

高压容器的安全度測定에 관한 研究

林東圭*, 崔萬鎔**, 韓應教*

* 漢陽大 工大 教授, 正會員

** 漢陽大 工大 大學院, 正會員

〈 1982年 11月 10日 接受 〉

Study on the Measurement of Safety of a High Pressure Vessel

Tong-Kyu Yim, Man-Yong Choi, Eung-Kyo Han

ABSTRACT

There are two weak points in a high pressure vessel, one is a corner, the other is a crack on the base. In order to evaluate safety of a department of a corner and a crack like a starfish on the base in a high pressure vessel (working pressure: 130kg/cm^2), which was made by Marison's Process, we analyzed stress by strain gauge, measured thickness and hardness by ultrasonic testing, and were able to test pressure by water pressure from nondestructive testing. Also destructive testings were applied to measure thickness and to observe microstructure and chemical composition of a corner on the base.

From the results of the experiment, values of experiment were satisfied with a condition of application. But, it is considered that a crack on the base is to be investigated with more by Fracture Mechanics.

記號說明

- a : outer radius of plate
- D : flexual rigidity
- D_o : outer diameter of pressure vessel
- D_i : inner diameter of pressure vessel
- h : thickness of plate on any point
- h_o : thickness of plate on center
- k : ratio of dia. (D_o/D_i)

- M_r : radial moment
- M_t : tangential moment
- P : pressure
- Q : shearing force
- r : radius of circular plate
- t : thickness of cylindrical shell
- T : circular plate thickness of pressure vessel
- w : deflection of circular plate
- x : ratio of radius (r/a)
- y : ratio of thickness in variable thickness (h/h_0)
- α_K : stress concentration factor
- β : constant on the circular plates of variable thickness
- σ_r, σ_t : radial and tangential stress
- ν : Poisson's ratio
- ρ_1, ρ_2 : curvature on the corner of pressure vessel
- γ, γ_1 : numerical factor for various proportions of the plate and for various value of $x = r/a$.

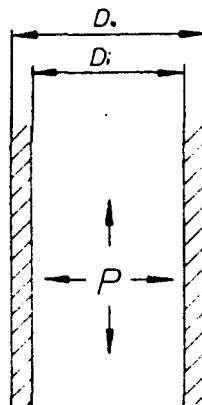
1. 緒 論

最近壓力容器的 高壓化傾向에 따라서 그것의 強度設計에 關하여 많은 理論^{2), 3)}과 實驗이 研究되어 왔으며 特히 強度上에서 圓筒容器는 內壓에 의한 破壞試驗과 光彈性實驗에 의한 結果로서 容器的 構造상으로 위험한 部分은 圓筒底面部와 底面의 折曲部로서 나타났다.⁴⁾

따라서 本研究에서는 Marison方式에 의해서 製作된 M-型과 둥근형의 高壓容器 (常用使用壓力 130 kg/cm²) 에 대하여 스트레인 게이지를 胴體와 底面部와 折曲部에 接着하고 이 部分에 대한 應力解析을 하여 安全度에 대한 檢討를 하였으며 아울러 초음파 鏡도계와 두께계를 使用하여 硬度와 두께를 非破壞的으로 測定하고 組織과 組成도 分析한 것을 다음 같이 보고한다.

