

# 可変湿度空気流燃焼実験装置

辻 廣・松井 潔・牧野 敦

## Variably-Humidified Air Flow Combustion Facilities

By

Hiroshi TSUJI, Kiyoshi MATSUI and Atsushi MAKINO

**Summary:** Variably-Humidified Air Flow Combustion Facilities have been constructed for the study of the effect of the water-vapor concentration in the oxidizer on combustions. The controllable range of the water-vapor concentration is 0.001 ~ 0.1 in mole fraction at a total pressure of atmospheric; the maximum mass flow-rate of the dry air is 0.17 kg/s. The air is first excessively humidified and then dehumidified to a desired humidity. Humidifying is made by contact of the air with the liquid water surface. Dehumidifying is achieved principally by the contact cooling method and supplementarily by the expansion method. Design principles, detailed specifications of the apparatus, and the results of the performance tests are described.

### 概 要

燃焼に及ぼす酸化剤中の水蒸気濃度の影響を研究する目的で、可変湿度空気流燃焼実験装置を設備した。制御可能な水蒸気濃度は、常圧でモル分率にして0.001~0.1の範囲であり、供給しうる最大乾き空気流量は0.17 kg/sである。本装置では空気を十分に加湿した後に、脱湿過程で水蒸気濃度を制御する方法を用いている。加湿は空気と水との接触により行われ、脱湿方法としては、冷却による脱湿方法と膨張による脱湿方法とを用いている。本報告には、装置の設計方針、装置の詳細および性能試験の結果が述べられている。

### 1. ま え が き

東京大学宇宙航空研究所原動機部燃焼学部門では、燃焼現象を流れの立場から研究する目的で、連続燃焼実験装置の整備に意を用いてきた。まず、減圧から加圧に至る圧力条件下の気流における燃焼の基礎研究用として、制御された圧力および流量（最大圧力0.69 MPa、最低圧力1.33 kPa、最大流量0.280 kg/s）の空気を連続的に燃焼装置に供給しうる装置を設

計し、製作した[1]。次に、超音速燃焼ならびに高温の亜音速気流中での燃焼現象についての基礎研究を行う目的で、制御された圧力、流量をもつ高温の空気を一定時間(最大圧力 0.69 MPa, 最大流量 1 kg/s, 最高温度 1750 K の時に 300 秒)連続して供給しうる装置を設計し、製作した[2]。

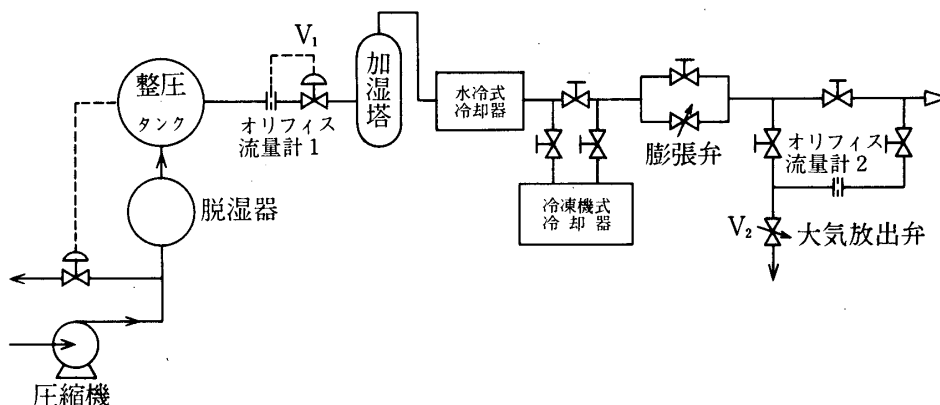
最近、燃焼に影響を及ぼすさまざまな要因の中で、酸化剤中の水蒸気濃度が注目されるようになり、いろいろな水蒸気濃度をもつ空気流を用いて燃焼実験を行う必要が生じてきた。そこで、制御された水蒸気濃度をもつ空気を、連続的に燃焼装置に供給しうる装置を新しく設計、製作することにした。

大流量の空気を必要とする特別な燃焼実験を除けば、われわれが通常行っているような規模の基礎研究においては、測定断面が 70 mm × 70 mm の燃焼装置で、常温常圧において約 30 m/s の流速が得られれば、ここ当分考えられる実験に対してはほぼ十分であろうという見込みから最大空気流量を 0.17 kg/s とした。さらに空気中の水蒸気濃度については、通常の大気の平均的な湿度範囲(露点でおおよそ 270 K ~ 296 K)をおおい、しかもその両側に相当範囲に広がるように、露点で 253 K ~ 320 K の範囲とした。水蒸気濃度の制御方法としてはまず始めに必要以上の水蒸気濃度をもつ湿り空気を作り、これを脱湿過程で制御して、所定の水蒸気濃度をもつ湿り空気とするという方法を採用した。今回製作した装置では、燃焼装置に供給する空気圧力を制御することは特に考えなかった。なお、空気の温度は室温から 345 K の範囲で制御することを目標とした。

加湿装置、水冷式冷却器、冷凍機式冷却器、膨張弁等の製造、据え付け工事および配管工事は三国機械工業株式会社に依頼し、昭和53年10月末に工事が完成した。さらに、管路加熱装置の取り付け工事は東洋電熱株式会社に依頼し、昭和53年12月末に完成した。なお、本燃焼実験装置の各機器、装置に必要な電力 100 kW は、超音速気流総合実験室にある 100 kW の動力線から供給された。

## 2. 実験設備の概要

可変湿度空気流燃焼実験装置は、空気流中に含まれる水蒸気濃度が燃焼に及ぼす影響を調べる目的で設備されたものである。本実験装置は空気供給装置、加湿装置、水冷式冷却器、冷凍機式冷却器、膨張弁、大気放出弁、オリフィス流量計、さらに管路加熱装置とから成り立っており、この系統図を第1図に示す。空気中に含まれる水蒸気濃度の制御方法としては、まず加湿塔で必要以上の水蒸気濃度をもつ湿り空気を作った後に、これを脱湿過程において、所定の水蒸気濃度の湿り空気とするという方法を用いる。脱湿方法としては冷却脱湿法と膨張脱湿法とを併用する。冷却脱湿法とは、湿り空気を冷却器(水冷式冷却器または冷凍機式冷却器)に通し、湿り空気中の水分を冷却管表面で凝結させて取り除く方法である。一方、膨張脱湿法とは、湿り空気を膨張させて、湿り空気中の水蒸気濃度を下げる方法である。この膨張脱湿法は、冷却脱湿法が空気の露点を冷却管表面温度以下には下げることができないという欠点を補い、冷却管表面温度以下に空気の露点を下げるために用いる方法である。この場合、膨張弁の操作により加圧下の湿り空気を膨張させても、既設の空気供給装置によりオリフィスの上流圧力と差圧とが自動制御されているために、流量は設定値を維持することができ



第1図 系統図

る。空気は116 kWのねじ圧縮機（吐出圧力0.69 MPa、吐出流量0.280 kg/s）により供給され、脱湿器、整圧タンク、オリフィス流量計1および流量制御弁  $V_1$  を経て加湿塔に送られる。この空気供給装置は既設のものである[1]。

加湿装置には、燃焼実験に用いる空気流中の水蒸気濃度に応じて三種類の使用方法がある。空気流中の水蒸気濃度が高い値をもつ必要がある場合には、加湿塔内において温水噴霧と空気とを向流させる。中程度の水蒸気濃度が必要な場合には、冷水噴霧と空気とを向流させる。水蒸気濃度が低くてもよい場合には、塔内に水を蓄えるだけで噴霧のない状態にしておき、空気が水の表面を通過する際に自然に水分を取り込み加湿されるという自然加湿の方法を用いる。

燃焼装置へ導く空気流の露点に応じて使用する、加湿方法および脱湿方法の組み合わせを第1表に示す。

(1) 露点が309 K～320 Kの湿り空気が必要な場合には、常圧で温水噴霧を用いて作られた湿り空気を水冷式冷却器に導き、冷却水量を変化させて所期の露点となるように調節する。

(2) 露点が291 K～309 Kの湿り空気が必要な場合には、加圧下において温水噴霧を用いて作られた湿り空気を、水冷式冷却器を用いて露点が309 Kの湿り空気とした後に、膨張弁を操作して露点を調節する。

(3) 露点が276 K～291 Kの湿り空気が必要な場合には、加圧下において冷水噴霧を用いて作られた湿り空気を、水冷式冷却器を用いて露点が291 Kの湿り空気とした後に、膨張弁を操作して露点を調節する。

(4) 露点が274 K～276 Kの湿り空気が必要な場合には、常圧で自然加湿により作られた湿り空気を、冷凍機式冷却器を用いて露点を調節する。

(5) 露点が253 K～274 Kの湿り空気が必要な場合には、加圧下において自然加湿により作られた湿り空気を、冷凍機式冷却器を用いて露点が274 Kの湿り空気とした後に、膨張弁を操作して露点を調節する。

第1表 使用する加湿方法と脱湿方法の組み合わせ

露点範囲 (K)	加湿方法	脱湿方法			流量制御	
		冷却脱湿法		膨張脱湿法	V <sub>1</sub>	V <sub>2</sub>
		水冷式 冷却器	冷凍機式 冷却器	膨張弁		
309 ~ 320	温水噴霧	○△			○	
291 ~ 309	温水噴霧	○		○△	○	
276 ~ 291	冷水噴霧	○		○△	○	
274 ~ 276	自然加湿		○△			○
253 ~ 274	自然加湿		○	○△		○

註: ○印は使用する装置を示す.

△印は空気流中の水蒸気濃度を最終的に調節する装置を示す.

