

한국형 고속전철의 답면제동에 의한 차륜의 응력분포에 관한 연구

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

권범진¹, 정홍채², 김호경³

Bum-Jin Kwon, Heung-Chai Chung, Ho-Kyung Kim

KeyWords : Korean High Speed Train(한국형 고속전철), FEM(유한요소법),
wheel(차륜), block force(압부력)

Abstract

The influence of thermal stress at tread braking in Korean High Speed Train wheel was investigated using the coupled thermal-mechanical analysis technique. The mechanical load or wheel-rail contact load and braking load were considered during FEM analysis. During the stop braking, the effect of mechanical stress on the combined stress is relatively larger than that of thermal stress in the rim of wheel. However, the effect of thermal stress is relatively larger than that of mechanical stress in the plate of wheel. When 300% of the block force was applied, the maximum von Mises stress of 61.0 MPa was found at the outside plate around 400 mm far away from the wheel center.

1. 서 론

고속전철의 차륜은 고속화로 인하여 높은 기계적 하중(mechanical load)과 큰 열하중(thermal load)을 받게 되었다. 높은 기계적 하중은 차량이 곡선을 주행할 때, 차량의 중량에 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 설계를 위하여 플레이트(plate) 부위를 최적화하여 점차적으로 얇게 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 발생하

는 마찰열에 의한 열하중은, 철도의 고속화로 인하여 열하중이 크게 작용하게 되어 차륜 답면 부위에 균열의 발생을 야기 시킬수 있다. 그러므로 기계적 응력과 열 응력을 동시에 받는 차륜의 설계는 철도 고속화에 있어서 중요한 부분이다.

차륜의 응력해석은 수치해석과 실험을 통해 많은 연구가 수행되어 왔다.[1]~[4] Yamamura[1]는 유한요소법과 실험을 통하여 기계적 하중 및 열적 하중에 의해 플레이트의 구배 정도에 따라 차륜의 응력변화를 구하여 경량화된 형상의 차륜을 제안하였으며, Bruner 등[2]은 실제 실험을 통하여 화차용 차륜 플레이트부의 기계적 응력과 열응력을 측정하고, 이 값들을 기초로 하여 피로실험을 하였다. Wetenkamp 등[3]은 제륜자의 종류에 따른 차륜의 온도 분포를 알기 위하여 실험을 수행하였으며, Lund é n[4]은 화차용 차륜에 대해 축대칭 유한요소모델을 사용하여 정지제동시 차륜의 온도분포와 열응력값을 얻어 차륜의 피로내구성을 평가하였다. 그러나 Yamamura[1]는 유한요소해석시 실제 접촉하중보다는 단순한 집중하중

*1 정회원, 전 서울산업대학교 철도전문대학원생, 현 철도청 서울기관차승무사사무소, 기관사

*2 정회원, 한국철도기술연구원, 책임연구원

*3 비회원, 서울산업대학교 자동차공학과, 교수

으로 가정하고 열응력 해석시 정상상태에서 해석하였으므로 실제 결과와 많은 차이를 보였으며, Bruner 등[2]의 연구는 화차용 차륜의 형상을 사용하여 실험하였으므로 현재의 한국형 고속전철용 차륜에 대한 결과로 직접 적용하기에는 어려움이 있다. 한편, Wetenkamp 등[3]의 연구는 압부력과 제동 초기속도에 대한 영향은 고려하지 않았으며, Lundén[4]의 연구는 차륜과 레일의 접촉은 고려하지 않고 2차원 해석만을 실시하였다.

본 연구에서는 한국형 고속전철의 답면제동시의 제동조건을 열-기계적 연성 해석 기법을 적용 모사하여 기계적 하중과 열하중이 차륜의 온도 및 응력분포에 미치는 영향, 압부력이 차륜의 온도변화와 응력에 미치는 영향 등을 고찰하여 고속전철 차륜의 안전성 평가 및 운용시의 기초적 자료로 제공하고자 한다.

