



Title	強制空冷機器を収容した電算機室の高効率空調方式に関する研究
Author(s)	羽山, 広文; Hayama, Hirofumi; 中里, 秀明 他
Citation	日本建築学会計画系論文集, 494, 29-36
Issue Date	1997-04-30
Doc URL	<a href="https://hdl.handle.net/2115/50486">https://hdl.handle.net/2115/50486</a>
Rights	日本建築学会、本文データは学協会の許諾に基づきCiNiiから複製したものである
Type	journal article
File Information	AIJ.494.29-36.pdf



## 強制空冷機器を収容した電算機室の高効率空調方式 に関する研究

### AN ENERGY-EFFICIENT AIR CONDITIONING SYSTEM FOR COMPUTER ROOM WITH FORCED AIR COOLING EQUIPMENT

羽山 広文\*, 中里 秀明\*\*, 木下 学\*, 倉 渕 隆\*\*\*  
*Hirofumi HAYAMA, Hideaki NAKAZATO, Manabu KISHITA  
and Takashi KURABUCHI*

A new energy-efficient air conditioning system is proposed for a computer room with high heat generating equipment where forced air cooling air volume is prescribed. In the proposed air conditioning system, conditioned primary air from the AHU is reduced in accordance with the heat load, while insufficient cooling air volume is compensated by induced secondary room air. Reduction of conditioned air saves fan capacity and consequently improves efficiency of the AHU. This paper describes an on-site survey of a conventional air conditioning system, as well as modeling of air distribution around equipment, and validation of the new air conditioning system based on field experiments.

**Keyword:** Air conditioning, Forced air cooling, Energy conservation, Computer room

空気調和, 強制空冷方式, 省エネルギー, 電算機室

#### 1. はじめに

産業用空調は精密機械を収容した室、電算機室・通信機器室など、広い領域にわたって重要な役割を担っている。大規模な電算機システムを収容する機械室では発熱密度が高く400~800[W/m<sup>2</sup>]に達する場合もあり<sup>1)</sup>、省エネルギー対策の意義は大きい。強制空冷方式の機器が主に導入されている電算機室では、一般に空調給気量を電算機の要求する機器換気量と一致させる設計方法が採用されている。この方法では空調機冷却能力当たりの送風機容量およびその動力が著しく大きくなる傾向があり、実際この種の設計を行った電算機室では、空調機の送風温度差が大きく取れないことが問題点として指摘されている<sup>2)</sup>。このように機器換気量を優先する設計法では、送風機容量と空調機の冷却効率について改善の余地があると考えられる。そこで本研究では、電算機の冷却用空気として、二重床から供給される空調給気に機器周辺の室内空気を混合して利用する方法について検討することとした。この方法を用いると、電算機の要求する機器換気量を確保した上で、空調機の送風温度差を大きく取ることができ、同時に空調給気量を削減することが可能と考えられる。

これまで、早川<sup>3)</sup>、原<sup>3)</sup>、早乙女<sup>4)</sup>らは電算機室空調を対象に空調給気の適正な分配方法、室温分布の均一化とエネルギー消費量の削減に関し検討している。また、村上<sup>5)</sup>、田中<sup>6)</sup>らはOA機器が設置され

た空間での排熱効率に関し実験および気流解析により検討している。一方、中尾らは<sup>7)</sup>自然空冷方式の機器が設置された機械室の空調気流方式に関し、簡易な数式で表現可能なモデルを用いた評価方法を提案している。いずれも空調給気量が機器換気量より多い方式を前提とした研究であり、室内空気を再循環させることにより空調給気量を機器換気量より少なくする方式を主眼とした研究は見られない。

本研究では、電算機室のように強制空冷方式の高発熱機器が設置された機械室の空調に関して、現状の空調方式の矛盾点に着目し、室内空気の再循環による空調気流方式(以後、室内空気再循環気流方式と呼ぶ)の提案と、その諸特性を明確にすることを目的に以下の検討を行う。1) 実態調査から電算機の特徴、室温分布、空調給気量など空調上の問題点を明らかにする。2) 空調給気量の削減を目的に機器周辺温度を予測するモデルを作成し、実験により検証する。3) 室内空気再循環気流方式における空調給気量の決定要因を明らかにし、空調給気量削減の可能性について評価する。4) フィールドテストにおいて室内空気再循環気流方式の空調給気量の削減効果を検証する。

#### 2. 実態調査

##### 2.1 測定対象建物および空調システムの概要

大型の電算機を収容している2つの電算機室を対象に実態調査を

\* (株)NTT ファシリティーズ 修士(工学)  
\*\* (株)NTT 建築総合研究所  
\*\*\* 東京理科大学 助教授・博士(工学)

NTT Power and Building Facilities Inc., M. Eng.  
NTT Building Technology Institute  
Assoc. Prof., Science University of Tokyo, Dr. Eng.

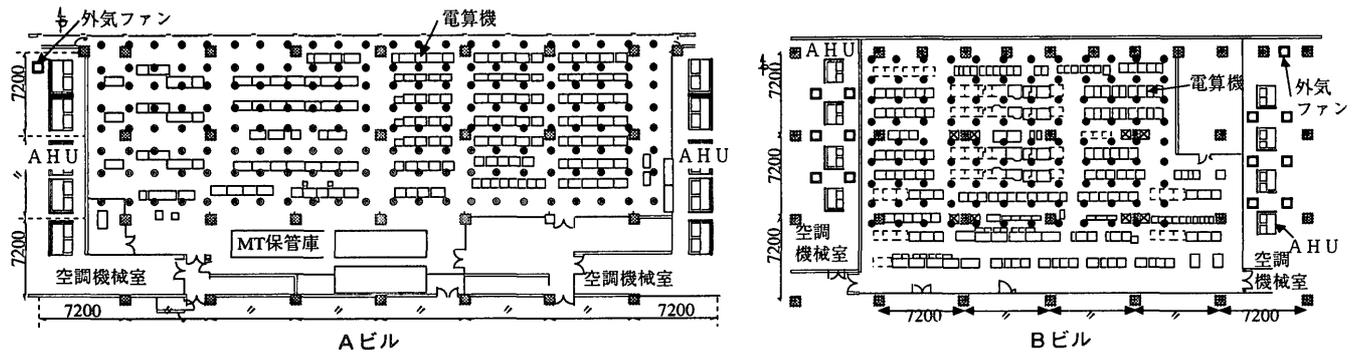


図1 実態調査を行った電算機室平面図（●：温度測定位置）

表1 測定対象建物および空調システムの概要

対象建物	Aビル	Bビル
所在地	神奈川県横浜市	北海道札幌市
対象室設置階数	3階	4階
対象室面積[m <sup>2</sup> ]	782	411
二重床高さ[m]	0.35	0.35
空調領域幅×奥行き[m]	15.9×49.2	15.4×26.7
空調方式*	冷凍機+AHU10台	冷凍機+AHU8台
AHU定格能力[kW/台]	80	72
AHU定格風量[m <sup>3</sup> /h台]	25,670	23,100
電算機の機器数[台]	141	135
設計用室内温湿度条件	25[°C]、50[%RH]	25[°C]、50[%RH]
設計用空調給気温度	18[°C]	18[°C]
設計外気取入れ風量	0.1[回/h]	0.1[回/h]
実測日	H6年11月7~8日	H7年9月4~7日

