

# 外気風影響下でのアトリウム空間における煙流動模型実験

～定常風が煙流動に与える影響について～

辻本研究室 4年

島本 龍

# 目次

<b>序章</b>	1
0.1 研究の目的	1
0.2 研究の方法	1
<b>第1章 相似則について</b>	2
1.1 支配方程式による相似則の考察	2
1.2 境界条件の相似	4
<b>第2章 定常風が初期火災時の煙流動・温度変化へ及ぼす影響について</b>	7
2.1 実験概要	7
2.2 実験条件	8
2.2.1 模型	8
2.2.2 火源	9
2.2.3 ダクト	11
2.2.4 流量計	12
2.2.5 ファン	15
2.2.6 温度測定	16
2.2.7 サンプリングタイム	17
2.2.8 まとめ	17
2.3 実験方法	18
2.3.1 実験ケース	18
2.3.2 実験方法	19
2.3.3 まとめ	19
2.4 実験結果及び考察	20
2.4.1 解析方法	20
2.4.2 流量による影響	21
2.4.3 風速による影響	26
2.4.4 開口面積による影響	31
2.4.5 運動量による影響	36
2.4.6 温度成層の考察	39
2.4.7 開口温度の考察	61
2.4.8 まとめ	64
<b>終章</b>	70

謝辭

71

參考文獻

72

## 序章

### 0.1 研究の目的

古代ローマ時代に端を発するというアトリウム。大きな入り口を持ち、半屋外的な開放感を持った魅力的な空間である。現在、アトリウム空間とは、吹き抜け空間を含む、現行建築基準法で定められた防火区画で区画された空間と定義され、オフィスビル・ホテル・病院・デパートなど公共性の高い建築物に用いられている。しかし、火災においては煙突効果を発揮してしまい有害な火災煙を上階へと運んで避難の妨げとなる恐れがある。自然・機械排煙装置、蓄煙スペースなどの対応策が講じられてはいるが、これらはあくまで無風状態を想定して行われているように思われる。

そこで、外気風がアトリウム空間内の火災初期煙流動に与える影響がどのようなものであるかを求めることで、より有効な煙制御手法の確立、より自由な空間設計に一役買えるのではないかと考える。

### 0.2 研究の方法

アトリウム内煙流動への外気風の影響を確認するため、ここでは二つの縮尺の異なった相似模型を用い、相似則に基づいた境界条件による模型実験を行う。

94年度の実験<sup>1)</sup>においては、風洞施設を利用し、市街地境界層乱流を実現した状況下で実験を行ったが、外気風の影響を見る上では十分であっても開口部における運動量等（流量、風速、etc）を求めるには不十分であった。今回の実験では、風洞施設の代わりにダクトを接続し、強制的に開口部（風上にあたる部分）への外気流入量を制御して実験を行うことで、より正確なデータが得られるのではないかと、新たな知見が得られるのではないかと考える。

模型の縮尺、風速、開口面積（床面積に対する比で表すので、ここからは開口率と呼ぶ）の3つの条件の組み合わせによる実験ケースを行い、アトリウム内の温度分布・煙流動に外気風がどのように影響するのかを究明する。

# 第1章 相似則について

## 1.1 支配方程式による相似則の考察

本研究で扱う相似則は、一部に開口を持つ空間において火災が発生した場合に、これに起因する煙流動（熱気流の拡散）の時間変化が縮尺に対して相似になる条件を示すものである。この現象は、粘性流体の運動量移送、各種熱移送、物質移送で表現され、これらの移送現象の支配方程式群から得られるπナンバー、及び境界条件より相似則を導くこととする。

この方法はQuintiere<sup>2)</sup>によってほぼ示されている。支配方程式群に以下の仮定を適用すると(1)～(3)式が得られる。

1. 物質拡散の現象の無視
2. 非圧縮性の仮定とBussinesq近似
3. 渦動粘性係数、渦温度拡散係数によるレイノルズ応力、熱輸送のモデル化
4. エネルギー散逸の無視

・連続方程式

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (1)$$

・運動方程式

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + u_j \frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + g_i \beta (\bar{\theta} - \theta_0) + \nu_t \frac{\partial^2 \bar{u}_i}{\partial x_j \partial x_j} \quad (2)$$

・エネルギー方程式

$$\rho c_p \left( \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial t} + u_i \frac{\partial \bar{\theta}}{\partial x_i} \right) = \rho c_p \alpha_t \frac{\partial^2 \bar{\theta}}{\partial x_i \partial x_i} + q \quad (3)$$

$p$  : 圧力     $g_i$  : 重力加速度ベクトル     $\beta$  : 体膨張率     $\rho$  : 密度     $\theta$  : 温度     $c_p$  : 定圧比熱  
 $q$  : 発生熱     $u_i, u_j$  : 速度ベクトル     $\nu_t$  : 渦動粘性係数     $\alpha_t$  : 渦温度拡散係数  
添字  $i, j$  は  $i=1,2,3, j=1,2,3$  で、各方向成分の微分で用いる場合には総和を示す。

次に以下の6つの代表値  $L_0, u_0, Q_0, t_0, \Delta\theta_0, \Delta p_0$  により(1)～(3)式を無次元化する。ただし、 $Q_0$  は実験火源の発生熱等を想定しており、一方、支配方程式の  $q$  は単位体積当りの発生熱である。

$$\begin{aligned}
x_i^* &= x_i / L_0 \\
u_i^* &= \overline{u_i} / u_0 \\
Q^* &= qL_0^3 / Q_0 \\
t^* &= t / t_0 \\
\Delta\theta^* &= \overline{\Delta\theta} / \Delta\theta_0 & \overline{\Delta\theta} &= \overline{\theta} - \theta_a \\
\Delta p^* &= \overline{\Delta p} / \Delta p_0 & \overline{\Delta p} &= \overline{p} - p_a
\end{aligned} \tag{4}$$

$\theta_a$  : 基準温度       $p_a$  : 基準圧力

$$\frac{\partial u_i^*}{\partial x_i^*} = 0 \tag{5}$$

$$\frac{L_0}{t_0 u_0} \frac{\partial u_i^*}{\partial t^*} + u_j^* \frac{\partial u_i^*}{\partial x_j^*} = - \frac{\Delta p_0}{\rho u_0^2} \frac{\partial p^*}{\partial x_i^*} + g_i \beta \frac{\Delta\theta_0 L_0}{u_0^2} \Delta\theta^* + \frac{v_i}{L_0 u_0} \frac{\partial^2 u_i^*}{\partial x_j^* \partial x_j^*} \tag{6}$$

$$\frac{L_0}{t_0 u_0} \frac{\partial \theta^*}{\partial t^*} + u_i^* \frac{\partial \theta^*}{\partial x_i^*} = \frac{\alpha_i}{L_0 u_0} \frac{\partial^2 \theta^*}{\partial x_i^* \partial x_i^*} + \frac{Q_0}{\rho c_p u_0 \Delta\theta_0 L_0^2} Q^* \tag{7}$$

ここで、煙層による成層化の現象とは矛盾するものの、土屋ら<sup>3)</sup>の言うように乱流域では  $v_i / u_0 L_0$ ,  $\alpha_i / u_0 L_0$  は一定であると判断すれば、比較したい2つの現象で下記の  $\pi_1, \pi_2, \pi_3, \pi_4$  が保存されることが相似の条件となる。

$$\pi_1 = \frac{L_0}{t_0 u_0} \quad \pi_2 = \frac{\Delta p_0}{\rho u_0^2} \quad \pi_3 = g\beta \frac{\Delta\theta_0 L_0}{u_0^2} \quad \pi_4 = \frac{Q_0}{\rho c_p u_0 \Delta\theta_0 L_0^2} \tag{8}$$

上式は未知数6つで式4つであるためどれか一つの未知数が定まらない限り相似則が定まらない。ここでは、火炎の温度は火炎の大きさにほとんど影響されないことを利用し、後述する炎の形状の相似性が保たれればバーナーを用いた実験では、炎の表面で  $\Delta\theta$  一定とする流れの境界条件が与えられると考える。ここで模型と原型に関する物理量  $f_M, f_R$  の比  $f_M / f_R$  を  $n(f)$  で表すものとする、

$$\begin{aligned}
n(t) &= n(L)^{1/2} \\
n(\Delta p) &= n(L) \\
n(Q) &= n(L)^{5/2} \\
n(u) &= n(L)^{1/2}
\end{aligned} \tag{9}$$

の関係が得られる。そこで縮尺比から定まる発熱量で実験を行い、時間軸を操作して現象を観察すれば相似性を確認できると考えられる。

## 1.2 境界条件の相似

### ・火源の火炎形状の相似

Zukoski<sup>4)</sup>、Heskestad<sup>5)</sup>らにより、火災時にみられる乱流拡散火炎は火炎高さと火源寸法の比が、発熱量と火源寸法で決まる $Q_f^*$ の関数になることが報告されている。(ここで用いる $Q_f^*$ は、前述の $Q^*$ とは定義が異なることに注意)

$$\frac{L_f}{D} = f(Q_f^*) \quad Q_f^* = \frac{Q}{\rho_0 C_p \theta_0 g^{1/2} D^{5/2}} \quad (10)$$

$L_f$  : 炎の高さ                       $D$  : 火源の直径                       $Q$  : 発熱量

$\rho_0$  : 雰囲気空気密度               $C_p$  : 雰囲気空気の比熱

$\theta_0$  : 雰囲気空気温度

(9)式の条件すなわち、熱対流の相似条件が満たされれば、 $n(Q_f^*) = 1$ となり、炎の形状の相似性も満たされる。

### ・壁面の熱伝達

煙層と接する壁面から失われる熱量は、煙層と壁面間の表面熱伝達及び壁面内部への熱伝導によって決まる。このうちの表面熱伝達については、境界層の厚さを縮尺に合わせることは不可能で、以下では壁面が煙層温度と等しくなるとして扱う。

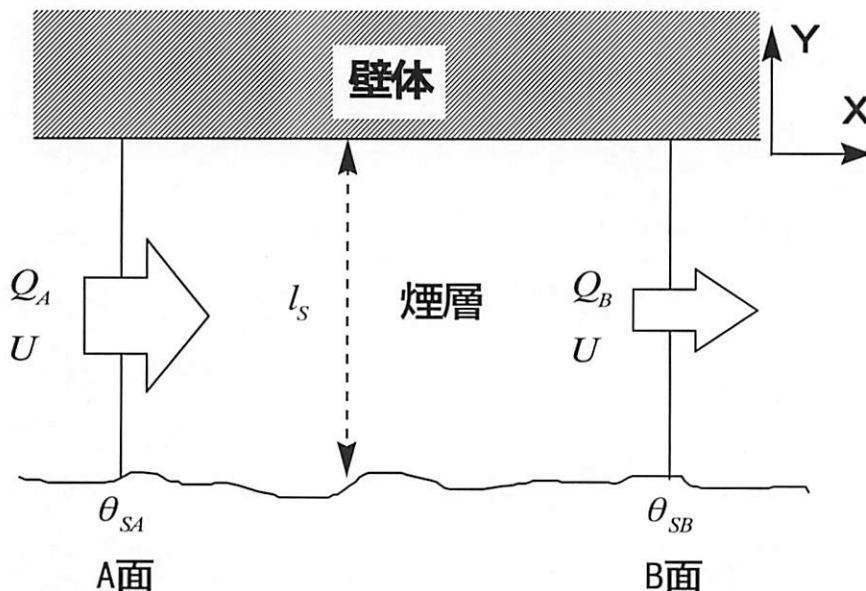


図-1 壁体に接する微小流体

図-1のような厚さ $l_s$  (流下方向の厚さの変化は無視できるとする。)で厚さ方向に均一な温度 $\theta_s$ の煙層の流下方向の熱収支は下層空気との熱のやりとりを無視して考える。

A面に流入する熱量を $Q_{in}$ 、B面から流出する熱量を $Q_{out}$ 、流体の流速を一定とすると、

$$Q_{in} = -\lambda_s \frac{\partial \theta_s}{\partial x} dydzdt + Udydzdt c_s \rho_s \theta_s \quad (11)$$

$$Q_{out} = -\lambda_s \frac{\partial}{\partial x} \left( \theta_s + \frac{\partial \theta}{\partial x} dx \right) dydzdt + Udydzdt c_s \rho_s \left( \theta_s + \frac{\partial \theta}{\partial x} dx \right) \quad (12)$$

A面とB面の間の流体への熱移動は、

$$Q_c = dx dy dz c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} dt \quad (13)$$

壁体への熱移動は、

$$Q_w = -\lambda_w \frac{\partial \theta_w}{\partial y} \Big|_{x=x}^{y=0} dx dz dt \quad (14)$$

$\lambda_s$  : 煙の熱伝導率       $\lambda_w$  : 壁体の熱伝導率  
 $c_s$  : 煙の比熱       $\rho_s$  : 煙の密度       $\theta_s$  : 煙の温度       $\theta_w$  : 壁体の温度  
 $U$  : 煙の流速       $l_s$  : 煙層の厚さ

$Q_{in} - Q_{out} = Q_c + Q_w$  であるから、

$$\lambda_s \frac{\partial^2 \theta_s}{\partial x^2} l_s - U l_s c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial x} = l_s c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} - \lambda_w \frac{\partial \theta_w}{\partial y} \Big|_{x=x}^{y=0} \quad (15)$$

左辺第一項は、 $\lambda_s \ll 1$ で明らかにオーダーが小さい。また右辺第二項については、ある瞬間から表面が $\Delta\theta$ の温度上昇を受ける半無限体への表面からの熱吸収が近似的に適用できると考えれば、文献<sup>6)</sup>より、

$$\theta_{(x,t)} = \theta_0 + \Delta\theta \operatorname{erfc} \frac{x}{2(kt)^{1/2}} = \theta_0 + \Delta\theta \left( 1 - \frac{2}{\sqrt{\pi}} \int_0^{\frac{x}{\sqrt{2(kt)}}} e^{-\xi^2} d\xi \right) \quad (16)$$

$x$  : 壁体表面からの距離(深さ)       $k(\lambda_w / \rho_w c_w)$  : 温度伝導率       $\lambda_w$  : 壁体の熱伝導率  
 $\rho_w$  : 壁体の密度       $c_w$  : 壁体の比熱

ここで、壁体表面からの熱流  $\dot{q}$  はフーリエの法則より、



$$\dot{q} = -\lambda_w \left( \frac{\partial \theta}{\partial x} \right) \Big|_{x=0} \quad (17)$$

(16)式を(17)式に代入すると、

$$\dot{q} = -\lambda_w \left( -\frac{\Delta \theta}{\sqrt{\pi k t}} e^{-x^2/4kt} \Big|_{x=0} \right) = \frac{\lambda_w \Delta \theta}{\sqrt{\pi k t}} = \Delta \theta \left( \frac{\lambda_w \rho_w c_w}{\pi t} \right)^{1/2} \quad (18)$$

さらに、(18)式を(15)式に代入すると、

$$U l_s c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial x} + l_s c_s \rho_s \frac{\partial \theta_s}{\partial t} = \Delta \theta \left( \frac{\lambda_w \rho_w c_w}{\pi t} \right)^{1/2} \quad (19)$$

各項を物理量の比で書き直すと(20)式となる。

$$\frac{n(L) n(c_s \rho_s) n(\theta_s)}{n(t)} = n(\Delta \theta) \left\{ \frac{n(\lambda_w c_w \rho_w)}{n(t)} \right\}^{1/2} \quad (20)$$

$\lambda_w, c_w, \rho_w$  : それぞれ壁体の熱伝導率、比熱、密度

ここで、 $n(\theta) = 1$ が保たれれば、 $n(\rho_s c_s) = 1$ と判断されるから、(9)式の条件下では

$$n(\lambda_w \rho_w c_w) = n(L)^{3/2} \quad (21)$$

が相似則となる。

文献<sup>7)</sup>ではこの条件で、模型実験での壁面材料を変えることで、廊下を流れる煙の垂直温度分布が実大実験での結果に近づく例が報告されている。

## 第2章 定常風が初期火災時の煙流動・温度変化へ及ぼす影響について

### 2.1 実験概要

本実験では、排煙計画を施した仮想アトリウムを設定、その相似縮小模型を用い、外気風がアトリウム内の煙流動に与える影響を考察するため、模型内及び開口部熱気流の温度測定、煙流動の可視化観察を行う。模型材料の選定、実験条件は相似則に基づき決定、実験システム(図 2.1.1)はファンと模型をダクトを通して接続、模型の開口率と外気流量を制御することで風速を決定、これらの条件下で実験を行う。

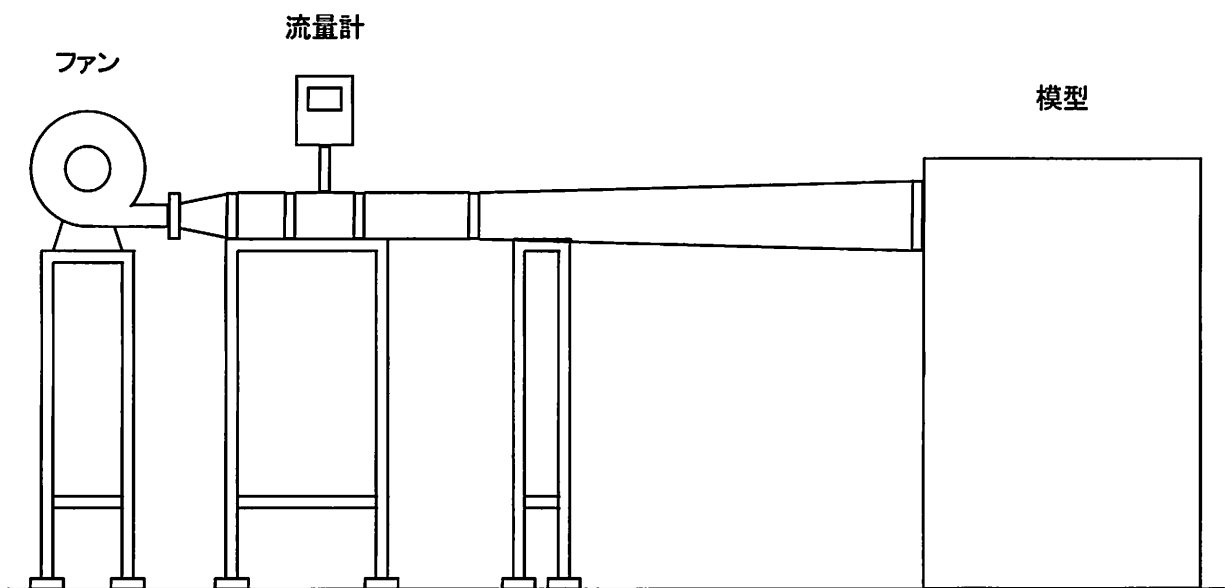


図 2.1.1 : システム図

## 2.2 実験条件

### 2.2.1 模型

模型材料は 相似則より実大でコンクリートに相当する軟質繊維板を使い、前面 1 面のみ可視化のためアクリル板を使用する。火源を設置するため、模型の底部分に火源ボックスを設置する。

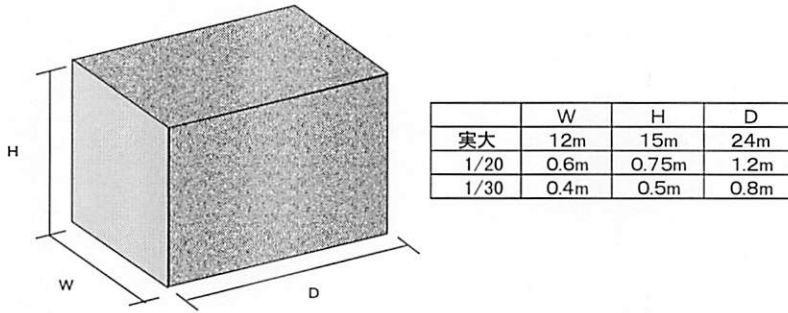


図 2.2.1 : 模型

開口率として、開口面積/床面積を採用し、これを変化させるには給気側・排気側に各 5 つづつとる開口の面積を変える。その時の開口位置は、給気側・排気側共に最上部にとる。

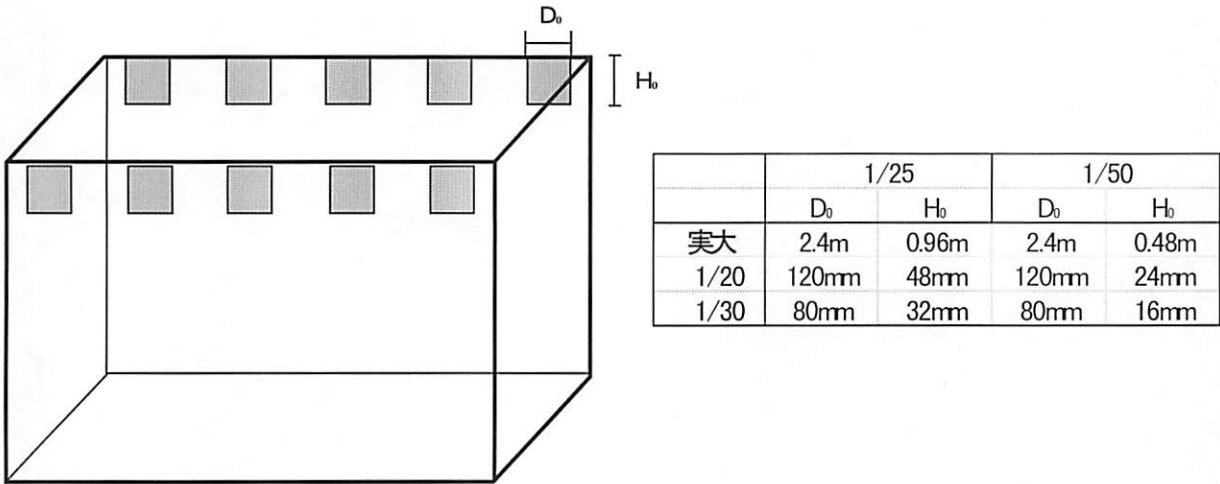


図 2.2.2 : 開口図

## 2.2.2 火源

実大で、直径 1.5m の火源を想定しているため、模型においては 1/20 で  $\Phi$  75mm、1/30 で  $\Phi$  50mm の漏斗（ガラスの漏斗に小石を詰めたもの）を使用している。発熱量は実大 3.0MW のため、プロパン流量は 1/20・1/30 模型において、それぞれ次の通りである。

$$\left\{ \begin{array}{l} Q_{1/30} = \frac{(1/30)^{5/2} \times 3.0 \times 10^6 \times 60}{9.358 \times 10^4} = 0.39 \text{ (l/min)} \\ Q_{1/20} = \frac{(1/20)^{5/2} \times 3.0 \times 10^6 \times 60}{9.358 \times 10^4} = 1.074 \text{ (l/min)} \end{array} \right.$$

プロパン発熱量  $9.358 \times 10^4 \text{ (w}\cdot\text{s/l)}$

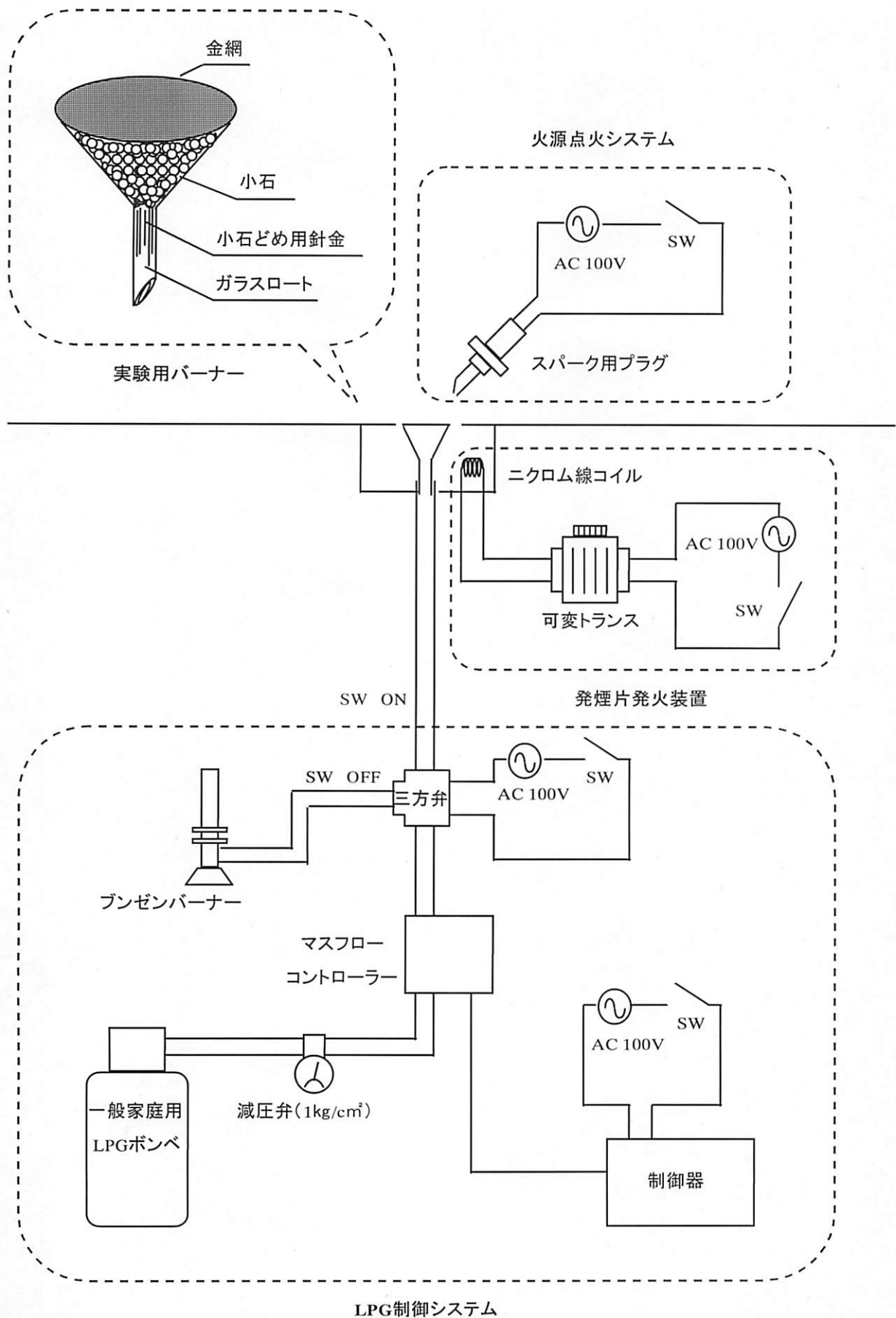


図 2.2.3 : 火源システム図

### 2.2.3 ダクト

模型とダクトを接続したものを上から見た図が、この図 2.2.4、図 2.2.5 である。ダクトの口径は、1/30 模型用は  $\Phi 25\text{mm}$ 、1/20 模型用は  $\Phi 65\text{mm}$  である。

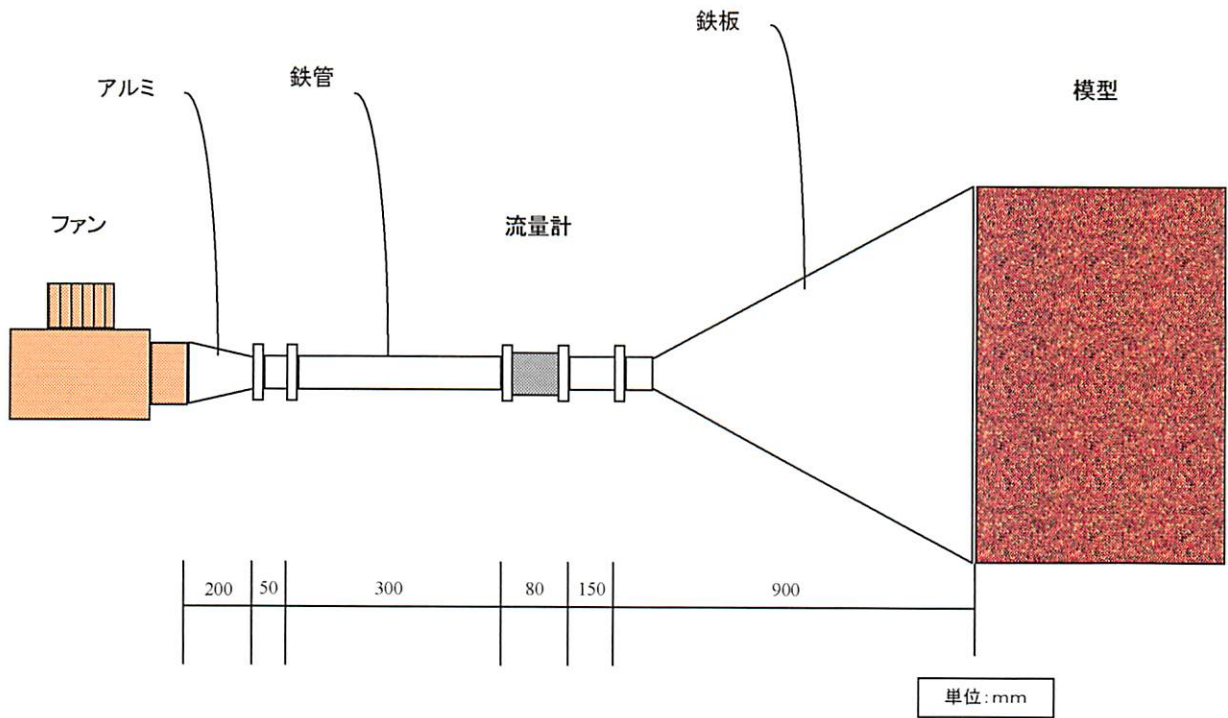


図 2.2.4 : 1/30 模型—ダクト図

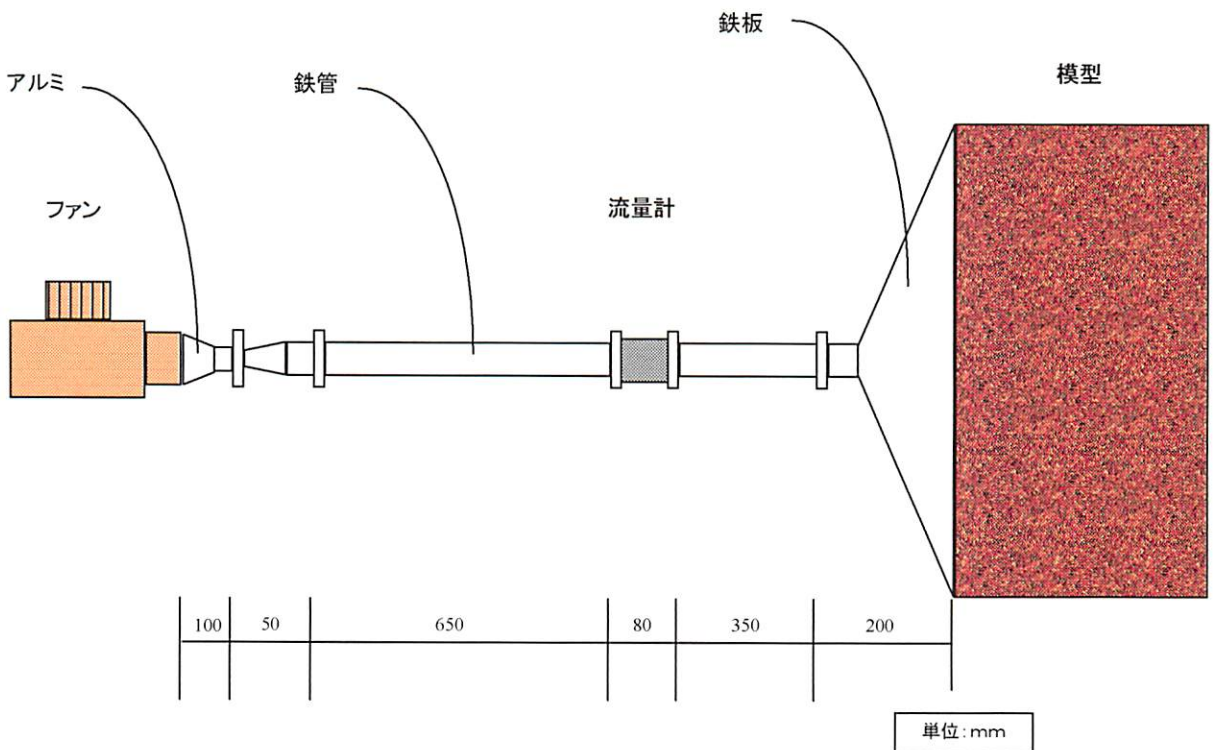


図 2.2.5 : 1/20 模型—ダクト図

## 2.2.4 流量計

流量計は、KOFLOC・差圧式流量計（気体用）・MODEL KFL20G SERIES を使用。ここからは、口径 25mm の流量計を小流量計、口径 65mm の流量計を大流量計と呼ぶことにする。

