한국정밀공학회지 제22권 제11호 (2005년 11월)
Journal of the Korean Society of Precision Engineering Vol. 22, No. 11, November 2005

프레팅 접촉에서 패드의 형상과 기계적 성질변화에 따른 접촉부의 영향

노홍래*, 장성군*, 조상봉#

Effects of Contact Zone according to Geometries and Mechanical Properties of Pad for Fretting Contacts

Hong-Rae Roh*, Song-Koon Jang* and Sang-Bong Cho#

ABSTRACT

Recently, there have been reported on the results that the material life is reduced by fretting conditions and the initial crack made by low stress under fretting. The purpose of this paper is to show that the results of finite element analysis for the fretting contact problems of a flat rounded punch are nearly consistent with the theoretical solutions and to research that the results about effects of the contact zone according to geometries and mechanical properties of pad.

Key Words : Fretting contact(프레팅 접촉), Slip zone(미끄럼구간), Stick zone(접착구간), Contact pressure (접촉압력), Shear traction(전단표면력), Contact zone(접촉 구간), FEA(유한요소해석)

1. 서론

가스터빈 블레이드의 도브테일(dovetail) 조인트, 리벳 체결, 축과 휠, 핀조인트 등의 강하게 체결된 접촉부위에서 프레팅(fretting)이라는 마멸현상을 볼 수 있으며, 이런 프레팅 접촉으로 인한 재료의 내구한도 또는 피로한도가 50~70% 정도 감소시키며, 작은 응력에서도 초기균열이 발생되어 재료의 수명을 단축시키는 요인이 되고 있다. 프레팅에 대한 관심이 최근에 높아져 프레팅과 관련된 연구가 활발히 이루어지고 있다. 프레팅 접촉에 대한 이론적인 연구로 Cattaneo와 Mindlin이 각각 독립적으로 두 실린더 간의 접촉면에 수직력(normal force)과 접선력(tangential force)이 작용하는 문제, 소위 민들린(Mindlin) 문제에 대한 접촉압력과 마찰력의 분포 및 미끄럼구간에 대한 탄성 이론적 해를 구한 바 있다.[1] Nowell과 Hills[2]는 재료의 성질이 동일한 실린더와 평판에 수직력과 접선력 및 모재에 인장응력(bulk tension stress)이 동시에 작용하는 문제를 탄성 이론적으로 연구하여 접촉압력 및 미끄럼 구간에 대한 해를 구하였다. Jǎger[3]는 탄성평판과 강체인 모서리 끝이 둥근 펀치의 접촉문제에 대한 이론적으로 얻은 해와 유한요소해의 비교 및 분석에 대한 연구를 하였다.

접수일: 2005년 6월 14일; 게재승인일: 2005년 9월 9일
* 경남대학교 대학원 기계설계학과
# 교신저자: 경남대학교 기계자동화공학부
E-mail sbcho@kyungnam.ac.kr Tel. (055) 249-2620

Ciavarella와 Macina[4]는 가스터빈 블레이드의 도브테일 조인트에서 발생하는 프레팅 문제를 모서리 끝이 둥근 펀치(flat rounded punch)와 평판의 접촉문제로 단순화하여 이론적으로 해를 구하였다.

Dini와 Nowell[5]은 스네돈(Sneddon)의 적분변환법을 이용한 수치해석적 방법으로 모서리 끝이 둥근 펀치와 이종층 평판간의 접촉문제에 대한 접촉압력과 미끄럼구간 등에 대한 연구를 하였다.

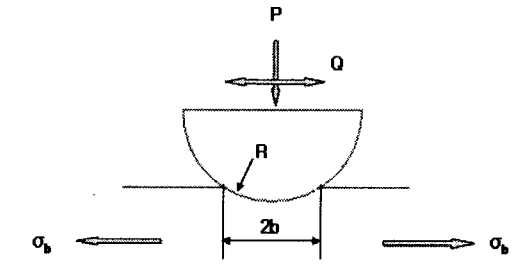
프레팅 피로에 대한 연구로 Kim과 Lee[6]가 프레팅 피로실험을 통하여 균열의 발생과 성장에 관하여 연구하였다. Lee와 Mall[7]이 프레팅 피로실험을 통한 재료의 피로수명예측에 대한 연구와 유한요소해석으로 접착구간과 미끄럼구간의 변화에 대하여 연구하였다. Proudhon, Fouvry와 Buffière[8]는 프레팅 실험으로 실린더와 평판의 접촉 시 하중조건에서 야기된 프레팅 균열발생 시점에 대한 연구를 한 바 있다.

프레팅 마멸에 대한 연구로 Ding와 Leen, McColl[9]은 평판과 실린더의 프레팅 접촉 시 접촉부의 응력분포결과를 수정된 아차드식(modified Archard's equation)을 이용하여 마멸손상 및 마멸깊이에 대한 연구를 하였다.

