

<論 文>

보강원통셸의 최적구조설계에 관한 연구

이 영 신* · 김 대 원**

(1988년 7월 29일 접수)

A Study on the Optimization of the Stiffened Cylindrical Shell

Young-Shin Lee and Dae-Won Kim

Key Words : Stiffened Cylindrical Shell(보강원통셸), Optimal Design(최적설계), Buckling Analysis(좌굴해석), Stress Analysis(응력해석)

Abstract

The minimum weight design for the simply supported orthogonally stiffened cylindrical shell subjected to axial compression is studied by a mathematical programming. A smeared-out method is used for the computation of buckling load in the optimization process and optimization is accomplished by a gradient projection method. Maximum eight design variables and twenty-one inequality constraints considering the buckling, stress and geometric restraints are used. The three stringer types are considered as the optimization models : (1) rectangular stringer (2) I-stringer (3) T-stringer. Two design examples are compared with those in the other studies and the results demonstrate the validity of the present study. From the calculation the design with T-stringer can be more efficient than the one with rectangular or I-stringer.

1. 서 론

보강원통셸은 비행체, 잠수함 등의 기본구조형태이다. 최적설계에 대한 연구는 비행체의 대형화로 인한 중량감소설계의 필요성때문에 1950년대 후반부터 발전하기 시작했으며 기본설계단계에서 중요한 도구로 활용되고 있다. 보강원통셸의 최적설계에서는 대개의 경우^(1~6) 무게가 목적함수이고 셸두께와 보강재의 치수 및 간격을 설계변수로 한다. 제한조건으로는 좌굴 및 응력제한조건과 제작성을 고려한 기하학적 제한조건을 사용한다.

최적화방법으로 1967년 이전에는 동시파손모드(simultaneous failure mode)를 가정하여 변수를 검토하는 방법⁽¹⁾이 사용되었으나 Simitses⁽²⁾등에 의

해 불합리성이 지적되었고 특히 기하학적 불완전성(geometric imperfection)에 민감하기 때문에 현재는 사용하지 않고 있다. 다른 접근방법은 수학적계획법(Mathematical Programming Method)을 사용하는 것으로 Morrow⁽³⁾가 벌칙함수방법(Penalty Function Method)을 도입한 이래 그 효용성이 입증되어 각종 구조물의 최적설계에도 광범위하게 사용되고 있다. 좌굴해석에는 여러가지 방법이 있으나⁽⁸⁾, 많은 반복계산이 요구되는 최적설계에서는 대부분이 직교이방성 원통셸로 치환하여 해석한다. 보강재의 형태는 설계변수의 증가로 인한 계산시간의 제약으로 대개 사각형을 사용했으며, 최근 Qui⁽⁶⁾가 길이방향보강재에 I형을 사용한 설계예를 제시하였다. 국내에서는 이와 관련된 연구로 장창두⁽⁹⁾가 길이방향 보강원통셸에 대하여 좌굴해석을 하고 최소강비를 이용한 최적보강예를 제시한 바 있다.

본 연구에서는 축방향 압축력을 받는 단순지지

*정회원, 충남대학교 공과대학 기계설계과

**정회원, 대전기계창 선임연구원

직교보강원통셀을 구배투영법⁽⁷⁾(Gradient Projection Method)으로 최적화 하였으며, 이 과정에서 좌굴해석은 확산법(Smeared-Out Method)으로 수행하였다. 사용한 설계변수는 최대 8개이고, 고려한 제한조건은 좌굴, 응력 및 기하학적 제한조건으로 전체 21개이다. 본 연구에서 적용한 설계에는 사각형, I형 및 T형 보강재를 갖는 원통셀이다. 사각형 및 I형의 경우는 기존의 연구결과^(2,5)와 비교하여 본 해석의 유용성 및 정밀도를 입증하고 보강재의 형태에 따른 효율성도 아울러 검토하고자 한다.

2. 최적설계의 수식화

본 연구에서 최적설계하고자 하는 보강원통셀의 기하적 형상은 Fig. 1과 같다. 여기서 원통셀의 반경 R, 길이 L, 축방향압축력 \bar{N}_x 와 재료상수는 주어지는 값이며 본문은 사각형보강재를 사용한 경우에 대해서만 논의된다.

