

변형종속 압력하중을 받는 셸구조물의 해석

Analysis of Shell Structures Subjected to Deformation Dependent Pressure Load

장 명 호* 권 택 진**
 Jang, Myung-Ho Kwun, Taek-Jin

Abstract

Pressure loads caused by gas, water and wind are the most important load cases in structural analysis. Often the pressure loads are approximated by constant directional loads since it is difficult to evaluate the exact value. However, the pressure load is defined as a displacement dependent one and it is necessary to consider the follower effects of the load in analysis procedure.

In this study, the large deformation analysis considering geometrical nonlinearity for shell structures under pressure loads is presented. Finite element by using a three-node flat triangular shell element is formulated and the follower effects of the pressure load are included in the formulation. Some of results are presented for cantilevered beam under uniform external pressure and thin circular ring under non-uniform external pressure. The present results are in good agreement with the results available in existing literature and commercial software ABAQUS.

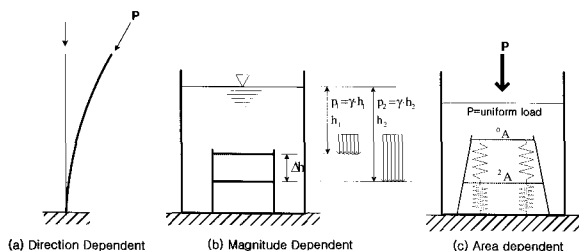
Key Words : Finite Element Analysis, Three-noded Flat Triangular Shell Element, Pressure Load, Follower Force Effect

1. 서 론

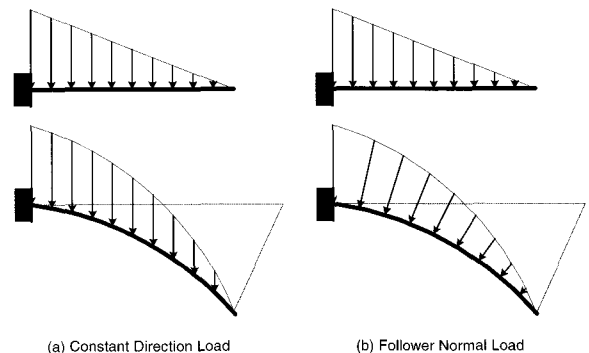
구조물에 작용하는 하중은 아주 다양하다. 이러한 하중 중에서 독립적으로 작용하는 하중도 있고, 혹은 다른 요인의 영향을 받음으로서 특성이 변하는 하중도 있다. 후자의 경우처럼 다른 요소에 의해 특성이 변하는 하중을 종속하중(Dependent load)이라 한다. 이러한 종속하중을 발생시키는 요인으로는 작

용방향, 위상, 면적 등이 있을 수 있다.(그림 1)

그림 1에서 (a)는 구조물의 변형에 따라 하중의 작용방향이 변화하는 경우이고, (b)는 위상의 변화에 따라 하중의 크기가 변화하는 경우이며, (c)의 경우는 하중의 작용면이 변화하여 작용하는 하중의 크기가 변하는 경우이다. 각각의 경우 모두 정확한 구조물의 거동을 파악하기 위해서는 하중의 이러한 성질을 고려하는 것이 필요하다.



〈그림 1〉 종속하중의 종류



〈그림 2〉 하중 정의 방법

* 성균관대학교 건축공학과 박사과정
 ** 정희원 · 성균관대학교 건축공학과 교수, 공학박사

종속하중으로 볼 수 있는 대표적인 하중이 압력 하중이다. 압력하중은 가스, 물, 바람 등에 의하여 발생하며 구조물을 해석함에 있어서 중요한 하중중의 하나이다. 일반적으로 압력하중의 작용방향은 작용면에 수직으로 작용한다고 가정하며, 구조체의 변형에 대하여 정의하게 된다. 그러므로 압력 하중의 작용 방향은 구조물의 변형에 따라 그 작용방향이 변한다고 할 수 있다.(그림 2-b) 따라서 정확한 구조물의 거동 특성을 파악하기 위해서는 이러한 압력하중의 변형 종속 특성을 고려하여 해석을 수행하여야 한다. 그러나 이러한 특성을 고려하기는 쉽지 않기 때문에 해석상의 편의를 위해 방향이 일정하다고 가정하고 해석하는 것이 일반적이다.(그림 2-a) 압력하중을 방향이 일정한 하중으로 가정하고 해석할 경우에 대한 수렴성은 좋아진다. 그러나 모든 경우에 좋은 결과를 기대할 수 있는 것은 아니다. 특히 대변형 해석을 수행할 경우 만족할 만한 해를 구하기가 어렵다. 그러므로 기하학적 비선형성을 고려하여 대변형 해석을 하는 경우에는 구조물의 변형에 따라 압력하중의 방향이 변하는 변형 종속 특성을 고려해야 하며, 해에 대한 수렴성의 문제 또한 같이 고려하는 것이 필요하다.

