

## 접착이음의 강도평가에 대한 해석

박성완\*

(논문접수일 2005. 5. 2, 심사완료일 2005. 7. 20)

### Analysis for Strength Estimation of Adhesive Joints

Sung-Oan Park\*

#### Abstract

The objects of this research are to establish the criteria of peel occurrence considering the shape of bond terminus and to compare the strength properties of adhesive joint of different three type such as butt joint, T-shape, and single lap joints. The criteria of peel occurrence at the bond terminus was suggested. Peel loads of three type adhesive joint (butt joint, T-shape specimen, single lap joint) were determined from tensile tests. Principal stress distributions of these joints were determined from finite element method analysis. Then, peel occurrence was estimated with stress singularity factor( $K_{prin}$ ) when the terminus shape was square, with average principal stress when the terminus shape was rounded. The conclusions are summarized as follows; (1) In the non-filleted model(e.g., butt joint, T-shape specimen), principal stress shows singularity at the bond terminus, intensity of stress(principal stress) singularity ( $K_{prin}$ ) can use as the criteria of peel occurrence at the bond terminus. (2) In the filleted model(e.g., single lap joint), principal stress has not affected singularity at the bond terminus. Average principal stress( $K_{av}$ )can use as the criteria of peel occurrence at the bond terminus.

**Key Words** : Adhesive Joints(접착이음), Stress Singularity(응력특이성), Peel Occurrence(박리발생), Principal Stress(주응력), Fillet(필릿)

## 1. 서론

최근 구조부재 경량화의 흐름과 더불어 체결부재에서 주목을 받고 있는 것이 접착이라는 접합방식이다. 접착접합은 볼트나 리벳에 의한 기계적인 접합방식과 비교하여 구멍

가공이 불필요하고 그것에 동반한 응력집중을 저감하는 것이 가능하기 때문에 구조물 전체의 중량을 감소시키는 장점이 있다. 그러나 접착접합이 신뢰성이 있는 접합방식으로 인정되고 또한 각 방면에 응용되기 위하여 해결하여야 하는 문제가 많이 남아 있다.

\* 인천전문대학 컴퓨터응용기계설계과 (sopark@icc.ac.kr)  
주소: 402-750 인천시 남구 도화동 235

접착접합에 포함되어 있는 가장 곤란한 문제의 한가지로 접착접합단부의 박리구조에 관한 신뢰성 있는 이론이 확립되어 있지 않으며, 또한 접합 단부에서 일어나는 박리의 확고한 발생기준도 충분히 확립되어 있지 않기 때문이다<sup>(1-6)</sup>. 접합단부는 재료 및 형상이 불연속으로 되기 때문에 접합단부나 우각부에서 응력집중이 발생하고 이것이 원인이 되어 접합부의 균열, 박리를 유발하여 구조물 전체적인 파괴로 이르게 된다. 이와 같은 박리발생의 기점이 되는 접합단부나 우각부의 응력상태를 선형탄성론에 기초하여 이론적으로 해석하면 접합단에서 응력이 무한으로 크게 되는 소위 응력의 특이성이 발생하는 경우가 있다. 응력의 특이성은 피착체, 접착제의 탄성계수, 접합부의 형상에 의존하기 때문에 이들의 관계를 명확하게 하면 응력의 특이성을 고려한 접합부의 적절한 응력해석, 강도설계가 가능하게 된다. 종래 접합부의 박리발생기준으로 이 응력특이장의 강도를 나타내는 응력확대계수  $K$ 가 사용되어지고 있다<sup>(7-11)</sup>.

그러나 지금까지 접합단부에서 박리발생의 평가에 대한 연구는 필렛(fillet)의 유무, 대소 등 접합부의 형상을 고려한 예는 발견되지 않는다. 접착접합에 포함되어 있는 다른 중요한 문제로 접착접합의 강도를 평가하기 위한 데이터베이스가 부족한 것도 사실이다.

접착접합부의 변형이나 강도는 단일재료의 구조체의 경우에 비하여 복잡하며 접착제의 종류, 접착제 층두께, 구조물의 형상, 접착조건 등 복수의 인자가 관련되어 있다. 예를 들면 현재 우수한 기계적 성질, 전기적 성질을 갖는 에폭시(epoxy)계 접착제가 구조용 접착제로 광범위하게 사용되고 있다. 또한 에폭시수지의 취성적인 성질을 개량하여 고인성화를 도모하기 위한 고무변성을 시행한 접착제 등 많은 연구가 진행되고 있으며 이미 많이 시판되고 있다<sup>(12)</sup>. 또한 구조물의 형상에 주목하여도 단순중첩이음, 이중중첩이음 등 종래 접착이음의 연구로 잘 이용되는 형상뿐만 아니라 실제의 공업제품을 고려한 경우 그 형상은 많이 존재한다. 접착접합부의 역학적 기능을 해명하기 위하여 이들의 제 인자를 유기적으로 결합할 필요가 있다<sup>(13)</sup>. 따라서 접착접합을 실제의 구조물에 응용할 때 그 구조설계에 대한 지침은 지극히 적고 구조설계가 경험이나 직감에 의하여 행하는 것이 많다. 이 때문에 접착접합의 신뢰성은 반드시 높다 라고 말할 수 없다.

이와 같이 접착접합에 포함되어 있는 문제는 많으며 이들을 연구, 해명하는 것은 접착접합이 신뢰성이 있는 접합방식으로 인정되고 각 방면에 응용되기 위해 필요하다고 생각된다. 따라서 본 연구에서 접합단부에서 단부형상을 고려한 박리발생기준을 확립하는 것, 또한 여러 종류의 형상을 갖는

접착이음을 대상으로 그 강도특성을 상호 비교함으로써 접착접합부의 강도평가를 위한 데이터를 증가시켜서 구조설계에 대한 지침을 확보하는 것을 목적으로 한다.

## 2. 이종재료 접합단부의 박리발생 평가

Fig. 1 (a), (b)에 표시한 것 같이 이종재료 접합단 근처에서 선형탄성론에 기초하여 이론적으로 해석하면 접합단에서 응력은 무한으로 크게 되는 소위 응력특이성이 발생하게 된다. 접합단 근처의 응력상태는 Airy의 응력함수를 도입하여 Fig. 1 (a)에 표시하는 것 같이 접합단을 원점으로 하는 극좌표  $(r, \theta)$ 를 Gradin<sup>(14)</sup>은 1/4평면접합모델 ( $\theta_1=\pi/2, \theta_2=\pi/2$ )의 경우에 관하여 접합면에서 각도  $\theta$ 를 어떤 값  $\theta=\theta_1$ 으로 고정하면 다음 식의 형으로 쓰는 것이 가능하다.

$$\sigma_{ij} |_{\theta=\theta_1} = \frac{K_{ij} |_{\theta=\theta_1}}{r^\lambda} \quad (1)$$

