

## 論文

## 원형 Single Lap 접착 조인트의 파괴 모델에 관한 연구

이수정\* · 이대길\*

Development of the Failure Model for the  
Adhesive Bonded Tubular Single Lap Joint

Su-Jeong Lee\* and Dai-Gil Lee\*

## ABSTRACT

The accurate calculation of the stresses and torque capacities of the adhesive bonded joints is not possible without understanding of the failure phenomena of the adhesive joints and the nonlinear behavior of the adhesive.

In this paper, the adhesive failure model of the adhesive bonded tubular single lap joint with steel-steel adherends was proposed to predict the torque capacity accurately.

The model incorporated the nonlinear behavior of the adhesive and the different failure modes in which the adhesive failure mode changed from the bulk shear failure, via the transient failure, to the interfacial failure between the adhesive and the adherend, according to the magnitudes of the fabrication thermal residual stresses.

## KEY WORDS :

Adhesion(접착), Adhesive Joint(접착 조인트) Thermal Residual Stress(잔류 열응력)  
Torque Capacity(토크 전달 용량) Failure Model(파괴 모델)

## 서 론

여러개의 부분품들로 이루어진 구조물에서 조인트의 설계는 중요한 연구분야가 되어왔다. 이는 거의 예외없이 구조의 효율이 기본 구조에 의해서가 아

니라 그것이 지니고 있는 조인트에 의해 이루어지기 때문이다.

조인트에는 기계적 조인트와 접착제에 의한 접착 조인트의 두가지 종류가 있다. 접착제를 이용한 접착 조인트는 기계적 조인트에 비해 넓은 면적에 힘을

\* 한국과학기술원 정밀공학과

분산시켜주고, 볼트를 위한 구멍이 필요하지 않으며, 구조에 무게를 거의 더하지 않을 뿐 아니라, 우수한 피로 특성을 가지고 있다. 따라서, 접착 조인트가 피접착부의 표면처리에 주의가 필요하고 사용 환경에 영향을 받으며 검사와 수리를 위해 분해하는 것이 어렵다는 단점이 있기는 하지만, 본 논문에서는 해석의 범위를 접착제에 의한 접착 조인트에 한정하기로 하였다.

접착 조인트에도 single lap 조인트, double lap 조인트, stepped lap 조인트, 그리고 scarf lap 조인트 등과 같이 여러가지 형태의 조인트가 있다. 이 중에서도 single lap 조인트가 제작의 간편함과 상대적으로 저렴한 비용이라는 장점 때문에 가장 널리 이용되고 있다. 그러나, single lap 조인트는 접착제의 끝부분에 응력집중이 많이 생기는 관계로 결과적으로 동력 전달 능력이 작은 단점이 있다. 이러한 단점을 극복하기 위해 double lap, stepped lap, 그리고 scarf lap 조인트 등이 개발되었다.

원형 접착 조인트 중에서도 특히 single lap 조인트의 응력해석에 관한 연구가 해석적 방법과 유한요소법에 의해 집중적으로 수행되어 왔다.

Alwar와 Nagaraja[1]는 비틀림 하중 하에서의 원형 single lap 접착 조인트의 응력을 해석하기 위해 유한요소법을 사용했고 접착제의 점탄성 성질 또한 고려하였다.

Adams와 Peppiatt[2]는 Volkersen[3]의 해를 보다 개선하였고 원형 single lap 조인트와 부분적으로 경사(taper)진 원형 scarf lap 조인트의 전단 응력에 관한 해석적 해를 얻었다. 그는 접착제가 fillet을 가지고 있는 경우에 대해 축하중과 비틀림 하중이 작용하는 원형 접착 조인트에 대한 해석도 수행하였다.

Chon[4]은 Adams와 유사한 해석적 방법으로 복합재료 피접착부(adherend)를 가지는 원형 single lap 접착 조인트에 대한 해석을 수행하였다.

Hipol[5]은 비틀림 하중 하에서의 복합재료와 강철 tube로 구성된 원형 접착 조인트에 대한 해석을 수행하였다. 그는 접착층의 끝부분에 작용하는 경계층 효과(boundary layer effect)와 관련된 응력집중 효과의 해석을 위해 유한요소법을 사용했다. 그리고,

강철 피접착부가 부분적으로 경사졌을 경우의 응력 감소효과는 단지 부분적일 뿐이라는 결론을 내렸다.

Graves와 Adams[6]는 비틀림 하중 위에서 직교 이방성(orthotropic) 복합재료를 피접착부로 가지는 원형 single lap 접착 조인트의 응력을 계산하기 위해 유한요소법을 사용했고, 복합재료 피접착부에 대한 ply by ply 성질과 smeared laminate 성질을 이용한 해석을 통해서 피접착부에 작용하는 응력을 얻었다.

Hart-Smith[7]는 여러가지 종류의 접착 조인트 즉, double lap, single lap, scarf lap, 그리고 stepped lap 조인트에 대한 해석을 수행하였으며 조인트 해석을 위한 컴퓨터 소프트웨어를 개발하였다.

