

構造的 不連續에 기인하는 圓筒構造物의 応力集中現象에 관한 有限要素法에 의한 研究

A Study on Stress Concentration Phenomena in Cylindrical Structures
due to Structural Incontinuity by Finite Element Method

김 두 만 * 정 세 현 **

DoO Man Kim · Sei Heon Chung

Abstract

The stress concentration phenomena due to the structural incontinuity are studied by finite element method. In this study, a circular cylinder is treated. Under the axial load, the membrane action is dominant and the 24 D.O.F. cylindrical membrane finite element is used. The assembly of this element can successfully represent the original structure geometrically. The internal displacement function is such organized that the inter element compatibility condition is fully satisfied.

In this study, the stress concentration factors due to the presence of a hole on the cylinder wall are obtained, and the factors versus the location of the hole is computed and plotted. It is found that the hole effect on the stress concentration disappears beyond the neighboring region of the hole size from the edge of the hole.

Those results are useful for practical design in determining the region where the re-inforcing is necessary.

Nomenclature

a: Length of axial direction at finite element
[B]: Matrix of strain and displacement relation

[D]: Elastic matrix
E: Young's modulus
 $f_i(\xi, \eta)$: shape function of axial displacement
 $g_i(\xi, \eta)$: shape function of circumferential displacement
[K]: Stiffness matrix

* 정희원 : 인하공전대 항공정비과 부교수

** 정희원 : 한신기계 (주) 생산부장

- p : Force vector
- r : Radius of circular cylinder
- t : Thickness of finite element
- U : Strain energy
- u : Axial displacement
- $u, x : \frac{\partial u}{\partial x}$
- $u, \theta : \frac{\partial u}{\partial \theta}$
- v : Circumferential displacement
- $v, x : \frac{\partial v}{\partial x}$
- $v, \theta : \frac{\partial v}{\partial \theta}$
- W : potential energy by external force
- w : Normal displacement
- $\beta : \frac{r \Delta \theta}{a}$
- $\Delta \theta$: Subtending angle of finite element
- ϵ_{ij} : Strain tensor
- { ϵ } : Two dimensional strain vector
- ξ : Nondimensional coordinate in x direction
- η : Nondimensional coordinate in direction
- K : Stress concentration factor
- π : Total energy
- ϵ_{ij} : Stress tensor
- { ϵ } : Two dimensional stress vector
- Mean stress
- Axial stress

I. 序 論

構造解析은 理論的인 方法과 數值的인 方法으로 大別된다. 理論的인 方法은 理想的인 構造物에만 適用이 可能하며 이 理論的인 方法에 依한 近似解決 또한 簡單한 構造形狀의 問題에만

可能하다.

大部分의 實 構造物과 같은 複雜한 構造物의 解析은 理論的인 方法에 依한 解析이 거의 어려우며, 많은 경우에 數值的인 方法으로 解析되어지고 있다. 더욱이 디지털 컴퓨터의 出現으로해서 이 數值解析은 急進的인 發展을 보아왔다.

固體力學分野에서는 1960年代이후 有限要素法의 開發로 하여 航空機, 船舶등의 設計¹⁾²⁾는 물론, 많은 分野에서 이 有限要素法이 사용되어 오고 있다.

有限要素法이라함은 連續體의 構造物을 有限個의 要素로 分解하여 그 要素가 節點이라고 하는 점들을 통하여 連結되어 있다고 假定하여 問題를 解析하는 것이다.

따라서 有限要素의 決定은 要素의 幾何學的인 形態, 節點의 自由度, 內部變位函數 및 內部變形率—變位關係에 의하여 特性지워지고, 이들 중 어느 한 가지가 다를지라도 同一한 有限要素로 취급할 수가 없고 따로 定義되어야 한다.

本 研究은 圓筒構造物에 節開部分이 있는 경우에 荷重이 作用할때는 應力集中 現象이 심하게 發生하므로하여 많은 경우의 圓筒構造物에 대한 節開部分에서의 應力集中 現象의 解析을 적용하므로써 사고예방에 기여할 수 있다.