식 (1)의 이종재료 접합단부에서 박리발생예측의 연구는 단순히 접합단 근처에서 응력을 비례상수  $K_{ij}$ 에 의하여 박리발생 예측을 실행한 예를 많이 볼 수 있다<sup>(15-17)</sup>. 그러나 비례상수  $K$ 가 접합면으로부터 각도에 의존하는 것을 나타내지 않는다. 또한 응력의 종류에 의하여  $K_{ij}$ 값이 다르고 보편적인 평가가 행하여지지 않는 등 문제점이 적지 않다. 그래서 본 연구에서 접합면에서 접착제, 피착체의 응력의 연속성 혹은 박리가 접착제와 피착체의 계면에서 발생하고 있는 것을 고려하여 접합면상( $\theta=0$ )의 최대응력으로 평가하는 것이 타당하다고 고려한다. 이것으로부터 접합단 근처의 이종재료 계면상에 있어서 주응력장은 다음 식과 같이 쓰는 것이 가능하다.

$$\sigma_1 |_{\theta=0} = \frac{K_{prin.} |_{\theta=0}}{r^\lambda} \quad (2)$$

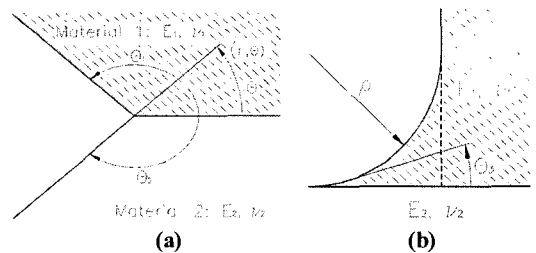


Fig. 1 Geometry of bond terminus

본 연구에서 접합계면상의 최대주응력분포를 식 (2)로 최소자승 근사하여 접합계면상의 응력특이장의 강도를 나타내는 상수  $K_{prin.} |_{\theta=0}$  (이하 단순하게  $K_{prin.}$ 으로 표기함)에서 박리발생의 평가를 한다. 접합단부의 필렛이 무시가능한 이음(Fig. 2의 맞대기이음, Fig. 3의 T형 박리시험편, Fig. 4의 일부의 단순중첩이음)에서 응력(주응력)특이장의 강도  $K_{prin.}$ 으로, 필렛이 존재하는 이음(일부의 단순중첩이음)에 관하여 접합단 근처의 평균 최대주응력  $\sigma_1$ 에 의한 박리의 발생을 평가한다.

응력특이장 영역에서 응력은 선형탄성론적으로 해석하면  $\sigma \propto r^{-\lambda}$ 의 관계를 나타낸다. 즉  $\lambda$ 는 특이성의 지수라고 불리어지는 상수이며 접합각과 재료상수에 의하여 결정된다. 특이성의 지수  $\lambda$ 는 위에서 표시한 특성방정식의 解<sup>(14)</sup>로 복소

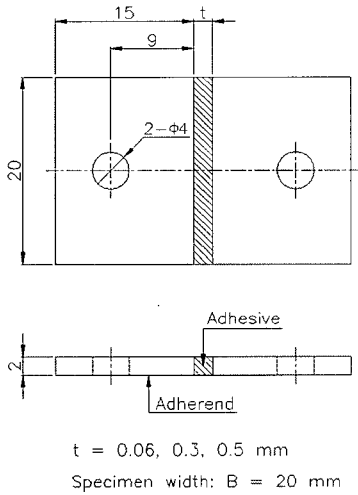


Fig. 2 Geometry and dimensions of butt joint

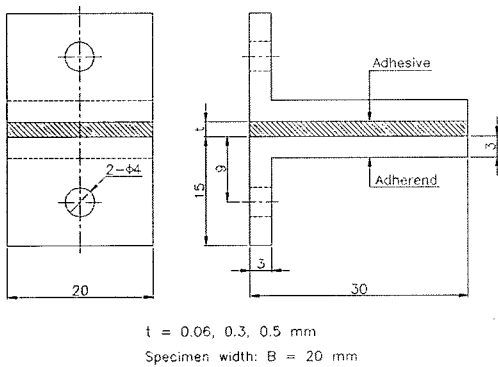


Fig. 3 Geometry and dimensions of T-shape specimen

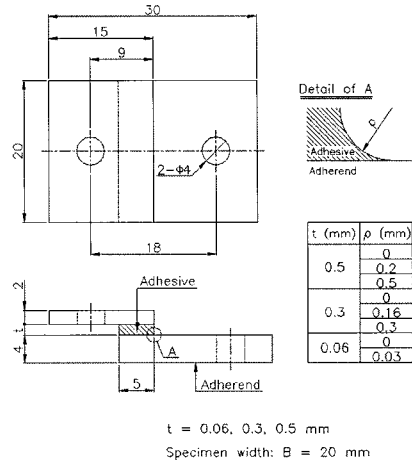


Fig. 4 Geometry and dimensions of single lap joint

고유치  $p$ 를 사용하여 다음 식에 의하여 주어진다.

$$\lambda = 1 - p \quad (3)$$

특이성의 지수  $\lambda$ 는 접합각, 재료상수의 조합에 의하여 증근 혹은 복소수근으로 되지만, 강도평가를 하는데 있어서 응력 분포성을 가장 강하게 지배하는 최대의 실수부가 채용된다.

### 3. 경계요소법 해석

균열이 없는 균질재(homogeneous) 영역 및 임의의 균열이 있는 등방성(isotropic) 물질을 해석할 수 있도록 설계하였고 경계와 내부점에서 변형률 에너지 밀도와 전단응력으로 정의될 수 있는 2차 불연속 요소의 양쪽의 균열경계를 자동생성할 수 있도록 하였으며, 요소는 선형요소로 접착제와 피착체의 재료결합을 완전접착에 가깝도록 이상화하기 위하여 접착제와 피착체의 접착에 대한 강성지지(rigid support)는 20MN/m로 접착제와 피착체를 완전결합체로 하였고 접착제와 피착체를 블록화하여 접착하도록 한 3차원 경계요소법 프로그램<sup>(18~21)</sup>을 개발하여 수치해석 하였으며 수치적분은 해석적으로 처리하였다. 접착접합부의 강도평가를 맞대기이음, T형 박리시험편, 단순중첩이음에 대하여 경계요소법(BEM) 해석을 하였으며 이음이 좌우대칭이므로 모델의 1/2을 요소분할 하였다. 응력해석은 인장시험편을 경계요소법으로 해석하여 얻어진 결과를 박리발생 시의 하중으로 사용하였으며 접착제 충두께가 증가할수록 박리하중이 증가함을 알 수 있었다. Fig. 5는 맞대기이음의 계산결과

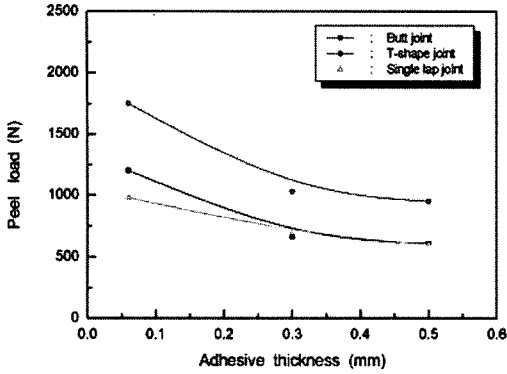


Fig. 5 Relation between peel load and adhesive thickness

를 나타낸 것이다. 이음의 각 부분은 탄성으로 취급하여 선형탄성해석을 하였다. 맞대기이음 및 T형 박리시험편 접착구조물, 접착제 층 면 unit cell(단위요소)의 치수는 1.0mm로 전체적으로 하였으며, 단순중첩이음은 접착제 층 면 unit cell의 치수는 0.78125mm로 전체적으로 하였다.

