

# 관절형 대차구조를 가진 철도 차량의 시스템해석

## System Analysis for The Train Vehicle with an Articulated Bogie Frame

김 관주\*  
Kim, Kwanju

유 남식\*\*  
Yoo, Namsik

---

### ABSTRACT

In this study, system analysis for a train vehicle with an articulated bogie frame adopted in TGV and TGV-K system is performed. System analysis is carried out as follows. First, modal analysis of each subsystem is performed to obtain the natural frequencies and mode shapes. Then modal analysis of a whole vehicle is performed to obtain the potential interaction between the subsystems. Finally forced response analysis, such as driving point mobility, is performed to obtain the dynamic response of specific points.

---

### 1. 서론

주행 중의 열차의 진동은 차량의 구동 부품이나 차실 내의 벽면을 통하여 수음자에게 소음의 형태로 들리게 되는데, 이때 실내에서의 소음을 줄이기 위해서는 주행 중에 생기는 진동의 발생 메커니즘과 전달 경로를 연구하여 실내 소음과의 상관관계를 알아내야 한다. 고속전철의 대차와 차체는 운행 중에 궤도의 불규칙도(irregularity)나, 고속운행 시 차륜의 횡방향 불안정 진동상태인 헌팅(hunting)현상과 같은 외부 입력에 의하여 상하, 전후 및 좌우 그리고 각 방향 축에 대한 회전을 포함한 여섯 방향으로 진동하게 된다. 이때 이러한 입력에 의해 생긴 바퀴와 레일의 진동에너지는 현가 장치를 통해 차체로 유입이 되고 일부는 소음으로 공기 중으로 전달된다.

한국형 고속전철의 현가 장치는 크게 휠 세트와 대차를 연결하고 지지하는 1차 현가 장치와 대차와 차체를 연결하고 지지하는 2차 현가 장치로 구성이 된다. 또한 한국형 고속전철의 경우는 일반 열차와는 다르게 프랑스의 TGV의 경우와 같이 관절형 대차를 채택하고 있다. 이러한 복잡한 구조의 진동 전달 특성을 가지고 있는 한국형 고속전철의 구조기인 소음 해석을 위해서는 System 해석방법이 선행되어야 하는데, System해석이란 Prototype의 모델이 나오기 전에 주요 설계변수를 이용하여 대략적인 동적 거동과 특징을 알아보는 해석과정으로, 먼저 휠 세트와 대차 그리고 객차로 나뉜 단품의 고유진동수 해석을 하고 그 뒤에 단품의 연결된 상태에서의 고유 진동특성을 알아낸다. 그 후 연결된 상태에서의 각 연결지점의 DPM (Driving Point Mobility) 해석하는 일련의 해석과정을 일컫는 말이다. 본 연구에서는 이러한 System해석을 수행하여 관절형 대차를 가진 한국형 고속전철의 진동특성을 연구하였다.

---

\* 홍익대학교 교수

\*\* 홍익대학교 석사과정

## 2. 본 문

### 2.1 단품의 고유진동수 해석

#### (1) 가 정

휠과 대차 모두 자유지지 경계조건을 사용하여 해석하였다. 휠의 모델은 설계도면과 기존의 논문을 통해 근사적인 형태를 만들어 해석을 하였고 대차의 모델은 충돌해석용 모델은 받아서 고유진동수 해석을 하였다. 휠에 사용된 요소는 solid 요소를 사용하였고 요소의 수는 3520개가 사용되었다. 대차의 모델에 사용된 요소는 16355개의 thin shell 요소를 사용하였다. 고유진동수 해석은 유한요소 모델링 및 해석 프로그램인 I-DEAS를 이용하여 수행하였다.

