

# 省エネルギー型床吹出し空調システムの開発（その3）

—— 床下チャンバーまわりの熱移動のモデル化と躯体蓄熱効果 ——

藤田 尚志 富家 貞男  
宮川 保之

## Underfloor Air Distribution System for Reduced Energy Consumption (Part 3)

—— Modeling for Heat Transfer around Floor Plenum and Thermal Effect of Building Fabric ——

Hisashi Fujita Sadao Tomiie  
Yasuyuki Miyagawa

### Abstract

The convective heat transfer coefficient is an influential factor in calculating the heat flows around the floor plenum of an underfloor air distribution system. It was thus measured with an experimental rig, and found to follow Jurges's equation when the airflow velocity exceeds 2 m/s. To calculate the convective heat transfer coefficient for lower airflow velocities, another equation was derived from the measurement results.

Heat flows were measured around the floor plenum of a full-scale experimental rig. Two newly proposed models, a "1-dimensional model" and a "Developed 1-dimensional model", were shown to yield heat flows and temperatures which are almost equal to the measured values, using the above convective heat transfer coefficient equations. The "1-dimensional model" can simulate a transition, such as the thermal storage effect of building fabric, for which a simulation example is shown. The "Developed 1-dimensional model" can calculate the horizontal distribution in a steady state, such as airflow temperatures of air outlets.

### 概 要

床下チャンバー加圧型の床吹出し空調システムにおいて、床下チャンバーまわりの熱移動解析に必要な対流熱伝達率を模型実験により測定した。得られた対流熱伝達率は、風速2m/s以上でユルゲスの実験式とよく合った。それより低風速時の対流熱伝達率については、測定結果から別途、算出式を作成した。

床下チャンバーまわりの各要素の熱移動量を、実大模型を使い測定した。その熱移動の状態を表現できるモデルとして「1次元モデル」と「1次元展開モデル」を制作した。上述の対流熱伝達率算出式を両モデルに組み込んで計算した結果を測定結果と照合し、両モデルの精度が実用上十分なことを確認した。「1次元モデル」は躯体蓄熱効果のような非定常状態をシミュレーションできる。その試算例を提示する。「1次元展開モデル」は定常状態において吹出し気流温のばらつきのような水平分布を表すことができる。

## 1. はじめに

床下チャンバー内全体を加圧することで床吹出口から室内へ給気、天井面から還気する、床下チャンバー加圧型床吹出し空調方式において、既報 No. 54(その1)では、室内の垂直温度プロファイルの予測計算モデルを提示した。既報 No. 56(その2)では、床下チャンバー高さの低減を意図し、それに伴って生じやすい吹出口風量の不均一を許容範囲内に収める手法を示した。本報(その3)では、床下チャンバーまわりの熱移動を要素ごとにとらえ、それを予測できるモデルを構築することを目的とする。種々の条件下での熱移動が予測できれば躯体蓄熱効果も定量化でき、より効率的な空調運転が可能となる。

床下チャンバーまわりの熱移動のモデル化を目指した既往の研究はあるが、チャンバー内の対流熱伝達率の分布が考慮されていない、精度が検証されていない等の理由から、実用上不十分である。また平板表面上の対流熱伝達率を算出する既往の式はいくつかあるが、それぞれ違うために1つに決められないといった難点がある。

## 2. 有風時の対流熱伝達率の測定

### 2.1 測定方法

Fig. 1に示す有効空間高さ150mmの二重床実大模型の床下チャンバー内に冷温風を流し、AbとAdの測定箇所において温度・熱流束・風速を測定した。風速プロファイル

を得るため、高さ方向15mm間隔で風速を測定し、またチャンパー高さ中央の風速を代表風速とした。床パネル下面の放射率 $\epsilon_{p0}$ は0.55と測定され、スラブ上面の放射率 $\epsilon_{c1}$ は0.88と仮定、また両面は無限平行2平面に近似できるとし、次式<sup>2)</sup>にて放射熱流束を算出した。スラブ上面に設置の熱流計で測定される熱流束からこの放射分を差し引くことで対流分を求め、対流熱伝達率を計算した。(各記号の説明はTable 1参照)

$$qr = \sigma (T_{c1}^4 - T_{p0}^4) / ((1 / \epsilon_{p0}) + (1 / \epsilon_{c1}) - 1) \quad \dots (1)$$

