室内機器等を考慮した室内相互放射計算法に関する研究

(その2. 室内機器等の熱負荷算定に与える影響)

A STUDY ON ROOM RADIANT INTERCHANGE CALCULATION METHOD
CONSIDERING THE INFLUENCE OF EQUIPMENT

(Part II. Influence to the airconditioning load calculation)

吉村正孝*

Masataka YOSHIMURA

It is important to evaluate the influence of equipment or furniture to the thermal environment in rooms. The previous paper presented the calculation method of form factors considering obstacles and the evaluation of the influence caused by equipment to the room radiant interchange. The purpose of this paper is to make it clear how equipment affects the airconditioning load in such rooms as telephone exchange rooms. For this purpose, the airconditioning load weighting factors considering equipment are evaluated on the basis of the results of the previous paper. And the difference of airconditioning loads between by the conventional weighting factors neglecting equipment and by the new weighting factors considering equipment is evaluated.

Keywords: airconditioning load, equipment, room radiant interchange, weighting factor
空調負荷、機器、室内相互放射、重み係数

1. はじめに

室内に大量の機器を収容する通信機械室や各種プラント等の室において室内相互放射環境を計算する場合には、室内の機器等による影響を考慮する必要がある。筆者は、前報¹⁾で、室内に存在する機器等が室内相互放射環境に与える影響を定量的に評価するため、これら室内機器等を考慮した場合の壁面間の形態係数の計算方法を示し、この形態係数を用いて、機器等を考慮した室内相互放射計算法を示した。また、これら精密な方法に対して、機器等による放射熱遮蔽効果を近似的に扱う実用的な計算方法の提案を行った。また、この報告で、このような室の室内相互放射環境は、機器等を考慮しなければ大きな誤差を生じること示した。この室内放射環境の違いのため、このような室での空調熱負荷の性状は、機器の影響を考慮しない通常の事務室等とは異なったものとなると考えられる。

空調熱負荷計算における室内家具などの熱的性質に関する研究としては、木村、伊藤らの報告²⁾³⁾や、石野、郡らの報告⁴⁾があるが、これらには室内相互放射での家具等による影響までは考慮されていない。通常の事務室空間等では、影響は小さいと考えられるが、先に述べたような室では機器等による室内相互放射に与える影響を考慮する必要があると考えられる。

本報では、現在一般的に使用されている応答係数法による空調熱負荷計算法において、室内相互放射の与える影響を最も端的に表現していると考えられる表面熱流熱取得に対する冷房負荷重み係数⁵⁾を、室内機器等の影響を考慮して求め、その影響を定量的に把握し、空調熱負荷算定における効果を明らかにした。

なお、この研究の一部は既に日本建築学会大会において発表済みである⁶⁾。

* (株)NTT ファシリティーズ

NTT Power & Building Facilities INC.

記号表

- A_i : 壁面面積 (m²)
 C_{ij} : 壁面(i)から壁面(j)への形態係数
 (壁面間の障害物を考慮)
 F_{ij} : 壁面(i)から壁面(j)への形態係数
 (壁面間の障害物を考慮しない)
 m : 機器の表面数 (-)
 w : 壁面の面数 (-)
 U_R : 近似法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (-)
 U_M : 近似法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (機器部分のみ) (-)
 U_w : 近似法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (壁体部分のみ) (-)
 W_R : 精解法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (-)
 W_M : 精解法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (機器部分のみ) (-)
 W_w : 精解法による表面熱流熱取得に対する冷房負荷
 重み係数 (壁体部分のみ) (-)
 Y_{ij} : 貫流応答係数 (kcal/m² h² °C)
 Z_{ij} : 吸熱応答係数 (kcal/m² h² °C)
 α_{ci} : i面の対流熱伝達率 (kcal/m² h² °C)
 θ_i^n : 壁表面温度 (機器表面を含む) (n時) (°C)
 ϵ_i : 壁面の放射率 (-)
 β_i : 仮想機器係数 (-)
 σ : ステファン・ボルツマン定数 (4.88 × 10⁻⁸ kcal/m² hK⁴)
 γ : 線形化係数 (K⁴/°C)