#### (2) 결 과

먼저 휠의 고유진동수 해석을 하였는데 경계조건은 자유지지조건으로 하였다. 그림 1에서와 같이 첫 번째 고유진동수는 55.1882 Hz에서 나타나고 비틀림의 형상을 가지고 있다. 두 번째 모드는 연결봉의 굽힘으로 나타나고 주파수는 66.558 Hz가 된다. 세 번째 모드는 두 번째 모드와 중근을 갖는 모드로서 같은 형태를 가지고 있고 같은 주파수가 된다. 네 번째 모드는 연결봉의 2차 굽힘 모드가 되면서 104.168 Hz의 주파수를 가지고 있다. 10차까지의 모드와 형상을 도표 1에서와 같이 정리하였다.

다음으로 대차프레임의 고유진동수 해석을 하였는데 경계조건은 자유조건으로 하였다. 그림 2에서와 같이 첫 번째 고유진동수는 41.74 Hz에서 나타나고 모드 형상은 비틀림의 현상을 가지고 있다. 두 번째 고유진동수는 그림 3에서와 같이 52.82 Hz이고 굽힘의 형상을 나타내고 있다. 세 번째 고유진동수는 65.43 Hz이고 굽힘 모드이다. 네 번째 고유진동수는 80.48Hz이고 역시 굽힘 모드를 나타낸다. 대차프레임의 고유진동수 해석 결과를 도표 2와같이 나타내었다.

도표 1. 휠 세트의 고유진동수

모드번호	주파수(Hz)	형상	모드번호	주파수(Hz)	형상
1	55.1883	torsion	6	221.3575	bending, 원판의 1차모드
2	66.558	bending	7	221.3575	bending, 원판의 1차모드
3	66.558	bending	8	304.778	원판의 모드
4	104.1582	bending	9	383.2527	1개 원판의 3차모드
5	104.1582	bending	10	383.2527	1개 원판의 3차모드

도표 2. 대차프레임의 고유진동수

모드번호	주파수(Hz)	형상	모드번호	주파수(Hz)	형상
1	41.74	torsion	5	81.356	bending
2	52.82	bending	6	107.31	torsion
3	65.43	bending	7	115.9924	bending
4	80.4678	bending	8	174.9823	bending

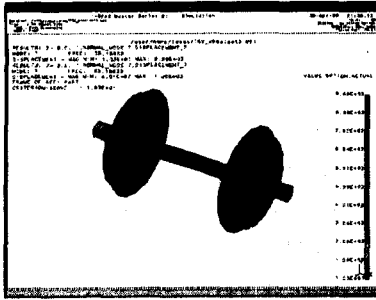


그림 1. 휠 세트의 1차모드

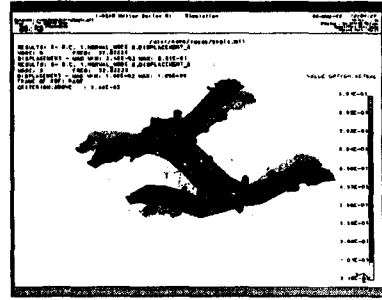


그림 2. 대차의 1차모드

## 2.2. 대차와 휠 세트의 결합 모델의 진동 해석

### (1) 가정

대차와 휠 세트의 결합된 모델에 대한 해석을 위해 실제 모델을 사용하려면 요소의 수가 너무 많아지고 해석의 결과도 매우 복잡하게 된다. 그리고 실제로 필요한 진동 데이터는 객차에서의 진동값이므로 대차와 휠을 탄성체로 보지 않고 강체로 가정하여 모델링을 하였다. 이때 휠과 대차의 무게 중심에 휠과 대차의 질량을 주고 대차와 휠의 형태를 유지하기 위해 질량이 없는 beam 요소를 사용하여 형태를 만들었다. 그후 각각의 beam 요소와 질량 중심을 rigid region이라는 ANSYS의 명령어를 사용하여 질량과 각 요소가 같은 운동을 하도록 묶었다. 이렇게 가정을 하면 질량 3개와 스프링 8개와 댐퍼 4개로 구성된 모델이 만들어지고 이를 위한 모델은 그림 5에 나타내었다. 이때 사용된 각 제원은 도표 3으로 정리를 하였다. 이때 탄성조인트는 부쉬 모델로서 질량과 스프링 그리고 댐퍼로 구성된 현재의 유한요소 모델의 운동에는 영향을 주지 않으므로 무시하고 모델링을 하였다.

