

表 3・1 運 転 記 録

		運 転 状 態	1 段 運 転	2.3 段 運 転	1.2.3 段 運 転
圧 力	1 段 吸 入	mmAq	-21	-4 (2 段)	-20
	1 段 吐 出	kg/cm ²	2.95		2.47
	2 段 吐 出	kg/cm ²		1.9	7.8
	3 段 吐 出	kg/cm ²		7	16.5
温 度	1 段 吸 入	°C	24	23(2 段)	26
	1 段 吐 出	°C	183		166
	2 段 吐 出	°C		137	145
	3 段 吐 出	°C		166	—
流 量 (吸込状態) m ³ /n			2860	812	2680
動 力	電 圧 V		3300	3350	3280
	1 段 側	電 流 A	42		39
		電 力 kW	202		180
		圧縮機入力 PS	262		233
	2・ 3 段 側	電 流 A		30	57
		電 力 kW		135	280
		圧縮機入力 PS		159	361

3・2・3 球形貯気槽

1. 計 画

中圧空気源貯気槽は鋼板製球形溶接式とし次のような設計条件とした。

(i) 最高使用圧力を 15 kg/cm²G とし、気密試験圧力は最高使用圧力の 1.1 倍 (16.5 kg/cm²G)、耐圧試験水圧は 1.5 倍 (22.5 kg/cm²G) の強度をもつものとする。

(ii) 球体の形状

内容積 (幾何容積)	524 m ³
圧縮空気容積 (N. T. P)	7,860 m ³
球内径	10,000 mm
球心高さ (地上より)	7,000 mm

(iii) 使用材

銅板 溶接構造用調質高張力鋼 (日本製鋼製 Welcon 2H)

引張強さ ≥ 58 kg/mm², 降伏点 ≥ 46 kg/mm², 伸び ≥ 16%, 支柱 S. T. K. 41 (構造用鋼管)

(iv) 最大吹出流量時における吹出空気温度の低下は吹出持続時間 20 秒間に対して 10°C 以内であること。

以上のような条件に対して設計が行なわれたが、本貯気槽では特に球殻素材に高抗張力の 2H 鋼を使用して重量の軽量化をはかるとともに、低温脆性破壊に対する安全度を高くした。貯気槽内には計画の当初では蓄熱体としてブリキ缶を充填する予定であったが、その後海外

の風洞設備を実地に調査した結果、ブリキ缶の使用は貯気槽内の点検の点で不都合であること、あるいは費用の点でも必ずしも経済的でないなどの理由から、本設備ではブリキ缶の使用をやめて波板鋼板を用いることとした。この蓄熱体の性能は後述するごとく所期の目的を十分満足するものであった。

2. 貯気槽の強度計算と構造

球形貯気槽の設計強度計算は高圧ガス取締法、同施行規則、日本工業規格 (JIS) に準拠して行なわれた。以下に主要部の計算結果を示す。

(i) 球殻部胴板

高圧ガス取締法によれば球殻部の胴板板厚は次式によって計算される。

$$t = \frac{PD}{100f\eta - P} + C \quad (3.1)$$

ただし

t = 板厚	(mm)
P = 最高使用圧力	15 kg/cm ²
D = 球の内径 (腐れ代を考慮する)	10,002 mm
f = 素材の抗張力 (1.6×降伏点)	73.6 kg/mm ²
η = 長手接手の溶接効率	0.809
c = 腐れ代	1 mm

上式によって必要板厚を算出すれば 26.3 mm となるので設計板厚としては 27 mm 鋼板を用いた。この計算式による板厚決定では最高使用圧力に対する安全率は 4 となる。

(ii) 支柱に加わる荷重

支柱の強度は地震力および風圧に対して計算した。この場合地震力は、水圧試験時における貯気槽全重量に震度 0.2 の加速度が作用するものとして地震時における水平力を求めている。すなわち

貯気槽全自重 (含支柱, 対傾材, 付属品)	104,000 kg
水圧試験用水重量	524,000 kg
合計	628,000 kg

したがって地震力 P_e は

$$P_e = 628 \times 0.2 = 125.6 \text{ Ton}$$

一方風圧による水平力 P_w は日本建築基準法により次式によって算出した。

$$\text{速度圧 } q = 60\sqrt{h} * \text{kg/m}^2 \quad (3.2)$$

$$\text{風圧力 } P_w = cqA$$

ただし

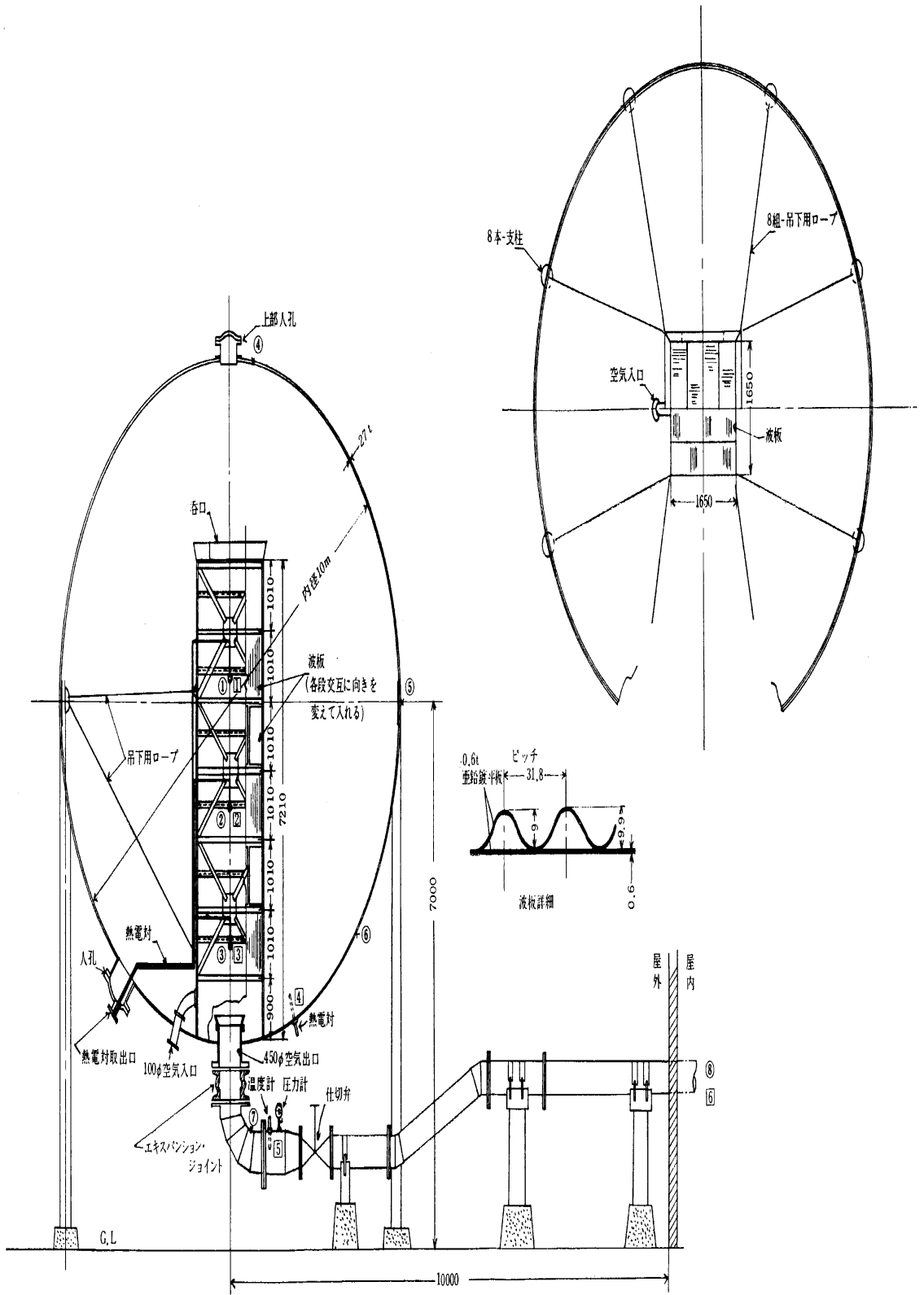
$$h = \text{地表よりの高さ} = 12 \text{ m}$$

$$c = \text{風力係数} = 0.35$$

$$A = \text{球の投影面積} = 78.5 \text{ m}^2$$

* 本規定では風速 V と地上高 h の関係は $V = V_0(h/h_0)^{1/4}$ で規定し $h_0 = 15 \text{ m}$ で $V_0 = 63 \text{ m/s}$ を基準にとっている。したがって本貯気槽 ($h = 12 \text{ m}$) の最大瞬間風速は 59.5 m/s と仮定している。

—仕様— 最高使用圧力 15 kg/cm²G
球体胴板 2H鋼 (27m/m)



—温度計取付位置—

- 1) ○ 交換器内 (3箇所) ① ② ③ ① ② ③ 2) × 球体外表面 (3箇所) ④ ⑤ ⑥ 3) 管表面 (1箇所) ⑦
4) 球体内 (1箇所) ④ 5) 整流筒内 (2箇所) ⑧ ⑨ 6) 管内面 (1箇所) ⑩

—試験— 第1回試験 ①~⑧ S.37-6 第2回試験 ①~⑩ S.37-7

図 3・7 貯気槽構造概略および温度計測位置

上式により風圧力を求めると $P_w=5.704 \text{ kg}$ となり，地震力の方が風圧力よりはるかに大きくなるから支柱の設計計算では地震力のみを考慮した。

なお赤道帯中心部は板厚 27 mm，幅 500 mm の補強材を球殻内側に重ね溶接して，この部分に全周で 8 本の支柱を溶接によりとりつけられている。この支柱取り付け部は特に工場内にて溶接し，残留応力除去のため $575^\circ\text{C}\pm 25^\circ\text{C}$ ，2 時間の応力除去焼鈍を行なった。

(iii) 空気入口 空気出口および人孔（上下部 2 箇所）取り付け部の板厚，補強に対してはそれぞれ高圧ガス取締法，あるいは日本工業規格の定める計算式に準拠して設計した。

保安設備としては貯気槽の頂部に 2 箇の安全弁を設け，その吹出圧力を $16.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ ，吹止圧力 $15 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に設定してある。また落雷防止のため避雷設備を設けている。本貯気槽の全体構造図を図 3・7 に，その実物写真を写真 3・4 にそれぞれ示した。

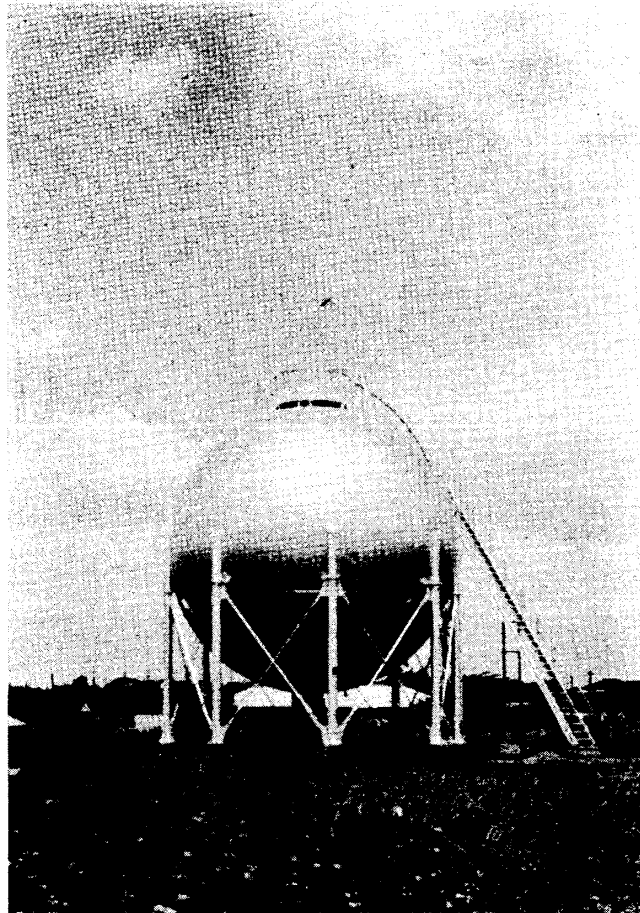


写真 3・4 球形貯気槽

3. 貯気槽製作に伴う諸検査

(1) 材料検査

貯気槽の球体胴板に使用する 2H 鋼は日本製鋼所製のもので，下記諸項目の検査を実施し，これに合格したものをを用いた。

(a) 分析試験

- (b) 機械試験 (引張, 曲げ, シャルピ衝撃, 硬度)
- (c) 寸法検査
- (d) 超音波探傷試験
- (e) 組織顕微鏡試験
- (f) 非金属介在物顕微鏡試験

分析, 機械試験記録の一例を表 3・2 および表 3・3 に示した. 他の試料についての成績値も十分規格に合格するものであった.