\*中央熱源はターボ冷凍機、空調機はエアハンドリングユニットAHU

表2 測定項目と測定方法

測定項目	測定方法
電算機の消費電力[kW]	クランプメータで計測
空調機の消費電力[kW]	送風機の電流計の値から算出
熱源等の消費電力[kW]	ターボ冷凍機、冷却塔および冷水ポンプなどを総合効率で推定*
照明の消費電力[kW]	灯数から算出
室内温度分布[°C]	機器間通路をT型熱電対で計測
空調機の送風温度[°C]	T型熱電対で計測
空調機の吸込み温度[°C]	T型熱電対で計測
電算機吹出し温度[°C]	T型熱電対で計測
電算機吸込み温度[°C]	T型熱電対で計測
平均発熱密度[W/m <sup>2</sup> ]	電算機の発熱量を室床面積で除算

\*熱源等の消費電力 =  $\frac{\text{室内熱負荷} + \text{空調機消費電力}}{\text{熱源等の総合効率}(3.5)}$

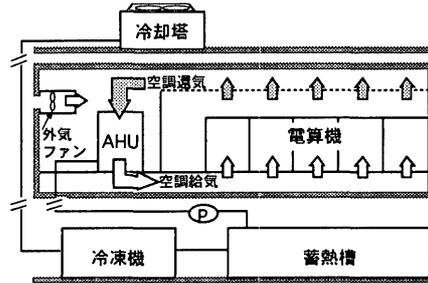


図2 空調システムの概要

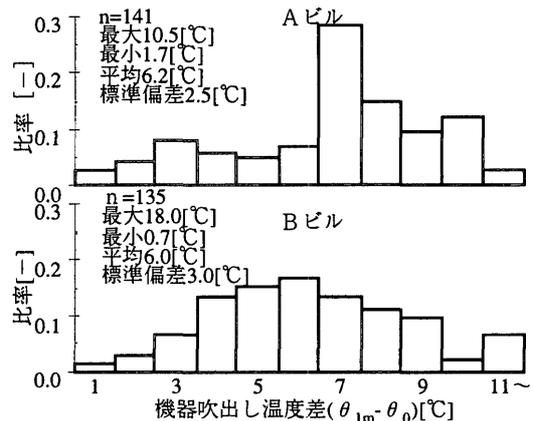


図3 電算機の機器吹出し温度差

行った。表1に測定対象建物および空調システムの概要、図1に測定した電算機室の平面図を示す。また、図2に空調システムの概略を示す。測定対象建物は電算機用建物として建設されたものであり、測定対象室の上下階にも対象室とほぼ同様の電算機室が設けられている。電算機室には二重床とプレナム天井が設置され、下吹き出し形のエアハンドリングユニット（AHU）を用いた二重床吹き出し・天井吸込みの空調方式が採用されている。空調機の冷却能力は吹き出し温度で制御し、送風機は定風量運転である。

## 2.2 測定項目と測定方法

表2に測定項目と測定方法を示す。測定では顕熱だけを考慮して評価することとし、電算機と照明の消費電力量が空調負荷になると考えた。外壁・内壁および床スラブを通しての熱移動、外気負荷も考慮すべきであるが、電算機の消費電力と比較し小さなことが予想できたため測定項目から除外した。電算機の発熱量および空調機（AHU）の消費電力は各機器の電流値、電圧および力率の積で求めた。室内温度の測定は、二重床面から500、1000、1500、2000[mm]の位置および二重床内の床スラブ面から175[mm]の位置にT型熱電対を固定した棒を

立て、移動させながら実施した。Aビルでは176箇所、Bビルでは108箇所（図1参照）の測定に1～1.5時間の時間を要した。この間、電算機の発熱変動は少なく同時刻の測定結果と大きく変わらないことを確認した。電算機は二重床から直接冷却空気を吸い込むタイプのため、電算機の冷却空気温度は電算機の設置されている近傍の二重床内温度とした。

## 2.3 測定結果と考察

### 2.3.1 機器吹出し温度差

電算機の吹き出し温度と空調給気温度の差を機器吹出し温度差と定義し、図3にその頻度分布を示す。Aビル141台、Bビル135台の測定結果を算術平均した値はそれぞれ6.2[°C]、6.0[°C]、標準偏差はそれぞれ2.5[°C]、3.0[°C]となった。この結果、機器吹出し温度差のばらつきは大きく、また機器吹出し温度差の小さな機器が多数あることがわかった。

### 2.3.2 空調機の送風温度差

各空調機における送風温度差の算術平均を求めた結果、Aビルでは3.1[°C]、Bビルでは4.2[°C]であった。電算機の機器吹出し温度差と比

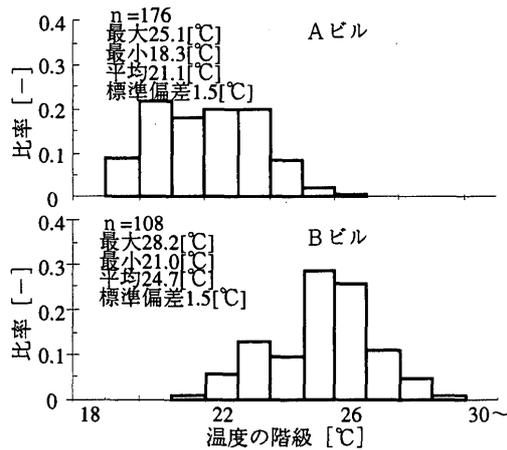


図4 室内温度（高さ1500[mm]）

表3 消費電力の測定結果

測定項目	Aビル	Bビル
電算機の消費電力[kW]	372	272
空調機の消費電力[kW]	150	73
熱源の消費電力[kW]	154	102
照明負荷[kW]	19	13
平均発熱密度[W/m <sup>2</sup> ]	475	662

較して空調機の送風温度差が小さいのは、分電盤や端末機器など発熱の少ない機器に対し、二重床のケーブル用開口が必要以上に開いていること、また、二重床の開口から吹出される空調給気量が機器の発熱量に対応していないことが原因と考えられる。

