

〈 논문 〉

복합재료 접착체를 가지는 튜브형 접합부의 토크전달능력 예측

오 제 훈*

(2006년 4월 17일 접수, 2006년 10월 16일 심사완료)

Prediction of the Torque Capacity for Tubular Adhesive Joints with Composite Adherends

Je Hoon Oh

Key Words : Adhesive Joints(접착 조인트), Composite Adherend(복합재료 접착체), Residual Thermal Stress(잔류 열응력), Nonlinear Behavior of Adhesive(접착체의 비선형 거동), Laminated Composite Tube(적층 복합재료 튜브)

Abstract

Since the performance of joints usually determines the structural efficiency of composite structures, an extensive knowledge of the behavior of adhesive joints and the related effect on joint strength is essential for design purposes. In this study, the torque capacity of adhesive joints was predicted using the combined thermal and mechanical analyses when the adherend was a composite tube. A finite element analysis was performed to evaluate residual thermal stresses developed in the joint, and mechanical stresses in the adhesive were calculated including both the nonlinear adhesive behavior and the behavior of composite tubes. Three different joint failure modes were considered to predict joint failure: interfacial failure, adhesive bulk failure, and adherend failure. The influence of the composite adherend stacking angle on the residual thermal stresses was investigated, and how the residual thermal stresses affect the joint strength was also discussed. Finally, the predicted results were compared with experimental results available in literature.

1. 서 론

접착체에 의한 접합방법은 기계적 접합방법에 비하여 하중을 넓게 분산시켜 응력집중을 줄이고 접합부의 강도를 증가시킬 수 있기 때문에 복합재료 구조물을 위한 접합방법으로 많이 사용되고 있다. 또한, 이 접합방법은 접착체의 비선형 거동으로 인하여 응력집중이 더욱 감소될 수 있다는 장점을 가지고 있다. 일반적으로 복합재료 구조물에서 접합부는 가장 취약한 부분이고, 구조의 건전성은 복합재료 구조 자체보다는 접합부에 의해 결정되기 때문에, 접합부의 거동에 대한 해석과 접합부에 영향을 미치는 요인들을 조사하는 것은 복합재료 구조설계에서 매우 중요한 의미를 지닌다.

지금까지 많은 연구자들이 비틀림을 받는 튜브형 접합부에 발생하는 응력분포와 접합부 강도 예측에 관하여 지속적인 연구를 수행해 왔으며,⁽¹⁻⁷⁾ 최근에는 접착체의 비선형 거동이 포함된 접합부의 비선형 해석방법이 개발되어 빠르고 정확하게 접합부의 강도를 예측할 수 있게 되었다.^(8,9) 하지만, 지금까지의 연구는 접착체가 강철과 같은 등방성 재료인 경우에 대하여 집중적으로 수행되어 왔기 때문에, 적층각도와 적층순서에 따라 이방성의 성질을 가지는 복합재료를 접착체로 사용하는 접합부의 거동을 정확하게 설명할 수 없다. 현재까지 복합재료 접착체를 가지는 접합부의 응력분포를 계산하려는 시도가 있었지만,⁽¹⁰⁻¹²⁾ 이 해석에서는 접착체의 선형 거동을 가정하였고, 복합재료 접착체가 튜브형상임에도 불구하고 적층 평판이론으로부터 구한 물성을 접착체에 적용하였다. 이러한 한계를 극복하고 정확한 응력분포를 계산하기 위하여 접착체의 비선형 거동과 적층 복합재료 튜

* 회원, 한양대학교 기계정보경영공학부
E-mail : jehoon@hanyang.ac.kr
TEL : (031)400-5252 FAX : (031)406-5550

브의 거동을 모두 고려한 비선형 해석방법이 최근에 개발되었다.⁽¹³⁾

접합부의 거동에 영향을 미치는 또 하나의 중요한 요소는 접착제와 접착체의 열팽창계수 차이에 의하여 접착제의 경화시 발생하는 잔류 열응력이다. 열팽창계수의 차이와 온도의 차이가 큰 경우 이러한 잔류 열응력은 심지어 외부하중이 작용하지 않는 경우에도 접착제와 접착체의 경계면에서 접착층의 박리를 발생시킬 수 있다. 따라서, 접착제로 접합된 접합부의 해석에서는 잔류 열응력과 토크에 의해 발생하는 기계적 응력은 모두 중요한 의미를 가진다. 특히 복합재료는 등방성 재료와 달리 열팽창계수가 방향성을 가지기 때문에, 잔류 열응력이 미치는 영향을 좀 더 세밀하게 관찰할 필요가 있다.

본 연구에서는 복합재료 접착체를 가지는 튜브형 접합부의 토크전달능력을 잔류 열응력과 기계적 응력을 모두 고려하여 예측하였다. 접합부에 발생하는 잔류 열응력은 축대칭 유한요소해석을 통하여 계산하였고, 토크에 의해 발생하는 기계적 응력은 비선형 해석을 통하여 계산하였으며, 계면 파손, 접착층 파손, 접착체 파손과 같은 세 가지의 파손모드를 가정하여 접합부의 파손을 예측하였다. 복합재료의 적층각도가 잔류 열응력에 미치는 영향을 살펴보았으며, 잔류 열응력이 접합부의 강도에 어떤 영향을 미치는지 조사하였다. 또한, 예측된 결과를 기존 연구자의 실험결과⁽¹⁴⁾와 비교하고 분석하였다.

2. 튜브형 접합부의 응력해석

Fig. 1(a)는 복합재료 접착체를 가지는 튜브형 접합부의 기하학적 형상을 보여주고 있으며, 여기서 접착층은 접착체에 비하여 상대적으로 얇고 낮은 강성을 가지고 있다고 가정된다. Fig. 1(b)와 같이 복합재료 튜브는 N 개의 층을 가지고, 각 층은 주축방향으로 직교 이방성의 성질을 나타내며, 또한 각 층은 서로 완전하게 접합이 되었다고 가정한다. 잔류 열응력이 접합부의 강도에 미치는 영향을 조사하기 위하여 다음과 같이 잔류 열응력과 기계적 응력에 대한 해석을 수행하였다.

