

# 最適化手法を用いたふく射暖房の最適設計

宮川 保之

## Optimum Design of Panel Heating Using Optimization Techniques

Yasuyuki Miyakawa

### Abstract

This paper reports on mathematical optimum design from the standpoints of comfortable environment and energy conservation regarding the arrangement and heat distribution of radiant heating panels which hitherto had been handled only empirically. The Lagrange Method was used as the optimization technique with temperature distributions in the upper and lower zones of a room expressed by equivalent thermal transfer coefficients and radiant heat transfer in the room considered in exact terms.

### 概要

これまで経験的にしか扱われていないふく射暖房パネルの配置、送熱量分布に関して快適環境および省エネルギーの観点からの数理的最適設計法について述べたものである。最適化手法としては Lagrange の未定乗数法を用いるとともに、本算法では上下室温分布を等価熱移動係数を媒介にして表現し室内相互ふく射も厳密に考慮している。

### 1. 室内ふく射熱伝達の基本法則

室内表面上の2点を  $i, k$  とする。 $i$  点の放射能は

$$E_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 \quad \dots\dots(1)$$

$i$  点の直接・間接受熱量  $P_{(i)}$  は

$$P_{(i)} = \int_F E_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} + \int_F (1 - \varepsilon_{(k)}) \cdot P_{(k)} \cdot F_{(k,i)} \cdot dF_{(k)} \quad \dots\dots(2)$$

$i$  点の正味ふく射熱取得量  $q_{(i)}$  は

$$q_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot P_{(i)} - E_{(i)} \quad \dots\dots(3)$$

ただし

$$F_{(k,i)} = \frac{1}{F_{(k)}} \left( \int_{F_{(k)}} \int_{F_{(i)}} \frac{\cos \beta_1 \cdot \cos \beta_2}{\pi r^2} dF_{(k)} \cdot dF_{(i)} \right) \quad \dots\dots(4)$$

いま  $i, k$  点を含む  $i, k$  表面積を  $F_{(i)}, F_{(k)}$  とし(1), (2)式を(3)式に代入し室内表面数を  $N$  個とすれば(3)式は(5)式のようになり、これを1~ $N$  面についてたて  $N$  元連立方程式を解けば  $q_{(i)}$  がもとまる。

$$q_{(i)} = \varepsilon_{(i)} \cdot \left\{ \sum_{k=1}^N F_{(k,i)} \cdot \varepsilon_{(k)} \cdot F_{(k)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(k)}}{100}\right)^4 + \sum_{k=1}^N P_{(k)} \right. \\ \left. \times (1 - \varepsilon_{(k)}) \cdot F_{(k,i)} \right\} - F_{(i)} \cdot \varepsilon_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 \quad \dots\dots(5)$$

ただし(5)式の第1項は  $\varepsilon_{(i)} \cdot P_{(i)}$  を表わしており、 $P_{(k)}$  は、

$$P_{(k)} = \sum_{i=1}^N F_{(i,k)} \cdot \varepsilon_{(i)} \cdot A_{(i)} \cdot C_b \cdot \left(\frac{T_{(i)}}{100}\right)^4 + \sum_{i=1}^N P_{(i)} \cdot (1 - \varepsilon_{(i)}) \cdot F_{(i,k)} \quad \dots\dots(6)$$

ここで  $\varepsilon_{(i)}$ ; 放射率,  $F_{(k,i)}$ ; 形態係数,  $T_{(i)}$ ; 絶対温度,  $F_{(i)}$ ; 面積,  $C_b$ ; 放射常数 ( $4.88 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{K}^4$ ) である。(5)式は直接・間接ふく射を考慮した式であるが Gebhart の吸収係数  $B_{(k,i)}$  を用いてより簡単に表わすことができる。

$$q_{(i)} = \sum_{k=1}^N B_{(k,i)} \cdot R_{(k)} - R_{(i)} \quad \dots\dots(7)$$

$R_{(k)}, R_{(i)}$  はそれぞれ  $k, i$  点の放射能であり(1)式に面積  $F_{(k)}, F_{(i)}$  を乗じたものである。 $B_{(k,i)}$  は  $k$  面から出たエネルギーのうち  $i$  面で吸収されるエネルギーの割合であり面のエネルギーバランス方程式 ( $N$  元一

