

고속전철용 레일-휠 접촉에서 응력분포에 관한 유한요소해석

김청균 · 김기환*

홍익대 트라이볼로지 연구센터, *한국철도기술연구원

Finite Element Analysis on the Stress Distributions in Rail-Wheel Contacts of High Speed Trains

Chung-Kyun Kim and Ki-Hwan Kim*

Tribology Research Center, Hongik University
*Korea Railroad Research Institute

Abstract—The numerical results on the stress distributions of rail-wheel contact problems are presented for three models in a high-speed rail system. These models which have straight and tapered (1:40 and 1:20) contact geometries between the wheelset and rail are analyzed using the finite element approach. From the simulation results we found that the tapered geometry (1:20) of rail-wheel contact base line showed very stable contact stress distributions for a whole contact position between the wheel and rail in a curved rail section. The FEM computed results may present an optimized slope geometry of rail-wheel contact in a high-speed railway system.

Key words—rail-wheel contact, high-speed train, contact stress, gauge corner, finite element method.

1. 서 론

기존의 철도차량은 속도면에서 항공기에 비하여 뒤지고, 편익성과 임의 이동성에서는 자동차에 비하여 떨어지나, 안전성 확보와 안락성, 그리고 대량 수송을 통한 원가절감이라는 측면에서 보면 여타 수송체계에 비하여 아직도 비교 우위에 있다. 철도차량이 현대 사회에서 수송이라는 서비스 영역을 확보하고 발전시키기 위해서는 기존의 대량 수송능력과 안전성에 추가하여 고속화라는 돌파구로 현재의 문제점을 타개할 필요성이 제기되었다.

철도에서 가장 중요한 구성요소중의 하나는 철도망을 어떻게 구성하느냐 하는 문제와 타 운반기계와의 속도 경쟁에서 어느 정도의 비교 우위를 확보하느냐 하는 두가지 문제이다. 지면에 안전하게 설치된 레일과 회전하는 바퀴가 원활하게 상호 운동작용을 함으로써 철도차량은 이동하게 된다.

철도산업의 초창기인 1830년대는 증기 에너지를 이용하여 이미 40 km/h의 속도를 돌파할 정도로 혁신적인 철도기술이 개발되었고, 1900년초에 영국에서 처음으로 83.2 km/h의 고속화에 성공한 이후로 프랑스의 90.5 km/h, 독일의 162.5 km/h 등 철도의 최고속도가 빠르게 경신되었다[1]. 특히 제2차 세계대전은 철도의 중요성을 부각시켰고, 각국에서는 철도망 구축과 신기술 개발에 많은 노력을 기울인 결과 디젤기관에 의한 100~150 km/h의 고속화 철도 시대가 열렸다.

그러나 기존의 철도기술로는 200 km/h의 실용화가 어려웠기 때문에 새로운 동력 시스템인 전철의 개념을 도입하게 되었으며, 프랑스의 TGV는 세계 최초로 전철의 고속화를 상용하는데 성공하였다. 이어서 일본의 토카이도 신간선, 독일의 ICE가 독자적으로 고속철도망을 구축하는데 성공하여 현재는 200~250 km/h의 고속전철이 안전하게 운행되고 있다. 최근에는 300 km/h 이상의 초고속 전철을 상용화하기 위한

연구개발을 프랑스, 독일, 일본, 한국 등 많은 곳에서 추진하고 있다.

레일과 휠 사이에는 차량하중과 속도에 의한 접촉 압력, 미끄럼 비(slip ratio), 습기정도, 대기오염 정도, 레일과 휠의 접촉표면 정도와 이물질의 오염정도 등에 따라서 접촉면의 마멸 발생과 이에 따른 레일의 크라운 정상부, 게이지면과 휠의 플랜지부 형상을 변화 시키게 되어 진동과 소음 등을 유발하고, 브레이크 시스템 제동력에 영향을 주게 되며, 궁극적으로는 레일과 휠을 교체해야 하는 단계로 발전하게 된다.

레일에 작용하는 반복 고하중에 의한 접촉응력이나 표면경도 변화는 분명히 마멸률과 연관이 있으나, 아직 이들의 상관 관계가 정확하게 해결되지 않고 있다. 휠이 회전함에 따라서 발생하는 주행방향의 마멸손상 보다는 횡방향의 접촉응력 집중에 따른 레일의 파단 가능성 문제가 더욱 심각하기 때문에 이와 같은 접촉 응력 문제에 대한 연구가 많이 수행되고 있다. 이러한 측면에서 레일과 휠 사이의 상대 접촉 운동면에 대한 접촉응력 거동특성에 대한 해석은 대단히 중요한 의미를 갖는다.

본 연구에서는 레일과 휠 사이의 접촉속도가 고속화되면서 레일의 설치 기울기가 여러 가지로 변하면서 특이하게 발생될 수 있는 접촉응력 문제에 대한 연구를 유한요소해석 기법으로 수행하고자 한다.

