

유한요소법을 이용한 철도 차륜에서 구름 접촉으로 인한 피로손상 평가

이상훈 · 김호경[†]

서울과학기술대학교 자동차공학과
(2010. 6. 24. 접수 / 2011. 6. 2. 채택)

Estimation of Fatigue Damage Due to Rolling Contact in a Railway Wheel Using FEM Analysis

Sang-Hoon Lee · Ho-Kyung Kim[†]

Department of Automotive Engineering, Seoul National University of Science and Technology
(Received June 24, 2010 / Accepted June 2, 2011)

Abstract : Fatigue damage on the train wheel surface was estimated by considering the effect of friction coefficient of rolling on the contact surface between the wheel and rail during operation. From FEM analysis, the maximum Tresca stress was 550.7 MPa at a depth of 2.07 mm under the maximum contact pressure ($P_{max} = 894.3$ MPa) between wheel and rail. The maximum stress continued to increase along with the increase in the frictional coefficient. The fatigue initiation lifetime of the wheel by the rolling contact was predicted using the Smith-Watson-Topper (SWT) equation and the maximum principal strain equation ($\epsilon-N$).

Key Words : friction, railway wheel, rolling contact, fatigue damage, crack initiation

1. 서론

구름접촉하중은 이상(out-of-phase)응력성분과 회전 주응력(rotating principal stress)성분을 갖는 다축 응력 상태를 야기시킨다. 높은 구름접촉하중을 받는 철도차량의 차륜과 레일이 손상이 발생할 경우 승차감, 소음, 레일 손상, 주행안전성 감소 등의 원인이 된다. 따라서 차륜 및 레일의 안전성을 유지하며 적절한 유지보수를 위하여 구름접촉에 의한 차륜 및 레일의 손상을 예측할 수 있는 지속적인 연구가 필요하다.

국내에서 철도 차륜과 레일이 구름 접촉피로에 대한 연구는 차륜과 궤도사이의 인터페이스 문제로서 차륜의 피로수명 및 레일의 피로수명, 차륜-레일의 마모 등으로 구분되어 진행되어왔다¹⁾. 마양수는 철도차륜 구름접촉피로에 의한 수명을 예측하기 위하여 차륜내부균열면의 마찰계수 차이에 따른 최대응력값의 변화 범위 및 표면균열에 대한 마찰계수의 영향 등을 평가하였다²⁾. 또한 레일의 설치 기울기에 따른 접촉응력 또는 변위량의 변화 해석

을 통해 레일-휠에 관련된 접촉면의 구름마찰조건에서 레일의 경사도와 휠의 표면 기울기는 중요한 설계 변수라는 것을 확인하였다³⁾. 차륜-레일 접촉에 의한 차륜의 잔류응력 평가를 통해 순수한 구름에 의한 잔류응력은 표면에서 발생하지 않고 깊이에 따라서 압축이 발생하는 것을 확인하였다⁴⁾. 또한 일정한 전단응력을 반복적으로 작용하는 차륜-레일 구름접촉에 의한 라체팅 모델링에 대한 연구⁵⁾ 등이 수행되었다.

현재의 도시철도 전동차의 차륜의 경우 차륜균열 발생에 의한 삭정보다는 프렌지 마모에 의한 삭정이 많았으며 그로 인한 유지보수비용도 높다. 따라서 본 연구에서는 지하철 철도 차륜과 레일의 접촉면에서의 구름에 의한 마찰계수의 영향을 고려하여 차륜 표면에서의 응력분포를 유한요소법을 이용하여 해석하고 피로손상을 예측하고자 한다.

2. 수치해석

2.1. 해석조건

통상적으로 차륜을 3차원으로 해석시에는 3차원으로 모델링한 차륜과 레일의 형상에 수직하중을

[†] To whom correspondence should be addressed.
kimhk@snut.ac.kr

가하면서 두 접촉면에 마찰계수를 적용하여 해석하는 방법이 있다. 이 경우 모델링 작업 및 해석에 많은 시간이 소요되므로 본 연구에서는 2차원으로 해석을 수행하였다. 이를 위해서는 우선 Hertz 이론과 Coulomb 마찰법칙을 적용하여 접촉면적과 접촉하중 분포도를 수치해석적으로 결정하며 이를 2차원 모델링에 적용하여 평면변형률 요소로 해석하였다.

