

集合住宅で隣住戸の影響も考慮した熱・換気性能の現場測定法の実験

Experiment on an on-site measurement method for thermal and ventilation performance considering the effect of adjacent units in a multi-unit building

奥山博康¹⁾, 齊藤克也²⁾, 牧内邦博³⁾

Hiroyasu Okuyama¹⁾, Katsuya Saito²⁾, Kunihiro Makiuchi³⁾

- 1) 株式会社 TEI Japan, 顧問, 工博 (東京都中央区京橋 1-1-5 セントラルビル 13F, h.okuyama@teijapan.co.jp)
TEI Japan Co., Ltd., Adviser, Dr. Eng.
- 2) 株式会社 TEI Japan, 社長, 学士 (東京都中央区京橋 1-1-5 セントラルビル 13F, katsuya.saito@teijapan.co.jp)
TEI Japan Co., Ltd., President, Bachelor Eng.
- 3) 株式会社 TEI Japan, 取締役, 学士 (東京都中央区京橋 1-1-5 セントラルビル 13F, k.makiuchi@teijapan.co.jp)
TEI Japan Co., Ltd., Director, Bachelor Eng.

Summary: At the last year's symposium, the first author presented a method for simultaneous system identification of thermal performance and ventilation characteristics using heat and carbon dioxide generated by intermittent combustion of kerosene heaters, which would be applicable mainly to detached houses. In addition, the verification of a two-story, two-room model by computer simulated measurement was described. We also used this measurement method in February 2022 at a hostel in Hakata, Fukuoka. Kerosene heaters were intermittently burned not only in the evaluated unit but also in the adjacent units located above, below, left, and right of the unit to be evaluated, and measurements were taken for 10 days. Because of the large heat capacity of the walls and slabs between units, we found that it was necessary to increase the heat generation, the measurement period, and the number of times the kerosene heater was burned in each unit.

多数室熱・換気測定法, 熱回路網, 最小二乗法, システム同定, 二重移動平均, 集合住宅
Multi-zonal thermal and ventilation performance measurement, Thermal network, Least squares method,
System identification, Double moving average, Multi-unit building

1. 緒言

住宅の熱性能として、外皮の熱貫流的な性能と、建物の熱容量による室温変化の均し効果、日射熱の取得性能等が上げられる。実態の性能は、断熱材の経年劣化や熱橋の影響や施工等の不確かさにも影響されるので、現場測定法が必要である。しかし、壁体の熱容量の影響を除き定常の熱貫流係数を求める問題、また外気温度や日射量等の変動外乱、多数室的な状況、さらには換気や室間の空気移動による熱流とは区別する問題等があるので、多くの研究が為されてはいるが、標準化され、広く実用化されている測定法は未だ無いようである。

さらに総務省の統計によれば、近年の住戸数は、一戸建てと共同住宅は半々ぐらいになっている。従って住宅の熱性能現場測定法の適用対象は、戸建てだけでなく共同住宅も多いと思われる。しかし戸建てに比べ、集合住宅はコンクリート等の熱容量の大きな壁体で構成されることが多く、さらに評価対象とする住戸の上下左右方面の隣住戸との間の壁体の熱貫流的な性能も、それぞれの方面で分けて求める必要がある。そこで上下左右の隣住戸の室温変化が、評価対象住戸の室温変化と十分違うようにする必要もあると考えられる。

こうした問題がある測定法であるが、熱とトレーサーガスの多数室での移動系は回路網モデルでとらえ、どち

らの数学モデルも同様な連立常微分方程式モデルで表せる。そして熱性能や換気性状は、これらの連立方程式を構成するシステム係数で表される。そこで、その連立常微分方程式をそれらの係数に関する回帰式に変形することで、最小二乗法によるシステム同定理論を、信頼性評価方法も含めて展開してきた。

最初は多数室換気測定法を展開していた。測定システムとしては三代にわたり試作した。システム同定の励振として、ガスボンベからのトレーサーガスを各室に数分間から十数分間ほど放出し、数十分の停止を繰り返す。各室の有効混合容積を持つ節点から成るガス移動回路網のシステム同定モデルは、節点間は室間風量または換気量でつながり、必要に応じ各室内で攪拌ファンを回せば、実際のガス移動現象に比較的良好に適合する。

一方、伝熱系のシステム同定モデルも同様な熱回路網で扱うが、各室の空気の熱容量以上に躯体等の熱容量の影響が大きい。そこで躯体の熱容量の影響は、室の大きめの相当熱容量として考慮する。このために低周波濾波と呼んでいる 8 時間程の移動平均を全ての測定値に施してから最小二乗法を適用する様にした。また電熱発熱を滑らかな正弦波に制御して励振にしていた時もあったが、実用性を考慮して灯油暖房器を用い、熱と炭酸ガスの同時発生を利用し、換気測定と熱性能測定を同時に行

える様にした。また多数室建物の伝熱モデルを、熱貫流と空気移動に分けてシステム同定する一般的な方法を既報^[1]の理論に追加した^[2]。ただし励振波形は矩形に近くなるので同定精度が劣化する。しかし測定値には二重に移動平均を施せば改善されることが、計算機の模擬測定によって分かった^[2]。

さらに2021年12月には、神奈川大学の構内にある測定用の単室プレファブ小屋において、灯油暖房器を用いて間欠的な発熱と炭酸ガス発生を行い、換気量と外皮の熱貫流コンダクタンスを分けて同定する本測定法の予備実験を行って、妥当な結果を得ている^[3]。

本論では、コンクリート系の集合住宅への適用の可能性を探るため、建築形状的には似ている博多の某ホテルで本測定法の実験を行う機会を得たので報告する。ただし期待した測定結果ではなかったため、計算機の模擬測定による原因と改善方法の検討についても述べる。

