

미소슬립을 고려한 압입 시편의 접촉응력 해석 Contact Stress Analysis of Shrink-fitted Specimen considering Micro-slip

이동형*, 구병춘*, 이찬우**, 정홍채**

Dong-hyong Lee, Byeong-choon Goo, Chan-woo Lee, Heung-che Jung

ABSTRACT

In the shrink or press fitted shaft such as railway axle, fretting can occur by cyclic stress and micro-slippage due to local movement between the shaft and the hub. When the fretting occurs in the press fitted shaft, the fatigue strength remarkably decreases compared with that of without fretting. In this paper, the analysis of contact stresses in a press fitted shaft in contact with a hub was conducted by finite element method and the micro-slip according to the bending load was analyzed.

It is found that the largest stress concentration and maximum slip amplitude of shrink fitted shaft are found at the edge of the interface and the distribution of contact stresses at the contact edge has largely influenced by micro-slip and coefficient of friction.

Keywords : fretting (프레팅), fretting fatigue (프레팅 피로), shrink fit (압입), contact stress (접촉응력), micro-slip (미소슬립)

1. 서론

보스와 축의 압입부, 볼트 혹은 리벳의 체결부 등에서는 그림 1 과 같이 프레팅(fretting)에 의한 피로현상이 발생한다. 이와 같은 기계구조물의 체결부가 반복하중을 받을 경우 접촉면에 작은 상대미끄럼(10^{-4} mm)이 발생하고 이 부분에서 미세한 균열이 발생하여 피로강도에 현저한 저하를 나타내며, 보통 프레팅이 발생할 경우가 발생하지 않는 경우 보다 1/2~1/3 정도 피로강도가 저하된다고 알려져 있다.[1] 철도차량 차축(車軸)의 경우 안전에 관한 가장 중요한 부품의 하나이므로 높은 신뢰성이 요구되어 오래 전부터 차축의 강도향상 및 신뢰성 향상에 관한 많은 연구가 진행되어 왔지만, 차축의 차륜 압입부위에 미세균열에 의한 프레팅(fretting) 피로현상에 대하여 아직도 해결되지 않은 부분이 많다.[2-3]

따라서, 차축의 차륜 압입부에 대한 프레팅 피로를 검토하고 대책 및 피로강도 향상 방안을 도출하기 위하여 본 논문에서는 차축 압입부 프레팅 피로수명 해석의 전단계로, 유한요소법을 이용하여 회전굽힘 피로시험용 압입시편을 대상으로 프레팅 피로 발생시 수반 되는 미소슬립을 고려한 접촉 응력을 해석하여 압입시와 굽힘하중 작용시 압입부 접촉응력 및 미소슬립량의 변화와 압입부 마찰계수 변화에 따른 영향 등을 살펴보았다.

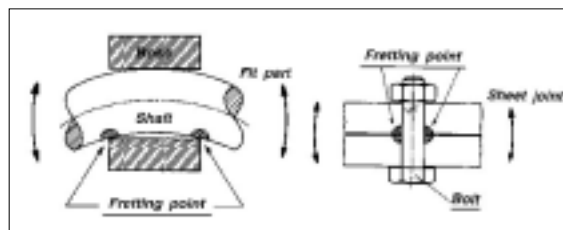


그림 1. 기계구조물 체결부의 프레팅 피로

* 한국철도기술연구원 선임연구원, 정회원

** 한국철도기술연구원 책임연구원, 정회원

2. 압입시편의 접촉응력 해석 모델링

2.1 원통 압입시 접촉응력

그림 2 와 같이 두개의 원통이 압입(shrink fit)되었을 경우 내측 원통의 외경이 외측 원통의 내경보다 2δ 만큼 클 때, 즉 수축여유(shrinking allowance)가 δ 일때 압입에 의하여 두 원통의 접촉면에 압력(p)이 작용한다. 접촉면의 작용 압력에 의하여 외측원통의 내부 반경 증가량과 내측 원통의 외부반경의 감소량의 합은 수축여유 δ 가 되며, 다음과 같이 계산 할 수 있다.[4]

$$\delta = \frac{bp}{E} \left(\frac{b^2 + c^2}{c^2 - b^2} + \nu \right) + \frac{bp}{E} \left(\frac{a^2 + b^2}{b^2 - a^2} - \nu \right) \quad (1)$$

두 접촉면에 작용하는 압력 p 는

$$p = \frac{E\delta}{b} \frac{(b^2 - a^2)(c^2 - b^2)}{2b^2(c^2 - a^2)} \quad (2)$$