本 解析에서 취급하고 있는 圓筒構造物은 두께가 얇으며 內部에 四角形 節開를 가지는 것으로 構造物의 自由端에 集中力을 받고 있는 境遇이다.

이의 解析時에는 二次元的인 問題로 취급이 가능하므로 有限要素에서 半徑方向의 自由度는 重要하지 않게 되며 面內의 自由度만을 갖는 有限要素로 解析될 수 있다. 그러나 이러한 假定 아래서 應力解析을 實施하므로 既存의 二次元 膜 有限要素(membrane finite element)를 使用하기에는 몇가지의 어려운 점이 있다. 첫째로 既存의 二次元 膜 有限要素는 平面을 對象으로 한 것이므로 圓筒形의 形狀을 構

成하기가 어렵고, 둘째로 自由度가 變位로만 되어 있으므로 要素間의 適合性이 變位の 側面에서는 滿足되지 못하고 있다.

本 研究에서는 圓筒形 실린더에 기존의 2次元 膜 有限要素를 적용시킬때 발생되는 問題點을 檢査하여 圓筒실린더의 應力解析에 適合한 圓筒形 膜 有限要素(cylindrical membrane finite element)를 사용하였다.

II. 有限要素

1. 幾何學的 形狀

有限要素의 幾何學的 形狀은 圓筒形 실린더의 일부분이 되게 하기 위하여 Fig.1과 같이 두개의 모선과 반경이 R인 平行원주의 일부분으로 구성하였다. 따라서 圓筒形 실린더의 構造物은 Fig.1의 有限要素의 結合體로 완벽하게 대체될 수 있으므로 기하학적 모순은 없다.

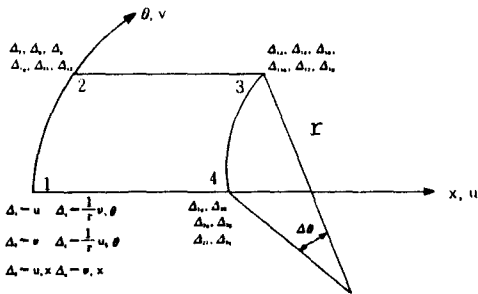


Fig. 1 Cylindrical membrane finite element

2. 節點의 自由度

有限要素의 節點의 自由度는 x 방향의 變位 u, θ 방향의 變位 v, 및 각 變位の 1차 導函數, $u_{,x}$, $\frac{1}{r}u_{,\theta}$, $\frac{1}{r}u_{,\theta}$ 및 $v_{,x}$ 로 하여 한 節點에 6 自由度, 하나의 要素에 모두 24 自由度를 가지도록 하였다. 變位の 1차 導函數들은 바로 節點에서의 變形率에 관련되며 이 관계는 變形率-變位 關係式에 나타나 있다. 節點의 自

由度에서 반경방향 變位 및 그 導函數를 고려하지 않은것은 서론에서 언급한 바와같이 두께가 얇은 圓筒形 실린더를 解析하기 때문이며 또한 본 연구가 원통형 좌표의 2차원적인 문제만을 대상으로 하고 있기 때문이다.

다시 말하면 반경방향 變位가 軸方向이나 원주방향의 變形率에 영향을 미치겠지만 그 영향이 상당히 적을 것으로 예측되어 무시할 수 있다.

3. 內部變位 函數

內部變位函數는 有限要素의 特性을 부여하는 중요한 要素이며 일반적으로 보간함수(interpolation function)를 사용하여 선정되어진다. 內部變位函數는 가능한 한 실제의 변형곡선에 근사하게 가정하는 것이 좋으나 계산상의 문제가 있으므로 대부분 節點의 自由度를 만족시킬 수 있는 최소의 다항식으로 선정된다. 각 節點의 自由度가 變位와 變位の 1차 導函數로 되어 있으므로, 4차의 Hermitian 다항식의 特性을 이용하여 內部變位函數를 選定하고자 한다.

