

KTX 후미차량의 과다 진동해석

Analysis on the Excessive Vibration of the KTX Tail Cars

장종기 *, 이승일 **, 최연선 ***
Jong-Ki Chang, Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi

ABSTRACT

In winter season the driving test of the KTX showed the excessive vibration in the tail cars. In this paper, the measured KTX vibration data during test run is analyzed in time and frequency domain. And the numerical simulations using ANSYS and ADAMS are done on the basis of the experimental observations. The results show that 0.6Hz of the tail car motion is due to the natural mode of car combination of the KTX.

1. 서론

동절기에 KTX 시운전 중 차량 후미부에서 기준치를 초과하는 흔들림이 발생하였다. 그 후 차량의 각종 차량부품에 대한 시험실시 결과, 특별한 원인의 규명없이 후미 진동의 흔들림 현상이 없어졌다. 다시 동절기에 흔들림 현상이 재발되어 공기스프링 높이 조정시험, 댐퍼 보온시험, 차륜형상 조정시험 등을 실시한 결과, 차륜형상 조정시 진동이 기준치 이내로 개선되었다. 그러나 이러한 흔들림 현상에 명확한 원인을 알 수 없다. KTX의 동적거동 해석과 관련하여 박찬경¹⁾은 Vampire를 이용하여 고속철도 차량의 안정성 해석을 수행하였다. Fujimoto²⁾는 고속열차의 후미부분에서 과다한 진동이 발생하는 것을 확인하고 횡방향 댐퍼를 설치하여 진동을 줄이는 방법을 제안하였다. 유남식³⁾은 관절형 대차구조를 가진 철도 차량 시스템에 대해 각 차량을 연결한 상태에서 모드해석을 수행하였다. 본 연구에서는 KTX 후미진동에 대한 원인을 파악하기 위하여 시험 운행중 발생하는 후미진동 데이터를 분석하고, ANSYS와 ADAMS를 이용하여 다량편성 열차의 고유 진동수와 모드형상을 계산하고 이를 바탕으로 후미진동을 재현해 보았다.

2. KTX 차량 주행시험

KTX 차량의 동특성을 검토하기 위하여 실제 선로에서 시운전하며 측정된 시험결과를 분석하였다. Fig. 1과 같이 차체의 중심부(normal), 후미부(queue), 연결부(tete) 3부분에 가속도계를 각각 설치하여 KTX 3번째 차량의 상하진동방향의 진동을 측정하였다. Table 1은 온도, 주행속도 및 진동가속도의 위치 등의 시험조건을 나타내고 있다.

* 성균관대학교 석사과정, 학생회원
** 성균관대학교 박사과정, 학생회원
*** 성균관대학교 교수, 정회원

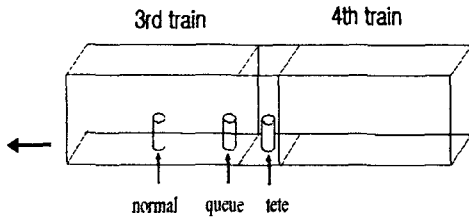


Fig. 1 Sensor locations

Table 1 Test drive conditions

Exp.	Temperature (centigrade)	Speed (km/h)	Sensor position
1st	-3	170	normal
			queue
2nd	-3	170	normal
			tete
3rd	-1	210	normal
			queue
4th	-1	210	normal
			tete
5th	-1.3	300	normal
			queue

Fig. 2와 Fig. 3의 (a)는 차량 중심(normal)에서의 응답신호이다. 일정한 속도에서 장시간 동안 여러 운행구간을 주행시험한 결과로서 Fig. 2는 진동실험의 진폭 변화를 보여주고 있고, Fig. 3은 실험 데이터에 대한 주파수분석 결과로 0.6Hz와 10Hz가 발생한다.