なお、冷凍機の冷凍能力を広い範囲にわたって変化させることは困難であるため、冷凍機式冷却器を用いて空気流の露点を制御する場合には、冷凍機式冷却器には一定量の空気を流すようにする。その際、余分な空気は下流において大気へ放出し（大気放出回路）、燃焼装置へ導く空気は改めてオリフィス流量計2で計測する。

また、所期の水蒸気濃度をもつ湿り空気が、燃焼装置へ導かれる途中において冷たい管壁に接触すると、湿り空気中に含まれている水分が凝結して、水蒸気濃度が変化するおそれがある。これを防ぐために水冷式冷却器出口より下流の配管で大気放出回路を除く部分は、室温から423 Kの範囲で加熱できるようにしてある。大気放出回路に管路加熱装置を取り付けていないのは、この回路を使用する際には湿り空気の露点が253 K~276 Kと低い値であるために、管壁で水分が凝結せず、途中で水蒸気濃度が変化しないと考えたからである。

本実験装置の詳細流動系統図を第2図に示す。また加湿塔、水冷式冷却器、冷凍機式冷却器への給排水の系統図を第3図に示す。第2図、第3図に示されている計測器（温度計、圧力計、流量計、露点計）の一覧表を第2表に示す。さらに本装置に用いられている主要な補助装置の仕様を第3表に示す。

### 3. 可変湿度空気流燃焼実験装置の性能

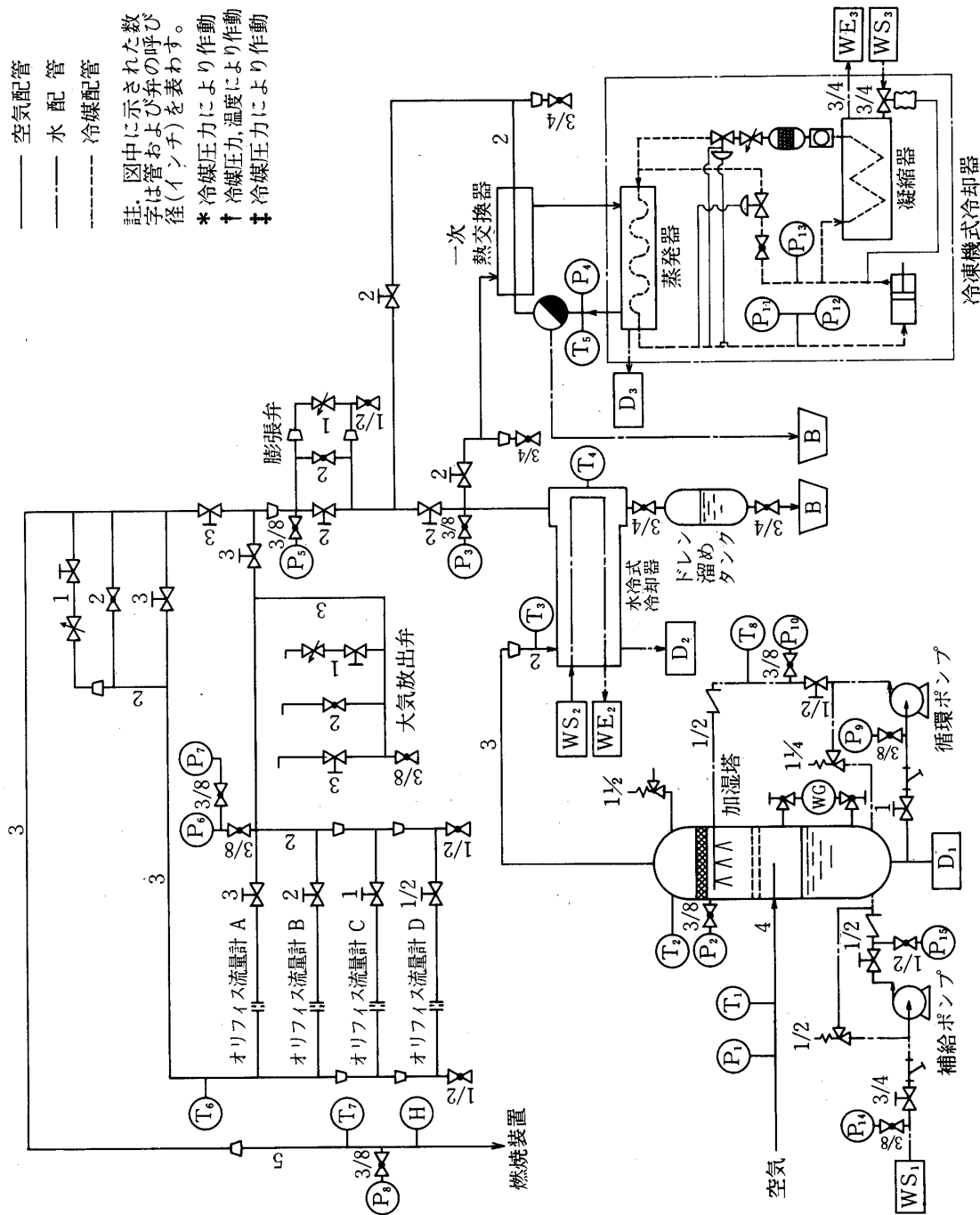
#### 3.1 全体性能

可変湿度空気流燃焼実験装置の性能試験を行い、目標とした範囲の水蒸気濃度（露点253 K~320 K）をもつ空気が規定の流量（0.002~0.17 kg/s）において得られることが確かめられた。各装置の性能については節を改めて述べることにする。

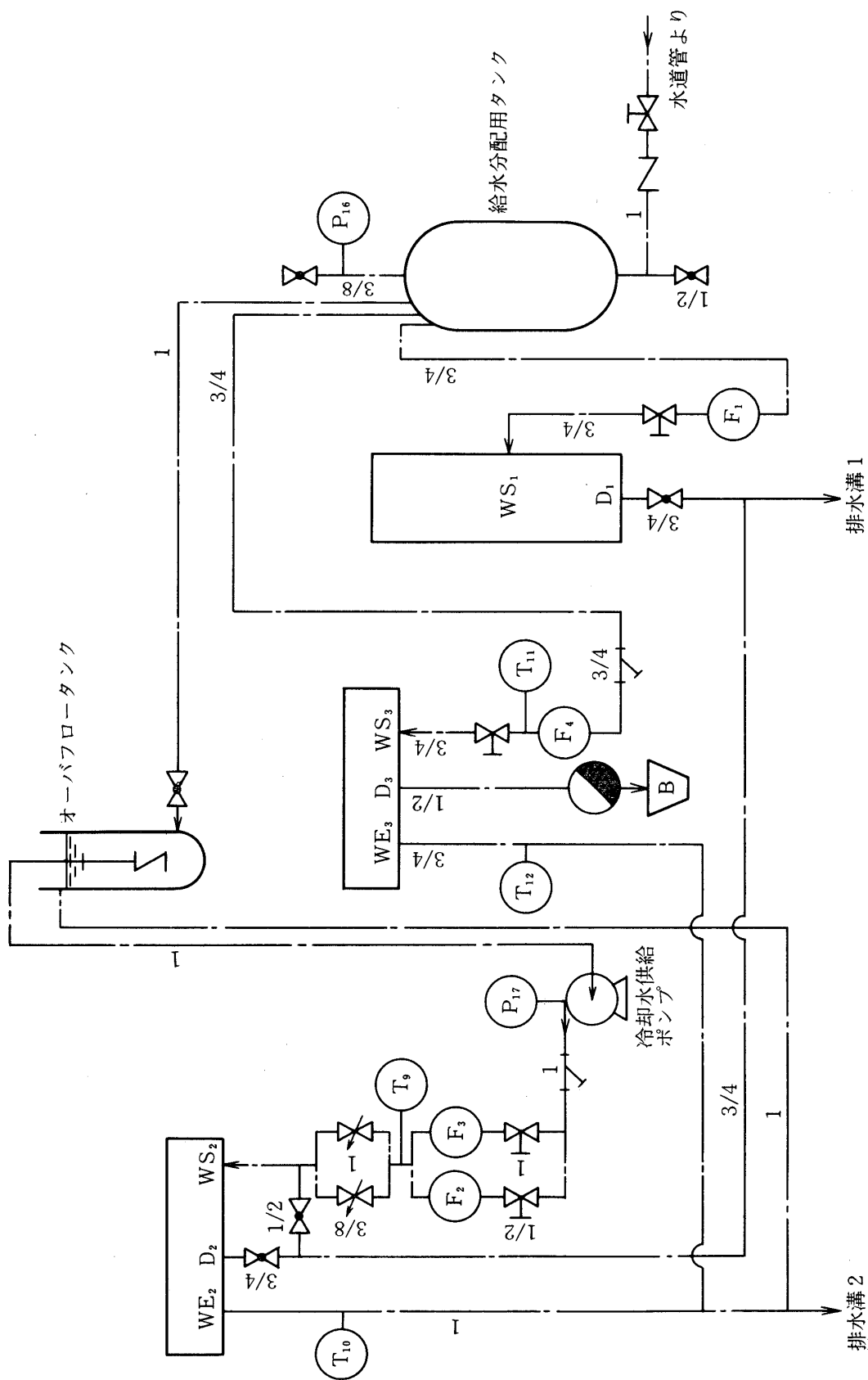
#### 3.2 膨張による水蒸気濃度の低下

湿り空気を膨張させて空気中に含まれる水蒸気濃度を低下させる方法（膨張脱湿法）は、本実験装置の空気中の水蒸気濃度の制御において重要な役割を果たしている。冷却脱湿法では冷却管表面温度以下には、空気の露点を下げることができないので、冷却脱湿法を補うために、膨張脱湿法を併用した。この方法がより所とする原理は、気体中に含まれているある成分の分圧と全圧との比は膨張により影響を受けないということである。そこで全圧  $P_1$ 、水

- |     |                                  |         |
|-----|----------------------------------|---------|
| —   | 空気配管                             | ニードル弁   |
| —   | 水配管                              | 玉形弁     |
| --- | 冷媒配管                             | 仕切弁     |
| ○   | 注. 図中に示された数字は管および弁の呼び径(インチ)を表わす。 | バイパス弁*  |
| *   | 冷媒圧力により作動                        | 膨張弁†    |
| †   | 冷媒圧力、温度により作動                     | 制水弁*    |
|     |                                  | レリーフ弁   |
|     |                                  | アングル弁   |
|     |                                  | 逆止弁     |
|     |                                  | Y形ストレーナ |
|     |                                  | 径違い継手   |
|     |                                  | ポンプ     |
|     |                                  | ドレントラップ |
|     |                                  | 冷媒除湿器   |
|     |                                  | サイトグラス  |
|     |                                  | 圧縮器     |
| ○   | 圧力計                              |         |
| ○   | 温度計                              |         |
| ○   | 流量計                              |         |
| ○   | 露点計                              |         |
| ○   | 水位計                              |         |
| ○   | 給水                               |         |
| ○   | 排水                               |         |
| ○   | ドレン                              |         |
| ○   | ベイズン                             |         |



第2図 詳細流動系統図



第3図 給排水系統図

第2表 計測器一覧表

## (1) 温度計

記号	種 類	使用範囲 (°C)	最小目盛 (°C)
T1	液体封入ガラス温度計	0 ~ 50	1
T2	バイメタル温度計	0 ~ 150	2
T3	液体封入ガラス温度計	0 ~ 100	1
T4	液体封入ガラス温度計	0 ~ 150	2
T5	圧力温度計	-10 ~ 50	0.5
T6	液体封入ガラス温度計	0 ~ 50	1
T7	バイメタル温度計	0 ~ 100	2
T8	液体封入ガラス温度計	0 ~ 150	2
T9	液体封入ガラス温度計	0 ~ 50	1
T10	液体封入ガラス温度計	0 ~ 120	2
T11	液体封入ガラス温度計	0 ~ 50	1
T12	液体封入ガラス温度計	0 ~ 50	1

