

Simulink[®]를 이용한 철도차량 윤축의 Hunting 현상에 대한 고찰 A Study on the Hunting Phenomenon of Railway Wheelset by Simulink[®]

* #신유정¹, 유원희², 박준혁²

* #Y. J. Shin(yjshin@kri.re.kr)¹, W. H. You², J. H. Park³

¹ 과학기술연합대학원대학교(UST), ² 한국철도기술연구원(KRRI), ³ 한국철도기술연구원(KRRI)

Key words : Hunting , Wheelset, Simulink

1. 서론

차량의 주행 안전성 확보는 승객의 안전과도 직결되는 중요한 문제이다. 최근 세계철도의 고속화로 Hunting 문제로 인한 주행 안전성에 대한 검토가 다양하게 시도되고 있다. 철도차량의 동적 해석은 주행시 발생하는 동적거동 현상을 예측하여 주행안정성에 대한 검토와 차륜 및 레일의 마모를 감소시키는 방안을 제시할 수 있다.

현재까지 차량의 동특성을 향상시키고 정확한 운동을 예측하기 위해 국내외에서 많은 연구들이 수행되어오고 있으나 주행속도가 고속화로 가면서 선형해석과 비선형성을 고려한 해석의 결과 차이가 많이 발생함을 알 수 있다. 물론 비선형성을 정밀하게 고려하여 해석할수록 실제 상황에 가까겠지만, 차륜과 레일간의 접촉에 의한 크리프력과 차륜 플랜지 거동 등의 비선형 항을 포함한 17 자유도계의 운동방정식 이론적으로 해석하는 것은 불가능하므로 수치해석을 통해 동특성을 예측해보는 수밖에 없다. Hunting 현상은 횡변위와 Yaw각으로 인해 윤축의 복잡한 진동으로 주로 고속에서 종종 발생한다.

본 논문에서는 Hunting 현상이 발생할 때 레일의 반력을 고려하여 차륜의 플랜지와 레일의 허용한도 내에서 어떤 영향을 줄 수 있는지에 대해 수치해석을 통해 알아보았다.

2. Hunting 현상을 고려한 윤축의 운동방정식

Hunting 현상이 윤축의 동특성 운동에 미치는 영향을 알아보기 위해 fig.1의 해석모델을 이용하여 운동방정식을 유도하였다.

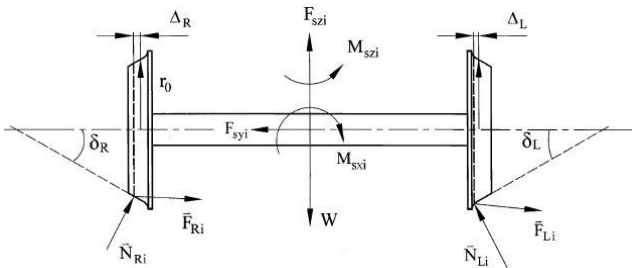
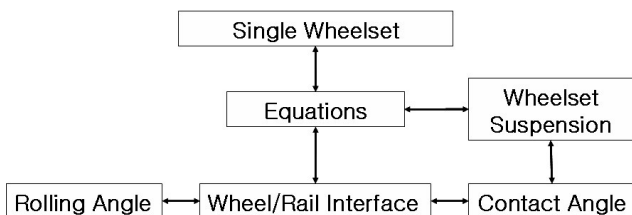


Fig. 1 Free-body diagram of a single wheelset



윤축의 운동방정식은 횡방향 변위(y), 수직방향 변위(z), roll 변위(ϕ), yaw 변위(ψ)의 4자유도계에 대하여 고려한다. 단일윤축에 대한 운동방정식은 식(1) - 식(4)와 같이 정의된다.

$$m\ddot{y} = F_{Ly} + F_{Ry} + R_{Ly} + R_{Ry} + F_{sy} - F_t \quad \text{식(1)}$$

$$m\ddot{z} = F_{Lz} + F_{Rz} + R_{Lz} + R_{Rz} + F_{sz} - W \quad \text{식(2)}$$

$$I_x\ddot{\phi} = (R_{Ry}F_{Rz} - R_{Rz}F_{Ry}) + (R_{Ly}F_{Ly} - R_{Lz}F_{Lz}) + (R_{Ly}N_{Lz} + R_{Ry}N_{Rz}) - (R_{Rz}N_{Ry} + R_{Lz}N_{Ly}) + M_{Lx} + M_{Rx} + M_{sx} + I_y\frac{V}{r_0}\dot{\psi} \quad \text{식(3)}$$

$$I_z\ddot{\psi} = (R_{Rx}F_{Ry} - R_{Ry}F_{Rx}) + (R_{Lx}F_{Ly} - R_{Ly}F_{Lx}) + (R_{Rx}N_{Ry} + R_{Lx}N_{Ly}) + M_{Lz} + M_{Rz} + M_{sz} - I_y\frac{V}{r_0}\dot{\phi} \quad \text{식(4)}$$