2. 레일과 휠의 접촉 모델

철도 차량이 일직선 레일을 주행할 때는 차량의 평행부와 레일의 정상부가 만나기 때문에 레일의 정상부에서 발생하는 주행방향(rolling direction)과 횡방향(transverse direction)에서 최대 접촉응력과 관련이 있는 마찰과 마멸문제가 주요한 관심 대상으로 떠오르고 있다. 그러나 철도 차량이 레일의 곡선부(curved rail)를 통과해야 하는 경우는 레일과 휠의 접촉점 위치가 레일의 곡률 반경과 회전속도에 따라서 점차로 변하게 된다[2].

레일과 휠의 접촉 초기에는 Fig. 1(a)와 같이 중립축에서 균형있게 접촉하는 패턴을 보여주며, 휠이 200m의 곡률 반경을 갖는 레일의 곡선부를 지나게 되면 접촉점은 Fig. 1(b)와 같이 휠 플랜지(wheel flange)로 접촉점이 이동한다. 그러나 Fig. 1(c)와 같이 레일의 곡률반경이 작아질수록 휠 플랜지의 목부분(throat sec-

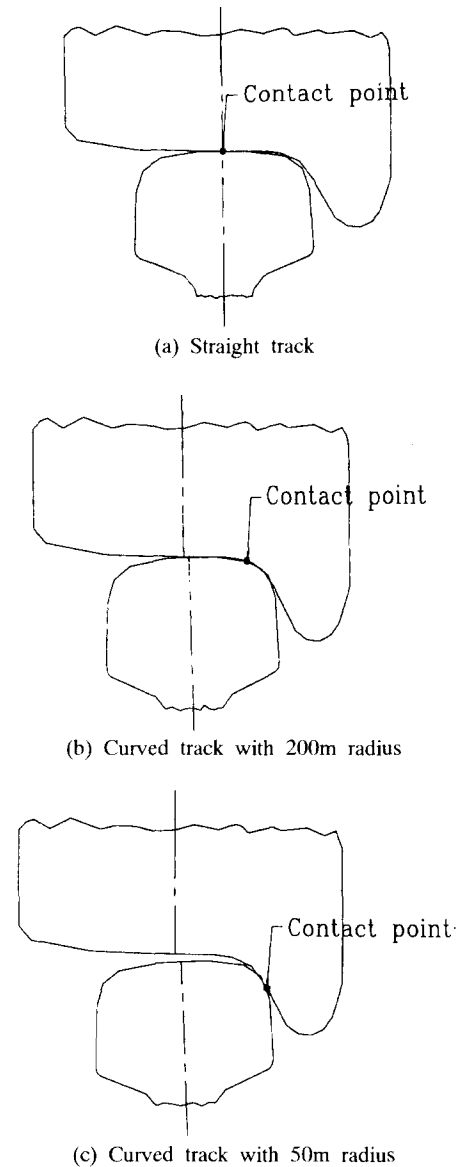


Fig. 1. Rail-wheel contact position as the wheel passes through a curved rail.

tion)과 레일의 어깨부(shoulder section)가 서로 접촉하면서 굴림 마찰과 미끄럼 마찰이 동시에 발생하게 된다. 그 결과로 게이지 코너와 휠 플랜지의 접촉 운동면에서는 마멸이 급속하게 진행된다. 또한 휠이 곡선 레일부를 지나서 정상적 주행 패턴인 직선부 레일 접촉으로 다시 돌아오게 되면, 레일과 휠의 접촉은 Fig. 1(a)와 같은 직선부 주행 상태로 돌아가게 된다[3].

휠과 접촉하는 레일 정상부에서는 굴림 마찰에 의한 손실이 대부분이기 때문에 피로마멸에 의한 레일부 파손이 관심의 대상이고, 레일의 게이지 코너 지역에서는 굴림 마찰과 미끄럼 마찰이 공존하는 구역이기 때문에 특히 마찰열에 의한 피로와 마멸이 문제가 된다. 또한 레일과 휠 사이의 마멸문제를 정확하게 규명하기 위해서는 궁극적으로 마찰열 문제를 동시에 고려해야 한다.

레일과 휠이 금속학적 측면에서 직선 레일의 주행 접촉면(running surface)에서 발생하는 마멸을 실제로 사용한 레일을 가지고 표면하층에서 변형된 소재(plastically deformed materials)에 대한 연구가 Clayton과 Allery[4]에 의하여 수행되었다. 이들의 연구에 의하면 레일의 접촉표면 정상부로부터 약 0.5 mm 깊이 부근에서 변형이 크게 발생되고, 게이지 마찰면에서는 표면하층 약 1 mm 깊이에서 소성변형이 발생되고 있음을 알게 되었다. 이것은 레일과 휠 사이에서 발생하는 마멸문제가 부식에 주로 의존한다는 기존의 연구결과와는 대치되는 내용이다. 이 결과는 오히려 레일과 휠 사이에서 발생하는 전형적인 접촉응력 해석 결과와 일치하는 내용으로 접촉 표면하에서 최대 접촉응력을 받고 있음은 레일의 파손이나 마멸과 밀접한 관계가 있다는 사실을 증명하는 연구결과이다.