2.2 測定結果

得られた対流熱伝達率を、チャンパー高さ中央の風速との関係においてFig. 2に示す。次のユルゲスの実験式(普通面)<sup>3)</sup>も併記した。

$$\alpha c = 3.95 \cdot v + 5.8 \quad (v \leq 5\text{m/s}) \quad \dots (2)$$

$$\alpha c = 7.14 \cdot v^{0.78} \quad (v > 5\text{m/s}) \quad \dots (3)$$

風速約2m/s以上で測定値はユルゲスの実験式の値とよく合うが、それ以下の風速ではユルゲスの実験式の値より小さくなり、低風速になるほど冷風供給( $T_{c1} > T_v$ )時と温風供給( $T_{c1} < T_v$ )時の値が離れてくる。床下チャンパー内では気流風速1m/s以下の場所が大部分なので、チャンパー内の熱移動を扱う時に低風速域における対流熱伝達率の精度が重要であり、低風速時の対流熱伝達率を表現する式を別途作成する必要があると考えた。

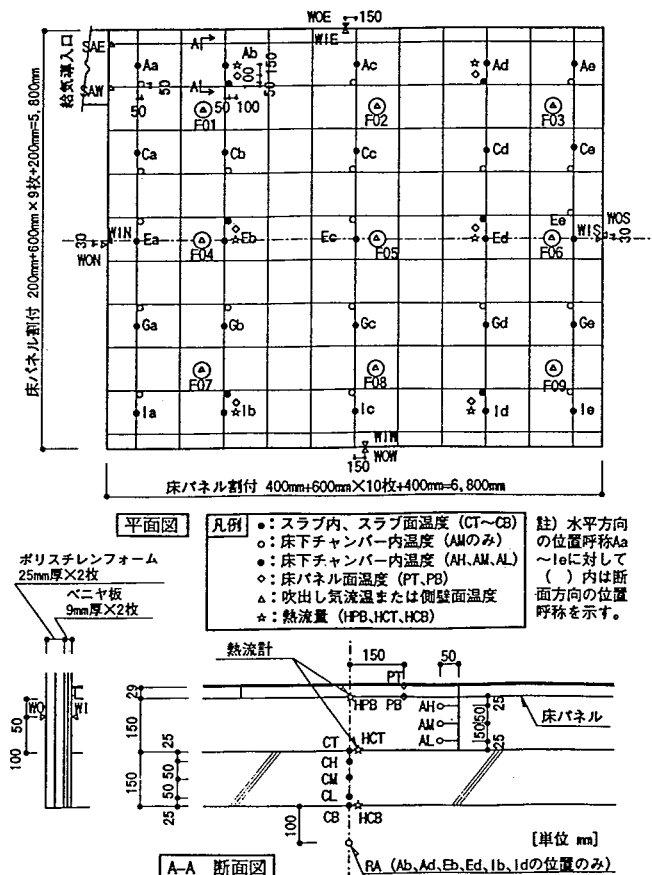


Fig. 1 二重床実大模型平面・断面図  
Plan & Section of Floor Plenum

2.3 スラブ面近傍の風速の算出

スラブ面の対流熱伝達率を風速と関係付ける時、チャンパー高さ中央の風速が同じでも、低風速時には温度条件によって風速プロフィールが異なるため、面の極近傍では風速が異なることがあり得る。対流熱伝達率は面の極近傍の風速との関係が強いと考えられるので、その風速を算出するために、面近傍で風速プロフィールが $(1/n)$ 乗の次式で表せると仮定した。

$$v = c \cdot z^{1/n} \quad \dots (4)$$

面に最も近い2測定点として、面から15mmと30mmの位置の風速測定値を上式に与えてcとnを求めた。

2.4 スラブ面近傍の風速を介した対流熱伝達率の予測

面から1mmの位置の風速を式(4)によって推定した。その風速と対流熱伝達率の関係を図示し、対流熱伝達率がこの位置の風速の1次式でほぼ表せるのが分かった。同様に、面から0.5mmと2mmの位置の風速と対流熱伝達率との関係も調べたが、面に近いほど風速~対流熱伝達率の相関係数が大きくなるものの風速が全体的に0に近づくため、そのバランスを考慮し1mmを採用した。

面から1mmの位置の風速と、チャンパー高さ中央の風速の比率(風速比率)を、アルキメデス数(Ar)に対してプロットしたところ、風速比率はAr数と大略比例関係となった。ここでAr数は次式で定義し、温度差の正負を反映して負値もあり得るとする。上向き熱流の場合を正としている。

$$Ar = g \cdot \beta \cdot (z_v/2) \cdot (T_{c1} - T_v) / v_v^2 \quad \dots (5)$$

