

6. 運 転 結 果

実際の圧力制御の状況の一例を図 5・16 に示す。調圧開始時の整定状況ならびに調圧精度に関しては良好であるが、オフセットは本運転状態において 1.5 kg/cm^2 となり計画値より相当に大きい。

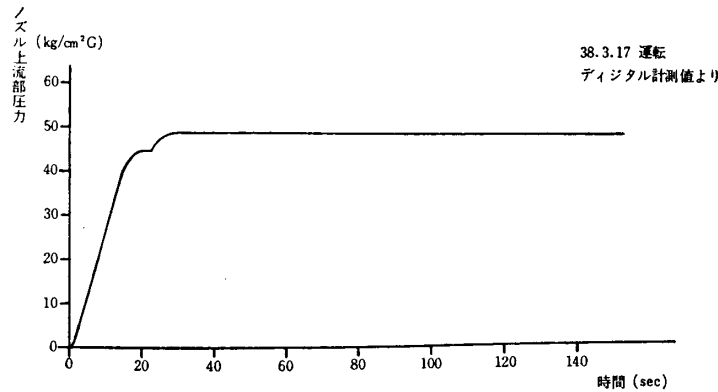


図 5・16 極超音速風洞調圧状況

この時の運転条件は

マッハ数	8
高圧貯気槽初期圧力	110 ata
定圧加熱筒温度	500°C
設定圧	50 kg/cm ² G
調節器感度切換圧力	45 kg/cm ² G

であった。

(馬渡典雄)

5・3 定 圧 加 熱 筒 [1]～[9]

1. 計 画

定圧加熱筒は高マッハにおける空気の液化を防止するため吹出空気温度を高温に加熱する装置である。加熱性能は最高圧力 $50 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ において毎秒 3.5 kg 、 0°C の空気を最高 600°C に 80 秒間持続し得るものとした。加熱方式は蓄熱式とし、蓄熱体には不銹鋼金網を用いた。この蓄熱体は、別に設けた電熱空気加熱器および送風機によってあらかじめ所定の温度に一樣に加熱しておく。風洞を流れる空気はあらかじめここを通過するとき蓄熱体との間に熱交換が行なわれて加熱される。このように加熱筒では、入口温度 0°C の空気が出口では所定温度（最高 600°C ）にまで加熱され、しかも持続時間中は一定温度に保持されなければならないので、蓄熱体には十分大きな熱伝達面積をもつことが要求される。諸外国の例では使用温度 600°C 以下の場合には蓄熱体として金網材のほかに波板、線材（アルミ線）等の使用例もあるが、検討の結果金網が最も性能的にすぐれており、入手も容易であるので、本装置では金網を用いることにした。

定圧加熱筒の圧力容器と蓄熱体との間に十分な断熱材をおき、熱が外部に逃げないようにするとともに容器壁温を 200°C 以下に保つように設計した。したがって容器の材質は特に耐熱鋼を使用せず、通常のボイラ用圧延鋼材を用いた。なお蓄熱体を加熱する電熱空気加熱

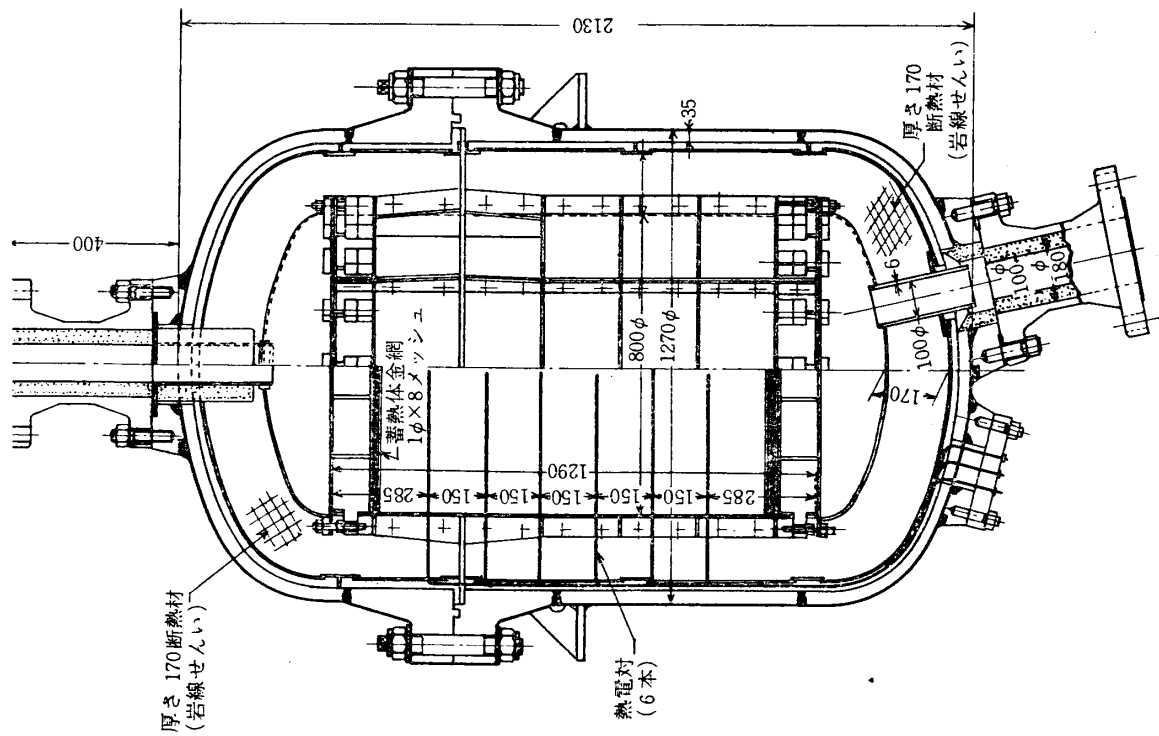
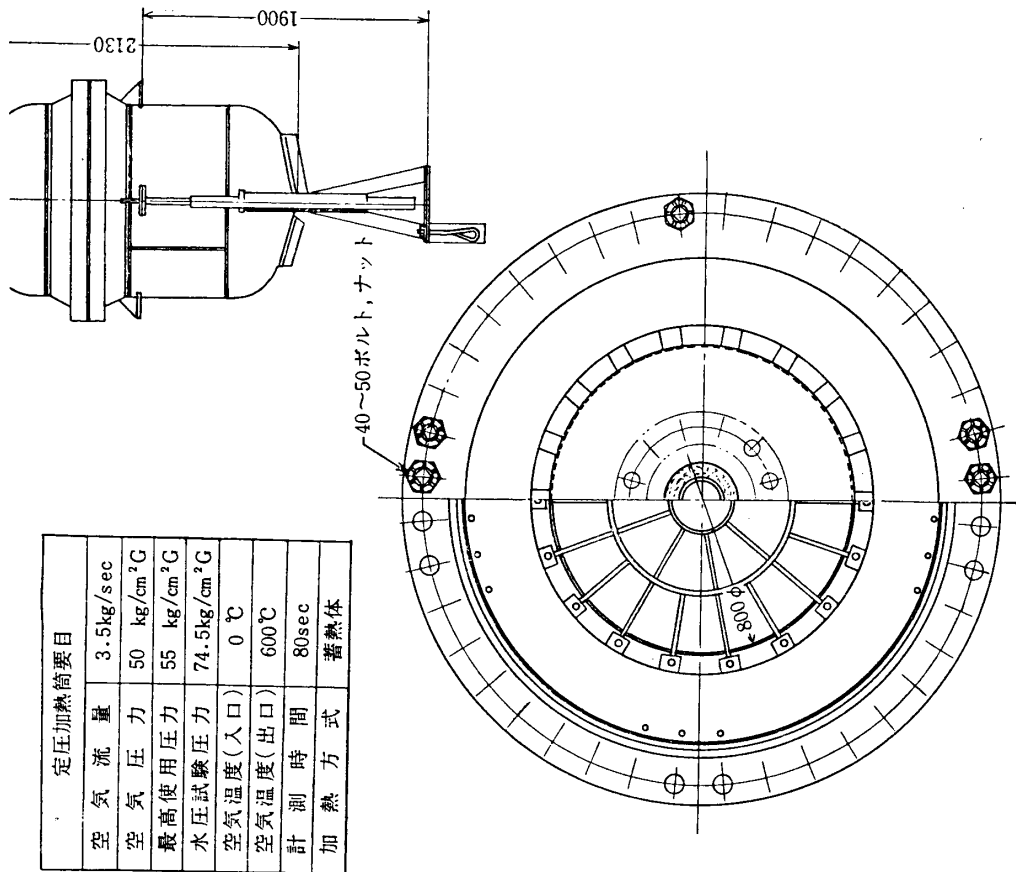


図 5・17 定圧加熱筒の構造

器は蓄熱体の温度を約 2 時間で 600°C に加熱できるようにその容量が定められている。

2. 構造

定圧加熱筒の構造は図 5・17 に示す如くで、圧力容器の内部に線径 1 mm, 8 メッシュの不銹鋼金網を直径約 800 mm, 全長約 1100 mm の大きさに積み重ね、その周囲を岩綿繊維の断熱材で保温したものである。蓄熱体内部には軸方向に 6 本の熱電対 (C. A 線) を等間隔に挿入し、各点の温度を自動記録できるようにしてある。加熱筒上下部には開口部を設け、加熱用空気は上方より下方へ、風洞空気は下方より上方に導かれる構造にしてある。加熱筒本体の構造諸元は次の如くである：

蓄熱体

材 料	不銹鋼 (AISI 347) 金網 線径 1 mm. 8 メッシュ
形 状	直径 800 mm, 長さ 1100 mm
重 量	1,170 kg (金網約 500 枚)

圧力容器

材 料	JIS SB 46 B
胴板内径×厚さ	1,200 mm×35 mm
全 長	約 2100 mm
フランジ締付ボルト	2"φ, 40 本 (SCMI)

断熱材

材 料	トンボ #4449 岩綿繊維
寸 法	厚さ 170 mm
断熱材保護板	厚さ 3.2 mm, SS 41 多孔板

電熱空気加熱器の構造は図 5・18 に示す如くで、発熱体には直径 4 mm の KANTHAL 線*を用い、これを絶縁管の中に支持して送風機から送られる空気を加熱するような構造にしてある。電熱空気加熱器、送風機はつぎの如き仕様をもつ。

電熱空気加熱器

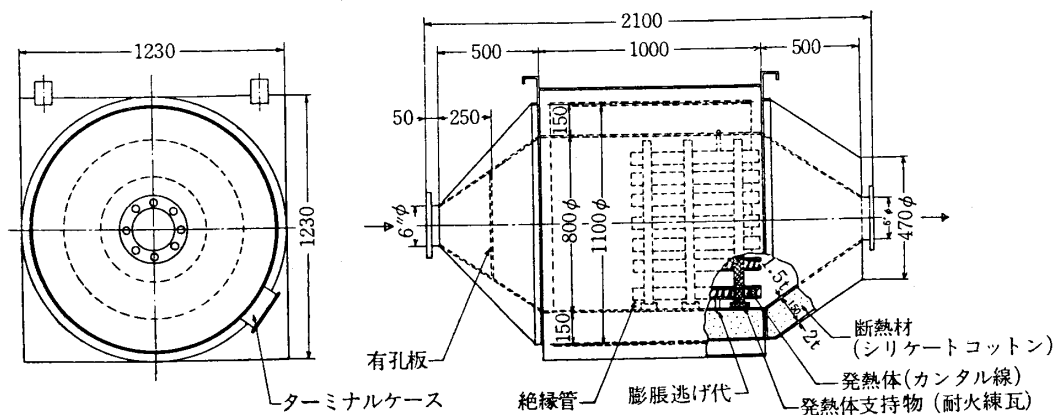


図 5・18 電熱加熱器

* KANTHAL 線の性状については付表 5・1 参照。

発熱体	材質 KANTHAL 線 4 mmφ 長さ 4.06 m×36 本
絶縁管	外径 58 mm, 肉厚 4 mm, 長さ 600 mm, 本数 36 本
電力容量	100 kW
電源	3相, 200V
通風空気量 (定格)	0.15 kg/sec
加熱温度	0~600°C
送風機	
型式	単段ターボ送風機
風量	最大 0.2 kg/sec
吐出圧力	700 mmAq
駆動電動機	3.7 kW

