

## 高速鐵道の軌道에 대한 動特性 研究

### A Study on the Dynamic Behavior of the High Speed Railway Tracks

文濟吉\* · 康基東\*\*

Moon, Je Kil · Kang, Kee Dong

---

#### Abstract

The purpose of this study is to provide the cause and countermeasure for track problems in the high speed railways due to the irregularly increasing dynamic wheel loads running over the speed range of 300 km/h. It has long been recognised that the track problems encountered on high speed railways are associated mainly with vertical dynamic loads which are related to the unsprung mass of vehicles and track irregularities. In addition to these parameters for the estimation of the dynamic wheel load variation, however, the dynamic characteristics of track structures are discussed in this paper with reference to mathematical modelling of the tracks and vehicle. From the results of the more detailed analyses, the effects of track stiffness and damping characteristics are considered to be significant for reducing the dynamic wheel loads. To make this point clear and appraise the overall performance of the track components, the theoretical analysis on the dynamic behavior of the tracks and wheelset impact tests on several track structures are performed. The experimental results from different track components are compared with each other. The track stiffness and damping characteristics are also presented quantitatively.

---

#### 要 旨

本 研究는 300 km/h 내외의 速度領域에서 運行되고 있는 高速列車의 不規則한 動的 輪重變動을 解析하여 高速鐵道軌道에서의 對策과 軌道 各 構成要素들의 構造設計를 위하여 종래의 研究에서 輪重變動에 관련이 있다고 생각되어온 車輛의 스프링下質量 및 軌道틀림이외에 레일支持스프링係數와 振動減衰係數 等を 포함하여 보다 定量的인 解析을 試圖하였다. 특히 車輛의 動的 輪重變動에 대한 軌道部分의 主된 役割은 레일支持스프링係數와 振動減衰係數에 있으므로 이에대한 軌道の 各 構成要素別 特性을 보다 分明히 하기위하여 衝擊에 의한 레일支持系의 動的 應踏을 力學모델 設定을 통하여 理論的으로 解析하고 實物軌道에서의 試驗에 의하여 종래 확실하게 밝혀지지 않았던 이들 軌道特性值를 算出하였다.

---

\* 정희원 · 건국대학교 공과대학 토목공학과 교수

\*\* 정희원 · 고속전철사업기획단 건설국 궤도과장

## 1. 序 論

鐵道에서 軌道는 車輛의 走行安全을 확보하고 좋은 乘車感을 유지할 수 있어야 하며 車輪의 走行路를 형성하여 加速과 制動時의 힘을 받아야 하는 長大한 構造物이다.

역사적으로 鐵道の 발전이 動力(車輛)의 革新과 鐵道施設(軌道)의 개량에 의하여 이루어졌다는 사실에서 보듯이 이에 대한 研究開發이 鐵道産業의 成敗를 左右하는 하나의 중요한 要素가 되어 왔다.

高速鐵道에서 가장 문제가 되는 것 중의 하나는 高速走行時 軌道에 발생하는 불규칙한 動的 荷重의 증가에 의한 軌道破壞, 走行安全 및 粘着係數(coefficient of adhesion) 확보에 대한 대책이다. 종래의 鐵道에서는 60 km/h 정도의 속도에서 레일應力을 測定하여 정지시의 應力에 대한 증가비율을 구하여 이것을 速度衝擊率로 하여 軌道各部에 발생하는 應력을 계산하였다.

그러나 200 km/h가 넘는 速度領域에서의 動的 輪重增加에 대하여 현행 速度衝擊率을 적용하기에는 상당한 무리가 있으므로 軌道の 動力學의 特性을 좀더 深層의으로 연구할 필요가 생기게 되었다.

1970年 Prud'homme은 프랑스고속철도의 軌道設計를 위한 動的 輪重變動 研究에서 이 輪重變動을 車輛의 스프링下質量(unsprung mass), 레일 支持스프링係數, 軌道の 短波長틀림(short wave track irregularities) 및 속도의 函數로 나타내었다.<sup>(1)</sup> 이 식은 종래 연구에서 動的 輪重增加에 관련이 있다고 생각된 軌道 요소들의 역할을 이론적으로 규명하고 있으나 有道床軌道(자갈식軌道)의 가장 큰 특징인 軌道 振動減衰에 대하여는 구체적인 검토가 이루어지지 않았다.

1972年 佐藤은 日本 新幹線에서의 極大輪重 發生原因과 動的 輪重變動計算을 위한 역학모형을 提示하였고 軌道에 있어서의 대책을 檢討하였다.<sup>(2)</sup> 이식에서는 軌道振動 減衰係數가 포함되어 있으나 이에 대한 구체적인 연구가 이루어지지 않아서 共振增加率의 예상 最大限度값에 의한 動的輪重增加의 可能性만을 제시하였다.