차륜과 레일이 Fig. 1과 같이 접촉시 차륜의 반지름 R_w 와 레일 상면의 곡률 반지름 R_r 사이에서 탄성 접촉이 발생하여 그 접촉면 형태가 타원이라고 가정할 경우 최대접촉압력 P_{max} 는 다음의 식을 사용하여 결정한다⁶⁾.

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

여기서, x 와 y 는 각각 Fig. 1에서 나타낸 바와 같이 레일과 접촉하고 있는 차륜의 원둘레 및 깊이방향의 좌표에 해당한다. W 는 접촉면에 가해지는 전체 하중을 나타내고, a 와 b 는 각각 타원형의 접촉면적 장축 반경 및 단축 반경에 해당된다. 해석에 사용된 차륜은 답면 기울기 1/20의 도시철도 7호선 차륜을 적용하였다. 차륜에 작용하는 하중은 7.24 ton, 차륜직경 860 mm이다. 이때 차륜 및 레일의 탄성계수 $E=210$ GPa, 포와송비 $\nu=0.3$ 으로 가정하였다. 차륜의 최대 부담 하중은 실제 운행 기록을 정리하여 가장 승객이 많이 몰리는 시간에 차륜 한 개당 작용하는 하중을 환산한 연구 결과⁷⁾를 적용하여 7.24 ton으로 가정하였다. 7.24 ton에 의한 접촉면적의 $a=6.88$ mm, $b=5.51$ mm가 되고 최대 접촉압력 $P_{max} = 894.3$ MPa로 결정하였다.

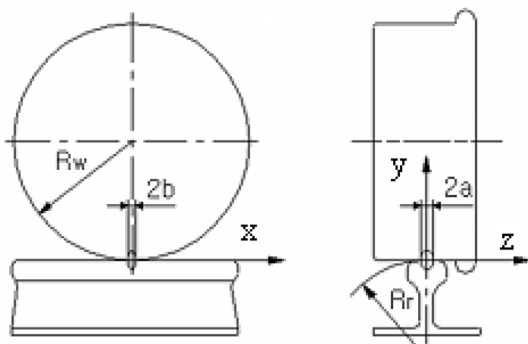


Fig. 1. Wheel-rail contact parameters.

2.2. 해석 모델링 조건

차륜-레일에 관한 접촉피로에 의한 수명예측을 하기 위해 사용하는 해석모델은 시간변화에 따라 가해지는 접촉하중 범위를 고려해야 한다. 접촉면과 접촉면 아래의 접촉응력을 구하기 위해서 접촉하중(contact loading)과 견인력(traction force)이 필요하다. 견인력은 유한요소 해석 시 두 접촉체간의 상대적인 미끄러짐과 관련하여 마찰접촉하중을 적용하였다. 본 연구에서는 미끄러짐 마찰접촉하중분포 $q(x)$ 는 다음과 같은 Coulomb 마찰법칙 (2)으로 산출하였다.

$$q(x) = \mu \cdot p(x) \quad (2)$$

여기서 μ 는 마찰계수, $p(x)$ 는 접촉하중분포이다.

차륜이 레일을 따라 구름접촉으로 이동시 마찰계수를 고려하여 차륜에 작용하는 응력 및 변형률 분포를 평가하였다. 이를 위하여 식 (1), (2)를 통하여 결정한 차륜에 작용하는 수직접촉압력 및 마찰력이 중첩된 접촉하중 분포를 적용하였다. Fig. 2에서와 같이 접촉하중 분포를 21개 구간으로 나누어 각 구간별로 차륜이 좌측에서부터 우측방향으로 구름이 진행시 관찰구간(x_i, y_i)에서의 응력 및 변형률을 평가하였다. 즉 우선 가장 좌측의 구간에서의 하중 분포에 의한 관찰구간에서의 응력 및 변형률 분포를 해석하였다. 하중 분포가 다음 오른쪽 구간으로 이동시의 관찰구간에서의 응력 및 변형률 분포를 해석하였으며 이와 같은 절차를 순차적으로 총 21개 구간에 대하여 정적해석을 수행하였다. 이를 통하여 차륜과 레일간 회전-구름 접촉하중 사이클에 대한 마찰의 영향을 분석하며 각 지점에서 피로 손상이 나타나는 차륜깊이와 수명을 예측하였다.

