

프레팅 손상을 받는 물체의 접촉부 정렬에 대한 고찰

A Study on the Alignment of Contacting Bodies subjected to Fretting Failure

김형규, 윤경호, 강홍석, 송기남

한국원자력연구소

ABSTRACT : The effect of the alignment of the contacting bodies is concerned. Tilting of a body (indenter) is regarded as a mis-alignment. Recently developed method for evaluating the contact normal traction is introduced and discussed, in which piecewise parabolic profile is considered as a generalized contact profile. Indentation by a wedge with rounded apex is solved as an example problem. In the case of partial slip regime, the variation of shear traction is examined during the closed path of shear force by using the efficient numerical technique. Concentration of the slip region is also investigated. By evaluating the energy dissipation from the contact surface, the effect of the mis-alignment on wear is discussed.

Key Words : Fretting Failure, Alignment of Contacting Bodies, Partial slip, Contact Traction

1. 서 론

기계 구조물의 안정성 또는 손상을 평가하기 위해서는 물체 내부의 응력을 분석하는 것이 중요하다. 이때 프레팅피로 또는 프레팅마멸 등과 같이 접촉에 기인한 손상을 분석하기 위해서는 두 물체에 의한 접촉면에 발생하는 접촉 응력장을 구하여야 물체 내부의 응력을 구할 수 있다. 따라서 접촉 손상의 분석을 위한 첫 단계는 접촉 응력장을 정확하게 구하는 것이라 할 수 있다.

접촉 응력장에 영향을 미치는 인자로서 접촉 수직력 및 전단력, 접촉 물체의 기계적 성질 뿐 아니라 접촉부의 기하학적 형상이 중요하다. 이것은 접촉부의 기하학적 형상을 잘 설계하면 접촉에 의한 손상을 억제할 수 있다는 것을 의미하므로 접촉부의 형상에 따른 접촉 응력장의 변화를 구할 수 있는 일반적인 도구가 있다면 공학적으로 이용할 가치가 클 것이다.

두 물체의 접촉부 형상에 대한 지난 연구를 살펴 보면, 반 무한체 혹은 반 무한 평판의 자유면에 일정한 형상을 갖는 탄성체가 접촉하는 경우를 해석하는 것이 일반적이다. 이때 일정한 형상으로서 원통이나 구와 같이 2 차원의 부드러운 곡선을 사용하는 경우(헤르쯔 접촉)[1], 양단이 직각인 편치인 경우[2], Wedge 인 경우[3] 등이 있으며 이들의 이론해가 많이 인용되고 있다.

최근에 와서 편치나 Wedge 의 경우에 접촉 응력의 특이점을 발생시키는 날카로운 모서리가 라운딩되어 있는 경우의 형상에 대해 이론해가 구해지기도 하였다[4,5]. 모서리가 둥근 편치 또는 Wedge 의 형상은 실제의 접촉 물체 형상을 모사하고 있다는 점에서 매우 흥미로운 연구 결과라 할 수 있다. 왜냐하면 구조물의 제작에서 모서리가 날카로울 경우, 모따기 또는 라운딩 처리를 하는 것이 일반적이며, 만일 날카롭게 가공하는 것이 요구되었다 하더라도 작동 중 날카로운 모서리에 응력이 집중되어 일찍 마멸될 가능성이 높고, 이때의 마멸에 의해서 결국 모서리가 라운딩되어 있는 경우로 볼 수 있기 때문이다.

접촉 응력장에 영향을 미치는 접촉 물체의 형상 관련 인자로서 또 다른 하나는 두 물체의 정렬 상태이다. Fig. 1 에 보여 주는 것과 같이 실제에는 여러 요인들로 인해 물체 상호 간에 기울어진 상태로 접촉할 수 있다. 접촉부의 기하학적 형상 이외에 기울어진 양은 접촉면의 응력장을 변화시킨다. 따라서 접촉에 의한 손상을 정확히 분석하기 위해서는 물체 간의 접촉 정렬 상태도 고려하여야 한다.

