

부분 미끄럼 상태에서의 마찰에너지 방출 및 균열해석 방법 Method of Friction Energy Dissipation and Crack Analysis under Partial Slip

김 형 규

한국원자력연구소

ABSTRACT : Numerical methods are procured for evaluating the contact stresses, the dissipation of friction energy density and the fatigue cracking emanated from the contact surface under the partial slip condition. A rounded punch is used for the indenter pressing and slipping on the elastic half plane. Plane strain condition is assumed for the present analysis. Several sample calculations are carried out to investigate the effect of the punch roundness, the shear load path, and the crack obliquity and closure on the failure. It is found that the present methods can be a useful tool for studying the physical failure of the of the contacting materials such as fretting wear and fretting fatigue cracking.

Key Words : Partial Slip, Rounded Punch, Friction Energy Density, Crack Analysis

1. 서 론

수직 하중을 갖고 서로 접촉하는 두 물체에 전단 하중이 가해질 때 접촉면의 미끄럼 거동은 전단하중의 크기에 따라 달라진다. 즉 접촉면에서의 마찰력 보다 큰 전단하중이 작용할 경우 두 물체는 상호 미끄러짐에 의한 이동을 하게되고 이를 접촉역학에서는 전 미끄럼(Gross Slip 또는 Gross Sliding) 상태라고 한다. 그러나, 전단 하중이 마찰력보다 작아 전체적인 미끄럼이 발생하지 않을 때에는 전 미끄럼에서 나타나는 접촉물체의 이동은 발생하지 않으나 접촉면에는 두 물체 사이의 상대 운동이 없는 고착 영역과 상대 운동이 있는(미끄러지는) 미끄럼 영역이 동시에 존재하게 되며 이를 부분 미끄럼(Partial Slip) 상태라 한다[1].

프레팅 현상이란 접촉 수직 하중이 작용하는 두 물체가 미세한 진폭의 진동을 수반할 때를 말한다[2]. 이때의 미세 진동에 의한 전단 하중은 그 크기가 작아 일반적으로 접촉면 전체가 미끄러지지 않는으나 부분 미끄럼 상태가 되는 범위의 전단 응력이 발생하는 경우가 많다. 한편 프레팅 현상에 의한 물체의 손상으로는 접촉면에 발생하는 마멸이나 접촉면의 경계 부근에서 발생, 성장하는 피로 균열이 있으며 이를 각각 프레팅 마멸, 그리고 프레팅 피로라 한다. 이러한 손상은 물체의 수명을 예상보다 훨씬 단축시키므로 설계자가 신뢰성 있는 구조물의

설계를 위하여 매우 주의를 기울여야 하는 분야이다.

기계 구조물 중 프레팅 손상이 실제 발견되는 곳으로는 치차의 접촉면, 보울트 또는 너트 및 리벳과 모재와의 접촉면, 억지 끼워 맞춤에 의한 관 이음에서의 접촉면, 키 및 키 홈과의 접촉면 등을 예로 들 수 있다. 또한 원자력 분야에서 발견할 수 있는 프레팅 손상은 핵연료집합체의 핵연료봉과 지지격자체(스프링 또는 덤플) 사이 또는 안내관과 제어봉의 접촉이나 증기발생기 전열관과 진동방지봉 사이의 접촉 등이 주로 그 예로 거론된다.

프레팅 손상으로서 접촉물체의 접촉면에 마멸이 발생하면 틈새 증가로 인한 정밀도 또는 기밀성의 저하를 가져올 뿐 아니라 이로 인하여 접촉면에서의 진동현상이 더욱 심화되어 마멸손상이 가속되게 된다. 한편 접촉물체가 피로하중을 받는 경우, 접촉면 경계에서 발생한 피로균열은 접촉면으로부터 물체 내부로 전파하는 균열의 속도가 접촉하중에 의해 가속되므로 피로수명은 현저히 줄어 들게 된다. 위에서 말한 원자력분야에서의 프레팅 손상은 주로 유체유발진동에 의해 발생하며 이중 핵연료에서 발생할 수 있는 심각한 프레팅 손상의 예(그림 1 참조)로서는 핵연료봉이 마멸되어 내부의 핵분열 생성물이 원자로 내부로 유출될 경우 발전소의 정지와 핵연료의 교체 등 막대한 경제적 손실을 가져 올 뿐 아니라 최악

의 경우 방사능이 외부로 유출되는 사고가 발생할 수도 있다. 따라서 타 기계공학 분야와 마찬가지로 원자력 분야에서도 프레팅 손상에 대한 연구는 설계의 경제성 및 안전성 제고를 위해 매우 중요하다.

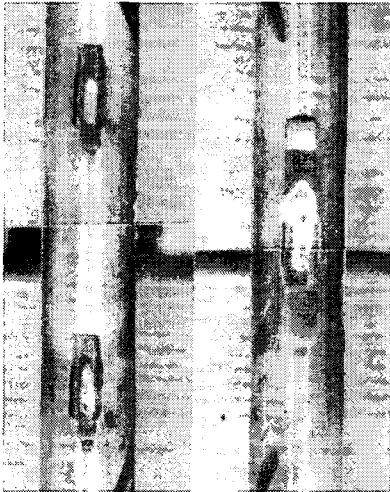


Fig. 1 Fretting wear of nuclear fuel rod.