본 연구에서는 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS를 사용하여 철도차륜의 구름 접촉에 관한 해석을

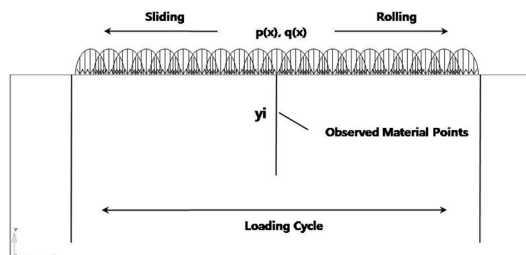


Fig. 2. Loading cycle at contact fatigue of rolling-stock wheel.

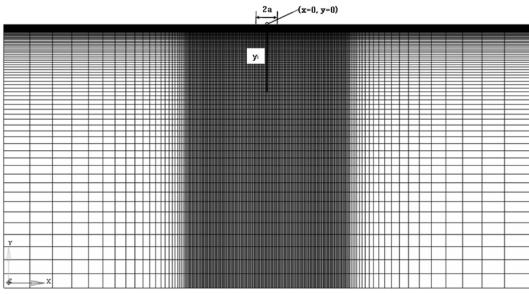


Fig. 3. Finite element model for determination of contact load cycles.

수행하였다. 유한요소 모델은 pre-processor인 HyperMesh를 사용하여, plane strain 요소인 CPE4 요소로 Fig. 3과 같이 2차원 모델로 구성하였다. 전체 모델의 절점 수는 26,900개, 요소 수는 26,532개로 구성되었으며, 차륜과 레일의 구름 및 미끄럼 하중을 적용하는 구간은 요소간격을 조밀하게 구성하였다. 차륜에는 계재물, 거칠기(asperities), 잔류응력이 없는 경우로 가정하였다.

3. 해석 결과 및 고찰

3.1. 접촉응력 해석

접촉 피로가 접촉면의 마찰에 많은 영향을 받는 사실을 고려하여 차륜-레일간 구름 및 미끄럼 하중에 대한 임의의 마찰계수($\mu = 0.0, 0.1, 0.15, 0.2, 0.25, 0.4$)의 변화에 따른 차륜의 응력분포 변화를 해석하였다. 통상적으로 구름접촉에 의한 피로균열 문제에 있어서 Tresca(σ_T) 응력이 최대인 지점에서 균열이 발생하는 것으로 알려져 있습니다. 즉 Tresca 최대 응력지점과 균열발생 지점이 일치하는 것⁸⁾으로 알려져 있다.

Fig. 4는 접촉응력 해석 결과인 마찰계수별 Tresca 응력(σ_T) 분포도이다. Fig. 4(a)에서 마찰계수가 0인 경우 최대응력은 550.7 MPa로 깊이(Y 방향) 2.076 mm에 위치함을 알 수 있다. 그러나 마찰계수가 증가하면서 최대응력의 크기도 증가하며 최대 응력이 작용하는 위치의 깊이(Y)도 낮아지며 길이 방향 위치(X)는 차륜 진행 반대방향으로 최대 응력 위치의 쏠림 현상이 발생함을 알 수 있다. 즉 최대응력의 크기와 위치(X, Y)는 마찰계수가 증가하면서 크기가 증가하며 깊이방향 위치(Y)는 표면 방향으로 그리고 길이방향 위치(X)는 차륜이 구르는 방향과 반대방향으로 이동함을 알 수 있었습니다. 마찰계수 $\mu = 0.4$ 일 경우 Fig. 4(c)와 같이 표면에 최대

