

# 換気および壁面相互ふく射を考慮した多数室室温・熱負荷計算法

正 会 員 石 田 建 一\*

正 会 員 宇 田 川 光 弘\*\*

## 1. はじめに

近年、住宅は高断熱化の傾向にある。高断熱により屋根、壁、窓といった外皮からの伝導による熱損失が小さくなると断熱の良くない場合に比べ、隙間風による熱負荷の負荷全体に占める割合は増加し、隣室との空間相互換気の影響が室温形成や熱負荷に占める割合も大きくなる。また、厨房換気扇のような機械換気についても、吸気口や換気経路を考慮して換気計画を行わないと、換気扇作動時に居室に外気の流入を引き起こし、居住性の悪化や暖冷房負荷の増大を招く恐れがある。このように換気の影響を強く受ける住宅のような建物の室温や熱負荷の計算を行おうとする場合、換気を考慮して計算しその影響を検討しておく必要がある。

一方、室内表面相互ふく射はシミュレーションにより快適性を評価する等、壁表面温度をより正確に計算しようとする場合に重要である。さらに、総合熱伝達率を用いた室温はふく射成分を含み、換気の影響を正しく計算するためにはふく射成分を分離して室温を空気温度として換気の項に用いる必要がある。

換気通風を考慮したシミュレーション手法としては坂本の計算法<sup>9,10)</sup>がある。準線形方程式を用い収束計算を減らした換気計算法を述べているが、この計算法では室内表面相互ふく射は考慮されておらず、換気系と室温・熱負荷の熱系との解の同時性についても明確ではない。

換気量計算は非線形方程式であるために収束計算を避けることができず計算量は多く、加えて壁面相互ふく射を考慮した室数+壁面総数の次元の連立方程式を直接解く方法ではさらに計算量が増加するため、本論文では壁面相互ふく射を考慮しても室数の次元の連立方程式で解ける方法<sup>4,5)</sup>を用いて計算量を少なくする方針とした。また、換気量計算は収束計算に Newton-Raphson 法を用いるが、初期値をあらかじめ求めておいた風向、風速および室内外温度差の関係より精度良く推定し、さらに、収束を速めるために緩和係数を用いる方法とした。

なお、この研究の一部はすでに大会<sup>1,3,7)</sup>に発表済みで

あるが、今回これらをまとめ、換気計算法に改良を加えたものをここに報告する。

## 2. 室温、熱負荷の計算

### 2.1 室内空気熱平衡

室温または室温を設定値に維持するための熱量である除去熱量の計算を行おうとする建物の室数を  $Nr$  とし、図-1 に示すように計算対象室を  $j$  室、隣室を  $n$  室、 $j$  室の室構成壁面数を  $Nw_j$  とすれば、室内壁面相互ふく射および空間相互換気を考慮した  $j$  室における熱平衡式は式 (1) で示される。

$$Mr_j \frac{d\theta r_j}{dt} = \sum_{i=1}^{Nw_j} \alpha_{\alpha i j} A w_{i j} (\theta_{i, i j} - \theta r_j) + \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq j}}^{Nr} C p \gamma Q r_{n j} (\theta r_n - \theta r_j) + C p \gamma Q o_j (\theta a - \theta r_j) + L c_j - H_j$$

..... (1)

式 (1) は換気量、気象条件、内部発熱等を既知として与えれば、室温を計算する場合  $\theta r_j$ 、除去熱量を計算する場合は  $H_j$  が未知数となり、このほか壁面表面温度  $\theta_{i, i j}$  も未知である。この壁体とは壁、窓、床、天井など室の構成部材の総称とする。表面温度は室内相互ふく射により壁相互に関連し、対流熱伝達により室温と関連するため式 (1) は室数+壁面総数の次元となるが、壁体表面温度を消去できれば式 (1) は室温または除去熱量を未知数とする室数の次元の連立方程式となる。

なお、本論文での記号は次の規則に従うものとする。

[ ] は行列を表し、 $k$  行  $l$  列要素は  $A_{lk}$  のように表す。

{ } はベクトルを表し、 $k$  番目の要素は  $A_k$  のように

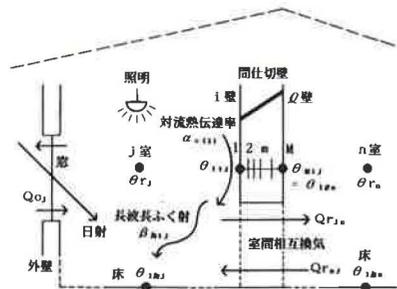


図-1 室温、壁体温度の定義

\* 積水ハウス(株)、工学院大学客員研究員・工修

\*\* 工学院大学 助教授・工博  
(昭和 62 年 5 月 11 日原稿受理)



表す。

[ ]<sub>n</sub> は n 室に関する行列を表し、この行列の k 行 l 列要素は A<sub>ikn</sub> のように表す。

[ ]<sub>nm</sub> は m 室 n 壁に関する行列を表し、この行列の k 行 l 列要素は A<sub>iknm</sub> のように表す。

| |<sub>nm</sub> は m 室 n 壁に関するベクトルを表し、k 番目の要素は A<sub>knm</sub> のように表す。

## 2.2 壁体表面温度

### 2.2.1 ふく射の取り扱い

室内表面を長波長ふく射に対し完全拡散面で構成されている閉空間とすると、相互ふく射の結果、j 室 i 壁 (以下 ij 壁) に吸収される正味のふく射量 q<sub>ij</sub> [kcal/m<sup>2</sup>h] は、絶対温度の 4 乗を線形化してふく射熱交換係数を用いれば次式で示される。

$$q_{ij} = \sum_{l=1}^{N_{Wj}} \beta_{li,j} \theta_{li,j} \dots \dots \dots (2)$$

ただし、β<sub>li,j</sub> : j 室の N<sub>Wj</sub> × N<sub>Wj</sub> のふく射熱交換係数行列 [β]<sub>j</sub> の l, i 要素

[β] は室の形態係数、壁表面温度、ふく射率等により求められる係数であり具体的には A・1 に述べる。

### 2.2.2 重量壁の熱平衡

壁体内部の非定常熱伝導に後退差分法を用い、ij 壁内部を M<sub>ij</sub> - 1 に分割し、計算対象室の室内側を 1 側、外側 (隣室側) を M 側とする。分割幅は、後退差分法では安定条件を満たすための制限は無いが、計算精度に影響を及ぼすため、厚い壁等では必要に応じて細かくする等の考慮が必要である。壁体の室内 (1 側) 表面温度 θ<sup>k+1</sup> は相互ふく射に式 (2) を用いて式 (3) で示される。

$$\begin{aligned} \theta_{1,ij}^{k+1} &= \sum_{m=1}^{M_{ij}} u_{1m,ij} \theta_{m,ij}^k \\ &+ u_{11,ij} \nu_{11,ij} (\alpha_{c(1)ij} \theta_{1,ij}^{k+1} - \sum_{l=1}^{N_{Wj}} \beta_{li,j} \theta_{li,j}^{k+1} + S_{1,ij}) \\ &+ u_{1M,ij} \nu_{M,ij} \alpha_{c(M)ij} \theta_{c,ij}^{k+1} \dots \dots \dots (\text{外壁}) \\ &= \sum_{m=1}^{M_{ij}} u_{1m,ij} \theta_{m,ij}^k \\ &+ u_{11,ij} \nu_{11,ij} (\alpha_{c(1)ij} \theta_{1,ij}^{k+1} - \sum_{l=1}^{N_{Wj}} \beta_{li,j} \theta_{li,j}^{k+1} + S_{1,ij}) \\ &+ u_{1M,ij} \nu_{M,ij} (\alpha_{c(M)ij} \theta_{c,ij}^{k+1} - \sum_{l=1}^{N_{Wn}} \beta_{lk,n} \theta_{li,n}^{k+1} \\ &+ S_{M,ij}) \dots \dots \dots (\text{間仕切}) \dots \dots \dots (3) \end{aligned}$$

ただし、u<sub>km,ij</sub> : ij 壁の後退差分の係数行列 [u]<sub>ij</sub> の逆行列の k, m 要素

ν<sub>1j</sub>, ν<sub>Mj</sub>, [u]<sub>ij</sub> は壁材の熱伝導率、熱拡散率および差分の分割幅より計算される値であり、具体的には A・2 に述べる。

### 2.2-3 ガラス・軽量壁の熱平衡

ガラス・軽量壁のように熱容量を考えない場合につい

てもガラス、カーテン等多層材料で構成されている場合が多いので、一般性を持たせるために M<sub>ij</sub> 層からなるとすると、室内側表面温度 θ<sup>k+1</sup> は式 (4) で示される。

$$\begin{aligned} \theta_{1,ij}^{k+1} &= \sum_{m=1}^{M_{ij}} c_{1m,ij} S_{m,ij} \\ &+ c_{11,ij} (\alpha_{c(1)ij} \theta_{1,ij}^{k+1} - \sum_{l=1}^{N_{Wj}} \beta_{li,j} \theta_{li,j}^{k+1}) \\ &+ c_{1M,ij} \alpha_{c(M)ij} \theta_{c,ij}^{k+1} \dots \dots \dots (4) \end{aligned}$$