윤축의 roll 변위와 yaw 변위가 작은 값이라고 가정하고, 수직 방향으로 변위를 무시하지 않는다면 식(6) - 식(9)와 같이 표현되고, 수직방향 변위를 무시한다면 $\phi = \lambda y/a$ 로 표현하여 선형 운동방정식으로 표현된다. 본 논문에서는 수직방향으로의 변위를 무시한 선형운동방정식에 플랜지 접촉 force를 식(5)와 같이 정의하고 Simulink[®]를 이용하여 수치해석을 수행하였다.

$$F_t = \begin{cases} K_r(y - \delta), & y > \delta, \\ 0, & -\delta \leq y \leq \delta, \\ -K_r(y + \delta), & y < -\delta, \end{cases} \quad \text{식(5)}$$

여기에서, δ 은 차륜과 레일사이의 flange clearance

Kalker's 선형이론에 의해 creep force가 주어진다면 식(6) - 식(9)과 같이 표현된다.

$$m\ddot{y} = -\frac{2f_{11}}{V}\dot{y} + 2f_{11}\dot{\psi} - \frac{2f_{12}}{V}\dot{\phi} - W\phi - \frac{2rf_{11}}{V}\dot{\phi} + F_{sy} - F_t \quad \text{식(6)}$$

$$m\ddot{z} = -\frac{2f_{11}}{V}\lambda^2\dot{\phi}y - \frac{2f_{11}}{V}\dot{\phi}y - \frac{-2f_{12}}{V}\dot{\phi}\dot{\psi} - \frac{2f_{11}r_0}{V}\dot{\phi}\phi + \frac{2f_{12}}{r_0}\lambda^2 + F_{sz} \quad \text{식(7)}$$

$$I_x\ddot{\phi} = \left(\frac{2f_{12}\lambda^2}{r_0}\lambda^2 W\right)y - \frac{2f_{11}(r_0 + a\lambda)}{V}\dot{y} + \left[2f_{11}(r_0 + a\lambda) + \frac{2f_{22}\lambda^2}{r_0}\right]\dot{\psi} + \left(\frac{I_y V}{r_0} - \frac{2f_{12}r_0}{V} - \frac{2f_{12}a\lambda}{V}\right)\dot{\phi} + (2\lambda^2 f_{12} + a\lambda W)\phi - \left[\frac{2f_{11}ar_0\lambda}{V} + \frac{2f_{11}r_0^2}{V}\right]\dot{\phi} + M_{sx} \quad \text{식(8)}$$

$$I_z \ddot{\psi} = \frac{2a\lambda f_{33}}{r_0} y + \frac{2f_{12}}{V} \dot{y} + (-2f_{12} + a\lambda W)\psi - \left(\frac{2a^2 f_{33}}{V} + \frac{2f_{22}}{V} \right) \dot{\psi} + \left[-\frac{I_y V}{r_0} + \frac{2r_0 f_{12}}{V} \right] \dot{\phi} + M_{sz}$$

여기에서, $F_{sy} = -2K_{py}y - 2C_{py}\dot{y}$
 $M_{sz} = -2K_{px}b^2\psi - 2C_{px}b^2\dot{\psi}$
 $F_{sz} = -2K_{pz}z - 2C_{pz}\dot{z}$
 $M_{sx} = -2K_{pz}z - 2C_{pz}\dot{z}$

Table 1 Parameters used for numerical simulation

Parameter	Value
Wheelset mass	m = 1117.9kg
wheel radius	r0 = 0.43m
Half of the track gauge	a = 0.7175m
Conicity	λ = 0.05
Half of the primary vertical damping arm	b = 1.0m
Longitudinal stiffness of the primary suspension	K _{px} = 9*10 ⁵ N/m
Lateral stiffness of the primary suspension	K _{py} = 3.9*10 ⁵ N/m
Vertical stiffness of the primary suspension	K _{pz} = 4.32*10 ⁵ N/m
Longitudinal damping of the primary suspension	C _{px} = 9*10 ⁴ N/m
Lateral damping of the primary suspension	C _{py} = 1.8*10 ⁴ N/m
Vertical damping of the primary suspension	C _{pz} = 3*10 ⁴ N/m
Lateral rail stiffness	K _r = 1.617*10 ⁷ N/m
Flange clearance	δ = 0.00923m
Lateral creep force coefficient	f ₁₁ = 2.212*10 ⁶ N
Lateral/spin creep force coefficient	f ₁₂ = 3120Nm ²
Spin creep force coefficient	I ₂₂ = 16N
Longitudinal creep force coefficient	f ₃₃ = 2.563*10 ⁶ N
Axle load	W = 5.6*10 ⁴ N
Roll moment of the inertia of the wheelset	I _x = 608.1kgm ²
Spin moment of the inertia of the wheelset	I _y = 72kgm ²
Yaw moment of the inertia of the wheelset	I _z = 608.1kgm ²

유도된 식과 Table 1에 있는 파라미터 값을 이용하여 Fig.2와 같이 플랜지 접촉을 고려한 Simulink® 모델을 구성하였다.

