

KTX 후미 차량의 주행 안정성 해석

Running Stability Analysis on the Tail Car of KTX

이승일*, 최연선**
Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi

ABSTRACT

The running stability and safety of a railway vehicle depends on the design characteristics and the contact condition between wheel and rail. In this paper, numerical simulations using ANSYS and ADAMS were done on the basis of the experimental observations. The results show that 0.6 Hz of the tail car motion is due to the natural mode of car combination of the KTX. The effects of the conicity of wheel and the lateral stiffness of the secondary suspension on the running stability were analyzed numerically using ADAMS/RAIL. The results also show 0.6 Hz as like the experimental observations. And the adoption of the wheel of GV40($\lambda=0.025$) brought the sway motion at the tail cars, but XP55($\lambda=0.055$) did not when the secondary lateral stiffness of the KTX was greater than 0.3 MN/m.

1. 서론

동철기에 KTX 열차 시운전 중 열차 후미부 차량에서 기준치 승차감을 초과하는 이상 진동현상이 발생하였다. 이후 KTX 열차의 차륜담면 형상 등 차량설계 변수의 조정을 통하여 후미진동이 기준치 이내로 개선되었다. 그러나 개선 당시 이러한 이상 진동현상에 대한 명확한 원인과 물리적 이해를 할 수 없었다. 이에 본 연구에서는 KTX 열차 후미부 차량의 이상 진동현상에 대한 원인을 규명하기 위해 ANSYS와 ADAMS를 이용하여 다량편성 열차의 고유 진동수와 모드형상을 계산하였고, ADAMS/RAIL를 이용한 KTX 열차 후미부 차량의 이상 진동현상을 재현하고, 차량 설계변수의 변화에 따른 후미진동의 대처 방안을 검토하였다. KTX의 동적거동 해석과 관련하여 박찬경¹은 Vampire를 이용하여 KTX 열차의 안정성 해석을 수행하였고, Fujimoto²는 신간선 고속열차의 후미부 차량에서 과도 진동이 발생하는 것을 확인하고, 뽀뽀퍼를 이용하여 진동감쇠를 제안하였다. 유남식³은 관절형 대차구조를 가진 철도차량 시스템에 대해 각 차량을 연결한 상태에서 모드해석을 수행하였다. 이와 같이 철도차량의 주행 안정성과 안전성은 차량 설계조건에 따라 결정된다.

최근 들어 철도는 기존철도의 200 km/h급 고속화와 300 km/h급 고속철도의 출현으로 제 2의 철도 르네상스시대를 맞고 있다. 또한 철도 선진국의 속도경쟁으로 각 분야에서 연구개발이 활발히 이루어지고 있다. 그러므로 열차 고속주행 안정성 보장을 방해하는 요소, 즉 KTX 열차 후미진동과 같은 이상 진동현상과 이에 대한 이력현상에 대한 연구과제는 더욱 중요하다.

2. 윤축과 차체 운동

2.1 현명

실제 철도차량의 윤축은 공간에 대해 자유로이 움직일 수 있는 차체 또는 대차를 지지한다.

*1 정희원, 한국철도대학 차량기계과

*2 정희원, 성균관대학교 기계공학부, 교수

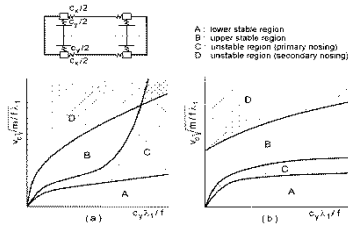


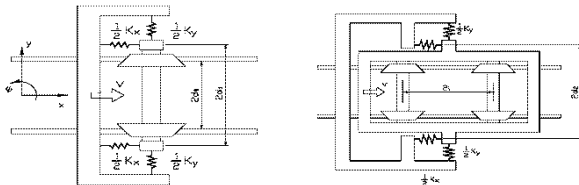
Fig. 1 Stability of a two-axed vehicle with primary suspension
(case a : $c_x/c_y=\text{const}$, case b : $c_x=\text{const}$)

2차축에 대해서 차축이 전후 및 좌우 차체를 탄성 지지한 경우, Fig.1과 같은 안정성 지도 결과를 얻을 수 있다. 이때 가로축은 장성변수이고, 세로축은 임계속도를 나타내고 있다. Fig. 1에서와 같이 1차 현탕과 2차 현탕, 즉 두 개의 현탕운동이 있고, 1차 현탕은 저속에서, 실한 차체 좌우운동으로 나타난다. 2차 현탕은 차량이 고속일 때, 더욱 현저히 나타난다. 좌우, 전후방향으로 탄성 지지한 경우에는 네 가지의 영역이 있으며, 현탕운동의 유형에 따라, Fig. 1에서와 같이 하부와 상부 불안정 영역이 존재한다⁴.