본 연구에서는 접촉부의 형상이 일반적이고 정렬 상태가 임의의 양으로 틀어진 경우를 해석할 수 있는 방법에 대해 고찰하였다. 프레팅 손상이 발생하는 조건으로서 부

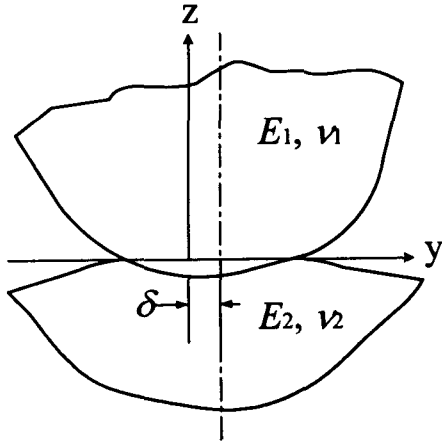


Fig. 1 Configuration of general contact.

분미끄럼 상태를 가정하여, 물체의 정렬 상태에 따른 접촉면 전단 응력장의 변화를 관찰하였으며 이에 따른 접촉면에서의 마찰에너지 방출의 변화를 분석하였다.

2. 이론

서로 접촉하고 있는 두 개의 탄성체에 수직 하중 P 가 작용하여 접촉 길이 $2b$ ($-b \leq y \leq +b$)가 발생한다고 할 때, 수직 방향 변위 $h(y)$ 는 접촉 영역 내에서 두 물체가 서로 관통할 수 있다고 생각할 때 중첩되는 양이며 이와 함께 트랙션 $p(y)$ 를 생각할 수 있다. 편치와 반 무한 평판의 재질이 상이하거나 접촉면에 평행한 전단 하중 Q 가 동시에 작용할 경우 두 물체의 접선 방향 변위의 차이 또는 전단 하중에 의한 접선 방향의 트랙션 $q(y)$ 와 이에 따르는 변위 $g(y)$ 가 발생한다. 이와 같은 상태가 프레팅 손상을 고체역학적으로 해석할 때의 기본적인 조건이 되며 그 지배 방정식은 다음과 같다[2].

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\eta)}{y-\eta} d\eta - \beta q(y), \quad (1)$$

$$\frac{E^*}{2} \frac{dg(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{q(\eta)}{y-\eta} d\eta + \beta p(y) \quad (2)$$

여기서, E^* 및 β 는 각각 두 접촉 물체의 상

이한 성질을 나타내는 복합 탄성 계수 및 Dunders 상수로서 평면 변형률의 경우에 다음과 같다.

$$\frac{1}{E^*} = \frac{(1-\nu_1^2)}{E_1} + \frac{(1-\nu_2^2)}{E_2} \quad (3)$$

$$\beta = \frac{1}{2} \left[\frac{\{(1-2\nu_1)/G_1\} - \{(1-2\nu_2)/G_2\}}{\{(1-\nu_1)/G_1\} + \{(1-\nu_2)/G_2\}} \right]. \quad (4)$$

식 (3) 및 (4)에서, 하첨자 1, 2는 서로 다른 두 접촉 물체를 의미하며 ν 는 프와송비, 그리고 G 는 전단 강성 계수이다. 한편 식 (1)과 (2)에서 변위의 일차 미분을 사용하는 이유는 반 무한 평판의 가정을 이용하는 2차원 접촉 문제의 경우, 접촉면에서의 탄성 변위는 접촉 물체 내부의 기준점 위치에 의존하기 때문에 절대적인 값으로 명백하게 정의되지 않기 때문이다.

식 (1)과 (2)를 연립으로 풀기 위해 사용하는 일반적인 방법은 un-couple 시키는 것으로서, 즉 식 (1)에서 $q(y) = 0$ 로 하여 $p(y)$ 를 구한 후 식 (2)에 대입하여 $q(y)$ 를 구하는 방법을 사용한다. 또는 두 물체의 탄성적 성질이 유사할 경우, $\beta = 0$ 이 되어 식 (1)과 (2)이 un-couple 되기도 한다. 이와 같이 un-couple 된 연립방정식의 해는 원래의 couple 된 경우의 해와 그 차이가 매우 적다는 것이 밝혀져 있다[2]. 따라서, 접촉 응력장을 구하기 위해 일차적으로 풀어야 하는 방정식은 다음과 같다.

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(y)}{dy} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\eta)}{y-\eta} d\eta. \quad (5)$$

즉, 식 (5)에서 접촉 물체의 탄성적 성질을 알게 되면, 접촉 응력장을 구하기 위해서, 물체의 접촉부에 대한 기하학적 형상 $h(y)$ 이 결정되어야 한다는 것을 알 수 있다. 이것은 또한 함수 $h'(y)$ 의 형태에 따라 식 (5)의 특이적분 방정식 해를 엄밀한 방법으로 구할 수 있기도 하고 또는 수치적 방법에 의존하여야 하기도 하는 것이다.

