

<技術論文>

修正접맞춤 방법을 이용한 複合圓筒의 彈性負荷能力의 증대

鄭 聖 鐘* · 洪 昌 善*

(1983年 6月 28日 接受)

Increments of Elastic Load Carrying Capacity of Compound Cylinder by Using Modified-Shrink-Fit Method

S. C. Chung and C. S. Hong

Abstract

Modified-Shrink-Fit(MSF) method of compound cylinder is studied to increase elastic load carrying capacity (ELCC) of pressure vessel. The autofrettage and the shrink-fit processes are used to study the MSF process. Theoretical analyses based on the Tresca yield criterion, Hencky's total strain theory and elastic linearly strain-hardening material are carried out to derive closed form solutions. Experimental results are compared with theoretical results with various diameter ratios between outer (SM45C) and inner (SM20C) bloc cylinder.

For various diameter ratios, increments of ELCC have errors in strains vs. internal loading pressures between experimental and theoretical results. But experimental results show good agreements with theoretical results in reyield pressurizing state. The increments of ELCC of compound cylinder manufactured by the MSF process is proved by measuring the residual stresses.

記 號 說 明

a : 複合圓筒의 內半徑
 b : 複合圓筒의 接觸面 半徑
 d : 複合圓筒의 外半徑
 E : 彈性係數
 $F(P_{if})$: 逆降伏 점점함수
 $K_i, i=1, \dots, 8$: 상수
 m : 變形硬化係數
 P_c : 接觸面의 殘留壓力
 P_{fo} : 最終作動壓力
 P_i : 內壓
 P_{in} : 100% 塑性變形 壓力

P_i' : 內層材의 初期內壓
 P_i'' : 初期加壓內壓
 P_{if} : 接觸面壓力
 P_{if}^c : 接觸面의 最大許容壓力
 s : 安全係數
 t : 두께
 u : 半徑方向 變位
 u_b : 接觸面의 半徑方向 變位
 u_b' : 接觸面의 초기틀새
 u_b'' : P_i'' 에 의한 接觸面에서 半徑方向 變位
 ϵ : 變形率
 ν : 프와송 비
 σ : 應力

* 正會員, 韓國科學技術院 機械工學科

σ_s	: 降伏應力
	하점자
r, θ, z	: 圓筒座標系
	상점자
f	: 最終狀態
i	: 內層材
0	: 外層材
P	: 過塑性狀態
R	: 殘留應力
$0/s$: 外表面
*	: 最適狀態

1. 序 論

化學工業, 靜水壓장치, 押出金型, 原子爐, 超音速風洞 그리고 兵器 등에 많이 응용되는 壓力容器에 대한 彈性負荷能力을 보다 높이 증가시키기 위하여 많은 연구가 국내외에서 발표되었다⁽¹⁻²⁰⁾.

壓力容器的 彈性負荷能力을 증가시키기 위하여 단순히 圓筒의 직경비를 크게 하거나 재료의 강도를 높이는 것은 적절한 방법이 아니며 유용한 殘留應力의 분포를 荷重이 걸리지 않는 상태에서 얻어냄으로써 이를 해결할 수 있다. Autofrettage는 單一壓力容器에 內壓이나 기계적인 預壓를 가하여 圓筒의 일부나 전체에 塑性變形을 일으킨 후 unloading 함으로써 圓筒의 안쪽에는 압축상태의 殘留應力이 그리고 바깥쪽에는 인장상태의 殘留應力이 존재하도록 하여 실제 작동응력상태와 반대로 殘留應力이 작용하도록 함으로써 壓力容器的 彈性負荷能力을 증가시키는 방법이다. Autofrettage 방법은 靜水壓를 이용한 방법⁽⁹⁻¹²⁾과 고속도강동강도가 높은 재료에서 발생압력의 제한을 극복하기 위하여 맨드릴과 圓筒사이에 미리 預壓를 주고 강제로 맨드릴을 통과시켜 원하는 殘留應力을 발생시킬 수 있도록 하는 swaging autofrettage 방법⁽¹³⁻¹⁷⁾ 등이 있다. 單一壓力容器에 비하여 複合壓力容器的 安全性 면에서 크랙의 전파가 구성 圓筒들 사이에서 저지되고, 구성 圓筒들을 最適條件에서 사용할 수 있도록 서로 다른 재료로 만들 수 있으며, 內層材에 미리 壓縮應力을 걸어줌으로써 壓力容器的 疲勞壽命을 증가시킬 수 있다. 그러나, 複合容器的 단점은 커다란 容器를 끼워맞추는데 어려움이 있고 열박음하는 경우 실현 가능한 온도차의 제한과 끼워맞추는 어려움을 피하기 위하여 적은 預壓를 유지할 필요가 있게 된다. 그래서 초기 預壓의 양이 결정되고 이것은 複合圓筒의 얻고자 하는 殘留應

力의 크기를 제한하게 된다. 이런 預壓(Shrink-fit)의 단점을 극복하고 autofrettage와 複合圓筒의 장점을 이용하여 유용한 殘留應力의 분포를 얻기 위하여 Dapprich⁽¹⁸⁾는 修正預壓를 개발하였다.

修正預壓 방법은 autofrettage와 預壓를 합한 것으로 複合圓筒의 內層材와 外層材 사이에 초기 預壓를 주고 內層材를 安全塑性變形시켜 外層材에 붙인 후 外層材가 彈性變形狀態에서 初期荷重을 제거하여 內層材와 外層材 사이의 彈性復元の 差로부터 발생하는 預壓에 의한 殘留應力과 autofrettage에 의한 殘留應力을 얻는 방법이다. Dapprich는 彈性線型變形硬化 물질에 대하여 Von Mises 降伏條件과 彈性域과 塑性域에서 비압축성일때 修正預壓를 해석했으며, 실험은 이론을 평가하기 위하여 薄壁複合圓筒에 대하여 하였다.