2. 室内機器等を考慮した表面熱流熱取得に対する冷房負荷重み係数の計算法

現在、空調熱負荷算定に一般的に用いられている応答係数法による動的負荷計算法では、室内相互放射による効果を表現するために、表面熱流熱取得に対する冷房負荷重み係数が用いられている。ところが、ここで用いられている重み係数には室内機器による室内相互放射に対する影響は考慮されていない。通常の事務室のように背の高い機器類のない室内では、問題はないと考えられるが、前報で示したように、多くの室内機器が存在する通信機械室などではその影響は大きい。そこで、ここでは、室内機器の影響を考慮した重み係数を求め、従来の重み係数との違いを明らかにする。

図1に示す室をモデルとし、各壁体表面温度を未知数として熱平衡式を作成する。熱流の計算には応答係数を用い、室内機器と壁体との相互輻射を考慮すると以下に示すようになる。ただし、室内基準温度、室外温度を0(°C)とし、放射に関する4次式を線形化している。

$$[\theta^n] = [R]^{-1} \cdot [H^n] \quad (1)$$

ここで、各マトリックスは以下に示すようになる。

$$[\theta^n] = [\theta_1^n \quad \theta_2^n \quad \dots \quad \theta_w^n]^T \quad (2)$$

(Tは転置を表す)

$$[R] = \begin{bmatrix} \alpha_{c1} + Q_{10} - \sigma \epsilon_1 M_{11} & -\epsilon_1 \sigma M_{12} & \dots & -\epsilon_1 \sigma M_{1w} \\ -\epsilon_1 \sigma M_{21} & \alpha_{c2} + Q_{20} - \epsilon_2 \sigma M_{22} & \dots & -\epsilon_2 \sigma M_{2w} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ -\epsilon_w \sigma M_{w1} & -\epsilon_w \sigma M_{w2} & \dots & \alpha_{cw} + Q_{w0} - \epsilon_w \sigma M_{ww} \end{bmatrix} \quad (3)$$

ここで、対角要素中の Q_{i0} は、壁の仕様によって異なり、外壁の場合は

$$Q_{i0} = Z_{i0} \quad (4)$$

対象室と同一条件の隣室に接した内壁では、

$$Q_{i0} = Z_{i0} - Y_{i0} \quad (5)$$

となる。ただし、励振を与える壁では、 $n=0$ 時においてのみ、この項を除く。

図1. 計算対象モデル

また、 $[R]$ 中の M_{ij} は、室内機器等を考慮した室内相互放射の計算に関するマトリックスの要素であり、以下の式で表される。

$$[M] = [E]^{-1} \cdot [S] \quad (6)$$

ただし、前報では、室内機器の表面と壁とを別に取り扱ってマトリックスを表現していたが、ここでは、室内機器を室内の壁の一部の凸部であると考え、表現はより簡易になる。つまり、

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\epsilon_1}{1-\epsilon_2} C_{12} & \dots & \frac{\epsilon_1}{1-\epsilon_w} C_{1w} \\ \frac{\epsilon_2}{1-\epsilon_1} C_{21} & 1 & \dots & \frac{\epsilon_2}{1-\epsilon_w} C_{2w} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\epsilon_w}{1-\epsilon_1} C_{w1} & \frac{\epsilon_w}{1-\epsilon_2} C_{w2} & \dots & 1 \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$[S] = \begin{bmatrix} -1 & \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2} C_{12} & \dots & \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_w} C_{1w} \\ \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1} C_{21} & -1 & \dots & \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_w} C_{2w} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_1} C_{w1} & \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_2} C_{w2} & \dots & -1 \end{bmatrix} \quad (8)$$

というように、通常の室内機器がない場合と同様のものとなる。ただし、形態係数が室内機器等の障害物を考慮したものとになっていることが異なっている。

また、 $[H]$ は、以下のように表される。

たとえば、 $i=1$ の壁に $n=0$ 時に単位三角波励振を与えるとすると、
 $n=0$ 時で、

$$[H] = [1 \ 0 \ \dots \ 0]^T \quad (9)$$

$n \geq 1$ 時で、

$$[H] = [-Q-Q \ \dots \ -Q]^T \quad (10)$$

ただし、各項の Q_i は、各壁の仕様によって異なり、外壁の場合は

$$Q_i = \sum_{j=1}^n Z_{ij} \theta_i^{n-j} - \sum_{j=0}^n Y_{ij} \theta_o^{n-j} \quad (11)$$

