

◆ 특집 ◆ 철도차량의 주행안정성 향상 기술

차륜담면형상 마모에 따른 차량 주행안정성 영향 분석

Analysis on the Running Stability of Rolling-stock according to Wheel Profile Wear

허현무^{1,✉}, 유원희¹
Hyun Moo Hur^{1,✉} and Won Hee You¹

¹ 한국철도기술연구원 주행추진연구실 (Vehicle Dynamics & Propulsion System Research Department, KRRI)

✉ Corresponding author: hmhur@krri.re.kr, Tel: 031-460-5245

Manuscript received: 2011.2.21 / Accepted: 2011.4.1

To analyze the effect of wear of wheel profile on the running stability of rolling-stock, theoretical and experimental studies were conducted on the profiles used in conventional lines. In experiment using 1/5 scale model to verify the results of the theoretical analysis, the test results of the critical speed for worn wheel profile samples show similar trend. In case of the conical type wheel profile(Profile 40), the equivalent conicity is increased with flange wear. But in case of the arc type wheel profile(Profile 20h), the equivalent conicity is decreased with flange wear. And the critical speed of the bogie was inverse proportion to the equivalent conicity. It is shown that the variation of the critical speed with the wheel wear could be changed according to the design concept and wear pattern of wheel profile. Results of the theoretical and experimental studies are discussed here.

Key Words: Wheel Profile (차륜담면형상), Critical Speed (임계속도), Stability (안정성), Wear (마모), Equivalent Conicity (등가담면구배)

1. 서론

철도차량의 차륜은 레일과 접촉하여 차량의 하중을 지지하고 구름 회전운동에 의하여 차량을 구동시키는 요소이다. 레일과 접촉하는 차륜의 담면형상(Wheel Profile)의 구조는 탈선 방지를 위한 원호의 플랜지(Flange)와 직선의 담면부(Tread)로 구성되어 있다. 차륜담면형상은 고속 주행안정성 및 곡선 주행성능과 같은 철도차량의 동적 성능에 미치는 영향이 크며 따라서 차량의 운용속도, 선로, 궤도형상 등의 특성을 고려하여 적합한 형상이 적용되고 있다.

그러나 국내 기존선로와 같이 선형이 취약하고 급곡선 비율이 높은 선로에서의 차량 운용은 차륜의 과도한 플랜지 마모를 초래하고 이는 차륜의

조기 삭정, 차량 구성품의 손상 유발 등의 유지보수 문제로 귀결되며 동시에 궤도 유지보수에도 악영향을 초래하기도 한다. 또한, 차륜담면의 마모는 차량의 주행안정성이나 동적 성능에 영향을 미치게 됨으로 최근 철도차량의 고속화 추세와 더불어 균일한 주행성능 확보 차원에서 차륜담면형상 관리의 필요성이 제기되고 있다.

한편, 차륜담면형상에 대한 차량 주행 동특성 관련 연구로서 다음과 같은 연구가 수행된 바 있다. D. N. Hannebrink 는 윤축 모델에 한정하여 축중, 레일 게이지 변화에 대한 임계속도 영향을 해석하였다.¹ Hiroshi Fujimoto 는 신간선용 원호형(arc type), 원추형(conical type) 차륜담면형상을 대상으로 궤도 틀림에 의한 동특성과 곡선 주행 시 횡압특성에

대한 해석을 수행하였다.² Kevin Sawley 는 차륜의 오목마모(hollow wear)에 대한 차량의 동특성 영향 분석을 수행한 바 있다.³ 지금까지의 연구는 주로 차륜담면형상에 대한 동특성 해석이나 case study 연구에 한정되었고 실제 차륜담면형상의 마모가 차량의 주행 안정성에 미치는 영향을 분석하기 위한 해석과 실험이 병행된 연구는 진행된 바 없다.

한편, 국내에선 기존철도차량에 원추형 1/40 구배 차륜담면형상, 원추형 1/20 구배 차륜담면형상 그리고 원호형 1/20 구배 차륜담면형상이 적용되고 있다. 원추형 1/40 구배 차륜담면형상과 원추형 1/20 구배 차륜담면형상은 플랜지형상은 동일하고 담면부 기울기만 상이한 원추형 차륜담면형상으로서 주로 고속 주행성능 향상에 중점을 둔 차륜담면형상으로 볼 수 있다. 이에 비하여 원호형 1/20 구배 차륜담면형상은 곡선구간 주행에 적합하게 다수의 원호의 조합으로 설계된 담면형상으로서 원추형 차륜담면형상에 비하여 마모 저감 효과가 양호하다고 평가되고 있다.⁴ 이들 차륜담면형상은 현재 기관차, 객차 등의 기존철도차량에 적용되고 있으며 최근 철도차량의 고속화 추세와 더불어 차량 주행안정성 및 균일한 주행성능 확보관점에서 차륜담면의 마모가 차량 주행안정성에 미치는 영향에 대한 관심이 고조되고 있다.