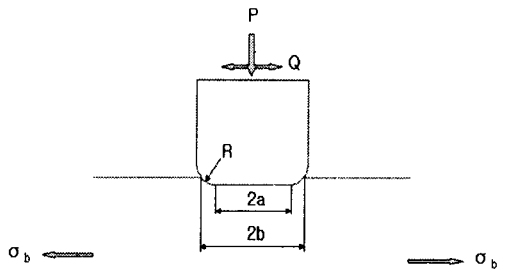
본 연구에 앞서 민들린 문제와 Nowell과 Hills[2]의 문제로 재료의 성질이 동일한 실린더와 평판에 수직력과 접선력 및 모재에 인장응력이 동시에 작용하는 프레팅 접촉문제의 탄성 이론적 기존해와 유한요소해석을 통한 결과를 비교 및 분석에 대한 연구[10]를 하였다. 이번 연구에서는 Ciavarella와 Macina[4]의 가스터빈 블레이드의 도브테일 조인트에서 발생하는 프레팅 문제를 모서리 끝이 둥근 펀치와 평판의 접촉문제로 단순화하여 구한 이론적인 기존해와 유한요소해석을 이용한 해석결과의 비교 및 검토를 토대로 하여 프레팅 접촉에서 패드의 형상과 기계적 성질변화에 따른 접촉부의 영향을 평가하고자 한다.

2. 패드의 형상 및 기계적 성질변화에 대한 프레팅 접촉 모델

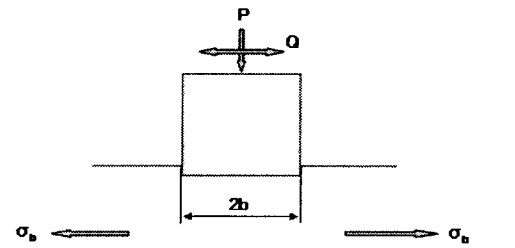
프레팅 접촉문제에서 주요 파라메타인 패드 형상과 작용하중은 Fig. 1에서 보는 바와 같이 (a)실린더 펀치, (b)모서리 끝이 둥근 펀치, (c)사각 펀치 등으로 구성되며, 패드와 평판 접촉시 작용하중 P는 패드(pad)와 모재(bulk) 사이에 가해지는 수직력이고, Q는 접선력이다. 또한, σ_b는 모재에 작용하는 인장응력이며, R과 $2a$ 및 $2b$는 각각 패드의 모서리 끝 곡률반경과 접촉부 직선길이 및 접촉길이이다.



(a) Cylinder and flat contact



(b) Flat rounded and flat contact



(c) Rectangle and flat contact

Fig. 1 Schematic diagram for loading system

Ciavarella와 Macina[4]에 의해 연구된 바 있는 모서리 끝이 둥근 펀치와 평판의 접촉문제를 단순화

하여 구한 이론적인 기존해와 유한요소해석을 이용한 해석결과를 간단히 비교 및 검토하고, 프레팅 접촉에서 패드의 형상과 기계적 성질변화에 따른 접촉부의 영향을 평가하기 위해서 다음과 같은 조건을 사용하였다.

a) 패드의 형상 변화에 따른 유한요소해석 시 패드와 모재는 동일한 재료로 탄성계수 $E=21087.7\,kgf/mm^2$, 푸아송 비 $\nu=0.29$을 사용한다.

b) 패드의 기계적 성질변화에 따른 유한요소해석 시 모재의 탄성계수 $E=21087.7\,kgf/mm^2$로 일정하게 적용시키고 패드의 탄성계수 E값만 변화시켜 사용한다. (단, 푸아송 비 $\nu=0.29$로 패드와 모재는 동일한 값을 사용한다.)

c) 패드의 기계적 성질변화에 대한 프레팅 접촉 모델은 접촉부의 직선길이 반폭 $a=\frac{w}{4}$인 패드를 이용한다.

d) 수직력 P을 가한 후에 즉, 헤르츠 접촉 후에 접선력 Q 및 모재에 작용하는 인장응력 σ_b을 가한다.

e) 패드의 형상과 기계적 성질변화에 대한 유한요소해석에 사용된 재료의 물성치는 Table 1, 2와 같다.

