

링보강 복합재료 원통셸의 과도응답

김영완*·정강*·박경조*

Transient Response of Composite Cylindrical Shells with Ring Stiffeners

Young-Wann Kim, Kang Chung and Kyung-Jo Park

Key Words : Transient Response(과도응답), Ring Stiffener (링보강재), Impulse Pressure (임펄스 압력), Modal Analysis Technique (모달해석법), Discrete Stiffener Theory(이산보강이론).

Abstract

The theoretical method is developed to investigate the effects of ring stiffeners on free vibration characteristics and transient response for the ring stiffened composite cylindrical shells subjected to the impulse pressure loading. In the theoretical procedure, the Love's thin shell theory combined with the discrete stiffener theory to consider the ring stiffening effect is adopted to formulate the theoretical model. The concentric or eccentric ring stiffeners are laminated with composite and have the uniform rectangular cross section. The modal analysis technique is used to develop the analytical solutions of the transient problem. The analysis is based on an expansion of the loads, displacements in the double Fourier series that satisfy the boundary conditions. The effect of stiffener's eccentricity, number, size, and position on transient response of the shells is examined. The theoretical results are verified by comparison with FEM results.

1. 서론

복합재료 적층 구조물은 항공기, 자동차, 압력용기 등의 응용구조물에 널리 이용되는 구조요소로서 설계조건에 맞는 충분한 강성을 얻기 위해 많은 수의 적층을 필요로 한다. 하지만 이것은 재료가 많이 들게 되고 중량과 같은 제한조건에 의해 두께에 제한을 갖게 됨으로써 구조물에 충분한 강성을 줄 수 없다는 것이다. 따라서 구조물에 충분한 강성을 주기 위한 방법중의 하나가 보 형태의 보강재로 구조물을 보강하는 것이다.

링보강 원통셸이 이용되는 압력용기, 항공기, 잠수함, 미사일 등의 구조 요소는 다양한 형태의 동하중을 받을 수 있으며, 이로 인해 구조물들이 공진이 발생되어 심한 경우 파괴될 수 있다. 민감한 구조물의 경우 공진에 의한 파괴가 아니라도 진동은 구조물 파손에 치명적일 수 있기 때문에 이런 구조물의 동적 거동을 분석하여 구조물 설계에 이용되어야 한다.

링보강 원통셸에 대한 자유진동해석은 많은 연구자에 의해 수행되었다^[1-3]. 그러나 언급된 연구의 대부분은 보강재의 형상은 모두 일정하고, 같은 간격으로 보강된 경우에 대해서만 한정적으로 해석을 수행하였다. 실제 구조물은 구조물의 특성상 같은 간격으로 보강될 뿐 아니라 경우에 따라서는 균일하지 않은 간격으로 보강을 할 필요가 있으며 이와 같은 보강셸에 대해 몇몇의 연구가 수행되었다^[4, 5].

한편 등방성 보강셸에 대한 동적 해석 역시 많은 연구자에 의해 수행되었다^[6-10]. Liao와 Cheng^[11]은 유한요소법을 이용하여 복합재료 보강판과 판넬에 대한 동적 안정성 연구를, Mukhopadhyay와 Goswami^[12]는 유한요소법을 이용하여 복합재료 보강 판넬에 대한 과도응답해석을, Gong과 Lam^[13]은 상용유한요소 code와 경계요소 code를 이용하여 복합재료로 만들어진 잠수함 형태의 동체에 대해 과도응답해석을 수행하였다.

이와 같이 복합재료로 만들어진 보강셸에 대한 연구는 대부분 유한요소법을 이용하였으며, 이론적인 연구는 거의 없는 실정이다. 따라서 본 연구에서는 Love의 셸이론과 이산보강이론을 이용하

* 여수대학교 기계·자동차공학부

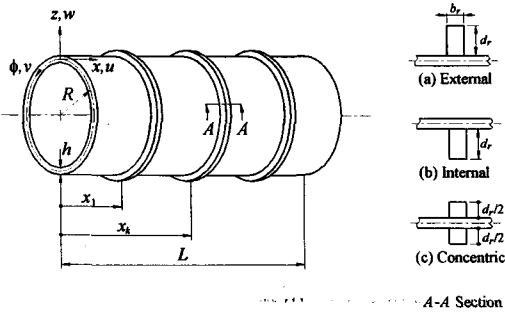


Fig. 1 Coordinate system of ring-stiffened shell

여 링보강 복합재료 원통셀에 대한 과도응답을 예측하기 위한 이론적 해법을 제시하였다. 진동수방정식과 과도응답에 대한 운동방정식을 유도하였다. 한편 해의 검증에 위해 ANSYS 를 이용한 유한요소해석이 이루어 졌다.