Thomsen과 Kildegaard[8]는 복합 하중 하에서의 접착체로서 접합된 일반적인 직교이방성 원형 셸(adhesive bonded generally orthotropic circular cylindrical shell)의 보다 실질적인 해석을 위해 접착제의 비선형 거동을 고려하였다.

Lee와 Kim[9]은 원형 single lap 접착 조인트의 비틀림 하중 하에서 피로 강도에 대한 피접착부의 표면 거칠기와 접착 두께의 영향을 실험적으로 연구하였다.

앞에서 언급한 것과 같이 원형 접착 조인트의 토오크 전달 용량과 응력에 대한 해석은 많이 연구되어졌고 그와 관련된 자료 또한 풍부하다[10, 11, 12]. 그러나, 앞에서 발표된 계산방법에서는 접착제의 비선형 거동과 접착 두께가 접착제의 파괴형태에 미치는 영향 등이 제대로 고려되지 않았기 때문에 실제적으로 원형 접착 조인트의 정확한 토오크 전달 용량을 예측할 수는 없었다.

그러므로, 본 논문에서는 원형 single lap 접착 조인트의 토오크 전달 용량을 실험과 유한요소법에 의한 해석의 두가지 방법을 통해 얻었고, 계산된 조인트의 토오크 전달 용량을 실험적으로 측정된 값과 비교해 봄으로써 실제 원형 접착 조인트의 파괴 형태에 관한 모형을 만들어 보고자하며, 조인트의 크기와 접착 두께의 함수로 나타나는 성형 잔류 열응력(thermal residual stress)의 크기와의 관계 또한 살펴보고자 한다. 위의 모형에서는 원형 접착 조인트의 파괴 형태가 성형 잔류 열응력의 크기가 증가함에 따라 bulk 전단파괴(shear failure)에서 전이적

파괴(transient failure)를 지나 접착제와 피접착부 사이의 표면파괴(interfacial failure)로 변화된다는 내용을 제안하게 된다.

## 실 험

접착제에 의한 원형 접착 조인트의 경우 토오크 전달 용량은 접착제의 두께에 의해서 많은 영향을 받는다. 응력 경계조건을 적용한 해석적인 결과[2]나 유한요소법[5]에 의한 결과 모두 접착제의 두께가 증가함에 따라 조인트의 토오크 전달 용량이 증가한다고 언급하고 있다. 그러나, 실험을 통해서는 일반적으로 반대의 현상이 나타나고 있다.

본 논문에서는 접착제의 두께가 토오크 전달 용량에 미치는 영향을 조사하기 위해서 접착제에 의해 접착된 강철-강철 피접착부를 갖는 원형 single lap 조인트 시편에 대한 정적 토오크 전달 용량을 측정하였다. 접착제로 사용된 재료는 IPCO 9923으로 rubber toughened 에폭시이다. Table 1은 접착제와 피접착부의 기계적 물성을 나타내고 있고 Figure 1은 tube 형태의 시편을 이용한 비틀림 테스트에 의해 얻어진 접착제의 전단 응력-변형률(shear stress-strain) 관계의 곡선이 나타나 있다. Figure 1에서는

rubber toughened 에폭시 접착제의 전형적인 특성인 항복 응력 이상에서의 '넓은 소형 변형 구간'을 볼 수 있다.

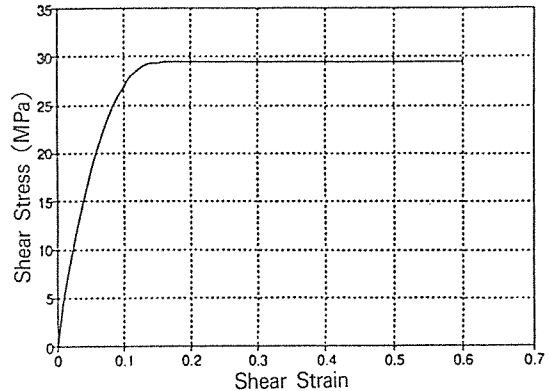


Fig. 1. Shear Stress-Strain Curve of the Epoxy Adhesive (IPCO 9923)

실험에 사용된 원형 single lap 접착 조인트의 형상은 Figure 2와 같다. 접착제의 두께를 조절하기 위해 바깥쪽 피접착부의 직경은 고정시켜놓고 안쪽

Table 1. Material Data of the Epoxy Adhesive and the steel Adherend

	Adhesive IPCO 9923	Adherend STEEL
Tensile modulus (GPa)	1.30	200.0
Shear modulus (GPa)	0.461	76.9
Poisson's ratio	0.41	0.30
Tensile strength(MPa)	45.0	not required
Shear strength(MPa)	29.5	not applicable
Shear strain limit	0.60	not required
Thermal expansion ( $10^{-6}\text{m/m}^\circ\text{C}$ )	72.0	11.7
Viscosity	paste type	not applicable
Cure temperature( $^\circ\text{C}$ )	80.0	not applicable
Cure time(hour)	3	not applicable

