

## 철도차량 충돌 시 선두차량의 횡 및 요잉 거동 예측 연구

김준우\* · 정의철\* · 구정서\*†

\* 서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

### Study on the Prediction of Lateral and Yawing Behaviors of a Leading Vehicle in a Train Collision

Jun Woo Kim\*, Eui Cheol Jeong\* and Jeong Seo Koo\*†

\* Dept. of Rolling Stock System, Seoul Nat'l Univ. of Science and Technology

(Received February 26, 2016 ; Revised October 13, 2016 ; Accepted October 28, 2016)

**Key Words:** Leading Vehicle(선두차량), Free-Body Diagram(자유물체도), Theoretical Model(이론 모델), Yawing(요잉), Runge-Kutta(런지-쿠타)

**초록:** 본 연구에서는 철도차량의 사고의 유형 중 가장 많이 발생하는 지그재깅 현상에 대해 이론 모델을 정립하여 선두차량의 지그재깅 거동에 대한 운동방정식을 도출하였다. 운동방정식을 풀기 위하여 미분방정식 수치해석법 중 가장 대표적인 Runge-Kutta 4차식을 사용하였고, 휠-레일 인터페이스에 의한 횡의 횡 변위는 운동에너지를 이용하여 추정하였다. 그리고 이론식을 검증하기 위하여 재그재깅 현상에서 가장 변위가 큰 연결기 위치에서의 횡 변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 비 탈선 충돌 조건에서 최대 편차율은 0.8 [%]~4.7 [%] 발생하고, 탈선 충돌조건에서는 탈선이 일어나는 시점에서 차량의 횡 변위를 비교한 결과 최대 편차율이 0.6 [%]~5.1 [%]로 잘 일치하는 것을 확인하였다. 이론식을 사용하여 사고나 현상을 시뮬레이션으로 재현할 때 필요한, 전체적인 거동에 부합하는 차량 간 연결의 초기 off-set량을 예측할 수 있다.

**Abstract:** In this study, we derived theoretical equations for the zigzag movement of a leading vehicle, which is the most frequent behavior in train accidents, by using a simplified spring-mass model for the rolling stock. In order to solve the equations of motion, we applied the Runge-Kutta method, which is the typical numerical analysis method used for differential equations. Furthermore, the lateral displacement of the wheel-set at the wheel-rail interface was estimated using kinetic energy. In order to verify the derived equations, we compared the theoretical and simulated results under various collision conditions. The maximum relative deviations of the lateral displacements were 0.8 [%]~4.7 [%] in light collisions and 0.6 [%]~5.1 [%] under derailment conditions. When an accident is simulated, these theoretical equations can be used to predict the overall behavior and obtain the offset of the body-to-body link as the initial perturbation.

#### 1. 서론

철도의 신호 통신과 열차 제어 시스템의 발전으로 열차의 탈선, 충돌사고의 발생은 줄어들고 있다.

하지만 철도차량이 점점 고속화 되면서 곡선부

에서 탈선이나 열차 대 열차의 충돌로 인해 사고 발생 시 대형사고가 발생한다.

그래서 철도 선진국인 프랑스, 영국, 독일, 미국 등은 원인 규명 및 방지대책 등을 연구하기 위해 철도차량 사고 발생 시 시뮬레이션으로 사고를 재현하는 연구가 이루어지고 있다.

Ronald Mayville 등<sup>(1)</sup>은 다물체 동역학 소프트웨어를 이용하여 곡선반경, 충돌속도 등 여러 가

† Corresponding Author, koojs@seoultech.ac.kr

지 변수에 대해 지그재깅 현상을 연구하였고, David C. Tyrell<sup>(2)</sup>는 미국에서 일어난 철도사고 중 지그재깅사고에 대해 연구를 하였다. 또한, 한형석 등<sup>(3)</sup>도 다물체 동역학 소프트웨어를 이용하여 1D, 2D 해석에서 제공하지 않는 횡좌굴 현상을 구현하였다. 그러나 이러한 기존 연구들은 특정 충돌사고에 대하여 많은 시행착오적 기법으로 사고결과와 부합시키는 방법을 사용하였다.<sup>(1-3)</sup> 그리고 철도차량에 대한 많은 연구는 차량설계에 대한 기준이나 차량 충돌 시 안전성을 확보하기 위한 충격흡수 완충장치에 대한 연구 중심으로 진행되고 있다.<sup>(4-6)</sup>