2.1 잔류 열응력 해석

접합부의 축대칭 조건으로 인하여 모든 변위, 변형률 및 응력은 회전 각도 θ 에 독립적이며, 이로 인하여 응력-변형률 관계는 다음과 같이 표시될 수 있다.

$$\sigma = D(\epsilon - \alpha \Delta T) \quad (1)$$

여기서 σ 와 ϵ 은 각각 (4×1) 의 크기를 가지는 응

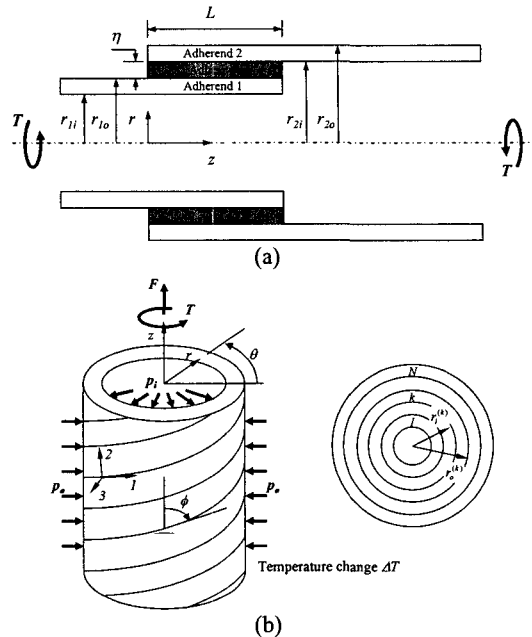


Fig. 1 Geometric configuration: (a) tubular single lap adhesive joint and (b) laminated composite tube

력과 변형률 행렬이며, D 는 (4×4) 크기를 가지는 강성행렬이고, α 는 열팽창 계수 행렬이다. ΔT 는 접착제의 경화온도와 상온과의 차이를 나타낸다.

유한요소정식화를 통하여 요소강성행렬과 요소하중벡터는 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$k^e = 2\pi \int (B^T DB) r dr A \quad (2a)$$

$$f^e = 2\pi \int (B^T D \alpha \Delta T) r dr A \quad (2b)$$

여기서 B 는 요소 변형률-변위 행렬이고, A 는 각 요소의 단면적이다. B 행렬은 다음과 같이 정의된다.

$$B = \begin{bmatrix} N_{1,r} & 0 & N_{2,r} & 0 & \dots & N_{m,r} & 0 \\ \frac{N_1}{r} & 0 & \frac{N_2}{r} & 0 & \dots & \frac{N_m}{r} & 0 \\ 0 & N_{1,z} & 0 & N_{2,z} & \dots & 0 & N_{m,z} \\ N_{1,z} & N_{1,r} & N_{2,z} & N_{2,r} & \dots & N_{m,z} & N_{m,r} \end{bmatrix} \quad (3)$$

여기서 m 은 각 요소에서 절점의 개수이고, $N_{i,r} = \frac{\partial N_i}{\partial r}$ 과 $N_{i,z} = \frac{\partial N_i}{\partial z}$ 은 각각 r 과 z 에 대한 형상함수 N_i 의 편미분을 나타낸다. 요소강성행렬과 요소하중벡터를 모든 요소에 대하여 조합한 후 각 절점의 변위를 계산하면, 각 요소에 발생하는

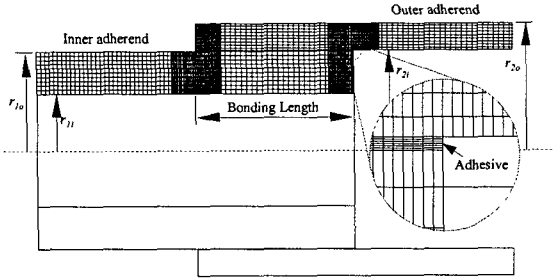


Fig. 2 Finite element mesh for the tubular single lap adhesive joint

응력을 식 (1)로부터 구할 수 있다.

Fig. 2 는 잔류 열응력 계산을 위한 유한요소모델을 나타낸다. 축대칭 모델은 8-절점 등매개변수 요소로 구성되어 있으며, 접착층 끝에서의 응력집중을 고려하기 위하여 접착층의 끝에는 매우 조밀한 메쉬를 사용하였다. 접착체에 발생하는 잔류 열응력으로 반경방향 응력 σ_r^a , 원주방향 응력 σ_θ^a , 축방향 응력 σ_z^a 및 전단응력 τ_{rz}^a 성분이 계산되어진다.

2.2 비틀림 하중하의 기계적 응력 해석

Fig. 1 의 튜브형 접합부에 토크 T 가 작용하면 접착체 1 과 접착체 2 의 단면에는 각각 토크 T_1 과 T_2 가 발생하게 되고, 등방성 접착체의 경우와는 달리 축방향 하중 F_1, F_2 및 압력 p_1, p_2 가 각 접착체에 발생한다. 각 하중에 대한 평형방정식은 다음과 같다.

$$T_1 + T_2 = T, F_1 + F_2 = 0, p_1 + p_2 = 0 \quad (4)$$

접착체 1 과 2 의 축방향 (z 방향) 토크 변화율, 하중 변화율 및 압력은 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\frac{dT_1}{dz} = -2\pi r_{10}^2 \tau_{r\theta}^a, \quad \frac{dT_2}{dz} = 2\pi r_{10}^2 \tau_{r\theta}^a \quad (5a)$$

$$\frac{dF_1}{dz} = -2\pi r_{10} \tau_{rz}^a, \quad \frac{dF_2}{dz} = 2\pi r_{10} \tau_{rz}^a \quad (5b)$$

$$p_1 = \sigma_r^a, \quad p_2 = -\sigma_r^a \quad (5c)$$

여기서 r_{10} 는 접착체 1 의 바깥쪽 반경을 나타내고, $\tau_{r\theta}^a, \tau_{rz}^a$ 과 σ_r^a 는 각각 $r = r_{10}$ 에서 접착체의 전단응력과 반경방향 응력을 나타낸다.

