

## 論文

## 간이 성형장치에 의해 제작된 복합재 원통셀의 진동특성평가

한병기\* · 유택인\*\* · 이성희\*\*\* · 이재원\*\*\*\*

## A Study of Vibration Characteristics of Cylindrical Composite Shells Manufactured in Present Laboratory

B.K. Han\*, T.I. Yu\*\*, S.H. Lee\*\*\* and J.W. Lee\*\*\*\*

## ABSTRACT

In this study, the vibration analysis and modal tests of cylindrical composite shells which are manufactured with various stacking sequences in present laboratory were conducted under the free-free and clamped-clamped boundary conditions. Natural frequencies and mode shapes of these specimens were experimentally obtained and their results are compared with theoretical and FEM results. Both results are in good agreement, which confirm the usefulness of proposed manufacturing method for cylindrical composite shells.

## 초 록

본 연구에서는 직접 설계 제작된 금형을 사용하여 임의의 적층각을 갖는 복합재 원통셀을 제작하였으며, 양단자유와 양단고정 경계조건에 대한 진동해석 및 모드시험을 수행하였다. 실험으로부터 구해진 고유진동수와 모드형상 결과를 이론 및 유한요소해석 결과와 비교하였고 서로 잘 일치함을 확인하였다. 따라서 이러한 결과로부터 본 연구의 복합재 원통셀을 제작방법이 실험실 수준에서 손쉽게 고품질의 복합재 원통셀을 제작하는 성형법 연구에 기여할 수 있음을 알 수 있었다.

## 1. 서 론

근래 각종 대형구조물의 붕괴사고로 인하여 기계, 건축, 토목 등의 산업전반에 걸쳐 구조부재의 설계와 제작시공에 있어서 안전문제를 최우선으로 취급하고 있으며, 거의 대부분의 구조부재에 대한 해석은 최적설계

로 경량성 및 경제성을 높이면서 부하능력의 극대화를 추구하고 있다. 원통셀은 기하학적 형상이 비교적 단순하지만 중량에 비해 높은 강성을 가질 뿐만 아니라 굽힘 및 비틀림 하중에도 우수한 구조적 특성을 가지고 있다. 원통셀 구조부재는 항공, 우주, 선박 등의 수송장비와 토목, 건축분야에서 하중지지용 1차 구조부재로

\* 홍익대학교

\*\* 한국산업기술대학교

\*\*\* 홍익대학교 과기연

\*\*\*\* 삼성중공업

사용되고 있으며, 화학공장, 파이프라인 등의 산업설비에도 널리 쓰이고 있다. 구조재의 진동특성은 구조재의 동적 특성을 파악하는데 매우 중요하다. 부재에 동적인 힘이 가해졌을 때 안정성 및 진동특성 등은 고유진동수 및 진동모드에서 직접 또는 간접적으로 구할 수 있다.

복합재에서는 적층순서를 바꾸어 줌으로써 재료의 특성변화를 줄 수 있으므로 우수한 진동감쇠특성을 얻을 수 있다. 즉 항공우주 구조물과 같은 공기역학적이거나 접합적 감쇠를 기대할 수 없는 구조물에서는 부재 자체의 감쇠기구(damping mechanism)를 파악하여 진동응답특성을 제어하거나 높은 고유진동성을 부여할 수도 있다. 그러므로 복합재 원통셀의 구조설계에서 구조물의 진동감쇠와 강성을 높이기 위한 최적조건을 구하거나, 또는 진동모드해석, 감도해석을 통하여 공진 진동수를 피하거나 진동의 전달정도를 차단함으로써 안정성을 도모할 수 있다.

원통셀의 진동해석에 대한 연구를 살펴보면 1948년 Arnold와 Warburton[1]을 효시로 하여 많은 연구가 수행되었다. 특히 근래 Koga[2~3]는 원통셀 자유진동해석에서 모든 가능한 경계조건의 조합을 고려하였으며 경계조건이 양단 자유인 셀의 해석에서 기존에 잘 알려진 Rayleigh와 Love 모드 외에 이것들의 선형 조합된 새로운 진동형태를 해석적으로 구하였으며 실험적으로 입증해 보였다. 그리고 원통셀의 고유진동수를 쉽게 구할 수 있는 근사식을 제시하여 설계에 활용할 수 있도록 하였다. Dong[4]은 얇은 직교 이방성 원통셀의 고유진동특성에 대하여 고찰하였다. 여기서 Dong은 Donnell 이론을 사용하여 초기인장하중이 원통셀의 진동특성에 미치는 영향에 대해서도 연구하였으며, 이 이론은 판의 진동특성해석에도 적용될 수 있음을 보였다. 한편 국내에서는 이영신[5~7]등이 직교 이방성 복합재료 원통셀의 진동방정식을 Sanders, Love, Donnell의 셀 이론에 기초하여 각각 유도하였고, 이를 비교 검토함으로써 실제설계에 사용이 유용한 해석방법을 제시하였다. Han[8~9]은 복합재 원통셀의 최적설계를 위하여 적층순서(stacking sequence) 등 중요한자들이 하중지지능력에 미치는 영향을 평가함으로써 설계에 응용될 수 있도록 하였다.

본 연구에서는 본 연구자가 설계한 간이 금형을 이용하여 복합재 원통셀 시편을 제작하였고, 진동실험을 수행하여 복합재 원통셀의 경계조건에 따른 고유진동수, 진동모드에 대한 실험값을 구하였다. 얻어진 실험값

을 이론해석 결과 및 유한요소법을 이용한 수치해석 결과와 비교함으로써 제작된 시편의 신뢰성을 평가하고자 한다. 복합재 원통셀은 복합재의 적층각도 변화에 따라 강성이 크게 변하므로 이러한 영향에 대해서도 함께 고찰하여 원통셀의 설계에 대한 기본자료로 활용될 수 있도록 하고자 한다.

