차륜-레일 구름접촉을 적용한 철도차량 유한요소 모델의 충돌 기인 탈선거동 해석

이 준 호 · 구 정 서*

서울과학기술대학교 철도차량시스템공학과

Collision-induced Derailment Analysis of a Finite Element Model of Rolling Stock Applying Rolling Contacts for Wheel-rail Interaction

Junho Lee • Jeongseo Koo*

Department of Rolling Stock System, Seoul National University of Science and Technology, Seoul 139-743, Korea

(Received 9 January 2012 / Revised 30 August 2012 / Accepted 25 September 2012)

Abstract : In this paper, a finite element analysis technique of rolling stock models for collision-induced derailments was suggested using rolling contacts for wheel-rail interaction. The collision-induced derailments of rolling stock can be categorized into two patterns of wheel-climb and wheel-lift according to the friction direction between wheel flange and rail. The wheel-climb derailment types are classified as Climb-up, Climb/roll-over and Roll-over-C types, and the wheel-lift derailment types as Slip-up, Slip/roll-over and Roll-over-L types. To verify the rolling contact simulations for wheel-rail interaction, dynamic simulations of a single wheelset using Recurdyn of Functionbay and Ls-Dyna of LSTC were performed and compared for the 6-typical derailments. The collision-induced derailment simulation of the finite element model of KHST (Korean High Speed Train) was conducted and verified using the theoretical predictions of a simplified wheel-set model proposed for each derailment type.

Key words : Rolling stock(철도차량), Collision-induced derailments(충돌기인 탈선), FEM(유한요소법), Rolling contact(구름접촉), Wheel set(윤축), VTM(가상시험모델)

Nomenclature

f_s : contact force vector, kN
 k_i : stiffness factor for master segment, kN/mm
 f_{si} : scale factor for the interface stiffness
 K_i : bulk modulus of the master segment material, GPa
 A_i : face area of the master segment, mm^2
 α : complementary angle of the flange angle, rad
 μ : coulomb friction coefficient
 W_L : vertical axle load by the left suspensions, which includes half the weight of each wheel-set, kN

W_R : vertical axle load by the right suspensions, which includes half the weight of each wheel-set, kN
 F : lateral force of the suspension group in each wheel-set, kN
 R_L : contact force between the left wheel thread and the rail, kN
 R_R : contact force between the right wheel thread and the rail, kN
 R_F : contact force between the right wheel flange and the rail, kN
 d_R : displacement of the right wheel along the flange slope, mm

*Corresponding author, E-mail: koojs@seoultech.ac.kr

- θ : rotational angle of the wheel-set, rad
 a : length between suspension loading point and midpoint of wheel tread, mm
 b : gauge width, mm
 h : radius of wheel, mm

Subscripts

- s_i : master segment surface
 n_s : slave node

1. 서론

철도차량 운행 중 충돌이나 탈선이 발생하면 많은 인명피해와 물질적 피해가 발생한다. 현재 유럽, 미국, 한국 등 철도차량의 운행 중 충돌이나 탈선으로 발생하는 피해를 줄이기 위하여 안전규정을 정해 놓았다.¹⁻³⁾ 실차 충돌시험으로 안전규정평가 여부를 하기에는 많은 비용과 시간이 소비되므로 충돌 시뮬레이션이 편리하게 활용되고 있다. 이를 위하여 국내외에서는 정밀한 가상시험모델(VTM)을 개발사용하고 있다.⁴⁻⁸⁾

정상운행 중 발생하는 탈선에 관한 차륜-레일의 상호작용 연구들은 많지만,^{9,10)} 충돌 후 탈선 거동을 포함한 차륜과 레일사이의 상호작용에 관한 연구는 거의 없다. 최근 연구에서 충돌 후 탈선 거동을 예측하는 이론적인 방법이 제안되었고, 가상시험모델의 시뮬레이션을 통해 미끄러져 오름 탈선 (wheel lift derailment)의 타당성을 입증하였다.¹¹⁻¹³⁾ 그러나 이 경우 실제와 달리 차륜이 구름접촉을 하지 않고 미끄러지는 조건으로 차륜-레일 접촉해석을 하였다.

본 논문에서는 차륜-레일 구름접촉의 가상시험 모델을 해석하기 전에 선행 연구로 단일윤축으로만 탈선해석을 하여 다양한 탈선 유형에 대하여 타당성을 평가하고 해석 데이터의 오실레이션을 줄이는 방법과 차륜 플랜지와 레일 접촉 모델링 방법을 제시한다. 본 방법을 차륜-레일의 구름접촉이 고려된 가상시험모델을 적용하여 충돌 후 탈선거동을 분석하고, 차륜과 레일간의 상호 작용력을 분석한다. 선행 연구에서 유도된 미끄러져 오름 탈선과 타고오

름 탈선(wheel climb derailment)의 이론식을 바탕으로¹¹⁻¹³⁾ 한국형고속철도차량(KHST) 가상시험모델 차륜을 레일 위로 구름접촉 주행시켜서 60°기울어진 강체 벽에 충돌 후 차량의 탈선거동을 해석하고 참고문헌 11, 13의 차륜-레일 미끄럼 마찰접촉 탈선 해석결과 및 이론식 결과와 비교한다.

