

チャンバーを用いた空調気流の検討

正会員○ 羽山 広文*
同 三瓶 実*

その6 チャンバーの定常熱特性について

二重床、プレナム天井、空調設計

1. はじめに

近年、二重床およびプレナム天井をチャンバーとして用いた空調気流方式は、クリンルームや高発熱の電算機室のみならず、OA化により発熱密度が増加したオフィスの空調に用いられている。この空調気流方式は、チャンバーを適正に設計することで発熱分布に適応した気流分配および集合が可能である。

筆者らは、これまでにチャンバーを一次元の連続分配および集合管と見なし、チャンバーの形状と風量分布および圧力損失の関係を明らかにし、気流設計方法について検討してきた¹⁾。しかし、二重床およびプレナム天井内を気流輸送スペースに利用した場合、二重床、天井、スラブを介した熱の移動により、吹出し温度が変化し室温分布の悪化や熱損失が生ずる。

本報では、このような問題を解決するため、チャンバーを用いた空調気流方式の定常的な熱移動に着目し、各構成部材の熱特性と室温の冷却・加熱を行う有効熱量および熱損失の関係について検討したので報告する。

2. 計算モデルと計算方法

検討する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) 二重床およびプレナム天井の吹出し・吸込み風量分布は均一とし循環面風速で風量を規定する。
- (2) 二重床およびプレナム天井表面の熱伝達率は、位置および風速に関わらず均一とする。
- (3) 室内は完全混合とし、吹出しチャンバー始端の温度 $0 [^{\circ}\text{C}]$ に対し、室内の発熱で $1 [^{\circ}\text{C}]$ に上昇し吸込むこととする。
- (4) 二重床、天井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。

図1に計算モデルを示す。各部の温度は、微小区間に分割した各接点で熱平衡式を導き、これらを連立して求めることができる。

3. 評価方法

図1に示す区間で二重床内の熱収支は次式となる。

$$Q_{Tx} = Q_{Vx} + Q_{Fx} + Q_{Sx} \quad (1)$$

スラブに吸収した熱量 Q_{Sx} は次式のように、

$$Q_{Sx} = Q_{Lx} + Q_{Cx} \quad (2)$$

プレナム天井内の環気を経由し、天井面から階下の室内に再び伝達する成分と熱損失の成分に分かれる。各部の平均熱量は各局所熱量をチャンバーの長さで積分することで求められる。室内の冷却および加熱に寄与する熱有効率および熱損失率は次式となり、チャンバーの熱特性の評価に用いる。

$$F_U = (Q_V + Q_F + Q_C) / Q_T \quad (3)$$

$$F_L = (Q_S - Q_C) / Q_T, \quad Q_L = Q_S - Q_C \quad (4)$$

一方、室内の冷却・加熱分布を評価するため、各位置における局所熱有効率と熱有効率から有効熱量不均一率を次式で定義する。

$$\varepsilon_H = \frac{1}{L} \int_0^L \left| \frac{F_{Ux} - F_U}{F_U} \right| dx \quad (5)$$

表1 記号表

Q_T : 供給熱量 [W]	F_U : 熱有効率 [-]
Q_V : 換気熱量 [W]	F_L : 熱損失率 [-]
Q_F : 二重床の伝達熱量 [W]	x : 距離 [m]
Q_S : スラブの伝達熱量 [W]	L : チャンバーの長さ [m]
Q_C : 天井の伝達熱量 [W]	ε_H : 有効熱量不均一率 [-]
Q_L : 熱損失量 [W]	α : 熱伝達率 [$\text{W}/\text{m}^2\text{C}$]

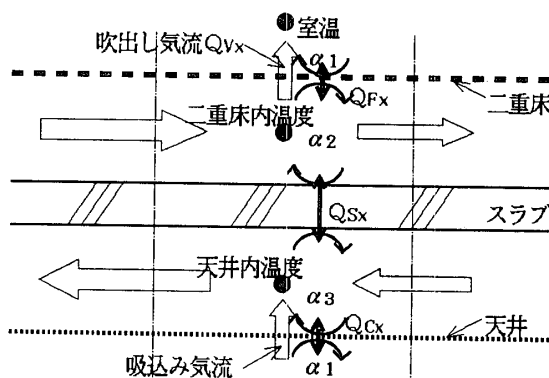


図1 計算モデル

4. 計算結果

4-1. チャンバー内の温度と熱収支

図2に循環面風速をパラメータに二重床内およびプレナム天井内の温度分布を示す。この結果、循環面風速が小さな場合、吹出し温度は始端から離れるに伴い温度の上昇が著しい。一方、図3にチャンパー内の局所熱収支を示す。この結果、始端から離れるに伴い換気熱量、二重床伝達熱量がともに減少するため、熱有効率は小さくなる。なお、循環面風速をパラメータにしているため、こおれらの検討結果はチャンパーの長さ依存しない。