2. 수치적 연구

2.1 해석모델 및 방법

본 연구에서는 한국형 고속전철에서 채택한 NF F01-112 답면의 NF F01-133 차륜(Fig. 1)과 UIC 60 레일을 사용하였으며, 차량의 주행 및 하중조건은 Table 1과 같다. 유한요소 해석을 위하여 상용 패키지인 ANSYS 5.3[5]을 사용하였으며 해석을 위해 사용한 기계 및 열적 물성치[6][7]는 각각 Table 2, Table 3과 같다.

모델링에 관하여 차륜과 레일의 접촉점에서 가까운 위치에 있는 차륜의 림(rim)부위는 차륜이 원통형이므로 축대칭 단면을 이루고 있는 형상으로 취급하여 Fig. 2와 같이 8절점 2D-axisymmetric PLANE요소를 사용하였으며 이때 요소 수와 절점수는 각각 4005 개, 12366 개이다. 그러나 차륜은 형상이 축대칭 형상이지만 하중조건은 축대칭이 아니므로 상대적으로 차륜과 레일의 접촉점에서 멀리 떨어져 있는 플레이트부위 유한요소해석은 10절점 3D SOLID요소를 사용하여 요소 수와 절점수는 각각 9288 개, 16272 개로 모델링을 수행하였다.

경계조건으로 Fig. 2와 같이 차륜의 지지상태는 허브 끝단이 완전 고정된 상태로 변위와 회전을 모두 구속하였다. 하중 경계조건을 결정하기 위하여 접촉면의 압력분포와 접촉면적을 결정하여야 한다. 차륜과 레일의 최대 접촉압력은 대단히 크기 때문에 탄성

한도를 초과하여 접촉 표면층은 소성변형이 발생하지만 본 연구에서는 탄성접촉의 문제로서 취급하였다. 답면 기울기 1/40인 노면의 직선부분과 곡률반경 300 mm인 레일 상면 곡선부분과의 접점이 초기 접촉점이 되어 Fig. 3에서 레일 상면 중앙점을 원점으로 하여 접촉조건을 고려하면 초기 접촉점은 (7.497 mm, 0 mm, -0.094 mm)가 되고, 이 점을 기준으로 하여 접촉면을 형성하게 된다. 차륜답면의 기울기(1/40)로 인해 최대 윤중은 수직하중과 수평하중으로 구분된다. 접촉면의 수직하중과 수평하중은 차륜 답면의 기울기를 고려하여, 각각 83359 N, 2084 N으로 결정하였다. 수직하중(F)에 의한 접촉압력을 결정하기 위하여 Hertz 이론[8]을 이용하여 완만한 곡면이 있는 두 물체가 탄성 한도내에서 접촉하는 경우의 타원형 접촉면에서의 접촉압력 P는;

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

여기서, 장반경 $a = \alpha^3 \sqrt{\frac{FS}{K}}$, 단반경 $b = \beta^3 \sqrt{\frac{FS}{K}}$,

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

α, β 는 다음과 같은 θ 에 관한 관계식과 Table 4로 결정하면

$$\theta = \cos^{-1} \left[\frac{S}{4} \left(\frac{1}{R_r} - \frac{1}{R_w} \right) \right] \quad (2)$$

$S = 726.316 \text{ mm}$, $K = 4 \times 10^5 \text{ MPa}$, $\theta = 77.85^\circ$, $\alpha = 1.16$, $\beta = 0.873$, $a = 6.18 \text{ mm}$, $b = 4.65 \text{ mm}$ 를 얻었다. 이를 토대로 최대 접촉압력을 구하면 $P_{\max} = 1385 \text{ MPa}$ 이 된다. 여기서 구한 최대 접촉압력은 Table 2에서의 항복강도 880 MPa을 초과하는 것으로서 설계도면 형상의 차륜과 레일이 접촉하면 답면부근이 소성 변형할 수 있음을 의미한다. 그러나 현실적으로 차륜과 레일은 사용하면서 마모되어 접촉면적은 증가하고 접촉부의 마모변형은 극히 작게 발생한다.[9]