Table 1 Aspects for 2-D FEA model

	Aspects [mm]	
	Width (w)	Height (h)
Pad	100	50
Bulk	200	100

Table 2 Mechanical properties for 2-D FEA model

	Mechanical properties	
	Young's modulus (E)	Poisson's ratio (ν)
Pad(E_1)	E_2, $2E_2$, $4E_2$, $10E_2$, ∞	0.29
Bulk(E_2)	21087.7 kgf/mm^2	0.29

Fig. 1의 패드의 형상과 기계적 성질변화에 대한 유한요소 모델은 Fig. 2에서 보는 바와 같으며, 대칭성을 고려한 2차원 유한요소 탄성 접촉해석으로 모델화했으며, 경계조건은 모재의 밑면에 수직한 방향과 중앙의 한 점에 수평방향의 변위를 구속하였다. 패드의 윗면이 수직력 P을 받아 일정한 수직변위가 발생하도록 강체요소을 사용하였고, 패

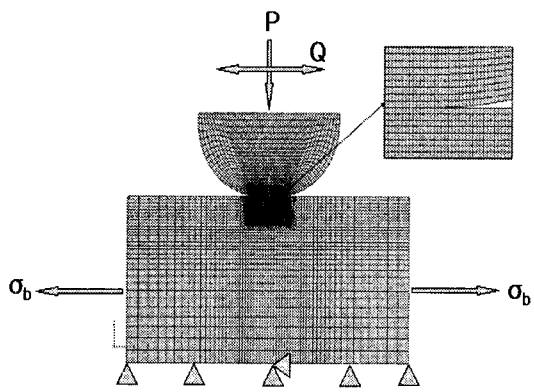


Fig. 2 2-D FEA model for fretting contact,($a=\frac{w}{16}$).

드 윗면의 중앙점에 수직력 P와 접선력 Q를 가하였다. 모재의 인장응력 σ_b는 모재의 좌측 변과 우측 변에 적용시켰다. 해석결과의 정확도를 얻기 위해 패드와 모재의 접촉부에는 요소를 조밀하게 배치시켰다.

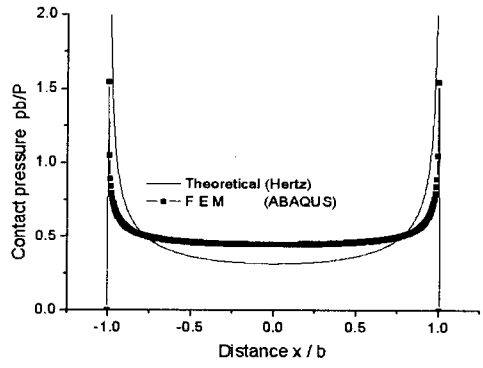


Fig. 3 Contact pressure for Hertzian contact,($a=\frac{w}{2}$).

Fig. 3은 Fig.1 (c)와 같은 접촉부 직선길이 반폭 $a=\frac{w}{2}$ 인 사각편치에 대한 헤르츠 접촉에 대한 이

론해와 유한요소해석 결과를 도시한 것이다. 패드가 사각펀치가 될 때 패드의 양쪽 끝 모서리에서는 응력집중이 발생해 응력이 무한값을 갖는 것을 이론 결과에서 확인할 수 있다.[1] 유한요소해석으로는 끝 모서리에서 발생하는 응력값을 무한으로 표현하지 못하고 유한값에 머문다는 것을 보여주고 있으며, 패드의 접촉부 직선길이 반폭 a가 $\frac{w}{2}$에 이르면 유한요소해가 이론해에서 멀어지는 경향을 Fig. 3을 통해 알 수 있다. 이 경향을 바탕으로 패드의 형상변화에 대한 해석 시 Fig. 2와 같은 모델로 패드의 접촉부의 직선길이 반폭 a가 0, $\frac{w}{16}$, $\frac{w}{8}$, $\frac{w}{4}$인 유한요소모델을 사용한다.

유한요소해석은 상용 프로그램인 ABAQUS[11]을 이용한다.

3. 패드의 형상 및 기계적 성질변화에 대한 프레팅 접촉의 유한요소해석과 결과 분석

3.1 모서리 끝이 둥근 펀치인 패드의 경우

패드가 모서리 끝이 둥근펀치일 때에 대한 기존의 이론해와 유한요소해석 결과를 간단히 비교, 검토하기 위해서 다음과 같은 유한요소해석을 수행하였다.

1) 수직력 P만 작용하는 경우,
2) 수직력 P와 접선력 Q가 작용하는 경우

3.1.1 수직력 P만 작용하는 경우

패드에 수직력 P가 가해질 때에 마찰이 없는 접촉 즉, 헤르츠 접촉(Hertzian contact)에 의한 접촉압력과 접촉길이에 대한 해를 Ciavarella와 Macina[4]가 엄밀해로 식 (1)과 같이 구하였다. 식 (1)에서 문헌[4]의 표기오류를 바로 잡아서 표시하였다.

$$\frac{p(x)b}{P}=\frac{2k}{\pi^2}\left[-(2\sin^{-1}(\frac{a}{b})-\pi)\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}+\ln\left(\left|\frac{x\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}+a\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}}{x\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}-a\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}}\right|^{\frac{x}{b}}\times\left|\frac{\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}-\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}}{\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}+\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}}\right|^{\frac{a}{b}}\right)\right],\quad |x|\le b \tag{1}$$

여기서 k는 다음과 같고,

$$k=\frac{\pi}{\pi-2\sin^{-1}(\frac{a}{b})-\sin(2\sin^{-1}(\frac{a}{b}))},$$

접촉길이 반폭 b는 식 (2)에서 구할 수 있다.

$$PR\frac{4(1-\nu^2)}{E}+ab\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}+b^2\sin^{-1}(\frac{a}{b})=\frac{\pi b^2}{2} \tag{2}$$

비선형 방정식 (2)에서 이론적 접촉길이 반폭 b를 구하기 위하여 상용 수치해석 프로그램인 Mathematica[12]를 사용하였다.