## (2) 圧力計

記号	種 類	使用範囲*	最小目盛
P1	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1 MPa	0.02 MPa
P2	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1.5 MPa	0.05 MPa
P3	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1 MPa	0.02 MPa
P4	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1 MPa	0.02 MPa
P5	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1 MPa	0.02 MPa
P6	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1 MPa	0.02 MPa
P7	U字管型圧力計(チーベン型)	0 ~ 4400 mmHg	1 mmHg
P8	ダイヤフラム型圧力計	0 ~ 3 kPa	0.1 kPa
P9	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1.5 MPa	0.05 MPa
P10	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1.5 MPa	0.05 MPa
P11	ブルドン管型圧力計 (連成計)	-760 ~ 0 mmHg 0 ~ 15 kgf/cm <sup>2</sup>	760 mmHg 0.5 kgf/cm <sup>2</sup>
P12	ブルドン管型圧力計 (連成計)	-760 ~ 0 mmHg 0 ~ 15 kgf/cm <sup>2</sup>	200 mmHg 0.2 kgf/cm <sup>2</sup>
P13	ブルドン管型圧力計 (連成計)	-760 ~ 0 mmHg 0 ~ 25 kgf/cm <sup>2</sup>	760 mmHg 0.5 kgf/cm <sup>2</sup>
P14	ブルドン管型圧力計	0 ~ 0.6 MPa	0.02 MPa
P15	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1.5 MPa	0.05 MPa
P16	ブルドン管型圧力計	0 ~ 0.6 MPa	0.02 MPa
P17	ブルドン管型圧力計	0 ~ 1.5 MPa	0.05 MPa

## (3) 流量計

記号	種 類	使用範囲 (L/min)	最小目盛 (L/min)
F1	面積流量計	3 ~ 30	0.5
F2	面積流量計	1 ~ 10	0.2
F3	面積流量計	4 ~ 45	1
F4	面積流量計	3 ~ 30	0.5

## (4) 露点計

記号	種 類	使用範囲	最小目盛
H	電気式露点計 <sup>†</sup> (インピーダンス方式)	露点 -40 ~ 60 °C	2 °C

\* ゲージ圧

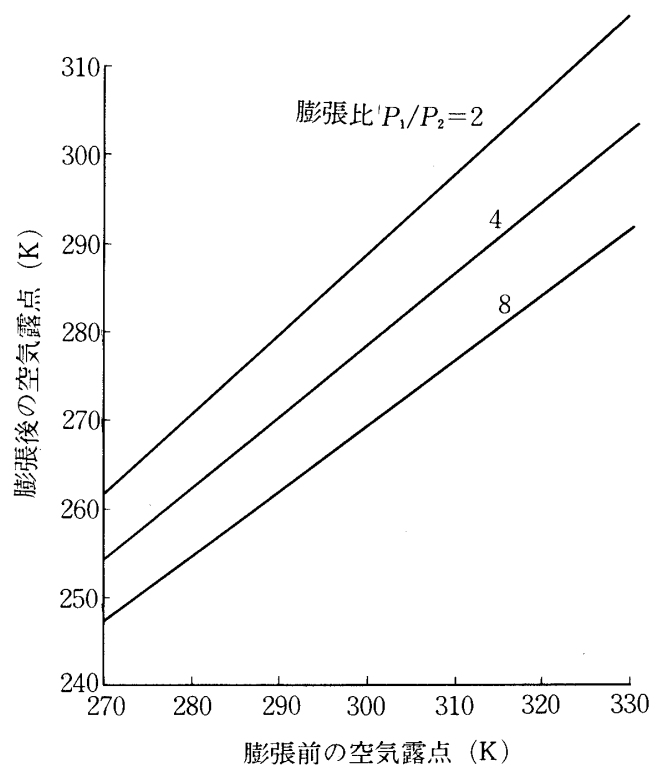
† Panametrics, Model 700.

(1) ポンプ 第3表 補助装置一覧表

	種 類	揚 程 (MPa)	吐 出 量 (m <sup>3</sup> /s)	電動機出力 (kW)
補 給 ポ ン プ	ウエスコ	0.74	$2.8 \times 10^{-4}$	1.5
循 環 ポ ン プ	ウエスコ	0.59	$3.7 \times 10^{-4}$	1.5
冷 却 水 供 給 ポ ン プ	二段遠心	0.29	$1.5 \times 10^{-3}$	1.5

(2) タンク

	最大許容圧力 (MPa)	容 積 (m <sup>3</sup> )
ドレン溜めタンク	0.98	$3.0 \times 10^{-2}$
給水分配用タンク	0.49	$3.8 \times 10^{-1}$
オーバーフロータンク	—	$5.0 \times 10^{-2}$

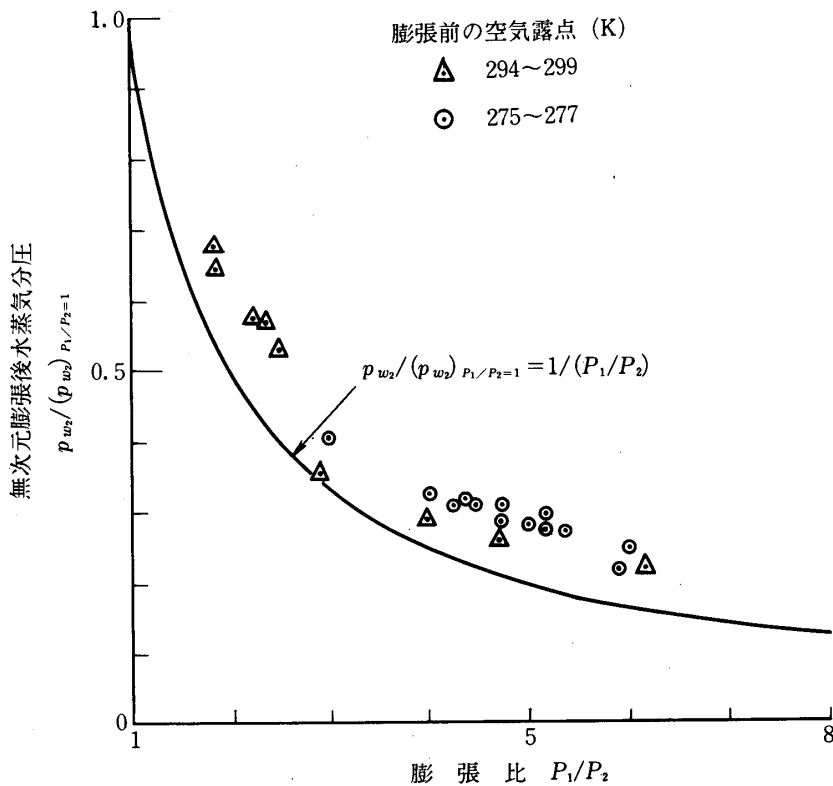


第4図 膨張による露点の低下

蒸気分圧  $p_{w1}$  の湿り空気を全圧  $P_2$  まで膨張させると、膨張後の水蒸気分圧  $p_{w2}$  は途中で水分の凝結や添加がないとすれば

$$p_{w2} / P_2 = p_{w1} / P_1 \quad (1)$$





第5図 膨張による水蒸気濃度の低下の実験結果

により表わされる。この原理に基づいて、膨張比をパラメタとして膨張前の湿り空気の露点と膨張後の湿り空気の露点との関係を表わしたものが第4図である。

次に、この膨張脱湿法の性能試験の結果を述べる。実験結果の整理にあたって、横軸には膨張比  $P_1/P_2$  をとり、縦軸には膨張後の水蒸気分圧を膨張なしの場合の水蒸気分圧で割った無次元の膨張後水蒸気分圧  $p_{w2}/(p_{w2})_{P_1/P_2=1}$  をとったものが第5図である。この図より、膨張比の増加に伴い無次元の膨張後水蒸気分圧が減少していることがわかる。図中の曲線は、

$$p_{w2}/(p_{w2})_{P_1/P_2=1} = 1/(P_1/P_2) \tag{2}$$

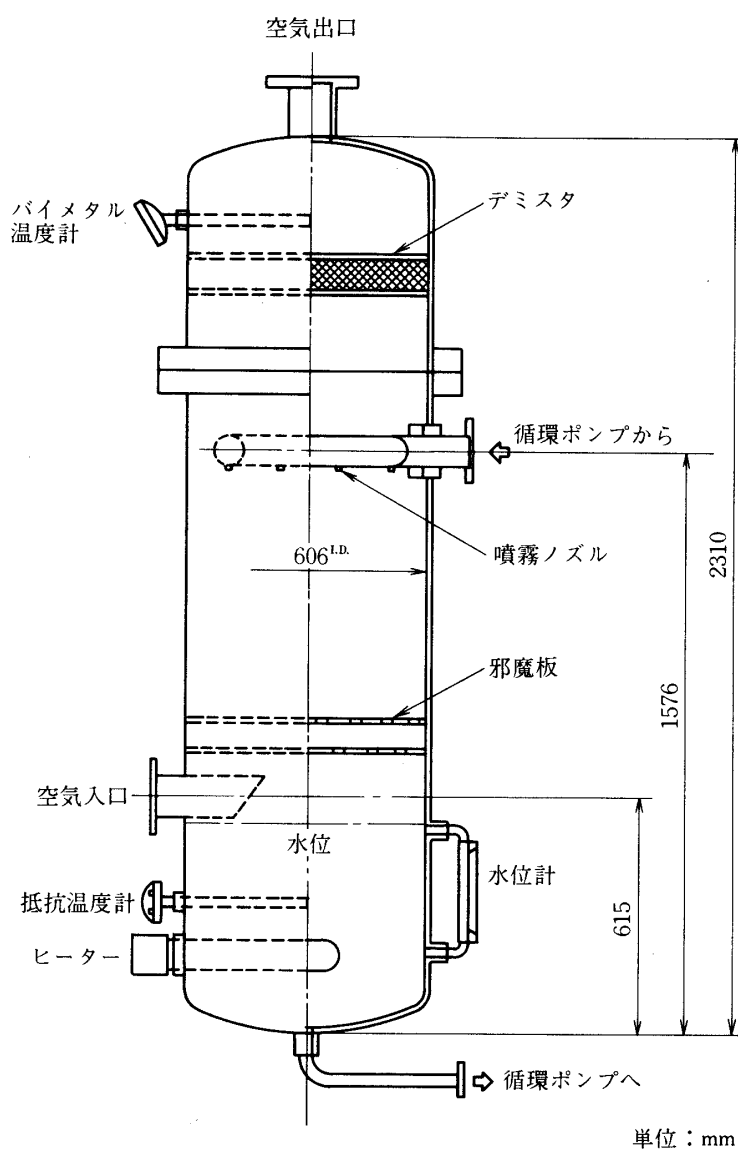
である。これは(1)式から求められる

$$p_{w2}/(p_{w2})_{P_1/P_2=1} = [p_{w1}/(p_{w1})_{P_1/P_2=1}]/(P_1/P_2)$$

の関係において、膨張前の水蒸気分圧が圧力によらず一定と仮定した場合を表わしている。性能試験の結果は、ほぼ(2)式に沿っていることから、この仮定は妥当であると考えられる。ここで全圧  $P_1$ 、 $P_2$  は第2図中の圧力計  $P_3$  を用いて測定した。水蒸気分圧  $p_{w2}$ 、 $(p_{w2})_{P_1/P_2=1}$  は電気式露点計 H の測定値から蒸気圧表を用いて換算して求めた。

