

# 철도차량 2D 모델링 및 제동시스템 시뮬레이션

강철구<sup>†</sup> · 김호연<sup>+</sup> · 구병춘<sup>\*</sup>

## 2D Modeling and Brake System Simulation of a Train

Chul-Goo Kang, Ho-Yeon Kim, and Byeong-Choon Goo

**Key Words :** Train (철도차량), Brake system (제동시스템), Train dynamics (차량 동역학), Simulation (시뮬레이션)

### Abstract

Train dynamics affects significantly safe and efficient operation of a train, especially during traction or braking period. Train dynamics is intrinsically complex due to many DOF motions in a three-dimensional space, and its behavior during the braking stage is too complex to understand and design an effective braking logic of the train. In this paper, we present a two-dimensional model with three DOF motion in a longitudinal, vertical, and pitch direction for the Hanvit 200 tilting train, which is efficient to analyze a braking performance. Furthermore, we analyze the braking logic and simulate the braking process of the Hanvit 200 tilting train using Simulink.

### 1. 서론

철도는 대량수송성, 고속성, 정확성 등으로 인하여, 21 세기의 육상 운송 수단으로서, 우리나라 뿐 아니라 전 세계적으로 많은 관심을 받아 오고 있다(Bonnet, 2005; Lieh et al., 1996).

철도가 고속화됨에 따라 안전성과 신뢰성을 확보하기 위한 제동시스템이 중요하게 인식되고 있다(한국철도기술연구원, 2007). 철도차량의 제동시스템은 안정성, 신뢰성, 신속성, 정확성, 경제성을 위하여, 열부하의 계산과 그에 따른 고성능의 마찰제 개발, 여러 가지 제동방식 사이의 제동력 분담, 각 제동시스템의 설계와 해석, 제동제어 로직(응하중제어, 응속도제어, 활주방지제어 등)과 마이크로프로세서를 이용한 일렉트로닉스의 개발 등의 첨단 과학 기술 분야의 연구개발을 필요로 한

다(Wickens, 2003; 광수태, 2000; Rotem, 2005). 이러한 제동시스템을 실차에 부착하여 실험을 수행하기 위해서는 시험선로 및 시험용 철도차량이 갖추어져야 할 뿐 아니라, 설사 갖추어진다고 할지라도 많은 위험과 비용이 따른다(강철구, 2007).

따라서 본 논문에서는 제동과정을 시뮬레이션하기 위하여 철도차량 1 량에 대한 2D 모델을 구하고, 이를 이용하여 직선궤도에서 제동시 진행방향, 수직방향 그리고 피치방향의 운동을 시뮬레이션 한다. 대상 철도차량은 한국형 틸팅차량 한빛-200을 고려하기로 한다.

2 절에서는 한빛-200 틸팅차량의 2D 동역학 모델을, 3 절에서는 제동시스템을 기술하고, 4 절에서는 시뮬레이션 결과를, 5 절에서 결론을 기술한다.

### 2. 철도차량의 2D 동역학 모델

한빛-200 틸팅 차량시스템의 구성은 Fig. 1 과 같이 MCP-M-T-T-M-MCP 의 6 량 1 편성으로 구성되는 동력 분산식 차량이다. 운전실이 있는 MCP car 와 M car 에는 동력원을 가진 구동대차가 조립되

<sup>†</sup> 책임저자, 회원, 건국대학교 기계공학부  
E-mail : cgkang@konkuk.ac.kr  
TEL : (02)447-2142 FAX : (02)447-5886

<sup>+</sup> 건국대학교 기계공학과 대학원

<sup>\*</sup> 한국철도기술연구원

고, T-car 에는 부수대차가 조립되어 원활한 차량의 운영을 유도한다(박준혁등, 2007).

제동시스템의 구성은 차량의 기본 구성을 고려하여, 차량의 요구 제동성능을 만족시키는 범위에서, 대차와 구동장치 등 차량의 서브시스템에 가장 효율적인 구성이 되도록 되어 있다(김길동등, 2003).