2.2 사행동

사행동은 차체에 답면구배가 있기 때문이다. 윤축의 좌우운동 시 차륜답면 구배에 의해 좌우차륜에 반경차가 생기고, 그 결과 방향이 달라져서 차륜은 좌우에 일정한 진폭으로 사행한다. 그러므로 차륜답면 구배에 따른 사행동 특성은 선형 운동방정식을 유도하여 사행동 특성을 이해할 수 있다. Fig. 2의 (a)는 윤축의 해석모델이고, 일정한 속도로 진행할 때의 선형운동방정식은 다음과 같이 유도할 수 있다. 윤축이 장착된 프레임의 질량은 무한대이고, 윤축과 동일한 속도로 진행한다고 가정한다. 윤축의 해석모델을 이용하여 식 (1)과 같은 윤축의 선형 운동방정식을 유도할 수 있다⁶.

$$\begin{aligned} m_w \ddot{y} + k_y y &= -2\kappa_{22} \left(\frac{y}{v} - \psi \right) \\ m_w v_w^2 \ddot{\psi} + k_\psi \psi &= -\frac{2\kappa_{11} d_0 \dot{\psi}}{v} - \frac{2\kappa_{11} \lambda d_0}{r_0} y \end{aligned} \quad (1)$$



(a) Wheelset model

(b) Two axle bogie model

Fig. 2 Analysis model

$$A_1 \delta^4 + A_2 \delta^3 + A_3 \delta^2 + A_4 \delta + A_5 = 0 \quad (2)$$

식 (1)에서 $k_1 = a_1, k_2 = 0$. 전후, 좌수의 코리올리계수가 같다면($m_{11} = m_{22} = m$)라 하면, $y = Y e^{i\omega t}$, $\phi = \Phi e^{i\omega t}$ 라 하면, 특성방정식을 유도할 수 있다.

이때 특성방정식의 4개의 근 $\bar{k}_1, \bar{k}_2, \bar{k}_3, \bar{k}_4$ 은 식 (3)과 같이 근사적으로 구할 수 있다.

$$\begin{aligned} \bar{k}_1 &= \frac{2\pi}{m_2 \omega}, \bar{k}_2 = \frac{2\pi \omega l^2}{m_1 \omega^2 l^2}, \bar{k}_3, \bar{k}_4 = -\alpha \pm j\beta \\ \alpha &= \frac{\nu}{L_1} = \frac{\pi}{2\tau} \sqrt{\frac{\lambda}{d_p \rho_p}}, \beta = -\frac{\nu}{2\omega l^2} (d_p \rho_p^2 + k_p - m_p (\omega^2 + l^2) \rho^2) \end{aligned} \quad (3)$$

이때 식(3)에 관련된 4개의 근 \bar{k}_1, \bar{k}_2 이고, m_1 은 유체의 사행중 질량수, α 는 감쇠비를 나타내며, $\beta > 0$ 이라면 중첩은 불안정해진다. 식 (3)에서와 같이 유체의 사행중 전동수는 자유단면 구에 가중 거동에 따라 증가하고 파동면경과 파수사이의 밀접거리에 따라 감소된다.

Fig. 2의 (b)는 2개의 유체가 대차에 장착한 것이다. 이때 2축 대차의 운동방정식은 식 (1)으로부터 유도할 수 있다. 이때 대차 사행중의 파장 L_1 과 질량수는 식 (4)와 같다.

$$L_1 = L_0 \sqrt{1 + \frac{J}{I_0}} \quad (L_1 = 2\pi \sqrt{\frac{d_p r_0}{\lambda}}), \quad m_1 = \frac{\nu}{L_1} = \frac{\pi}{2\tau} \sqrt{\frac{\lambda}{d_p \rho_p (1 + (J/I_0)^2)}} \quad (4)$$