2. 本システム同定法と展開の経緯

本測定法では、各室に断続的な励振として、灯油暖房器による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、これらの状態値と励振および気象条件等の外乱の測定を行う。夫々の拡散系の回路網モデルは、状態値に関する連立常微分方程式で表され、ガス移動系は室間の風量と有効混合容積を、伝熱系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システム係数を持つが、これらの係数を、最小二乗法の回帰式に変形して推定し、また信頼性評価も行う理論を展開してきた^{[4][5][6][7][8][9]}。そしてこの計算プログラム SPIDS を開発してきた。

しかし回路網のシステム同定モデルが実現象に良く適合するのは、トレーサーガスの多数室での拡散系である。熱の拡散系では、室空気だけでなく壁体等の熱容量の影響が大きい場合が多い。また日射量は、直接に室空気に吸収されるのではなく、壁体の外表面等に吸収されてから、遅れて影響する。従って室温の節点系だけのシステム同定モデルでは実現象への適合性はよくない。

そこで2011年頃になって、多数室熱性能測定については、励振発熱は矩形ではなく、3日周期の間欠的な正弦波形にし、全ての測定値に8時間程の移動平均を加えることで、良好なシステム同定結果が得られることが分かった^[1]。この移動平均を低周波濾波とも呼んでいる^[1]。多数室熱性能測定システムについては第二世代を試作^[10]した。しかし電熱発熱を用いると、実住宅では加熱力不足になり、十分な内外温度差が生成し難い場合が多いので、実験さえも実施し難かった。

一方、多数室換気測定法は比較的多く実験できた。第一世代^[5]、第二世代^[11]、第三世代^[12]を試作した。幾つかの研究所や企業や大学で測定実験等^{[13]~[20]}も行ってきた。

しかしこれらの多数室換気測定での、炭酸ガスをボンベから供給する方法では、流量制御装置だけでなく、各

室へのガス供給の切り替え装置等も複雑で、長いチューブ配管も煩わしく、実用性に問題が残る。

そこで灯油暖房器を、熱と炭酸ガスの励振発生装置として利用し、伝熱と換気の性能の測定を同時的に行う方法を検討し始めた^[9]。

灯油暖房器を用いれば、長時間の適切な燃焼には、仮設でも給・排気換気装置が必要と考えられるので、壁体の熱貫流だけでなく、空気移動による熱流は無視できなくなる。従って熱性能と換気性状の同時測定は、むしろ必要になる。

一方、既報の研究^[1]等により、多数室伝熱系のシステム同定では、同定する熱コンダクタンスには、対称性等の拘束条件を与えないと適切な結果が得られ難いことが分かっている。しかし一般には、室間の両方向の風量は等しくないため、対称性を仮定できるのは隙間風的に風量が小さく無視できる場合等に限られる。

また従来の熱性能測定法でも、測定中は機械換気を停止し、隙間風換気の影響は小さいと見なし、熱貫流による熱損失に含めて性能評価を行うことが多い。

仮に、室間の非対称の隙間風的な風量が測定できたとしても、単室扱いの簡単な場合を除き、一般の多数室系では、壁体熱貫流と空気移動による熱コンダクタンスを分けて同定する一般的な理論は未だ無かったが、前報^[2]では、多数室建物の伝熱モデルを、熱貫流と空気移動に分けてシステム同定する一般的な方法を既報の理論^[1]に追加し、これを計算機実験で検証した。

また多数室の熱性能測定法では、換気測定に比べ、長い測定期間が必要となる。熱性能測定で考慮すべき室間風量は、同じ長い期間での平均値が適切であるから、ガス拡散系でのシステム同定期間も同じにする。

室間の一般化熱コンダクタンスは両方向で二つあり、これらは、対称性を持つ貫流の分と非対称の風量の分を合わせて、二本の式が記述できる。これら二式を辺々差し引けば、貫流は対称性を持つので消え、二つの一般化熱コンダクタンスの差を、二つの風量の差で表す式が得られる。これらを最小二乗法の拘束条件式として評価式に加えるように改良した^[2]。

前報^[2]では、灯油暖房器を励振発生に用いた場合は矩形波に近くなるが、二重の移動平均を施せば改善されることも示した。矩形励振に一回だけの移動平均を施しても角が残る台形になるが、二回目を施せば滑らかな曲線になるからと考えられる。

さらに最適の励振スケジュールの問題がある。初期の多数室換気測定法では、一本のガスボンベから各室にガスを供給せざるを得なかったため、同時に複数室への供給は困難だった。しかし室間のガス濃度変化の差は大きい方が、最小二乗法の精度には望ましいと考えられる。多数室の熱性能測定でも同様と考えられる。

また室温もガス濃度も時間変化が必要である。このために各室への熱とガスの供給は間欠的に行う。灯油暖房

器では、一定的な発熱量になるが、この燃焼時間の長さが問題になる。建物躯体等の熱容量が大きければ長くする。もし短い燃焼時間にすれば、室温に十分な反応が表れないからである。同様に燃焼停止時間も関係する。最適な燃焼停止時間については、同様な問題として、ガス濃度減衰による換気回数の測定法における最適減衰時間がある。これは理論的に導くことができる^[7]。ガス移動系では、最適減衰期間を T_G [h]、換気量を Q [m³/h]、有効混合容積を V [m³]として、(1)の関係式が得られている。伝熱系では、壁の熱貫流率 K [W/K·m²]、面積 A [m²]で、 $K \cdot A$ [W/K]、相当熱容量は M [J/K]とすれば、(1)式にならい、次の(2)式から最適停止期間 T_H [h]が計算できる。

$$(Q/V) \cdot T_G = 1.25 \quad (1)$$

$$(3600 \cdot K \cdot A / M) \cdot T_H = 1.25 \quad (2)$$

何れも同定すべき未知数の係数を必要とするので、およそ予想される値から決定しておくことになる。また M には壁の熱容量の半分程度と室空気を考慮する。

今までの計算機実験と実測定の経験では、熱性能測定のためには、発熱継続時間は2日から3日で、停止時間も同程度にとっていた。ただし軽量のプレファブ構造の小屋では、6時間ぐらいの発熱時間でも妥当なシステム同定が可能な場合もあった。一方、換気測定を換気回数が毎時1回程度の状況で行う場合は、各室で5分から20分程度のガス供給時間として、停止期間は1時間程度にしていた。今回の熱性能測定を主目的にした発熱励振スケジュールでは、換気測定に最小必要な時間に比べて非常に長い時間になるが、測定期間全体での平均的な換気量が同定されることになる。

