

고속용 분기기를 통과하는 철도차량의 동특성 예측연구

Study on the Dynamic Characteristics of Rolling Stocks

Passing on the High Speed Turnout System

정우진* 신정렬* 양신추* 김남포**
W. J. Chung J. R. Shin S. C. Yang N. P. Kim

ABSTRACT

This study has been performed to develop the practical method to estimate the change of dynamic characteristics of rolling stocks passing on the high speed turnout system. Each part of turnout system are modeled in consideration of alignment, enter angle and amount of deflection and they are used to achieve dynamic analysis with a train model. Analysis results are compared with test results to confirm its validation

Keywords : turnout system, crossing, insulated joint

1. 서론

분기기는 차량을 주행 중인 기존선에서 이웃한 분기선으로 이동시키는 장치이다. 그러나 주행 궤도를 강제로 옮기는 과정에서 차량의 비정상 동특성 거동이 자주 발생되므로 통과 속도의 제한을 두어 안전성을 확보하고있다. 일반적으로 분기기는 차량의 주행 방향을 결정하는 포인트(point)부, 기존선과 분기선이 교차하는 크로싱(crossing)부, 포인트부 후방과 크로싱부 전방을 연결하는 리드(lead)부 그리고 탈선을 방지하기 위해 별도로 준비된 가드(guard) 레일(rail)부로 이루어진다. 기존선(conventional line)에서 크로싱부의 노즈(nose)는 분기형태에 따라 움직이지 않는 고정형이 사용된다. 이 방식은 비교적 제작과 설치가 간단하지만 필연적으로 크로싱부에 불연속 구간이 생기므로 분기기를 통과하는 차량의 승차감과 주행 안전성을 크게 악화시킬 수 있다. 또한 발생된 과도 충격력은 궤도에도 전달되어 분기기 시스템에 잦은 손상을 일으키게 한다. 이를 보완하기 위해 포인트 및 크로싱부의 침단화 그리고 고 망간강을 사용한 크로싱 등이 적용되고 있으나 아직 안전성 및 보수성에 관련된 제반 문제들로 인하여 같은 곡선반경을 가진 일반 선로보다 통과속도가 약 40%정도 낮게 설정되어진 상태이다.

몇 년뒤 국내에 취항할 예정인 고속 철도는 기존선과 달리 크로싱부에 가동 노즈방식을 채용하여 통과 안전성을 크게 향상시킬 수 있게 하고있다. 이 고속용 분기기는 크로싱부가 분기방향에 맞추어 움직이므로 불연속부를 최소화 할 수 있으며 통과속도를 고속으로 설정할 수 있다는 장점을 가진다. 그러나 차량이 곡선을 통과할 때 원심력을 보상해주는 캔트(cant)가 기존선 분기기에 서와 같이 고속용 분기기에 없고 레일의 단면이 선형에 따라 복잡하게 변하는 등 여전히 차량의 탈선사고를 유발시킬 인자들이 많이 잠재되어 있으므로 실제 운행에 들어가기에 앞서 통과차량에

* 한국철도기술연구원 시설전기연구본부, 정희원

** 한국철도기술연구원 차량연구본부

대한 안전성 검토가 반드시 선행되어야 할 것이다. 만일 분기기에 대한 동특성 실험을 모든 경우에 맞추어 수행한다면 정확한 결론을 도출할 수 있겠으나 이것은 많은 시간과 비용이 요구되므로 선로가 완전히 구축되어 있지 않은 현 단계에서 실시하기에는 현실적이지 못한 면이 있다.

한국형 분기기의 개발원형이 되었던 프랑스의 고속철도에서는 220km/h(#65)급 고속용 분기기와 전선선에 사용되는 160km/h(#46)급 중속용 분기기 그리고 측선에 사용되는 80km/h(#15.3)급 분기기가 많이 사용되고 있다. 이들의 선형은 약간씩 차이가 있으나 설계 개념상 동일한 것으로 간주할 수 있다. 본 연구에서는 위의 3가지 모델(model) 중 프랑스에서 실시한 실험자료를 근거로 65번 분기기를 통과하는 차량의 동특성 변화를 예측하고 이를 분기기 종류나 조건에 따라 탄력적으로 적용이 가능한 동특성 해석기법을 개발하는데 목적을 두었다. 해석의 신뢰도를 높이기 위해 현재 전세계적으로 가장 많이 사용되고있는 상용 프로그램인 VAMPIRE를 활용하였다. 실험 및 해석에 사용된 차량모델은 2개의 동력차와 3개의 객차로 구성된 5량 편성구조로 이루어진다.