프레팅 손상(특히 프레팅 마멸)에 대해서는 주로 실험적 연구가 수행되어 왔다. 또 많은 경우 실험적 연구는 프레팅 마멸에 영향을 미치는 인자들, 예를 들어 접촉력, 상대변위 진폭 및 진동수, 온도 등의 조건과 마멸량과의 관계를 실험적으로 파악하여 마멸조건을 분석하며 마멸식(또는 마멸 모델)을 제시할 목적으로 수행되었다. 한편 프레팅 마멸현상은 접촉면에서 마멸 이탈물(wear debris)이 발생하고 반복되는 접촉 물체의 상대 변위에 의해 접촉면으로부터 마멸 이탈물의 생성 및 방출이 지속적으로 발생되어 물체에 손상이 발생하는 현상이라 설명할 수 있다. 이때 마멸 이탈물의 생성 및 방출을 위해서는 접촉면에서의 에너지 소모가 필요하다. 즉 진동(외부 에너지)에 의해 접촉물체 계(system)로 유입된 에너지(일)가 접촉면에서의 마멸현상을 위해 일정 부분 소비되는 과정으로 생각하는 것이다. 이와 같이 마멸을 접촉면 계에서의 에너지 방출로 해석하고자 한 연구자로서는 Archard[3], Mindlin 등[4], Johnson[5] 등이 있다. 이와는 별도로 프레팅 피로를 분석하기

위해서는 피로균열을 해석하여야 한다. 이때에는 파괴역학적 접근으로서 균열의 응력강도계수(stress intensity factor)를 구하여 균열의 진전력을 파악함으로써 손상을 해석할 수 있다. 프레팅 마멸을 에너지 방출로 해석하는 프레팅 피로균열에 대한 파괴역학적 해석을 수행하던 우선 접촉면 상의 응력을 해석하여야 한다. 이것은 접촉면 상의 응력(또는 하중분포)으로부터 프레팅 손상을 받는 물체의 응력장을 구할 수 있기 때문이다. 이와 같이 접촉면 응력장을 구하여 프레팅 손상을 분석하는 것을 앞의 실험적 연구에 대한 이론적 접근 방법이라 할 수 있다. 이론적 접근의 목적은 프레팅 손상과 같은 접촉 손상을 억제할 수 있는, 즉 접촉부의 형상, 전단력을 유발하는 진동의 특성을 규정하는 등의, 능동적 방안을 도출하는 것이다.

프레팅 손상의 필요조건으로는 접촉면에 전단응력이 존재하여야 한다는 것이다. 이때 전단응력은 접촉물체 상호간의 상대운동에 의해 발생한다. 한편 접촉면 응력장은 접촉물체의 기하학적 형상에 의존하며 미끄럼 상태(전 미끄럼 또는 부분 미끄럼)에 따라 변한다. 일반적으로 접촉역학에서 많이 사용되는 헤르쯔 접촉(Hertzian contact)의 경우에 대해 Mindlin[6]과 Cattaneo[7]는 접촉 전단응력의 엄밀해를 구하였다. 그러나 많은 경우 기계 구조물의 접촉 상태는 원통 또는 구형의 접촉보다 평면 접촉인 경우가 많다. 따라서 헤르쯔 접촉보다는 편치 접촉 모델을 사용하는 것이 좀 더 유용할 수 있으며 편치 모서리의 양단이 라운딩 처리가 되어 있는 경우를 고려하면, 편치의 평탄부가 0인 경우 헤르쯔 접촉도 함께 모사할 수 있으므로 일반적 모델로 사용할 수 있다. 또 Mindlin-Cattaneo 문제에서와 같이 전단하중의 방향이 한쪽으로만 국한되어 있는 경우에는 엄밀해를 구하는 것이 가능하나 순차적으로 전단하중이 폐회로를 이를 경우에는 엄밀해를 얻기가 불가능하여 수치해석적으로 구할 수 있다[8].

본 논문은 접촉 손상을 이론적으로 분석하기 위한 목적으로 부분 미끄럼 상태에서의 접촉면 응력장을 수치적으로 구하는 방법을 간략히 소개하고 이를 이용하여 프레팅 마멸 해석에 사용할 수 있는 접촉면 마

찰에너지 방출 거동과 프레팅 피로 손상 해석을 위한 피로균열의 진전력을 분석하는 방법에 대해서 논의한 것이다. 그리고 몇 가지 예제의 계산을 통해 본 연구의 유용성에 대해 고찰하였다.

2. 수치해석 방법

2.1 접촉면 응력장

문제의 기하학적 형상은 Fig. 2 과 같이 라운딩 펀치와 반무한체와의 접촉을 2 차원 평면 변형률 상태로 해석한다. 이때, 라운딩 펀치의 평단부 길이를 $2a$, 수직 하중이 작용한 후, 반무한 평판과 펀치와의 접촉면 양쪽 경계 사이의 거리를 $2b$ 라 정의한다.