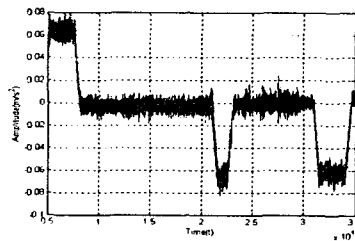


Fig. 2 Time response of the KTX 170km/h at normal

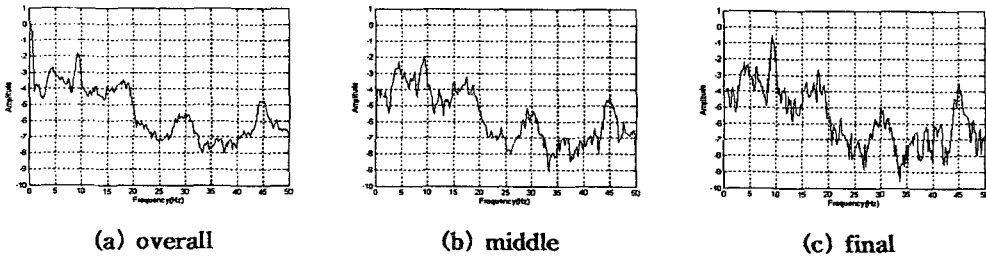


Fig. 3 Spectrum of the KTX 170km/h at normal

Fig. 2의 시간응답에서 가속도 값이 급격히 변화한 것은 여러 구간을 지나면서 지형적 특성에 의해서 발생한 것이다. Fig. 3의 (b)와 (c)는 이러한 지형적 특성을 고려하여 급격한 변화가 발생하지 않는 구간에서의 주파수 응답으로 5Hz와 10Hz 성분이 발생됨을 알 수 있다.

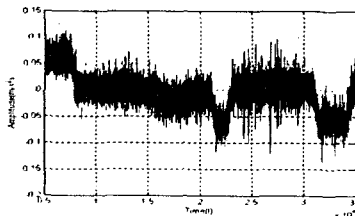


Fig. 4 Time response of the KTX 170km/h at tete

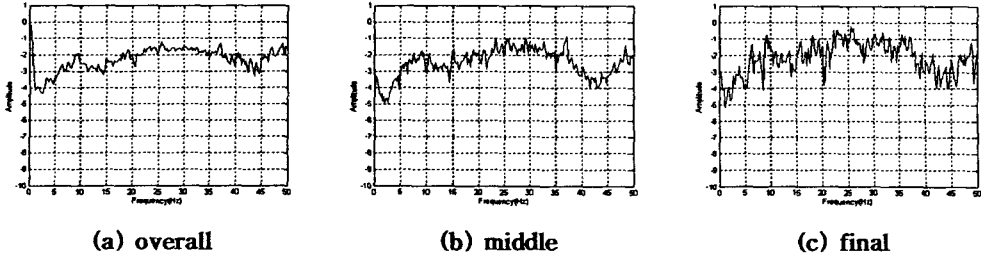


Fig. 5 Spectrum of the KTX 170km/h at tete

Fig. 4와 5는 차체와 차체의 연결부(tete)에서의 응답으로 Fig. 4는 Fig. 2에 비해 전체 응답은 유사하지만 전체적으로 진폭이 더 크다는 것을 알 수 있으며, 평균 진폭은 0.0341m/s^2 이다. Fig. 5에서 0.67Hz , 10Hz 성분과 $20\sim 40\text{Hz}$ 성분이 발생한다. 이는 KTX의 후미부에서 좌우진동이 많이 발생하게 되고, 이 현상이 상하진동에도 영향을 주기 때문이다. Fig. 6은 210km/h 로 주행시의 차량 중심부의 응답이며 평균값은 0.0231m/s^2 이다. Fig. 7에서의와 같이 0.6Hz , 6Hz , 10Hz 의 성분이 발생한다. Fig. 8은 210km/h 로 주행시의 차체와 차체 사이의 응답으로 평균값은 0.03m/s^2 로 Fig. 6의 중심부의 응답보다는 크지만 Fig. 4와는 유사함을 알 수 있다.