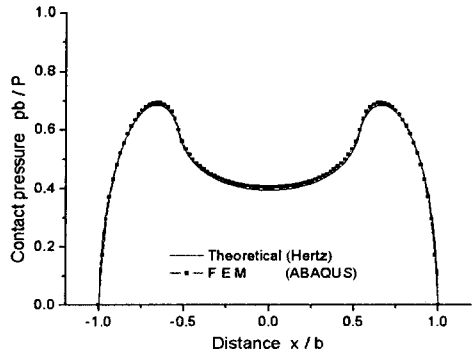


Fig. 4 Contact pressure for Hertzian contact,($a=\frac{w}{16}$).

Fig. 4는 $a=\frac{w}{16}$ 일 때에 대한 식 (1)의 이론해와 유한요소해석 결과를 도시한 것이다. 유한요소해석 결과와 이론해가 잘 일치함을 볼 수 있다.

3.1.2 수직력과 접선력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 접선력 Q가 가해질 때에 즉, 민들린 문제에 대한 전단표면력 q의 이론해는 식 (3)과 같다.[4]

$$\frac{q(x)b}{fP}=\frac{2k}{\pi^2}\left[-(2\sin^{-1}(\frac{a}{b})-\pi)\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}+\ln\left(\left|\frac{x\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}+a\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}}{x\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}-a\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}}\right|^{\frac{x}{b}}\times\left|\frac{\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}-\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}}{\sqrt{1-\frac{x^2}{b^2}}+\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}}\right|^{\frac{a}{b}}\right)\right]+q'(x) \tag{3}$$

여기서 $q'(x)=0, \quad c<|x|<b$

$$q'(x)=\frac{2k'}{\pi^2}\frac{b}{c}\left(1-\frac{Q}{fP}\right)\left[(2\sin^{-1}(\frac{a}{c})-\pi)\frac{b}{c}\sqrt{\frac{c^2-a^2}{b^2}}-\right.$$

$$\left.\ln\left(\left|\frac{x\sqrt{c^2-a^2}+a\sqrt{c^2-x^2}}{x\sqrt{c^2-a^2}-a\sqrt{c^2-x^2}}\right|^{\frac{-x}{c}}\times\left|\frac{\sqrt{c^2-x^2}-\sqrt{c^2-a^2}}{\sqrt{c^2-x^2}+\sqrt{c^2-a^2}}\right|^{\frac{-a}{c}}\right)\right]$$

, $-c<x<c$

또한 k'는 다음과 같다.

$$k'=\frac{\pi}{\pi-2\sin^{-1}(\frac{a}{c})-\sin(2\times\sin^{-1}(\frac{a}{c}))}$$

접착길이의 반폭 c는 식 (4)에서 구할 수 있다.

$$\frac{Q}{fP}+\frac{c^2}{b^2}\frac{\frac{\pi}{2}-\frac{a}{c}\sqrt{1-\frac{a^2}{c^2}}-\sin^{-1}(\frac{a}{c})}{\frac{\pi}{2}-\frac{a}{b}\sqrt{1-\frac{a^2}{b^2}}-\sin^{-1}(\frac{a}{b})}=1 \qquad (4)$$

비선형 방정식 (4)에서 이론적 접착길이의 반폭 c를 구하기 위하여 상용 수치해석 프로그램인 Mathematica[12]를 사용하였다.

Fig. 5는 $a=\frac{w}{16}$, $\frac{Q}{fP}=0.5$일 때에 대한 식 (3)의 이론해와 유한요소해석 결과를 도시한 것으로 실선이 이론해이고 점선이 유한요소해석 결과이다. 두 결과가 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다.

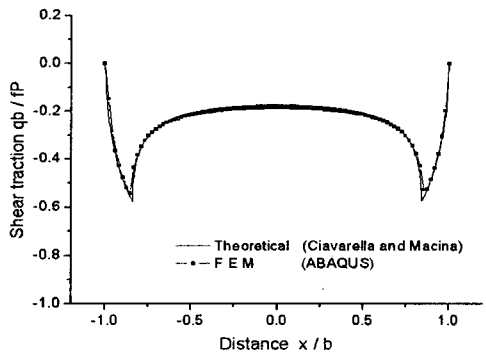


Fig. 5 Shear traction for Mindlin contact, ($a=\frac{w}{16}$, $\frac{Q}{fP}=0.5$).