3. 열차의 동적분석

3.1 ANSYS 해석

KTX 열차의 동적특성을 해석하기 위해 상용 소프트웨어인 ANSYS를 이용하여 KTX 열차의 주요 구성요소를 연구하였다⁷. 좌측의 모델링 대안에 대하여 좌측과 우측사이의 관계를 단순화하여 모델링하고 경계조건을 변화시키기에 KTX 열차의 원형인 2D형을 ANSYS로 모델링하였다. KTX 열차의 차량 2D형을 Abaqus로 모델링하여 이상 진동현상의 가능성을 확인한 후 차량 2D형 좌측을 모델링하고, 연결하여 KTX 열차의 이상 진동현상을 해석하였다. Fig. 3의 (a)는 KTX 열차를 단순한 2D로 모델링하였다. 요소형태는 Solid 요소를 사용하였다. 경계조건은 한쪽은 고정 한대쪽은 자유단면으로 하였다. ANSYS에서 block masses 해석방법을 이용하여 고유진동수와 모드형상을 얻어내었다⁸. Fig. 3의 (a) 고유진동수는 0.67 Hz이며, 진동방향에 y축(좌우)으로 나타남을 확인하였다. Fig. 3의 (b)는 KTX 열차의 차량 2D형의 좌측과 우측을 solid 요소로 모델링하고, 연결된 대차구조의 특성을 고려하여 좌측과 우측 사이를 solid 요소로 모델링하여 연결하였다. Fig. 3의 (b)에서와 같이 0.4 Hz이며, y축에 대하여 좌우모드가 나타남을 확인하였다. Fig. 3의 (c)는 Fig. 3의 (b)와 같은 조건에서 경계조건을 일정한 고정으로 하였다. 이때 고유진동수는 0.6 Hz이며, y축에 대하여 좌우모드와 y축으로의 비틀림 모드가 나타남을 확인하였다.

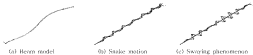
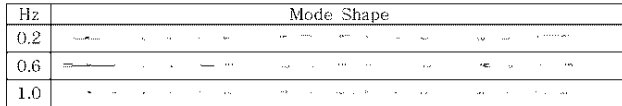


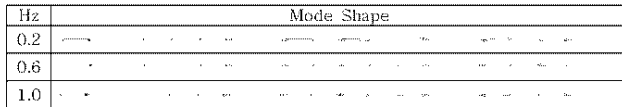
Fig. 3 ANSYS analysis

3.2 ADAMS 해석

ADAMS의 특성을 이용하여 KTX 열차의 해석을 수행하였다⁸⁾. 본 연구에서는 ADAMS를 이용하여 전체 차량이 연결되었다고 가정하고, KTX 열차의 기동을 검토하였다. 자유진동과 양단고정 등의 경계조건에 따라 모드형상의 변화를 ADAMS를 이용하여 해석하였다. Fig. 4의 (a)는 자유진동의 경계조건으로 주파수별 모드에 따른 모드형상을 나타내고 있다. Fig. 4의 (a)에서와 같이 0.6 Hz에서 각 차량사이에 진동이 심하게 발생하고, 특히 후미부 차량에서 모드형상의 변형이 많이 발생하는 것을 확인하였다. Fig. 4의 (b)는 양단고정의 경계조건으로 0.6 Hz에서 열차 후미 16~18 번째 차량의 모드형상이 다른 위치에 보다 횡변위의 변화가 증가하는 것을 알 수 있다.



(a) Fixed-free



(b) Fixed-fixed

Fig. 4 ADAMS analysis

4. 차륜담면 형상별 동특성

차륜담면 형상변화에 따른 KTX 열차의 동특성을 검토하기 위해 XP55와 GV40로 ADAMS/RAIL을 이용하여 시뮬레이션을 수행하였다.

4.1 모드해석

KTX 열차의 해석모델을 이용하여 각 주파수별로 모드해석을 수행하였다. Fig. 5는 KTX 열차의 모드형상을 나타내고 있다. Fig. 5에서와 같이 모드해석 결과, 0.5~0.6 Hz 주파수대에서 횡방향 진동모드가 크게 발생하는 것을 알 수 있었다.

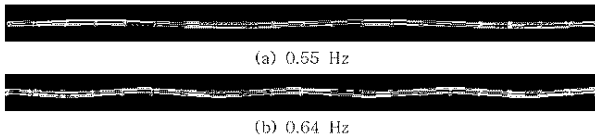
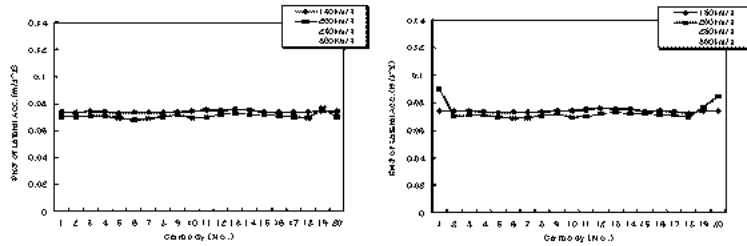


