

# 多数室住宅における伝熱・換気性能の灯油暖房器を用いた現場測定法

## On-site Measurement Method for Heat Transfer and Ventilation Performance

### Using a Kerosene Heater in Multi-Chamber Houses

技術フェロー ○奥山 博康 (神奈川大学) 非会員 益子 智久 (日本工業検査)

正会員 吉浦 温雅 (神奈川大学)

Hiroyasu OKUYAMA\*<sup>1</sup> Tomohisa MASUKO\*<sup>2</sup> Atsumasa YOSIURA\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup>Kanagawa University, \*<sup>2</sup>Japan Industrial Testing Co.,Ltd.

**Synopsis:** We have developed an on-site measurement method for heat transfer and ventilation performance in multi-chamber houses, but the electric heater used in this method often has insufficient capacity and the use of a carbon dioxide gas cylinder is complicated. Thus, there is a problem of practicality. To address this problem, we are considering a method using a kerosene heater as a heat and carbon dioxide gas generator. However, a supply and exhaust ventilation system is required, meaning that simultaneous measurement of thermal and ventilation performance is also required. We devised a method for estimating the asymmetric convection component due to inter-chamber air flow rates and then estimating the symmetrical heat transmission component. We also examined this method through computational experiments.

#### 1. はじめに

実態の住宅の断熱性能と換気性状の現場測定法は、変動する気象条件と壁体等の熱容量と多数室的な状況等により研究課題が多い。これまで各室に断続的な電熱発熱と炭酸ガス供給を行い、室温とガス濃度の状態値の変化を生成し、これら状態値に関する連立常微分方程式を、室間の風量と有効混合容積あるいは熱貫流コンダクタンスと相当熱容量と日射熱取得係数等の回帰式にして、最小二乗法によりシステム同定する方法を検討してきた。しかし電熱発熱では十分な内外温度差が生成し難く、また炭酸ガスをボンベから供給する方法は流量制御が複雑で実用性に問題がある<sup>1)2)</sup>。そこで灯油暖房器を発熱と炭酸ガスの発生装置として、伝熱と換気の測定を同時的に行う方法を検討し始めた。特に灯油暖房器の適切な燃焼に、仮設でも給・排気換気装置が必要と考えられ、壁体の熱貫流だけでなく、空気移動の熱流は無視できない。本論では多数室建物の伝熱モデルを貫流と空気移動に分けてシステム同定する方法を導き計算機実験例を述べる。

#### 2. 最小二乗法の回帰式と拘束条件式

多数室での熱とガスの移動を回路網でモデル化し、各節点でこれらの拡散量の収支から常微分方程式を記述する。節点*i*の温度やガス濃度の状態値を $x_i$ で表し、*j*節点から*i*節点への一般化コンダクタンスを $c_{ij}$ で表す。節点*i*に関する容量は $m_{ij}$ で表す。熱やガスの発生量を $g_j$ で表し総数は $ng$ とする。発生源から*i*節点への入力係数を $r_{ij}$ で表す。また未知の状態値の節点数を $n$ とし、外気のような既知量の節点数は $no$ とする。全 $n$ 個の節点の状態ベクトル $\mathbf{x}=(x_1, x_2, \dots, x_n)$ について(1)式をまとめて、(2)の連立常微分方程式が記述できる。なお、続く(9)式までの演繹過程は簡略化するので、詳しくは既報<sup>3)</sup>を参照されたい。

$$\sum_{j=1}^n m_{i,j} \cdot \dot{x}_j = \sum_{j=1}^{n+no} c_{i,j} \cdot (x_j - x_i) + \sum_{j=1}^{ng} r_{i,j} \cdot g_j \quad (1)$$

$$\mathbf{M} \cdot \dot{\mathbf{x}} = \mathbf{C} \cdot \mathbf{x} + \mathbf{C}_0 \cdot \mathbf{x}_0 + \mathbf{R} \cdot \mathbf{g} \quad (2)$$