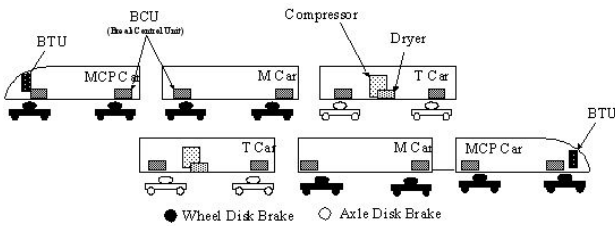


Fig. 1 Brake system configuration of the Hanvit-200 tilting train

Table 1 Dimensions of the Hanvit 200 tilting train

기호	의미	수치
$h_1$	차체 무게중심에서 에어스프링 작용점까지의 $z$ 높이	0.9 m
$h_2$	차체 무게중심에서 요댐퍼 작용점까지의 $z$ 높이	0.807 m
$h_3$	차체 무게중심에서 트랙션링크 작용점까지의 $z$ 높이	0.658 m
$h_4$	대차 무게중심에서 요댐퍼 작용점까지의 높이	0.183 m
$h_5$	대차 무게중심에서 에어스프링 작용점까지의 $z$ 높이	0.250 m
$h_6$	대차 무게중심에서 일차현가장치 작용점까지의 $z$ 높이	0.09 m
$h_7$	대차 무게중심에서 트랙션링크 작용점까지의 $z$ 높이	0.31 m
$r_{wh}$	바퀴의 반경	0.43 m
$l_1$	차체 무게중심에서 대차 무게중심까지의 $x$ 거리	4.385 m
$l_2$	대차 무게중심에서 일차현가장치까지의 $x$ 거리	1.3 m
$r_{disk}$	바퀴 무게중심에서 마찰 접촉부까지의 거리	0.244 m

본 논문에서는 제동시스템을 해석하기 위하여 틸팅차량의 2 차원(2D; 2 dimensional) 모델을 고려한다. 즉, 차량을 차체(carbody), 대차(bogie), 윤축(wheelset)의 조합으로 보고, 각각에 대한 전후운동, 상하운동 그리고 피치운동의 평면운동을 고려한다. 차량의 진행방향을  $x$ , 지면에 수직인 아래쪽 방향을  $z$ , 그리고 피치운동을  $\theta$ 로 둔다.

Table 2 Mechanical parameters of the train

기호	의미	수치
$k_{x,as}$	에어스프링 스프링상수	170 kN/m
$k_{z,as}$	에어스프링 스프링상수	380 kN/m
$c_{x,rs}$	에어스프링 점성계수	17 kN·s/m
$c_{z,as}$	에어스프링 점성계수	38 kN·s/m
$k_{x,ps}$	일차현가장치 스프링상수	2,280 kN/m
$k_{z,ps}$	일차현가장치 스프링상수	1,200 kN/m
$c_{x,ps}$	일차현가장치 점성계수	40 kN·s/m
$c_{z,ps}$	일차현가장치 점성계수	120 kN·s/m
$k_{x,tl}$	트랙션링크 스프링상수	900 kN/m
$m_{cb}$	차체의 질량 (공차)	46,000 kg
$m_{bg}$	대차의 질량	5,342 kg
$m_{ws}$	윤축의 질량	1,836 kg
$I_{cb}$	차체의 무게중심을 지나는 $y$ 축에 대한 관성모멘트	2,484,000 kg·m <sup>2</sup>
$I_{bg}$	대차 무게중심을 지나는 $y$ 축에 대한 관성모멘트	3,800 kg·m <sup>2</sup>
$I_{ws}$	윤축 무게중심을 지나는 $y$ 축에 대한 관성모멘트	100 kg·m <sup>2</sup>

차량 모델링은 차체(carbody), 2 차 현가장치(에어스프링, 요 댐퍼, 트랙션 링크), 앞대차(front bogie), 뒤대차(rear bogie), 1 차 현가장치, 윤축(wheelset)으로 나누어 수행하였다. 각 구성요소의 제원과 파라미터는 한빛-200 틸팅차량의 구동차를 기준으로 Table 1, Table 2 와 같이 추출하였다(김정석등, 2005; 한국철도기술연구원, 2005).