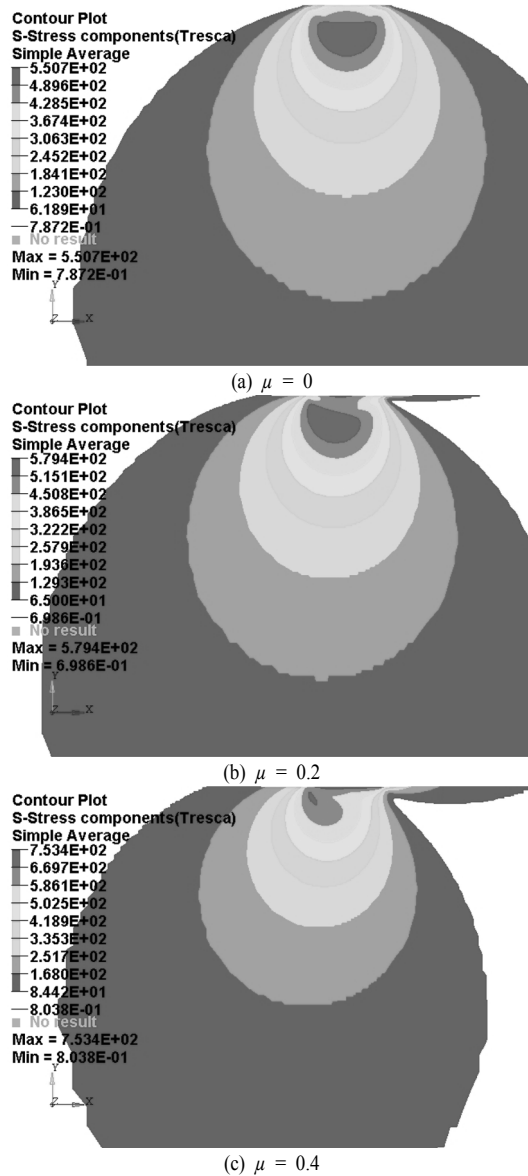


Fig. 4. Tresca stress distribution with variation of frictional coefficient(μ).

Table 1. Maximum Tresca stress distribution and its location with frictional coefficient(μ)

μ	max σ_T (MPa)	X_i (mm)	Y_i (mm)
0	550.7	0	-2.076
0.1	557.9	-0.770	-2.076
0.15	566.8	-1.086	-1.935
0.2	579.4	-1.386	-1.801
0.25	596.4	-1.753	-1.556
0.4	753.4	2.375	0

응력 753.4 MPa이 작용하며 최대응력 위치가 표면으로 이동하며 다시 차륜방향으로 전환됨을 알 수 있다. Table 1은 마찰계수에 관한 Tresca 응력(σ_T)의 최대값과 그 값이 발생하는 위치(X_i , Y_i)를 요약하였다.

접촉면 및 아래에서의 구름-미끄럼 접촉하중에 대한 마찰계수의 영향을 Tresca 응력, 최대 주변형률(maximum principle strain)의 분포에 관하여 깊이별(Y_i)로 Fig. 5, Fig. 6에 각각 도시하였다.

Fig. 5에서 Tresca 응력 분포는 마찰계수가 0~0.25까지는 최대응력 위치가 거의 깊이 2 mm 근처이

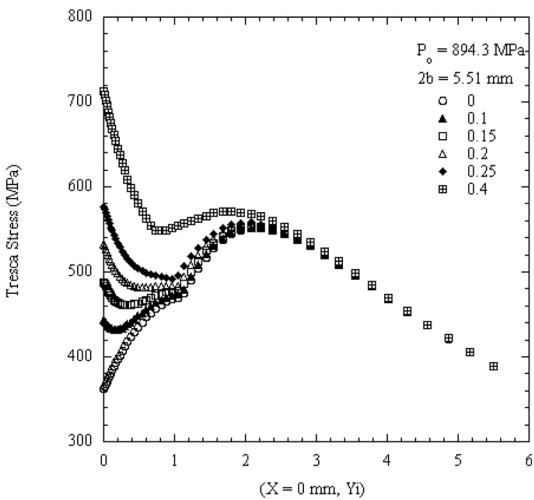


Fig. 5. Tresca comparative stress distribution under the contact surface.