접착체와 접착체에 대한 기하학적 적합성을 고려하고, 무차원 가중치 $w_{r\theta}$ 과 w_{rz} 를 도입하면, 다음과 같은 관계를 얻을 수 있다.⁽¹³⁾

$$\frac{d\gamma_{r\theta}^a}{dz} = \frac{\gamma_{\theta z}^{2i} - \gamma_{\theta z}^{1o}}{w_{r\theta}\eta} - \frac{dw_{r\theta}}{dz} \frac{\gamma_{r\theta}^a}{w_{r\theta}} \quad (6a)$$

$$\frac{d\gamma_{rz}^a}{dz} = \frac{\varepsilon_z^{2i} - \varepsilon_z^{1o}}{w_{rz}\eta} - \frac{dw_{rz}}{dz} \frac{\gamma_{rz}^a}{w_{rz}} \quad (6b)$$

여기서 $\gamma_{r\theta}^a$ 과 γ_{rz}^a 는 각각 $r = r_{10}$ 에서 접착체의 $r\theta$ 및 rz 방향 전단변형률을 나타내며, η 는 접착층의 두께를 나타낸다. $\gamma_{\theta z}^{1o}$ 과 $\gamma_{\theta z}^{2i}$ 는 각각 $r = r_{10}$ 에서 접착체 1 의 θz 방향 전단변형률, $r = r_{2i}$ 에서 접착체 2 의 θz 방향 전단변형률을 나타내고, ε_z^{1o} 과 ε_z^{2i} 는 각각 $r = r_{10}$ 에서 접착체 1 의 축방향 변형률과 $r = r_{2i}$ 에서 접착체 2 의 축방향 변형률이다.

또한, 원통 좌표계로 표시된 변형률의 기하학적 적합성으로부터 접착체의 반경방향 변형률 ε_r^a 에 대하여 다음의 관계가 성립한다.

$$\frac{d^2 \varepsilon_r^a}{dz^2} = 0 \quad (7)$$

식 (4)-식 (7)을 결합하면, 접착체의 비선형 거동이 포함된 2 차 연립 미분방정식을 유도할 수 있다.

$$\frac{d^2 T_2}{dz^2} = \{A_1(\gamma_{r\theta}^a) + A_2(\gamma_{r\theta}^a)\}T_2 + \{B_1(\gamma_{r\theta}^a) + B_2(\gamma_{r\theta}^a)\}F_2 \quad (8a)$$

$$+ \{\Gamma_1(\gamma_{r\theta}^a) + \Gamma_2(\gamma_{r\theta}^a)\}p_2 + \Delta_1(\gamma_{r\theta}^a)$$

$$\frac{d^2 F_2}{dz^2} = \{A_3(\gamma_{rz}^a) + A_4(\gamma_{rz}^a)\}T_2 + \{B_3(\gamma_{rz}^a) + B_4(\gamma_{rz}^a)\}F_2 \quad (8b)$$

$$+ \{\Gamma_3(\gamma_{rz}^a) + \Gamma_4(\gamma_{rz}^a)\}p_2 + \Delta_2(\gamma_{rz}^a)$$

$$p_2 = E_1(\varepsilon_r^a)z + E_2(\varepsilon_r^a) \quad (8c)$$

$$\text{BCs: } T_2 = 0, F_2 = 0 \text{ and } \frac{dF_2}{dz} = 0 \text{ at } z = 0 \quad (8d)$$

$$T_2 = T, F_2 = 0 \text{ and } \frac{dF_2}{dz} = 0 \text{ at } z = L \quad (8e)$$

여기서

$$A_1 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{1o})_T, \quad A_2 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{2i})_T \quad (9a)$$

$$A_3 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{1o})_T, \quad A_4 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{2i})_T \quad (9b)$$

$$B_1 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{1o})_F, \quad B_2 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{2i})_F \quad (9c)$$

$$B_3 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{1o})_F, \quad B_4 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{2i})_F \quad (9d)$$

$$\Gamma_1 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{1o})_p, \quad \Gamma_2 = \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}\eta} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} (\gamma_{\theta z}^{2i})_p \quad (9e)$$

$$\Gamma_3 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{1o})_p, \quad \Gamma_4 = \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}\eta} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} (\varepsilon_z^{2i})_p \quad (9f)$$

$$\Delta_1 = -\left(A_1 T + \frac{2\pi r_{10}^2}{w_{r\theta}} \frac{d\gamma_{r\theta}^a}{d\gamma_{r\theta}^a} \frac{dw_{r\theta}}{dz} \frac{\gamma_{r\theta}^a}{w_{r\theta}} \right) \quad (9g)$$

$$\Delta_2 = -\left(A_3 T + \frac{2\pi r_{10}}{w_{rz}} \frac{d\gamma_{rz}^a}{d\gamma_{rz}^a} \frac{dw_{rz}}{dz} \frac{\gamma_{rz}^a}{w_{rz}} \right) \quad (9h)$$

식 (9)에서, $(\gamma_{\theta})_r$, $(\gamma_{\theta})_r$ 와 $(\gamma_{\theta})_r$ 는 각각 $r=r_{i_0}$ 및 $r=r_{2i}$ 에서 단위 토크, 단위 축방향 하중, 단위 압력에 의하여 복합재료 튜브형 접착체에 발생하는 전단변형률이며, $(\varepsilon_z)_r$, $(\varepsilon_z)_r$ 와 $(\varepsilon_z)_r$ 는 각각 $r=r_{i_0}$ 및 $r=r_{2i}$ 에서 단위 토크, 단위 축방향 하중, 단위 압력에 의하여 복합재료 튜브형 접착체에 발생하는 축방향 변형률이다. 함수 $f(\gamma)$ 은 접착체의 전단응력과 전단변형률과의 관계를 나타낸다.