対象室と同一条件の隣室に接した内壁では、

$$Q_i = \sum_{j=1}^n (Z_{ij} - Y_{ij}) \theta_i^{n-j} \quad (12)$$

となる。

以上により(1)式を $n=0, 1, 2, 3, \dots$ 時において解くことにより、壁表面熱流の単位三角波励振による各壁(機器を含む)の表面温度が求められる。したがって、室内の対流による冷房負荷重み係数は以下のように求めることができる。

$$W_R^n = \sum_{i=1}^m \alpha_{ci} \theta_i^n A_i / A_k \quad (13)$$

ただし、 k は励振を行った壁番号を示す。また、ここでは、機器と壁を同様に取り扱っているが、壁と機器の重み係数に分離するには以下のようにすればよい。

$$W_R^n = \sum_{i=1}^{m-1} \alpha_{ci} \theta_i^n A_i / A_k \quad (14)$$

$$W_M^n = \sum_{i=m}^m \alpha_{ci} \theta_i^n A_i / A_k \quad (15)$$

ここで、 m は機器の最初の表面番号を表す。結局、

$$W_R^n = W_W^n + W_M^n \quad (16)$$

となる。

3. 室内機器等を考慮した表面熱流熱取得に対する冷房負荷重み係数の計算例

図1で示したモデルを用いて、上記の計算法に基づき重み係数の計算を行った。各壁体と機器の仕様を表1に示

す。また、式(7)、(8)中の C_{ij} は、前報で求めており表2に示す値となる。また、上記計算では放射計算を線形化しているが、この近似の誤差は線形化係数の与え方により左右される。ここでは、試計算により温度差を求め、その温度差の範囲で最もよく近似できる係数を用いた。線形化係数は以下のように求められる。

$$\gamma = \left\{ \left(\frac{T_1}{100} \right)^4 - \left(\frac{T_2}{100} \right)^4 \right\} / (\theta_1 - \theta_2) \quad (17)$$

ただし、 θ はセ氏温度を表し、 T は絶対温度を表している。試計算による温度差の範囲での線形化係数は図2に示すようにほぼ一定となり $\gamma=0.815$ で良好な近似ができる。これによる誤差は0.03~0.5%程度であり非常に小さい。

表1. 壁・機器の仕様

項目	内容
壁の仕様	普通コンクリート (150mm厚) ($\lambda=1.4$ Cp $\gamma=462$)
機器の仕様	鋼材 (50mm厚) (通信機を想定) ($\lambda=38$ Cp $\gamma=865$)
対流熱伝達率	壁・機器ともすべて4 (kcal/m ² h $^{\circ}$ C) とする
外表面熱伝達率	20 (kcal/m ² h $^{\circ}$ C)
放射率	壁・機器ともすべて0.9 (—) とする

表2. 各壁間の形態係数 (機器を含む)

	壁1	壁2	壁3	壁4	壁5	壁6
壁1	0	0.176298	0.115733	0.176298	0.189890	0.123428
壁2	0.176586	0	0.176586	0.093609	0.196908	0.124131
壁3	0.115733	0.176298	0	0.176298	0.189890	0.123428
壁4	0.176586	0.093609	0.176586	0	0.196908	0.124131
壁5	0.190200	0.196908	0.190200	0.196908	0	0.088313
壁6	0.159659	0.164585	0.159659	0.164585	0.118538	0
壁7(機器)	0.781760	0.018887	0	0.018887	0.008453	0.172014
壁8(機器)	0.080632	0.620495	0.080632	0	0.030909	0.187333
壁9(機器)	0	0.020664	0.855323	0.020664	0.009249	0.094100
壁10(機器)	0.080632	0	0.080632	0.620495	0.030909	0.187333
壁11(機器)	0.133687	0.110662	0.133687	0.110662	0.511302	0
	壁7(機器)	壁8(機器)	壁9(機器)	壁10(機器)	壁11(機器)	
壁1	0.136221	0.026095	0	0.026095	0.029943	
壁2	0.003291	0.200812	0.003291	0	0.024786	
壁3	0	0.026095	0.136221	0.026095	0.029943	
壁4	0.003291	0	0.003291	0.200812	0.024786	
壁5	0.001473	0.010003	0.001473	0.010003	0.114521	
壁6	0.038537	0.077949	0.038537	0.077949	0	
壁7(機器)	0	0	0	0	0	
壁8(機器)	0	0	0	0	0	
壁9(機器)	0	0	0	0	0	
壁10(機器)	0	0	0	0	0	
壁11(機器)	0	0	0	0	0