## 2. 이 론

직접 제작된 적층 복합재 원통셀의 고유진동수를 구하기 위해 Donnell의 운동방정식과 Rayleigh-Ritz법을 사용하여 진동수 방정식을 유도하였다. 우선, 적층판의 구성방정식은 다음과 같다.

$$\left\{ \frac{N_i}{M_i} \right\} = \left[ \begin{array}{cc} A_{ij} & B_{ij} \\ B_{ij} & D_{ij} \end{array} \right] \left\{ \begin{array}{c} \epsilon_j^0 \\ \kappa_j \end{array} \right\} \quad (1)$$

여기서,  $A_{ij}$ ,  $B_{ij}$ ,  $D_{ij}$  는 각각 신장(extensional), 연계(coupling) 그리고 굽힘 강성(bending stiffness)을 의미하며 다음과 같이 정의된다.

$$(A_{ij}, B_{ij}, D_{ij}) = \sum_{k=1}^n Q_{ij}^{(k)} \left\{ (h_k - h_{k-1}), \frac{1}{2} (h_k^2 - h_{k-1}^2), \frac{1}{3} (h_k^3 - h_{k-1}^3) \right\}, (i, j=1, 2, 6) \quad (2)$$

여기서,  $Q_{ij}^{(k)}$ 는 k번째 적층판의 탄성계수으로써 다음과 같다.

$$Q_{11} = E_1 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), Q_{12} = E_2 \nu_{12} / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), Q_{22} = E_2 / (1 - \nu_{12}\nu_{21}), Q_{66} = G_{12} \quad (3)$$

적층 복합재 원통셀의 변형률-변위관계식은 다음과 같다.

$$\epsilon_x = \epsilon_x^0 + z\kappa_x, \epsilon_\theta = \epsilon_\theta^0 + z\kappa_\theta, \gamma_{x\theta} = \gamma_{x\theta}^0 + z\kappa_{x\theta} \quad (4)$$

$$\epsilon_x^0 = \frac{\partial u}{\partial x}, \epsilon_\theta^0 = \frac{\partial v}{R\partial \theta} + \frac{w}{R}, \gamma_{x\theta}^0 = \frac{\partial v}{\partial x} + \frac{\partial u}{R\partial \theta}$$

$$\kappa_x = -\frac{\partial^2 w}{\partial x^2}, \kappa_\theta = -\frac{1}{R^2} \frac{\partial^2 w}{\partial \theta^2}, \kappa_{x\theta} = -\frac{1}{R} \frac{\partial^2 w}{\partial x \partial \theta} \quad (5)$$

전단변형 효과가 무시된 적층된 원통셀의 변형에너지  $U$ 는

$$U = \int_0^{2\pi} \int_0^L \left\{ \frac{1}{2} N_x \epsilon_x^0 + \frac{1}{2} N_\theta \epsilon_\theta^0 + N_{\theta\theta} \epsilon_{\theta\theta}^0 + \frac{1}{2} M_x \kappa_x + \frac{1}{2} M_\theta \kappa_\theta + M_{\theta\theta} \kappa_{\theta\theta} \right\} R d\theta dx \quad (6)$$

이며, 식 (1)을 식 (6)에 대입하고 정리하면

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^L \left\{ \begin{aligned} &A_{11} \epsilon_x^0 + 2A_{12} \epsilon_x^0 \epsilon_\theta^0 + A_{22} \epsilon_\theta^0 + A_{66} \gamma_{x\theta}^0 \\ &+ 2B_{11} \epsilon_x^0 \kappa_x + 2B_{12} (\epsilon_x^0 \kappa_\theta + \epsilon_\theta^0 \kappa_x) + 2B_{22} \epsilon_\theta^0 \kappa_\theta + 4B_{66} \gamma_{x\theta}^0 \kappa_{x\theta}^0 \\ &+ D_{11} \kappa_x^2 + 2D_{12} \kappa_x \kappa_\theta + D_{22} \kappa_\theta^2 + 4D_{66} \kappa_{x\theta}^2 \end{aligned} \right\} R d\theta dx \quad (7)$$

이다. 복합재 원통셀이 대칭 적층일 경우는  $B_{ij}=0$  이므로 식 (7)은 다음과 같이 간단히 표현된다.

$$U = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^L \left\{ A_{11} \epsilon_x^0 + 2A_{12} \epsilon_x^0 \epsilon_\theta^0 + A_{22} \epsilon_\theta^0 + A_{66} \gamma_{x\theta}^0 + D_{11} \kappa_x^2 + 2D_{12} \kappa_x \kappa_\theta + D_{22} \kappa_\theta^2 + 4D_{66} \kappa_{x\theta}^2 \right\} R d\theta dx \quad (8)$$

또한 운동에너지  $T$ 는 다음과 같이 표현된다.

$$T = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^L \rho_T [\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2] R d\theta dx \quad (9)$$

여기서,  $\dot{u}^2$ ,  $\dot{v}^2$ ,  $\dot{w}^2$ 는 변위의 시간에 대한 미분을 의미하며,  $\rho_T$ 는 단위표면적당의 질량밀도로서 다음과 같다.

$$\rho_T = \sum_{k=1}^n \rho_k (h_k - h_{k-1}) \quad (10)$$

한편, 적층 복합재 원통셀의 진동형은 원주방향으로 주기적이며, 길이방향으로는 동일한 양단경계조건을 가진 보의 변위와 유사하게 볼 수 있으므로 변위  $u$ ,  $v$ ,  $w$ 는 다음과 같이 가정할 수 있다.

$$(u, v, w) = [U_0 \phi_m(x) \cos n\theta \cos \omega t, V_0 \phi_m(x) \sin n\theta \cos \omega t, W_0 \phi_m(x) \cos n\theta \cos \omega t] \quad (11)$$

여기서,  $\phi_m(x)$ 은  $\phi_m$ 의  $x$ 에 대한 미분,  $U_0$ ,  $V_0$ ,  $W_0$ 는 각 변위에 대한 진폭상수,  $\phi_m(x)$ 은 경계조건을 만족시키는 보의 특성함수를 의미하며 경계조건에 따라 다음과 같다.

$$\phi_m(x) = \cosh \beta_m x + \cos \beta_m x - \sigma_m (\sinh \beta_m x + \sin \beta_m x): \text{free-free} \quad (12-a)$$

$$\phi_m(x) = \cosh \beta_m x - \cos \beta_m x - \sigma_m (\sinh \beta_m x - \sin \beta_m x): \text{clamped-clamped} \quad (12-b)$$

$$\sigma_m = (\cosh \beta_m L - \cos \beta_m L) / (\sinh \beta_m L - \sin \beta_m L) \quad (12-c)$$

식 (5), (11)을 식 (8), (9)에 대입하고 Rayleigh-Ritz 변분법을 적용한 후 정리하면  $U_0$ ,  $V_0$ ,  $W_0$ 에 대한 3개의 연립방정식을 얻는다. 이 방정식이 유용한 해를 가지기 위해서는 행렬식이 0이 되어야 하므로 이를 표현하면 다음과 같다.