2. 수식화

Fig. 1 과 같이 동일한 크기를 갖는 N 개의 링으로 원통셀은 보강된다. 사각 단면을 갖는 링의 단면 A-A 에서 각각 (a), (b), (c)와 같이 셀의 중립면에 대해 보강재가 어떻게 위치하는가에 따라 외/내부 편심 보강, 중립 보강이라 한다. 원통셀과 링 보강재는 복합재료로 적층되며, 서로 같은 적층방법을 갖는다.

각각의 보강재는 등간격 뿐만 아니라 간격이 함수적으로 위치하도록 하였다. Fig. 2 에서 보강재의 위치를 나타내는 함수 x_k 는 식(1)과 같으며 분포 비율 S 에 따라 보강재의 위치가 달라진다.

$$x_k = \sum_{i=1}^N S^{k-1} / \sum_{i=1}^N S^{i-1} \quad (1)$$

이 식은 짝수개의 보강재에 대해서만 적용되며, 셀의 축 방향 중심에 대해 대칭적으로 위치한다. 보강재의 위치는 S 가 1 보다 클 때는 셀의 양단부

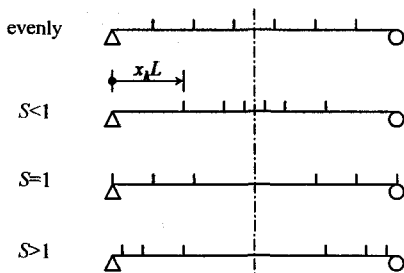


Fig. 2 Ring stiffener arrangement

근에, 1 보다 작으면 셀의 중앙부근에 편중이 되고, 1 이면 셀의 축방향 중심에 대해 같은 간격으로 대칭으로 분포한다.

보강되지 않은 복합재료 원통셀에 대한 변형에너지를 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$U_s = \frac{1}{2} \int_0^L \int_0^{2\pi} (A_{11}\epsilon_x^2 + 2A_{12}\epsilon_x\epsilon_\phi + A_{22}\epsilon_\phi^2 + A_{66}\epsilon_{x\phi}^2 + D_{11}\kappa_x^2 + 2D_{12}\kappa_x\kappa_\phi + D_{22}\kappa_\phi^2 + D_{66}\kappa_{x\phi}^2) R dx d\phi \quad (2)$$

여기서 $\epsilon_i, \kappa_i (i=x, \phi, x\phi)$ 는 Love 의 셸이론에 의한 각 방향에 대한 변형률과 곡률이다.

보강재에 대한 변위(u_r, v_r, w_r)와 셸 변위(u, v, w)와의 관계는 다음과 같이 정의된다.

$$u_r = u - zw_{,x} \quad v_r = v + \frac{z}{R}(v - w_{,\phi}) \quad w_r = w \quad (3)$$

보강재는 빔으로 가정되기 때문에 두께방향 변위 u_r 는 고려되지 않는다. k -번째 링에 대한 변형에너지는 이산 보강이론에 의거 다음 같다.

$$U_k = \frac{1}{2} \int_0^{2\pi} \int_0^h [\delta(x - x_k) \times [A_{22}^r \epsilon_\phi^2 + D_{66}^r \kappa_{x\phi}^2] (R+z) d\phi dz \quad (4)$$

첨자 (r)은 보강재를 의미하며, $\epsilon_\phi, \kappa_{x\phi}$ 는 링의 원주방향 변형률 및 비틀림 곡률로 다음과 같다.

$$\epsilon_\phi = \frac{1}{R+z}(v_{r,\phi} + w_r), \quad \kappa_{x\phi} = \frac{1}{R+z}(2w_{r,x\phi} - v_{r,xx}) \quad (5)$$