#### 4. 해석결과 및 고찰

##### 4.1 맞대기이음

Fig. 2의 맞대기이음의 접합단부에는 필렛 부분이 거의 관찰되지 않기 때문에 맞대기이음의 접합단은 Fig. 1 (a)에 있어서  $\theta_1=90^\circ$ ,  $\theta_2=90^\circ$ 의 이상적인 접합상태로 있다고 고려되므로 맞대기이음의 박리발생은 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 으로 평가하는 것으로 했다. 경계요소법 해석에 사용한 맞대기이음의 요소분할을 Fig. 6에 표시한다. 맞대기이음은 상하, 좌우에 대칭으로 있기 때문에 이음의 1/4을 요소분할하였다. 경계요소법에서 이종재료 접합단 근처의 응력계산값이 요소의 치수에 의존하므로, 요소치수의 의존성이 없도록 맞대기이음을 포함하여 시험편의 해석에 요소최소치수를 원칙으로 0.1mm로 전체적으로 통일하였다.

특이성의 지수  $\lambda$ 는 접착제, 피착체의 재료상수(Table 1), 접합각  $\theta_1=90^\circ$ ,  $\theta_2=90^\circ$ 로 계산하였다. 계산결과를 Fig. 7에 표시한다. Fig. 7에 의한 복소고유치  $p=0.665$ 를 얻었다. 따



Fig. 6 Mesh pattern of butt joint

Table 1 Material properties of adhesive and adherend

Engineering constant	Adhesive	Adherend
Poisson's ratio	0.40	0.31
Young's modulus(GPa)	3.74	194
Yield stress(MPa)	17.5	540
Strain-hardening rate(GPa)	0.614	16.7

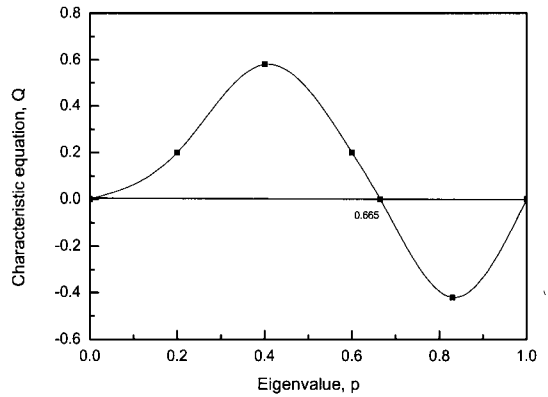


Fig. 7 Calculated result of characteristic equation for butt joint and T-shape specimen

라서 식 (3)에 의하여 특이성의 지수를  $\lambda=0.335$ 로 결정하였다.

Fig. 8에 접합단부에 있어서 이종재료 계면상의 주응력분포를 나타낸다. 황축에 표시하는 접합단으로부터 거리는 접착제 층두께에서 무차원화 하였다. 해석은 탄성해석, 탄소성해석의 2종류를 하였으며 탄소성해석에서 항복조건으로 von Mises의 항복조건식을 채용하였다.

우선 비교적 접착제 층두께가 두꺼운 경우(0.5mm, 0.3mm)에 대하여 고찰한다. Fig. 8 (a), (b)에 보여지는 것 같이 접착제 층두께가 0.5mm, 0.3mm의 탄성해석을 하는 경우 접합단 근처에서 주응력은 특이성을 표시하고 있는 것을 알 수 있다. 또한 탄소성해석을 하는 경우 접합단에 가까우에 따라 주응력의 특이성은 약간 둔화되고 있다. 즉 접합단 근처에서 접착제는 항복하고 있다고 생각된다. 따라서 Fig. 8로부터 알 수 있는 것 같이 접합단 근처의 응력장은 충분히 탄성응력장으로 근사가능하다고 생각되기 때문에 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 에 의한 박리발생을 평가한다. Fig. 9 (a), (b)는 탄성해석으로부터 얻어진 주응력분포를 식 (2)로부터 최소자승 근사한 것이다. 이상으로부터 알 수 있는 것 같이 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 박리발생 시의 접합단 근처의 응력상태는 정성적, 정량적으로 양호한 일치를 나타내며

