

# 한국형 고속전철의 답면제동에 의한 차륜의 응력분포에 관한 연구

## A Study on Stress Distribution of Korean High Speed Train Wheel at Tread Braking

권범진\*                      김호경\*\*                      정흥채\*\*\*  
Kwon, Bum-Jin              Kim, Ho-Kyung              Chung, Heung-Chai

### ABSTRACT

The strength evaluation of a wheel is becoming very important due to the high speed of railway system and the reduction of wheel weight. Therefore, in this study, the influence of thermal stress at tread breaking in Korean High Speed Train wheel was investigated using FEM. During FEM analysis, the mechanical load or wheel-rail contact load and braking load were considered. When 300% of the block force was applied, the maximum von Mises stress of 61.0 MPa was found at the outside plate around 400mm far away from the wheel center.

### 1. 서    론

우리 나라의 철도는 속도 측면에서 많은 발전을 해왔으며, 현재 수입된 프랑스의 선진 고속철도 핵심 기술과 유지·보수 및 운영 기술을 보다 적극적으로 수용하고 계승, 발전시키기 위하여 많은 사업을 추진하고 있다. 그 중 G7 고속전철기술개발사업은 상용운전 최고속도 350 km/h의 한국형 고속전철 시스템을 개발하고 핵심기술을 확보하기 위한 사업이다.[1] 이와 같이 철도의 고속화가 빠르게 진행되면서 여러 가지 문제가 야기되고 있다. 특히 고속전철 차륜은 고속화로 인하여 높은 기계적 하중(mechanical load)과 큰 열하중(thermal load)을 받게 되었다. 높은 기계적 하중은 차량이 곡선을 주행할 때, 차량의 중앙에 비례하는 원심력에 의한 횡압이 레일에 가해지므로 탈선 가능성을 증가시키고 또한 레일을 손상시킨다. 이와 같은 기계적 하중을 줄이기 위하여 차량의 경량화가 현재 추진 중이며 차륜의 경우도 경량화 설계가 이루어지고 있어 차륜 플레이트(plate)는 좀 더 얇은 두께로 설계되어 있다. 그러므로 차륜의 다른 부위와 비교하여 취약한 플레이트 부위에 균열이 발생할 수 있다. 또한 고속 열차를 정지 또는 감속시키기 위하여 제륜자(brake shoe)를 높은 압력으로 차륜 답면(tread)에 접촉시 발생하는 마찰열에 의한 열하중은, 철도의 고속화로 인하여 큰 열하중이 작용하게 되어 차륜 답면 부위에 균열의 발생을 야기시킬 수 있다. 그러므로 기계적 응력과 열 응력을 동시에 받는 차륜의 설계는 철도 고속화에 있어서 중요한 부분이다. 차륜의 응력해석은 수치해석과 실험을 통해 많은 연구가 수행되어 왔다.[2]~[5] Yamamura[2]는 유한요소법과 실험을 통하여 기계적 하중 및 열적 하중에 의해 플레이트의 구부러짐 정도에 따라 차륜의 응력변화를 구하여 경량화된 형상의 차륜을 제안하였다. Bruner 등[3]은 실제 실험을 통하여 화차용 차륜 플레이트부의 기계적 응력과 열응력을 측정하고, 이 값들을 기초로 하여 피로실험을 하였다. Wetenkamp 등[4]은 제륜자의 종류에 따른 차륜의 온도 분포를 알기 위하여 실험을 수행하였으며, Lund é n[5]은 화차용 차륜에 대해 축대칭 유한요소모델을 사용하여 정지 제동시 차륜의