2. 壓力容器에서의 應力解析

2.1 圓筒에서의 應力解析



$$t = \frac{p D_o}{2 (\sigma_r + y p)}$$

$$\sigma = \left(\frac{k}{k-1} - y \right) p \quad (2)$$

$y=0$: outer dia

$y=1$: inner dia

$y=0.5$: mean dia

$k=D_o/D_i$

Fig. 1 Cylindrical Shell

2.2 圓形底面部에서의 應力解析

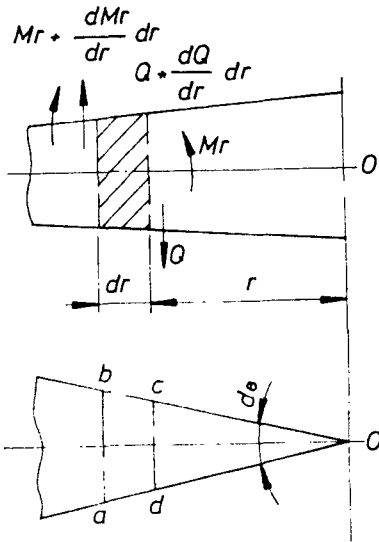


Fig. 2 Moment of circular plate of variable thickness

高壓容器的 底面部에서의 應力은 圓판의 두께도 일정하지 않고 그의 형상도 복잡하므로 이것은 中心으로 갈수록 두께가 두꺼워지는 圓판으로 생각하고 이것에 대한 應力解析으로 容器底面의 應力을 求할 수 있다. 그림 2와 같은 圓形판에서의 平衡방정식은

$$Mr + \frac{dMr}{dr} r - Mt + Qr = 0 \quad (2)$$

여기서 $M_r = D \left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\nu}{r} \varphi \right)$, $\varphi = -\frac{dw}{dr}$ (3)

$$M_t = D \left(\frac{\varphi}{r} + \nu \frac{d\varphi}{dr} \right)$$

로 되며 전단력을 Q라 할 때

$$Q = \frac{1}{2\pi r} \int_0^r p \cdot 2\pi r \cdot dr \quad (4)$$

式(3)과 式(4)를 式(2)에 代入하면

$$D \cdot \frac{d}{dr} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \frac{\varphi}{r} \right) + \frac{dD}{dr} \left(\frac{d\varphi}{dr} + \nu \frac{\varphi}{r} \right) = -\frac{1}{r} \int_0^r p r dr \quad (5)$$

로 된다. $\frac{r}{a} = x$, $h/h_0 = y$,

$$p' = \frac{6(1-\nu^2)a^3}{Eh_0^3} p \quad (6) \cdot (7)$$

라 하면 式(5)는 式(6)과 (7)에 의해서

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} + \frac{d \log y^3}{dx} \right) \cdot \frac{d\varphi}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} - \frac{\nu}{x} \cdot \frac{d \log y}{dx} \right) \varphi = \frac{p' x}{y^3} \quad (8)$$

로 된다. 여기서 판의 두께의 변화는 다음식과 같다.

$$y = e^{-\beta x^{2/6}} \quad (9)$$

여기서 β 는 판의 실제모양과 거의 근사될 수 있는 특별한 경우에 한하여 선택될 수 있는 상수이다. 그림 3은 반경방향으로의 β 값들 이다.

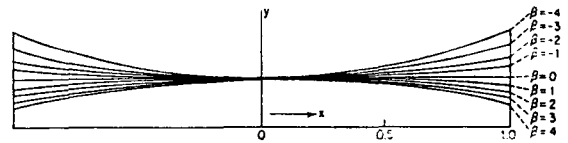


Fig. 3 A value of β on the circular plate of variable thickness

式(9)를 式(8)에 代入하면

$$\frac{d^2\varphi}{dx^2} + \left(\frac{1}{x} - \beta x \right) \cdot \frac{d\varphi}{dx} - \left(\frac{1}{x^2} + \nu \beta \right) \varphi = -p' x e^{\beta x^{2/2}} \quad (10)$$

이고 특별해는 $\varphi_0 = -\frac{p'}{(3-\nu)\beta} \cdot x \cdot e^{\beta x^{2/2}}$ (11)

이고 동차해는

$$\varphi_1 = a_1 \left[x + \sum_{n=1}^{\infty} \frac{\beta^n (1+\nu)(3+\nu) \dots (2n-1+\nu)}{2 \cdot 4 \cdot 6 \cdot \dots \cdot 2n \cdot 2n \cdot (2n+1)} \cdot x^{2n+1} \right] \quad (12)$$

여기서 a_1 은 임의의 상수이다.