단위하중에 의한 복합재료 접착체에서의 각 변형률은 복합재료 튜브의 해석으로부터 계산된다. Fig. 1(b)의 각 층에서의 평형방정식을 구성방정식과 변형률-변위 관계식과 결합하면, 축대칭 하중을 받고 있는 복합재료 적층 튜브의 k 번째 층에서의 변위를 계산할 수 있다^(13, 15).

$$u^{(k)}(r) = A_1^{(k)} r^{\lambda^{(k)}} + A_2^{(k)} r^{-\lambda^{(k)}} + \Gamma^{(k)} \varepsilon_z^0 r + \Omega^{(k)} \gamma^0 r^2 + \Psi^{(k)} r \Delta T \quad (10a)$$

$$v^{(k)}(r, z) = \gamma^0 r z \quad (10b)$$

$$w^{(k)}(z) = \varepsilon_z^0 z \quad (10c)$$

여기서 ε_z^0 와 γ^0 는 각각 복합재료 튜브의 각 층에서 일정한 값을 가지는 축방향 변형률과 단위 길이당 비틀림 각도를 나타낸다. $A_1^{(k)}$, $A_2^{(k)}$, ε_z^0 및 γ^0 는 경계조건으로부터 결정되는 미지수이며, $\lambda^{(k)}$, $\Gamma^{(k)}$, $\Omega^{(k)}$ 및 $\Psi^{(k)}$ 는 주축에 대한 물성과 섬유각도 ϕ 의 함수인 변환강성행렬의 요소 \bar{C}_{ij} 를 사용하여 다음과 같이 정의된다.

$$\lambda^{(k)} = \sqrt{\frac{\bar{C}_{22}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)}}}, \quad \Gamma^{(k)} = \left(\frac{\bar{C}_{12}^{(k)} - \bar{C}_{13}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \right) \quad (11a)$$

$$\Omega^{(k)} = \left(\frac{\bar{C}_{26}^{(k)} - 2\bar{C}_{36}^{(k)}}{4\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \right) \quad (11b)$$

$$\Psi^{(k)} = \left\{ \frac{(\bar{C}_{13}^{(k)} - \bar{C}_{12}^{(k)})\alpha_z^{(k)} + (\bar{C}_{23}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)})\alpha_\theta^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \right\} + \left\{ \frac{(\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{23}^{(k)})\alpha_r^{(k)} + (\bar{C}_{36}^{(k)} - \bar{C}_{26}^{(k)})\alpha_{z\theta}^{(k)}}{\bar{C}_{33}^{(k)} - \bar{C}_{22}^{(k)}} \right\} \quad (11c)$$

각 층의 경계면에서 반경방향 응력과 반경방향 변위는 연속이기 때문에, 다음과 같은 관계를 만족한다.

$$\sigma_r^{(k)} = \sigma_r^{(k+1)} \text{ and } u^{(k)} = u^{(k+1)} \quad (k=1, \dots, N-1) \quad (12)$$

미지수를 결정하기 위하여 필요한 나머지 식은 다음과 같이 축방향 힉평형, 토크 평형, 튜브의 안쪽 면과 바깥쪽 면에서의 수직응력 경계조건이다.

$$F = \int_{r_{i_0}}^{r_{2i}} 2\pi \sigma_z r dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{r_{i_0}}^{r_{2i}} \sigma_z^{(k)} r dr \quad (13a)$$

$$T = \int_{r_{i_0}}^{r_{2i}} 2\pi \tau_{\theta z} r^2 dr = 2\pi \sum_{k=1}^N \int_{r_{i_0}}^{r_{2i}} \tau_{\theta z}^{(k)} r^2 dr \quad (13b)$$

$$\sigma_r^{(1)}(r_{i_0}^{(1)}) = -p_i, \quad \sigma_r^{(N)}(r_{o_0}^{(N)}) = -p_o. \quad (13c)$$

미지수 ε_z^0 , γ^0 , $A_1^{(k)}$ 및 $A_2^{(k)}$ 를 구한 후, 각 층의 변위는 식 (10)을 통하여 계산할 수 있으며, 각 단위 하중에 의한 $r=r_{i_0}$ 또는 $r=r_{2i}$ 에서의 복합재료 접착체의 변형률은 원통 좌표계의 변형률-변위 관계를 통하여 구할 수 있다. 단위하중에 의한 변형률을 식 (9)에 대입하면 식 (8)로부터 접착체 2 에 발생하는 토크, 축방향 하중 및 압력 분포를 구할 수 있으며, 식 (5)를 사용하여 접착체에 작용하는 반경방향응력과 전단응력들을 계산할 수 있다.

3. 튜브형 접합부의 파손모드

접합부의 파손모드는 크게 접착제와 접착체의 계면 파손, 접착층 파손, 접착체의 파손으로 나눌 수 있다. 계면 파손모드는 과도한 잔류 열응력으로 인하여 경계면의 접착강도가 접착제의 강도보다 낮아 접착제와 접착체의 경계면에서 파손이 발생하는 것을 의미한다. 계면 파손모드에서는 파손을 예측하기 위하여 다음과 같은 파손조건을 정의한다.⁽⁴⁾

$$\left(\frac{\sigma_r}{S_r} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_\theta}{S_r} \right)^2 + \left(\frac{\sigma_z}{S_r} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{\theta z}}{S_s} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{rz}}{S_s} \right)^2 + \left(\frac{\tau_{r\theta}}{S_s} \right)^2 = 1 \quad (14)$$

여기서 S_r 와 S_s 는 각각 접착제의 인장강도와 전단강도이다. 식 (14)를 만족하는 잔류 열응력과 기계적 응력성분을 발생시키는 토크를 계산함으로써 계면 파손모드의 파손토크를 예측할 수 있다.

접착층 파손모드는 경계면의 접착강도가 매우 커서 경계면에서 파손되지 않고 접착제층에서 파손이 발생하는 모드를 말한다. 접착층 파손모드에서는 잔류 열응력이 접착제의 강도에 비하여 상대적으로 작은 값을 가지며, 접착제의 비선형 거동으로 인하여 접착제에 발생하는 응력이 접착제의 강도에 도달하더라도 접착제의 파괴는 발생하지 않는다. 따라서, 최대응력 파손조건보다 최대 변형률 파손조건이 파손을 예측하는 데 적합하다. 접착제의 상당 변형률 $\bar{\varepsilon}_c$ 는 주 변형률 ε_i 를 사용하여 다음과 같이 나타낼 수 있다.

$$\bar{\varepsilon}_c = \sqrt{\frac{2}{3}(\varepsilon_1^2 + \varepsilon_2^2 + \varepsilon_3^2)} \quad (15)$$

이 파손모드에서 접합부의 파손은 접착제의 $\bar{\varepsilon}_c$ 가 접착제의 파괴 변형률보다 크면 발생한다고 가정된다. 만약 접착제의 전단 변형률이 지배적이고 다른 변형률 성분은 무시할 수 있을 만큼 작다면,

최대 전단 변형률 파손조건이 접착층 파손모드를 예측하기 위하여 사용될 수도 있다.