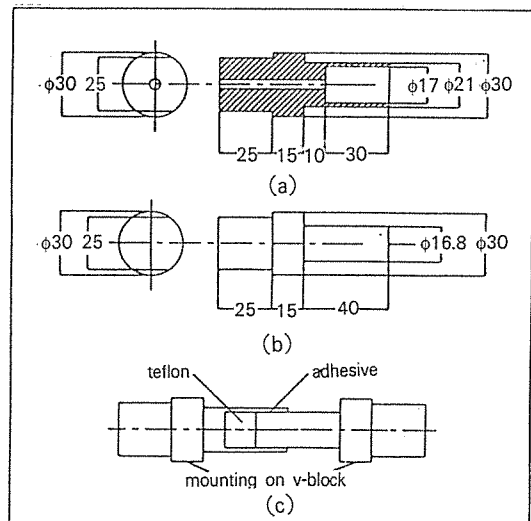


Fig. 2. Configuration of the Adhesive Bonded Joint Specimen

- (a) Outer adherend
- (b) Inner adherend
- (c) Adhesive bonded joint

피접착부의 직경을 변화시켰다. 안쪽과 바깥쪽 피접착부 모두 정밀한 장착(mounting)면을 지니고 있어서 접착제의 성형(cure)시 정밀한 V-블록에 피접착부의 장착면을 올려 놓으므로써 두 피접착부의 중심을 일치하도록 유지시킬 수 있었다. 치수와 표면 거칠기의 정밀한 조절을 위해서 복합재료 피접착부 보다는 강철 피접착부를 사용하였다. 피접착부의 표면 거칠기는  $2\mu\text{m}$ 로 조절하였다. 이는 동일한 시편에 대해 최적의 피로 강도를 가지고 있다는 것이 밝혀져 있기 때문이다[9].

조인트 시편은  $80^\circ\text{C}$ 의 온도와  $0.6\text{MPa}$ (6기압)의 압력 조건으로 3시간 동안 autoclave 속에서 성형시켰다.

Figure 3은  $0.1\text{mm}$ 의 접착 두께를 가지는 시편에 대한 정적 비틀림(torsion) 테스트의 결과를 보여

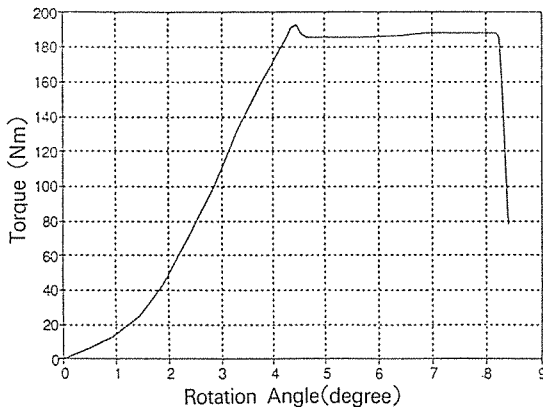


Fig.3. Static Torsion Test Result of the Adhesive Bonded Joint Specimen (Bonding thickness =  $0.1\text{mm}$ )

준다. 강철 피접착부의 회전각이  $4.5^\circ$ 이상에서 토오크 측정치의 포화현상을 볼 수 있다.

Figure 4는 접착 두께에 대한 원형 접착 조인트의 정적 토오크 전달 용량의 분포를 나타내고 있다. 접착 두께가  $0.02\sim 0.1\text{mm}$ 의 영역에 있을 때는 조인트이 정적 토오크 전달 용량이 거의 일정하게 유지되고 있음을 볼 수 있다. 접착 두께가  $0.1\text{mm}$  이하인 경우 거의 일정하게 유지되는 토오크 전달 용량은 접착층의 끝단이 파괴 변형율에 도달할 때까지 접착제와 피접착부 사이에서 debonding이 발생하지 않고 접

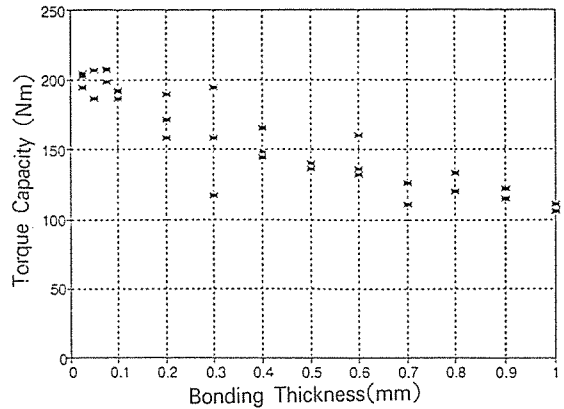


Fig.4. Static Torque Capacity of the Adhesive Bonded Tubular Single Lap Joint - Experiments

착층이 완전히 소성 변형 구간에 놓이게 되기 때문인 것으로 설명할 수 있다.

