

**潜熱蓄熱材と除湿材を併用したデシカントシステムの熱・湿気特性に関する研究**  
**(その6) PGM 併用時の充填槽における温湿度及び含水率変化**  
**Study on Heat and Moisture Properties of Desiccant Cooling System**  
**with Phase Change Materials and Desiccant Materials**  
**(Part6) Time Variation of Moisture Content, Temperature Distribution and Humidity of**  
**Packed Bed with Silica Gel and PCM**

○田中 俊祐 (大阪大学)                      桃井 良尚 (大阪大学)  
 相良 和伸 (大阪大学)                      山中 俊夫 (大阪大学)  
 甲谷 寿史 (大阪大学)

Shunsuke TANAKA\*<sup>1</sup> Yoshihisa MOMOI\*<sup>1</sup> Kazunobu SAGARA\*<sup>1</sup>  
 Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Hisashi KOTANI\*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka University

Recently, desiccant cooling system has attracted our attention, from the point of view of global warming and in order to improve indoor thermal environment. However, the temperature of the dehumidified air rises. The purpose of this study is to verify the reduction of the temperature rise by using desiccant cooling system with phase change materials and desiccant materials by experiments and numerical simulation. In this paper, the results of measurements and calculation of moisture content, temperature distribution and humidity of a PCM and silica gel packed bed are reported.

**1. はじめに**

近年、地球温暖化防止や室内温熱環境改善の観点から、シリカゲル等を吸湿材として用いたデシカント空調<sup>1)</sup>が注目されている。本研究では、通常のデシカント空調に潜熱蓄熱材(PCM: Phase Change Materials)を組み込むことにより、デシカント空調の欠点を補った新しい除湿空調方式を提案する。具体的には、吸着熱をPCMに吸収させることで除湿された空気の温度上昇を抑えることができ、理想的には除湿量も増加するため、装置の小型化も同時に期待できる。PCMデシカントシステムの構築の第一段階として、通気実験と数値計算シミュレーションにより、その有効性を検証する。本報では、物性値測定の結果と、シリカゲル充填槽及びPCMシリカゲル併用充填槽を用いた通気実験の結果を報告し、PCMの併用による効果を検証する。

**2. 測定方法**

**2.1. シリカゲル平衡含水率測定**

Figure 1 に示す分流式湿度発生装置(アドテック製)を用いた通気実験により、シリカゲルの平衡含水率の測定を行う。得られた平衡含水率曲線の式は、数値計算

シミュレーションに用いる。シリカゲル(WAKO製, 190-00471, A型・中粒)を充填したφ100mmの金属性の円筒容器に、10L/minで一定温湿度の空気を供給し、適宜電子天秤(A&D製, GX-8000)に載せて重量を測定し、重量が変化しなくなった時の重量を記録した。実験中の重量の平衡判定には、日本建築学会の基準<sup>2)</sup>を用いた。通気中、充填槽は供給空気と同様の温度に設定した小型恒温装置(ESPEC製, SH-221)内に設置した。供給空気の温度は25℃一定とし、絶乾状態から、相対湿度20%、50%、80%、93%と増加させていった。なお、試料の絶乾質量は376.4gであった。

**2.2. PCM相変化温度測定**

使用するPCMの相変化温度測定のため、Figure 2 に示す装置を用いて通気実験を行った。ペレット状PCM(JSR製, GP011)を充填したφ60mmの金属製円筒容器に、10L/minの流量で一定温度の空気を供給し、通気中に槽内温度分布を測定した。PCMの公称物性データをTable 1に示す。温度測定は、充填高さ200mmの充填槽の側面から流れ方向に40mm間隔で挿入された5点のK型サーモ電対によった。上流側より測定点を(1)~(5)とし、

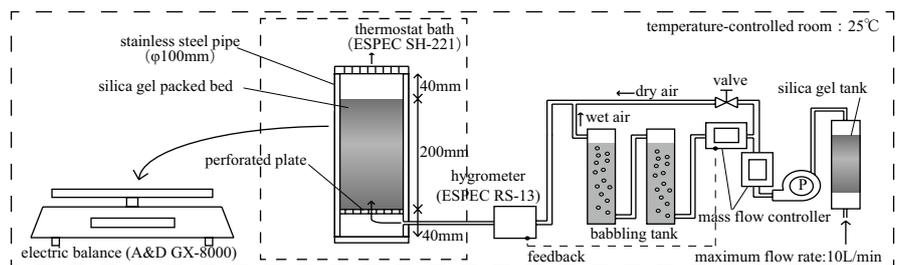


Figure 1 : Measurement Device  
(Moisture Content Measurement)

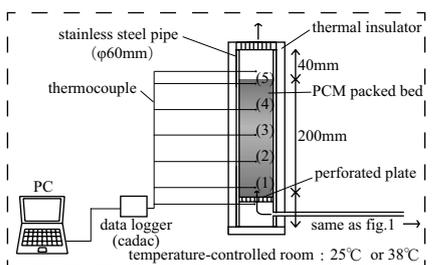


Figure 2 : Measurement Device  
(Phase Change Temperature Measurement)

Table 1 : Property of PCM

name	CALGRIP® PM507
product part number	GP001
material part number	PM507
melting point [°C]	32
freezing point [°C]	33
latent heat of melting [J/g]	200

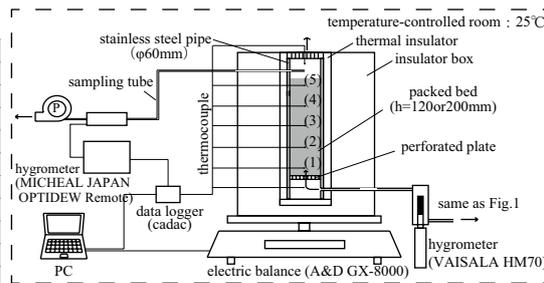


Figure 3 : Measurement Device

Table 2 : Measurement Condition

	process air			regenerative air (initial condition)			flow rate [L/min]	face velocity [cm/s]
	temperature [°C]	relative humidity [%]	humidity ratio [g/kgDA]	temperature [°C]	relative humidity [%]	humidity ratio [g/kgDA]		
Silica Gel Only	25	70	14.0	70	30	65.1	5.0	2.94
PCM & Silica Gel	25	70	14.0	70	30	65.1	5.0	2.94