ただし、c<sub>km,ij</sub> : ij 壁のコンダクタンス行列 [c]<sub>ij</sub> の逆行列の k, m 要素

### 2.2.4 壁体表面温度の連立方程式

外壁、窓の場合、ij 壁の室内表面温度は j 室の他の壁表面温度に関連し、間仕切壁の場合さらに隣室の表面温度にも関連する。ここで、室温 {θr} を既知と見なし、式 (3)、(4) を {θ} について整理すれば建物全体の壁面総数の次元の連立方程式となり、これを行列表示すれば次のようになる。

$$[W]\{\theta\} = \{B\} + [R]\{\theta r\} + \{S\} \dots \dots \dots (5)$$

ただし、添字 s は s = K<sub>Wj-1</sub> + i, K<sub>Wj</sub> =  $\sum_{k=1}^{j-1} N_{Wk-1}$  として、1 室 1 壁から順に N<sub>q</sub> 室 N<sub>Wm</sub> 壁まで連続とする。また、K<sub>s</sub> = K<sub>Wm</sub> とすれば q も s 同様 q = 1, 2, ..., K<sub>s</sub> となる。

$$\begin{aligned} W_{sq} &= \begin{cases} 1 & (s=q) \\ u_{11,ij} \nu_{11,ij} \beta_{li,j} & (K_{Wj-1} < s < K_{Wj}, l \neq i) \\ u_{1M,ij} \nu_{M,ij} \beta_{li,n} & (K_{Wn-1} < s < K_{Wn}, l \neq k) \\ \dots \dots \dots (\text{重量壁}) \\ 0 & (\text{その他}) \\ 1 & (s=q) \\ c_{11,ij} \beta_{li,j} & (K_{Wj-1} < s < K_{Wj}, l \neq i) \\ \dots \dots \dots (\text{窓}) \\ 0 & (\text{その他}) \end{cases} \\ B_s &= \begin{cases} \sum_{m=1}^{M_{ij}} u_{1m,ij} \theta_{m,ij}^k & (\text{重量壁}) \\ 0 & (\text{窓}) \end{cases} \\ R_{sk} &= \begin{cases} u_{11,ij} \nu_{11,ij} \alpha_{c(1)ij} & (k=j) \\ u_{1M,ij} \nu_{M,ij} \alpha_{c(M)ij} & (k=n) \dots \dots (\text{重量壁}) \\ 0 & (k \neq j, k \neq n) \\ c_{11,ij} \alpha_{c(1)ij} & (k=j) \\ 0 & (k \neq j) \\ (k=1, 2, \dots, N_R) \end{cases} \\ S_s &= \begin{cases} u_{11,ij} \nu_{11,ij} S_{1,ij} + u_{1M,ij} \nu_{M,ij} \alpha_{c(M)ij} \theta_{c,ij} & \dots \dots \dots (\text{外壁}) \\ u_{11,ij} \nu_{11,ij} S_{1,ij} + u_{1M,ij} \nu_{M,ij} S_{M,ij} & \dots \dots \dots (\text{間仕切}) \\ \sum_{m=1}^{M_{ij}} c_{1m,ij} S_{m,ij} & \dots \dots \dots (\text{窓}) \end{cases} \end{aligned}$$

### 2.3 室温および除去熱量の計算

ここでは式 (1) から形式的に壁表面温度を消去して未知数を室数だけとし、室数の次元の連立方程式として解く方法を示す。

式(1)は室数の次元の連立方程式となり、後退差分法を用いて行列表示を行えば

$$[MR]\{\theta r\} = [RB] + [AL]\{\theta\} + \{Q\} + [Lc] - \{H\} \quad (6)$$

ただし、

$$MR_{kj} = \begin{cases} Mr_j + \sum_{i=1}^{N_{Wj}} \alpha_{c(i)ij} A_{Wij} + \sum_{\substack{n=1 \\ n \neq j}}^{N_r} CprQr_{nj} \\ + CprQo_j & (k=j) \\ - CprQr_{jk} & (k \neq j) \end{cases}$$

$$RB_j = Mr_j \theta r_j^k$$

$$AL_{sj} = \begin{cases} \alpha_{c(i)sj} A_{sj} & (K_{w_{j-1}} < s \leq K_{w_j}) \\ 0 & (s < K_{w_{j-1}} \text{ または } s > K_{w_j}) \end{cases}$$

$$Q_j = cprQo_j \theta_a^{k+1}$$

式(6)は未知数として室内表面温度の項  $\{\theta\}$  を含むが、表面温度は式(5)を  $[W]$  の逆行列  $[W]^{-1}$  を用いて次のように表すことができ

$$\{\theta\} = [W]^{-1}(\{B\} + [R]\{\theta r\} + \{S\}) \quad (7)$$

式(7)を式(6)に代入し、 $\theta r$  について式をまとめると表面温度を消去することができ式(8)となる。

$$[RT]\{\theta r\} = [RB] + [AW](\{B\} + \{S\}) + \{Q\} + [Lc] - \{H\} \quad (8)$$

ただし、 $[RT] = [MR] - [AW][R]$

$$[AW] = [AL][W]^{-1}$$

$N_r$  室すべての室温が未知数(自然室温)の場合、式(8)を  $\theta r$  についてそのまま解けば良い。

$$\{\theta r\} = [RT]^{-1}(\{RB\} + [AW](\{B\} + \{S\}) + \{Q\} + [Lc] - \{H\}) \quad (9)$$

空調室と非空調室が混在している場合、未知数  $H_j$  と  $\theta r_j$  よりなるベクトル  $\{TH\}$  を用いて次式となる。

$$\{TH\} = [EX]^{-1}(\{RB\} + [AW](\{B\} + \{S\}) + \{Q\} + [Lc] - \{HX\}) \quad (10)$$

ただし、

$$EX_{nj} = \begin{cases} RT_{nj} & (\theta r_j \text{ 未知}, \theta r_n \text{ 未知}) \\ 0 & (\theta r_j \text{ 未知}, H_n \text{ 未知}) \\ 1 & (H_n \text{ 未知}, j=n) \\ 0 & (H_n \text{ 未知}, j \neq n) \end{cases}$$

$$TH_j = \begin{cases} \theta r_j & (\theta r_j \text{ 未知}) \\ H_j & (H_j \text{ 未知}) \end{cases}$$

$$HX_j = \begin{cases} H_j & (\theta r_j \text{ 未知}) \\ \sum_{k: H_j \text{ 未知数のみ}}^{N_r} RT_{kj} \theta r_k & (H_j \text{ 未知}) \end{cases}$$

### 3. 換気量計算法

#### 3.1 圧力差の定義

室温と同様に全室数を  $N_r$ 、計算対象室を  $j$  室、隣室を  $n$  室、 $j$  室の開口部数を  $N_{c_j}$  とする。また、 $j$  室の外気地表面を基準とする圧力を  $P_{r_j}$  とすると、開口部の圧力差  $\Delta P$  [kg/m<sup>2</sup>] は温度差による圧力差と風力(外壁開口部)による圧力差の合成であり式(11)で定義されるものとする。

$$\Delta P_{ij} = DP_{nj} + DG_{nj} h_{ij} \quad (11)$$

ただし、

$$DP_{nj} = \begin{cases} P_{r_j} - P_{w_{ij}} & (j \text{ 室, 屋外間}) \\ P_{r_j} - P_{r_n} & (j \text{ 室, } n \text{ 室間}) \end{cases}$$

$$DG_{nj} = \begin{cases} \gamma_o - \gamma_i & (j \text{ 室, 屋外間}) \\ \gamma_n - \gamma_i & (j \text{ 室, } n \text{ 室間}) \end{cases}$$

#### 3.2 各室の風量収支

$j$  室における風量収支は  $j$  室  $i$  開口部の正味の通過風量を  $Q_{ij}$  [m<sup>3</sup>/h] とすれば、各室において風量収支は 0 となるから

$$\sum_{i=1}^{N_{c_j}} Q_{ij} = 0 \quad (12)$$

ここで、正味の通過風量  $Q_{ij}$  は上下方向の圧力分布を考慮しない横開口部、圧力分布を考慮した縦開口部、機械換気の3種類に分類する。

##### 1) 横開口部

隙間、開口の区別なくすき間または開口の内外圧力差の関数であり、通過風量の方向として流出を正、流入を負とすれば、通過風量の正負を考慮して次式で表される。

$$Q_{ij} = \omega_{ij} (DP_{nj} + DG_{nj} h_{ij}) |DP_{nj} + DG_{nj} h_{ij}|^{1/n_{ij}-1} \quad (13)$$

ただし、 $\omega_{ij}$ :  $j$  室  $i$  開口部の流量特性を表す係数

$$\omega_{ij} = \begin{cases} 3600 A_{c_{ij}} \alpha_{ij} \sqrt{2g/\gamma_m} \\ b_{ij} L_{ij} \end{cases}$$

##### 2) 縦開口部(圧力分布を考慮した正味の通過風量)

縦開口部の通過風量は、温度差によって生じる高さ方向の圧力こう配によって開口部上下において流入、流出が同時に生じる場合があり、正味の通過風量を求めるためには圧力こう配を考慮する必要がある。この方法として開口部を分割する方法が考えられるが、計算量が増加する。ここでは、室温熱負荷計算は室温を仮定の1点で代表させ室温温度差による圧力こう配は高さ方向に対し線形となることから、縦開口部の通過風量は式(13)を高さ方向に積分し得られる流入、流出を考慮した正味の通過風量の式(14)を用いる。

$$Q_{ij} = \frac{n_{ij}}{n_{ij}+1} \frac{\omega_{ij}}{L_{ij} DG_{mj}} \left\{ |DP_{mj} + DG_{mj} h_{ij}|^{1/n_{ij}+1} - |DP_{mj} + DG_{mj} h_{ij}|^{1/n_{ij}} \right\} \quad (14)$$

