

有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析

(2) ボイド内部が強制対流の場合について

小原 聡司, 赤坂 裕, 黒木 荘一郎

AN ANALYSIS OF TRANSIENT HEAT CONDUCTION OF VOID SLABS USING THE FINITE ELEMENT METHOD (2) ON THE VOID SLABS WITH FORCED CONVECTIVE VOID AIR

Satoshi OBARA, Hiroshi AKASAKA and Soitiro KUROKI

In a previous paper, we reported the characteristics of transient heat conduction of slabs with natural convective voids. In the present paper, we analyzed the characteristics of the slabs with forced convective voids. This analysis simulates the practical case that they are used as air conditioning duct spaces. The simulations were carried out for two cases : i. e., the all day air-conditioning mode and the intermittent air-conditioning mode, in which the voids are used as the ducts for 10 hours continuously a day. In addition, the heating and cooling modes were considered for both air-conditioning modes.

To study the effects of the heat transfer at the surface of the void on the overall heat conduction, we changed void air velocity into five values and the void surface emissivity into two values.

The calculations of the heat flux, mean surface temperature and void air temperature in the different cases were compared.

1. 序

筆者らは既報 1) ~ 4) においてボイドスラブ内部中空層が自然対流の場合について非定常伝熱計算を行い、その基本的な伝熱性状の解析を行った。本報では、ボイドスラブの内部が強制対流の場合について非定常伝熱計算を行い、本スラブを空調用ダクトとして利用する場合の定性的な伝熱性状を明らかにしたいと考える。

2. 計算手法およびボイドスラブの形状のモデル化

前報 4) で述べたように、二次元熱伝導方程式に対して、Galerkin 法に基づく有限要素法を適用し、時間差分法は Crank-Nicolson 形とした。図 1 は今回計算を行ったボイドスラブを有限要素に分割した様子を示す。解析対象部材は中間階の天井スラブとし、円柱状の中空部分は正八角柱に近似させた。スラブ本体はコンクリートで構成されており、中空部に面する部分

のみ厚さ 0.5 [mm] のスチール製である。スラブを構成する各材の熱物性値を表 1 に示す。なお、節点数は 28、三角形要素数は 40 である。

3. 計算条件

表 4 に今回計算を行ったスラブの計算条件を示す。まず、強制対流時の基本的な伝熱性状を把握するために、全日運転モードを、また、一般的な空調運転時におけるスラブの伝熱性状を把握するために間欠運転モードを想定し、それぞれに暖房・冷房モードを設けた。中空部分は直管状とし、空調時の対流熱伝達率に影響する中空部の流速 U_m (管内流速) は表 6 に示す 5 段階とした。さらに、中空部表面間の相互放射の影響を調べるため、中空部表面放射率 ϵ を 0.90 または 0.03 とした。相互放射を考慮するために必要な中空部各面間の形態係数ならびに Gebhart の放射吸収係数については既報 4) を参照されたい。

4. 中空部表面節点に対する熱伝達率の与え方

中空部表面間の相互放射の問題を厳密に取り扱うため、中空部に面した節点に対して放射および対流熱伝達率を別個に与えた。

4.1 放射熱伝達率 α_r

中空部表面節点 i に対する放射熱伝達率 α_{ri} は次式により求めた。

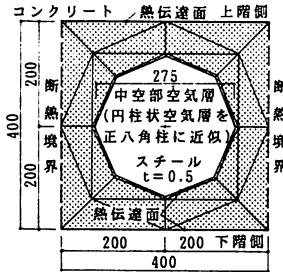


図1 ボイドスラブのモデル化および有限要素による分割 (単位 [mm])

表1 各材の熱物性値

材名	コンクリート	スチール
比熱 c [kcal/(kg·°C)]	0.210	0.100
密度 ρ [kg/m ³]	2200	7800
熱伝導率 λ [kcal/(m·h·°C)]	0.950	38.00

表2 管内流の流れの状態

Re	層流
$Re \leq 2000$	層流
$2000 \leq Re \leq (2700 \sim 3000)$	遷移流
$(2700 \sim 3000) \leq Re$	乱流

表3 空気の諸物性値

項目	物性値
比熱 c [kcal/(kg·°C)]	0.240
密度 ρ [kg/m ³]	1.200
熱伝導率 λ [kcal/(m·h·°C)]	0.021
拡散係数 D [mm ² /s]	19.88
体膨張係数 β [1/K]	3.66×10^{-3}
粘性係数 η [μ Pa·s]	17.60
動粘性係数 ν [mm ² /s]	14.10

