

Multi-Body Dynamic을 이용한 차량 동특성 해석기술

Multi-Body Dynamic Technique for Railway Vehicle Dynamic Analysis



강 부 병*

* 한국철도기술연구원 초고속열차연구실 선임연구원

1. 서 론

철도의 고속화에 따라 차량 설계시 차량의 안전성 및 안정성 확보차원에서 철도차량 동역학 해석기술은 점차 중요시되고 있으며, 이에 따라서 많은 연구자들이 신뢰성있는 해석기법의 개발을 통하여 현장 적용성을 높이기 위해서 연구해 왔다. 시뮬레이션은 말 그대로 수치모델을 통한 실험이라 할 수 있다. 다른 공학분야에서와 마찬가지로 시뮬레이션 기법의 발달은 철도분야에 있어서도 설계기술의 진보에 큰 기여를 해 왔다. 철도차량의 고속화와 함께 미리 여러 현상들을 예측하고 시스템을 이해하는데 있어서 신뢰성있는 수치해석 기법의 중요성은 증가하고 있고, 특히 차량과 궤도의 인터페이스를 고려한 시스템적 접근을 통한 설계, 동역학적 안정성 및 안전성 평가를 위해서 효과적으로 사용되고 있다.

지난 반세기 동안 다자유도를 가진 복잡한 비선형 차량 모델들이 차량 시스템 동역학 해석을 위해 개발되어 왔다. 컴퓨터의 성능 향상과 함께 수치해석 방법의 효율이 높아지면서 해석적 방법으로 규명할 수 없었던 차량 동특성들의 이해와 문제 해결에 컴퓨터 시뮬레이션이 효과적으로 사용되기 시작하였다. 그러나 운동방정식을 구하고 컴퓨터 프로그램화해서 해를 구하는 방법은 매우 지루하고 긴 시간이 소모되며 오류를 범하기 쉬운 어려움이 있었다. 이러

한 어려움을 극복하기 위하여 다양한 시뮬레이션 기법 및 장치들이 개발되었고 다물체 동역학 방법으로 발전해 왔다. 다물체 동역학(Multi-Body Dynamic) 방법을 이용한 시뮬레이션 기술은 다양한 현가 요소로 구성된 시스템의 운동방정식을 손쉽게 구할 수 있게 해줌으로써 손쉽게 동특성 해석을 수행 할 수 있도록 도와준다. 최근에 다물체 동역학이 인기를 더해 가면서 우주선, 육상 교통수단, 로봇, 기구학적 설계 등 다양한 분야에 적용되고 있다. 현재 철도차량 동특성 해석이 가능한 동역학 해석 프로그램으로는 ADAMS, DADS, SIMPACK, RecurDyn, DAFUL 등이 있다. 또한 철도전문 연구기관에서 개발된 프로그램들로서 오랜 기간 실험을 통하여 발전되어 온 프로그램으로 BR에서 개발되어 상용화된 철도차량 해석 패키지인 VAMPIRE, 미국에서 화물열차 해석용으로 개발된 NUCARS 등이 알려져 있다. 본 기고에서는 철도차량 동특성 해석 기술에 대해 소개하고 다물체 동역학 기술이 어떻게 현장에서 활용되고 있는지를 예와 함께 살펴보고자 한다.

2. 철도차량 동역학 모델

2.1 차륜/레일 접촉 특성

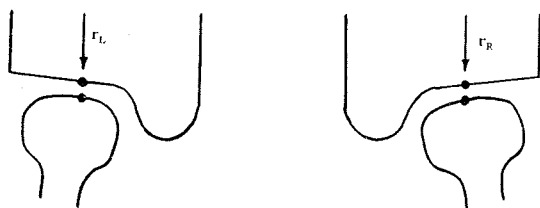
차륜과 레일의 구름접촉현상의 이해는 철도차량의 운동

을 이해하는데 근본이라 할 수 있다. 철도차량을 정지, 출발, 지지, 안내하는 모든 힘들이 차륜과 레일의 접촉을 통해서 전달되기 때문이다. 철제 레일 위를 굴러가는 철제 차륜은 에너지 효율적인 교통수단을 제공하면서 동시에 큰 초기 건설비용과 유지보수 비용을 유발하고 속도 향상을 어렵게 하는 요인이 되고 있다. 많은 난제들은 강성이 높은 차륜/레일 접촉 특성에 기인한다. 견인, 제동, 조향, 하중지지가 차륜과 레일이 형성한 작은 접촉면 안에서 이루어지기 때문이다. 승객들은 이런 변화를 승차감, 가속도 변화, 저크 충격 등을 통해서 느끼게 된다. 따라서 차륜과 레일의 접촉 현상을 얼마나 신뢰성있게 모델링하는가가 철도 차량 동역학 해석의 신뢰성을 좌우한다고 하겠다.

철도차량 윤축은 Fig. 1과 같이 플랜지와 경사진 담면 형상을 가진 두 차륜이 축으로 연결되어 있는 시스템으로 볼 수 있다. 경사진 차륜 담면 형상은 윤축이 중심에서 벗어날 경우 좌우 접촉점에서의 구름 반경의 차이로 인하여 중심으로 되돌아가는 힘이 작용하여 안정성을 유지할 수 있게 되어있다.