ただし、この方法では直接流入量、流出量は計算できないので、流入量、流出量は室内圧力を求めた後、中性点を考慮して別に計算する必要がある。

##### 3) 機械換気

厨房換気扇のような機械換気のある開口部では、ファンの静圧と風量の関係から開口の換気量を内外差圧の関数に近似する。

$$Q_{ij} = a_{o,ij} + a_{1,ij} \Delta P_{ij} + a_{2,ij} \Delta P_{ij}^2 \quad (15)$$

この近似関数の次数は2次以上でも良いが、ファンの静

圧と風量の関係はファンを排気とすれば差圧は負、流量は正の場合のみ示されているのが一般的であり、実験等によって特にデータが得られる場合を除き、向風により逆流する場合や、追い風で排気量が増加する場合のデータは得られておらず、得られるデータでそれらの場合を推定することにする。したがって、次数を増しても精度が上がる保証はなく、むしろ逆流や追い風の場合に誤差を増す可能性があり、ここでは2次関数とした。

### 3.3 風量収支式の解法

式(12)に開口部の通過風量式(13)~(15)を代入すれば各室の室内圧力  $Pr$  を変数とする室数の次元の非線形連立方程式となる。

$$\begin{cases} f_1(Pr_1, \dots, Pr_j, \dots, Pr_{Nr}) = \sum_{i=1}^{N_{c1}} Q_{i1} = 0 \\ \vdots \\ f_j(Pr_1, \dots, Pr_j, \dots, Pr_{Nr}) = \sum_{i=1}^{N_{cj}} Q_{ij} = 0 \dots \dots (16) \\ \vdots \\ f_{Nr}(Pr_1, \dots, Pr_j, \dots, Pr_{Nr}) = \sum_{i=1}^{N_{cN}} Q_{iNr} = 0 \end{cases}$$

式(16)は非線形であるために解を得るためには収束計算を避けられない。この収束計算には二分法、クロス法、Newton-Raphson法が用いられることが多い<sup>13-18)</sup>が、これらの方法では換気駆動力が偏在していたり、初期値が適当でなかった場合に収束し難い問題がある。これに対し坂本は線形方程式系に近似する方法<sup>9-10)</sup>、栗岡らはMAC法の概念を適用する方法<sup>21)</sup>を土屋はNewton-Raphson法より収束の速いBrown-conte法を用いること<sup>19)</sup>を提案している。ここではNewton-Raphson法を用いるが、室内圧力の初期値を風向、風速および室内外温度差より推定し緩和係数を用いて収束速度を速める方法とした。式(16)をNewton-Raphson法によって各室の基準面での圧力  $pr$  について解く手順は次のようになる。

①各室の室内圧力の初期値  $\{Pr^*\} = (Pr_1, \dots, Pr_{Nr})$  の推定

開口部圧力差の定義において、温度差の項は開口部両側の温度差に比例し、風力の項は風速の2乗に比例することから、多数室の場合であっても、温度差がなく風速場しかない場合には室内圧力の変化は風速の2乗に比例し、風がなく温度場しかない場合には室内圧力の変化は温度差に比例する。そこで室内外温度差および風力による室内圧力を別々に関数として求めておき合成して室内圧力の初期値とする

温度差による室内圧力  $Pr_{j(\Delta T)}$  は、計算誤差を小さくするために室内外温度差を  $20^\circ\text{C}$  とした場合の  $j$  室の室内圧力  $Pr_{j(\Delta T=20)}$  を基準にとり

$$Pr_{j(\Delta T)} = \frac{Pr_{j(\Delta T=20)}}{20} (\theta r_j - \theta a) \dots \dots \dots (17)$$

風力による室内圧力は方位ごとに異なる基準値を用意す

る必要がある、温度差無し(室温、外気ともに計算期間の平均値)、方位 I (16方位)、風速 10 m/s の場合の室内圧力を  $Pr_{j(Vs=10, Va=I)}$  とすれば、

$$Pr_{j(Vs, I)} = \frac{Pr_{j(Vs=10, Va=I)}}{10^2 \gamma_v} Vs^2 \gamma_0 \dots \dots \dots (18)$$

ただし、 $\gamma_v: Pr_{j(Vs=10, Va=I)}$  計算時の空気の比重、温度差、風力による室内圧力の推定値  $Pr^*$  は式(17)、(18)を合成し

$$Pr^* = Pr_{j(I)} + Pr_{j(Vs, I)} \dots \dots \dots (19)$$

したがって、前処理として温度差  $20^\circ\text{C}$  および各方位風速 10 m/s について室内圧力を計算しておく必要がある。

#### ②室内圧力の修正値 $|E|$ の計算

室内圧力の修正値  $|E| = (e_1 - e_{Nr})$  は室内圧力と各室の流入量、流出量の関係から

$$|E| = [FP]^{-1} [FQ] \dots \dots \dots (20)$$

ただし、

$$FP_{nj} = \frac{df_j(Pr_1, \dots, Pr_{Nr})}{dPr_n}$$

$$FQ_j = f_j(Pr_1, \dots, Pr_{Nr})$$

$[FP]^{-1}: [FP]$  の逆行列

ここで、 $[FP]$  の対角要素 ( $n=j$ ) はすべて正であり対角要素以外 ( $n \neq j$ ) では隣室の場合負であり、隣室でない場合は0である。

室内圧力の修正値  $|E|$  が求められれば、修正後の室内圧力  $|Pr|$  は

$$|Pr| = |Pr^*| - Ca \cdot |E| \dots \dots \dots (21)$$

ただし、 $Ca$ : 緩和係数

#### ③収束の判定

収束は室内圧力の修正値  $|E|$  または各室における流入量、流出量の差  $|FQ|$  が0とみなせる許容値以下となったことで判定できるが、ここでは室内圧力の絶対値の大きさに比例させた室内圧力と修正値  $|E|$  により判定する。

$$|\overline{|E|}| < \frac{\mu}{100} \cdot |\overline{|Pr|}| \dots \dots \dots (22)$$

ただし、 $\mu$ : 室内圧力に対する許容値の割合 (%)

$|\overline{|E|}|, |\overline{|Pr|}|$ : 修正値, 室内圧力の絶対値の平均

#### ④各開口部の流入量の計算

収束した場合はその時の室内圧を用いて式(13)~(14)より各開口部の流入量だけを計算し直し、外気流入量  $Q_{0j}$ 、室間相互換気量  $Q_{r_{nj}}$  について集計する。収束しない場合は  $\{Pr\}$  を  $\{Pr^*\}$  として②に戻り計算を繰り返す。

### 4. 換気系と熱系の連成を考慮した計算手順

換気系は3. で示したように非線形方程式であるために、室温、熱負荷の熱系と直接同時に解こうとすると、2. に示した方法により熱系の未知数を室数とした場合

でも室数×2の次元の非線形連立方程式となり、計算時間の増加や収束性悪化の恐れがある。そこで、ここでは換気系、熱系を別々に計算し収束させる方法とした。

換気系と熱系の連成を考慮した計算手順を整理すると次のようになる。

①準備計算として  $[R]$ ,  $[AL]$ ,  $[W]^{-1}$ ,  $[AW]$  を求める。 $[R]$ ,  $[AL]$  は室内側対流熱伝達率により決まるから、室内側対流熱伝達率の変更を行わなければ一度だけ計算しておけばよい。また、 $[W]^{-1}$ ,  $[AW]$  は室内ふく射率と室内表面温度の平均  $T_m$  により決まるから、 $T_m$  を計算テスツごとに変更せず一定の値とすれば、一度計算しておけばカーテンや断熱戸の開閉等、計算途中で室内ふく射率を変更する場合のみ計算し直せばよい。換気系の準備計算として、初期値推定に用いるための各室の温度差による基準値  $Pr_{j(\Delta T=20)}$  および各風向の風力による基準値  $Pr_{j(Vs=10, Vd=1)}$  を計算する。この場合室内圧力の初期値は0を用いる。また  $Pr_{j(\Delta T=20)}$ ,

$Pr_{j(Vs=10, Vd=1)}$  は開口部の気密性が変化した場合のみ計算し直せばよい。

②  $K$  時 ( $\Delta t$  前) の室温、壁体温度を用いて  $\{RB\}$ ,  $\{B\}$  を計算する。また、室内発熱スケジュール、気象データより  $\{Lc\}$ ,  $\{S\}$  を計算する。

③ 風向、風速および非空調室では  $K$  時の室温、空調室では空調設定温度を用いて  $K+1$  時の換気量の初期値  $Qr^*$ ,  $Qo^*$  を求める。この場合換気計算開始時の室内圧力の初期値は推定法による。

④ 換気量の初期値  $Qr^*$ ,  $Qo^*$  を用いて  $[MR]$ ,  $\{Q\}$ ,  $[EX]^{-1}$  を計算し、 $K+1$  時の室温  $\theta r^{K+1}$  を求める。

