

圓筒容器の破壊試験

安田 益一* 桑江 和夫**

The Breaking Test of a Cylindrical Vessel

By Masuichi Yasuda, Kazuo Kuwae
Kasado Works, Hitachi, Ltd.

Abstract

Before carrying out breaking test of the all welded locomotive boiler in the same size as C 59 type locomotive boiler of J.N.R. a cylindrical vessel was experimentally broken by pressure-water as a preliminary test, the theoretical values of strains and stresses being compared with the actual results while the examination was made on the measuring process as well as the observation of conditions of the breaking.

The cylindrical vessel tested was of 560 mm in diameter and 6 mm in thickness, and was broken near the center of the longitudinal welded joint of the barrel at the inner pressure of 112 kg/cm².

Despite the fact that the welding was not very satisfactory the strength of the welded part more than that of the structural material, and the breaking occurred after the noticeable deformation of the vessel, indicating the danger of sudden breakage is not liable to occur. Although the strength of the end plate reached the yield point at first the breakage occurred in the cylindrical part.

Therefore, it was found that the strength of the longitudinal welded joint was most important.

The strains and stresses within the elastic limit measured by the strain-meters and dial-gauges, were just the same as those expected from the theoretical calculation which so resulted in the confirmation of reliability of the measurement and the collection of the useful data for the breaking test of the all welded locomotive boiler.

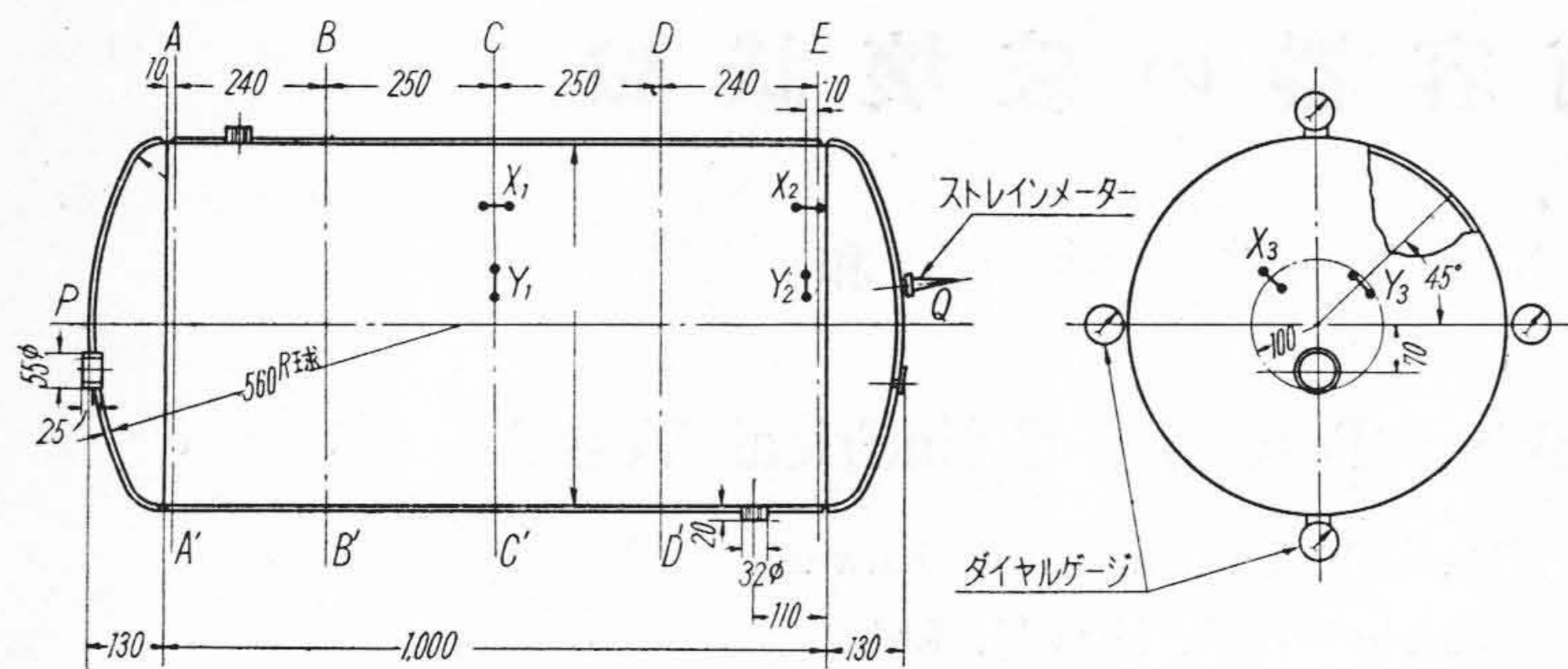
[I] 緒 言

従来汽罐の罐胴は主として鉚接で製作されていたが、電気溶接の發達に伴い、溶接罐胴がこれに代ろうとしている。機關車罐に於ても現在、罐の縦接手その他には、溶接が採用されているが、圓周接手及び蒸氣ドームには鉚接手が用いられている。全溶接構造とすれば、工數の低下を始め、洩れ、腐蝕に対する安全等、種々の利點があるにも拘らず、今尚鉚接手が採用されているのは、溶

接部の強度に対する信頼性が、未だ充分でないことも大きな原因である。更に終戦後機關車罐に於ては、溶接部に起因する事故が発生し、溶接部強度に対する信頼性が更に低下したかの感がある。

以上の點に鑑み、日立製作所笠戸工場に於ては機關車罐と同大の試験用罐を溶接構造により製作し水壓により加壓し、洩れ、並びに變形の状況を見ると共に破壊箇所が、溶接部に表われるか、又溶接に無關係の所に表われるかに依つて、溶接の信頼性を確める爲に本研究が計畫された。

* ** 日立製作所笠戸工場



ストレインメーター取付位置
 ダイヤルゲージ取付位置 { G-C' E-E' 上下及水平方向各4個
 P-Q 2個
 自家製インジケータ A-A' B-B' D-D' 上下及水平方向
 ピアノ線巻付位置 C-C' D-D' E-E'

第 1 圖 圓筒容器寸法及び測定器取付位置

Fig. 1 Dimension of Cylindrical Vessel and Measuring Apparatus Attached.

實物大の熔接罐に就き試験を実施するに先立ち、測定方法の検討並びに、水壓破壊時の危険性等を豫測するために豫備實驗として全熔接性圓筒容器の破壊試験を行い變形並びに、破壊状況を測定したので、これについて報告する次第である。

[II] 供試圓筒容器の形狀及び製作

1. 圓筒容器仕様

豫備實驗に用いた圓筒容器の寸法形狀は、第 1 圖に示す通りで、此れは C59 形機關車用の元空氣溜である。熔接箇所は罐胴縦接手 1 箇所、鏡板圓周接手 2 箇所である。材料は罐胴、鏡板共に SS 41 P を用い常用壓力 8 kg/cm² である。以上に對して JES 其の他の規定による使用壓力を計算すれば、次の如くである⁽¹⁾⁽²⁾。

A JES 第 248 號「陸用蒸汽罐の構造」によれば

$$p = \frac{200 f \eta (t-1)}{D x} = 21.7 \text{ kg/cm}^2$$

但 P = 最高使用壓力

f = 銅板の引張強さ = 41 kg/cm²

t = 板厚 = 6 mm

D = 内徑 = 560 mm

η = 熔接接手の効率 = 90%

x = 安全率 = 4.25

B ロイド船級協會の「熔接により製作された壓力容器」の規定によると、

$$WP = \frac{34.5 \times s \times (t-2)}{D} \times \frac{E}{100} = 323 \text{ lb/in}^2$$