流入点、流出点においても熱電対により温度測定を行った。冷却側はまずは37°Cでの通気を行って槽内のPCMを完全に融解させた後、25°Cの通気により凝固させた。加熱側は、完全に凝固した状態から38°Cの通気によって融解させた。通気湿度の制御は行わなかった。

### 2. 3. PCM シリカゲル併用充填槽通気実験

シリカゲル充填槽及びPCMシリカゲル併用充填槽に通気を行い、PCMの付加が除湿性状に及ぼす影響を検討する。実験条件をTable 2に、分流式湿度発生装置(アドテック製)を用いた実験装置の概略図をFigure 3に、充填槽における測定点をFigure 4に示す。シリカゲル充填槽とPCMシリカゲル併用充填槽でシリカゲルの充填重量は同一とし、シリカゲル充填槽の充填高さは12cm、PCMシリカゲル併用充填槽の充填高さは20cmとした。シリカゲル、PCMともふるいにより粒径を2.8mm~4.0mmの範囲に揃えた。流入空気の温湿度はハンディタイプ温湿度計(vaisala製, HM70)、充填槽出口空気の湿度は鏡面冷却式露点計(MICHEAL JAPAN製, OPTIDEW Remote)によって測定した。鏡面冷却式露点計は、内蔵のミラー面で気体中の水分を結露させ、結露時のミラー面温度を露点として出力するものであり、高い精度と応答性で湿度測定が出来る。以下に通気実験の手順を示す。

- 1) シリカゲルを重量が平衡となるまで小型恒温装置内で110°Cの高温空気に3時間程度曝露させ、絶乾状態とし、重量を測定する。本実験において、絶乾重量は201.9gであった。
- 2) 絶乾状態にしたシリカゲル粒子をトレーに入れ、小型恒温装置内でシリカゲルの初期状態を雰囲気温度70°C、湿度30%に平衡した状態に設定する。適宜トレーを装置から取り出し、重量の確認を行う。
- 3) 初期状態となったシリカゲル粒子と、PCM(本実験では86.4g)をそれぞれ別々に密閉式の袋に詰め、25°Cに設定した小型恒温装置内で冷却し、温度の平衡を確認した後、PCMとシリカゲル(もしくはシリカゲルのみ)を充填槽に充填する。
- 4) 実験室の温度を25°C、分流式湿度発生装置の設定湿

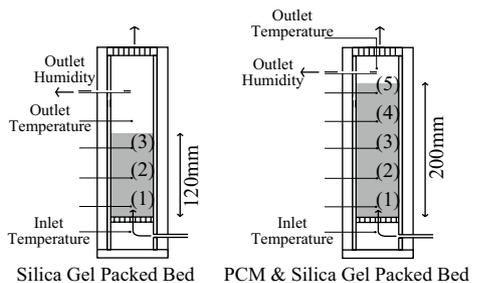


Figure 4 : Measurement Points

- 度を70%に設定し、充填槽に通気を行う。
- 5) 通気中、充填槽内温度分布をK型シース熱電対により、湿度変化を鏡面冷却式露点計により、重量変化を電子天秤によりそれぞれ同時に測定する。
  - 6) 重量の平衡が確認できた時点で通気を終了する。

### 3. 測定結果

#### 3. 1. シリカゲル平衡含水率測定

各湿度条件において測定された平衡時のシリカゲル重量から式(1)を用いて質量含水率を算出し、相対湿度を横軸にしてプロットした平衡含水率曲線及び4次式の近似曲線をFigure 5に示す。実験から得られた平衡含水率曲線は、A型シリカゲルの特性である低湿度域で高い吸湿性を示す傾向が見られた。

$$w = \frac{W - W_0}{W_0} \dots (1) \quad \begin{cases} w : \text{moisture content [g/kgDA]} \\ W : \text{weight of silica gel [g]} \\ W_0 : \text{absolute dry weight of silica gel [g]} \end{cases}$$

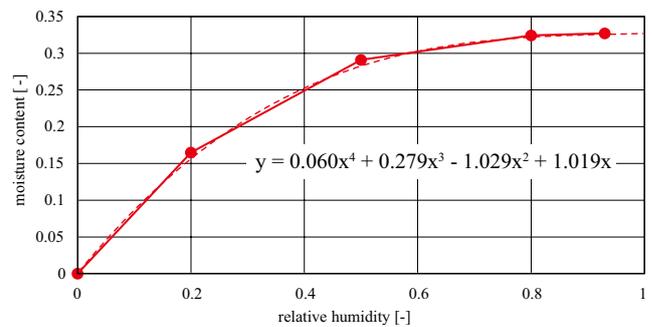


Figure 5 : Moisture Content Curve

#### 3. 2. PCM 相変化温度測定

PCM充填槽の温度分布測定結果をFigure 6,7に示す。流入空気に対して下流側ほど温度変化に遅れが生じており、加熱側の融解開始温度は約31°C、冷却側の凝固開始温度は約35°Cと推察される。Table 1に示した公称値と比較しても大きな差はなく、妥当性が確認できる。得られた相変化温度幅は計算シミュレーションに用いる。

#### 3. 3. PCM シリカゲル併用充填槽通気実験

各流量条件でのシリカゲル充填槽内温度分布をFigure 8,9に示す。槽全体の平衡に要した時間は、シリカゲル充填槽、PCMシリカゲル併用充填槽ともに約48時間であった。吸着帯が充填槽の最下流まで到達するのに要

した時間は、シリカゲル充填槽で約 90 分、PCM シリカゲル併用充填槽で約 180 分であった。シリカゲル充填槽では通気開始後約 15 分で流出空気温度が急激に上昇し始めたが、PCM シリカゲル併用充填槽では通気開始後約 30 分ほどで流出空気温度がなだらかに上昇した。また、PCM の併用により流出空気の最高到達温度にして約 2.5℃下がる結果となった。温度分布測定から、PCM の併用により吸着初期の温度上昇を遅らせること、最高到達温度を低下させること、の二点が確認できた。