한편, 본 연구에서 고려하는 것과 같이 두 물체의 초기 접촉상태에서 접선 방향의

정렬상태가 임의의 각으로 틀어져(tilted) 있다면 이때 틀어진 양은 식 (5)의 $h(y)$ 에 영향을 미칠 것이다. 따라서 이러한 가장 일반적인 경우를 고려할 때 $h(y)$ 는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$h(y) = \alpha y + h_0(y) = \alpha y + C - \{f_1(y) - f_2(y)\} \quad (6)$$

여기서 α 는 접촉 물체가 틀어져 있는 각을 의미하며 $h_0(y)$ 는 두 접촉 물체의 정렬이 제대로 되어 있는 경우 접촉부 형상에 따라 결정되는 양으로서 앞서 말한 두 접촉 물체가 서로 관통할 수 있다고 할 때의 중첩되는 양을 말한다. 따라서 두 물체의 접촉부 형상을 $f_1(y)$, $f_2(y)$ 라 하고 접촉 수직 하중에 의해 두 물체가 접근하는 양을 C 라 할 때 식 (6)의 우변과 같이 표현할 수 있다.

한편 접촉부의 정렬이 틀어짐으로 인해 접촉 영역은 α 만큼 수평 이동하게 되므로 접촉 영역의 경계는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} -b + \delta &\leq y \leq b + \delta, \\ -b &\leq y - \delta \equiv \xi \leq b. \end{aligned} \quad (7)$$

따라서 식 (5)는 다음과 같이 치환할 수 있다.

$$\frac{E^*}{2} \frac{dh(\xi + \delta)}{d\xi} = \frac{1}{\pi} \int_{-b}^b \frac{p(\tau + \delta)}{\xi - \tau} d\tau \quad (8)$$

식 (8)에 식 (6)을 대입하고 정리하면 다음과 같은 해를 얻는다.

$$\begin{aligned} p(\xi + \delta) = &-\frac{1}{\pi\sqrt{b^2 - \xi^2}} \left[P + \frac{E^* \pi}{2} \alpha \xi \right. \\ &\left. - \frac{E^*}{2} \int_{-b}^b \frac{h'_0(\tau + \delta) \sqrt{b^2 - \tau^2}}{\tau - \xi} d\tau \right], \quad (9) \\ &(-b \leq \xi \leq b) \end{aligned}$$

식 (9)에서 알 수 있는 것은 접촉면의 수직 응력장은 수직 하중(P), 접촉 물체의 틀어진 양(α), 그리고 접촉부의 기하학적 형상에 의한 영향이 선형적으로 중첩되게 된다

는 것이다. 이들 중, 접촉부의 기하학적 형상의 일반적인 경우로서, 접촉부를 n 개의 포물선(parabola, 이때 직선도 포함한다)으로 구성되어 있다고 생각한다면[6]

$$h_0(y) = \sum_{i=1}^n (k_i y^2 + l_i y + m_i) \quad (10)$$

과 같이 쓸 수 있으며, 따라서 이의 미분은

$$h'_0(y) = \sum_{i=1}^n (K_i y + L_i) \quad (11)$$

이 된다. 여기서, k_i, l_i, m_i, K_i, L_i 는 상수이다.

이제 식 (11)을 식 (9)에 대입하면 다음과 같이 된다.

$$p(\xi + \delta) = -\frac{1}{\pi\sqrt{b^2 - \xi^2}} \left[P + \frac{E^* \pi}{2} \alpha \xi - \frac{E^* b}{2} I(\xi) \right] \quad (12)$$

여기서,

$$bI(\xi) = \sum_{i=1}^n \int_{y_i - \delta}^{y_{i+1} - \delta} \frac{\{K_i(\tau + \delta) + L_i\} \sqrt{b^2 - \tau^2}}{\tau - \xi} d\tau \quad (13)$$

이 되며 이를 새로운 변수 φ 와 ψ 를 이용하여 $\sin \varphi = \xi/b$, $\sin \psi = \tau/b$ 로 치환하면 식 (12)와 (13)을 다음과 같이 정리할 수 있다.