\* 전 서울산업대학교 철도전문대학원생, 현 철도청 기관사, 정회원

\*\* 서울산업대학교 교수, 비회원

\*\*\* 한국철도기술연구원 책임연구원, 정회원

온도분포와 열응력값을 얻어 차륜의 피로내구성을 평가하였다. 그러나 Yamamura[2]는 유한요소 해석시 실제 접촉하중보다는 단순한 집중하중으로 가정하고 열응력 해석시 정상상태에서 해석하였으므로 실제 결과와 많은 차이를 보였다. Bruner 등[3]의 연구는 화차용 차륜의 형상을 사용하여 실험하였으므로 현재의 한국형 고속전철용 차륜에 대한 결과로 직접 적용하기에는 어려움이 있다. 그러나, Wetenkamp 등[4]의 연구는 압부력과 제동 초기속도에 대한 영향은 고려하지 않았으며, Lundén[5]의 연구는 차륜과 레일의 접촉은 고려하지 않고 2차원 해석만 하였다. 그러므로 본 연구에서는 유한요소법 상용패키지인 ANSYS 5.3을 사용하여 한국형 고속전철의 담면제동에 의한 차륜의 응력분포를 2차원 및 3차원 유한요소해석을 실시하여 압부력이 차륜의 온도변화와 응력에 미치는 영향을 고찰하여 담면제동시 유발되는 온도상승에 의해 발생하는 여러 가지 문제를 정확하게 해석하여 설계하는데 필요한 기초적 자료를 제공하고자 한다.

**2. 이론적 배경**

**2.1 차륜과 레일의 접촉**

차륜과 레일의 최대 접촉압력은 대단히 크기 때문에 탄성한도를 초과하여 접촉 표면층은 소성 변형이 발생하지만 본 연구에서는 탄성접촉의 문제로서 취급하였다. 접촉의 기본이 되는 압력분포는 1881년 Hertz에 의해서 이론적으로 기술되었다.[6] 이 이론에 의하면 완만한 곡면이 있는 두 물체가 탄성한도내에서 접촉하는 경우 그 접촉면은 Fig. 2.1과 같이 타원형이 된다.

한편, 접촉압력 P는 다음 식으로 구한다.

$$P = \frac{3F}{2\pi ab} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2} - \frac{y^2}{b^2}} \quad (2.1)$$

$$a = \alpha^3 \sqrt{\frac{FS}{K}}, \quad b = \beta^3 \sqrt{\frac{FS}{K}} \quad (2.2)$$

$$S = \frac{4}{\left(\frac{1}{R_r} + \frac{1}{R_w}\right)}, \quad K = \frac{4}{3} \left(\frac{E}{1-\nu^2}\right) \quad (2.3)$$

$$\theta = \cos^{-1} \left[ \frac{S}{4} \left( \frac{1}{R_r} - \frac{1}{R_w} \right) \right] \quad (2.4)$$

여기서,  $\alpha, \beta$ 는 식(2.4)으로 결정되는  $\theta$ 에 관한 정수로서 Table 2.1과 같으며, 마찰이 작용하지 않을 때 차륜과 레일의 접촉으로 인한 전단응력은 Fig. 2.2과 같다.

**2.2 차륜담면제동**

담면 제동은 차륜을 이용하기 때문에 구조가 단순하여 열차의 제동에서 가장 많이 사용된 것으로 Fig. 2.3에서와 같이 제륜자를 차륜의 담면에 밀어 붙여 운동 에너지를 차륜과 제륜자간의 마찰일로 흡수하는데, 이때 생기는 열은 대기 중에 방산 되거나 차륜 내부로 전달된다.

Table 2.1 Coefficient of  $\alpha$  and  $\beta$

$\theta$	0°	70°	75°	80°	85°	90°
$\alpha$	$\infty$	1.284	1.202	1.128	1.061	1.000
$\beta$	0	0.802	0.846	0.893	0.944	1.000

