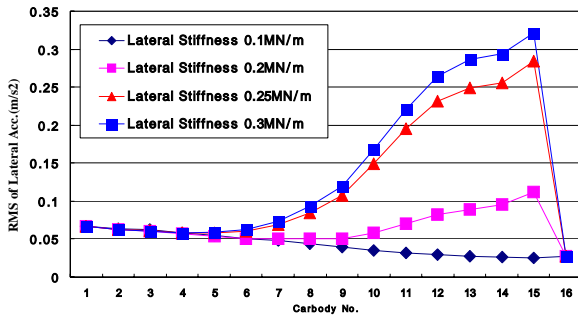


Fig. 7 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of secondary airspring lateral stiffness (150 Km/h)

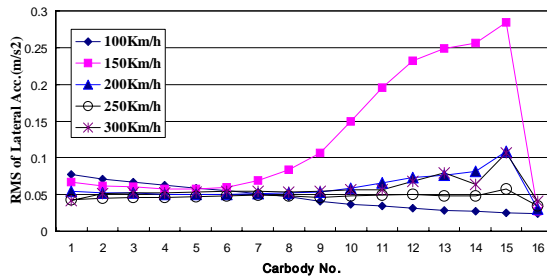


Fig. 8 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of speed(Airspring lateral stiffness : 0.25 MN/m)

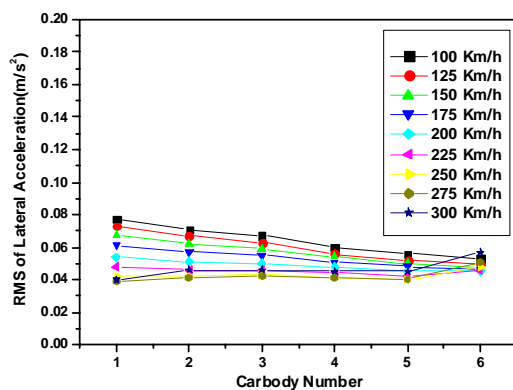


Fig. 9 The change of carbody lateral acceleration(RMS) according to the change of speed(Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

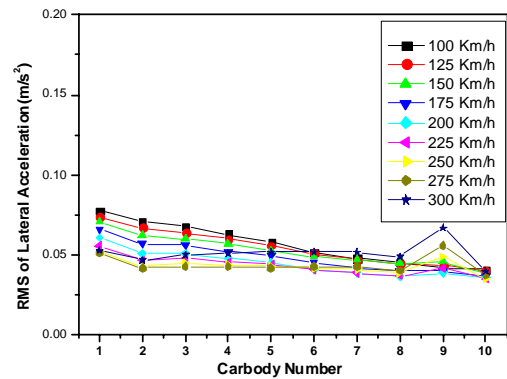


Fig. 10 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of speed(Airspring lateral stiffness : 0.2MN/m)

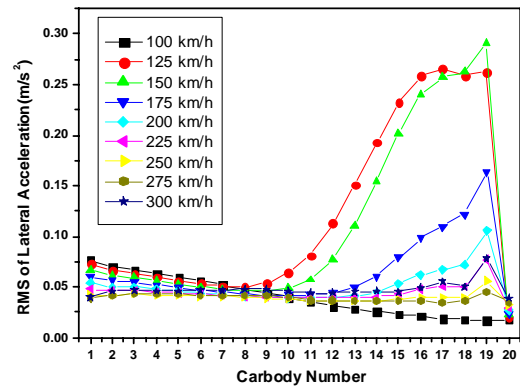


Fig. 11 The change of carbody lateral acceleration (RMS) according to the change of speed(Airspring lateral stiffness : 0.2MN/m)

### 3.3 선형 모드 해석

철도차량은 휠과 레일사이의 기하학적 형상에 의존하는 고유한 자력진동 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 모드의 진동수와 모드 형상이 변하는 키네마틱모드(kinematic mode)로 나타나고 이 모드의 모달

댐핑값이 음으로 갈 경우 이 모우트는 불안정해진다.[1]