### 3.3 加湿装置

加湿装置は加湿塔と、加湿塔に水を補給する補給ポンプ、加湿塔底部に蓄えた水を循環させる循環ポンプとから成る。加湿塔の形状を第6図に示す。ポンプの仕様については第3表に示されている。加湿塔内には六個の噴霧ノズルが下向きについており、加湿塔中段から入ってくる空気と噴霧とが向流するようになっている。加湿塔底部には蓄えた水を加熱するためのヒーターが三組（一組二本）備え付けてある。ヒーターの総出力は42kWであり、これを一組14kWずつに分け、一組を自動（オンオフ）制御し、残りの二組は空気の流量や水蒸気濃



第6図 加湿塔の形状

度に応じて適宜ペース加熱として用いる。加湿塔内を一様に空気が上昇するように、邪魔板が空気導入口の上部に設けてある。水が滴のまま空気と共に運び去られるのを防ぐために、加湿塔上部には厚さ100mmのスチール製のデミスタが備え付けてある。第7図は加湿装置の制御盤を示す。加湿塔の要目は次の通りである。

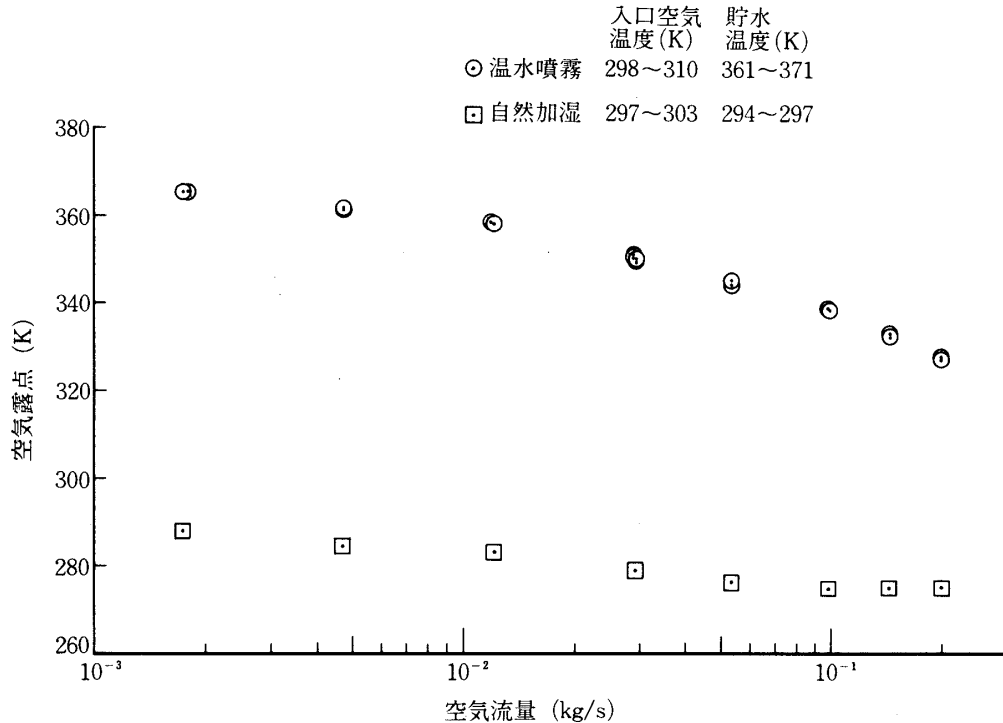
最大貯水量	:	0.14 m <sup>3</sup>
水温制御範囲	:	室温～423 K
噴霧圧力	:	0.45 MPa
噴霧流量	:	0.44 kg/s

空気が355 Kの温水噴霧と向流する場合と、噴霧なしで貯水の表面を通過するだけの場合（自然加湿）において、加湿塔出口での空気露点が空気流量に対してどのように変化するかが第8図に示されている。自然加湿による加湿では空気流量が増すにつれて加湿塔出口での空気露点は最初は徐々に減少するが、空気流量が大きいところでは空気露点は限界値に達している。また、355 Kの温水噴霧の場合には加湿塔出口の空気露点は空気流量が増すにつれて単調に減少するが、減少率は通増している。しかも、最大空気流量0.195 kg/sにおいて325 Kの空気露点が得られているということは、最大規定空気流量0.17 kg/sで最高規定空気露点320 Kの湿り空気を燃焼装置に供給しうることを示している。ここで、自然加湿の場合の露点の測定は、装置下流の露点計Hで測定した。また、温水噴霧の場合には水冷式冷却器でのドレン量と露点計Hの測定値から加湿塔出口の露点を算出した。

次に、加湿塔出口の露点を相対湿度に、空気流量を無次元滞留時間に変換して整理してみる。ここで無次元滞留時間  $Z$  は



第7図 加湿装置の制御盤



第8図 空気流量と加湿塔出口での空気露点の関係

$$Z = \frac{\mathcal{D}}{V_h l_h}$$

で表わされる。 $\mathcal{D}$  は代表拡散係数、 $V_h$  は空気の平均速度、 $l_h$  は代表長さである。代表拡散係数として、塔内平均温度における空気中の水蒸気の拡散係数を採用し、

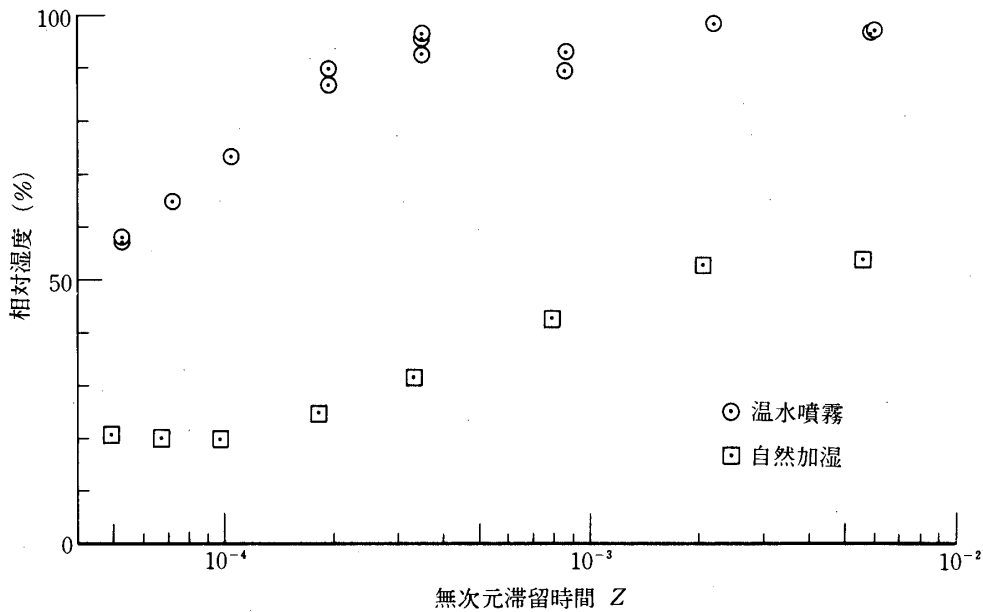
$$\mathcal{D} = 2.99 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{温水噴霧})$$

$$\mathcal{D} = 2.57 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s} \quad (\text{自然加湿})$$

とした[3]。代表長さとしては空気入口から噴霧ノズルまでの距離 0.9 mを用いる。縦軸に加湿塔出口での相対湿度、横軸に無次元滞留時間  $Z$  をとってプロットしたものが第9図である。温水噴霧の場合の相対湿度は、無次元滞留時間  $Z$  の増加に伴って急増した後に、一度減少し、再び増加した後に減少している。これは、質量輸送(空気の加湿)とエネルギー輸送(空気温度の上昇)との間に、複雑な相互作用があるためと考えられる。自然加湿の場合には、相対湿度は  $Z$  が小さい時には一定であるが、 $Z$  が増加するにつれて徐々に増加する。 $Z$  がさらに大きくなると、相対湿度は再び一定値に落ち着く。

### 3.4 水冷式冷却器

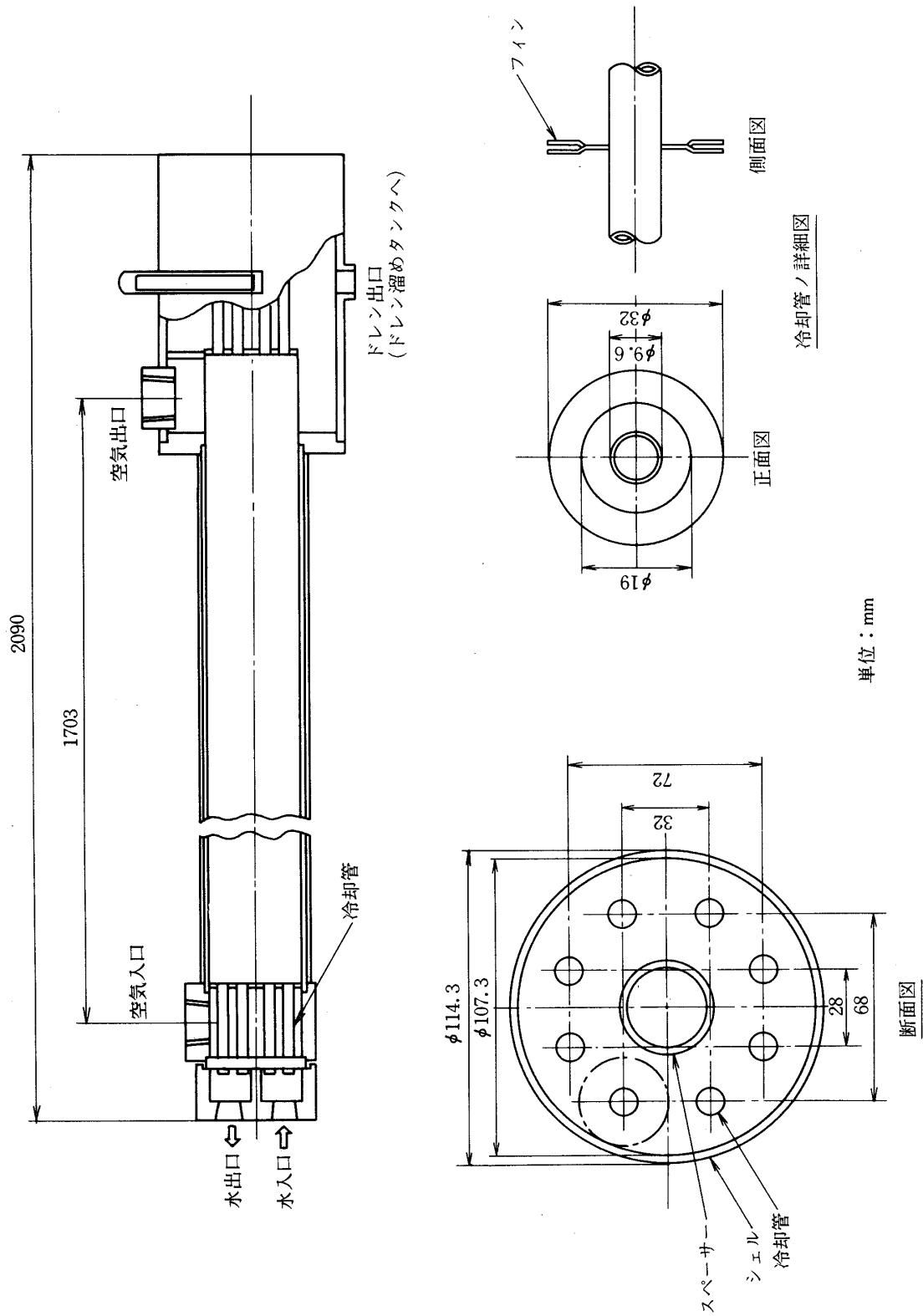
水冷式冷却器は二重並流型熱交換器(シェル流路1, 管流路8)であり、形状を第10図に