⑤④で求めた  $\theta r^{K+1}$  を用いて換気量  $Qr$ ,  $Qo$  を計算する。この場合、温度差や風向風速の計算条件が③と大きく変化することがないため、計算開始時の室内圧力の初期値は③の収束結果を用いる。

⑥  $K+1$  時の初期値  $Qr^*$ ,  $Qo^*$  と⑤で計算した  $Qr$ ,  $Qo$  の差が許容値以下であればその時の換気量と室温、除去熱量を  $K+1$  時の解とし、許容値以上であれば  $Qr$ ,  $Qo$  を初期値  $Qr^*$ ,  $Qo^*$  として③に戻り計算を繰り返す。

⑦ 室温を用いて室内表面温度、壁体内温度を計算する。

⑧  $K=K+\Delta t$  として②に戻る。ただし、カーテン、断熱戸等の変更があった場合には①に戻り、 $[W]^{-1}$ ,  $[AW]$  を計算し直し、また開口部の気密性が変更された場合にも①に戻り  $Pr_{j(\Delta T=20)}$ ,  $Pr_{j(Vs=10, Vd=1)}$  を計算し直す。

## 5. 空間相互換気の熱的影響の検討例

### 5.1 設定モデル住宅

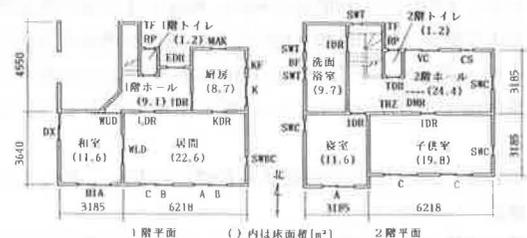


図-3 設定モデル住宅平面図

表-1 開口部の通気特性

コード	W (m)	H (m)	開口率 (%)	流量特性			コード	W (m)	H (m)	開口率 (%)	流量特性		
				b	γ	α					b	γ	α
HIA	1.6	2.07	50	2.0	1.43	0.7	THZ	0.68	0.68	100	30.0	1.68	0.7
A	1.6	1.76	50	2.0	1.43	0.7	LDR	0.77	2.07	100	30.0	1.68	0.7
B	1.6	1.29	50	2.0	1.43	0.7	DDR	0.69	1.82	100	30.0	1.68	0.7
C	1.6	1.00	50	2.0	1.43	0.7	EDR	0.70	2.18	100	5.4	1.32	0.7
SWC	0.43	1.00	100	2.0	1.43	0.7	DDR	0.60	1.82	100	30.0	1.68	0.7
SWT	0.43	0.85	100	2.0	1.43	0.7	KDR	0.7	2.0	100	80.0	2.00	0.7
CS	0.70	1.00	50	2.0	1.43	0.7	WD	1.41	2.07	100	80.0	2.00	0.7
VC	1.60	1.00	50	2.0	1.43	0.7	WD	0.69	1.82	100	80.0	2.00	0.7
HP	0.45	0.60	100	2.0	1.43	0.7	DMR	0.67	0.51	100	2.0	1.43	0.5
MAK	0.77	1.76	100	2.0	1.43	0.6	HR*	0.28	0.28		80.0	2.00	
K	1.44	0.90	50	2.0	1.43	0.6	TR*	0.17	0.17	100			0.3
SWBC	0.43	2.28	100	2.0	1.43	0.7	BR*	0.15	0.21	100			0.3
DX	1.60	0.70	50	2.0	1.43	0.7	ST	1.80	0.90	100			0.8

※換気扇非作動時の開口部としての通気特性

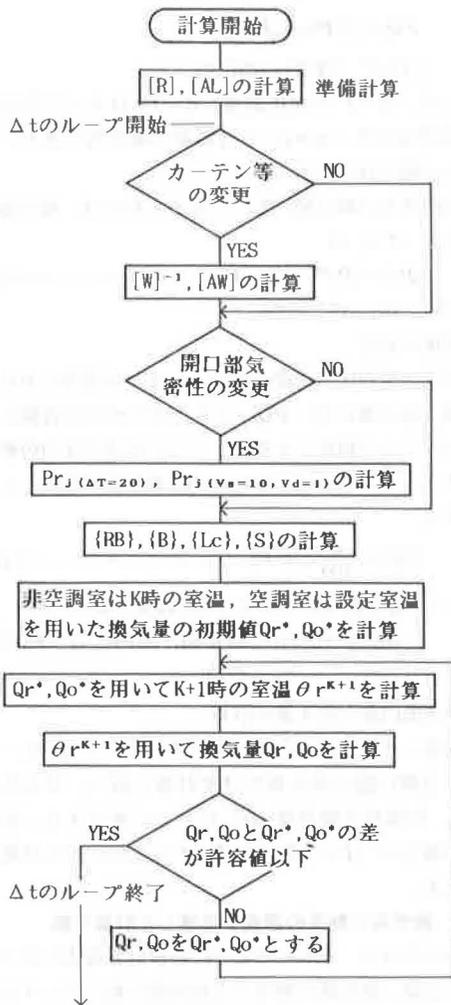


図-2 熱系、換気系連成フローチャート

ここで述べた方法に従って住宅用の換気・室内壁面相互ふく射を考慮した汎用室温・熱負荷計算プログラムを作成し、設定モデル住宅について室間相互換気の影響を検討するために、日中室内扉を閉じている場合 (CASE 1) と開けている場合 (CASE 2) の計算を行った。計算対象住宅は図-3 に示すような延床面積 120 m<sup>2</sup> の 2' × 4' 工法 2 階建住宅であり、図-4 に示すような断熱、表-1 に示す開口特性を持つ高断熱、高气密住宅である。厨房、トイレの換気扇の性能は図-5 に示すものとした。浴室の換気扇は同時吸排気型とし、換気扇作動時は圧力差に左右されず 144 m<sup>3</sup>/h の吸排気があるものとした。また、HASP/ACLD で用いている風圧係数を使用した<sup>23)</sup>。

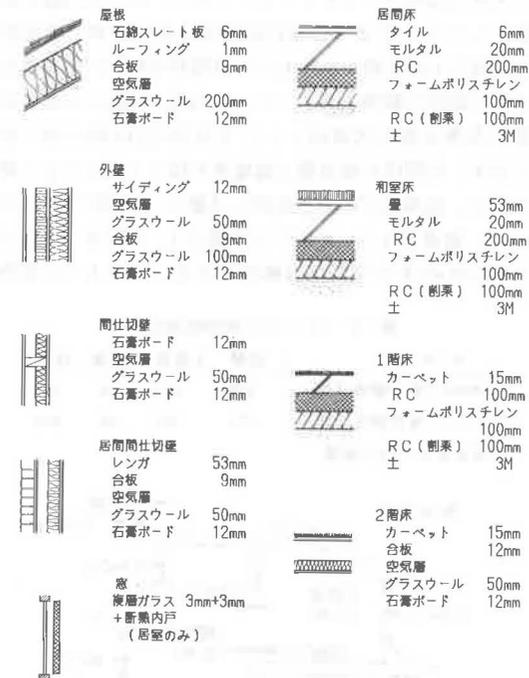


図-4 設定モデルの壁体構成

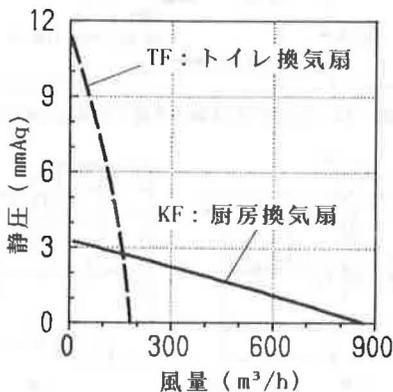


図-5 換気扇設定性能

気象データはHASP用新東京平均年データを使用し、計算時間間隔は1時間で、冬期12月から3月の4か月間計算を行った。居室としては居間、和室、厨房、寝室、子供室の5室とし、対流熱伝導率は4.0 kcal/m<sup>2</sup>h°Cを用い、ふく射熱交換係数を求めるための壁表面平均温度は15°Cを用いた。居室以外のホール、洗面・浴室、トイレは計算上居室ほど重要でなく、壁表面温度の係数行列 [W]<sup>-1</sup>の次元を不必要に大きくすることを避けるため、総合熱伝達率 ( $\alpha_i=8.0$  kcal/m<sup>2</sup>h°C) を用いた。室内発熱等のスケジュールは図-6 に示すものを使用した。

## 5.2 換気計算時室内圧力の初期値の推定および緩和係数の具体的検討

図-7 は2月1日の全室について、式(19)から推定した室内圧力の初期値と収束計算の結果得られた室内圧力の収束値を比較したものであり、良好な初期値の推定が行われていることがわかる。この方法はかなりの精度で室内圧力を推定できるため、単室では推定室内圧力をそのまま用いて収束計算なしで簡易的に換気量を求めることも可能である。ただし、多数室では各室間の風量収支が取れていないため、やはり収束計算は必要である。