따라서 본 논문에서는 국내에서 운용되고 있는 원추형 차륜담면형상과 원호형 차륜담면형상을 대상으로 차륜담면형상의 마모에 따른 차량 주행안정성 영향 분석 연구를 수행하였다. 이를 위하여 각 차륜담면형상 샘플을 대상으로 마모 특성을 분석하였고 마모 샘플에 대한 주행안정성 해석을 수행하였다. 또한, 해석 결과의 타당성 검증을 위하여 축소모델을 대상으로 축소 차륜시편을 대상으로 한 주행안정성 실험을 수행하였다. 해석과 실험결과에 대한 고찰을 통하여 차륜담면형상 마모에 따른 주행안정성 영향에 대하여 분석하였다.

2. 차륜담면형상 마모 특성

2.1 차륜담면형상

차륜담면형상의 마모에 따른 주행안정성 영향 분석은 원추형, 원호형 2 종류의 차륜담면형상을 대상으로 하였다. 원추형 차륜담면형상은 Fig. 1 과 같은 1/40 구배 차륜담면형상(Profile 40)을 대상으로 하였으며 원호형 차륜담면형상은 Fig. 2 와 같은 1/20 구배 차륜담면형상(Profile 20h)을 대상으로 하였다.

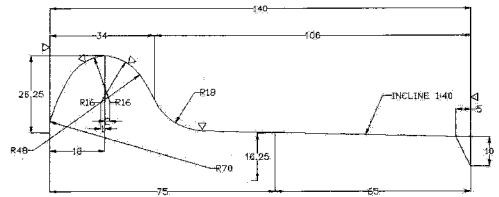


Fig. 1 Conical type 1/40 wheel profile(Profile 40)

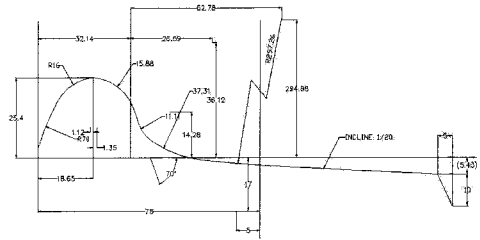


Fig. 2 Arc type 1/20 wheel profile(Profile 20h)

2.2 마모 특성

차륜담면형상 마모 특성 분석을 위하여 영업차량을 대상으로 차륜담면형상 마모 계측 시험을 수행하였다. 차륜담면형상 계측은 중수선 시 차륜을 원형으로 삭정한 후 영업 운전에서 투입한 후 누적주행거리 증가에 따라 차륜담면의 마모 형상을 순차적으로 계측하였다. 그리고 이 데이터들 중 마모 샘플로 추출하여 주행안정성 영향 분석을 위한 해석 및 시험에 활용하였다.

시운전 기간은 약 2 년이며 시험차량의 총 누적주행거리는 약 350,000 km 이다. Fig. 3 은 Profile 40 에 대한 마모 유형을 나타내는 샘플이며 Fig. 4 는 Profile 20h 에 대한 마모 유형을 나타내는 샘플이다. 즉 K41 과 H21 은 차륜 원형 삭정 직후의 계측데이터로서 마모가 진행 안된 원형 상태의 차륜담면형상이며 K44 와 H24 는 마모가 크게 진행된 상태의 계측 데이터라 할 수 있다. 그리고 차륜담면형상에 대한 치수 관리는 플랜지두께(FT), 플랜지높이(FH), 플랜지 직립마모인자(qR) 그리고 플랜지경사각(FA) 등에 인자로 관리되고 있으며 Fig. 5 는 치수 인자에 대한 기준 좌표계이며, 마모차륜 샘플에 대한 치수인자는 Table 1 과 같다. 원추형 담면형상인 Profile 40 의 경우, 마모가 진행된에 따라 플랜지두께, qR 그리고 플랜지경사각 변화가 크다. 이에 비하여 원호형 담면형상인 Profile 20h 은 Profile 40 에 비하여 상대적으로 작게 발생하고 있다. 또한 누적주행거리가 작은 K42 와 H22 을 보면

초기 치수인 K41, H21 에 비하여 Profile 20h 인 샘플인 H22 의 치수변화가 K41 에 비하여 상대적으로 작게 나타남을 알 수 있다. 이는 마모 저감에 유리한 원호형 차륜단면형상인 Profile 20h 의 설계 특성이 반영된 결과라 할 수 있다.