Faupel과 Furbeck⁽¹⁹⁾은 Sachs boring-out 방법에 의하여 autofrettage를 사용하여 만든 厚壁圓筒에 존재하는 殘留應力을 측정하였고, Weigle과 Purtell⁽²⁰⁾은 연속적으로 圓筒의 재료를 깎아냄으로써 殘留應力을 직접 측정 하였다. 그러나, 複合圓筒에 존재하는 殘留應力은 어느 누구에 의하여도 측정되지 않았다.

본 논문에서는 壓力容器的 설계응용에 편리한 수식적인 解를 얻기 위하여 Tresca 降伏條件과 彈性域과 塑性域에서 압축성인 彈性線型變形硬化 물질에 대하여 修正預壓를 인한 複合圓筒의 彈性負荷能力의 증대를 해석했다. 실험은 內層材와 外層材의 두께 비가 2인 厚壁複合圓筒이 여러가지 직경비를 갖는 경우 彈性負荷能力의 증대를 보이고 이론해석을 평가했다. 修正預壓를 후 複合圓筒의 內層材에 존재하는 殘留應力은 Babaev의 방법⁽²¹⁾을 이용하여 측정 하였다.

2. 理論解析

厚壁單一圓筒에 대한 이론해석은 여러가지 경우에 대하여 연구되어져 왔다(Table 1 참조). Table 1의 가정 뿐만 아니라 $d\epsilon_{z,r} = 0$, Bernoulli-Euler 가정 및 unloading 과정은 彈性的이라는 가정하에서 厚壁單一圓筒의 접촉면에서 마찰력을 무시하고 半徑方向의 적합조건을 이용하여 初期加壓內壓, 壓力 제거 후 內層材의 逆降伏을 방지하는 접촉면의 殘留應力을 구하고, 最終加壓過程중의 最終 作動接觸應力과 內層材와 外層材의 最終 作動應力을 구하는 방법을 제시하였다. 이때 彈性負荷能力의 증가는 부가된 殘留應力의 함으로 나타난다.

Table 1 Comparison of partially plastic thick-walled cylinder theories

Authors Ref. No.	Inelastic stress-strain law	Compressibility		Flow criterion	Strain hardening induced	Axial boundary conditions	Type of solutions
		Elastic region	Inelastic region				
1	Hencky	C*	I**	Von Mises	No	Plane strain	Closed form
2	Hencky	C	C	Tresca	No	Either $\epsilon_z=0$ or closed ends or open ends	Closed form
3	Hencky	I or C	I	Tresca	Yes	Either open ends or closed ends	Closed form
4	Hencky	I or C	I	Von Mises	Yes	Either $\epsilon_z=0$ or open ends or closed ends	Closed form
5	Prandtl-Reuss	C	C	Tresca	No	Plane strain	Numerical
6	Prandtl-Reuss & Hencky	C	C	Von Mises	No	Plane strain	Numerical
7	Prandtl-Reuss	C	C	Von Mises	Yes	Closed ends & open ends	Numerical
8	Prandtl-Reuss	C	C	Von Mises	Yes	Either $\epsilon_z=0$ or any combination of internal-external pressure and end load	Numerical
Theory in this paper	Hencky	C	C	Tresca	Yes	Open ends	Closed form

*C—Compressible
*I—Incompressible

2. 1. 厚壁單一圓筒의 解析

複合圓筒의 內層材는 內壓 P_i 와 接觸面壓力 P_{if} 에 의하여 過塑性 變形을 한다(Fig. 1 참조).

Fig. 2의 境界조건을 갖는 彈塑性 變形 圓筒에 平衡方程式 式 (1)과 全變形率 式 (2)를 이용하면 Fig. 3과 같은 彈性線型變形硬化 물질을 100% 塑性變形시키는데 필요한 內壓는 式 (3)과 같이된다.

$$\sigma_\theta = \sigma_r + r \cdot \frac{d\sigma_r}{dr} \tag{1}$$

$$\epsilon_r = du/dr \tag{2-a}$$

$$\epsilon_\theta = u/r \tag{2-b}$$

$$P_{if} = P_{if} + (\sigma_y^i - K_1 \cdot K_2) \cdot \ln\left(\frac{b}{a}\right) + \frac{K_1 K_2}{2} \cdot \left(\frac{b^2}{a^2} - 1\right) \tag{3}$$

여기서 $K_1 = m^i \cdot E^i / (1 - m^i)$, $K_2 = \sigma_y^i / (K_1 + K_3)$ 그리고 $K_3 = \sqrt{3} / 2 \cdot E^i / (1 - \nu^{i2})$ 이다.