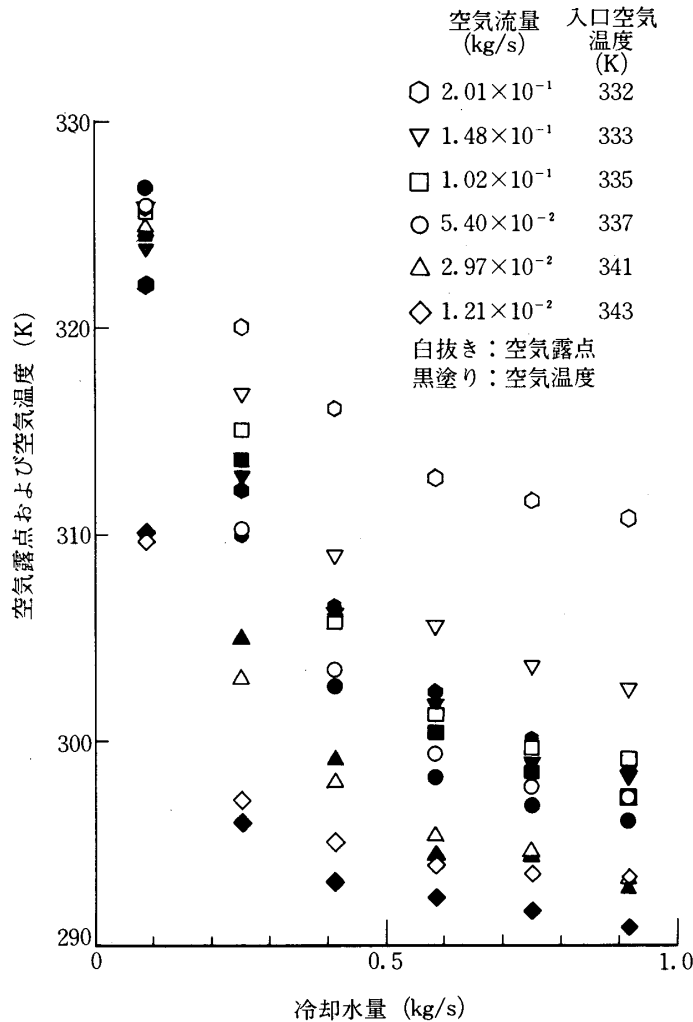
第9図 無次元滞留時間と加湿塔出口での相対湿度の関係

示す。冷却水は管内を流れ、管にはフィンがついていて総伝熱面積は  $0.322 \text{ m}^2$  である。制御可能な冷却水の水量は  $0.02 \sim 0.917 \text{ kg/s}$  の範囲である。水冷式冷却器のみを用いて空気中の水蒸気濃度を調節する場合には、冷却水に変動があると水蒸気濃度も変動してくる。そこで流量変動がきわめて少ない冷却水を供給するために、第3図に示すようにオーバーフロータンクを地上  $2.5 \text{ m}$  のところに設置し、ポンプを用いて一定量の水を水冷式冷却器に供給するようにしている。ポンプの仕様およびタンクの容積については第3表に示されている。さらに水冷式冷却器を用いて空気中の水蒸気濃度を所期の値に調節する際には、多量的水分を除去する場合もあるため、ドレンを溜めるタンクは加湿塔に溜め得る最大水量の五分の一程度の容積をもつようにしてある。

水冷式冷却器を通る空気の流量をパラメータとして、冷却水量を変化させた場合の冷却器出口の空気温度と露点の測定結果を第11図に示す。冷却器に入ってくる湿り空気は  $355 \text{ K}$  の温水噴霧により作られたものである。いずれの空気流量においても冷却水量が増すにつれて、冷却器出口の空気露点も温度も低下するが、それらの低下率は逓減している。しかし、最大空気流量  $0.201 \text{ kg/s}$  においてさえ、冷却水量を増すにつれて空気の露点が  $326 \text{ K}$  から  $311 \text{ K}$  へと下がっていることから、最大規定空気流量の  $0.17 \text{ kg/s}$  において最大露点  $320 \text{ K}$  が得られうるということがわかる。さらに空気流量が小さい場合には冷却器出口の空気露点と温度とは測定誤差の範囲内（露点計  $\pm 2 \text{ K}$ 、温度計  $\pm 1 \text{ K}$ ）で一致しており、飽和湿り空気であることを示している。しかし、空気流量が  $0.148 \text{ kg/s}$  と  $0.201 \text{ kg/s}$  においては空気の露点の方が空気温度よりも高く、冷却器から出て来る湿り空気は過飽和状態であることを示している。



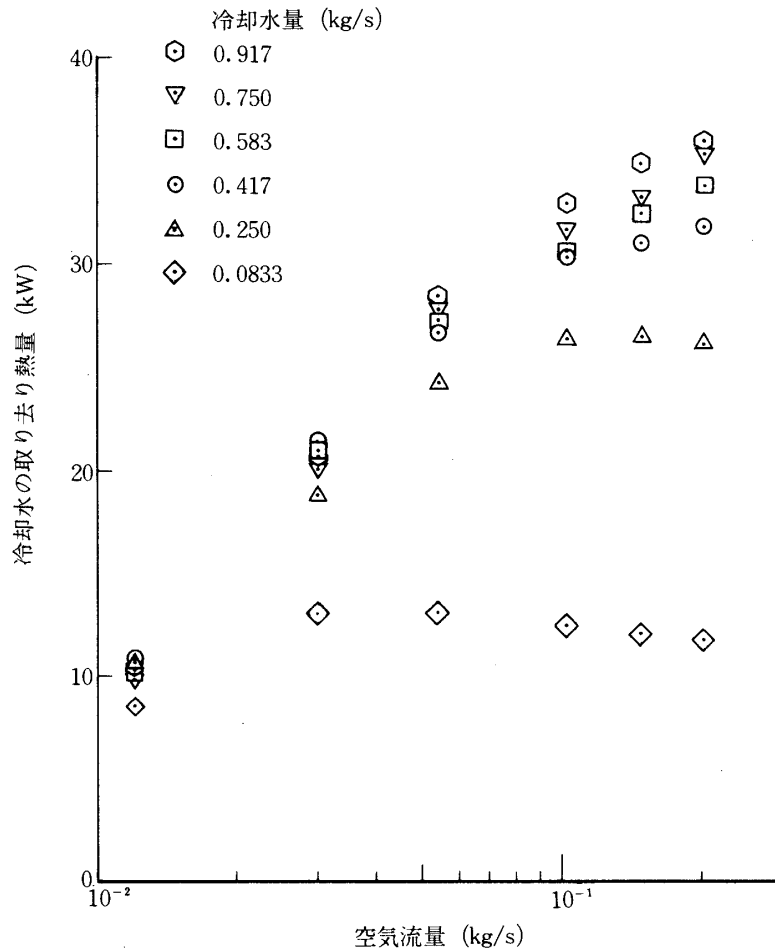
第10図 水冷式冷却器の形状



第11図 空気流量と水冷式冷却器出口の空気温度および露点の関係

ここで空気露点は第2図の装置下流にある露点計 H で、空気出口温度は温度計 T<sub>4</sub> で測定した。

次に冷却水量をパラメータとして、冷却水の取り去り熱量を空気流量に対してプロットしたものが第12図である。冷却水の取り去り熱量は、冷却水が相変化をしないことから冷却水の流量と出入口の温度差と比熱から求められる。冷却水量が小さい0.0833 kg/s と0.25 kg/s の場合には空気流量が増すにつれて冷却水の取り去る熱量は最初は増加するが、次には減少しはじめる。これは冷却水量が小さいため、空気流量が大きくなると冷却水温度と湿り空気温度との差が減少するためである。冷却水量が大きい場合には冷却水の取り去り熱量は単調に増加するが、増加の仕方は徐々に鈍くなる。ここで、空気入口出口温度はそれぞれ第2図の



第12図 空気流量と冷却水取り去り熱量の関係  
(水冷式冷却器入口空気温度 332 K ~ 343 K)