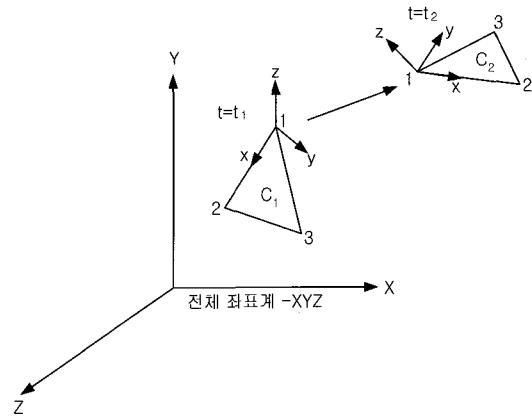
따라서 이 연구에서는 평면 삼각 셀요소의 접선 강성 매트릭스에 압력하중의 변형 종속 특성을 고려하여 정식화하였으며, 다양한 예제 해석을 통하여 적용성을 알아보고자 한다.

2. 기하학적 비선형성을 고려한 평면 삼각 셀요소의 정식화

3차원 탄성체의 변형 전후의 평형상태는 그림 3과 같이 시간 $t=t_1$ 에서 이미 알고 있는 평형상태 C_1 과, 시간 $t=t_2$ 의 새로운 평형상태 C_2 로 정의할 수 있다. 이 관계를 이용하여 평형방정식을 정식화하면 비선형 평형방정식을 만들 수 있다. 이 논문에서 사용한 평면 삼각 셀요소의 정식화⁶⁾는 가상일의 원리를 적용할 수 있다.

2.1 변형도 관계식

구조체의 대변형을 고려한 변형도식은 다음과 같



〈그림 3〉 탄성체의 변형

이 면내변형도(in-plane strain)와 면외변형도(out of plane strain) 성분으로 구분하여 나타낼 수 있다.

$$\{\epsilon\} = \{e\} + z\{x\} \tag{1}$$

여기에서

$\{e\}$: 면내 변형도 벡터

$\{x\}$: 면외 변형도 벡터

각각의 변형도는 다음과 같이 쓸 수 있다.

$$\{e\} = \left\{ \begin{array}{c} u_{,x} + \frac{1}{2}(u^2_{,x} + v^2_{,x} + w^2_{,x}) \\ v_{,y} + \frac{1}{2}(u^2_{,y} + v^2_{,y} + w^2_{,y}) \\ u_{,y} + v_{,x} + u_x u_{,y} + v_x v_{,y} + w_x w_{,y} \end{array} \right\} \tag{2}$$

$$\{x\} = \{ \beta_{x,x} \ \beta_{y,y} \ \beta_{x,y} + \beta_{y,x} \}^T \tag{3}$$

여기에서

u, v, w : 중립면에서의 변위 증분

β_x, β_y : 각각 $x-z, y-z$ 중립면 법선의 회전 증분

2.2 합응력, 합모멘트 관계식

내부 가상 일은 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \delta W_i &= \int_{C_1} \delta(\epsilon)^T \{s\} dV \\ &= \int_{C_1} (\delta(e)^T \{N\} + \delta(x)^T \{M\}) dA \end{aligned}$$

여기에서

- A : C₁에서 요소 중립면의 면적
- {N} : 합응력
- {M} : 합모멘트
- {s} : 응력

합응력과 합 모멘트를 다음과 같이 분해 할 수 있다.

$$\{N\} = \{N_1\} + \{\Delta N^m\} \tag{4}$$

$$\{M\} = \{M_1\} + \{\Delta M^m\} \tag{5}$$

여기에서

- {N₁}, {M₁} : 시간이 t = t₁일 때 C₁에서의 합응력과 합모멘트
 - {ΔN^m}, {ΔM^m} : 합응력과 합 모멘트의 증분 식
- (4), (5)의 각각의 항은 다음과 같다.

$$\{N_1, M_1\} = \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} \{\sigma\} (1, z) dz \tag{6}$$

$$\begin{aligned} \{\Delta N^m\} &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} [\bar{Q}_k] (\{e\} + z\{x\}) z dz \\ &= [A] \{e\} + [B] \{x\} \end{aligned} \tag{7}$$

$$\begin{aligned} \{\Delta M^m\} &= \int_{-\frac{h}{2}}^{\frac{h}{2}} [\bar{Q}_k] (\{e\} + z\{x\}) z dz \\ &= [B] \{e\} + [D] \{x\} \end{aligned} \tag{8}$$

여기에서

- [Q_k] : 좌표 변환된 탄성계수 매트릭스
- {σ} : Cauchy stress 벡터
- [A], [B], [D] : 탄성계수 매트릭스

2.3 비선형 평형방정식

임의의 시간 t에 대한 비선형 평형방정식은 다음과 같다.

$$\mathbf{g}_t = \mathbf{q}_t - \mathbf{f}_t = 0 \tag{9}$$

여기에서 **g**는 외력과 내력 사이의 잔류응력이나 불평형력이며, **q**는 요소의 내력항이고, **f**는 외력항이다.