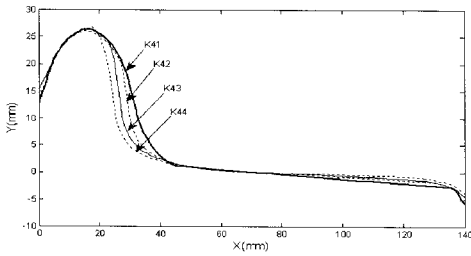


Fig. 3 Worn profile 40 samples

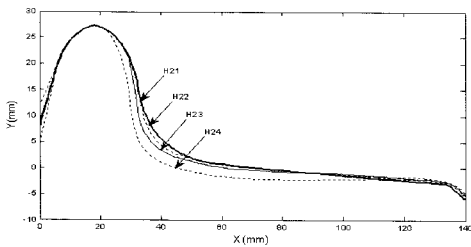


Fig. 4 Worn profile 20h samples

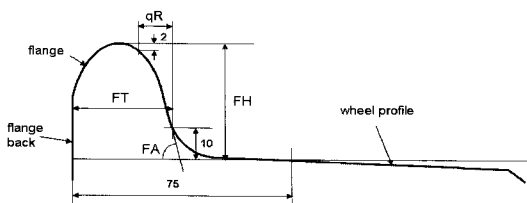


Fig. 5 Wheel dimension parameter

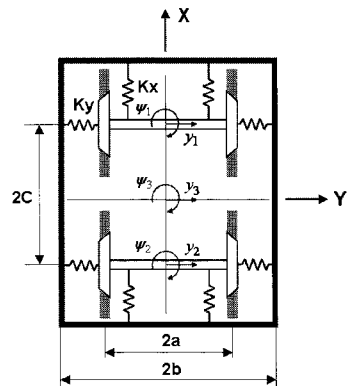
Table 1 Worn wheel profile samples

Profile	Sample	FT	FH	qR	FA
Worn Profile 40	K41	32.93	26.62	10.26	66.65
	K42	30.11	26.21	7.78	76.92
	K43	27.70	26.57	5.18	76.80
	K44	25.35	27.02	4.94	77.10
Worn Profile 20h	H21	35.30	27.47	10.3	70.53
	H22	34.44	27.47	9.77	71.33
	H23	33.00	27.84	8.37	75.49
	H24	31.28	29.42	7.72	76.18

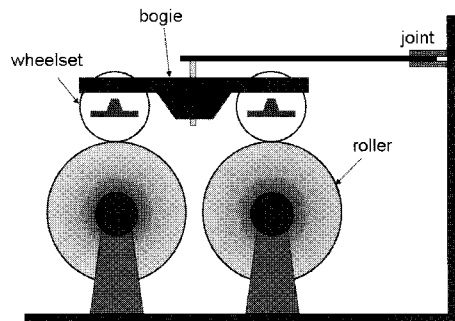
3. 주행안정성 해석

3.1 동역학 모델

차량 주행안정성 해석을 위한 동역학 모델을 구성하였다. 동역학 모델은 차량의 주행안정성을 대표하는 안정성 한계속도인 임계속도(critical speed)를 시험, 평가하기 위하여 활용되고 있는 대차동특성시험기(roller rig)상에서의 시험조건을 모사하여 동역학모델을 구성하였다. Fig. 6 과 같이 레일에 상당하는 퀘조륜(roller) 위에 대차 1 량이 위치한 것으로 가정하였다. 대차는 2 개의 윤축과 1 개의 대차프레임 질량으로 구성되며 윤축과 대차프레임간의 연결은 현가요소로 연결된다. 모델의 윤축, 대차프레임은 횡방향과 요방향으로만 운동이 허용되며 그 외 운동은 구속된다고 가정하였다. 또한, 차륜과 퀘조륜간의 접촉은 크리피지(creepage)와 크립력(creep force)관계로 표현하였으며 동역학 모델의 총 자유도는 6 자유도계이다. 다음 식은 각 질점에 대한 운동방정식을 나타낸다.⁵



(a) Coordinate of model



(b) Bogie model

Fig. 6 Dynamic model for critical speed analysis

$$m \ddot{y}_1 = F_{Ly1} + F_{Ry1} + F_{Ly1} + F_{Ry1} + F_{s1} - m_w g \phi_1 \quad (1)$$

$$m \ddot{y}_2 = F_{Ly2} + F_{Ry2} + F_{Ly2} + F_{Ry2} + F_{s2} - m_w g \phi_2 \quad (2)$$

$$m \ddot{y}_3 = F_{s1} + F_{s2} \quad (3)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_1 = -I_{wy}(V/r_0) \dot{\phi}_1 + R_{Rx1}(F_{Ry1} + N_{Ry1}) + R_{Lx1}(F_{Ly1} + N_{Ly1}) - R_{Ry1}F_{Rx1} - N_{Ry1}R_{Ry1} - R_{Ry1}F_{Rx1} + M_{Rz1} + M_{Lz1} + Na_1^2 \psi_1 / (r_0 + s_0) \quad (4)$$