보강되지 않은 원통셀 및 링 보강재에 대한 운동에너지는 다음과 같이 정의된다.

$$T_s = \frac{1}{2} \rho h \int_0^L \int_0^{2\pi} [\dot{u}^2 + \dot{v}^2 + \dot{w}^2] dx R d\phi \quad (6)$$

$$T_k = \frac{1}{2} \rho_r b_r \int_0^{2\pi} \int_0^h [\delta(x - x_k) (\dot{v}_r^2 + \dot{w}_r^2)] (R+z) d\phi dz \quad (7)$$

여기서 ($\dot{}$)는 시간에 대한 미분을 나타낸다.

한편 Fig. 3 과 같이 셸이 횡하중 $q(x, \phi, t)$ 를 받을 때 행해진 일 W 는 다음과 같이 정의 된다.

$$W = \int_0^L \int_0^{2\pi} q(x, \phi, t) w dx R d\phi \quad (8)$$

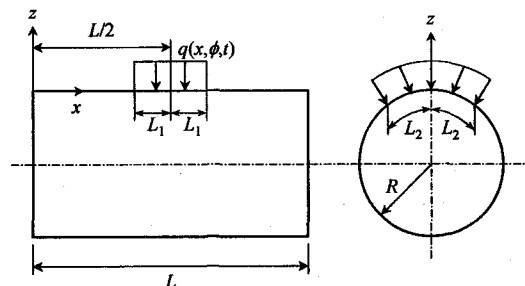


Fig. 3 Distributed force over rectangular area

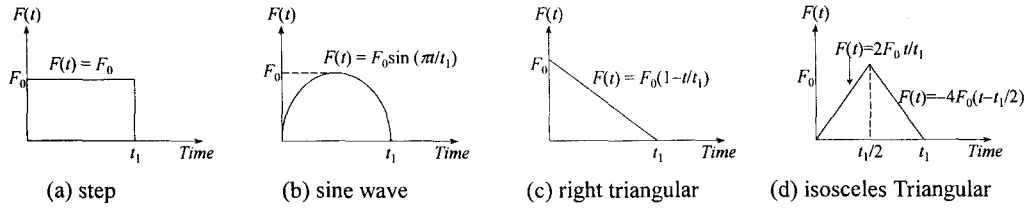


Fig. 4 Pulse shape and its load function

본 연구에서 고려된 경계조건은 양단 단순지므로써 경계조건을 만족시키는 변위식은

$$u(x, \phi, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=0}^N U_{mn} \cos(m\pi x/L) \cos n\phi \eta_{mn}(t) \quad (9a)$$

$$v(x, \phi, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N V_{mn} \sin(m\pi x/L) \sin n\phi \eta_{mn}(t) \quad (9b)$$

$$w(x, \phi, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=1}^N W_{mn} \sin(m\pi x/L) \cos n\phi \eta_{mn}(t) \quad (9c)$$

와 같이 가정될 수 있다. 여기서 m, n 는 축방향 및 원주방향 반파수, M, N 는 급수항이다.

고려된 구조물의 총에너지는 다음과 같이 된다.

$$U_t = U_s + \sum_{k=1}^{N_s} U_k, \quad T_t = T_s + \sum_{k=1}^{N_s} T_k \quad (10)$$

2.1 자유진동해석

자유진동해석을 위해 하중 $q=0$ 이며, 변위식에서 $\eta_{mn}(t) = \cos \omega_{mn} t$ 이다. 가정된 변위식을 총에너

지식에 적용한 후 Rayleigh-Ritz 정리를 이용하면 다음과 같은 진동수방정식을 얻을 수 있다.

$$[K]\{X\} - \omega_{mn}^2 [M]\{X\} = 0 \quad (11)$$

여기서 K, M 는 (3×3) 의 부분행렬로 구성되며, X 는 고유벡터이다. 원주방향의 기하학적 성질 때문에 진동해석을 할 때 원주 방향에 대해 단항 근사를 해도 정확한 해를 얻을 수 있다. 따라서 식(11)의 부분행렬은 길이방향 급수항만을 고려한 $(M \times M)$ 크기를 갖는다.

