

2. 気流方式の計算モデルと実験による検証

第1章で、高発熱機器室を対象とし、機器設置域平均室温（機器の冷却に寄与する領域（床面から機器上端までの垂直方向平均室温）の温度差比（以下平均温度差比と称する）とその標準偏差により、複数の空調気流吹出し吸込み方式を比較し、二重床吹出し天井吸込み方式が最も優れていることを示した。

本章では、この二重床吹出し天井吸込み方式について、発熱条件や風量条件を要因とする平均温度差比・標準偏差および温度差比の垂直分布を簡易な数式モデルにより表現し、実験により検証する。

本論で対象とする通信機室などの高発熱機器室の空調問題では、一般に機器発熱による負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であるなどの特徴があり、気層を用いてモデル化する。

まず、2.1において、発熱機器の放熱性能が室温形成の要因ととらえ、放熱モデルを明確にする。2.2では、機器の放熱モデルを利用して、温度差比の計算モデルを作成し、その実験検討を行う。機器からの放熱を輸送する流量（機器実効換気量 U ）を室温形成の主要因とみなし、換気流量比 κ （空調給気量 V と機器実効換気量 U の比、 $\kappa = V/U$ ）を定義し、これをモデルのパラメータとする。また、機器室や発熱機器の形状、吹出し気流の特性などから決まる係数として、再循環比 η （機器排気の内機器設置域に戻る比率）を定義し、これもモデルのパラメータとする。

次に、平均温度差比すなわち機器設置域平均室温に加え、垂直方向の温度分布が予測できれば、次のような利点が生まれる。通信機器の熱設計は機器の吸込み温度を考慮して行なわれるが、吸込み温度を詳しく予測することにより、設計精度が向上する。垂直方向の機器吸込み温度分布を予測できていれば、例えば機器設計段階で、装置の高さ方向に電子部品の実装密度を変えて、発熱密度の高い電子回路パッケージを吸込み温度の低い領域に優先的に配置することも可能である。そこで、本章の2.3、2.4において、平均温度差比の数式モデルを拡張し、垂直方向の温度分布を考慮した数式モデルを作成し、実験により検証する。

ところで、室内の温度分布を予測するための方法として、模型実験による方法が代表的なものとして挙げられるが、これに替わりNavier-Stokes方程式を差分によって解く数値解法¹⁾²⁾も用いられている。両者共に、数多くの研究が行われ、その有効性が実証されてきたが、多くの費用や計算負荷を要することで、適用範囲が限定される。したがって、より簡易に解析する方法が求められる。

室内に局所的な高発熱源が存在しない場合には、温度分布は水平方向にほぼ均一で、上下方向の温度分布が支配的となる。このような空間では、上下方向の温度分布のみに注目して現象をマクロに捉えたと簡易なモデルが構築できる。例えば宮川³⁾⁴⁾は、大空間の上下温度予測を目的に、室内を上下方向に幾つかの気層に分割し、気層間の熱移動をモデル化し、変分原理を用いた定式化した。また、戸河里⁵⁾⁶⁾⁷⁾も、同様に室を複数個の気層に分割したモデルを用いている。いずれも大空間の温度分布予測を目的としたものであるため、周壁面における熱流が重要な要素となり、このため水平方向の熱移動も考慮しなければならないが、Navier-Stokes方程式を用いた数値解法と比較すると、計算は非常に容易である。一方、伊藤・中原ら⁸⁾⁹⁾は、オフィス空間の床吹出し冷房時の上下温度分布について、周壁温度を既知とし、室内気流を完全混合域とピストンフロー域の2領域に分け、温度分布予測モデルを作成した。ここでは、吹出し口の最適設計のために数値計算によるケーススタディが行われている。以上の方法はいずれも、設計条件パラメータより、温度分布を予測するのに数値計算を用いる方法である。

2.3、2.4において、与えられた換気流量比 κ と再循環比 η に対し、温度差比の垂直温度

分布を計算できるモデルを作成する。このモデルは、数値計算を用いる場合に比べ、空調設計用パラメータと温度分布の関係が陽に示される点で優れている。

2.1 発熱機器の熱性能

ここでは、模擬発熱機器単体について発熱実験を行い、模擬発熱機器の放熱特性を把握する。次に、放熱過程をモデル化し、特性を表す諸量を定義する。

2.1.1 発熱実験

通信機器の発熱を想定して設置された模擬発熱機器の放熱過程を概念的に、図-2-1に示した。発熱機器は、外寸 $800 \times 600 \times 1,800$ の亜鉛メッキ鉄板製であり、通信機器を模したものである。発熱機器には、通路部分の空気を吸い込む面（これを正面側と呼ぶ）と吸込み口の無い面（背面）がある。発熱機器は3段に分かれており、各段に1kWの電気ヒータが設けられている。各段の仕切り板には幅100程度開口が設けられており、下段で加熱された空気は中段、上段を経由して発熱ユニットの上端の開口（穴径：88φ）より排気される。

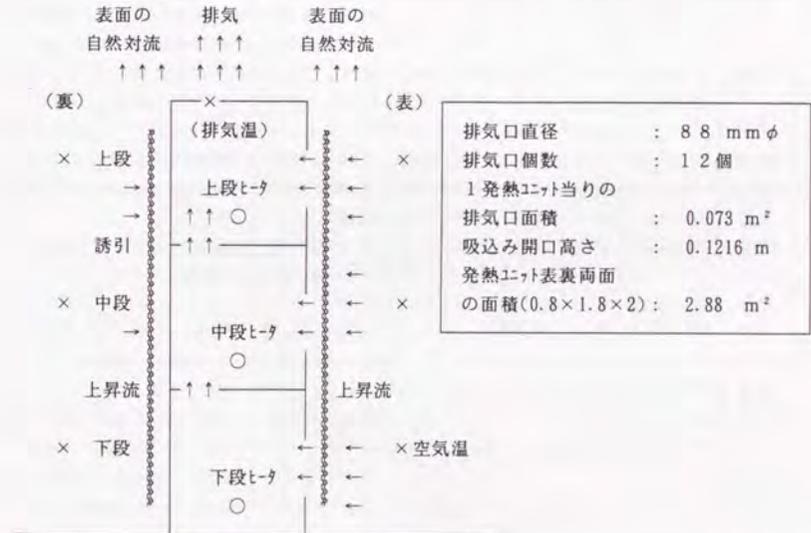


図-2-1 発熱機器

表面温度、各段の空気吸込み位置と同じ高さの通路における空気温度（機器設置域温度：機器から45cm離れた位置の温度）、排気温度、機器の表面温度を測定した結果を表-2-1に示す。

表-2-1 発熱機器各部の表面温度と排気温及び機器設置域温度（単位 °C）

電源ON の ヒータ	測 定 面	表面温度・機器設置域室温測定位置						表 面 温 度 平 均 度	排 気 温 度 ①	平 均 器 温 度 ②	温 度 差 $\Delta\theta$ ①-②
		下段		中段		上段					
		表面	室温	表面	室温	表面	室温				
上段	正 背	28.5	29.0	35.7	29.3	76.0	30.5	45.6	51.5	29.6	21.9
		29.3	29.6	33.4	30.2	70.7	30.5				
中段	正 背	32.5	30.0	72.3	30.5	41.4	30.8	49.7	48.4	30.4	18.0
		32.9	29.4	71.5	30.4	47.4	30.6				
下段	正 背	66.6	28.7	37.2	29.1	36.3	29.8	49.3	43.7	29.2	14.5
		70.5	28.3	45.8	28.9	39.3	30.6				
平均								48.2	47.9	29.7	18.1
上段 中段	正 背	34.2	28.8	74.5	28.9	77.8	30.8	61.0	62.0	29.5	32.5
		35.0	28.4	68.9	30.5	75.8	30.5				
上段 下段	正 背	67.7	29.5	45.0	29.9	81.8	31.2	66.5	58.0	30.2	27.8
		79.7	29.3	51.0	30.1	73.7	30.3				
中段 下段	正 背	73.9	30.2	78.7	30.5	45.8	30.4	68.4	54.5	30.4	24.1
		79.5	30.0	79.4	30.1	52.9	30.4				
平均								65.3	58.1	30.0	28.1

2.1.2 発熱機器の伝熱モデル

機器発熱は、機器内部の換気、機器表面からの対流熱伝達、及び機器表面からの放射によって放熱される。

$$H = H_f + H_n + H_b \quad (2.1)$$

H : 発熱量 kW

H_f : 機器内部の換気により排出される熱 kW

H_n : 機器外表面の対流熱伝達による排出熱 kW

H_b : 放射による排出熱 kW

式(2.1)で、示される排出熱の内、まず放射による排出熱 H_b について調べてみる。一般に、固体2表面間の放射による熱伝達量は、

$$\phi_r = F_{12} \varepsilon_1 \varepsilon_2 \sigma_b \{ (T_1/100)^4 - (T_2/100)^4 \} \quad (2.2)$$

ϕ_r : 放射熱伝達量 W/m^2

F_{12} : 形態係数

$\varepsilon_1, \varepsilon_2$: 固体表面の放射率

σ_b : 黒体放射定数 $5.67 W/m^2$

T_1, T_2 : 固体表面の絶対温度 °K

で表される。

これを用いて発熱機器単体当たりの表面からの放射熱伝達量を求めた(表-2-2)。ここで、発熱機器による放射が全て周壁に吸収される(形態係数 $F_{12}=1$ 、吸収率 $\varepsilon_2=1$)としている。

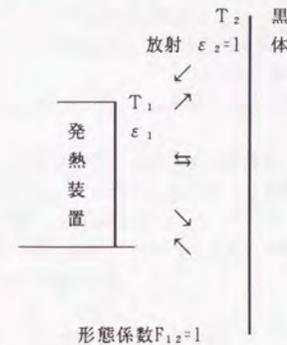


図-2-2 発熱機器表面からの放射(簡略モデル)

計算条件

$F_{12}=1$ 、 $\varepsilon_1=0.1$ (発熱機器表面:アルミ)、 $\varepsilon_2=1$ (黒体)

表-2-2 放射による排出熱量

発熱量 H kW	T ₁ °K	(θ ₀) °C	T ₂ °K	(θ ₀) °C	熱量 φ _r W/m ²	熱量 H ₀ kW
1	321.4	(48.2)	302.9	(29.7)	12.8	36.8 × 10 ⁻³
2	338.5	(65.3)	303.2	(30.0)	26.5	76.4 × 10 ⁻³

表の結果をみると、放射による排出熱量H₀は発熱量Hに比べて小さいものとなっている。更に、実際には発熱機器は、発熱機器との相互の放射の授受がある(図-2-3参照)。

そこで、発熱機器と放射による熱授受のある面の形態係数を求めてみる。図-2-3に示された断面について寸法を考え、奥行き方向(紙面と垂直な方向)については無限の長さを持つものとして考える。

隣接する発熱機器に対しては、木村、滝沢による平行2平面間の形態係数を示した図¹¹⁾を用いて求めると、

$$F_{\text{発熱機器}} = 0.54$$

となる。残る天井面と床面については、

$$F_{\text{床}} = F_{\text{天井}} = 0.5 \times (1 - F_{\text{床}}) \\ = 0.23$$

となる。

発熱機器の形態係数が0.54であるので、実際の放射による排出熱量H₀は、表-2-2の計算値の半分以下と推定される。

これらを考え合わせ、式(2.1)において、H₀の項は無視できると考えて、

$$H = H_r + H_0$$

(2.3)

と式を書き直し、以降では放射による排出熱量H₀は考慮しない。

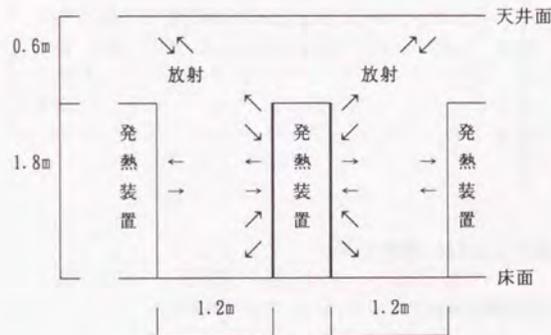


図-2-3 発熱機器表面からの放射

2. 1. 3 機器外表面からの対流熱伝達量(放熱量)H_a

垂直平板の対流熱伝達率は、

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3} \quad (2.4)$$

であるので¹⁵⁾、これより熱伝達量H_aを推定する。

$$Nu = 0.13 (Gr Pr)^{1/3}$$

$$H_a = \alpha \cdot l \cdot b \cdot (t_0 - t_1)$$

ただし

$$Nu: \text{ヌセルト数} \quad Nu = \alpha l / \lambda$$

$$Gr: \text{グラスホフ数} \quad Gr = g \beta x^3 (t_0 - t_1) / \nu^2$$

$$Pr: \text{プラントル数} \quad Pr = 3600 \nu / a$$

$$a: \text{m}^2/\text{h} \quad \text{流体の温度伝導率} \quad a = \lambda / C \gamma$$

$$\lambda: \text{W}/\text{m}^2\text{C} \quad \text{流体の熱伝導率}$$

$$C: \text{J}/\text{kg}^{\circ}\text{C} \quad \text{流体の比熱(気体の場合定圧比熱} C_p \text{に取る)}$$

$$\nu: \text{m}^2/\text{s}$$

$$\gamma: \text{kg}/\text{m}^3$$

$$\alpha: \text{W}/\text{m}^2\text{C}$$

$$\beta: 1/^{\circ}\text{C} \quad \text{流体の膨張係数}$$

気体の場合は $\beta = 1/T_1$ に取る。

$$T: \text{流体の絶対温度 } ^{\circ}\text{K}$$

$$t: \text{流体の温度 } ^{\circ}\text{C}$$

$$g: \text{m}/\text{s}^2 \quad \text{重力加速度} (g = 9.80)$$

$$l: \text{平板の鉛直方向に測った長さ } \text{m}$$

$$b: \text{平板の水平方向に測った幅 } \text{m}$$

添字 0: 平板の表面における値

添字 1: 平板から十分離れた場所における値

(1) 発熱の有る段と無い段に分割したモデル

ここでは図-2-4に示すモデルについて考える。

例えば、ヒーターのある段について放熱量を求める。まず、 $l = 0.6 \text{ m}$ 、 $b = 1.6 \text{ m}$ (平板両面 0.8×2)、 $t_0 = 71.3 ^{\circ}\text{C}$ 、 $t_1 = 29.2 ^{\circ}\text{C}$ 、の長方形平板の片面からの空気中への伝熱量を求める。

$$\nu = 1.86 \times 10^{-5} \text{ m}^2/\text{s}, \lambda = 0.0280 \text{ W}/\text{m}^2\text{C} \text{ とする。}$$

グラスホフ数Grは

$$Gr = \frac{g l^3 (t_0 - t_1)}{\nu^2 T_1} = 0.850 \times 10^{10}$$

$Pr = 0.708$ であるので、式(2.4)より

$$Nu = 109$$

$$\alpha = \lambda Nu / l = 5.08 \text{ W}/\text{m}^2\text{C}$$

$$H_{a1} = \alpha \cdot l \cdot b (t_0 - t_1) \\ = 205.5 \text{ W} = 0.205 \text{ kW}$$

同様にヒーターの無い段について H_{n2} を求めると、
 $H_{n2} = 41.9 \text{ W} = 0.042 \text{ kW}$
 $H_n = H_{n1} + H_{n2} = 0.247 \text{ kW}$

このようにして求めた放熱量を発熱量で除すと、その比 ξ (=放熱量/発熱量、放熱比と呼ぶ)を求めると1 kWの場合も2 kWの場合も殆ど同じ0.25になった(表-2-3、表-2-4)。

表-2-3 機器外表面(表裏両面)からの熱伝達量 H_n (1 kW/1 模擬発熱の場合)

	表面温 °C	室温* °C	ΔT deg	グラス お数 Gr	ヌセル ト数 Nu	α W/m ² °C	放熱量 W	H_n ①+② kW	放熱比 ξ
ヒーターのある段 表面積 0.96m ²	71.3	29.2	42.1	8.50 ×10 ⁴	109	5.08	205.3 ①	0.247	0.25
ヒーターの無い段 表面積 1.92m ²	36.7	29.2	7.5	1.37 ×10 ⁴	128	2.91	41.9 ②		

* 機器設置域平均室温

表-2-4 機器外表面(表裏両面)からの熱伝達量 H_n (2 kW/1 模擬発熱の場合)

	表面温 °C	室温* °C	ΔT deg	グラス お数 Gr	ヌセル ト数 Nu	α W/m ² °C	放熱量 W	H_n ①+② kW	放熱比 ξ
ヒーターのある段 表面積 1.92m ²	76.0	30.0	46.0	7.20 ×10 ⁴	222	5.21	460.1 ①	0.508	0.25
ヒーターの無い段 表面積 0.96m ²	44.0	30.0	14.0	3.31 ×10 ⁴	80	3.57	48.0 ②		

* 機器設置域平均室温

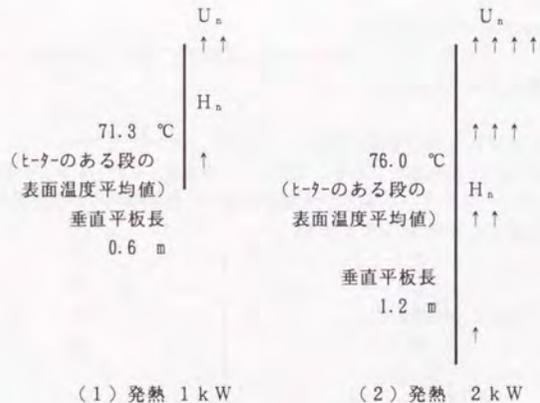


図-2-4 垂直平板の熱対流

(2) 一様温度分布(平均温度)モデル

表-2-5 機器外表面(表裏両面)からの熱伝達量 H_n (1 kW/1 模擬発熱の場合)

	表面温 °C	室温* °C	ΔT deg	グラス お数 Gr	ヌセル ト数 Nu	α W/m ² °C	放熱量 H_n kW	放熱比 ξ
一様温度分布 表面積 2.88m ²	48.2	29.7	18.5	1.15 ×10 ⁴	261	3.93	0.209	0.21

* 機器設置域平均室温

表-2-6 機器外表面(表裏両面)からの熱伝達量 H_n (2 kW/1 模擬発熱の場合)

	表面温 °C	室温* °C	ΔT deg	グラス お数 Gr	ヌセル ト数 Nu	α W/m ² °C	放熱量 H_n kW	放熱比 ξ
一様温度分布 表面積 2.88m ²	65.3	30.0	35.3	1.99 ×10 ⁴	313	4.84	0.491	0.25

* 機器設置域平均室温

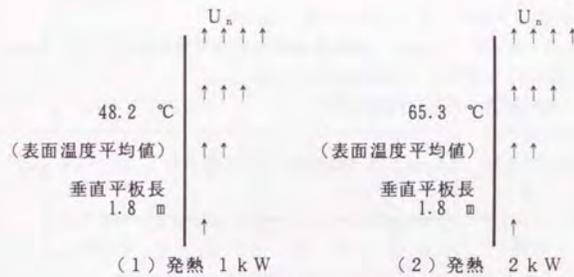


図-2-5 発熱機器表面(垂直平板の熱対流モデル)

(3) 二つのモデルの比較

表-2-7の比較によると、一様温度モデルの放熱量が低めになるが、1 kW発熱時で、その差は15%程度、2 kW発熱時には4%程度であったので、今後の分析では一様温度モデルを用いることとする。

表-2-7 放熱量計算値 H_n の比較

	放熱量			
	1kW		2kW	
	H_n	ξ	H_n	ξ
発熱の有る段と無い段に分割したモデル	212	0.25	437	0.25
平均温度モデル	180	0.21	423	0.25

2. 1. 4 発熱機器の換気量 U_i

ここでは、発熱機器の実験結果をもとに、機器換気量 U_i を求める。
 発熱 H の内、表面から放散する熱 fH を除いた残り、 $H_i = (1-f)H$ と表-2-1 の給排気温度差 $\Delta\theta$ から、発熱ユニットの給排気量 U_i を求める。

$$U_i = H_i / c_p \gamma \Delta\theta \quad (2.5)$$

発熱機器の実験結果を表-2-8 に示す。表には発熱機器の発熱量を 1 kW ないし 2 kW とした場合の、各ユニット流入口と流出口の温度差を示している。

表より発熱量を 2 倍にすると平均温度差は $2^{2/3}$ 倍となり、発熱の内、換気により失われるもの $H_i (= (1-f)H)$ とすれば、基準となる点を表す添字に * を用いて、任意の発熱量における差温、換気量は式 (2.6) (2.8) (2.7) で近似的に表すことができる。

$$C_p \rho \cdot U_i \cdot \Delta\theta = H_i \quad (2.6)$$

$$\Delta\theta / \Delta\theta_* = (H_i / H_{i*})^{2/3} \quad (2.7)$$

$$U_i / U_{i*} = (H_i / H_{i*})^{1/3} \quad (2.8)$$

ここに、

- C_p : 空気の定圧比熱 J/kg K、 ρ : 空気の比重 kg/m³
- U_i : 発熱機器換気量 m³/h、 $\Delta\theta$: 発熱機器流入流出平均差温 K
- H_i : 発熱機器発熱量のうち換気により排出される熱量 W

表-2-8 発熱機器を用いた実験結果

発熱 H kW	温度差 $\Delta\theta$ K	$\Delta\theta / \Delta\theta_*$	$H_i = (1-f)H$ W	H_i / H_{i*}	$(H_i / H_{i*})^{1/3}$	$(H_i / H_{i*})^{2/3}$	U_i m ³ /h	U_i / U_{i*}
1	18.1	1	750	1	1	1	123.7	1
2	28.1	1.55	1500	2	1.26	1.59	159.4	1.29

式 (2.6) (2.7) (2.8) の根拠は次による。

図-2-6 に示すように、内部に発熱体を有する空間を考える。
 空間の下端に流入開口、上端に流出開口があるものとし、下端より流入した空気は内部発熱の内 H_i により空気温より $\Delta\theta$ だけ上昇し空間内部を満たすものとする。この時、発熱分が換気により失われるとすれば、式 (2.9) が成り立つ。

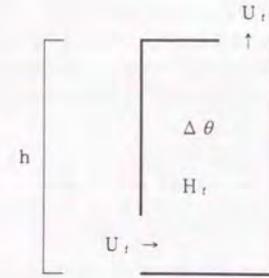


図-2-6 モデル空間

$$C_p \rho \cdot U_i \Delta\theta = H_i \quad (2.9)$$

次に、空間の上下端の差圧は空気の体積膨張率 β として、式 (2.10) で表される。

$$\Delta p = \beta \rho \Delta\theta \cdot h \quad (2.10)$$

また換気口の合成抵抗を ζ とするとき、換気量は式 (2.11) となる。

$$\Delta p = \zeta \cdot U_i^2 \quad (2.11)$$

以上より、 U_i 、 $\Delta\theta$ は H_i の一意関数として式 (2.12) (2.13) が得られる。

$$\Delta\theta = (\zeta / \beta h)^{1/3} / (\rho C_p)^{2/3} \cdot H_i^{2/3} \quad (2.12)$$

$$U_i = (\beta h / \zeta C_p)^{1/3} \cdot H_i^{1/3} \quad (2.13)$$

結局、換気口の合成抵抗を一定とした場合、 $\Delta\theta$ 、 U_i はそれぞれ、発熱量の $2/3$ 、 $1/3$ 乗に比例して増大する。この (2.12)、(2.13) 式を発熱機器に適用する。

2. 1. 5 発熱機器表面对流量 U_0

加熱された発熱機器表面を、加熱垂直平板とみなし、熱対流による風量 U_0 を求める。

自然対流の乱流境界層において、Eckertらによる近似解析によれば¹⁵⁾、垂直平板の熱対流により生じる気流の平均速度 u は、

$$u = u_0 (y/\delta)^{1/7} (1 - y/\delta)^4 \quad (2.14)$$

の様に表される。

また、 δ 及び u_0 は、

$$\delta/x = 0.565 \times (Gr_x)^{-0.1} Pr^{-8/15} [1 + 0.494 Pr^{2/3}]^{0.1} \quad (2.15)$$

$$u_0 = 1.185 (\nu/x) (Gr_x)^{1/2} [1 + 0.494 Pr^{2/3}]^{-1/2} \quad (2.16)$$

ここで、 δ : 境界層の厚さ [m]、 x : 平板の鉛直方向の長さ 1.8 [m]、 y : 平板表面からの距離 [m] (重力場と直角方向) である。

この式を用いれば、風量 U_0 (m^3/h) は、

$$U_0 = \int_0^{\delta} u dy \times b \times 3600 \quad (2.17)$$

$$= 5^2 \cdot 2 \cdot 7 \times u_0 \times \delta \times b \quad (2.18)$$

となる。

ここで、 $\int u dy$ は、 $Y = \frac{y}{\delta}$ とおいて、

$$\int_0^{\delta} u dy = u_0 \int_0^1 \left(\frac{y}{\delta}\right)^{1/7} \left(1 - \frac{y}{\delta}\right)^4 dy \quad (2.19)$$

$$= u_0 \delta \int_0^1 Y^{1/7} (1 - Y)^4 dY$$

$$= u_0 \delta \left[Y^{7/8} \left(\frac{7}{36} Y^4 - \frac{28}{29} Y^3 + \frac{42}{22} Y^2 - \frac{28}{15} Y + \frac{7}{8} \right) \right]_0^1$$

$$= 0.146 u_0 \delta \quad (2.20)$$

次表に式 (2.18) と、表-2-3、表-2-4 で求めた値を用いて求めた風量 U_0 を示す。

(1) 発熱の有る段と無い段に分割したモデル

表-2-9 表面 (表裏両面) からの対流風量 U_0
(1 kW / 1 模擬発熱の場合)

	境界層の厚さ δ m	気流の速度 u_0 m/s	表面对流風量 U_0 m^3
ヒーターの有る段	0.0539	0.908	41.3
ヒーターの無い段	0.1029	0.542	47.0

表-2-10 表面 (表裏両面) からの対流風量 U_0 (2 kW / 1 模擬発熱の場合)

	境界層の厚さ δ m	気流の速度 u_0 m/s	表面对流風量 U_0 m^3
ヒーターの有る段	0.0871	1.342	98.6
ヒーターの無い段	0.0593	0.524	26.2

(2) 一様温度分布 (平均温度) モデル

表-2-11 表面 (表裏両面) からの対流風量 U_0
(1 kW / 1 模擬発熱の場合)

	境界層の厚さ δ m	気流の速度 u_0 m/s	表面对流風量 U_0 m^3
一様温度分布	0.125	1.04	109

表-2-12 表面 (表裏両面) からの対流風量 U_0
(2 kW / 1 模擬発熱の場合)

	境界層の厚さ δ m	気流の速度 u_0 m/s	表面对流風量 U_0 m^3
一様温度分布	0.118	1.44	143

(3) 2つのモデルの比較

分割モデルと一様温度モデルを比較すると、分割モデルの表面对流量は一様温度分布モデルを基準にすると、1 kWの場合で0.8、2 kWの場合で0.87である。

分割モデルの対流量は、分割されたそれぞれの平板の下端の流速は0となる実験式によって計算されているが、実際には上部の平板の下端の流速は下部の平板の上端の流速であるので、本計算より大きくなると思われる。さらに、その差がたかだか一様温度モデルの2割程度であるので、簡単のため、以下の検討においては、一様温度モデルにより計算する。

2. 1. 6 機器実効換気量U

機器換気量 U_i と機器表面对流量 U_n の和を機器実効換気量Uと定義する。

本研究の設計への適用を考えると、この機器実効換気量 $U (= U_i + U_n)$ は、設置する機器及び室内条件を与えることにより簡便に求められることが望ましい。本節では、前節までの検討をふまえ、任意の発熱量Hに対する機器実効換気量Uについて検討する。

(a) 機器表面对流量 U_n

機器表面对流量 U_n については、 U_n が

$$U_n = f(H, l, b, \theta_{*m}, \theta_p) \quad (2. 21)$$

- H : 機器の発熱量 kW
 l : 機器外面パネルの鉛直方向長さ (平板の鉛直方向に測った長さ) m
 b : 機器外面パネルの水平方向長さ (平板の水平方向に測った長さ) m
 θ_{*m} : 機器設置域平均室温 °C
 θ_p : 機器表面温度 °C

の形で表せれば、設計条件として各パラメータを与えることにより、 U_n が算出できる。

以降で計算を進めるにあたって、計算の仮定として、

$$Pr = 0.7$$

$$\theta_* = (\theta_{*m} + \theta_p) / 2 \quad ^\circ\text{C} \quad (2. 22)$$

動粘性係数 ν は、20°C~60°Cで線形に変化するものとして、

$$\nu = (\theta_* + 136) \times 10^{-7} \text{ m}^2/\text{s} \quad (2. 23)$$

$$\beta = 3.30 \times 10^{-3} \text{ 1/}^\circ\text{C}$$

$$g = 9.8 \text{ m/s}^2$$

とする。

前節で示した式(2. 15)、(2. 16)より $u_o \delta$ (m/s)は、

$$u_o \delta = 0.565 Gr^{-0.1} Pr^{-4/15} [1 + 0.494 Pr^{2/3}]^{0.1} \\ \times 1.185 \nu Gr^{1/2} [1 + 0.494 Pr^{2/3}]^{-1/2}$$

ただし、グラスホフ数は、局所グラスホフ数 Gr_x ではなく、平均グラスホフ数 Gr とする。

$Pr = 0.71$ として整理すると、

$$= 0.71 \cdot Gr^{2/5} \nu \quad (2. 24)$$

式(2. 18)より U_n は (m³/h)、

$$U_n = 527 \cdot u_o \delta b \quad (2. 25)$$

と表されるので、これに式(2. 24)を代入して、

$$= 374 \cdot Gr^{2/5} \nu b \quad (2. 26)$$

また、グラスホフ数 Gr は、平均機器表面温度 θ_p を用いて、

$$Gr = g \beta l^3 \Delta \theta_p / \nu^2$$

$$= \frac{3.23 \times (\theta_p - \theta_{*m}) l^3}{\nu^2} \times 10^{-2} \quad (2. 27)$$

$$= \frac{3.23 \times (\theta_p - \theta_{*m}) l^3}{(\theta_* + 136)^2} \times 10^{12} \quad (2. 28)$$

とする。

(b) 機器実効換気量U

以上の結果をもとに、機器実効換気量Uを表すと、

$$U = U_i + U_n$$

$$= U_i + 374 Gr^{2/5} \nu b \quad (2. 29)$$

但し、 ν 、 Gr は式(2. 23)、(2. 28)で示したものとする。

次に、発熱実験結果より得られた結果を用いて、式(2. 29)で表された機器実効換気量Uを更に変形する。

(c) 機器換気量 U_i

式(2. 8)より、1kW時を基準とすれば、機器換気量 U_i は、

$$U_i = (H_i / H_{i*})^{1/3} \times U_{i*}$$

$$= (H / H_*)^{1/3} \times U_{i*}$$

$$= 124 H^{1/3} \quad (2. 30)$$

と表せる。

(d) 機器換気量U

実験(平均温度モデル)によれば、表-2-13のようになり、発熱量を2倍にすると、 $\Delta \theta_p$ ($= \theta_p - \theta_{*m}$)はほぼ2倍となる。従って、2. 1. 3と同様にして、任意の発熱量Hにおける $\Delta \theta_p$ は、近似的に次のように表すことができる。

$$\Delta \theta_p / \Delta \theta_{p*} = H / H_* \quad (2. 31)$$

但し、 $\Delta \theta_{p*} = \theta_p - \theta_{*m}$

基準点を発熱1kW時にとれば、

$$\Delta \theta_p = 18.5 H \quad (2. 32)$$

表-2-13 発熱実験結果 (平均温度モデル)

発熱 HkW	表面温 θ_p	室温 $\theta_{a,m}$	温度差 $\Delta\theta_p$	$\Delta\theta_p$ / $\Delta\theta_{p,a}$	H /H _a
1	48.2	29.7	18.5	1	1
2	65.3	30.0	35.3	1.91	2

(*は基準となる点を表す)