4차의 Hermitian 다항식은 Pestel⁷⁾에 의해서 물리적인 의미와 수학적인 특성이 명백히 기술되어져 있으며 F.K.Bogner, R.L.Fox와 L.A.Schmit³⁾은 이를 이용하여 원통형 박판 유한요소의 內部變位函數를 이들 다항식과 節點의 自由度의 선형조합으로 구성하였다. 無次元 座標 ξ, η 를 다음 식(1)과 같이 定義한다.

$$\xi = \frac{x}{a}, \quad \eta = \frac{\theta}{\Delta\theta} \quad (1)$$

平面 彈性問題에 대한 內部變位函數 u, v는 식(2)와 같이 표시한다.

$$\begin{aligned} u(\xi, \eta) &= f_i(\xi, \eta) \Delta_i, \\ v(\xi, \eta) &= g_i(\xi, \eta) \Delta_i, \end{aligned} \quad i = 1 \sim 24 \quad (2)$$

여기서 $f_i(\xi, \eta)$ 와 $g_i(\xi, \eta)$ 는 形狀函數로서 식(3)과 같다.

$$\begin{aligned} f_i(\xi, \eta) &= X_m Y_n \\ g_i(\xi, \eta) &= X_p Y_q \end{aligned} \quad \dots\dots\dots (3)$$

식(3)에서 $m=n=p=q=0$ 인 경우의 $x_0=y_0=0$ 이며 본 연구에서 지정된 有限要素에서 變位函數가 4 절점에서 모든 境界條件을 만족하고 4 변상의 幾何學的 相應性을 만족하기 위하여서는 i, m, n, p, q 사이의 관계는 다음 식(4)와 같이 되어야 한다.

i	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24	
m	1	0	2	0	1	0	1	0	2	0	1	0	3	0	4	0	3	0	3	0	4	0	3	0	0
n	1	0	1	0	2	0	3	0	3	0	4	0	3	0	3	0	4	0	1	0	1	0	2	0	0
p	0	1	0	1	0	2	0	1	0	1	0	2	0	3	0	3	0	4	0	3	0	3	0	4	0
q	0	1	0	2	0	1	0	3	0	4	0	3	0	3	0	4	0	3	0	1	0	2	0	1	0

..... (4)

4. 變形率—變位 關係式

본 연구의 有限要素에서는 반경방향의 變位를 고려하지 않았기 때문에 變形率도 圓筒形面內에서의 $\epsilon_x, \epsilon_\theta, \epsilon_{x\theta}$ 만 존재한다고 가정하고 반경에 비하여 두께가 매우 적으므로 두께에 대한 變形率의 변화는 거의 없다고 가정한다. 圓筒形構造에서의 變形率—變位 關係는 다음 식(5)와 같다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{r} \left(\frac{\partial v}{\partial \theta} - w \right) \dots\dots\dots (5) \\ \epsilon_{x\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{aligned}$$

본 연구에서 변형변위는 고려하지 않고 있으며 또 식(5)에서 하층이 圓筒形面內에 있는 한 w 의 값은 매우 적을 것이므로 $w \ll$

$\frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta}$ 가 있어 $\frac{w}{r}$ 를 무시한 식(6)을 變形率—變位關係로 사용한다.

$$\begin{aligned} \epsilon_x &= \frac{\partial u}{\partial x} \\ \epsilon_\theta &= \frac{1}{r} \frac{\partial v}{\partial \theta} \dots\dots\dots (6) \\ \epsilon_{x\theta} &= \frac{1}{r} \frac{\partial u}{\partial \theta} + \frac{\partial v}{\partial x} \end{aligned}$$

식(6)의 u, v 는 內部變位函數이므로 식(2)를 식(6)에 대입하여 다음식(7)의 變形率—變位關係式을 얻을 수 있다.

$$\begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_\theta \\ \epsilon_{x\theta} \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} \frac{1}{a} f_{i,\xi} \\ \frac{1}{r \Delta \theta} g_{i,\eta} \\ \frac{1}{r \Delta \theta} f_{i,\eta} + \frac{1}{a} g_{i,\xi} \end{Bmatrix} \{ \Delta_i \} = [B] \{ \Delta \} \dots\dots\dots (7)$$

Ⅱ. 매트릭스 支配方程式

매트릭스 支配方程式은 에너지 원리로 부터 誘導되어진다. 動力學的인 問題를 有限要素로 다루거나 振動問題를 有限要素로 다룰때에는系에 운동에너지가 존재하므로 이로부터 질량 매트릭스가 誘導되나 본 연구에서는 應力集中 現象을 다루는 문제이므로 靜力學的으로 취급되어지고 變形에너지로 부터 誘導되는 강성 매트릭스만 支配方程式에 나타난다.

