

# 고속주행용 화차 대차의 주행안전성

## Running Safety of High Speed Freight Bogie

이승일 \*, 최연선 \*\*  
Seung-Il Lee, Yeon-Sun Choi

---

### ABSTRACT

As the freight traffic becomes heavier, the high speed of existing freight cars is essential instead of the construction of a new railway. The high speed can be achieved by the design modifications of the freight bogie. In this paper, an analytical model of freight bogie including the lateral force between rail and the flange of wheel is developed to decide the critical speed, which activates a hunting motion and tells the running safety of freight bogie. The dynamic responses of the analytical model were compared with an experimental data from a running test of a freight bogie and showed good agreements between them. The analytical model is used to find the design modifications of the freight bogie by parameter studies. The results show that the reduction of wheelset mass ratio and the increase of the axle distance of the freight bogie can increase the critical speed, but the primary lateral stiffness has little effects on the critical speed. And this also study shows that smaller wheel conicity deteriorates the running safety of the freight car, which means that the overhauling of the wheel of freight bogie should be done regularly.

---

### 1. 서론

물동량의 증대로 인하여 철도는 막대한 건설비용이 드는 신선의 건설 대신 최소의 비용으로 최대의 효과를 기대할 수 있는 기존선 고속화를 통해 속도향상을 추구하고 있다. 그러나 기존 화차의 경우 속도가 증가함에 따라 대차의 횡진동이 지속되는 헌팅현상(hunting)과 차륜의 플렌지와 레일사이의 횡압 증가로 인한 탈선 문제가 대두됨에 따라 화차용 대차의 설계변경이 필요하게 되었다.

기존선 고속화에 대한 연구는 대차설계 기술개발과 밀접한 관련이 있다. 일본, 유럽 등에서는 투자비가 적게들며, 곡선부를 고속으로 주행할 수 있는 틸팅차량에 대하여 연구하고 있다. 국내의 경우는 틸팅차량에 대한 연구는 아직 미비한 상태이고 대신에 대차 설계변수를 조정하여 차량의 임계속도를 증가시켜 고속화시키는 방법에 대한 연구가 이루어지고 있다<sup>1)</sup>. 이 경우 차량의 임계속도와 차륜의 플렌지와 레일사이의 윤증과 횡압의 비인 탈선계수는 주행안전성(running safety)을 결정짓는 설계인자로서 필히 검토되어야 한다<sup>2)</sup>.

본 연구에서는 국내에서 사용되고 있는 화차용 주강대차에 대하여 주행시 발생하는 횡진동으로 인한 횡압, 윤증감소율, 탈선계수 등의 주행안전성 평가척도를 최적하기 위해 대차의 해석모델을 세웠고, 이를

---

\* 성균관대학교 박사과정, 학생회원

\*\* 성균관대학교 교수, 정회원

검증하기 위하여 실차시험 결과와 비교 검토하여 해석과 모델의 타당성 검증하였다. 또한 해석모델을 이용하여 화차용 주강대차의 설계변수 변화에 대한 주행안전성을 검토하여 차량 고속화를 위한 주강대차의 설계변화를 도모하였다.

## 2. 주행안전성

일정한 궤도 위를 바퀴의 구름운동에 의해 수행되는 철도차량은 안전성 있는 주행이 가장 중요한 과제이다. 철도차량의 탈선은 대개 주행 중의 동적 윤증감소에 의한 한쪽 차륜의 부상으로 인하여 차량 3점 지지를 일으키는 경우가 발생하며, 여기에 선로나 차량의 결함이 있는 경우, 주행 중 발생하는 외적 요인이 복합적으로 작용하게 되어 탈선가능성은 더욱 높아지게 된다. 차량의 주행안전성을 평가하기 위해서는 안전성 평가요소인 횡압, 탈선계수, 동적 윤증감소 등의 영향이 검토되어야 한다<sup>3)</sup>.