본 논문에서는 틸팅차량의 한 차량에 대해 모델링을 수행하고, 한 차량에 대한 제동과정을 시뮬레이션한다. 이는 각 차량간 제동 동특성이 유사하다는데 근거를 두고 있다.

Fig. 2, Fig. 3, Fig. 4 는 각각 차체, 대차, 부수대차 윤축의 자유물체도를 보여주고 있다. 이 그림에서 하첨자 cb는 carbody, bg는 bogie, fb는 front bogie, rb는 rear bogie, ws는 wheelset, as는 air spring, ps는 primary suspension, yd는 yaw damper, brk는 brake, crp는 creepage, L은 left, R은 right을 의미한다.

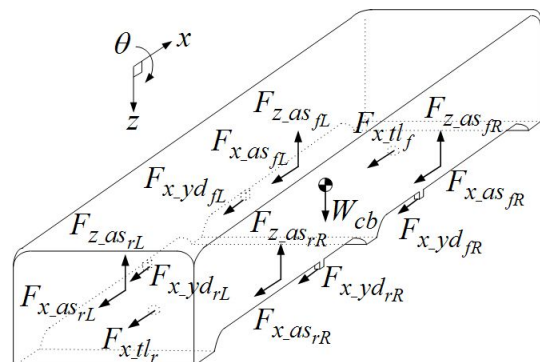


Fig. 2 Free body diagram of the carbody

Fig. 2 로부터 차체에 대한 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다. 여기서  $m$  은 질량,  $k$  는 스프링상수,  $c$  는 점성마찰계수를 나타내고,  $h_i, l_i$  등은 높이 및 거리를 나타낸다.

$$\begin{aligned}
m_{cb} \ddot{x}_{cb} &= -2\{k_{x\_as}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\} \\
&\quad - 2\{k_{x\_as}(x_{cb} - x_{rb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\} \\
&\quad - 2\{c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\} \\
&\quad - \{k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{fb}) + k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{rb})\} \\
m_{cb} \ddot{z}_{cb} &= -2\{k_{z\_as}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) \\
&\quad + c_{z\_as}(\dot{z}_{cb} + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\} \\
&\quad - 2\{k_{z\_as}(z_{cb} - l_1\theta_{cb} - z_{rb}) \\
&\quad + c_{z\_as}(\dot{z}_{cb} - l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{rb})\} + m_{cb}g \\
I_{cb} \ddot{\theta}_{cb} &= 2\{k_{x\_as}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) \\
&\quad + k_{x\_as}(x_{cb} - x_{rb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\}h_1 \\
&\quad - 2\{k_{z\_as}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) + c_{z\_as}(\dot{z}_{cb} + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\}l_1 \\
&\quad + 2\{k_{z\_as}(z_{cb} - l_1\theta_{cb} - z_{rb}) + c_{z\_as}(\dot{z}_{cb} - l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{rb})\}l_1 \\
&\quad + 2\{c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{rb})\}h_2 \\
&\quad + \{k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{fb}) + k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{rb})\}h_3
\end{aligned}$$

