

< 논문 >

견인력과 접촉표면 제거가 접촉피로수명에 미치는 영향

서정원[†] · 허현무* · 최재봉** · 김영진**
(2005년 5월 9일 접수, 2005년 9월 15일 심사완료)

Effects of Metal Removal and Traction Force on Contact Fatigue Life

Jung-Won Seo, Hun-Mu Hur, Jae-Boong Choi and Young-Jin Kim

Key Words: Contact Fatigue(접촉피로), Railway wheel(철도차량 차륜), Residual Stress(잔류응력)
Metal removal(접촉표면제거)

Abstract

Damage often occurs on the surface of railway wheels due to wheel-rail contact fatigue. It should be removed before reaching wheel failure, because wheel failure can cause derailment with loss of life and property. The increase or decrease of the contact fatigue life by the metal removal of the contact surface were investigated by many researchers, but they have not considered initial residual stress and traction force. The railway wheel has the initial residual stress formed during the manufacturing process, and the residual stress is changed by thermal stress induced by braking. The traction force and residual stress are operated on wheels of locomotive and electric motor vehicle. In this study, the effect of metal removal depth on the contact fatigue life for a railway wheel has been evaluated by applying rolling contact fatigue test. The effect of the traction force and metal removal on the contact fatigue life has been estimated by finite element analysis. It has been found that the initial residual stress determines the amount of metal removal depth if the traction coefficient is less than 0.15. If the traction coefficient is greater than 0.2, however, the amount of metal removal depth is independent on the initial residual stress.

1. 서론

기호설명

2a : 접촉면의 직경

H_v : 비커스 경도

d : 표면으로부터 깊이

k : 전단 항복강도

σ_y : 항복강도

P_{max} : 헤르츠안 분포에서의 최대접촉압력

μ : 견인력 계수

차륜에 발생하는 손상은 크게 마모, 박리 (Spalling, Shelling), 제동열에 의한 열크랙 등으로 구분 할 수 있으며 이러한 손상이 발생할 경우에는 손상이 발생한 두께만큼 제거해야 한다 (Reprofiling). 차륜의 경우에는 접촉면(Rim 부)이 일정한 두께를 가지고 있으며 접촉면에 손상이 발생할 경우에 일정량을 제거하여 사용하도록 되어있으며 정해진 한도만큼 제거되면 수명이 다하게 된다. 접촉피로손상이 발생할 경우에는 많은 양을 제거하여야 하므로 차륜의 수명이 크게 단축되며, 차륜의 파손 위험으로 인한 차량운행 제한 조치로 많은 손실이 발생한다. 차륜과 레일의 접촉에 의한 손상 중 레일의 헤드 체크(head checking) 및 스퀛(squat)에 관한 많은 연구가 진행되어 왔다. 차륜에 관한 연구로는 마모현상에