この(2)式で入力係数 $r_{ij}=1$ 等の既知の係数による項は左辺に移項しベクトル $\mathbf{y}$ を構成する。右辺に残った同定すべき係数をベクトル $\mathbf{a}$ にまとめて、変数 $x_j$ と、この時間微分と、 $\mathbf{g}$ を $(k-1)\Delta t$ から $k\Delta t$ で台形近似積分し、次の被同定係数 $\mathbf{a}$ の観測方程式が構成される。

$$\mathbf{y}_k = \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad (3)$$

測定期間は $nt \cdot \Delta t$ あるとし、方程式誤差 ${}^t e_k$ の二次形式 ${}^t e_k \cdot {}^t e_k$ を測定期間で総和した最小二乗法の評価関数 $J_n$ を $\mathbf{a}$ で微分して $\mathbf{a}$ を解く式が得られるが、さらなる拘束条件式も含めた最小二乗法を適用するために $\mathbf{e}_a$ の誤差を持つとして次式が書ける。

$$\mathbf{e}_a = \sum_{k=1}^{nt} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k - \sum_{k=1}^{nt} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{a} \quad (4)$$

一方、 $n$ 本の風量収支の $\sum c_{ij} = \sum c_{ji}$ の条件式や、何本かの壁貫流の対称性 $c_{ij} = c_{ji}$ の拘束条件式を行方向に並べ、被同定係数ベクトル $\mathbf{a}$ でまとめると $\mathbf{S} \cdot \mathbf{a} = \mathbf{d}$ が記述できる。これも(3)式と同様に、誤差 $\mathbf{e}_a = \mathbf{d} - \mathbf{S} \cdot \mathbf{a}$ の二次形式 ${}^t \mathbf{e}_a \cdot \mathbf{e}_a$ を最小二乗法で最適にする $\mathbf{a}$ としても、さらに(4)式と連成した最小二乗法では $\mathbf{e}_s$ の誤差を持つとして次式が書ける。既報では $\Delta t^2$ が乗じられていたが、後述する重みマトリックスにより結局は同じ結果になり不要である。

$$\mathbf{e}_s = {}^t \mathbf{S} \cdot \mathbf{d} - {}^t \mathbf{S} \cdot \mathbf{S} \cdot \mathbf{a} \quad (5)$$

こうして(4)式と(5)式により二重の最小二乗法を適用する。ただし両式の物理単位は異なる上に、 $\mathbf{a}$ に乗じられるマトリックス内の行間の要素の大きさのばらつきにより、適切な最小二乗解が得られ難い問題がある。そこで

(4)式に関しては、マトリックス  $\sum_k \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k$  の各行の絶対値最大の要素の二乗の逆数を対角要素に持ち他の要素は 0 の重みマトリックス  $\mathbf{W}_a$  を導入する。同様に(5)式に関しては、 $\mathbf{S} \cdot \mathbf{S}$  について重みマトリックス  $\mathbf{W}_s$  を導入する。

ここで(4)と(5)式から、次の(6)式のマトリックス  $\mathbf{F}$  と、(7)式のベクトル  $\mathbf{b}$  を定義し、最小化すべき誤差ベクトルを  $\mathbf{e} = [\mathbf{e}_a \ \mathbf{e}_s]$  とした二次形式の評価関数  $J$  の(8)式が書ける。

$$\mathbf{F} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{nt} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{Z}_k \\ {}^t \mathbf{S} \cdot \mathbf{S} \end{bmatrix} \quad (6) \quad \mathbf{b} = \begin{bmatrix} \sum_{k=1}^{nt} {}^t \mathbf{Z}_k \cdot \mathbf{y}_k \\ {}^t \mathbf{S} \cdot \mathbf{d} \end{bmatrix} \quad (7)$$

$$J = {}^t \mathbf{e} \cdot \begin{bmatrix} \mathbf{W}_a & 0 \\ 0 & \mathbf{W}_s \end{bmatrix} \cdot \mathbf{e} = {}^t \mathbf{e} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{e} \\ = {}^t (\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \cdot \mathbf{W} \cdot (\mathbf{b} - \mathbf{F} \cdot \mathbf{a}) \quad (8)$$

これを  $\mathbf{a}$  で微分した最小二乗解が次の(9)式で計算できる。

$$\hat{\mathbf{a}} = ({}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{F})^{-1} \cdot ({}^t \mathbf{F} \cdot \mathbf{W} \cdot \mathbf{b}) \quad (9)$$

