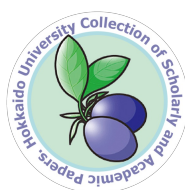




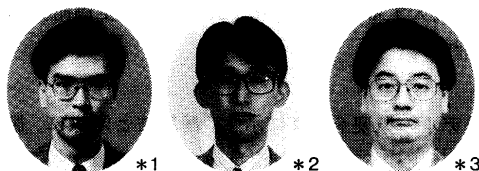
HOKKAIDO UNIVERSITY

Title	アンダーフロア空調システムにおける空調給気の温度分布と熱量分布に関する研究
Author(s)	羽山, 広文; 木下, 学; 倉淵, 隆
Citation	日本建築学会技術報告集 : journal of architecture and building science, 5, 183-188
Issue Date	1997-12-20
Doc URL	https://hdl.handle.net/2115/50503
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	AIJT.5.183-188.pdf



アンダーフロア空調システムにおける空調給気の温度分布と熱量分布に関する研究

羽山広文 — *1
木下 学 — *2
倉淵 隆 — *3



TEMPERATURE AND HEAT DISTRIBUTION OF SUPPLIED AIR IN AN UNDER FLOOR AIR-CONDITIONING SYSTEM

Hirofumi HAYAMA
Manabu KISHITA
Takashi KURABUCHI

This research aims to analyze temperature and heat distribution characteristics of supplied air in an under floor air conditioning system, and to develop a method for evaluating such processes. In this paper, we 1) present a method for calculating the temperature of supplied air within the raised floor; 2) describe a large-scale experiment that we performed, and by comparing the results of this experiment with those of calculations, demonstrate the usefulness of the above temperature calculation method; and 3) propose a simple evaluation method by clarifying the relationship between parameters like the thermal characteristics of the material used to construct the raised floor, amount of supplied air, etc., and the temperature distribution of supplied air and distribution of heat supplied inside the room.

キーワード：
床吹出し空調, 温度分布, 熱量分布

Keywords:
Under floor air conditioning, Temperature distribution, Heat distribution

1. はじめに

近年のオフィスビルでは、OA機器の普及に伴い配線処理を目的としたOAフロア（二重床）の採用が増加している。この二重床内を空調給気の輸送スペースに利用するアンダーフロア空調システムは、室内の熱負荷に対応して空調給気の分配が可能となること、また空調用ダクトが不要になることなどの利点があり、導入例が多く見られるようになってきた^{1), 2), 3)}。二重床内を空調給気の輸送スペースに利用した場合、二重床やスラブを貫流した熱の移動が原因で、吹出し給気の温度が場所により変化するため、室内の熱負荷に対応した空調給気の分配設計には二重床から吹出される風量分布のみならず、温度分布を考慮した設計が重要と考えられる。

これまでに、二重床内の静圧分布、吹出し風量分布に関する報告^{3)~7)}があるが、二重床から吹出される空調給気の温度分布に関する報告は見られない。そこで、本研究ではアンダーフロア空調システムにおいて、二重床から吹出される空調給気の温度分布、熱量分布の特性を把握するとともに、その評価手法の開発を目的に以下の検討を行う。

- 1) 空調給気の輸送スペースになっている二重床内の気流および熱流を一次元の直交座標モデルで表し、二重床内における空調給気温度の計算方法を示す。
- 2) 実大規模の実験を行い、実験結果と計算結果の比較から本計算方法の実用性を確認する。
- 3) 二重床を構成する部材の熱特性、空調給気量などを各種パラメータに、空調給気の温度分布および室内に供給される熱量分

布の関係を明らかにし、簡便な評価方法を提案する。

記号表

C	: 熱移動係数の比[-] $C=(k_f+k_s)/k_v$
c_p	: 空気の比熱[Ws/kg(DA)°C][J/kg(DA)°C]
k_f	: 二重床の熱貫流率[W/m²°C]
k_s	: スラブの熱貫流率[W/m²°C]
k_v	: 二重床からの換気熱移動係数[W/m²°C] $k_v=c_p \rho v_f$
L	: 二重床の長さ[m]
n	: 分割数を示すインデックス
Q	: 熱量[W]; T:全熱量、 v_f :二重床から吹出される空調給気の熱量、 f :二重床を貫流する熱量、 s :スラブを貫流する熱量
Q_{fs}	: 二重床およびスラブを貫流する移動熱量[W]
q_u	: 平均有効熱量[W/m²]
q_{ux}	: 局所有効熱量[W/m²]
W	: 二重床の幅[m]
V	: 二重床から室内への全吹出し風量[m³/s] $V=v_f W L$
v_f	: 面平均吹出し風速[m/s]
x	: 二重床終端からの距離[m]
ϵ_H	: 有効熱量の不均一率[-]
ϵ_L	: スラブを貫流する熱移動率[-]
θ_f	: 二重床内の空調給気温度[°C]
θ_o	: 二重床始端における空調給気温度[°C]
θ_r	: 室内温度[°C]
ρ	: 空気の密度[kg/m³]

*1 NTT ファシリティーズ研究開発部 博士(工学)
(〒180 武蔵野市緑町3-9-11 NTT 武蔵野研究開発センター内)

*2 NTT ファシリティーズ研究開発部 修士(工学)

*3 東京理科大学 助教授・博士(工学)

*1 R&D Dept. NTT, POWER AND BUILDING FACILITIES, Dr. Eng.