실제의 두 물체가 접촉할 때 두 물체의 표면에는 탄성변형이 일어나서 한 점에서는 아니라 유한한 영역에 걸쳐 접촉이 발생한다. 표면이 서로에 대해 상대적으로 움직일 때 크립력(Creep force)이 차륜과 레일의 접촉영역에서 발생하고, 이 힘에 의해 발생하는 미소 슬립을 크립피지(Creepage)라 한다.^{1),10)} 크립피지는 방향에 따라서 종방향, 횡방향, 회전 크립피지로 나누어진다. 종방향 크립피지는 차륜과 레일사이의 종방향 속도차이에서 계산되고 횡방향 크립피지는 윤축이 각도를 이루어 움직일 때 차륜과 레일의 횡방향 속도성분 차이에서 구해지며 회전 크립피지는 접촉면의 수직 방향에 대한 차륜과 레일사이의 상대적인 각속도라고 할 수 있다. 동역학 해석을 위해서는 결국 접촉영역에서 발생한 힘을 적절하게 계산하여 운동방정식에 적용하는 것이 필요한데, 이 문제는 결국 차륜과 레일의 접촉영역에 복잡하게 분포하는 힘을 얼마나 정확하게 계산하는가의 문제로 귀결된다.

차륜-레일 접촉지점에서의 크립피지는 두 물체 사이의



Rolling Radius Difference = $r_R - r_L$

Fig. 1 Rolling radius difference

상대적인 운동을 반대로 하는 크립력을 두 물체에 발생시킨다. Fig. 2에서와 같이 단면이 원형인 곡면의 경우 접촉부위에 작용하는 수직 응력은 Hertz이론으로 접촉점을 중심으로 타원형으로 분포하는 것으로 가정하여 계산한다. 접촉영역부위의 수직응력의 합은 하중과 같고 크립힘은 전단응력의 합으로 계산된다. 접촉영역은 일반적으로 미끄럼영역(Slip region)과 점착영역(Stick region)으로 나누어진다. 전단력은 결국 완전한 슬립이 일어나는 경우인 마찰계수와 수직하중의 곱이 한계가 된다. 실제로 접촉부위는 단면이 원형도 아니고 접촉도 완전한 Hertz접촉이 아니다. 특히 접촉점이 플랜지 부위에 발생할 경우는 복잡한 분포를 가지게 된다. 따라서 이러한 힘을 좀 더 정확하게 계산하기 위한 수치적 방법들이 개발되어 왔다. 이런 수치해석 방법은 결국 접촉력계산의 정확도와 계산시간 사이에서 타협을 하여야 하는 문제가 된다.

Fig. 3은 크립힘과 크립피지의 관계를 보여준다. 실제 크립특성은 일반적으로 비선형 특성을 보인다. 하지만 크립피지가 작은 경우 크립력과 크립피지 사이의 관계는 근사적으로 선형이다. 경계조건과 초기조건에 민감한 비선형 해석에는 크립력과 크립피지의 관계를 실제와 유사한 비선형 특성으로 모델링하여 사용한다. Kalker는 선형화 가정

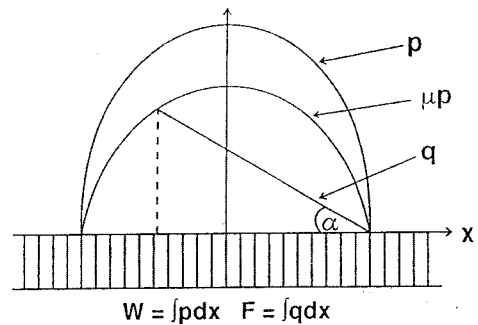


Fig. 2 Creep force distribution

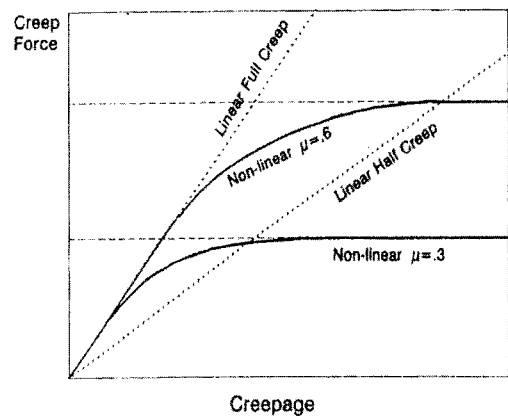


Fig. 3 Creep force vs Creepage

없이 크립피지와 접촉조건을 주고 크립력을 계산하는 수치적 방법을 개발하여 실제 동특성 해석에 적용하였다. 이 방법을 적용시 계산시간이 작으면서도 만족할 만한 해석 결과를 주고 있기 때문에 현재는 많은 철도차량 동역학 해석 프로그램들이 Kalker가 제안한 방법을 적용하고 있다. Kalker는 오염이 없는 금속대 금속 접촉으로 가정하여 마찰계수를 0.6으로 하여 특성을 유도하였다. 그러나 실제 특성은 환경조건에 따라 이보다 작은 마찰계수를 가져 보통 0.3으로 가정하여 크립특성을 적용한다.