1978年 Eisenmann은 200 km/h 내외의 시험결과로부터 軌道の 品質과 速度에 따른 動的 輪重變動式을 제시하였다.<sup>(3)</sup>

1985年 Cox는 軌道패드가 軌道の 動的 舉動에 미치는 영향에 관한 시험을 하였다.<sup>(4)</sup>

이 시험결과 패드의 彈性效果는 분명하게 규명되었으나 軌道구조의 다른 요소들에 대한 역할과 차량의 動的 輪重增加에 대한 구체적인 연구는 이루어지지 않았다.

1988年 Montagne는 프랑스고속철도에서 5년동안 고속차량 운행 경험과 시험결과로부터 TGV차량의 動的 輪重變動量은 Prud'homme이 예측한 動的 輪重變動의 최대값보다 상당히 적은 값으로 프랑스고속철도의 현재 軌道구조로서 向後 350 km/h 속도까지 運行可能性을 제시하였다.<sup>(5)</sup>

1989年 佐藤과 季原은 日本의 山陽新幹線 岡山以後 區間과 東北 上越新幹線의 有道床軌道에서 動的 輪重變動 減少 對策으로 高架橋梁과 道床사이에 敷設한 바ラスト매트의 우수한 效果에 대하여 評價하였다.<sup>(6)</sup>

本 研究에서는 고속주행시 軌도에 발생하는 불규칙한 動的 輪重變動에 대하여 차량의 스프링下質量, 레일支持스프링係數와 振動減衰係數 및 軌도틀림 등의 特性을 통한 보다 定量的인 解析을 시도하였다. 특히 軌道構造의 각 요소별 역할과 대책을 분명히 하기 위하여 衝擊에 의한 레일支持系의 動的 應踏을 역학모델 설정을 통하여 이론적으로 해석하고 實物 軌道試驗에 의하여 종래 확실하게 밝혀지지 않았던 레일支持스프링係數와 振動 減衰係數를 산출하였다.

## 2. 軌道の 動特性 解析

### 2.1 輪重變動의 力學모델과 理論解

輪重變動의 標準偏差는 輪重變動의 周波數 應踏函數(frequency response function)와 軌도틀림의 特性을 통하여 해석할 수 있다.<sup>(7)</sup> 이 輪重變動特性을 구하기 위한 차량 및 軌도모델은 그림 1의 3가지 모델을 想定할 수 있으며 이 모델에 의한 輪重變動의 周波數 應踏函數를 해석한 결과 그림2와 같이 모델에 따른 차이가 거의 없으므로 輪重變動의 偏差를 論하기 위한 車輛-軌道の 모델로서는 가장 간단한 (C)의 모델로서도 충분하다.<sup>(8)</sup>

여기에서 이 周波數應踏에 대한 特性을 이론적으로 검토해 보면 ①부분은 주로 차량의 전질량과 그의 加速度와의 곱으로 표시되며 ②의 피크는 車

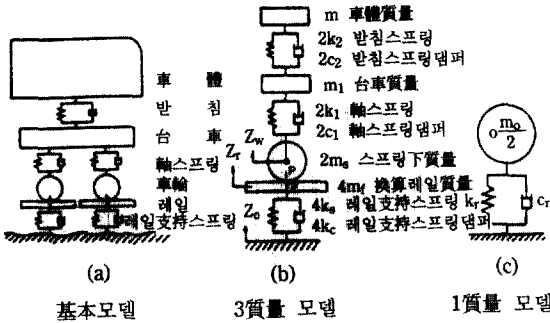


그림 1. 운동변동을 검토하기 위한 차량 및 궤도모델

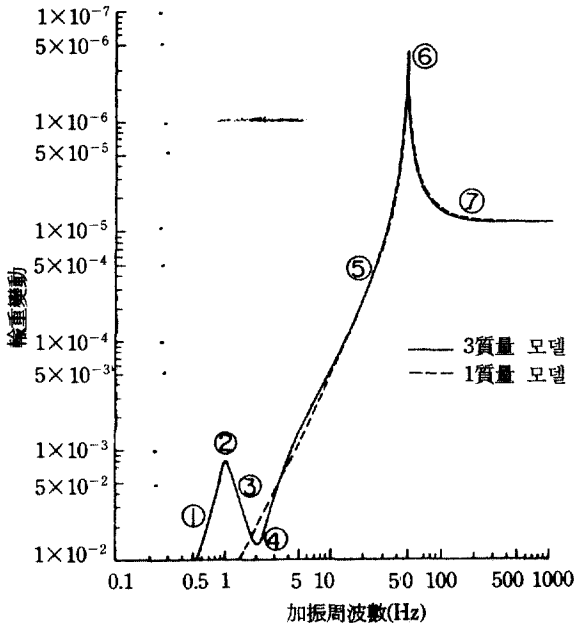


그림 2. 운동변동의 주파수응답률수 비교

體的 固有振動數에 대응하고 ⑤의 부분은 대부분 스프링下質量과 그의 加速度와의 곱으로 표시되며 ⑥의 부분은 스프링下質量과 레일의 支持스프링에 의하여 형성되는 固有振動에 대응되는 것이다.

