

本資料は 年 月 日付で登録区分、
変更する。 2007. 6. 20

[技術情報室]

高レベル廃棄物の貯蔵時における 伝熱流動解析手法の開発

昭和57年1月

(株)芙蓉情報センター

本資料の全部または一部を複写・複製・転載する場合は、下記にお問い合わせください。

〒319-1184 茨城県那珂郡東海村大字村松4番地49
核燃料サイクル開発機構
技術展開部 技術協力課

Inquiries about copyright and reproduction should be addressed to:
Technical Cooperation Section,
Technology Management Division,
Japan Nuclear Cycle Development Institute
4-49 Muramatsu, Tokai-mura, Naka-gun, Ibaraki, 319-1184
Japan

に配
。な
す。

© 核燃料サイクル開発機構 (Japan Nuclear Cycle Development Institute)
2001

高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析手法の開発*

大島 務** 石井 義兼**
小玉 祥生** 金井 茂**

本開発業務は、貯蔵場の健全性を保つために重要であるガラス固化体の長期にわたる発生熱除去に関する伝熱流動解析モデルを開発する事と、実験との比較検討により、より現実に近いモデル化への礎石とする事を目的とした。

ガラス固化体貯蔵時の発生熱と、貯蔵場の幾何学的形状等の諸条件に対する伝熱流動現象を解析するためのモデル化を行った。モデルは、現象の3次元性および計算費用の面から実用性の高い工学モデルとした。

モデルのプログラム化を行い、貯蔵時の伝熱流動解析プログラムを作成した。このプログラムは入力補助サブプログラム、伝熱流動解析サブプログラム、および出力補助サブプログラムから成っている。

貯蔵時の伝熱流動解析については、冷却システム試験、流動伝熱試験、本解析プログラム、および前年度開発した狭隙路冷却コードがある。これらの関係を整理し、本開発プログラムの適用性と適用方法を検討した。

本プログラムを用いて計算を行い各種計算機能を検査した。また、強制対流時の流動計算および伝熱計算を行い実験との比較検討を行った。最後に、冷却システム試験に対応する計算および想定実規模の試計算を行った。

* 本報告書は、株式会社芙蓉情報センターが、動力炉、核燃料開発事業団の委託により実施した研究の成果である。

** 科学計算部

The Development of the Fluid Heat Transfer Analysis Model
of Vitrified High Level Liquid Wastes in Storage*

Tsutomu Oshima**, Yoshikane Ishii**,
Yoshio Kodama**, and Shigeru Kanai**

This development project aimed at developing the fluid heat transfer analysis model concerning the removal of heat generated over a long period of time by vitrified high level liquid wastes, which is critical in ensuring the stability of the storage, and laying the foundation for a more realistic model through comparison with the experimental results.

The model was so designed as to enable the analysis of the fluid heat transfer phenomenon of the heat generated by vitrified high level liquid wastes in storage relative to various conditions including the geometrical forms of the storage. An engineering model was employed, which is considered more practical from the viewpoint of the three-dimensional characteristics of the phenomenon and calculation cost.

This model was then turned into a fluid heat transfer analysis program, which consisted of an input auxiliary subprogram, fluid heat transfer analysis subprogram and output auxiliary subprogram.

As for the data of fluid heat transfer phenomena of the glass during storage, there were PNC's cooling system test results and fluid heat transfer test and Fuyo's annulus cooling model and this fluid heat transfer analysis model. And the relationship of these data was investigated to determine the applicability and

application system of this newly developed program.

Various calculation functions were examined by actually performing computations with this program. Also, the fluidity calculation and heat transfer calculation at forced convection were made, and the results compared with the experimental results. Finally, the calculation corresponding to the cooling system test and the trial calculation with the hypothetical mock-up model were conducted.

* Work performed by Fuyo Data Processing & Systems Development, Ltd. under contract with The Power Reactor and Nuclear Fuel Development Corporation

** Scientific Application Division

目 次

1. 開発の概要	1
1.1 開発の目的	1
1.2 開発内容と手順	1
2. 貯蔵時における伝熱流動現象のモデル化	3
2.1 モデル化	3
2.2 流動現象の基礎式	5
2.3 伝熱現象の基礎式	10
2.4 基礎式の離散化	12
3. 貯蔵時における伝熱流動解析プログラム	17
3.1 伝熱流動解析プログラムの概要	17
3.2 プログラムの入力説明	30
4. 貯蔵時における伝熱流動現象について	47
4.1 貯蔵時における伝熱流動解析手法	47
4.2 解析モデルの検討と改良点	57
4.3 流動伝熱試験と狭隘法却モデルについて	75
4.4 貯蔵時における基礎的解析	79
5. 試 計 算	99
5.1 試計算の方針と試計算モデルの設定	99
5.2 物性値と各種係数の設定	104
5.3 プログラム機能と検査	121
5.4 試計算結果	131
6. ま と め	163
おわりに	165

1. 開発の概要

1. 開発の概要

1.1 開発の目的

高放射性廃棄物を含むガラス固化体は、製造後、貯蔵場に格納されて貯蔵される。このとき、ガラス固化体は長期にわたり発熱を続けるため、この発生熱を除去することは、ガラス固化体および貯蔵場の健全性を保つために重要な問題である。貯蔵場における徐熱は、空気冷却により行われる。

本開発業務は、ガラス固化体を貯蔵場に貯蔵するときのガラス固化体の発熱量、貯蔵場の幾何学的形状等の諸条件に関する伝熱流動現象を解析するための計算モデルを開発し、また実験との比較検討を行うことである。本開発業務は、ガラス固化体貯蔵時の伝熱流動現象のより現実に近いモデル化への礎石とする。

1.2 開発内容と手順

ガラス固化体貯蔵場の伝熱流動解析モデルの開発業務は、まず、貯蔵場内の冷却空気の流動現象および伝熱現象のモデル化を行う²。次に、そのモデルのプログラム化を行い、伝熱流動解析プログラムを作成する³。この解析プログラムの現象への適用性、および適用方法の検討と流路閉塞時等の非常時の現象のモデル化の検討を行う⁴。また、試計算を行うために物性値の調査および各種パラメータの検討を行い、それらを設定する⁵。最後に、プログラムのチェックを兼ねた簡単な試計算を行い、プログラムのチェックと貯蔵場の伝熱流動現象の検討を行う⁵。

本開発業務は、図1.2.1に示す手順により行う。この順序で以下において内容の説明を行う。

(注) 右肩の数字は、図1.2.1の左肩の数字と対応しており、章番号を示す。

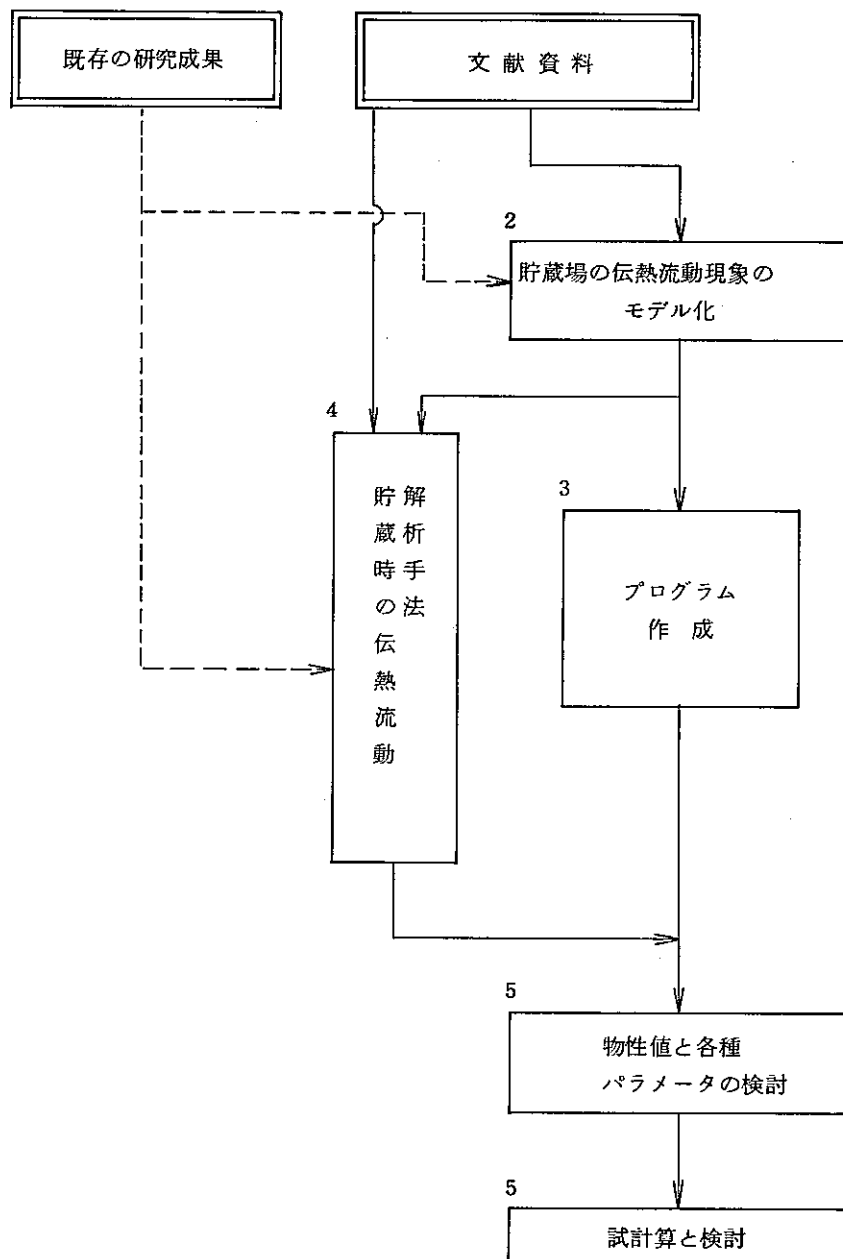


図 1. 2. 1 開発の手順

2. 貯蔵時における伝熱流動現象のモデル化

2. 貯蔵時における伝熱流動現象のモデル化

貯蔵所内の伝熱現象は、空気のピットへの流量分配等の流動現象により規定される。一方、ピットから空気へ与えられる熱が空気の浮力となって流動現象に影響を及ぼす。このように貯蔵所内の伝熱流動現象は伝熱現象と流動現象が相互に関連し合っているうえに、流れが3次元的事であることから非常に複雑なものとなっている。

3次元的事の流れの問題を3次元流体方程式とエネルギー式により一括して解く方法は、費用と計算時間を考えると障害が大きい。さらに、流れは乱流になっていることが考えられるので、運動量とエネルギー式は乱流に関する式を用いなければならない。乱流に関する式の取り扱い、技術的にまだ実用段階であるとは言い難いという点と乱流粘性等の係数設定の困難さからみて、この方法は実用的でない。

そこで、ここでは貯蔵所内の伝熱流動現象をモデル化して取り扱う方法について調べ、その基礎式と離散化について述べる。

2.1 モデル化

ここでは貯蔵所の伝熱流動現象の基本的要因を抜き出し、それに対応できるモデルを設定し、さらにそのモデルで取り扱える要因について調べる。

基本的要因として次の項目があげられる。

- ① ガラス固化体の発熱量
- ② ガラス固化体等の固体内の熱伝導
- ③ ガラス固化体等の固体から空気への伝熱量
- ④ 空気のピットへの流量分配
- ⑤ 空気の浮力効果
- ⑥ 事故時等の非定常現象

次に、上記要因に対応できるモデルについて述べる。

- ①に対しては、開発済みの発熱コードにより対応できる。
- ②に対しては、通常の3次元熱伝導方程式を解くことにより対応できる。
- ③に対しては、固体から空気への熱伝達式を②の基礎式に組み込む事で対応できる。
- ④に対しては、空気の流れを水頭に関する式として解き、ピット入口出口圧損等を設定する事により対応できる。
- ⑤に対しては、水頭を未知量とする式において浮力による水頭上昇と管摩擦等による水頭損失を組み込む事により対応できる。
- ⑥に対しては、長期にわたる貯蔵条件を考えると、定常解析がより重要であり、これを中心に解析する。ただし、固体部の熱伝導は非定常解析ができるようにして、安全側の評価は可能なものとする。空気の流れの非定常解析は次年度以降の課題とする。

以上のように伝熱現象と流動現象を分けてモデル化し、幾可学的には3次元として、両者を収束計算して解を求める。

このモデルにより構造データの入力、摩擦係数の設定により上記基本項目の他に次の事項

の影響が検討できる。

- ① 流入口、流出口の位置、上下プレナムの形状
- ② ピットの配置方法、ピットの断面積
- ③ 空ピットの影響、ガラス固化体の収納手順
- ④ スタックによる浮力
- ⑤ プロアの効果
- ⑥ フィルターによる圧力損失

ピットの入口、出口、および流入口、流出口付近の局所的な流れは、全体の解析と切り離してそれだけの解析を行う必要がある。この局所的な解析は次年度以降に行う。

2.2 流動現象の基礎式

ここでは水頭を未知量とする流れの基礎式を導出する。貯蔵所内の流れは図 2.2.1 のように、入口導入部、下部プレナム、ピット、上部プレナム、スタックに分けられ、その間にガラス固化体の発熱による浮力、ブローアによる排気等の力が加わり、全体の流れが決定される。そこでこれらの各部について基礎式を定式化していく。

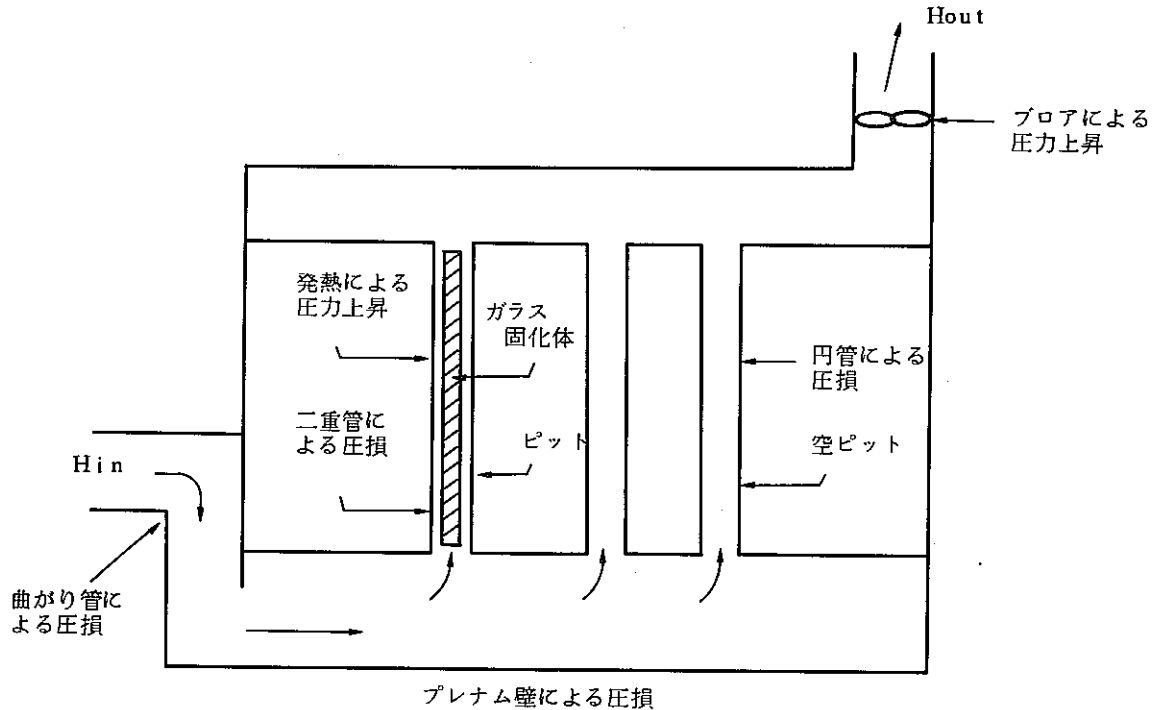


図 2.2.1 貯蔵所内の流れの模式図

2.2.1 上下プレナム内の基礎式

プレナム内の空気の流れは 3 次元である。そこで、ここでは流体の基礎式である 3 次元ナビエ・ストークス方程式と連続の式から、本モデルの基礎式である水頭の式を導く。

ナビエ・ストークス方程式

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} + \mathbf{u} \cdot \text{grad } \mathbf{u} = -\frac{g}{\rho} \text{grad } P + \times + \nu \Delta \mathbf{u} \quad (2.1)$$

連続の式

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \text{div } \rho \mathbf{u} = \eta \quad (2.2)$$

\mathbf{u} : 速度ベクトル (m/sec) (u_x, u_y, u_z)

P : 圧力 (kg/m^2)

ρ : 密度 (kg/m^3)

\times : 体積力 ($(\text{N}/\text{m}^3)/(\text{kg}/\text{m}^3)$)

ν : 動粘性係数 (m^2/sec)

η : 湧き出し量 ($\text{kg}/\text{m}^3 \text{ sec}$)

t : 時刻 (sec)

g : 重力加速度 (m/sec^2)

座標: デカルト座標 (x, y, z)

プレナム内の流れに対して次の仮定をする。

体積力 \times は重力だけであるとする。

$$\times = -\text{grad}(gz) \quad (2.3)$$

粘性項 $\nu \Delta \mathbf{u}$ を外力として取り扱う。

$$\nu \Delta \mathbf{u} = -\mathbf{K} \quad (2.4)$$

\mathbf{K} : 外力 ($(\text{N}/\text{m}^3)/(\text{kg}/\text{m}^3)$)

定常流れであるとする。

$$\frac{\partial \mathbf{u}}{\partial t} = 0 \text{ および } \frac{\partial \rho}{\partial t} = 0 \quad (2.5)$$

密度は一定であるとする。

$$\rho = \text{一定} \quad (2.6)$$

うずなし流れであるとする。

$$\text{rot } \mathbf{u} = 0 \quad (2.7)$$

また、次の数学的関係式がある。

$$\mathbf{u} \cdot \text{grad } \mathbf{u} = \text{grad} \left(\frac{1}{2} q^2 \right) + \mathbf{u} \times \text{rot } \mathbf{u} \quad (2.8)$$

ここで、 $q^2 = u_x^2 + u_y^2 + u_z^2$

(2.3)式、(2.4)式、(2.5)式、(2.7)式、(2.8)式を(2.1)式に代入する。

$$\text{grad } H + \mathbf{K} = 0 \quad (2.9)$$

ここで、

$$H = \frac{\rho q^2}{2g} + P + \rho z \quad (2.10)$$

H : 水頭 (kg/m^2)

q : 速度 (m/sec)

(2.10)式により水頭 H が導出された。(2.10)式右辺第1項は動圧であり、空気の運動エネルギーを表わす。右辺第2項は静圧である。右辺第3項は空気のポテンシャルエネルギーである。(2.9)式は水頭 H の勾配が粘性力 \mathbf{K} と釣り合って空気の運動を決定することを示している。

次に、空気の粘性力 \mathbf{K} について調べる。粘性力はせん断力であり、一般には空気速度の関数であるが、ここでは空気速度の一次関数であるとする、 \mathbf{K} は次式で表わせる。

$$\mathbf{K} = \mathbf{K} \mathbf{u} \quad (2.11)$$

$$\mathbf{K} = \begin{pmatrix} 1/kx & 0 & 0 \\ 0 & 1/kx & 0 \\ 0 & 0 & 1/kx \end{pmatrix} \quad (2.12)$$

(2.11)を(2.9)に代入する。

$$\text{grad } H + K \mathbf{u} = 0 \quad (2.13)$$

上式は次の3式と同等である。

$$\begin{cases} u_x = -k_x \frac{\partial H}{\partial x} \\ u_y = -k_y \frac{\partial H}{\partial y} \\ u_z = -k_z \frac{\partial H}{\partial z} \end{cases} \quad (2.14)$$

ここで、 k_x 、 k_y 、 k_z (透水係数)は次のような量である。

プレナム内の流れ (図 2.2.2 参照)

は、プレナムの壁から摩擦抵抗をうける。このとき、損失ヘッドと速度との間には、次のような関係がある。

$$S \Delta H = L \left(\frac{1}{2g} \rho u_x^2 \right) \times f$$

$S = \Delta z \times \Delta y$: 流れに垂直な断面積

$L = \Delta x \times \Delta y$: ぬれ縁面積

$f = f(Re)$: 摩擦係数

ΔH : Head 差

上式を変形すると次のようになる。

$$u_x = \frac{1}{\frac{1}{\Delta z} \left(\frac{1}{2g} \rho u_x \right) f} \times \frac{\Delta H}{\Delta x}$$

ここで、 ΔH と Δx の極限をとると

$$\frac{\Delta H}{\Delta x} = -\frac{\partial H}{\partial x}$$

と考えられるので、(2.14)式との対応により次式を得る。

$$-k_x = \frac{1}{\frac{1}{\Delta z} \left(\frac{1}{2g} \rho u_x \right) f}$$

次に連続式を変形する。(2.5)式、(2.6)式を(2.2)式に代入する。

$$\text{div } \mathbf{u} = \eta \quad (2.15)$$

(2.13)式を(2.15)式に代入する。

$$\frac{\partial}{\partial x} \left(k_x \frac{\partial H}{\partial x} \right) + \frac{\partial}{\partial y} \left(k_y \frac{\partial H}{\partial y} \right) + \frac{\partial}{\partial z} \left(k_z \frac{\partial H}{\partial z} \right) + \eta = 0 \quad (2.16)$$

(2.16)式が水頭Hに関する基礎式である。

境界条件は次に示す。

$$H = H_0 \quad \text{on } S_1 \quad (2.17)$$

$$\mathbf{u} \cdot \mathbf{n} - \eta_0 = 0 \quad \text{on } S_2 \quad (2.18)$$

\mathbf{n} : 単位ベクトル

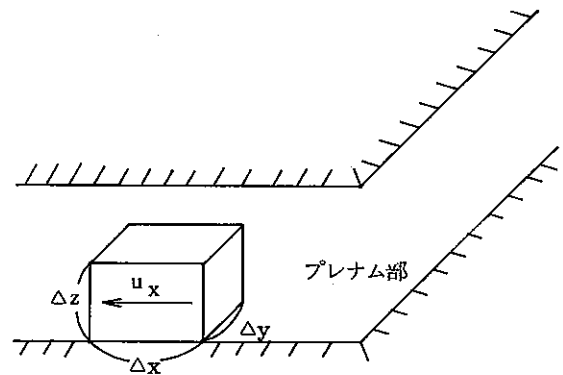


図 2.2.2 空気の摩擦抵抗

$$S = S_1 + S_2 \quad \text{全境界}$$

(2.17)式より圧力(全圧)を設定でき、(2.18)式より入口出口速度を設定できる。

2.2.2 ピット等の取り扱い

ここではピット等における流れについて、水頭を未知量とする定式化を行う。

① ピット内の流れ

ピット内の流れは一次元的であるとする。すなわち管径方向に一様な流れとする。流れは管壁による摩擦による圧力損失と流速の関係によって決定される。

$$\Delta H = \frac{L}{S} \times \frac{\rho v^2}{2g} f \quad (2.19)$$

ΔH : 圧損 (kg/m²)

L : 管長 (m)

S : 相当径 (m)

v : ピット内の一様速度 (m/sec)

f : 摩擦係数 (無次元) $f = f(Re)$

Re : レイノルズ数

ピット内の質量流量は(2.19)より次式で求められる。

$$Q = \frac{2gAS}{Lv f} \Delta H \quad (2.20)$$

Q : 質量流量 (kg/sec)

A : 流路断面積 (m²)

② オリフィス等の取り扱い

オリフィス、管の入口、流路の曲がり等の圧損は、いずれも同様の式で示されている。例えば、管の曲がりによる圧損は次のように示せる。

$$\Delta H = \zeta \frac{\rho v^2}{2g} \quad (2.21)$$

ζ : 曲がり管による圧損係数

③ プロアンの取り扱い

プロアンが発揮する圧力上昇を P_F とすると、プロアンによる水頭上昇は次のようになる。

$$\Delta H = P_F \quad (2.22)$$

P_F : プロアンによる圧力上昇 (kg/m²)

④ 浮力の取り扱い

ガラス固化体の発熱量により空気は浮力を得て水頭は上昇する。

$$\Delta H_0 = \frac{W}{A} \quad (2.23)$$

W : 空気に与えられる熱量 (kw)

A : 仕事当量 (kw/(kg/m²))

ΔH_0 : 貯蔵所入口と出口における水頭上昇差 (kg/m^2)

ただし、(2.23)式の ΔH_0 は入口と出口の水頭差であり、プログラムの際には取り扱いにくいので、貯蔵所内の単位高さに対する水頭上昇に関する式に変換する。

$$\Delta H = \Delta Z (\rho_0 - \rho) \quad (2.24)$$

(「通気学」)

ΔH : 高さ ΔZ に対する水頭上昇 (kg/m^2)

ΔZ : 単位高さ (m)

ρ_0 : 外気温度における空気密度 (kg/m^3)

ρ : ΔZ における平均空気密度 (kg/m^3)

(2.24)式における ρ は、熱的挙動に関する式を解いて求められた温度によって計算される。(2.24)式により、スタック内の浮力等の取り扱いも容易になる。

2.3 伝熱現象の基礎式

貯蔵場内の温度分布は、ガラス固化体の発熱と空気による冷却で決まる。ガラス固化体の発熱量は開発済みの発熱コードで計算して入力し、冷却空気の流れは2.2節の方法で計算して、引き続き温度分布の計算を行う。

ガラス固化体、貯蔵所壁、及び空気の熱的挙動は次式で表わせる。

3次元移流拡散方程式

$$\frac{\partial T}{\partial t} + u_x \frac{\partial T}{\partial x} + u_y \frac{\partial T}{\partial y} + u_z \frac{\partial T}{\partial z} = \frac{1}{\rho c} \left\{ \frac{\partial}{\partial x} (K_x \frac{\partial T}{\partial x}) + \frac{\partial}{\partial y} (K_y \frac{\partial T}{\partial y}) + \frac{\partial}{\partial z} (K_z \frac{\partial T}{\partial z}) + F \right\} \quad (2.25)$$

またピット内の空気の熱的挙動は次式で表わせる。

1次元移流拡散方程式

$$A \frac{\partial T}{\partial t} + A_v \frac{\partial T}{\partial \ell} = \frac{A}{\rho c} \left\{ \frac{\partial}{\partial \ell} (K_\ell \frac{\partial T}{\partial \ell}) + F \right\} \quad (2.26)$$

輻射および対流による熱伝達は次式で表わせる。

輻射熱伝達式

$$q_r = E_r (T_a^4 - T_b^4) \quad (2.27)$$

強制対流熱伝達式

$$q_c = E_c (T_a - T_b) \quad (2.28)$$

自然対流熱伝達式

$$q_n = E_n (T_a - T_b)^{1+h} \quad (2.29)$$

また境界条件は次式に示す。

$$T = \hat{T} \quad \text{on } S_1 \quad (2.30)$$

$$K_x \frac{\partial T}{\partial x} n_x + K_y \frac{\partial T}{\partial y} n_y + K_z \frac{\partial T}{\partial z} n_z = \hat{q} \quad \text{on } S_2 \quad (2.31)$$

$$S = S_1 + S_2 \quad (\text{全境界})$$

ρ : 密度 (kg/m^3)

C : 比熱 ($\text{kcal}/\text{kg} \cdot \text{deg}$)

K_x, K_y, K_z : 熱伝導係数 ($\text{kcal}/\text{m} \cdot \text{deg} \cdot \text{sec}$)

u_x, u_y, u_z : 流速の各成分 (m/sec)

F : 発熱量 ($\text{kcal}/\text{m}^3 \cdot \text{sec}$)

T : 温度 ($^{\circ}\text{K}$)

t : 時間 (sec)

\hat{T} : S_1 上の固定温度 ($^{\circ}\text{K}$)

\hat{q} : S_2 上の固定熱流束 (kcal/sec)

q_r : 輻射による熱量 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{sec}$)

E_r : 輻射伝熱係数 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{sec} \cdot \text{deg}^4$)

q_c : 強制対流による熱量 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{sec}$)

E_c : 強制対流の係数 ($\text{kcal}/\text{m}^2 \cdot \text{sec} \cdot \text{deg}$)

- q_n : 自然対流による熱量 ($kcal/m^2 \cdot sec$)
- E_n : 自然対流の係数 ($kcal/m^2 \cdot sec \cdot deg^{1+h}$)
- h : 自然対流の係数 (無次元)
- T_a : 熱伝達によって熱交換する一方の温度
- T_b : 熱伝達によって熱交換する一方の温度
- l : 1次元方向の座標
- v : 1次元方向の速度 (m/sec)
- A : 1次元の取り扱いをするときの断面積 (m^2)
- n_x, n_y, n_z : S_2 の法線ベクトルの成分

(2.25)式の左辺第1項は蓄熱項、第2、3、4項は空気の移流による伝熱項、右辺第1、2、3項は熱伝導項、第4項は発熱項である。固体部分を取り扱うときは移流による項を省く。(2.26)式の各項は(2.25)式と同様である。(2.27)式の輻射係数 E_r は、形態係数とステファン・ボルツマン定数の積である。(2.28)式と(2.29)式の対流による熱伝導係数は、文献調査による既存の値と実験解析から決定される量である。(2.30)式は入口温度等の温度固定点を示す。(2.31)式は強制熱流束を与える点を示す。

上記の基礎式を離散化して解くのであるが、(2.26)式は移流項を含むため、有限要素法と差分法とを併合した方法で解く。

貯蔵場の熱的挙動解析モデルを図2.3.1に示す。上、下部プレナムおよび図中に示さなかったが、まわりの壁は3次元要素(式(2.25))を用い、ピットの空気移動は一次元要素(式(2.26))を用いる。ガラス固化体およびピットも一次元要素で表わし、それらの間の伝熱に一次元熱伝達要素(式(2.27)~式(2.29))を用いる。

このモデルは3次元のため、計算機の記憶容量が非常に多く必要となる。これに対応するため、熱的挙動解析モデルでは、ピット部をいくつかのユニットに分けて行い、各ユニット間では熱のやりとりはないものと仮定する。

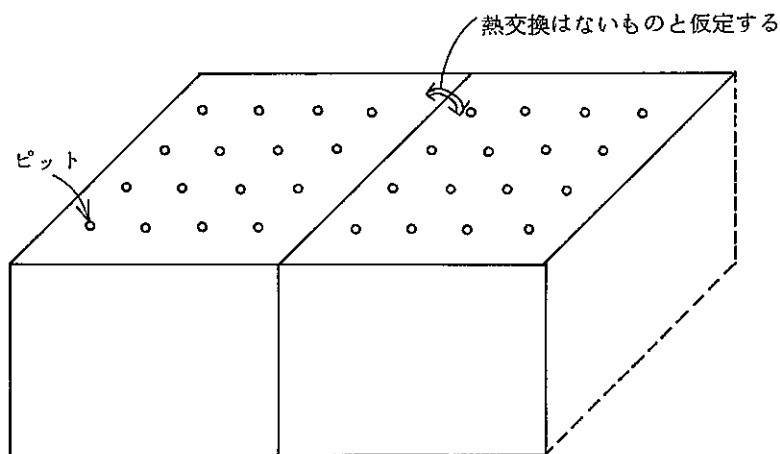


図 2.3.1 貯蔵所の簡略図

2.4 基礎式の離散化

流動現象と伝熱現象の基礎式を数値的に解くには基礎式を離散化する必要がある。離散化の方法は差分法で行う。ただし、伝熱現象の基礎式は種々の要素（熱伝導、移流伝熱、輻射対流）があるため、いわゆる正方格子の差分法では取り扱いにくい。そこでここではデータ構造を柔軟にするために節点と節点の間での物理量のやりとりを考える方法をとる。これは TRUMP コードで使われている方法で、基礎式を積分形で考えて差分化するものである。

2.4.1 流動現象の基礎式の離散化

流動現象の基礎式（2.16）は次のように離散化する（図 2.4.1 参照）。

$$Q_{ab} = R_{ab} (H_a - H_b) \quad (2.32)$$

Q_{ab} : a、b 間の流量

$$R_{ab} = A (-kx) / l \quad (2.33)$$

A : 断面積

l : a、b 間の距離

H_a, H_b : a、b の水頭

kx : 透水係数

ピット内の流れの基礎式（2.19）は次のように離散化する。

$$Q_{ab} = R_{ab} (H_a - H_b)^{1/2} \quad (2.34)$$

$$\text{ただし } R_{ab} = A (2g\rho S / Lf)^{1/2} \quad (2.35)$$

オリフィス等の流れの基礎式（2.21）は次のように離散化する。

$$Q_{ab} = R_{ab} (H_a - H_b)^{3/2} \quad (2.36)$$

$$\text{ただし } R_{ab} = A (2g\rho / \zeta)^{1/2} \quad (2.37)$$

次に離散式（2.32）、（2.34）、（2.36）の解法について考える。これらの式は一般に次のように書ける。

$$Q_{ab} = R_{ab} (H_a - H_b)^a \quad (2.38)$$

a : 指数 (2.32) 式 $a = 1$

(2.34) 式と (2.36) 式 $a = 1/2$

(2.38) で構成する方程式を反復法により解く。

H_α : 真の解

e_α : H_α の近似値

ΔH_α : 修正値

$$H_\alpha = e_\alpha + \Delta H_\alpha \quad (2.39)$$

右図を考える。このとき真の解 H_α で Q を計算すると次の式が成り立つ。

$$Q_{ab}(H_\alpha) = Q_{bc}(H_\alpha) \quad (2.40)$$

$$Q_{ab}(H_\alpha) = R_{ab} \times (H_a - H_b)^a$$

$$Q_{ac}(H_\alpha) = R_{b.c} (H_b - H_c)^a$$

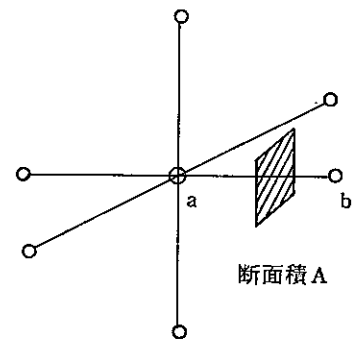
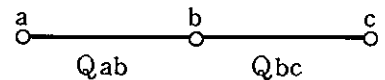


図 2.4.1 節点 ab



(2.38) 式を次のように近似する。

$$Q_{ab} = R_{ab} \times |e_a - e_b|^{a-1} \times (H_a - H_b) \quad (2.41)$$

(2.41) 式に (2.39) 式を代入し、(2.40) 式の関係を用いて整理する。

$$\begin{aligned} & -R_{ab} |e_a - e_b|^{a-1} \times (\Delta H_a - \Delta H_b) + R_{bc} |e_b - e_c|^{a-1} \times (\Delta H_b - \Delta H_c) \\ & = -(-Q^{ab}(e_a) + Q^{bc}(e_a)) \end{aligned} \quad (2.42)$$

(2.42) 式を Tensor 表示する。

$$R_{ab} |e_a - e_b|^{a-1} M_{\alpha, \beta} \Delta H_\alpha = -Q_\alpha(e_\beta) \quad (2.43)$$

$$\text{ただし } M_{\alpha, \beta} = \begin{pmatrix} 1 & -1 \\ -1 & 1 \end{pmatrix}$$

以上のように近似値の修正値 ΔH_α の式 (2.42) または (2.43) が導けたので、この式を連立して解き ΔH_α を求める。この ΔH_α により $e_a^{1/2+1} + \Delta H_\alpha$ を計算して、真の解へ近づける。

以上まとめると次のようになる。

収束計算の n ステップ目の水頭 (e_a^n, e_b^n) を用いて (2.43) 式を次のように書く。

$$S \Delta H_\alpha = F \quad (2.44)$$

$$S = \begin{pmatrix} \alpha & -\alpha \\ -\alpha & \alpha \end{pmatrix} \quad (2.45)$$

$$F = \begin{pmatrix} -Q \\ Q \end{pmatrix} \quad (2.46)$$

ここで α と Q は次のようになる。

(プレナム部)

$$\alpha = -A k x / \ell \quad (2.47)$$

$$Q = \alpha (e_a^n - e_b^n + P_{\text{pomp}}) \quad (2.48)$$

ここで P_{pomp} は浮力による圧力上昇を示す。

(ピット内およびオリフィス等)

$$\alpha = \{ A (2g\rho S / L_f)^{1/2} + A (2g\rho / \zeta)^{1/2} \} (e_a^n - e_b^n + P_{\text{pomp}})^{1/2} \quad (2.49)$$

$$Q = \alpha (e_a^n - e_b^n + P_{\text{pomp}}) \quad (2.50)$$

2.4.2 伝導現象の基礎式の離散化

伝熱現象の基礎式は流動現象の伝熱式と同様に定式化する。

(2.25) 式、(2.27) 式、(2.28) 式、(2.29) 式は次のように離散化する。

$$\begin{aligned} \rho_\alpha C_\alpha V_\alpha \frac{\partial T_\alpha}{\partial t} &= \sum_k u_{\alpha, k} (T_k - T_\alpha) + \sum_k F_{\text{low } \alpha, k} (W_{\alpha, k} - W_\alpha) \\ &+ F_\alpha \times V_\alpha + \sum_b u_{\alpha, b}^B (T_b - T_\alpha) \end{aligned} \quad (2.51)$$

$$\text{ただし } u_{\alpha, k} = A_{\alpha, k} \times \frac{K_{\alpha, k}}{\ell_{\alpha, k}} \quad (2.52)$$

$$u_{\alpha, b}^B = E_c + E_n (T_b - T_\alpha)^k + E_r \times (T_b + T_\alpha) (T_b^2 + T_\alpha^2) \quad (2.53)$$

$F_{\text{low } \alpha, k}$: 流量

W : エンタルピー

(2.26)式に対しても(2.51)式と同様な式となる。

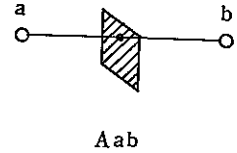
(2.51)式における熱伝導項は次のようになる。

(熱伝導項)

$$q = u_{a,b} (T_b - T_a) \quad (2.54)$$

$$u_{a,b} = A_{ab} \times \frac{K_{ab}}{\ell_{ab}} \quad (2.55)$$

K_{ab} : 熱伝導係数

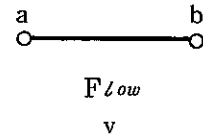


(移流項)

$$q = Flow_{ab} \cdot W_{a,b} \quad (2.56)$$

$$Flow_{ab} : \text{流量} (= v \times A_{ab}) \quad (2.57)$$

$$W : \rho \times C \times T_a$$



(熱伝達項)

$$q = u_{a,b}^B (T_b - T_a) \quad (2.58)$$

$$u_{a,b}^B = E_c + E_n (T_b - T_a)^h + E_r \times (T_b + T_a) (T_b^2 + T_a^2) \quad (2.59)$$

E_c : 強制対流熱伝達係数

E_n : 自然対流伝達係数

E_r : 輻射熱伝達係数

以上まとめると次のようになる。

n ステップ目の温度 (T_a^n, T_b^n) を用いて小行列を作成する。

$$SMX(2,2), SF(2)$$

(移流熱伝達の場合)

$$SMX(2,2) = \theta \times AK(2,2) + \theta_1 \times AU(2,2)$$

$$+ \frac{1}{DELTA} \times AT(2,2)$$

$$SF(2) = \{ (\theta - 1.0) \times AK(2,2) + (\theta_1 + 1.0) \times AU(2,2) + \frac{1}{DELTA} \times AT(2,2) \} \begin{pmatrix} T_a^n \\ T_b^n \end{pmatrix} + \begin{pmatrix} \eta \\ \eta \end{pmatrix}$$

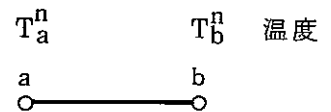
θ, θ_1 : 定数 $\theta, \theta_1 = 1$ のとき完全陰解法

$DELTA$: 時間幅

$$AK(2,2) = \begin{bmatrix} \alpha & -\alpha \\ -\alpha & \alpha \end{bmatrix} \quad \alpha = \frac{A \times (-K)}{\ell}$$

$$AU(2,2) = \begin{bmatrix} -\beta & -r \\ \beta & r \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} Flow > 0 \text{ のとき } \beta = -\rho \times C \times Flow \\ r = 0 \\ < 0 \text{ のとき } \beta = 0 \\ r = -\rho \times C \times Flow \end{array}$$

$$AT(2,2) = \begin{bmatrix} \delta & 0 \\ 0 & \delta \end{bmatrix} \quad \begin{array}{l} \delta = \rho \times C \times (vol/2) \\ vol : a-b \text{ 要素の容積} \end{array}$$



$$\eta = -F \times (\text{vol}/2)$$

(熱伝達の場合)

$$\text{SMX}(2,2) = \begin{bmatrix} \xi & -\xi \\ -\xi & \xi \end{bmatrix} \quad \text{SF}(2) = \begin{bmatrix} 0 \\ 0 \end{bmatrix}$$

$$\xi = E_r \times (T_a^n + T_b^n) \times ((T_a^n)^2 + (T_b^n)^2) + E_c + E_n \times |T_a - T_b|^k$$

2.4.3 物性値の温度依存性

本モデルは、材料の物性値は温度依存性を考慮でき、また流量は時間依存性を考慮できるが、ここでは温度の時間依存性について説明する。

温度変化に伴う物性定数の変動は、すべてデータで与える。たとえば、物理量 ϕ は図 2.4.2 のような変化を示したとする。このとき、次のデータを準備する。

(温度)	(物理量)
$T = T_1$	$\phi = \phi_1$
T_2	ϕ_2
\vdots	\vdots
T_N	ϕ_N
T_{N+1}	ϕ_{N+1}

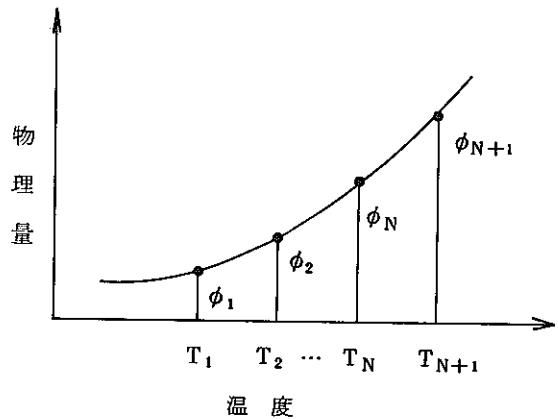


図 2.4.2 物理量の温度変化

もし温度 T' が $T_N \leq T' \leq T_{N+1}$ のときには、 $T=T'$ のときの ϕ の値 ϕ' は、 T_N と T_{N+1} のときの値 ϕ_N 、 ϕ_{N+1} から線形補間で求める。

温度変化する物性定数のデータは、すべて、この様な離散化されたデータテーブルとして与える。このデータは、カード入力、またはテープ入力となる。

物性項目	変動項目
摩擦係数〔直管〕(λ)	流量(Q)
摩擦係数〔局所〕(ζ)	流量(Q)
透過係数 (k)	流量(Q)
密度(ρ)、比熱(C)	温度(T)
熱伝導率(K)	
輻射伝熱係数(E_r)	
自然対流伝熱係数(E_n)	
発熱量(FF)	時間(time)
強制対流伝熱係数(E_c)	流量(Q)

ガラス固化体の材料物性値および境界条件が温度依存性をもつため、熱伝導方程式は非線型となる。このため、次の反復計算過程を導入して非線型を処理する。

- ① 物性値を T^N で評価し、設定する。
- ② T_2^{N+1} を求め、 $T_1^{N+1} = T_2^{N+1}$ とおく。
- ③ 物性値を $\frac{1}{2}(T^N + T_1^{N+1})$ で評価し、設定する。
- ④ T_2^{N+1} を求める。
- ⑤ T_1^{N+1} と T_2^{N+1} が収束すれば $T^{N+1} = T_2^{N+1}$ とおき、次の時刻の処理へ進む。
- ⑥ 収束しなければ $T_1^{N+1} = T_2^{N+1}$ とおいて③から以下をくり返す。

ここで

T^N : 前の時刻の温度

T^{N+1} : 求める時刻の温度

T_1^{N+1} : 反復計算途中の前回の温度

T_2^{N+1} : 反復計算途中の求める温度

3. 貯蔵時における伝熱流動解析プログラム

3. 貯蔵時における伝熱流動解析プログラム

3.1 伝熱流動解析プログラムの概要

貯蔵場の伝熱流動解析プログラムは、平常時における貯蔵場の強制対流および自然対流伝熱流動計算を行う。以下では、プログラムの構成と機能および計算本体の処理手順とシステム構成について述べる。

3.1.1 プログラム構成と機能

本プログラムは、5つのサブ・プログラムから成り、大きく分けると、入力データ作成の補助、計算本体、および出力補助プログラムからなる。

FEMGNR（入力補助1）

冷却システムの基礎構造データを作成する。

FEMFDM（入力補助2）

基礎構造データを本システムの入力形態へ変換する。

COSP 01（計算本体）

貯蔵場の伝熱流動計算

PLTGNR（出力補助1）

冷却システムの基礎構造データ（3次元構造）よりプロッター図作成用構造データを作成する。

PLTFIG（出力補助2）

プロッター図作成用構造データと計算結果より、各断面ごとのHead（水頭）コンター図と流速図、および温度コンター図を出力する。

これらのサブ・プログラムの関連を、図 3.1.1 に示す。また、本プログラムの機能を以下に示す。

（機能）

貯蔵場の伝熱流動解析プログラムは、貯蔵場内の流れ場の計算と、伝熱計算を交互に行い収束させて解を求める。流れ場の計算は、主として強制対流とするが、狭隘路部の浮力効果、圧力損失を考慮することにより、自然対流も取り扱える。ただし、流路閉塞時等における空のピットを上部プレナムから下部プレナムへ逆流する流れは、次年度以降の課題とする。以下に、流れ場の計算における機能、伝熱計算の機能を列記する。

① 流入部、流出部（煙突部も含む）、およびピット部の流れは、ダクトの圧力損失の理論を用いる。このとき、ピット部の浮力効果も組み込む。ダクトの圧力損失の理論より、次の項目を考慮できる。

④ 直管ダクトの摩擦損失

⑤ ダクトにおける局部抵抗

○ 曲り部分の抵抗

○ 分岐部分の抵抗

○ 空気の出口抵抗（ピットの出口、流出口の出口）

- 空気の吸込み抵抗（ピットの入口、流入口の入口）
 - ⊖ 浮力による圧力増加（浮力効果）
 - ⊖ 送風機の効果
 - ⊕ フィルターによる圧力損失
- ② 上部プレナム、下部プレナムの流れは、3次元N.S（ナビヤ・ストークス）方程式を解くのではなく、水頭（Head）の式を解くことにより求める。すなわち、流れの式を（ V_x 、 V_y 、 V_z 、 p 、 ρ ）の5変数でなく、1変数（水頭）の式を解き、流れ場を求める。これにより、計算量を減らして実用化をはかった。
- ③ 伝熱計算では、プログラムのデータ構造を有限要素法と同じとするため、ガラス固化体の熱的挙動解析モデルの機能を全部組み込む。さらに、冷却材（空気）の伝熱に対しては、移流熱伝導機能を組み込む。伝熱計算で用いる機能は、次のとおりである。
- ① 3次元移流熱伝導（プレナム部の流れ）
 - ② 1次元移流熱伝導（ピット部の流れ）
 - ③ 輻射熱伝達（キャニスターからピット、およびピット間の熱伝達）
 - ④ 強制対流伝達
 - ⑤ 自然対流伝達

3.1.2 処理手順とシステム構成

本プログラムは、先に示した各サブ・プログラムから成り、これらのサブ・プログラムを用いての処理手順を、図 3.1.1 に示す。

計算対象が3次元であるため、データ量およびプログラムの計算エリアが大きく有効的な計算エリアの設計が要求される。このため、極力外部ファイルを利用し、利用頻度の多い最小限の情報のみを計算エリアに格納する方針で、プログラム作成を行った。

計算本体の処理手順と処理内容を図 3.1.2 に示す。また、図 3.1.3～3.1.7 にデータ入力部、流れの計算コントロール部、流れ計算部、伝熱計算コントロール部、および伝熱計算部の処理手順を示す。次に、外部ファイル一覧を表 3.1.1 に示す。これらの外部ファイルのうち、計算の基本部で使用する〈要素データと消去用インデックス〉と〈境界条件処理用インデックス〉のファイル内容をP. 27～29 に示す。

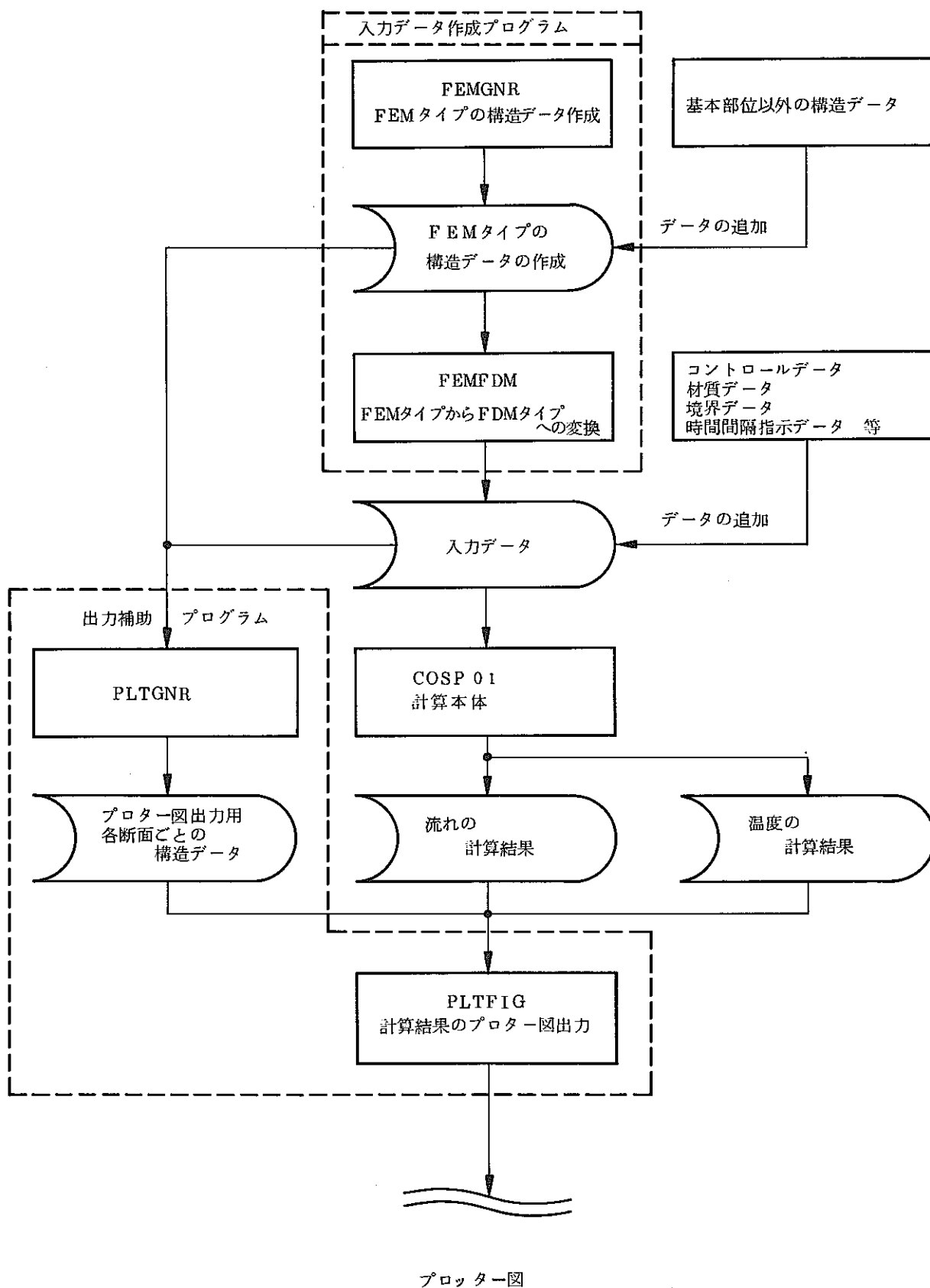
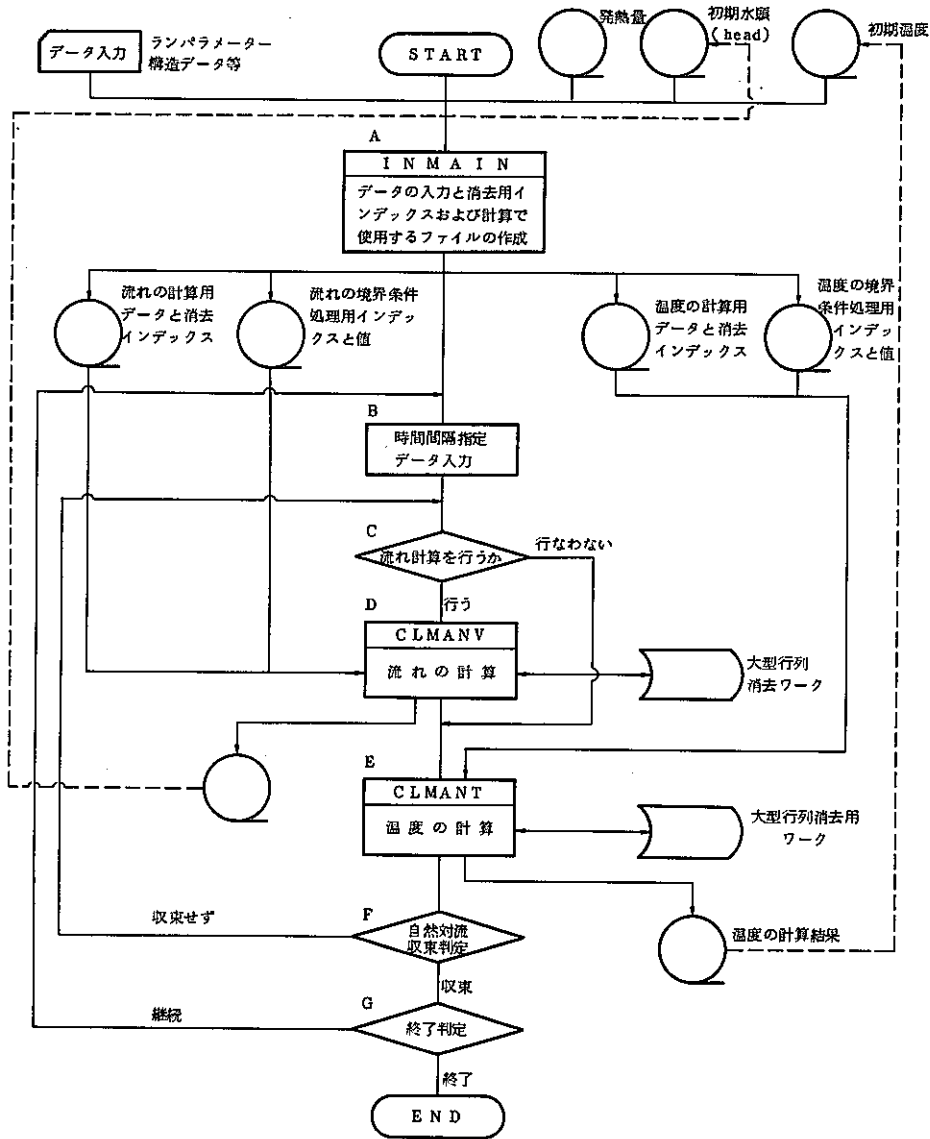