2.2 차량 모델

차량의 댐퍼, 스프링 요소 등 각종 현가장치 특성과 기하학적 특성 그리고 차량의 하중과 관성 모멘트 등으로 구성되는 관성 특성치 등을 이용하여 차량모델을 형성하면 이로부터 운동방정식을 구할 수 있다. 식 (1)은 차량/궤도 시스템의 일반적인 선형 운동방정식이다.¹⁾⁻³⁾

$$[M]\ddot{q} + \left\{ [C] + \frac{[D]}{V} \right\} \dot{q} + [K]q = [F] \quad (1)$$

여기서, M 은 시스템 질량 행렬을 C 는 시스템 댐핑, D 는 속도에 의존하는 댐핑과 관련된 항이고, K 는 시스템의 강성 행렬, F 는 차량에 작용하는 외력이다. 그리고 q 는 차량의 자유도인 변위 벡터이다. 행렬 D 는 차륜과 레일의 접촉 특성을 결정짓는 크립 파라미터와 연관된 행렬로써 차륜/레일간의 상호작용 특성에 의존하는 행렬이다. 식 (1)과 같은 운동방정식의 해를 구하는 과정이 결국 설계자가 필요로 하는 각종 동역학적 성능 평가지수를 계산하여 차량의 동역학적 성능을 평가하고 예측하는 과정이 된다. 식 (1)을 보면 댐핑 행렬이 속도에 의존하는 것을 볼 수 있는데, 이런 특성은 속도증가에 따라서 차량의 안정성이 저하되는 이유를 보여주고 있다.

식 (2)는 식 (1)에서 유도된 1계 미분방정식이다. 식 (2)로부터 고유치 해석을 수행하면 차량의 안정성을 평가할 수 있다. 고유치 해석에서 얻어진 고유치의 실수부 또는 모달 댐핑값으로부터 시스템의 안정성을 평가할 수 있는 것이다. 식 (2)를 보면 상태 행렬이 차량의 속도에 의존하는 것을 볼 수 있다. 따라서 고유치가 차량의 속도에 의존하고 결과적으로 차량의 안정성 또한 속도에 의존한다는 것을 알 수 있다.¹⁾⁻²⁾

$$\begin{bmatrix} 0 & I \\ -M^{-1}K & -M^{-1}\left\{ C + \frac{D}{V} \right\} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \dot{q} \\ u \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} \dot{q} \\ u \end{bmatrix} \quad (2)$$

Fig. 4는 윤축이 특정 진폭(Kinematic wave length)을 가지고 진동하는 사행동 궤적을 보여준다. 대차의 사행동 주파수는 Klingel formula로부터 유도된 식 (3)으로부터 대략적으로 계산되어 질 수 있다.⁵⁾ 실제 사행동 주파수는 차축과 대차를 연결하는 현가장치 특성에 따라서 식 (3)에서 계산된 결과와 다를 수 있지만 정성적으로 차륜 답면 구배, 차량 속도, 차량의 기하학적 특성, 사행동 주파수 사이의 관계를 식 (3)을 통해서 알 수 있다.

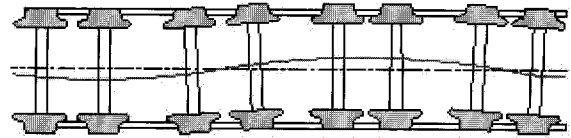


Fig. 4 Kinematic oscillation of a wheel set

$$f_c (Hz) = \frac{V}{2\pi} \sqrt{\frac{\tan\gamma}{R_0 e}} \frac{e}{\sqrt{a^2 + e^2}} \quad (3)$$

여기서, V 는 차량의 속도(m/s), a 는 축간거리의 반(m), γ 는 답면구배, R_0 는 차륜 반경(m), e 는 차륜과 레일사이의 접촉점 사이 거리의 반(m)을 의미한다. 철도차량이 주행시 윤축과 대차는 특정 사행동 진폭을 가지고 진동하게 되고, 이 진폭과 열차 주행속도로부터 사행동 주파수가 결정되게 된다. 이 사행동 주파수가 중요한 이유는 궤도의 불규칙 특성과 함께 차량을 진동시키는 주된 가진력의 주파수가 되기 때문이다. 이 가진 주파수가 차량의 모우드 주파수와 일치되면 차량의 진동이 크게 발생하고 심각한 경우 불안정 진동을 유발할 수 있기 때문이다.