또한 ⑦의 부분은 레일支持스프링의 效果에 의한 것이다.<sup>(8)</sup>

궤도틀림의 Power Spectrum은 프랑스, 日本鐵道에서의 검토결과에 의하면 그림 3과 같이 波長의 2~3乘에 비례하는 것으로 보고되어 있으며 이에 대한 實驗式은 다음과 같이 주어진다.<sup>(9)</sup>

$$S(\omega_s) = \frac{A}{(B + \omega_s)^3} \quad (1)$$

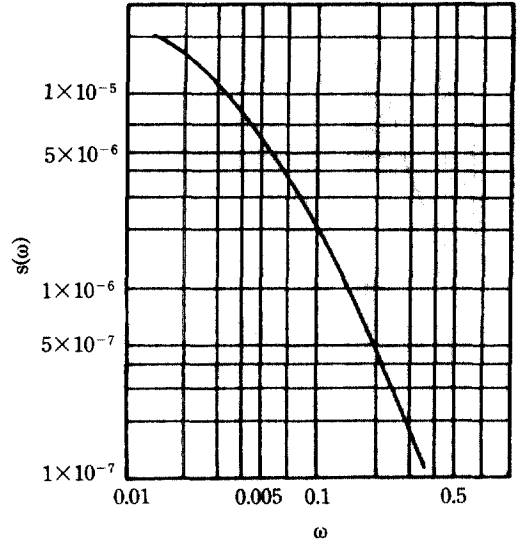


그림 3. 궤도틀림의 Power Spectrum

여기에서  $S(\omega_s)$ : 궤도틀림의 파워스펙트럼

$A = 2.004 \times 10^{-6}$ : 係數

$B = 0.360(m^{-1})$ : 係數

$\omega_\lambda = \frac{2\pi}{\lambda}$ : 空間周波數 ( $m^{-1}$ )

$\lambda$ : 波長 (m)

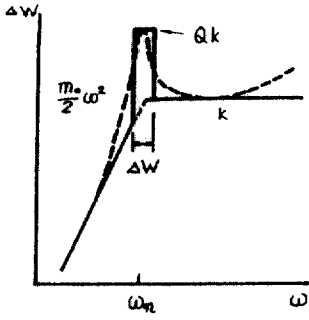
輪重變動을 검토하는 경우 궤도의 短波長 틀림만을 고려하기 때문에 이 實驗式은 實用上

$$S(\omega_s) = A\omega^{-3} \quad (2)$$

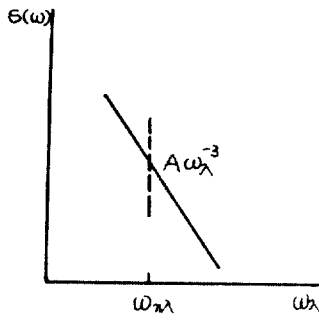
으로 축소된다.

輪重變動의 周波數應踏函數는 그림 4의 (a)와 같이 실제로는 破線으로 되어 있으나 實線으로 생각한다. 즉, 스프링下質量에 의해 증가하는 부분, 그리고 레일支持스프링에 의한 부분 및 스프링系의 固有振動에 의해 레일支持스프링의 Q(dynamic magnification factor)배로 증가하는 부분으로 나타낼 수 있다. 따라서 그림 1의 (C)모델과 (2)식에 의한 輪重變動의 分散은 다음과 같이 나타낸다.<sup>(2)</sup>

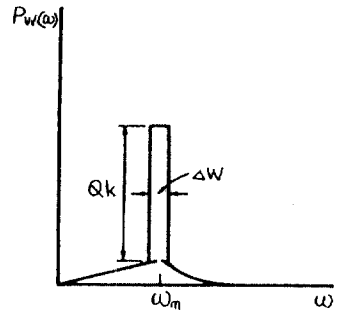
$$V[W] = \frac{1}{\pi} \int_0^{\omega_n} \left( \frac{m_0}{2} \cdot \omega^2 \right)^2 \cdot A \cdot \frac{1}{\omega_\lambda^3} d\omega_\lambda + \frac{1}{\pi} \int_{\omega_n}^{\infty} k^2 \cdot A \cdot \frac{1}{\omega_\lambda^3} d\omega_\lambda + \frac{1}{\pi} (Q \cdot k)^2 \cdot A \cdot \frac{1}{\omega_{\lambda n}^3} \Delta\omega_{\lambda n}$$