次) より簡単にもとめることができる。

## 2. 平均ふく射温度計算式 (基本式)

ふく射パネルの位置, 送熱量の両方が与えられた場合の平均ふく射温度 (MRT) 計算式である。室内壁体を図-1 の如く分割することにより室内空気も仮想的に上下に3分割し各層での空気は完全混合と仮定する。天井面は全面発熱を想定して16面に分割したが, 通常の細長いふく射パネルではその形状に応じて天井面を分割しパネルのない天井面を一括して一面することも可能である。天井面  $S_1$  における定常時熱平衡式は吸収係数  $B_{(i,k)}$  を用いれば,

$$F_1 \left\{ \alpha_{C,1} (\theta_1 - \theta_{r,1}) + C_1 (\theta_1 - \theta_0) \right\} + F_1 \cdot \varepsilon_1 \cdot C_b \cdot \left( \frac{T_1}{100} \right)^4 - \sum_{k=1}^l B_{k,1} \cdot \varepsilon_k \cdot F_k \cdot C_b \cdot \left( \frac{T_k}{100} \right)^4 - F_1 \cdot H_1 = 0 \quad \dots(8)$$

(8)式において  $B_{(k,1)}$  の相反則, 総和則を用いて変形し温度係数  $RK_{(i,k)}$  で線形化すれば

$$\alpha_{C_1} (\theta_1 - \theta_{r,1}) + C_1 (\theta_1 - \theta_0) + \varepsilon_1 \cdot C_b \cdot \sum_{k=1}^l B_{1k} \cdot RK_{1k} \cdot \theta_k \times (\theta_1 - \theta_k) - H_1 = 0 \quad \dots\dots(9)$$

次に各空気層での熱平衡式は

・第1層  $\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{Ck} \cdot F_k (\theta_k - \theta_{r,1}) - C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot (d\theta_{1,1}/dt) - C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot \bar{N}_1 (\theta_{r,1} - \theta_{r,2}) = 0 \quad \dots\dots(10)$

・第2層  $\sum_{k=l_1+1}^{l_2} \alpha_{Ck} \cdot F_k (\theta_k - \theta_{r,2}) - C_p \cdot \gamma \cdot V_2 \cdot (d\theta_{2,2}/dt) + C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot \bar{N}_1 (\theta_{r,1} - \theta_{r,2}) - C_p \cdot \gamma \cdot V_2 \cdot \bar{N}_2 (\theta_{r,2} - \theta_{r,3}) = 0 \quad \dots\dots(11)$

・第3層  $\sum_{k=l_2+1}^l \alpha_{Ck} \cdot F_k (\theta_k - \theta_{r,3}) - C_p \cdot \gamma \cdot V_3 \cdot (d\theta_{3,3}/dt) + C_p \cdot \gamma \cdot V_2 \cdot \bar{N}_2 (\theta_{r,2} - \theta_{r,3}) = 0 \quad \dots\dots(12)$

これらの熱平衡式を多元連立方程式として解き  $\theta_1 \sim \theta_l, \theta_{r,1} \sim \theta_{r,3}$  をもとめる。また  $\bar{N}_1, \bar{N}_2$  は次式を用いて表-1 の如く収束計算から算出する。

$$\bar{N}_1 = \left[ \frac{3 \cdot 3\alpha_p \cdot \sqrt[3]{V_0^2} + 2 \cdot 2\alpha_w \{ \sqrt[3]{V_0^2} + (V_1 - V_0) / \sqrt[3]{V_0} \}}{V_1} \right] \times \left\{ \frac{0.388 (V_1/V_0)}{4.788 (V_1/V_0) + 1.685} \right\} \times 33.1 \times (V_0/V_1) \quad \dots(13)$$