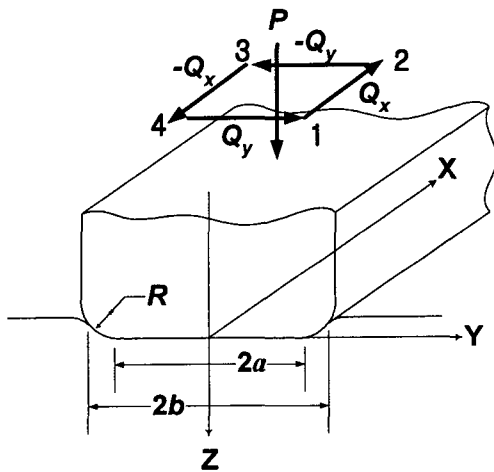


Fig. 2 Indentation by a rounded punch with a closed shear load path.

펀치의 양단에 라운딩된 부분의 기하학적 형상을 2 차원 곡선(parabola)이라 가정하면 Fig. 2 과 같은 접촉 상태에서 접촉면에 발생하는 수직 응력장은 Fig. 3 과 같다[9].

개발된 수치해석 방법은 접촉 영역을 작은 구간으로 나누어 각각의 구간에 꼭지점이 접촉 응력이 되고 응력의 구간 선형(piecewise linear)이 보장되는 이등변삼각형 꼴의 하중 요소[10]를 분포 시킨 후, 응력변위의 관계를 유도하면 식 (1) 및 (2)와 같이 각 방향으로의 영향 함수(influence function)를 구할 수 있다. 부분 미끄럼 문제의 해석을 위하여 영향 함수에 대한 접촉

구간에서의 경계조건을 사용하면 구하고자 하는 접촉 응력을 구할 수 있게 된다.

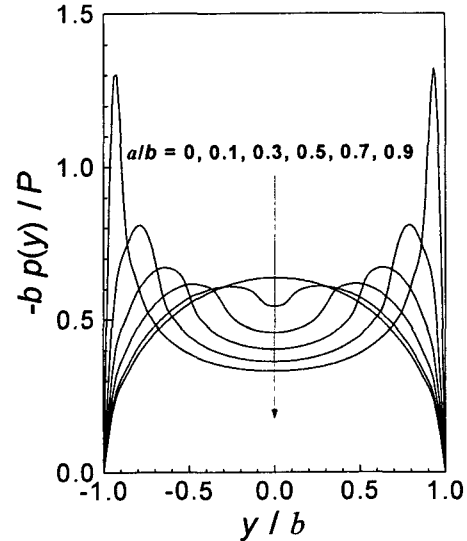


Fig. 3 The effect of a/b on the normal traction profile by a rounded punch.

$$u_y(y) = -\frac{q_y(1-\nu^2)}{2\pi E d} \left[\{(y-\xi)+d\}^2 \ln\left\{\frac{(y-\xi)+d}{d}\right\}^2 + \{(y-\xi)-d\}^2 \ln\left\{\frac{(y-\xi)-d}{d}\right\}^2 - 2y^2 \ln\left\{\frac{y-\xi}{d}\right\} \right] + C_1 \quad (1)$$

$$u_x(y) = -\frac{q_x(1+\nu)}{2\pi E d} \left[\{(y-\xi)+d\}^2 \ln\left\{\frac{(y-\xi)+d}{d}\right\}^2 + \{(y-\xi)-d\}^2 \ln\left\{\frac{(y-\xi)-d}{d}\right\}^2 - 2y^2 \ln\left\{\frac{y-\xi}{d}\right\} \right] + C_2 \quad (2)$$

여기서, q_x, q_y 는 각각 x 및 y 방향으로의 접촉 전단응력(여기서는 traction)을 나타내며 u_x, u_y 는 q_x, q_y 에 의해 접촉면에 발생하는 접선변위, 그리고 ν 및 E 는 각각 반무한 평판의 프와송 비와 탄성계수이다. 또 d 는 접촉면이 분할된 한 개의 구간이며, C_1 및 C_2 는 접촉 물체 내부의 기준점에 의존하는 적분 상수이다.

한편 부분 미끄럼 접촉 문제에서의 변위

및 응력 경계조건은 다음과 같다.

미끄럼 영역:

$$q_x(y)^2 + q_y(y)^2 = (\mu p(y))^2 \quad (3)$$

$$\frac{|q_x|}{|q_y|} = \frac{|\delta s_x|}{|\delta s_y|}, \quad (4)$$

$$q_x \cdot \delta s_x \leq 0, \quad q_y \cdot \delta s_y \leq 0. \quad (5)$$

고착영역:

$$q_x(y)^2 + q_y(y)^2 \leq (\mu p(y))^2, \quad (6)$$

$$\delta s_x = 0 \quad (7)$$

$$\delta s_y = 0. \quad (8)$$

식 (3)부터 (8)까지에서 μ 는 접촉면 정지 마찰계수이고 δs_x 와 δs_y 는 각각 x와 y 방향으로의 미끄럼 변위로서 각 방향의 접선변위와 강체변위의 차로 정의된다. 또 δ 는 전단하중의 증분에 따른 해당 변수의 증분을 나타낸다.