(a) 周波數 應答函數



(b) 軌道틀림의 Power Spectral



(c) 輪重變動의 Power Spectral

그림 4. 윤중변동의 분산을 계산하기 위한 모델

$$= \frac{A \cdot V^2}{\pi} \cdot \frac{m_0}{2} \cdot k \cdot \left(1 + \frac{\sqrt{k \cdot m_0/2}}{C}\right) \quad (3)$$

$$\sigma[W] = q \frac{A \cdot V^2}{\pi} \cdot \frac{m_0}{2} \cdot k \cdot (1 + Q) \quad (4)$$

여기서  $V[W]$  : 輪重變動의 分散

$W$  : 輪重變動(kg)

$m_0$  : 스프링下質量(1台車의 1/2)(kg)

$\omega$  : 圓周波數(rad/sec)

$k$  : 레일支持스프링係數(kg/cm)

$V$  : 走行速度(km/sec)

$$Q = \frac{1}{2\xi}$$

$$\xi = C / (2\sqrt{k \cdot m_0/2})$$

$$\Delta\omega = \frac{\omega_n}{Q} = 2\xi \cdot \omega_n$$

$$\omega_n = \sqrt{\frac{k}{m_0/2}}$$

$$\omega_{\lambda n} = \frac{\omega_n}{V}$$

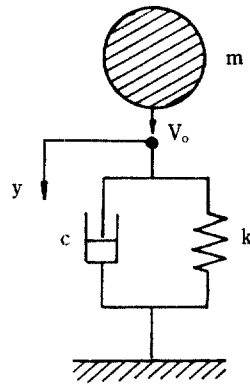


그림 5. 윤축낙하시 충격력 산정을 위한 모델

實車輛의 스프링下質量에 비하면 車軸만인 이 시험의 경우 그 질량은 1/2~1/3 정도이나 레일支持系와 스프링下質量과의 動的 相互作用을 論하는 경우에는 이 현상을 기본으로하여 그 論理를 전개하여도 큰 誤謬를 범할 염려는 없다.

궤도스프링系の 모델로서는 차량의 스프링下質量에 비해서 有效質量이 1/10 이하가 되는 레일의 質量을 무시하고 스프링과 대쉬포트(dashpot)로 나타내는 그림 5의 모델을 想定하여 車輪이 衝擊하는 경우의 현상에 대하여 해석한다.

이 모델에 의하면 다음의 理論式이 성립한다.

$$m \frac{d^2y}{dt^2} = -C \frac{dy}{dt} - k \cdot y + m \cdot g \quad (5)$$

여기서  $m$  : 輪軸의 質量

$C$  : 軌道振動減衰係數

## 2.2 衝擊에 의한 軌道の 動的 應答 解析

식 (4)에 의한 輪重變動의 分散을 계산하기 위하여는 종래 확실하게 밝혀지지 않았던 레일의 支持 스프링係數와 振動減衰係數를 명확하게 할 필요가 있다. 이를 위하여 궤도에 實車輛의 輪軸을 낙하시켜서 이때 발생하는 衝擊力 및 그의 波形과 궤도의 動特性值와의 관계를 검토한다.

k : 레일支持스프링係數

y : 輪軸落下前 레일面을 基準으로 한 레일  
면의 變位

g : 重力加速度

輪軸을 落下시켰을때 輪軸의 衝擊 및 뛰어오르는  
속도의 관계는 그림 6에서

$$\begin{aligned} V_0 &= g t_0 = \sqrt{2gh} \\ V_1 &= g t_1 \\ V_2 &= g t_2 \end{aligned} \quad (6)$$

여기서  $V_i$  : 輪軸의 衝擊 또는 뛰어오르는 속도

g : 重力加速度

$t_i$  : 輪軸의 空中滯在時間

h : 落高

식 (5)의 解를 구하면

$$y = \frac{V_0}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin \omega_d t \quad (7)$$

$$\dot{y} = \frac{V_0}{\sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \cos(\omega_d t + \theta) \quad (8)$$