$$\frac{bp(\varphi)}{P} = -\frac{1}{\pi \cos \varphi} \left[1 + \frac{E^* b}{2P} \{\alpha \pi \sin \varphi - I(\varphi)\} \right] \quad (14)$$

여기서,

$$\begin{aligned} I(\varphi) = &\frac{b}{2} \sum_{i=1}^n K_i \left(\Delta \varphi_i + \frac{\Delta \sin 2\varphi_i}{2} \right) \\ &+ \sum_{i=1}^n \{K_i (b \sin \varphi + \delta) + L_i\} \times \\ &[\Delta \cos \varphi_i - \Delta \varphi_i \sin \varphi + \\ &\cos \varphi \ln \left| \frac{\cos((\varphi + \varphi_i)/2) \sin((\varphi - \varphi_{i+1})/2)}{\cos((\varphi + \varphi_{i+1})/2) \sin((\varphi - \varphi_i)/2)} \right|] \end{aligned}$$

(15)

이며

$\Delta\varphi_i \equiv \varphi_{i+1} - \varphi_i$, $\Delta\cos\varphi_i \equiv \cos\varphi_{i+1} - \cos\varphi_i$
 $\Delta\sin 2\varphi_i \equiv \sin 2\varphi_{i+1} - \sin 2\varphi_i$ 로 정의 된다. 한편,
 $\sin\varphi_i = \xi_i/b = (y_i - \delta)/b$ 가 되므로 $\varphi_1 = -\pi/2$,
 그리고 $\varphi_{n+1} = \pi/2$ 이 된다.

3. 예 제

식 (14)와 (15)에 대한 예제로서 Fig. 2와 같이 끝단이 라운딩 되어 있는 Wedge가 반무한 평판과 접촉하고 있는 상태일 때 Wedge가 반무한 평판의 자유면에 대해 α 만큼 기울어질 때의 문제를 해석해 보았다.

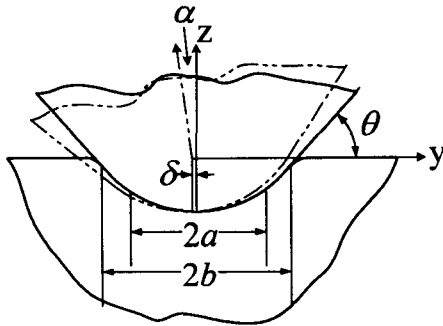


Fig. 2 Geometrical configuration of the present example problem; a wedge with rounded apex is tilted by α . The rounded part covers $-a \leq y \leq a$, while the straight parts cover $-b \leq y \leq -a$ and $a \leq y \leq b$. The contact boundaries (i.e., $y = \pm b$) locate at the straight parts.

식 (14)와 (15)를 이용하기 위해서는 접촉부의 형상을 접촉 경계로부터 라운딩이 시작되는 부분까지($-b \leq y \leq -a$), 라운딩 부위($-a \leq y \leq a$), 그리고 라운딩이 끝나는 지점으로부터 또 다른 접촉 경계까지($a \leq y \leq b$)의 세 부분으로 나누면 된다. 이때 각 구간에서의 $h'_o(y)$ 는 다음과 같다.

$$h'_o(y) = \begin{cases} \theta, & -b \leq y \leq -a \\ -(\theta/a)y, & -a \leq y \leq a \\ -\theta, & a \leq y \leq b \end{cases} \quad (16)$$

여기서, θ 는 Fig. 2에서 보여 주는 것과 같이 Wedge가 반무한 평판과 평행을 이루고 접촉할 때 반무한 평판의 자유면과 Wedge의 빗면과의 사이 각이다.

한편 식 (16)에서 알 수 있는 것처럼 접촉부의 형상이 세 부분으로 나뉘게 되므로 식 (15)에서의 $n = 3$ 이 되며 따라서 $\varphi_1 = -\pi/2$, 그리고 $\varphi_4 = \pi/2$ 이고 φ_2 및 φ_3 는 다음과 같다.

$$\varphi_2 = \sin^{-1}(\xi_2/b) = \sin^{-1}((y_2 - \delta)/b), \quad (17)$$

$$\varphi_3 = \sin^{-1}(\xi_3/b) = \sin^{-1}((y_3 - \delta)/b) \quad (18)$$

여기서 $y_2 = -a, y_3 = a$ 가 된다.