寸法検査は素材の周辺板厚をマイクロメータで実測し規定値 (27 mm) との公差を求めた. 測定箇所は表 3・4 の測定位置図に示すごとく一枚の素材に対して 10 箇所を選んだ. 表 3・4 は検査結果の一例であるが最大公差は +1.5 mm, -0.5 mm の範囲内にあり実用上支障ない公差範囲にあった. 超音波探傷試験は素材の端面から 1m ないし 2m の範囲および板中央部を縦横 200 mm の間隔で探傷し, 材料内部になんら欠陥がないことを確かめた. また金属組織, 非金属介在物の顕微鏡写真を採取し観察した.

(2) 溶接施工試験

溶接工事着工前に本工事に使用する母材, 溶接棒を用いて本工事と同一の溶接条件に従って試験片を製作し, 溶着部の引張試験, 硬度試験を実施した. また溶接棒については抜き取り検査により全溶着金属引張試験, 曲げ試験, 衝撃試験および分析試験等の諸試験を実施した. これらの結果については表 3・5, 3・6 および写真 3・5, 3・6 に示した.

(3) 溶接部検査

溶接部の検査は外観検査, X線検査および染色探傷検査を実施し溶接部にプロホール, スラッグその他の欠陥が存在しないことを確かめた.

X線検査は東芝製 250 kVP 可搬型 X線装置を用い, 貯気槽突き合わせ溶接部の全線にわたり検査した. 検査箇所数は縦接手 768 箇所, 円周接手 406 箇所合計 1174 箇所に及んだ. X線撮影には鋼板の厚さ 2% に当る. 直径の透過度計を使用し, 検査結果は JISZ 2341~1955 の等級分類に基づいて判定して 2 級以上を合格とした. 検査の結果全検査数の 97.5% の合格率できわめて良好な成果であった.

すみ肉溶接部, その他 X線検査を行ない難い部分 (空気出口部, 人孔, 胴板接手の一部) にはダイチェックによる染色探傷検査を実施し, 庇の発見された箇所はいずれも手直して補修した.

(4) 完成検査

据付完了後完成検査として球殻の内径, 真球度の測定を行なった. 内径誤差は東西方向で +8 mm, 南北方向で +5 mm, 鉛直方向で +1 mm の範囲にあり, 内径公差 ± 100 mm 以内, 真球度公差 (測定軸相互間の差違) 内径の 1/250 以内という条件に十分満足するものであった. また外観検査として各部形状, 塗装状況を肉眼的に検査した.

(5) 気密検査

試験圧力を 15.0 kg/cm²G まで上昇させ, 全溶接に石鹼水を塗布して空気漏洩の有無を検査したが, 溶接部にはなんらの異状箇所は発見されなかった. 空気出口管の Rubber Expansion 接合フランジ部, 人孔蓋取付部から若干の空気洩れが見られたが, 増し締めなどの対策

表 3・2 化学成分, 抗張力, 伸び (2H 鋼)

Charge No.	Test Mark	Chemical Composition (%)					Test piece No.	Dimension of Test piece		Yield point kg/mm ²	Tensile Strength		Elongation %	Cold Bend Test
		C	Si	Mn	P	S		Thickness (mm)	Breadth (mm)		Load kg	kg/mm ²		
34E1844 3/3	Ladle	0.16	0.41	1.15	0.014	0.010	Top.	26.58	37.60	59.0	68,300	68.3	Good	
	Check	0.16	0.41	1.17	0.013	0.010	Bot.	27.00	37.30	57.1	67,000	66.5		
34E1941 1/3	Ladle	0.14	0.53	1.18	0.013	0.016	Top.	27.39	38.00	49.8	63,000	60.5	Good	
	Check	0.14	0.52	1.22	0.014	0.016	Bot.	27.60	37.30	47.6	60,700	59.0		
34E1941 2/3	Ladle	0.14	0.53	1.18	0.013	0.016	Top.	28.34	37.80	49.8	65,500	61.1	Good	
	Check	0.14	0.52	1.22	0.014	0.016	Bot.	27.60	37.30	47.9	61,500	59.7		
34E2078 1/2	Ladle	0.14	0.40	1.15	0.011	0.010	Top.	26.80	37.90	57.5	67,500	66.3	Good	
	Check	0.14	0.40	1.22	0.011	0.009	Bot.	27.04	36.70	50.2	59,700	60.2		
34E2025 1/2	Ladle	0.15	0.40	1.16	0.015	0.014	Top.	27.37	37.00	54.4	65,500	64.7	Good	
	Check	0.15	0.39	1.18	0.015	0.016	Bot.	27.80	37.90	52.7	62,300	59.1		
Specification										min			180°	
										46		58/68	16.	R=1.5t

表 3・3 シャルピ衝撃値 (2H 鋼)

Charge No.	Charpy Impact test at 0°C (V-notch) kg-m/cm ²										Carbon Equivalent	Hardness H _a (10 kg)
	(Average)					(Average)						
	Long.		Trans.			Long.		Trans.				
34E1844 3/3	22.4	22.9	22.3	22.6	9.3	9.2	8.8	9.7	9.3	0.37	225.7	
34E1941 1/3	15.6	16.2	15.4	14.9	8.1	7.9	7.7	7.6	7.8	0.37	187.2	
34E1941 2/3	16.0	14.4	15.7	15.2	7.5	6.2	6.4	6.4	6.6	0.37	197.0	
34E2078 1/2	23.8	21.6	21.2	20.9	8.9	8.8	8.9	9.4	9.0	0.36	204.5	
34E2025 1/2	12.3	13.1	13.7	13.2	7.3	7.7	7.3	7.4	7.4	0.36	183.2	
Specification	min. 6											

表 3・4 板厚の寸法検査結果

符号	寸法 $t \times w \times l$	材料番号	板 厚 (mm)										幅	長
			①	②	③	④	⑤	⑥	⑦	⑧	⑨	⑩		
(1)	27×1.500×4.500	34E1844 3/3	-0.40	-0.20	-0.50	-0.50	-0.50	-0.40	+0.05	-0.50	-0.60	+17	+25	
(2)	27×2.500×10.000	34E1941 2/3	+0.45	+1.22	+0.40	+0.15	+0.10	0	+1.40	+0.20	+0.22	+18	+20	
		34E1941 3/3	+0.20	+0.83	+0.05	+0.05	+0.20	+0.10	+0.80	+0.20	0	+15	+18	
(3)	27×4.000×6.000	34E2078 1/2	-0.02	0	-0.20	+0.05	+0.15	+0.17	+0.15	0	+0.05	+15	+18	
		34E1965 2/2	+0.12	+0.75	+0.08	-0.05	-0.10	-0.10	+0.83	-0.22	-0.05	+14	+20	
(4)	27×4.000×10.500	34E2025 1/2	+0.1	+1.10	+0.05	+0.12	0	0	+1.20	+0.10	+18	+30		

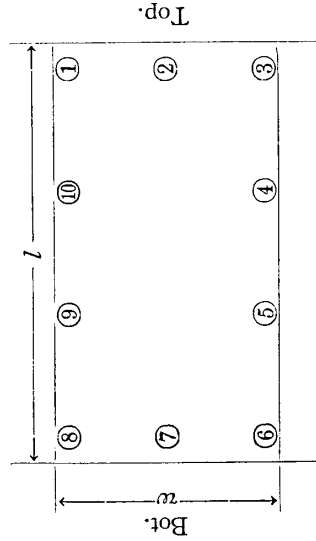
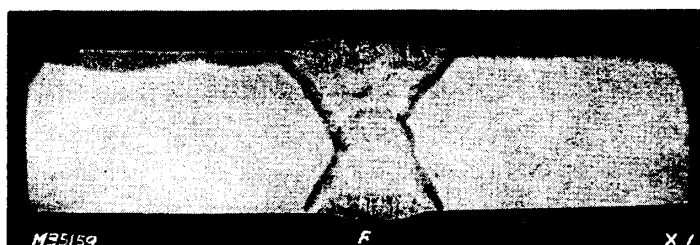


表 3・5 溶接部の引張強度, 衝撃試験

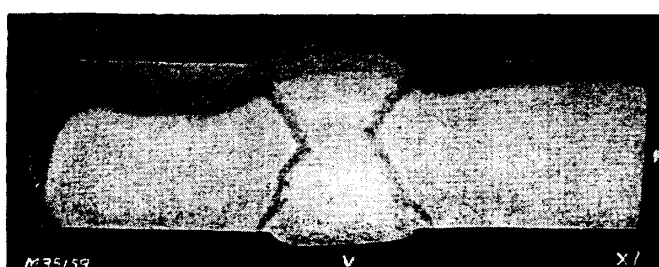
Test Mark	Dimension of Test piece			Tensile Strength		Charpy Impact. 0°C V-notch
	Thickness (mm)	Width (mm)	Area (mm ²)	Load (kg)	kg/mm ²	
F 1	26.32	24.70	651.6	45.850	70.3	18.4
F 2	26.57	24.62	654.1	47.000	71.8	22.2
H 1	27.78	24.78	688.3	43.100	62.6	22.2
H 2	27.86	24.76	689.8	42.700	61.9	20.5
V 1	26.55	24.71	656.0	42.000	64.0	10.5
V 2	26.58	24.63	654.9	42.100	64.3	13.5
Spec.	min. 58					min. 8



F: 前向溶接



H: 水平溶接

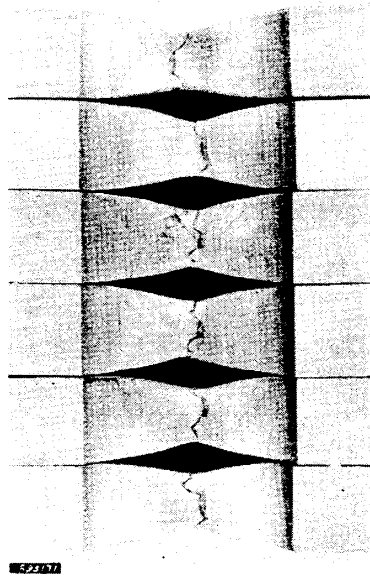


V: 垂直溶接

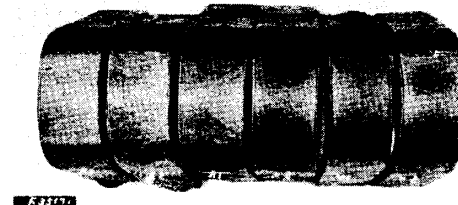
写真 3・5 溶接部マクロ写真

表 3・6 溶接棒試験成績

銘 柄		LB 62		B 17	
寸法 (棒径長さ)		4.0 mm×400 mm		4.0 mm×400 mm	
溶 着 金 属	引	試験片寸法 (mm)	12.5	12.53	
	張	降伏点 kg/mm ²	54.4	43.0	
	試	引張強さ kg/mm ²	65.9	48.0	
	験	伸び (GL 50) %	27.0	28.2	
		衝撃値(シャルピ) kg/cm ²	25.6, 25.1	13.0,	13.0
分 析 結 果		心 線	溶着金属	心 線	溶着金属
	C	0.09	0.07	0.07	0.09
	Mn	0.62	1.10	0.53	0.41
	Si	tr	0.75	tr	0.04
	P	0.011	0.02	0.010	0.024
	S	0.014	0.006	0.012	0.011
	Cu	0.07	—	0.03	0.06
	Ni	0.05	0.50	0.03	0.03
	Cr	0.05	—	0.03	0.04
	N	—	0.011	—	0.012
Mo	—	0.29	—	—	



引張試験



180° 曲げ試験



シャルピ衝撃試験

写真 3・6 溶接試験片破断状況

によってこれを補修し得た。

(6) 耐圧試験, 応力試験

耐圧試験は水圧 22.5 kg/cm²G にて行ない, その時の球殻, 支柱各部に生ずる応力を電気抵抗線歪計で測定した。試験結果については次節に述べる。

4. 耐圧ならびに応力測定による強度試験結果

貯気槽完成後水圧による耐圧試験を実施したが, 注水時には球殻ならびに支柱に生ずる応力状態を実測して本貯気槽の強度を検討した。また注水に先だち空の状態では振動試験を行ない固有振動数の実測を行なった。

(1) 振動試験

貯気槽構造体の固有振動測定のため, 支柱の 1 本を選んでその上部の球体との取り付け部付近を鋼索で横方向に引張り, これを急激に遮断して球体を自由振動せしめその振動数を測定した。鋼索の引張力は途中に挿入した電気抵抗線式張力計により測定した。ウィンチおよび張力計の容量からの制約により支柱にはあまり大きな力を与えることができず約 2 ton 程度にとどめたため, 引張り時の球殻各部の応力, たわみを測定可能の大きさにまですることができなかった。しかし鋼索遮断時の自由振動は, 载荷支柱に隣接した支柱にはりつけた歪計ゲージのひずみ波形によりわずかに読みとることができた。その結果貯気槽の固有振動数実測値は 4.2 c/s という結果を得た。