본 연구에서는 열차의 사고 중 가장 많이 발생하는 지그재깅 현상에 대해 선두차량의 지그재깅에 대한 이론식을 도출하였다. 그리고 도출된 이론식은 3D 시뮬레이션 모델로 비교 검증하고 타당성을 평가하였다. 본 이론식은 열차의 지그재깅 사고를 시뮬레이션으로 재현할 때 더 빠르게 구현할 수 있도록 차량연결의 초기 off-set량 결정 등 초기조건 설정에 가이드라인 역할을 할 수 있을 것이다.

### 2. 선두차량 1차원 충돌

열차의 선두차량과 뒤따라오는 차량의 속도차이로 인한 충돌을 간단한 질량 스프링 시스템으로 표현하면 Fig. 1과 같다.

Fig. 1과 같은 1차원 충돌에 대해 운동방정식을 세운 후 2개의 질량에 대한 변위를 구하면 식 (1), (2)와 같고, 스프링에서 작용하는 힘을 구하면 식 (3)과 같다.

$$x_1 = \frac{V_1}{\omega_o} \sin(\omega_o t) + \frac{\frac{k_c}{m_2} V_1 + \frac{k_c}{m_1} V_2}{\omega_o^2} \left( t - \frac{\sin(\omega_o t)}{\omega_o} \right) \quad (1)$$

$$x_2 = \frac{V_2}{\omega_o} \sin(\omega_o t) + \frac{\frac{k_c}{m_2} V_1 + \frac{k_c}{m_1} V_2}{\omega_o^2} \left( t - \frac{\sin(\omega_o t)}{\omega_o} \right) \quad (2)$$

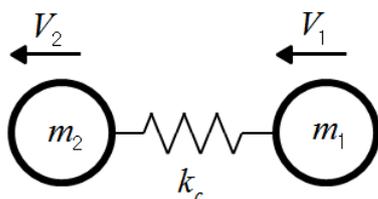


Fig. 1 System of 2 mass and 1 spring

$$F_c = k_c(x_1 - x_2) = Vm\omega_o \sin(\omega_o t) \quad (3)$$

여기서,  $\omega_o^2 = \frac{k_c}{m} = \frac{k_c}{m_1} + \frac{k_c}{m_2}$

$$m = \frac{m_1 m_2}{m_1 + m_2}$$

$$V = V_1 - V_2$$

### 3. 선두차량 횡 및 요잉 거동에 대한 이론식

#### 3.1 선두차량에 대한 운동방정식

선두차량과 후속열차의 속도차이로 인해 두 열차가 충돌하였을 경우, 선두차량에서 나타나는 횡 및 요잉에 대한 거동을 도식화 하면 Fig. 2와 같다. Fig. 2의 (a)는 충돌직전, (b)는 충돌 후에 대한 그림으로 시간이 경과함에 따라 선두차량의 거동을 위에서 본 그림이다.

뒤 따라오는 차량과 충돌에 의한 연결기의 충격력은 식 (3)에서 유도한 식을 적용하였다.