3.2 패드의 형상변화에 대한 해석

패드의 접촉부 직선길이 반폭 a와 가로 폭 w의 비에 따라 다음과 같은 관계가 있다.

1) $a=0$ 이면, 실린더 편치

2) $a=\frac{w}{16}\sim\frac{w}{4}$ 이면, 모서리 끝이 둥근 편치

3) $a=\frac{w}{2}$ 이면, 사각 편치

접촉부 직선길이 반폭 a의 변화에 따른 접촉부의 응력분포 및 미끄럼 구간과 접촉구간의 변화를 조사하기 위해서 유한요소해석과정은 수직력 P만 작용하는 경우, 수직력 P와 접선력 Q가 작용하는 경우, 수직력 P와 모재에 인장응력 σ_b가 작용하는 경우, 수직력 P와 접선력 Q 및 모재에 인장응력 σ_b가 작용하는 경우로 해석을 수행하였다.

3.2.1 수직력 P만 작용하는 경우

패드에 수직력 P만 작용할 때 접촉부의 직선길이 반폭 a의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 6에 도시하였다.

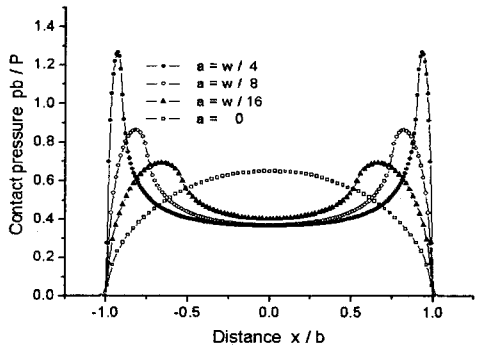


Fig. 6 Contact pressure for Hertzian contact

a의 크기가 증가함에 따라 실린더 편치에서 사각 편치로 변화하는 과정에서 접촉압력이 점점 증가 하고 있은 것을 볼 수 있다.

3.2.2 수직력과 접선력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 접선력 Q가 가해질 때 접촉부의 직선길이 반폭 a의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 7에 도시하였다.

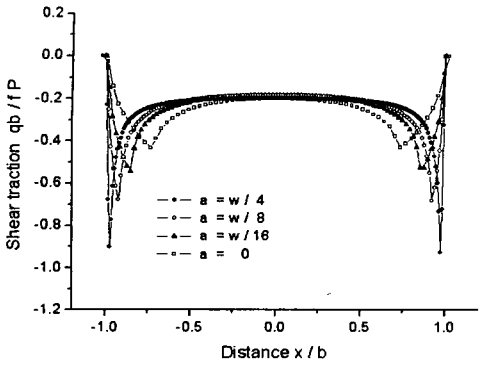


Fig. 7 Shear traction for Mindlin contact, ($\frac{Q}{fP}=0.5$).

a의 크기가 증가함에 따라 전단표면력 q는 증가하는 반면에 미끄럼 구간이 줄어들고 접착구간이 증가하는 것을 볼 수 있다.

3.2.3 수직력과 모재의 인장응력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 모재에 인장응력 σ_b가 작용할 때 접촉부의 직선길이 반폭 a의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 8에 도시하였다.

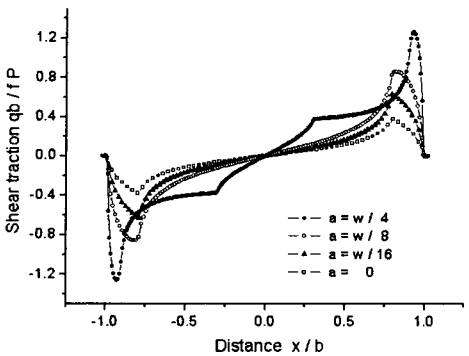


Fig. 8 Shear traction according to bulk tension stress, ($\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

a의 크기가 증가함에 따라 전단표면력 q는 증가하는 반면에 미끄럼 구간은 일정하게 유지 되다가 어느 선을 통과하면 갑자기 크게 늘어나고 접착구간이 줄어드는 현상을 볼 수 있다.

3.2.4 수직력과 접선력 및 모재의 인장응력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 접선력 Q 및 모재에 인장응력 σ_b가 작용할 때 접촉부의 직선길이 반폭 a의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 9에 도시 하였다.

