

<학술논문>

압입축에 발생하는 프레팅 마모가 피로수명에 미치는 영향

이동형[†] · 권석진* · 최재봉** · 김영진**
(2007년 5월 21일 접수, 2007년 10월 12일 심사완료)

The Effect of Fretting Wear on Fatigue Life of Press-fitted Shaft

Dong-Hyong Lee, Seok-Jin Kwon, Jae-Boong Choi and Young-Jin Kim

Key Words: Press-fitted Shaft(압입축), Fretting(프레팅), Fretting Wear(프레팅 마모), Fatigue Life(피로수명), Stress Concentration(응력집중), Crack(균열), Slip(슬립)

Abstract

The objective of the present paper is to evaluate the effect of the evolution of contact surface profile caused by fretting wear on fatigue life of press-fitted shaft by means of an analytical method based on experimental data. A finite element analysis was performed to analyze the stress states of press-fitted shaft, considering the worn contact profiles of shaft. The fatigue lives of the press-fitted shaft reflecting the evolution of contact stress induced by fretting wear were evaluated by stress-life approach using fatigue notch factor. It is found that the stress concentration of contact edge in press-fitted shaft decreases rapidly at the initial stage of total fatigue life, and its location shifts from the contact edge to the inside with increasing number of fatigue cycles. Thus the change of crack nucleation position in press-fitted shaft is mainly caused by the stress change of contact edge due to the evolution of contact surface profile by fretting wear. Furthermore, the estimated fatigue lives by stress-life approach at the end of running-in period of the fretting wear process corresponded well to the experimental results. It is thus suggested that the effect of fretting wear on fatigue life in press fits is strongly related to the evolution of surface profile at the initial stage of total fatigue life.

기호설명

- $\sigma_{eq,a}$: 등가 굽힘응력 진폭
- $\sigma_{1,a}, \sigma_{2,a}, \sigma_{3,a}$: 각 주응력 진폭
- K_t : 응력집중계수
- $\sigma_{nominal}$: 공칭 굽힘응력
- K_f : 피로노치계수
- ρ_{eq} : 등가 노치반경
- a_p : 재료상수

- σ_T : 접선응력
- τ : 전단응력
- δ : 상대 슬립량

1. 서론

철도차량의 차축, 커플링, 조인트와 같이 축이 압입(press fit)되거나 수축 끼워맞춤(shrink fit)되어 있는 부분에서는 접촉면의 아주 작은 상대슬립에 의해 프레팅이 발생하고 피로수명이 크게 감소한다.⁽¹⁾ 차축의 파손은 철도차량 운행에 큰 피해를 유발하기 때문에 차축의 파손을 방지하고 수명향상을 위해 많은 연구가 수행되었지만, 프레팅에 의한 균열발생문제는 아직도 해결하여야 할 부분

[†] 책임저자, 회원, 한국철도기술연구원
E-mail : dhlee@krii.re.kr
TEL : (031)460-5246 FAX : (031)460-5279
* 한국철도기술연구원 철도시스템연구본부
** 성균관대학교 기계공학부

이다.⁽²⁾

프레팅이란 접촉면에 발생하는 작은 진폭의 상대운동(oscillatory movement)이라고 정의⁽³⁾하고 있다. 프레팅은 접촉표면에 발생하는 손상에 따라 프레팅 부식(fretting corrosion), 프레팅 마모(fretting wear), 프레팅 피로(fretting fatigue)로 구분한다. 따라서 프레팅 손상에 관한 연구는 손상특성을 기준으로 크게 프레팅 마모⁽³⁾와 프레팅 피로⁽⁴⁾로 구분되어 진행되어 왔다. 그러나, 프레팅이 발생할 경우 대부분의 접촉영역에서 프레팅 피로와 프레팅 마모는 함께 발생한다.⁽⁵⁻⁷⁾ 따라서 프레팅에 의한 피로균열 발생 및 진전, 프레팅 마모와의 상관관계 등에 대하여 명확히 할 필요가 있다.

Vingsbo와 Söderberg⁽⁸⁾는 프레팅 맵(fretting map) 개념을 이용하여 프레팅 피로와 프레팅 마모의 관계를 미끄럼량(amplitude of slip)의 함수로 설명하고 있다. 프레팅 발생 영역을 고착(stick), 혼합 고착-미끄럼(mixed stick-slip), 전미끄럼(gross slip) 영역으로 구분하며, 피로균열은 주로 혼합 고착-미끄럼 영역에서, 마모 손상은 주로 전미끄럼 영역에서 발생한다고 하였다. 이와 같이 프레팅 시험편의 피로균열은 혼합 고착-미끄럼 영역의 고착-미끄럼 경계에서 주로 발생⁽⁸⁾하지만, 압입축의 피로균열은 슬립이 가장 크게 발생하는 접촉끝단에서 발생^(9,12)하므로 압입 축의 피로균열은 기존의 프레팅 시험편을 이용한 연구결과와는 다른 특성을 나타낸다.

압입축의 프레팅 마모와 피로수명에 관한 연구는 많이 진행되지 않았다. 그 중에서 Sato 등⁽¹⁰⁾은 압입축의 피로강도와 균열진전거동에 대한 연구에서 저강도(軟質) 재료와 고강도(硬質) 재료의 균열진전속도의 차이를 마모의 영향으로 설명하였다. Makino 등⁽¹¹⁾은 접촉끝단 프로파일을 고려한 유한요소해석을 수행하고 균열발생위치에 미치는 접촉끝단 프로파일의 영향을 평가하였다. 그러나 지금까지의 연구들은 마모실험을 통하여 균열진전속도 차이를 검증하지 못하였고, 피로사이클별 마모에 의해 변화된 접촉 프로파일을 해석에 반영하지 못하였다. 압입축의 끝단에는 큰 응력집중이 발생^(9,12)하기 때문에 프레팅에 의해 마모가 발생하게 되면 접촉끝단의 응력이 변화할 것으로 예측되므로 응력과 변형률을 이용한 피로수명해석을 위하여 프레팅에 의한 마모와 피로수

명의 관계를 정립할 필요가 있다.

