

고속철도 궤도패드의 최소 수직 스프링계수 결정에 관한 연구

A Study on Determination of the Minimum Vertical Spring Stiffness of Track Pads in Korea High Speed Railway.

김정연* 양진주** 권연재*** 서사범****
Kim, Jeong-yeon Yang Jin-Chu Kim, Yoon-Jae, Suh, Sa-Bum

ABSTRACT

Railway noise and vibration has been recognized as major problems with the speed-up of rolling stock. As a kind of solution to these problems, the decrease of stiffness of track pad have been tried. However, in this case, overturning of rail due to lateral force should be considered because it can have effect on the safety of running train. Therefore, above two things - decrease of stiffness of track pad and overturning of rail due to lateral force - should be considered simultaneously for the appropriate determination of spring coefficient of track pad. With this viewpoint, minimum spring coefficient of track pad is estimated through the comparison between the theoretical relationship about the overturning of rail and 3-dimensional FE analysis result. Two kinds of Lateral force and wheel loads are used as input loads. Extracted values from the conventional estimation formula and the Shinkansen design loads are used. It is found that the overturning of rail changes corresponding to the change of the stiffness of track pad and the ratio of lateral force to wheel load. Moreover, it is found that the analysis model can have influence on the results. Through these procedure, minimum spring coefficient of track pad is estimated.

key word : minimum spring coefficient, track pad, analysis, overturning of rail

1. 서론

철도의 고속화와 관련하여 궤도와 구조물의 진동 및 열차소음 등에 대한 대지가 중대한 과제가 되고 있다. 이에 대한 대책으로 차량궤도의 상호작용 해석을 통한 소음/진동에 대한 연구에서 최근에 부각되는 궤도계료는 레일과 침목사이에 탄성을 부여시켜주는 레일 패드이다. S.L. Grassie 의 4인 (1982)은 레일 패드의 강성이 궤도의 동적응답에 미치는 영향에 대해서 연구를 하였다. 또한 D.J. Tompson과 J.W. Verheij(1997)는 고주파영역에서 탄성패드와 레일 체결장치의 강성과 감쇠가 궤도의 동적 거동에 중요한 인자로 작용함을 확인하였다.

최근의 연구업적으로부터 레일 패드의 스프링계수가 작게 되면 열차 하중의 분산이 크고 윤증변동이 작게 되어 충격하중이 차이점에 의해 궤도파괴가 감소한다. 또한 진동의 감쇠를 크게 하여 도상의 열화를 막고 하부로 전달되는 진동을 작게 하여 인접 구조물의 소음/진동을 억제하는 효과도 있다. 그러나 레일 패드가 저 탄성화가 되면 압곡선부에서 궤간의 증가에 의해 레일의 회전변형이 증가되어 열차의 주행 안전성의 확보가 어렵게 된다. 따라서 레일 패드의 저 탄성화를 위해서는 열차의 주행안전을 만족하는 패

* 경희원 삼일건설기술공사사원공학석사
** 경희원 한국철도기술연구원 책임연구원공학석사
*** 경희원 서울산업대학교 교수공학석사
****경희원 한국철도시설공단공학석사

드의 최소 수직 스프링계수의 결정이 매우 중요하다.

레일 회전 횡변위 해석은 철도의 소음진동의 저감방안을 위한 레일 패드의 저탄성화가 이루어지면서 많은 연구가 이루어지고 있다. 佐藤(1960)은 레일 회전에 관한 이론해에서 레일 비틀림의 중심을 레일 저면이라고 생각하고 실용해들 제시하였다.

본 논문에서는 레일 회전 횡변위 해석에서의 입력하중을 곡선부 선로에서의 차량과 궤도의 상호작용에 의한 윤중·형압의 정상분과 변동분을 모두 고려하여 정식화한 추정식을 평가하여 해석모델에 안전측으로 적용하였다. 해석대상 궤도는 특히 고속철도에 있어서 차량과 궤도가 레일 패드의 강성에 커다란 영향을 받으므로 고속철도 궤도로 하였다.