2.2 과도해석

짧은 시간 동안 작용하는 동하중은

$$q(x, \phi, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=0}^N F_{mn} \psi_m(x) \cos n\phi f_{mn}(t) \quad (12)$$

로 표현되며, 계수 F_{mn} 은 하중상태에 따라 결정될 계수이다. 하중은 Fig. 3 처럼 셀의 중심에서 각각 축방향 길이 L_1 , 원주방향길이 L_2 의 영역에 걸쳐

Table 1 Convergence and comparison study with FEM of vibration results for the unstiffened/ stiffened composite cylindrical shells ($L/R=2.5, d_r=3b_r, N_r=4$)

Natural Frequency (Hz)				
$M=2$	$M=6$	$M=10$	$M=15$	FEM
(a) Unstiffened shell				
428.13(1,5)	428.13(1,5)	428.13(1,5)	428.13(1,5)	419.48(1,5)
455.78(1,4)	455.78(1,4)	455.78(1,4)	455.78(1,4)	450.40(1,4)
510.38(1,6)	510.38(1,6)	510.38(1,6)	510.38(1,6)	500.02(1,6)
653.32(1,7)	653.32(1,7)	653.32(1,7)	653.32(1,7)	640.33(1,7)
659.25(1,3)	659.25(1,3)	659.25(1,3)	659.25(1,3)	656.87(1,3)
(b) Internally Eccentric stiffened shell: evenly spaced				
579.18(1,4)	579.18(1,4)	576.63(1,4)	574.62(1,4)	554.48(1,4)
673.14(1,3)	673.14(1,3)	672.25(1,3)	671.55(1,3)	661.61(1,3)
722.65(1,5)	722.65(1,5)	718.08(1,5)	714.69(1,5)	715.92(1,5)
991.38(1,6)	991.38(1,6)	980.71(1,6)	973.76(1,6)	934.37(1,6)
1139.4(2,5)	1139.4(2,5)	1136.1(2,5)	1134.3(2,5)	1098.5(2,5)
(c) Internally Eccentric stiffened shell: unevenly spaced with $S=0.5$				
602.56(1,4)	601.59(1,4)	601.41(1,4)	596.76(1,4)	570.06(1,4)
675.84(1,3)	675.63(1,3)	675.57(1,3)	673.90(1,3)	585.15(1,3)
771.98(1,5)	767.26(1,5)	766.91(1,5)	759.70(1,5)	756.95(1,5)
1067.8(1,6)	1043.2(1,6)	1042.0(1,6)	1032.2(1,6)	970.56(1,6)
1129.4(2,5)	1124.5(2,5)	1123.3(2,5)	1121.8(2,5)	1088.6(2,5)
(d) Internally Eccentric stiffened shell: unevenly spaced with $S=2.0$				
506.10(1,4)	503.53(1,4)	503.16(1,4)	501.96(1,4)	490.61(1,4)
557.70(1,5)	543.13(1,5)	542.27(1,5)	540.35(1,5)	521.73(1,5)
664.84(1,3)	664.43(1,3)	664.32(1,3)	661.13(1,6)	645.05(1,6)
729.67(1,6)	670.80(1,6)	668.65(1,6)	663.94(1,3)	658.25(1,3)
968.38(1,7)	816.10(1,7)	811.46(1,7)	808.60(1,7)	788.98(1,7)

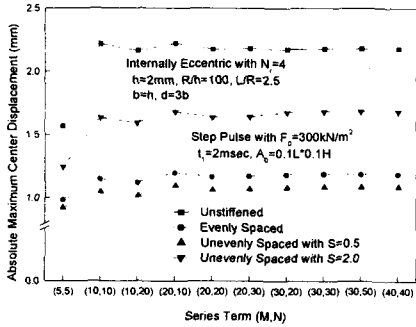


Fig. 5 Convergence study for unstiffened and stiffened shells subjected to step pulse loading