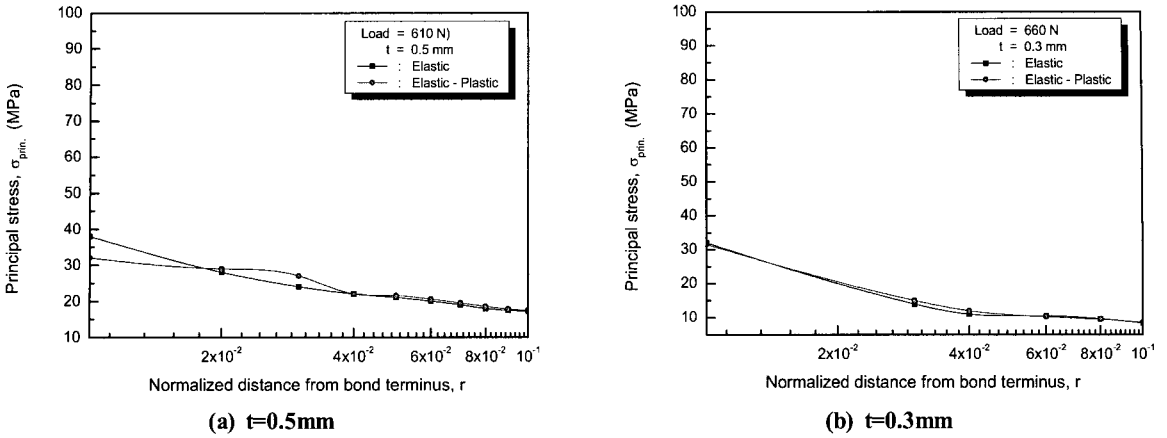


Fig. 8 Stress analysis result of butt joint

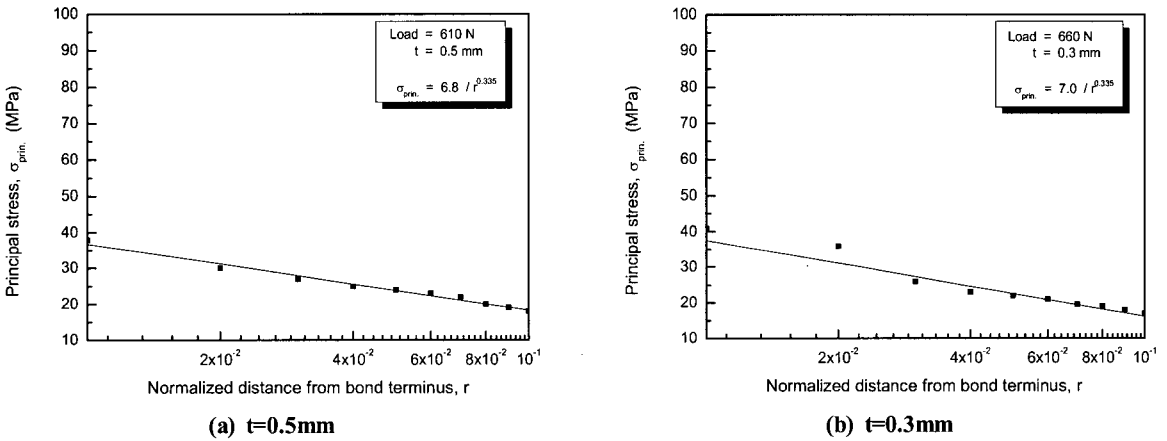


Fig. 9 Principal stress distribution near the bond terminus of butt joint

응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 거의 같은 값을 취하는 것을 알 수 있다. 따라서 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 박리발생의 기준으로 유효하다고 고려된다.

다음에 접착제 층두께가 상당히 얇은 경우(0.06mm)에 대하여 고찰한다. 본 연구에서 요소최소치수를 0.01mm로 전체적으로 통일하였다. 맞대기이음을 포함한 모든 시험편형상에 대하여 접착제 층두께 0.06mm의 경우 접착단으로부터 거리  $r$ 은 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경우와 같이 접착제 층두께에서 무차원화한 값으로 0.1까지의 범위로 취하는 것이 가능하지 않다. Fig. 10을 보면 알 수 있는 것 같이 접착제 층두께에서 무차원화한 값으로 1까지 취한다. 이 때문에 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경우와 직접 비교

는 가능하지 않다. 접착제 층두께가 0.06mm의 경우 주응력 값이 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경우와 비교하면 약간 높은 값을 나타내고 있다. 접착제 층두께 0.06mm의 경우 접착제 층두께와 비교하여 접합단 근처에서 요소치수가 크게 되기 때문에 계산오차를 많이 포함한 요소의 응력값이 사용된다. 이 때문에 정량적인 오차가 발생한다고 생각된다. 이것을 고려하여 접착제 층두께 0.06mm의 경우에 관해서만 최소요소치수를 접착제 층두께에 대하여 충분히 작게 요소분할(최소요소치수 0.003mm로 전체적으로)하여 탄성응력해석을 하였다. 응력해석 결과 주응력분포를 Fig. 10에, 박리발생평가를 Fig. 11에 나타낸다. 주응력분포, 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경우와 거의 같

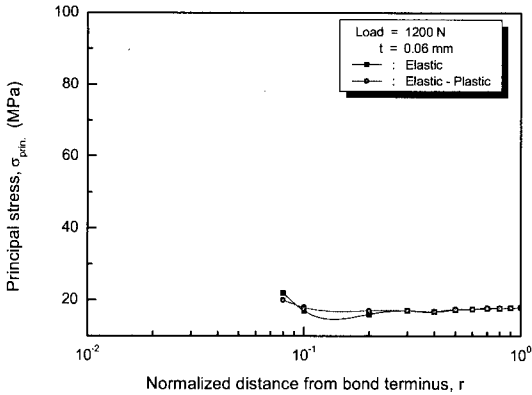


Fig. 10 Stress analysis result of butt joint

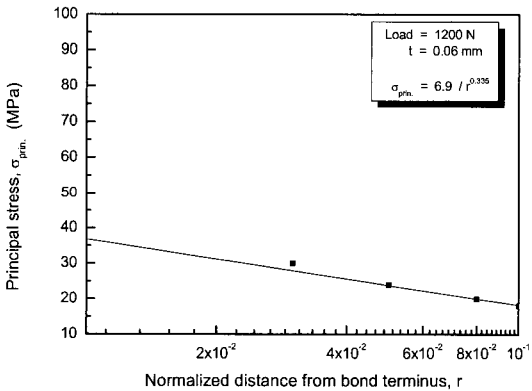


Fig. 11 Principal stress distribution near the bond terminus of butt joint

은 값을 취하는 것을 알 수 있으며 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 에 의한 박리발생의 평가가 가능하다고 고려된다. 접합단근처의 응력특이장의 응력분포를 구하는 경우 경계요소법의 요소분할은 접합단 근처에서 대단히 세세하게 분할할 필요가 있지만 PC를 사용하여 여러 종류 접착제 층두께를 갖는 접착구조물의 박리발생에 대한 범용적인 평가를 고려할 경우 최소요소치수 통일의 필요성, 계산용량, 계산시간 등을 고려하면 요소수, 절점수에서 한계가 있으므로 범용적인 응력특이장으로 박리발생평가를 하는 어려움이 있다.

#### 4.2 T형 박리시험편

맞대기이음과 동일한 형태로 Fig. 3에 보여지는 것 같이 T형 박리시험편의 접합단부에는 필렛부분이 거의 관찰되지 않는다. 그 때문에 T형 박리시험편의 접합단은 Fig. 1 (a)에

있어서  $\theta_1=90^\circ$ ,  $\theta_2=90^\circ$ 의 이상적인 집합상태로 있다고 생각된다. 그래서 T형 박리시험편의 박리발생은 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 으로 평가하였다. 경계요소해석에 사용한 T형 박리시험편의 요소분할을 Fig. 12에 표시한다.

T형 박리시험편은 상하에 대칭으로 있기 때문에 이음의 1/2을 요소분할 하였다. 특이성의 지수  $\lambda$ 의 계산은 T형 박리시험편의 접착제, 피착체의 재료상수 및 접합각은 맞대기이음의 경우와 동일하기 때문에  $\lambda=0.335$ 로 결정하였다.

Fig. 13에 접합단부의 이종재료 계면상의 주응력분포를 나타낸다. 횡축에 표시하는 접합단으로부터의 거리는 접착제 층두께로 무차원화하여 해석은 탄성해석, 탄소성해석의 2종류를 하였다.