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원

E-mail : jwseo@krri.re.kr

TEL : (031)460-5210 FAX : (031)460-5539

* 한국철도기술연구원

** 회원, 성균관대학교 기계공학부

대한 연구가 수행된 바 있으며 최근에 접촉면 손상에 대한 연구가 진행중이다.⁽¹⁻³⁾

차륜의 수명을 연장하고 접촉피로손상을 막을 수 있는 방법의 하나는 손상의 발생전에 주기적으로 차륜의 접촉면의 일정량을 제거하는 것이다. 이를 위해 적절한 제거주기 및 제거량이 설정되어야 한다. Cretu⁽⁴⁾ 등은 미리 큰 하중으로 일정사이클의 구름접촉(Prerolling)을 시켜서 발생된 내부의 압축잔류응력이 접촉피로수명을 증가시킴을 보였으며, Tahkashi⁽⁵⁾ 등은 소성변형이 큰 재료 및 작은 재료에 대하여 시험을 실시하여 소성변형이 큰 재료의 수명이 길다는 것을 보였다. Makoto⁽⁶⁾ 등은 레일에 발생하는 표면균열에 대하여 주기적인 그라인딩이 레일의 접촉피로수명을 증가시킴을 실험을 통하여 입증하였고, Steele⁽⁷⁾은 레일에 대한 실험을 통하여 적정량의 그라인딩으로 수명이 증가하지만 어느 한도 이상의 그라인딩은 수명이 감소됨을 보였다. Lee⁽⁸⁾ 등은 S45C의 재질을 이용하여 수명증가를 위한 최적의 접촉면 제거량을 제시하였다. 현재까지의 연구는 주로 레일 등에서 발생하는 표면균열에 대하여 접촉면을 제거하여 수명을 연장시키는 방안에 대한 연구가 수행되었으나 초기잔류응력 및 견인력에 대한 고려는 하지 않고 있다.

철도차량에서 사용되는 차륜의 경우에는 기관차등과 같은 동력차와 객차, 화차등의 부수차량으로 구분된다. 동력차량의 경우 차량을 견인하기 위해 차륜과 레일 사이에 견인력이 발생하므로 접촉면 제거량 결정시 이에 대한 고려가 필요하다. 또한 제작시 잔류응력이 생성되고 마찰제동시 잔류응력이 변화하므로 이에 대한 고려가 필요하다.

따라서 본 논문에서는 접촉피로시험을 통하여 최대 수명이 발생하는 표면제거량을 결정하고, 유한요소 해석을 통하여 잔류응력과 견인력의 변화에 따른 접촉면 제거량을 결정하였다.

2. 표면제거량에 따른 접촉피로시험

2.1 시험편 채취 및 형상

Fig. 1은 차륜 및 레일 시험편의 형상을 나타낸 것으로 상호 접촉방식으로 실험을 실시하였다. 차륜 시험편은 차륜의 두부에서 채취하였고 레일의 경우에는 두부에서 판부까지에서 채취하였다.

차륜시험편의 치수 및 형상은 직경이 90mm이고 두께는 15mm이며 레일 시험편은 직경이 110mm이고 두께는 15mm이다. 시험시 접촉면의 접촉응력 및 시험기 하중을 고려하여 접촉면이 5mm가 되도록 하였고 레일시험편에는 접촉 시험시 마모가 되어도 일정한 접촉응력이 유지되도록 하였다.

시험편 접촉면의 경도를 일정하게 유지하기 위하여 열처리를 실시하였고 접촉면의 조도는 0.2 ~ 0.5 μ m Ra로 맞추어 연삭을 실시하였다.

2.2 실험방법 및 조건

접촉피로시험을 실시하기 위하여 Fig. 2와 같은 장치를 구성하였다. 접촉시험편의 슬립비(Slip ratio)를 조절하기 위하여 두 개의 모터를 이용하였고 이때 발생하는 토크를 측정할 수 있도록 구성하였다. 접촉피로시험에서 시험편이 회전하는 축상에 진동가속도계를 부착하였고 진동신호와 사이클을 연속적으로 컴퓨터에 저장하여 균열 및 손상 발생 사이클을 결정하였다. 균열 및 손상의 발생과 진동신호의 크기를 결정하기 위해 시험기를 정지시켜 손상발생 여부를 현미경으로 관찰하였다. 이로부터 진동신호의 최대값이 1.1m/s² 이상이면 손상이 발생하는 것을 확인할 수 있었으며 동시에 50,000 사이클마다 시험기를 정지시켜 손상을 확인하였다.^(9,10)

시험조건으로는 하나의 시험편만 회전하는 순수구름상태로 하였고, 윤활조건으로는 물이 연속적으로 접촉면에 떨어지도록 하였다. 표면제거량에 따른 접촉피로수명을 평가하기 위하여 본 시험전에 2 \times 10⁵ 사이클까지 하중을 주어 시험을 하였다. 예비시험 후 표면제거량을 다르게 하기 위하여 그라인딩을 실시하였다. 표면제거깊이가 다른 시험편에 대하여 표면손상이 발생할 때까지 시험을 실시하였다.