本貯気槽のような構造体の固有振動数を理論的に求めることはきわめて困難な問題であるが, 今簡単のため球殻は振動質量としてのみ作用してバネ系にはあずからないものと仮定して, その固有振動数を理論的に計算してみる。

まず対傾材を含む支柱の曲げ剛性を求める。この場合支柱の両端は固定とし, 対傾材は引張材のみを考慮する (圧縮材は細長比が大きいため強度部材にはならない)。

いま記号を図 3・8 のように定め, 1 本の支柱に作用する引張力 $P_n(n=a, b, \dots)$ と支柱先端のたわみ δ_n との関係を求めると

$$\delta_n = \frac{l^3}{12 EI} \left(\frac{P_n}{1 + \frac{l^2 a \sin^2 \alpha \cos \alpha \cos^2 \beta_n}{12 I}} \right) \tag{3.3}$$

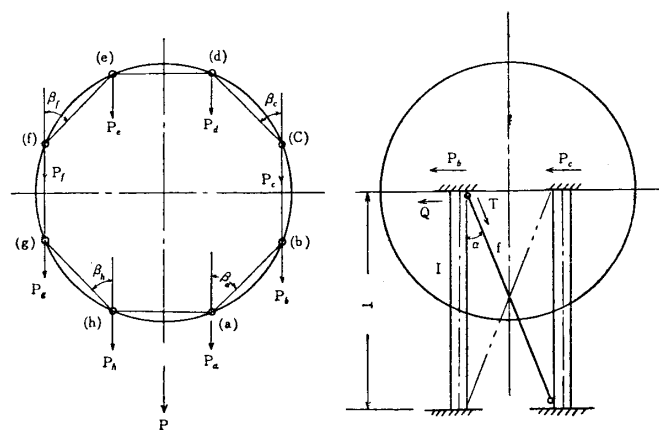


図 3・8 記 号

ここに I は支柱の断面二次モーメント, a は対傾材の断面積である. β は外力方向と引張対傾材の水平分とのなす角で振動方向が図のようであれば $\beta_b = \beta_g = 0$, $\beta_a = \beta_c = \beta_f = \beta_h = \pi/4$ となる. 球殻が十分剛で各支柱先端のたわみが等しいとすれば貯気槽全体の曲げ剛性 k はつぎのように求まる:

$$\delta = \frac{l^3}{12EI} \times \left\{ \frac{P}{8 + \frac{4l^2 a \sin^2 \alpha \cos \alpha}{12I}} \right\} \quad (3.4)$$

$$\text{ただし } P = \sum_{n=a}^h P_n$$

したがって

$$k = \frac{P}{\delta} = \frac{12EI}{l^3} \left\{ 8 + \frac{4l^2 a \sin^2 \alpha \cos \alpha}{12I} \right\} \quad (3.5)$$

球殻の重量を W とすれば固有振動数 f は

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{kg}{W}} \quad (3.6)$$

より求まる.

$$\begin{aligned} \text{いま,} \quad & I = 1.05 \times 10^4 \text{ cm}^4, & l &= 5.15 \times 10^2 \text{ cm} \\ & a = 28.2 \text{ cm}^2 \quad \sin \alpha = 0.6 & W &= 104.2 \times 10^3 \text{ kg} \\ & E = 2.1 \times 10^6 \text{ kg/cm}^2 & g &= 980 \text{ cm/sec}^2 \end{aligned}$$

とすると

$$\begin{aligned} \frac{12EI}{l^3} &= 1.94 \times 10^3, & \frac{l^2 a \sin^2 \alpha \cos \alpha}{12I} &= 17.1 \\ k &= 148 \times 10^3 \text{ kg/cm} \end{aligned}$$

したがって

$$f = \frac{1}{2\pi} \sqrt{\frac{148 \times 10^3 \times 980}{104 \times 10^3}} = 5.95 \text{ c/s}$$

上記計算では球殻の剛性を無限大と見なしたが, 実際には支柱接合点での弾性変形も考えられまた対傾材のガタ等も存在すると思われるので, 実際の曲げ剛性はこれより多少小さくなると見てよい. したがって固有振動数計算値 5.95 c/s に対して実測値 4.2 c/s は大体妥当な値を示しているものと考えてよい. なお支柱曲げ剛性 $k = 148 \text{ ton/cm}$ より震度 0.2 の地震力に対する球体の振幅を求めると 1.35 mm となり, 耐震強度についても十分な強度を有するものと見なし得る.

(2) 耐圧試験

耐圧試験は水圧より実施した. 注水過程における水位は抵抗線式圧力計 PHA-03A (最高圧 3 kg/cm^2 , 最小目盛 0.125 m 水柱) およびブルドン管式圧力計 (最高圧力 2 kg/cm^2 , 最小目盛 0.02 kg/cm^2) を用い, また加圧時における水圧は抵抗線式圧力計 PHA-3A (最高圧力 30 kg/cm^2 , 最小目盛 0.146 kg/cm^2) およびブルドン管式圧力計 (最高圧力 30 kg/cm^2 , 最小目盛 1 kg/cm^2) を空気出口部盲蓋にとりつけ実測した. この両者の測定値はきわめて良い一致を見た.

表 3・7 水圧試験結果

注 水						加 圧						備 考		
試験日	時刻	水位	注水量	支柱沈下量 (e)	球体沈下量	備 考	試験日	時刻	圧力	圧入水量	球体下端沈下量		備 考	
										測定値	計算値	測定値	計算値	
第一日 (晴)	9時40分	0 m	0 ton	0 mm	0 mm	注水開始	第一日 (雨)	7時05分	1 kg/cm ²	0 l	l	0 mm	0 mm	
	10. 50	1	14.8	0	-0.1			9. 05	3.5	160		0.27	0.386	
	12. 25	2	54.6	0	0.25			10. 52	5.5	305		0.75	0.697	
	14. 10	3	113.2	0	0.85			12. 40	7.5	455		1.11	1.01	
	16. 15	4	184.4	1.0	1.90			14. 30	9.5	600		1.39	1.32	
	18. 40	5	261.7	2.0	2.90			16. 20	11.0	745		1.75	1.55	
20. 50	6	339.0	2.0	4.05	半充水の まま放置 注水続行 開始	5. 25	10.0	635		—	—			
第二日 (曇・雨)	7. 07	6					第二日 (小雨・曇)	6. 15	11.0	705		—	—	
	9. 10	7	410.2	2.5	5.10			8. 40	13.5	900		2.10	1.94	
	12. 57	8	468.8	2.5	5.90			10. 35	15.5	1060		2.44	2.25	
	12. 15	9	508.6	3.0	6.75			12. 25	17.5	1205		2.74	2.54	
	12. 58	10	523.3	3.0	7.10	注水終了		14. 13	19.5	1350		3.11	2.86	
								15. 58	21.5	1495		3.47	3.18	
						17. 45	23.5	1640	1616	3.75	3.49			
						18. 00	23.5	1640					昇圧開始	
						18. 09	17.0	1180						降圧開始
						18. 33	9.0	605						降圧終了
						18. 54	1.0	30						降圧終了

① 圧力は貯気槽最下部の圧力

② 圧入水量の計算式 $G_p v_1 = \frac{v_1}{v_p} V \left\{ 1 + \frac{3pR}{2tE} (1-\nu) \right\} - V$

③ 球体下部沈下量の計算式 $\delta = \frac{(1-\mu)R^2}{2tE} p$

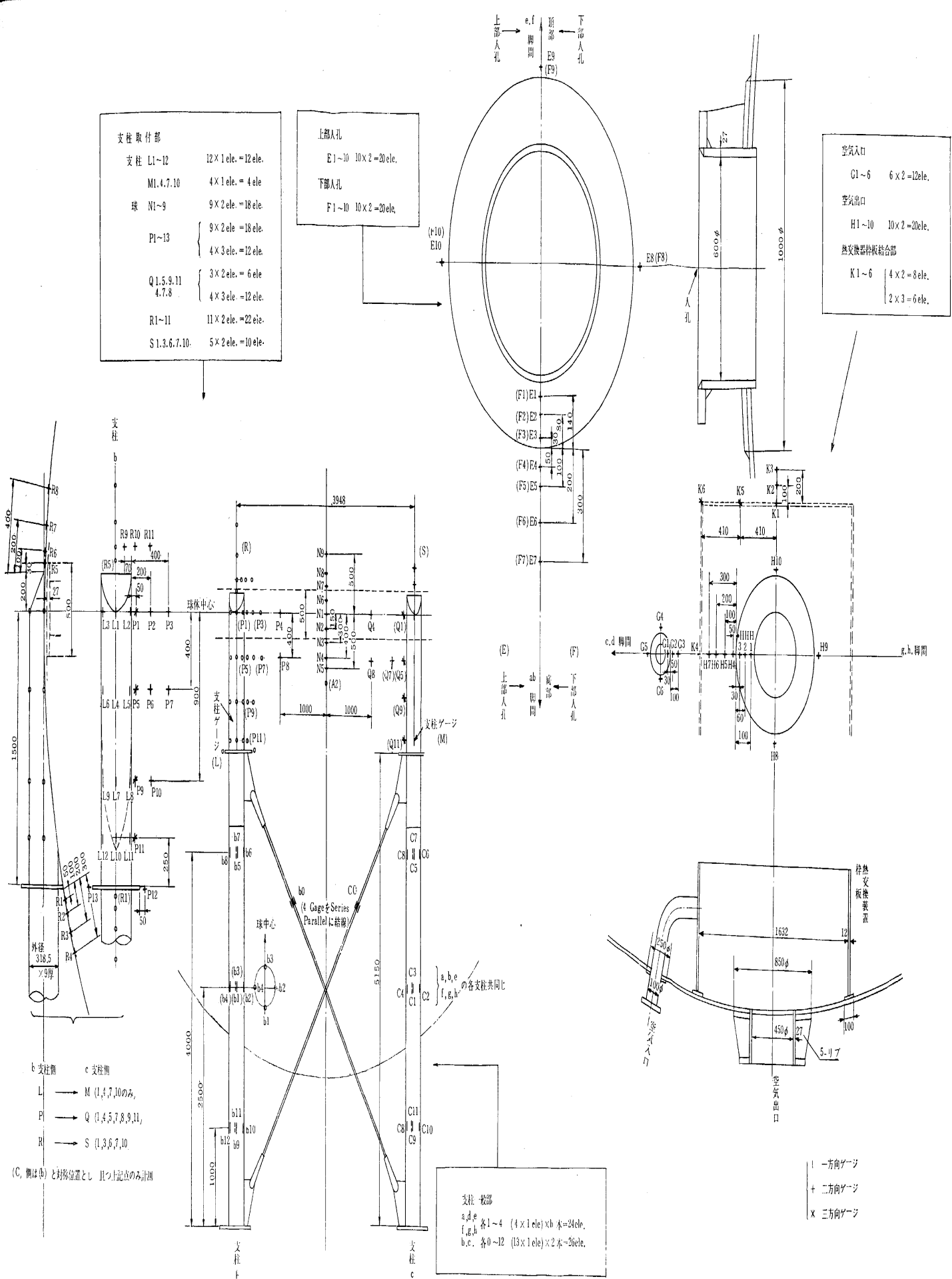
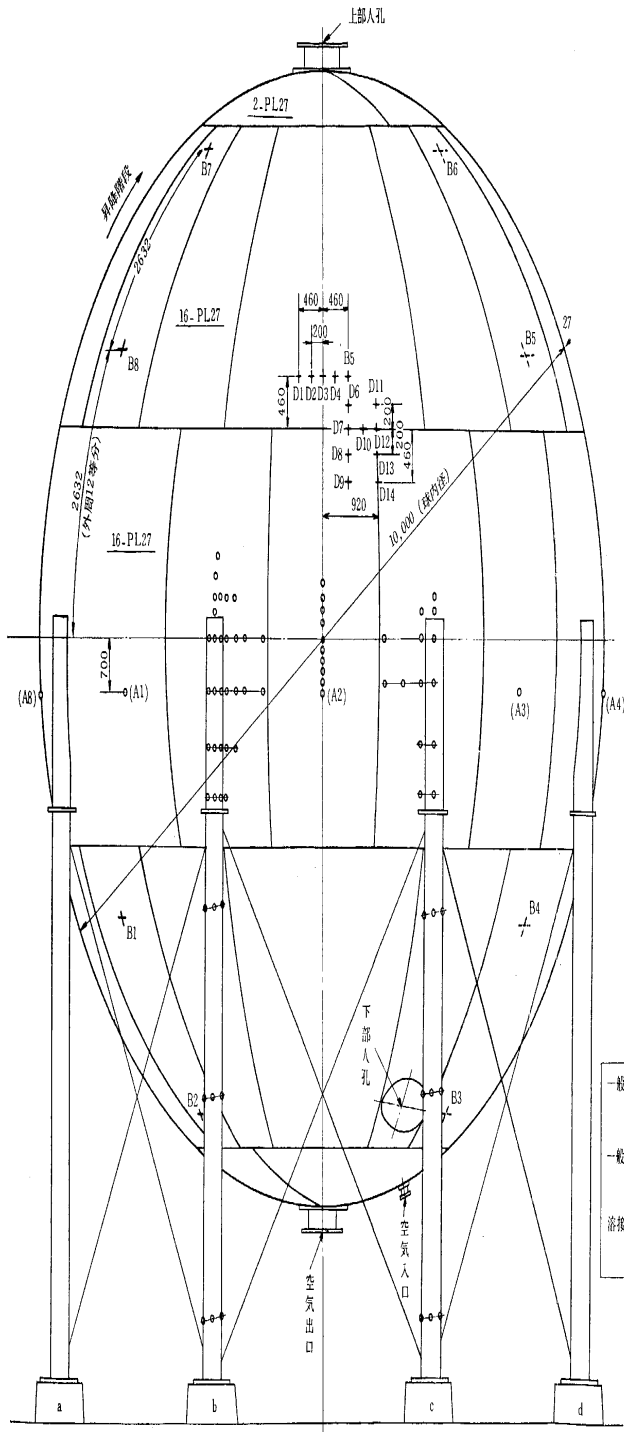