次に、式(2.27)で示されるGrを、式(2.32)を用いて書き直すと、

$$Gr = \frac{0.598}{\nu^2} H l^3 \quad (2.33)$$

これを、式(2.26)に代入すると、 U_a は、

$$U_a = 3.04 H^{2/5} \nu^{1/5} l^{6/5} b \quad (2.34)$$

となる。

動粘度 $\nu = 1.66 \times 10^{-6}$ [m²/s]とし、発熱機器の形状より、高さ $l = 1.8$ [m]、幅 $b = 1.6$ [m] (0.8 [m] × 2 (両面)) を代入すると、

$$U_a = 1.09 H^{2/5} \quad (2.35)$$

(e) 機器実効換気量 U

以上の結果をもとに、機器実効換気量 U を表すと、

$$U = U_i + U_a \\ = 1.24 H^{1/3} + 1.09 H^{2/5} \quad (2.36)$$

実験の対象とした機器では、発熱量 H が 1 [kW] のとき、 U_i は 1.24 [m³/h]、 U_a は 1.09 [m³/h] となり、表面対流による風量 U_a が U_i と同程度になるので、室内のマクロな気流を検討する場合、機器の換気量だけでなく機器の外表面対流を考慮することの重要性がわかる。

なお、室全体の発熱と、発熱機器のユニット数から、1ユニット当たりの発熱 H を求め、この H を式(2.36)に代入し、1ユニットあたりの機器実効換気量 U を得る。室全体の機器実効換気量はこの U にユニット数を乗じて求めることができる。

2.2 二重床吹出し天井吸込み方式の温度差比の計算モデル

図-2-7の二重床吹出し天井吸込み方式を図-2-8の集中定数モデルとして、温度差比を検討する。以下では、熱量及び風量は、単位床面積当たりの量として定義する。

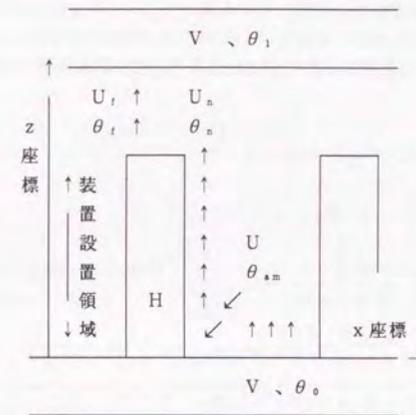


図-2-7 二重床吹出し天井吸込み方式

記号

風量、発熱は床面積当りで定義

θ_0 : 空調給気温度 °C

θ_1 : 空調還気温度 °C

$\theta_{a,m}$: 通路平均温度 °C

θ_i : 機器直接排気温度 °C

θ_n : 機器表面対流排気温度 °C

V : 空調換気量 m³/(h·m²)

U : 機器実効換気量(=U_i+U_a) m³/(h·m²)

U_i : 機器換気量

η_i : U_iの内機器設置領域への還流量の比

U_a : 機器表面対流量

η_n : U_aの内機器設置領域への還流量の比

H : 機器発熱(=H_i+H_a) W/m²

H_i : 排気により排出される熱

H_a : 対流熱伝達により排出される熱

図-2-8に示した完全混合ボックスモデルでは、室内を機器設置領域とその上方との2層に分けて考える。二重床から、温度 θ_0 、給気量 V の空調が行われ、室内の機器発熱によって最終的に温度 θ_1 に昇温して天井から排出される。このとき、機器設置域平均室温は θ_{*m} となる。機器からの排気の内、ある割合 η ($0 < \eta < 1$)は機器設置領域に還流し、残りの $(1-\eta)$ は機器上方へと放散されたと考える。機器上方においては、機器からの排気と室内空気が完全混合されるとする。さらに、機器換気量が十分大きい場合 ($V-(1-\eta_t)U_t-(1-\eta_n)U_n \geq 0$)は、図中①から②への気流が生じ、空調給気量が不足している場合 ($V-(1-\eta_t)U_t-(1-\eta_n)U_n < 0$)には、②から①への気流が生じるとする。気流②→①の温度 θ_b は混合空気②における温度 θ_1 であり、気流①→②の温度 θ_b は、混合空気①における温度 θ_{*m} である。モデルにおいてパラメータ η を、再循環比と呼ぶ。

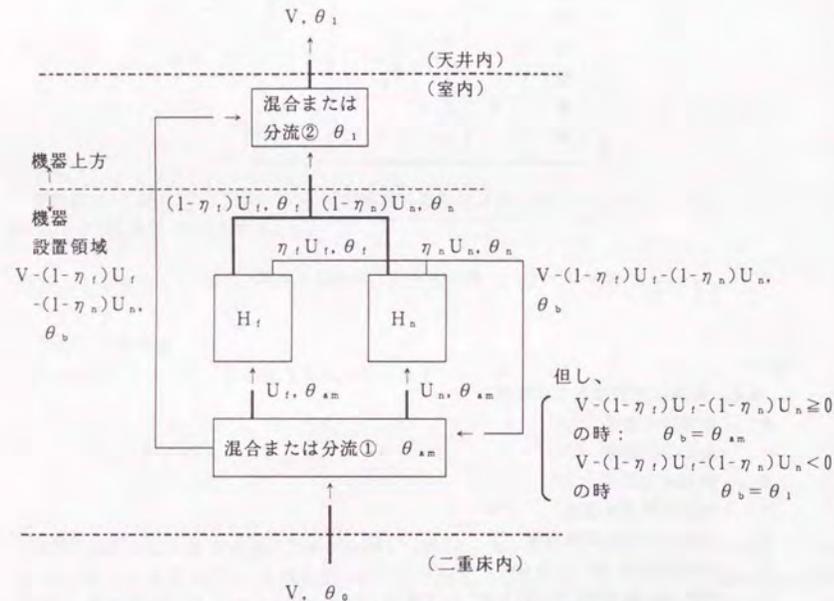


図-2-8 二重床吹き出し天井吸込み方式の完全混合モデル
(気流の状態を“風量, 温度”で示した)

2. 2. 1 機器上方の空気の一部が機器設置域へ還流する場合
($V-(1-\eta_t)U_t-(1-\eta_n)U_n < 0$ の時)

次の熱平衡式が成立する。

$$c_p \gamma V (\theta_1 - \theta_0) = H \quad (2. 37)$$

$$c_p \gamma U_t (\theta_t - \theta_{*m}) = H_t \quad (2. 38)$$

$$c_p \gamma U_n (\theta_n - \theta_{*m}) = H_n \quad (2. 39)$$

また、混合①周りの熱平衡式 ($\theta_b = \theta_1$) は、

$$c_p \gamma \{ \eta_t U_t \theta_t + \eta_n U_n \theta_n + V \theta_0 \} \\ = [\{ V - (1-\eta_t) U_t - (1-\eta_n) U_n \} \theta_1 + (U_t + U_n) \theta_{*m}] c_p \gamma \quad (2. 40)$$

ここに、

c_p : 空気の定圧比熱 J/kg°C

γ : 空気の比重 kg/m³

式(2. 37) ~ (2. 40)より、温度差比 m を求めると、

$$m = \frac{\theta_{*m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{\eta_t H_t + \eta_n H_n - H}{H} \cdot \frac{V}{(1-\eta_t)U_t + (1-\eta_n)U_n} + 1 \quad (2. 41)$$

となる。

また、特に $\eta_t = \eta_n = \eta$ の時、

$$m = 1 - V/U \\ = 1 - \kappa \quad (2. 42)$$

但し、 $\kappa = V/U$ とする。

2. 2. 2 機器設置域の空気が直接域外へ排出される場合

($V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_o)U_o \geq 0$ の時)

2. 2. 1 の場合と同様に、熱平衡式 (2. 37) ~ (2. 39) が成り立つ。

また、混合①周りの熱平衡式は ($\theta_o = \theta_{sm}$)、

$$c_p \gamma (\eta_i U_i \theta_i + \eta_o U_o \theta_o + V \theta_o) = [\{ V - (1-\eta_i) U_i - (1-\eta_o) U_o \} \theta_{sm} + (U_i + U_o) \theta_{sm}] c_p \gamma \quad (2. 43)$$

式 (2. 37) ~ (2. 39) 及び式 (2. 43) より、温度差比 m を求めると、

$$m = \frac{\theta_{sm} - \theta_o}{\theta_i - \theta_o} = \frac{\eta_i H_i + \eta_o H_o}{H} \quad (2. 44)$$

となる。

$$\text{また、特に } \eta_i = \eta_o = \eta \text{ の時、} \\ m = \eta \quad (2. 45)$$

となる。

2. 2. 3 平均温度差比の計算値と実験値の比較

図-2-9 (a) に、機器設置域平均室温に対する温度差比の実験結果と数式モデルによる計算値を比較して示す。実験データは1章における二重床吹出し天井吸込み方式の実験結果 (実験条件は表-1-8) を用いた。発熱量は $6.47 \sim 10.81 \text{ W/m}^2$ 、空調換気量は $7.9 \sim 27.1 \text{ m}^3/(\text{h}\cdot\text{m}^2)$ 、 κ は $0.75 \sim 2.22$ の範囲のデータが含まれている。また、吹出しパネル配置方式は正面吹出し方式と全面吹出し方式 (図-1-9 (a) 二重床吹出しにおける吹出しパネル配置 (1) 参照) の二種類である。平均温度差比は機器の正面側と裏面側の室温測定値 (「図-1-2 実験室の構成」において $x=1 \sim 5$ 、 $y=1 \sim 9$ 、 $z=1, 2$) の平均値とした。

式 (2. 45) によれば、 $V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_o)U_o \geq 0$ で温度差比 $m = \eta$ になることがわかるので、この領域の実験値の m の平均値として $\eta = 0.14$ と同定された。この時、式 (2. 42) と式 (2. 45) は、 $\kappa = 0.86 (= 1-\eta)$ において交点をもつことがわかった。換気流量比 κ の低い領域すなわち空調給気量 V が機器換気量 U より小さい領域のデータが少ないが、 $\kappa \leq 0.86$ において温度差比の勾配が -1 となる傾向が実験データより読み取れた。また $\kappa > 0.86$ においては、温度差比勾配がほぼ 0 となり、モデルによる計算値は、実験値と良く一致しているといえる。また、正面吹出し方式と全面吹出し方式の吹出しパネルの配置による温度差比の違いはほとんど無いと言える。

本節の検討によれば、二重床吹出し天井吸込み方式において、本実験室のように高発熱機器が一様に配置された条件下では、換気流量比という無次元量を含んだモデルにより、平均温度差比実験値の特徴

- ・換気流量比 κ の大きな領域で温度差比は一定である。
- ・平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ が計算値で 0.86 に対し、実験では $0.95 \sim 1.0$ である。

をよく説明できることを示した。

仮に、機器の放熱モデルにおいて、外表面対流を考慮しなければ、図-2-9 (b), (c) に示すように、平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ は約 2.0 であり計算値と実験値は大きく異なり、本実験のような高発熱機器で外表面対流量が大きな値を示す場合、温度差比計算モデルにおいて外表面対流量を考慮する必要があることがわかった。

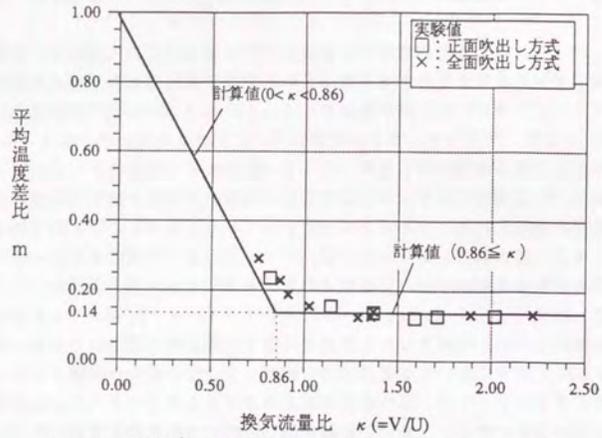


図-2-9 (a) 換気流量比 κ に対する平均温度差比 m の値
(二重床吹出し天井吸い込み方式,
実験値: $(x=1 \sim 5; y=1 \sim 9, z=1, 2)$ の平均値)
計算値: η は $0.86 \leq \kappa$ 領域の実験値の平均値 $\eta = 0.14$ とした)

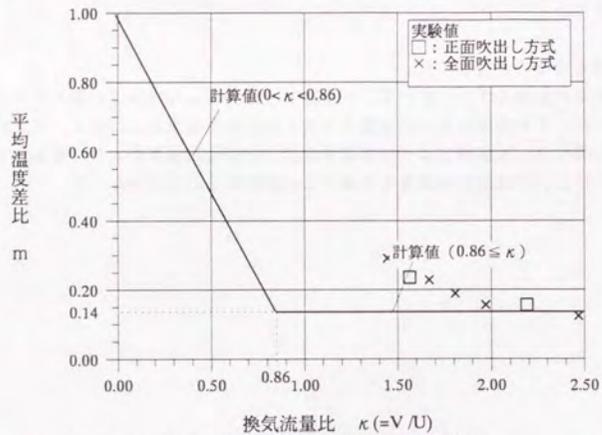


図-2-9 (b) 機器表面対流を無視した場合の
換気流量比 κ に対する平均温度差比 m
(二重床吹出し天井吸い込み方式,
実験値: $(x=1 \sim 5; y=1 \sim 9, z=1, 2)$ の平均値)
計算値: η は $0.86 \leq \kappa$ 領域の実験値の平均値 $\eta = 0.14$ とした)

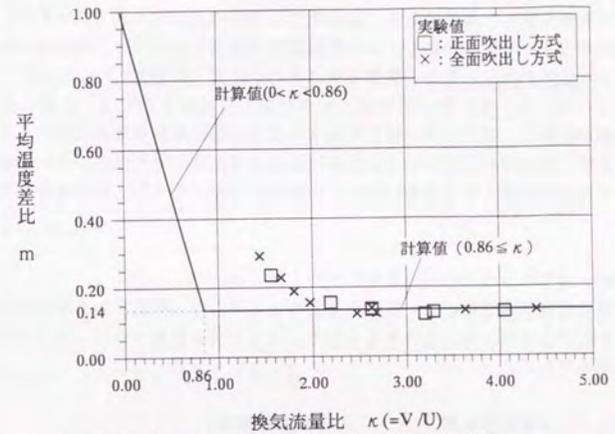


図-2-9 (c) 機器表面対流を無視した場合の
換気流量比 κ と平均温度差比 m の関係
(二重床吹出し天井吸い込み方式,
実験値: $(x=1 \sim 5; y=1 \sim 9, z=1, 2)$ の平均値)
計算値: η は $0.86 \leq \kappa$ 領域の実験値の平均値 $\eta = 0.14$ とした)

図-2-15によれば、全面吹出しについては、正面と背面とで温度差比 m に差がみられる。これは、機器正面と背面とで κ 及び η が異なっていることを示している。しかし、図-2-16により、実験値の温度差比 m の分布形状を計算値と比べてみれば、式(2.52)、

(2.53)で示される κ を用いると、かえって実験値と計算値は離れてしまう。これは、正面側と背面側の実際の κ の差は、式(2.50)、(2.51)で求められる κ_F 、 κ_B の差ほど大きくないことを示すものである。全面吹出しの場合も気流の周り込みが生じているのであろう。この回り込みの有無に関する実験検討は今後の課題とする。

機器正面側と背面側の温度分布を比較してみると、両者に気流性状の差が存在することがわかった。この気流性状の局所性は、平均温度差比モデルによる温度差の予測値と実現値との間に差が生じる原因となる。ところで、平均温度差比モデルによる結果からは、発熱側の条件(U)が不変であれば、 $V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n \geq 0$ となる条件では空調給気量の大小($=\kappa$ の大小)によらず平均温度差比 m は一定値 η となる。一方、 $V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n < 0$ では、 κ が小さくなると平均温度差比 m は急激に増大する結果が得られている。したがって、 κ を室内で不均一にしまうと、 κ が小さい場所で $V-(1-\eta_i)U_i-(1-\eta_n)U_n < 0$ になった場合に、温度差比が急激に増大する危険があると言う意味で、空調設計上は避けるべきである。効率的な機器冷却の観点からは、当然の帰結ではあるが、機器冷却の必要量に見合うように空調給気を配分すべきだということになる。

(4) 全面吹出し方式と正面吹出し方式の比較

機器が正面側から吸い込む条件の時、吹出し総風量を一定とすると、当然機器が正面側に吹き出す方が温度分布上有利となる。全面吹出しでは正面吹出しより正面側への供給量が減少する。これより、機器吸込み風量(表面对流を含む)に対応して吹き出すことが望ましいことがわかる。

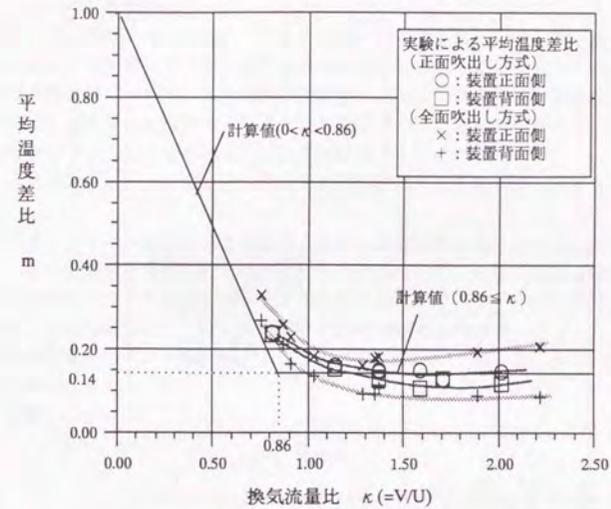


図-2-15 換気流量比 κ に対する平均温度差比 m の値
(二重床吹出し天井吸い込み方式)
実験値：機器正面側($x=2,4; y=1\sim 9, z=1,2$ の平均値)
機器背面側($x=1,3,5; y=1\sim 9, z=1,2$ の平均値)
計算値：平均温度差比モデルによる($\eta=0.14$)

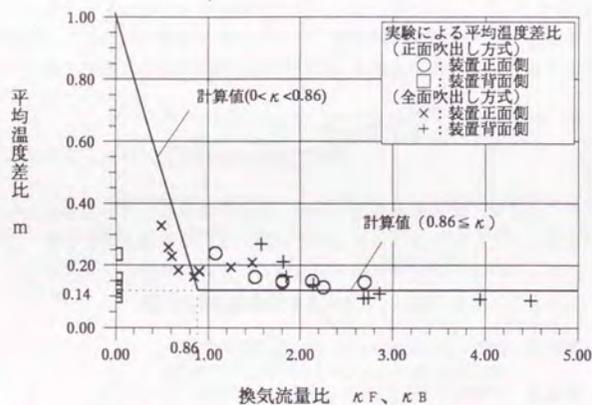


図-2-16 換気流量比 κ に対する平均温度差比 m の値
 (二重床吹出し天井吸い込み方式)
 実験値: 機器正面側($x=2,4; y=1\sim 9, z=1,2$ の平均値)
 機器背面側($x=1,3,5; y=1\sim 9, z=1,2$ の平均値)
 \times : $\kappa_F=V/(U_a+2U_f)$ 、 $+$: $\kappa_B=V/U_a$
 \circ : $\kappa_F=2V/(U_a+2U_f)$ 、 \square : $\kappa_B=0$ を用いた
 計算値: 平均温度差比モデルによる($\eta=0.14$)

2. 2. 5 二重床正面吹出し天井吸込み方式における吹出し形態の比較評価
 (再循環比 η の分析)

吹出しの不均一性が上下方向の混合を促進するものと予想し、図-1-9 (b) に示した吹出しパネル配置のうち千鳥吹出しと桂馬千鳥吹出し(表-2-14 参照)について、その温度差比を正面均一吹出しと比較する。

吹出しパネル配置による温度差比の違いを図-2-17 に示した。均一な吹出し方式と比べ、千鳥や桂馬千鳥の配置方式では、温度差比 m が高くなっている。また、千鳥より桂馬千鳥の方が温度差比は高い傾向があり、これは換気流量比 κ が同じであっても、空調吹出し口の配置が局所的であれば、温度差比 m は大きくなることを示していると考えられる。従ってスポット的に吹出し口を配置すると、空調効率の点からは不利になるといえる。

κ の大きな領域で差があることから、平均温度差比モデルの式(2.45)すなわち、 $m = \eta$

の再循環比 η がパネル配置により異なり、吹出しの局所性が強いほど大きいことが理解される。しかしながら、桂馬千鳥配置においては、平均温度差比が κ の値に従い上昇傾向にあり、この上昇傾向までモデル化するのは、本論文で示した平均温度差比モデルでは困難である。

再循環比 η の近似値としては、実験データの平均値より、
 桂馬千鳥配置 $\eta = 0.32$
 千鳥配置 $\eta = 0.21$
 均一配置 $\eta = 0.14$
 となる。

表-2-14 気流方式名称と吹出し・吸込み形態

空調気流方式	吹出し / 吸込み	実験番号
1-3 二重床正面千鳥→天井	機器の正面側通路 千鳥	E1661
	/ 天井	E1662
		E1663
1-4 二重床正面桂馬千鳥→天井	機器の正面側通路	E1664
	桂馬千鳥 / 天井	E1665
		E1666

2. 3 二重床吹出し天井吸込み方式の垂直温度分布計算モデル

前節において、平均温度差比モデルを作成し、機器設置域平均室温を予測する計算法を示した。ここで求められる室温平均値に加え、垂直方向の温度分布が予測できれば、次のような利点が生まれる。通信機器の熱設計は、機器の吸込み温度を考慮して行われるが、吸込み温度を詳しく予測することにより、設計精度が向上する。垂直方向の機器吸込み温度を予測できていれば、例えば機器設計段階で、機器の高さ方向に電子部品の実装密度を変えて、発熱量の高い電子回路パッケージを吸込み温度の低い領域に優先的に配置することも可能である。そこで本節では、平均温度差比モデルを拡張し、垂直方向の温度分布を考慮した数式モデルを作成し、実験により検証する。

なお、前節の考察より、以下のモデルは κ が室全体で一様として求める。

2. 3. 1 空調換気量が(機器換気流量-機器排気の再循環流量)より少ない場合

$$(V - (1 - \eta_i)U_i - (1 - \eta_a)U_a) < 0 \text{ の時}$$

図-2-18のように、機器周辺の気流を仮定し、気流の温度を定義する。二重床からの空調給気によって、上向き気流が生じ、その一部は機器に吸込まれる。発熱機器上部からは、機器排気がある。機器排気は、天井から排出されるが、一部は機器設置領域へと再循環し、機器設置域平均室温を上昇させる。上向き気流は、全て機器に吸込まれ、機器上方へ直接流入することはない。なお、機器吸込み流量の総量と機器排気流量は、機器実効換気量 U と等しいものとした。

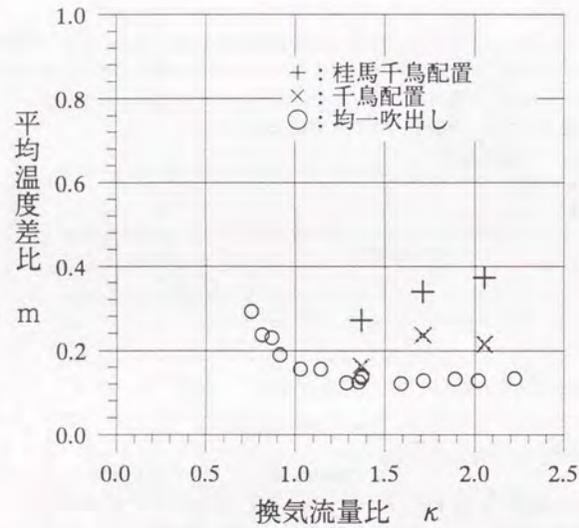
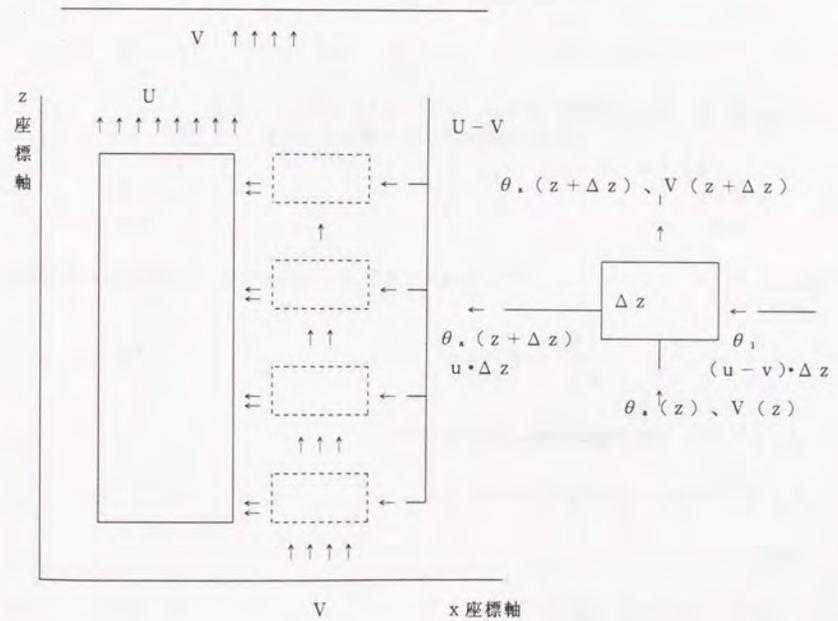


図-2-17 吹出し口の配置形式による温度差比の比較
(空調方式：二重床吹出し天井吸込み)

また、次のように流量、温度の仮定を設け、微小区間 Δz に関して熱収支式を考える。

- (a) Δz 区間での温度 θ_1 、流量 $(u-v) \cdot \Delta z$ の再循環流（機器排気の内、吸込み側に還流する分）と、温度 $\theta_s(z)$ 、流量 $V(z)$ の上向き気流が混合する。
- (b) 機器排気の再循環流量は高さ方向に一様 $u-v$ である。
- (c) 機器の吸込み流量は高さ方向に一様 u である。
- (d) 温度 $\theta_s(z+\Delta z)$ の流量 $u \cdot \Delta z$ と、流量 $V(z+\Delta z)$ に分流する。
- (e) 機器上端 $z=z_s$ で $V(z_s)=0$
- (f) 機器下端 $z=0$ において $V(0)=V$
- (g) $\theta_s(z_s)=\theta_1$

ただし、 z_s は機器上端高さである。

$$V(z) - V(z+\Delta z) + \{(u-v) - u\} \cdot \Delta z = 0 \quad (2.54)$$

$$\begin{aligned} c\gamma \{ \theta_1 \cdot (u-v) \cdot \Delta z + \theta_s(z) \cdot V(z) \} \\ = c\gamma \{ \theta_s(z+\Delta z) \cdot V(z+\Delta z) + \theta_s(z+\Delta z) \cdot u \cdot \Delta z \} \end{aligned} \quad (2.55)$$

式(2.54)、(2.55)より、

$$\begin{aligned} V(z) \cdot \frac{\theta_s(z+\Delta z) - \theta_s(z)}{\Delta z} \\ + \theta_s(z+\Delta z) (u-v) = \theta_1 \cdot (u-v) \end{aligned} \quad (2.56)$$

となる。式(2.54)と仮定(b)、(c)、(f)より

$$V(z) = V - v \cdot z \quad (2.57)$$

$$U = u \cdot z_s \quad (2.58)$$

$$V = v \cdot z_s \quad (2.59)$$

であり、式(2.56)に(2.57)を代入して、 $\Delta z \rightarrow 0$ とすると、次の微分方程式となる。

$$\left(\frac{V-v \cdot z}{u-v} \right) \cdot \frac{d\theta_s}{dz} + \theta_s = \theta_1 \quad (2.60)$$

式(2.60)の解は変数分離により次式となる。

$$\theta_s(z) = \theta_1 - C \cdot (A \cdot z_s - A \cdot z)^{1/\kappa} \quad (2.61)$$

ただし、

$$A = v / (u-v) = \kappa / (1-\kappa) > 0 \quad (2.62)$$

また、 $z=0$ のとき $\theta_s(0) = \theta_0$ であるので、

$$C = (\theta_1 - \theta_0) \cdot (A \cdot z_s)^{-1/\kappa} \quad (2.63)$$

である。高さ方向の温度差比 $m(z)$ は式(2.61)より

$$\begin{aligned} m(z) &= \frac{\theta_s(z) - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \\ &= 1 - (1 - z/z_s)^{1/\kappa} \\ &= 1 - (1 - z/z_s)^{(1-\kappa)/\kappa} \end{aligned} \quad (2.64)$$

と示される。高さ方向の平均温度に対する温度差比 m は、 θ_{sm} を機器吸込み温度の平均とすると、

$$\theta_{sm} = \theta_1 - \frac{A}{A+1} \cdot (\theta_1 - \theta_0) \quad (2.65)$$

であるので、これより

$$\begin{aligned} m &= \frac{\theta_{sm} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \\ &= 1 - \kappa \end{aligned} \quad (2.66)$$

となる。

式(2.66)は式(2.42)と一致することが確認できた。

2. 3. 2 空調換気量が(機器換気量-機器排気の再循環流量)より多い場合
 $(V-(1-\eta_t)U_t-(1-\eta_n)U_n \geq 0)$ の時

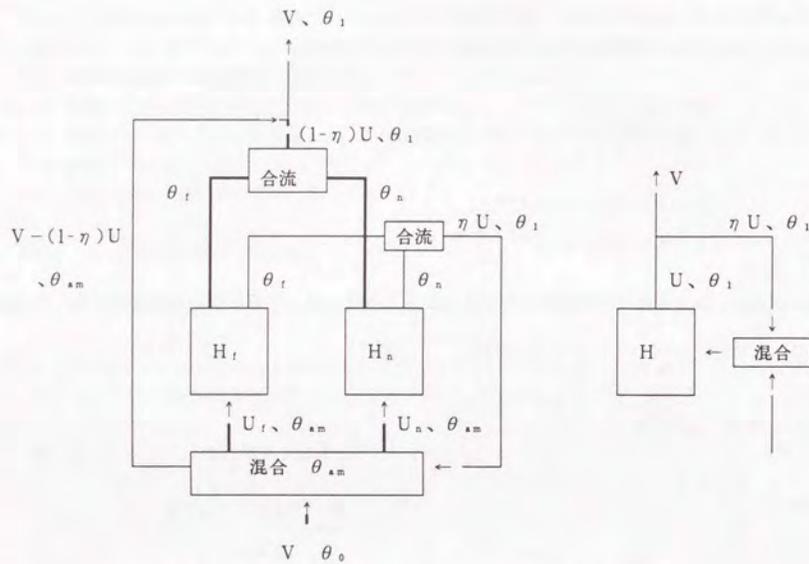


図-2-19 二重床吹出し天井吸込み方式の完全混合モデル
 $(V-(1-\eta_t)U_t-(1-\eta_n)U_n \geq 0)$

図-2-18と同様の気流モデルを考えるが、空調給気量が多いため、上向き気流の一部は、機器へ吸込まれることなく、機器上方へ達し、天井から排出される。

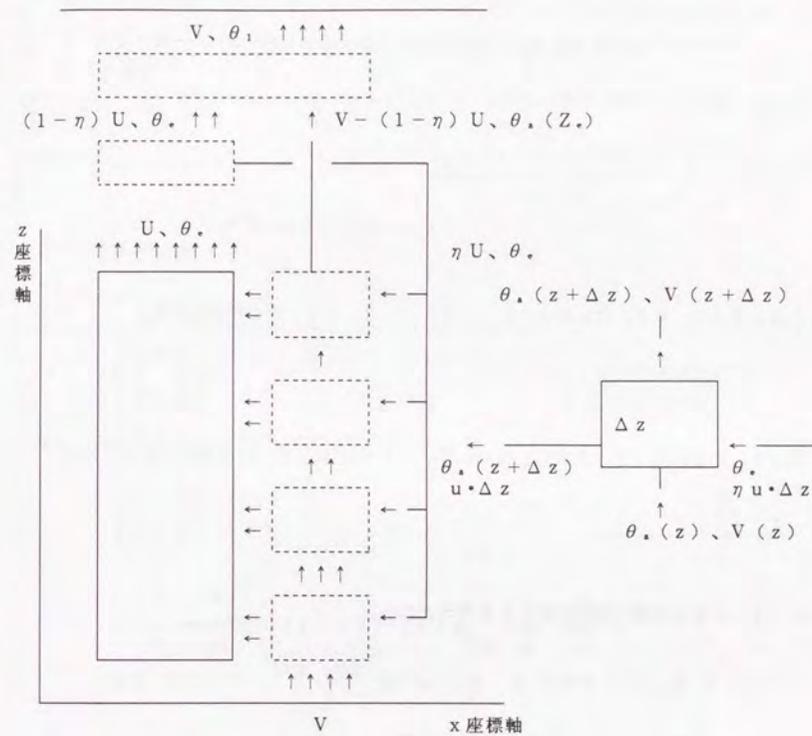


図-2-20 二重床吹出し天井吸込み方式の垂直温度分布モデル

2. 3. 1と同様に次のように、仮定を設ける。

- (a) Δz 区間での温度 θ_* 、流量 $\eta u \cdot \Delta z$ の再循環流と、温度 $\theta_*(z)$ 、流量 $V(z)$ の上向き気流が混合する。
- (b) 機器排気の再循環流量は高さ方向に一律 ηu である。
- (c) 機器の吸込み流量は高さ方向に一律 u である。
- (d) 温度 $\theta_*(z+\Delta z)$ の流量 $u \cdot \Delta z$ と、流量 $V(z+\Delta z)$ に分流する。
- (e) 機器上端 $z=z_*$ で $V(z_*) = V - (1-\eta)U$
- (f) 機器下端 $z=0$ において $V(0) = V$

