

熱制御壁体の検討 (その5)

外壁パネル裏面の放熱性について

正会員 ○実川 博史\* 同 中尾 正喜\*  
同 大島 一夫\* 同 羽山 広文\*

1. はじめに

熱制御壁体は、貫流熱制御機能を持つ複合外壁である。単位床面積当りの発熱が大きい通信機械室等に熱制御壁体を適用すれば、空調負荷を大幅に低減できる。

前報<sup>1)</sup>までに、熱制御壁体の冷却性能を明らかにしてきた屋外実験では、屋外側熱交換器である熱制御用外壁パネルの裏面の通風が十分に確保されていた。熱制御壁体で外壁を構成する際には、パネル裏面の通風が悪くなると考えられ、これによる能力低下を見込む必要がある(図1)。そこで、本報では外壁パネルの設置条件による裏面通風性と放熱性能について報告する。

2. 外壁パネル

図2に、熱制御用外壁パネルの断面のイメージを示す。見つけ1㎡当りの伝熱面積は表側3.85㎡、裏側2.15㎡である。パネル表面の対流熱伝達率を表裏ともに同じとするとフィン効率は約0.76である。

3. 計算方法

外壁パネルと主要壁との間にできる通気層の温度は煙突効果を考慮した上で、外気温、パネル温、室温との熱の収支バランスから求めた。図3に、通気層内の伝熱モデルを示す。外壁パネル取り付け用金具を想定し、通気層の出入口は狭められている。室温25℃、外気温5℃とし、実測では熱媒温が室温と外気温のほぼ平均値となることからパネルは15℃一定とした。ここで未知の温度は、主要壁の室内側表面温T<sub>si</sub>、屋外側表面温T<sub>so</sub>、通気層温T<sub>a</sub>の3点である。それぞれの点での熱平衡式を立てると次のようになる。

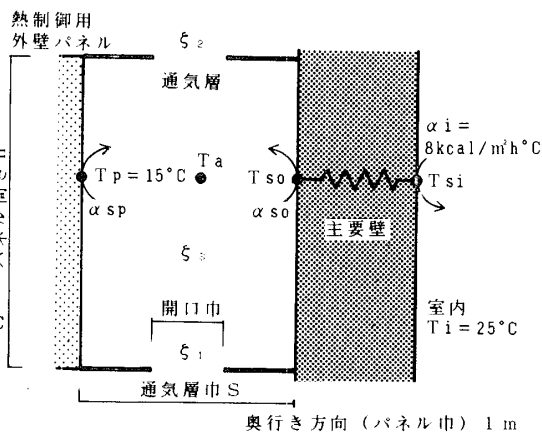


図3 伝熱モデル (立断面)

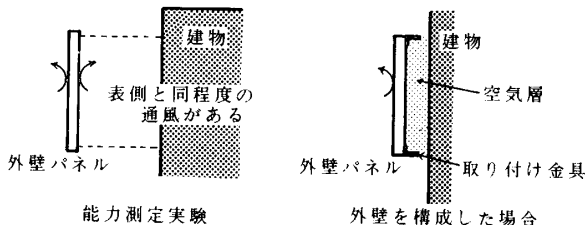


図1 外壁パネル裏面の通風性

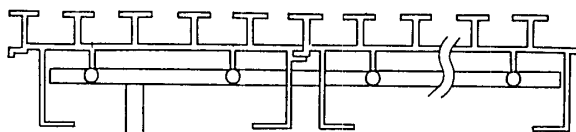


図2 熱制御用外壁パネルの水平断面

$$\alpha_i (T_i - T_{si}) A + \lambda W / d_w \cdot (T_{so} - T_{si}) A = 0 \quad \dots (1)$$

$$C \rho v (T_a - T_o) + \alpha_{sp} h k f l f (T_a - T_p) + \alpha_{so} A (T_a - T_{so}) = 0 \quad \dots (2)$$

$$\alpha_{so} (T_{so} - T_a) A + \lambda w / d_w \cdot (T_{so} - T_{si}) A + 4.88 \epsilon_i \epsilon_o \{ ((T_{so} + 273) / 100)^4 + ((T_p + 273) / 100)^4 \} A = 0 \quad \dots (3)$$

