ボイドスラブを空調用ダクトとして利用する場合の
熱性能の数値解析A NUMERICAL ANALYSIS OF THERMAL PERFORMANCE
OF VOID SLABS USED AS AN AIR-CONDITIONING DUCT

小原 聡 司*, 赤 坂 裕**

Satoshi OBARA and Hiroshi AKASAKA

Unsteady state thermal behavior of void slabs used as an air-conditioning duct was numerically analyzed with FEM computer program. Non-insulated void slab and eight types of insulated void slab were simulated. The following results were obtained:

(1) When a void slab is used as a floor, inside surface of the void should be insulated. If the thickness of insulation exceeds 30 mm, the temperature difference on the floor surface becomes less than 1 degree C and the surface condensation during cooling period can almost be avoided.

(2) When a void slab is used as a roof, inside surface of the void as well as exterior surface of the roof should be insulated. The recommended thickness of insulation is more than 30mm for inside surface of the void and 100 mm for exterior surface of the roof, respectively.

Keywords: void slab, finite element method(FEM), air-conditioning duct, simulation

ボイドスラブ, 有限要素法, 空調用ダクト, 数値計算

1. はじめに

本研究で扱うボイドスラブとはコンクリート躯体内部に水平な円筒状の中空部(ボイド)を並列に配置したスラブである。ボイドスラブは構造的な利点¹⁾やすぐれた遮音性能^{2), 3)}により, 事務所ビルや集合住宅で広く使用されている。

このボイドスラブを空調用ダクトとして利用すれば, 水平ダクトの施工が不要になること, ダクトスペースが節約できること等の点で有利である。しかし一方ではボイドの空気流とボイド内表面との間に熱授受が生じて供給空気の温度が変化し, 空調に有効利用できる熱量が減少する等, 熱的な面では不利になる可能性もある。このような熱収支にはボイドスラブの断熱法が大いに影響する。したがってボイドを空調ダクトとして利用するには, ボイドスラブの伝熱特性をその断熱法と関連づけて明らかにしておく必要がある。

本研究ではボイドスラブに有限要素法(FEM)による2

次元の非定常伝熱解析を適用し, 供給空気流と直交する平面内における温度分布とボイド内の空気温度を求め, これを流れ方向に繰り返すことによってボイドスラブの非定常伝熱を3次元的に解析する方法を開発した。ボイドの熱伝達に関しては, ボイド内気流速度による中空部の対流熱伝達率の変化とボイド内表面の相互放射の影響を考慮した。

次に上記の解析法を適用し, 種々の断熱を施したボイドスラブを事務所ビルの最上階または中間階の空調ダクトとして用いる場合について, ボイドスラブ各部の温度や熱流量を求める数値計算を行った。この計算においては現実的な送風量(流速)と送風温度を設定し, 外気温・室温に関しては日周期変動を考慮した。また供給された熱量のうち室の冷暖房に真に寄与する割合を表す係数を定義し, 各種ボイドスラブについての同係数の計算結果に基づき, ボイドスラブの断熱方法について考察を加えた。さらに冷房時における中間階のスラブ表面について

* 都城工業高等専門学校建築学科 講師・工修

** 鹿児島大学工学部建築学科 教授・工博

Asst. Prof., Dept. of Architecture, Miyakonojo National College of Technology, M. Eng.

Prof., Dept. of Architecture, Faculty of Engineering, Kagoshima University, Dr. Eng.

は、結露発生の可能性及び断熱による結露危険性の軽減効果も検討した。以上の内容について報告する。

2. 数値解析の手法

2.1 2次元熱伝導方程式に対する有限要素式と差分法

式(1)は固体内部の2次元熱伝導方程式を示す。

$$\rho c \frac{\partial \theta}{\partial t} = \lambda \left(\frac{\partial^2 \theta}{\partial x^2} + \frac{\partial^2 \theta}{\partial y^2} \right) \quad \dots\dots(1)$$

ここで、

ρ : 密度, [kgf/m³] c : 比熱, [J/kgf·K]
 θ : 温度, [°C] λ : 熱伝導率, [W/m·K]

式(1)に対してGalerkin法を適用し、境界条件も含めて空間的に離散化を行った有限要素式の一般的表現は次式となる⁴⁾。

$$[K]\{\phi\} + [C]\left\{\frac{\partial \phi}{\partial t}\right\} = \{F\} \quad \dots\dots(2)$$

ここで、

$[K]$: 熱伝導マトリックス $\{\phi\}$: 節点温度ベクトル
 $[C]$: 熱容量マトリックス $\{F\}$: 熱流束ベクトル

式(2)に対し、Crank-Nicolson形の差分化により、時間的な離散化を行った場合の一般式は次式となる。

$$\left(\frac{1}{2}[K] + \frac{1}{\Delta t}[C] \right) \{\phi(t)\} = \left(-\frac{1}{2}[K] + \frac{1}{\Delta t}[C] \right) \{\phi(t - \Delta t)\} + \{F\} \quad \dots\dots(3)$$

ここで扱うボイドスラブに関しては、全三角形要素の節点とボイドの空気温度が未知数であり、 $\{\phi\}$ はこれらの温度を要素とするベクトルである。 $[C]$ は熱伝達面の有無に影響されないが、 $[K]$ と $\{F\}$ は熱伝達面の有無、熱伝達面間の相互放射を考慮するか否か等によって異なる。ボイドスラブに対応した有限要素式や差分化した式については既発表の文献[1], [2]にまとめてある。

2.2 ボイドスラブの断面形状のモデル化

図1は円形断面のボイドを有するスラブの、供給空気の流れ方向に直交する断面を示す。スラブ本体は厚さ400mmのコンクリートであり、内部に厚さ0.5mmのスチール

図1 ボイドスラブの断面 単位[mm]

図2 有限要素によるボイドスラブの分割モデル例 単位[mm]