Fig. 2와 같이 후속차량에 의한 충격으로 인해

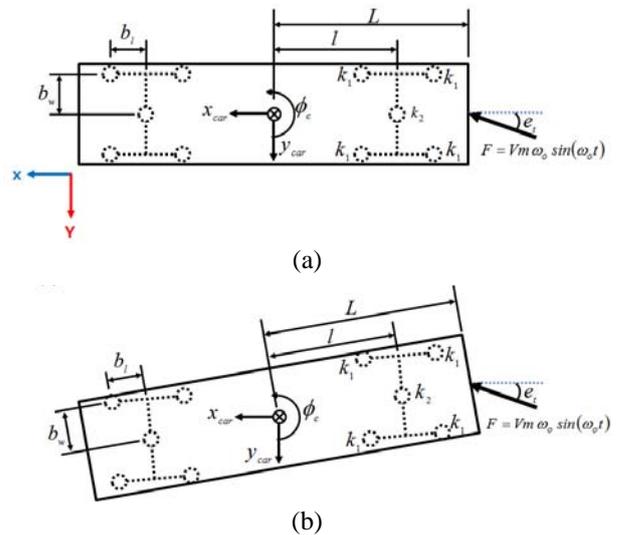


Fig. 2 Theoretical model about lateral or yawing motion of a leading vehicle

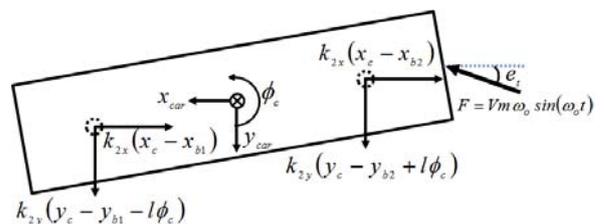


Fig. 3 Free-body diagram of car body

시간에 따른 선두차량의 횡 거동 및 요잉 거동에 대한 식을 유도하기 위하여 차체에 대한 자유물체도를 Fig. 3에 나타내었다.

Fig. 3에서 설명한 자유물체도를 이용하여 선두차량 차체의 길이, 횡, 요잉 거동에 대한 운동방정식을 나타내면 식 (4~6), (4-1~6-1)과 같다.

여기서,  $\phi_c$ 는 미소각으로  $\sin(\phi_c) \cong \phi_c$ ,  $\cos(\phi_c) \cong 1$ 로 가정하였다.

$$\sum F_x = -k_{2x}(x_c - x_{b1}) - k_{2x}(x_c - x_{b2}) + F \cos(e_t) \quad (4)$$

$$= m_c \ddot{x}_c$$

$$\ddot{x}_c + 2 \frac{k_{2x}}{m_c} x_c - \frac{k_{2x}}{m_c} x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_c} x_{b2} = \frac{\cos(e_t)}{m_c} F \quad (4-1)$$

$$\sum F_y = k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) + k_{2y}(y_c - y_{b2} + l\phi_c) \quad (5)$$

$$- F \sin(e_t) = -m_c \ddot{y}_c$$

$$\ddot{y}_c + 2 \frac{k_{2y}}{m_c} y_c - \frac{k_{2y}}{m_c} y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_c} y_{b2} = \frac{\sin(e_t)}{m_c} F \quad (5-1)$$

$$\sum M = k_{2y}l(y_c - y_{b1} - l\phi_c) - k_{2y}l(y_c - y_{b2} + l\phi_c) \quad (6)$$

$$+ LF \sin(e_t) = I_{zc} \ddot{\phi}_c$$

$$\ddot{\phi}_c + 2 \frac{k_{2y}l^2}{I_{zc}} \phi_c + \frac{k_{2y}l}{I_{zc}} y_{b1} - \frac{k_{2y}l}{I_{zc}} y_{b2} \quad (6-1)$$

$$= \frac{L \sin(e_t)}{I_{zc}} F$$

선두차량 앞쪽 대차의 길이, 횡 거동에 대한 식을 유도하기 위한 앞쪽 대차의 자유물체도를 Fig. 4에 나타내었고, 앞쪽 대차의 길이, 횡 거동에 대한 운동방정식은 식 (7, 8), (7-1, 8-1)과 같다.

$$\sum F_x = -2k_{1x}(x_{b1} - b_w\phi_{b1}) - 2k_{1x}(x_{b1} + b_w\phi_{b1}) \quad (7)$$

$$+ k_{2x}(x_c - x_{b1}) = m_b \ddot{x}_{b1}$$

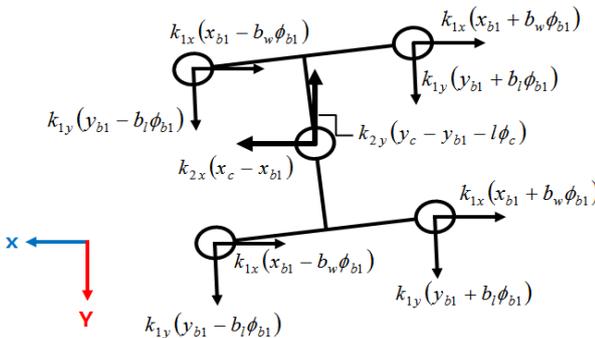


Fig. 4 Free-body diagram of front bogie

$$\ddot{x}_{b1} + 4 \frac{k_{1x}}{m_b} x_{b1} + \frac{k_{2x}}{m_b} x_{b1} - \frac{k_{2x}}{m_b} x_c = 0 \quad (7-1)$$