表面対流熱伝達率 $\alpha_s$ は、室内側8kcal/m<sup>2</sup>h<sup>2</sup>とし、通気層内には次の実験式<sup>2)</sup>を用い求めた。

$$Nu = 1.623 \times Ra^{0.1585} \quad \dots (4)$$

通気量Vは、浮力による換気力から、

$$V = \alpha S (2gh(T_a - T_o) / (273 + T_o))^{0.5} \quad \dots (5)$$

ただし、 $\alpha$ は流量係数で通気層の出入口( $\xi_1, \xi_2$ )及び、層内( $\xi_3$ )の損失係数を直列合成した<sup>3)</sup>。

$$\alpha = 1 / (\xi_1 + \xi_2 + \xi_3)^{0.5} \quad \dots (6)$$

通気層の出入口はオリフィスと等価と考え、表1に示す値<sup>3)</sup>を用いた。また、通気層内の損失係数は、層内が層流であるとして、

$$\xi_3 = 96h / (RE \cdot de) \quad \dots (7)$$

未知数T<sub>a</sub>、T<sub>si</sub>、T<sub>so</sub>、Vを収束計算により求めた。

一記号表	
T <sub>i</sub> 室温 (°C)	l f × h 外壁パネル裏面の伝熱面積 (=2.15㎡)
T <sub>p</sub> 外壁パネル温度 (°C)	V 通気量 (m <sup>3</sup> /h)
T <sub>a</sub> 通気層温度 (°C)	α 流量係数
T <sub>si</sub> 主要壁表面温度 (室内側) (°C)	g 重力加速度 (1.27 × 10 <sup>8</sup> m/h <sup>2</sup> )
T <sub>so</sub> 主要壁表面温度 (屋外側) (°C)	ξ 損失係数
α <sub>s</sub> 表面対流熱伝達率 (kcal/m <sup>2</sup> h <sup>2</sup> )	de 相当直径 de = 2S (m)
α <sub>i</sub> 室内側対流熱伝達率 (=8kcal/m <sup>2</sup> h <sup>2</sup> )	Re = v de / ν (レイノルズ数)
h 外壁パネル高さ (m)	v 通気層内気流速度 (m/h)
S 通気層巾 (m)	Ra = Gr Pr S / h (レイノルズ数)
d <sub>w</sub> 主要壁厚 (=0.2m)	Gr = g S <sup>3</sup> ΔT β / ν (グラーシュ数)
λ <sub>w</sub> 主要壁の熱伝導率 (=1.41kcal/mh <sup>2</sup> )	Pr = 0.71 (プラント数)
A 外壁パネル面積 = h × l (㎡)	Nu = α S / λ
k f 外壁パネル裏面のフィン効率(0.95)	ν 動粘性係数 (m <sup>2</sup> /h)
	β 膨張率 1/273 (1/°C)

4. 計算結果

図4に、計算結果の一例を示す。外壁パネル高さ2m、通気層巾100mm、開口巾30mmとした。通気層の温度は外気より3.9°C上昇している。外壁パネル裏面の熱伝達率は、0.82kcal/m<sup>2</sup>h°Cと小さい。主要壁外表面温度は21.8°Cで仮定した外壁パネル温より高く、通気層内の温度上昇に寄与している。

図5に、外壁パネル高さを変えたときの通気層内温度とパネル裏面の対流熱伝達率との関係を示す。通気層巾100mm、通気層出入口の開口巾30mmとした。パネル高さが増すに従い通気層内温度は上昇し、熱伝達率は低下する。

図6に、通気層巾150、100、50mmの3種について開口巾と通気層温度、パネル裏面对流熱伝達率との関係を示す。パネル高さは2mとした。通気層温度は開口巾が狭くなるに従い高くなる。同じ開口巾では通気層巾が狭い方が通気層温は高いが、開口が広がるに従い通気層巾による差

表1 損失係数<sup>5)</sup>

F <sub>0</sub>	F	F <sub>1</sub>
0.2	2.04	2.43
0.4	1.53	2.25
0.6	1.10	1.95
0.8	0.74	1.53
1.0	0.46	1.00