Ar数と風速比率の関係式に、面から1mmの位置の風速と対流熱伝達率の関係式を組み合わせ、次式を得た。

$$\alpha c = 10.3 \cdot (1.45 \cdot Ar + 0.52) \cdot v_v + 1.54 \quad \dots (6)$$

温度・風速測定値を式(6)に代入して計算された対流

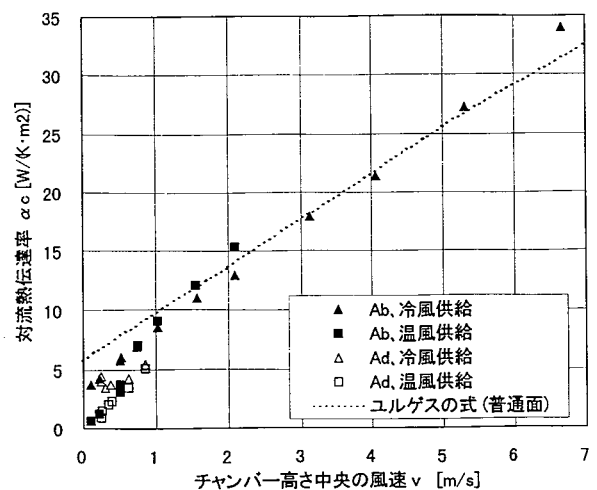


Fig. 2 チャンパー高さ中央の風速と対流熱伝達率との関係

Measured Convective Heat Transfer Coefficient in Relation to Airflow Velocity at Middle of Plenum Void Height

熱伝達率を、測定された対流熱伝達率と照合した (Fig. 3)。計算値は実用上十分な精度と考える。

床パネル下面の対流熱伝達率のように面が下向きの場合、Ar数の定義式(5)において同様に上向き熱流を正とする、すなわち $(T_{ct} - T_v)$ を $(T_v - T_{p0})$ に代えることで式(6)は適用できると考える。

### 3. 1次元モデルと1次元展開モデル

「1次元モデル」とは、Fig. 4に示すように床下チャンバーを高さ方向に層状にとらえ、鉛直方向の熱移動を表現するモデルである。チャンバー内でFig. 5に示すような1次元流を仮定しているため、その影響を相殺するよう床パネル下面とスラブ上面の対流熱伝達率を調整して実際の熱流量と合わせている。その調整比率を「対流熱伝達率比率」、また調整後の対流熱伝達率を「1次元対流熱伝達率」と定義する。

「1次元展開モデル」とは、二重床を平面的に小域に分割し、各小域に1次元モデルを適用、小域間はチャンバー気流温で結合するモデルであり、1次元モデルと比べると、平面的な温度・熱流束分布を表せる利点がある反面、時間に伴う変化を表すのが難しい。二重床模型 (Fig. 1)への適用では、床パネル1枚ずつを小域とした。

Table 1 記号の説明  
Nomenclature

添字の説明	v : 気流の平均風速 [m/s]
b : 天井裏 (スラブ下空間)	x : 距離 [m]
c : コンクリートスラブ	x <sub>0</sub> : 吹出し気流温になるまでに床下チャンバー内の気流が流れる距離 [m]
o : 空気	z : 厚さ、高さ [m] [z <sub>c0</sub> = z <sub>c3</sub> = 0.025, z <sub>c1</sub> = z <sub>c2</sub> = 0.05, z <sub>p0</sub> = z <sub>p1</sub> = 0.0145, z <sub>r</sub> = 2.7, z <sub>v</sub> = 0.15]
p : 床パネル	α <sub>c</sub> : 対流熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
r : 室内 (床パネル上空間)	α <sub>r</sub> : 放射熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)] [α <sub>r</sub> = 2.9]
t : 上面	α <sub>s</sub> : 総合熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)] [α <sub>s0</sub> = 9, α <sub>s1</sub> = 5.4]
v : 床下チャンバー (高さ中央で代表する)	β : 空気の体積膨張係数 [K <sup>-1</sup> ] (= 1 / (273.15 + (T <sub>ct</sub> + T <sub>v</sub> ) / 2))
0 : 下面	ΔT : 空気と面との温度差 [K]
" : 空間平均値 (測定値から算出の場合、単純平均値を用いる)	ε : 面の長波放射率 [-]
A : 床面積 [m <sup>2</sup> ]	λ : 熱伝導率 [W/(m·K)] [λ <sub>c</sub> = 1.9, λ <sub>p</sub> = 0.6]
Ar : アルキメデス数 [-]	γ : 対流熱伝達率比率 [-]
C : 定圧比熱 [J/(kg·K)] [C <sub>c</sub> = 880, C <sub>o</sub> = C <sub>b</sub> = 1008, C <sub>p</sub> = 840]	ρ : 密度 [kg/m <sup>3</sup> ] [C <sub>a</sub> ·ρ <sub>a</sub> = 8200 (床パネル支柱の熱容量を含む), C <sub>r</sub> ·ρ <sub>r</sub> = 13800 (家具の熱容量を含む), ρ <sub>c</sub> = 2200, ρ <sub>o</sub> = ρ <sub>b</sub> = 1.2, ρ <sub>p</sub> = 1300]
c : 係数 [-]	σ : ステファン・ボルツマン定数 (= 5.67 × 10 <sup>-8</sup> ) [W/(m <sup>2</sup> ·K <sup>4</sup> )]
g : 重力加速度 (= 9.807) [m/s <sup>2</sup> ]	
L : 平板長さ [m]	
n : 係数 [-]	
Q <sub>0</sub> : 導入給気～吹出し気流による熱流量 [W]	
Q <sub>s</sub> : 床下チャンバー側面の伝達熱流量 [W]	
q : 熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]	
q <sub>r</sub> : スラブ上面→床パネル下面の放射熱流束 [W/m <sup>2</sup> ]	
T : 温度 [°C]	
T <sub>0</sub> : 代表流出温度 [°C]	
T <sub>s</sub> : 代表流入温度 [°C]	
V : 流入空気量 [m <sup>3</sup> /s]	