各条件における吸着量（質量含水率）の時間変化を Figure 10 に、同様のデータを式 (2) に代入し、初期含水

率を 0、平衡時の含水率を 1 とした平衡到達率<sup>3)</sup> で表したものを Figure 11 に示す。吸着量及び平衡到達率の変化を比較すると、吸着開始直後（約 180 分）はわずかに PCM シリカゲル併用充填槽のほうが勾配が大きくなっている。前述の温度分布と同様に、PCM の併用により吸着開始直後の除湿性能が向上しているといえる。

$$\varphi = \frac{w - w_0}{w_s - w_0} \dots (2) \quad \left( \begin{array}{l} \varphi : \text{equilibrium achievement ratio [-]} \\ w : \text{moisture content [-]} \\ w_s : \text{saturation moisture content [-]} \\ w_0 : \text{initial moisture content [-]} \end{array} \right)$$

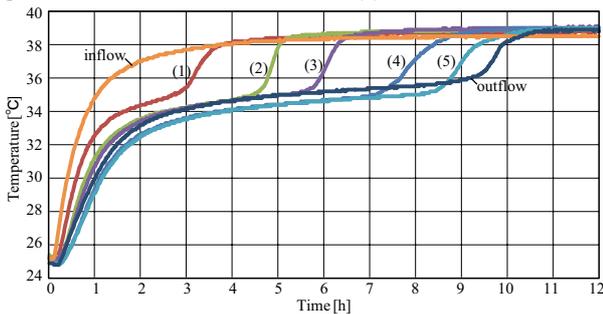


Figure 6 : Air Temperature in PCM Packed Bed (Heating Process)

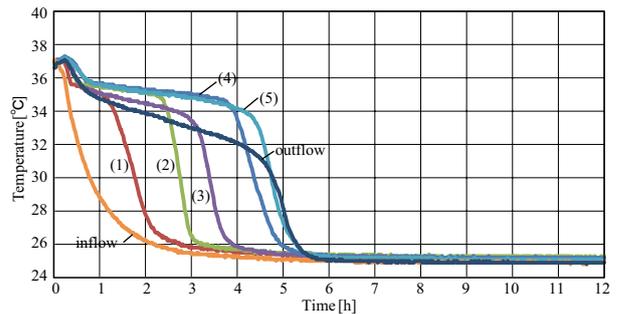


Figure 7 : Air Temperature in PCM Packed Bed (Cooling Process)

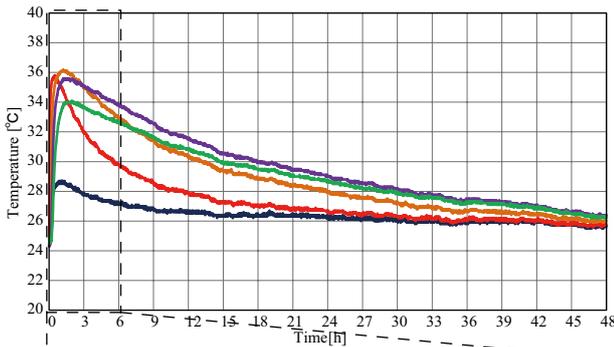


Figure 8 : Temperature Distribution (Silica Gel, Upper:48h, Lower:6h)

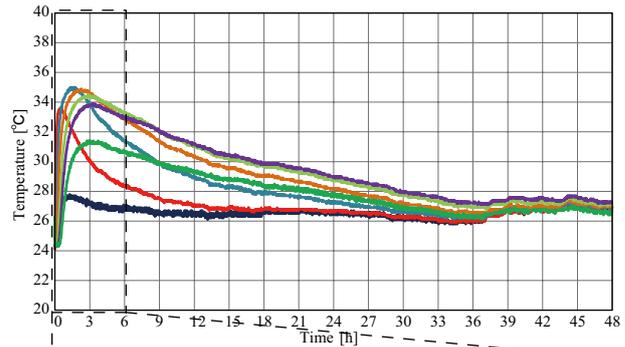


Figure 9 : Temperature Distribution (PCM & Silica Gel, Upper:48h, Lower:6h)

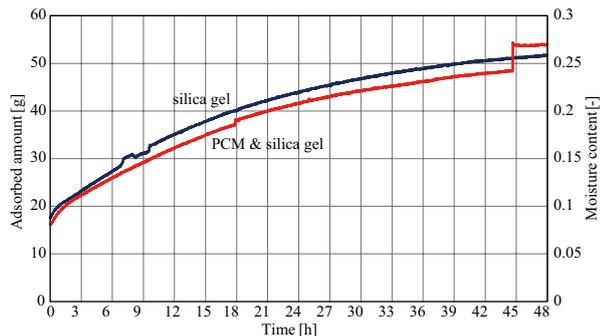
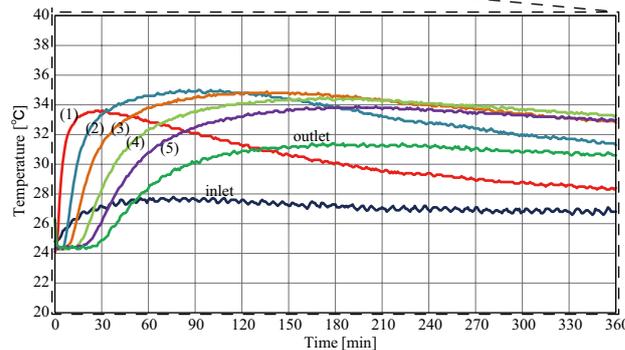
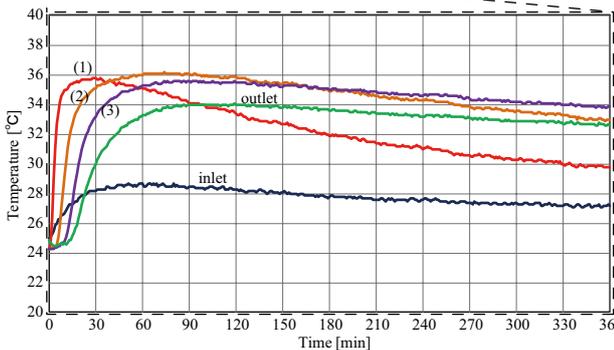