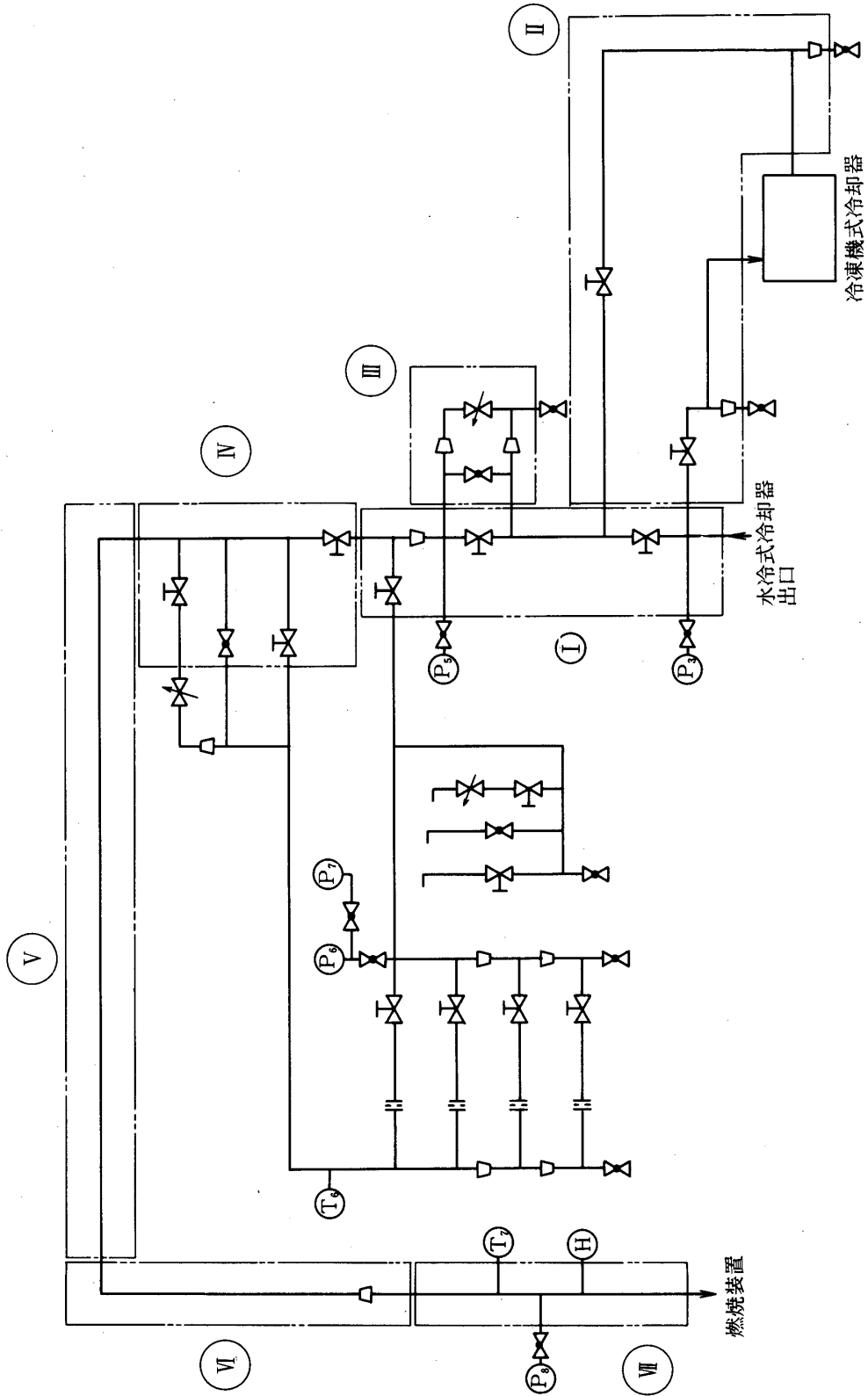
温度計  $T_3$ ,  $T_4$  で, 冷却水入口出口温度はそれぞれ温度計  $T_9$ ,  $T_{10}$  で, 冷却水量は流量計  $F_2$  または  $F_3$  で測定した.

水冷式冷却器の性能試験の結果を用いて, 補遺1において伝熱工学的な解析を行った.

### 3.5 管路加熱装置

所定の水蒸気濃度をもつように調整された空気を燃焼装置に導く際に, 湿り空気が冷たい管壁に触れ, 水分が凝結して酸化剤中の水蒸気濃度が途中で変化することを防止するために, 管部には可撓ニクロム線を, 弁部にはリボン状ニクロム線を巻いて加熱する. さらにこのまわりを断熱材(厚さ 20 mm のガラスウール)でおおっている. 加熱すべき管路は第13図に示すようにI~VIIの七つの部分に分け, 各部分のほぼ中央の管外壁に取り付けた熱電対(鉄-コンスタンタン)の出力を用いてヒータを自動(オンオフ)制御する. ヒータの総出力は 18.6 kW である. 各ヒータの加熱には三相交流から二相を取り出して行うが, 全体としては





第13図 管路加熱装置の区分

いずれかの相に片寄ることなく三相から均等に電力が分配されるようにしてある。I～VIIの各部分に投入する単位長さあたりおよび単位面積あたりの電力投入量を第4表に示す。Iに単位面積あたりの電力投入量を一番大きくしてあるのは、ここが管路加熱装置の入口部分で空気温度があまり上昇しておらず、水冷式冷却器を出た飽和または過飽和の湿り空气に及ぼす管壁の影響が他の部分よりも著しいと考えられたからである。次に単位面積あたりの電力投入量が多いのはIIIである。これはここにある膨張弁で空气の絞り膨張が行われるため、温度が低下して膨張後の空气中的水分が凝結するおそれがあるので、単位面積あたりの電力投入量を大きくして十分に加熱を行いうるようになるためである。第14図に管路加熱装置の制御盤を示す。

管路外壁温度をパラメタとして、空気流量を変化させて管路加熱装置の入口出口の空気温度差を測定した結果を第15図に示す。いずれの設定温度(325 K, 345 K, 365 K)においても空気流量が増加するにつれて、空气の温度上昇は最初は減少し、次には増加に転ずるが最後には再び減少しはじめている。設定温度が図中で一番低い325 Kの場合においても最大空気流量が0.206 kg/sの時には16 Kの空気温度の上昇がある。しかもこの管路加熱装置の設定最高温度は423 Kであるので、水蒸気濃度を調整された湿り空气の水分が、凝結するのを防ぐには十分であると考えられる。ここで管路加熱装置入口出口温度はそれぞれ第2図の温度計  $T_4$ ,  $T_7$  で測定した。また、この実験においては空气を冷凍機式冷却器には通さなかった。

管路加熱装置の性能試験の結果を用いて、補遺2において伝熱工学的な解析を行った。

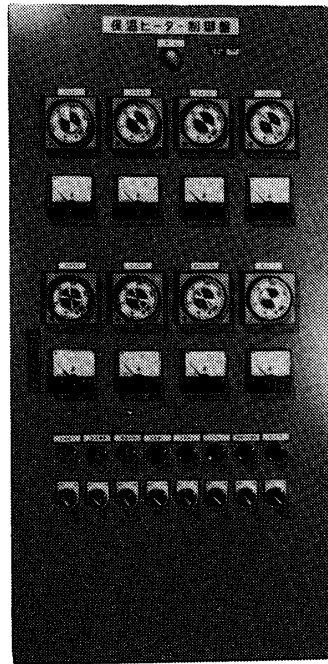
### 3.6 その他

#### 3.6.1 冷凍機式冷却器

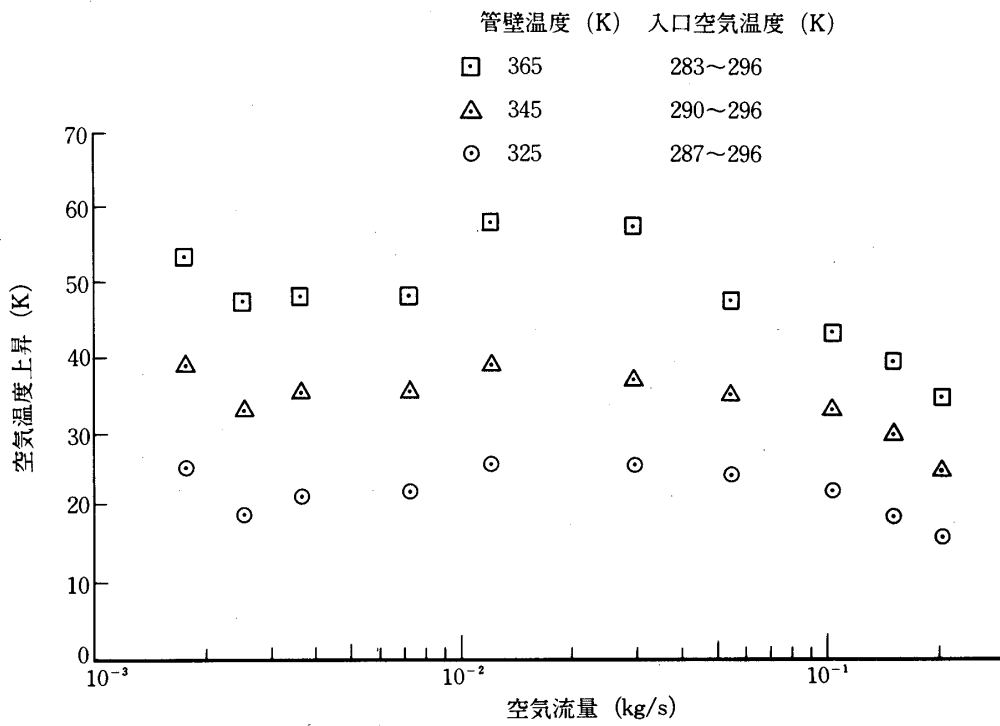
冷凍機式冷却器は市販されている一段圧縮冷凍サイクルをもつ冷凍機で、系統図は第2図中に示されている。本実験装置に用いられている冷凍機式冷却器が他の冷凍機と異なる点は通常の膨張弁の手前に手動の膨張弁を設けて、蒸発器へ流入する冷媒量を手動調整できる点である。これにより狭い範囲ではあるが冷凍効果を変えられるようになっている。凝縮器は水冷式で

第4表 管路加熱装置各部分の電力投入量および電力密度

区分	加熱距離 (m)	加熱面積 (m <sup>2</sup> )	電力投入量 (kW)	単位長さあたりの 電力投入量 (kW/m)	単位面積あたりの 電力投入量 (kW/m <sup>2</sup> )
I	1.39	0.257	3.20	2.30	12.5
II	3.96	0.632	2.62	0.662	4.15
III	2.18	0.287	3.14	1.44	10.9
IV	2.09	0.479	4.16	1.99	8.68
V	2.18	0.553	1.52	0.697	2.75
VI	2.52	0.696	1.56	0.619	2.24
VII	0.89	0.557	2.38	2.67	4.27
総計	15.21	3.461	18.58	—	—
平均	—	—	—	1.22	5.37



第14図 管路加熱装置の制御盤



第15図 空気流量と管路加熱装置による温度上昇の関係

冷却水量は自動的に調節されている。燃焼装置に導く空気の温度自身が低い値をもつ必要がないので、冷凍機の蒸発器で冷却された空気と冷凍機に入る空気との間で熱交換を行わせ、冷凍機式冷却器を出た後の空気温度を室温近くまで上昇させる。冷凍機式冷却器の要目は次の通りである。

冷 媒	: R12
圧縮機動力	: 1.5 kW
圧縮機ピストン押しのけ量	: $3.38 \times 10^{-3} \text{ m}^3/\text{s}$
冷凍効果	: 4.54 kW (手動膨張弁全開)
蒸発器内圧力	: 0.26 MPa (標準値)
凝縮器内圧力	: 0.90 MPa (標準値)
一次熱交換器伝熱面積	: 1.07 $\text{m}^2$
蒸発器伝熱面積	: 13.5 $\text{m}^2$
凝縮器伝熱面積	: 0.792 $\text{m}^2$