최적화 문제는 합리적인 최적설계의 과정으로 먼저 문제를 수식화해야 하며 본 문제는 다음과 같이 표시할 수 있다.

$$\begin{aligned} & \text{Minimize} && \phi_0(b) && (1) \\ & \text{Subject to} && \phi_j(b) \leq 0, && j=1, 2, \dots, 7 \\ & && b_i - b_i^u \leq 0, && i=1, 2, \dots, 7 && (2) \\ & && b_i^l - b_i \leq 0, && i=1, 2, \dots, 7 \end{aligned}$$

여기서 ϕ_0 는 목적함수, ϕ_j 는 부등제한조건식, b_i 는 설계변수, b_i^u 는 설계변수의 상한값, b_i^l 는 설계변수의 하한값이다.

설계변수는 셀의 두께, 길이방향보강재와 원주방향보강재의 두께, 길이, 간격으로 두고 각각 $t_h, t_s, t_r, d_s, d_r, l_s, l_r$ 로 표시하며 다음과 같이 정의한다.

$$\begin{aligned} & \{b_1, b_2, \dots, b_7\}^T \\ & = \{t_h, t_s, t_r, d_s, d_r, l_s, l_r\}^T \end{aligned} \quad (3)$$

최소화하고자 하는 목적함수는 무게로 두었으며 설계공간(design space)에서 설계변수와의 크기를 유사하게 하기 위하여 단위두께당 원통셀의 무게로 무차원화하면 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \phi_0 = \bar{W} &= \frac{W}{2\pi RL\gamma} \\ &= \bar{\alpha} [2\pi RLt_h\gamma + (2Rd_r - d_s^2 \\ &\quad - t_h d_r) \pi \gamma t_r n_r + L d_s t_s \gamma n_s] \end{aligned} \quad (4)$$

여기서 γ 는 비중량이고 $\bar{\alpha}, n_s, n_r$ 는 각각 무차원화 매개변수, 길이방향보강재 및 원주방향보강재의 갯수로서 다음과 같은 관계식을 가진다.

$$\bar{\alpha} = \frac{1}{2\pi RL\gamma}, \quad n_s = \frac{2\pi R}{l_s}, \quad n_r = \frac{L}{l_r} - 1 \quad (5)$$

본 연구에서 사용한 부등제한조건식은 보강원통셀이 축방향 압축력을 받을 때 좌굴이나 재료의 항복이 발생하지 않아야 한다는 좌굴 및 응력제한조건식과 설계변수의 기하학적 제한조건식으로 구분되며 수식으로 표현하면 다음과 같다.

(1) 보강원통셀의 전체좌굴(global buckling)

$$\phi_1 = \frac{\bar{N}_x}{N_{scr}} - 1 \leq 0 \quad (6)$$

여기서 \bar{N}_x 는 축방향압축력, N_{scr} 은 한계 전체 좌굴하중이다.

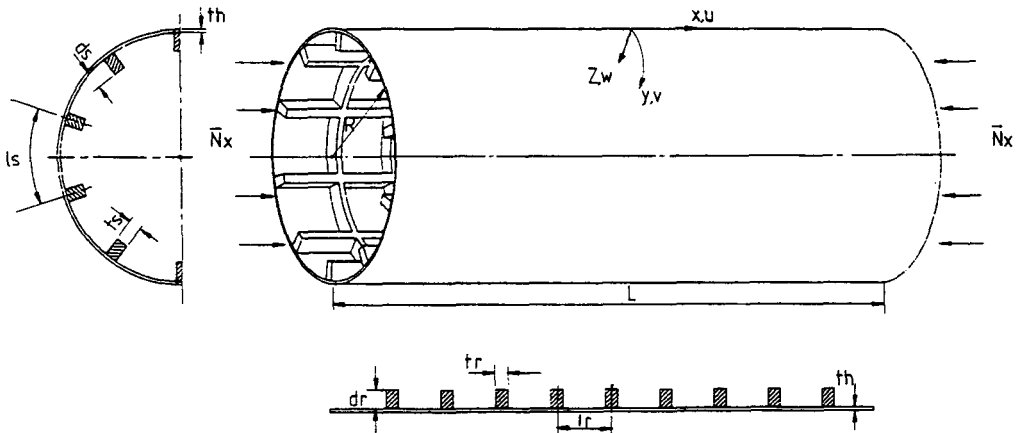


Fig. 1 Geometry of the stiffened cylindrical shell

(2) 원주방향보강재사이의 원통셀좌굴(panel buckling)

$$\psi_2 = \frac{\overline{N}_x}{N_{pcr}} - 1 \leq 0 \quad (7)$$

여기서 N_{pcr} 은 panel의 한계좌굴하중이다.