Figure 10 : Adsorbed Amount and Moisture Content

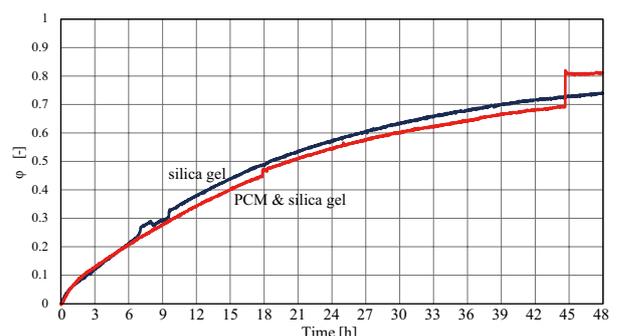


Figure 11 : Equilibrium Achievement Ratio

充填槽出口空気の絶対湿度変化を Figure 12 に示す。いずれの条件においても吸着開始直後に大きく絶対湿度が低下し、その後充填槽内吸着材の細孔内での表面拡散が終了して初期の吸着が終了するのに伴い、急激に絶対湿度が上昇している。最も出口絶対湿度が低い点を比較すると、シリカゲル充填槽で約 7g/kgDA であったのに対し、PCM シリカゲル併用充填槽で約 4.5g/kgDA と、PCM の併用による直接的な除湿性能の向上が確認できた。また、シリカゲル充填槽は約 90 分で急激な出口湿度の上

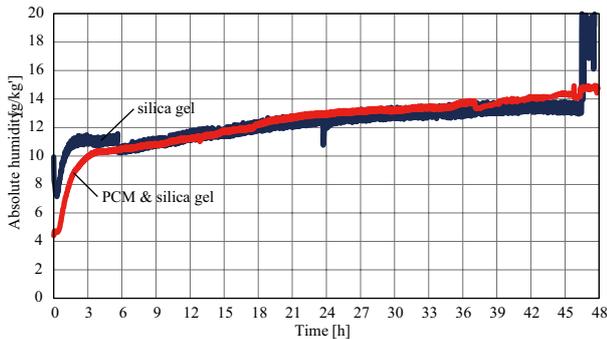


Figure 12 : Humidity Ratio (Outlet)

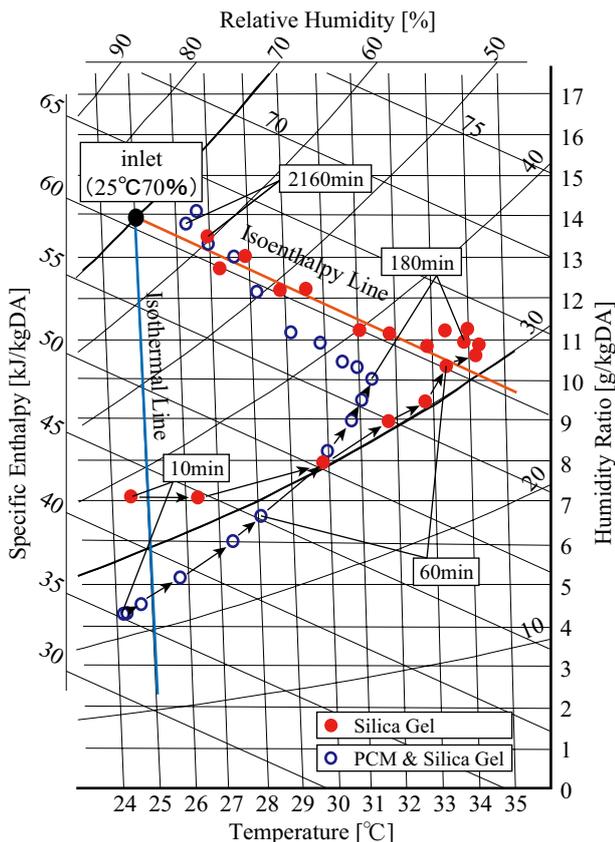


Figure 13 : Psychrometric Chart

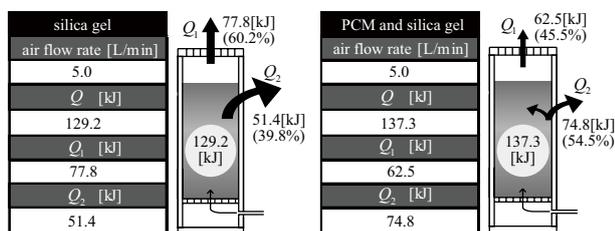


Figure 14 : Heat Loss of Packed Bed

昇が終了し、その後なだらかに絶対湿度が平衡に向かうのに対し、PCM シリカゲル併用充填槽は約 180 分程度まで出口湿度が低い状態を維持した。このことから、PCM の併用により除湿可能時間を長くすることが出来ることと分かる。両条件とも約 36 時間で出口湿度が流入空気湿度と同様の約 14g/kgDA で平衡した。

両条件の出口空気温湿度を時間ごとに湿り空気線図にプロットしたものを Figure 13 に示す。両条件とも吸着開始直後に等温で大きく除湿されている。雰囲気空気の湿度が低かったため、両条件とも理想より低湿度であったが、相対的に PCM シリカゲル併用充填槽の方が除湿量が大きくなっている。シリカゲル充填槽の出口空気については、約 3 時間程度まで相対湿度を保ち温度が上昇していく。そこから等エンタルピを保ちながら流入空気の温湿度に近づいていく。PCM シリカゲル併用充填槽の出口空気は、より温度が低い状態で流入空気温湿度に近づいていく。ここから PCM の吸熱効果が見て取れる。