Wedge가 기울어 지지 않은 경우($\alpha = 0$)에는 접촉부의 이동이 없으므로 식 (15)에서 $\delta = 0$ 이 되고 따라서 a/b 의 변화에 따른 접촉면 수직 응력장 $p(y)$ 를 구할 수 있다. Fig. 3에는 $a/b = 0$ (끝이 날카로운 Wedge)의 경우로부터 $a/b = 1$ (헤르쯔 접촉)의 경우까지 a/b 가 0.1씩 증가할 때의 $p(y)$ 를 P/b 에 의해 무차원화한 결과($b \cdot p(y)/P$)를 보여 주고 있다.

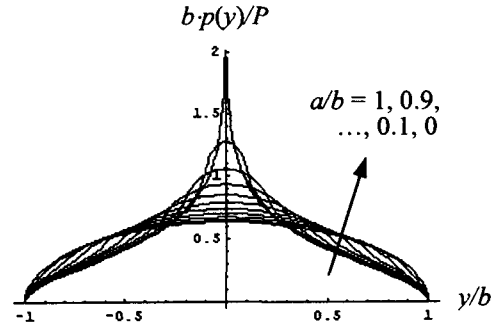


Fig. 3 Normal traction profiles by a wedge with rounded apex (no-tilt). The influence of the ratio a/b is shown.

이제 Wedge가 기울어진 경우, 접촉부가 이동한 양 δ 를 결정하여야 한다. 이것은 접촉부 경계에서의 응력은 0이 되어야 하는 조건으로부터 유도되는 다음의 수식을 이용하면 구할 수 있다[6].

$$\alpha\pi - b \sum_{i=1}^3 K_i \Delta\cos\varphi_i + \sum_{i=1}^3 L_i \Delta\varphi_i + \delta \sum_{i=1}^3 K_i \Delta\varphi_i = 0 \quad (19)$$

식 (19)의 계산은 식 (17) 및 (18)에서 알 수 있듯이, δ 를 포함하고 있으므로 수치적으로 구하는 것이 쉽다. 본 연구에서의 모든 계산은 Mathematica®[7]를 이용하였다.

Fig. 4에는 $\alpha/\theta = 0$ 인 경우와(기울어지지 않은 Wedge) $\alpha/\theta = 0.1 \sim 0.5$ 가 될 때의 $b \cdot p(y)/P$ 를 서로 비교하여 보여 주고 있다. Wedge가 기울어지는 경우 최대 응력의 위치가 Wedge의 라운딩 위치를 따라 이동하는 것을 볼 수 있고, 수직 하중 P 가 일정하게 되기 위해 최대 응력이 약간 상승하고 있음을 알 수 있다.

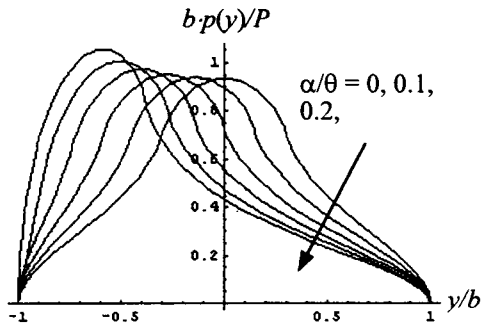


Fig. 4 Normal traction profiles by a wedge with rounded apex. The influence of mis-alignment (tilting) is shown when $\alpha/\theta = 0$ to 0.5.

4. 부분미끄럼 문제

프레팅 손상과 같은 접촉 손상이 발생하기 위해서는 접촉부에 전단 응력이 발생하여야 한다. 이때의 전단 응력은 접촉 물체에 평행한 방향으로의 전단 하중에 의해 발생하며, 전단 하중(Q)의 크기가 마찰력(μP ; μ 는 정지마찰계수)보다 작은 경우, 접촉면의 가장자리에 미끄럼이 국한되어 나타나는 부분미끄럼 상태(partial slip regime)가 된다. 대부분의 기계 구조물의 접촉부위는 설계 및 제작 시에 체결의 건전성이 양호하도록 되어 있으나 작동 중에 발생하는 미세한 진폭의 진동으로 말미암아 접촉면에 부분미끄럼의 상태가 되는 경우가 많다. 그러므로 부분미끄럼 문제의 해석은 접촉 손상을 분석하기 위해 매우 중요하다.