(3) 원통셀 skin좌굴(skin buckling)

$$\psi_3 = \frac{|\sigma_{xh}| t_h}{N_{hcr}} - 1 \leq 0 \quad (8)$$

여기서 N_{hcr} 은 skin의 한계좌굴하중, σ_{xh} 는 x 방향 응력이다.

(4) 길이방향보강재의 좌굴

$$\psi_4 = \frac{|\sigma_{xs}|}{\sigma_{scr}} - 1 \leq 0 \quad (9)$$

여기서 σ_{scr} , σ_{xs} 는 길이방향보강재의 한계좌굴 응력 및 x 방향 응력이다.

(5) 원통셀 skin의 항복

$$\psi_5 = \frac{\sigma_h^*}{\sigma_{ys}} - 1 \leq 0 \quad (10)$$

여기서 σ_{ys} 는 재료의 압축항복강도, σ_h^* 는 distortion energy criterion에 의한 skin의 압축응력이다.

(6) 길이방향보강재의 항복

$$\psi_6 = \frac{|\sigma_{xs}|}{\sigma_{ys}} - 1 \leq 0 \quad (11)$$

(7) 원주방향보강재의 항복

$$\psi_7 = \frac{|\sigma_{yr}|}{\sigma_{ys}} - 1 \leq 0 \quad (12)$$

여기서 σ_{yr} 은 원주방향보강재의 y 방향응력이다.

(8) 설계변수에 대한 기하학적 제한조건

$$\psi_m = \frac{b_i}{b_i^*} - 1 \leq 0, \quad i=1, 2, \dots, 7, \quad (13a)$$

$$m=8, 9, \dots, 14$$

$$\psi_n = 1 - \frac{b_i}{b_i^*} \leq 0, \quad i=1, 2, \dots, 7, \quad (13b)$$

$$n=15, 16, \dots, 21$$

3. 보강원통셀의 좌굴 및 응력해석

Fig. 1에서와 같이 원통셀 중앙면에서의 길이방향좌표를 x , 원주방향좌표를 y , 반경방향좌표를 z 라 두고 각 좌표계에 대한 변위를 u, v, w 로 표시한다. 변위는 좌굴평형방정식과 단순지지 경계조건을 만족하는형태로 다음과 같이 가정한다.

$$\begin{aligned} u &= A \sin ny \cos \lambda x \\ v &= B \cos ny \sin \lambda x \\ w &= C \sin ny \sin \lambda x \end{aligned} \quad (14)$$

여기서 $\lambda = m\pi/L$ 이고 m, n 은 길이방향 및 원주방향 mode 수이며 $m=1, 2, \dots$ 이고 $n=0, 1, 2, \dots$ 이다.

선형셀이론의 가정하에 미소항을 무시하고 위의 가정된 변위를 Morrow가 구한 좌굴평형방정식⁽³⁾에 대입하면 다음과 같은 보강원통셀의 고유방정식을 얻을 수 있다.

$$\begin{bmatrix} C_{11} & C_{12} & C_{13} \\ C_{21} & C_{22} + \frac{NR\lambda^2}{H_h} & C_{23} \\ -C_{31} & C_{32} & C_{33} + \frac{NR\lambda^2}{H_h} \end{bmatrix} \begin{Bmatrix} A \\ B \\ C \end{Bmatrix} = \begin{Bmatrix} 0 \\ 0 \\ 0 \end{Bmatrix} \quad (15)$$

위 행렬은 대칭이며 각 계수는 부록에 나타낸 바와 같다. 식(15)에서 계수행렬식을 0으로 두고 해석하고자 하는 범위의 (m, n) 집합에 대하여 좌굴하중 N 을 구한 다음 그중에서 가장 낮은 값을 한계좌굴하중 N_{cr} 로 한다.

본 해석에서는 수렴성을 고려하여 $m=1\sim 60, n=0\sim 60$ 을 택하였다. 이것은 전체, panel 및 skin 좌굴해석에 적용한다.