### 2.1 횡압

주행 중 차륜에 발생하는 횡압은 주로 곡선 통과시의 초과 원심력과 차체의 좌우진동에 의하여 발생하며 일반적으로 속도가 증가하면 진동이 증가하게 되므로 횡압도 증가하게 된다. 또한 국부적으로 선로에 이상이 있는 경우에는 충격적인 횡압이 발생하는 데, 이를 충격횡압이라 하며 충격횡압이 커지게 되면 탈선의 위험성은 더욱 커지게 된다.

### 2.2 탈선계수

철도차량은 차륜과 레일사이에 작용하는 힘에 의하여 회전하고 있는 차륜이 레일의 측면을 타고 올라가거나 미끄러져 오르려는 현상이 발생하는 데, 이를 탈선이라 한다. 차륜과 레일사이에 발생한 윤증과 횡압의 비를 탈선계수라 하며 탈선계수가 높을수록 탈선의 가능성은 더욱 높아지게 된다. 탈선을 방지하기 위해서는 횡압을 줄여야 한다.

### 2.3 동적 윤증감소

차량이 곡선 주행 중 내궤측에는 윤증이 감소하게 된다. 동적 윤증감소는 주로 내궤측 전체에서 발생하는 윤증의 곡선주행 등에 따른 감소량을 의미하고, 윤증의 변화 폭이 큰 경우, 차량과 궤도에는 피로가 누적되어 파괴를 촉진시킬 수 있고 탈선의 가능성도 높아진다.

### 2.4 대차의 헌팅현상

헌팅(hunting)이란 철도차량 주행 중 특정한 주행속도 범위에서 차량의 횡진동이 심하게 나타나는 현상을 의미한다. 헌팅시 발생하는 주파수는 철도차량의 주행속도에 비례하며, 헌팅 주파수가 차체의 고유진동수와 일치하면 차체가 심한 진동을 하게 되며, 이를 1차 헌팅 또는 차체 헌팅이라고 한다.

차량의 속도가 더욱 증가가 한 후에 발생하는 헌팅을 2차 헌팅 또는 대차헌팅이라 하며 대차헌팅은 차량의 안정성을 급격하게 저하시킬 뿐만 아니라 레일에도 계속적인 충격을 가하게 되어 위험한 상태를 초래하게 되므로 차량이 주행 중에는 이러한 대차헌팅이 발생하지 않도록 하여야 하며 이러한 대차헌팅현상이 발생하는 속도를 임계속도라 한다<sup>4)</sup>. 헌팅현상은 답면구배를 갖는 차륜을 사용하는 철도차량에서 항상 발생하는 현상으로 차륜답면, 현가장치 특성, 대차형상 등의 설계변수를 조정하여 임계속도를 주행속도보다 충분히 높여주는 것만이 유일한 해결방안이다.

## 3. 대차의 운동방정식

차륜과 레일의 기하학적 운동으로 발생하는 2차 헌팅인 대차 헌팅운동에 대한 운동방정식을 Fig. 1의 대차모델로부터 Fig. 2와 같이 전위와 후위 차축과 프레임의 좌우운동, 요잉운동, 롤링 등의 7개 자유도 갖는 식(1)의 운동방정식으로 표현할 수 있다<sup>4)</sup>. - 180 -