접착 두께가 접착 증가함에 따라 토오크 전달 용량은 급격히 줄어드는 것을 볼 수 있고 이러한 감소율은 안쪽 피접착부의 직경의 감소에 따른 효과를 고려하더라도 그 정도가 훨씬 크게 나타났다. 그리고, 이러한 결과는 응력 경계조건을 이용한 결과 [2,5]와는 반대의 현상을 나타내고 있다. 접착 두께가  $0.1\text{mm}$ 이상에서 토오크 전달 용량이 감소하는 현상은 접착층이 파괴 변형율에 도달하기 전에 접착제와 피접착부 사이의 표면에서 debonding이 일어나는 것으로 설명할 수 있다. 성형시의 온도와 상온 간의 온도차에 의한 잔류 열응력의 크기가 접착 두께가 증가함에 따라 함께 증가하는 현상을 살펴볼 때 접착제가 두꺼울수록 debonding이 잘 일어날 것이라는 것을 예상할 수 있다.

### 유한요소법에 의한 응력해석

본 논문에서는 접착제에 의한 원형 접착 조인트의 토오크 전달 용량을 계산하기 위해 성형 잔류 열응력의 크기에 따라 접착 조인트가 서로 다른 파괴 형태를 가진다는 가정을 필요로 하기 때문에 성형 잔류 열응력과 비틀림 하중에 의한 기계적 응력 모두를 계산해야 할 필요가 있다. 만약 접착제와 피접착부에 사용된 재료가 직교 이방성 재료라면 성형

잔류 열응력에 대한 해석은 원형 접착 조인트의 축대칭 구조에 의해 비틀림 하중에 의한 기계적 응력에 대한 해석과 분리되어 계산되어질 수 있다. 따라서, 성형 잔류 열응력과 기계적 응력은 다음과 같이 유한요소법을 이용하여 계산하였다.

### (A) 성형 잔류 열응력의 해석

성형시와 실험시의 온도차를  $\Delta T$ 라고 하면 성형 잔류 열응력에 대한 응력-변형률간의 관계식은 다음과 같이 표현되어진다.

$$\{\sigma^t\} = [C](\{\epsilon^t\} - \{\alpha\}\Delta T) \quad (1)$$

여기서

$\{\sigma^t\}$  = 성형 잔류 열응력(thermal residual stress)

$[C]$  = 탄성계수 행렬(elastic moduli matrix)

$\{\epsilon^t\}$  = 성형 잔류 열변형률(thermal residual strain)

$\{\alpha\}$  = 열팽창 계수 텐서(thermal expansion coefficient tensor)

접착 조인트에 대한 성형 잔류 열응력의 해석에 있어서 모든 재료는 탄성거동을 하는 것으로 가정된다. 이는 접착 조인트가 적절하게 설계되었다면 성형 잔류 열응력의 크기가 접착제의 항복 응력보다 훨씬 작기 때문이다.

(1)식의 Garlerkin 식은 다음과 같다[14].

$$\int [B]^T [C] [B] d\Omega \cdot \{u^t\} = \int [B]^T [C] \{\alpha\} \Delta T d\Omega \quad (2)$$

여기서

$\{u^t\}$  = 열변위 벡터(thermal displacement vector)

$[B]$  = 변위벡터를 변형률벡터로 변환시키는 행렬(transform matrix from displacement vector to strain vector)

$\Omega$  = 체적요소(volume element)

(2)식의 성형 잔류 열응력을 계산하기 위해 8 node axisymmetric isoparametric 요소를 사용했다. Figure 5는 성형 잔류 열응력 계산을 위한 유한 요소의 분포를 보여준다. 해석의 결과로서  $\sigma_r^t$ ,  $\sigma_\theta^t$ ,  $\sigma_z^t$ 와  $\tau_{rz}^t$ 의 응력 성분이 구해지며 이는 접착제의 파괴

형태를 결정하는 데 사용된다. Figure 6은 유한 요소법에 의해 계산된 성형 잔류 열응력의 크기를 보여주고 있다.