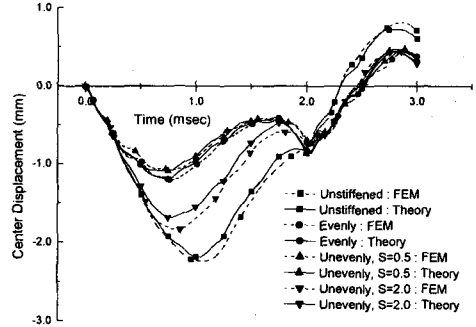


Fig. 6 Comparison of center displacement with FEM for the unstiffened/stiffened shells in Fig. 5

균일하중이 작용한다. 시간에 따른 하중형태는 Fig. 4 와 같이 계단형(a), 사인형(b), 직삼각형(c) 및 이등변 삼각형(d) 등 네 가지가 고려되었다.

충격해석을 위해 진동해석과는 달리 $\eta_{mn}(t)$ 를 가정하지 않고 Hamilton 원리를 적용하면 다음과 같은 운동방정식을 얻을 수 있다.

$$[M][X]\ddot{\eta}_{mn}(t) + [K][X]\eta_{mn}(t) = [Q]f_{mn}(t) \quad (13)$$

여기서 행렬 $[Q]$ 는 (1×3) 의 부분행렬로 구성된다.

식(14)와 같은 일반적 관계를 위 식에 적용하자.

$$[X]^T[M][X] = [I], \quad [X]^T[K][X] = \omega_{mn}^2[I] \quad (14)$$

결과적으로 식(13)는 다음과 같이 정리된다.

$$[I]\ddot{\eta}_{mn}(t) + \omega_{mn}^2[I]\eta_{mn}(t) = [P]f_{mn}(t) \quad (15)$$

$$[P] = [X]^T[Q]$$

식(15)는 $3(M \times M)$ 개의 연립방정식이지만 실질적으로 각 모드에 대해 독립적인 방정식이 된다.

식(15)의 해는 f_{mn} 에 대한 합성함수로 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\eta_{mn}(t) = \frac{P_{mn}}{\omega_{mn}} f_{mn}(t) = \frac{P_{mn}}{\omega_{mn}} \int_0^t F(\tau) \sin \omega_{mn}(t-\tau) d\tau \quad (16)$$

따라서 식(16)를 수직방향 변위식 $w(x, \phi, t)$ 에 대입하여 정리하면 다음과 같이 동하중을 받는 링보강 원통셀에 대한 수직변위를 구할 수 있다.

$$w(x, \phi, t) = \sum_{m=1}^M \sum_{n=0}^N \frac{W_{mn} P_{mn}}{\omega_{mn}} \sin \frac{m\pi x}{L} \cos n\phi \times \int_0^t F(\tau) \sin \omega_{mn}(t-\tau) d\tau \quad (17)$$

3. 수치결과 및 토의

본 해의 타당성을 검증하기 위해 상용유한요소 프로그램인 ANSYS^[14]를 이용하였으며, ANSYS 에서 제공하는 적층 셸요소인 SHELL99 가 이용되었

다. 고려된 링보강 원통셀의 진동해석을 위한 유한요소해석에서는 1/2 모델만을 취하였으며, 과도 응답해석에서 1/4 모델을 취하였다. 진동해석을 위한 고유치 문제는 축소 부공간 해석법 (reduced subspace analysis)을 사용되었으며, 과도해석을 위해서는 전공간 해석법 (full analysis)이 이용되었다.

본 연구에서 고려된 복합재료는 graphite/epoxy (AS/3501)로 재료물성과 기본적인 기하자료는 다음과 같다.

$$E_1=137.9\text{GPa}, E_2=9.0\text{GPa}, G_{12}=7.1\text{GPa} \\ \nu_{12}=0.3, \rho=1650\text{kg/m}^3, h=b_r=2\text{mm}, R=0.2\text{m}$$

고려된 적층방법은 $[\pm 45/0/90]_{2S}$ 이며, 각 층의 두께는 일정하다.