$$I_{wz} \ddot{\psi}_2 = -I_{wy}(V/r_0) \dot{\phi}_2 + R_{Rx2}(F_{Ry2} + N_{Ry2}) + R_{Lx2}(F_{Ly2} + N_{Ly2}) - R_{Ry2}F_{Rx2} - N_{Ry2}R_{Ry2} - R_{Ry2}F_{Rx2} + M_{Rz2} + M_{Lz2} + Na_2^2 \psi_2 / (r_0 + s_0) \quad (5)$$

$$I_{bz} \ddot{\psi}_3 = c(F_{s1} - F_{s2}) - (M_{s1} + M_{s2})$$

$$F_{s1} = 2K_y(-y_1 + y_3 - c\psi_3) + 2C_y(-\dot{y}_1 + \dot{y}_3 - c\dot{\psi}_3)$$

$$F_{s2} = 2K_y(-y_2 + y_3 - c\psi_3) + 2C_y(-\dot{y}_2 + \dot{y}_3 - c\dot{\psi}_3) \quad (6)$$

$$M_{s1} = 2b^2 K_x(-\psi_1 + \psi_3) + 2b^2 C_x(-\dot{\psi}_1 + \dot{\psi}_3)$$

$$M_{s2} = 2b^2 K_x(-\psi_2 + \psi_3) + 2b^2 C_x(-\dot{\psi}_2 + \dot{\psi}_3)$$

여기서,

- V : 속도(m/s)
- m_w, m_b : 윤축, 대차 질량(kg)
- I_{wy}, I_{wz} : 윤축 피치, 요 관성질량(kg m²)
- I_{bz} : 대차 요 관성질량(kg m²)
- y_i : 윤축의 좌우 변위(m), i=1,2
- y_b : 대차의 좌우 변위(m)
- ψ_i : 윤축의 요 변위(rad), i=1,2
- ψ_b : 대차의 요 변위(rad)
- ϕ_i : 윤축의 롤 변위(rad), i=1,2
- γ_0 : 평형상태에서의 차륜반경(m)
- s_0 : 평형상태에서의 케조륜반경(m)
- a_i : 차륜 접촉점간 거리의 반(m), i=1,2
- b : 축상스프링간 거리의 반(m)
- c : 고정축거의 반(m)
- N : 윤중(N)
- K_x, K_y : 축상스프링 전후, 좌우 강성(N/m)
- C_x, C_y : 축상스프링 전후, 좌우 감쇠계수(Ns/m)
- F_{si} : Suspension force(N), i=1,2
- M_{si} : Suspension moment(N m²), i=1,2
- R_{Lij}, R_{Rij} : 접촉점 위치벡터, i=x,y,z, j=1,2
- F_{Lxi}, F_{Rxi} : 좌우 차륜의 종방향 크립력(N), i=1,2
- F_{Lvi}, F_{Rvi} : 좌우 차륜의 횡방향 크립력(N), i=1,2
- M_{Lzi}, M_{Rzi} : 좌우 차륜의 크립모멘트(N m²), i=1,2

3.2 축소 동역학 모델

차륜담면형상의 마모에 따른 임계속도 시험을 위하여 축소모델 기법을 적용하였다. 이를 위해서는 full scale 모델에서 축소모델로 축소하는 과정에서 축소법칙이 적용된다.

치수, 질량, 스프링 특성, 재질 등의 설계 파라미터에 대한 scale factor 가 고려된다. 그러나 축소하는 과정에서 중력가속도나 탄성계수와 같은 재질 특성치는 인위적인 축소가 사실상 불가능하고 따라서 이와 관련된 오차의 영향이 존재하게 된다. 즉, 차륜/레일의 크립력 계산과정에서 이들 인자의 함수인 크립계수에 영향이 미치게 된다. 따라서 축소대차모델에 대한 임계속도 해석은 이러한 축소과정에서의 scale factor 에 대한 오차의 영향이 작용하게 된다. 1/φ scale 축소모델에 적용한 scale factor 는 다음과 같으며 본 논문에서는 1/5 scale 로 축소모델을 구성하였다.⁶

- time $\phi_t = 1$
- length $\phi_l = \phi$
- velocity $\phi_v = \phi$
- acceleration $\phi_a = \phi$
- mass $\phi_m = \phi^3$
- inertia $\phi_I = \phi^5$
- stiffness $\phi_k = \phi^3$
- gravity $\phi_g = 1$
- Young's modulus $\phi_E = 1$
- Poisson's ratio $\phi_\nu = 1$
- wheel load $\phi_N = \phi^3$
- contact area $\phi_{a\phi} = \phi^{2.67}$
- creep coefficient $\phi_{f11} = \phi_{f33} = \phi^{2.67}$
 $\phi_{f12} = \phi^4, \phi_{f22} = \phi^{5.33}$