表4 計算を行った運転モードおよび計算条件

運転モード	スラブの初期温度 [°C]	中空部分の空気温度 [°C]		スラブ表面の総合熱伝達率 5) [kcal/(m ² ·h·°C)]		運転内容
		上階側	下階側	上階側	下階側	
全日運転	暖房モード	0.0	10.0	0.0	10.0	空調を全日 (24時間) 行う
	冷房モード	10.0	0.0	10.0	6.0	
間欠運転	暖房モード	0.0	10.0	0.0	10.0	空調を10時間行った後、14時間運転を停止する
	冷房モード	10.0	0.0	10.0	6.0	

$$\alpha_{ri} = \epsilon \sigma_b (T_i^3 + T_i^2 T_a + T_i T_a^2 + T_a^3) \quad \dots(1)$$

α_{ri} ：中空部表面節点 i の放射熱伝達率 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)]
 ϵ ：中空部表面の放射率

σ_b ：Stefan-Boltzmann 常数 (= 4.876×10^{-8})

T_i ：中空部表面節点 i の絶対温度 [K]

T_a ：中空部空気層の絶対温度 [K]

4. 2 強制対流時における対流熱伝達率 α_c

4. 2. 1 中空部における空気の流れの状態

ボイドスラブを空調用の分岐ダクトとして使用する場合、中空部における空気の流れの状態を検討しなければならない。表5は低速用分岐ダクトにおける空気の流れを示す⁶⁾。表より、中空部における空気の流れ U_m は 3~6.5 [m/s] となるのがわかる。そこで、 U_m を表6に示すような5段階に設定し、各々のレイノルズ数 Re を求めるといずれの場合も3000以上となる。この Re より表2を用いて管内における流れの状態を区分すると、ボイドスラブを空調用ダクトとして使用する場合、その内部流は強制対流・乱流状態であると判断できる⁷⁾。

4. 2. 2 強制対流・乱流状態における中空部の対流熱伝達率

表7は温度分布ならびに速度分布の発達した領域における円管内乱流・強制対流時の Nusselt 数 Nu を求める諸式を示す⁷⁾。対流熱伝達率は Nu より次式で求められる。

$$\alpha_c = (\lambda / d_e) Nu \quad \dots\dots (12)$$

α_c ：対流熱伝達率 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)]

λ ：熱伝導率 [kcal/($m \cdot h \cdot ^\circ C$)] Nu ：Nusselt 数

d_e ：相当直径 (円管の場合直径 d に等しい) [m]

表7に示した諸式による Nu から求めた対流熱伝達率の比較を図2に示す。今回の計算では Kays の式(7)により α_c を求めた⁸⁾。

4. 3 自然対流時における対流熱伝達率

間欠運転時における運転停止時には中空部分が自然対流状態となる。この場合は4. 2(2)で与える強制対流時の α_c に代えて、円管内自然対流時の熱伝達率を与えた。本報では前報と同じく ASHRAE による温度差 5.6 [°C] および 16.7 [°C] における対流熱伝達率を直線補間し、中空部表面各節点の α_c を求めた⁹⁾。なお、 α_{ri} 、 α_c ともに各計算時間ステップごとに更新される。

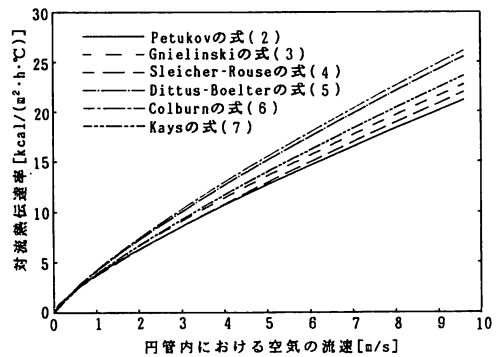


図2 円管内乱流・強制対流・発達した領域に対する対流熱伝達率の算出諸式の比較

表5 低速用分岐ダクトにおける流速

ダクト名	推奨風速 [m/s]		最大風速 [m/s]	
	住 宅	ビル・学校	住 宅	ビル・学校
分岐ダクト	3.0	3.0~4.5	3.5~4.0	4.0~6.5

表6 円管内流速と無次元数および対流熱伝達率 (管壁温度10 [°C], 混合平均温度0 [°C], Nu は Kays の式(7)による)

流速 U_m [m/s]	3	4	5	6	6.5
Reynolds数 Re	58645.60	78194.10	97742.70	117291.0	127065.0
Prandtl 数 Pr	0.71				
Grashof 数 Gr	39.55×10^6				
Nusselt 数 Nu	120.54	151.73	181.38	209.87	223.75
対流熱伝達率 [kcal/($m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$)]	9.24	11.63	13.90	16.09	17.15