微小区間 Δz について、流量収支式、熱収支式をたてると次のようになる。

$$\eta u \cdot \Delta z + V(z) - V(z + \Delta z) - u \cdot \Delta z = 0 \quad (2.67)$$

$$\begin{aligned} c \gamma \{ \theta_s \cdot \eta u \cdot \Delta z + \theta_s(z) \cdot V(z) \} \\ = c \gamma \{ \theta_s(z + \Delta z) \cdot V(z + \Delta z) + \theta_s(z + \Delta z) \cdot u \cdot \Delta z \} \end{aligned} \quad (2.68)$$

式(2.67)、(2.68)より、

$$\begin{aligned} V(z) \cdot \frac{\theta_s(z + \Delta z) - \theta_s(z)}{\Delta z} \\ + \eta u \cdot \theta_s(z + \Delta z) = \eta u \cdot \theta_s \end{aligned} \quad (2.69)$$

である。式(2.67)と仮定(b)、(c)、(f)より、次式が得られる。

$$V(z) = V - (1 - \eta) u \cdot z \quad (2.70)$$

$$U = u \cdot z \quad (2.71)$$

式(2.69)に(2.70)を代入して、 $\Delta z \rightarrow 0$ とすると、次の微分方程式となる。

$$\left(\frac{V - (1 - \eta) \cdot u \cdot z}{\eta u} \right) \cdot \frac{d\theta_s}{dz} + \theta_s = \theta_s \quad (2.72)$$

式(2.72)の解は変数分離により次式となる。

$$\theta_s(z) = \theta_s - C \cdot \{ V - (1 - \eta) \cdot u \cdot z \}^{[\eta/(1-\eta)]} \quad (2.73)$$

また、 $z = 0$ のとき $\theta_s(0) = \theta_s$ であるので、

$$C = (\theta_s - \theta_s) / V^{[\eta/(1-\eta)]} \quad (2.74)$$

である。(2.73)(2.74)より、まとめると、

$$\theta_s(z) = \theta_s - (\theta_s - \theta_s) \cdot \{ 1 - (1 - \eta) \cdot \frac{u \cdot z}{V} \}^{[\eta/(1-\eta)]} \quad (2.75)$$

$$= \theta_s - (\theta_s - \theta_s) \cdot \{ 1 - (1 - \eta) \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{z}{z_s} \}^{[\eta/(1-\eta)]} \quad (2.76)$$

と得られる。

ここで、 θ_s について考えてみる。 θ_s については、次の関係が成り立つ。

$$c_p \gamma (\theta_s - \theta_{sm}) = H \quad (2.77)$$

$$\theta_{sm} = \int_0^{z_s} \theta_s(z) dz \quad (2.78)$$

θ_{sm} : 機器設置域平均室温 (機器吸込み温度の平均)

従って、 θ_{sm} は、(2.77)(2.76)より、

$$\theta_{sm} = \theta_s - (\theta_s - \theta_s) \cdot \kappa \left[1 - \{ 1 - (1 - \eta) \frac{1}{\kappa} \}^{[1/(1-\eta)]} \right] \quad (2.79)$$

となり、 θ_s は次の形となる。

$$\theta_s = \theta_s + \frac{H}{c_p \gamma V} \cdot \frac{1}{1 - \{ 1 - (1 - \eta) (1/\kappa) \}^{[1/(1-\eta)]}} \quad (2.80)$$

高さ方向の温度差比 $m(z)$ は式(2.76)より

$$\begin{aligned} m(z) &= \frac{\theta_s(z) - \theta_s}{\theta_s - \theta_s} \\ &= \frac{\theta_s - \theta_s}{\theta_s - \theta_s} \left[1 - \{ 1 - (1 - \eta) \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{z}{z_s} \}^{[\eta/(1-\eta)]} \right] \end{aligned}$$

$$= \left[\frac{1}{1 - \{ 1 - (1 - \eta) (1/\kappa) \}^{[1/(1-\eta)]}} \right]$$

$$\cdot \left[1 - \{ 1 - (1 - \eta) \cdot \frac{1}{\kappa} \cdot \frac{z}{z_s} \}^{[\eta/(1-\eta)]} \right]$$

(2.81)

となる。

高さ方向の平均温度に対する温度差比 m は、

$$m = \frac{1}{z_s} \int_0^{z_s} m(z) dz$$

$$= A - \kappa \quad (2.82)$$

但し、

$$A = \left[\frac{1}{1 - \{1 - (1 - \eta) (1/\kappa)\}^{[1/(1-\eta)]}} \right] \quad (2.83)$$

とおいた。

ここで、温度分布モデルの接合点、即ち $V - (1 - \eta) U = 0$ の時には、

$$1 - \eta = V/U = \kappa \quad (2.84)$$

であるから、これを(2.83)に代入すると、

$$A = 1 \quad (2.85)$$

従って、(2.82)は、

$$m = 1 - \kappa \quad (2.86)$$

$$= \eta \quad (2.87)$$

となり、(2.66)式と一致する。

これにより、 $V - (1 - \eta) U \geq 0$ 、 $V - (1 - \eta) U < 0$ の2つの場合に分けられた差分モデルは、モデルの分岐点 $V - (1 - \eta) U = 0$ で接合することが示された。

2.3.3 垂直温度分布モデルの実験値との比較

図-2-9に示した平均温度差比の実験データを図-2-34に再掲する。垂直温度分布モデルより得られた平均温度差比の式(2.66)、(2.82)、(2.83)、(2.84)において、実験データに適合する再循環比 η を求めると $\eta = 0.22$ となった。この場合の計算値を、図-2-34に示す。 $V - (1 - \eta) U \geq 0$ のとき式(2.82)、 $V - (1 - \eta) U < 0$ のとき式(2.66)となっている。 $\kappa = 0.78$ で二つの式は等しくなっている。垂直温度分布モデルに基づく平均温度差比計算値は平均温度差比モデルによる計算値より、実験データに近いことが示された。

垂直温度分布モデルを用い、高さ方向の温度差比分布を図示すると図-2-21のようになる。

(1)垂直温度分布に関する考察

図-2-22～図-2-30において、二重床全面吹出し方式と正面吹出し方式の両方について換気流量比 κ を変えて、差分モデルによる計算値と実験値とを比較してみた。実験値は測定点No. 1、No. 2(図-1-2参照)におけるもので、機器正面側に位置する。換気流量比は $\kappa = U/V$ とし、高さ Z は、天井高さ ZC で除して、基準化した。全面吹出しについては $\kappa = 0.75 \sim 2.22$ までの3ケース、二重床正面吹出しの場合は、 $\kappa = 0.81 \sim 2.02$ までの6ケースの実験に対しての比較を行った。

a) 全面吹出し(図-2-22～図-2-24)

図-2-22($\kappa = 0.75$)のケースについては、計算値は実験値とほぼ一致している。しかし、図-2-23、図-2-24($\kappa = 1.37$ 、 $\kappa = 2.22$)のケースについては実験値との差が大きく、計算値が実験値より低い値を示している。これは、全面吹出し方式では機器正面と背面に空調吹出しが分配された結果、機器正面側で機器冷却に寄与する空調給気量が減少してしまったものと推測される。また、機器上端付近で差が小さくなっているが、これは図-2-31に示すように機器背面側の温度の低い気流が正面側へ回り込んでいるものと推察される。機器下部までは、回り込み気流が十分達しないとみえ、基準化高さ $z = 0.5$ 付近で温度差比が大きくなっている。

b) 正面吹出し(図-2-25～図-2-30)

二重床正面吹出しの場合は、No. 2の実験値に対しては良く一致している。しかし、No. 1の実験値に対しては平均値についてはほぼ一致するが、分布形はあまり一致していない。

換気流量比 κ とNo. 1、No. 2における温度実測値の関係を図-2-32に示したが(測定位置は図-1-2、図-1-3、図-1-4参照)、これによれば κ が増大してもNo. 2においては $z = 400$ と $z = 1600$ 間に温度差が維持されるのと比べ、No. 1では温度差が消失してしまう。この差は、 κ が増大しても、No. 1側では $z = 400$ の温度差比が小さくなることによって生じている。また図-2-33に空調給気量(換気流量比 κ)の異なる4種の実験条件で、 $x = 4$ における $y-z$ 方向の温度差比分布を図示した。 $\kappa = 0.81$ ではNo. 1、No. 2の両方で分布形状は同一であるのに対し、 κ の増大と共に差が現れる。 κ が増大するとNo. 2側では温度差比の低い領域が上方へと広がるのに対し、No. 1測定位置付近では温度差比の低い領域の拡大が妨げられているように見える。空調吹出し(床面)、吸込み(天井面)の風量分布形(図-1-11、図-1-12)の不一致により水平気流が発生しNo. 1は下流側となる。この部分では、この風量不均衡に起因する上下方向の空気の混合が生じていると推測

される。

垂直分布を考慮した計算値は、気流の乱れのあるNo. 1側の実測値とは必ずしも一致しないが、No. 2の実測値と良く一致していることから、温度分布の形成について、No. 2のように垂直方向の気流が支配的に働く場合には妥当なものであると判断してよいだろう。

気流の乱れは温度成層を破壊し空調効率を悪化させるので、乱れの生じないような均一な吹出し吸込みを狙いとする気流設計を行うことが肝要となる。均一な吹出し気流の実現に関しては、羽山ら¹⁵⁾により研究が行われており、本論文と関係の深い部分を5章に示す。

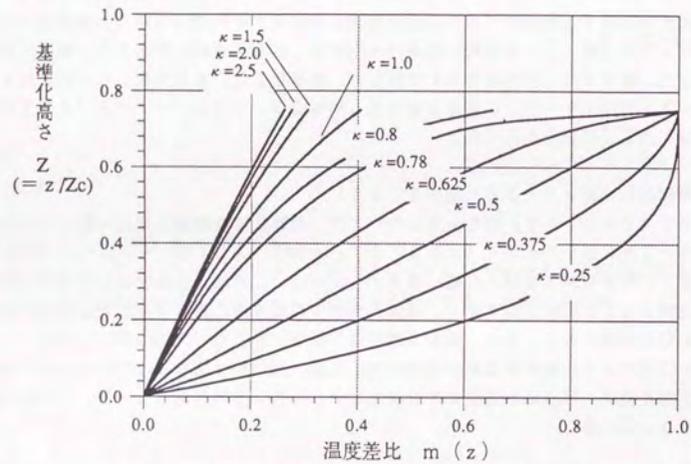


図-2-2-1 垂直温度分布を考慮した温度差比モデルによる温度差比 $m(z)$ の垂直分布計算値

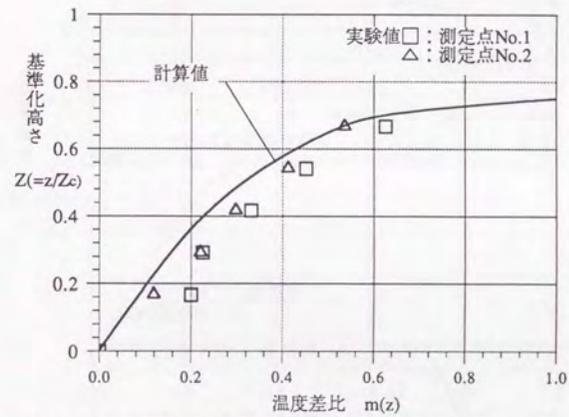


図-2-2-2 二重床全面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
($\kappa=0.75$ 、 $\eta=0.22$ 、 $H=647\text{W/m}^2$ 、 $V=79\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h}$ 、換気回数33回)

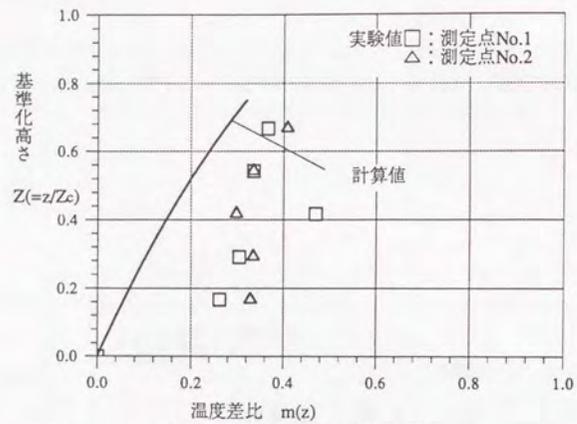


図-2-23 二重床全面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 ($\kappa=1.37$ 、 $\eta=0.22$ 、 $H=647\text{W/m}^2$ 、 $V=144\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数60回)

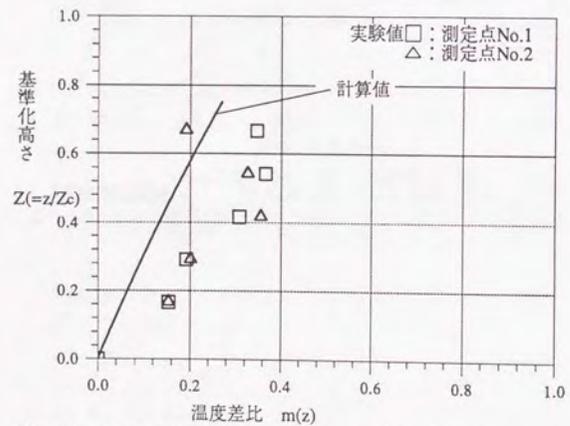


図-2-24 二重床全面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 ($\kappa=2.22$ 、 $\eta=0.22$ 、 $H=921\text{W/m}^2$ 、 $V=271\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数113回)

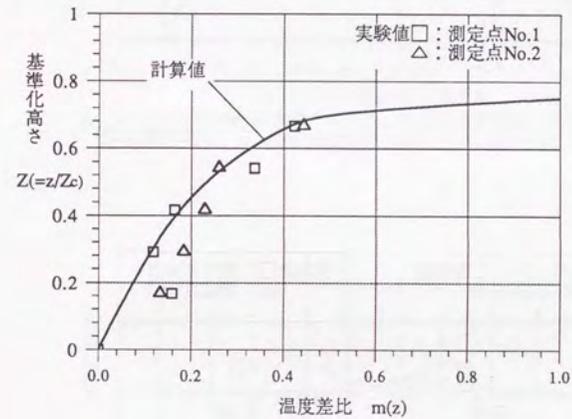


図-2-25 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 ($\kappa=0.81$ 、 $\eta=0.22$ 、 $H=647\text{W/m}^2$ 、 $V=86\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数36回)

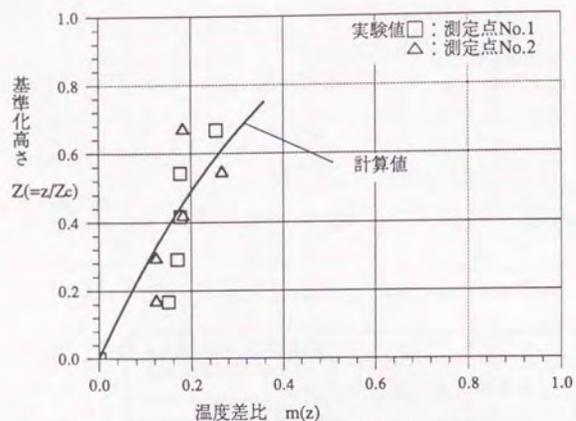


図-2-26 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 $(\kappa=1.14, \eta=0.22, H=647\text{W/m}^2, V=120\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数50回

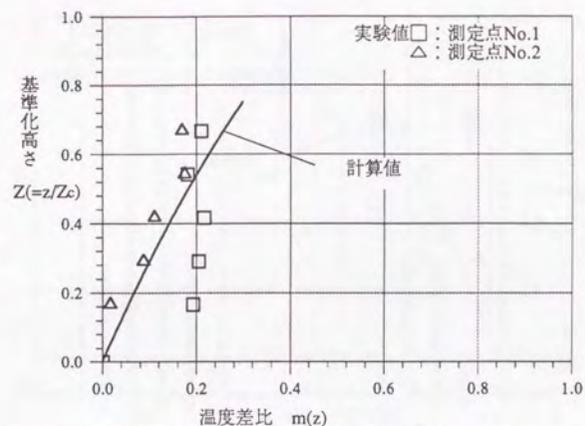


図-2-28 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 $(\kappa=1.59, \eta=0.22, H=1082\text{W/m}^2, V=208\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数87回

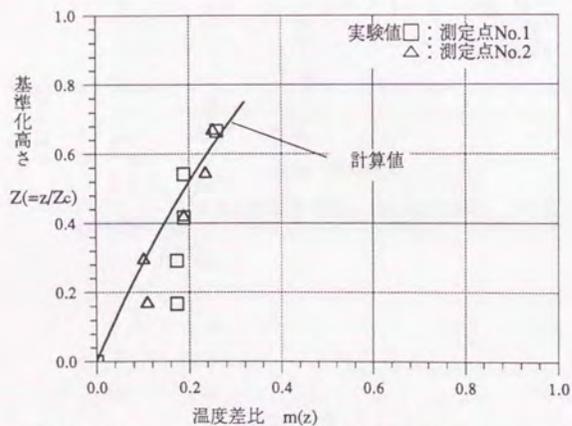


図-2-27 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 $(\kappa=1.37, \eta=0.22, H=647\text{W/m}^2, V=144\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数60回

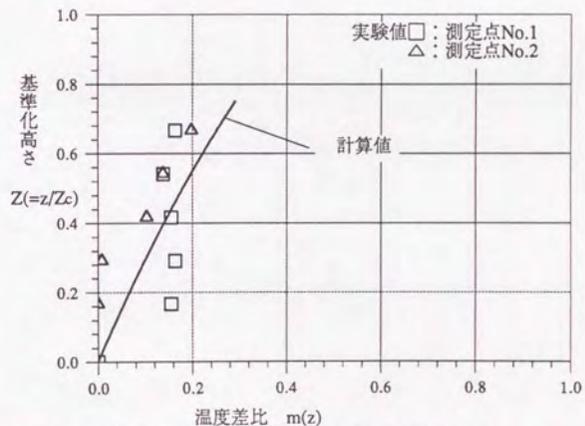


図-2-29 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 $(\kappa=1.71, \eta=0.22, H=647\text{W/m}^2, V=180\text{m}^3/\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数75回

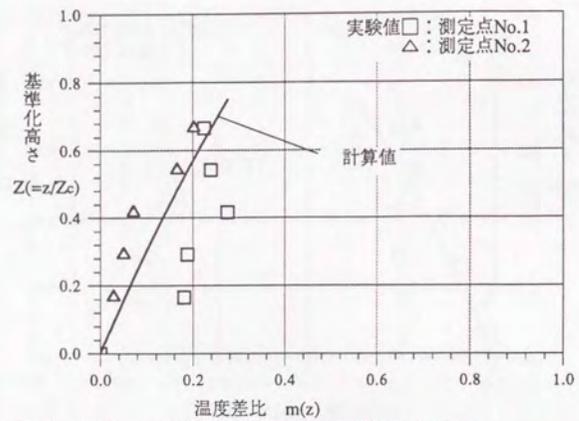


図-2-30 二重床正面吹出しにおける温度差比 $m(z)$
 ($\kappa=2.02$, $\eta=0.22$, $H=1082\text{W/m}^2$, $V=264\text{m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、換気回数110回)

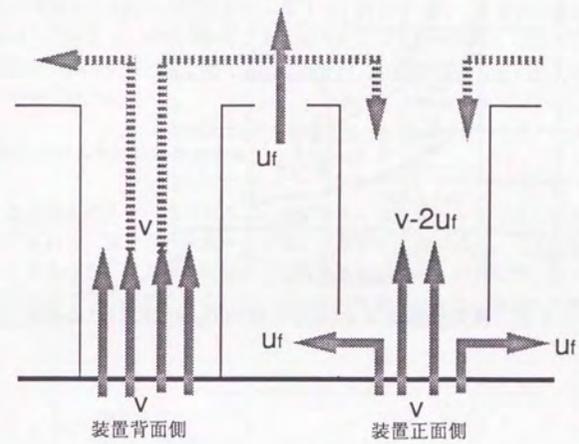


図-2-31 全面吹出しにおける装置周辺気流

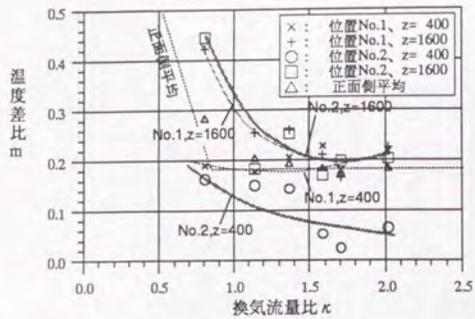


図-2-32 換気流量比 κ と測定位置No.1, No.2における温度差比 m

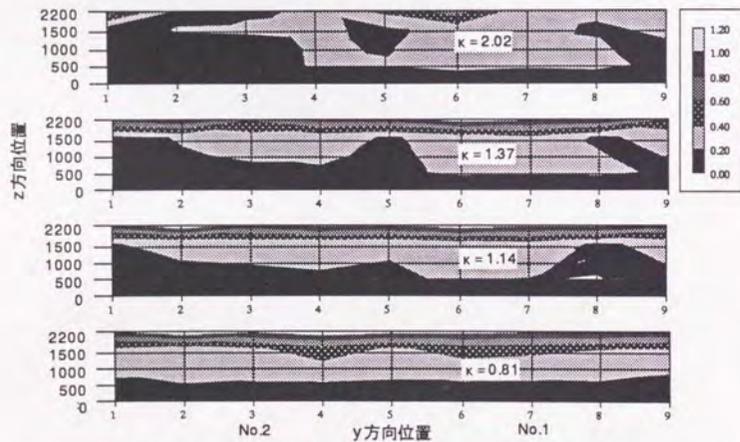


図-2-33 換気流量比 κ とyz方向温度差比分布

(2) 温度差比モデル (平均温度モデル、垂直温度分布モデル) の比較

次に図-2-34で、機器設置域空気温度 $\theta_{a,m}$ について規定された温度差比 m に関して、垂直温度分布モデルを平均化して得られた値と平均温度モデルによる値とを比較した。両者の差は小さいが、垂直分布モデルの方が実験値に一致する。特に $\kappa = 0.78$ 付近の実験値に着目すると、平均温度差比モデルより、実験値を良く説明していることがわかる。ただし、平均温度差比モデルでは、実験値に適合する η は、 0.14 と得られたが、垂直分布モデルでは $\eta = 0.22$ とやや大きい値が得られた。

(3) 温度差比モデルの不均一発熱の場合の適用検討

これまでは室内の発熱が一樣であることを前提に、温度差比モデルの実験評価を行ってきた。したがって、室内の一部でのみ発熱がある場合のモデルの適用については吟味が必要である。

そこで、二重床吹出し天井吸込み方式(二重床正面→天井)に関して、図-2-35に示す局所発熱(室の半分でのみ発熱を行う)への適合性の実験を行った。実験条件を表-2-15に示す。

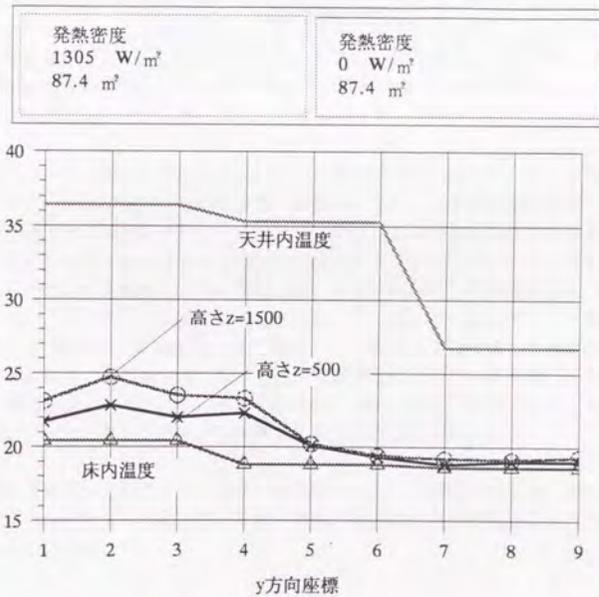


図-2-35 水平方向温度分布(装置正面側通路)

(二重床正面→天井、室発熱 114 kW、室発熱密度 653 W/m²、局所発熱密度 1305 W/m²、空調換気量 36790 m³/h、実験番号E7111、温度は、x座標=2,4の平均値を示した。)

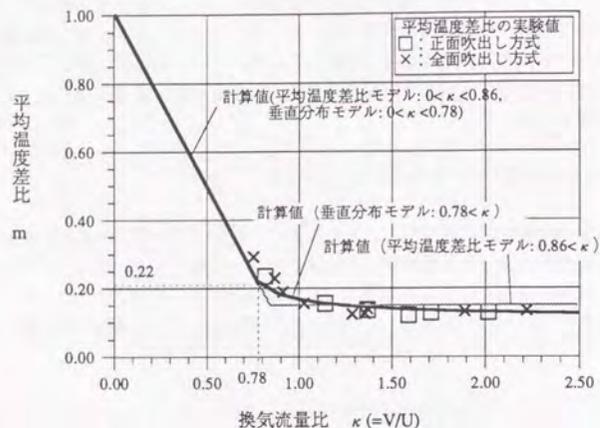


図-2-34 換気流量比 κ に対する平均温度差比 m の値
(二重床吹き出し天井吸い込み方式、 η は実験値より同定した、
垂直分布モデル $\eta=0.22$ 、第1報参照・平均温度差比モデル $\eta=0.14$)

表-2-15 発熱・空調換気量条件(二重床→天井:不均一発熱)

空調気流方式	発熱密度		空調換気量		実験番号
	W/m ²	kW	m ³ /(h·m ²)	m ³ /h	
1-2 二重床正面→天井	室全体	114	211	36790	E7111
	653				
	局所				
	1305				

室全体の平均発熱密度は653W/m²、左半分の発熱領域では1305W/m²である。
図-2-35において高さ500、1500の温度上昇は発熱領域(y座標1~4)では高く、
発熱の全く無い領域(y座標6~9)においては、当然であるが極めて少ないことがわかる。
これまで本論文では温度差比はそれぞれ単一の天井内温度と床内温度に対して定義していたが、
図-2-35に示したように、本実験のように室内発熱に偏りがある場合、天井内、床内の温度
の均一性は満足されず、定義を見直す必要がある。ただし、本実験において床内、天井内の温度
は「図-1-2 実験室の構成」のy=2、5、8の位置において各3点、計9点測定した。
図-2-35のグラフにはy=1、2、3、y=4、5、6、y=7、8、9をそれぞれ一様な
値で示した。

つぎに、y方向の床内、天井内温度の値に対応した温度差比を、図-2-35の実験値より求
める。図-2-36-1に二重床からの吹き出し流量V(y)と、機器実効換気量U(y)を示
す。発熱機器がy=1~5に配置されていることと、U(y)の室総量が18500m³/hであ
ることから、U(y)は図-2-36-1のように分布するものとした。このV(y)、U(y)
から換気流量比 $\kappa = V/U$ を求め、この κ を式(2.82)に代入して温度差比 $m(y)$ を計算
した(図-2-36-1参照)。Uが0であるy=6、7、8、9において、 κ は定義されない
ので温度差比の値も定義されていない。この温度差比の計算値と実験結果を比較のため
図-2-36-3に示す。温度差比の計算モデルの定義領域において、実験値と計算値は良く一
致していることがわかる。y=6、7、8、9の領域の温度上昇は、本論で提案した温度差比モ
デルだけでは説明できない現象であるが、水平方向の混合が原因と思われる。

以上より、温度差比モデルを用いて、発熱-空調条件によって実現される温度差比を推定しよ
うとするとき、一つの実験例ではあるが、不均一発熱の場合には、発熱密度の異なる領域に分け
て考えればよいことがわかった。

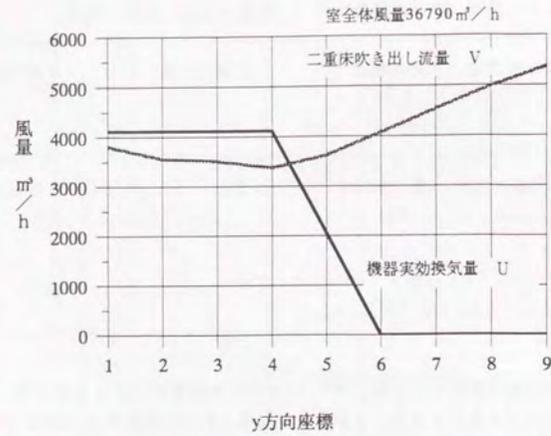


図-2-36-1 機器実効換気量Uと二重床吹き出し風量Vの分布
(二重床正面→天井、空調換気量 36790 m³/h)

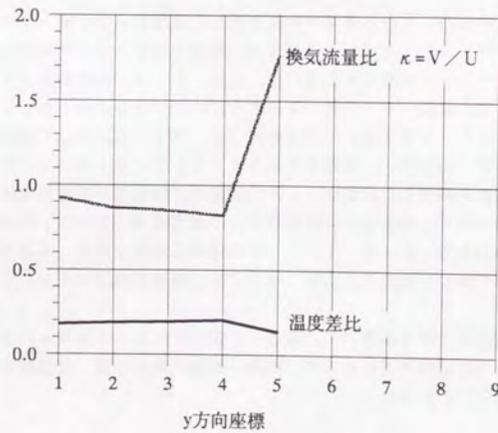


図-2-36-2 局所の換気流量比および式(2.82)により求められる温度差比
(二重床正面→天井、空調換気量 36790 m³/h)

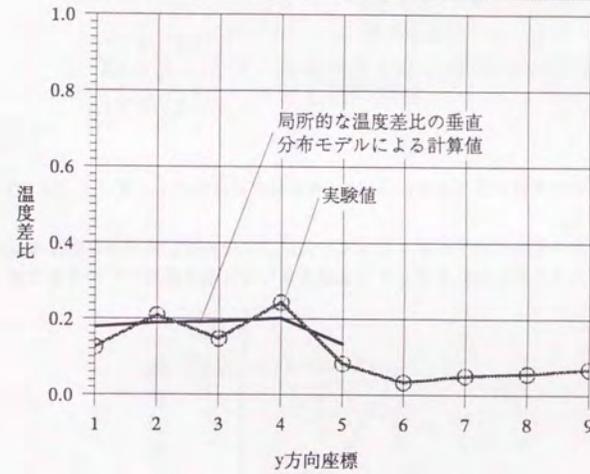


図-2-36-3 水平方向温度差比分布(装置正面側通路)

(二重床正面→天井、室発熱 114 kW、
室発熱密度 653 W/m²、局所発熱密度 1305 W/m²、
空調換気量 36790 m³/h、実験番号E7111、温度は、x座標=2,4の
平均値を示した。)

2. 4 垂直温度分布に起因する標準偏差

換気流量比を要因として、垂直分布についてまとめることができた。従って、標準偏差についても同様に整理できると予想される。実際、標準偏差を実験値より求めプロットすると、図-2-37のようになる。