$$\sum F_y = 2k_{1y}(y_{b1} - b_l\phi_{b1}) + 2k_{1y}(y_{b1} + b_l\phi_{b1}) \quad (8)$$

$$- k_{2y}(y_c - y_{b1} - l\phi_c) = -m_b \ddot{y}_{b1}$$

$$\ddot{y}_{b1} + 4 \frac{k_{1y}}{m_b} y_{b1} + \frac{k_{2y}}{m_b} y_{b1} - \frac{k_{2y}}{m_b} y_c + \frac{k_{2y}l}{m_b} \phi_c = 0 \quad (8-1)$$

선두차량 뒤쪽 대차의 길이, 횡 거동에 대한 식을 유도하기 위한 뒤쪽 대차의 자유물체도를 Fig. 5에 나타내었고, 뒤쪽 대차의 길이, 횡 거동에 대한 운동방정식은 식 (9, 10), (9-1, 10-1)과 같다.

$$\sum F_x = -2k_{1x}(x_{b2} - b_w\phi_{b2}) - 2k_{1x}(x_{b2} + b_w\phi_{b2}) \quad (9)$$

$$+ k_{2x}(x_c - x_{b2}) = m_b \ddot{x}_{b2}$$

$$\ddot{x}_{b2} + 4 \frac{k_{1x}}{m_b} x_{b2} + \frac{k_{2x}}{m_b} x_{b2} - \frac{k_{2x}}{m_b} x_c = 0 \quad (9-1)$$

$$\sum F_y = 2k_{1y}(y_{b2} - b_l\phi_{b2}) + 2k_{1y}(y_{b2} + b_l\phi_{b2}) \quad (10)$$

$$- k_{2y}(y_c - y_{b2} + l\phi_c) = -m_b \ddot{y}_{b2}$$

$$\ddot{y}_{b2} + 4 \frac{k_{1y}}{m_b} y_{b2} + \frac{k_{2y}}{m_b} y_{b2} - \frac{k_{2y}}{m_b} y_c - \frac{k_{2y}l}{m_b} \phi_c = 0 \quad (10-1)$$

식 (4~6), (4-1~6-1)에서 언급한 차체의 커플러에서 작용하는 힘의 각도를 나타내는  $e_t$ 를 선두차량과 후속차량의 시간에 따른 거동을 고려하여 식 (11)와 같이 표현하였고, 식 (11)에 앞에서 구한 식 (1, 2)를 대입하여 식 (11-1)과 같이 표현하였다.

$$e_t = \tan^{-1} \frac{\phi_c L + y_c}{L_c - (x_1 - x_2)} + e_0 \quad (11)$$

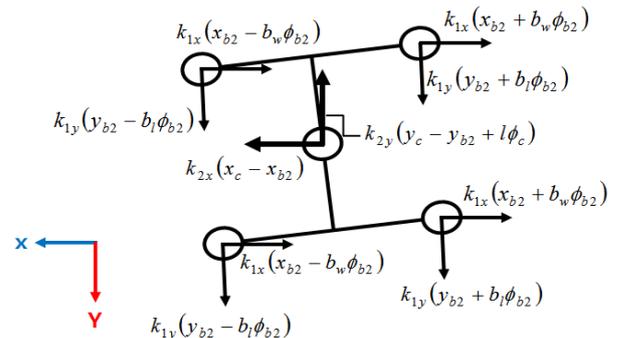


Fig. 5 Free-body diagram of rear bogie

$$e_t = \tan^{-1} \frac{\phi_c L + y_c}{L_c - \left( \frac{1}{w_o} \sin(w_o t) V \right)} + e_0 \quad (11-1)$$

여기서,  $L_c$  : 연결기 초기 길이  
 $e_0$  : 연결기 초기 각도

3.2 Runge-Kutta

Runge-Kutta<sup>(7,8)</sup> 는 여러 가지의 방법이 있지만, 가장 간단한 방법으로는 1차 Runge-Kutta 방법 또는 Euler 방법이 있다. 하지만 이 식은 절단 오차가 크게 발생하기 때문에 본 연구에서는 오차를 줄이기 위해 4차 Runge-Kutta를 사용하였다.