2.2 마찰에너지 방출

부분 미끄럼 문제에서 미끄럼 영역은 접촉면의 전단 응력이 마찰 응력($\mu p(y)$)에 도달한 곳이다. 두 물체의 접촉면이 고착되어 서로 간에 상대 운동이 존재하지 않으면 주어진 일은 모두 접촉면의 접선방향으로 탄성 변위를 발생시키기 위하여 소비될 것이다. 그러나 접촉면이 미끄러지면 이를 위하여 마찰에너지가 주어진 일로부터 소비되고, 남은 일에 의해 접선방향으로의 탄성 변위를 발생시키게 될 것이다. 이때 마찰에너지의 방출은 접촉면의 마멸을 갖고 온다고 생각한다. 2.1 절에서 설명한 수치해석 결과로부터 미끄럼 영역의 크기와 마찰응력을 분석할 수 있으므로 이들의 스칼라 곱(scalar product)은 마찰에너지밀도를 나타낸다 즉, 전단 하중의 증분에 대해 미끄럼 영역의 증분(δs_x 및 δs_y)이 발생할 경우 접촉면 계에서 방출되는 마찰에너지밀도를 δE 라 하면 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\delta E = \sum_i [q_x \cdot \delta s_x + q_y \cdot \delta s_y], \quad (9)$$

여기서 i 는 수치해석을 위해 접촉면을 분할한 점들(collocation points) 중 미끄럼 영역 내에 있는 점이다.

2.3 접촉부 균열

탄성 파괴역학에서는 균열의 해석을 위하여 응력강도계수를 구하는 여러 가지 방법이 개발되어 있다[11]. 프래팅 피로와 같은 접촉 손상으로 발생하는 균열은 대부분의 경우 접촉면의 경계 부근에서 물체 내부로 경사지게 성장하는 균열의 형태이며[12], 접촉 수직하중에 의해 형성되는 물체 내부의 압축응력으로부터 균열 닫힘(crack closure) 현상이 발생하기도 한다. 이와 같은 경우의 균열문제는 균열을 가상의 인선 전위(edge dislocation)가 연속적으로 분포하고 있다고 생각하고 적절한 전위밀도함수(dislocation density function)를 정의함으로써 해석하는 전위밀도함수법을 사용하는 것이 유용하다[13]. 균열길이가 전체가 열려 있는 경우에 대해 이 방법은 Buekner 정리[14]를 이용하여 다음과 같은 절차로 수행된다.

접촉력이 작용하며 접촉면의 경계에서 길이 l 의 경사균열이 있는 경우를 Fig. 4와 같이 도시한다. 이때 균열이 열려 있으면 균열선 상의 응력이 0이 되는 조건으로부터 다음의 연립방정식을 구성할 수 있다.

$$\sigma_{y'y'}^D + \sigma_{y'y'}^P + \sigma_{y'y'}^Q = 0, \quad (10)$$

$$\tau_{y'z'}^D + \tau_{y'z'}^P + \tau_{y'z'}^Q = 0 \quad (11)$$

여기서 상첨자 D 는 균열을 가상 전위로 하였을 때 전위로부터 계산되는 응력항을 나타내며, P 와 Q 는 각각 2.1 절의 이동변삼각형 하중요소의 꼬지점에 해당하는 접촉 수직응력($p(x)$ 라 하자)과 전단응력($q(x)$ 라 하자)으로부터 계산되는 응력항들로서 참고문헌 [15]에 상세히 설명되어 있다.

한편 식 (10)과 (11)은 각각 파괴 모드 I(K_I)과 모드 II(K_{II})를 나타내는 식이 된다.

식 (10)과 (11)는 상첨자 D 의 항에서 $1/(z'-s')$ 의 Cauchy Kernel을 갖는 특이 적분 방정식의 형태가 된다. 여기서 변수 z' 과 s' 을 균열길이에 대해 각각 정규화하는 변수

v 와 u 로 식 (12)와 같이 치환하면 식 (13)과 같은 형태로 바꿀 수 있다.

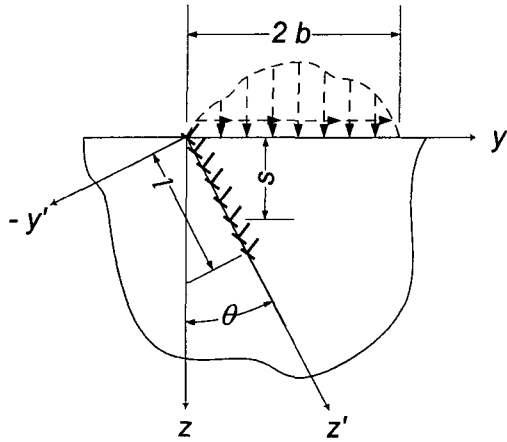


Fig. 4 The surface oblique edge crack subject to the contact load.

$$u = \frac{2s'}{l} - 1 \text{ and } v = \frac{2z'}{l} - 1 \quad (12)$$

$$\frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \frac{B(u)}{u-v} du + \int_{-1}^1 k(v,u) B(u) du = f(v), \quad (13)$$

$(-1 < v < 1)$

여기서 $B(u)$ 는 전위밀도함수가 변수 u 로 표현된 것이며 적분방정식의 해이다.

본 문제에서는 균열이 반무한 평판의 자유면으로는 열려 있고 평판 내부에 균열선단이 존재하므로 $B(u)$ 를 다음과 같이 무계함수와 유한한(bounded) 함수의 곱으로 치환한다.

$$B(u) = \Psi(u)w(u) = \Psi(u)(1-u)^{-\frac{1}{2}}(1+u)^{\frac{1}{2}}. \quad (14)$$

따라서 식 (13)에서 $B(u)$ 를 구하는 문제는 식 (14)의 $\Psi(u)$ 를 구하는 문제로 치환된다.