Ⅱ-1. 에너지 원리

固体力學에서 構造物은 운동이나 변형시 최소에너지의 狀態에 있게 된다. 본 문제에서와 같은 정적인 문제에 대해서는 운동에너지가 없는 경우이므로 에너지 보존계에서의 총 에너지 π 는 다음식(8)과 같다.

$$\pi = U + W \dots\dots\dots (8)$$

식(8)에서 π 는 최소이여야 하므로 1차 변분이 0이 되어야 한다.

$$\delta\pi = 0 \quad \dots\dots\dots(9)$$

2. 變形에너지

變形에너지는 다음식(10)으로 표시된다.

$$U = \int_V \frac{1}{2} \sigma_{ij} \epsilon_{ij} dV \quad \dots\dots\dots(10)$$

본 연구에서는 2차원 문제를 다루고 있으므로 2차원 應力變形率을 다음의 식(11)과 같이 표시한다.

$$\begin{aligned} \{\sigma\} &= \{\sigma_x \quad \sigma_\theta \quad \sigma_{x\theta}\} \quad \dots\dots\dots(11) \\ \{\epsilon\} &= \{\epsilon_x \quad \epsilon_\theta \quad \epsilon_{x\theta}\} \end{aligned}$$

식(10)을 다시쓰면 식(12)와 같다.

$$\int_V \frac{1}{2} \{\sigma\} \{\epsilon\} dV \quad \dots\dots\dots(12)$$

彈性理論으로부터 平面應力 상태의 應力和 變形率의 관계식은 식(13)으로 주어진다.

$$\begin{Bmatrix} \sigma_x \\ \sigma_\theta \\ \sigma_{x\theta} \end{Bmatrix} = \frac{E}{1-\nu^2} \begin{bmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} \epsilon_x \\ \epsilon_\theta \\ \epsilon_{x\theta} \end{Bmatrix} \quad \dots\dots\dots(13)$$

식(13)을 간단하게 식(14)와 같이 표시한다.

$$\{\sigma\} = [D] \{\epsilon\} \quad \dots\dots\dots(14)$$

식(7)과 식(14)를 식(12)에 대입하면 變形에너지는 식(15)로 계산된다.

$$\begin{aligned} U &= \frac{1}{2} \int_V \{\epsilon\} [D] \{\epsilon\} dV \\ &= \frac{1}{2} \int_V (\{\Delta\} [B])^T [D] [B] \{\Delta\} dV \\ &= \frac{1}{2} \{\Delta\} \int_V [B]^T [D] [B] dV \{\Delta\} \quad \dots\dots\dots(15) \end{aligned}$$

또한 變形에너지를 강성 매트릭스로 표시하

면 식(16)이 된다.

$$U = \frac{1}{2} \{\Delta\} [K] \{\Delta\} \quad \dots\dots\dots(16)$$

식(15)와 (16)에서 강성매트릭스는 식(17)과 같이 구해진다.

$$[K] = \int_V [B]^T [D] [B] dV \quad \dots\dots\dots(17)$$

3. 支配方程式

有限要素에서 荷重은 節點에서만 작용하므로 節點에 작용하는 荷重을 {P}라 하면 外力에 의한 位置에너지는 식(18)로 표시된다.

$$W = - \int_V \{p\} d\{\Delta\} \quad \dots\dots\dots(18)$$

따라서 계의 총 에너지는 식(15)와 식(18)을 식(8)에 대입하여 다음과 같이 구해진다.

$$\pi = \frac{1}{2} \{\Delta\} [K] \{\Delta\} - \int_V \{p\} d\{\Delta\} \quad \dots\dots\dots(19)$$