따라서 본 연구에서는 압입축에 프레팅이 발생할 경우 프레팅 마모에 의한 접촉끝단의 응력변화와 피로수명 해석을 통하여 프레팅 마모가 피로수명에 미치는 영향을 명확히 하고자 하였다. 압입축의 프레팅 피로실험시 측정된 접촉면 형상⁽¹²⁾을 이용하여 유한요소해석을 수행하고 피로사이클별 마모형상 변화에 따른 접촉면의 응력 변화를 분석하였다. 접촉면의 응력 해석결과를 이용하여 응력집중계수를 계산하고 마모에 따른 압입축의 피로노치계수와 피로수명을 해석하여 마모에 따른 피로수명의 변화를 분석하였다.

2. 해석방법

2.1 유한요소해석 모델

축이 보스에 압입될 경우와 굽힘하중이 작용할 경우 접촉면의 응력 분포를 계산하기 위하여 비선형 수치해석에 많이 사용되는 상용 유한요소해석 프로그램인 ABAQUS⁽¹³⁾를 사용하였다.

굽힘하중 작용시 압입시험편의 접촉응력을 3차원으로 해석한 연구결과들^(11,14)이 있다. 그러나 3차원 모델의 경우 프레팅 현상을 해석하기 위하여 미소슬립이 발생하는 접촉부위뿐만 아니라 회전방향의 분할도 조밀하게 하여야 한다. 때문에 많은 요소수로 인하여 계산시간이 크게 증가하고 회전방향의 기하학적 비선형성이 발생하여 수렴이 잘 안 되는 문제가 있다. 따라서, 본 연구에서는 압입축이 초기에 축대칭의 형상이지만, 굽힘하중 작용시 비대칭 변형을 나타내므로 이를 해석할 수 있는 비대칭-축대칭요소(Bilinear asymmetric-axisymmetric element)⁽¹³⁾를 사용하였다.

압입시험편의 경우 축 방향으로 형상 및 하중 조건이 대칭이기 때문에 전체 시험편의 1/2을 모델링하였다. 압입부의 접촉영역 끝단에서 응력 분포가 크게 변하고 프레팅 발생시 접촉면의 끝단에 미세슬립(micro-slip)이 발생하기 때문에 접촉끝단의 최소 요소를 약 0.015mm로 분할하였다. 접촉면에서의 간섭량(shrinkage allowance)은 회전 굽힘피로시험기를 이용한 프레팅 피로시험편⁽¹²⁾과 동일하게 Lamé의 평균 공칭접촉압력(p_n)⁽¹⁵⁾이 90MPa이 되도록 하였다.

축의 압입부 접촉영역에는 슬래브 접촉 요소의 역할을 하는 미끄럼 접촉 요소(axisymmetric slide

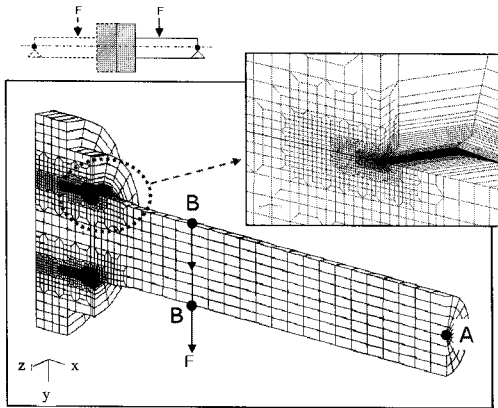


Fig. 1 Finite element model for press-fitted specimen

line element)로, 보스의 압입부 접촉면은 마스터 접촉 요소의 역할을 하는 slide line으로 지정하였다. 압입부 접촉면에는 마찰계수 $\mu=0.6^{(11)}$ 을 적용하였고, 쿨롱의 마찰모델(isotropic Coulomb friction model)과 라그랑지 방법(Lagrange multiplier friction formulation)을 적용하여 프레팅 발생시 접촉면의 고착과 미끄럼을 정확하게 해석하고자 하였다.

압입축의 유한요소해석 모델은 Fig. 1과 같다. 해석의 경계조건은 시험조건과 동일하게 축과 보스의 접촉면에 일정한 굽힘응력이 작용하도록 하중은 축 끝단(A 위치)을 고정하고 시험기 그립 끝단에 해당되는 $\theta=0^\circ, 180^\circ$ 노드(B 위치)에 집중하중을 주었고, 축방향 대칭면에 대칭조건을 적용하였다. 탄성 해석을 수행하였고 탄성계수(Young's modulus)는 203,000MPa, 푸아송비(Poisson's ratio)는 0.3을 적용하였다.

해석모델의 검증은 위하여 대칭면에서 발생하는 반경방향의 응력(σ_y)과 접선방향의 응력(σ_z)을 유한요소해석 결과와 Lamé 이론⁽¹⁵⁾으로 계산한 결과를 비교하였다. Fig. 2는 해석 및 이론으로 계산한 응력을 공칭 접촉압력(p_n)으로 나누어 표시한 결과이다. 최대 접선방향 응력이 보스의 내부에서 최대가 되는 등 해석모델의 결과가 이론 계산과 잘 일치하였다.

2.2 마모를 고려한 응력해석

프레팅 마모에 의한 압입축 끝단의 응력변화를 해석하기 위하여 시험편의 피로사이클별 접촉면

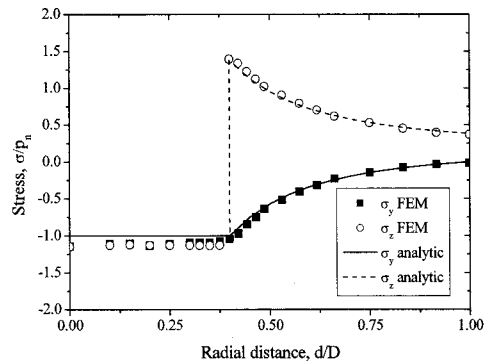


Fig. 2 Comparison of radial stress(σ_y) and tangential stress(σ_z) distribution from analytic and FEM