ル管(ワイディング・パイプ)で囲われた円筒状中空部(ボイド)を有している。ボイドの配置間隔はスラブ厚と同じ400mmである。図2は三角形要素による分割例を示す。円筒状ボイドは図に示すような正八角柱(形)で近似した。断熱境界面はボイドの配置間隔と等しくとった。ボイド部の形状や要素分割形状については分割の粗細が解に影響することが予想される。そこでFEM汎用解析ソフトウェア⁵⁾の要素分割機能を用いた細かな要素分割(以後細分割モデルと呼ぶ)と、本研究で用いた分割モデル(以後粗分割モデルと呼ぶ)を同一プログラムで計算した。両モデルとも初期条件や境界条件は同一(スラブの初期温度及び上下空間の温度0°C, 対流熱伝達率上側11.6 W/m²·K, 下側7.0 W/m²·K, ボイド表面15.0 W/m²·K)とし、ボイド空気温を10°Cに励振させた場合の定常時の温度分布を求めた。両モデルで共通の座標における温度分布を図4に示す。ボイド表面温度は節点⑦で最大0.41°Cの差があるが、他は0.05°C未満である。また上下表面温度は0.2°C(節点③)程度の差である。このように細分割モデルと粗分割モデルの違いはわずかである。そこで粗分割モデルを断面モデルとして採用した。なお実際のボイドスラブではコンクリートの打ち込み時にスチール管の位置を保持するため、鉄筋やスペーサー等の金属材料を使用するが(図1参照)、これらは3次的に大きな間隔で配置されるため熱的な影響は小さいと判断し、ここではそれらを省略したモデル化を行った。

2.3 ボイド空気温度の導出

2.3.1 空調停止時のボイド空気温度

図3に示すような2次元断面のボイド空気温度について、空調停止時には次式が成り立つ。

$$v \rho c \frac{\partial \theta_a}{\partial t} = \sum_{i=1}^8 \alpha_{cni} \frac{l_{i-1} + l_i}{2} (\theta_i - \theta_a) \quad \dots\dots(4)$$

ここで、

v : ボイドの断面積, [m²] θ_i : 節点 i の温度, [°C]

α_{cni} : 節点 i の自然対流熱伝達率, [W/m²·K]

l_i, l_{i-1} : 円に近似させた正八角形の一边の長さ, [m]

円柱状ボイド部分を正八角形(柱)に近似

図3 ボイド断面形状のモデル化

(1)粗分割モデル (2)細分割モデル
図4 要素分割形状が計算結果に与える影響

i : ボイド表面にある節点の番号 ($i = 1 \sim 8$)

t : 計算ステップの時間間隔, [s]

θ_a : ボイド空気温度, [°C]

式(4)に対し, Crank-Nicolson形の離散化を行うと, 式(5)となる。

$$\begin{aligned} & -\sum_{i=1}^8 \frac{\alpha_{cni}(\ell_{i-1} + \ell_i)}{4} \theta_i^t \\ & + \left\{ \sum_{i=1}^8 \frac{\alpha_{cni}(\ell_{i-1} + \ell_i)}{4} + \frac{v \rho c}{\Delta t} \right\} \theta_a^t \\ & = \sum_{i=1}^8 \frac{\alpha_{cni}(\ell_{i-1} + \ell_i)}{4} \theta_i^{t-1} \\ & + \left\{ -\sum_{i=1}^8 \frac{\alpha_{cni}(\ell_{i-1} + \ell_i)}{4} + \frac{v \rho c}{\Delta t} \right\} \theta_a^{t-1} \dots (5) \end{aligned}$$

空調停止時には式(5)を式(3)に組み込んで, $t-1$ 時におけるボイドの空気温度 θ_a^{t-1} 及び全部の節点の温度から, t 時におけるボイド空気温度及び全部の節点の温度を求める。この計算を図5に示すボイドスラブの各断面について行う。

2.3.2 空調時のボイド空気温度

空調時には図5のボイドへの空気供給口から吹出口までの全長 L を分割間隔 ΔL で N 分割したモデルを考え, 第 $n-1$ 断面における節点の温度及びボイド空気温度を用いて第 n 断面の各温度を求める。

n 分割区間におけるボイドの空気温度とボイド表面には次の熱平衡式が成り立つ。

$$q_a = q_c + q_v \dots (6)$$

q_a [J] は Δt 時間内の θ_a^n の温度変化による空気の吸熱量であり, 次式で表される。

$$q_a = \Delta L v \rho c \Delta \theta_a^n \dots (7)$$

ここで,

ΔL : 流れ方向の分割の間隔, $\Delta L = L/N$, [m]

L : ボイド全長, [m] N : 流れ方向のボイド分割数

また q_c [J] は n 分割区間における Δt 時間の対流熱伝達量であり, 次式で表される。

$$q_c = \sum_{i=1}^8 \alpha_{cni} \Delta L \frac{\ell_{i-1} + \ell_i}{2} (\theta_i^n - \theta_a^n) \Delta t \dots (8)$$

図5 供給空気の流れ方向の断面

ここで,

α_{cni} : 節点 i の強制対流熱伝達率, [$W/m^2 \cdot K$]

θ_i^n : 第 n 断面のボイド表面節点 i の温度, [°C]

θ_a^n : 第 n 断面のボイド空気温度, [°C]

q_v [J] は n 分割区間における空気流れによる移動熱量であり, 次式で表される。

$$q_v = v v \rho c (\theta_a^{n-1} - \theta_a^n) \Delta t \dots (9)$$

ここで,

v : 空気の流速, [m/s]

θ_a^{n-1} : 第 $n-1$ 断面のボイド空気温度, [°C]

$\sum_{i=1}^8 \alpha_{cni} \frac{\ell_{i-1} + \ell_i}{2} = \sum_i B_i$ とおくと, 式(6)は,

$$\begin{aligned} \Delta L v \rho c \Delta \theta_a^n &= \sum_i B_i \Delta L (\theta_i^n - \theta_a^n) \Delta t \\ &+ v v \rho c (\theta_a^{n-1} - \theta_a^n) \Delta t \dots (10) \end{aligned}$$