3. 本測定システムの主な装置

灯油暖房器は図1の様な TOYOTOMI の RB-251 を用いた。これは最大能力 2.5[kW](0.243[L/h])、タンク容量 4.9L、連続燃焼可能時間約 20 時間である。そして評価対象室のみで図2に示すような A&D 社のデジタル台秤 FG30KBM の上に載せておき、燃焼による灯油の重量減少を1分以内の間隔で測定していき、単位時間当たりの燃料減少量から、発熱量と炭酸ガス発生量を求めた。



図1 灯油暖房器
RB-251



図2 デジタル台秤
FG30KBM

重量変化から熱と炭酸ガスの発生量への換算方法は、灯油暖房器メーカーから提供頂いた資料^[21]による。重量減少変化の元の測定データから1分毎の流率 g/s を求めると、変動が激しいので、30分の移動平均を施してから1分間隔の変化量を求め、秒単位に変換した。発熱量は1[g/s]あたり43.06[kW]となる。また炭酸ガス発生量は1[kW]あたり 3.994×10^{-5} [m³/s]として発熱と炭酸ガス発生の変動を計算した。なお、2日間の連続燃焼が望ましかったが、燃料タンク容量から、途中で2回の給油が必要となり、実際には10分程度の燃焼停止期間が入った。こうした燃焼停止期間がシステム同定に及ぼす悪影響は、全ての測定値に8時間程の二重の移動平均を施すことによる低周波濾波により、緩和されることを期待した。

今回の測定では、上下左右の隣住戸との熱貫流コンダクタンスもシステム同定しなければならないので、評価対象住戸と隣住戸間の十分に異なる室温変化をつくる必要がある。そこで、4つの隣住戸でも同様な灯油暖房器を、測定期間全体で、それぞれ連続的燃焼を2日として1回ずつ燃焼させた。なお評価対象住戸でも連続2日間の燃焼を、2日間の停止期間を挟んで、2回繰り返した。

評価対象住戸と上下左右の5住戸に外気も加えた6空間の空気温度と相対湿度と炭酸ガス濃度を、T&D社の測定記録装置おんどり RTR-576により、各空間に3カ所ずつ設置して測定した。従って合計18個のRTR-576を使用した。もし3個のうち1個が他の2個に比べて異常に異なる値を示している場合には、その測定器が故障と見なし、データ分析から排除する様にした。

水平面全日射計は、屋上で昼は日陰になり難い場所に設置した。外気の温・湿度と炭酸ガス濃度の測定機器も、屋上で日射が当たらず風通しの良い場所に設置した。

各室で温・湿度、炭酸ガスはRTR-576が3個で測定したが、これら三個を子機として、親機のRTR-500BWが、データを収集し、インターネットで送信することができた。また各室ではRB-251で加熱し、炭酸ガスを放出するが、各室内では、温度とガス濃度が一樣になる様に、2台ほどのサーキュレータを常時稼働した。この攪拌機の位置は、居間とミニキッチン台の上の2カ所で、ドアを外した浴室にも混合する様にした。

4. 測定実験建物の概要

実験を行ったのは、福岡市にある某ホテルである。本建物の断面図は図3に示す9階建てで、2階から9階に客室があり、客室は1階あたり約12室ある。3階平面図を図4に示すが、東南向きと北西向きの短辺18[m]に各6室があり、長辺の26.4[m]の南西向きと北東向きの客室に開口はない。平面図的な中央に9[m]四方の吹き抜けがある。殆どの客室は、玄関がこの吹き抜けに面し、バルコニーの窓は外気に面している。そこで吹き抜けは外気温に等しいとして分析を行った。

熱・換気性能の評価対象室は3階の311号室である。この室は、建物の内部吹き抜け側から見て、上下左右に床スラブや室間壁を挟んで、上階の4階の411号室、下階の2階の214号室、3階の左隣の310号室と右隣の312号室がある。

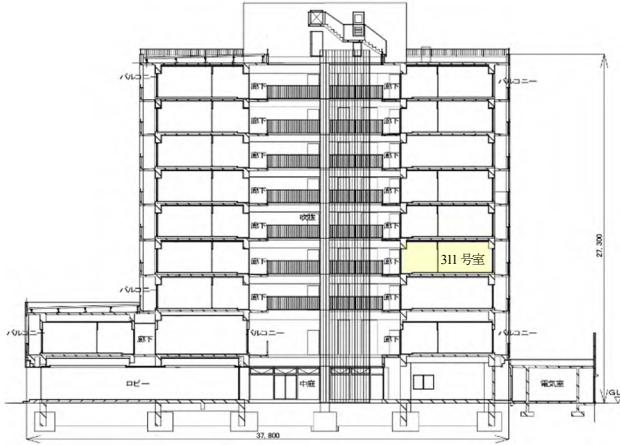


図3 ホステルの断面図

各階の階高は2.8[m]ある。床・天井スラブのコンクリート厚みは0.13[m]程ある。室間の隔壁のコンクリートまたはブロックの厚みは約0.15[m]である。

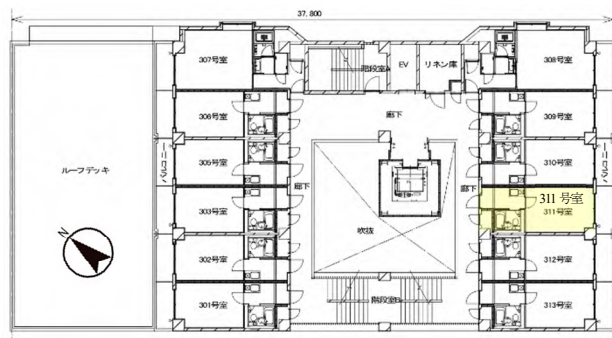


図4 ホステルの3階平面図

評価対象室311号室は浴室から玄関側の外に向け100φの機械排気ダクトがあり、一方外気は玄関側から150φダクトで自然吸引され寝室の給気口から屋内に入る。図5の311号室の平面図と前述の階高から、室の空間容積は、約50[m³]よりも家具物品等の分だけ下回ると思われる。