$$= 22.6 \text{ kg/cm}^2$$

但 WP = 使用壓力 lb/in²

S = 銅板の抗張力

$$t/\text{in}^2 = 57.6 \text{ t/in}^2$$

t = 銅板の厚味

$$1/32 \text{ in} = 7.55 \times \frac{1}{32} \text{ in}$$

D = 罐胴の内徑 in

$$= 22 \text{ in}$$

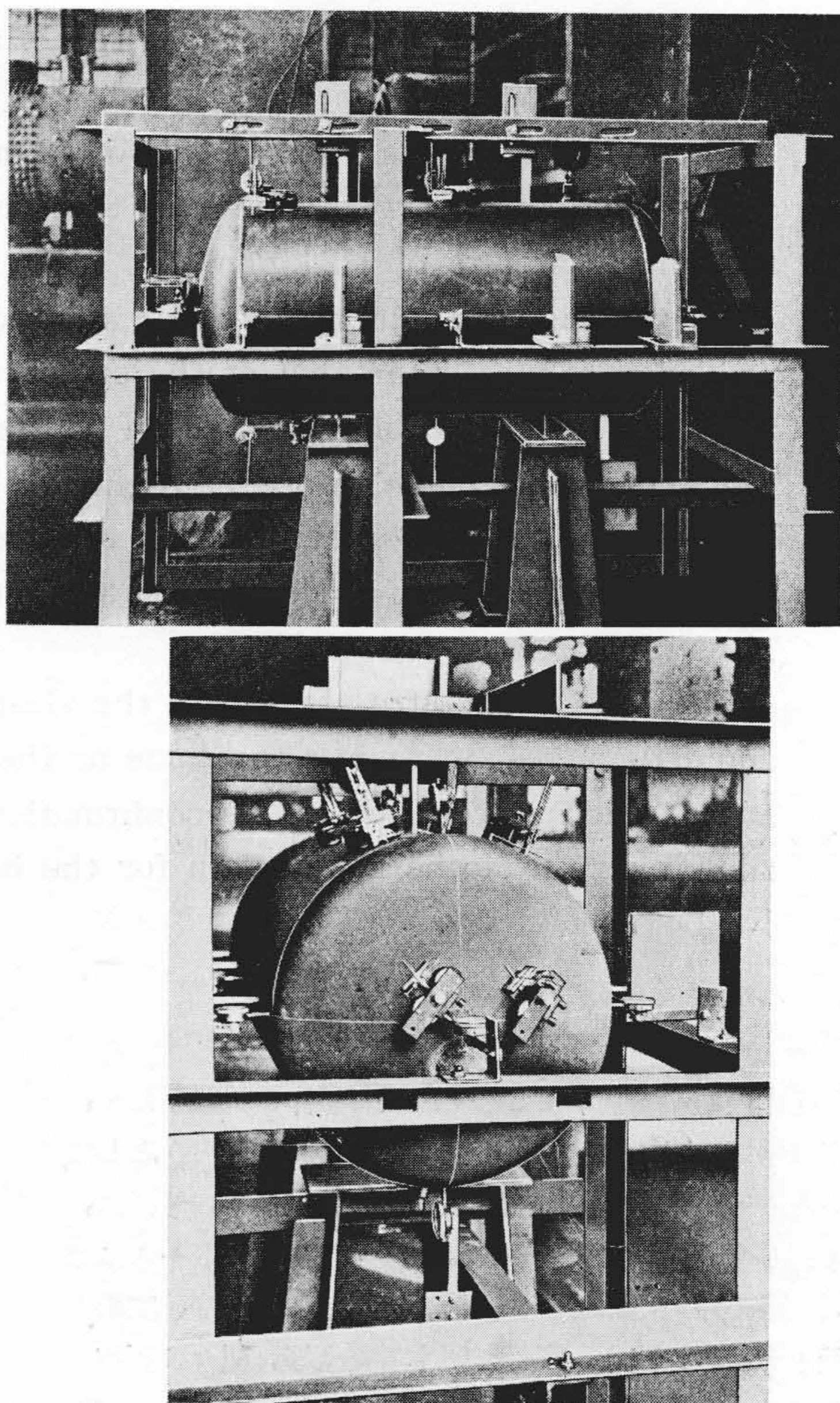
E = 許容接手効率

許容接手効率は 3 級罐の熱處理を施行せざるものに對する値 65 % を採つた。

同じく球面鏡板に就ては第 3 級壓力容器に對して

$$WP = \frac{18 \times S \times t}{R}$$

$$= 355 \text{ lb/in}^2 = 25 \text{ kg/cm}^2$$



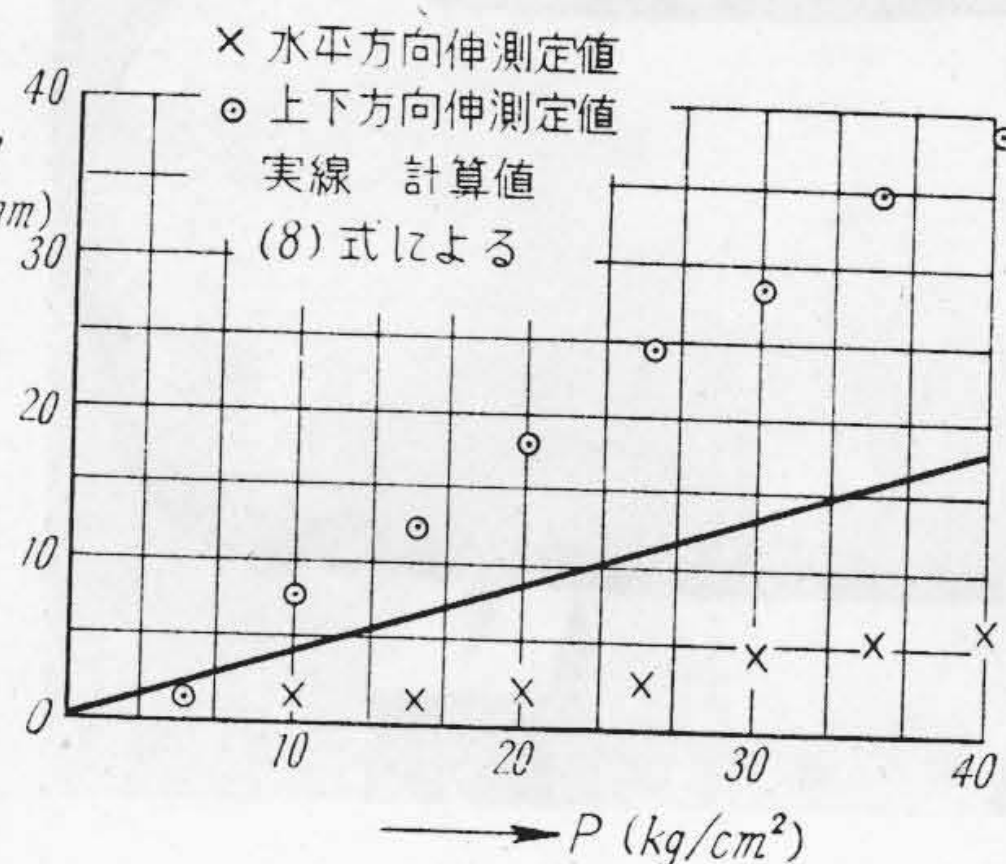
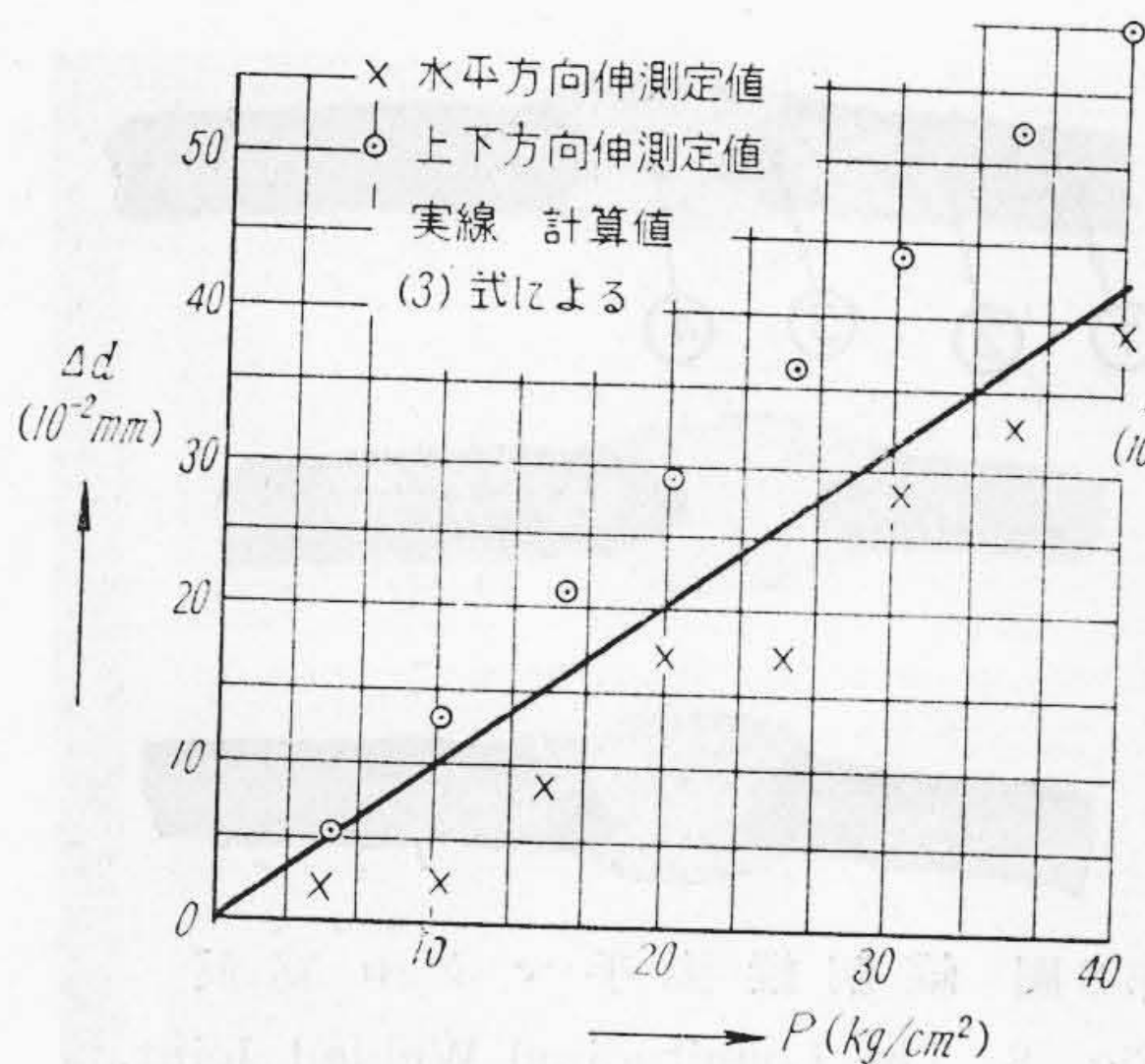
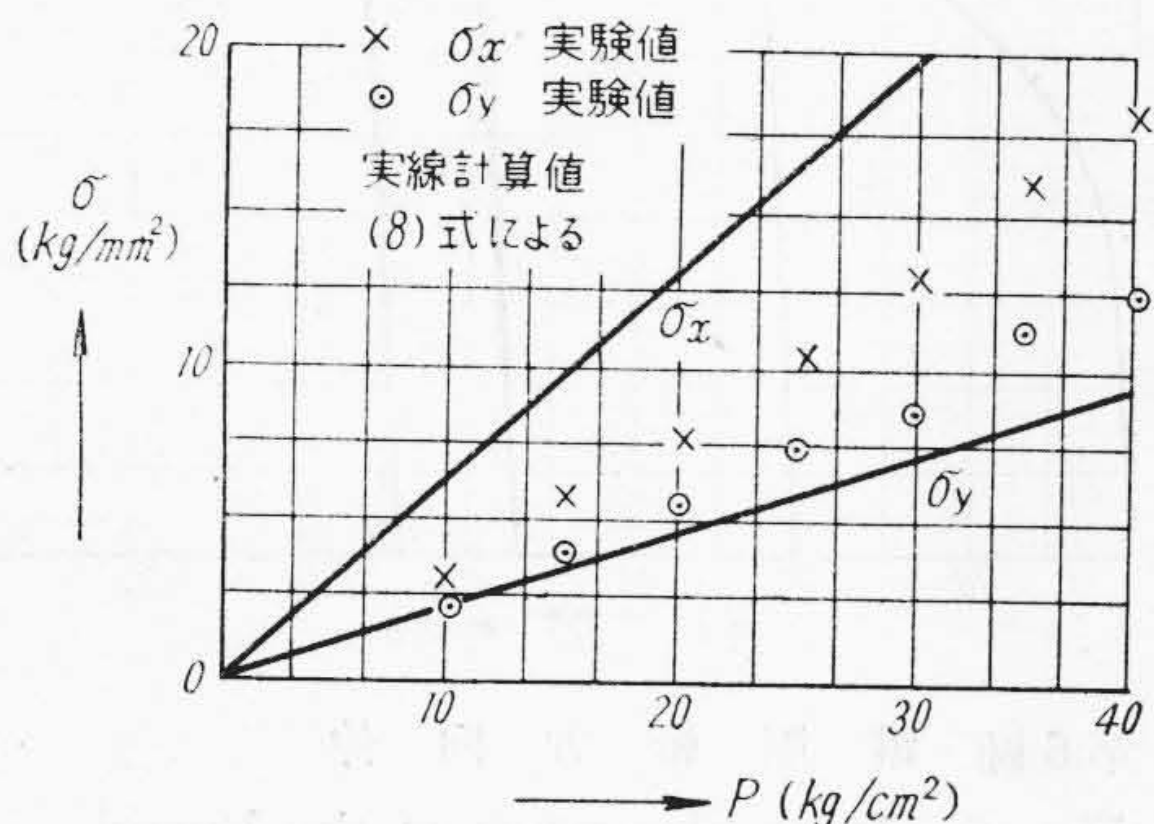
第 2 圖 測定器具取付状況

Fig. 2 Positions of Measuring Instruments.

但 R = 鏡板の内側曲率半径 $\text{in} \div 22 \text{ in}$

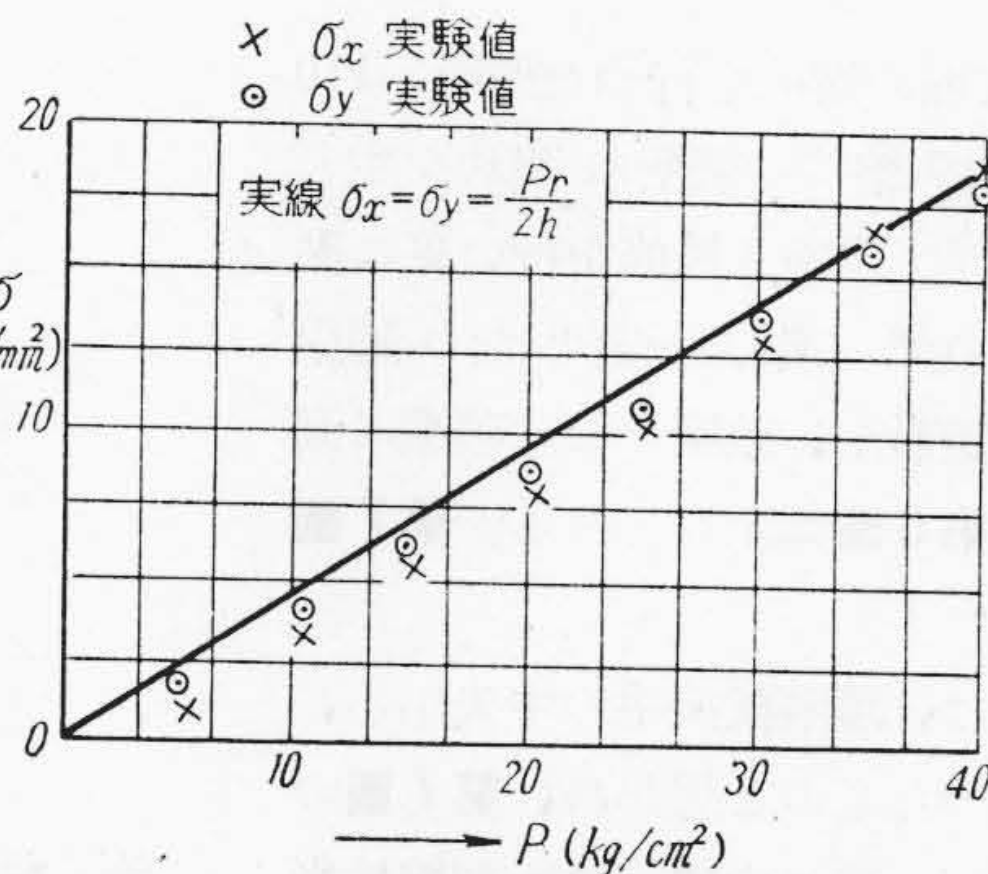
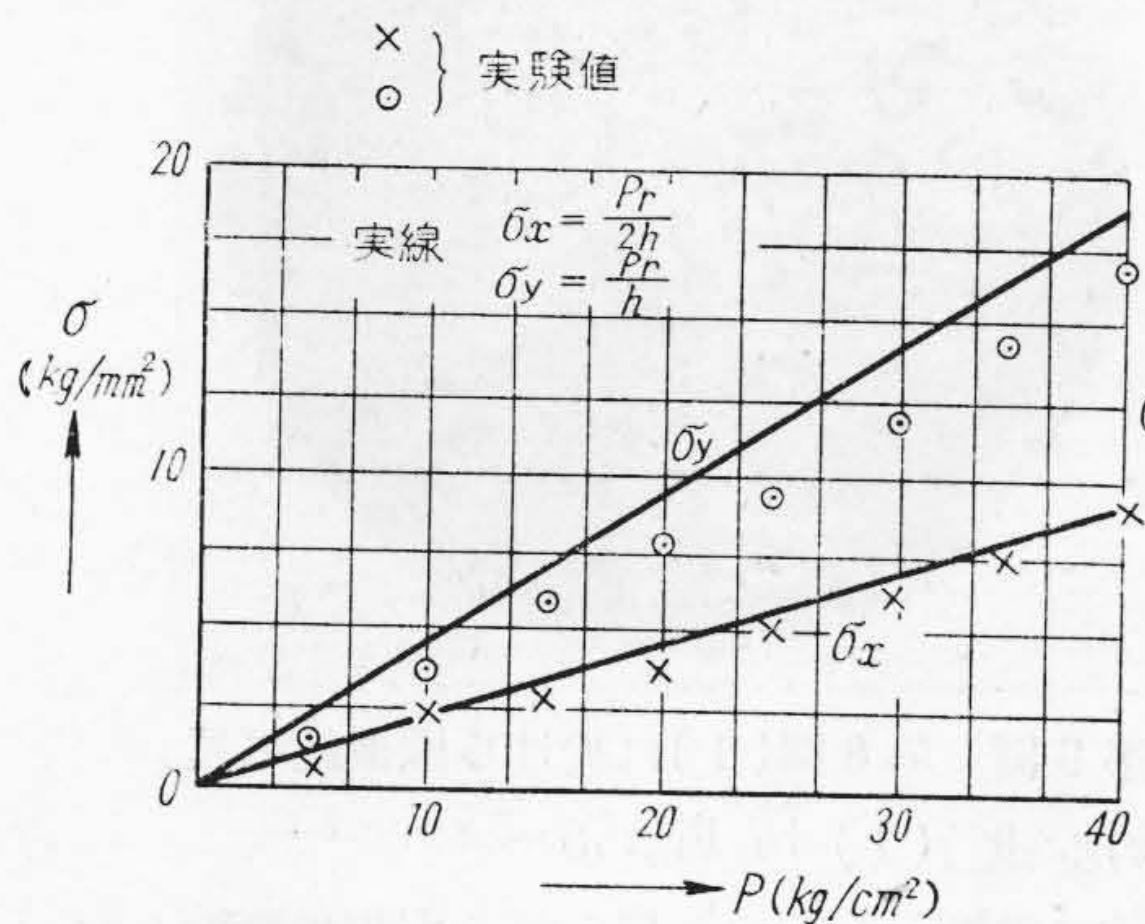
即ち空氣溜の常用壓力 8 kg/cm^2 は設計上の許容使用壓力に對して遙かに低い値であつて 20 kg/cm^2 程度に對して充分安全の筈である。

2. 熔接方法



第3圖 (a) 罐胴中央部應力 (b) 鏡板應力 (c) 罐胴端部應力

Fig. 3 (a) Stress at the Middle of a Barrel. (b) Stress at the End Plate. (c) Stress at the End of Barrel.