緩和係数の具体的検討例として冬期日中の平均的室温を用い、風速5 m/s (南、北風) とした場合の緩和係数

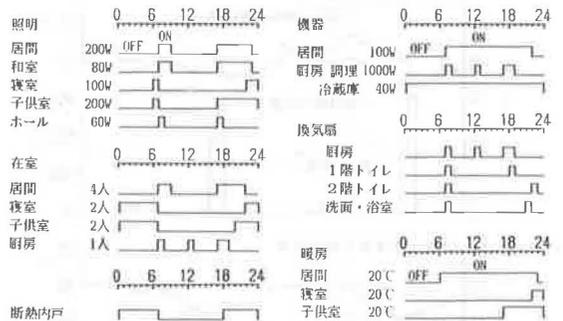


図-6 設定スケジュール

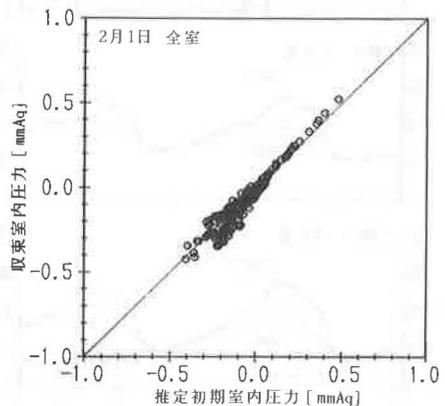


図-7 推定初期室内圧力と収束室内圧力



南北の温度差の解消にはプライバシー等の問題があるが室内扉を開けることは効果的である。ただし、表—2に示すように、日中の室内扉を開けて建物全体を暖める場合は室内扉を閉めたままの場合に比べ期間暖房負荷は増加する。

換気扇作動時に室温が1~2°C低下する傾向があるが、これは設定モデル住宅が換気扇に対する吸気口を考慮していないため換気扇作動時に外気が居室に流入するためである。図—11に例として2月20日18時の厨房換気扇作動時の換気量を示す。外気の流入はトイレ、浴室の換気扇からが大きく、和室、居間が換気経路となっている。このように換気経路は換気計画上重要である。

## 6. 結論

1) 壁面相互ふく射を考慮しつつ換気計算も含めた多数室室温・熱負荷計算法を示した。壁面相互ふく射に関しては未知数を整理し室数の次元で連立方程式を解けばよい方法を用いたので、壁面相互ふく射を考慮しても計算量の増加が少なく計算速度を向上させることができた。

2) 換気量の収束計算にはNewton-Raphson法を用いた。収束計算の実行上重要な初期値を室内外温度差および外部風速、風向より精度良く推定する方法を示した。さらに緩和係数と組み合わせることにより換気計算における収束速度を速めることができた。

3) 延べ床面積120m<sup>2</sup>の高断熱住宅の冬期について、室内扉を日中閉めたままの場合と開けた場合の計算を行い、空間相互換気の熱的影響を検討した。この結果、日中室内扉を閉めたままの場合は南北室で温度差が生じるが、室内扉を開けた場合は南北室の温度差をほぼ解消できることが示された。また、換気経路を考慮しない場合、換気扇作動時に居室が換気経路となり室温低下が起こることも示された。

4) 換気量の計算ではすき間や換気口の通気特性や風圧係数など計算精度を左右する仮定条件が多く、今後、実測値との検証を行いその精度の確認を行う予定である。

## 記号

$A_{c,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部の開口面積 [m<sup>2</sup>]  
 $A_{w,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁の面積 [m<sup>2</sup>]  
 $b_{ij}, n_{ij}$ :  $j$ サッシ定数 [m<sup>2</sup>/hmmAq<sup>1/n</sup>], [-]  
 $Cap_m$ : 多層壁内  $m$ 層の熱容量 [kcal/°C]  
 $Cpr_j$ : 空気の容積比熱 [kcal/m<sup>3</sup>C]  
 $C$ : 空気層の熱コンダクタンス [kcal/m<sup>2</sup>h°C]  
 $[c]_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁のガラス、軽量壁各層の熱コンダクタンス行列  
 $F_{k,ij}$ :  $j$ 室の  $i$ 壁面から  $k$ 壁を見る形態係数  
 $g$ : 重力加速度 [9.8 m/s<sup>2</sup>]  
 $H_j$ :  $j$ 室の除去熱量 [kcal/h]

$h_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部の基準面よりの隙間または開口部までの高さ [m]  
 $K_0$ : 建物全体の壁面総数  
 $L_{ij}$ : 隙間長または開口部の高さ [m]  
 $Lc_j$ :  $j$ 室の室内発熱の対流成分 [kcal/h]  
 $M\tau_j$ :  $j$ 室の熱容量 (空気+家具) [kcal/°C]  
 $N\tau$ : 全室数  
 $N_{w,j}$ :  $j$ 室の構成壁面総数  
 $Pr_j$ :  $j$ 室の室内圧力 [mmAq]  
 $P_{w,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部における風圧 [mmAq]  
 $P_{w,ij} = \phi_{ij} V s^2 \gamma_0 / 2g$   
 $Q\tau_{nj}$ :  $n$ 室から  $j$ 室に流入する空気量 [m<sup>3</sup>/h]  
 $Q_{0,j}$ :  $j$ 室の外気流入量 [m<sup>3</sup>/h]  
 $RS_m$ : 多層壁内、 $m$ 層の熱抵抗 [m<sup>2</sup>h°C/kcal]  
 $S_{1,ij}, S_{2,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁1側、 $M$ 側に吸収される正味の短波長ふく射 [kcal/m<sup>2</sup>h]  
 $S_{m,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁  $m$ 層に吸収される短波長ふく射 [kcal/h]  
 $Tm_{kl}$ :  $i$ 壁と  $k$ 壁の平均表面温度 [°C]  
 $\Delta t$ : 差分の時間間隔 [h]  
 $[u]_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁に関する後退差分の係数行列  
 $Vs$ : 外部風速 [m/s]  
 $\alpha_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部の流量係数 [-]  
 $\alpha_{c11,ij}, \alpha_{c1M,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁面の1内側、 $M$ 側表面对流熱伝達率 [kcal/m<sup>2</sup>h°C]  
 $\beta_{l,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁の  $l$ 壁に対する長波長熱交換係数  
 $\gamma_j, \gamma_n$ :  $j$ 室、 $n$ 室空気の比重量 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\gamma_0$ : 外気の比重量 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\gamma_m$ : 開口部量側空気の平均比重量 [kg/m<sup>3</sup>]  
 $\epsilon_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁の表面ふく射率  
 $\delta$ : 黒体のふく射定数 [4.88×10<sup>-8</sup>kcal/m<sup>2</sup>hK<sup>4</sup>]  
 $\phi_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部における風圧係数  
 $\omega_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 開口部の流量特性を表す係数 [m<sup>3</sup>/hmmAq<sup>1/n</sup>]  
 $\theta a$ : 外気温度 [°C]  
 $\theta e_{ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁の相当外気温度 [°C]  
 $\theta_{l,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁の表面温度 [°C]  
 $\theta_{m,ij}$ :  $j$ 室  $i$ 壁  $m$ 層の温度 [°C]  
 $\theta r_j$ :  $j$ 室の室温 [°C]

## 参考文献

- 1) 宇田川光弘, 石田建一: 自然通風による室温調整シミュレーションによる検討, 日本建築学会大会梗概集, 昭和55年9月
- 2) 宇田川光弘, 石田建一: 自然通風を考慮した住宅の冷房負荷シミュレーション, 日本建築学会大会梗概集, 昭和56年9月
- 3) 宇田川光弘, 石田建一: 換気と自然通風を考慮した住宅の熱負荷シミュレーション, 日本建築学会大会梗概集, 昭和57年10月

4) 宇田川光弘, 石田建一: 室内相互ふく射を考慮した住宅の熱負荷・室温シミュレーション, 空調調和・衛生工学会学術講演論文集, 昭和57年10

5) M. Udagawa, K. Ishida: Development of a simulation program for heat loads and room temperatures of a residential building, Proceedings of 4th International Symposium on The Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, 1983, 3

6) 石田建一, 宇田川光弘: 住宅用室温・熱負荷シミュレーションプログラムの実験棟における検証, 空調調和・衛生工学会学術講演論文集, 昭和59年10月

7) 石田建一, 宇田川光弘: 換気を考慮した住宅用室温・熱負荷シミュレーションプログラムの検証, 日本建築学会大会梗概集, 昭和60年10月

8) 石田川光弘, 木村建一: 多数室室温変動の実用的計算手法と断熱雨戸の熱効果の検討例, 日本建築学会論文報告集, 第265号, 昭和53年3月

9) 坂本雄三: 室相互の換気を考慮した非定常多数室室温の計算法, 日本建築学会大会梗概集, 昭和51年10月

10) Y. Sakamoto: Calculation of unsteady room temperature in a dwelling house including effect of natural ventilation, Proceedings of 4th International Symposium on The Use of Computers for Environmental Engineering Related to Buildings, 1983, 3

11) 秋岡実則, 宮川道雄: 室内相互放射を考慮した多数室室温変動の基礎式 第1~4報, 第1報: 日本建築学会論文報告集第277号, 昭和54年3月, 第2報: 同第282号, 昭和54年8月, 第3報: 同第283号, 昭和54年9月, 第4報: 同第284号, 昭和54年10月