2. 차륜-레일 접촉부의 모델링 방법

Fig. 1은 Ls-Dyna에서 사용된 유한요소 모델이고 Table 1은 윤축과 레일의 유한요소모델 특성치를 나타낸다. Fig. 1에서 보여진 것처럼 플랜지 각이 단순 각을 가진 윤축 모델로 시뮬레이션을 수행하였다. 유한요소로 모델링 시 차륜과 레일 사이에 접촉을 표현하기 위해 차륜은 3차원 솔리드로, 레일은 3차원 쉘 요소로 구성한다.

본 논문에서 차륜과 레일은 강체로 모델링 하고, 레일부를 마스터 부(master part)로 정의하고, 윤축부를 슬레이브 부(slave part)로 정의하여 해석을 한다. Fig. 1처럼 왼쪽 수직방향의 하중(W_L)은 차축의 왼쪽 끝에 부여하고, 오른쪽 수직방향의 하중(W_R)과 수평방향의 하중(F)은 차축의 오른쪽 끝에 부여하였다.

Fig. 1 Wheel-set model with simple flange

Table 1 Finite elements of the wheel-set and rail

	Nodes	Elements	Composition
Wheel-set	78,144	83,243	beam : 2 solid : 83,241
Rail	289,218	284,480	shell : 284,480

2.1 Ls-Dyna의 접촉력 계산방법

Ls-Dyna에서는 같은 강체끼리의 접촉을 표현하므로 페널티 방법(Penalty method)을 사용하였다. 페널티 방법은 접촉력(contact force)을 접촉강성(contact stiffness)과 각 슬레이브 절점(slave node)이 마스터 면(master surface)에 침투량을 체크하여 계산된다. 결국 침투량의 증감에 비례하여 접촉력도 증감하게 된다.¹⁴⁾

Fig. 2에서 t 는 슬레이브 절점 n_s 의 위치벡터를 나타내고, 마스터 조각면(master segment surface) s_i 는 n_s 와 관련이 있다. s_i 에 침투한 n_s 의 접촉점좌표계(contact point coordinates) (ξ_c, η_c) 는 식 (1)을 만족해야 한다.

$$\frac{\partial r}{\partial \xi}(\xi_c, \eta_c) \cdot [t - r(\xi_c, \eta_c)] = 0 \quad (1)$$

$$\frac{\partial r}{\partial \eta}(\xi_c, \eta_c) \cdot [t - r(\xi_c, \eta_c)] = 0$$

최소자승 투영법(Least-squares projection)을 사용하여 초기치를 추정하면 식 (2)와 같다.

$$\xi_0 = 0, \eta_0 = 0, \quad (2)$$

$$\begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} \Delta \xi \\ \Delta \eta \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{bmatrix} \{r(\xi_i, \eta_i) - t\},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta \xi, \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta \eta$$

Newton-Rahpson 반복법으로 접촉점좌표계를 구하면 식 (3)과 같이 정리된다.

$$[H] \begin{Bmatrix} \Delta \xi \\ \Delta \eta \end{Bmatrix} = - \begin{Bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{Bmatrix} \{r(\xi_i, \eta_i) - t\}, \quad (3)$$

$$[H] = \begin{Bmatrix} r_{,\xi} \\ r_{,\eta} \end{Bmatrix} \begin{bmatrix} r_{,\xi} & r_{,\eta} \end{bmatrix} + \begin{bmatrix} 0 & r \cdot r_{,\xi\eta} \\ r \cdot r_{,\xi\eta} & 0 \end{bmatrix},$$

$$\xi_{i+1} = \xi_i + \Delta \xi, \eta_{i+1} = \eta_i + \Delta \eta$$

접촉점에서 마스터 면에 침투된 슬레이브 절점 n_s 의 침투량을 산출하면 식 (4)와 같다.

$$l = n_i \times [t - r(\xi_c, \eta_c)] < 0 \quad (4)$$

여기서, 접촉점에서 마스터 조각 면의 수직벡터(normal vector)는 식 (5)와 같다.