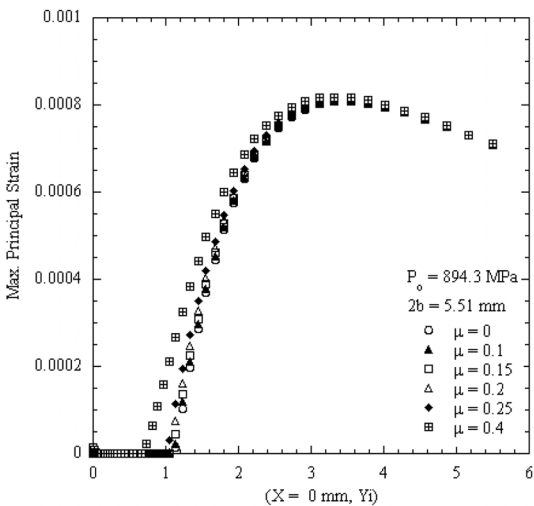


Fig. 6. Maximum principal strain distribution under the contact surface.

나 마찰계수가 0.4로 증가하면서 표면에 최대접촉압력의 84%에 해당하는 응력이 발생함을 해석결과 알 수 있었다. 차륜 접촉면의 단축인 5.51 mm 길이의 2/3 정도의 깊이 이후로는 마찰의 영향이 거의 없음을 보여 주었다. Fig. 6의 최대 주변형률 분포는 마찰계수에 상관없이 깊이 3 mm 근처에서 가장 큰 값을 나타내고 있다.

3.2. Tresca 응력의 깊이방향 변화 및 마찰영향 평가

Fig. 7(a)~(c)는 마찰계수의 영향을 적용하여 결정된 접촉하중 사이클의 결과인 견인력 이동방향인 (X_i) 위치에 대한 Tresca 응력의 크기를 임의의 깊이방향($Y_i = 0.0$ mm, -0.967 mm, -5.499 mm)일 때를 도시하였다.

Fig. 7(a)는 접촉면($Y_i = 0$ mm)에서의 Tresca 응력으로 마찰의 영향은 접촉면(X_i , $Y_i = 0$ mm)에서 가장 크게 나타났으며, 접촉면에서 높은 마찰이 높은 응력을 유발하고 있다. 또한 구름 및 미끄럼에 의한 표면에서의 응력은 마찰계수가 클수록 증가하며 Fig. 7(b)처럼 접촉면으로부터 깊이 방향으로 깊어질수록 낮아진다. 또한 Fig. 7(b) 응력 사이클 형태가 X_i 의 (+)방향으로 기울어 있는데 이것은 견인력인 마찰접촉하중의 작용결과로 보여진다. 반면 Fig. 7(c)에서는 차륜접촉 단축길이인 $Y_i = 5.499$ mm 위치에서는 마찰 및 견인력의 영향이 거의 없음을 보여주었다.

3.3. 피로손상 예측

차륜에서는 차륜-레일간 접촉하중으로 국부적인 소성변형이 일어난다. 전동차 차륜과 레일과의 최대 접촉압력 $P_{max} = 894.3$ MPa로 결정되었으며 이 접촉압력은 본 차륜재료의 항복강도 594 MPa를 초과하는 것으로서 설계도면 형상의 차륜과 레일이 접촉하면 담면부근이 소성변형 할 수 있음을 의미한다. 따라서 차륜의 균열발생수명을 예측하기 위하여 변형률을 정확히 산출하여야 하며, 이는 여러 가지 수명예측 방법의 기초가 된다.

본 연구에서는 구름접촉에 의한 차륜의 균열 발생 손상을 예측하기 위하여 변형률-수명($\epsilon-N$) 예측법을 적용하였다. 변형률-수명 관계식을 파단수명의 항으로 표현하면 식 (3)⁹⁾과 같다.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (3)$$