*2 R&D Dept. NTT, POWER AND BUILDING FACILITIES, M. Eng.

*3 Assoc. Prof., Science University of Tokyo, Dr. Eng.

2. 二重床内の空調給気温度の解析モデル

2. 1 モデルの前提条件

空調給気を二重床内に導入する場合、導入口を二重床の全幅に渡って配置する方式（全面導入）とすると、二重床内の空調給気は一方方向に流れる。しかし、導入口の位置が一カ所に偏在すると、空調給気は二重床内で旋回し、二重床に同一の開口を設けた場合、吹出し風量にばらつきの生ずることが報告^{3), 5), 8)}されている。これを防止するため、半澤³⁾はガイドベーンや二重床内に障害物を設けることで、空調給気の旋回が少なくなり、一方方向に流れることを確認している。一般的に、アンダーフロア空調システムは、建築階高や二重床コストを抑制するため、二重床の高さを必要最小限に留め、二重床に設けた同一の吹出し口からの風量にばらつきが少ないことが望まれている。このことから、本検討では二重床内での空調給気は一方方向に流れることを前提に、一次元の直交座標モデルを用い空調給気温度の解析モデルを作成する。また、モデルは同一条件で空調を行っている室が上下に連続していることとし、以下の仮定を設定した。

- 1) 二重床内は一次元の連続分配管とし、二重床からは均一の面風速で吹出すこととする。
- 2) 室内温度は均一とし、各階の室内温度は同一と考える。
- 3) 二重床およびスラブについては水平方向の熱伝導は無視し、垂直方向のみ考慮する。

なお、二重床およびスラブの熱貫流率が位置により異なることを想定した精算法と、この熱貫流率が二重床内で均一になることを想定した簡易法の2種類について検討する。

2. 2 精算法

図1に精算法のモデルの概要を示す。二重床およびスラブの熱貫流率が、位置により変化することを考慮し、二重床を垂直方向に分割した区間での熱平衡式を考える。まず、二重床からの面平均吹出し風速を v_f とすると、二重床から吹出す空調給気の換気熱移動係数 k_v および二重床終端からの距離 x_n の面を通過する風量 V_n は次式で表される。

$$k_v = c_p \rho v_f \quad (1)$$

$$V_n = \frac{k_v W x_n}{c_p \rho} \quad (2)$$

微少区間 Δx において、風上側の空調給気温度 $\theta_{f,n+1}$ および風量 V_{n+1} が二重床およびスラブを貫流する熱移動により、温度 $\theta_{f,n}$ に変化し、二重床からの吹出し風量 $V_{\Delta x} = v_f W \Delta x$ と風下側の風量 V_n に分配されるものと考え、 Δx における風量および熱量の収支は

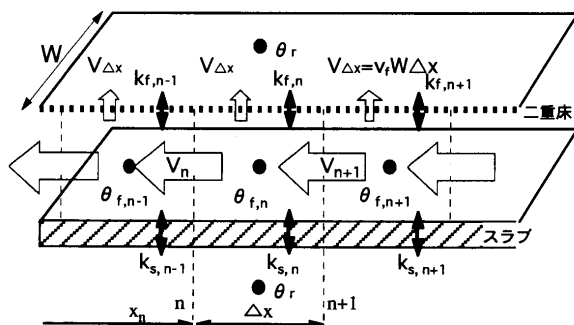


図1 精算法のモデルの概要

次式となる。

$$V_{n+1} = V_n + V_{\Delta x} \quad (3)$$

$$k_v W x_{n+1} \theta_{f,n+1} = k_v W x_n \theta_{f,n} + k_v W \Delta x \theta_{f,n} + (k_f + k_s) W \Delta x (\theta_{f,n} - \theta_r) \quad (4)$$

これを変形すると、二重床内の空調給気温度 $\theta_{f,n}$ は次式となる。

$$\theta_{f,n} = \frac{k_v x_n \theta_{f,n+1} + (k_{f,n} + k_{s,n}) \Delta x \theta_r}{k_v x_{n+1} + (k_{f,n} + k_{s,n}) \Delta x} \quad (5)$$

(5)式に、各区間における $k_{s,n}$ 、 $k_{f,n}$ 、 k_v および風上側の二重床内の空調給気温度 $\theta_{f,n+1}$ を代入することにより、二重床内の空調給気温度 $\theta_{f,n}$ が逐次求められる。