$$\det[C_{ij}] = 0, (i, j = 1, 2, 3) \quad (13)$$

여기서  $C_{ij}$ 는

$$\begin{aligned} C_{11} &= \beta_m^2 R A_{11} + n^2 I_2 A_{66} - \rho_T I_2 R^2 \omega^2, C_{12} = -n \beta_m R (-I_1 A_{12} + I_2 A_{66}), C_{13} = R \beta_m I_1 A_{12} \\ C_{22} &= n^2 A_{22} + I_2 \beta_m^2 R^2 A_{66} - \rho_T R^2 \omega^2, C_{23} = n A_{22} \\ C_{33} &= A_m + \beta_m^4 R D_{11} - 2n^2 I_1 \beta_m^2 D_{22} + (n^4 / R^3) D_{22} + 4n^2 I_1 \beta_m^2 D_{66} - \rho_T R^2 \omega^2 \end{aligned}$$

이며,  $I_1$ ,  $I_2$ 는 Felgar[10]에 의해 계산된 적분 상수로써 다음과 같다.

$$I_1 = \frac{1}{L} \int_0^L \phi_m''(x) \phi_m(x) dx, I_2 = \frac{1}{L} \int_0^L (\phi_m'(x))^2 dx$$

식 (13)을 정리하면 다음과 같은 3차 방정식을 얻는다.

$$\Omega^3 - \eta_1 \Omega^2 + \eta_2 \Omega - \eta_3 = 0 \quad (14)$$

여기서,  $\Omega = \rho_T R^2 \omega^2$ 이며  $\eta_1$ ,  $\eta_2$ ,  $\eta_3$ 는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \eta_1 &= C_{11}/I_2 + C_{22} + C_{33} \\ \eta_2 &= -(C_{12}^2 + C_{13}^2 + I_2 C_{23}^2 - I_2 C_{22} C_{33} - C_{11} C_{22})/I_2 \\ \eta_3 &= -(C_{12}^2 C_{33} - C_{23}^2 C_{11} - I_2 C_{23}^2 + C_{11} C_{22} C_{33} + 2C_{12} C_{23} C_{13})/I_2 \end{aligned}$$

식 (14)를 3차 방정식의 해법[11]으로 풀면 다음과 같은 3개의 근을 얻는다.

$$\begin{aligned} \Omega_1 &= 2S \left[ \cos \left( \frac{\alpha}{3} \right) \right] + \frac{1}{3} \eta_1, \Omega_2 = 2S \left[ \cos \left( \frac{\alpha}{3} + 120^\circ \right) \right] + \frac{1}{3} \eta_1, \\ \Omega_3 &= 2S \left[ \cos \left( \frac{\alpha}{3} + 240^\circ \right) \right] + \frac{1}{3} \eta_1 \end{aligned} \quad (15)$$

여기서 식 (15)의 각각의 상수는 다음과 같다.

$$S = \sqrt{\left( \frac{1}{3} \hat{R} \right)}, \alpha = \cos^{-1} \left( -\frac{\hat{Q}}{2\hat{T}} \right), \hat{R} = \frac{1}{3} \eta_1 - \eta_1, \hat{Q} = \frac{1}{3} \eta_1 \eta_2 - \eta_3 - \frac{2}{27} \eta_1^3, \hat{T} = \sqrt{\left( \frac{1}{27} \hat{R}^3 \right)}$$

Table 1. Material properties of prepreg USN125

$E_{11}$	111	GPa
$E_{22}$	7	GPa
$G_{12}$	4.7	GPa
$\nu$	0.28	
$\rho$	1500	kg/m <sup>3</sup>

식 (15)의 결과를  $\Omega = \rho r R^2 \omega^2$ 에 대입하면 복합재 원통셀의 각 방향에 대한 고유진동수를 얻게 된다.

### 3. 복합재 원통셀의 제작 및 진동실험

본 연구에서는 기존의 필라멘트 와인딩법에 비하여 보다 양호한 복합재 원통셀을 간단한 장비로 성형할 수 있는 금형을 직접 설계 제작하였다. 본 금형의 특징은 금형 외주에 전열선을 장착하고 열전대로 금형의 온도를 측정하면서 금형의 온도를 제어할 수 있도록 하였다. 금형의 내부에 삽입된 실리콘 고무튜브에 공기압을 가하여 적층소재가 금형에 밀착되도록 하였으며, 금형 측면에 진공펌프를 설치하여 성형과정에서 발생되는 gas와 과다수지를 배출할 수 있도록 하였다. 이 방법은 일종의 새로운 미니클레이브 방법으로써 원통셀을 구조부재를 제작하는 기존의 방법과 비교할 때 필라멘트 와인딩법보다 섬유함유율이 우수하며, 오토클레이브 방법보다는 제작비가 저렴하다. 따라서 양질의 복합재 원통셀을 임의의 적층순서로 제작이 용이하므로 소량생산 및 실험실에서의 시편 제작이 유용하다. 이렇게 설계 제작된 금형 및 복합재 원통셀 성형을 위한 장치구성을 Fig. 1에서 보여주고 있다.

이때 사용된 프리프레그는 선경 인더스트리의 USN125로 물성치는 Table 1에 제시하였고, 제작된 시편에 관한 자료는 Table 2에서 보여주고 있다.

제작된 복합재 원통셀의 고유진동수, 진동모드 및 감쇠를 구하기 위해 Fig. 2에서 보여주는 장치를 구성하여 진동실험 및 모드해석을 수행하였다. 이때 사용된 각각의 실험장비에 대한 사양은 Table 3에 제시하였다. 임팩트 해머로 가속도계가 부착된 복합재 원통셀의 각 절점을 가진 시키면 신호는 증폭기를 통하여 FFT로 전송된 후 모드해석이 수행된다.

본 실험에서는 실험의 제약성을 고려하여 양단자유, 양단고정의 경계조건을 선택하였고, 가능한 한 실험적 경계조건이 이론적 경계조건에 부합할 수 있도록 주의하였다. 양단자유의 경계조건을 만족시키기 위해 Fig.