2.3 궤도 모델

트랙 형상을 정확하게 기술하는 것은 차량의 동역학적 움직임을 연구하는데 있어서 우선적으로 수행되어야 한다. 동역학 해석 모델에 입력을 제공하기 때문이다. 철도 트랙 데이터의 특징은 매우 긴거리에 대해 높은 정밀도를 필요로 하여 처리해야 할 데이터양이 많다는 것이다. 이 문제는 최근 컴퓨터의 성능이 향상되고 대용량 저장장치의 개발로 해결되었다. 또 다른 기술적 문제는 신뢰성있는 궤도 검측 시스템의 개발에 있다. 그동안 철도 선진국들은 철도 유지보수를 위해서 이상 구간을 찾아 보수하기 위한 차원에서 다양한 궤도 검측 기술을 발전시켜 왔다. 현재도 첨단 계측 기술을 활용한 검측기술들이 연구되고 있다. 철도차량 동역학 해석에 사용되는 궤도 데이터도 결국 이런 검측 데이터를 이용하거나 데이터를 해석 프로그램의 입력형식으로

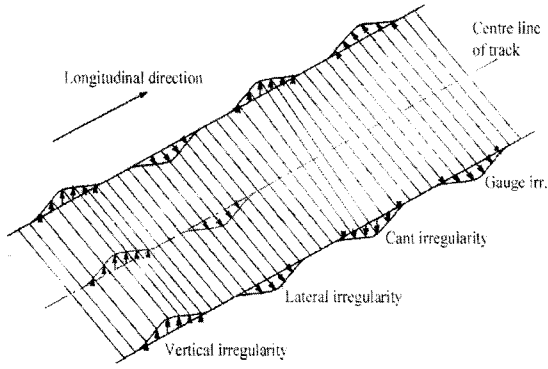


Fig. 5 주요 궤도 불규칙 데이터 정의

전환하여 사용하고 있다. 일부 철도 전용 해석 프로그램에서는 궤도 검측 데이터를 바로 프로그램 입력으로 바꾸어 주는 모듈도 제공하고 있다.

실제 트랙형상은 장파장의 궤도 선형과 함께 짧은 파장의 불규칙성 또는 표면 결함 등을 포함하고 있다. 이런 특성들은 차량의 동특성에 미치는 영향을 고려하여 모든 영향력 있는 성분들이 동특성 해석의 입력으로 제공되어야 한다. 이런 의미에서 보통 고저틀림(vertical irregularity), 방향틀림(lateral irregularity), 캔트(cant irregularity), 궤간 틀림(gauge irregularity) 등의 단파장 특성과 곡률(curvature) 등이 차량 응답에 영향을 미치는 궤도 불규칙 데이터 입력으로 사용되고 있다.^{1),10)} Fig. 5는 주요 궤도 불규칙 데이터의 정의를 도식으로 보여준다. BR Research는 고속으로 트랙형상을 측정할 수 있는 자동 시스템을 개발하여 사용하고 있고, Vampire와 같은 상용 해석 프로그램에서 활용 가능한 충분한 정밀도의 데이터를 제공할 수 있음을 보였다. 국내에서는 주로 철도공사에서 측정된 궤도검측데이터를 활용하여 해석에 필요한 트랙데이터를 만들고 있다. 때에 따

라서는 연구목적으로 특정한 특성을 가진 궤도 데이터를 작성하여 특성 검토에 활용하기도 한다. 일반적으로 상용 프로그램에서는 궤도하부의 특성을 모델링하기 위하여 등가 강성과 등가 댐핑을 입력으로 주고 해석을 수행하고 있다. 최근에는 이를 좀 더 세분화하여 궤도, 침목, 노반 등의 특성을 모두 고려한 해석 기술들이 적용되기도 하며, 인프라를 유연체로 모델링하여 해석하는 기술도 활용되고 있다. 또한 철도차량이 분기기, 고가구조물, 교량 통과시의 동특성을 해석하기 위한 모듈들도 상용 프로그램에 등장하고 있다.

3. 차량 동역학 해석기술 적용

철도 시스템 동역학 해석시 차량 측면에서 고려되는 연구 항목은 차량의 최고속도를 결정하는 임계속도 계산, 곡선통과성능, 차량의 진동 및 승차감 해석, 탈선안전성 분석, 주행 안전성을 고려한 운행속도 결정, 차량과 선로변 구조물의 간섭 방지, 차량 마모 분석 등이 있다.^{1),7-10)} 궤도 측면에서는 궤도 부담하중 계산, 궤도 틀림 기준 설정, 안전성을 고려한 궤도 선형 설정 등이 있다. 특히 차량과 인프라 구조물들을 통합적으로 고려한 시스템 최적화 측면에서 문제를 해결해야 하는 필요성이 증가하고 있고, 이런 환경에서 차량과 인프라 구조물의 인터페이스 특성을 종합적으로 고려한 철도 시스템 동역학 해석기술의 중요성은 증가하고 있다. 예를 들어 차량 현가장치의 개선이나 선로 개량을 통하여 궤도 부담 동하중을 줄이거나 적정 운행 조건을 적용할 경우 궤도 유지보수 비용을 현저히 줄일 수도 있다. 또한 차량과 레일의 형상 등을 최적으로 설계할 경우 차량과 레일의 인터페이스 특성을 바꾸어서 마모를 현저히 줄이고 진동 특성을 개선할 수도 있다.