2. 3 簡易法

簡易法についてモデルの概要を図2に示す。精算法と同様に、微少区間 Δx において、風上側の空調給気温度 $\theta_{f,x+\Delta x}$ 、風量 $V_{x+\Delta x}$ が二重床およびスラブを貫流する熱移動により、温度 $\theta_{f,x}$ に変化し、二重床からの吹出し風量 $V_{\Delta x}$ と風下側の風量 V_x に分配されるものと考え、 Δx における風量および熱量の収支は次式となる。

$$V_{x+\Delta x} = V_x + V_{\Delta x} \quad (6)$$

$$k_v W (x + \Delta x) \theta_{f,x+\Delta x} = k_v W x \theta_{f,x} + k_v W \Delta x \theta_{f,x} + (k_f + k_s) W \Delta x (\theta_{f,x} - \theta_r) \quad (7)$$

(7)式を変形すると、

$$\frac{\theta_{f,x+\Delta x} - \theta_{f,x}}{\Delta x} = \frac{(k_f + k_s)(\theta_{f,x} - \theta_r)}{k_v(x + \Delta x)} \quad (8)$$

となり、 $\theta_{f,x} = \theta_r$ 、 $\Delta x \rightarrow 0$ とすると次の微分方程式が得られる。

$$\frac{d\theta_f}{dx} = \frac{k_f + k_s}{k_v x} (\theta_f - \theta_r) \quad (9)$$

これを $x=L$ のとき $\theta_f = \theta_0$ の条件で解くと、二重床内の空調給気温度 θ_f は次式となる。

$$\theta_f = \theta_r - (\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L} \right)^C \quad \text{ただし、} C = \frac{k_f + k_s}{k_v} \quad (10)$$

C は空調給気の熱移動係数 k_v に対する、二重床の熱移動係数 k_f +スラブの熱移動係数 k_s の比の形で表され、ここでは、熱移動係数比と呼ぶ。(10)式から求めた二重床内の空調給気温度を図3に示す。この結果、二重床内の空調給気温度は始端から終端に向かい徐々に上昇する。また、熱移動係数比 C が小さくなるほど二重床内の空調給気温度の変化は終端近くまで少ないことがわかる。こ

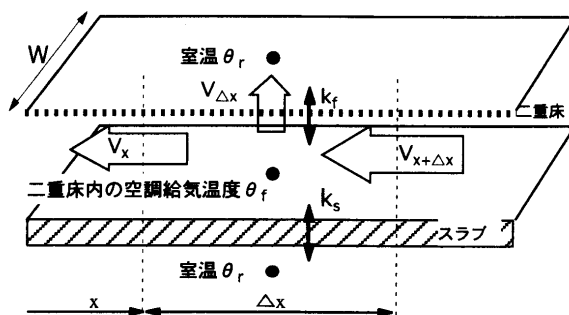


図2 二重床の熱移動モデル

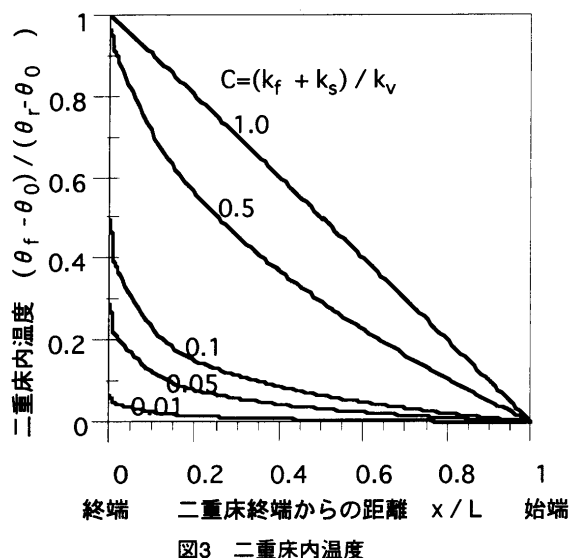


図3 二重床内温度

れは、二重床やスラブの熱移動に比べ換気の成分が多くなり、二重床やスラブを貫流する熱移動による空調給気温度への影響が減少するためと考えられる。

3. 実大規模実験による二重床内の空調給気温度の計算方法の検証

3. 1 実験の概要

図4に実験室の概要を示す。実験室寸法は奥行き9,200[mm]、幅3,600[mm]、天井高2,400[mm]であり、その周囲および上面は厚さ50[mm]の断熱材で構成されている。またスラブ上部には厚さ100[mm]の断熱材を敷設し、スラブへの熱移動がないようにした。二重床内への空調給気量は最大60,000[m³/h]まで供給できる。また実験室内には模擬発熱体を設置し、1台当たりの最大発熱量は5[kW]、合計100[kW]までの発熱が可能である。

3. 2 測定項目と実験条件

表1に測定項目、図4に温度および熱流のセンサ取り付け状況を示す。実験室の奥行き方向の6箇所について、各温度および熱流を計25点を測定した。実験パターンを表2に示す。実験室内の全発熱量を37[kW]とし、空調給気量が5,200～56,000[m³/h]までの10ケースについて実験を行った。