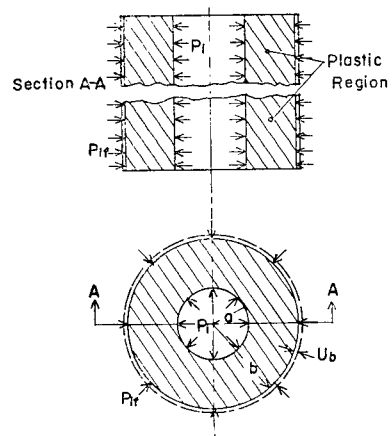


Fig. 1 Completely overstressed tube subjected to internal pressure P_i and external pressure P_{if}

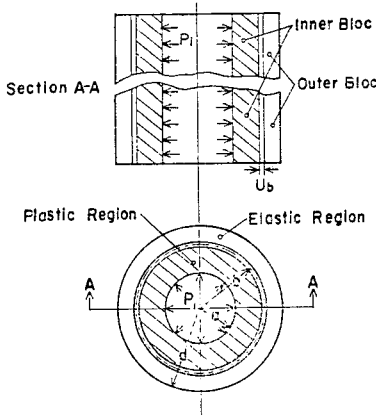


Fig. 2 Elasto-plastic compound cylinder subjected to Internal pressure P_i

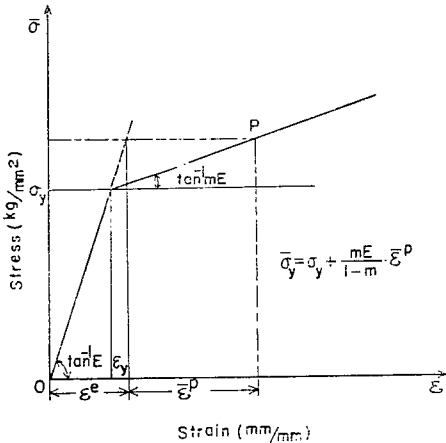


Fig. 3 Stress-strain curve for linearly strain-hardening material

Fig. 2의 複合圓筒 內層材에 작용하는 內壓이 P_{i0} 보다 커지게 되면 過塑性變形이 일어난다. 修正점맞춤 방법은 無限小形率 개념을 만족시키므로⁽²²⁾ 過塑性變形된 複合圓筒 內層材의 경계조건과 식 (1) 및 Hencky의 全變形理論을 이용하면 양끝이 개방된 厚壁圓筒의 外皮에서 半徑方向 變形 u_b 가 일어난 뒤 圓筒의 外皮가 彈性體에 의하여 제한을 받아 接觸面 壓力 P_{if} 를 유발시키는 P_i 는 다음과 같이 된다⁽²³⁾.

$$P_i = K_5 \left[\left(1 + \frac{K_1 K_4}{\sqrt{3}} \cdot K_6 \cdot \frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) \cdot P_{if} + K_7 + \frac{K_1 K_4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b^2 - a^2}{a} \cdot \left(\frac{u_b}{b} \right) + \frac{2\nu^2 \cdot K_1 K_4}{\sqrt{3} E^i} \cdot \frac{b^2}{a^2} \right] \quad (4)$$

여기서 $K_4 = \sqrt{3} \cdot E^i / \{ \sqrt{3} E^i + 2K_1(1-\nu^i) \}$, $K_5 = \sqrt{3} E^i / \{ \sqrt{3} E^i + 2\nu^i \cdot K_1 \cdot K_4 \}$, $K_6 = (1-2\nu^i) \cdot (1+\nu^i) / E^i$ 그리고 $K_7 = K_4 \cdot \sigma_y^i \cdot \ln(b/a)$ 이다.

2.2. 複合圓筒의 解析

初期荷重이 가해지기 전에 양끝이 개방된 複合圓筒의 內層材와 外層材는 충분한 틈새를 가지고 자유롭게 움직인다(Fig. 2 참조). 修正점맞춤의 해석에서는 접촉면의 마찰력이 그의 面壓力 P_{if} 보다 충분히 적어 Tresca 降伏條件을 사용하는 경우 軸方向 應력이 중간的主應力 값이 되어 마찰의 영향을 무시할 수 있기 때문에 마찰이 없다고 가정한다. 內層材의 塑性流動下에서 접촉이 이루어진 複合圓筒의 外層材가 소유할 수 있는 最大許容作動壓력과 接觸面壓力에 따른 接線方向 變形率은 平衡方程式과 Hooke 법칙으로부터 구해진다. 接觸面壓力 P_{if} 를 유발시키기 위한 初期加壓內壓 P_i'' 은 접촉면에서 半徑方向 變形的 적합조건 식 (5)를 이용하면 초기틈새 u_b^0 이 주어진 양끝이 개방된 複合圓筒에 대하여 식 (6)과 같이 된다⁽²³⁾.

$$(P_i'' \text{에 의한 } u_b'') = (P_i' \text{에 의한 } u_b') + (P_{if} \text{에 의한 } u_b^0) \quad (5)$$

$$P_i'' = K_5 \left[\frac{K_1 K_4}{\sqrt{3}} \cdot \frac{b^2 - a^2}{a^2} \cdot \left(\frac{u_b'}{b} \right) + K_7 + K_5 \left[\frac{K_1 K_4}{\sqrt{3}} \left\{ \frac{b^2 - a^2}{a^2} \cdot \left(\frac{1}{E^0} \cdot (\nu^0 + \frac{d^2 + b^2}{d^2 - b^2}) \right) + K_6 \right\} + \frac{2\nu^i}{E^i} \cdot \frac{b^2}{a^2} \right] + 1 \right] \cdot P_{if} \quad (6)$$

이때 複合圓筒 外皮의 變形率은 다음과 같다.

$$\epsilon_{\theta}^{0/i} = \frac{1}{E^0} \cdot \left(\frac{2b^2}{d^2 - b^2} \right) \cdot P_{if} \quad (7-a)$$

$$\epsilon_{\theta}^{0/i} = -\nu^0 \cdot \epsilon_{\theta}^{0/i} \quad (7-b)$$

식 (6)과 (7)에서 P_{if} 는 複合圓筒의 外層材가 彈性狀態에서 소유할 수 있는 접촉면의 最大許容 作動壓力으로 식 (8)의 값보다 적어야 한다.