이고, 이 때 내부 원통의 접촉면에 작용하는 최대응력은

$$\sigma_r = -\frac{pb^2}{(b^2 - a^2)} \left(1 - \frac{a^2}{b^2} \right) = -p \quad (3)$$

$$\sigma_\theta = -\frac{pb^2}{(b^2 - a^2)} \left(1 + \frac{a^2}{b^2} \right) = -p \frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} \quad (4)$$

이고, 최대 전단응력은

$$\sigma_{t \max} = \left(\frac{\sigma_\theta - \sigma_r}{2} \right)_{r=b} = -\frac{pa^2}{(b^2 - a^2)} \quad (5) \quad \text{이다.}$$

위에서 계산한 압입부의 응력은 길이 방향으로 일정하다는 가정에서 출발하였으므로 압입축과 같이 접촉끝단에 응력집중이 발생하는 경우에 이를 해석할 수 없으므로, 상용 유한요소해석 프로 그램인 ABAQUS를 이용하여 접촉응력을 해석하였으며 방법은 다음과 같다.

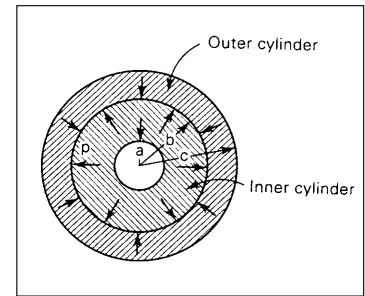


그림 2. 압입원통

2.2 압입시편의 해석 모델링

압입 시험편은 그림 3 과 같이 직경 $\phi 16\text{mm}$, 길이 210mm 의 축에 폭 30mm, 외경 $\phi 40\text{mm}$ 의 보스가 압입된 회전굽힘 피로시험용 시험편으로 최대점쇄는 1.3×10^{-3} , 압입부위의 보스는 모따기 0.5로 설계하였다. 압입시험편의 재질은 실제 철도차량이 사용하고 있는 차축과 차륜의 재질로 하였고, 기계적 성질 및 화학적 성분은 각각 표 1, 표 2 와 같다.

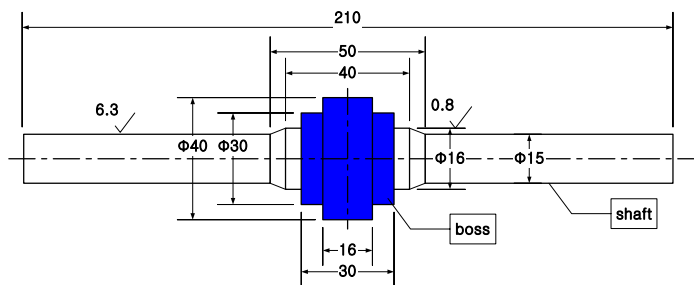


그림 3. 압입시험편의 형상

표 1. 기계적 성질

Material	yield strength (N/mm ²)	tensile strength (N/mm ²)	elongation (%)
shaft(SFA60)	433	679	25.8
boss(SSW-1)	361	779	19.5

표 2. 화학적 성분 (mass %)

Material	C	Si	Mn	P	S
shaft(SFA60)	0.38	0.28	0.76	0.009	0.008
boss(SSW-1)	0.63	0.18	0.74	0.017	0.005

압입시험편의 접촉응력 해석 모델은 좌우방향 대칭이므로 전체 시험편의 1/2만 모델링하여 탄소성해석을 수행하였고 급침하중 작용시 접촉부위 응력을 해석하기 위하여 3차원으로 모델링하였다. 해석 모델은 8절점 선형 블럭 요소(C3D8, 8-node linear brick element)를 사용하였고, 축의 압입부 접촉영역을 slave 접촉 요소로 하고, 보스의 압입부 접촉면을 master 접촉요소로 하여 가능한 접촉영역을 접촉쌍(contact pair)으로 지정하였다. 압입부의 접촉영역 끝단에서 응력 분포가 크게 변하고 프레팅 발생시 접촉면의 끝단부근에 미소슬립(micro-slip)이 존재하기 때문에 접촉 끝단의 최소 메쉬 크기는 10 μ m로 결정 하였다.

해석 조건으로는 차륜 및 차축의 압입시 최대 쥘쇄 1.3 $\times 10^{-3}$ 을 기준으로 하였고, 이 때의 축의 반경방향 수축여유 δ 는 10.4 μ m, 식 (3)으로 계산한 반경방향의 공칭 응력(p_n)은 96.3MPa 이다.