ここでは、次のように垂直分布の簡略モデルを考えてみる。

ここでは平均温度差比を上線をつけて \bar{m} と書くことにする。吹出し口において $m=0$ であるので、機器上端で $m=2\bar{m}$ とにおいて、この間の温度分布を直線と仮定する(図-2-38参照、ただし、高さ Z は天井高さ Z_c で除して基準化した)。この分布形についての標準偏差 k は、次のように簡単に計算できる。

$$k^2 = \int_0^{2\bar{m}} (m - \bar{m})^2 \cdot \frac{1}{2\bar{m}} dm \quad (2.88)$$

$$= \frac{\bar{m}^2}{3} \quad (2.89)$$

$$k = \frac{\bar{m}}{\sqrt{3}} \quad (2.90)$$

これを図-2-37に計算値として示す。 \bar{m} は、平均温度差比モデル(式(2.42)、(2.45))を用いた。

計算値は、実験値と比べ全体にやや小さくなっている。この理由は、領域の温度分布は実際には直線ではないためであると考えられるが、その差は大きくても温度差比で0.05程度である。

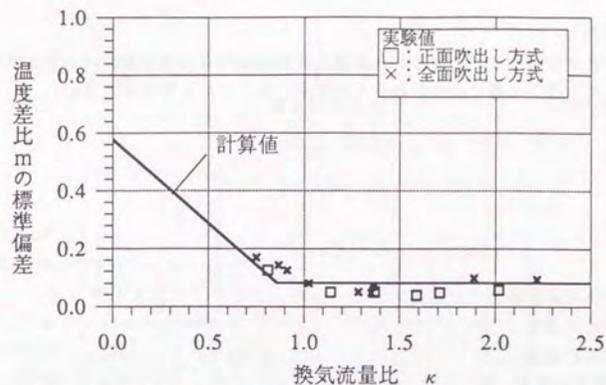


図-2-37 温度差比 m の標準偏差の実験値および計算値

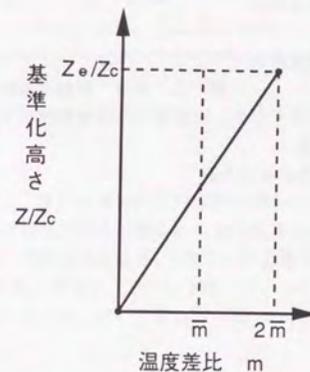


図-2-38 温度差比の垂直分布
(Z_c :天井高さ, Z_e :発熱体上端高さ)

2. 5 強制冷却機器に拡張した計算モデル

図-2-39のように、二重床から機器へ直接強制冷却のある場合の二重床吹出し天井吸込み方式について、2. 2節で述べたモデルを拡張することにより検討する。

記号

- 風量、発熱は床面積当りで定義
- θ_0 : 空調給気温度 $^{\circ}\text{C}$
- θ_1 : 空調還気温度 $^{\circ}\text{C}$
- θ_{am} : 通路平均温度 $^{\circ}\text{C}$
- θ_{tw} : 機器直接排気温度 $^{\circ}\text{C}$
- θ_n : 機器表面对流排気温度 $^{\circ}\text{C}$
- V : 空調換気量 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$
(室内へ供給されるもの)
- W : 空調換気量 $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$
(機器へ直接供給されるもの)
- U : 機器実効換気量($=U_t+U_n$) $\text{m}^3/\text{h}\cdot\text{m}^2$
- U_t : 機器換気量
- η_t : U_t の内機器設置領域への還流量の比
- U_n : 機器表面对流量
- η_n : U_n の内機器設置領域への還流量の比
- H : 機器発熱($=H_t+H_n+H_w$) W/m^2
- H_t : 排気により排出される熱
- H_n : 対流熱伝達により排出される熱
- H_w : 床下からの強制冷却によって排出される熱

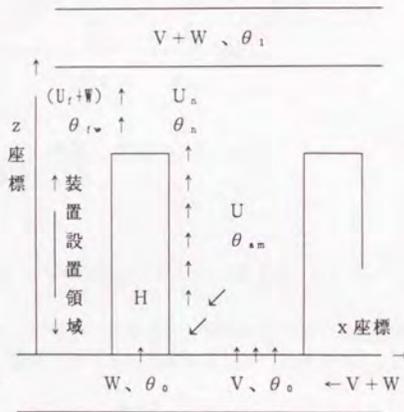


図-2-39 強制冷却のある二重床吹出し天井吸込み方式

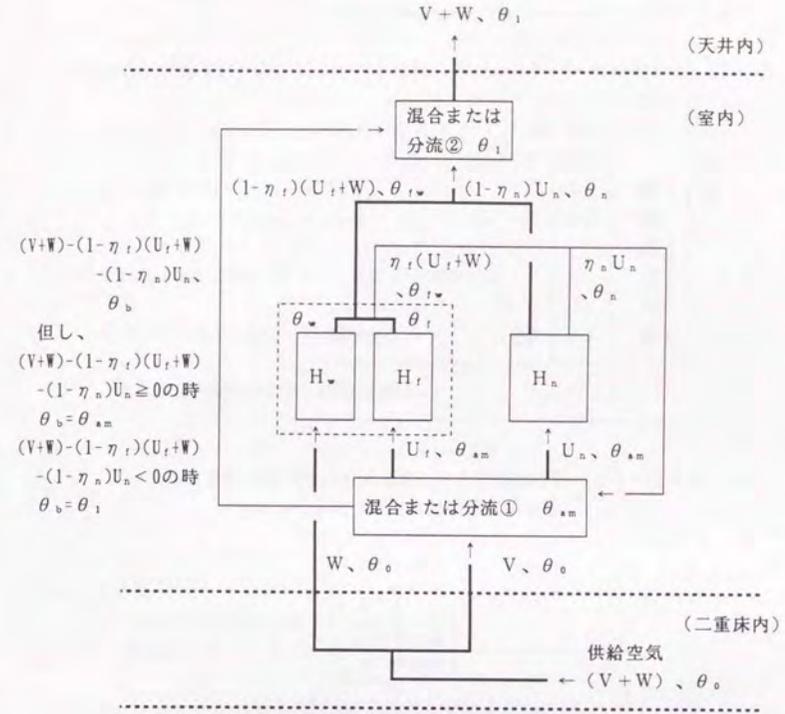


図-2-40 強制冷却のある場合の二重床吹出し天井吸込み方式の完全混合モデル

電算機室などでは、二重床内空気が室内空気と混合してしまう現象が見られることがある。図-2-41のような場合である。混合により二重床内温度も θ_{am} になるとすれば、図-2-40において供給空気温度 θ_0 で冷却される量 W は0となり、全て室内空気温度 θ_{am} で冷却される U_t のみとなる。すると、モデルは図-2-42のようになり、これは室内空気によって機器が冷却される図-2-8と同じである。

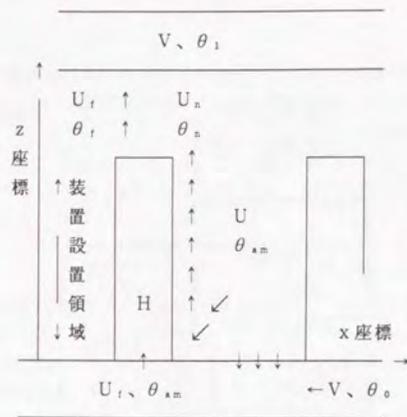


図-2-41 強制冷却のある二重床吹き出し天井吸込み方式
(二重床内空気が室内空気で混合する場合)

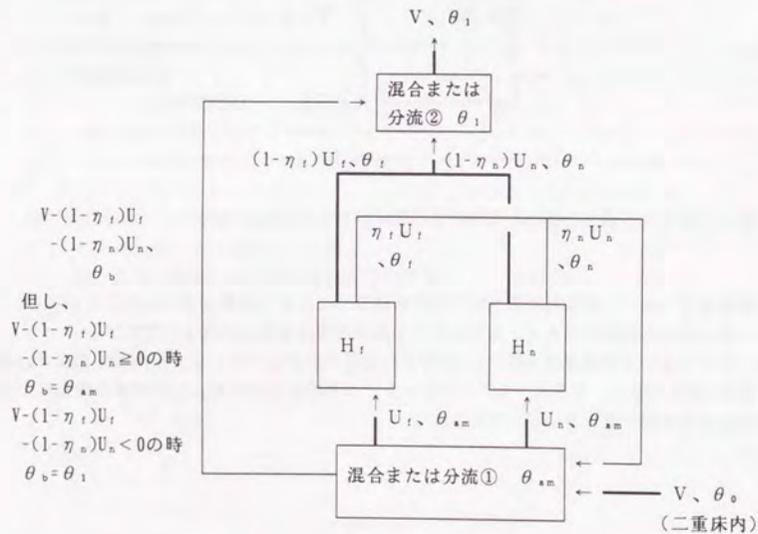


図-2-42 強制冷却のある場合の二重床吹き出し天井吸込み方式の完全混合モデル
(二重床内空気が室内空気で混合する場合)

2.5.1 機器上方の空気の一部が機器設置域へ還流する場合
($(V+W)-(1-\eta_f)(U_f+W)-(1-\eta_n)U_n < 0$ の時)

次の熱平衡式が成立する。

$$c_p \gamma (V+W) (\theta_1 - \theta_0) = H \quad (2.91)$$

$$c_p \gamma U_f (\theta_f - \theta_{a,m}) = H_f \quad (2.92)$$

$$c_p \gamma U_n (\theta_n - \theta_{a,m}) = H_n \quad (2.93)$$

$$c_p \gamma W (\theta_w - \theta_0) = H_w \quad (2.94)$$

機器まわりにおいては、式(2.95)が成立する。

$$\theta_w W + \theta_f U_f = \theta_{f,w} (U_f + W) \quad (2.95)$$

また、混合①周りの熱平衡式 ($\theta_b = \theta_1$) は、

$$c_p \gamma \{ \eta_f (U_f + W) \theta_{f,w} + \eta_n U_n \theta_n + V \theta_0 \} \\ = [\{ (V+W) - (1-\eta_f)(U_f+W) \\ - (1-\eta_n)U_n \} \theta_1 + (U_f + U_n) \theta_{a,m}] c_p \gamma \quad (2.96)$$

である。ここに、

c_p : 空気の定圧比熱 0.28 W/kg°C

γ : 空気の比重 1.2 kg/m³

式(2.91)~(2.96)より、温度差比mを求めると、

$$m = \frac{\theta_{a,m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} \\ = \left(\frac{W}{V} (1-\eta_f) + \left(1 + \frac{W}{V} \right) \frac{\eta_f (H_w + H_f) + \eta_n H_n - H}{H} \right) \frac{V}{U_f (1-\eta_f) + U_n (1-\eta_n)} + 1 \quad (2.97)$$

となる。また、これは $W=0$ ($H_w=0$) の時、式(2.41)と同じものとなる。

特に $\eta_f = \eta_n = \eta$ の時、

$$m = 1 - V/U \\ = 1 - \kappa \quad (2.98)$$

但し、 $\kappa = V/U$ とする。

結局、式(2.98)は、式(2.42)と同じものとなり、温度差比mはWには影響されないことになる。

2. 5. 2 機器設置域の空気が直接域外へ排出される場合

$$((V+W)-(1-\eta_r)(U_r+W)-(1-\eta_n)U_n) \geq 0 \text{ の時}$$

(1)の場合と同様に、熱平衡式(2.91)～(2.95)が成り立つ。
また、混合①周りの熱平衡式は($\theta_o = \theta_{*n}$)、

$$\begin{aligned} c_p \gamma (\eta_r (U_r+W) \theta_{*w} + \eta_n U_n \theta_o + V \theta_o) \\ = [\{ (V+W) - (1-\eta_r) (U_r+W) \\ - (1-\eta_n) U_n \} \theta_{*n} + (U_r+U_n) \theta_{*n}] c_p \gamma \end{aligned} \quad (2.99)$$

である。

式(2.91)～(2.95)及び式(2.99)より、温度差比mを求めると、

$$\begin{aligned} m &= \frac{\theta_{*n} - \theta_o}{\theta_1 - \theta_o} \\ &= \frac{W/V+1}{(W/V)\eta_r+1} \cdot \frac{\eta_r(H_w+H_r)+\eta_n H_n}{H} \end{aligned} \quad (2.100)$$

となる。また、これは $W=0$ ($H_w=0$)の時、式(2.44)と同じものとなる。

特に $\eta_r = \eta_n = \eta$ の時、

$$m = \frac{\eta(W/V+1)}{\eta(W/V)+1} \quad (2.101)$$

となる。

2. 6 高温工場の換気に関する既往の研究との比較

本論文と関連の深い研究として、西岡の高温工場の換気に関する研究¹²⁾¹³⁾¹⁴⁾¹⁵⁾がある。これは、本論文と同様室内で多量の熱が発生する場合の換気の問題を扱ったものである。この研究で、西岡は模型実験を行い、温度差比を(発熱量/換気量)と関係づけて考察している。ここで発熱量とは室内における熱源の熱発生量のことであり、換気量とは室の換気量のことである。しかし、同様の問題を扱っているにもかかわらず、その結果は異なる点も多い。そこで、ここでは西岡の結果と比較しながら検討してみる。

西岡の実験データをもとに、換気流量比 κ に対する温度差比mの分布を求めた。本論文で用いている $\kappa (=U/V)$ を、西岡の示したデータから推算するにあたり、

$H =$ (発熱量)

$V =$ (換気量)

$U_r = 0$

$U_n = H / C_p \gamma \Delta \theta$

$\Delta \theta =$ (給気温基準排気温)

$C_p \gamma = 1210 \text{ J/(m}^3 \cdot \text{°C)} (=0.29 \text{ kcal/(m}^3 \cdot \text{°C)})$

とした。

西岡の示した実験結果のグラフに本実験による結果を書き加えてみると図-2-43のようになる。本論文の実験は、(発熱量/換気量)の点からみれば西岡の実験とほぼ同じ領域を扱っていることがわかる。しかし、温度差比の値については両者の結果は大きく異なり、西岡の結果が0.5～1.0と大きいのに対し、本論の結果は0.1～0.3と低い結果を得ている。また、西岡の結果は(発熱量/換気量)に対して負の相関があるのに対し、本論の結果は正の相関がある。

これらの違いは空気の供給方式が異なることに起因する考えられる。西岡の実験では、給気は発熱体近傍から局所的に行われ(図-2-44、図-2-45参照)、排気についても天井中央部より集中して行われる。また、発熱体の全面には、比較的大きな空間が存在する。これに対し、本論で行った空調方式では、二重床全面から給気が行われ、天井全面から排気され、面的にほぼ均一な気流条件である。

西岡の実験では給排気口が局所的であるため、本論の実験条件と比べ室内気流が乱れており、室温の定義されている領域にも熱が輸送されていると推測される。先に節2.5において図-2-17で二重床の給気口の配置を千鳥および桂馬千鳥と、吹出を局所的にした場合の実験結果を示したが、この結果によっても、気流の局所性が大きい方が、温度差比が大きくなる傾向が読み取られ、給排気が局所的であることにより、上下方向の混合が促進され、温度差比が大きくなるという推測が裏付けられている。従って、裏返せば、温度差比の点からいえば、必要な場所に必要量の空調給気を行い、同時に上限方向の混合を抑制するため気流を水平面内で一様に低速で供給することが肝要であるという結論が得られる。

*図-2-44 模型の模式図(文献¹⁵⁾より引用)

*図-2-45 模型の平面図2 2F作業床(文献¹⁵⁾より引用)

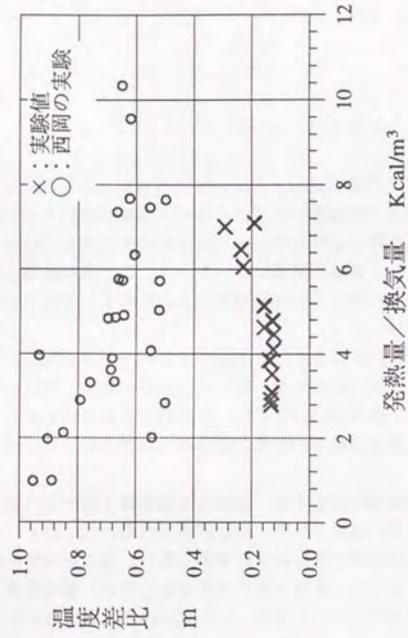


図-2-43 温度差比の実験値の比較
 (実験値: 二重床吹出し天井吸込み方式
 西岡の実験; 西岡利晃; 高温工場の換気に関する実験的研究 (第1報)、空気調和衛生工学会論文集、No.18、1982-2、p49より)

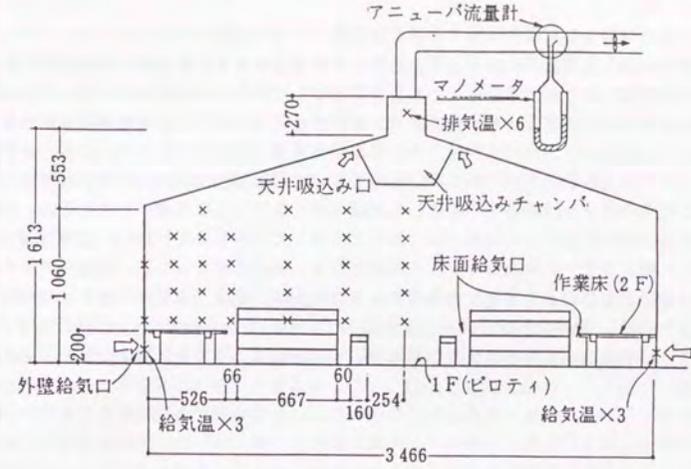


図-2-44 模型の模式図 (文献¹⁸⁾より引用)

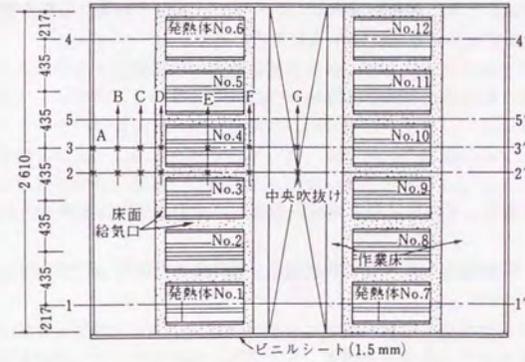


図-2-45 模型の平面図2 2F作業床 (文献¹⁸⁾より引用)

2. 7 空調設計手法への応用

これまで検討した室温の計算モデルを空調設計手法に応用する。

本論文で示した方法によって、室内発熱条件と室内環境要求条件より空調給気温度と空調換気量の関係を得ることができる。しかし、本論で示した室空調・機器発熱条件から外れた領域に対して、本論のモデルを適用するためには、室内気流条件とともに、再循環比 η が既知でなければならない。 η は、室の形状(天井高さ、機器設置間隔、機器寸法)やアルキメデス数などの要因によって左右されると予測されるが、発熱機器の冷却空気吸込みおよび排出も同時に影響するので、これらの因子との関係を一般化した関数の形で表すことは困難だと考えられ、実験によって同定する必要がある。したがって、本章で提示した設計手法を一般的に適用可能とするためには、 η に関するデータを蓄積することが鍵となる。同定にあたっては、数値流体モデルを用いたシミュレーションによる方法も有効であろう。本実験の範囲(空調給気量 $V=80\sim 270\text{ m}^3/(\text{m}^2\cdot\text{h})$ 、発熱量 $H=640\sim 1080\text{ W/m}^2$ 、換気流量比 $\kappa(=V/U)=0.75\sim 2.28$)では、二重床正面吹出しの場合、 η は一定値として垂直温度分布を予測することができる。

このように、再循環比 η があらかじめ得られていれば、従来の設計手法と比較した場合、次のような優れた部分がある。一般的に、空調計画を行う際には、先に空調給気温度を設定しておき、次にその給気温度で設計室温を実現するのに必要な給気量を求めるという方法が用いられる¹¹⁾。しかし、設定した空調給気温度によって、設計室温が実現可能である否かは、空調機の能力に加え室の形状や空調方式によっても異なるので、結局経験に頼らざるを得ない部分があった。一方、本章で示した設計手法によれば、設計室温と空調給気量を決めると、設計室温を実現するのに必要な空調温度差が一意に決まるので、経験によらず設計を行うことができる。

近い将来マルチメディア社会の到来が予測されているが、これを担う高速広帯域通信のための通信機器、電算機は今後一層増加し、またその設置場所も通信専用建物から一般のインテリジェントビル、オフィスビルへと広がっていくと予想される。このような時代背景を考えると、高発熱機器室の空調は、今後、需要が増大していく中で、もはや特殊な空間の問題ではなくなり、本研究の成果は一般性を有するようになると考えられる。

2. 8 2章のまとめと今後の課題

2. 8. 1 まとめ

(1) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比解析モデルの実験検証

二重床吹き出し天井吸込み方式を対象として、温度差比の解析モデルを作成し実験により検証した。

1) 気層モデル

本論文で対象とする、通信機室などの高発熱機器室の空調問題では機器発熱負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であることなどの特徴があり、室内を上下方向の気層に分割してモデル化することとした。

2) 機器の放熱モデル

機器の放熱方式が室温形成の主要因ととらえ、まず放熱モデルを作成した。機器の発熱は機器の内部換気と機器の外側表面对流により放散されると考え、機器の内部換気量 U_i を機器の高さ、機器の抵抗係数、空気の体積膨張率の関数で表現できることを示し、また、外表面对流量 U_n は垂直平板の自然対流量の経験式より求める手法を示した。内部換気量に表面对流を加えた機器換気量を機器実効換気量 U と定義すると、実験に使用した発熱機器では、 1 [kW/機器] の発熱条件で、外表面对流量 U_n は機器実効換気量 U の4.7%に達することが推定された。

3) モデルの解析結果

次に、集中定数モデルの解析により、換気流量比 κ (空調給気量 V と機器実効換気量 U の比、 $\kappa=V/U$)と再循環比 η (機器からの放熱の内、機器設置領域に留まるものの割合を表すもの)が温度差比決定のパラメータであることを示した。吹き出しパネルを連続的に配置した方式について、実験的に求めた再循環比 η を与えることにより、換気流量比 κ が0.75以上の領域において、数式モデルにより実験値の特徴

- ・換気流量比 κ の大きな領域で温度差比は一定である。
- ・平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ が計算値で0.86に対し、実験では0.95~1.0である。

をよく説明できることを示した。

仮に、機器の放熱モデルにおいて、外表面对流を考慮しなければ、平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ は約2.0となり、平均温度差比の計算値と実験値は大きく異なることがわかった。

4) 再循環比 η の特徴

モデルで使用した再循環比 η は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想されるが、本研究においては、機器室や発熱機器の形状を固定し、吹き出し口の配置形式のみを変化させ、その影響を調べた。具体的には、床の吹き出しパネルを連続的に配置したもの、一枚毎に配置したもの、床パネル3枚に一枚、床パネルを配置したものを比較した。その結果吹き出し口の局所性が高いほど、再循環比 η が高い値を示すこと、および換気流量比の増加に従い温度差比が上昇する傾向にあることが明らかとなった。

(2) 平均温度差比を説明するパラメータに関する既往の研究との比較結果

西岡の高温工場に関する実験的研究の実験データを、換気流量比 κ を要因として整理すると、西岡の方法すなわち発熱量/換気量を要因とするより、実験データをよく説明できることがわかった。

(3) 発熱の偏りの影響

平均温度差比モデルの発熱の偏りに対する有効性を調べるため、室内に $1305\text{ [W/m}^2]$ の領

域と発熱のない領域を設定し、発熱領域を間仕切られた室として計算した平均温度差比と実験値を比較した。1 実験例に過ぎないが、一律な発熱条件の実験で得られた再循環比 η を用いた平均温度差比の計算値は、実験値と良い一致性を示した。

(4) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした温度差比の解析モデル

将来、機器冷却において垂直温度分布が課題になることを想定し、換気流量比平均温度差比の数式モデルを拡張し、温度差比の垂直分布を予測するモデルを求めた。実験検討により、

- ・換気流量 V が低い領域において計算値と実験値の一致性がよい。
- ・吹き出し吸込み風量分布の偏りにより水平気流が発生しやすい領域において、実験値と計算値の差が大きい。

ことが明らかとなった。これより本論文で用いた解析の方法は、垂直流が満足されるならば、平均温度差比、温度差比とも実験値を説明できる点と、数値計算を用いる場合に比べ、設計パラメータと温度分布の関数関係が陽に示され、簡便な設計手法へ応用できる点で優れていると言える。

2. 8. 2 今後の課題

(1) 標準偏差の形成要因分析

本研究では標準偏差を室内全体で定義したが、温度分布を垂直方向と水平方向に分けて分析し、例えば垂直方向の標準偏差と水平方向の標準偏差の形成要因を考察することが課題となる。機器列の発熱の偏り、吹き出し空気分布の偏り等、現実には避けられない不確定な条件が室温に与える影響を調べ、影響の少なさで気流方式を評価することも意味があろう。

(2) 気流方式比較結果の適用限界の明確化

気流方式の実験による比較結果(まとめの(2)項)は次の実験条件下での結果であり、その条件外の発熱/空調換気量においては、今後研究する必要がある。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式
 $H/V = 3.2 \sim 8.3$ [Wh/m^3]
- ・二重床吹きだし横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]
- ・天井吹き出し横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]

(3) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比および温度差比解析モデルの実験検証

1)) 機器の放熱モデル

オフィスにおける室温の形成要因としても、機器放熱モデルは重要であろう。したがって、本研究で得られた機器の放熱モデルの構成手法は適用の可能性があると考えられる。

2) 再循環比 η の分析

モデルで使用した再循環比 η は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想される。機器列の間隔、天井と機器上端の間隔等と再循環比の関係を実験または気流解析により明らかにする必要がある。一方で、再循環比 η を0に近づけるための工夫(例えば機器に排気筒を設ける等)も必要となろう。しかしながら、機器と空調をより一体化する試みは信頼性が低下するデメリットを十分考慮しなければならない。

3) オフィス空調に関する既往の研究との比較

オフィスにおける二重床吹き出し方式の室温形成を対象に、本研究で得られた、換気流量比 κ と再循環比 η を要因とし機器の放熱モデルをサブシステムとした室温形成モデルを適用し、その適用可否を明らかにする必要がある。

(4) 発熱の偏りの影響

マルチメディアサービス実現のための通信機は、将来(2000年)100m²程度の設置領域に100kWの発熱機器が集中設置される可能性があり、室内全体で低発熱の機器を収容した領域が400m²の床面積がある場合、空調機が正常時と故障停止時において、それぞれ高発熱領域と低発熱領域の空気の混合の程度を明らかにする必要がある。

本研究では、室内を発熱領域と非発熱領域に分けた実験を実施した結果を示しただけであり、この発熱の偏りの影響に関しては未解決な課題が多い。発熱の集中度の空間的なスケールと室温の水平方向の分布の関係を解析的または実験的に検討する必要がある。

本章で使用する記号の一覧表を以下に示す。

表-2-16 記号(その1)

項目	変数名	単位	
		機器単体あたり	床面積あたり
床面積	S		m ²
発熱量	H	kW	kW/m ²
換気により排出される熱	H _i	kW	kW/m ²
対流熱伝達による排出熱	H _o	kW	kW/m ²
放射による排出熱	H _r	kW	kW/m ²
空調換気量	V	m ³ /h	m ³ /(h・m ²)
機器単位高さ当りの空調換気量	v	m ³ /h・m	
機器実効換気量	U	m ³ /h	m ³ /(h・m ²)
機器単位高さ当りの実効換気量	u	m ³ /h・m	
機器換気量	U _i	m ³ /h	m ³ /(h・m ²)
直接換気による流量			
機器表面对流量	U _a		
対流により機器周辺より上昇する空気量		m ³ /h	m ³ /(h・m ²)
換気流量比	κ	-	-
U/V			
再循環比	η	-	-

表-2-16 記号(その2)

項目	室平均	高さ別平均	単位
室温		θ _a (z)	°C
機器設置域平均室温*	θ _{am}		°C
機器実効排気温度	θ _i		°C
機器直接排気温度	θ _r		°C
機器周囲対流排気温度	θ _o		°C
空調給気温度(空調吹出温度)	θ _o		°C
空調還気(リターン)温度	θ _i		°C

* 床上から、機器の高さ(室内空気を吸い込む高さ)までの機器冷却に寄与する領域で定義された通路部の空気温度

第二部2章の参考文献

- 1)野村豪:大空間の空気調和-総論、空気調和・衛生工学、Vol.51、No.11
- 2)野村豪:室内空気分布の研究と最近の発展、空気調和・衛生工学、Vol.51、No.10
- 3)宮川保之:変分原理を用いた大空間の上下温度分布計算法、第1報、空気調和・衛生工学論文集、No.13、1980年6月
- 4)宮川保之:変分原理を用いた大空間の上下温度分布計算法、第2報、空気調和・衛生工学論文集、No.13、1980年6月
- 5)戸河里敏、荒井良延、三浦克弘:大空間における上下温度分布の予測モデル(その1)、日本建築学会系計画系論文報告集、No.427、1991年9月
- 6)戸河里敏、荒井良延、三浦克弘:大空間における上下温度分布の予測モデル(その2)、日本建築学会系計画系論文報告集、No.435、1992年5月
- 7)戸河里敏、荒井良延、三浦克弘:オフィス空間の空調・熱環境計画手法の研究(その1)、日本建築学会大会学術講演概要集、1992年8月
- 8)宮井信雄、伊藤尚寛、中原信生、山本裕子:床吹出し空調時における室内温度分布の予測モデル、日本建築学会大会学術講演概要集、1990年10月
- 9)伊藤尚寛:床吹出し空調システムの省エネルギー性、日本建築学会 床吹出し空調システムシンポジウム、1993年10月
- 10)中原信生、伊藤尚寛:空気の分配と分布および室内エネルギー損失、空調装置・衛生工学、Vol.62、No.10
- 11) 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧 2巻 第11版、昭和62年12月
- 12) 西岡利晃: 高温工場の換気に関する実験的研究 第1報-機械換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.18、1982年2月
- 13) 西岡利晃: 高温工場の換気に関する実験的研究 第2報-自然換気、空気調和・衛生工学会論文集、No.20、1982年10月
- 14) 西岡利晃: 高温工場の換気に関する実験的研究 第3報-実測及び模型実験との比較、空気調和・衛生工学会論文集、No.24、1984年2月
- 15) 内田秀夫他: 熱伝達特論、pp70-71、p77、裳華房、昭和41年
- 16) 吉村、中北: プレッシュ方式による二重床吹出しの温熱特性に関する検討、日本建築学会大会学術講演概要集、1991年9月
- 17) 羽山広文、中尾正喜、中北英孝: チャンバーを用いた空調気流の検討(その4 チャンバーの設計パラメータについて)、日本建築学会大会学術講演概要集、1989年10月
- 18) 西岡利晃: 建築空間における空気成層と換気に関する研究、学位論文、平成2年11月

3. 通信機器の部品周囲温度特性

自然空冷機器に収容されている電子回路パッケージ上の部品周囲温度に着目し、実際の電子回路パッケージを模擬した発熱基板を収容した機器を対象に実大規模の実験室において、各種の空調気流方式と機器の部品周囲温度の関係を調べ、この実験データより気流方式の適用限界を明らかにした。

3.1 自然空冷機器の冷却性能評価指標

(1) 自然空冷機器の部品周囲温度の特徴

自然空冷機器の冷却性能は、機器周辺の気流速度の影響を受け易く、通信機器の冷却性能を阻害しない空調気流方式が望まれている。

自然空冷機器は図-3-1に示すように、機器正面側に設けた開口から室内空気を吸込み、電子回路パッケージ(図-3-2)上の電子部品を冷却する構造になっている。機器に吸込まれた空気は、機器内で温度上昇し、機器上部から排気される。したがって、機器正面側の空気温度は、通信機器冷却特性評価の基準温度となる。

一方、自然空冷機器周辺の気流速度が大きくなると、図-3-4に例示するように、機器への吸込み気流および機器からの排気が妨げられ、電子部品周囲の分散が大きくなり、中には高温となる部分が生じる。(a)空調気流がない場合と(b)空調気流がある場合について、部品周囲温度の度数分布の例を比較すると、空調気流が通信機器に当たることにより、部品周囲温度は平均値、最高値とも上昇する。このような現象を自然空冷機器のホットスポットという。