註: []内はモデル計算で使用した値を示す

チャンバー気流温による結合方法をFig. 6に示す。小域周縁の各垂直面を通る空気温度は面ごとに同一とし、小域への代表流入温度T<sub>s</sub>には、流入の面ごとに温度

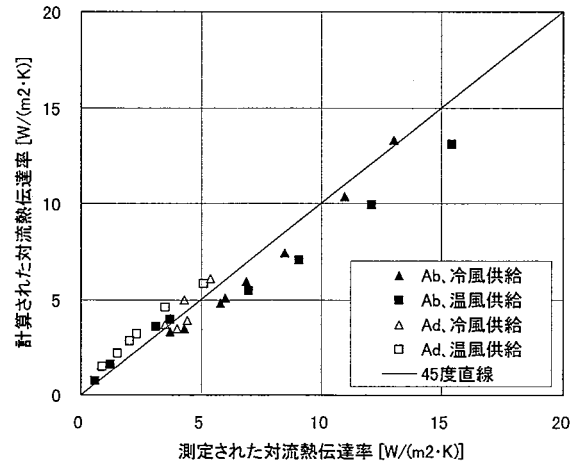


Fig. 3 対流熱伝達率計算値～測定値の比較  
Comparison between Calculated and Measured Convective Heat Transfer Coefficients

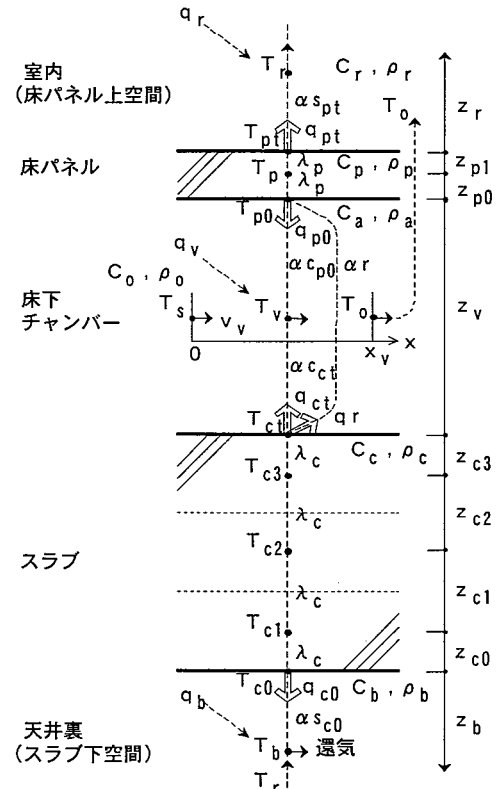


Fig. 4 1次元モデル模式図  
1-Dimensional Model Configuration

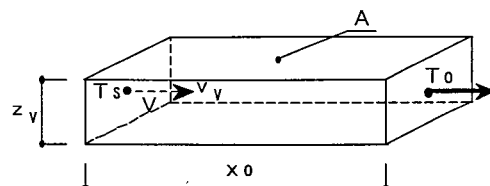


Fig. 5 仮定した床下チャンバー内1次元流  
Unidirectional Airflow Assumed in 1-Dimensional Model

を流入量で重み付けた平均温度をあて、小域からの代表流出温度 $T_0$ をいずれの流出面の温度にも適用する。したがって1次元展開モデルで計算するためには、各小域の各周縁垂直面について流入流出量が必要である。これらの値を等温気流の数値解析により算出する。別の実験結果では、通常空調の温度・風量の範囲でチャンバー内の気流の風向はほぼ同じ、風速はチャンバーへの導入給気量に比例したので、非等温条件におけるチャンバー内気流の風向風速分布を数値解析で求める時でも、実用上、等温気流で代用可能と判断した。