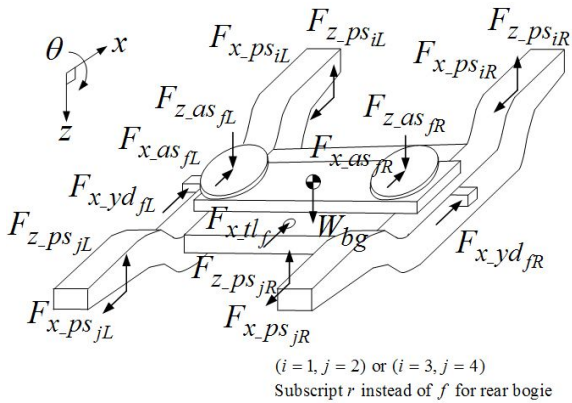


Fig. 3 Free body diagram of the bogie

Fig. 3 으로부터 앞대차에 대한 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{aligned}
m_{bg} \ddot{x}_{fb} &= 2\{k_{x\_as}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\} \\
&\quad + 2c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb}) + k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{fb}) \\
&\quad - 2\{k_{x\_ps}(x_{fb} - x_{ws1}) + c_{x\_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\} \\
&\quad - 2\{k_{x\_ps}(x_{fb} - x_{ws2}) + c_{x\_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws2})\}
\end{aligned}$$

$$\begin{aligned}
m_{bg} \ddot{z}_{fb} &= 2\{k_{z\_as}(z_{cb} + l_1\theta_{cb} - z_{fb}) + c_{z\_as}(\dot{z}_{cb} \\
&\quad + l_1\dot{\theta}_{cb} - \dot{z}_{fb})\} + m_{bg}g - 2\{(k_{z\_ps}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} \\
&\quad - z_{ws1}) + c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws1})) - 2\{k_{z\_ps}(z_{fb} \\
&\quad - l_2\theta_{fb} - z_{ws2}) + c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} - l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws2})\} \\
I_{bg} \ddot{\theta}_{fb} &= 2\{k_{x\_as}(x_{cb} - x_{fb}) + c_{x\_as}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})\}h_5 \\
&\quad - 2\{k_{x\_ps}(x_{fb} - x_{ws1}) + c_{x\_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\}h_6 \\
&\quad - 2\{k_{x\_ps}(x_{fb} - x_{ws2}) + c_{x\_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws2})\}h_6 \\
&\quad - 2\{k_{z\_ps}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} - z_{ws1}) + c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} \\
&\quad - \dot{z}_{ws1})\}l_2 + 2\{k_{z\_ps}(z_{fb} - l_2\theta_{fb} - z_{ws2}) \\
&\quad + c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} - l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws2})\}l_2 \\
&\quad + 2c_{x\_yd}(\dot{x}_{cb} - \dot{x}_{fb})h_4 + k_{x\_tl}(x_{cb} - x_{fb})h_7
\end{aligned}$$

뒤대차에 대한 운동방정식은 하첨자 fb 대신에 rb 로, ws1 대신에 ws3, ws2 대신에 ws4 로 대체하고, 차체의 피치운동  $\theta$  에 의해 아래쪽으로 더 내려가는 대신 위쪽으로 들리도록 하면 된다.

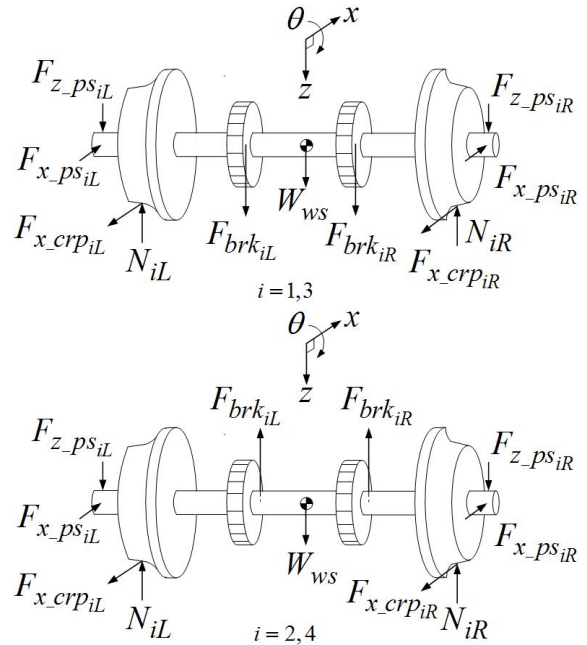


Fig. 4 Free body diagram of the wheelsets

구동대차 윤축은 휠디스크제동을 하고 있기 때문에 구동대차 윤축의 자유물체도는 Fig. 4 에서 디스크를 없애고  $F_{brk}$  를 바퀴에 두되, 1,3 과 2,4 를 바꾸어 주면 된다. 따라서 첫번째 윤축에 대한 운동방정식을 다음과 같이 얻을 수 있다. 두번째, 세번째, 네번째 윤축에 대한 운동방정식은 하첨자