3. 3 二重床の熱貫流率の実験結果

図5に二重床の熱貫流率と二重床通過風速の関係を示す。二重床通過風速の増加に伴い二重床の熱貫流率も増加する傾向にある。平均値は7.2[W/m²℃]である。計算モデルに用いる二重床の熱貫流率は、簡易法では今回の実験範囲における平均値を、精算法では各実験の測定値とする。また、実験室底部は断熱と考え、スラブの熱貫流率は考慮しない。

3. 4 二重床内の空調給気温度計算モデルの評価

図6に二重床内の空調給気温度の測定値とモデル計算値の一例を示す。この結果、実験値と簡易法および精算法による計算値は、二重床終端付近を除けば概ね一致している。二重床終端付近では、精算値の方が実験値との対応がやや良いことから、二重床の熱貫流率を位置によらず一様に与えたことが簡易法の誤差の要因と考えられる^{注1)}。

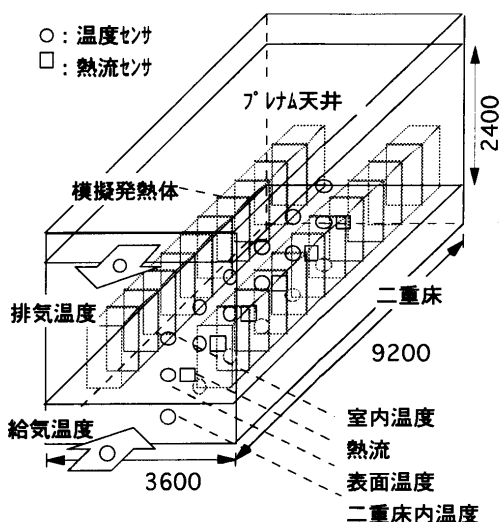


図4 実験装置の概要

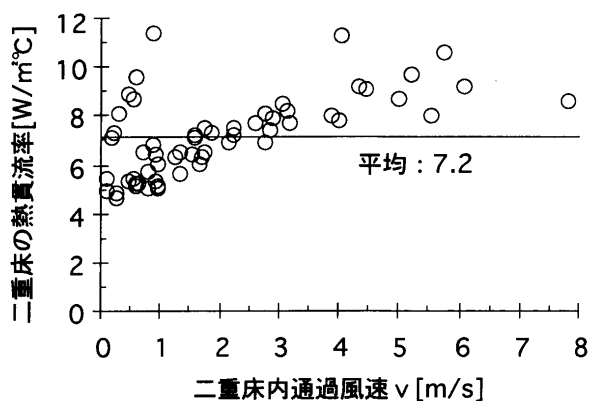


図5 二重床内風速と熱貫流率の関係

表1 測定項目と方法

測定項目	単位	点数	測定センサ
室内温度	℃	6	T型熱電対
二重床内温度	℃	6	〃
二重床表面温度	℃	6	〃
二重床給気温度	℃	1	〃
二重床排気温度	℃	1	〃
二重床表面熱流	W / m²	6	熱流計

表2 実験パターン

N o.	発熱量 [kW]	給気量 [m³/h]	N o.	発熱量 [kW]	給気量 [m³/h]
1	37	5200	7	37	21000
2	37	5800	8	37	28500
3	37	11000	9	37	35500
4	37	12500	10	37	38000
5	37	19500	11	37	56000

次に、二重床の各ポイントでの二重床内の空調給気温度の測定値と、簡易法および精算法による計算値の相関を図7に示す。この結果から、簡易法は実験結果よりやや大きくなるが、全般的には概ね実験結果を表現し得るものと考えられる。