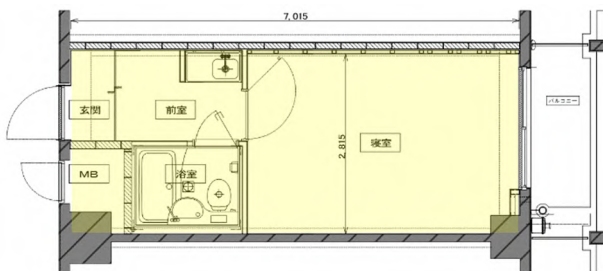


図5 評価対象の311号室

5. ガス移動と熱移動のシステム同定モデル

どちらの拡散系も節点系のシステム同定モデルとして表される。ガス移動系のシステム同定モデルを図6に示す。i室のガス濃度[m³/m³]は x_i 、 g_i はi番ガス発生源のガス発生量[m³/s]で、これらの1分毎の測定値をシステム同定プログラム SPIDS-G に与える。求める係数の、 c_{ij} はj室からi室への風量を意味し q_{ij} [m³/s]とも表す。また m_{ii} はi室の有効混合容積で v_{ii} [m³]とも表す。さらに r_{ij} は、j番のガス発生源からi室への入力率あるいは単位換算係数で1を与える。

熱移動系のシステム同定モデルは図7に示す。 x_i はi室の室温[°C]、 g_i はi番発熱源の発熱量[W]で、システム同定プログラム SPIDS-H に与える。求める係数の c_{ij} はj室からi室への一般化熱コンダクタンスであり、空気移動による分は風量 q_{ij} [m³/s]として $c_{ij}=c_p \cdot \rho \cdot q_{ij}$ である。壁体熱貫流等の分は対称性があり、 $c_{ij}=c_{ji}$ である。また m_{ii} はi室の相当熱容量[J/K]である。さらに水平面全日射量を g_2 として日射熱取得係数 $r_{1,2}$ を同定する。図7の右は吹き抜け空間から見た断面図である。評価対象の311号室と、この上下左右の411、214、310と312号室の間は、壁体の熱貫流コンダクタンスだけとする。なお特に熱貫流であることを強調するために c_{ij} ではなく、U-valueにならい記号 u_{ij} を用いる場合もある。

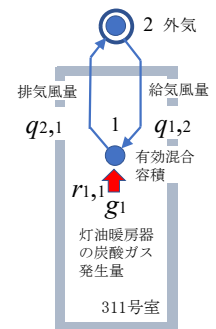


図6 ガス回路網のシステム同定モデル

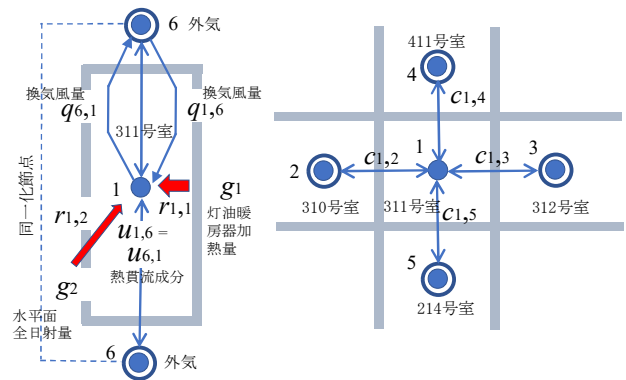


図7 熱回路網のシステム同定モデル

まず SPIDS-G により換気風量 $q_{1,2}$ ($=q_{2,1}$)および有効混合容積 $v_{1,1}$ を同定する。次に SPIDS-H に、その換気風量 q_{ij} を与えて、外皮や隣住戸間の壁体の熱貫流コンダクタンス u_{ij} 、相当熱容量 m_{ii} および日射取得係数 r_{ij} を同定する。

6. 試した灯油暖房器燃焼のスケジュール

前述した様に、適切なシステム同定を行うためには励振のスケジュールが重要であるが、未だその決め方は十

分には分かっていない。さらに熱容量の大きな躯体を持ち、外気温だけでなく、上下左右の隣住戸の室温の影響も考慮するので、図8のスケジュールを考案した後に、NETSによる模擬測定で確認を行った。ここに横軸の第何日の縦目盛線は発熱開始の18時となる。

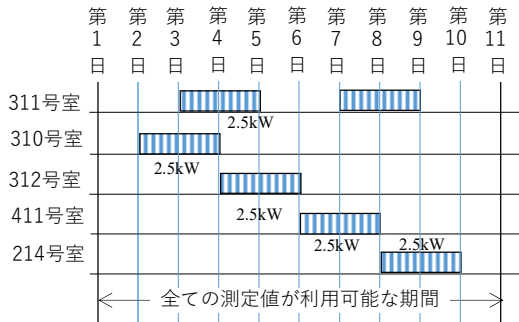


図8 励振スケジュール(計算機模擬測定で検討)

測定期間は、システム同定精度から長くしたいが、反面に経済的な観点から、なるべく短くした案である。評価対象室は今までの経験から2回の励振だが、隣住戸への励振は1回に抑えた。事前の計算機の模擬測定では、灯油暖房器の発熱はカタログの2.5[kW]を仮定した。なお実際には2日間の連続燃焼は困難なので、途中2回の10分程の給油による停止時間が生じた。