図3-9 釜ゲージ貼付位置

	Y方向	X方向	Y方向	element
球一般部	枚数	16		32
溶接部近傍		14		28
上下人孔		20		40
空気出入口		20	2	46
支柱取付部	16	37	8	114
支柱	56	*		50
Total	72	107	10	310

*gage 4枚で1ele.のもの2箇所を含む

側面図 ((1)-(1)方向より)



- 一般部(線路上)
- A 1~8 $8 \times 2 = 16\text{ele.}$
- 一般部(線路上)
- B 1~8 $8 \times 2 = 16\text{ele.}$
- 溶接部近傍
- D 1~14 $14 \times 2 = 28\text{ele.}$

平面図

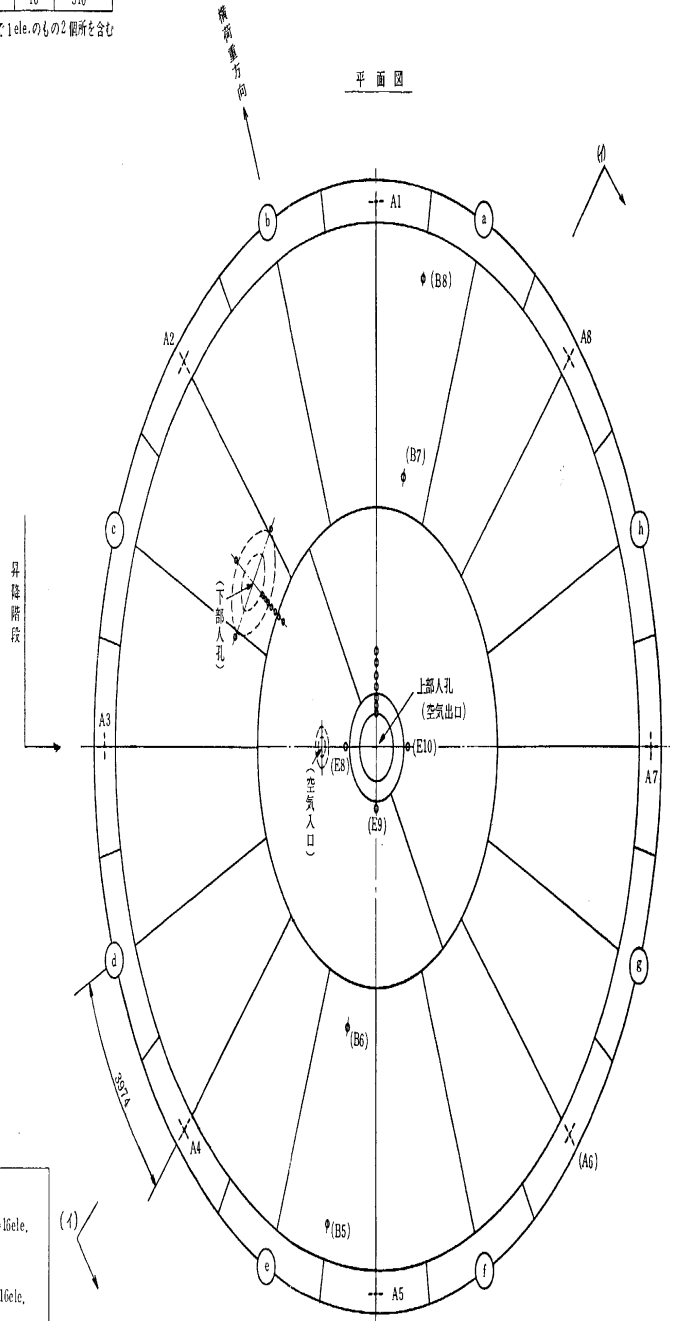


図 3・10 歪計ゲージ貼付位置

なお注水加圧時には基礎沈下量，球殻下面の半径方向変位量および圧入水量等の測定も併行して行なった。基礎沈下量の測定は各支柱脚柱にガラス管を固縛し，その下部をビニール管で連結し，付近の不動点上に置いた水槽と連通して沈下に伴うガラス管水柱面の移動量を脚柱にとりつけたスケール紙から読みとった。試験経過は表3・7のごとくで，最高試験圧力 $22.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ においても構造的にはなんらの異状も認められなかった。満水時の基礎沈下量は脚柱によって多少の差違はあるが，いずれも 3 mm 以下で問題視するほどではなかった。本貯気槽は元来が空気貯気槽として設計されてあるため，水压試験の満水時には水重量によって球殻部に過大な局部応力が発生することが懸念された。そこで注水時にはその都度球殻各部の応力状態を電気抵抗線歪計で測定した。その結果，最も大きな応力は球殻と支柱との接合部に生じたが，その値は 4.0 kg/mm^2 を越えない程度であり，水量による応力は十分安全側にあることが確認された。

(3) 応力測定試験

水压試験時には水压と球殻各部の応力状態との関係を調査するため，電気抵抗線歪計による応力測定を行なった。歪計ゲージのはりつけ位置は図3・9，3・10のごとくで，主として球殻部の経線および緯線方向の応力状態，人孔，空気出入口部の開口部周辺の殻応力分布，支柱およびその取り付け部近傍の応力分布，補強帯付近の応力状態を求めることを主眼とした。球殻部の測定点には2方向あるいは3方向のロゼットゲージを用い，また支柱部は一方の単軸ゲージを用いたため，ゲージ数は測定点183個所に対して総数310点の多きに及んだ。

(a) 注水時の応力分布

8本の各支柱にかかる圧縮応力値の分布を図3・11 (I) に示した。図の応力値は柱断面の4箇所の応力の平均値で，柱にかかる曲げ応力を消去し圧縮応力のみとして示したものであ

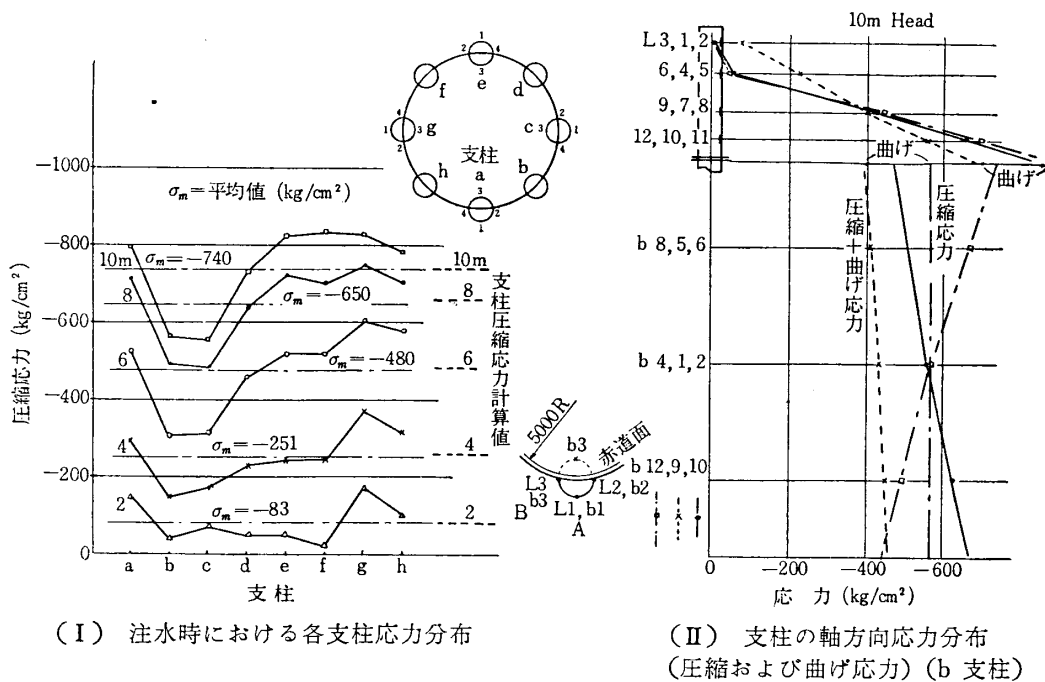


図3・11 注水時における各支柱応力分布

る。各支柱毎の応力値に若干バラツキがあり、ことに (b), (c) 支柱は値が小さいが、全支柱に対して平均するとこの値は注水重量を支柱全断面積 ($8 \times 87.5 \text{ cm}^2$) で除した値と完全に一致している。したがって全注水量は 8 本の支柱のみによって分担されており、対傾材は圧縮荷重に対しては荷重分担をしていないことを示している。

支柱の軸方向応力分布を図 3・11 (II) に示した。注水重量による球殻の変形により、支柱には圧縮応力のほかに曲げ応力を生じている。支柱の両側 (B 部) の応力は圧縮応力のみを受けており、最外側 (A 部) は圧縮および曲げの応力を受けているので、両者の差が曲げモーメントによる応力と見なされる。満水時におけるこの応力は約 1.70 kg/mm^2 であるが支柱の圧縮応力 (7.5 kg/mm^2) に比して特に過大なものではない。

球殻部の応力分布は図 3・12 に示すごとくで赤道に沿っての応力分布および経線に沿っての応力分布はいずれも最大 3 kg/mm^2 程度である。なお支柱取り付け部の球殻に生ずる局部応力を図 3・13 に示した。支柱つけ根の下部球殻に比較的大きな局部応力が見られ、この部分に取り付ける補強板が強度上かなり重要な意味をもつことがわかる。