3.3 임계속도 해석

임계속도 해석은 Fig. 7 과 같은 흐름도를 따른다. 먼저, 차륜담면형상과 케조륜 담면형상을 입력 데이터로 하여 기하학적 접촉특성(contact geometry) 해석을 수행하여 등가담면구배와 접촉특성 인자들을 구한다.⁷ 운동방정식의 해를 구하기 위하여 초기치를 설정한 후, 차륜/케조륜 접촉해석 결과를 이용하여 크립피치, 크립계수, 크립력 등을 구한다. 운동방정식에 적용하여 초기치에 대한 응답을 구하고 주기해 여부를 판별하여 limit cycle 을 구하고 일정 속도 간격으로 상기 과정을 반복하여 limit

cycle 선도를 구하는 비선형 임계속도 해석방법을 적용하였다.⁸ 그리고 크립력 계산은 Kalker 의 FASTSIM 을 수정하여 계산시간을 단축한 Oldrich Polach 의 크립력 계산방법을 사용하였다.⁹ Table 2 는 임계속도 해석에 적용한 full scale, 1/5 scale 모델에 대한 특성치를 나타낸다.

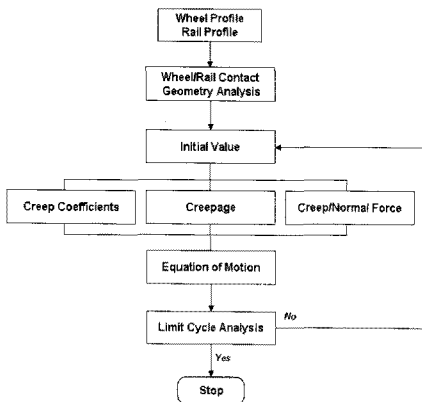
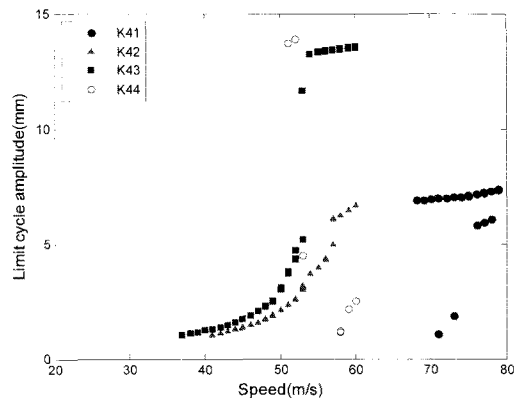


Fig. 7 Flowchart of the critical speed analysis

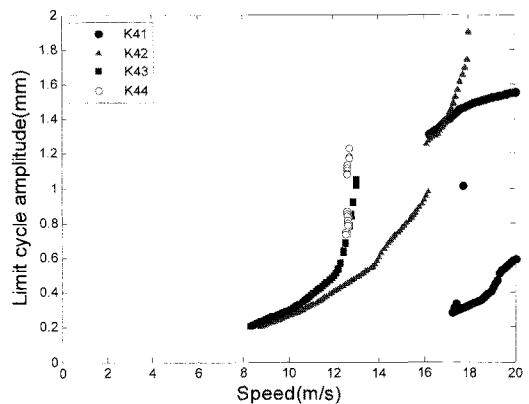
Table 2 Parameters of the bogie model

Parameter	full scale	1/5 scale
bogie frame length(m)	2.97	1/φ 0.594
bogie frame width(m)	1.97	1/φ 0.394
bogie frame height(m)	0.75	1/φ 0.150
Bogie semi wheelbase(m)	1.05	1/φ 0.210
Wheel radius(m)	0.43	1/φ 0.086
Lateral semi spacing of primary spring(m)	1.0	1/φ 0.2
Mass of wheelset(kg)	1687	1/φ ³ 13.5
Mass of bogieframe(kg)	2150	1/φ ³ 17.2
Yaw moment of inertia of wheelset(kg m ²)	1,044	1/φ ⁵ 0.334
Yaw moment of inertia of bogieframe(kg m ²)	3,015	1/φ ⁵ 0.965
Stiffness of primary spring(N/m): x/y	6.7e6/ 4.9e6	1/φ ³ 5.4e4/ 3.974
Young's modulus(N/m ²)	2.07e11	1 2.07e11
Gravity(m/s ²)	9.8	1 9.8
Gage(m)	1.435	1/φ 0.287
Flange-back distance(m)	1.354	1/φ 0.2708
Roller radius(m)	0.75	1/φ 0.15
Roller profile	60kg rail	1/φ 60kg rail
Wheel load(N)	47,850	1/φ 108.4