2. 동특성 해석^[1~2]

고속 분기기는 완화곡선을 선형상에 두지 않는다는 특징이 있다. 그러나 대신 텅(tongue) 레일부와 차륜의 플랜지 접촉면이 분기기를 통과하면서 점차 일정 곡률로 접근하게 하는 방법을 취하고 있다. 해석결과에 대한 검증절차를 거치기 위해 본 연구에서는 프랑스에서 실제 고속전철 차량들을 대상으로 분기기 통과 실험을 한 자료들을 사용하였다. 실험은 5량 편성된 차량이 65번 분기기를 통과할 때의 차량 및 궤도의 동특성 변화를 측정하는 것으로서 구간별로 최고 peak 값을 기록한 것이다. 분기기 모델은 차량이 직선선로에서 빠져나가는 대향 분기조건과 직선선로로 진입되는 배향 분기조건으로 구분되었다.

분기기에서 발생하는 이상 동특성은 크게 나누어 텅 레일 집입부, 절연부(insulated joint) 그리고 크로싱 부에서 발생한다고 볼 수 있다. 텅 레일부와 크로싱 부에서의 이상거동은 곡률 변화와 미세 불연속 구간에 의한 충격력이 원인인 반면 절연부는 하중 변화에 따른 궤도 처짐에 의하여 발생된다는 점이 특징이라고 볼 수 있다.

2.1 분기기 모델링(modelling)

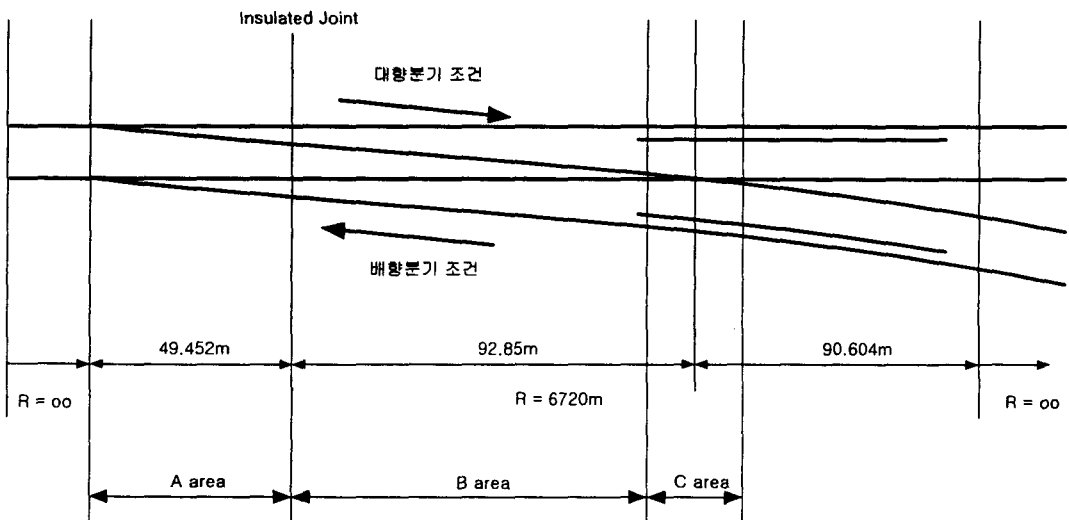


그림 1. 해석 분기기 모델(65번)