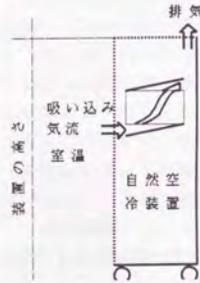


図-3-1 自然空冷機器の冷却構造

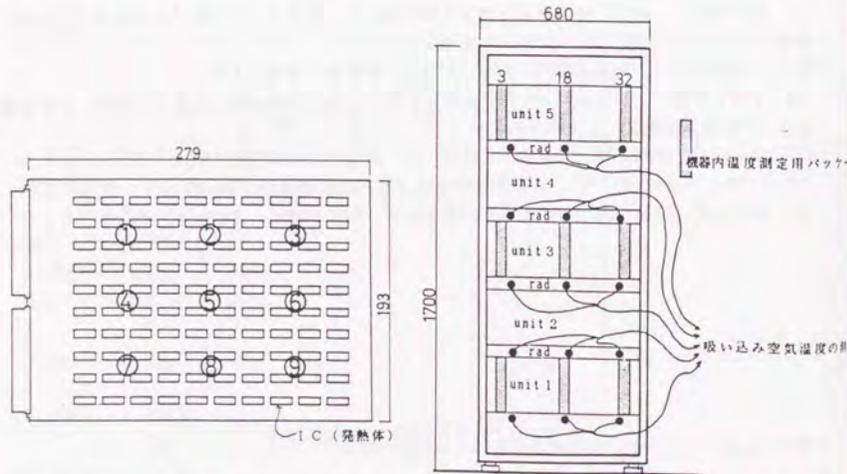


図-3-2 電子回路パッケージ内測温点

図-3-3 測定用パッケージの機器内配置

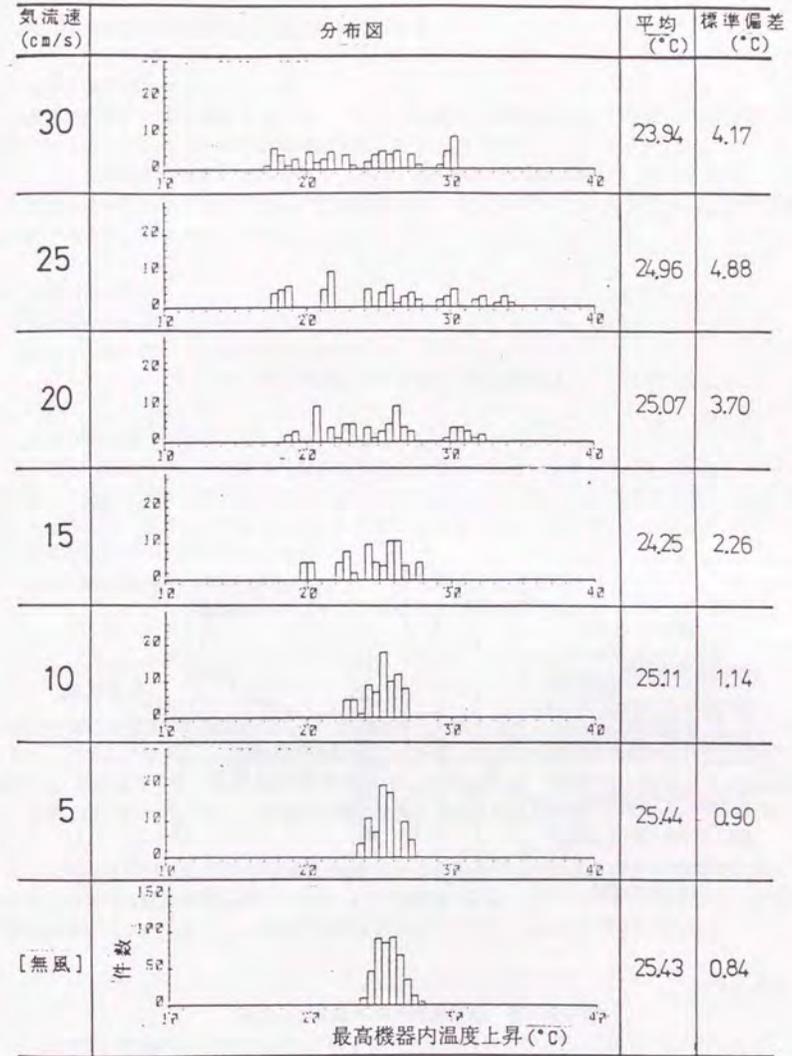


図-3-4 機器列方向水平気流とパッケージ内最高機器内温度上昇の分布

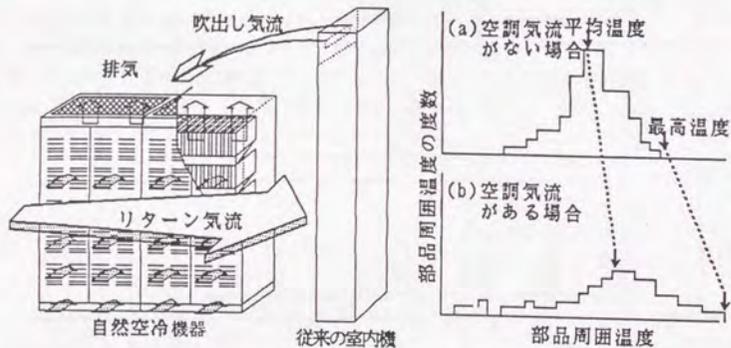


図-3-5 通信機器への空調気流の影響

(2) 部品周囲温度の測定点と空調不整合量の定義

1) 部品周囲温度の測定点

部品周囲温度の分布を測定するため、パッケージを9つに面積等分し、温度上昇が大きいと予想される上部6面のほぼ中央に熱電対を設置した。(図-3-2)

このように熱電対を設置したパッケージを1、3、5段目の各ユニット(1ユニットはパッケージを3枚実装可能、5ユニットで1機器を構成)に5枚ずつ平均的に配置した。熱電対は1ユニット当たり各々約90点である。

2) 機器内温度上昇

機器内温度上昇は以下の式で求めた。

$$\begin{aligned} \{ \text{機器内温度上昇} \} &= \{ \text{部品周囲温度} \} \\ &- \{ \text{同一高さの機器正面の通路中央空気温度} \} \quad (3.1) \end{aligned}$$

3) 空調不整合量

先に説明したように、自然空冷の機器はその冷却性能が気流の影響を受け、部品周囲温度が変化する。この変化分を空調不整合量と呼ぶことにする。空調不整合量は空調気流の条件によりパッケージ内の最高温度点が移動することを考慮して、以下のように定義し、各パッケージ毎に求めた結果を用い平均と標準偏差で表現した。

$$\begin{aligned} \{ \text{空調不整合量} \} &= \{ \text{空調時のパッケージ内最高機器内温度上昇} \} \\ &- \{ \text{無風時のパッケージ内最高機器内温度上昇} \} \quad (3.2) \end{aligned}$$

(3) 部品の動作保証温度条件

部品の動作を保証する温度条件には、通常上限と下限がある。高発熱の電子機器は、その発熱のため、下限が問題になることはほとんど無く、上限を越えないことすなわち部品周囲温度の最高値 T_0 が許容温度(動作保証温度と呼ばれることがある) T_s より低くなる必要がある。また、室温は一様でなく、室温から機器内部の部品周囲温度までの温度上昇分にも分布がある。

そこで、部品周囲温度 T_0 は、室温 T_1 、室温から部品周囲までの温度上昇 T_2 、空調気流の影響による部品周囲温度の上昇分 T_3 、の和により構成されるとし、さらに各構成要素が独立変数として正規分布することを仮定し、部品周囲温度最高値 T_0 は次のモデルで求められる。

$$T_0 = T_1 + T_2 + T_3 + n (\sigma_1^2 + \sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2)^{1/2} \quad (3.3)$$

ここで、

- T_0 : 機器の部品周囲温度最高値 °C
- T_s : 機器の部品周囲温度許容値 (ICの場合70°Cの機器が多い) °C
- T_1 : 空調機一部故障停止時の室温の平均値 °C
- σ_1 : 上記の標準偏差値 °C
- T_2 : 機器内温度上昇の平均値 °C
- σ_2 : 上記の標準偏差値 °C
- T_3 : 空調不整合量の平均値 °C
- σ_3 : 上記の標準偏差値 °C

(平均値は0)

σ_4 : 測定誤差等のマージン分(°C)

n : 安全係数と呼び、式(3.3)に含まれる各データのの実験結果から、同定

空調方式開発段階では機器開発組織と空調開発組織が一体となって式(3.3)により評価することは可能である。しかし、空調設計段階では機器設計組織と空調設計組織が独立に設計を進めるために、室温の部分と室温から機器内への温度上昇の部分に分けて、それぞれ加算できる方が望ましい(図-3-6参照)。したがって、以下に示す評価式を採用した。

$$T_u = T_1 + 3 \times \sigma_1 + T_2 + T_3 + n \times (\sigma_2^2 + \sigma_3^2 + \sigma_4^2)^{1/2} \quad (3.4)$$

機器の部品周囲温度最高値 T_u は許容値 T_s より低い必要があるので、動作保証条件は

$$T_u \leq T_s \quad (3.5)$$

となる。

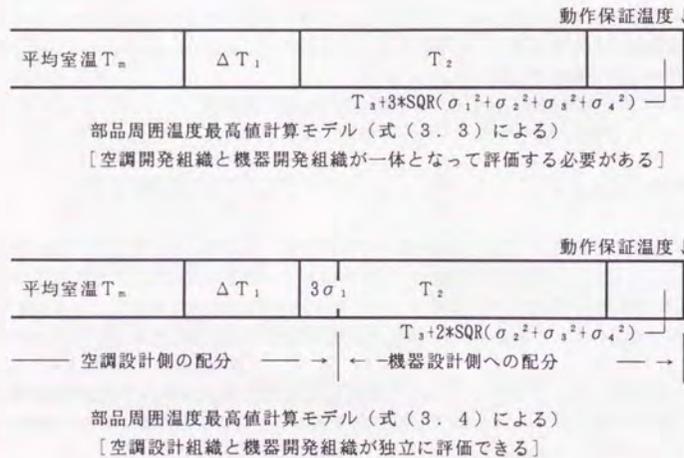


図-3-6 部品周囲温度最高値構成要素の分離

3.2 気流方式の評価指標

自然空冷機器の熱設計は図-3-7の①~⑤の手順で行われる。同図に機器熱設計法と空調方式の性能(⑥⑦⑧⑨)との関係も示す。気流方式⑩により室温分布、気流分布が得られ、機器設計の与条件となる。

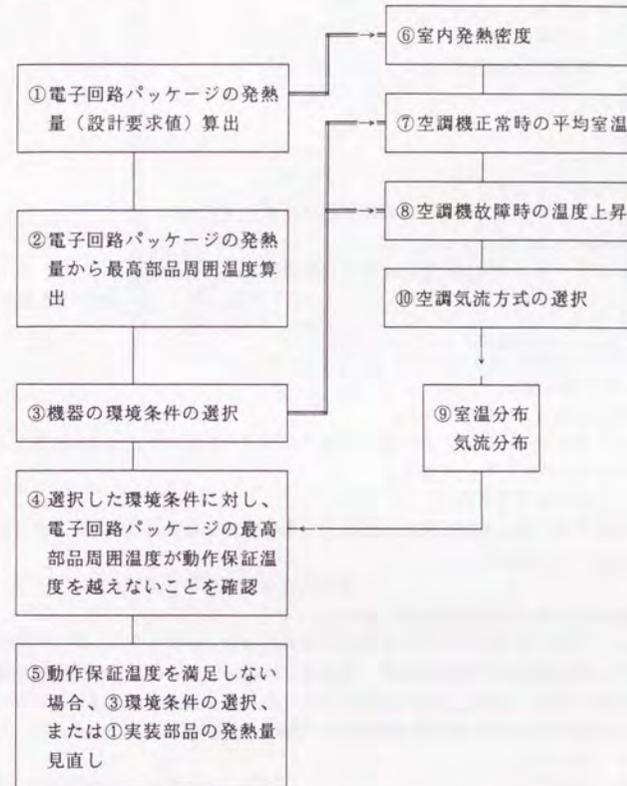


図-3-7 機器熱設計法と空調方式の関係

以上より機器熱設計の与条件に室温分布・気流分布が含まれていることから、機器熱設計に用いられる、機器部品周囲温度最高値 T_u を、気流方式の評価指標とできる。以下において、空調吹き出し温度 θ 、発熱量 H 、空調換気量 V 、気流方式、電子回路パッケージ1枚当たりの発熱量 P を与条件に T_u を求める手法を検討する。

3. 3 空調機一部故障停止時の室温の平均値 T_1 およびその標準偏差 σ_1

空調機の一部が故障で停止したときの温度上昇分を $10 [^\circ\text{C}]$ と想定したので、 T_1 は第2章で定義した1. 2 (p. 19参照) 機器設置域平均室温 θ_{sm} に温度上昇分を加えたものとなる。

$$T_1 = \theta_{sm} + 10 \quad (3. 6)$$

θ_{sm} は次の手順で算出する。

(1) 二重床吹き出し天井吸込み以外の方式

- ① H/V の値から平均温度差比 m をP. 55、図-1-37 (a)により求める。
- ② $H/V = c p \gamma \Delta \theta_{sm} / m$ (P. 54、式(1. 11))に H/V 、 θ_o 、 m を代入すると θ_{sm} が得られる。

ここで、 $\Delta \theta_{sm} = \theta_{sm} - \theta_o$ 。

(2) 二重床吹き出し天井吸込み方式

- ① H からP. 75の式(2. 36)により、機器実効換気量 U を求める。
- ② U と V より換気流量比 κ を計算。 $\kappa = U/V$
- ③ P. 111、図-2-34より換気流量比 κ から平均温度差比 m を求める。
- ④ $H/V = c p \gamma \Delta \theta_{sm} / m$ (P. 54、式(1. 11))に H/V 、 θ_o 、 m を代入すると θ_{sm} が得られる。

ここで、 $\Delta \theta_{sm} = \theta_{sm} - \theta_o$ 。

標準偏差 σ_1 は次の手順となる。

(1) 二重床吹き出し天井吸込み以外の方式

- ① P. 55、図-1-37 (b)より、与えられた H/V に対する温度差比標準偏差をもとめ、この値に空調温度差 $\Delta \theta_1$ を乗じて σ_1 を得る。

(2) 二重床吹き出し天井吸込み方式

- ① P. 116、図-2-37より、換気流量比 κ に対する温度差比標準偏差をもとめ、この値に空調温度差 $\Delta \theta_1$ を乗じて σ_1 を得る。

3. 4 空調気流がない場合の機器内温度上昇 T_2 、 σ_2

空調がない状態で、試験機器の発熱を変化し、部品周囲の温度上昇とその標準偏差を求め、図-3-8に示す。その結果、機器発熱量の増加にともない、部品周囲の平均温度上昇(T_2)、標準偏差(σ_2)は上昇傾向にあり、機器発熱量の $2/3$ 乗に比例することがわかった。

$$T_2 = 7.57 \times P^{2/3} \quad (3. 7)$$

$$\sigma_2 = 0.681 \times P^{2/3} \quad (3. 8)$$

となる。

ただし、

P ：電子回路パッケージ1枚あたりの発熱量[W]、本実験においては6[W]とする。このとき、 $T_2 = 25.0 [^\circ\text{C}]$ 、 $\sigma_2 = 2.25 [^\circ\text{C}]$ である。

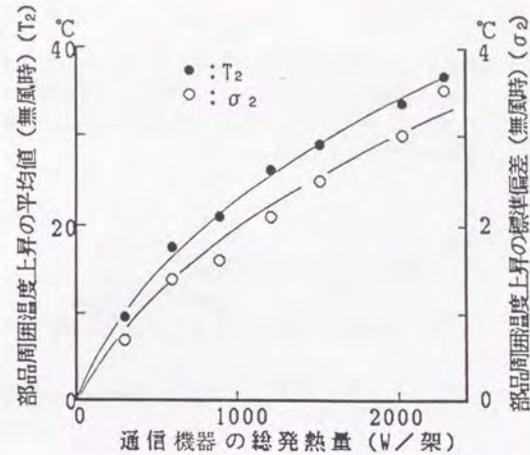


図-3-8 機器発熱量と部品周囲温度上昇平均値 T_2 、 σ_2

3. 5 通信機器周辺気流による部品周囲温度上昇平均値 T_3 、標準偏差 σ_3

3. 5. 1 気流方式と機器周辺風速の関係

通信機室内の風速分布は、通信機器の冷却性能を左右する重要な要素である。一方、この風速分布は、室内の発熱量、空調気流方式、吹き出し吸込み温度差に依存している。ここでは、各条件が変化した場合の機器周辺風速について検討する。なお、各気流方式の循環風量は、室温分布 $\sigma_1 = 1.5$ を満足するような吹き出し・吸込み温度差(ΔT)に対応する値とした。

(1) 二重床および天井吹き出し方式

二重床吹き出し天井吸込み(二重床→天井)は、通信機器正面側の二重床に設けた多孔板から空調気流を吹き出し天井面から吸込む。そのため、機器周辺風速は次式で表される(図-3-9)

$$V_2 = \frac{\text{吹き出し風量}}{\text{機器正面側通路面積}} \quad (3. 9)$$

一方、二重床吹き出し横吸込み(二重床→横)および天井吹き出し横吸込み(天井→横)方式は、通信機器正面側の多孔板からまたは天井面から空調気流を吹出す。吹出された空気は、室内を水平方向に流れ空調機へ戻るため、機器周辺風速は次式で表され、室末端からの距離の増加にともない増大し、空調機に最も近い位置で最大となる(図-3-9)。

$$V_v = \frac{\text{吹出し風量}}{\text{機器を除いた室内断面積}} \times \frac{\text{室末端からの距離}}{\text{室奥行き}} \quad (3.10)$$

$$V_x = (V_z^2 + V_v^2)^{0.5} \quad (3.11)$$

室奥行き、室内の発熱密度と機器周辺風速の関係を求め図-3-10に示す。その結果、二重床吹出し天井吸込み方式は、発熱密度の増加にともない機器周辺風速は増大するが、室奥行きには依存しない。二重床吹出し横吸込みおよび天井吹出し横吸込み方式は、発熱密度および室奥行きの増加にともない、機器周辺風速は増大する。

注) 機器周辺風速の推定法

- ① 二重床→天井：全風量／吹き出しパネル面積^{*1)}
- ② 二重床→横： $V = (V_H^2 + V_v^2)^{0.5}$ ：機器周辺合成風速
 $V_H = \text{全風量} / (\text{機械室断面積}^{*2}) - \text{機器断面積}^{*3})$ ：水平成分
 $V_v = \text{全風量} / (\text{機器前後通路床面積}^{*4})$ ：垂直成分
- ③ 天井→二重床全面：全風量／吸い込みパネル面積^{*5)}
- ④ 天井→横： $V = (V_H^2 + V_v^2)^{0.5}$ ：機器周辺合成風速
 $V_H = \text{全風量} / (\text{機械室断面積} - \text{機器断面積})$ ：水平成分
 $V_v = \text{全風量} / (\text{機器前後通路床面積})$ ：垂直成分

*1) $0.6\text{m} \times 0.6\text{m} = 0.36\text{m}^2 / \text{枚}$

*2) $9.125\text{m}(\text{幅}) \times 2.4\text{m}(\text{高さ}) = 21.9\text{m}^2$

*3) $0.6\text{m}(\text{幅}) \times 1.8\text{m}(\text{高さ}) \times 4(\text{機器列数}) = 4.32\text{m}^2$

*4)*5) $0.6 \times 0.6 \times 176(\text{枚}) = 63.36\text{m}^2$

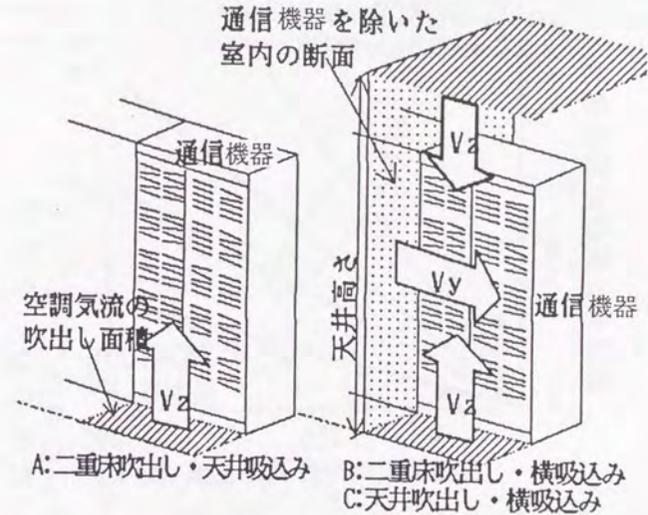


図-3-9 機器周辺風速の定義

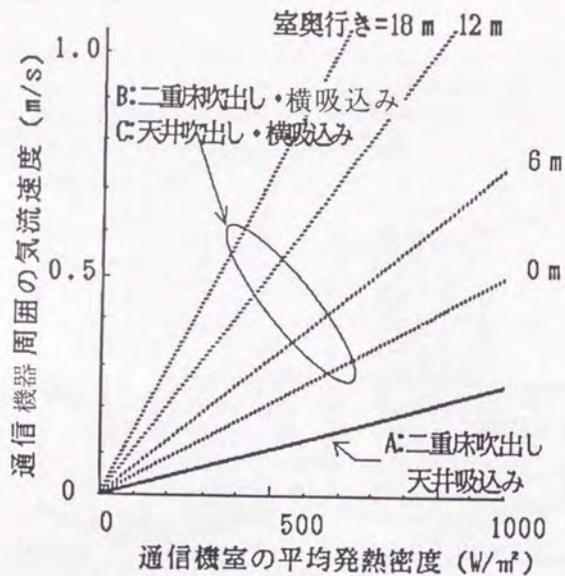


図-3-10 室内発熱密度と機器周辺風速の関係

(2) 水平噴流→横方式

水平噴流吹出し（水平噴流→横）方式の吹出し気流の特性は、自由空間の非等温噴流と見なすことができる。この場合、吹出し気流の温度は、周囲空気より低いため、吹出し後降下し、室内に拡散する。そこで、吹出し速度を変化した場合の吹出し中心面の風速分布を求め図-3-11に示す。その結果、気流の到達距離を18m程度確保するには、空調機からの吹出し速度を5m/s程度以上を確保する必要がある。この場合、通信機器の上部（高さ1.8m）では、1~1.5m程度の風速になる。

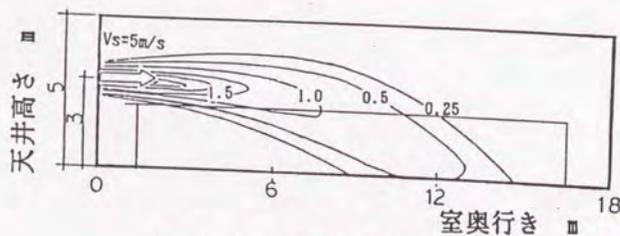


図-3-11 垂直断面の風速分布

3.5.2 部品周囲温度上昇平均値 T_3 、標準偏差 σ_3

A~Dの空調気流方式において、機器周辺の風速による部品温度上昇（空調がある場合の部品周囲温度-空調がない場合の部品周囲温度）の平均 (T_3) および、標準偏差 (σ_3) を用い、機器周辺気流の影響を評価した。実験結果を図-3-12、図-3-13に示す。この結果、二重床吹出し天井吸込み（二重床→天井）方式の平均部品温度上昇 (T_3) を除き、各空調気流方式とも機器周辺風速が増加すると、平均温度 T_3 および標準偏差 σ ともに増加傾向を示すことがわかった。

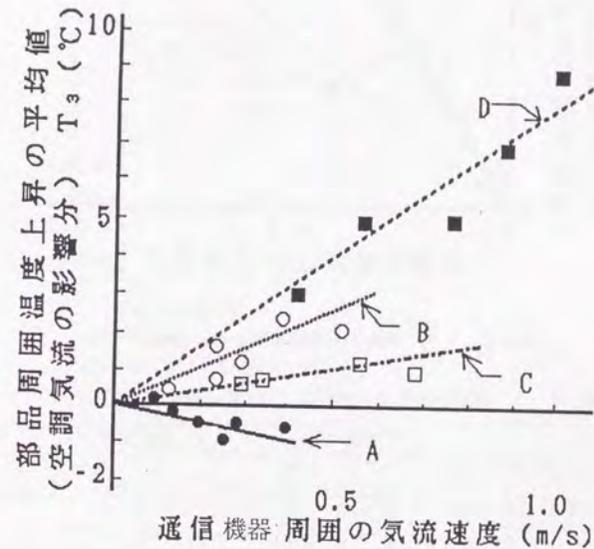


図-3-12 機器周辺気流速度と T_3 の関係

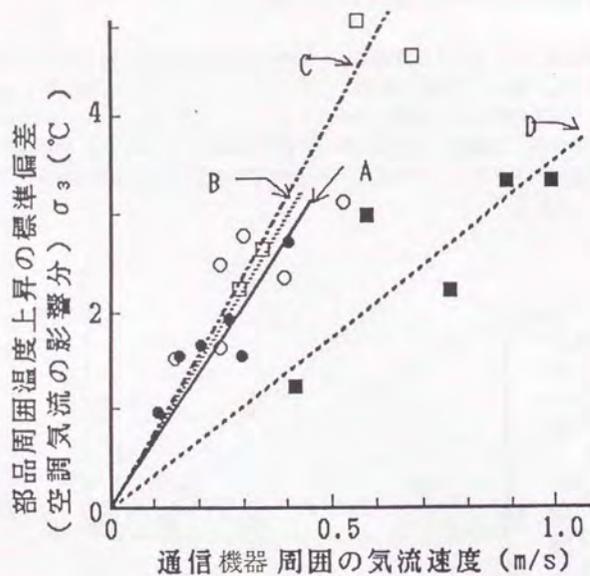


図-3-13 機器周辺気流速度と σ_3 の関係

表-3-1 空調不整合量の近似式 (v: 周辺風速(m/s))

空調気流方式	平均値 T_3	標準偏差 σ_3
二重床吹出し天井吸込み方式	$T_3 = -2.5v$	$\sigma_3 = 6.7v$
二重床吹出し横吸込み方式	$T_3 = 5.2v$	$\sigma_3 = 7.4v$
天井吹出し横吸込み方式	$T_3 = 2v$	$\sigma_3 = 8v$
水平噴流吹出し方式	$T_3 = 8v$	$\sigma_3 = 3.5v$

3. 6 自然空冷機器の部品周囲温度最高値計算モデル

次の自然空冷機器を対象として、部品周囲温度最高値の計算モデルについて述べる。

自然空冷機器 : DS (デジタル システム) 実装低架(800W×600D×1800Hmm)
一括ドア、ユニットカバ(昭和61年4月)

3. 6. 1 室温最高値の計算モデル

室温は、機器正面を対向で設置した通路中央の床面から機器高(1800)までの温度を規定している(図-3-14参照)各空調気流方式において、最高値の実測値と3.3節のモデルにより求めた T_1 、 σ_1 を式(3.12)に代入して得た値(計算値としてグラフに示す)を、図-3-15に示す。これより各方式とも室温の最高値は次式で概ね予測できることがわかった。

$$T_1 + 3\sigma_1 \quad (3.12)$$

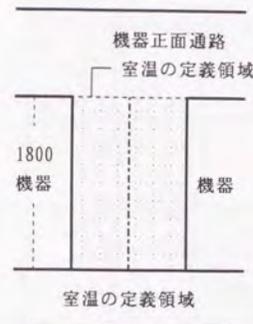


図-3-14 室温の定義領域

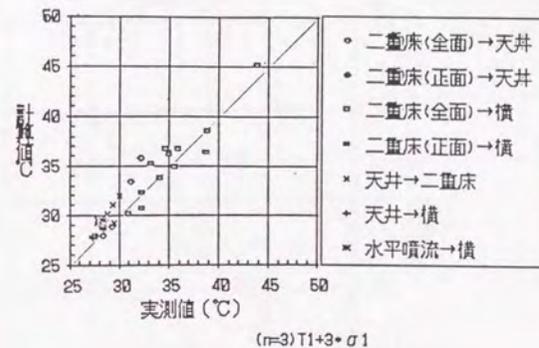


図-3-15 室温最高値の実測値と計算値の比較

3. 6. 2 部品周囲温度最高値計算モデル

空調機一部停止時の温度上昇(10℃)が無いものとして、部品周囲温度最高値計算モデル(式(3.4))による計算値と実測値を比較して図-3-16に示す。電子回路部品周囲温度の実測値は計算値より低くなる必要があるが、図よりこの条件が満足されていることがわかる。

3. 3、3. 4、3. 5の結果から、式(3.4)により T_u を計算する手順をまとめると、図-3-17となる。

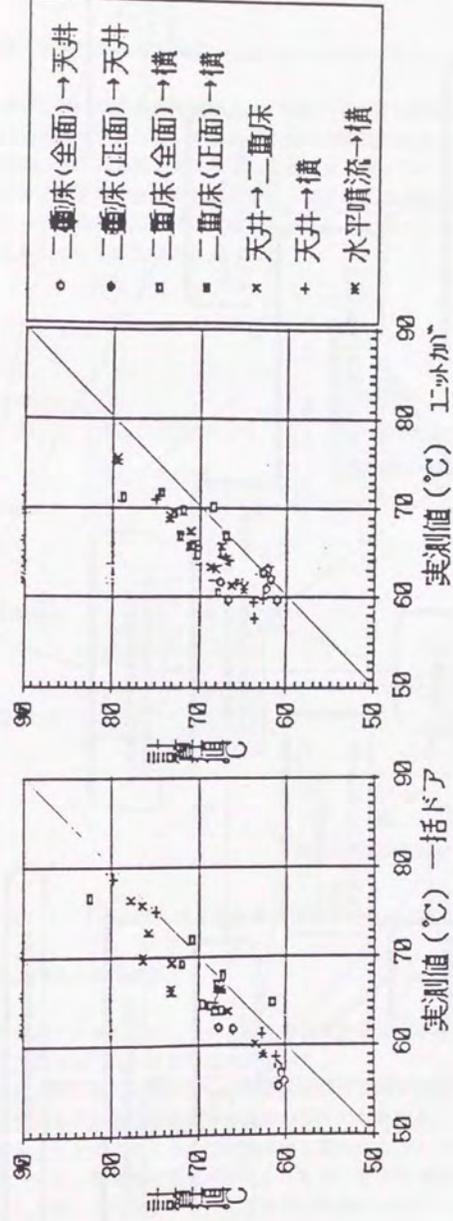
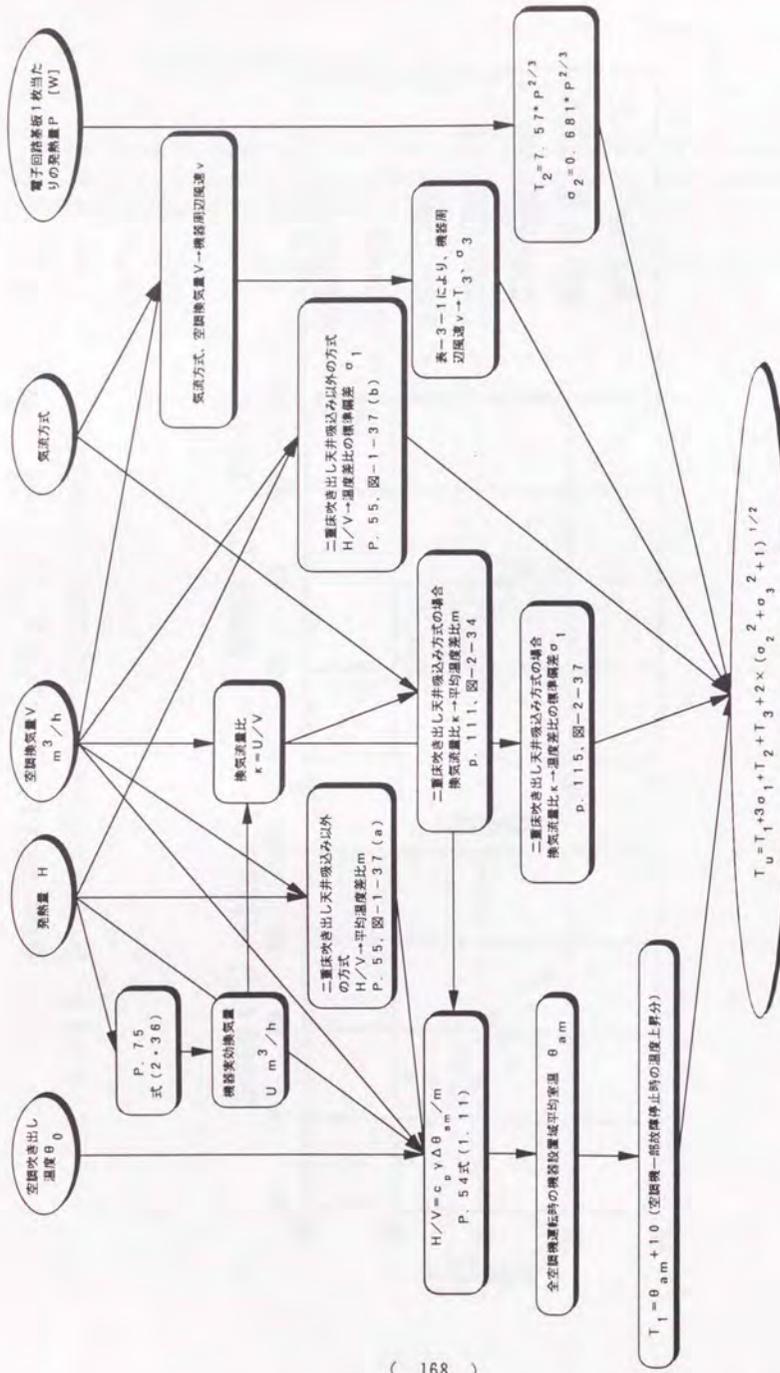