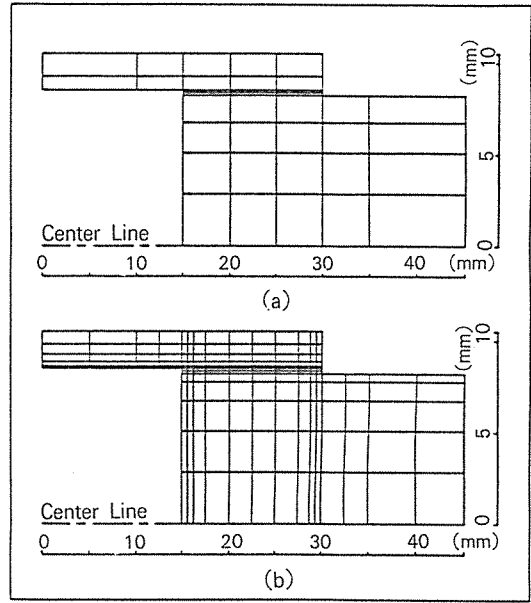


Fig. 5. Finite Element Mesh for Stress Analysis

(a) Case of fabrication thermal residual stress analysis

(b) Case of mechanical stress analysis under torsion

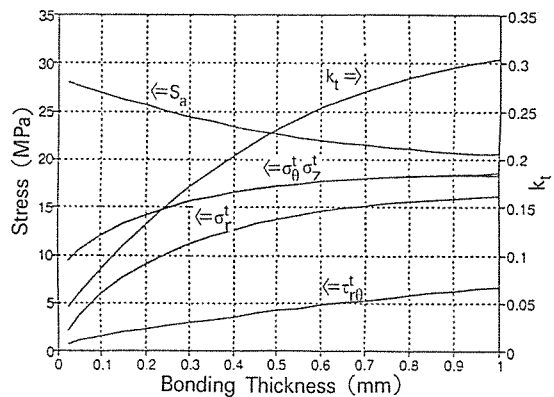


Fig. 6. Calculated Values of Fabrication Thermal Residual Stresses( $\sigma_r^t$ ,  $\sigma_\theta^t$ ,  $\sigma_z^t$  and  $\tau_{rz}^t$ ), Reduced Shear Strength  $S_a$ , and nondimensionalized Stress Diviation Factor  $k_t$  w.r.t. the adhesive bonding thickness

### (B) 비틀림 하중 하에서의 축대칭 구조의 기계적인 응력 해석

비틀림 하중 하에서의 축대칭 구조의 응력해석을 위한 편미분 방정식은 다음의 식과 같이 간단히 표현될 수가 있다[13].

$$\frac{\partial}{\partial r} \left( \frac{1}{G_{\theta z} r^3} \frac{\partial \phi}{\partial r} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left( \frac{1}{G_{r\theta} r^3} \frac{\partial \phi}{\partial z} \right) = 0 \quad (3)$$

여기서  $G_{r\theta}$ 와  $G_{\theta z}$ 는 각각  $r-\theta$  and  $\theta-z$  방향의 가로 탄성 계수이다.

비틀림 각,  $\frac{V}{r}$ 을  $\psi$ 로 정의하면 다음과 같이 식이 바뀐다.

$$\frac{\partial}{\partial r} (G_{r\theta} r^3 \frac{\partial \psi}{\partial r}) + \frac{\partial}{\partial z} (G_{\theta z} r^3 \frac{\partial \psi}{\partial z}) = 0 \quad (4)$$

비선형 재료 거동을 표현하기 위해  $G_{r\theta}$ 와  $G_{\theta z}$ 는 다음과 같이 정의되어 진다.

$$G_{r\theta} = G_{\theta z} \equiv G \equiv \frac{\bar{\sigma}^m}{\bar{\epsilon}^m} \quad (5)$$

접착제와 피접착부에 사용된 재료는 등방성 물질이기 때문에  $\bar{\sigma}^m$ 와  $\bar{\epsilon}^m$ 는 다음 식에 의해 정의되어 진다.

$$\bar{\sigma}^m \equiv \left[ \tau_{r\theta}^m{}^2 + \tau_{\theta z}^m{}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

$$\bar{\epsilon}^m \equiv \left[ \gamma_{r\theta}^m{}^2 + \gamma_{\theta z}^m{}^2 \right]^{\frac{1}{2}} \quad (7)$$

비틀림 하에서의 축대칭 조인트의 응력해석을 위한 유한요소법의 적용은 (4)식의 Garlerkin식을 이용했다[14]. 접착제의 비선형 거동은 Figure 1의 곡선을 구간별로 5차 또는 상수항으로 대응시킨 함수를 사용하였다. 그리고, 성형 잔류 열응력의 계산에서와 똑같이 8 node isoparametric 요소와 Figure 5의 요소 분포를 사용했다. 위의 유한요소 해석의 결과로서  $\tau_{r\theta}^m$ 와  $\tau_{\theta z}^m$ 의 두가지 응력 성분이 얻어진다.

### 접착제의 파괴 모델

실험에 사용된 rubber toughened 에폭시 접착제는 Figure 1에 나타난 것과 같이 특히 전단 형태(shear mode)에 있어서 넓은 소성 변형 구간을 가진다. 이와함께 앞으로 논하게 될 접착제의 파괴 모형은 비틀림 하에서의 원형 접착 조인트의 파괴 형태가 크게 두가지의 다른 형태로 나뉘어 나타난다고 가정한다.

첫번째 형태는 접착제와 피접착부 사이의 접착이 잘 이루어져서 성형에 의한 잔류 열응력이 접착제의 인장 강도에 비해 아주 작게 나타나는 경우로서 비틀림 하에서 접착이 매우 안정하게 이루어지며 이 형태를 bulk 파괴형태(failure mode)라고 부른다. 이 경우 접착제는 항복 전단 변형율을 훨씬 지나 파괴가 일어나게 된다. 접착제의 응력은 항복 전단 변형율을 지나면서부터 증가하지 않기 때문에 접착층에서 최대 변형율을 가지는 끝단에서부터 응력의 포화현상을 나타나게 된다. 따라서, 이러한 경우 접착제의 파괴는 가장 먼저 파괴 변형율에 이르게 되는 접착층의 끝단에서 시작된다고 가정한다. 만약 접착제의 모든 구간이 소성 구간에 존재하게 되고 아직 파괴 변형율에 도달하지는 않았다면 접착 조인트의 토오크 용량은 접착제의 전단 강도와 접착 면적, 그리고 접착층의 평균 반경을 곱해줌으로써 쉽게 계산할 수 있게 된다. 다른 경우로서 만약 접착층의 끝단은 파괴 전단 변형율에 도달했지만 접착층의 내부는 아직 항복 응력에 도달하지 않았다면 토오크 전달 용량은 접착제의 비선형 재료 거동을 고려한 유한요소법을 이용해서 계산되어야 한다. 이상을 정리하면 큰 성형 잔류 열응력을 야기시키지 않는 아주 얇은 접착 두께의 경우에는 접착 조인트의 파괴가 최대 변형율 경계조건(maximum strain criterion)에 의해 예측될 수 있다는 것이다. 그러므로, 이러한 파괴 형태에서의 원형 접착 조인트의 최적 접착 길이는, 접착층의 끝단이 파괴 변형율에 도달 되면서 접착층 내부의 전 구간이 항복 응력에 도달 되게 하는 것이라고 말할 수 있다.