제동시의 열속을 결정하기 위하여 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 열속 q를 구하면 다음 식과 같다.[4]

$$q = \frac{F_b \cdot f \cdot (rt + v_0)}{\pi DB} \times \frac{75}{100} \quad (3)$$

여기서 압부력 $F_b = 16280$ N을 사용하였으며[10] 차륜과 제륜자의 평균 마찰계수는 $f = 0.25$ 이고, 차륜 구경 $D = 920$ mm, 제륜자 폭 $B = 85$ mm, 차륜 profile과 제륜자 도면을 이용하여 열하중이 전달되는 면적을 구하면 2.46×10^5 mm²을 얻었다.[11] 또한 감가속도는 한국형 고속전철의 비상제동시 감가속도(r) 1.2 m/s²를 사용하였고, 제동초기속도 v_0 는 실제 적용 예정 속도인 100 km/h를 사용하였다.[10]

한국형 고속전철은 여러 제동장치가 복합적으로 작용하여 정지하며, 답면제동의 부담을 조절은 압부력의 크기를 통해서 이루어진다. 본 연구에서는 한국형 고속전철 차륜에 가하는 단위 압부력을 16280 N으로 하고,[10] 이것을 기준으로 본 해석에서는 압부력 100% (= 16280 N), 200% (= 32560 N), 300% (= 48840 N)의 3가지에 대한 과도열전달 및 응력 해석을 수행하였다.

3. 해석결과 및 고찰

주행중인 고속전철의 답면제동시 압부력의 비가 증가할수록 발생하는 마찰열로 차륜의 최고온도는 증가한다. Fig. 4는 답면제동에 대한 과도 열전달 해석결과를 토대로 최고 온도를 나타내는 11초에서의 압부력비가 300% (= 48840 N)일 때 차륜 온도 분포를 보여주고 있다. 최고 온도는 제륜자와의 접촉면에서 125.32 °C로 비교적 낮은 온도를 나타내어 답면 제동시 차륜 온도의 상승은 차륜 재료의 변화를 유발할 정도는 아닌 것으로 판단이 된다.

Fig. 5는 차륜과 레일의 수직하중에 의한 응력분포를 해석한 결과로 차륜과 레일의 접촉점 아래 5 mm (반경 455 mm)에서 von Mises응력이 최대가 되었으며, 이 위치 5 mm는 진단응력이 최대가 되는 이론적 위치 $0.78a=5$ mm (Fig. 6)와 일치하였다. 또한 최대 반경방향응력은 반경 460 mm에서 1385 MPa를 나타내고 있으며 김창균, 김기환의 연구[6]와 일치하였다.

Fig. 7~9는 답면제동시 과도 열응력을 2차원으로 해석한 결과로 최대 열응력일 때 응력값을 나타낸 것

으로 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[4]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. 이를 실험식으로 추정하면 열응력 $\sigma_{th} = 76.87 \times \text{Block force ratio} - 5.18$ (in MPa)로 표현할 수 있다.

Fig. 10은 차륜과 레일의 접촉으로 나타나는 기계적 응력과 과도열응력을 조합한 응력이 최대일 때 응력값을 나타낸 것으로 정지 제동시간이 짧기 때문에 열응력이 작게 나타나므로 그림에서 나타난바와 같이 조합응력에서는 압부력의 영향이 거의 없는 것으로 판단된다.