식(19)에 식(9)를 적용하면 다음 식(20)과 같다.

$$\delta\pi = \{K\} \{\Delta\} - \{p\} \delta\{\Delta\} = 0 \quad \dots\dots\dots(20)$$

$\delta\{\Delta\} \neq 0$ 이므로 식(20)에서 다음식(21)이 구해진다.

$$\{p\} = [K] \{\Delta\} \quad \dots\dots\dots(21)$$

4. 要素 강성 매트릭스의 計算

要素의 강성 매트릭스는 식(17)에 의하여 구하여진다. 식(17)에 식(7)과 식(13)을대입하면 要素 강성 매트릭스는 다음식(22)과 같다.

$$\begin{aligned} K_{ij} &= \frac{E}{1-\nu^2} \int_0^{2\pi} \int_a^{a_0} \left(\frac{1}{a} f_{i,r} \cdot \frac{1}{r\Delta\theta} g_{i,n} \right. \\ &\quad \left. + \frac{1}{r\Delta\theta} f_{i,\theta} + \frac{1}{a} g_{i,r} \right) \end{aligned}$$

$$\begin{pmatrix} 1 & \nu & 0 \\ \nu & 1 & 0 \\ 0 & 0 & \frac{1-\nu}{2} \end{pmatrix} \begin{pmatrix} \frac{1}{a} f_{i,e} \\ \frac{1}{r\Delta\theta} g_{i,n} \\ \frac{1}{r\Delta\theta} f_{i,n} + \frac{1}{a} g_{i,e} \end{pmatrix} t dx r d\theta$$

$$-\frac{Et}{1-\nu} \iint \left[\beta f_{i,e} f_{i,e} + \frac{1}{\beta} g_{i,n} g_{i,n} + (f_{i,e} g_{i,n} + g_{i,n} f_{i,e}) + \frac{1-\nu}{2} \left(\frac{1}{\beta} f_{i,n} f_{i,n} + \beta g_{i,e} g_{i,e} \right) + (f_{i,n} g_{i,e} + g_{i,e} f_{i,n}) \right] d\xi d\eta \quad (22)$$

여기서 $\beta = r \frac{\Delta\theta}{a}$ 이고, t 는 요소의 두께이다.

IV. 問題說明 및 計算

본 연구에서의 圓筒形 膜 有限要素를 사용하여 Fig.2에서 보는 圓筒形 실린더의 內部에 4각형 절개부분을 갖는 경우 自由端에 集中力 P를 가했을 때에 應力集中과 절개부분의 크기에 따른 應力集中現象 및 절개부분의 位置에 따른 應力集中現象을 동시에 計算하였다.

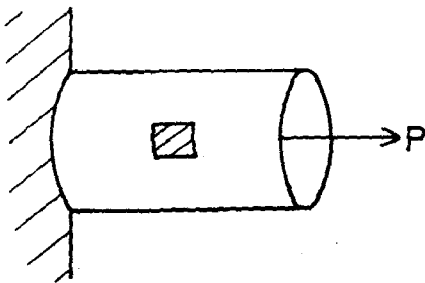


Fig.2 Circular cylinder with rectangular hole subjected to concentrated load at free edge.

이의 解析을 위하여 應力集中係數 κ 를 다음 식 (23)과 같이 定義한다.

$$\kappa = \sigma_r / \sigma_0 \quad (23)$$

여기서 平均應力 σ_0 는 식 (24)과 같다.

$$\sigma_0 = \frac{p}{2\pi r t} \quad (24)$$

計算 모델은 반지름(R)이 200 mm, 길이(L)가 1,200 mm, 두께가(t) 1 mm이며 재료는 연강으로서 그 彈性係數(E)가 $2.1 \times 10^4 \text{ kg/mm}^2$, 프와송의 비(ν)는 0.3이고 自由端에 集中力 P는 1,000 kg으로 하였다. 有限要素의 분할은 Fig.3과 같이 하여 要素數가 54개이고, 節點의 數는 60개로 하였다.