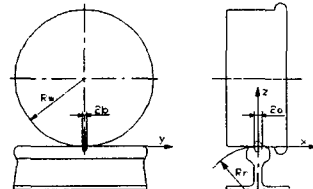


Fig. 2.1 Wheel-rail contact area

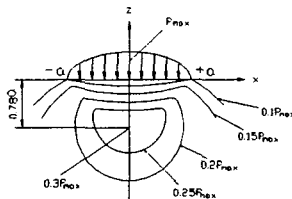


Fig. 2.2 Shearing stress of wheel-rail contact

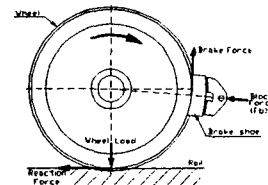


Fig. 2.3 Principle and configuration of the tread brake

### 3. 유한요소 해석

#### 3.1 해석모델 및 방법

본 연구에서는 한국형 고속전철에서 채택한 NF F01-112 답면의 NF F01-133 차륜과 UIC 60 레일을 사용하였고, 차량의 주행 및 하중조건은 Table 3.1에 열거하였다. 탄성 해석을 위한 기계 물성치는 Table 3.2와 같고, 열응력에 사용된 열적 물성치는 AAR(미국철도협회)의 규격을 사용하여 Table 3.3과 같이 온도에 따라 변화하는 재료로 가정하였다. 차륜과 레일의 접촉점에서 가까운 위치에 있는 차륜의 림(rim)부위 유한요소해석은 차륜이 원통형이므로 축대칭 단면을 이루고 있는 형상으로 취급하여 Fig. 3.1과 같이 8절점 2차원 축대칭 PLANE요소를 사용하였다. 그러나 차륜은 형상이 축대칭 형상이지만 하중조건은 축대칭이 아니다. 따라서 상대적으로 차륜과 레일의 접촉점에서 멀리 떨어져 있는 플레이트부위 유한요소해석은 Fig. 3.2와 같이 10절점 3차원 SOLID요소를 사용하여 유한요소 모델링을 수행하였다. 차륜단면형상에서 취약할 것으로 예상되는 플레이트의 부위와 레일과의 접촉부를 조밀한 요소망으로 구성하고 상대적으로 낮은 응력상태를 나타낼 것으로 예상되는 영역은 조밀하지 않은 요소망으로 구성하였다. 경계조건으로 Fig. 3.1과 같이 차륜의 지지상태는 차축과 역지끼워맞춤 상태이므로 허브 끝단이 완전 고정된 상태로 변위와 회전을 모두 구속하였다. 한편, 답면 기울기 1/40인 노면의 직선부분과 곡률반경 300mm인 레일 상면 곡선 부분과의 접점이 초기 접촉점이 된다. Fig. 2.1에서 레일 상면 중앙점을 원점으로 하여 접촉조건을 고려하면 초기 접촉점은 (7.497mm, 0mm, -0.094mm)가 되고, 이 점을 기준으로 하여 접촉면을 형성하게 된다. 차륜과 레일의 접촉압력을 계산하기 위해 먼저 식(2.3)과 (2.4)에서  $S=726.316\text{mm}$ ,  $K=4 \times 10^5 \text{ MPa}$ ,  $\theta=77.85^\circ$ ,  $\alpha=1.16$ ,  $\beta=0.873$ 을 얻었다. 여기서  $S$ ,  $K$ ,  $\theta$ ,  $\alpha$ ,  $\beta$ 는 재료 물성치와 차륜-레일형상으로부터 구한 상수와 계수들이다. 차륜답면의 기울기(1/40)로 인해 최대 윤층은 수직하중과 수평하중으로 구분된다. 접촉면의 수직하중과 수평하중은 차륜 답면의 기울기를 고려하면, 각각 83359N, 2084N으로 계산된다. 수평하중은 접촉면적과 압력분포에 영향을 끼치지 않으므로, 수직하중을 Hertz이론식(2.2)에 대입하여 접촉면적을 구하면  $a=6.18\text{mm}$ ,  $b=4.65\text{mm}$ 가 된다. 식(2.1)에서 최대 접촉압력을 구하면  $P_{\max}=1385 \text{ MPa}$ 이 된다. 여기서 구한 최대 접촉압력은 Table 3.2에서의 항복강도를 초과하는 것으로서 설계도면 형상의 차륜과 레일이 접촉하면 답면부근이 소성변형할 수 있음을 의미한다. 그러나 현실적으로 차륜과 레일은 사용하면서 마모되어 접촉면적은 증가하고 접촉부의 마모변형은 극히 작게 발생한다.[7]