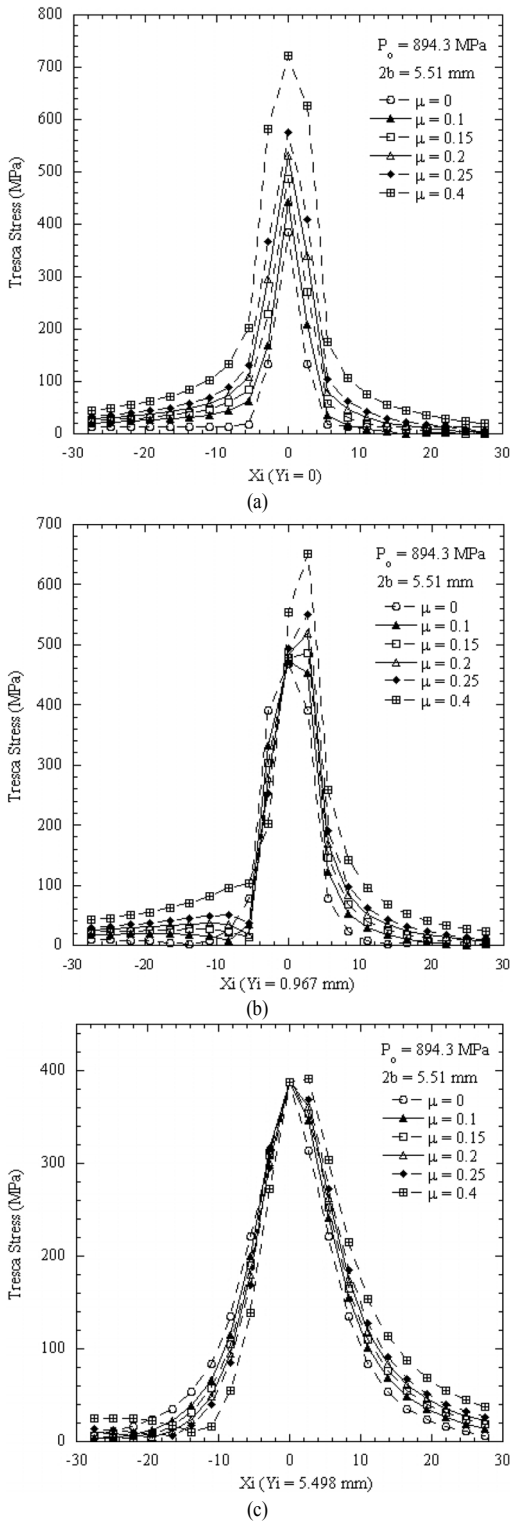


Fig. 7. Tresca stress distribution at (a) $y=0$ mm, (b) $y=0.967$ mm, and (c) $y=5.498$ mm from the contact surface.

Table 2. Fatigue properties of the wheel material⁷⁾

b (fatigue strength exponent)	- 0.085
c (fatigue ductility exponent)	- 0.600
σ'_f (fatigue strength coefficient)	1081.1 MPa
ϵ'_f (fatigue ductility coefficient)	0.181

여기서 σ'_f 는 피로강도계수, ϵ'_f 는 피로연성계수, $2N_f$ 는 파괴시까지의 반복수, E 는 탄성계수이다. 변형률-수명 선도 작성을 위하여 본 연구에서는 응력-변형률-수명 선도 작성에 적용하여 변형률-수명($\epsilon-N$) 선도를 결정하였다. 통상적인 철강의 피로강도지수 $b=-0.085$ 와 피로연성지수 $c=-0.6$ 을 적용하였다⁹⁾. 선도 작성에 필요한 값을 Table 2에 요약하였다.

수명예측을 위해 다축응력상태에서의 피로수명을 예측하는 Smith- Watson-Topper(SWT)식¹⁰⁾ (4)와 최대 주변형률 식 (5)에 의한 수명평가 해석을 수행하였다.

$$\sigma_{\max} \frac{\Delta \epsilon_1}{2} = \frac{\sigma_f'^2}{E} (2N_f)^{2b} + \sigma_f' \epsilon_f' (2N_f)^{b+c} \quad (4)$$

여기서 $\Delta \epsilon_1$ 은 변형률 진폭, σ_{\max} 은 최대변형률이 발생하는 면에서의 최대국부응력(maximum local stress), E 는 탄성계수, N_f 는 피로수명이다.

$$\frac{\Delta \epsilon}{2} = \frac{\sigma_a}{E} + \frac{\Delta \epsilon_p}{2} = \frac{\sigma_f'}{E} (2N_f)^b + \epsilon_f' (2N_f)^c \quad (5)$$