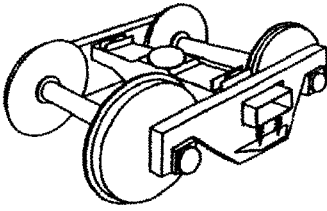


Fig. 1 Freight bogie

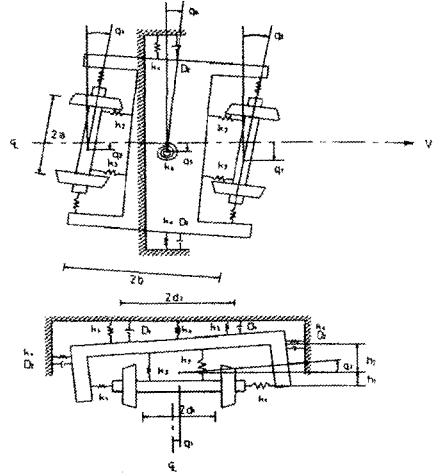


Fig. 2 Analytical model of a bogie

$$\begin{aligned}
 m_w \ddot{q}_1 + A_1 + 2F_{xt} + F_T(q_1) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_2 + A_3 + 2aF_{yt} &= 0 \\
 m_w \ddot{q}_3 + A_2 + 2F_{xr} + F_T(q_3) &= 0 & I_{wy} \ddot{q}_4 + A_4 + 2aF_{yr} &= 0 \\
 m_1 \ddot{q}_5 - A_1 - A_2 + A_5 &= 0 & I_{ty} \ddot{q}_6 - bA_1 + bA_2 - A_3 - A_4 + A_6 &= 0 \\
 I_{tr} \ddot{q}_7 - h_1 A_1 - h_1 A_2 - h_2 A_5 + A_7 &= 0 & & (1)
 \end{aligned}$$

여기서

$$\begin{aligned}
 A_1 &= 2k_1(q_1 - q_5 - bq_6 - h_1q_7) & A_2 &= 2k_1(q_3 - q_5 + bq_6 - h_1q_7) \\
 A_3 &= 2k_2d_1^2(q_2 - q_6) & A_4 &= 2k_2d_1^2(q_4 - q_6) \\
 A_5 &= 2D_2(\dot{q}_5 - h_2\dot{q}_7) + 2k_4(q_5 - h_2q_7) & A_6 &= k_6q_6 \\
 A_7 &= 2D_1d_2^2\dot{q}_7 + 2k_5d_2^2q_7 + 4k_3d_1^2q_7 & & (2)
 \end{aligned}$$

식(1)의 크라이프력은 전위 차축과 후위 차축에 대하여 측면( $F_y$ )과 길이방향( $F_x$ )으로 다음과 같이 주어진다.

$$F_{xt} = \frac{\zeta_{xt} F_R}{\psi \zeta_{Rt}}, \quad F_{yt} = \frac{\zeta_{yt} F_R}{\phi \zeta_{Rt}}, \quad F_{xr} = \frac{\zeta_{xr} F_R}{\psi' \zeta_{Rr}}, \quad F_{yr} = \frac{\zeta_{yr} F_R}{\phi' \zeta_{Rr}} \quad (3)$$

$$\zeta_{Rt} = \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xt}}{\psi}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yt}}{\phi}\right)^2}, \quad \zeta_{Rr} = \sqrt{\left(\frac{\zeta_{xr}}{\psi'}\right)^2 + \left(\frac{\zeta_{yr}}{\phi'}\right)^2}$$

$$\zeta_{xt} = \frac{\dot{q}_1}{V} - q_2, \quad \zeta_{yt} = a \frac{\dot{q}_2}{V} + \frac{\lambda q_1}{I_0}, \quad \zeta_{xr} = \frac{\dot{q}_3}{V} - q_4, \quad \zeta_{yr} = a \frac{\dot{q}_4}{V} + \frac{\lambda q_3}{I_0} \quad (4)$$

$$F_R = \mu N \begin{cases} u - \frac{1}{3}u^2 + \frac{1}{27}u^3, & u < 3 \\ 1, & u \geq 3 \end{cases}, \quad u = \frac{G \pi a_e b_e \zeta_R}{\mu N} \quad (5)$$

여기서  $\mu$ 는 마찰계수이며,  $N$ 은 수직력,  $a_e$ 와  $b_e$ 는 차륜과 레일의 접촉면에 생기는 타원의 장단경이고, 함수  $\varphi$ 와  $\phi$ 는 각각 0.5412, 0.6025이다<sup>4)</sup>. 또한 이상의 대차해석모델에서 탈선계수를 계산하기 위해 차륜 플렌지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 횡압은 식(6)을 추가하여 사용하였다<sup>5)</sup>.