두번째 형태는, 성형 잔류 열응력 때문에 접착제의 전단 강도보다 작은 피접착부의 접착 강도에서

접착제와 피접착부의 경계면에서 debonding에 의한 파괴가 발생하는 형태로서 경계면 파괴형태(interfacial failure mode)라고 부른다.

위의 두가지 파괴 형태 외에 bulk 파괴형태에서 경계면 파괴형태로 전환되는 구간의 파괴 형태를 전이적 파괴형태(transient failure mode)라고 부르며 이 구간에서의 토오크 전달 용량의 예측을 위해 확률함수를 이용하게 된다.

경계면 파괴형태에서의 파괴 상태를 예측하기 위해서 다음과 같은 응력 파괴 조건식을 가정한다.

$$\left(\frac{\sigma_r^t}{S_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_r^t}{S_t}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_r^t}{S_t}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{r\theta}^m}{S_s}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{\theta z}^m}{S_s}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{rz}^t}{S_s}\right)^2 = 1 \quad (8)$$

여기서

$S_t$  = 접착제의 bulk 인장강도

$S_s$  = 접착제의 bulk 전단강도

성형 잔류 열응력과 비틀림 외력에 의한 응력들이 위의 (8)식을 만족하게 되면 경계층 파괴형태에 의한 파괴가 발생한다고 가정한다. 그러면, 접착층의 끝단의 응력이 (8)식을 만족하게 될 때의 원형 접착 조인트의 토오크 전달 용량을 유한 요소법을 이용하여 계산할 수가 있다.

접착제가 bulk 전단파괴에 의해 파괴될 경우에는 최대 전단 변형을 경계조건(maximum shear strain criterion)을 적용하여, 접착제가 파괴되는 토오크 전달 용량을 계산할 수 있다. 반면, 접착제가 경계면 파괴에 의해 파괴될 경우에는 (8)식의 전단응력 파괴조건을 적용하여 접착제가 파괴되는 토오크 전달 용량을 계산할 수 있다. 그렇지만, 접착 조인트가 접착제의 bulk 전단파괴에 의해서 파괴될 지 아니면 접착제와 피접착물 사이에서 경계면 파괴에 의해서 파괴될 지는 알 수가 없다. 따라서, bulk 전단파괴와 경계면 전단파괴를 예측하기 위해 다음식에 의해서 감소된 전단강도(reduced shear strength),  $S_a$ 를 정의한다.

$$S_a = S_s \left[ 1 - \left\{ \left( \frac{\sigma_r^t}{S_t} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_\theta^t}{S_t} \right)^2 + \left( \frac{\sigma_z^t}{S_t} \right)^2 + \left( \frac{\tau_{rz}^t}{S_s} \right)^2 \right\} \right]^{\frac{1}{2}} \quad (9)$$

위의  $S_a$ 는 성형 잔류 열응력의 영향에 의해서 감

소되어진 전단 접착강도(shear bonding strength)를 의미한다. Figure 6은 접착 두께에 따른  $S_a$ 를 나타내며 접착 두께가 증가할수록  $S_a$ 는 작아지는 것을 볼 수 있다.  $S_a$ 와 함께 무차원화된 응력 편차 계수(nondimensional stress deviation factor),  $k_t$ 를 다음과 같이 정의한다.

$$k_t = \frac{S_s - S_a}{S_s} \quad (10)$$

$k_t$ 는 접착제의 파괴 전단강도(failure shear strength)에 미치는 성형 잔류 열응력의 영향을 무차원화한 것이다.  $k_t$ 는 성형 잔류 열응력이 없을 때는 0의 값을 가지며 성형 잔류 열응력이 증가하면 함께 증가하게 된다.