접착체 파손모드에서는, 접착체의 파손이 발생하기 전에 접착체의 파손이 먼저 발생한다고 가정한다. 식 (4)와 식 (8)을 통하여 각 접착체에 작용하는 토크, 축방향 하중 및 반경방향 압력을 계산하면, 적층 복합재료 튜브의 해석으로부터 각 접착체에 발생하는 응력을 구할 수 있다. 그리고 복합재료 접착체의 파손은 Tsai-Wu 파손조건을 통하여 예측된다.

$$F_{11}\sigma_1^2 + F_{22}\sigma_2^2 + F_{66}\sigma_6^2 + F_1\sigma_1 + F_2\sigma_2 + 2F_{12}\sigma_1\sigma_2 = 1 \quad (16)$$

여기서 σ_1 과 σ_2 는 복합재료 튜브 각 층의 종방향과 횡방향 플라이 응력이고, σ_6 는 전단응력이며, F_i 와 F_{ij} 는 재료의 강도로부터 정의되는 강도 파라미터이다.

$$F_1 = \frac{1}{X^T} - \frac{1}{X^C}, \quad F_2 = \frac{1}{Y^T} - \frac{1}{Y^C} \quad (17a)$$

$$F_{11} = \frac{1}{X^T X^C}, \quad F_{22} = \frac{1}{Y^T Y^C}, \quad F_{66} = \frac{1}{S^2} \quad (17b)$$

$$F_{12} = -\frac{(F_1 F_2)^{1/2}}{2} \quad (17c)$$

여기서 X^T 와 X^C 는 일방향 복합재료의 섬유방향으로의 인장강도와 압축강도를 나타내며, Y^T 와 Y^C 는 횡방향으로의 인장강도와 압축강도이고, S 는 전단강도를 나타낸다.

위의 세가지 파손모드를 모두 고려한 접합부의 토크전달능력 T 를 예측하기 위하여, 다음과 같이 보간함수 f_i 를 도입하였다.⁽⁴⁾

$$T = \text{Min}(T_{ad}, T_b) \cdot f_i + T_i \cdot (1 - f_i), \quad 0 \leq f_i \leq 1 \quad (18)$$

여기서 T_{ad} , T_b 및 T_i 는 각각 접착체 파손, 접착층 파손 및 계면 파손을 가정한 경우의 토크전달능력이다. f_i 는 제조시 발생하는 잔류 열응력에 영향을 받으며, 잔류 열응력의 영향은 초기 파손 지수 k_i 로 나타낼 수 있다.

$$k_i = \sqrt{\left(\frac{\sigma_r^h}{S_r}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_\theta^h}{S_r}\right)^2 + \left(\frac{\sigma_z^h}{S_r}\right)^2 + \left(\frac{\tau_{rz}^h}{S_s}\right)^2} \quad (19)$$

f_i 와 k_i 의 관계는 해석과 실험결과와의 비교를 통하여 얻을 수 있다.

4. 해석결과 및 분석

앞장에서 설명한 응력 및 강도 분석을 바탕으

Table 1 Configuration of the tubular steel-composite adhesive joint

Inner radius of steel (r_{1i})	0 mm
Outer radius of steel (r_{1o})	8.4 mm
Inner radius of composite (r_{2i})	8.5 mm
Outer radius of composite (r_{2o})	10.5 mm
Adhesive thickness (η)	0.1 mm
Bonding length (L)	15 mm
Stacking sequence of composite	$[\pm\phi]_{nT}$ ($\phi=5, 10, \dots, 45$)

Table 2 Material properties of the adhesive and adherends

	Adhesive		Adherend
	Epoxy	Steel	Carbon/Epoxy
E_1 (GPa)	1.30	200	128
$E_2 = E_3$ (GPa)	1.30	200	10
$G_{12} = G_{13}$ (GPa)	0.46	76.9	4.49
G_{23} (GPa)	0.46	76.9	3.58
$\nu_{12} = \nu_{13}$	0.41	0.30	0.28
ν_{23}	0.41	0.30	0.47
α_1 ($10^{-6}/^\circ\text{C}$)	72	11.7	-0.5
$\alpha_2 = \alpha_3$ ($10^{-6}/^\circ\text{C}$)	72	11.7	27
X^T (MPa)	45	350	1800
X^C (MPa)	80	-	1400
Y^T (MPa)	-	-	45
Y^C (MPa)	-	-	150
S (MPa)	30	-	50
Shear strain limit	0.4	-	-
Ply thickness (mm)	-	-	0.15

로, 복합재료 튜브형 접합부의 응력과 강도를 예측하는 프로그램을 개발하였다. 해석의 타당성을 검증하고 접합부의 강도를 예측하기 위하여, 해석 결과를 Choi와 Lee가 수행한 실험결과⁽¹⁴⁾와 비교하였다. Choi와 Lee는 강철-복합재료 접합부에서 복합재료의 적층각도가 토크전달능력에 미치는 영향을 조사하기 위하여 복합재료의 적층각도를 $[\pm 5]_{nT}$ 에서 $[\pm 45]_{nT}$ 까지 $\pm 5^\circ$ 간격으로 변화시키면서 실험을 수행하였다. 접합부의 형상 및 사용된 재료의 물성은 Table 1과 Table 2에 나타내었다.