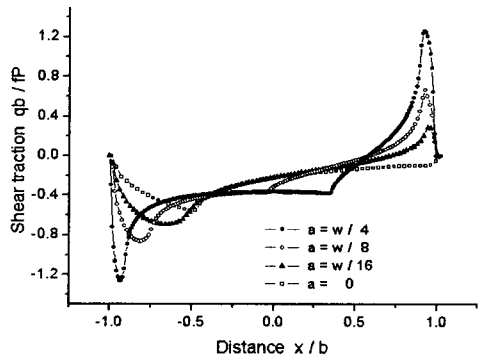


Fig. 9 Shear traction under normal force, tangential force and bulk tension stress, ($\frac{Q}{fP}=0.5$, $\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

a의 크기가 증가함에 따라 접착구간이 줄어들고 전단표면력 q 및 미끄럼 구간이 크게 증가하는 것을 볼 수 있으며, 모재에 인장응력이 추가됨에 따라 접선력 Q만 작용하는 경우의 접착구간보다 접착구간은 줄고 미끄럼구간은 증가하여 프레팅을 유발시키는 요인이 됨을 알 수 있다.

3.3 패드의 기계적 성질변화에 대한 해석

패드의 기계적 성질인 탄성계수 E를 점점 증가할 때, 접촉부의 응력분포 및 미끄럼 구간과 접촉구간의 변화를 확인함과 동시에 탄성계수 E가 어느 정도일 때 강체의 성향이 나타나는가에 대해 해석하기 위해서 유한요소해석은 수직력 P만 작용하는 경우, 수직력 P와 접선력 Q가 작용하는 경우, 수직력 P와 모재에 인장응력 σ_b가 작용하는 경우, 수직력 P와 접선력 Q 및 모재에 인장응력 σ_b가 작용하는 경우이며, 패드 형상은 $a=\frac{w}{4}$인 모서리 끝이 둥근 펀치와 $a=0$인 실린더 펀치를 사용해서 해석을 수행한다. 여기서 패드의 탄성계수는 E_1이고, 모재의 탄성계수는 E_2이다.

3.3.1 수직력 P만 작용하는 경우

패드에 수직력 P만 가해질 때 패드의 기계적 성질인 탄성계수의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 10과 11에 도시하였다. Fig. 10은 패드의 형상이 모서리 끝이 둥근 펀치($a=\frac{w}{4}$)일 때 유한요소 해석결과이다. 패드의 탄성계수가 증가함에 따라 최대접촉압력 p_0가 증가하는 반면에 접촉길이는 거의 변화가 없는 것을 볼 수 있다.

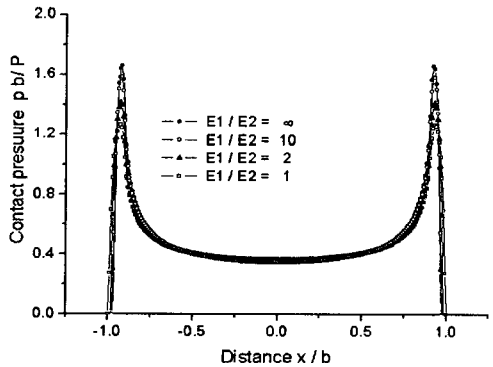


Fig. 10 Contact pressure according to changing elastic modulus, ($a=\frac{w}{4}$).

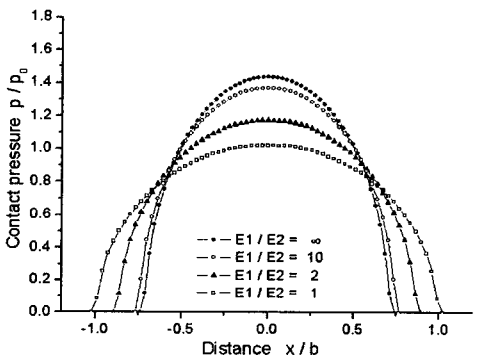


Fig. 11 Contact pressure according to changing elastic modulus, ($a=0$).

Fig. 11은 패드의 형상이 실린더 펀치($a=0$)일 때 유한요소해석 결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 최대접촉압력 p_0가 증가하는 반면에 접촉구간이 줄어드는 것을 볼 수 있다. Fig. 10과 11 모두 패드의 탄성계수 E_1이 모재의 탄성계수 E_2에 10배가 되면 거의 강체에 가까운 성향을 보인다는 것을 알 수 있다.

3.3.2 수직력과 접선력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 접선력 Q가 가해질 때 패드의 기계적 성질인 탄성계수의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 12와 13에 도시하였다.

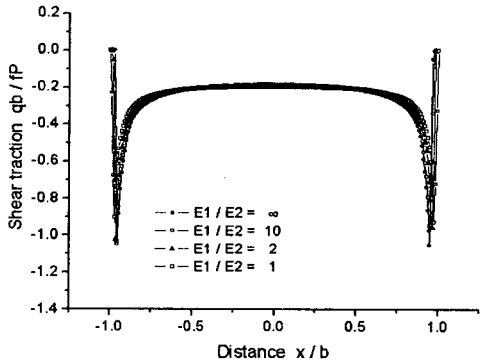


Fig. 12 Shear traction according to changing elastic modulus for Mindlin contact, ($a=\frac{w}{4}$, $\frac{Q}{fP}=0.5$).