2 레일 회전(경사)에 관한 이론

2.1 佐藤의 이론(佐藤裕, 1960)

佐藤의 레일 회전에 관한 이론해는 레일 비틀림의 중심을 레일 저면이라고 생각하고 단순-비틀림으로 가정 한 후 균형을 고려하여 기초방정식을 다음과 같이 구성하였다.

$$C \frac{d^2 \theta}{dx^2} - k' \theta = 0 \quad (1)$$

여기서, $k' (= K'/a)$ 는 단위 길이당 회전저항계수이다.

식(3)을 다음의 경계 조건 하에서 해석한다.

$$x=0 \text{에서 } C \frac{d\theta}{dx} = -\frac{1}{2}(Fh - Qe), \quad x \rightarrow \infty \text{에서 } \theta = 0$$

이것에 의한 레일회전 θ 는 다음과 같이 주어진다.

$$\theta = \frac{\gamma M}{2k'} e^{-\gamma x} \quad (2)$$

여기서, γ 는 $\sqrt{k'/c}$ 이며, 위 식은 대략적인 레일 회전각을 계산할 때에 가장 많이 이용하는 식으로 레일처럼 반무한으로 뻗어 있는 레일의 끝에 형압이 작용하는 경우에는 위 식의 2배가된다.

2.2 레일 회전 저항계수의 산출법(山本武史 등, 1981)

레일 회전각의 산출은 기본적으로는 식(4)로 정하지만 여기서 문제가 되는 것은 앞서 말한 바와 같이 회전저항계수 K' 의 평가이다. 즉, 체결장치의 구조 또는 스프링계수의 변화에 직접적으로 관계되는 것이 바로 이 K' 인 것이다. 따라서 이 절에서는 레일 단부가 레일 패드와 분리현상이 일어나지 않은 경우 ($\theta \leq 2\Delta L/b_1$)에 대해서 회전저항계수 산출방법을 나타냈다.

레일 회전으로 인해 레일 누름 스프링 및 궤도패드가 받는 힘은, 그림 1.에 나타낸 바와 같이 레일 회전각을 θ , 궤도 패드의 스프링 계수를 K_v , 레일 바닥부가 궤도패드에 접하는 폭을 b_1 , 누름 스프링의 레일 누름 위치간격을 b_2 , 레일 누름 스프링의 수직 스프링 계수를 K_c (한쪽 측)라 하면 다음과 같다.

우선 궤도 패드의 저항 모멘트 M_p 는 다음과 같다.

$$M_p = 2 \int_0^{b_1/2} \frac{b_1}{2} \theta \cdot \frac{x}{b_1/2} \cdot x \cdot \frac{K_v}{b_1} dx = 2 \frac{K_v \theta}{b_1} \int_0^{b_1/2} x^2 dx = \frac{K_v b_1^2 \theta}{12} \quad (3)$$

레일 회전으로 인한 레일 누름 스프링의 압력변화 ΔF_{f0} 와 이 성분의 저항 모멘트 M_c 는 다음과 같다.

$$\Delta F_{f0} = \pm K_c b_2 / 2 \cdot \theta, \quad M_c = \frac{1}{2} K_c b_2^2 \theta \quad (4)$$

따라서 지향 모멘트 M 은

$$M = M_o + M_c = \left(-\frac{1}{12} K_r b_1^2 + \frac{1}{2} K_r b_2^2 \right) O \quad (5)$$

이므로 레일 회전에 대한 지향 모멘트 계수 K' 은 다음과 같다.

$$K' = \frac{1}{12} K_r b_1^2 - \frac{1}{2} K_r b_2^2 \quad (6)$$

위의 식이 회전지향계수의 기본 식이며 앞의佐藤의 이론도 이 식을 적용하고 있다. 그러나 위의 식은 레일 저면이 전면에 걸쳐 레일패드에 지지되고 체결스프링의 저항도 항상 일정하다고 가정한 완전단성범위 내에서만 성립한다. 즉, 레일 단부가 레일 패드보다 들뜨지 않을 경우 ($O \leq 2\Delta L/b_1$)에 성립하는 것이다.