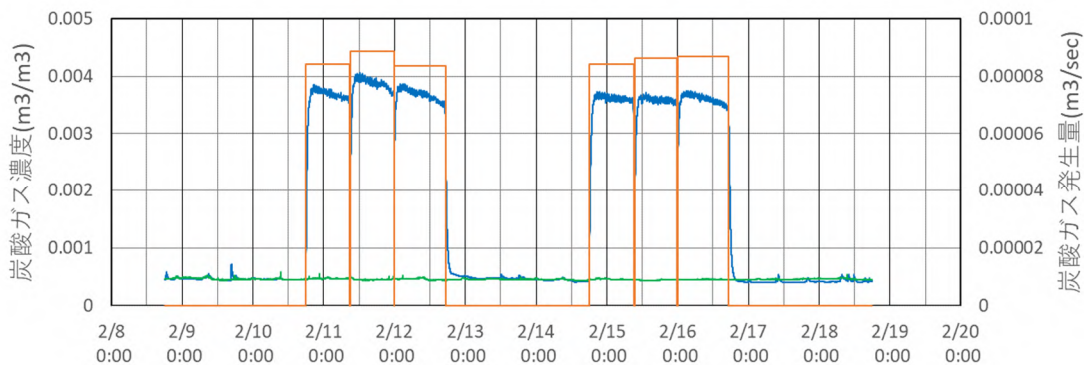


図9 評価対象室の311号室の炭酸ガス濃度変化とガス発生量

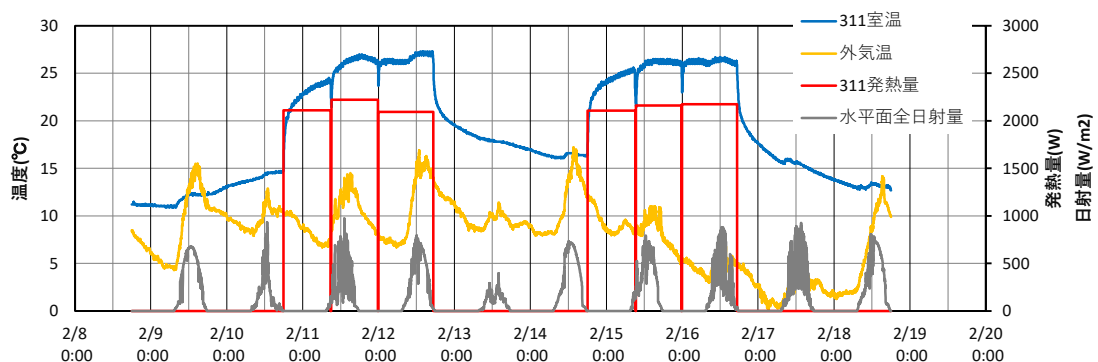


図10 評価対象の311号室の室温変化と励振発熱及び水平面全日射量

7. 実際の測定データとシステム同定結果

データ分析に利用できる測定データの期間は、2022年2月8日18時から、2月18日の18時までの10日間であった。

7.1 ガス移動系の測定データとシステム同定結果

電子秤の1分毎の出力は変動するので、前述の30分の移動平均を施してから、今回の発熱量の算出は、燃焼時間を T_1 [min]とし、この間に重量が W_{S_1} [g]から W_{E_1} [g]に減少したとして、平均消費量は $(W_{S_1} - W_{E_1})/T_1$ [g/min]とした。従って発熱量と炭酸ガス発生量は矩形波形とした。311号室の炭酸ガス濃度変化と共にグラフ化したのが図9である。橙色の線が右軸のガス発生量 $[\times 10^{-6} \text{m}^3/\text{s}]$ である。青色が左軸のガス濃度[ppm]であり、緑色は外気温で、ほぼ一定値の約500 [ppm]である。

給油で消火する約10分間に、ガス濃度が急激に下がるが、全ての測定値には、8時間の移動平均を二重に施すので、大きな悪影響はないと思われた。

SPIDS-Gにこれらの測定値を与えて、測定全期間での平均的な換気量を同定した。この結果、幾何的な室容積は約50[m³]に対し、有効混合容積は31.9[m³]で、換気風量は96.2 [m³/h]となった。これを熱性能のシステム同定計算のSPIDS-Hに与える。

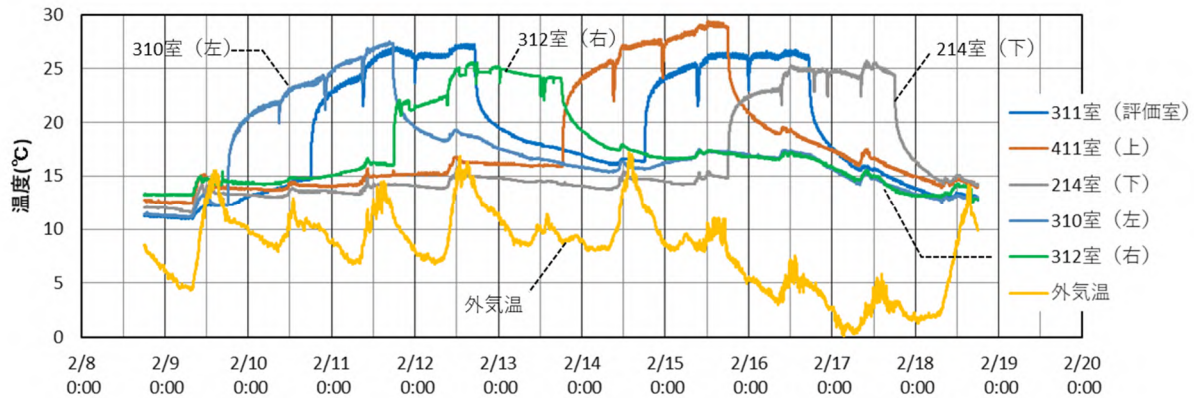


図 11 評価対象 311 号室と上下左右の隣室と外気温の変化

7.2 熱移動系の測定データとシステム同定結果

灯油の消費量の測定値から発熱量を算出して描けば、図 10 の中の赤の変化曲線になる。赤線の矩形は、約 2.0 [kW] を少し上回る程度の発熱量であり、事前の NETS による模擬測定では発熱量を 2.5 [kW] としたので、実際には予定より小さい発熱だったことになる。青色線は 311 号室の室温、黄色線は外気温、灰色線が水平面全日射量である。311 号室と隣室で、発熱の影響が少ない測定開始と終了時の室温が 13 [°C] 程度であり、途中で最高室温となって 27 [°C] 程度であるから、最大の室温変化幅は約 14 [°C] である。