Fig. 2 Location of contact point when n_s lies above master segment

$$n_i = n_i(\xi_c, \eta_c) \quad (5)$$

만약 슬레이브 절점 n_s 가 마스터 면 s_i 에 침투되면, 접촉력 벡터 f_s 는 식 (6)과 같다.

$$f_s = -lk_i n_i \text{ if } l < 0 \quad (6)$$

그리고 자유도가 n_s 와 일치하면 식 (7)과 같다.

$$f_m^i = \phi_i(\xi_c, \eta_c) f_s \text{ if } l < 0 \quad (7)$$

마스터 조각면은 4개의 절점($i = 1, 2, 3, 4$)으로 구성되고, 마스터 조각면의 접촉강성 k_i 는 마스터 조각면의 체적탄성율(bulk modulus) K_i , 넓이 A_i 로 이루어진다. 식 (8)은 페널티 방법의 접촉강성을 계산하는 식이다.¹⁴⁾

$$k_i = \frac{f_{si} K_i A_i}{\max(\text{shell diagonal})} \text{ (for shell element)} \quad (8)$$

본 시뮬레이션에서는 위의 이론식과 헤르츠 접촉(Hertzian contact)에 근거하여 접촉강성을 2000 kN/mm으로 적용하였다.

2.2 차륜 답면과 레일 접촉부의 유한요소 모델링 방법

차륜답면-레일 접촉의 경우, 슬레이브 부인 차륜의 절점이 마스터 부인 레일을 통과한 침투량과 강성으로부터 접촉력을 계산한다. 수치해석에서는 접촉을 하는 차륜과 레일사이에서 침투량이 안정상태에 도달할 때까지 침투와 밀어내기를 반복한다. 따라서 본 논문에서는 차륜과 레일사이의 접촉강성과

Fig. 3 Models of wheel-rail contact

차륜에 걸리는 수직하중에 따른 침투량을 계산하여 미리 차륜 답면을 레일에 침투를 시켜 안정화 시키는 방법을 사용하였다.

Fig. 3에서 (a)는 초기에 차륜 답면을 레일에 침투시키지 않은 차륜답면-레일 접촉 모델이고, Fig. 3의 (b)는 접촉강성과 차륜 수직하중에 의해 계산된 초기 침투량 만큼 차륜을 레일에 침투시킨 모델이다.

Fig. 4는 접촉회전운동을 하는 Fig. 1의 오른쪽 차륜 접촉력을 나타낸다. 점선은 침투를 시키지 않은 모델의 접촉력, 실선은 차륜을 레일에 초기 침투시킨 모델의 접촉력을 나타낸다. 윤축에 초기속도를 주어 구름 접촉운동을 하는 해석에서 초기 침투시킨 모델이 침투시키지 않은 모델보다 오실레이션이 작게 발생하였다.

Fig. 4 Contact force of right wheel-tread

2.3 차륜 플랜지와 레일 접촉부의 모델링

Ls-Dyna에서 빈번하게 사용되는 접촉 알고리즘에는 한방향 접촉해석법과 양방향 접촉해석법이 있다. 한방향 접촉해석법은 마스트 조각면으로 정의된 평면을 기준좌표로 설정하여 정의된 슬레이브 절점들의 좌표가 침투한 양을 연산주기마다 체크하여 접촉력을 계산하는 알고리즘을 사용한다.

양방향 접촉해석법은 슬레이브 면과 마스터 면 간의 침투량을 연산주기마다 상호 체크하여 접촉력을 계산하는 알고리즘을 사용한다. 양방향 접촉해석법이 한방향 접촉해석법보다 접촉력 계산에 있어서 정밀한 결과를 얻을 수 있으나 계산량 증가로 인해 해석시간이 더 오래 걸린다.¹³⁾

실제로 Fig. 5의 (a)처럼 차륜 플랜지와 레일 접촉을 한방향 접촉방법으로 해석한 경우, 차륜이 레일을 많이 침투해 횡방향 접촉현상을 정확히 표현하지 못한다. 그러나 Fig. 5의 (b)와 같이 양방향 접촉방법으로 모델링 한 경우 실제와 비슷하게 횡방향 접촉이 잘 표현된다. 본 논문에서는 차륜 플랜지와 레일 접촉에서 양방향 접촉방법을 적용하였다.

(a) One-way contact search (b) Two-way contact search

Fig. 5 Contact search method

3. 단일 윤축 시뮬레이션을 통한 탈선 모델 검증

Fig. 6에서 왼쪽 차륜 답면과 레일의 접촉력은 R_L , 오른쪽 차륜 답면과 레일의 접촉력은 R_R , 오른쪽 플랜지와 레일의 접촉력은 R_F 로 정의한다. 또 d_R 은 플랜지와 레일의 접촉점에서 플랜지 각 방향으로 발생하는 변위이고, θ 는 윤축의 회전각이다.

충돌 후 탈선거동은 크게 차륜 플랜지와 레일사이의 마찰력 방향에 따라 타고오름(wheel-climb) 탈

Fig. 6 Free body diagram for wheel set derailment

Table 2 Derailment types and conditions

Derailment types	Wheel-climb derailment			
	Normal state	Climb-up	Climb/roll-over	Roll-over-C
	Wheel-lift derailment			
Conditions	Normal state	Slip-up	Slip/roll-over	Roll-over-L
	$R_L > 0$	$R_L > 0$	$\theta < 0$	$\theta < 0$
	$R_R > 0$	$R_F > 0$	$R_F > 0$	$R_F > 0$
	$R_F \geq 0$	$d_R > 0$	$d_R > 0$	$R_R > 0$

선과 미끄러져(wheel-lift) 오름 탈선의 두 가지 유형으로 분류하고 각 탈선 유형은 Normal state, Climb (or Slip)-up, Climb(or Slip)/roll-over, Roll-over-C (or L)로 나눈다. Table 2는 윤축의 탈선 이론모델에서 각각의 탈선 조건들을 정리한 것이고, 탈선조건들의 상세 이론식은 참고문헌 11), 13)을 참조하면 된다.