이 논문에서 비선형 평형방정식은 뉴튼-랩슨법을 사용해 풀었다. 비선형 평형방정식은 Taylor 급수를 적용하여 단계적으로 선형화 하였다. t₁에 대한 평형상태를 알고 있다고 가정하면, t₁ + Δt에 대한 평형방정식을 t₁에 대하여 정의할 수 있는데 Taylor 급수를 적용하여 선형화하면 다음과 같이 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} \mathbf{g}_{t_1+\Delta t} &= \mathbf{q}_{t_1} + \left(\frac{\partial \mathbf{q}}{\partial \mathbf{a}} \right)_{t_1} \delta \mathbf{a} - \mathbf{f}_{t_1+\Delta t} \\ &= \mathbf{q}_{t_1} + [\mathbf{k}] \delta \mathbf{a} - \mathbf{f}_{t_1+\Delta t} = 0 \end{aligned} \tag{10}$$

여기에서, **a**는 절점 변위 벡터

2.4 강성 매트릭스

평면 삼각 셀요소의 강성매트릭스 [**k**]는 다음과 같다.

$$\begin{aligned} [\mathbf{k}] &= \int_{C_1} ([C_2]^T [G_1]^T [A] [G_1] [G_2] \\ &\quad + [B_{dkt}]^T [D] [B_{dkt}] \\ &\quad + [B_{dkt}]^T [B] [G_1] [G_2] \\ &\quad + [G_2]^T [G_1]^T [B] [B_{dkt}] \\ &\quad + [G_2]^T \begin{bmatrix} \hat{N} & 0 & 0 \\ 0 & \hat{N} & 0 \\ 0 & 0 & \hat{N} \end{bmatrix} [G_2]) dA \end{aligned} \tag{11}$$

윗 식에서, 오른쪽 첫 번째 항이 미소변위를 지배하는 강성매트릭스 [**k**]_E, 두 번째, 세 번째, 네 번째항이 초기변위 매트릭스 혹은 대변위 매트릭스 [**k**]_{NL}

라고 하고, 마지막 다섯 번째 항이 초기응력매트릭스 혹은 기하강성매트릭스 $[k]_0$ 라고 한다. 즉,

$$[k]_T = [k]_E + [k]_{NL} + [k]_0 \quad (12)$$

3. 변형중속 특성을 고려한 압력 강성매트릭스 정식화

압력하중은 언제나 구조체의 변형 전후에 상관없이 면에 수직하게 작용하는 것으로 가정한다. 따라서 압력하중의 방향은 구조체의 변형에 따라 변화하게 된다. 따라서 압력하중은 변위의 함수로 표현할 수 있으며, 강성 매트릭스는 이것의 영향을 받으며 이 영향을 고려한 강성 매트릭스를 압력 강성 매트릭스라 한다.

압력하중과 압력 강성 매트릭스는 가상일의 원리로부터 유도할 수 있다.

$$\delta W_p = \int \{ \delta u \ \delta v \ \delta w \} P d\bar{A} \quad (13)$$

여기에서

- $\delta u, \delta v, \delta w$ 는 요소의 중립면의 가상변위
- $d\bar{A}$ 는 변형상태에 수직인 면적 벡터
- P 는 변형상태의 요소에 수직하게 작용하는 전체 압력

압력 P 를 면적좌표계에서 선형보간을 사용하여 다시 표현할 수 있다.

$$P(\xi, \eta) = \lambda(P_{1ref}(1 - \xi - \eta) + P_{2ref}\xi + P_{3ref}\eta) \quad (14)$$

여기에서

- $P_{1ref}, P_{2ref}, P_{3ref}$ 는 구조물에 작용하는 압력의 분력으로 부터 구한 절점값
- λ 는 하중비례벡터

압력 하중은 기준으로 하는 좌표에 따라 두 가지 방법으로 구할 수 있다. 첫번째는 변형된 형상 좌표의 함수로 표현하는 방법과 변형전 초기 형상 좌표의 함수로 표현하는 방법이다.

Updated Lagrangian Formulation에 있어서 모든 크기는 알고 있는 평형상태 C_1 을 기준으로 하여 측정한다. 따라서, 변형상태의 면적 벡터 $d\bar{A}$ 는 알고 있는 평형상태인 C_1 을 기준으로 표현되어야 한다. 이것은 Malvern⁷⁾의 관계식을 이용하여 구할 수 있다.

$$d\bar{A} = [F^{-1}]^T \{ \bar{n} \} dA \quad (15)$$

여기에서

$$[F] = \begin{bmatrix} 1+U_x & U_y & U_z \\ V_x & 1+V_y & V_z \\ W_x & W_y & 1+W_z \end{bmatrix} \text{는 기울기 텐서}$$

$\{ \bar{n} \}$ 는 C_1 상태의 요소의 중립면의 법선 텐서.

dA 는 C_1 상태 요소의 미소면적

기울기 텐서 $[F]$ 에서 각 항들은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} U(x, y, z) &= u(x, y) + z\beta_x(x, y) \\ V(x, y, z) &= v(x, y) + z\beta_y(x, y) \\ W(x, y, z) &= w(x, y) \end{aligned} \quad (16)$$