우선 비교적 접착제 층두께가 두꺼운 경우(0.5mm, 0.3mm)에 대하여 고찰한다. 맞대기이음의 경우와 동일한 형태로 Fig. 13(a), (b)에 보여지는 것 같이 접착제 층두께가 0.5mm, 0.3mm에서 탄성해석을 하는 경우 접합단 근처에서 주응력은 특이성을 표시하고 있는 것을 알 수 있다. 또한 탄소성해석을 하는 경우 접합단에 가까움에 따라 주응력의 특이성은 약간 둔화되고 있다. 그러나 접합단 근처의 응력장은 충분히 탄성응력으로 근사가가능하다고 생각되기 때문에 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 으로 박리발생평가를 하였다. Fig. 14 (a), (b)는 탄성해석으로부터 얻어진 주응력분포를 식 (2)로부터 최소자승 근사한 것이다. 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 박리발생 시의 접합단 근처의 응력상태는 정성적, 정량적으로 좋은 일치를 나타내고 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 거의 같은 값을 취하는 것을 알 수 있다. 이것에 의해 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 에 의한 박리발생의 평가가 가능하다고 생각된다.

다음에 접착제 층두께가 상당히 얇은 경우(0.06mm)에 관하여 고찰한다. Fig. 15에서 볼 수 있는 것 같이 접착제 층두께가 0.06mm의 경우 주응력값이 접착제 층두께 0.5mm,

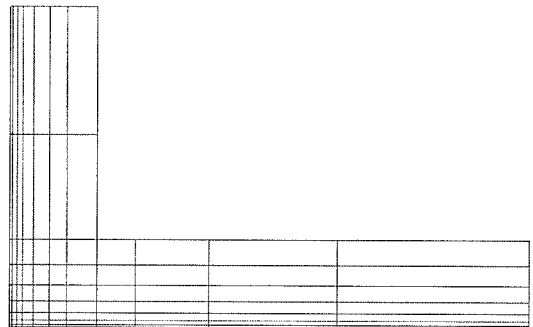


Fig. 12 Mesh pattern of T-shape joint

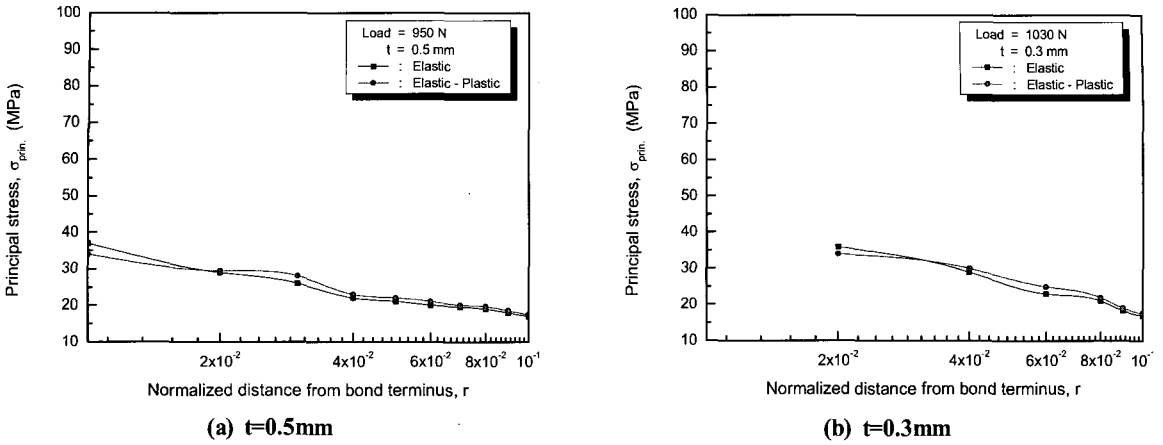


Fig. 13 Stress analysis result of T-shape joint

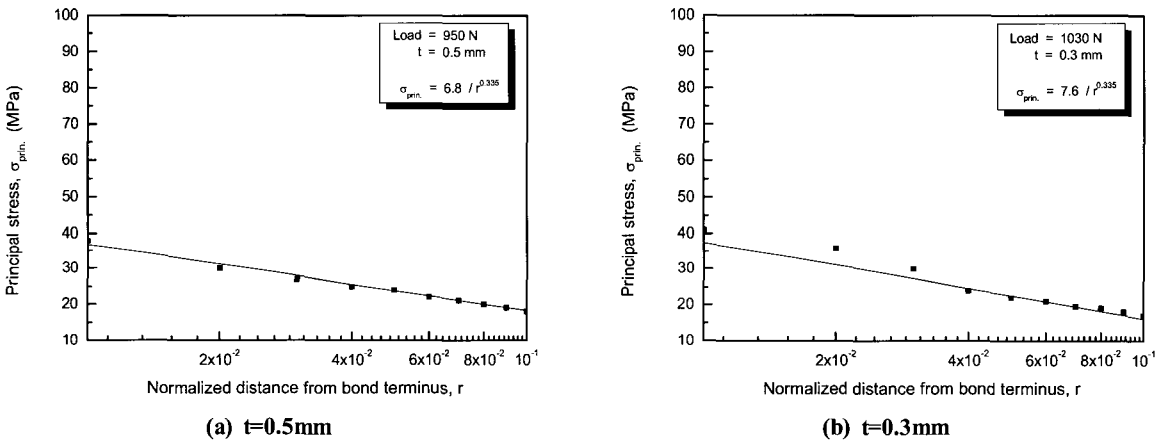


Fig. 14 Principal stress distribution near the bond terminus of T-shape joint

0.3mm의 경우와 비교하여 높은 값을 표시하고 있다. 이것은 맞대기이음의 경우와 동일한 형태로 계산오차를 많이 포함한 요소의 응력값이 사용되기 때문이다. 이것을 고려하여 맞대기이음과 동일한 형태로 최소요소치수를 0.003mm로 하여 전체적으로 탄성응력해석을 하였다. 해석결과 주응력 분포를 Fig. 15에, 박리발생평가를 Fig. 16에 나타낸다. 주 응력분포, 응력특이장의 강도  $K_{prin.}$ 은 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경우와 거의 같은 값을 취하는 것을 알 수 있고 응력특이장의 강도  $K_{prin.}$ 에 의한 박리발생의 평가가 가능하다고 생각된다.

