모의주행성능시험기의 차륜/레일 접촉부 CREEP FORCE에 미치는 영향 인자에 대한 연구

Research for a factor affecting creep force at Wheel/Rail contact surface of Roller Rig

전승우*¹

구동회^{*2}

김재철*3

황석 렬*⁴

Jeon, Seung-Woo

Koo, Dong-Hoe

Kim Jae-Chul

Hwang, Seok-Youl

ABSTRACT

Creep force is one of the only appeared at conventional train which used to be driven by metallic wheel and rail contact. Due to the elastic deformation of wheel/rail contact patch by the weights of wheel and all the components related to it, creep force generates and becomes to the decision factor of critical speed of bogie(or railway vehicle) which is the criteria of avoiding vehicle to be unstable. There are many kind of factors which affect generation of creep force at a wheel/rail contact surface such as viscosity of contact patch, velocity, wheel and rail geometric profile, mechanical properties of wheel and rail. This paper concentrates on a wheelset simple 2 DOF Equation of Motion being exerted. From the simple numerical analysis using linear solution about getting creep force some factors could find roughly. Among the factors geometric parameter could be the one of most important for this study. In the future we'll prolong the range of study to find out method of measuring creep force easily.

1. 서 론

금속 차륜이 레일 위를 주행하는 철도차량은 차륜(Wheel)과 차축(Axle)이 일체화된 윤축 (Wheelset)을 사용하여 움직인다. 이러한 철도차 량의 동적거동은 차륜과 레일의 상호작용력에 의 해 영향을 받게 되며 상호작용력은 점착, 크립, 마모 특성에 의존하게 된다.

철도차량의 동특성을 파악하기 위해서는 직접 차량을 운전하면서 필요한 각 부위의 계측을 통 하여 뿐 아니라 주행시험기를 통해서도 파악할 수 있다. 실제 차량을 이용한 시험의 경우 무엇보 다도 시험할 때 제약을 많이 받는 것이 환경변수 의 제어부분이다. 주행시험기를 통하여 실험하고 자 하는 특수 환경조건을 갖출 수 있어 변수의 제어가 비교적 용이하다. 따라서 시험기를 통해서는 실차시험으로 측정이 불가능한 대차의 임계속도 측정을 비롯한 각종 주행성능 시험을 수행할수 있다.

두 탄성체(차륜과 레일)가 접촉하여 구름이 발생하면 접촉면에서는 접착(adhesion)영역과 미끄러짐(slip)영역이 존재하게 된다. 이 중 접착영역에서는 외력에 의한 전단응력 및 변형이 발생한다. 차륜과 레일의 탄성변형률의 차이에 의해 크립힘(Creep Force)이 생기며 이것은 강제차륜이강철 레일 위를 주행할 때만 나타나는 고유현상이다. 크립힘은 차량의 동적안정성(Stability)등에영향을 미치는 동특성 파악의 중요한 요소이다. 실제 차량에서 발생하는 크립힘은 차륜과 레일의복잡한 기하학적인 형상, 차륜과 레일의 재질 특성, 운행속도, 대차(윤축)의 중량, 차륜/레일의 접촉 마찰계수 등 여러 인자가 복합적으로 작용하여 나타나게 된다. 특히 마찰계수는 차륜/레일 표면의 수분・오일・먼지 등에 의한 오염, 표면의