따라서 한 節點의 自由度가 6개씩이므로 모든 要素에 대하여 중첩시켜 형성된 singular 매트릭스의 크기는 360×360 이다. 境界條件으로는 固定端에서의 變位 u, v 와 회전각 $\frac{1}{r} u, \theta$ 및 v, z 가 0이므로 固定端의 6개 節點에서 각 節點당 4개의 自由度가 구속되므로 24개의 境界條件을 적용하면 분할된 non-singular 매트릭스의 크기는 336×336 이 된다.

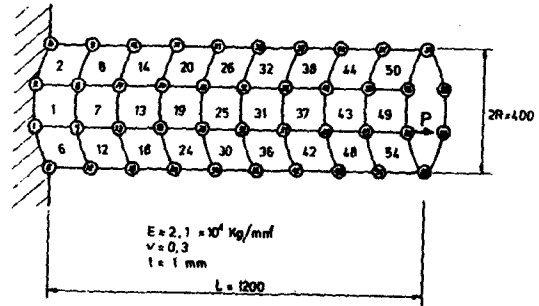


Fig.3 Element mesh and nodal points

V. 結果 및 檢討

圓筒構造의 중앙에 Fig.2와 같은 4각형 절개부분을 갖는 경우에 있어 구멍의 크기에 따른

最大應力 集中係數의 크기는 Fig.4 와 Table 1 에 나타나 있으며 절개 부분으로부터 축방향에 이르는 應力集中係數의 變化가 Fig.5 와 Table 2 에 나타나 있고, 절개 부분으로부터 원주방향에 이르는 應力集中係數의 變化는 Fig.6 과 Table 3 에 나타나 있다.

Table 1. The maximum stress concentration factors for the hole size.

Hole size	$a = \frac{1}{3}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{7}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{5}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = D$ $b = \frac{\pi}{3}R$
K_{max}	2.36	2.40	2.60	3.72

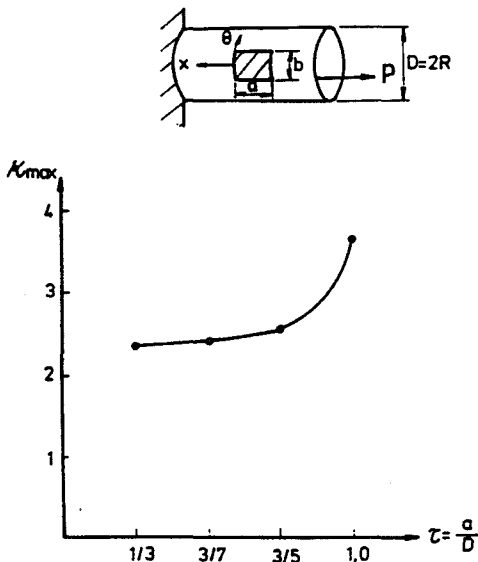


Fig. 4 The maximum stress concentration factors for the hole size

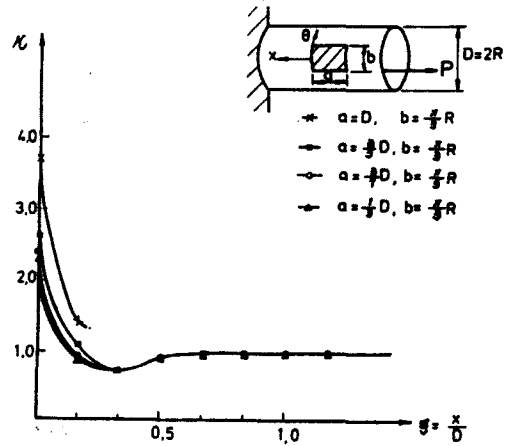


Fig.5 The stress concentration factors from the cut out along the X axis.

Table 2 The stress concentration factors from the cut out along the X axis.

Hole size $\xi =$	$a = D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{6}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{7}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{9}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$
	0	3.72	2.603	2.40
1/6	1.34	1.04	0.98	0.97
2/6		0.71	0.71	0.71
3/6		0.96	0.96	0.96
4/6		0.96	0.97	0.97
5/6			0.99	0.99
6/6			0.99	1.0

Fig.7 과 Table 4 는 절개 부분의 크기가, 가 로 a가 직경의 $\frac{1}{3}$ 이고, 원주 방향으로의 길이 b가 $\frac{\pi}{3}R$ 인 경우에 있어서 이 절개 부분의 위치에 따른 最大 應力 集中係數가 나타나 있다.