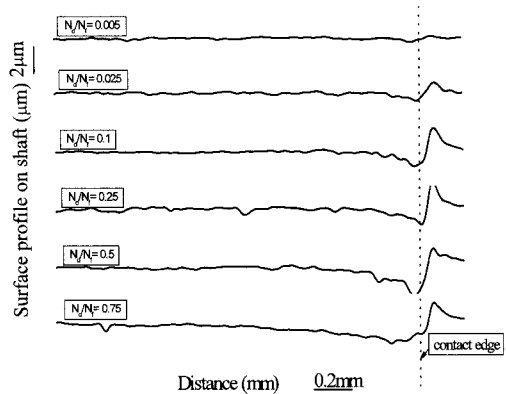


Fig. 3 Variation of contact surface profile with the fretting damage at $\lambda=2.0$

의 마모형상⁽¹²⁾을 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 피로사이클별 접촉면의 마모형상은 압입축의 프레팅 피로실험후 거칠기 측정기(profilometer, Mitutoyo, SJ-400)와 전용프로그램(SURFPAK)으로 접촉면 3곳 이상을 측정하여 데이터 처리(차단값: 0.08mm) 및 평균한 결과이다. 압입축의 프레팅 피로시험은 공칭 굽힘응력(σ_0)이 Lamé의 평균 공칭 접촉압력(p_n)의 1.5, 2.0, 2.5배($\lambda=\sigma_0/p_n$, $\lambda=1.5, 2.0, 2.5$)일 때를 기준으로 수행하였으므로 해석의 하중조건도 동일하게 하였다. Fig. 3은 하중조건 $\lambda=2.0$ 에서 피로손상 사이클별 축 접촉끝단의 형상변화를 측정된 결과

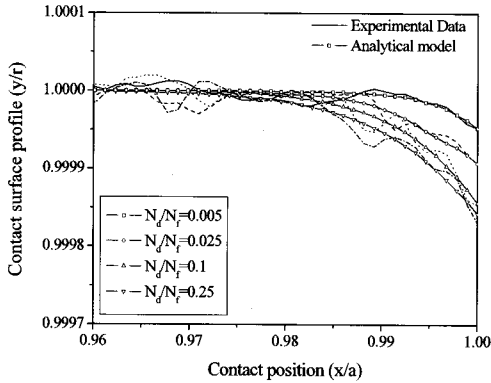


Fig. 4 Contact surface profile measured and adopted in FE analysis

이며, 파단수명을 N_f , 피로사이클을 N_d 로 표시하였다.

초기 프레팅 손상상태에서 축의 접촉면 형상은 접촉끝단 약 1mm이내에서 급격히 변화하였고 접촉끝단 안쪽 1mm이상의 접촉면 형상은 거의 변화가 발생하지 않았다. 그러므로 본 해석에서는 축의 접촉끝단에서 1mm안쪽까지의 마모된 접촉 형상을 적용하였다. 축 접촉끝단의 바깥영역에 발생하는 소성변형 부분은 접촉응력에 거의 영향을 미치지 못하므로 제외하였고, 최대 마모깊이가 접촉끝단이 되도록 하였다. 또한, 실험결과 보스(boss)의 마모는 축의 마모에 비해 거의 발생하지 않았으므로 축의 마모형상만을 고려하였다.

접촉면의 거칠기는 불규칙(irregularity)한 형상을 나타내므로 이를 유한요소해석의 절점 데이터로 입력하여 해석할 경우 수렴이 어렵고 해석결과의 정량화도 어려우므로 Fig. 4와 같이 곡선 근사화(curve fitting; sigmoidal fit⁽¹⁶⁾)하여 적용하였다. 여기에서 x축은 접촉면의 길이($a=14.5\text{mm}$)로 나누어 표시하였고, $x/a=1$ 의 위치는 접촉면의 끝단을 나타낸다. y축은 축의 반경($r=8\text{mm}$)로 나누어 표시하였고, $y/r=1$ 은 마모가 발생하지 않은 초기상태의 접촉면이다.

압입축의 프레팅 마모량은 피로사이클 초기에 급격히 증가하고 미세균열은 전체수명의 약 15~20%의 영역에서 발생⁽¹²⁾하므로, 프레팅 손상 초기에 발생하는 응력 및 수명의 변화를 분석하기 위하여 전체수명의 25%까지 해석을 수행하였

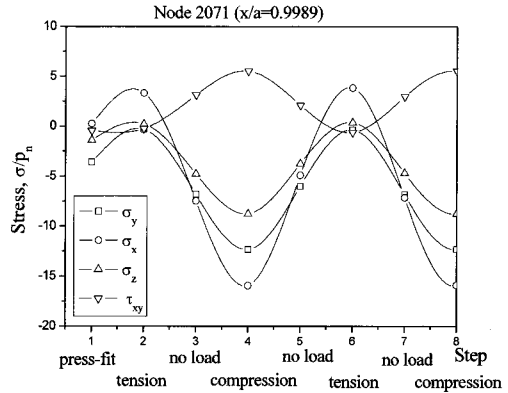


Fig. 5 Variation of stress component near the contact edge

다. 해석절차는 첫 번째 단계에서 마모된 축과 보스의 압입시 응력해석을 수행하고, 다음 단계에서 1사이클의 굽힘 피로하중 작용시 응력해석을 수행하였다.

2.3 마모에 따른 수명해석

마모에 따른 압입축의 수명해석은 노치 혹은 응력집중부의 피로수명 해석에 많이 사용하고 있는 피로노치계수 K_f (fatigue notch factor)를 이용한 응력-수명 방법(stress-life approach)을 적용하였다.

Fig. 5는 압입축에 압입시(step 1)와 굽힘하중이 작용할 경우(step 2(인장시)~step8(압축시)) 축의 접촉끝단 표면에 발생하는 응력의 변화를 나타낸 그림이다. 그림과 같이 접촉면은 다축응력상태가 되므로 다음식과 같이 접촉면의 주응력을 이용하여 등가응력진폭(equivalent stress amplitude)을 계산하였다.

$$\sigma_{eq,a} = \frac{1}{\sqrt{2}} \sqrt{(\sigma_{3,a} - \sigma_{2,a})^2 + (\sigma_{2,a} - \sigma_{3,a})^2 + (\sigma_{3,a} - \sigma_{1,a})^2} \tag{1}$$

여기에서, $\sigma_{1,a}$, $\sigma_{2,a}$, $\sigma_{3,a}$ 는 각 주응력의 진폭(principal stress amplitude)이다. 압입축에 굽힘하중 작용 시 등가평균응력은 압축응력을 나타내지만, 계산의 단순화를 위하여 등가응력진폭만을 고려하였다.