$$P_{if}^c = \left(\frac{d^2 - b^2}{2d^2} \right) \cdot \left(\frac{\sigma_y^0}{s^0} \right) \quad (8)$$

壓力 제거시 複合圓筒에서 內壓의 變化는 應力の 變化를 가져오고 Hooke의 법칙에 의하여 이는 접촉면에서 $\Delta \epsilon_{\theta}^i = \Delta \epsilon_{\theta}^0$ 와 같은 變形率의 變化를 가져오는데 이를 이용하면 접촉면의 接觸面殘留壓力는 다음과 같이 된다⁽²³⁾.

$$P_c = P_{if} - K_6 \cdot P_i'' \quad (9)$$

여기서

$$K_8 = \frac{\frac{2a^2}{b^2 - a^2}}{\frac{b^2 + a^2}{b^2 - a^2} - \nu^i + \frac{E^i}{E^0} \cdot \left(\frac{d^2 + b^2}{d^2 - b^2} + \nu^0 \right)}$$

內層材의 autofrettage 와 接觸殘留壓력에 의한 殘留應力과 外層材의 接觸殘留壓력에 의한 殘留應力は 다음과 같다⁽²³⁾.

$$\sigma_r^{iR} = [\sigma_r^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot P_i'' + \frac{b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \cdot (P_{if} - P_c) \quad (10-a)$$

$$\sigma_\theta^{iR} = [\sigma_\theta^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}} - \frac{a^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{b^2}{r^2} \right) \cdot P_i'' + \frac{b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \cdot (P_{if} - P_c) \quad (10-b)$$

$$\sigma_z^{iR} = [\sigma_z^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}} \quad (10-c)$$

$$\sigma_r^{0R} = \frac{b^2}{d^2 - b^2} \cdot \left(1 - \frac{d^2}{r^2} \right) \cdot P_c \quad (11-a)$$

$$\sigma_\theta^{0R} = \frac{b^2}{d^2 - b^2} \cdot \left(1 + \frac{d^2}{r^2} \right) \cdot P_c \quad (11-b)$$

$$\sigma_z^{0R} = 0 \quad (11-c)$$

여기서

$$[\sigma_r^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}}, [\sigma_\theta^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}} \text{ 그리고 } [\sigma_z^{iP}]_{\substack{u_b = u_b^{iR} \\ p_i = p_{iR}}}$$

은 過塑性變形 圓筒에서 內壓이 P_i'' 일때 u_b'' 과 P_i'' 을 u_b 와 P_i 에 치환한 應力 값이다.

修正질맞춤이 이루어진 후 最終 作動狀態에서 複合圓筒의 彈性應力은 다음과 같다⁽²³⁾.

$$\sigma_r^{if} = \sigma_r^{iR} + \frac{a^2 b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left[\frac{1}{b^2} \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \cdot K_8 \right) - \frac{1 - K_8}{r^2} \right] \cdot P_{f\omega} - \frac{b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 - \frac{a^2}{r^2} \right) \cdot P_c \quad (12-a)$$

$$\sigma_\theta^{if} = \sigma_\theta^{iR} + \frac{a^2 b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left[\frac{1}{b^2} \cdot \left(1 - \frac{b^2}{a^2} \cdot K_8 \right) + \frac{1 - K_8}{r^2} \right] \cdot P_{f\omega} - \frac{b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left(1 + \frac{a^2}{r^2} \right) \cdot P_c \quad (12-b)$$

$$\sigma_z^{if} = \sigma_z^{iR} \quad (12-c)$$

$$\sigma_r^{0f} = \frac{b^2}{d^2 - b^2} \cdot \left(1 - \frac{d^2}{r^2} \right) \cdot (P_c + K_8 \cdot P_{f\omega}^0) \quad (13-a)$$

$$\sigma_\theta^{0f} = \frac{b^2}{d^2 - b^2} \cdot \left(1 + \frac{d^2}{r^2} \right) \cdot (P_c + K_8 \cdot P_{f\omega}^0) \quad (13-b)$$

$$\sigma_z^{0f} = 0 \quad (13-c)$$

식 (12)와 (13)에 주어진 應力에 의하여 複合圓筒이 彈性應力狀態에 있기 위한 조건은 Tresca 降伏條件으로부터 內層材와 外層材에 대하여 각각 다음 식들을 만족하여야 한다.

$$P_{f\omega} \leq [K_7 + b^2/a^2 \cdot (P_i'' - P_{if} - K_7)] / (1 - K_7) \quad (14)$$

$$P_{f\omega}^0 \leq \left[\left(\frac{d^2 - b^2}{2d^2} \right) \cdot \left(\frac{\sigma_y^0}{s^0} \right) - P_c \right] / K_8 \quad (15)$$

2.3. 複合圓筒 設計에의 應用

複合圓筒의 內層材가 unloading 상태에서 逆降伏이 일어나지 않기 위하여는 다음 식에서 $F(P_{if})$ 가 陰의 값을 가져야 한다.

$$F(P_{if}) = -(1 + K_4) \cdot \sigma_y^i + \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \cdot [K_5 \cdot K_8 \cdot \left\{ \frac{K_1 \cdot K_4}{\sqrt{3}} \cdot \left(\frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) \cdot \left(\frac{u_b'}{b} \right) + K_7 \right\} - K_7 + \frac{2b^2}{b^2 - a^2} \cdot \left[\frac{K_1 \cdot K_4 \cdot K_5 \cdot K_8}{\sqrt{3}} \cdot \left\{ \left(\frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) \cdot \frac{1}{E^0} \cdot \left(\frac{d^2 + b^2}{d^2 - b^2} + \nu^0 \right) + K_6 \cdot \left(\frac{b^2 - a^2}{a^2} \right) + \frac{2\nu^{i2}}{E^i} \cdot \frac{b^2}{a^2} \right\} + K_5 \cdot K_8 - 1 \right] \cdot P_{if} \quad (16)$$