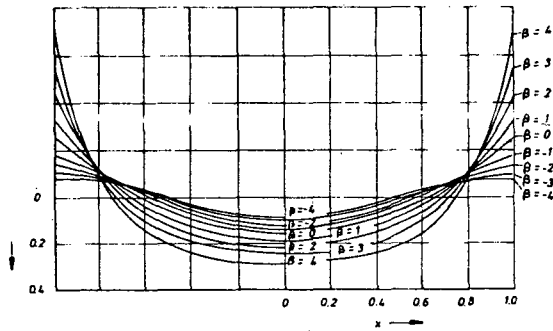
따라서 일반해는

$$\varphi = p' \left[C\varphi_1 - \frac{x}{(3-\nu)\beta} \cdot e^{\beta x^{2/2}} \right] \quad (13)$$

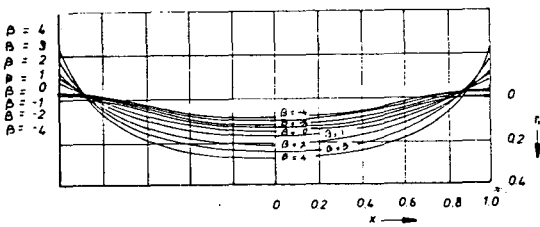
이다. 高壓容器的 底面部는 胴體部와 一體로 되어 있으므로 고정원판으로서 底面部를 간주할 때 경계 조건은 $(w)_{x=1} = 0, (\varphi)_{x=1} = 0$ 이므로 — (14) 式(14)로 부터

$$C = \frac{e^{\beta/2}}{(3-\nu)\beta(\varphi_1)_{x=1}} \quad (15)$$

로 된다. 그래서 容器底面部에서의 最大圓周應力 (σ_t) 과 最大半徑應力 (σ_r) 은 다음식과 같으며, 그림 4는 r 와 r_1 의 값을 β 와 x 에 의해서 도시하고 있다.



$$(\sigma_r)_{max} = \pm r \frac{3pa^2}{h_0^2}$$



$$\sigma_t \text{ max } x = \pm r_1 \frac{3pa^2}{h_0^2}$$

Fig. 4 A value of the numerical factor γ and γ_1 for various proportions of the plate and for values of $x = r/a$

2.3 折曲部에서의 應力集中係數

折曲部の 곡률반지름 胴體 및 底面の 두께, 외경과 내경의 크기에 의해서 折曲部の 應力集中은 영

향을 받고 있다. 다음 그림 5는 앞의 변수에 따른 應力分布를 나타내고 있다.

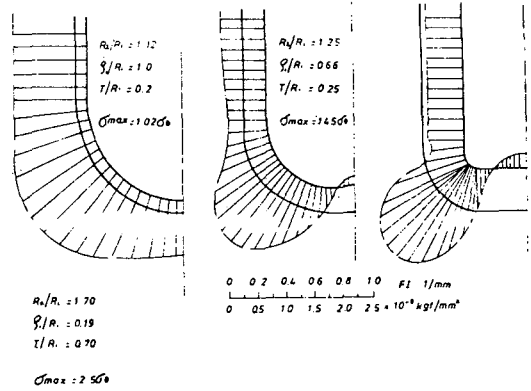


Fig. 5 Tangential stress distribution at the corner of the circular plate of uniform thickness

또한 이때의 應力集中係數 α_k 는

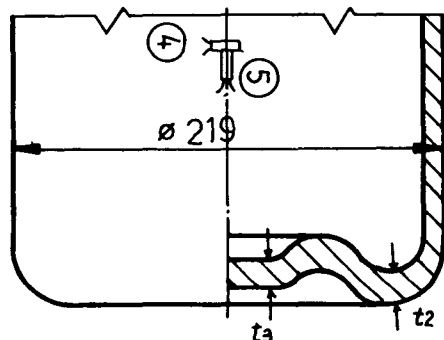
$$\alpha_k = 0.0091 \left\{ \frac{\rho_1 \rho_2}{(D_o + D_i)^2} \right\}^{-1} + 1.00 \quad (17)$$

