

# 中空デッキプレート方式躯体蓄熱空調システムの性能評価

藤田 尚志 小宮 英孝

## Evaluation of Performance of Building Thermal Mass Storage System with Cellular Decks

Hisashi Fujita Hidetaka Komiya

### Abstract

"Air insufflation systems", where air is blown upwards onto the underside of the floor slab, are widely used for building thermal mass storage. However, the effective thermal storage steeply decreases with distance from the blowing point. To improve the thermal storage distribution, we have developed a "Cellular deck system", where air flows through air passages consisting of cellular decks on the underside of the slab as well as covering plates. A mock-up of this system was made and its thermal characteristics were measured. We have also developed a simulation model, where the slab section is divided into thermally connected cells. The simulation outputs accurately reproduced both measured results of steady state and of transition after supply air temperature change. The thermal storage was measured in a room with an air insufflation system, and simulation was carried out for the same room with a cellular deck system, showing 1.8 times more thermal storage for 85% average slab thickness than the air insufflation system.

### 概要

躯体蓄熱空調システムにおいて一般的に用いられる「空気直接吹付け方式」では、床スラブ下面に鉛直上向きに空気を吹付けるため、吹付けられたスラブ部分に蓄熱が片寄る。これを改善するために「中空デッキプレート方式」を考案した。スラブ下面のデッキプレートの溝に蓋をして形成した空気流路に空気を流し、スラブと熱交換させる。その実大模型を製作し、測定した熱的性能をシミュレーションにて再現することを試みた。スラブ断面をセルに分割し熱回路網を形成するシミュレーション方法を採用した。シミュレーション結果は、熱的定常状態、および給気温度変化後の非定常状態の測定結果のいずれもほぼ再現した。空気直接吹付け方式の空調設備がある一室で実測された蓄熱状態について、中空デッキプレート方式に置き換えた場合をシミュレーションにて計算し、比較した。後者の平均スラブ厚さは85%であるが、蓄熱量は1.8倍と算出された。

### 1. はじめに

躯体蓄熱空調システム<sup>1)</sup>において一般的に用いられてきたのは、Fig.1左に示す「空気直接吹付け方式」である。これは天井裏空間内でスラブ下面に鉛直上向きに空気を吹付けてスラブに蓄熱する方式で、簡易ではあるが吹付けられたスラブ部分に蓄熱が片寄る。この現象は冷風吹付けの場合に顕著で、冷風は周囲空気より比重が大きく、すぐに下降するためと説明できる。これを改善するため「中空デッキプレート方式」を考案した。その性能について、中部電力(株)エネルギー応用研究所と共同で、実大模型実験・シミュレーション・空気直接吹付け方式の実測結果との比較にて確認した結果を報告する。

### 2. 中空デッキプレート方式とは

Fig.1右に中空デッキプレート方式のシステム図を、Fig.2に中空デッキプレートの構成、またPhoto 1には中空デッキプレートの下面を示す。凹凸形状のデッキプレートの下面の溝に蓋(底板)をすることで細長い空間

(空気流路)を形成し、そこに冷風または温風を流す。空気はデッキプレートに接して流れ、その間、デッキプレートを通してスラブと熱交換する。底板には床電路(セルラデッキ)構成用の既製部材が利用できる。空気流路へ空気を送り込むために、空気流路の一端に上面が開いた箱(接続用箱)を付け、それへ給気ダクトを接続する。空気流路の他端は天井裏空間に開放される。

空調運転時には還気を空気流路に通して熱回収するが、ダンパを切り替え、空気流路に空気を流さず天井裏空間から直接還気を空調機に取り入れる経路も用いることで、スラブからの放熱をある程度、制御可能である。

この方式では空気直接吹付け方式に比べて、スラブ下面に亘って平均的に、デッキプレート面近傍の風速増加に伴う対流熱伝達率の向上、デッキプレート面とその近傍の空気との温度差の拡大という2要素から、スラブの蓄放熱量の増加が期待できる。