Fig. 12~Fig. 14는 2차 공기스프링 횡방향 강성이 0.2 MN/m일 때 답면구배와 속도변화에 따른 모달댐핑이 음(-)인 불안정 모우트들의 진동수를 보여주고 있다.[1,2,3] Fig. 15는 답면구배가 0.025이고 주행속도가 150 Km/h일 때 모우트별 모달댐핑값의 변화를 보여준다. 그림에서 보면 7량모델의 경우는 불안정 모우트가 발견되지 않고 있고 10량 모델은 모달댐핑 값이 0에 근접하여 경계치 부근에 있고 16량과 20량모델의 경우는 0.3 Hz 부근과 0.5 Hz 부근에서 최소댐핑이 음의 영역에 있어서 불안정한 것을 알 수 있다. Fig. 13~14에서도 150 Km/h 주행시 불안정 모우트 해석결과를 확인할 수 있다. Fig.16과 Fig.17은 20량모델의 경우 0.3Hz 대역의 불안정모우트와 0.5Hz 대역의 불안정 모우트의 형상을 보여준다. 고속시험선에서의 시험결과를 보면 횡진동 주파수가 0.5 Hz~0.6 Hz대역인 것을 알 수 있는데 Fig. 12~14에서 보면 답면구배가 0.025~0.04인 경우 0.5 Hz대역의 불안정 모우트가 발생하는 것을 알 수 있다. 또한 0.5 Hz대역의 불안정 모우트의 모우트 형상을 보면 Fig. 17에서와 같이 차량편성 후부 쪽으로 갈수록 차체의 모우트 진폭이 커지다가 다시 감소하는 형상으로 시험시 진동분포와 유사한 것을 알 수 있다. Fig. 16은 전후 동력객차 대차와 동력 객차의 좌우 진동형 모우트로 모우트 해석 결과에서 0.4 Hz이하의 저주파 대역에서 나타나는 불안정한 모우트로 답면구배가 0.03 이상으로 커지면 사라지는 것을 알 수 있다. Fig. 12~14에서 고속에서 나타나는 전후 동력객차의 롤링 모우트도 상대적으로 불안정한 모우트로 보인다. 이 모우트는 속도에 따라서 바뀌지만 1 Hz~2 Hz 대역의 진동으로 상대적으로 고속에서 나타나며 Fig. 13과 Fig. 14를 보면 답면구배가 0.025에서 증가할수록 불안정진동 발생 속도가 낮아지는 것을 알 수 있다. 따라서 동력객차의 경우는 답면구배를 작게 유지하는 것이 안정성을 높일 수 있을 것으로 생각된다.

차량후미부로 갈수록 횡진동이 커지는 경향은 Fig. 17에서와 같이 모우트 해석시 나타난 불안정 모우트 형상과 일치하고 있어 이 불안정 모우

트가 가진 되어 횡진동이 발생하는 것으로 추정된다.[1,4,5,6]

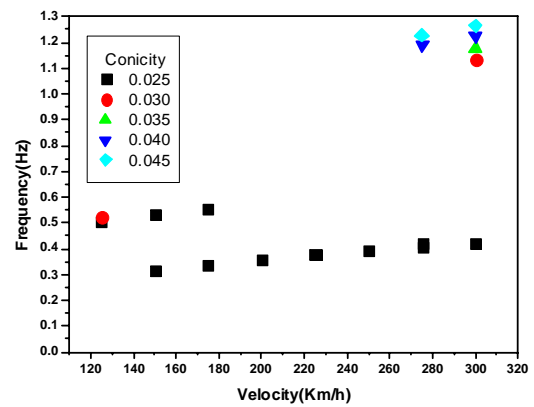


Fig. 12 Frequency of unstable modes of 10 car model (Airspring lateral stiffness:0.2 MN/m)

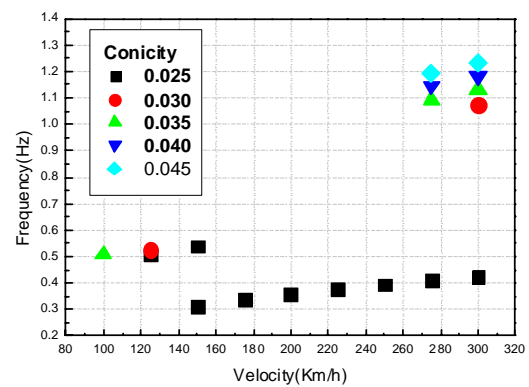


Fig. 13 Frequency of unstable modes of 16 car model(Airspring lateral stiffness:0.2 MN/m)

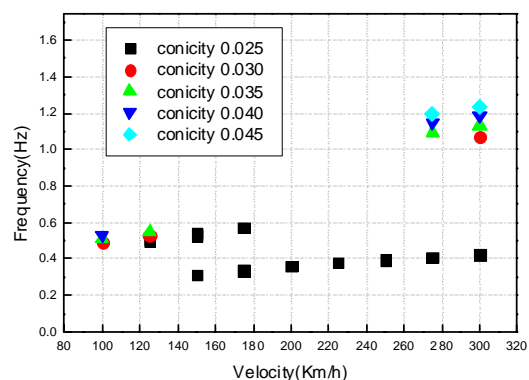


Fig. 14 Frequency of unstable modes of 20 car model(Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