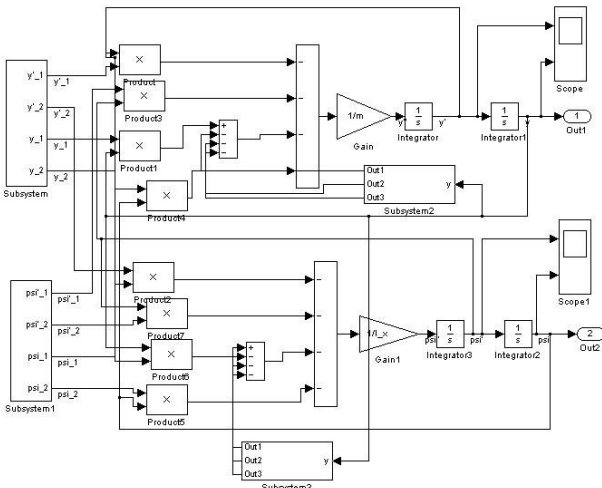


Fig. 2 A Single Wheelset Model in Simulink(Flange)

3. 윤축의 Hunting 작용에 대한 해석 결과

수치해석을 수행한 결과 150.5m/s의 속도에서 플랜지를 고려하지 않은 모델에서는 Fig.3과 같이 발산하는 값을 보여주는 반면 플랜지 접촉을 고려한 모델로 해석한 경우에는 Fig. 4와 같이 초기에 심한 진동은 있지만 결국 수렴하였다.

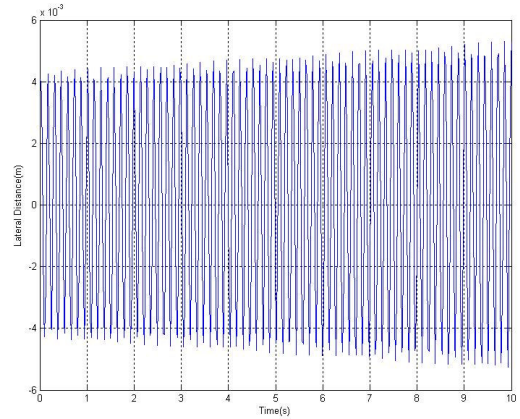


Fig. 3 The lateral response without the consideration of flange contact

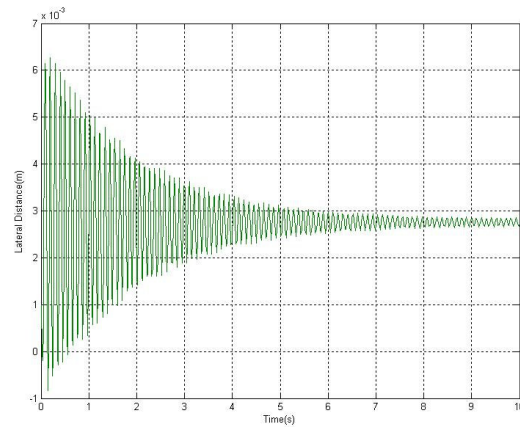


Fig. 4 The lateral response with the consideration of flange contact

4. 결론

차륜 레일 간에 플랜지 접촉이 일어났을 때 레일의 강성은 레일이나 차륜에는 치명적인 마모나 손상을 가져오지만 차륜 플랜지와 레일의 허용한도 내에서는 차량의 횡변위의 발산을 막아 탈선을 방지하는 중요한 역할을 수치해석을 통해 확인할 수 있었다. 선형해석이 비교적 간단하고 수치해석하기 쉽지만 차륜 플랜지 접촉에 의해 차륜의 횡압증가와 마모 및 탈선 등의 차량 주행 안전성면에서는 영향을 줄 수 있으므로 정확한 수치해석을 수행하기 위해서는 반드시 플랜지의 거동이 고려되어야함을 알 수 있었다.

참고문헌

1. Wickens, A. H. " The dynamic stability of railway vehicle wheelsets and bogies having profiled wheels," International Journal of Solids and Structures, pp. 319-341, 1965.
2. Cooperrider, N. K., " The Hunting Behavior of Conventional Railway Trucks," ASME Journal of Engineering for Industry, pp.752-762, 1972.
3. Dukkupati, R. V., and Grag, V. K. " Dynamics of Railway Vehicle Systems," Academic Press, Canada
4. Sen-Yung Lee, Yung-Chang Cheng, " Hunting Stability analysis of high-speed railway Vehicle trucks on tangent tracks," Journal of Sound and Vibration, pp. 881-898, 2005.
4. 허현무, 유원희, "철도차량 윤축 임계속도 간략해에 대한 고찰," 대한기계학회 춘계학술대회 논문집, 2006.