$$\bar{N}_2 = \left[ \frac{3 \cdot 3\alpha_f \cdot \sqrt[3]{V_0^2} + 2 \cdot 2\alpha_w \cdot \{ \sqrt[3]{V_0^2} + (V_3 - V_0) / \sqrt[3]{V_0} \}}{V_2} \right] \times \left\{ \frac{0.388 (V_3/V_0)}{4.788 (V_3/V_0) + 8.43} \right\} \times (0.68X^2 - 28.2X) \times (V_0/V_2) \quad \dots\dots(14)$$

ただし

$$X = \left( \frac{q_L}{q_U} \right) \left( \frac{\theta_{r,1} - \theta_{r,3}}{\theta_{r,2} - \theta_{r,3}} \right), \quad V_0 = \frac{V_1 + V_2 + V_3}{3}$$

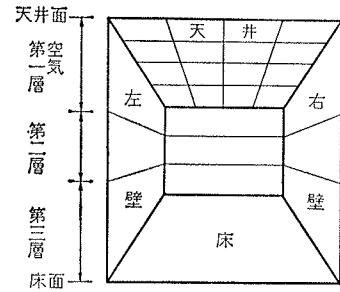


図-1 室内壁体, 空気層分割模式図

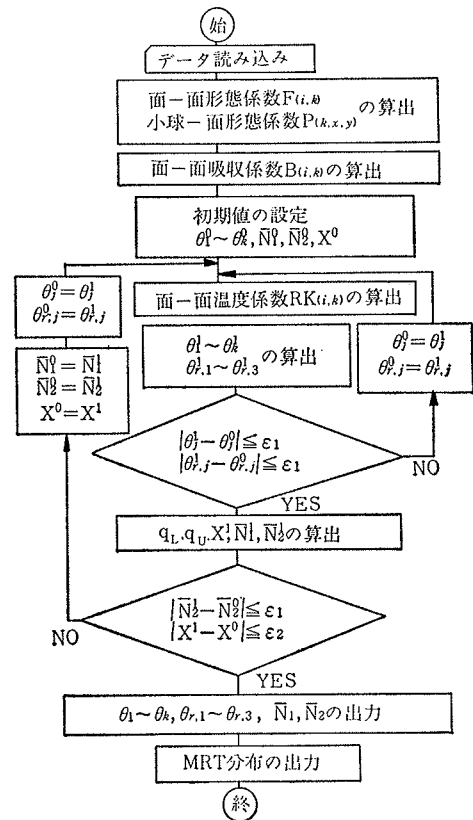


表-1 平均ふく射温度計算フロー

$\theta_k, \theta_0, \theta_{r,n}$ ; 壁体表面温, 外気温, 第n層空気温 $\varepsilon_k, F_k$ ; 壁体放射率, 壁体表面積 $C$ ; 壁体内表面から外気までの熱コンダクタンス (Kcal/m <sup>2</sup> ·h·°C) $\alpha_{ck}$ ; 内表面対流熱伝達率 $\alpha_p, \alpha_w, \alpha_f$ ; 天井面, 壁面, 床面對流熱伝達率 (1.0, 4.0, 5.0 Kcal/m <sup>2</sup> ·h·°C) $C_p, \gamma, V_n$ ; 空気の比熱, 比重量, 第n層空気体積 $B_{i,k}, RK_{i,k}$ ; 吸収係数, 温度係数 $H_n$ ; 天井面発熱量 (Kcal/m <sup>2</sup> ·h) $\bar{N}_1, \bar{N}_2$ ; 仮想熱移動係数 $P^{(k,x,y)}$ ; 座標(x-y)における小球-k面形態係数 $q_u, q_d$ ; 第1層空気, 第3層空気での対流熱取得 $l, l_1, l_2$ ; 壁体全分割数, 天井・第1層壁体までの分割数, 第2層壁体までの分割数
--