Fig. 5 Mode shapes of the KTX train

4.2 차륜담면별 동적해석

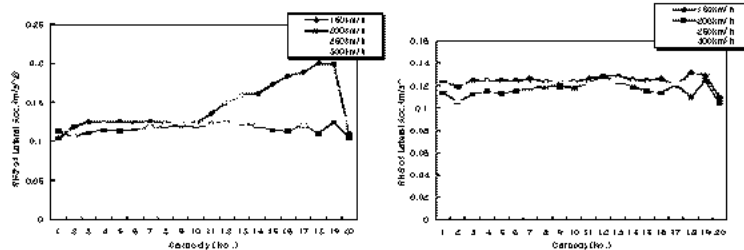
ADAMS/RAIL을 이용하여 KTX 열차 완편성(20량)에 대하여 차륜담면 형상별 동적해석을 수행하였다. 먼저 횡방향 강성이 변화하므로 횡방향 강성변화에 따른 차륜담면 형상이 GV40와 XP55일 때에 차량 차호별 횡방향 변위에 RMS값을 비교하였다. Fig. 6은 횡방향 강성이 0.1 MN/m인 경우, 차륜담면 형상별로 주행속도의 변화에 따른 차량 차호별 횡방향 진동가속도의 크기를 RMS값으로 나타내었다. 두 차륜담면 형상 모두 횡방향 진동가속도의 크기가 비슷한 경향이 나타남을 알 수 있었다.



(a) GV40($\lambda=0.025$)

(b) XP55($\lambda=0.055$)

Fig. 6 Lateral accelerations of the KTX train($K_y = 0.1 \text{ MN/m}$)

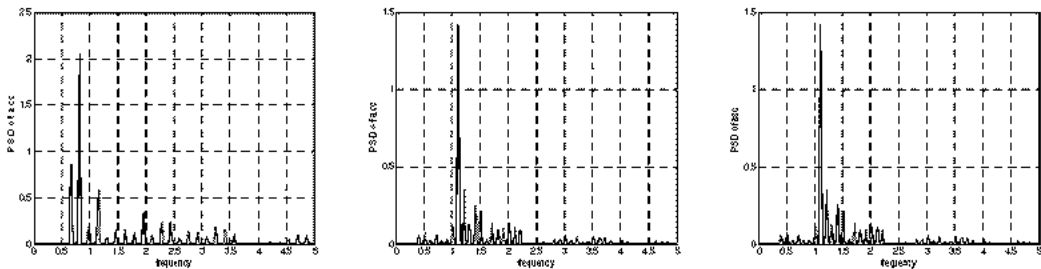


(a) GV40($\lambda=0.025$)

(b) XP55($\lambda=0.055$)

Fig. 7 Lateral accelerations of the KTX train($K_y = 0.3 \text{ MN/m}$)

Fig. 7은 횡방향 강성이 0.3 MN/m 인 경우, 차륜담면 형상이 GV40 차륜 경우 주행속도 150 km/h 에서 열차 후미부 차량에서 다른 위치의 차량보다 횡방향 진동가속도의 크기가 커지는 이상 진동현상이 발생함을 확인하였다. 이는 KTX 열차의 승차감 기준(0.183 ms^2)을 크게 초과하는 값이다. Fig. 8은 KTX 열차 후미부 차량의 이상 진동현상이 발생하는 경우와 발생하지 않는 경우의 신호를 주파수 분석한 결과이다. KTX 열차 후미부 차량에서 발생하는 이상 진동현상의 주파수 성분은 0.6 Hz 이고, 후미부 차량의 이상 진동현상이 발생하지 않는 경우의 주파수 성분은 약 1.1 Hz 가 나타남을 확인하였다.



(a) GV40, $v=150 \text{ km/h}$

(b) GV 40, $v=200 \text{ km/h}$

(c) XP55, $v=150 \text{ km/h}$

Fig. 8 Response of car-body with tail car vibration(17th)

4.3 사행동 해석

주행속도와 차륜담면 구배의 변화에 따른 윤축과 대차의 사행동 진동수 특성을 검토하기 위하여 주행속도를 증가시켜가면서 KTX 차량에 대한 설계 변수값을 대입하여 윤축과 대차의 사행동 진동수를 계산하였다. Fig. 9는 차륜반경 $r_0 = 0.46$, 궤간 $d_0 = 0.71$, 고정축거 $l = 1.5$, 차륜담면 구배 $\lambda = 0.025, 0.05$ 일 때에 윤축과 대차의 사행동 진동수이다. Fig. 9에서와 같이 주행속도가 증가함에 따라 사행동 진동수도 증가함을 알 수 있었고, 주행속도 130 km/h 에서 차륜담면 구배가 $1/40$ 과 $1/20$ 일 때, 윤축의 사행동 고유진동수는 1.59 Hz 와 2.25 Hz , 대차의 사행동 진동수가 각각 0.68 Hz 와 0.96 Hz 가 나타남을 확인 할 수 있었다.