Runge-Kutta의 4차법(fourth-order method)은 2차법(second-order method)과 같이 Taylor 전개로부터 얻을 수 있다. 적분 공식의 마지막 형태의 파라미터를 어떻게 선택하느냐에 4차 Runge-Kutta 방법이 결정되는데, 본 연구에서는 일반적으로 가장 많이 쓰이는 식 (12~16)을 적용하기 위해 앞에서 구한 선두차량의 운동방정식 (4-1~10-1)을 이용하여 4차 Runge-Kutta에 적용 가능한 형태로 변환하여 적용하였다.

$$K_1 = hF(x, y) \quad (12)$$

$$K_2 = hF\left(x + \frac{h}{2}, y + \frac{K_1}{2}\right) \quad (13)$$

$$K_3 = hF\left(x + \frac{h}{2}, y + \frac{K_2}{2}\right) \quad (14)$$

$$K_4 = hF(x + h, y + K_3) \quad (15)$$

$$y(x + h) = y(x) + \frac{1}{6}(K_1 + 2K_2 + 2K_3 + K_4) \quad (16)$$

4. 선두차량 지그재깅 거동에 대한 시뮬레이션

4.1 비탈선 조건에서의 시뮬레이션

이론식을 검증하기 위해 Ls-Dyna<sup>(9)</sup>를 이용하여 이론 모델과 동일한 3D 열차를 Fig. 6과 같이 모델링하였고, 단순모델의 제원 및 입력 값은 Table 1과 같다.

한국형 고속열차와 동일한 구조로 1차 현가장치는 1개 대차 당 내부(inner) 스프링, 외부(outer) 스프링, 안내(guide) 스프링 총 12개의 스프링과 2차 현가장치는 4개의 스프링으로 모델링하여 스프링 특성을 병렬로 계산하였다. 실제 연결기 특

Table 1 Input parameter

Parameter	Value	
$m_1$	56,876	kg
$m_2$	56,876	kg
$m_b$	6,922	kg
$I_{zc}$	$2.087 \times 10^{12}$	kg·mm <sup>2</sup>
$L$	9,510	mm
$l$	7,000	mm
$h$	700	mm
$k_c$	10	kN/mm
$k_{1x}$	10	kN/mm
$k_{1y}$	7.5	kN/mm
$k_{2x}$	20	kN/mm
$k_{2y}$	20	kN/mm