式(10)を t に関する微分形式で表現すると,

$$\begin{aligned} v \rho c \frac{\partial \theta_a}{\partial t} &= \sum_i B_i (\theta_i^n - \theta_a^n) \\ &+ \frac{v v \rho c}{\Delta L} (\theta_a^{n-1} - \theta_a^n) \dots (11) \end{aligned}$$

これをCrank-Nicolson形に離散化すると,

$$\begin{aligned} & -\sum_i \frac{B_i}{2} \theta_i^{t,n} + \left(\sum_i \frac{B_i}{2} + \frac{v \rho c}{\Delta t} + \frac{v v \rho c}{2 \Delta L} \right) \theta_a^{t,n} \\ &= \sum_i \frac{B_i}{2} \theta_i^{t-1,n} \\ &+ \left(-\sum_i \frac{B_i}{2} + \frac{v \rho c}{\Delta t} - \frac{v v \rho c}{2 \Delta L} \right) \theta_a^{t-1,n} \\ &+ \frac{v v \rho c}{2 \Delta L} (\theta_a^{t,n-1} + \theta_a^{t-1,n-1}) \dots (12) \end{aligned}$$

ここで,

$\theta_a^{t,n}, \theta_a^{t-1,n}$: t 時または $t-1$ 時, 第 n 断面のボイド空気温度, [°C]

$\theta_i^{t,n}, \theta_i^{t-1,n}$: t 時または $t-1$ 時, 第 n 断面のボイド表面節点温度, [°C]

式(12)を空調停止時の式(5)と比較すると, 左辺には,

$$\frac{v v \rho c}{2 \Delta L} \theta_a^{t,n} \dots (13)$$

右辺には,

$$-\frac{v v \rho c}{2 \Delta L} \theta_a^{t-1,n} \dots (14)$$

$$\frac{v v \rho c}{2 \Delta L} (\theta_a^{t,n-1} + \theta_a^{t-1,n-1}) \dots (15)$$

が追加されている。いずれも空気流れによる移動熱量の

図6 熱負荷計算を行った事務所ビルの平面 単位[mm]

項である。

空調時には式(12)を式(3)に組み込んで、 t 時におけるボイドの空気温度と全部の節点の温度を第1断面から第N断面方向に逐次求めることができる。

2.4 ボイド表面の熱伝達率と相互放射の取り扱い

ボイド表面節点に総合熱伝達率を与える場合と、対流・放射熱伝達率を分離し各面間の相互放射を考慮する場合とではボイド表面温度に差が生じるため^{[2], [3]}、相互放射の影響を考慮することにする。ボイド表面節点 i からの放射熱伝達量 q_{ri} は式(16)で求められる。

$$q_{ri} = A_i \alpha_{ri} (\theta_i - \sum_{j=1}^8 g_{ij} \theta_j) \quad \dots\dots (16)$$

ここで、

q_{ri} : ボイド表面節点 i ($i = 1 \sim 8$) からの放射熱伝達量, $[W/m^2]$

A_i : 節点 i が代表するボイド表面積, $[m^2]$

α_{ri} : 節点 i の放射熱伝達率, $[W/m^2 \cdot K]$

$$\alpha_{ri} = \varepsilon \sigma_b (T_i^3 + T_i^2 T_m + T_i T_m^2 + T_m^3) \quad \dots (17)$$

θ_i, θ_j : ボイド表面節点 i, j ($j = 1 \sim 8$) の温度, $[^\circ C]$

ε : ボイド表面の放射率(ここでは0.9とする)

σ_b : Stefan-Boltzmann定数 ($= 5.67 \times 10^{-8} [W/m^2 \cdot K^4]$)

T_i : 節点 i の絶対温度, $[K]$

T_m : ボイド表面節点の絶対温度の平均値, $[K]$

g_{ij} : Gebhartの放射吸収係数^{[6], [7]}

対流熱伝達率 α_c は空調時を強制対流^[4]、空調停止時を自然対流とした。空調時(強制対流・乱流状態)の対流熱伝達率 α_{ci} は式(18)^[8] 及び(19)^[9] を用いて求めた。

$$\alpha_{ci} = (\lambda / d_e) Nu \quad \dots\dots (18)$$

α_{ci} : ボイド表面節点 i の強制対流熱伝達率, $[W/m^2 \cdot K]$

λ : 熱伝導率, $[W/m \cdot K]$

d_e : 相当直径(円管の場合直径 d に等しい), $[m]$

Nu : Nusselt数

$$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5} \text{ (Kaysの式)} \quad \dots\dots (19)$$

Re : Reynolds数 Pr : Prandtl数 ($= 0.69$)

$$Re = \rho v / \mu \quad \dots\dots (20)$$

表1 空気およびボイドスラブの構成材の熱物性値^[2]

材 名	空 気	コンクリート	防水モルタル	スチール	断熱材
比 熱 c [J/kgf $\cdot$ K]	1.005	0.879	0.795	0.419	4.480
密 度 ρ [kgf/m ³]	1.20	2200	2000	7800	20
熱伝導率 λ [W/m $\cdot$ K]	0.022	1.105	1.302	44.20	0.041

ν : 動粘性係数, $[m^2/s]$

空調停止時には表面温度とボイド空気温度の差及び熱流方向を考慮して対流熱伝達率 α_{ci} を与えた。すなわち壁温と流体の温度差が5.6 $^\circ C$ 及び16.7 $^\circ C$ における円管内自然対流時の対流熱伝達率^[10]を直線補間して α_{ci} の値を求めた^[2]。