식 (16)에서 결정된 P_{if} 에 의하여 식 (6)에서 P_i'' 을 구한 후 식 (9)에서 P_c 를 구한다. 이들 P_c, P_{if}, P_i'' 으로부터 식 (14)에서 $P_{f\omega}$ 의 최대치를 구하고 같은 P_c 를 식(15)에 대입하여 최대의 $P_{f\omega}^0$ 를 구한다. 만일 $P_{f\omega}$ 와 $P_{f\omega}^0$ 가 일치하지 않으면 식 (16)을 만족하는 새로운 P_{if} 의 값으로부터 위의 과정을 반복하여 $P_{f\omega}$ 가 $P_{f\omega}^0$ 와 일치하는 P_c 로부터 最大 接觸殘留壓력을 결정한다. Fig. 4는 두께 비(t^i/t^0)가 2이고 $m=0$ 인 경우 식 (6), (9), (14), (15) 그리고 (16)을 만족시키는 最適壓력을

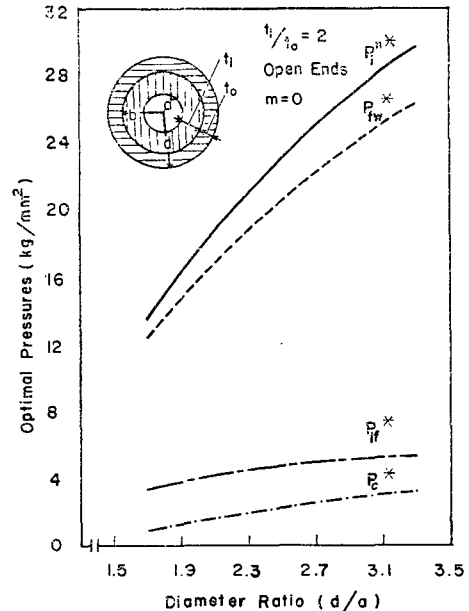


Fig. 4 Optimal pressures of compound cylinder for perfectly plastic material

을 직경비에 대하여 구한 것이다. 결정된 $P_{f\omega}^*$ 에 의한外皮에서의 變形率은 다음과 같다.

$$\epsilon_{\theta}^{0'} = \frac{1}{E^0} \cdot \frac{2b^2}{d^2 - b^2} \cdot (P_c + K_s \cdot P_{f\omega}^*) \quad (17-a)$$

$$\epsilon_z^{0'} = -\nu^0 \cdot \epsilon_{\theta}^{0'} \quad (17-b)$$

3. 試片 및 實驗

Tresca 降伏條件을 잘 만족시키는 SM20C와 SM45C를 각각 內層材와 外層材로 사용 하였다. 內層材는 길이 2300mm×직경 63mm의 棒과 外層材는 길이 2300mm×직경 70mm의 棒으로부터 각각 인장시편용 110mm의 棒을 2개씩 잘라낸 후, 길이 220mm의 內層材용 시편과 길이 206mm의 外層材용 시편을 9개씩 얻었다. 얻어진 시편을 완전풀림 열처리한 후 인장시편과 $t'/t^0=2$ 이고, 직경비(d/a) 1.9, 2.2, 2.5를 갖

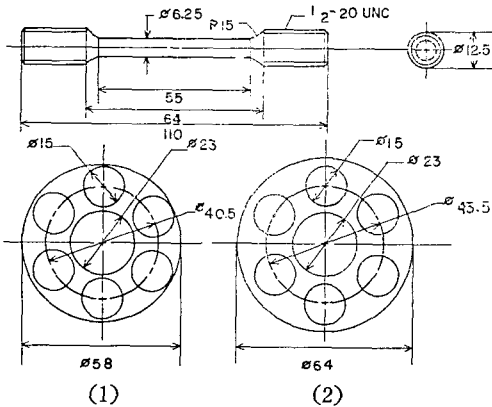


Fig. 5 Tension specimens in the first machined bar for SM20C(1) and SM45C(2), and tension specimen dimension

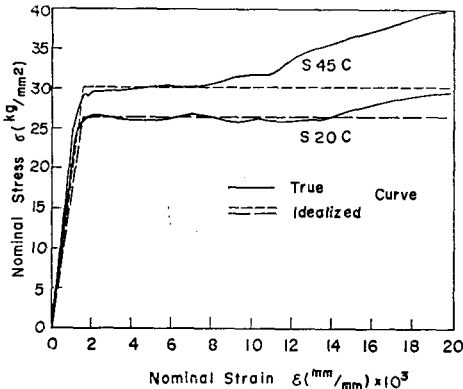


Fig. 6 Idealized nominal stress-strain curve of full annealed SM20C and SM45C based on Averaged data.

는 複合圓筒 시편을 3개씩 얻었다. Fig. 6과 Table 2는 Fig. 5의 인장시편으로부터 얻어진 재료의 기계적 성질이다.

修正점맞춤을 실현하기 위하여 Fig. 7의 압력발생장치를 만들었다. 이 장치는 安全係數를 2로 할 때 70 kg/mm²의 壓力을 발생할 수 있도록 공구강(SKD61)을 열박음하여 만들었다. 圓筒의 內皮는 0.03mm 두께로 크롬도금을 하여 피스톤과 圓筒사이에 누설방지과 윤활을 양호하게 하였다. 양끝이 개방된 시편을 修正점맞춤하면서 끝단효과를 받지 않도록 누설방지물을 시편의 양끝으로부터 7mm 되는 곳에 설치하여 전체 시편길이(218mm)에 대한 壓力을 받는 부분의 길이의 비가 0.94가 되도록 하였다⁽⁹⁾.