第4圖 (a) 罐胴中央部の膨み (b) 罐胴端部の膨み

Fig. 4 (a) Expansion of the Middle of the Barrel. (b) Expansion of the End of the Barrel.

熔接部開先は何れも V 型 70° とした。熔接棒は神戸製鋼 B-17, 徑 4 mm のものを用い、一級熔接工に依り交流熔接機により熔接を行つた。電弧電壓及び電流は熔接工に適當に選ばしめ測定は行わなかつた。

熔接順序は罐胴縦接手を一端より連續に外側二層内側より一層熔接し、圓周接手は圓周を一續けに三層熔接した。但し總て下向きで熔接した。熔接後の焼鈍は行わなかつた。

熔接中に生ずる歪の測定は行わなかつたが、仕上り後罐胴外徑を測定した結果、水平方向 $564 \sim 565 \text{ mm}$, 上下方向 $559 \sim 560 \text{ mm}$ であり、少々橢圓状のものとなつた。

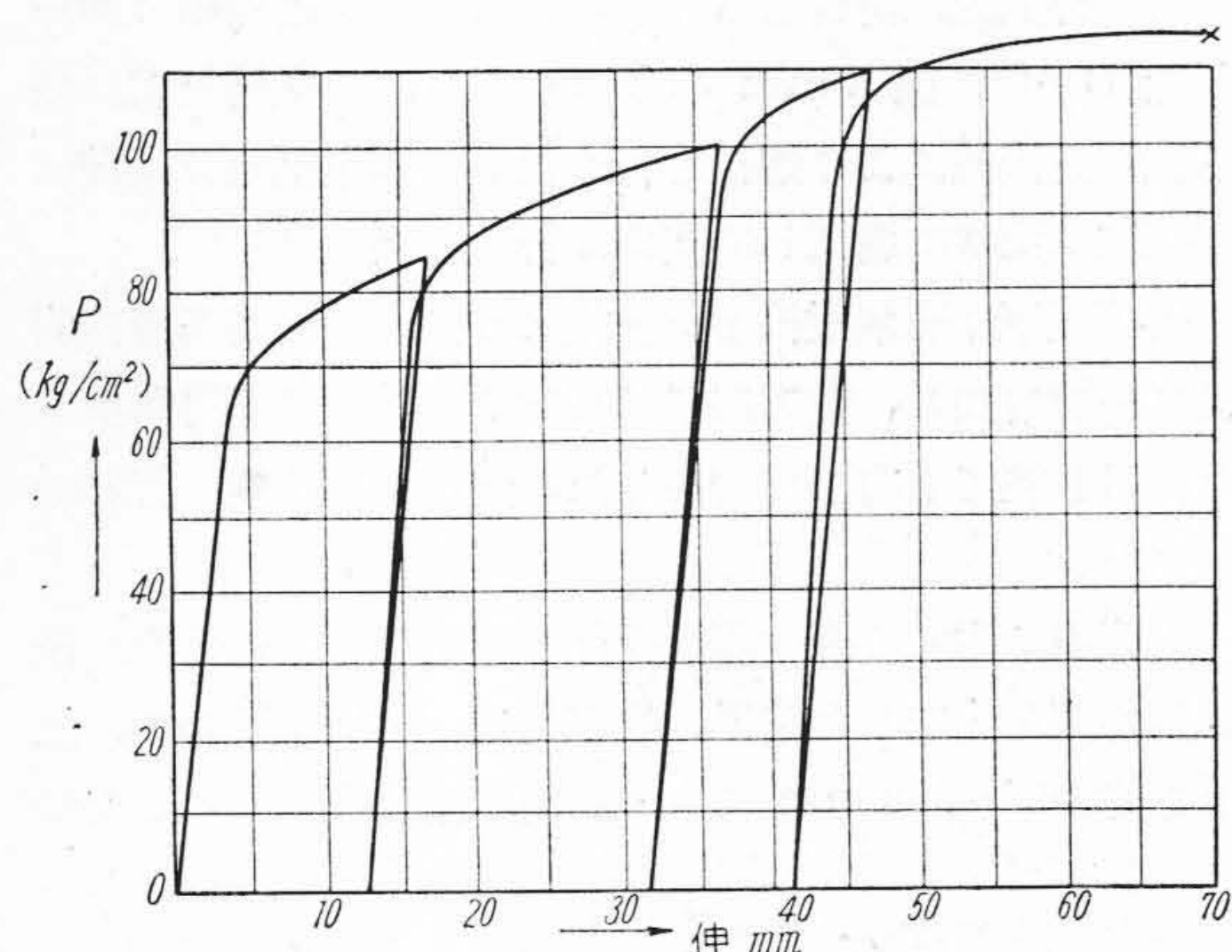
[III] 試験方法並びに結果

1. 水壓破壊試験

試験の概要は第2圖に見られるように測定用の棒の中に空氣溜を置き、棒に取付けられた測定器によつて變形狀況を調べながら、水壓により壓力を上げ、破壊に到らしめたのである。

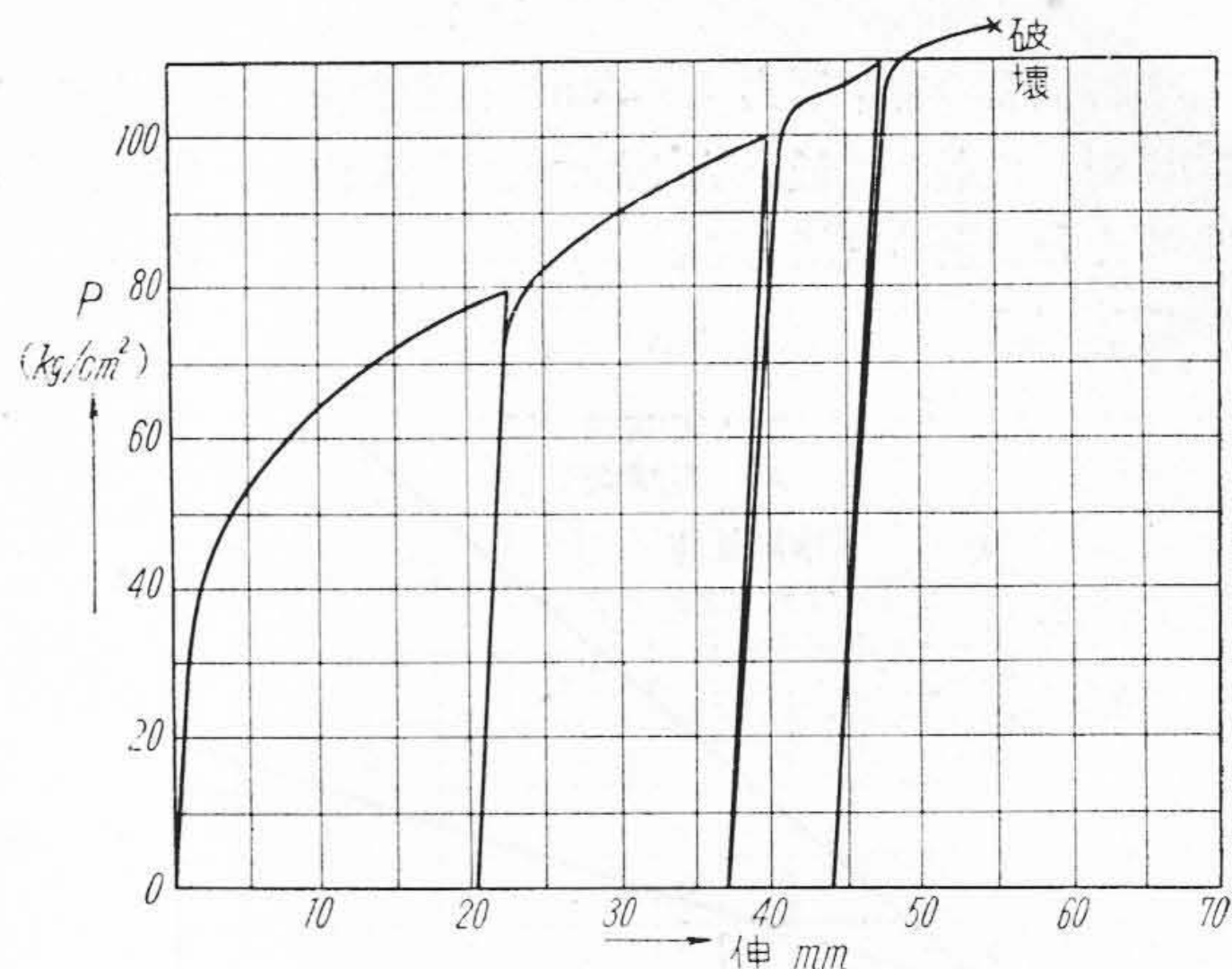
先づ 40 kg/cm^2 迄は木製インデケータピアノ線の他に、第1圖に示す位置に10個のダイヤルゲージを取付けて 5 kg/cm^2 毎に變形の狀況を細かくしらべると共に罐胴2箇所及び鏡板に6箇の理研ストレインメータを取付けて表面歪を測定し各壓力に對する表面應力の値を求めた。 40 kg/cm^2 迄は上の測定を2度續けて行つたが、その結果を第3圖及び第4圖に示してある。

次にダイヤルゲ-



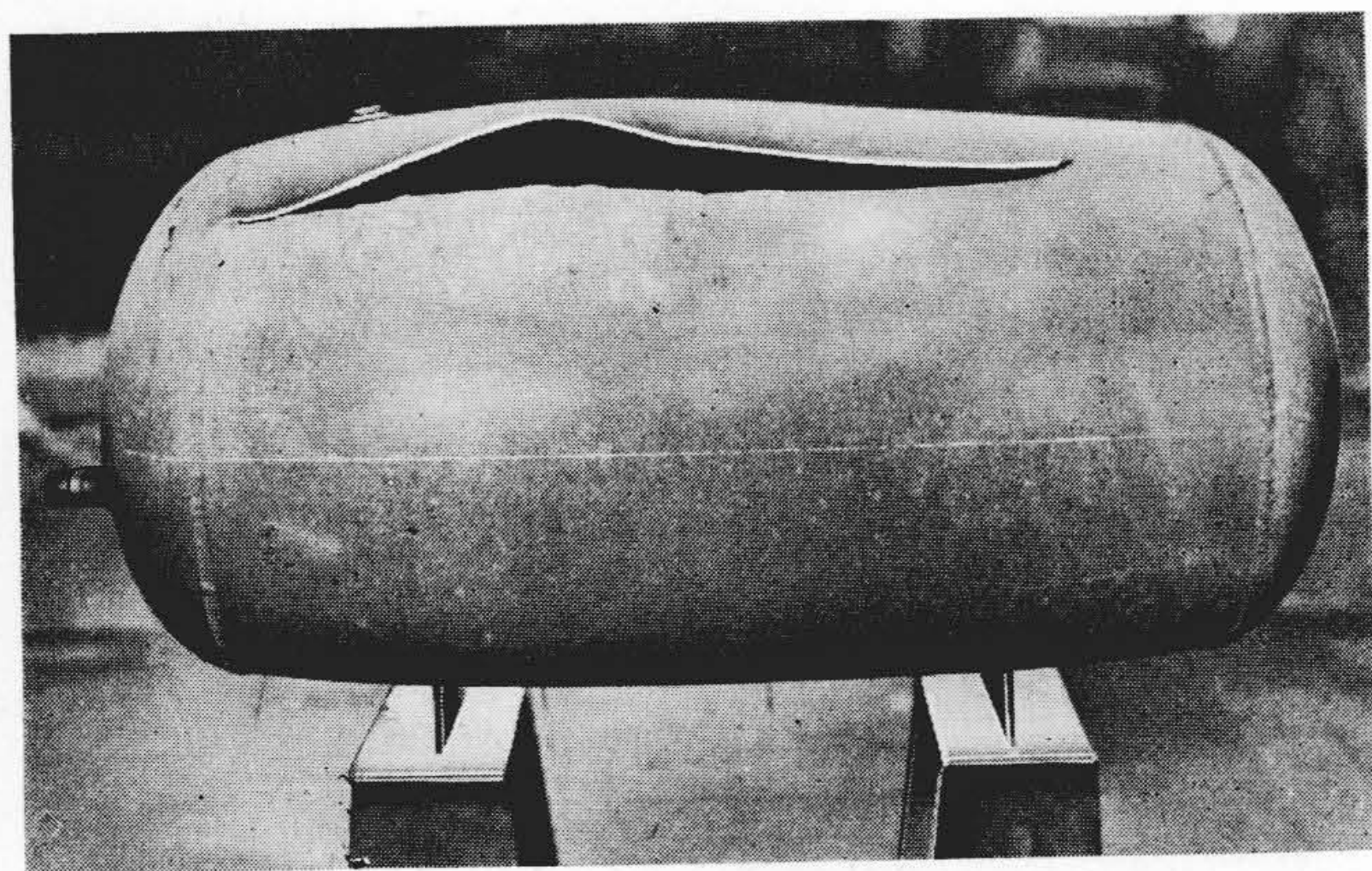
第5圖 罐 胴 中 央 圓 周 伸

Fig. 5 Circumferential Elongation of the Middle of the Barrel.



第6圖 罐 胴 軸 方 向 伸

Fig. 6 Axial Elongation of the Barrel.