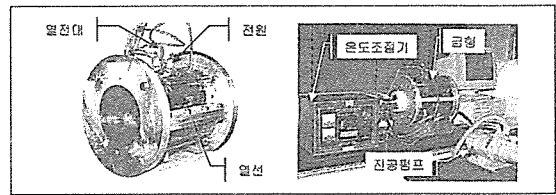


Fig. 1. Photograph of mold and setup

3(a)에서 보듯이 복합재 원통셀 양끝 단을 훅(hook) 모양의 핀으로 점지지 하고 고무줄 등으로 핀을 트러스 프레임에 매달았다.

Table 2. Configurations of manufactured specimens (unit : mm)

(a) : $[\theta_2/(\theta-90)_2]_{2S}$				
Specimen number	Stacking sequence	Length	Radius	Thickness
SC15A	$[15_2/-75_2]_{2S}$	234	74.33	1.84
SC15B	$[15_2/-75_2]_{2S}$	234	74.34	1.83
SC15C	$[15_2/-75_2]_{2S}$	232	74.30	1.83
SC30A	$[30_2/-60_2]_{2S}$	235	74.36	1.83
SC30B	$[30_2/-60_2]_{2S}$	227	74.35	1.80
SC30C	$[30_2/-60_2]_{2S}$	231	74.30	1.83
SC45A	$[45_2/-45_2]_{2S}$	231	74.33	1.79
SC45B	$[45_2/-45_2]_{2S}$	230	74.34	1.83
SC45C	$[45_2/-45_2]_{2S}$	236	74.34	1.82
SC60A	$[60_2/-30_2]_{2S}$	236	74.32	1.86
SC60B	$[60_2/-30_2]_{2S}$	228	74.35	1.80
SC60C	$[60_2/-30_2]_{2S}$	232	74.30	1.83
SC75A	$[75_2/-15_2]_{2S}$	235	74.31	1.84
SC75B	$[75_2/-15_2]_{2S}$	230	74.26	1.89
SC75C	$[75_2/-15_2]_{2S}$	224	74.36	1.83

(b) : $[\theta_2/\theta_2]_{2S}$				
Specimen number	Stacking sequence	Length	Radius	Thickness
SA15A	$[15_2/-75_2]_{2S}$	257	75.00	1.80
SA15B	$[15_2/-75_2]_{2S}$	239	75.50	1.80
SA30A	$[30_2/-30_2]_{2S}$	245	75.50	1.83
SA30B	$[30_2/-30_2]_{2S}$	246	75.50	1.83
SA45A	$[45_2/-45_2]_{2S}$	258	75.48	1.95
SA45B	$[45_2/-45_2]_{2S}$	260	75.48	1.94
SA60A	$[60_2/-60_2]_{2S}$	232	75.50	1.98
SA60B	$[60_2/-60_2]_{2S}$	224	75.50	1.98
SA75A	$[75_2/-75_2]_{2S}$	226	75.00	2.02

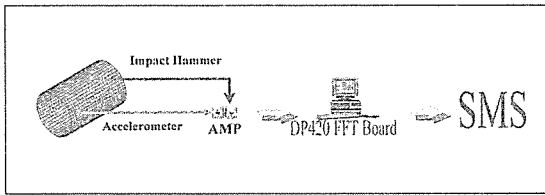


Fig. 2. Experiment setup for the vibration and modal test of cylindrical composite shells

Table 3. Specifications of apparatus for vibration and modal test

Items	Specification
FFT Analyzer	DP420 Data Acquisition System SD380 Signal Analyzer
Impact hammer	PCB 086C03
Accelerometer	ONO SOKKI 501277, Dytran 3105A The Star System
Modal analysis software	SMS(Structural Measurement System)

또한 모드해석에 필요한 노드(node)점 선정은 실험의 제약성을 고려하면서도 원주방향모드를 관찰할 수 있도록 시편의 원주방향으로 24개의 노드를 주었으며, 길이방향으로는 4개의 노드만을 주었다. 따라서 원통셀 시편의 전체 절점(nodal point) 수는 96이 된다. 양단 고정 경계조건인 경우는 Fig. 3(b)에서와 같이 알루미늄 봉재를 가공하여 복합재 원통셀 시편이 고정되도록 지그를 제작하였다. 원통셀 시편과 알루미늄 지그는 주철제 직각스퀘어를 사용하여 베이스에 고정되었다. 주철은 진동을 상당히 흡수할 수 있는 재질이며, 복합재 원통셀에 비하여 주철제 직각스퀘어의 중량과 강성을 상대적으로 매우 크게 함으로써 실험에 미치는 영향을 최소화하였다. 그리고 복합재 원통셀과 알루미늄 지그의 접착에는 HYSOL사의 EA9460제품을 사용하였으며, 최대의 접착력을 얻기 위해 접착부위를 사포로

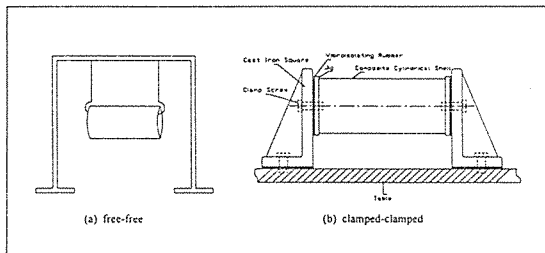


Fig. 3. Experiment setup for the vibration test of cylindrical composite shells with free-free and clamped-clamped boundary conditions

표면처리한 후 이물질을 제거하였으며, 전기로에서 70℃상태로 120분 동안 가열하여 양호한 접착상태를 얻었다. 그리고 양단자유인 경우와는 달리 모드형상을 좀더 세밀히 관찰하기 위해 노드의 수를 증가시켜 실험을 수행하였다. 즉 원통셀의 원주방향으로 16개의 노드와 길이방향으로 7개의 노드를 부여하여 각 시편에 112개의 노드를 부여하였다. 이와 같이 준비된 시편을 Fig. 3(b)와 같이 고정하였으며, 이때 진동절연을 하기 위해 각 체결부위에 방진고무를 삽입하여 실험을 수행하였다.

#### 4. 유한요소해석 모델링

복합재 원통셀의 적층순서 변화에 따른 고유진동수 및 진동모드를 구하기 위하여 ANSYS와 NASTRAN을 이용하여 유한요소해석을 수행하였다. 해석에 사용된 모델의 기하학적 형상 및 좌표계는 Fig. 4와 같다.