2.3 시험결과

Fig. 3은 접촉표면 제거량에 따른 피로수명을 나타내고 있다. 그림에서와 같이 제거량이 증가함에 따라 수명이 증가하고 있으며 일정두께 이상의 경우에는 수명이 다시 감소하고 있다. 이러한 시험결과는 Lee⁽⁸⁾ 등의 시험결과와 일치한다. 최대수명이 발생한 표면제거량은 d/a=0.89 부근으

로써 이는 Fig. 4에서와 같이 하중제거 후 최대전단변형률이 나타난 위치와 일치하였다. Fig. 5는 시험편 시험에서 발생된 균열을 나타내고 있으며 표면 내부에서 균열이 발생하고 있으며 깊이는 0.25 - 0.30mm 부근이다.

표면제거량에 따른 수명증가 및 감소는 prerolling 시 발생한 소성변형에 의한 것으로 알려져 있으므로^(8,12) 미소경도를 측정하여 소성변형량을 조사하였다. Fig. 5는 시험 후 표면에서부터의 경도변화를 나타낸 것으로, 이를 유한요소해석결과⁽¹¹⁾와 비교하였다. Fig. 6(a)는 $d/a=0.21$ 깊이까지 표면을 제거하고 시험을 실시한 경우로써 최대 경도가 나타나는 부위는 Prerolling 시 최대전단 변형률이 나타난 위치이다. 표면제거 전의 소성변형률과 표면제거와 구름접촉 후 소성변형률의 분포가 거의 일치한다.

Fig. 6(b)는 최대 전단변형률이 나타난 위치까지 표면을 제거한 경우로 최대 경도는 표면에서 발생하고 있다. 표면제거전의 Prerolling 시 발생한 잔류응력과 잔류변형률의 영향으로 표면 밑에서는 소성변형이 적게 발생하기 때문에 수명이 가장 길다. 유한요소해석에서는 표면밑에서 발생하는 소성변형의 분포가 정확히 나타나고 실험결과와는 전반적인 경향이 일치하고 있다. Fig. 6(c)의 경우에는 Pre-rolling에서 소성변형이 나타난 부위 이상까지 제거한 경우이다. 표면제거 후 구름접촉시 소성변형이 발생하여 최대 경도가 나타난 부위는 최대 전단변형률이 나타난 위치와 일치하였다.