表7 円管内乱流・強制対流・発達した領域に対する対流熱伝達率 (Nusselt 数 Nu) の算出式

式名	計算式	適用範囲	備考
Petukov の式	$Nu = \frac{(f/2) \cdot Re \cdot Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ <div style="text-align: right;">.....(2)</div>	$10^4 < Re < 10^6$ $0.5 < Pr < 2000$	f : 管摩擦係数 $f = 0.079/Re^{0.25}$(8) または $f = (3.64 \log_{10} Re - 3.28)^{-2}$(9)
Gnielinski の式	$Nu = \frac{(f/2)(Re-1000)Pr}{1.07 + 12.7 \sqrt{f/2} (Pr^{2/3} - 1)}$ <div style="text-align: right;">.....(3)</div>	$3000 < Re < 10^6$ $0.5 < Pr < 2000$	Petukov の式の修正式
Sleicher-Rouse の式	$Nu = 5 + 0.015 Re_a Pr_w^b$ <div style="text-align: right;">.....(4)</div>	$10^4 < Re < 10^6$ $0.5 < Pr < 2000$	$a = 0.88 - 0.24 / (4 + Pr_w)$(10) $b = 1/3 + 0.5 \exp(-0.6 Pr_w)$(11)
Dittus-Boelter の式	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{0.4}$ <div style="text-align: right;">.....(5)</div>	$10^4 \leq Re \leq 10^5$ の液体 $1 \leq Pr \leq 10$	従来から広く用いられている簡便な式
Colburn の式	$Nu = 0.023 Re^{0.8} Pr^{1/3}$ <div style="text-align: right;">.....(6)</div>	(5)式の適用範囲内	適用範囲は極めて限定される
Kays の式	$Nu = 0.022 Re^{0.8} Pr^{0.5}$ <div style="text-align: right;">.....(7)</div>	$Re < 10^5, 0.6 < Pr \leq 0.8$	気体に関する簡易な表示式

5. 計算結果

5.1 全日運転モードにおける熱的性状

5.1.1 スラブ内部の温度分布

図3は全日運転時における運転開始1時間後から12時間後までのスラブ内部における等温線分布の例を示す。計算条件は冷房モードであり、上下階の空気温は共に10 [°C]、スラブの初期温度も10 [°C]である(表4参照)。図より空調運転開始直後には等温線がほぼ同心円状に分布しているが、時間の経過とともに横方向に伸びていく様子がわかる。

5.1.2 基本的な熱的性状

図4は中空部空気の流速の違いによるスラブ表面平均温度の比較を示す。暖房モード時(図4(a)参照)の定常時には上階側表面において、最大流速である6.5 [m/s]時が3.9 [°C]、最低流速である3 [m/s]時が3.1 [°C]となっており、6.5 [m/s]時は3 [m/s]時に比べ、1.2倍程度高くなっていることがわかる。これは流速が大きくなると対流熱伝達率および総合熱伝達率が大きくなり、中空部表面における熱の授受が行われやすくなるためである。また下階側表面の平均温度が上階側に比べ2~4割程度高くなっているが、これは下階側表面の熱伝達率が上階側より小さく設定されているため(上階側表面: 10 [kcal/(m²・h・°C)], 下階側表面: 6 [kcal/(m²・h・°C)], 表4参照)、中空部から下階側への熱貫流抵抗が大となり、その結果スラブ表面温度は熱抵抗の小さい中空部の空気温に近づくためである。冷房モード時に上階側表面の平均温度が低くなるのも同様の理由による。図5は中空部表面の放射率εを0.90と0.03とした場合について比較したものである。暖房・冷房両モード時ともほとんど差が生じていない。これは強制対流による対流熱伝達率α_cが流速3 [m/s]時において約9.2 [kcal/(m²・h・°C)](図6(b)参照)であるのに対し、εの違いによる放射熱伝達率α_rの差が4 [kcal/(m²・h・°C)](図6(a)参照)と小さく、その影響が現れにくいいためである。よって、強制対流時には、中空部表面の放射率はボイドスラブの伝熱性状にほとんど影響しないと判断できる。

5.2 間欠運転モードにおける熱的性状

実際の建物の空調状態を想定した間欠運転時におけるボイドスラブの熱的性状を図7~9に示す。図7は

暖房または冷房モード時における上下階両表面節点の平均温度を、図8は同じく平均熱流値を、図9は中空部の空気温の経時変化を表す。図7より、空調運転開始10時間後の運転停止時までは全日運転時と同様の経

時変化を示すが、中空部が自然対流状態となる運転停止中の14時間で運転開始時とはほぼ同じ温度まで戻ることがわかる。図8に示す平均熱流値も平均温度と同様の性状を示している。次に暖房時の中空部空気温の経