Fig. 12는 패드의 형상이 모서리 끝이 둥근 펀치 ($a=\frac{w}{4}$)일 때 유한요소 해석결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q만 증가하고 미끄럼

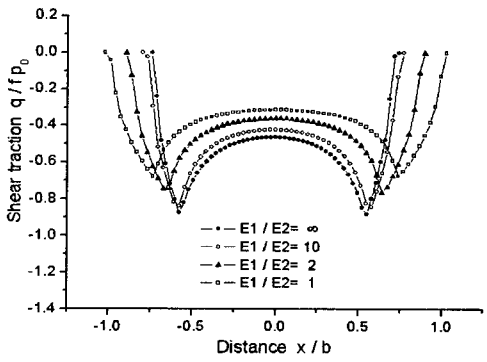


Fig. 13 Shear traction according to changing elastic modulus for Mindlin contact, ($a=0$, $\frac{Q}{fP}=0.5$).

구간과 접착구간이 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다.

Fig. 13은 패드의 형상이 실린더 편치($a=0$)일 때 유한요소해석 결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q가 증가하고 미끄럼 구간과 접착구간이 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다.

Fig. 12와 13은 모두 패드의 탄성계수 E_1이 모재의 탄성계수 E_2에 10배가 되면 거의 강체에 가까운 성향을 보인다는 것을 알 수 있다.

3.3.3 수직력과 모재의 인장응력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 모재에 인장응력 σ_b가 가해질 때 패드의 기계적 성질인 탄성계수의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 14와 15에 도시하였다.

Fig. 14는 패드의 형상이 모서리 끝이 둥근 편치 ($a=\frac{w}{4}$)일 때 유한요소 해석결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q 및 미끄럼 구간이 증가하고 접착구간이 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다. Fig. 15는 패드의 형상이 실린더 편치($a=0$)일 때 유한요소해석 결과이다.

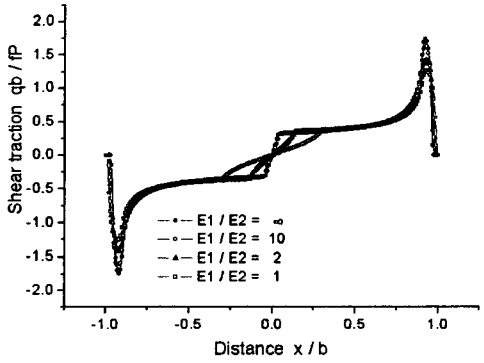


Fig. 14 Shear traction under normal force and bulk tension stress according to changing elastic modulus, ($a=\frac{w}{4}$, $\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q가 증가하고 미끄럼 구간과 접착구간이 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다.

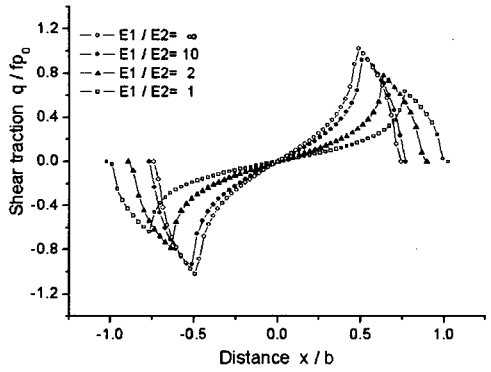


Fig. 15 Shear traction under normal force and bulk tension stress according to changing elastic modulus, ($a=0$, $\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

Fig. 14와 15에서 패드의 탄성계수 E_1이 모재의 탄성계수 E_2에 10배가 되면 거의 강체에 가까운 성향을 보이는 것을 알 수 있다.

3.3.4 수직력과 접선력 및 모재의 인장응력이 작용하는 경우

패드에 수직력 P와 접선력 Q 및 모재에 인장응력 σ_b가 가해질 때 패드의 기계적 성질인 탄성계수의 변화에 대한 유한요소해석 결과를 Fig. 16과 17에 도시하였다.

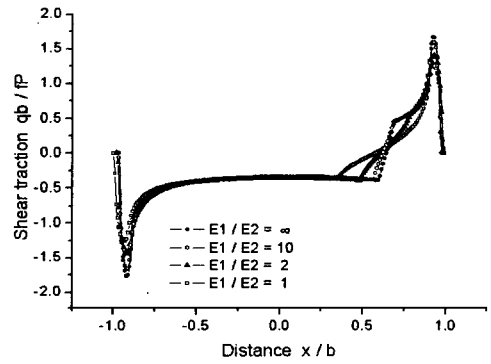


Fig. 16 Shear traction under normal force, tangential force and bulk tension stress according to changing elastic modulus, ($a=\frac{w}{4}$, $\frac{Q}{fP}=0.5$, $\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

Fig. 16은 패드의 형상이 모서리 끝이 둥근 편치 ($a=\frac{w}{4}$)일 때 유한요소 해석결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q 및 미끄럼 구간이 증가하고 접착구간이 줄어드는 것을 볼 수 있다.