通気実験から得られた吸着量と充填槽入口及び出口温度変化を用いて、式 (3),(4),(5) から求めた充填槽全体の熱損失を、模式図として Figure 14 に示す。シリカゲル充填槽では、吸着により 129.2kJ の吸着熱が発生しており、そのうちの 60.2% にあたる 77.8kJ が充填槽を通過している。PCM シリカゲル併用充填槽では、137.3kJ の吸着熱が発生しており、そのうちの 45.5% にあたる 62.5kJ が充填槽を通過している。PCM の吸熱効果により、充填槽を通過する熱量を低減できることが確認できた。

$$Q_0 = Mq \quad \dots (3)$$

$$Q_1 = \int_0^{2880} C_p \rho V (T_{in} - T_{out}) dt \quad \dots (4)$$

$$Q_2 = Q - Q_1 \quad \dots (5)$$

$Q_0$ : adsorption heat amount [kJ]  $C_p$ : specific heat of air (=1005J/(kg · K))  
 $Q_1$ : heat amount passing through packed bed [kJ]  $\rho$ : density of air (=1.165kg/m<sup>3</sup>)  
 $Q_2$ : heat loss and heat absorption of PCM [kJ]  $V$ : air flow rate (=0.005m<sup>3</sup>/min)  
 $M$ : adsorption amount [kg]  $T_{in}$ : inflow temperature [°C]  
 $q$ : adsorption heat per unit weight (=2.5MJ/kg)  $T_{out}$ : outflow temperature [°C]

#### 4. まとめ

本報では、PCM と除湿材を併用した空調方式の提案のため、PCM シリカゲル充填槽性能把握のための通気実験を行った。今後は数値計算シミュレーションによるパラメータの最適化検討が必要である。

#### 【謝辞】

本研究を進めるに当たり、実験に用いた小型恒温装置を貸与いただいた羽原宏美氏 (大阪大学大学院工学研究科附属高度人材育成センター助教) に深く感謝いたします。また、本研究中の実験に用いた潜熱蓄熱材は JSR 株式会社より御提供いただいた。記して感謝いたします。

#### 【参考文献】

- 財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター: デシカント空調システム, 日本工業出版, 2006
- 日本建築学会環境基準 AIJES-H001-2006: 湿気物性に関する測定基準・同解説, p.2, 2006
- 義江龍一郎他: ロータ式デシカント空調機の除湿性能予測を目的とした数値シミュレーション手法の開発, 日本建築学会環境系論文集, Vol 78, No.686, pp.341-349, 2013.4

# 内モンゴルにおける大気質モデルの妥当性評価

## Validity assessment of air quality model in Inner Mongolia

○菅澤 想 (大阪大学) 児島 達也 (大阪大学)  
嶋寺 光 (大阪大学) 近藤 明 (大阪大学)  
井上 義雄 (大阪大学) 包 海 (内モンゴル師範大学)

So SUGASAWA\*<sup>1</sup> Tatsuya KOJIMA\*<sup>1</sup> Hikari SHIMADERA\*<sup>1</sup> Akira KONDO\*<sup>1</sup> Yoshio INOUE\*<sup>1</sup> Hai BAO\*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka University \*<sup>2</sup> Inner Mongolia Normal University

The fast economic growth of China caused significant increase in air pollution emissions. During 2000-2009, IMAR had the best economic growth rate in China. In this study, the Community Multiscale Air Quality model (CMAQ) driven by the Weather Research and Forecasting model (WRF) was used to evaluate the air pollution in IMAR. The validity assessment of the model was showed that it reasonably captured the observed meteorological variables and PM<sub>2.5</sub> concentration. In addition, the backward trajectory analysis indicated that IMAR's high concentration days were caused by large anthropogenic emissions in Central China and the dust from deserts.

### 1. はじめに

内モンゴル自治区は中国初の自治区であり、人口は2471万人、面積は118.3万km<sup>2</sup>で中国全土の1/8を占める。省都は呼和浩特である。かつて内モンゴルの伝統的産業は牧畜業であったが、近年、内モンゴルに莫大な鉱産資源が埋蔵されていると判明してからは、エネルギー・素材産業に産業構造が偏在している。石炭資源・希土類の生産量は中国一であり、2000年～2009年の間、9年連続で中国国内で経済成長率第一位であった。

また内モンゴルは気候が寒冷であるため、冬季には多くの暖房需要が存在する。主な暖房機器である石炭ストーブは多くの大気汚染物質を排出するため、夏季に比べて冬季の方が、大気汚染問題が深刻である。

環境問題が悪化していると考えられる内モンゴルであるが、内モンゴルを対象とした大気質に関する研究は事例が少ない。そのため、本研究では、内モンゴルを対象に、大気質のシミュレーションを実施し、モデルの妥当性および大気汚染状況の評価を行うことを目的とする。

### 2. 計算条件

#### 2.1 本研究で用いたモデル

米国環境保護庁 (United States Environment Protection Agency: US EPA) によって開発された大気質モデル、Community Multiscale Air Quality system (CMAQ) を用いて、大気汚染物質濃度の計算を行った。CMAQの入力データとして、米国大気研究センターによって開発された Weather Research Forecasting model (WRF) により気象場

を作成した。排出量データは、各種の排出インベントリと排出量推計モデルの計算結果を組み合わせ作成した。CMAQの初期条件と境界条件は全球化学輸送モデル Model for Ozone and Related Chemical Tracers version 4 (MOZART-4) の計算結果を使用して作成した。

#### 2.2 計算期間・計算領域

計算期間は2013年12月27日～2014年8月31日とし、2014年12月27日～12月31日の5日間は助走期間とし、2014年1月1日～2014年8月31日を評価対象期間とした。水平計算領域は東アジアを対象とした45km格子領域を設定した。WRFでは140×100格子であるが、CMAQでは128×88格子となっている。鉛直層は地表面から上空100hPaまでを30層に分割して計算を行った。