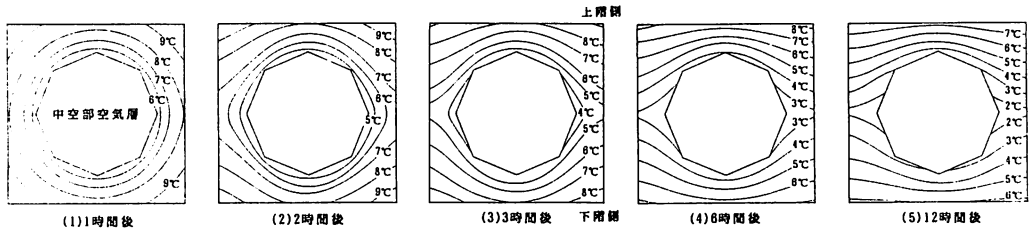


図3 スラブ内部の温度分布（全日運転、冷房モード、 $\epsilon = 0.90$ 、流速 6.5 [m/s]）

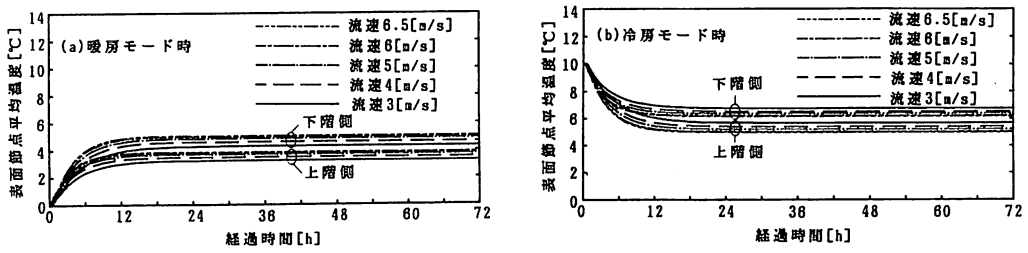


図4 中空部空気の流れの違いによるスラブ表面平均温度の比較（全日運転時、 $\epsilon = 0.90$ ）

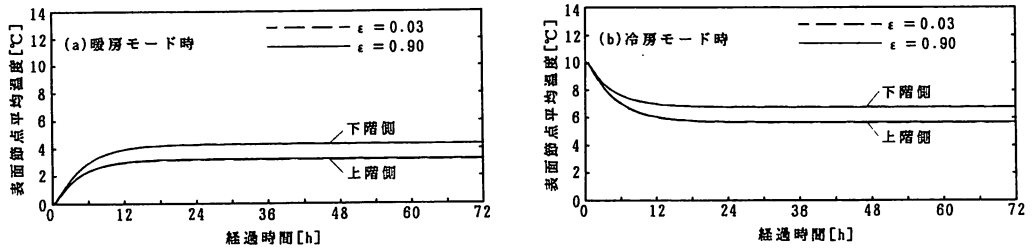


図5 中空部表面放射率の違いによるスラブ表面平均温度の比較（全日運転時・流速 3 [m/s]）

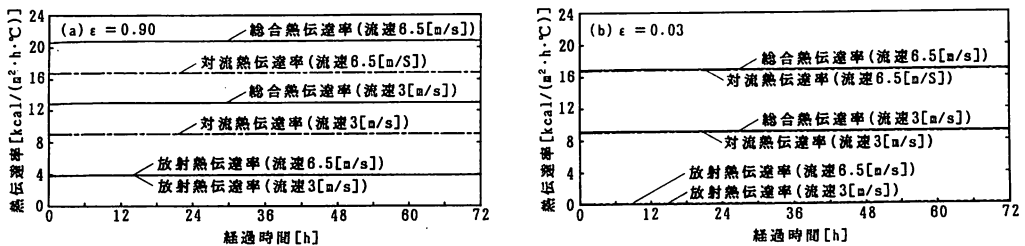


図6 中空部表面節点における熱伝達率（全日運転、暖房モード時）

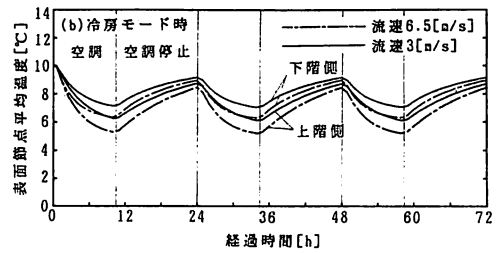
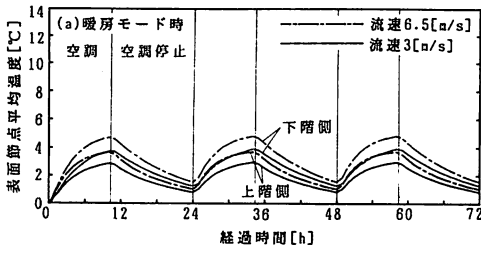