여기에서

- u, v, w 는 x, y, z 축 상의 변위
- β_x, β_y 는 국소 좌표축 x, y 에 대한 셀 법선의 회전

구조체가 매우 얇고 요소 변형의 대부분이 강제회전을 포함하고 있다고 가정하면 법선회전 β_x, β_y 에 의한 기울기 텐서에 대한 영향은 무시할 수 있다. 따라서 기울기 텐서는 다음과 같이 간단히 쓸 수 있다.

$$[F] = \begin{bmatrix} 1+u_x & u_y & 0 \\ v_x & 1+v_y & 0 \\ w_x & w_y & 1 \end{bmatrix} \quad (17)$$

C_1 상태에서 요소 중립면의 법선을 국소 좌표계의 z 축과 같게 놓으면 법선벡터는 변형 상태에 수직인 면적 벡터는 기준 상태에 대하여 아래와 같이 표현 할 수 있다.

$$\{\bar{n}\} = \{0, 0, 1\} \quad (18)$$

$$d\bar{A} = \begin{Bmatrix} v_x w_{,y} - w_{,x}(1+v_y) \\ u_{,y} w_{,x} - w_{,y}(1+u_x) \\ (1+u_x)(1+v_y) - u_{,y} v_{,x} \end{Bmatrix} \quad (19)$$

중립면의 변위 u, v, w 는 면적 좌표계에서 선형보간 함수를 사용하여 절점값으로 표현할 수 있다.

$$\begin{aligned} u &= (1-\xi-\eta)u_1 + \xi u_2 + \eta u_3 \\ v &= (1-\xi-\eta)v_1 + \xi v_2 + \eta v_3 \\ w &= (1-\xi-\eta)w_1 + \xi w_2 + \eta w_3 \end{aligned} \quad (20)$$

중립면에 대한 변분은 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\{\delta u \delta v \delta w\}^T = [G_3][T]\{\delta a\}$$

여기에서

$$[G_3] = \begin{bmatrix} 1-\xi-\eta & 0 & 0 & \xi & 0 & 0 & \eta & 0 & 0 \\ 0 & 1-\xi-\eta & 0 & 0 & \xi & 0 & 0 & \eta & 0 \\ 0 & 0 & 1-\xi-\eta & 0 & 0 & \xi & 0 & 0 & \eta \end{bmatrix}$$

[T]: 변환 매트릭스

압력하중에 의한 가상일의 원리는 다음과 같이 표현 할 수 있다.

$$\delta W_p = \{\delta a\}^T \{f_p\} \quad (21)$$

여기에서 $\{f_p\}$ 는 국소좌표계에서 구한 압력하중벡터이다.

$$\{f_p\} = \int_0^1 \int_0^{1-\eta} [T]^T [G_3] P \{r\} 2A d\xi d\eta \quad (22)$$

여기에서

A는 C_1 상태 요소중립면의 면적이다.

$$\{r\} = \begin{Bmatrix} v_x w_{,y} - w_{,x}(1+v_y) \\ u_{,y} w_{,x} - w_{,y}(1+u_x) \\ (1+u_x)(1+v_y) - u_{,y} v_{,x} \end{Bmatrix}$$

상기된 식에서 중립면 변위의 편미분은 상수이기

때문에 선형보간함수로부터 쉽게 얻을 수 있다.

$$\{u_{,x} u_{,y} v_{,x} v_{,y} w_{,x} w_{,y}\}^T = \frac{1}{2A} [G_4][T]\{a\} \quad (23)$$

여기에서

$$[G_4] = \begin{bmatrix} -b_2-b_3 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 & 0 \\ -c_2-c_3 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 & 0 & 0 \\ 0 & -b_2-b_3 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 & 0 \\ 0 & -c_2-c_3 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 & 0 \\ 0 & 0 & -b_2-b_3 & 0 & 0 & b_2 & 0 & 0 & b_3 \\ 0 & 0 & -c_2-c_3 & 0 & 0 & c_2 & 0 & 0 & c_3 \end{bmatrix}$$

$$b_i = y_j - y_k \quad c_i = x_k - x_j$$

단 i, j, k 는 1, 2, 3의 주기값

압력 강성 매트릭스 $[k_p]$ 는 $\{a\}$ 에 대하여 체인 룰을 이용하여 $\{f_p\}$ 를 미분하여 구할 수 있다.

$$\{\delta f_p\} = \left(\frac{\partial \{f_p\}}{\partial \{a\}} \right) \{\delta a\} = [x_p]\{\delta a\} \quad (24)$$

압력 강성 매트릭스를 간단하게 만들어 표현하면 다음과 같다.

$$[k_p] = \int_0^1 \int_0^{1-\eta} [T]^T [G_3]^T P [G_3] [G_4] [T] d\xi d\eta \quad (25)$$