### (2) 결과

결과를 살펴보면 그림 3과 4에서처럼 2중 코일 스프링의 모드가 길이 방향으로 5.527 Hz, 7.067 Hz에서 폭 방향으로 31.779 Hz, 45.103 Hz에서 나타난다. 이렇게 다른 주파수에서 나타나는 것은 질량관성모멘트의 영향 때문이다. 그리고 수직 오일 댐퍼의 공진 주파수가 350.527 Hz, 352.519Hz에서 나타난다. 간단한 모델이므로 2차원으로 동가한 이론식 모델과 유한요소 모델의 결과를 비교해보면 다음의 도표 4와 같이 나타낼 수 있다. 손 계산으로 맞추어본 공진주파수는 4차 모드까지 맞추어보았는데 그 이유는 수직 오일 댐퍼의 경우 스프링의 역할보다는 댐퍼의 역할이 더 중요하기 때문에 공진 주파수의 의미가 적기 때문이다. 이론식과 유한요소모델의 결과를 비교해본 결과 전반적으로 낮은 오차를 보이지만 3차 모드의 경우 7.6%의 비교적 높은 오차를 나타내고 있다.

도표 3. 대차와 휠의 결합모델을 위한 제원

명칭	대칭되는 element	장착 부위
ATB	Mass21	대차의 무게중심
윤축세트	Mass21	휠의 무게 중심
2중 코일스프링	spring-damper (combine14)	wheel+대차
수직 오일댐퍼	spring-damper (combine14)	wheel+대차
탄성조인트	생략	wheel+대차

도표 4. rigid region을 사용한 유한요소 모델과 손 계산의 고유진동수 비교

모드번호	고유진동수(Hz)		오차(%)
	유한요소 모델	손 계산	
1차모드	5.5275	5.5536	0.5
2차모드	7.0677	7.1012	0.5
3차모드	31.781	34.4072	7.6
4차모드	45.110	44.2424	1.9

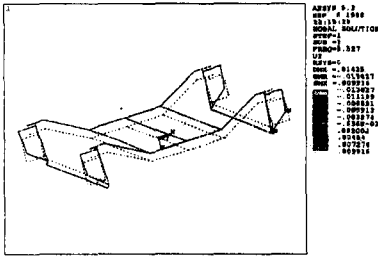


그림 3. 대차의 1차모드

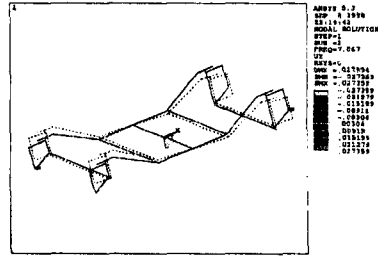


그림 4. 대차의 2차모드

### 2.3 강제 대차와 강제 객차의 자유진동 해석

#### (1) 가정

객차와 대차를 연결하여 자유진동 해석을 수행하였다. 이때 사용된 모델은 rigid region을 사용하여 강체로 가정한 객차의 모델과 역시 강체로 가정한 대차의 모델을 스프링과 댐퍼요소를 이용하여 연결하였다. 이때 사용된 요소의 제원은 도표 5와 같다. 이때 에어스프링 범프스톱과 측면 범프스톱은 비선형 스프링 모델로 객차와 대차사이의 횡방향 비선형 운동을 하게 만들어주고 상하방향의 진동에는 큰 영향을 주지 않으므로 모델에서 제외하였다. 경계조건은 자유경계조건으로 하여 해석을 수행하였다.