表-2 記号表

$$q_U = \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k (\theta_k - \theta_{r,1}), \quad q_L = \sum_{k=l_2+1}^l \alpha_{ck} \cdot F_k (\theta_k - \theta_{r,3})$$

平均ふく射温度 (MRT) は種々定義できるが、

$$MRT(x, y) = \sum_{k=1}^l B_{0,k} \cdot \theta_k \quad (\text{射場本らの式, } 0 \text{ は人体})$$

あるいは近似的に次式のように表わせる。

$$MRT(x, y) = \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{(k,x,y)} \cdot \theta_k / \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{(k,x,y)} \quad \dots\dots(15)$$

$$P_{(k,x,y)} = \frac{1}{4\pi} \tan^{-1} \frac{(x/h)(y/h)}{\sqrt{1 + (x/h)^2 + (y/h)^2}} \quad \dots\dots(16)$$

### 3. 模型実験による仮想熱移動係数の算出

模型断面を図-2に示す。模型壁面は各種外壁を想定して取換が自由に行える。模型内面は全面アルミ箔張りで発熱は天井面(ふく射パネル)と床面(相互ふく射による任意の床面の放熱量を再現)で、自由に別途にスライダックで電圧を調整した。実験は図-3に示すように4種類の熱抵抗の異なる壁体について合計約100通り程、行なった。仮想熱移動係数 ( $\bar{N}_1, \bar{N}_2$ ) は(10), (12)式から算出したが、模型壁面熱流の算定では対流熱伝達率を用いず、内外表面温測定値による  $(-\lambda \cdot \partial\theta/\partial x)$  からとめた。実験結果を図-3に示すが模型における  $\bar{N}_1, \bar{N}_2$  は図の如く近似式で表わせる。 $\bar{N}_1$  は外壁形状、発熱パターンによらず一定値となり建物の大きさのみによって左右される定数となる。次にこれらの結果を実物建物に適用するために相似則を検討する。いま模型と実物とで形状が同じとして縮率を  $n$

とし(17)式を変形して(18)式を得る。

$$\bar{N}_1 = \frac{\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k \cdot (\theta_k - \theta_{r,1})}{C_p \cdot \gamma \cdot V_1 \cdot (\theta_{r,1} - \theta_{r,2})} \quad \dots\dots(17)$$

$$n\bar{N}_1 = \frac{n \left( \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k \right)}{n C_p \cdot n \gamma \cdot n V_1} \cdot n \left( \frac{\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k \cdot \theta_k}{\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k} - \theta_{r,1} \right) \quad \dots\dots(18)$$

$\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k \cdot \theta_k / \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k = \theta_e$  とおき  $n C_p = 1.0, n \gamma = 1.0$  を考慮すれば  $n\bar{N}_1 = n \left( \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k \right) \cdot n \{ (\theta_e - \theta_{r,1}) / (\theta_{r,1} - \theta_{r,2}) \} / n V_1$  となる。いま模型と実物で熱伝達率の値を同じにとり  $n \{ (\theta_e - \theta_{r,1}) / (\theta_{r,1} - \theta_{r,2}) \} = 1.0$  とすれば  $n\bar{N}_1 = n \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck} \cdot F_k / n V_1$  となり得られた  $\theta_k, \theta_{r,n}$  はそのまま実物の温度となる。今回の模型実験での数値  $\sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{k,M} \cdot F_{k,M} = 6.47$  ( $\alpha_k$  はほぼ、天井1.0, 壁4.0, 床5.0, 天井表面積1.685m<sup>2</sup>, 第1層壁表面積1.2m<sup>2</sup>)  $V_1 = 0.388\text{m}^3$  を代入すれば  $\bar{N}_{1,A} = 0.06 \left( \sum_{k=1}^{l_1} \alpha_{ck,A} \cdot F_k / A / V_{1,A} \right) \times 33.1$  となる。