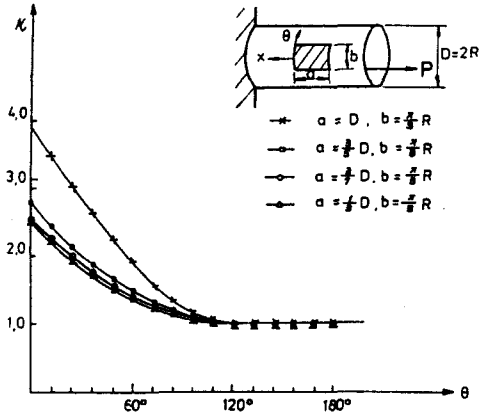


Fig. 6 The stress concentration factors from the cut out along the circumferential direction

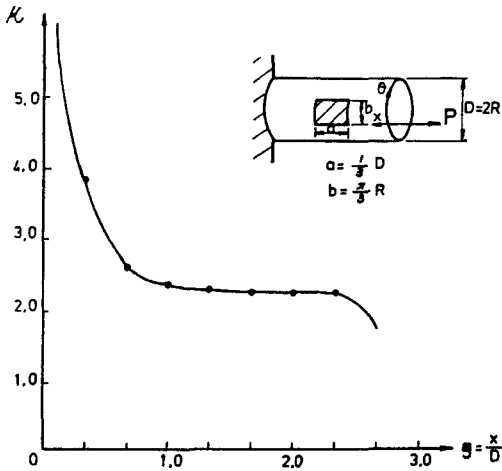


Fig. 7 The maximum stress concentration factors for the position of hole.

Table 4. The maximum stress concentration factors for the position of hole.

Hole pos ($\xi = \frac{x}{a}$)	0	1/3	2/3	1	1 1/3	1 2/3	2	2 1/3	2 2/3
κ	24.12	3.76	2.60	2.40	2.36	2.36	2.35	2.32	1.79

Table 3. The stress concentration factors from the cut out along the circumferential direction.

Hole size θ	$a=D, b=\frac{\pi}{3}R$	$a=\frac{3}{5}D, b=\frac{\pi}{3}R$	$a=\frac{3}{7}D, b=\frac{\pi}{3}R$	$a=\frac{1}{3}D, b=\frac{\pi}{3}R$
0°	3.72	2.603	2.40	2.36
12°	3.56	2.47	2.23	2.23
24°	3.10	2.16	1.99	1.95
36°	2.60	1.83	1.69	1.67
48°	2.25	1.61	1.50	1.48
60°	1.99	1.46	1.38	1.36
72°	1.74	1.36	1.30	1.28
84°	1.45	1.26	1.22	1.21
96°	1.19	1.17	1.16	1.10
108°	1.12	1.12	1.11	1.09
120°	1.10	1.10	1.09	0.98
132°	1.09	1.07	1.06	
144°	1.04	1.04	1.01	
156°	1.01	1.01	0.99	
168°		0.99		
180°				

Fig. 4 와 Table 1에 의하면 절개 부분의 크기가 원주 방향으로의 길이 b 가 $\frac{\pi}{3}R$ 로 일정하고 가로 a 가 $\frac{1}{3}D$ 인 경우, 最大應力集中係

數는 2.36 이고 a가 $\frac{3}{7}D$ 인 경우는 2.40 a가 $\frac{3}{5}D$ 인 경우는 2.60 및 a가 원통직경 D와 같은 경우는 3.72 로서 절개부분이 크게 될수록 應力 集中係數는 증가하고 있음을 보여준다.

Fig.5 및 Table 2에 의하면 절개 부분에서 부터 가로 방향에 대해 이 應力 集中 效果가 거의 미치지 못하는 지역은 절개 부분의 가로 길이의 크기 a만큼 떨어져서 부터임을 알 수 있다.