電熱空気加熱器には可飽和リアクトル型の自動温度調節装置を備え、空気温度を任意に設定することができるとともに、加熱中の外乱に対しては自動的に一定温度を保持するようにしてある。

自動温度調節装置は可飽和リアクトル、磁気増幅器、温度設定および調節計よりなり、その回路図を図 5・19 に示した。可飽和リアクトル②はその1次側を電源電圧 200 V、2次側を電熱器負荷抵抗①に接続し、リアクトル制御巻線の直流励磁電流 I_L の変化に応じて電熱器電圧を 15V から 185 V の範囲に可変できるようになっている。励磁電流 I_L は磁気増幅器③の出力電流で、これは空気温度⑥と設定温度④とを比較して得られる偏差電流によ

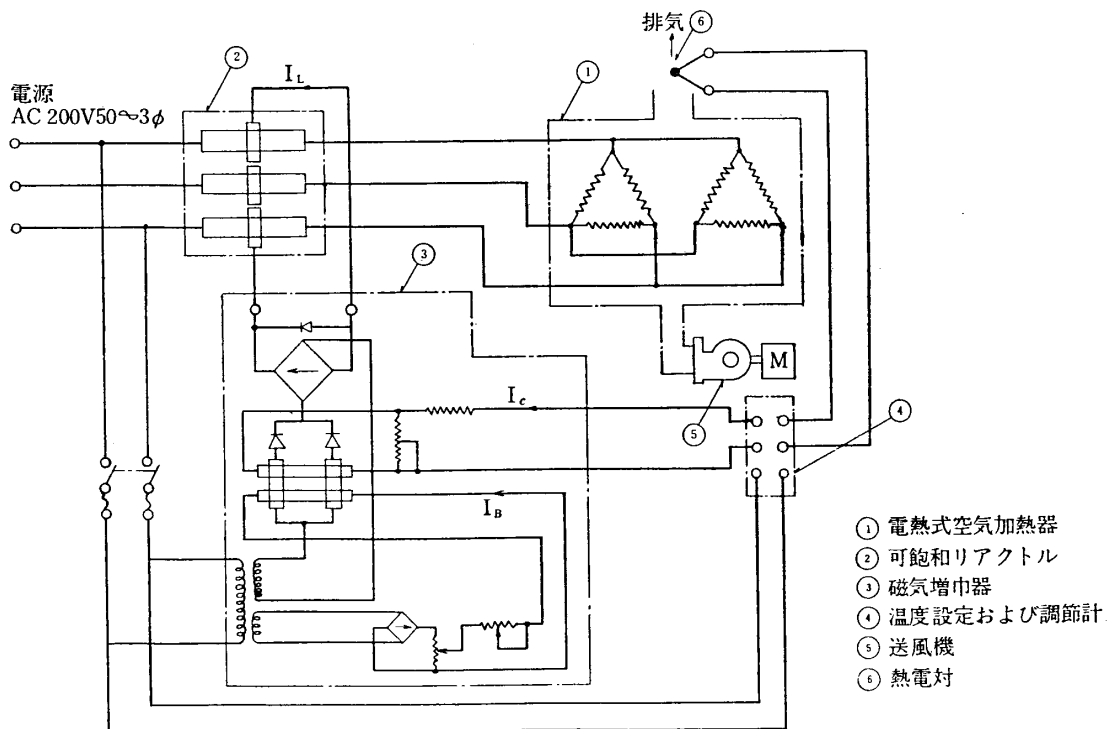


図 5・19 自動温度調節装置回路図

て制御される。磁器増幅器の出力特性は図 5・20 に示す如くで、バイアス電流に応じて適当な特性曲線が与えられるようになっている。本装置では $I_B=9\text{ mA}$ に設定してある。調節計は設定温度との平衡点で常に 7 mA の制御電流が流れるようにしてあるので、設定温度との偏差によって図 5・20 の特性曲線上の点 0 を中心としてリアクトルの直流励磁電流が上下

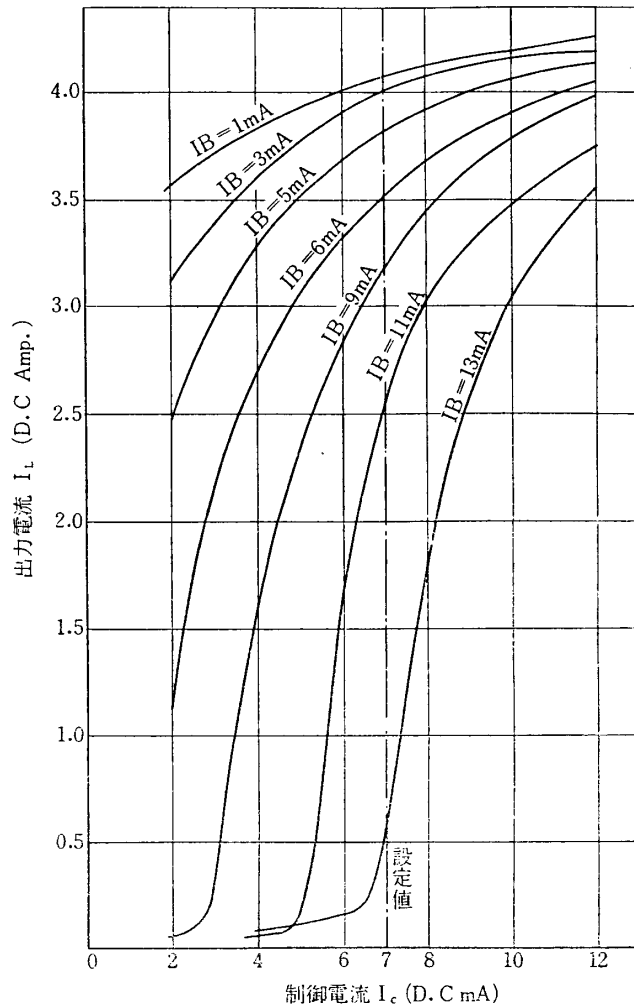
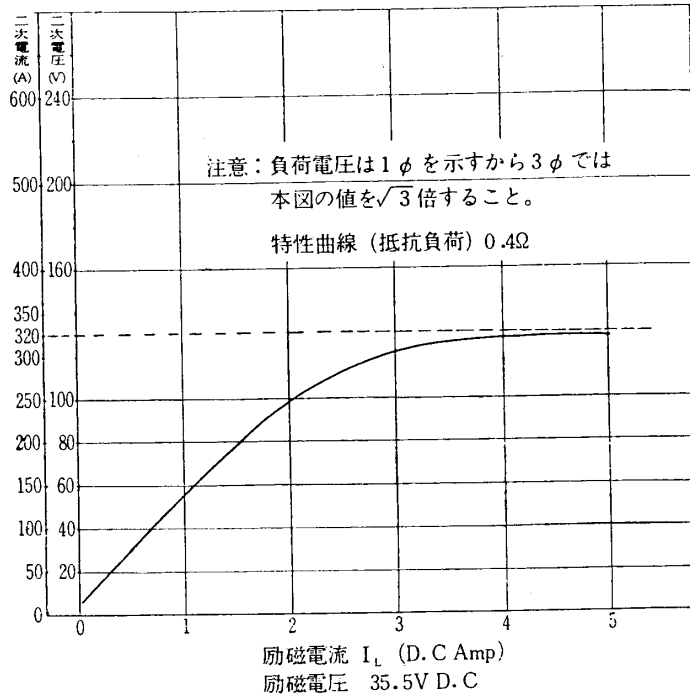


図 5・20 磁気増幅器特性曲線

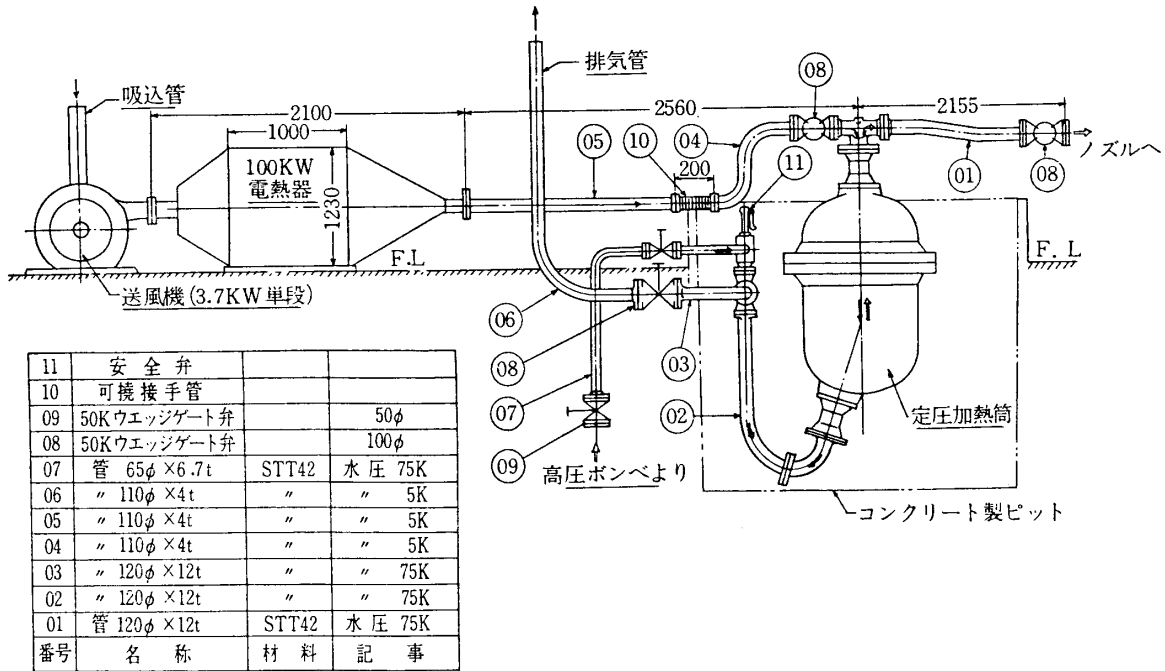
に変化する。電熱器を起動した直後では設定温度との偏差が大きく磁気増幅器励磁電流は最大値 12 mA となりリアクトルの 2 次電圧を最大にする。可飽和リアクトルの特性曲線を図 5・21 に示した。

定圧加熱筒まわりの配管系は図 5・22 に示す如くで、高温空気が流れる部分はすべて高温高圧用の管材 (STT 42 D) および弁を使用し、またその周囲はシリカライト断熱材で保温した。加熱筒の機側には写真 5・1 に示すようなグラフィック表示の制御盤を設け、加熱筒の操作を行なうとともに加熱筒圧力、蓄熱体温度、弁の開閉が盤上に指示されるようにしてある。



可飽和リアクトル試験成績表			
製造番号	4778-C	試験日	昭和 36 年 3 月 5 日
型式	3SR-228	室温	12°C 湿度
周波数	60~	耐圧試験	AC-DC.E 2k.V DC-ACF 2kV/min
回路電圧	138V	絶縁抵抗	100 MΩ/D.C 1000V
負荷電圧	5.5~128V	温度上昇	交流巻線 55°C
負荷電流	320A		制御巻線 55°C
制御容量 (D.C)	177.5W		鉄心 55°C

図 5・21 可飽和リアクトルの特性曲線



番号	名称	材料	記事
11	安全弁		
10	可撓接手管		
09	50K ウェッジゲート弁		50φ
08	50K ウェッジゲート弁		100φ
07	管 65φ × 6.7t	STT42	水圧 75K
06	" 110φ × 4t	"	" 5K
05	" 110φ × 4t	"	" 5K
04	" 110φ × 4t	"	" 5K
03	" 120φ × 12t	"	" 75K
02	" 120φ × 12t	"	" 75K
01	管 120φ × 12t	STT42	水圧 75K