본 연구에서는 구배가 없는 직선 선로, 주행저항은 없고, 감가속도는 일정하고, 발생한 열속은 75%는 차륜으로 전달되고, 나머지 25%는 제륜자로 전달되며, 열하중은 제륜자의 폭만큼 차륜답면에 균일하게 전달된다고 가정할 때 차륜 쪽으로 전달되는 열속을 구하면 다음 식과 같다.[5]

$$q = \frac{F_b \cdot f \cdot (rt + v_0)}{\pi DB} \times \frac{75}{100} \quad (3.1)$$

차륜과 제륜자의 평균 마찰계수는  $f = 0.25$ 이고, 차륜 profile과 제륜자 도면을 이용하여 열하중이 전달되는 면적을 구하면  $2.46 \times 10^5 \text{ [mm}^2\text{]}$ 을 얻었다.[8] 또한 감가속도는 한국형 고속전철의 비상제동시 감가속도( $r$ )  $1.2 \text{ m/s}^2$ 를 사용하였고, 제동초기속도는 실제 적용 예정 속도인  $100\text{km/h}$ 를 사용하였다.[9] 먼저 본 연구에 사용된 해석모델을 검증하기 위하여 두 가지를 수행하였으며 결과는 다음과 같다. 첫째로 Lundén[5]이 유한요소 해석한 조건을 본 연구 모델에 적용하여 과도 열전달 및 열응력 해석을 수행하여 비교해 본 결과 최고온도와 최대응력에 있어서 약 1%의 오차로 일치하였다. 둘째로 유진기공에서 실제 다이아모 시험한 조건을 본 연구 모델에 적용하여 과도열전달해석을 수행하여 다이아모 시험결과와 비교해 본 결과 최고온도에 있어서 약 1%의 오차로 일치함을 확인하였다. 한국형 고속전철은 여러 제동장치가 복합적으로 작용하여 정지한다. 그러므로 답면 제동의 분담율을 조정할 수 있으며, 답면제동의 분담율 조정은 압부력의 크기를 통해서 이루어진다. 본 연구에서는 한국형 고속전철 차륜에 가하는 단위 압부력을  $16280\text{N}$ 으로 하고,[9]

이것을 기준으로 정하여 압부력비 100%로 하였다. 본 해석에서는 압부력 100%(16280N), 200%(32560N), 300%(48840N)의 3가지에 대한 과도열전달 및 응력 해석을 수행한다.

### 3.2 유한요소 해석결과

Fig. 3.3은 압부력비가 300%(48840N)일 때 최고 온도를 나타내는 11초에서의 차륜 온도 분포를 보여주고 있다. 최고 온도는 제륜자와의 접촉면에서 125.32℃로 비교적 낮은 온도를 나타내며 답면제동시 차륜 온도의 상승은 차륜 재질의 변화를 유발할 정도는 아닌 것으로 나타났다. Fig. 3.4은 차륜과 레일의 접촉응력을 해석한 결과로 von Mises응력이 최대가 되는 위치가 전단응력이 최대가 되는 이론적 위치(Fig. 2.2)와 일치함을 보여주고 있다. 또한 최대 반경방향응력은 반경 460mm에서 1385MPa를 나타내고 있으며 그 위치는 김청균, 김기환의 연구[10]와 일치하였다.

Fig. 3.5~3.7은 답면제동시 과도 열응력을 2차원으로 해석한 결과로 최대 열응력일 때 응력값을 나타낸 것으로 압부력비가 증가할수록 답면에서는 원주방향의 압축응력이 크게 증가하고, 답면에서 멀어지면 반경방향의 인장응력이 증가함을 보여주고 있다. 이것은 답면에서 열하중으로 인해 열팽창이 일어나서 원주방향의 압축응력이 크게 증가한 것으로 판단된다. Lundén의 연구[5]에서도 답면에서는 원주방향의 압축응력이 크게 증가하였다. 열응력을 von Mises응력으로 환산한 결과 답면에서의 열응력은 압부력비에 거의 선형으로 비례함을 알 수 있다. 즉 반경거리가 460 mm인 곳에서 압부력이 각각 100, 200, 300% 증가하면서 von Mises 응력은 72.2, 147.51, 225.93 MPa 정도로 선형으로 증가하였다.