3. 数値解析の目的と計算条件の設定

ボイドスラブのボイドを空調ダクトとして用いる場合、ボイドからスラブへの熱移動によって、ボイドを通過する空気温度が変化する。中間階の場合には、この熱移動によってスラブへ吸収・蓄熱された顕熱は時間遅れを伴って室内に放熱されるから、熱収支の面からいえば中間階のボイドスラブの断熱は不要であるといえる。しかし中間階でも無断熱のままではスラブ表面に温度むらや結露が発生する可能性はある。

一方最上階のボイドスラブが無断熱であるとスラブへ吸収・蓄熱された顕熱のかかなりの部分が貫流熱となって外気に流出する。したがって最上階のボイドスラブについては断熱は不可欠である。

そこでここでは、種々の断熱を行ったボイドスラブを空調に利用する場合についてシミュレーションを行い、以下の観点から考察を加え、ボイドスラブの断熱に関する設計資料をまとめることを試みる。

- 1) 中間階におけるスラブ表面の温度分布
- 2) 最上階スラブにおける室内外表面の流入出熱量
- 3) 最上階スラブ室内側表面の吸放熱を考慮しない場合の供給(除去)熱量の割合
- 4) 最上階スラブ室内側表面の吸放熱を考慮した場合の供給(除去)熱量の割合
- 5) 冷房時の中間階における表面結露発生の可能性

実際の使用条件に近い非定常熱環境を考慮してシミュレーションを行うために、以下に示す条件設定を行った。

① ボイドスラブの断熱箇所・断熱厚さ、全長、分割

ボイドスラブの断熱箇所はスラブの室内側表面、外気側表面、ボイド表面の3箇所が考えられる。そこで図7(a)~(i)に示す9種類の断熱及び無断熱のスラブ断面を想定した。また、供給空気温度・熱流変化を調べるため、図5におけるボイドの全長 L は20m、流れ方向の断面の間隔 ΔL は1mとした。分割数 N は20となる。

図7 計算対象としたボイドスラブの断面

②ボイドへの供給空気温度と風量

ボイドへの供給空気温度の時間変化はスラブ表面の温度分布や室内外への流入出熱量に影響する。この供給空気温度と風量は時刻別の室顕熱負荷と室温により決まる。そこで、典型的なRC造事務所ビルの1フロアにおける時刻別の熱負荷と室温により、供給空気温度と風量を定める方法を採用。熱負荷を計算する建物モデルとして、文献11)のサンプルデータに用いられている事務所ビル(図6参照、所在地:東京、主要構造:RC造、階高3,700mm、天井高2,600mm、外周に幅3,700mm×高さ1,900mmの窓が配置されている)を用いる。また、室内の温湿度(暖房時22℃, 50%, 冷房時26℃, 50%)や室内使用条件も同サンプルデータを利用する。

床や天井に図5のようなボイドスラブを用いると、設定した建物モデルと条件が異なることになるから、熱負荷も当然変化する。しかし、ここで建物モデルを設定する目的は一般的な事務所ビルの空調において妥当とみなせる供給空気温度と風量を得ることであるから、特異な熱負荷でない限りこの目的は達成できよう。そこで用いるボイドスラブ毎にその都度負荷計算は行わず、上記モデルの熱負荷を一律に用いることにする。

外界条件は、文献11)の東京におけるTAC10%の設計計算用気象データを利用する。最上階の場合は同じ気象データからスラブの日射吸収率を0.70、長波長放射率を0.90として求めた相当外気温度を用いる。

以上のような建物条件、室内使用条件及び外界条件から、中間階と最上階のインテリアゾーンの顕熱・潜熱負荷を得、この値と室温から時刻別の供給空気温度と風量

表2 ボイドスラブのケース名とその計算条件

階 (空調 モード)	断熱材厚[mm]		図7 の断面 形状	供給空 気流速 [m/s]	名 称
	外気側	ボイド			
中間階 (暖冷 房)	0	0	(a)	6.00	ケース1
				3.00	ケース2
	0	30	(b)	4.96	ケース3
最上階 (暖冷 房)	0	0	(c)	6.00	ケース4
				3.00	ケース5
	50	0	(d)	3.00	ケース6
	100	0	(e)	3.00	ケース7
	200	0	(f)	3.00	ケース8
	0	30	(g)	4.96	ケース9
				4.96	ケース10
				4.96	ケース11

を決定する。運転方式は定風量式、空調時間は8:00～19:00とした。時刻別の顕熱・潜熱負荷を図8(1)～(3)に、供給空気温度の経時変化を図9(1)～(3)に示す。また相当外気温度を図9(2)(3)に示す。

③シミュレーションのケース設定

表2に示す11のケースについて、冷暖房時の計算を行うことにする。ボイド空気の流速は、6.00、3.00、4.96m/sの3種類である。最上階において図1に示した400mmピッチのボイドを全て空調に使用し、冷房最大負荷時の吹き出し空気温度と室温の差を10℃にとると、流速は約3.00m/sとなる。流速6.00m/sは流速3.00m/sに比べて室温と供給空気温度の差を半分にした場合と同じ熱負荷を処理するための設定である。また4.96m/sはボイド表面の断熱によりボイド断面積が減少し、流速3.00m/sのま

図8 計算対象室の時刻別顕熱、潜熱負荷

図9 計算対象室の室温、相当外気温度および流速3.00、4.96、6.00m/s時の供給空気温度の時刻別値

図10 ボイド表面熱伝達率の経時変化
(中間階, $L_n=1m$, 図4(1)の節点⑨) 図11 暖房時のスラブ表面平均温度
の経時変化
(ケース3およびケース11, $L_n=10m$) 図12 スラブ上階側表面平均温度と
供給口からの距離 L_n の関係
(暖房時, 計算7日目)

までは供給風量が減少することを流速で補った場合であり、供給空気と室温との差は3.00m/sの場合と等しい。図10はボイド表面の熱伝達率の経時変化の一例を示す。対流熱伝達率は空調が停止する20時に急激に小さくなるが、それ以外はほぼ一定である。また放射熱伝達率は運転状態の影響に対流熱伝達率ほどは受けていない。ボイド表面に断熱を施したケース3の空調時の対流熱伝達率は、風量を2倍にしたケース1の6.00m/s時の値に近い。