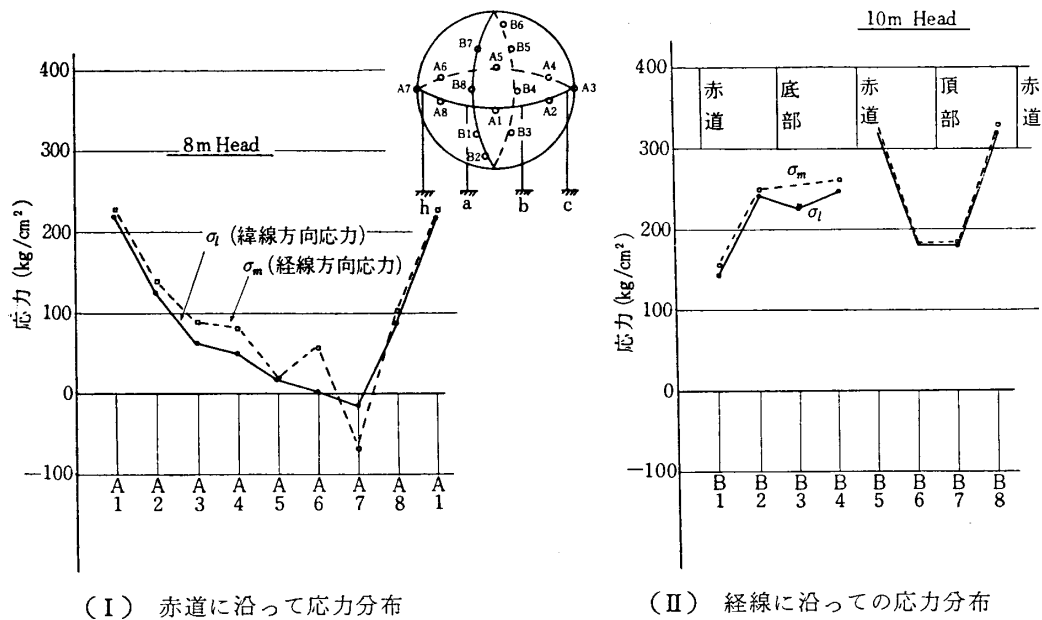


図 3・12 注水時における球殻部の応力

(b) 加圧時の応力分布

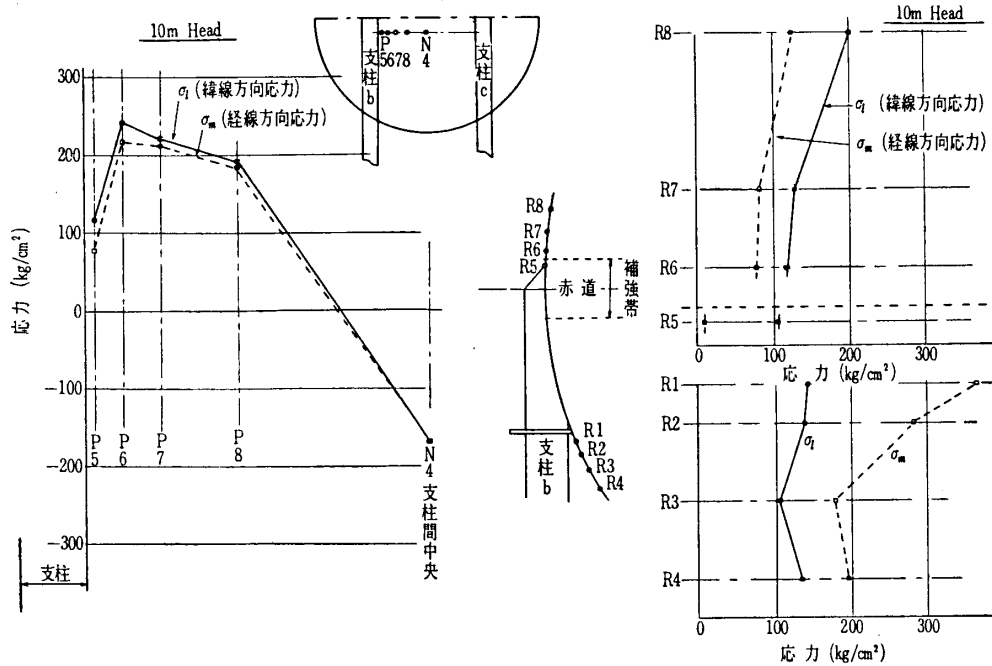
試験水圧 $22.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ における支柱応力分布を図 3・14 に示した。支柱取り付け部の応力分布は複雑な様態を示す。支柱部はそのほとんどが曲げモーメントによる応力であり、その分布状態より見て支柱両端はほぼ固定に近いと見なしてよい。

いま支柱上部の取り付け部が完全に剛で回転角を生じないと仮定して、球殻の変形より支柱両端の曲げモーメントを求めると次式を得る。

$$M_0 = \pm \frac{3(1-\mu)R^2 I}{tl^2} p \tag{3.7}$$

ここに R =球半径, t =球殻の板厚, l =支柱長, I =支柱の断面二次モーメント, p =内圧,

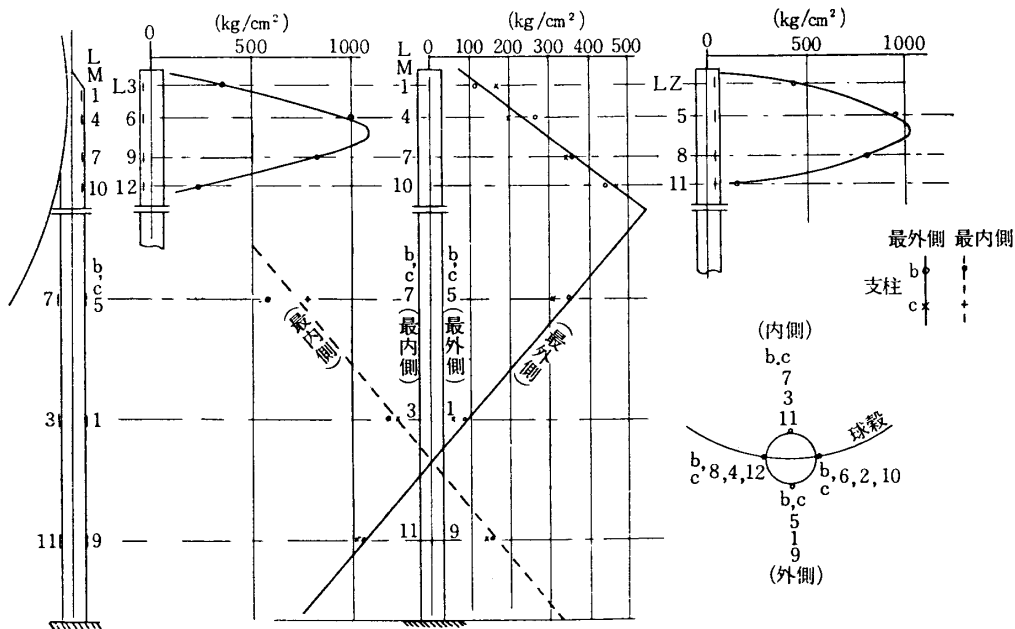
である。上式によって支柱取り付け部の応力を求めると $\sigma_b = \pm 26.2 \text{ kg/mm}^2$ となるが、この値は実測値とかなり相異なる。これは支柱と球殻との結合部が計算式に仮定しているごとく単純に一点で接合していないことが大きな原因であると考えられる。



(I) 支柱付近の球殻応力分布 (補強帯外)

(II) 支柱付近上下部の球殻応力

図 3・13 注水時に支柱取付部の球殻に生ずる局部応力



支柱の応力 (曲げによるもの) ($p = 22.5 \text{ kg/cm}^2 \text{G}$)

図 3・14 加圧時における支柱応力

球殻部の応力として図3・15に一般部を、図3・16図3・17に開口部あるいは補強帯近傍の局部応力を示した。一般球殻部はほぼ理論値と一致している。赤道に沿っての応力が経線方向と緯線方向で若干異なるのは補強帯による影響と考えられる。補強帯は支柱と球殻の接合部を補強するため赤道部を幅500mmほど球殻と同厚の板で重ね溶接した部分であるが、補強帯によって球殻板厚が不連続になり、これがためその近傍の応力状態は図3・18に示すよ

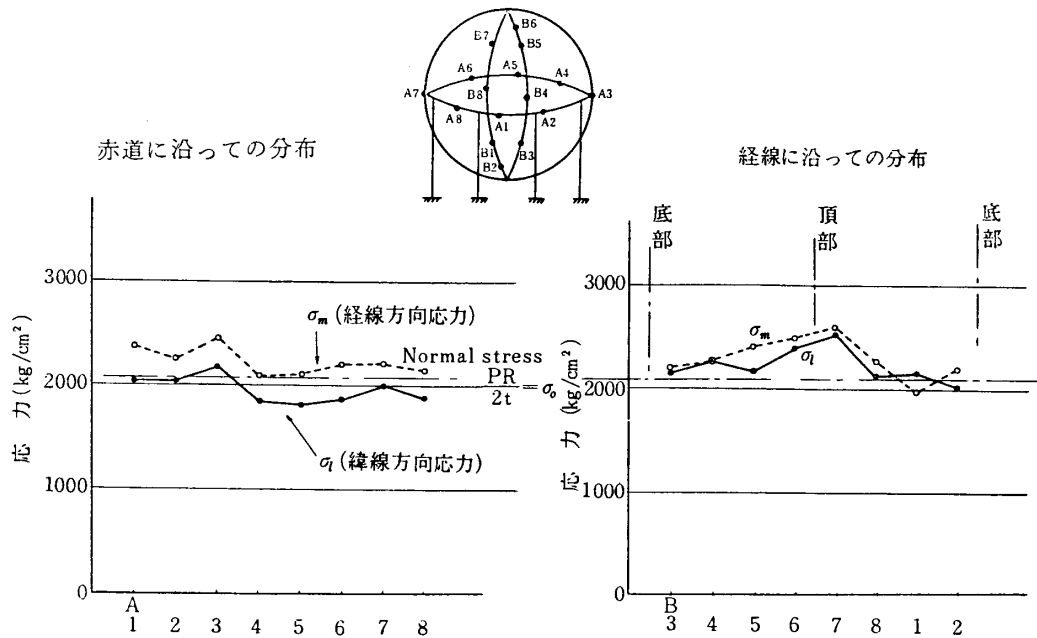


図3・15 一般球殻部応力 (p=22.5 kg/cm²G)

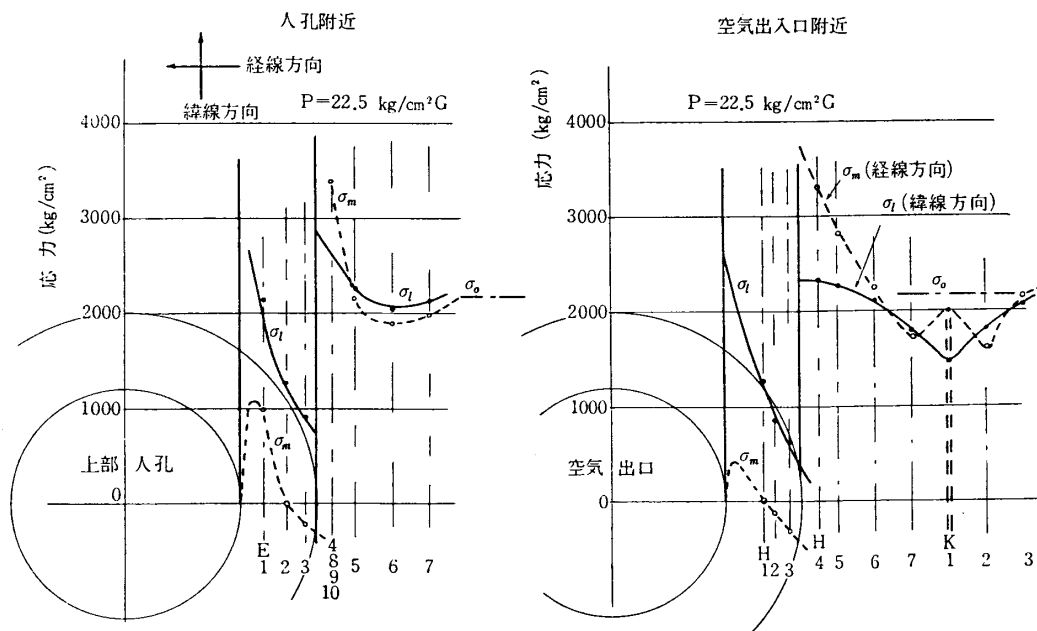


図3・16 開口部付近の応力の分布

うな応力状態になる。補強帯の拘束による応力は曲げ応力であるから、球殻の表面では圧縮、内面では引張りになり、したがって測定値より推定すれば、補強帯境界部における最大応力は板内面では 40 kg/mm^2 に達している。この値は球殻部の膜応力 $\sigma_n = 22 \text{ kg/mm}^2$ に対して約2倍近い値になる。なお補強帯近傍の応力分布は補強帯を2枚の球帯と考え、球殻部との接合点における変位、回転角がそれぞれ等しいという条件より理論的に解析することがで