(가) 텅 레일

직선 운행을 하던 차량이 곡률변화를 시작하는 부분이며 플렌지 접촉이 시작되는 지점이다. 또한 차량이 분기기를 통과할 때 가장 큰 충격이 전달되는 곳이므로 정밀한 모델링이 요구된다. 선형 상 텅 레일부의 곡률은 6,720m로 일정하게 유지된다. 그러나 차륜의 플렌지 부와 접촉을 이루는 궤도 측면은 그림 3.32에서 보듯이 선형과는 달리 4,345m의 곡률을 가진다. 이 곳에서 발생하는 충격력은 궤도의 곡률변화만으로는 설명될 수 없으며 집입각이라는 요소를 추가로 고려해 주어야 한다. 이를 위해 곡률이 끝나는 지점에서 텅 레일 시작점까지 접선을 이어 약 1.917mrad의 집입각을 얻었다. 이 각도를 궤도의 각도 틀림량(kink 각)으로 입력하였다.

(나) 크로싱부

크로싱 부 근처에서 곡률은 다시 한번 크게 변한다. 레일의 곡률은 6,720m를 유지하다 일정한 비율로 무한대까지 변하게 된다. 이 때의 곡률변화는 텅 레일부와 달리 포인트 및 스플라이스 레일로 이어지는 선형 자체가 변하는 것이 특징이다. 따라서 해석에서도 일정하게 곡률이 변하는 선형을 입력하여 사용한다.

(다) 절연부

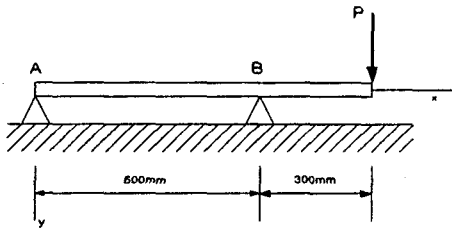


그림 2. 절연부 모델

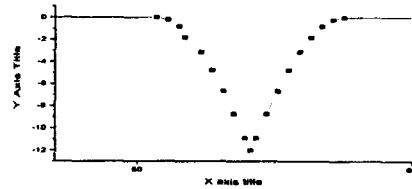


그림 3. 절연부 모델(VAMPIRE)

절연재를 끼워 넣기 위해 절단된 궤도 사이를 이은 joint로써 차량이 통과할 경우 수직과 수평 방향으로 처짐이 발생한다. 해석에서 처짐은 두 레일의 양 끝단에서 동시에 일어나는 것으로 가정되며, 이 때의 불연속점은 차량 동특성에 무시할 수 없는 영향을 미친다. 실험결과를 통해 절연부에서의 충격력이 때로 텅 레일 집입부보다 크게 나타날 수 있음을 알 수 있다. 이 부근의 해석을 정확하게 하기 위하여 본 연구에서 절연부는 2점 지지를 받고있는 보로 가정되었다. 두 지지점간의 거리는 침목 사이의 거리로 설정되었고 끝단에서 수직, 수평 하중을 받는다. 이 때, 끝단에서의 최대 처짐량은 다음과 같은 식으로 표현될 수 있다.

$$\delta_c = \frac{PL^3}{8EI} \quad (1)$$

레일의 물성치($I_x=305cm^4$, $I_y=513cm^4$, $E=210kN/mm^2$)와 함께 수직방향 작용력으로 차량의 정하중을 설정하였고 횡방향 하중은 VAMPIRE로 계산된 joint 부근의 수평력을 이용하여 식(1)에 대입하여 최대 처짐량을 구하였다. 완성된 절연부 모델은 그림 2, 3과 같은 형태로 구성되어 해석에 사용된다.

2.2 궤도 하부 모델링

궤도 하부 궤도는 그림 4와 같은 등가 스프링이 각 차륜 하부에 구성되어 있는 것으로 모델링되었다. 좌우방향은 궤도와 침목간의 지지 강성을 고려하고, 침목(sleeper)과 노반(ground)간에 유연성(flexibility)을 고려하여 2단계의 모델로 구성하였다. 상하방향으로는 궤도는 침목에 고정되어 있고 침목과 노반(ground)간에 유연성이 있는 것으로 모델링하였다. 본 해석에서는 분기기부의 등

가 스프링 및 감쇄계수의 값을 예측하기 어려워 도표 1에서 도시한 것과 같은 수치를 기준값으로 적용하였다.