여기서 σ_a 는 응력진폭, $\Delta \epsilon_p$ 는 소성 변형률 범위가

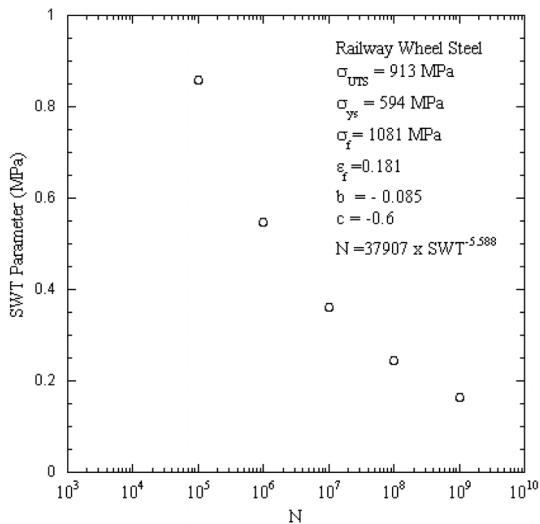


Fig. 8. SWT parameter-N curve of the wheel material.

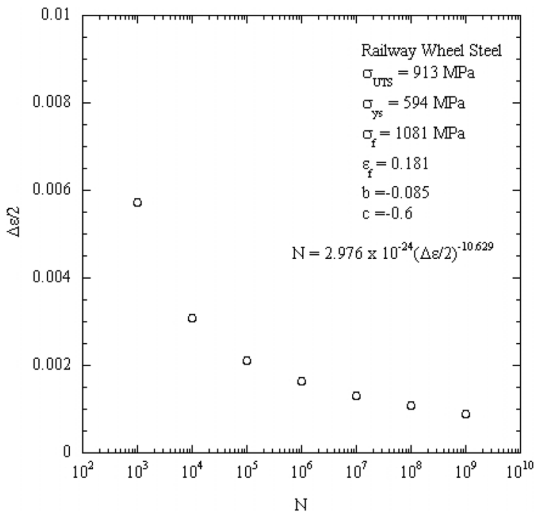


Fig. 9. ϵ - N curve of the wheel material.

다. 차륜과 레일의 구름 및 미끄럼에 의한 응력 해석 결과를 토대로 한 차륜재의 SWT 매개변수- N 선도 및 변형률-수명(ϵ - N) 선도는 각각 Fig. 8, Fig. 9와 같다.

또한 식 (4), (5)에 Table 2의 차륜재료 피로 특성치를 적용한 피로수명 산출식 (6), (7)을 적용하여 차륜에 대한 수명을 평가하였다.

$$N_i = 37,907 \times SWT^{-5.588} \quad (6)$$

$$N_i = 2.976 \times 10^{-24} (\Delta\epsilon/2)^{-10.629} \quad (7)$$

3.4. 철도 차륜손상 예측

철도 차륜에 작용하는 구름접촉과 마찰저항에 의한 하중으로 발생하는 손상을 평가하기 위하여 차륜의 초기손상 구름접촉 수(N_i)를 차륜재에 관한 SWT 매개변수- N 선도로 유도된 식(6) 및 최대 주 변형률(ϵ - N) 선도로 유도된 식(7)을 적용하여 Fig. 10에 나타내었다. 평가결과 마찰계수가 증가하면서 발생 수명이 감소하는 것으로 나타났다. 특히 마찰계수가 0.25 이상에서는 급격히 감소하는 것으로 나타났다.

일반적으로 지하철 운영에서 차륜-레일간 마찰계수는 약 0.15~0.2의 마찰계수로 유지하는 것으로 알려져 있다¹¹⁾. 만일 마찰계수가 0.25로 증가된다면 수명이 급속히 감소하는 것으로 나타났다. 실제 철도차륜의 플렌지 마모에 의한 평균 삭정주기가 1년 미만임을 감안할 경우 마찰계수가 증가한다면 차륜에 균열이 발생하여 운행중에 차륜에 균열이

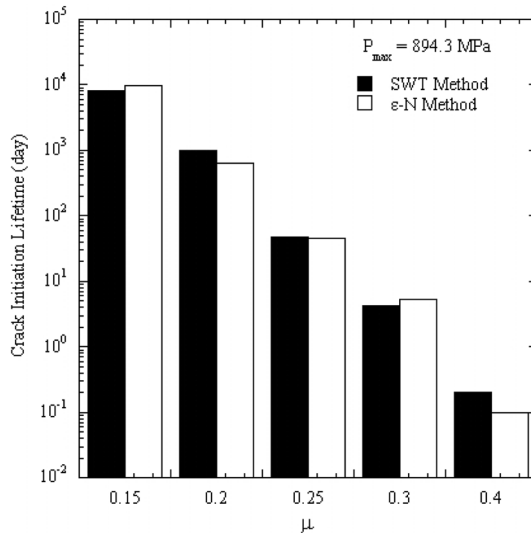


Fig. 10. The rolling fatigue initiation damages of the railway wheel under maximum contact pressure of 894.3 MPa with variation of friction coefficient.