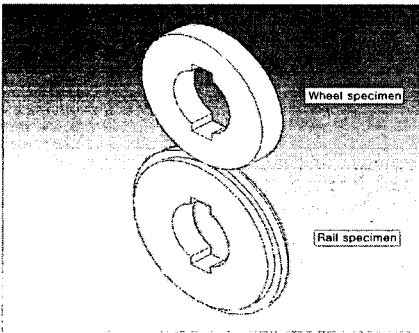


Fig. 1 Configuration of specimen

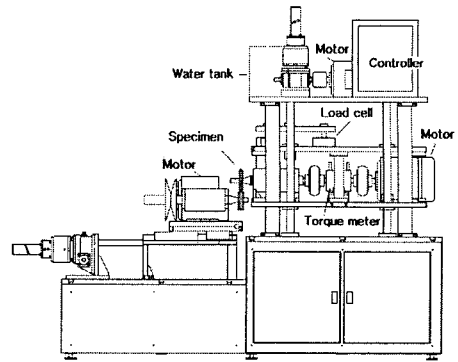


Fig. 2 Contact fatigue testing machine

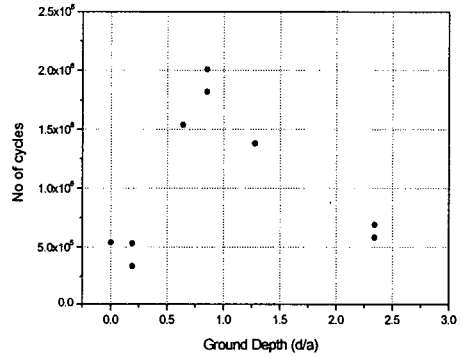


Fig. 3 Contact fatigue test results due to ground depth

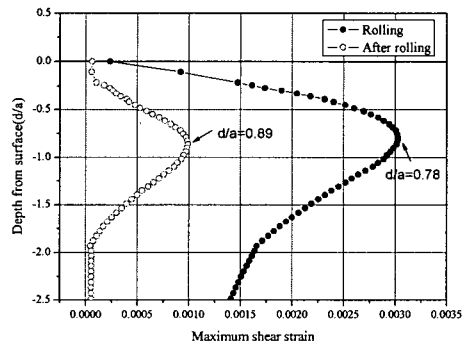


Fig. 4 Maximum shear strain distribution

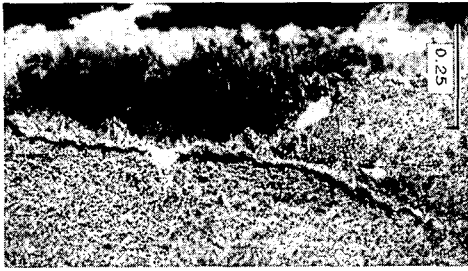


Fig. 5 A typical contact fatigue crack

3. 건인력과 잔류응력의 효과

3.1 차륜의 잔류응력 및 건인력

기관차, 전동차등의 동력차량의 경우에는 차륜과 레일 사이에 자체 하중뿐만 아니라 건인력이 발생하며 이는 속도에 따라 변화한다. 이때 건인계수(μ)는 다음과 같이 정의 된다.⁽¹³⁾

$$\mu = \frac{F}{N} = \frac{T_w}{R_w N} \quad (1)$$

여기서, F : 건인력(Traction force)

N : 수직하중(Axle load)

T_w : 차륜에 작용하는 토오크

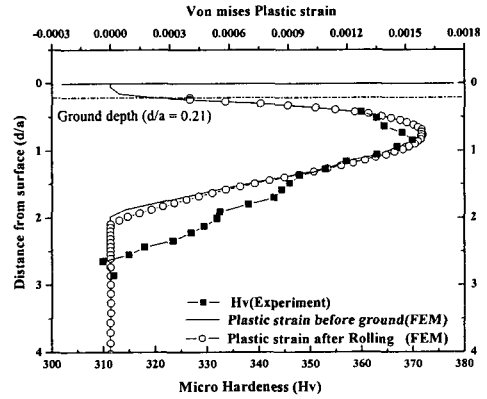
R_w : 차륜반경

Fig. 7은 기관차의 경우 속도에 따른 건인계수 (Traction or Adhesion coefficient)를 나타내고 있고 속도가 20km/h 이후에는 거의 0.25이다.

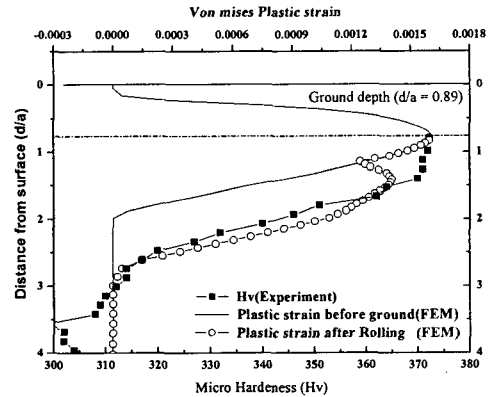
또한 차륜의 경우에는 제조시 열처리에 의해 잔류응력이 발생하고 접촉면 제동을 사용하는 경우에는 Fig. 8과 같이 잔류응력이 변화한다. 따라서 최대 접촉피로수명을 위한 최적의 표면제거량을 결정하기 위하여는 건인력과 잔류응력이 고려되어야 한다.