12) 長谷川房雄, 石川善美, 松本博: 室内相互ふく射を考慮した多数室室温変動, 日本建築学会論文報告集, 第323号 昭和58年1月

13) 石原正雄: 建築換気設計, 朝倉書店, 昭和44年

14) 渡辺 要編: 建築計画原論Ⅲ, 昭和48年

15) 土屋, 最新建築環境工学, 第5章, 換気と通風, 井上書院, 昭和60年

16) 早川真: 換気計算プログラムとその適用例, 日本建築学会大会梗概集, 昭和48年10月

17) 浅野賢二, 原川茂毅: 住宅の換気性状 その1~2, 日本建築学会大会梗概集, 昭和49年10月

18) 内海康行, 今川望, 菊地守正: 集合住宅における換気量の計算とその検討, 日本建築学会大会梗概集, 昭和51年10月

19) 土屋喬雄: 戸建て住宅の換気と室内湿度, 空調調和・衛生工学, 第54巻11号, 昭和55年11月

20) 奥山博康: 換気回路網によるシミュレーションの理論と応用, 空調調和・衛生工学会学術論文集, 昭和58年10月

21) 栗岡均, 石田義洋: 回路網問題における新解析法の提案, 日本建築学会大会梗概集, 昭和59年10月

22) 浅野賢二: 気密型住宅の換気システム, 建築技術, 1985.10

23) 松尾陽, 横山浩一, 石野久彌, 川元昭吾: 空調設備の動的負荷計算入門, 日本設備士協会, 1980

24) Siegel, R., Howell, J. R.: Thermal Radiation Heat Transfer, McGraw-Hill, 1967

25) 宇田川光弘: パソコンによる空調調和設計法, オーム社 昭和61年

付 録

A・1 ふく射熱交換行列  $[β]$  の計算法

ふく射熱交換行列  $[β]$  は射度 (radiosity) の概念を用い次式により求められる<sup>24)</sup>。

$$[β] = [E]^{-1} \cdot [f] \quad (\text{A} \cdot 1)$$

ただし,

$$E_{ki} = \begin{cases} -\frac{(1-\epsilon_k)}{\epsilon_k} F_{ki} & (k \neq i) \\ \frac{1}{\epsilon_i} - \frac{(1-\epsilon_i)}{\epsilon_i} F_{ii} & (k = i) \end{cases}$$

$$f_{ki} = \begin{cases} -F_{ki} 4\sigma T m_{ki}^3 & (k \neq i) \\ \sum_{k=1}^{N_{Wj}} F_{ki} 4\sigma T m_{ki}^3 - F_{ii} 4\sigma T m_{ii}^3 & (k = i) \end{cases}$$

$j$  室を表す添字は分かりやすくするために省略した。

A・2 後退差分法による壁熱伝導計算のための係数

図-A1に示すように多層壁を定義すると, 係数行列  $[u]$  は次のようになる<sup>25)</sup>。

$$[u] = \begin{bmatrix} 1 + u_{1,2} + u_{1,1}, u_{1,2} & 0 \\ u_{m,m-1}, 1 + u_{m,m-1} + u_{m,m+1}, u_{m,m+1} \\ 0 & u_{M,M-1}, 1 + u_{M,M-1} + u_{M,M} \end{bmatrix} \quad (\text{A} \cdot 2)$$

ただし,  $m=2 \sim M-1$  の一般層では  $m-1, m$  層の熱容量を  $Cap_{m-1}, Cap_m$ , 熱抵抗を  $Rs_{m-1}, Rs_m$  とすれば

$$u_{m,m-1} = \frac{\Delta t}{0.5(Cap_{m-1} + Cap_m)} \cdot \frac{1}{Rs_{m-1}}$$

$$u_{m,m+1} = \frac{\Delta t}{0.5(Cap_{m-1} + Cap_m)} \cdot \frac{1}{Rs_m}$$

ここで,  $m$  層が熱コンダクタンス  $C$  (kcal/m<sup>2</sup> · h · °C) の空気層の場合は,  $m$  層の熱容量を  $Cap_m=0$ , 熱抵抗を  $Rs_m=1/C$  とする。

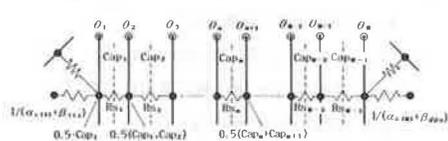
1,  $M$  側では

$$u_{11} = \frac{\Delta t}{0.5 Cap_1}, \quad u_{1,2} = u_{11} \cdot \frac{1}{Rs_1},$$

$$u_{1,i} = u_{11}(\alpha_{c11} + \beta_{1i,j})$$

$$u_{M0} = \frac{\Delta t}{0.5 Cap_{M-1}}, \quad u_{M,M-1} = \frac{1}{Rs_{M-1}}$$

$$u_{M,M} = \begin{cases} u_{M0}(\alpha_{c1M0} + \beta_{111}) & \dots \dots \dots (\text{間仕切壁}) \\ u_{M0}\alpha_{cM0} & \dots \dots \dots (\text{外壁}) \end{cases}$$



図—A1 多層壁の差分分割モデル

## SYNOPSIS

UDC : 697.13 : 697.11 : 697.9 : 551.52 : 628.5

### A PRACTICAL METHOD FOR CALCULATION OF ROOM TEMPERATURE VARIATION CONSIDERING NATURAL VENTILATION AND RADIANT HEAT EXCHANGE AMONG ROOM SURFACES IN MULTI-ROOM BUILDINGS

by **KEN-ICHI ISHIDA**, Sekisui House Ltd. Dr. **MITSUHIRO  
UDAGAWA**, Assoc. Prof. of Kogakuin Univ., Members  
of A. I. J.

Recently, residential houses tend to be well insulated. As the heat loss through building envelopes by heat conduction is considerably reduced with well insulation, the portion of heat loads caused by the natural ventilation is increased in such houses. On the other hand, room surface temperatures are important when considering the thermal comfort of building. Therefore, the natural ventilation and radiant heat exchange are essential factors for the computer simulation to predict the thermal comfort and the heat loads.

A method for the calculation of room temperature variation combined with natural ventilation and radiant heat exchange among room surfaces is described in this paper. Since the temperature of room surfaces are related each other with radiant heat exchange among the surfaces, the dimension of the simultaneous equation composed of heat balance of the room air and the building components usually exceeds 100 for an ordinary sized house. In addition to this the air flow balance equations for the calculation of natural ventilation are non-linear. Therefore long processing time is needed if solving the simultaneous equations directly solved, in order to save the processing time the method reducing dimension of heat balance equations to the number of the total rooms by algebraic operations is used in this study.

The Newton-Raphson method with the accelerate coefficient was used for speedily convergence of non-linear simultaneous equations. As the proper initial room pressures are needed for solving the equations, the method finding the initial pressures is also described.

Example calculations were carried out for a well insulated house using the average weather data of Tokyo in order to examine the effects of the air flows in a residential house on the heat loads and the room temperature variations.



Matsumoto H., Nagatomo M. and Yoshino H.

A Calculating method for predicting air pollution  
in multicelled buildings

Meeting of Tohoku Branch of AIJ, 33-38, 1988

(in Japanese)



多数室における室内空気汚染濃度の予測手法に関する研究

1. 序

一般の住宅は多数の室で構成されたいわゆる多数室であり、住宅における室内空気環境の予測を行うには、室温や熱負荷などの熱的な系、室間相互換気を含めた換気系および二酸化炭素や水蒸気などの物質平衡の系の連成系を考慮した動的な計算法が要求される。このうち、物質平衡の系については、物質の濃度勾配が熱的な系に及ぼす相互作用は、水蒸気のような場合は無視できないが、この場合無視して考えることができ、独立な系として扱うのが妥当であろう。従って、物質の濃度は熱的な系と換気系の連成系を解いた後、計算すればよい。

この連成系の解法に関する研究には、坂本<sup>1)</sup>、石田ら<sup>2)</sup>の研究があり、石田らは坂本の計算法の弱点を指摘した上で、熱的な系の計算には、室内相互ふく射を考慮し、壁体表面温度の未知数を消去した室数の未知数だけの連立方程式を解いて室温を求めるアルゴリズムを採用した。換気系の計算における非線形方程式の解法には、Newton-Raphson法を用いた一般的な方法によるが、初期値の与え方に工夫が見られる。

本研究では、将来的には単なる自然換気（一部排気ファン等も含む）による室内空気環境の予測にとどまらず気密化住宅を対象とした換気システムのシミュレーションも可能な予測法の確立を目指している。ここでは、そのプロトタイプとなるべく、集中換気システムのCO<sub>2</sub>制御による換気運転を含む室内の熱・空気環境の予測手法について述べる。

2. 多数室相互換気モデルと計算法

2.1. 換気計算

まず、自然換気量の計算はよく知られた室の静圧を未知数とした圧力仮定法によった。非線形方程式の反復解法にはNewton-Raphson法を用いた。換気ファンの扱いは特性曲線の近似式（例えば2次式や3次式の単調減少関数）を与えることによって容易に処理できる。

2.2. 汚染濃度の計算

図-1に示すような多数室の換気モデルの物質平衡を考

正会員○松本 博\* 同 長友宗重\*\* 同 吉野 博\*\*\*

える。但し、吸着、沈着などは無視し、瞬時一様拡散をするものとする。i室からj室への換気量をQ<sub>ij</sub>、i室の濃度をC<sub>i</sub>、外気濃度をC<sub>0</sub>、i室の汚染発生量をM<sub>i</sub>、i室の気積をV<sub>i</sub>、室の総数をN、外気室を0とすると、i室における物質のつりあいより、

$$V_i \frac{\partial C_i}{\partial t} = \sum_{j=0}^N (Q_{ji} C_j - Q_{ij} C_i) + M_i \dots \dots \dots (1)$$