응력집중계수(K_t , elastic stress concentration

factor)는 등가응력 진폭에 공칭 굽힘응력(σ_0)을 나누는 다음 식 (2)를 사용하였고, 피로노치계수 (K_f , fatigue notch factor)는 Peterson의 경험식을 적용한 다음 식 (3)을 적용하였다.

$$K_t = \sigma_{eq,a} / \sigma_0 \quad (2)$$

$$K_f = 1 + \frac{(K_t - 1)}{(1 + \frac{a_p}{\rho_{eq}})} \quad (3)$$

여기에서, ρ_{eq} 는 등가 노치반경(mm)이고, a_p 는 노치 반경에서 임계거리(critical distance from the notch root)를 나타내는 재료상수로서 높은 인장강도(S_u)를 갖는 재료의 경우($S_u > 560MPa$) 다음과 같다.⁽¹⁷⁾

$$a_p (mm) = 0.0254 \times \left(\frac{2079}{S_u (MPa)} \right)^{1.8} \quad (4)$$

철도차량 차축의 피로특성을 검증하기 위하여 노치시험편을 사용⁽¹⁸⁾하고 있으므로 마모에 따른 압입축의 피로특성 변화를 분석하기 위하여 노치 시험편으로 등가하였다. 프레팅 현상을 노치로 등가하여 피로수명을 해석하기 위한 연구⁽¹⁹⁾가 진행되고 있으나 아직 한계가 존재한다. 본 연구에서는 마모에 따른 전체 수명변화를 분석하기 위한 것이 주목적이므로 이론적 해석결과⁽²⁰⁾가 많은 노치형상을 기준으로 하였다. 노치 최소 단면적부의 지름이 압입축의 지름($\phi 16mm$)과 동일하게

되도록 외경 $D=20mm$, 노치깊이 $t=2mm$ 로 하였고, 노치각도는 향후 시험편 제작과 이론적 응력 집중계수⁽²⁰⁾를 활용하기 위하여 60° 로 하였다. 이때 압입축의 응력집중계수 K_t 와 등가노치반경 ρ_{eq} 에 대한 외경의 비 $2\rho_{eq}/D$ 의 관계는 응력집중계수의 해석결과⁽²⁰⁾를 회귀분석한 다음 식을 사용하여 등가 노치반경을 결정하였다.

$$\log(2\rho_{eq}/D) = B_0 + B_1 \log(K_t) + B_2 (\log(K_t))^2 \quad (5)$$

여기에서 B_0 , B_1 , B_2 는 상수로서 각각, $B_0=0.34733$, $B_1=-4.44701$, $B_2=2.26027$ 이다.

등가 노치반경과 피로노치계수를 이용하여 등가 노치시험편의 S-N곡선을 구하고 이를 이용하여 각 하중조건에서 프레팅 마모가 발생한 압입축의 피로수명을 계산하였다. 일반적으로 응력-수명 예측방법은 10^6 사이클을 피로한도로 적용하고 있으나, 피로수명이 10^6 사이클을 초과하는 $\lambda=1.5$ 하중조건인 경우 피로한도를 10^7 사이클로 정의하였다.

3. 해석결과

3.1 마모에 따른 응력변화

Fig. 6은 하중조건 $\lambda=2.0$ 일 때 압입상태(press-fitted)에서 마모에 따른 접촉압력 변화를 나타낸 그림이다. 여기에서 x축은 접촉면의 길이($a=14.5mm$)로 나누어 표시하였고, $x/a=1$ 의 위치는 접촉면의 끝단을 나타낸다. 마모가 발생하지 않은

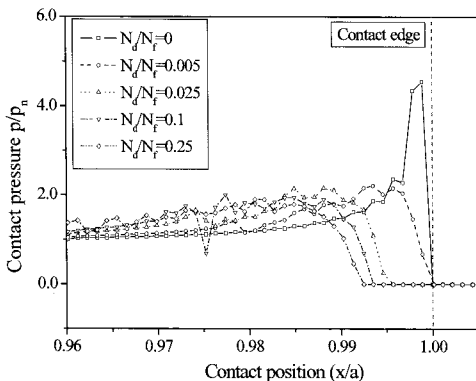


Fig. 6 Contact pressure distributions at press-fitted condition ($\lambda=2.0$)

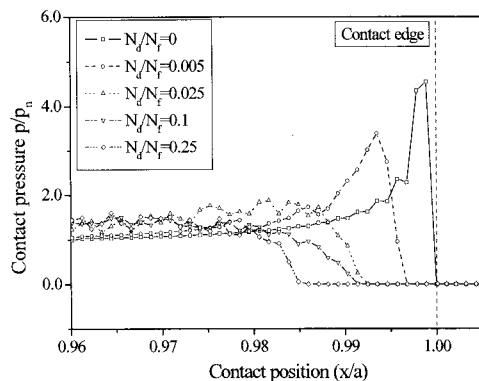


Fig. 7 Contact pressure distributions at press-fitted condition ($\lambda=2.5$)

상태에서 접촉압력은 접촉끝단 바로 안쪽에서 최고가 된다. 압입되어 있는 보스가 강체일 경우 축의 접촉끝단에는 이론적으로 무한대의 접촉압력이 발생하여야 하지만, Fig. 1과 같이 압입되어 있는 보스 끝단에는 모따기(C0.5)가 되어 있고 강체가 아니기 때문에 보스의 변형도 함께 발생하므로 접촉압력은 접촉끝단 바로 안쪽에서 최고가 된다. 파단수명의 0.5% 피로사이클($N_d/N_f=0.005$)에서 최대 접촉압력은 프레팅 마모에 의해 초기 최대 접촉압력의 약 50% 이하로 크게 감소한다. 또한, 피로사이클이 증가할수록 최대 접촉압력의 위치는 접촉끝단에서 안쪽으로 이동하며, 최대 접촉압력의 크기는 공칭접촉압력의 1.9~2.1배이다. 마모가 진행 될수록 접촉끝단은 마모에 의해 접촉의 분리가 발생하여 접촉압력이 0이 되는 영역이 증가한다. Fig. 7은 하중조건 $\lambda=2.5$ 일 때 압입시 접촉압력의 변화이며, $\lambda=2.0$ 의 경우와 같이 프레팅 마모가 진행됨에 따라 급격한 최대 접촉압력의 감소와 접촉면의 분리가 발생하는 영역이 증가한다. Fig. 6과 비교하여 하중이 증가함에 따라 마모 영역이 증가하여 접촉면의 분리가 발생하는 영역이 더 커진다.