### 3. 実大模型の概要

Fig.3に中空デッキプレート実大模型のシステム図を

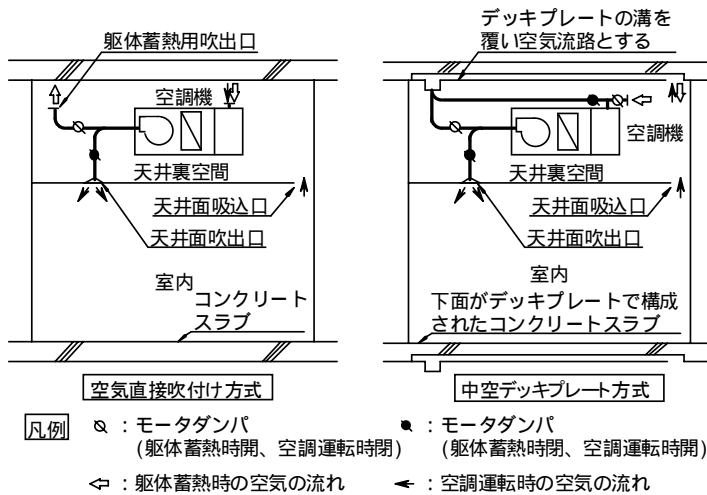


Fig.1 躯体蓄熱空調システム図 (空気直接吹付け方式と中空デッキプレート方式)  
Schematics of Air Insufflation System and Cellular Deck System



Photo 1 中空デッキプレートの下面  
Underside of Cellular Deck System

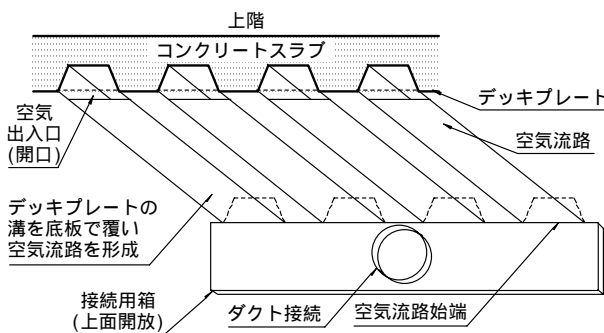


Fig.2 中空デッキプレートの構成  
Configuration of Cellular Deck System

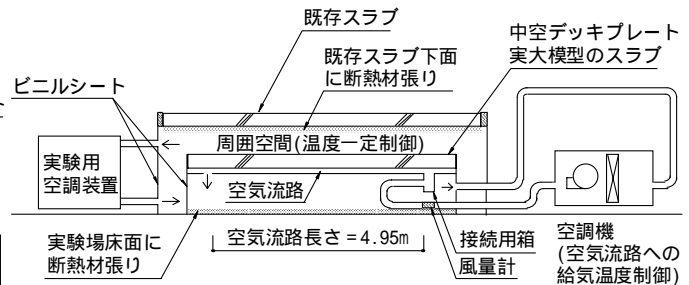


Fig.3 中空デッキプレート実大模型システム図  
Schematic of Full-scale Experimental Rig of Cellular Deck System

示す。実大模型のスラブは、約1.2m幅×5.7m長さ×0.165m厚さで、実験場床から約0.5mの高さに4本の鉄骨梁(図中省略)で支えられる。実大模型のスラブ上面から約0.3m上方に既存スラブがある。既存スラブの外周はビニルシートで覆われ、その中で実大模型のスラブ外縁から実験場床まで別のビニルシートが垂れる。これによって実大模型の下方空間と周囲空間の2つに区分される。実大模型の空気流路への給気は、空気流路を通して出たから、実大模型の下方空間を経由して、周囲空間の空気と混合することなく空調機に戻る。空気流路への給気量・給気温度、および周囲空間の温度は、一定に制御可能である。

実大模型のスラブ上面・下面とそれらの対向面との間で授受される放射熱流量を算出するために、既存スラブ下面と実験場床面を断熱材(スチレン発泡板25mm厚)で覆って外界からの影響を抑制し、その断熱材の表面温度を対向面温度とした。

Fig.4に実大模型スラブの見上げ図、Fig.5に断面図を示す。このように温度測定点(Cu-Co熱電対)を配した断面(「測定断面」と呼称)をスラブ長さ5.7mの中で8カ所(Fig.4中、A~H)設けた。その内、熱流計を設置したのは2つの測定断面CとEである。

実大模型の熱的特性を調べるため、次の2種類の実験を行った。

- 1) 熱的定常状態における測定 実大模型を設定条件下に最低2日間置き、熱的に定常と見なされる状態で、1分間隔で30回データ収録した。
- 2) 給気温度ステップ変化における測定 実大模型を設定条件下に最低2日間置いた後、給気温度を他の一定値に変化させ、時間経過に伴う模型各部の変化のデータを、6分間隔で121回収録した。

Table 1に、実験の設定条件を示す。各条件を「CASE-(流路内風速)-(周囲空間温度)/(給気温度)」の形で名づける。

#### 4. シミュレーションの方法

時間経過に伴う熱移動状態変化を表せるよう、簡易な熱回路網によるシミュレーションを制作した。実大模型の空気流れと垂直の断面において、Fig.6に示す部分を代表域とする。隣接する部分との境界線で、形状および熱移動状態が対称であるとして扱える。代表域を3つに区切り、各部をセルと呼ぶ。Fig.6には、温度定義点の位置、およびそれらを結ぶ熱回路網も併せて示す。