E-mail : swjeon@krri.re.kr

TEL: (031)460-5267 FAX: (031)460-5184

^{† *1} 정회원, 과학기술연합대학원대학교, 미래첨단교통시스템공학, 석사과정

^{*2} 정회원, 한국철도기술연구원 차륜궤도연구실 책임연구원

^{*3} 정회원, 한국철도기술연구원 차륜궤도연구실 책임연구원

^{*4} 비회원, 국제대학 자동차학부

거칠기, 습도 등에 따라서 변화무쌍하므로 정확한 크립힘을 파악하기에 어려움이 많다. 또한 동특성 시험기에서의 결과가 실제 운행에서의 결과와 유 사하도록 얻으려면 궤도의 기하학적 특성에 맞춘 시험기의 궤조륜(Roller)이 필요할 것이다. 본 연 구는 비교적 자유도가 적은 상태로 모델링이 가 능한 윤축을 대상으로 한다. 윤축만으로 대상을 잡을 경우 횡변위와 요각(Yawing angle)만 바뀌 는 2자유도 운동으로 모델링할 수 있게 되어 어 떠한 요소가 바뀜에 따라 보다 쉽고 빠르게 크립 힘의 변화 경향을 확인할 수 있다. 일정속도로 운 행한다는 조건으로 두고, 차륜/레일 접촉 마찰계 수는 최고 상태인 0.3으로 유지하며, 플랜지 접촉 이 나타나지 않는 선형적인 접촉상태만 일어난다 는 가정 하에 윤축에 발생하는 크립힘에 영향을 줄 수 있는 인자들(차륜과 레일의 기하학적인 변 수와 재질의 기계적 특성값)이 변함에 따라 이론 적 크립힘의 변화 경향을 파악하였다.

2. 본 문

2.1 선형 크립 이론

(1) 크립(Creep)

철도차량의 차륜은 수직하중과 횡하중을 받으며 굴러간다. 이러한 철도차량 차륜의 운동은 '크립(Creep)'이라 불리는 비선형성을 갖는다.

탄성이면서 강체인 두 물체가 접촉하면 그 형상에 따라 접촉점 또는 접촉면이 생기게 된다. 철도차량의 차륜과 궤도의 접촉은 nonconformal contact 으로 접촉면적 크기는 차륜/궤도의 치수에 비하여 매우 작다는 가정하에 오늘날까지 크립힘의 이론적 해석에 널리 사용되고 있다.

Hertz의 접촉이론에는 다음과 같은 가정이 존 재한다.

- ① 물체는 탄성체이고, 접촉지점에서 영구 변형 이 생기지 않는다.
- ② 접촉을 이루는 두 물체는 표면이 연속적이 고 등각을 이루지 않는다.
- ③ 접촉점에서 멀면 접촉력에 의한 응력은 없어진다.
- ④ 표면은 마찰이 존재하지 않는다.
- ⑤ 탄성변형률은 작다.

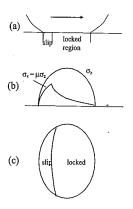


그림 1. 차륜/레일 접촉면

Hertz 접촉 이론에 따르면 접촉 면적의 형태는 타원이다. 두 물체의 구름 가운데 접촉이 발생하 면 그림 1.(c)와 같이 접착(Locked) 영역과 미끄 러짐(slip)영역이 생긴다. 접촉면에서는 수직하중 에 의한 수직응력과 횡방향 힘에 의한 전단응력, 그에 따른 변형률이 생긴다. Hertz 이론의 가정 세 번째에 의하면 접촉점에서 멀어질 경우 접촉 력으로 인해 생긴 응력은 0으로 된다. 따라서 그 림 1.(b)에서 나타난 응력 선도에서와 같이 횡방 향으로 생긴 응력은 접촉이 시작되면 발생하여 증가하다가 접촉이 끝나면 사라진다. 이 경우 횡 하중이 마찰력보다 작더라도 접촉점에서 시간에 대한 차륜/레일의 변형률(strain)의 변화율 차이로 인해 차륜의 횡방향 속도(크립속도)가 생긴다. 이 때 접촉면에서 횡방향 힘에 반력이 작용하면 '크 립'을 발생시키며 곧 크립힘을 유발시키게 된다. 그리고 생겨난 크립속도를 주행속도로 나누면 크 리피지(Creepage)가 되며 이것을 통해 크립힘을 계산해내는 방법을 '크립 이론'이라고 한다.

(2) 크리피지(Creepage)

차륜/레일의 강성이 높아서 접촉점에서 변형률의 차이가 없을 때의 속도를 순수 구름 속도라한다. 크립이 발생하면 차륜과 레일 사이의 속도차가 발생하는데 이 상대속도를 순수 구름 속도로 나누어 무차원화한 값을 크리피지(creepage)라하며 방향에 따라 종방향, 횡방향, 스핀 크리피지로 분류한다.