해석 모델의 물성값(Table 1)은 제작된 시편과 동일한 값을 사용하였고, 치수(Table 2)는 적층순서가  $[2/(-90)2]_{2s}$ (이후 직교적층이라고 함)인 경우 시편의 길이편차가 작으므로  $L$ 을 230 mm로 고정하여 유한요소 해석을 수행하였으며, 적층순서가  $[2/-2]_{2s}$ (이후 사교적층이라고 함)인 경우는 시편의 길이편차 상당히 심하여 각각의 시편 길이로 유한요소 해석을 수행하였다. 유한요소해석에서 전체요소의 수를 결정하기 위한 수렴성 결과를 Fig. 5에서 보여주고 있다. 그림에서  $m, n$ 은 복합재 원통셀의 길이방향과 원주방향의 주름수(wave number)를 나타내며,  $N_m, N_n$ 은 길이방향과

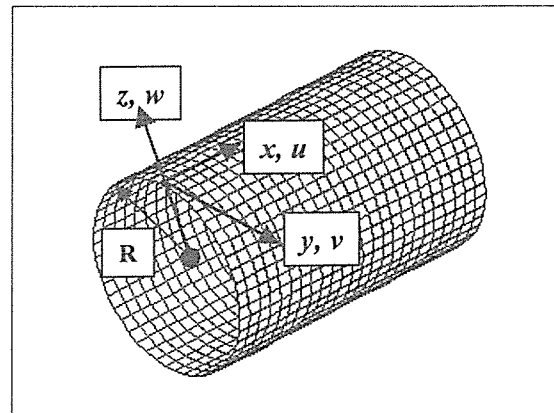


Fig. 4. The geometry and coordinate system of FEM model

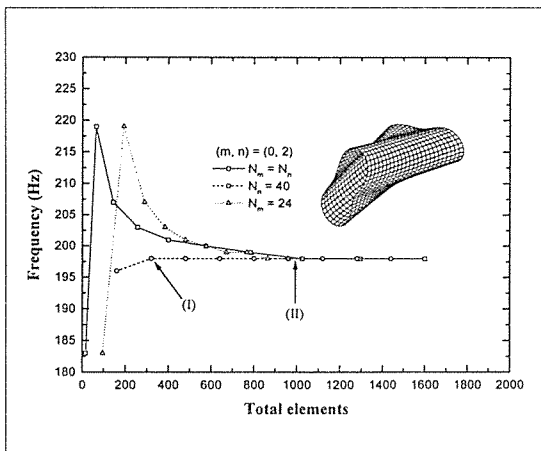


Fig. 5. Convergence of natural frequencies vs. total element number ( $L=230$  mm,  $R=75$  mm,  $h=2$  mm,  $[30_2/-60_2]_{2s}$ , USN125,  $N_m$ : number of longitudinal elements,  $N_n$ : number of circumferential elements)

원주방향의 요소 분할 수 그리고 I, II는 요소분할 방법에 따른 수렴된 위치를 표시한다. 요소분할에 따른 수렴성 결과를 살펴보면  $N_m$ ,  $N_n$ 을 같은 비율로 증가시킨 경우는 총 요소수가 1000이상이어야 고유진동수가 수렴된(II)을 알 수 있고,  $N_n$ 을 24개로 고정하고  $N_m$ 을 증가시킨 경우도 마찬가지로의 결과를 보이고 있다. 그러나  $N_n$ 을 40으로 고정시키고  $N_m$ 을 증가시켰을 때의 고유진동수 해석 결과는 위의 경우보다 훨씬 적은 요소수(I)에서도 이미 수렴됨을 알 수 있다. 따라서 본 연구에서 제작된 시편 형상의 경우는 길이방향보다는 원주방향요소를 세분함으로써 해석에 필요한 총 요소수를 줄일 수 있음을 알 수 있다.

## 5. 비교 및 고찰

### 5.1 수치해 및 검토

이론해의 신뢰성을 검증하기 위해 등방성 원통셀의 각 길이방향 주름수( $m$ )에 대해 원주방향의 주름수( $n$ ) 변화에 따른 고유진동수 변화를 유한요소 해석에 의한 결과와 비교하여 Fig. 6에 제시하였다. 이때, 기하학적 형상 및 물성치는 각각  $L=230$  mm,  $R=75$  mm,  $h=2$  mm,  $E=71$  GPa,  $\nu=0.3$ ,  $\rho=2710$  kg/m<sup>3</sup>이고 경계조건은 양단고정이다. 결과에서 보듯이 각 길이방향의 진동 모드에 대하여 최소의 고유진동수를 발생시키는 원주방향 진동모드수가 존재함을 알 수 있으며, 원주방향

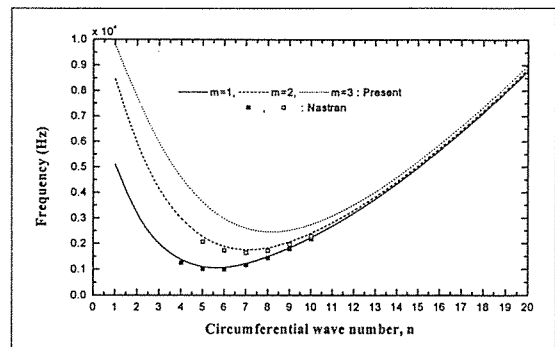


Fig. 6. Comparisons of results ( $L=230$  mm,  $R=75$  mm,  $h=2$  mm,  $E=71$  GPa,  $\nu=0.3$ ,  $\rho=2710$  kg/m<sup>3</sup>, clamped-clamped)

진동 모드수가 증가하면 각 길이방향의 진동모드에 대한 고유진동수의 차이가 적어짐을 볼 수 있다.

### 5.2 수치결과와 실험결과와의 비교 및 고찰

본 연구에서 직접 제작된 복합재 원통셀의 진동실험 및 모드해석 결과를 이론 및 유한요소 해석결과와 비교하였다. 직교적층 복합재 원통셀은 경계조건을 양단자유로 하였고, 사교적층 복합재 원통셀의 경우는 양단고정으로 하였다. 우선 양단자유인 경계조건에서 복합재 원통셀이 적층순서가 변함에 따른 고유진동수 변화 결과를 Fig. 7에서 보여준다.