表 2.2.1 : 仕様

精度	±2.5% (フルスケール)
温度	-20~100℃
圧損	500mmAq 以下
接続方式	フランジはさみ込み

表 2.2.2 : 標準流量

口径(mm)	流量 (ℓ/min)
25	100~500
65	600~3000

2.2.3 のダクトの条件と以上の流量計の条件から図 2.2.6、図 2.2.7 のような圧損曲線を得ることができる。これらから、必要流量を供給できるファンを 2.2.5 において選定する。また模型流量の算定を、1.1 の (9) 式に基づいて行った。その結果を表 2.3 に示す。

表 2.2.3 : 模型流量 (1/20)

開口部風速 (m/s)		模型流量 (m <sup>3</sup> /s)		模型流量 (m <sup>3</sup> /min)		模型流量 (L/min)	
実大	模型	(1/50)	(1/25)	(1/50)	(1/25)	(1/50)	(1/25)
0	0	0	0	0	0	0	0
1.5	0.33541		0.00966		0.579589		579.59
2	0.447214		0.01288		0.772785		772.79
3	0.67082	0.00966	0.01932	0.579589	1.159178	579.59	1159.18
4	0.894427	0.01288	0.02576	0.772785	1.545570	772.79	1545.57
6	1.341641	0.01932		1.159178		1159.18	
8	1.788854	0.02576		1.545570		1545.57	

表 2.2.4 : 模型流量 (1/30)

開口部風速 (m/s)		模型流量 (m <sup>3</sup> /s)		模型流量 (m <sup>3</sup> /min)		模型流量 (L/min)	
実大	模型	(1/50)	(1/25)	(1/50)	(1/25)	(1/50)	(1/25)
0	0	0	0	0	0	0	0
1	0.182574		0.002337		0.140217		140.217
1.5	0.273861		0.003505		0.210325		210.325
2	0.3651	0.002337	0.004674	0.140217	0.280434	140.217	280.434
3	0.5477	0.003505	0.007011	0.210325	0.420651	210.325	420.651
4	0.7303	0.004674		0.280434		280.434	
6	1.0954	0.007011		0.420651		420.651	

○ 大流量計とダクトでの圧損計算 (1/20 模型) 《～3,000 l/min》

$$\text{鉄直管} \quad \Delta P = 0.02 * \frac{1080}{65} * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (32.5 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 1.89 * 10^3 * Q^2$$

$$\text{オリフィス} \quad \Delta P = \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{0.64 * 3.14 * \left( \frac{37}{2} * 10^{-3} \right)^2} \right)^2 = 1.32 * 10^5 * Q^2 \quad (\because \alpha=0.64)$$

$$\text{拡大} \quad \Delta P = \left( 1 - \frac{3.14 * 65^2}{1150 * 75} \right)^2 * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (32.5 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 4.07 * 10^3 * Q^2$$

$$\text{鉄直管} \quad \Delta P = 0.02 * \frac{200}{166} * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{1150 * 75 * 10^{-6}} \right)^2 = 0.20 * Q^2$$

---


$$\text{合計} \quad \Delta P = 1.38 * 10^5 * Q^2 \text{ (mmAq)} \quad (Q: m^3 / s)$$

$$\rightarrow \Delta P = 1.38 * 10^5 * (Q/60)^2 \quad (Q: m^3 / \text{min}, Q = Q/60)$$

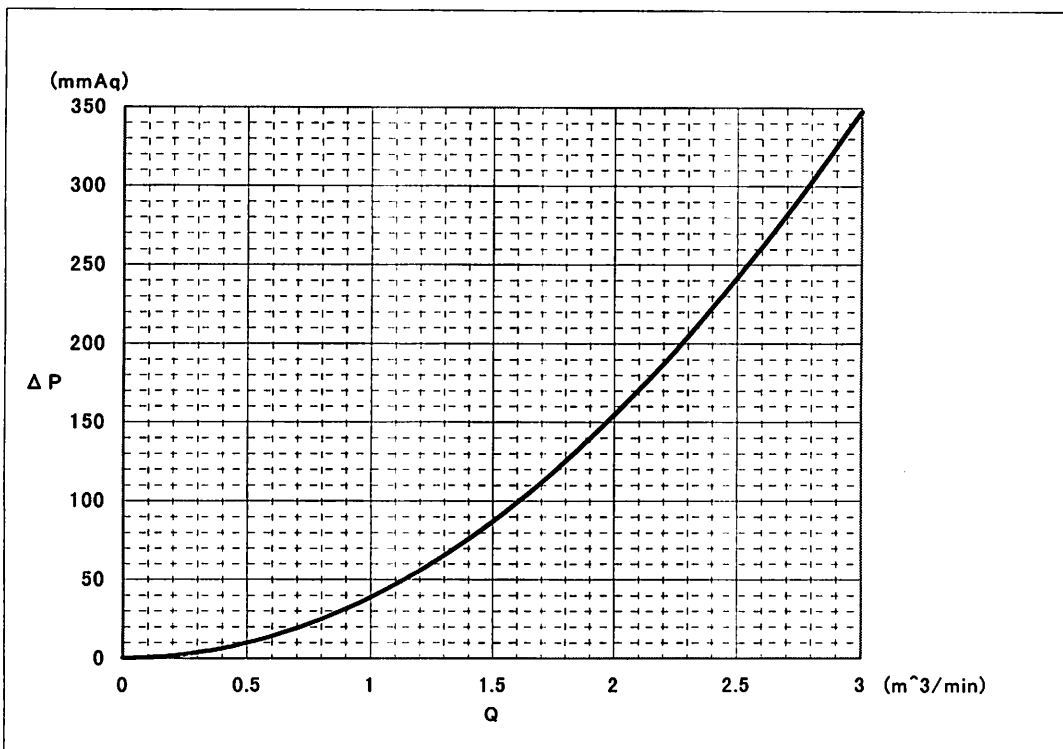


図 2.2.6 : 圧損曲線 《～3,000 l/min》



○ 小流量計とダクトでの圧損計算 (1/20 模型) 《~500 l/min》

縮小  $\Delta P = 0.25 * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (25 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 4.04 * 10^3 * Q^2$

アルミ直管  $\Delta P = 0.02 * \frac{100}{25} * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (12.5 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 2.03 * 10^4 * Q^2$

鉄直管  $\Delta P = 0.02 * \frac{530}{25} * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (12.5 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 1.10 * 10^5 * Q^2$

オリフィス  $\Delta P = \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{0.654 * 3.14 * \left( \frac{15.3}{2} * 10^{-3} \right)^2} \right)^2 = 4.33 * 10^6 * Q^2 \quad (\because \alpha = 0.654)$

拡大  $\Delta P = 0.974 * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{3.14 * (12.5 * 10^{-3})^2} \right)^2 = 2.53 * 10^5 * Q^2$

鉄直管  $\Delta P = 0.02 * \frac{900}{218.6} * \frac{1}{16} * \left( \frac{Q}{750 * 50 * 10^{-6}} \right)^2 = 3.67 * Q^2$

---

合計  $\Delta P = 4.72 * 10^6 * Q^2$  (mmAq)  $(Q: m^3 / s)$   
 $\rightarrow \Delta P = 4.72 * 10^6 * (Q/60)^2$   $(Q: m^3 / min, Q = Q/60)$

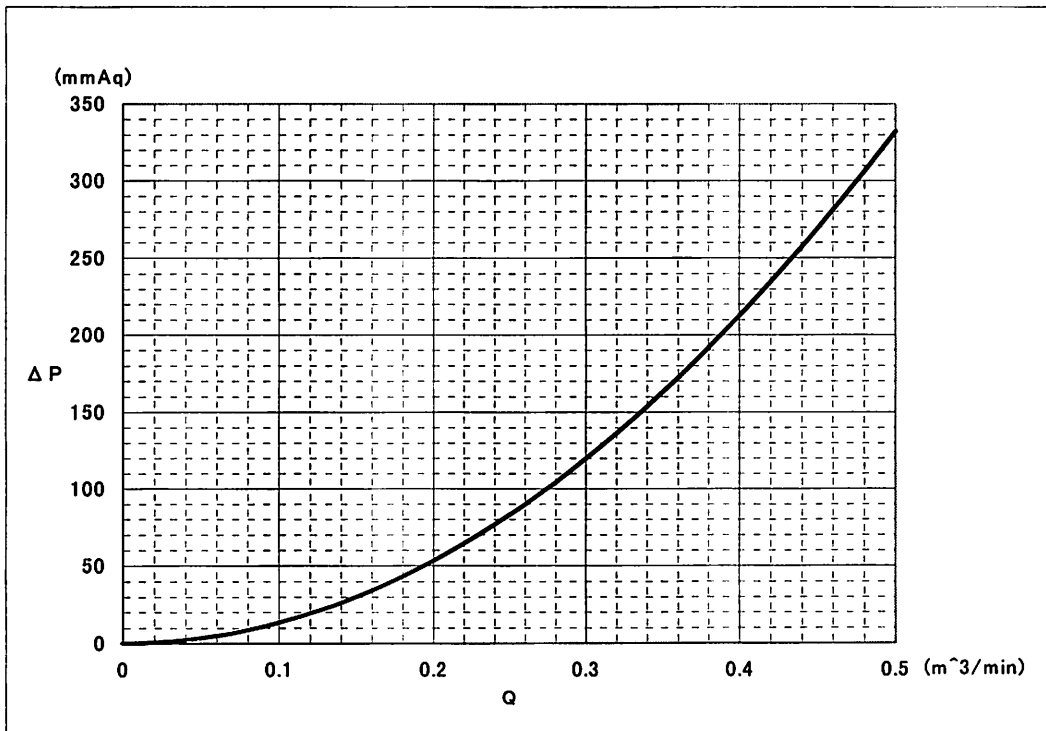


図 2.2.7 : 圧損曲線 《~500 l/min》

## 2.2.5 ファン

当初、必要最大流量を約 2300 l/min に設定していたため図 2.2.6 から最大静圧は約 200 mmAq 必要であった（この後、変更があり必要最大流量は約 1500 l/min でよくなるのだが・・・）。そのため、これらの条件を満たすファン Showa の K S B - 4 0 0（高圧供給できるターボファンである）を使用する。

表 2.2.5 : ファン性能

吹出し内径	75 (mm)
相フランジ外径	82 (mm)
出力	0.4 (kw)
電流	2.5 (A)
回転数	3450 (r.p.m)
最大風量	12 (m <sup>3</sup> /min)
最大静圧	205 (mmAq)
質量	25 (kg)

## 2.2.6 温度測定

温度測定には、CC熱電対（φ 0.2mm、先端ハンダ仕上げ、無処理）を使用し、模型内60点、開口部20点、計80点において測定。サーモダック EF・E200 によってデータ処理を行う。測定点は、図 2.2.8 に示す通りである。

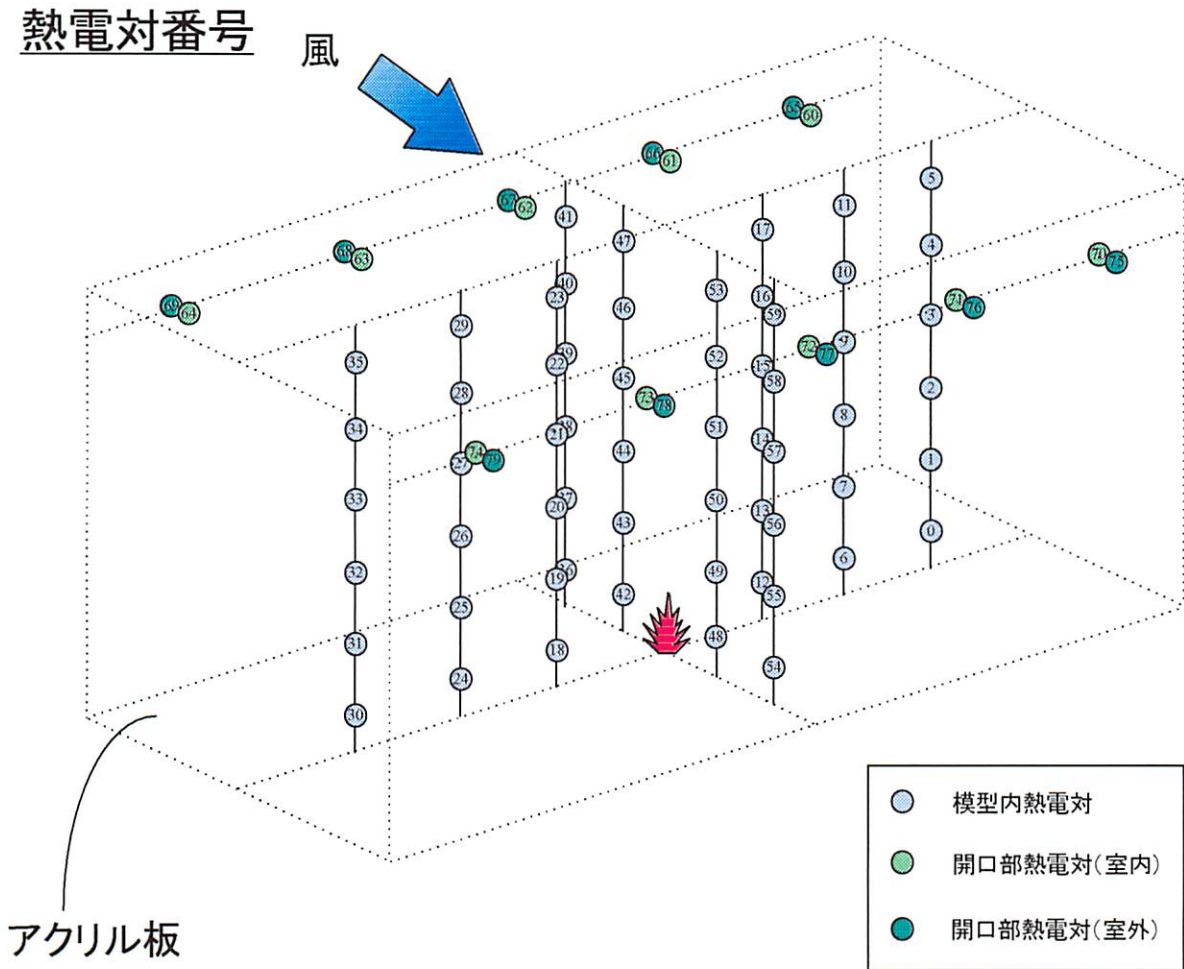


図 2.2.8 : 熱電対配置図

## 2.2.7 サンプルングタイム

サンプルングタイムは、1.1 相似則の (9) 式より表 2.2.6 のようになるので、比較的、整数に近いと思われる 1/20 模型で 5 秒、1/30 模型で 4 秒を採用。計測時間は、46 回サンプルングするので、1/20 模型で 225 秒間、1/30 模型で 180 秒間である。

表 2.2.6 : サンプルングタイム換算表

実大模型	1/20模型	1/30模型
10	2.236068	1.825742
11	2.459675	2.008316
12	2.683282	2.19089
13	2.906888	2.373464
14	3.130495	2.556039
15	3.354102	2.738613
16	3.577709	2.921187
17	3.801316	3.103761
18	4.024922	3.286335
19	4.248529	3.46891
20	4.472136	3.651484
21	4.695743	3.834058
22	4.91935	4.016632
23	5.142956	4.199206
24	5.366563	4.38178
25	5.59017	4.564355

単位 : (s)

## 2.2.8 まとめ

以上の実験条件をまとめたものを表 2.2.7 に示す。

表 2.2.7 : 実験条件

実験条件 (実大換算値)	1/20模型		1/30模型	
発熱量 (3.0MW)	1.68kW		0.61kW	
火源直径 (1.5m)	75mm		50mm	
開口率	1/25,1/25	1/50,1/50	1/25,1/25	1/50,1/50
風速	0m/s	0m/s	0m/s	0m/s
	1.5m/s	3m/s	1m/s	2m/s
	2m/s	4m/s	1.5m/s	3m/s
	3m/s	6m/s	2m/s	4m/s
	4m/s	8m/s	3m/s	6m/s
サンプルングタイム (22秒)	5秒		4秒	
計測時間 (16分30秒間)	225秒間		180秒間	

## 2.3 実験方法

### 2.3.1 実験ケース

変化させる条件としては、以下の3条件であり、これらの組合せによって実験ケースを定める。

表 2.2.8 : 実験ケース

模型	開口率		風速 (模型)	流量 (l/min)
	給気側	排気側		
1/20	1/25	1/25	0m/s	0
			1.5m/s	580
			2m/s	770
			3m/s	1160
			4m/s	1550
	1/50	1/50	0m/s	0
			3m/s	580
			4m/s	770
			6m/s	1160
			8m/s	1550
1/30	1/25	1/25	0m/s	0
			1m/s	140
			1.5m/s	210
			2m/s	280
			3m/s	420
	1/50	1/50	0m/s	0
			2m/s	140
			3m/s	210
			4m/s	280
			6m/s	420

### 2.3.2 実験方法

風速が定常状態になったところで、ブンゼンバーナーに点火、プロパンの流量を調節してからスパークのスイッチを ON にし、三方弁を切り替え火源へとプロパンを送り着火する。(ブンゼンバーナーへのバイパスは、流量 0 から立ち上げるとマスフローコントローラーが流量制御に時間がかかるため) これで実験がスタートし、2.2.7 のサプリングタイムと計測時間に従い温度測定を行い、同時に、目視観察を行う。終了後、模型内の熱を十分に冷ましてから、次ケースの測定を行う。

### 2.3.3 まとめ

今回は以下の実験ケースにおいて解析する。

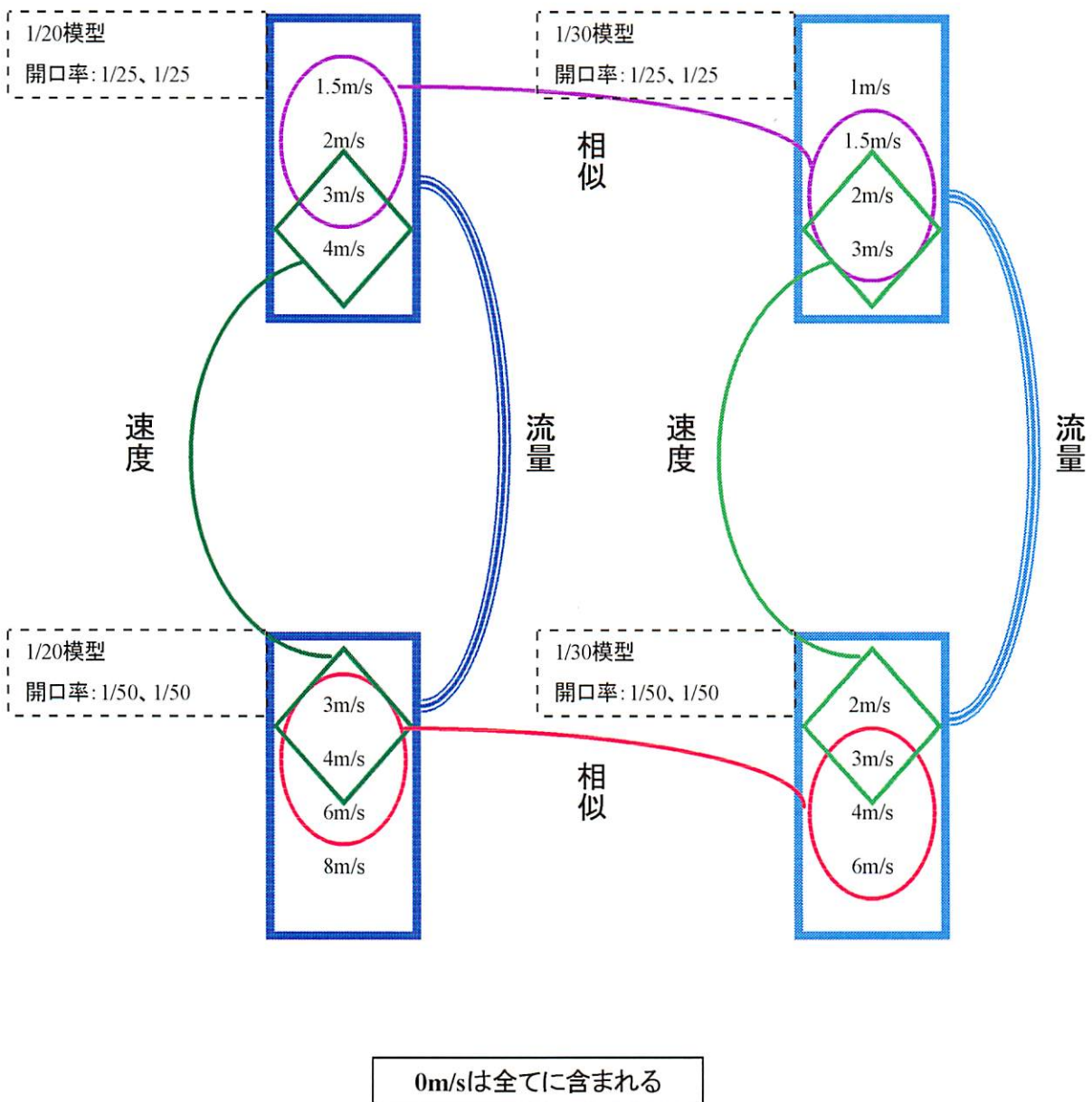
表 2.2.9 : Case 表

実験ケース	1/20模型			実験ケース	1/30模型		
	開口率	風速	流量		開口率	風速	流量
Case1	1/25,1/25	0m/s	0 l/min	Case3	1/25,1/25	0m/s	0 l/min
		1.5m/s	580 l/min			1m/s	140 l/min
		2m/s	770 l/min			1.5m/s	210 l/min
		3m/s	1160 l/min			2m/s	280 l/min
		4m/s	1550 l/min			3m/s	420 l/min
Case2	1/50,1/50	0m/s	0 l/min	Case4	1/50,1/50	0m/s	0 l/min
		3m/s	580 l/min			2m/s	140 l/min
		4m/s	770 l/min			3m/s	210 l/min
		6m/s	1160 l/min			4m/s	280 l/min
		8m/s	1550 l/min			6m/s	420 l/min

## 2.4 実験結果及び考察

### 2.4.1 解析方法

解析方法としては、予め実験前に測定したほぼ一様な模型内温度の平均値を基準温として、実験測定データとの差を温度上昇値と定義し、模型内平均温度上昇値（熱電対番号 No.0～59）を基に風速・開口面積・流量・運動量の4通りから解析。また、温度成層・煙層に視点を置いて考察。開口部温度から熱移動の手がかりを模索したい。ここからは、再現性の確認を兼ねて同じケースについて2回ずつ実験を行っているため、Case\*もしくはCase\*Rと呼ぶことにする。Case\*Rが一回目で、Case\*が2回目に行った実験であるが、Case\*の方を主として解析してゆく。



## 2.4.2 流量による影響

それぞれ図 a、b は、流量が同じになるようグラフにしてあるが、各々の流量ごとの比較では何らかの傾向があるとは考えづらい。けれど、1/20 模型においては Case1 の 0m/s を除いた風速での上限値と下限値に比べ、Case2 のそれは、それぞれ約 5 度づつ高いように思われる。いっぽう、1/30 模型においては 0m/s 以外が集中していて、一概には言い切れないが、同様な傾向があると考えられ、その差は約 2 度ほどと思われる。また、Case1R と Case2R とでは下限値こそ同様なことが言えるが、上限値においてはほぼ同じ値である。Case3R と Case4R においては、Case1R と Case2R との比較に反して、下限値がほぼ同じ値で、上限値が約 2 度ほど高い。これらの現象には風速、もしくは開口率のどちらかが影響しているのか、またはその他の第 3 者的要因なのかは定かではない。しかし、仮に開口率と風速のどちらかであるとしても、(流量) = (開口面積) × (風速) という関係がある以上、一つに絞ることは難しいように思われる。

同ケースにおいて 2 度の実験を行っているが、必ずしも同じ結果といえるほどの再現性は確認できていない。このことから、前述の第 3 者的要因として挙げられるのが基準温である、模型内へ流れ込む空気の温度は気温によって違うはずである。(ファンの発熱、オリフィスでの圧縮により多少、気温よりは流入空気の温度は高くなってしまいが…) けれど、今回の実験では基準温と測定温度との差を温度上昇値としているため、流入空気の温度によって熱の移動も当然違ってくものと考えられる。しかし、本実験の実験システムでは外気の温度を一定にするというのは不可能であり、この点は“考慮に入れる”というのが限界である。

以上のことから、流量が増せば模型内の温度 (平均温度上昇値) が下がるとは断言しづらい。



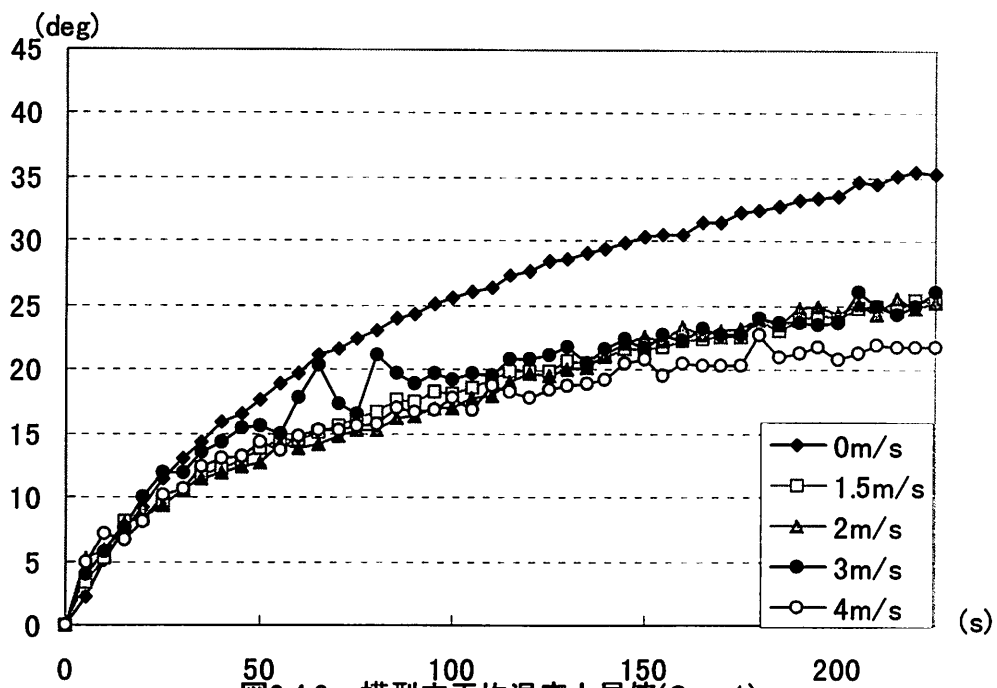


图2.4.2a: 模型内平均温度上昇値(Case1)

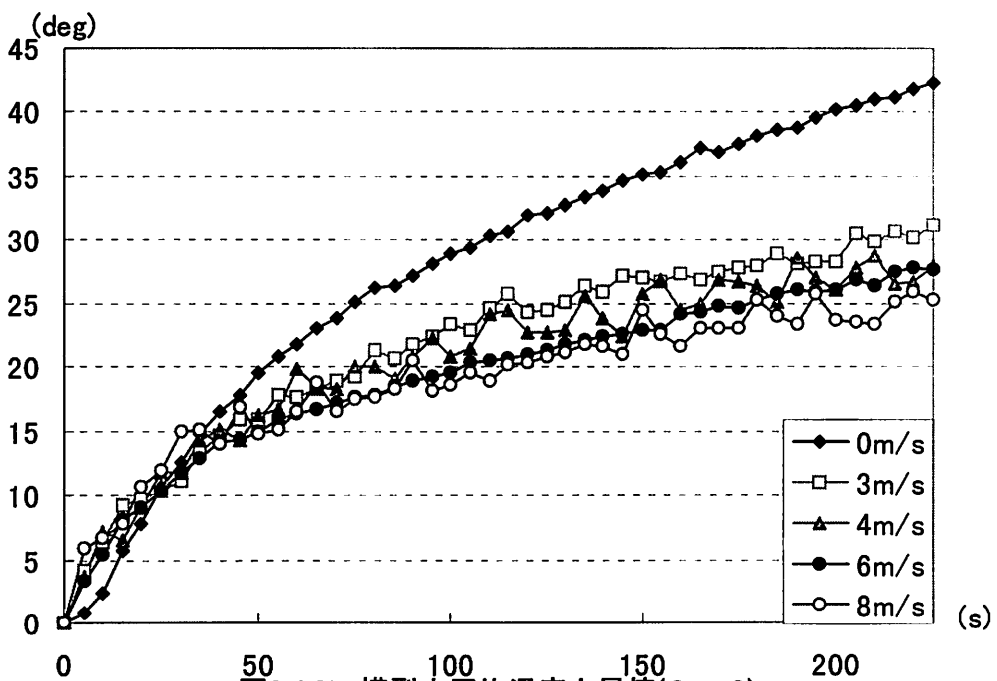


图2.4.2b: 模型内平均温度上昇値(Case2)

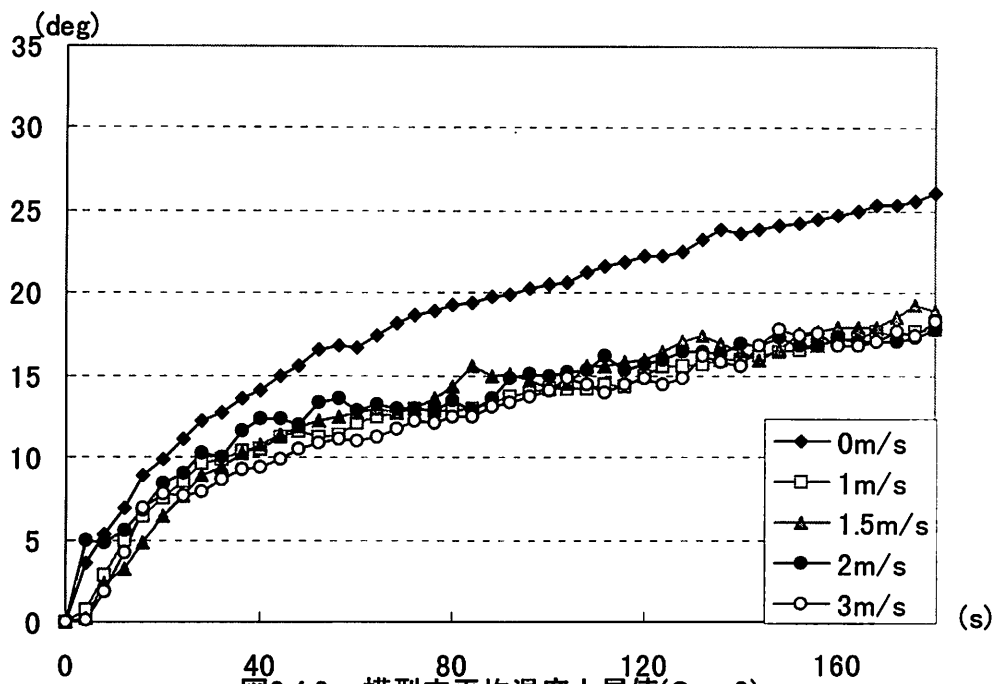


图2.4.2c: 模型内平均温度上昇値(Case3)