유한요소해석에 사용된 재료의 경화조건은 반복하중을 받을 때 재료의 항복응력이 소성변형에 따라 선형적으로 변하고 Bauschinger 효과를 표현할 수 있는 이동성경화(kinematic hardening) 모델을 사용하였다. 반복하중 하의 항복강도는 0.2% offset 방법을 사용하여 결정하였으며, 이상화된 곡선의 기울기 결정에 변형률범위(strain range)는 3%에서 만나는 점을 각각 사용하였으며, 해석에 사용된 축의 이동성 경화모델은 그림 4 와 같다.

압입부 접촉영역의 마찰거동을 정의하기 위하여 접촉면에는 마찰계수 $\mu=0.6$ 을 적용하였으며, 쿨롱의 마찰모델(isotropic Coulomb friction model)을 적용하여 수직 접촉압력(p)에 비례하는 임계응력 ($\tau_{crit} = \mu p$)이 등가 접선응력 ($\tau_{eq} = \sqrt{\tau_1^2 + \tau_2^2}$) 보다 작을 경우 고착 접촉(sticking contact)을 하고, 등가접선응력과 같을 경우 미끄럼 접촉(sliding contact)을 하는 것으로 하였다. 최종 완성된 해석 모델은 그림 5 와 같이 요소(element)수는 22,488개, 노드(node)수는 23,583개이고, 작용하중은 대칭면을 고정하고 축 끝단에 하중 경계조건을 변화하여 회전시 작용하중을 모의하였다.

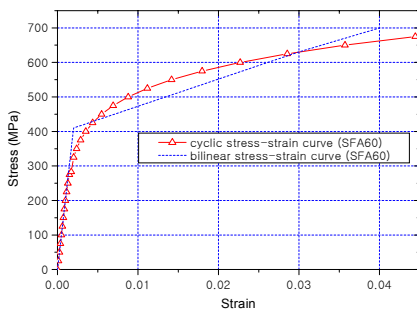


Fig. 4 Idealized cyclic stress-strain curve

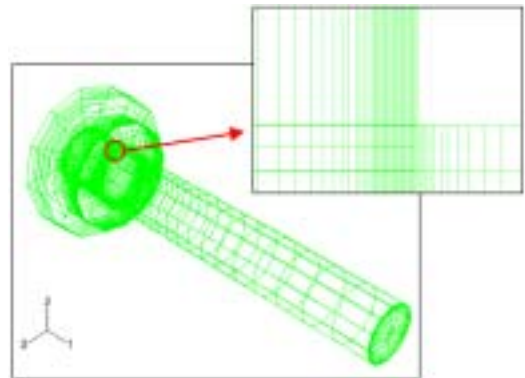


그림 5. 압입시험편의 해석 모델

3. 해석 결과 및 고찰

3.1 압입시 응력해석 결과

압입시 응력해석 결과는 압입축의 제일 위쪽 접촉면(y_{max})에서의 응력분포를 기준으로 하였고, 반경방향 공칭응력($p_n=96.3$ MPa) 변화에 따라 반경방향 및 축방향의 응력분포(σ_{22} , σ_{11})는 비례하기 때문에 반경방향 공칭응력으로 나누어 단위화하여 y축으로, 대칭축에서부터 거리(x)를 압입 접촉면(a=14.5mm)로 단위화하여 x축으로 정리하였다.

그림 6에서 접촉면에서의 반경방향 응력(σ_{22})을 살펴보면 압입부 중심에서 접촉끝단으로 올 수록 압축응력은 증가하는 경향을 나타내고 있으며, 접촉끝단 안쪽 10 μ m에서 최대가 되고 접촉끝단에서 급격하게 감소되고 있어 접촉이 발생하지 않은 부분은 반경방향의 응력이 발생하지 않음을 알 수 있다. 축 방향의 응력 분포(σ_{11})는 접촉끝단 안쪽 50 μ m에서 압축응력이 최대가 되고 접촉끝단에서 급격히 변화하여 바깥쪽 20 μ m 위치에서 최대의 인장응력이 발생한다.

그림 7은 압입시 접촉면에서의 전단응력(σ_{12})을 나타낸 그림으로 접촉면의 중앙에서는 거의 전단응력이 없는 상태에서 접촉면의 끝단에서 급격하여 전단응력의 방향이 변화하고 있다.