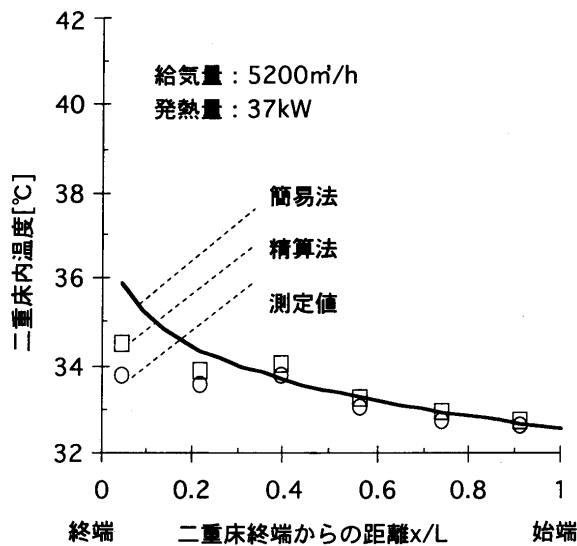


図6 実験結果と計算結果の比較

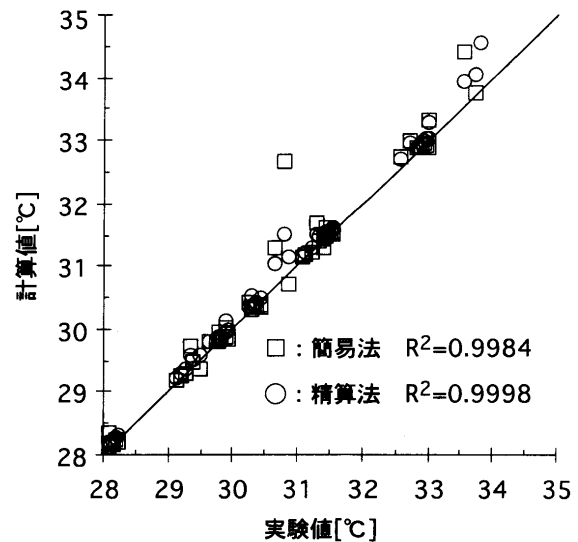


図7 実験結果と計算結果の相関

4. 二重床の熱特性の評価

二重床の定常的な熱移動特性を評価するため、二重床を構成する各種パラメータと室内に供給される有効熱量およびスラブを貫流する移動熱量との関係を明らかにする。

4. 1 各部の熱量

チャンパ内の位置により二重床各部の熱量を整理する。

(a) 二重床に供給される全熱量

空調給気で供給される全熱量 Q_T は、二重床始端における空調給気温度を θ_0 とすると、次式で表される。

$$Q_T = k_v L W (\theta_r - \theta_0) \quad (11)$$

(b) 二重床から吹出される空調給気の熱量

二重床から吹出される空調給気で室内に供給される熱量 Q_v は、(10)式を用いて次式で表される。

$$Q_v = \int_0^L k_v W (\theta_r - \theta_f) dx = \frac{k_v Q_T}{k_f + k_s + k_v} \quad (12)$$

(c) 二重床を貫流する熱量

二重床を貫流して伝達される熱量 Q_f は、次式で表される。

$$Q_f = \int_0^L k_f W (\theta_r - \theta_f) dx = \frac{k_f Q_T}{k_f + k_s + k_v} \quad (13)$$

(d) スラブを貫流する熱量

スラブを貫流して下階へ伝達される熱量 Q_s は、次式で表される。

$$Q_s = \int_0^L k_s W (\theta_r - \theta_f) dx = \frac{k_s Q_T}{k_f + k_s + k_v} \quad (14)$$

4. 2 局所有効熱量と平均有効熱量

室内の冷却あるいは加熱に有効な熱量の分布について検討する。

(a) スラブを貫流する熱量を利得とした場合

上階のスラブを貫流する熱量が対象室に対し有効な熱量と考えた場合、室内に供給される熱量を局所有効熱量 q_{ux} と平均有効熱量 q_u とすると、次式で表される。

$$q_{ux} = (k_f + k_s + k_v) (\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L} \right)^C \quad (15)$$

$$q_u = k_v (\theta_r - \theta_0) \quad (16)$$

(b) スラブを貫流する熱量を損失とした場合

同様に上階のスラブを貫流する熱量が対象室に対し無効な熱量と考えると、室内へ供給される熱量を局所有効熱量 q_{ux} と平均有効熱量 q_u とし、次式で表される。

$$q_{ux} = (k_f + k_v) (\theta_r - \theta_0) \left(\frac{x}{L} \right)^C \quad (17)$$

$$q_u = \frac{k_f + k_v}{k_f + k_s + k_v} k_v (\theta_r - \theta_0) \quad (18)$$

(15)、(16)式および(17)、(18)式を用い、二重床終端からの距離 x/L における q_{ux}/q_u を求めると、双方とも次式となる。

$$\frac{q_{ux}}{q_u} = (1 + C) \left(\frac{x}{L} \right)^C \quad (19)$$

終端からの距離 x/L および熱移動係数比 C をパラメータに q_{ux}/q_u を求め、結果を図8に示す。この結果、局所有効熱量は始端で大きく、終端に向かって減少する。また、熱移動係数比 C が小さくなるほど均一になることがわかる。

4. 3 局所有効熱量が平均有効熱量と等しくなる位置

局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置 x_m を、 $q_{ux}=q_u$ とし(19)式から求めた。その結果、スラブを貫流する熱量を利得・損失のどちらで扱っても局所有効熱量 q_{ux} が平均有効熱量 q_u と等しくなる位置 x_m は、次式となる。

$$x_m = L \left(\frac{1}{1 + C} \right)^{1/C} \quad (20)$$

熱移動係数比 C をパラメータに局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置 x_m/L を求め図9に示す。この結果、 $C=1$ の時 $x_m/L=0.5$ となり、 C の減少に伴い小さくなることがわかる。すなわち、局所有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置は中央から終端側に移動することとなる。