표 1 탈선안전도 평가 항목 및 기준

평가 항목	허용 한도	근거	적용대상	내용
탈선계수	빈도누적확률에 따라 0.8~1.1까지 허용	국내철도	철도차량 전반	빈도누적확률 0.1%일 때 : 1.1 허용 30Hz Filtering
	평균값에 대해서 0.8이하, 순간 최대치에 대해 1.2까지 허용	경부 고속전철		30Hz Filtering
동적 운중감소	빈도누적확률에 따라 최대 80%까지 허용	국내철도 일본철도	전반	빈도누적확률 0.1%일 때 : 80% 허용 30Hz Filtering
차륜횡력	$F(10+2P/3)$ [kN] 이내 (P : 차륜 수직력 F : 안전계수)	영국철도	전반	Prudhomme Limit F=1.0 매 2m 주행 평균값 기준
	$2.9+0.3P$ [ton]이내 (P : 차륜 수직력)	국내철도 일본철도	전반	30Hz Filtering
	60KN	경부 고속전철		30Hz Filtering

철도차량의 탈선 안전성을 향상시키기 위해서도 이미 오래 전부터 선진국에서는 현장 실험과 연구를 통해 안전 기준들을 정하여 적용해 오고 있고 동역학 해석의 결과를 가지고 안전성을 분석해 오고 있다. 철도차량의 탈선은 탈선 과정에 따라 타오르기 탈선(running over)과 뛰어 오르기 탈선(jumping over) 등으로 분류되고 있으며, 이러한 탈선에 대한 안전성의 평가를 위해서는 탈선계수, 운중감소, 차량에 궤도에 주는 영향 등을 적절히 계산 또는 측정해 의해 평가하는 방법이 이용되고 있다. 차량의 탈선에 있어서 궤도나 차량의 기계적 결함이 없는 경우에 일어나는 탈선은 주로 완화곡선부의 운중감소와 횡압증가에 따른 타오르기 탈선이 일반적이며, 이 경우의 평가척도는 탈선계수와 운중감소량을 사용한다. 차량의 횡압이 과도하게 작용하는 경우에는 레일이 지지하지 못하고 타오르기가 발생되어, 차량이 탈선되는 경우가 있다. 탈선에 대한 안전성 측면에서 각국에서 규정하고 있는 탈선계수와 운중감소, 차량 횡압의 허용한도를 표 1에 제시하였다.

4. 철도차량 동역학 해석 기술 적용 사례

4.1 연구 배경

차량 동역학 해석 기술의 적용 사례로서 본장에서는 현재 성공적으로 운행되고 있는 KTX의 시험운행 중에 발생했던 차량 진동 현상의 규명에 차량동역학 해석 기술이 어떻게 사용되었는지를 보여주고자 한다. 당시 KTX는 2004년 4월 개통을 목표로 최고속도 300Km/h의 시험운행 중에 있었다. KTX차량은 경부고속선 시험선로에서 시속 200km까지 운행 시험중 시속 140km이상에서 차량의 후미부 진동 현상이 발생하였다. 후미부 진동현상은 대기온도가 약 15℃이상인 경우에는 발생하지 않고 동절기의 저온상태에서만 발생하는 것으로 알려져 있다. 차체의 진동은 환경조건에 따라 다르지만 0.26~0.288m/s²정도까지 측정되었고 이 값은 ISO2631의 2시간기준 횡가속도 승차감기준에서 제안된 0.183m/s²보다 약 1.5배 큰 값이다. 일단 후미부 진동이 시작되면 차체는 0.5~0.6Hz사이의 일정한 진동수로 진동하는 현상을 보였다. 이 진동현상의 원인 규명과 방지를 위하여 다방면의 시험이 수행되었고 연구가 진행되었다. 이런 맥락에서 당시 KTX차량의 다량편성 모델링을 통하여 후미진동을 해석적으로 재현하고, 2차 공기스프링 특성과 차륜담면구배가 후미진동에 미치는 영향에 대하여 해석적으로 연구하였다. KTX차량의 동특성 해석은 영국 AEA에서 개발한 철도차량 동역학 전용해석 프로그램인 VAMPIRE를

이용하여 수행되었다. KTX는 객차부 차량간 연결이 차량간 댐퍼와 고정링, 이동링, 관절대차로 연결되어 차량간 상대운동이 연성되는 독특한 특성이 있다. 또한 KTX는 12량 편성 또는 전후부 10량 열차가 자동연결기로 연결된 중련 편성 상태로 운전되는 프랑스의 TGV 고속차량과 달리 관절대차로 연결된 20량 장대편성으로 운행되고 있다. 해석 결과를 통해 이러한 독특한 차량편성과 한국의 동절기 저온 환경 등이 고속차량의 독특한 진동을 발생시키는 것을 알 수 있었다. 개발된 모델은 차량의 현가장치 특성 검토시 유용하게 활용되었다.

4.2 해석 모델

4.2.1 차량 모델

해석용 시스템 편성 모델은 Fig. 6에서와 같이 P(동력차) + MT(동력객차) + 16T(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) 17대로 구성되어 있다. 숫자는 강체의 질량번호를 의미하며 뒤에서 해석결과 설명시 이 질량번호를 기준으로 기술하였다.