Table 1 보강/비보강 복합재료 원통셀에 대한 고유진동수의 수렴성 검토와 유한요소결과와의 비교를 나타낸 것이다. 표에 나타난 것처럼 비보강셀의 경우 축방향 급수항 M 에 대한 영향이 없는 것으로 나타나 단순 지지된 비보강셀에 대한 이론적 진동해석인 경우 단항 근사를 하여도 무방하다는 것을 알 수 있다. 그러나 보강셀의 경우 급수항 M 이 해에 영향을 미치고 있다. 특히 보강재의 분포 비율 $S=2.0$ 인 보강셀의 경우 M 에 따른 진동수의 차이가 크게 나타나고 있어 보강셀의 경우 다항 근사를 하여야만 보다 정확한 해를 얻을 수 있음을 알 수 있다. 전반적으로 본 해석해가 유한요소결과보다 약간 큰 진동수를 보이 보이고 있다.

다른 어떤 종류의 하중이 작용할 때보다 계단과 하중의 경우 변위가 가장 크게 발생되기 때문에 과도응답에 대한 수렴성 검토를 위해 계단과 하중이 고려되었다. Fig. 5 는 Table 1 에서 고려된 셀들에 대해 셀의 중앙 점에서의 수직방향 최대치짐에 대한 수렴성을 검토한 것이다. 하중 작용면적은 축방향 및 원주방향에 대해 각각 10%의 길

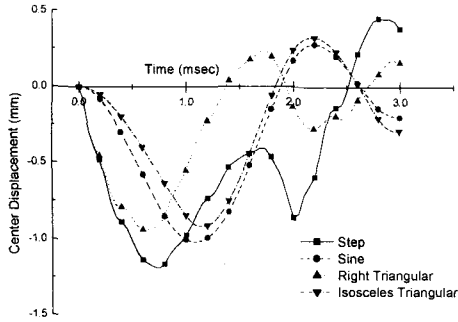


Fig. 7 Effect of pulse loading type for stiffened cylindrical shell in Fig. 5

이에 해당되도록 하였다. 그럼에 제시된 것처럼 처짐식에서의 급수항 (M, N)이 (30,30) 이상이 되면 고려된 모든 셀에 대해 해가 수렴하는 것을 볼 수 있어 앞으로의 모든 해는 급수항 (M, N)=(30,30)을 이용하여 계산된다.

Fig. 6은 Fig. 5에서 고려된 셀들에 대해 본 이론해와 유한요소결과를 비교한 것으로 유한요소해석결과가 약간 큰 값을 갖으나 비교적 잘 일치하고 있다. 이와 같이 유한요소결과가 조금 큰 것은 식(29)의 수직방향처짐을 구하는 식에서도 알 수 있듯이 수직방향 처짐은 각진동수에 역비례하기 때문이다. 그리고 보강을 함으로써 처짐을 크게 줄일 수 있는 것을 볼 수 있으며, 같은 보강재수로 보강을 할 때 보강재의 위치에 따라 그 처짐값도 크게 달라지는 것을 볼 수 있다. $S=0.5$ 의 비율로 보강된 셀의 경우 보강재가 중심쪽으로 편중되기 때문에 중앙에서의 최대처짐이 다른 보강셀보다 작게 나타나고 있으며, $S=2.0$ 으로 보강된 셀은 보강재가 셀의 양단쪽으로 편중되기 때문에 중앙에서의 처짐이 가장 크게 나타나고 있다.

Fig. 7은 Fig. 5의 모델에 대해 하중에 따른 중

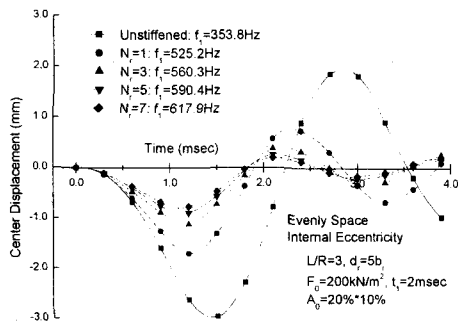


Fig. 9 Effect of stiffener number for stiffened cylindrical shells subjected to isosceles triangular pulse

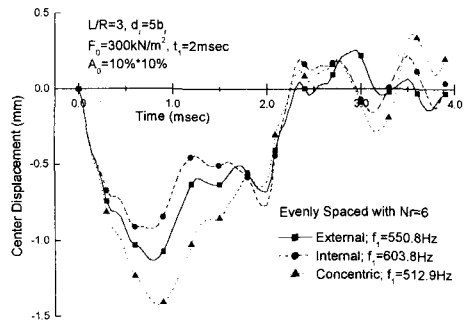


Fig. 8 Effect of stiffener eccentricity for stiffened cylindrical shell subjected to step pulse