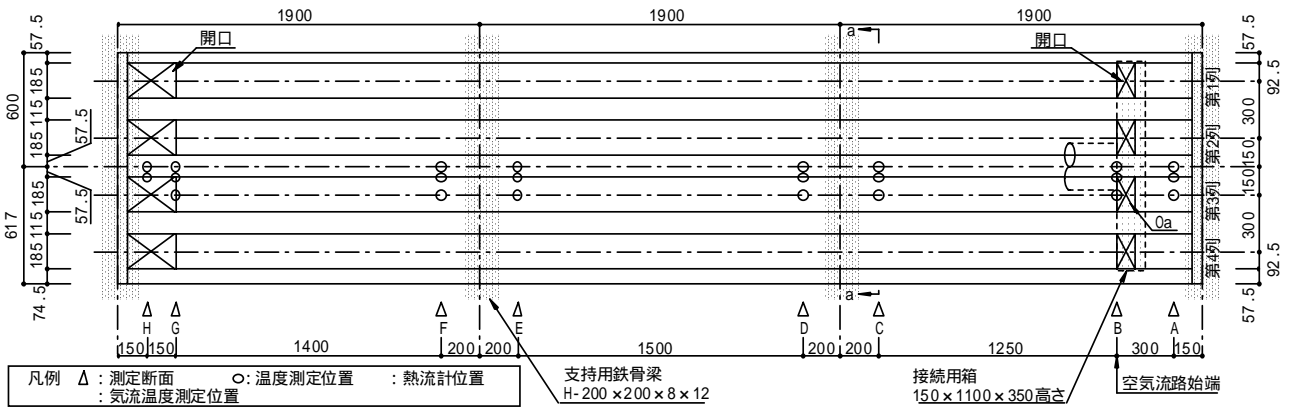


Fig. 4 実大模型スラブの見上げ図  
Underside of Full-scale Experimental Rig

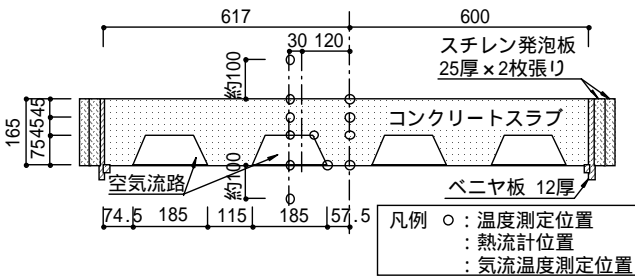


Fig. 5 実大模型スラブの断面図(a-a断面)  
Section a-a of Full-scale Experimental Rig

Table 1 実験の設定条件  
Experimental Cases

実験種類	空気流路内風速 [m/s]	周囲空間温度 [ ]	給気温度 [ ]
熱的定常状態における測定	3 または 5 または 7	16 または 26	26 または 16
給気温度ステップ変化における測定	3 または 5 または 7	16 または 26	16 26 または 26 16

Table 2 シミュレーションで与えた放射熱伝達率  
Heat Transfer Coefficients Inputted into Simulation

対象面	放射熱伝達率 [W/(K・m <sup>2</sup> )]
スラブ上面 r <sub>ct</sub>	4.7
空気流路内上面および側面 r <sub>cb</sub>	0.24
空気流路内下面 r <sub>pt</sub>	0.36
スラブ下面および底板下面 r <sub>pb</sub>	0.57

3つの温度定義点(T<sub>e1</sub>, T<sub>e2</sub>, T<sub>c</sub>)で各セルの温度を代表し、各セルの熱量変化の計算には、それぞれの熱容量を温度に乗じる。これら以外の、面上および底板(T<sub>p</sub>)の温度定義点には、対応する熱容量はない。空気流路側面(T<sub>es</sub>)を通過する熱量を求めるには、その斜めの実寸(L<sub>23</sub>)を用いる。

空気流路内上面(T<sub>cb</sub>)と側面(T<sub>es</sub>)の温度はほぼ等しいと仮定し、互いの放射熱伝達を無視する。これらの面が空気流路内下面(底板T<sub>p</sub>の上面)に対する放射熱伝達率は同一値とし、かつ空気流路内すべての放射伝熱量がバランスするように流路内各面の放射熱伝達率を算出した(Table 2)。なお流路内の全面およびデッキプレート面の長波放射率は測定結果から0.1, その他の面では0.9とした。