### 2. 3. 3 室内温度分布

図4に二重床から高さ1500[mm]の室内温度の頻度分布を示す。この結果、双方のビルとも室温の標準偏差は約1.5[°C]となっている。最低温度はAビルが18.3[°C]、Bビルが21.0[°C]と熱負荷の小さな場所では、室温が二重床内温度と同程度まで低下しており、室内作業者にとって温度の低すぎる環境といえる。最高温度を目標温度以下に収める場合、室温の均一化が図れれば、平均温度、最小温度も高くすることが可能と考えられる。

### 2. 3. 4 エネルギー消費量

表3に各機器の消費電力を示す。この結果、電算機の消費電力は高く、平均発熱密度は450～700[W/m<sup>2</sup>]となっている。

図5に各ビルの空調負荷、空調設備の消費電力および総合効率(空調負荷/空調の消費電力)を示す。なお、空調設備(空調機+熱源等)の消費電力は、ターボ冷凍機、冷却塔および冷水ポンプなどの補機類を含めた熱源等の総合効率(空調機の冷却能力/熱源機器等の消費電力)を3.5と仮定して算出したものである。この結果、空調設備の総合効率はAビルで1.3、Bビルで1.6と小さく効率が良いとはいえない。また、空調設備用電力のうち約40～50%が空調機の送風機で消費されている。送風機での消費電力は熱源負荷にもなることから、空調機の送風温度差が小さなことが、空調設備の総合効率を低下させる要因といえよう。

## 3. 室内空気再循環気流方式の評価法

### 3. 1 気流方式の概要

現状把握から得られた問題点を解決するため、次のような方法を検討する。まず、図6に示すように風量調整機構付き二重床パネルを機

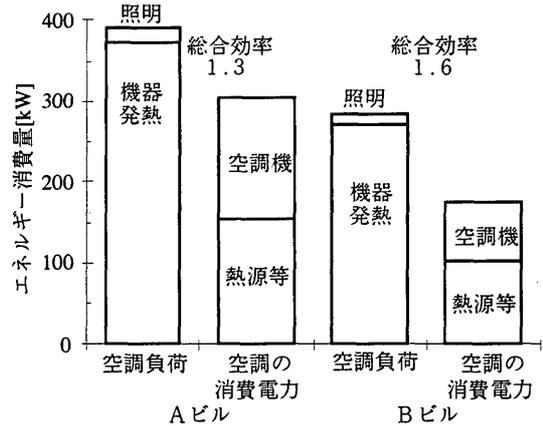


図5 エネルギー消費量の内訳

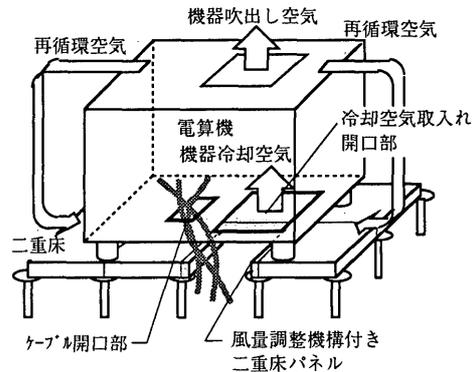


図6 室内空気再循環気流方式の概要

器の下部に設け、機器の発熱量に対応した空調給気量を供給する。もし、空調給気量が機器換気量より不足すれば、その分は機器周辺の室内空気を機器の側面下部から吸込ませる。このような室内空気再循環気流方式が有効と考えられる。

この空調気流方式では、機器吹出し温度を制御対象とし風量調整機構を操作する吹出し温度制御方式と、機器冷却空気温度を制御対象にする機器冷却空気温度制御方式の二通りが考えられる。前者の場合、まず、機器発熱量によらず機器吹出し温度を一定に決める。機器吹出し温度を設定室温とすれば、再循環空気温度もこれに近いことが予想される。機器冷却空気温度は各機器の発熱量に依存せず機器冷却温度差が大きな機器に対しては低く、小さな機器に対しては高くなる。再循環空気温度はわかっているので、空調給気量を機器の発熱量に比例して操作することにより機器吹出し温度が均一化できるため、調整作業が容易である。一方、後者の方式は機器冷却空気温度を機器の要求条件の上限に設定することで、前者の方式より空調給気量の削減が可能と考えられる。しかし、再循環空気温度は室内の熱拡散の影響を受けるため、機器冷却空気温度は単純に決まらない。そのため、前者の方式より空調給気量の操作が複雑になる。適正な制御を行うには機器毎に機器冷却空気温度を計測し空調給気量を操作する方式が考えられるが、制御機器のコストおよび保守を考えると、現段階では前者の方式が有利といえる。

以上のことから、本研究では機器吹出し温度制御による室内空気再循環気流方式の検討を中心に行う。

### 3. 2 室内空気再循環気流方式のモデル

室内空気再循環気流方式における機器冷却空気温度など各部の温度

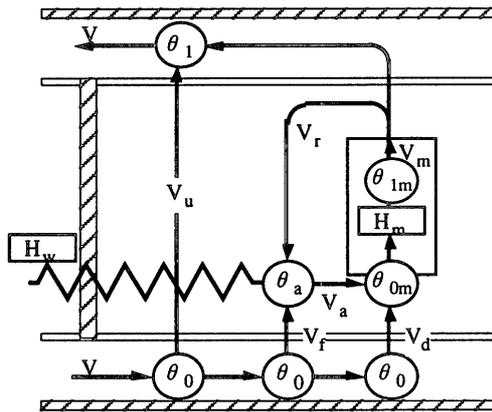


図7 室内空気再循環気流方式のモデル

および空調給気量を評価するため、図7に示す集中定数モデルを作成する。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 $\theta_0$ 、風量 $V$ の空調給気を行い、室内の機器発熱量 $H_m$ と壁体負荷 $H_w$ （冷房負荷の場合、正の値）によって最終的に空調還気温度 $\theta_1$ に昇温して天井から空調機へ戻る。温度 $\theta_0$ の空調給気量 $V$ は機器下部からの風量 $V_d$ 、機器周辺からの風量 $V_r$ 、機器の冷却に参与しない無効給気量 $V_u$ 、に分離するものと考え、機器冷却空気温度を $\theta_{0m}$ とすると、機器発熱量 $H_m$ により $\theta_{1m}$ まで昇温され機器から吹出される。機器からの吹出し風量の内、 $V_r$ は機器設置領域に環流し、機器周辺からの空調給気量 $V_f$ と混合することにより機器再循環温度 $\theta_a$ 、再循環風量 $V_a$ となり機器の側面下部から吸込まれる。機器下部では $V_d$ と二重床からの空調給気量 $V_d$ が混合し、機器冷却空気温度 $\theta_{0m}$ 、機器換気量 $V_m$ となり機器に吸込まれる。