冷凍機式冷却器は市販のものであるため性能試験を行うのに必要な測定器が不足しており、満足のいく性能試験は行えなかった。ただ、冷却水の水量と温度上昇とから凝縮器で交換される熱量を求めた結果、この冷凍機式冷却器が規定の冷凍効果をもつことがわかった。第2図の温度計  $T_5$  で測定した蒸発器出口の空気温度は以下の通りである。

空気流量	0.054 kg/s	: 270 K
空気流量	0.13 kg/s	: 272 K
空気流量	0.17 kg/s	: 274 K

### 3.6.2 オリフィス

大気放出回路を使用しない場合には、空気供給装置により供給される空気は既存のオリフィスにより測定、制御されうるが、大気放出回路を使用する場合には改めて燃焼装置へ導く空気の流量を測定する必要が生じてくる。本実験装置は流量が広範囲にわたる実験を行うため、一つのオリフィスで流量を測定したり制御したりすることは不可能である。オリフィス上流の圧力および空気流の温度を一定とすると流量  $Q$  とオリフィスの差圧  $\Delta P$  との間には  $Q \propto \sqrt{\Delta P}$  という関係が成り立つ。さらにオリフィスの差圧  $\Delta P$  は U 字管圧力計の液面差  $h$  と比例するから  $Q \propto \sqrt{h}$  となる。 $h$  が小さくなると測定や制御の精度が悪くなるので、 $h$  が非常に小さいところの使用は避けるべきであるとされている。そこで流量を広い範囲にわたって比較的精度よく測定し、制御するためには複数のオリフィスを使用する必要がある。大気放出回路においては第5表に示すような四個のオリフィスを並列に並べ、測定量に応じてオリフィスを切換えて使用する。新設したオリフィスの最大差圧は 1000 mm Aq である。

オリフィス流量計の検定は、空気流量が  $1.09 \times 10^{-3} \text{ kg/s}$  より小さい場合には湿式ガスメータを使用して行った。空気流量が大きい場合には、オリフィス流量計の下流に取り付けられた吹き出し速度分布が一様な convergent nozzle (ノズル出口直径 66 mm) 出口で、ピトー管を用いて測定した速度分布を積分して実際の流量を求めた。この際、ピトー管圧力はゲ

第5表 オリフィス一覧表

記号	配管内径 $D$ (mm)	オリフィス直径 $d$ (mm)	直径比 $\beta$ ( $=d/D$ )	オリフィス板の 肉厚 (mm)	設計流量†	
					最大流量 (kg/s)	最小流量 (kg/s)
A	80.7	51.0	0.632	3.0	$2.21 \times 10^{-1}$	$5.13 \times 10^{-2}$
B	52.9	26.4	0.499	2.0	$5.58 \times 10^{-2}$	$1.30 \times 10^{-2}$
C	27.6	13.6	0.493	2.0	$1.47 \times 10^{-2}$	$3.38 \times 10^{-3}$
D	16.1	7.0	0.435	2.0	$3.85 \times 10^{-3}$	$8.83 \times 10^{-4}$

† これらの流量はいずれも、オリフィスの上流圧力が0.12 MPa、上流温度が293 Kの場合の値である。オリフィスの差圧は、最大流量では9810 Pa、最小流量では490 Paである。

第6表 各オリフィス流量計の流量範囲(測定結果)

記号	流 量	
	最大流量 (kg/s)	最小流量 (kg/s)
A	$2.26 \times 10^{-1}$	$5.25 \times 10^{-2}$
B	$5.77 \times 10^{-2}$	$1.34 \times 10^{-2}$
C	$1.60 \times 10^{-2}$	$3.92 \times 10^{-3}$
D	$3.94 \times 10^{-3}$	$8.81 \times 10^{-4}$

註. これらの流量はいずれも、オリフィスの上流圧力が0.12 MPa、上流温度が293 Kの場合の値である。オリフィスの差圧は、最大流量では9810 Pa、最小流量では490 Paである。

ツチンゲン型マノメータまたはチャトック式微圧計を用いて測定した。

この結果をもとにして、各オリフィスの流量係数と膨張補正係数とオリフィス面積の積を決定した。この値とオリフィス差圧と上流密度とから流量を算出することができる。それぞれのオリフィスについて、実験的に決定した係数を用いて算出した最大および最小流量を第6表に示す。これらの結果と第5表とを比較すると、オリフィス流量計 A と D は設計どおりに働いているが、オリフィス流量計 B と C では実際の空気流量が設計値以上であることがわかる。

### 3.6.3 留意すべき問題点

今後、このような装置を設計、製作しようとする場合に、留意すべき問題点を以下に述べる。

(1) 水冷式冷却器を用いて空気露点を制御する際には、冷却水量の変動が空気露点に同様の変動を引き起こす。そこで水冷式冷却器のみで空気露点を制御する際には、水冷式冷却器には変動が非常に小さい冷却水を供給しなければならない。

(2) 市販の冷凍機は冷凍能力を広範囲にわたって変化させるようには作られてはいないため、冷凍機式冷却器を用いて空気露点を広範囲に変化させることは不可能である。もし冷凍機式冷却器を用いて空気露点を広範囲に制御したければ、特別な冷凍機を発注しなければならない。

ならない。

(3) 空気流量が大きく、空気露点が高い場合には、加湿塔への水の給水と、水冷式冷却器からのドレンの排水とは頻繁に行わなくてはならない(現在のところ手動)。そこで大型の実験装置では自動的に行われうるように工夫すべきである。

(4) 水冷式冷却器出口から下流には管路加熱装置が取り付けられているとはいえ、ひとたび管壁に水が吸着すると、多少暖めたとしても水が脱着するには長い時間を要する。そこで空気中の水蒸気濃度を変化させて実験を行う際には、水蒸気濃度が低い空気を先に用いなくてはならない。

#### 4. 結 論

新しく設備した可変湿度空気流燃焼実験装置は、ほぼ設計通りに作動することが確かめられた。また、われわれが広範囲の脱湿方法として採用した冷却脱湿法と膨張脱湿法の併用は、有効な方法でしかも実行しやすいことがわかった。

#### 5. あとがき

以上、宇宙航空研究所の燃焼学部門に設備された可変湿度空気流燃焼実験装置の概要についてまとめて説明を行った。新しく設備された可変湿度空気流燃焼実験装置は、制御可能な水蒸気濃度の範囲が広い点であり、類例がない独得の設備であり、難しい技術的な問題にも度々遭遇したが、これらの問題をどうにか解決して設備を完成させることができた。現在この実験装置を用いて、固体炭素の燃焼率に及ぼす酸化剤中の水蒸気濃度の影響を調べる実験を行っており、いくつかの研究成果をあげつつある。

なお、この設備の製作は、昭和52年度と昭和53年度の文部省科学研究費一般研究(B)(課題番号246058)と、東京大学宇宙航空研究所の昭和53年度の宇宙・特殊環境工学総合実験設備費の補助を受けて行われた。メーカーとの交渉、契約にあたっては、契約第二掛の天池道之氏に、実験に必要な100kWの電力源の設備にあたっては、成田正直氏をはじめ電気掛の方々に、さらにオリフィス流量計およびその他のいくつかの補助的装置の製作に関しては、工部の方々に多大の御尽力をたまわった。

また、本実験装置の製作、据え付けを担当された三国機械工業株式会社の玉岡満氏、今泉一二三氏、および管路加熱装置の設置を担当された東洋電熱株式会社の野村直文氏には絶大な御協力をいただいた。さらに、本実験装置の性能試験にあたっては、国府田正己君に参加していただいた。この機会にこれらの方々に感謝の意を表したい。

1979年12月18日 原動機部

#### 補 遺

##### 補遺1. 水冷式冷却器の性能

水冷式冷却器の性能試験の結果から、いくつかの仮定を用いて空気側の熱伝達係数を求め、これをもとにして水冷式冷却器の性能を無次元量で整理し直してみる。

(仮定1) 冷却水の得た熱量と湿り空気の失った熱量は等しい。

この仮定に基づいて、湿り空気の失った熱量  $Q$  を計算すると、

$$Q = C_w(T_{w2} - T_{w1})w$$

である。ここで  $T_{w1}$ ,  $T_{w2}$  はそれぞれ冷却水の入口温度と出口温度であり、 $C_w$  は水の平均比熱、 $w$  は冷却水の質量流量である。次に総括伝熱係数  $U$  は

$$U = \frac{Q}{\Delta T_m A}$$

で定義される。 $A$  は総伝熱面積、 $\Delta T_m$  は平均温度差である。水冷式冷却器のような1シェル通路の二重並流型熱交換器の場合の平均温度差  $\Delta T_m$  は

$$\Delta T_m = \frac{\sqrt{(T_{a1} - T_{a2})^2 + (T_{w2} - T_{w1})^2}}{\ln \left[ \frac{T_{a1} + T_{a2} - T_{w1} - T_{w2} + \sqrt{(T_{a1} - T_{a2})^2 + (T_{w2} - T_{w1})^2}}{T_{a1} + T_{a2} - T_{w1} - T_{w2} - \sqrt{(T_{a1} - T_{a2})^2 + (T_{w2} - T_{w1})^2}} \right]}$$

で与えられる[4]。 $T_{a1}$  は湿り空気の水冷式冷却器入口温度、 $T_{a2}$  は出口の温度である。この水冷式冷却器では管流路に冷却水が流れ、シェル流路に湿り空気が流れる。そこで総括伝熱係数は

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a} + \frac{b}{k} + \frac{1}{h_w}$$

によって表わされる。 $h_a$  は空気側の熱伝達率、 $h_w$  は水側の熱伝達率、 $b$  は伝熱管の肉厚、 $k$  は伝熱管の熱伝導率である。

(仮定2) 冷却水側の熱伝達率は冷却水量の0.8乗に比例する。

この仮定は伝熱管壁の温度が一定の場合と、伝熱管内を流れる流体のレイノルズ数が20,000以上の場合には厳密に成り立つ[6,7]。この仮定から総括伝熱係数  $U$  は

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_a} + \frac{b}{k} + \frac{1}{aw^{0.8}}$$

と書き換えられる( $a$ は定数)。

(仮定3) 空気側の熱伝達率は湿り空気の流量のみの関数である。

$b/k$  は一定であるから、この仮定を用いると総括伝熱係数  $U$  は

$$\frac{1}{U} = C_1 + \frac{1}{aw^{0.8}}$$

と書き直される( $C_1$ は定数)。この定数  $C_1$  は、湿り空気の流量が与えられた場合に、 $1/U$  を縦軸に、 $1/w^{0.8}$  を横軸にとって整理したグラフの切片である。 $b/k$  の値は伝熱管の寸法、材質から計算することができるので、 $C_1$  の値さえ求めれば、空気側の熱伝達率  $h_a$  は容易に求めることができる。この伝熱管の材質はリン脱酸銅で熱伝導率  $k$  は0.35 kW/mK、また

管の肉厚は0.8 mm であるため、 $b/k$  は  $2.3 \times 10^{-3} \text{ m}^2\text{K/kW}$  となり実際の計算では無視しうる。