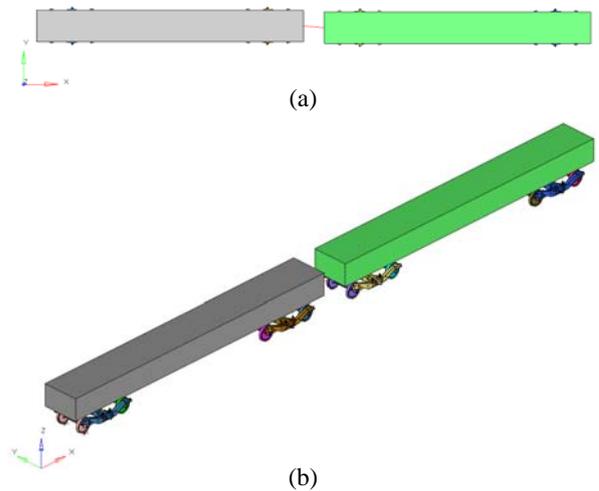


Fig. 6 (a) Top view of Simple model (b) Isometric view of Simple model

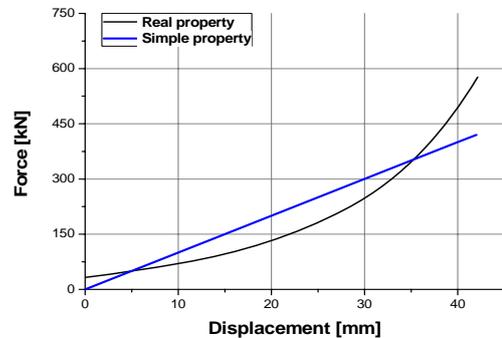


Fig. 7 Properties of mid-coupler

성은 Fig. 7에서 표시된 검은색 선과 같지만, 이론식에서는 비선형 특성을 고려하기 힘들기 때문에 완충 에너지 증가가 되는 직선으로 단순화하

여 적용하였다. 실제 연결기와 같은 비선형 특성에 대한 결과를 이론식으로 구하기 위해서는 OLED 사의 1차원 충돌 전용 시뮬레이션 소프트웨어<sup>(10)</sup>를 이용하여 연결기의 충격량을 구한 후 다항식 회기 곡선 접합 방법 등을 이용하여 식 (4~6)의 차체에 작용하는 충격력  $F$ 에 대입하여 구할 수 있다.

시뮬레이션 모델에서 휠-레일 접촉을 고려하게 되면 단순 모델임에도 상당한 시간이 필요하다.

이러한 문제를 해결하기 위해 조현식<sup>(11)</sup>은 휠-레일 접촉을 고려한 Real model과 휠-레일 인터페이스를 단순화한 Spring model을 비교하여 두 모델이 동일한 조건에서 탈선 거동과 탈선 시간이 잘 일치함을 확인하였다.

따라서, 해석 시간을 줄이기 위해 동일한 방법으로 휠-레일 인터페이스를 단순화하여 Fig. 8과 같이 스프링 횡 강성을 적용하였다.

Table 1에서 언급한 파라미터 값을 적용하여 앞에서 제시한 이론을 검증하기 위해 열차의 지그재깅에서 가장 큰 변위를 가지는 연결기 위치에서의 횡 변위를 비교하였다.

이론식에는 연결기 위치에 대한 변수가 언급되어 있지 않기 때문에 열차의 횡 변위( $y_c$ )와 열차의 요잉각도( $\phi_c$ )를 구한 후, 식 (17)을 사용하여 연결기 위치에서의 횡 변위를 구할 수 있다. 그러나 휠과 레일의 인터페이스는 Kalker 이론과 같이 비선형 관계에 있어 대차 운동에 관한 식 (7~10)에서는 고려되지 않았기 때문에 휠의 횡 변위를 고려할 수 없어 Fig. 9(a)에서 외력을 Fig. 9(b)와 같이 변환(Y축 방향 힘만 고려)한 후, 식 (18~22)를 이용하여 횡 방향에 대한 직선운동에

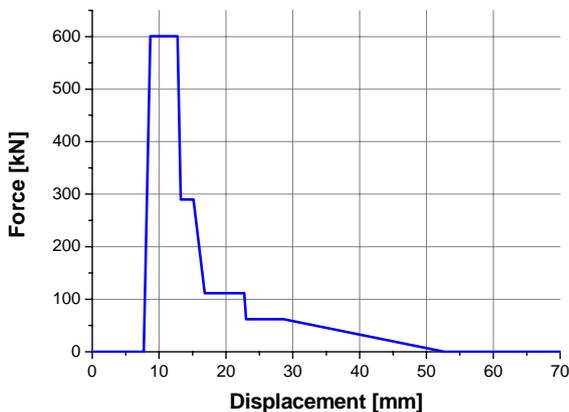


Fig. 8 Lateral force-displacement curve of the wheel-rail

너지와 회전운동에너지를 구하여 Fig. 8에서 제시한 스프링의 힘-변위 그래프에서 면적을 이용하여 휠 셋의 횡 변위를 계산하였다.

$$y_{coupler} = y_c + L \times \phi_c \tag{17}$$

$$v(t) = \int a(t) = \int \frac{f(t)}{m} \tag{18}$$

$$K_i = \frac{1}{2}mv^2 \tag{19}$$

$$w(t) = \int \alpha(t) = \int \frac{M(t)}{I} \tag{20}$$

$$K_r = \frac{1}{2}Iw^2 \tag{21}$$

$$K = K_i + K_r \tag{22}$$

Fig. 10과 같이 선두차량과 후속열차의 충돌각도 5 [°], 충돌속도 10 [km/h] 조건에서 선두차량 연결기 부분에서의 횡 변위는 Table 2와 같고, 이때 횡 방향에 대한 운동에너지는 약 409 [J]로 Fig. 9의 그래프를 이용하여 휠 셋의 횡 변위를 구하면 9.3 [mm] 발생한다.