식 (13)을 수치적으로 풀기 위해 Jacobi 다항식을 사용하면 첫번째 특이 적분항을 다음과 같이 치환할 수 있다.

$$\frac{1}{\pi} \int_{-1}^1 \Psi(u) \left(\frac{1+u}{1-u} \right)^{\frac{1}{2}} \frac{du}{u-v_j} = \sum_{i=1}^n \frac{2(1+u_i) \Psi(u_i)}{2n+1 u_i-v_j} \quad (15)$$

여기서,

$$u_i = \cos\left(\frac{2i-1}{2n+1}\pi\right), \quad v_j = \cos\left(\frac{2j}{2n+1}\pi\right) \quad (i, j=1, 2, \dots, n)$$

이며 u_i 는 균열면 상의 collocation point 이다.

이제 식 (11)과 (12)는 각각 균열의 열림 방향에 해당하는 n 개의 미지수 $\Psi_y(u)$ 및 미끄럼방향에 해당하는 n 개의 미지수 $\Psi_z(u)$ 를 갖는 $2n$ 개의 연립방정식이 되며 $\Psi_y(u)$ 와 $\Psi_z(u)$ 를 구하기 위해서는 $2n \times 2n$ 의 행렬식을 푸는 문제가 된다. $\Psi_y(u)$ 와 $\Psi_z(u)$ 가 얻어지면 응력강도계수는 다음의 식에 의해 구할 수 있다.

$$K_I = \frac{2\sqrt{2}G}{(1+\kappa)} \sqrt{\pi a} \Psi_y(1), \quad K_{II} = \frac{2\sqrt{2}G}{(1+\kappa)} \sqrt{\pi a} \Psi_z(1). \quad (16)$$

식 (16)에서 $\Psi_y(1)$ 와 $\Psi_z(1)$ 는 다음 식으로부터 구하며[16] 여기서 κ 는 $3-4\nu$ 이다.

$$\Psi_k(1) = \frac{2}{2n+1} \sum_{i=1}^n \cot\left(\frac{2i-1}{2n+1}\pi\right) \sin\left(\frac{2i-1}{2n+1}n\pi\right) \Psi_k(u_i), \quad (17)$$

$(k=y' \text{ 또는 } z')$

3. 예제 해석

3.1 접촉면 전단응력

접촉 길이에 대한 평탄부 길이의 비(a/b)가 0.5인 라운딩 편치 접촉의 경우 수치 해석 방법으로 구한 접촉면 전단 응력장을 Fig. 5에 보여 주고 있다(수직 응력은 Fig. 3 참조). 한편, Fig. 5에는 전 미끄럼 상태가 되는 전단 응력장을 점선으로 함께 보여 주어 본 문제가 부분 미끄럼 문제를 해석하고 있음을 나타내고 있으며 전단 하중이 증가함에 따라 전단 응력이 증가하는 모습을 잘 보여 준다. 이때 전단 응력은 $a/b = 0.5$ 일 때 수직 응력의 최대값(p_{max})에 마찰 계수를 곱한 최대 마찰 응력으로 정규화(normalization) 하였다. 수치해석에서 접촉면이 분할된 점(collocation point) 중 미끄럼 영역이 되는 곳은 마찰 응력과 같은 곳($q_y = \pm \mu p$)이다. Fig. 5의 각 $Q_y/\mu P$ 에서 $q_y/\mu p_{max}$ 가 최대인 곳이 미끄럼 영역과 고착 영역의 경계이다. 이 점을 중심으로 바깥쪽(접촉면의

가장자리) 미끄럼 영역이 되고 그 내부는 고착 영역이 되며, 전단 하중이 증가할 때, 미끄럼 영역은 접촉면 내부로 팽창하게 된다. Q_y 가 μP 에 도달하면 전체 접촉 영역이 미끄러지는 전 미끄럼 상태가 된다. Fig. 5에서 전 미끄럼을 나타내는 곡선의 최대값이 1이 되지 않는 이유는 수치 해석 오차이다.

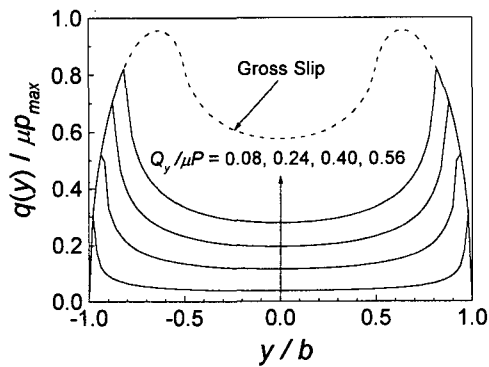
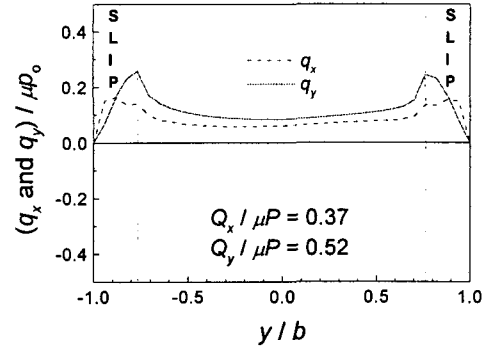


Fig. 5 Contact shear stresses (shear force in Y direction only; $a/b = 0.5$).