が得られる。但し、Q<sub>ii</sub>=0とする。この式を後退差分で離散化すると、n時刻では

$$V_i \frac{C_i^{(n)} - C_i^{(n-1)}}{\Delta t} = \sum_{j=0}^N (Q_{ji} C_j^{(n)} - Q_{ij} C_i^{(n)}) + M_i^{(n)} \dots \dots \dots (2)$$

$$\therefore \left( \frac{V_i}{\Delta t} + \sum_{j=0}^N Q_{ij} \right) C_i^{(n)} - \sum_{j=1}^N Q_{ji} C_j^{(n)} = \frac{V_i}{\Delta t} C_i^{(n-1)} + M_i^{(n)} + Q_{0i} C_0^{(n)} \dots \dots \dots (3)$$

が得られる。これらをマトリクス表示すると、室数をNとして、

$$\begin{bmatrix} \frac{V_1}{\Delta t} + \sum_{j=0}^N Q_{1j} & -Q_{2,1} & \dots & -Q_{N,1} & C_1^{(n)} \\ -Q_{1,2} & \frac{V_2}{\Delta t} + \sum_{j=0}^N Q_{2j} & \dots & -Q_{N,2} & C_2^{(n)} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots & \vdots \\ -Q_{1,N} & -Q_{2,N} & \dots & \frac{V_N}{\Delta t} + \sum_{j=0}^N Q_{Nj} & C_N^{(n)} \end{bmatrix}$$

$$= \begin{bmatrix} \frac{V_1}{\Delta t} C_1^{(n-1)} + Q_{0,1} C_0^{(n)} + M_1^{(n)} \\ \dots \\ \frac{V_2}{\Delta t} C_2^{(n-1)} + Q_{0,2} C_0^{(n)} + M_2^{(n)} \\ \dots \\ \frac{V_N}{\Delta t} C_N^{(n-1)} + Q_{0,N} C_0^{(n)} + M_N^{(n)} \end{bmatrix} \dots \dots \dots (4)$$

\*東北大学・助手・工博、\*\*同・教授・工博、\*\*\*同・助教授・工博

間、2F和室、2F東側洋室、2F西側洋室のCO<sub>2</sub>濃度の变化を機械換気ありとなしの場合について図-5に示す。

2F東側洋室でCO<sub>2</sub>濃度が3000ppmを越える場合が生じている。また、室内は600~1300ppmで変化している。機械換気はCO<sub>2</sub>濃度が1000ppmを越える場合に、外気導入運転し、40m<sup>3</sup>/h単位で風量調節するものとした(実際には、風量調節は強、中、弱でそれぞれ100、85、55m<sup>3</sup>/h)。家具類による室の熱容量、生活スケジュールの正確なデータが確定出来ないため完全な比較とは言えないが、実測値と計算値はおおむね一致している。従って、本予測法は実用的にはほぼ満足できる精度を持つものと考えられる。

#### 4. コンピューターシミュレーションによる換気システムの効果分析

##### 4.1. 計算モデル

2.で述べた多数室換気モデルを用いて、コンピューターシミュレーションによって、換気性能を中心とした集中換気システムの効果分析を行なう。計算モデルには図-3の住宅モデルを用いる。気象データは、仙台の標準気象データを使用し、表-3に示す因子と水準を設定して、シミュレーションを行なった。標準モデルは床面積あたりの相当開口面積 $\alpha A'=2.0\text{cm}^2/\text{m}^2$ 、換気方式は熱交換換気(温度交換効率 $\eta_t=70\%$ )、暖房方法は居間間欠(7~14時及び17~22時、供給総熱量5,000kcal/h)とする。また、生活スケジュールは表-4に示した建築学会で提案された標準生活スケジュールを用い<sup>4)</sup>、夜間、18時~7時までカーテンをするものとした。また、人間の呼気からのCO<sub>2</sub>発生量を15 $\mu$ /人h、調理器具からのCO<sub>2</sub>発生量を26m $\mu$ /kJとし、レンジフードの捕集効率を80%として室内に放出される発生量を11.2 $\mu$ とした。但し、外気CO<sub>2</sub>濃度は350ppm一定とした。

##### 4.2. 気密性能と空気環境との関係

外部風速、室内外温度差が同一の場合気密性能が高くなると自然換気量が減少することは、実測調査<sup>6)</sup>でも明らかであるが、何れも単室あるいは二室系での予測、実測であった。ここでは4.1.に述べた標準モデル(集中換気システムを持つ実際の住宅及び生活スケジュールに近い形のモデル)を用いて、換気方式は自然換気のみとした場合の気密性能と自然換気量、気密性能と空気汚染濃度との関係を調べる。住宅の隙間を窓の大きさにかわ

らず均等に各開口部上下にふり分けて、単位床面積当りの隙間の相当開口面積 $\alpha A'$ を0.5~18cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>で変化させて、1月の31日間の助走計算の後、2/1~2/3までの3日間について分析した。この期間の平均風向・風速は西北西6.3m/sで、風圧係数はHASP/ACLDにならって与えた。この期間の平均風向に対する風圧係数は、東・西・南・北面それぞれ-0.4、0.75、-0.4、0.125であった。

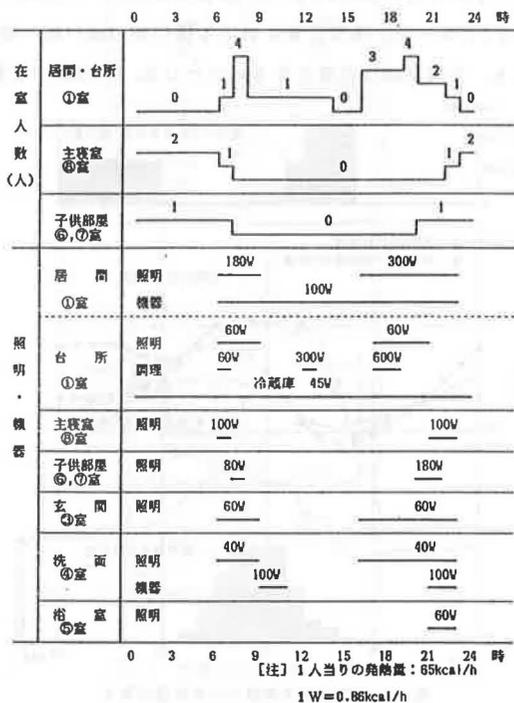
図-6は $\alpha A'$ が2.0cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>の場合の各室温度とCO<sub>2</sub>濃度及び居間に流入する新鮮空気量の変化である。2階寝室(ⓐ室)のCO<sub>2</sub>濃度は7000PPMを越える場合が生じている。また、外気取入量は居間で最大でも7m<sup>3</sup>/h程度(平均3.8m<sup>3</sup>/h)、寝室で最大約30m<sup>3</sup>/h(平均10m<sup>3</sup>/h)であった。

図-7に居間(ⓐ室)及び主寝室(ⓑ室)のCO<sub>2</sub>濃度の相対累積度数分布を、図-8に $\alpha A'$ と平均CO<sub>2</sub>濃度及び95%累積濃度との関係を示す。 $\alpha A'$ が5cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>以下でCO<sub>2</sub>濃度が急

表-3 シミュレーションの因子と水準

因子	水準				
	A	B	C	D	E
1. 気密性能 ( $\alpha A'$ [cm <sup>2</sup> /m <sup>2</sup> ])	1.0	2.0	7.0	12.0	18.0
2. 換気方式	熱交換換気	同時給排気	なし (自然換気)		
3. 暖房方法	全室間欠	居間間欠	なし (照明機器等発熱のみ)		
4. 間仕切りの隙間 (A [cm <sup>2</sup> ])	大 (31)	大 (31)			

表-4 室内発熱スケジュール



激に上昇しており、自然換気量のみで居間のCO<sub>2</sub>濃度を1000PPM程度に抑えるには $\alpha A'$ が7cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>以上、主寝室を合めると18cm<sup>2</sup>/m<sup>2</sup>以上必要ことが分かる。

#### 4.3. 換気方式と温熱環境との関係

換気方式として、熱交換なしの同時給排型換気方式、温度交換効率70%の熱交換型換気方式の違いによる室温への影響、また後者の方式においてCO<sub>2</sub>制御値を1000、1500及び2000ppmの3つに設定した場合の必要機械換気量（外気取入れ量）を調べた。但し、 $\eta_i=70\%$ 、 $\eta_o=0$ とした。結果を図-9を示す。熱交換型では熱交換なしの同時給排型に比べ、居間室温は2~4℃高くなり、熱回収の効果がでている。

また、熱交換型の換気方式（個別制御）で1000ppm制御の場合の機械換気量はピークで160m<sup>3</sup>/h必要とするが、2000ppm制御では60m<sup>3</sup>/h、1500ppmでは100m<sup>3</sup>/hですむ。従って、室内空気基準値をやや緩めることによって、装置容量をかなり小さくできることが分かる。