원형 single lap 접착 조인트의 토오크 전달 용량을 예측하기 위해 다음식을 이용하여 전이 보간함수(transient interpolation function),  $f_i$ 를 정의한다.

$$T_R = T_B * f_i + T_I * (1 - f_i) \quad (11)$$

여기서

$T_B$  : 접착제의 bulk 전단파괴 모드에서의 토오크 용량

$T_I$  : 접착제와 피접착물 사이의 경계면 파괴 모드에서의 토오크 용량

$k_t$ 와  $f_i$ 를 결정하기 위해 Figure 4의 정적 비틀림 테스트의 결과를 Figure 7의 유한 요소법에 의한 결과와 비교하였다. Figure 7에는 접착제의 bulk 전단 파괴와 접착제와 피접착부의 경계면에서의 경계면 전단파괴의 두가지 가정에 의해 계산된 두개의 곡선이 있다. Figure 7로부터 접착 두께가 0.1mm 이하인 경우 원형 single lap 접착 조인트의 토오크 전달 용량이 bulk 전단파괴의 가정에 의한 결과와 매우 근사함을 알 수 있다. 그리고, 접착 두께가 0.5mm 이상인 경우에는 경계면 전단파괴의 가정에 의해 계산된 결과와 근사함을 알 수 있다.

Figure 6으로부터 접착 두께가 위의 구간에 있는 경우의  $k_t$ 값은 0.085 이하와 0.23 이상에 해당한다. 위의 결과로부터  $k_t$ 가 0.085 이하일 때는 bulk 전단

파괴에 의해 조인트가 파괴되고  $k_t$  가 0.23 이상일 때는 경계면 전단파괴에 의해 조인트가 파괴된다고 볼 수 있다. 위의 두  $k_t$  값 사이의 구간에서는 bulk 전단파괴의 가정에 의한 토오크 값보다는 작고 경계면 전단파괴의 가정에 의한 토오크 값보다는 큰 전이적 파괴형태에 의해 조인트의 파괴가 일어난다고 볼 수 있다.

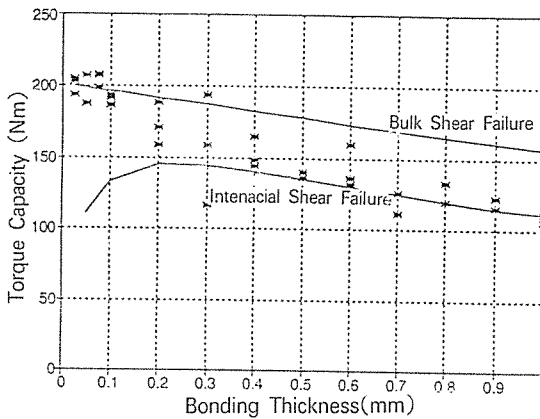


Fig. 7. Torque Capacities Calculated by FEM Using the Bulk Shear Failure and Interfacial Shear Failure of the Adhesive with the Experimental Results of Figure 4.

(11)식과 Figure 7을 이용하여 강철-강철 피접착부를 가지는 원형 접착 single lap 조인트에 대한 전이 보간함수  $f_i$ 를 구할 수 있고 다음 식과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} k_t \leq 0.085 &: f_i = 1 \\ k_t > 0.085 &: f_i = e^{-29.5(k_t - 0.085)} \end{aligned} \quad (12)$$

$f_i$ 의 값은 조인트의 파괴에 있어서 bulk 전단파괴 형태가 발생할 확률을 나타낸다. (12)식은  $k_t$ 가 0.23보다 큰 구간도 포함하며 Figure 8에 나타나 있다.

위의 식들을 이용해 계산한 토오크 전달 용량은 Figure 9에 실험값과 함께 나타나 있다. 변형을 경계조건이나 응력 경계조건 만을 사용하는 것보다는 bulk 전단파괴형태에서 경계면 전단파괴 형태로의

파괴 형태 변화를 전제로하는 접착제의 파괴 모형을 적용할 경우, 보다 일반적인 상황에서 보다 정확하게 토오크 전달 용량이 예측될 수 있음을 알 수 있다.

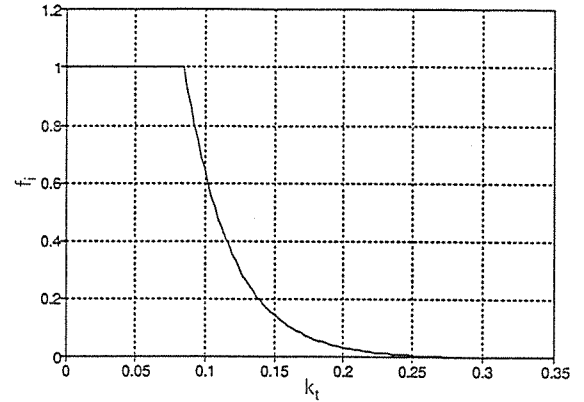


Fig. 8. Graph of the Transient Interpolation Function  $f_i$  Versus  $k_t$

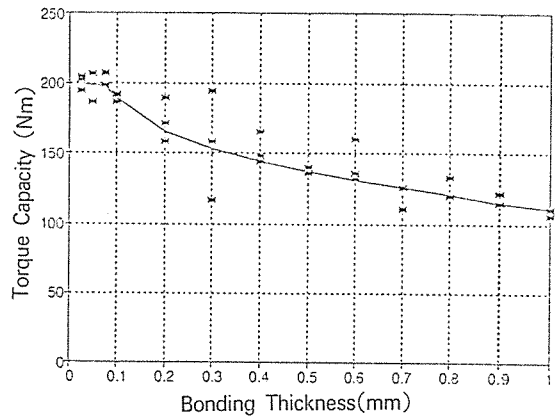


Fig. 8. Torque Capacity Prediction by the Transient Interpolation Function

### 복합재료 피접착부의 활용

본 논문에서는 치수 정밀도와 접착 표면의 거칠기를 조절하는 것이 복합재료에 비해 강철이 용이한 점 때문에 강철 피접착부를 사용한 조인트를 이용하여 실험을 하였다. 그렇지만, 접착 조인트는 다른 재료보다는 복합재료의 결합에 보다 적합한 결합방