図 5・22 加熱器配管系

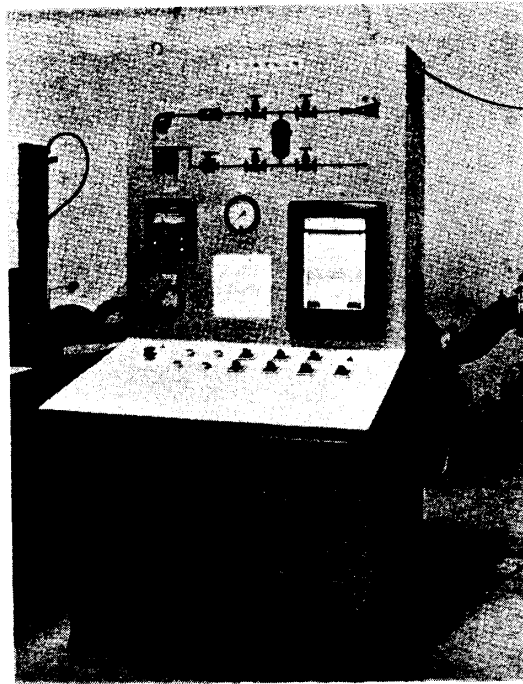


写真 5・1 定圧加熱筒制御盤

3. 加熱筒外筒の強度試験

加熱筒外筒は使用圧力の 1.5 倍の水圧 (75 kg/cm²G) で耐圧試験を実施しているが、据付後さらに最大空気圧力 50 kg/cm² において容器の応力分布を電気抵抗線ひずみ計で実測した。測定結果は図 5・23 の如くで、空気出入口部周辺およびフランジ部近傍には局所的な応力増加が見られる。胴板応力の計算値は厚肉円筒として計算すれば、円周方向応力は、

$$\text{外表面では} \quad \sigma_{t1} = \frac{2}{(r_2/r_1)^2 - 1} p = 8.33 \text{ kg/mm}^2$$

$$\text{内表面では} \quad \sigma_{t2} = \frac{1 + (r_2/r_1)^2}{(r_2/r_1)^2 - 1} p = 8.82 \text{ kg/mm}^2$$

$$r_1 = \text{内径} = 600 \text{ mm}, \quad r_2 = \text{外径} = 635 \text{ mm}, \quad p = \text{内圧} = 50 \text{ kg/cm}^2$$

軸方向平均応力は、

$$\sigma_z = \frac{1}{(r_2/r_1)^2 - 1} p = 4.17 \text{ kg/mm}^2$$

となる。この計算値に対して実測値は、局部応力の影響のない測定点 (A10) (図 5・23) で $\sigma_{t1} = 8.35 \text{ kg/mm}^2$, $\sigma_z = 4.15 \text{ kg/mm}^2$ となり、両者は完全に一致している。局部応力は変形が拘束されるために生ずるもので軸方向応力が局部的に大きくなる。その最大値は、(A-1) 点に見られ、圧力 50 kg/cm² において約 14 kg/mm² に達する。しかし局部応力の大部分は曲げの応力であるから最近の規格 [1] によれば局部応力は許容応力の 1.5 倍まで許されることになり、本圧力容器の安全率は局部応力を加味しても 4 以上あることが知られる。

なお圧力容器の安全性に対しては外筒の温度上昇にもとづく熱応力についても考慮する必

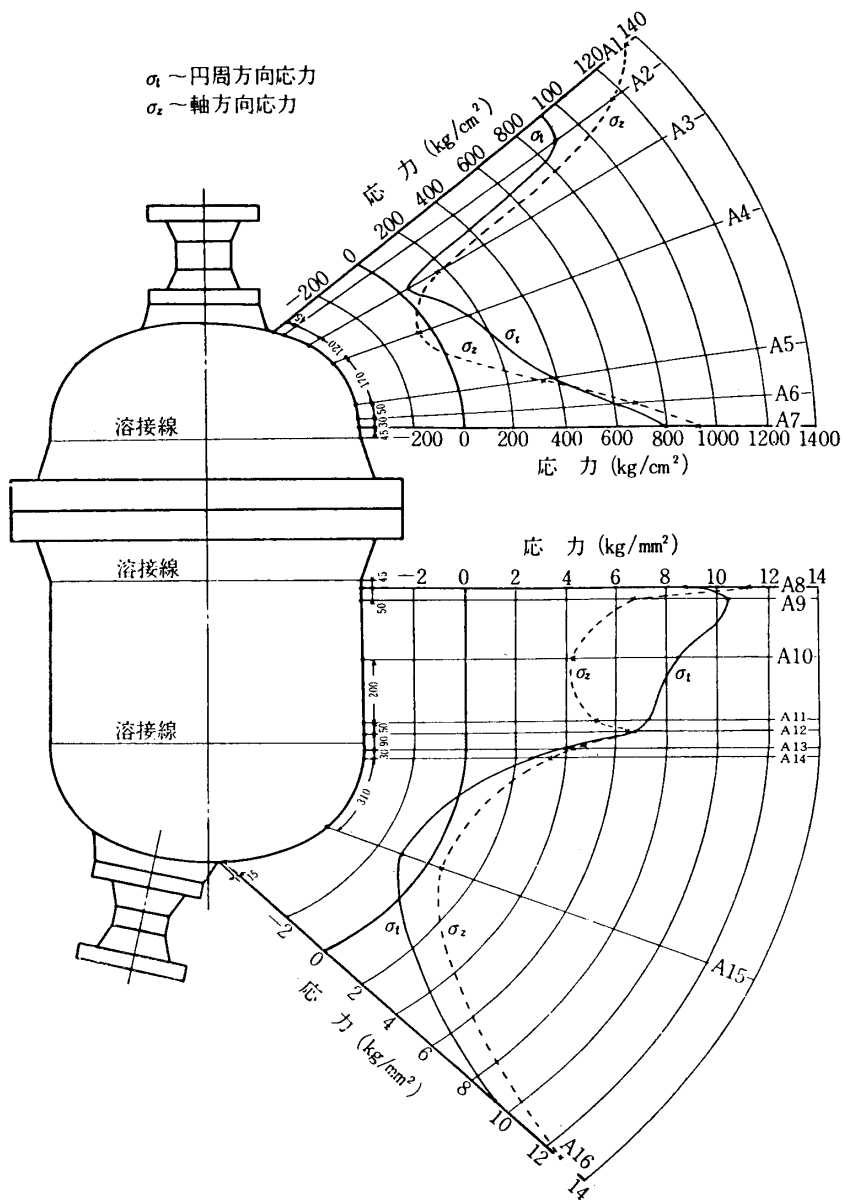


図 5・23 $P=50 \text{ kg/cm}^2\text{G}$ における応力分布

要がある。前述した如く蓄熱体と容器壁との間には断熱材を置いて容器を高温から保護しているが、実際にはある程度の温度上昇は避けられない。図 5・24 は蓄熱体温度を 600°C に加熱した場合の蓄熱体および外筒壁温度の分布を示したものであるが、加熱空気入口側の鏡板部では最高 180°C 近くの温度に達している。この温度値は外筒の外表面に $0.65 \text{ mm}\phi$ の CA 熱電対素線を埋め込んで測定した値で、内壁の温度は計算によれば外面より約 10°C 高い外筒壁の温度上昇による熱応力の測定結果の一例を図 5・25 に示した。この場合、熱ひずみの測定は通常のポリエチレン・ゲージ (KPR-4) によったため測定値にはある程度の誤差は含まれているものと思われるが、測定値から見て熱応力の大きさは約 5 kg/mm^2 程度であると考えられる。したがって本加熱筒の強度は高压空気の通風時においても十分の安全性

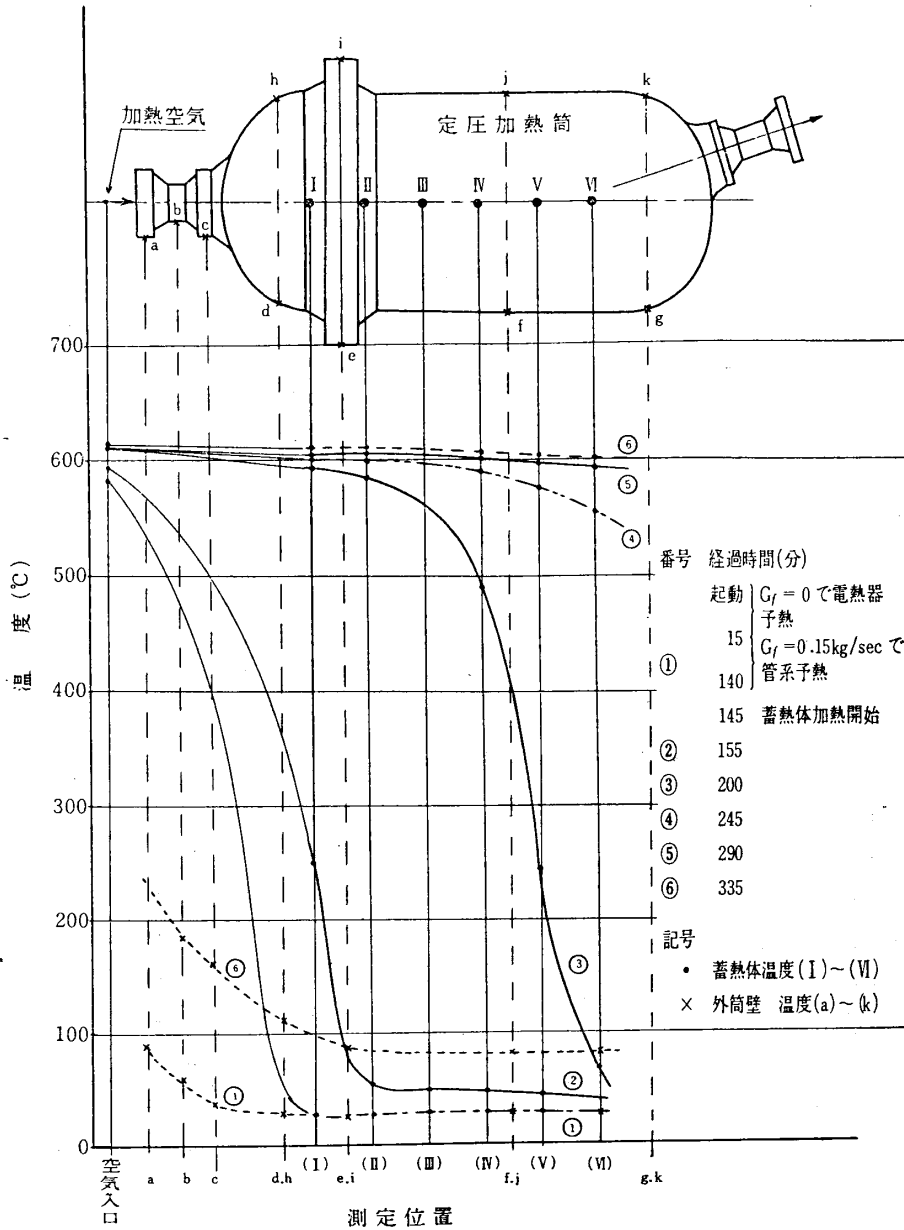


図 5・24 蓄熱体および外筒壁の温度分布

を保持するものと断定してよい。

4. 電熱空気加熱器の熱特性

電熱空気加熱器の発熱体にはKANTHAL 線を用いているが、発熱体温度をあまり高くするとその耐用年数が短くなる。一般に KANTHAL 線では線自体の温度は 1300°C 以下で使用することが望ましい。加熱線温度はそれに負荷する電力および送風機からの空気流量によって変動する。これらの関係を解析的に求めると次の如くなる。

記号

W_f = 空気流量

[kg/sec]