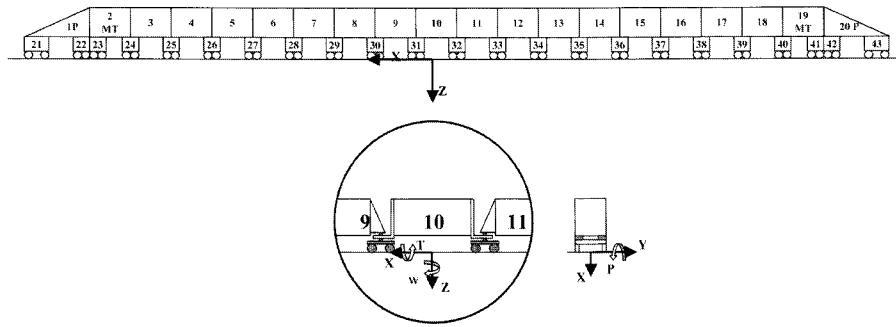
4.2.2 궤도 모델

경부 고속선 궤도 모델링은 궤도 검측차(EM120)로 검측한 실제 데이터를 가공하여 이용하였다. 서울기점 106.3 Km~123.3Km구간의 검측데이터를 VAMPIRE에서 요구하는 궤도입력 조건으로 변환하여 모델링하였다. Fig. 7은 해석구간의 궤도데이터를 보여준다. 해석구간에는 곡선반경 7000m구간이 포함되어 있다.

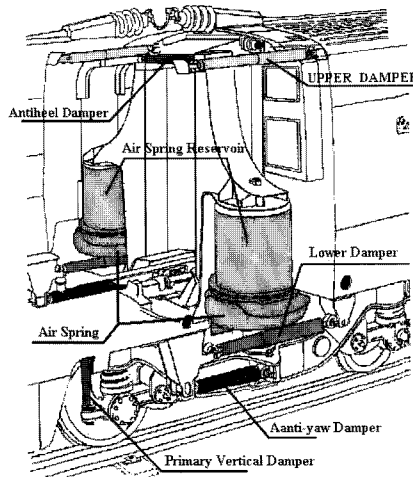
4.2.3 차륜 레일 모델

차륜 담면부 형상 모델에는 경부고속열차에 적용된 NFF0112 (GV40,담면구배 1/40)와 담면구배 증가시 특성을 검토하기 위하여 시험선에서 시험중인 XP55(담면구배 0.055)를 모델링하여 사용하였고, 레일 형상에는 경부 고속선에 사용되고 있는 UIC60 레일의 1/20 경사된 모델을 사용하였다. Fig. 8은 해석에 사용된 차륜의 형상을 보여준다.

Fig. 9는 150Km/h로 주행시 횡방향 강성 변화에 따른 차호별 횡방향 진동값(RMS)의 변화를 보여준다. 횡방향 강성이 정상상태인 0.1MN/m에서 0.3MN/m로 변할 때에 후미차량의 횡방향 진동의 크기가 10호차 이후 후미부분에서 급격하게 커지는 것을 알 수 있다. 또한 차량편성의 후미부로 갈 수록 커지다가 후부 동력차에서 감소하는 경향을 보이고 있는데 후미부 진동의 크기는 횡강성이 클수록 큰 것을



(a) Vehicle model with 20 cars



(b) Articulate Bogie and Suspension Elements

Fig. 6 Vehicle Model and Inter-car body Suspension Element

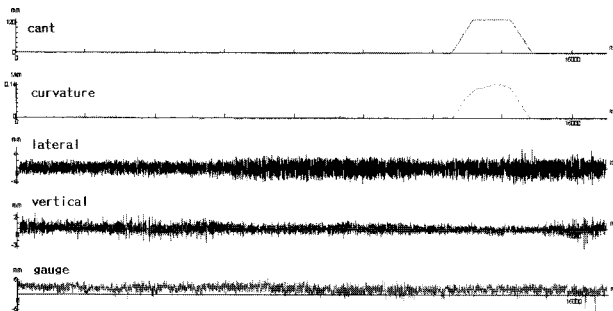


Fig. 7 Track Irregularities of Kyoung-Bu High Speed Line (106.3 Km~123.3 Km)

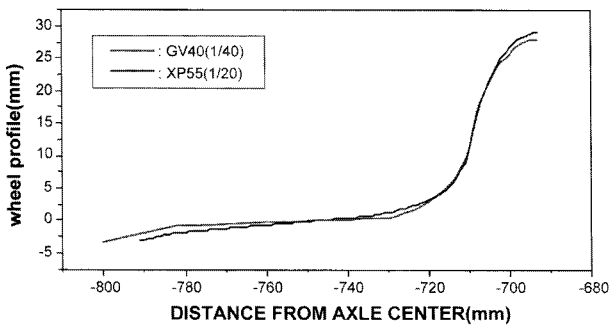


Fig. 8 Wheel Profile

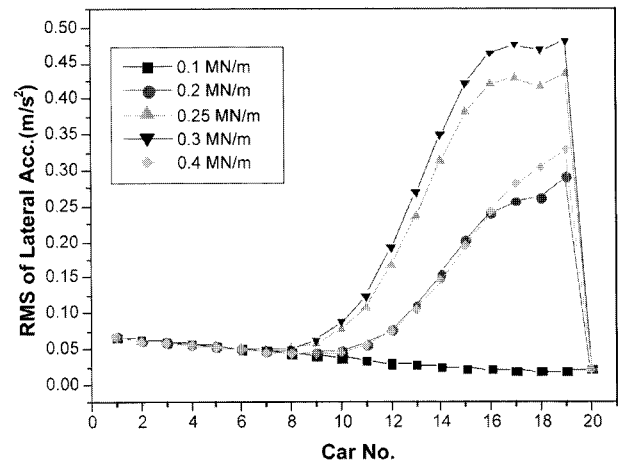


Fig. 9 The change of car body lateral acceleration (RMS) according to the change of secondary air spring lateral stiffness (150Km/h)

알 수 있다.