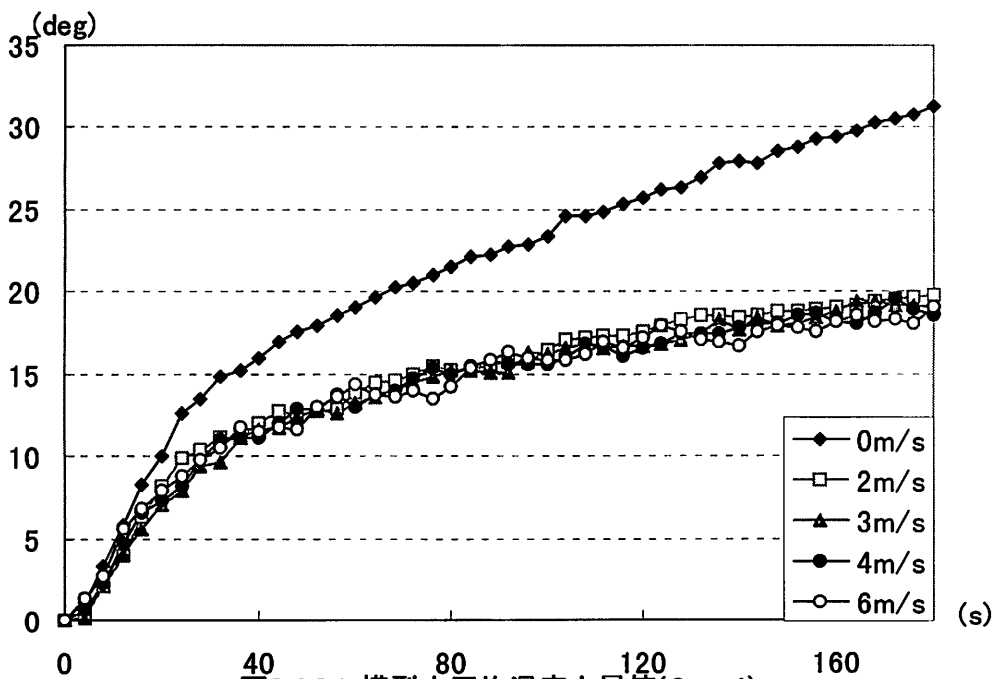
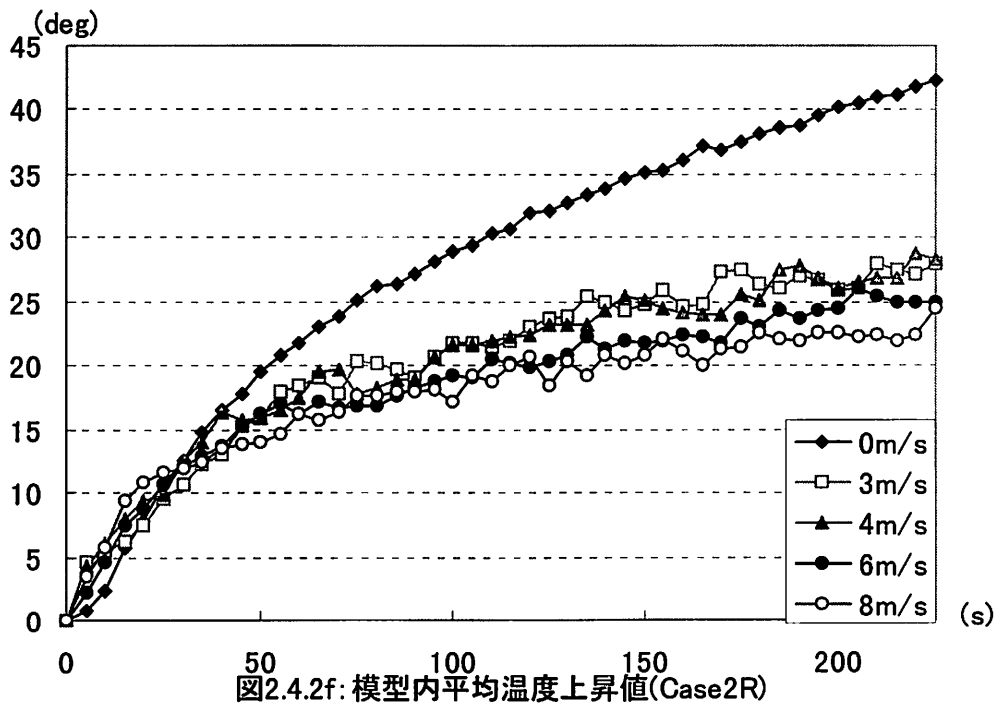
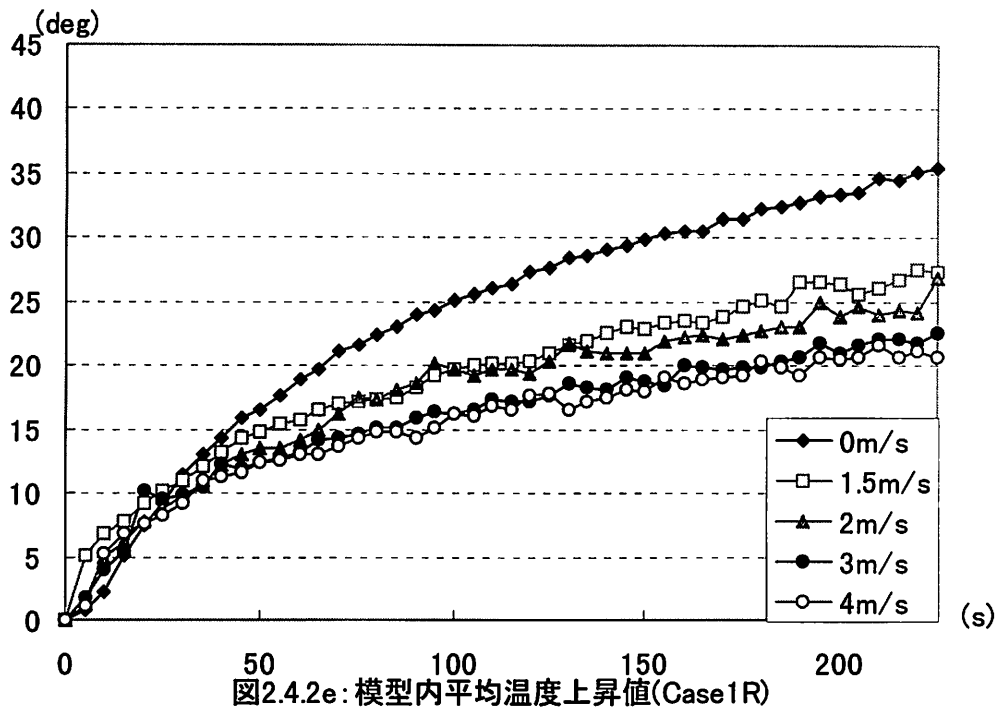


图2.4.2d: 模型内平均温度上昇値(Case4)



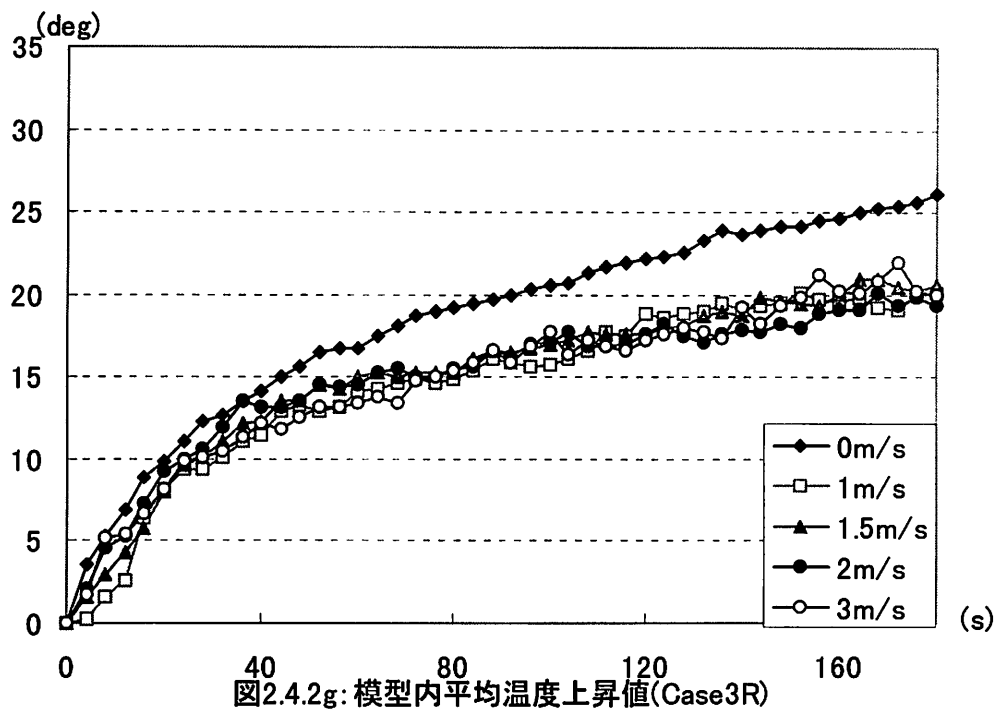


图2.4.2g: 模型内平均温度上昇値(Case3R)

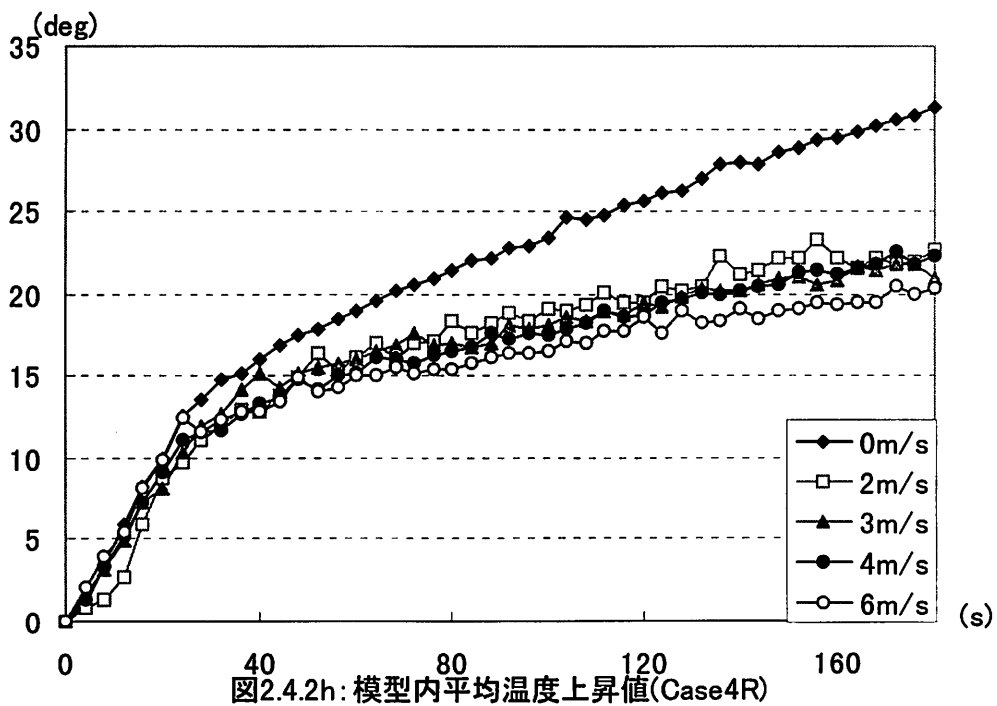


图2.4.2h: 模型内平均温度上昇値(Case4R)

### 2.4.3 風速による影響

2.4.2 での流量における考察とは違い、明らかな傾向が見受けられる。惜しくも同ケースにおける再現性については乏しいが、開口率の異なる Case1 & Case2, Case3 & Case4, Case1R & Case2R, Case3R & Case4R において同様な変化が見られることから、開口率が小さくなれば模型内の平均温度上昇値は大きくなると言える。ただ悔やまれるのが、各ケース間における同風速のデータが少ないため決定力を欠くことである。

また、ファンの性能上、風速が乱れていることが原因<sup>註1)</sup>と思われる上昇値のぶれを除けば、風速が増すと上昇値は小さくなると言えるが、これも開口率同様、データ不足のため断言するには至らない。

開口率と温度上昇値の関係を述べたものの、風速一定で開口率が大きくなれば、流量も大きくなるわけで、すると流量も温度上昇に影響しているようにも思われる。事実、2.4.2 と同様に、 $(\text{流量}) / (\text{開口面積}) = (\text{風速})$  なので、風速を一定にしても流量と開口面積が相関していることは明らかである。しかし、ここでは敢えて開口率に重点を置いて検討を進めようと思う。

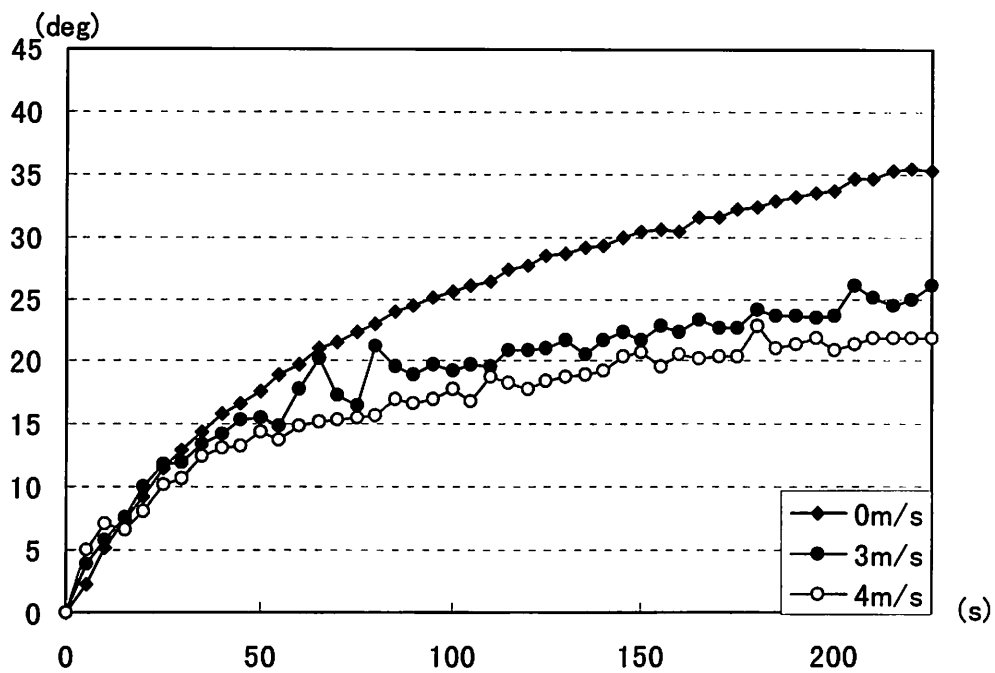


图2.4.3a: 模型内平均温度上升值(Case1)

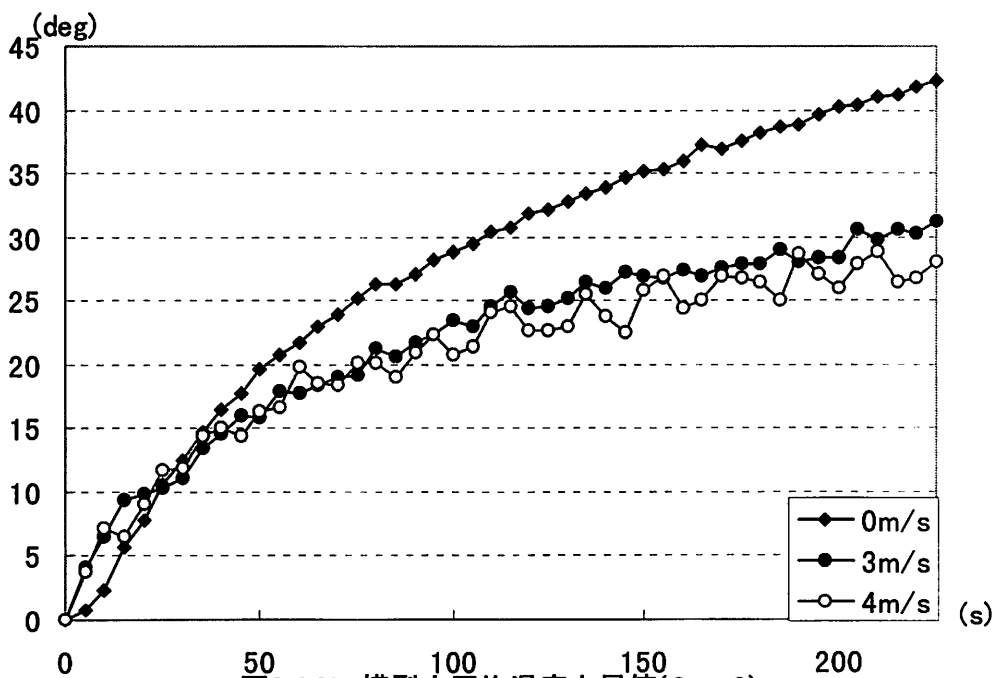


图2.4.3b: 模型内平均温度上升值(Case2)

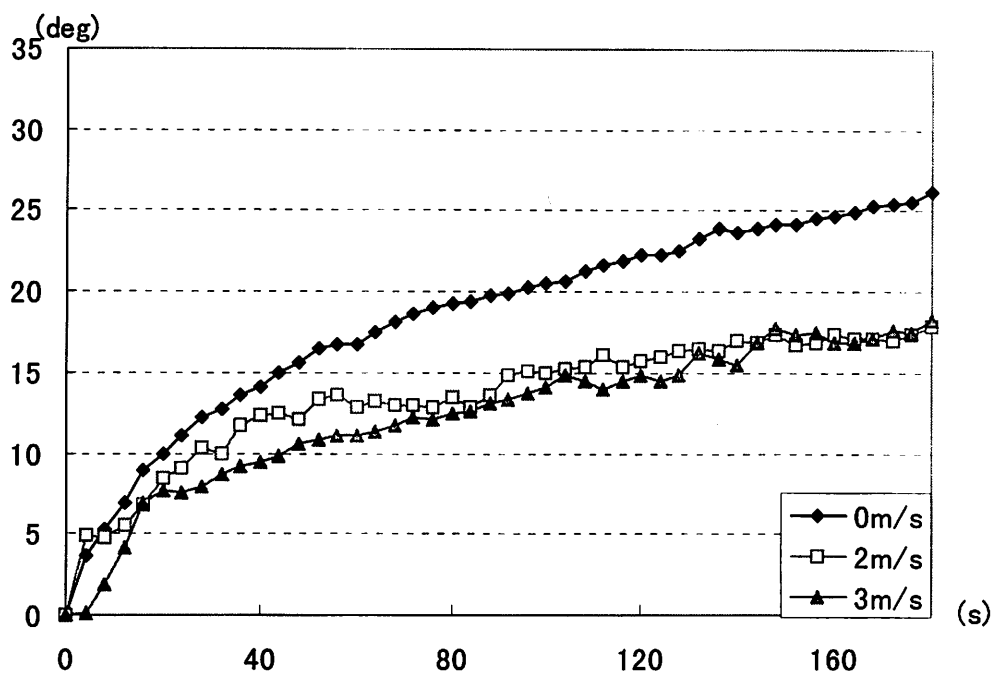


图2.4.3c: 模型内平均温度上升值(Case3)

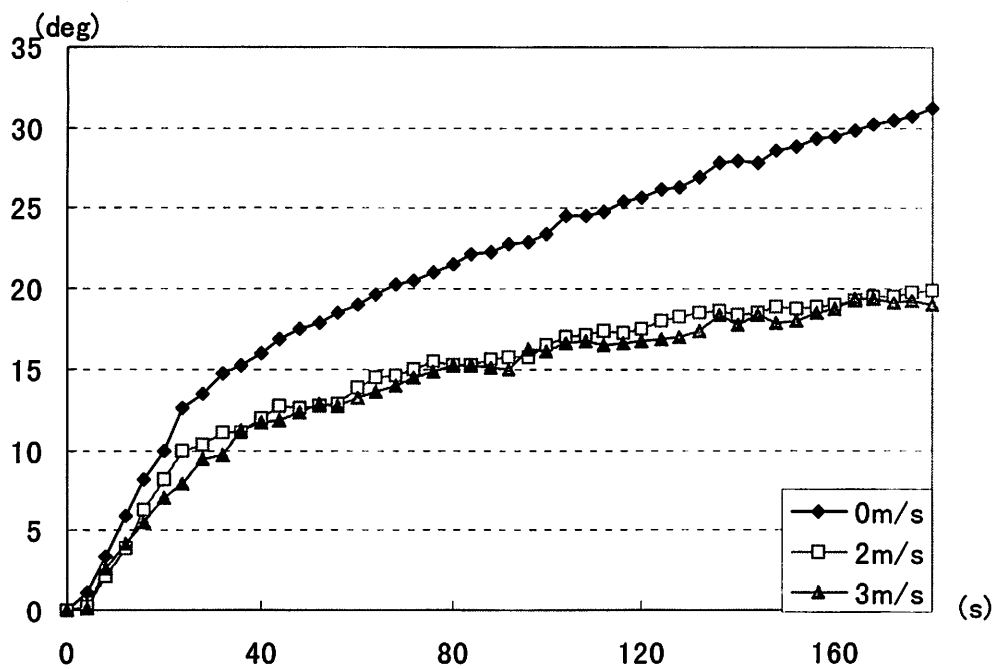


图2.4.3d: 模型内平均温度上升值(Case4)

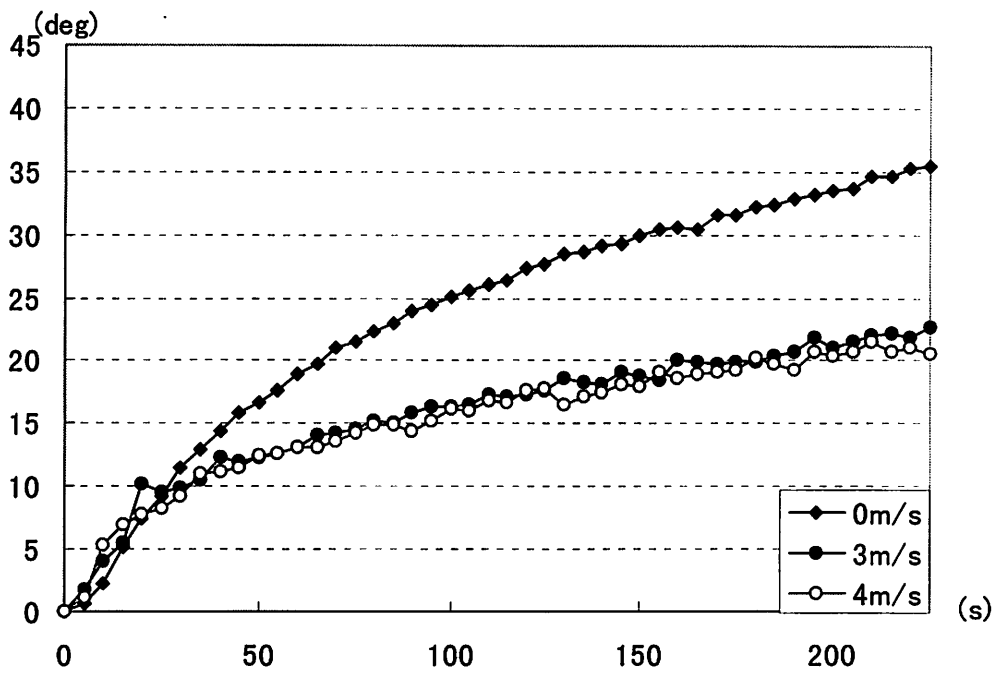


图2.4.3e: 模型内平均温度上升值(Case1R)

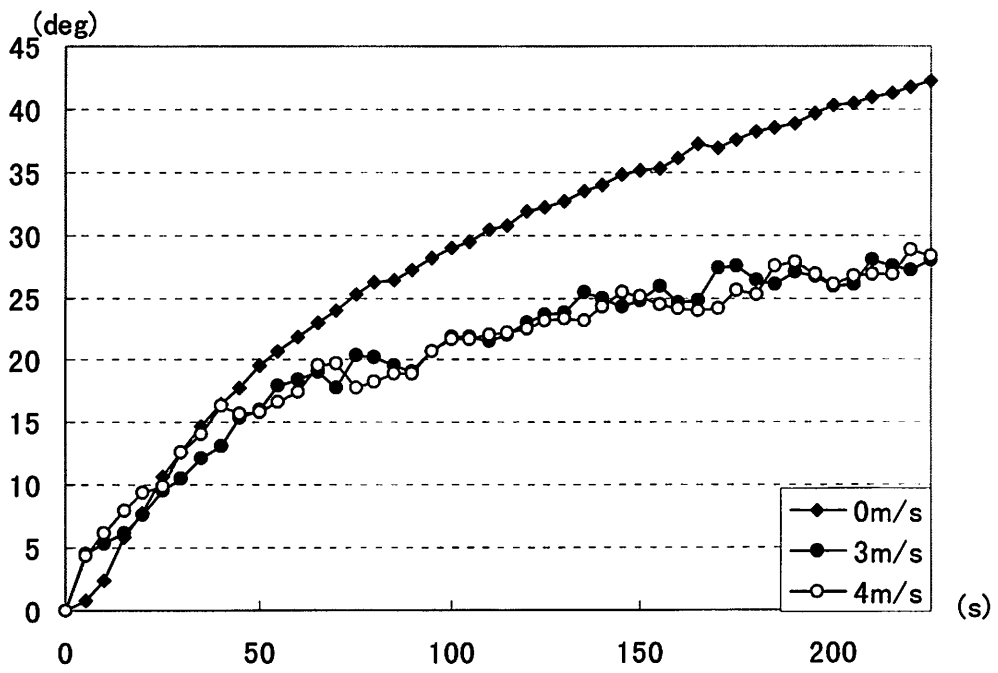


图2.4.3f: 模型内平均温度上升值(Case2R)



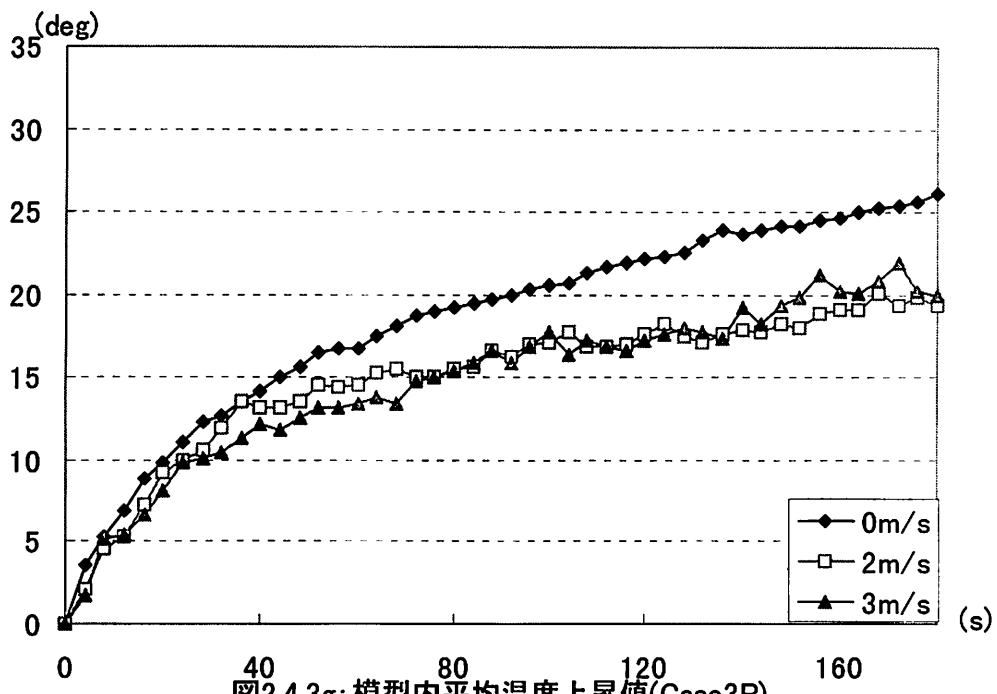


图2.4.3g: 模型内平均温度上升值(Case3R)

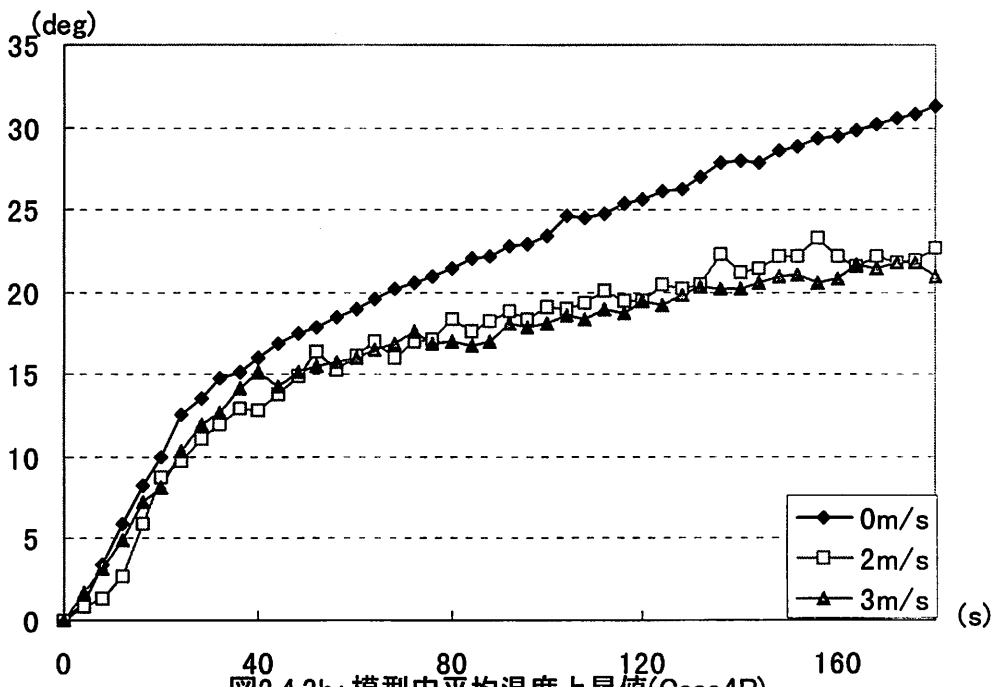


图2.4.3h: 模型内平均温度上升值(Case4R)

#### 2.4.4 開口面積による影響

同条件で、縮尺比の異なる模型間においては、94年度の実験<sup>1)</sup>において得られた結果と同様に、模型サイズが大きくなれば温度上昇値も大きくなるという傾向が見られる。この事はこれまでの結果の中で最も顕著なものだと言えよう。

図 2.4.4a～h は、縮尺比の異なる模型間では風速・模型が同じケースにおいて、流量が対応するように表してあるのだが、2.4.2、2.4.3 で述べたこと以外の傾向は見出せそうにもない。これは当然ではあるのだが、影響因子としてあげた 3 条件が相関しているため、2 条件を固定することはできないからである。しかし、唯一の例外について述べさせてもらうならば、0m/s すなわち 0 l/min おいては 2 条件を拘束する事ができるため、純粋に開口率についての比較ができる。そして、1/20 模型、1/30 模型の双方において開口率が小さくなれば、温度上昇値が大きくなる。けれど、開口をすべて開放した状態が果たして 0m/s、0l/min と呼べるだろうか？という疑問は残る。この事については、2.4.7 において掘り下げてみることにして、ここまでの結論としては例外的なものとして、0m/s においては開口率が小さくなれば、温度上昇値は大きくなるという傾向が得られたが、いまだ風速がある場合においてはこれといった決定打がないのが現状である。そこで新しい指標として、次式で表される流体力学上で言う運動量を用いて解析を行うことにする。

$$mv = (\rho Av)v = \rho Av^2$$

$m$  : 単位時間あたりの流体質量(kg)       $\rho$  : 流体密度(kg/m<sup>3</sup>)  
 $A$  : 開口面積(m<sup>2</sup>)       $v$  : 流体速度(m/s)

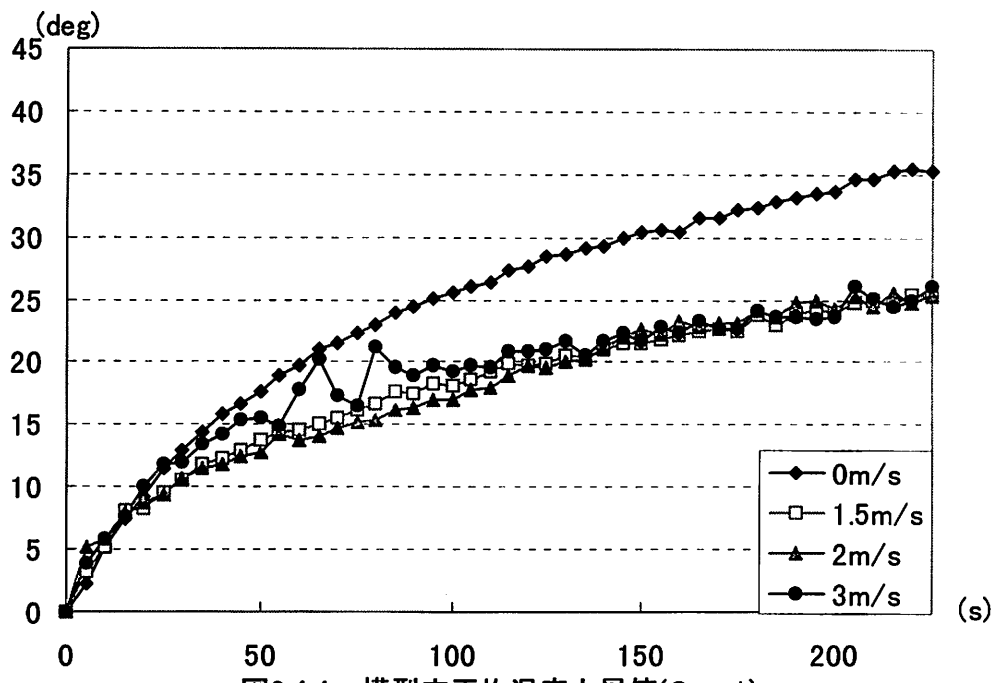


图2.4.4a: 模型内平均温度上昇値(Case1)