次に評価対象の 311 号室と上下左右の隣住戸の全 5 室の室温変化を外気温変化と共に描いたのが、図 11 である。これを見ると 214 号室と 312 号室の室温変化が、他の室に比べて不自然な変化をしている。これらの室では、1 回目の給油までは室温が低めの推移を示している。これは高い炭酸ガス濃度を避けるために、燃焼強度を弱めたか、窓等の開口を少し開ける等を行ったからと思われる。しかし住戸間の温度差は十分に必要である。事前の十分な機械換気量の確認と、一定的な燃焼力と、給油の燃焼停止時間の短縮化等を図る必要がある。

これらの測定値を SPIDS-H に与えて得られたシステム同定結果を表 1 と表 2 に示す。表 1 は 311 号室と外気の換気量 q_{ij} と、隣住戸および外気との一般化熱コンダクタンス c_{ij} と、熱貫流コンダクタンス u_{ij} を示す。隣住戸との間の熱貫流の u_{ij} には、ほぼ 0 も見られ、外気との u_{ij} も小さく、不合理な同定結果である。

表 1 熱性能のシステム同定結果

	310 と 311 号室 (1,2) 節点間	312 と 311 号室 (1,3) 節点間	411 と 311 号室 (1,4) 節点間	214 と 311 号室 (1,5) 節点間	外気と 311 号室 (1,6) 節点間
$q(i,j)$ [m ³ /h]	0	0	0	0	96.2
$c(i,j)$ [W/K]	0.001	70.0	0.001	71.6	44.8
$u(i,j)$ [W/K]	0.001	70.0	0.001	71.6	12.5

表 2 の日射取得係数の同定結果は 0 であるが、日除けの設置等で大きな影響は受けにくい状況であり、また非負最小二乗法の働きもあると思われる。

表 2 熱性能のシステム同定結果と信頼性評価指標

日射取得係数 [m ²]	相当熱容量 [kJ/K]	決定係数 COD	システム同定の前提の不適合率 β
0.00	1100	0.956	2.45

7.3 システム同定結果による予測室温と測定室温比較

同定結果の熱貫流コンダクタンス、相当熱容量、換気量等から成る熱・換気回路網モデルに、測定値の外気温、水平面全日射量、隣室温度の変化と 311 号室の燃焼発熱量等の変化を与え、室温の変化を計算した。そして測定室温の変化と比較するグラフを描いてみた。このグラフを図 12 に示す。大局的な変化は、両者は似てはいるが、311 号室への加熱期間の後の方などは違いが大きい。

8. 発熱励振とスケジュールの再検討

不合理な結果が得られた原因を探り、改善方法を検討した。NETS により様々な励振条件で模擬測定を行った。熱・換気・ガスの連成回路網のうち、熱回路網モデル作成画面を図 13 に示す。