부분미끄럼 상태에서의 접촉 전단응력에 대해서는 고전적인 Mindlin-Cattaneo 문제

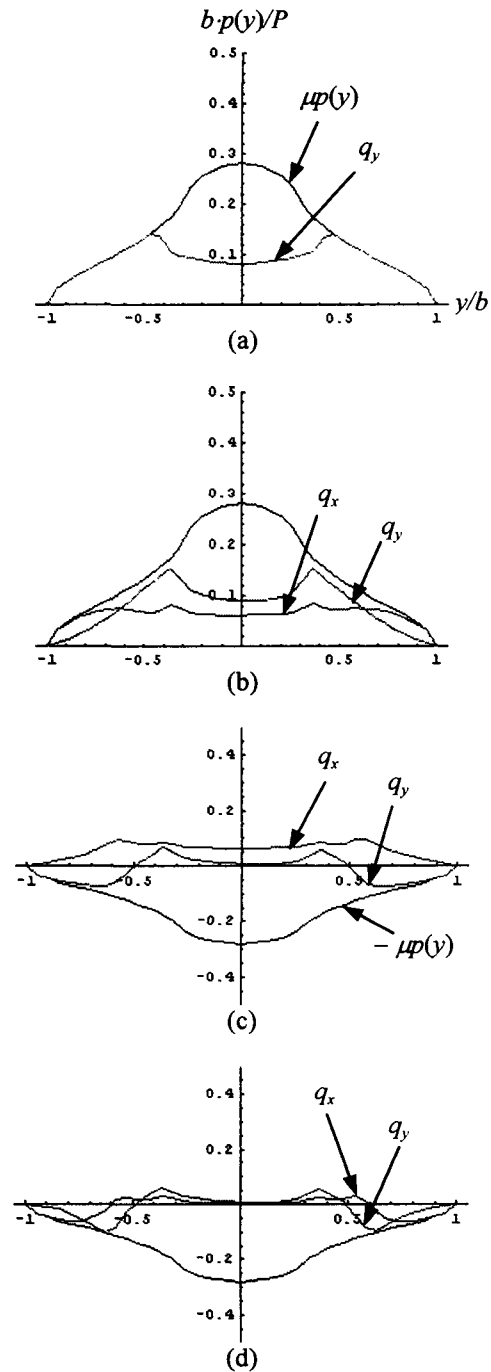


Fig. 5 Variation of the shear traction in y and x directions (q_y and q_x , respectively) in the case of no-tilted ($\alpha/\theta = 0$) wedge with rounded apex; (a) Q_y increase (b) hold Q_y , Q_x increase (c) hold Q_x , Q_y decrease (d) hold Q_y , Q_x decrease.