 $\xi_{x} = \frac{actual\ forward\ velocity - pure\ rolling\ forward\ velocity}{forward\ velocity\ due\ to\ rolling}$

 $\xi_{y} = \frac{actual\ lateral\ velocity - pure\ rolling\ lateral\ velocity}{forward\ velocity\ due\ to\ rolling}$

$\xi_{sp} = \frac{angular \ velocity \ of \ upper \ body - angular \ velocity \ of \ lower \ body}{nominal \ rolling \ velocity}$

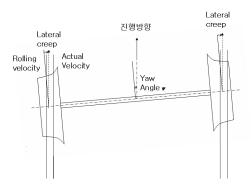


그림 2. 요(Yaw)변위에 의한 크립

차축의 Roll 변위를 무시하면 윤축(wheelset)의 자유도는 y_w , ψ_w 의 2 자유도가 된다. 또한 좌우 측 차륜의 접촉각, gravitational stiffness, spin creepage를 모두 무시하는 간단한 윤축을 고려한다. 좌/우측 차륜의 굴림 반경은 다음과 같다.

$$r_L = r_0 + \lambda y_w$$

$$r_R = r_0 - \lambda y_w$$
(2.1)

이에 따라 좌우측 차륜의 길이방향 크리피지는

$$\xi_{xL} = - \ \frac{V_L - \ V}{V} = \ \frac{- \ \lambda y_w w - a \dot{\psi}_w}{r_0 w} = \frac{- \ \lambda y_w}{r_0} - \ \frac{a \dot{\psi}_w}{V}$$

$$\xi_{xR} = -\frac{V_R - V}{V} = \frac{\lambda y_w w + a \dot{\psi}_w}{r_0 w} = \frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a \dot{\psi}_w}{V}$$
 (2.2)

이 때 a는 궤간의 1/2이다. 횡방향 크리피지는

$$\xi_{yL} = \xi_{yR} = \frac{\dot{y_w}}{V} - \psi_w$$
 (2.3)

(3) 크립힘

Hertz 접촉 이론에 의해 타원형의 접촉면에서 수직응력(σ)과 전단응력(τ)이 분포한다. 그림 1.(c)을 참고하여 접촉면 내의 미소부위에서 τζμσ이면 이 부위를 접착영역(locked = adhesion zone)이라 하며 τ=μσ이면 이 부위를 미끄럼 영역(slip zone)이라고 한다. τ〉μσ의 경우는 없다. 진행 방향을 중심으로 일반적으로 접촉면의 전단부에는 점착영역, 후단부에는 미끄럼 영역이 발생된다. 이 점착영역에서 변형률 차이에 의한 상대속도와 미끄럼 영역에서의 미끄럼에 대한 상대속도와 미끄럼 영역에서의 미끄럼에 대한 상대속도화를 합한 것이 크립 속도이다. 크립 속도가 주

어진 값과 같아지도록 조정했을 때의 τ 를 적분한 것이 크립력이다.

(4) Kalker's Linear 이론

크립힘을 구하는 방법론은 Hertz 접촉이론에 근간을 두고 있다. 1967년에 Kalker가 내놓은 linear theory of rolling contact은 매우 적은 크리피지와 미끄럼의 면적이 매우 작아서 거의 무시될 수 있을 때 적용될 수 있다. 그래서 점착영역은 접촉하는 전 부분으로 가정된다.

접촉면의 크기를 구할 때 타원을 이루는 종축 과 횡축을 각각 다음의 식으로 구할 수 있다.

$$a = m \left[\frac{3\pi N(K_1 + K_2)}{4K_3} \right]^{\frac{1}{3}} \qquad b = n \left[\frac{3\pi N(K_1 + K_2)}{4K_3} \right]^{\frac{1}{3}}$$
 (2.4)

식(2.4)에서 N은 총 수직력을 의미하고 K_1, K_2, K_3 은 다음과 같다.

$$K_{1} = \frac{1 - v_{W}^{2}}{\pi E_{W}} \qquad K_{2} = \frac{1 - v_{R}^{2}}{\pi E_{R}}$$

$$K_{3} = \frac{1}{2} \left[\frac{1}{R_{1}} + \frac{1}{R_{1}'} + \frac{1}{R_{2}} + \frac{1}{R_{2}'} \right] \qquad (2.5)$$