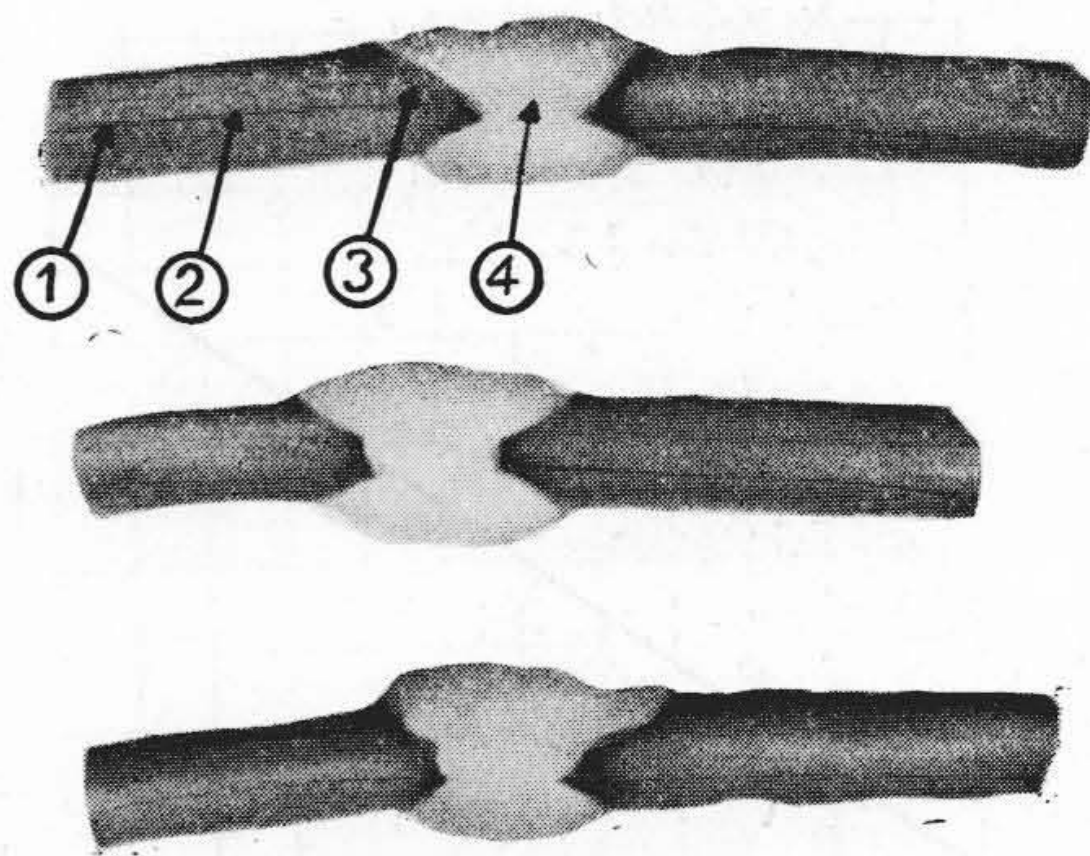
第7圖 圓 筒 容 器 破 壊 の 状 況

Fig. 7 The Broken State of the Cylindrical Vessel.

ジ及びストレインメータを取外して、木製インデゲーター及びピアノ線のみによつて 40 kg/cm^2 以上の變形を 10 kg/cm^2 毎に調べた。

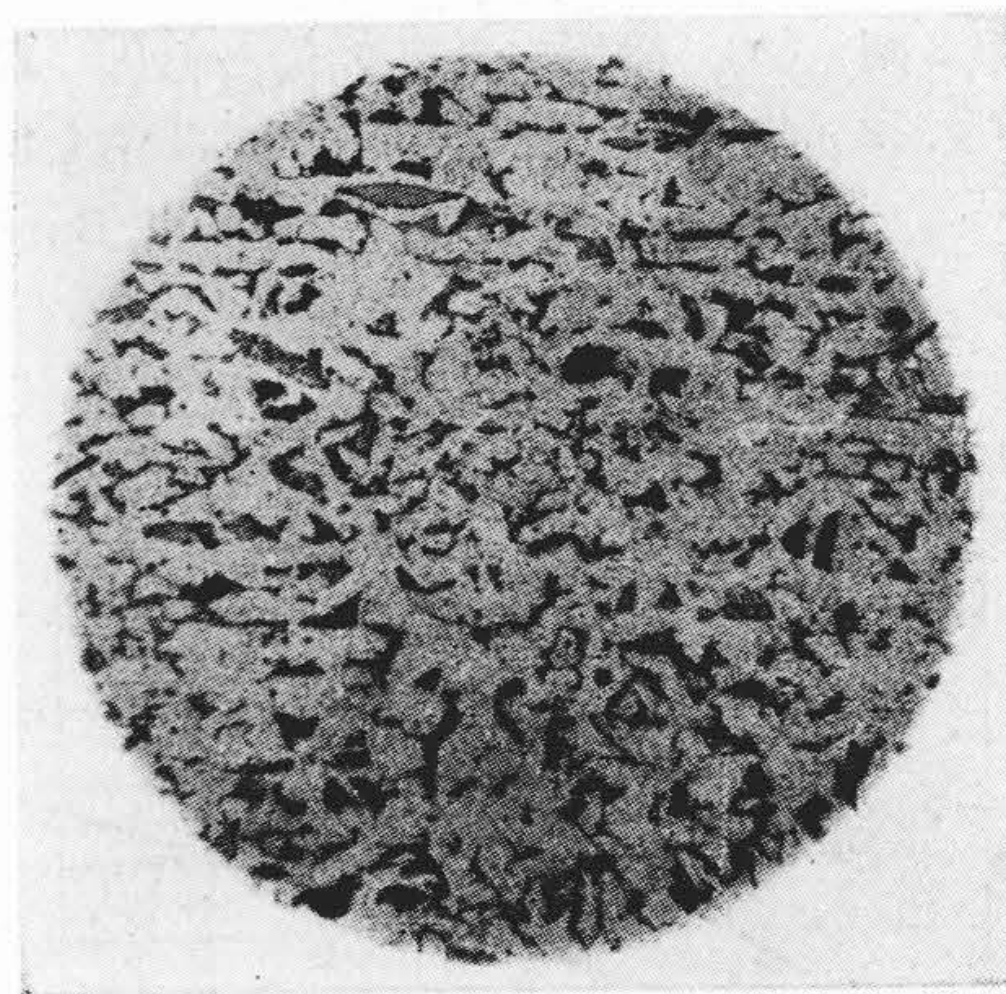
100 kg/cm^2 にて鏡板の穴埋め熔接を行つた箇所、 110 kg/cm^2 にて壓力計取付の隅肉熔接の箇所に洩れを生じたので、その都度壓力を下げて肉盛り補修を行い更に壓力を増したところ、 112 kg/cm^2 で壓力一定となり罐胴略々中央部が急激に大きく變形し、破壊した。破壊に到る迄の變形量を第5圖及び第6圖に示してある。第7圖は破壊部の寫眞である。

破壊後調べたところ破斷は、罐胴縦接手の中央から、稍々端の方に寄つた所に始つたものと思われ、第7圖の向つて左側、圓周接手の所から略々中央迄は所謂熔接影響部と稱せられる部分が板表面に對して、略々 45° の傾きを持つ滑り破面を呈しており、中央部から右側の部分では、熔接線より稍々離れ、恐らく上の破斷に引續き、



第8圖 罐 胴 縦 接 手 マ ク ロ 寫 眞

Fig. 8 The Longitudinal Welded Joint.



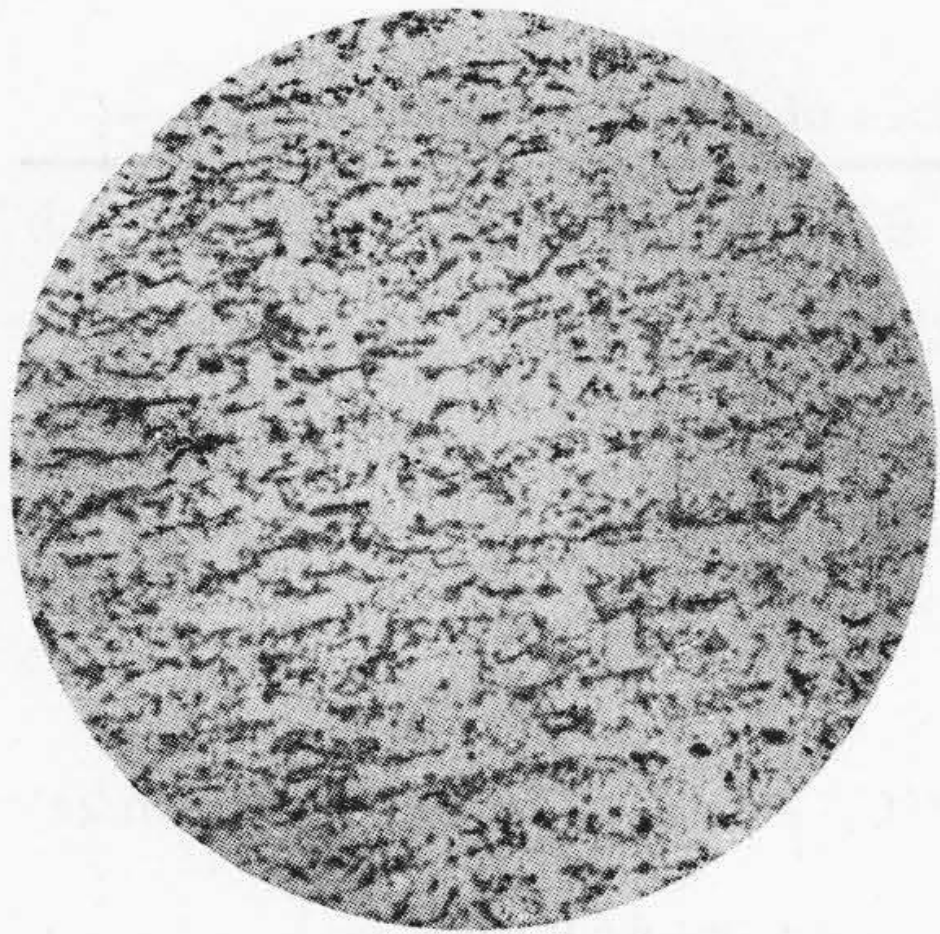
第9圖 第8圖(1)に於ける顯微鏡寫眞

Fig. 9 (1) in Fig. 8

殆ど瞬間的に破斷したものであると思われる引張破斷面となつて居り、破斷面は板表面に對して略々 90° である。

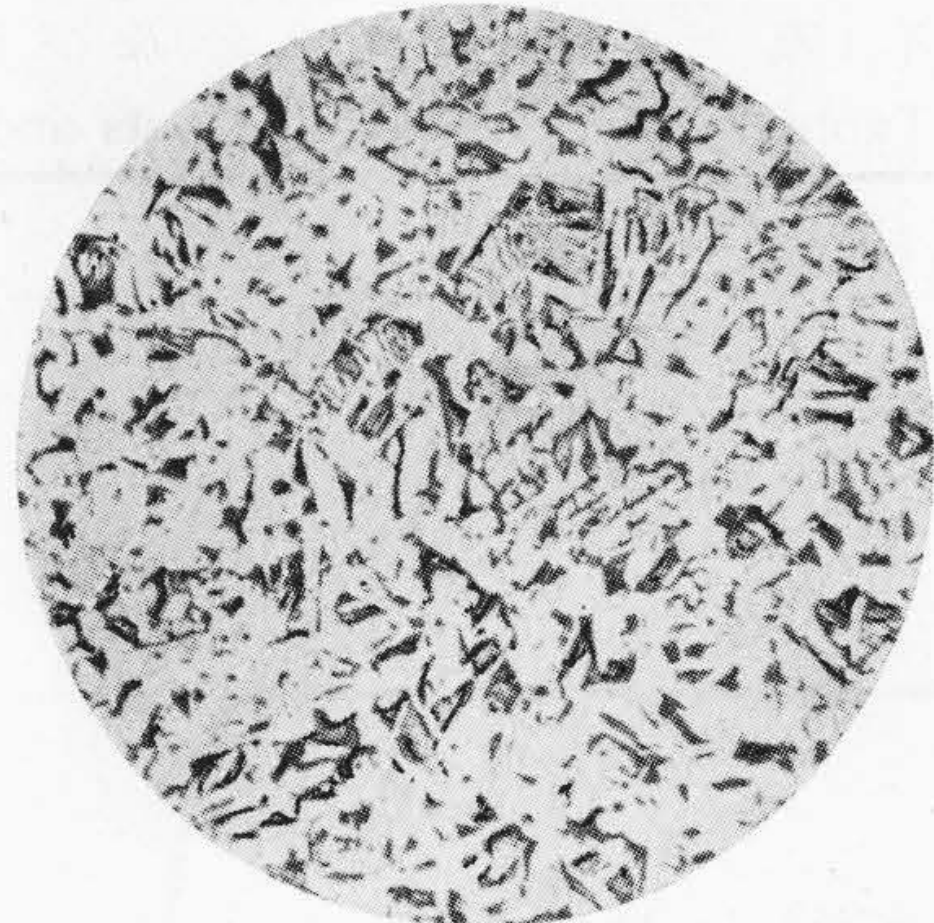
2. 熔接部の諸性質

この實驗が豫備實驗として行われたものであるために



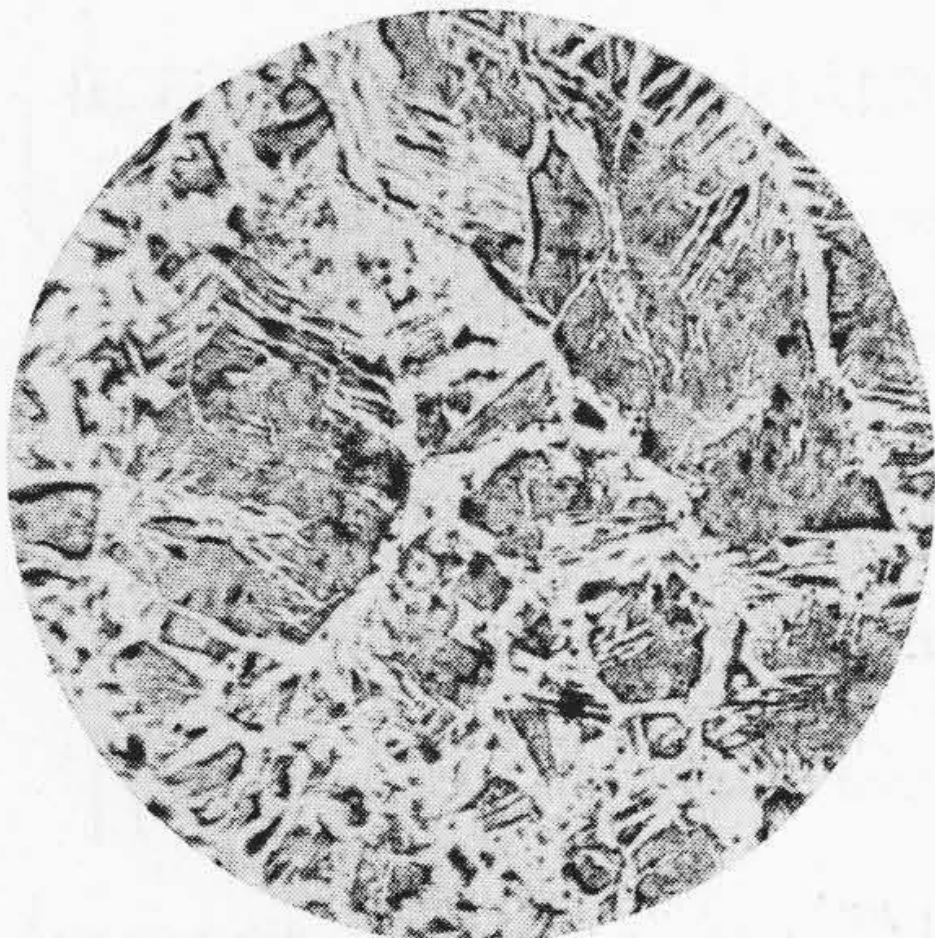
第 10 圖
第 8 圖(3)に於ける顯微鏡寫眞

Fig. 10
(3) in Fig. 8.