ここで添字Mは模型, Aは実物を表わす。同様にして  $\sum_{k=l_2+1}^l \alpha_{k,M} \cdot A_{k,M} = 13.23$  から  $\bar{N}_{2,A} = 0.03 \left( \sum_{k=l_2+1}^l \alpha_{k,A} \cdot A_k / A / V_{2,A} \right) \times (0.68X^2 - 28.2X)$  が得られる。

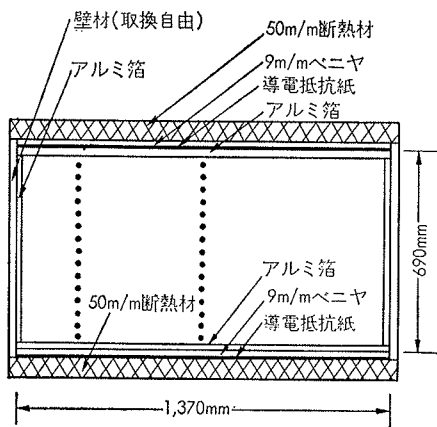


図-2 模型断面  
(丸印は室温測定点(計60点)であり  
内外壁面測定点は計40点である。)

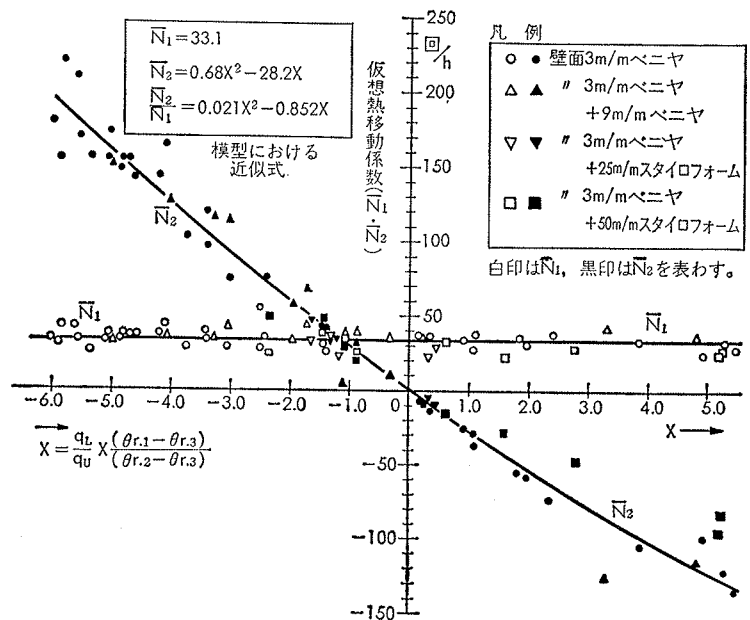


図-3 模型実験からの  $\bar{N}_1, \bar{N}_2$  値

なお  $X = \left( \frac{q_L(\theta_{r,1} - \theta_{r,3})}{q_U(\theta_{r,2} - \theta_{r,3})} \right)$  も  $n \left( \frac{\bar{N}_2}{\bar{N}_1} \right) = n \left( \frac{q_L(\theta_{r,1} - \theta_{r,2})}{q_U(\theta_{r,2} - \theta_{r,3})} \right)$

=1.0 より  $n_X=1.0$  で模型, 実物とで等しい。また今回の実験では建物の各種形状, 仕様を想定して上, 下面発熱を別途, 自由に加えたが結果は図-3の如くどの場合も横軸の指標Xで同一に整理できたことから建物形状, 各空気層体積比が変化しても前述の式を操作した(13), (14)式から  $\bar{N}_1, \bar{N}_2$  がもとまる。これらの式は非定常時でも同様に使うことができる。