$$F_T(q_1) = \begin{cases} k_0(q_1 - \delta), & \delta < q_1 \\ 0, & -\delta \leq q_1 \leq \delta \\ k_0(q_1 + \delta), & q_1 < -\delta \end{cases}, \quad F_T(q_3) = \begin{cases} k_0(q_3 - \delta), & \delta < q_3 \\ 0, & -\delta \leq q_3 \leq \delta \\ k_0(q_3 + \delta), & q_3 < -\delta \end{cases} \quad (6)$$

#### 4. 수치해석 및 실차시험

화차용 주강대차의 운동을 수치해석하기 위하여 식(1)의 대차운동방정식을 4차 Runge-Kutta방법으로 수치해석을 수행하였다. 본 연구에서 사용된 대차모델은 공차상태에서의 화차용 주강대차이다. Table 1. 은 국내에 사용되고 있는 화차용 주강대차의 사양이다.

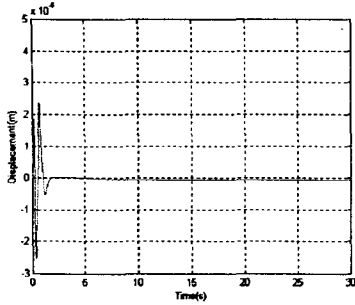
Table 1. Specification of the freight car

Index	Terms	Symbol	Units	Input
Boige	Weight of the Bogie	$m_t$	ton	1.982
Frame	Moment of Inertia Roll & Pitching, Yaw	$I_{tr}, I_{ty}$	Mgm	1.05, 1.64
Axle	Weight of the Axle	$m_w$	ton	1.309
	Moment of Inertia Roll & Yaw	$I_{wy}$	Mgm	0.75
	Half of Wheel Diameter	$r$	m	0.43
Dimension	Half of Axle Distance	$b$	m	0.9
	Half of Between 1'st Spring	$h_1$	m	0.978
	Half of Between 2'st Suspension Center	$h_2$	m	0.838
1'st S/P	Longitudinal Stiffness	$k_2$	MN/m	554.57
	Lateral Stiffness	$k_1$	MN/m	423.23
	Vertical Stiffness	$k_3$	MN/m	1.6128
2'st S/P	Longitudinal Stiffness	$k_5$	MN/m	3.8791
	Lateral Stiffness	$k_4$	MN/m	0.90384
	Vertical Stiffness	$k_6$	MN/m	0.06779
Damper	Vertical Damper Coefficient	$D_1$	MN/m	0.11072
	Lateral Damper Coefficient	$D_2$	MN/m	0.18454
Contact	Lateral Track Stiffness	$k_0$	MN/m	14.6
	Rail-flange Clearance	$\delta$	m	0.009

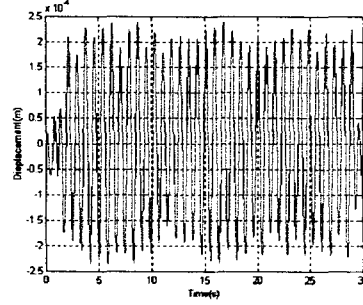
##### 4.1 임계속도

차량의 헌팅에 의한 차량의 임계속도를 시간영역에서 수치해석을 하였다. 임계속도를 예측하기 위해 속도를 증가시켜가며 횡변위와 요잉(yawing)의 지속여부로 헌팅발생 여부를 판단할 수 있다.

Fig. 3은 일정 주행속도에서의 횡변위의 변화를 나타내고 있다. 주행속도가 임계속도보다 작을 때 차량의 대차나 윤축의 횡변위는 초기 변위량이 시간이 지날수록 감소하나, 주행속도가 임계속도보다 클 때는 시간이 지남에 따라 초기 변위량이 점점 진폭되어 진동하게 된다. 임계속도를 예측하기 위하여 속도를 0에서부터 서서히 증가시켜 보았다. Fig. 3에서 보는 바와 같이 주어진 대차의 설계조건으로부터 115km/h 이상에서는 횡변위가 감소되지 않고 지속되는 상태를 나타나고 있어 이 부분에서의 속도가 임계속도가 됨을 알 수 있었다.