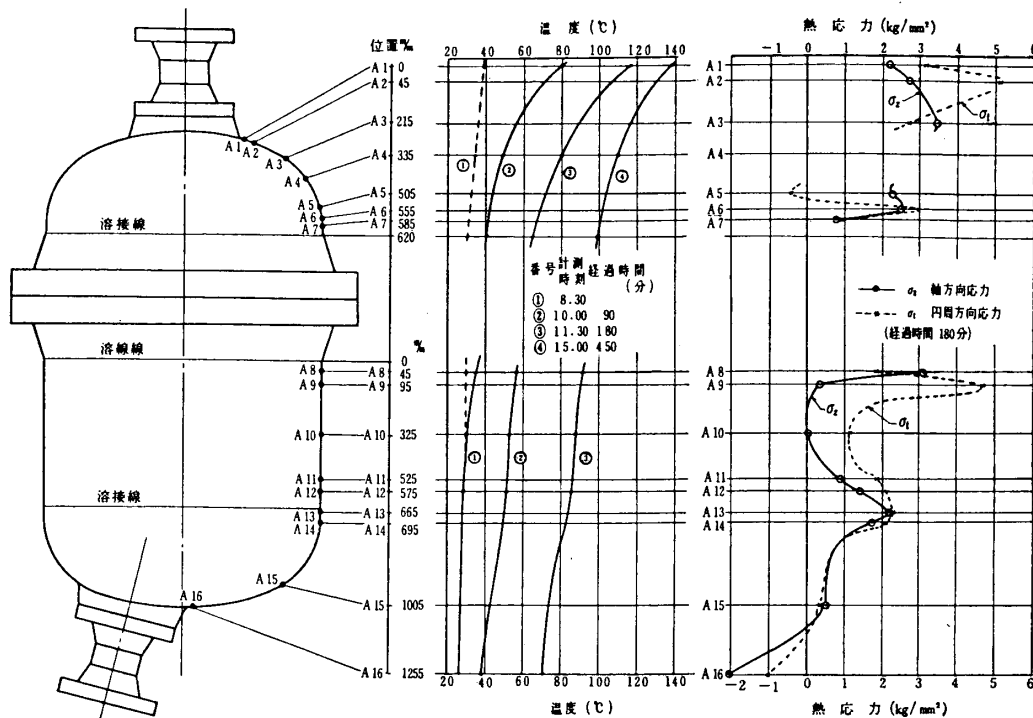


図 5・25 定圧加熱筒外筒の温度分布および熱応力

- $A = \text{KANTHAL 線の熱伝達面積} (\pi dl)$ [m²]
 - $d = \text{発熱線の直径}$ [m]
 - $l = \text{発熱線の全長}$ [m]
 - $r_0 = \text{発熱線コイルの外半径}$ [m]
 - $r_i = \text{発熱線コイルの内半径}$ [m]
 - $U_i = \text{内径円周長} = 2\pi r_i$ [m]
 - $a_n = \text{等価発熱体の断面積} = \pi(r_0^2 - r_i^2)$ [m²]
 - $a_f = \text{空気流路断面積} = \pi r_i^2$ [m²]
 - $c_p = \text{比熱}$ [kcal/kg°C]
 - $\rho = \text{密度}$ [kg/m³]
 - $h = \text{熱伝達係数}$ [kcal/m²sec°C]
 - $\theta = \text{温度}$ [°C]
 - $\theta_0 = \text{初期温度}$ [°C]
 - $v = \text{流速}$ [m/sec]
 - $q = \text{単位体積, 単位時間あたりの発生熱量}$ [kcal/m³sec]
 - $Q = \text{単位時間の発熱熱量}$ [kcal/sec]
- 添字 f : 空気
 h : 発熱体

KANTHAL 線コイルを図 5・26 のような内外径が等しい等価の円管として考える。この場合円管の長さは $A/U_i = dl/2r_i$ となる。いま KANTHAL 線の発熱量が $q(t) = q_0$ なる

場合の空気温度および発熱体の温度を解析すると次の如き理論式を得る。

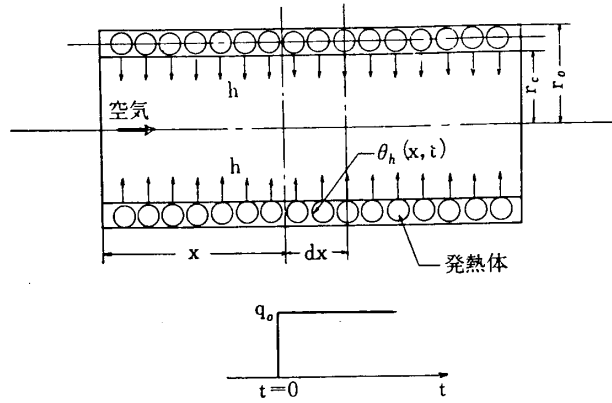


図 5・26 加熱器熱特性説明図

定常状態では

$$\text{空気温度} \quad \theta_f = \frac{a_1}{a_4} q_0 x = \frac{Q_0/A}{W_f C_{pf}} U_i x \quad (5.14)$$

$$\text{KANTHAL 線温度} \quad \theta_h = a_1 q_0 + \frac{a_1}{a_4} q_0 x = \frac{Q_0/A}{h} + \frac{Q_0/A}{W_f C_{pf}} U_i x \quad (5.15)$$

過渡的状态では

$$\theta_f = q_0 \left(\frac{a_1 b_2}{b_1^2} \right) \left[\varphi_1(t) - e^{-\frac{x}{a_4}} \left\{ \varphi_1(t^*) + e^{-\frac{b_1}{b_2} t^*} \varphi_1(r\gamma) + \left[\left(\frac{b_1}{b_2} \right) t^* - 1 \right] \varphi_2(\alpha\beta) - \frac{b_1}{a_3} \left[\left(\frac{x}{a_4} \right) \varphi_3(\alpha\beta) - \varphi_3(\alpha\beta, \beta) \right] \right\} \right] \quad (5.16)$$

$$\theta_h = q_0 \left(\frac{a_1 b_2}{b_1^2} \right) \left[\varphi_2(t) - e^{-\frac{x}{a_4}} \left\{ \frac{a_3}{a_2} e^{-\frac{b_1}{b_2} t^*} \varphi_4(r\gamma) + \left(\frac{b_1}{b_2} t^* - 1 \right) \varphi_3(\alpha\beta) - \left(\frac{b_1}{a_3} \right) \varphi_6(\alpha\beta) \right\} \right] \quad (5.17)$$

ここに

$$r = \frac{a_3 x}{a_2 a_4}, \quad \gamma = \frac{t^*}{a^2}$$

$$\alpha = \left(\frac{x}{a_4} \right), \quad \beta = \frac{t^*}{a_2}, \quad t^* = t - \frac{x}{v} \doteq t$$

$$\varphi_1(t) = \left(\frac{b_1}{b_2} \right) t - \left(1 - e^{-\frac{b_1}{b_2} t} \right)$$

$$\varphi_2(t) = \left(\frac{b_1}{b_2} \right) t + \frac{a_3}{a_2} \left(1 - e^{-\frac{b_1}{b_2} t} \right)$$

$$\phi_1(r, \gamma) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{r^{n+1}}{n!(n+1)!} \int_0^{\gamma} e^s s^n ds$$

$$\phi_2(\alpha\beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha^{n+1}}{n!(n+1)!} \int_0^{\beta} e^{-s} s^n ds$$

$$\phi_3(\alpha\beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha^n}{(n!)^2} \int_0^{\beta} e^{-s} s^n ds$$

$$\phi_3(\alpha\beta, \beta) = e^{-\beta} \sum_{n=0}^{\infty} \frac{(\alpha\beta)^{n+1}}{n!(n+1)!}$$

$$\phi_4(r, r) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{r^n}{(n!)^2} \int_0^r e^{-s} s^n ds$$

$$\phi_6(\alpha\beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha^n}{(n!)^2} \int_0^{\beta} e^{-s} s^{n+1} ds$$

$$a_1 = \frac{a_h}{hU_i} \dots \left[\frac{m^3 \text{C sec}}{\text{kcal}} \right] \quad b_1 = a_2 + a_3 \dots [\text{sec}]$$

$$a_2 = \frac{a_h \rho_h C_{ph}}{hU_i} \dots [\text{sec}] \quad b_2 = a_2 a_3 \dots [\text{sec}^2]$$

$$a_3 = \frac{\rho_f a_f C_{pf}}{hU_i} \dots [\text{sec}] \quad \frac{a_1 b_2}{b_1^2} \dots \left[\frac{m^3 \text{C sec}}{\text{kcal}} \right]$$

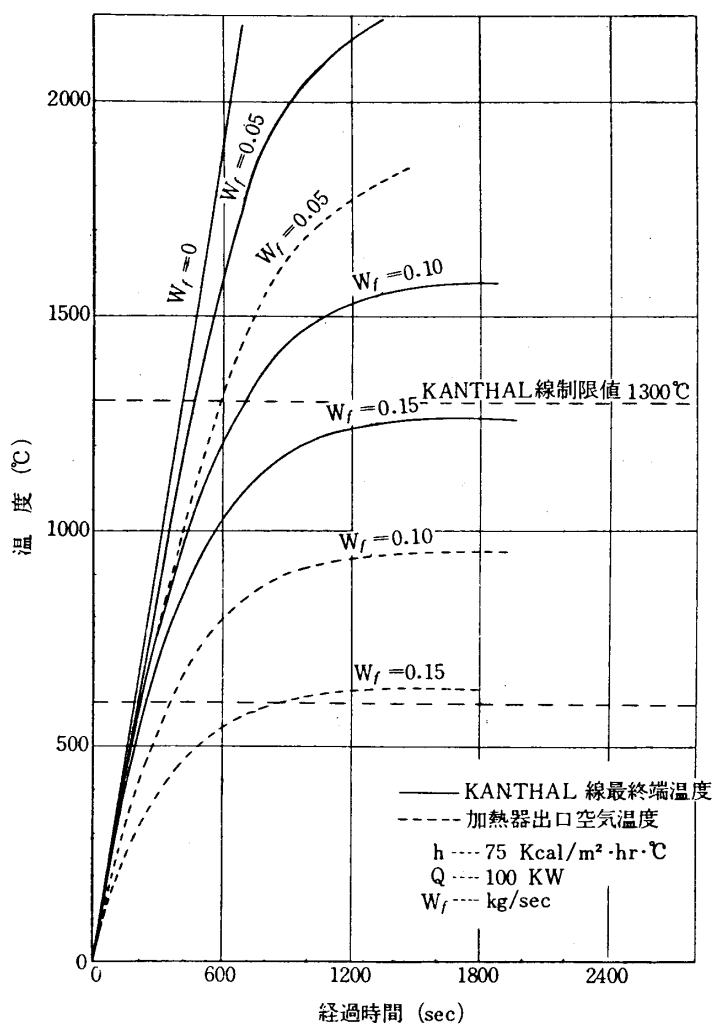


図 5・27 電熱空氣加熱器熱特性(計算値)

$$a_4 = \frac{W_f C_{pf}}{h U_i} \dots [m] \quad q_0 \frac{a_1 b_2}{b_1^2} \dots [^\circ C]$$

以上の理論式を用いて本電熱空気加熱器の過渡温度特性を数値計算した結果を図 5・27 に示した。図は $Q=100 \text{ kW}$ における KANTHAL 線の最終端の温度，および電熱器出口の空気温度を送風機空気流量をパラメータにとって図示したもので，計算に用いた諸数値は表 5・1 の如くである。

付表 5・1 KANTHAL 線の物理的性質

④ KANTHAL A-1 丸線の温度と電流との関係

線径 mm	200°C			400°C			600°C			700°C			800°C		
	I amp.	Volt per m	Watt per cm ²	I amp.	Volt per m	Watt per cm ²	I amp.	Volt per m	Watt per cm ²	I amp.	Volt per m	Watt per cm ²	I amp.	Volt per m	Watt per cm ²
5.00	29.0	2.10	0.380	58.6	4.20	1.57	89.6	6.49	3.70	109	7.84	5.40	127	9.24	7.45
4.75	26.8	2.11	0.380	54.6	4.34	1.59	83.6	6.71	3.76	89.9	8.09	5.46	119	9.54	7.54
4.50	24.9	2.19	0.385	51.0	4.50	1.62	77.7	6.95	3.82	92.8	8.37	5.52	109	9.87	7.63
4.25	22.8	2.25	0.385	47.0	4.66	1.64	71.9	7.21	3.88	85.7	8.64	5.58	101	10.2	7.72
4.00	21.0	2.33	0.390	43.3	4.85	1.67	66.1	7.49	3.94	79.0	8.96	5.64	92.8	10.5	7.81
3.75	19.3	2.45	0.400	39.5	5.04	1.69	60.5	7.80	4.00	72.2	9.31	5.70	84.8	11.0	7.90
3.50	17.6	2.56	0.410	36.0	5.26	1.72	55.1	8.16	4.09	65.8	9.71	5.82	77.3	11.5	8.10

⑤ KANTHAL A-1 丸線の抵抗および重量表

線径 mm	Ω/m (20°C)	cm ² /m	m/kg	g/m	Ω/kg	cm ² / Ω (20°C)
5.00	0.07385	157.1	7.173	139.4	0.5297	2127
4.75	0.08184	149.2	7.948	125.8	0.6505	1824
4.50	0.09117	141.4	8.856	112.9	0.8074	1551
4.25	0.1022	133.5	9.928	100.7	1.015	1306
4.00	0.1154	125.7	11.21	89.22	1.294	1089
3.75	0.1313	117.8	12.75	78.40	1.674	897.3
3.50	0.1507	110.0	14.64	68.51	2.206	727.7