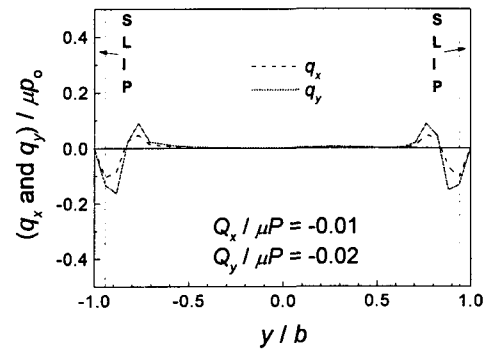
한편, 펀치가 임의의 진동운동을 할 때, 시간에 따라 전단하중의 경로가 변하는 경우를 생각할 수 있다. 이에 대한 모사를 위하여 Fig. 2와 같이 전단하중이 y 방향으로 증가한 후 x 방향으로 증가하고, 다시 y 방향으로 감소한 후 x 방향으로 감소하여 원점으로 돌아오는 사각형 폐회로 모양의 경로를 생각한다. 이 경우에는 하중 경로 상의 전단 응력장을 엄밀해로 구할 수 없다. 그러나 2.1 절에 소개한 수치해석 방법을 이용하면 해를 구할 수 있으며 $a/b = 0.5$ 일 때 Fig. 2에서의 하중점 2 및 4에서의 전단 응력 결과를 Fig. 6a와 6b에 보여 준다.

한편 Fig. 6a와 6b에서는 전단 응력을 주어진 하중조건에 대한 헤르쯔 응력의 최대값 ($p_o = 2P/(\pi b)$)로 정규화 하였다.

수치해석 결과로부터 얻은 결과는 여러 가지 탄성학적 특성, 예를 들어 compliance 변화와 전단 응력의 하중이력 의존성(load history dependence) 등을 잘 모사할 수 있다 [17].



(a)



(b)

Fig. 6 Contact shear stresses: shear force (a) at point 2; (b) at point 4 of Fig. 2.

3.2 마찰에너지 방출

접촉면 전단 응력이 얻어지면 식 (9)를 이용하여 마찰에너지밀도의 방출량을 계산할 수 있다. 이때 라운딩 펀치의 a/b 에 대한 영향을 조사한 결과를 Fig. 7에 보여 준다. 예상한 것과 같이 전단하중의 증가에 따라 마찰에너지의 방출은 증가하고 있음을 알 수 있으며 펀치의 평탄부 길이가 짧을수록 급격한 에너지 방출이 발생함을 보여 주고 있다. 이로부터 라운딩 펀치의 설계 시 평탄부가 길도록 하는 것이 프래팅 마멸 저항성 측면에서는 유리하다고 판단된다.

Fig. 7에서 $a/b = 0.5$ 인 경우를 예제로 하여 Fig. 2에서 나타낸 것과 같이 전단하중이 사각형 폐회로를 이룰 때의 마찰에너지밀도

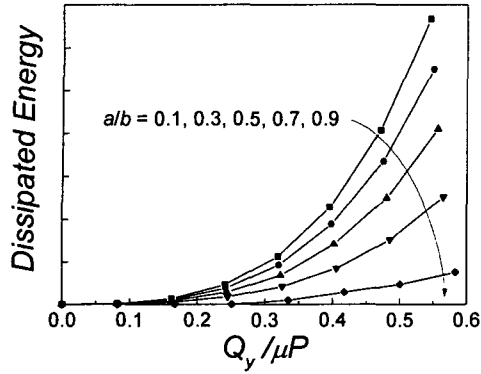


Fig. 7 Effect of a/b on dissipated friction energy density.

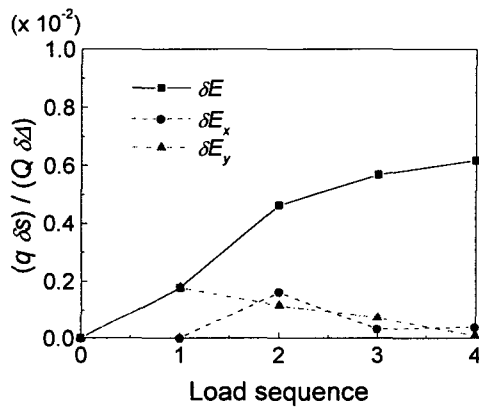
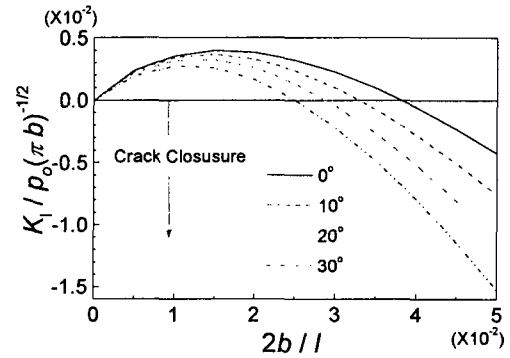


Fig. 8 Dissipated friction energy density during a cycle of closed rectangular path ($a/b = 0.5$).