4. ふく射パネル発熱量分布の最適設計

4.1. Lagrange の未定乗数法による解法

4.1.1. 各パネルで送熱量が一定の場合 最適設計の目的函数として室内床面付近各点の MRT 値と設計値との偏差の合計の最小化, 各点の MRT 値をある範囲におさへたうえでパネル消費エネルギーの最小化等が考えられるが, いま前者を考える。床面上 1.5m における各点の MRT 設計値を  $\theta_{d,1} \dots \theta_{d,m}$  とし Lagrange の未定乗数法を適用する。f(x) を目的函数, g(x) を制約条件式とすると

$$F = f(x) + \sum_{i=1}^{l+3} \lambda_i \cdot g_i(x) \quad \dots\dots(19)$$

$$f(x) = \left( \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{k,1,1} \cdot \theta_k / \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{k,1,1} - \theta_{d,1} \right)^2 + \dots\dots + \left( \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{k,x,y} \cdot \theta_k / \sum_{k=1}^l \varepsilon_k \cdot P_{k,x,y} - \theta_{d,m} \right)^2 \quad \dots\dots(20)$$

制約条件式は(9)~(12)までの (l+3) 個の熱平衡式であ

る。

$$\frac{\partial F}{\partial \theta_1} = \frac{\partial f(x)}{\partial \theta_1} + \sum_{i=1}^{l+3} \lambda_i \frac{\partial g_i(x)}{\partial \theta_1} = 0, \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \theta_l} = 0, \quad \dots\dots$$

$$\frac{\partial F}{\partial \theta_{r,3}} = 0 \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial H} = 0, \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \lambda_1} = 0 \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \lambda_{l+3}} = 0$$

より (2l+7) 元連立方程式となり  $\theta_1 \sim \theta_l, \theta_{r,1} \sim \theta_{r,3}, H$  をもとめることができる。

4.1.2. 各パネルの最適発熱量分布をもとめる場合

図-1 に示す建物で天井面発熱パネル16面各々の最適発熱量算定の例を示すと  $\partial F / \partial H = 0$  のかわりに,  $\partial F / \partial H_1 = 0, \dots\dots \partial F / \partial H_{16} = 0$  より (2l+22) 元連立方程式を解けばよいが  $H_n$  が正である条件を入れずに解くと中央部4面で負に, 周辺部12面で正に大きく振動する。そこで  $H_1 \sim H_{16}$  が正である条件を付加するため新変数  $Z_1 \sim Z_{16}$  を導入すると(19)式は,

$$F = f(x) + \sum_{i=1}^{l+3} \lambda_i \cdot g_i(x) + \sum_{i=1}^{16} \lambda_{\text{⑩}} \cdot (-H_i + Z_i^2) \quad \dots\dots(21)$$

$\frac{\partial F}{\partial Z_1} = 0 \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \lambda_{\text{⑩}}} = 0 \quad \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \lambda_{\text{⑰}}} = 0$  の条件を前述の  $\frac{\partial F}{\partial \theta_1} = 0, \dots\dots \frac{\partial F}{\partial \lambda_{l+3}} = 0$  と組み合わせればよいが方程式中に  $Z_i^2$  の項が残るため多元連立二次方程式となり一般には解析が困難となる。そこで  $\partial F / \partial \lambda_{\text{⑩}} = 0$  の条件式をつくらず,  $\partial F / \partial Z_1 = 0, \dots\dots \partial F / \partial Z_{16} = 0$  より  $\lambda_{\text{⑩}} \cdot Z_1 = 0 \quad \dots\dots \lambda_{\text{⑰}} \cdot Z_{16} = 0$ , すなわち  $\lambda_{\text{⑩}} = 0 (H_1 > 0)$  または  $Z_1 = 0 (H_1 = 0) \quad \dots\dots \lambda_{\text{⑰}} = 0$  または  $Z_{16} = 0$  を導く。これらと  $\partial F / \partial \theta_1 = 0, \partial F / \partial \lambda_{l+3} = 0$  の条件を組み合わせると  $2^{16}$  組の多元連立方程式の解のなかから最適解を決定