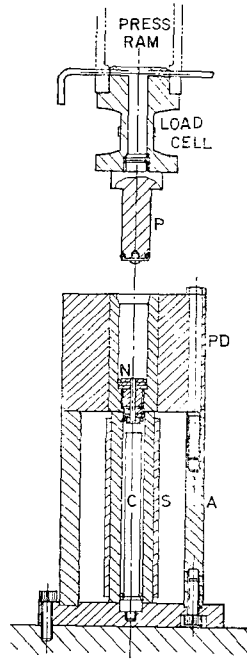


Fig. 7 Pressure making die set-up

압력전달 유체는 피스톤 하중을 150kg/mm²까지 정확하게 壓力으로 환산할 수 있는 피마자유⁽²⁴⁾를 사용하였다. 壓力은 피스톤 윗부분의 하중계로 측정하고 시편 外皮의 變形率은 軸方向과 接線方向에 각각 2개씩의 스트레인게이지(KFC-2-C1-11, KYOWA Co.)를 사용하여 측정하였다. Fig. 8은 전체 실험장치의 개략도이고 Fig.9는 실제 압력발생장치와 측정장치이다.

Table 2 Mechanical properties of SM20C and SM45C

Material	Yield stress (kg/mm ²)	Ultimate stress (kg/mm ²)	Fracture stress (kg/mm ²)	Young's modulus (kg/mm ²)	Poisson's ratio
SM20C	26.46	45.12	32.00	21000	0.275
SM45C	30.11	61.04	53.25	21400	0.280

Autofrettage 실험결과 彈性領域에서는 실험치와 이론치가 거의 일치하며⁽²³⁾ 이를 이용하여 初期荷重過程중 外層材의 變形率과 內壓의 관계를 구하였다. 修正점맞춤을 한 複合圓筒의 彈性負荷能力의 증가는 미리 정해진 外皮에서 變形率의 offset 값⁽²³⁾에 따라서 再荷

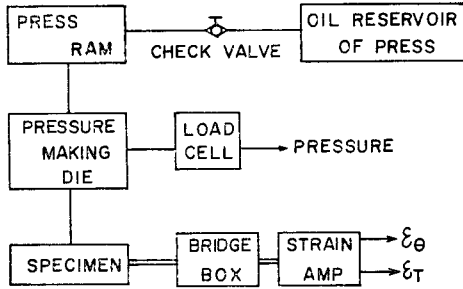


Fig. 8 Block diagram of complete experimental equipments

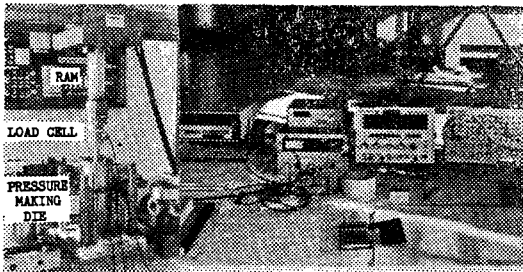


Fig. 9 View of pressure making die set-up and measuring instruments

重과정중 彈性應力狀態로 複合圓筒이 支持할 수 있는 最大彈性負荷能力을 구하였다. 初期荷重과 再荷重은 彈性荷重狀態의 초기에는 0.4~0.5kg/mm²의 압력증가마다 變形率을 측정하고 降伏이 시작되면 0.4~0.5kg/mm²의 압력증가마다 變形率을 측정했다. 각 측정점에서 안정시간은 약 30초씩 주었다. Fig. 10은 複合圓筒 시편과 修正점 맞춘 複合圓筒을 나타낸다.

殘留應力은 修正점 맞춤 과정의 끝단효과를 줄이기 위하여 시편 양끝을 각각 30mm씩 잘라낸 후 Babaev의 방법으로 매 1mm의 內徑 증분마다 殘留應力을 측정하였다.

4. 結果 및 檢討

4.1. 初期荷重 및 最終荷重 過程

Fig. 6의 인장실험 결과로부터 사용된 재료는 彈性完全塑性體로 볼 수 있다. Fig. 11과 12는 初期荷重과 最終荷重 과정중 內壓과 外皮 變形率 관계의 평균 실험치와 이론치의 비교를 보인 것이다. Fig. 11에서 內壓과 接線方向 變形率의 관계는 접촉면의 표면조도 때문에 初期接觸荷重狀態에서 약간의 오차(약 2%)가 발생한다. 그러나, 軸方向 變形率은 이론치와 실험치

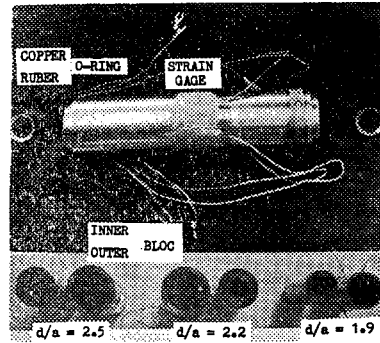


Fig. 10 Deformed and compound cylinder specimens

에서 그 진행경로가 서로 다르고 많은 오차(약 8%)를 발생한다. 왜냐하면 이론해석에서 접촉면의 마찰력과 內層材의 軸方向 變形率 증분, $de_z' = 0$ 으로 취했기 때문이다. 最終荷重狀態에서는 初期荷重狀態보다 많은 오차(약 19%)가 발생하는데 이 또한 접촉면의 마찰