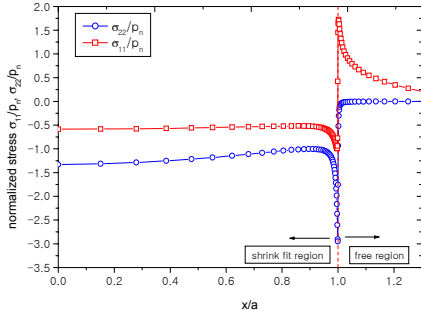


그림 6. 반경방향 및 축방향 응력 분포

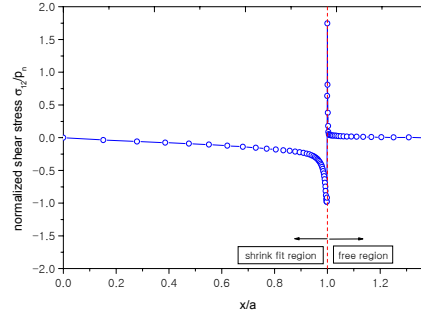


그림 7. 접촉부 전단응력

3.2 굽힘하중 작용시 응력해석 결과

압입축에 굽힘 하중이 작용할 때 응력분포를 해석하기 위하여 압입 해석을 수행한 후 축의 끝단에 축방향에 수직인 하중을 주는 것으로 하였다. 여러 하중조건에서의 응력상태를 검토하기 위하여 단위화를 위한 파라미터 λ 를 사용하였고, 관계식은 다음과 같다. 여기에서 굽힘응력의 계산은 회전굽힘 피로시험기에서 시험시 작용하중에 따른 응력값으로 계산하였다.

$$\lambda = \sigma_b / p_n \quad (6)$$

여기에서, p_n = 압입 공칭 응력 (Lame's average pressure = 96.3 MPa),

$$\sigma_b = \text{굽힘응력} = \frac{M_b}{Z_b} = \frac{16 \cdot W_b \cdot L}{\pi D^3} = \frac{16 \cdot W_b \cdot 200}{\pi D^3}$$

M_b = 굽힘모멘트, Z_b = 2차모멘트, W_b = 작용하중(N), L = 팔길이(200mm), D = 시편직경(mm) 이다.

그림 8은 굽힘하중에 따른 접촉영역에서의 반경방향 응력분포이며, 인장영역에서는 하중이 증가할수록 접촉끝단의 수직압력은 압축에서 인장으로 증가하다가 $\lambda > 2.5$ 일때 접촉 끝단에서 수직압력은 거의 영이 되며, 접촉영역의 분리가 일어남을 알 수 있다. 압축이 발생하는 접촉영역에서는 접촉 끝단에 큰 압축응력의 응력집중이 발생함을 알 수 있다.

그림 9는 인장 및 압축영역에서의 축방향 응력분포이며, 축방향 응력은 접촉끝단에서 가장 크게 발생하며 굽힘하중이 증가함에 따라 인장영역에서의 인장응력 및 압축영역에서의 압축응력이 크게 증가한다. 또한, 하중 증가에 따라 슬립영역이 커지므로 인장응력 및 압축응력 증가 영역이 슬립영역에 비례하여 커지게 된다.

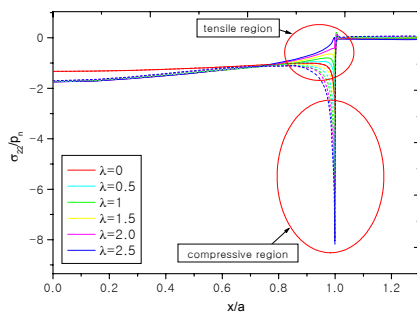


그림 8. 하중에 따른 반경방향 응력 분포

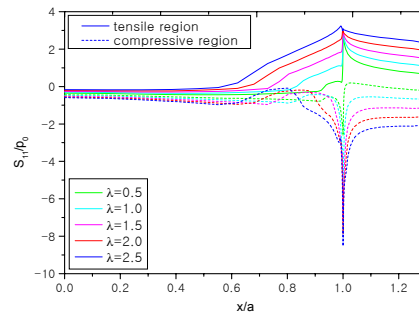


그림 9. 하중에 따른 축방향 응력 분포

그림 10은 하중에 따른 전단응력의 변화를 나타낸 그림으로 하중이 증가함에 따라 인장영역의 접촉영역에서는 접촉끝단으로 갈수록 전단응력은 약간 감소하게 되며, 압축영역에서는 전단응력이 크게 증가함을 알 수 있다. 이와 같은 결과를 고려해 볼 때 굽힘하중이 증가함에 따라 접촉 끝단에는 축방향의 응력과 전단응력이 크게 발생하고 있으므로 압입축의 프레팅 피로수명에 접촉면에 작용하는 축방향 응력과 전단응력이 크게 영향을 미침을 알 수 있다.