図-3-16 部品周囲温度最高値 T_u の計算値と実測値の比較

$$\text{計算式 } T_u = T_1 + 3\sigma_1 + T_2 + T_3 + 2 \times (\sigma_2^2 + \sigma_3^2 + 1) \quad 1/2$$



3.7 部品周囲温度最高値を評価指標とした気流方式適用限界

3.7.1 気流方式別部品周囲温度

3章で示した機器の部品周囲温度最高値 T_u の計算手順 (機器冷却特性を指標とする空調評価法) により、機器の部品周囲温度を計算した。通信機室の平均発熱密度 300 W/m^2 、室奥行き 1.8 m の条件で、各空調気流方式における部品周囲温度最高値を図-3-18に示す。その結果、二重床吹出し天井吸込み方式は他の方式と比較し、最も部品周囲温度最高値が低いこと、二重床吹出し横吸込み方式は、天井吹出し方式と比較し僅かであるが高いく、水平噴流吹出し方式は他方式と比べ著しく高くなっていることがわかった。

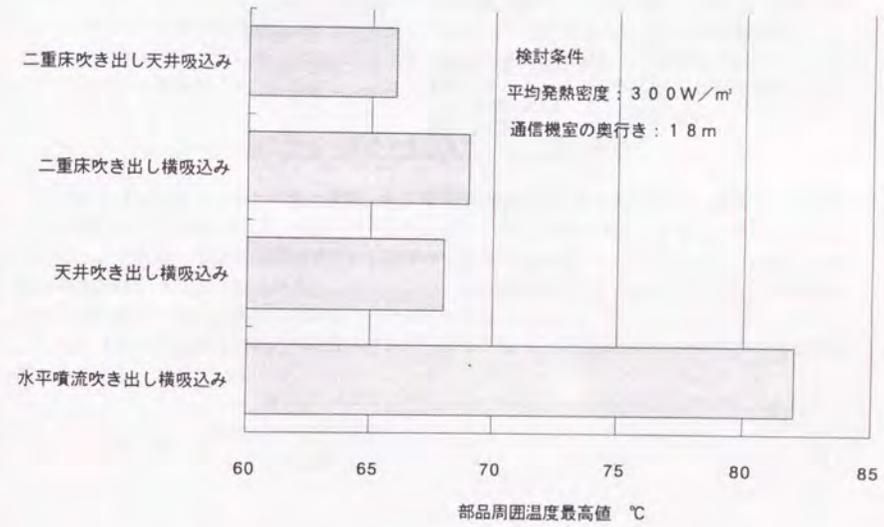


図-3-18 部品周囲温度最高値による気流方式比較

3.7.2 気流方式の適用領域

発熱密度条件と室奥行き条件を変化させ、部品周囲温度最高値を評価し、部品周囲温度許容値を 70°C として、空調気流方式の適用限界を検討した。

部品周囲温度最高値が 70°C を越えない発熱密度の許容領域を比較し、図-3-19に示す。その結果、二重床吹出し天井吸込み方式は垂直流れなので室奥行きにかかわらず、 1.1 kW/m^2 の発熱密度に適用することが可能である。二重床吹出し横吸込みおよび天井吹出し横吸込み方式は、室奥行きの増加ともない機器周辺風速が増加するため、許容発熱密度は低下する。一方、水平噴流吹出し方式は、吹出し気流速度が高いと機器周辺風速が大きくなり、部品周囲温度の上昇をきた

す。そのため、室奥行きを小さくし、機器周辺風速が小さくなるような吹出し方法が必要であり、適用可能な室内の奥行きに制限が生ずる。

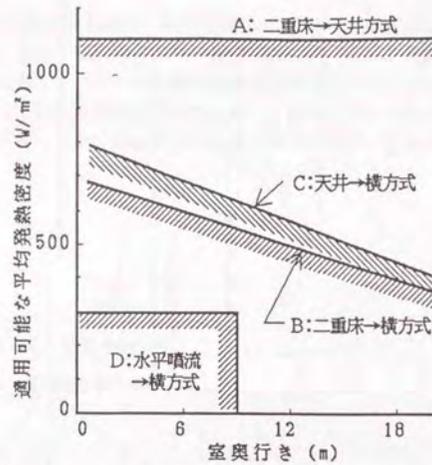


図-3-19 空調気流方式の適用限界

4. 発熱分布に対応した空調吹出し吸込み設計手法

二重床およびプレナム天井を用いた、二重床吹出し・天井吸込み方式の設計に当たっては適正な温度環境および送風機動力費の軽減を目的に、最適なチャンパー形状、開口量等を決定することが重要である。

ここでは、この空冷気流方式を実現するため、二重床およびプレナム天井をチャンパーとして利用し、発熱分布に対応した空調気流方式の設計条件、吸込み風量分布の計算法および必要風量を確保する設計法について述べる。

なお、本章は羽山による一連の研究^{1)・2)・3)・4)・5)・6)}を引用したものである。本研究の第二部「高発熱通信機室の気流方式」の具体化のための手法として、紹介する。

4.1 吹出し・吸込み設計条件

吹出しおよび吸込みチャンパーの圧力損失、必要風量の確保は、送風機の容量および動力費を左右する大きな要因である。必要風量の確保はチャンパーの位置により詳細な開口調整を行うことで実現できる、しかし、開口調整の稼働や吹出し口の構造を考慮すると現実的な解とはいえない。そこで、一様有孔パネルを配置して必要風量を確保するため、以下の設計条件を検討した。

4.1.1 吹出しおよび吸込み風量分布の特性と不均一率の定義

高発熱の通信機室の冷却では循環風量が大きく、空調機が連続的に配置され、比較的一様な吹出し、吸込みを行う場合には、チャンパーを平行板の一次元の連続分配、集合管と見なすことができる。この場合、空調気流の吹出しおよび吸込み風量分布は、チャンパーの形状、チャンパー内の通気抵抗により圧力分布が変化し、それに伴い風量分布も変化する。チャンパー内の圧力分布および吹出し・吸込み風量分布は図-4-1に示すようになる。

このような吹出しおよび吸込み風量分布の均一性を評価するため以下に示す風量分布の不均一率を定義した。

$$\text{不均一率 } \varepsilon = \frac{\text{最大風量} - \text{最小風量}}{\text{平均風量}} \quad (4.1)$$

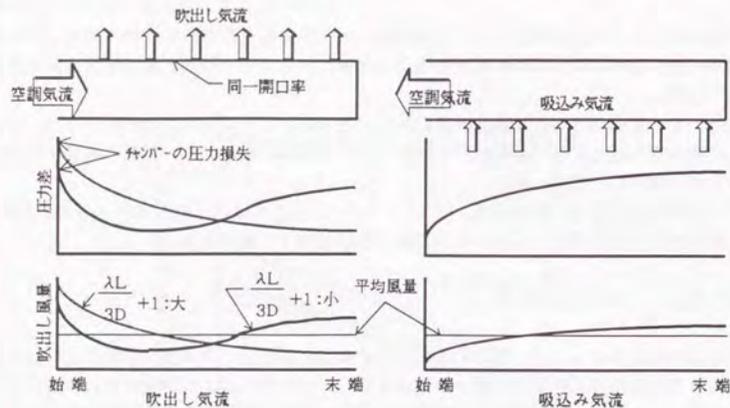


図-4-1 吹出し・吸込みチャンパ-の特性

4. 1. 2 吹出し・吸込み風量条件

風量分布の不均一率 ϵ は、室温分布および送風機動力費を左右する重要な設計パラメータである。この値を小さくすることにより風量分布はより均一となるが、チャンパ-の圧力損失が大きくなり送風機動力費が増大する。一方、不均一率 ϵ の値を大きくすると、最小風量の位置で必要風量の確保が困難となり、この位置での風量を満足するために全体の風量が増加し、送風機動力費の増加を来す。したがって、不均一率を変化させた場合、送風機動力費が最小となる最適値が存在する。

そこで、最適不均一率 ϵ を求めるため チャンパ-を構成する各パラメータ（形状、通気抵抗、開口率）と風量、発熱、空調機の機内静圧等の各条件を設定し、シミュレーションを行い結果を図-4-2に示す。なお、検討方法には次節に示す気流分布計算法を用いた。その結果、発熱密度の変化により最適不均一率が変化するが、今後予想される 600 W/m^2 をターゲットに不均一率を以下の条件とした。

風量分布の不均一率 $\epsilon = 0.3$

検討条件

- 空調気流方式 : 二重床→天井
- 室奥行き : 1.8 m
- 有効二重床高さ : 0.4 m
- チャンパ-内通気抵抗 : 1.0
- 二重床と天井内は同一のチャンパ-形状
- 空調機の機内静圧 : 定格風量時に 20 mmAq
- 循環風量 : 最小風量の位置で所定の風量を確保するように風量を変化

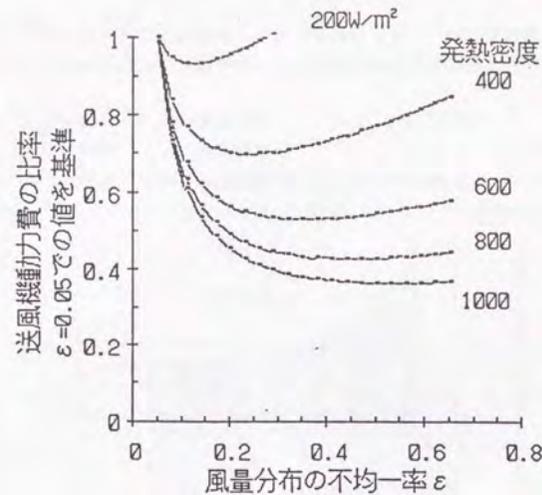


図-4-2 不均一率と送風機動力費の関係

4. 1. 3 吹出し・吸込みチャンパ-の圧力損失

二重床吹出し・天井吸込みの空調機流方式において、空調機の機外静圧は 20 mmAq 以下とし、表-4-1に示す配分とした。二重床およびプレナム天井の圧力損失の設計目標を 5 mmAq 以下とする。なお、この圧力損失は空調機が最大風量の場合であり、送風機の制御により風量が減少する場合はこれより小さな値となる。

表-4-1 各部の圧力損失

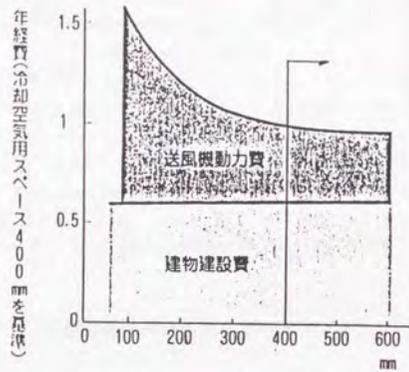
部 位	圧力損失(mmAq)
二重床	5以下
プレナム天井	5以下
空調機の吹出し口	5以下
空調機の吸込み口	5以下
合 計	20以下

4.2 気流輸送スペースとして最適な値 (送風機動力費と建物建設費を総合した評価結果)

輸送スペースは建物の建設コスト、冷却のための送風機動力コストを左右する重要な要素である。そこで、最適な気流輸送スペースの検討を行った (図-4-3)。

(1) 計算条件

発熱密度	: 600 (W/m ²)	物価上昇率	: 10 (%)
機械室奥行き	: 12 (m)	償却年数	: 建物 (45年)
利子率	: 8 (%)	空調機	(15年)



二重床側と天井側の冷却空気用スペースの和

図-4-3 気流スペースとトータルコストの関係

(2) 検討結果

図より、最適な気流輸送スペースは400mm (二重床: 200mm、プレナム天井: 200mm) である。

4.3 吹出しおよび吸込みチャンバーの開口率と圧力損失の計算法

(1) チャンバー内の圧力分布および風量分布の計算法

二重床吹出しおよびプレナム天井吸込みチャンバーの圧力および風量分布を求めるため、チャンバーを連続分岐管および集合管とみなした計算法について検討する。吹出しおよび吸込みチャンバーは、図-4-4に示すように、微小区間に分割された領域の吹出し、吸込み風量および、圧力分布は次式で表わされる。

$$Q_{j-1} - Q_j = A_d (V_{j-1} - V_j) = q_j \quad Q_i = \sum_{i=1}^n q_i \quad (4.2)$$

$$P_{j+1} - P_j = \frac{\gamma}{2g} (V_j^2 - V_{j+1}^2) \pm (\zeta + \lambda_d \frac{\ell_j}{D_d}) \frac{\gamma}{2g} V_j^2 \quad (4.3)$$

分岐および合流損失係数は、吹出し、吸込み口が連続的に配置され、また主流と支流の流量比が小さな場合次式で表わされる。特に合流の場合、主管流速の増加が合流損失になる。

$$\text{吹出し気流: } +, \zeta = \zeta_0 = 0 \quad q_j / Q_j \leq 50 \quad (4.4)$$

$$\text{吸込み気流: } -, \zeta = \zeta_1 \quad \zeta_1 V_j^2 = V_{j-1}^2 - V_j^2 \quad (4.5)$$

一方、吹出し、吸込み風量分布は、チャンバーと室内の圧力差から求まり次式となる。

$$q_j = \frac{1}{\zeta_r^{0.5}} O_r \left(\frac{2g}{\gamma} (P_j - P_r) \right)^{0.5} \quad (4.6)$$

なお、チャンバー内の圧力分布と吹出しおよび吸込み風量分布は (4.2)、(4.3)、(4.6) 式を連立させ求めることができる。(計算方法および実験結果との比較は文献2)を参照)

表-4-2 記号表

L: ftn ⁿ -の長さ(m)	g: 重力加速度(m/s ²)
Q: // 風量(m ³ /h)	γ: 空気の比重量(kgf/m ³)
P: // 静圧(mmAq)	ρ: 空気の密度(kg/m ³)
V: // 風速(m/h)	c: 空気の比熱(W/h/kg)
D: // 相当直径(m)	ε: 風量の不均一率
h: // 高さ(m)	ζ ₀ : 分岐損失係数
A: // 断面積(m ²)	ζ ₁ : 合流損失係数
ℓ: // 区間の長さ(m)	ζ ₂ : 吹出し・吸込み損失係数 //
q: 吹出し吸込み風量(m ³ /h)	r: 室内を示すインデックス //
O: 多孔板の開口(m ²)	p: 多孔板 //
k: ftn ⁿ -の特性係数	s: ftn ⁿ -の始端 //
k _d : 吹出し気流の特性係数	H: 発熱密度(W/m ²)
k _c : 吸込み気流の //	ΔT: 温度差(°C)

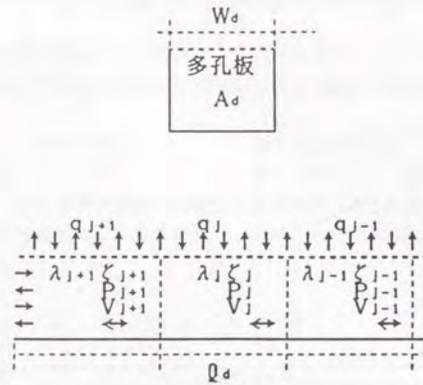


図-4-4 吹出し・吸込み気流の計算モデル

(2) 吹出し・吸込みチャンバーの特性

吹出しおよび吸込みチャンバーの特性を検討するため、チャンバーを構成する各パラメータを変化させ、チャンバーの圧力損失、開口率を計算し結果を図-4-5に示す。なお、チャンバーの特性は、表-4-3で定義したパラメータを用いている。

計算の結果、チャンバーの特性係数 k が2以上の場合、吹出し・吸込み気流の圧力損失、開口率は概ね一致し、 k を用い吹出しおよび吸込み気流を同一に扱うことができる。

表-4-3 パラメータの定義

チャンバーの 特性係数 k	吹出し: $k_d = \frac{\lambda L}{3D} - 1$ 吸込み: $k_c = \frac{\lambda L}{3D} + 2$
風量分布の 不均一率 ε	$\varepsilon = \frac{\text{最大風量} - \text{最小風量}}{\text{平均風量}}$
必要静圧 P	$P = P_s \cdot 2g / (\gamma \cdot V_s^2)$ 吹出し: $+P$ 吸込み: $-P$
チャンバーの 開口率 O	$O = O_p \cdot L / A$ チャンバーの幅が1mならば $A = h$

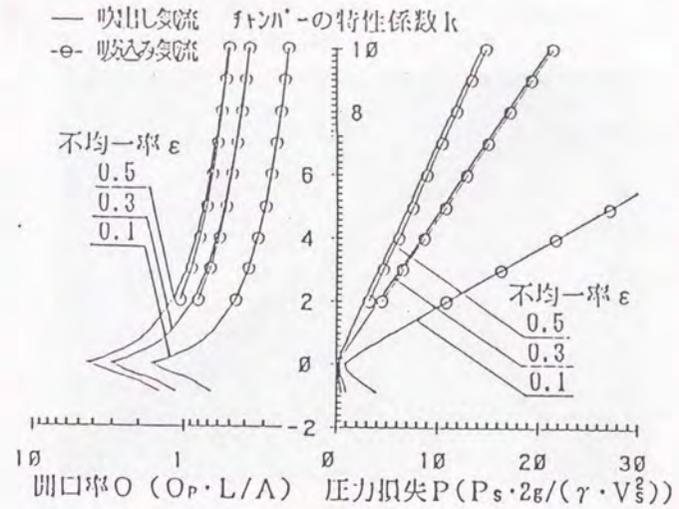


図-4-5 チャンバーの特性

(3) 圧力損失・開口率の近似

図-4-5に示す圧力損失 P および開口率 O の精算解を最小2乗法で近似し次式を求めた。

$$P = 0.80 \cdot \varepsilon^{-0.82} \cdot k \quad (4.7)$$

$$O = 2.50 \cdot \varepsilon^{0.61} / \sqrt{k} \quad (4.8)$$

吹出し気流: $1 \leq k = k_d$ 、吸込み気流: $2 < k = k_c$

不均一率: $0.1 \leq \varepsilon \leq 0.5$

P および O は無次元化された値であり、実際の圧力損失 P_s および開口率 O_p は次式で求められる。

$$P_s = 0.80 \cdot \varepsilon^{-0.82} \cdot k \cdot \frac{\gamma}{2g} V_s^2 \quad (4.9)$$

$$O_p = 2.50 \cdot \varepsilon^{0.61} / \sqrt{k} \cdot (A/L) \quad (4.10)$$

(4.9)、(4.10)式を用いることで、各条件でのチャンバーに必要な開口率、圧力損失を容易に決定することが可能である。なお、詳細については文献(4)を参照。

4.4 二重床、天井の構成例

二重床からの空調気流の吹出しには、図-4-6に示すような有孔パネルを用いている。この有孔パネルは、2種類のサイズ(300^{mm}×900^{mm}、300^{mm}×1,200^{mm})からなり、10mmφの開口が多数設けられている。有孔パネル1枚当りの開口率は10%である。

天井側も一般的な開口とすることが望ましく、有孔パネル、Tライン、一定ピッチのグリル等が考えられる。二次元の気流解析により、開口の設置ピッチを1800mm程度としても室温分布に

与える影響が少ないと判断した。(本論文ではこの根拠については言及しない)
スリットを一定ピッチで設けた天井の構成例を図-4-7に示す。



図-4-6 二重床有孔パネル



図-4-7 天井の構成例：スリット天井

4.5 チャンバー内通気抵抗係数

(1) 二重床内通気抵抗

二重床内は、ケーブルや支柱があるため、通気抵抗係数の推定は困難である(図-4-8)。ここでは、二重床内の通気抵抗係数を把握するため、チャンバー内の障害物が連続的に設置されていることを想定し、簡易なモデルを設定し検討した。その結果、450mmの二重床高さの場合、二重床の厚さ約50mm、ケーブル高さ200mm、支柱の投影面積を二重床内有効断面の10%とすると、二重床内の開口率は40%となり、二重床内通気抵抗は0.7~0.9程度となる。

また、二重床内の気流スペース確保のため、ケーブルの積み上げ高さを200mm以下とした。

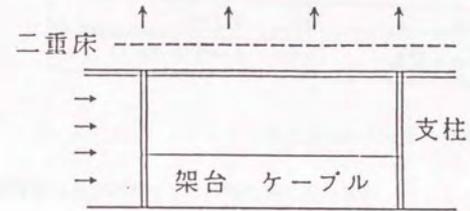


図-4-8 二重床内の構成

(2) プレナム天井内通気抵抗

プレナム天井内には図-4-9に示すように梁、天井の下地材および支柱などが気流の障害となる。ここでは梁の通気抵抗は気流の急縮小、急拡大の合成で扱い、天井については、実大実験により天井下地材および支柱の通気抵抗を求めた。

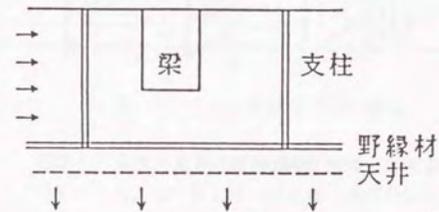


図-4-9 プレナム天井内の構成

4.6 パネルの通気抵抗係数

吹出しおよび吸込み口に用いる有孔パネルの通気抵抗係数を把握するため、図-4-10に示す機器を用い表-4-4に示す条件で実験を行った。その結果、図-4-11に示すように、レイノルズ数 ($Re = D_p \cdot V_p / \nu$) が大きくなると、ほぼ $\zeta_p = 2$ 程度の値になり、吹出しおよび吸込み気流設計では、この値を用いることとした。

表-4-4 実験条件

項目	実験の範囲
パネルのサイズ	600mm×600mm
開口率	1～6 (%)
厚さ	1.6 (mm)
開口径	5 (mm)
開口のど風速	2～12 (m/s)

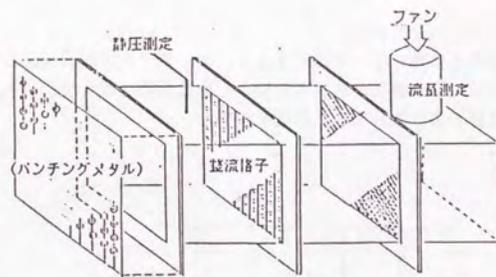


図-4-10 実験機器の構成

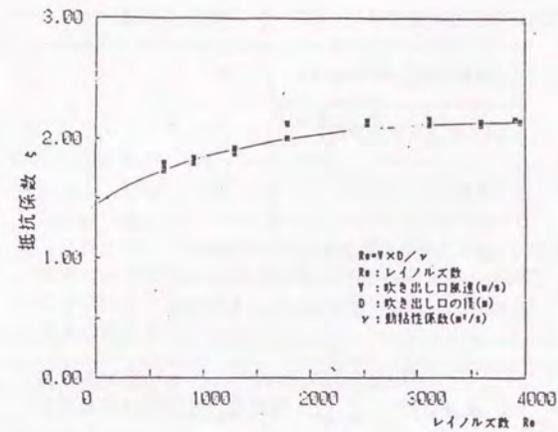


図-4-11 レイノルズ数と通気抵抗係数の関係

4.7 分散設置した空調機による局所発熱の冷却限界

情報処理機器等の強制冷却機器における空気冷却方式の適用限界を検討するにあたり、強制冷却機器の必要風量と送風機コストの関係を検討した。

検討を行ったモデルは図-4-12、表-4-5に示す構成とし奥行き1mあたりとする。

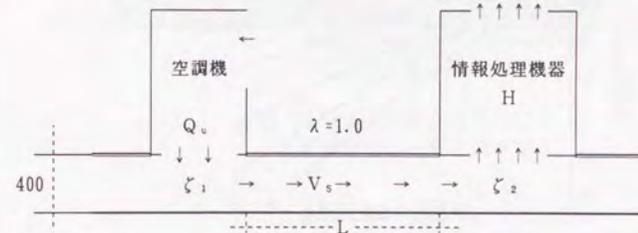


図-4-12 検討モデルの構成

計算結果として、風量と送風機コストの関係、通信機器の冷却温度差による風量と発熱量の関係を求め図-4-13に示した。この図を用い発熱量と通信機器の冷却温度差、空調機と情報処理機器の距離から必要風量、送風機コスト、送風機動力が得られる。また、発熱量が増大し、距離が長くなる。また通信機器の冷却温度差が小さな場合、送風機コストが著しく増加する。

表-4-5 設定パラメータ

項目	値
空調機の機内静圧(mmAq)	20
1m ² の通気抵抗係数 ξ	2.0
二重床内高さD(m)	0.4
二重床内通気抵抗係数 λ	1.0 *1)

*1)ケーブルの高さを200mm以下とした場合

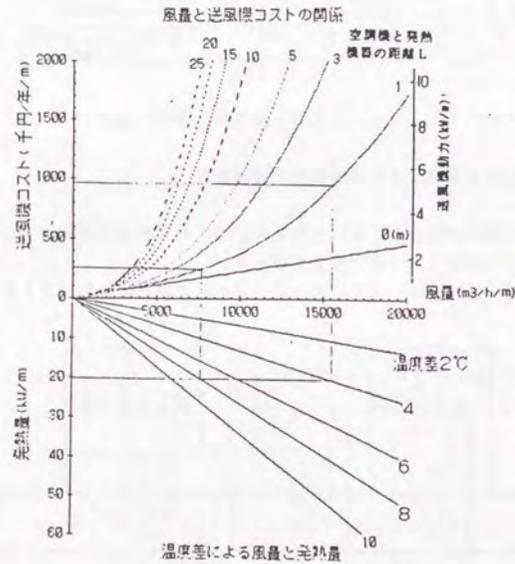
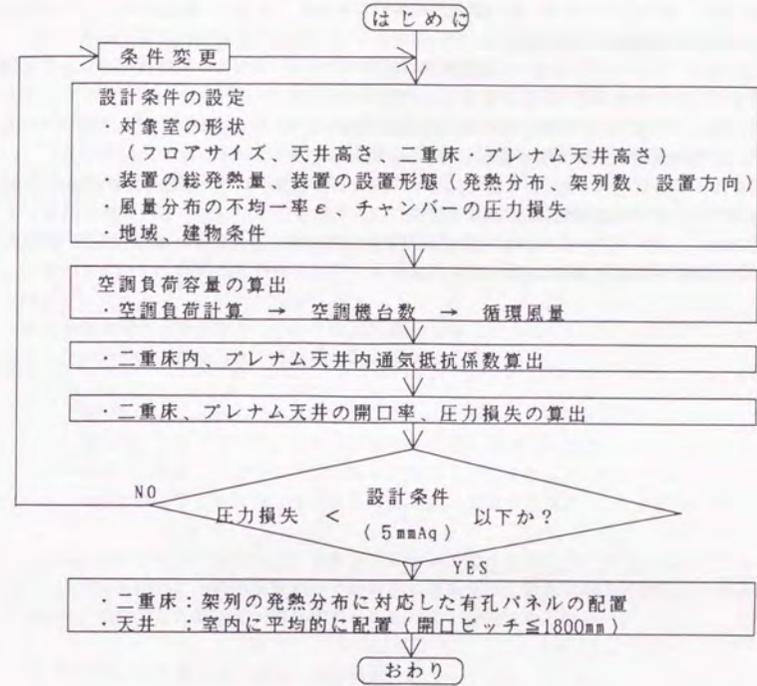


図-4-1-3 強制空冷機器の冷却条件と送風機コスト

4.8 二重床吹き出し天井吸込み方式の空気分配設計法

これまでに示した空調気流計算法を用い設定する場合の検討フローを図-4-1-4に示す。この手順により、発熱分布に適應した気流設計が容易にできる。



*図-5-2より発熱密度に対する最適不均一率を設定する

図-4-1-4 二重床吹き出し天井吸込み方式の空気分配設計フロー

第二部 4 章 参考文献

- 1) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その1 クリーンルームの吹出し・吸込み気流について）、日本建築学会学術講演梗概集、1986年8月
- 2) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その2 吹出し・吸込みチャンパーの特性）、日本建築学会学術講演梗概集、1987年10月
- 3) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その3 吹出し・吸込みチャンパーの風量分布特性）、日本建築学会学術講演梗概集、1988年10月
- 4) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その4 チャンパーの設計パラメータについて）、日本建築学会学術講演梗概集、1989年10月
- 5) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その5 オフィス用気流設計方法について）、日本建築学会学術講演梗概集、1990年10月
- 6) 羽山他：チャンパーを用いた空調気流の検討（その6 チャンパーの定常伝熱特性について）、日本建築学会学術講演梗概集、1992年8月

5. 第二部のまとめと今後の課題

5.1 まとめ

(1) 同一発熱・空調換気条件下の温度差比を指標とした気流方式の比較評価

複数の気流方式を温度差比を指標として実験により比較評価した。対象とした気流方式は(1)二重床吹きだし天井吸込み方式、(2)二重床吹きだし横吸込み方式、(3)天井吹き出し二重床吸込み方式、(4)天井吹き出し横吸込み方式、である。本研究は高発熱機器の効果的な冷却を目的とするので、室温を床面から機器上端まで（機器設置域）の機器の吸込み温度で定義し、さらに無次元化して温度差比により表現した。次に、実大規模の室において複数の空調気流方式を対象に、単位床面積あたりの機器発熱量（機器発熱密度）を $650\text{W}/\text{m}^2$ 、空調換気回数を $60\text{回}/\text{h}$ として、室内の温度分布を測定し、各気流方式の性能を機器設置域室温の垂直方向の平均温度差比とその標準偏差を評価指標として比較した。その結果、次項が明らかとなった。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式と天井吹き出し二重床吸込み方式は室温の均一性が他の方式より優れていた。
- ・横吸込み方式は水平方向の気流の下流側で温度が高くなった。
- ・各気流方式の温度差比 m とその標準偏差 k を比較すると、

$$\begin{aligned} m &= 0.2, k = 0.09 \text{ (二重床吹き出し天井吸込み方式)} \\ m &= 0.65, k = 0.46 \text{ (二重床吹きだし横吸込み方式)} \\ m &= 1.05, k = 0.12 \text{ (天井吹き出し二重床吸込み方式)} \\ m &= 1.15, k = 0.12 \text{ (天井吹き出し横吸込み方式)} \end{aligned}$$

となった。これより、二重床吹き出し天井吸込み方式の温度差比を他の気流方式と比べると、平均温度差比が最も小さく、機器設置域の平均温度が空調吹き出し温度に最も近いこと、および垂直方向の分布の指標とした無次元化標準偏差も小さいことが明らかとなった。