본 논문에서는 이미 윤축의 탈선이론모델과 검증이 이루어진 Functionbay사 Recurdyn의^{13,14)} 결과와 LSTC사 Ls-Dyna의 결과를¹⁵⁾ 비교하여 윤축의 유한요소 구름마찰접촉 모델링의 타당성을 검증한다.

3.1 타고오름 탈선 모델의 비교검증

타고오름 탈선 검증을 위해 사용된 단일 윤축모델은 단순 플랜지 각이 70° (플랜지 여각 20°)와 쿨롱마찰 계수를 0.1로 적용하여 타고오름 탈선이 발생하기 어려운 조건을 주었다. 차륜과 레일사이의 구름 접촉을 발생시키기 위해 레일의 길이방향으로 초기속도 8.333 mm/s (30 km/h)을 주었고, 차륜반경이 460 mm이므로 $v = r\omega$ 에 의해서 초기 회전속도를 0.018 rad/s를 주었다.

Table 3은 특정 수평하중 값들(Climb-up 상태에서

Table 3 Input data to evaluate the wheel-climb derailments of a wheelset model [unit: kN]

Derailment types	Input Data		
	F (kN)	W_L (kN)	W_R (kN)
Climb-up	180	146	20
Climb/Roll-over	800	116	50
Roll-over-C	400	52	114

180 kN, Climb/Roll-over 상태에서 800 kN, Roll-over-C 상태에서 400 kN)에 대해 각각의 탈선유형 발생 조건을 만족하는 수직하중(W_L , W_R) 값들을 단일윤축의 타고오름 탈선 이론 모델로부터 구한 것이다.

3.1.1 Climb-up 탈선 모델의 비교검증

Fig. 7, 8은 Table 3의 Climb-up 조건을 입력하여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델로 얻은 접촉력(R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 타고오름 변위(d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Climb-up 조건들($R_F > 0$, $R_L > 0$, $d_R > 0$)을 191 ms부터 505 ms까지, Ls-Dyna 해석은 180 ms부터 530 ms까지 만족한다.

Fig. 7 Results of recurdyn (Climb-up)

Fig. 8 Results of Ls-Dyna (Climb-up)

Fig. 9 Climb-up derailment

Fig. 10 Friction force on the flange (Climb-up)

Fig. 9는 Recurdyn과 Ls-Dyna 해석으로 구한 데이터로 모두 Climb-up 탈선거동을 보여주고 있다. Fig. 10은 두 모델의 차륜 플랜지와 레일사이의 마찰력 방향인데 초기에는 타고오름 탈선 방향이다. 즉 Recurdyn 해석과 Ls-Dyna 해석 결과들은 서로 잘 부합한다.

3.1.2 Climb/Roll-over 탈선 모델의 비교검증

Fig. 11, 12는 Table 3의 Climb/Roll-over 조건을 입력하여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델에서 얻은 접촉력(R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 타고오름 변위(d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Climb/Roll-over 조건($R_F > 0, \theta < 0, d_R > 0$)을 206 ms부터 251 ms까지, Ls-Dyna 해석은 181 ms부터 271 ms까지 만족한다.

Fig. 13은 Recurdyn과 Ls-Dyna 해석으로 구한 탈선거동이며 모두 Climb/Roll-over 탈선이다. 또 Fig. 14는 두 모델의 차륜 플랜지-레일의 마찰력 방향인데 초기에는 타고오름 탈선 방향이다. Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델의 해석 결과들은 서로 부합하는 결과를 보여준다.

3.1.3 Roll-over-C 탈선 모델의 비교검증

Fig. 15, 16은 Table 3의 Roll-over-C 조건을 입력하

Fig. 11 Results of Recurdyn (Climb/Roll-over)

Fig. 12 Results of Ls-Dyna (Climb/Roll-over)

Fig. 13 Climb/Roll-over derailment

Fig. 14 Friction force on the flange (Climb/Roll-over)

여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델에서 얻은 접촉력(R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 타고오름 변위

Fig. 15 Results of Recurdyn (Roll-over-C)

Fig. 16 Results of Ls-Dyna (Roll-over-C)

(a) By Recurdyn

(b) By Ls-Dyna

Fig. 17 Climb/Roll-over-C derailment

(d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Roll-over-C 조건들($R_F > 0$, $R_R > 0$, $\theta < 0$)을 165 ms부터 279 ms까지, Ls-Dyna 해석은 163 ms부터 292 ms까지 만족한다.