3.2 저주기 피로시험

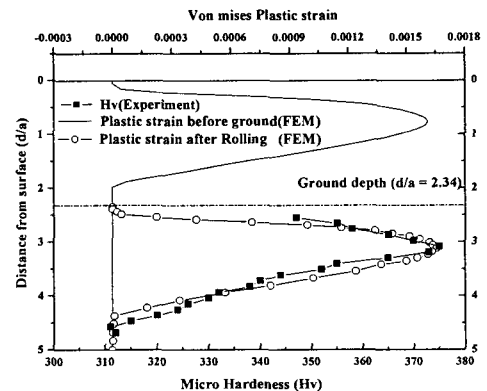
탄·소성 유한요소 해석을 위해서는 사이클릭 σ - ϵ 곡선이 필요하므로 저주기 피로시험을 실시하였다. 시험편은 차륜에서 채취하였으며 시험결



(a) $d/a = 0.21$



(b) $d/a = 0.89$



(c) $d/a = 2.34$

Fig. 6 Micro hardness variation

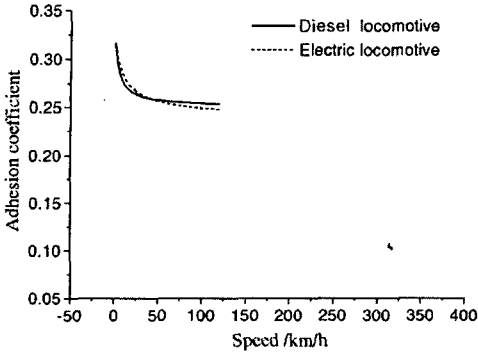


Fig. 7 Traction coefficient⁽¹⁴⁾

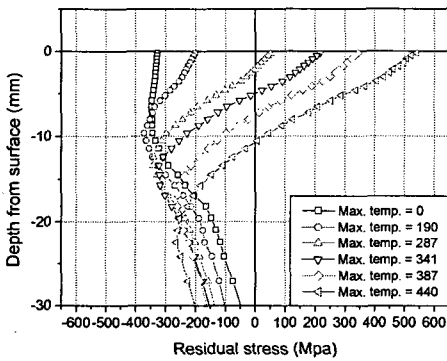


Fig. 8 Residual stress variation according to braking condition⁽¹¹⁾

과는 Fig. 9와 같고 Fig. 10은 파단된 시험편의 형상을 나타내고 있다. Fig. 9는 각각의 하중에서 안정화된 곡선을 나타낸 것이며 이것으로부터 사이클릭 σ - ϵ 곡선을 구할 수 있다. 이를 식으로 나타내면 다음과 같다.

$$\frac{\Delta\epsilon}{2} = \frac{\Delta\sigma}{2E} + \left(\frac{\Delta\sigma}{2K'}\right)^{1/n'} \quad (2)$$

여기서, $K' = 1694$, $n' = 0.216$ 이다.

유한요소 해석을 위한 σ - ϵ 곡선은 2개의 기울기를 갖는 곡선(bilinear curve)으로 이상화시켰으며, 항복강도는 사이클릭 σ - ϵ 곡선에서 0.2% 오프셋 방법으로 구한 값을 사용하였다.