Fig. 8은 하중조건 $\lambda=2.0$ 일 때, 인장 및 압축 하중 작용시 접촉면에 발생하는 등가응력진폭의 계산 결과이다. 초기에는 접촉끝단 바로 안쪽 위치에서 응력진폭이 가장 크지만 피로사이클이 증가함에 따라 프레팅 마모가 발생하여 응력진폭의 최대값은 감소한다. 파단수명의 10% 피로사이클($N_d/N_f=0.1$) 이후에는 최대 응력진폭의 위치가 접촉끝단에서 접촉끝단 안쪽으로 이동한다. 접촉면에 발생하는 전단응력의 변화도 이와 같은 경향을 나타내었다.

Fig. 9는 하중별 피로사이클에 따른 최대 등가응력진폭의 변화를 나타낸 그림이다. 마모가 없는 초기상태($N_d/N_f=0$)에서 최대 등가응력 진폭은 굽힘하중이 가장 클 경우($\lambda=2.5$)가 가장 크고, 굽힘하중이 작을 경우($\lambda=1.5$)가 가장 작다. 모든 하중조건에서 프레팅 마모가 진행됨에 따라 파단수명의 2.5% 피로사이클($N_d/N_f=0.025$)까지 등가응력 진폭의 최대값은 급격히 감소하며, 그 이후로는 완만해지는 경향을 나타낸다. 따라서 압입축에 프레팅이 발생할 경우 피로사이클 초기에 접촉끝단에는 마모가 발생하고, 마모에 의한 접촉형상의 변화로 인해 접촉끝단의 응력집중이 크

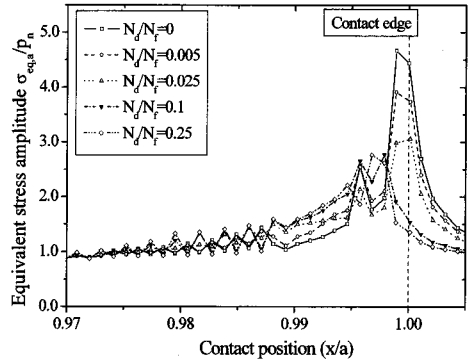


Fig. 8 Equivalent stress distributions at stress amplitude of $\lambda=2.0$

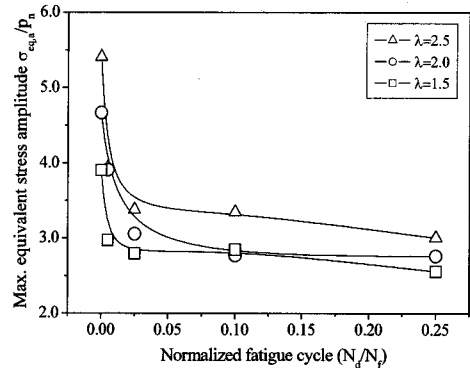


Fig. 9 Normalized maximum equivalent stress variation with fatigue cycle

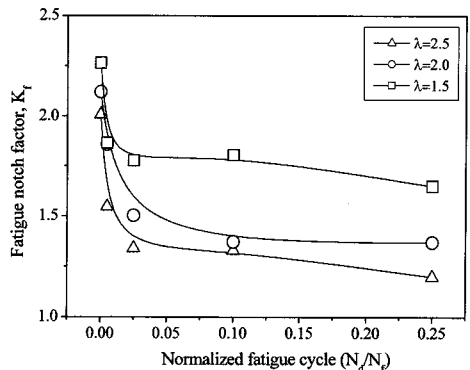


Fig. 10 Variation of fatigue notch factor K_f with fatigue cycle

게 완화되며 그 이후 피로사이클에서는 거의 변화가 없음을 알 수 있다.

3.2 마모에 따른 예측수명의 변화

Fig. 10은 하중별 프레팅 마모가 진행됨에 따라 압입축의 피로노치계수 변화를 나타낸 그림이다. 최대 등가응력진폭의 변화와 같이 압입축 접촉끝단의 피로노치계수는 마모가 발생하지 않은 상태에서 가장 큰 값을 보이고 피로사이클 초기에 급격히 감소한다. 파단수명의 약 2.5% 피로사이클 ($N_d/N_f=0.025$) 이상에서는 피로노치계수의 감소율이 줄어들어 거의 일정한 경향을 나타낸다.

마모에 따른 압입부의 파단시 피로수명 예측결과는 Fig. 11과 같다. 마모가 발생하지 않은 상태 ($N_d/N_f=0$)에서 예측된 수명은 시험결과보다 짧은 결과를 나타낸다. 그러나, 마모를 고려하면 초기 상태의 예측결과와는 달리 시험결과에 근접해지는 결과를 얻을 수 있다. 파단수명의 약 2.5% 피로사이클 ($N_d/N_f=0.025$)의 접촉면 마모형상을 이용하여 수명 예측한 결과가 실험결과와 대체로 잘 일치하였다.