以上のモデルを想定すると、機器冷却空気温度 $\theta_{0m}$ 、機器吹出し温度 $\theta_{1m}$ 、機器再循環温度 $\theta_a$ 、空調還気温度 $\theta_1$ を未知数として以下の熱平衡式が成り立つ。

$$c_p \rho V_m (\theta_{0m} - \theta_{1m}) + H_m = 0 \quad (1)$$

$$c_p \rho V_a (\theta_a - \theta_{0m}) + c_p \rho V_d (\theta_0 - \theta_{0m}) = 0 \quad (2)$$

$$c_p \rho V_r (\theta_{1m} - \theta_a) + c_p \rho V_f (\theta_0 - \theta_a) + H_w = 0 \quad (3)$$

$$c_p \rho (V_m - V_r) (\theta_{1m} - \theta_1) + c_p \rho V_u (\theta_0 - \theta_1) = 0 \quad (4)$$

機器換気量 $V_m$ に対する空調給気量 $V$ の比を換気流量比 $\kappa_m = V/V_m$ 、有効な空調給気量に対する機器下部からの空調給気量 $V_d$ の比を機器下部の風量比 $\kappa_d = V_d/(V_d + V_r)$ と定義する。また、空調気流方式の排熱効率 $\eta_v$ を次式で定義する。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_0}{\theta_{1m} - \theta_0} = \frac{V_d + V_f}{V} \quad (5)$$

一方、各部の風量を機器換気量 $V_m$ を基準に表すと次式となる。

$$\left\{ \begin{array}{l} V = V_d + V_f + V_u = \frac{H_m + H_w}{c_p \rho (\theta_1 - \theta_0)} \\ V_a = (1 - \eta_v \kappa_d \kappa_m) V_m \\ V_d = \eta_v \kappa_d \kappa_m V_m \\ V_f = \eta_v (1 - \kappa_d) \kappa_m V_m \\ V_r = (1 - \eta_v \kappa_m) V_m \\ V_u = (1 - \eta_v) \kappa_m V_m \end{array} \right. \quad (6)$$

(1)-(4)および(6)式を用い各点の温度と機器下部の風量比 $\kappa_d$ との関係

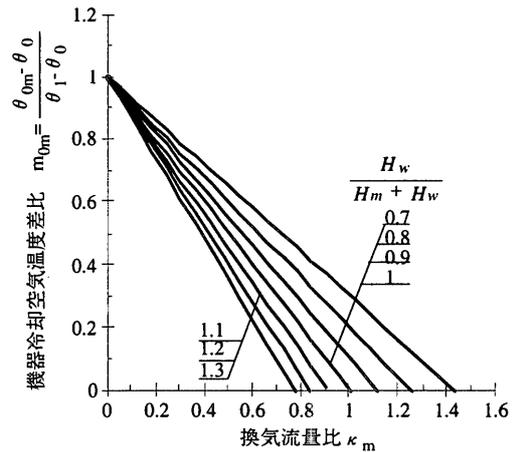


図8 機器冷却空気温度差比に与える壁体負荷の影響

を求めると以下となる。

$$\text{機器冷却空気温度 } \theta_{0m} = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{c_p \rho V_m \kappa_m \eta_v} + \theta_0 \quad (7)$$

$$\text{機器吹出し温度 } \theta_{1m} = \frac{H_m + H_w}{c_p \rho V_m \kappa_m \eta_v} + \theta_0 \quad (8)$$

$$\text{機器再循環温度 } \theta_a = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{c_p \rho V_m \kappa_m \eta_v (1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)} + \theta_0 \quad (9)$$

$$\text{空調還気温度 } \theta_1 = \frac{H_m + H_w}{c_p \rho V_m \kappa_m} + \theta_0 \quad (10)$$

$$\text{機器下部の風量比 } \kappa_d = \left( 1 - \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_a - \theta_0} \right) \frac{1}{\kappa_m \eta_v} \quad (11)$$

さらに、機器冷却空気温度 $\theta_{0m}$ 、機器吹出し温度 $\theta_{1m}$ 、機器再循環温度 $\theta_a$ を空調機の送風温度差で除して温度差比 $m$ で無次元化すると次式で表される。

$$m_{0m} = \frac{\theta_{0m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v (H_m + H_w)} \quad (12)$$

$$m_{1m} = \frac{\theta_{1m} - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{1}{\eta_v} \quad (13)$$

$$m_a = \frac{\theta_a - \theta_0}{\theta_1 - \theta_0} = \frac{H_m (1 - \kappa_m \eta_v) + H_w}{\eta_v (1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v) (H_m + H_w)} \quad (14)$$

$$\text{ただし、} 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v}$$

壁体負荷 $H_w = 0$ 、すなわち $H_w/(H_m + H_w) = 1$ の場合、(12)、(14)式は簡単になり次式となる。

$$m_{0m} = \frac{1}{\eta_v} - \kappa_m; \quad 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (15)$$

$$m_a = \frac{1 - \kappa_m \eta_v}{\eta_v (1 - \kappa_d \kappa_m \eta_v)}; \quad 0 \leq \kappa_m \leq \frac{1}{\eta_v} \quad (16)$$

なお、 $\kappa_m \geq 1/\eta_v$ の領域において壁体負荷を考慮しなければ各温度は以下となる。

$$m_{0m} = 0 \quad (17)$$

$$m_a = 0 \quad (18)$$

### 3.3 機器冷却空気温度差比に与える壁体負荷の影響

電算機室において機器発熱に対する壁体負荷は小さな場合が多く、壁体負荷が無視できれば機器冷却空気温度差比 $m_{0m}$ は簡単に表すことができる。 $H_w/(H_m + H_w)$ は $H_w$ が暖房負荷の場合1より大きく、冷房負

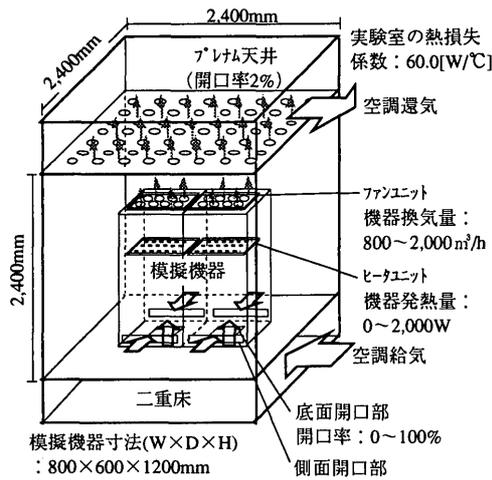


図9 実験設備の概要

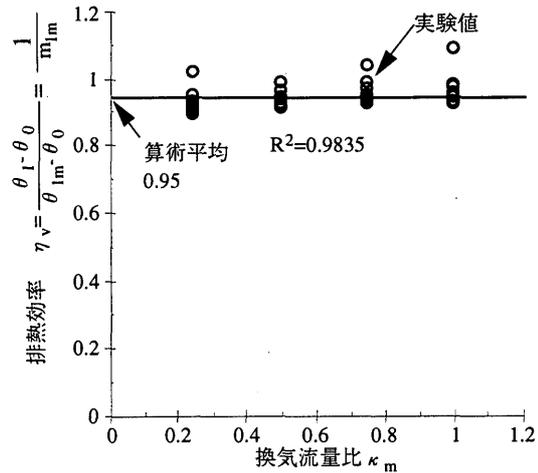


図10 換気流量比と排熱効率の関係

表4 測定項目および測定方法

測定項目	点数	測定方法
試験室内温度	68	T型熱電対 高さ300,600,1200,1800,2100[mm]
空調還気温度	1	T型熱電対
空調給気温度	1	T型熱電対
機器吹出し温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
機器冷却空気温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
機器再循環温度	6	T型熱電対、各機器3点の算術平均
人工気候室内温度	1	T型熱電対
空調給気量	1	ベルマウス風量計