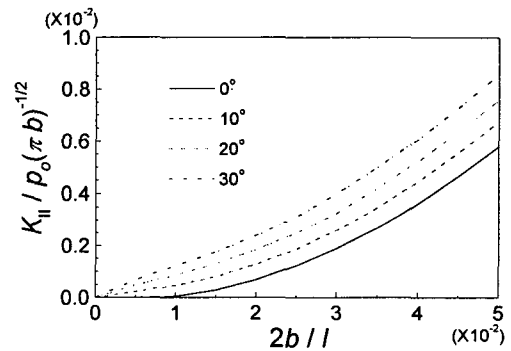
방출거동을 Fig. 8에 나타내었다. 이때에는 Fig. 2의 각 하중점까지의 경로 상에서 증분된 전단하중에 의해 발생한 미끄럼 변위의 증분(δs)으로부터 마찰에너지밀도 증분을 구하였으며, 이를 작용한 전단하중과 강체변위 증분의 곱(각 경로 상에서 계에 주어진 일)에 대한 비율로 나타내었다. 전단하중이 한 사이클 진행하는 동안 접촉면에 작용한 일에 대해 약 0.6% 정도가 마찰에너지로 방출된다는 것을 알 수 있다. 또한 Fig. 8로부터 전단하중이 가해질 때 방출되는 에너지의 양이 해중 시의 방출량보다 큰 것을 알 수 있다.

3.3 접촉부 균열

Fig. 9(a) 및 9(b)에 $a/b = 0$ (헤르쯔 접촉), $Q_y / \mu P = 0.36$ 일 때, 균열의 경사각 $\theta = 0^\circ$ (표면 수직균열)로부터 $\theta = 30^\circ$ 까지 변화시키며 균열길이가 증가함에 따른 모드 I 응력강도계수(K_I)와 모드 II 응력강도계수(K_{II})의 거동을 보여 주고 있다. Fig. 9(a)에서 알 수 있듯이 균열길이가 성장함에 따라 K_I 이 증가하다 감소하는 거동을 보여 K_I 이 최대가 되는 균열길이가 존재한다. 이때의 균열길이는 균열의 경사각이 작을수록 더 길다는 것을 알 수 있다.



(a)



(b)

Fig. 9 The effect of crack length and obliquity ($a/b = 0$, $Q_y / \mu P = 0.36$, $\mu = 0.3$): (a) K_I and (b) K_{II} .

또 균열이 어느 길이 이상이 되면 K_I 이 음(-)의 값이 되어 균열닫힘 현상이 발생한다.

이때 균열단합 현상이 발생하는 균열길이는 균열경사각이 작을수록 길어짐을 알 수 있다. 그러나 K_{II} 는 Fig. 9(b)에서 볼 수 있는 것과 같이 균열길이가 길어짐에 따라 단조 증가하였다. 균열이 닫히게 되면 K_{II} 에 의해서도 균열의 진전이 불가능하므로 실제 균열의 진전력은 K_I 이 양(+)인 영역에서 발생한다.

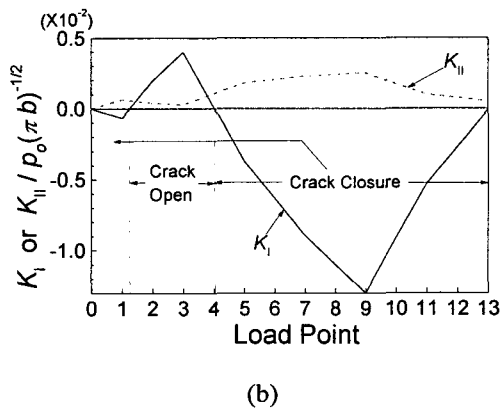
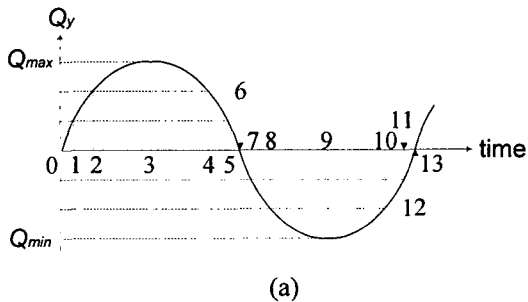


Fig. 10 (a) Shear force cycle ($Q_{max} / \mu P = 0.36$, $\mu = 0.3$; $|Q| = Q_{max} / 3$ at points 1,5,7,11,13; $|Q| = 2Q_{max} / 3$ at points 2,4,8,10; $Q_{min} = -Q_{max}$); (b) stress intensity factors relevant to the load

한편, 프레팅 피로상태에서는 접촉 전단 하중이 피로사이클을 이루게 되므로 Fig. 10(a)와 같이 접촉 전단하중의 한 사이클 동안 K_I 과 K_{II} 의 거동을 관찰하는 것이 의미 있다. 이때 Fig. 10(a)에 표시된 전단하중 경로 상의 위치에서 2.1 절에 따라 접촉 응력장을 구하고 다시 2.3 절에서 설명한 방법으로 응력강도계수를 구한 결과를 Fig. 10(b)에

보여준다. Fig. 10(b)의 결과로 알 수 있는 것은 전단하중이 양의 범위에서 어느 정도 증가할 때까지 균열은 닫혀 있다가 열리기 시작하며 최대값을 지나 전단하중이 감소할 때에도 완전 제하(fully unloaded)되기 전 이미 균열은 닫히기 시작함을 알 수 있다. 이것은 마치 일반적인 피로균열 성장에서 물체의 인장 영역 내에 균열열림점이 존재한다고 한 Elber[18]의 이론과 유사한 결과이다. 물론 해석한 예제가 접촉물체에서 발생하는 균열의 성장거동을 대표한다고 할 수는 없다. 그러나 이러한 균열열림점의 존재는 명백하며 Elber 이론과의 비교는 향후 여러 방법으로 검토하여야 할 것으로 생각한다.