(a) Lateral displacement, v=110km/h



(b) lateral displacement, v=115km/h

Fig 3. Numerical results for the lateral displacement of the bogie  
( $\lambda=0.05$ ,  $a=0.711m$ ,  $r=0.43m$ ,  $\mu=0.47$ )

#### 4.2 실차시험

철도차량에 대한 실차시험은 2001년 3월 5일부터 3월 30일까지 경부선 사상역부터 삼량진역까지의 시험구간에서 2회 왕복으로 실시하였다. 측정방법은 국내 철도차량 진동특성 측정방법인 KS R 9160에 의거하여 측정하였다. 대상시험차량은 컨테이너화차로서 탈선계수, 대차와 차체의 진동가속도와 동응력(dynamic stress)을 측정하였다. 화차용 주강대차가 주행시 차량의 속도를 5km/h 속도로 증가시키면서 가속도와 동응력의 최대값과 평균값을 측정하였고, 횡압과 윤증은 차륜에 스트레인게이지(strain gauge)를 부착한 후 슬립링(slip-ring)을 연결하여 스트레인 증폭기와 테이프레코더(tape recorder)를 통하여 데이터를 측정하였다<sup>11)</sup>.

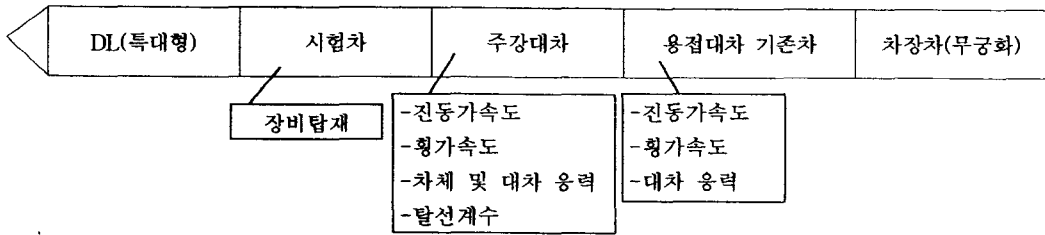


Fig 4. Arrangement of test car

#### 4.3 수치해석

화차용 주강대차의 실차시험결과와 수치해석한 결과를 비교하면 Fig. 5~8와 같다. Fig. 5는 차량주행 속도에 따른 대차의 최대 횡변위를 나타내고 있으며, 두 결과값이 115km/h에서 최대 횡변위를 나타내고 있다. 즉 115km/h가 임계속도임을 알 수 있다. 여기서 수치해석과 실차시험의 오차는 수치해석시 고려할 수 없었던 선로 노면상태와 곡선반경, 캔트 등의 레일 조건상태에 기인한 것으로 추정된다.

Fig. 6은 속도증가에 따른 차륜 폴렌지와 레일의 접촉에 의해 발생하는 횡압, Q의 변화를 나타내고 있다. 임계속도로 예상되는 115km/h에서 횡압은 최대를 나타내고 있다. 이 지점에 심하게 횡진동이 시작됨을 알 수 있다. Fig. 7은 차량주행시 곡선이나 캔트부분에서 생기는 동적윤증, P를 나타내고 있다. 수치해석 결과에서 속도가 증가함에도 동적윤증의 변화가 없는 것은 직선궤도를 주행하는 경우에 대해서 계산했기 때문이다. Fig. 8은 차량주행시 발생하는 횡압, Q와 동적 윤증, P로부터 탈선계수, Q/P를 표시하였다. 115km/h의 임계속도에서 탈선계수가 0.7정도로 최대치로 나타남으로서 임계속도에서 탈선의 가능성이 높아짐을 알 수 있다. Fig. 9은 곡선주행시 원심력에 따른 내궤측의 윤증감소와 완화곡선 주행시 궤도평면상의 차이에 의하여 윤증이 감소되는 현상을 나타내었다. 실차시험과 수치해석의 오차는 수치해석시

곡선반경과 레일고저를 무시했기 때문에 추정된다. 탈선계수가 작게 나와도 윤증감소율이 커지면 탈선할 가능성이 높아진다.