이때 진동 모드수의 선정은 가장 낮은 고유진동수로부터 순차적으로 번호를 부여하였다. 여기서 ANSYS에 의한 진동수 결과는 8-node shell 99요소를 사용하여 원주방향으로 16등분, 길이방향으로 8등분, 총 128개의 요소로 해석한 결과이며, NASTRAN에 의한 결과는  $G_{13}=0$ ,  $G_{23}=0$ 로 하여 수행한 결과이다. 전체적으로는 각 결과들이 서로 잘 부합함을 볼 수 있으며, 특히 1차, 3차 모드의 경우는 적층 순서  $[35_2/-55_2]_{2s}$  부근에서 최소의 고유진동수를 보임을 알 수 있는데, 이러한 결과는 원주방향의 강성( $D_{22}$ )이 원통셀의 진동수에 가장 지배적이기 때문이다. 2차와 4차 모드에서는 유한요소해석에 의한 진동수 결과가 실험에 의한 진동수 결과보다 다소 높게 평가되었는데, 이러한 이유는 ANSYS의 경우는 사용한 프로그램의 총 요소수 제한으로 인해 제한범위 내에서 최대한 요소 분할을 하였음에도 불구하고 충분한 요소분할이 되지 못하였기 때문이라고 생각된다. 또한 NASTRAN의 경우는 해석 모델의 물성치 입력과정에서  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ 의 정확한 값을 제공받지 못하여 이 값들을 무시한 상태에서 해석을

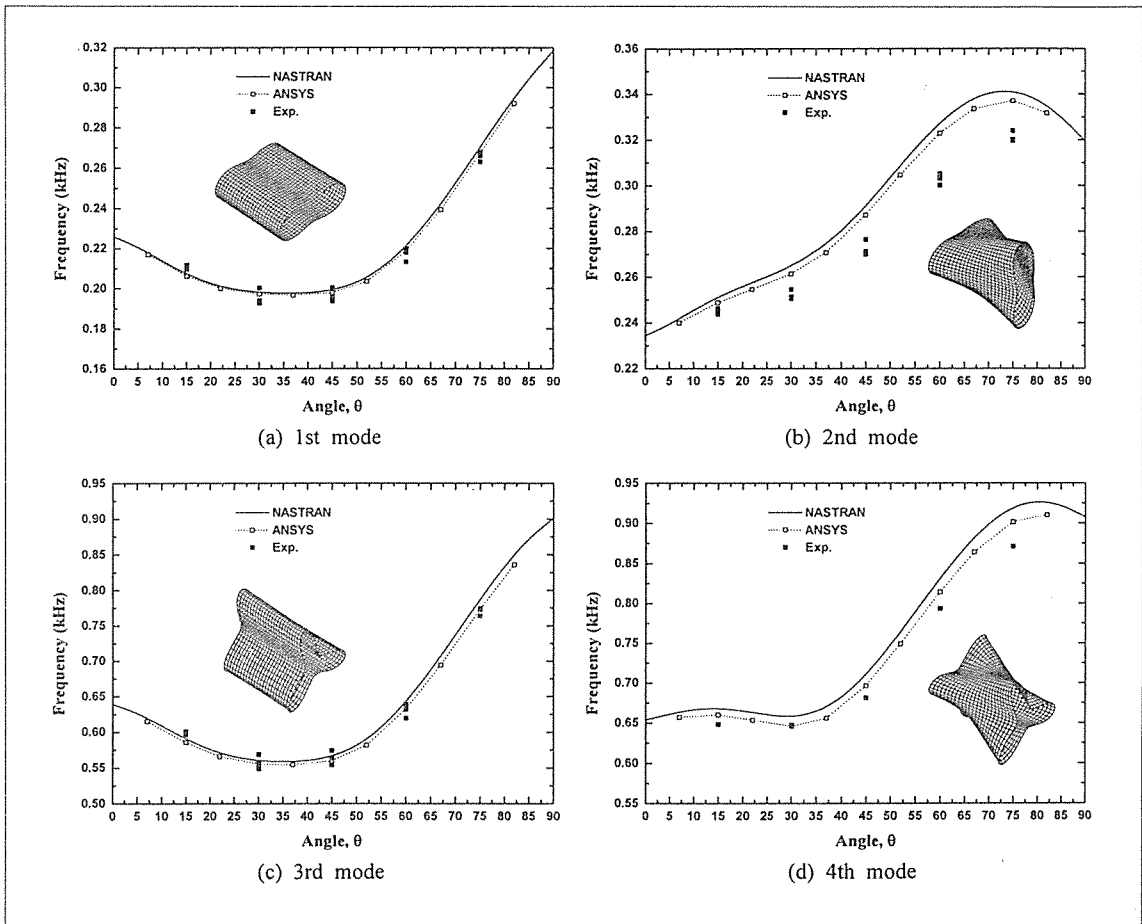


Fig. 7. Comparisons of natural frequency variations of cylindrical composite shells between experimental and numerical results(free-free b.c.,  $[\theta_2/(\theta-90)]_{2s}$ )

수행하였기 때문에 해석결과들이 다소 높은 값을 보이고 있는 것으로 생각된다. 그러나  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ 의 값을 각각  $G_{12}$ ,  $G_{12/2}$ 로 가정하여 입력하고 수행해 본 결과 실험결과를 잘 따라감을 확인할 수 있었다. 따라서  $G_{13}$ ,  $G_{23}$ 의 정확한 값을 사용한다면 보다 실험결과에 부합하는 결과를 얻을 수 있을 것이다. Fig. 8에서는 대표적인 진동모드형상 비교 결과를 보여주고 있으며, 이때의 적층순서는  $[30_2/-60_2]_{2s}$ 이다. 또한 복합재 원통셴의 적층각 변화에 따른 일차와 삼차의 앞면과 뒷면 원주방향의 모드형상 변화를 Fig. 9에서 보여주고 있으며, 그림에서 보듯이 적층각에 따라 일정하게 변함을 볼 수 있다. 이는 적층순서에 따라 적층셴의 각 방향강성(특히  $D_{26}$ )이 변하기 때문이다.