表5 実験パターン

実験 パターン	機器発熱量 [W]		機器換気量 [m³/s]		空調給気量 [m³/s]		換気流量比 [-]	
	H <sub>m1</sub>	H <sub>m2</sub>	V <sub>m1</sub>	V <sub>m2</sub>	V <sub>d1</sub>	V <sub>d2</sub>	κ <sub>m1</sub>	κ <sub>m2</sub>
①-1	674, 1349,		0.28	0.28	0.28	0.28	1	1
①-2	2023, 2678,		0.28	0.28	0.21	0.21	0.75	0.75
①-3	3327の		0.28	0.28	0.14	0.14	0.5	0.5
①-4	5パターン		0.28	0.28	0.07	0.07	0.25	0.25

注: インデックスm1、m2、d1、d2は機器の番号を示す

荷の場合1より小さくなる。図8に(12)式で用いた換気流量比  $\kappa_m$ 、機器冷却空気温度差比  $m_{om}$ 、壁体負荷比率  $H_m/(H_m+H_w)$  の関係を示す。この結果、 $m_{om}$  は  $\kappa_m$  の増加に伴い減少し  $\kappa_d \geq (H_m+H_w)/(\eta H_m)$  の場合  $m_{om}=0$  となる。また、各  $H_m/(H_m+H_w)$  における  $m_{om}$  を  $H_m/(H_m+H_w)=1$  の結果と比較すると、 $H_m/(H_m+H_w)$  が1から異なるほど  $m_{om}$  の差が大きくなり、その傾向は  $\kappa_m$  の増加に伴い拡大する。電算機室の発熱密度が  $400 \sim 800$  [W/m²] の場合、 $H_m/(H_m+H_w)$  は夏期および冬期のピーク時でもせいぜい数%程度と考えると、壁体負荷を無視することによる  $m_{om}$  への影響は小さなものといえよう。

### 3.4 実験によるモデルの検証

室内空気再循環気流方式における各部の温度の計算モデルを検証するため、実大規模の模擬機器を用い実験を行った。

#### 3.4.1 実験概要

図9に実験設備の概要を示す。温度を制御できる人工気候室内部に電算機室を模擬した床面積  $2400$  [mm] ×  $2400$  [mm]、高さ  $2400$  [mm] の実験室を設置した。実験室は二重床およびプレナム天井を有しており、二重床吹出し・天井吸込みの空調方式が実施できる。二重床内には、送風機を用い温度制御された人工気候室の空気を送風した。風量はベルマウス式流量計を用い計測し、その値を空調給気量とした。実験室内に2台の電算機を模擬した機器を設置した。模擬機器には容量

調整できる電気ヒータ  $0 \sim 2$  [kW] とファンユニット  $800 \sim 2000$  [m³/h] を設けた。模擬機器下部の二重床には開口面積が調整できる機構を設け、二重床内からの空調給気量を調整した。

表4に測定項目および測定方法を示す。実験は人工気候室の室温および模擬機器の換気量を一定に保ち、模擬機器の発熱量、空調給気量、二重床の開口面積を実験パラメータとし、実験室内の温度がほぼ一定となった時点で各部の温度を計測した。なお、実験室の熱損失係数は、空調給気量が0の状態では模擬機器を発熱させ、その発熱量と実験室内外温度差の関係から求めた。また、模擬機器の換気量はその上部に高さ  $600$  [mm] のダクトを設置し、ダクト端面での風速を熱線風速計で測定し、その算術平均値とダクト断面積から求めた。

#### 3.4.2 実験パターン

室内空気再循環気流方式での換気流量比と各部の温度の関係について検証するため、2台の模擬機器を同一の条件に設定し実験を行った。表5に実験パターンを示す。

#### 3.4.3 実験結果と考察

##### (a) 排熱効率

各実験における測定結果から(5)式を用い実験室の排熱効率  $\eta_v$  を求め図10に示す。この結果、 $\eta_v$  は換気流量比  $\kappa_m$  の変化によらず一様であり、算術平均は  $0.95$  と  $1$  に近い。実験室が小さなこと、また

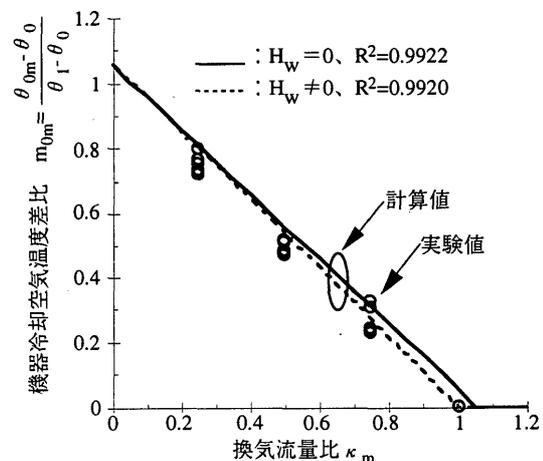


図11 換気流量比と機器冷却空気温度差比の関係

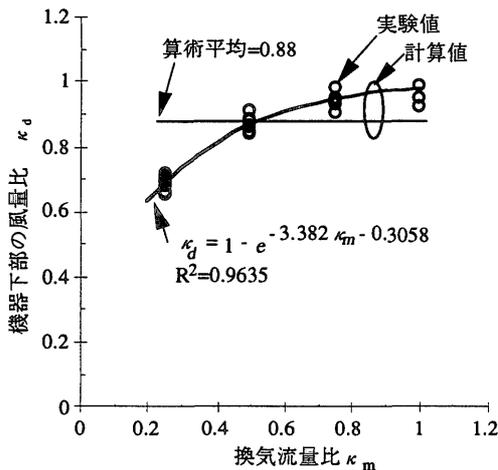


図 1 2 機器下部の風量比と換気流量の関係

発熱量に対応して空調給気を提供しているため、1に近いものと考えられる。実験結果にばらつきが見られるのは、換気流量比を変えることにより二重床から吹出される風量分布が変化し室内の気流パターンに影響を与えること、機器吹出し温度の測定誤差などが原因と考えられるが、概ね実験と計算結果は一致しているといえる。