성장하여 삭정 기간이내에 균열이 계속 전파되어 차륜의 안전성에 커다란 영향을 끼칠수 있다. 따라서 마찰계수를 0.25 이하로 유지하는 것이 필요하다고 판단된다.

본 연구에서는 실제 차륜운영 환경인 3차원이 아닌 2차원으로 해석한 결과로 추후 좀더 정확한 해석을 위하여 3차원으로 차륜의 레일과의 구름 및 미끄럼 접촉에 의한 피로균열 발생 수명을 예측이 요구된다. 또한 차륜에 존재하는 잔류응력, 브레이크 열응력, 단조시 재질의 이방성을 포함한 재질 불균일성, 철로의 비평탄성으로 인한 충격하중 등을 고려하여야 한다.

4. 결론

본 연구에서는 유한요소해석을 이용하여 차륜과 레일의 구름-미끄럼 접촉시 마찰계수(μ)별 영향 평가 및 손상예측수명에 대한 비교한 분석하였다. 최대 접촉압력은 $P_{max} = 894.3$ MPa에서 마찰계수가 0인 경우 Tresca 최대응력은 550.7 MPa로 마찰계수가 증가하면서 Tresca 최대응력의 크기도 증가하였다. 피로손상 예측을 위하여 SWT식과 최대 주 변형률 관계식을 고려하여 피로균열 발생수명을 평가한 결과 예측한 결과 마찰계수가 0.25로 증가된다면 수명이 급속히 감소하는 것으로 나타났다. 실제 철도차륜의 플렌지 마모에 의한 평균 삭정주기가 1년 미만임을 감안할 경우 마찰계수를 0.25

이하로 유지하는 것이 필요하다고 판단된다.

참고문헌

- 1) 전현규, 이동형, 서정원, 권석진, “차륜-레일 구름 접촉에 의한 피로 손상 연구동향”, 한국철도학회지, 제11권, 제4호, pp. 35~41, 2008.
- 2) 마양수, “철도차륜의 구름접촉피로에 의한 수명 예측에 관한 연구”, 선문대학교 대학원 박사학위 논문, 2006.
- 3) 김청균, “레일-휠 접촉면 경사도에 따른 응력-변위량의 거동 특성에 관한 연구”, 한국철도학회지, 제7권, 제3호, pp. 70~76, 2004.
- 4) 서정원, 구병춘, 정홍채, “차륜-레일 접촉에 의한 차륜의 잔류응력 평가”, 한국철도학회지, 제6권, 제2호, pp. 122~128, 2003.
- 5) 구병춘, “차륜-레일 구름접촉에 의한 라체팅 모델링”, 한국철도학회 논문집, 제11권, 제3호, pp. 311~316, 2008.
- 6) Johnson K.L., Contact Mechanics, Cambridge University Press, 1985.
- 7) 이희섭, “지하철 7호선 차륜의 구름 및 미끄럼 접촉으로 인한 피로손상 예측 연구”, 서울산업대학교 철도전문대학원 석사학위논문, 2010.
- 8) Sraml, M., Flasker, J. and Potrc, I., “Numerical procedure for predicting the rolling contact fatigue crack initiation”, Int. J. of Fatigue, Vol. 25, pp. 585~595, 2003.
- 9) Bannantine, J. A., Comer, J. J. and Handrock, J. L., “Fundamentals of metal fatigue analysis”, Prentice Hall, New Jersey. 1990.
- 10) Zahavi, E. and Torbilo, V., “Fatigue design-life expectancy of machine parts”, Florida, A Solomon Press Book by CRC Press, 1996.
- 11) 이희성, “차륜-레일 시스템 인터페이스”, 한국철도학회지, 제8권, 제3호, pp. 40~44, 2005.