하중이 축방향 압축력만 작용하는 경우 원주방향보강재의 좌굴은 무시할 수 있으며 길이방향보강재는 3변이 단순지지되고 다른 한변이 자유인 평판으로 가정하면 좌굴응력은 다음식⁽⁶⁾과 같다.

$$\sigma_{scr} = \frac{\pi^2 E}{12(1-\nu^2)} \left(\frac{t_s}{d_s} \right)^2 \left[\left(\frac{d_s}{l_r} \right)^2 + 0.425 \right] \quad (16)$$

보강원통셀이 좌굴하기 전의 힘과 응력은 하중이 작용시 길이와 반경이 균일하게 변한다는 가정하에 구했다. 즉 u, v 는 x 와 z 의 함수이고 w 는 z 만의 함수이며 u 는 x 에 대해 선형함수로 가정하였다. skin에서의 응력을 이축상태로 가정하고 미소항을 무시하면 다음과 같다.⁽³⁾

$$\begin{aligned} \sigma_{xh} &= -\frac{1}{t_h} \frac{\left[\left(2 + \frac{H_y}{H_h} \right) - \nu^2 \right] \overline{N}_x}{\left(1 + \frac{H_x}{H_h} \right) \left(1 + \frac{H_y}{H_h} \right) - \nu^2} \\ \sigma_{yh} &= -\frac{1}{t_h} \frac{\nu \frac{H_y}{H_h} \overline{N}_x}{\left(1 + \frac{H_x}{H_h} \right) \left(1 + \frac{H_y}{H_h} \right) - \nu^2} \end{aligned} \quad (17)$$

보강재에서는 단축응력상태로 가정하고 미소항을 무시하면 응력은 다음과 같다.

$$\begin{aligned} \sigma_{xs} &= -\frac{E(H_h + H_y) \overline{N}_x}{(H_h + H_x)(H_h + H_y) - H_h^2} \\ \sigma_{yr} &= \frac{EH\nu \overline{N}_x}{(H_h + H_x)(H_h + H_y) - H_h^2} \end{aligned} \quad (18)$$

4. 최적화 방법

본 연구에서 사용한 최적화 기법은 비선형계획법 (Nonlinear Programming)인 구배투영법⁽⁷⁾이다. 최적화과정에서는 각 설계점에서 설계변수에 대한 목적함수 및 제한조건식의 구배계산 (gradient calculation)이 필요하다. 본 연구에서는 목적함수와 기하학적 제한조건에 대해서는 직접편미분하였고 좌굴 및 응력제한조건식에 대해서는 다음식에 의한 유한차분을 사용하였다.

$$\frac{\partial \psi_j}{\partial b_i} = \frac{\psi_j(b_1, b_2, \dots, b_i + \Delta b_i, \dots, b_n) - \psi_j(b_1, b_2, \dots, b_n)}{\Delta b_i} \quad (19)$$

식(19)에 의해 계산된 구배는 설계민감도해석 (design sensitivity analysis)을 통하여 신뢰도가 확인되어야 한다. 설계민감도해석은 설계변수 b_i 가 Δb_i 만큼 변화할 때의 실제 제한조건식 변화량을 $\Delta \psi_j$ 라 하고 유한차분에 의해 계산된 구배를 이용한 변화량을 $\delta \psi_j$ 라 하면 아래의 식(20)에 의해 계산된 $\delta \psi_j / \Delta \psi_j$ 의 비를 검토하는 것이며 이것이 0.9~1.1($\pm 10\%$ 이내)이 되도록 Δb_i 를 선택하였다.

$$\Delta \psi_j = \psi_j(b_i + \delta b_i) - \psi_j(b_i) \quad (20a)$$

$$\Delta \psi_j = \frac{\psi_j(b_i + \Delta b_i) - \psi_j(b_i)}{\Delta b_i} \cdot \delta b_i \quad (20b)$$

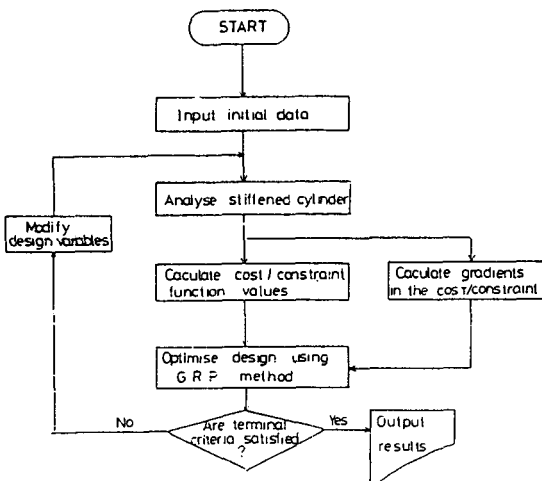


Fig. 2 Flow diagram for the optimization of stiffened cylindrical shell

여기서 $\delta b_i \gg \Delta b_i$ 이다.