(b) 機器冷却空気温度差比

図 1 1 に機器冷却空気温度差比  $m_{om}$  の測定値と計算値を示す。この結果、 $m_{om}$  は換気流量比  $\kappa_m$  の増加に伴い減少傾向となり、 $\kappa_m=1$  で空調給気温度  $\theta_o$  と概ね等しくなる。計算結果は壁体負荷を考慮した場合と無視した場合の双方を示しており、壁体負荷を考慮することで実験と計算結果の差は僅かに小さくなる。今回の実験の範囲において、実験装置の壁体負荷は機器発熱量の 2~8% 程度であり、壁体の熱損失の比率が小さな場合、これを無視しても計算結果は実験結果を良く表現しているといえる。

(c) 機器下部の風量比

実験結果から得られた各部の温度および排熱効率を(11)式に代入し、機器下部の風量比  $\kappa_d$  を求め、換気流量比  $\kappa_m$  との関係を図 1 2 に示す。その結果、 $\kappa_d$  は  $\kappa_m$  が小さくなるのに伴い減少する。これは、 $\kappa_m$  が小さくなると機器周辺の二重床から吹出された空調給気が再循環流と混合し、機器の冷却に寄与するためと考えられる。

(d) 機器再循環温度差比

図 1 3 に機器再循環温度差比  $m_a$  の測定値と計算値を示す。計算結果は、壁体負荷と機器下部の風量比  $\kappa_d$  の変化を考慮した場合と壁体負荷を無視し実験から得られた  $\kappa_d$  の平均値を用いた場合の双方を示した。この結果、 $m_a$  は換気流量比  $\kappa_m$  の増加に伴いやや減少傾向となり、 $\kappa_m$  が 1 に近づくにつれて急激に減少する。壁体負荷と  $\kappa_d$  の変化を考慮することにより実験と計算結果の寄与率  $R^2$  は高くなる。しかし、今回の実験範囲において、実験装置の壁体負荷は機器発熱量の 2~8% 程度であり、壁体負荷を無視し、かつ、 $\kappa_d$  に実験結果の平均値を用いても計算結果は実験結果を良く表現しているといえよう。なお、 $\kappa_m=1$  の場合、 $m_a$  の実験結果はばらつきが大きくなっている。これは  $\kappa_m=1$  すなわち機器換気量と空調給気量が同じ条件において、機器から吹出された空気の再循環がなくなるため、 $m_a$  は各風量のバランスによって変化し易いものと考えられる。

以上の結果から、今回の実験範囲において換気流量比を用いた室内

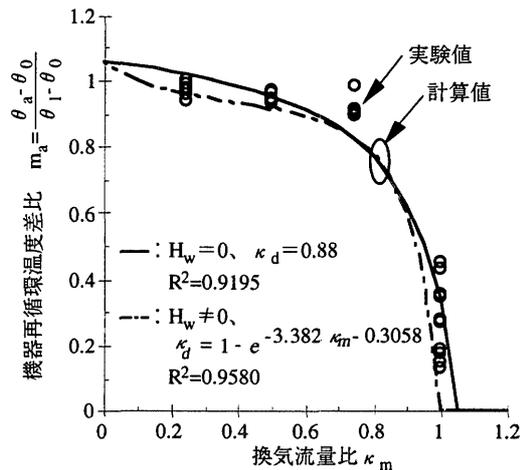


図 1 3 換気流量比と再循環温度差比の関係

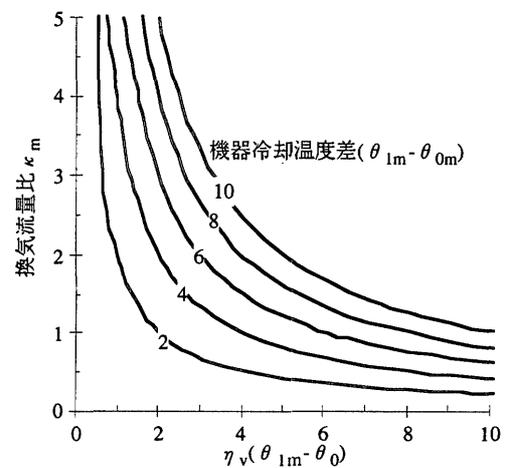


図 1 4  $\eta_v(\theta_{1m} - \theta_o)$  と換気流量比の関係

空気再循環気流方式のモデルは各部の温度の実験結果を概ね良く表現しているといえる。

3. 5 空調給気量の決定要因とその評価

電算機室空調のエネルギー消費量削減には、機器冷却空気温度を機器の要求する温度条件以下に保ちながら、空調給気量を小さくすることが必要である。空調給気量は(6)式から、

$$V = \kappa_m V_m \tag{19}$$

となり、機器換気量  $V_m$  が与えられた場合、換気流量比  $\kappa_m$  を小さくすることが空調給気量  $V$  を減少させる条件である。ここで、(5)、(12)式から換気流量比  $\kappa_m$  は機器冷却温度差  $(\theta_{1m} - \theta_{om})$  および機器吹出し温度差  $(\theta_{1m} - \theta_o)$  を用い次式で表すことができる。

$$\kappa_m = \frac{\theta_{1m} - \theta_{om}}{\eta_v(\theta_{1m} - \theta_o)} \tag{20}$$

図 1 4 に換気流量比  $\kappa_m$  と機器冷却温度差  $(\theta_{1m} - \theta_{om})$ 、排熱効率  $\eta_v$ 、および機器吹出し温度差  $(\theta_{1m} - \theta_o)$  の関係を示す。この結果、 $(\theta_{1m} - \theta_{om})$  が小さく、 $\eta_v(\theta_{1m} - \theta_o)$  が大きな程  $\kappa_m$  は小さくなる。 $(\theta_{1m} - \theta_{om})$  を与条件と考えると、 $\kappa_m$  を小さくするには、 $\eta_v$  の向上と  $(\theta_{1m} - \theta_o)$  の拡大が有効となる。

室内空気再循環気流方式の場合、機器の発熱量に応じて空調給気量の分配ができれば、 $\eta_v$  が向上するとともに、機器吹出し温度  $\theta_{1m}$  は均一となる。またこの時  $\theta_{1m}$  は電算機室の室温とほぼ同等となる。さ