여기에서

$$[G_5] = \begin{bmatrix} 0 & 0 & w_{,y} & -w_{,x} & -(1+v_y) & v_x \\ -w_{,y} & w_{,x} & 0 & 0 & u_{,y} & -(1+u_x) \\ 1+v_y & -v_x & -u_{,y} & 1+u_x & 0 & 0 \end{bmatrix}$$

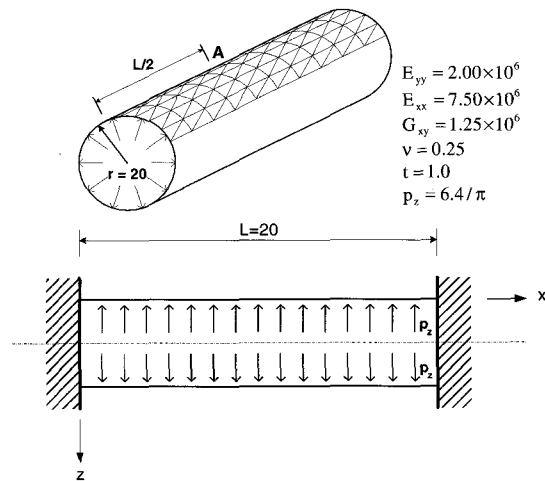
식 (22), (25)에서 면적적분은 면적 좌표계에서 3점 방법을 사용하여 수행하였다. 식 (25)에서 보여지는 것처럼 압력 강성 매트릭스는 비대칭이다. 따라서 이 연구에 있어서 압력 강성 매트릭스는 내부 요소와 경계 요소를 구분하지 않고, 대칭 형태로 조합하여 사용하였다. 전체 좌표계의 압력하중 f_p 와 압력 강성 매트릭스 $[K_p]$ 는 식 (22)에서 주어진 요소 하중 벡터와 식 (25)서 주어진 요소 강성 매트릭스를 조합하여 구할 수 있다.

4. 수치해석

기존의 연구 중에서 압력하중의 변위 의존성을 고려하여 해석한 경우의 해석예제는 드물다. 따라서 이 연구에서는 일반적인 압력하중 예제를 통하여 그 적용성을 확인하였으며, 압력하중의 방향성을 고려한 기존의 예제 중에서 가장 잘 알려진 일정한 외부 압력을 받는 캔틸레버 보와 일정한 분포 압력하중을 받는 원형 링 해석 예제를 선택하여 방향성에 대한 검토를 수행하였다. 또한 기존의 예제를 변형하여 다양한 예제에 적용해 보았으며 그 결과는 상용해석 프로그램인 ABAQUS와 비교하였다, 모든 예제의 해석은 수렴성을 고려하여 Crisfield³⁾에 의해 개선된 Riks법을 이용해서 수행하였다.

4.1 내부 압력하중을 받는 원통셀

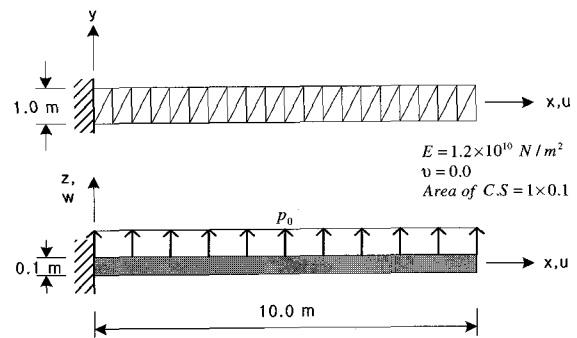
그림 4는 양단이 고정된 내압을 받는 원통형 셀이다. 기하형상과 재료적 성질은 그림 4에 표현하였다. 이 예제는 기하형상과 하중조건 모두 대칭이기 때문에 1/2만 해석을 수행하였다. 해석 결과는 기존의 발표된 이론해, 유한요소 해석 결과⁴⁾와 비교하였다. 결과는 이론해를 기준으로 삼아 무차원량으로 표현하였으며 비교는 오차율로 나타내었다. 그 결과는 표 1에 나타내었다. 본 연구의 결과가 기존의 연구 결과와 비교적 잘 일치함을 볼 수 있고, 기존의 유한요소 해석보다는 어느 정도 이론해에 더 근접했음을 볼 수 있다.