⑥ KANTHAL A-1 丸線の温度と抵抗値との関係

温度 °C	20	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1000	1100	1200	1300	1350
R_t/R_0	1.000	1.000	1.001	1.002	1.005	1.010	1.017	1.023	1.029	1.032	1.036	1.038	1.040	1.042	1.043

上述の計算結果によれば空気流量を 0.15 kg/sec にとれば $q=100 \text{ kW}$ においても KANTHAL 線の温度は 1300°C を越えることはない。しかし発熱体の熱容量によって定常温度になるまでには約 20 分程度の時間的おくれが存在する。この時間おくれは加熱器内の側熱体（絶縁管，陶器製支持盤）の影響を考慮すればさらに大きくなるので，加熱時間を短縮するためには，最初の数分間は空気流量を少なくして加熱器を予熱するなどの配慮が必要である。

表 5・1

d	0.004 m	c_{ph}	0.12 kcal/kg °C
l	4.06 m	c_{pf}	0.25 kcal/kg °C
A	0.051 m ²	ρ_h	7800 kg/m ³
r_o	0.025 m	ρ_f	0.6 kg/m ³
r_i	0.021 m	h	75 kcal/m ² hr °C = 0.0208 kcal/m ² sec °C
U_i	0.132 m	hU_i	0.00275 kcal/m sec °C
a_h	0.578×10^{-3} m ²	Q	100 kW/36 = 0.665 kcal/sec
a_f	1.385×15^{-3} m ²	q	2980 kcal/m ³ sec

A/U_i	0.386 m	W_f kg/sec	v m/sec
$a_h A/U_i$	2.23×10^{-3} m ³	0.05	1.7
a_1	0.210 m ³ sec °C/kcal	0.1	3.3
a_2	197 sec	0.15	5.0
a_3	0.076 sec		
a_4	0.379 m		
b_1	197.1 sec		
b_2	14.97 sec ²		
$a_1 b_2/b_1^2$	0.0809×10^{-3} m ³ sec °C/kcal		
$q_0 a_1 b_1/b_1^2$	0.241 °C		

る。ただしこの場合には電熱線の温度が過熱されないように特に注意する必要がある。なお $W_f=0$ なる場合の空気温度および発熱体の温度は次式で与えられる:

$$\theta_f = q_0 \left(\frac{a_1 b_2}{b_1^2} \right) \varphi_1(t) \quad (5.18)$$

$$\theta_h = q_0 \left(\frac{a_1 b_2}{b_1^2} \right) \varphi_2(t) \quad (5.19)$$

5. 定圧加熱筒蓄熱体の加熱、放熱特性

(1) 蓄熱体の熱交換に関する理論式

蓄熱体の熱交換時における過渡温度分布の理論を解析するにあたり次の仮定をおく:

- (i) 輻射による熱交換は行なわれない。
- (ii) 流体および蓄熱体の密度, 比熱, 熱伝達率その他の物理的常数は時間・位置に関して一定である。
- (iii) 蓄熱体内の熱移動は流体と蓄熱体との間の熱伝達だけによって行なわれ, 蓄熱体の軸方向の伝導による熱移動は無視する。
- (iv) 蓄熱体を流れる流体速度は各位置で一定である。
- (v) 蓄熱体周囲からの熱損失はない。

記号	q = 熱伝達量	[kcal/sec]
	h = 流体, 蓄熱体の熱伝達率	[kcal/m ² sec °C]
	A = 蓄熱体単位長さあたりの伝熱面積	[m ² /m]
	θ_h, θ_f = 蓄熱体, 流体の温度	[°C]

$\theta_{h_0}, \theta_{f_0}$ = 蓄熱体, 流体の初期温度	[°C]
$\theta = \theta_h - \theta_f, \theta_0 = \theta_{h_0} - \theta_{f_0}$	[°C]
w_h, w_f = 蓄熱体, 流体の単位長さあたりの重量	[kg/m]
C_h, C_f = 蓄熱体, 流体の比熱	[kcal/kg·°C]
ρ_h, ρ_f = 蓄熱体, 流体の密度	[kg/m ³]
v = 流体速度	[m/sec]
l = 熱交換器の長さ	[m]
x = 蓄熱体の入口からの距離	[m]
t = 流体の蓄熱体流入開始からの経過時間	[sec]

熱交換器の長さ dx 部分の熱伝達量を dq とすれば,

$$dq = hA\theta dx \quad (5.20)$$

エネルギーの保存則より蓄熱体と流体との熱交換量に対して次の関係が成立する:

$$dq = -W_h C_h \frac{\partial \theta_h}{\partial t} dx \quad (5.21)$$

$$dq = W_f C_f \frac{d\theta_f}{dt} dx \quad (5.22)$$

一方 $\theta = \theta_h - \theta_f$ であるから

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{d}{dt}(\theta_h - \theta_f) = \frac{\partial \theta_h}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \theta_h}{\partial t} - \frac{d\theta_f}{dt} \quad (5.23)$$

式 (5.20), (5.21), (5.22) より

$$\frac{\partial \theta_h}{\partial t} = -K_h \theta \quad (5.24)$$

$$\frac{\partial \theta_f}{\partial t} = K_f \theta \quad (5.25)$$

ただし,

$$\left. \begin{aligned} K_h &= \frac{hA}{W_h C_h} \\ K_f &= \frac{hA}{w_f c_f} \end{aligned} \right\} \quad (5.26)$$

式 (5.24) より

$$\frac{\partial \theta_h}{\partial x} = -K_h \int_0^t \frac{\partial \theta}{\partial x} dt \quad (5.27)$$

式 (5.24), (5.25), (5.27), を式 (5.23) に代入すれば

$$\frac{d\theta}{dt} = -K_h \frac{dx}{dt} \int_0^t \frac{\partial \theta}{\partial x} dt - (K_h + K_f) \theta \quad (5.28)$$

しかるに

$$\begin{aligned} \frac{d\theta}{dt} &= \frac{\partial \theta}{\partial x} \frac{dx}{dt} + \frac{\partial \theta}{\partial t}, \\ \frac{dx}{dt} &= v. \end{aligned}$$

したがって式 (5.28)

$$v \frac{\partial \theta}{\partial x} + \frac{\partial \theta}{\partial t} = -K_h v \int_0^t \frac{\partial \theta}{\partial x} dt - (K_h + K_f) \theta \quad (5.29)$$

式 (5.29) は蓄熱体の熱伝達基礎方程式を与える。いま $X=x/v$ とおいて式 (5.29) にラプラス変換を行なう。 $L\{\theta\}=\Theta$ の記号を用いれば

$$\frac{d\Theta}{dX} + p\Theta = -K_h \frac{1}{p} \frac{d\Theta}{dX} - (K_h + K_f)\Theta$$

変形して

$$\begin{aligned} \frac{d\Theta}{dx} + \frac{p^2 + (K_h + K_f)P}{p + K_h} \Theta &= 0 \\ \therefore \Theta &= A e^{-\frac{p^2 + (k_h + k_f)p}{p + k_h} x} \end{aligned} \quad (5.30)$$

式 (5.30) が式 (5.29) の一般解である。

いま蓄熱体に流入する空気温度が一定の場合の解を求める。このとき θ の境界条件は

(i) $t < 0, 0 \leq x \leq l$

$$\theta = 0 \quad (5.31)$$

(ii) $t \leq 0$

$$\left. \frac{\partial \theta_h}{\partial x} \right|_{x=0} = 0, \quad \left. \frac{d\theta_f}{dt} \right|_{x=0} = 0$$

ゆえに式 (5.23) は

$$\frac{d\theta}{dt} = \frac{\partial \theta_h}{\partial t} = -K_h \theta \quad (5.32)$$

$$\theta = \theta_0 e^{-k_h t} \quad (5.33)$$

式 (5.30) の一般解に式 (5.31), (5.33) の境界条件を代入すると

$$\Theta = \frac{\theta_0}{p + K_h} e^{-\frac{p^2 + (k_h + k_f)p}{p + k_h} x} \quad (5.34)$$

$$\begin{aligned} &= \theta_0 e^{-k_f x} \frac{e^{-px}}{p + K_h} e^{\frac{k_h k_f}{p + k_h} x} \\ &= \theta_0 e^{-k_f x} \{f(p) + f_1(p) f_2(p)\} \end{aligned} \quad (5.35)$$

式 (5.35) の逆変換を求めると

$$\begin{aligned} \theta &= L^{-1}\{\Theta\} = \theta_0 e^{-k_f x} e^{-k_h(t-x)} I_0(2\sqrt{K_h K_f x(t-x)}) \\ &= \theta_0 \frac{I_0 \sqrt{K_h K_f x(t-x)}}{e^{k_f x + k_h(t-x)}} \end{aligned} \quad (5.36)$$

式 (5.31), (5.36) より

$$\left. \begin{aligned} \theta &= 0 & t \leq X \\ &= \theta_0 \phi & t > X \end{aligned} \right\} \quad (5.37)$$

$$\phi = \frac{I_0 \sqrt{K_h K_f x(t-x)}}{e^{k_f x + k_h(t-x)}} \quad (5.38)$$

つぎに蓄熱体および流体の温度を求める。式 (5.24) より

$$\int_{\theta_{h_0}}^{\theta_h} d\theta_h = -K_h \int_0^t \theta dt \tag{5.39}$$

式 (5.37) を式 (5.39) に入れて

$$\begin{aligned} \theta_h &= \theta_{h_0} - K_h \theta_0 e^{(k_h - k_f)X} \int_0^t e^{-k_h t} I_0 [2\sqrt{K_h K_f X(t-X)}] dt \\ &= \theta_{h_0} - \theta_0 \alpha \end{aligned} \tag{5.40}$$

ただし

$$\alpha = 1 - \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\left(2K_f \frac{x}{v}\right)^n \left[2\sqrt{K_f K_h \frac{x}{v} \left(t - \frac{x}{v}\right)}\right]^{-n} I_n \left[2\sqrt{K_f K_h \frac{x}{v} \left(t - \frac{x}{v}\right)}\right]}{e^{k_f \frac{x}{v} + k_h \left(t - \frac{x}{v}\right)}} \tag{5.41}$$

したがって蓄熱体および流体温度は

$$\left. \begin{aligned} \theta_h &= \theta_{h_0} - \theta_0 \alpha \\ \theta_f &= \theta_{h_0} - \theta_0 (\alpha + \phi) \end{aligned} \right\} \tag{5.42}$$

α, ϕ は式 (5.38), (5.41) で与えられる如く $K_f \frac{x}{v}, K_h \left(t - \frac{x}{v}\right)$ の関数であり, これらの関係を図 5.28 および図 5.29 に示した.