4. 4 有効熱量の不均一率

有効熱量の一様性について評価する。局所有効熱量と平均有効熱量から、有効熱量の不均一率 ϵ_H を次式で定義する。

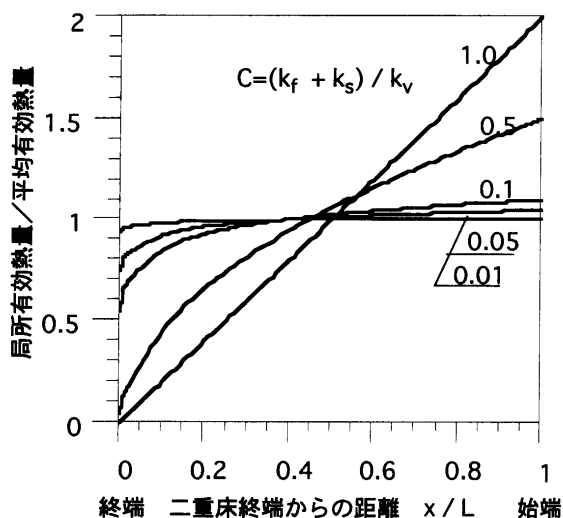


図8 局所有有効熱量の分布

$$\varepsilon_H = \frac{1}{L} \int_0^L \left| \frac{q_{ux} - q_u}{q_u} \right| dx \quad (21)$$

この式は直接積分できないため、(15)、(17)式に示す局所有有効熱量 q_{ux} が(16)、(18)式に示す平均有効熱量 q_u と交わる位置 x_m を用い、次式に示すように積分区間を分割する。

$$\varepsilon_H = \frac{1}{L} \left(- \int_0^{x_m} \frac{q_{ux} - q_u}{q_u} dx + \int_{x_m}^L \frac{q_{ux} - q_u}{q_u} dx \right) \quad (22)$$

(19)式を(22)式に代入し整理すると、有効熱量の不均一率 ε_H は次式で表される。

$$\varepsilon_H = 2C(1+C) \left(\frac{1+C}{C} \right) \quad (23)$$

有効熱量の不均一率 ε_H の計算結果を図10に示す。この結果、熱移動係数比 C の増加に伴い有効熱量の不均一率 ε_H が増加することがわかる。これは、二重床の熱移動係数 k_f およびスラブの熱移動係数 k_s を小さくすること、あるいは空調給気の熱移動係数 k_v を増加させることにより、有効熱量の不均一率 ε_H は小さくなり、一様な熱量分布となることを示している。この評価式を用いることで有効熱量の不均一率 ε_H を設計目標値とし、二重床およびスラブの熱性能、空調給気量を求めることが可能となる。

例えば、室内の熱負荷および二重床からの吹出し風量が一定になっている状態で、室温分布のばらつきを許容範囲に収めるため、有効熱量の不均一率を $\varepsilon_H=0.3$ 以下にすることが求められた場合、(23)式および図10から、熱移動係数比は $C \leq 0.5$ 以下にする必要がある。二重床の熱貫流率を $k_f=4[\text{W/m}^2\text{℃}]$ 、スラブの熱貫流率を $k_s=2.5[\text{W/m}^2\text{℃}]$ とすると、二重床からの換気熱移動係数は $k_v \leq 13[\text{W/m}^2\text{℃}]$ 以上となるように空調給気量を決定することとなる。

4.5 スラブを貫流する熱移動率

スラブを貫流し階下へ伝達する熱量について評価する。一般的にアンダーフロア空調システムを導入した室が上下階方向に連続している場合、上層階のスラブを貫流する熱量は、下階において熱取得になる。しかし、これに該当しない場合、スラブを貫流し階下へ伝達する熱量は損失となる。この場合、スラブを貫流する熱移動率は室内へ供給する全熱量 Q_T に対するスラブを貫流する熱量 Q_s の比な