3.3 유한요소해석

견인력과 잔류응력의 변화를 고려한 최대 접촉 피로수명이 발생하는 접촉면제거 깊이를 결정하기 위해 유한요소해석을 수행하였다. 최적의 깊이

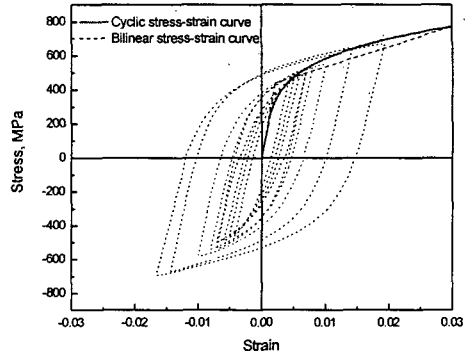


Fig. 9 Cyclic stress-strain curve

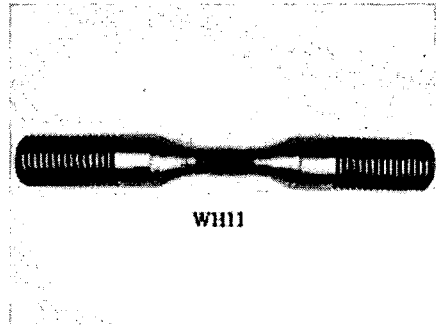


Fig. 10 Low cycle fatigue Specimen

는 유한요소해석에서 최대 잔류전단 변형률이 발생한 깊이로 결정하였다.⁽¹²⁾

3.3.1 해석모델 및 방법

Fig. 11은 유한요소 모델을 나타내고 있으며 구름 접촉은 Hertz 분포하중이 연속적으로 이동하도록 하여 모사하였고 응력 및 변형률을 얻기 위한 곳은 요소를 세분화하여 모델링하였다.⁽¹¹⁾

견인력에 의한 수평하중은 식 (4)과 같이 수직 하중에 견인계수를 곱한 값을 이용하였다.^(14,15)

$$p(x) = P_{\max} \sqrt{1 - \frac{x^2}{a^2}} \quad (3)$$

$$q(x) = \mu \times p(x) \quad (4)$$

여기서,

$p(x)$: 수직력에 의해 발생하는 압력분포,

$q(x)$: 견인력에 의해 발생하는 압력분포,

$2a$: 접촉길이, μ : 견인계수

해석은 Fig. 8의 초기잔류응력을 해석의 초기값으로 하였고 잔류변형률은 하중이 반복이동하여 안정화 된상태에서 구하였다.

3.3.2 견인력에 따른 표면제거 깊이 결정

Figs. 12 - 15 는 견인계수 변화에 따른 잔류 변형률의 분포를 나타내고 있다. Fig. 12는 견인 계수가 0.05일 경우로써 잔류응력의 변화에 따라서 최대 잔류변형률의 발생위치가 바뀌고 있다. 잔류응력이 -340 ~ +50Mpa 일 경우에는 $d/a=0.5$ 부근에서 발생하였고 나머지는 잔류응력의 크기에 따라서 $d/a= 1.1$ 부근까지 발생한다.

Fig. 13은 견인계수가 0.1인 경우로써 수평하중이 더 커지기 때문에 잔류응력이 +200Mpa 일 경우도 최대 전단변형률 발생위치가 $d/a=0.5$ 부근에 위치한다. Figs. 14 - 15는 견인계수가 0.2 이상인 경우로써 모든 경우에서 최대 전단변형률 발생위치가 $d/a=0.5$ 이다. Fig. 16은 견인계수 변화 및 잔류응력 변화에 따른 최대 전단변형률 발생위치를 나타낸 것이다. 견인계수가 0.3 이상에서는 최대 전단변형률 발생위치가 표면에서 발생하고 견인 계수가 0.15이하에서는 잔류응력의 크기에 따라서 발생위치가 변화한다.

그러나 0.15 - 0.28까지는 최대 전단변형률 발생위치가 $d/a=0.4$ 부근에 있다. Fig. 7에서와 같이 동력차의 경우 속도가 20km/h 이상에서는 견인 계수가 0.25이므로 잔류응력의 크기에 상관없이 최적의 제거 깊이는 $d/a=0.4$ 이다.