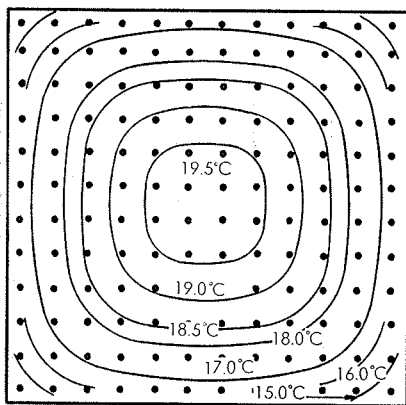


図-4 天井面16面全面均一発熱とした場合の最適解に対する MRT 分布 (外壁仕様A)  
 $H = 170.7 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$   
 $\theta_{r,1} = 18.05^\circ\text{C} \quad \theta_{r,2} = 14.83^\circ\text{C}$   
 $\theta_{r,3} = 13.46^\circ\text{C}$

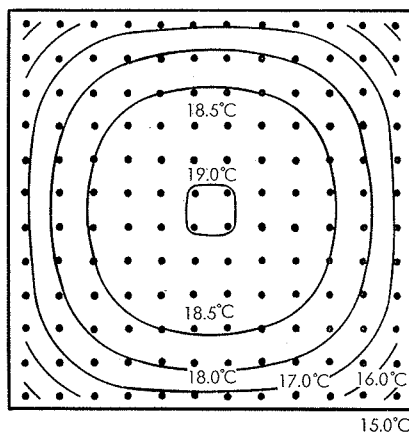


図-5 天井面周辺部12面発熱量を一定とした場合の最適解 (中央部4面発熱ゼロ) に対する MRT 分布 (外壁仕様A)  
 $H = 239 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$   
 $\theta_{r,1} = 18.79^\circ\text{C} \quad \theta_{r,2} = 15.00^\circ\text{C}$   
 $\theta_{r,3} = 13.83^\circ\text{C}$

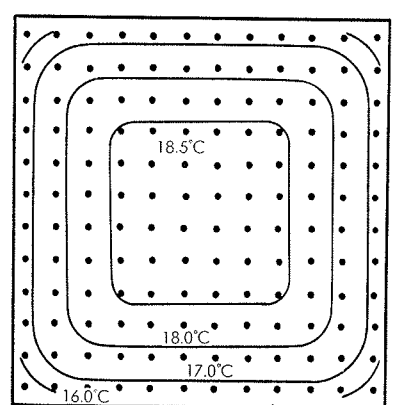


図-6 天井面周辺隅角部4面のみ一定発熱とした場合の最適解 (他の面の発熱ゼロ) に対する MRT 分布 (外壁仕様A)  
 $H = 801 \text{Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$   
 $\theta_{r,1} = 19.83^\circ\text{C} \quad \theta_{r,2} = 15.76^\circ\text{C}$   
 $\theta_{r,3} = 14.67^\circ\text{C}$

するが大変な計算量となるため発熱パネルをグループ化（発熱量一定）して未知数を減らす工夫をする。いま中央部（4面）と周辺部（12面）との2つに分ければ解くべき方程式の組み合わせは4組となり容易に最適解がもとまる。この場合の最適解は周辺部発熱のみの場合に得られる。

#### 4.2 ケーススタディ

建物形状を36m×36m×18m（高さ）とし外壁仕様を次の2種類とする。

仕様(A)：外壁4面とも熱コンダクタンス(C)8.33Kcal/m<sup>2</sup>・h・°C, (10cmコンクリート板)

仕様(B)：外壁3面は C=0.65, 他の1面はC=17.4 Kcal/m<sup>2</sup>・h・°C

天井面は両者ともC=0.17Kcal/m<sup>2</sup>・h・°Cである。(A)の場合については天井全面均一発熱の場合、周辺部12面のみ均一発熱（中央部発熱ゼロ）の場合、周辺隅角部4面のみ均一発熱（他の12面発熱ゼロ）とした場合のそれぞれの最適解に対するMRT分布の結果を図-4から図-6に示す。次に、(B)の場合については、天井