여기서

$$\omega_d = \omega_n \sqrt{1-\xi^2}$$

$$\omega_n = \sqrt{k/m}$$

$$\theta_1 = \tan^{-1} \frac{\xi}{\sqrt{1-\xi^2}}$$

衝擊力은

$$F = ky + c \dot{y}$$

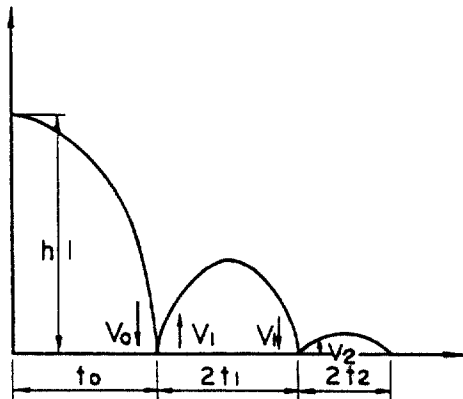


그림 6. 輪軸의 수직운동

$$= k \cdot \frac{V_0}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta_2) \quad (9)$$

여기서

$$\theta_2 = \tan^{-1} \frac{2\xi \sqrt{1-\xi^2}}{1-2\xi^2} \quad (10)$$

輪軸이 레일로부터 뛰어오르는 것은 衝擊力이 0이  
되는 경우이므로 식 (9)을 0으로 놓고

$$\frac{kV_0}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} e^{-\xi \omega_n t} \sin(\omega_d t + \theta_2) = 0 \quad (11)$$

$$\omega_d t + \theta_2 = \pi \quad (12)$$

$$\bar{t}_0 = \frac{\pi - \theta_2}{\omega_n \sqrt{1-\xi^2}} \quad (13)$$

이 때의 속도  $V_1$ 은 식 (8)에서

$$V_1 = -V_0 \cdot e^{-\xi} \cdot \frac{\pi - \theta_2}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (14)$$

$$\frac{V_1}{V_0} = -e^{-\xi} \cdot \frac{\pi - \tan^{-1} \frac{2\xi \sqrt{1-\xi^2}}{1-2\xi^2}}{\sqrt{1-\xi^2}} \quad (15)$$

이것을 그림으로 나타낸것이 그림 7이다. 그림에서  
반대로  $\frac{V_1}{V_0}$  를 알게되면 減衰係數比  $\xi$ 를 구할 수  
있게 된다.

레일支持스프링係數 kr는 衝擊力에 관계하는 식  
(9)를 그림으로 나타낸 그림 8과 같은 기록이 얻어진  
경우에 그의 持續時間  $t_0$ 가 구하여지므로 식 (13)에  
의해

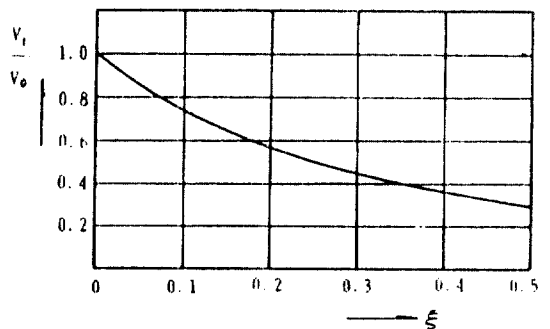


그림 7. 케도스프링系의 限界減衰係數比와  $V_1/V_0$ 과의  
관계

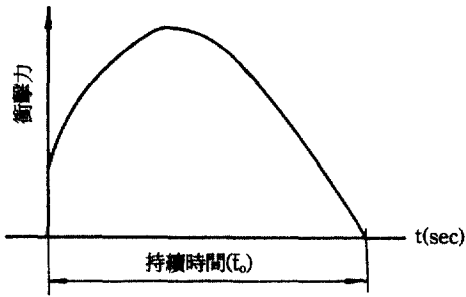


그림 8. 충격력의 계산치

$$k = \frac{W}{g} \cdot \frac{\left( \pi - \tan^{-1} \frac{2\xi\sqrt{1-\xi^2}}{1-2\xi^2} \right)^2}{(1-\xi^2)t_0^2} \quad (16)$$

여기서

W : 輪軸의 重量  
軌道振動減衰係數는

$$C = 2\xi\sqrt{m \cdot k} = 2\xi\sqrt{\frac{W \cdot k}{g}} \quad (17)$$

### 3. 實物 軌道에 대한 試驗

#### 3.1 試驗概要

시험을 위한 궤도는 京釜線 富谷驛 構内に 敷設 하였으며 시험 궤도의 상세한 構造와 諸元은 표 1 및 그림 9와 같다. 이중 A<sub>1</sub> 및 B<sub>1</sub>은 대체로 외국의 고속철도에서 채택하고 있는 궤도구조와 類似한 것이며 레일과 PC침목 사이에 삽입하는 패드는 종래 철도에서 사용하여 온 일반 플라스틱 成形인 EVA 5 mm와 최근 외국의 고속철도에서 사용하고 있는 彈性力이 뛰어난 10 mm 고무패드를 비교 평가할

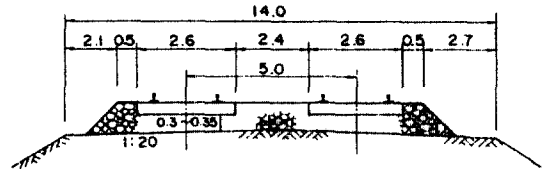


그림 9. 시험궤도구조의 일반 단면

數 수 있도록 하였다. 특히 고속철도 構造物 설계표 준시방서<sup>(10)</sup>에 의하면 路盤은 刚性構造로 되어있기 때문에 콘크리트 鋪裝 路盤을 포함시켰다.