Fig. 11과 Fig. 12는 각각 내측 플레이트와 외측 플레이트에서의 3차원 응력해석 결과 중 기계적 응력분포를 나타낸 것으로 von Mises 응력분포 경향은 Yamamura의 연구[1]와 일치함을 보여주고 있다. Yamamura의 연구에서도 기계적인 하중만을 고려할 경우에는 플레이트부의 von Mises 응력값이 $20 \sim 50$ MPa로 보고되어 있다. 내측 플레이트에서는 300 mm 근방에서 von Mises 응력이 가장 크고 외측은 350 mm 근방에서 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. 13과 Fig. 14는 차륜과 레일의 접촉으로 나타나는 기계적응력과 과도 열응력을 조합한 응력의 최대값을 나타낸 것이다. 300% 압부력시 von Mises 응력측면에서 보면 내측은 385 mm 근방에서 28.274 MPa로 나타났고, 외측은 400 mm 근방에서 61.0 MPa로 나타나 결국 외측 플레이트 400 mm 근방의 응력이 최대가 되어 이 부분이 설계시 고려해야 할 지점이며 피로해석 관점에서 본 차륜재의 피로한도를 155 MPa로 가정[2]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 좀 더 정밀한 해석을 위해서는 추후 실제 차량운동특성과 선로특성을 고려한 해석이 요구된다.

Table 1 Driving Conditions

Parameters	Numerical Values
Wheel Load	8.5 tons
Wheel Radius of Contact Point, R_w	460 mm
Curve Rate Radius of Rail, R_r	300 mm

Table 2 Mechanical Properties of the Wheel Steel [6]

Mechanical Properties	Numerical Values
Young's Modulus, $E(\text{MPa})$	2.1×10^5
Poisson's Ratio, ν	0.3
Yield Strength, $\sigma_y (\text{MPa})$	880

Table 3 Thermal Properties of the Wheel Steel [7]

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

Table 4 Coefficient of α and β

θ	0°	70°	75°	80°	85°	90°
α	∞	1.284	1.202	1.128	1.061	1.000
β	0	0.802	0.846	0.893	0.944	1.000

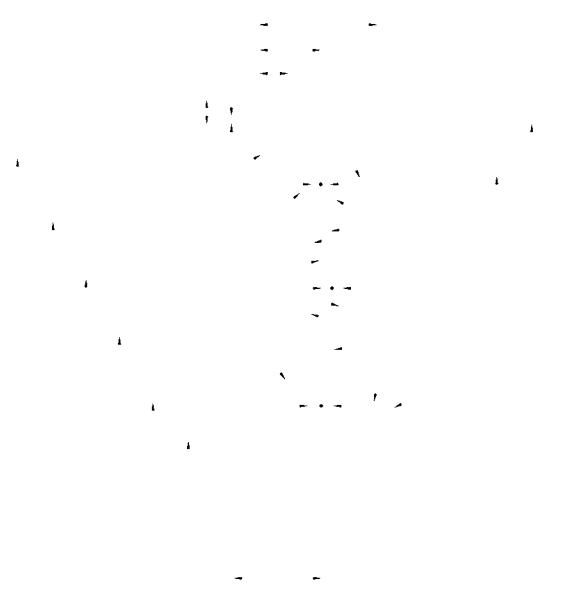


Fig. 1 Wheel Profile (Unit : mm)