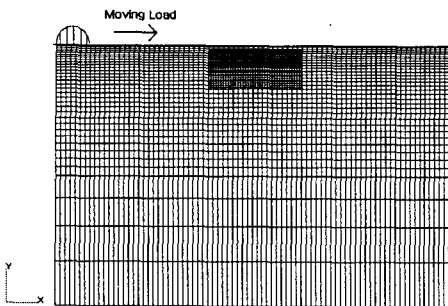


Fig. 11 Finite element model

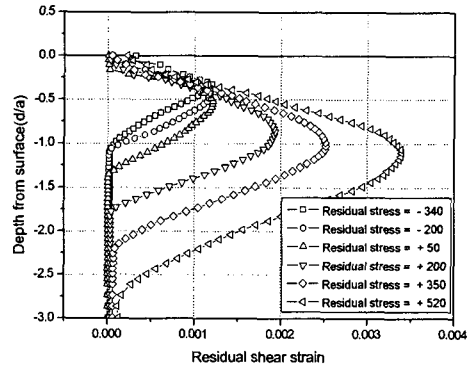


Fig. 12 Residual strain variation, $\mu=0.05$

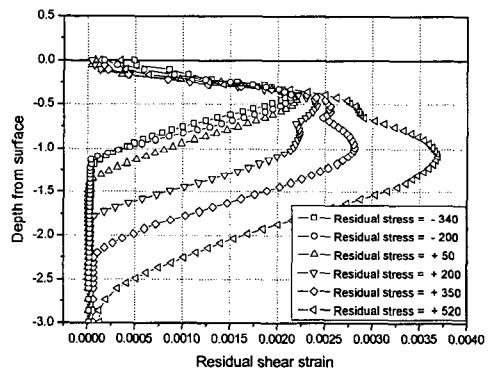


Fig. 13 Residual strain variation, $\mu=0.1$

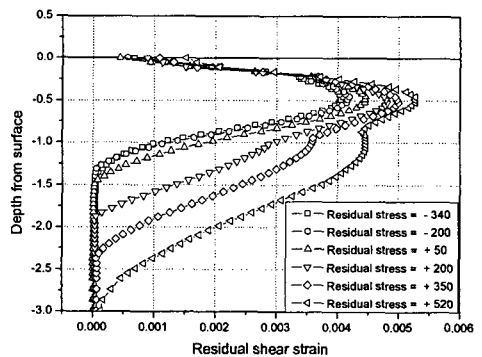


Fig. 14 Residual strain variation, $\mu=0.2$

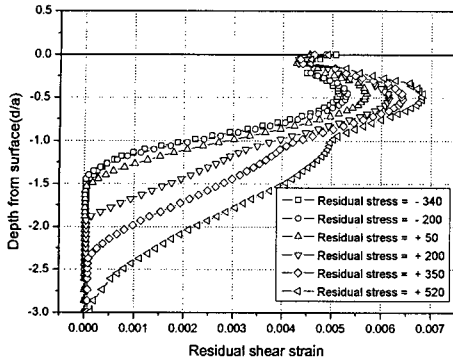


Fig. 15 Residual strain variation, $\mu=0.25$

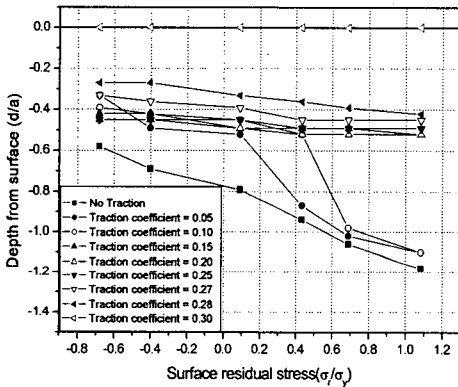


Fig. 16 Relationship between the magnitude of the surface residual stress and the depth of the maximum shear strain

4. 결 론

견인력과 잔류응력을 고려하여 최적의 표면제거 깊이를 결정하기 위하여 접촉피로시험 및 유한요소 해석을 실시하여 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 표면제거량에 따른 접촉피로수명을 평가하기 위하여 실험을 실시하였으며, 표면제거 깊이에 따라서 접촉피로수명은 증가하다가 적정 깊이 이상을 제거할 경우에는 수명이 다시 감소하였다.