気象とPM<sub>2.5</sub>濃度について、計算値の妥当性評価を行った。気象は中国4地点と日本1地点について、PM<sub>2.5</sub>濃度は中国6地点と日本1地点について観測値と比較した。CMAQの計算領域ならびに、本研究で計算値の評価に用いた観測地点を Figure.1 に示す。

#### 2.3 WRF 計算条件

WRFは非静水圧・完全圧縮性の3次元メソスケールモデルであり、本研究ではバージョン3.5.1を使用した。WRFは地形・土地利用データと気象の客観解析データから初期条件・境界条件・4次元データ同化用ファイルを作成し、それらをもとに移流・雲微物理・積雲過程・大気境界層 (Planetary Boundary Layer: PBL) 過程・地表面過程・放射過程などについて計算が行われる。本研究で使用したWRFの設定を Table.1 に示す。

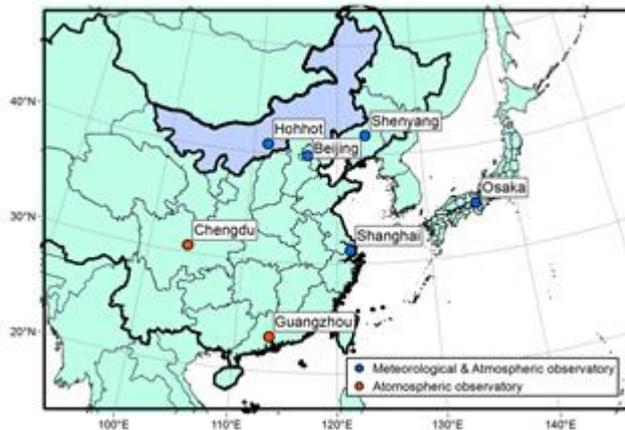


Figure.1 Calculation domain and observatory

Table.1 WRF configurations

configuration	
Version	ARW 3.5.1
Initial and boundary	NCEP FNL, MSM-GPV, RTG-SST-HR
Land use	USGS 24-category data
Horizontal grid number	140×100
Vertical grid number	30 (surface -100 hPa layer)
Explicit moisture	WSM-6
Cumulus	Kain-Fritsch
PBL	YSU scheme
Surface layer	Noah land-surface model
Radiation	RRTM and Dudhia
FDDA	$3.0 \times 10^{-4} \text{ s}^{-1}$

## 2.4 CMAQ 計算条件

CMAQ はオイラー型の 3 次元大気質モデルであり、本研究ではバージョン 5.0.1 を使用した。CMAQ は気象場、排出量、初期・境界濃度といった入力データをもとに、大気汚染物質ならびに前駆物質の移流・拡散・化学変化・沈着等を計算し、大気中の濃度分布を出力する。本研究で使用した CMAQ の設定を Table.2 に示す。

CMAQ には  $\text{NO}_x$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{CO}$ ,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{VOC}$ ,  $\text{PM}_{2.5}$ , Coarse Particle の排出量を入力した。その中で、 $\text{NO}_x$ ,  $\text{PM}_{2.5}$ ,  $\text{VOC}$  については組成分解して CMAQ に入力する必要がある。本研究では Shimadera ら<sup>1)</sup> の手法に沿って組成分解、計算格子への配分を行った。

人為起源排出量は、東アジア域（中国等）については INTEX-B Version1.2 と REAS Version1.11 を使用した。

日本域については、JATOP Emission Inventory-Data Base 2011 Automobile Source (JEI-DB2011-AS), 船舶排出インベントリと EAGrid2010-Japan を使用した。

以上の排出インベントリの集計対象地域外は、Arctic Research of the Composition of the Troposphere from Aircraft and Satellites (ARCTAS) のために用意された排出インベントリを使用した。

Table.2 CMAQ configurations

configuration	
Version	5.0.1
Horizontal grid number	128×88
Initial and boundary	Made from MOZART-4
Horizontal/vertical advection	Yamartino/WRF-based scheme
Horizontal/vertical diffusion	Multiscale/ACM2
Photolysis calculation	CCTM in-line calculation
Gas phase chemistry	SAPRC-99
Aerosol	AERO 5

自然起源排出量は、Model of Emissions of Gases and Aerosols from Nature (MEGAN) のバージョン 2.04 により推計した植生起源排出量と、気象庁の火山活動解説資料等をもとにした火山起源排出量を使用した。

## 3. 計算結果

### 3.1 計算値と観測値の比較方法

WRF と CMAQ による計算値を観測値と比較した。モデルの再現性の評価には、統計指標として相関係数 (R), Mean Bias Error (MBE), Root Mean Square Error (RMSE), Index of Agreement (IA) を用いた。

Emery<sup>ら</sup><sup>2)</sup> は、大気質モデルに統合するための気象モデルの精度評価のために、次のようなベンチマークを設定しており、気温については  $\text{MBE} \leq \pm 0.5 \text{ }^\circ\text{C}$ ,  $\text{IA} \geq 0.8$ , 湿度については  $\text{MBE} \leq \pm 1 \text{ g/kg}$ ,  $\text{IA} \geq 0.6$ , 風速については  $\text{MBE} \leq \pm 0.5 \text{ m/s}$ ,  $\text{RMSE} \leq 2 \text{ m/s}$ ,  $\text{IA} \geq 0.6$  となっている。本研究では、用いた風速の観測値が knot 単位で表されているため、風速のベンチマークによる評価は行わない。

### 3.2 気象における計算値と観測値の比較

中国については、気象データはワイオミング大学大気科学科が公開しているラジオゾンデデータより得た。UTC 0 時と 12 時のラジオゾンデ観測データが整備されており、本節の比較では地表面における観測値を利用した。 $\text{PM}_{2.5}$  質量濃度比較を行う中国 6 地点のうち、ワイオミング大学のゾンデデータが入手可能な、中国 4 地点（北京、上海、瀋陽、呼和浩特）において気象の比較を行った。