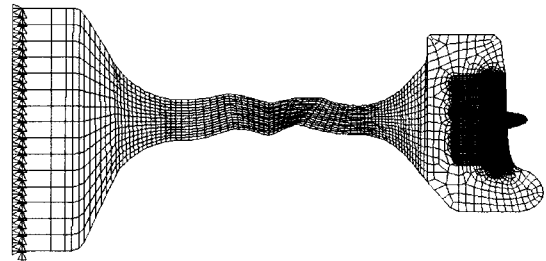


Fig. 2 2D-Axisymmetric FE Model



Fig. 3 Wheel-Rail Contact Area

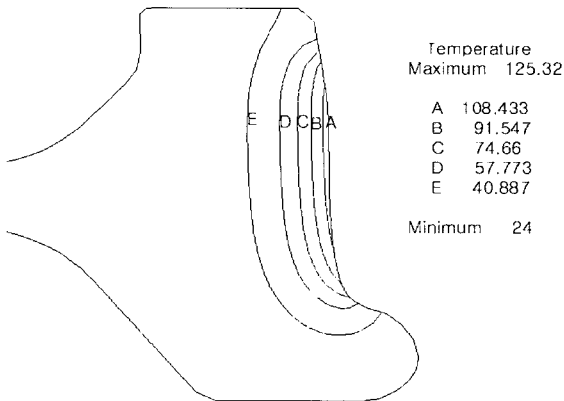


Fig. 4 Temperature Variation on the Wheel at 11 Seconds with 300% of the Block Force (48840 N)

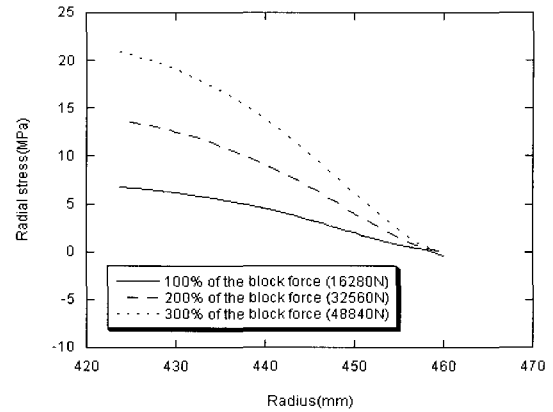


Fig. 7 Thermal Radial Stress Distribution of the Rim as a Function of the Block Force (2D-Axisymmetric FE Model)

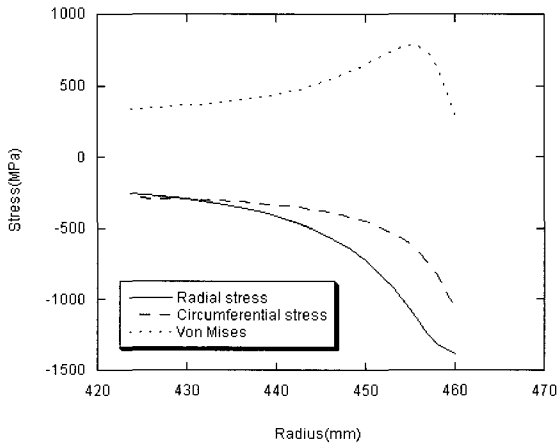


Fig. 5 Mechanical Stress Distribution of the Rim (2D-Axisymmetric FE Model)

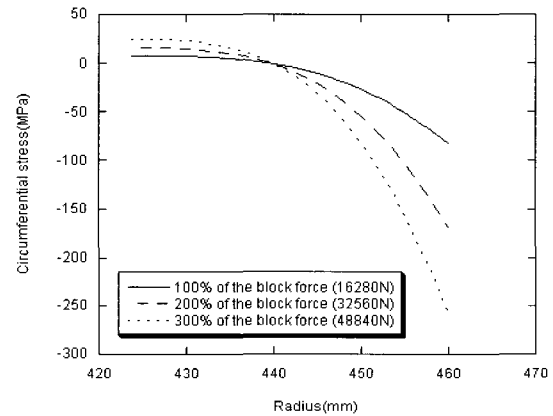


Fig. 8 Thermal Circumferential Stress Distribution of the Rim as a Function of the Block Force (2D-Axisymmetric FE Model)