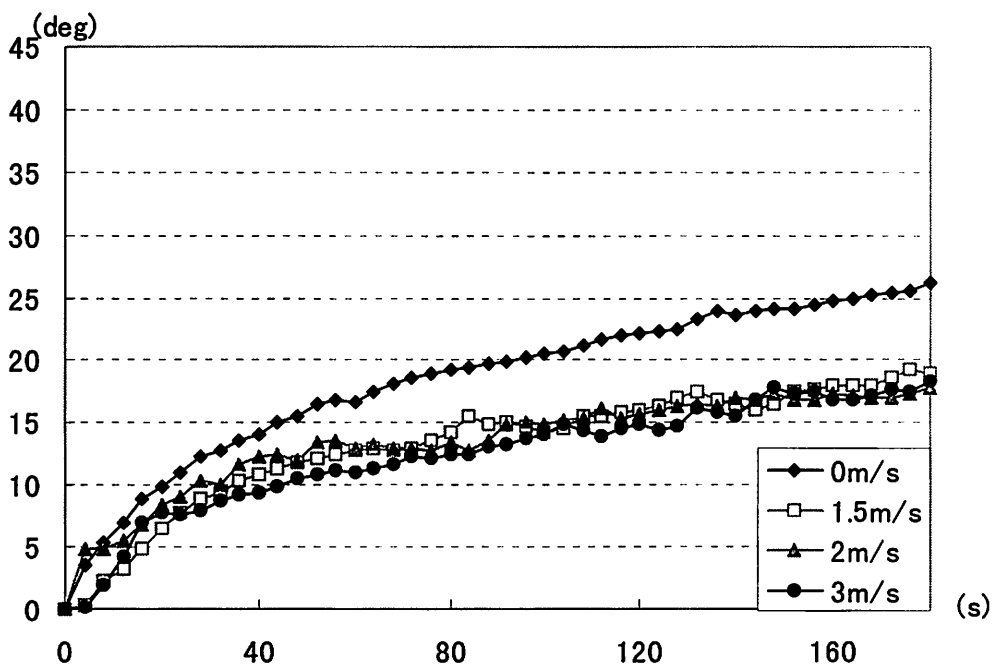
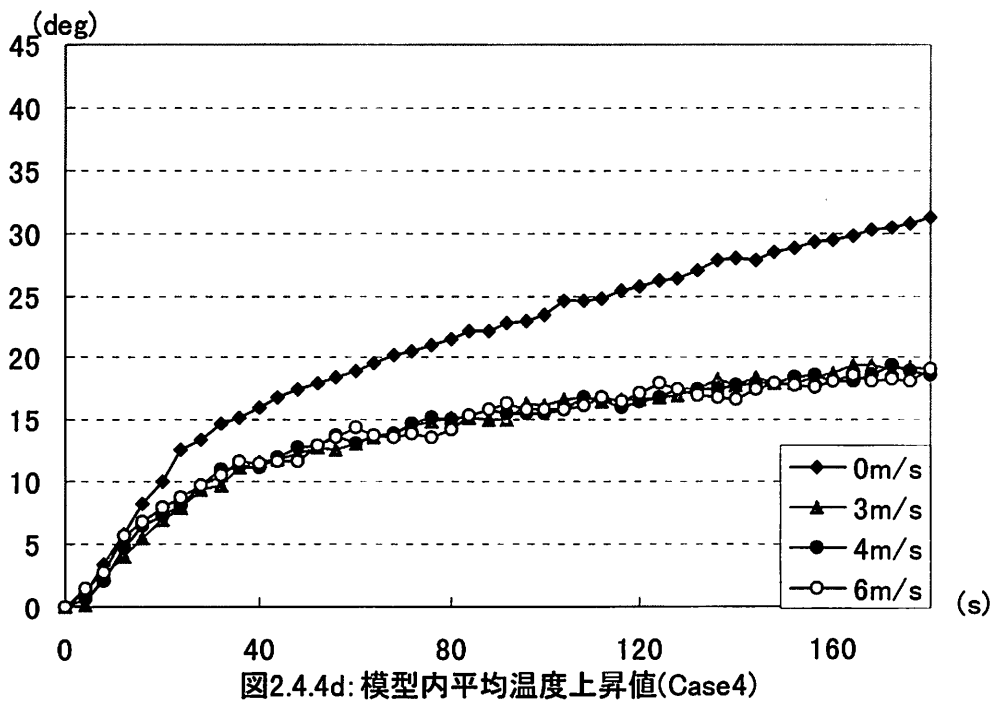
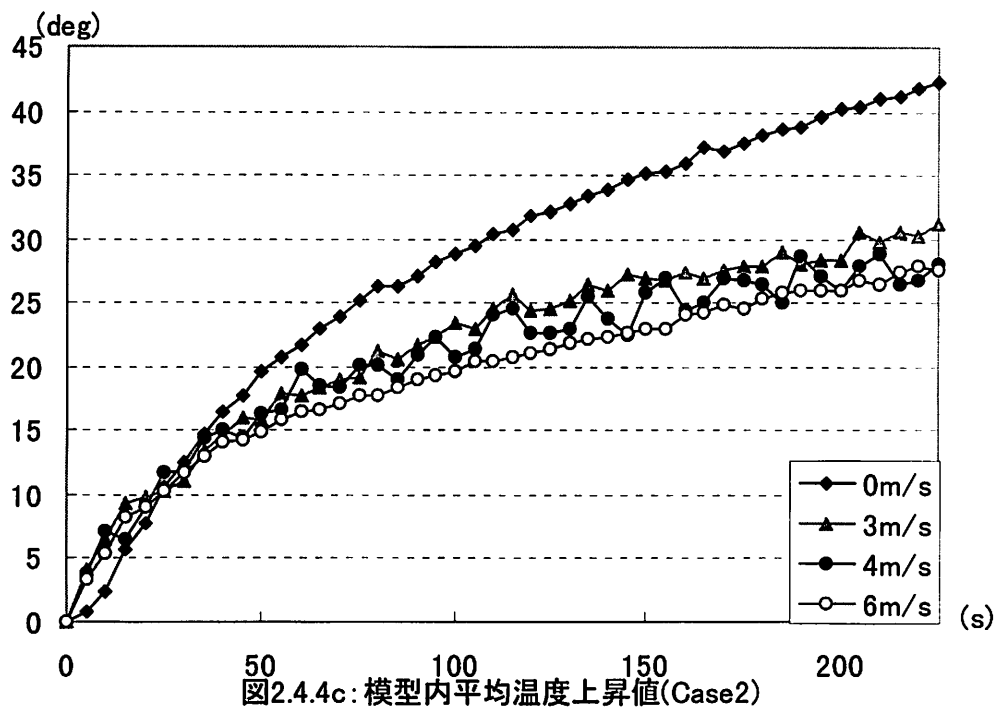


图2.4.4b: 模型内平均温度上昇値(Case3)



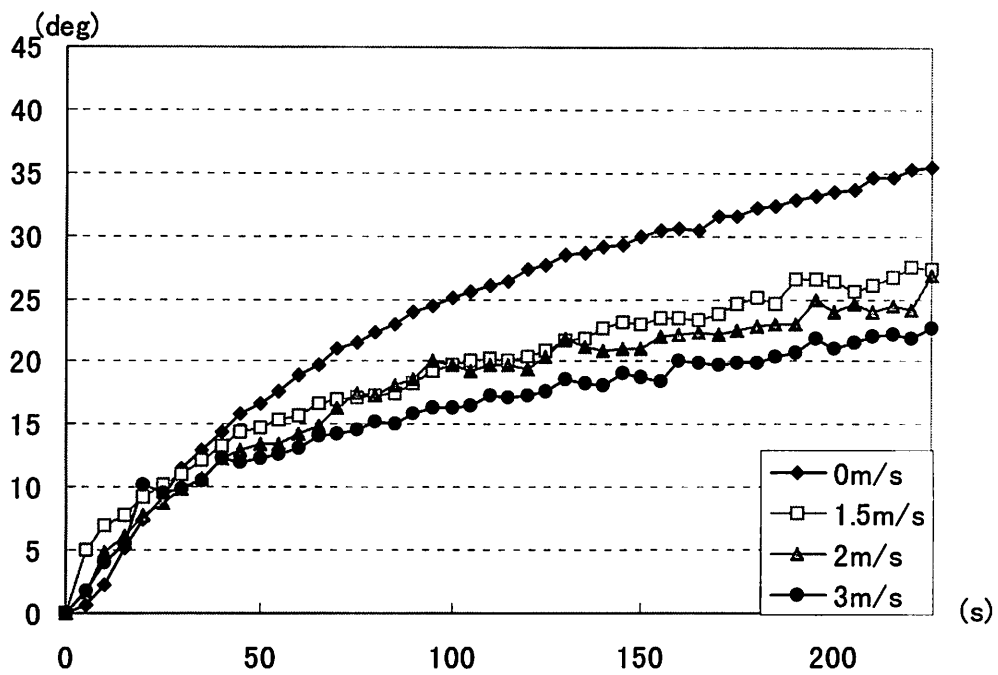


图2.4.4e: 模型内平均温度上升值(Case1R)

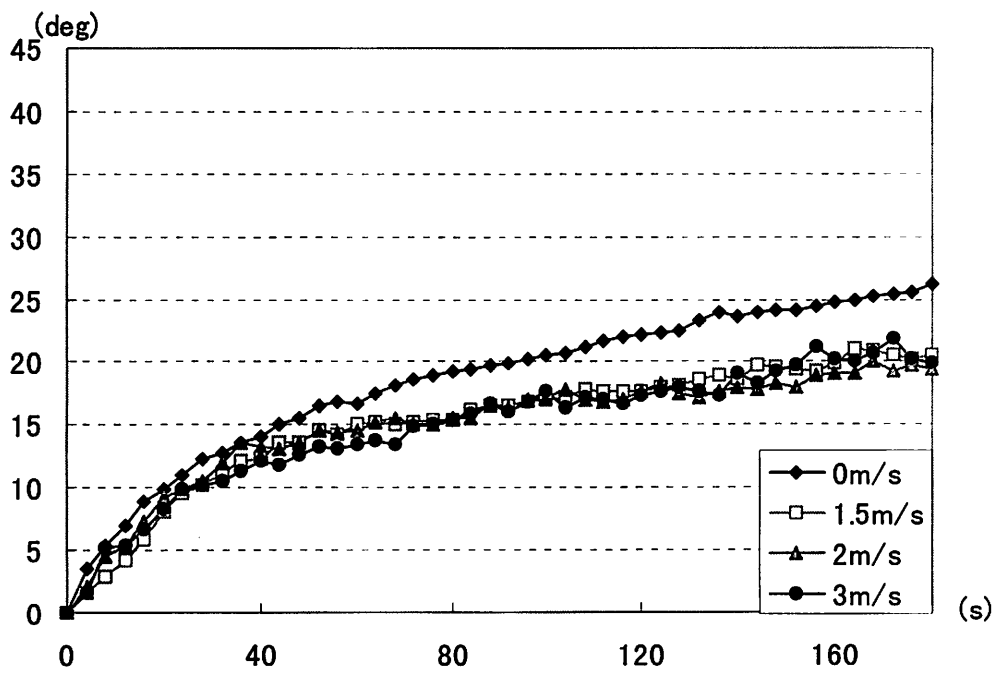
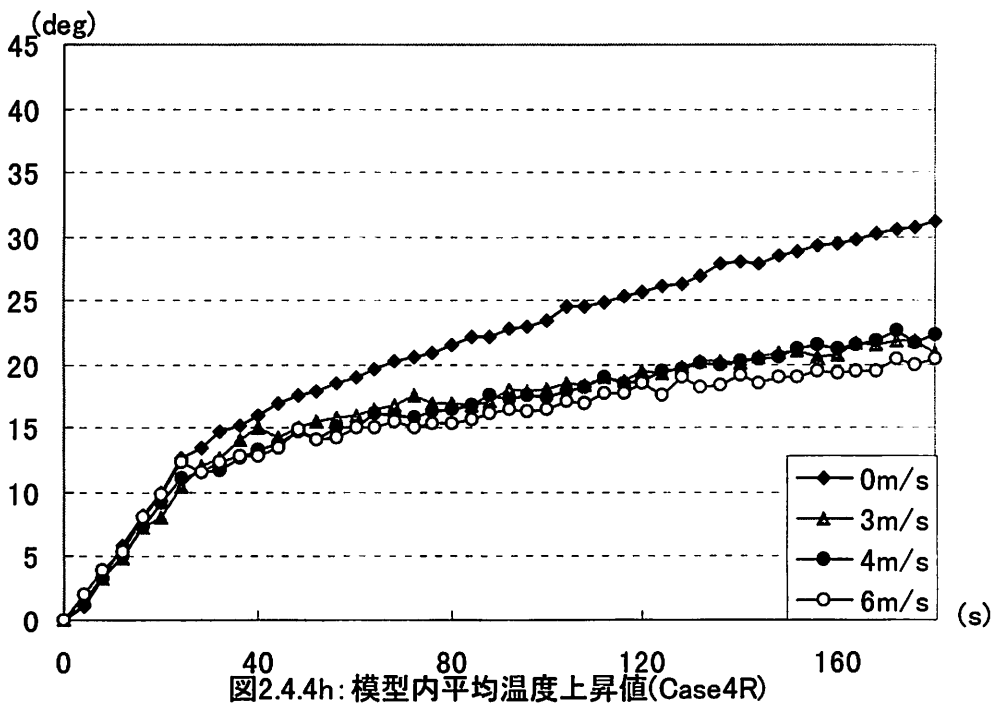
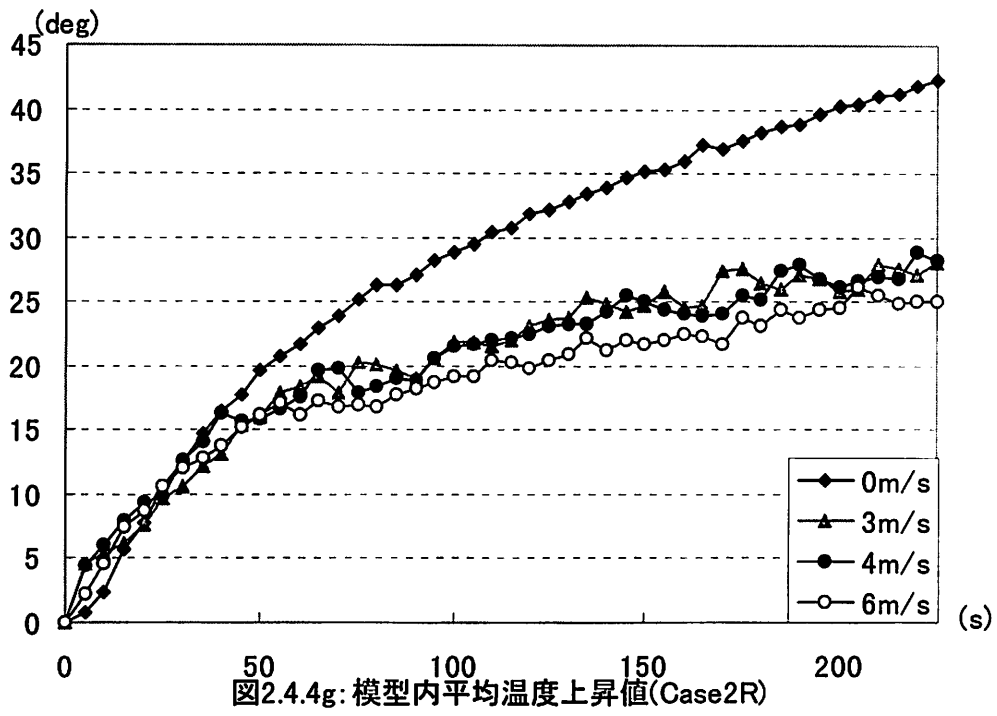


图2.4.4f: 模型内平均温度上升值(Case3R)



## 2.4.5 運動量による影響

模型内温度上昇の指標として運動量  $\rho Av^2$  ( $\text{kg}\cdot\text{m}/\text{s}^2$ ) を用いる訳だが、その使用法は様々である。ここでは、模型内が完全混合状態であると仮定して、ザイデルの式<sup>注2)</sup>を用い、理論上昇値を求め、その収束値を  $\Delta \theta_r$ 、5つある排気側開口の平均温度上昇値を  $\Delta \theta$  とし、 $\Delta \theta / \Delta \theta_r$  を平均温度上昇値比と定め、これによって温度上昇を表す。また、この時の理論上昇値が約 200℃と大きくなるので（空気への熱伝播が不十分なのが原因ではないかと考えられるが・・・）、これ以降すべて、この値の 1/3 を理論上昇値として取り扱う。

以上のことに基づいてグラフ化したものが、図 2.4.5 a と図 2.4.5 b である。これらは模型サイズによって分けられ、1/20 模型では塗りつぶしが Case1、白抜きが Case2 であり、1/30 模型では塗りつぶしが Case3、白抜きが Case4 であり、凡例にある数字は模型運動量である。これら 2 つのグラフから読み取るに、かなり運動量と模型内温度上昇の関係が見えてきたような気がする。というのも、数ヶ所逆転しているところもあるけれど、ほとんどが運動量が大きくなるほど平均温度上昇値比も大きくなるという結果が得られている。つまり、給気側開口部での運動量が大きくなればなるほど、完全混合状態からは離れてしまうと考えられる。しかし、2.4.6 から分かることだが、温度成層は確実に崩されている。したがって、模型内は拡散されてはいるものの、上昇気流によって、熱はかなり排出されているものと思われる。

補足として、運動量ほどの明確な傾向は得られなかったが、 $\rho u$  を指標としてグラフ化したものを図 2.4.5c,d に表す。

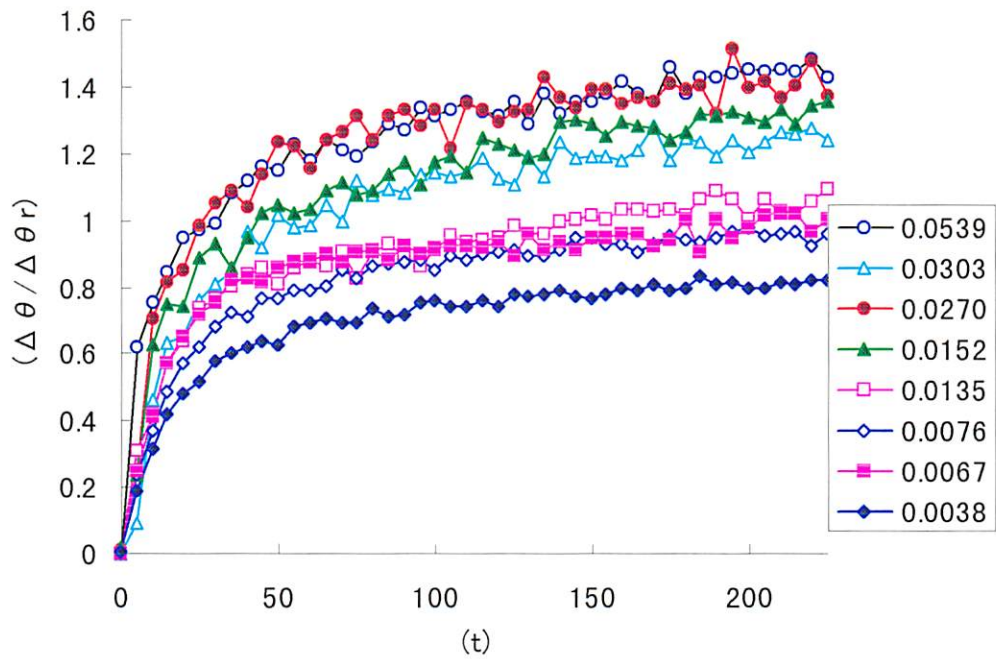


図2.4.5a: 運動量別開口部平均温度上昇値比(1/20)

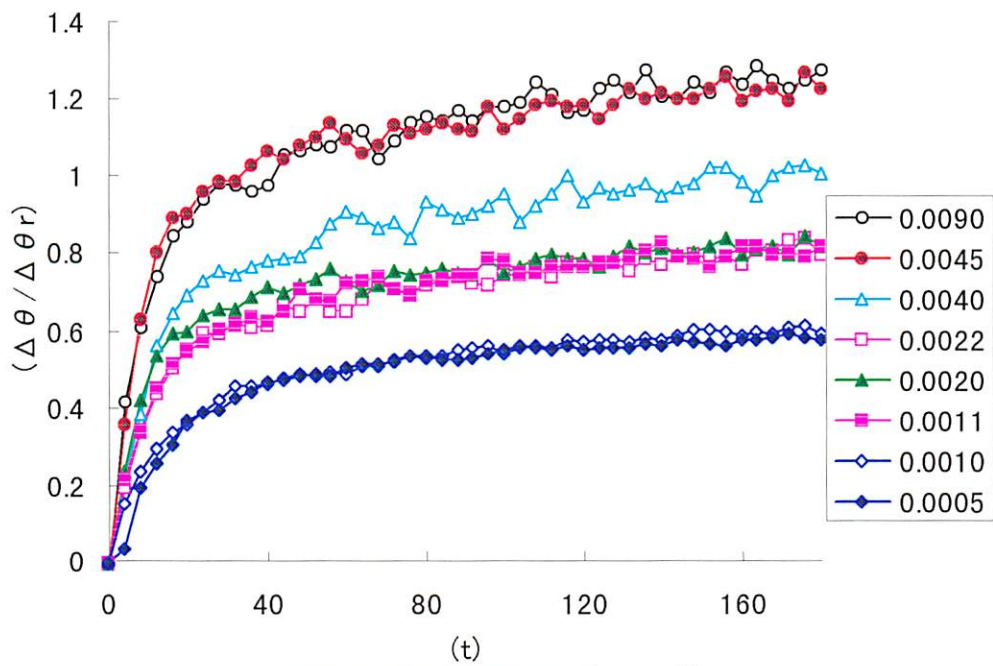


図2.4.5b: 運動量別開口部平均温度上昇値比(1/30)



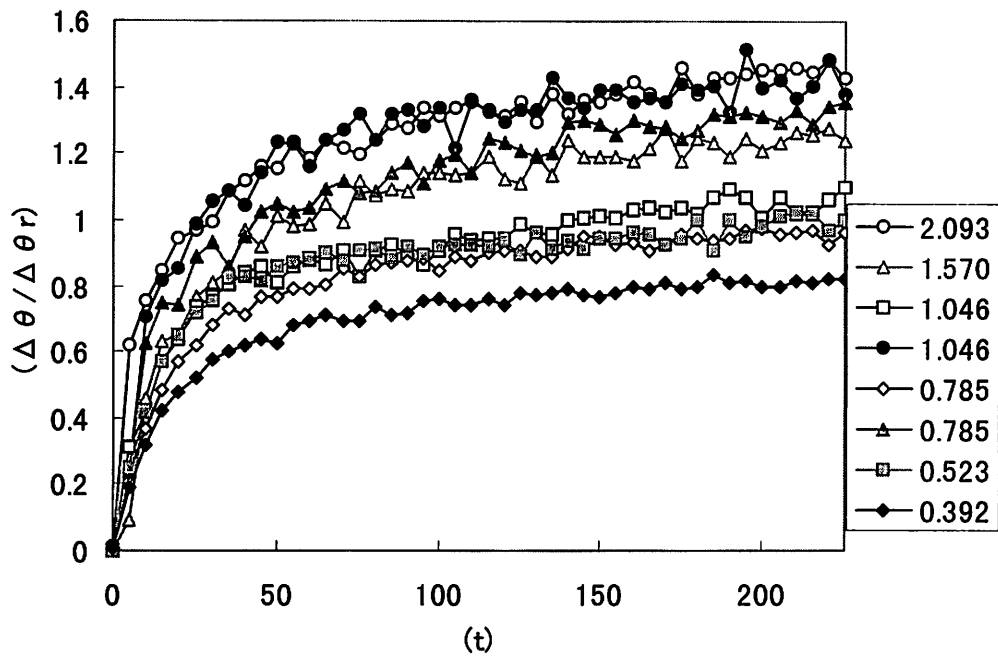


图2.4.5c:  $\rho u$ -開口部平均温度上昇値比(1/20)

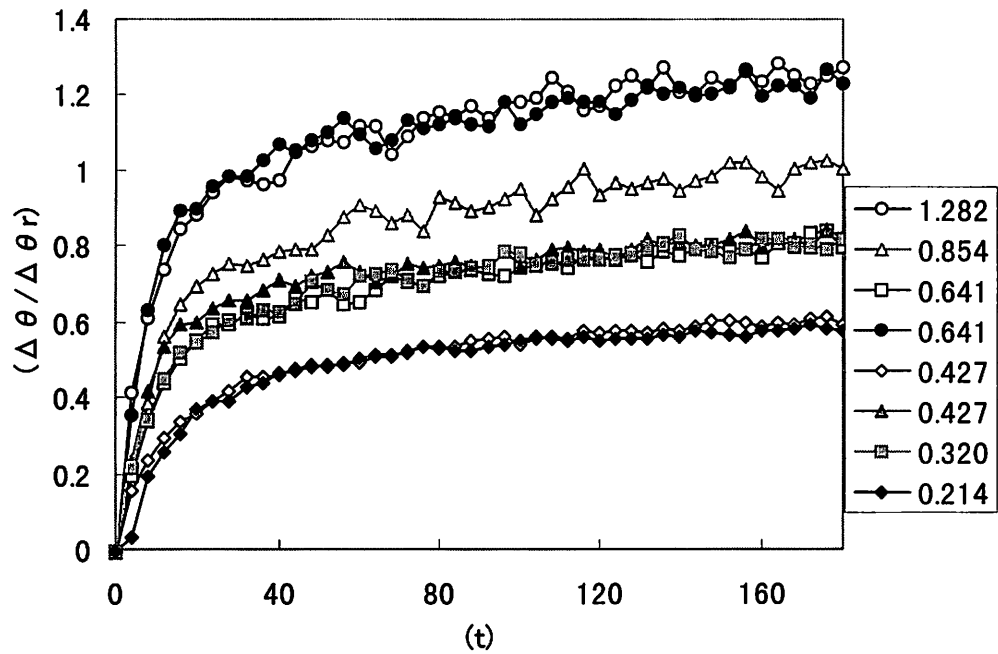


图2.4.5d:  $\rho u$ -開口部平均温度上昇値比(1/30)

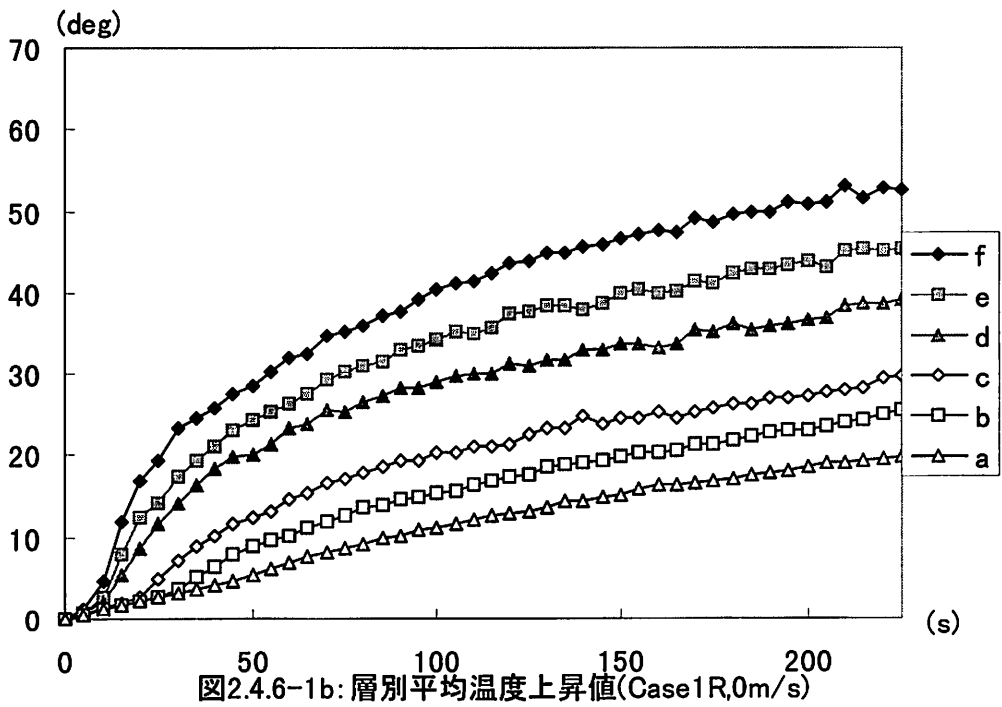
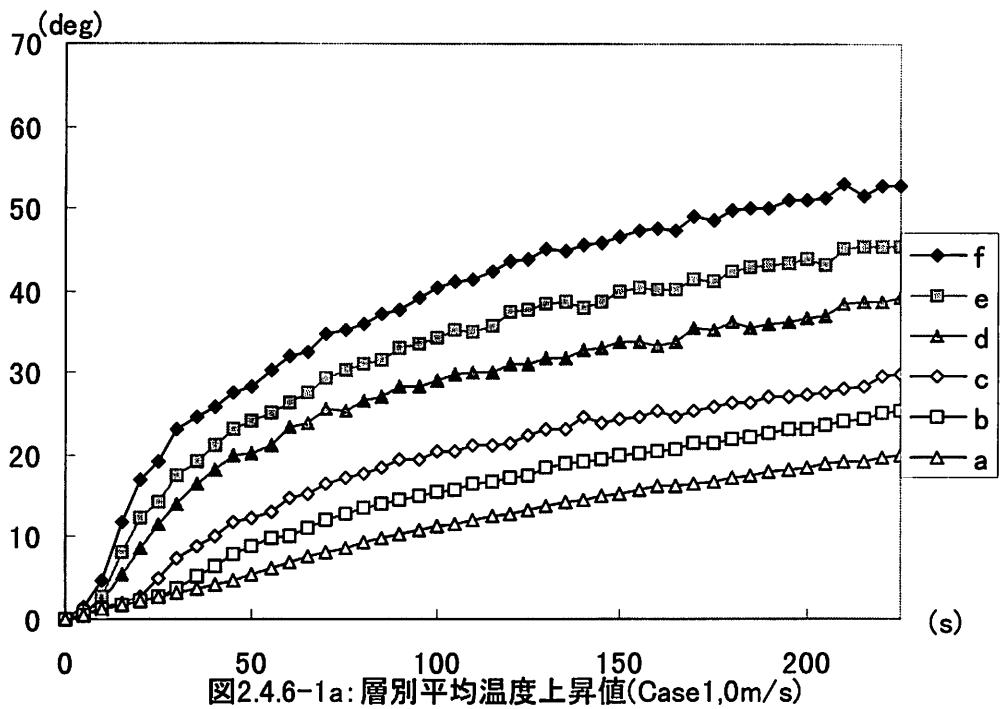
## 2.4.6 温度成層の考察

温度成層についての考察を、まずは模型別に行ってゆくことにする。図 2.2.8 にあるように、模型内を高さ方向へ 7 分割し、その境界面の 6 層を下から a~f 層と定め、それぞれの平均温度上昇値を数値軸にとってグラフ化した（図 2.4.6-1~20）。1/20 模型について温度成層が存在していると思われるのは、Case1 で 1.5m/s、Case2 で 3m/s、つまり流量 580l/min までで、770l/min においては成層化しているとは言いづらい。1160l/min においてはもはや最高層と最低層の平均温度上昇値の差、つまり a 層と f 層との差は約 5℃程であり、層間における平均温度上昇値の逆転現象も見うけられ成層化しているとは到底言えない。最高流量において模型内はほぼ一様になっているといえるだろう。

1/30 模型については最高流量時でやや乱れが観察されるぐらいで、測定風速時の大半が成層化していると言えよう。

これらは、相似則に基づいた実験である以上、模型間においても同じ現象が観察されるはずである。しかし、そうならないのはシステムに問題があるのではないかとまでしか考えが及ばない。また、1/30 模型での最高流量 420 l/min 以上の層別平均温度上昇値を 1/20 模型のそれと比較してみたいところだが、これ以上の風速では火炎が横へ倒れてしまうため危険であり、今回の実験システムではここまでが限界であったことは残念でならない。

Case1&Case2, Case3&Case4 のような開口率の違いにおいては、温度上昇値には差があるものの、温度成層自身の性状にはあまり違いは見られず、どちらかという、流量が成層化の指標となっているような気がしてならない。



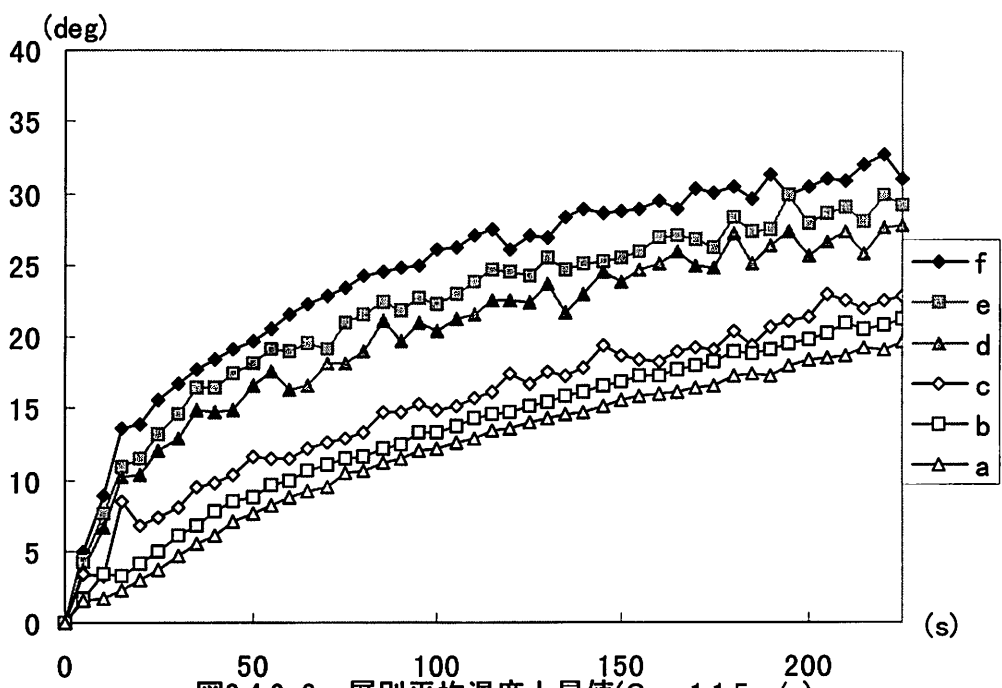


图2.4.6-2a: 層別平均温度上昇値(Case1,1.5m/s)