図7 スラブ表面節点平均温度の経時変化 (間欠運転時, $\epsilon = 0.90$)

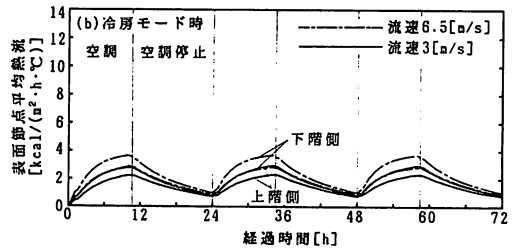
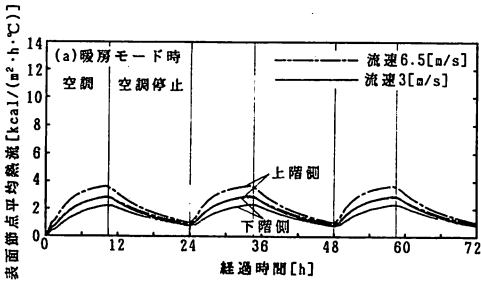


図8 スラブ表面節点平均熱流の経時変化 (間欠運転時, $\epsilon = 0.90$)

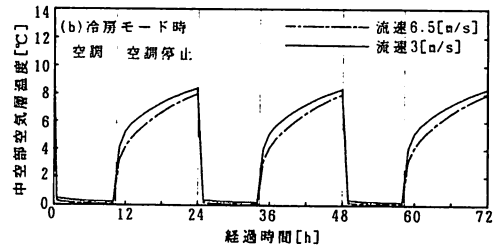
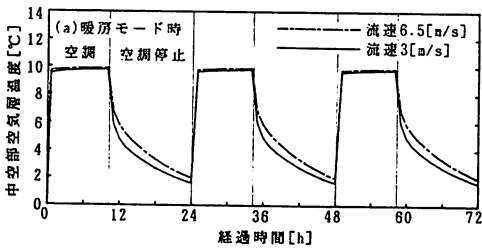


図9 中空部分における空気温の経時変化 (間欠運転時, $\epsilon = 0.90$)

時変化をみると (図9(a)参照), 運転停止時における温度変化は流速6.5 [m/s]の方がやや緩やかである。これは運転中の対流熱伝達率 a_c が大であるため, 中空部周辺の温度が上昇し, スラブ内部への蓄熱が促進されたためである。

6. おわりに

今回の計算ではボイドスラブを空調用ダクトとして使用する場合のスラブの熱的性状について解析を行った。その結果, スラブ表面温度は流速の大小により2割程度異なること, 中空部表面の放射率は強制対流時のスラブの伝熱性状にほとんど影響しないこと, 空調運転時には, 空調停止中にほぼ運転再開時の初期温度までもどることがわかった。今後はボイドスラブを空

調用ダクトとして使用する場合の, 調和空気湿湿度に与える影響について検討する予定である。

参考文献

- 1) 小原・赤坂:有限要素法による中空スラブの非定常伝熱解析, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1986. 8, pp. 717~718
- 2) 小原・赤坂ほか: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), 日本建築学会研究報告九州支部, 1988. 3, pp. 125~128
- 3) 小原・赤坂・黒木:有限要素法によるボイドスラブの非定常伝熱解析 (その3 中空部熱伝達率設定の影響), 日本建築学会大会講演梗概集, 1988.

- 10, pp. 505~506
- 4) 小原・赤坂・黒木：有限要素法によるポイドスラブの非定常伝熱解析(1)ポイド内部が自然対流の場合について，鹿児島大学工学部研究報告第31号，1989. 11, pp. 141~150
- 5) 齊藤平蔵著：建築気候，共立出版，1985. 5, p. 15
- 6) 井上宇市監修，建築設備，1987. 3, 市ヶ谷出版，p. 180
- 7) 日本機械学会，伝熱工学資料第4版，丸善，1986.
- 10, pp. 50~58
- 8) W. M. Rohsenow, J. P. Hartnett, E. N. Ganic: HANDBOOK OF HEAT TRANSFER FUNDAMENTALS, McGraw-Hill Book Company, 1985, Chapter 7-28
- 9) American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. : ASHRAE HANDBOOK 1985 FUNDAMENTALS, Second Printing 1985, Chapter 23. 4~5