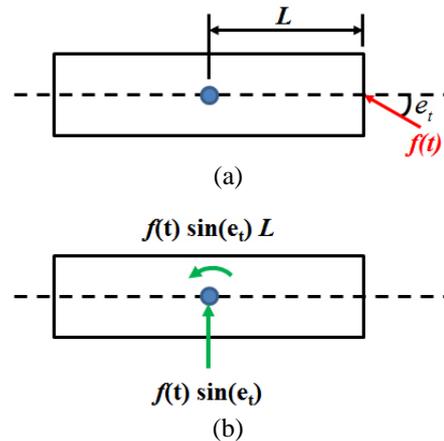


Fig. 9 (a) The force acting on the body; (b) The lateral force acting on COG

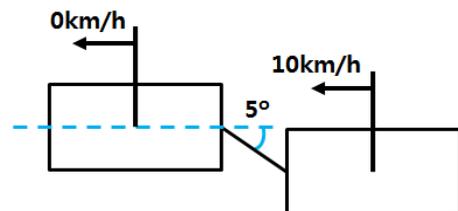


Fig. 10 Collision under the off-set angle of 5° and the speed of 10km/h

**Table 2** Comparison of lateral displacement of theory and 3D simulation

	Wheel-set Disp. [mm]	Total Disp. [mm]	Relative deviation [%]
Simulation	8.32	36.6	0.8
Theory	9.3	36.3	

**Table 3** Results about the various collision conditions of a vehicle

Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	10	36.6	36.3	0.8
	15	61.8	59	4.5
10	10	57.6	57.0	1.0
	15	97.4	102.0	4.7

연결기 위치에서의 횡 변위에 대해 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 총 변위가 시뮬레이션은 36.6 [mm], 이론식은 36.3 [mm]이다. 이 때, 최대 편차율은 0.8 [%]로 시뮬레이션 결과와 이론식이 잘 일치하는 것을 확인하였다.

이러한 방법을 이용하여 비 탈선 충돌조건에서 열차의 충돌 속도 및 각도에 따른 선두차량의 연결기 부분에서의 횡 변위를 정리하면 Table 3과 같다.

Runge-Kutta를 이용한 이론식 결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 결과 최대 5% 이내로 이론식을 통하여 차량의 횡 방향 거동 및 요잉 거동을 예측할 수 있다.

4.2 탈선 조건에서의 시뮬레이션

차량 간 충돌속도를 증가시켜 충돌 후 연결기 충격력에 의해 휠이 레일을 벗어나는 탈선조건에 대해 이론식을 검증하였다.

탈선을 일으키는 충돌조건은 Table 4와 같다.

이론식에서 열차가 탈선되는 시점은 차체에 작용하는 운동에너지가 휠-레일 인터페이스를 단순화한 스프링의 힘-변위 그래프에서의 면적(에너지)과 동일하게 되는 시점으로 볼 수 있다.

위에서 언급한 Table 4와 같은 열차 충돌 후 탈선조건에 대해 탈선이 일어나는 시점에서 이론식과 시뮬레이션 비교결과 Table 5와 같다.

**Table 4** Collision conditions causing derailment

Scenario	Collision angle [°]	Collision speed [m/s]
1	5	40
2		50
3	10	30
4		40

**Table 5** Results about the various collision conditions of a vehicle

Collision angle [°]	Collision speed [km/h]	Max. lateral displacement [mm]		Relative deviation [%]
		Simulation	Theory	
5	40	193.7	201.5	4.0
	50	218.7	228.2	4.3
10	30	167.9	176.4	5.1
	40	192.9	188.39	0.6

열차 충돌 후 탈선조건에서 탈선이 일어나는 시점에서 차체의 연결기 부위에서 최대 횡 변위를 이론식 결과와 시뮬레이션 결과를 비교한 결과 최대 6% 이내로 이론식을 통하여 차량의 횡 방향 거동 및 요잉 거동을 예측할 수 있었다.