実際には非負最小二乗法で計算する。本論では、室  $i$  (節点  $i$ ) と室  $j$  (節点  $j$ ) の間の一般化熱コンダクタンス  $c_{ij}$  と  $c_{ji}$  の内訳として、対称性を持つ壁貫流のコンダクタンス  $u_{ij}=u_{ji}$  と同時に、非対称性の空気移動のコンダクタンス  $c_p \cdot \rho \cdot q_{ij}$  と  $c_p \cdot \rho \cdot q_{ji}$  があるので、夫々に分けて同定する方法を追加する。ここに  $q_{ij}[\text{m}^3/\text{s}]$  は  $j$  室から  $i$  室への体積風量、 $c_p$  は定圧比熱、 $\rho$  は密度である。 $c_{ij}$  と  $c_{ji}$  の其々を貫流分と空気移動分を合わせて記述すれば次式となる。

$$c_{i,j} = u_{i,j} + c_p \cdot \rho \cdot q_{i,j} \quad (10)$$

$$c_{j,i} = u_{j,i} + c_p \cdot \rho \cdot q_{j,i} \quad (11)$$

(10)式から(11)式を辺々差し引けば  $u_{ij}=u_{ji}$  により次の拘束条件式が得られる。

$$c_{i,j} - c_{j,i} = c_p \cdot \rho \cdot (q_{i,j} - q_{j,i}) \quad (12)$$

従って伝熱系とガス移動系の同時並行的な測定を行い、室間風量  $q_{ij}$  を求めてから伝熱系のシステム同定を行う順になる。なお  $c_{ij}$  が求められれば(10)と(11)式から  $u_{ij}$  等も求められる。ガス移動系のシステム同定モデルは伝熱系に比べて実現象への適合性が良く、 $c_{ij}$  の対称性や非対称性の拘束条件が無くても良好な同定結果が得られるが、伝熱系は非対称の(12)式や対称性  $c_{ij}=c_{ji}$  の拘束条件が無いと良い同定結果が得られ難い。(12)式を  $\mathbf{S}$  と  $\mathbf{d}$  に取り込むアルゴリズムを述べる。この条件式が  $\mathbf{S}$  の中で  $p$  行目として、被同定係数ベクトル  $\mathbf{a}$  の中では、 $c_{ij}$  は  $m$  番目で、 $c_{ji}$  は  $l$  番目とする。 $\mathbf{S}$  の  $p$  行  $m$  列には 1 を、 $p$  行  $l$  列には -1 を代入する。そして  $\mathbf{d}$  内の  $p$  番目には(12)式の右辺の値を代入する。さらに被同定  $\mathbf{a}$  を計算し信頼性の評価をする過程は既報<sup>3)</sup>と同様である。

### 3. 灯油暖房器を用いた測定システム

図-1に示す様に、システム同定の励振に灯油暖房器を用い、灯油の重量減少を精密な電子秤で連続的に測定して発熱量と炭酸ガス発生量を推算する。不完全燃焼を避けるため、必要に応じ仮設的に窓等に給・排気装置を取り付ける。放射式の暖房器は直接的に壁を温め、システム同定モデルの構造と異なるので、熱対流式を使用する。

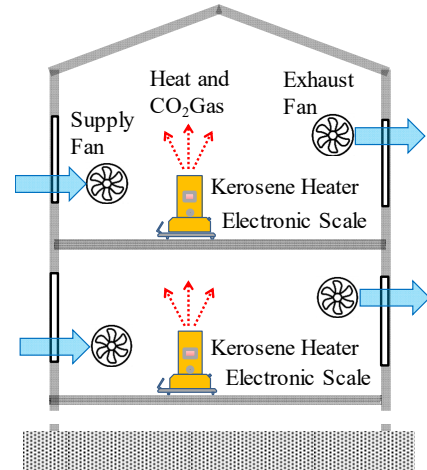


Fig-1 Kerosene heaters, electronic scale, supply and exhaust fans

これまでの計算機実験では、発熱の断続周期は3日間程が良く、発熱量と室温等の変化には低周波濾波として8時間の移動平均を施すのが良い。暖房器の発停と給油に、数分間人が立ち入っても、その移動平均により、悪影響は少ないと考えられ、複雑な制御装置は不要である。

### 4. 計算機実験

本論での、熱貫流成分と空気移動成分を分けるシステム同定法を、既報<sup>3)</sup>の建物の計算モデルを用いて検討した。この二階建ての住宅の熱・換気回路網モデルを南北の断面で図-2に示す。東西の横幅は10m、南北10mで全床面積は200m<sup>2</sup>である。1階と2階の階高は2.5mと3.5mである。壁体は15mmの合板2枚の間に100mmのグラスウール断熱材を持つ。窓は3mmの2枚ガラスである。