도표 1. 궤도 하부모델 물성

기호	정의	수치
AKTZ	궤도 상하방향 스프링 강성	100.0 MN/m
ACTZ	궤도 상하방향 감쇄계수	0.2 MN/m/sec
AKSY	침목-노반 좌우방향 스프링 강성	37.0 MN/m
ACSX	침목-노반 좌우방향 감쇄계수	0.24 MN/m/sec
AKRY	궤도-침목 좌우방향 스프링 강성	43.0 MN/m
ACRY	궤도-침목 좌우방향 감쇄계수	0.24 MN/m/sec
AKCY	가드레일 좌우방향 스프링 강성	500.0 MN/m
ACCY	가드레일 좌우방향 감쇄계수	0.75 MN/m/sec

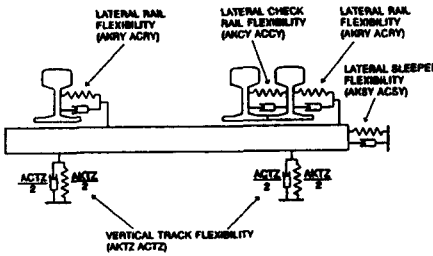


그림 4. 궤도 하부 모델링

2.3 차량 모델링

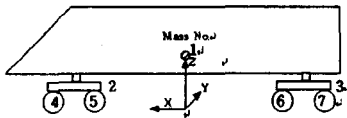


그림 5. 동력차 모델

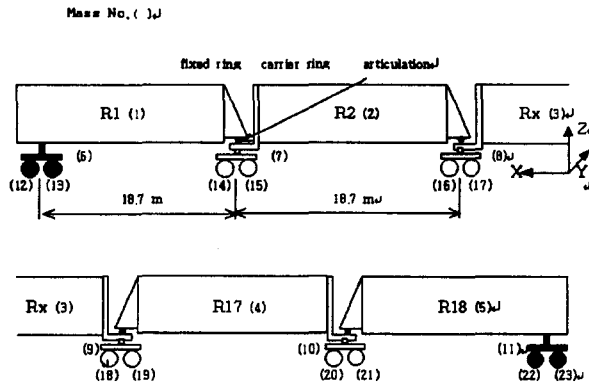


그림 6. 차량 시스템 모델(동력객차+객차+객차+객차+동력객차)

GEC ALSTHOM사로부터 제출된 도면 및 각종 계산서들을 토대로 차량 모델을 하였다. 차량은 동력차 2대 및 객차 3대로 이루어진 시스템이다. 국내에 적용될 고속철도차량은 18량으로 구성되어 있으며 1개의 대차를 2개의 객차가 공유하고있는 형식을 취하고 있으므로 차량간 연성효과를 무시할 수 없게된다.

일반적으로 관절대차를 사용하는 차량의 수치해석은 최소 3량, 보통 5량을 채택하는데 이것은 차량간의 pitch와 yaw 고유진동 형태가 3량이나 5량을 주기로 하기 때문이다. 본 해석차량들은 감쇄계수가 큰 차량간 길이방향 댐퍼의 영향으로 차량-차량간 pitch나 yaw 고유진동 형태가 매우 작게 나타나기 때문에 3량만의 모델만으로 18량의 동적 특성을 대표할 수 있으나 보다 정밀한 결과를 얻기 위하여 5량으로 수치해석 모델을 구성하였다.

(가) 동력차 모델링

차량 모델 구축에 사용된 좌표는 오른손 좌표계를 기본으로 하였고, 차량의 기하학적 중심(길이방향은 대차간 중심)을 원점으로 하였다. 차량은 질량요소, 스프링요소, 감쇄요소 및 기타 동력학적 요소를 적절히 사용하여 수학적 모델로 표현되었다. 동력차의 질량요소는 차체(car body), 전·후위 대차 후레임(bogie frame), 1위·2위·3위·4위 차축(wheelset)/차륜(wheel) 세트로 구성되며, 본 연구에서는 각 질량요소를 탄성 진동형이 없는 강체(rigid body)로 모델링 하였다. 동력차의 현