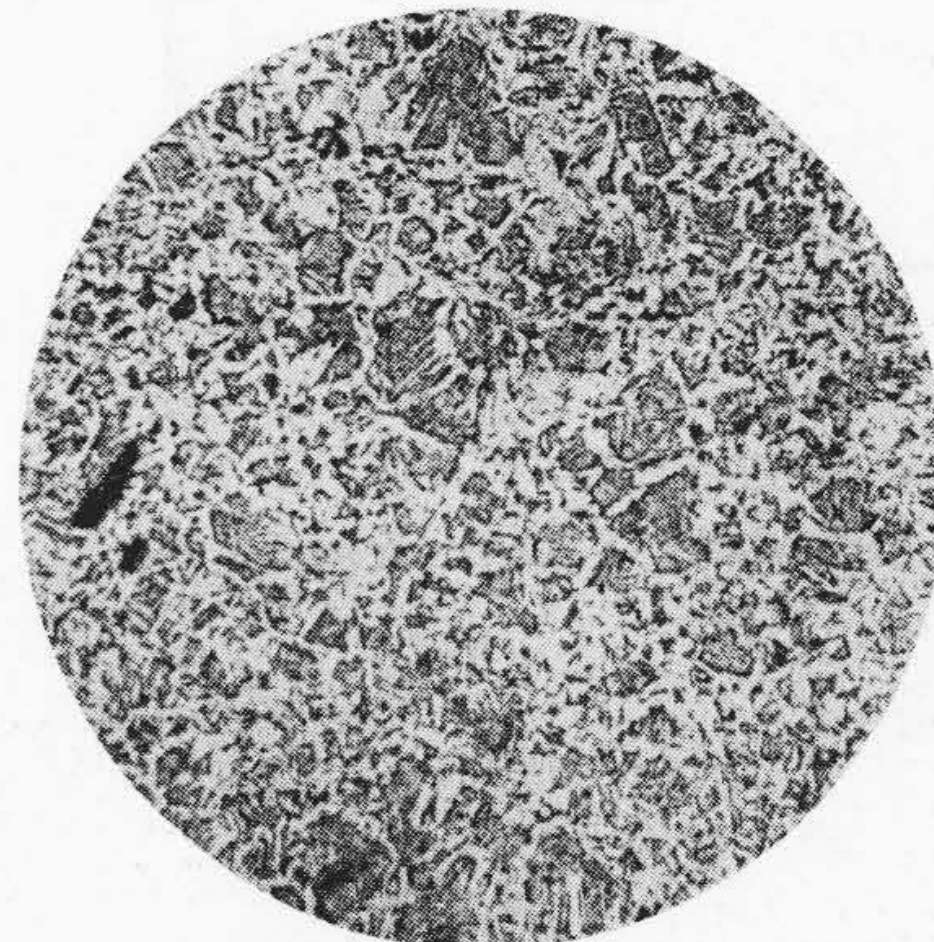
第 14 圖
第 13 圖(1)の顯微鏡寫眞

Fig. 14
(1) in Fig. 13.



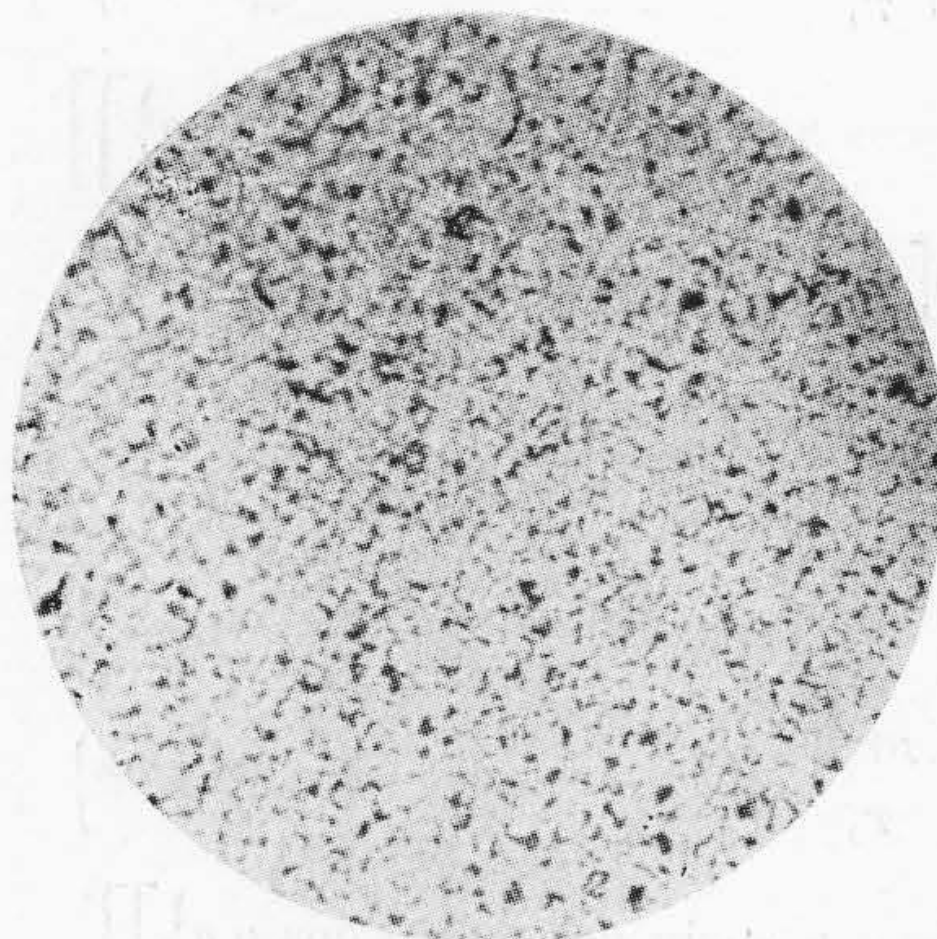
第 11 圖
第 8 圖(2)に於ける顯微鏡寫眞

Fig. 11
(2) in Fig. 8.



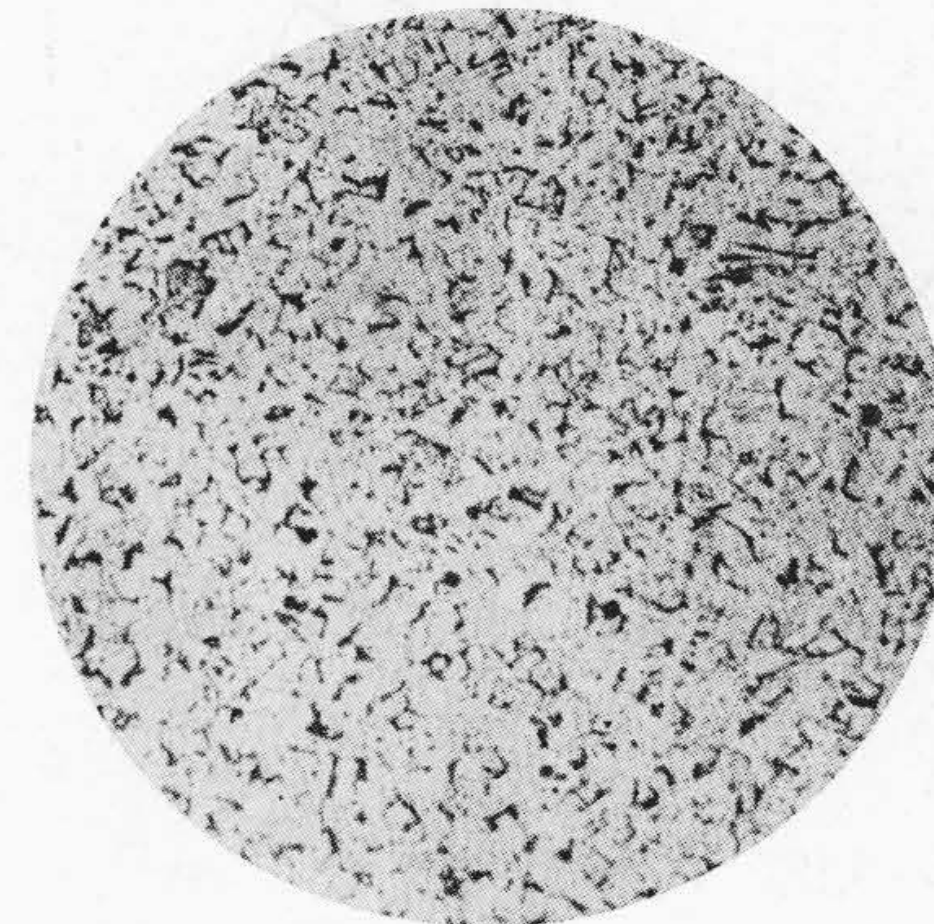
第 15 圖
第 13 圖(2)の顯微鏡寫眞

Fig. 15
(2) in Fig. 13.



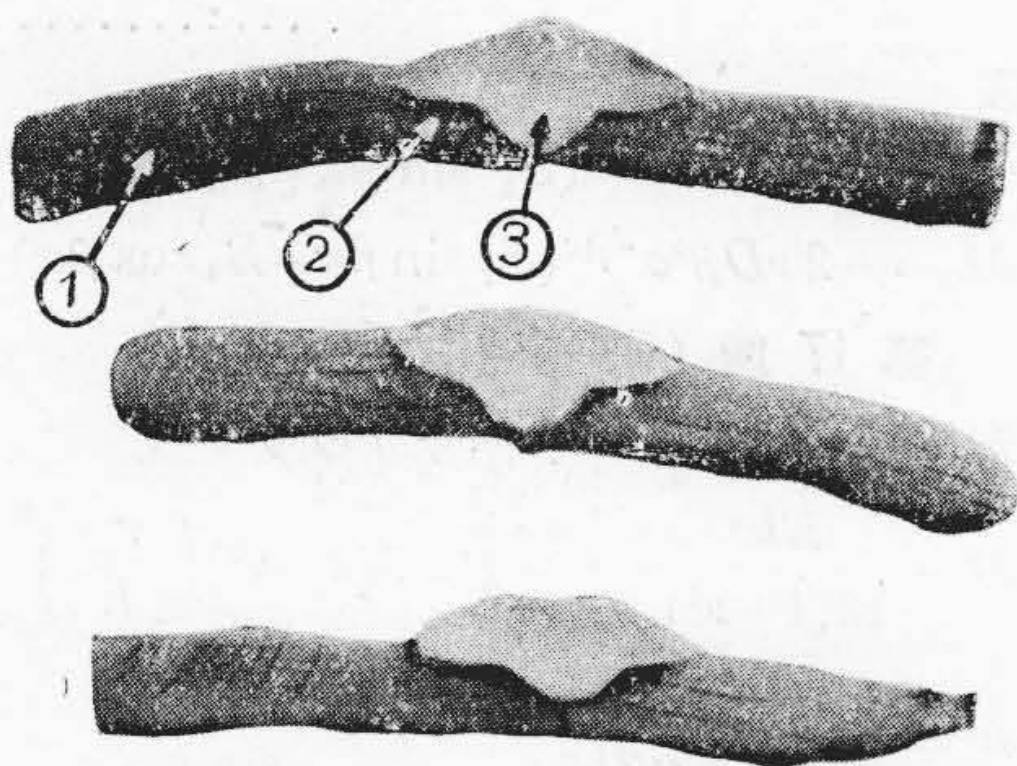
第 12 圖
第 8 圖(4)に於ける顯微鏡寫眞

Fig. 12
(4) in Fig. 8.



第 16 圖
第 13 圖(3)の顯微鏡寫眞

Fig. 16.
(3) in Fig. 13.



第 13 圖 圓周接手マクロ寫眞
Fig. 13 The Circumferential
Welded Joint.