また、集中換気ユニットに加熱コイルを組み込んだWC及び浴室を除く全室間欠暖房方式における各室室温の変化を図-10に示す。但し、①室~④室への吹出し風量（供給熱：総量5,000kcal/h）の分配率を実測値<sup>5)</sup>を参考にそれぞれ、0.425、0.125、0.125、0.、0.、0.1、0.1、0.125とした。その結果、室間の温度差は3~8℃と居間間欠暖房の場合に比べて非常に小さな値となり、また、CO<sub>2</sub>濃度も④室が夜間に1000ppmを若干越えるものの、他はほとんど1000ppm以下に抑えられている。これらのことから集中暖房換気システムの有効性が確認できた。

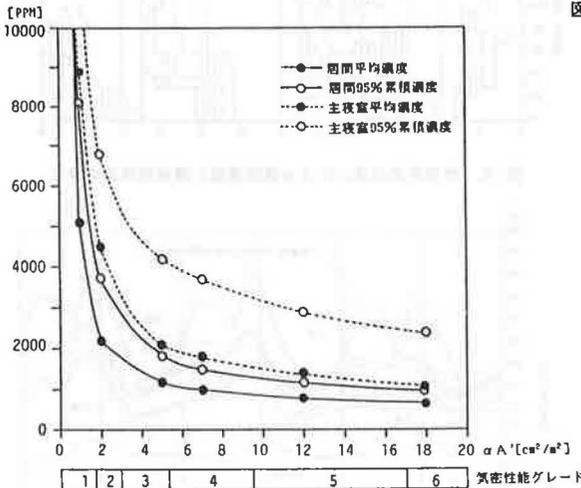


図-8  $\alpha A'$ と居間及び主寝室のCO<sub>2</sub>濃度の変化

#### 4.4. 室間相互換気と温熱空気環境との関係

標準モデルでは室間のドア、襖の隙間量はそれぞれ31、62cm<sup>2</sup>に仮定したが、室間の隙間量が大きい場合の影響を調べるために、隙間量を10倍にした時の温熱空気環境を調べた。図-11に標準モデルと室間隙間量を10倍にした時の温熱空気環境の変化の様子を示す。室間相互換気量の増大に伴って、室間の温度差が2~6℃程度小さくなっていることが分かる。

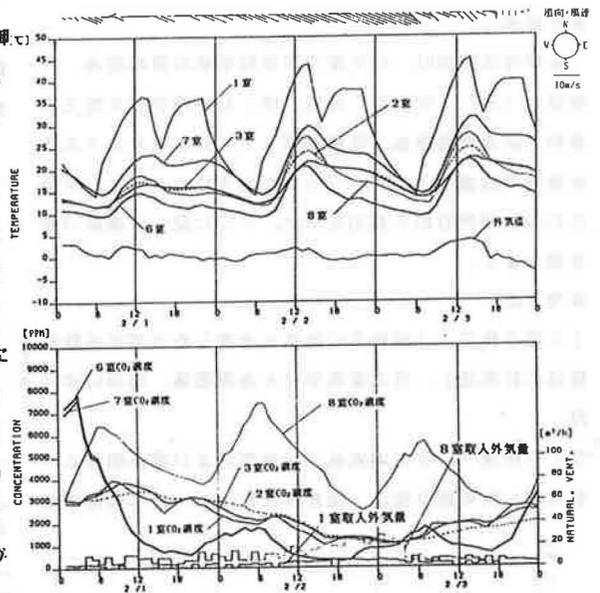


図-6 標準モデルにおける各室室温、CO<sub>2</sub>濃度及び外気流入量の変化

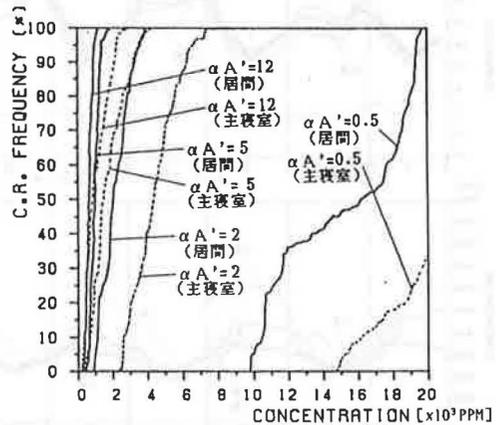


図-7  $\alpha A'$ 別の居間及び主寝室のCO<sub>2</sub>濃度の累積相対度数分布

まとめ

集中換気システムをもつ多数室における室内空気汚染濃度の予測手法の開発とコンピューターシミュレーションによる気密化住宅における隙間量や換気方法などの因子が空気環境に及ぼす影響や集中換気システムの効果について調べた。その結果、①本手法は実用的にはほぼ満足できる精度をもつこと、②気密化住宅では自然換気量のみでは必要な換気量が得られないこと、③気密化住宅の標準的な家庭では、100m<sup>3</sup>/hの連続機械換気運転により、室内CO<sub>2</sub>濃度がほぼ1000ppm以下に抑えられることなどがわかった。

あとがき

本研究は昭和61、62年度文部省科学研究費補助金、一般研究(B)(代表者:吉野 博)及び昭和62年度文部省科学研究費補助金、奨励研究(A)によるものである。本研究の数値シミュレーションを行うに当たって、卒論生の駒込英男君のご協力を得た。ここに記して感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 坂本雄三、「室相互の換気を考慮した非定常多数室室温の計算法」、日本建築学会大会梗概集、昭和51年10月
- 2) 石田建一、宇田川光弘、「換気および壁面相互ふく射考慮した多数室室温、熱負荷計算法」、日本建築学会

計画系論文報告集、第381号、昭和62年11月

- 3) 宇田川光弘、「住宅用標準問題」、熱分科会第15回熱シンポジウム、昭和60年9月
- 4) 吉野博、松本博、石川善美、「断熱気密化に伴って自然換気量の減少した住宅における室内空気汚染の防除に関する研究」、昭和61、62年度科学研究費補助金(一般研究(B))研究成果報告書、昭和63年3月
- 5) 松本博、長友宗重、吉野博、内海康雄、山本頼房、「仙台市近郊の高気密化住宅における熱・空気環境実測調査 その1. 調査概要と温熱空気環境」、日本建築学会大会学術講演梗概集、昭和62年10月
- 6) 内海康雄、松本博、長友宗重、吉野博、山本頼房、「仙台市近郊の高気密化住宅における熱・空気環境実測調査 その2. 気密性能および空気環境の実態」、日本建築学会大会学術講演梗概集、昭和62年10月

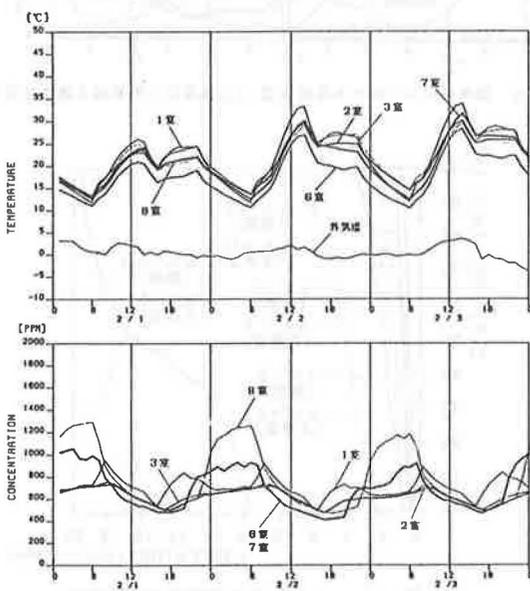


図-10 全室気密な場合の各室室温及びCO<sub>2</sub>濃度の変化

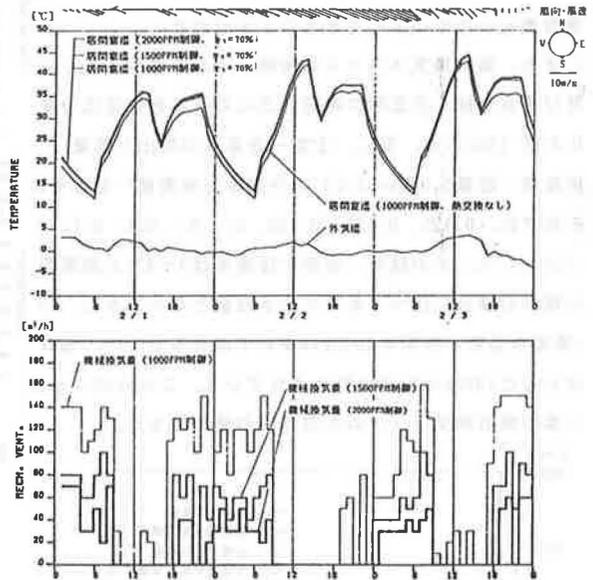


図-9 換気方式の違いによる居間室温と機械換気量の変化

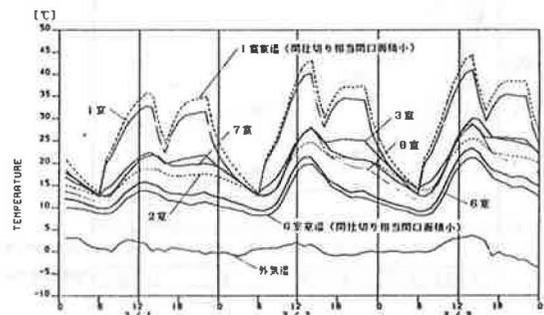


図-11 間仕切り開口隙間量の違いによる各室室温の変化