Fig. 10은 공기스프링 횡방향 강성이 0.2MN/m인 경우 속도 변화에 따른 차호별 횡방향 진동(RMS)변화를 보여준다. 해석모델은 저온상태시 횡강성이 증가했을 경우로 볼 수 있는 횡방향 강성이 0.2MN/m인 경우이고 차륜담편은 기존

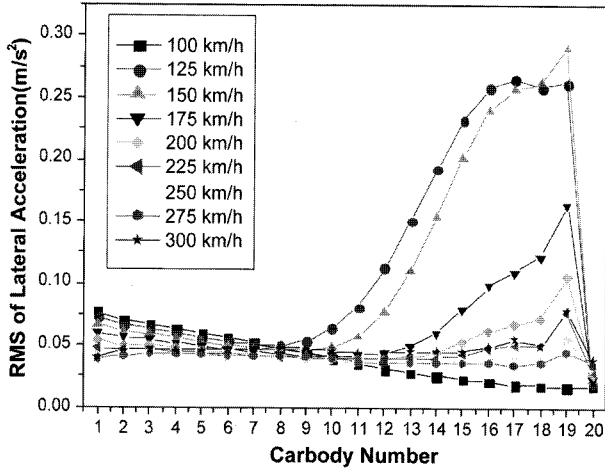


Fig. 10 The change of car body lateral acceleration (RMS) according to the change of speed (Air spring lateral stiffness : 0.2MN/m)

KTX차륜을 적용하였다. 실차 시험시 차량의 조건이 정확하게 어느 값인지는 알 수가 없다. 단지 시험결과를 검토해 볼 때 시험데이터의 횡진동의 크기가 공기 스프링 횡강성이 0.2MN/m일 때의 해석결과와 유사하여 이 차량모델을 사용하여 얻은 해석결과와 비교하였다.

ISO2631의 2시간기준 횡가속도 승차감기준은 2Hz이하의 저주파 진동의 경우 $0.183m/s^2$ 를 초과하지 않도록 권고하고 있다. 해석결과를 보면 100Km/h속도에서는 안정한 값을 보이다가 125Km/h, 150Km/h로 속도가 상승되면서 후미부 진동의 크기가 급격히 증가하고 200Km/h, 250Km/h로 상승하면서 안정화되다가 300Km/h에서 다시 약간 증가하지만 권고치인 $0.183m/s^2$ 이하인 것을 알 수 있다. Fig. 9와 Fig. 10을 통해서 KTX가 10량 이상의 장대편성으로 운행될 경우 2차 횡강성의 변화로 인하여 특정 속도대역에서 불안정 진동이 발생하여 후미부 진동이 기준치를 초과할 수 있음을 보여준다. 따라서 관절대차로 연결된 10량 이상의 장대편성의 경우 소수의 차량으로 연결된 차량 모델로는 확인할 수 없는 저주파 진동특성을 검토하기 위해서는 장대 편성 해석 모델을 통한 주행 안정성 및 진동레벨의 검토가 필요한 것을 알 수 있다.⁶⁾

고속시험선에서의 시험결과를 보면 횡진동 주파수가 0.5 Hz~0.6Hz대역인 것을 알 수 있는데, 고유치 해석결과를 보면 답면구배가 0.025~0.035인 경우 0.5Hz대역의 불안정 모우드가 발생하는 것을 알 수 있었다. 또한 해석적으로 구한 0.5Hz대역의 불안정 모우드의 모우드 형상을 보면 Fig. 11에서와 같이 차량편성 후부 쪽으로 갈수록 차체의 모우드 진폭이 커지다가 다시 감소하는 형상으로 시험시 관측된 진동분포와 유사한 것을 알 수 있다.

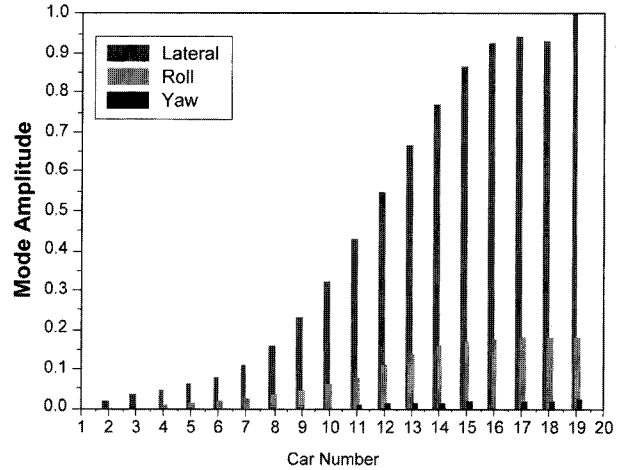


Fig. 11 Mode shape of typical unstable modes at low frequency of 0.545Hz (150Km/h) (20 car model, conicity 0.025)