容器製作と同時に試験片を作ることを行なかつたので、破壊後試験片を採取し、罐胴縦接手抗張力及び母板抗張力、化學分析並びに罐胴縦接手及び圓周接手のマクロ寫眞、顯微鏡組織を調べたのが第 1 表及び第 8 圖～第 16 圖である。

[IV] 結果の検討

1. 應力及び變形

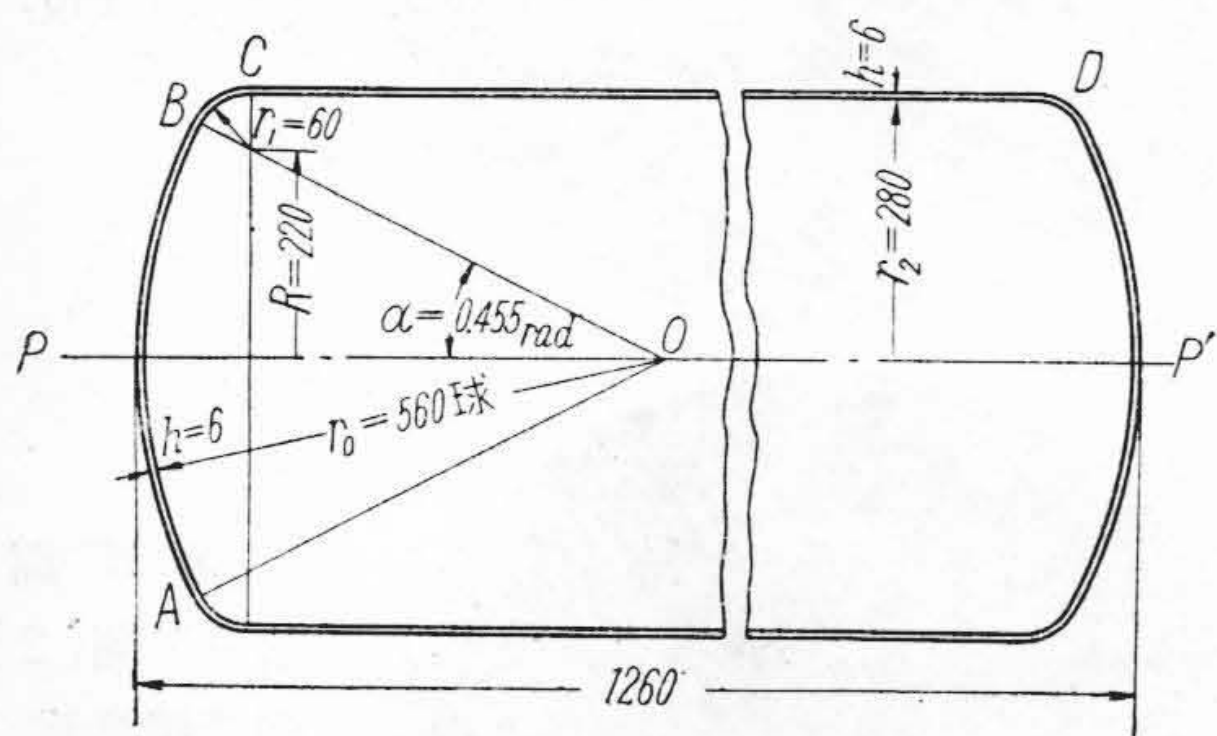
A. 理論式

空氣溜に内壓が作用するとき、曲げモーメントを考慮に入れないときには容器に生ずる應力は鏡板即ち 第 17 圖 (a) AB 部に對して

第1表 母材化學成分及び機械的性質

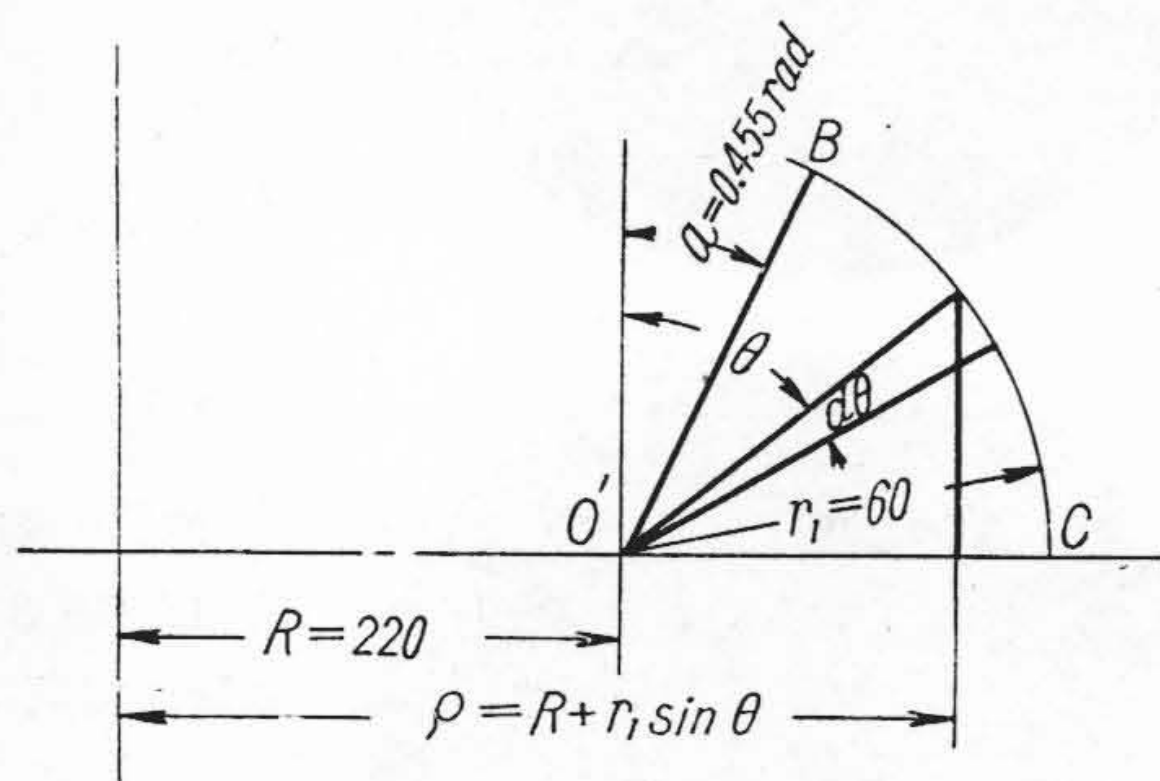
Table 1 Chemical Components and Mechanical Properties of Base Metal.

化 學 成 分 (%)					降 伏 點	抗 張 力	伸 率	縦接手抗張力
C	Mn	Si	P	S	(kg/mm ²)	(kg/mm ²)	(%)	(kg/mm ²)
0.226	0.433	0.035	0.094	0.037	28.0	44.0	21	42.1



第 17 圖 (a) 圓 筒 容 器 寸 法

Fig. 17 (a) Dimension of Cylindrical Vessel.



第 17 圖 (b) 圓 筒 容 器 寸 法

Fig. 17 (b) Dimension of Cylindrical Vessel.

$$\sigma_x = \sigma_y = \frac{pr_0}{2h}$$

但 p = 内圧 h = 板厚 r_0 = 球の半径

B C 部に對して

$$\sigma_x = \frac{p\rho}{2h\sin\theta}, \quad \sigma_y = \frac{p\rho}{h\sin\theta} \left(1 - \frac{\rho}{2r_1\sin\theta}\right) \quad (2)$$

(第 17 圖 (b) 参照)

圓筒部に對して

$$\sigma_x = \frac{pr_2}{2h}, \quad \sigma_y = \frac{pr_2}{h} \dots\dots\dots (3)$$

(1)(2)(3)式で示される値は所謂薄膜應力を示すもので、第 17 圖 (a) B 點 C 點に於ては上式で求められる σ_y の値が夫々異つてゐる。即ち容器が若し B 點、C 點で切離された場合には B 點及び C 點に於て喰い違ひを生ずる譯である。この喰い違ひを生じないように各部に曲げモーメント及び剪断力が生ずることになり、眞應力は上の値と異つたものとなる。この考えによつて、曲げ

モーメントを求めると⁽³⁾⁽⁴⁾、

A B 部

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \frac{2D\lambda^2}{Ehr_0} e^{\lambda\theta} [C_1(\lambda\sin\lambda\theta + \lambda\cos\lambda\theta + \nu\cot\theta\sin\lambda\theta) \\ &\quad - C_2(\lambda\cos\lambda\theta - \lambda\sin\lambda\theta + \nu\cot\theta\cos\lambda\theta)] \\ M_y &= \frac{2D\lambda^2}{Ehr_0} e^{\lambda\theta} [C_1\{\lambda\nu(\sin\lambda\theta + \cos\lambda\theta) + \cot\theta\sin\lambda\theta\} \\ &\quad - C_2\{\lambda\nu(\cos\lambda\theta - \sin\lambda\theta) + \cot\theta\cos\lambda\theta\}] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (4)$$

B C 部

$$\left. \begin{aligned} M_x &= \frac{2D\mu^2}{Ehr_1^2} \left[e^{\mu\theta} \left\{ C_3 \left\{ \frac{\mu r'}{r_1} (\sin\mu\theta + \cos\mu\theta) + \nu\cot\theta\sin\mu\theta \right\} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - C_4 \left\{ \frac{\mu r'}{r_1} (\cos\mu\theta - \sin\mu\theta) + \nu\cot\theta\cos\mu\theta \right\} \right\} \right. \\ &\quad \left. + e^{-\mu\theta} \left\{ C_5 \left\{ \frac{\mu r'}{r_1} (\sin\mu\theta - \cos\mu\theta) - \nu\cot\theta\sin\mu\theta \right\} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - C_6 \left\{ \frac{\mu r'}{r_1} (\cos\mu\theta + \sin\mu\theta) - \nu\cot\theta\cos\mu\theta \right\} \right\} \right] \\ M_y &= \frac{2D\mu^2}{Ehr_1^2} \left[e^{\mu\theta} \left\{ C_3 \left\{ \frac{\mu r' \nu}{r_1} (\sin\mu\theta + \cos\mu\theta) + \cot\theta\sin\mu\theta \right\} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - C_4 \left\{ \frac{\mu r' \nu}{r_1} (\cos\mu\theta - \sin\mu\theta) + \cot\theta\cos\mu\theta \right\} \right\} \right. \\ &\quad \left. + e^{-\mu\theta} \left\{ C_5 \left\{ \frac{\mu r' \nu}{r_1} (\sin\mu\theta - \cos\mu\theta) - \cot\theta\sin\mu\theta \right\} \right. \right. \\ &\quad \left. \left. - C_6 \left\{ \frac{\mu r' \nu}{r_1} (\cos\mu\theta + \sin\mu\theta) - \cot\theta\cos\mu\theta \right\} \right\} \right] \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (5)$$

C D 部

$$\left. \begin{aligned} M_x &= -2D\beta^2 e^{-\beta x} (S_1 \sin\beta x - S_2 \cos\beta x) \\ M_y &= -2\nu D\beta^2 e^{-\beta x} (S_1 \sin\beta x - S_2 \cos\beta x) \end{aligned} \right\} \quad (6)$$

(第 17 圖 (C) 参照)

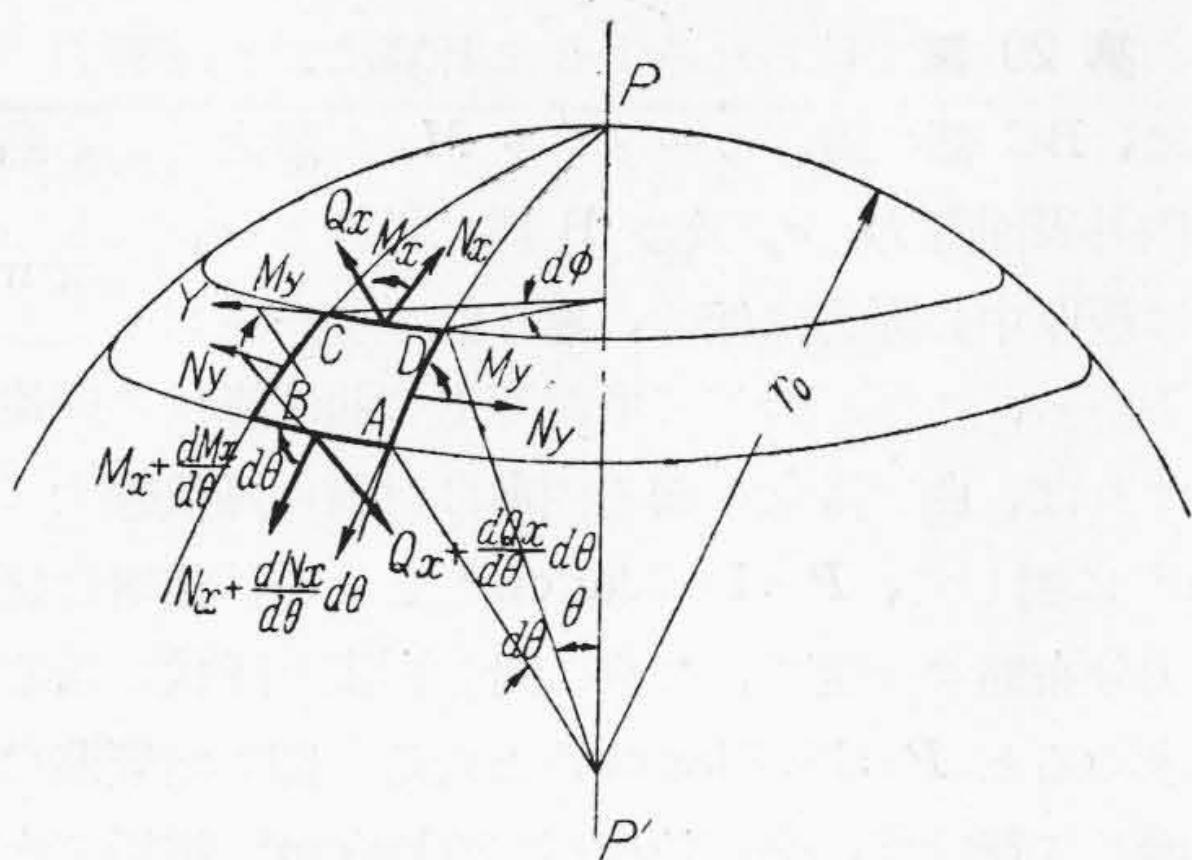
但 E = ヤング率 ν = ポアッソン比

$$D = \frac{Eh^3}{12(1-\nu^2)} \quad \lambda^4 = 3(1-\nu^2) \left(\frac{r_0}{h} \right)^2$$

$$\mu^4 = 3(1-\nu^2) \frac{r_1^4}{r'^2 h^2} \quad r' = \frac{\rho}{\sin\theta}$$

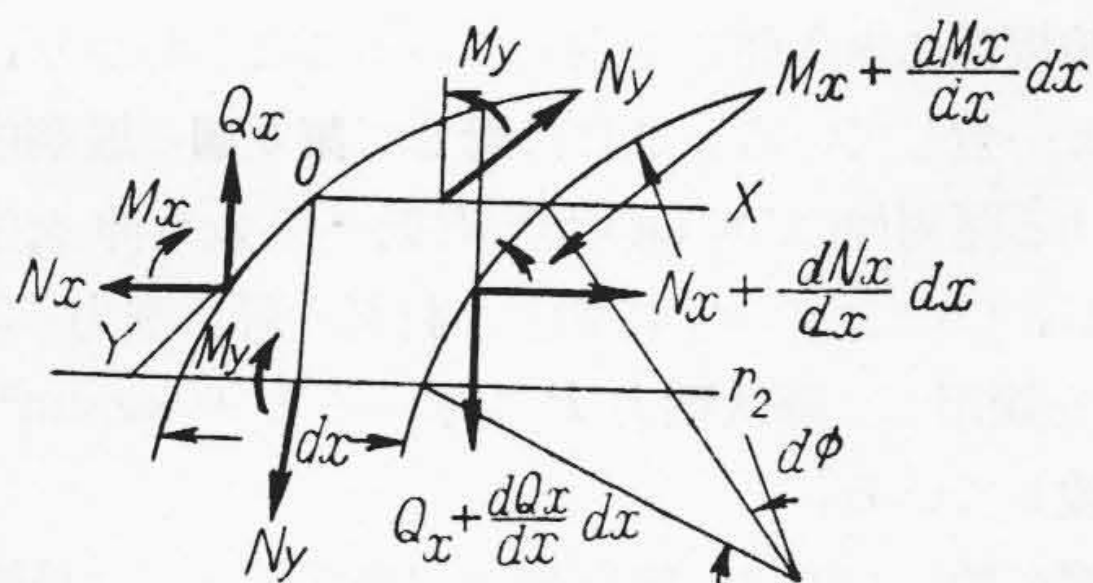
$$\beta^4 = \frac{Eh}{4r_2^2 D} = \frac{3(1-\nu^2)}{r_2^2 h^2}$$