Fig. 17은 Recurdyn과 Ls-Dyna 해석으로 구한 탈선거동이며, 모두 Roll-over-C 탈선이다. Fig. 18은 두 모델의 차륜 플랜지와 레일사이의 마찰력 방향인데 초기에는 타고오름 탈선 방향이다. Recurdyn과 Ls-Dyna 해석에서 차이가 발생하는 것은 Roll-over-C의 경우 2점 접촉 문제가 되어 접촉해석 방식에 따라 접촉력의 배분이 민감하게 변하기 때문으로 판단된다.

Fig. 18 Friction force on the flange (Roll-over-C)

3.2 미끄러져 오름 탈선 모델의 비교 검증

미끄러져 오름 탈선 검증에 사용된 단일 윤축 모델은 단순 플랜지 각이 60° (플랜지 여각 30°)와 쿨롱마찰 계수 0.2이다. 윤축의 차륜과 레일사의 회전 접촉을 발생시키기 위해 앞 절에서와 같이 레일의 길이방향으로 초기속도 8.333 mm/s 을 주었고, 차륜의 초기 회전속도는 0.018 rad/s이다.

특정 수평하중 값들(Slip-up과 Roll-over-L 상태에서 350 kN, Slip/Roll-over 상태에서 600 kN)에 대해 각각의 탈선유형의 발생 조건을 만족하는 수직하중 (W_L , W_R) 중 하나의 값을 선정하여 사용한다. Table 4는 각각의 탈선유형 해석에 적용된 하중 조건들이다.

Table 4 Input data to evaluate the wheel-lift derailments of a wheelset model [unit: kN]

Derailment types	Input data		
	F(kN)	W_L (kN)	W_R (kN)
Slip-up	350	146	20
Slip/Roll-over	600	136	30
Roll-over-L	350	56	110

3.2.1 Slip-up 탈선 모델의 비교검증

Figs. 19, 20은 Table 4의 Slip-up 조건을 입력하여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델에서 얻은 접촉력 (R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 미끄러져 오름 변위(d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Slip-up 조건들($R_F > 0$, $R_L > 0$, $d_R > 0$)을 163 ms부터 257 ms까지, Ls-Dyna 해석은 164 ms부터 246 ms까지 만족한다. Fig. 21은 두 모델의 차륜 플랜지와

Fig. 19 Results of Recurdyn (Slip-up)

Fig. 22 Results of Recurdyn (Slip/Roll-over)

Fig. 20 Results of Ls-Dyna (Slip-up)

Fig. 23 Results of Ls-Dyna (Slip/Roll-over)

Fig. 21 Friction force on the flange (Slip-up)

Fig. 24 Friction force on the flange (Slip/Roll-over)

레일사이의 마찰력 방향으로 미끄러져 오름 탈선이다. Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델의 해석 결과들은 서로 부합하는 결과를 보여준다.

3.2.2 Slip/Roll-over 탈선 모델의 비교검증

Fig. 22, 23은 Table 4의 Slip/Roll-over 조건을 입력하여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델로 얻은 접촉력 (R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 타고오름변위 (d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Slip/Roll-over 조건들($R_F > 0$, $\theta < 0$, $d_R > 0$)을 187 ms부

터 243 ms까지, Ls-Dyna 해석은 191 ms부터 242 ms까지 만족한다. Fig. 24는 두 모델의 플랜지와 레일사이의 마찰력 방향이며 미끄러져 오름 탈선 방향으로 발생한다. 두 모델의 해석 결과들은 잘 일치하는 결과를 보여준다.

3.2.3 Roll-over-L 탈선 모델의 비교검증

Fig. 25, 26은 Table 4의 Roll-over-L 조건을 입력하여 Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델로 얻은 접촉력 (R_L , R_R , R_F), 플랜지 접촉면에 대한 미끄러져 오름

Fig. 25 Results of Recurdyn (Roll-over-L)

Fig. 26 Results of Ls-Dyna (Roll-over-L)

Fig. 27 Friction force on the flange (Roll-over-L)

변위(d_R), 윤축의 회전각(θ)이다. Recurdyn 해석은 Slip-up 조건들을 ($R_F > 0$, $R_R > 0$, $\theta < 0$)을 168 ms 부터 284 ms까지, Ls-Dyna 해석은 163 ms부터 305 ms까지 만족한다. Fig. 27은 두 모델의 플랜지와 레일사이 마찰력 방향인데 처음에는 타고오름 탈선에 해당되다가 나중에 미끄러져 오름 탈선으로 변한다. Recurdyn 모델과 Ls-Dyna 모델의 해석 결과들은 서로 부합하는 결과를 보여준다.

4. 가상시험모델의 충돌 기인 탈선거동 분석

앞 절에서 발생할 수 있는 6가지 탈선 유형을 윤축의 유한요소 구름 마찰접촉 문제로 해석하여 다물체 동역학 해석 결과 및 탈선이론 예측결과와 부합하는 것을 보였다.