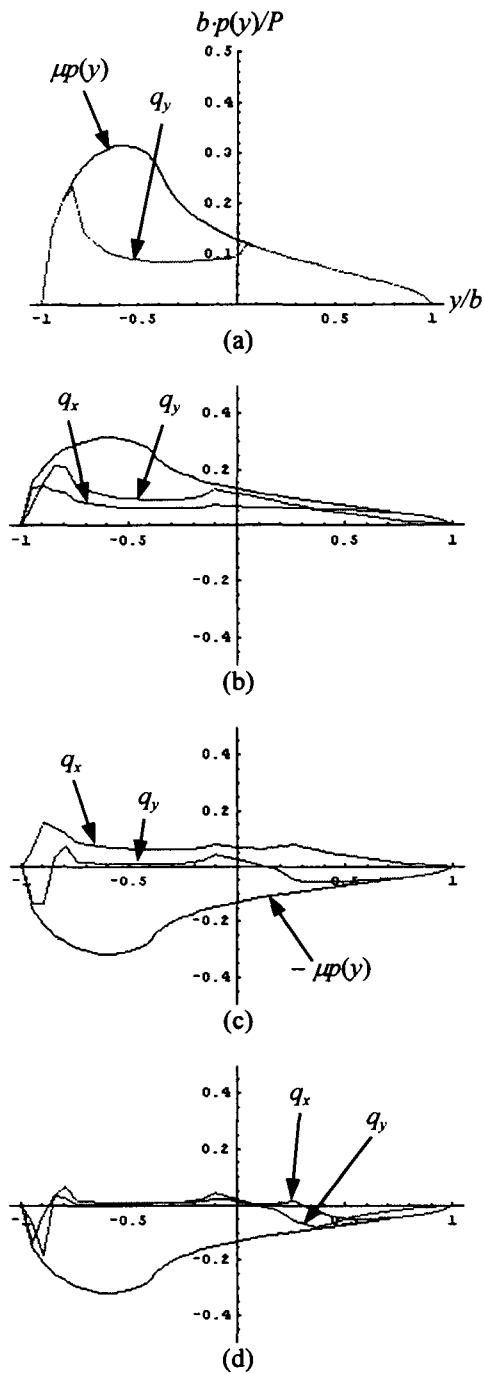


Fig. 6 Variation of the shear traction in y and x directions (q_y and q_x , respectively) in the case of tilted ($\alpha/\theta = 0.5$) wedge with rounded apex; (a) Q_y increase (b) hold Q_y , Q_x increase (c) hold Q_x , Q_y decrease (d) hold Q_y , Q_x decrease.

[8,9]에서부터 많은 연구가 있으며 체계적으로 잘 정리되어 있는 문헌도 근래에 발표되었다[10]. 또한 최근에는 전단 하중의 방향이 접촉면 상에서 이차원적으로 폐회로를 이루며 순차적으로 작용하는 경우의 문제에 있어서도 전단 응력장의 변화를 구할 수 있는 수치적 방법도 개발되었다[11]. 이 방법은 접촉 수직응력장이 구해지면 그 함수적 형태가 어떠하더라도 전단 응력장을 효율적으로 구할 수 있는 장점이 있다.

본 논문의 Fig. 4에서 구한 응력장에 대해서도 이 방법을 적용하여 전단 응력장을 구하였으며 Wedge가 기울어지지 않은 경우와 기울어진 경우 중 $\alpha/\theta = 0.5$ 일 때의 결과를 Fig. 5 및 Fig. 6에 각각 보여 주고 있다. 이때, Wedge의 기하학적 형상으로서 $ab = 0.3$ 인 경우를 선택하였고 전단 하중의 조건으로는, Fig. 2에서의 좌표축을 이용할 때, y 방향으로 증가 $\rightarrow x$ 방향으로 증가 $\rightarrow y$ 방향으로 감소 $\rightarrow x$ 방향으로 감소하는 폐회로한 사이클을 생각하였다. 이에 따라 해석에서 사용한 전단 하중의 크기는 $\{Q_y/\square P, Q_x/\square P\} = \{0.6, 0\} \rightarrow \{0.54, 0.43\} \rightarrow \{-0.1, 0.4\} \rightarrow \{-0.07, -0.07\}$ 로 하였다. y 및 x 방향으로의 전단 하중(Q_y, Q_x)이 하중 경로 상에서 일정하게 유지되지 않는 이유는 전단 하중이 방향 전환을 하며 증감할 때 미끄럼영역이 변해 Compliance가 달라지기 때문이다 [11].

Fig. 5와 Fig. 6을 비교할 때, Wedge가 기울어져서 접촉하면 미끄럼 영역은 접촉 수직응력이 작은 쪽으로 집중되는 것을 알 수 있다. 접촉면에서의 마멸은 미끄럼 영역에서 발생하므로, 물체의 정렬 상태가 틀어질수록, 최대 수직응력이 발생하는 곳의 반대 위치에서 마멸이 편중되어 나타날 것으로 예상할 수 있다. 한편, 본 연구에서는 반무한 평판 내에 존재하는 균열에 대해서는 해석하고 있지 않으나 기존의 연구 결과[12]를 참고할 때 수직 응력이 높게 나타나는 위치에서(즉 Fig. 6에서의 왼쪽 접촉경계 부근) 균열이 발생할 경우 균열 진전력이 크게 될 것으로 예상할 수 있다.

한편 접촉 전단 응력을 이용하여 미끄럼 변위를 계산할 수 있고 이들의 벡터 내적은

접촉면에서의 에너지 방출이 된다. 즉

$$\text{Dissipated Energy} = \sum_j (q_x \delta s_x + q_y \delta s_y)_j \quad (20)$$

여기서 j 는 Q_x 또는 Q_y 가 변화하는 경로를 의미하며 이때 δs_x , δs_y 는 경로 중에 증감한 미끄럼 변위를 나타낸다. Fig. 5와 Fig. 6의 경우에 폐회로 한 사이클 동안 방출된 에너지를 계산하여 상대적으로 비교하면 Table 1과 같다. Table 1에서 알 수 있는 것은 물체의 접촉 정렬 상태가 틀어지더라도 접촉면에서의 에너지 방출에는 거의 영향을 미치지 않는다는 것이다. 즉 마멸량에 있어서는 차이가 없을 것으로 예상할 수 있다. 이것은 향후 실험적인 검증이 필요할 것이다.