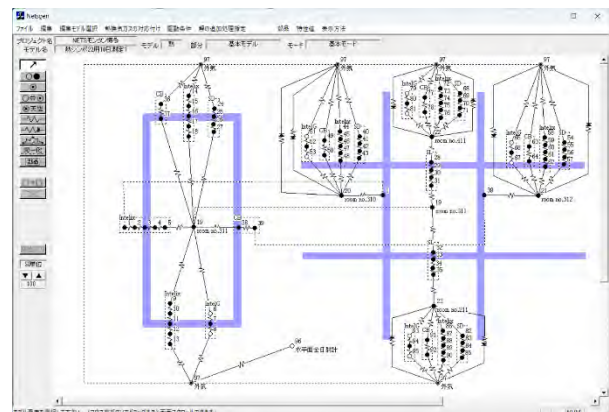


図 13 模擬測定値を生成する熱回路網モデル

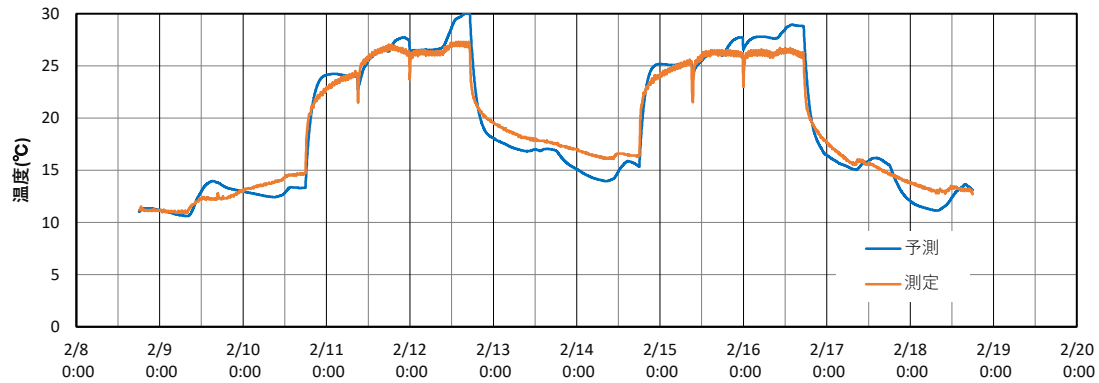


図 12 熱移動系のシステム同定結果による予測室温と測定室温比較

本建物の設計資料から NETS モデルを作成した。なお実測と異なり 311 号室に日除けは付けていない。図 13 の様に、熱容量を持つ沢山の節点モデルであるが、311 号室と隣住戸や外気との熱貫流コンダクタンスは、NETS の定常熱負荷計算機能で正確に分かるので、これらをシステム同定の正解値として、励振方法の優劣を判断する。換気回路網は、機械排気量を 112 [m³/h] の固定風量とし、成り行きダクト給気と隙間風が生じるモデルとした。気象条件は、標準気象データの福岡の外気温と法線面直達と水平面拡散の日射量を用いた。実測の 10 日間の測定長さに合わせて、2 月 1 日 0 時から 2 月 10 日 24 時までの模擬測定結果を生成した。ただし計算開始時の助走期間の 2 日間は経ている。励振回数を増やして測定期間を 18 日とした図 14 の場合は終了日が 2 月 18 日 24 時である。計算時間間隔は 1 分とした。

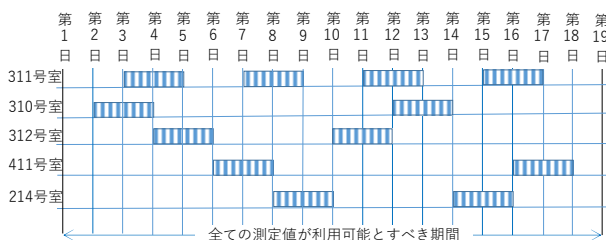


図 14 改良励振スケジュール

試した条件と結果は表 3 にある様に、灯油暖房器が当初の予定の通りに 2.5 [kW] 発熱した場合が A とし、実態の発熱量に近い 2.0 [kW] の場合が B とする。

さらに図 14 の励振条件は、基本的には図 8 で示す当初の期間を 2 倍にしたものに近い。ただし 2 回に増えた隣住戸発熱の 311 号室への影響が、311 号室自身の 2 日間の発熱期間において、前半と後半の両方に交替して及ぶように、なるべく多様な発熱状況になる様にした。この励振条件は C とした。

表 3 では熱性能の同定結果だけ示すが、換気量の同定結果は、A, B, C 何れの条件でも約 111 [m³/h] となり妥当な結果となった。同表中に示す「正解値」とは、前述した様に、NETS の定常熱負荷計算機能により算出される。「日射熱取得係数」と「相当熱容量」の「正解値」は、未だ合理的な計算法が不明確なので省いた。

2022 年 2 月の実測では、実際の発熱量は 2.0 [kW] の B の条件に近く、不合理な同定結果となった。この条件 B の模擬測定の結果でも、2 つの隣住戸との熱貫流コンダクタンスが非常に小さく、代わりに外気との熱貫流コンダクタンスが正解の 2 倍近い等の不合理がある。しかし仮に 2.5 [kW] の発熱とした条件 A の模擬測定の同定結果には大きな不合理は無い。

この成功した条件 A から、必要な発熱量 H_g を概算する方法を考える。評価住戸と外気および隣住戸の、壁の熱貫流率 \times 面積 $= UA [W/K]$ と、比熱 $c_p [J/kg \cdot K]$ と密度 $\rho [kg/m^3]$ の換気量 $Q [m^3/h]$ による $c_p \cdot \rho \cdot Q / 3600 [W/K]$ に、必要内外相当温度差の $\Delta\theta [K]$ を乗じた値が、発熱量 $H_g [kW]$ に等しいとすれば次の(3)式が記述できる。

$$H_g = (UA + c_p \cdot \rho \cdot Q / 3600) \cdot \Delta\theta \quad (3)$$

表 3 別の励振条件での模擬測定のシステム同定結果

	310 と 311 号室 (1,2)節点間 [W/K]	312 と 311 号室 (1,3)節点間 [W/K]	411 と 311 号室 (1,4)節点間 [W/K]	214 と 311 号室 (1,5)節点間 [W/K]	外気と 311 号室 (1,6)節点間 [W/K]	日射熱 取得係数 [m ²]	相当熱容量 [kJ/K]	決定係数
同定係数	$u(1,2)$	$u(1,3)$	$u(1,4)$	$u(1,5)$	$u(1,6)$	$r(1,2)$	$m(1,1)$	COD
正解値	59.6	44.1	70.1	70.1	52.8	-	-	-
A:2.5kW10 日間	59.1	54.7	78.9	79.5	53.7	0.0855	6771	0.953
B:2.0kW10 日間	0.00155	0.813	15.2	17.4	112.8	1.1	7887	0.845
C:2.5kW18 日間	62.1	54.3	73.7	75.8	52.9	0.197	6463	0.954

この(3)式から必要内外相当温度差 $\Delta\theta$ を計算する。表3の正解値からの UA 値を用い、換気量 $112[\text{m}^3/\text{h}]$ および発熱量 $H_g=2.5[\text{kW}]$ を用いて、(3)式から $\Delta\theta$ は $7.48[\text{K}]$ となる。これを安全側に丸めて $8[\text{K}]$ とする。この $\Delta\theta=8[\text{K}]$ とした(3)式により、必要発熱量 H_g が見積れる。この場合は $H_g=2.6[\text{kW}]$ となる。ただし (3)式による見積り方法がどの程度一般性があるかは未だ定かではない。

さらにシステム同定精度の向上をめざした条件Cの表3の結果を見ると比較的に正解値に近い。評価住戸も、隣住戸への発熱励振の回数も、2倍にすることで、測定期間は長くなるが、改善される様である。また隣住戸と評価住戸の其々の2日間の発熱期間を完全には重ねずに、1日間のずれを設ければ大丈夫な様である。

9. 結言

某ホテルにおいて本測定法の実験を行ったが、灯油暖房器の発熱量が不十分だったり、隣住戸の昇温が不十分だったり、燃焼スケジュールが不十分だったりして合理的な結果は得られなかった。