#### (2) 결과

강제 객차와 강제 대차의 결과를 살펴보면 그림 5, 6에서와 같이 우선 에어스프링에 의한 모드가 첫 번째 고유진동수로서 나타난다. 그리고 이러한 에어스프링의 모드는 4차 모드까지 나타나고 5차 모드부터는 2중 코일스프링의 모드가 나타나기 시작한다. 이때 4차 모드까지가 흔히 차량 NVH에서 말하는 Vibration 영역이고 5차 모드부터는 Harshness의 영역이 된다. 2중 코일스프링의 모드가 나중에 나타나는 것은 2중 코일스프링의 강성이 에어스프링의 강성보다 높기 때문이다. 이렇게 나타난 모드를 도표 6에 정리하였다.

도표 5. 객차와 대차의 결합모델을 위한 설명

명칭	대칭되는 element	장착 부위
객차	Mass21	객차의 무게 중심
에어 스프링	spring-damper (combine14)	객차 + 대차
안티오 오일댐퍼	spring-damper (combine14)	객차 + 대차
에어스프링 범프스톱	생략	객차 + 대차
측면 범프스톱	생략	객차 + 대차

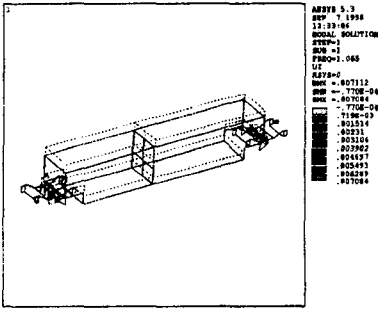


그림 5. 1차 모드

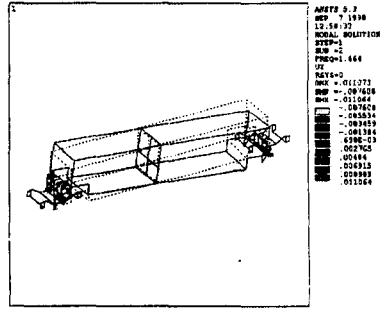


그림 6. 2차 모드

도표 6. 대차와 객차의 연결된 고유진동수 해석 결과

모드번호	주파수(Hz)	형상	모드번호	주파수(Hz)	형상
1	1.0635	에어스프링의 모드 (객차의 상하병진)	9	7.1500	2중 코일스프링의 모드 (대차의 bouncing)
2	1.6640	에어스프링의 모드 (객차의 bouncing)	10	16.095	2중 코일스프링의 모드 (휠의 yawing)
3	1.9987	에어스프링의 모드 (대차의 rolling)	11	21.709	2중 코일스프링의 모드 (휠의 yawing)
4	2.2254	에어스프링의 모드 (대차의 rolling)	12	31.781	2중 코일스프링의 모드 (휠의 rolling)
5	3.5820	2중 코일스프링의 모드 (대차의 상하병진)	13	31.781	2중 코일스프링의 모드 (휠의 rolling)
6	3.5820	2중 코일스프링의 모드 (대차의 상하병진)	14	44.948	2중 코일스프링의 모드 (휠의 rolling)
7	5.8660	2중 코일스프링의 모드 (대차의 pitching+ 대차의 yawing)	15	44.964	2중 코일스프링의 모드 (휠의 rolling)
8	7.0163	2중 코일스프링의 모드 (대차의 bouncing)			

## 2.4 1량 연결 강체 대차와 강체 객차의 강제 진동 해석

### (1) 가정

강체 대차와 강체 객차를 스프링과 댐퍼로 연결하여 이것의 강제 진동 해석을 ANSYS를 이용하여 수행하였다. 모델의 개략도를 그림 7에서 보여준다. 해석은 대차와 객차가 연결되는 취부점을 가진하여 ANSYS의 Harmonic 해석을 통하여 측정점에서의 응답을 구하였다. 이때 경계조건은 자유경계조건과 휠을 단순 지지하는 조건의 두 가지 경우에 대하여 결과를 살펴보았다. 경우 1의 자유지지조건을 사용한 모델은 대차와 객차의 연결지점(취부점)을 가진하였고 가진력은 1N으로 하였으며 이때 측정점 앞쪽 취부점과 뒤쪽 취부점 그리고 객차의 중앙부의 한 점과 대차중심으로 하였다. 그리고 ANSYS의 Harmonic 해석 방법 중에서 Full Method를 이용하였다. 경우 2의 단순지지 모델은 대차의 중앙부를 역시 1N의 힘으로 가진하고 Modal Superposition Method를 이용하여 측정점에서의 응답을 구하였다. 측정점은 자유지지 조건의 경우와 같다.