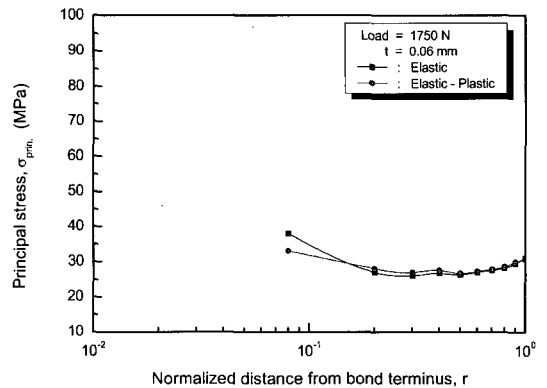


Fig. 15 Stress analysis result of T-shape joint

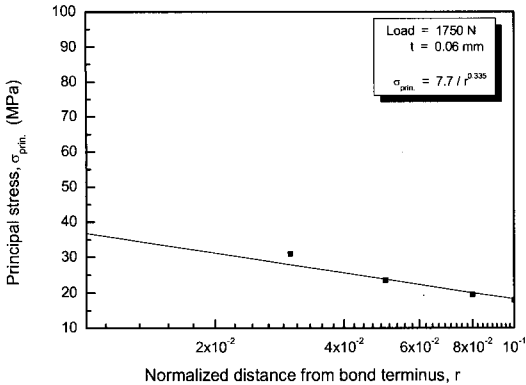


Fig. 16 Principal stress distribution near the bond terminus of T-shape joint

### 4.3 단순중첩이음

Fig. 4에 볼 수 있는 것 같이 단순중첩이음의 접합단부에는 접착제의 삭감이 남아 있고, 즉 필렛부분이 부착되어 있는 것이 많다. 필렛의 부착에 의하여 접합단의 응력의 특이성이 소실하는 것이다. 이와 같은 경우 식 (2)를 사용한 강도평가를 적용하는 것은 가능하지 않다. 또한 필렛의 대소가 박리발생에 미치는 영향을 조사한 연구도 그리 많지 않다. 그래서 본 연구에서 필렛의 유무, 필렛의 치수가 다른 단순중첩이음을 대상으로 박리발생의 평가를 하였다. 경계요소법 해석에 사용한 맞대기이음의 요소분할을 Fig. 17에 표시한다.

필렛이 부착되어 있는 단순중첩이음의 경우 접합단에서 응력특이성을 유지하지 못하므로 특이성의 지수  $\lambda$ 의 계산은 접착제, 피착체의 재료상수(Table 1)를 필렛이 무시가능한 이음에 대하여 접합각  $\theta_1=90^\circ$ ,  $\theta_2=180^\circ$ 일 때 계산한 결과를 Fig. 18에 나타낸다. Fig. 18로부터  $\lambda=0.354$ 로 결정하였다. 해석은 탄성해석, 탄소성해석의 2종류를 하였다.

우선 비교적 접착제 층두께가 두꺼운 경우(0.5mm, 0.3mm)에 대하여 고찰한다. 이제까지 접착구조물의 접합단부에서 박리발생의 평가를 Fig. 1 (a)에 표시한 것 같은 이상적인 접합상태로 있다고 가정하여 응력특이장의 강도  $K_{ij}$ 로 평가한 연구는 많이 있지만 필렛을 해석모델로 응력해석을 하면 접합단부에서의 응력특이성은 소실하기 때문에  $K_{ij}$ 에 의한 강도평가는 물리적인 의미를 갖지 않는다. 그래서 본 연구에서 Fig. 1 (b)와 같이 필렛을 갖는 모델에 대하여 주응력을, 필렛을 무시가능한 모델에 대해서는 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 을 박리발생의 기준으로 하였다. Fig. 19에 필렛을 갖는 모델의 이종재료 계면상의 주응력분포를 나타낸다. 횡축

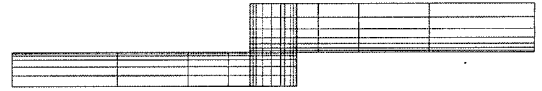


Fig. 17 Mesh pattern of single lap joint

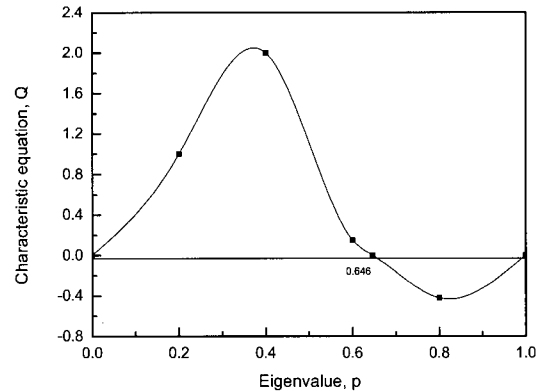


Fig. 18 Calculated result of characteristics equation for single lap joint specimen

에 표시하는 접합단으로부터의 거리는 접착제 층두께에서 무차원화 하였다. Fig. 19(a)~(e)로부터 필렛을 갖는 모델의 주응력분포는 응력특이성을 표시하지 않는다. 접합단 근처영역에서 거의 일정한 값을 표시하는 것을 알 수 있다. 접착제 층두께, 필렛의 반경이 변화하는 어떤 경우에 있어서도 박리발생 시의 주응력값은 거의 동일한 값을 취하는 것을 알 수 있다. 그러므로 주응력에 의한 강도평가가 가능하다고 고려된다. Fig. 20에 필렛이 무시가능한 모델의 이종재료 계면상의 주응력분포를 나타낸다. Fig. 20(a),(b)로부터 접착제 층두께가 0.5mm, 0.3mm의 탄성해석을 하는 경우 접합단 근처에서 주응력은 특이성을 표시하고 있는 것을 알 수 있다. 또한 탄소성해석을 하는 경우 접합단에 가까움에 따라 주응력의 특이성은 약간 둔화하고 있지만 접합단 근처의 응력장은 충분히 탄성응력장으로 근사가능하다고 생각된다. Fig. 21(a),(b)는 탄성해석으로부터 얻어진 주응력분포를 식 (2)로부터 최소화승 근사한 것으로 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 박리발생 시의 접합단근처의 응력상태는 정성적, 정량적으로 좋은 일치를 나타내고 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 거의 동일한 값을 취하는 것을 알 수 있다. 따라서 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 에 의한 박리발생의 평가가 가능하다고 생각된다.