Fig. 3.8은 차륜과 레일의 접촉으로 나타나는 기계적 응력과 과도열응력을 조합한 응력이 최대일 때 응력값을 나타낸 것으로 정지 제동시간이 짧기 때문에 열응력이 작게 나타나므로 조합응력에서는 압부력의 영향이 거의 없는 것으로 판단된다. von Mises 응력이 최대가 되는 위치는 차륜과 레일 접촉으로 인한 전단응력이 최대가 되는 위치와 일치하였다.

Fig. 3.9~3.10은 각각 내측 플레이트와 외측 플레이트에서의 3차원 응력해석 결과 중 기계적 응력분포를 나타낸 것으로 von Mises 응력분포 경향은 Yamamura의 연구[2]와 일치함을 보여주고 있다. Yamamura의 연구에서도 기계적인 하중만을 고려할 경우에는 플레이트부의 von Mises 응력값이 20~50 MPa로 보고되어 있다. 내측 플레이트에서는 300mm근방에서 von Mises 응력이 가장 크고 외측은 350mm근방에서 가장 크게 나타났다. 이것은 림 필렛에서 단면적의 급격한 변화로 인해 응력이 집중된 것으로 판단된다. 또한 응력분포가 매우 불규칙한 것은 한국형 고속전철 차륜 플레이트의 형상이 복잡하기 때문으로 판단된다.

Fig. 3.11~3.12은 차륜과 레일의 접촉으로 나타나는 기계적응력과 과도열응력을 조합한 응력의 최대값을 나타낸 것이다. 300% 압부력시 von Mises 응력측면에서 보면 내측은 385 mm 근방에서 28.274 MPa로 나타났고, 외측은 400mm 근방에서 61.007 MPa로 나타나 결국 외측 플레이트 400mm 근방의 응력이 설계시 고려해야 할 지점이며 피로해석 관점에서 본 차륜재의 피로한도를 155 MPa로 가정[3]하면 압부력을 300% 가할지라도 피로 안정성 측면에서 안전하다고 판단된다.

본 연구에서는 정하중 상태에서 제륜자와 차륜간의 마찰계수를 일정하다고 가정하여 열응력의 영향을 검토하였다. 그러나 실제 차륜의 경우 속도에 따라 마찰계수가 변화하는 관계로 실제 속도를 고려한 마찰계수를 적용한 열응력의 영향을 고려하는 것이 좀 더 실제 차륜의 거동에 가까운 정확한 해석 값을 얻을 수 있다고 판단된다. 또한 한국형 고속전철 차량은 빠른 속도로 주행하므로 이론적으로 해명할 수 없는 많은 현상들이 있으므로 실제 차량운동특성과 선로특성을 고려한 시뮬레이션이 요구된다.

Table 3.1 Driving conditions

Parameter	Numerical Values
Wheel Load	8.5 ton
Wheel Radius of Contact Point	460 mm
Curve Rate Radius of Rail	300 mm

Table 3.2 Mechanical properties of the wheel steel[10]

Mechanical Properties	Numerical Values
Young's Modulus, E(MPa)	$2.1 \times 10^5$
Poisson's Ratio, $\nu$	0.3
Yield Strength, $\sigma_y$ (MPa)	$8.8 \times 10^2$

Table 3.3 Thermal properties of the wheel steel[11]

Thermal Properties	Numerical Values
Initial Temperature, T(°C)	24 (constant)
Density, $\rho$ (kg/mm <sup>3</sup> )	$7.833 \times 10^{-6}$ (constant)
Specific Heat, c(J/kg · °C)	$4.34 \times 10^2 + 3.919 \times 10^{-1}T$
Thermal Conductivity, k(w/mm · °C)	$4.83 \times 10^{-2} - 1.869 \times 10^{-5}T$
Convection Coefficient, h( w/mm <sup>2</sup> · °C)	$2.271 \times 10^{-5}$ (constant)
Coefficient of Thermal Expansion, $\alpha_T$ ( 1/°C)	$1.065 \times 10^{-5} + 6.48 \times 10^{-9}T$