Table 1. Comparison of dissipated energy.

| | E_y | E_x | $\Sigma(E_y + E_x)$ |
|----------|--------------------|-------|---------------------|
| Q_y 증가 | 0.14 ¹⁾ | | 0.14 |
| | 0.14 ²⁾ | | 0.14 |
| Q_x 증가 | 0.06 | 0.12 | 0.32 |
| | 0.07 | 0.11 | 0.32 |
| Q_y 감소 | 0.08 | 0.02 | 0.42 |
| | 0.07 | 0.02 | 0.41 |
| Q_x 감소 | 0.01 | 0.05 | 0.48 |
| | 0.01 | 0.04 | 0.46 |

1) Number Plain: $\alpha/\theta = 0$

2) Number Italic: $\alpha/\theta = 0.5$

5. 결 론

본 연구는 접촉부의 형상을 일반화하고 이에 더하여 접촉부가 기울어져 있는 경우의 접촉 수직 응력장을 이론적으로 구하는 방법에 대한 최근의 연구[6]를 분석하고 끝단이 라운딩된 Wedge의 경우를 예로하여 부분미끄럼 문제를 해석하였다. 해석 결과로부터 얻은 결론으로서는 Wedge가 기울어져서 접촉하면 최대 접촉 수직응력이 발생하는 위치가 라운딩된 끝단으로 이동하며 그 값이 약간 상승하게 된다는 것을 알았다. 또한, 미끄럼 영역은 최대 접촉 수직응력이 발생하는 위치의 반대쪽에 편중되어 나타나므로 마멸의 분포 역시 접촉 물체가 기울어지면 편중될 것으로 예상되었다. 마멸량을 미끄럼 변위와 접촉 전단응력의 곱으로 표

현되는 에너지 방출량으로 모델링할 때, 물체가 기울어져 접촉하더라도 마멸량에는 거의 영향이 없을 것으로 예상하였다.

후 기

본 연구는 과학기술부의 원자력 연구개발 사업의 일환으로 수행되었음.

참고 문헌

- (1) Hertz, H., 1882, "Über die Berührung fester elastische Körper," *J. reine und angewandte Mathematik*, Vol. 92, pp. 156-171.
- (2) Johnson, K. L., 1985, *Contact Mechanics*, Cambridge Univ. Press.
- (3) Gdoutos, E.E. and Theocaris, P.S., 1975, "Stress Concentrations at the Apex of a Plane Indenter Acting on an Elastic Half Plane," *J. Appl. Mech.*, Sep., pp. 688-692.
- (4) 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.
- (5) Ciavarella, M., Hills, D. A. and Monno, G., 1998, "Contact Problems for a Wedge with Rounded Apex," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 40, No. 10, pp. 977-988.
- (6) Ciavarella, M., Demelio, G., 1999, "On Non-Symmetrical Plane Contacts," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 41, pp. 1533-1550.
- (7) Wolfram, S., 1996, *The Mathematica Book*, Cambridge Univ. Press.
- (8) Mindlin, R. D., 1949, "Compliance of Elastic Bodies in Contact," *J. Appl. Mech.*, Vol. 16, pp. 259-268.
- (9) Cattaneo, C., 1938, *Rendiconti dell' Accademia nazionale dei Lincei*, Vol. 27, Ser. 6, pp. 342.
- (10) Hills, D. A., Nowell, D. and Sackfield A., 1993, *Mechanics of Elastic Contacts*, Butterworth-Heinemann.
- (11) Kim, H.-K, Hills, D.A. and Nowell, D., 2000, "Partial Slip between Contacting Cylinders under Transverse and Axial Shear," *Int. J. Mech. Sci.*, Vol. 42, No. 2, pp. 199-212.
- (12) 김형규, 정연호, 2000, "라운딩 편치에 의한 프레팅상태에서의 균열 해석," 대한기계학회 논문집 A 권, 제 24 권, 제 6