보강원통셸의 최적설계를 위하여 FORTRAN IV로 최적화프로그램 ODESH를 개발하였다. 프로그램의 전체흐름도는 Fig. 2와 같다. 대개 국부극소점 (local minimum)에 도달할 수 있지만 초기 설계점에 따라 각 설계공간에서의 국부극소점이 달라지므로 좋은 결과를 얻기 위해서는 초기설계점을 변화시키면서 계산하여 결과를 비교·검토할 필요가 있다.

5. 최적설계에 및 고찰

본 연구에서 얻어진 보강원통셸의 최적설계방법에 대한 유용성 및 정밀도를 고찰하기 위해 기존의 연구^(2,5)에서와 동일한 구조물을 설계예로 채택하였다. 최적설계하고자 하는 보강원통셸의 크기, 재료특성과 하중은 다음과 같고 원통셸과 보강재는 같은 재질을 사용한다고 가정하였다.

$$R = 242.57 \text{cm}, \quad L = 739.14 \text{cm},$$

$$\bar{N}_x = 143 \text{kgf/cm},$$

$$E = 7.389 \times 10^5 \text{kgf/cm}^2,$$

$$\nu = 0.33, \quad \gamma = 0.0028 \text{kgf/cm}^3,$$

$$\sigma_{ys} = 3.518 \times 10^3 \text{kgf/cm}^2$$

최적설계는 제한조건에 따라 최적점이 달라지므로 이에 대한 정밀도가 우선 검토되어야 한다. 다

Table 1 Comparison of the constraint value with Ref. (2)

Constraints	Present	Ref. (2)
Global buckling	-0.03728 (17, 9)*	0.0000 (18, 9)
Panel buckling	-0.09850 (1, 36)	-0.0983 (1, 36)
Skin buckling	-0.04658 (10, 1)	-0.0458
Stringer buckling	-0.07192	-0.0708
Skin yielding	-0.91105	-0.5731
Stringer yielding	-0.58160	-0.5814
Ring yielding	-0.88540	-0.8854

*Numbers in parentheses denote the longitudinal mode number m and circumferential mode number n .

음과 같은 Simitses의 설계예⁽²⁾에 대한 좌굴 및 응력해석을 하고 이를 서로 비교하였다.

$$t_h = 0.561\text{mm}, \quad t_s = 0.829\text{mm},$$

$$t_r = 0.577\text{mm},$$

$$d_s = 11.229\text{mm}, \quad d_r = 53.340\text{mm},$$

$$l_s = 23.364\text{mm}, \quad l_r = 238.432\text{mm}$$

수치결과는 2절에서 정의한 제한조건식의 값으로 나타내면 Table 1에 정리한 바와 같다. skin항복을 제외하고는 비교적 잘 일치하며 skin항복의 경우 Simitses는 단순히 항복강도와 비교하였으나 본 연구에서는 distortion energy criterion을 사용했기 때문이다. 한편 전체좌굴하중을 고유방정식 식(15)에 대입하여 고유벡터 $\{B C\}^T$ 를 구하고 이를 식(14)의 v 와 w 에 대입하여 전체좌굴모드를 그리면 Fig. 3과 같고 이것은 좌굴실험결과와 모양이 잘 일치한다. 이 그림은 NASTRAN의 NASTEK

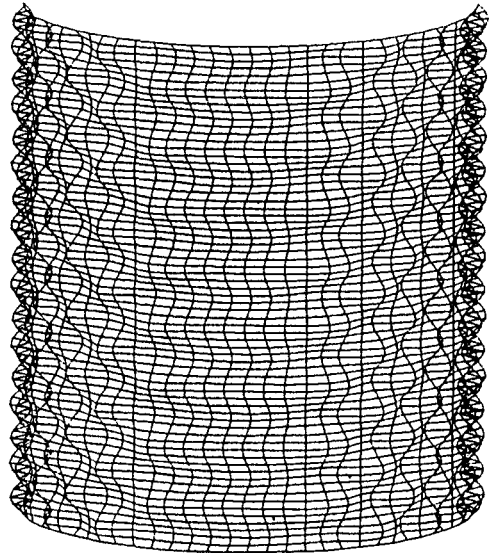


Fig. 3 Buckling mode shape of the stiffened cylindrical shell ($m=17$, $n=9$)

Table 2 Summary of numerical results for an axially compressed cylindrical shell stiffened with rectangular stringer and ring