図 3.1.1 貯蔵時の伝熱流動解析プログラムの処理手順



A データ入力と大型計算用インデックスの作成と計算で使用するファイルを作成する。

入力項目

- 構造データ (節点、要素、初期温度等)
- 物性値データ 直管の抵抗係数、局所抵抗係数、密度、比熱、熱伝導率、発熱量、熱伝達係数 (輻射、強制対流、自然対流)
- 境界条件 (流入量等)

B 流れ計算の指示および温度計算のくり返し数と時間巾を入力する。

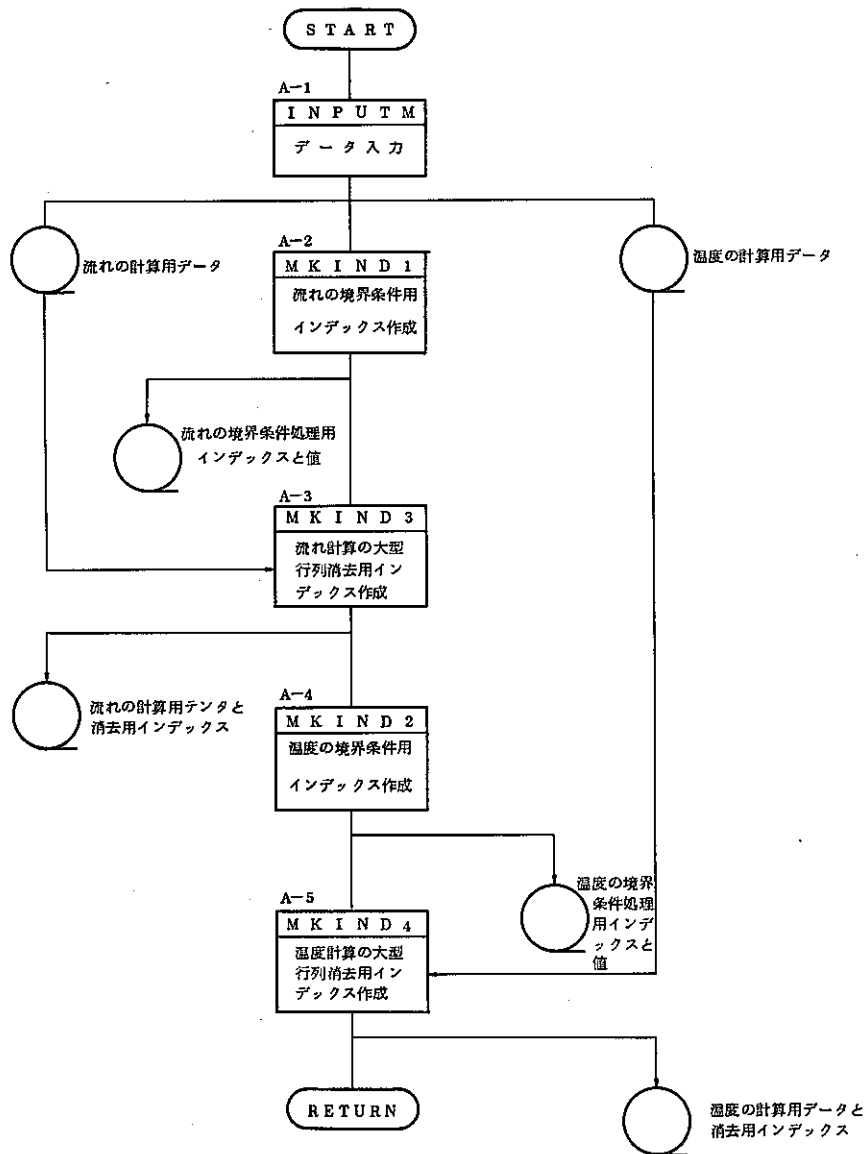
D 流れの計算

上、下プレナム部をHeadの式で流入、流出部およびピット部をダクトの式で方程式を立てて解き、流れを求める。自然対流のときは、密度差の浮力によるHead上昇による流れを求める。

E 温度の計算

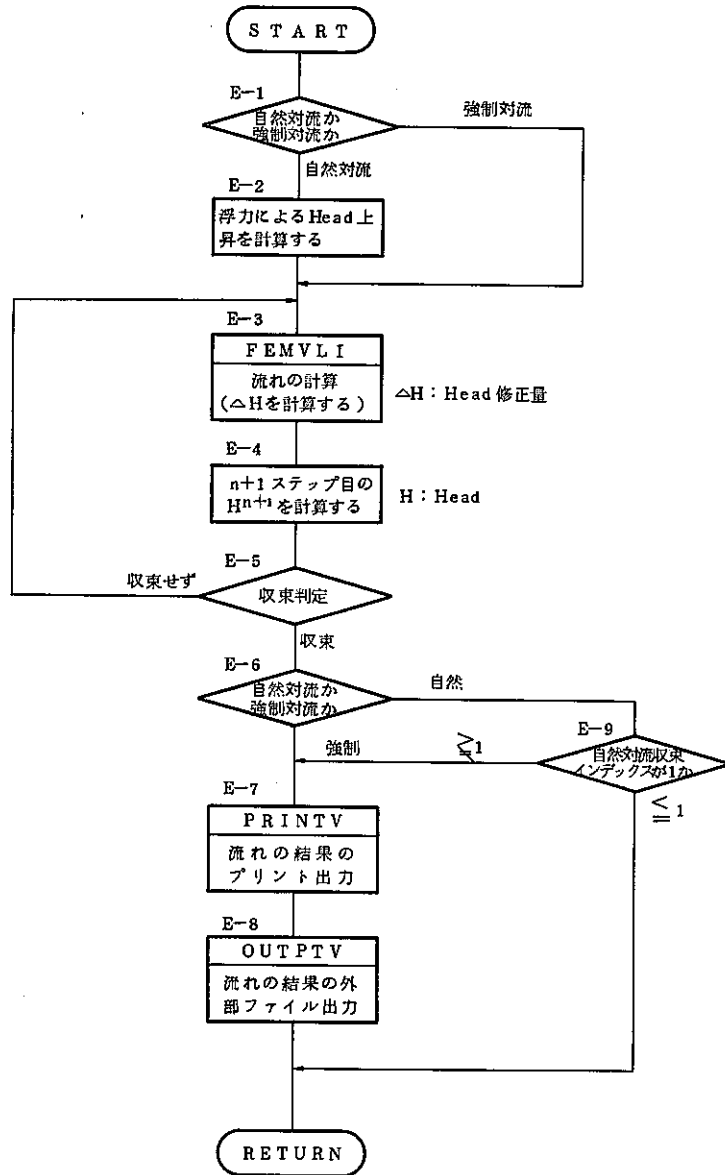
Dで求めた流れの場で固化体からの発熱量の移流伝動計算を行う。

図 3.1.2 貯蔵時における伝熱流動解析プログラムの処理手順



- A-1 カード・データの入力と要素データ（流れ用、温度用）の出力入力項目等は入力説明書参照とする。
- A-2 流れ計算の境界条件処理用インデックスを作成し、そのインデックスと境界値を外部ファイルへ出力する。（境界条件処理用インデックス参照）
- A-3 流れ計算の各要素ごとの小行列を大行列へ組み込むインデックスと、大行列消去用インデックスを作成し、流れの計算用要素データと併に外部ファイルへ出力する。（要素データと消去用インデックス参照）
- A-4 温度計算の境界条件処理用インデックスを作成し、そのインデックスと境界値を外部ファイルへ出力する。（境界条件処理用インデックス参照）。
- A-5 温度計算の各要素ごとの小行列を大行列へ組み込むインデックスと大行列消去用インデックスを作成し、温度の計算用要素データと併に外部ファイルへ出力する。（要素データと消去用インデックス参照）

図 3.1.3 データ入力 (INMAIN)



- E-1 自然対流か強制対流かの判定 NOPT = 0 強制
 = 1 自然
- E-2 浮力によるHead上昇を計算し、RND(2,*)へストアーする。
- E-3 Headの修正量 ΔH についての方程式を作成し、解いて ΔH を求める。
 $COD(1,*) = \Delta H$
- E-4 ΔH を用いて $n+1$ ステップ目のH(Head)を計算する。
 $COD(IN2,*) = COD(IN3,*) + \Delta H$
- E-5 Headの修正量 ΔH の平均 W を求めて、収束判定値 ϵ より小さい場合収束、大きい場合収束せずと判定する。
- E-6 自然対流か強制対流かの判定 (E-1 参照)
- E-7 流れの結果のプリント出力
- E-8 流れの結果の外部ファイル出力
- E-9 自然対流収束インデックス(KK(2))が1以上か判定する。
 $KK(2) \geq 1$ 収束
 $KK(2) \leq 1$ 未収束

図 3.1.4 流れの計算コントロール (CLMANV)

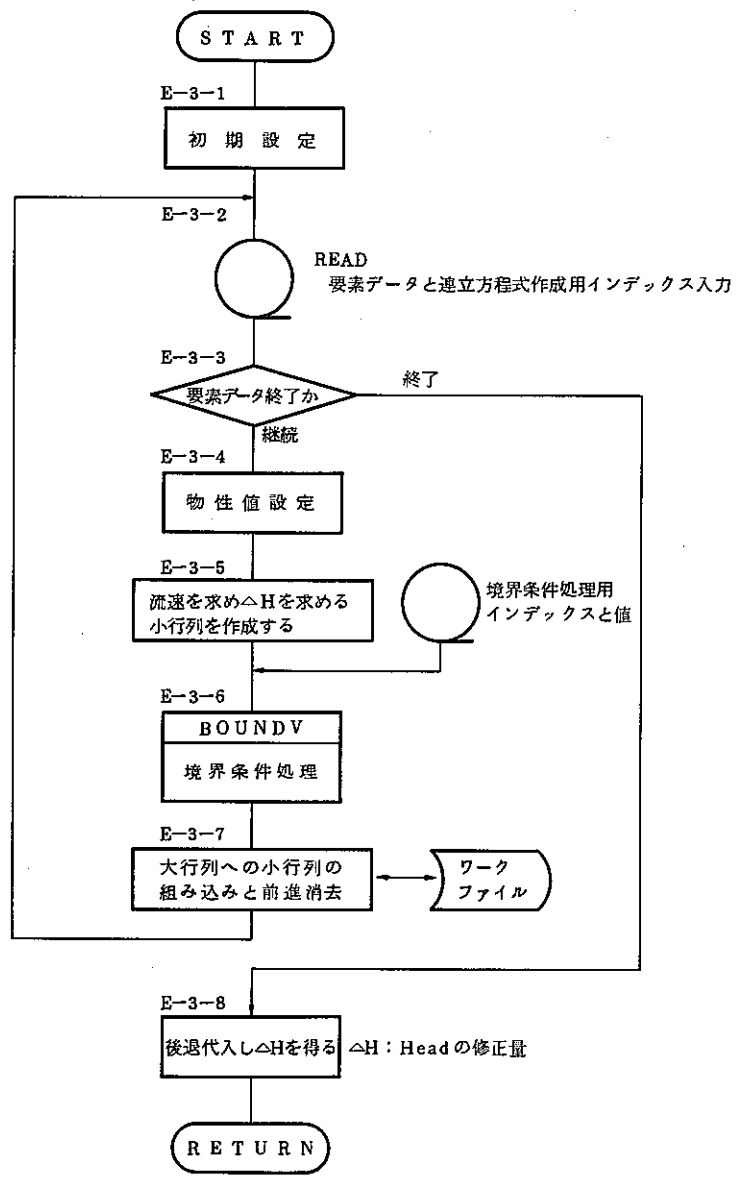


図 3. 1. 5 流れの計算MAIN(FEMVL1)

- E-3-1 外部ファイルのREWIND、エリアのゼロクリアー
- E-3-2 流れ計算用要素データと連立方程式作成用インデックス入力
 $READ(IFIL 08) RWORK$
 (要素データと消去用インデックス参照)
- E-3-3 要素データの終了判定
 $KE = 0$ 終了
 $KE > 0$ 継続
- E-3-4 流れ計算で使用する物性値を設定する。
 $MM = 3$ k 透過係数
 $MM = 4, 5$ λ 直管の摩擦係数
 ζ 局部摩擦係数
- E-3-5 n ステップ目のHead (e_a^n, e_b^n)を用いて流量と小行列とを作成する。
 $SM \times (2, 2) = \begin{bmatrix} \alpha & -\alpha \\ \alpha & -\alpha \end{bmatrix}$ $SF(2) = \begin{bmatrix} -Q \\ Q \end{bmatrix}$
 $MM = 3$ のとき
 $\alpha = \frac{A(-k)}{L_{ab}}$ $Q = \alpha \times (e_a^n - e_b^n + Pom)$
 $MM = 4, 5$ のとき
 $\alpha = \frac{\pi d^2}{4} \times \left\{ \sqrt{\frac{2g \times d}{\lambda \times L \times r}} + \sqrt{\frac{2g}{\zeta \times r}} \right\} \times (e_a^n - e_b^n + Pom)^{1/2}$
 $Q = \alpha \times (e_a^n - e_b^n + Pom)$
- E-3-6 境界条件処理 (Head 固定、流量固定)
- E-3-7 E-3-5 で作成した小行列を大行列へ組み込み、消去可能な場合は消去する。消去する情報が多い場合は、外部ファイルへ出力する。
- E-3-8 E-3-7 で前進消去した結果を用いて後退代入して ΔH を求める。

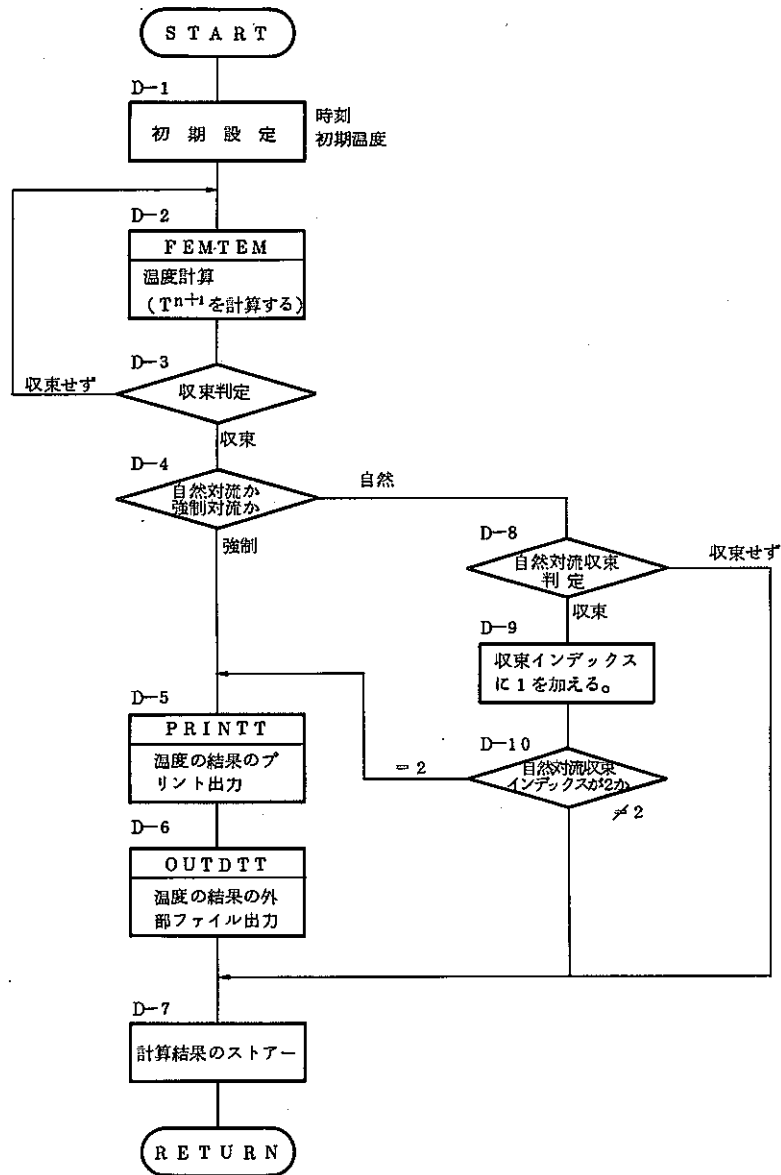


図 3.1.6 温度の計算コントロール (CLMANT)

D-1 エリアのゼロクリアー、時刻の設定、初期温度設定

D-2 温度ⁿ⁺¹についての連立方程式を作成し解いてTⁿ⁺¹を求める。

$$\text{COD}(\text{IN}1, *) = T^{n+1}$$

D-3 温度計算の収束判定

$$W = (\sum |T^{n+1} - T^n|) / \text{KNODE}$$

$$W \leq \text{EPST} \quad \text{収束}$$

$$W > \text{EPST} \quad \text{収束せず}$$

D-4 自然対流か強制対流かの判定 NOPT = 0 強制

= 1 自然

D-5 温度の計算結果のプリント出力

D-6 温度の計算結果の外部ファイル出力

D-7 温度の計算結果を所定のエリアへストアする。

$$\text{COD}(5, *) = \text{COD}(\text{IN}2, *)$$

D-8 自然対流収束判定

$$W = (\sum |\text{COD}(5, *) - \text{COD}(\text{IN}2, *)|) / \text{KNODE}$$

$$W \leq \text{EPST} \quad \text{収束}$$

$$W > \text{EPST} \quad \text{収束せず}$$

D-9 自然対流収束インデックス (MTINDX (=KK (2)))に1を加える。

$$\text{MTINDX} = \text{MTINDX} + 1$$

D-10 自然対流収束インデックスが2か判定する。

$$\text{MTINDX} = 2 \quad \text{収束}$$

$$" \leq 2 \quad \text{収束せず}$$

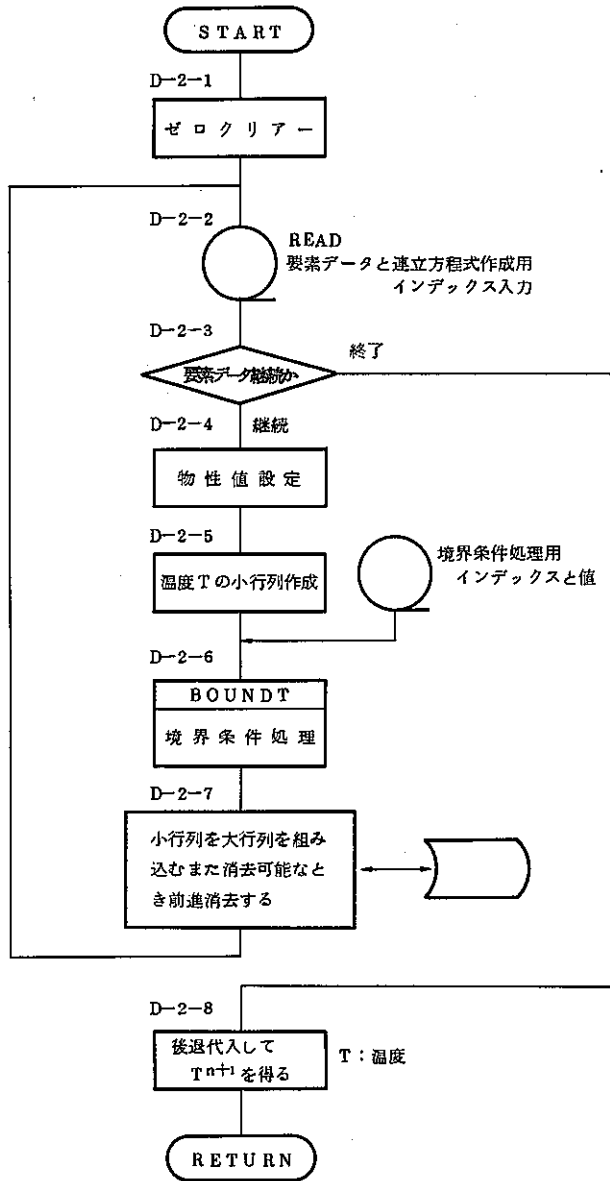


図 3.1.7 温度の計算MAIN (FEMTEM)

- D-2-1 外部ファイルのREWIND、エリアのゼロクリアー、時間巾の設定
- D-2-2 温度計算用要素データと連立方程式作成用インデックス入力
READ (IFIL 09) RWORK
(要素データと消去用インデックス参照)
- D-2-3 要素データ終了判定
KE = 0 終了
KE > 0 継続
- D-2-4 温度計算で使用する物性値を設定する。
密度(ρ)、比熱(C)、熱伝導率(RK)、発熱量(FF)
(材質テーブル参照)
- D-2-5 nステップ目の温度 T^n を用いて小行列を作成する。
(P 1 4 参照)
- D-2-6 境界条件処理 (温度固定、熱流束固定)
- D-2-7 D-2-5 で作成した小行列を大行列へ組み込み、消去可能な場合は消去する。消去する情報が多い場合は、外部ファイルへ出力する。
- D-2-8 D-2-7 で前進消去した結果を用いて後退代入して T^{n+1} を求める。

表 3.1.1 外部ファイルの内容一覧

NO.	入出力内容	出力デバイス	処 理 部				
			データ入力部	流れ計算部	伝熱計算部	流れのプロッター出力部	温度のプロッター出力部
1	カード入力	5	IN ○				
2	リスト出力(標準の結果)	6		○ OUT	○ OUT		
3	リスト出力(デバック結果)	96		○ OUT	○ OUT		
4	FEMタイプの3次元固体要素 節点データ、要素データ	1				IN ○	IN ○
5	node 法用のデータ FEM⇒node 法	2					
6	発熱量入力用	3	IN ○				
7	node 法全体のデータ(基本)	4				IN ○	IN ○
8	流れの計算用入力データ(要素データ) (LNODも含む)	8	○ OUT	IN ○			
9	温度の計算用入力データ(要素データ) (LNODも含む)	9	○ OUT		IN ○		
10	(インデックス)流れ境界条件 INDU	10	○ OUT	IN ○			
11	(インデックス)温度境界条件 INDU	11	○ OUT		IN ○		
12	(消去用ワーク)流れ計算 SMWK	12	ワ ○	ワ ○			
13	(計算結果)流れ	13		○ OUT		IN ○	
14	(消去用ワーク)温度計算 SMWK	14	ワ ○		ワ ○		
15	(計算結果)温度	15			○ OUT		IN ○
16	(初期値)流れ	16	IN ○				
17	(初期値)温度	17	IN ○				
18	プロッターコマンドの出力	18				○ OUT	○ OUT
19	指定断面の構造データ(流れ)	19				ワ ○	
20	指定断面の構造データ(温度)	20					ワ ○

<要素データと消去用インデックス>

要素データは入力ルーチンで入力後、直ちに加工されて流れ計算用要素データファイルと温度計算用要素データファイルへ出力する。

外部ファイル

IFIL08 流れ計算用要素データファイル

IFIL09 温度 "

出力型式

バイナリー

(流れの入出力)

WRITE(IFIL 08) RWORK

READ(IFIL 08) RWORK

(温度の入出力)

WRITE(IFIL 09) RWORK

READ(IFIL 09) RWORK

但し、RWORK(20)で、各変数との関連は表3.1.2のとおりである。

(注1) 最後のデータはダミーデータでKE=0である。

(注2) INDL(2)、INDW(2)、INDH(3)は小行列を大行列に組み込むインデックスと大行列の消去用インデックスで、MKIND1で作成する。

表 3.1.2 要素データの対応表

RWORK	IWORK		内 容
1	RD	POMP	流れ(管径)
2	RL		流れ(管長)
3	RA		断面積
4	VoL		容積
5	XA		A 端の X 座標
6	XB		B 端の X 座標
7	YA		A 端の Y 座標
8	YB		B 端の Y 座標
9	ZA		A 端の Z 座標
10	ZB		B 端の Z 座標
11	1	IEL	内部要素番号(流れまたは温度における)
	2	MELE	外部要素番号
12	3	NA	第 1 節点番号
	4	NB	第 2 節点番号
13	5	MM	要素の種類
	6	NN	材質番号
14	7	NFL	流れを参照する要素番号
	8	KE	全要素の内部要素番号
15	9	INDL(1)	マトリックス組み込み用インデックス(指示)
	10	" (2)	
16	11	INDW(1)	マトリックス消去用インデックス(指示)
	12	" (2)	
17	13	INDH(1)	マトリックス消去用インデックス(情報)
	14	" (2)	
18	15	" (3)	
	16		
19	17		
	18		
20			

<境界条件処理用インデックス>

MKIND 1 or MKIND 2 で境界条件処理インデックス(流れ、温度)を作成する。そのインデックスは、境界条件処理用ファイルに出力される。

外部ファイル

IFIL 11 流れ計算の境界条件処理用ファイル

IFIL 12 温度計算の境界条件処理用ファイル

出力型式

バイナリー

(流れの入出力)

WRITE(IFIL 11) RINDU

READ(IFIL 11) RINDU

(温度の入出力)

WRITE(IFIL 12) RINDU

READ(IFIL 12) RINDU

但し、RINDU(3)における各変数との関連は、表 3.1.3 のとおりである。

(注 1) 最後のデータはダミーデータで IE = 0 である。

表 3.1.3 境界条件処理用インデックスの対応表

RiNDU	INDU		内 容
1	1	IE	内部要素番号
	2	J	A 端か B 端かの区別 J = 1 A, J = 2 B
2	3	N	内部接点番号
	4	N1	Flux か Potential か = 1 potential = 2 flux
3		FFF	境界条件の値

(注 1) J はつぎのとおりである。

NA で境界条件を与えるとき

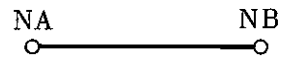
J = 1

である。

NB で境界条件を与えるとき

J = 2

である。



(注 2) N1 は次のとおりである。

(流れのとき)

N1 = 1 Head 固定

= 2 流量固定

(温度のとき)

N1 = 1 温度固定

= 2 熱流束固定

3.2 プログラムの入力説明

貯蔵時の伝熱流動解析プログラムは、5つのサブプログラムから成っているので、順々に各プログラムの入力説明を示す。まず、計算本体プログラム (COSPO1) の入力説明を示し、以下の順序で示す。

(計算本体)

(1) 計算本体 (COSPO1) の入力説明

(入力補助プログラム)

(2) FEMGNR データ入力説明

(3) FEMFDM データ入力説明

(出力補助プログラム)

(4) PLTGNR データ入力説明

(5) PLTFIG データ入力説明

(1) 貯蔵時の伝熱流動解析プログラム計算本体 (COSPO1) 入力説明

① コメント・データ (3 枚)

	10	75
DATA	1	コメント

② コントロール・データ

1	10	75
DATA	2	

1	11	21	31	41	51	61
NOPT	NPOINT	MTALV1	EPSV1	MTALT	EPST	

NOPT : 自然対流か強制対流かの指示

NOPT = 0 強制対流

NOPT = 1 自然対流

NPOINT: 浮力計算の雰囲気温度を与える節点番号

MTALV1: 流れのくり返し計算の最大反復回数

EPSV1 : 流れのくり返し計算の収束判定定数

MTALT : 温度のくり返し計算の最大反復回数

EPST : 温度のくり返し計算の収束判定定数

③ 節点データ

1	10	75
DATA	3	コメント

1	10	20	30	40	50	60	65
NODE	X	Y	Z	HO	TO	NF	

1	10
-9999	

- NODE : 節点番号
 X : 節点の X座標
 Y : 節点の Y座標
 Z : 節点の Z座標
 HO : Head の初期値
 TO : 温度の初期値
 NF : 計算指定領域指示インデックス
 NF = 0 流れのみ
 = 1 流れと温度
 = 2 温度のみ

④ 要素データ

1	10	75
DATA	4	コメント

1	10	20	30	32	34	44	53	62	71	80
NELE	NA	NB	MM	NN	NFL	RD(F)	RL	RA	VOL	

1	10
-9999	

- NELE : 要素番号
 NA : A 端の節点番号
 NB : B 端の節点番号
 MM : 要素の種類指示インデックス
 MM = 0 熱伝導 (半径右向)
 = 1 熱伝導
 = 2 熱伝導
 = 3 移流 (プレナム部)
 = 4 " (ダクト直管と局部抵抗 (NA))
 = 5 " (" " (NB))

= 6 分岐、合流、圧損

- NN : 材質番号
- NFL : この要素の物性値を決める時、参考とする流れを指示する要素番号
- RD(F) : 相当径 (又は発熱量計算時刻)
- MM = 1 のとき発熱量を計算する時刻
- MM = 4, 5 のとき流れ計算の相当径
- RL : 長さ
- RA : 断面積
- VOL : 容積

⑤ 材質データ

1		10		75
DATA	5			

1	5	10	20	30	40	50	60	70
NTBL	NMATL	PROP ₂	TEM ₁	PROP ₂	TEM ₂			
テーブル番号 (1~50)		材質番号 (1~6)						
				PROP _n	TEM _n			

1	10
	- 9999

- NTBL : 材質テーブル番号 (1 ~ 50)
- NMATL: 材質番号 (1 ~ 6)
- PROP₁ : 物性値
- TEM₁ : 温度 (または時刻、流量)

表 3.2.1 材質データ・テーブル

材質番号	MM=1	MM=2	MM=3	MM=4.5
1	—	—	$k(Q)$	$\lambda(Q)$
2	—	—	—	ζ
3	$\zeta(T)$	$E_r(T)$	$\zeta(T)$	$\zeta(T)$
4	$C(T)$	$E_c(Q)$	$C(T)$	$C(T)$
5	$K\ell(T)$	$E_n(T)$	$K\ell(T)$	$K\ell(T)$
6	$F(time)$	h	$F(time)$	$F(time)$

但し、

- $k(Q)$: 3次元流体要素の流体透水係数
- $\lambda(Q)$: 1次元流体要素の直管の摩擦係数
- ζ : 1次元流体要素の局所の摩擦係数
- $\zeta(T)$: 密度

C(T) : 比 熱
 K ℓ (T) : 熱伝導率
 F(time): 発熱量
 Er(T) : 輻射熱伝達係数
 Ec(Q) : 強制対流熱伝達係数
 En(T) : 自然対流熱伝達係数
 h : 自然対流
 Q : 物性値が流量のテーブル関数
 T : 物性値が温度のテーブル関数
 time : 時間のテーブル関数

⑥ 境界条件データ

1	10	75
DATA	6	

1	5	6	10	11	21	31	41	51	61	70
	N1		NODE ₁	VALUE ₁	NODE ₂	VALUE ₂				

1	10
	-9999

N1 : 境界条件指示インデックス

N1 = Q 流量固定
 = H Head 固定
 = T 温度固定
 = F 熱流速固定

NODE : 節点番号

VALUE: 境界条件値

⑦ 初期値設定

1	10	75
DATA	7	コメント

1	5	20
NINPMT		STIME

NINPMT : 初期値入力指示インデックス

NINPMT = 0 ; 入力なし NINPMT = 2 ; 温度のみ
 = 1 ; 流れのみ = 3 ; 両方

STIME : 初期値を入力する時刻

(注) この時刻を越えたとき入力する)

⑧ 流速参照テーブルの設定

1	10	75
DATA	8	コメント

1	5	10	20	30	40	50	60	70
L ₁		NELE ₁	NELE ₂	NELE ₃	NELE ₄	NELE ₅	NELE ₆	

L₁ : 流速参照テーブル番号

NELE1 : 参照テーブルを構成する要素番号

1	10
	-9999

⑨ データ終了

1	4	10	75
DEND	DEBUG		

1	5	10	15	20	70
N ₁	K ₁	N ₂	K ₂		

KD(NI) = K₁ をセットする。

DEBUG : デイバック指示インデックス

DEBUG = 99 デバック指示、次のカードを読む

≠ 99 デバック出力なし

N₁ : デイバック出力の場所

K₁ : デイバック出力の回数

⑩ タイム・ステップ

1	5	10	12	15	25	27	30	40	42	45	55	57	60	70	72
NPHAS		KUTV ₁	KUTT ₁	DLT ₁	KUTV ₂	KUTT ₂	DLT ₂	KUTV ₃	KUTT ₃	DLT ₃	KUTV ₄	KUTT ₄	DLT ₄	IEND	

NPHAS : このカードより読み込むタイムステップの回数 (1~4)

KUTV : 流れ計算指示インデックス

KUTV = 0 流れ計算を行わない。

KUTV > 0 " 行う。

|KUTT| : 温度計算を行う回数

KUTT < 0 定常

KUTT > 0 非定常

DLT : タイム・ステップ

IEND = 0 継続 IEND = 1 終了

(2) FEMGNRデータ入力説明書

① コメントデータ

1	4	10	11	75
DATA	1	コメント		

② 区間数と基準点の指定

1	4	10	75
DATA	2	コメント	

1	10	20	30	40	50
NN0	X0	Y0	Z0	NF0	

1	10	20	30	40
R1	R2	RC	RP	

NN0	基点の座標番号	NF0	この節点番号未満 (NP < NF0)
X方向	増分 100000		の節点では温度計算は行なわな
Y方向	増分 1000		い。
Z方向	増分 10	R1	キャニスター外径
X0	} 基点の座標	R2	ピット内径
Y0		RC	キャニスター厚
Z0		RP	ピット厚

③ X方向の区間巾の指定

1	4	10	75
DATA		コメント	

1	4	10	11	12	13	20	21	22	23	30	40	50
ND	3	IPX ₁	DDX ₁	IPX ₂	DDX ₂							

	60	70	80

ND : コメント (4文字)
 IPX : 要素作成指示インデックス (表 3.2.2 参照)
 DDX : 区間巾

1	10
-9999	

④ Y方向の区間巾の指定

1	4	10					75
DATA	4	コメント					

1	4	10	11	12	13	20	21	22	23	30	40	50
ND		IPY ₁	DDY ₁	IPY ₂	DDY ₂							

60	70	80
----	----	----

ND : コメント (4 文字)

IPY : 要素作成指示インデックス (表 3. 2. 2 参照)

DDY : 区間巾

1	10
- 9999	

⑤ Z方向の区間巾の指定

1	4	10					75
DATA	5	コメント					

1	4	10	11	12	13	20	21	22	23	30	40	50
ND		IPZ ₁	DDZ ₁	IPZ ₂	DDZ ₂							

60	70	80
----	----	----

ND : コメント (4 文字)

IPZ : 要素作成指示インデックス (表 3. 2. 2 参照)

DDZ : 区間巾 (*m*)

1	10
- 9999	

表 3. 2. 2 要素作成指示インデックス

IPZ	処 理 内 容
1	全体固体
2	始点・終点のみ固体、途中は流体
3	流体と固体間の熱伝達
4	流体と固体間の熱伝達で後ろがピット
5	流 体
6	流体、この増分後の節点にピットがつく (X、Y方向のみ)
7	ピット (Z方向のみ) 充填ピット
8	ピット (Z方向のみ) 空ピット

(3) FEMFDMデータ入力説明書

① コメントデータ

1	4	10	11	75
DATA	1	コメント		

② コントロール・データ

1	4	10	11	75
DATA	2	コメント		

1	11	21	31	41	51	61
NOPT	NPOINT	MTALV 1	EPSV 1	MTALT	EPS	

NOPT : 自然対流か強制対流かの指示

NOPT = 0 強制

NOPT = 1 自然

NPOINT: 浮力計算の雰囲気温度を与える節点番号

MTALV1: 流れのくり返し計算の最大反復回数

EPSV 1 : 流れのくり返し計算の収束判定定数

MTALT : 温度のくり返し計算の最大反復回数

EPST : 温度のくり返し計算の収束判定定数

③ 節点データ

1	4	10	11	75
DATA	3	コメント		

1	10	20	30	40	50	60	65
NODE	X	Y	Z	HO	TO	NF	

1	10
-9999	

NODE: 節点番号

X : 節点の X 座標

Y : 節点の Y 座標

Z : 節点の Z 座標

HO : Head の初期値

TO : 温度の初期値

NF : 計算指定領域指示インデックス

NF = 0 流れのみ

= 1 流れと温度

= 2 温度のみ

④-2 一次元要素データ

1WORK(7)=ブランクのとき

1	8	15	22	28	29	38	39	48	49	58	59
MELE	NA	NB				RD		RL		RA	

59	68	70	71	72	73	74	80
VOL		MM		NN		NFL	

NELE: 要素番号

NA : A 端の節点番号

NB : B 端の節点番号

MM : 要素の種類指示インデックス

MM=0 熱伝導 (半径右向)

=1 熱伝導

=2 熱伝達

=3 移流 (プレナム部)

=4 " (ダクト直管と局部抵抗 (NA))

=5 " (" " (NB))

=6 分岐、合流、圧損

NN : 材質番号

NFL : この要素の物性値を決める時、参考とする流れを指示する要素番号

RD(F) : 相当径 (又は発熱量計算時刻)

MM=1 のとき、発熱量を計算する時刻

=4,5 のとき、流れ計算の相当径

RL : 長さ

RA : 断面積

VOL : 容積

⑤ その他のデータ

1	80
(1WORK(I), I=1, 20)	

(1) キャラクター・イメージで読み込み、コピーする。

(2) コピーは END=××××で終了する。

(4) PLTGNRデータ入力説明

① コメントデータ

1	4	10	11	75
DATA	1	コメント		

② コントロール・データ

1	4	10	11	75
DATA	2	コメント		

1	11	21	31	41	51	61
NOPT	NPOINT	MTALV1	EPSV1	MTALT	EPS	

NOPT : データチェック用構造図か結果の出力かの判定パラメーター

NOPT = 0 結果の出力用インデックスを作成する。

NOPT = 1 データチェック用の構造図用インデックスを作成する。

NPOINT : 浮力計算の雰囲気温度を与える節点番号

MTALV1 : 流れのくり返し計算の最大反復回数

EPSV1 : 流れのくり返し計算の収束判定定数

MTALT : 温度のくり返し計算の最大反復回数

EPST : 温度のくり返し計算の収束判定定数

③ 節点データ

1	4	10	11	75
DATA	3	コメント		

1	10	20	30	40	50	60	65
NODE	X	Y	Z	HO	TO	NF	

10
-9999

NODE : 節点番号

X : 節点のX座標

Y : 節点のY座標

Z : 節点のZ座標

HO : Headの初期値

TO : 温度の初期値

NF : 計算指定領域指示インデックス

NF = 0 流れのみ

= 1 流れと温度

= 2 温度のみ

④ 要素データ

1	4	10	11	75
DATA	4	コメント		

(IWORK(I), I = 1, 20)

1	5	9	13	17	21	25	29	33	37	41	45	49
1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	

53	57	61	65	69	73	77	
13	14	15	16	17	18	19	20

1	10
	-9999

④-1 3次元要素データ

IWORK(7) ≠ ブランクのとき

1	8	15	22	29	36	43	50	57
MELE	NA	NB	NC	ND	NE	NF	NG	

57	64	69	74	80
NH	MM	NN	NFL	

MELE: 要素番号

NA
 NB
 NC
 ND
 NE
 NF
 NG
 NH

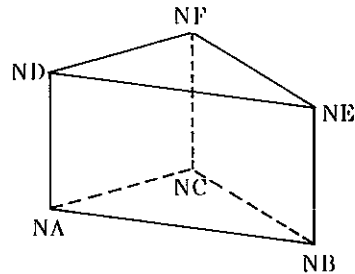
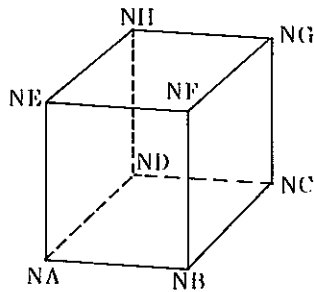
} 要素を構成する
 } 節点番号

MM : 要素の種類指示インデックス

MM = 0 熱伝導 (半径右向)
 1 熱伝導
 2 熱伝導
 3 移流 (プレナム部)
 4 " (ダクト直管と局部抵抗 (NA))
 5 " (" " (NB))
 6 分岐、合流、圧損

NN : 材質番号

NFL : この要素の物性値を決める時、参考とする流れを指示する要素番号



④-2 一次元要素データ

IWORK(7)=ブランクのとき

1	8	15	22	28	29	38	39	48	49	58	59
MELE	NA	NB				RD	RL			RA	

59	68	70	71	72	73	74	80
VOL		MM	NN	NFL			

NELE: 要素番号

NA : A 端の節点番号

NB : B 端の節点番号

MM : 要素の種類指示インデックス

MM=0 熱伝導 (半径右向)

=1 熱伝導

=2 熱伝導

NN : 材質番号

NFL : この要素の物性値を決める時、参考とする流れを指示する要素番号

RD(F) : 相当径 (又は発熱量計算時刻)

MM=1 のとき 発熱量を計算する時刻

=4, 5 のとき 流れ計算の相当径

RL : 長さ

RA : 断面積

VOL : 容積

MM=3 移流 (プレナム部)

=4 " (ダクト直管と局
部抵抗 (NA))

=5 " (ダクト直管と局
部抵抗 (NB))

=6 分岐、合流、圧損

⑤ その他のデータ

1											80
(IWORK(I), I=1,20)											

(1) キャラクター・イメージで読み飛ばす。

(2) データの END で終了し次の処理へ行く。

(5) PLTF1G データ入力説明

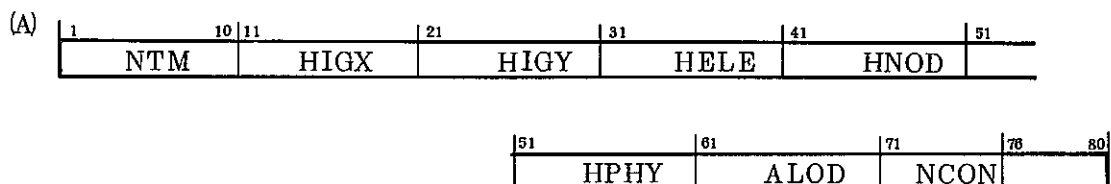
① コメントデータ

1	4	10	11								75
DATA		1	コメント								

② プロッターに関するデータ

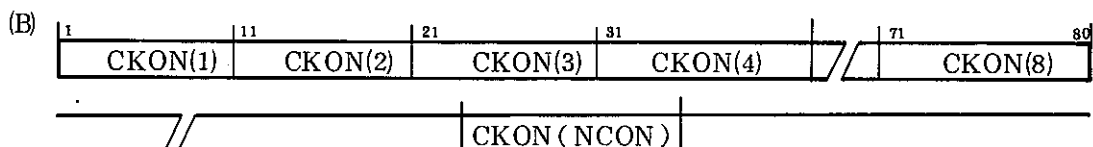
1	4	10	11								75
DATA		2	コメント								

プロッターに関するデータ (1組)



NTM; 入力指示

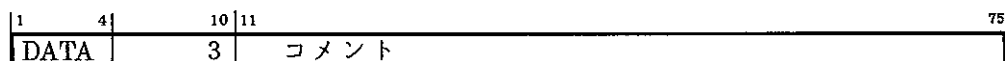
NTM = -1 データチェック NTM = 1 流れのみ
 = 0 両方 = 2 温度のみ



HIGX ; プロッター図の X 方向長さ (cm)
 HIGY ; プロッター図の Y 方向長さ (cm)
 HELE ; 要素番号を書くときの文字高 (cm)
 HNOD ; 節点番号を書くときの文字高 (cm)
 HPHY ; 物理量を書くときの文字高 (cm)
 ALOD ; 熱流束図における矢印の最大の長さ (cm)
 NCON ; コンターの本数
 CKON(I) ; コンターを引く値 (NCON 個)

(注 1) NCON = 0 のとき(B)のカードは不要である。

③ 時刻指定データ



TM: 指定時刻

(注) 計算結果のファイルより読み込んだ時間が TM を越えた時の結果ファイルが設定される。

④ 図の指示データ

1	4	10	11	75
DATA	4	コメント		

1	4	10	11	20	30	40	50
FIG1		KOUT ₁	NCROSS ₁	KOUT ₂	NCROSS ₂		

50	60	70
	KOUT ₃	NCROSS ₃

1	10
	-9999

KOUT_i : プロットオプション NCROSS_i : 図を書く断面番号
 プロットオプション

10カラムの各カラムがそれぞれの機能のオプションとなっており、必要なカラムに1を立てることにより、プロットする図を指定することが出来る。また、各カラムの機能は次のとおりである。

- 第1 col ; 構造図を出力する。
- 第2 col ; Headの数值図を出力する。
- 第3 col ; Headのコンター図を出力する。
- 第4 col ; Headの数值図とコンター図を重ねて出力する。
- 第5 col ; 流速図を出力する。
- 第6 col ; 温度の数值図を出力する。
- 第7 col ; 温度のコンター図を出力する。
- 第8 col ; 温度の数值図とコンター図を出力する。

⑤ データエンド

1	4	11
DEND		

表 3.5 出力オプションと使用ルーチン

IPT		INPLMA	FIGRE 5	FIGRE 6	FIGRE 7	FIGRE 8	FIGRE 9
1	構造図出力	○					
2	Headの数値出力		○	○	○		
3	HeadのContour出力		○	○			○
4	Headの数値+Contour出力		○	○	○		○
5	流速図出力		○	○		○	
6	Tempの数値出力		○	○	○		
7	TempのContour出力		○	○			○
8	Tempの数値+Contour		○	○	○		○

(注) 使用ルーチンの概要

- INPLMA 構造図(節点番号、要素番号を含む)を出力する。
- FIGRE 5 構造図のフレームを書くためのLINEテーブルを作成する。
- FIGRE 6 構造図(フレームのみ)を書く。
- FIGRE 7 節点に物理量を出力する。
- FIGRE 8 流速ベクトルを出力する。
- FIGRE 9 物理量のコンターを書く。

4. 貯蔵時における伝熱流動現象について

4. 貯蔵時における伝熱流動現象について

ここでは、貯蔵施設設計画および運転時からみた本解析の位置づけと、PNC殿で行われている他の試験との関連について述べる。また、本解析においては実際の伝熱流動現象をモデル化して問題を捉えているので、モデルの妥当性と改良点について述べる。

4.1 貯蔵時における伝熱流動解析手法

ここでは貯蔵施設設計画および運転時からみた解析の位置づけと、PNC殿で行われている他の試験との関連について述べる。

4.1.1 解析の位置づけ

① 伝熱流動現象

貯蔵施設設計にさいしては貯蔵時における重要な現象を把握する必要がある。ここでは伝熱流動現象の項目を挙げ、その解析手法について述べる。伝熱流動現象を表4.1.1に示す。

表 4.1.1 貯蔵場の伝熱流動解析項目

No.	解 析 項 目	備 考
1	平常時の強制対流	平常時 56年度プログラムの解析 対象（定常解析） 詳細検討は57年以降
2	平常時の自然対流	
3	異常時の流路閉塞時	異常時 56年度・モデルの検討 57年度・パイロットプログラム作成 ○伝熱流動解析プログラムへの機能追加 57～58年度 解析
4	弱い強制対流 （自然対流と強制対流との結合）	
5	流路閉塞から強制対流への急変状態時	
6	自然対流から強制対流への急変状態時	
7	ガラス固化体の収納手順	57年度 モデル化 58年度 プログラム改良と解析

平常時の強制対流と自然対流は定常解析であり、本モデルでは強制対流は流入量を入力する。自然対流は浮力と圧損の釣り合いにより流入量を自動的に算定する。この解析で重要な点はキャニスターおよびピットと空気との熱伝達式と、各部の圧損係数の評価である。これらの評価はPNC殿で行われている流動伝熱試験と冷却システム試験および文献調査を参考にして決定して行かなければならないが、流動伝熱試験は単体モジュール（1ピット）についてであり、プレナムからの流入に対する圧損係数は評価しにくい。また冷却システム試験は実現模でないため、試験結果の適用にさいして相似則の検討が必要となる。文献調査では、貯蔵所に対応するものは少ない。このよう

に熱伝達式と圧損係数は、これらのデータを整理して解析を加えながら総合的に判断して決定されなければならない。また伝熱を規定する流動現象に関しては、本モデルでは慣性力を無視した水頭の式を用いているので慣性力が支配的な噴流等の取り扱いにはそのままではモデル適用ができない。このため他の流体解析コードによる局所的な流体挙動解析コードを参考にする必要もある。

異常時の流路閉鎖時、流路閉鎖時から強制対流への急変状態時および自然対流から強制対流への急変状態時はいずれも非定常解析である。本モデルでの非定常状態の取り扱い方法は 4.2.3 で述べる。伝熱に関する非定常の扱いは本モデルにおいて可能である。

ガラス固化体の収納手順については構造データの変更により解析可能である。しかしながら収納手順の最適化を議論するには、多くの計算数が必要となる。そこで、本モデルでは多数のケースを計算し易いように入力補助機能を考えている。この機能および、収納手順の解析は解析モデルが確立してから行う予定である。

② 伝熱流動現象の検討項目

本モデルを用いて伝熱流動現象を検討・評価する項目を表 4.1.2 に示す。

表 4.1.2

No.	現象の捉え方	検討・評価項目	備 考
1	流動特性		
	③ プレナム部の流況 上部プレナム 下部プレナム	(イ) プレナムの形状による流況変化、高さ、幅、長さ (ロ) 流入口と流出口による上下プレナム部の偏流、気流 (ハ) 各ピットへの流量配分 (各ピットの流速) (ニ) 下部プレナム部からピットへ入る所の流況 (ホ) ピットから上部プレナム部へ入る所の流況 (ヘ) ピットの配列の影響 配列パターン ピット間隔、ピットの高さ (ト) 空ピットの構造の影響 蓋の有無	○ 流況図 ○ 実験において、上、下プレナム部の流線を測定してもらいたい。
	⑤ ピットおよび流入部、流出部の流れ	(イ) ピットのクリアランスの寸法 (ロ) 自然対流時のピットの流速 (ハ) 最適風量	○ ダクトの理論を適用する。

No.	現象の捉え方	検討・評価項目	備考
2	伝熱特性		
	① 各部位の温度	(イ) 各部位の温度分布 (ロ) 発熱量の影響 (ハ) ピット間相互効果の影響 (ニ) ピットと施設壁との相互効果	
	② 空気により運ばれる熱量	(イ) 各部位の移流熱量 各ピットの出口 上部プレナム部(指定断面) 流出口 (ロ) ピット部より空気を与えられる熱量 ガラス固化体から空気への熱量 ピットから空気への熱量 (ハ) 発熱量との関連	
	③ 貯蔵場全体から外部への熱放射	(イ) 貯蔵場外壁の温度	
3	外部の境界条件		
	① 貯蔵場外部の気象状態の影響	(イ) 強風時の流入量、流出量	
4	その他		
	① 貯蔵場の運営時	(イ) ガラス固化体の収納手順	

③ 本解析モデルと他の試験との関連

貯蔵時の冷却システムに関しては本解析モデルの他に、PNC殿で行われている1ピットでキャニスター3段積み実規模の流動伝熱試験、144ピットでキャニスター5段積み、5分の1スケールの冷却システム試験、芙蓉で開発した1ピットに関する狭隘路冷却モデルがある。ここではそれらの試験および狭隘路冷却モデルと本解析モデルとの関連と解析項目について述べる。

表4.1.3に貯蔵所解析の作業フローと相互の関連を示す。表4.1.3は本解析モデルを中心としたフロー図であるため、他の試験および解析モデルに関しては簡略化している。

以下に、表4.1.3において、A～Iについての内容を説明する。

(A) 設計に必要な項目の整理

貯蔵施設設計に必要な項目のうち本解析モデルに関するものを表4.1.4に示す。本解析モデルを用いて表4.1.4の項目について検討する。

(B) 主要な現象の抽出と整理

貯蔵時の伝熱流動特性を支配する主要な現象を抽出したものを表4.1.5に示す。解

析ではこれらの現象を把握しながら(A)の項目について調べる。

(C) 基礎モデル

本解析では貯蔵所内の伝熱流動現象が複雑であるため、モデル化して取り扱うが、モデル化にあたり、(B)で抽出した現象のうち基本的な現象を取り出して基礎モデルをつくる。次に(B)の伝熱流動現象の検討を行い、モデルの再検討を行い、(D)のモデルの改良を行う。基礎モデルの内容は2で述べたとおりである。また基礎モデルの機能チェック項目を、表4.1.6に示す。

(D) モデルの改良

基礎モデルに対してより現実の現象に近いモデルにするために基礎モデルを改良しなければならない。モデルの改良については、4.2で述べる。

(E) 本モデルに対する冷却システム試験結果の反映

本項と項(F)については、4.1.2章で述べる。

(F) 本モデルに対する流動伝熱試験結果の反映

流動伝熱試験は1ピットに関する実規模試験であり、本モデルに対してはピット内の熱伝達現象について結果を反映させる。具体的には、ピットとキャニスターの熱伝達係数(強制対流、自然対流、共存対流)、ピット内の圧力損失係数、キャニスターとピットの輻射率である。

(G) 本モデルに対する狭隘路冷却モデルの解析結果の反映

狭隘路冷却モデルは流れに関して本モデルと同様にピット内一様流速としたモデル化を行っているので、モデルの妥当性の検討にあたってこれを参考にする。また自然対流時の圧損と浮力から空気流入量を求める方法も同様であるので、本モデルの妥当性を検討できる。また1ピットにおける各部の圧損係数の設定にあたり、ピット入口、出口以外は流れの状況が同じであるので、これを参考にする。