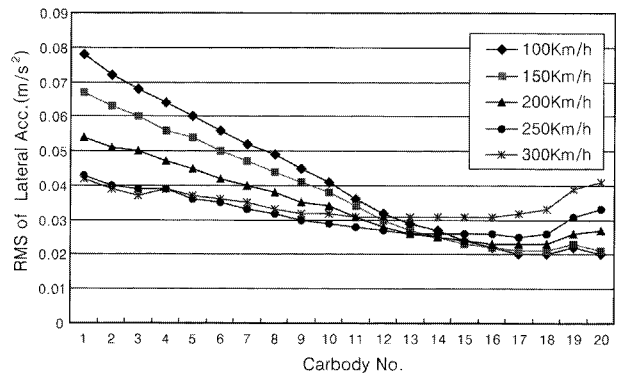


Fig. 12 The change of car body lateral acceleration according to the change of speed(100~300Km/h) (Air spring lateral stiffness:0.2MN/m, XP55 wheel)

Fig. 12는 답면구배가 0.055인 XP55 차륜을 적용했을 경우 2차공기스프링의 강성이 0.2MN/m인 경우에도 후미부 진동이 발생하지 않음을 보여주는 해석결과이다. 이 결과는 모우드 해석에서 답면구배 증가시 객차후미부 불안정 진동 모우드가 사라지는 결과와 일치한다. 또한 관절대차에 답면구배가 0.055인 XP55 차륜을 적용했을 때 외기 온도에 상관없이 후미부 객차 횡진동이 승차감 권고치 이내로 안정적임이 실차 시험을 통해서 확인되었다. 결국 차량 후미부로 갈수록 횡진동이 커지는 경향을 보이는 KTX차량의 진동은 Fig. 11에서와 같이 모우드 해석시 나타난 불안정 모우드 형상과 일치하고 있어, 이 불안정 모우드가 가진 되어 횡진동이 발생하는 것으로 추정된다. 예상되는 가진원은 휠과 레일의 기하학적 형상에 의하여 변하는 접촉력과 궤도틀림이 있는데, 차륜의 답면구배에 따라 진동현상이 크게 영향을 받는 것으로 보아 차량 답면구배와 주행속도에 따라 영향을 받는 사행동이 특정속도 대역에서 차량

의 불안정 진동수와 근접한 진동수로 차량을 가진하는 역할을 하여 급격한 불안정진동이 발생하는 것으로 생각된다.^{1),4)-5)}

5. 맺음말

본 기고에서는 철도 차량 동특성 해석 기술에 대해 소개하고 다물체 동역학 기술이 어떻게 현장에서 활용되고 있는지를 예와 함께 살펴보았다. 향후 철도의 고속화와 안전에 대한 요구 증대 그리고 유지보수 비용의 절감이라 측면에서 차량과 인프라간의 인터페이스를 고려한 시스템적 접근법을 통한 문제 해결의 요구가 증대할 것임으로 이런 요구를 만족시킬 수 있는 동역학 해석 기술에 대한 요구는 증가하리라 생각된다. 이와 함께 초고속 자기부상 열차 등 새롭게 등장하고 있는 신교통 시스템들의 동역학적 해석의 요구도 증대하리라 생각됨으로 이런 현장의 요구를 해결하기 위한 지속적인 연구개발 노력이 필요하리라 생각된다.

참 고 문 헌

1. AEA TECHNOLOGY, "Introduction to railway vehicle dynamics-Ch3 Equations of Motion, Ch4 Stability", 1998
2. 김성원, 이견복, 정태건, 황재혁, "기계진동학", 반도출판사, pp.249~255, 1998
3. Daniel J. Inman, "Vibration with Control, Measurement, and Stability", Prentice Hall, pp.126~128, 1989
4. 백남옥, 강부명, 장경수, 김효식, "철도차량총서", 기전연구사, pp.23~26, 1998
5. A.H. Wickens, "Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics", Swets & Zeitlinger, pp.5~6, 2003
6. Kang, Bu Byoung, Chung, Heung Chai, "The influence of the train formation on the KTX vibration at the tail of the train", KSME Conference(Korean), 2003
7. Kang, Bu Byoung, "A Study on the Optimum Control of KTX Wheel Wear", KRRI Report, 2004. 3
8. Bu-Byoung Kang, Hi-Sung Lee, Young-Yong Wang, 1999, "A study on the wheel wear of high speed train running on the conventional line", Proceedings of Korean Society for Railway, pp.135~142
9. B.B. Kang, C.W. Lee, "The influences of the wheel profiles on the wheel wear and vibrational characteristics of the passenger cars running on the Seoul-Pusan conventional line." JSME International, June, 2004
10. VK Garg, RV Dukkupati, "Dynamics of railway vehicle systems", Academic Press, pp.103~118, 1984

[담당 : 김만철, 편집위원]