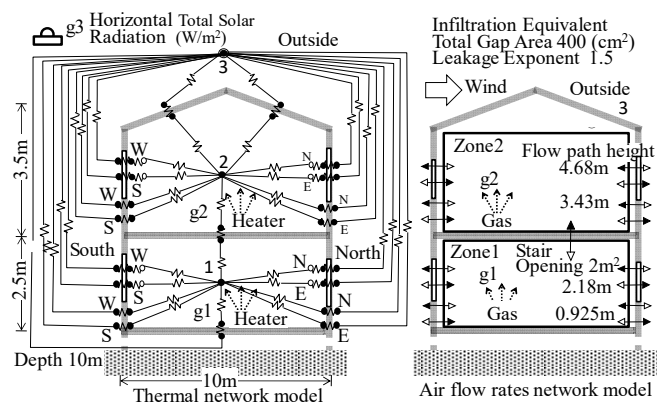


Fig-2 Thermal and air flow rate network models for measurement simulation

東京の標準気象データを用い、計算期間は1月1日から8日の24時まで  $\Delta t$  は1分で計算し、初めの2日間は助走計算期間として出力はしない。そこで外気温と水平

面全日射量を1月3日の0時から8日の24時までの6日間を図-3に示す。

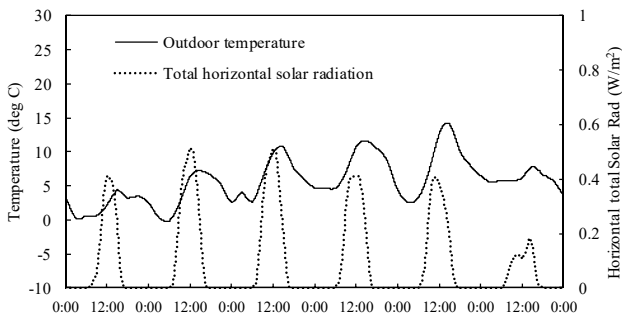


Fig-3 Outdoor temp. and horizontal total solar radiation

灯油暖房器を想定した各室への加熱量は、既報の電熱発熱に等しく4kWとし、この場合の炭酸ガス発生量は、暖房器メーカーの資料から9.58 L/min・Lとした。この場合の灯油消費量は5.53g/minとなる。最小二乗法の原理から、室温の時間変化も、室間の温度差も、大きいことが望ましい。また発熱の断続周期は、壁体熱容量の影響が少ない定常状態に近づけるためには長い方がよい。反面、実用性からは短い方がよい。そこで今回は2日間加熱の周期を試した。燃焼は1階で1月4日の0時から2日間行い、直後に2階で2日間行う図-4と5のような発熱と炭酸ガス発生スケジュールとした。

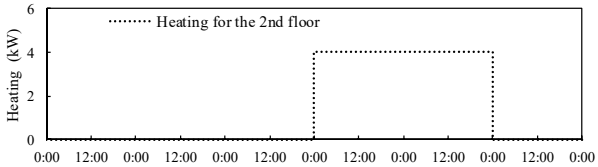
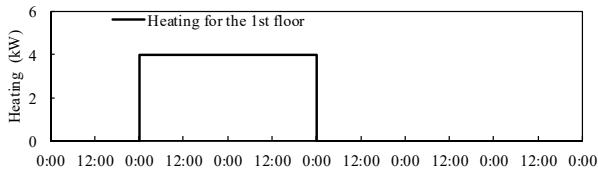


Fig-4 Heat generation in each chamber

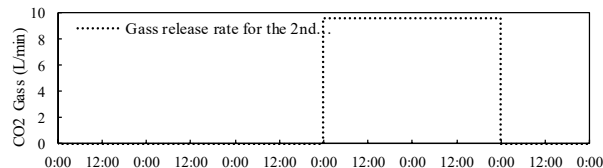
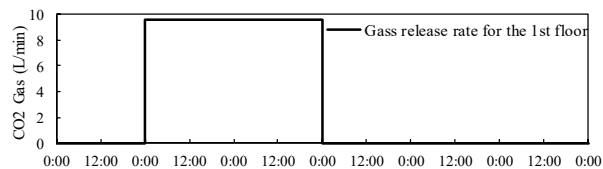


Fig-5 Carbon dioxide generation in each chamber

換気量は既報と異なり、機械給排気換気を想定し、各階で約1回毎時をねらい、1階が250m³/h、2階は300m³/h

の送風機風量とした。さらに変動する隙間風が加わるのは既報<sup>3)</sup>と同様である。

伝熱・換気・ガスが連成した予測計算を熱・換気回路網計算プログラムNETSで行い、図-6に建物全体の換気回数を示す。概ね1回毎時であるが、僅かに隙間風の分だけ大きい。また1階から2階に階段開口を経由した上昇風量を示す。全期間上昇流で下降流は生じていない。