#### 3.2 試驗方法

試驗裝置는 그림 10과 같으며 궤도충격방법은 중량 1톤의 운축을 체인블록을 이용하여 소정의 높이로 들어 올린 후 철사를 절단하여 落下시킨다. 낙하시험은 試驗軌道別로 2.5 cm, 5 cm, 7.5 cm 높이에서 각각 3회씩 落下시켜 이때 레일 및 車輪의 衝擊力과 持續時間을 측정한다. 그림 11과 같이 레일에 대하여는 양쪽침목 중간위치에서 레일腹部(中立軸)에 100 mm씩 떨어져 스트레인게이지를 부착하고 輪軸에 대하여는 車輪 圓板部の 上下 2개 구멍속에 스트레인게이지를 부착하여 輪軸 落下時의 衝擊力을 動變形 增幅器를 통하여 데이터레코더에 記錄한다. 車輪 衝擊力의 測定은 車軸이 동시에 落下하는지를 확인하기 위해 兩側 車輪을 測定한다.

軌道構造別 落下高別 衝擊力과 持續時間은 데이터레코더의 記錄으로부터 電子오실로 그래프로 再生프린트 시킨다. 記錄紙의 衝擊力데이터에서 衝擊 持續時間(t<sub>0</sub>), 空中滯在 時間(2t)을 읽어 V<sub>1</sub>V<sub>0</sub>를 구하여 식 (16)과 (17)에 의하여 레일支持스프링係數(k)와 軌道振動減衰係數(C)를 算出한다.

표 1. 試驗軌道構造의 諸元

軌道區分	枕木길이	枕木配置間隔	패드	道床	路盤	備考
A <sub>1</sub>	2.6 m	60 cm	10 mm rubber	35 cm	強化路盤	
A <sub>2</sub>	2.8 m	〃	〃	〃	普通路盤	
A <sub>3</sub>	2.4 m	〃	5 mm EVA	〃	〃	
B <sub>1</sub>	2.6 m	〃	10 mm rubber	30 cm	強化路盤	
B <sub>2</sub>	2.8 m	〃	〃	〃	普通路盤	
B <sub>3</sub>	2.4 m	〃	5 mm EVA	〃	〃	

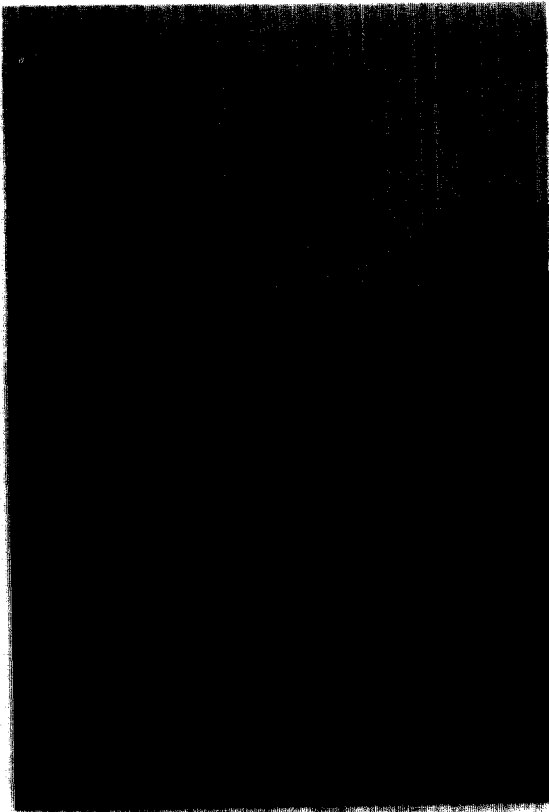


그림 10. 관측나하장차

#### 4. 試驗結果 解析 및 考察

패드 및 路盤別 레일支持스프링係數와 振動減衰係數는 표 2와 같으며 動的輪重變動은 현재 外國의 고속철도에서 商業運行되고 있는 車輛條件(스프링 下質量)과 京釜高速鐵道의 설계속도(350 km/h)를 적용하여 식 (4)로 계산하였으며 그 결과는 표 3과 같다.