有風(強制対流)時の床パネル下面とスラブ上面の対流熱伝達率には、対流熱伝達率算出式(2)と(6)を適用する。各小域で温度と対流熱伝達率が互いに影響を与え合うので、収束計算する。

#### 4. 微風速時の対流熱伝達率の算出

式(6)による対流熱伝達率 $\alpha c$ は、微風速(風速 $v_f$ が約0.3m/s以下)時、非常に大きな値や負値になり合理的で

ない。そのため、無風時の対流熱伝達率と関係付けることで補正する。

無風(自然対流)・下向き熱流時の対流熱伝達率としてBarnard<sup>4)</sup>は、床下チャンパーのように周囲が閉じていれ

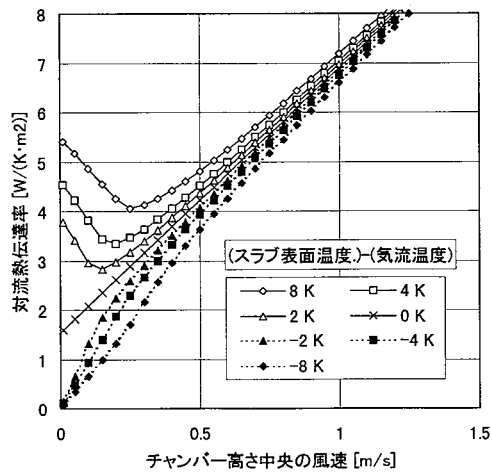


Fig. 7 風速～対流熱伝達率の関係  
Connection between Natural and Forced Convection Heat Transfer Coefficients

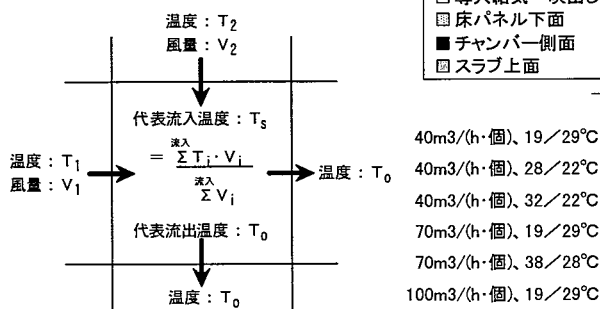


Fig. 6 1次元展開モデルのチャンパー気流温による結合方法  
Airflow Temperature Connection in Developed 1-Dimensional Model

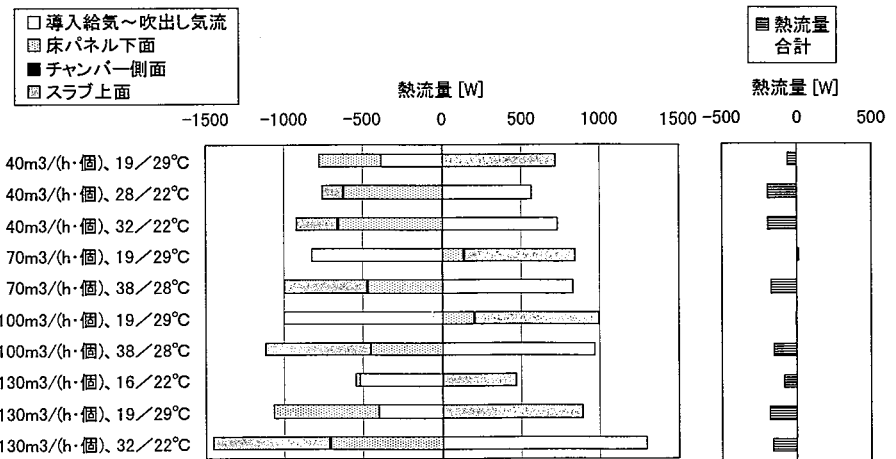


Fig. 8 測定されたチャンパーまわりの熱流量  
Measured Heat Flow Balance in Floor Plenum

Table 2 二重床スラブ模型における実験条件  
Experimental Conditions

	設定導入給気量 (吹出口平均) [m³/(h·個)]	設定温度 (導入給気/スラブ下空間) [°C]
定常実験	40	19/29
	40	28/22
	40	32/22
	70	19/29
	70	38/28
	100	19/29
	100	38/28
	130	16/22
	130	19/29
	130	32/22
非定常実験	130	(22→16)/22
	130	(22→32)/22
	40	(22→28)/22