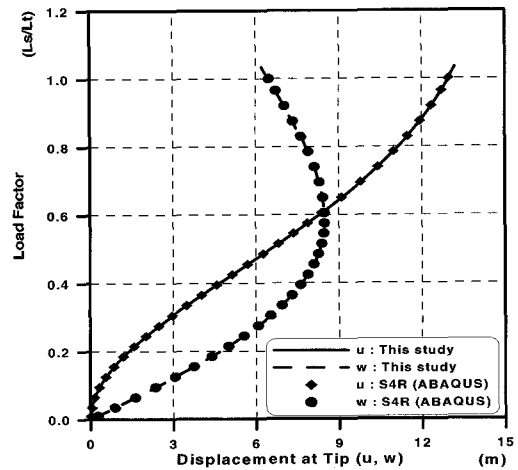
〈그림 4〉 내압을 받는 원통셀

〈표 1〉 유한요소해석과 이론해 비교

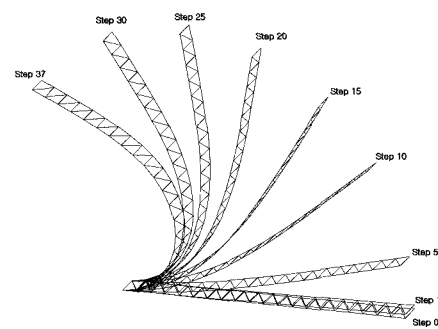
Mesh	기존의 유한요소 해석 (J. Argyris ⁴⁾)		Present	
	w/w _{ref}	오차(%)	w/w _{ref}	오차(%)
3×3	0.6591	-34.09	-	-
5×5	0.9398	-6.02	-	-
7×7	0.9902	-0.98	0.994	-0.6
9×9	0.9926	-0.74	1.002	0.2
이론해	w _{ref} = 0.000367 ⁴⁾			



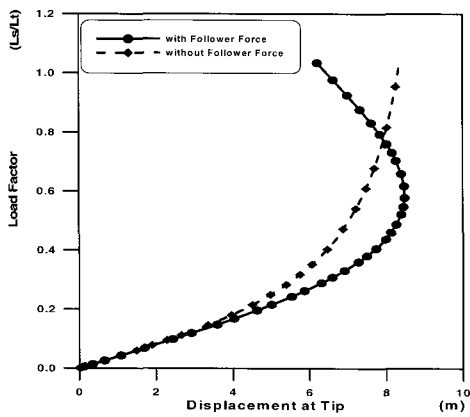
〈그림 5〉 캔틸레버 보



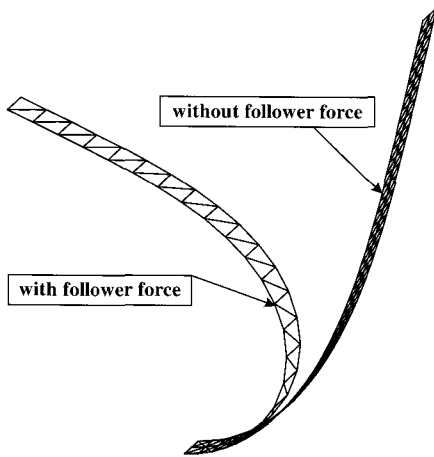
〈그림 6〉 캔틸레버보의 변위



〈그림 7〉 캔틸레버 보의 변형



〈그림 8〉 하중의 방향종속성 고려여부에 대한 비교 (Tip Displacement)



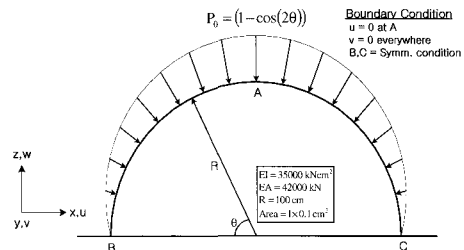
〈그림 9〉 하중의 방향종속성 고려여부에 대한 비교 (Deformation Shape)

4.2 캔틸레버 보

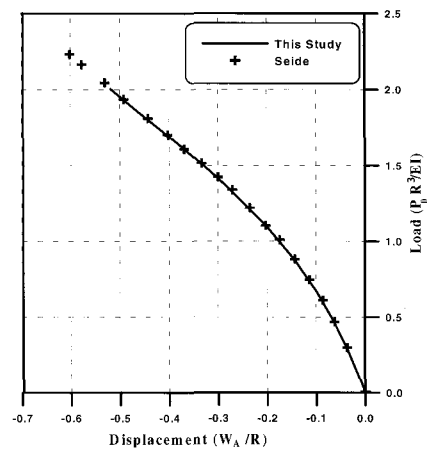
기하형상과 재료상수는 그림 5에 나타내었다. 해석결과는 그림 6에 나타내었으며, 비선형 해석이 가능하고 압력하중의 종속특성을 고려할 수 있는 상용 해석 프로그램인 ABAQUS의 4절점 곡면 셸요소인 S4R을 사용하여 해석한 결과와 비교하였으며 그 결과를 그림 6에 나타냈다. 두 결과가 비교적 잘 일치함을 볼 수 있다. 압력하중의 증분에 따른 보의 변형은 그림 7에 나타내었다.

압력하중의 종속 특성이 구조물의 변형에 미치는 영향을 알아보기 위하여 압력하중을 등가의 절점하중으로 치환하여 하중의 변형 종속성을 고려하지 않고 해석을 수행하였으며, 변형 종속 특성을 고려하여 얻은 결과와 비교하여 보았다. 그 결과를 그림 8과 그림 9에 나타내었다. 그림 8은 하중 증분에 따른 단부 변위

를, 그림 9는 하중 증분이 끝난 전체 변형 형상을 비교하였다. 단부 변위의 경우 발생한 변위가 span의 약 40% 정도까지는 비슷한 경로를 보이다가 그 이후로 점차적으로 다른 경로를 보임을 볼 수 있다.