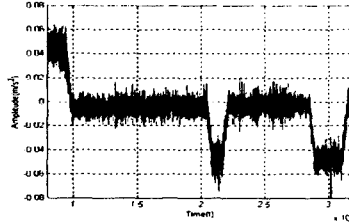


Fig. 6 Time response of the KTX 210km/h at normal

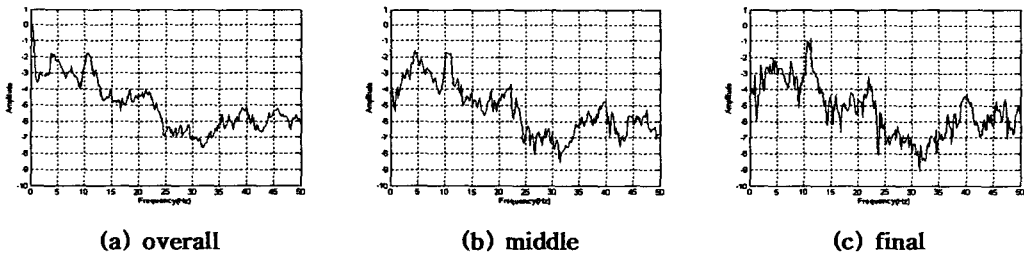


Fig. 7 Spectrum of the KTX 210km/h at normal

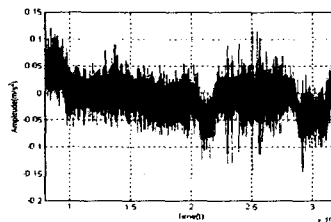
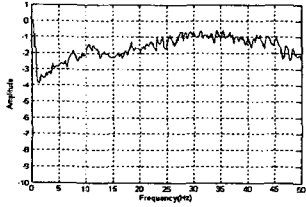
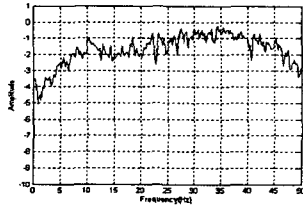


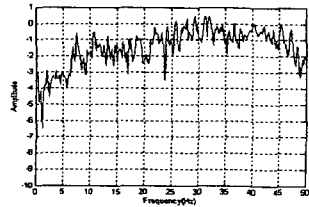
Fig. 8 Time response of the KTX 210km/h at tete



(a) overall



(b) middle



(c) final

Fig. 9 Spectrum of the KTX 210km/h at tete

Fig. 8에서 가속도 값이 급격한 변화를 나타내는 것은 여러 구간을 지나면서 지형적 특성으로 발생했음을 짐작할 수 있다. Fig. 9의 (a)는 주파수 분석결과로 20~40Hz 성분이 많이 발생됨을 알 수 있다. Fig. 10은 KTX 3번째 차량 중심부의 상하진폭으로 210km/h까지 속도를 증가시키며 각 속도에서의 진폭을 나타낸 것이다. 110km/h에서 120km/h를 지나면서 차체의 진폭이 급격히 증가하는 것을 알 수 있고, 120km/h를 지나면서 진폭이 점점 작아지는 것을 알 수 있다. Fig. 11은 속도에 따른 주파수 응답을 나타낸 것으로, 20Hz 이하에 주파수 성분들이 많이 나타남을 알 수 있다.

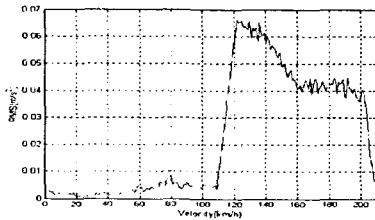


Fig. 10 Vibration level with increasing the speed at normal

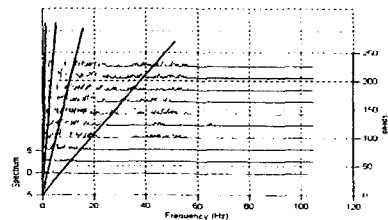


Fig. 11 Waterfall Diagram with increasing the speed at normal

Fig. 12는 KTX 3번째 차량 후미부의 상하진폭으로 210km/h까지 속도를 증가시키며 각 속도에서의 진폭을 나타낸 것이다. 110km/h에서 120km/h를 지나면서 차체의 진폭이 급격히 증가하는 것은 Fig. 10과 같지만, 80Hz부근에서의 진폭이 커지는 특징이 있다. Fig. 13은 각 속도에 따른 주파수 응답을 나타낸 것으로 20~40Hz 성분은 고속에서 주로 나타나며, 40~60Hz 주파수 성분들은 저속에서 많이 나타남을 알 수 있다. 또한 배수 성분들이 발생함을 알 수 있다.