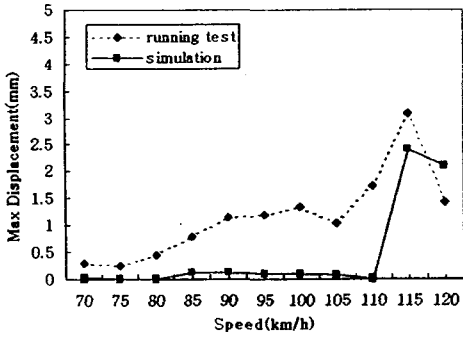


Fig 5. Max lateral displacement of bogie

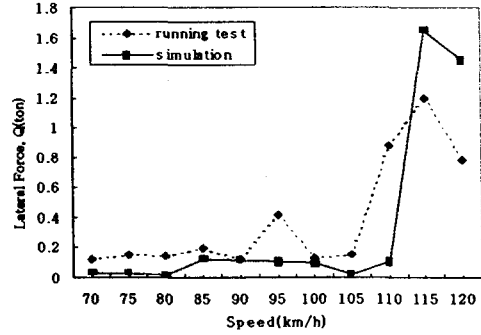


Fig 6. Lateral force, Q

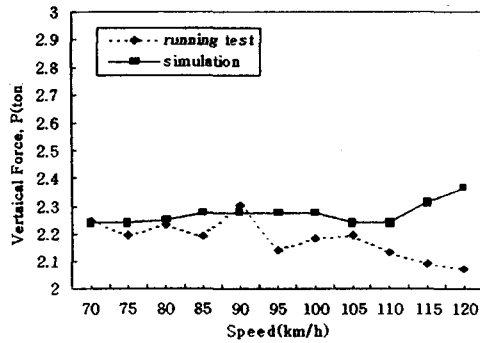


Fig 7. Vertical force, P

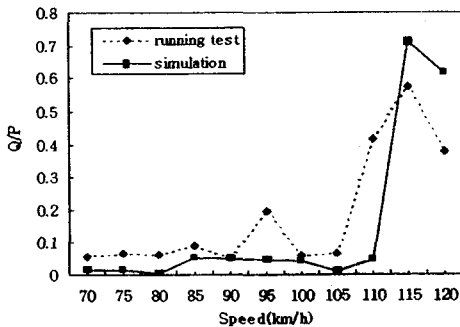


Fig 8. Wheelset derailment coefficient, Q/P

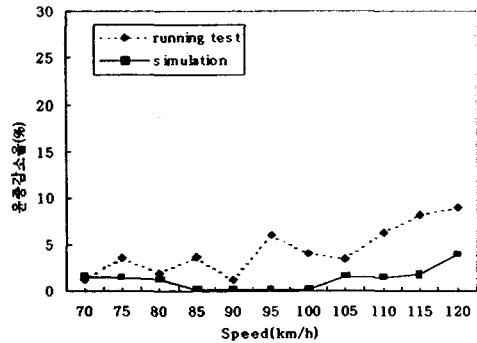


Fig 9. Wheelset vertical force decrease ratio

### 5. 설계변수와 임계속도

4장에서 검토해본 바와 같이 3장의 해석모델은 화차용 주강대차의 임계속도를 예측하는 데 유용함을 알 수 있었다. 따라서 3장의 해석모델을 이용하면 화차의 고속화를 위한 주강대차의 최적설계변수를 찾을 수 있다.