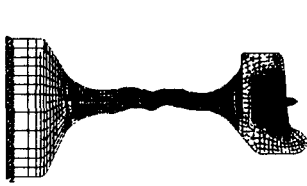


Fig. 3.1 2D-Axisymmetric FE model

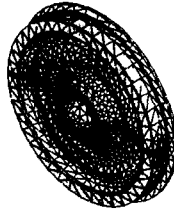


Fig. 3.2 3D FE model

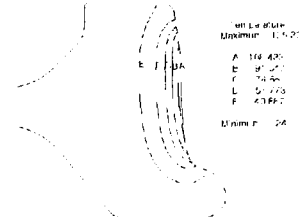


Fig. 3.3 Temperature variation on the wheel at 11 sec (300% of the block force (48840N))

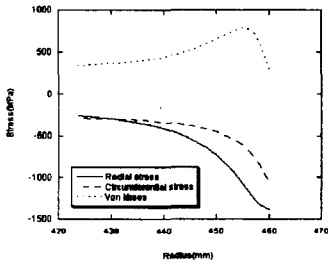


Fig. 3.4 Mechanical stress of the rim (2D-axisymmetric FE model)

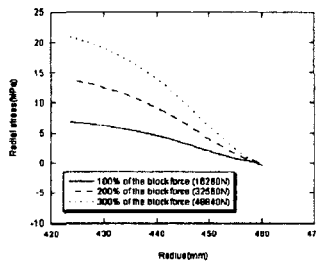


Fig. 3.5 Thermal radial stress of the rim as a function of the block force in case of emergency brake (2D-axisymmetric FE model)

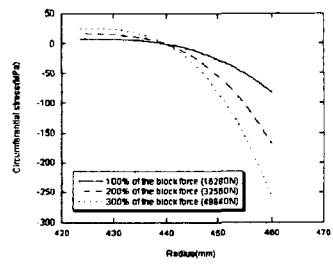


Fig. 3.6 Thermal circumferential stress of the rim as a function of the block force in case of emergency brake (2D-axisymmetric FE model)

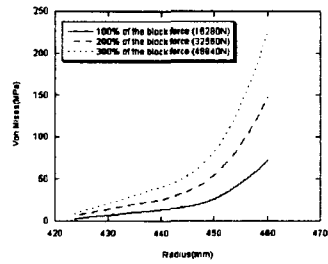


Fig. 3.7 Thermal von Mises stress of the rim as a function of the block force in case of emergency brake (2D-axisymmetric FE model)

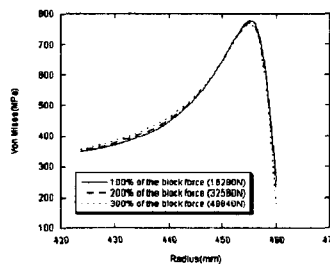


Fig. 3.8 Combined mechanical and thermal von Mises stress of the rim as a function of the block force in case of emergency brake (2D-axisymmetric FE model)

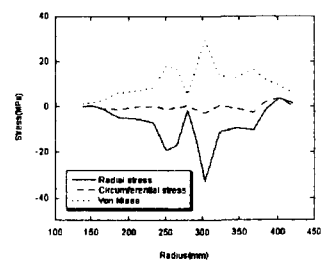


Fig. 3.9 Mechanical stress of the inside plate (3D FE model)

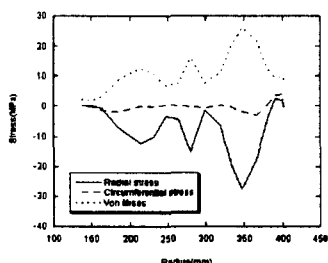


Fig. 3.10 Mechanical stress of the outside plate (3D FE model)