로 된다. 여기서 $\alpha_k = \sigma_{max} / \sigma_{\theta}$, $\sigma_{\theta} = \left(\frac{r_1^2 + r_2^2}{r_2^2 - r_1^2} \right) p_i$ — (18)

3. 實驗方法

3.1 應力測定

그림 6 과 같은 압력용기에서 鏡板部, 胴體部, 底面部에 대한 應力測定을 스트레인 게이지로서 容器에 接着하고 耐壓試驗裝置인 水壓機로서 0, 50, 100, 150, 200, 250 kg/cm²의 水壓을 가하여 이때의 스트레인을 정적스트레인미터로서 測定하였으며,



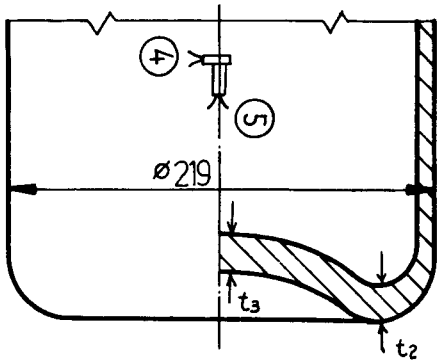


Fig. 6 Strain gauge attachment on the pressure vessel

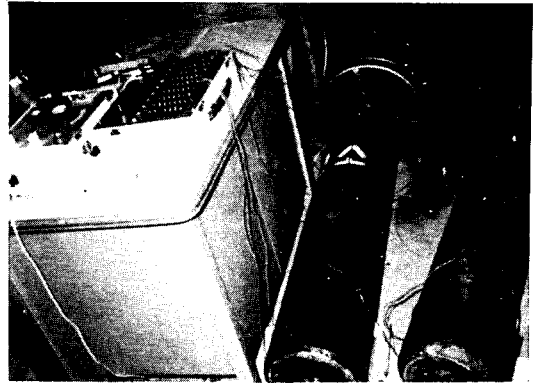


Photo. 1 Strain measurement on the pressure vessel

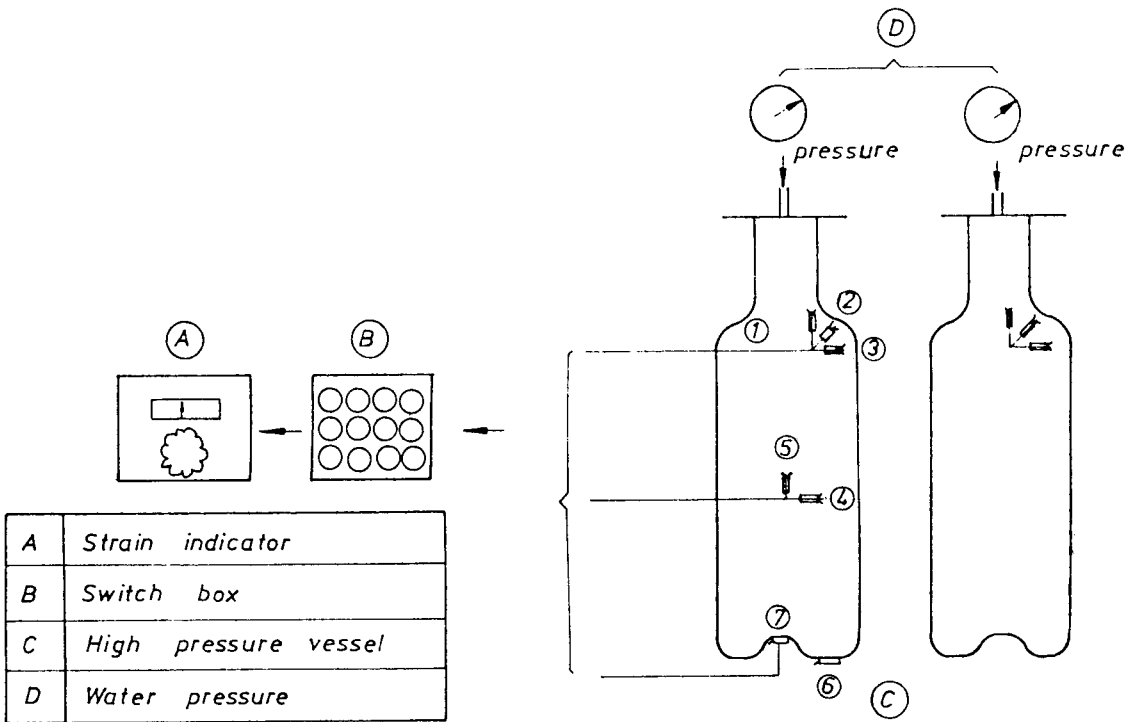


Fig. 6.1 Schematic diagram of strain measurement on the pressure vessel

3.2 硬度測定

壓力容器的 底面部의 균열이 생긴 原因과 安全도를 究明하기 위하여 그림 8과 같이 底面部를 절

단하여 측정점을 설정하고 M-型과 등근-型에 대해서 超音波硬度計 (SONOHARD MODEL SH-2 Kawatetsu Co.) 로서 硬度를 측정하였다.

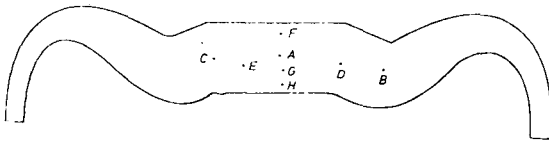


Fig. 8 Hardness position of M-type pressure vessel

3.3 두께測定

고압容器的 素材는 規格品을 輸入하여 適當한 길이로 절단하고 이를 加熱하여 Marison方式에 따라서 底面을 封合하게 되므로 底面部的 두께는 각각 다르다. 따라서 이 底面의 두께를 非破壞的으로는 超音波 두께計 (UTM 20) 로 측정하였으며 破壞的으로는 이를 切斷하여 측정하였다.

3.4 材質試驗

材質에 대한 組成 및 組織은 試片을 容器的 底面部에서 採取하여 金屬조직 현미경에 의한 寫眞撮影과 分光分析器에 의한 試驗을 하였다. 또한 底面中央의 균열의 크기를 金屬조직현미경에 의해서 측정하였다.