접착제 층두께가 상당히 얇은 경우(0.06mm)에 대하여 고



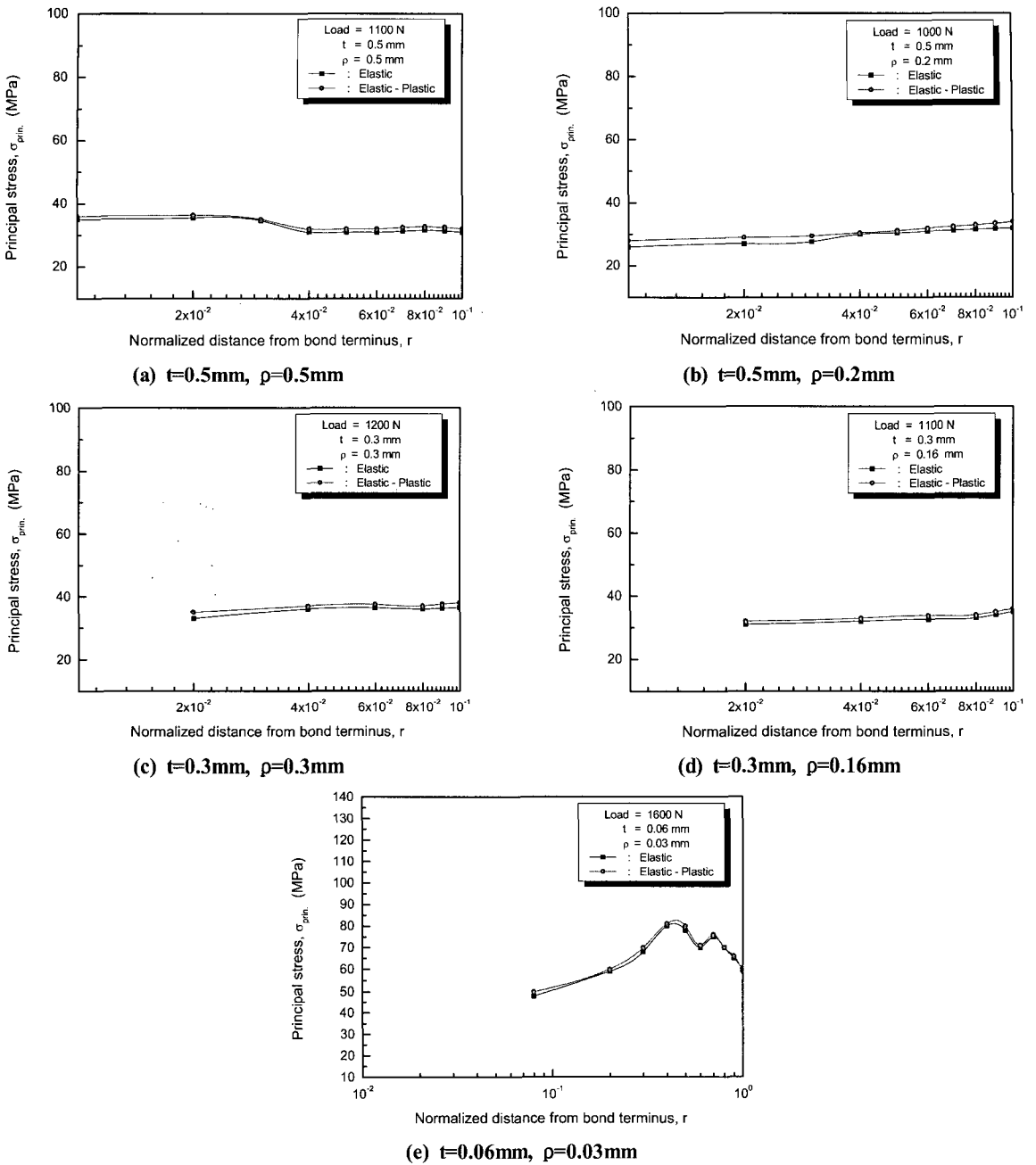
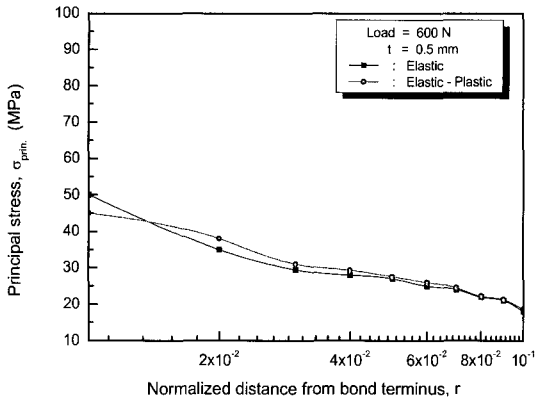


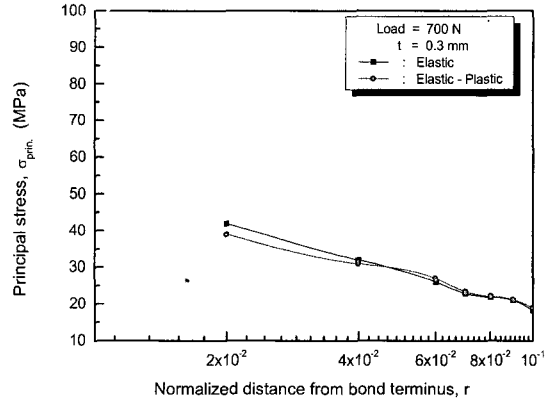
Fig. 19 Stress analysis result of single lap joint with fillet

찰한다. 맞대기이음의 경우와 동일한 형태로 계산에 오차를 많이 포함한 요소의 응력값의 사용될 수 있으므로 맞대기이음과 동일하게 최소요소치수를 0.003mm로 하여 전체적으

로 탄성응력해석을 하였다. 해석결과 주응력분포를 Fig. 22에, 박리발생평가를 Fig. 23에 나타낸다. 주응력분포, 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 은 접착제 층두께 0.5mm, 0.3mm의 경

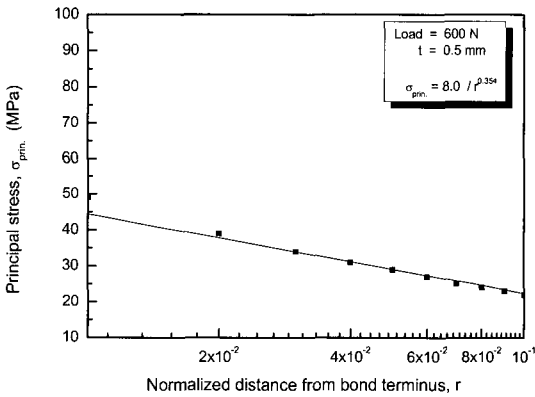


(a)  $t=0.5\text{mm}$

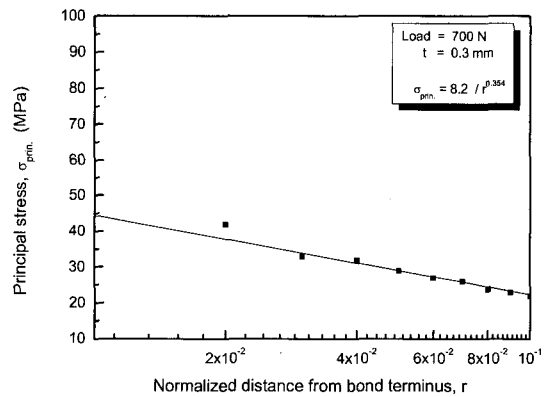


(b)  $t=0.3\text{mm}$

Fig. 20 Stress analysis result of single lap joint without fillet



(a)  $t=0.5\text{mm}$



(b)  $t=0.3\text{mm}$

Fig. 21 Principal stress distribution near the bond terminus of single lap joint without fillet