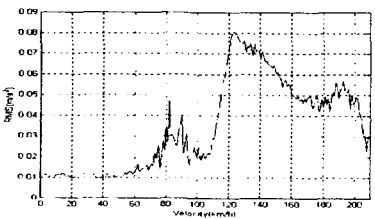


Fig. 12 Vibration level with increasing the speed at tete

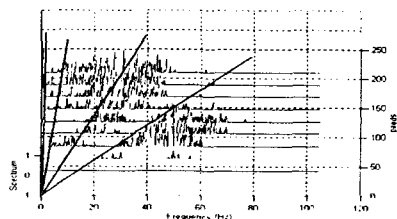
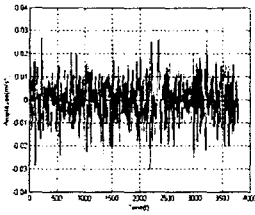


Fig. 13 Waterfall Diagram with increasing the speed at tete

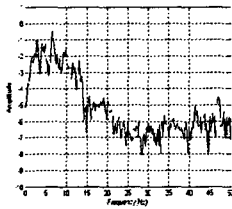
Fig. 14는 -1.3°C 에서 300km/h로 차량 중심부의 시간응답과 주파수응답이다. 평균값은 0.0084m/s^2 로 170km/h, 210km/h에 비해 증가한 것을 확인할 수 있다. Fig. 14에서 6Hz의 진동성분이 발생함을 알 수

있다. Fig. 15는 Fig. 14와 같은 조건으로 차량후미의 시간응답과 주파수응답이다. 평균값은 0.0313m/s^2 로 170km/h , 210km/h 에 비해 증가한 것을 확인할 수 있다.

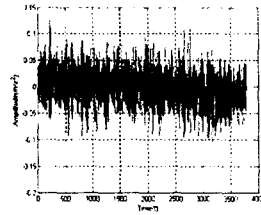


(a) Time

Fig. 14 KTX 300km/h at normal

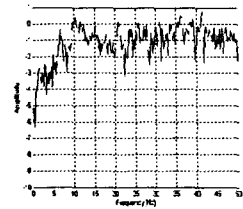


(b) Spectrum



(a) Time

Fig. 15 KTX 300km/h at queue



(b) Spectrum

3. 시뮬레이션

KTX의 후미진동 해석에는 다자유도 모델링이 필요하다. 이에 20차량의 KTX를 모델링하였다. 상용 프로그램인 ANSYS와 ADAMS를 이용하여 모델링한 후 해석하였다.

3. 1 ANSYS 해석

KTX의 경우 실제 20량의 윤축, 대차, 차체를 전부 모델링하면 요소 수가 많아 해석에 걸리는 시간이 너무 많아지고, 해석의 결과도 매우 복잡하게 된다. 그러므로 본 연구에서는 차륜의 모델링 대신에 대차와 차체사이의 관계를 단순화하여 모델링하고 경계조건을 변화시켜 KTX를 모델링하였다. 다양한 조건에서의 전산해석 결과와 실제 실험 결과를 비교하여 가장 적합한 모델링을 제시하였다. Table 2는 KTX의 제원으로 차체의 편성, 치수 및 중량을 나타내고 있다.