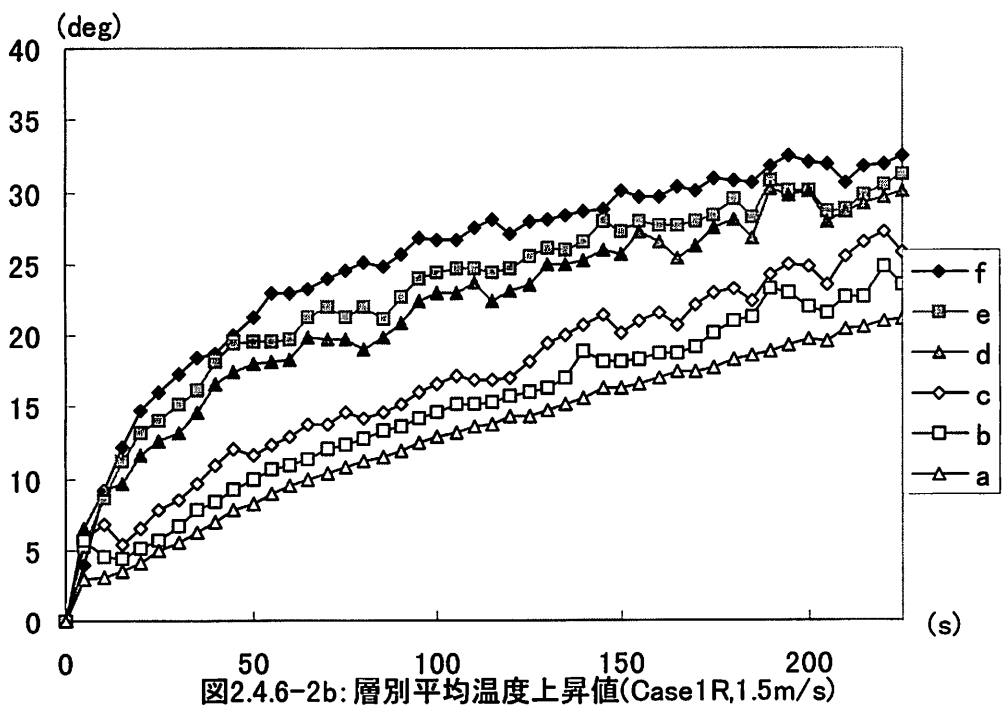


图2.4.6-2b: 層別平均温度上昇値(Case1R,1.5m/s)

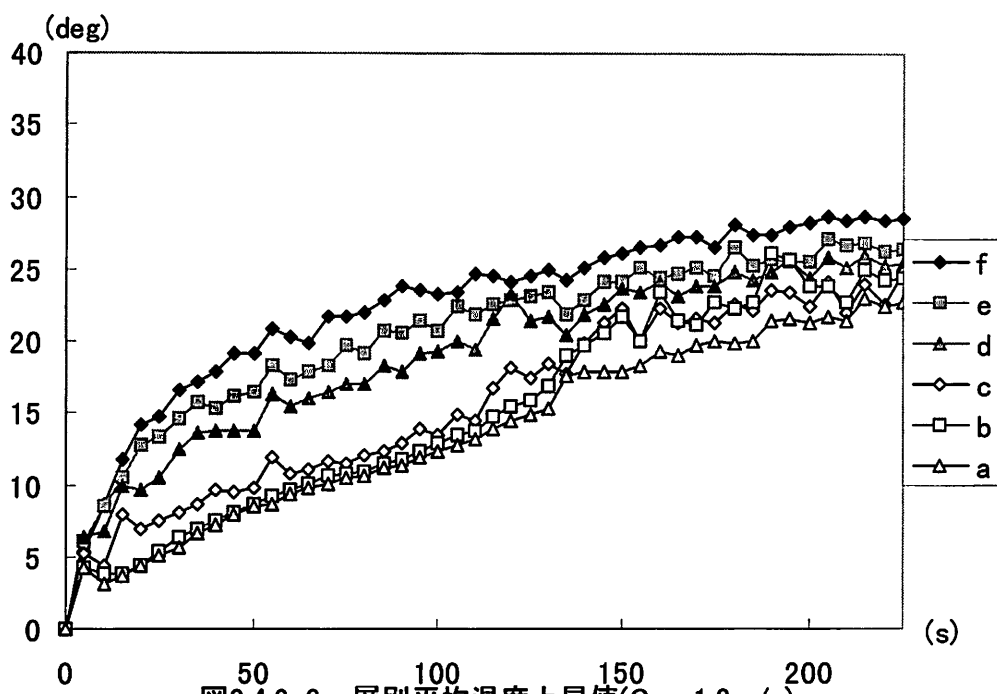


图2.4.6-3a: 層別平均温度上昇値(Case 1, 2m/s)

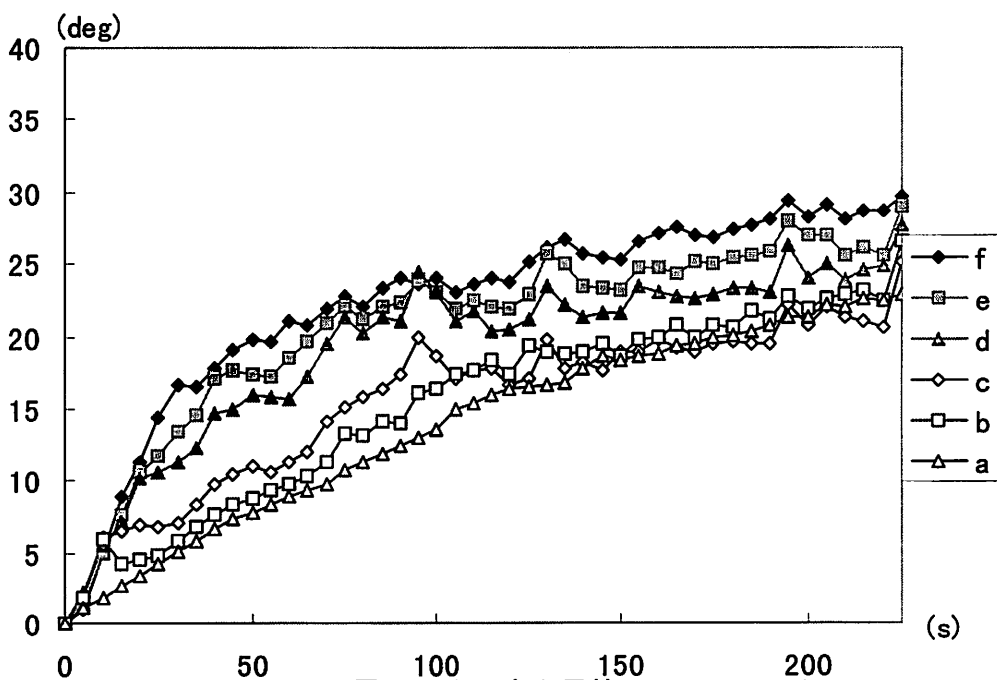


图2.4.6-3b: 層別平均温度上昇値(Case 1R, 2m/s)

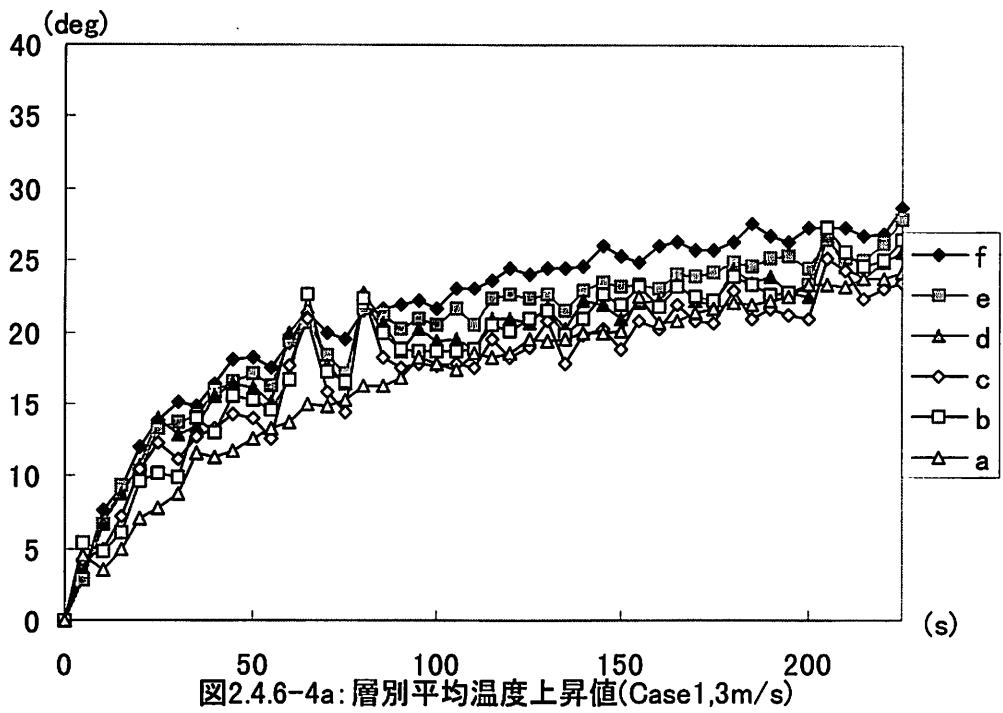


图2.4.6-4a: 層別平均温度上昇値(Case 1, 3m/s)

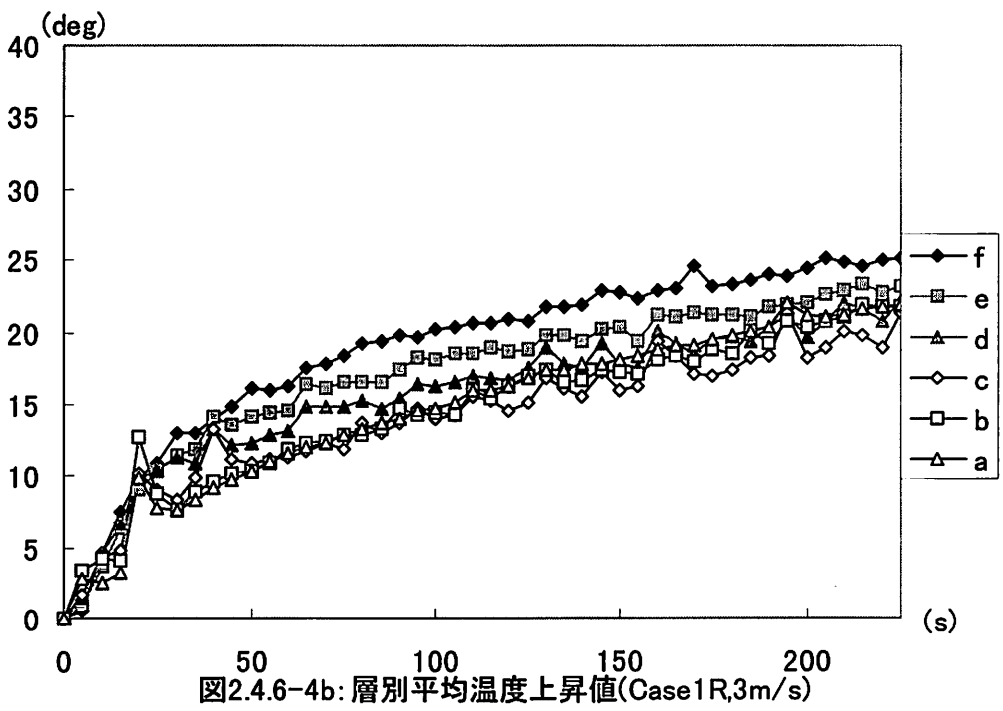


图2.4.6-4b: 層別平均温度上昇値(Case 1R, 3m/s)

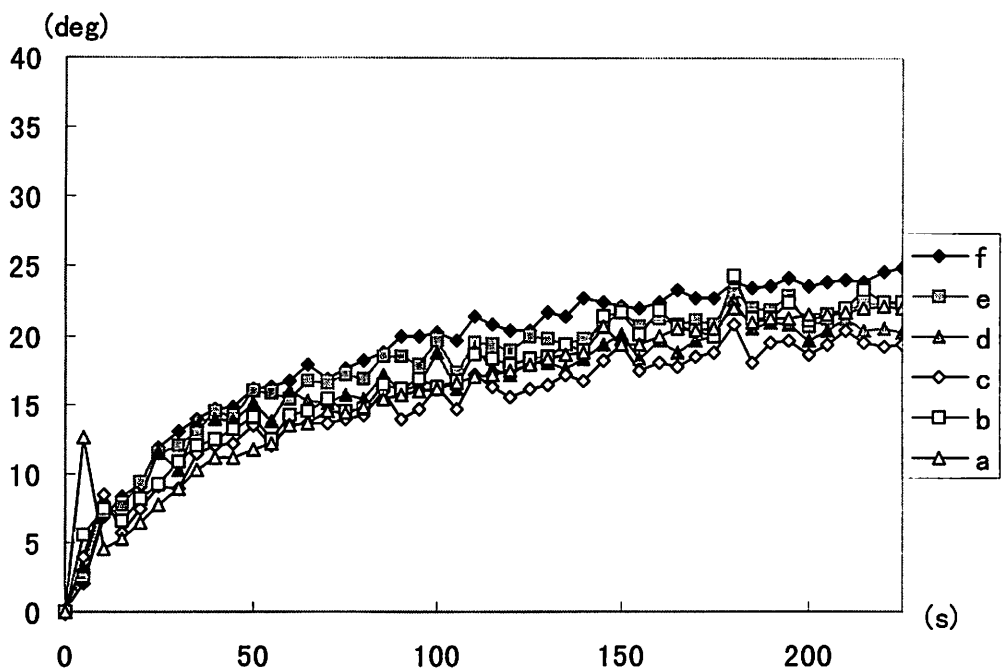


图2.4.6-5a: 層別平均温度上昇値(Case1,4m/s)

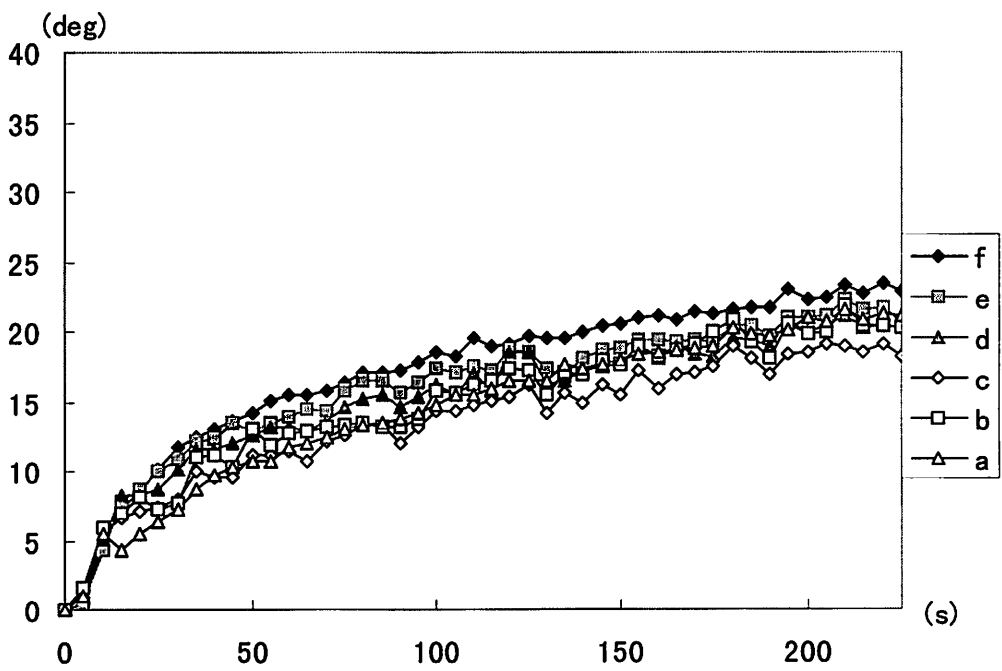
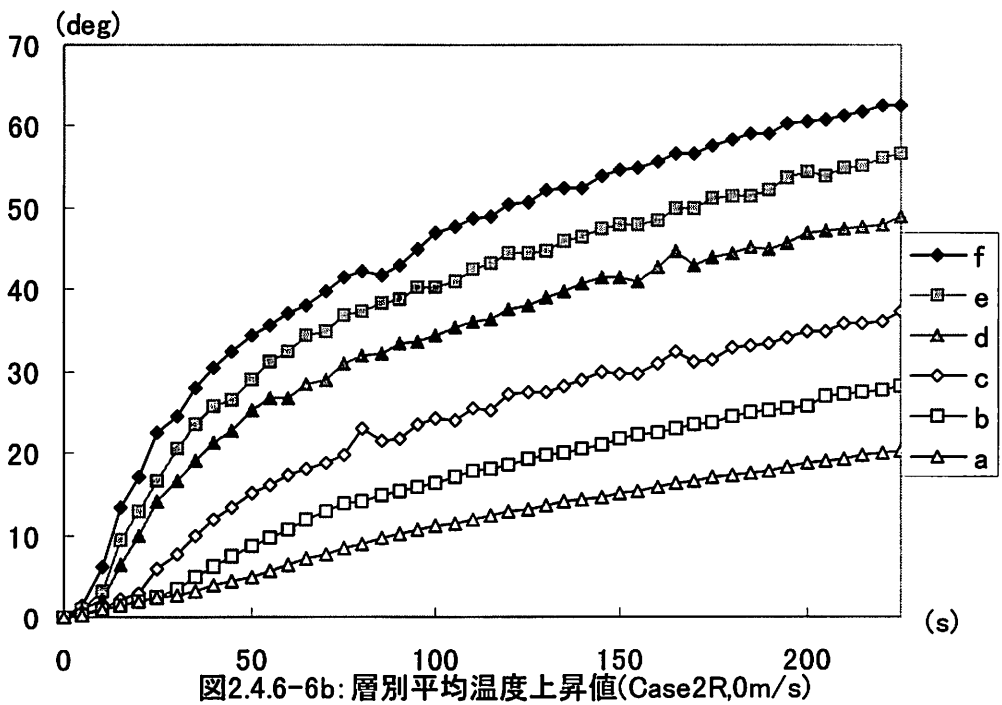
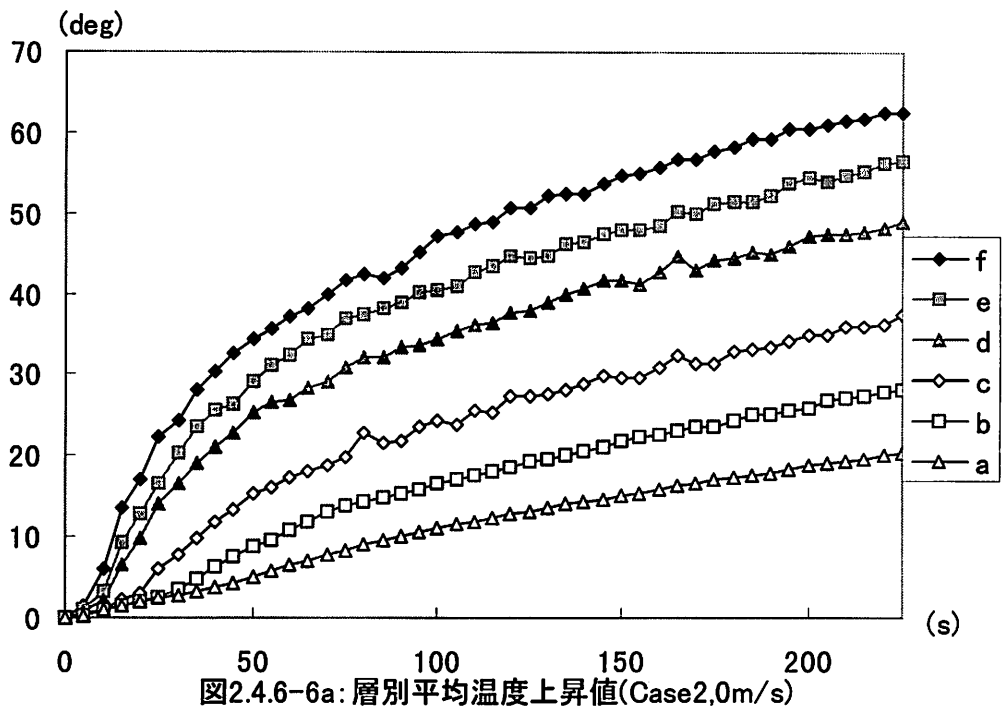


图2.4.6-5b: 層別平均温度上昇値(Case1R,4m/s)





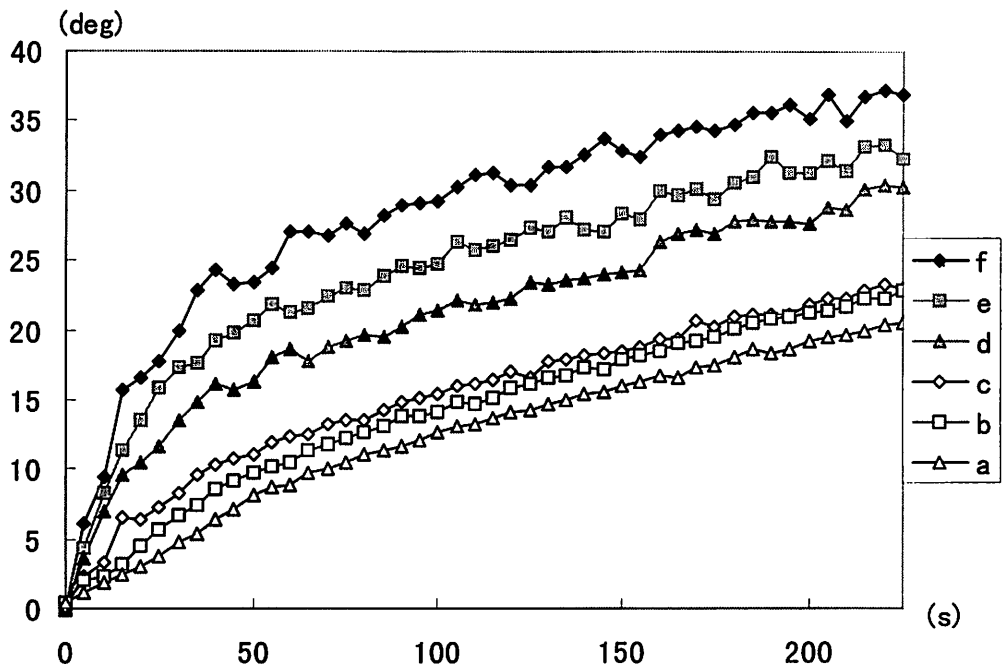


图2.4.6-7a: 層別平均温度上昇値(Case2,3m/s)

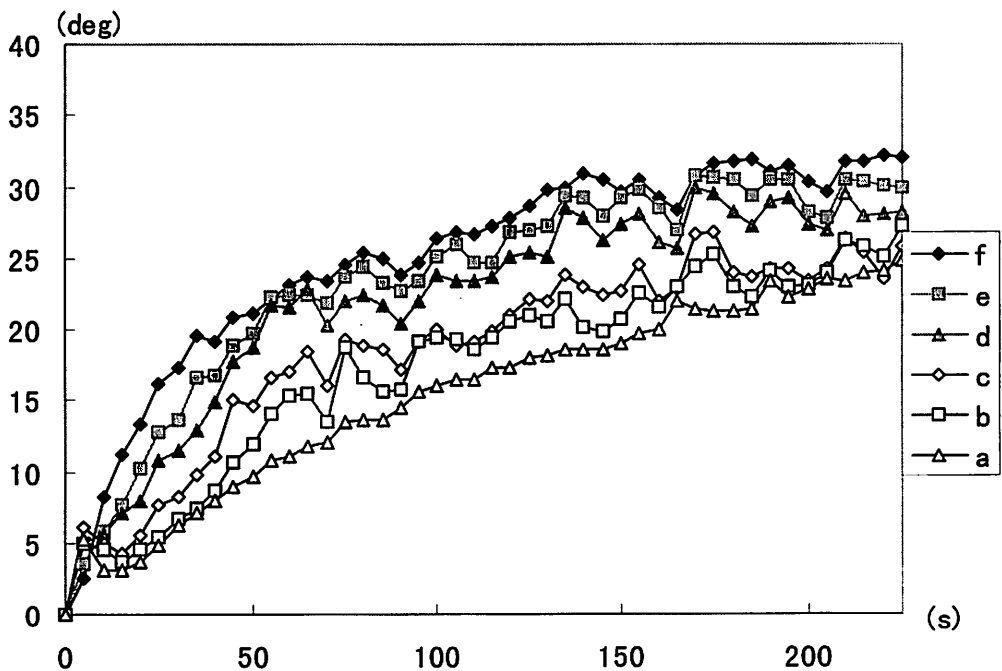
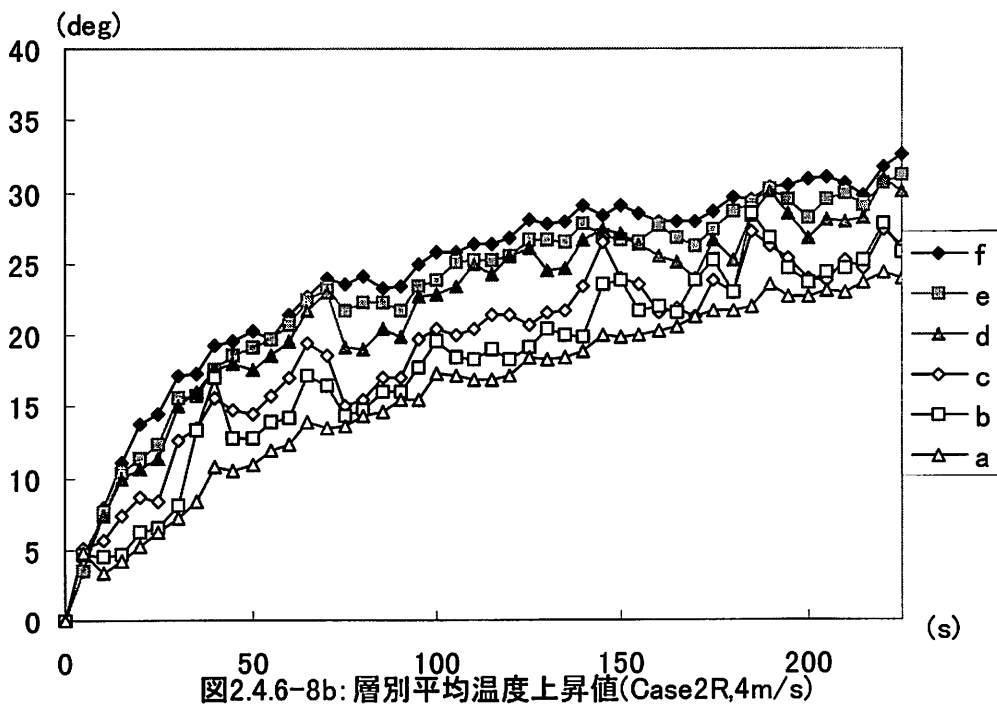
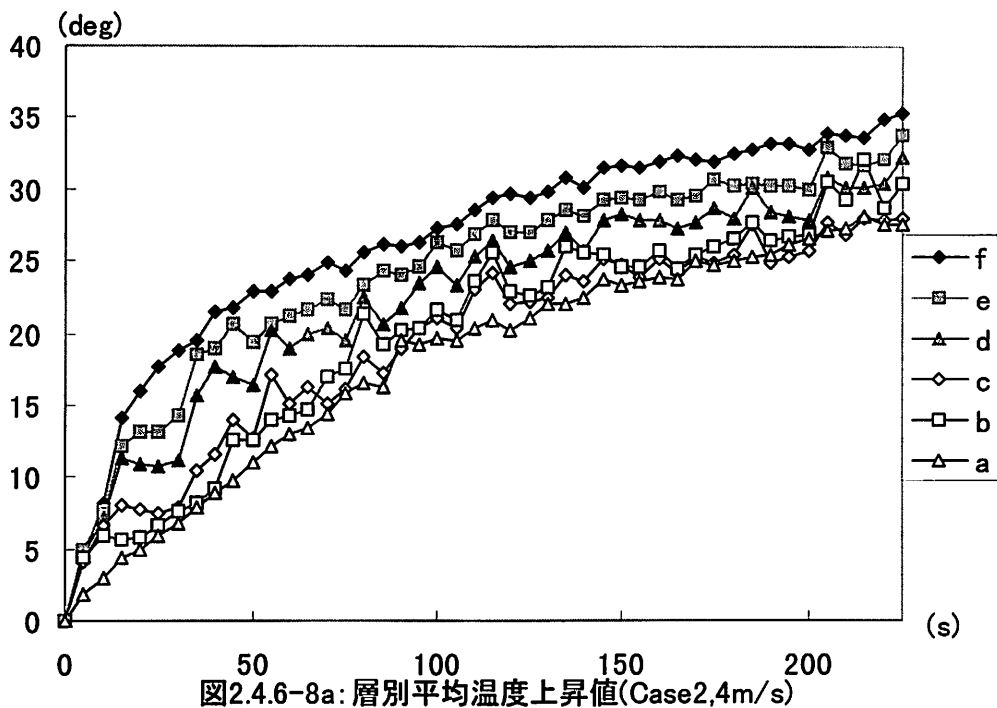
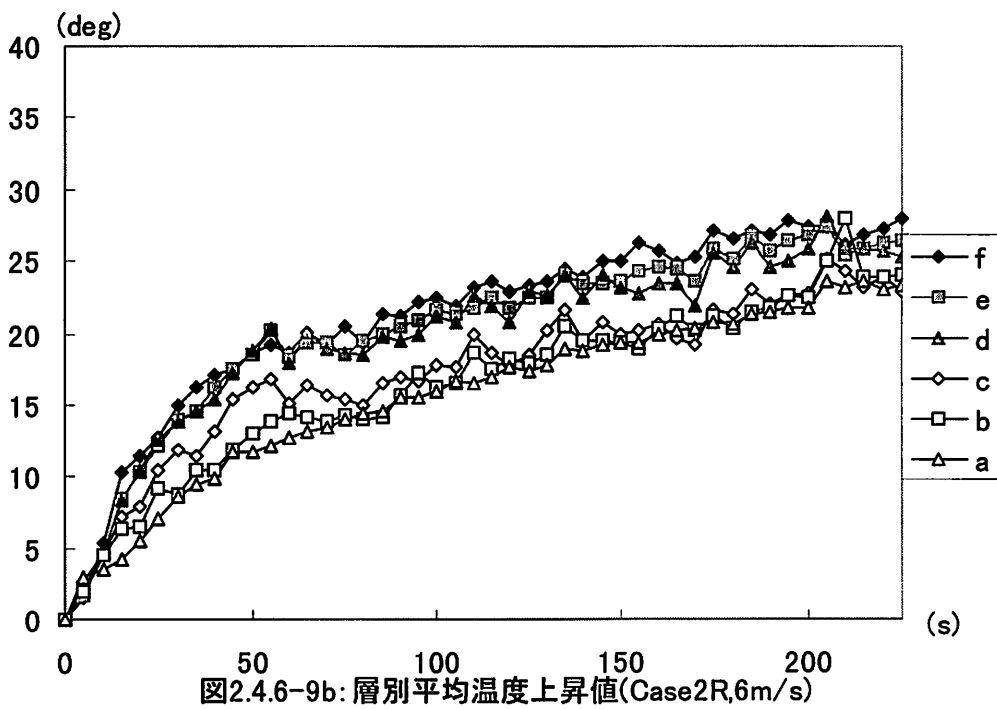
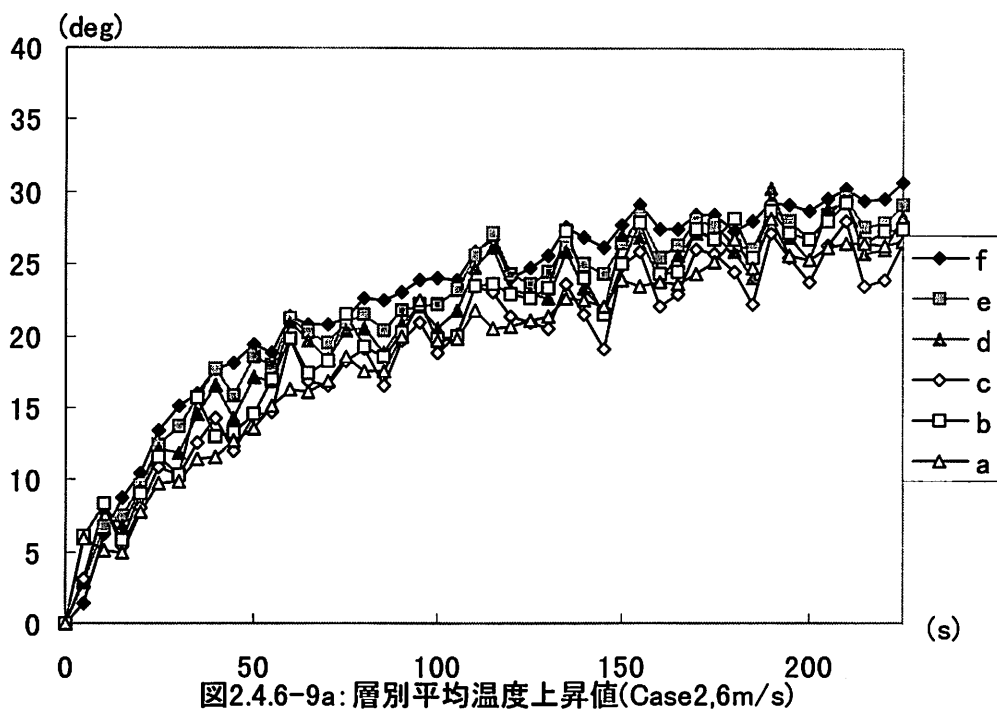