灯油暖房器を用いた実用的な換気と熱性能の同時測定法ではあるが、実施方法には工夫が必要である。また壁体や床が大きな熱容量を持つ集合住宅が故に、適切な発熱励振とそのスケジュール等に関する問題が顕在化し、次の様なことが分かった。

[a] 灯油暖房器の利用方法

外気や隣住戸との十分な内外相当温度差 $\Delta\theta$ がつくように、(3)式で見積もる発熱量の暖房器を用いる。途中の給油で10分程の発熱停止をすると、低周波濾波の8時間の移動平均を二重に施しても悪影響は残る。そこで、次に交代する電子秤に載せた灯油暖房器を傍に待機させておく等により、短い停止時間で継続的な燃焼をすることが望ましい。

[b] 適切な灯油燃焼のための機械換気

灯油燃焼で大きな発熱量を得れば、伴って大量の炭酸ガスも生成される。従って不完全燃焼を起こしたり、数分間人が室内に入って危害が及んだりしない程度の高濃度は許容し、常時一定的な機械換気を稼働する。

[c] 灯油暖房器の燃焼スケジュール

・燃焼期間は短くとも2日間とする。また燃焼停止期間は(2)式以上で、短くとも1日は設ける。・測定全期間の始めと終りに1日程度の自然室温期間を設ける。・評価対象住戸も隣住戸も測定期間内で2回以上の発熱励振が望ましい。・測定期間短縮化のため、評価対象住戸の2日の発熱期間と、隣住戸の発熱期間が1日だけ重なっても、2日全部が重ならなければよいと思われる。

【謝辞】

本実験の建物は、(株)インテリックスの木村克己氏、測定実施では、(株)リコシスの山本雅己氏、測定データ分析では、元・日本工業検査(株)の益子智久氏と荏原実業(株)の大西由哲氏にお世話になりました。

【参考文献】

- [1] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, System parameter identification theory and uncertainty analysis methods for multi-zone building heat transfer and infiltration, Building and Environment, Elsevier, 54, 39-52, (2012)
- [2] 奥山博康, 益子智久, 吉浦温雅, 多数室建物の伝熱と換気の測定のためのシステム同定法, 日本建築学会, 第50回熱シンポジウム, pp33-40, 2021年10月30日~10月31日
- [3] 奥山博康, 吉浦温雅, 住宅の伝熱と換気性能を灯油暖房器と固形燃料を用いてシステム同定する方法の実験, 建築学会大会学術講演梗概集(環境工学2), 選抜梗概, 北海道, 681-684, 2022年9月
- [4] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論, 日本建築学会論文報告集, 344, 103-115, 1984年10月
- [5] Hiroyasu Okuyama, System Identification Theory of the Thermal Network Model and an Application for Multi-chamber Airflow Measurement, Building and Environment, 25, (4), 349-363, 1990年
- [6] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Shin-ichi Tanabe, Seiichi Kashihara, Statistical Data Analysis Method for Multi-zonal Airflow Measurement Using Multiple Kinds of Perfluorocarbon Tracer Gas, Building and Environment, Volume44, Issue3, 546-557, March 2009, ISSN0360-1323
- [7] Hiroyasu Okuyama, Yoshinori Onishi, Uncertainty analysis and optimum concentration decay term for air exchange rate measurements: Estimation methods for effective volume and infiltration rate, Building and Environment, Elsevier, 182-192, 49 (2012)
- [8] 奥山博康, 移動一括最小二乗法による換気量の時間変化の測定法, 日本建築学会大会学術講演梗概集, 875-876, 2017年8月
- [9] 奥山博康, 益子智久, 吉浦温雅, 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, D-2, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 9-12, 2021年9月
- [10] 吉浦温雅, 奥山博康, 井出大輝, 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, D-12, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp49-52, 2019年9月
- [11] Hiroyasu Okuyama, Recent Progress on the Multi-Chamber Airflow Measurement System, 1992 International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness ISRACVE, 351-356, 22-24 July 1992, Tokyo
- [12] 井出大輝, 奥山博康, 吉浦温雅, 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, D-13, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 53-56, 2019年9月
- [13] 奥山博康, 一般拡散システムの回路網による状態方程式とそのシステムパラメーターの同定理論 (その3: 多数室換気測定システムへの適用), 日本建築学会大会学術講演梗概集, 1985年10月, pp409-410
- [14] 奥山博康, 大西由哲, 竹林芳久, 鈴木道哉, 長島由明, 辻賢二, 多数室換気測定法の理論的改良と誤差検討, 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, A-21, pp525-528, 1996年9月
- [15] Hiroyasu Okuyama, Yoshiaki Nagashima, Kenji Tsuji, Akira Hatanaka, Error Analysis and verification of Multi-chamber Airflow Measurement, Proceedings of the 5th International Conference on Air Distribution in Rooms, ROOMVENT'96, July 17-19, 1996, pp39-46
- [16] David Etheridge, Mats Sandberg, (Partially contribution by Hiroyasu Okuyama), Building Ventilation: Theory and Measurement, 1996, 12.5 OVERVIEW OF METHODS FOR MEASURING INTER-ZONAL AIR FLOW RATES, pp607-610, John Wiley & Sons Ltd
- [17] 奥山博康, 澤地孝男, 瀬戸裕直, 大西由哲, トレーサーガスを用いた換気性状把握手法の検証と改良 (その2) 検証実験の結果, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, A-27, 1997年8月, pp437-440
- [18] 井出大輝, 奥山博康, 吉浦温雅, 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, D-13, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp53-56, 2019年9月
- [19] 吉浦温雅, 奥山博康, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp101-104, 2020年9月
- [20] 藤崎詩織, 奥山博康, 吉浦温雅, 熱回収給排気換気設備を持つ住宅での多数室換気測定法の実験, D-9, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp37-40, 2021年9月
- [21] 日本AIC株式会社(アラジン)品質保証部提供, 灯油燃焼の基本式, 暖房出力計算, 出典: 日本ガス石油機器工業会, 2020年1月31日受領