図2. 線形化係数

各壁体はすべて外壁とし、室内機器表面は内壁として計算を行った。図3に、壁1の表面に単位三角波励振を与えた場合の壁表面と機器表面温度の変動を示す。励振を与えた壁1が最も大きく、次に壁1と正対した壁7(機器)が大きくなる。また、反対側である壁9(機器)が最も小さくなるのがわかる。

図3. 各面の表面温度

図4に壁1励振の場合の W_w および W_m の値を示す。いずれも、2項目以降は対数スケール上でほぼ一定の比率(公比)で減少していることがわかる。

図4. 壁・機器別重み係数

このように、壁に比べると機器の重み係数の大きさは小さい。壁の係数と比較するとほぼ10%に当たることがわか

る。室内機器を考慮せず壁のみの相互放射により計算した重み係数と、室内機器を考慮した場合との比較(壁1励振)を表3に示す。このように各項でかなり異なっており、この影響が負荷計算に影響を及ぼすことが予想される。

表3. 機器の有無による重み係数の比較

n(h)	機器無視WR	機器考慮WR
0	0.656870	0.672908
1	0.024709	0.023452
2	0.014017	0.012901
3	0.008788	0.007996
4	0.005558	0.005007
5	0.003518	0.003138
6	0.002227	0.001967
7	0.001410	0.001233
8	0.000892	0.000773
9	0.000565	0.000484
10	0.000358	0.000304
11	0.000226	0.000190
12	0.000143	0.000119

表4. 機器材料の相違による比較

n(h)	鋼製機器	RC箱
0	0.670798	0.672908
1	0.022806	0.023452
2	0.012772	0.012901
3	0.007925	0.007996
4	0.004962	0.005007
5	0.003109	0.003138
6	0.001948	0.001967
7	0.001221	0.001233
8	0.000765	0.000773
9	0.000479	0.000484
10	0.000300	0.000304
11	0.000188	0.000190
12	0.000118	0.000119

これまで鋼製機器を用いた検討を行ってきたが、室内に他の材料の物体がある場合に重み係数がどのように変化するかを調べてみる。これまでと全く同形のRC箱(厚さ50 mm, $\gamma=1.4$, $C_p \gamma=485$)が設置された場合(壁1励振)の計算結果を表4に示す。表のように、その差は非常に小さく、機器を無視した場合の方が影響は大きいといえる。

4. 室内機器の影響を近似した計算法との比較

上記の計算法の中で用いている室内機器(障害物)を考慮した形態係数は、求めることが非常に煩雑であるため、これを近似して取り扱う方法を前報で示した。この方法は、機器類が壁面間の放射熱授受を妨げる量を単一のパラメータ(β)として近似的に表現する方法である。つまり、

$$\beta_i = 1 - \frac{C_{\theta}}{F_{\theta}} \quad (18)$$

とすることができる。つまり、室内機器の放射遮蔽効果を仮想面あるいは空気などの半透過性の仮想の機器に近

似的に置き換えたものといえる¹⁾。この近似を用いると、上記の式中の(7)、(8)式が以下のように変形できる。

$$[E] = \begin{bmatrix} 1 & \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_2}(1-\beta_1)F_{12} & \cdots & \frac{\varepsilon_1}{1-\varepsilon_w}(1-\beta_1)F_{1w} \\ \frac{\varepsilon_2}{1-\varepsilon_1}(1-\beta_2)F_{21} & 1 & \cdots & \frac{\varepsilon_2}{1-\varepsilon_w}(1-\beta_2)F_{2w} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\varepsilon_w}{1-\varepsilon_1}(1-\beta_w)F_{w1} & \frac{\varepsilon_w}{1-\varepsilon_2}(1-\beta_w)F_{w2} & \cdots & 1 \end{bmatrix} \quad (19)$$

$$[S] = \begin{bmatrix} -1 & \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_2}(1-\beta_1)F_{12} & \cdots & \frac{\varepsilon_1}{\varepsilon_w}(1-\beta_1)F_{1w} \\ \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_1}(1-\beta_2)F_{21} & -1 & \cdots & \frac{\varepsilon_2}{\varepsilon_w}(1-\beta_2)F_{2w} \\ \vdots & \vdots & \ddots & \vdots \\ \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_1}(1-\beta_w)F_{w1} & \frac{\varepsilon_w}{\varepsilon_2}(1-\beta_w)F_{w2} & \cdots & -1 \end{bmatrix} \quad (20)$$