법이기에 때문에 복합재료 피접착부의 사용시에도 앞의 모델을 적용할 수가 있어야 한다. 복합재료 피접착부의 smeared 성질을 사용함으로써 동일한 과정을 통하여 복합재료 피접착부를 가지는 조인트의 토오크 전달 용량을 예측할 수 있다. 그리고, 일반적으로 접착 조인트는 복합재료 피접착부보다 강하게 설계되기 때문에 복합재료 피접착부의 파괴를 예측할 수 있는 또 하나의 파괴 조건을 적용해야 한다.

## 결 론

강철-강철 피접착부를 가지는 원형 single lap 접착 조인트의 정적 토오크 전달 용량이 접착 두께에 대해 측정되었다. 측정결과에 의하면 접착 두께가 증가함에 따라 토오크 전달 용량은 감소하는 것으로 나타났다. 이는 응력 경계조건을 적용한 해석적 결과나 유한 요소법에 의한 결과와는 반대가 된다.

토오크 전달 용량에 대한 실험 결과와 계산 결과와의 불일치를 개선하기 위해 접착제의 파괴 bulk 파괴형태에서 전이 파괴형태를 지나 경계면 파괴형태로 바뀌게 된다는 원형 접착 조인트에 대한 파괴 형태의 변화에 관한 모델을 제안하게 되었다. 보다 실제에 가까운 해석을 위하여 유한요소법의 적용에 있어서 앞에서 제안된 접착제의 파괴조건과 접착제의 비선형 재료 거동을 고려하였다.

제안된 접착제의 파괴 형태의 변화에 관한 모델을 적용하게 되면 접착제에 의한 원형 접착 조인트의 토오크 전달 용량의 보다 정확한 예측이 가능하게 된다.

## 후 기

본 연구는 ADD 장기 기초 연구(ADD-90-5-8)의 재정적 지원에 의한 것으로 관계자 제위께 감사드립니다.

## REFERENCES

1. Alwar, R. S. and Nagaraja, Y. R. "Viscoelastic Analysis of an Adhesive Tubular Joint,"

- Journal of Adhesion, Vol. 8, pp.79-92 (1976).

2. Adams, R. D. and Peppiatt, N. A. "Stress Analysis of Adhesive Bonded Tubular Lap Joints," Journal of Adhesion, Vol. 9, pp.1-18 (1977).

3. Volkersen, O. "Researches sur la Theorie des Assemblages Colles," Construction Metallique, Vol. 4, pp.3-13 (1965).

4. Chon, C. T. "Analysis of Tubular Lap Joint in Torsion," Journal of Composite Materials, Vol. 16, pp.268-284 (1982).

5. Hipol, P. J. "Analysis and Optimization of a Tubular Lap Joint Subjected to Torsion," Journal of Composite Materials, Vol. 18, pp.298-311 (1984).

6. Graves, S. R. and Adams, D. F. "Analysis of a Bonded Joint in a Composite Tube Subjected to Torsion," Journal of Composite Materials, Vol. 15, pp.211-224 (1981).

7. Hart-Smith, L. J. "Further Developments in the Design and Analysis of Adhesive Bonded Structural Joints," in Joining of Composite Materials, ASTM Special Technical Publication 749, pp.3-31 (1981).

8. Thomsen, O. T. and Kildegaard, A. "Analysis of Adhesive Bonded Generally Orthotropic Circular Cylindrical Shells," Developments in the Science and Technology of Composite Materials, Fourth European Conference on Composite Materials, pp.723-729 (September 25-28, 1980).

9. D. G. Lee, K. S. Kim, and Y. T. Lim, "An Experimental Study of Fatigue Strength for Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joints," Journal of Adhesion, Vol. 35, pp.39-53(1991).

10. T. Smith and D. H. Kaeble, "Mechanisms of Adhesion Failure Between Polymers and Metallic Substrates : Aluminum 2024-T3 with HT 424 Adhesive," in Treatise on Adhesion and Adhesives, Vol.4, Edited by R.L. Patrick, Marcel Dekker Inc., pp.139-233 (1981).

11. A. J. Kinloch, *Adhesion and Adhesives*,

Chapman and Hall, pp.188-259 (1987).

12. F. E. Penado and K. D. Richard, "Numerical Design and Analysis," in Adhesives and Sealants, ASTM Engineered Materials Handbook, pp.477-500 (1990).

13. Timoshenko, S.P. and Goodier, J.N.,

*Theory of Elasticity*, McGraw-Hill, pp.341-349 (1970).

14. David S. Burnett, *Finite Element Analysis*, Addition-Wesley Publishing Company, pp.547-684, pp.730-789 (1988).

---