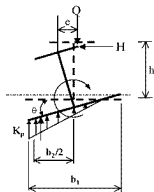


그림 1. 레일회전지향계수 모델

3. 레일 패드 및 체결장치의 구조해석 하중

체결시스템의 설계하중은 각 나라별로 선로의 조건과 피로한도를 고려하여 규정 한 후 체결장치의 설계에 적용을 하고 있다. 일본의 경우 설계하중을 체결시스템의 피로를 고려하여 3종류의 하중으로 규정하고 있다.

본 논문에서는 고속철도 곡선부 선로에서의 윤중·평압의 정상분과 변동분을 산정하기 위해 차량과 궤도의 역학적 관계와 선로조건을 고려한 윤중·평압 추정식을 적용하고자 한다.

3.1 일본의 체결시스템 설계하중

일본의 설계하중은 표 1과 같이 체결시스템의 피로를 고려하여 A하중-각의 드물게 발생하는 극대하중, B하중-자주 발생하는 최대하중, C하중-평균하중으로 3종류의 하중을 규정하고 있다.

표 1 일본 레일 체결장치의 설계하중(kN)

선명	하중	적설·곡선명	A하중	B하중	C하중
신간선	평중	직선·곡선	170×0.5×1.3=111	170×0.5×1.15=98	170×0.5×1=85
	평압	직선·곡선	170×0.4=68	170×0.2=34	170×0.1=17
영세선	윤중	직선·곡선	150×0.5×1.3=98	150×0.5×1.15=86	150×0.5×1=75
		R>800	150×0.5×0.4=30	150×0.5×0.2=15	150×0.5×0.1=7.5
	평압	800>R>600	150×0.5×0.6=45	150×0.5×0.3=23	150×0.5×0.15=11
		R<600	150×0.5×0.8=60	150×0.5×0.4=30	150×0.5×0.2=15

3.2 궤도에 작용하는 윤중·평압의 추정(内田雅夫 등, 2001)

본 연구에서의 윤중·평압의 추정식은 선로차량이 곡선선로를 통과할 때의 윤중·평압의 발생 메커니즘 이론과 실험데이터의 해석결과를 기초로 구성되었다. 곡선 바깥 차이의 평압과 윤중의 추정치를 정식화하면 다음과 같다.

(1) 윤중의 추정식

원심력(\bar{Q}), 선로면의 미판이짐(ΔQ) 및 공기스프링의 미판이짐의 세 가지 요소를 고려하여, 안쪽 및 바깥쪽 레일의 윤중은 다음 식으로 구해진다.

$$Q_a = \bar{Q}_a - \Delta Q - F_1 \times \frac{\eta}{\tan 60^\circ} \quad (7)$$

$$Q_o = \bar{Q}_o - \Delta Q + F_1 \times \frac{\eta}{\tan 60^\circ} \quad (8)$$

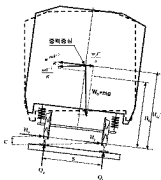


그림 2. 윤중의 변화

여기서 n 은 F_1 의 윤중성분의 보정계수로, β 에 따라 다음과 같이 결정된다.

$$n = 1 \quad (\beta > 0), \quad n = 0 \quad (\beta \leq 0)$$

(2) 횡압추정식

안쪽 레일 측의 마찰력에 의한 전향횡압(\overline{H}_T), 원심력과 공기스프링의 뒤틀림 및 외력에 의한 윤측횡압(ΔH_{AS}), 캐드틀림(ΔH_{AD}) 및 이음부 충격에 의한 윤측횡압분(H_{unsp}) 등을 고려하여 바깥 레일 측 횡압은 다음 식으로 구할 수 있다.