5. 결 론

본 논문은 선두 차량과 후속 차량의 충돌로 인한 지그재깅 현상에 대해 연구하여 다음과 같은 결과를 얻었다.

(1) 1차, 2차 현가장치가 적용된 선두차량 이론 모델에 2개의 Mass 사이에서 작용하는 Spring 충격력에 대한 이론식을 적용하여 선두차량의 차체와 대차 거동에 관한 이론식을 도출하고, Runge-Kutta 4차식을 이용하여 충돌 후 변위를 구하였다.

(2) 실제 열차모델과 이론식을 비교 검증하기 위하여 3D 시뮬레이션 모델을 구성하였고, 대차의 현가장치와 이론식에서 사용한 스프링 상수를 동일시키기 위하여 시뮬레이션 모델의 현가장치를 병렬로 계산하여 적용하였다.

(3) 3D 시뮬레이션 모델과 이론식을 여러 가지 비 탈선 충돌조건에 대해서 비교한 결과 충돌속도 15 [km/h], 충돌각도 10 [°] 조건에서 4.7 [%]로 최대 편차가 발생하여 이론식과 시뮬레이션 결과가 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(4) 여러 가지 탈선 충돌 조건에 대해서 탈선이 일어나는 시점에서 차체의 최대 횡 변위를 시뮬레이션과 이론식을 비교한 결과 최대 편차율이 0.6 [%]~5.1 [%]로 잘 일치하는 것을 확인하였다.

(5) 이론식에 탈선 이후에 대한 조건이 적용되어 있지 않기 때문에 탈선이 일어난 후에 대해서는 차량에 대한 변위를 정확히 알기 어렵지만, 사고나 현상을 시뮬레이션으로 재현할 경우 전체적인 좌굴 거동과 이에 부합하는 초기 off-set량을 예측에 활용될 수 있다.

### 후 기

본 연구는 국토교통부 국토교통기술촉진연구사업의 연구비지원(15CTAP-C077444-02)에 의해 수행되었습니다.

### 참고문헌 (References)

- (1) Ronald, M., Robert, R. and Lisa, T., 1999, "Investigation and Simulation of Lateral Buckling in Trains," *ASME Joint Railroad Conference*.
- (2) Tyrell, D. C., 2002, "Rail Passenger Equipment Accidents and the Evaluation of Crashworthiness Strategies," *Journal of Rail and Rapid Transit*, Vol. 216, No. 2, pp. 131~147.
- (3) Han, H. S. and Koo, J. S., 2002, "Simulation of Train Crashes in Three Dimensions," *Korean Society for Railway*, Vol. 5, No. 3, pp. 116~124.
- (4) Kim, G. Y., Cho, H. J. and Koo, J. S., 2008, "A Study on Conceptual Design for Crashworthiness of the Next Generation High-speed EMU," *Korean Society for Railway*, Vol. 11, No. 3, pp. 300~310.
- (5) Son, S. W., Jung, H. S., Kim, J. S. and Kwon, T. S., 2010, "The Basic Study on the Lightweight Design of Square Tube Type Energy Absorber for Train," *The Korean Society of Automotive Engineers Annual Conference*, pp. 3243~3247.
- (6) Ha, H. K., Jeong, J. H., Lee, J. W. and Park, G. S., 2013, "Strength Evaluation of Obstacle Deflection According to EN15227 and Railroad Safety Act standard," *The Korean Society for Railway Autumn Conference*, pp. 525~531.
- (7) Kiusalaas, J., 2007, "Numerical Methods in Engineering With MATLAB," *ajin*, pp. 302~314.
- (8) Yu, D. S. and Kim, Y. I., 2001, "Numerical Analysis," *kyowoo*, pp. 315~346.
- (9) LSTC, LS-DYNA Keyword User's Manual Version 971
- (10) <https://www.oleo.co.uk>
- (11) Cho, H. J., 2010, "Study on Wheel-rail Models for Prediction of Derailment Behavior After Collision Using Virtual Testing Model," Seoul National University of Science and Technology.