Design variable, weight and constraints	Present ($b_i \geq 0.508$)	Present ($b_i \geq 0.254$)	Ref. (2)*
Skin thickness(t_h), mm	0.55389	0.55394	0.56146
Stringer thickness(t_s), mm	0.79954	0.79944	0.82854
Ring thickness(t_r), mm	0.50800	0.50766	0.57708
Stringer depth(d_s), mm	11.11935	11.11963	11.22934
Ring depth(d_r), mm	53.32979	53.32984	53.34000
Stringer spacing(l_s), mm	23.06368	23.06368	23.36419
Ring spacing(l_r), mm	241.29390	241.29390	238.43234
Weight, kgf	329.97	329.95	342.77
Global buckling	-0.00249 (17, 9)	-0.00249 (17, 9)	-0.03728 (17, 9)
Panel buckling	-0.03212 (1, 36)	-0.03212 (1, 36)	-0.09850 (1, 36)
Skin buckling	-0.02561 (10, 1)	-0.02580 (10, 1)	-0.04658 (10, 1)
Stringer buckling	-0.00029	-0.00000	-0.07192
Skin yielding	-0.57569	-0.57569	-0.91105
Stringer yielding	-0.57208	-0.57209	-0.58160
Ring yielding	-0.88039	-0.88038	-0.88540

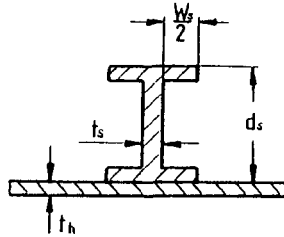
*The constraint value of Ref. (2) is calculated by present study

plot⁽⁴⁾을 이용하였으며 요소 및 절점번호를 별도 프로그램에 의해 자동생성(auto generation)시킨 뒤 좌굴해석에 의해 계산된 변위를 합성시켜서 입력자료를 만들었다.

작용하중, 크기 및 재료상수가 앞에 주어진 것과 같은 원통셀에 대해 사각형 보강재를 사용하여 최적설계하였다. 먼저 Simitses의 연구⁽²⁾에서와 같이 설계변수의 하한값을 0.508mm로 제한하여 설계하

였다. 결과는 Table 2에서 보는 바와 같이 거의 유사하나 본 설계가 길이방향보강재는 약간 많고 원주방향보강재는 약간 적으며 중량은 약 3.7%가 감소한 결과를 얻었다. 그 이유는 Table 2에서 보는 바와 같이 Simitses의 설계값을 본 연구의 제한 조건식으로 계산해 보면 각 좌굴과 skin항복에서 본 설계에 비하여 한계에서 멀기 때문이며 이것은 Table 1에서 보는 바와 같이 주로 전체좌굴 및

Table 3 Summary of numerical results for an axially compressed cylindrical shell stiffened with I-stringer and rectangular ring



Design variable, weight and constraints	Present ($b_i \geq 0.254$)	Ref. (5)
Skin thickness(t_h), mm	0.63372	0.50317
Stringer thickness(t_s), mm	0.27454	0.38443
Ring thickness(t_r), mm	0.37794	0.83998
Stringer depth(d_s), mm	8.38368	14.12659
Ring depth(d_r), mm	50.88153	52.31892
Stringer spacing(l_s), mm	25.16434	23.69083
Ring Spacing(l_r), mm	241.30102	311.2516
Stringer flange width(w_s), mm	5.96562	3.88976
Weight, kgf	293.7	313.7
Global buckling	-0.00001 (18, 10)	-0.21344 (13, 9)
Panel buckling	-0.00000	-0.27746 (1, 31)
Skin buckling	-0.02836 (10, 1)	+0.35687* (13, 1)
Stringer buckling	-0.29625	-0.27335
Skin yielding	-0.53191	-0.53828
Stringer yielding	-0.52917	-0.53338
Ring yielding	-0.86028	-0.87682

*Skin buckling occurs.

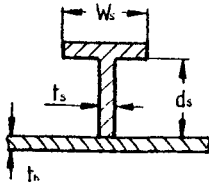
skin항복의 해석방법과 최적화방법의 차이로 부터 기인된 것이라고 판단된다. 본 설계는 길이방향보강재의 좌굴이 한계에 달하였고 전체좌굴, skin좌굴, panel좌굴의 순으로 한계에 가깝다. 한편 원주방향보강재의 두께가 하한값인 0.508mm에 도달하였으므로 하한값의 변화에 의한 영향을 고찰하기 위하여 하한값을 0.254mm로 하여 설계하였다. 그 결과 Table 2에서 보는 바와 같이 큰 영향이 없었

다.