가장치는 1차와 2차의 두 단계로 구성된다. 1차 현가장치는 견인 및 제동력을 전달하기 위해 축상(axle box)당 2개의 고무로 된 가이드 스프링과 1세트(set)의 코일 스프링과 수직 오일댐퍼로 구성되어 있는데, 3축 방향의 모든 자유도에 대한 구속이 가능한 bush 요소로 모델링하였다. 동력차의 2차 현수장치는 볼스타레스(bolsterless) 형식으로 코일 스프링과 탄성 베어링(elastic bearing)의 조합과 상하, 좌우 및 yaw 댐퍼로 구성되어 있다.

코일 스프링과 탄성 베어링의 조합은 전단 스프링 요소로, 각 댐퍼는 댐퍼요소로서 모델화하였다. 차체와 대차간의 연결부는 견인 및 제동력을 전달하기 위한 견인 링크 구조와 좌우운동을 제한하기 위한 고무 스톱퍼로 구성되어 있다. 견인 링크는 차량 제작사에서 제공하는 계산서에 의거하여, 견인점에서의 길이방향 등가 스프링으로 치환하여 현가요소로 모델링 하였고, 특성치는 설계범위의 평균값을 채택하였다. 비선형 특성을 갖는 고무 스톱퍼는 bump stop요소로 모델링하였다.

(나) 객차 모델링

객차 모델의 질량요수는 총 23개로 구분 정의되었다. 1차 현수장치는 견인 및 제동력을 전달하기 위한 축상당 2개의 고무로 된 가이드 스프링과 1세트의 코일 스프링과 수직 오일댐퍼로 구성되어 있는데, 동력차에서와 같이 bush 요소로서 모델링하였다. 객차의 1차 현수장치는 고무 부시가 내장된 rod형 안내장치와 상하방향 코일 스프링 및 상하 오일 댐퍼로 구성되어 있고, 코일 스프링 내부에는 상하방향 변위(displacement)제한을 위한 고무 스톱퍼가 설치되어 있다. 1차 현가장치는 축상 중심에서의 각 방향별 스프링 강성과 감쇄계수로 치환하여 VAMPIRE의 bush 요소로서 모델링 하였다. 객차의 2차 현수장치는 공기스프링으로 이루어진다. 공기 스프링은 선형 전단 스프링 요소와 좌우방향 비선형 특성은 bump stop 요소에 포함시켜 모델링하였고, anti-roll 장치 및 차체/대차 연결링크는 bush 요소로서, 좌우방향 고무 스톱퍼는 bump stop 요소로 모델링 하였다.

(다) 연결부 모델링

객차와 객차간에는 곡선주행등에서 발생하는 객차간의 상대운동을 허용할 수 있는 구조로서 고정 링(fixed ring), 이동 링(carried ring) 및 articulation의 3개 기본 요소로 구성되어 있다. 고정링은 이동링 상부에 설치된 articulation위에서 움직이는 구조로서 객차중량의 절반을 지지하게 된다. 이 고정링은 차체의 끝단에 용접되는 구조물로서 객차 차체의 질량요소로 모델링 하였다. 이동링은 대차의 현가장치 위에 놓여 고정링을 통해 객차하중의 반을 지지하는 구조이다. 이 이동링은 자유도를 줄이기 위해 차체에 포함된 질량으로 간주하여 모델링 하였고, 링과 차체에 있는 고무블록의 탄성효과는 고려하지 않았다. Articulation은 원추형 구조로서 두 객차간 상대 병진운동 및 roll 회전운동을 제한시키고 yaw 회전운동은 허용하는 구조로 모델링된다. 객차와 객차간에는 길이방향 댐퍼가 상부에 2세트와 하부에 2세트가 설치되고, 상부에는 anti-heel 댐퍼가 좌우방향으로 설치된다. 상하부 길이방향 댐퍼는 그 감쇄특성의 비선형성이 크기 때문에 비선형 댐퍼로서 모델링 하였고, anti-heel 댐퍼는 선형댐퍼로서 모델링 하였다.