4. 周期定常状態の確認

シミュレーションは周期定常と見なし得るまで計算を繰り返し、周期定常状態の1日を考察の対象とすることにする。計算初日のスラブの初期温度は中間階のスラブについては図9に示した時刻別室温の平均値、最上階のスラブについては時刻別室温と相当外気温度の平均値である。図11は中間階のケース3と最上階のケース11(ともに暖房時)について、図5に示す供給口からの距離 $L_n=10m$ の断面におけるスラブ表面平均温度の経時変化を示す。図より中間階のケース3は2日目ではほぼ周期定常に達しているが、最上階のケース11は周期定常に達するまで5~7日分の計算が必要であることがわかる。そこで中間階については3日分、最上階については7日分の計算

を行い、それぞれ3日目、7日目以降を周期定常状態と見なすことにした。

5. 中間階スラブ表面の温度分布

図12では、ケース2及び3について、スラブ上階側表面温度の変化を、供給口からの距離 $L_n=1, 10, 20m$ について比較した。ケース2(無断熱)では、14時において $L_n=1m$ で24.0°C、20mで23.1°Cであり、供給口から吹出口までの温度差が約0.9°C生じているが、ケース3(ボイド表面30mm断熱)では L_n による温度の差がほとんど生じていない。またケース2では温度の経時変化が $L_n=1m$ の場合で最大約2.6°C生じているがケース3では約1°Cの範囲に収まっており、中間階ではボイド表面を30mm程度断熱することでスラブ表面における流れ方向の温度分布をほぼ均一にできることを示している。

6. 最上階スラブにおける断熱方法の検討

6.1 最上階スラブ表面における流入熱流

図13は最上階スラブの室内外表面における熱流の経時変化を示す。図13(1)(2)は無断熱のケース5の場合である。図中の表面熱流が負の場合はスラブからの流出熱流、

図13 最上階スラブの室内外面における熱流(計算7日目, $L_n=10\text{m}$)図14 最上階スラブの外気側表面における熱流の比較(計算7日目, $L_n=10\text{m}$)

正の場合はスラブへの流入熱流を表す。表面平均熱流の経時変化は異なるが、いずれも外気側表面の熱流が室内側表面の熱流を大幅に上回っている。したがって外気に対する熱の流出入を防ぐためにはスラブの外気側を断熱する必要がある。図13(3)(4)は外気側表面に厚50mmの断熱材を貼布したケース6の場合を示す。ケース5に比べ冷暖房時ともに室内側表面の熱流はあまり変化がないが、外気側表面の熱流が大幅に減少しており、断熱の効果が表れている。図14は無断熱の場合と外気側表面やボイド表面を断熱した場合の外気側表面熱流の比較を示す。無断熱仕様のケース5に比べ、有断熱のケースはいずれもスラブ外気側表面の熱流が大幅に低下している。また外気側表面にのみ厚200mmの断熱を施したケース8と外気側100mm、ボイド表面30mmの断熱を施したケース11では後者の方が表面熱流がやや少なくなっている。

6.2 供給熱量の変化に対する予測係数の定義

ボイドへの供給熱量の一部はスラブへ吸収されるが、最上階ではその熱量の一部は外気へ流出するから、ボイドへの供給熱量のすべてが冷暖房に有効な熱量になるとはいえない。断熱の有無や断熱法によってこの有効熱量はかなり変化するから、効果的な空調を行うためにはスラブから外気への流出分や室への放熱量を知る必要がある。この目的のため、室の空調に寄与する実質的な供給熱量を次の①～④に定義する係数で表示することにした。なお定義の説明上暖房時を想定したが、定義された内容は②の指標を除いて暖房・冷房にかかわらず適用できる。

①有効熱量率 ETR_{Ln} 図5の供給口からボイドへ供給される熱量のうち、吹出口から室に供給される熱量の割合を有効熱量率 ETR_{Ln} (Effective Thermal Rate)[%]と定義する。ボイドへの調和空気供給口における供給熱量 Q_o [W]と、供給口からの距離が L_n [m]の位置につけられ

た吹出口における供給熱量 Q_{Ln} [W]は、吹出風量を V_{Ln} [m^3/h]、供給口、吹出口の空気温度をそれぞれ θ_o 、 θ_{Ln} [$^{\circ}\text{C}$]とすると、室温 θ_R [$^{\circ}\text{C}$]を基準として次式で表される。

$$Q_o = V_{Ln} \rho c (\theta_o - \theta_R) \quad \dots\dots(21)$$

$$Q_{Ln} = V_{Ln} \rho c (\theta_{Ln} - \theta_R) \quad \dots\dots(22)$$

ETR_{Ln} は次式で表される。

$$ETR_{Ln} = Q_{Ln} / Q_o \times 100 \quad \dots\dots(23)$$

$$= (\theta_{Ln} - \theta_R) / (\theta_o - \theta_R) \times 100 \quad \dots\dots(24)$$

②修正有効熱量率 ETR_{Ln}^* 修正有効熱量率 ETR_{Ln}^* (Modified Effective Thermal Rate)[%]は、供給口から距離 L_n mまでに室内側表面から室へ流入する熱量を ETR_{Ln} に加味した係数であり、次式で表される。

暖房時:

$$ETR_{Ln}^* = ETR_{Ln} + \left\{ \sum_{n=1}^{L_n} S \alpha_i (\theta_{sn} - \theta_R) \right\} / Q_o \times 100 \quad \dots\dots(25)$$

冷房時:

$$ETR_{Ln}^* = ETR_{Ln} + \left\{ \sum_{n=1}^{L_n} S \alpha_i (\theta_R - \theta_{sn}) \right\} / Q_o \times 100 \quad \dots\dots(26)$$