길이방향보강재의 단면을 사각형대신 I형을 사용하여 최적설계하였다. 이 경우 상하 플랜지의 폭과 두께를 동일하게 가정하여 설계변수를 8개로 하였고 원통셸은 사각형 설계예와 동일한 것을 채용하였다. 설계변수의 하한값은 앞과 동일하게 0.254mm로 제한하였다. 결과는 Table 3에 제시하였으며 사각형을 사용한 경우에 비해 무게가 약 11% 감소한 좋은 결과를 얻었다. panel좌굴과 전체좌굴이 한계에 도달하였다. 사각형에 비해 skin은 약간 두꺼워졌고 대신 보강재는 얇아졌으며 길이방향보강재의 갯수가 많이 감소한 결과를 보인다. Table 3에 Qiu의 연구결과⁽⁹⁾와 비교하였는데 Qiu가 skin좌굴을 허용한 설계를 하였음을 감안하면 본 연구의 결과가 안전성과 중량면에서 우수한 설계임을 알 수 있다.

중량에 비해 굽힘강성을 더욱 높일 수 있는 T형 길이방향보강재를 사용하여 최적설계하였다. I형의 경우와 같이 플랜지와 web의 두께를 동일하게 가정하여 설계변수를 8개로 하였으며 설계에는 앞과 동일한 것을 채용하였다. 결과는 Table 4와 같으며 길이방향보강재의 좌굴이 한계에 도달하였고 skin좌굴과 전체좌굴의 순으로 한계에 가깝다. I형에 비해 보강재의 두께가 얇아졌고 길이방향보강재의 갯수가 증가하였다. 중량은 I형 보강재를 사용한 경우와 비교하면 약 5%, 사각형보강재의 경우와 비교하면 약 16%가 감소하여 본 연구에서 고려한 보강재의 형태중에서 가장 좋은 결과를 얻었다. 이러한 경향은 사각형, I형, T형의 순으로 중량에 비해 굽힘강성이 크기때문인 것으로 판단된다.

Table 4 Summary of numerical results for an axially compressed cylindrical shell stiffened with T-stringer and rectangular ring



Design variable, weight and constraints	Present ($b_i \geq 0.254$)
Skin thickness(t_h), mm	0.58234
Stringer thickness(t_s), mm	0.25689
Ring thickness(t_r), mm	0.35971
Stringer depth(d_s), mm	10.14575
Ring depth(d_r), mm	50.79873
Stringer spacing(l_s), mm	22.87331
Ring spacing(l_r), mm	241.30025
Stringer flange width(w_s), mm	10.14512
Weight, kgf	278.2
Global buckling	-0.00018 (16, 10)
Panel buckling	-0.11948 (1, 37)
Skin buckling	-0.00010 (11, 1)
Stringer buckling	-0.00000
Skin yielding	-0.50592
Stringer yielding	-0.50295
Ring yielding	-0.85300

6. 결 론

본 연구에서는 축방향 압축력을 받는 보강원통셸을 구배투영법으로 최적설계하는 방법을 제시하였다. 적용한 설계예는 사각형 원주방향 보강재와 사각형, I형, T형 길이방향 보강재로 직교보강한 경우이다.

본 연구의 결과를 요약하면 다음과 같다.

- (1) 보강원통셸의 최적설계에 구배투영법을 이용한 결과 정확도와 효율성이 입증되었다.
- (2) 길이방향 보강재를 3가지 형태로 설계한 결과 T형, I형, 사각형의 순으로 효율적임을 알 수 있었으며, 본 설계예의 경우 T형을 사용한 설계가

사각형에 비해 약 16%정도 무게가 감소하였다.