앙에서의 처짐거동을 보여주고 있다. 예측된 바와 같이 계단과 하중을 받을 때 가장 큰 처짐이 발생되며, 그 다음으로는 사인파, 이등변 삼각파, 직삼각파 순으로 처짐이 작게 나타나고 있다. 사인파와 이등변삼각파의 경우 유사한 변위거동을 하고 있으며 이 둘 파에 의한 변위거동이 하중 작용시간의 주기와 거의 동일하게 이루고 있다. 그러나 직삼각파의 경우 변위거동은 하중작용시간보다 짧은 주기로 거동을 하며, 계단파의 경우에는 하중 작용주기보다 더 큰 주기로 변위거동을 하고 있다. 이와 같은 현상은 하중이 작용하는 마지막 단계에서 하중의 크기에 따라 변위의 거동주기가 작거나 크게 나타나는 것이다.

Fig. 8은 보강된 셀에서 보강재의 편심에 따른 영향을 제시한 것이다. 기본진동수는 편심 보강이 중립 보강보다 크며, 편심보강 중에 내부보강이 외부보강보다 큰 진동수를 갖는다. 이와 같은 영향이 셀의 중앙에서의 처짐에서도 나타나고 있다. 즉, 최대처짐이 나오는 시점이 기본진동수의 영향으로 내부보강이 가장 빠른 시간에 나타나며, 진동수가 가장 작은 중립 보강셀이 가장 늦은 시간

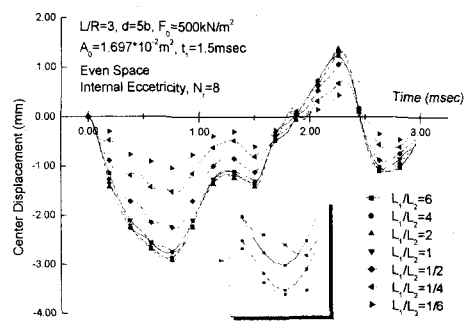


Fig. 10 Effect of loading area for stiffened cylindrical shells subjected to step pulse

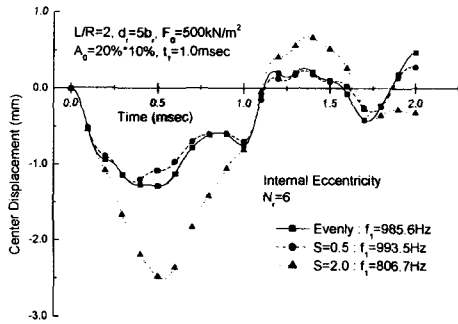


Fig. 11 Effect of space ratio for stiffened cylindrical shells subjected to pulse

에 최대처짐이 나타나고 있다. 또한 최대처짐은 내부보강인 경우 가장 작게 나타나고 있으며, 중립보강셀이 가장 큰 처짐을 보여 주고 있다.

Fig. 9 는 보강재수가 처짐에 미치는 영향을 나타낸 것이다. 단순히 보강재 하나를 가지고 보강을 하여도 보강하지 않은 셀에 비해 최대처짐을 약 40%정도 감소시킬 수 있어 보강에 따른 효과가 크게 나타난다. 그러나 많은 수의 보강재를 사용함으로써 최대처짐의 감소량이 기하급수적으로 감소하고 있어 처짐을 줄이기 위한 방법으로 보강재를 사용할 경우 효과적인 보강재의 개수를 선택하여야 한다.

Fig. 10 은 하중 작용면적이 일정할 때 축방향 및 원주방향길이 비(L_1/L_2)에 따른 중앙에서의 변위거동을 보여 주고 있다. 그림에 나타난 것처럼 하중작용면적에서 원주방향 길이가 길수록 변위는 작게 나오지만, 축방향 길이의 변화에 대해서는 그 영향이 매우 작게 나타나고 있으며, 축방향의 길이가 길어질수록 오히려 변위는 작게 나오고 있다. 이와 같이 축방향의 길이가 길어질수록 변위가 작게 나오는 이유는 하중이 작용하는 영역에 많은 수의 보강재가 지지되어 있어 하중에 대한 저항력이 커지기 때문이다.