Fig. 3에 테스트 결과를 나타내었으며, 적층각도가 $[\pm 25]_{nT}$ 일 때까지 토크전달능력은 증가하다가 적층각도가 더 증가하면 토크전달능력은 감소하는 것을 알 수 있었다. 특히, 적층각도가 $[\pm 45]_{nT}$ 인 경우 가장 높은 비틀림 강성과 강도를 가짐에도 불구하고, 가장 낮은 토크전달능력을 나타내었다. 이는 적층각도가 증가하면 비틀림 저항이 증가하여 토크전달능력이 증가할 것이라는 일반적인 예상과 반대되는 현상이다. 이 현상은 제조 잔류 열응력으로 인한 경계면 접착강도의 저하를 통하여 설명할 수 있다. 초기의 높은 잔류 열응력은 경계면의 박리현상을 유발할 수 있으며, 이로 인하여

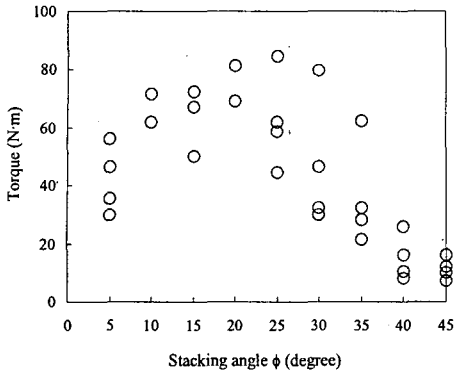


Fig. 3 Torque transmission capabilities of steel-composite joints for various stacking angle ϕ in $[\pm\phi]_{nT}$ (The data are taken from Ref. [14])

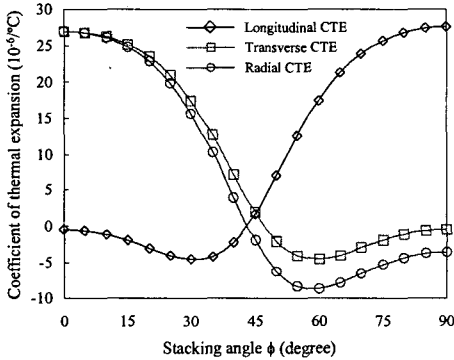


Fig. 4 Variation of the longitudinal, transverse and radial CTEs of composite tubes

접착제가 파괴 변형률에 도달하기 전에 접합부의 조기 파손이 발생할 수 있다.

잔류 열응력을 분석하기 전에 각도에 따른 앵글 플라이(Angle-ply) 복합재료 튜브의 횡방향, 종방향 및 반경방향 열팽창계수(CTE)의 변화를 살펴보고, Fig. 4에 나타내었다. 복합재료 튜브의 종방향 열팽창계수는 다음과 같이 정의 된다.

$$\bar{\alpha}_{long} = \frac{\epsilon_z^0}{\Delta T} \quad (20)$$

여기서 ϵ_z^0 는 온도변화 ΔT 에 의해 발생하는 복합재료 튜브의 축방향 변형률이다. 복합재료 튜브의 종방향 및 횡방향 열팽창계수는 복합재료 평판의 종방향 및 횡방향 열팽창계수와 유사한 것을 알 수 있다. 하지만, 복합재료 평판의 경우와는 달리 복합재료 튜브의 경우 온도변화에 따른 반경의 변화가 수반된다. 반경방향 열팽창계수 $\bar{\alpha}_r$ 는 다음과 같다.

$$\bar{\alpha}_r = \frac{\Delta r_i^{(0)}}{r_i^{(0)}\Delta T} \quad (21)$$

여기서 $r_i^{(0)}$ 과 $\Delta r_i^{(0)}$ 는 각각 ΔT 의 온도변화 후 복합재료 튜브의 안쪽 반경과 안쪽반경의 변화량이다. 횡방향 열팽창계수와 유사하게, 반경방향 열팽창계수 $\bar{\alpha}_r$ 은 종방향 열팽창계수 $\bar{\alpha}_{long}$ 와 90°의 위상차이를 보인다. $\bar{\alpha}_r$ 는 초기에는 양의 값에서부터 감소하다가, $\phi = 40^\circ$ 와 $\phi = 45^\circ$ 사이에서 0이 되며, $\phi = 60^\circ$ 근처에서 최소값을 가진다. 튜브의 반경이 두께에 비하여 커질수록 $\bar{\alpha}_r$ 은 평판의 횡방향 열팽창계수와 같아지게 된다. $[\pm\phi]_{nT}$ 앵글 플라이 튜브에서 섬유 각도가 $\phi \approx 45^\circ$ 이상이면 $\bar{\alpha}_r$ 이 음의 값을 가지게 되므로 온도가 증가함에 따라 반경방향으로 수축이 발생할을 유의해야 한다.

적층각도에 따라 변화하는 복합재료 튜브의 각 방향으로의 열팽창계수를 사용하여 다양한 적층각도에 대한 접착층의 잔류 열응력을 계산하였으며, Fig. 5에 대표적으로 반경방향응력(σ_r)과 전단응력(τ_{rz}) 분포를 나타내었다. 접착제의 경화온도가 80°C 이고 상온을 20°C 라 가정하여 $\Delta T = -60^\circ\text{C}$ 를 열하중으로 가하였다. 각 응력성분들은 적층각도가 증가함에 따라 점진적으로 증가하였고, 높은 적층각도에서는 접착층의 끝($z = 15\text{ mm}$)에 응력집중이 발생하였으며, 또한, 전단응력(τ_{rz})은 양쪽 끝에서 최대값을 나타내었다.

반경방향응력(σ_r)은 박리응력으로 작용한다는 사실에 유의해야 한다. 압축박리응력은 경계면의 크랙이 열리지 않도록 하기 때문에 접합부의 강도를 증가시킬 수 있지만, 인장박리응력은 크랙이 열리도록 도와주기 때문에 계면 파손을 유발시킬 수 있다. 낮은 적층각도에서는 접착층 전반에 걸쳐 압축반경방향응력이 작용하지만, 적층각도가 증가함에 따라 인장으로 변화되었으며, 심지어 $[\pm 45]_{nT}$ 인 경우에는 접착층의 끝에서 응력집중도 발생하였다.