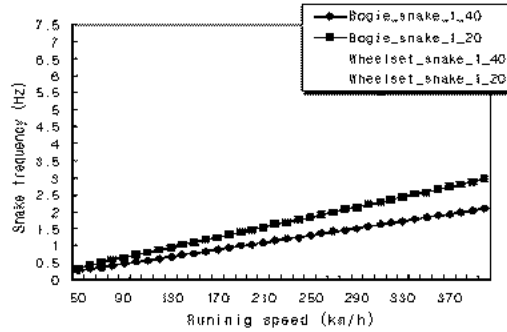


Fig. 9 Snake frequency of bogie and wheelset

5. 결론

KTX 열차의 주행 중에는 주행 안정성에 악영향을 미치는 다양한 형태의 이상 진동현상이 발생할 수 있다. 이에 대한 원인으로서는 여러 가지가 있을 수 있으나 가장 주된 요인은 차륜담면 형상에 의한 사행동 특성이다. 따라서 KTX 열차 주행 중 발생하는 후미부 차량 파다진동과 같은 이상 진동현상에 대한 물리적 이해를 도모하기 위해서는 KTX 열차의 사행동 특성에 대한 검토가 반드시 필요하다. 이에 본 연구를 통해 KTX 열차의 이상 진동현상에 대한 사행동 특성 해석하여 다음과 같은 결론을 도출할 수 있었다.

- (1) ANSYS와 ADAMS에 의한 해석결과, 0.6 Hz 부근에서 열차 후미부 차량에 이상 진동현상이 발생하는 것을 확인하였다.
- (2) 차륜담면 형상변화(GV40($\lambda=0.025$)와 XP55($\lambda=0.055$))에 따른 KTX 열차의 진동해석 결과, GV40 차륜, $v=150$ km/h, 2차 현가장치의 횡강성이 0.3 MN/m 일 때, 열차 후미부 차량에서 승차감 기준치를 초과하는 이상 진동현상이 나타남을 확인하였고, 이에 대한 17번째 차량에 대한 주파수 분석 결과, 0.65 Hz의 주파수 성분이 나타남을 확인하였다.
- (3) 선형 운동방정식에 의한 사행동 특성을 해석한 결과, 주행속도 130 km/h에서 차륜담면 구배가 1/40과 1/20일 때, 윤측 사행동 고유진동수는 1.59 Hz와 2.25 Hz, 대차 사행동 진동수는 0.68 Hz와 0.96 Hz가 나타남을 확인하였다.
- (4) KTX 열차 후미부 차량 파다진동과 같은 이상 진동현상은 차륜담면 형상과 2차 횡강성에 의한 영향으로 밝혀졌고, 대차 사행동 진동수와 차체의 고유진동수가 같아지면서 공진으로 인한 1차 현탕 즉 차체 현탕임을 확인하였다.

참고문헌

1. 박찬경, 김기환, 홍진환, 심태웅(1998), "Vampire를 이용한 경부 고속철도차량의 동적 안정성 해석," 철도학회 춘계학술대회.
2. H. Fujimoto and M. Miyamoto(1996), "Measures to reduce the lateral vibration of tail car in a high speed train," IMechE.
3. 유남식(1998), "관절형 대차 구조를 가진 철도차량의 시스템 해석," 홍익대학교.
4. T. Matsudaira(1960), Paper awarded prize in the competition sponsored by Office of Research and Experiment ORE of the International Unions of Railways UIC . ORE-Report RP2/SVA-C9, UIC, Utrecht.
5. 日本機械學會編(1994), "鐵道車輛のダイナミクス," 電氣車研究會.
6. V. K. Garg, R. V. Dukkipati(1984), "Dynamics of railway vehicle systems," ACADEMIC PRESS.
7. Ansys, Inc.(1996), "Dynamics, User's Guide for Revision 5.1."
8. Mechanical Dynamics(2002)," ADAMS/RAIL User's Guide."