 R_1 = 차류의 구름 주반경

 $R_{\rm l}'$ = 접촉점에서 차륜의 곡률에 대한 횡반경

 R_2 = 접촉점에서의 레일의 구름 반경

 R_2' = 접촉점에서 레일의 곡률에 대한 횡반경

 $V_W, V_R =$ 차륜과 레일의 포아송비

 $E_W, E_R =$ 차륜과 레일의 영률

계수 m, n은 K_4/K_3 이며, K_4 는 다음과 같다.

$$K_4 = \frac{1}{2} \left[\left(\frac{1}{R_1} + \frac{1}{R_1'} \right)^2 + \left(\frac{1}{R_2} + \frac{1}{R_2'} \right)^2 + 2 \left(\frac{1}{R_1} - \frac{1}{R_1'} \right) \left(\frac{1}{R_2} - \frac{1}{R_2'} \cos 2\psi \right) \right]$$
 (2.6)

식 (2.6)에서 ψ 는 곡률 $1/R_1$ 과 $1/R_2$ 이 포함된 수직평면 사이의 각도이다. 계수 m, n은 $\theta=\frac{K_4}{K_3}$ 에 대하여 도표 1에서 주어진다.

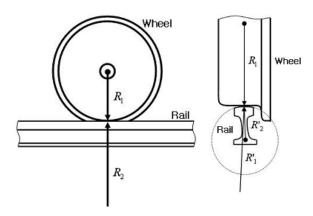


그림 3. 차륜과 레일의 곡률 반경

		도표 1	θ	에 따	·른 계~	r n	ı, n	
	m	n	θ	m	n	θ	m	n
g			deg			deg		
).5	61.4	0.1018	10	6.604	0.3112	60	1.486	0.717
1	36.89	0.1314	20	3.813	1.4123	65	1.378	0.759
.5	27.48	0.1522	30	2.731	0.493	70	1.284	0.802
2	22.26	0.1691	35	2.397	0.530	75	1.202	0.846
3	16.5	0.1964	40	2.136	0.567	80	1.128	0.893
4	13.31	0.2188	45	1.926	0.604	85	1.061	0.944
6	9.79	0.2552	50	1.754	0.641	90	1.000	1.000
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			
8	7.86	0.285	55	1.611	0.678			

한편. Kalker의 이론은 슬립 구역에서의 $\xi_x,\,\xi_y,\,\xi_{sp}$ (creepage)가 매우 작아 무시할 수 있 으며, 접촉면 전체가 점착구역(adhesion zone)에 속한다는 가정으로부터 접근하고 있다. 종방향 크 립힘 F_x , 횡방향 크립힘 F_y , 회전 크립모멘트 M_z 는 다음과 같이 나타낸다.

$$F_{x} = -s_{1}\xi_{x}$$

$$F_{y} = -s_{21}\xi_{y} - s_{22}\xi_{sp}$$

$$M_{z} = s_{22}\xi_{y} - s_{3}\xi_{sp}$$

$$s_{1} = (ab)GC_{11} \qquad s_{21} = (ab)GC_{22}$$

$$s_{22} = (ab)GC_{23} \qquad s_{3} = (ab)GC_{33} \quad (2.7)$$

a: 접촉면 타원의 장축(진행방향 길이) b: 접촉면 타원의 단축(횡방향 길이)

G: 강성계수(modulus of rigidity)

 C_{ii} : 크리피지 및 스핀 계수

2.2 2자유도 윤축의 크립힘 구하기

앞서 제시한 윤축의 운동에서는 회전 크리피지 를 고려하지 않았으므로 다음과 같이 진행방향과 방향 힘, 모멘트를 구할 수 있다. (2.10)

$$\begin{split} f_{xL} = & -s_1 \xi_{xL} = -s_1 (\frac{-\lambda y_w}{r_0} - \frac{a\dot{\psi}_w}{V}) \\ f_{xR} = & -s_1 \xi_{xR} = -s_1 (\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}) \\ f_{yL} = & f_{yR} = -s_{21} (\frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w) \quad \Rightarrow f_y = -2s_{21} (\frac{\dot{y}_w}{V} - \psi_w) \\ M_z = & -af_{xL} + af_{xR} = -2as_1 (\frac{\lambda y_w}{r_0} + \frac{a\dot{\psi}_w}{V}) \end{split}$$