(2) 各気流方式の平均温度差比の比較結果

前項の記述は、特定の発熱密度と空調換気風量下での結果に過ぎないので、他の発熱・空調換気風量条件下の実験結果を次のように整理した。

西岡による高温工場の換気に関する研究において、温度差比 m の決定要因が（発熱量 H ）／（換気量 V ）であることが報告されている。これに従って各気流実験結果を整理すると、

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式
 $H/V = 3.2 \sim 8.3 [\text{Wh}/\text{m}^3]$ において、温度差比 $m = 0.15 \sim 0.3$
- ・二重床吹きだし横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh}/\text{m}^3]$ において、温度差比 $m = 0.4 \sim 0.65$
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh}/\text{m}^3]$ において、温度差比 $m = 1.05$
- ・天井吹き出し横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5 [\text{Wh}/\text{m}^3]$ において、温度差比 $m = 1.1 \sim 1.2$

となり、実験したH/Vの範囲において方式による差が顕著であることが明らかとなった。

(3) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比解析モデルの実験検証

二重床吹き出し天井吸込み方式を対象として、温度差比の解析モデルを作成し実験により検証した。

1) 気層モデル

本論文で対象とする、通信機室などの高発熱機器室の空調問題では機器発熱負荷と比べ周壁からの負荷が小さいこと、また室内気流が比較的単純であることなどの特徴があり、室内を上下方向の気層に分割してモデル化することとした。

2) 機器の放熱モデル

機器の放熱方式が室温形成の主要因ととらえ、まず放熱モデルを作成した。機器の発熱は機器の内部換気と機器の外側表面对流により放散されると考え、機器の内部換気量 U_i を機器の高さ、機器の抵抗係数、空気の体積膨張率の関数で表現できることを示し、また、外表面对流量 U_o を垂直平板の自然対流量の経験式より求める手法を示した。内部換気量 U_i に表面对流量 U_o を加えた機器換気量を機器実効換気量 U と定義すると、実験に使用した発熱機器では、 $1 [kW/機器]$ の発熱条件で、外表面对流量 U_o は機器実効換気量 U の47%に達することが推定された。

3) モデルの解析結果

次に、集中定数モデルの解析により、換気流量比 κ （空調給気量 V と機器実効換気量 U の比、 $\kappa = V/U$ ）と再循環比 η （機器からの放熱の内、機器設置領域に留まるものの割合を表すもの）が温度差比決定のパラメータであることを示した。吹き出しパネルを連続的に配置した方式について、実験的に求めた再循環比 η を与えることにより、換気流量比 κ が0.75以上の領域において、数式モデルにより実験値の特徴

- ・換気流量比 κ の大きな領域で温度差比は一定である。
- ・平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ が計算値で0.86に対し、実験では0.95~1.0である。

をよく説明できることを示した。

仮に、機器の放熱モデルにおいて、外表面对流を考慮しなければ、平均温度差比 m が急激に大きくなる換気流量比 κ は約2.0となり、平均温度差比の計算値と実験値は大きく異なることがわかった。

4) 再循環比 η の特徴

モデルで使用した再循環比 η は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想されるが、本研究においては、機器室や発熱機器の形状を固定し、吹き出し口の配置形式のみを変化させ、その影響を調べた。具体的には、床の吹き出しパネルを連続的に配置し

たもの、一枚毎に配置したもの、床パネル3枚に一枚、床パネルを配置したものを比較した。その結果吹き出し口の局所性が高いほど、再循環比 η が高い値を示すこと、および換気流量比の増加に従い温度差比が上昇する傾向にあることが明らかとなった。

(4) 平均温度差比を説明するパラメータに関する既往の研究との比較結果

西岡の高温工場に関する実験的研究の実験データを、換気流量比 κ を要因として整理すると、西岡の方法すなわち発熱量/換気量を要因とするより、実験データをよく説明できることがわかった。

(5) 発熱の偏りの影響

発熱が偏在した場合に対する平均温度差比モデルの有効性を調べるため、室内に1305 [W/m^2]の領域と発熱のない領域を設定し、発熱領域を間仕切られた室として計算した平均温度差比と実験値を比較した。1実験例に過ぎないが、一様な発熱条件の実験で得られた再循環比 η を用いると、平均温度差比の計算値は実験値と良い一致性を示した。

(6) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした温度差比の解析モデル

将来、機器冷却において垂直温度分布が課題になることを想定し、換気流量比平均温度差比の数式モデルを拡張し、温度差比の垂直分布を予測するモデルを求めた。実験検討により、

- ・換気流量 V が低い領域において計算値と実験値の一致性がよい。
- ・吹き出し吸込み風量分布の偏りにより水平気流が発生しやすい領域において、実験値と計算値の差が大きい。

ことが明らかとなった。

(7) 部品周囲温度を指標とする気流方式評価手法

電子機器に使用されている部品（主としてIC）は動作保証温度を超えないことが必要であることから、自然空冷機器の内部に装着された電子回路パッケージ上の部品周囲温度最高値に着目し、部品周囲温度最高値とその構成要素の関係を検討した。室温、空調気流の無い場合の室温から部品周囲温度までの温度上昇分、気流の影響を受ける場合の部品周囲温度上昇分、とそれぞれの標準偏差を構成要素と仮定し、これらの構成要素を空調吹き出し温度、機器発熱量、空調換気量、気流方式、電子回路の発熱量から実験により求める手法を示した。

(8) 部品周囲温度を指標とする気流方式評価の事例

前項で得られた手法により気流方式を評価した。各気流方式と機器の部品周囲温度最高値の関係を調べ、この実験データより気流方式の適用限界を明らかにした。

部品周囲温度の許容値を、一般的なICの動作保証温度（70℃）として、各気流方式の適用限界を求めた結果、二重床吹き出し天井吸込み方式の部品周囲温度は、室奥行きによらず、最も高い発熱密度に適用でき、横吸込み方式は室奥行きが長くなるとともに気流の影響を強く受け適用

限界が下がることが示された。

(9) 二重床吹き出し天井吸込み方式の気流分配設計手法の研究

二重床吹き出し天井吸込み方式について、その気流分配設計手法を得るため、一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現する手法を求めた。一様な吹き出し・吸い込み分布が可能ならば、必要に応じ開口を集中でき、機器の逐次増設等の不確定な発熱分布に対応できる。一様な吹き出し・吸い込み風量分布を実現するためには、チャンバーの高さを高く、開口率を小さくすればよいが、チャンバーのスペースが必要であり階高に影響する。そこで、送風機動力と吹き出し・吸込み風量分布の総合評価により、最適なチャンバー形状、開口率を決定するため、一様な吹き出し開口を有するチャンバーにおいて、その風量分布の最大値と最小値の差を平均風量で除した値を不均一率と定義し、開口率、必要静圧、不均一率の関係を明らかにした。なお、本内容は羽山による研究成果を引用したものである。

5. 2 今後の課題

(1) 標準偏差の形成要因分析

本研究では標準偏差を室内全体で定義したが、温度分布を垂直方向と水平方向に分けて分析し、例えば垂直方向の標準偏差と水平方向の標準偏差の形成要因を考察することが課題となる。機器列の発熱の偏り、吹き出し空気分布の偏り等、現実には避けられない不確定な条件が室温に与える影響を調べ、影響の少なさを気流方式を評価することも意味があろう。

(2) 気流方式比較結果の適用限界の明確化

気流方式の実験による比較結果(まとめの(2)項)は次の実験条件下での結果であり、その条件外の発熱/空調換気量においては、今後研究する必要がある。

- ・二重床吹き出し天井吸込み方式
 $H/V = 3.2 \sim 8.3$ [Wh/m^3]
- ・二重床吹きだし横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]
- ・天井吹き出し二重床吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]
- ・天井吹き出し横吸込み方式
 $H/V = 2.2 \sim 4.5$ [Wh/m^3]

(3) 二重床吹き出し天井吸込み方式を対象とした平均温度差比および温度差比解析モデルの実験検証

1) 機器の放熱モデル

オフィスにおける室温の形成要因としても、機器放熱モデルは重要であろう。したがって、本研究で得られた機器の放熱モデルの構成手法は適用の可能性があると考えられる。

2) 再循環比 η の分析

前節の(3)項で述べたように、モデルで使用した再循環比 η は機器室や発熱機器の形状、吹き出し口の配置形式などから決定されると予想される。機器列の間隔、天井と機器上端の間隔等と再循環比の関係を実験または気流解析により明らかにする必要がある。一方で、再循環比 η を0に近づけるための工夫(例えば機器に排気筒を設ける等)も必要となろう。しかしながら、機器と空調をより一体化する試みは信頼性が低下するデメリットを十分考慮しなければならない。

3) オフィス空調に関する既往の研究との比較

オフィスにおける二重床吹き出し方式の室温形成を対象に、本研究で得られた、換気流量比 κ と再循環比 η を要因とし機器の放熱モデルをサブシステムとした室温形成モデルを適用し、その適用可否を明らかにする必要がある。

(4) 発熱の偏りの影響

マルチメディアサービス実現のための通信機は、将来(2000年)100m²程度の設置領域に100kWの発熱機器が集中設置される可能性があり、室内全体で低発熱の機器を収容した領域が400m²の床面積がある場合、空調機が正常時と故障停止時において、それぞれ高発熱領域と低発熱領域の空気の混合の程度を明らかにする必要がある。

本研究では、室内を発熱領域と非発熱領域に分けた実験を実施した結果を示しただけであり、この発熱の偏りの影響に関しては未解決な課題が多い。発熱の集中度の空間的なスケールと室温の水平方向の分布の関係を解析的または実験的に検討する必要がある。

THE HISTORY OF THE
CITY OF BOSTON

FROM THE FIRST SETTLEMENT
TO THE PRESENT TIME

BY
NATHANIEL BENTLEY

IN TWO VOLUMES

VOLUME I

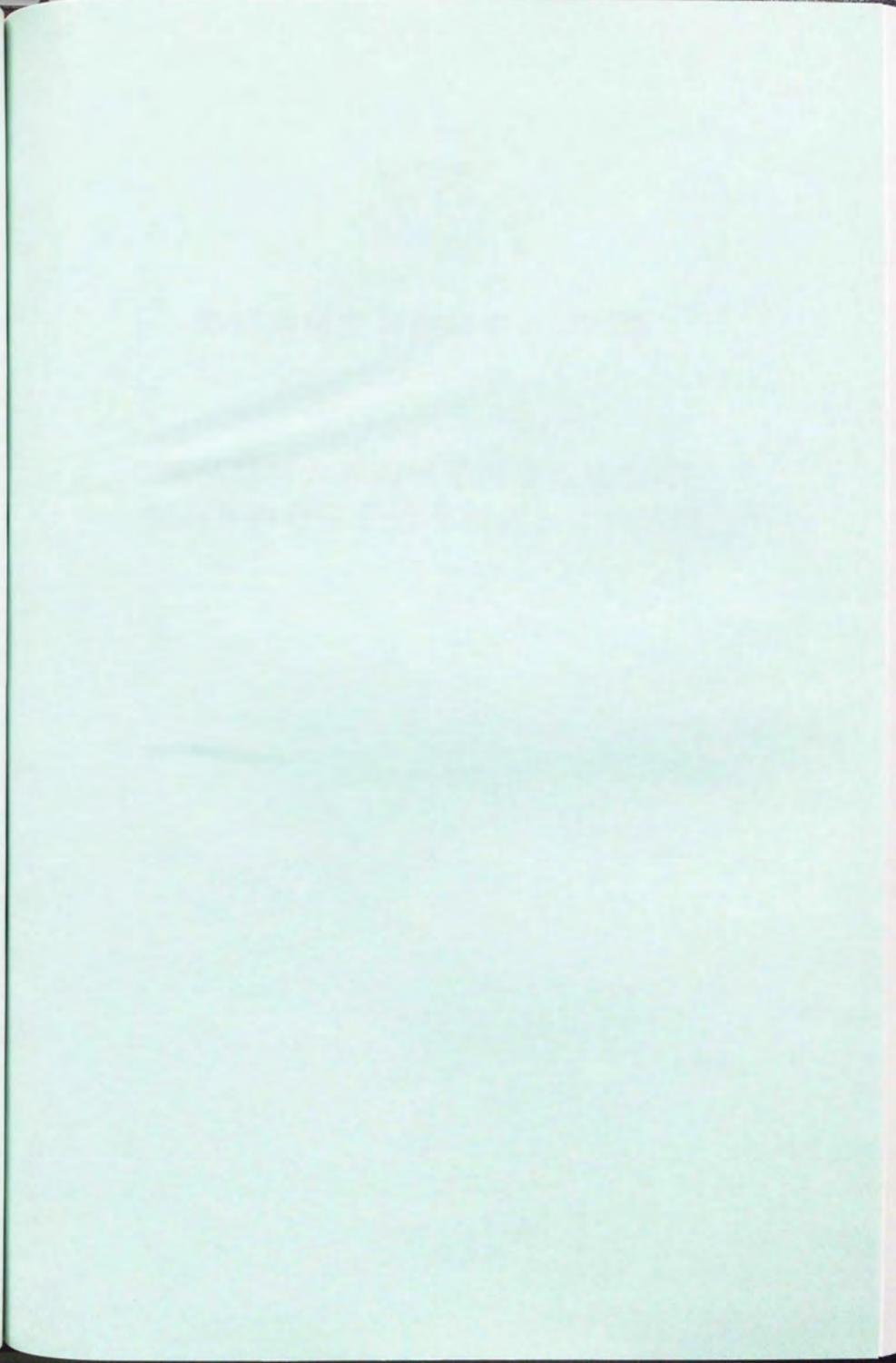
FROM THE FIRST SETTLEMENT
TO THE YEAR 1700

IN TWO VOLUMES

VOLUME II

FROM THE YEAR 1700
TO THE PRESENT TIME

IN TWO VOLUMES



第三部

年間冷房空調機の高効率制御

評価関数が単調性を有する場合の 制約条件付き最適化制御とその応用

第三部の概要

高発熱通信機室¹⁾²⁾では、電子部品が高密度に実装された機器が設置されており、機器の動作および信頼性を保証する環境を維持するため、温度・湿度の大幅な変動を避けることが必要である。このため、年間を通して空調機を運転する必要があるが、一般の空調機は、冬季運転の際に外気温低下により凝縮圧力が低下し、それにともない蒸発圧力も低下してしまうため、霜付運転や過除湿運転などの問題点が生じてくる。

このような問題点を解決する一般的な手段として、低外気温時に凝縮圧力を外気温が高いときと同じ圧力に保つ方法があり、凝縮器出口に凝縮圧力調整弁を設けることで凝縮器能力を低下させて、凝縮圧力を一定に保つよう制御を行うことにより、冬季においても夏季と同様の運転を行える。

しかし、冬季のように外気温が低いという条件は、冷房を行う空調機にとって好条件であるにも関わらず、この制御方式では夏季と同程度のCOPしか得られない。

したがって、従来の制御方法は、冬季における冷房運転の問題点を解決する一方で、その特性上、COP向上の可能性を活かせない方式といえる。

そこで、膨張弁のサイズを大きくし、凝縮圧力を下げることが有効と考えられ³⁾⁴⁾、その実現のため電子制御膨張弁⁵⁾⁶⁾が使用できる。

本研究では凝縮圧力設定値を可変とし、一般の空調機で問題となっている霜付、過除湿運転の対策として凝縮圧力が下がっても、蒸発圧力をできる限り高く保つ制御を行うことにより、冬季において冷房能力を保ちつつ圧縮機動力の少ない(高COP)運転の実現を目標とする。

第1章では、本研究の目的をモリエル線図等を用いて説明し、第2章ではCOPを評価関数、また膨張弁開度と凝縮圧力調整弁開度の2つを操作量として効率向上制御を最適化制御として定式化する。第3章では年間冷房空調機のシミュレーションモデルを求め、第4章ではシミュレーションモデルにおける各機器固有の値について実験的に求めた結果を示す。

第5章ではシミュレーションモデルを用いて、評価関数値をグラフ上に表現し、最適運転点をグラフ上で求めた結果について述べる。第6章では第5章において確認された最適点に運転状態点が達するような制御方法を提案する。第7章では、この制御方法を実機に適用した実験結果とシミュレーション結果を比較しモデルの妥当性を確認するとともに、従来の凝縮圧固定制御と実機のための準最適化制御の比較を行う。さらに、本制御の効果をシミュレーションにより求め、フィールドにおいても効果を確認した結果を8章に示す。

1. 研究の目的

高発熱通信機室では、電子部品が高密度に実装された機器が設置されており、機器の動作および信頼性を保証する環境を維持するため、温度・湿度の大幅な変動を避けることが必要である。

このため、年間を通して空調機を運転する必要があるが、冬季においては外気温度が低下するため、様々な問題点が生じてくる。(図-1-1参照)

(1) 一般の空調機が年間冷房の際に引き起こす問題点

一般の空調機は、冬季運転の際に外気温低下により凝縮圧力が低下し、それにもともない蒸発圧力も低下してしまうため、霜付運転や過除湿運転などの問題点が生じてくる。

(2) 従来の凝縮圧力調整弁制御の効果と不満点

上記のような問題点を解決する一般的な手段として、低外気温時に凝縮圧力を一定に保つ方法が挙げられる。実際には、凝縮器出口に凝縮圧力調整弁を設けることで凝縮器能力を低下させて、凝縮圧力を一定に保つよう制御を行っている。これにより、冬季においても夏季と同様の運転が可能となる。

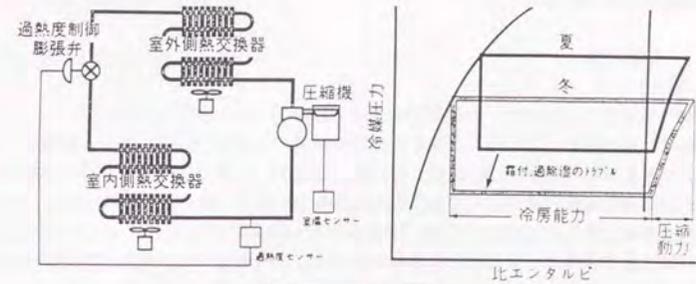
しかし、冬季のように外気温が低いという条件は、冷房を行う空調機にとって好条件であるにも関わらず、この制御方式では夏季と同様のCOPしか得られない。

したがって、従来の制御方法は、冬季における冷房運転の問題点を解決する一方で、その特性上、COP向上の可能性を活かしきれない側面を持っている方式であるといえる。

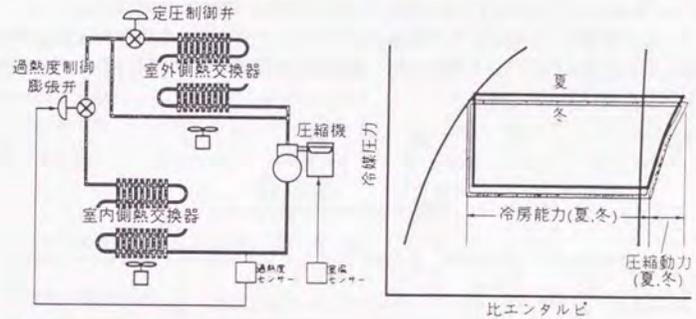
(3) 本研究のねらい

従来の凝縮圧力固定制御が、冬季における高COP運転を実現できない原因は、凝縮圧力を高く保ちすぎていることにあるといえる。

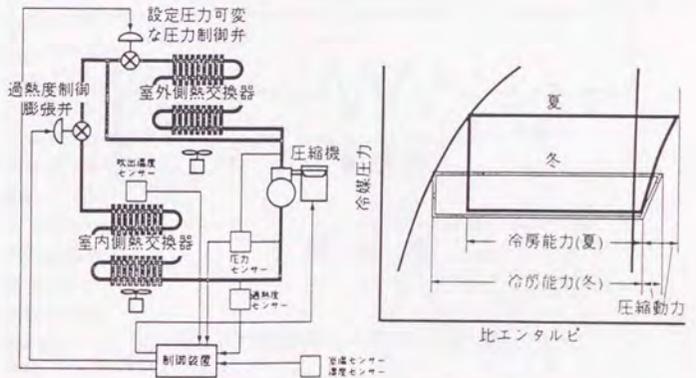
そこで、本研究では凝縮圧力設定値を可変式とし、一般の空調機で問題となっている霜付、過除湿運転の対策として、蒸発圧力を出来る限り高く保つ制御を行う。これにより、冬季において冷房能力を保ちつつ圧縮機動力の少ない(高COP)運転が可能となる。



一般の空調機



年間冷房タイプ^①の空調機



本研究で対象とする空調機

図-1-1 年間冷房空調機の問題点と対策

2. 空調機の最適化制御モデル

2.1 制御対象

本研究で対象とする冷凍サイクルを図-2-1に示す(→:冷媒の流れ)。

冷凍機は、補助機器まで含めると数多くの構成要素から成り立っているが、冷凍機として動作するための最低限の構成要素は圧縮機、凝縮器、膨張弁、蒸発器である。ただし本研究で扱う冷凍サイクルには、凝縮器出口に年間運転のための凝縮圧力調整弁が設けられている。

本研究で対象とする年間冷房空調機には以下のような特徴がみられる。

- (1) 年間冷房空調機は一般空調機の構成要素の他に、冬季において凝縮圧力を必要以上に低下させないための凝縮圧力調整弁が凝縮器出口にとりつけられている。
- (2) 年間冷房空調機は圧縮機回転数と送風機風量を室温湿度制御の操作量として用いるため、COP最適化のための操作量は、膨張弁開度と調整弁開度の2つである。
- (3) 2つの弁開度についてCOPが単調増加である。すなわち、膨張弁開度を増加させると、圧縮比が低下するのでCOPが向上し、凝縮圧力調整弁を開くと凝縮器の熱交換能力が向上し、同様にCOPが向上する。

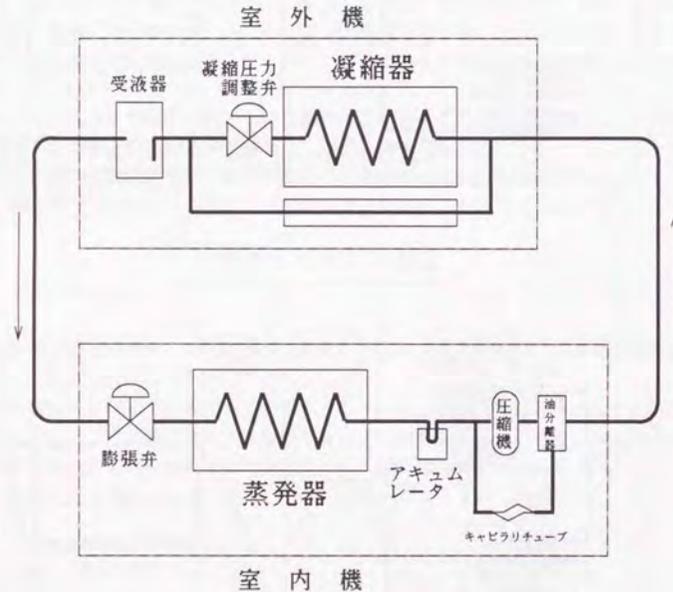


図-2-1 蒸気圧縮式冷凍サイクル

2.2 最適化制御の定式化

本研究における最適化制御の目的は、COP E

$$E = g_1(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \quad (2.1)$$

$$= (\text{冷房能力}) / (\text{圧縮機動力})$$

を最大化する膨張弁開度 u_1 、調整弁開度 u_2 を求めることである。なお、圧縮機インバータ周波数 f_c と送風機風量 f_r は、室温湿度制御の操作量として使用し、最適化制御の操作量としては使用しないものとする(図-2-2)。

制約条件は

$$\text{膨張弁開度範囲: } 0 \leq u_1 \leq L_1 \quad (2.2)$$

$$\text{調整弁開度範囲: } 0 \leq u_2 \leq L_2 \quad (2.3)$$

$$\text{圧縮比下限: } r = g_2(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \geq C_1 \quad (2.4)$$

$$\text{蒸発器過熱度下限: } s = g_3(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \geq C_2 \quad (2.5)$$

$$\text{蒸発器過熱度上限: } s = g_3(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \leq C_3 \quad (2.6)$$

$$\text{圧縮機吐出圧上限: } P_H = g_4(u_1, u_2, \theta_a, x_a, \theta_o, f_c, f_r) \leq C_4 \quad (2.7)$$

である。式(2.2)、(2.3)は弁の物理的制約、式(2.4)、(2.5)、(2.6)、(2.7)は圧縮機を保護するための条件である。

ただし、

C_1 : 圧縮比下限値

C_2 : 過熱度下限値

C_3 : 過熱度上限値

C_4 : 圧縮機吐出圧上限値

E: COP

f_c : 圧縮機インバータ周波数(以下、圧縮機周波数と呼ぶ)

f_r : 送風機風量設定

g_1 : COPの特性

g_2 : 圧縮比の特性

g_3 : 過熱度の特性

g_4 : 圧縮機吐出圧の特性

L_1 : 膨張弁全開時の開度

L_2 : 調整弁全開時の開度

P_H : 圧縮機吐出圧

s: 蒸発器過熱度

u_1 : 膨張弁開度

u_2 : 調整弁開度

x_a : 室温

θ_a : 室温

θ_o : 外気温度

なお、制約(2.7)はCOPの低い領域における制約であるため、最適点探索のためのシミュ

レーションにおいては考慮していない。

最適化の手法として探索法を使用する場合には、式(2.1)の数式モデルを求め、最適化制御にとって外的条件である、室温、外気温度、圧縮機周波数のもとで、運転可能範囲としての不等式制約条件式(2.2)、(2.3)、(2.4)、(2.5)、(2.6)を考慮しつつ、COPを最適化する u_1 、 u_2 の値を算出することになる。この場合、COPや制約条件の数式モデルを得ることが容易でなく、さらに精度を上げるためには運転データに基づいて式を逐次同定する必要があり、探索法を実際に適用するのに困難がある。

一方、数式モデルを必要としないものとして山登り法があるが、一般にノイズや遅れの影響を直接受ける欠点がある。本最適化制御の場合、操作量 u_1 、 u_2 を変化させた後、定常状態に達しCOPへの影響が現れるまでに、外気温や圧縮機周波数等、最適化制御の外的条件が変わってしまい、操作量の感度を把握することができない。

そこで、式(2.1)の特徴である単調性に着目し、探索法も山登り法も使用しない方法を検討する。

膨張弁開度を大きくすると、圧縮機の負荷が減少するので、式(2.1)すなわちCOPは膨張弁開度 u_1 の単調増加関数である。調整弁開度を大きくすると、凝縮器の熱交換能力が増加し凝縮圧力が低まり、圧縮動力は減少するので、Eは u_2 の単調増加関数ともなる。Eを最大化するには、不等式制約条件(2.2)、(2.3)、(2.4)、(2.5)、(2.6)の範囲内で、 u_1 、 u_2 をできるだけ大きくすればよいことがわかる。この系は2つの操作量について評価関数が単調増加性を有しているといえる。

2.3 不等式制約条件つき単調関数の最適化問題

前節の課題(単調性を有した2変数の系の最適化問題)をより一般的に記述する。

$z=f(x_1, x_2)$ を単調関数とする。

制約条件

$$g(x_1, x_2) \leq 0$$

のもとで

$$z=f(x_1, x_2)$$

(2.8)

は制約条件の境界上、

$$g(x_1, x_2) = 0$$

において最大値、最小値を持つことを示す。

式(2.8)は単調増加関数であるので

$$dz/dx_1 \geq 0 \quad \text{または任意の } \delta, x_2 \text{ に対して } f(x_1, x_2) \leq f(x_1 + \delta, x_2)$$

$$dz/dx_2 \geq 0 \quad \text{または任意の } \delta, x_1 \text{ に対して } f(x_1, x_2) \leq f(x_1, x_2 + \delta)$$

である。

仮に、境界内、すなわち境界を除く領域

$$g(x_1, x_2) < 0$$

において $f(x_1, x_2)$ が最大値を持つとすると、 x_1 、 x_2 の近傍に制約条件を満足する点、 $(x_1 + \delta, x_2)$ 、 $(x_1, x_2 + \delta)$ が存在するので、単調増加関数である $f(x_1, x_2)$ より大きい関数値 $f(x_1 + \delta, x_2)$ 、 $f(x_1, x_2 + \delta)$ が存在し、最大値を持つ仮定に反する。したがって、境界上で最大値を持つ。

このように最適化関数に関するアприオリな知識、この場合の単調性により制約条件の境界上に最適点が存在することを利用して、簡便な制御アルゴリズムを得ることが、本研究の課題であり、これについては6章で議論する。

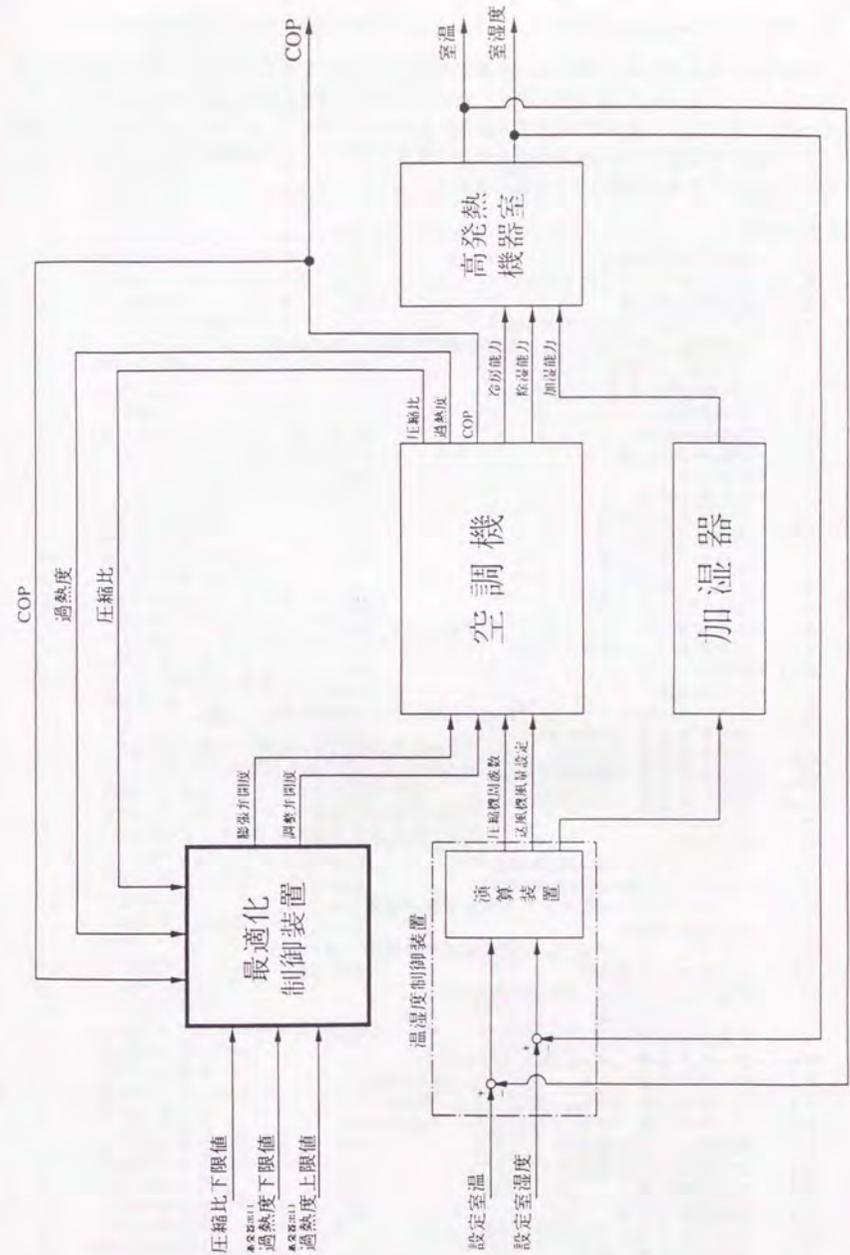


図-2-2 制御の基本構成ダイヤグラム

3. 静的シミュレーションモデル

本章では、外気温の低下に応じた、高効率制御手法の効果を推定するのに必要な冷凍サイクルのシミュレーションモデルを示す。まず、空調機の構成機器毎に静的な数式モデルを示し、これらを連立させることで空調機の定常状態におけるサイクルシミュレーションを行う。なお本研究においては、弁開度、冷媒流量等を定格近辺に限ることなく、幅広い動作点のシミュレーションを行えるよう、各構成機器のモデル化を進める。