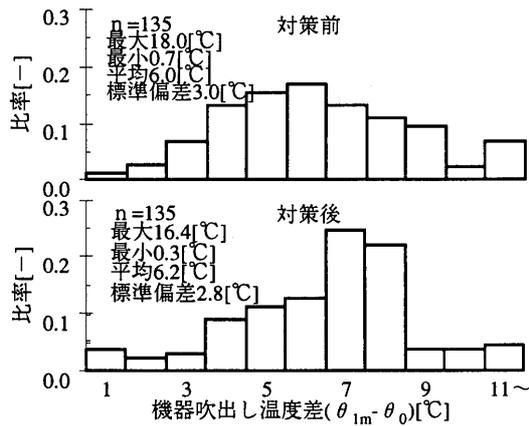


図 15 電算機の機器吹出し温度差

表 6 対策前後の比較

項目	対策前	対策後
空調給気温度 $\theta_o$ [°C]	18.6	19.3
空調還気温度 $\theta_1$ [°C]	22.8	25.1
送風温度差 $\theta_1 - \theta_o$ [°C]	4.2	5.8
平均機器吹出し温度 $\theta_{1m}$ [°C]	24.5	25.5
平均機器吹出し温度差 $\theta_{1m} - \theta_o$ [°C]	6	6.2
排熱効率 $\eta_v$ [-]	0.7	0.93
測定実施日	H7.9.5	H7.9.6

らに、電算機室の室温を機器の冷却に支障をきたさない範囲で高くできれば、 $(\theta_{1m} - \theta_o)$ が拡大し、空調給気量の削減効果は増加する。

以上のことから、本空調気流方式を用いることで機器の冷却と人に対する快適性の確保、送風機容量とその消費電力の削減を同時に実現することが可能と考えられる。

#### 4. フィールドテストによる効果の検証

室内空気再循環気流方式による空調給気量の削減効果を検証するため、前項に示したBビルの電算機室を対象に本空調気流方式を実施しその効果を評価した。

##### 4.1 フィールドテストの概要

二重床から各機器の発熱量に対応した空調給気量を吹き出せるよう、機器の下部に設けられた開口に塩化ビニル製のシートを用い開口面積を調整した。開口面積は二重床内の圧力分布を考慮し算定した<sup>9)</sup>。また、室内空気が再循環できるよう、機器の側面下部に設けられたパネルを取り外した。機器の吸込みおよび吹出し温度を監視しながら空調給気量を減少させ、各部の温度が安定した状態で測定を開始した。なお、測定方法、測定項目は2項で示した方法と同じである。また、測定は異なる日に行ったが、設計条件から算出した壁体を通しての壁体負荷、外気取入れによる外気負荷は室内熱負荷の約2%程度であり、その影響は少ないと考えられる。

##### 4.2 測定結果と考察

###### 4.2.1 機器吹出し温度差

図15に対策前後の機器吹出し温度差 $(\theta_{1m} - \theta_o)$ を示す。この結果、機器吹出し温度の平均値は6.0[°C]から6.2[°C]へとやや増加し、標準偏差は3.0[°C]から2.8[°C]へと減少した。対策により機器吹出し温度差の増加と均一化が多少図られたことがわかる。

###### 4.2.2 排熱効率

測定結果から平均機器吹出し温度 $\theta_{1m}$ 、空調給気温度 $\theta_o$ 、空調還

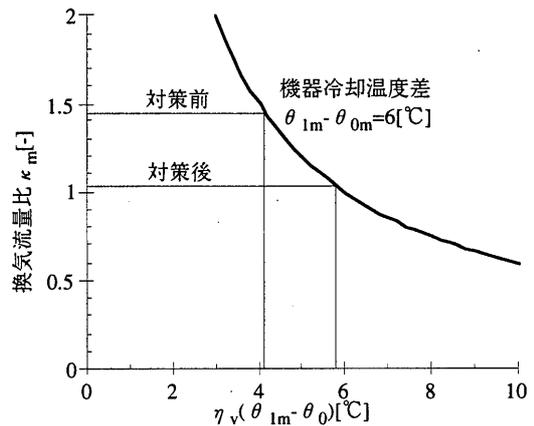


図 16  $\eta_v(\theta_{1m} - \theta_o)$ と還気流量比の関係

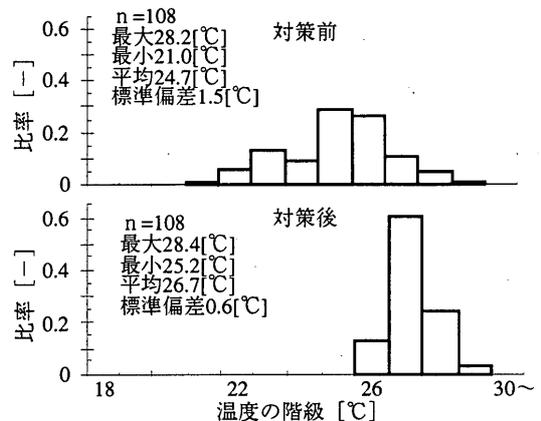


図 17 Bビルの室内温度 (高さ 1500[mm])

気温度 $\theta_1$ を用い次式で排熱効率 $\eta_v$ を求めた(表6)。

$$\eta_v = \frac{\theta_1 - \theta_o}{\theta_{1m} - \theta_o} \quad (21)$$

その結果、 $\eta_v$ は対策により0.70から0.93へと大きく増加した。ここから、発熱量に対応して二重床の開口を調整することで $\eta_v$ が向上することが確かめられた。

##### 4.2.3 換気流量比

電算機室の壁体負荷は機器の発熱と比較し十分小さなものと考え、前記の測定結果を(18)式に代入し、換気流量比 $\kappa_m$ を求めた(図16)その結果、 $\kappa_m$ は1.44から1.04へ約28%減少した。今回、稼働中の電算機室を対象に対策したことから、機器の冷却に支障をきたさないよう機器吹出し温度を低めに設定した。そのため、 $\kappa_m$ を減じた主たる要因は排熱効率 $\eta_v$ の向上であり、機器吹出し温度差 $(\theta_{1m} - \theta_o)$ の増加による効果は小さかった。もし、 $(\theta_{1m} - \theta_o)$ が高くてできれば $\kappa_m$ はさらに小さくできるものと考えられる。

##### 4.2.4 室温分布

図17における二重床から高さ1500[mm]の室内温度を示す。この結果、平均温度は24.7[°C]から26.7[°C]へとやや増加したが室温の標準偏差は1.5[°C]から0.6[°C]へと大きく減少した。これは発熱量に対応した空調給気量の分配により、室温も均一になることが確認できた。

##### 4.2.5 エネルギー消費量

図18に対策前後における各機器の消費電力を示す。この結果、対策を行うことにより空調設備(空調機+熱源等)の消費電力が減少した。電算機室の空調の場合、空調機の送風機動力の比率が高いため、