2.4 해석결과

주행속도에 따른 영향을 파악하기 위하여 실험과 같이 속도대역을 5개로 나누어 해석하였으며 이때 차량 각 부위의 동특성 변화를 예측하였다. 그림 7은 차량 시스템을 VAMPIRE로 모델링한 것이다. 그림 8~11은 대향분기조건에서 분기기를 통과하는 차량의 거동해석 결과 중 일부를 보여 주고 있다. 좌우방향 궤도 작용하중은 10Hz의 low pass filter로 정리되었으며 횡방향 가속도에도 역시 10Hz filter가 적용되었다. 해석결과를 통해 가속도와 작용력들이 분기 시작과 함께 원심력의 영향으로 증가되는 경향을 보였다. 또한 텅 레일부 및 크로싱부 그리고 절연부에서 동특성이 크게 변하는 것을 볼 수 있었다.

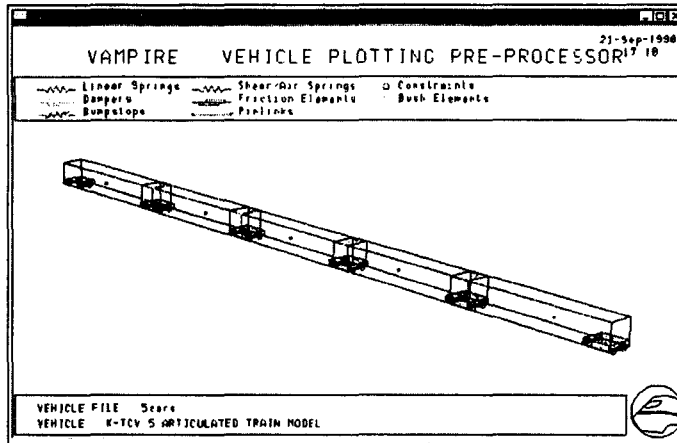


그림 7. 해석 차량모델(VAMPIRE)

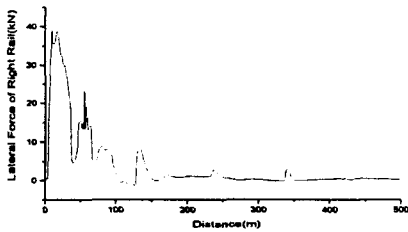


그림 8. 우측 궤도 횡방향 작용력

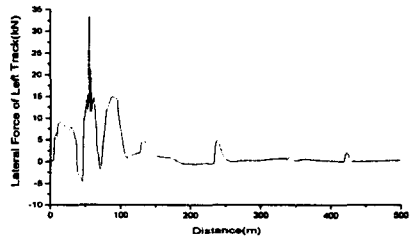


그림 9. 좌측 궤도 횡방향 작용력

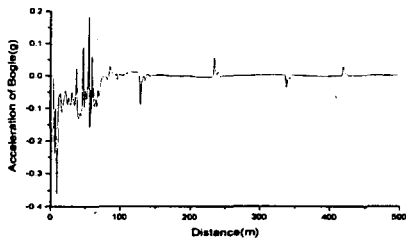


그림 10. 전방 동력차 전방 대차 횡방향 가속도

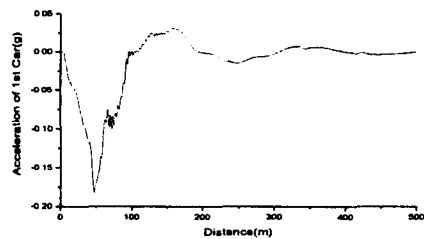


그림 11. 전방 동력차 횡방향 차체 가속도

3. 해석결과 검증

해석 결과를 검증하기 위해 프랑스에서 실시한 분기기 통과 계측실험 결과를 이용하였다^[3]. 실험대상 분기기는 65번 분기기이다. 5량 편성된 차량 시스템 각 부분의 가속도와 작용력의 최대치는 절대값으로 기록되었다. 실험은 분기선에서 분기선으로 진입하는 대향분기조건과 그 반대인 배향분기조건의 2종류로 실시되었으며 각 경우에 대하여 5개의 속도대역으로 나누어 측정되었다.