4. 분석 및 고찰

4.1 마모에 따른 균열발생위치의 변화

마모에 의한 접촉응력의 변화가 균열발생위치에 미치는 영향을 검토하기 위하여 마모에 따른

프레팅 피로손상 파라미터(FDP)를 계산하였다. 프레팅 피로손상 파라미터는 접촉면에 마찰력에 의해 행해진 일(work)을 기초로 하여 Ruiz 등⁽²¹⁾이 제안하였다. 이 파라미터는 프레팅 피로손상 위치를 잘 예측할 수 있다고 보고⁽²²⁾되고 있으며, 다음과 같이 계산할 수 있다.

$$FFDP(N^2/mm^3) = \sigma_T \times \tau \times \delta \quad (6)$$

여기에서, σ_T 는 접선응력(MPa), τ 는 접촉면에 국부적으로 작용하는 전단응력(MPa), δ 는 상대슬립량(mm)을 나타낸다.

Fig. 12는 하중조건 $\lambda=2.0$ 이고 접촉면이 압축 상태일 때 마모에 따른 프레팅 피로손상 파라미터의 계산결과이다. 피로사이클 초기($N_d/N_f=0 \sim 0.025$)에 프레팅 피로손상 파라미터는 접촉끝단과 바로 안쪽($x/a=0.999$, 접촉끝단에서 0.015mm 안쪽 위치)에서 가장 큰 값을 나타낸다. 파단수명의 10% 피로사이클($N_d/N_f=0.01$)에서는 $x/a=0.996$ (접촉끝단에서 0.050mm 안쪽위치)에서 가장 큰 값을 나타낸다.

Fig. 13, Fig. 14는 압입축의 프레팅 피로시험을 실시하고 SEM으로 축 접촉면의 균열(\Rightarrow 표시)을 관찰한 결과이다. Fig. 13은 초기 피로사이클 ($N_d/N_f=0.025$)일 때 접촉끝단에서 발생한 미세균열을 나타내고 있다. Fig. 14는 파단수명의 약 10% 피로사이클($N_d/N_f=0.01$)에서 접촉끝단에 발생한 균열을 나타내고 있다. Fig. 14의 접촉끝단

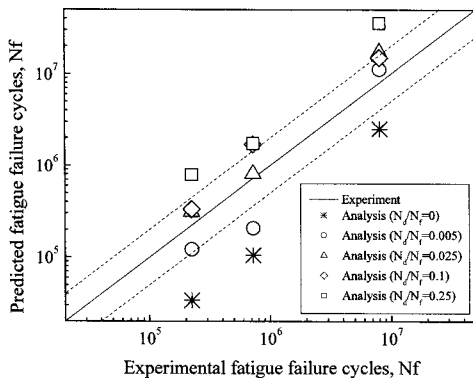


Fig. 11 Comparison of total fatigue life predictions and experiment results

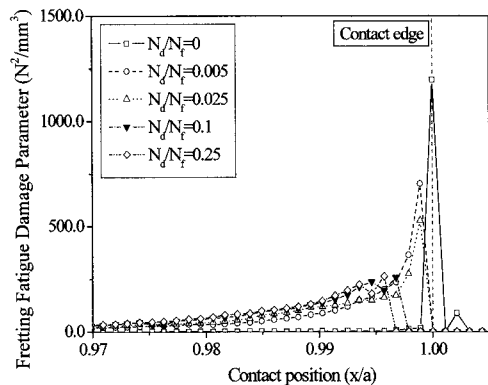


Fig. 12 Fretting fatigue damage parameter at stress amplitude of $\lambda=2.0$

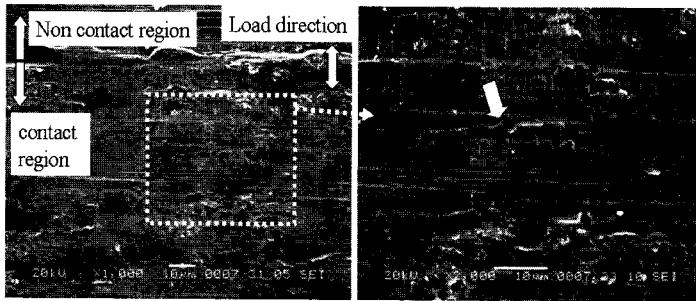


Fig. 13 Fretting surface at an early period (at $\lambda=2.0$, $N_d/N_f=0.025$)

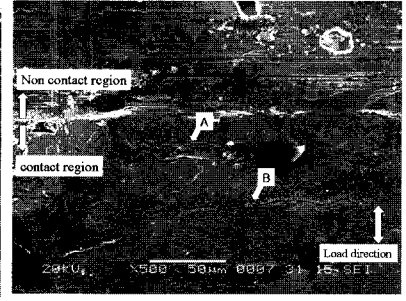


Fig. 14 Multiple crack nucleation sites on the contact surface (at $\lambda=2.0$, $N_d/N_f=0.1$)

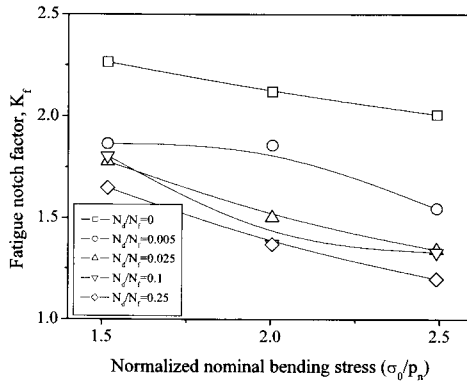


Fig. 15 Variation of K_f according to the bending stress with fatigue cycle

표면에서는 접촉끝단에서 발생한 균열(A)과 안쪽에서 발생한 균열(B)이 동시에 나타나고 있다. 균열발생 위치 해석결과와 실험결과로부터 프레팅 마모에 의한 접촉면의 응력변화가 압입측의 접촉끝단에 다중균열이 발생하는 주요한 원인을 잘 설명하고 있다. 즉, 압입측에 프레팅이 발생할 경우 초기에는 큰 응력집중에 의해 접촉끝단에 마모와 함께 미세균열이 발생하고 프레팅 마모가 진행될수록 접촉끝단 안쪽에서 균열이 발생한다.