記号の説明

A_c	: 凝縮器伝熱面積	[m ²]
A_{c0}	: フィンがない場合の管表面積	[m ²]
A_E	: 蒸発器伝熱面積	[m ²]
A_{E0}	: フィンが無い場合の管表面積	[m ²]
C	: 円管群管外熱伝達率の式における管配列特性パラメータ 干鳥配列の場合 0.45 葦盤配列の場合 0.30	
C_K	: 熱通過率比	
C_{pA}	: 空気定圧比熱	[J/kg·K]
C_{pL}	: 冷媒液定圧比熱	[J/kg·K]
C_v	: 流量係数	[m ³]
d_p	: 冷媒配管外径	[m]
d_{c1}	: 凝縮器伝熱管内径	[m]
d_{c0}	: 凝縮器伝熱管外径	[m]
d_{e1}	: 蒸発器伝熱管内径	[m]
d_{e0}	: 蒸発器伝熱管外径	[m]
d_i	: 冷媒配管内径 (銅管)	[m]
d_o	: 冷媒配管外径 (銅管)、 (= 断熱材内径)	[m]
d_{p0}	: 断熱材外径 (= 被覆材内径)	[m]
d_{pE}	: 断熱被覆外径	[m]
g	: 重力加速度	[m/s ²]
G_{rA}	: グラスホフ数 (= $g \cdot d_p^3 \beta \Delta \theta_p / \nu_A^2$ 、冷媒配管外面、空気)	
G_r	: 冷媒質量流量 (冷媒配管)	[kg/s]
G_{r4}	: 冷媒質量流量 (膨張弁入り口)	[kg/s]
G_{r5}	: 冷媒質量流量 (蒸発器入り口)	[kg/s]
G_{r8}	: 冷媒の吐出量 (圧縮機出口)	[kg/s]
h	: エンタルピー	[J/kg]
H	: 顕潜熱比 (= $C_{pL} \cdot \Delta \theta / \gamma_L$)	
K_c	: 調整弁全開時の凝縮器熱通過率	[W/m ² ·K]
K_{cv}	: 調整弁動作時の凝縮器熱通過率	[W/m ² ·K]
K_{cT}	: ベアチューブ・平板フィンの凝縮器熱通過率	[W/m ² ·K]
K_E	: 蒸発器熱通過率	[W/m ² ·K]
K_{ET}	: ベアチューブ・平板フィンの蒸発器熱通過率	[W/m ² ·K]
K_p	: 冷媒配管の熱通過率	[W/m ² ·K]
m	: 圧縮機シリンダ数 (スロ-#なので1)	
n	: ポリトロープ指数	
N	: 圧縮機回転数	[rpm]
Nu	: ヌッセルト数 (ジッタス・ベルタの式)	
Nu_p	: ヌッセルト数 (= $\alpha_p \cdot d_p / \lambda_A$ 、冷媒配管外)	
Nu_A	: ヌッセルト数 (= $\alpha_A \cdot d_{c0} / \lambda_A$ 、凝縮器管外)	
Nu_L	: ヌッセルト数 (= $\alpha_c \cdot d_{c1} / \lambda_L$ 、凝縮器管内)	
P_4	: 膨張弁入り口の冷媒圧力	[Pa]
P_5	: 膨張弁出口の冷媒圧力	[Pa]
P_7	: 圧縮機吸入圧力	[Pa]
P_8	: 圧縮機吐出圧力	[Pa]
P_r	: プラントル数 (ジッタス・ベルタの式)	
P_{rA}	: プラントル数 (空気)、 (= $C_{pA} \cdot \mu_A / \lambda_A$)	
P_{rL}	: プラントル数 (冷媒液)、 (= $C_{pL} \cdot \mu_L / \lambda_L$)	

R : 二相凝縮熱伝達率の式におけるパラメータ
(= $\sqrt{\rho_L \cdot \mu_L / \rho_V \cdot \mu_V}$)

R_A	: レイノルズ数 (ジッタス・ベルタの式)	
R_{A1}	: 凝縮器管外流体レイノルズ数 (= $u_{max} \cdot d_{c0} / \nu_A$)	
R_{L1}	: 凝縮器管内流体レイノルズ数 (= $u_v \cdot d_{c1} / \nu_L$)	
S	: 管内蒸発熱伝達における冷媒流路断面積	[m ²]
u	: 管内流速	[m/s]
u_1	: 膨張弁開度 (% または駆動パルス数)	
u_2	: 調整弁開度	
u_{max}	: 凝縮器空気側フィン最小すきまにおける空気流速	[m/s]
u_v	: 凝縮器入口冷媒蒸気流速	[m/s]
v_4	: 膨張弁入り口の冷媒比容積	[m ³ /kg]
v_7	: 圧縮機吸入ガス比容積	[m ³ /kg]
v_8	: 吐出ガス比容積	[m ³ /kg]
V_0	: 1 シリンダあたりの行程容積	[m ³]
V_s	: 単位時間のピストン押しのけ量	[m ³ /s]
W_c	: 圧縮仕事	[W]
W_{IN}	: 消費電力	[W]
X	: 乾き度	
X_{11}	: ロックハート・マルチネリ・パラメータ (= $(\frac{1-X}{X})^{0.5} (\frac{\rho_A}{\rho_L})^{0.5} (\frac{\mu_L}{\mu_V})^{0.1}$)	
α_A	: 空気側熱伝達率	[W/m ² ·K]
α_c	: 凝縮熱伝達率	[W/m ² ·K]
α_e	: 局所蒸発熱伝達率	[W/m ² ·K]
α_e	: 平均蒸発熱伝達率	[W/m ² ·K]
α_l	: 冷媒側強制対流熱伝達 (冷媒配管)	[W/m ² ·K]
α_o	: 空気側自然対流熱伝達 (冷媒配管)	[W/m ² ·K]
α_L	: 蒸発器における液相成分のみの局所熱伝達率	[W/m ² ·K]
β	: 空気の温度膨張率	[1/K]
α_p	: 冷媒配管外熱伝達率	[W/m ² ·K]
γ_L	: 冷媒潜熱	[J/kg]
Δl	: 管長	[m]
ΔP_0	: 二相凝縮圧力損失 (調整弁全開時の圧力損失)	[Pa]
ΔP_L	: 液相成分のみが管内を満たして流れた場合の圧力損失	[Pa]
ΔP_v	: 調整弁が働くことによる圧力損失増分	[Pa]
$\Delta \theta$: 冷媒・管壁温度差 (二相域管内凝縮熱伝達)	[K]
$\Delta \theta_p$: 空気・管壁 (冷媒配管被覆材表面温度) 温度差	[K]
ζ	: 圧力損失係数	
η_c	: 機械効率 (圧縮機)	
η_M	: 電動機効率	
η_v	: 体積効率 (圧縮機)	
θ	: 温度	[°C]
θ_o	: 外気温	[°C]
κ	: 圧縮比 (P_8 / P_7)	
λ_A	: 空気熱伝導率	[W/m·K]
λ	: 伝熱管または冷媒配管の熱伝導率	[W/m·K]
λ_E	: 被覆材の熱伝導率	[W/m·K]
λ_L	: 冷媒熱伝導率	[W/m·K]
λ_p	: 断熱材の熱伝導率	[W/m·K]
μ_A	: 空気粘性係数	[Pa·s]
μ_L	: 冷媒飽和液の粘性係数	[Pa·s]
μ_v	: 冷媒飽和蒸気の粘性係数	[Pa·s]
ν_A	: 空気動粘性係数	[m ² /s]
ν_L	: 冷媒飽和液動粘性係数	[m ² /s]
ρ	: 熱交換器出入口平均流体密度	[kg/m ³]
ρ_v	: 冷媒飽和蒸気密度	[kg/m ³]
ρ_L	: 冷媒飽和液密度	[kg/m ³]

3.1 冷凍サイクル

3.1.1 モデル化の考え方

理想冷凍サイクルは図-3-1(a)の凝縮過程(行程1-2)、膨張過程(行程2-3)、蒸発過程(行程3-4)、圧縮過程(行程4-1)から構成されるが、実際の冷凍サイクルの場合には熱交換器等の圧力損失が存在する。そこで、より実際に近いモデルとして、理想冷凍サイクルに次の点を考慮して、モデルを作成する(図-3-2(b))。

- ①凝縮器、蒸発器において、管摩擦圧力損失がある。
- ②凝縮器出口において、冷媒は過冷却状態にある。
- ③蒸発器出口において、冷媒は飽和状態以外に、湿りまたは過熱状態となりうる。
- ④圧縮機において冷媒は不可逆断熱変化する。

さらに、最適化制御において冷媒流量が大きく変化するため、モデルを

- ⑤冷媒流量の大きな変動範囲で適用できる。

ようにする。このため、熱交換器の熱通過率の値は報告されている熱伝達率の実験式を利用して算出することとする。一方、熱交換器の圧力損失は、膨張弁と調整弁の損失が系全体の損失において支配的であることと、熱交換器の形状より圧力損失モデルを構築するとモデルが複雑になることから簡易な現象モデルとする。

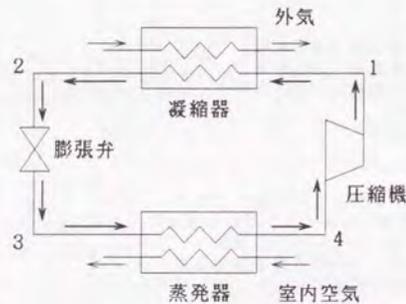


図-3-1 理想冷凍サイクル

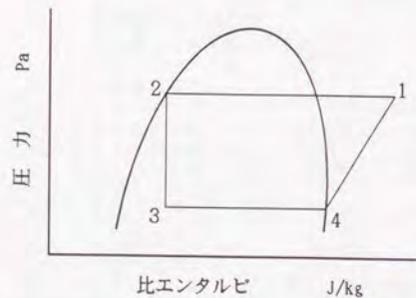


図-3-1(a)理想冷凍サイクルのp-h線図

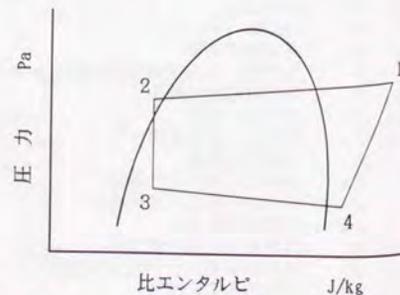


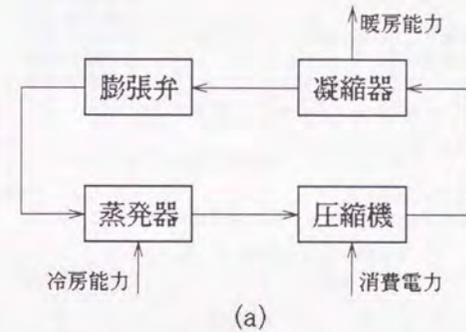
図-3-1(b)目標とするモデルのp-h線図

3.1.2 モデル化の手法(回路要素化)

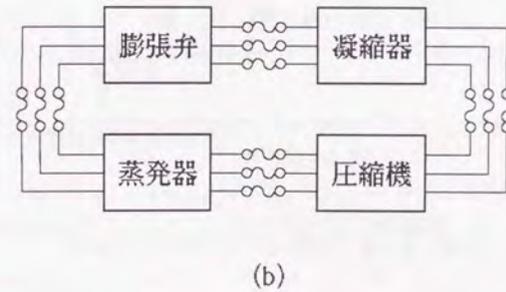
空調機とは、いくつかの構成機器からなる「接続系」としてとらえることができる。また、各構成機器は、エネルギー変換要素として認識できる。そこで、空調機を、各構成要素から成り立つ成り立つひとつの系(システム)としてみると、系はエネルギーの授受をともなう「連結系」として記述できる。

図-3-3(a)は冷凍機をこのような視点から表したものである。

このように接続系を入出力ポートによる単位要素の連結系として考えることは、系をマクロにみるうえで有効であるわけだが、ここで、さらにエネルギー授受の様相を詳しくみたい場合には、各ポートにおいて「位差」と「流通量」とを分けて取り扱うことが有効である。図-3-3(b)は、ポートによる各構成要素の連結系から、回路論的視点に基づく位差、流通量端子による端子接続系へ展開させたものである。



(a)



(b)

図-3-3 各構成要素の端子接続系

本研究で扱う系では、流通量として流量を、位差量として圧力とエンタルピをとる。

図-3-4は、構成要素の入出力端を表したものである。すなわち、位差量として冷媒圧力と

比エンタルピ、流通量として質量流量をとり、外気温度などの外部負荷条件、電動機回転数などの操作量を外部入力として表そうとするものである。そして、まず各構成要素の特性をこのような入出力端の関係として捉え、つぎにその接続系（この場合閉じた系となる）としての冷凍機の特長（例えば、運転条件やCOPなどの注目すべき出力特性）について考察を進める。

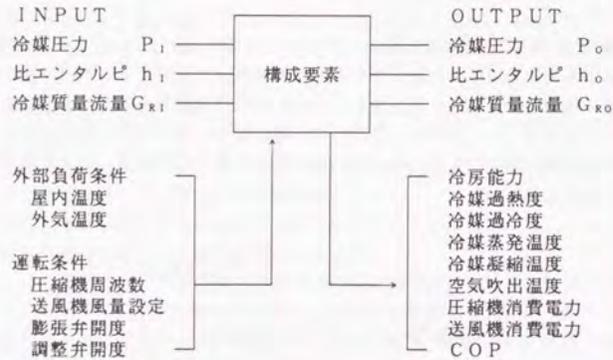


図-3-4 構成要素の入出力端表示

また、本章における変数の添字説明用の概念図を図-3-5に示す。

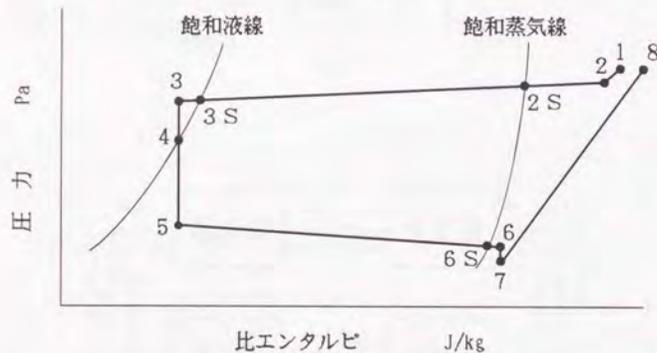


図-3-5 冷凍サイクル（変数の添字説明）

3.2 圧縮機

本空調機用の圧縮機は密閉型であり、圧縮機ユニットまで導かれた低温・低圧の冷媒は電動機を冷却し、さらに圧縮機のシリンダ壁との間でも熱交換がある。このため、圧縮機の特長は理論解析だけでは把握できないので、この点については実験的に求める。

3.2.1 基礎式

$$\text{冷媒吐出量} \quad G_{R0} = V_1 \cdot \eta_v / v_1 \quad (3.1)$$

$$\text{圧縮機出力} \quad P_7 v_7^n = P_0 v_0^n \quad (3.2)$$

$$\text{圧縮仕事} \quad W_c = \eta_{vm} \frac{n}{n-1} P_7 V_0 \left\{ \left(\frac{P_0}{P_7} \right)^{\frac{n-1}{n}} - 1 \right\} \frac{N}{60} \quad (3.3)$$

$$\text{消費電力} \quad W_{IN} = W_c / (\eta_m \cdot \eta_c) \quad (3.4)$$

3.2.2 圧縮機のマルチポートモデル

以上に述べた式(3.1)～(3.4)を連立させることにより、圧縮機の特長を図-3-6に示すような入出力関係をもつ回路要素として捉えることができる。

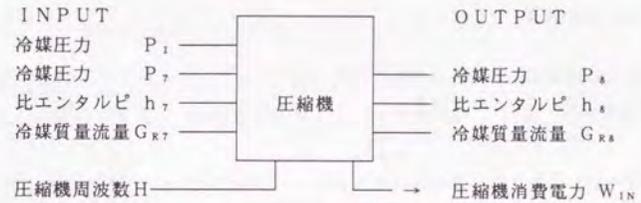


図-3-6 圧縮機の入出力端表示

3.3 凝縮器

凝縮器の管内冷媒側の熱伝達については、過熱域、二相域、過熱域の3つの領域に分けて考える必要がある。熱交換部を3つの領域に分割する手法については、例えば遠藤¹³⁾による報告を参照されたい。

そこで、冷媒側熱伝達率は、二相域を杉本らの凝縮熱伝達率の式により、過熱域および過熱域を対流熱伝達率のジッタス・ベルタの式により求める。空気側熱伝達率はSchmidtの式により求める。

3.3.1 凝縮器管内冷媒側熱伝達率

(1) 過熱域および過熱域における熱伝達率 α_c

代表的な管内乱流熱伝達率の式である、ジッタス・ベルタの式を用いる。

$$N_u = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4} \quad (3.5)$$

(2) 二相域における熱伝達率 α_c

蒸気速度が比較的大きく主として環状流域にある平均の凝縮熱伝達率 α_c は、杉本ら¹⁴⁾ (例えば藤井らによる実験式¹⁵⁾によってもよい) により示された式を、代表長さとして伝熱管内径を用いて整理し直すとき次式となる。

$$Nu_L = 1.9 \times 10^{-5} \left[\frac{Re_L \cdot Pr_L}{R} \right]^{0.9} H^{-0.9} \quad (3.6)$$

これより、

$$\alpha_c = Nu_L \lambda_L / d_{c1} \quad (3.7)$$

3.3.2 空気側熱伝達 α_A

空気側熱伝達は、Schmidt¹⁵⁾により次のようにまとめられており、これを基に推定することができる。

Schmidt の式

$$Nu_A = C \cdot Re_A^{0.625} Pr_A^{1/3} (A_c/A_{c0})^{-0.375} \quad (3.8)$$

$$\alpha_A = Nu_A \frac{\lambda_A}{d_{c0}} \quad (3.9)$$

3.3.3 熱通過率 K_c

以上の結果を元に伝熱管の熱抵抗も考慮すれば、ベアチューブ・平板フィンの熱通過率 K_{cT} [W/m²·K] は、次式より求めることができる。

$$\frac{1}{K_{cT}} = \frac{1}{\alpha_c} + \frac{d_{c1}}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_{c0}}{d_{c1}} \right) + \frac{d_{c1}}{\alpha_A d_{c0}} \cdot \frac{A_{c0}}{A_c} \quad (3.10)$$

ただし、実機に用いられている凝縮器はベアチューブ・ルーバフィンであるため、大島らの論文²²⁾をもとに算出した補正係数1.43を計算値 K_{cT} に乗じる。

$$K_c = 1.43 K_{cT} \quad (3.11)$$

3.3.4 圧力損失

圧力損失は次の損失係数の式を仮定して、実験より求める。

$$\Delta P_0 = \zeta \cdot \rho u^2 / 2 \quad (3.12)$$

3.3.5 凝縮器の熱収支

以上の結果より、凝縮器全体としての熱収支の式は次のようになる。

$$Q_c = G_{AC} C_{PA} (\theta_{AC2} - \theta_{AC1}) \quad [W] \quad (3.13)$$

$$= G_{R2} (h_2 - h_3) \quad [W] \quad (3.14)$$

3.3.6 凝縮器のマルチポートモデル

以上より、凝縮器は図-3-7に示すような入出力関係をもつ回路要素として表すことができる。

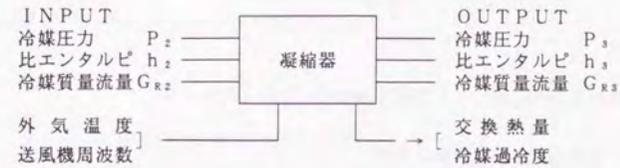


図-3-7 凝縮器の入出力端表示

3.3.7 凝縮圧力調整弁付きの凝縮器

(1) 熱通過率 K_{cV}

凝縮圧力調整弁が働くときの熱通過率 K_{cV} は、調整弁が働かない場合の熱通過率 K_c と、熱通過率比 C_K との積とする。

$$K_{cV} = K_c \cdot C_K \quad (3.15)$$

熱通過率比 C_K は、調整弁開度 u_2 と外気温度 θ の関数とする。

$$C_K = f_1(u_2, \theta) \quad (0 < u_2 \leq 100\%) \quad (3.16)$$

(2) 圧力損失 ΔP_c

凝縮圧力調整弁が働くときの凝縮器圧力損失 ΔP_c は、調整弁が働かない場合の圧力損失 (3.12) の ΔP_0 と、調整弁が働くことによる圧力損失の増分 ΔP_V の和として記述する。(式 (3.17))

$$\Delta P_c = \Delta P_0 + \Delta P_V \quad (3.17)$$

ここで、 ΔP_V は、調整弁開度 u_2 と外気温度 θ の関数とする。

$$\Delta P_V = f_2(u_2, \theta) \quad (0 < u_2 \leq 100\%) \quad (3.18)$$

3.4 膨張弁

膨張弁における変化は等エンタルピ変化である

$$h_4 = h_5 \quad (3.19)$$

冷媒の流量は、

$$G_{R5} = C_V \sqrt{P_4 - P_5} / v_4 \quad [kg/s] \quad (3.20)$$

電気式膨張弁を用いた場合流量係数 C_V は、印加したパルス数 p の関数として表すことができる。

$$C_V = f_3(u_1) \quad (3.21)$$

(開度%表示の時 $0 < u_1 \leq 100$ 、印加パルス数表示の時 $0 < u_1 \leq 2000$)

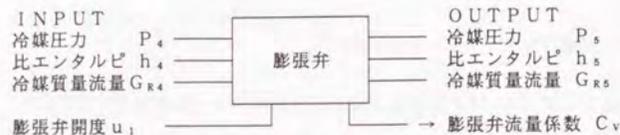


図-3-8 膨張弁の入出力端表示

3.5 蒸発器

蒸発器の管内冷媒側の熱伝達は、二相域と過熱域に分けて計算する。

3.5.1 蒸発器管内冷媒側熱伝達率

(1) 二相域における熱伝達 α_E

管内局所蒸発熱伝達として、乾き度の関数で表現されたCollierの式があり、これを乾き度で積分することにより平均の蒸発熱伝達率 α_E を推定することができる。ただし、積分にあたってはドライアウトにより熱伝達が激減することを考慮して、乾き度 $0 \sim 0.9$ の範囲で、局所熱伝達率 α_x を積分することとする。

Collier²⁰⁾による局所管内蒸発熱伝達の式は次の通り。

$$\alpha_x / \alpha_L = 2.17 (1 / X_{11})^{0.7} \quad (3.22)$$

$$\alpha_L = 0.023 \frac{\lambda_L}{d_{E1}} \left\{ \frac{G_{R5} (1-x) d_{E1}}{\mu_L \cdot S} \right\}^{0.8} P_{R1}^{0.4} \quad [\text{W/m}^2 \cdot \text{K}] \quad (3.23)$$

平均蒸発熱伝達率 α_E は式 (3.22)、(3.23) より得られる局所蒸発熱伝達率 α_x を積分して求める。

$$\alpha_E = \int_0^0.9 \alpha_x dx \quad (3.24)$$

(2) 過熱域の熱伝達率 α_E

凝縮器と同様にジッタス・ベルタの式を用いる。

3.5.2 圧力損失

凝縮器と同様に損失係数の式を仮定して、実験より求める。

3.5.3 熱通過率 K_E

管内面積基準の熱通過率 K_{ET} は、管内外の熱伝達率により求められるが、これはベアチューブ・平板フィンの場合の値であるのに対し、実機に用いられているものは内面らせん溝付き管・ルーバフィンである。このため、大島らの実験結果²²⁾による補正係数1.86を式(3.25)に示す K_{ET} に乗じた値 K_E を蒸発器の熱通過率 K_E とする。

$$\frac{1}{K_{ET}} = \frac{1}{\alpha_E} + \frac{d_{E1}}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_{E2}}{d_{E1}} \right) + \frac{d_{E1}}{\alpha_A d_{E0}} \cdot \frac{A_{E0}}{A_E} \quad (3.25)$$

$$K_E = 1.86 K_{ET} \quad (3.26)$$

3.5.4 蒸発器の熱収支

蒸発器全体としての熱収支の式は次のようになる。

$$Q_E = G_{AE} C_{PA} (\theta_{AE1} - \theta_{AE2}) \quad [\text{W}] \quad (3.27)$$

$$= G_{R5} (h_6 - h_5) \quad [\text{W}] \quad (3.28)$$

3.5.5 蒸発器のマルチポートモデル

以上より、蒸発器のモデルは図-3-9に示すような入出関係をもつ回路要素として表すことができる。

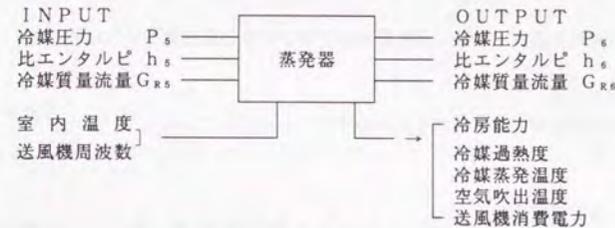


図-3-9 蒸発器の入出力端表示

3.6 冷媒配管

各構成要素を接続している冷媒配管についても入口における冷媒流量、比エンタルピー、圧力を与えて出口における冷媒流量、比エンタルピー、圧力を算出するモデルとして捉える。膨張弁が室内機に付設される場合、冷媒配管として考慮する必要があるのは次の3つの部分である。

- (I) 圧縮機から凝縮器に至る冷媒配管
- (II) 凝縮器から膨張弁に至る冷媒配管
- (III) 蒸発器から圧縮機に至る冷媒配管

冷媒配管における圧力損失は、通常、管内の冷媒が单相流であることから、液相か気相かによりブラジウスの式かニクラゼの式を用いて算出する。

3.6.1 冷媒配管における熱伝達

一般に、空調機用冷媒配管は図-3-10のような構造をしており、その管内面積基準の熱通過率は、管内冷媒側及び管外空気側の熱伝達、ならびに銅管、断熱材、被覆材それぞれの熱伝導を考慮して次式で示される。

$$\frac{1}{K_p} = \frac{1}{\alpha_i} + \frac{d_i}{2\lambda} \ln \left(\frac{d_o}{d_i} \right) + \frac{d_i}{2\lambda_r} \ln \left(\frac{d_{ro}}{d_o} \right) + \frac{d_i}{2\lambda_e} \ln \left(\frac{d_{re}}{d_{ro}} \right) + \frac{d_i}{d_{re} \cdot \alpha_o} \quad (3.29)$$

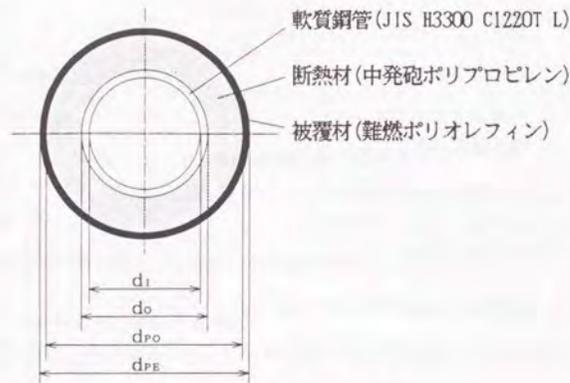


図-3-10 冷媒配管の構造

空気側の自然対流熱伝達は、前述した強制対流熱伝達とその伝熱機構が異なるので、次にまとめておく。

[空気側自然対流熱伝達]

水平管外面の自然対流熱伝達に関しては次の式にまとめられている。²¹⁾

$$Nu_p = 0.53 \cdot (Gr_A \cdot Pr_A)^{1/4} \quad (10^4 < Gr_A \cdot Pr_A < 10^9) \quad (3.30)$$

3.6.2 冷媒配管のモデル

以上より、冷媒配管のモデルは交換熱量に関して次のような式にまとめられる。

$$\begin{aligned} Q_p &= G_R (h_i - h_o) & [\text{W}] \\ &= A_p K_{ip} \Delta \theta_p & [\text{W}] \\ \Delta \theta_p &= \theta_i - \theta_A & [\text{K}] \end{aligned} \quad (3.31)$$

ここで、添字 i、o はそれぞれ冷媒配管の入口、出口を表す。また、式(3.31)に表される温度差は配管入口の冷媒温度と空気温度の差で代表させるものとする。

上式と圧力損失の式より冷媒配管のモデルは図-3-11に示すように入出力端特性として表示される。

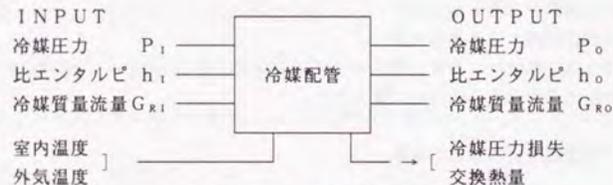


図-3-11 冷媒配管の入出力端表示

3.7 サイクルシミュレーション

前節までに示した各要素の特性式に、熱交換式、熱収支式や冷媒の物性式等、(本報告では省略した)を加え、サイクルに沿って冷媒の流れる方向に結合することにより、全体のシミュレ

ーションが行える(図-3-12)。

各構成要素について入口条件より出口条件を算出する関係式を以下に示す。

(1) 圧縮機から凝縮器へ至る冷媒配管

$$P_2 = F_1 (P_1, h_1, G_{R1}) \quad (3.32)$$

$$h_2 = F_2 (P_1, h_1, G_{R1}) \quad (3.33)$$

$$G_{R2} = G_{R1} \quad (3.34)$$

(2) 凝縮器

$$P_3 = F_3 (P_2, h_2, G_{R2}) \quad (3.35)$$

$$h_3 = F_4 (P_2, h_2, G_{R2}) \quad (3.36)$$

$$G_{R3} = G_{R2} \quad (3.37)$$

(3) 凝縮器から膨張弁へ至る冷媒配管

$$P_4 = F_5 (P_3, h_3, G_{R3}) \quad (3.38)$$

$$h_4 = F_6 (P_3, h_3, G_{R3}) \quad (3.39)$$

$$G_{R4} = G_{R3} \quad (3.40)$$

(4) 膨張弁

$$P_5 = F_7 (P_4, h_4, G_{R4}) \quad (3.41)$$

$$h_5 = h_4 \quad (3.42)$$

$$G_{R5} = G_{R4} \quad (3.43)$$

(5) 蒸発器

$$P_6 = F_8 (P_5, h_5, G_{R5}) \quad (3.44)$$

$$h_6 = F_9 (P_5, h_5, G_{R5}) \quad (3.45)$$

$$G_{R6} = G_{R5} \quad (3.46)$$

(6) 蒸発器から圧縮機へ至る冷媒配管

$$P_7 = F_{10} (P_6, h_6, G_{R6}) \quad (3.47)$$

$$h_7 = F_{11} (P_6, h_6, G_{R6}) \quad (3.48)$$

$$G_{R7} = G_{R6} \quad (3.49)$$

(7) 圧縮機

圧縮機の入出力関係式は冷媒吐出量の式(8)とポリトロープ変化の式(9)だけであるので、これを冷媒の特性により比容積をエンタルピに変換して

$$P_8 = F_{12} (h_8, P_7, h_7) \quad (3.50)$$

$$G_{R8} = F_{13} (P_7, h_7, G_{R7}) \quad (3.51)$$

(8) 圧縮機出口と凝縮器入口の関係

$$P_1 = P_8 \quad (3.52)$$

$$h_1 = h_8 \quad (3.53)$$

$$G_{R1} = G_{R8} \quad (3.54)$$

以上の式では、未知数より式が1つ不足する。そこでもう一つの拘束条件を設定する必要がある。これまでの研究^{(8)・(9)・(10)}では、冷凍装置の冷媒封入量に着目し、サイクル内の全封入量が不変であることを拘束条件としている。

しかしながら、本研究で対象としているシステムでは、凝縮器の有効伝熱面積を冷媒液レベルにより制御する方式の凝縮圧力制御を採用し、大容量の受液器を設けているため、冷媒封入量の不変性がサイクルの状態決定の拘束条件とならないとみなし、凝縮器の過冷却度を一定と仮定した。本シミュレーションにおいては、凝縮器過冷却度を実験により求めた値、2[K]とした。

$$F_{14} (P_9, h_9) = 2 \quad (3.55)$$