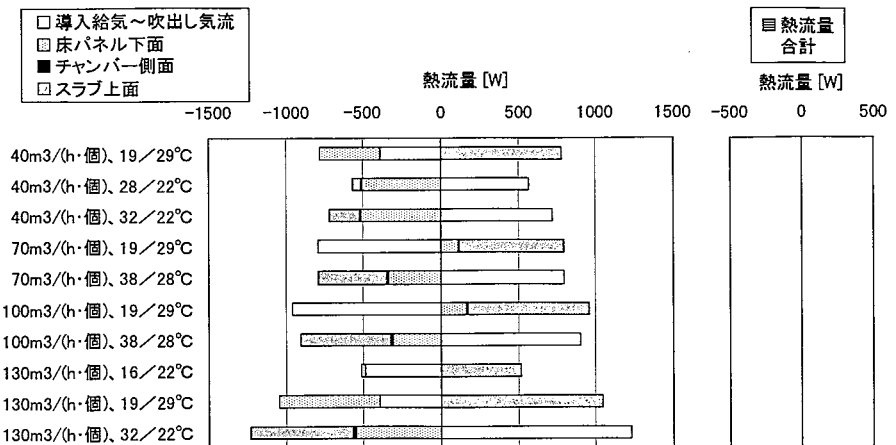


Fig. 9 1次元展開モデル計算によるチャンパーまわりの熱流量  
Heat Flow Balance in Floor Plenum Calculated with Developed 1-Dimensional Model

ば対流は生じないとし、0を提案している。今回の測定でもFig. 3で見られるように、下向き熱流(図中「温風供給」)の場合、風速が0に近づくると対流熱伝達率も0に向かう。それゆえ下向き熱流時の対流熱伝達率として0を採用する。自然対流・上向き熱流時の対流熱伝達率算出式としては、M. ten Boschの式を用いる。1次元モデルに既往の算出式<sup>1)</sup>を組み入れて非定常実験の温度変化の再現を試みた時に、この式による計算結果が実験結果に最も近かったので採用した。

有風時と無風時の対流熱伝達率算出式は相互に関連がないが、これらを連続的に結合する。すなわち無風( $v_v=0$ )時の $\alpha c$ と、有風時に次の風速 $v_v$ に対応する $\alpha c$ を直線で結ぶことで連続とする。

$$v_v = \{1.45 \cdot g \cdot \beta \cdot (z_v/2) \cdot |T_{ci} - T_v| / 0.52\}^{1/2} \dots (7)$$

この風速 $v_v$ は温度差( $T_{ci} - T_v$ )が正の時、式(7)の $\alpha c$ に極小値を与える。この連続化手法による風速～対流熱伝

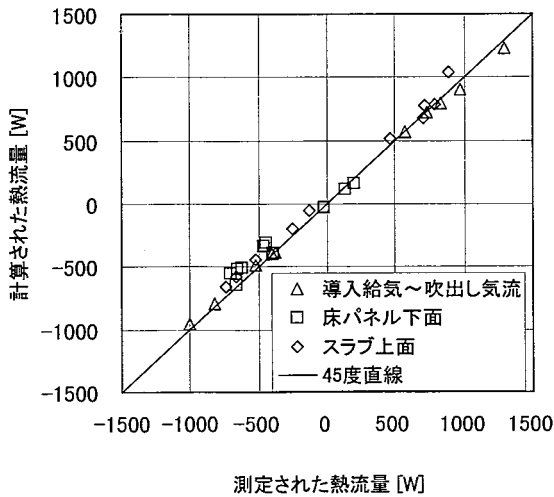


Fig. 10 定常実験測定値と1次元展開モデル計算値との照合  
Comparison in Heat Flows between Measured and Calculated with Developed 1-Dimensional Model