참 고 문 헌

- (1) A. Bruce Burns and B.O. Almroth, 1966, "Structural Optimization of Axially Compressed, Ring-Stringer Stiffened Cylinders", Journal of Spacecraft and Rockets, Vol. 3, No.1, pp. 19~25.
- (2) G. J. Simitzes and V. Ungbhakorn, 1975, "Minimum Weight Design of Stiffened Cylinders under Axial Compression", AIAA Journal, Vol. 13, No. 6, pp. 750~755.
- (3) W. M. Morrow and L. A. Schmit Jr., 1968, "Structural Synthesis of a Stiffened Cylinder", NASA CR-1217.
- (4) Kazuo Kunoo and T.Y. Yang, 1978, "Minimum Weight Design of Cylindrical Shell with Multiple Stiffener Sizes", AIAA Journal, Vol. 16, No. 1, pp. 35~40.
- (5) Ruiqiang Qiu, 1985, "Weight Optimization of Stiffened Cylinders under Axial Compression", Computers & Structures, Vol. 21, No. 5, pp. 945~952.
- (6) A. J. Bronowicki, R. B. Nelson, L. P. Felton and L. A. Schmit Jr., 1975, "Optimization of Ring Stiffened Cylindrical Shells", AIAA Journal, Vol. 13, No. 10, pp. 1319~1325.
- (7) V.N. Sohoni, J.S. Arora and E.J. Haug, 1978, "A General Purpose Nonlinear Programming Computer Code GRP Based on the Gradient Projection Method", TR No. 41, University of Iowa, Iowa.
- (8) D.O. Brush and B.O. Almroth, 1975, "Buckling of Bars, Plates and Shells", McGraw-Hill Book Company, New York.
- (9) 장창두, 노완, 1987, "보강원통 shell의 좌굴 및 최적보강", 대한조선학회지, 제24권, 제1호, pp. 42~50.
- (10) MSC/NASTRAN User's Manual, Vol. II, MacNeal Schwendler Corp. 1982.

부 록

좌굴해석에 필요한 식 (15)에서의 계수는 다음과 같다.

$$H_h = \frac{Et_h}{1-\nu^2}, \quad H_x = \frac{Etsd_s}{l_s}, \quad H_y = \frac{Etrd_r}{l_r},$$

$$H_\nu = \frac{E\nu t_h}{1-\nu^2},$$

$$D_h = \frac{Et_h^3}{12(1-\nu^2)}, \quad D_\nu = \frac{E\nu t_h^3}{12(1-\nu^2)},$$

$$S = Gt_h = \frac{Et_h}{2(1+\nu)},$$

$$K = \frac{Gt_h^3}{12} = \frac{Et_h^3}{24(1+\nu)}, \quad T_x = \frac{GJ_x}{l_s}, \quad T_y = \frac{GJ_y}{l_r},$$

$$\rho_x^2 = \frac{4d_s^2 + 6d_s t_h + 3t_h^2}{12}, \quad \rho_y^2 = \frac{4d_r^2 + 6d_r t_h + 3t_h^2}{12},$$

$$e_x = \frac{d_s + t_h}{2}, \quad e_y = \frac{d_r + t_h}{2},$$

$$\alpha_y^3 = \frac{2d_r^2 + 4t_h d_r^2 + 3t_h^2 d_r + t_h^3}{12},$$

$$C_{11} = -R \left(1 + \frac{H_x}{H_h} \right) \lambda^2 - \frac{S}{H_h} \frac{n^2}{R},$$

$$C_{12} = C_{21} = - \left(\frac{H_y}{H_h} + \frac{S}{H_h} \right) n \lambda,$$

$$C_{13} = C_{31} = - \frac{H_\nu}{H_h} \lambda + R \left(\frac{H_x e_x}{D_h} - \frac{D_h}{H_h R} \right) \lambda^3 + \frac{K}{H_h} \frac{\lambda n^2}{R^2},$$

$$C_{22} = - \left\{ 1 + \frac{H_y}{H_h} \left(1 - \frac{e_y}{R} \right) \right\} n^2 - \left(\frac{SR}{H_h} + \frac{T_x}{H_h R} \right) \lambda^2,$$

$$C_{23} = C_{32} = - \left(1 + \frac{H_y}{H_h} \right) \frac{n}{R} + \left(\frac{H_y e_y}{H_h} \right) \frac{n^3}{R^2} - \left(\frac{3K}{H_h} + \frac{D_\nu}{H_h} + \frac{T_x}{H_h} \right) \frac{\lambda^2 n}{R},$$

$$C_{33} = 2 \left\{ \frac{D_h}{H_h R} + \frac{H_y}{H_h} \left(e_y + \frac{e_y^2}{R} \right) \right\} \frac{n^2}{R^2} - \left(2 \frac{D_\nu}{H_h} + \frac{4K}{H_h} + \frac{T_x}{H_h} + \frac{T_y}{H_h} \right) \lambda^2 \frac{n^2}{R}$$

$$- \left\{ \frac{D_h}{H_h} + \frac{H_y}{H_h} \left(e_y^2 + \frac{\alpha_y^3}{R} \right) \right\} \frac{n^4}{R^3}$$

$$- \left(\frac{D_h}{H_h} + \frac{H_x \rho_x^2}{H_h} \right) R \lambda^4 - \frac{1}{R} \left\{ 1 + \frac{H_y}{H_h} \left(1 + \frac{e_y}{R} \right) \right\}$$