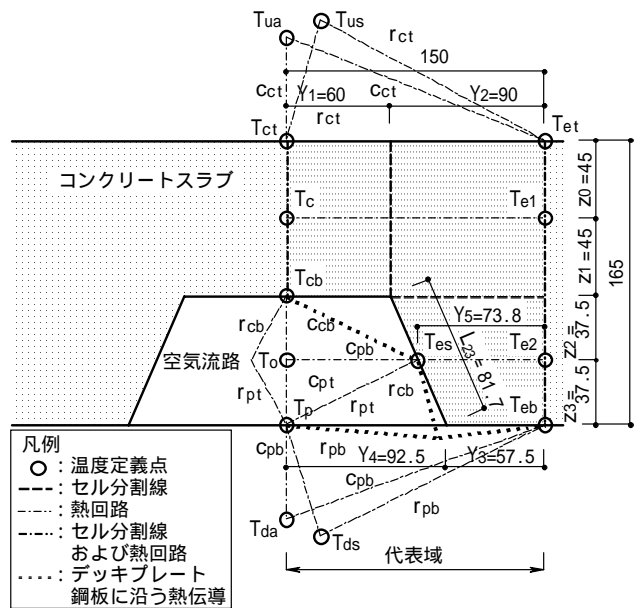


Fig. 6 シミュレーションで用いた温度定義点と熱回路網  
Representative Temperature Points and Heat Transfer Network Applied to Simulation

デッキプレート鋼板に沿う熱伝導 (Fig. 6 参照) がシミュレーション結果に影響することが予想されたので、その熱伝導を熱回路網に含めた。この熱回路網を基にした熱移動基本方程式をTable 3に示す。

## 5. シミュレーション結果と測定結果との照合

### 5.1 熱的定常状態における測定

まず、実大模型を熱的定常状態に保って測定した、測定断面CおよびEにおける温度分布を、シミュレーションによる再現対象とした。シミュレーションで入力した対流熱伝達率は、測定結果から得られた値(Fig. 7およびFig. 8)である。Fig. 7では、測定結果から求めた空気流路内面の対流熱伝達率の値を流路内風速との関係で表した。ただし、空気流路内上面と側面の対流熱伝達率は同じと仮定した。参考として、風速から対流熱伝達率を求める式として知られるユルゲスの実験式(風速5m/s以下で、対流熱伝達率[W/(K・m<sup>2</sup>)] = 3.95 × (風速[m/s]) +

Table 3 シミュレーションで用いた熱移動基本方程式  
Heat Transfer Equations Applied to Simulation

温度定義点	基本方程式	添字の説明
スラブ上面 T <sub>ct</sub>	$\alpha c_{ct} (T_{ct} - T_{ua}) + \alpha r_{ct} (T_{ct} - T_{us}) = \frac{\lambda_c}{z_0} (T_c - T_{ct})$	a : 空気 b : 下面 c : コンクリート d : スラブ下方
スラブ上面 T <sub>et</sub>	$\alpha c_{ct} (T_{et} - T_{ua}) + \alpha r_{ct} (T_{et} - T_{us}) = \frac{\lambda_c}{z_0} (T_{e1} - T_{et})$	e : 全コンクリート部分 m : 流路内平均 o : 流路内空気
スラブ内 T <sub>c</sub> , T <sub>e1</sub> , T <sub>e2</sub>	$\frac{\partial T_c}{\partial t} = \frac{\lambda_c}{C_c \rho_c} \left( \frac{\partial^2 T}{\partial y^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} \right)$	p : 底板 s : 対向面 または 側面 t : 上面 u : スラブ上方
流路内上面 T <sub>cb</sub>	$\frac{\lambda_c}{z_1} (T_{cb} - T_c) + \frac{\lambda_p z_p / Y_1}{Y_1 + (L_{23} / 2)} (T_{cb} - T_{es}) = \alpha c_{cb} (T_o - T_{cb}) + \alpha r_{cb} (T_p - T_{cb})$	記号の説明 A : セルの面積 [m <sup>2</sup> ] C : 定圧比熱 [J/(kg·K)] L : 長さ [m] T : 温度 [ ] t : 時間 [h] v : 流路内風速 [m/s] x : 流路内空気流れ方向の距離 [m] Y : 流路内空気流れと直角方向の水平距離 [m] z : 鉛直距離 [m]
空気流路側面 T <sub>es</sub>	$\frac{\lambda_c}{Y_5} (T_{es} - T_{e2}) + \frac{\lambda_p z_p / L_{23}}{Y_1 + (L_{23} / 2)} (T_{es} - T_{cb}) + \frac{\lambda_p z_p / L_{23}}{(L_{23} / 2)} (T_{es} - T_{13}) = \alpha c_{cb} (T_o - T_{es}) + \alpha r_{cb} (T_p - T_{es})$ ここで、 $(T_{13} - T_{es}) / (L_{23} / 2) + (T_{13} - T_{eb}) / Y_3 + (T_{13} - T_p) / Y_4 = 0$	c : 対流熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)] r : 放射熱伝達率 [W/(m <sup>2</sup> ·K)]
空気流路内 T <sub>o</sub>	$C_o \rho_o (A_y / 2) v_m \frac{\partial T_o}{\partial x} = \alpha c_{pt} (T_p - T_o) Y_4 + \alpha c_{cb} (T_{cb} - T_o) Y_1 + \alpha c_{cb} (T_{es} - T_o) L_{23}$	: 熱伝導率 [W/(m·K)] : 密度 [kg/m <sup>3</sup> ]
流路内下面 (=底板) T <sub>p</sub>	$\alpha c_{pt} (T_p - T_o) + \alpha r_{cb} (T_p - T_{cb}) \frac{Y_1}{Y_4} + \alpha r_{cb} (T_p - T_{es}) \frac{L_{23}}{Y_4} + \frac{\lambda_p z_p / Y_4}{Y_4} (T_p - T_{13}) = \alpha c_{pb} (T_{da} - T_p) + \alpha r_{pb} (T_{ds} - T_p)$	
スラブ下面 T <sub>eb</sub>	$\frac{\lambda_c}{z_3} (T_{eb} - T_{e2}) + \frac{\lambda_p z_p / Y_3}{Y_3} (T_{eb} - T_{13}) = \alpha c_{pb} (T_{da} - T_{eb}) + \alpha r_{pb} (T_{ds} - T_{eb})$	