Fig. 8 과 Table 3 은 Profile 40 마모 샘플을 대상으로 한 full scale 모델과 1/5 scale 모델에 대하여 구한 등가담면구배 및 임계속도 해석 결과이다. K41 샘플에 비하여 K42, K43 샘플은 Limit cycle 이 작은 속도 영역에서 발생하여 임계속도가 저하하고 이후 K44 샘플은 K42, K43 샘플에 비하여 임계속도가 다시 증가하는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 full scale 해석결과와 1/5 scale 모델 해석 결과 모두에서 같은 경향이 있음을 알 수 있으며 초기 임계속도에 대한 마모 샘플에 대한 임계속도 변화율을 나타낸 결과에서도 같은 경향을 발견할 수 있다. 이 결과는 Table 3 의 등가담면구배 해석 결과와 비교하여 보면 등가담면구배의 변화와 반비례하는 경향이 있음을 알 수 있다. 즉 철도차량의 임계속도는 등가담면구배와 반비례한다는 특성이 반영된 결과로 볼 수 있다.



(a) full scale



(b) 1/5 scale

Fig. 8 Limit cycle diagram for worn Profile 40 samples

Table 3 Simulation results for worn Profile 40 samples

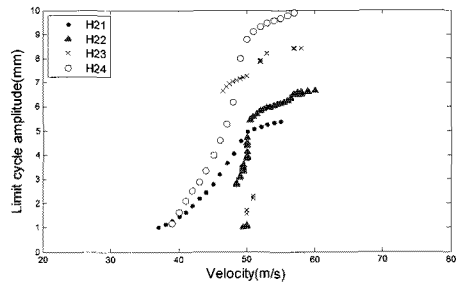
Sample	Equivalent conicity	Critical speed(m/s)		Variation of critical speed(%)	
		full scale	1/5 scale	full scale	1/5 scale
K41	0.049	68.0	16.2	100.0	100.0
K42	0.125	41.0	8.8	60.3	54.3
K43	0.163	37.0	8.3	54.4	51.2
K44	0.138	51.0	12.5	75.0	77.2

그리고 Fig. 9 와 Table 4 는 Profile 20h 마모 샘플을 대상으로 한 full scale 모델과 1/5 scale 모델에 대하여 구한 등가담면구배 및 임계속도 해석 결과이다. 마모 Profile 40 샘플에 대한 임계속도 해석결과와는 반대로 H21 의 임계속도에 비하여 H22, H23 은 증가하고 H24 는 다시 H23 에 비하여 감소하는 경향을 보이고 있다. 이러한 경향은 full scale model 과 1/5 scale model 에 대한 임계속도 해석결과 그리고 그 변화율을 보면 같은 경향이 나타나고 있음을 알 수 있다.

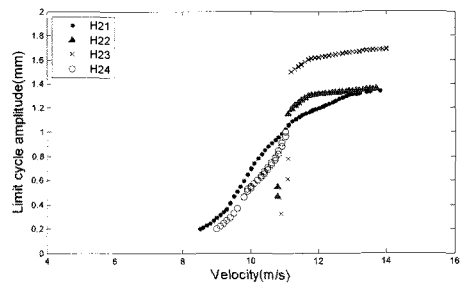
이는 Profile 40 의 분석 결과와 마찬가지로 등가담면구배의 변화를 보면 그 원인을 발견할 수 있다. 즉, 마모 Profile 40 샘플에 비하여 마모 Profile 20h 샘플의 등가담면구배는 오히려 H21 에 비하여 H22, H23, H24 의 경우 감소하는 특성에 기인한 결과이다. 즉 일반적인 원추형 차륜담면형상은 마모에 따라 등가담면구배가 초기에 비하여 증가하는 경향을 보임에 반하여 원호형 Profile 20h 담면형상은 초기 등가담면구배가 크게 설계되었기 때문에 마모에 따라 등가담면구배가 감소하였다고 할 수 있다.

Table 4 Simulation results for worn Profile 20h samples

Sample	Equivalent conicity	Critical speed(m/s)		Variation of critical speed(%)	
		full scale	1/5 scale	full scale	1/5 scale
H21	0.395	37.0	8.5	100.0	100.0
H22	0.216	48.5	10.8	131.1	127.1
H23	0.197	46.5	10.9	125.7	128.2
H24	0.240	39.0	8.9	105.4	104.7



(a) full scale



(b) 1/5 scale

Fig. 9 Limit cycle diagram for worn Profile 20h samples

4. 주행안정성 시험

4.1 시험장치

마모 차륜담면형상 샘플에 대한 임계속도를 시험하기 위하여 1/5 scale 축소 대차모델 시제와 축소 주행시험대를 이용하였다.⁶ 축소 대차주행시험대는 대차동특성시험기와 같은 기능을 수행하는 시험장치로서 주행시험대, 제어부, 컴퓨터 등으로 구성된다. Fig. 10 은 축소 주행시험대 및 시험장치를 나타낸다.