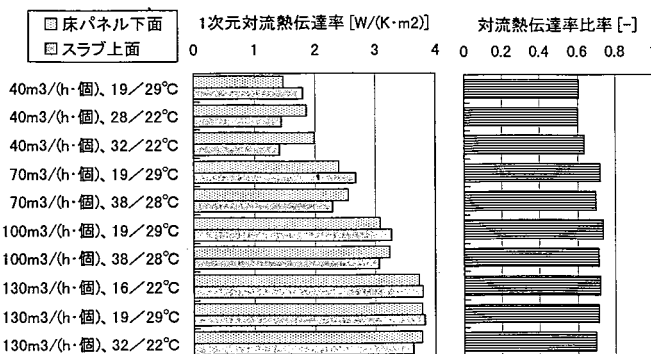


Fig. 11 測定値より算出された1次元対流熱伝達率と対流熱伝達率比率  
Measured 1-Dimensional Convective Heat Transfer Coefficient and Convective Heat Transfer Coefficient Ratio

達率の関係をFig. 7に示す。

## 5. 二重床スラブ模型における実験と測定結果

二重床スラブ模型をTable 2の10ケースの定常実験条件に保ち、床下チャンパーまわりの熱流量を測定した。表中「個」は床吹出口1個当たりを意味する。測定結果をFig. 8に示す。チャンパーへの熱流入を正としている。熱流は、導入給気～吹出し気流、床パネル伝達、スラブ伝達、チャンパー側面伝達の4要素から成るが、その内チャンパー側面伝達熱流量はほとんど無視できる。熱流量の合計は本来0となるべきだが、その値(同図の右欄)は-200W程度のケースが多い。この差の主因は、床パネルとスラブの伝達熱流量を各6個の熱流計の測定値に対応面積を乗じて算出したが、熱流計測定値が対応面積の平均熱流束を必ずしも表さなかったことと考える。

## 6. モデルによる実験結果の再現

### 6.1 1次元展開モデルによる定常実験結果の再現

Table 2の定常実験と同じ条件(導入給気・床パネル上面・スラブ下面の温度測定値を与える)にて、1次元展開モデルにより熱流量を計算した。

熱流量の計算結果をFig. 9に示す。熱流量の合計が0、すなわちチャンパーまわりの熱収支が合っている。また各熱流要素について熱流量の計算値と測定値との対比をFig. 10に示す。どの熱流要素についても計算値は測定値と良く合っているが、特に導入給気～吹出し気流の熱流量で良い一致が見られる。

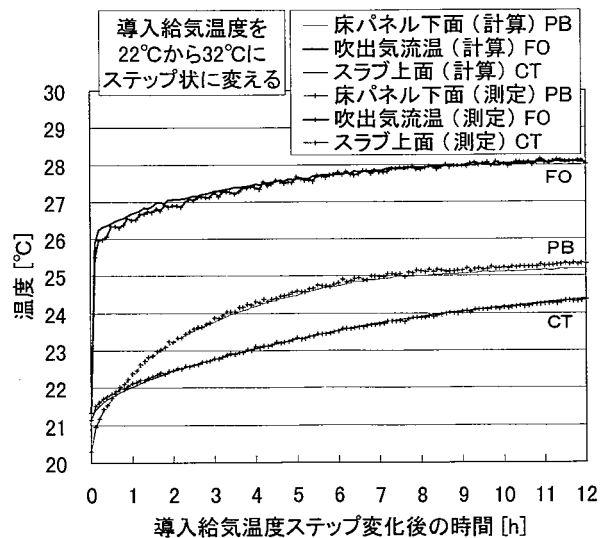


Fig. 12 非定常実験測定値と1次元モデル計算値との照合  
Comparison in Transition Temperatures between Measured and Calculated with 1-Dimensional Model

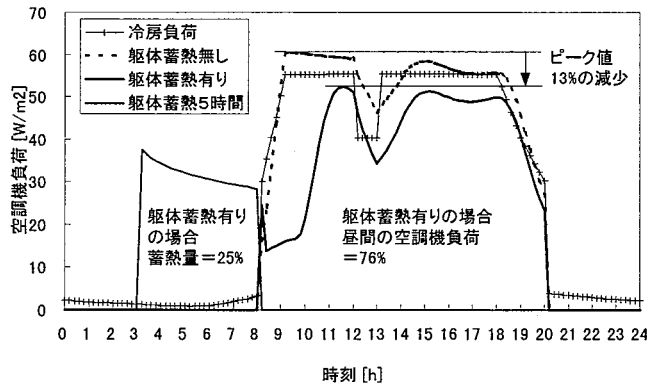


Fig. 13 躯体蓄熱効果のシミュレーション  
Thermal Storage Effect of Building Fabric Simulated with 1-Dimensional Model

### 6.2 1次元対流熱伝達率と対流熱伝達率比率

1次元モデルの1次元対流熱伝達率( $\gamma \cdot \alpha c$ )と対流熱伝達率比率 $\gamma$ を、比較的精度よく測定されたと推定される2つの熱流量(導入給気~吹出し気流, チャンバー側面伝達)から求める。