또한 Smallwood 등[5]이 수행한 레일-휠 사이의 접촉응력 해석에서 굴림마찰이 피로파괴에 많은 연관이 있다는 사실을 해석하였다. 이것은 레일-휠의 접촉거동 해석에서 유한요소해석의 중요성을 강조한 결과이다.

3. 유한요소해석

3-1. 해석 모델

철도차량에서 레일과 휠 사이의 트라이볼로지적 접촉응력 거동 문제를 이론적으로 해석하기에는 접촉표면의 형상이 비대칭이고, 복잡하기 때문에 대단히 어렵다. 그래서 본 연구에서는 고속전철용 레일과 휠의 접촉응력 거동문제를 UIC 60 모델(Fig. 2)에 대하여 2차원적 유한요소해석 기법으로 해석하고자 한다. 또한 시뮬레이션에서 사용한 레일과 휠의 형상은 고속전철에서 널리 채택하고 있는 UIC 60 모델과 NF F01 133 모델(Fig. 3)이 있다.

레일과 휠 사이의 접촉응력 문제를 수치적으로 해석하기 위한 유한요소망 모델은 축대칭을 갖는 대표

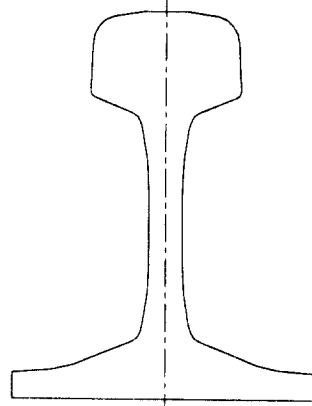


Fig. 2. Rail (UIC 60) profile.

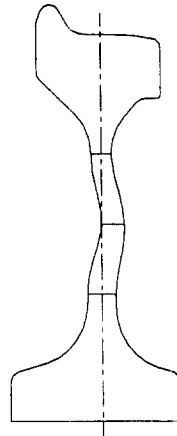


Fig. 3. Wheel (NF F01 133) profile.

적인 2차원 레일-휠 접촉모델을 Fig. 4에서 보여주고 있다. 레일과 휠의 접촉응력 거동 문제를 유한요소법으로 해석하기 위한 컴퓨터 시뮬레이션 데이터는 Table 1에서 주어진다.

레일의 마멸이 접촉응력에 의하여 영향을 받고 있다는 사실[6]을 고려하면, 이와 관련된 레일과 휠의 접촉부에서 응력분포 관계를 엄밀하게 해석하는 것이 매우 중요하다. 레일-휠에서의 접촉하중과 접촉 위치의 변화는 접촉부의 형상과 레일의 설치 기술기에 따라서 많은 변화가 예상된다.

3-2. 하중 및 경계조건

고속철도 차량에서 경량화 추구는 대단히 중요한 과제이나, 각종 안전장치와 첨단 부대장치의 부착은

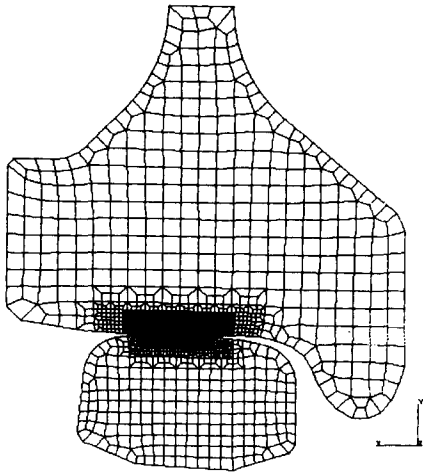


Fig. 4. Finite element meshes of rail-wheel contacts in a FEM computation.

오히려 레일과 휠에 가하는 접촉하중을 증가시키고 있다.

본 연구에서는 고속철도 차량에 가하는 단위 하중을 8,500 kg으로 하고, 이것을 기준 하중으로 잡아서 하중비를 100%으로 하였다. 또한 레일에 가하는 기준 하중 8,500 kg 대비 50%(4,250 kg), 75%(6,327 kg), 100%(8,500 kg), 125%(10,625 kg)의 4가지에 대한 접촉응력 거동 문제를 해석하고자 한다.

본 연구에서 사용한 레일-휠의 해석 모델-I은 Fig. 5(a)에서 보여주는 것처럼 레일과 휠의 기준 접촉면이 서로 평행한 경우이고, 레일-휠의 접촉 모델-II는 기준면이 1:40(1.432°)으로 경사진 일본의 신간선으로[3] Fig. 5(b)에서 보여주고 있으며, 기준면 경사도가 1:20(2.8624°)을 나타내는 레일-휠의 해석 모델-III는 Fig. 5(c)에서 각각 제시하고 있다. 또한 수치적 해석을 위하여 사용한 비선형 프로그램은 MARC[7]이고, 경계조건과 레일-휠에 대한 물성치는 Table 2에서 제시하고 있다.