$$H_o = \overline{H}_T + \Delta H_{AS} + \Delta H_{AD} + H_{unsp} \quad (9)$$

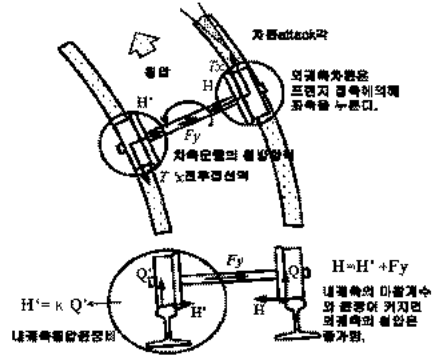


그림 3. 곡선 전향횡압 발생 메커니즘

3.2.3 KTX-고속선로의 윤중횡압 산정

고속철도를 대상으로 열차주행속도를 변화시키면서 윤중횡압을 추정했다. 그 결과 그림 4와 같이 속도가 증가함에 따라 외측레일의 윤중은 줄들림과 무관하게 증가를 하고 횡압은 줄들림의 따라 차이를 두면서 증가하는 경향을 보였다. 따라서 레일 회전변형해석에서의 하중은 윤중은 86kN이 되고, 횡압은 최대 48kN으로 산정 할 수 있다.

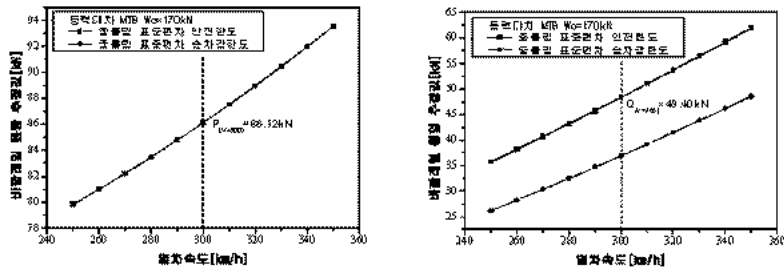
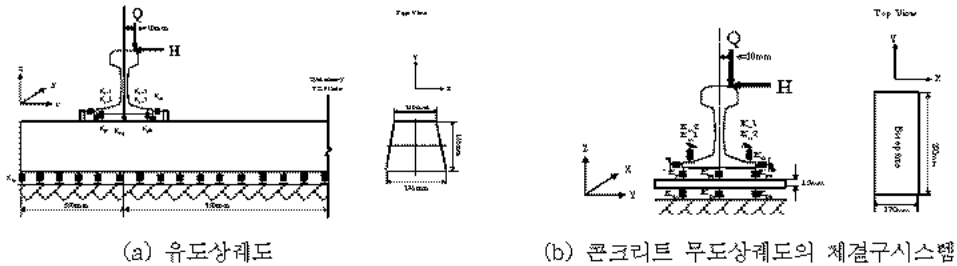


그림 4. 고속선로에서의 윤중횡압의 추정

4. 고속철도에서의 궤도 패드의 최소 수직 스프링 계수 산정

4.1 해석대상 고속철도 궤도시스템

궤도는 전통적으로 탄성지반상의 보이론으로 해석을 하였지만, 본 연구에서는 레일패드와 탄성 체결장치등의 비선형 거동을 고려한 해석이 필요하므로 범용 유한요소 프로그램인 Lusas를 이용하여 궤도를 3차원으로 모델링 하였다. 그림 5(a),(b)는 고속철도에서 적용되고 있는 자갈도상과 콘크리트 무도상 궤도의 해석 모델이다.



(a) 유도상궤도

(b) 콘크리트 무도상궤도의 체결구시스템

그림 5. 궤도시스템의 유한요소 모델

4.2 해석 하중 및 레일 두부 횡변위 한계값

해석하중으로는 운중·횡압비가 다른 다음의 두 가지 하중에 대해서 실시하였다.

- 일본 신간선 하중: 상시운중=85kN, 극대횡압=68kN, H/Q=0.8
- 운중·횡압 추정하중: 운중=86kN, 횡압=48kN, H/Q=0.56

레드패드의 저탄성 계수화에 따른 열차의 탈선안전을 확보하기 위해 레일 두부변위의 허용량에 대해서 상세 검토를 하던 다음과 같다. 그림 6.의 운중과 좌우레일의 관계로부터 고속철도 레일의 레간확대 허용치를 a 로 하면 다음과 같이 구해진다.