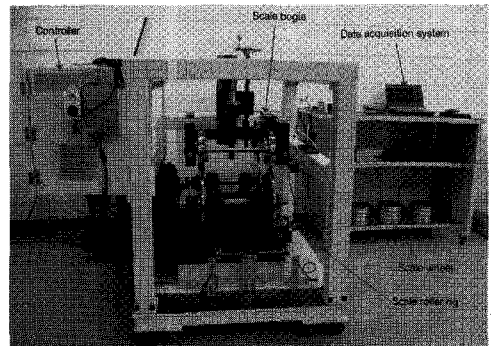


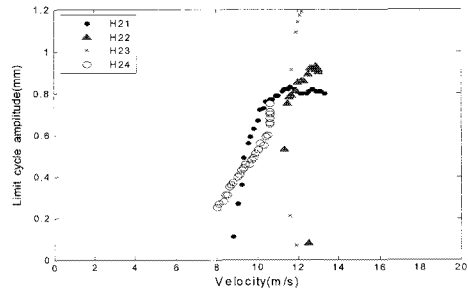
Fig. 10 Scale roller-rig to evaluate critical speed

4.2 임계속도 시험

축소대차 시제에 각 축소 마모 차륜담면형상 샘플 시편을 적용하여 임계속도 시험을 실시하였다. 임계속도 시험은 축소 주행시험대 궤조를 상에 피시험체인 축소대차 시제를 위치시킨 후 궤조륜의 속도를 단계적으로 증가시켜 구동하면서 피시험체인 축소대차 각 부의 거동을 계측하여 안정성을 분석하는 방법으로 수행되었다.

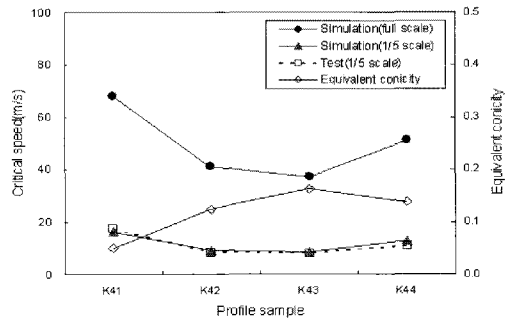
Fig. 11 은 마모 Profile 40 샘플 차륜시편, 마모 Profile 20h 샘플 차륜시편에 대한 임계속도 시험결과로서 윤축 횡변위에 대한 limit cycle 을 나타내는 선도이다. Fig. 12 는 차륜담면형상 샘플에 대한 등가담면구배와 임계속도와의 관계를 나타낸다. 축소 마모 차륜담면형상에 대한 임계속도 해석결과와 시험결과를 비교하여 볼 때 시험결과는 해석결과에 거의 부합한 결과를 나타내고 있다.

따라서 full scale 모델에 대한 해석결과 그리고 1/5 scale 모델에 대한 해석 및 시험 결과를 종합하여 볼 때 차륜담면형상의 마모에 따른 임계속도의 영향은 다음과 같다. 원추형 차륜담면형상인 Profile 40 의 경우, 차륜의 마모에 따라 등가담면구배는 초기에 비하여 일정기간 증가하다가 마모가 더욱 심해지면 다시 미소하게 감소하는 경향을 보이고 있다. 반면 원호형 차륜담면형상인 Profile 20h 는 차륜의 마모에 따라 등가담면구배가 초기에 비하여 오히려 감소하다가 마모가 더욱 심해지면 다시 미소하게 증가하는 경향을 나타내고 있다. 그리고 임계속도는 각 차륜담면형상의 등가담면구배 변화에 반비례하는 경향을 보이고 있다. 이러한 분석결과에 의거하여 차량의 주행안정성 확보관점에서 보면 차륜의 마모는 차량의 임계속도와 직접적인 관련이 있으므로 각 차륜담면형상의 특성을 고려한 등가담면구배 관리가 효율적일 것으로 판단된다.