(2) 견인계수가 0.15 이하일 경우에는 최적의 표면 제거 깊이는 잔류응력의 크기에 따라서 변화하므로 이를 고려하여야 한다.

(3) 견인계수가 0.2 이상일 경우에는 잔류응력의 크기에 상관없이 최적의 표면 깊이는 $d/a = 0.4$ 이다.

후 기

본 연구는 철도유지보수시스템 기술연구(유지보수 성능향상 기술지원연구)과제의 일환으로 수행되었습니다. 이에 관계자 여러분께 감사드립니다

참고문헌

- (1) Cannon, D. F. and Pradier, H., 1996, "Rail Rolling Contact Fatigue Research by the European Rail Research Institute," *Wear* 191, pp. 1-13.
- (2) Bijak-Aochowski, M., 1997, "Residual Stress in Some Elasto-Plastic Problems of Rolling Contact With Friction," *International Journal of Mechanical Science*, Vol. 39, pp. 15-32.
- (3) Kulkarni, S. M., 1991, "Elasto-Plastic FE Analysis of Repeated Three Dimensional, Elliptical Rolling Contact with Rail Wheel Properties," *Journal of Tribology*, Vol. 113, pp. 434-441.
- (4) Cretu, S. S. and Popinceanu, N. G., 1985, "The Influence of Residual Stress Induced by Plastic Deformation on Rolling Contact Fatigue," *Wear* 105, pp. 153-170.
- (5) Fukui, T. and Matsuda, K., 1985, "The Influence of Work Hardening on the Rolling Contact Fatigue Strength of the Strainless Steel," *Journal of Japan Society Lubrication Engineers*, Vol. 30, No. 11, pp. 811-815.
- (6) Ishida, M. and Abe, N., 1998, "The effect of Preventive Grinding on Rail Surface Shellings," *Quarterly Report of Railway Technical Research Institute*, Vol. 39, No. 3, pp. 136-141.
- (7) Steele, R. K., 1991, "The Effect Metal Removal, Steel Cleanliness and Wheel Load on the Fatigue

- Life of Rail," *Wear* 144, pp. 71~87.
- (8) Lee, R. T. and Chiou, Y. C., 1998, "Effects of Pre-Rolling and Metal Removal on the Fatigue Life of Lubricated Rolling/Sliding Contact," *Wear* 217, pp. 95~103.
- (9) Clayton, P. and Hill, D. N., 1987, "Rolling Contact Fatigue of a Rail Steel," *Wear* 117, pp. 319~334
- (10) Kotzalas, M. N., 2001, "Fatigue Failure Progression in Ball Bearings," *Transactions of the ASME* Vol. 123, pp 238~242.
- (11) Seo, J. W., Goo, B. C., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2004, "A Study on the Contact Fatigue Life Evaluation for Railway Wheels Considering Residual Stress Variation," *Transactions of the KSME A*, Vol. 28, No. 9, pp. 1391~1398.
- (12) Seo, J. W., Hur, H. M., Goo, B. C., Choi, J. B. and Kim, Y. J., 2005, "Effects of Metal Removal and Initial Residual Stress on Contact Fatigue Life," *Transactions of the KSME A*, Vol. 29, No. 2, pp. 341~349.
- (13) Zhang, W., Chen, J., Wu, X. and Jin, X., 2002, "Wheel/Rail Adhesion and Analysis by Using Full Scale Roller Rig," *Wear* 253, pp. 82~88
- (14) Kamaku, 1980, "Rail," *Japan Railway Civil Engineering Association*, pp. 126~131.
- (15) Lee, J. H., Yang, W. H., Cho, M. R. and Sung, K. D., 1999, "A Study on the Shape Optimization of S-Shape Wheel for Rolling Stock," *Transactions of the KSME A*, Vol. 23, No. 12, pp. 2260~2266.