ただし、圧力損失： $p_v = \xi \frac{\rho v^2}{2}$

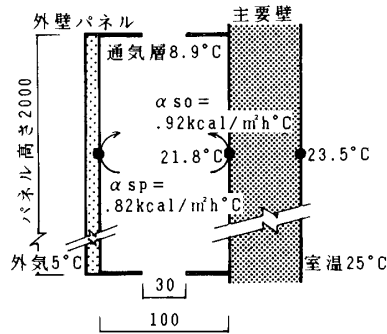


図4 計算結果例

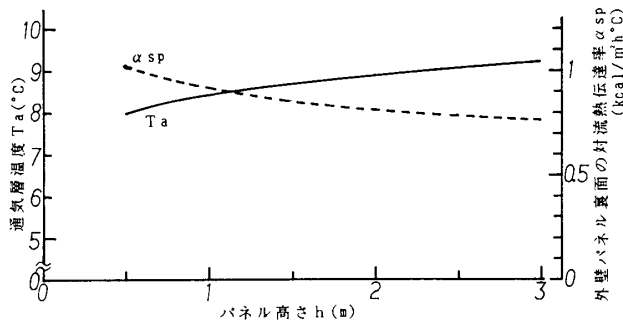


図5 パネル高さで層内温度、熱伝達率

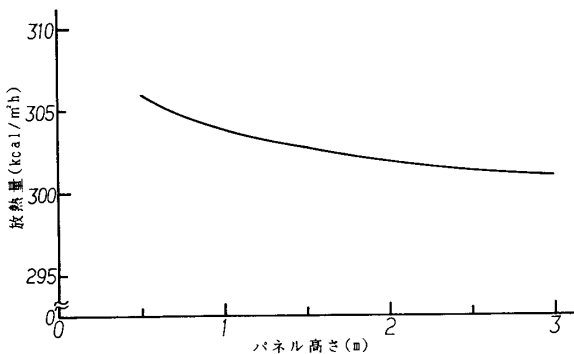


図7 パネル高さで放熱量

はなくなる。対流熱伝達率は、通気層巾が狭い方が高い。また、開口巾が大きいほど対流熱伝達率は高いが開口巾の影響はわずかである。

5. 放熱量

図5および図6に示した通気層温度及びパネル裏面の対流熱伝達率を基に、差分により熱制御用外壁パネルからの1m<sup>2</sup>当りの放熱量を求めた。外気温5°C、パネル表側の対流熱伝達率10kcal/m<sup>2</sup>h°Cとした。尚、パネル表裏側ともに空気温度5°C、対流熱伝達率10kcal/m<sup>2</sup>h°Cとした場合の放熱量は、456.5kcal/hである。

図7に、パネル高さで放熱量の関係を示す。パネルが高くなるに従い放熱量は低下するが、全体の放熱量に比べれば極わずかである。裏面の通風性が充分確保された状態と比較して放熱量は約67%になっている。

図8に、放熱量と通気層巾・開口巾との関係を示す。開口巾が狭くなれば放熱量は落ちる。開口巾が10~40mmの範囲では通気層巾が狭いほど放熱量は大きくなる。これは、通気層巾が狭いと熱伝達率が高くなるためである。

6. まとめ

外壁パネル裏面からの放熱量を求める計算法を示し、パネル高さ、通気層巾、開口巾をパラメータに計算例を報告した。

- (文献) 1) 実川他、"熱制御壁体の検討(その4)", S59大会  
 2) 羽山他、"窓と窓枠の伝熱性状に関する研究", S59大会  
 3) 石原、"建築換気設計", 朝倉書店

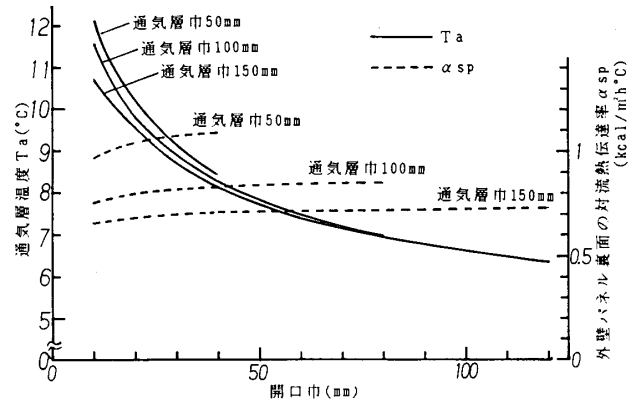


図6 パネル裏面スペースと層内温度、熱伝達率

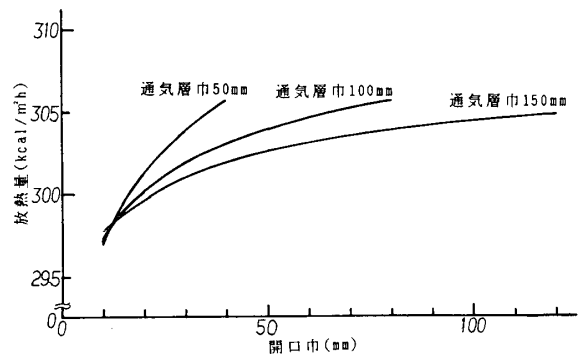


図8 パネル裏面スペースと放熱量

\* NTT 建築部 建築技術開発室