これらの式で用いている形態係数は、障害物を考慮しない通常の壁面間の形態係数であり、容易に求めることができる。

この(19)、(20)式を用いると、(6)式は、

$$[M'] = [E]^{-1} \cdot [S] \quad (21)$$

となる。これらにより(1)式を解くことにより、前記と同様に壁面の表面温度を求めることができる。また、この方法による壁表面から対流により室内に放熱される熱量を U_w 、仮想の機器に吸収される放射量を U_M とすると、これらは以下の式で求められる。

$$U_w^n = \sum_{i=1}^w \alpha_{ci} \theta_i^n A_i / A_k \quad (22)$$

$$U_M^n = -\sigma \gamma \sum_{i=1}^w \sum_{j=1}^w \varepsilon_i M'_{ij} \theta_j^n \quad (23)$$

ここで、 M'_{ij} はマトリックス $[M']$ の要素である。

ここで、 U_M が瞬時に室内に放熱されると仮定すると、仮想の機器を考慮した表面熱流に対する冷房負荷重み係数 U_R^n は、以下のように表される。

$$U_R^n = U_w^n + U_M^n \quad (24)$$

この近似法により、4章と同じモデルを用いて重み係数を求めてみる。ここで、機器の放射遮蔽効果を表す β_i は、式(18)を用いると、表5に示すようになる¹⁾。

表5. β_i の値

壁番	1	2	3	4	5	6	平均
β_i	0.2179	0.2330	0.2179	0.2330	0.1384	0.2371	0.2129

そこで、これらの値を用いて U_R を求め、先に求めた鋼製機器の WR と比較すると図5に示すようになる。

図のように、非常によく一致していることがわかる。誤差は最大でも10%程度である。この方法が前に述べた室内機器を正確に考慮する方法と大きく異なる点は、室内機器の物性による差を考慮できないことである。しかし、先に

述べたように、機器の物性の差が重み係数に与える影響は小さいため、この近似法でも実用上は十分であろう。

図5. 近似法の精度比較

この近似法での β_i の変化による U_R^o 、 U_w^o 、 U_M^o の変化を図6に示す。このように、 β_i が大きくなるにしたがって U_M^o が大きくなり、 U_w^o はわずかに小さくなり、結局 U_R^o が大きくなっていることがわかる。つまり、室内機器を考慮すると、即時負荷成分が増加する傾向があることがわかる。

図6. β_i の変化による重み係数の変化

5. 実際の通信機械室を用いた空調負荷に与える影響の検討

これまで述べてきたように、室内機器による室内相互放射の遮蔽効果が、表面熱流に対する冷房負荷重み係数に大きく影響を与えることがわかった。そこで、ここでは実際の通信機械室モデルを用いて空調負荷計算を行い、室内機器等の影響を調べてみる。

図7に示す通信機械室を計算対象とし、応答係数法による周期定常計算により冷暖房負荷を求める。建物条件を表6に示す。また、各壁面の形態係数、および β_i の値¹⁾を表7、8に示す。ただし、表6中の α_{ci} の値は実測⁷⁾によるものである。

図7. 計算対象通信機械室

表6. 建物条件

部位	材料	厚(mm)	α_{ci} (kcal/m ² h°C)
天井	ブロック	20	4.24
	軽量コンクリート	90	
	アスファルト	3	
	普通コンクリート	120	
外壁	モルタル	20	3.05
	普通コンクリート	200	
	モルタル	20	
内壁	モルタル	20	1.89
	普通コンクリート	100	
	モルタル	20	
床	リノリウム	20	2.64
	普通コンクリート	130	

表7. 通信機械室各壁の形態係数

	外壁3	外壁1	外壁4	内壁2	天井5	床6
外壁3	0	0.1215	0.05772	0.1215	0.3496	0.3496
外壁1	0.1013	0	0.1013	0.08667	0.3554	0.3554
外壁4	0.05772	0.1215	0	0.1215	0.3496	0.3496
内壁2	0.1013	0.08667	0.1013	0	0.3554	0.3554
天井5	0.09323	0.1137	0.09323	0.1137	0	0.5861
床6	0.09323	0.1137	0.09323	0.1137	0.5861	0