### (2) 결과

이렇게 지정한 응답점에서의 주파수 응답함수를 다음의 그림 8, 9에 나타내었다. 결과를 살펴보면 경우 1의 자유지지 모델은 강체의 Rigid Body Mode가 영향을 주어서 저주파에서 매우 큰 값

을 가지고 있음을 알 수 있고, 가진점이 취부점인 관계로 객차에는 대차의 진동영향이 포함되지 않음을 알 수 있다. 다만 대차에서의 응답을 살펴보면 2중 코일스프링의 영향으로 7Hz 부근과 45Hz 부근에서 공진이 되고 있음을 알 수 있다.

다음으로 경우 2의 단순지지 모델의 결과를 살펴보면 이때 가진점이 대차 중앙부이기 때문에 객차와 대차의 측정점에서의 값에는 2중 코일스프링의 영향이 나타나고 있다. 또한 대차중앙부에서 측정된 응답은 Driving Point Mobility이므로 공진주파수와 공진주파수 사이에 반공진 점이 확실하게 나타나고 있음을 알 수 있다. 그리고 2중 코일스프링의 영향이 대차 및 객차에서 모두 나타나는데 7Hz와 20Hz 그리고 45Hz 영역에서 2중 코일스프링의 영향으로 공진이 되고있음을 알 수 있다.

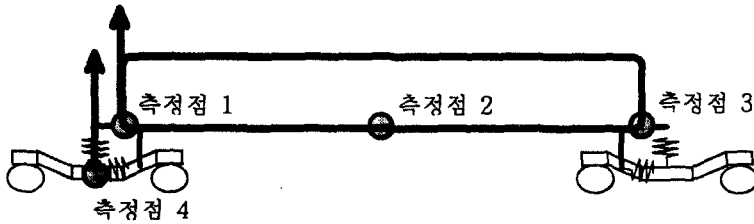


그림 7. 강체로 구성된 객차와 대차의 연결도

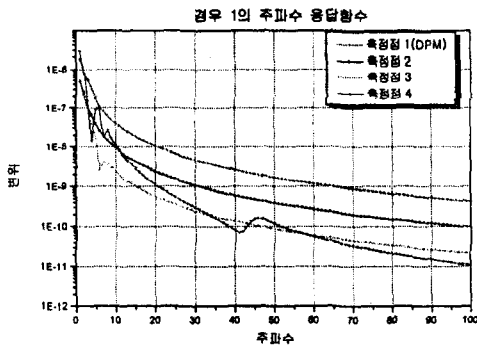


그림 8. 경우 1 해석결과 (자유경계조건)

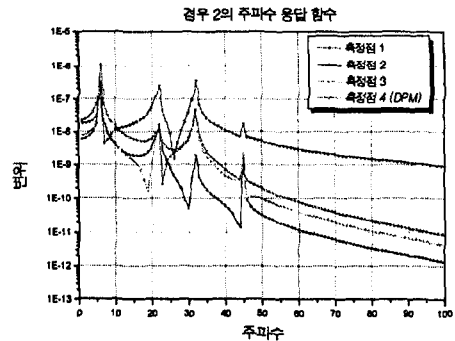


그림 9. 경우 2의 해석결과 (휠 구속)