Fig. 6~8의 마모에 따른 접촉압력 및 등가응력 진폭의 해석 결과에 의하면 압입측에 프레팅이 발생할 경우 프레팅 마모에 의해 접촉끝단에 작용하는 큰 응력집중은 초기 피로사이클 단계에서 크게 감소하며, 프레팅 마모가 진행될수록 최대 접촉응력의 발생위치가 접촉끝단에서 안쪽으로 이동한다. 또한, 피로사이클이 증가함에 따라 프

레팅 피로손상 파라미터로 계산한 손상위치도 접촉끝단에서 안쪽으로 변화하는 것으로 예측되었다. 따라서 프레팅 마모에 따라 균열발생위치가 변화하므로 응력 및 변형률을 이용하여 프레팅에 의한 균열발생위치를 예측할 경우 프레팅 마모를 고려해야 됨을 명확히 알 수 있다.

Waterhouse 등⁽²³⁾에 의하면 프레팅에 의해 나중에 발생한 균열이 초기에 발생한 균열보다 더 진전속도가 빠르며, 그 이유를 초기 균열에 의한 응력집중완화와 마모에 의한 응력집중위치 변화 때문이라고 설명하고 있다. 압입측의 경우에도 초기에 발생한 접촉끝단의 균열보다 나중에 발생한 접촉끝단 안쪽의 균열이 진전속도가 빠를 것으로 예측되며, 피로사이클별 접촉면의 프레팅 마모를 고려하여 균열진전수명에 대한 연구를 수행할 예정이다.

4.2 마모가 피로수명에 미치는 영향

Fig. 15는 하중별 프레팅 마모에 의한 피로노치계수의 변화를 나타낸다. 마모가 없는 초기상태에서 피로노치계수는 굽힘하중이 가장 작을 경우가 가장 크고, 굽힘하중이 클 경우 가장 작았다. 마모가 진행됨에 따라 하중에 따른 피로노치계수의 차이는 더 커진다. 이와 같은 현상은 굽힘하중이 작을 경우가 프레팅에 의해 피로수명이 더 크게 감소하는 실험결과⁽¹²⁾를 잘 설명할 수 있다.

즉, 마모가 발생하지 않은 초기 압입상태에서 굽힘하중이 클 경우보다 작을 경우가 피로노치계수가 더 크다. 피로손상이 진행됨에 따라 굽힘하중이 클 경우 접촉끝단 응력집중 부위에는 소성변형과 마모가 많이 발생하여 응력집중계수와 피로노치계수가 감소한다. 그러나 굽힘하중이 작을 경우 큰 굽힘하중 상태와 비교하여 소성변형과 마모량이 상대적으로 작으므로 접촉끝단 응력집중과 피로노치계수의 감소량이 작게 된다. 따라서 프레팅 마모가 진행됨에 따라 굽힘하중이 클 경우 피로노치계수의 감소량이 크고 굽힘하중이 작을 경우 피로노치계수의 감소량은 상대적으로 작아 하중에 따라 피로강도 감소량의 차이는 더 커지게 된다. 즉, 마모가 진행되어도 굽힘하중이 작을 경우가 클 경우보다 피로수명이 더 크게 감소함을 알 수 있으며, 프레팅 마모가 굽힘하중의 크기에 따른 프레팅 피로강도 감소량 차이의 원인 중 하나임을 알 수 있다.

압입축에 프레팅 마모가 발생할 경우, 초기단계에 응력집중 부위가 마모되어 응력집중계수 및 피로노치계수는 급격히 감소한다. 일정사이클 후에 피로노치계수는 거의 일정해지며, 피로노치계수가 일정해지는 시점이 전체수명에 차지하는 비율은 하중에 따라 거의 비슷하다. 이것은 실험결과 압입축에 프레팅 마모가 발생할 경우 초기에 마모량이 급격히 증가하다가 마모 증가량이 감소하는 시점⁽¹²⁾과 일치한다. 이는 프레팅 마모 과정은 크게 길들이기 단계(running-in period)와 정상상태(steady state)단계로 구분⁽²⁴⁾되기 때문이다. 즉, 길들이기 단계에서는 마모율이 크지만 정상상태 단계에서는 마모율이 감소하고 마모깊이보다는 마모영역이 넓어지는 특성을 갖기 때문에 길들이기 단계에서 피로노치계수의 감소가 크게 발생함을 알 수 있다.

Fig. 11의 마모에 따른 피로수명해석 결과에 따

르면 길들이기 단계의 종료시점인 파단수명의 2.5%($N_d/N_f=0.025$)의 마모된 접촉형상을 이용하여 수명을 예측한 결과가 실험결과와 가장 잘 일치하였다. 이 결과로부터 피로수명 측면에서만 볼 때 압입축에 프레팅이 발생할 경우 프레팅 마모는 전체수명의 2.5%까지 영향을 미치는 것으로 판단된다. 다시 말하면 압입축의 피로수명 예측 모델을 개발할 경우 전체수명의 2.5%까지는 프레팅 마모에 의한 접촉변수 변화를 정확히 예측할 수 있어야 하고, 그 이후에는 변화된 접촉변수와 균열발생위치를 고려한 수명예측이 필요할 것으로 판단된다.

본 연구는 피로수명이 10^7 사이클 이하인 압입 피로시험편을 대상으로 피로수명에 미치는 프레팅 마모의 영향을 분석하였다. 그러나 대부분 기계구조물에 사용되는 압입축은 피로한도 이하에서 사용되고 있으므로 피로한도 이하에서의 프레팅 마모와 피로수명과의 관계에 대하여 좀 더 연구가 필요하다.

5. 결론

압입축에 발생하는 프레팅 마모에 의한 접촉끝단의 응력변화와 등가 노치시험편의 피로수명 해석을 통하여 프레팅 마모가 피로수명에 미치는 영향을 분석하였으며 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 압입축에 프레팅 마모가 진행될 때 최대 접촉응력의 발생위치는 접촉끝단에서 안쪽으로 이동하며, 압입축에 발생하는 균열위치의 변화는 프레팅 마모에 의한 접촉면의 응력변화가 주요한 원인이다.
- (2) 압입축에 프레팅이 발생할 경우 마모에 의해 접촉끝단의 응력집중과 피로노치계수는 피로사이클 초기 단계에서 급격히 감소하며, 파단수명의 약 2.5% 피로사이클($N_d/N_f=0.005$) 이상에서는 감소율이 줄어들어 거의 일정한 경향을 나타낸다.
- (3) 압입축에 프레팅이 발생할 경우 일반피로와 비교하여 굽힘하중이 작을 경우가 클 경우보다 피로수명이 더 크게 감소하며, 이는 접촉끝단의 응력집중과 프레팅 마모에 의한 응력집중의 감소량 차이가 주요 원인중 하나이다.
- (4) 프레팅 마모가 발생할 경우 길들이기 단계

의 종료시점에서 마모된 접촉면의 프로파일을 이용하여 수명을 예측한 결과가 실험결과와 가장 잘 일치하였다.