*(第 17 圖 (b) (d) 参照)



第 17 圖 (c) 圓筒容器寸法

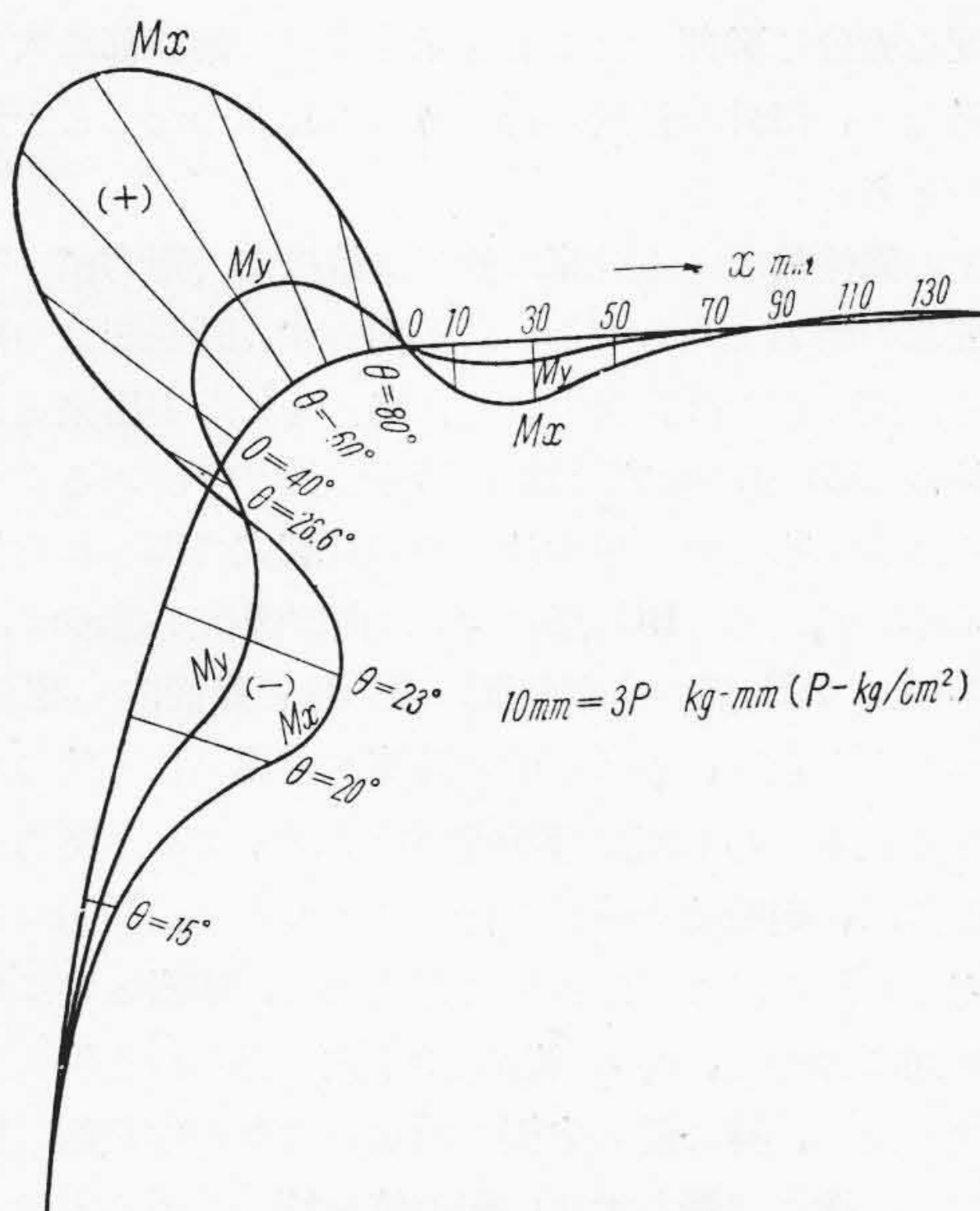
Fig. 17 (c) Dimension of Cylindrical Vessel.



第 17 圖 (d) 圓筒容器寸法

Fig. 17 (d) Dimension of Cylindrical Vessel.

※ $C_1 C_2 C_3 C_4 C_5 C_6 S_1 S_2$ は積分常數



第 18 圖 曲げモーメント線圖

Fig. 18 Bending Moment Diagram.

(4) (5) (6) 式より積分常數を求めて各點の曲げモーメントを計算すると第 18 圖の如くなり BC 部に大きい曲げモーメントが働くことがわかる。AB 部に働く曲げモーメントは曲率半徑を小さくするように働き、BC 部に對しては曲率半徑を大きくする様に働く。圓筒部に對しては端部の半徑を小ならしめるように働くこととなり、全體として回轉橢圓體のような形に變形することとなる。曲げモーメントを考慮に入れば薄膜應力に對する補正值として次の値が得られる。

A B 部

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x' &= -\frac{e^{\lambda\theta}}{h} (C_1 \cos \lambda\theta + C_2 \sin \lambda\theta) \cot \theta + \frac{Z}{D} M_x \\ \sigma_y' &= -\frac{\lambda e^{\lambda\theta}}{h} [C_1 (\cos \lambda\theta - \sin \lambda\theta) \\ &\quad + C_2 (\sin \lambda\theta + \cos \lambda\theta)] + \frac{Z}{D} M_y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (7)$$

B C 部

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x' &= -\frac{\cot \theta}{h r'} [e^{\mu\theta} (C_3 \cos \mu\theta + C_4 \sin \mu\theta) \\ &\quad + e^{-\mu\theta} (C_5 \cos \mu\theta + C_6 \sin \mu\theta)] + \frac{Z}{D} M_x \\ \sigma_y' &= -\frac{\mu}{h r_1} [e^{\mu\theta} \{C_3 (\cos \mu\theta - \sin \mu\theta) \\ &\quad + C_4 (\sin \mu\theta + \cos \mu\theta)\} \\ &\quad - e^{-\mu\theta} \{C_5 (\cos \mu\theta + \sin \mu\theta) \\ &\quad + C_6 (\sin \mu\theta - \cos \mu\theta)\}] + \frac{Z}{D} M_y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (8)$$

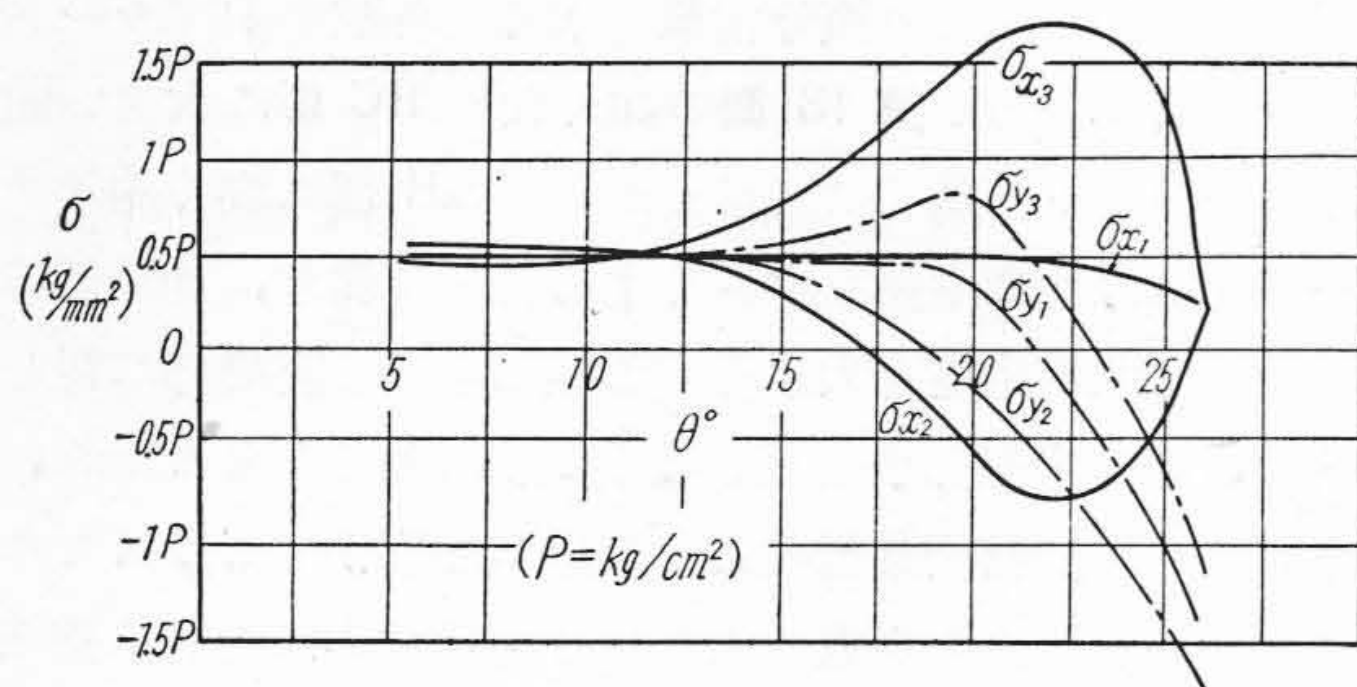
C D 部

$$\left. \begin{aligned} \sigma_x' &= \frac{Z}{D} M_x \\ \sigma_y' &= -\frac{Eh}{h r_2} e^{-\beta x} (S_1 \cos \beta x + S_2 \sin \beta x) + \frac{Z}{D} M_y \end{aligned} \right\} \dots\dots\dots (9)$$

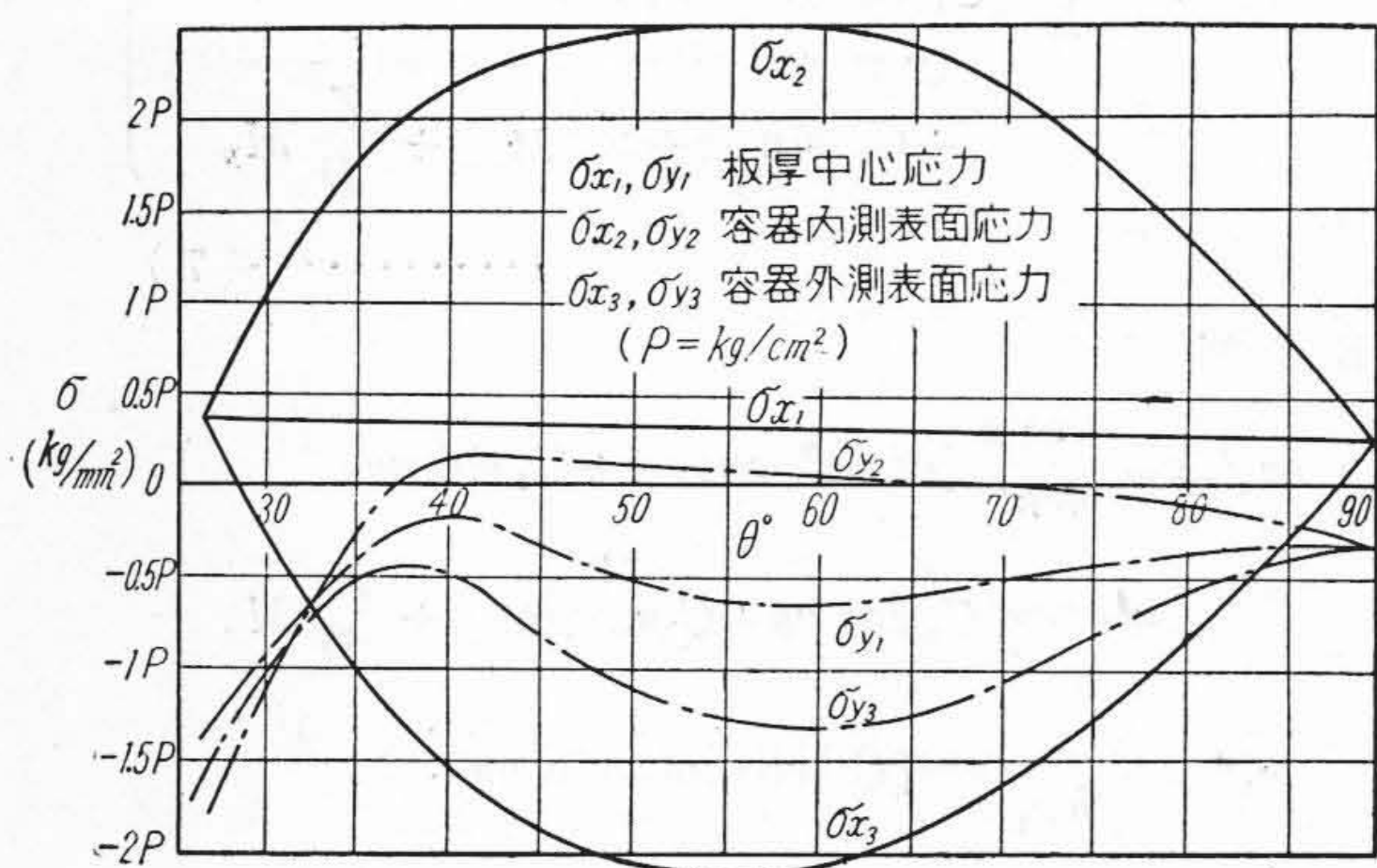
即ち(1)~(3)式と(7)~(9)式から $(\sigma_x + \sigma_x')$, $(\sigma_y + \sigma_y')$ を求めれば各點の眞應力が得られることになる。數値を代入して計算すれば第 19 圖~第 21 圖となる。