全面均一発熱の場合、図中の上部4面と下部4面の2系統発熱とした場合、図中の下部4面のみ均一発熱とした場合のそれぞれの最適解に対するMRT分布の結果を図-7から図-9に示す。なお、外壁仕様Bの場合は図の下部壁面がC=17.4である。

#### 5. おわりに

本報告に示したような手法を用いればスポーツホールのような中央部（競技面）と周辺部（観客席）でふく射環境が異なる場合の最適設計も容易に行なえる。また、本報告では非線形最適化手法として Lagrange の未定乗数法による解法のみを示したが、非線形最適化手法として有用な SUMT による解析も現在行っており、この手法を用いればパネルの設置位置の最適化問題も容易に解くことができる。以上、最適化手法としてステティックな手法のみで検討しているが、最適設計の未知数として建物内部仕上材の仕様、配置まで考えると限界があるため、ダイナミック的手法による解析を今後の課題としたい。

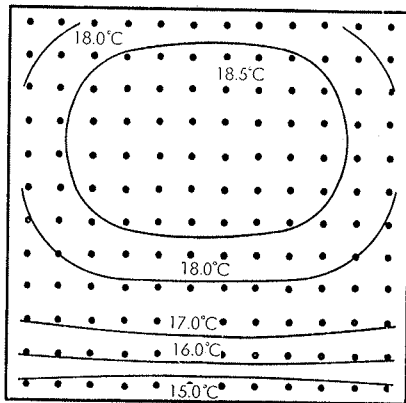


図-7 天井面16面全面均一発熱とした場合の最適解に対するMRT分布

(外壁仕様 B)

$$H = 78.3 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\theta_{r,1} = 18.53^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,2} = 16.69^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,3} = 15.76^\circ\text{C}$$

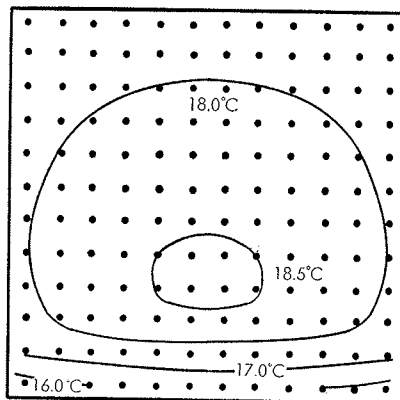


図-8 天井面発熱を図の上部4面と下部4面の2系統とした場合の最適解（中央8面は発熱ゼロ）に対するMRT分布（外壁仕様 B)

$$H_1(\text{上部}) = 35.7 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$H_2(\text{下部}) = 313.2 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\theta_{r,1} = 18.92^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,2} = 16.93^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,3} = 16.02^\circ\text{C}$$

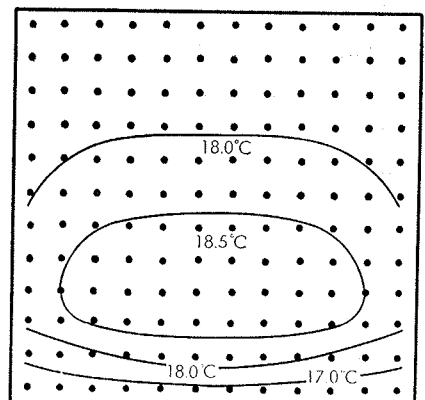


図-9 天井面発熱を図の下部4面（一定）のみとした場合の最適解（他の12面は発熱ゼロ）に対するMRT分布（外壁仕様 B)

$$H = 356.8 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h}$$

$$\theta_{r,1} = 18.53^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,2} = 16.69^\circ\text{C}$$

$$\theta_{r,3} = 15.76^\circ\text{C}$$