以上のようにして求められた空気側の熱伝達率  $h_a$  を無次元化してヌッセルト数  $Nu_a$  とする。ここでヌッセルト数  $Nu_a$  は

$$Nu_a = \frac{h_a l_a}{k_a}$$

で定義される。 $l_a$  は代表長さで、伝熱管外径 (9.6 mm) を用いる。 $k_a$  は湿り空気の熱伝導率で  $2.89 \times 10^{-2} \text{ W/mK}$  とする [5]。次に湿り空気の質量流量を無次元化してレイノルズ数  $Re_a$  とする。ここでレイノルズ数  $Re_a$  は

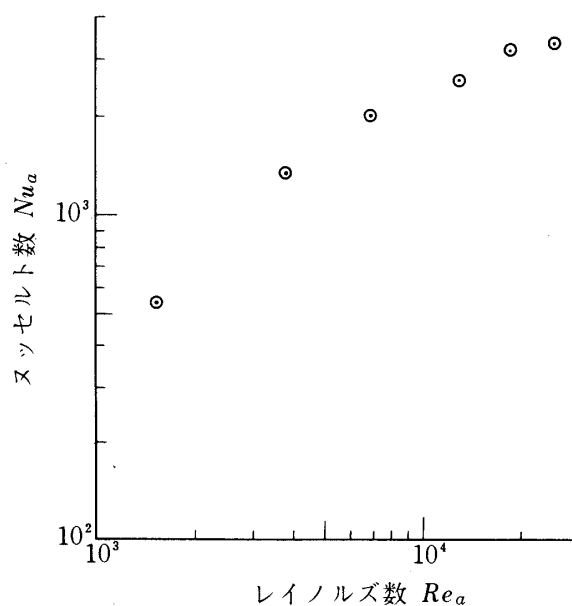
$$Re_a = \frac{V_a \rho_a l_a}{\mu_a}$$

で定義される。 $V_a$ 、 $\rho_a$ 、 $\mu_a$  はそれぞれ湿り空気の流速、密度、粘性係数である。この整理においては、 $\rho_a$  と  $\mu_a$  は 343 K での飽和湿り空気の値を用いている。

$$\rho_a = 0.909 \text{ kg/m}^3$$

$$\mu_a = 1.28 \times 10^{-5} \text{ Pa} \cdot \text{s}$$

ヌッセルト数  $Nu_a$  とレイノルズ数  $Re_a$  との関係を第16図に示す。レイノルズ数の増加につれてヌッセルト数は単調に増加しているが、増加率は逓減している。



第16図 レイノルズ数とヌッセルト数の関係(湿り空気側)



## 補遺 2. 管路加熱装置の性能

管路加熱装置は、管壁温度が一定に保たれた直管型の熱交換器と見なすことができる。そこで直管型熱交換器で通常用いられている無次元量を使用して、この管路加熱装置の性能試験の結果を整理してみる[6, 7]。

管路加熱装置を通過した空気の温度上昇から熱伝達因子  $j_H$  を求めることができる。熱伝達因子  $j_H$  を次のように定義する。

$$j_H = St_f Pr_f^{\frac{2}{3}} \left( \frac{\mu_o}{\mu_b} \right)^{0.14} = Nu_f Re_f^{-1} Pr_f^{-\frac{1}{3}} \left( \frac{\mu_o}{\mu_b} \right)^{0.14}$$

ここで  $St_f$  はスタントン数 ( $= Nu_f Re_f^{-1} Pr_f^{-1}$ )、 $Nu_f$  はヌッセルト数、 $Pr_f$  はプラントル数、 $\mu$  は流体の粘性係数である。添字  $b$  は主流の温度における値を、添字  $o$  は壁温における値を示す。ヌッセルト数を導き出す際に用いる熱伝達率は、対数平均温度差をもとにして得られるものを使用する。対数平均温度差は、

$$(T_s - T_f)_{ln} = \frac{[(T_{s1} - T_{f1}) - (T_{s2} - T_{f2})]}{\ln \left( \frac{T_{s1} - T_{f1}}{T_{s2} - T_{f2}} \right)}$$

である。ここで  $T_f$  は空気の温度を、 $T_s$  は壁温を表わす。さらに添字 1 は管路加熱装置入口の値を、添字 2 は出口の値を示す。そこで熱伝達因子  $j_H$  は書き直されて

$$j_H = \frac{T_{f2} - T_{f1}}{(T_s - T_f)_{ln}} \left( \frac{D_p}{4L_p} \right) \left( \frac{\mu_b C_{pb}}{k_b} \right)^{\frac{2}{3}} \left( \frac{\mu_o}{\mu_b} \right)^{0.14}$$

と表わされる。 $C_{pb}$  は空気の定圧比熱、 $k_b$  は空気の熱伝導率、 $D_p$  は管の内径 (0.0807m)、 $L_p$  は管の長さ (7.26m) である。

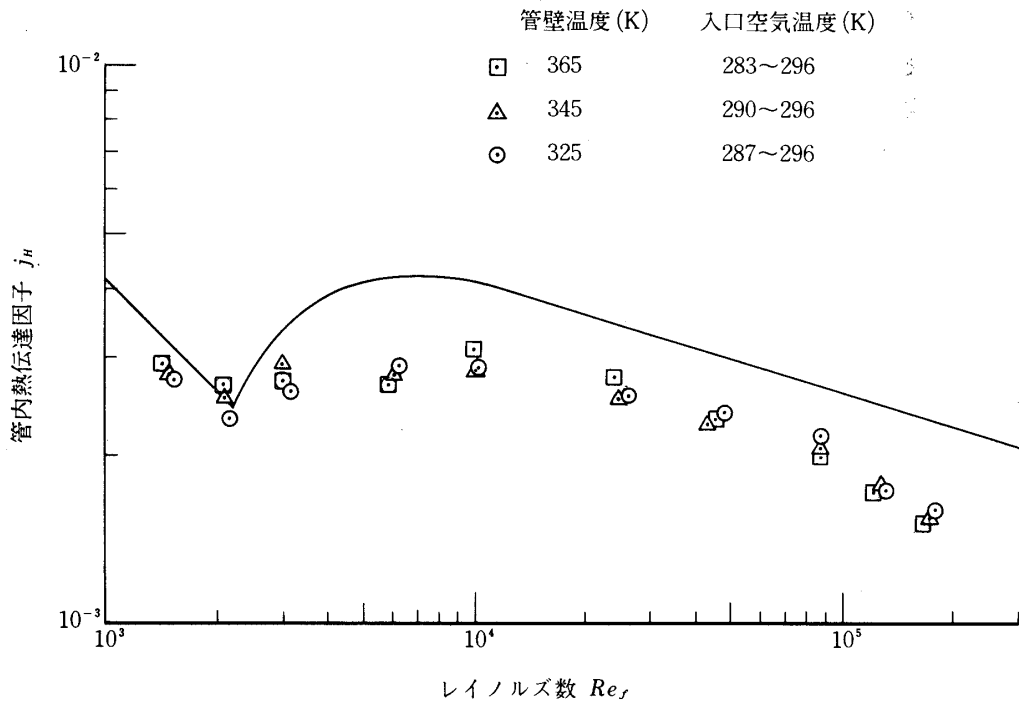
次に空気流量の無次元量としてはレイノルズ数  $Re_f$  を用いる。レイノルズ数  $Re_f$  は

$$Re_f = \frac{D_p G_f}{\mu_b}$$

で、 $G_f$  は空気の質量流速である。

このようにして得られた熱伝達因子  $j_H$  とレイノルズ数  $Re_f$  を用いて第15図に示された実験結果を整理し直した結果を第17図に示す。この際、空気の物性定数  $\mu_b$ 、 $C_{pb}$ 、 $k_b$  を算出するのに用いた温度は、入口温度と出口温度の算術平均値である。壁温は管路加熱装置の設定温度 (管路全域にわたり一定温度) を使用した。第17図より熱伝達因子が管路加熱の設定温度によらず、レイノルズ数のみの関数であることがわかる。このことは、この整理が妥当なものであることを示している。熱伝達因子  $j_H$  はレイノルズ数  $Re_f$  が増すにつれて、一度減少してから増加し、再び減少している。

管壁温度が一定に保たれた直管内を流れる流体が加熱 (冷却) される際の熱伝達因子  $j_H$



第17図 レイノルズ数と熱伝達因子の関係

とレイノルズ数  $Re_f$  との間には広く受け入れられている関係がある。

$$Re_f \leq 2200 : j_H = 1.86 Re_f^{-\frac{2}{3}} \left( \frac{D_p}{L_p} \right)^{\frac{1}{3}}$$

(Sieder と Tate [7])

$$2200 \leq Re_f \leq 9800 : j_H = 0.116 (Re_f^{\frac{2}{3}} - 125) Re_f^{-1} \left[ 1 + \left( \frac{D_p}{L_p} \right)^{\frac{2}{3}} \right]$$

(Hausen [6])

$$9800 \leq Re_f : j_H = 0.026 Re_f^{-0.2}$$

(Sieder と Tate [7])

第17図中に描かれている曲線は、これらに  $L_p/D_p = 90.0$  を代入したものである。管路加熱装置の性能試験の結果とこの曲線とは傾向が同じである。特にレイノルズ数が2200以下では、本結果は曲線上にのっている。一方、レイノルズ数が2200以上では本結果の値の方が一般に小さい。これは管路加熱のためのニクロム線の巻き方が粗いために、実際の管壁温度

が全体としては設定温度より低いためであると考えられる。

### 参 考 文 献

- [ 1 ] 辻広, 岡野達夫, 堀守雄, 山岡市郎, “新たに改造設備された連続燃焼実験装置,” 東京大学宇宙航空研究所報告, 第1巻, 第4号(B)(1965), pp. 475-498.
- [ 2 ] 辻広, 竹野忠夫, 堀守雄, “高温気流連続燃焼実験装置,” 東京大学宇宙航空研究所報告, 第11巻, 第4号(B)(1976), pp. 67-103.
- [ 3 ] 佐藤一雄, 物性定数推算法 (丸善, 東京, 1954), pp. 129-130.
- [ 4 ] Giedt, W.H., *Principles of Engineering Heat Transfer* (D. Van Nostrand Company, Inc., Princeton, 1957) pp. 339-346.
- [ 5 ] Grüß, H. and Schmick, H., “Über die Wärmeleitfähigkeit von Gasgemischen,” *Wissensch. Veröff. Siemens Konzern* 7, 202-224 (1928).
- [ 6 ] Perry, R.H. and Chilton, C.H., *Chemical Engineers' Handbook* (McGraw-Hill Book Co., New York, 1973) 5th ed., Sect. 10, pp. 12-15.
- [ 7 ] Bird, R.B., Stewart, W.E., and Lightfoot, E.N., *Transport Phenomena* (John Wiley & Sons, Inc., New York, 1960) pp. 396-407.