Table 1. Material properties of rail-wheel contact for a FEM computation

Material properties	Numerical values	
	Rail	Wheel
Young's modulus, E (Pa)	2.1×10^{11}	2.1×10^{11}
Poisson's ratio, ν	0.3	0.3
Mass density, ρ (kg/m ³)	7,850	7,850
Yield strength, σ_y (Pa)	8.8×10^8	8.8×10^8

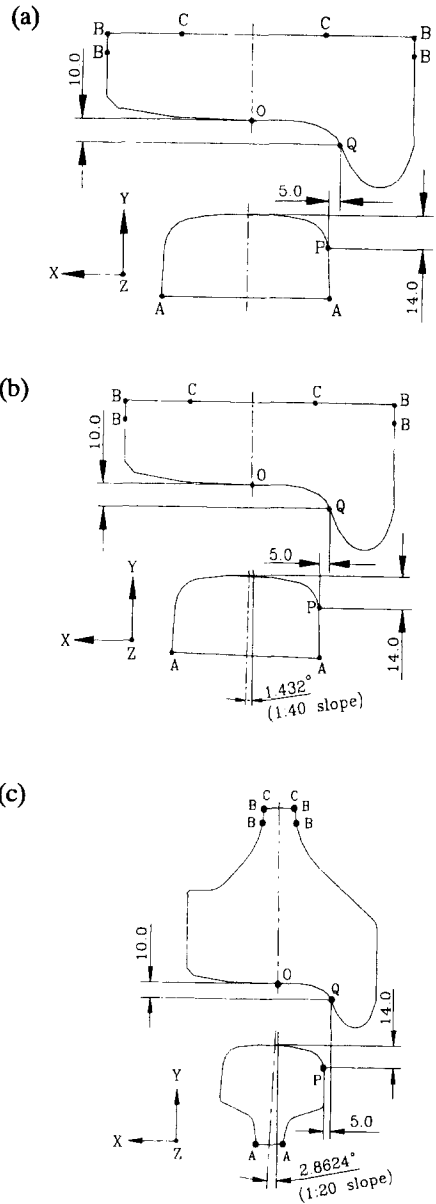


Fig. 5. Contact geometry between the rail and wheel for three models. (a) Parallel contact geometry: Model I, (b) Tapered contact geometry: Model II (1:40), (c) Tapered contact geometry: Model III (1:20).

유한요소 해석시 접촉점에 하중이 가해지면 접촉응력에 의하여 변형이 발생되는데, 본 연구에서는 절점 사이의 미세 접촉거리 허용치(contact distance tolerance)가 0.01 mm 이내에 있으면 외부 하중을 받아서 변형된 이후에 다시 접촉된 것으로 가정하였다.

Table 2. Simulation data for a FEM computation

Rail-wheel model	Model I	Model II	Model III
No. of element	2,652	2,652	1,925
No. of node	2,799	2,799	2,050
Element mode	4-node arbitrary quadrilateral, isoparametric element		
Contact distance tolerance (mm)	0.01	0.01	0.01
Node distance (mm)	0.23	0.23	0.56
Axle load (kg)	8,500	8,500	8,500
Coef. of friction	0.25	0.25	0.25

레일과 휠 사이의 최초 접촉 위치는 레일의 크라운 정상부로부터 14 mm 아래 지점 P와 휠의 하단 중심부로부터 10 mm 아래에 위치한 Q점 사이의 횡방향 거리를 5 mm되게 유지할 때에 접촉이 최초로 일어난 것으로 가정하고 해석하였다.

여기서 레일과 휠의 세가지 접촉모델에 대한 초기 접촉위치(P점과 Q점 사이의 거리를 5 mm 떨어지게 유지한 경우)와 경계조건은 Fig. 5에서 각각 제시하고 있다. 즉, 레일상의 지지 위치 A-A는 지면에 고정되었고, 위치 B-B는 x방향(횡방향)에 대하여 구속하였으며, 외부에서 휠 축에 가하는 하중은 위치 C-C에서 담당한다고 가정하였다. 여러 가지의 하중조건을 변화시켜 가면서 접촉응력이나 접촉면의 크기 등을 고려하여 레일의 x축 방향으로 휠을 1 mm씩 4 mm까지 이동했을 때의 접촉응력과 접촉면 형상 문제를 해석하였다.

4. 해석 결과 및 고찰

고속전철에서 레일과 휠 사이의 접촉응력 문제를 해석하기 위하여 접촉 기준선을 평행하게 설정한 레일-휠의 접촉모델-I, 기준선을 1:40으로 경사지게 잡은 접촉모델-II, 그리고 기준선을 1:20으로 설정한 접촉모델-III의 세가지에 대한 트라이볼로지적 접촉응력 거동문제를 유한요소법으로 해석하였다.