图2.4.6-7b: 層別平均温度上昇値(Case2R,3m/s)





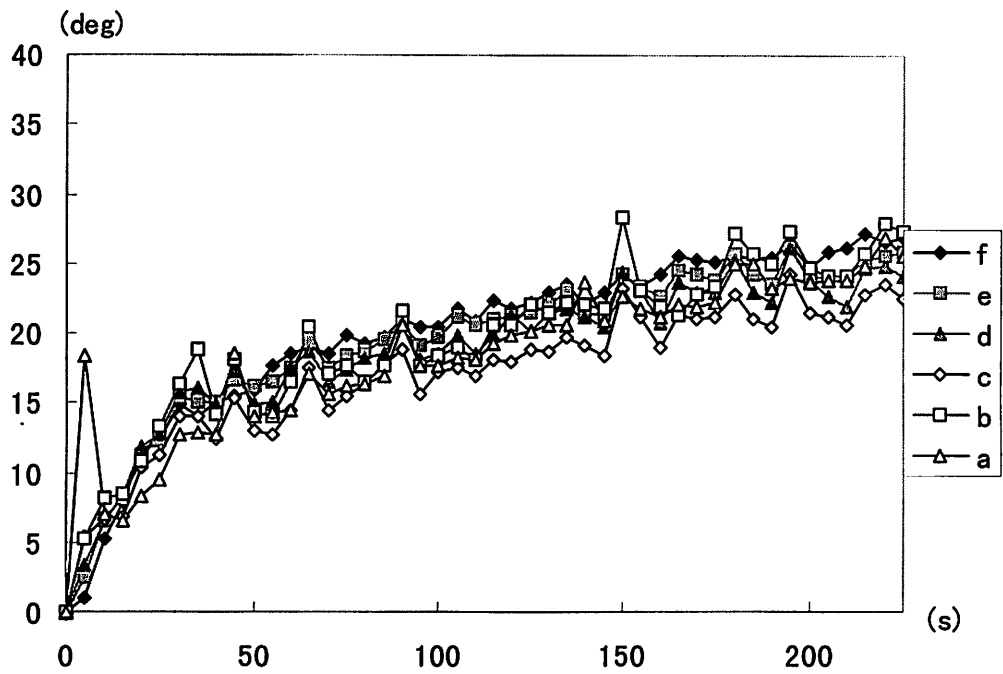


图2.4.6-10a: 層別平均温度上昇値(Case2,8m/s)

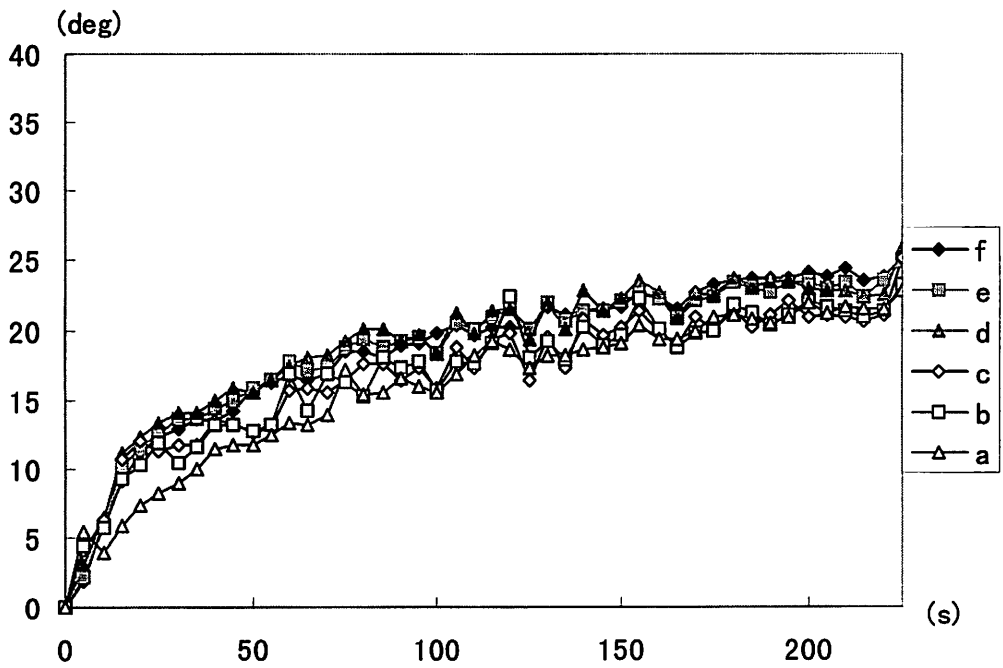
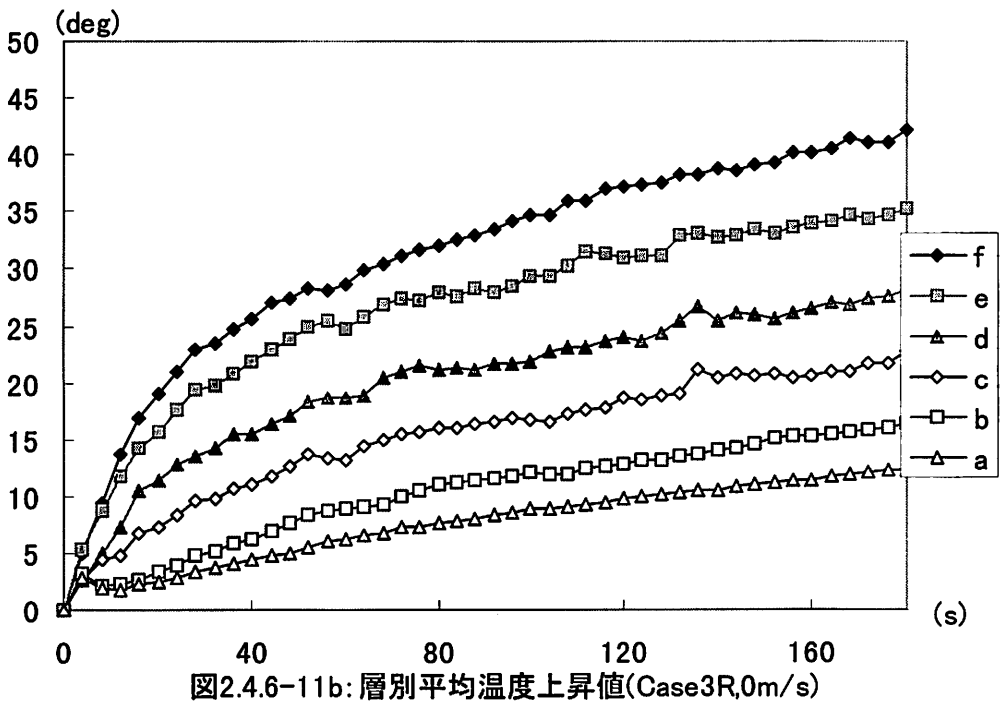
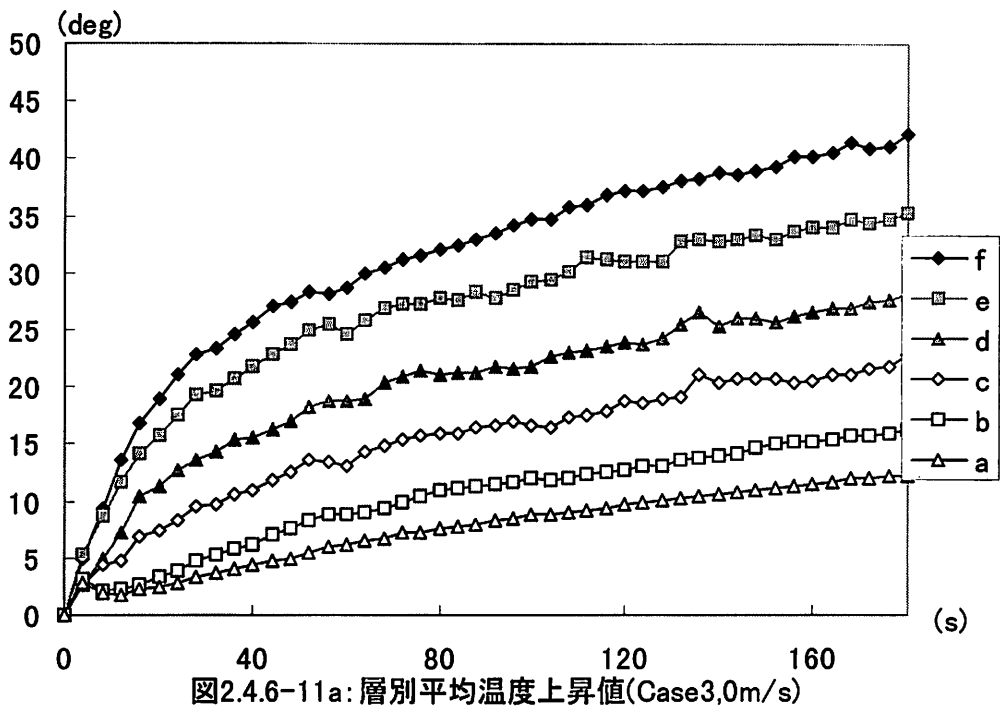
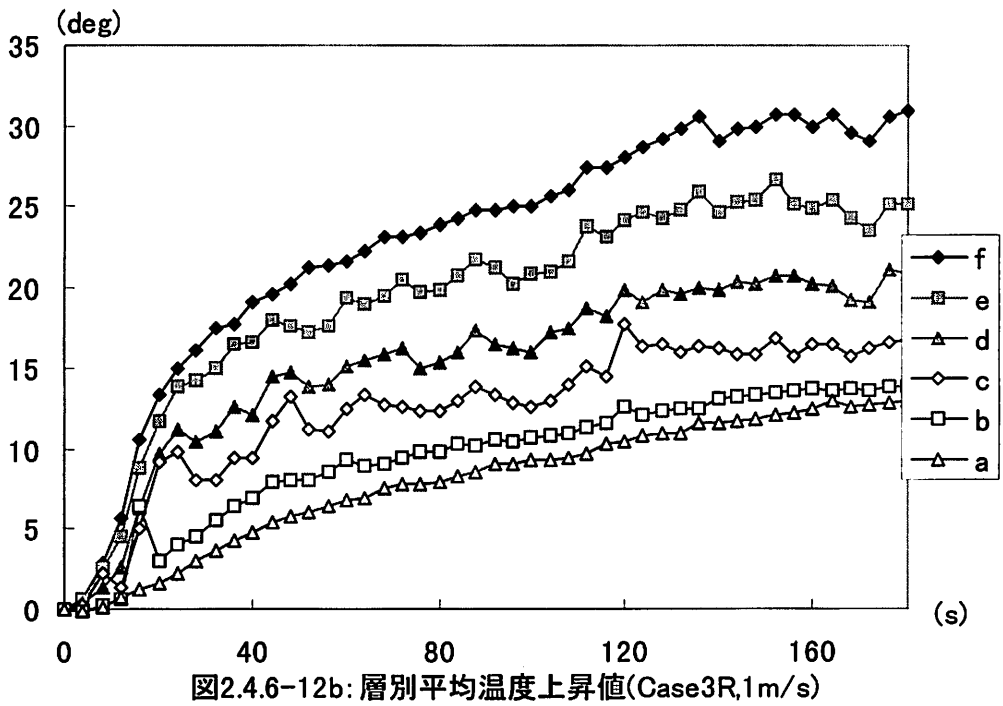
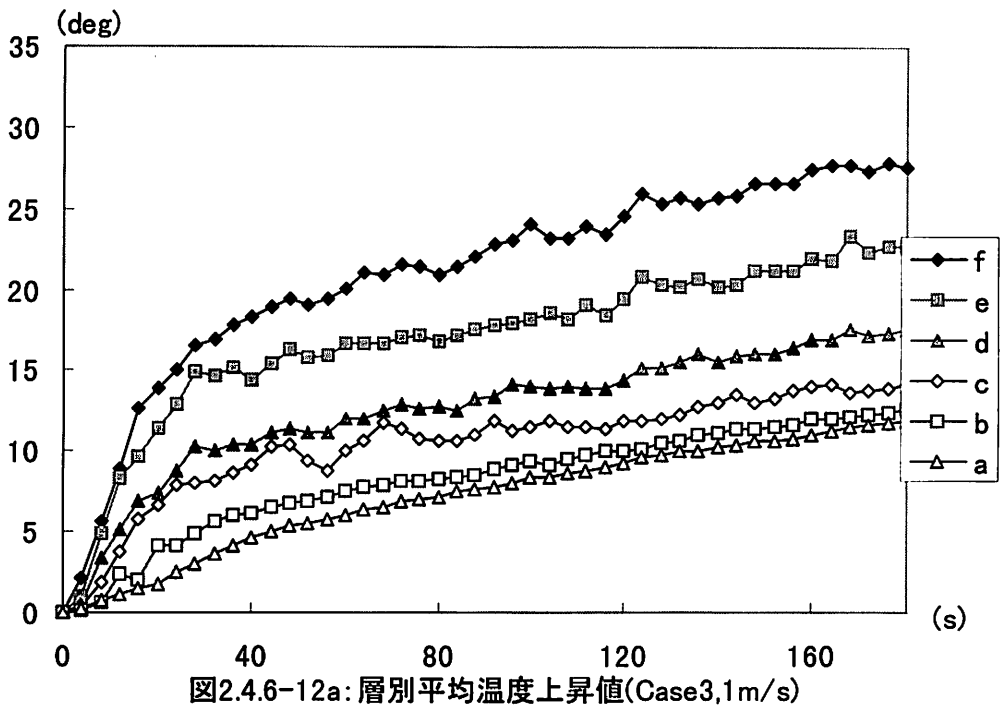
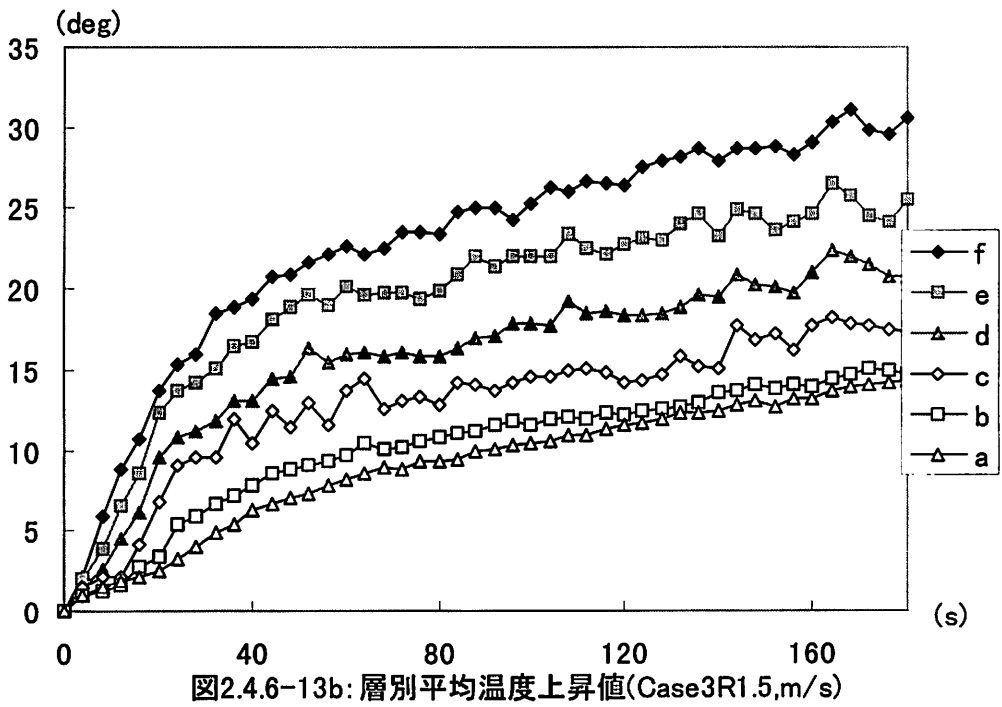
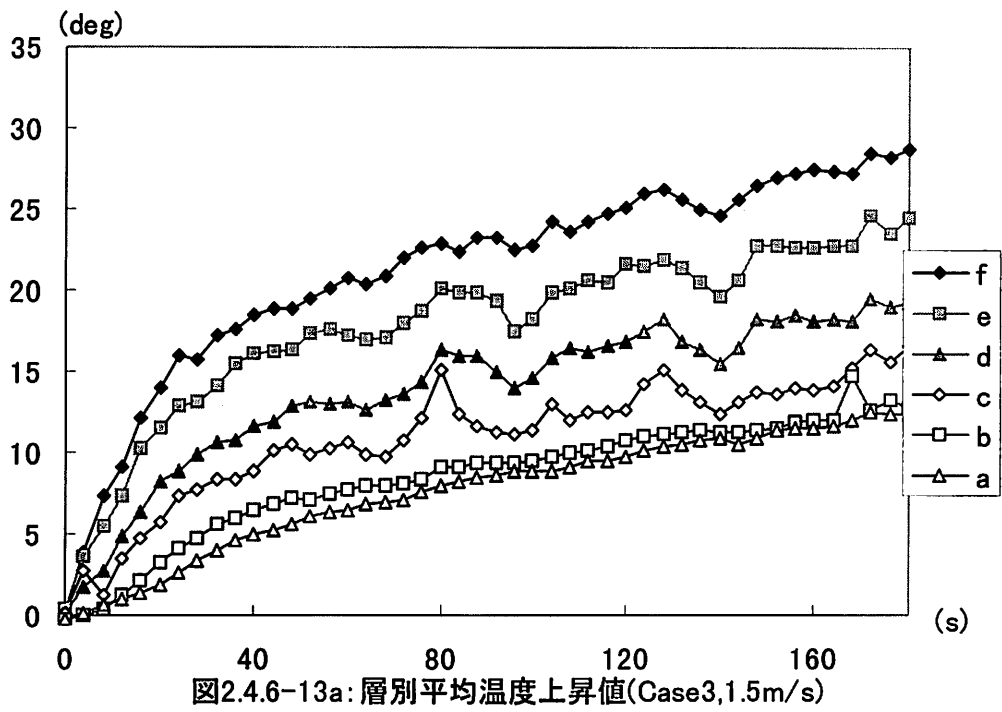


图2.4.6-10b: 層別平均温度上昇値(Case2R,8m/s)







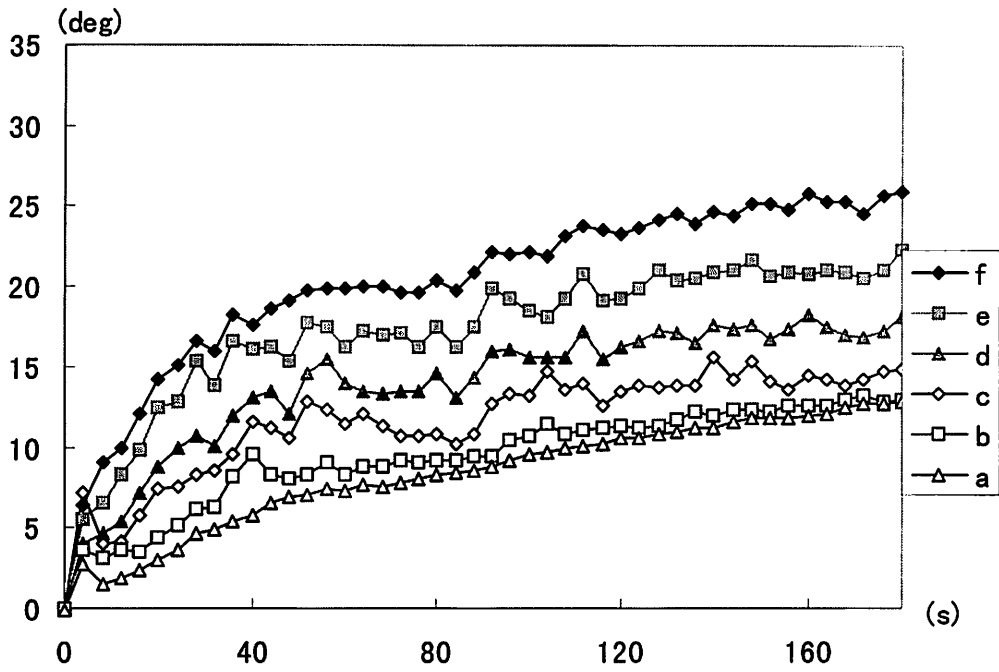


图2.4.6-14a: 層別平均温度上昇値(Case3,2m/s)

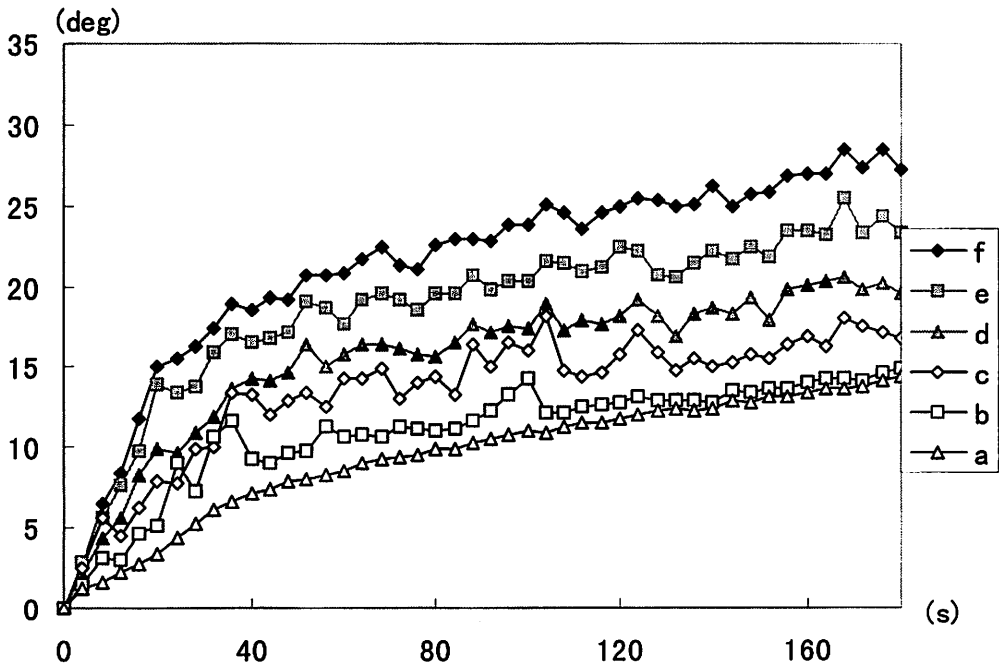


图2.4.6-14b: 層別平均温度上昇値(Case3R,2m/s)



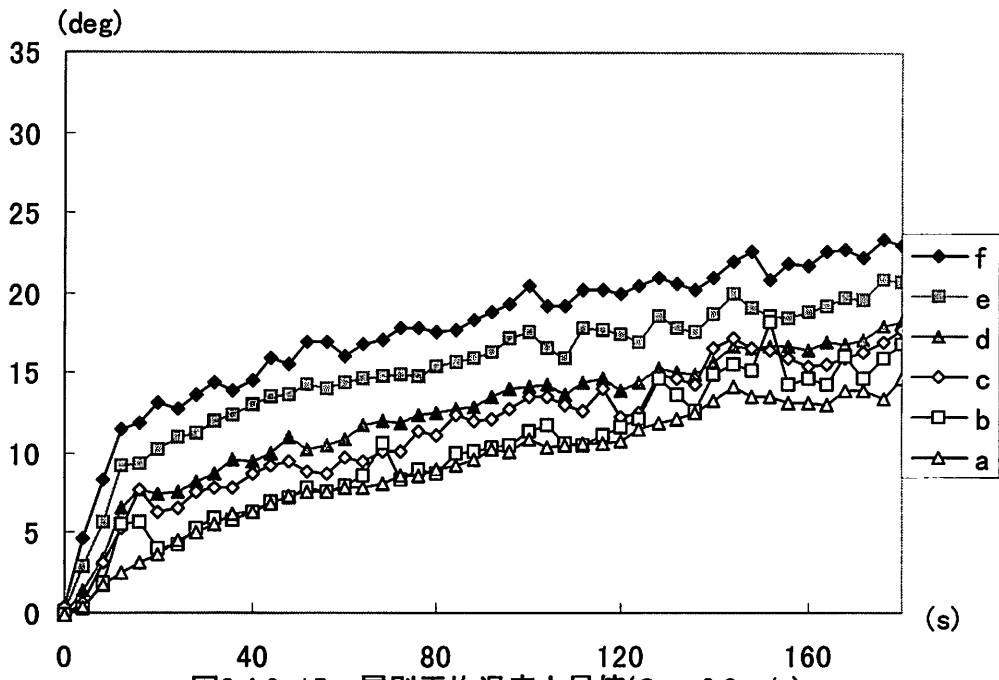


图2.4.6-15a: 層別平均温度上昇値(Case3,3m/s)

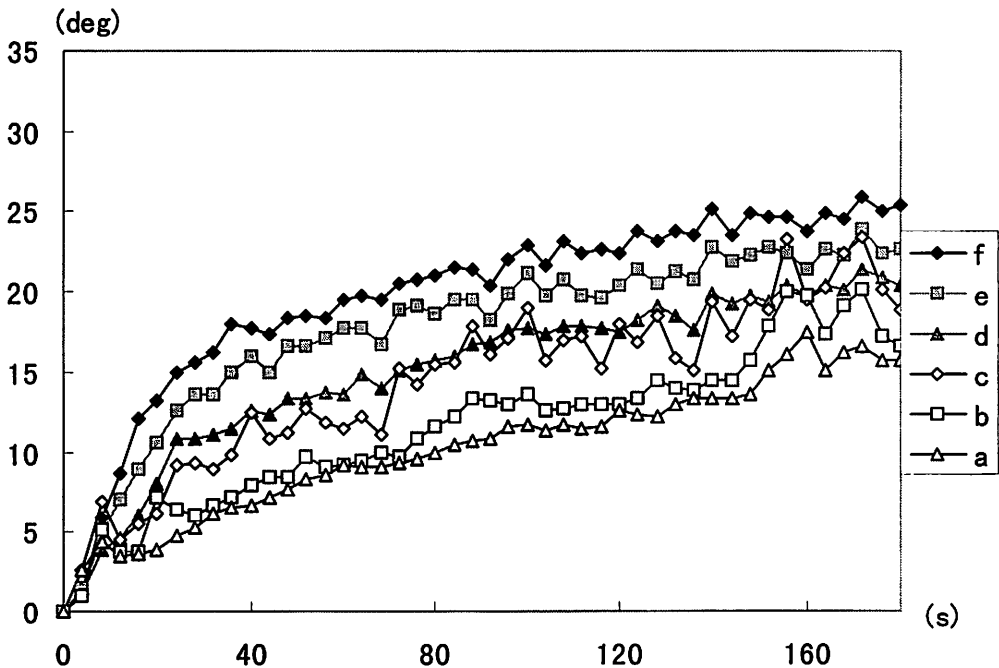
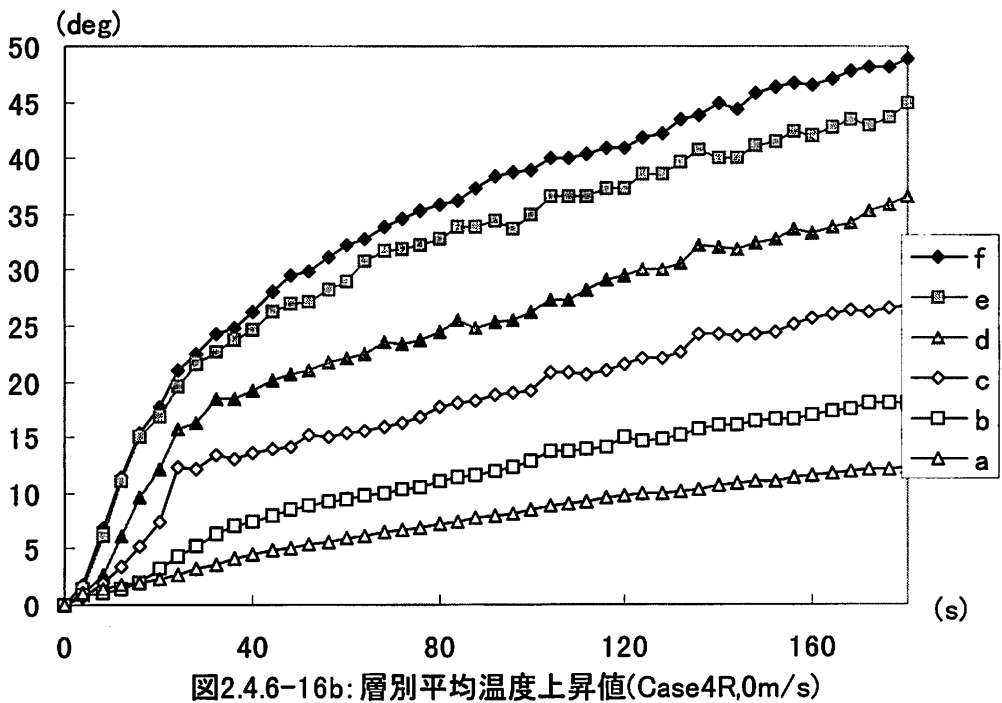
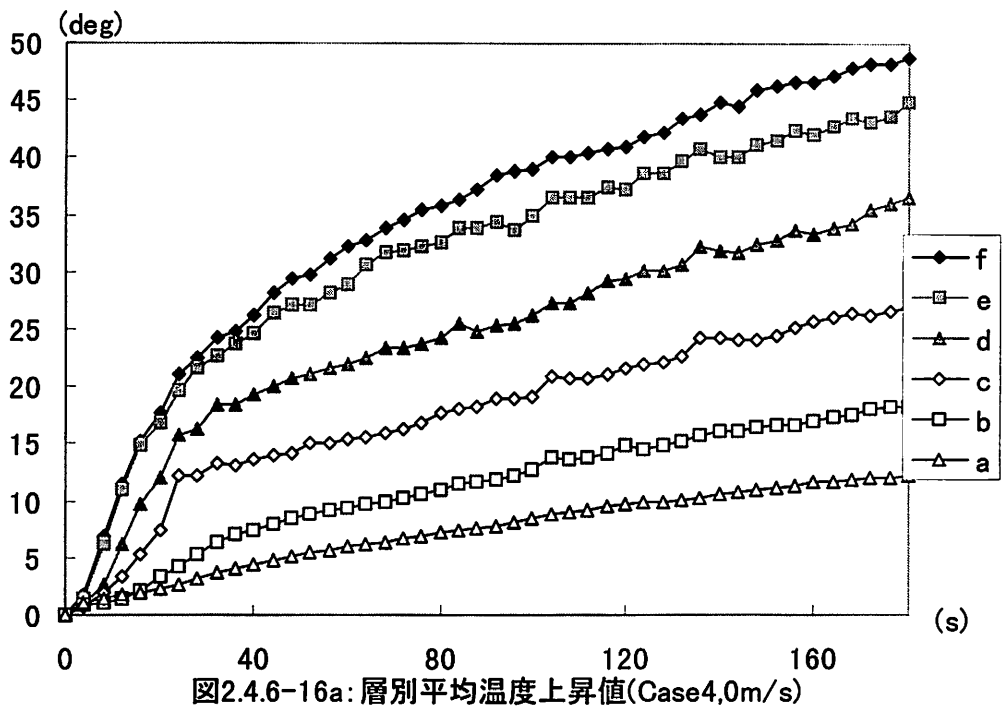