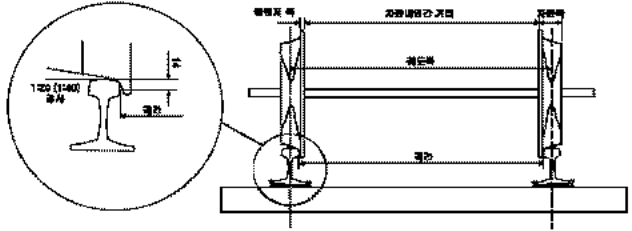


그림 6. 직선레도에 대한 운중과 레도치수

$$a = (a + b + c) - (G + g + \delta) = 72 - 8 \quad (10)$$

여기서 a , b , c 는 각각 차륜내면간 거리(최소치 1354mm), 차륜의 폭(최소치 135mm) 그리고 차륜 플랜지 두께(최소치 28mm)이다. 레간(G)는 표준레간(1435mm)이고 레간틀림(g)는 고속철도 유지관리 기준인 +10mm를 적용하였다.

δ 를 레일(UIC60) 두부폭 74.32mm의 1/2의 37.2mm로 하면 $a=34.8$ mm로 된다. 특히 안전율을 3으로 하면 $a=11.6$ mm된다. 따라서 차륜이 양측 레일 사이로 빠지는 것과 같은 가장 심한 상황을 고려하면 레일한쪽의 두부좌우 변위의 허용치는 레간 확대량의 1/2인 5.8mm로 된다.

4.3 레일 회전 횡변위 해석 결과

(a) 자갈도상 레도

레일 패드의 강성을 80MN/m에서부터 60, 40, 20MN/m로 감소시키면서 3차원 유한요소 모델에 두 가지 해석하중을 레일 두부에 편심을 주어 해석을 실시하였다. 또한 탄성지지 이론해석 모델과의 비교를 위해 레일 회전은 佐藤의 레일 회전에 관한 이론 해로 평가하였고, 레일의 횡방향 총변위는 레일의 회전을 고려하지 않은 연속탄성지지모델 의한 레일의 횡변위와 佐藤의 레일 회전에 관한 결과를 합산하여 산정하였다.

그림 7.로부터 횡압/운중비에 유한요소 모델의 결과치가 다른 거동을 보이는 것을 알 수 있다. 이는 유한요소법에 의한 해석이 레일 패드와 레일 저부의 분리현상(opening)을 고려하도록 되어 있어 운중에 대한 횡압의 비(H/Q)가 더 큰 신간선 설계하중에서 분리현상이 크게 일어나 레일의 회전이 더 많이 발생한 것으로 보여진다. 신간선의 설계하중을 적용한 결과에서 레일의 총합 횡변위는 패드 강성이 40MN/m가 되었을 때 유한요소 모델에서는 6.11mm, 회전각은 0.0342rad로 佐藤의 이론해에서는 각각 5.42mm, 0.0315rad로 나타나 유한요소모델에서 레간

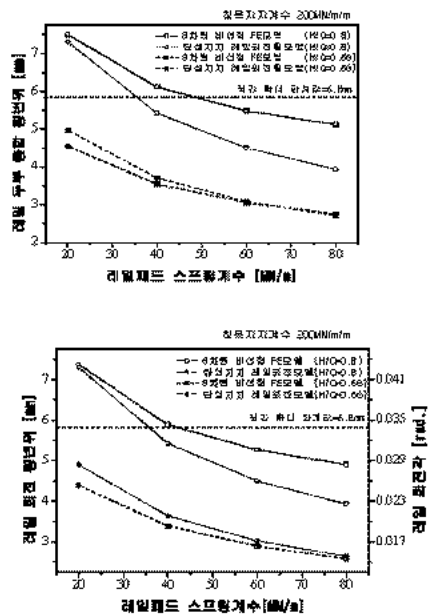


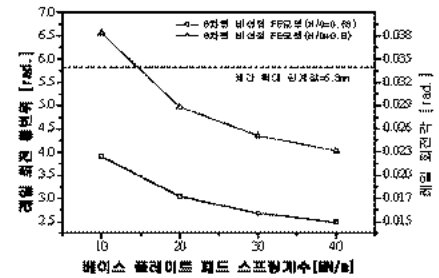
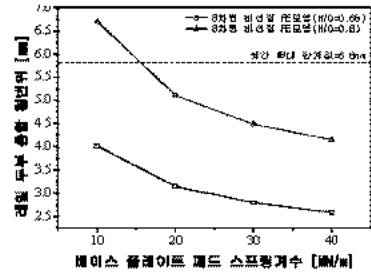
그림 7. 유도상 레도의 레일변형

확대 허용값을 초과하였다. 신간선 하중이 열차의 탈선을 유발할 수 있는 하중조건임을 감안하여 설계하중으로 택한다면 레일 패드의 최소 수직 스프링계수는 50MN/m 이상이어야 함을 알 수 있다.