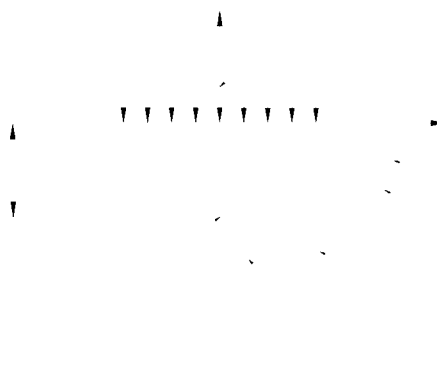


Fig. 6 Shearing Stress Distribution of Wheel-Rail Contact

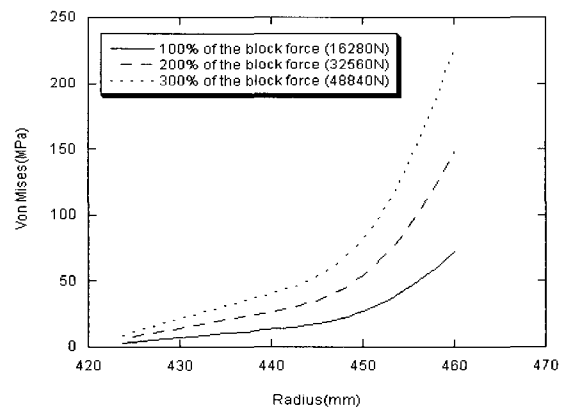


Fig. 9 Thermal von-Mises Stress Distribution of the Rim as a Function of the Block Force (2D-Axisymmetric FE Model)

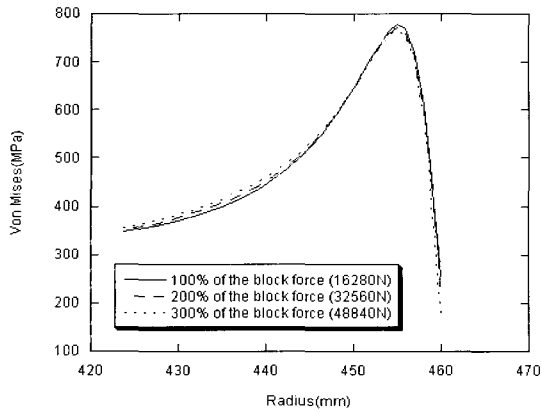


Fig. 10 Combined Mechanical and Thermal von-Mises Stress Distribution of the Rim as a Function of the Block Force (2D-Axisymmetric FE Model)

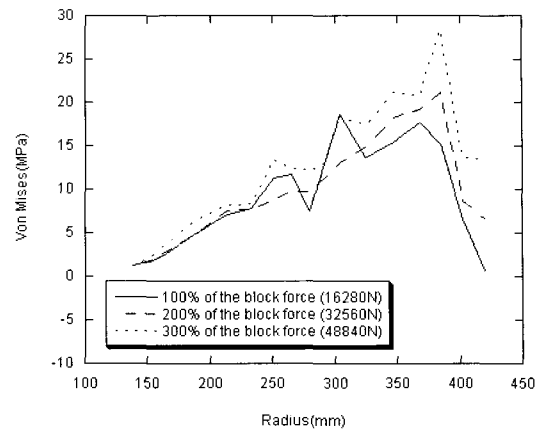


Fig. 13 Combined Mechanical and Thermal von-Mises Stress Distribution of the Inside Plate as a Function of the Block Force (3D FE Model)

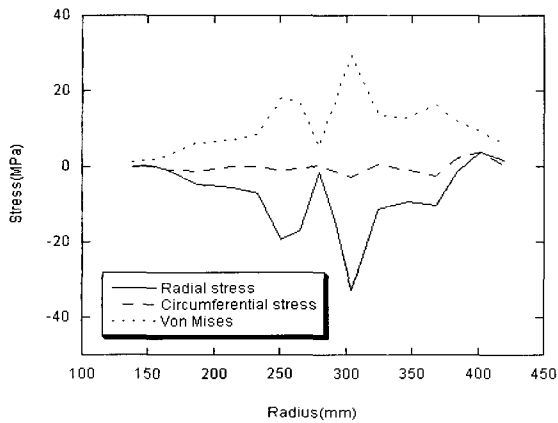


Fig. 11 Mechanical Stress Distribution of the Inside Plate (3D FE Model)