Fig. 6은 평행한 접촉조건을 갖는 모델-I과 같은 레일-휠 접촉문제에 대한 접촉응력을 해석한 결과로 하중비가 증가할수록 접촉응력과 접촉면적이 집중적으로 증가됨을 보여주고 있다. 이것은 휠에 가해지는 하중이 증가할수록 휠의 경사면과 평행부가 서로 만나는 위치인 O점을 중심으로 경사면이 접촉하기 때문

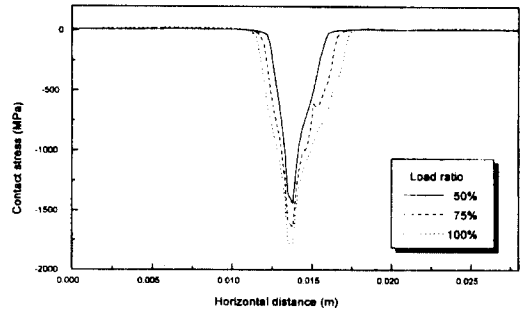


Fig. 6. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model I.

이다. 또한 기준선 기울기가 1:40으로 완만한 레일-휠의 접촉모델-II에 대한 접촉응력 결과를 제시한 Fig. 7에 의하면 휠의 경사면 접촉이 대부분이고, 상대적으로 평행한 접촉면 형태의 모델-I과 비교하면 O점 부근의 접촉 비율이 떨어지기 때문에 최대 접촉응력 크기는 약간 감소하고, 휠의 경사면 접촉이 늘어나는 관계로 접촉표면에 고르게 분포하려는 경향이 발생되고 있음을 알 수 있다. 즉, 1:40의 기울기를 갖는 접촉에서는 휠의 경사면(O점의 왼쪽면)에서 주로 접촉되고, 부분적으로는 O점 부근에서 접촉이 일어나기 때문이다.

그러나 1:20의 경사도를 나타낸 모델-III에 대한 유한요소해석 결과를 제시한 Fig. 8에 의하면 평행한 접촉면을 갖는 모델-I의 계산 결과에 비하여 접촉길이가 증가하는 대신에 국부적인 접촉응력은 2배 이상 감소하며, 특히 접촉응력이 접촉선을 따라서 균일하게 분포하는 바람직한 접촉상태로 바뀌는 계산결과를

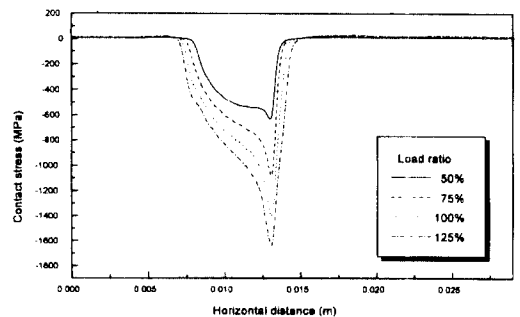


Fig. 7. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model II(1:40).

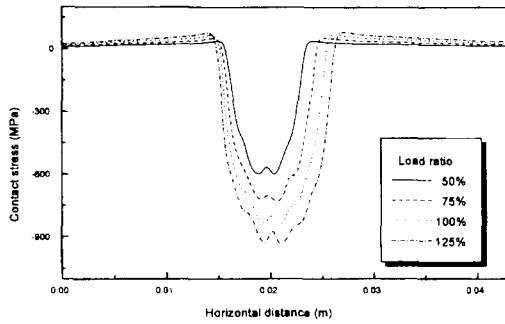


Fig. 8. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model III(1:20).

보여주고 있다. 이것은 휠의 경사면(O점의 왼쪽면)이 레일의 크라운 부위에 접촉하면서 양호한 접촉상태를 보여준다.

이들의 결과는 동일한 경계조건에 대하여 Fig. 5(a)의 모델-I과 같이 레일과 휠의 기준 접촉선이 서로 평행하거나, 또는 Fig. 5(b)의 모델-II와 같이 1:40으로 완만하게 경사 접촉하는 것보다는 Fig. 5(c)의 접촉모델과 같이 적절한 경사도(1:20)를 갖도록 레일을 설치하거나 또는 제작하는 것이 트라이블로지 접촉기동 측면에서 대단히 안정적이라는 사실이다.

이러한 계산 결과를 용이하게 확인하기 위한 방법으로 여러 가지 하중비에 대하여 휠을 최초의 접촉위치(0 mm)에서 x방향으로 0 mm~4 mm까지 1 mm씩 이동시켜 가면서 접촉응력 문제를 해석하였다. 평행한 접촉선을 갖는 레일-휠의 접촉모델-I에서 하중비가 100%(8,500 kg)인 경우에 대한 계산결과를 Fig.