(H) 本モデルと冷却システム試験の付き合い

本項は、4.1.2節で述べる。

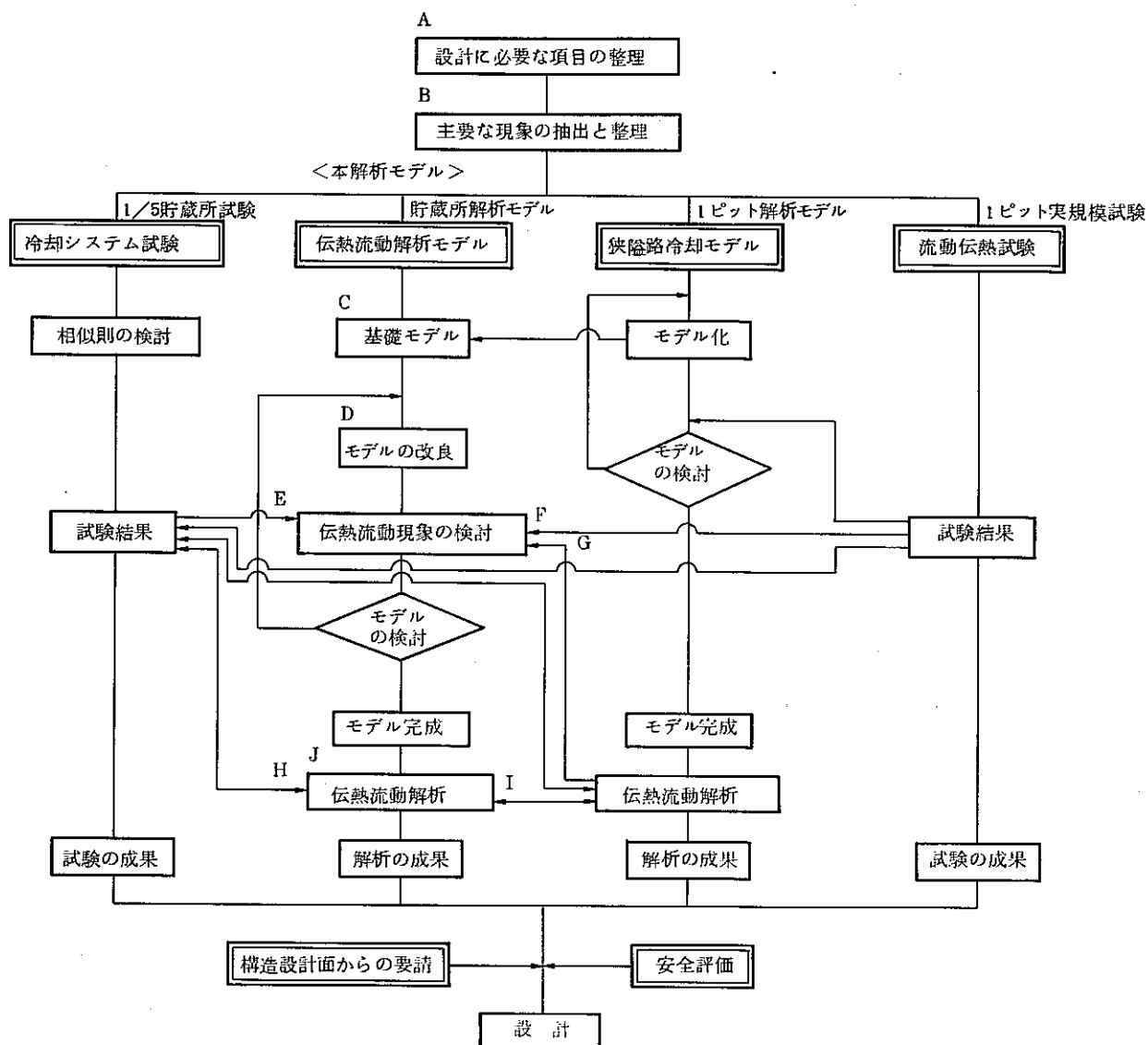
(I) 本モデルと狭隘路冷却モデルとの関係

本モデルと貯蔵所内の流動現象と伝熱現象を同時に解析するものであるため、その計算点数は非常に多くなる。1ピット内の流れはピットへの流入量がわかれば解明できる。逆に1ピットの熱的影響はピット内空気の浮力として流れに影響を及ぼす。このとき熱量収支の関係から、ピット内の計算点数が少なくても、ピット内の空気のうける浮力の合計は正しく算定できる。従って本モデルではピット内の計算点数は少なくして貯蔵所内の全体的な挙動をおさえることを中心とする。1ピット内の詳しい伝熱流動現象は狭隘路冷却モデルを用いて計算する。このとき狭隘路冷却モデルに引き渡す計算条件は1ピットの流入空気量と温度、およびピットの外へ逃げる熱量である。

(J) 伝熱流動解析

本モデルを用いての解析項目は、4.1.3節に示す。

表 4.1.3 貯蔵所解析の作業フローと相互の関連



注) ○本解析モデルを中心としたフロー図である。
 ○A～Iは本文で説明する。

表 4.1.4 設計に必要な項目の整理 (本解析モデルに関するもの)

項目	内容
貯蔵所の形状	建屋—建屋の形状・寸法、キャニスター収納容量、空気の出入口の形状と位置、上下プレナム高、スタップの必要性およびスタップの高さ形状 ピット—ピットピッチ、クリアランス、キャニスター径 空気流れ—流れの制御 (パッチ枝等)

項 目	内 容
機 能	流れ－フロアの必要出力、フロア取り付け位置、フィルターの影響、外気流れ 熱－キャニスター1本当り発熱量、貯蔵所内の全発熱量
そ の 他	キャニスター収納パターン、空気出口温度 自然対流と強制対流の冷却能力の比較

表 4.1.5 主要な現象

項 目	内 容
流 れ	流れの場所－プレナム内、ピット内、グクト内、スタッフ内、パッチ板、フィルター、フロア、空気入口、出口の外気 流れの現象－層流と乱流、噴流（プレナム入口とピット出口）、うず 流量分配
温 度	空気－貯蔵所入口、出口、ピット入口、出口、ピット内、プレナム内、貯蔵所壁 固体－貯蔵所壁、ピット、キャニスター ガラス－ガラス固化体の温度分布
熱 流	空気による対流伝熱、輻射伝熱、固化体の熱伝導

表 4.1.6 基礎モデルのチェック項目

検定対象	検 討 方 法	備 考
流 入 部	ダクト理論によるチェック	○流入部圧損 ○直管部圧損 ○まがり管圧損
上 ・ 下 プレナム部	既存プログラムによる2次元、または3次元ポテンシャル流によるチェック	○2次元または3次元の流れパターン
ピ ッ ト 部	単管モジュールの狭隘路冷却モデルによるチェック	○ピット部の流れと伝熱
流 出 部	ダクト理論によるチェック	○流出部圧損 ○フロアの圧力上昇 ○フィルターによる圧損 ○直管部圧損 ○まがり管部圧損 ○煙突効果

4.1.2 冷却システム試験の関係

本モデルと冷却システム試験は貯蔵所内の伝熱流動を把握するものであり、対象は同じである。ただし本モデルの手法は数値解析であり冷却システム試験の手法は5分の1の縮小モデルによる模型実験である。両者の比較を表4.1.7に示す。

冷却システム試験データによって本解析モデルを検査する必要があるが、その項目を表4.1.8に示す。

表 4.1.7 伝熱流動解析モデルと冷却システム試験の比較

項 目	伝熱流動解析モデル	冷却システム試験
手 法	数値解析法	試 験
規 模	インプットデータにより任意規模	5分の1縮小規模 (相似則の検討が必要)
ピット数	インプットデータにより任意本数 (ただし、ユニット化等のモデル化の必要がある。)	最大144本
キャニスター積数	インプットデータにより任意数	最大5段
測定項目	流速分布、圧力、温度	流速分布(予定)、圧力 温度
貯蔵所の形状	インプットデータにより任意 (圧損係数等の算定が必要)	形状を変えるには、改造 の必要がある。

表 4.1.8 冷却システム試験による本モデルの検査

計 算 モデル	流入方法	比 較 検 討 項 目	冷却システム試験測定項目
一 列 モ デ ル (試 験 で は 仕 切 板 を す る)	強制対流	流れ—ピット内の圧損 流量配分 プレナム部の圧損とピット入口圧損 温度—冷却空気温度(ピット入口、出口プレナム部) キャニスター温度 ピット温度	ピット入口と出口の差圧 各ピットの流量分布 プレナム部とピット入口の絶対圧(測定していない) 冷却空気温度(ピット出口温度は熱量収支より算出する) 1点/本 同 上
	自然対流	流れ—全流量 各ピットの流量比 温度—強制対流の場合と同じ 煙突内の温度	全流量(逆流はないとする) 各ピットの流量分布 強制対流の場合と同じ 測定していない

計算モデル	流入方法	比較検討項目	冷却システム試験測定項目
	強制対流	流れ－流量分配 各ピットの流量 温度－温度分布	各ピットの流量分配 ピット入口と出口の差圧 各温度
	自然対流	流れ－強制対流と同じ 温度－同上	強制対流と同じ 同上

4.1.3 解析項目

ここでは本モデルを用いての解析項目を示す。貯蔵施設に関するものは、表 4.1.9、伝熱流動特性に関するものは、表 4.1.10 に示す。

表 4.1.9 貯蔵施設に関する解析項目

	項 目	支配的無次元量	解 析 法
貯蔵所の形状	建屋の形状・寸法	h/L_1 、 h/L_2 、 L_1/L_2	プレナムの巾 (L_1) 長さ (L_2) 高さ (h) を変えて計算する。
	キャニスター収納容量		建屋内のキャニスター本数
	空気の入出口の形状と位置		形状は圧損係数により考慮する
	上下プレナム高	h/L 、 h/H	
	スタッフ	l/R	スタッフ長 (l) とスタッフ径 (R) による浮力の算定
	ピットピッチ	r/Ch	キャニスター径 (r) とピットピッチ (Ch)
	クリアランス	S/r 、 S/H	クリアランス (S) とキャニスター径 (r)、キャニスター長 (H) の関係
	キャニスター径 流れの制御	r/Ch 、 S/r	パッチ板の影響
機能	ブローの必要出力		必要流入量
	ブローの取り付け位置		流入量を入力する位置
	フィルター		フィルターの圧損
	外気流れ		外気の圧力
	発熱量		発熱量は入力とする。
その他	キャニスター収納パターン		ピットをユニット化して取り扱う。
	空気出口温度		計算結果として出力される。
	自然対流と強制対流の比較		流入量を同じにして比較する。

表 4.1.10 伝熱流動特性に関する解析項目

項目	対象場所	現象	支配的無次元量	備考	
伝熱特性	ピット内とピット間	強制対流	$Nu - Re$	助走区間と流れの状況（層流か乱流）に注意する	
		自然対流	$Nu - Gr, S/l$	S （クリアランス）と l （ピット長）の比 S/l が小さいと強制対流的になるので注意する。流れの状況（層流か乱流）にも注意する。共存域の確認	
		輻射と対流	q_r/q_n	q_r （輻射伝熱）と q_n （対流伝熱）の比	
		空ピット		各ピット間の輻射伝熱のうち、空ピットの存在による影響	
	上部プレナム	対流伝熱		上部プレナム天井に吹き上げる熱量の評価	
		輻射伝熱		クリアランス（キャニスター表面）から上部プレナム天井への輻射伝熱量	
	ベントスタック	断熱状況	T_1/T_2	T_1 （ベントスタック下部の空気温度）と T_2 （同上部）の比によりベントスタックの断熱の程度を知る。これは浮力効果に影響する。	
	空気の流動特性	プレナム	パッチ板	ϵ	ϵ （開口率）により噴流の程度を知る。
			プレナム高	$\Delta Sp/\Delta Sp l$	ΔSp （ピット総断面積）と $\Delta Sp l$ （プレナム断面積）の比
			プレナム内の流れ	Re	（参考程度）
仕切板				噴流の広がりを示す。	
ピットピッチ				キャニスター径(r)とピットピッチ(Cr)流れの干渉	
ピット内		ピットの圧損	f_1	ピットの入口、出口の圧損（ $\frac{1}{2} f_1 p v^2$ ）	
			f_2	ピット管壁圧損（ $\frac{1}{2} f_2 p v^2$ ）	
			f_3	空ピットの圧損（ $\frac{1}{2} f_3 p v^2$ ）	
		ピット内	$\Delta P/Fg$	ΔP （圧力差）と Fg （浮力）の比	
			Fv/Ff	Fv （粘性力）と Ff （速度変化による力： $Ff \sim 1/(\text{圧損係数})$ ）	
非定常特性	<ul style="list-style-type: none"> ○ 空気の流れ、特にピットの逆流 ○ 装置全体から外気への伝熱（伝熱面積、熱伝達率） ○ 温度の時間変化と最終安定温度、全蓄熱量 				

4.2 解析モデルの検討と改良点

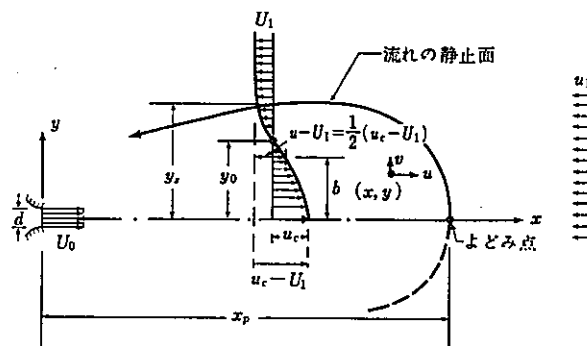
ここでは本解析モデルについての妥当性、現象への追従性等の検討と改良点について調べる。

4.2.1 解析モデルの検討

本モデルでは貯蔵時における伝熱流動現象の基本的要因を満足するようにモデル化している(2参照)。ここではその妥当性と、現象への追従性の検討、およびモデルの改良点について調べる。ここで検討する内容は次のとおりである。

- (i) 空気の流れを水頭の式を用いて表わしているが、この点についての妥当性と現象への追従性に関する改良点。
 - (ii) 固体壁と空気との熱伝達及び固体間の輻射熱伝達に関する伝熱式を用いるときの現象への追従性
 - (iii) 貯蔵時の各ピットへの流量分配に対する現象への追従性と改良方法
 - (iv) 時故時等の非定常解析方法
- ① (i)については、4.3で述べるようにピット内の流動現象は水頭の式、すなわちピット内流れを一様流で取り扱う事により十分現象を表現できる。また、4.4.3で述べるようにピット内とプレナム内を一様であるとする取り扱い方法も見うけられる。

一方プレナム内の流れについては流れが3次元であり取扱いが難しくなる。特に下部プレナムの空気入口における噴流の効果と、ピット出口から上部プレナムに噴き出す空気流の取扱いが問題となる。下部プレナムの空気入口における噴流効果の取扱いは、実験より得られた速度分布を入力する方法、4.4.2に述べるように他の流体解析コードにより計算して、その結果から速度分布と各場所での圧損係数を算定してこれを入力する方法、および図4.2.1に示すような噴流の解析的取り扱いを参考にして、これにより速度分布と、圧損係数を算定する方法が考えられる。



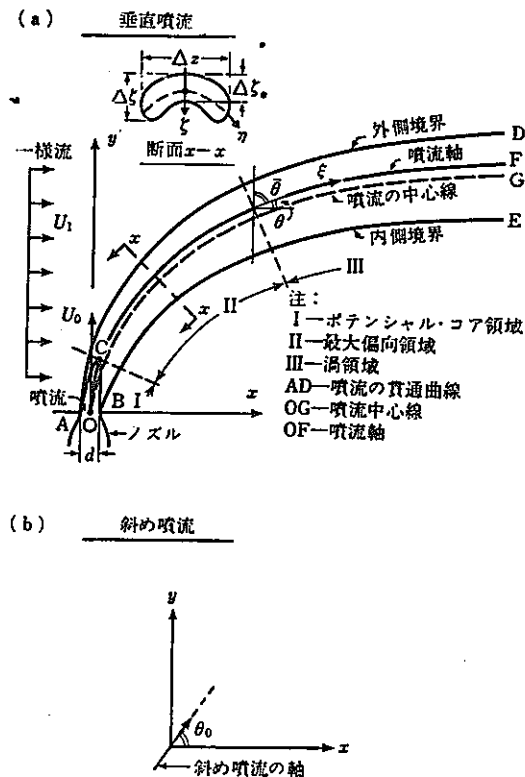
(N. ラジャラトナム「噴流」による)

図 4.2.1 逆流を受ける軸対称噴流 (Beltaos and Rajaratnam, 1973)

またピット出口から上部プレナムに噴き出す空気の流れの取扱いは4.2.2節に述べるように管の出口圧損を設定する事によりある程度の評価はできると考えられる。しかし、プ

レナム内の流れをより詳しく評価するには、図 4.2.2 に示すような噴流についての解析的取り扱いを参考にして、速度分布と圧損係数を設定しなければならない。

このようにプレナム内の 3 次元的な流れの取り扱いについては改良すべき点があり、今後の課題となる。



(N. ラジャラトナム「噴流」による)

図 4.2.2 横風を受ける軸対称噴流の略図

② (ii)については 4.3 節で述べる熱伝達式を設定する事により、現象を十分表現出来ると考えられる。プレナム内の流れのような 3 次元空間の現象についても既存の熱伝達式により算定できると考えられる。

各ピット間の輻射熱伝達については形態係数と輻射率を求める事により考慮出来る。ただし、輻射伝熱は固体間の温度差があれば遠距離であっても熱が伝わり、取り扱いが複雑になる。そこでピットをユニット化して、いくつかのピットをひとまとめに考えるような簡略化が必要になる。このような考え方の具体的方法については今後の課題である。

③ (iii)については、4.2.2 節で述べるように、各ピットの入口出口の圧損を考慮する事により算定できる。ただし、圧損係数の設定については今後詳細に検討する必要がある。またプレナム内の流れの不均一についても①で述べたように噴流効果があり、パッチ板の開に率の取り扱い方法について検討する必要がある。

④ (iv)については現在のモデルでは、空気流は定常としているので基本的には考慮できな

いが、4.2.3節で述べるように安全側の評価とある程度の精確な評価は可能である。

4.2.2 流量分配

貯蔵時の伝熱流動現象の重要な支配要因である各ピットへの空気の流量分配について述べる。

① 流量分配についての基礎的な考察

ここでは一次元的な分配集合管について考え流量分配の不均一について調べる。ただしここでは各管の流量は一定であるとする。

無限に細い支管(ピット)が無数並んでいる場合(連続分配管)について圧力分布は次で与えられる。ただし、主管(プレナム)の壁摩擦、支管(ピット)の入口、出口圧損はないものとする。

$$\frac{P_1 - P_{1e}}{\frac{\rho}{2} V_0^2} = - \left(1 - \frac{x}{L} \right)^2 \quad (4.2.1)$$

$$\frac{P_2 - P_{2e}}{\frac{\rho}{2} V_0^2} = - 2 \left(1 - \frac{x}{L} \right)^2 \quad (4.2.2)$$

- P_1 : 下部プレナム静圧
- P_{1e} : " 最奥静圧
- P_2 : 上部プレナム静圧
- P_{2e} : " 最奥静圧
- $\frac{\rho}{2} V_0^2$: プレナム入口動圧

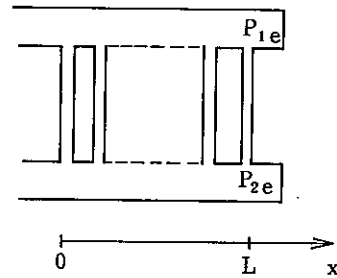


図 4.2.3 連続分配管

(機械学会「管路・ダフットの流体抵抗」による)

図 4.2.4 に (4.2.1) 式と (4.2.2) 式を図示する。図 4.2.4 より次の事がわかる。

- (i) 下部プレナムはプレナム奥に向かって流速が減じるため、入口動圧が減少し静圧が上昇する(ディフューザー効果)。ただし、全圧はプレナム壁摩擦を考えていないため一定となる。
- (ii) 上部プレナムは、プレナム出口に向かって流速が増すため動圧が増大し、静圧が減少する。このとき、プレナム壁摩擦を考えていないにもかかわらず全圧は減少しプレナム出口では $(P - P_e) / \frac{1}{2} \rho V_0^2 = -2$ となっている。これは次のような理由による。上部プレナムに流出するピットからの空気は、 x 方向の運動量をもっていない。この空気の x 方向 (x の負方向) の速度を与えるために上部プレナム空気がそのエネルギーを費し全圧を下げるためである。
- (iii) (i)(ii)の結果より上下プレナムでは不均一な圧力差が生じ、プレナム奥の方が、プレ

ナム手前より、ピットの流量が少くなる。

(V) 図 4.2.4 では、ピットの入口出口圧損、ピット壁による圧損を考慮していないため、 $x=L$ の点で静圧は上下プレナムで等しくなっている。

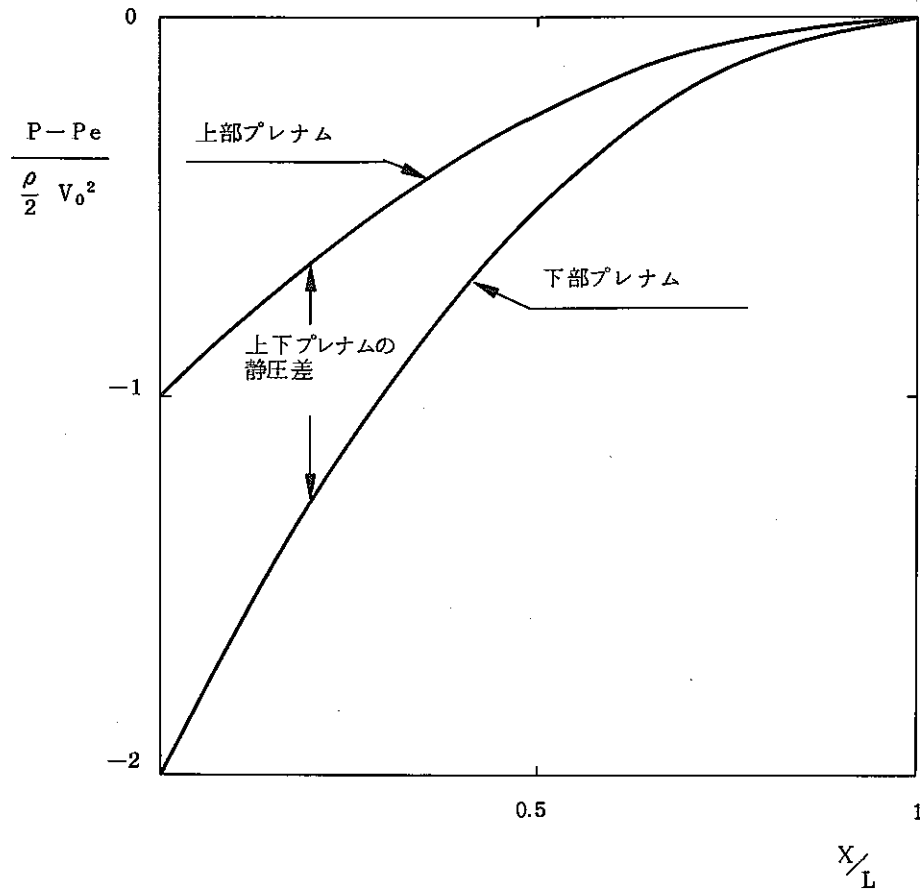


図 4.2.4 上下プレナムの静圧

② 連続分配管の考え方による貯蔵所の一次元的流量分配について

連続分配管の考えを用いて貯蔵内の流量分配を調べる。連続分配管の考え方は図 4.2.5 のような一次元的な分配集合管を、無限に細いピットが無限箇敷並んでいるとして取り扱うものである。

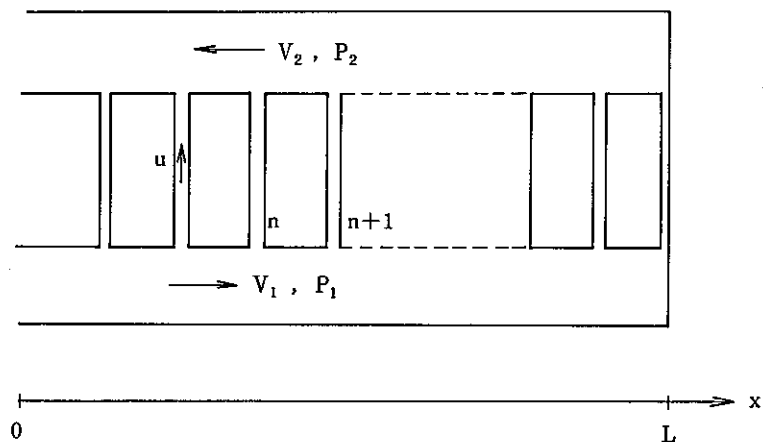


図 4.2.5 一次元分配集合管

基礎式を以下に示す。(1)(2)

下部プレナムと上部プレナムの運動量の関係式

$$\frac{dP_1}{dx} = -\rho V_1 \frac{dV_1}{dx} \quad (4.2.3)$$

$$\frac{dP_2}{dx} = -2\rho V_2 \frac{dV_2}{dx} \quad (4.2.4)$$

ピット内の流速と上下プレナムの静圧の関係

$$P_1 - P_2 = \kappa \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (4.2.5)$$

下部プレナムからピットに流入する空気質量保存則

$$\frac{dV_1}{dx} = -\frac{NS}{LA_1} u \quad (4.2.6)$$

上下プレナムの流速の関係

$$A_1 V_1 + A_2 V_2 = 0 \quad (4.2.7)$$

(ここで、 $V_2 < 0$)

境界条件

$$V_1 = V_0 \quad \text{at} \quad x = 0 \quad (4.2.8)$$

$$V_1 = 0 \quad \text{at} \quad x = L \quad (4.2.9)$$

P_1, P_2 静 圧

V_1, V_2 プレナム速度

V_0 プレナム入口速度

ρ 密 度

κ ピット内の摩擦係数の和：(管壁摩擦による圧損係数と入口、出口圧損係数の和)

u ピット流速

N ピット本数

S ピット断面積

L プレナム長さ

A_1, A_2 下部、上部プレナム断面積

(4.2.3)式は空気のプレナム奥方向の運動量が保存されたままピットに流入していることを仮定している。この運動量はピットに流入した後直ちに失われる。(4.2.4)式はピットから上部プレナムに流出した空気が、プレナム手前方向の運動量をもっていない事を仮定している。また上下プレナム壁の摩擦損失は無視している。

(註) (1) 機械学会「管路・ダクトの流体抵抗」
(2) G.R.Kimber et al J.Mech. Eng. vol 14. №5 (1972) P. 319

基礎式(4.2.3)式～(4.2.7)式と境界条件の式(4.2.8)式、(4.2.9)式から V_1 の表式を得る。

$$V_1 = \frac{V_0 \sinh \{ \lambda (L - x) \}}{\sinh (\lambda L)} \quad (4.2.10)$$

$$\text{ここで } \lambda = \frac{NS}{A_1 L} \sqrt{\frac{1}{\kappa} \left\{ 2 \left(\frac{A_1}{A_2} \right)^2 - 1 \right\}} \quad (4.2.11)$$

(4.2.10)式により下部プレナムの速度が得られたが、これは連続分配管の速度である。そこで(4.2.10)式より有限箇のピットに流入する速度を求める。ここで、 n 番目のピットに流入する量はプレナム($n-1$)地点の速度から(n)地点の速度の減少によるものであるとする。 n 番目のピット流速 u_n と n 地点のプレナム速度 V_n は次式で与えられる。

$$u_n = \frac{A_1}{S} (V_{n-1} - V_n) \quad (4.2.12)$$

$$V_n = \frac{V_0 \sinh \left\{ \lambda L \left(1 - \frac{n}{N} \right) \right\}}{\sinh (\lambda L)} \quad (4.2.13)$$

u_n : n 番目のピットの流速

V_n : n 地点の下部プレナム速度

次に流量分配を調べる。プレナムの入口における流量と全ピットに入る流量は等しいので次式が得られる。またピットの平均流速 \bar{u} を定義する。

$$V_0 A_1 = S \sum_{i=1}^N u_i \quad (4.2.14)$$

$$\bar{u} = \frac{1}{N} \sum_{i=1}^N u_i \quad (4.2.15)$$

(4.2.14)式、(4.2.15)式より次式が得られる。

$$\bar{u} = \frac{V_0 A_1}{NS} \quad (4.2.16)$$

(4.2.12)式、(4.2.13)式、(4.2.16)式より各ピットの流速と平均流速の比 u_n^* が得られる。

$$\begin{aligned} u_n^* &= \frac{u_n}{\bar{u}} \\ &= \frac{N}{V_0} (V_{n-1} - V_n) \end{aligned}$$

$$\therefore u_n^* = \frac{N}{\sin k(\lambda L)} \left[\sin k \left\{ \lambda L \left(1 - \frac{n-1}{N} \right) \right\} - \sin k \left\{ \lambda L \left(1 - \frac{n}{N} \right) \right\} \right]$$

(4. 2. 17)

(4. 2. 17) 式による計算例を示す。計算条件は次のとおりである。

プレナム断面積	$A_1 = A_2 = 0.2480$	(m^2)
プレナム長さ	$L = 3.72$	(m)
ピット本数	$N = 12$	(本)
ピット断面積	$S = 0.010914$	(m^2)
ピット長さ	$l = 1.5$	(m)
ピット相当径	$D_e = 0.072$	(m)
ピット壁の摩擦係数	$f = 2.46 \times 10^{-2}$	
ピット入口圧損係数	$\kappa_{in} = 0.7$	
ピット出口	"	$\kappa_{out} = 0.8$

ピット内の圧損係数 κ は次のようになる。

$$\begin{aligned} \kappa &= \frac{lf}{D_e} + \kappa_{in} + \kappa_{out} \\ &= 0.5125 + 0.7 + 0.8 \\ &= 2.0125 \end{aligned}$$

(1)より λ を求める

$$\begin{aligned} \lambda &= \frac{12 \times 0.010914}{0.2480 \times 3.72} \sqrt{\frac{1}{2.0125} \times (2-1)} \\ &= 0.10007 \quad (1/m) \end{aligned}$$

結果は図 4. 2. 6 に示す。

次に、Kimber らによる分配集合管の実験と解析例を図 4. 2. 7 に示す。実験で用いられた分配集合管は 1 次元的であり、主管は断面積 90 ~ 1000 (mm^2)、長さ 762 (m)、支管は断面積が最大 31.7 (mm^2)、ピッチ 25.4 (mm)、本数 30 本である。解析方法は本管の摩擦損失を考慮した連続分配管による解析解である。図 4. 2. 7 にみるように、上下主管の静圧差は主管入口から奥に向かって小さくなり、支管の流量も入口から奥に向かって小さくなる。解析では、測定値と最もよく適合する支管圧力損失係数(k)を設定して計算しているが、解析と測定値はその傾向はよく一致している。このことから貯蔵所の風量分配の場合についてもこのような連続分配管による解析法が、ある程度有効であると考えられる。

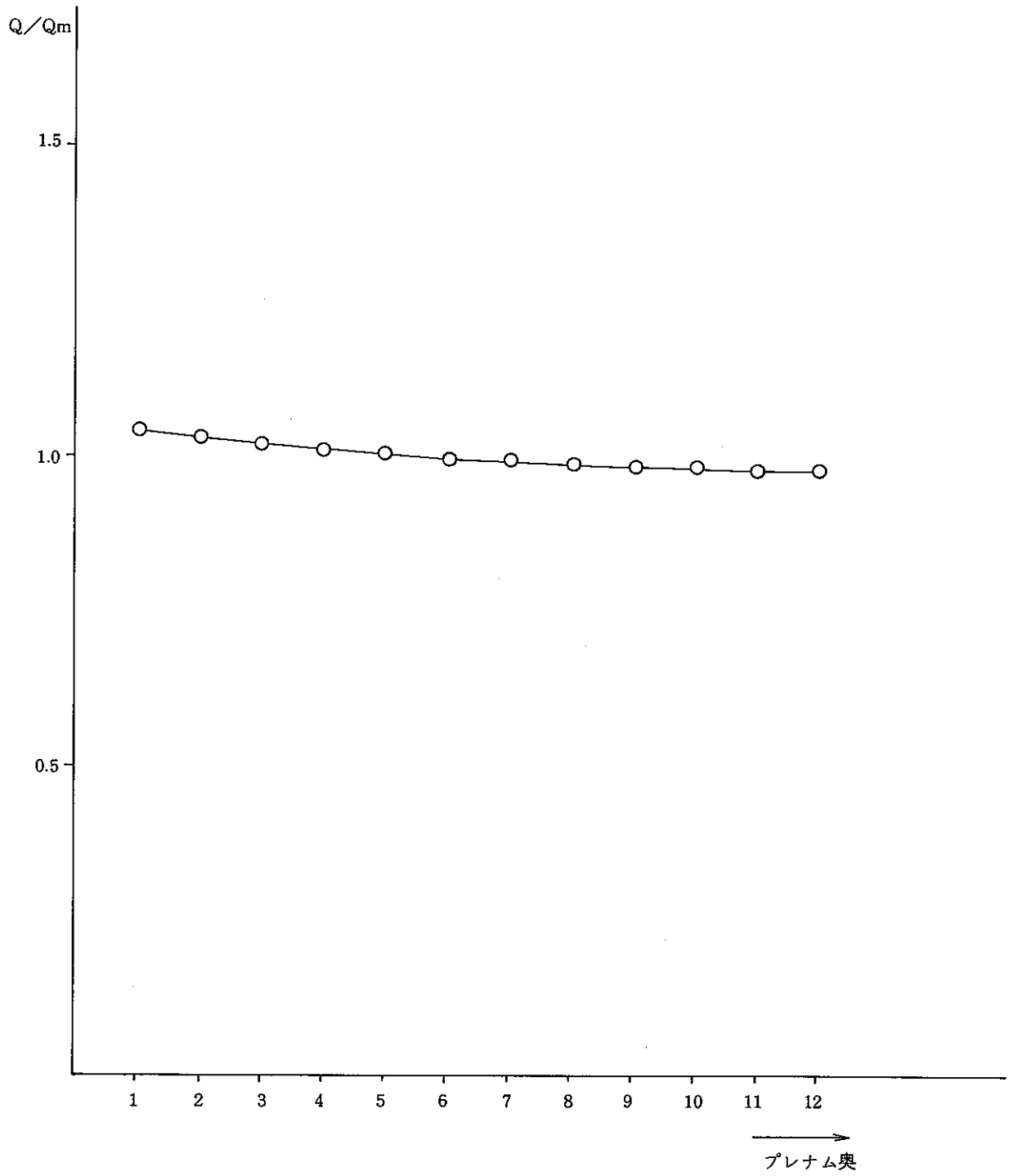
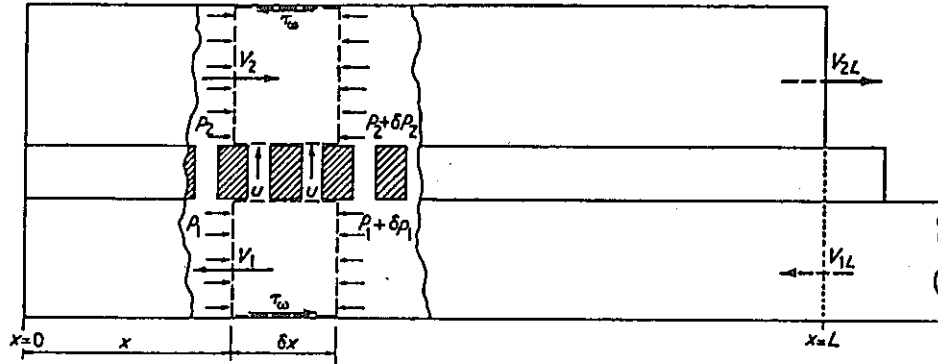


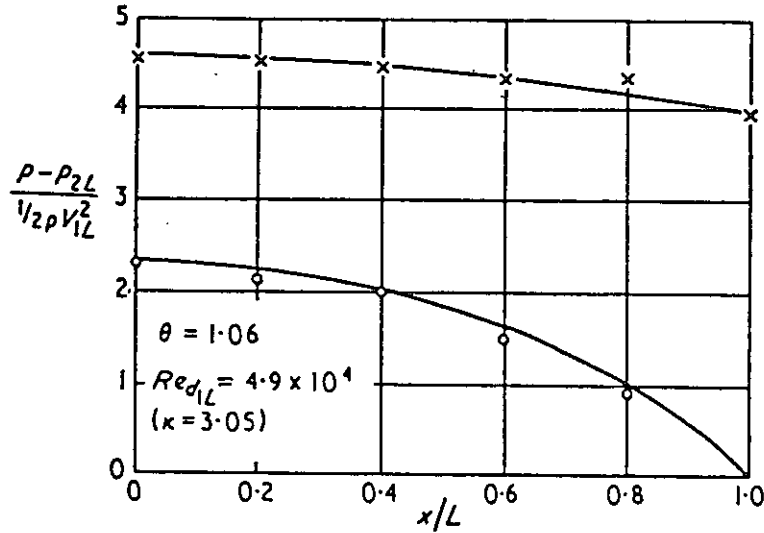
図 4. 2. 6 解析解による流量分配



Velocities taken as positive in the directions shown.

Notation and control volumes

- P : 上下主管の静圧
- $P_2 L$: 上管出口の静圧
- $\frac{1}{2} \rho V_{1L}^2$: 下管入口の動圧
- θ : 支管総面積 / 主管面積
- Red_{1L} : 下管入口レイノルズ数
- κ : 支管圧力損失係数
- A_1 / A_2 : 上下主管の断面積比
- × : 下管の静圧 (測定値)
- : 上管の静圧 (測定値)
- : 解析値



Pressure distributions, $A_1/A_2 = 1.0$

図 4. 2. 7 Kimber らによる分配集合管の実験と解析

③ 上部プレナムの合流圧損係数

②に示した基礎式を用いて、上部プレナムの圧損係数を算定する。(4.2.4)式を x で積分して上部プレナムの静圧を求める。

$$P_2 = P_0 - \rho V_2^2 \quad (4.2.18)$$

P_0 : 上部プレナム奥の静圧(これは基礎式を解く事により得られるが、ここでは未定定数であるとする)

上部プレナムの全圧 H は(4.2.18)式を利用して次のようになる。

$$\begin{aligned} H &= P_2 + \frac{1}{2} \rho V_2^2 \\ &= P_0 - \frac{1}{2} \rho V_2^2 \end{aligned} \quad (4.2.19)$$

H : 上部プレナムの全圧

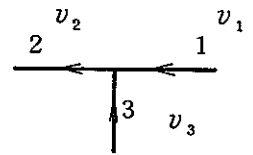
(4.2.19)式で示すように上部プレナムではプレナム壁の摩擦損失を考慮しなくても合流による運動量損失がある。 n 番目のピットの合流によるプレナム圧損は次で与えられる。

$$\begin{aligned} \Delta H &= H_{n+1} - H_n \\ &= P_0 - \frac{1}{2} \rho V_{2(n+1)}^2 - \left\{ P_0 - \frac{1}{2} \rho V_{2(n)}^2 \right\} \\ &= \frac{\rho}{2} V_{2(n)}^2 \left(1 - V_{2(n+1)}^2 / V_{2(n)}^2 \right) \end{aligned} \quad (4.2.20)$$

$$\therefore \Delta H = \frac{\rho \zeta}{2} V_{2(n)}^2$$

$$\zeta = 1 - V_{2(n+1)}^2 / V_{2(n)}^2 \quad (4.2.21)$$

(4.2.20)式、(4.2.21)式を右図のような記号を用いて書くと次のようになる。



$$\Delta H = \frac{\rho \zeta_{12}}{2} v_2^2 \quad (4.2.22)$$

$$\zeta_{12} = 1 - \left(\frac{v_1}{v_2} \right)^2 \quad (4.2.23)$$

圧損係数 ζ_{12} の値を図4.2.8に示す。

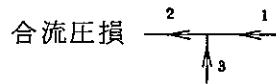
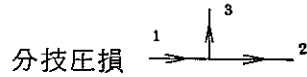
文献による圧損係数を図4.2.8と図4.2.9に示す。図4.2.9は支管の圧損係数であるが、プレナムとピットの流速比は断面積の違いからみて十分大きいと考えられ、分流合流のプレナム手前と奥の違いはほとんどないと考えられる。従ってこの事による流量不均一は少ないと考えられる。

一方、図4.2.8に示すように本管の圧損係数をみると、分流圧損に比べて合流圧損の変化は大きい。すなわち、上部プレナム(合流圧損)ではプレナム奥での圧損が大きい。この結果、上下プレナムの圧力はプレナム奥での差の方がプレナム手前での差より大き

くなっている。従って、手前のピットの流量の方が大きくなる事が予想される。

以上の事は、①で述べた簡単な考察と一致している。また図 4.2.8 に示したように本管の合流圧損係数は文献値と解析解によるものとはその傾向はよく一致している。

1. 前田 (合流圧損)
2. 連続分配管の解析解 (合流圧損)
3. Gadel (分枝圧損)



$$\text{圧損 } \Delta h = \zeta_{12} \frac{V_2^2}{2g} \rho$$

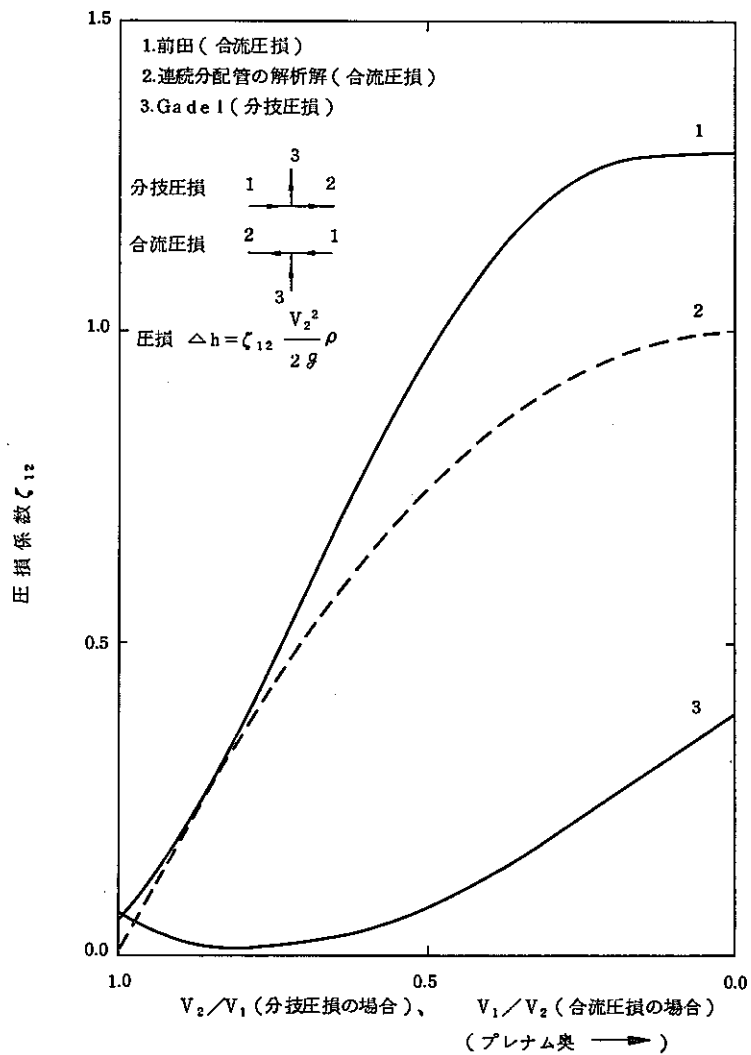


図 4.2.8 本管の圧損係数

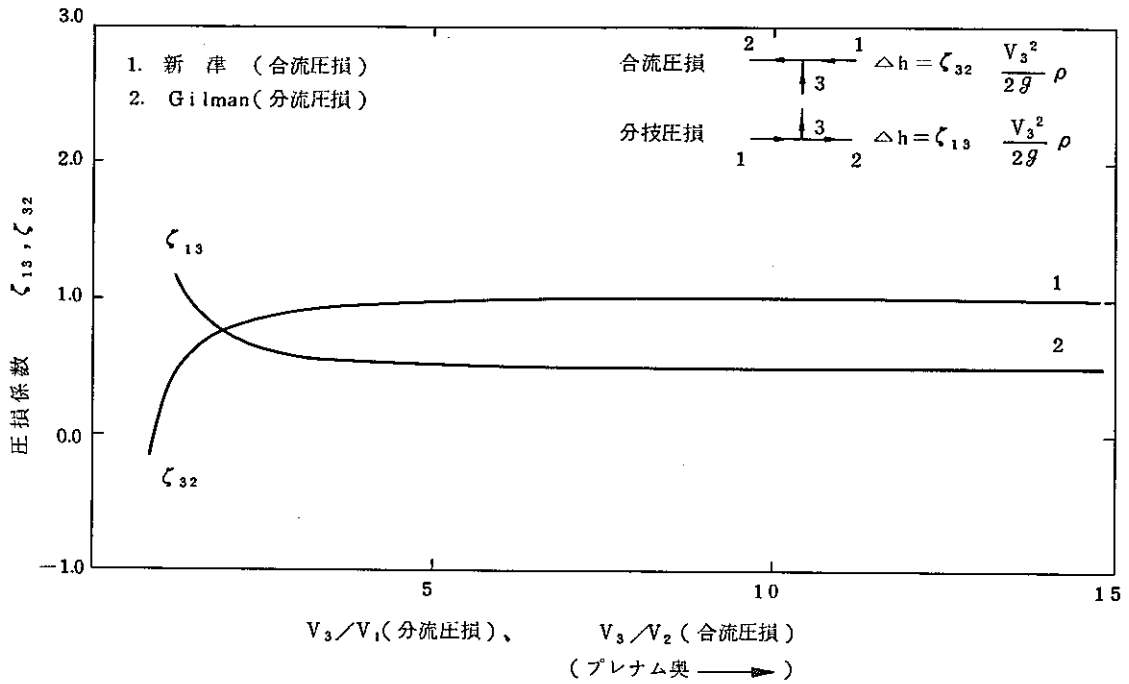


図 4. 2. 9 支管の圧損係数

④ 上部プレナム出口が逆方向にある場合

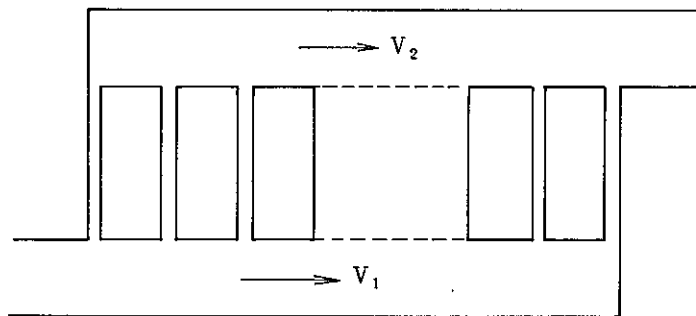


図 4. 2. 10 並 流 型

図 4. 2. 10 のような場合において基礎式と境界条件は、(4. 2. 7) 式以外は変わらない。
(4. 2. 7) 式は次のようになる。

$$A_1 V_1 + A_2 V_2 = A_1 V_0 \quad (4. 2. 24)$$

基礎式と境界条件を用いて解を求めると次のようになる。

$$V_1 = V_0 \left\{ \mu + \frac{-\mu \sin h \lambda x + (1-\mu) \sin h \lambda (L-x)}{\sin h \lambda L} \right\} \quad (4. 2. 25)$$

$$\mu = \frac{2 A_1^2}{2 A_1^2 - A_2^2}$$

(4. 2. 17) 式と同様に各ピットの流速と平均流速の比 u_n^* を求めると次のようになる。

$$u_n^* = \frac{N}{\sin h \lambda L} \left[-\mu \left\{ \sin h \frac{\lambda L}{N} (n-1) - \sin h \frac{\lambda L}{N} n \right\} \right. \\ \left. + (1-\mu) \left\{ \sin h \lambda L \left(1 - \frac{n-1}{N} \right) - \sin h \lambda L \left(1 - \frac{n}{N} \right) \right\} \right]$$

(4. 2. 26)

②に示した計算条件と同条件を設定した場合の計算結果を図 4.2.11 に示す。図 4.2.11 に示すように並流形の方が反流形より流量の不均一が大きい。

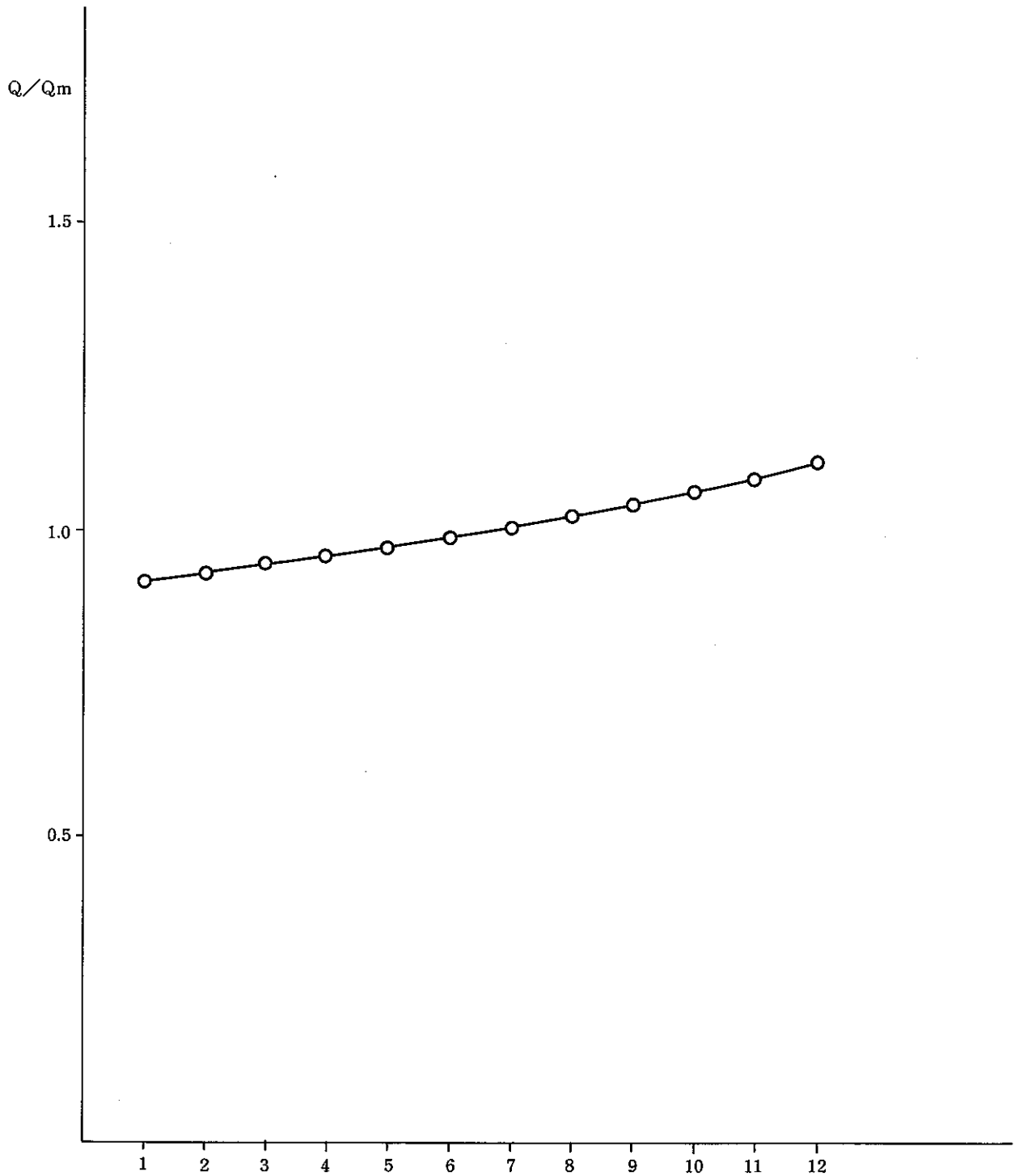


図 4. 2. 11 解析解による流量分配 (並流形)

⑤ 貯蔵時の伝熱流動解析コードと解析解の比較

ここでは本コードを用いて計算した結果と②で示した解析解による結果を比較する。結果は図 4.2.11 に示す。図 4.2.12 に示すように両者はよく一致しており、これにより本解析コードの基礎的な検査とする。

プレナム断面積	0.2480	(m^2)
プレナム長	3.72	(m)
ピット本数	12	(本)
ピット断面積	0.010914	(m^2)
ピット長	0.39×5	(m)
相当径	0.072	(m)
ピット摩擦係数	0.0246	

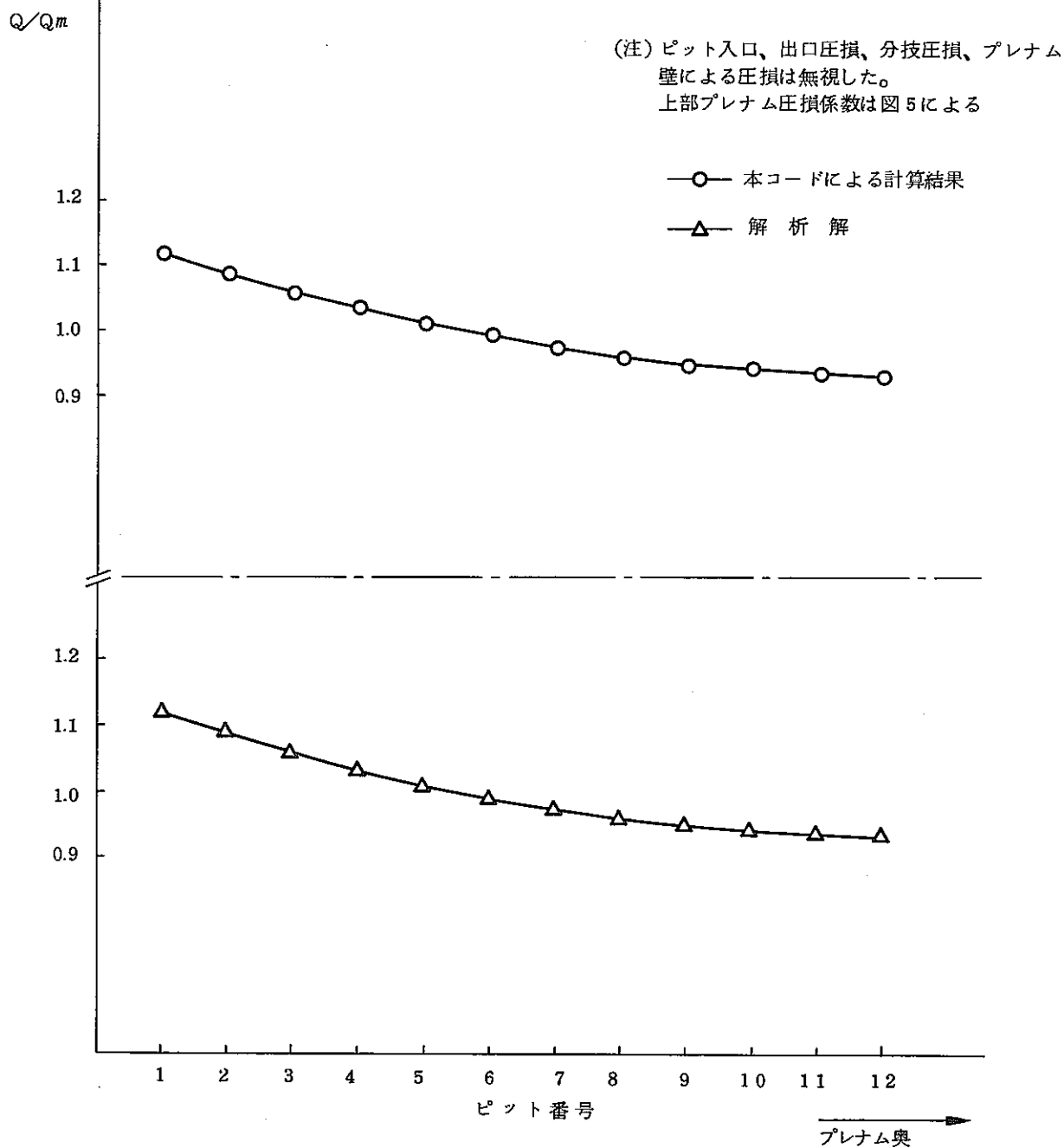


図 4.2.12 解析解と本コードの流量分配計算結果の比較

⑥ 流量分配のモデルへの対応

均一なピットが並んでいる場合の流量分配は①、②で述べたように上部プレナムの圧損の評価が重要である事がわかった。ここでは圧損係数の設定方法とモデルへの対応を考える。