前述のように、対流熱伝達率 $\alpha c$ は、チャンバー高さ中央の風速 $v_v$ 、気流温度 $T_v$ 、対象面の表面温度の関数である。したがって1次元モデルでの熱収支は次のように表せる。

$$\gamma \cdot \alpha c_{p0} \cdot (T_{p0}'' - T_v'') \cdot A + \gamma \cdot \alpha c_{ct} \cdot (T_{ct}'' - T_v'') \cdot A + Q_0 + Q_s = 0 \quad \dots (8)$$

$$\alpha c_{p0} = f(v_v'', T_v'', T_{p0}'') \quad \dots (9)$$

$$\alpha c_{ct} = f(v_v'', T_v'', T_{ct}'') \quad \dots (10)$$

実験条件ごとに、上記3式すべてが成り立つように収束計算を行い、得られた1次元対流熱伝達率( $\gamma \cdot \alpha c$ )と対流熱伝達率比率 $\gamma$ をFig. 11に示す。

当該面での平均的な熱移動の難易の指標である1次元対流熱伝達率は、導入給気量を多くすると大きくなる傾向が図から読み取れる。また対流熱伝達率比率は、導入給気量条件 $40 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{個})$ 以外ではほぼ等しい。これは、チャンバー構造が同じ場合、ある導入給気量・温度の範囲で、1つの対流熱伝達率比率によりチャンバーまわりの熱流量を予測できることを意味する。対流熱伝達率比率の差は当該面の熱流量の差にほぼ等しい。例えば導入給気量条件 $70 \sim 130 \text{ m}^3 / (\text{h} \cdot \text{個})$ の7個の対流熱伝達率比率の平均値0.74を使えば、これらの条件下では熱流量が約 $\pm 2\%$ の誤差で予測できる。

### 6.3 1次元モデルによる非定常実験結果の再現

1次元モデルは簡易に時間に伴う変化を計算できるので、スラブの蓄熱効果の定量化等に利用できる。その非定常計算の精度を調べるため、Fig. 11の対流熱伝達率比率を1次元モデルに適用し、Table 2の非定常実験結果の再現を試みた。与条件は、0 時点の全温度測定値の他

に、各時点の導入給気・床パネル上面・スラブ下面の温度測定値である。結果の一例をFig. 12に示す。計算結果は測定結果とよく一致している。

## 7. 躯体蓄熱効果のシミュレーション

床吹出し方式で空調される部屋で、夜間5時間(3~8時)床下チャンパー内のみ冷風(導入給気温 $=16^\circ\text{C}$ )を循環させて床スラブを冷やし、昼間の空調機負荷がどの程度減るか、1次元モデルを使い試算した。結果をFig. 13に示す。躯体蓄熱しない場合に対し、夜間に移行してきた空調機負荷は24%、ピーク値は13%減少した。

## 8. まとめ

測定結果から得られた対流熱伝達率は、風速約 $2 \text{ m/s}$ 以上でユルゲスの実験式とよく合った。低風速域においては、アルキメデス数を入れた近似式を提示し、その精度が実用上十分なことを確認した。

床下チャンパーまわりの熱移動の水平分布をシミュレーションするために、1次元モデルを発展させた1次元展開モデルを構築した。測定結果から得られた対流熱伝達率算出式を組み込んだ1次元展開モデルは、定常実験の熱流量をよく表した。また1次元モデルでは、定常実験結果から求められた対流熱伝達率の比率を用いれば、非定常実験の温度変化をよく再現できることを示した。さらに1次元モデルを使い、躯体蓄熱効果を試算した。

## 謝辞

本研究を実施するに当たり、東京大学大学院工学系研究科 鎌田教授より御指導いただきました。ここに記して謝意を表します。

## 参考文献

- 1) 冨家貞男, 藤田尚志, 鎌田元康: 床下チャンパー加圧型の床吹出し空調方式における床下チャンパーの特性 (その6 有風時の対流熱伝達率の算出), 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 B-27, pp. 581~584, 1999
- 2) 空気調和・衛生工学会: 空気調和・衛生工学便覧第12版 1基礎篇, pp. 161, 1995
- 3) 渡辺要: 建築計画原論 II, pp. 63~64, pp. 59~60, 1965
- 4) N. Barnard: Dynamic energy storage in the building fabric, TR 9/94 a technical report from BSRIA, The Building Services Research and Information Association, pp. 82, pp. 84, 1995