〈그림 10〉 Circular ring의 기하 형상

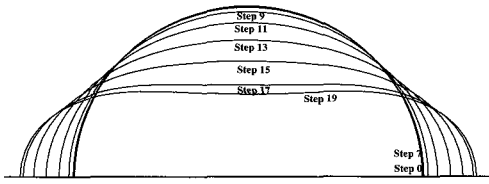


〈그림 11〉 Circular ring의 변위

따라서 변형된 최종 형상도 다르게 나타난다. 변형이 미소한 경우에는 하중의 변형종속성에 상관없이 비슷한 결과를 보이거나 변형이 커질수록 차이가 나타남을 알 수 있다. 따라서 대변형의 해석시 하중의 종속성을 고려하는 것이 중요함을 알 수 있다.

4.3 분포압력하중을 받는 Circular ring

기하형상과 재료상수는 그림 10에 나타내었다. 형상과 작용하는 하중은 중심축을 중심으로 대칭이기 때문에 1/2만 해석하였다. 압력하중은 변형전 초기 상태를 기준으로 계산하였다. 단 방향은 변형되는 형상에 따라 항상 수직으로 하였다. 해석 결과는 그림 11에 나타내었다. Seide)의 수치해석 결과와 비교해 보면 서로 일치함을 볼 수 있다. 하중의 증분에 따른 변형은 그림 12에 나타내었다.



〈그림 12〉 Circular ring의 변형

4.4 분포하중을 받는 Circular Arch

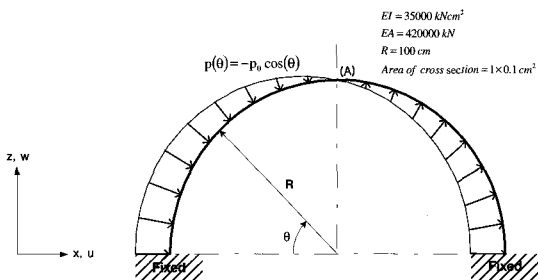
이 예제는 압력하중을 받는 아치이다. 기하 형상과 재료적 특성은 그림 13에 나타내었다. 압력하중은 단순화된 바람하중을 대상으로 하였으며, 적용한 하중은 다음과 같은 식을 사용하여 산정하였다.

$$p(\theta) = -p_0 \cos(\theta)$$

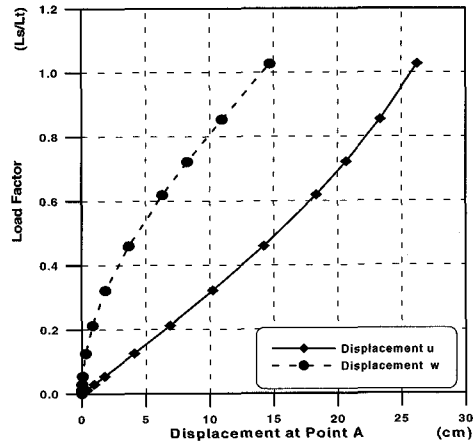
예제에 적용된 하중의 분포는 그림 13에 나타내었으며, 해석결과는 그림 14에 나타내었다. 그림 15는 하중증분에 따른 아치의 변형을 도식화한 것이다.

5. 결 론

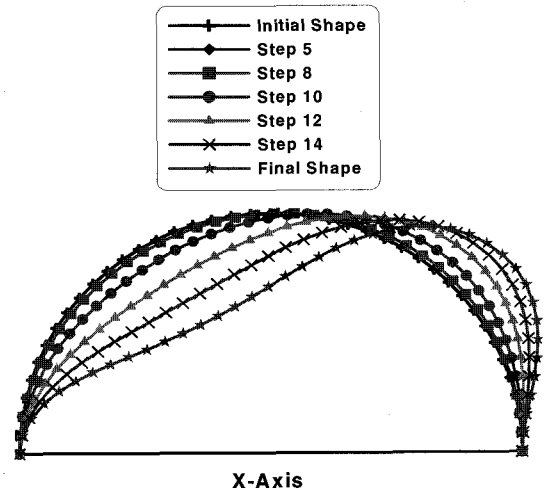
이 논문에서는 압력하중을 받는 일반적인 셸 구조물을 평면 삼각 셸 요소를 이용하여 대변형 해석을 수행하였다. 기본적인 대변형 해석기법으로는 Updated Lagrangian Formulation을 사용하였으며, 압력하중이 가지고 있는 종속하중특성, 즉 구조물의 변형에 따라 그 작용 방향이 변화는 성질은 유한 요소 정식화 과정 속에서 고려하였다. 본 연구의 적용한 정식화 방법으로 얻은 결과는 기존에 발표된 연구 결과¹⁾와 비선형해석이 가능한 상용프로그램인 ABAQUS의 해석 결과와의 비교를 통하여 검증하였다.