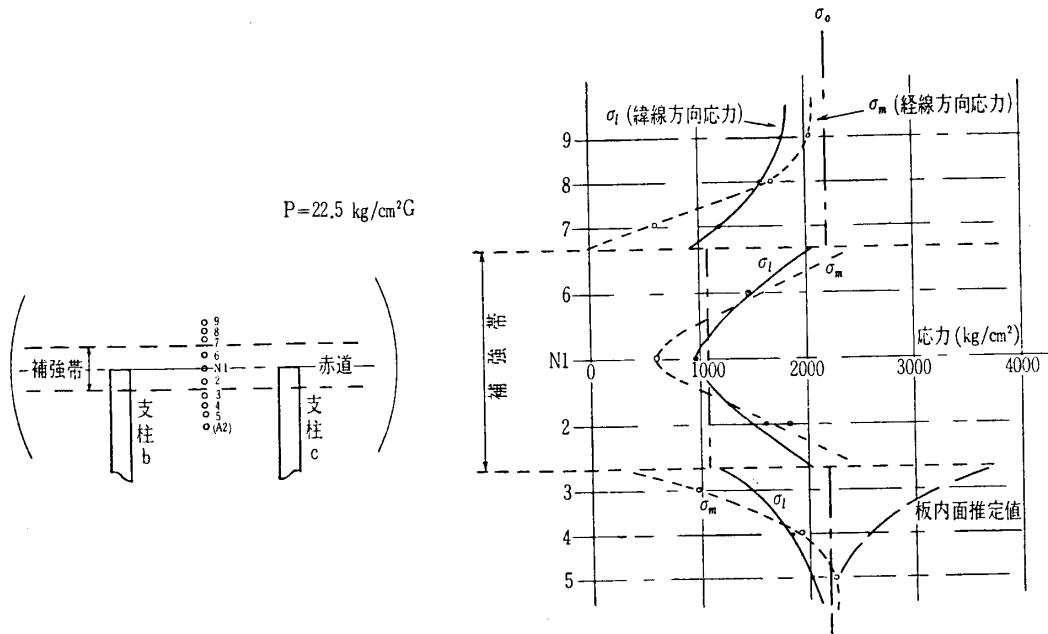


図 3・17 補強帯上下部の応力分布

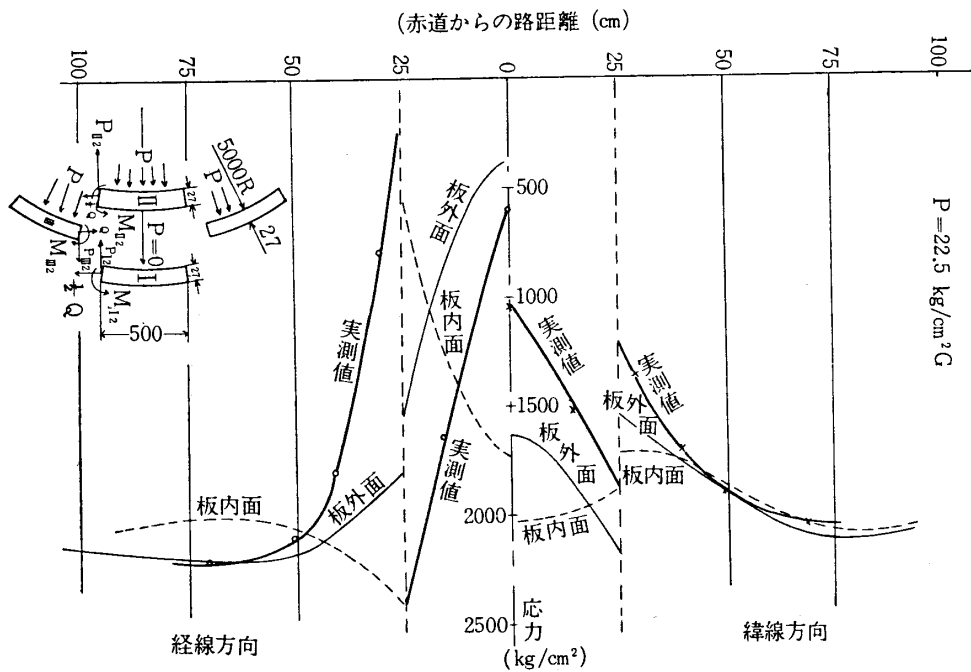


図 3・18 補強帯と上部の応力計算値

きる。計算結果を図 3・18 に示したが計算値はほぼ実測値と一致していると見ることができ
る。

以上のごとく貯気槽球殻部では開口部、補強帯、支柱取り付け部等球殻の変形を拘束する
部分には局部的に大きな曲げ応力を生ずるが、試験水圧 $22.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ で最大 40 kg/mm^2
以下であり、使用圧力では $\sigma_{\max}=26.7 \text{ kg/mm}^2$ となる。この応力値は素材の抗張力を 60
 kg/mm^2 とすれば、安全率は 2・3 になりまたこの局部応力は曲げ応力であるなどの点を考慮
すれば、破壊に対する安全度はさらに増大するものと見てよい。したがって本応力測定の結果
より判断して貯気槽の強度は十分安全側にあると言える。

5. 貯気槽熱交換器

(1) 熱交換器の構造

貯気槽内部には風洞運転時間中における空気温度の低下を防ぐため蓄熱体を装備してある。
蓄熱体としては、板厚 0.556 mm の亜鉛引波板鋼板および平板を交互に重ね合わせたもので、
その構造は図 3・7 を参照されたい。波板は波高 9 mm 、ピッチ 31.8 mm で 1 枚の大きさを
 $380 \times 914 \text{ mm}$ とし、これを断面 $1650 \times 1650 \text{ mm}$ 、高さ 7210 mm の支持わくの内部に 6
段に配置し、その配列は各段毎で波板の方向が直交されるように置かれてある。使用した波
板の枚数は全部で約 3400 枚、重量約 15 ton である。熱交換器の支持は、鋼索（直径 28 mm 、
スエーデン鋼）でささえて、その重量を球殻部に負荷せず支柱に分担せしめるよう特に配慮
されている。（図 3・7）

貯気槽の空気温度は風洞吹出し時には一時的に低下するが、貯気槽から吹き出るときは熱
交換器槽内を通過するので、この時波板と流動空気間で熱交換が行なわれ、空気温度は波板
の蓄熱量によって温度を回復する。この熱交換機構の理論的解析については後に述べる。

(2) 熱交換性能の現地試験

熱交換器の温度特性を調査するため、蓄熱器の組立時にあらかじめ $0.6 \text{ mm}\phi$ のアルメル
クロメル熱電対素線を蓄熱体の上部（2 段）、中部（4 段）、下部（6 段）にハンダ付けして
これを人孔蓋から取り出しておいた。風洞完成後超音速風洞の通風試験を行ない、空気吹出
し時の貯気槽空気温度、蓄熱体温度の実測を行なった、本熱交換器の熱的性能を調べた。温
度測定点は蓄熱体 3 箇所のほか、貯気槽、出口管風路、整流筒内の空気温度も選んで合計 6
箇所の温度を 6 要素ペン書オシログラフ（紙幅 250 mm 、理化電機製）で記録した。貯気
槽圧力を $14.7 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ より約 60 秒間で $2.1 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ に降下した時の測定結果を図 3・19
に示した。この時の測定部気流速度はマッハ数 2 で、整流筒圧力 $5.5 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ 、空気流量約
 120 kg/sec （約 30 秒間持続）である。風洞運転開始 20 秒後および 60 秒後における各部の
温度降下を表示すると表 3・8 の如くで、貯気槽出口の空気温度は 20 秒後においてもほとん
ど変化せず、当初の計画性能（20 秒間における空気温度降下 10°C 以内）を十分満足する
ものである。貯気槽空気温度④が蓄熱体①の温度変化より時間的遅れが見られるのは④の
熱電対温度計の時定数が大きいことによる誤差であろう。

(3) 熱交換器性能の理論的解析

吹出し時間中における整流筒内の圧力、温度が不変で、貯気槽からの空気流量は一定であ
るとする。空気の状態変化がポリトロピックであるとすれば、空気吹出し時における貯気槽内

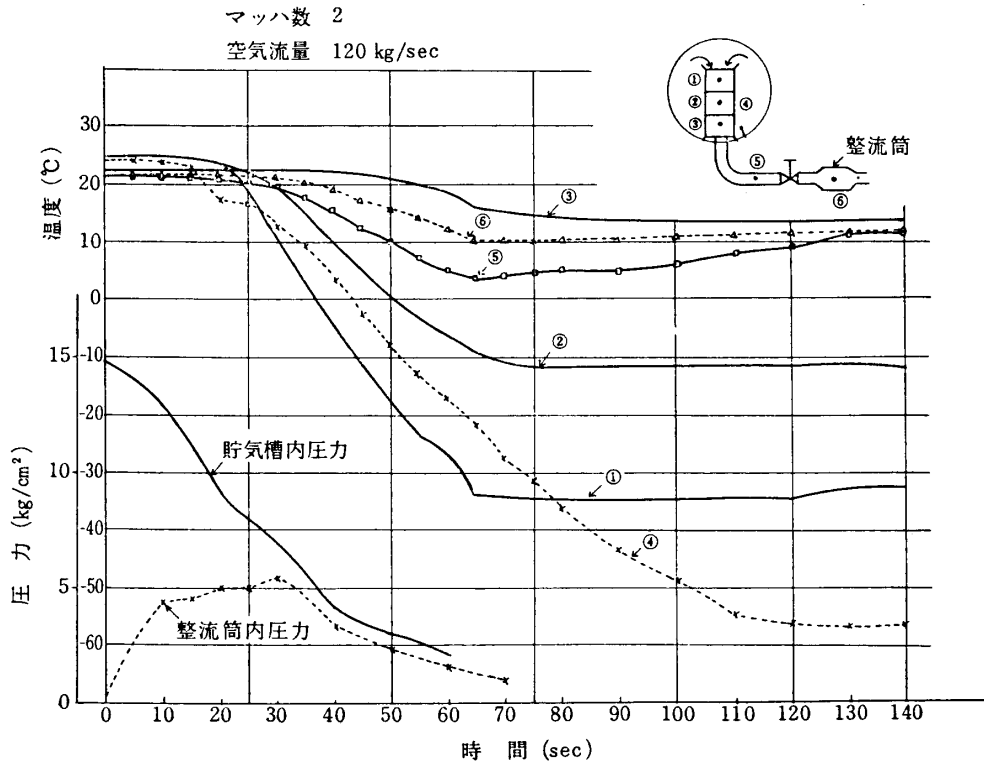


図 3・19 空気吹出時の貯気槽蓄熱体空気温度の変化

表 3・8 空気吹出による温度降下

名 称	位 置	Running Time	
		20 秒 後	60 秒 後
蓄熱体温度降下	1	-1°C	-52°C
	2	0	-28.5
	3	0	- 3.5
貯気槽内空気温度	4	-4.1	- 3.9
出口空気温度	5	-0.7	-16.6
整流筒内空気温度	6	0	- 9.3

空気温度および圧力変化は次式で示される。

$$\frac{T}{T_0} = \left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{n-1}{n}} \tag{3.8}$$

$$\left(\frac{p}{p_0} \right)^{\frac{1}{n}} = 1 - \frac{mt}{G_0} \tag{3.9}$$

ここに

- T, T_0 貯気槽内空気温度 (添字 0 は初期状態を示す) (°K)
- p, p_0 空気圧力 (kg/m²)
- n ポリトロピック指数=1.3

- m 貯気槽からの流出空気量 (kg/sec)
- t 流出時間 (sec)
- G_0 タンク内の充填空気量 (kg)

式 (3.8), (3.9) を用いて貯気槽内空気の圧力, 温度降下の時間的变化を計算した結果を図 3・20 に示した. 図に示すように貯気槽内の温度変化は時間の関数となるが, 簡単のためこれを時間の一次関数として理論的の解析を行なう.

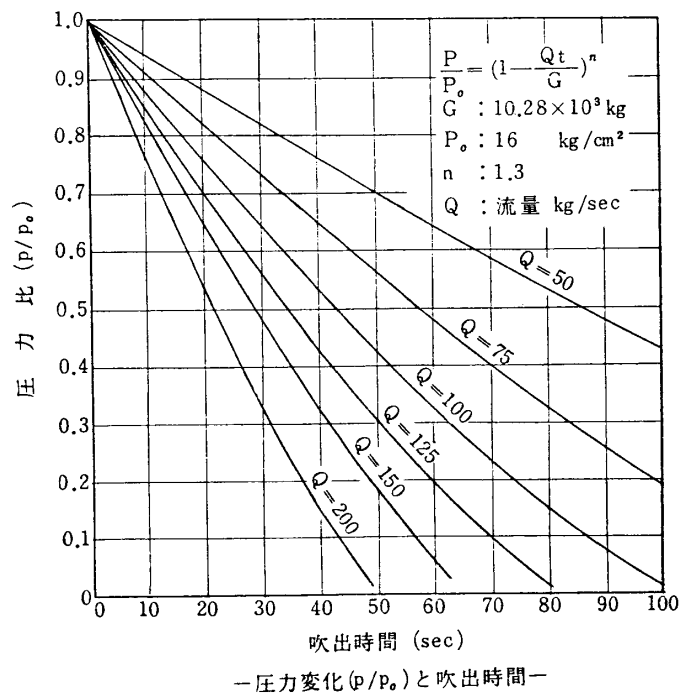
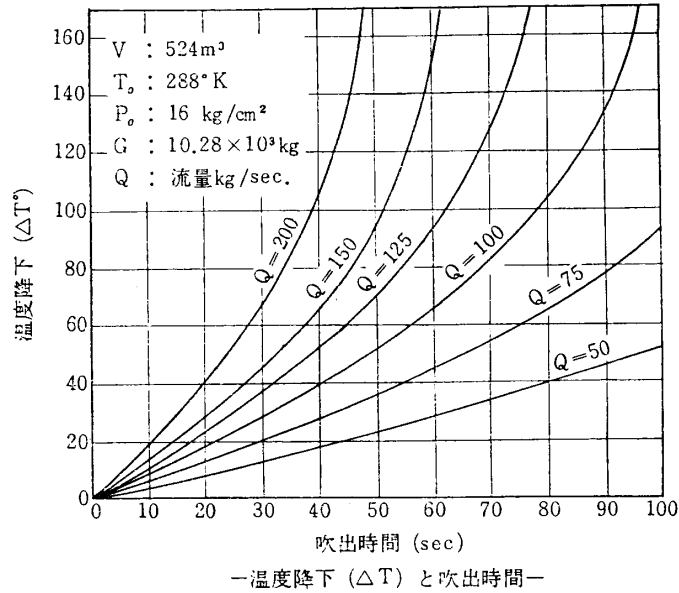