그림 11은 인장영역에서 슬립의 영역 및 최대 슬립량을 나타내고 있으며, 하중이 증가할수록 슬립의 영역 및 최대 슬립량이 비례하여 증가한다. 압축영역에서의 슬립의 영역은 인장영역과 거의 비슷한 크기를 나타내며, 그림 12의 최대 슬립량을 비교해 보면 접촉끝단 10 μm 위치에서 최대가 되고 인장영역이 압축영역보다 크게 나타나고 있다.

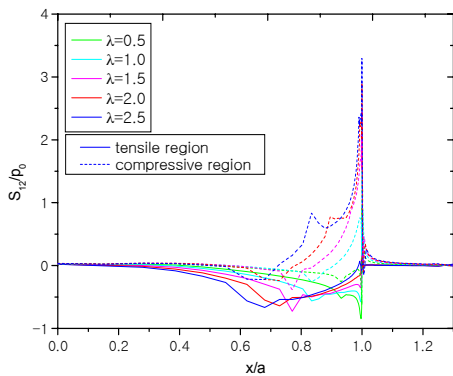


그림 10. 하중에 따른 전단응력 분포

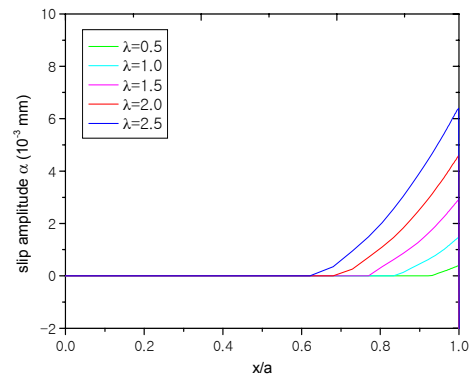


그림 11. 인장영역에서의 슬립량

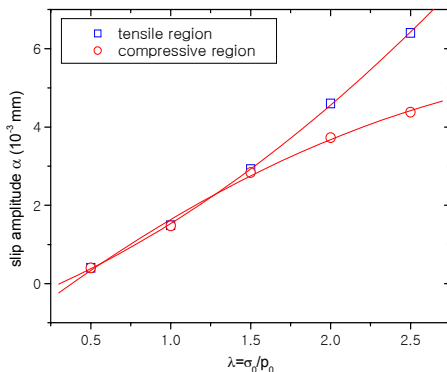


그림 12. 작용하중에 따른 최대 슬립량

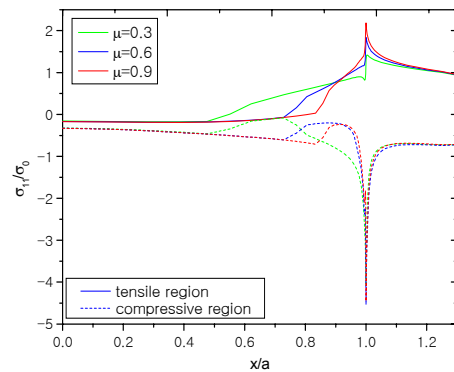


그림 13. 마찰계수변화에 따른 축방향 응력

3.3 마찰계수 변화에 따른 응력해석 결과

굽힘응력 151.7 MPa($\lambda=1.5$)일 때 접촉면의 마찰계수 0.3, 0.6, 0.9일 때 접촉영역의 응력변화와 슬립량의 변화를 해석하였다. 그림 13은 인장영역 및 압축영역에서 마찰계수에 따른 축방향의 응력분포를 나타낸 그림으로 마찰계수가 증가할수록 접촉끝단의 응력집중은 증가됨을 알 수 있다. 그림 14는 마찰계수에 따른 전단응력 분포를 나타낸 그림으로 인장영역에서 전단응력 변화는 크지 않지만, 압축영역에서는 마찰계수가 증가할수록 접촉끝단의 전단응력은 커짐을 알 수 있다. 그림 15는 인장 및 압축영역에서 슬립의 변화량을 나타낸 그림으로서 마찰계수가 작을수록 슬립의 영역 및 크기는 증가됨을 알 수 있다. 슬립의 크기가 18~25 μm 정도일 때 가장 큰 프레팅 피로 손상을 가져오며, 그 이하에서는 슬립량이 커질수록 수명이 감소한다고 알려져 있다.[5] 마찰계수 증가 시 슬립량은 감소 하지만, 접촉끝단의 응력집중은 증가되기 때문에 프레팅 피로수명은 슬립량의 변화 뿐만 아니라 접촉끝단의 응력집중 크기도 영향을 미칠 것으로 판단된다.