한편 사교적층 복합재 원통셴의 양단고정 경계조건에 대한 진동수 결과 비교를 Fig. 10에서 보여주고 있다. 실험결과가 수치결과보다 다소 낮게 측정된 것은 실험에서의 양단고정 경계조건이 완전하지 못하였기 때문이다. 그러나 이러한 점을 감안할 때 각 적층순서에서 원주방향 주름수 변화에 따른 고유진동수의 변화 경향이 일치함을 볼 수 있다. 또한 각 적층순서에 대하여 최소의 고유진동수를 발생시키는 원주방향 주름수가 존재함을 알 수 있다. Fig. 11에서는 적층순서가  $[45_2/-45_2]_{2s}$ 인 복합재 원통셴의 모드시험 결과와 NASTRAN을 이용한 유한요소 진동해석에 의한 모드형상 결과를 비교하고 있으며, 그림에서 보듯이 서로 잘 일치하고 있음을 볼 수 있다. 따라서 진동실험, 모드

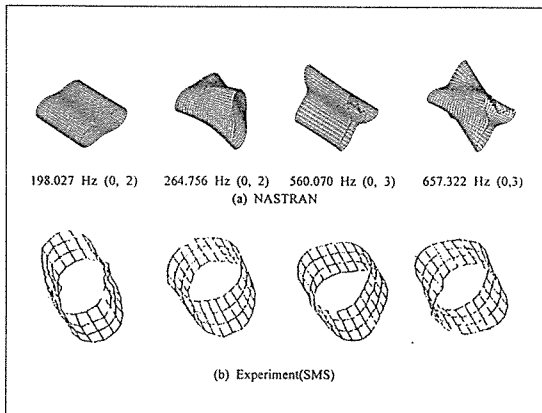


Fig. 8. Comparisons of mode shapes of cylindrical composite shells for free-free b.c. ( $[30_2/-60_2]_{2S}$ )

해석 및 수치해석결과를 비교해 볼 때, 본 연구에 의해 제작된 적층 복합재 원통셸 및 제작방법에 대한 간접적인 신뢰성을 부여할 수 있다.

## 6. 결 론

본 연구에서는 복합재 원통셸을 쉽게 제작할 수 있는 금형을 설계 제작하여 시편을 직접 제작하였다.

성형된 복합재 원통셸의 품질 점검을 위하여 고유진동수 측정 및 모드해석을 수행하였으며, 그 결과를 이론해석 및 수치해석 결과와 비교하였다. 본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

(1) 이론 및 유한요소해석 프로그램을 이용한 진동해석결과가 실험결과와 잘 일치함을 볼 수 있으므로 본 제작방법의 신뢰성을 간접적으로 부여할 수 있다.

(2) 복합재 원통셸의 원주방향 진동형태는 적층각에 따라 일정하게 변함을 볼 수 있다. 즉, 직교 적층의 경우 최소의 고유진동수가 발생하는 적층순서는  $[35_2/-55_2]_{2S}$  부근임을 알 수 있고, 사교 적층의 경우는 적층각 변화에 관계없이 최소의 고유진동수를 발생시키는 원주방향의 주름수가 존재함을 알 수 있다.

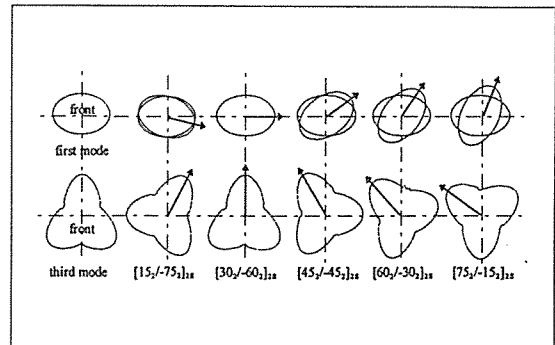
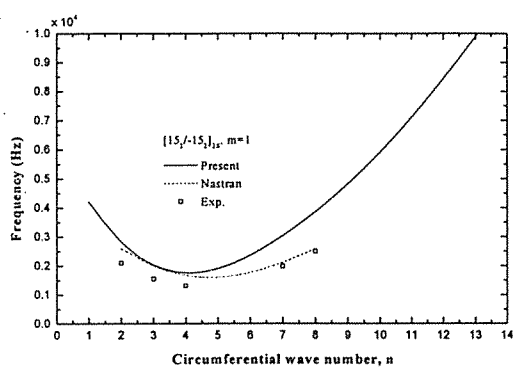
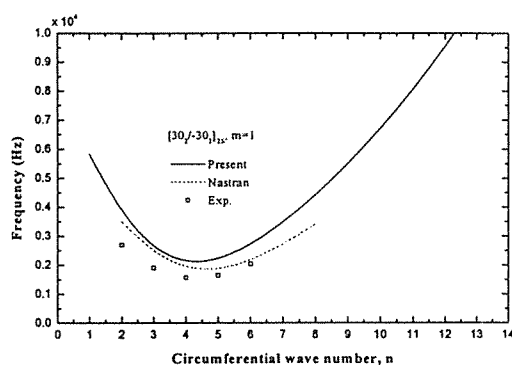


Fig. 9. Circumferential mode shape variations of cylindrical composite shells versus various stacking sequences for free-free boundary condition (1st, 3rd mode)

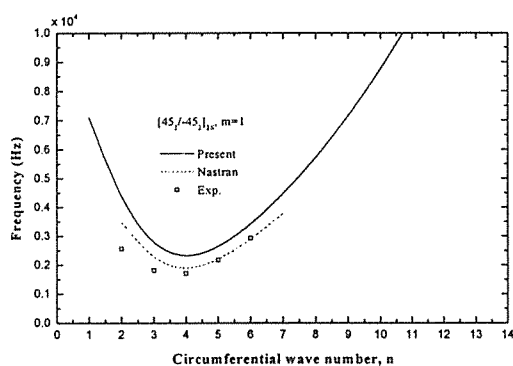




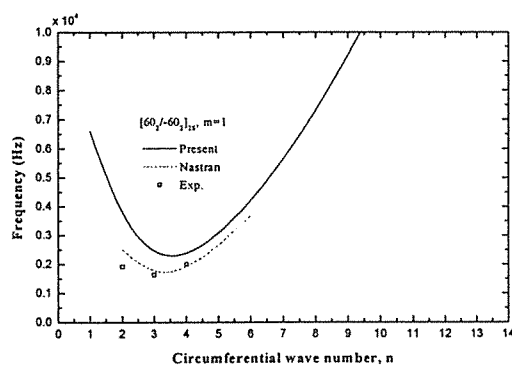
(a) [15<sub>2</sub>/-15<sub>2</sub>]<sub>2S</sub>