日本国内における気象の比較は大阪で行い、気象データは一般財団法人 気象業務支援センターが刊行している気象観測月報より得た。

計算値について、気温および混合比は地上 2m, 風速は地上 10m の結果を用いた。精度検証は、中国 4 地点では 2014 年の 1 月 1 日 0 時から 8 月 31 日 23 時 (UTC) の期間の 12 時間毎の瞬時値を対象とし、大阪では 2014 年の 1 月 1 日 0 時から 7 月 31 日 23 時 (UTC+9) の期間における日平均値を対象とした。Table.3 に気象比較の統計指標値と、計算値と観測値のそれぞれの平均値を示す。

Table.3 Meteorological variables and statistical indicator

	Obs	Sim	R	MBE	RMSE	IA
Beijing						
Temperature[°C]	15.53	15.80	0.98	0.27	2.20	0.99
Mixing ratio[g/kg]	7.20	6.13	0.96	-1.07	1.97	0.96
Shanghai						
Temperature[°C]	16.80	16.76	0.96	-0.04	2.72	0.98
Mixing ratio[g/kg]	10.70	10.42	0.98	-0.27	1.23	0.99
Shenyang						
Temperature[°C]	10.99	10.77	0.98	-0.22	2.65	0.99
Mixing ratio[g/kg]	6.89	6.68	0.97	-0.21	1.40	0.98
Hohhot						
Temperature[°C]	9.43	8.78	0.98	-0.66	2.46	0.99
Mixing ratio[g/kg]	4.60	4.19	0.93	-0.40	1.47	0.96
Osaka						
Temperature[°C]	15.51	14.00	1.00	-1.51	1.80	0.99
Mixing ratio[g/kg]	8.00	7.13	0.99	-0.87	1.18	0.98

Emery らのベンチマークによる評価を気温と混合比の MBE と IA に実施した結果、20 項目中 17 項目が評価基準を満たした。北京における混合比の MBE と呼和浩特・大阪における気温の MBE の 3 項目で評価基準を満たさなかった。気温と混合比に関して、多くの地点でベンチマークを満たし、R と RMSE についても良好な値を示しており、計算値はすべての地点で概ね良く観測値と一致しているといえる。気温は北京で過大評価、それ以外の都市で過小評価となった。混合比は全都市で過小評価となった。風速は呼和浩特で過小評価、それ以外の都市で過大評価となった。

呼和浩特以外の各地点において風速を過大評価している理由として、気象モデルは 45km 格子で計算を行っており、同一格子内の標高は一定であるため、実際の土地起伏を考慮できず、風速の土地起伏による減衰を再現できなかったと考えられる。風速の再現には地形の再現が重要であることが考えられる。風速を再現するにはより解像度の高いシミュレーションが必要であると考えられる。

風速に関して、ワイオミング大学大気化学科が公開している観測値が 1knot 単位で非常に粗く、m/s 単位に変換すると、約 0.514 の倍数となってしまう。そのため、風速の比較結果は参考程度とした。

また、より正確な CMAQ の計算を行うためには、詳細な気象観測データを用いて WRF の計算値を検証・改善していく必要がある。そのためには、気象データをより詳細に収集し、提供するシステムやツールの作成が必要であると考えられる。

### 3.3 PM<sub>2.5</sub>における計算値と観測値の比較

中国について、濃度観測データは北京のアメリカ大使館が公開している U.S. Department of State Air Quality Monitoring Program より得た。北京、上海、広州、成都、

Table.4 PM<sub>2.5</sub> concentration and statistical indicator

PM <sub>2.5</sub> [μg/m <sup>3</sup> ]	Obs	Sim	MBE	RMSE	IA	R
Beijing	97.00	128.06	31.07	49.74	0.90	0.88
Chengdu	84.43	100.08	15.65	37.58	0.84	0.76
Guangzhou	49.53	75.11	25.58	38.63	0.69	0.68
Hohhot	40.00	33.23	-6.77	21.56	0.79	0.70
Shanghai	49.94	79.11	29.17	37.58	0.77	0.88
Shenyang	69.74	70.86	1.12	25.29	0.87	0.78
Osaka	19.83	16.55	-3.28	7.10	0.90	0.86

瀋陽の 5 都市の UTC+8 における 1 時間ごとの PM<sub>2.5</sub> 濃度が整備されている。呼和浩特における濃度データは市内の複数の観測所平均の日平均データを使用した。

日本国内における気象データは、大阪府大気環境常時監視システムより入手し、濃度比較を実施した。

中国 6 地点では 2014 年の 1 月 1 日 0 時から 8 月 31 日 23 時 (UTC+8) の期間の日平均値を対象とし、大阪では 2014 年の 1 月 1 日 0 時から 8 月 31 日 23 時 (UTC+9) の期間における日平均値を対象とした。Table.4 に、PM<sub>2.5</sub> 濃度比較における統計指標値と、計算値と観測値のそれぞれの平均値を示す。Figure.2 に北京と大阪における PM<sub>2.5</sub> 濃度の時系列変化を、Figure.3 に呼和浩特における PM<sub>2.5</sub> 濃度の時系列変化と高濃度となった日付を示す。

PM<sub>2.5</sub> 濃度は北京、成都、広州、上海、瀋陽で過大評価、呼和浩特、大阪で過小評価となった。多くの地点で誤差が大きくなったが、この理由としては、シミュレーションの解像度が低かったことと、排出量データが最新のものではなかったことが挙げられる。より正確に濃度を再現するためには、高解像度のシミュレーションと正確な排出量データが必要であるといえる。しかし、Zhao ら<sup>3)</sup>によると、中国は広範で法規制も十分でないため、各汚染物質の排出セクターごとの排出係数や稼働率や工場の分布などのデータが不完全であるため、正確な排出データを作成することは難しいとされている。正確な排出データを作成することが今後の第一の課題であると言える。

### 3.4 後方流跡線解析

中国の呼和浩特において、PM<sub>2.5</sub> 濃度が特に高い 3 日間について、米国海洋大気庁の Hybrid Single-Particle Lagrangian Integrated Trajectory version.4 (HYSPPLIT4) を用いて後方流跡線解析を実施した。後方流跡線は、ある地点までの空気塊の到達経路を表している。本研究では呼和浩特に到達した空気塊を対象として、出力ステップを 1 時間とし、対象空気塊の 5 日前からの経路を線で繋ぎ、1 日ごとに点をプロットした。3 日間それぞれにおける後方流跡線と PM<sub>2.5</sub> 濃度分布を Figure.4 に示す。