プレナム内の流れは3次元적であり、図4.2.8で示した文献による圧損係数は一次元的な流れの圧損係数である。そこで圧損係数を設定するには何らかの方法を考えなければならない。1つには一次元的な圧損係数を設定し、実験との対応をみる。特に流量分配不均一に伴う温度の不均一の程度を見る事により圧損係数の重要度を見る。次に、図4.2.2に示した3次元적な噴流解析により圧損係数を設定して同様の解析をする。

プレナム内の圧損係数をモデルに組み込むには、プレナムの流れが3次元적であるため、ある程度の困難が予想される。だが、圧損はプレナム内流れの下流でおきる事から、プログラム内でピットに対し流れの下流を判定し圧損係数を設定する方法が考えられる。

次に空ピットがある場合の流量不均一について考える。空ピットがある場合の流量不均一は、上記のような上部プレナム内の圧損に加えて、空ピットの管摩擦が少なくなる事と、発熱による浮力が少い事による影響が重大である。このような点については、4.3で示すように、管摩擦と浮力の算定がモデルで可能である事から十分算定できる。

⑦ 貯蔵所への流入量

貯蔵時の流入方法が自然対流のみによるときには、貯蔵所全体の流入量の算定方法が重要である。本モデルでは流入量が、貯蔵所内の各部の圧損と浮力の釣り合いにより決定される。だが、その時の各部の圧損の算定が重要になる。各部の圧損は流動伝熱試験、冷却システム試験、狭隘路冷却モデルおよび文献調査等を考慮して算定する。ここで圧損算定の精度と流入量の関係を簡単な考察より調べる。

圧損と浮力の釣り合いの式と熱量収支式は次のようにかける。

$$\zeta \frac{v^2}{2g} = h \Delta T \quad (4.2.27)$$

$$\rho C v S \Delta T = W \quad (4.2.28)$$

v : 入口速度

h : 浮力を受ける高さ

ΔT : 入口、出口温度差

ρ, C : 空気の密度と比熱

S : 入口断面積

W : 総発熱量

ζ : 各種圧損係数

(4.2.27)式、(4.2.28)式は貯蔵所内を一様な温度としてとらえた非常に簡略化した式である。上式より圧損係数と速度の関係を導くと次のようになる。

$$v = A \frac{1}{\zeta^{1/3}} \quad (4.2.29)$$

$$\text{ここで } A = (2ghW/\rho CS)^{1/3}$$

(4.2.29)式より次式が得られる。

$$v \cong v_0 \left(1 - \frac{1}{3} \times \frac{\varepsilon}{\zeta}\right) \quad (4.2.30)$$

v_0 : ζ が正しく算定されたときの速度

ε/ζ : ζ の算定誤差

v : ζ に ε/ζ だけの誤差があるときの速度

(4.2.30)式より、 ζ の算定誤差に対して速度の誤差はその $1/3$ であることがわかる。従って、貯蔵所全体の流入量の算定の精度はよい事が予想される。

4.2.3 非定常解析

本モデルでは、伝熱解析で非定常解析を行えるようになっているが、流動解析では定常解析を中心に行う。そこで、ここでは非定常現象に対するモデルの追従性と改良点について調べる。

① 非定常解析の理論

流動現象において、本モデルでは時間項を省いた取り扱いをしているので、非常時の空気の細かな動きについて解析する事は困難である。ここで細かな動きとは、流れの方程式における加速度項の事である。しかしながら以下に述べるように貯蔵所内の大局的な非定常流れは本モデルで解析する事ができる。

自然対流による貯蔵所の定常運転時について考えると、ガラス固化体の発熱によるエネルギーは空気の水頭上昇に使われるが、その空気は貯蔵所外に流出するのでそのエネルギーを全て放出し、その釣り合いにより流入空気量が決定される。このときの貯蔵内の空気の総エネルギーは一定である。ところが、貯蔵所の空気出口が閉鎖されると、空気に与えられた発熱によるエネルギーはその出口がないために空気に貯えられ、全体的に水頭が上昇する。このとき貯蔵所内の空気は発熱によりエネルギーを受けると、圧損によりこれを失うものが不均一に分布しており水頭は均一ではなく、その勾配により空気の流れが決定される。貯蔵所内の空気の全水頭が時々刻々上昇していくという事項は、流動解析の基礎式である水頭の式においては、その境界条件で考慮されているのである。すなわち基礎式は定常であるが、境界条件をとおして非定常性が考慮されるのである。この場合の流動解析の境界条件とは、ガラス固化体の発熱による熱が空気に与えられ空気温度が上昇し、空気の外力として浮力が与えられる事であり、浮力が時々刻々変化するのである。ただし流れは時々刻々の定常流れであるとしてこれを計算している。

次に空ピット等が存在するときに空気の逆流現象が解析出来るかどうか調べる。流動解析の基礎式を導出するときに、うずなしを仮定した。完全流体ではうずは不生不滅であり、空ピットを通して貯蔵所内で空気が閉ループをとることは不可能に思える。しかしこれは流れの場が単連結空間の場合である。貯蔵所のように上下プレナムの間にピッ

トがある空間は多重連結空間であるため、上記の逆流は水頭の式を用いた場合でも可能である。ただしプレナム内だけで閉ループを描くよううずは解析不可能である。

以上の事を踏まえて貯蔵所出口が閉鎖されたときの空気の挙動を考えると次のようになる。ピット流路中の空気はガラス固化体から熱量をうけ、空気密度が上昇して浮力をうける。この浮力により空気は上方に向うが、上部プレナムは出口がないため、上部プレナムは水頭が上昇する。空ピット流路中では他のピットに比べて相対的に空気の密度が大きいので、空ピットの上下差圧は他のピットの上下差圧より大きい。この差より上下プレナムの差圧が増すと空ピットでは空気流れが逆流して、上部プレナムの圧力を下げ、下部プレナムの圧力を上げる。このようにして空気出口閉鎖時の空気流れは本モデルで解析できる。

② 非定常解析の方法

①で述べたように貯蔵所内の非定常解析は理論的には可能であるが、実際に非定常計算を行うには次の点について検討しなければならない。

- (i) 非定常状態における各部の圧損の取り扱い。
- (ii) 非定常状態における各部の熱伝達の取り扱い。
- (iii) 非定常状態における空気の細かな流動挙動。

(i)(ii)については文献調査と実験により検討する。(iii)については空気の細かな流動挙動が貯蔵所全体に及ぼす影響を調べ、必要なら、他の流体解析コードにより検討する。

③ 非定常解析例

1つのピットの熱的挙動に着目し、これを解析する「狭隘路冷却コード」において流路を閉鎖し、その後再通風したときの非定常計算を行い、流動伝熱試験と比較した結果を図4.2.13に示す。流路閉鎖時の計算では、試験においてフロアのすき間からの空気のもれを考慮している。「狭隘路冷却コード」は、本コードと同じ理論によるモデルであり、図4.2.13に示したように試験と計算はよく一致していることから本コードにおいても非定常時の解析は十分可能であると考えられる。

④ 非定常解析の安全側の評価

貯蔵所空気出口の閉鎖時における空気の挙動は、貯蔵所内の熱を対流拡散する働きをする。すなわち閉鎖時以降は空気の流れが止まったと仮定した計算を行えば、貯蔵所内の熱的挙動に関しては安全側の評価をしている事になる。本コードでは空気による対流伝熱を無視し、熱伝導と輻射熱伝達だけによる非定常解析は可能であり、これにより、熱的に安全側の評価を得ることができる。

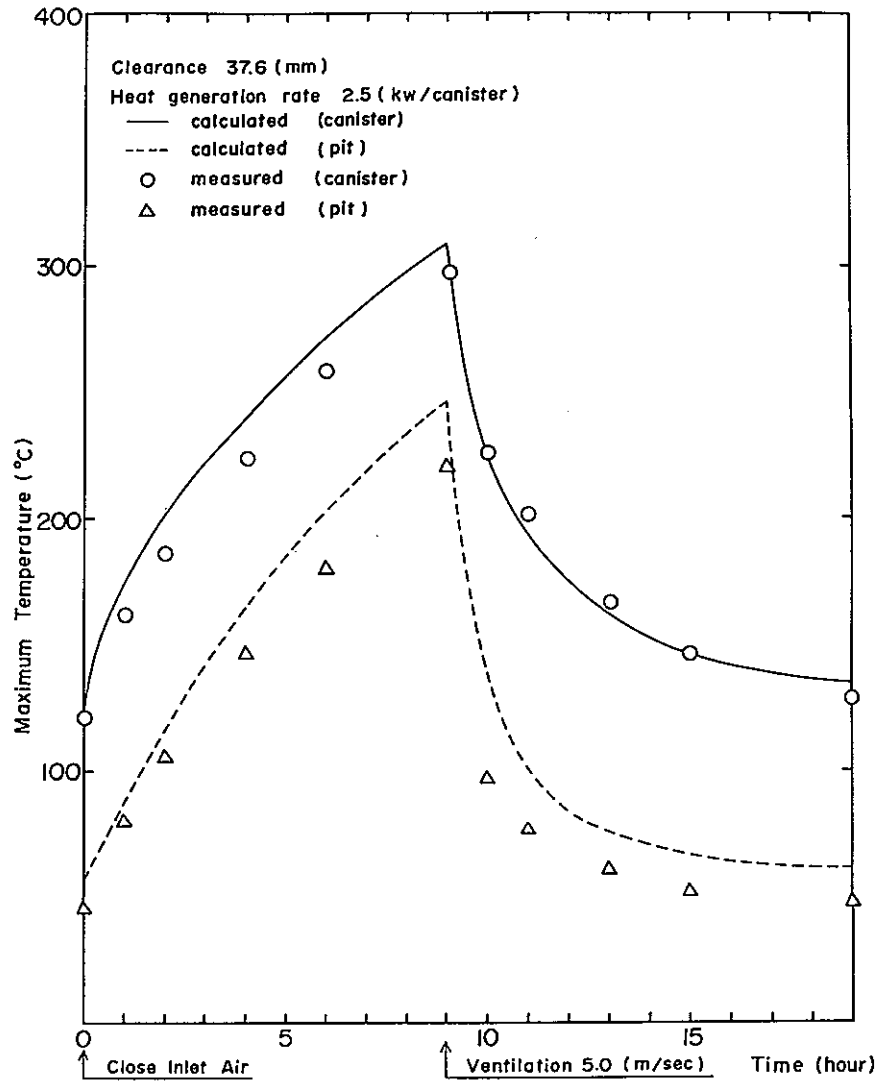


図 4. 2. 13 「狭隘路冷却コード」による非定常解析例

4.3 流動伝熱試験と狭隘路冷却モデルについて

貯蔵時の伝熱流動現象をモデル化するにあたって、本モデルでは空気の流れを水頭の式で定式化し、固化壁との熱交換は、熱伝達式を設定して対応するとした。ここでは1ピット内の伝熱流動現象を実規模で調べた、動力炉・核燃料開発事業団東海事業所殿（以下WTL殿）の流動伝熱試験結果とそれを模擬する狭隘路冷却モデルの計算結果から上記のモデル化の妥当性を調べる。

4.3.1 流動伝熱試験のデータ解析

流動伝熱試験では、模擬ガラス固体化の発熱量、およびクリアランスを変え、空気流入方法として、自然対流と強制対流の場合について試験を行い、キャニスター温度、ピット温度、空気温度を測定している。ここではその温度データを解析し、ピット内の熱伝達式を求めた結果を示す。

強制対流の熱伝達式は一般に次式で表わせる。

$$Nu = aRe^b \quad (4.3.1)$$

Nu : ヌセルト数

Re : レイノルズ数

a, b : 定数

代表長 : $4 \times$ 流路面積 / ぬれぶち

また、自然対流の熱伝達式は一般に次式で表わせる。

$$Nu_z = aG_{rz}^{*b} \quad (4.3.2)$$

Nu_z : ヌセルト数

G_{rz}^* : 修正グラスホフ数

a, b : 定数

代表長 : 流入口からの高さ z

試験で得られたキャニスター温度、ピット温度、空気温度、およびそのときの発熱量と空気流入量から、 Nu 、 Re 、 Nu_z 、 G_{rz}^* を計算し、整理した結果を図4.3.1、図4.3.2に示す。図4.3.1、図4.3.2でわかるように各データはほぼ1つの直線にのっており、これは各データが(4.3.1)式、(4.3.2)式で整理できる事を示している。これによりピット内については、固体壁と空気の熱交換が熱伝達式を用いて対応できると考えられる。ただし図4.3.1で示したように自然対流のデータも強制対流の熱伝達式によって整理される。この事から自然対流の場合でも対流熱伝達機構は強制対流的であることが考えられる。

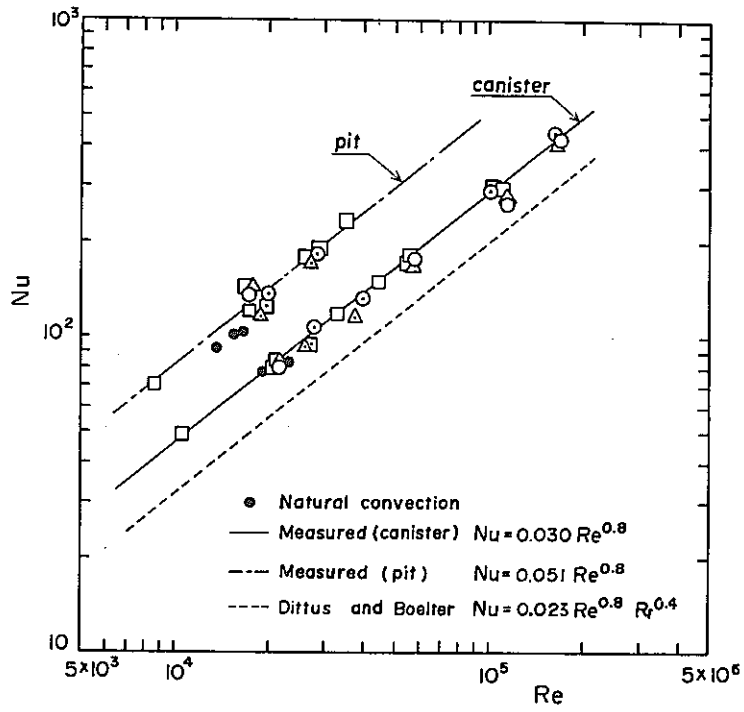


図 4. 3. 1 流動伝熱試験データの整理 (強制対流)

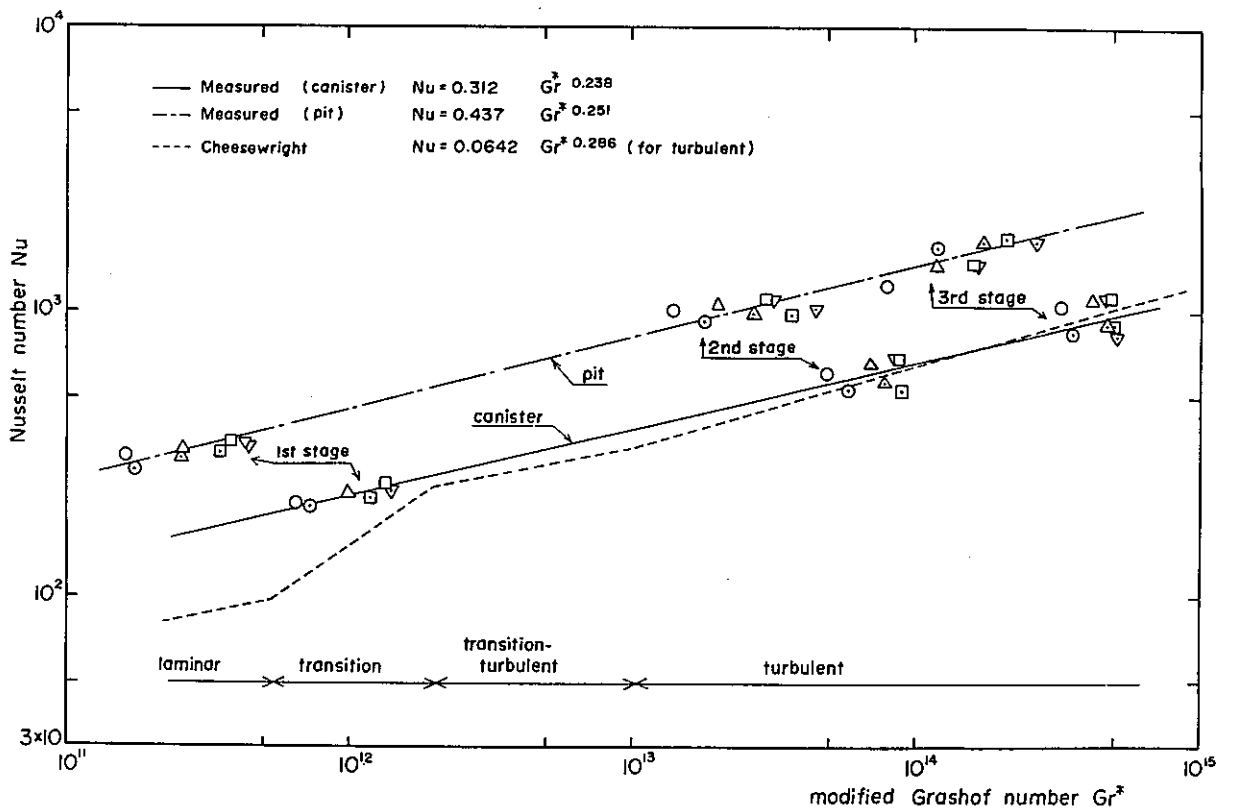


図 4. 3. 2 流動伝熱試験データの整理 (自然対流)

4.3.2 狭隘路冷却モデル

狭隘路冷却モデルは、流動伝熱試験を模擬する解析モデルであるが、解析手法は、本モデルと同様である。本モデルでは、ピット内の流れは水頭の式を解く事により得られるが、流速は求められた水頭の差により得られる。このため、ピット内流れは、1次元的一様流)に取り扱っている事になる。狭隘路冷却モデルにおいても流れは1次元的一様流)に取り扱っている。

狭隘路冷却モデルでは自然対流の場合は、ピット壁、ピット入口出口圧損と空気の浮力の釣り合いによって流入量を算定している。釣り合いの式は次のとおりである。

$$\frac{1}{g}(\rho_2 v_2^2 - \rho_0 v_0^2) + \left(\frac{L f}{D} + \zeta_1 + \zeta_2 + \zeta_3\right) \frac{v^2 \rho}{2g} = -h(\rho - \rho_0) \quad (4.3.3)$$

L : ピット長

f : ピット壁による摩擦係数

D : 相当径

ζ_1 、 ζ_2 、 ζ_3 : ピット入口、出口、キャニスタ首部圧損係数

v : 空気流速

g : 重力加速度

ρ : ピット中の空気平均温度における空気密度

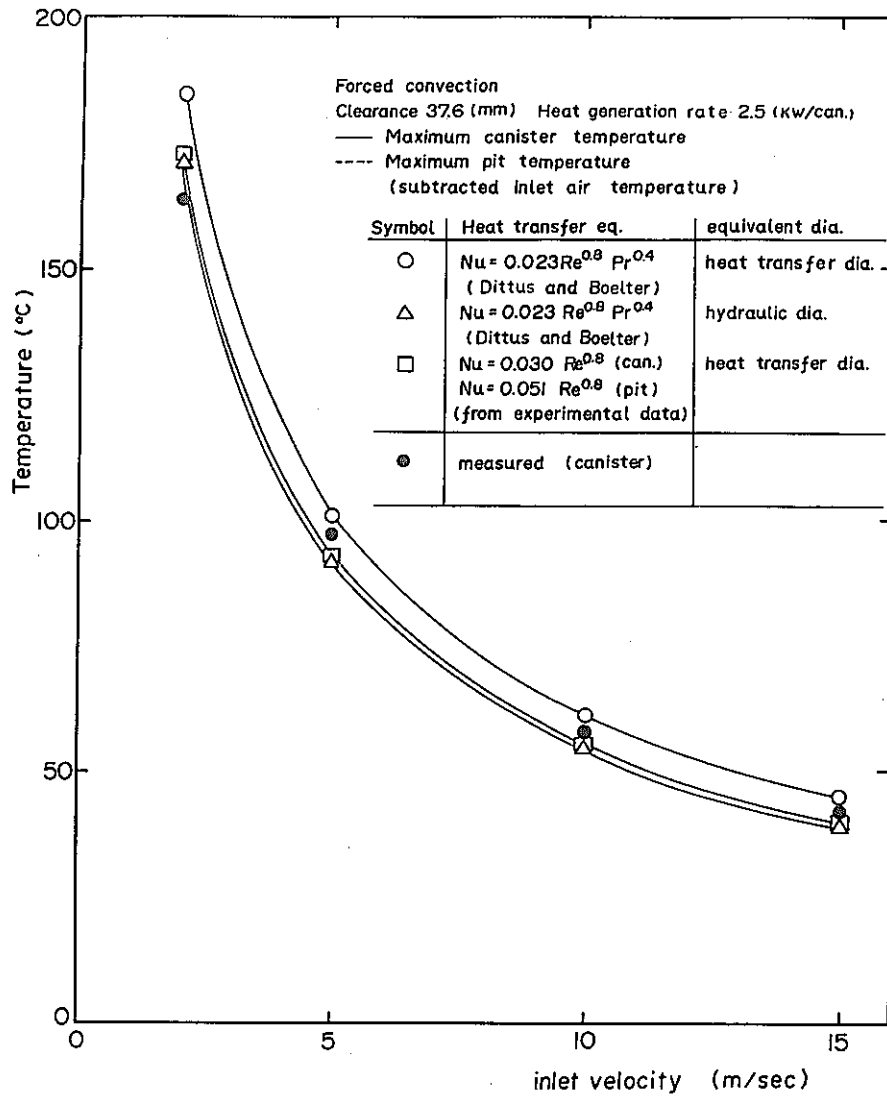
ρ_0 : 入口空気温度における空気密度

ρ_2 : 出口空気温度における空気密度

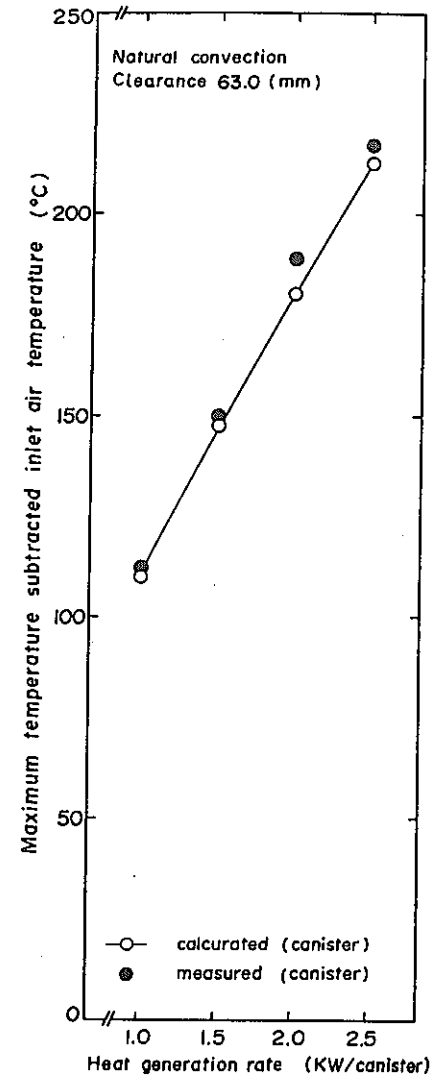
(4.3.3)式の式辺第1項は空気膨張による加速圧損、第2項はピット壁、入口、出口、キャニスタ首部による圧損を示している。右辺は浮力を示している。本モデルにおいても圧損と浮力は(4.3.3)式と同様に取り扱っている。

狭隘路冷却モデルによって流動伝熱試験を模擬した計算結果を図4.3.3、図4.3.4に示す。計算結果は試験とよく一致しており、試験を模擬していると考えられる。

このように流れの取り扱い方法、圧損と浮力の算定方法が本モデルと同様である狭隘路冷却モデルの現象への追従性がよい事により本モデルのモデル化は妥当であると言える。ただし、圧損係数の算定は、狭隘路冷却モデルが1つのピットについての自然対流の場合であり、本モデルは貯蔵所内の多数並んだピットの自然対流と強制対流について算定しなければならない。このため、圧損係数は冷却システム試験との対応と文献調査により決定されなければならない。



(キャニスター最高温度, 強制対流)
図 4. 3. 3 試験と計算の比較



(キャニスター最高温度, 自然対流)
図 4. 3. 4 試験と計算の比較

4.4 貯蔵時における基礎的解析

4.4.1 模擬ガラス固化体の温度分布

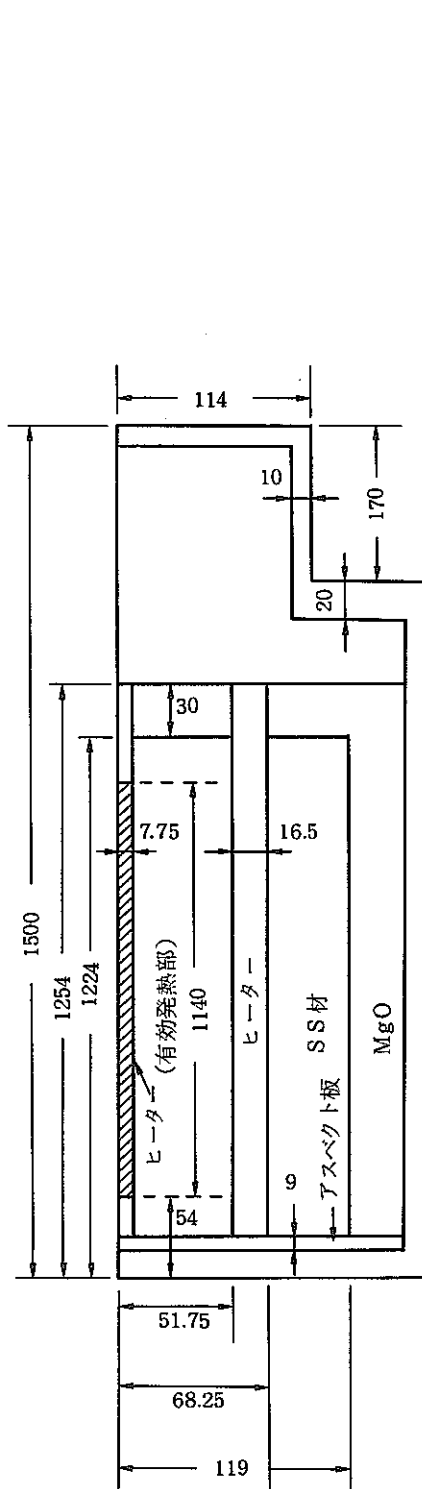
ここでは PNC 殿で行われている 1 ピットに関する実規模の流動伝熱試験と 5 分の 1 縮小モデルによる冷却システム試験で使われているヒーターによって発熱させる模擬ガラス固化体の温度分布を調べた。またガラスによって発熱させた場合についても温度分布を調べ、ヒーター発熱による場合と比べた。

① 計算条件と計算ケース

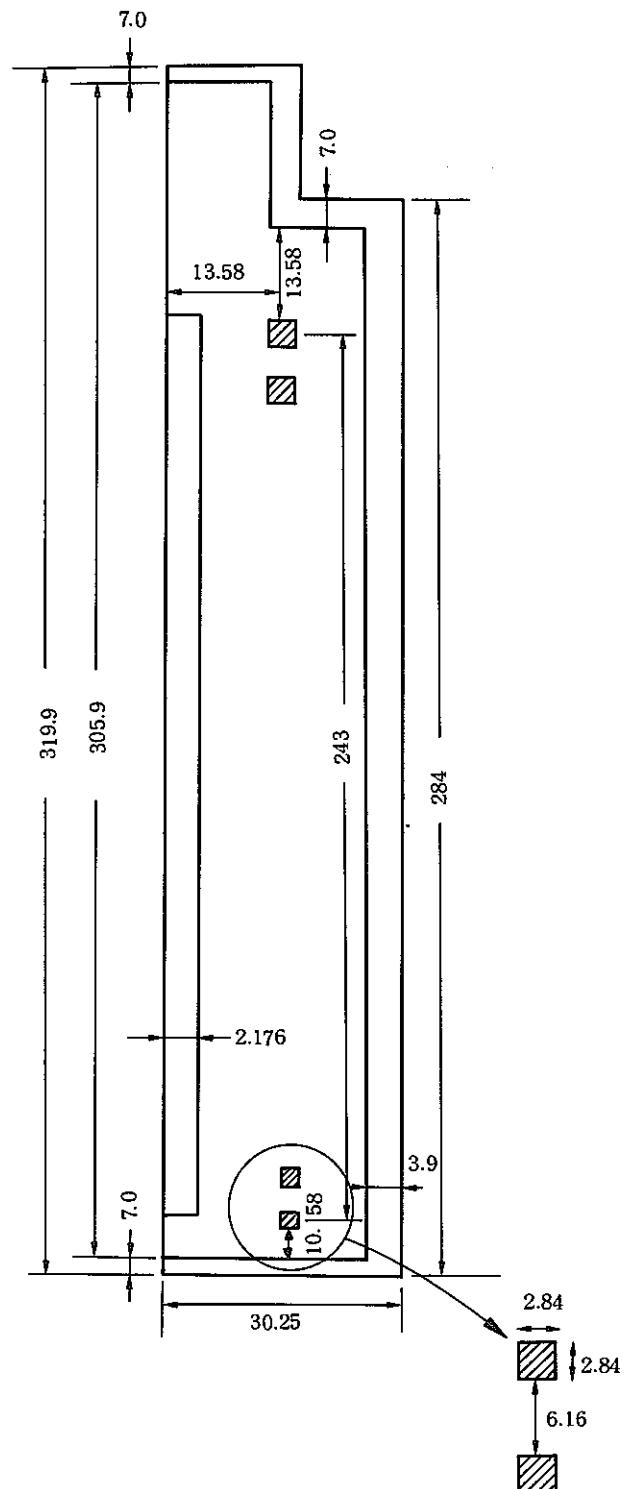
計算したガラス固化体の種類と発熱形態を表 4.4.1 に示す。

表 4.4.1 ガラス固化体の種類

モデル No.	内 容
No. 1	流動伝熱試験用模擬ガラス固化体、ヒーター 1 本による発熱 キャニスター径 318.5 mm、キャニスター高さ 1500 mm
No. 2	同上、ヒーター 5 本による発熱
No. 3	同上、ガラスによる均一発熱
No. 4	冷却システム試験用模擬ガラス固化体、らせん状ヒーターによる発熱、 キャニスター径 60.5 mm、キャニスター高さ 319.9 mm
No. 5	同上、ヒーター 1 本による発熱
No. 6	同上、MgO による均一発熱
No. 7	同上、ガラスによる均一発熱



流動伝熱試験用模擬ガラス固化体



冷却システム試験用模擬ガラス固化体

図 4.4.1 キャニスター構造図

模擬ガラス固化体の形状(図4.4.1参照)とヒーター、MgO、SS材、SS材の穴、アスベットの物性値(表4.4.2参照)は、WIL殿より提供されたものである。

計算条件は、発熱量が2.5 kw/本、定常計算、外気温度30℃、キャニスター輻射率0.45、キャニスター白面輻射率0.25とした。境界条件は、強制対流(流速2 m/secの場合の熱伝達係数を用いた)、自然対流(層流域、遷移域、乱流域を考慮した局所自然対流熱伝達係数を用いた)、及び強制対流で輻射なしの場合の計3とおりとした。輻射なしの場合は、ピットにより輻射熱が全て反射される場合を想定している。

計算ケースは、モデルが7ケース、境界条件が3ケース、合計21ケースである。

② 計算結果

計算結果を、図4.4.2～図4.4.8に示す。図4.4.2、図4.4.3、図4.4.4でわかるように、ヒーター1本(N_o1)と5本(N_o2)発熱の場合はキャニスター内部の温度は異なるが、キャニスター表面の温度分布はほとんど同じである。また、ガラスによる均一発熱の場合(N_o3)は、N_o1、N_o2に比べてキャニスター表面で約5～9℃高くなっている。また、N_o1、N_o2はN_o3に比べてキャニスター側面の最下部の温度が高くなっている。これはN_o1、N_o2はキャニスターの内側にMgOがあり、MgOは熱伝導率が小さいために、径方向の熱流束をさえぎっている。その結果、キャニスター底部の熱はキャニスター底面を通過して外に出るために、この部分の温度が高くなっていると考えられる。図4.4.5から図4.4.8でわかるように、N_o4、N_o5、N_o6はいずれの境界条件の場合でもキャニスターの温度分布は同様である。ガラスによる均一発熱の場合(N_o7)は、キャニスター表面温度がN_o4、N_o5、N_o6に比べて5～7℃高くなっている。

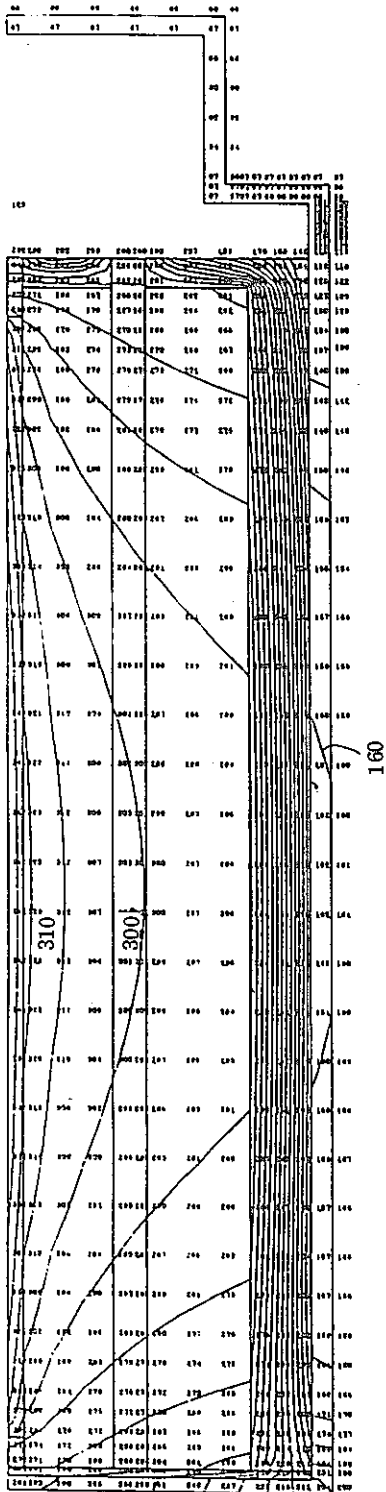
表4.4.2 物性値(PNC殿による)

材 質	密度 (kg/m ³)	比熱 (kcal/kg℃)	熱伝導係数 (kcal/msec℃)
ヒーター(注1)	7.8×10 ³	0.11	3.89×10 ⁻³
SS材	7.8×10 ³	0.11	1.11×10 ⁻²
SS材の穴(注1)	1.0×10 ²	0.2	1.39×10 ⁻⁵ (200℃) 2.78×10 ⁻⁵ (400℃) 4.72×10 ⁻⁵ (600℃)
MgO (注2)	2.7×10 ³ 〔3.1×10 ³ 〕	0.25 〔0.3〕	9.44×10 ⁻⁵ (170℃) 〔1.55×10 ⁻³ (150℃)〕 1.52×10 ⁻⁴ (273℃) 〔1.34×10 ⁻³ (200℃)〕 1.67×10 ⁻⁴ (284℃) 〔9.56×10 ⁻⁴ (300℃)〕 1.69×10 ⁻⁴ (286℃) 〔7.64×10 ⁻⁴ (400℃)〕 2.53×10 ⁻⁴ (331℃) 〔6.69×10 ⁻⁴ (500℃)〕 〔5.72×10 ⁻⁴ (900℃)〕
アスベクト	5×10 ³	0.19	3.61×10 ⁻⁵ (20℃) 5.17×10 ⁻⁴ (300℃)
ガラス キャニスター	昭和55年度設定値と同じ		

(注1) 計算は軸対称モデルを用いているので、流動伝熱試験における外側ヒーターとSS材の穴は周方向にその体積の比率で平均した物性値を用いた。またヒーターはキャニスターの物性値と同じとした。

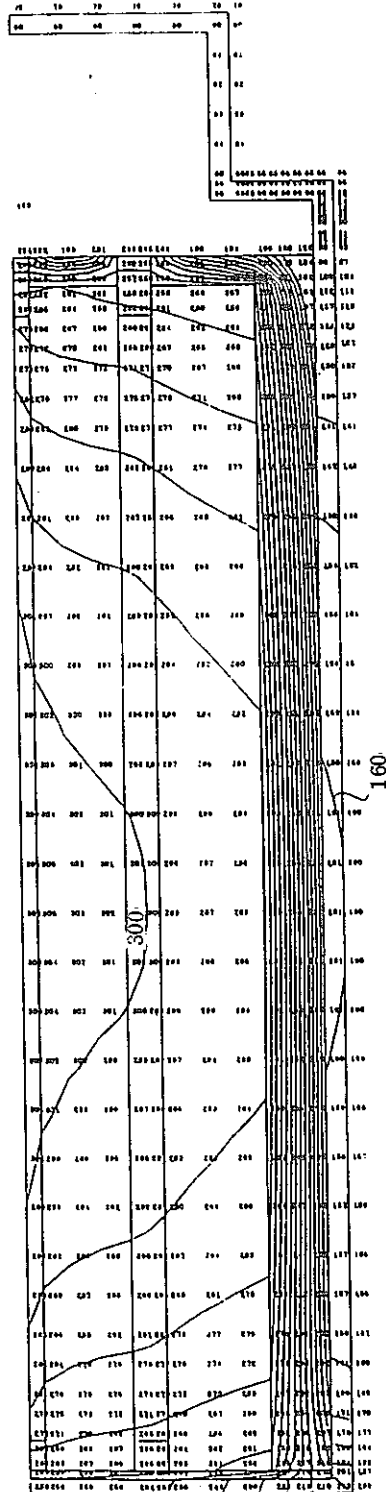
(注2) MgOの物性値で〔 〕は冷却システム試験で用いた値である。

ヒーター 1 本



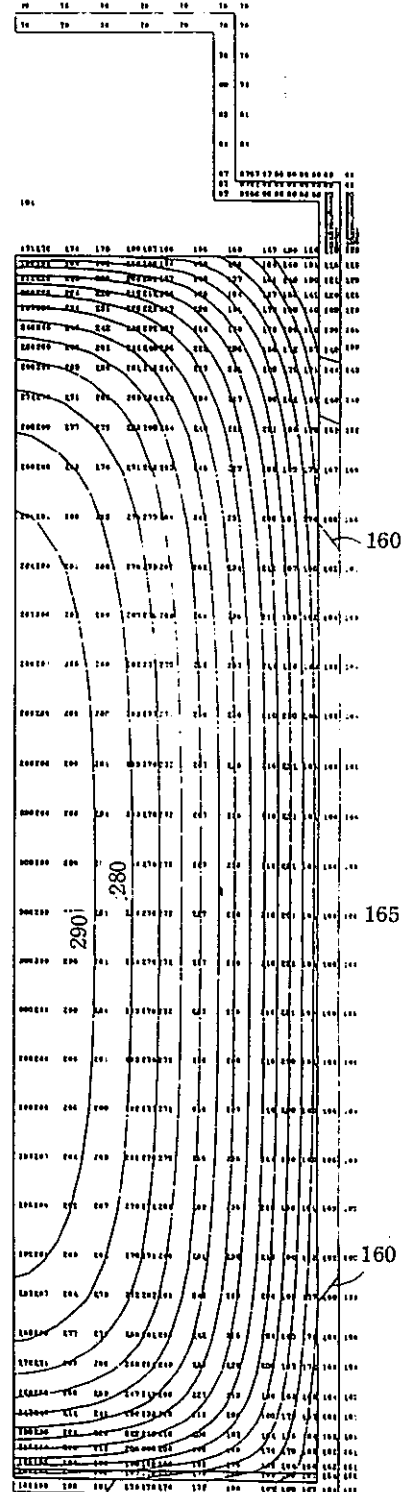
モデル No. 1

ヒーター 5 本



モデル No. 2

全体発熱 (ガラス)



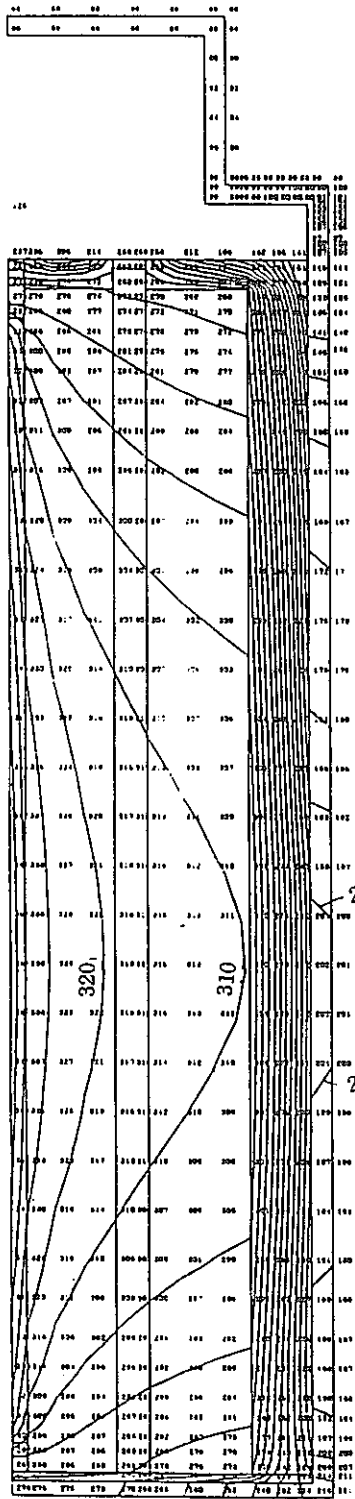
モデル No. 3

図 4. 4. 2 強制対流

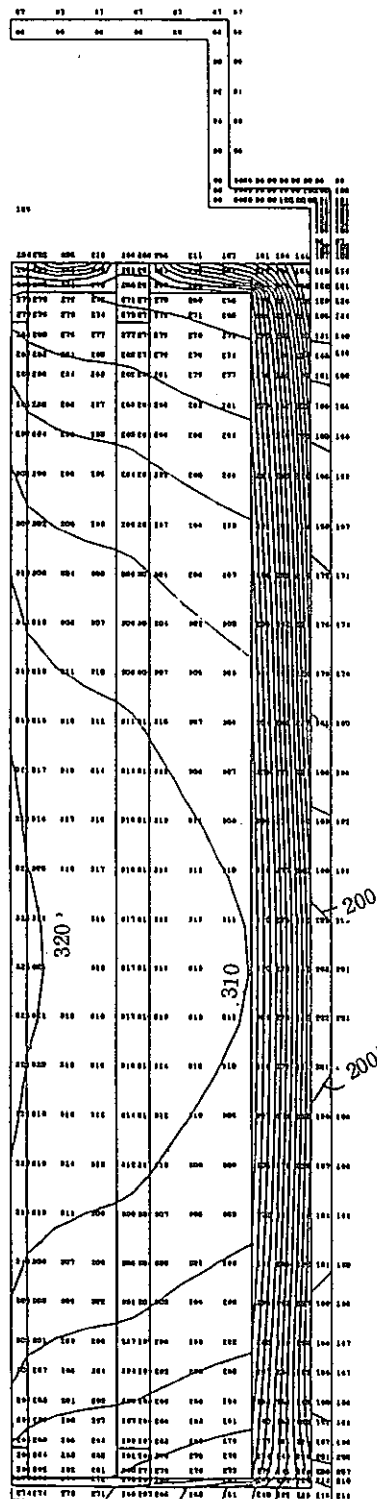
ヒーター1本

ヒーター5本

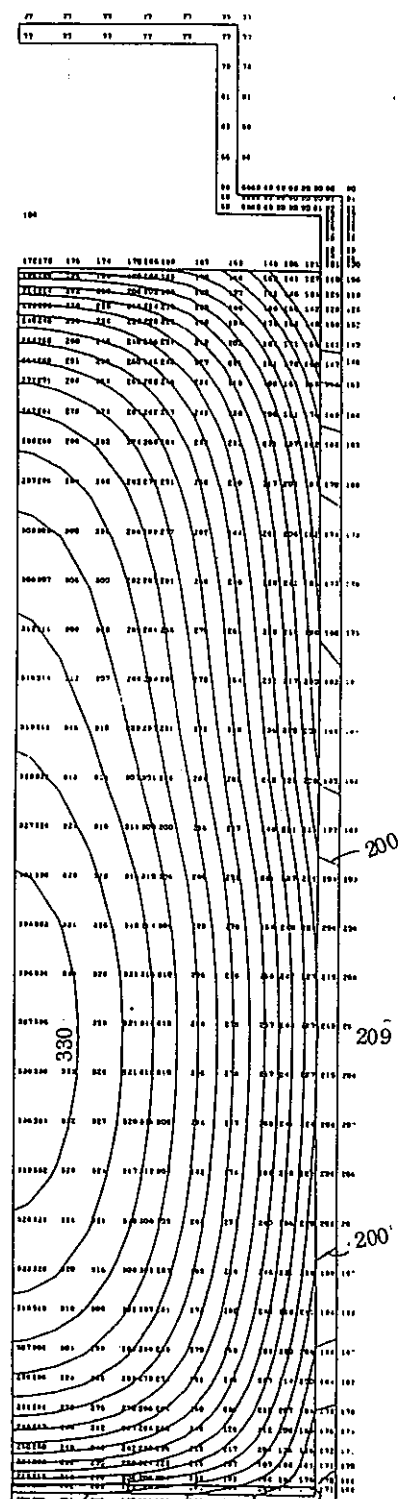
全体発熱(ガラス)



モデル No. 1



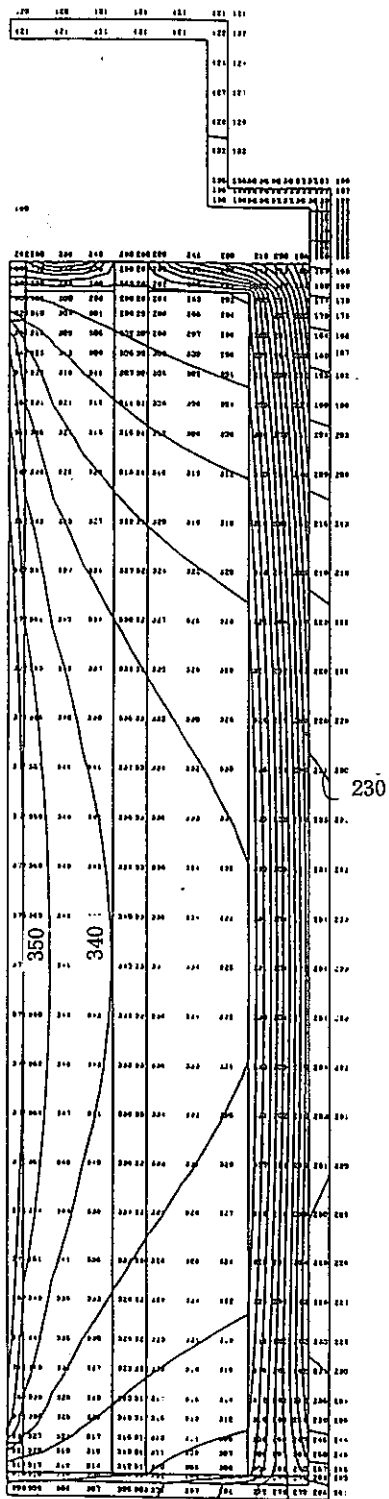
モデル No. 2



モデル No. 3

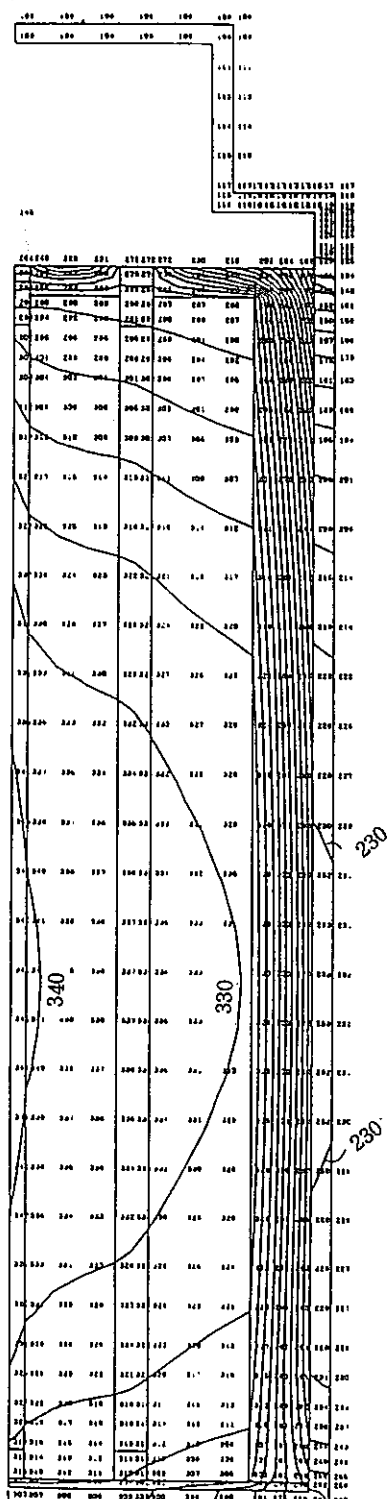
図 4. 4. 3 自然対流

ヒーター1本



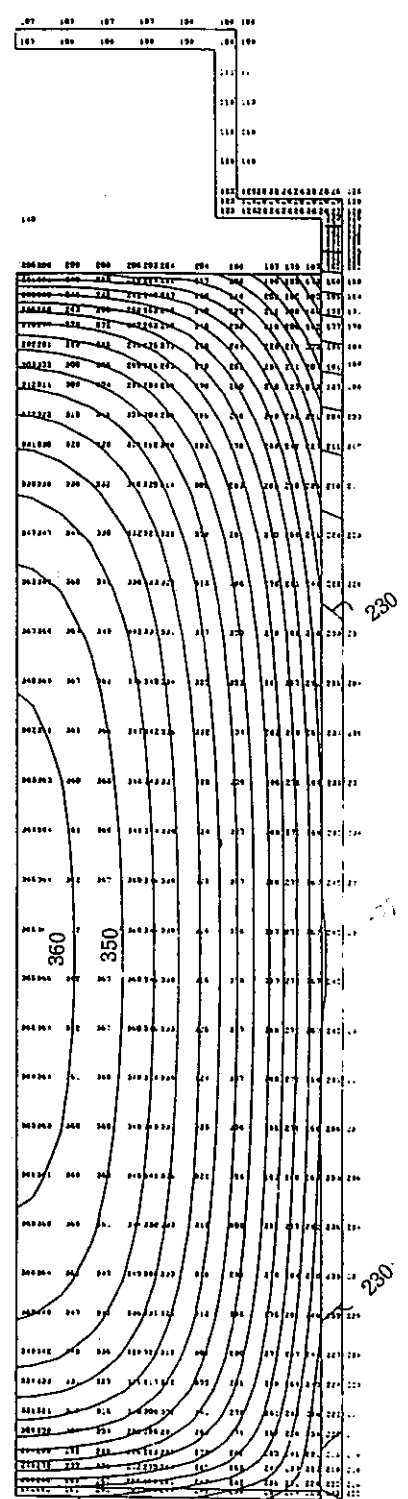
モデル No. 1

ヒーター5本



モデル No. 2

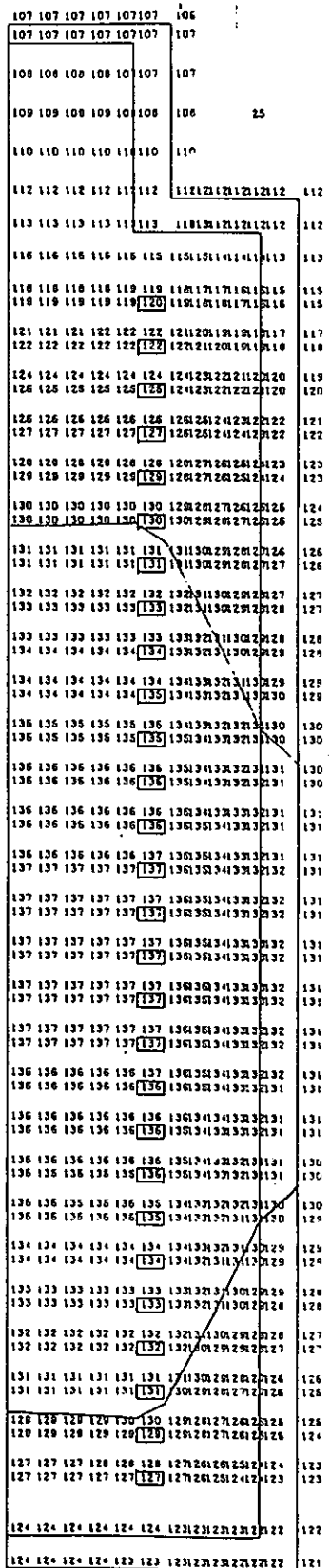
全体発熱(ガラス)



モデル No. 3

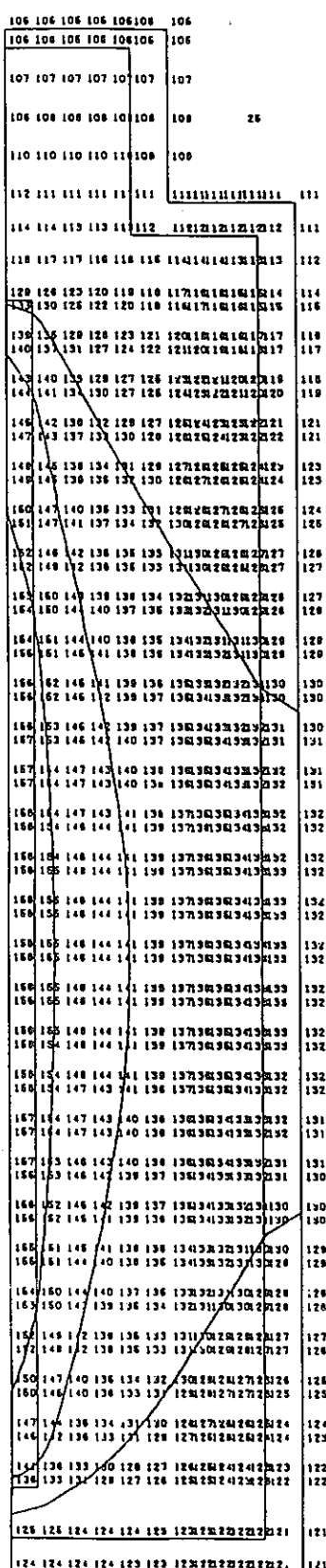
図 4. 4. 4 強制対流(輻射なし)