图2.4.6-15b: 層別平均温度上昇値(Case3R,3m/s)



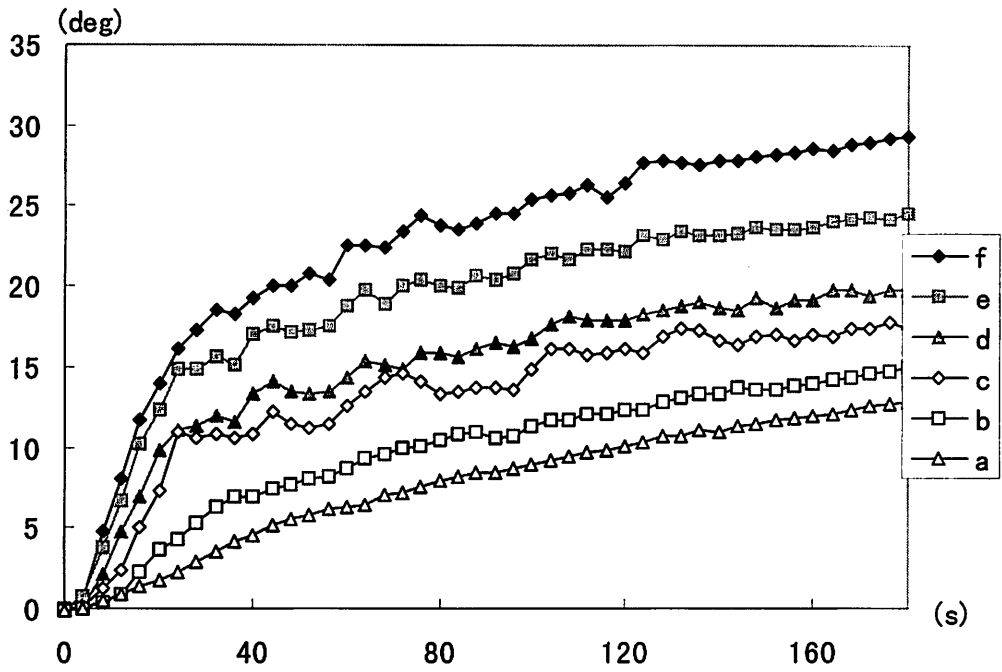


图2.4.6-17a: 層別平均温度上昇値(Case4,2m/s)

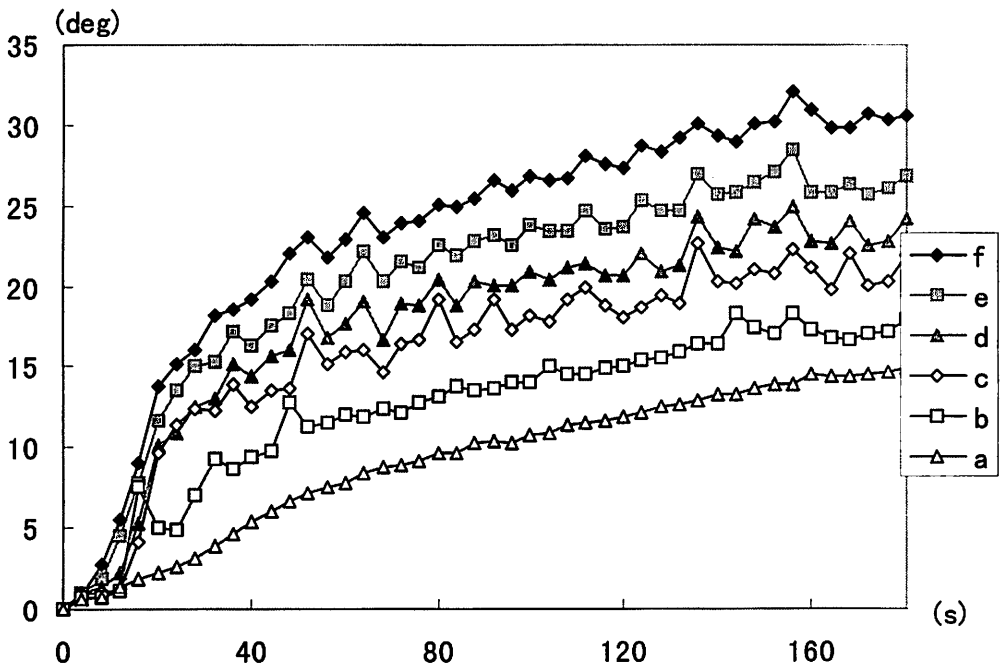


图2.4.6-17b: 層別平均温度上昇値(Case4R,2m/s)

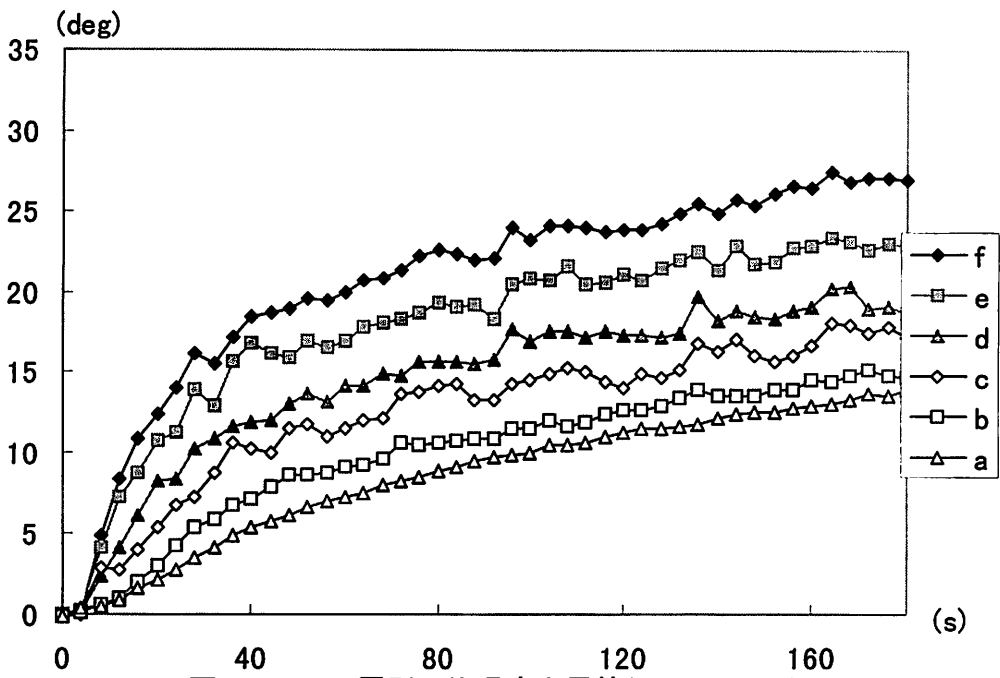


图2.4.6-18a: 層別平均温度上昇値(Case4,3m/s)

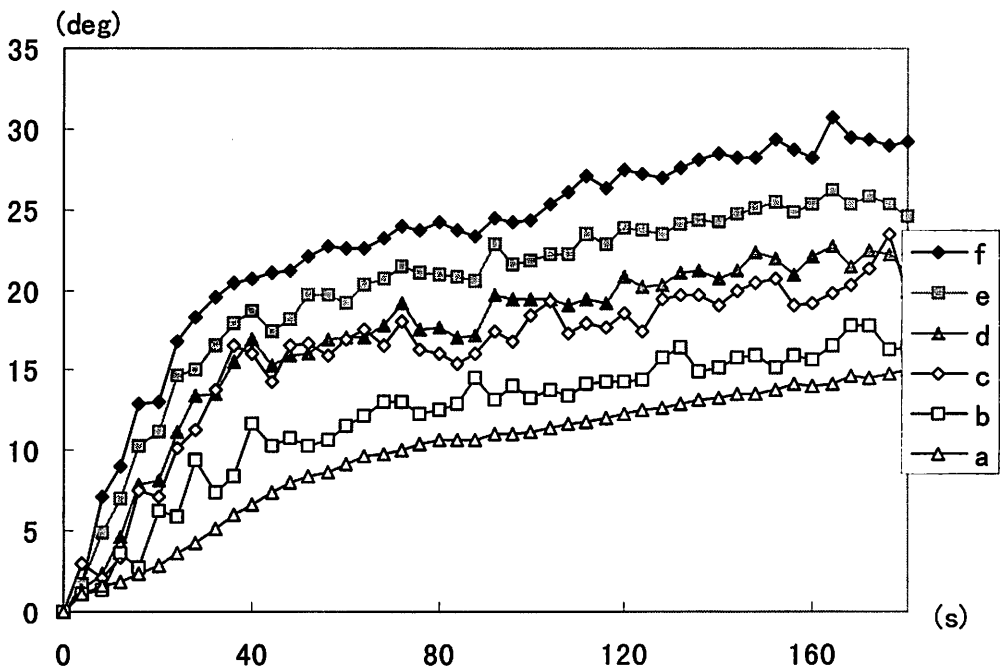


图2.4.6-18b: 層別平均温度上昇値(Case4R,3m/s)

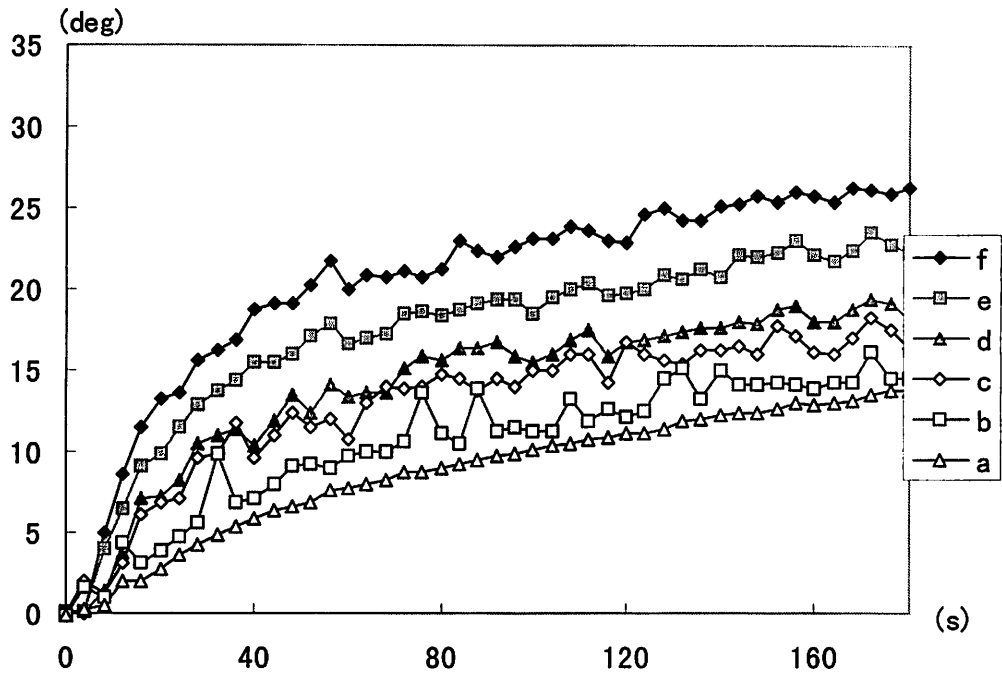


图2.4.6-19a: 層別平均温度上昇値(Case4,4m/s)

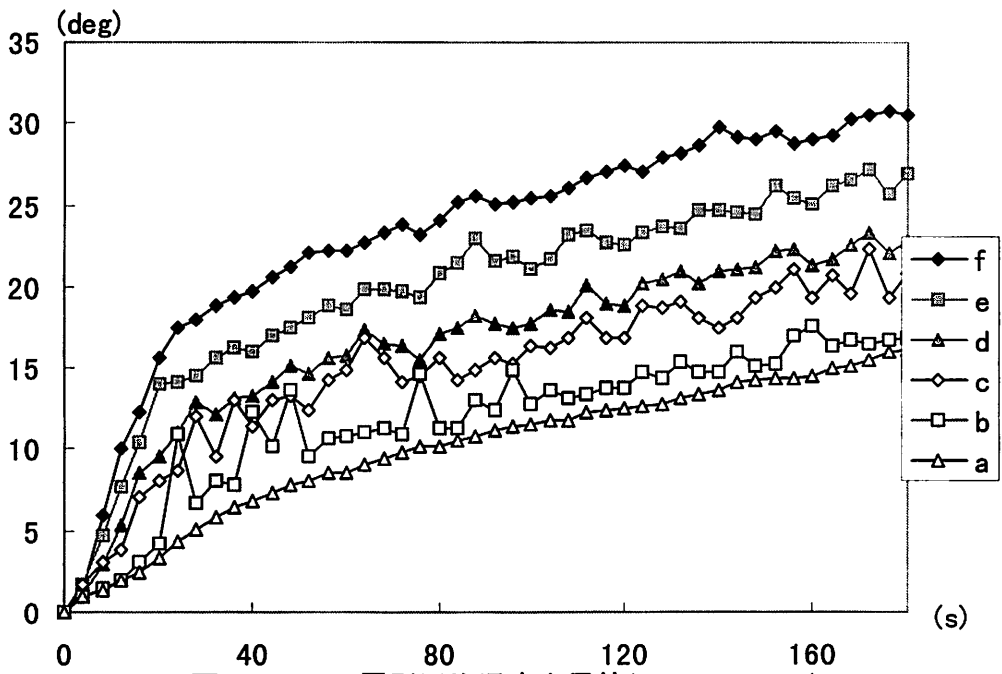


图2.4.6-19b: 層別平均温度上昇値(Case4R,4m/s)

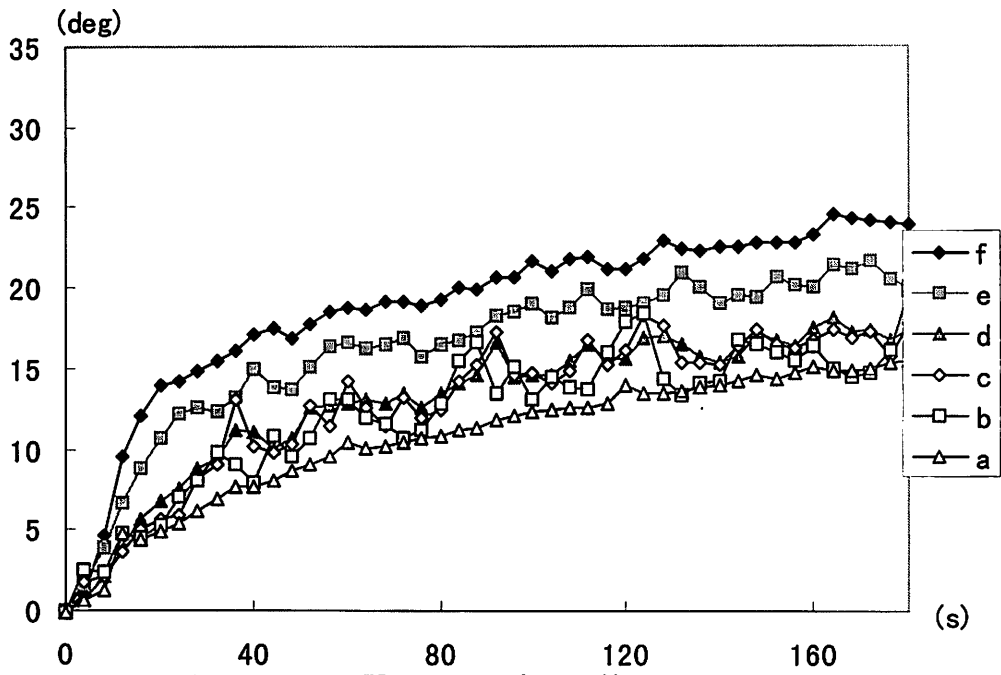


图2.4.6-20a: 層別平均温度上昇値(Case4,6m/s)

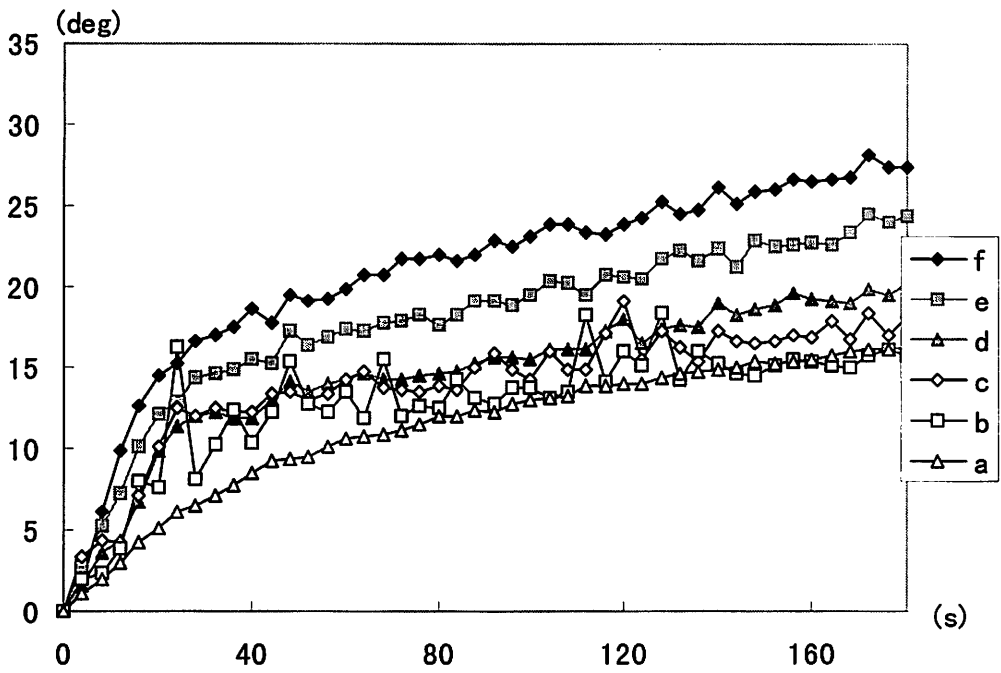


图2.4.6-20b: 層別平均温度上昇値(Case4R,6m/s)

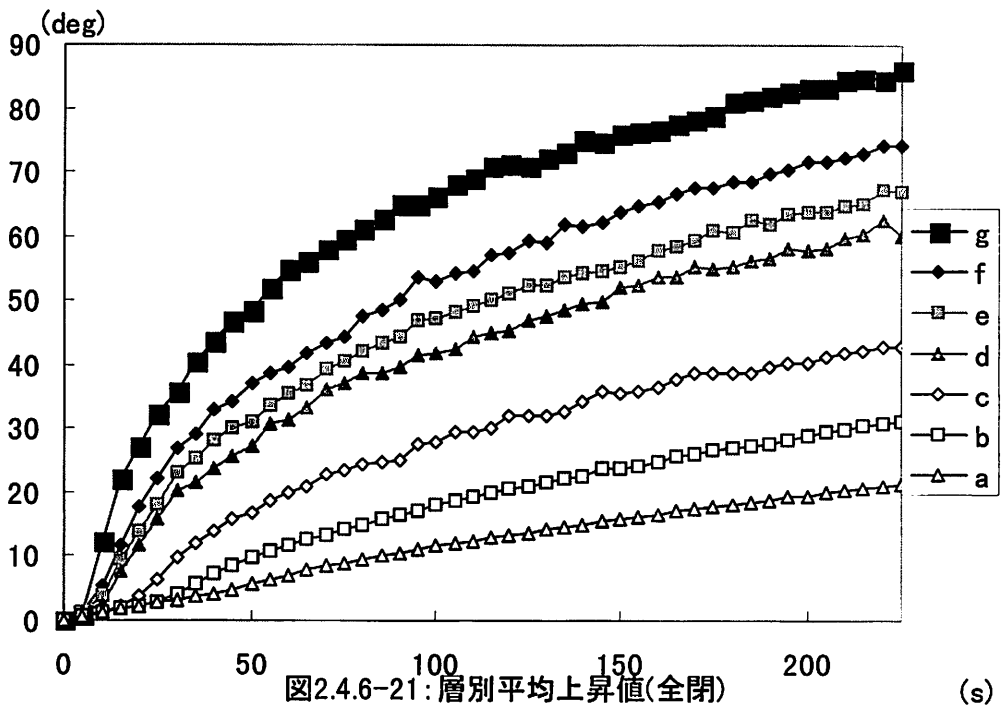


図2.4.6-21: 層別平均上昇値(全閉)

(s)

## 2.4.7 開口温度の考察

まずは、Case1~4における開口部平均温度上昇値についての考察を行うと、図 2.4.7a~d から読み取れるように、模型内平均温度上昇値を比べて、より明確な傾向があらわれている。(Case3の2m/sと3m/sがグラフ上では重なってしまい読み取り難く、唯一の例外であるのだが…) 0m/sにおいては、これまでに述べてきた通りの結果がここでも得られているが、有風時においては明らかに風速が増す毎に平均温度上昇値が下降しているという、これまで以上の結果を表している。しかし、その下降幅へと考察が進むと果たしてその指標が風速であるかは決め兼ねるのだが、流量によって下降幅が決まるということは、Case1&Case2, Case3&Case4の比較からも考えづらい(本来なら、ザイデルの式より流量が2倍になると温度上昇値は1/2になるはずだが…)。また、ここでも縮尺比の異なる模型間においては模型サイズが大きいほど温度上昇値も大きいというこれまでの説を肯定するような結果となっている。これらは、開口部温度というよりも模型内の最高点としての測定値であると考えられ、つまり、風速が増すほど温度成層が破壊されるので、それにより模型内温度が一様となることから起こる温度低下ではないかと思われる。

2.2.4での疑問について考えてみると、図 2.4.6-21 (g層は、開口部測定点の平均温度上昇値である)からも分かるように、温度成層がくっきりと形成されてはいるが、やはり排気がない分、他のケースの0m/sにおける平均温度上昇値に比べ20℃ぐらい高く、同じ運動量が0 kg.m/sでも、これほどの違いがあり、何が0m/sであるか、客観的には決めづらい。

また、開口の内側と外側で温度差が生じるが、内側が高く、外側が低いのは当然である。しかし、内外の関係が逆転している点が観察されたのでそれについて考えてみたい。原因として考えられることは2つ。ひとつは、排出された熱風よりも模型内の温度の方が低い場合。もうひとつは、開口における小面積の中でも位置によって温度が違う場合である。前者については、目視観察において排気開口での旋回流などが観察されなかったことなどからも考えづらい。では後者はどうであるか？これは起り得ることで、恐らく開口の熱電対の位置が上下にズレていたことに依るものではないだろうか。つまり、開口での小面積においてでさえも温度分布が存在するということである。



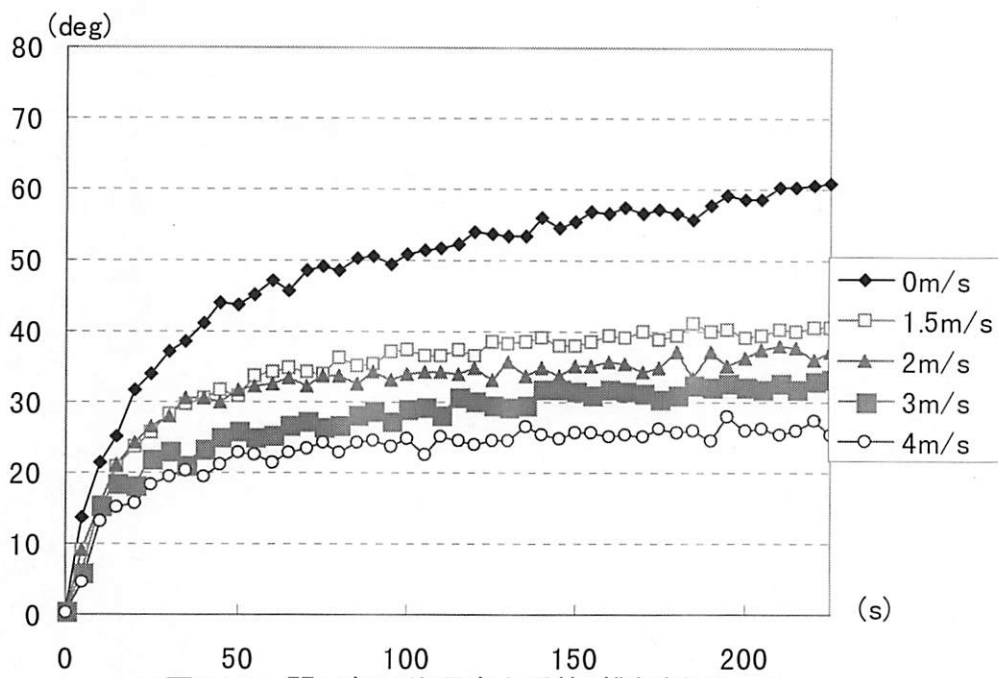


図2.4.7a: 開口部平均温度上昇値(排気側) Case1

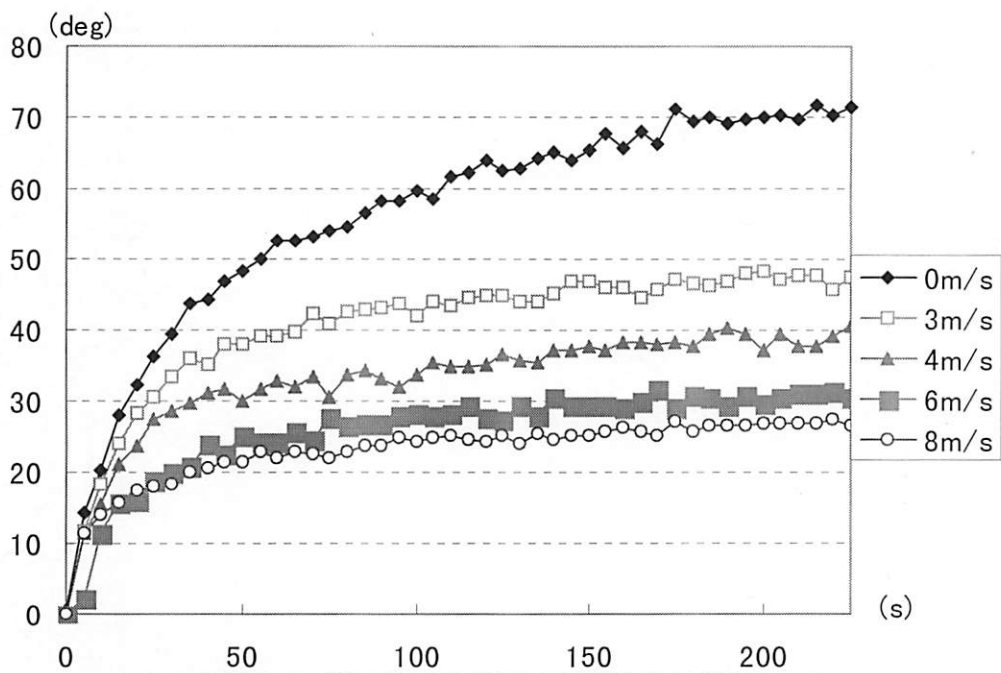


図2.4.7b: 開口部平均温度上昇値(排気側) Case2

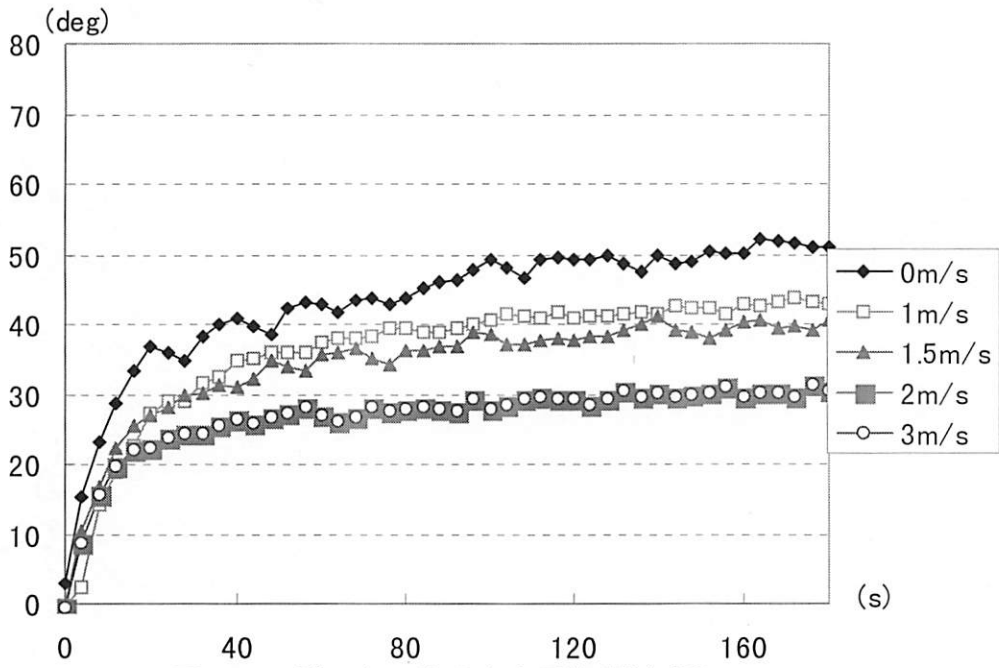


图2.4.7c: 開口部平均温度上昇値(排気側) Case3

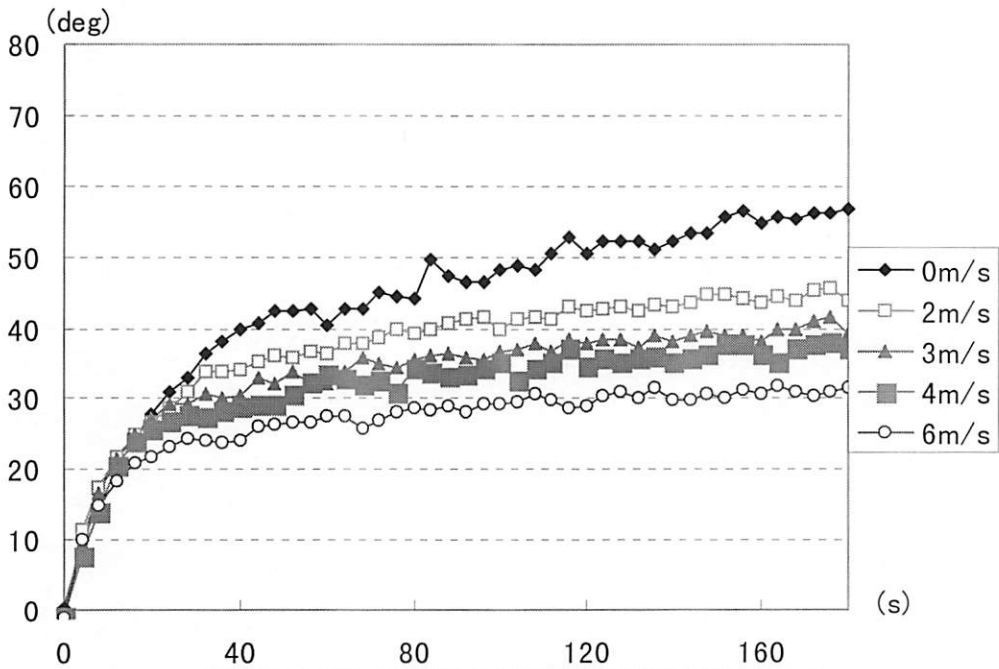


图2.4.7d: 開口部平均温度上昇値(排気側) Case4

#### 2.4.8 まとめ

必ずしも的確ではないが、平均温度上昇値のみに絞って考えるならば、無風時に比べ有風時の方が安全方向へ向かい、その風速も大きければ大きいほどよい様に見うけられる。しかし、温度層の分析からも分かるように風速が大きくなると室内の温度成層が乱されるため、アトリウム内の下層部においては無風時に比べ温度上昇値が大きくなる場合があり、改めて安全を考えることは単純ではないことを思い知らされる。

本実験により、少なくともアトリウム内に、ただ、たくさん風を吹き込ませれば火災時に安全であるという考えは払拭された。如何せん、ケース及びデータ不足のため具体的な制御対象などを断定できなかつたことは残念ではあるが、いくつかの提案はできたものとする。

また、これまでに述べていないことについてを言うと、まず目視観察による模型内煙流動である。これは、主題にもかかわらず、温度分布からの考察が先行してしまい省略してしまったので、ここで考察する。最小設定風速（流量）が大きめだったせいか、煙層の確認はほとんどできなかつた。そして、その煙流動は図 2.4.8a、b のようであった。この事からも、模型内の熱排出が促進されていることが分かる。

もう一つ、ザイデルの式からの完全混合状態との比較である。図 2.4.8c~f に各ケースの層別平均温度上昇値と完全混合状態での温度上昇値を示した。2.4.5 で述べたように、理論温度上昇値を計算値の 1/3 にしているため、完全とは言えないが、グラフ上では明らかに流量が増せば、理論温度上昇値に近づく、つまり完全混合状態に近づいていることは間違いない。しかし、一様拡散することで、下層部の温度上昇を吊り上げることにも繋がり、防災上はあまり好ましくはない。