### 2.5 3량연결 강제 대차와 강제 객차의 강제진동 해석

#### (1) 가정

3량구성은 그림 10에서와 같이 강제객차 1개, 강제 동력객차 2개, 관절형 강제대차 2개, 동력 객차용 강제 대차 2대로 구성이 된다 이때 동력객차와 객차 사이에 관절형 대차가 들어가게 되고, 동력객차의 반대편 대차는 동력객차용 대차가 들어가게 된다. 3량연결 해석에서는 일반강으로 구성된 객차와 알루미늄으로 구성된 객차에 대하여 고유진동수 해석을 구하고 이를 바탕으로 조화가진 특징을 알아보았다. 이때 일반강으로 구성된 객차의 연결모델에 대한 강제진동해석을 경우 3이라 하고 알루미늄으로 구성된 객차의 연결모델에 대한 강제진동 해석을 경우 4라 한다. 경계조건은 휠을 단순지지 하고 관절형 대차의 무게 중심을 1N의 힘으로 단위 가진 하였다.

#### (2) 결과

일반강으로 구성된 객차의 3량연결 모델의 강제진동 해석 결과를 그림 11에서와 같이 나타내었

고 알루미늄으로 구성된 객차의 3량연결 모델에대한 강제 진동 해석 결과는 12에서와 같이 나타내었다. 그림 11을 살펴보면 우선 Peak의 위치가 전반적으로 1량으로 해석된 모델보다 낮은 주파수에서 형성이 되고 있음을 알 수 있다. 그 이유는 관절형 대차가 2개의 객차사이에 존재하기 때문에 두 객차의 무게를 동시에 받아서 대차가 받는 무게가 증가하여 고유진동수가 낮아졌기 때문이다. 또한 44Hz부근에 있던 2중 코일스프링의 모드에 의한 peak이 나타나지 않고 있다. 따라서 관절형 대차구조를 사용하면 고유진동수가 낮아짐을 쉽게 알 수 있다. 두 번째로 그림 12를 보면 알루미늄으로 객차가 변환되어도 peak의 변화에는 많은 변화가 있지 않음을 알 수 있는데 그 이유는 알루미늄 객차로 바뀌어도 객차의 무게가 1/3로 변하는게 아니고 일반 객차의 경우 44%, 동력객차의 경우는 23%의 무게 감소만이 일어났기 때문이다. 따라서 도표 7과같이 고유진동수 해석을 통해서 보더라도 에어스프링에 의한 고유진동수는 약간 높아졌으나 2중코일 스프링에 의한 고유진동수의 변화는 거의 없다. 결국 승차감 쪽에서의 개선은 있으나 Harshness에서의 변화는 거의 없는 것으로 판단이 된다.

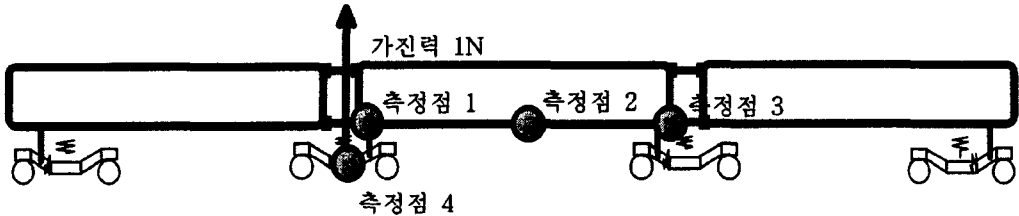


그림 10. 3량으로 연결된 대차와 객차의 모델과 측정점

도표 7. 일반강과 알루미늄객차의 고유진동수 비교

	일반강 재질 객차	알루미늄 재질 객차	차이	비고
객차의 bouncing	0.945Hz	1.256Hz	0.311Hz	승차감 부분
객차의 rolling	1.997Hz	2.227Hz	0.23Hz	
대차의 bouncing	4.806Hz	4.829Hz	0.023Hz	Harshness 부분
대차의 rolling	6.058Hz	6.059Hz	0.001Hz	

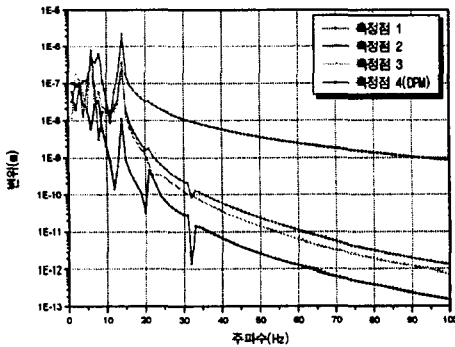


그림 11. 경우 3의 결과 (일반강 객차)