4. 實驗結果

4.1 圓筒胴體部와 底面部的 應力值

表 1은 M-型 供試品과 둥근型 供試品の 應力測定값이며 그림 9는 이를 그래프로한 것으로 가압 0 ~ 250kg/cm²까지는 比較的 直線性을 잘 나타내고 있으며 가압 0으로 復歸할 때 스트레인값은 最大 18×10⁻⁶ 스트레인 정도이며 이는 應力值로 約 0.4 kg/mm² 정도이다.

Table 1. Values of Stress and Strain measurement.

Prssure (kg/cm ²)	M - type ε : x 10 ⁻⁶ σ : kg/mm ²							Round-type ε : x 10 ⁻⁶ σ : kg/mm ²						
	ε ₁	ε ₂	ε ₃	σ ₄	σ ₅	σ ₆	σ ₇ *	ε ₁	ε ₂	ε ₃	σ ₄	σ ₅	σ ₆	σ ₇ *
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
100	232	138	66	12.10	3.02	13.64	11.99	156	144	138	12.10	3.91	11.66	0.76
150	378	228	108	22.93	5.41	22.20	19.91	222	210	204	18.02	5.73	17.14	1.26
200	495	300	144	29.67	7.12	30.07	26.58	300	288	276	24.57	7.69	23.18	1.70
250	654	402	210	35.51	9.07	37.71	32.00	381	365	351	32.13	9.83	29.36	2.39
0	3μ	0μ	2μ	18μ	6μ	7μ	4μ	2μ	0μ	3μ	15μ	10μ	10μ	0μ

그림 3에서 β = 4, r = 0.27, α = 116.2, h₀ = 28, p = 150kg/cm² 일 때 底面部的 σ = 20.92kg/mm² 이며 측정값은 19.91 kg/mm² 이다. 또한 M型和 둥근型에서의 圓周方向의 應力값은

p = 150kg/cm²일때 M型에서는 24.5kg/mm² 둥근형에서는 23.5 kg/mm²로 계산되며 측정값은 M型에서는 22.93 kg/mm², 둥근型에서는 18.02 kg/mm²로 나타났다.