Table 2 Dimension of the KTX

편성	기관차	2 량
	동력객차	2 량
	객차	16량
열차치수	기관차	$22.607 \times 2.814 \times 4.100(\text{m})$
	객차	$18.700 \times 2.904 \times 3.484(\text{m})$
중량	기관차	68 ton(2량)
	동력객차	74.71 ton(2량)
	객차	490.39 ton(16량)

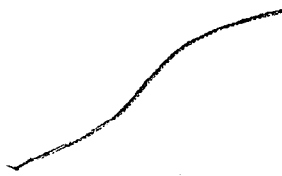


Fig. 16 Beam model

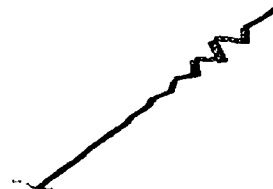


Fig. 17 Solid model

Fig. 16은 Table 2의 KTX 차체의 규격을 이용하여 단순보로 모델링하였다. 경계조건은 한쪽은 고정 반대쪽은 자유조건으로 하였다. Fig. 16의 결과에서 고유진동수는 0.67Hz 이며, 진행방향에 y 축(좌우)으로 굽힘모드가 나타난다. Fig. 17은 KTX 완편성 20량의 차체를 각각 Solid 요소로 모델링하였고, 관절형 대차구조의 특성을 고려하여 연결하였다. 경계조건은 한쪽을 고정 반대쪽을 자유조건으로 하였다. Fig. 17의 결과에서 고유진동수는 0.7Hz 이며, y 축에 대하여 굽힘 모드가 나타난다. Fig. 18은 Fig. 17과 같은

조건에 각각 경계조건을 양단고정과 양단자유로 하였다. Fig. 18의 결과에서 고유진동수는 0.6Hz이며, y축에 대하여 굽힘모드와 z축으로의 비틀림 모드가 함께 나타났다. Fig. 18에서 KTX의 후미진동현상과 가장 유사한 현상을 확인할 수 있었다.

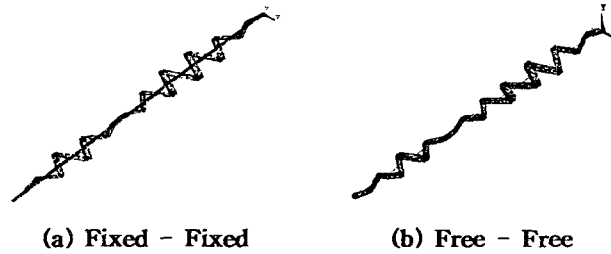


Fig. 18 Swaying Phenomenon

3. 2 ADAMS 해석

ADAMS를 이용하여 관절형 대차인 KTX의 차량을 해석하였다. Fig. 19는 ADAMS를 이용하여 관절형 구조 대차로 된 KTX의 차량을 모델링 한 것이다. 차체와 차체사이에 대차가 존재하는 관절형 구조인 KTX 차량의 특징을 나타내었다. 차체와 대차에 대한 질량과 관성모멘트 값을 입력한 후 대차를 차체사이에 위치하도록 모델링하였다. Table 3은 ADAMS에서 사용한 질량과 관성모멘트의 입력값을 나타내고 있다.

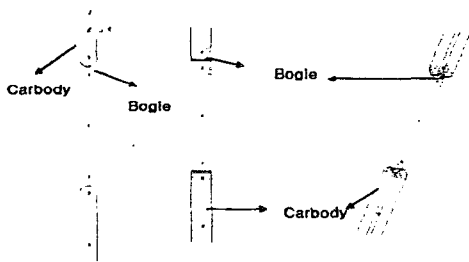


Fig. 19 Modeling of car body and bogie

Table 3 Specification of the KTX

		질량 (ton)	질량관성모멘트(ton·m ²)		
			bx	by	bz
동력차	차체	54.916	59.4	1131.9	1112
	대차	2.446	1.645	2.593	3.068
동력객차 (전방)	차체	38.558	50.11	1482.17	1530.37
	대차	3.076	2.07	3.26	3.86
동력객차 (후방)	차체	38.448	49.97	1477.94	1526
	대차	3.076	3.076	2.07	3.26
객차	T2	22.673	29.466	843.662	843.662
	T3	22.896	29.756	851.96	851.96
	T4-T7	22.325	29.014	830.713	830.713
	T8	22.194	28.843	825.839	825.839
	T9	19.928	25.838	741.521	741.521
	T10	22.586	29.366	840.797	840.797
	T11	22.194	28.843	825.839	825.839
	T12-T16	22.393	29.102	833.234	833.234
	T17	22.105	28.728	822.527	822.527
	대차	3.018	2.03	3.2	3.79

Fig. 20는 다양한 가진조건으로 가진 한 후 진동이 어떻게 전파되어 가는지 1, 5, 10, 15 번째 차량의 시간응답을 나타내고 있다. Fig. 20에서와 같이 첫 번째 차량의 진동이 후미로 갈수록 커짐을 알 수 있다.