図 3・20 流入空気の温度および圧力変化

解析に先だちつぎの仮定を設ける。すなわち

- (1) 輻射による熱交換は行なわれない。
- (2) 流体および蓄熱体の物理的諸性質は時間、位置に関係せず一定である。
- (3) 蓄熱体内の伝導による熱移動は無視する。
- (4) 空気流速は蓄熱体の位置に関せず一定である。

以上のように仮定のもとに熱交換器内における空気および蓄熱体の温度変化を求めるとつぎの理論式を得る（補遺 AI 参照）。

流入空気温度

$$\theta_{f_{x=0}} = \theta_{f_0} - ct \quad (3.10)$$

熱交換器槽の外表面より熱放散がある場合は、

$$\text{空気温度} \quad \theta_f = \theta_{f_0} - e^{-a_5 x} \frac{c}{k_h} \{ [\alpha_1] + [\alpha_2] \} \quad (3.11)$$

$$\text{蓄熱体温度} \quad \theta_h = \theta_{h_0} - e^{-a_5 x} \frac{c}{k_h} [\alpha_2] \quad (3.12)$$

熱放散がない場合は

$$\text{空気温度} \quad \theta_f = \theta_{f_0} - \frac{c}{k_h} \{ [\alpha_1] + [\alpha_2] \} \quad (3.13)$$

$$\text{蓄熱体温度} \quad \theta_h = \theta_{h_0} - \frac{c}{k_h} [\alpha_2] \quad (3.14)$$

ただし

$$\begin{aligned} [\alpha_1] &= k_h e^{-k_f \frac{x}{v}} \int_0^{t-\frac{x}{v}} e^{-k_h z} I_0 \left[2\sqrt{k_h k_f \frac{x}{v} z} \right] dz \\ &= e^{-k_f \frac{x}{v}} \int_0^{\xi} e^{-\zeta} I_0 \left[2\sqrt{k_f \frac{x}{v} \zeta} \right] d\zeta \quad (\zeta = k_h z) \\ &= 1 - \frac{\sum_{n=0}^{\infty} \left(2k_f \frac{x}{v} \right)^n \left[2\sqrt{k_f \left(t - \frac{x}{v} \right)} \right]^{-n} I_n \left[2\sqrt{k_f \frac{x}{v} k_h \left(t - \frac{x}{v} \right)} \right]}{e^{k_f \frac{x}{v} + k_h \left(t - \frac{x}{v} \right)}} \end{aligned} \quad (3.15)$$

$$[\alpha_2] = \int_0^{k_h \left(t - \frac{x}{v} \right)} [\alpha_1] d\zeta \quad (3.16)$$

$$a_5 = \frac{s_0 h_0}{G_f C_{pf}} \quad k_f = \frac{hA}{\rho_f S C_{pf}} \quad k_h = \frac{hA}{w_h C_{ph}} \quad (3.17)$$

記号

θ_{f_1} = 空気温度	[°C]
θ_h = 蓄熱体（波板）温度	[°C]
$\theta_{f_0} = \theta_{h_0}$ = 空気，蓄熱体の初期温度	[°C]
C_{pf} = 空気の比熱	[kcal/kg°C]
C_{ph} = 蓄熱体の比熱	[kg/kg°C]

ρ_f = 空気密度	[kg/m ³]
w_h = 蓄熱体単位長さあたりの重量	[kg/m]
$G_f = \rho_f v$ = 単位面積あたりの空気流量	[kg/m ² sec]
v = 空気流速	[m/sec]
h = 蓄熱体と空気間の熱伝達係数	[kcal/m ² sec·°C]
h_0 = 蓄熱体外周面における熱伝達係数	[kcal/m ² ·sec·°C]
S = 空気流路面積	[m ²]
A = 単位長さあたりの空気, 蓄熱体の接触面積	[m ² /m]
s_0 = 単位体積あたりの熱損失表面積	[m ² /m ³]
t = 時間	[sec]

$[\alpha_1], [\alpha_1] + [\alpha_2]$ と $k_h(t - x/v)$ の関係を $k_f x/v$ をパラメータとして数値計算した結果を 図 3・21, 図 3・22 に図示した。

$$\alpha_1 = K_h e^{-K_f \frac{x}{v}} \int_0^t e^{-K_h z} I_0(2\sqrt{K_h K_f \frac{x}{v} z}) dz$$

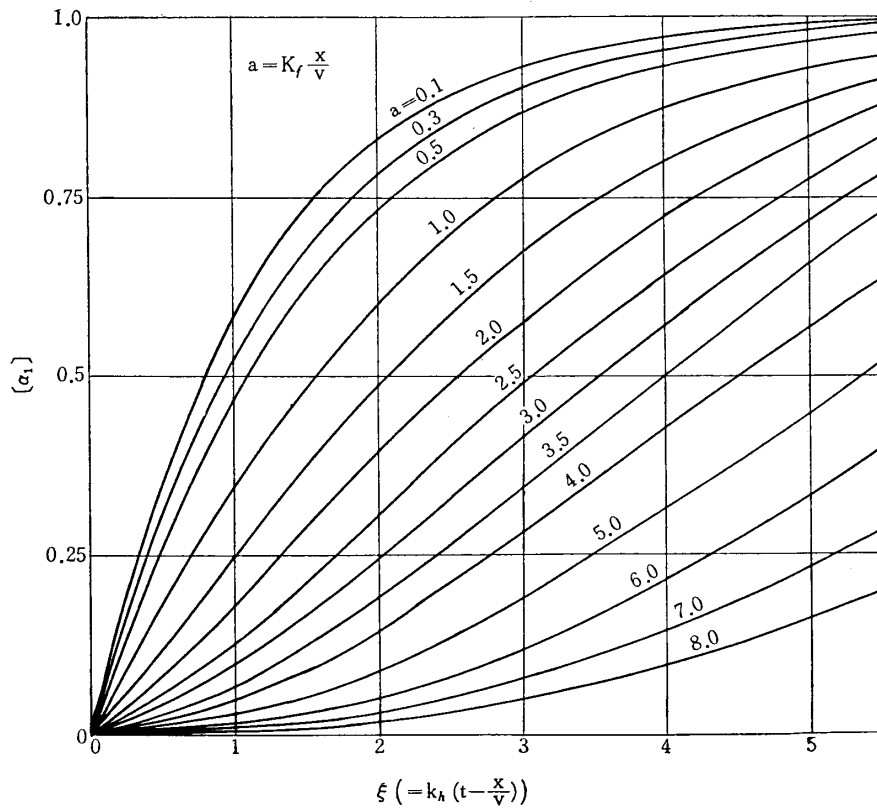


図 3・21 $[\alpha_n]$ の値

熱交換器内部における蓄熱体と流動空気との熱伝達係数は、蓄熱体の流路断面の流力学直径 (Hydraulic diameter) d_h を用いて次式によって計算される。

$$h = 0.023 \frac{\lambda}{d_h} R_e^{0.8} \tag{3.18}$$

$$[\alpha_1] + [\alpha_2] = [\alpha_1] + \int_0^{K_h(t - \frac{x}{v})} [\alpha_1] d\xi$$

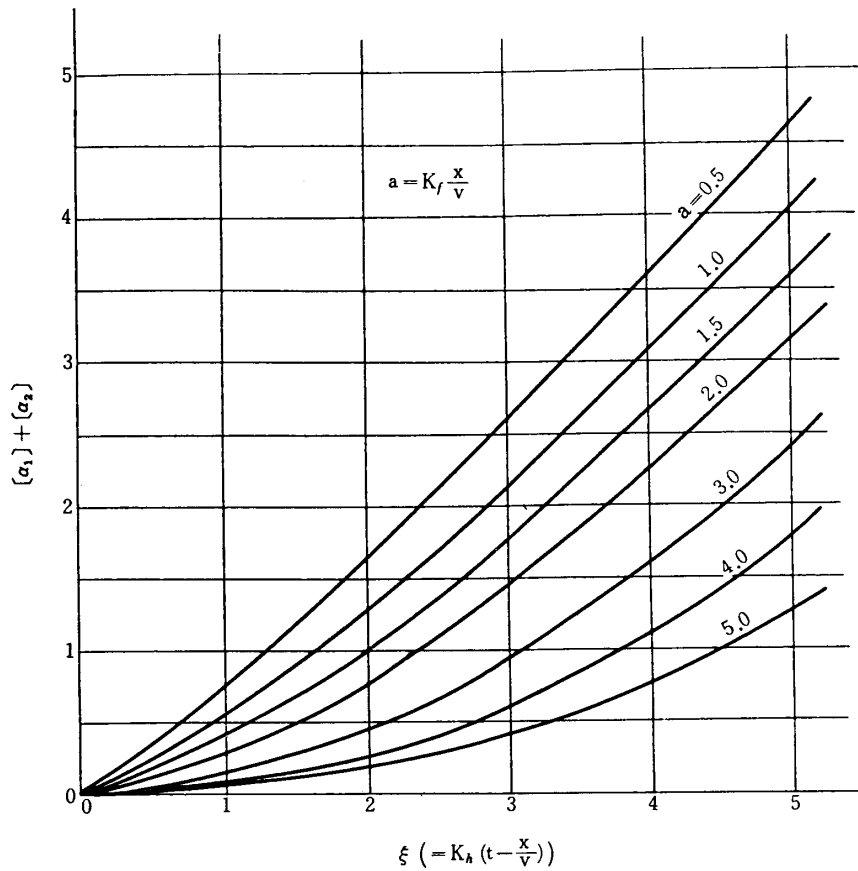


図 3・22 $[\alpha_1] + [\alpha_2]$ の値

$$d_h = \frac{4\sigma}{a} \quad (3.19)$$

$$Re = \frac{\rho_f v d_h}{\mu} = \frac{Q d_h}{\mu S} \quad (3.20)$$

ここに

h : 熱伝達率	[kcal/m ² ·sec·°C]
λ : 空気の熱伝導率	[kcal/m·sec·°C]
d_h : 流力的直径 = 16.73×10^{-3}	[m]
Re : レイノルズ数	
σ : 流路断面の空隙率	
a : 単位体積あたりの熱伝達面積	[m ² /m ³]
μ : 空気の粘性係数	[kg/sec·m]
Q : 空気流量	[kg/sec]

$\lambda = 4.86 \times 10^{-6}$ kcal/m·sec·°C, $\mu = 0.175 \times 10^{-4}$ kg/sec·m として, 空気流量に対する熱伝達率を計算すると表 3・9 の如くなる。

表 3・9 空気流量と熱伝達係数

Q kg/sec		30	50	100	150	200
Re		1.272×10^4	2.12×10^4	4.24×10^4	6.36×10^4	8.48×10^4
h	kcal/m ² ·sec·°C	0.0128	0.0193	0.0339	0.0467	0.0589
	kcal/m ² ·hr·°C	46.2	69.5	122	168	212

さてこの熱伝達率を用いて、さきに行なった試験結果を検討してみよう。本試験では整流筒内の圧力整定が不十分で、吹出し時間中における空気流量が一定にならなかったが、平均流量を考慮して一応 $Q=125$ kg/sec とする。貯気槽内の温度変化は式 (3.29) で仮定した如く直線的であると見なしてその係数を求めると、流量 125 kg/sec のときは近似的に $\theta_{f(x=0)} = -1.33t$ で表わされる。ただし空気および蓄熱体の初期温度は 0°C であるとする。熱交換器の外壁からの熱放散係数を $\alpha_0=20$ kcal/m²·hr·°C として、式 (3.11), (3.12) により、各測定点における蓄熱体あるいは空気温度を計算して実験値と比較すると、表 3・10 および図 3・23 の如くなる。計算に用いた空気流量そのほかに相当の不確か性があるにもかかわらず、計算値と実測値とはかなりの一致を示している。表 3・11 は空気流量を 100, 150, 200 kg/sec にした場合の、吹出後 20 秒における熱交換器出口における空気温度の計算結果で、温度降下はいずれも 10°C の範囲内にあり、本熱交換器は十分所定の性能を満足しているものであることがわかる。なお図 3・22 に示す実測結果では、貯気槽内の空気温度 ④ の変化が熱交換器入口温度より遅れているが、これは熱電対保護管の時定数が大きいことに基因する測定誤差であると考えられる。