1 대신에 2, 3, 4 를 대체하되 두번째와 네번째 윤축의 수직방향 운동 중  $F_{brk}$  의 부호를 바꾸어 주면 된다.

$$\begin{aligned}
 m_{ws} \ddot{x}_{ws1} &= 2\{k_{x\_ps}(x_{fb} - x_{ws1}) \\
 &+ c_{x\_ps}(\dot{x}_{fb} - \dot{x}_{ws1})\} - 2F_{x\_crp1} \\
 m_{ws} \ddot{z}_{ws1} &= 2\{k_{z\_ps}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} - z_{ws1}) \\
 &+ c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws1})\} - 2N_1 \\
 &- 2F_{brk1} + m_{ws}g \\
 N_1 &= -\frac{w_6}{w_5}\{k_{z\_ps}(z_{fb} + l_2\theta_{fb} - z_{ws1}) \\
 &+ c_{z\_ps}(\dot{z}_{fb} + l_2\dot{\theta}_{fb} - \dot{z}_{ws1})\} \\
 I_{ws} \ddot{\theta}_{ws1} &= 2r_{wh}F_{x\_crp1} - 2r_{disk}F_{brk1}
 \end{aligned}$$

여기서  $w_5, w_6$  는 각각 윤축 무게중심에서 바퀴 접촉점과 1 차현가장치까지의  $y$  거리를 나타낸다.

### 3. 한빛 200 틸팅차량의 제동시스템

한빛-200 틸팅차량 제동시스템은 크게 추진장치를 활용한 전기제동과 공기압제동(또는 공기제동, 기계식 제동)으로 구성된다. 전기제동은 추진시스템의 역방향 추진력을 생성하여 제동력으로 활용하는 개념이다. 공기제동 시스템은 압축공기를 이용한 기계제동방식으로 공기압축기, 제동작용장치, 전자제어장치, 제동실린더(brake cylinder; BC)를 포함한 기초제동장치로 차량 전체에 설치된다. 차량 단위에서 제동시스템의 구성은 Fig. 2 에 도시된 바와 같다.

기초제동장치는 차륜디스크제동과 윤축디스크제동이 적용되고 있으며, 공간적 제약에 따라 구동대차엔 차륜디스크를, 부수대차엔 윤축디스크를 적용하고 있다.

틸팅차량 제동의 종류로는 상용제동, 비상제동, 보완제동, 정차제동, 주차제동이 있으며, 각 제동 종류를 차량이 처한 상황에 따라 승객의 안전과 편의를 위해 작동한다(한국철도기술연구원, 2005).

틸팅차량의 제동시스템은 비 틸팅차량의 제동시스템과 크게 다르지 않다. 단지 속도의 증가에 의한 요구사양이 조금 달라진다. 일반차량과 마찬가지로 고속에서 전기식 제동을 먼저 작동시키고, 저속에서 기계식 제동을 수행하게 된다.

한빛 200 틸팅차량 제동시스템의 주요 요구사양으로는, 주행속도 180 km/h 에서 1400 m 이내의 제동거리를, 비상제동 평균감속도는  $1.0 \text{ m/s}^2$ , 저크(jerk) 한계치는  $0.7 \text{ m/s}^3$ , 그리고 독립적인 활주방지시스템을 갖출 것을 요구하고 있다. Fig. 5 는 틸팅차량의 디스크제동장치의 모습을 보여주고 있다.