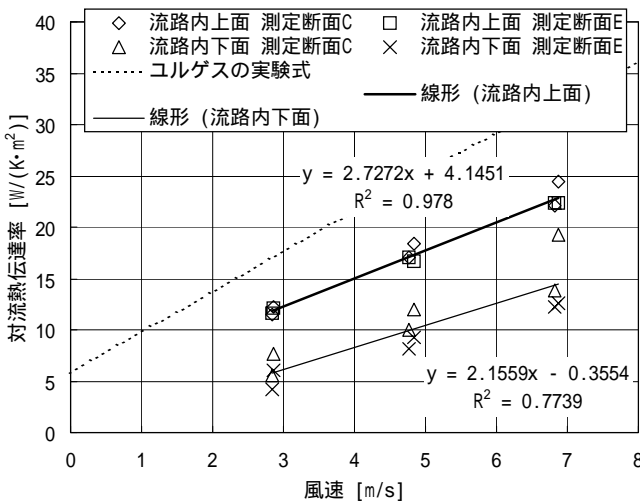


Fig.7 空気流路内面の対流熱伝達率  
Convective Heat Transfer Coefficient  
on Inside Surfaces of Air Passage

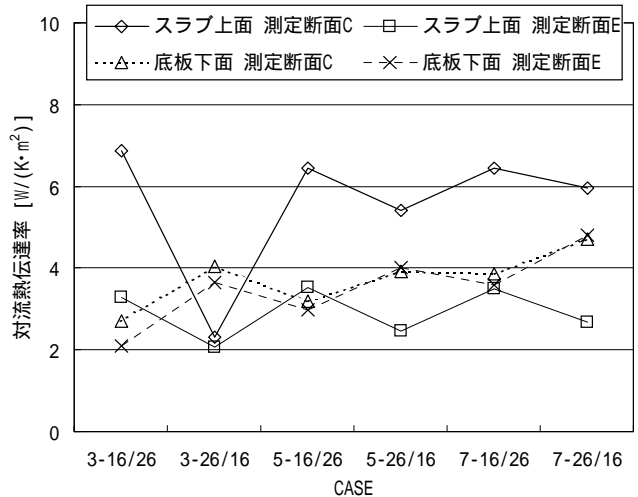


Fig.8 スラブ上面と底板下面の対流熱伝達率  
Convective Heat Transfer Coefficient  
on Slab Upper Surface and Plate Lower Surface

5.8)、5m/s超で、 $7.14 \times (\text{風速})^{0.78}$ による対流熱伝達率も図示した。測定された対流熱伝達率は、流路内上面・下面ともユルグスの実験式から予想される値より小さく、それぞれ約70%、約40%である。