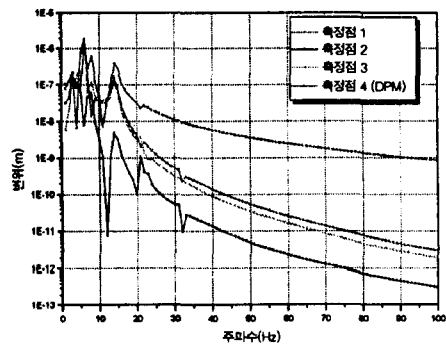


그림 12. 경우 4의 결과 (알루미늄 객차)

### 3. 결론

이렇게 System 해석을 통해 도출된 고유진동수와 강제진동 해석 결과를 기존문헌을 통해 알고 있는 입력에서의 위험주파수와 비교 해보는 것이 의미가 있을 것이다. 입력에서의 위험 주파수는 wheel passing 주파수, 그리고 sleeper passing 주파수 그리고 휠과 레일의 공진 주파수로 가정을 하고 이것에 대한 공진 주파수와 비교를 해보면 우선 wheel passing 주파수가 32.4Hz이고 2중 코일스프링의 공진주파수가 31.7Hz로 나타나고 있다. 일치하진 않지만 매우 근접하게 위치해 있음을 알 수 있고, 유한요소 모델에 대한 완전한 신뢰가 없으면 현재로서는 wheel passing 주파수와 2중 코일스프링의 고유 진동수가 일치하고 있다고 판단하는 게 안전 할 것이다. 두 번째로 sleeper passing 주파수는 162.03Hz에서 나타나는데 이는 현재의 해석범위에서 벗어나므로 관계가 없다고 판단한다. 세 번째로 휠과 레일의 공진 주파수는 65Hz로 나타나고 있는데 이것과 일치하는 공진 주파수는 현재로서는 발견되지 않고 있다. 따라서 진동주파수로서 가장 위험한 주파수는 31~32Hz부근이 될 것으로 판단이 된다. 그리고 3량으로 연결된 상태의 강제진동 해석에서 보면 관절형 대차구조의 장점은 에어스프링에 의한 고유진동수를 낮추어줄 수 있다는 데 있다. 관절형 대차구조는 에어스프링을 좀더 소프트 한 것을 사용할 수 있는 공간의 확보가 가장 큰 장점으로 보인다. 그리고 에어스프링의 모드는 승차감과 관계된 부분이므로, 승차감 문제에서 좀더 개선된 대차구조가 관절형 대차임을 알 수 있었다. 또한 알루미늄재질로 만든 객차의 경우는 승차감에서 변화가 있을 수 있으나 Hashness영역에서는 그다지 큰 변화가 없었다. 따라서 알루미늄 객차를 사용할 경우 승차감에서의 변화가 가장 큰 변화 요인으로 작용함을 짐작할 수 있다.

### 4. 참고 문헌

- [1] 김관주, 1993, "자동차의 NVH저감대책", 삼성 휴렛패커드 the Vehicle Testing Symposium
- [2] 박찬경, 김기환, 홍진환, 심태용, 1998, "Vampire를 이용한 경부 고속철도차량의 동적 안정성 해석", 1998년도 철도학회 춘계학술대회 논문집
- [3] ANSYS, Inc, 1995, "Dynamics, User's Guide for Revision 5.1"
- [4] 인하대학교, 1998, "진동소음해석 및 저감기술개발", 고속전철기술개발사업 (과제번호 II-1-5) 2차년도 보고서

### 후기

본 연구는 G7 차세대 고속전철 개발사업의 진동소음해석 및 저감기술개발 프로젝트로 지원되었으며 관계자에게 감사드립니다.