도표 2와 3은 3개로 나뉘어진 지역에서 각 속도에 대한 응답 peak 값을 해석결과와 비교한 것이다. 그림 12와 13은 차량이 230km/h로 분기기를 통과할 때의 측정치들을 대향분기와 배향분기로 나누어 도시한 것이다.

도표 2. 주행속도에 따른 결과비교(대향분기조건)

측정신호		진행속도(km/h)			160			180			200			220			230		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C			
좌측 궤도 횡방향 작용력	kN	해석	7	15	13	8	15	13	12	20	18	12	21	18	13	30	20		
		실험	10	6	10	10	14	14	10	6	16	10	18	18	10	22	18		
우측 궤도 횡방향 작용력	kN	해석	27	21	7	35	28	7	36	28	8	33	28	8	38	32	13		
		실험	28	24	8	34	26	10	36	28	10	38	28	10	34	31	18		
전방 동력차 대차 횡방향 가속도	g	해석	0.08	0.08	0.03	0.12	0.20	0.12	0.16	0.21	0.13	0.28	0.33	0.20	0.31	0.38	0.22		
		실험	0.10	0.12	0.12	0.16	0.18	0.12	0.18	0.20	0.16	0.26	0.32	0.16	0.26	0.36	0.16		
전방 동력차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.09	0.10	0.05	0.12	0.15	0.04	0.15	0.18	0.06	0.16	0.20	0.10	0.17	0.25	0.12		
		실험	0.07	0.09	0.06	0.08	0.12	0.04	0.01	0.15	0.04	0.12	0.19	0.08	0.13	0.24	0.06		
2번 객차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.07	0.08	0.02	0.07	0.08	0.03	0.10	0.11	0.04	0.15	0.16	0.05	0.18	0.20	0.07		
		실험	0.07	0.05	0.03	-	-	-	0.10	0.10	0.04	0.13	0.13	0.02	-	-	-		
후방 동력차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.06	0.08	0.07	0.12	0.13	0.08	0.13	0.16	0.08	0.14	0.17	0.10	0.16	0.22	0.10		
		실험	0.07	0.08	0.09	0.11	0.10	0.10	0.12	0.13	0.11	0.15	0.17	0.10	0.16	0.18	0.08		

도표 3. 주행속도에 따른 결과비교(배향분기조건)

측정신호		진행속도(km/h)			160			180			200			220			230		
		A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C	A	B	C			
좌측 궤도 횡방향 작용력	kN	해석	15	7	7	16	7	8	17	8	9	18	9	9	18	10	10		
		실험	12	6	8	20	6	8	16	6	4	12	8	6	20	6	6		
우측 궤도 횡방향 작용력	kN	해석	5	7	21	6	7	23	7	9	25	7	10	28	8	12	32		
		실험	4	6	18	6	6	20	6	8	24	6	12	30	6	12	28		
전방 동력차 대차 횡방향 가속도	g	해석	0.11	0.06	0.10	0.15	0.07	0.15	0.17	0.09	0.16	0.19	0.10	0.18	0.21	0.11	0.17		
		실험	0.10	0.06	0.10	0.16	0.08	0.16	0.16	0.08	0.16	0.16	0.10	0.20	0.22	0.16	0.18		
전방 동력차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.02	0.06	0.07	0.04	0.06	0.08	0.05	0.08	0.10	0.06	0.08	0.13	0.07	0.09	0.15		
		실험	0.04	0.07	0.07	0.06	0.03	0.09	0.03	0.06	0.11	0.05	0.07	0.12	0.06	0.07	0.13		
2번 객차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.02	0.03	0.08	0.02	0.04	0.08	0.02	0.04	0.09	0.02	0.04	0.09	0.02	0.05	0.09		
		실험	0.02	0.06	0.01	-	-	-	0.01	0.03	0.08	0.02	0.04	0.08	-	-	-		
후방 동력차 차체 횡방향 가속도	g	해석	0.02	0.03	0.08	0.05	0.05	0.09	0.06	0.07	0.09	0.06	0.07	0.10	0.07	0.11	0.13		
		실험	0.03	0.04	0.09	0.04	0.05	0.10	0.05	0.06	0.11	0.06	0.08	0.12	0.07	0.09	0.12		