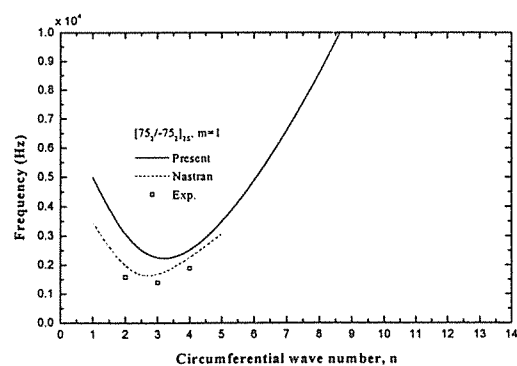
(b) [30<sub>2</sub>/-30<sub>2</sub>]<sub>2S</sub>



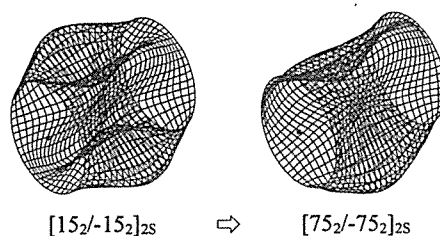
(c) [45<sub>2</sub>/-45<sub>2</sub>]<sub>2S</sub>



(d) [60<sub>2</sub>/-60<sub>2</sub>]<sub>2S</sub>



(e) [75<sub>2</sub>/-75<sub>2</sub>]<sub>2S</sub>



(f) Fundamental mode shape change

Fig. 10. Comparisons of natural frequency variations of cylindrical composite shells between experimental and numerical results(clamped-clamped b.c., m=1)

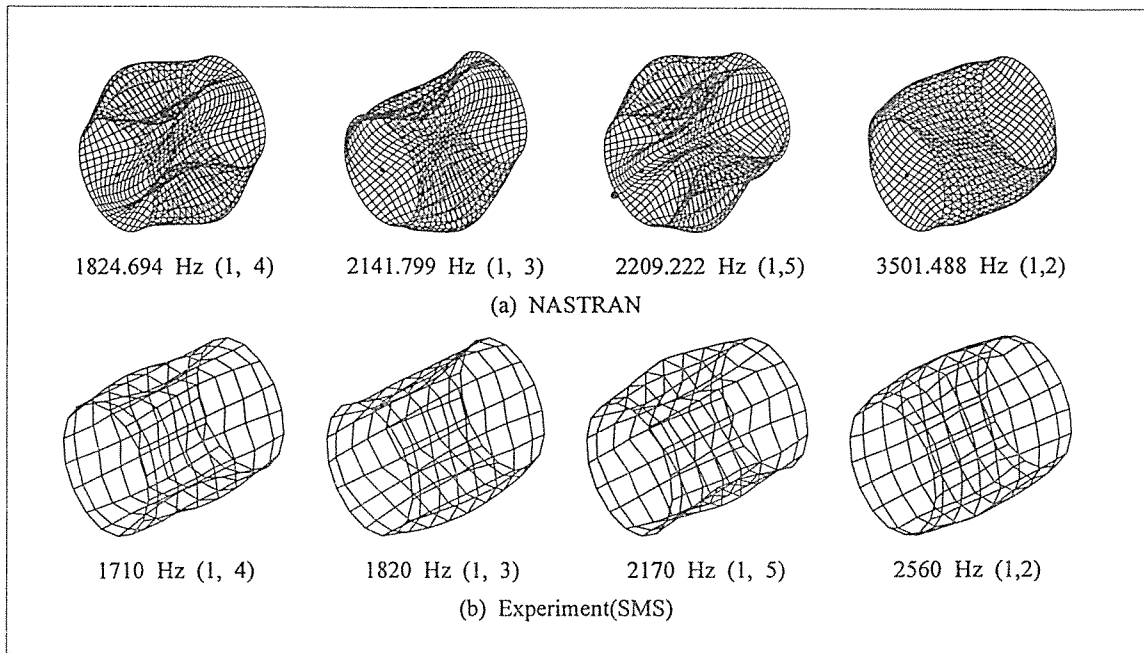


Fig. 11 .Comparisons of mode shapes of cylindrical composite shells with the stacking sequence of  $[45_2/-45_2]_{2S}$  between modal test and numerical analysis(NASTRAN) results for clamped-clamped boundary condition

### 참 고 문 헌

1. Arnold, R. N. and Warburton, G. B., "Flexural Vibration of The Walls of Thin Cylindrical Shells Having Freely Supported Ends," Proceedings of the Royal Society London, A197, 1948, pp. 238-256.
2. Koga, T. and Satio, A., "Inextensional Free Vibrations of Circular Cylindrical Shells," AIAA Journal, Vol. 26, No.12, 1988, pp. 1499-1505.
3. Koga, T., "Effects of Boundary Conditions on the Free Vibrations of Circular Cylindrical Shells," AIAA Journal, Vol. 26, No.11, 1988, pp. 1387-1394.
4. Dong, S. B., "Free Vibration of Laminated Orthotropic Cylindrical Shells," Journal of Acoustical Society of America, Vol. 44, 1968, pp. 1628-1635.
5. 이영신, 문홍기, "직교이방성 복합재료 원통셀의 자유진동 해석," 대한기계학회 논문집 제10권, 제5호, 1986, pp. 758-769.
6. 이영신, 안상균, 이우식, "비원형 단면을 가진 적층 복합재 원통셀의 좌굴 및 진동해석," 대한기계학회논문집 제13권 제5호, 1989, pp. 807-819.

7. 이영신, 이기두, "동하중을 받는 복합재료 원통셀의 동적거동," 대한기계학회 논문집, 제17권, 제11호, 1993, pp. 2684-2693.

8. Simitses, G. J., and Han, B. K., "Analysis of Anisotropic Laminated Cylindrical Shells Subjected to Destabilizing Load(part I: Theory and Solution Procedure)," J. of Composite Structures, Vol. 19, 1991, pp. 183-205.

9. Han, B. K. and Simitses, G. J., "Analysis of Anisotropic Cylindrical Shells Subjected to Destabilizing Loads(Part II: Numerical Results)," J. of Composite Structures Vol. 19, 1991, pp. 183-205.

10. Felgar, R. P. Jr., "Formulas for Integrals Containing Characteristic Functions of Vibrating Beam," The University of Texas, Austin, Bureau of Engineering Research, 1950, Circular No. 14.

11. Ugural, A. C. and Fenster, S. K., "Advanced Strength and Applied Elasticity," Third Edition, PTR Prentice Hall, Inc. 1995.

12. 유택인, "복합재 원통셀 제작기술 및 안정성평가에 관한 연구," 홍익대학교 대학원 박사학위 논문. 1996.