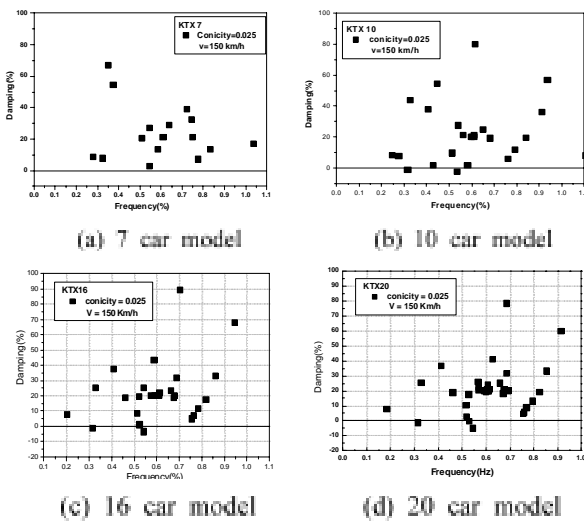


Fig. 15 The modal damping values of low frequency modes (Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m, 150 Km/h)

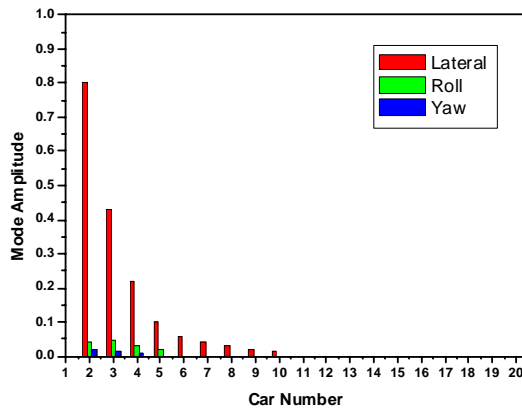


Fig. 16 The mode shapes of 1st unstable mode (Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

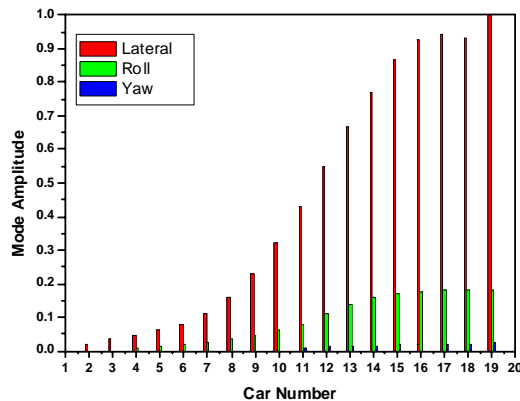


Fig. 17 The mode shapes of 2nd unstable mode (Airspring lateral stiffness : 0.2 MN/m)

#### 4. 결론

본 연구를 통하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

1. 시험시 측정된 횡진동의 진동수와 차량의 고유모우드 해석시 나타난 차체의 불안정모우드의 진동수가 거의 일치하였다.
2. 차량의 불안정 모우드 형상은 후부 쪽으로 커지다가 감소하는 경향을 보였고 해석시 모우드 형상과 관측된 횡진동 분포 형상은 유사하였다.
3. 고유모우드 해석결과 답면구배가 커지면 객차 부 후미 횡진동을 발생시키는 불안정모우드가 사라졌고 불안정 진동은 편성 차량의 길이가 길어질수록 불안정성이 커지는 것을 확인하였다.

향후에는 본 연구결과 얻어진 해석 기술 및 차량모델을 활용하여 횡진동 방지 대책 및 운행중 발생하는 KTX의 진동관련 문제에 대한 지속적인 연구가 이루어 질 수 있으리라 생각된다.

#### 후 기

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

#### 참고문헌

1. AEA TECHNOLOGY, 1998, "Introduction to railway vehicle dynamics-Ch3 Equations of Motion, Ch4 Stability"
2. 김성원 외3, 1998, 기계진동학", pp. 249-255
3. Daniel J. Inman, 1989, "Vibration with Control, Measurement, and Stability", Prentice Hall, pp. 126-128
4. 백남옥, 강부병 외, 1998, 철도차량총서, 기전 연구사, pp.23-26
5. 박광복, 1993, 철도차량공학, 삼성종합출판, pp. 399-402
6. 강부병, 김영우, 왕영용, 2003, KTX차량 후미 진동 해석(I), 한국철도학회지, Vol.6, No.2, pp122-128