4. 결론

프레팅 마멸 및 프레팅 피로 손상과 같은 접촉손상 문제를 해석할 수 있는 수치해석 방법으로서 영향 함수를 유도하여 접촉면 전단 응력장을 구할 수 있는 방법과 이를 이용하여 접촉면의 경계에서 발생하는 균열의 응력강도계수를 구할 수 있는 방법이 개발되었다. 개발된 방법은 전단하중이 임의의 경로로 작용하더라도 접촉면 수직 응력장만 알면 모든 전단 응력을 구할 수 있다. 또 접촉면 내 임의의 위치에서 성장하는 표면 경사균열을 쉽게 해석할 수 있다.

개발된 방법을 이용하여 모서리가 라운딩 펀치가 반무한 평판에 접촉하는 경우의 부분 미끄럼 문제를 예제로 해석하였다. 그 결과 본 연구에서 제시한 방법은 접촉면 전단 응력의 거동을 잘 나타낼 뿐 아니라 접촉문제에서 나타나는 여러 가지 특징 (compliance 변화와 전단 응력의 하중이력의 존성 등)을 모사할 수 있었으며 균열 해석에서는 균열의 닫힘 현상과 열림점 등을 이론적으로 추적할 수 있음을 보여 주었다. 따라서 접촉 손상해석을 위해 본 방법은 유용한 도구로 활용할 수 있다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력 연구개발 사업의 일환으로 수행되었음.

참고 문헌

- (1) Hills, D. A. and Nowell, D., 1994, *Mechanics of Fretting Fatigue*, Kluwer Academic Publishers.
- (2) Waterhouse, R. B., 1975, *Fretting Corrosion*, Pergamon Press.
- (3) Archard, J. F., 1953, "Contact and Rubbing of Flat Surfaces," *J. Appl. Physic.*, Vol. 24, No. 8, pp. 981~988.
- (4) Mindlin, R. D. et al, 1982, "Effect of an oscillating tangential force on the contact surfaces on elastic spheres," *Proc. 1st US National Congress of Applied Mechanics*, pp. 203, New York: ASME.
- (5) Johnson, K. L., 1961, "Energy Dissipation at Spherical Surfaces in Contact Transmitting Oscillating Forces," *J. Mech. Eng. Sci.*, Vol. 3, pp. 362.
- (6) Mindlin, R. D., 1949, "Compliance of Elastic Bodies in Contact," *J. Appl. Mech.*, Vol. 16, pp. 259~268.
- (7) Cattaneo, C., 1938, *Rendiconti dell' Accademia nazionale dei Lincei*, Vol. 27, Ser. 6, pp. 342.
- (8) 김형규, 방제건, 1998, "접촉면 응력해석을 위한 수치적 방법," 대한기계학회 '98 추계학술대회 논문집, A 권 pp. 274~279.
- (9) Ciavarella, M., Hills, D. A. and Monno, G., 1998, "The Influence of Rounded Edges on Indentation by a Flat Punch," *Proc. Instn. Mech. Engrs. Part C*, Vol. 212, pp. 319~328.
- (10) Bentall, R. H. and Johnson, K. L., 1968, "An Elastic Strip in Plane Rolling Contact," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 10, pp. 637~663.
- (11) Sih, G. C., 1973, *Handbook of Stress Intensity Factors*, Bethlehem, Pa. Lehigh University.
- (12) Kim, H. -K., 1997, *Behaviour of a Surface Oblique Crack in Fretting Fatigue*, Ph.D. Thesis, KAIST, Korea.
- (13) Nowell, D. and Hills, D. A., 1987, "Open Cracks at or near Free Edges," *J. Strain Anal.*, Vol. 22, No. 3, pp. 177~185.
- (14) Bueckner, H. F., 1958, "The Propagation of Cracks and the Energy of Elastic Deformation," *Trans. ASME J. Appl. Mech.*, Vol. 80, 1225~1230.
- (15) 김형규 외 4인, 1999, "핵연료봉 프레팅 문제에서의 균열해석 방법," 한국원자력학회 '99 춘계학술발표회, 포항공대, 발표예정.
- (16) Krenk, S., 1975, "On the Use of Interpolation Polynomial for Solutions of Singular Integral Equations," *Quarterly Applied Mathematics*, Vol. 32, pp. 479~484.
- (17) 김형규, 1999, "중횡방향 사이클 전단 하중 작용 시 라운딩 펀치에 의한 접촉 응력," 대한기계학회논문집 A 권 제 23 권 제 5 호, pp. 801~813.
- (18) Elber, W., 1970, "Fatigue Crack Closure under Cyclic Tension," *Eng. Fract. Mech.*, Vol. 2, pp. 37~45.