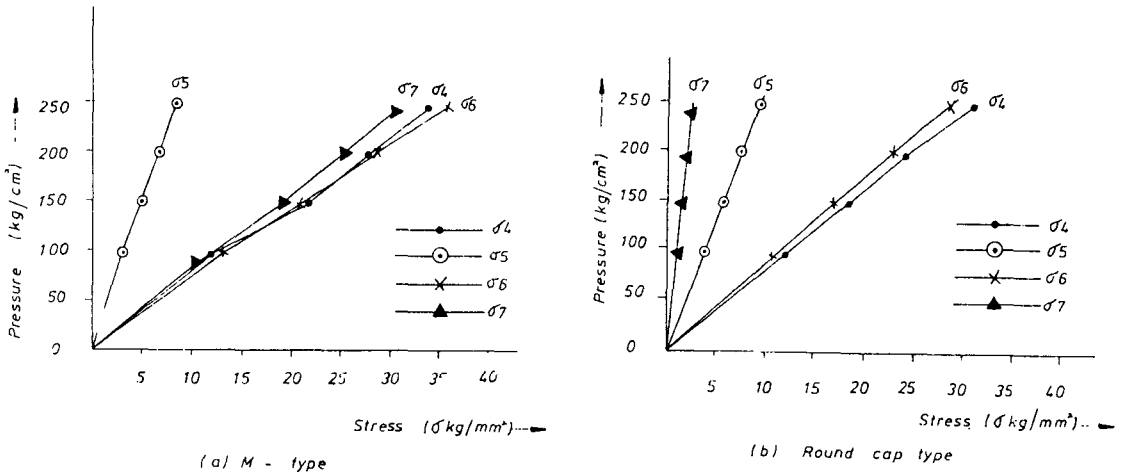


Fig. 9 Stress at the plate in cylindrical shell of pressure vessel

4.2 折曲部の 應力値

式 (17)에서 $h_0 = 28$ $t = 6.7$ $Do = 232.4$
 $Di = 219$ $\rho_1 = 50$ $\rho_2 = 45$ 이므로
 $\sigma_r = 25.86 \text{ kg/mm}^2$ 이며 바깥부의 측정치는 18.02 kg/mm^2 이다.

4.3 鏡板部에서의 應力値

鏡板部에서는 로제트게이지에 의해서 表 2 와 같은 主應力値와 方向을 구한 값이며 그림 10은 主應力値의 方向과 크기를 鏡板에서 表示한 것이다.

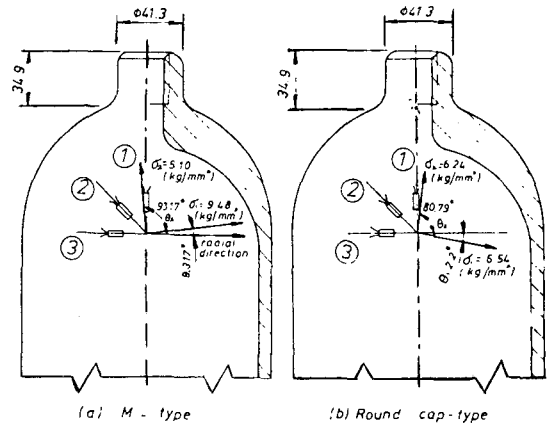


Fig. 10 Rosette stress analysis on the head of pressure vessel

Table 2. Stress distribution by Rosette gauge (P = 150 kg/cm²)

M - type	Round - type
$\sigma_1 = 9.48 \text{ kg/mm}^2$	$\sigma_1 = 6.54 \text{ kg/mm}^2$
$\sigma_2 = 5.10 \text{ kg/mm}^2$	$\sigma_2 = 6.24 \text{ kg/mm}^2$
$\theta_1 = 3.17^\circ$	$\theta_1 = -9.21^\circ$
$\theta_2 = 93.17^\circ$	$\theta_2 = 80.79^\circ$

4.4 硬度測定値

測定點에 따른 硬度 값은 表 3 과 같다.