シミュレーション結果と測定結果との照合の一例をFig.9に示す。空気流路内風速7m/s、周囲空間温度/給気温度の組合わせが26 /16 の場合の、測定断面Cにおける温度分布である。シミュレーション結果は測定結果を概ね再現した。

5.2 給気温度ステップ変化における測定

実大模型を熱的定常状態に保った後、給気温度を他の

一定値に変化させて測定した結果を、シミュレーションで再現することを試みた。再現対象を、実大模型の空気流路始端(接続用箱との境界。Fig.2参照)から他端の開口までの4.95mとした。この空気流路に亘るシミュレーションは、空気流路長さを分割し(0.99mずつの5等分割とした)、代表域を各部の長さ方向中央で定義し、空気温度のシミュレーション結果をつなげることで可能となる。空気流路内面の対流熱伝達率を、測定結果から求められた近似式(Fig.7中に記載)にて計算した。

シミュレーションに入力したのは、測定から得られた初期温度と、全時刻の空気流路内風速・給気温度・上方対面温度・上方空気温度・下方空気温度・下方対面温度

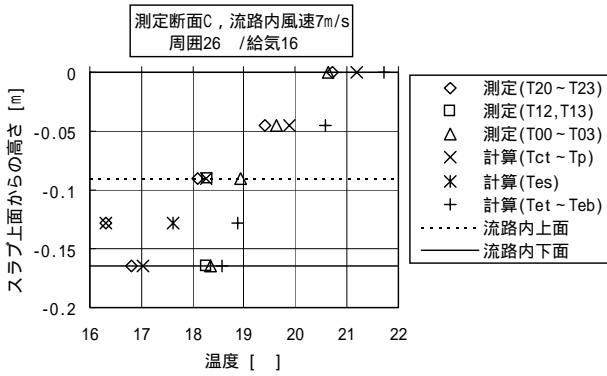


Fig.9 シミュレーション結果と測定結果との照合 (断面温度分布)

Comparison between Simulation output and Measurement Result (Temperature Profile in Slab Section)

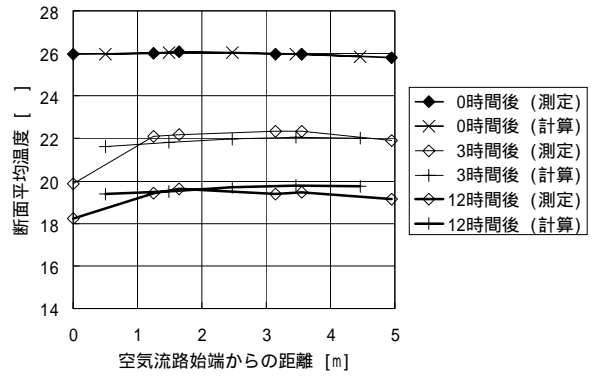


Fig.10 シミュレーション結果と測定結果との照合 (断面平均温度)

Comparison between Simulation output and Measurement Result (Sectionally Averaged Temperature)