B 實測値との比較

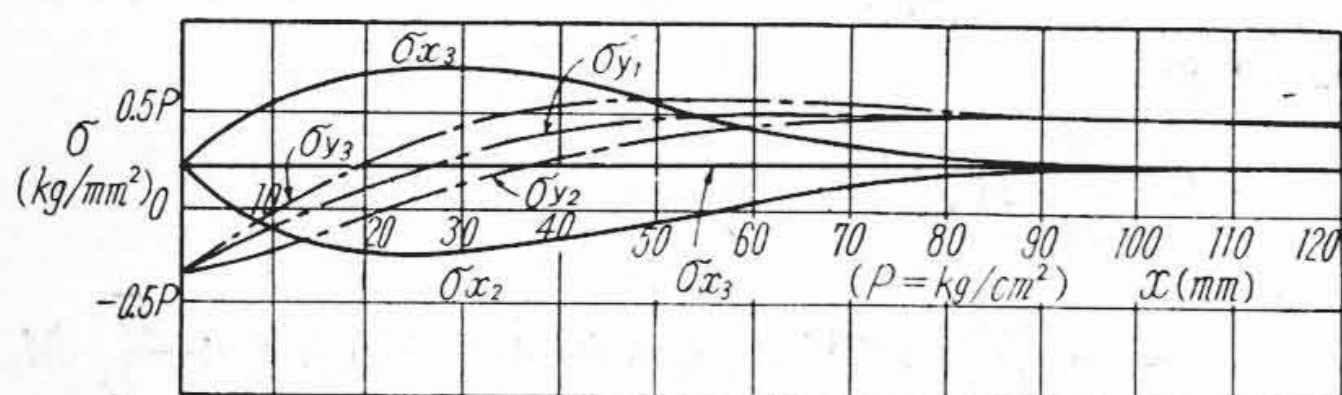
以上に對してストレインメーターにより測定した値より應力を求めたものと比較すれば第 3 圖のようになる。第 18 圖で判るように鏡板中心近く及び圓筒部中部近くでは曲げモーメントが殆ど作用しないから、實驗値は(1)式(3)式の値とよく一致している。罐胴端部に於ては曲げモーメントの影響があらわれるために、(3)式の値とは全然一致せず(8)式により補正した値と大體一致していることが判る。然しこの部分では罐胴軸方向に對



第 19 圖 鏡板球面部應力
Fig. 19 Stress at the Spherical Part of the End-plate.



第 20 圖 鏡板端部應力
Fig. 20 Stress at the End of the End-plate.



第 21 圖 罐胴端部應力
Fig. 21 Stress at the End of the Barrel.

する應力勾配が可成り急であるためストレインメーターの取付位置の多少の誤差とストレインメーターの標點距離が 20 mm であるため、實驗値はその間の平均値を與えるものであることを考えれば、第 3 圖(c) に於ける計算値とのズレは已むを得ないものと考えられ上式による計算値は正しいものと思われる。

ダイヤルゲージによる罐胴直径の膨みは第 4 圖に示すように常に上下方向の膨みが大きく、水平方向が小さく且計算値は丁度その平均を示している。これは前に述べた罐胴が眞圓でなく、水平方向を長軸、上下方向を短軸

とする橢圓状のものであつたことと一致するものである。第 20 圖で見られるように計算によれば應力の最大値は、BC 部の曲げモーメント M_x が最大となる點の容器内外表面應力、 σ_x 及び B 點に於ける σ_y である。前者は板厚中心應力は低く、専ら曲げモーメントのためであるから、これに對して中西博士の曲げ降伏の理論を適用すれば、曲げ降伏の起る内壓は材料の降伏應力 28 kg/cm^2 に對して、 $P = 19.7 \text{ kg/cm}^2$ となる。後者は斷面の應力分布略々一定で、これに對し引張り降伏の起る内壓を求めると $P = 18.7 \text{ kg/cm}^2$ となる。即ち空氣溜の内壓を増して行けば、先づ鏡板が 20 kg/cm^2 附近で永久變形を生じ始めるものと考えられる。

第 6 圖に罐胴軸方向の伸びを示したが、この場合圓筒部の伸びは極めて僅かであるから、大部分鏡板の膨みが表われたものと考えることが出來、極めて低い内壓に對して鏡板部に永久伸びを生じていることがわかり、上の考えと一致している。これに對して第 5 圖の罐胴中央部に於ける圓周伸は 60 kg/cm^2 附近から永久伸を生じているが、(3) 式の σ_y に對して材料の降伏應力 28 kg/cm^2 を適用して降伏壓力 P を求めると 60 kg/cm^2 となり一致している。

破壊が始つたのは、罐胴略々中央部であり、破壊壓力 112 kg/cm^2 を (3) 式に適用すれば、 $\sigma_y = 52.2 \text{ kg/cm}^2$ となる。破斷直前には罐直胴徑が可成り大きく、肉厚も薄くなつていることを考えると、この値は更に大きくなり、抗張力よりも遙かに高い値となるが、眞破斷力を考えれば妥當なものと思われる。このことは容器が母材の強度を十分に發揮したことを示すもので溶接部に大なる缺陷なく、母材の強度に對して劣らなかつたことを示すものと考えられる。

先の彈性論による計算に於ては鏡板部の應力値の方が圓筒部の應力よりも大きいにも拘らず、圓筒部より破壊するに到つたのは、次のように考えることが出来る。即ち鏡板 AB 部の變形は曲率半徑を小ならしめるように起るため變形と共に應力値は前の計算式で得られる値よりも小さくなる。BC 部の σ_x は曲げ降伏が進めば、曲率半徑が AB 部の曲率半徑に近づき、斷面内の應力勾配が小さくなり、やはり前の計算式で得られる値よりも小さくなる。 σ_y は始め壓縮應力であり、これが壓力の増加と共に、絶對値を減じて行くこととなり、問題はないと考えられる。これに對して圓筒部は、變形と共に半徑の増加によつて、 σ_y の値が (3) 式で得られる値よりも大きくなり、特に最も半徑の増加の大きい中央部に於て甚しく、遂には最も大きい應力値を持つに至るものと思われる。結局以上のことから、この種容器の強度を考える場合には、鏡板部は弱點とならず、(3) 式の σ_y を考

慮すれば充分であると考えられる。

熔接部に對しては、圓周接手部は曲げモーメントの値も小さく、この部の變形も小さいために、縦接手に較べると應力値は可成り低いものと考えられ、實驗に用いた空氣溜の場合、第 13 圖に見られるような缺陷があるにも拘らず、破壊するに到っていない。即ち圓周接手はこの場合のように最も變形の少い罐胴端に用いる方が、よいことは明らかであつて、圓周接手よりも縦接手の熔接に充分注意すべきである。

2. 熔接部の検討

罐胴縦接手及び圓周接手の肉眼腐蝕組織を第 8 圖及び第 13 圖に示してあるが、何れも溶け込み良好でブローホール等の缺陷は認められない。唯圓周接手に於て稍々アンダーカットの傾向が見られるのは、熔接電流が稍々強過ぎたためでは無いと思われる。尙圓周接手の一部に於て底まで充分熔接されていない部分のあることが判つた。これは開先加工の不十分であつたことを示すもので嚴に注意しなければならぬことである。縦接手は裏側熔接を行つており、圓周接手は片側熔接のみであり、尙上のような缺陷があるにも拘らず、此の部分が破壊するに到らなかつたのは、圓周接手の應力が縦接手のそれに較べて低い値であり、縦接手の方を重視すべきであることを示すものと考えられる。

各接手の熔着部顯微鏡組織は何れも微粒フェライトの良好な組織を示しているが、熱影響部は可成り粗い過熱組織となつて居り、殊に縦接手に於て甚しい。これは縦接手も熔接電流過大で裏側熔接を行つたことによつて、熱影響を多く受けたためであると考えられ、熔接後の焼鈍を省略したため、この部分の機械的性質が他の部分に較べて最も劣つているものと考えられる。熔接部の肉厚變化による應力集中と相俟つて、この部分から破壊を生ずるに到つたものと思われる。したがつて熔接後の焼鈍を実施すれば更に安全なものになると考えられる。

3. 測定方法の検討

變形寸法の測定には、理研ストレインメーター、ダイヤルゲージ、木製インデケーター、ピアノ線等を用いたが、この中理研ストレインメーターによる應力測定値は計算結果とかなりよく一致し、弾性限内において各部の應力を調べるに非常に有効であることを確め得た。

次にダイヤルゲージにより、かなり正確に各部の降伏開始を知ることが出来たが、木製インデケーターは相當降伏してからでないと測定出来ない。而もその針が動く程度の壓力になると、近接しての讀取りに危険を感じる

様になるので、あまり有効な測定が出来なかつた。

これに比して罐胴にピアノ線を巻きその膨らみにつれて起る線の一點の移動寸法をはかる方法は降伏後破壊直前までの遠隔測定法として、豫想外に有効であることを認めた。従つて實物大罐胴の破壊試験には理研ストレインメーターによる弾性限内の測定を更に詳しく行うことピアノ線による方法を更に改良して多數の點の破壊までの變形曲線を求めるべく計畫している。

[V] 結 論

全熔接罐の破壊試験を実施するに先立ち、豫備實驗として全熔接圓筒容器の水壓破壊試験を行い、破壊に到る迄の應力及び變形を、理論計算値と實測値に對して比較検討を行うと共に、破壊後熔接部の状況を肉眼腐蝕試験及び顯微鏡組織によつてしらべた結果次の事項が得られた。

1. 破壊は肉厚變化による應力集中と、熔接熱影響により機械的性質が、他の部分に比し劣つていると思われる罐胴縦接手の熱影響部に起つた。
2. 罐胴は母材の強度を充分に發揮しており、熔接の爲の強度の低下は僅少と思われる。
3. 實驗に用いたような容器に於ては、變形の少い間は鏡板部に大きい應力を生ずるが、變形が大きくなると罐胴圓周方向應力が最大になると考えられる従つて強度の見當をつけるためには、普通の内壓圓筒に對する計算式を用いれば充分である。
4. 罐胴端の圓周接手に生ずる應力及變形は、縦接手にくらべて小さく縦接手の方が重要である。
5. ストレインメーターによる表面應力測定、ダイヤルインデケーター、ピアノ線による遠隔測定により、破壊直前までの變形曲線測定の確信が得られた。

以上豫備實驗としての本實驗に於ける結果を考慮して全熔接罐の破壊試験に於ては充分の成果が得られるよう慎重に計畫を進めて行く考である。

尙本研究に際しては元田課長、鈴木係長から終始御指導いただいたことに對し、厚く御禮申上げる次第である。

参 考 文 献

- (1) 谷口健八：日本機械學會論文集（第 5 卷）
- (2) 山田勝磨：日本機械學會論文集（第 6 卷）
- (3) Timoshenko: Theory of Plates and Shells
- (4) Timoshenko: Theory of Elastic Stability

最近登録された日立製作所の特許及び實用新案 (3)

	登録番号	名 稱	工 場 名	発 明 考 案 者	登録年月日
特 許	188222	トロリー装置	龜 有	江 守 忠 哉	26~6~15
"	188223	孔の内周壁にキー溝を切削する堅削棒	"	藤 田 致 平	"
"	188224	集材用ジブ起重機	"	安河内 春 雄	"
"	188227	鋼 索 起 重 機	"	木 進 赤	"
"	188225	液 壓 押 上 機	龜 戸	鈴 木 繁 好	"
"	188226	高速軸流壓縮機	笠 戸	{松 本 政 吉 佐々木 精 治	"
實用新案	382235	エレベータ自動運轉装置	多 賀	村 山 次 郎	26~6~16
"	382236	" " 自動制御装置	"	" "	"
"	382237	" " 制 御 装 置	"	" "	"
"	382238	自動車格納用エレベータ制御装置	多 賀	" "	"
"	382241	電気車主電動機支持装置	日 立	相 澤 孝	"
"	382243	水銀整流器格子支持装置	"	桑 島 千 秋	"
"	382244	" " 勵 弧 装 置	"	木 村 鐘 治	"
"	382245	單極水銀整流器	"	" "	"
"	382246	" "	"	今 野 喜 一 郎	"
"	382248	タイタンパー集電棒	"	吉 田 忠 男	"
"	382249	繼電器動作表示器	多 賀	小 島 義 男	"
"	382250	" " の二重動作表示器	"	" "	"
"	382256	防爆型接續端子	日 立	鈴 木 正 明	"
"	382257	船用機關軸受潤滑補助装置	"	田 中 貞 之 助	"
"	382258	機關起動用ピニオン駐止装置	多 賀	飯 島 登	"
"	382259	内燃機關起動装置	"	" "	"
"	382260	電磁石鐵心取付装置	日 立	白 土 忠 治	"
"	382261	交 流 電 磁 石	"	" "	"
"	382262	電磁石の鐵心調整装置	"	吉 田 與 一	"
"	382268	防爆型遠心力開閉器	"	本 間 千 代 一	"
"	382269	水 電 解 槽	"	{谷 崎 義 一 川 島 夏 樹	"
"	382271	カーボンパイル付發電装置	多 賀	{小 室 甲 二 久 米 平 二	"
"	382272	" " " 發 電 機	"	{小 室 甲 二 大 高 昇	"