Fig.11 은 보강재의 위치변화에 따른 변위거동을 보여 주고 있다. 보강재가 셀의 중앙쪽으로 편중되어 위치하는 $S=0.5$ 의 경우 가장 큰 기본진동수를 가지며, 셀의 끝 단 쪽으로 보강재가 편중되어 위치하는 $S=2.0$ 의 경우 가장 작은 기본진동수를 갖는다. 이와 같은 현상으로 인해 최대 처짐이 일어나는 시간도 서로 다르게 나타나며, 보강재를 중앙쪽으로 위치시킴으로써 셀의 강성이 증가되어 진동수도 커지고, 변위는 작게 나타나는 것이다. 이와 같이 같은 수의 보강재를 이용하여도 보강재의 위치에 따라 셀의 강성이 달라지기 때문에

구조적으로 효과적인 결과를 얻기 위해서는 적절한 보강재의 배치가 요구된다.

4. 결론

이론해석을 통해 다음과 같은 결론을 얻었다. 보강재의 편심은 보강셀의 강성에 큰 영향을 미치며, 특히 내부보강이 외부보강보다 효과적이다. 보강을 함으로써 전반적으로 최대 처짐을 줄일 수 있었으나, 어느 수 이상이 되면 최대 처짐의 감소가 거의 일어나지 않는다. 보강재의 높이를 증가시키면 최대 처짐이 크게 줄어들지만 어느 높이 이상에서의 감소폭은 거의 나타나지 않는다. 보강재를 셀의 중앙쪽으로 적절히 위치시킴으로써 최대처짐이 감소하는 것을 알았다. 이상에서처럼 링보강재가 존재함으로써 나타나는 구조적 특성을 분석하여 동적하중에 의한 구조물의 안정성 평가에 유용하게 이용될 수 있으며, 보다 효과적인 보강효과를 얻기 위해서는 보강재수, 높이, 위치 등에 대한 최적설계가 수행되어야 할 것이다.

참고문헌

- (1) Mustafa, B. A. J. and Ali, R., 1987, *J. of Sound and Vibration*, Vol.113(2), pp.317~327.
- (2) Yang, B. and Zhou, J., 1995, *J. of Applied Mechanics*, Vol.62, pp.1005~1014.
- (3) Lee, Y. S. and Kim, Y. W., 1998, *Computers and Structures*, Vol.69(2), pp.271~281.
- (4) Wang, M., Swaddiwudhipong, S., and Tian, J., 1997, *J. of Engineering Mechanics*, Vol. 123, pp.134~142.
- (5) 김영완, 이영신, 1999, *한국소음진동공학회지*, Vol. 9(3), pp.485~492.
- (6) Srinivasan, R. S., Krishnan, P.A., 1989, *Computers and Structures*, Vol. 33(3), pp. 831~837.
- (7) Cheng, S.P., Dade, C., 1990, *Computers and Structures*, Vol. 36(4), pp. 623~629.
- (8) Pegg, N. G., 1992, *Computers & Structures*, Vol. 44(6), pp. 1205~1214.
- (9) Sinha, G., Mukhopadhyay, M., 1995, *Journal of Vibration and Acoustics, Trans. of ASME*, Vol. 117(1), pp. 11~16.
- (10) Pedron, C., Combescure, A., 1995, *Thin-Walled Structures*, Vol. 23(1-4), pp. 85-105
- (11) Liao, C L; Cheng, C R , 1994, *Journal of Sound and Vibration*, Vol. 174(3), pp. 335-351
- (12) Mukhopadhyay, M, Goswami, S, 1996, *Aeronautical Journal*, Vol. 100(996), pp. 223-233.
- (13) Gong, S.W., Lam, K.Y., 1998, *Composite Structures*, Vol. 41(1), pp.27-37.
- (14) SASI, 2000, "ANSYS User's Manual," Swanson Analysis System Inc., Houston.