ラセン状発熱



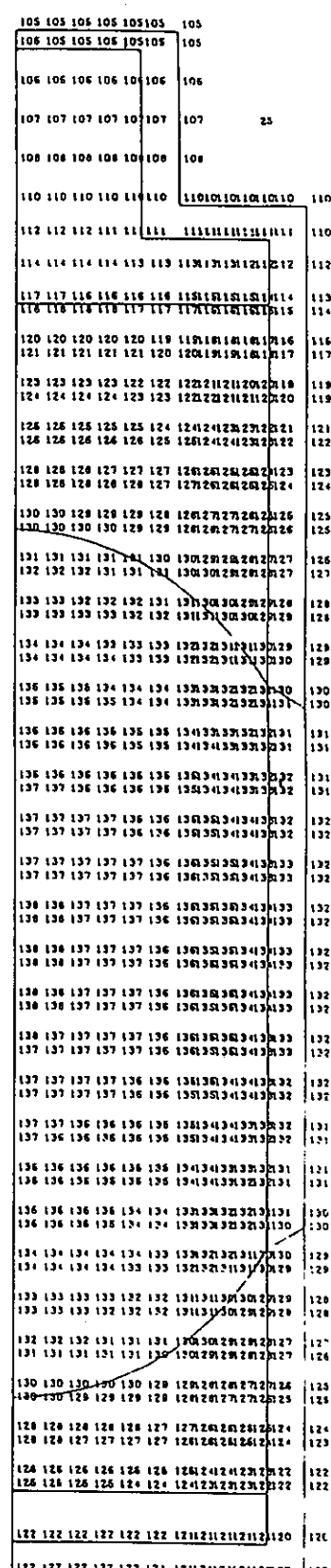
モデル No. 4

中心発熱



モデル No. 5

全体発熱 (MgO)



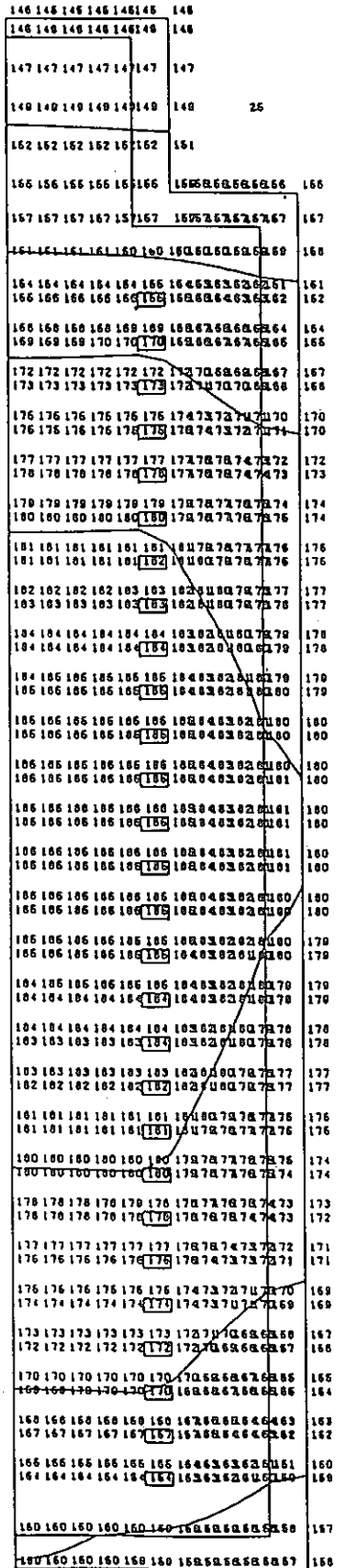
モデル No. 6

図 4.4.5 強制対流

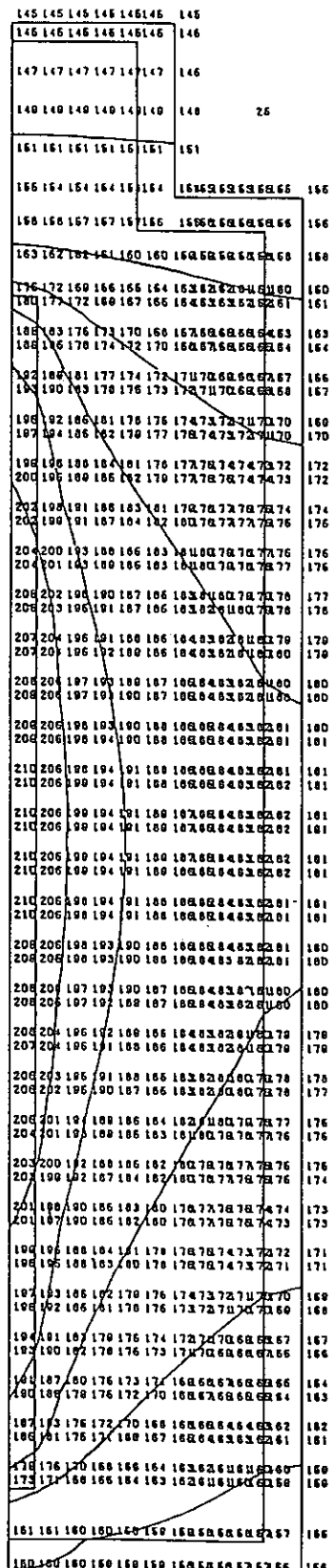
ラセン状発熱

中心発熱

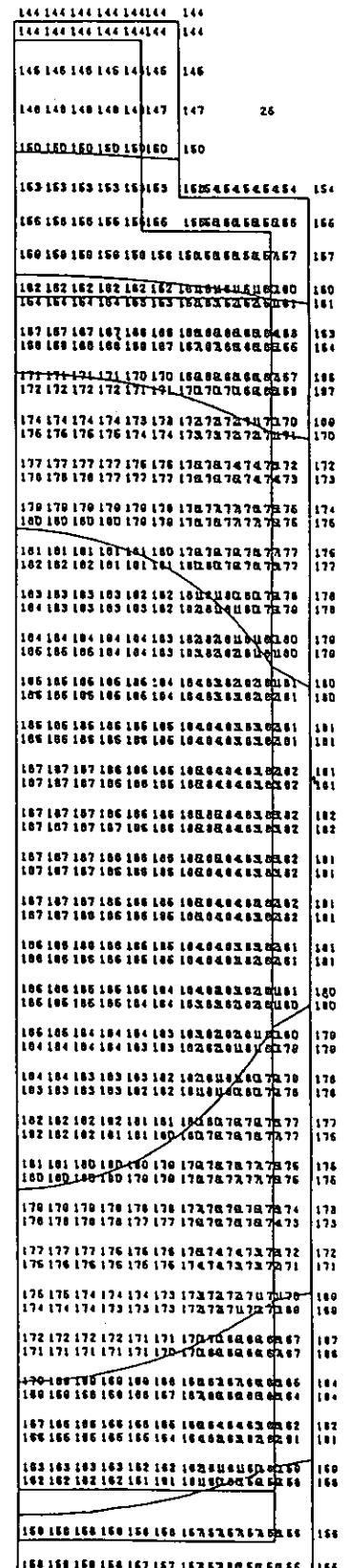
全体発熱



モデル No. 4



モデル No. 5



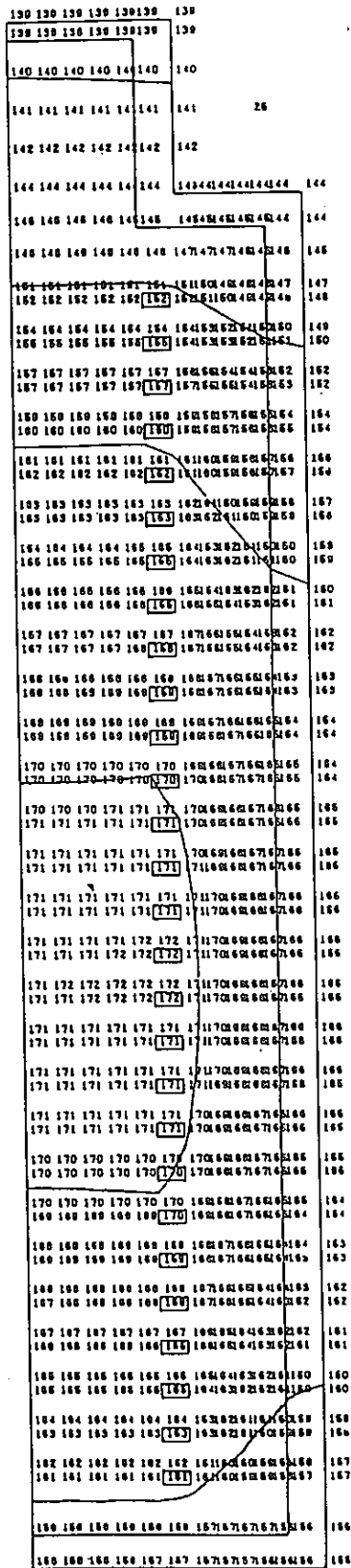
モデル No. 6

図 4. 4. 6 自然対流

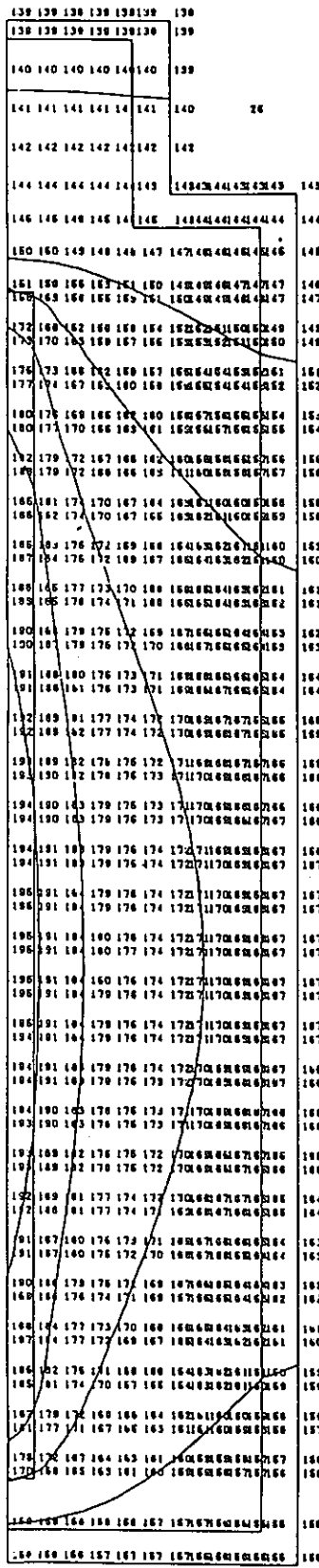
ラセン状発熱

中心発熱

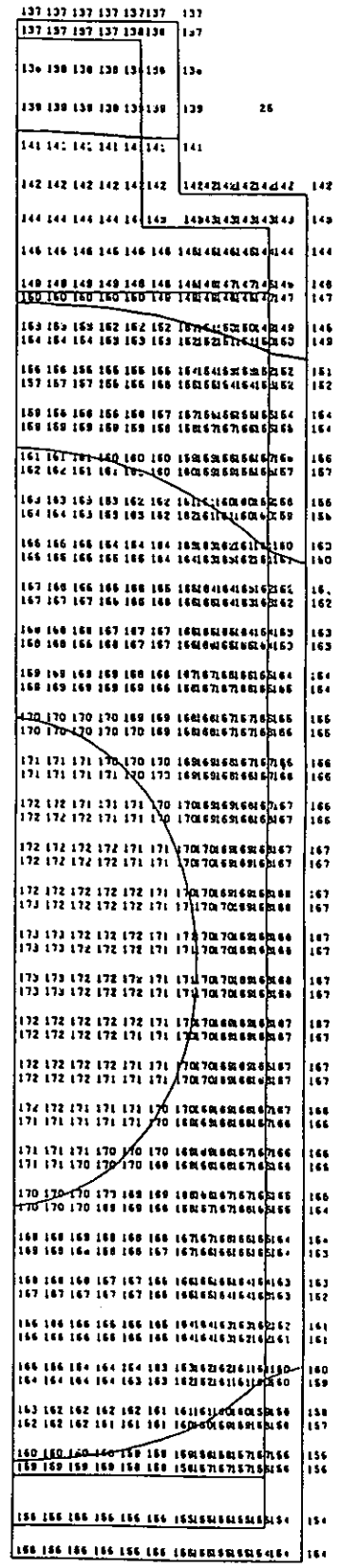
全体発熱 (MgO)



モデル No. 4



モデル No. 5



モデル No. 6

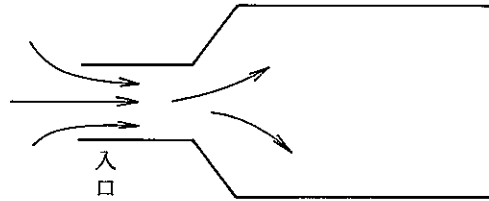
図 4. 4. 7 強制対流 (輻射なし)

4.2.2. 2次元非圧縮性流体の解析プログラムによる計算例

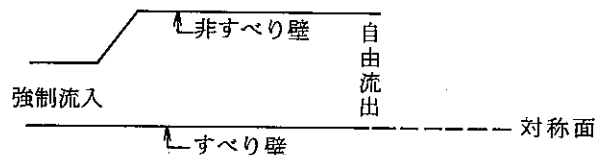
2次元伝熱流動解析プログラムを用いて、下部プレナムの空気入口付近の空気流を解析した。

(1) 計算モデル

下部プレナムを上から見ると下図のようになっている。



入口から入った空気は上から出てゆくため、流れは3次元である。ところがプログラムは2次元であるため、上から空気が出てゆくという状態を取り扱うことができない。このため、おもいきったモデル化を行なった。すなわち入口から入った空気は、反対側からぬけると考える。また下部プレナムの対称性から $1/2$ を考える。これを下図に示す。



なお計算格子は縦方向に8分割、横方向に26分割とってある。

(2) 設定条件

強制流入流速は 6.92 m/sec とした。これはダクトの長さが 0.8 m のとき、各ダクトの流速が 2 m/sec に相当する。次に入力データとして渦粘性係数が必要である。しかし、この値の設定には、確立した方法がないため、分子粘性係数の 10^5 、 10^4 、 10^3 倍の各ケースを計算する。

(3) 計算結果

動粘性係数が分子粘性の各々 10^5 、 10^4 、 10^3 倍のケースについて、ほぼ定常状態に達した状態の結果を図4.4.9、図4.4.10、図4.4.11に示す。

プラントルの理論によれば、渦粘性係数は $D = \rho \ell \left| \frac{du}{dy} \right|$ である。ここで ℓ はプラントルの *mixing length* で場所の関数である。さて $D = 1.75$ (動粘性係数を分子粘性の 10^5 倍としたケースの計算結果(図4.4.9参照)を見ると、渦は発生しないでポテンシャル流のような流れとなっている。このため渦粘性係数を分子粘性の 10^5 倍と設定しては大きすぎることをわかる。

次に $D = 1.75 \times 10^{-2}$ のケースを見ると(図4.4.11参照)大きな渦が発生している。ここで計算結果に対してプラントルの理論を適用してみる。 du/dy として流速 u の差が最大となるところをとると、 $\Delta u \sim 1.0 \text{ m/sec}$ 程度である。また $\Delta y = 0.25 \text{ m}$

であるから $du/dy \sim 4 (1/\text{sec})$ となる。 ℓ として渦の大きさをとると、 $\ell = 1.25 \text{ m}$ である。また $\rho = 1.009 \text{ kg/m}^3$ であるから、 $\nu = 6 \text{ kg/m}\cdot\text{sec}$ となり設定した $\nu = 1.75 \times 10^{-2}$ という仮定が誤りであることがわかる。すなわち ν は 1.75×10^{-2} よりも大きいわけである。

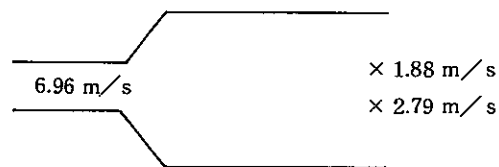
$\nu = 1.75 \times 10^{-1}$ の場合(図 4.4.10 参照)も同じように考えると、つぎのとおりである。

$$du/dy = 1.6$$

$$\ell = 0.5$$

このとき $\nu = 0.4$ となり、 $\nu = 1.75 \times 10^{-1}$ に近い値となっている。

以上よりプラントルの *Mixing length* 理論によると、動粘性係数は分子粘性の 10^4 倍程度であることがわかる。またこのモデルでは、小さな渦ができる程度で、自由流出としたダクト出口の流速は、多少 y 方向に対して違いがある程度である。(下図参照)



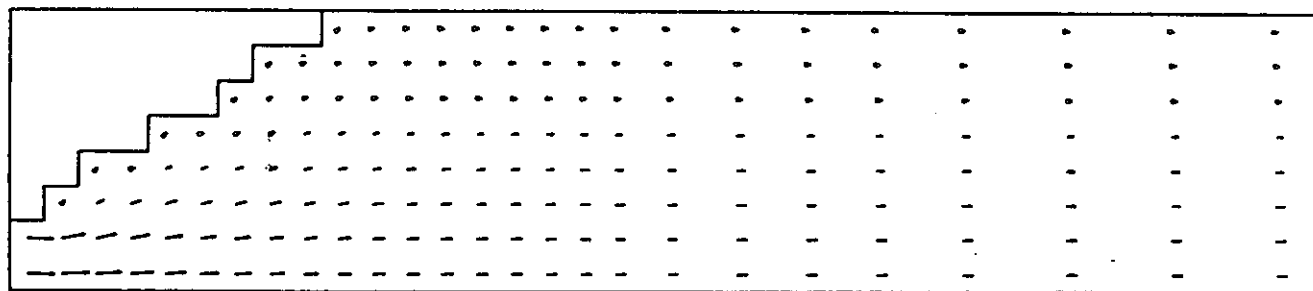
$\nu = 1.75 \times 10^{-1}$ の時の流速

これまでの検討で、うず粘性係数はオーダー的には動粘性係数の 10^4 倍程度であることがわかった。ところが、この値の設定のしかたにより流れに対して大きな影響があることがわかった。このためこれ以上の詳細な検討をするためには、うず粘性係数の正しい値を設定する必要がある。ところがうず粘性係数は物性値ではなく、モデルの幾何形状、流れによって変わる値であるため、うず粘性係数の正しい値を知るためには実験により求める必要がある。

動粘性係数

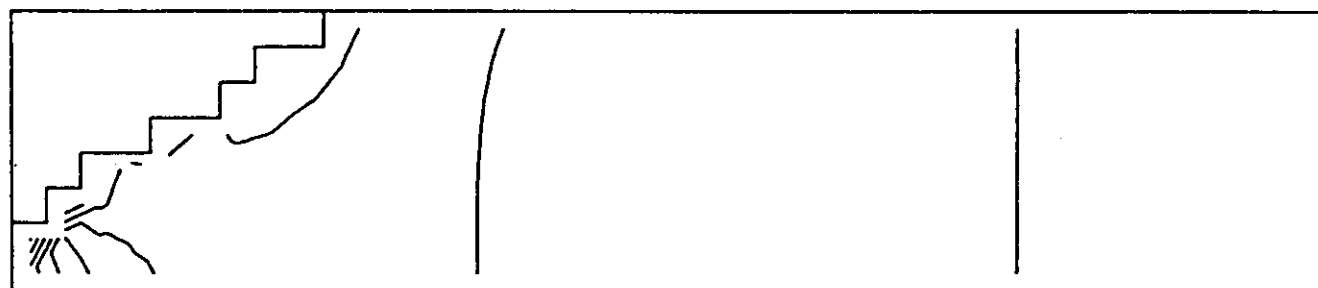
1.75

(分子粘性の 10^5 倍)



→
6.92 m/s

VELOCITY FIELD (VECTORS) TIME 6.000



低←

→高

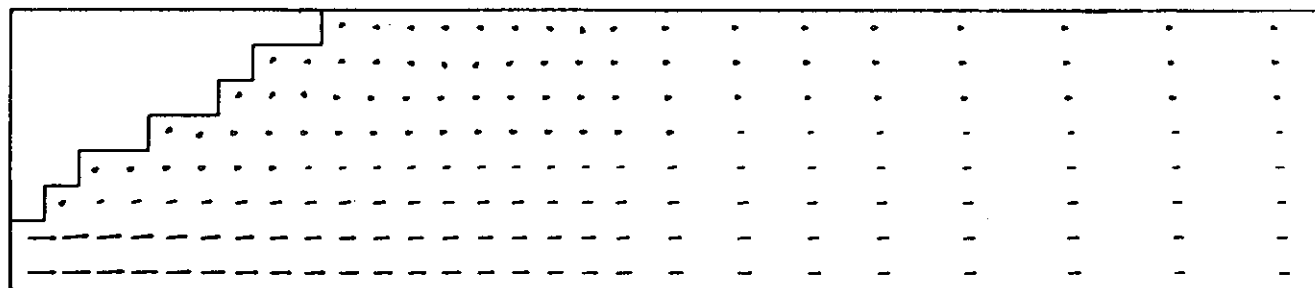
PRESSURE FIELD (CONTOUR LINE) TIME 6.000

図 4.4.9 プレナム入口の流れ

動粘性係数

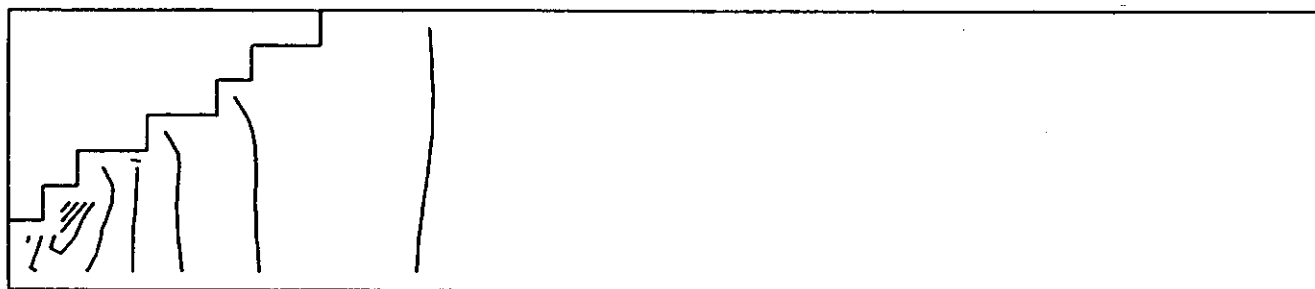
$$1.75 \times 10^{-1}$$

(分子粘性の 10^4 倍)



→
6.92 m/s

VELOCITY FIELD (VECTORS) TIME 5.008



低 ←

→ 高

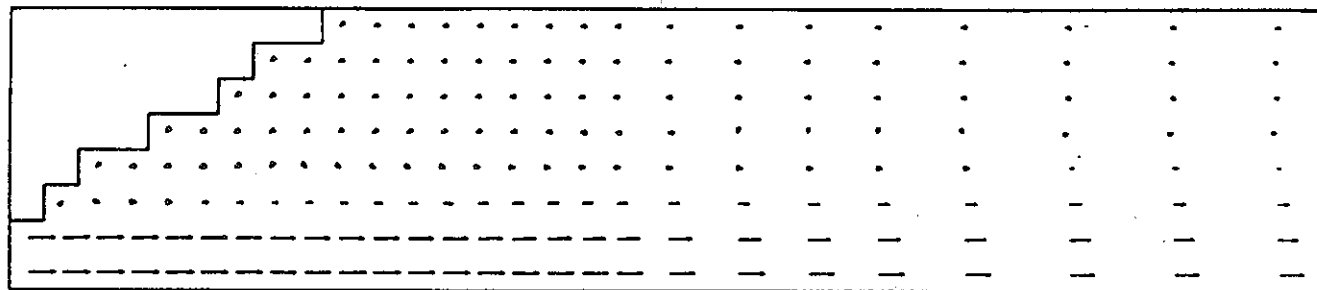
PRESSURE FIELD (CONTOUR LINE) TIME 5.008

図 4.4.10 プレナム入口の流れ

動粘性係数

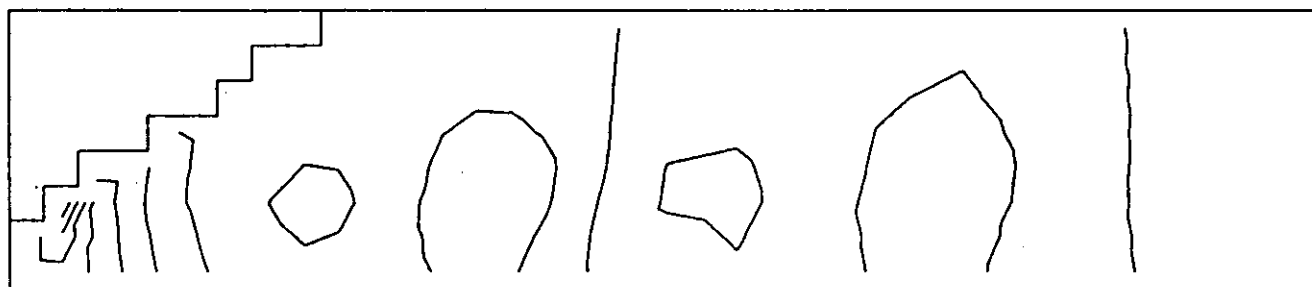
$$1.75 \times 10^{-2}$$

(分子粘性の 10^3 倍)



→
6.92 m/s

VELOCITY FIELD (VECTORS) TIME 6.000



低 ←

→ 高

PRESSURE FIELD (CONTOUR LINE) TIME 6.000

図 4.4.11 プレナム入口の流れ

4.4.3 西独における貯蔵時の熱的解析

自己発熱放射性核種の貯蔵における恒久的な安全空気冷却に関する *Nukem* の研究論文の紹介をする。また文献で与えられている基礎理論を用いてシュミレーションを行なった。

① 貯蔵システムの概要

システム全体の略図は図 4.4.12 に示してある通りである。

固体化堆積数：6 段 高さ：8 m

発熱量：1.5 kW/本（貯蔵開始時） 抗数：1174

全熱量：約 10 MW（貯蔵開始時）

設計点：冷却空気温度差 45 °C

（入口温度 35 °C、出口温度 80 °C）

ここで貯蔵開始時における温度を示すと図 4.4.13 となる。

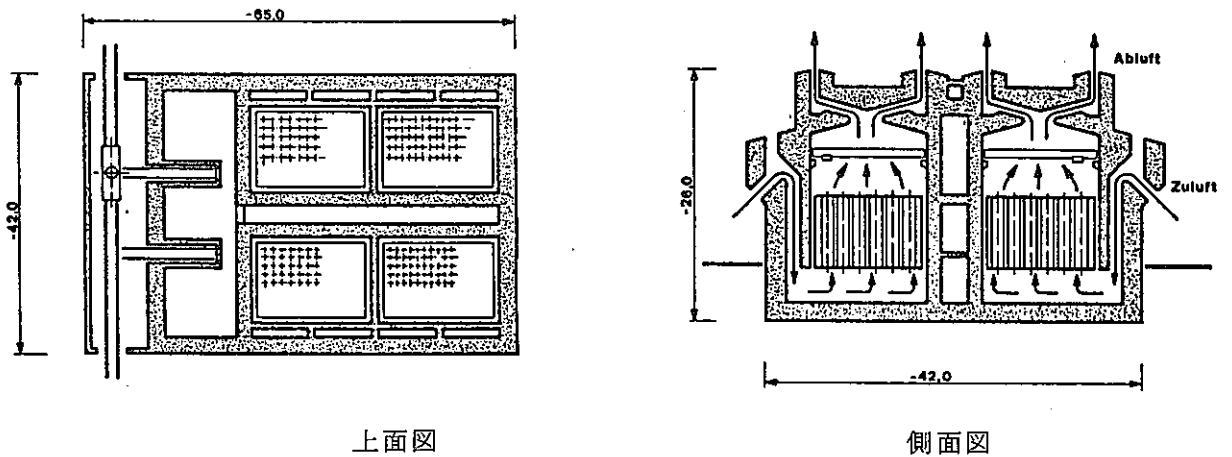


図 4.4.12 貯蔵システム略図

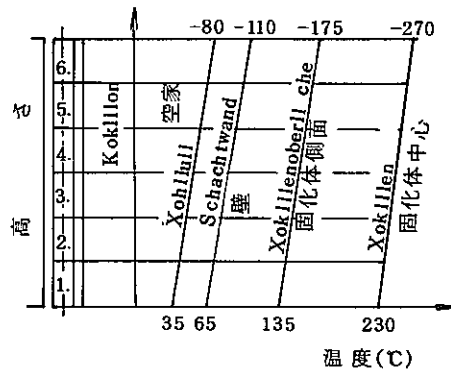


図 4.4.13 貯蔵開始時温度

② 解析に用いている基礎理論

(i) 入口、出口においては等温、非圧縮とする。

また空気が i から j に流れるとき、次式となる。

$$(a) \quad P_i + \frac{1}{2} \rho_i v_i^2 + \rho_i g h_i$$

$$= P_j + \frac{1}{2} \rho_j v_j^2 + \rho_j g h_j + \frac{1}{2} \rho_i S_i v_i^2 + \frac{1}{2} \rho_j S_j v_j^2 + \frac{\ell}{2d} \rho_i \xi v_i^2$$

$$(b) \quad \rho_i v_i F_i = \rho_j v_j F_j$$

(ここで P : 圧力、 ρ : 密度、 v : 流速、 h : 高さ、 S : 圧損係数、
 ξ : 摩擦係数、 F : 断面積)

(ii) 抗内においては

$$(a) \quad \frac{d}{dz} (\rho v) = 0$$

$$(b) \quad \frac{d}{dz} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + P \right) + \rho g + \frac{2(r_a + r_i)}{r_a^2 - r_i^2} \tau_v = 0$$

$$(c) \quad \frac{d}{dz} (\rho C_p v T) = \frac{\dot{Q}}{\pi h_L (r_a^2 - r_i^2)}$$

(ここで r_a : ピット径、 r_i : 固化体径、 C_p : 定圧比熱、 h_L : ピット長さ、
 \dot{Q} : 単位時間の発熱量)

なお(b)式の第3項は壁面剪断力を表わす。また(c)式の右辺は単位流体への流入熱量を表わす。

③ 文献に示されている結果

文献に示されている結果を示す。

(i) 入口断面積を変化させた場合

図 4. 4.14 に示す通りである。(除去総熱量約10MW)

(ii) 煙突高さの変化

図 4. 4.15 に示す通りである。この図から煙突高さが低い場合(約6mまで)、冷却能力はむしろ低下することがわかる。なお、結果は断熱煙突壁を仮定して計算したものであり、煙突壁から熱流出がある場合は駆動力は小さくなる。

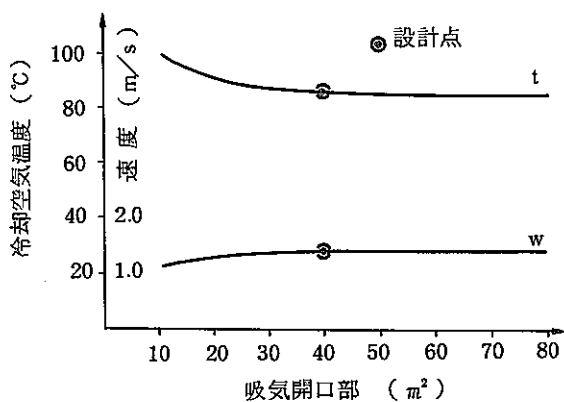


図 4. 4. 14 吸気断面積変化の影響

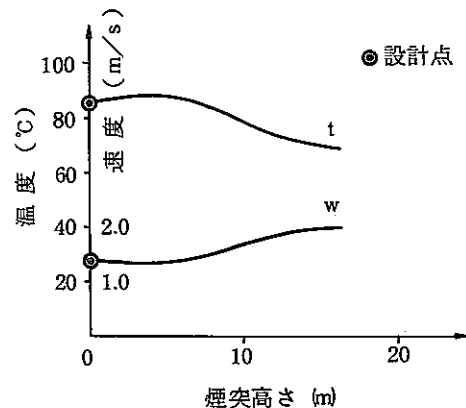


図 4. 4. 15 煙突高さ変化の影響

iii) 固化体積み数を変えた場合

図 4.4.16 に示す。固化体数に比例して発熱量も増加するとして計算をしている。固化体を 6 段から 10 段に増大すると、排気温度は約 14℃ 上昇する。

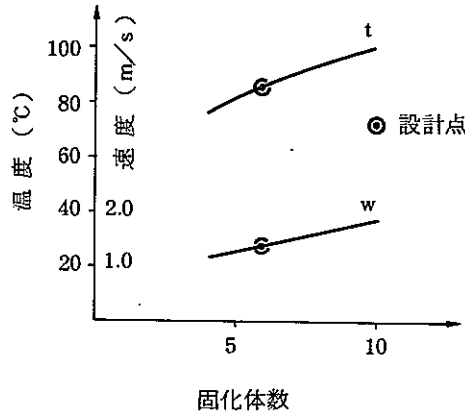


図 4.4.16 固化体積み数を変えた場合

④ 試計算

文献に与えられている基礎理論によって同様な計算を行なった。文献では抗内におけるベルヌーイの式は次のものであった。

$$\frac{d}{dz} \left(\frac{1}{2} \rho v^2 + P \right) + \rho g + \frac{2(r_a + r_1)}{r_a^2 - r_i^2} \tau_w = 0$$

これを次の式に変形して使用する。

$$P_3 + \frac{1}{2} \rho_3 v_3^2 + \rho_3 g h_3 - \underbrace{\frac{1}{2} \rho_3 v_3^2 \xi}_{\text{圧損}}$$

$$= P_4 + \frac{1}{2} \rho_4 v_4^2 + \rho_4 g h_4 - \underbrace{\frac{\rho_3 - \rho_4}{2} g (h_3 + h_4)}_{\text{浮力により上昇}}$$

(ここで、サフックス { 3 は抗内入口
4 は抗内出口 } である。)

また、密度は温度のみの関数とする。摩擦による圧損は次の式を用いた。

$$\Delta P = \frac{\lambda}{2} \frac{L}{d} \rho v^2 \quad \text{に対して}$$

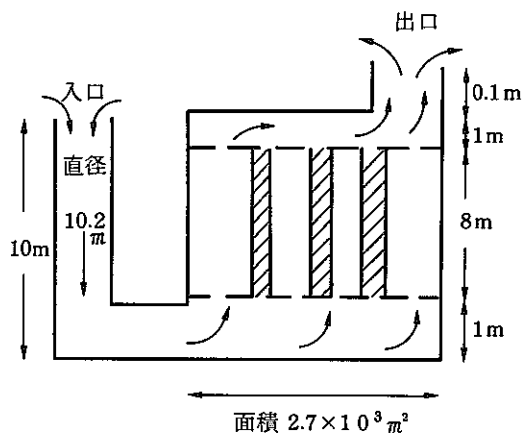
$$\lambda = 0.3164 Re^{1/4} \quad (Re < 10^5) \quad \dots\dots\dots \text{ブラウジウスの式}$$

$$\lambda = 0.0032 + 0.221 Re^{-0.237} \quad (Re > 10^5) \quad \dots\dots\dots \text{ニコラッチェの式}$$

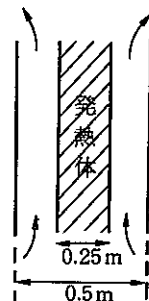
入口・出口圧損は次の値を用いた。

$$\zeta = 1.4 \quad \left(\Delta P = \frac{1}{2} \rho v^2 \zeta \right)$$

さて、ほぼ同じ条件で計算した結果を図 4.4.17、図 4.4.18、図 4.4.19 に示す。条件は、下図の通りとした。



抗内について
6 段積 (発熱量 1.5 kw/本)



入口面積 160 m²

出口面積 40 m²

抗数 1147

ただし、吸気口および排気口は各々1つとした。

これらの計算結果を見ると、入口断面積を変化させた場合と、固化体積数を変化させた場合の試算結果は、文献の結果とだいたい一致している。入口断面積の値が異なるのは、吸気口を1つとしたために、文献の値の4倍となるためである。煙突高さを変化させた場合において文献の結果は、煙突が7mよりも低い所で出口温度がむしろ逆に上昇していた。しかし試算ではこのような結果は得られなかった。これは、本来出口圧損は温度に依存するものであるのに対し、試算ではこれを温度によらず一定値としたためであると思われる。

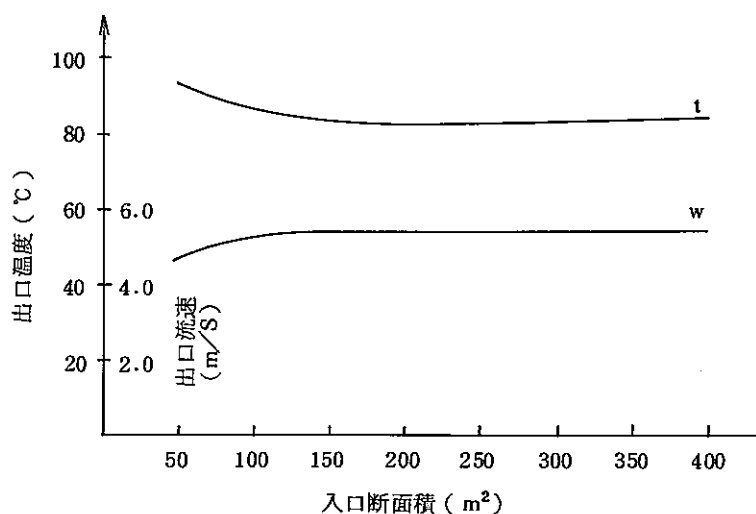


図 4.4.17 入口断面積を変化させた場合

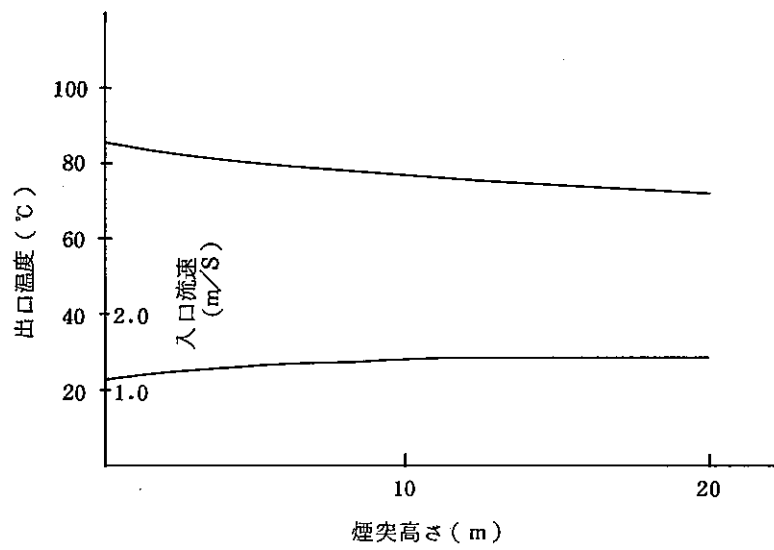


図 4. 4. 18 煙突高さを変化させた場合

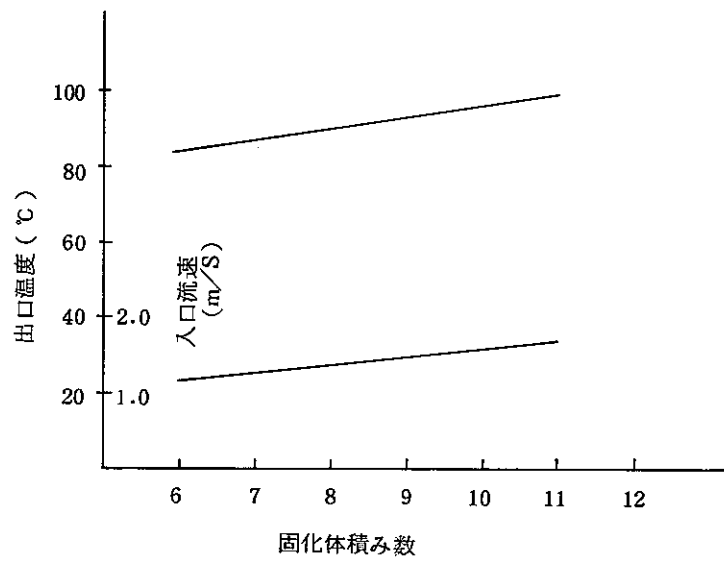


図 4. 4. 19 固化体積み数を変化させた場合

5. 試計算

5. 試 計 算

5.1 試計算の方針と試計算モデルの設定

試計算はまず、簡単な計算モデルを設定してプログラムの機能検査を行なう（5.3節）。ここではダクトの計算モデルを設定し、ダクトの流れ計算を行い強制対流の計算機能の検討を行なう。さらに、狭隘路冷却モデルとの比較により、伝熱計算機能および自然対流の流れ計算機能の検討を行う。つぎに一列モデルにより冷却システム試験結果と計算結果との比較を行い、モデル化の妥当性を検討する。また、このとき、想定実規模モデルの計算を行ない、冷却システムモデル（1/5 模型）との比較を行なう。最後に、3次元モデルによる強制対流の計算結果を示す（表 5.1.1 参照）。

冷却システム試験装置（表 5.1.2 および図 5.1.1）を図 5.1.2 のようにモデル化する。この計算モデルは、現象の対称性を鑑みて実際のシステム装置の半分とした。また各種計算機能を検討するため、一列のモデルを設定した（図 5.1.3 参照）。

表 5.1.1 試計算モデル一覧

№	モデル名	検討項目	備 考
1	ダクトモデル	強制対流の流れの計算	図 5.1.4
2	狭隘路モデル	強制対流の伝熱計算 自然対流の伝熱計算	
3	一列のモデル	強制対流の流れと伝熱計算 自然対流の流れと伝熱計算	図 5.1.3
4	冷却システムモデル	強制対流の流れと伝熱計算	1/5 模型 図 5.1.1 , 図 5.1.2
5	想定実規模モデル	強制対流の流れと伝熱計算	実規模 図 5.1.1 , 図 5.1.2

表 5.1.2 冷却システム試験装置の概要

項 目	冷却システム試験	想定実規模*
1 固化体形状	$\phi 60.5 \times 300^H$	$\phi 318.5 \times 1500^H$
2 ピット円径	$\phi 135.8 (125 A \times 2 t)$	$\phi 4414 (450 A \times 7.9 t)$
3 固化体とピットのクリアランス	38 mm	61.5 mm
4 ピット内の固化体高さ方向位置	最下段キャニスター底部は、ピット下端より 50 mm 上方	最下段キャニスター底部は、ピット下端より 20 mm 上方と仮定した。
5 基準発熱量	150 w/キャニスター Max 190w/キャニスター	2.5 kw/キャニスター Max 3.0 kw/キャニスター
6 プレナム高さ	900 mm	1000 mm
7 ピットピッチ	310 mm	1000 mm
8 ベントスタック	750 ^A (外径 762.0mm 肉厚 3.2t) 地上より 10m ^H	約 $\phi 1500 \times 50m^H$

(注*) 想定実規模は、1/5 scale 試験装置製作に当り基準とした貯蔵施設であり、確定寸法ではない。
出所：動燃事業団

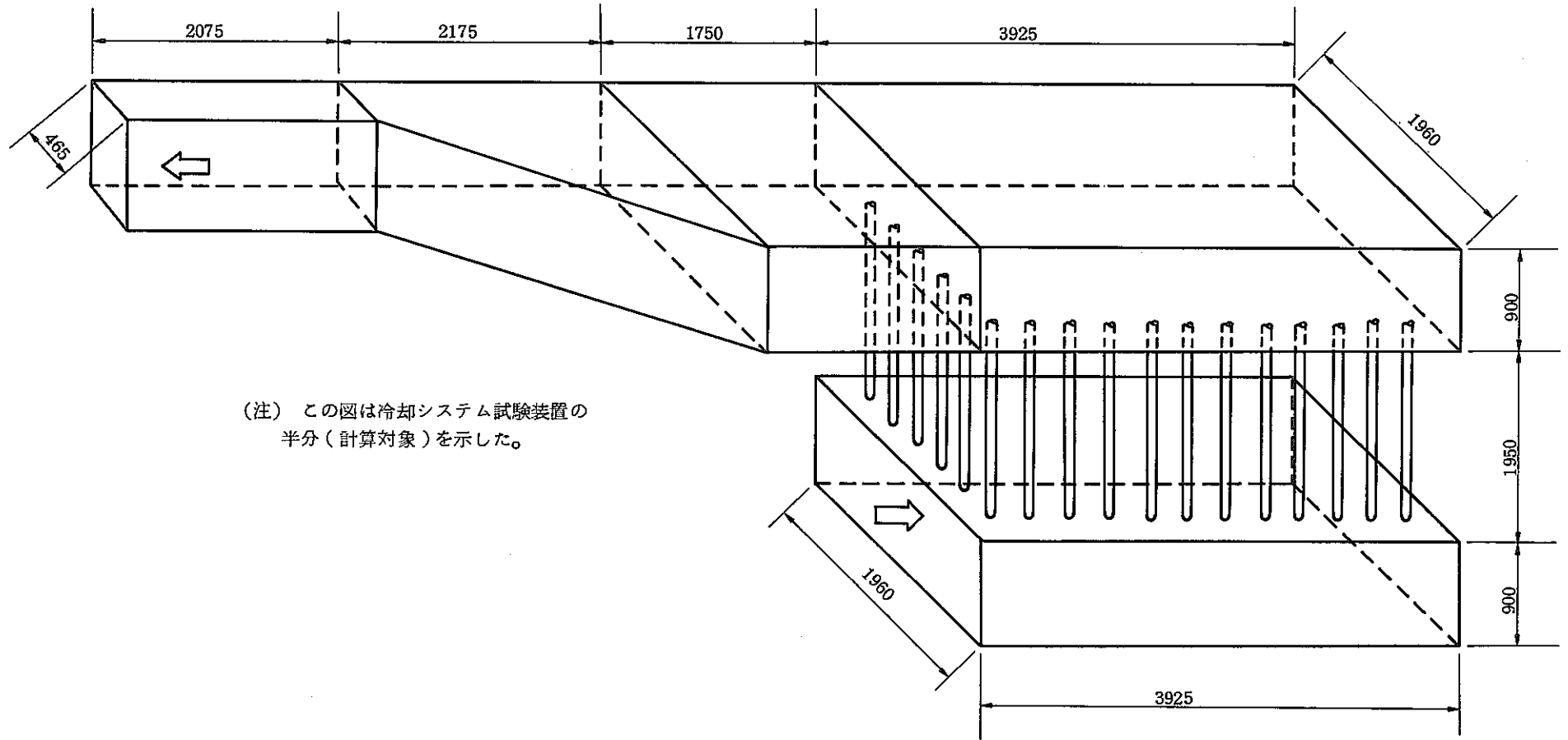


図 5.1.1 冷却システム試験装置

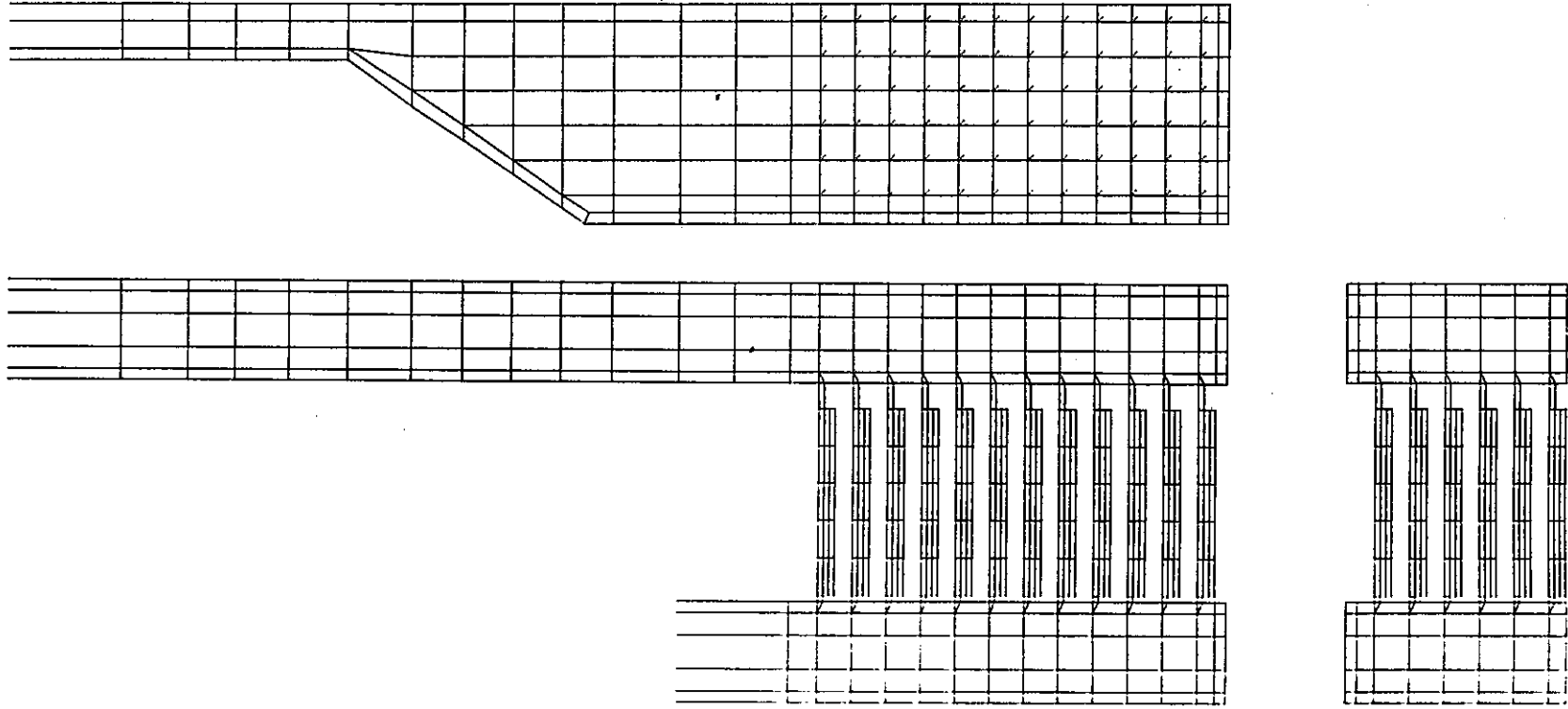


図 5. 1. 2 3 次元モデルの構造図

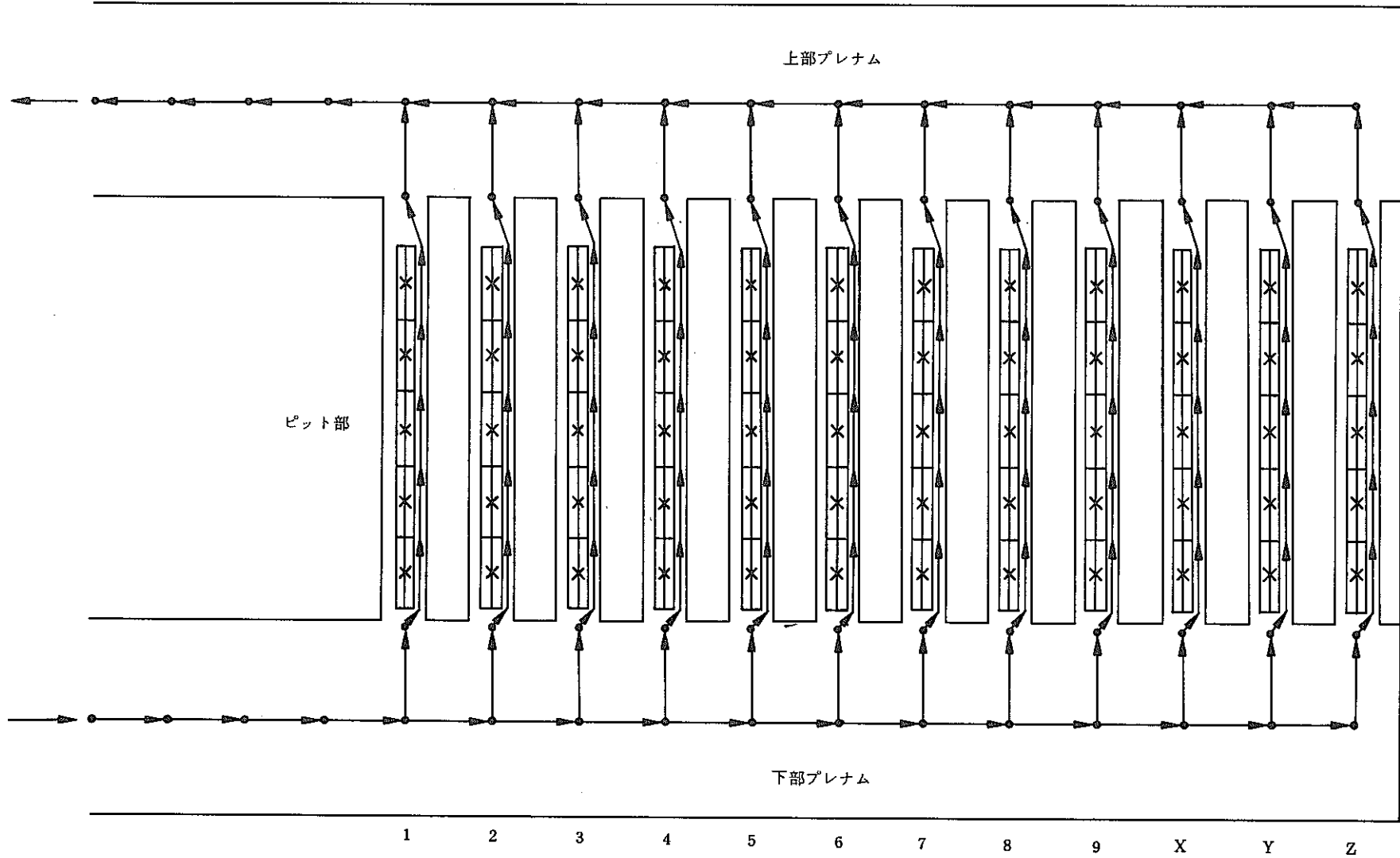


図 5.1.3 一列モデル構造図

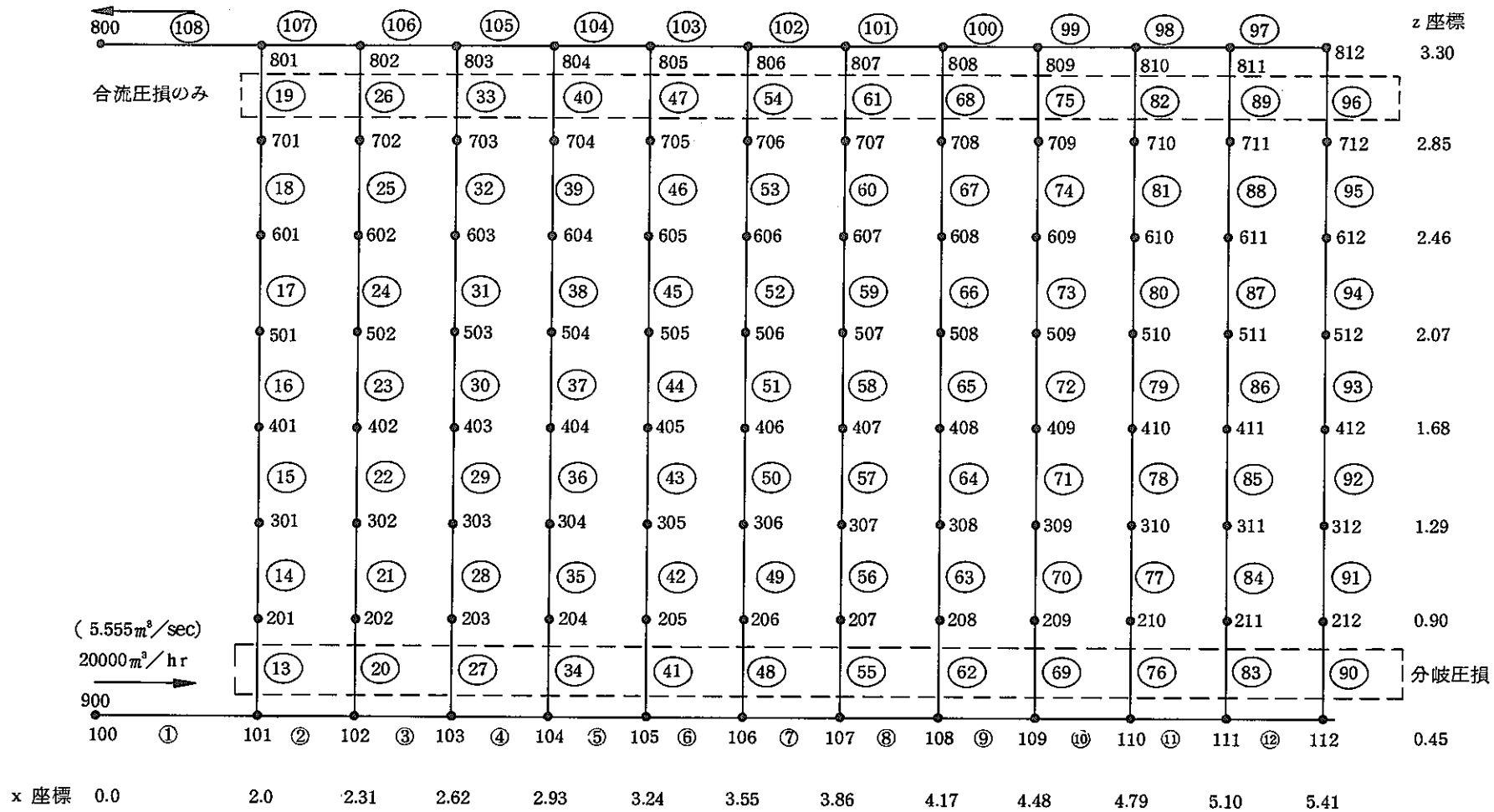


図 5. 1. 4 ダクトモデル (一次元モデル)