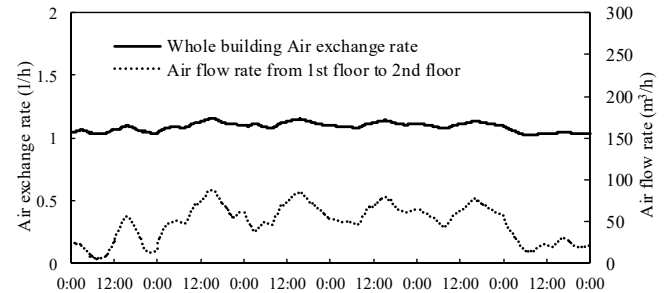


Fig-6 Whole building ventilation rate and air flow rate from first to second floor

図-7に各階の炭酸ガス濃度の変化を示す。濃度は2500ppm以下であり、短時間の立ち入りに危害が及ぶ程の高濃度ではない。2階は1階の影響を受けている。

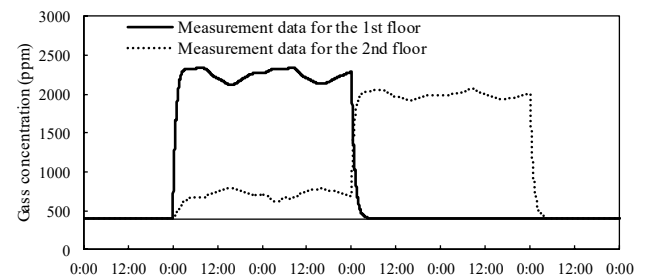


Fig-7 CO2 concentration change in each chamber

図-8には、各階の室温と、比較のために外気温の変化も示す。外気温と日射量の影響だけでなく暖房器発熱の影響の変化も表れている。

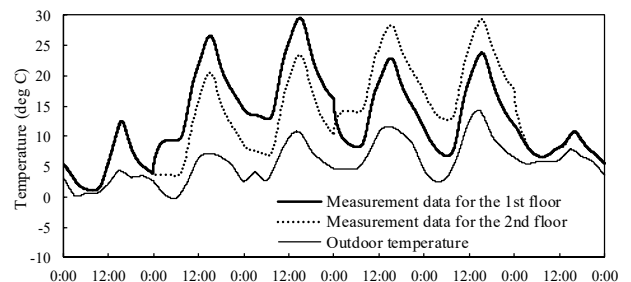


Fig-8 Temperature change in each chamber

## 5. システム同定

以上の模擬的な測定値の中で、システム同定に用いたのは1月3日16時から、8日8時までである。これは低周波濾波の移動平均期間の8時間等を考慮した。前述した数学的な計算を行うFortranプログラムをSPIDと呼び、入出力処理等を行う表計算プログラムをSPIDSと呼んでいる。図-9には、伝熱系とガス移動系のシステム同定モ

デル図を示す。既報と伝熱系の図が異なる。ガス移動系のシステム同定で得られた風量は、伝熱系のモデル図に破線で示す既知の空気移動の一般化熱コンダクタンスとなり拘束条件の(12)式として考慮される。

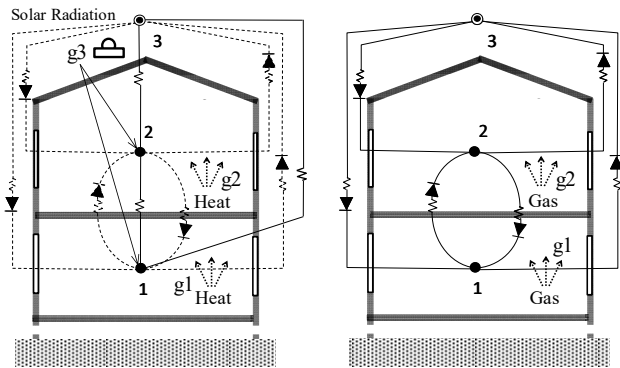


Fig-9 System identification models of heat and gas transfers

前述した改良をしたSPIDとSPIDSによって得られた、相当熱容量、風量、風量の一般化熱コンダクタンス、総合一般化熱コンダクタンス、貫流の一般化熱コンダクタンス、日射熱取得係数等のシステム同定結果を表-1から表-6に表す。