表 3・10 蓄熱体、空気温度の計算値および実測値

吹出時間 (s)	蓄熱体温度 (°C)						流入空気温度 (°C)		出口空気温度 (°C)		
	①		②		③		④		⑤	⑥	
	実測	計算	実測	計算	実測	計算	実測	計算	実測	実測	計算
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
10	0	-1.5	0	-0.5	0	0	-0.5	-13.3	-0.5	0	0
20	-1	-7	0	-1.8	0	-0.5	-4.1	-21.6	-0.7	0	-1.0
30	-14.5	-15.3	-2.5	-5.2	0	-1.8	-8.8	-39.9	-2.0	-0.5	-2.4
40	-29	-26.5	-12.5	-11.1	0	-3.6	-17.8	-53.2	-6.1	-2.4	-4.7
50	-43	-37	-21.5	-18.6	-1.5	-5.2	-29.5	-61.5	-11.0	-6.1	-7.8
60	-52	-53	-28.5	-28	-3.5	-7.5	-39	-79.8	-16.0	-9.3	-11.5

- ① $x=1.42$ m $\theta_{f(x=0)} = -1.33t$
 ② $x=3.32$ m $h=0.04$ kcal/m² sec °C
 ③ $x=5.22$ m $Q=125$ kg/sec
 ④ $l=5.7$ m $C_f=0.25$ kcal/kg °C
 $C_h=0.12$ kcal/kg °C
 $K_f x/v=1.28x$
 $K_h=0.128$

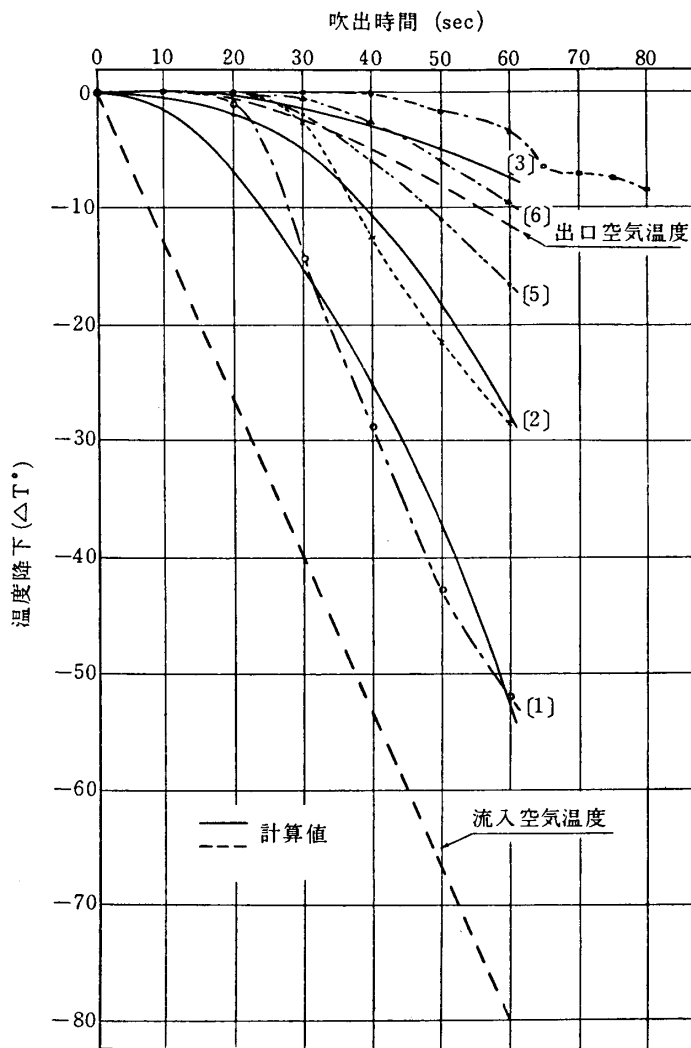


図 3・23 熱交換器の温度低下計算値と実験値との比較

表 3・11 空気流量と貯気槽出口空気温度

Q	C	h	$\theta_{f(x=0)}$	$\theta_{f(x=l)}$	$\theta_{h(x=l)}$
kg/sec	°C/sec	kcal/m ² sec°C	°C	°C	°C
100	0.95	0.0339	-19	-0.6	-0.4
150	1.50	0.0467	-30	-2.0	-1.3
200	2.00	0.0589	-40	-3.7	-2.2

つぎに、貯気槽内の空気温度低下に対する貯気槽球殻の温度変化を解析して見よう [補遺 A II 参照]. 吹出時の空気流量が $\theta_f = -ct$ の関係で降下するときの、球殻の温度変化は次式で示される.

$$\theta = \frac{h_2 r_1^2 C}{r} \left[\frac{1}{Bl-D} \left\{ (Ax-r_2)t + \frac{1}{k} \left[\left(A \frac{x^3}{3!} - r_2 \frac{x^2}{2!} \right) - \frac{Ax-r_2}{(Bl-D)} l \left(B \frac{l^2}{3!} - r_1 r_2 - D \frac{l}{2!} \right) \right] \right\} \right]$$

$$-\frac{2}{k} \sum_{n=1}^{\infty} \frac{e^{-\alpha_n^2 t}}{\alpha_n^3} \left[\frac{A \sin \alpha_n x - r_2 \alpha_n \cos \alpha_n x}{\{(B+r_1 r_2 \alpha_n^2)l - D\} \cos \alpha_n l + \alpha_n (2r_1 r_2 + lD \sin \alpha_n l)} \right] \quad (3.21)$$

ここに

$$\begin{aligned} A &= 1 - h_1 r_2 \\ B &= (1 + h_2 r_1)(1 - h_1 r_2) \\ D &= l + r_1 r_2 (h_1 + h_2) \\ l &= r_2 = r_1 \\ x &= r_2 - r_1 \\ k &= \frac{\lambda}{c_p \rho} \\ h_1 &= \frac{\alpha_1}{\lambda}, \quad h_2 = \frac{\alpha_2}{\lambda} \end{aligned}$$

$$\alpha_n \text{ は } \tan \alpha_n l = \frac{\alpha_n D}{B + r_1 r_2 \alpha_n^2} \text{ の正根}$$

- r_1 : 球の内半径
- r_2 : 球の外半径
- λ : 球殻の熱伝導率
- c_p : 球殻の比熱
- ρ : 球殻の密度
- α_1 : 球殻の内面の熱伝達係数
- α_2 : 球殻外面の熱伝達係数

いま空気温度が 60 秒間に 0°C から -80°C までに直線的に降下したとすると $\theta_f = -1.33t$ ($60 \geq t \geq 0$) ($^\circ\text{C}/\text{sec}$) となる。 $\alpha_1 = \alpha_2 = 20 \text{ kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{hr} \cdot ^\circ\text{C}$ として 60 秒後の壁温度を求めると $\theta = \theta \div 0$ となり球殻の温度変化はない。 60 秒間で空気吹き出しが停止するとすれば、その後は貯気槽空気は球殻からの熱伝達によって次第にその温度を回復する。 この時の空気温度 θ_f および壁温度 θ_w はつぎのごとく解析される: 外気温度を θ_0 とすると dt 時間の熱エネルギーの保存則より

$$C \cdot G_0 \cdot d\theta_f = \alpha_1 (\theta_w - \theta_f) s_1 dt \quad (3.22)$$

$$C_p \cdot M \cdot d\theta_w = \alpha_2 (\theta_0 - \theta_w) s_2 dt - \alpha_1 (\theta_w - \theta_f) s_1 dt \quad (3.23)$$

初期条件としては、空気吹出終了後の空気温度を θ_{f_0} 、壁温度を θ_{w_0} とすると

$$t=0 \text{ で, } \theta_f = \theta_{f_0}, \quad \frac{d\theta_f}{dt} = a_1 (\theta_{w_0} - \theta_{f_0})$$

ここに,

- C : 空気の比熱
- G_0 : 球殻内の初期空気重量
- s_1 : 球殻壁外側の表面積
- s_2 : 球殻壁内側の表面積
- M : 球殻の重量

これを解くと次式のようなになる。

$$\theta_f = a_8 [(a_7 \theta_{f_0} - \theta_{w_0}) e^{c_1 t^*} + (\theta_{w_0} - a_6 \theta_{f_0}) e^{c_2 t^*}] \quad (3.24)$$

$$\theta_w = a_8 [a_6(a_7\theta_{f_0} - \theta_{w_0})e^{c_1 t^*} + a_7(\theta_{w_0} - a_6\theta_{f_0})e^{c_2 t^*}] \quad (3.25)$$

$$\left. \begin{aligned} \text{ただし,} \quad \theta_f &= \theta_f - \theta_0 & \theta_{f_0} &= \theta_{f_0} - \theta_0 \\ \theta_w &= \theta_w - \theta_0 & \theta_{w_0} &= \theta_{w_0} - \theta_0 \end{aligned} \right\} \quad (3.26)$$

ここに

$$\begin{aligned} a_1 &= \frac{\alpha_1 s_1}{G_0 \cdot C_{pf}}, & a_4 &= a_1 + a_2 + a_3, & a_7 &= 1 + \frac{c_2}{a_1}, & c_1 &= \frac{-a_4 + \sqrt{a_4^2 - 4a_5}}{2}, \\ a_2 &= \frac{\alpha_2 s_2}{M \cdot C_p}, & a_5 &= a_1 a_2, & a_8 &= \frac{1}{a_7 - a_6}, & c_2 &= \frac{-a_4 - \sqrt{a_4^2 - 4a_5}}{2}, \\ a_3 &= \frac{\alpha_1 s_1}{M \cdot C_p}, & a_6 &= 1 + \frac{c_1}{a_1}, & t^* &= t - 60 \text{ (sec)}. \end{aligned}$$

いま空気吹き出し終了後のタンク内では、空気は静止しているものとし、その内面熱伝達係数を $\alpha_1 = 5 \text{ kcal/m}^2\text{hr}\cdot^\circ\text{C}$ 、外面熱伝達係数を $\alpha_2 = 20 \text{ kcal/m}^2\text{hr}\cdot^\circ\text{C}$ として壁温度および空気温度を計算した結果を図 3・24 に示す。図より見れば 60 秒間の吹き出して、空気温度は -80°C に降下しても壁温度の温度降下はなく、その後の空気温度の回復にともなって壁温度は若干低下するが、最大 10°C 以上降下することはない。したがってこの程度の温度低下では球殻の低温脆性についてはなんら懸念する必要はない。

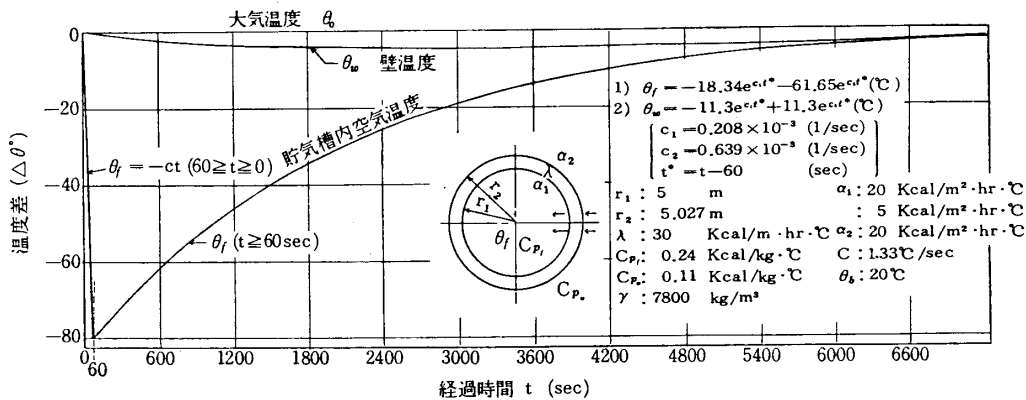


図 3・24 貯気槽内空気および壁の温度変化

6. む す び

以上述べたごとく本貯気槽は耐圧強度については十分安全性を保持するものであることが水圧および応力測定試験により確認された。従来この種の貯気槽の素材は輸入による T-1 鋼が使用されていたが、本貯気槽では国産による 2H 鋼を使用し、本邦最初の大型空気貯気槽を完成した。なお内蔵する熱交換器は所定の性能を十分満足するものであり、特にその構成に波板を使用した点は、これまでのブリキ缶に比して性能、保守の面に多くの利点を有するものであることを特記しておく。
(山口富夫)

3・2・4 空気乾燥器

吹出式超音速風洞では、空気圧縮機から球形貯気槽へ空気を充填する際、超音速風洞内でおこる急激な温度降下による水蒸気の液化を妨ぐため、空気を乾燥して貯気しなければならないので、空気乾燥器を設置する。