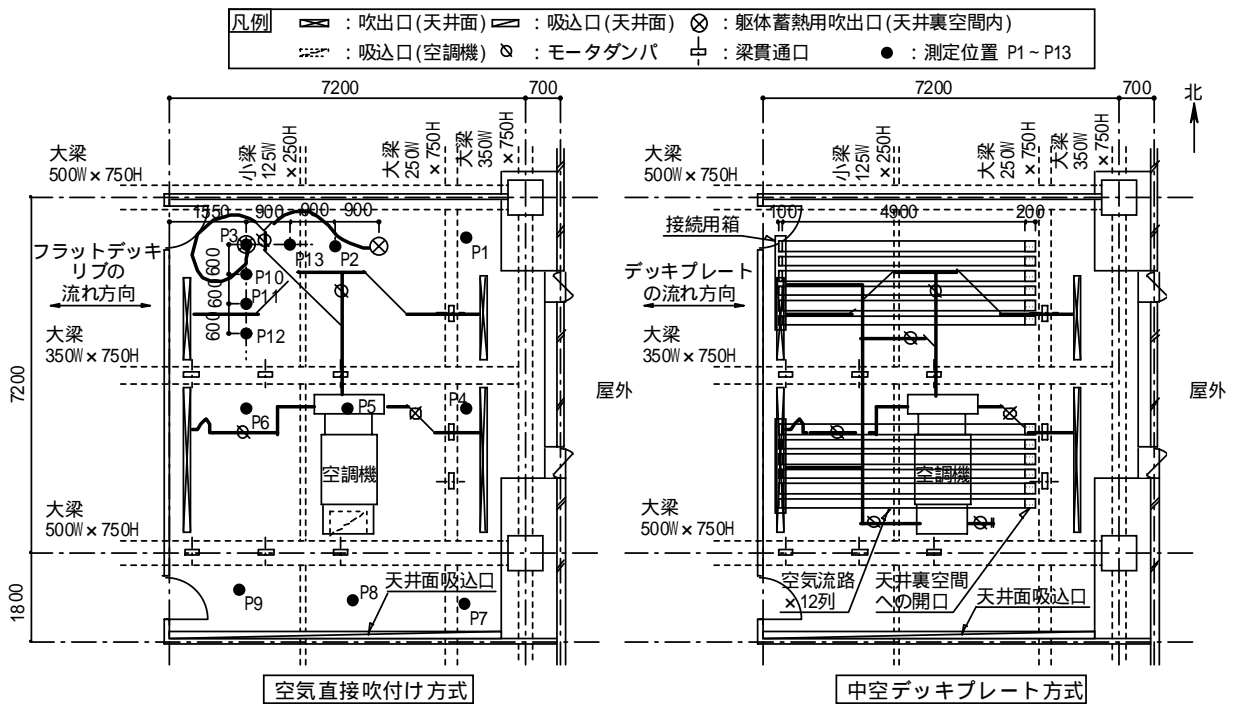


Fig.11 躯体蓄熱空調設備平面図 (空気直接吹付け方式と中空デッキプレート方式)  
Plans of Air Insufflation System and Cellular Deck System

である。時間刻み幅は0.1hである。

空気流路内風速7m/s, 周囲空間温度26℃, 給気温度26℃

16℃の設定条件における断面平均温度について, 給気温度変化後0, 3, 12時間の測定値との照合結果をFig.10に示す。ここで断面平均温度とは, Fig.5に示す温度測定位置の温度を, 対応する断面積で加重平均した温度である。シミュレーション結果は測定値をほぼ再現した。

### 6. 空気直接吹付け方式との性能比較

空気直接吹付け方式の躯体蓄熱システムにて空調される一室(床面積71.1m<sup>2</sup>)において, 夏期に躯体蓄熱システムの性能実測を, 中部電力(株)エネルギー応用研究所と共同で行った。その時と同条件, ただし中空デッキプレート方式に代えた場合のスラブ蓄熱量をシミュレ

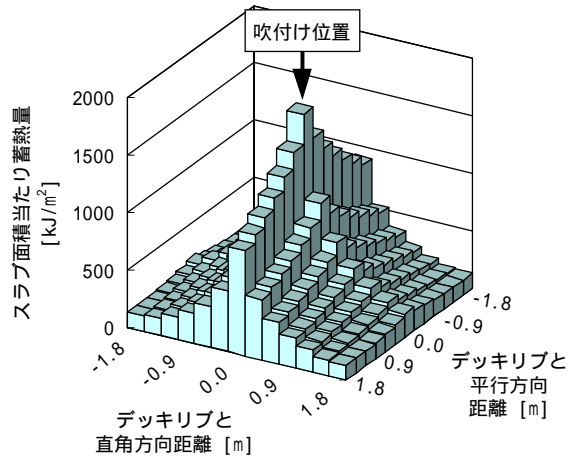


Fig.12 空気直接吹付け方式におけるスラブ蓄熱分布  
Slab Thermal Storage Distribution with Air Insufflation System

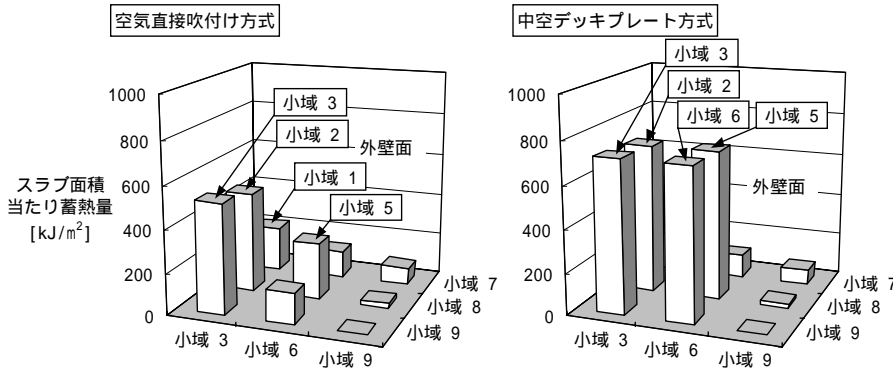


Fig.13 小域ごとのスラブ面積当たり蓄熱量  
(空気直接吹付け方式と中空デッキプレート方式)  
Thermal Storage per Slab Division  
of Air Insufflation System and Cellular Deck System