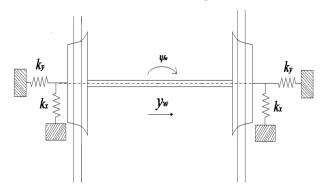


그림 4. 윤축의 횡진동 모델

유축의 횡진동 모델은 그림 5에서처럼 gravitational stiffness를 무시하고, 진행방향과 횡방향 강성만을 갖는 2자유도로 근사화시킬 수 있으며 운동방정식은 다음과 같다.

$$\begin{split} m_{w}\ddot{y_{w}} &= -2k_{y}y_{w} - 2s_{21}(\frac{\dot{y_{w}}}{V} - \psi_{w}) \\ & \because f_{y} = f_{yL} + f_{yR} \\ I_{w}\ddot{\psi_{w}} &= -2k_{x}(a\psi_{w})a - 2s_{1}a(\frac{\lambda y_{w}}{r_{0}} + \frac{a\dot{\psi_{w}}}{V}) \\ & \because M_{z} = -af_{xL} + af_{xR} \\ & \vdots \\ m_{w}\ddot{y_{w}} + 2k_{y}y_{w} + 2s_{21}(\frac{\dot{y_{w}}}{V} - \psi_{w}) = 0 \end{split} \tag{2.11}$$

$$\begin{bmatrix} m_w & 0 \\ 0 & I_w \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \ddot{y}_w \\ \ddot{\psi}_w \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} \frac{2s_{21}}{V} & 0 \\ 0 & 2s_1 \frac{a^2}{V} \end{bmatrix} \begin{pmatrix} \dot{y}_w \\ \dot{\psi}_w \end{pmatrix} + \begin{bmatrix} 2k_y & -2s_{21} \\ 2s_1 \frac{a\lambda}{r_0} & 2k_x a^2 \end{bmatrix} \begin{pmatrix} y_w \\ \psi_w \end{pmatrix} = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$(2.15)$$

(2.12)

 $y_w=y_1$, $\dot{y_w}=y_2$, $\psi_w=y_3$, $\dot{\psi}_w=y_4$ 로 두면 다음과 같은 식 (2.14)의 연립방정식 형태가 된다.

$$\begin{bmatrix} \dot{y}_1 \\ \dot{y}_2 \\ \dot{y}_3 \\ \dot{y}_4 \end{bmatrix} = \begin{bmatrix} 0 & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{2k_y}{m_w} & -\frac{2s_{21}}{Vm_w} & \frac{2s_{21}}{m_w} & 0 \\ 0 & 0 & 0 & 1 \\ -\frac{2s_1a\lambda}{r_0I_w} & 0 & -\frac{2k_xa^2}{I_w} -\frac{2s_1a^2}{VI_w} \end{bmatrix} \begin{bmatrix} y_1 \\ y_2 \\ y_3 \\ y_4 \end{bmatrix}$$
(2.13)

식 (2.14)의 4×4 Matrix Determinant를 구하여 Eigenvalue $(\lambda_1\,,\,\lambda_2\,,\,\lambda_3\,,\,\lambda_4)$ 와 Eigenvector를 구한다.

$$\det |A - \lambda I| = \begin{vmatrix} -\lambda & 1 & 0 & 0 \\ -\frac{2k_y}{m_w} & -(\frac{2s_{21}}{Vm_w} + \lambda) & \frac{2s_{21}}{m_w} & 0 \\ 0 & 0 & -\lambda & 1 \\ -\frac{2s_1a\lambda}{r_0I_w} & 0 & -\frac{2k_xa^2}{I_w} -(\frac{2s_1a^2}{VI_w} + \lambda) \end{vmatrix}$$