차량 제동의 가장 원천이 되는 힘은 레일과 바퀴사이의 종 크릴력(longitudinal creep force)이고, 이는 전기식 제동장치 및 기계식 제동장치의 제동력으로부터 온다. 각종 동력손실을 무시할 때, 이 종 크릴력과 제동토크의 차이에 의해 바퀴가 감속을 하게 되고, 따라서 차량을 제동할 수 있게 된다(Iwnicki, 2006; Johnson, 1985; Kalker, 1991). 본 연구에서 사용된 크리피지모델은 참고문헌(강철구, 2008)을 참조하라.



Fig. 5 A picture of disk brakes of the Hanvit-200 tilting train

Fig. 6 은 휠디스크제동장치를 보여주고 있다. 그림의 왼쪽부분이 제동실린더인데, 기관사의 제동 지령에 의해 공압밸브가 열리면 제동실린더의 피스톤이 밀려나가고, 이 힘은 힌지와 레버를 통해 증폭되어 오른쪽으로 전달되면서 바퀴 잡아주게 된다.

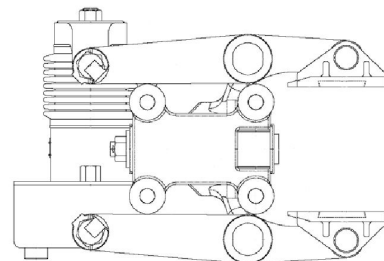


Fig. 6 Wheel disk unit caliper and brake cylinder

BC 압이  $P$  일 때, 윤축 디스크에 작용하는 마찰력  $F_{brk}$  는 다음과 같이 주어진다.

$$F_{brk} = \mu \left( PA_p - F_{spring} \frac{P}{P_{max}} \right) \times l_r \times \eta$$

여기서  $\mu$  는 디스크와 캘리퍼 사이의 평균마찰계수,  $A_p$  는 피스톤의 유효단면적,  $F_{spring}$  은 BC 의 평균스프링력,  $l_r$  은 레버비,  $\eta$  는 제동효율을 나타낸다.

제동지령이 들어오면, 공압밸브가 열리면서 BC 에 공압이 발생하게 되는데 근사적으로 다음과 같이 모델링 할 수 있다.

$$\frac{P(s)}{R(s)} = \frac{Ke^{-Ls}}{1+Ts}, \quad T \cong 0.6\text{sec}, L \cong 0.15\text{sec}$$

여기서  $R(s)$  는 제동지령으로서  $1/s$  로 둘 수 있다.

#### 4. 제동 시뮬레이션

위 2 절에서 구한 차량 동역학과 3 절에서 기술한 제동과정을 Simulink 로 구현하였다. 전체 Simulink 모델은 너무 크기 때문에 그 중 한 부분으로서 크리피지 서브시스템을 표시하면 Fig. 7 과 같다.

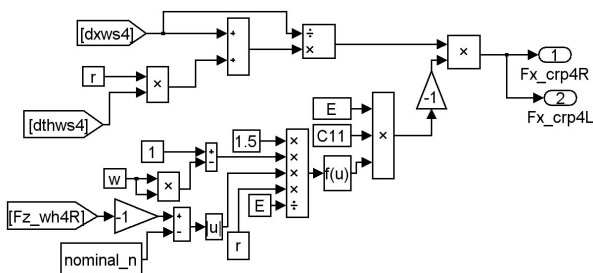


Fig. 7 Longitudinal creepage model at wheel/rail contact

시뮬레이션 모델의 검증을 위하여, 차량 1 대에 대해 일-운동에너지 원리에 의한 대략적인 소요에너지를 계산해 보았다. 초기속도를 100 km/h, 운속당 제동토크를 5.84 kN·m 로 두었을 때, 차량의 대략적인 운동에너지는 다음과 같이 주어진다.

$$\begin{aligned} \frac{1}{2} Mv^2 + \frac{1}{2} I\omega^2 &= \frac{1}{2} (54,306\text{kg})(100\text{km/h})^2 \\ &+ \frac{1}{2} (100\text{kg} \cdot \text{m}^2)(100\text{km/h} \div 0.43\text{m})^2 \times 4 \\ &\cong 2.18 \times 10^7 J \end{aligned}$$

같은 조건에서 시뮬레이션 모델을 이용한 제동 시뮬레이션 결과는 약 28.9 초 후 정지하였다.