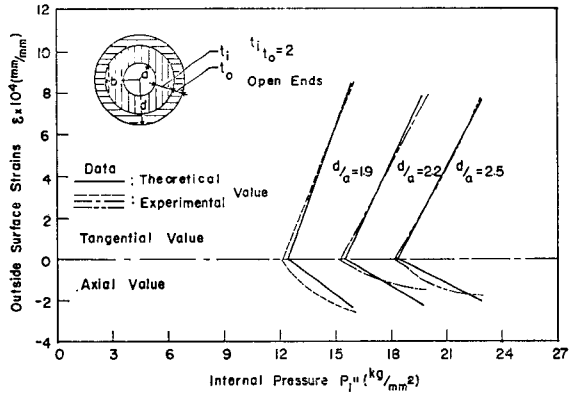


Fig. 11 Initial loading internal pressure Vs. outside surface strains of compound cylinder

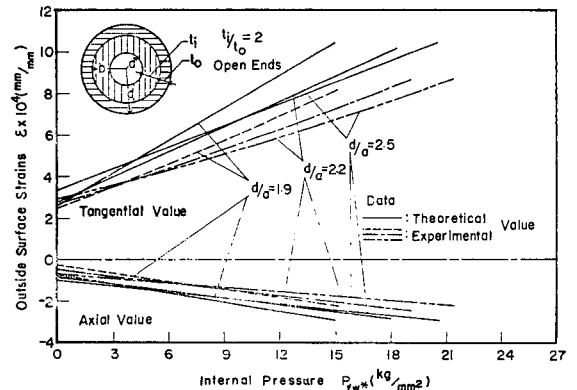


Fig. 12 Final loading internal pressure Vs. outside surface strains of compound cylinder

력과 표면조도를 무시하고 無限小變形率 개념을 이론 해석에서 사용했기 때문이다. 그러나, 再降伏壓力은 이론치보다 실험치가 약간 크지만(오차 약 4%) 좋은 일치를 나타내기 때문에 修正점 맞춤을 갖는 複合圓筒에서 그 접촉면의 위치가 半徑 20~25mm 일때 內層材와 外層材 접촉면의 표면조도 $\pm 0.05\text{mm}$ 이하의 값은 무시할 수 있고 접촉면의 마찰력 또한 複合圓筒의 彈性負荷能力의 증대에 크게 영향을 미치지 않으므로 Hencky의 변형이론, 無限小變形率개념, $d\varepsilon_z = 0$ 그리고 Tresca 降伏條件을 사용한 이론해석은 修正점 맞춤을 갖는 複合圓筒의 좋은 해석 방법이라고 볼 수 있다.

4.2. 殘留應力

Fig. 13 과 14 에 보인 바와 같이 실험치와 이론치는 半徑方向의 殘留應力에 대하여는 잘 일치하고 있으나, 軸方向 殘留應力の 초기값은 이론해석에서 $d\varepsilon_z = 0$ 과 접촉면의 마찰력을 무시하였기 때문에 오차(최대 30%)

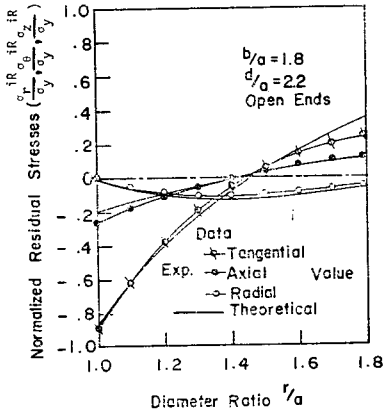


Fig. 13 Theoretical and experimental residual stresses in compound cylinder with $t^i = 2t^o$

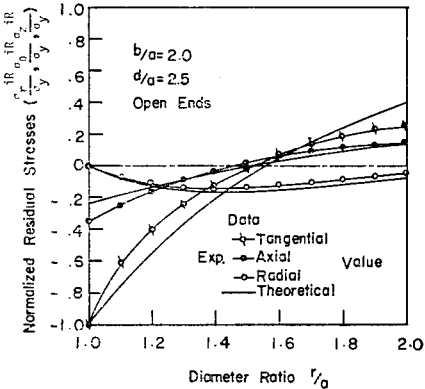


Fig. 14 Theoretical and experimental residual stresses in compound cylinder with $t^i = 2t^o$

가 발생한다. 接線方向 殘留應力の 값은 全接線方向 變形率 값에 민감하며⁽²¹⁾, 시편의 內徑을 깎아나감에 따라서 全變形率과 가공된 시편의 內徑에 대한 관계에 오차가 발생하기 때문에 이론치와 실험치에 오차(최대 30%)가 발생한다.

殘留應力 측정 결과로부터 修正점·맞춤된 複合圓筒의 彈性負荷能力의 증가를 볼 수 있으며 절삭과정중 발생한 온도를 보정하기 위하여 보다 긴(본 실험에서는 1 점당 30~40 분) 보정시간을 갖는다면 더욱 정확한 殘留應力을 측정할 수 있을 것이다.

5. 結 論

이상과 같은 이론과 실험의 결과로부터 다음과 같은 결론을 얻었다.