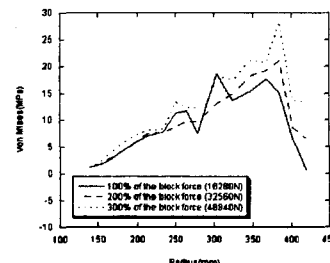


Fig. 3.11 Combined mechanical and thermal von Mises stress of the inside plate as a function of the block force in case of emergency brake(3D FE model)

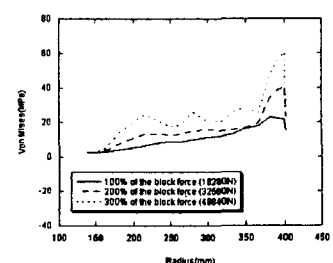


Fig. 3.12 Combined mechanical and thermal von Mises stress of the outside plate as a function of the block force in case of emergency brake (3D FE model)

#### 4. 결 론

한국형 고속전철 차륜에서의 제동시 열응력의 영향을 평가하기 위하여 기계적 하중과 열하중을 고려하여 2차원 및 3차원의 유한요소 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 차륜의 형상은 축대칭 형상이지만 하중조건은 축대칭이 아니므로 2차원 축대칭 모델로 가정하면 접촉점에서 멀어질수록 오차가 매우 커지므로 림 부위는 2차원 축대칭 모델의 사용이 가능하나, 플레이트 부위는 3차원 모델의 사용이 요구된다.
- (2) 정지제동은 역속제동과 비교하여 제동시간이 짧기 때문에 열응력이 작은 것으로 나타났으며, 차륜의 림 부위에서는 기계적 응력의 영향이 큰 것으로 나타났다. 그러나, 플레이트 부위에서는 기계적응력이 비교적 작기 때문에 열응력의 영향을 많이 받는다.
- (3) 열하중을 직접 받는 답면 부위는 열팽창으로 인한 압축응력이 나타나고, 답면에서 멀어질수록 인장응력이 나타났다.
- (4) 300%의 압부력을 가할 때 외측 플레이트 400mm 근방에서 최대 von Mises 응력이 61.0 MPa 이 나타났으며, 본 차륜재의 피로한도를 155 MPa로 가정하면 피로 안정성 측면에서 안전하다고 판단된다.

#### 참고문헌

- [1] 김기환, "고속전철 시스템 통합 및 총괄", G7 고속전철기술개발사업 2단계 1차년도 연구성과 보고서, 한국철도기술연구원, 2000.12
- [2] Yoshinari Yamamura. "New light corrugated wheel". 1991
- [3] J. P. Bruner, "Analysis of residual, thermal, and loading stresses in a B33 wheel and their relationship to fatigue damage", Journal of Engineering for Industry, pp. 249-258, 1967.
- [4] H. R. Wetenkamp, "The Influence of brake shoes on the temperatures of wheels in railroad service", Journal of Engineering for Industry, pp. 32-36, 1980.
- [5] R. Lundén, "Fatigue durability of tread-braked railway wheels—on admissible combinations of axle load, train speed and signalling distance", Journal of Rail and Rapid Transit, pp.21-33, 1991.
- [6] 宮本俊光 編, "線路", 山海堂
- [7] 함영삼, "철도차량용 차륜의 부하시의 응력분포에 관한 연구", 경희대학교, 석사논문, 1994.
- [8] SEMELLE DE FREIN COMPOSITE IB 436-UIC541-4 ORGANIC BLOC FERODO IB 436-UIC541-4
- [9] 대차 개발(1단계 보고서), 건설교통부, 1999.10,
- [10] 김청균, 김기환, "고속전철용 레일-휠 접촉에서 응력분포에 관한 유한요소해석", 한국운철학회지. Vol. 13 .NO. 3, pp. 93~101, 1997.
- [11] "Procedure for the analytic evaluation of locomotive and freight car wheel designs", Association of American Railroads Mechanical Division, 1984