본 절에서는 한국고속열차(KHST) 동력차의 유한요소 가상시험모델(VTM)을 기울어진 강체 벽에 충돌하는 시나리오로 Ls-Dyna 해석을 하였다. 기울어진 강체 벽은 Fig. 28처럼 레일 축과 60° 되게 고정시켰고, 강체 벽에 충돌속도는 72 km/h 설정하였다. 차륜과 레일사이 구름 접촉을 부여하기 위하여 차륜의 길이방향으로 초기속도 20 mm/s (72 km/h)주었고, 차륜반경이 460 mm이므로 차륜의 초기 회전속도 0.043 rad/s를 주었다.

차륜-레일의 쿨롱 마찰계수는 0.2, 접촉강성은 2000 kN/mm이다. Fig. 29의 (a)처럼 차륜의 플랜지각을 60° (플랜지 여각 25°)을 가진 단순 플랜지 윤축 모델과 Fig. 29의 (b)와 같이 실제 플랜지(플랜지 여각 21.6°) 윤축 모델을 적용하여 해석을 하였다.

Fig. 28 Collision of the VTM with an oblique rigid wall

Fig. 29 Flange shape models

4.1 가상시험모델의 대차부 모델링 방법

철도차량은 크게 승객이 탑승하는 차체부와 이를 지지하는 대차부로 구성되어 있고, 대차부는 대차프레임, 1차와 2차 현가장치, 윤축으로 구성되어 있다. 외부에서 차체로 충격력이 가해지면 그 충격력은 현가장치를 통하여 윤축으로 전달된다.

Fig. 30은 대차부를 유한요소모델을 나타내고, Table 5는 유한요소모델의 정보를 나타낸다. 대차부

Fig. 30 Finite element model of the bogie with suspension elements

Table 5 Finite elements of the bogie part

	Nodes	Elements
Bogie	12,543	shell : 15,690
1st suspension	32	beam : 20
2st suspension	24	beam : 13

를 모델링하기 위해 대차프레임과 윤축을 1차 현가장치로 연결을 하여야 한다. 그러나 윤축이 회전하므로 1차 현가장치를 차륜에 바로 연결하면 현가장치도 같이 회전을 하게 되므로 해석결과에 오류가 포함되게 된다. 이 문제점을 해결하기 위해 윤축 중심에 보 요소를 만들어 차륜과 보 요소를 레볼루트 조인트(revolve joint)로 연결시켜 보 요소에는 초기 속도만 입력하여준다. 그리고 윤축 중심에 만든 보 요소에 1차 현가장치를 연결시켜 대차프레임과 윤축을 연결시킨다.

강체 벽과 충돌 후 충격력이 현가장치를 통하여 윤축에 전달되고 이로 인해 차륜에 횡력이 부과되어 탈선이 발생한다. 그런데 Fig. 31처럼 탈선이 발생하는 도중 대차부가 차체 밑면과 충돌이 발생하게 된다. 그래서 대차부와 차체 밑면의 충돌부분도 접촉을 고려하여 모델링을 하였다.

Fig. 31 Collision of the body under frame and the bogie

4.2 단순 플랜지 적용 가상시험모델 시물레이션

단순 플랜지 모델은 실제 플랜지 모델에 비하여

Fig. 32 Derailment behavior after collision (simple flange, $t=145$ ms)

Fig. 33 Derailment type by VTM simulation (simple flange)

상대적으로 큰 요소로 균일하게 모델링할 수 있어서 해석시간이 줄어드는 효과(본 연구의 경우, 해석시간이 15시간, 22.3% 정도 감소)가 있고 참고문헌 13의 이론해와도 비교할 수 있으므로 단순 플랜지 윤축의 차륜-레일 구름 마찰접촉(마찰계수 0.2) 조건으로 해석하였다.

Fig. 32는 앞 대차의 후방윤축이 먼저 탈선하는 것을 보여준다. Fig. 33은 앞 대차 후방윤축의 시물레이션 결과이다. Fig. 33처럼 정상상태는 78.9 ms까지 유지되었다. 그 후 119.5 ms까지는 Roll-over-L 조건을 만족하였고, 그 다음 142.3 ms까지 Slip/roll-over 조건을 만족하고 탈선이 완료되었다.

Fig. 34는 앞 대차 후방 윤축의 현가장치를 통해 전달된 하중인데, 대차좌측과 차체 밑면이 충돌을 하면서 120 ms 이후에 W_L 에 큰 변동 충격력이 발생하였다. 차측에 전달된 하중 F , W_L , W_R 을 참고문헌 11, 13의 윤축 탈선 이론모델에 적용하였을 때, Fig. 35와 같이 정상상태가 72.5 ms까지 만족된다. 그 후 Fig. 36처럼 정상상태가 끝나고 Roll-over-L 조건을 만족하고, Fig. 37처럼 중간에 Slip-up조건을 만족하고 있다.