(b) 콘크리트 부도상 궤도

두 가지 해석 하중을 베이스 플레이트 패드의 스프링계수를 10~40MN/m까지 변화시켜가면서 그림 5(b)와 같은 모델의 레일 두부에 편심을 주어 작용시켰다.

추정식에서 도출한 하중을 적용한 해석 결과를 분석해 보면 그림 8.로부터 패드의 강성이 10MN/m로 낮추어져도 최대 횡변위는 4.01mm, 회전각은 0.0227rad로 발생하여 궤간 확대 한계값에 도달하지 않았다. 추정식 하중이 안전측으로 고려한 하중임을 감안하면 궤간 확대에 의한 탈선의 위험성은 매우 적어 보인다. 그러나 신간선 하중을 적용한 결과에서 레일 두부 횡변위는 패드 강성이 20MN/m가 되었을 때 5.107mm, 회전각은 0.0289rad로 발생하였고 패드 강성이 10MN/m로 되면 각각 6.7mm, 0.0381rad. 정도 발생하여 궤간 확대 허용값을 초과하였다.



신간선 하중이 열차의 탈선을 유발할 수 있는 하중조건을 고려한 것을 감안하여 설계하중으로 택한다면 패드의 최소 스프링계수는 20MN/m 이상이어야 함을 알 수 있다. 그러나 본 연구에서는 베이스 플레이트의 회전을 허용한 해석이므로, 이를 보완하면 최소 수직 스프링계수는 더 낮추어져도 될 것으로 보여진다.

6. 결론

해석결과 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

- 궤도 패드의 최소 스프링계수는 운동하중의 크기와 비(ratio)에 따라서 영향을 받으므로 차량과 선로의 조건을 고려한 적절한 값의 선정이 선행되어야 함을 확인하였다.
- 고속철도 궤도 패드의 최소 수직 스프링계수는 안전측으로 고려를 하여 고속철도의 차량과 궤도 조건을 고려한 운동하중 추정하중보다 크기와 횡압/운동비가 더 큰 일본 신간선 설계하중에 의해 다음과 같이 결정되었다. 자갈도상 궤도에서는 50MN/m 이상, 콘크리트 부도상 궤도에서는 20MN/m 이상
- 본 연구의 해석에서는 패드의 비선형성을 패드와 레일 저부의 분리현상(opening)으로써 고려하였다. 그러나 다른 유형의 패드들은 하중-변위 관계식 자체가 비선형성을 가지고 있으며, 이러한 특징이 횡압/운동비의 변화와 함께 전체 시스템의 거동특성에 영향을 미치게 되므로, 패드의 최소 강성을 추정하는 데 있어서 보다 복합적인 고려를 할 필요가 있는 것으로 판단된다.

후기: 본 연구는 건설교통부 도시철도 표준화 연구개발사업(2004)의 “도시철도 선로시스템 표준화” 과제에서 수행되었습니다.

참고문헌
 佐藤裕(1960), 横壓に對する軌道強度の研究, 總研報告, No. 110,
 内田雅夫 외 3인 (2001), "Evaluation of Derailment Safety Using Lateral-Force/Wheel-Load Estimation Equations" 鐵道技術研究所(RTRI) REPORT Vol.15, No. 4.
 山本武史 외 2인(1981) 'Relation between Spring Coefficient of Fastening Device and Rail Overturning Angle' 鐵道技術研究報告, 鐵道技術研究所(RTRI)
 D.J. Thompson and J.W. Verheij.(1997), The Dynamic Behaviour of Rail Fasteners at High Frequencies. Applied Acoustics, Vol. 52, No. 1, pp.1-17