5.2 物性値と各種係数の設定

試算で用いる各種係数と物性値の設定を行う。これらの各種係数および物性値の感度解析は、次年度以降に行う。

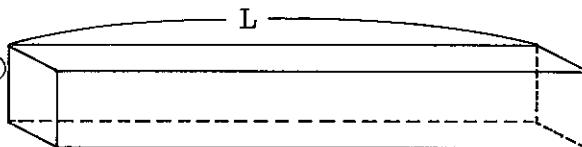
5.2.1 流れの計算で用いる諸係数

(1) プレナム部の抵抗係数 (k)

プレナム部の抵抗係数は、下記のプレナムに対応するダクトを考え、ダクトの圧力損失に対応する係数 k を設定する。

ダクトの概要

断面のたて a u (m/sec)
 よこ b
 長さ L (m)
 相当径 D_e (m)



$$\text{摩擦係数} \quad \lambda = 0.0055 \times \left\{ 1 + \left(20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right\}$$

(ムーディの式)

$$\text{但し、} \quad \varepsilon = 0.15 \text{ (mm)} \quad d = D_e \times 1000 \text{ (mm)}$$

$$Re = \frac{u \times D_e}{\nu} \quad \nu = 1.50 \times 10^{-5} \text{ (m}^2/\text{sec)}$$

ダクトの圧力損失

$$\Delta P_{21} = \lambda \times \frac{L}{D_e} \times \frac{u^2}{2g} \times r$$

プレナム部の圧力損失

$$\Delta P = \frac{1}{kx} \times L \times u$$

以上より

$$\begin{aligned} kx &= \frac{L \times u}{\lambda \times \frac{L}{D_e} \times \frac{u^2}{2g} \times r} \\ &= \frac{D_e \times 2g}{\lambda \times r \times u} \end{aligned} \quad (5.1)$$

プレナム部の相当量 (D_e)

相当径

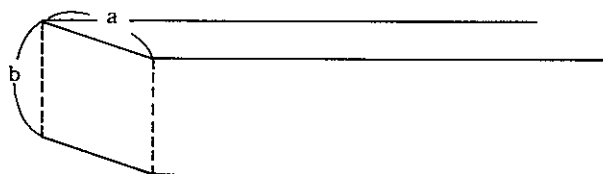
$$D_e = 4 \times \frac{a \times b}{2a} = 2b$$

冷却システム試験

$$D_e = 1.8$$

想定実規模

$$D_e = 2.0$$



式(5.1)を用いて算出したプレナム部の抵抗係数 (k) を表5.2.1に示す。

表 5. 2. 1 プレナム部の抵抗係数 (k)

No.	u (m/sec)	冷却システム試験		想定実規模	
		λ	k	λ	k
1	0.1	0.05729	5,281.4	0.05507	5,493.3
2	0.2	0.04663	3,244.1	0.04522	3,345.8
3	0.3	0.04146	2,432.8	0.04022	2,507.9
4	0.4	0.03819	1,980.7	0.03706	2,041.1
5	0.5	0.03587	1,687.2	0.03482	1,737.9
6	0.6	0.03410	1,479.2	0.03311	1,523.1
7	0.7	0.03268	1,322.3	0.03174	1,361.6
8	0.8	0.03152	1,200.1	0.03062	1,235.3
9	0.9	0.03053	1,101.2	0.02967	1,133.2
10	1.0	0.02968	1,019.4	0.02596	1,165.4
11	1.5	0.02669	755.6	0.02415	835.2
12	2.0	0.02482	609.6	0.02287	661.5
13	2.5	0.02349	515.2	0.02190	552.7
14	3.0	0.02248	448.6	0.02113	477.4
15	3.5	0.02168	398.7	0.02049	421.8
16	4.0	0.02103	359.8	0.01996	379.0
17	4.5	0.02048	328.4	0.01973	336.9
18	5.0	0.02000	302.5	0.01950	310.3
19	10.0	0.01735	174.4	0.01694	178.6
20	20.0	0.01541	100.6	0.01506	100.5

(2) ピットの分岐圧損と合流圧損

ピットの分岐圧損および合流圧損を与える方法は、主流側の流速より評価する方法と、支管（ピット）の流速より評価する方法とがある。ここでは、プログラム上の制約から支管の流速により評価する方法を採用している。

$$\Delta H = \zeta \times \frac{v_3^2}{2g} \times \rho$$

ΔH : 分岐または合流圧損 v₃ : 支管の流速

g : 重力加速度 ζ : 圧損係数 ρ : 密度

(分岐圧損係数)

下部プレナム部からピットへの分岐圧損係数を設定するとき、直ちに適用出来る数値表および式は現在の所みつける事は出来ない。

そこで、状況が似ているダクトの分岐圧損係数を表 5. 2. 4 に示す。一方、係数設定で用いる流速比 α = (v₃/v₁) の適用範囲は α = 1 ~ 20 位になり数値表の適用を越え

ている。そのため、つぎの考察により決める。

(考察 1)

$\alpha = (v_3/v_1)$ の極限 $\alpha = \infty$ のとき、即ち $v_1 = 0$ のときの分岐圧損は、 $\zeta = 0.5$ (一般の入口圧損) となる。

(考察 2)

円形ダクトの場合、分岐圧損係数算出には、種々の式がある。

(Vogel の式)

$$\zeta_{1-3} = 0.80 / (v_3/v_1)^2 + 1.00$$

(Gilman の理論値)

$$\zeta_{1-3} = 1.0 / (v_3/v_1)^2 + 0.5$$

ここで $\alpha \rightarrow \infty$ のとき $\zeta = 0.5$ となる Gilman の理論値を設定する。この値は表 5.2.4 をみて分かるように、長方形ダクトで円形ダクト取り出しと近い値となっている。

(合流圧損係数)

合流圧損係数の場合も同様な考察により新津の式を用いる。

(考察 1)

$\alpha = \infty$ のとき ($v_1 = 0$ のとき) ζ は出口圧損となる。

$$\zeta = 1.0$$

(考察 2)

$\alpha > 2$ のときは新津の求めた下記の式がよく合うと言われている。

新津の式

$$\zeta = \frac{-0.80}{\alpha^2} + 1.0 + \frac{(0.80/e)}{\alpha^2} \exp(-A_2 Q_2 / A_3 Q_3)$$

この式で下線を引いた部分は、プレナムとピットの断面積比が大きいため、ほとんど無視出来る数値となる。

合流圧損係数は、 $\alpha < 2$ 以下では数値表の値を用い $\alpha \geq 2$ では、新津の式より算出した値を用いる。

これらの分岐、合流圧損係数を表 5.2.3、表 5.2.4 に示す。

(主管方向の圧損)

一般に多数の支管に流量を分配する分配管の場合、本流の分岐損失係数 ζ は 0 に極めて近く無視出来ると言われている。このため、本管の分岐損失係数 ζ は 0 とする。

本管の合流圧損係数は、前田の値^(*)を使用した(表 5.2.2)。但し、3次元モデルではその組み込みが困難なため、次年度以降に取り扱う。

(注*) 機械学会

「管路・ダクトの流体抵抗」図 4.96 を参照とする。

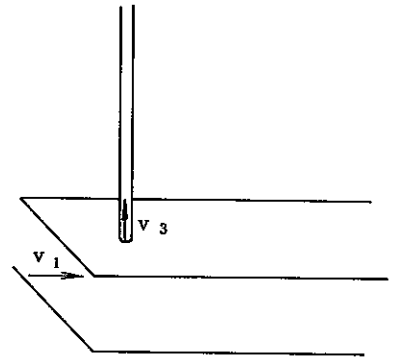


表 5. 2. 2 主管の合流圧損係数

v_1/v_2	0. 0	0. 2	0. 4	0. 6	0. 8	1. 0	備 考
ζ_{12}	1. 309	1. 284	1. 123	0. 780	0. 352	0. 050	

(注) v_1/v_2 は下記のとおりである。

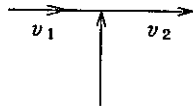


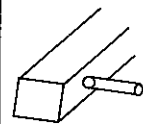
表5.2.3 合流圧損摩擦係数(支管)

α ($\alpha=v_3/v_1$)	円形ダクト	新津の式
0. 4	-2. 625	
0. 6	-0. 5	
0. 8	0. 328	
1. 0	0. 46	
1. 2	0. 611	
1. 5	0. 658	0. 644
2. 0		0. 80
3		0. 911
4		0. 950
5		0. 968
6		0. 9778
7		0. 9837
8		0. 9875
9		0. 9901
10		0. 9920
15		0. 9964
20		0. 9980
30		0. 9991
40		0. 9995
50		0. 99968
100		0. 99992

出所 ダクト設計施工便覧
井上宇市編

表 5. 2. 4 分岐圧損摩擦係数 (支管)

α ($\alpha=v_3/v_1$)	Gilman (円形ダクト)	円形ダクト ζ_{31}	側面円形ダクト 取出し	Vogel (円形ダクト)
0. 2	25. 5	25		21
0. 375	7. 61		7. 5	6. 69
0. 4	6. 75	6. 875		6. 0
0. 5	4. 5		4. 5	4. 2
0. 6	3. 27	3. 33		3. 2
0. 75	2. 278		2. 5	2. 42
0. 8	2. 0625	2. 03		2. 25
1. 0	1. 5	1. 3	1. 7	1. 8
1. 2	1. 194	0. 97		1. 56
1. 25	1. 14		1. 3	1. 512
1. 4	1. 0102	0. 816		
1. 5	0. 9444		1. 0	1. 356
1. 6	0. 8906	0. 703		
2. 0	0. 75	0. 55		1. 2
3	0. 6111			
4	0. 5625			
5	0. 540			
6	0. 528			
7	0. 520			
8	0. 516			
9	0. 512			
10	0. 510			
15	0. 5044			
20	0. 5025			
30	0. 5011			
40	0. 5006			
50	0. 5004			
100	0. 5001			1. 0



出所 ダクト設計施工便覧
井上宇市編

(3) ピット部の圧損係数

ピット部の圧損は、キャニスター胴部とピット間で生ずる直管圧損とキャニスター積み重ね部で生ずる局部圧損とがある。

(直管部の圧損)

$$H = \lambda \times \frac{L}{D} \times \frac{v^2}{2g} \times \rho$$

λ : 直管摩擦係数

L : 長さ (m)

D : 水力直径

v : 流速

g : 重力加速度

ρ : 比重

H : 圧損

$$\lambda = 0.0055 \times \left\{ 1 + \left(20000 \frac{\epsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right\}$$

$$Re = \frac{vD}{\nu}$$

管の絶対粗度 (ϵ (mm))

$\epsilon = 0.15$ mm (市販の鋼管、亜鉛めっき鋼管、亜鉛鉄板ダクト)

$\nu = 0.156 \times 10^{-4}$ m²/s (20℃の空気)

$d = 10^3 \times D$

直管部の圧損係数を表 5.2.7 に示す。

(キャニスター積み重ね部の圧損)

キャニスター積み重ね部に相当する圧損に関する文献は見あたらないので、ここでは流路断面が広がるときの圧損と狭くなるときの圧損の和であるとした。

$$H_{can} = \left(\zeta_3 \frac{v^2}{2g} \rho + \zeta_4 \frac{v^2}{2g} \rho \right)$$

$$= \left(\zeta_3 + \zeta_4 \right) \frac{v^2}{2g} \times \rho$$

H_{can} : 圧損 ρ : 密度

ζ_3 : 流路が広がるときの圧損係数

$$\zeta_3 = \xi_1 (1 - S_1/S_2)^2$$

ζ_4 : " 狭くなるときの "

$$\zeta_4 = 0.48 (1 - S_1/S_2)$$

S_1 : キャニスター胴部流路断面積

S_2 : " 首部 "

$\xi_1 = 1.0$

N : キャニスター本数

(「管路・ダクトの流体抵抗」、ただし ζ_4 は同書の表より直線近似した)

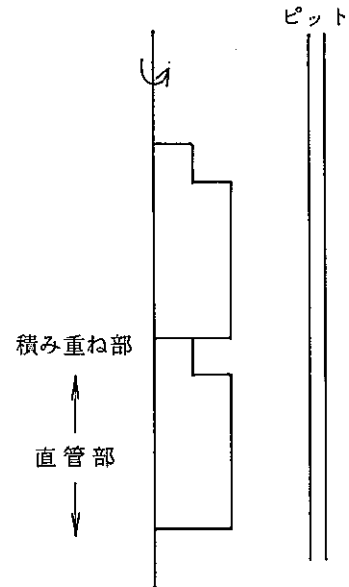


表 5. 2. 5 積み重ね部の圧損

	冷却システム試験	想定実規模
ζ_3	0. 02099	0. 1763
ζ_4	0. 06954	0. 2015
$\zeta_3 + \zeta_4$	0. 09053	0. 3778

表 5. 2. 6 ピット部の水力直径

No.	項目	冷却システム試験	想定実規模
1	固化体直径 (Dc)	ϕ 60. 5	ϕ 318. 5
2	ピット内径 (Dp)	ϕ 135. 8	ϕ 441. 4
3	固化体とピットのクリアランス	38 mm	61. 5 mm
4	固化体頭部の直径	ϕ 34	ϕ 184
5	水力直径* (D)	0. 0753 (m)	0. 1229 (m)
6	全体流量	20, 000 Nm ³ /hr	126, 000 Nm ³ /hr
	ピット一本当りの平均流速	3. 32 m/sec	3. 31 m/sec

(注*) 水力直径 = $4 \times \frac{\text{縁れぶち面積}}{\text{縁れぶち距離}} = D_p - D_c = 75. 3 \text{ (mm)}$

表 5. 2. 7 直管の摩擦係数 (λ)

相 当 径 流速	固化体充填時		空ピット	
	冷却システム 0. 0753	想定実規模 0. 1229	冷却システム 0. 0679	想定実規模 0. 2207
0. 1	7. 606 E - 02	6. 543 E - 02	7. 854 E - 02	5. 481 E - 02
0. 2	6. 185 E - 02	5. 336 E - 02	6. 383 E - 02	4. 488 E - 02
0. 3	5. 503 E - 02	4. 757 E - 02	5. 677 E - 02	4. 011 E - 02
0. 4	5. 077 E - 02	4. 395 E - 02	5. 236 E - 02	3. 714 E - 02
0. 5	4. 778 E - 02	4. 141 E - 02	4. 926 E - 02	3. 504 E - 02
0. 6	4. 552 E - 02	3. 949 E - 02	4. 692 E - 02	3. 346 E - 02
0. 7	4. 373 E - 02	3. 797 E - 02	4. 507 E - 02	3. 221 E - 02
0. 8	4. 227 E - 02	3. 673 E - 02	4. 356 E - 02	3. 119 E - 02
0. 9	4. 105 E - 02	3. 569 E - 02	4. 230 E - 02	3. 034 E - 02
1. 0	4. 001 E - 02	3. 481 E - 02	4. 122 E - 02	2. 961 E - 02
2. 0	3. 429 E - 02	2. 995 E - 02	3. 530 E - 02	2. 562 E - 02
3. 0	3. 176 E - 02	2. 781 E - 02	3. 269 E - 02	2. 385 E - 02
4. 0	3. 030 E - 02	2. 656 E - 02	3. 117 E - 02	2. 283 E - 02
5. 0	2. 932 E - 02	2. 573 E - 02	3. 016 E - 02	2. 215 E - 02
10. 0	2. 710 E - 02	2. 384 E - 02	2. 786 E - 02	2. 059 E - 02
20. 0	2. 579 E - 02	2. 273 E - 02	2. 650 E - 02	1. 968 E - 02

(4) その他の圧損係数

強制対流の計算は、上下プレナム部およびピット部を中心に行えるが、自然対流の計算は、全流路の圧損と浮力との釣り合いによって決まるため、各部位の圧損係数が必要となる。図 5.2.1 に冷却システム試験装置全体配置図を示す。下記に示す圧損係数は自然対流時の流路抵抗を中心を示す。

(直管部の圧損係数)

圧損係数(摩擦係数)はムーディの式より求める。係数を算出するとき用いる相当径は、表 5.2.8 のとおりである。

(ムーディの式)

$$\lambda = 0.0055 \times \left\{ 1 + \left(20000 \frac{\varepsilon}{d} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/4} \right\}$$

但し、 $\varepsilon = 0.15 \text{ (mm)}$

$d = D_e \times 1000 \text{ (mm)}$

$$Re = \frac{u \times d}{\nu}$$

$\nu = 1.50 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{sec}$

表 5.2.8 冷却システム試験装置の直管部の相当径



位置記号	サイズ	相当径 (m)	備考
㉔	500 ^H × 3200 ^W	1.26	
㉕	500 ^H × 1200 ^W	0.827	
㉖	700 φ	0.7	
㉗	800 ^H × 3500	1.72	
㉘	750 φ	0.75	
㉙	750 φ	0.75	
㉚	750 φ	0.75	煙突

(注) 長方形ダクトの相当径は $D = 1.3 \times \left\{ \frac{(ab)^5}{(a+b)^2} \right\}^{0.125}$ を用いた。

(局所抵抗係数)

各部位の局所抵抗係数を整理して表 5.2.9 に示す。

表 5.2.9 局所抵抗

No.	抵抗部位	位置	抵抗	備考
1	流入口	a	入口圧損 $\zeta = 0.5$	
2	直角エルボ	b	$\zeta = 1.4$	
3	漸縮小(円形又は長方形)	d	$\zeta = 0.07$	
4	分岐	f	$\zeta = 2.25$	
5	漸拡大	h	$L_1/H = 2.5$ $\zeta = 0.565$	
6	分岐(エルボも含む)	k(l)	$\zeta = 2.2$	
7	エルボ	n	$r/D = 1$ $\zeta = 0.22$	
8	合流	n	T字合流 $\zeta = 1.13$	
9	合流(煙突入口)	p	T字合流 $\zeta = 1.13$	
10	流出口	r	出口圧損 $\zeta = 1.0$	

出所 ダクト設計施工便覧 井上宇市編

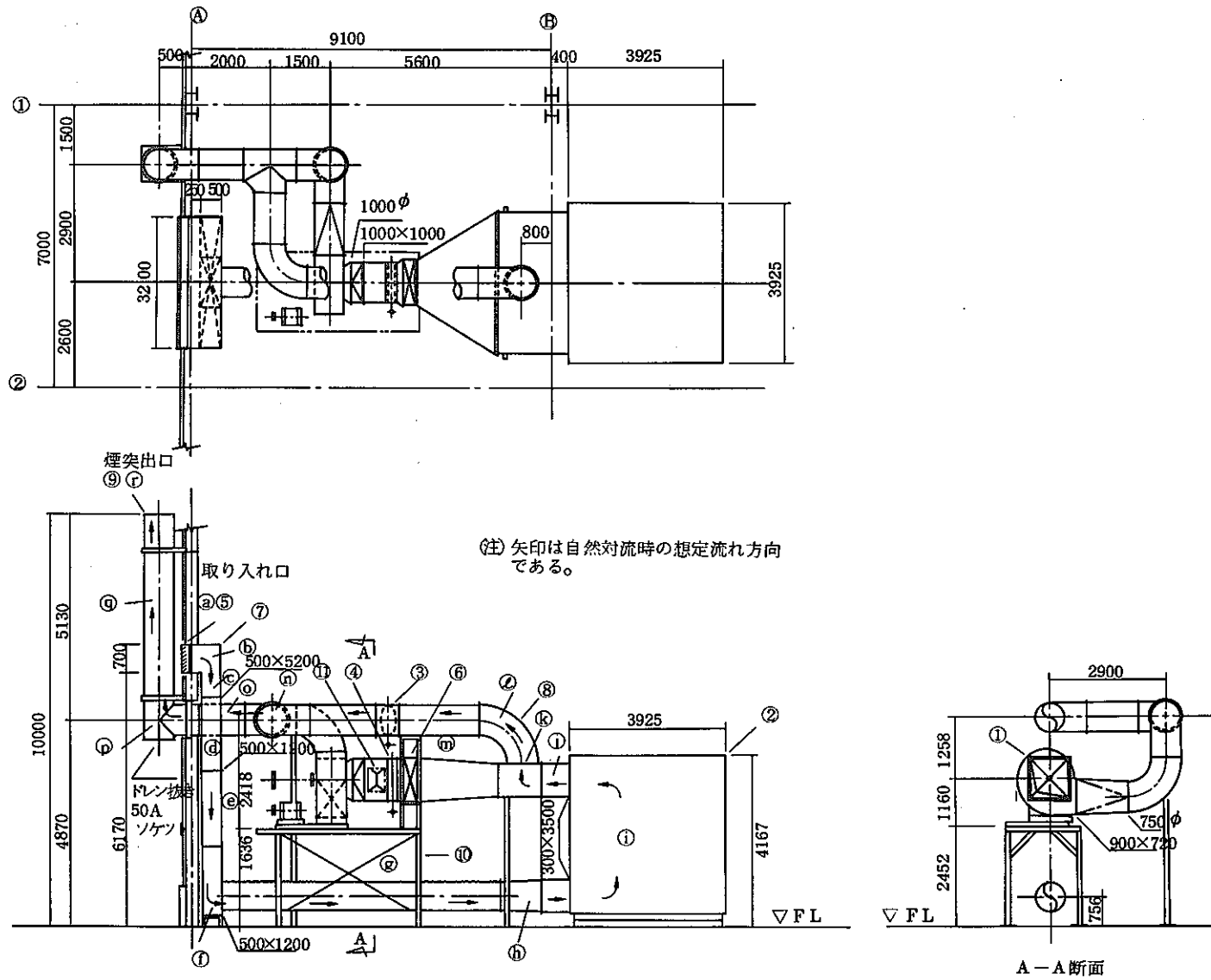


図 5. 2. 1 冷却システム試験装置全体配置図

出所 動燃事業団

5.2.2 伝熱計算で用いる諸係数

ここでは、伝熱計算で用いる熱伝達係数を設定する。

(1) ピット部の熱伝達係数

対流熱伝達係数は、つぎの式より設定した。

$$Nu = 0.027 \times Re^{0.8} \times Pr^{1/3}$$

Nu : ヌセルト数 Re : レイノルズ数 Pr : プラントル数

$$\text{相当径} = 4 \times \frac{\text{流路断面積}}{\text{ぬれぶち距離}}$$

(出所 Process Heat Transfer)

この式よりキャニスターから空気、およびピットから空気への熱伝達係数を求めて、表 5.2.10 に示す。

つぎにキャニスターからピットへの放射熱伝達係数は、つぎのようにした。

$$Er = \frac{\sigma}{\frac{1}{\epsilon_c} + \frac{A_c}{A_p} \left(\frac{1}{\epsilon_p} - 1 \right)}$$

σ : ステファンボルツマン定数 [$\sigma = 4.88 \times 10^{-8} / 3600$ ($kcal/m^2 \cdot sec \cdot ^\circ K^4$)]

ϵ_c : キャニスター外表面の放射率 ($\epsilon_c = 0.45$) ϵ_p : ピット内表面の放射率 ($\epsilon_p = 0.6$)

A_c : キャニスター表面積 ($r_c = 0.03025$ m) A_p : ピット内表面積 ($r_p = 0.0679$ m)

冷却システムモデル $Er = 5.3808 \times 10^{-12}$ 想定実規模モデル $Er = 5.0145 \times 10^{-12}$

表 5.2.10 ピット部の熱伝達係数 (E_c)

($\times 10^{-3}$)

No.	流速 u (m/sec)	冷却システム試験			想定実規模		
		キャニスター充填		空ピット	キャニスター充填		空ピット
		キャニスター面	ピット面	ピット面	キャニスター面	ピット面	ピット面
1	0.1	0.2102	0.2471	0.2716	0.2027	0.2164	0.2145
2	0.2	0.3660	0.4303	0.4728	0.3529	0.3767	0.3735
3	0.3	0.5063	0.5951	0.6540	0.4881	0.5210	0.5167
4	0.4	0.6373	0.7491	0.8233	0.6144	0.6559	0.6504
5	0.5	0.7618	0.8955	0.9842	0.7345	0.7841	0.7775
6	0.6	0.8814	1.039	1.139	0.8499	0.9072	0.8996
7	0.7	0.9971	1.172	1.288	0.9614	1.026	1.018
8	0.8	1.110	1.304	1.433	1.070	1.142	1.132
9	0.9	1.219	1.433	1.575	1.175	1.255	1.244
10	1.0	1.326	1.559	1.714	1.279	1.365	1.354
11	1.5	1.835	2.157	2.370	1.769	1.888	1.872
12	2.0	2.309	2.715	2.983	2.227	2.377	2.357
13	2.5	2.761	3.245	3.567	2.662	2.841	2.817
14	3.0	3.194	3.755	4.127	3.080	3.288	3.260
15	3.5	3.614	4.248	4.668	3.484	3.719	3.688
16	4.0	4.021	4.727	5.194	3.877	4.138	4.103
17	4.5	4.418	5.194	5.708	4.260	4.547	4.509
18	5.0	4.807	5.650	6.210	4.634	4.947	4.905
19	10.0	8.369	9.838	10.81	8.069	8.613	8.541
20	20.0	14.57	17.13	18.82	14.05	15.00	14.87

(注) 温度 40 °C における係数を採用した。

(2) ピット間熱伝達係数

ピット間は密閉されているので、ピット間の熱伝達は輻射熱伝達と対流熱伝達（または熱伝導）とが考えられる。以下では、輻射熱伝達を計算する場合の形態係数、輻射熱伝達の順に示す。輻射以外の伝熱は危険側の評価である伝熱効果の悪い熱伝導を採用する。

① 形態係数

ピット間の形態係数を求めるのは複雑である。これらの形態係数の中で、形状が明確なものについては定式化がされている。例えば無限円柱間の形態係数である。

さらに2次元の場合は、Hottelの交差線法等の計算方法もある。このためピット間の輻射熱伝達のうちで、本年度は水平方向の熱伝達について計算し、より詳細な輻射熱伝達は次年度以降に求める。

ピット間の水平方向輻射熱伝達の形態係数は、無限円柱間の形態係数を適用する。この形態係数を2つのモデルに対して求める。またピット間の相対的な位置関係を図5.2.2に示す。この図では⊙を中心に⊙-Ⓐ、⊙-Ⓑ、……の関係をみる。計算結果は表5.2.11、5.2.12に示す。

○ 計算モデル

1. 冷却システム試験（1/5 模型）

ピットピッチ	310 mm
径	135.8 mm

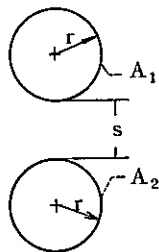
2. 想定実規模

ピットピッチ	1,000 mm
径	441.4 mm

○ 形態係数は次の式に

より求める。

① 全て透視できる場合



Infinitely long parallel cylinders of the same diameter

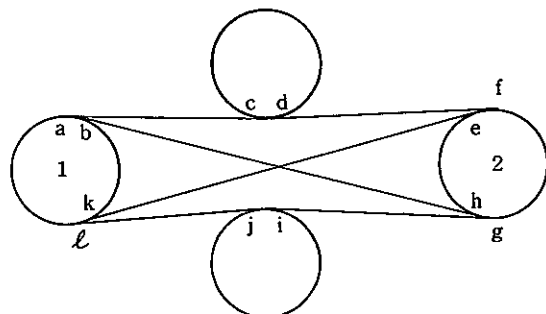
$$X = 1 + \frac{S}{2r}$$

$$F_{1-2} = F_{2-1} = \frac{1}{\pi} \left[\sqrt{X^2 - 1} + \sin^{-1} \left(\frac{1}{X} \right) - X \right]$$

② 一部分のみ透視の場合。

Hottelの交差線法を用いる。

右記の形状にあるとき、1から2への形態係数を F_{12} とすると、 F_{12} は次の式で表わされるものとする。



$$A \cdot F_{12} = \frac{1}{2} \{ \overline{abhg} + \overline{lkef} - \overline{acdf} - \overline{ljig} \}$$

ここで、 A_1 : 1の円周の長さ

\overline{abhg} : a, b, h, g を結ぶ折れ線長さ

但し $\overline{ab} = \widehat{ab}$ などと近似して用いる。

(すなわち円周上の近接2点間の距離は弧 a, b とする)

また次の形状にあるときの F_{12}

の対角線項は下図の折れ線とする。

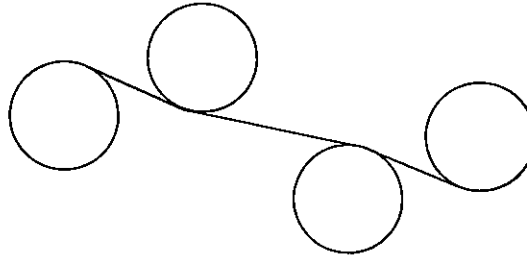


表 5. 2. 11 冷却システムモデルのピット間形態係数

No.	結合	距離 (mm)	透視状態	形態係数	全部透視と仮定した場合の形態係数
1	自-A	174. 2	全部	$7. 09 \times 10^{-2}$	—
2	自-B	302. 6	全部	$4. 97 \times 10^{-2}$	—
3	自-C	557. 4	全部	$3. 12 \times 10^{-2}$	—
4	自-D	844. 5	一部	$1. 38 \times 10^{-2}$	$2. 21 \times 10^{-2}$
5	自-E	981. 9	//	$8. 57 \times 10^{-3}$	$1. 94 \times 10^{-2}$
6	自-F	1, 142. 4	//	$4. 23 \times 10^{-3}$	$1. 69 \times 10^{-2}$
7	自-G	1, 414. 2	//	$1. 37 \times 10^{-3}$	$1. 40 \times 10^{-2}$
8	自-H	1, 444. 9	//	$1. 79 \times 10^{-3}$	$1. 37 \times 10^{-2}$

表 5. 2. 12 想定実規模モデルのピット間形態係数

No.	結合	距離 (mm)	透視状態	形態係数	全部透視と仮定した場合の形態係数
1	自-A	558. 6	全部	$7. 15 \times 10^{-2}$	—
2	自-B	972. 8	全部	$5. 01 \times 10^{-2}$	—
3	自-C	1, 794. 7	全部	$3. 15 \times 10^{-2}$	—
4	自-D	2, 720. 9	一部	$8. 55 \times 10^{-3}$	$2. 23 \times 10^{-2}$
5	自-E	3, 164. 2	//	$8. 05 \times 10^{-3}$	$1. 95 \times 10^{-2}$
6	自-F	3, 681. 7	//	$4. 16 \times 10^{-3}$	$1. 71 \times 10^{-2}$
7	自-G	4, 558. 6	//	$1. 30 \times 10^{-3}$	$1. 41 \times 10^{-2}$
8	自-H	4, 657. 6	//	$1. 73 \times 10^{-3}$	$1. 38 \times 10^{-2}$

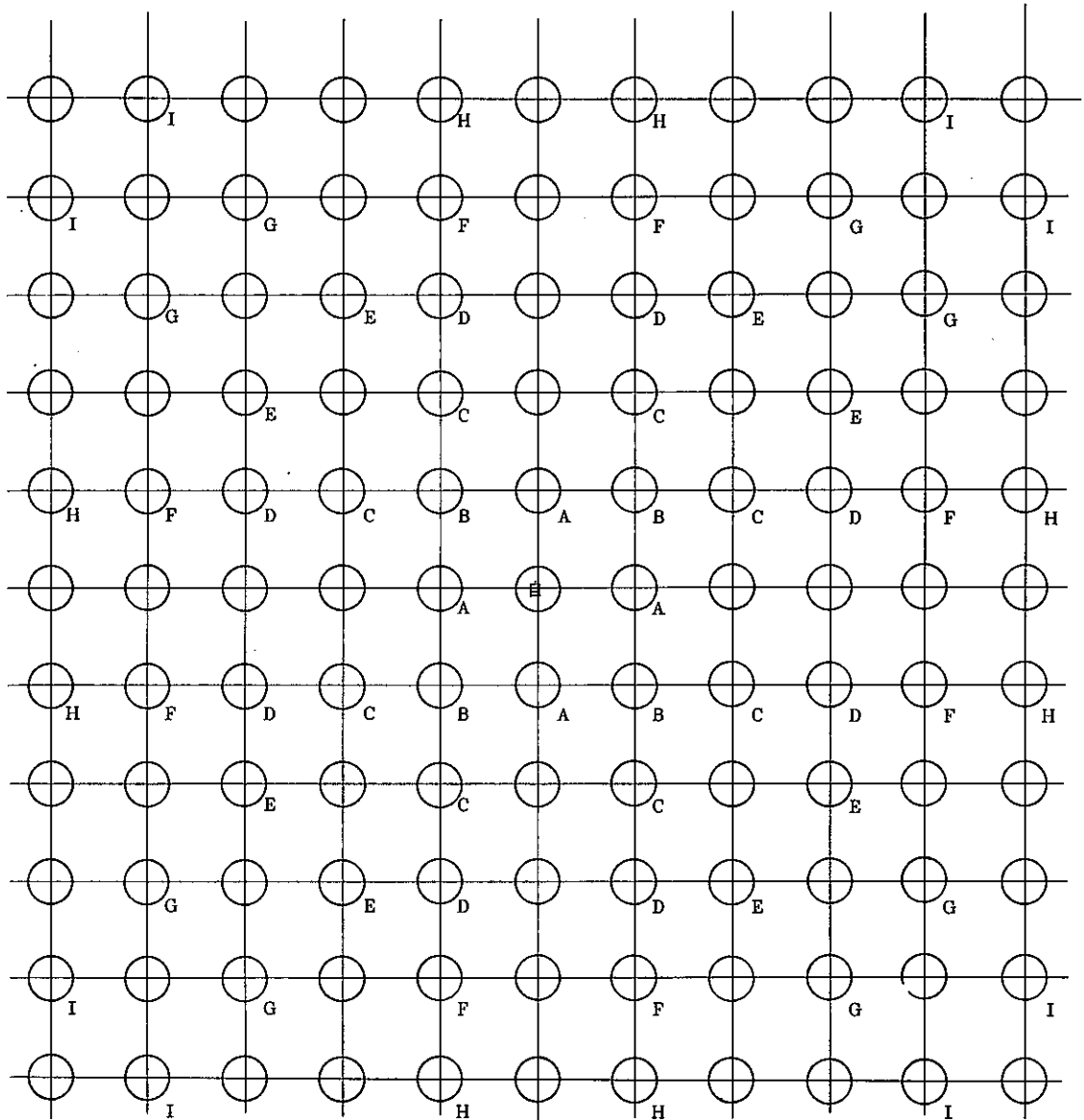
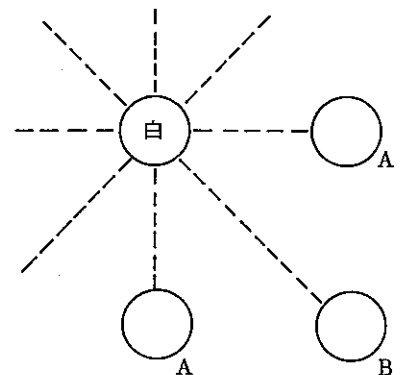


図 5. 2. 2 ピット間の相対的な位置関係

〔注〕 表の中で“自-A”の結合とは、⊙とあるピットと○_Aとあるピットとの関係であることを意味している。

② ピット間の輻射熱伝達係数

ピット間の輻射熱伝達量は、二つのピットの温度が与えられれば形態係数に比例する。また、ピット間の形態係数は、遠くのピット程小さくなり、一部がみえる状態になると 0.01 以下になる。これらの事を考慮してピット間の輻射熱伝達を取り扱う範囲を決めなければならないが、本年度は、隣り合うピット間の輻射熱伝達を考慮する。



ピット間の輻射熱伝達係数は、形態係数を加えてつぎのように設定する。

$$E_r = \sigma \times \epsilon \times A_1 \times \frac{1}{\frac{1 + F_{12}}{2} + 2 \times \left(\frac{1}{\epsilon} - 1\right)}$$

σ : ステファンボルツマン定数

ϵ : 輻射率

A_1 : 断面積

F_{12} : 形態係数

(3) 強制対流による滑らかな平板の熱伝達

プレナム部等の平板に対する熱伝達式を示す。自然対流の場合も流れの駆動力が主にピット部の浮力で与えられているため、プレナム部では強制対流とみなせる。ただし、矩形ダクト等に対しては、(4)で設定する。

(温度境界層が十分に発達している場合の乱流熱伝達率)

$$Num = 0.037 \times Re_l^{0.8} \times Pr^{1/3} \quad (Pr \approx 1)$$

$$Re_l = \frac{u \times l}{\nu}$$

$$Num = \alpha_m \times \frac{l}{\lambda}$$

u : 流速、 l : 平板の代表的長さ

ν : 動粘性係数、 λ : 熱伝導率

α_m : 平均熱伝達率 (kcal/m²·sec·°C)

まずプレナム部の平均流速をピット内流速より求めて表 5. 2. 13 に示す。これらの流速における熱伝達係数を表 5. 2. 14 と表 5. 2. 15 に示す。

表 5. 2. 13 プレナム部の平均流速

No.	ピット内平均流速	プレナム部平均流速	
		冷却システム試験	想定実規模試験
1	(m/sec) 1.0	(m/sec) 0.5376	0.8810
2	2.0	1.0751	1.7621
3	3.0	1.6127	2.6431
4	3.28092	1.7637	2.8906
5	4.0	2.1502	3.5241
6	5.0	2.6878	4.4051

(注) 冷却システム試験の断面積は 0.9^m × 3.5^m とした。

また、想定実規模試験の断面積は 1.0^m × 12.0^m とした。

表 5. 2. 14 平板の強制対流熱伝達係数 (冷却システム試験)

流速 温度	0. 5376	1. 0751	1. 6127	1. 7637	2. 1502	2. 6878
0. 0	8.970E-04	1.562E-03	2.160E-03	2.320E-03	2.719E-03	3.250E-03
20. 0	8.641E-04	1.504E-03	2.081E-03	2.235E-03	2.619E-03	3.131E-03
40. 0	8.346E-04	1.453E-03	2.010E-03	2.159E-03	2.530E-03	3.024E-03
60. 0	8.046E-04	1.401E-03	1.938E-03	2.081E-03	2.439E-03	2.916E-03
80. 0	7.770E-04	1.353E-03	1.871E-03	2.010E-03	2.355E-03	2.816E-03
100. 0	7.525E-04	1.310E-03	1.812E-03	1.947E-03	2.281E-03	2.727E-03
120. 0	7.325E-04	1.275E-03	1.764E-03	1.895E-03	2.221E-03	2.655E-03
140. 0	7.103E-04	1.237E-03	1.710E-03	1.837E-03	2.153E-03	2.574E-03
160. 0	6.945E-04	1.209E-03	1.672E-03	1.797E-03	2.105E-03	2.517E-03
180. 0	6.757E-04	1.176E-03	1.627E-03	1.748E-03	2.048E-03	2.448E-03
200. 0	6.616E-04	1.152E-03	1.593E-03	1.711E-03	2.005E-03	2.397E-03

表 5. 2. 15 平板の強制対流熱伝達係数 (想定実規模試験)

流速 温度	0. 8810	1. 7621	2. 6431	2. 8906	3. 5241	4. 4051
0. 0	1.332E-03	2.319E-03	3.207E-03	3.445E-03	4.037E-03	4.826E-03
20. 0	1.283E-03	2.234E-03	3.090E-03	3.319E-03	3.889E-03	4.649E-03
40. 0	1.239E-03	2.157E-03	2.984E-03	3.205E-03	3.756E-03	4.490E-03
60. 0	1.195E-03	2.080E-03	2.877E-03	3.090E-03	3.621E-03	4.329E-03
80. 0	1.154E-03	2.009E-03	2.778E-03	2.984E-03	3.497E-03	4.181E-03
100. 0	1.117E-03	1.945E-03	2.690E-03	2.890E-03	3.387E-03	4.048E-03
120. 0	1.088E-03	1.894E-03	2.619E-03	2.814E-03	3.297E-03	3.941E-03
140. 0	1.054E-03	1.836E-03	2.540E-03	2.728E-03	3.197E-03	3.821E-03
160. 0	1.031E-03	1.795E-03	2.483E-03	2.667E-03	3.126E-03	3.737E-03
180. 0	1.003E-03	1.747E-03	2.416E-03	2.595E-03	3.041E-03	3.635E-03
200. 0	9.822E-04	1.710E-03	2.365E-03	2.541E-03	2.978E-03	3.559E-03

(4) ピット部以外のダクトの熱伝達

ピット以外のダクトの熱伝達式を以下に示す。この式より熱伝達係数を求めて、表 5. 2. 16 に示す。

(円管内の発達した乱流熱伝達式)

$$Nu = 0.023 \times Re^{0.8} \times Pr^{0.4}$$

$$Re = \frac{u \times d}{\nu}$$

$$Nu = \frac{\alpha \times d}{\lambda}$$

d : 相当径

各ダクト部の相当径は表 5. 2. 8 を参照とする。

表 5. 2. 16 ピット部以外のダクトの熱伝達係数

($\times 10^{-3}$)

No.	流速	相当径				
		0.7	0.75	0.827	1.26	1.72
1	(m/sec) 0.5	0.5139	0.5068	0.4970	0.4569	0.4293
2	1.0	0.8947	0.8825	0.8654	0.7955	0.7475
3	1.5	1.238	1.221	1.197	1.100	1.034
4	2.0	1.558	1.536	1.507	1.385	1.301
5	2.5	1.862	1.837	1.801	1.656	1.556
6	3.0	2.155	2.125	2.084	1.916	1.800
7	3.5	2.438	2.404	2.358	2.167	2.036
8	4.0	2.712	2.675	2.623	2.412	2.266
9	4.5	2.980	2.939	2.883	2.650	2.490
10	5.0	3.242	3.198	3.136	2.883	2.709
11	10.0	5.645	5.568	5.460	5.019	4.716
12	20.0	9.829	9.695	9.507	8.739	8.212

5.2.3 物性値

試計算を行うとき用いる物性値を表 5.2.17、表 5.2.18、に示す。項目は、ガラス、キャニスター、ピット、プレナムおよび空気である。

表 5.2.17 物性値

	密 度		比 熱		熱伝導係数		輻射率	
	温 度	値	温 度	値	温 度	値	温 度	値
ガラス	0.0	28006×10^3	0.0	0.173	0.0	2.3×10^{-4}		1.0
	21.0	2.80×10^3	435.0	0.302	75.0	2.5×10^{-4}		
	484.0	2.787×10^3	490.0	0.4	500.0	3.64×10^{-4}		
	1100.0	2.59×10^3	560.0	0.420	850.0	8.120×10^{-4}		
			800.0	0.35	850.1	3.248×10^{-3}		
			1200.0	0.35	900.0	3.504×10^{-3}		
					1200.0	5.040×10^{-3}		
	キャニスター ピット プレナム (SUS304L)	RT	7.8×10^3	RT	0.11	RT	3.89×10^{-3}	白色面 焼面

(注) RT : 室温

表 5. 2. 18 空気の物性値

温度 (°C)	熱伝導係数 (kcal/sec m °C)	動粘性係数 (m ² /sec)	密度 (kg/m ³)	プラントル数	熱膨張係数 (1/°C)
0.0	5.750 × 10 ⁻⁶	1.381 × 10 ⁻⁵	1.251	0.72	3.661 × 10 ⁻⁸
40.0	6.500 × "	1.750 × "	1.091	0.71	3.193 × "
60.0	6.861 × "	1.961 × "	1.026	0.71	3.002 × "
80.0	7.222 × "	2.169 × "	0.968	0.70	2.832 × "
100.0	7.556 × "	2.389 × "	0.916	0.70	2.680 × "
120.0	7.917 × "	2.619 × "	0.869	0.70	2.544 × "
140.0	8.250 × "	2.861 × "	0.827	0.70	2.420 × "
160.0	8.583 × "	3.083 × "	0.789	0.69	2.309 × "
180.0	8.889 × "	3.333 × "	0.754	0.69	2.207 × "
200.0	9.222 × "	3.583 × "	0.722	0.69	2.113 × "
250.0	9.972 × "	4.250 × "	0.652	0.69	1.911 × "
300.0	1.072 × 10 ⁻⁵	4.944 × "	0.596	0.69	1.745 × "
350.0	1.144 × "	5.694 × "	0.548	0.69	1.605 × "
400.0	1.214 × "	6.444 × "	0.508	0.69	1.486 × "
500.0	1.341 × "	8.139 × "	0.442	0.70	1.293 × "
600.0	1.464 × "	9.889 × "	0.391	0.70	1.145 × "
700.0	1.579 × "	1.179 × 10 ⁻⁴	—	0.705	1.028 × "
800.0	1.694 × "	1.369 × "	0.319	0.71	9.318 × 10 ⁻⁴
900.0	1.806 × "	1.600 × "	—	0.715	8.524 × "
1000.0	1.917 × "	1.831 × "	0.265	0.72	7.855 × "

(注) いずれの値も伝熱工学による。

熱膨張係数は空気を理想気体として $\beta = 1/(273.15 + T)$ とした。ヘリウムも同様とした。

5.3 プログラム機能の検査

貯蔵時の伝熱流動解析プログラムの機能は下記のものがある。これらの機能検査は、一次元モデルを使い行い、下表に示す計算ケースの個々の計算結果について順次示す。

機能検査用計算ケース

No	計算ケース	チェックする機能	計算	参照する節
1	流れ計算機能	ダクト部の直管圧損、局所圧損および流れ	強制対流の流れの計算	(1)
2	伝熱計算機能	熱伝導、移流熱伝導、輻射、対流熱伝達	狭隘路冷却モデルに対応する強制対流の伝熱計算	(2) ①
3	自然対流計算機能	浮力による自然対流時の流速	狭隘路冷却モデルに対応する自然対流の伝熱流動計算	(2) ②

(1) 強制対流の流れの計算

計算モデルは、図 5. 1. 4 に示すモデルで行った。各部のサイズ等は以下に示し、分岐合流圧損係数は、「管路・ダクトの流体抵抗（日本機械学会）」に従った（表 5. 3. 1）。分岐合流圧損で、主管と分岐管の断面積比が十分に大きいため、主管方向の局部圧損は無視した。

計算結果を図 5. 3. 1、表 5. 3. 2 に示す。また、プレナム部の圧損係数を 10 倍にした場合の結果を図 5. 3. 2、表 5. 3. 3 に示す。これらの結果をみると、実験値は値の変動が大きいが手前から奥へ向って（ $\lambda_6 1$ から $\lambda_6 12$ へ向って）流量が減じている。この傾向は計算結果でも出ている。また表 5. 3. 2 によるとピット入口と出口の静圧差は約 0.6 mm Aq となっている。実験結果でも 0.7 mm Aq 程度であるため、ほぼ妥当な結果となっている。

プレナム部 (1列)

$$\text{水力直径 } R D = 0.446846 \quad (m)$$

$$R L = 0.310000 \quad (m)$$

$$R A = 0.248 \quad (m^2)$$

$$V o L = 0.07688 \quad (m^3)$$

$$\text{プレナム直管圧損係数 } \lambda = 0.02 \quad (\text{乱流})$$

$$\lambda = 0.2 \quad (10 \text{ 倍})$$

ピット部

$$\text{水力直径 } R D = 0.072 \quad (m)$$

$$R L = 0.390 \quad (m)$$

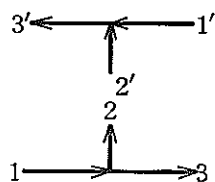
$$R A = 0.010914 \quad (m^2)$$

$$V o L = 0.004256 \quad (m^3)$$

$$\text{ピット直管圧損係数 } \lambda = 0.0246$$

表 5.3.1 分岐圧損係数、合流圧損係数

N_0	$Q_2/Q_1/Q_3'$	ζ_{13}	$\zeta_{1'3'}$	Q_1/Q_3	ζ_{12}	ζ_{23}
1	0.083	0.01	0.2	0.917	0.981	1.119
2	0.091	0.01	0.2	0.909	1.051	1.175
3	0.10	0.01	0.2	0.900	1.121	1.231
4	0.11	0.01	0.2	0.889	1.191	1.287
5	0.125	0.01	0.2	0.875	1.261	1.343
6	0.143	0.01	0.25	0.857	1.401	1.455
7	0.167	0.01	0.3	0.833	1.751	1.679
8	0.20	0.01	0.35	0.800	2.312	2.126
9	0.25	0.01	0.45	0.750	2.942	2.798
10	0.33	0.10	0.6	0.667	5.044	5.315
11	0.5	0.08	1.0	0.500	11.139	11.190
12	1.0	0.4	1.3	1.000	0.770	0.280



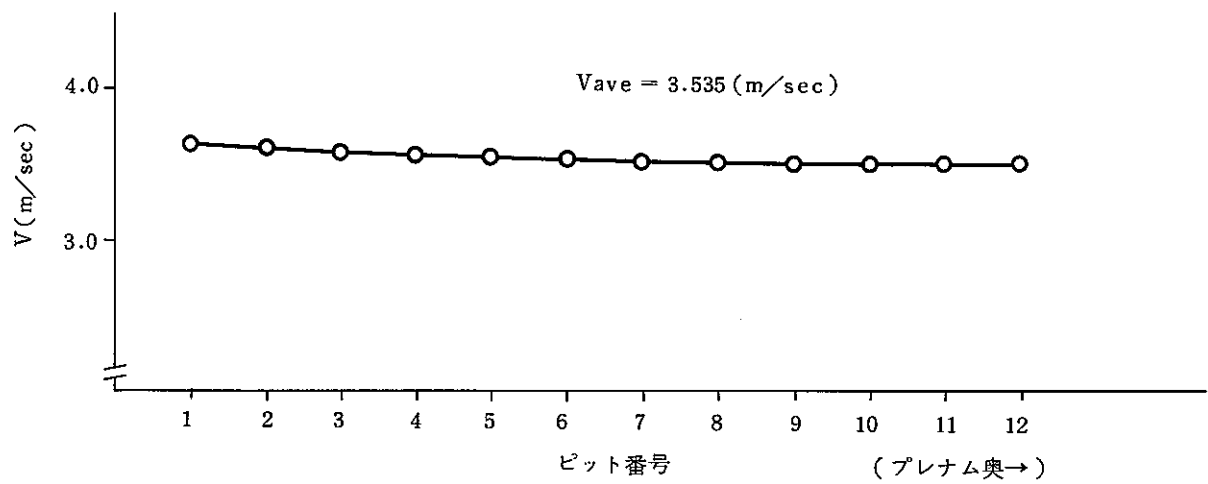
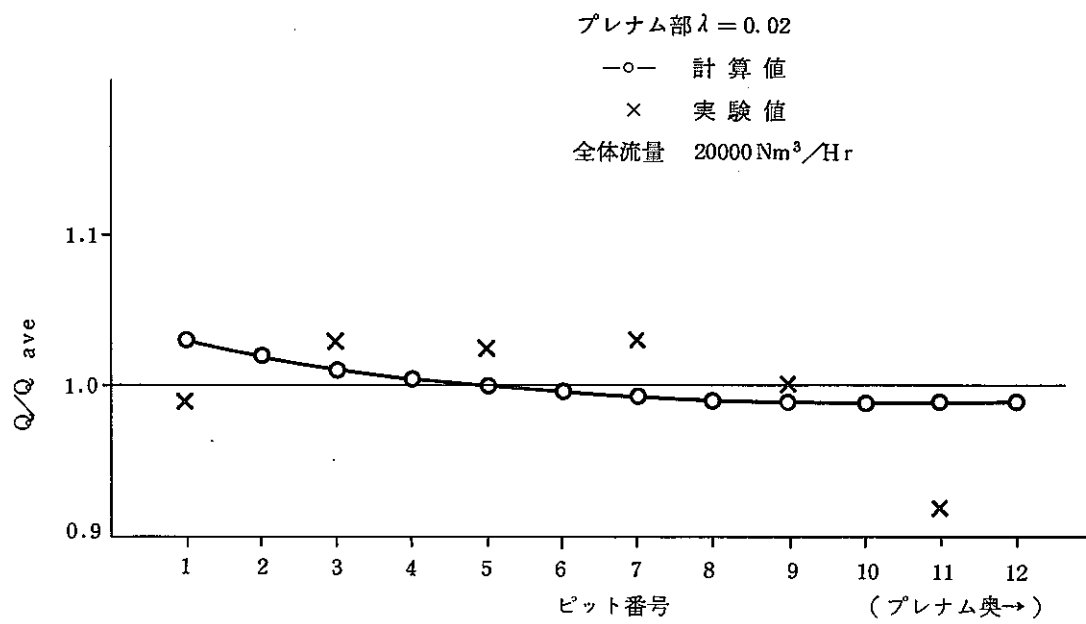