(5) 프레팅 마모가 발생할 경우 피로사이클 초기 단계에 접촉 프로파일의 변화로 인해 응력분포가 급격히 변화하므로 피로수명예측시 프레팅 마모가 고려되어야 한다.

참고문헌

- (1) Waterhouse, R. B., 1972, *Fretting corrosion*, 1st ed. Oxford, New York, Pergamon Press.
- (2) Hirakawa, K. and Kubota, M., 2001, "On the Fatigue Design Method for High-Speed Railway Axles," *Proc. Instn Mech Engrs*, Vol. 215, Part F, pp. 73-82.
- (3) Waterhouse, R. B., 1992, "Fretting Wear," *ASM Handbook, Friction, Lubrication and Wear Technology*, Vol. 18: American Society of Metals, Ohio.
- (4) Waterhouse, R. B., 1992, "Fretting Fatigue," *International materials reviews*, Vol. 37, No. 2, pp. 77-97
- (5) Berthier, Y., Vincent, L. and Godet, M., 1989, "Fretting fatigue and fretting wear," *Tribol. Int.*, Vol. 22, No. 4, pp. 235-242.
- (6) Dubourg, M. C., 2003, "Local Fretting Regime Influences on Crack Initiation and Early Growth," in *Fretting Fatigue: Advances in Basic Understanding and Application*, *ASTM STP 1425*, pp. 206-219.
- (7) Fouvry, S., Kapsa, P. and Vincent, L., 1996, "Quantification of Fretting Damage," *Wear*, Vol. 200, pp. 186-205.
- (8) Vingsbo, O. and Söderberg, S., 1988, "On Fretting Maps," *Wear*, Vol. 126, pp. 131-147.
- (9) Nishioka, K. and Komatshu, K., 1967, "Study on the Means for Improvement in Fatigue Strength of Press-Fitted Axles," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng.*, Vol. 33, No. 248, pp. 503-511 (In Japanese).
- (10) Sato, K., Fujii, H., Akiyama, H. and Kodama, S., 1988, "Fatigue Strength and Crack Propagation Behavior of Press-Fitted Axle of Carbon Steel," *J. Soc. Mat. Sci.*, Vol. 35, No. 391, pp. 407-413 (In Japanese).
- (11) Makino, T., Yamamoto, M., and Hirakawa, K., 1997, "Effect of Contact Edge Profile on Fretting Fatigue Crack Initiation Site in Press-Fitted Axle," *Trans. Jpn. Soc. Mech. Eng. (A)*, Vol. 63, No. 615, pp. 2312-2317 (In Japanese).
- (12) Lee, D. H., Kwon, S. J., Choi, J. B., and Kim, Y. J., 2007, "Experimental Study on Fatigue Crack Initiation and Propagation due to Fretting Damage in Press-fitted Shaft," *Trans. of the KSME(A)*, Vol. 31, No. 6, pp. 701-709 (In Korean).
- (13) *ABAQUS user's and theory manual*, Version 5.8, 1997, Hibbit, Karlson & Sorensen, Inc.
- (14) Ekberg, A., 2004, "Fretting Fatigue of Railway Axles - A Review of Predictive Methods and an Outline of a Finite Element Method," *Proc. Inst. Mech. Engrs.*, Vol. 218 Part F : J. Rail and Rapid Transit, pp. 299-316.
- (15) Ugural, A.C. and Fenster, S.K., 1995, *Advanced strength and applied elasticity*, Prentice-Hall, Inc.
- (16) *Origin Help*, Version 7, 2000, OriginLab Corporation
- (17) *SAE Fatigue Design Handbook, 3rd. ed.*, 1997, Warrendale (PA), Society of Automotive Engineers, Inc.
- (18) EN 13261, *Railway applications - Wheelsets and bogies - Axles - Product requirements*, 2003, European Committee for Standardization.
- (19) Giannakopoulos, A. E., Lindley, T. C., Suresh, S. and Chenut, C., 2000, "Similarities of Stress Concentrations in Contact at Round Punches and Fatigue at Notches: Implications to Fretting Fatigue Crack Initiation," *Fatigue & fracture of engineering materials & structures*, Vol. 23 Part 7, pp. 561-572.
- (20) Nisitani, H. and Noda, N. A., 1984, "Stress Concentration of a Cylindrical Bar with a V-Shaped Circumferential Groove Under Torsion, Tension or Bending," *Engineering Fracture Mechanics*, Vol. 20, pp. 743-766.
- (21) Ruiz, C. and Boddington, P.H.B. and Chen, K.C., 1984, "An Investigation of Fatigue and Fretting in a Dovetail Joint," *Experimental Mechanics*, Vol. 24, No. 3, pp. 208-217.
- (22) Neu, R. W., Pape, J. A. and Swalla, D. R., 2000, "Methodologies for Linking Nucleation and Propagation Approaches for Predicting Life Under Fretting Fatigue," in *Fretting Fatigue: Current Technology and Practices*, *ASTM STP 1367*, pp. 369-390.
- (23) Waterhouse, R. B. and Taylor, D. E., 1971, "The Initiation of Fatigue Cracks in a 0.7% Carbon Steel by Fretting," *Wear*, Vol. 17, pp. 139-147.
- (24) Baets, P. D., Strijckmans, K. and Van Peteghem, A. P., 1997, "Characterisation of the Fretting Wear of Unlubricated Steel Surfaces Based on the Comparison of Wear Results Obtained by Different Methods," *Wear*, Vol. 208, pp. 169-176.