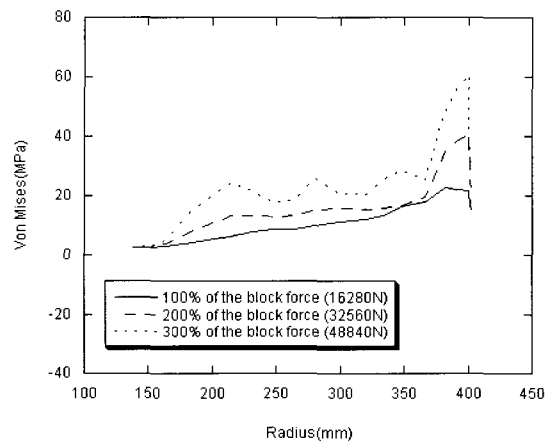


Fig. 14 Combined Mechanical and Thermal von-Mises Stress Distribution of the Outside Plate as a Function of the Block Force (3D FE Model)

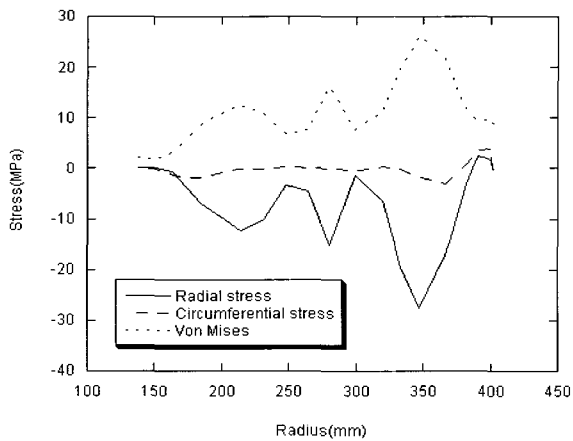


Fig. 12 Mechanical Stress Distribution of the Outside Plate (3D FE Model)

4. 결론

한국형 고속전철 차륜에서의 답면 제동시 열응력의 영향을 평가하기 위하여 제동조건을 열-기계적 연성 해석 기법을 적용하였으며 기계적 하중과 열하중을 고려하였다. 림(rim)부위는 축대칭 단면을 이루고 있는 형상으로 취급하여 2차원, 플레이트부위는 3차원의 유한요소 해석을 수행한 결과 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 정지제동시 제동시간이 비교적 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.

(2) 열하중을 직접 받는 답면 부위는 열팽창으로 인한 압축응력이 나타나고, 답면에서 멀어질수록 인장응력이 나타났다.

(3) 300%의 압부력을 가할 때 외측 플레이트 400 mm 근방에서 최대 von Mises 응력이 61.0 MPa이 나타나, 피로 내구성 측면에서 안전하다고 판단된다.

참고문헌

[1] Y. Yamamura. "New light corrugated wheel". 1991.
 [2] 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.
 [3] 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.
 [4] 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.
 [5] ANSYS User Manual Ver. 5.3
 [6] 김청균, 김기환, "고속전철용 레일-휠 접촉에서 응력분포에 관한 유한요소해석", 한국윤활학회지. Vol. 13 .NO. 3, pp. 93~101, 1997.
 [7] "Procedure for the analytic evaluation of locomotive and freight car wheel designs", Association of American Railroads Mechanical Division, 1984.
 [8] 宮本俊光 編, "線路", 山海堂, 1980.
 [9] 함영삼, "철도차량용 차륜의 부하시의 응력분포에 관한 연구", 경희대학교, 석사논문, 1994.
 [10] 대차 개발(1단계 보고서), 건설교통부, 1999.10,
 [11] SEMELLE DE FREIN COMPOSITE IB 436-UIC541-4 ORGANIC BLOC FERODO IB 436-UIC541-4