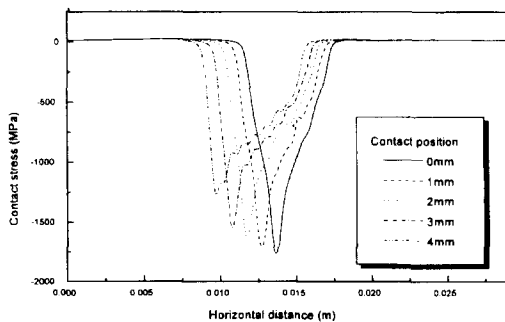


Fig. 9. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model I with load ratio, 100%.

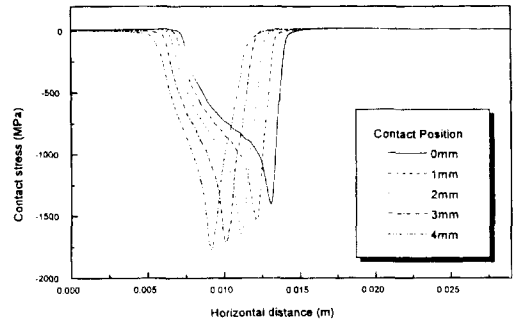


Fig. 10. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model II(1:40) with load ratio, 100%.

9에서 제시하고 있다. 이 결과에 의하면 x방향(횡방향)의 접촉위치에 따라서 최대 접촉응력은 크게 감소하는 경향을 보여주고 있다. 또한 접촉선 기준이 1:40인 모델-II에서는 Fig. 10에서 보여주는 것처럼 접촉점 위치가 횡방향(x방향)으로 이동함에 따라서 접촉면적은 감소하고, 휠의 경사부와 평행부가 서로 만나는 O점이 레일의 크라운 부위와 닿으면서 최대 접촉응력은 오히려 증가됨을 알 수 있다.

그러나 접촉선 기울기가 1:20인 접촉모델-III의 계산결과를 제시한 Fig. 11에 의하면 접촉응력은 접촉 위치가 변하여도 800 MPa로 균일하면서 접촉면적이 비교적 안정적으로 접촉하고 있다는 사실이 다른 모델에 대한 시뮬레이션 결과와는 비교되는 특징이다. 여기서는 휠을 왼쪽으로 이동시켜서 레일의 크라운 부위에 접촉시켜도 O점이 레일에 접촉하는 것이 아니

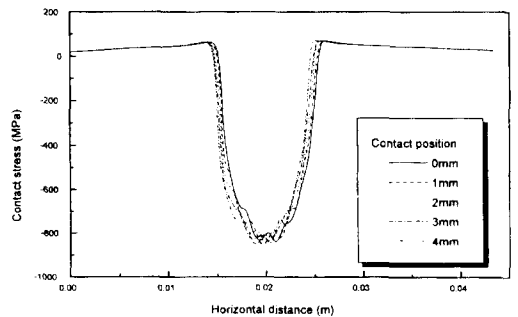


Fig. 11. Contact stress as a function of horizontal distance from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model III(1:20) with load ratio, 100%.

라 휠의 경사부(O점의 왼쪽면)가 아직도 접촉거동하기 때문에 접촉응력이 비교적 균일하다. 또한 이것은 레일의 게이지 코너 접촉부에서 발생하는 응력이 811 MPa이라고 제시한 Hillier 등[8]의 연구결과와 대단히 유사하다.

세가지 접촉 모델에 대하여 하중비(50%, 75%, 100%, 125%)를 증가시켜 가면서 접촉거동 상태를 계산한 Figs. 12, 13과 14의 계산 결과에 의하면 레일과 휠의 접촉면에서 하중비가 증가할수록 최대 접촉응력이 증가하는 현상을 보여주고 있다.

평행한 접촉형태를 갖는 모델-I의 경우 레일의 접촉표면에서 발생하는 최대 접촉응력은 휠을 x방향(접촉모델의 횡방향)으로 이동시킴에 따라서 점차로 감소하는 계산 결과를 보여준다. 이러한 결과는 기준 위치에서 레일과 휠이 접촉할 경우 휠의 기울기가 변하는 부분(O점)과 레일의 곡면부가 접촉하면서 그 부분에 최대 응력집중 현상이 발생하나 휠이 곡률반경을 갖는 궤도를 따라서 이동함에 따라 점차로 곡면과 평면의 접촉으로 변하게 되어 접촉면적이 증가하고, 그에 따라서 실제 접촉응력이 감소하기 때문이다.

반면에 기준 접촉선을 1:40으로 기울인 레일-휠의 접촉모델-II에 대한 접촉응력을 해석한 Fig. 13의 결과에 의하면 접촉점 위치가 중앙으로부터 횡방향으로 이동함에 따라서 실제 접촉면적의 감소로 최대응력이 오히려 약간씩 증가하는 패턴을 보여준다.