〈그림 13〉 분포하중을 받는 Circular Arch



〈그림 14〉 Circular Arch의 변위



〈그림 15〉 Circular Arch의 변형

모든 예제를 통하여 우수한 결과를 얻을 수 있었다. 또한 예제해석을 통하여 대변형 해석을 수행할 경우 종속하중 특성을 고려했을 경우와 고려하지 않았을 경우의 구조물 거동 차이를 볼 수 있었으며, 하중의 특성을 정확하게 정의하는 것은 구조물의 거동을 정확하게 파악하는데 있어서 중요한 요인이 된다는 것을 확인하였다.

이 논문은 압력 하중을 받는 구조물의 거동을 파악하는데 유용하게 적용될 수 있을 것으로 사료된다.

참고문헌

1. Seide, P. and Jamjoon, T. M. M., "Large Deformation of Circular Rings Under Nonuniform Pressure", Journal of Applied

- Mechanics, Vol. 41, pp. 192-196, 1974
2. Schweizerhoff, K. and Ramm, E., "Displacement Dependent Pressure Loads in Nonlinear Finite Element Analysis," *Computer & Structures*, V. 14, No. 1-4, pp. 1413~1429, 1984
 3. Crisfield, M. A., "A Fast Incremental/Iterative Solution Procedure that Handles Snap-Through", *Computer & Structures*, V. 13, pp. 55~62, 1981
 4. Argyris, J. H., Dunne, P. C., Malejannakis, G. A. and Schelkle, E. "A Simple Triangular Facet Shell Element with Applications to Linear and Non-linear Equilibrium and Elastic Stability Problems," *Computer Method in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 10, pp. 371~403, 1977
 5. Horrigmoe, G. and Bergan, P. G., " Nonlinear Analysis of Free-Form Shells by Flat Finite Elements," *Computer Method in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 16, pp. 11~35, 1978
 6. 권택진, 김재열, 장명호, 권익노, "평면삼각 셸요소를 이용한 판 및 셸 구조물의 유한 요소해석 프로그램 개발," *대한건축학회논문집 구조계*, 16권, 1호, 27~34, 2000
 7. Malvern, L. E., "Introduction to the Mechanics of a Continuous Medium," Prentice-Hall Inc, 1969
 8. Argyris, John and Tenek, Lazarus, "An Efficient and Locking-free Flat Anisotropic Plate and Shell Triangular Element," *Computer Methods in Applied Mechanics and Engineering*, Vol. 118, pp. 63~119
 9. Fatt, Michelle S. Hoo, "Elastic-plastic collapse of non-uniform cylindrical shells subjected to uniform external pressure," *Thin-Walled Structures*, Vol. 35, pp. 117-137 1999
 10. Blachut, J. and Jaiswal, O. R., "On buckling of toroidal shells under external pressure," *Computers & Structures*, Vol. 77, pp. 233-251, 2000
 11. Tian, J., Wang, C. M. and Swaddiwudhipong, S., "Elastic buckling analysis of ring-stiffened cylindrical shells under general pressure loading via the Ritz method," *Thin-Walled Structures*, Vol. 35, pp. 1-24 1999
 12. Combescure A. and Galletly, G.D., "Plastic buckling of complete toroidal shells of elliptical cross-section subjected to internal pressure," *Thin-Walled Structures*, Vol. 34, pp. 135-146 1999
 13. Godoy, Luis A., "Stress and Pressures in thin-walled structures with damage and imperfections," *Thin-Walled Structures*, Vol. 32, pp. 181-206 1998
 14. Gusic, G., Combescure, A. and Jullien, J. F., "The influence of circumferential thickness variations on the buckling of cylindrical shells under external pressure," *Computers & Structures*, Vol. 74, pp. 461-477, 2000
 15. Sekhon, G. S. and Bhatia, R. S. "Generation of exact stiffness matrix for a spherical shell element," *Computers & Structures*, Vol. 74, pp. 335-349, 2000
 16. Boote, D., Mascia, D., Monti, M., Rizzuto E. and Tedeschi, R., "Elastic instability of thin Cylindrical shells : Numerical and experimental investigation," *Ocean Engineering*, Vol. 24, No. 2, pp. 133-160, 1997
 17. Paliwal, D.N. and Pande, A., "Orthotropic cylindrical pressure vessels under line load", *International Journal of Pressure Vessels and Piping*, Vol. 76, pp. 455-459, 1999
 18. Carnoy, E. G., Guennoun, N. and Sander, G., "Static Buckling Analysis of Shells Submitted to Follower Pressure by the Finite Element Method," *Computers & Structures*,
 19. Loganathan, K., Chang, S. C., Gallagher, R. H.

and Abel, J. F., "Finite Element Representation and Pressure Stiffness in Shell Stability Analysis," *International Journal for Numerical Methods in Engineering*, Vol. 14, pp. 1413-1429

20. Ross, Carl T. F., Sawkins, David and Terry

Johns, "Inelastic buckling of thick-walled circular conical shells under external hydrostatic pressure," *Ocean Engineering*, Vol. 26, pp. 1297-1310, 1999