ここで、

α_i :室内側表面の総合熱伝達率, [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$]

θ_{sn} :スラブの第 n 断面における室内側表面の温度, [$^{\circ}\text{C}$]

S :断面の間隔 ΔL mあたりの室内側表面積(0.4m^2)

③熱量損失率MTR 熱量損失率MTR(Mean Thermal Loss Rate)[%/m]とは、ボイドの単位長さあたりの損失熱量の割合であり、次式で表される。

$$MTR = (100 - ETR_{20}) / 20 \quad \dots\dots(27)$$

MTRにボイド長を乗じれば任意長さのボイドからの熱損失率[%]が得られる。

④修正熱量損失率 MTR^* MTRに対して、スラブの室内側表面から室へ流入する熱量も加味して評価する係数が、修正熱量損失率 MTR^* (Modified Mean Thermal Loss Rate)[%/m]であり、式(27)の ETR_{20} を ETR_{20}^* で置き換

(1) ケース 5

(1) ケース 6

(2) ケース 8

(2) ケース 11

(3) ケース 9

(4) ケース 11

図15 有効熱伝率 ETR_{Ln} と供給口からの距離 L_n の関係(最上階、暖房時、計算7日目)図16 有効熱伝率 ETR_{Ln} と修正有効熱伝率 ETR_{Ln}^* の関係(最上階、暖房時、計算7日目)表3 最上階のボイドスラブの ETR_{Ln} 、 ETR_{Ln}^* 、MTR及びMTR*(計算7日目、空調時間中の平均値)

名 称	ETR _{Ln} [%](ETR _{Ln} [°] [%])				MTR (MTR [°]) [% / m]
	供給口からの距離 L _n				
	5m	10m	15m	20m	
ケース 4	74.0 (73.0)	49.2 (46.9)	25.6 (21.5)	3.3 (-2.8)	4.84 (5.14)
ケース 5	74.1 (73.2)	50.5 (48.0)	29.1 (24.5)	9.6 (2.39)	4.52 (4.88)
ケース 6	89.3 (90.8)	79.1 (81.9)	69.6 (73.2)	60.5 (64.8)	1.98 (1.76)
ケース 7	90.9 (92.7)	82.3 (85.6)	74.1 (78.7)	66.4 (71.9)	1.68 (1.41)
ケース 8	91.9 (93.8)	84.2 (87.8)	76.8 (81.9)	69.8 (76.1)	1.51 (1.20)
ケース 9	94.0 (90.6)	88.0 (81.1)	82.1 (71.7)	76.5 (62.5)	1.18 (1.88)
ケース10	95.7 (94.1)	92.8 (90.2)	89.4 (85.3)	86.0 (80.6)	0.70 (0.97)
ケース11	96.3 (95.1)	93.8 (91.9)	90.8 (87.9)	87.8 (83.9)	0.61 (0.81)

名 称	ETR _{Ln} [%](ETR _{Ln} [*] [%])				MTR (MTR [*]) [％/m]
	供給口からの距離 L _n				
	5m	10m	15m	20m	
ケース 4	80.3 (83.2)	61.8 (67.0)	44.5 (51.1)	28.3 (35.8)	3.59 (3.21)
ケース 5	79.6 (81.1)	61.3 (63.5)	44.8 (47.3)	29.9 (32.1)	3.51 (3.40)
ケース 6	90.4 (93.2)	81.4 (86.6)	73.0 (80.2)	65.1 (74.1)	1.75 (1.30)
ケース 7	91.4 (94.3)	83.2 (88.8)	75.6 (83.5)	68.5 (78.3)	1.58 (1.09)
ケース 8	92.1 (95.1)	84.5 (90.3)	77.4 (85.6)	70.8 (81.1)	1.46 (0.95)
ケース 9	95.5 (94.2)	91.1 (88.3)	86.8 (82.6)	82.6 (76.9)	0.87 (1.16)
ケース10	97.1 (96.4)	94.3 (92.8)	91.5 (89.3)	88.8 (85.7)	0.56 (0.72)
ケース11	97.4 (96.9)	94.7 (93.7)	92.2 (90.6)	89.7 (87.5)	0.52 (0.63)

えた次式で表される。

$$MTR^* = (100 - ETR_{20}^*) / 20 \quad \dots\dots (28)$$

なお、以降は ETR_{Ln} 、 ETR_{Ln}^* 、MTR及びMTR*を空調開始1～11時間の平均値で扱っている。これは各係数の基準となる ETR_{Ln} が図15(1)に示すケース5のような無断熱の場合を除いて、図15(2)のようにほとんど経時変化を生じていないからである。各ケースについて供給口からの距離 $L_n = 5, 10, 15, 20m$ 位置における ETR_{Ln} 、 ETR_{Ln}^* とMTR及びMTR*の一覧を表3に示す。なお図1のような円形のボイドを図2のような正8角形で近似させるとボイド表面積は約2.6%減少するが、これによる ETR 、 ETR^* の変化は最大でも0.6%であり、近似による影響は工学的に無視しうる程度であることを確認した。

6.3 供給空気温度と流速が損失熱量に与える影響

無断熱の場合についてボイドへの供給空気温度と流速が損失熱量に与える影響を表3のMTRとMTR*から考える。ケース4は流速がケース5の約2倍であるが、供給空気温度と室温の差はケース5の約半分である。暖房時の

MTR(MTR*)についてみると、いずれもケース4のMTR(MTR*)がケース5より高く、ケース4の方がボイド損失熱量が大きいことを示している。しかし両者の差はわずかであり、供給空気温度と流速が損失熱量に与える影響は小さいといえる。なお断熱した場合のボイドについて同様の計算を行ったが、その場合はこの差がさらに縮まる結果が得られた。