Table 3. Hardness of M-type and Round cap type in pressure vessel (H_RC Scale)

Position Piece	A	B	C	D	E	F	G	H	average
M-type	26	21	24.7	23.4	25	22.5	25	24	23.95
Round cap-type	25	23.2	24	24.5	23	20			23.28

4.5 材質試驗

表 4는 試片의 材質分析表이며 M-型試片은 1978年 日本에서 導入한 JISG 3429-3 STH67 3종이다.

Table 4

*EGC/No-1 B
E
G

BURN # 1 LOAL 14:54 82:07:06 (Round
C Type)

IS 12009										
C	SI	MN	MH	P	S	CR	CH	MO	NI	
5021	2715	7333	<1,500	0187	0132	0337	<1,500	<70048	0129	
NI	CU	V	W	CO	TI	SN	AL	B	PB	
2,199	0089	0051	0063	<0050	0544	<0050	0341	<0001	<0010	

*EGC/No - 2 A
E
G

BURN # 1 LOAL 14:55 82:07:06 (M-Type)

IS 12001										
C	SI	MN	MH	P	S	CR	CH	MO	NI	
5268	2782	7351	<1,500	0184	0164	0391	<1,500	<0048	0128	
NI	CU	V	W	CO	TI	SN	AL	B	PB	
<2,199	0089	<0050	0065	<0050	0574	<0050	0414	<0001	<0010	

Table 5. Chemical Compositions (%)
STH 67.3.10

C	Mn	P	S
0.55 low	1.10 low	0.040 low	0.050 low

4.6 균열부의 균열상태

다음의 사진은 금속현미경에 의해 관찰된 균열의 크기이다.



Photo.2. A crack on base

5. 結 論

1) Marison 방식에 의해서 제작된 高壓容器 底面中央部の 균열로 인한 安全度를 超音波應用 計測 및 스트레인 게이지등의 非破壞檢査法 으로서 어느程度 推定할 수 있다.

2) 高壓容器的 圓周應力과 容器底面部, 折曲部の 應力값이 모두 허용應力값의 범위내에 있다.

3) $\alpha_k = 0.0091 \{ \rho_1 \rho_2 / (D_0 + D_i)^2 \}^{-1} + 1.00$ 으로부터 折曲部の 곡률반지름 ρ_1, ρ_2 를 결정할 수있다. 따라서 特異한 Marison 形式의 M Pattern 은 一種의 應力集中緩和型으로 볼수있다. 이容器的 壽命推定에 있어서는 균열부의 試片採取를 하여 靜的破壞 및 피로시험과괴실험을 통해서 破壞力學的으로 다루워야 할것으로 생각한다.

6. 參考文獻

- 1) 高橋 賞, " 三次元 光彈性による 內壓を受ける 圓筒容器底部の 應力集中について " 非破壞檢査 第 25 卷 第 3 號.
- 2) 小野寺眞作, 笠原正光, " 超高壓容器的設計 " Journal of the J.S.M.E, vol 67. No 548, P1422~1429.
- 3) 末澤慶忠, " 壓力容器的 靜的強さ " Journal of the J.S.M.E vol 67. No.548. P1411~1421
- 4) 高橋 賞, 神谷 豊, " 內壓を受ける 偏心厚肉圓筒의 光彈性 應力解析 " 非破壞檢査, 第 21 卷 8 號 P482 ~ 491.
- 5) 落合安太郎, " 壓力容器 " 日刊工業新聞社 昭和 51. P.84~117.
- 6) Timoshenko and Woinowsky-Krieger " Theory of plates and shells " P 298~302. - second edition, KOGAKUSHA
- 7) 齊藤 勇, " 壓力容器構造規格による 計算例集 " 産業圖書
- 8) 韓,應 教, " 스트레인 理論과 應用 " 普成文化社 1976. p 238~p 244.