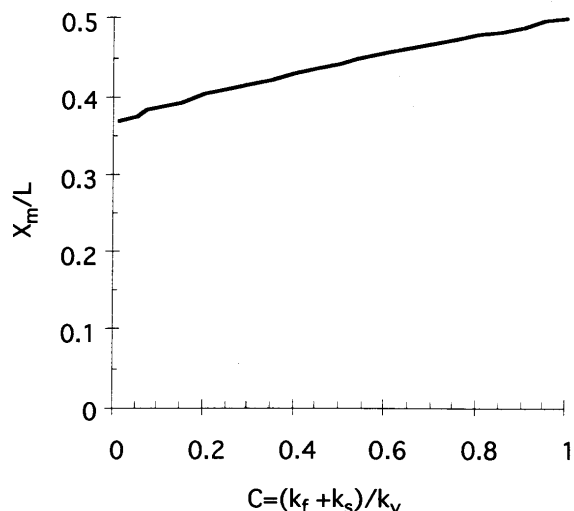


図9 局所有有効熱量と平均有効熱量が等しくなる位置

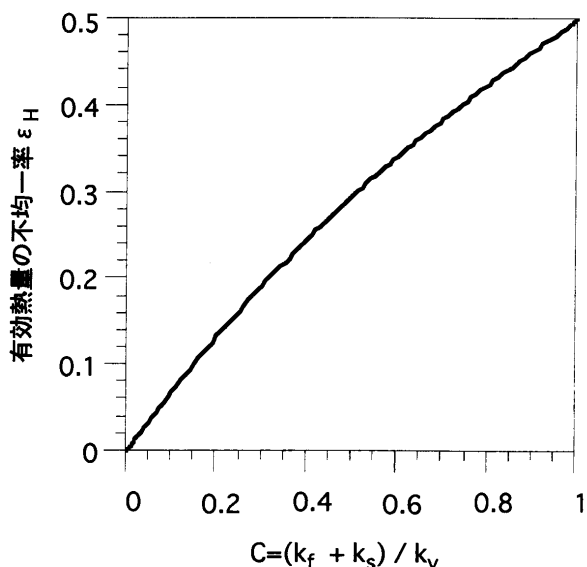


図10 有効熱量の不均一率

り、次式で表される。

$$\varepsilon_L = \frac{Q_s}{Q_T} = \frac{C_s}{C_f + C_s + 1}, \quad C_f = \frac{k_f}{k_v}, \quad C_s = \frac{k_s}{k_v} \quad (24)$$

スラブを貫流する熱移動率 ε_L の計算結果を図11に示す。この結果、スラブを貫流する熱移動率 ε_L は C_s の増加に伴い増大し、また C_f の増加に伴いわずかに減少することがわかる。すなわち、スラブの熱移動係数 k_s と空調給気の熱移動係数 k_v の比を小さくすることにより、スラブを貫流する熱移動量が削減できることを示している。この評価式を用いることで、スラブを貫流する熱移動率 ε_L を設計目標値とし、スラブの熱性能を求めることができる。

例えば、二重床の熱貫流率を $k_f=4[\text{W/m}^2\text{℃}]$ 、二重床からの換気熱移動係数を $k_v=10[\text{W/m}^2\text{℃}]$ とした状況で、スラブを貫流する熱移動率を $\varepsilon_L=0.1$ 以下にすることが求められた場合、熱移動係数比は $C_f=0.4$ 以下となり、(24)式および図11から $C_s \leq 0.16$ 以下にし、スラブの熱貫流率は $k_s \leq 1.6[\text{W/m}^2\text{℃}]$ 以下になるように部材を決定することとなる。

5. 結論

アンダーフロア空調システムにおける、二重床から吹出される空調給気の温度分布、熱量分布の特性に関し検討した結果、以下の知見が得られた。

- 1) 二重床から供給される空調給気の熱量分布、スラブを貫流する熱移動などの特性を明確にするため、二重床内の温度分布を求める計算方法を示した。
- 2) 前記の計算方法の実用性を検証するため、実大規模の実験結果と比較した。その結果、二重床の熱貫流率が位置により異なることを考慮した精算法の方が、二重床の熱貫流率を一定として扱った簡易法より実験結果との対応が良かった。しかし、簡易法でも実験結果と概ね良く一致し、実用的な精度であることを確認した。
- 3) 二重床内の温度分布および室内に供給される有効熱量の分布に関し、空調給気の熱移動係数に対する二重床およびスラブの熱移動係数の比（熱移動係数比 C ）を用い評価する方法を提案した。これを用いることにより、電算機室空調のように、空調給気量が大きな場合、有効熱量の不均一率は小さいが、オフィス空調のように、電算機室空調と比較し空調給気量が少ない場合、有効熱量の不均一率が大きくなることがわかった。
- 4) スラブを貫流する熱移動に関し、空調給気の熱移動係数に対する二重床の熱移動係数の比（熱移動係数比 C_f ）およびスラブの熱移動係数の比（熱移動係数比 C_s ）を用い評価する方法を提案した。これを用いることにより、空調給気量が少なくなり熱移動係数比 C_s が大きくなるほど、また熱移動係数比 C_f が小さくなるほど、スラブを貫流する熱移動率は増大することがわかった。

本検討は、二重床からの吹出し風量分布が均一であることを条件としたものであり、実際には、二重床への導入口が偏在したり、二重床内の通気抵抗などにより、均一な風量分布とならないことが多い。しかし、ガイドベーンなどにより吹出し風量のばらつきが少なくできれば、本検討方法を用い二重床内の温度分布、熱量分布の傾向が把握できるものと考えられる。

謝辞

本研究では、東京理科大学倉渕研究室の卒論生、修論生の協力を得て実験を行った。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 日本建築学会：床吹出し空調システムの研究小委員会報告，1994.3
- 2) 日本建築学会：床吹出し空調システムの研究小委員会報告，1995.3
- 3) 半澤久・樋口祥明：低床式アンダーフロア空調システムの二重床内気流分布に関する研究，日本建築学会技術報告集，第3号，pp.200-206，1996.12
- 4) 羽山広文：床吹出し空調方式の高効率化，日本建築学会技術報告集，第2号，pp.110-114，1996.3
- 5) 戸河里敏・小原俊平・早川真・日沖正行：チャンバ吹出し方式の空気特性に関する実験的研究(その1)，(その2)，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.211-212，pp.245-246，1977.10
- 6) 倉渕隆・相原学・谷川雅則：CFD手法を用いた床吹出し空調システムの最適化に関する研究 模型実験及び数値シミュレーション手法の概要，空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，pp.1737-1740，1994.10