6.4 供給熱量に与える断熱法の影響

図16はケース6、8、9、11における暖房時の ETR_{Ln} と ETR_{Ln}^* を示す。外気側表面を断熱したケース6及び8の ETR_{Ln}^* が ETR_{Ln} より上側にあるのは、スラブの室内側表面から室内へ流出する熱流が生じているためである。縦軸の100%と ETR_{Ln}^* の間はスラブの外気側表面からの流出分と空調時間中のスラブへの蓄熱分を示す。ボイドの表面を断熱したケース9、11では、ケース6及び8とは逆に室内からスラブへの熱流が生じているため、 ETR_{Ln}^* が ETR_{Ln} を下回っている。

スラブ外気側表面とボイド表面の両方を断熱したケー

図17 上階側表面近傍の相対湿度 ϕ_s と供給口からの距離 L_n の関係 (ケース2, 冷房時)

(1) $\phi_R = 50\%$

(2) $\phi_R = 70\%$

図18 上階側表面近傍の相対湿度 ϕ_s の経時変化(冷房時, $L_n = 1m$)

表4 スラブ表面における結露検討のための計算条件

階 (空調 モード)	ボイド 断熱材 厚[mm]	図7 の断面 形状	供給空 気流速 [m/s]	供給口空 気温度と室 温との差	名 称
中間階 (冷房)	0	(a)	6.00	5℃	ケース1
			3.00	10℃	ケース2
			2.00	15℃	ケース2L
	30	(b)	4.96	10℃	ケース3
			3.31	15℃	ケース3L

ス11と、スラブ外気側表面のみを断熱したケース8では、断熱材使用量はケース11の方が少ないが、両ケースの ETR_{Ln}^* を比較するとケース11の方が大きい。したがって断熱効果からみれば、両方を断熱する方が有利である。ただし図16(2)のように、ケース8ではある程度ふく射による暖房効果が期待でき、体感的には好ましいという可能性はある。

表3(1)暖房時の各ケースにおける MTR^* を比較する。まずケース4とケース5は無断熱の場合であるが、ボイドを20m通過した空気はほとんど暖房効果を失っている。このように最上階で無断熱のボイドスラブを空調に使用すると、極めて大きな熱損失を伴い現実的でない。

ケース10の MTR^* は0.97である。これを断熱量はケース10より多いが外気側表面のみを断熱したケース7の $MTR^* = 1.41$ と比較するとかなり小さい。同様の関係はケース11($MTR^* = 0.81$)とケース8($MTR^* = 1.20$)についても成立している。したがって MTR^* の比較においてもスラブ外気側表面だけでなく、ボイドとスラブ外気側表面の両方を断熱した方が有利という結果が得られる。また、ボイド内部のみを断熱したケース9をみると、 MTR^* は1.88でありケース10の2倍に近く、ケース9は断熱不足であるといえよう。

表3(2)は冷房時の ETR_{Ln}^* 及び MTR^* 等である。暖房時と比較すると ETR_{Ln}^* が大きく、また MTR^* は小さい傾向があるが、全体的な傾向は暖房時と類似している。

以上の結果から、最上階ではスラブの外気側表面のみ、あるいはボイド表面のみの断熱では外部への熱損失やボイド空気温度の変化が大きいため、その両方を断熱することが有効であるといえる。ボイドを30mm断熱しスラブ外気側表面を50mm断熱すると、供給空気がボイド長20m

を通過した段階でボイド供給口での空気の持つ熱量の80%以上が空調に有効である。しかし暖房、冷房ともに ETR_{Ln}^* の最も高いケース11(ボイド30mm、スラブ外気側表面100mmの断熱)であっても、ボイド長20mを通過した段階でそれぞれ83.9%, 87.5%である。この数値は通常の空調ダクトと比較すれば決して高い値でなく、図7(i)程度の断熱は最低限必要であると考えられる。

7. 中間階スラブにおける表面結露の検討

ボイドを冷房用のダクトとして用いた場合、スラブの表面温度が室空気の露点温度以下になると表面結露が生じる。そこで本節では冷房時の中間階のボイドスラブの上階側表面、すなわち床表面における冷房時の結露発生の有無について検討する。表面結露発生の判断には次式を用いる。

$$\phi_R = f / f_R \times 100 \quad \dots\dots (29)$$

$$\phi_s = f / f_s \times 100 \quad \dots\dots (30)$$

ϕ_R : 室空気の相対湿度(冷房時は50%に設定), [%]

ϕ_s : スラブ表面(近傍)の相対湿度, [%]

f : 室空気の飽和水蒸気圧, [mmHg]

f_R : 室温に対する飽和水蒸気圧, [mmHg]

f_s : スラブ上階側表面の温度に対する飽和水蒸気圧, [mmHg]

式(29), (30)から f を消去すると、次式となる。

$$\phi_s = f_R / f_s \times \phi_R \quad \dots\dots (31)$$

ϕ_s が100%を越える場合は表面結露が生じる。図17ではケース2の冷房時について、式(31)を用いて求めた ϕ_s の変化を供給口からの距離 L_n をパラメータとして表した。各 L_n における冷房運転中(8時~19時)の ϕ_s は時間の経過とともに上昇している。このうち $L_n = 1m$ の場合の ϕ_s が他の L_n の値より高く、結露の危険性が最も高いのはボイドへの空気供給口付近であることがわかる。

図18(1)は最大顕熱負荷時の供給空気温度と室温との差を、ケース2, 3の10℃から表4のように5℃または15℃に変化させた場合の ϕ_s の経時変化($L_n = 1m$, $\phi_R = 50\%$)を示す。断面形状が同一であれば ϕ_s は供給空気温度と室温との差が大きいほど高い。またボイド表面が無断熱のケース1, 2, 2Lの ϕ_s は、断熱したケース3, 3Lに