또한 기준 접촉선을 1:20으로 경사시킨 레일-휠의 접촉모델-III에 대한 Fig. 14의 연구결과에 의하면 접촉점 위치를 변화시켜도 접촉응력은 미세하게 증가하나 모델-I에 비하면 증가율이 대단히 낮다. 주어진 여

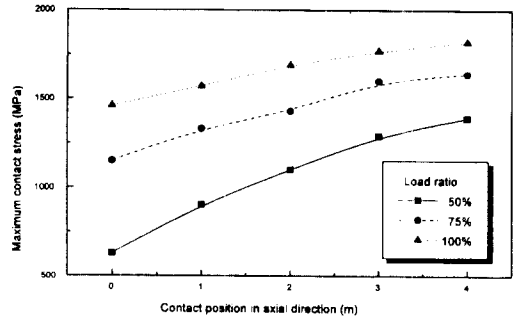


Fig. 13. Maximum contact stress as a function of contact position in axial direction from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model II(1:40).

러 가지 접촉하중에 대하여 휠의 접촉위치를 0, 1, 2, 3, 4 mm로 이동시켜 가면서 접촉특성 문제를 고찰하면 접촉응력이나 접촉면적의 변화 정도는 Fig. 14에서 보여준 것처럼 대단히 작다는 사실이 특이하다. 즉, 1:20의 경사도를 갖는 레일에서는 레일과 휠의 접촉위치를 이동시켜도 휠의 경사진 부위와 레일의 크라운 부위가 늘 접촉하기 때문에 레일에서 발생하는 최대 접촉응력은 거의 일정한 결과를 보여준다. 이것은 레일의 접촉면에서 1:20의 경사로 인한 접촉면적의 크기가 Fig. 11에서 보여주는 것처럼 비교적 균일해지기 때문에 레일과 휠 사이가 평행한 경우보다는 곡률간 접촉이 되도록 경사지게 설계하는 것이 더욱 유리함을 알 수 있다.

철도차량에서 레일과 휠 사이의 마찰조건은 기준선의 경사도를 어느 정도로 설계하느냐가 대단히 중요한 설계변수가 된다는 사실을 본 연구에서 보여주고

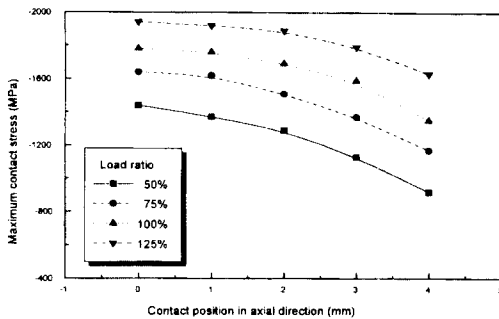


Fig. 12. Maximum contact stress as a function of contact position in axial direction from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model I.

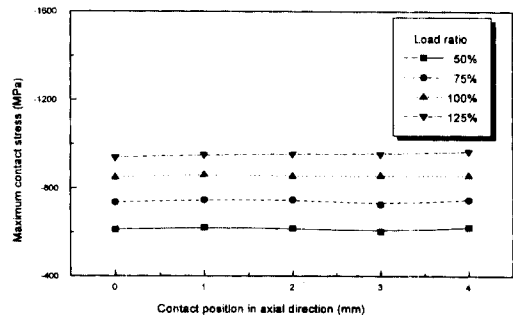


Fig. 14. Maximum contact stress as a function of contact position in axial direction from the rail head center along the rail-wheel contact surface for Model III(1:20).

있다. 레일의 경사도를 최적화 시킨다면 접촉면에서의 응력분포를 균일하게 유지하면서 접촉면적은 크게 할 수 있다. 결국 레일의 설치 또는 제작 경사도에 관련된 최적화 설계(1:20 부근)는 Fig. 14에서 제시하는 것처럼 레일과 휠이 서로 접촉하는 전구간에 걸쳐서 접촉응력 분포는 작으면서도 균일해지므로 레일과 휠의 마멸문제는 크게 완화시킬 수 있게 되고, 레일과 휠의 수명은 증가하게 된다. 이러한 측면에서 레일과 휠 사이의 접촉응력 거동문제 해석을 통한 설계 파라메타의 최적화 설계는 중요한 의미를 갖는다.

5. 접촉력과 마멸률

레일과 휠의 접촉면에서 발생하는 마멸문제에 대한 초창기의 연구는 경제적인 측면에서 접근하려는 성격이 강하기 때문에 차량의 안전 운행과는 약간 거리가 있었다. 레일에 대한 마멸문제는 1950년대 영국의 철도망에 관련된 실제적인 데이터를 체계적으로 보고한 이후로 많은 관심을 갖기는 하였으나[9,10], 당시에는 마멸의 대부분이 부식(corrosion)에 기인한 문제라고 보는 견해가 우세하였다. 그러나 최근의 철도에서는 운행조건의 가혹화, 즉 고속화와 고하중화는 초기의 마멸에 의한 국부적인 압축응력의 증가와 탄소성 변형에 의한 피로마멸이나 파괴로의 천이가 보다 큰 문제점으로 제기되고 있다.