$$(2.14)$$

$$y = C_1 \left[\left[e^{\lambda_1 t} + C_2 \right] \right] e^{\lambda_2 t} + C_3 \left[\left[e^{\lambda_3 t} + C_4 \right] \right] e^{\lambda_3 t} + C_4 \left[\left[e^{\lambda_4 t} \right] \right] e^{\lambda_5 t}$$

$$(2.15)$$

2.3 고속 차륜/레일 접촉시험기

차륜/레일 접촉시험기를 이용하여 향후 윤축 단위의 고속 운동에서 Creep Force를 측정하고, 그측정치를 이론적 해석을 통해 얻은 값과 비교할예정이다. 대차 동특성 시험기(Roller Rig)는 2축 또는 3축 대차와 차체 전체가 시험기에 올려져서궤조륜을 돌려 시험을 수행하는 반면, 접촉시험기는 차륜 단위만 올려서 시험하게 된다. 시험기는 마찰계수에 영향을 줄 수 있는 환경요인(습도, 온도, 유(油)분, 모래), 슬립률과 접촉 특성을 결정짓는 접촉각 및 공격각을 조정할 수 있다. 본 연구의 윤축 2자유도 운동 해석모델과 유사한 조건으로 맞추려면 윤축의 요각(yaw angle)을 차륜/레일 접촉각으로 사용할 것이다. 아래 도표 2.는 현재 한국철도기술연구원에서 개발 중인 고속 차륜/레일 접촉시험기의 제원이다.

2.4 Creep Force의 영향인자 이론적 분석

kalker의 선형 크립 이론을 이용한 크립힘 이론식은 creep coefficient에 비례함을 알 수 있다. 따라서 크립 계수에 영향을 주는 요인들부터 확인하였다. 접촉면을 타원 형태로 가정하는 Hertz 이론에 근간을 두고, 그 접촉면의 타원을 이루는 장축(a)과 단축(b)을 식(2.4)~(2.6)을 이용하여 구한다. 이 때, 차륜(W)과 레일(R)의 기계적 재료특성인 Elasticity 및 poisson'ratio과 기하학적인 요소인 곡률반경, 그리고 차륜/레일 반경의 수직면이 서로 이루는 각 즉, 윤축의 요각(yaw angle)들에 의해 접촉면의 크기가 결정되는 것을 알 수있다.

도표 2. 고속 차륜/레일 접촉시험기 제원

	Performance				
Specimen	250mm~900mm				
Test Speed	Max. 400km/h				
Radial Force	Max. 180kN				
Thrust Force	Max. 100kN				
Slip Ratio	-10 ~ +100%				
Torque Control	1% of F.S				
Contact Angle	0~3°				
Range	(Resolution 1% Full Scale)				
Attack Angle	-3 ~ +3°				
Range	(Resolution 1% Full Scale)				
	Safety shield, Motor Current,				
Safety Device	Acceleration, Bearing				
	Temperature				
Environmental	Dry, Wet, Oil, Sand,				
Condition	Temperature, Humidity				

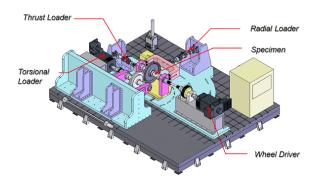


그림 5. 차륜/레일 접촉시험기 구성도

(1) 차륜/레일 재질특성의 영향

앞서 제시한 크립 계수에 영향을 줄 수 있는 변수들 가운데 차륜경은 860mm, 궤조륜 반경은 궤도의 무한한 값을 줄 수 없으므로 충분히 큰 100m를 임의로 고정하고 재질 특성값만 변화를 주었을 때 크립 계수 변화 형태를 알아보았다. 뒤의 차륜/레일 기하학적 특성 변화 부분에서 다 시 서술하겠지만 차륜반경의 50배가 넘어서면서 부터는 크립 계수의 변화가 나타나지 않는다. 그림 6.에서 나타낸 것처럼 차륜/레일의 재질특성 중 하나인 영률값이 증가함에 따라 그 값의차이는 미비하지만 크립 계수 s_1,s_{21} 도 선형적으로 증가한다. 재료의 탄성이 강할수록 크립 계수또한 소폭 증가함을 알 수 있다. 아울러 그림 8.에서는 포와송비를 0.1부터 0.4까지 증가시켜보았다. 이에 대한 크립 계수는 s_1 의 경우 감소하며, s_{21} 은 감소하다가 약 0.175 부근부터 증가하는 곡선을 보인다.