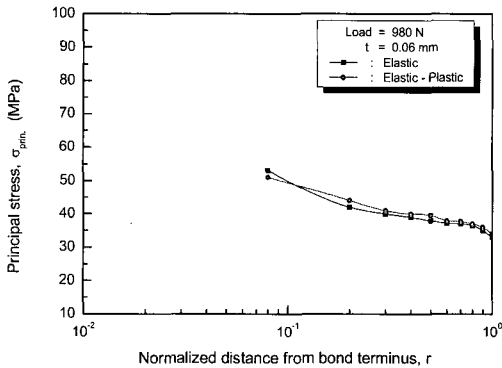


Fig. 22 Stress analysis result of single lap joint without fillet

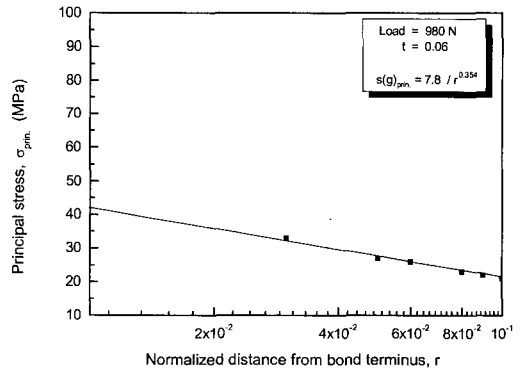


Fig. 23 Principal stress distribution near the bond terminus of single lap joint without fillet

우와 거의 같은 값을 취하는 것을 알 수 있고 필렛을 갖는 경우는 주응력값, 필렛이 무시가능한 경우는 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 에 의한 박리발생의 평가가 가능하다고 생각된다.

## 5. 결론

맞대기이음, T형 박리시험편, 단순중첩이음의 접합단부에서 단부형상을 고려한 박리발생기준을 확립하기 위하여 박리 발생 평가와 강도특성을 상호 비교하여 다음의 결론을 얻었다.

- (1) 맞대기이음, T형 박리시험편과 같은 접합단부에 필렛을 갖지 않은 모델에 대하여 접합단부 근처에서 주응력은 특이성을 나타내고 주응력분포로부터 구하여진 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 을 박리발생기준으로 사용하는 것이 가능한 것을 알았다.
- (2) 단순중첩이음과 같이 접합단부에 필렛을 갖는 모델에 대하여 접합단부 근처에서 응력은 특이성을 나타내지 않는다. 주응력분포로부터 구하여진 평균 주응력값을 박리발생기준으로 사용하는 것이 가능한 것을 알았다.
- (3) 접합단부가 이상적인 접합상태에 가까운 경우는 이중형상모델도 응력특이장의 강도  $K_{prin}$ 을 사용한 강도평가가 유효하다고 생각된다.

## 참고 문헌

- (1) Dunders, J., 1967, "Effect of Elastic Constants on Stress in a Composite under Plane Deformation," *J. Composite Mater.*, Vol. 1, pp. 310~311.
- (2) Bogy, D. B., and Wang, K. C., 1971, "Stress Singularities at Interface Corners in Bonded Dissimilar Isotropic Elastic Materials," *Int. J. Solids Struct.*, Vol. 7, pp. 993~1002.
- (3) Bogy, D. B., 1972, "The Plane Solution for Anisotropic Elastic Wedges under Normal and Shear Loading," *J. Appl. Mech.*, Vol. 39, No. 4, pp. 1103~1112.
- (4) Bazant, Z. P., and Keer, L. M., 1974, "Singularities of Elastic Stress and of Harmonic Functions at Conical Notches or Inclusions," *Int. J. Solids Struct.*, Vol. 10, pp. 957~962.
- (5) Atkinson, C., 1977, "On Stress Singularities and Interface in Linear Elastic Fracture Mechanics," *Int. J. Fract.*, Vol. 13, No. 6, pp. 807~812.
- (6) Keer, L. M., and Parihar, K. S., 1978, "Elastic Stress Singularity at Conical Inclusions," *Int. J. Solids Struct.*, Vol. 14, pp. 261~270.
- (7) Parihar, K. S., and Keer, L. M., 1978, "Stress Singularity at the Corner of a Wedge-Shaped Crack or Inclusion," *J. Appl. Mech.*, Vol. 45, pp. 791~798.
- (8) Dempsey, J. P., and Sinclar, G. B., 1979, "On the Stress Singularities in the Plate Elasticity of Composite Wedge," *J. Elast.*, Vol. 9, No. 4, pp. 373~382.
- (9) Keer, L. M., and Parihar, K. S., 1979, "The Singularity at the Apex of a Bonded Wedge-Shaped Stamp," *J. Appl. Mech.*, Vol. 46, pp. 577~583.
- (10) Ting, T. C. T., and Chou, S. C., 1981, "Edge Singularity in Anisotropic Composites," *Int. J. Solids Struct.*, Vol. 17, No. 11, pp. 1057~1064.
- (11) Dempsey, J. P., and Sinclar, G. B., 1981, "On the Singular Behavior at the Vertex of a Bi-Material Wedge," *J. Elast.*, Vol. 11, No. 3, pp. 317~322.
- (12) Yee, A. F., and Pearson, R. A., 1989, "Fractography and Failure Mechanics of Rubber Modified Epoxy Resins," *Elsevier Appl. Sci.*, pp. 291~350.
- (13) Bogy, D. B., 1991, "On the Problem of a Loaded Crack Terminating at a Material Interface," *J. Appl. Mech.*, Vol. 58, pp. 991~998.
- (14) Gradin, P. A., 1982, "A Fracture Criterion for Edge-Bonded Bimaterial Bodies," *Composite Materials*, Vol. 16, pp. 448~456.
- (15) Groth, H. L., 1985, "A Method to Predict Fracture in an Adhesively Bonded Joint," *Int. J. Adhesion and adhesive*, Vol. 5, No. 1, pp. 19~25.
- (16) Adams, R. D., and Harris, 1987, "The Influence of Local Geometry on the Strength of Adhesive Joints," *Int. J. Adhesion and adhesive*, Vol. 7, No. 2, pp. 69~75.
- (17) Groth, H. L., 1988, "Stress Singularities and Fracture at Interface Corners in Bonded Joints," *Int. J. Adhesion and adhesive*, Vol. 8, No. 2, pp. 107~114.
- (18) Park, S. O., 1994, "A Study for Mutual Interference between Circular Inclusion and Crack in Finite-

- Width Plate by Boundary Element Method,” *Transaction of KSME*, Vol. 18, No. 6, pp. 1474~1482.
- (19) Park, S. O., 2001, “Analysis of Spiral Bevel Gear by Inverse Problem,” *Transaction of KSMTE*, Vol. 10, No. 5, pp. 85~95.
- (20) Park, S. O., 2003, “Analysis of Torque on Spur Gear by Inverse Problem,” *Transaction of KSMTE*, Vol. 12, No. 5, pp. 24~33.
- (21) Park, S. O., 2004, “Fatigue Life Prediction of FRP Composites under Uniaxial Tension and Pure Torsion Loadings,” *Transaction of KSMTE*, Vol. 13, No. 6, pp. 64~73.