したがって、この温度成層の維持と室内温度上昇の抑制をバランスよく成立させることが重要であり、また本実験では無理であったが、これを実現することのできる風速、もしくは流量の究明が今後の課題である。

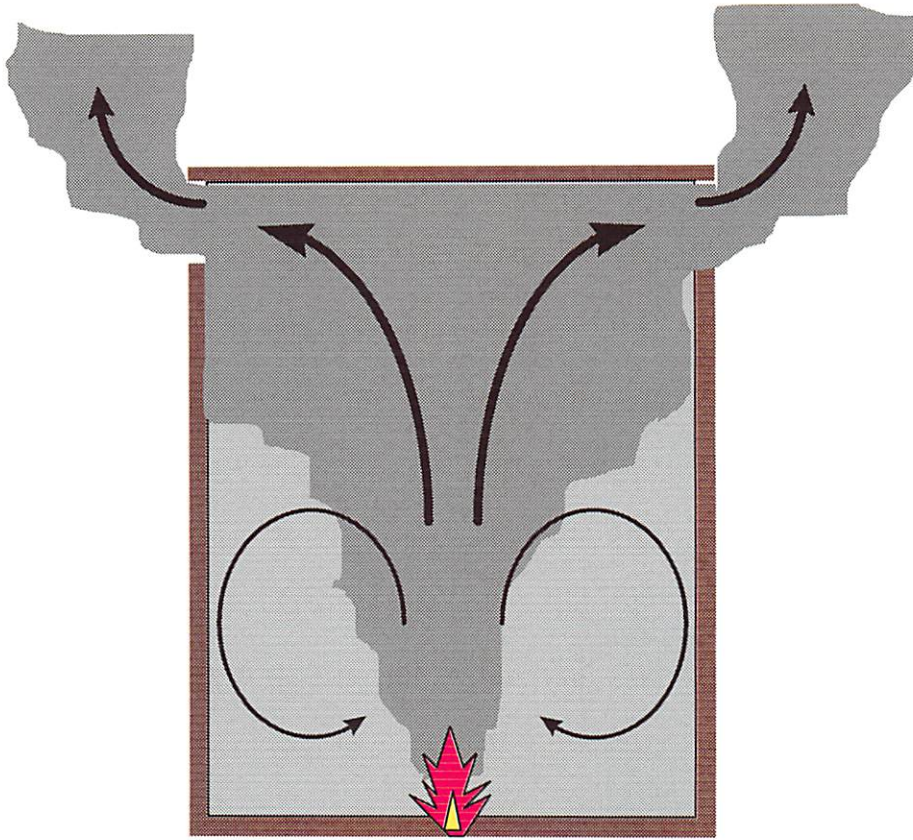


図2.4.8a: 熱気流の流れ(垂直面無風状態)

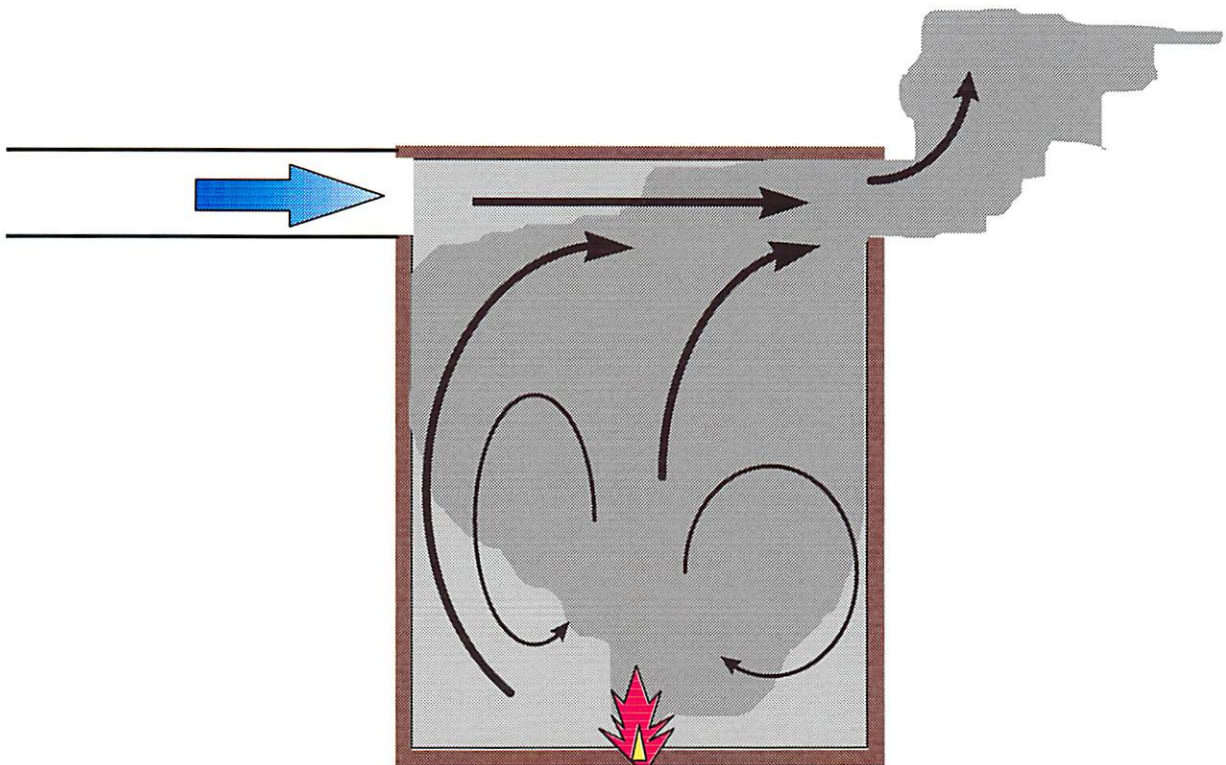


図2.4.8b: 熱気流の流れ(垂直面有風状態)

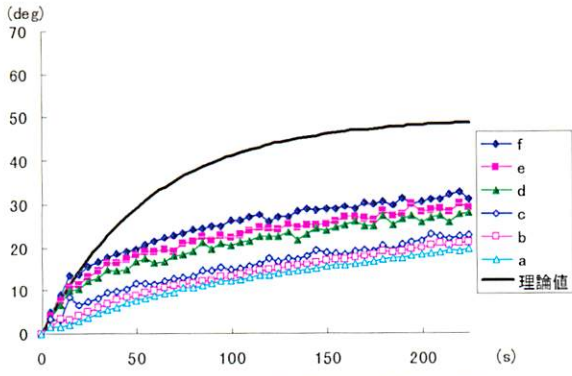


图2.4.8c-1: 層別平均温度上昇値&理論値(Case1.1.5m/s)

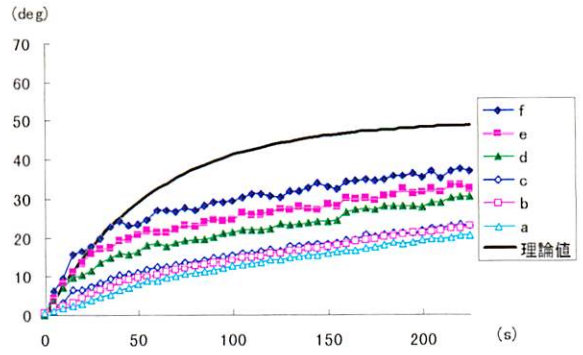


图2.4.8d-1: 層別平均温度上昇値&理論値(Case2.3m/s)

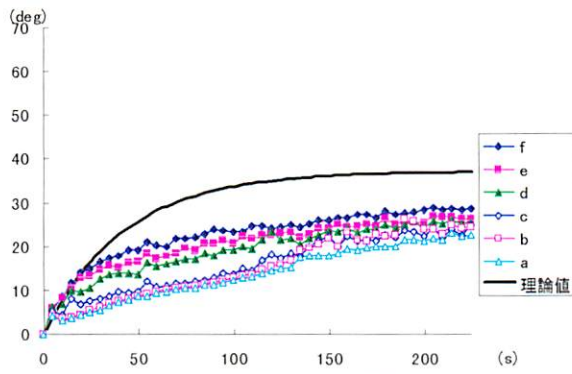


图2.4.8c-2: 層別平均温度上昇値&理論値(Case1.2m/s)

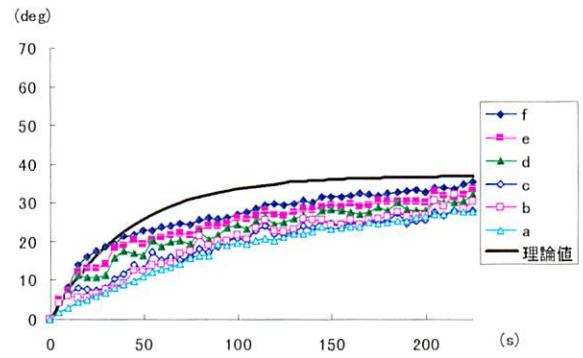


图2.4.8d-2: 層別平均温度上昇値&理論値(Case2.4m/s)

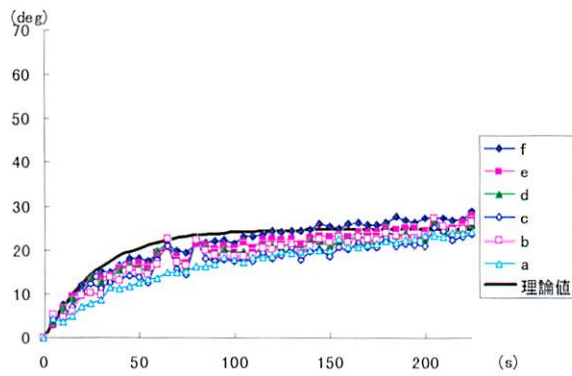


图2.4.8c-3: 層別平均温度上昇値&理論値(Case1.3m/s)

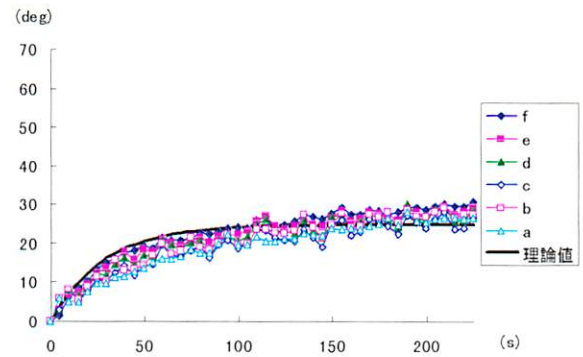


图2.4.8d-3: 層別平均温度上昇値&理論値(Case2.6m/s)

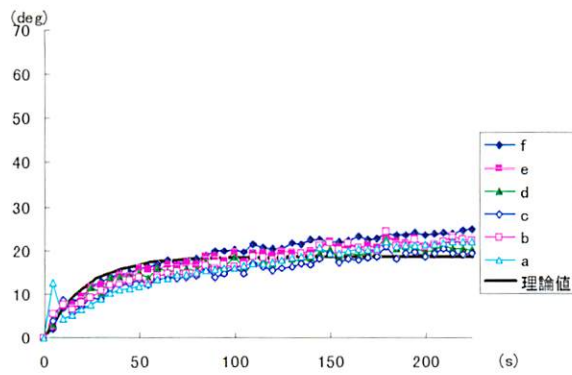


图2.4.8c-4: 層別平均温度上昇値&理論値(Case1.4m/s)

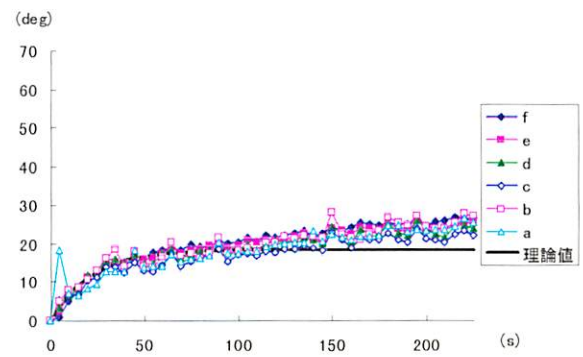


图2.4.8d-4: 層別平均温度上昇値&理論値(Case2.8m/s)

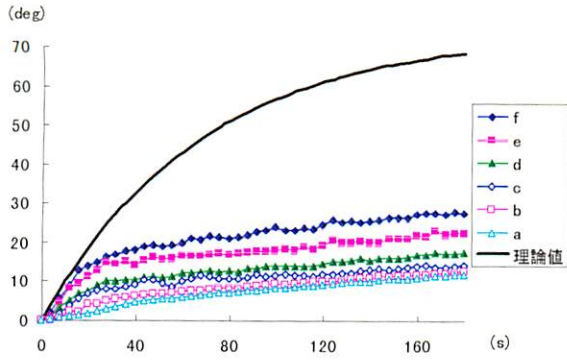


圖2.4.8e-1: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case3.1m/s)

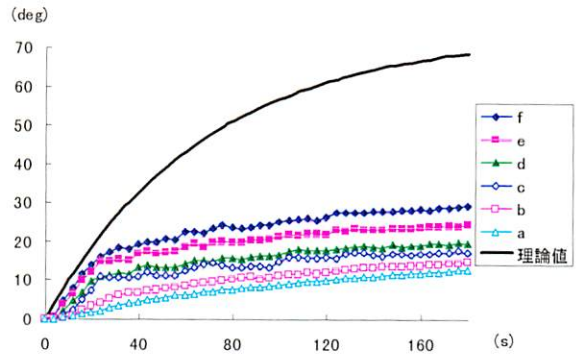


圖2.4.8f-1: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case4.2m/s)

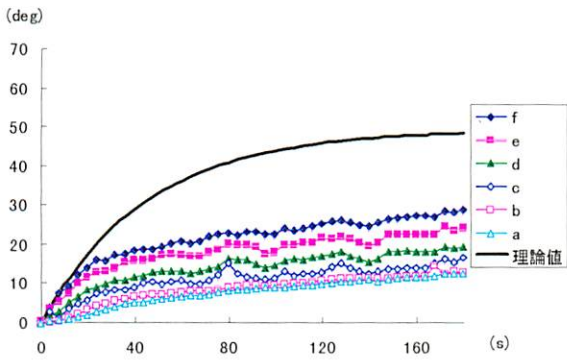


圖2.4.8e-2: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case3.15m/s)

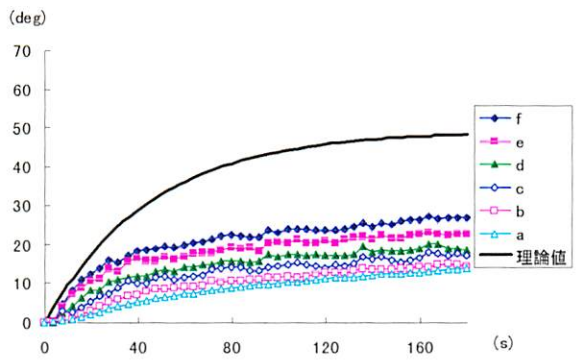


圖2.4.8f-2: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case4.3m/s)

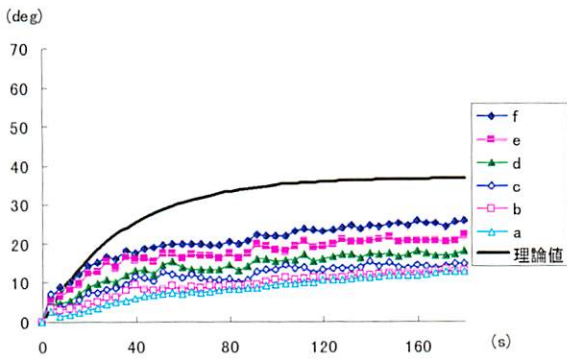


圖2.4.8e-3: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case3.2m/s)

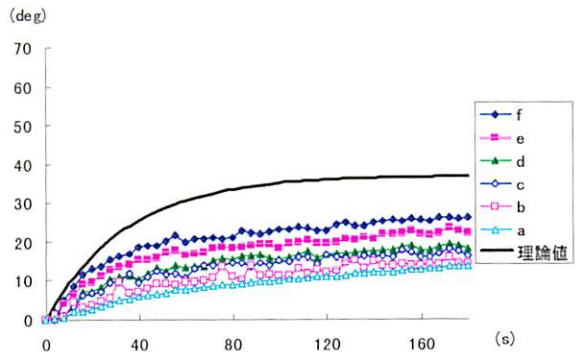


圖2.4.8f-3: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case4.4m/s)

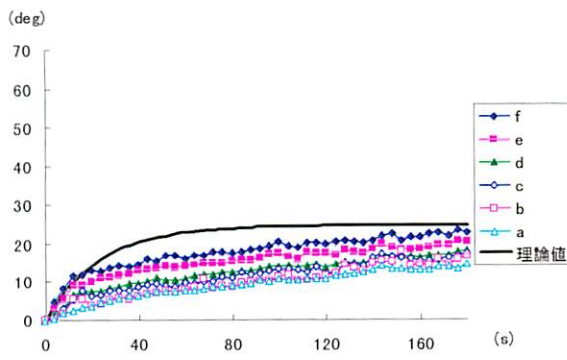


圖2.4.8e-4: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case3.3m/s)

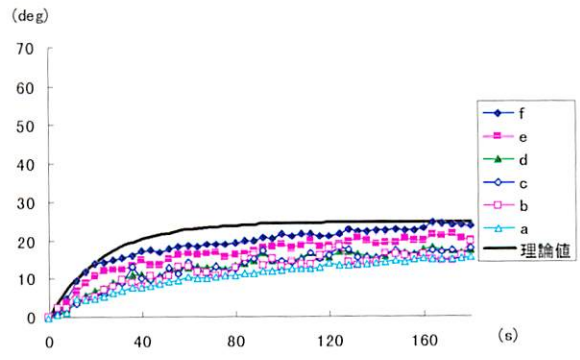


圖2.4.8f-4: 層別平均溫度上昇値&理論値(Case4.6m/s)

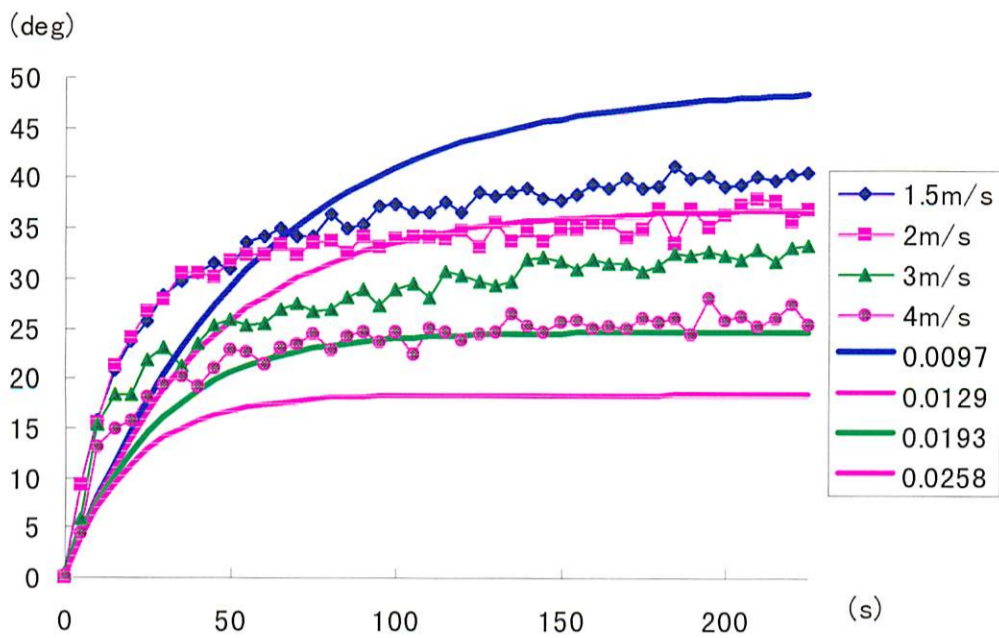


圖2.4.8g-1: 開口部平均温度上昇値&理論値(Case1)

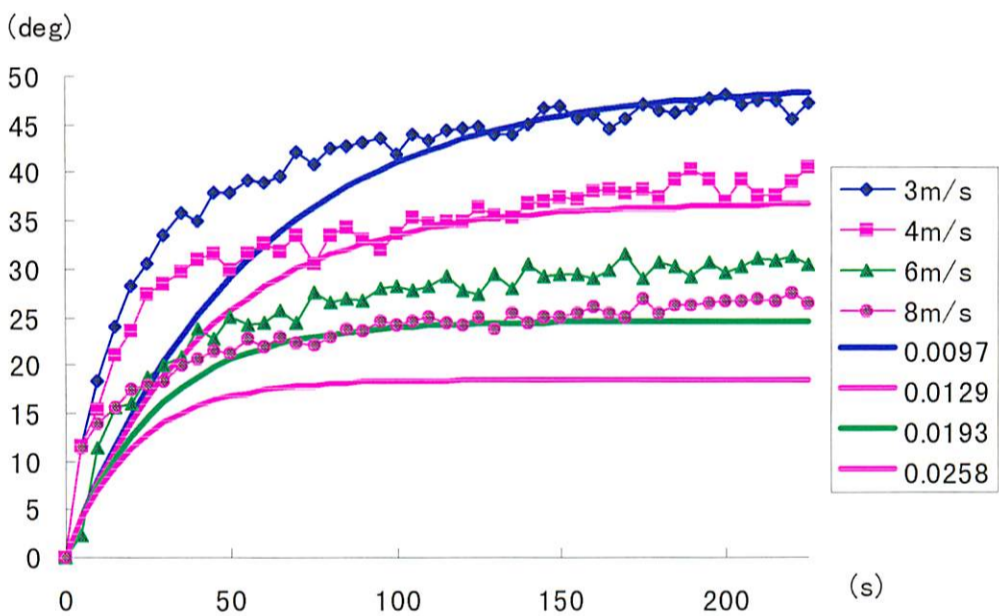


圖2.4.8g-2: 開口部平均温度上昇値&理論値(Case2)

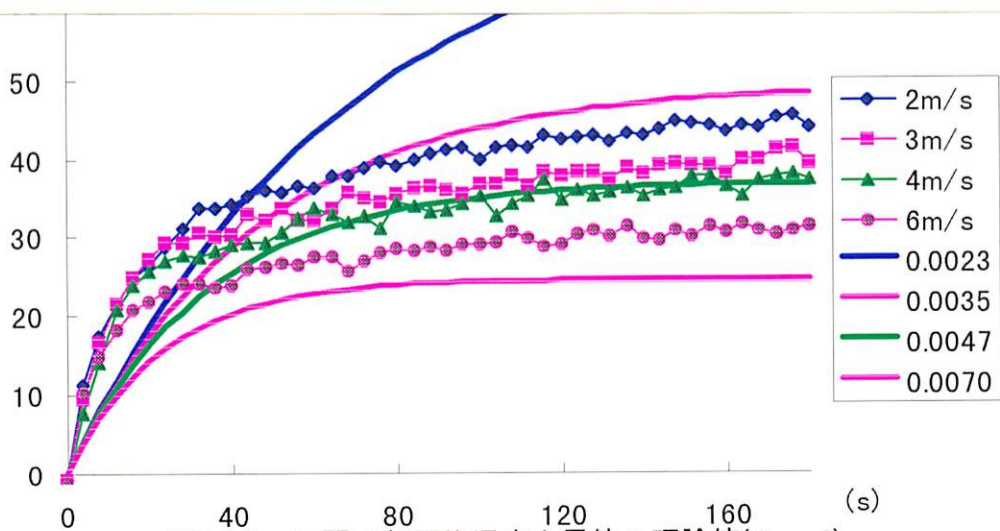


圖2.4.8g-4: 開口部平均温度上昇値&理論値(Case4)

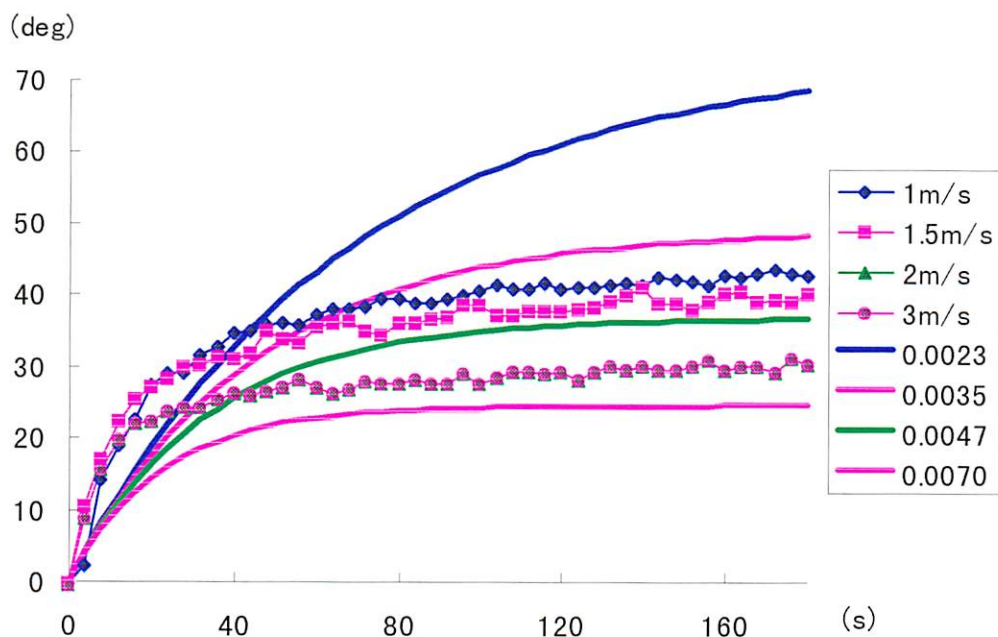


図2.4.8g-3: 開口部平均温度上昇値&理論値(Case3)

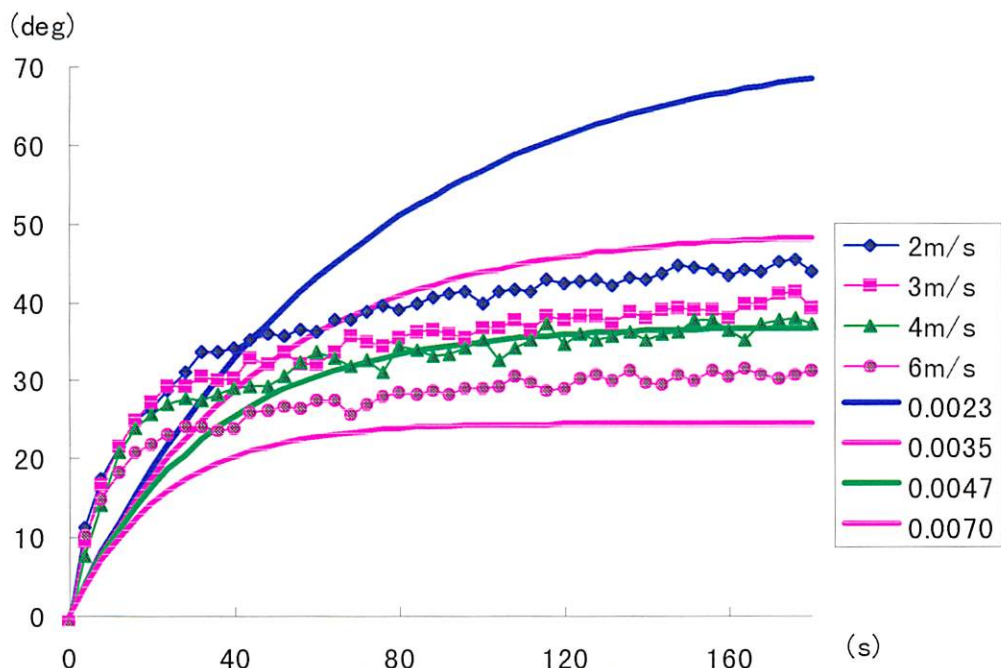


図2.4.8g-4: 開口部平均温度上昇値&理論値(Case4)



## 終章

本実験では、流量を制御することで開口部での運動量などを明確にし、それが温度上昇、温度成層、煙層などへどのように関係しているかを求めることが目的であった。そして、相似模型間での温度上昇値の違い、開口面積による室内の温度上昇、温度成層と外気流量の関係、運動量と排気側開口部温度上昇の関係等といったところが今回の実験における成果ではないかと考える。

以上の結果がアトリウム防災設計、進展の一步となることを願う。また、より正確なデータを得るにはやはり恒温室での実験が適しているように思われる。これは、外気の温度が一定ではない以上、気温の違いが何処かで影響が出ているように考えられるからだ。そして、そういったひとつひとつの積み重ねが、新しい発見の礎となってゆくことだろう。

アトリウム防災研究に幸あれ！

## 謝辞

この論文の作成にあたり、熱心にご指導頂いた辻本 誠博士（現名古屋大学 地圏環境工学専攻教授）、そして、蚊の多い蒸し返すような暑さの夏、身も軋むような寒さの冬に実験棟で、連日連夜苦楽を共にした佐々木 真人さん（名古屋大学 地圏環境工学専攻）に心から感謝します。

また、遠路遥々お越し頂き助言を頂戴した長岡 勉さんに深くお礼を申し上げます。

そして、最後に、いろいろと協力をして頂いたスーパー=エクセレント=エクセラー中平さん他研究室の皆さんのご健勝を祈り、感謝の言葉と代えさせていただきます。

P.S. 辻本研究室よ！永遠（とわ）に・・・

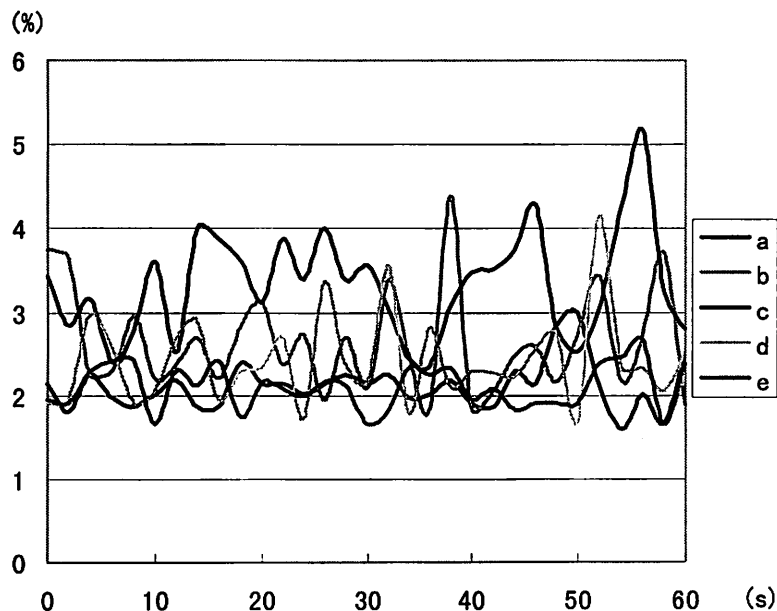
1997.2.10

## 参考文献

- 1) 佐々木 真人 他;「外気風影響下でのアトリウムにおける煙流動模型実験(その 3)」, 日本建築学会学術講演梗概集、1996. 9.
- 2) Quintiere, J. G. ; Scaling Application in Fire Research, Proc. of the International Symposium on Scale Modeling, 1988
- 3) 勝田高司、土屋喬雄; 室内空気分布の模型実験法に関する研究 第1報～第3報, 空気調和衛生工学会論文集, No17, 1981. 10
- 4) E. E. Zukoski, Toshi Kubota, Baki Cetegen ; "Entrainment in fire plumes", Fire Safety Journal, 3(1980/81)
- 5) Gunnar Heskestad ; Luminous heights of turbulent diffusion flames, Fire Safety Journal, 5(1983)
- 6) 甲藤好郎 ; 伝熱概論, (株)養賢堂出版, 昭和 39 年
- 7) 若松高志、他 7 名 ; 地下街における煙制御に関する研究 その4) 煙制御実験における相似則の検討, 日本建築学会関東支部研究報告集, pp. 185～188, 1991.

注 1) 参考までに、流量 420 l/min 時のファンの乱れ度を載せておく。

凡例の a～e は、模型の給気側開口の奥から順に開口名を付けたものである。縦軸は、流量に対して何パーセント乱れているかを示している。



注1) ザイデルの式より

$$Q dt = c_p \rho V d\theta + c_p \rho G \theta dt$$

$$\therefore \theta = \frac{Q}{c_p \rho G} \left( 1 - e^{-\frac{G}{V} t} \right)$$

$Q$  : 発熱量 (kcal/s)                       $c_p$  : 空気の定圧比熱 (kcal/kg·°C)

$\rho$  : 空気比重 (kg/m<sup>3</sup>)                       $G$  : 毎時給気量 (m<sup>3</sup>)

$V$  : 模型容積 (m<sup>3</sup>)                           $\theta$  : 温度上昇値 (°C)