표 2에서 레일支持스프링係數는 패드두께 5 mm인 경우 10 mm 보다 약 25% 크고 鋪裝路盤의 경우 非鋪裝에 비하여 약 16% 정도 크다. 軌道振動減衰係數는 패드두께 5 mm의 경우 10 mm 보다 약 18% 크며 포장노반의 경우 비포장에 비하여 약 7% 정도 크다. 도상두께 35 cm와 30 cm에 대한 차이는 뚜렷하지 않았다.

따라서 이러한 軌道構造別 動的輪重 增加量은 표 3에서와 같이 10 mm 패드의 경우 輪重減少 效果가 크며 道床두께의 效果는 크지 않다. 특히 포장된 剛性路盤의 경우 8% 내외의 動的 輪重 增加가 예

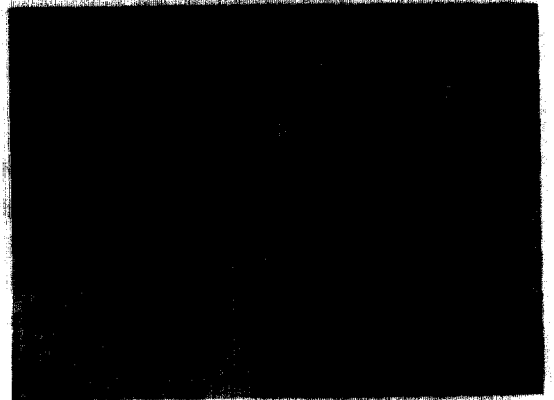
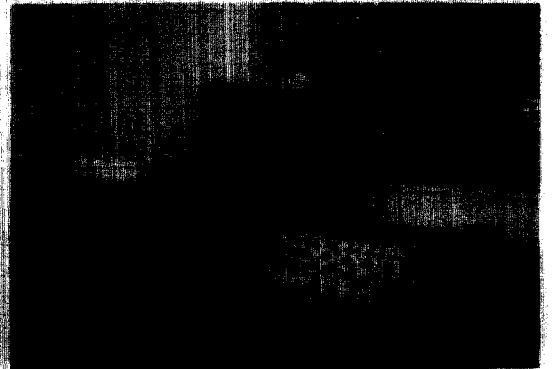
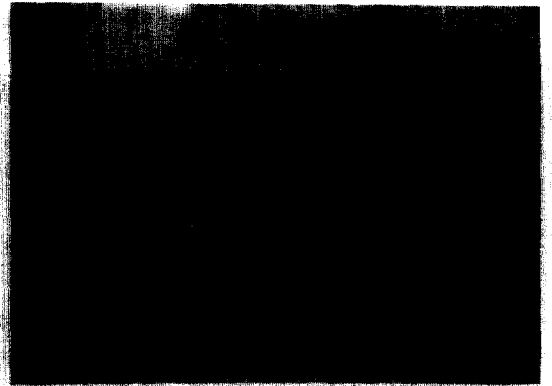


그림 11. 레일 및 차량의 충격력 측정

상된다.

$A_1$ (강성노반, 10 mm 고무패드, 도상두께 35 cm) 레도구조와 외국고속철도의 車輛條件에 대한 動的 輪重變動의 검토는 표 4에서와 같이 靜荷重의 약 50~80% 범위로 증가하고 있으며 新幹線 300系の 경우 스프링下質量이 크기 때문에 靜荷重이 매우 작지만 輪重增加比率은 매우 크다는 것을 알 수 있다.

표 2. 軌道構造要素別 動的應踏 係數值

區 分	패 드		路 盤		道 床	
	10 mm rubber	5 mm EVA	普通路盤	強化路盤	35 cm	30 cm
레일支持스프링係數 k(t/cm)	21.64 (100%)	26.96 (125%)	21.64 (100%)	25.17 (116%)	24.27 (100%)	24.91 (103%)
軌道振動減衰係數 C(kg·cm/sec)	53.37 (100%)	63.2 (118%)	53.37 (100%)	57.26 (107%)	60.17 (100%)	55.71 (93%)

표 3. 軌道構造要素別 動的輪重增加量 比較

패 드		路 盤		道 床		備 考
10 mm rubber	5 mm EVA	普通路盤	強化路盤	35 cm	30 cm	
4.80톤 (100%)	5.26 (110%)	4.80 (100%)	5.19 (108%)	4.97 (100%)	5.18 (104%)	輪重增加量은 2σ 값임

표 4. 外國高速車에 對한 輪重增加 比較 단위: 톤

區 分	TGV	ICE	新幹線 (300系)	備 考
靜荷重 (스프링下質量)	17 (4.3)	19.5 (4.425)	12 (3.8)	1軸當
動荷重	10.04	10.22	9.36	1軸當(2σ)
比率	59%	52%	78%	

5. 結 論

300 km/h 내외의 速度領域에서 운행되는 高速列車의 走行時 車輛의 輪重變動 特性을 剝明하고 解析하여 軌道構造의 各 要素別 役割과 對策을 提示하기 爲하여 衝擊에 의한 레일支持系의 動的應踏을 理論적으로 解析하고 實物軌道에 對한 試驗을 하여 다음과 같은 結果를 얻었다.