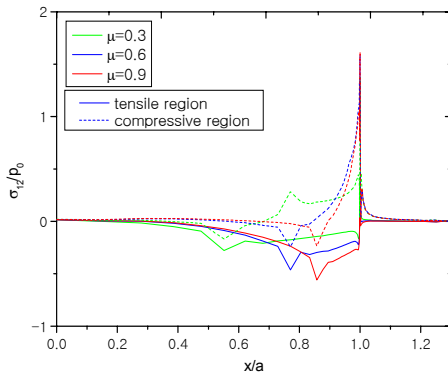


그림 14. 마찰계수 변화에 따른 전단 응력

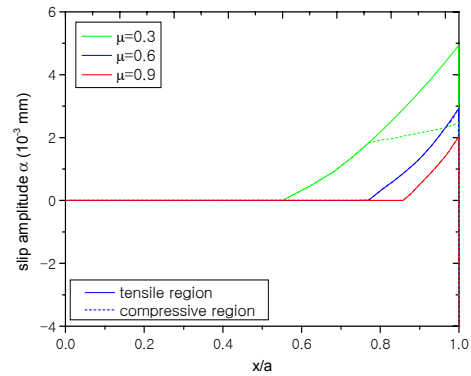


그림 15. 마찰계수 변화에 따른 슬립변화량

4. 결론

보스 축의 압입부에 발생하는 프레팅 피로수명해석을 위하여 압입시편에 대한 압입시, 굽힘하중작용시, 마찰계수 변화시 접촉부의 응력 및 미소슬립량을 유한요소법을 이용하여 해석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

(1) 축과 보스의 압입시 접촉 끝단에는 축방향의 응력과 전단응력이 크게 변화하고, 반경방향의 응력은 압축응력으로 작용하고 있으며 압입에 의해 접촉끝단에 큰 응력집중이 발생한다.

(2) 압입부에 굽힘하중이 작용할 경우 하중이 증가함에 따라 슬립의 영역 및 최대슬립량이 비례하여 증가하고, 슬립영역이 커짐에 따라 인장 혹은 압축영역의 접촉응력의 분포 및 크기도 비례하여 커지게 된다. 이와 같이 접촉끝단의 응력분포는 미소슬립의 영향을 크게 받고 있다.

(3) 접촉면의 마찰계수가 증가함에 따라 압입부 끝단에서 슬립의 영역 및 크기는 감소하지만, 응력집중은 증가되는 경향을 나타내므로 압입부 프레팅 피로수명은 슬립량의 변화 뿐만 아니라 접촉끝단의 응력집중 크기도 영향을 미칠 것으로 판단된다.

후 기

본 연구는 기본연구사업인 “철도시스템 선진화 기술연구(차량 성능향상 핵심기술연구)”의 일환으로 수행된 연구결과의 일부이며, 관계자 여러분께 감사드립니다.

[참고문헌]

1. R.B.Waterhouse, "FRETTING CORROSION", Pergamon Press. Oxford, 1972.
2. K. Hirakawa, K. Toyama and M. Kubota, "The analysis and prevention of failure in railway axles", Int. J. Fatigue, vol.20, No. 2., 1998, pp.135~144
3. Toyama, Kazuo, Inoue, Jyun, “新幹線電車用車軸の疲労安全性評價と30年の実績(Fatigue reliability assessment and thirty years maintenance history of axles for Shinkansen), Sumitomo Metals, vol.48, No. 2, 1996, pp.13-19
4. A.C. Ugural, S.K. Fenster, "Advanced strength and applied elasticity", Prentice-Hall, Inc., 1995.
5. Waterhouse, R.B., "The problem of fretting Fatigue Testing", Standardization of Fretting Fatigue Test Methods and Equipment, ASTM STP 1159, M.Helmi Attia and R.B. Waterhouse, Eds., American Society for Testing and Materials, Philadelphia, 1992, pp.13-19