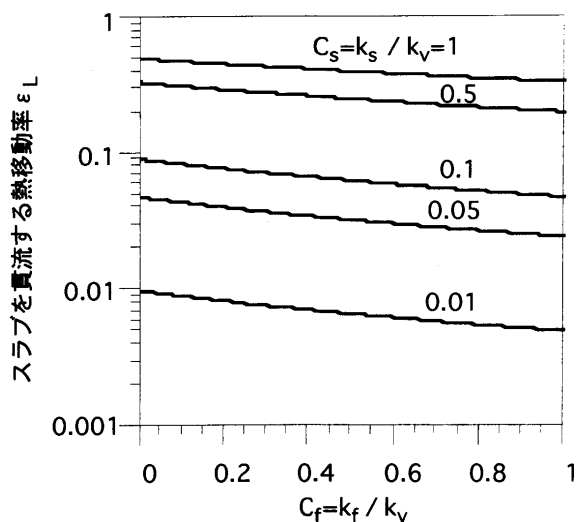


図11 スラブを貫流する熱移動率

- 7) 高橋惇・大和瀬靖司・竹村光彦・中谷博：加圧方式の床吹出し空調システムに関する研究（その1 吹出し気流分布を支配する因子の感度解析），空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，pp.1709-1712，1994.10
- 8) 大和瀬靖司・高橋惇・竹村光彦・中谷博：加圧方式の床吹出し空調システムに関する研究（その2 模型による吹出し気流分布の実験的検証）空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，pp.1713-1716，1994.10
- 9) 羽山広文・三瓶実：二重床空調方式の熱特性に関する研究（その1），空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，pp.289-292，1992.10
- 10) 木下学・羽山広文：二重床空調方式の熱特性に関する研究（その2），空気調和・衛生工学学術講演会講演論文集，pp.1109-1112，1996.9
- 11) 羽山広文・三瓶実：チャンバーを用いた空調気流の検討（その6），日本建築学会大会学術講演梗概集，pp.1559-1560，1992.8

注

- 1) 簡易法で用いたモデルの二重床終端付近における解の挙動と適用範囲について考察するため、(7)式で $x=0$ と置き、区間 $0 \leq x \leq \Delta x$ における熱収支として(A.1)式を得る。

$$k_s W \Delta x \theta_{f,\Delta x} = k_s W \Delta x \theta_{f,0} + (k_v + k_s) W \Delta x (\theta_{f,0} - \theta_r) \quad (A.1)$$

(A.1)式の右辺第1項を左辺に移行して両辺を Δx で割れば(A.2)式を得る。

$$k_s W (\theta_{f,\Delta x} - \theta_{f,0}) = (k_v + k_s) W (\theta_{f,0} - \theta_r) \quad (A.2)$$

なお、図1、2より、 $\theta_{f,0}$ は二重床端に接する検査体積中点で定義された空気温度であるため、 Δx に依存して変化するが、 $\Delta x \rightarrow 0$ で二重床端部の空気温度に漸近する。また、 $\theta_{f,\Delta x}$ は、それに隣接する検査体積中点で定義された空気温度であり、両検査体積の界面空気温度に対する1次精度近似値となっている。(A.2)式は、 $x = \Delta x$ で二重床内を通過する熱量と区間 $0 \leq x \leq \Delta x$ で二重床より室内に吹出される熱量の差は、同じ区間における貫流熱移動量に等しいことを示している。(A.2)式で $\Delta x \rightarrow 0$ とすると、 $\theta_{f,\Delta x} \rightarrow \theta_{f,0}$ となるため左辺は0に漸近し、気流流動による熱量差は0となる。したがって、貫流熱移動量も0となる必要があり、 $\theta_{f,0} \rightarrow \theta_{f,r}$ となるが、これは二重床端部の（静止した）空気温度は室温に一致することを意味する。

ただし、実際には気流は二重床端部に接近するにつれて減速するため、対流熱伝達率は低下すると予想され、 $k_v + k_s$ を一定とした取り扱いには問題が生ずる。また、(7)式導出の過程では流れ方向の渦拡散と分子拡散を無視しているが、図3で $x=0$ 付近で見られるような著しい温度勾配が生じている領域では、このことに伴う誤差の影響が相対的に拡大すると考えられる。したがって、簡易モデルの適用範囲は $x=0$ 付近を除いた領域と推定され、図6の結果からもこれが裏付けられている。

[1997年6月12日原稿受理 1997年9月1日採用決定]