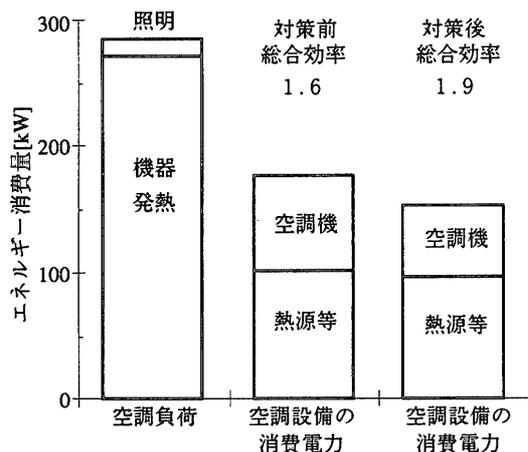


図 18 Bビルのエネルギー消費量の内訳

送風機の消費電力削減とともに、送風機発熱量の減少が熱源等のエネルギー消費量削減に寄与していると考えられる。

5. 結論

この論文では強制空冷機器を収容した電算機室を対象に高効率な空調を実現するため、実態調査による現状の把握、高効率な空調気流方式である室内空気再循環気流方式の提案、およびこれを導入した場合の効果について検討した。その結果、以下の知見が得られた。

- 1) 現状把握のため測定を行った。その結果、電算機室の空調のエネルギー消費量に占める送風機動力の比率が大きく、総合効率が低いことがわかった。送風機での消費電力量は熱源の負荷にもなることから、空調機の送風温度差が小さなことが空調設備の総合効率を相乗的に悪化させているものと考えられる。機器換気量と同等以上の風量を空調機から供給する従来の空調気流方式の場合、送風温度差は機器冷却温度差の平均値以上にするには困難であり、これが空調給気量を低減できない理由といえる。一方、熱負荷の小さな場所での室温は二重床内温度と同程度まで低下しており、室内作業環境が悪化している。機器の発熱量に対応して空調給気量が吹出されていないことが原因と考えられる。
- 2) 空調給気量の削減を目的に室内空気再循環気流方式を提案し、この空調気流方式を評価するモデルを作成した。これを実験により検証した結果、機器冷却空気温度など各部の温度について計算と実験結果が概ね一致し、本空調気流方式を評価する上で有効なモデルが得られた。
- 3) 室内空気再循環気流方式のモデルから空調給気量の決定には排熱効率、機器冷却温度差および機器吹出し温度差が関与していることがわかった。機器冷却温度差は機器の冷却設計に関わり、与条件と考えれば、排熱効率の向上および機器吹出し温度差の拡大が空調給気量の削減に有効であることを示した。
- 4) フィールドテストにおいて室内空気再循環気流方式の効果を検証した結果、排熱効率の増加に伴い空調給気量が削減でき、空調設備の総合効率が向上することを確認した。また、空調給気量を削減したにも関わらず、室温分布も均一化され室内作業者にとってより快適な環境になることもわかった。

謝辞

本研究では、東京理科大学倉淵研究室の卒論生、修論生の協力を得て実験を行った。また、東京理科大学助手西岡真稔氏（当時東京大学）、NTT中尾正喜氏、NTTファシリティーズ高草木明氏には貴重な御指導を頂いた。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) (社)空気調和・衛生工学会：空気調和・衛生工学便覧，第12版，6 応用編，pp.167-172,1995.3
- 2) 早川一也，桜井翰：電算機室の空気調和に関する一考察，空気調和・衛生工学，第43巻第7号，pp.591-611，1969.7
- 3) 原聡，鹿生幸三，宮前認，池田成樹，和吉明，荒川清：電算機センターの省エネルギー化に関する研究(第1報)空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.1229-1232，1992.10
- 4) 早乙女巖，荒川清，和吉明，植田俊克：電算機センターの省エネルギー化に関する研究(第3報)，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 II，pp.257-260，1992.10
- 5) S.Murakami, S.Kato, T.Tanaka, D.-H.Choi, T.Kitazawa, The Influence of Supply and Exhaust Openings on Ventilation Efficiency in an Air-conditioned Room with a Raised Floor, ASHRAE Transactions, Vol. 98, pp.738-755, 1992
- 6) 田中俊彦，村上周三，加藤信介，雀棟皓，北澤智一：床吹出OA空間における効率の顕熱排出に関する研究(その10)，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.285-288，1992.10
- 7) 中尾正喜，羽山広文，西岡真稔，松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究(第1報)，空気調和・衛生工学会論文集，No.54，pp.77-89，1994.2
- 8) 中尾正喜，羽山広文，西岡真稔，松尾陽：高発熱機器室用空調気流方式の研究(第2報)，空気調和・衛生工学会論文集，No.56，pp.87-97，1994.10
- 9) 羽山広文：床吹出し空調システムの高効率化，日本建築学会技術報告集，No.2，pp.110-114，1996.3
- 10) 羽山広文，中里秀明，木下学：電算機室用空調システムの研究(その1，その2，その3)，空気調和衛生工学会学術講演会講演論文集，pp.257-268，1995.10

記号表

$c_p$	: 空気の比熱 [ J / (kg(DA) · K) ]
$\rho$	: 空気の比重 [ kg / m <sup>3</sup> ]
$H_m$	: 発熱量 [ W ] [ J / s ]
$H_w$	: 壁体の熱損失 [ W ] [ J / s ]
$m_{om}$	: 機器冷却空気温度差比 [ - ]
$m_{im}$	: 機器吹出し温度差比 [ - ]
$m_a$	: 機器再循環温度差比 [ - ]
$V$	: 空調給気量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $\kappa_m V_m$ )
$V_m$	: 機器換気量 [ m <sup>3</sup> / s ]
$V_d$	: 機器下部からの空調給気量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $\eta_v \kappa_d \kappa_m V_m$ )
$V_f$	: 機器周辺からの空調給気量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $\eta_v (1 - \kappa_d) \kappa_m V_m$ )
$V_u$	: 空調損失給気量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $(1 - \eta_v) \kappa_m V_m$ )
$V_a$	: 室内からの機器吸込み風量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $(1 - \eta_v \kappa_d \kappa_m) V_m$ )
$V_r$	: 機器再循環風量 [ m <sup>3</sup> / s ] ( $(1 - \eta_v \kappa_m) V_m$ )
$\theta_{om}$	: 機器冷却空気温度 [ °C ]
$\theta_o$	: 空調給気温度 [ °C ]
$\theta_1$	: 空調還気温度 [ °C ]
$\theta_a$	: 機器再循環温度 [ °C ]
$\theta_{im}$	: 機器吹出し温度 [ °C ]
$\kappa_m$	: 空調給気量の換気流量比 [ - ] ( $V / V_m$ )
$\kappa_d$	: 機器下部の風量比 [ - ] ( $V_d / (\eta_v \kappa_m V_m)$ )
$\eta_v$	: 排熱効率 [ - ] ( $(V_d + V_f) / V$ )

(1996年4月1日原稿受理，1996年11月27日採用決定)