적층각도가 증가함에 따라 접착제의 반경방향응력이 압축에서 인장으로 변하는 이유를 Fig. 4의 반경방향 열팽창계수의 변화를 통하여 설명할 수 있다. 낮은 적층각도에서는 상대적으로 큰 반경방향 열팽창계수를 가지기 때문에 $\Delta T = -60^\circ\text{C}$ 의 온도변화가 발생했을 때 반경방향으로의 수축이 발생하여 같이 수축하는 접착제의 반경방향응력을 감소시킨다. 하지만, 이와는 반대로 $\phi = 40^\circ$ 이상에서는 0 또는 음의 반경방향 열팽창계수를 가지기 때문에 온도변화에 따른 튜브의 반경의 변화가 없거나 심지어 팽창하게 되어 접착제의 수축을 구속하게 되고 결과적으로 접착제에 높은 반지름 방향 인장응력을 발생시키게 된다.

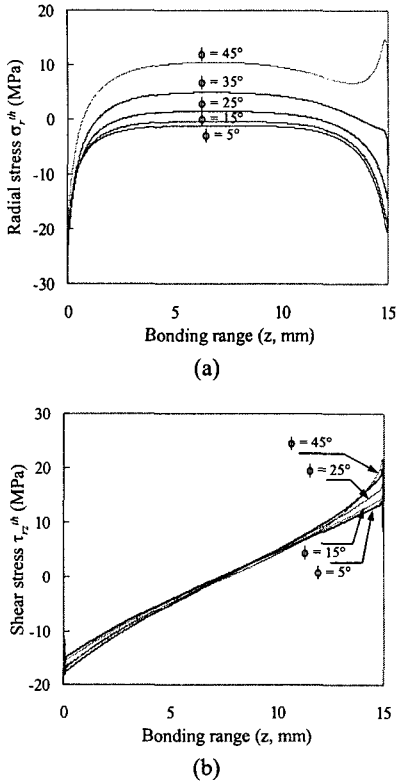


Fig. 5 Distribution of residual thermal stresses for various stacking angles ϕ in $[\pm\phi]_{NT}$ ($\Delta T = 60^\circ C$): (a) radial stress and (b) shear stress

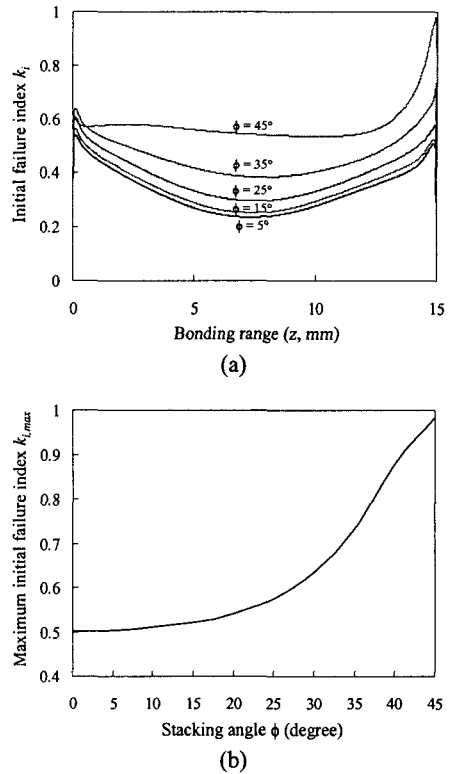


Fig. 6 (a) Distribution of the initial failure index for various stacking angles ϕ in $[\pm\phi]_{NT}$ (b) Variation of the maximum initial failure index with ϕ

Fig. 6 은 복합재료 외부 접착체의 적층각도에 따른 초기 파손지수 k_i 의 분포를 나타내고 있다. 적층각도가 증가함에 따라 초기 파손지수도 증가하며, 응력집중으로 인하여 최대 초기 파손지수는 접착층의 끝($z = 15mm$)에서 발생한다. Fig. 6(b)에 나타난 것과 같이 최대 파손지수는 $\phi = 15^\circ$ 까지는 점진적으로 증가하다가 그 이후에는 갑작스런 증가를 보였다. $\phi = 45^\circ$ 에서 최대 파손지수는 1 에 가까운 값을 나타내었으며, 이는 외부 토크가 작용하지 않아도 잔류 열응력으로 인한 초기 파손이 발생할 수 있다는 것을 의미한다. Fig. 5 와 Fig. 6 으로부터 복합재료 튜브의 적층각도는 접합부에 발생하는 잔류 열응력에 큰 영향을 미치고 결과적으로 접합부의 강도에도 영향을 미침을 알 수 있다.

접합부의 토크전달능력을 평가하기 위하여 Fig. 3 의 실험결과와 세가지 파손모드를 고려한 해석결과를 비교하여 Fig. 7 에 나타내었다. 접착체 파손모드가 섬유각도 $\phi = 10^\circ$ 이하의 실험결과와 잘 일치하는 반면, 계면 파손모드가 섬유각도 $\phi = 30^\circ$ 이상의 실험결과를 잘 설명해 준다. 잔류 열응력

의 영향으로 인하여 높은 적층각도에서는 계면 파손강도가 급격하게 감소되었다. 접착체의 두께가 0.1mm 일 때 잔류 열응력의 영향을 무시할 수 있는 강철-강철 접합부와는 달리,⁽⁴⁾ 같은 접착체 두께를 가지더라도 강철-복합재료 접합부의 경우 잔류 열응력의 영향은 적층각도에 의존한다. 따라서, 특히 복합재료 접착체를 사용하는 접합부를 설계할 경우 반드시 잔류 열응력의 영향을 고려해야 한다.

접착층 파손을 가정하는 경우, 예상대로 적층각도에 따라 토크전달능력은 증가하는 경향을 나타낸다. 섬유각도가 $\phi = 20^\circ$ 이하에서는 접착층의 파손이 발생하기 전에 복합재료 접착체의 바깥쪽 반경($r = r_{2o}$)에서 접착체 파손이 먼저 발생한다.