Fig. 10~13은 대차설계변수인 대차와 윤축의 질량비, 1차 현가장치의 강성비와 고정축거 등의 설계변수 변화에 따른 주행안전성의 향상을 위한 임계속도의 변화를 보여주고 있다. Fig. 10은 윤축 질량비의 변화에 따른 임계속도의 변화를 나타내고 있으며, 질량비가 증가할수록 임계속도는 감소함을 보여주고 있다. Fig. 11은 1차 현가장치 강성비의 변화에 따른 임계속도의 변화를 나타내고 있으며, 1차 현가장치 강성비가 증가해도 차량의 임계속도에는 큰 변화가 없음 알 수 있다. Fig. 12는 대차의 한쪽 윤축 중심에서 다른 쪽 윤축 중심까지의 거리, 즉 고정축거의 변화에 따른 임계속도의 변화를 나타내고 있으며, 고정축거가 증가함에 따라 차량의 임계속도는 증가함을 나타내고 있다. 따라서 윤축의 질량비를 줄이거나 고정축거를 늘림으로써 임계속도를 향상시킬 수 있고, 1차 현가장치의 강성은 임계속도 변화에 큰 영향이 없음을 알 수 있었다. 화차용 주강대차의 경우 차륜/레일간 유효담면구배,  $\lambda$ 는 최초 신조시 0.05이나 사용 중 0.1~0.2까지 증가하면 차륜 삭정 혹은 차륜 교체가 이루어지게 된다. Fig. 13는 유효담면구배의 변화를 0.025에서 0.2까지 변화시키며, 임계속도를 예측하였다. 유효담면구배가 증가됨에 따라 초기에는 임계 속도가 0.025에서 0.1까지 급격히 감소하다가 0.15이후부터는 완만히 감소되었다. 즉 차륜삭정이 적절히 이루어지지 않으면 임계속도가 낮아져 주행안전성이 나빠짐을 알 수 있다.