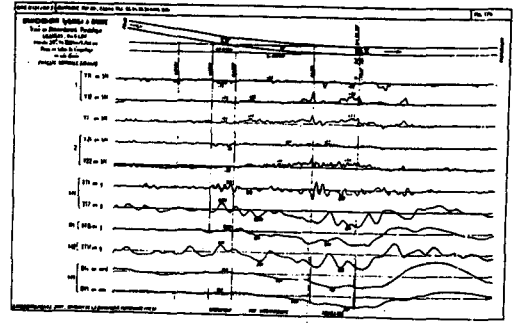
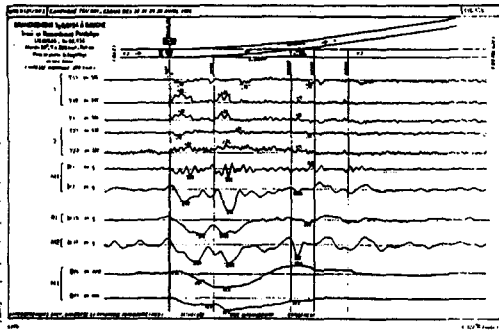


그림 12. 분기기 통과실험결과(대향분기조건) 그림 13. 분기기 통과실험결과(배향분기조건)

일부구간에서 속도 변화에 따른 실측치의 변화가 일관성을 갖지 못함을 도표 2와 3을 통해 알 수 있다. 이런 현상은 측정치의 최대값 만이 실험에서 기록되었기 때문이며 국부적으로 해석치와의 상대오차가 크게 벌어지는 원인이 되었다. 따라서 해석결과와 실험값을 단순히 비교한다는 것은 곤란하며 오히려 거시적으로 변하는 측정치의 추세가 더 큰 의미를 가지게 될 것이다.

실험 측정값의 최대치와 해석결과는 비교적 비슷한 대역에 형성되었고 속도와 통과지역에 따라 유사한 변화경향을 보이므로 본 해석에서 사용된 해석모델과 접근방법이 실용 범위 내에서 유효함을 간접적으로 확인할 수 있었다. 실험과 해석결과를 통해 절연부를 통과하는 차량이 예상보다 많은 충격력에 노출됨을 알 수 있었고 이를 통해 향후 분기기 설계시 포인트부, 크로스부와 함께 절연부의 설계도 중요하게 취급되어야 함을 추론할 수 있었다.

4. 결론

철도차량 동특성 해석 전문 프로그램인 VAMPIRE를 사용하여 고속용 분기기를 통과하는 5량 편성 차량의 동특성 해석을 수행하였다. 해석결과는 65번 고속용 분기기를 대상으로 실시된 실험 결과와 비교되었다. 해석과 실험결과는 통과속도와 구간에 따라 약간의 차이를 보였으나 대체로 유사한 대역에서 형성되었고 거시적으로 볼 때 비슷한 변화 경향이 있음을 확인할 수 있었다. 이상의 사항들을 통해 다음과 같은 결론을 도출하였다.

- (1) 포인트부는 분기기 선형과 차량 진입각 사이의 관계를 통해 모델링 할 수 있다.
- (2) 고속용 분기기는 가동 노즈방식을 사용하므로 곡률의 변화만을 고려하여 크로스부를 모델링 할 수 있다.
- (3) 절연부는 레일의 처짐량을 계산함으로써 모델링 될 수 있다.
- (4) 이후의 연구에서 검증자료로 사용할 수 있도록 다양한 차량 편성에 의한 보다 많은 종류의 분기기 통과 실험이 실시되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Vijay K. Garg and Rao V. Dukkipati, "Dynamics of railway vehicle systems," Academic Press, 1984, pp. 103~176
- (2) Rao V. Dukkipati and Joseph R. Amyot, "Computer-Aided Simulation in Railway Dynamics," 1988
- (3) Cogifer, "501km/h within Cogifer Turnout," Cogifer Industries, 1992