Fig. 6(b)와 Fig. 7 로부터 잔류 열응력으로부터 계산된 최대 초기파손지수 $k_{i,max}$ 가 0.52 보다 작은 값을 가지는 경우 다른 파손모드에 비해 접착층 파손모드가 지배적이라 가정할 수 있음을 알 수 있었다. 따라서, 보간함수 f_i 는 다음과 같이 $k_{i,max}$ 의 함수로 정의할 수 있다.⁽⁴⁾

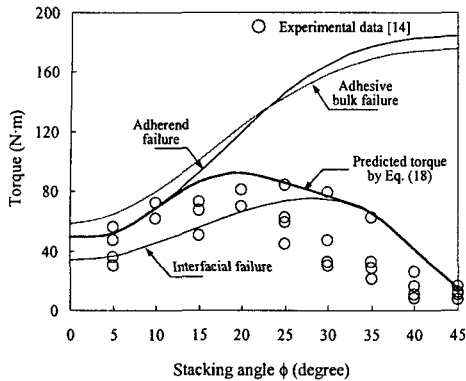


Fig. 7 Predicted torque capacities based on the failure criteria with the experimental data in Fig. 3

$$f_i = 1 \text{ when } k_{i,max} \leq 0.52 \quad (22a)$$

$$f_i = e^{-30(k_{i,max} - 0.52)} \text{ when } k_{i,max} > 0.52 \quad (22b)$$

f_i 와 $k_{i,max}$ 의 관계는 접착제와 접착체로 사용되는 재료에 따라 달라지게 된다. 식 (18)과 식 (22)로부터 예측된 토크전달능력을 Fig. 7에 함께 나타내었으며, 예측된 토크전달능력은 실험값과 약간의 오차를 보이지만, 대체적으로 잘 일치하였다.

5. 결론

열응력해석과 기계적 응력해석을 결합하여 복합재료 접착체를 가지는 튜브형 접합부의 토크전달능력을 예측하였다. 참고문헌의 강철-복합재료 접합부 실험결과와의 비교를 통하여 해석의 타당성을 검증하였다.

복합재료 튜브의 반경방향 열팽창계수는 적층각도에 따라 감소하는 경향을 가지기 때문에 잔류 열응력은 적층각도에 따라 증가하였다. 낮은 적층각도에서는 잔류 열응력의 영향을 무시할 수 있기 때문에 접착층의 파손이나 접착체의 파손이 발생하는 반면, 높은 적층각도에서는 큰 잔류 열응력으로 인하여 경계면에서 파손이 발생한다. 등방성 접착체를 가지는 접합부와는 달리, 접착체의 두께가 얇은 경우에도 적층각도가 증가함에 따라 잔류 열응력은 접합부의 강도에 큰 영향을 미친다. 본 논문에서 제안한 잔류 열응력과 기계적 응력을 결합한 해석방법은 복합재료를 접착체로 하는 튜브형 접합부의 토크전달능력을 대체적으로 잘 예측함을 알 수 있었다.

본 연구를 바탕으로 온도에 따른 열팽창계수, 접착제 및 접착체 물성의 변화, 접착체의 비선형성, 접착체의 두께, 접착길이, 복합재료의 종류 등

을 고려한 접합부의 강도 예측에 대한 연구가 지속되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Adams, R.D., and Peppiatt, N.A., 1977, "Stress Analysis of Adhesive Bonded Tubular Lap Joints," *J. Adhesion*, Vol. 9, pp. 1~18.
- (2) Alwar, R.S., and Nagaraja, Y.R., 1976, "Viscoelastic Analysis of an Adhesive Tubular Joint," *J. Adhesion*, Vol. 8, pp. 79~92.
- (3) Lee, D.G., Kim, K.S., and Lim, Y.T., 1991, "An Experimental Study of Fatigue Strength for Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joints," *J. Adhesion*, Vol. 35, pp. 39~53.
- (4) Lee, S.J., and Lee, D.G., 1992, "Development of a Failure Model for the Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joint," *J. Adhesion*, Vol. 40, pp. 1~14.
- (5) Lee, S.J., and Lee, D.G., 1995, "Optimal Design of the Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joint," *J. Adhesion*, Vol. 50, pp. 165~180.
- (6) Choi, J.H., and Lee, D.G., 1994, "The Torque Transmission Capacities of the Adhesive Tubular Lap Joint," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 18, pp. 85~92.
- (7) Lee, S.J., and Lee, D.G., 1994, "An Analytic Study of the Adhesively Bonded Tubular Double Lap Joint," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 18, pp. 1412~1420.
- (8) Lee, S.J., and Lee, D.G., 1995, "An Iterative Solution for the Torque Transmission Capability of Adhesively Bonded Tubular Single Lap Joints with Nonlinear Shear Properties," *J. Adhesion*, Vol. 53, pp. 217~227.
- (9) Lee, D.G., and Oh, J.H., 1999, "Nonlinear Solution for the Adhesively Bonded Tubular Double Lap Joint with Nonlinear Shear Properties of Adhesive," *Trans. of the KSME (A)*, Vol. 23, pp. 1732~1740.
- (10) Thomsen, O.T., and Kildegaard, A., 1990, "Analysis of Adhesive Bonded Generally Orthotropic Circular Shells," *Proceedings of the Fourth European Conference of Composite Materials*, Stuttgart, Germany, pp. 723~729.
- (11) Chon, C.T., 1982, "Analysis of Tubular Lap Joint in Torsion," *J. Composite Materials*, Vol. 16, pp. 268~284.
- (12) El-hady, F.A., and Kandil, N., 2002, "Optimization of Tubular Double Lap Joint Configuration," *Polymer Composites*, Vol. 23, pp. 934~941.
- (13) Oh, J.H., 2006, "Nonlinear Analysis of Adhesive Tubular Joints with Composites Adherends subject to Torsion," *J. of the KSCE*, Vol. 19, pp. 29~36.
- (14) Choi, J.K., and Lee, D.G., 1995, "Torque Transmission Capabilities of Bonded Polygonal Lap Joints for Carbon Fiber Epoxy Composites," *J. Adhesion*, Vol. 48, pp. 235~250.
- (15) Herakovich, C.T., 1998, *Mechanics of Fibrous Composites*, New York: John Wiley & Sons, Inc.