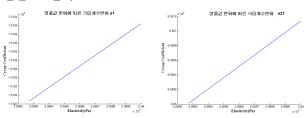


그림 6. Elasticity 변화에 의한 크립 계수 (s_1, s_{21})

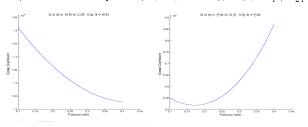


그림 7. 포와송비 변화에 의한 크립 계수 (s_1,s_{21})

(2) 차륜/레일 기하학적 요소 변화 영향

그림 4.9 차륜과 레일의 반경을 나타내는 4가지 변수 (R_1,R_1',R_2,R_2') 중, 횡반경에 해당하는 R_1',R_2' 는 보통 UIC와 같은 규격에 의해 결정되며 차륜과 레일의 것이 일치된다.

접촉시험기에서는 궤조륜으로 직접 윤축을 구동시키므로 실제의 직선 레일 위를 주행하는 윤축과는 다른 상황이 된다. 이 때 궤조륜의 반경이 무한대가 될 수 없다. 따라서 궤조륜의 반경이 어느 정도까지 커지면 이론적으로 크립 계수의 변화가 안정되는지 알아봄으로써 실제 궤도가 갖는 기하학적 특성에 유사하게 맞출 수 있을 것이다. 그러나 궤조륜이 무한정 커져버리면 시험기 제작 공간상의 제약과 궤조륜 관성모멘트의 증가(반경의 제곱에 비례)로 인해 제작 및 운용에 많은 비용이 들 것이다. 따라서 차륜과 비교하여 적당한 크기의 궤조륜에 대한 연구가 필요하다.

그림 8.과 9.의 가로축은 차륜의 수직반경 (860mm)대비 궤조륜의 반경 크기를 비율로 나타 냈다. 굵게 표시된 부분이 진행방향, 얇은 곡선이 횡방향 크립계수를 나타낸다. 두 계수 모구 급격

히 크립 계수가 증가하다가 반경의 10배 이전부터는 그 증가폭이 작아지면서 점점 기울기가 완만해지고 있다. 그림 9.에서 보면 차륜반경의 약2~3배 부근에서 기울기의 변화가 생기는 지점이나타나있다.

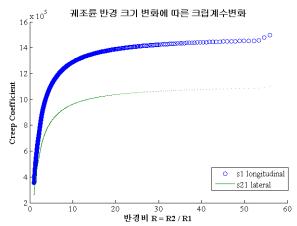


그림 8. 궤조륜 반경변화에 따른 크립 계수 (s_1, s_{21})

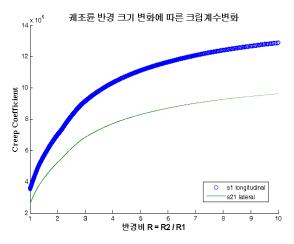


그림 9. 크립계수 변화 - 차륜 반경 대비 10배 이내 확대

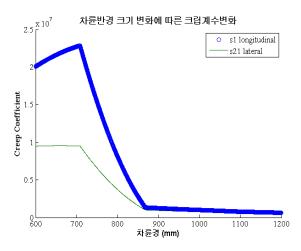


그림 10. 차륜경 변화에 따른 크립 계수 변화

차륜경은 국내의 일반객차 860mm, 고속열차는 920mm로서 규격에 의해 정해져 있다. 반경 크기변화에 따른 크립 계수 경향을 알아보는 것은 무의미할 수 있지만 이론적 해석을 통하여 알아낸점은 그림 10.과 같다. 차륜경 약 700mm부터 크립계수가 큰 기울기로 감소하다가 860mm근처에서부터 두 방향 계수의 크기가 유사해지고, 기울기가완만해진 채 약간 감소하고 있는 경향을 보인다.