따라서 제동기간 동안 휠디스크에서 수행된 일은 다음과 같이 표현될 수 있다.

$$\begin{aligned} \int_0^t \tau_{brk} d\theta &= (5.84\text{kN} \cdot \text{m}) \times \left( \frac{1}{2} \times 64.60\text{rad/s} \times 28.9\text{s} \right) \times 4 \\ &\cong 2.18 \times 10^7 J \end{aligned}$$

위의 두 값을 비교해 보면 유효숫자 세자리까지 같다는 것을 알 수 있다.

주행속도 180 km/h 에서 제동지령이 들어왔을 때, 제동거리에 대한 시뮬레이션 결과는 Fig. 8 에, 속도, 가속도에 대한 결과는 각각 Fig. 9, Fig. 10 에, BC 압에 대한 결과는 Fig. 11 에 주어져 있다. 여기서  $\mu=0.4$ ,  $A_p=323.7\text{cm}^2$ ,  $F_{spring}=1.5\text{kN}$ ,  $l_r=3.2$ ,  $\eta=0.95$ ,  $P_{max}(=K)=300\text{kPa}$  을 사용하였다.

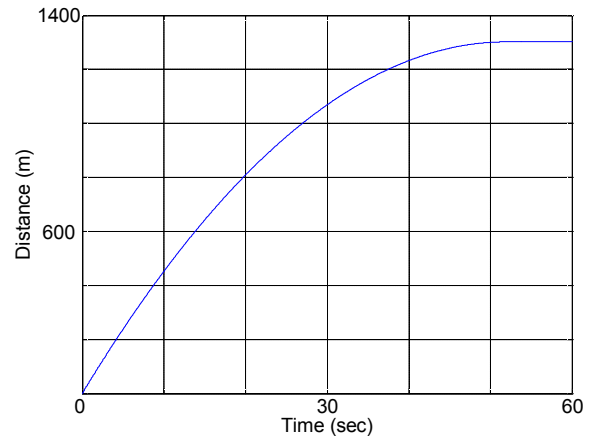


Fig. 8 Braking distance for 15 kN·m braking torque and 180 km/h initial speed.

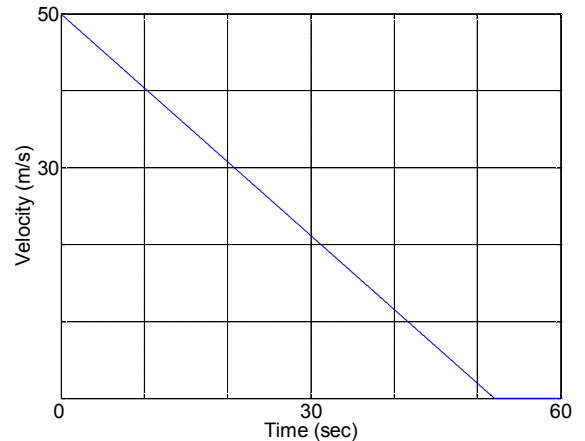


Fig. 9 Braking velocity for 15 kN·m braking torque and 180 km/h initial speed.

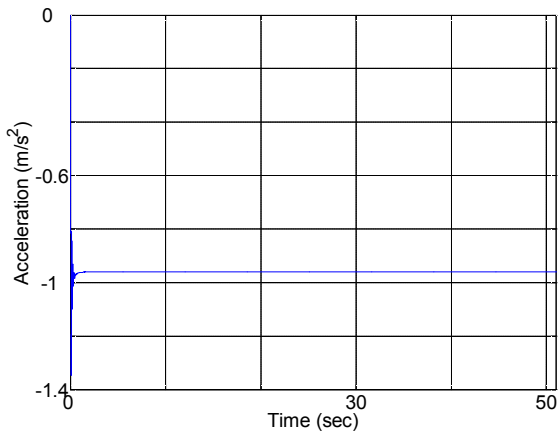


Fig. 10 Braking acceleration for 15 kN·m braking torque and 180 km/h initial speed.