比べ5～15%高い。図18(2)は ϕ_R を70%に想定した場合の ϕ_S の経時変化である。 $\phi_R=50\%$ の場合(図18(1))に比べ、各ケースとも ϕ_S が上昇し、最大値は無断熱のケース2で90%、ケース2Lで95%となるが、断熱したケース3、3Lでは80%以下である。

以上より、冷房室の相対湿度が40～70%であれば、ボイド表面が無断熱でボイド空気がかなり低温であってもスラブ表面で結露が生じることはない。しかし実際の空調室の ϕ_R は70%を越えている場合もある¹³⁾。また空調室に開口部の開放など何等かの原因で外気が侵入してきた場合には、結露発生の可能性が考えられる。このような場合を考慮するとケース3のようにボイド表面を断熱した方がよいといえる。

8. まとめ

ボイドスラブの伝熱性状を数値解析するため、以下の計算が可能なコンピュータプログラムを作成した。

(1)有限要素法(FEM)による2次元の非定常伝熱解析を用いてスラブ断面における温度分布とボイドの空気温度を計算する。さらにボイド空気の流れ方向に繰り返すことにより、ボイドスラブの3次元的な温度分布を求める。

(2)ボイド内空気の温度や流速による対流熱伝達率の変化、ボイド表面の相互放射の影響を考慮する。

このプログラムを用いて、ボイドスラブを一般的な事務所ビルの空調用ダクトとして用いた場合の、適切な断熱法に関するシミュレーションを行った。その結果の概要は以下の通りである。

- (1)中間階の場合、ボイドの表面へ30mm程度の断熱材を貼布することでスラブ表面の流れ方向の温度分布をほぼ均一化できる。
- (2)最上階の場合、無断熱であると20m程度で空調効果を失う。したがって最上階では断熱は必須である。
- (3)最上階ではスラブの外気側とボイド表面の両方の断熱を併用すべきである。
- (4)最上階でボイド表面を30mmの断熱としスラブの外気側の断熱厚を50mmとした場合、20mのボイドを通過した位置でのスラブの吸放熱を考慮した有効熱量率は81%(暖房時)、86%(冷房時)、スラブの外気側断熱厚を100mmとした場合はそれぞれ84%(暖房時)、88%(冷房時)となる。これらの値は通常の空調ダクトの値と比較すれば決して高いとはいえない。したがって、後者程度の断熱は最低限必要であると考えられる。
- (5)冷房時の中間階で、室の相対湿度が70%まで上昇したとすると、無断熱のボイドスラブ表面での相対湿度は95%程度まで上昇する場合がある。これに対してボイド表面を30mm断熱した場合では、室相対湿度

が70%でもスラブ表面の ϕ_S は最大80%程度に抑えられる。したがってボイド表面を断熱することにより、表面結露の危険性が軽減される。

<謝辞>

本研究における計算及びデータ処理の方法については鹿児島大学黒木荘一郎助教授に多くの助言を頂きました。ここに記して謝意を表します。

本論文に閲読した口頭発表

- [1]小原聡司・赤坂裕:有限要素法による中空スラブの非定常伝熱解析, 日本建築学会大会梗概集(環境工学), pp. 717～718, 1986. 8
- [2]小原聡司・赤坂裕他:有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析(その2. 中空部の相互放射を考慮した場合の伝熱性状), 日本建築学会九州支部研究報告, 第30号, pp. 125～128, 1988. 3
- [3]同上(その3. 中空部熱伝達率設定の影響), 日本建築学会大会梗概集(環境工学), pp. 505～506, 1988. 10
- [4]同上(その4. 強制対流時における伝熱性状), 日本建築学会中国・九州支部研究報告, 第8号, pp. 233～236, 1990. 3
- [5]同上(その5. 強制対流時における伝熱性状), 日本建築学会大会梗概集(環境工学), pp. 733～734, 1990. 10
- [6]同上(その6. スラブ内通過時における調和空気の温湿度変化), 日本建築学会九州支部研究報告, 第32号, pp. 121～124, 1991. 3
- [7]同上(その7. スラブ内通過時における調和空気の温度変化), 日本建築学会大会梗概集(環境工学), pp. 877～878, 1991. 9

参考文献

- 1)入江善久:中空スラブのせん断性状に関する研究(その1)－せん断応力集中についての考察－, 日本建築学会論文報告集, No. 213, pp. 21～28, 1973. 11
- 2)正木正広・白石裕史・相馬正美:21世紀を住みこなす高性能を狙った公団住宅－ボイドスラブの遮音性能－, 建築技術, No. 418, 1986. 6
- 3)渡辺大助・木村翔・井上勝夫・渡部和良:ボイド工法大型スラブのインピーダンス特性に関する基礎的検討, 日本建築学会大会梗概集(環境工学), pp. 271～272, 1991. 9
- 4)矢川元基:流れと熱伝導の有限要素法入門, 培風館, 1985. 9
- 5)サイバネットシステム, Swanson Analysis Systems:ANSYS Revision 5.0A, 1994. 3
- 6)山崎均:多角形の形態係数計算プログラム, 日本建築学会九州支部研究報告, No. 26, pp. 41～44, 1982. 3
- 7)B. Gebhart:A New Method for Calculating Radiant Exchanges, ASHRAE Trans., Vol. 65, 1959
- 8)日本機械学会, 伝熱工学資料第4版, 丸善, pp. 50～58, 1986. 10
- 9)W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, E. N. Ganic:HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS, McGraw-Hill Book Company, Chapter 7-28, 1985
- 10)ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS 1985 SI Edition, Chapter 23. 4～5
- 11)MICRO-PEAK/1987 COGEN-DE1利用者マニュアル, 日本コージェネレーション研究会, 日本空調設備士協会, pp. 13～28, 1988. 1
- 12)中村洋, 小島武男:現代建築環境計画, オーム社, pp. 122～126, 1983. 3
- 13)空気調和衛生工学会編:空気調和衛生工学便覧第11版 II 908, 1987

(1995年6月10日原稿受理, 1995年11月27日採用決定)