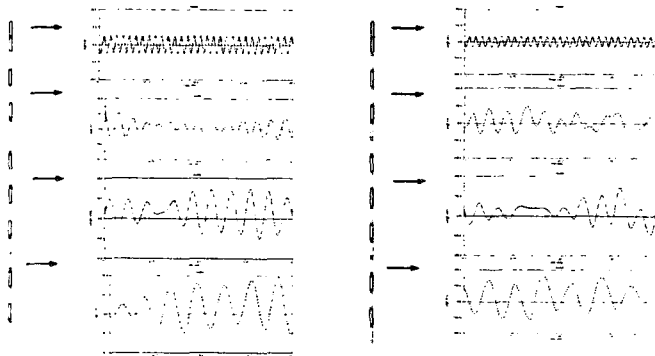


Fig. 20 Time response

4. 결론

다량편성 KTX 차량에 대한 시험결과 분석 및 모델링에 의한 전산해석으로부터 다음과 같은 결과를 얻을 수 있었다. KTX 실험 결과에서 속도가 170km/h와 210km/h일 때는 차체 중심부에서의 RMS값과 후미부, 연결부에서 속도에 큰 영향 없이 유사한 값의 RMS값이 발생한다는 것을 알 수 있었다. 다만 300km/h일 때는 두 배 정도의 높은 진동이 발생하며, 이것은 KTX 차량이 300km/h에서 속도에 의해 진폭이 커진다는 것을 알 수 있다. 중심부의 진폭에 비해 연결부의 진폭이 크다는 것을 알 수 있고, 연결부보다는 후미부의 진폭이 더 크다는 것을 알 수 있었다. 또한 주파수 분석에 의해 운행구간에 따라서 진동특성이 크게 변한다는 것을 알 수 있었다. 중심부에서의 진동은 주로 0.6Hz, 6Hz, 10Hz 성분이 발생하였다. 후미부와 연결부에서는 좌우진동의 영향으로 20Hz~40Hz 부근의 성분이 많이 발생하였다. 상용 프로그램인 ANSYS와 ADAMS를 이용하여 KTX차량의 동적거동을 단순 보와 다진자로 모델링하여 해석하였다. 단순보로 가정하여 모델링한 경우의 해석에서 고유진동수는 0.67 Hz이며, 진행방향에 y축(좌우)으로 굽힘 모드가 나타났다. 이는 KTX의 시험측정한 진동특성과 유사하게 전체 차량의 후미부에 진동이 많이 발생하게 됨을 확인할 수 있었고, KTX의 실제 사행동 특성과 유사하게 진동이 발생하게 됨을 확인할 수 있었다. 또한 다진자로 가정하여 모델링한 경우의 해석에서 단순보로 가정한 경우와 마찬가지로 후미차량에서 진동이 많이 발생한다는 것을 알 수 있었다.

참고문헌

1. 박찬경, 김기환, 홍진환, 심태웅, "Vampire를 이용한 경부 고속철도차량의 동적 안정성 해석," 철도학회 춘계학술대회, 1998.
2. H. Fujimoto and M. Miyamoto, "Measures to reduce the lateral vibration of tail car in a high speed train," IMechE, 1996.
3. 유남식, "관절형 대차 구조를 가진 철도차량의 시스템 해석," 홍익대학교, 1988.
4. 이승일, 최연선, "고속주행용 화차의 주행안정성," 한국철도학회 추계학술대회논문집, pp. 179~185, 2001.
5. "고속철도 차량 시스템 엔지니어링", 제2권, 한국고속철도, 1996
6. "GETTING STARTED USING ADAMS VERSION 11.0," Mechanical Dynamics co., 2002.