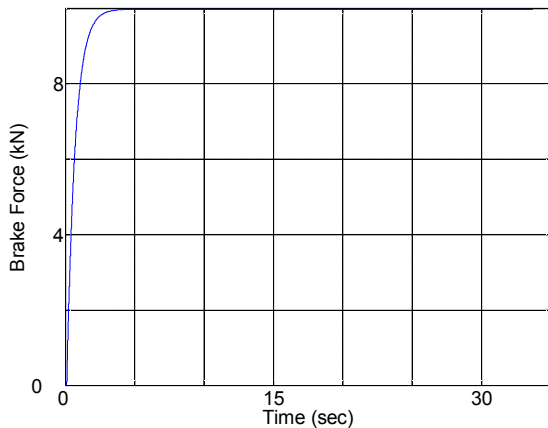


Fig. 11 Pressure BC of braking torque and 100 km/h initial speed.

## 5. 결론

본 논문에서는 철도차량의 제동시스템을 시뮬레이션 하기 위하여, 한빛 200 톤차량 1 량에 대한 동역학 모델을 구하고, 제동시스템의 작동을 분석하였으며, 이를 바탕으로 제동과정의 시뮬레이션을 수행하였다.

철도차량의 가장 기초적인 기초제동장치의 제동과정의 작동상황을 철도차량의 2 차원 모델, 즉, 진행방향, 수직방향 및 피치방향의 운동방정식과 크리피지 모델 및 공압제동장치의 동특성을 고려함으로써, 모사할 수 있음을 보였다.

## 후 기

이 연구는 한국철도기술연구원의 2008 년도 기본사업 위탁연구 지원으로 수행되었습니다.

## 참고문헌

- (1) Bonnet, C.F., 2005, *Practical Railway Engineering, 2nd ed.*, Imperial College Press.
- (2) Iwnicki, Simon (ed.), 2006, *Handbook of Railway Vehicle Dynamics*, CRC Press.
- (3) Johnson, K.L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge University Press.
- (4) Kalker, J.J., 1991, "Wheel-rail rolling contact theory," *Wear*, Vol. 144, pp. 243-261.
- (5) Kim, J.-S. and Kim, N.-P., 2005, "A Study on a Dynamic Modeling for the Development of the Tilting Train Simulator," *Trans. of the KSME A*, Vol. 29, No. 9, pp. 1183-1190.
- (6) Kwak, S.-T., 2000, *Technology Development for Brake System Engineering*, Annual Report for KHST, MOCT, MOCIE and MOST.
- (7) Kang, Chul-Goo, 2007, "Analysis of the Braking System of the Korean High-Speed Train using Real-time Simulations," *Journal of Mechanical Science and Technology*, Vol. 21, No. 6.
- (8) Kang, Chul-Goo, 2008, "Simulations on creep forces acting on the wheel of a rolling stock," Proc. of ICCAS, Seoul, Korea.
- (9) KRRI, 2005, *Practical Technology Development for the Tilting System*, Annual Report, MOCT.
- (10) KRRI, 2007, *Practical Technology Development for the Brake System*, Final Report, MOCT.
- (11) Lieh, J. and Yin, J., 1996, "Stability of a Flexible Wheelset for High Speed Rail Vehicles with Constant and Varying Parameters," *Proc. Dynamics Systems and Control*, ASME, Vol. 58, pp. 157-164.
- (12) Park, J.-H. and Goo, B.-C., 2007, "Dynamic Modeling of a Railway Vehicle under Braking," *J. of the Korean Society of Railway*, Vol. 10, pp. 1-7.
- (13) Rotem/Hyundai Heavy Industries, 2005, *Technology Development for High-speed Train Stabilization*, Annual Report, MOCT.
- (14) Wickens, A.H., 2003, *Fundamentals of Rail Vehicle Dynamics: Guidance and Stability*, Swets & Zeitlinger Publishers.