Fig. 34 F , W_R , and W_L result (simple flange)

Fig. 37 Theoretical anticipation of Slip-up (simple flange)

Fig. 35 Theoretical anticipation of Normal state (simple flange)

Fig. 36 Theoretical anticipation of Roll-over-L (simple flange)

가상시험모델 시뮬레이션 결과와 윤축의 탈선 이론모델 결과를 비교해 보면 탈선 시작 시간이 6.4 ms 차이가 나고, 정상상태 직후 발생하는 탈선 유형은 같으나 중간에 잠시 다른 탈선 유형이 발생한다. 탈선 시작 시간이 상이한 것은 가상시험모델 시뮬레

이션과 달리 단일윤축 탈선 이론모델에서는 국부적인 진동 효과나 요잉(yawing) 현상 등을 고려하지 못하기 때문에 10% 정도 차이가 발생한다.

또 탈선 유형의 차이는 좌측 대차가 차체 밑면과 충돌이 생기면서 W_L 의 값이 순간적으로 큰 압축력이 발생하여 탈선 거동이 다르게 나타난다. 그러나 차체 밑면과 충돌 발생 전까지는 동일한 탈선 거동이 발생하므로 윤축의 탈선 이론모델과 차륜-레일 구름 접촉을 적용한 가상시험모델 시뮬레이션 결과는 상당히 잘 일치한다고 할 수 있다.

또한 참고문헌 12의 차륜-레일 미끄럼 마찰접촉 해석 결과와 비교하면 7.1% 오차가 발생하고 탈선 거동 또한 Slip/roll-over 조건으로 두 조건이 잘 일치하였다.

4.3 실제 플랜지 적용 가상시험모델 시뮬레이션

본 절에서는 실제 플랜지 형상의 윤축 모델을 적용하고 차륜-레일 구름 접촉마찰(마찰계수 0.2)을 적용하여 해석하였다. 단순 플랜지 윤축을 적용한 시뮬레이션과 마찬가지로 앞 대차의 후방윤축(Fig. 38)에서 처음탈선이 발생하였다. Fig. 39는 앞 대차의 후방윤축 시뮬레이션 결과인데 정상상태는 80.4 ms까지 유지되었다. 그 이후에는 135.9 ms까지 Roll-over-L 조건을 만족하였고, 그 다음 145.4 ms까지 Slip/roll-over 조건을 만족하고 탈선이 완료되었다. 이 결과는 단순 플랜지 윤축을 적용한 시뮬레이션 결과와 유사한 탈선 거동을 나타내었다.

Fig. 39의 R_F 는 심하게 오실레이션이 발생하는데

Fig. 38 Derailment behavior after collision (real flange, $t=145$ ms)

Fig. 39 Derailment type by VTM simulation (real flange)

Fig. 40 F , W_R , and W_L result (real flange)

이는 한 순간에 큰 횡력이 작용하여 차륜 플랜지와 레일이 심하게 충돌이 발생하면서 발생한 수치적 불안정 현상으로 판단된다. Fig. 40은 앞 대차 후방 윤축의 현가장치를 통해 전달된 하중인데, 대차 좌측과 차체 밑면이 충돌하면서 120 ms 이후에 W_L 에 큰 충격력이 발생한다.

차축에 전달된 하중 F , W_L , W_R 을 윤축의 탈선 이론모델에 적용하면, Fig. 41과 같이 87.6 ms까지 정상상태가 만족된다. 그 이후에는 Fig. 42와 같이 정상상태가 끝나고 Roll-over-L 조건을 만족하며, Fig. 43처럼 중간에 Slip-up조건을 만족하고 있다.

Fig. 41 Theoretical anticipation of Normal state (real flange)

Fig. 42 Theoretical anticipation of Roll-over-L (real flange)

Fig. 43 Theoretical anticipation of Slip-up (real flange)

윤축의 탈선 이론모델 결과를 가상시험모델 시뮬레이션과 비교해 보면 탈선의 처음시작 시간이 7.2 ms차이가 나고, 발생한 탈선 유형은 Roll-over-L로 같지만 중간에 다른 탈선 유형이 발생한다. 탈선 시작 시간이 다르게 나타는 것은 윤축의 탈선 이론모델에서는 가상시험모델 시뮬레이션과 달리 국부적

진동 효과나 요잉 현상 등이 고려되지 못한 원인으로 판단되며 그 차이가 10% 이내 수준이다.

또 중간에 발생하는 탈선 유형의 차이는 대차 좌측이 차체 밑면과 충돌이 생기면서 W_L 에 순간적으로 큰 충격력이 발생하기 때문이다. 그러나 차체 밑면과 충돌이 생기기 전까지는 똑같은 탈선 거동이 발생하여 윤축의 탈선 이론모델은 차륜-레일 구름 마찰접촉을 적용한 가상시험모델 시뮬레이션 결과들은 잘 일치한다.