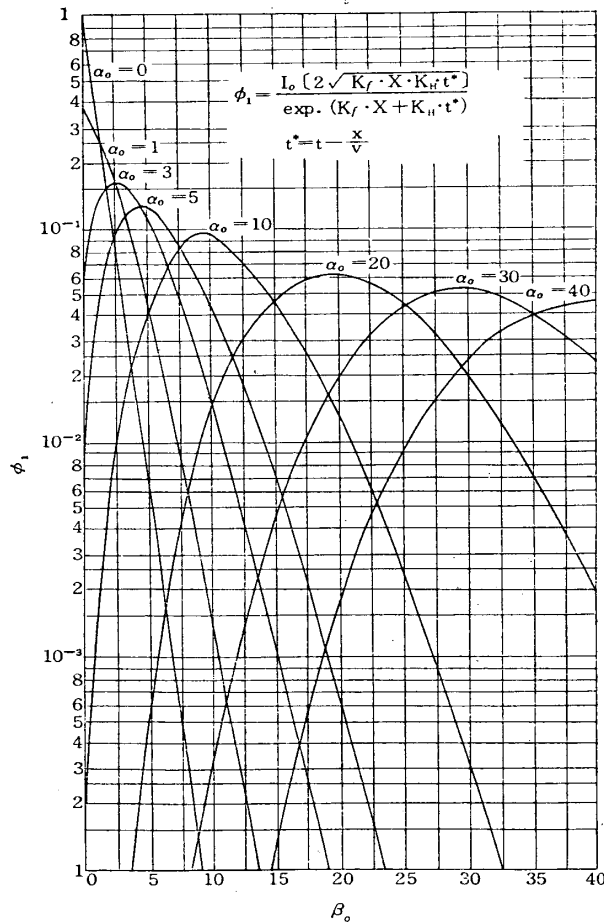


図 5.28 ϕ_1 の値

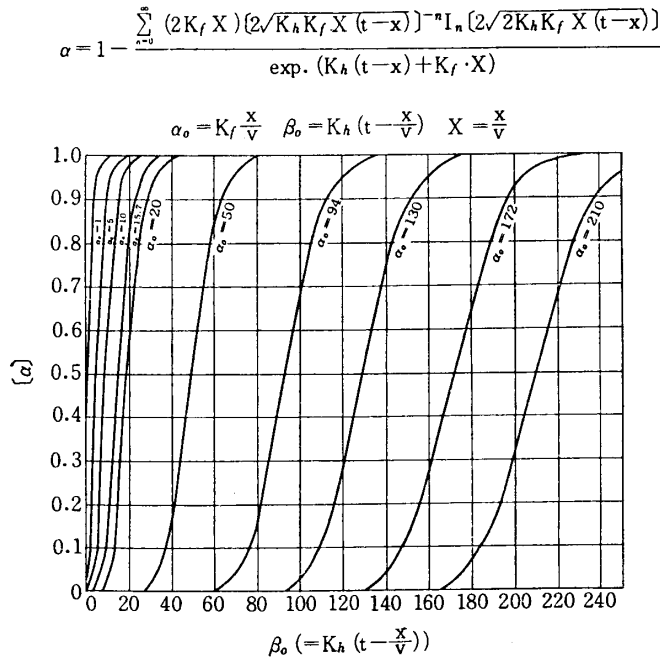


図 5・29 α の 値

(2) 温度分布の実測結果と理論式の適合性

加熱筒の蓄熱体内部には軸方向に 6 本の熱電対を挿入して各点の空気温度を電子管式記録温度計で記録している。温度記録の一例を図 5・30 に示した。本実測例では空気配管をあらかじめ予熱していたため、加熱開始後約 3 時間で蓄熱体各部は一様に所定温度に達している。放熱時の温度特性は空気流量が少なかったため蓄熱体温度が常温まで冷却するのに約 30 分を要している。

ところで本蓄熱筒の加熱、放熱特性を前述の理論式によって検討して見よう。まず蓄熱体の形状諸元および物理的諸常数を表 5・2 に示した。加熱筒加熱過程における蓄熱体各部の温度と時間との関係を示す実験値は図 5・31 の破線のようになり、この場合

$$\alpha_0 = K_f \frac{x}{v} = \frac{hasx}{W_f C_{pf}} = 60x$$

$$\beta_0 = K_h \left(t - \frac{x}{v} \right) = \frac{has \left(t - \frac{x}{v} \right)}{w_n c_{ph}} = 0.0128 \left(t - \frac{x}{v} \right)$$

とおけば、理論値 (図 5・31 の実線) は実験値とよく一致する。これより蓄熱体と流動空気との間の熱伝達係数を求めると $h=13 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ となり、当初文献 [4] などにより考えていた値よりはるかに少ない。蓄熱体の水力学的直径 (Hydraulic Diameter) より Dittus Boelter の式

$$h_{cal} = 0.023 \frac{\lambda}{d_h} Re^{0.8}, \quad Re = \frac{rvd_h}{\mu} = \frac{W_f d_h}{Sp\mu}$$

を用いて熱伝達係数を計算すると $h_{cal}=5.9 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ となり、実験値は計算値の 2.2 倍となる。放熱過程の熱伝達係数も同様な実測値から検討する必要があるが、現在のところいま

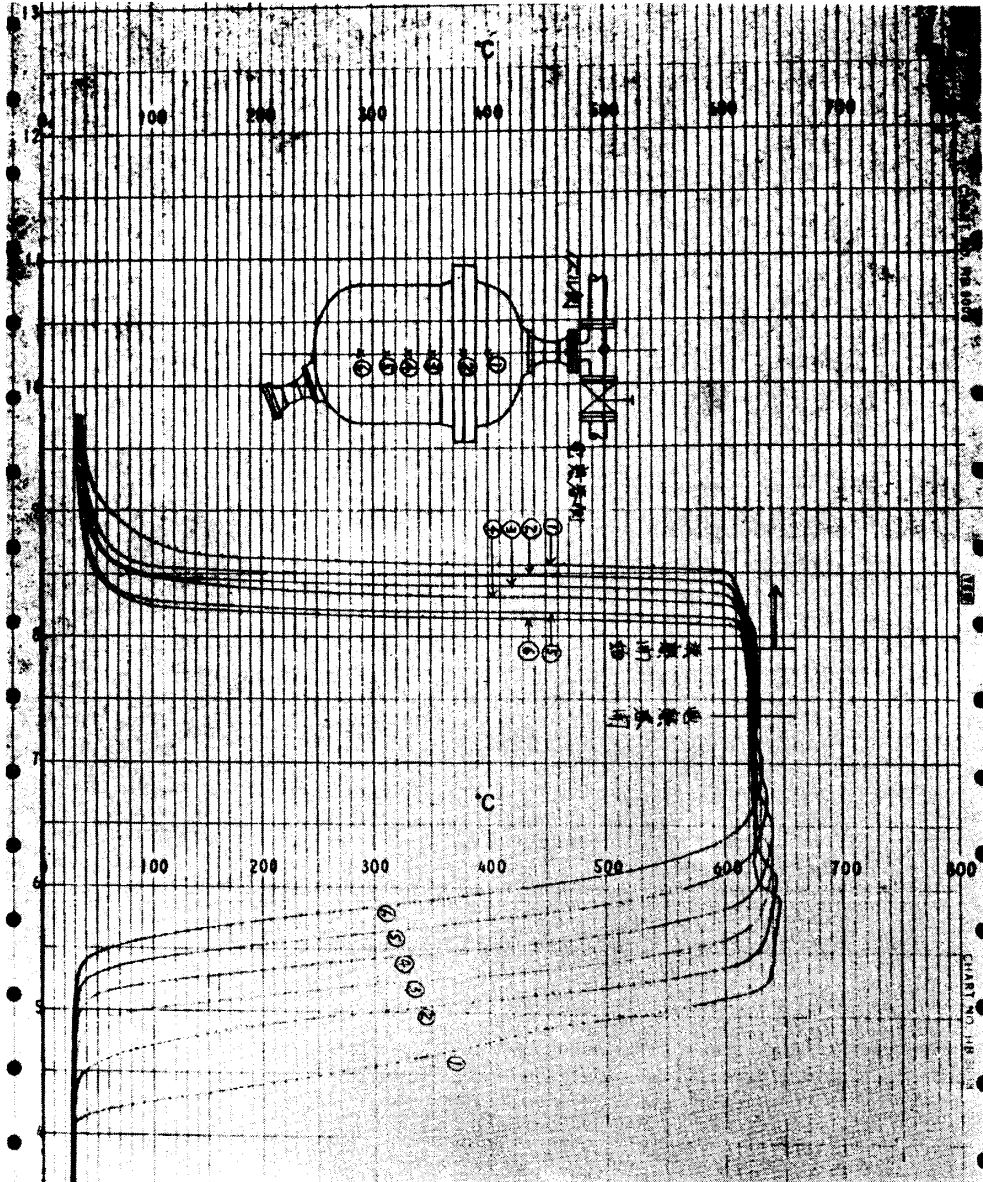


図 5・30 蓄熱体各部温度実測結果

だ適当なデータを持ち合わせていないので、先に述べた加熱過程の結果から計算値を補正することにする。すなわち計画最大空気量における放熱時の熱伝達係数はつぎの如くなる。

p kg/cm ²	θ_f °C	W_f kg/sec	γ kg/m ³	v m/sec	λ kcal/msec °C	μ kg/msec
50	600	3.5	20.2	0.487	0.0146×10^{-3}	3.86×10^{-5}
R_e	h_{cal} kcal/m ² sec °C	$h = 2.2 \times h_{cal}$				
622	0.0239		0.0525		(190 kcal/m ² h °C)	

この値を用いて放熱時の蓄熱体冷却曲線を計算した結果を図 5・32 に示した、この図で知

表 5・2 蓄熱体諸元

蓄熱体形状		加熱過程	
直径 D	0.8 m	$\alpha_0 = k_f \frac{x}{v} = \frac{haSx}{W_f C_{pf}}$	60.x
長さ l	1.1 m	$\beta_0 = k_h t^* = \frac{haSt^*}{w_h C_{ph}}$	0.0128t*
断面積 S	0.502 m ²	W_f kg/sec	0.14
単位長さあたり重量 $w_h = 7800(1-p)S$	1140 kg/m	G_f kg/secm ²	0.392
全重量 $W_h = w_h l$	1254 kg	v m/sec	0.637
蓄熱体物理常数		c_{pf} kcal/kg°C	0.25
材質 (金網)	Sus 27	c_{ph} kcal/kg°C	0.1
線径	1×10^{-3} m	w_h kg/m (付属物 500 kg/m)	1640
Mesh	8	c_{pf} kcal/kg°C	0.25
線間隔	3.18×10^{-3} m	c_{ph} kcal/kg°C	0.1
網厚	2×10^{-3} m	h kcal/m ² sec °C	0.0361
Porosity p	0.710	h kcal/m ² hr °C	13.0
$\frac{\text{Free Flow Area}}{\text{Frontal Area}} = \sigma$	0.710	x_1	0.155
Hydraulic Diameter $= d_h = \frac{4\sigma}{a}$	2.44×10^{-3} m	x_2	0.305
$\frac{\text{Heat Transfer Area}}{\text{Total Volume}} = a$	1162 m ² /m	x_3	0.455
		x_4	0.605
		x_5	0.755
		x_6	0.905

られる如く計画空気流量に対しても蓄熱体出口の空気温度は約 100 秒間一定に保持され、所定の性能を有することが推定できる。蓄熱体温度を 600°C に保ち空気圧力を変えた場合の、空気流量、およびこれに対する蓄熱体出口の一定温度保持時間は図 5・33 の如くで、 $p_0 = 50$ kg/cm² では約 100 秒間の保持時間を有する。ただしこの場合ノズル・スロート部の直径を 12.26 mm (マッハ数 8 の場合) とした。なお蓄熱体の冷却特性を熱伝達係数をパラメータとして空気流量 3.5 kg/sec の場合について計算した結果を図 5・34 に示した。加熱筒の性能は熱伝達係数が大きいほど良好である。

6. 配管系の熱損失

配管系の熱損失は定圧加熱筒の空気加熱性能の上に重大な影響を及ぼすので、配管の保温については十分留意する必要がある。電熱空気加熱器より蓄熱筒排気管に至るまでの配管系各部における空気、蓄熱体、管壁、保温材表面等の諸温度を図 5・35 に示す位置で測定した結果の一例を表 5・3 に示した。本実測結果より見れば、電熱器出口と蓄熱筒入口の間での空気温度降下は平均約 30°C 程度である。電熱器、配管系の外周は保温材で断熱しており、そ