図 5. 3. 1 ダクトの強制対流の流れの計算結果(1)

表 5.3.2 ピット部の入口と出口の静圧差(1)

プレナム部 $\lambda = 0.02$

No.	流速 (v)	入 口			出 口			ピット入口 と出口の 静 圧 差
		Head (H)	動 圧 (D)	H - D	Head (H)	動 圧 (D)	H - D	
1	3.639	1.993	0.788	1.205	1.371	0.788	0.583	0.622
2	3.605	1.987	0.773	1.214	1.377	0.773	0.604	0.610
3	3.576	1.982	0.761	1.221	1.381	0.761	0.620	0.601
4	3.553	1.978	0.751	1.227	1.385	0.751	0.634	0.593
5	3.534	1.975	0.743	1.232	1.388	0.743	0.645	0.587
6	3.520	1.973	0.737	1.236	1.391	0.737	0.654	0.582
7	3.510	1.971	0.733	1.238	1.392	0.733	0.659	0.579
8	3.503	1.970	0.730	1.240	1.394	0.730	0.664	0.576
9	3.498	1.969	0.728	1.241	1.394	0.728	0.666	0.575
10	3.496	1.968	0.727	1.241	1.395	0.727	0.668	0.573
11	3.494	1.968	0.726	1.242	1.395	0.726	0.669	0.573
12	3.494	1.968	0.726	1.242	1.395	0.726	0.669	0.573

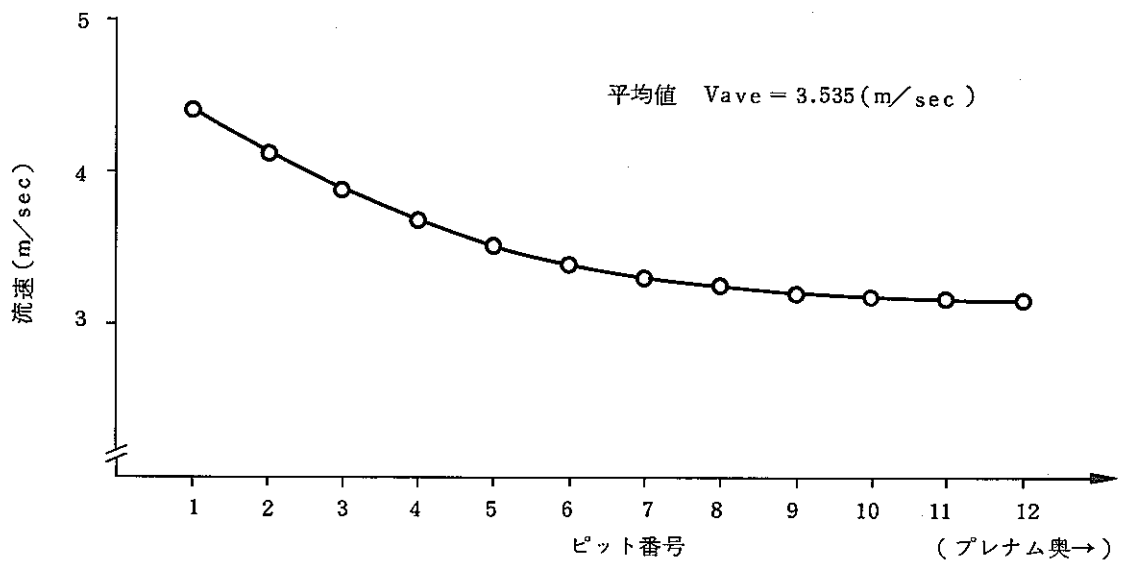
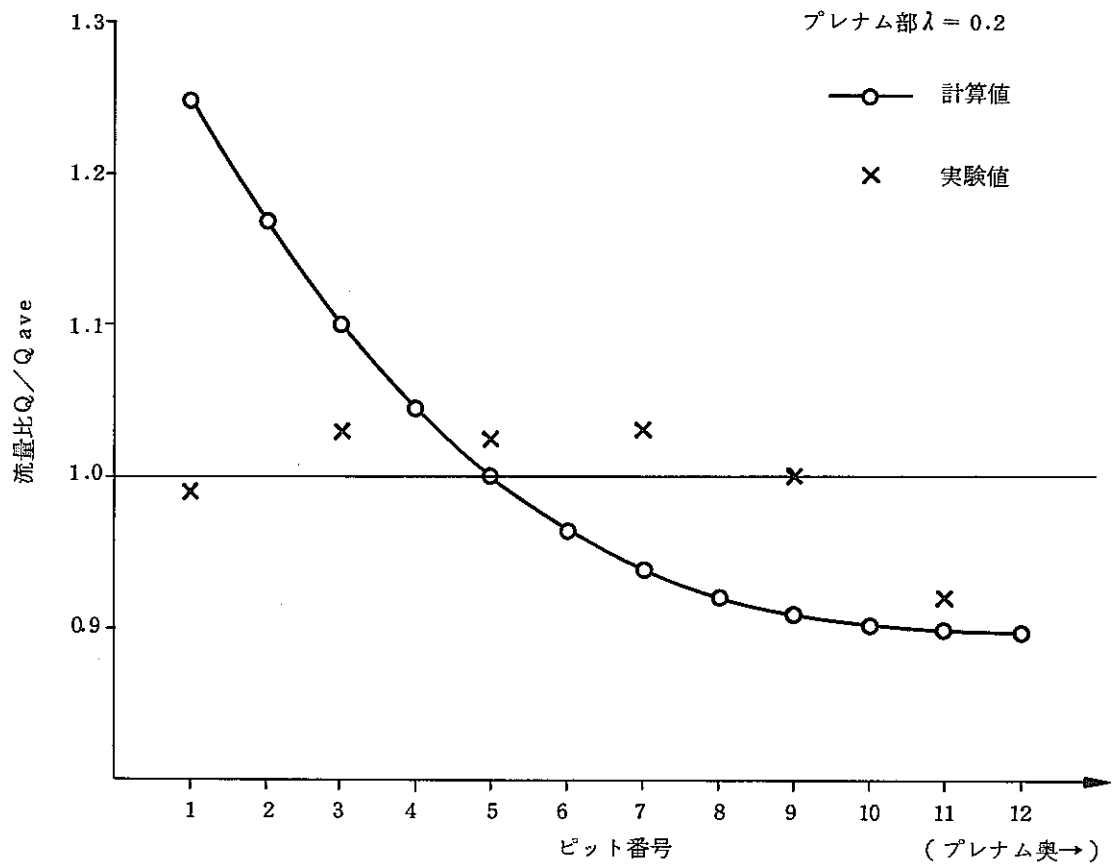


図 5.3.2 ダクトの強制対流の流れの計算結果 (2)

表 5.3.3 ピット部の入口と出口の静圧差(2)

プレナム部 $\lambda = 0.2$

No	流速 (v)	入 口			出 口			ピット入口 と出口の 静 圧 差
		Head (H)	動 圧 (D)	H - D	Head (H)	動 圧 (D)	H - D	
1	4.411	1.929	1.158	0.771	1.016	1.158	-0.142	0.913
2	4.130	1.873	1.014	0.859	1.072	1.014	0.058	0.801
3	3.893	1.828	0.902	0.926	1.117	0.902	0.215	0.711
4	3.696	1.793	0.812	0.981	1.152	0.812	0.340	0.641
5	3.537	1.766	0.744	1.022	1.179	0.744	0.435	0.587
6	3.414	1.746	0.694	1.052	1.199	0.694	0.505	0.547
7	3.321	1.731	0.656	1.075	1.213	0.656	0.557	0.518
8	3.257	1.721	0.632	1.089	1.223	0.632	0.591	0.498
9	3.215	1.715	0.614	1.101	1.230	0.614	0.616	0.485
10	3.191	1.711	0.606	1.105	1.233	0.606	0.627	0.478
11	3.181	1.710	0.602	1.108	1.235	0.602	0.633	0.475
12	3.178	1.709	0.600	1.109	1.235	0.600	0.635	0.474

(2) 狭隘路冷却モデルとの比較

① 強制対流の伝熱計算

ここでは伝熱流動解析モデルを用いて、キャニスタ3段積みの温度分布の試算を行ない、狭隘路冷却モデルの計算結果と比較した。計算条件は、表 5.3.4 に示すとおりである。

計算結果を図 5.3.4 に示す。また狭隘路冷却モデルによる同条件の計算結果を図 5.3.5 に示す。ただし伝熱式にあらわれる物性値については狭隘路冷却モデルでは温度依存性を考慮している。

次に流路の入口と出口における熱量収支をチェックすると次のようになる。

$$\Delta(\rho C u T \Delta S) = W'$$

$$\begin{aligned} \text{左辺} &= \rho C u \Delta S (T_{out} - T_{in}) \\ &= 1.166 \times 0.24 \times 2.13 \times 0.042 (97.76 - 26.2) \\ &= 1.79146 \quad (\text{移流熱量}) \\ \text{右辺} &= 2.5 \times 3 \times 860 / 3600 \\ &= 1.7916 \quad (\text{発熱量合計}) \end{aligned}$$

両辺の相対誤差は 0.01 % 程度である。このように熱量収支は取れている。

計算結果の図を比べると両方の計算結果は一致しており、伝熱計算の機能をみている。

表 5.3.4 主な計算条件

データ	内 容	データ	内 容
構造データ	400A(昭和55年度報告書P127参照)と同じ寸法。	発熱量	2.5 (kw/本)
	キャニスタ内はガラス。	流入方法	強制対流
キャニスタ	3段積み	流入速度	2.13 (m/sec)
物性値	温度依存性なし (20℃の値を用いた)	流入温度	26.2 (℃)
伝熱式	$Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3}$	輻射率	キャニスタ表面 0.45 ピット内表面 0.6

(注) 伝熱式 $Nu = 0.027 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ より E_c を求めると次の通りである。

$$\begin{aligned} u &= 2.13 \text{ m/sec} \quad E_{c \text{ can}} = 2.647 \times 10^{-3} \\ E_{c \text{ pit}} &= 2.762 \times 10^{-3} \end{aligned}$$

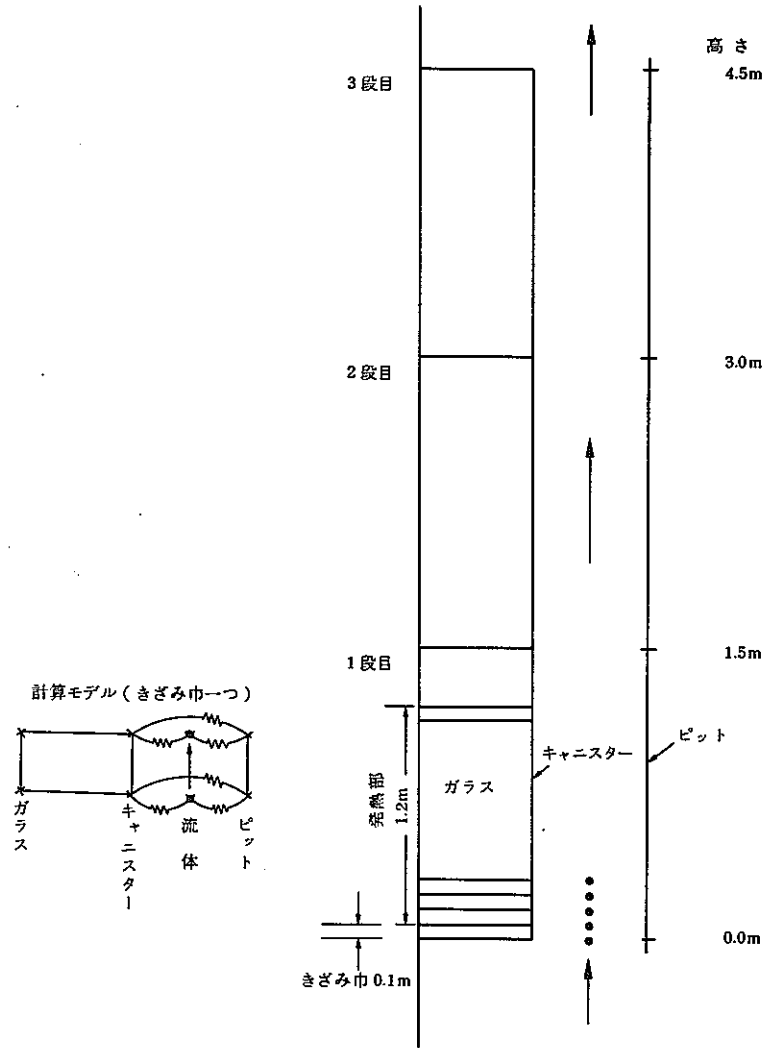


図 5. 3. 3 狭隘路冷却プログラムとの比較検討用計算モデル

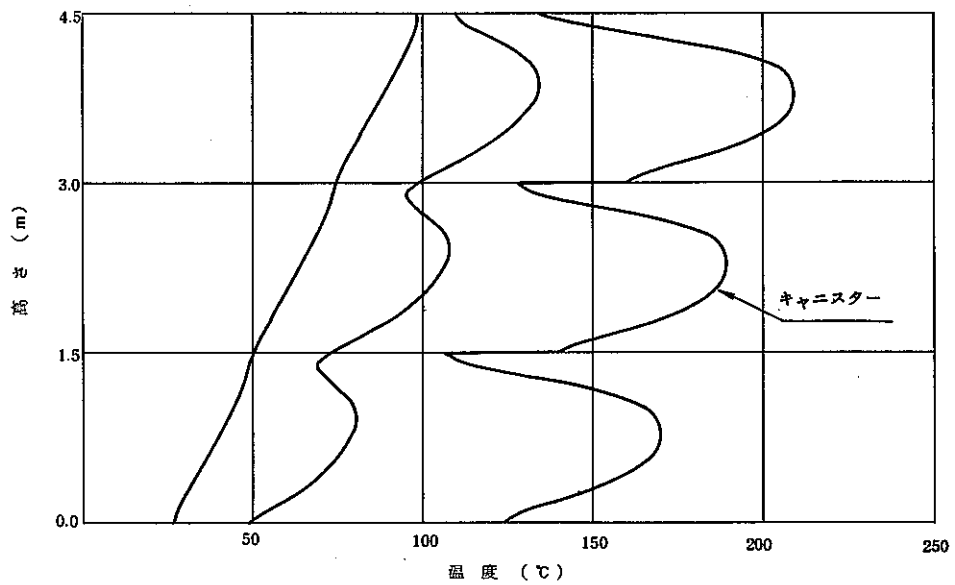


図 5. 3. 4 貯蔵場の伝熱流動解析プログラム結果

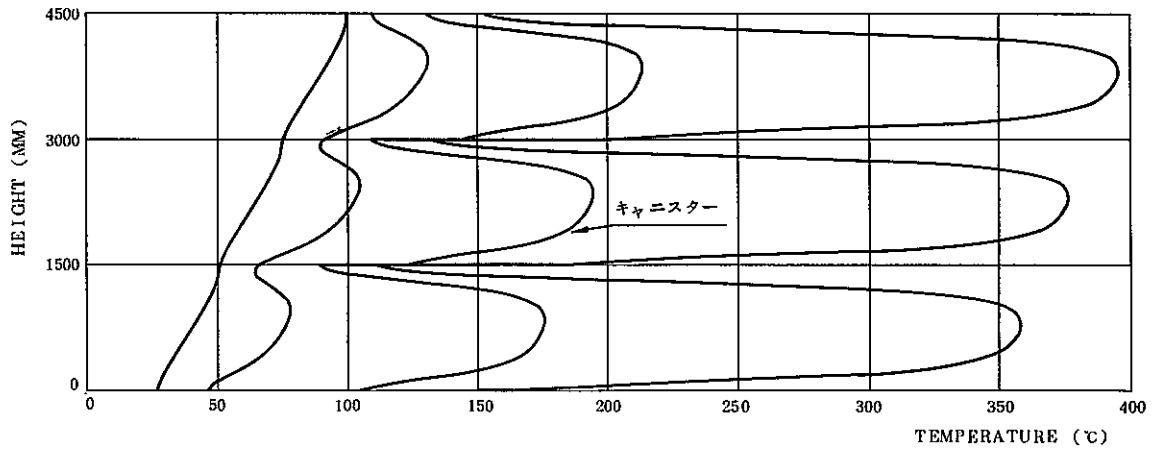


図 5. 3. 5 狭隘路冷却プログラム結果

② 自然対流の伝熱計算

①で用いたキャニスター 3 段積みのモデルを用いて、自然対流（浮力による流れと伝熱）の計算を行った。計算条件は、摩擦係数以外は①と同じとした。狭隘路プログラムでは、下記の Fanning の式が組み込まれているので、摩擦係数を合わせるため、貯蔵場のプログラムでもムーディの式ではなく Fanning の式を用いた。

（摩擦係数）

<貯蔵場のプログラム>

ムーディの式

$$\lambda = 0.0055 \times \left\{ 1 + \left(20000 \frac{\epsilon}{D_e} + \frac{10^6}{Re} \right)^{1/3} \right\}$$

$$\epsilon = 0.15 \quad D_e : \text{直径} \quad Re : \text{レイノルズ数}$$

$$\lambda = 0.024$$

<狭隘路プログラム>

Fanning の式

$$\lambda = 4 f$$

$$f = 0.0035 + \frac{0.264}{Re^{0.42}}$$

この式はプログラムに組み込まれている。

$$\text{摩擦係数} \quad \lambda = 0.03846$$

計算結果のうち、流速は表 5.3.5 に、温度分布は図 5.3.6、5.3.7 に示す。温度分布は両者がほぼ一致している。ただし、空気の出口温度が、貯蔵の方が多少高目であるが、これは流速が貯蔵プログラムの方が多少遅いためである。

表 5.3.5 流 速

	貯 蔵	狭 隘 路
流 速	2.0 7 m/sec	2.1 6 2 m/sec

この流速のちがいはつぎのように考えられる。

(流速と圧損の式)

$$\Delta H = \lambda \times \frac{\ell}{d} \times \frac{v^2}{2g} \times \rho$$

- ΔH : 圧損 (mmAg)
- λ : 摩擦係数
- ℓ : ダクト長 (m)
- v : 流速 (m/sec)
- d : ダクト直径 (m)
- g : 重力加速度 (9.8 m/s²)
- ρ : 密度 (1.166 kg/m³)

貯蔵のプログラムでは、上式において密度(ρ)は定数として温度依存性をもたせていない。一方、狭隘路プログラムでは、摩擦係数を含めて上式を展開して整理しており、密度も含めて物性値は温度依存性をもっている。このため、貯蔵の結果は、流速が多少小さ目になっている。

以上のように、密度の温度依存性を考慮するようにプログラムを改良する必要があるが、ほぼ良い一致をみているため浮力機能をみたしている。

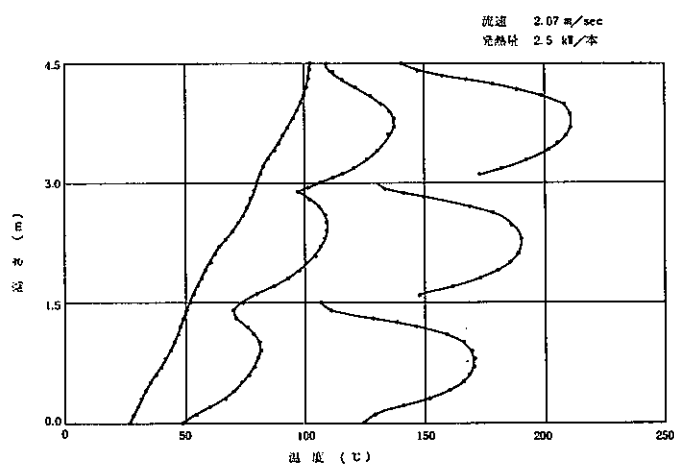


図 5.3.6 貯蔵場プログラムによる計算結果(自然対流)

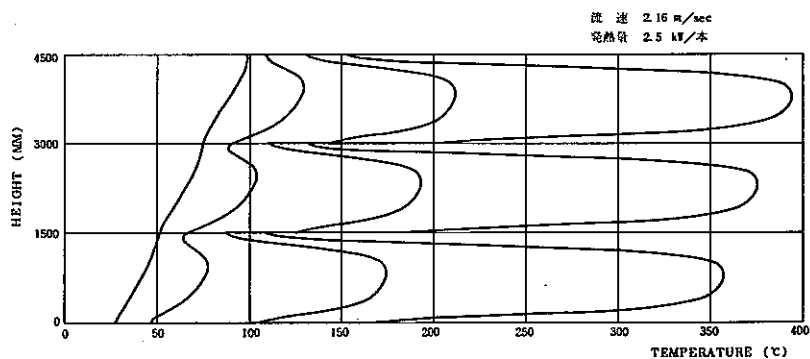


図 5.3.7 狭隘路冷却プログラムによる計算結果(自然対流)

5.4 試計算結果

この節では、一列モデルの計算結果と冷却システム試験結果との比較検討を行うと共に、想定実規模モデルの計算を行う。また3次元モデルによる強制対流の計算結果を示す。

5.4.1 冷却システム試験との比較

本年度は貯蔵場の流動伝熱計算モデル開発の初年度であるため、冷却システム試験との比較検討は、現象のモデル化の妥当性の確認を中心に行う。このため検討用の計算モデルは単純な一列モデルを使用し、冷却システム試験は仕切り板有りの中央4列のみ使用したケースと比較検討した。計算で用いる諸係数は文献値を設定し、これらの詳細な検討は次年度以降に行う。

計算結果と比較するための冷却システム試験は、表5.4.1に示す5ケースである。これらは強制対流で発熱量と風量を変えた4ケースと自然対流の1ケースから成る。

表 5.4.1 冷却システム試験と比較する計算条件

№	風 量	発 熱 量	流入空気温度
1	10000 Nm^3/hr	50 W	11.041 $^{\circ}\text{C}$
2	10000 Nm^3/hr	100 W	13.935 $^{\circ}\text{C}$
3	10000 Nm^3/hr	150 W	15.839 $^{\circ}\text{C}$
4	5000 Nm^3/hr	150 W	9.300 $^{\circ}\text{C}$
5	2100 Nm^3/hr (自然対流)	150 W	11.028 $^{\circ}\text{C}$

(注) 自然対流以外は、強制対流である。

(1) 強制対流計算

強制対流計算結果のうちの流れ計算結果を図5.4.1、5.4.2に示す。図5.4.1は風量10000 Nm^3/hr の結果で、図5.4.2は風量5000 Nm^3/hr の結果である。これらの図には、各ピットの流速と流速比を示した。これらの図に冷却システム試験結果のうちの中央F列の結果も並記した。風量10000 Nm^3/hr については、発熱量50W/基、100W/基、150W/基の結果を並記した。実験結果と計算結果を比較すると入口に近いダクト側のピット(番号1、2)では、実験の方はパンチングメタル等の影響を受けているため差異がみられるが、入口から奥へ向けて流量が少なくなる全体的な傾向と流量比の値は、概ね一致している。この事は5000 Nm^3/hr についても同様である。このように計算結果と実験結果との間では、入口部等の局所的な差異がみられるが、全体的な傾向は概ね一致しており、モデル化の方向は妥当であると思われる。また、入口部等の局所的な問題については今後の課題である。

伝熱計算結果のキャニスター表面温度と空気温度を図5.4.3～5.4.6に示す。これらの結果は、風量10000 Nm^3/hr で発熱量が50W/基、100W/基、150W/基の計算結果

と、風量 $5000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ で発熱量が $150 \text{ W}/\text{基}$ の計算結果である。これらの計算結果の図には、風量が一番多く流れるダクト側のピットの結果と風量が一番少ない奥の結果を並記した。他のピットの結果は、この2ピットの結果の間に、ダクト側から奥へ向って順々に入る。これらの図には、実験結果のF列のダクト側から奥のピットの平均値と最大値、最小値を示した。これらの結果をみると計算結果はどのケースも多少高目になっているが、これは熱伝達係数の詳細な評価等により改良されるものと考えられる。この傾向は風量 $5000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 、発熱量が $150 \text{ W}/\text{基}$ の場合では更に大きくなっている。全体の分布傾向をみると、計算結果と実験結果とは重なっており、ほぼ妥当な結果となっている。但し、下段の実験結果の温度が低いのは助走区間の影響によると考えられる。

凡 例

仕切り板を使用して中央ユニット並びだけに空気が流れている。

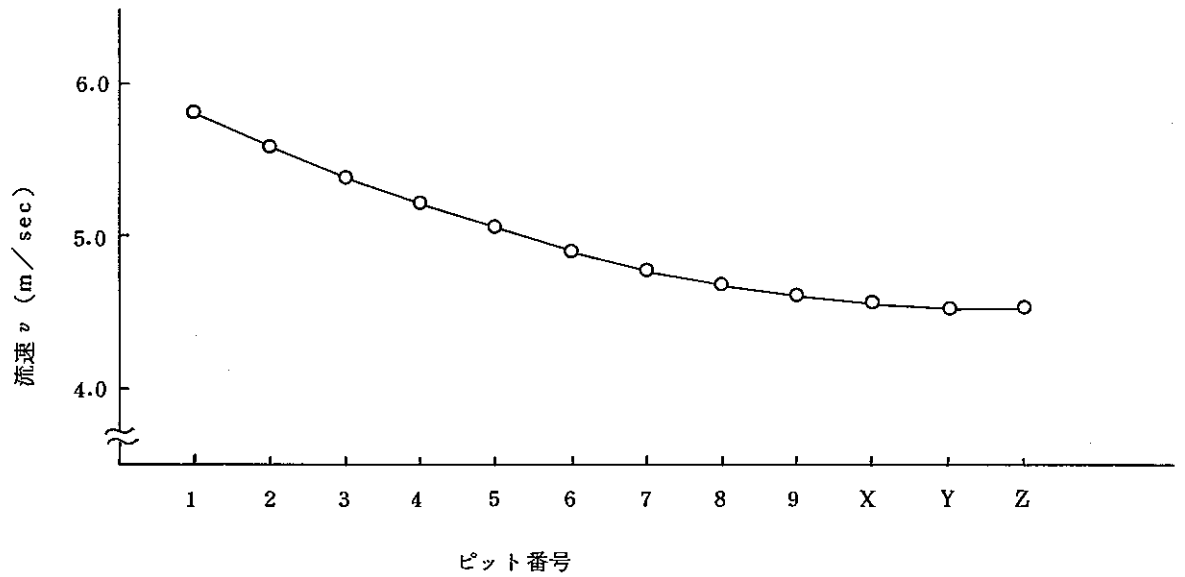
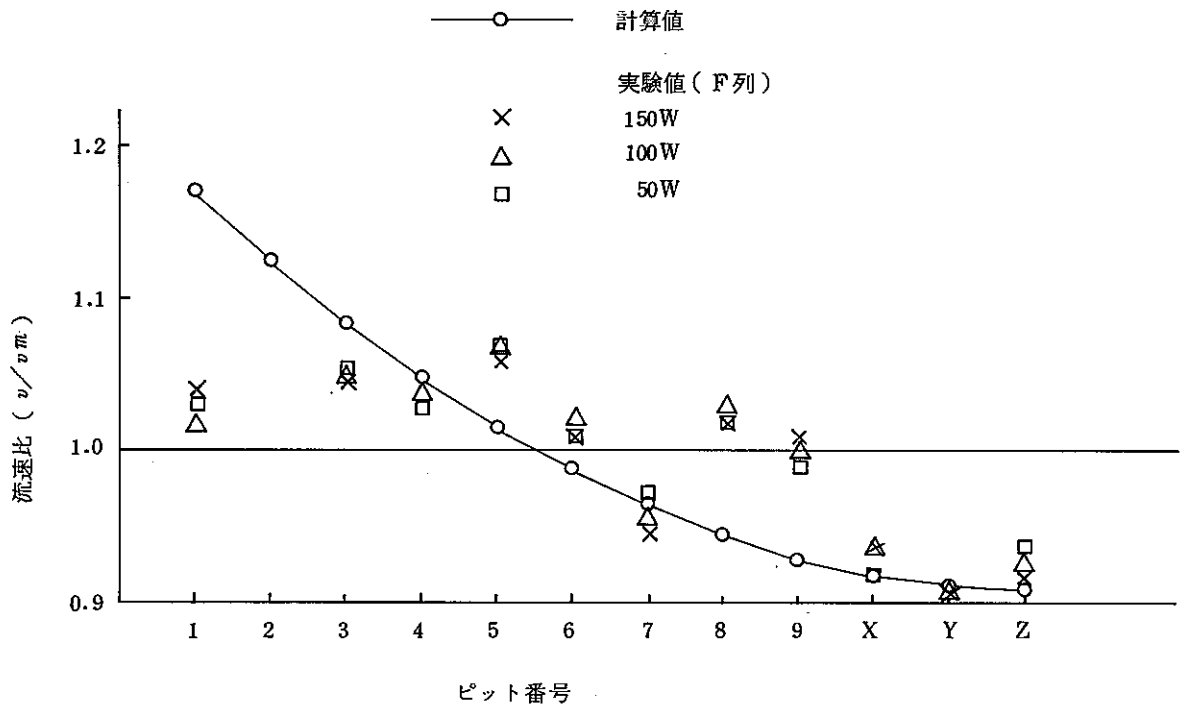


図 5. 4. 1 流れ計算結果(1)

凡 例

仕切り板を使用して中央ユニット並び
だけに風が流れている。

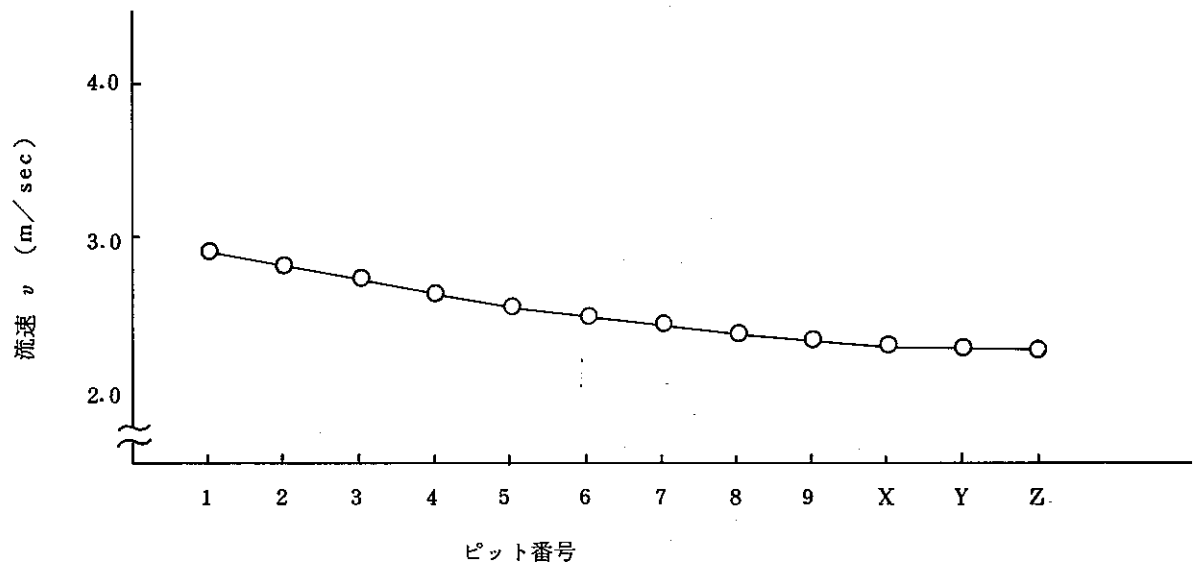
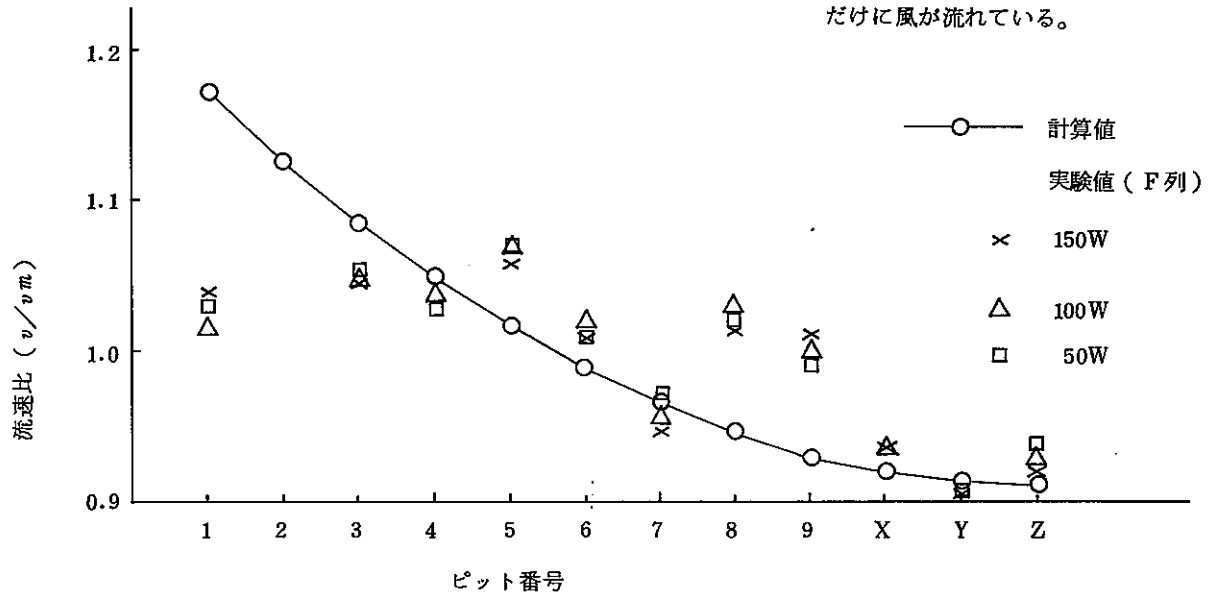


図 5. 4. 2 流れ計算結果(2)

凡例 仕切り板有り。中央4列のみを使用している。
 実験はパッチ板(50%開口率)を使用している。

風量 10000 Nm³/hr
 発熱量 50 W/基

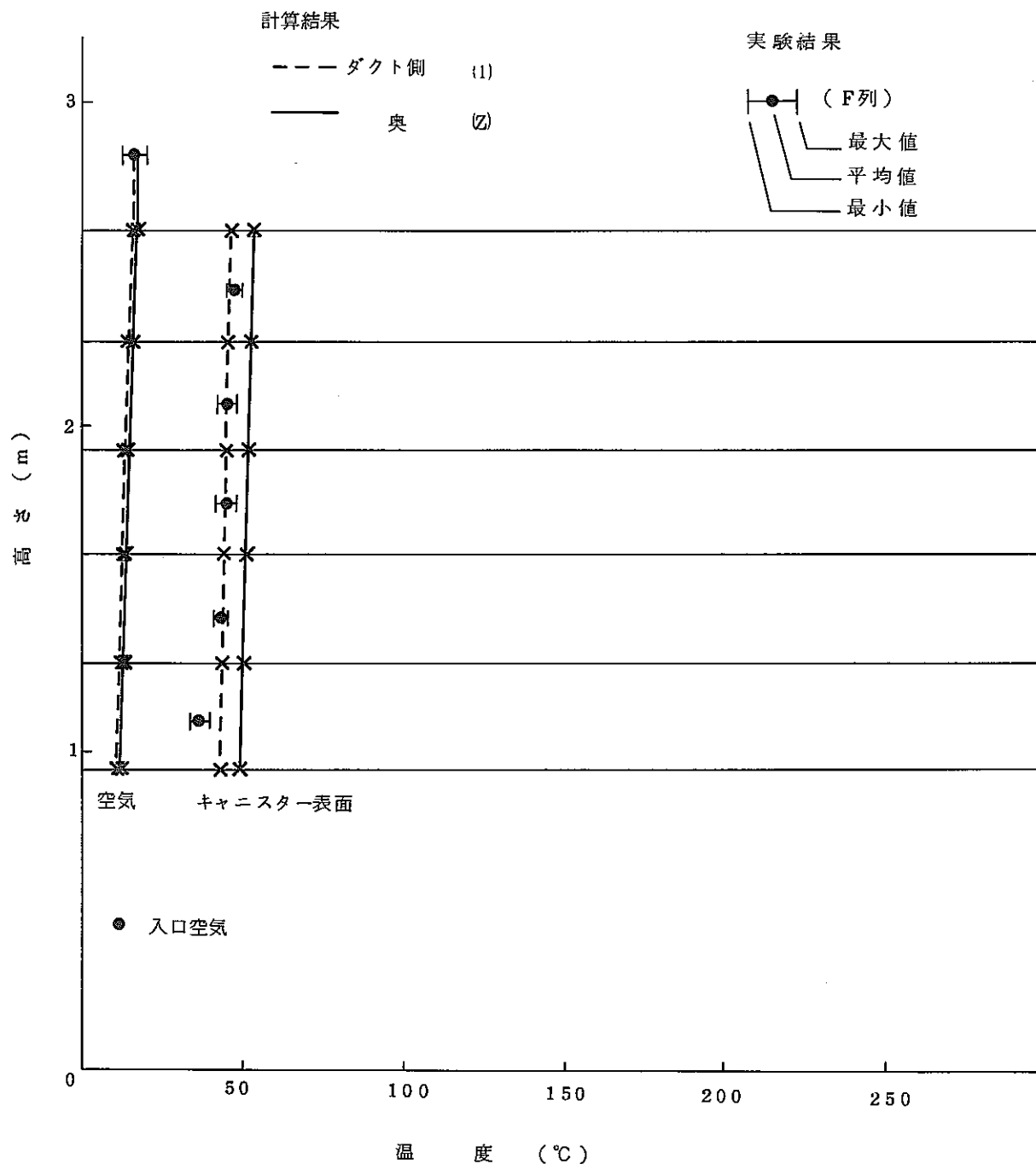


図 5.4.3 温度分布(1)

凡例 仕切り板有り。中央4列のみ使用している。
 実験はパッチ板(50%開口率)を使用している。

風量 10000 Nm³/hr
 発熱量 100 W/基

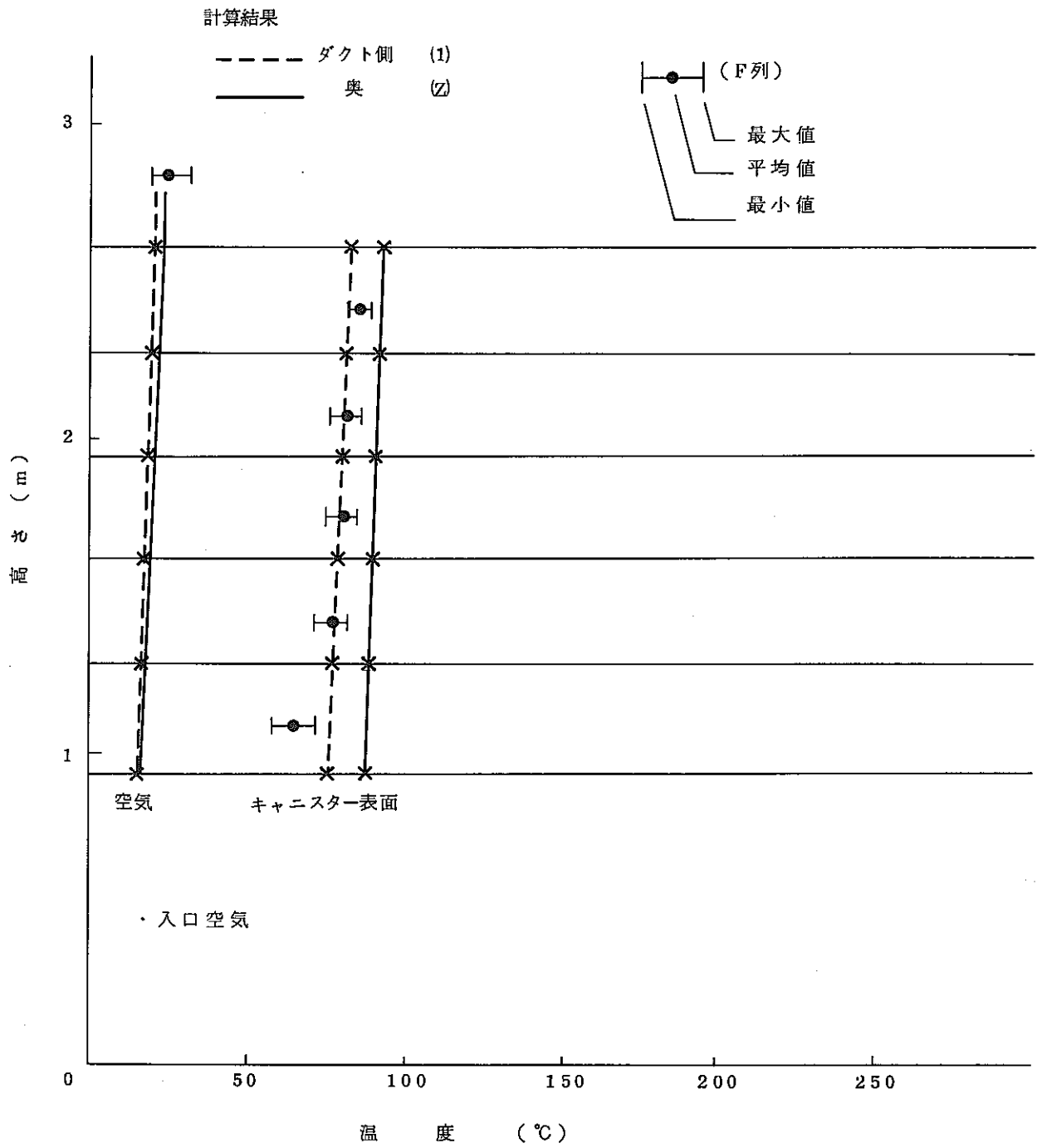


図 5. 4. 4 温度分布 (2)

凡例 仕切り板有り。中央4列のみ使用している。
 実験はパッチ板(50%開口率)を使用している。

発熱量 150W/基 風量 10000 Nm³/hr

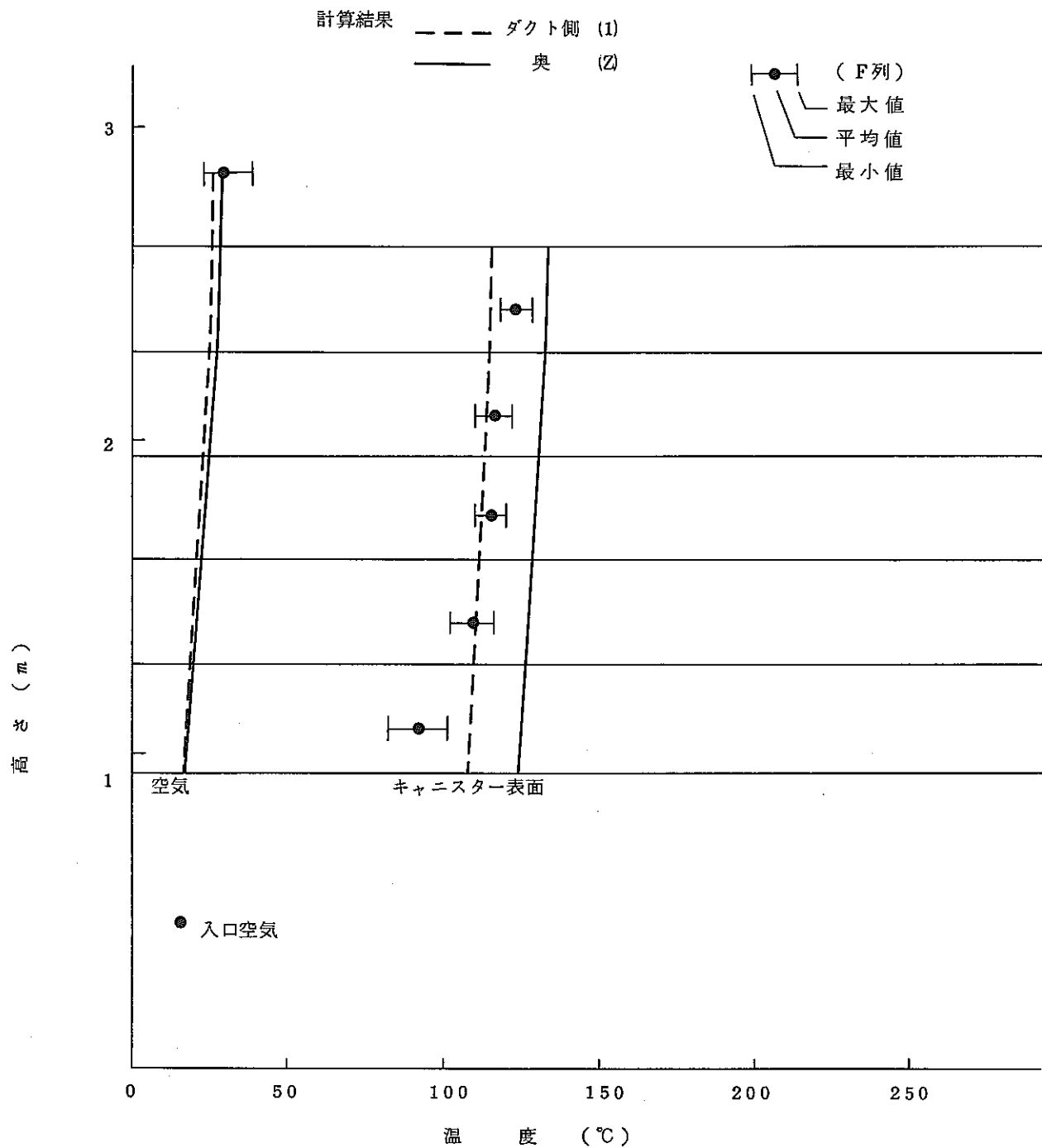


図 5.4.5 温度分布(3)

凡例 仕切り板有り。中央4列のみ使用している。
 実験はパッチ板(50%開口率)を使用している。

発熱量 150W/基 風量 5000 Nm³/hr

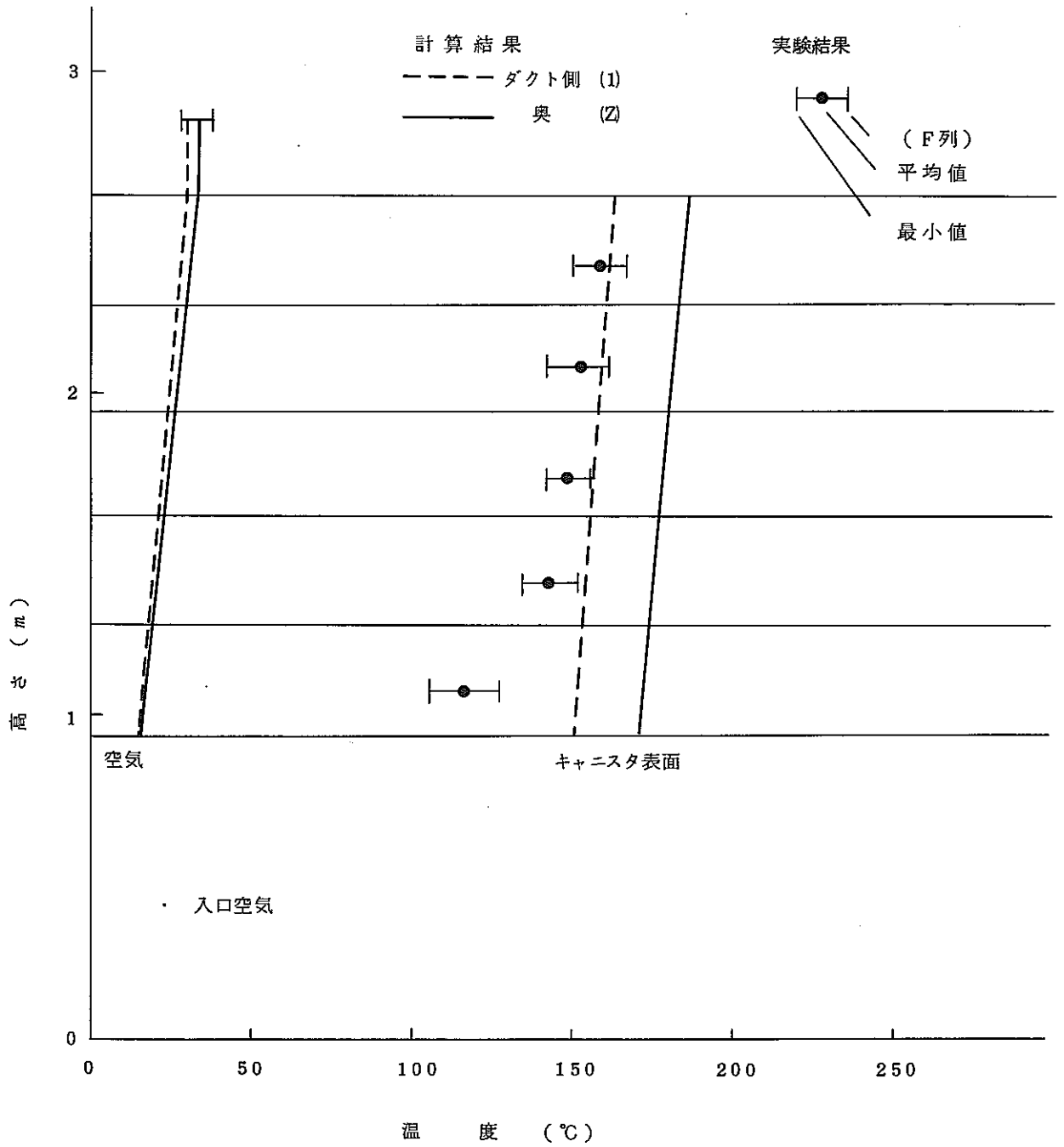


図 5. 4. 6 温度分布(4)

(2) 自然対流計算結果

発熱量 150 W/基の自然対流計算結果のうち、流れの結果を図 5. 4. 7 に示す。また温度分布を図 5. 4. 8、図 5. 4. 9 に示す。計算結果の各ピットの流速をみて、実験で測定した全体風量 $2100 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ の場合と比較すると計算結果は 2 割程度小さ目になっている。自然対流時の通風量はプラントを構成する各種ダクトの流体抵抗により決まる。各種ダクトの抵抗係数は文献値を設定した。冷却システム試験装置の計算結果では、全体の圧損は風量により変わり表 5. 4. 2 のとおりである。このようにプラント全体での抵抗が大きく、これら通風量は抵抗係数の設定により決められる。

図 5. 4. 8 の温度分布をみると、計算結果は実験結果より約 70°C 高い温度となっている。この図に、実験で得られた風量 $2100 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ を設定した強制対流の計算結果を並記した。この結果も実験結果に比べると、約 30°C 高い温度となっている。これは風量が $10000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ から $5000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 、 $2100 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ へと顕著になっているが、この理由としては風量が少なくなるに従って温度が高くなり誤差が大きくなり現われる事、温度が高いとピットから逃げる熱量が増える事、およびキャニスターから流体への熱伝達係数のちがいが考えられる。これらの検討を含む自然対流についての詳細な検討は次年度以降に行う。

表 5. 4. 2 一列モデルによる全体の圧損

風量	$2100 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ (自然対流相当)	$5000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$	$10000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$
圧損	$1.148 \text{ mmH}_2\text{O}$	$6.439 \text{ mmH}_2\text{O}$	$25.632 \text{ mmH}_2\text{O}$