레일에서 마멸이 일어나는 부위를 관찰하면 정상부(rail head)와 게이지 접촉면(gauge surface), 그리고 휠에서는 레일과 접촉하는 트레드(tread)와 플랜지(flange)가 있다. 레일의 직선과 곡선 정도에 따라서 레일과 휠 사이의 접촉위치가 변하고, 이에 따른 마찰과 마멸의 발생 정도가 달라진다.

기존 철도 차량에 가해지는 액슬 하중(axle load)이 39톤 정도로 차량의 평균 하중은 점진적으로 증가하는 추세에 있으며, 이에 따른 레일과 휠 사이의 마멸문제도 중요한 현안으로 대두되고 있다.

기존의 연구결과에 의하면 경도가 300HB 이상되는 탄소강 레일 소재에서 보면 접촉력(contact pressure)이 증가하면 마멸률은 완만하게 상승하고 있음을 보여주고 있다. Fig. 15는 크롬과 몰리브덴의 합금강을 레일 소재로 사용한 경우에 대한 마멸률 결과로 접촉하중이 증가하면 초기에는 완만하게 증가하다가 1,000 MPa 이상이 되면 마멸률은 비교적 비선형적으로

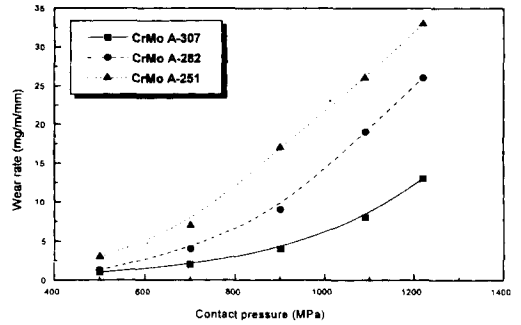


Fig. 15. Non-linear wear rate as a function of contact pressure.

상승하는 경향을 보여주고 있다. 휠에 걸리는 하중이 증가할수록 레일에서 발생하는 마찰열의 증가와 이에 따른 마멸이 급격하게 증가될 것으로 생각된다.

6. 결 론

철도차량에서 레일과 휠 사이에서의 마찰조건은 기준선의 경사도를 어느 정도로 설계하느냐가 대단히 중요한 설계변수가 된다는 사실을 본 연구에서 보여주고 있다. 레일의 설치 경사도를 1:20으로 최적화(휠의 경사면과 레일의 크라운 부위가 접촉하는 형태) 시킨다면 접촉면에서의 응력분포를 균일하게 유지하면서 접촉면적은 크게 할 수 있으므로 레일과 휠 사이의 접촉응력 거동 문제를 안정화시킬 수 있으며, 이에 따른 마멸문제도 크게 완화시키게 되고, 레일과 휠의 수명은 필연적으로 증가될 수 있다. 즉, 레일을 1:20으로 제작하든지 또는 이러한 경사도를 갖도록 현장에서 레일을 설치하는 것이 바람직하다.

레일과 휠의 실제적인 접촉문제는 건조마찰 또는 경계마찰을 고려해야 결과의 신뢰도를 보장할 수 있으므로 Hertz 탄성접촉 해석보다는 마찰접촉 조건을 고려한 트라이볼로지적 접근방법이 타당하다. 또한 철도차량이 고속으로 운전하게 되면 레일의 정상부와 게이지 접촉면에서는 특히 마찰열에 의한 열변형 거동과 이에 따른 마멸문제가 중요하므로 관련 연구를 계속 진행할 예정이다.

참 고 문 헌

1. Weigelt, H., "The History of High-Speed Trains on

- German Railways," ICE High-Tech on Rails, pp.16-34, 1991.
2. Markov, D., "Laboratory Tests for Wear of Rail and Wheel Steels," Wear, Vol. 181-183, pp.678-686, 1995.
 3. Sato, Y., "Design of Rail Head Profiles with Full Use of Grinding," Wear, Vol. 144, pp. 363-372, 1991.
 4. Clayton, P. and Allery, M.B.P., "Metallurgical Aspects of Surface Damage Problems in Rails," Can. Metall. Q., Vol. 21, No. 1, pp.31-46, 1982.
 5. Smallwood, R., Sinclair, J.C. and Sawley, K.J., "An Optimization Technique to Minimize Rail Contact Stresses," Wear, Vol. 144, pp.373-384, 1991.
 6. Clayton, P., "Predicting the Wear of Rails on Curves from Laboratory Data," Wear, pp.11-19, 1995.
 7. MARC User's Manual, Version K6.1, MARC Analysis Research Co., 1996.
 8. Hellier, A.K., McGirr, M.B. and Corderoy, D.J.H., "A Finite Element and Fatigue Threshold Study of Shelling in Weavy Haul Rails," Wear, Vol. 144, pp. 289-306, 1991.
 9. Dearden, J., "The Wear of Steel Rails: a Review of the Factors Involved," Proc. Inst. Civil Eng., London, May 1954.
 10. Dearden, J., "The Wear of Steel Rails and Tyres in Service," Wear, Vol. 3, pp.43-59, 1960.