表-1は、推定された各室の相当熱容量を表す。熱回路網の連立常微分方程式の熱容量マトリックスの対角要素だけを被同定係数とした。既報<sup>3)</sup>の値は( )に示すが、小さくなったのは、励振が正弦波から矩形になったからと思われ、予想される傾向である。

Table-1 Estimated equivalent thermal capacity  $m_{ij}$  (kJ/K) of each chamber (i:row, j:column), former results are in ( )

Chamber	1	2
1	2802 (3307)	0
2	0	3008 (3244)

表-2はガス移動系の風量の推定結果である。各階へ与えた前述の機械換気量に、煙突効果と風圧の自然の隙間風が加わった程度の風量になっている。既報では隙間風だけなので既報の風量との比較は示さない。

Table-2 Estimated air flow rate  $q_{ij}$  (m<sup>3</sup>/h) between chambers or outdoors (flow direction: from j to i)

Chamber	1	2	3:outdoor
1	0	0	310.8
2	60.83	0	300.0
3	249.9	360.9	0

表-3は、表-2の風量を、空気移動の一般化熱コンダクタンスに換算したものである。

Table-3 Converted convective thermal conductance  $c_p \rho q_{ij}$  (W/K) between chambers or outdoors

Chamber	1	2	3:outdoor
1	0	0	104.1
2	20.38	0	100.5
3	83.73	120.9	0

この表-3による(12)式の拘束条件が最小二乗法で考慮される。そして(9)式を非負最小二乗法で解いた一般化熱

コンダクタンス  $c_{ij}$  を表-4に表す。結果は非対称性を持つことになる。

Table-4 Estimated generalized thermal conductance  $c_{ij}$  (W/K) between chambers or outdoors,  $c_{ij}=u_{ij}+c_p \rho q_{ij}$

Chamber	1	2	3
1	0	186.9	290.7
2	207.3	0	297.7
3	270.3	318.1	0

壁貫流熱コンダクタンス  $u_{ij}$  は、(10)と(11)式から、表-5の様に計算される。これらは対称性を持つので拘束条件が適切に考慮されている。

Table-5 Estimated overall heat transmission conductance  $u_{ij}$  (W/K) between chambers or outdoors ( $u_{ij}=u_{ji}$ ), former results are in ( )

Chamber	1	2	3:outdoor
1	0	186.9 (174.4)	186.6 (207.3)
2	186.9 (174.4)	0	197.2 (210.3)
3	186.6 (207.3)	197.2 (210.3)	0

また既報での壁貫流分の値を( )に表す。外皮貫流は外気節点番号3に関するものである。本試算では小さめの値になっている。さらに日射熱取得係数は表-6に表す。こちらも本試算は小さめの値になっている。

Table-6 Estimated coefficient  $r_{i,3}$  (m<sup>2</sup>) to chamber from heat source  $g_3$  (horizontal total solar radiation W/m<sup>2</sup>), former results are in ( )

Chamber	$r_{i,3}$	$r_{i,3}$ (m <sup>2</sup> )
1	$r_{1,3}$	8.300 (9.871)
2	$r_{2,3}$	8.196 (8.954)

なお本試算の最小二乗法の決定係数は測定誤差を加えなかったこともあり 0.9973 で良好であった。また既報<sup>3)</sup>での表-5に対応する結果は、同定期間の貫流熱流を平均して得たが、定常熱負荷計算による方法に改めて、再検討をしてみる必要がありそうである。

## 6. おわりに

多数室住宅での実用的な熱性能の現場測定法として、灯油暖房器を用いて、換気測定と熱性能測定を同時に行う方法を検討した。まず室間の風量をシステム同定してから、これを拘束条件とした非対称の一般化熱コンダクタンスをシステム同定して貫流分を求める。既報<sup>3)</sup>に近い結果は得られたが、同定精度のさらなる検討を要する。

## 参考文献

- 1) 吉浦, 奥山, 井出, 多数室建物の熱・換気性能現場測定システムの動作確認実験 その1 集合住宅における熱性能測定, 空衛学会大会学術講演論文集, D-12, 2019, pp49-52
- 2) 井出, 奥山, 吉浦, 多数室建物の熱・換気性能現場測定システムの動作確認実験, その2 集合住宅における換気性能測定 空衛学会大会学術講演論文集, D-13, 2019, pp53-56
- 3) Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, System parameter identification theory and uncertainty analysis methods for multi-zone building heat transfer and infiltration, Building and Environment, Vol54, 2012, pp39-52.