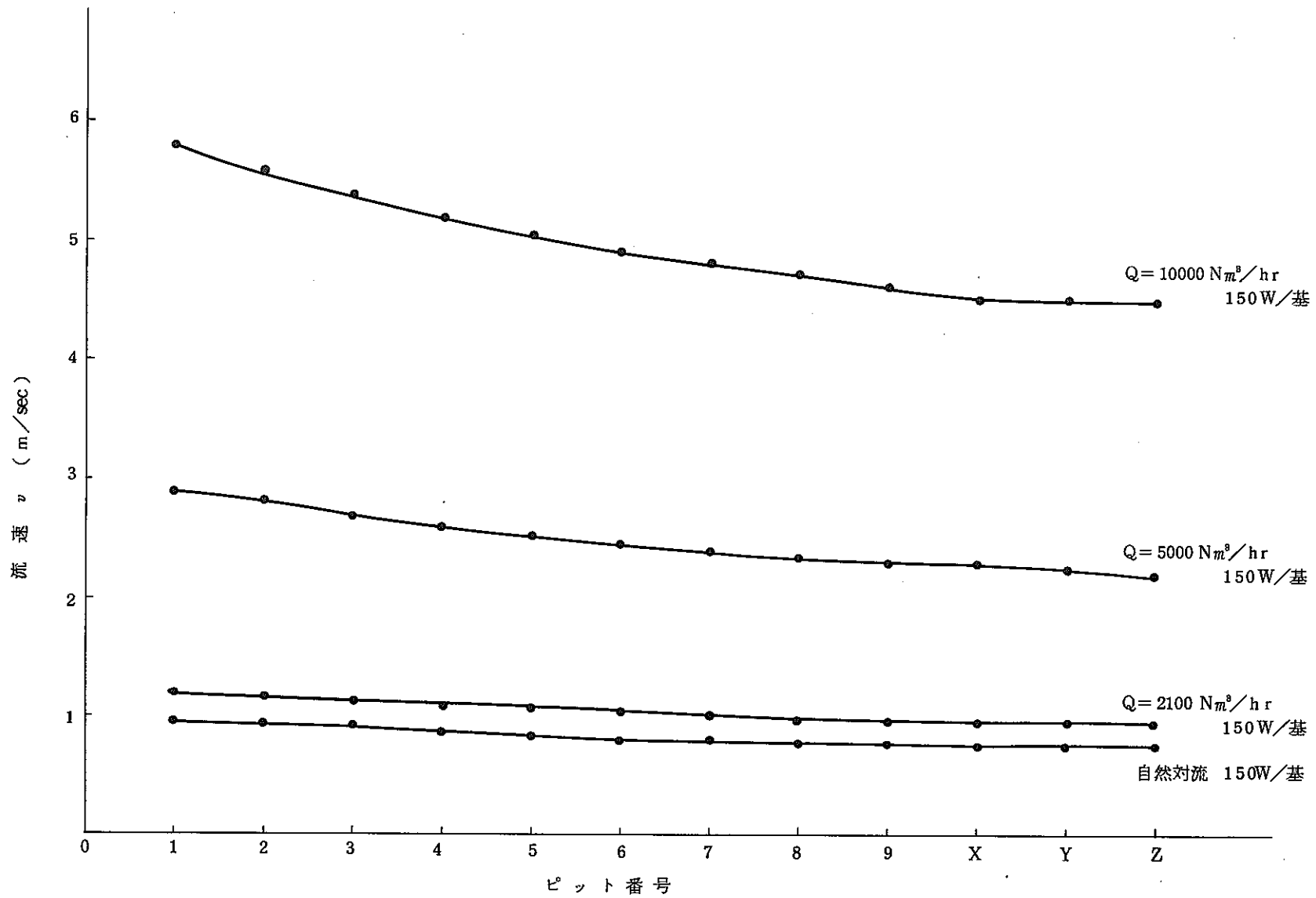


図 5. 4. 7 自然対流と強制対流との流速分布の比較

凡例 仕切り板有り。中央4列のみ使用している。
 実験はパッチ板(開口率50%)を使用している。

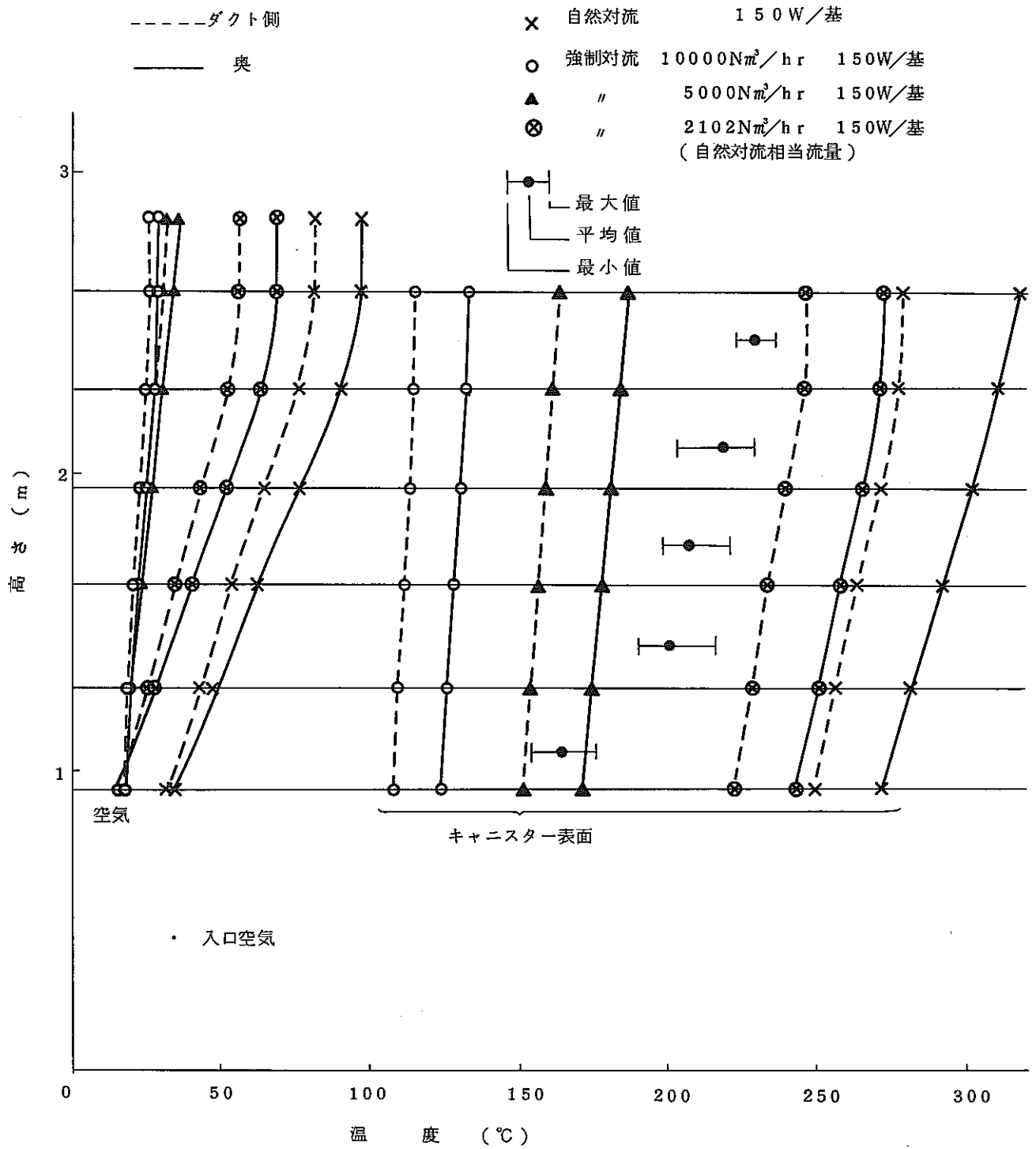


図 5. 4. 8 自然対流と強制対流との温度分布の比較

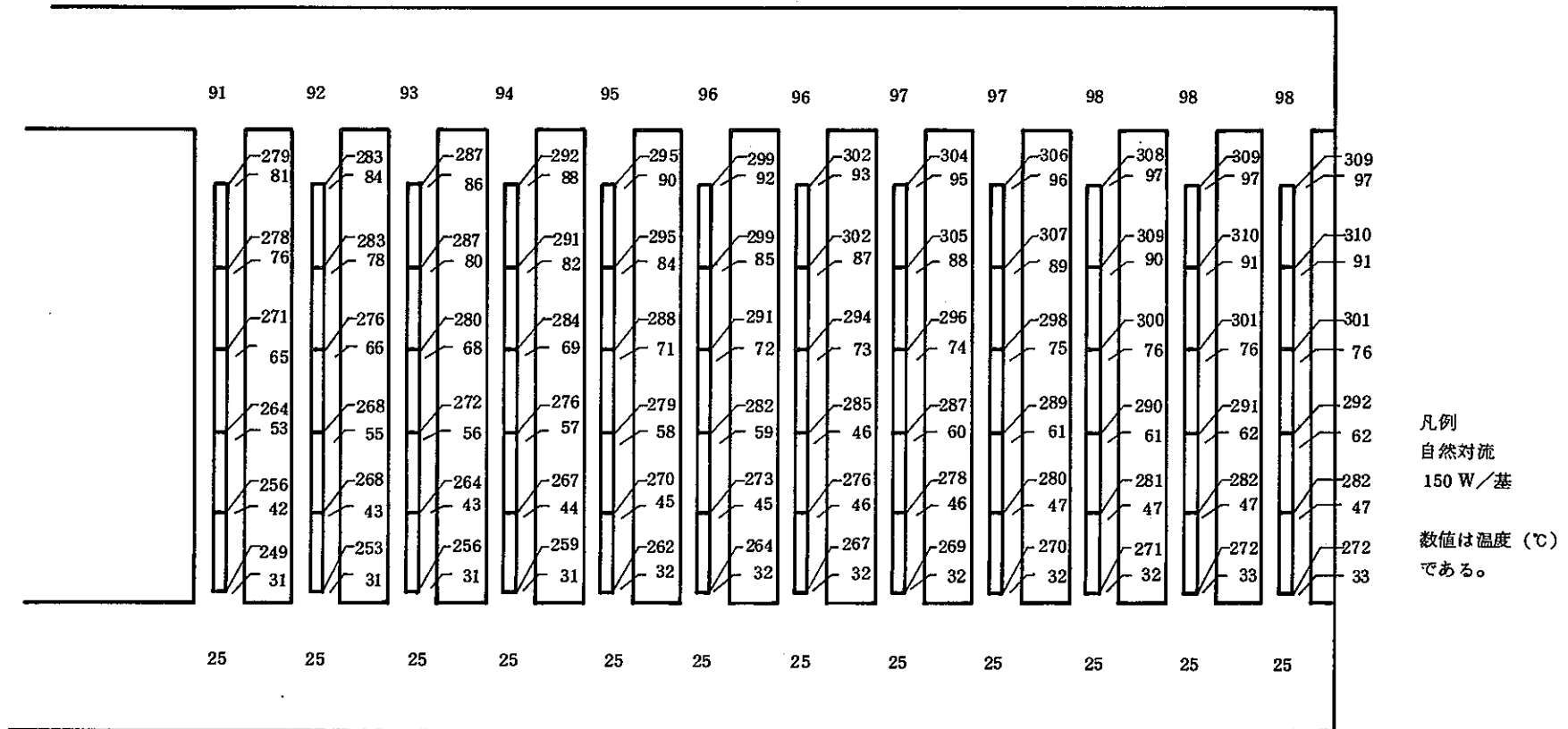


図 5. 4. 9 全体の温度分布 (自然対流)

(3) 冷却システムモデルと想定実規模モデルとの比較

想定実規模装置の概要は、表 5. 1. 2 に示すとおりである。想定実規模モデルの計算は、強制対流で、風量 $126000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 、発熱量 $2.5 \text{ kw}/\text{基}$ で行った。この風量は、平均的なピット内空気の流速が $3.3 \text{ m}/\text{sec}$ になる流量である。このピット内流速は、 $1/2$ 模型の冷却システムモデルで全数ピット使用時の流量 $20000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ の場合に対応している。想定実規模モデルの計算結果と対応する冷却システムモデルの計算結果のうち、流れの計算結果を図 5. 4. 10 に示す。また、温度分布を図 5. 4. 11、5. 4. 12 に示す。

図 5. 4. 10 の流速比を見ると、想定実規模の方がダクト側（ピット $\#1$ ）と奥側（ピット $\#2$ ）で差が大きい。これは、上部プレナムの断面積とピット断面積の比が冷却システムモデルに比べて小さいため、上部プレナムの主管側の合流圧損が大きくなるためである。この事の詳細は、P 112～127 の「流量分配について」を参照とする。ここでは、主管の合流圧損に関係する無次元数を用いて次の簡単な比較を行う。この無次元数 α が小さい程、ダクト側と奥のピット内流速の差が大きくなる。

無次元数

$$\alpha = \frac{S}{A} \times \sqrt{\frac{L}{K}}$$

S : ピット断面積 (m^2)

L : プレナム長さ (m)

A : プレナム断面積 (m^2)

K : ピット内の摩擦係数の和

但し、上記式で下部プレナムと上部プレナムは同じ断面積をもつとした。

冷却システムモデルと想定実規模モデルとについて無次元数 α を計算し、比 β を取ると 0.69 であり、想定実規模モデルの方が、ピット内流速の流速比の変化が大きくなる方向にある。

$$\beta = \frac{\alpha_{\text{実}}}{\alpha_{\text{冷}}} = \frac{0.028164}{0.040705} = 0.69190$$

図 5. 4. 11 の温度分布を見ると、キャニスター温度は上段ピットにおいて想定実規模モデルの結果と冷却システムモデルの結果は重なっている。冷却空気およびキャニスターの高さ方向の温度分布を見ると、想定実規模モデルの方がピット入口部と出口部との温度差が大きい。この原因としては、想定実規模モデルと冷却システムモデルとで流入空気量および発熱量の差があるためと考えられる。これについての詳細な検討は、次年度以降に行う。また、キャニスター温度のピット間の差をみると想定実規模モデルの方が大きい。これは想定実規模モデルの計算結果の流速比の変化が冷却システムモデルのそれより大きいためである。

凡 例

—○— 冷却システム試験 $Q = 20000 \text{ Nm}^3 / \text{hr}$ 150W / 基

—×— 想定実規模 $Q = 126000 \text{ Nm}^3 / \text{hr}$ 2.5 KW / 基

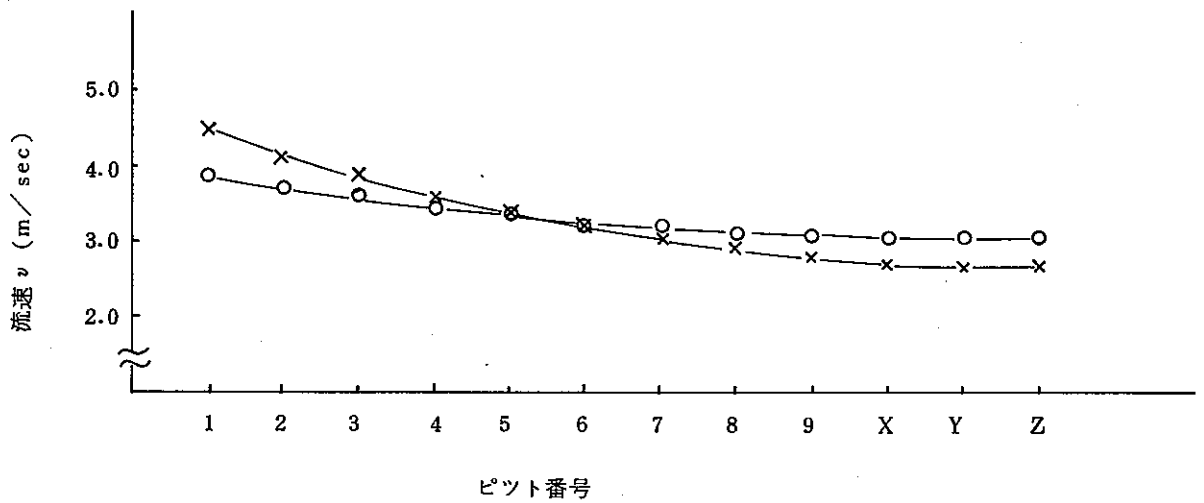
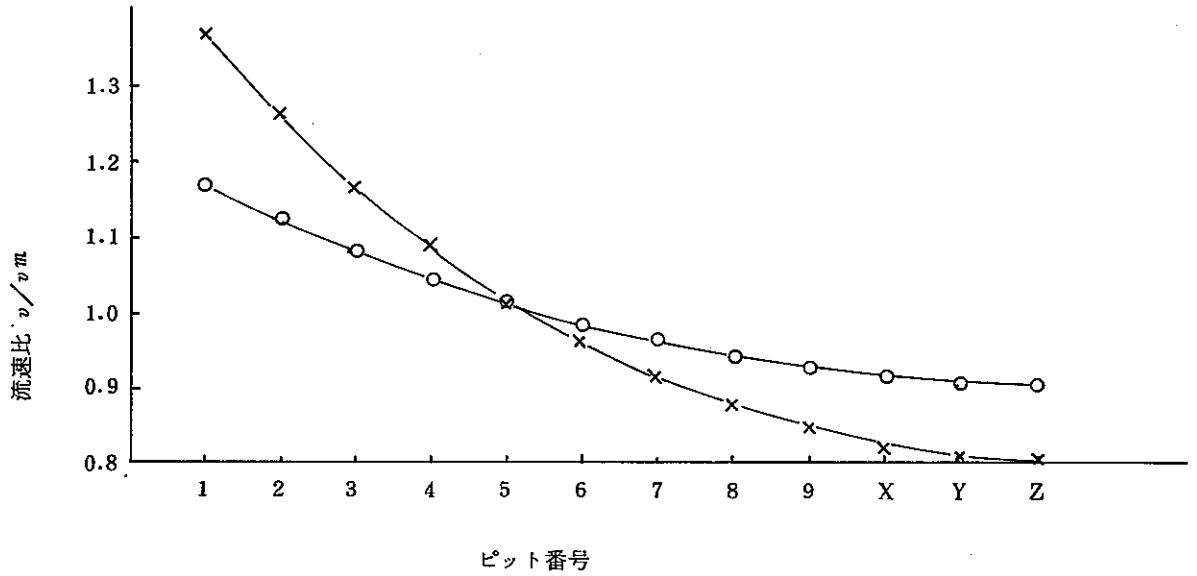


図 5. 4. 10 想定実規模と冷却システム試験との比較 (流速分布)

凡例 仕切り板有り。中央4列のみ使用している。
 実験はパッチ板(開口率50%)を使用している。
 想定実規模 $Q = 126,000 \text{Nm}^3/\text{hr}$ $2.5 \text{kW}/\text{基}$

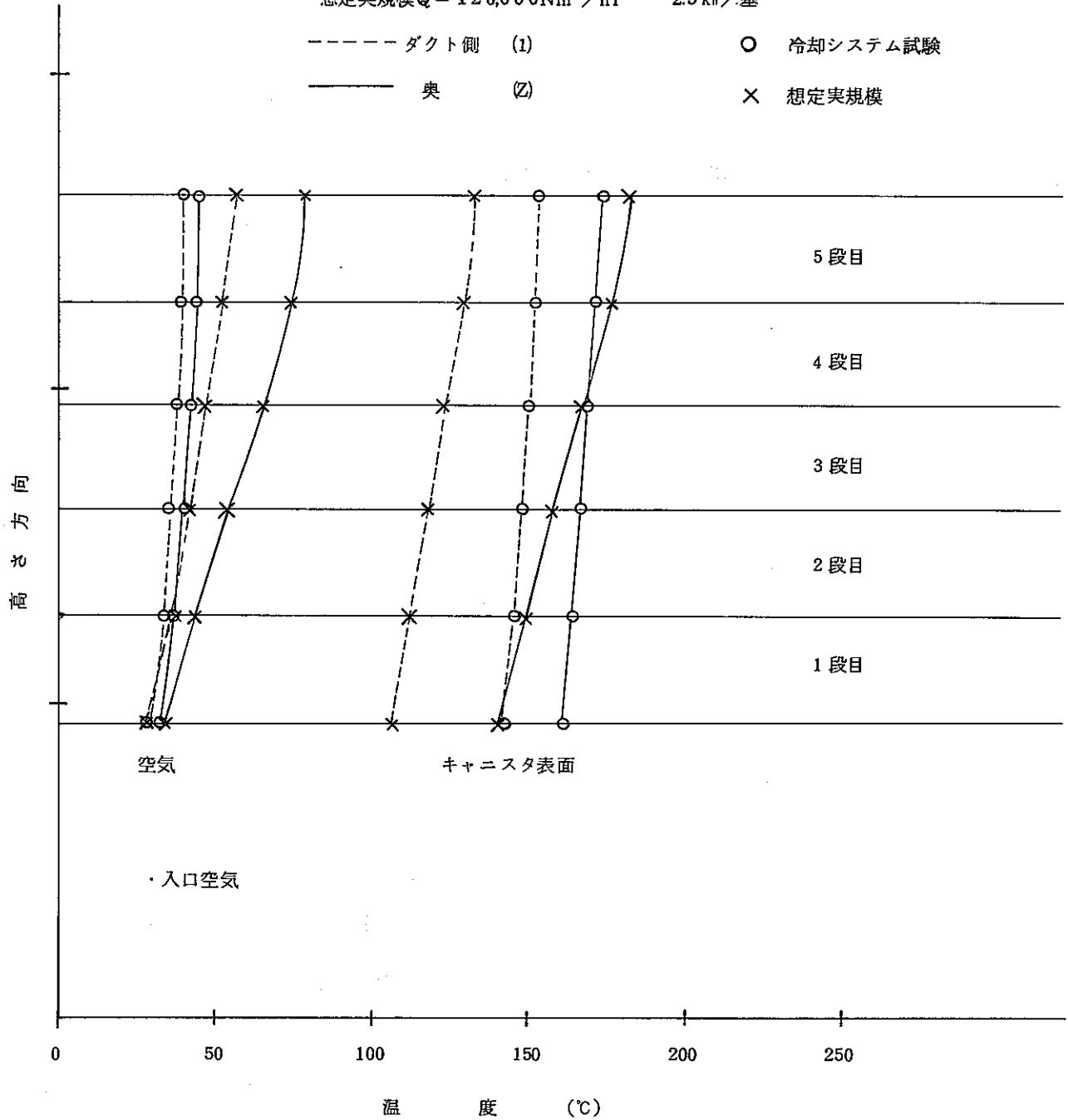


図 5. 4. 11 想定実規模と冷却システム試験との比較 (温度分布)

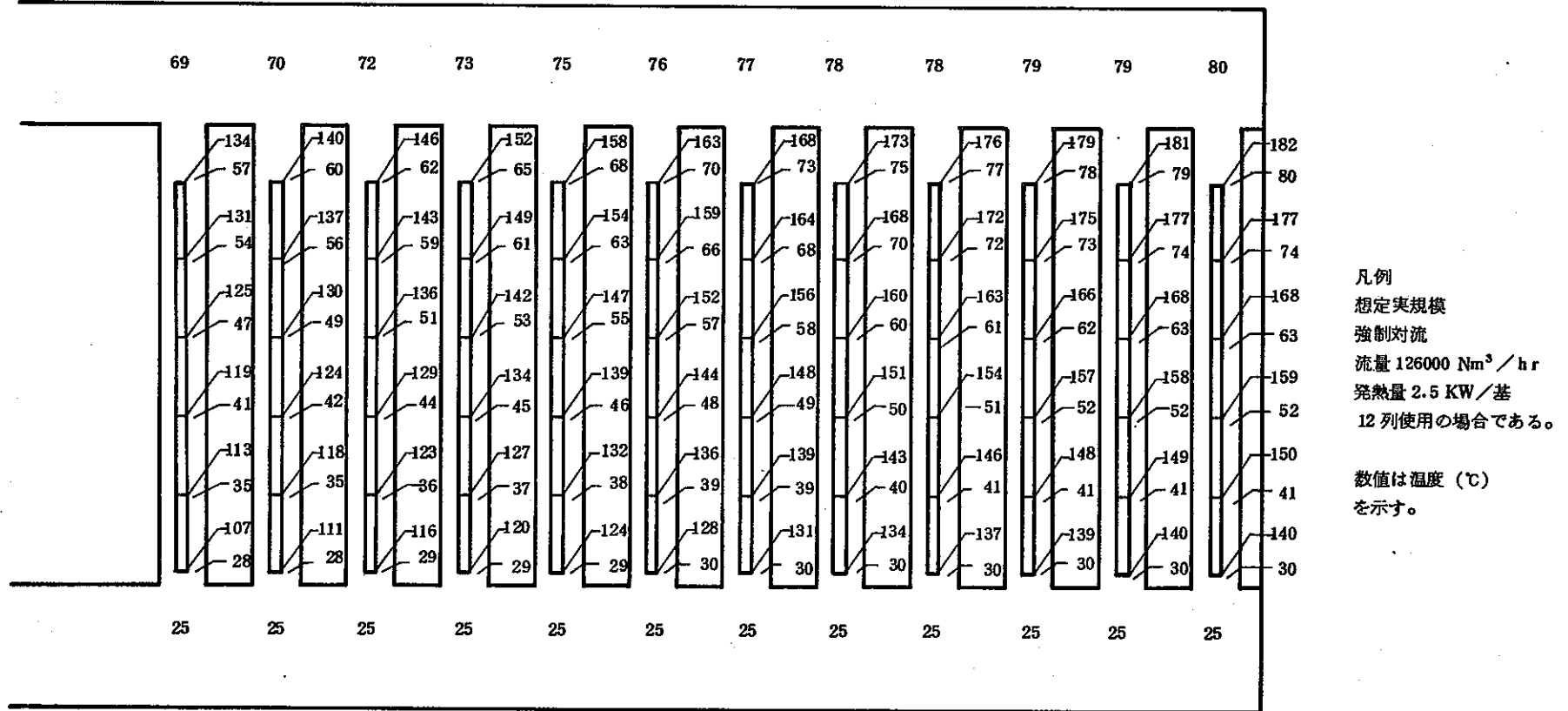


図 5. 4. 12 全体の温度分布 (想定実規模モデル)

(4) 3次元モデルによる計算結果

冷却システム試験の3次元モデルにおける強制対流（風量 $20000 \text{ Nm}^3/\text{hr}$ 、発熱量 150 W/基 ）の計算結果を図 5.4.14～図 5.4.16 に示す。

図 5.4.13 は結果を表示する断面の位置を示した。図 5.4.14 は流れ計算結果を示し、各断面ごとの全圧分布と流速分布を示す。また、図 5.4.15、5.4.16 は伝熱計算結果の温度分布を示す。これらの結果は、流れの計算でプレナム部を水頭の式で3次元的に取り扱っているため、上部プレナム部の流速分布において3次元効果が出ている。だがモデルの制約上、現在は主管方向の合流圧損が考慮できない。このため、ピット内流速比の変化が少なく全圧および温度のちがいはほとんど少ない。3次元モデルの上部プレナム部における主管方向の合流圧損を計算する機能追加は、次年度以降に行う。

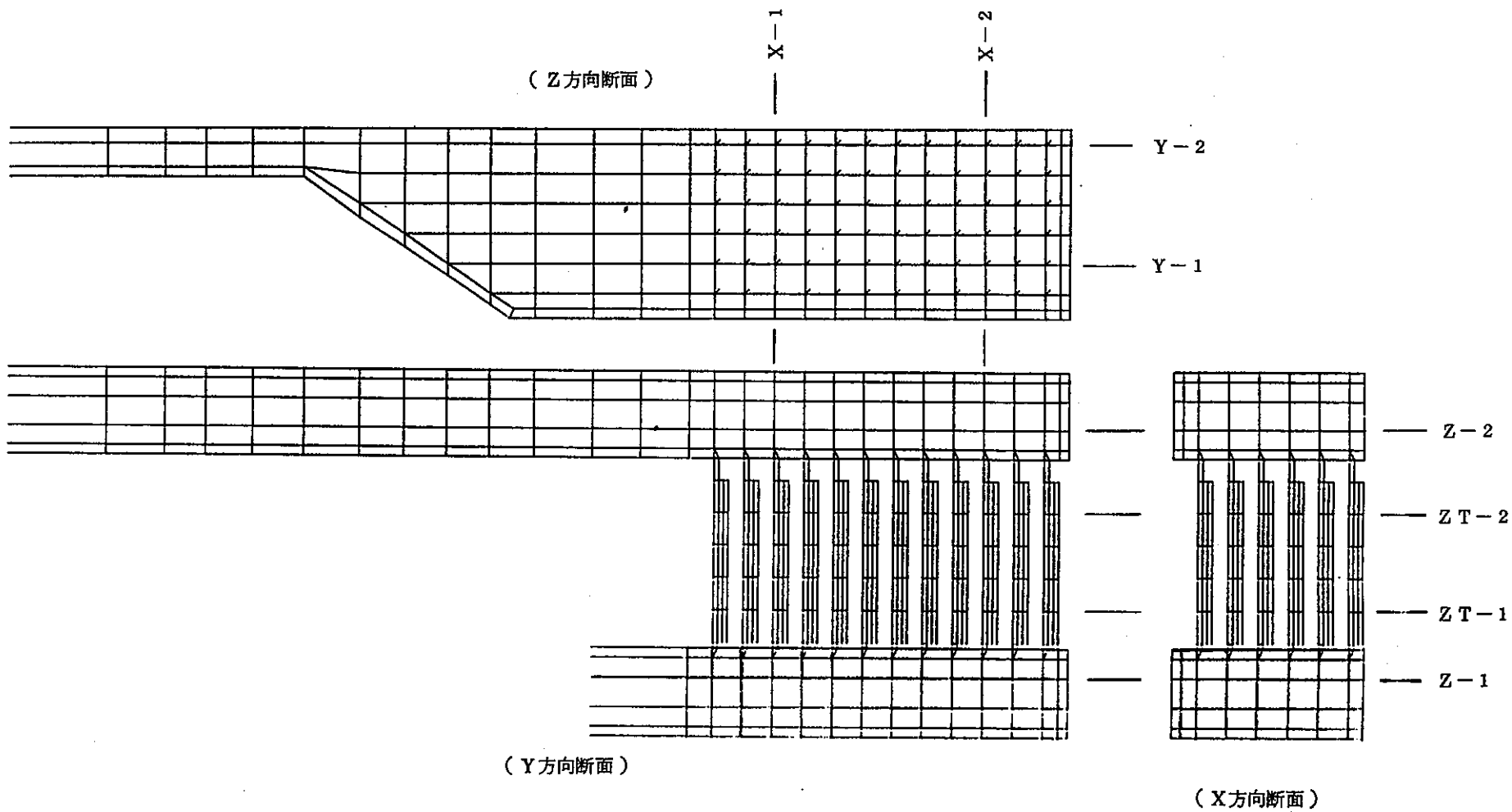
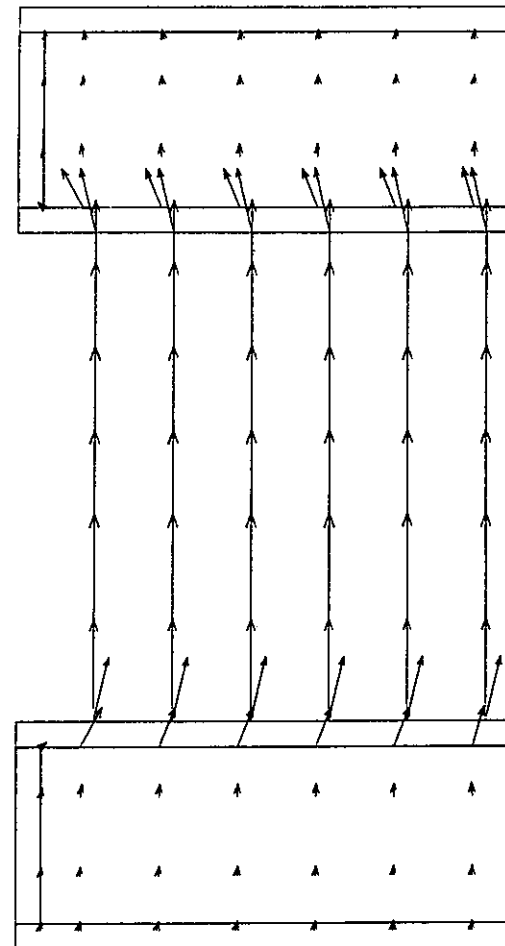


图 5.4.13 计算结果出力位置指示图

1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.58	1.58	1.57	1.57	1.57	1.57	1.57
1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58	1.58
1.63	1.63	1.63	1.63	1.63	1.63	1.63
1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68	1.68
1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72
1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77	1.77
1.82	1.82	1.82	1.82	1.82	1.82	1.82
1.82	1.82	1.82	1.82	1.82	1.82	1.82
1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99

全 圧 分 布

X - 1 断 面



流 速 分 布

図 5. 4. 14 3次元の冷却システム試験モデルの流れ計算結果

1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.64	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65	1.65

1.66 1.66 1.66 1.66 1.66 1.66

1.71 1.71 1.71 1.71 1.71 1.71

1.76 1.76 1.76 1.76 1.76 1.76

1.82 1.82 1.82 1.82 1.82 1.82

1.87 1.87 1.87 1.87 1.87 1.87

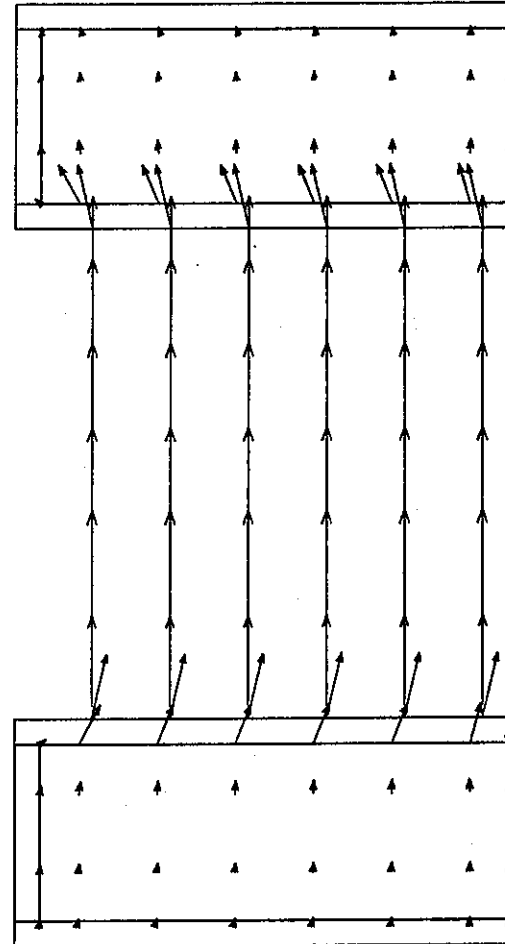
1.92 1.92 1.92 1.92 1.92 1.92

1.92 1.92 1.92 1.92 1.92 1.92

1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89
1.99	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89
1.99	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89
1.99	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89
1.99	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89	1.89

全庄分布

X-2 断面



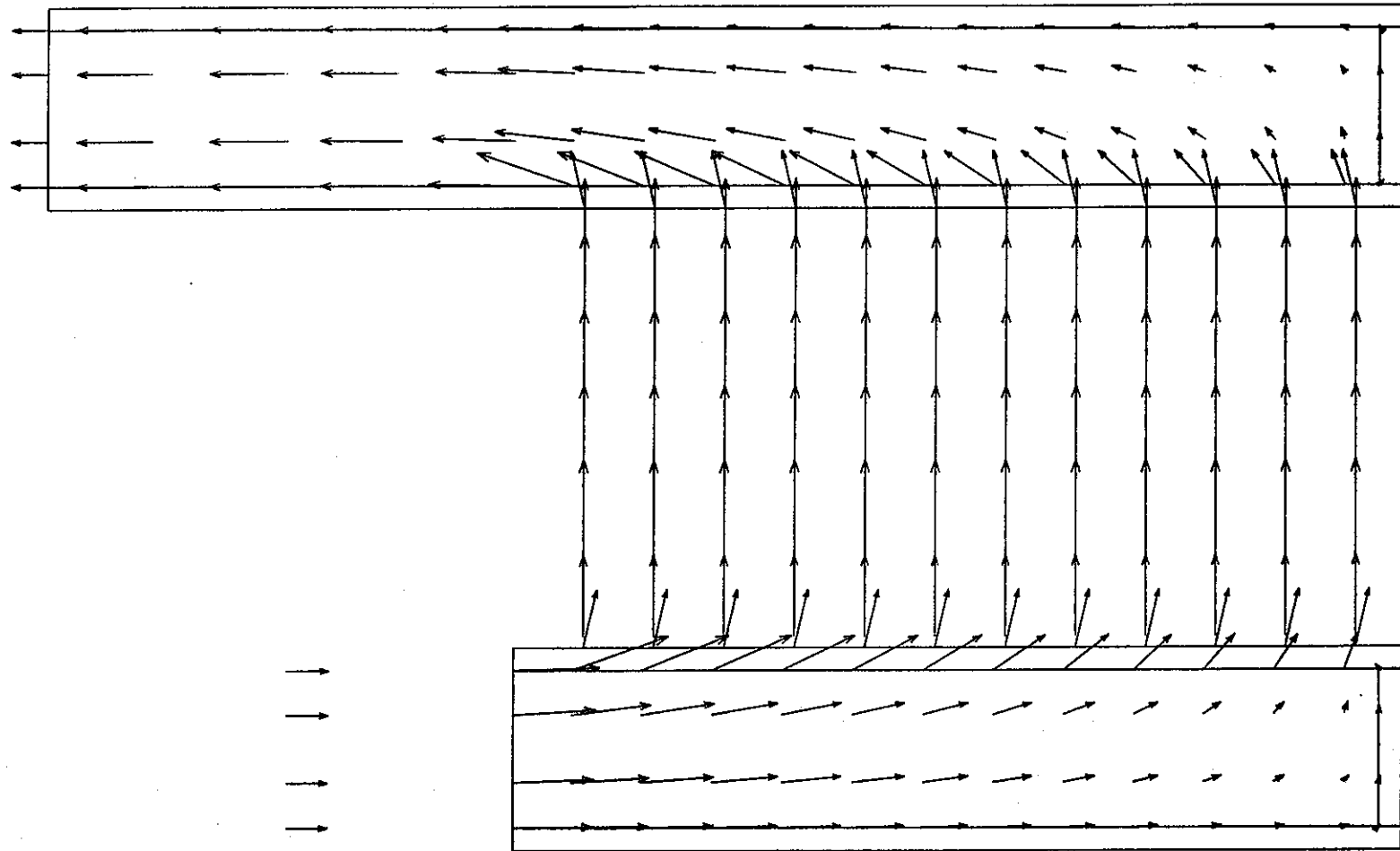
流速分布

X-2 断面

1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54
				1.57	1.57	1.58	1.58	1.59	1.59	1.63	1.65	1.64	1.64	1.65	1.66	1.66	1.66	1.66
				1.57	1.57	1.58	1.59	1.59	1.59	1.63	1.65	1.64	1.65	1.66	1.66	1.66	1.66	1.67
				1.62	1.62	1.63	1.63	1.63	1.63	1.67	1.69	1.69	1.70	1.71	1.72	1.72	1.72	1.72
				1.68	1.67	1.68	1.68	1.68	1.68	1.70	1.73	1.74	1.75	1.76	1.77	1.77	1.77	1.77
				1.73	1.72	1.72	1.72	1.72	1.72	1.74	1.76	1.79	1.81	1.82	1.82	1.82	1.83	1.83
				1.78	1.77	1.77	1.77	1.76	1.78	1.80	1.84	1.86	1.87	1.88	1.88	1.88	1.88	1.88
				1.83	1.82	1.82	1.81	1.80	1.81	1.84	1.89	1.91	1.92	1.93	1.93	1.93	1.93	1.93
				1.85	1.83	1.82	1.81	1.81	1.82	1.84	1.90	1.91	1.92	1.93	1.93	1.93	1.93	1.93
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99

全 庄 分 布

Y - 1 断面

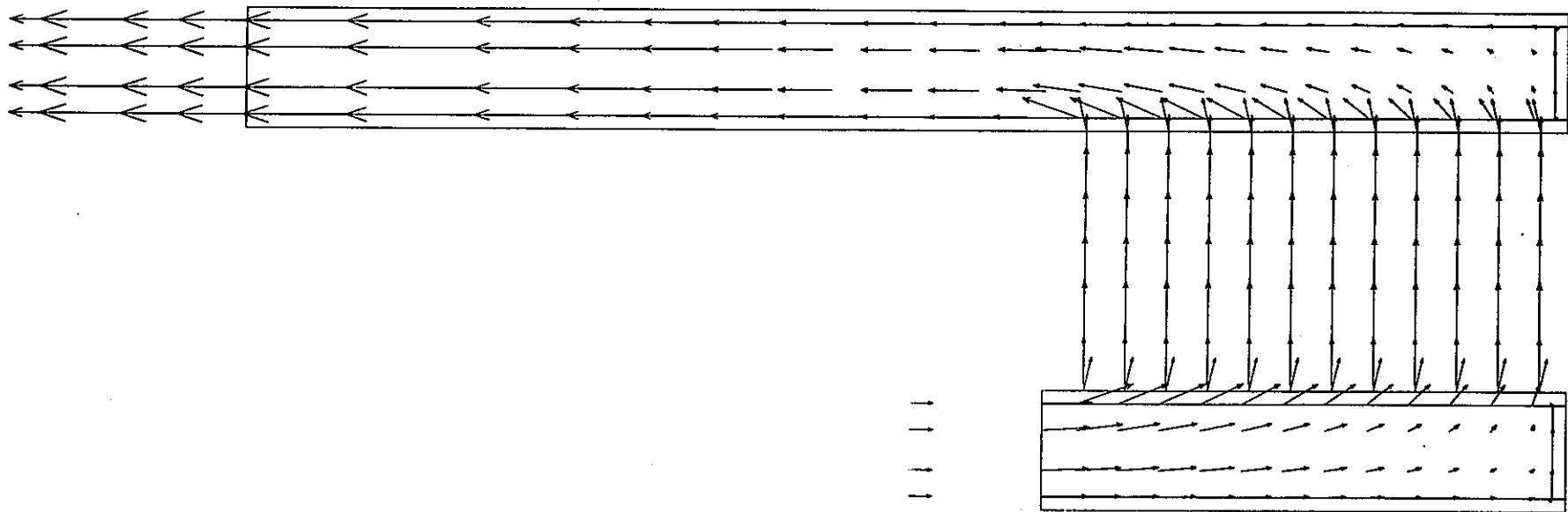


Y-1 断面

流速分布

1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	
1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	1.54	
														1.57	1.57	1.57	1.59	1.59	1.59	1.63	1.66	1.64	1.65	1.66
															1.67	1.67	1.68	1.69	1.69	1.63	1.66	1.64	1.65	1.66
																				1.62	1.62	1.69	1.69	1.72
																					1.69	1.67	1.68	1.72
																						1.73	1.76	1.77
																							1.73	1.77
																								1.78
																								1.83
																								1.83
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	
2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	

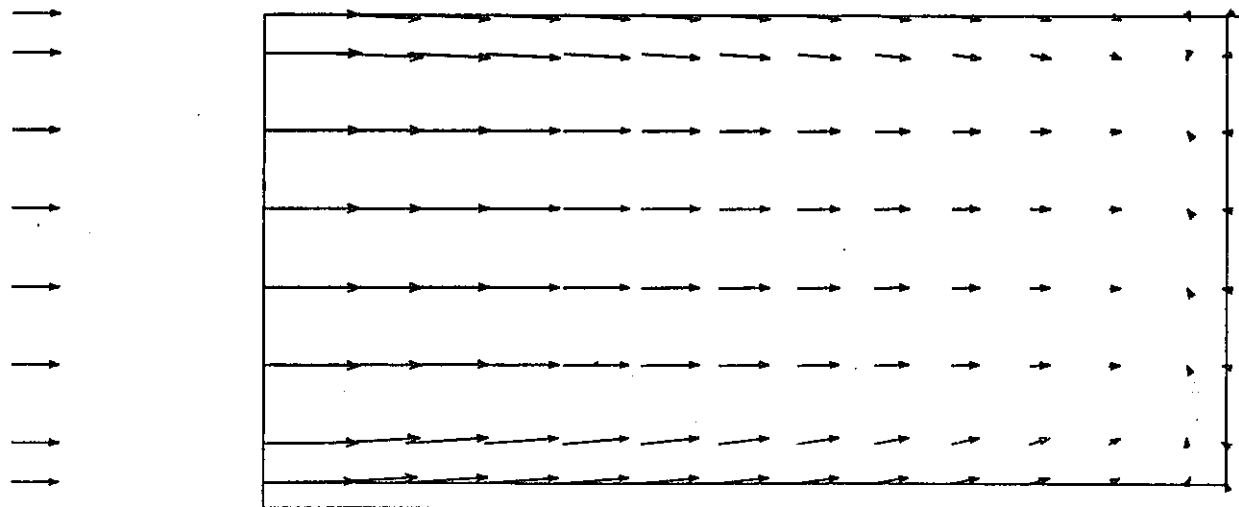
Y-2 断面 全压分布



Y-2 断面 流速分布

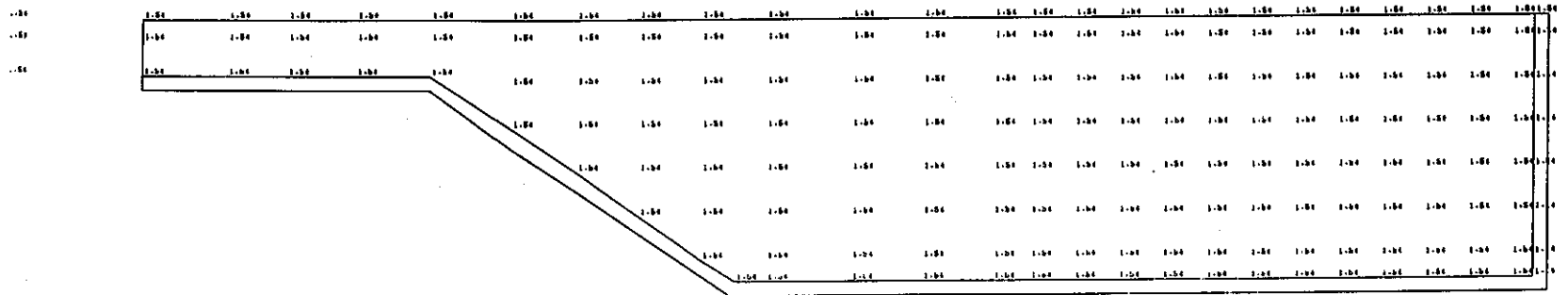
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.98	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99
2.00	2.00	2.00	2.00	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99	1.99

全 庄 分 布

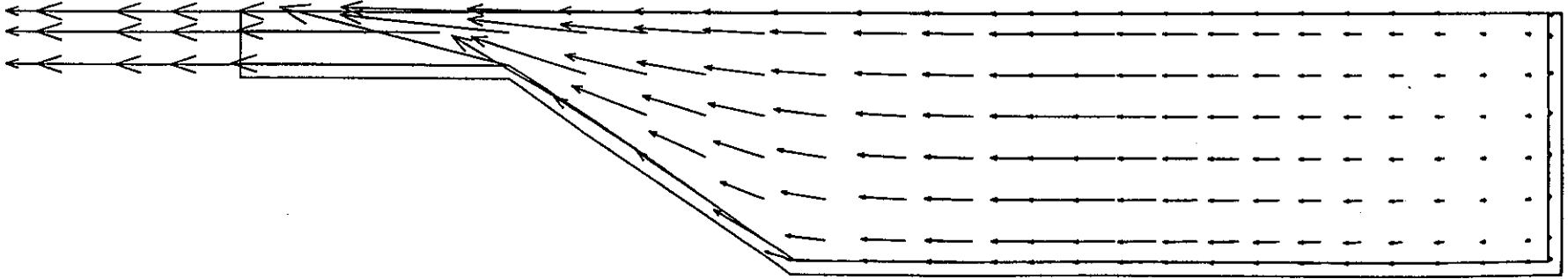


流 速 分 布

乙 - 1 断 面



全 压 分 布



流 速 分 布

Z-2 断 面

41.45	41.63	41.62	41.61	41.62	41.62	41.62
41.47	41.63	41.63	41.61	41.56	41.63	41.63
41.49	41.62	41.62	41.64	41.62	41.62	41.63
41.45	41.60	41.60	41.63	41.60	41.60	41.61
41.41	41.57	41.58	41.58	41.58	41.58	41.57
41.55	41.55	41.55	41.55	41.55	41.55	41.55

41.54 41.54 41.54 41.55 41.55 41.55

39.78 39.78 39.78 39.78 39.78 39.78

36.59 36.59 36.59 36.59 36.59 36.59

33.29 33.29 33.29 33.29 33.29 33.29

29.98 29.98 29.98 29.98 29.98 29.98

25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00

X - 1 断面

41.68	41.64	41.62	41.59	41.62	41.63	41.63
41.68	41.64	41.63	41.61	41.42	41.64	41.64
41.72	41.63	41.61	41.40	41.63	41.63	41.64
41.78	41.63	41.62	41.67	41.63	41.63	41.64
41.46	41.63	41.64	42.26	41.63	41.63	41.64
41.63	41.63	41.63	42.87	41.63	41.63	41.63

41.62 41.62 41.62 42.88 41.62 41.62

39.84 39.84 39.84 41.10 39.85 39.85

36.64 36.64 36.64 37.90 36.64 36.64

33.33 33.33 33.33 34.59 33.33 33.33

30.00 30.00 30.00 31.26 30.00 30.00

25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.23	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00

X - 2 断面

图 5.4.15 温度分布

				41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.64	41.64	41.65	41.63	41.63
41.63	41.62	41.62	41.62	41.62	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.64	41.63	41.63
41.61	41.61	41.61	41.61	41.61	41.61	41.61	41.62	41.62	41.62	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63
41.59	41.58	41.58	41.58	41.58	41.59	41.59	41.60	41.61	41.61	41.62	41.62	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63
41.55	41.55	41.55	41.55	41.55	41.55	41.56	41.58	41.59	41.60	41.61	41.62	41.62	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63
				41.52	41.54	41.55	41.57	41.58	41.60	41.61	41.61	41.62	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63	41.63

41.51 41.53 41.54 41.56 41.57 41.59 41.60 41.61 41.61 41.62 41.62 41.62

39.75 39.76 39.78 39.79 39.81 39.82 39.83 39.83 39.84 39.84 39.85 39.85

36.57 36.58 36.59 36.60 36.61 36.62 36.63 36.64 36.64 36.64 36.65 36.65

33.27 33.28 33.29 33.30 33.30 33.31 33.32 33.32 33.32 33.32 33.33 33.33 33.33

29.97 29.97 29.98 29.98 29.99 29.99 29.99 30.00 30.00 30.00 30.00 30.00 30.00

				26.66	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.67	26.68	26.68	26.68	26.68
				25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00
25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00	25.00

Y - 1 断面

温度分布

側
ト
ダ
ク

111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40
111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40
111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	112.26	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	31.26	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	48.76	45.40	45.40	45.40	45.40
111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40
111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40
111.13	111.13	111.14	111.14	111.15	111.15	111.15	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16	111.16
29.97	29.97	29.98	29.98	29.99	29.99	29.99	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00	30.00
45.36	45.37	45.38	45.38	45.39	45.39	45.39	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40	45.40

凡 例
 キャニスター表面温度
 空気温度
 ピット温度

Z T - 1 断 面

側
ト
ダ
ク

117.05	117.07	117.08	117.09	117.10	117.11	117.12	117.13	117.13	117.14	117.14	117.14	117.14	117.14
39.75	39.76	39.78	39.79	39.81	39.82	39.83	39.83	39.84	39.85	39.85	39.85	39.85	39.85
55.05	55.07	55.09	55.10	55.12	55.13	55.14	55.15	55.15	55.16	55.16	55.16	55.16	55.16
117.05	117.07	117.08	117.09	117.10	117.11	117.12	117.13	117.13	117.14	117.14	117.14	117.14	117.14
39.75	39.76	39.78	39.79	39.81	39.82	39.83	39.83	39.84	39.85	39.85	39.85	39.85	39.85
55.05	55.07	55.09	55.10	55.12	55.13	55.14	55.15	55.15	55.16	55.16	55.16	55.16	55.16
117.05	117.07	117.08	117.09	117.10	117.11	117.12	117.13	117.13	118.24	117.14	117.14	117.14	117.14
39.75	39.76	39.78	39.79	39.81	39.82	39.83	39.83	39.84	41.10	39.85	39.85	39.85	39.85
55.05	55.07	55.09	55.10	55.12	55.13	55.14	55.15	55.15	56.51	55.16	55.16	55.16	55.16
117.05	117.07	117.08	117.09	117.10	117.11	117.12	117.13	117.13	117.14	117.14	117.14	117.14	117.14
39.75	39.76	39.78	39.79	39.81	39.82	39.83	39.83	39.84	39.84	39.85	39.85	39.85	39.85
55.05	55.07	55.09	55.10	55.12	55.13	55.14	55.15	55.15	55.16	55.16	55.16	55.16	55.16
117.05	117.07	117.08	117.09	117.10	117.11	117.12	117.13	117.13	117.14	117.14	117.14	117.14	117.14
39.75	39.76	39.78	39.79	39.81	39.82	39.83	39.83	39.84	39.84	39.85	39.85	39.85	39.85
55.05	55.07	55.09	55.10	55.12	55.13	55.14	55.15	55.15	55.16	55.16	55.16	55.16	55.16

凡 例
 キャニスター表面温度
 空気温度
 ピット温度

Z T - 2 断 面

図 5. 4. 16 ピット部の温度分布

6. ま と め

6. まとめ

使用済燃料の再処理より発生した高レベル廃棄物は、包蔵性にすぐれ、管理が容易なガラス固化体として貯蔵される。固化体は内蔵する核種の崩壊熱により長期に発熱を続けるため、この発生熱を除去することは貯蔵施設およびガラス固化体の健全性を保つために重要である。また、高発熱体であるガラス固化体を貯蔵場の貯蔵ピットに収納する場合の熱的挙動を解明することにおいて、集合体モジュールが3次元構成をなしている点、また、冷却特性として冷却空気の流動状態、各冷却ピット空気量の相互干渉等の点から解析をより複雑化している。本年度は、研究開発の第1段階として、貯蔵時の伝熱流動現象について検討を加え、単純化した3次元モデルの開発を行うと共に、実験との比較検討を行いより現実に近いモデル化へ向けての検討に着手した。

6.1 結果の要約

(1) 貯蔵時における伝熱流動解析現象のモデル化(2章)

- ① 貯蔵時における伝熱流動現象の基本的要因を取り出し、これを満足するようにモデル化した。モデルの基礎式は伝熱現象に対しては3次元非定常熱伝導方程式とし、流動現象に対しては、水頭の式とした。また、基礎式の離散化について述べた。

(2) 貯蔵時における伝熱流動解析プログラム(3章)

- ① 2章で離散化した式により伝熱流動解析プログラムを作成した。プログラムは、入力補助サブプログラム、伝熱流動解析プログラム、および出力補助サブプログラムから成る。

(3) 貯蔵時における伝熱流動現象について(4章)

- ① 本解析モデルの位置づけと、他の試験との関連について調べた。また本解析モデルによる解析項目をまとめた。
- ② 流量分配、噴流の取り扱い、非定常解析等について本解析モデルの検討事項と改良点について調べた。
- ③ 本解析モデルのモデル化の妥当性について検討した。
- ④ ヒーター発熱による模擬ガラス固化体の温度分布を調べた。ガラスにより発熱する場合と比べると、キャニスター温度は最大7℃高い事がわかった。

(4) 試計算(5章)

- ① プログラムの機能検査および実験との比較検討用のモデルを設定して試計算を行った。この試計算によりプログラム機能の検査と実験との比較を行い結果は概ね妥当であった。
- ② 冷却システムモデルと想定実規模モデルの試計算を行った。

6.2 今後の展望と検討課題

本年度は、高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析プログラムを開発し、プログラムの適用性および適用方法について検討を行った。これらの作業の間に種々の事が明らかになると共に、いくつかの問題点も明らかになった。以下にこのような問題点と今後の研究の

展望を箇条書きにする。

- 各ピットへの流量分配を決定する各部圧損係数や自然対流時の空気流入量を決定する各部の圧損係数について実験と文献調査により算定する必要がある。
- ピットから上部プレナム部への噴流効果について、流動面および伝熱面について実験および文献調査により把握する必要がある。
- ピット部の熱伝達係数についてはWTL 殿の流動伝熱試験の実験データ解析により検討を行っているが、他の熱伝達係数について、実験および文献調査等により検討する必要がある。
- 流入口から下部プレナムへ向けての噴流効果およびパッチ板の影響について、実験および他の解析コードの計算により現象の把握が必要である。また、これらの現象把握を踏まえての境界条件の設定方法の検討が必要である。
- 流路閉塞時等の非常時を対象とした非定常状態を解析できるようにモデルを改良する必要がある。
- 貯蔵場の計算モデルは3次元であるため、計算量が増大して、計算費用が多くかかるので、計算スキーム、解法およびプログラムを検討して計算量の低限化をはかる必要がある。
- 高レベル廃棄物の貯蔵時における伝熱流動解析について設計面からの要求を踏まえて、冷却システム試験、流動伝熱試験等の実験および狭隘路冷却プログラム、本プログラム等の計算コードを効果的に結びつけて運用する解析手順を検討する必要がある。
- 貯蔵場にガラス固化体を収納するときの順序について、例えば貯蔵場をユニット化する取り扱い等の解析し易いモデルとするための検討と改良が必要である。

おわりに

本年度は本開発研究の初年度にあたり、貯蔵時の伝熱流動現象を検討し基礎モデルを完成させた。この結果幾つかの問題点が明らかになり、この解明とモデルへの組み込みは次年度以降の課題となった。

なお、本研究の作業を進めるにあたり、「冷却システム試験及び解析に関する連絡会」を通じて有意義な助言と丁寧な御指導を賜りました。動力炉・核燃料開発事業団殿と株式会社神戸製鋼所殿の諸氏に、ここに厚く感謝する次第であります。