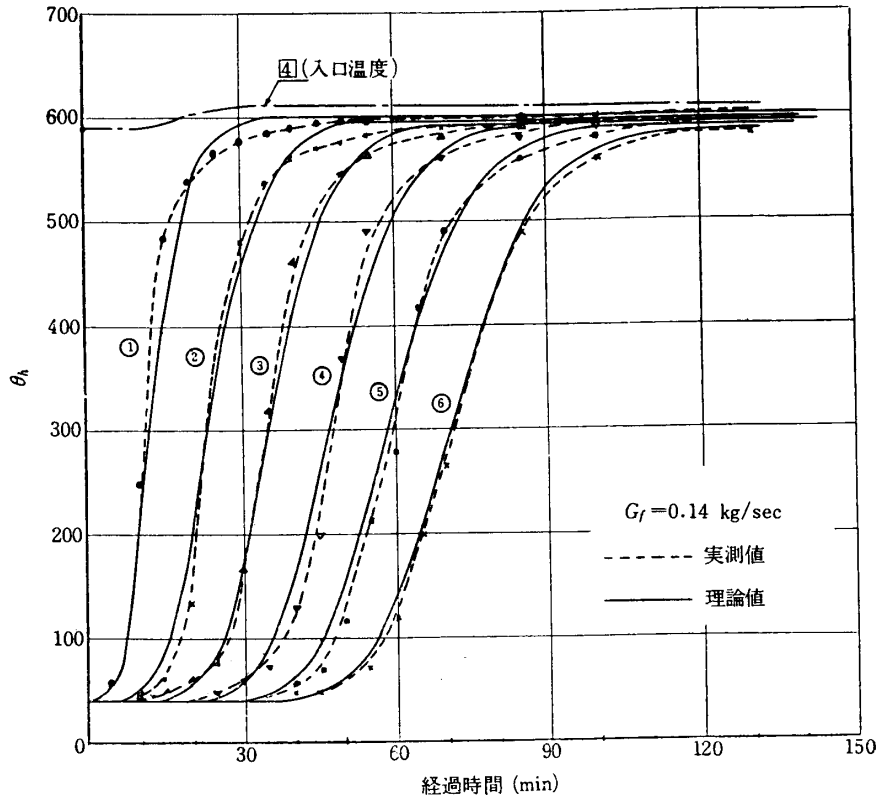


図 5・31 定圧加熱筒加熱曲線 (蓄熱体温度)

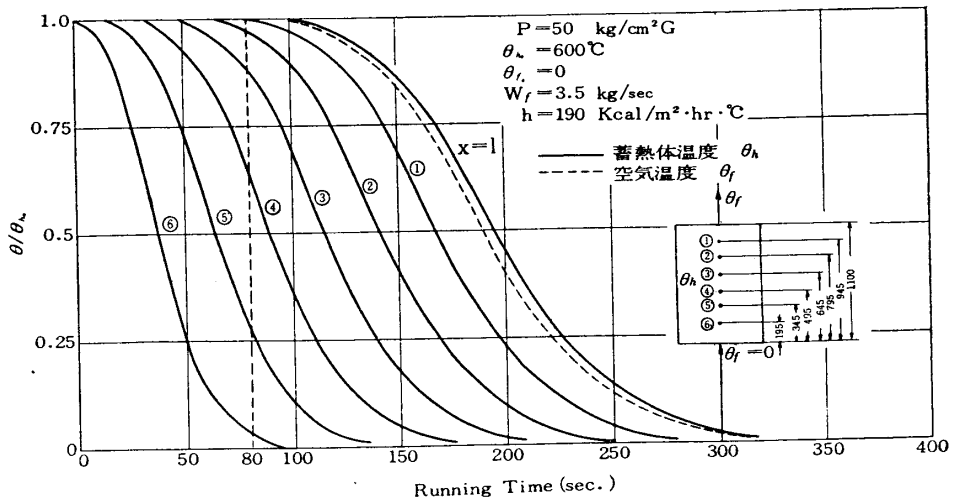


図 5・32 定圧加熱筒放熱特性曲線

$\theta_0 = 600^\circ\text{C}$ $h = 0.023 \frac{\lambda}{d_n} R_e^{0.8}$
 $W_f = 0.0158 P_0$ $d_n = 2.44 \times 10^{-3} \text{m}$
 $C_n = 0.267 \text{Kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$
 $\lambda = 0.0146 \times 10^{-3} \text{Kcal/m}\cdot\text{sec}\cdot^\circ\text{C}$
 $\mu = 3.86 \times 10^{-5} \text{kg/sec}\cdot\text{m}$

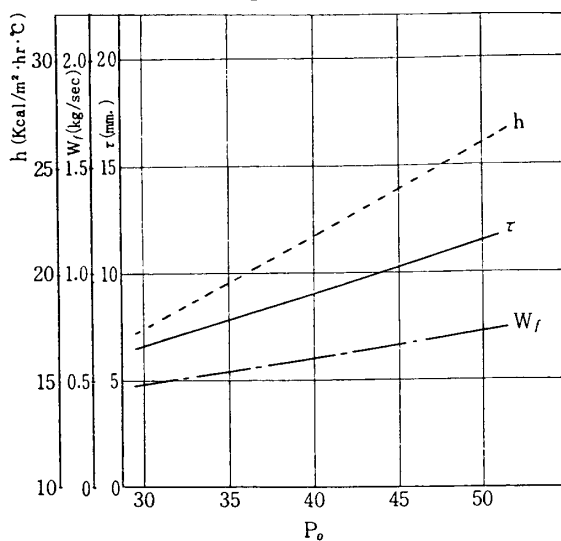


図 5・33 加熱筒圧力と空気温度持続時間

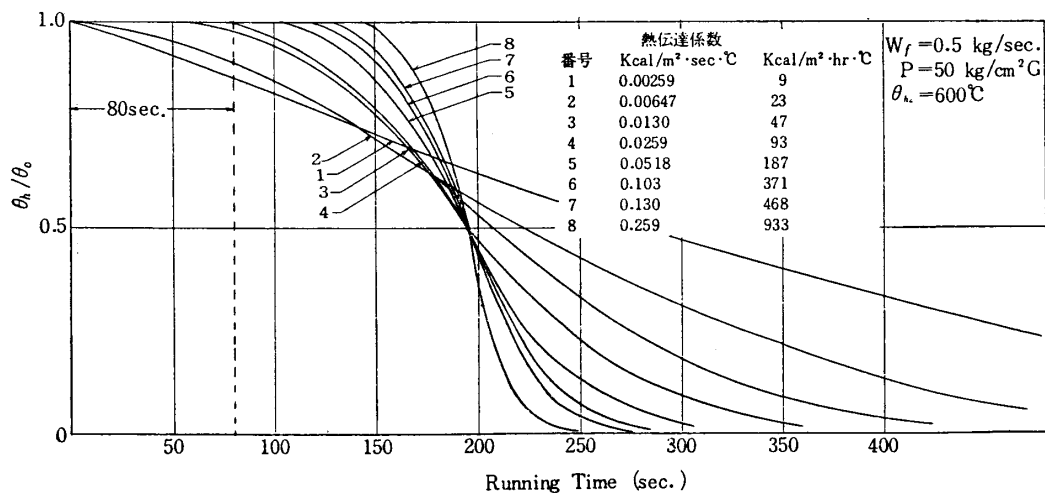


図 5・34 定圧加熱筒々内熱伝達係数による蓄熱体出口の温度変化

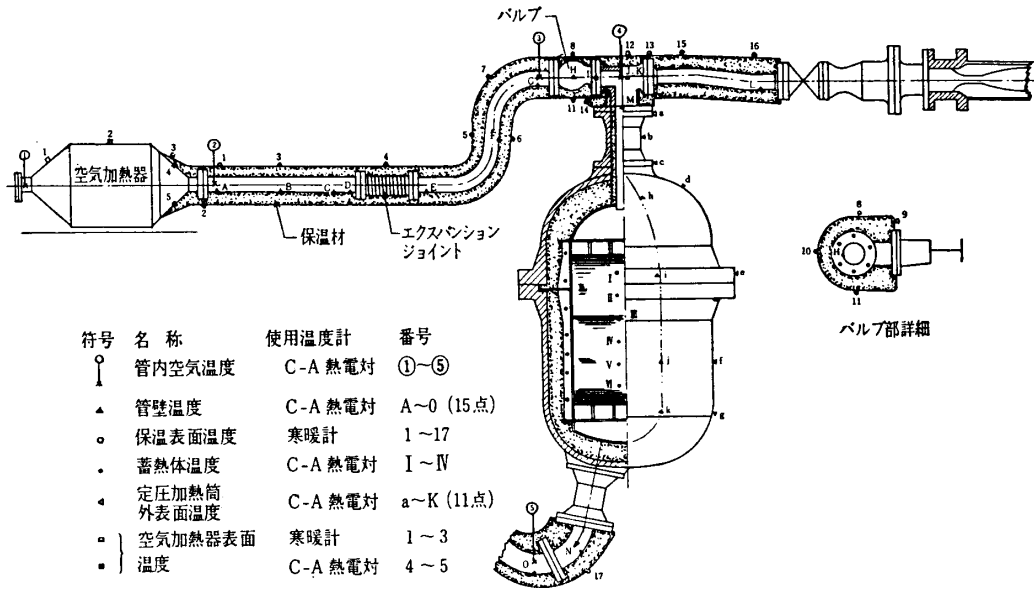


図 5・35 温度測定箇所

の外表面温度はほとんど 50°C 以下に保持されている。しかし弁体からの熱損失は他の部位に比して比較的大きいので、この部分の保温は特に完全に行なう必要がある。

つぎに、風洞運転時に蓄熱体により所定の温度に加熱された高压空気が、蓄熱筒出口からノズルまでの流路で失われる熱損失について考察してみよう。この場合の熱損失は管路を流れる流体温度に管の入口で $\theta_0(1)$ の単位函数を与えたときの管出口における Indicial Response を解析することによって求められる。すなわち図 5・36 に示したような記号を用いれば、

空気温度

$$\frac{\theta_f}{\theta_0} = e^{-\frac{x}{a_4}\{1 + \phi_2(\alpha, \beta)\}} \quad (5.43)$$

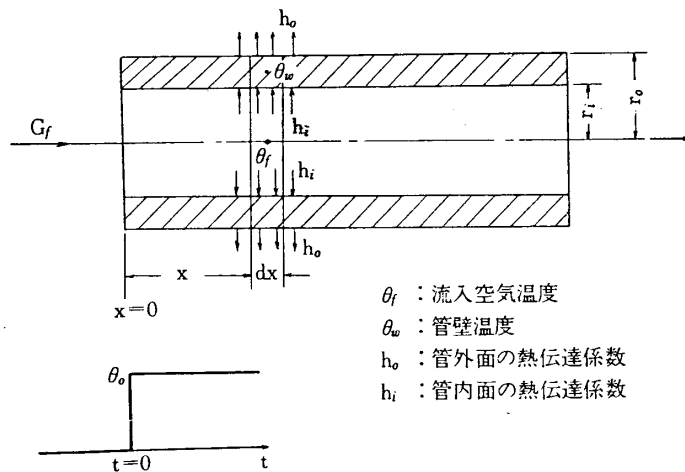


図 5・36 配管系、熱損失の説明図

側容量温度

$$\frac{\theta_w}{\theta_0} = \frac{1}{a_7} e^{-\frac{x}{a_4}} \phi_3(\alpha, \beta) \quad (5.44)$$

ここに

$$\phi_2(\alpha, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha^{n+1}}{n!(n+1)!} \int_0^{\beta} e^{-s} s^n ds$$

$$\phi_3(\alpha, \beta) = \sum_{n=0}^{\infty} \frac{\alpha^n}{(n!)^2} \int_0^{\beta} e^{-s} s^n ds$$

$$\alpha = \frac{x}{a_4 a_7}, \quad \beta = \frac{a_7}{a_5} t^*, \quad t^* = t - \frac{x}{v} \doteq t$$

ただし

$$a_4 = \frac{b_2}{b_3} \cdots [\text{m}] \quad b_1 = \rho_f c_{pf} a_f \cdots [\text{kcal/m}^\circ\text{C}]$$

$$a_5 = \frac{b_1'}{b_3} \cdots [\text{sec}] \quad b_2 = \omega_f c_{pf} \cdots [\text{kcal/sec}^\circ\text{C}]$$

$$a_6 = \frac{b_3'}{b_3} \cdots [0] \quad b_3 = h_i U_i \cdots [\text{kcal/m}^\circ\text{C}]$$

$$b_1' = \rho_w c_{pw} a_w \cdots [\text{kcal/m}^\circ\text{C}]$$

$$a_7 = 1 + a_6 \cdots [0] \quad b_3' = h_0 U_0 \cdots [\text{kcal/msec}^\circ\text{C}]$$

$$\omega_f = \rho_f a_f v \cdots [\text{kg/sec}]$$

定圧加熱筒内の温度 $\theta_0 = 600^\circ\text{C}$ 、マッハ数 8 の場合について上式から空気流量と熱損失の関係を計算して見る。定圧加熱筒出口管からノズル入口までの流路には直管のほかに、弁、フィルタ、縮流管等を含み形状が複雑であるが、計算を簡単にするため管路は一樣に内径 96 mm、肉厚 12 mm、保温層厚み 120 mm の直管であると見なす。また管内外面における熱伝達率は外表面では $h_0 = 20 \text{ kcal/m}^2\text{hr}^\circ\text{C}$ 、内面のそれは次の計算式によって求めた。

$$\frac{h_i d}{\lambda} = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (5.45)$$

$$Re = \frac{vD}{\nu} = \frac{GD}{g\mu} \quad \text{レイノルズ数}$$

$$Pr = \frac{c_{pf} g \mu}{\lambda} \quad \text{プラントル数}$$

$$\lambda = \text{流体の熱伝導率} \quad [\text{kcal/msec}^\circ\text{C}]$$

$$d = \text{管内径} \quad [\text{m}]$$

$$G = \text{重量速度} \quad [\text{kg/secm}^2]$$

$$\mu = \text{流体の粘性係数} \quad [\text{kgsec/m}^2]$$

内径 96 mm 管の空気量と熱伝達係数との関係を上式より計算すると図 5.37 の如くなり内面熱伝達係数は管内を流れる空気流量によって大きく異なる。

空気流量 $\omega_f = 0.6 \text{ kg/sec}$ ($P_0 = 40 \text{ kg/cm}^2$) の場合、管の長さ方向の空気温度分布および側容量温度分布を時間をパラメータとして図 5.38 に示した。ここに側容量とは管材とこれ