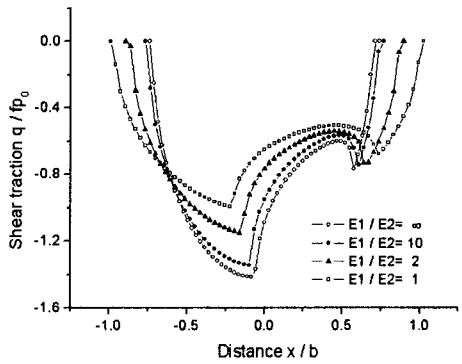


Fig. 17 Shear traction under normal force, tangential force and bulk tension stress according to changing elastic modulus, ($a=0$, $\frac{Q}{fP}=0.8$, $\frac{h\sigma_b}{fP}=8.56$).

Fig. 17은 패드의 형상이 실린더 편치($a=0$)일 때 유한요소해석 결과이다. 탄성계수가 증가함에 따라 전단표면력 q가 증가하고 미끄럼 구간과 접착구간이 점점 줄어드는 것을 볼 수 있다. Fig. 16과 17에서 패드의 탄성계수 E_1이 모재의 탄성계수 E_2에 10배가 되면 거의 강체에 가까운 성향을 보이는 것을 알 수 있고 모재에 인장응력이 추가됨에 따라 접선력 Q만 작용하는 경우의 접착구간보다 접착구간은 줄고 미끄럼구간은 증가하여 프레팅을 유발시키는 요인이 됨을 알 수 있다.

4. 결론

프레팅 접촉에서 패드의 형상과 기계적 성질 변화에 따른 접촉부의 영향에 대한 2차원 유한요소 탄성해석을 통하여 다음과 같은 결론을 얻을 수 있었다.

1) 패드의 형상이 실린더형에서 사각형으로 변화함에 따라 접착구간이 줄어들고 접촉압력과 전단표면력 및 미끄럼구간이 크게 증가하는 것을 알 수 있었다.

2) 패드의 기계적 성질변화 시 접촉부에선 접촉압력과 전단표면력이 증가하는 반면에 접촉구간이 줄어드는 것과 패드의 탄성계수가 모재의 탄성계수에 10배가 되면 거의 강체에 가까운 성향을 보인다는 것을 알 수 있었다.

3) 모서리 끝이 둥근편치보다는 실린더편치가 기계적 성질변화 시 접착구간과 미끄럼구간에 더 큰 변화를 주는 것을 확인할 수 있었다.

후 기

본 연구는 2005년도 경남대학교 교내학술조성연구비에 의해 수행되었으며 이에 감사드립니다.

참고문헌

1. Johnson, K. L., "Contact Mechanics," Cambridge University Press, 1985.
2. Nowell, D. and Hills, D. A., "Mechanics of Fretting Fatigue Tests," Int. J. Mech. Sci., Vol. 29, pp. 355-365, 1987.
3. Jäger, J., "New analytical and numerical results for two-dimensional contact profiles," Int. J. Sol. Str., Vol. 39, pp. 959-972, 2002.
4. Ciavarella, M. and Macina, G. , "New Results for the Fretting-induced Stress Concentration on Hertzian and Flat Rounded Contacts," Int. J. Mech. Sci., Vol. 45, pp. 449-467, 2003.
5. Dini, D. and Nowell, D., "Flat and Rounded Fretting Contact Problem Incorporating Elastic Layers," Int. J. Mech. Sci., Vol. 46, pp. 1635-1657, 2004.
6. Kim, H. and Lee, S., "Crack Initiation and Growth Behaviour of Al 2024-T4 under Fretting Fatigue," Int. J. Fatigue, Vol. 19, pp. 243-251, 1997.
7. Lee, H. and Mall, S., "Effect of Dissimilar Mating Materials and Contact Force on Fretting Fatigue Behavior of Ti-6Al-4V," Tribology International, Vol. 37, pp. 35-44, 2004.
8. Proudhon, h., Fouvry, s., Buffière, J. -Y., "A fretting crack initiation prediction taking into account the surface roughness and the crack nucleation process volume," Int. J. Fatigue, Vol. 27, pp. 569-579, 2005.
9. Ding, J., Leen, S. B., McColl, I. R, "The effect of

slip regime on fretting wear-induced stress evolution," Int. J. Fatigue, Vol. 26, pp. 521-531, 2004.

10. Jang, S. K., Roh, H. R., Cho, S. B., "Two Dimensional Elastic Finite Element Analysis for Fretting Contacts," Proc. of kspe, pp. 1648-1651, June, 2005.
11. ABAQUS ver. 6.5-1, Hibbitt, Karlsson & Sorensen Inc.
12. Mathematica ver 4.0, Wolfram Research Inc.