(3) 요각(yaw angle)의 변화에 의한 영향

마찰을 무시할 수 있으며, 접촉면 전체가 점착 구역에 속한다는 가정으로부터 출발하는 Kalker의 선형 크립 이론을 바탕으로 크립계수(s_1 , s_{21})를 구한다. 이를 가지고 현재 운행속도(V)와 윤축의 질량, 관성모멘트, 윤축의 길이, 근사화 1된 스프링 강성(대차에 지지 강성)을 이용하여 식(2.12)과 같은 운동방정식을 세웠다. 현재 운행중인 한국고속철도 차량의 객차용 관절대차를 참고로 모델링하였다. 식 (2.14)과 (2.15)을 가지고구해진 횡변위와 요(yaw)각을 통하여 Creep force를 식(2.12)을 이용하여 구한다.

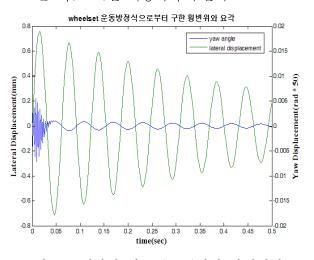


그림 11. 횡방향 및 요(yaw)방향 상대변위

그림 11.은 시간의 변화에 따른 상대 변위 경향을 알아보았다. 정지 상태에서는 요각 및 횡변위가 0임을 가지고 해석한 결과, 최대진폭 0.78(횡변위), 0.007rad(요각)에서 요각과 횡방향 상대변위 모두 시간이 지날수록 진폭이 낮아지는 것을 볼 수 있다.

3. 결 론

지금까지 차륜/레일의 크립힘에 영향을 미칠 수

있는 인자들을 알아보기 위하여 윤축의 2자유도 근사화 모델과 kalker의 선형이론을 이용한 해석 적 연구를 수행하였다. 크립계수에 의해 그 접촉 면의 형태가 변화하면, 곧 크립힘의 크기를 비례 적으로 변화시킨다. 재료의 특성에 대하여 크립계 수의 변화 영향은 미비하였다. 그러나 무한 반경 을 가진 레일을 접촉시험기용 궤조륜으로 적용하 는 문제에 대하여 반경 변화에 대한 크립 계수의 변화가 매우 컸으므로 좀 더 많은 연구를 통해 반경 크기가 결정되어야 할 것이다. 선형이론에 입각한 지금까지의 결과들은 크립계수의 절대값 을 얻어낸 것이 아닌 변화 경향만을 살펴본 것이 다. 앞서 제시하였던 모델 근사화 과정에서 생략 된 댐핑 요소와 실제 발생하는 비선형적인 특성 (마찰계수와 관련한 환경요소)을 배제하였기 때문 이다. 먼저 근사 모델링 문제에 대해서 향후에 전 동차용 대차와 같이 댐퍼 요소가 적용되지 않거 나 덜 적용된 대차의 강성요소를 조사하여 해석 연구를 수행할 예정이다. 또한 주행속도(V)가 크 립힘에 어떤 영향을 주는지에 대하여 알아볼 것 이다. 아울러 접촉시험기를 통한 크립힘 계측 방 법을 착기 위하여 궤조륜의 반경 크기를 결정할 수 있도록 크립힘에 영향을 주는 인자들을 계속 찾아서 적용시킬 예정이다. 이번 연구에서는 kalker의 선형이론을 적용하였는데 마찰에 대한 효과를 무시하는 가정에서 출발하였으므로 이 부 분에 대한 고찰이 앞으로 진행되어야 할 것이다.

참 고 문 헌

- 1. Vijay K. Garg, Rao V. Dukkipati (1984), "Dynamics of Railway Vehicle Systems", Academic Press, PP.103-118
- 2. A. H. Wickens (2003), "Fundamental of Rail Vehicle Dynamics", Swet & Zetlinger B.V, pp.6-16
- 3. Ahmed A. Shabana (2007), "Railroad Vehicle Dynamics : A Computational Approach", CRC Press, PP.127-128
- 4. 허현무, 권성태 (2004), "원호형 차륜답면형상 (안)설계 및 현자시험 결과", 한국철도학회
- 5. 장종기, 이승일 (2004), "차륜답면 형상변화에 따른 KTX의 동특성", 한국철도학회