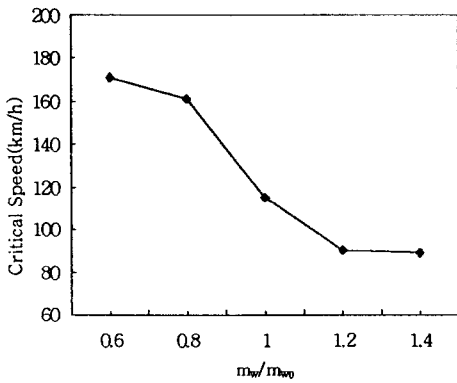


Fig 10. Critical speed vs wheelset mass

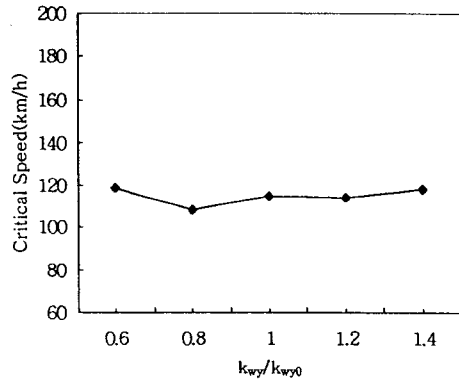


Fig 11. Critical speed vs primary lateral stiffness

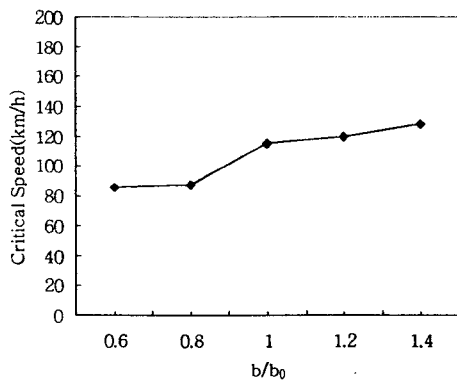


Fig 12. Critical speed vs half of axle distance

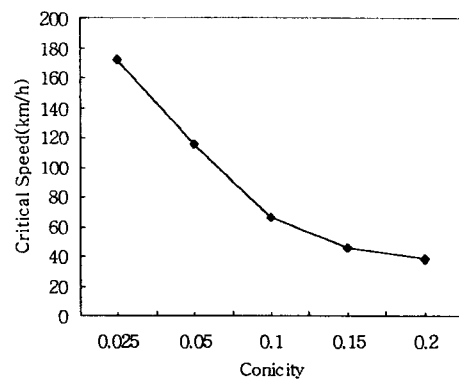


Fig 13. Critical speed vs wheel conicity

## 5. 결론

본 연구에서는 화차의 고속화를 위해 화차용 주강대차의 해석모델을 만들어 수치해석을 수행하고 실차시험결과와 비교하여 해석모델의 타당성을 검증하였다. 또한 대차의 설계변수 변화에 따른 헌팅에 의한 임계속도 변화를 봄으로 고속화를 위한 대차의 설계변수 영향을 검토하였다.

차량의 주행안전성은 주행속도에 증가에 의해 임계속도 영역에서 심하게 횡진동이 발생하는 헌팅현상이 발생하는 데 이로 인하여 차륜플렌지와 레일 사이의 횡압이 급격히 증가하여 경우에 따라서는 탈선의 위험이 있다. 이러한 헌팅에 의한 임계속도를 수치해석을 하고 이를 통해 예측하였다.

대차의 해석모델은 기존의 대차 헌팅운동 해석모델에 차륜 플렌지와 레일 사이의 횡압요소를 첨가하여 해석하였다. 또한 기존의 고속화차의 주강대차 설계제원에 대해 몇 가지 설계 변화에 따른 임계속도를 예측해본바 윤축의 질량비가 감소하거나 고정축거의 거리비를 증가시키면 임계속도가 커지나 1차 현가장치의 강성비 변화에는 별 영향이 없음을 알았다. 또한 곡선 주행시 윤축의 질량 감소나 고정축거의 증가로 인한 횡압이 증가로 차량 주행안전성에 악영향을 미칠 수 있으므로 적절한 설계제원을 선정해야한다.

또한 유효담면계수의 변화에 따른 임계속도를 계산 본 결과 유효담면계수가 증가에 따른 임계속도가 급격히 저하됨을 알 수 있었고, 이는 사용 중 적절한 시점에서 차륜 삭정이 이루어져야 함을 알 수 있었다.

## 참고문헌

1. 유원희 외, "곡선부 고속주행용 대차설계기술 개발", 한국철도기술연구원, 1999.
2. F. W. Carter, "On the Stability of Running of Locomotion," Proceedings of the Royal Society of London, Series, Vol. 121, pp. 585~611.
3. 仲島喜八, "列車脱線特論," 新編 鐵道車輛 特論, 研友社, pp.329~343. 1982.
4. Ch, Kaas-Petersen, Lyngby, Denmark, "Chaos in Railway Bogie," Acta Mechanica 61, pp.89~107, 1986.
5. U. Galvanetto and L. Briseghella, "Optimal Axle Distance of a Railway Bogie," International Journal of Bifurcation and Chaos, Vol. 7, No. 3, pp. 721~732, 1997.
6. J. J. Kalker, "Simplified theory of rolling contact," Mechanical and Aeronautical Engineering and Shipbuilding, Delft Progress Report, Series C. 1, pp. 1~10, 1973.
7. Vijay. K. Gray, "Dynamcis of Railway Vehicle System," Toronto, ACASEMIC PRESS, 1984.
8. 홍용기, 함영삼, "철도차량의 진동방지에 관한 연구," 한국철도기술연구원, 1996.
9. 三芳功達, "車輛振動の測定および判定法," pp. 100~107, 1971.
10. N. K. Cooperrider, "The Hunting Behavior of Conventional Railway Truck," ASME J. Eng. Industry, Vol. 94, pp. 752~762, 1972.
11. 철도기술연구소, "철도차량의 주행안전성 평가방법(안)," 철도기술연구소, Vol. 123, No. 1, pp.198~204, 1989.