表8. β_i の値

	外壁3	外壁1	外壁4	内壁2	天井5	床6	平均
β_i	0.4976	0.4976	0.4976	0.4976	0.4491	0.5913	0.5051

ただし、図面上に示されている、扉についてはここでは

無視して、それぞれ設置された壁体と同一として取り扱っている。これらの条件に基づき、この室を用いて、前述の方法により U_R を求める。外壁3での励振の結果を、図8に示す。図のように、このような大量の機器が室内にある室の場合には、機器を考慮した場合としない場合で値が大きく異なっていることがわかる。これらの数値を表9に示す。

図8. 室内機器による重み係数の影響

表9. 重み係数の数値

n	機器考慮	機器無視
0	0.957271	0.603217
1	0.010108	0.022458
2	0.005991	0.013781
3	0.004317	0.010181
4	0.003294	0.007936
5	0.002575	0.006322
6	0.002038	0.005089
7	0.001624	0.004121
8	0.001301	0.003349
9	0.001045	0.002730
10	0.000842	0.002230
11	0.000680	0.001825
12	0.000551	0.001495
公比	0.809305	0.819586

表10. 計算条件

項目	条件
室内条件	冷房設定温度 26°C
	暖房設定温度 22°C
運転条件	冷暖房とも8時~17時
機器熱容量	0.5 (kcal/m ³ °C)とする

次に、これらの重み係数を用いて応答係数法による周
期定常計算により冷暖房負荷を求める。計算方法は、空

気調和・衛生工学会のHASP/ACLD⁸⁾に準拠している。気象データは東京のTAC5%のデータを用いている。計算条件を表10に示す。ただし、壁体からの貫流負荷の相違を明確にするため機器の発熱は無視している。計算結果を図9、図10に示す。図のように、機器を考慮する場合と無視した場合とで熱負荷、室温いずれの変動もかなり異なっていることがわかる。これは、機器を考慮することによる即時負荷成分の増加による影響が表れているためと思われる。この計算例では、機器を大量に収容する室では、機器の少ない通常の事務室等と比べ、冷房、暖房いずれの場合にもピーク負荷が大きくなっている。このように、大量に機器等が収容される室の熱負荷計算では、機器による影響を考慮する必要があるといえる。

図9. 冷房負荷と室温の計算結果

図10. 暖房負荷と室温の計算結果

6. まとめ

これまでに、室内機器等が室内相互放射を遮蔽する効果を考慮した場合の熱負荷の性状を、表面熱流熱取得に対する冷房負荷の重み係数を用いて示した。ここで示した

ように、室内機器等を考慮すると、考慮しない場合と比べ即時負荷成分が増加するため熱負荷性状がかなり異なったものとなることがわかった。このため、このような室では、機器等の効果を考慮する必要がある。ここでは、この効果の算定に、単一のパラメータで近似する方法を示し、精解法と比較し十分実用的な方法であることがわかった。

本研究では、これら室内機器等を考慮した場合の重み係数の与え方について、一般的な提案は行わなかったが、これは、重み係数が建物の構成や対流熱伝達率の与え方でかなり異なってくるためであり、今後、これらの要素を加味した重み係数の一般化を図る必要がある。

[参考文献]

- (1) 吉村正孝: 室内機器等を考慮した室内相互放射計算法に関する研究、日本建築学会計画系論文報告集、NO.447、1993年、pp.9-16
- (2) 木村建一、伊藤直明: 事務所建築における家具の熱容量、日本建築学会関東支部第29回学術研究発表会、1961-1
- (3) 木村建一、伊藤直明: 事務所建築における家具の熱容量(続報)、日本建築学会関東支部第34回学術研究発表会、1963-5
- (4) 石野久弥、郡公子: 事務所建築における家具類の熱的影響に関する実測・実験研究、日本建築学会計画系論文報告集、NO.372、1987年、pp.59-66
- (5) 石野久弥、木村建一: 空調熱負荷算法における時系列重み係数の決定に関する研究、日本建築学会大会論文報告集、NO.206、1973年、pp.47-55
- (6) 吉村正孝: 高発熱機械室における温熱環境解析手法の研究(その3)、日本建築学会学術講演梗概集、1983年、pp.515-516
- (7) 吉村正孝、羽山広文: 応答係数法による予熱負荷計算上の誤差について、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、1982年、pp.415-418
- (8) 松尾陽、横山浩一、石野久弥、川元昭吾: 空調設備の動的熱負荷計算入門、日本建築設備協会、1980

(1996年6月10日原稿受理、1996年8月22日採用決定)