- (1) 壓力容器的 彈性負荷能力을 증대시키기 위하여 複合圓筒에 대한 修正점 맞춤 방법이 Tresca 降伏條件을 이용하여 彈性線型變形硬化 물질에 대하여 실제응용에 편리하도록 수식적인 식들로 개발되었다.
- (2) 軸方向 塑性變形率은 圓筒의 彈性負荷能力의 증대에 거의 영향을 미치지 않는다.
- (3) 修正점 맞춤을 이용한 複合圓筒의 제조에서 접촉면의 표면조도 $\pm 0.05\text{mm}$ 는 접촉면의 半徑이 20~25 mm 일때 最大彈性作動壓力의 증대에 거의 영향을 미치지 않는다.
- (4) 修正점 맞춤을 갖는 複合圓筒의 최적제조 방법이 개발되었다.
- (5) Babaev의 複合圓筒의 殘留應力 해석에 의한 실험치는 이론치와 거의 유사하다.

參 考 文 獻

1. A. Nadai, "Theory of Flow and Fracture of Solids," Vol. 1, 2nd ed., McGraw-Hill, N.Y., 1950, pp. 460~465.
2. D.N. Allen and D.G. Sopwith, "The Stresses and Strains in a Partially Plastic Thick Tube under Internal Pressure and End-Load," Proc. of Roy. Soc. of London, Series A, Vol. 205, 1951, pp. 69~83.
3. M.C. Steele, "Partially Plastic Thick-Walled Cylinder Theory", J. of Applied Mechanics, June 1952, pp. 133~140.

4. J.O. Smith and O.M. Sidebottom, "Inelastic Behavior of Load Carrying Members", John Wiely, N.Y., 1965.
5. R. Hill, E.H. Lee and S.J. Tupper, "The Theory of Combined Plastic and Elastic Deformation with Particular Reference to a Thick Tube under Internal Pressure", Proc. of Roy. Soc. of London, Series A, Vol. 191, 1947, pp. 278~303.
6. P.G. Hodge, Jr. and G.N. White, "A Quantitative Comparison of Flow and Deformation Theories of Plasticity", J. of Applied Mech., June 1950, pp. 180~184.
7. P.V. Marcal, "A Note on the Elastic-Plastic Thick Cylinder with Internal Pressure in the Open and Closed Ends Condition", Int. J. of Mech. Sci., Vol. 7, 1965, pp. 841~845.
8. S. C. Chu, "A More Rational Approach to the Problems of an Elasto-Plastic Thick-Walled Cylinders", J. of the Franklin Institute, Vol. 294, No. 1, July 1972, pp. 57~65.
9. M.C. Steele and J. Young, "An Experimental Investigation of Overstraining in Mild-Steel Thickwalled Cylinders by Internal Fluid Pressure", Trans. of ASME, 1952, pp. 355~363.
10. S.M. Jorgensen, "Overstrain and Bursting Strength of Thickwalled Cylinders", Trans. of ASME, April 1958, pp. 561~570.
11. G.J. Franklin and J.L.M. Morrison, "Autofrettage of Cylinders: Prediction of Pressure/External Expansion Curves and Calculation of Residual Stresses", Proc. of the Institution of Mechanical Engineers, Vol. 174, 1960, pp. 947~974.
12. O.M. Sidebottom, S.C. Chu and H.S. Lamba, "Unloading of Thick-Walled Cylinder that Have Been Plastically Deformed", Experimental Mechanics, Vol. 16, Dec. 1976, pp. 454~476.
13. T.E. Davidson, C.S. Barton, A.N. Reiner and D.P. Kendall, "New Approach to the Autofrettage of High-Strength Cylinders", Experimental Mechanics, Vol. 2, 1962, pp. 33~40.
14. T.E. Davidson, D.P. Kendall and A.N. Reiner, "Residual Stresses in Thick-Walled Cylinders Resulting from Mechanical Induced Overstrain, Experimental Mechanics, Vol. 3, 1963, pp. 253~262.
15. 김천옥, 이영신, "스웨이징에 의한 오오토프리티저 가공의 탄소성 해석" 대한기계학회 논문집, 제 1권, 1호, 1977, pp. 40~47.
16. 손승요, 신근하, 김세영, "Swaging Autofrettage의 해석과 원통설계 가공에의 응용(I)", 대한기계학회 논문집, 제 4권, 2호, 1980, pp. 54~62.
17. 손승요, 김세영, "Swaging Autofrettage의 해석과 원통설계 가공에의 응용(II)—스웨이징에 의한 원통설계법과 그 내면 가공법의 개발—" 대한기계학회 논문집, 제 5권, 4호, 1981, pp. 362~367.
18. A.E. Dapprich, "Theoretical and Experimental Investigations on Compound Pressure Vessels", Ph.D. Thesis of Penn. State Univ., 1964.
19. J.H. Faupel and A.R. Furbeck, "Influence of Residual Stress on Behavior of Thickwalled Closed End Cylinder", Trans. of ASME, 1953, pp. 345~354.
20. R.E. Weigle and J. P. Purtell, "Pressure Technique for Determining Residual Stresses in Circular Tubes, Proc. of 1st Int. Congress on Experimental Mechanics", Pergamon Press, 1963 pp. 671~381.
21. A.N. Babaev, "Determining Residual Stresses in Metal Faced Cylinders (discs) by the Combined Method of ZAKS with Different Moduli of Normal Elasticity of the Base Metal and Facing", Ind. Lab. (USSR), Vol. 42, No. 6, June 1976, pp. 950~954.
22. C.W. MacGregor, L.F. Coffin and J.C. Fisher, "The Plastic Flow of Thick-Walled Tubes with Large Strains", J. of Applied Physics Vol. 19, March 948, pp. 291~297.
23. S.C. Chung, "A Study on the Elasto-Plastic Analysis of Compound Cylinder", M.S. Thesis of KAIST, 1981.
24. J.M. Alexander, "Hydrostatic Extrusion", Mills and Boon Co., 1971, pp. 128~133.