4-2. 循環面風速とチャンパーの熱収支

図4に循環面風速とチャンパーの熱収支の関係を示す。この結果、循環面風速の上昇に伴い換気熱量の比率が増加し他の成分が減少する。また、熱損失率は循

表2 検討条件

スラブ厚さ	:150 [mm]	室内側熱伝達率 α_1	:7[W/m ² °C]	
二重床厚さ	:5 [mm]	二重床内	熱伝達率 α_2	:7[W/m ² °C]
天井厚さ	:1 [mm]	天井内	熱伝達率 α_3	:7[W/m ² °C]
スラブ熱伝導率	:1.6[W/m°C]	吹出し根元温度	:0[°C]	
二重床	熱伝導率:203[W/m°C]	室温	:1[°C]	
天井	熱伝導率:203[W/m°C]	空気の比重	:1.2[kg/m ³]	
水平方向の分割数	:10	空気の比熱	:0.28[W/kg]	

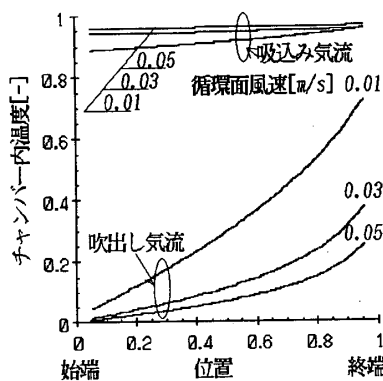


図2 循環面風速とチャンパー内温度の関係

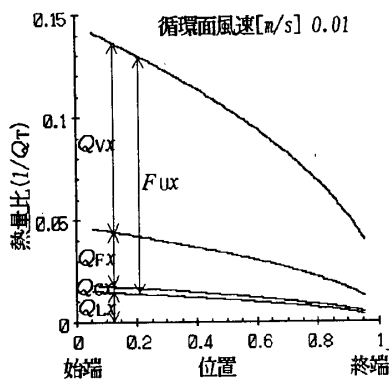


図3 各位置における熱収支

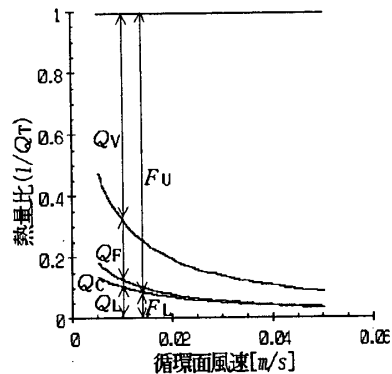


図4 循環面風速と熱収支の関係

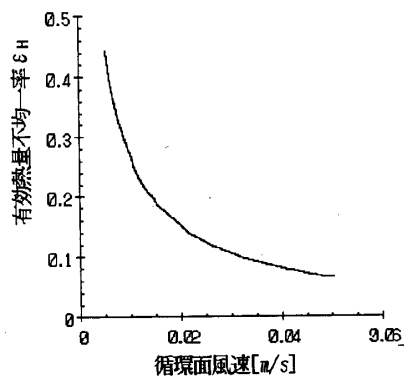


図5 循環面風速と熱量の不均一率の関係

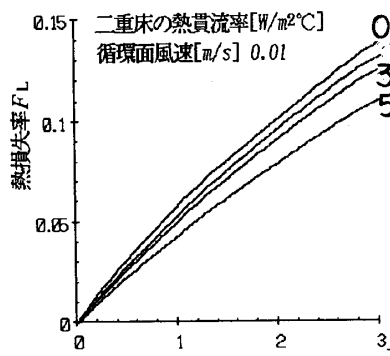


図6 スラブの熱貫流率[W/m²°C] スラブおよび二重床の熱貫流率と熱損失率の関係

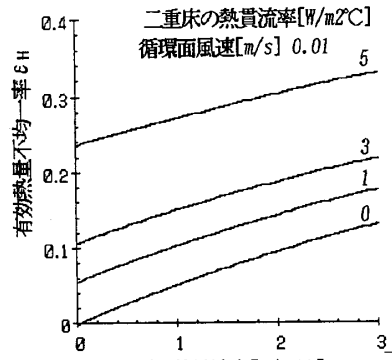


図7 スラブの熱貫流率[W/m²°C] スラブおよび二重床の熱貫流率と熱量の不均一率の関係

環面風速の低下に伴い上昇するが、実用的な範囲では10~15%程度である。一方、図5に循環面風速と有効熱量不均一率の関係を示す。循環面風速の低下に伴い有効熱量不均一率は著しく増加する。チャンパーの長さにより室温分布への影響は異なるが、循環面風速が小さな場合、設計に留意しなければならない。

4-3. 二重床およびスラブの熱性能の影響

二重床の熱貫流率をパラメータにスラブの熱貫流率と熱損失率の関係を図6に示す。この結果、熱損失率を減少させるにはスラブの断熱性能の向上が効果的である。一方、同様に二重床およびスラブの熱性能と有効熱量不均一率の関係を図7に示す。この結果、二重床の断熱性能を向上させることにより有効熱量不均一率の減少は顕著である。

4. まとめ

チャンパーの定常熱特性を熱有効率、有効熱量不均一率を用い評価した。

参考文献

- 1) 羽山他「チャンパーを用いた空調気流の検討」(その1)~(その5)日本建築学会大会, S61~H2 *NTT 建築部 建築技術開発室