Fig.6 과 Table 3에 의하면 절개 부분에서 부터 원주 방향에 대해 이 應力 集中 效果가 거의 미치지 못하는 지역은 절개부분의 원주 길이 b의 1.5배 만큼 떨어진 위치 부터임을 알 수

Fig.7 과 Table 4에 의하면 절개부분의 위치가 自由端에서 절개부분의 가로 길이의 2배 이상 떨어진 위치부터 固定端의 바로 전까지 위치할 때는 應力 集中 現象을 그 절개부분의 위치에 거의 영향을 미치지 않고, 단지 절개 부분의 크기에만 따르는 것을 알 수 있다.

VI. 結 論

圓筒型 膜 有限要素를 이용하여 圓筒 構造의 内部에 구멍을 가지는 경우 自由端 集中力을 가했을때 발생하는 應力 集中 現象을 解析한 結果 다음과 같은 結論을 얻었다.

1. 절개부분의 크기에 따른 最大應力 集中係數는 다음과 같다.

Size of hole	$a = \frac{1}{3}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{7}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = \frac{3}{5}D$ $b = \frac{\pi}{3}R$	$a = D$ $b = \frac{\pi}{3}R$
K_{max}	2.36	2.40	2.60	3.72

2. 절개부분으로 인한 應力 集中 效果가 없어지는 가로 방향으로의 위치는 절개 부분에서 부분의 가로 길이 a만큼 떨어진 위치이고, 원주 방향에 대해서는 절개 부분의 원주길이 b인 1.5배 만큼 떨어진 위치에서 부터이다.

3. 절개부분의 위치에 따른 應力 集中 現象의 영향은 가로 방향으로부터 自由端에서 절개부분의 가로 길이의 2배 만큼 떨어진 곳에서 부터 固定端의 바로 전까지 위치할 때에는 절개 부분의 위치에 관한 영향은 거의 무시할 수 있다.

참 고 문 헌

1. S. Levy, "Computation of Influence Coefficients for Aircraft Structures with Discontinuities and Sweepback," Journal of Aeronautical Science, Vol.14, No.10, pp.547-560, October, 1947.
2. J.H. Argyris and S. Kelsey, "Energy Theorems and Structural Analysis." Butter Worth, London, 1960.
3. F.K. Bogner, R.L. Fox, and L.A. Schmit, "A Cylindrical Shell Discrete Element," AIAA Journal, Vol.5, No.4, pp.745-750, April, 1967.
4. Carry M. Linderg and Mervyn D. Olson, "A High-Precision Triangular Cylindrical Shell Element." AIAA Journal, Vol.9, No.3, pp.530-532, March, 1971.
5. T. Y. Yanz and H. W. Kim, "Asymmetrical Bending and Vibration of a Conical Shell Finite Element," AIAA Journal, Vol.12, No.3, pp.257-258, March, 1974.
6. T.Y. Yang and H.W. Kim, "Vibration and Buckling of Shells under Initial Stresses," AIAA Journal Vol. 11, No.11, pp.1525-1531, November, 1973.

7. Pestel, E.C. "Dynamic Stiffness Matrix Formulation by Means of Hermitian Polynominals", Proc. of the First AFFDL-TR-66-80, Ohio, pp.479, November 1966.
8. 金斗萬, "壓縮力을 받은 一端固定板의 應力分布에 관한 유한 요소법에 의한 연구", 인하공업전문대학 論文集, Vol. 6, pp.75-81, 1981.
9. 金斗萬, 金桓旭, "구조적 불연속성에 기인하는 應力分布 현상의 유한요소법에 의한 연구", 한국항공우주학회, Vol. 10, No 1, pp. 41 - 45. 1982.
10. 金斗萬, 鄭世憲, "圓筒形 구조에 작용하는 집중력의 擴散現象에 관한 유한요소법에 의한 연구", 인하공업 전문대학 論文集 Vol. 12, pp. 105-112.
11. 金斗萬, 金桓旭, "유한요소법을 이용한 코오드 - 고무 복합판의 동적특성에 관한 연구", 한국자동차 공학회誌, Vol. 8, No 2, pp. 51-64, 1986.