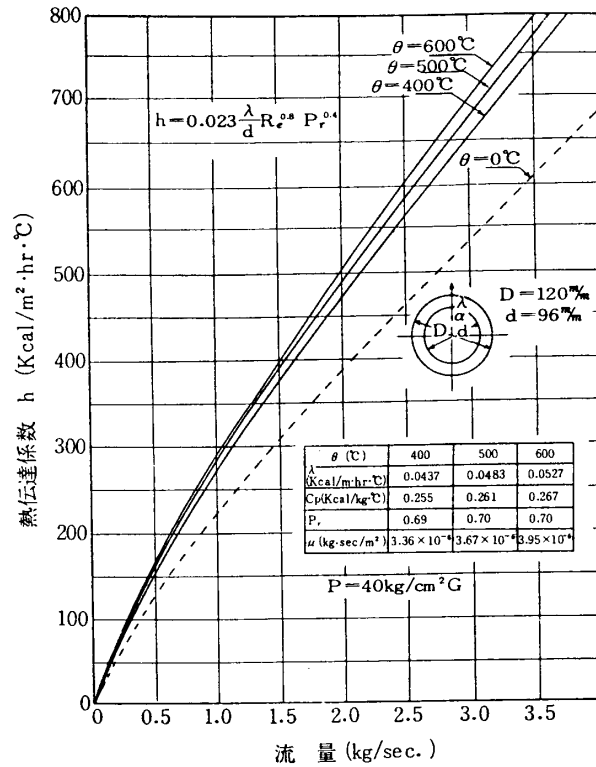


図 5・37 管内空気流量と熱伝達係数

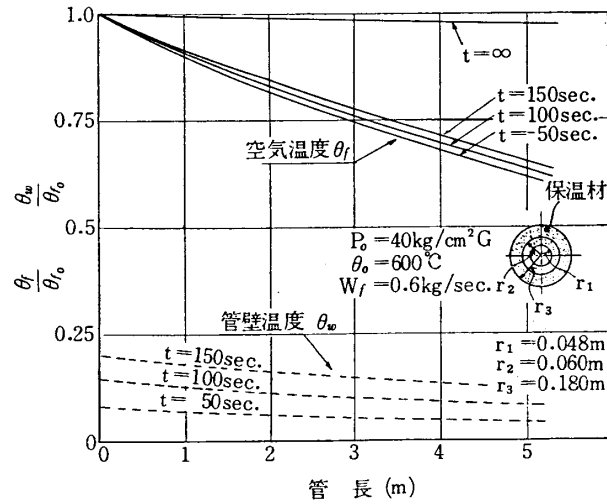


図 5・38 管の長さに対する温度降下

をかこむ保温材で、計算はかえって配管系の熱容量を大きくし熱損失を大きくする。図 5・38 によれば起動後 50 秒におけるノズル入口部の空気温度は $x = 3000\text{mm}$ として $\theta_i/\theta_0 = 0.75$ 、すなわち $\theta_i = 450^\circ\text{C}$ となり、熱損失による温度降下がきわめて大きいことがわかる。この熱損失を少なくするためには、風洞起動前にあらかじめ配管系を電熱器からの高温空気て $400 \sim 450^\circ\text{C}$ の温度に予熱しておくことが必要である。

温度降下は管内流動空気量によっても影響され、空気量が大きいほど温度降下は少ない。ノズル入口部の空気温度と流量との関係、およびその時間的關係を図 5・39 に示した。これらの関係より配管系の熱損失がノズル前の澱み点温度に及ぼす影響を知ることができる。

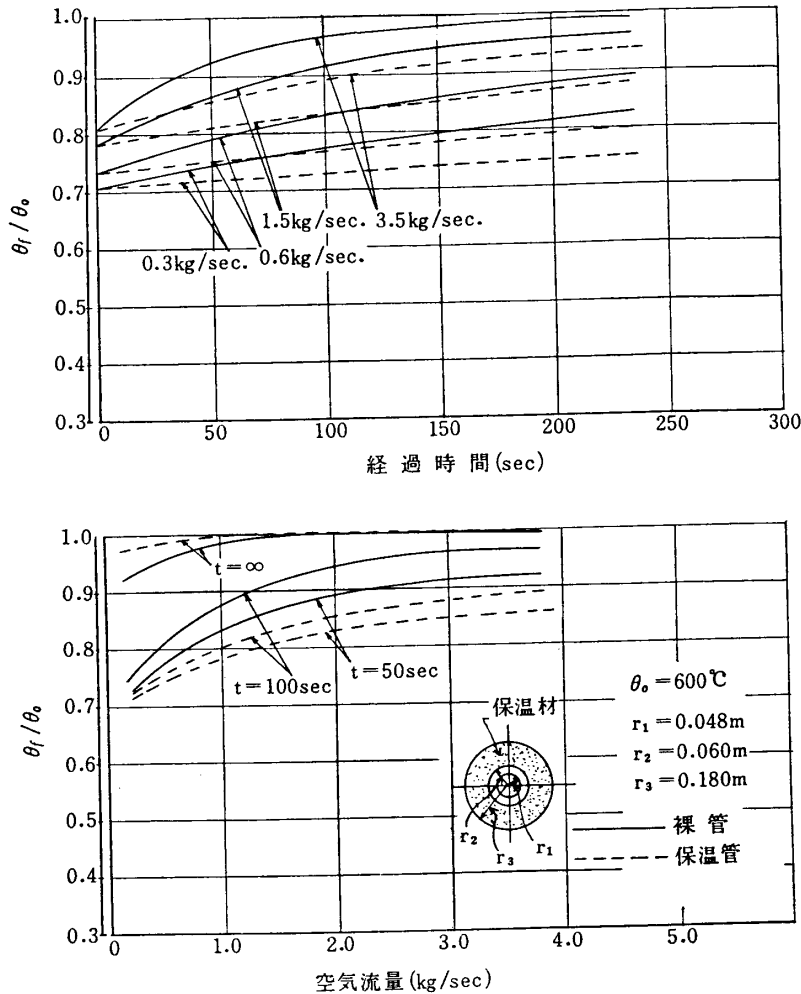


図 5・39 空気流量と経過時間にたいする温度降下

風洞完成後日なお浅く、本風洞の熱関係についてもまだ十分な実験資料を得ていないが、参考までに、本風洞の運転時における各部温度の時間的变化を与える 1 実験例を図 5・40 に示す。この実験は、定圧加熱筒蓄熱体の初期温度 590°C の状態で、定圧加熱筒の圧力を 46.7 kg/cm^2 に設定し、マッハ数 8 のノズルを通して空気を流したもので、この時の空気流量は 0.79 kg/sec と推定される。定圧加熱筒、蓄熱体出口側温度、定圧加熱筒出口の空気温度、ノズル入口の管壁温度およびノズル入口の空気温度(ほぼ気流の澱み点温度と一致する)を測定し、その時間経過が図 5・40 に示してある。この図からわかるように、定圧加熱筒からノズル入口までの間の熱損失によって、気流温度はこの間で 560°C から 450°C に低下している。

この実結果は前記の熱計算によってもほぼ予測される場所であるが、この温度低下によ

って風洞気流の液化を生ずる危険も考えられるので、できるだけこれを少なくとどめることが望ましい。そのために最も有効な方法は、風洞運転の前に配管系を予熱して温度を高くしておくことである。この見地から、現在配管を電熱で加熱する改修工事が進められている。

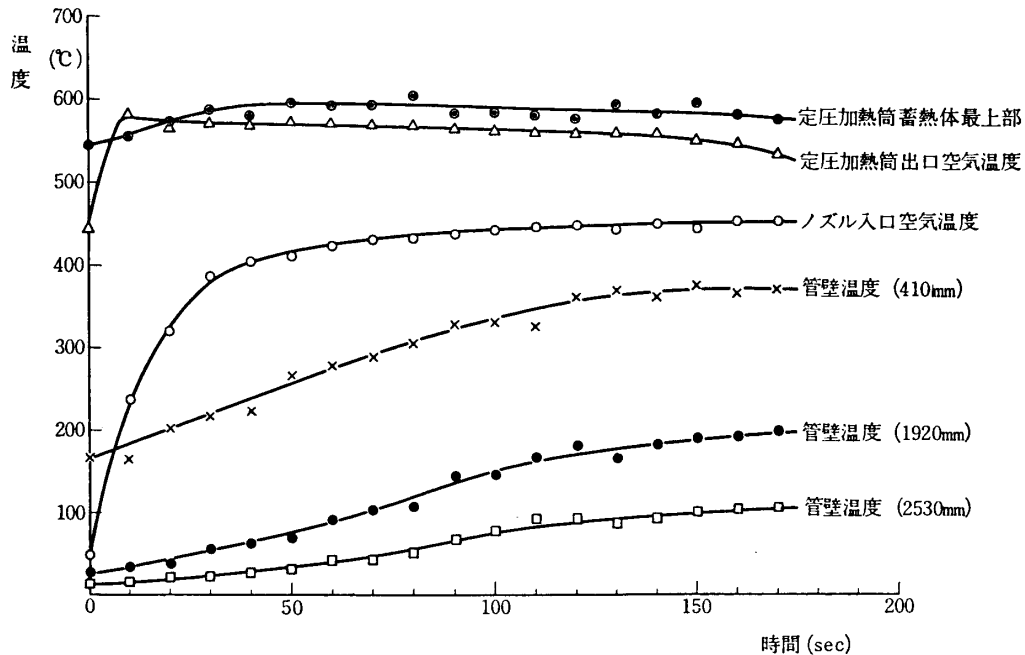


図 5・40 極超音速風洞運転中の各部の温度変化
(管壁温度に付した数字は加熱筒出口より測定点までの距離を示す)

7. む す び

本定圧加熱筒は強度的にも十分な安全性をもち、また性能的にも満足し得るものであることを確認した。しかし本加熱筒は蓄熱体が 600°C の高温でありしかも $50\text{ kg/cm}^2\text{G}$ の高压容器であるから運転時はその安全保守に常時留意する必要がある。特に外筒壁の温度は、 200°C 以上に上昇しないよう。外筒の表面には熱電対素線を埋め込み、これを記録温度計に結線して壁温を常時監視し得るようにした。蓄熱体放熱時の熱伝達係数については現在いまだ確定的な数値を決定し得る実験値をもち得ないので、蓄熱体加熱時の温度特性より推論したが、できるだけ早い機会にこれが確認試験を実施したいと考えている。(山口富夫)

5・4 極超音速ノズル

極超音速ノズル部は、測定部に一樣な所要マッハ数の極超音速流を生ずるように設計された軸対称整形ノズルと、これを内蔵する支持筒とよりなり、本風洞の心臓部である。この内蔵されているノズルを交換することにより、マッハ数が変えられる。現在では、マッハ数8のノズルが装着されているが、将来、マッハ数7と9のノズルも製作する計画である。

極超音速ノズル部の主要目は、下記の通りである。

型式： 軸対称整形ノズル、ノズル交換式。

マッハ数： 現在 8、将来 7 および 9 のノズルを製作予定。

ノズル後端部直径： 200 mm.