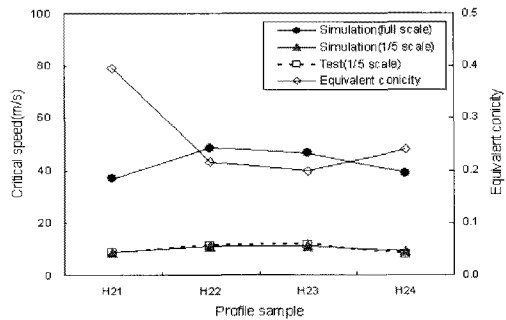


(b) Profile 20h

Fig. 11 Test results of critical speed for worn profile samples



(a) Profile 40

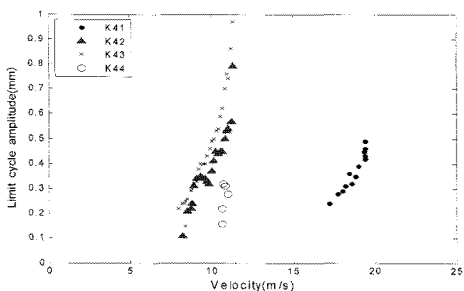


(b) Profile 20h

Fig. 12 Relation between critical speed and equivalent conicity

5. 결론

국내 기존철도에서 적용되고 있는 차륜담면형상의 마모에 대한 주행안정성의 영향을 분석하고 자 원추형 차륜담면형상(Profile 40)과 원호형 차륜담면형상(Profile 20h)을 대상으로 연구를 수행하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.



(a) Profile 40

원추형 1/40 구배 차륜담면형상(Profile 40)은 누적주행거리가 증가함에 따라 등가담면구배는 일정기간 증가하는 경향을 나타낸다. 반면 원호형 1/20 구배 차륜담면형상(Profile 20h)은 누적주행거리가 증가함에 따라 등가담면구배는 일정기간 감소하는 경향을 나타낸다. 이러한 결과는 각 차륜담면형상의 설계 특성이 반영된 결과로서 차륜의 마모에 따라 차륜/레일간 기하학적 접촉특성이 변화하고 그로 인하여 등가담면구배에 영향을 미친 결과라 할 수 있다.

또한 차량의 주행안정성과 관련된 대차의 임계속도는 차륜의 등가담면구배와 반비례하는 경향이 있음을 확인하였다. 따라서 차량의 주행안정성 확보관점에서 보면 철도 현장에서의 차륜 관리 시 단순한 차륜의 치수관리에서 벗어나 차륜담면형상의 특성을 고려한 등가담면구배 관리가 효율적일 것으로 판단된다.

이와 같이 본 논문의 연구 결과는 향후 새로운 차륜담면형상 설계, 차륜담면에 대한 유지보수, 그리고 개발차량에 대한 시험평가 분야에서 유용하게 활용될 것으로 기대된다. 또한, 후속연구로는 실차 규모의 임계속도 실험 연구가 추후 진행될 계획이다.

참고문헌

- Hannebrink, D. N., Lee, H. S. H., Weinstock, H. and Hedrick, J. K., "Influence of Axle Load, Track Gage, and Wheel Profile on Rail Vehicle Hunting," *Trans. of the ASME*, pp. 186-195, 1977.
- Hiroshi, F., "Influence of Arc and Conic Profile on Vehicle Dynamics," *Trans. of JSME*, Vol. 64, No. 621, pp. 1520-1527, 1998.
- Sawley, K. J. and Wu, H., "The formation of hollow-worn wheels and their effect on wheel/rail interaction," *Wear*, Vol. 258, No. 7-8, pp. 1179-1186, 2005.
- Hur, H. M., Lee, C. W., Kwon, S. T. and Yun, C. H., "Analysis on the Wear Patterns of Wheel Profile for Conventional Line," *Proc. of Korean Society for Railway Spring Conference*, pp. 651-655, 2003.
- Hur, H. M., You, W. H., Kim, N. P. and Park, T. W., "Stability Evaluation of the Railway Bogie according to the Tread Inclination of Wheel Profile using Scale Model," *Transactions of the KSME A*, Vol. 33, No. 10, pp. 1099-1107, 2009.
- Hur, H. M., You, W. H., Park, J. H. and Kim, M. S., "Design Method of Railway Wheel Profile with Objective Function of Equivalent Conicity," *Journal of the Korean Society for Precision Engineering*, Vol. 27, No. 8, pp. 13-19, 2010.
- Hur, H. M., "A Study on the Characteristics of the Wheel/Roller Contact Geometry," *J. of Korean Society for Railway*, Vol. 9, No. 5, pp. 618-623, 2006.
- Zeng, J., Zhang, W. H., Dai, H. Y., Wu, X. J. and Shen, Z. Y., "Hunting instability analysis and H[∞] controlled stabilizer design for high speed railway passenger car," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 29, No. S1, pp. 655-668, 1998.
- Polách, O., "A Fast Wheel/Rail Forces Calculation Computer Code," *Vehicle System Dynamics*, Vol. 33(Suppl.), pp. 728-739, 1999.