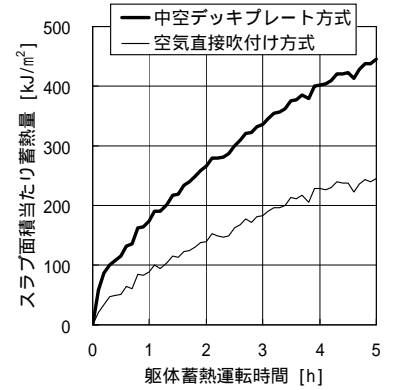


Fig.14 スラブ全域におけるスラブ面積当たり蓄熱量の時間変化  
Change in Thermal Storage  
per Area of Whole Slab

シオンにて計算し、空気直接吹付け方式の実測結果と比較した。

### 6.1 空気直接吹付け方式の概要と実測方法

実測対象室の空気直接吹付け方式躯体蓄熱空調設備の平面図をFig.11左に示す。図中のP1～P13が温度測定位置を表す。各温度測定位置ごとに、スラブ上下面の2点、およびスラブ内に鉛直方向に等間隔で配置した3点で温度を測定した。スラブは厚さ150mmの平板である。スラブ下面はフラットデッキで構成され、図に示した方向にデッキのリブが走る。躯体蓄熱運転時には、天井裏空間にある2つの躯体蓄熱用吹出口からスラブ下面に空気を鉛直上向きに直接吹付ける。空調運転時には、天井面の東西にあるライン型吹出口から室内へ給気する。

夏期代表日には、躯体蓄熱運転を3時から8時までの5時間行い、その間13一定の空気を約1400m³/hで吹付けた。

### 6.2 中空デッキプレート方式の概要とシミュレーションの方法

中空デッキプレート方式に代えた場合の平面図をFig.11右に示す。空気流路を4.9m長さ×12列とした。従って供給風量1400m³/hでは流路内風速は3.2m/sとなる。図中に示されるように、空気流路は小梁上を通過するが、大梁上は通らない。スラブ断面はFig.5と同様であるので、その平均厚さは127mmである。

シミュレーションの方法は4～5章に記したのと同様である。ただし流路長さ4.9mを5等分割した。流路内の風速値は、0.1時間ごとに実測された供給風量が12列の空気流路に均等に分配されると仮定して求めた。

### 6.3 スラブ蓄熱量の比較結果

空気直接吹付け方式においては、吹付け位置から離れるにつれてスラブ蓄熱量が急激に減少する。躯体蓄熱吹出口直上の測定位置P3のまわりで実測された結果から求められた蓄熱量分布をFig.12に示す。

スラブ全域を梁で区切られた小域に分け、Fig.11左の

測定位置P1～P9に対応して小域1～小域9と呼ぶことにする。各小域におけるスラブ面積当たりの蓄熱量(蓄熱運転5時間後)をFig.13に示す。図左の空気直接吹付け方式において、空気が吹付けられる小域2と小域3の蓄熱量は、上述の蓄熱量分布を考慮したスラブ面積平均の値である。それでも小域2と小域3でスラブ蓄熱量が最も大きく、空調機選気口のある小域5が続く。それに対し図右の中空デッキプレート方式では、空気流路がある小域2,小域3,小域5,小域6で蓄熱量が最も大きく、空気直接吹付け方式の小域2と小域3の値に比べて1.4～1.5倍である。

スラブ全域におけるスラブ面積当たり蓄熱量の時間変化をFig.14に示す。空気直接吹付け方式に対し、中空デッキプレート方式の平均スラブ厚さは85%であるにもかかわらず、蓄熱量は1.8倍である。

## 7. おわりに

空気直接吹付け方式に比べて、中空デッキプレート方式ではスラブ蓄熱量を大きくできるため、昼間の空調機負荷の削減、熱源と空調機の容量低減といった躯体蓄熱システムの持つ利点をより大きく引き出せる。また躯体蓄熱では蓄放熱量の予測法が確立されていないため、躯体蓄熱システムの設計に困難な面があるが、その予測法の一例を提示した。

### 謝辞

本論文の内容は、中部電力(株)エネルギー応用研究所との共同研究で得られた成果の一部である。共同研究者である 渡邊 激雄 研究主幹 を始めとする関係各位に深謝致します。

### 参考文献

- 1) 藤田,小宮,平山:実測による躯体蓄熱空調システム性能指標の統計的算出法,大林組技術研究所報, No.62, (2001.1)