5. 결 론

본 논문에서는 유한요소법의 구름마찰접촉 방법을 적용하여 윤축의 충돌 기인 타고오름 탈선과 미끄러져오름 탈선을 해석하여 다음 결과를 얻었다.

- 1) 차륜-레일의 구름 마찰접촉문제를 Ls-Dyna 유한요소 모델링하는 방법을 제시하고, 6가지 단일 윤축탈선 유형을 시뮬레이션 한 결과는 단일윤축 탈선 이론 및 Recurdyn의 시뮬레이션 결과와 비교하여 잘 부합하는 결과를 얻었다.
- 2) 본 논문에서 차륜-레일의 구름 마찰접촉문제를 해결하기 위하여 Ls-Dyna 유한요소 모델링에서 사용한 페널티 방법의 접촉 알고리즘, 양방향 접촉 탐색법, 중력에 대한 동적 안정성을 확보하기 위하여 접촉강성을 이용한 차륜의 레일 초기 침투량 결정 및 침투 허용 모델링 방법, 윤축의 차축-차륜 연결을 레볼루트 조인트로 모델링 하는 방법 등은 안정적이고 타당한 해석결과를 제공하였다.
- 3) 실제 플랜지 형상 윤축을 적용한 차륜-레일 구름 마찰접촉을 고려하여 철도차량의 충돌 기인 탈선현상을 시뮬레이션으로 해석하고 탈선 이론으로 타당성(탈선시작 시간 기준으로 10% 수준의 차이)을 검증하였다. 이 결과는 시뮬레이션을 단순화 한 차륜-레일의 미끄럼 마찰접촉 해석결과나 단순 플랜지 형상을 적용한 해석 결과와 유사하여 단순화 모델링의 타당성을 보여주었다.

후 기

이 연구는 서울과학기술대학교 교내 학술연구비

지원으로 수행되었습니다. 관계자 분들께 감사드립니다.

References

- 1) Korean Ministry of Construction and Transportation, Crashworthiness Requirement for Rolling Stock Safety, Notification No. 2007-278, 2007.
- 2) AEIF/TSI, Technical Specification for Interoperability Relating to the Rolling Stock Subsystem of the Trans-European High-speed Rail System, 2008.
- 3) AFNOR, The European Standard EN 15227 : Railway Applications - Crashworthiness Requirement for Railway Vehicle Bodies, 2008.
- 4) S. R. Kim, T. S. Kwon and J. S. Koo, "Crashworthiness Evaluation of the Korean High Speed Train Using a Virtual Testing Model," Int. J. Modern Physics (B), Vol.22, pp.1383-1390, 2008.
- 5) D. C. Tyrell, K. J. Sevrson and B. J. Marquis, "Train Crashworthiness Design for Occupant Survivability," ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition AMD, Vol.210, pp.59-74, 1995.
- 6) D. C. Tyrell, K. J. Sevrson and B. J. Marquis, "Analysis of Occupant Protection Strategies in Train Collisions," ASME International Mechanical Engineering Congress and Exposition AMD, Vol.210, pp.539-557, 1995.
- 7) A. M. Elmarakbi and J. W. Zu, "Crash Analysis and Modeling of Two Vehicles in Frontal Collisions Using Two Types of Smart Front-end Structures : An Analytical Approach Using IHBM," Int. J. Crashworthiness, Vol.11, No.5, pp.467-483, 2006.
- 8) J. S. Koo and G. Y. Kim, "Simulation Technology in the Train Crash Accidents," Transactions of KSAE, Vol.33, No.11, pp.18-25, 2011.
- 9) A. A. Shabana, K. E. Zaazaa, J. L. Escalona and J. R. Sany, "Development of Elastic Force Model for Wheel/Rail Contact Problems," Journal of Sound and Vibration, Vol.269, pp.295-325, 2004.
- 10) C. R. Paetsch, A. B. Perlman and D. Y. Jeong,

- “Dynamics Simulation of Train Derailments,” Proceeding of IMECE 2006-14607, pp.105-114, 2006.
- 11) H. J. Cho and J. S. Koo, “A Method to Predict the Derailment of Rolling Stock due to Collision Using a Theoretical Wheelset Derailment Model,” Multibody System Dynamics, 2011.
- 12) H. J. Cho and J. S. Koo, “A Numerical Study of the Derailment Caused by Collision of a Rail Vehicle Using a Virtual Testing Model,” Vehicle System Dynamics, 2011.
- 13) S. Y. Choi, J. S. Koo and W. H. You, “Development of a Theoretical Wheelset Model to Predict Wheel-climbing Derailment Behaviors Caused by Rolling Stock Collision,” Journal of the Korean Society for Railway, Vol.14, No.3, pp.203-210, 2011.
- 14) Livermore Software Technology Corporation, Ls-Dyna Manual, Ver.971, 2007.
- 15) Functionbay, Recurdyn, www.functionbay.com, Ver.7, R4, 2010.