- (1) 車輛의 動的輪重 變動에 對한 軌道부분의 主된 역할은 레일支持스프링係數와 振動減衰係數에 있다.
  - (2) 종래 鐵道에서 사용하고 있는 5 mm EVA패드보다 10 mm 고무패드의 動的 輪重減少 效果가 뛰어나다.
  - (3) 고속철도 構造物 설계표준시방서에 의한 剛性路盤軌道는 종래의 普通路盤 軌道에 비해 약 8% 내외의 動的 輪重 增加가 豫상된다.
  - (4) 道床두께의 影響은 크지 않으나 30 cm 보다 35 cm 境遇가 有利하다.
- 高速鐵道の 軌道는 路盤 安定이 絶對的이므로 構

造物 설계표준 시방서에 規定된 剛性路盤 軌道를 採擇하는 것이 불가피하므로 이상의 結果에서 보면 高速鐵道の 軌道는 剛性路盤의 條件에 10 mm 고무패드와 35 cm 두께의 道床 等으로 組合된 軌道構造가 바람직한 것으로 사료된다.

Eisenmann<sup>(31)</sup>과 ORE보고서<sup>(32)</sup>에 의하면 軌道에서 枕木의 役割은 車輛의 動的輪重 變動에 미치는 影響보다는 長期的인 反復荷重에 의한 軌道の 塑性堆下에 對한 效果가 큰 것으로 되어 있다. 따라서 本 研究에서는 軌道構造에 對한 力學모델이 枕木의 重量과 크기에 對한 檢討가 事實상 불가능하게 設定되었으나 尙後 이에 對한 좀더 깊이 있는 研究가 必要하다.

感謝의 글

본 연구는 현재 추진중인 경부고속전철 軌道구조 설계과업의 일환으로 수행되었으며 相關자료의 제공과 시험에 對한 조언을 하여주시신 현 프랑스 철도청 軌道연구실장 Montagne씨와 전 일본철도기술연구소 軌道연구실장인 佐藤吉彦박사에 깊은 감사의 뜻을 표하는 바이다.

參 考 文 獻

1. M.A. Prud'homme, "Les Tres Grandes Vitesses Ferroviaires sur Infrastructures Nouvelles", Revue Generale des Chemins de fer, No. Special,



Jan. 1970.

2. 佐藤吉彦, “東海道新幹線において951型式試験電車に発生した著大輪重の原因とその対策”, 鐵道技術研究報告, No.824, 1972.
3. Josef Eisenmann, “Railroad Track Structure for High Speed Line” Railroad Track Mechanics & Technology, Pergamon Press, 1978.
4. S.J. Cox and S.L. Grassie, “Understanding Dynamics as an Aid to Developing Track” Pandrol International Ltd. London, 1985.
5. S. Montagne, “Five Years’ Experience with French High-Speed Track: Achievements and Future Prospects,” Rail International, Oct. 1988.
6. 佐藤吉彦, 季原利之, 線路工學, 西櫻印刷株式會社, 1989. 8, pp.67-68.
7. Jean Alias, La Voie Ferree, Techniques de Construction et Dentre-tien, Eyrolles et S.N.C.F., 1984, pp.58-64.
8. 平野雅之, “質點モデルによる 新幹線車輛の 輪重變動に関する 理論的 検討”, 鐵道技術研究所速報, No.71-115, 1971. 7.
9. Georges Janin, “Maintaining Track Geometry: Decision-Making for Levelling and Lining, The Mauzin Synthesis Method”, French Railway Review, Vol. No.1, 1983.
10. 고속전철 사업기획단, 고속철도 構구조물 설계표준시방서, 1991. 9.
11. Josef Eisenmann, “The Effect of Mixed Traffic on the Permanent Way”, Railway Technical Review, Vol.30, 1988/89.
12. ORE D117 RP 2, “Optimum Adaptation of the Conventional Track to Future Traffic; Study of the Change in the Track Level as a Function of Traffic and the Track Components (First Results of Laboratory and Site Tests)”, Utrecht, April 1973.

(接受: 1992. 2. 7)