Figure.3 によると、2 月 24 日において計算値は観測値

と良く一致しているが、1月31日と4月22日において計算値と観測値は一致していない。後方流跡線解析によると、Figure.4(a)においてPM<sub>2.5</sub>はタクラマカン砂漠付近から輸送されており、Figure.4(b)においてPM<sub>2.5</sub>は中国中部から輸送されており、Figure.4(c)においてPM<sub>2.5</sub>はゴビ砂漠付近から輸送されていると考えられる。中国国内からの汚染は良く再現できているが、砂漠からのダスト輸送は上手く再現できていないと考えられる。これは、本研究ではダストを考慮するためのダストモデルを使用していないためだと考えられる。また、中国国内からの輸送汚染に関して、Zhangら<sup>4)</sup>によると、中国中部の四川盆地付近や中国北東部はPM<sub>2.5</sub>濃度が高くなり易いと言われており、その高濃度が内モンゴルに輸送された結果が本研究でも表れていると考えられる。後方流跡線解析によると、中国国内で空気塊が滞留することが幾度もあり、その度に汚染濃度が高くなっていることが伺える。

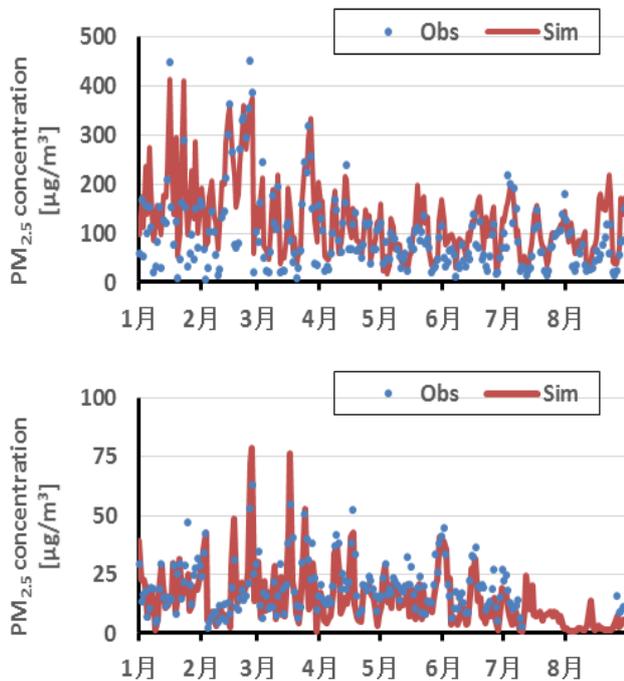


Figure.2 Time series of PM<sub>2.5</sub> concentration in (a)Beijing, (b)Osaka

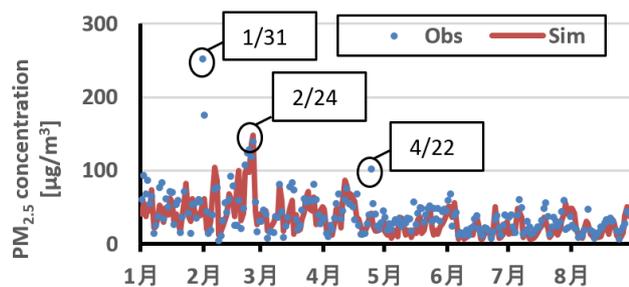


Figure.3 Time series of PM<sub>2.5</sub> concentration in Hohhot and high concentration days

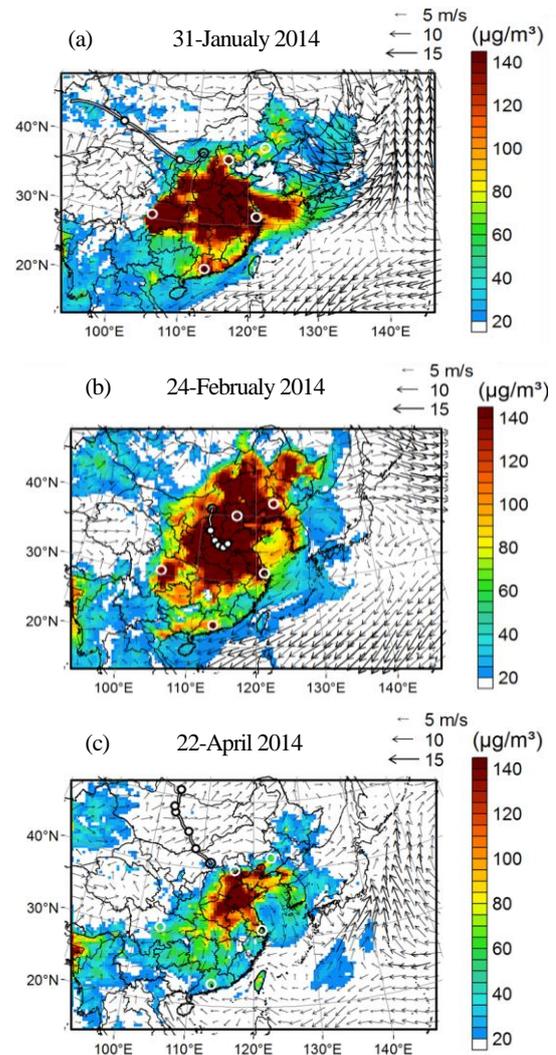


Figure.4 PM<sub>2.5</sub> concentration distribution and Backward trajectory analysis on (a)31-January, (b)24-February, (c)22-April

#### 参考文献

- 1) Shimadera H., Hayami H., Ohara T., Morino Y., Takami A. and Irei S.: Numerical simulation of extreme air pollution by fine particulate matter in China in winter 2013, *Asian Journal of Atmospheric Environment*, vol.8, No.1, 2014, pp.25-34
- 2) Emery C., Tai E., Yarwood G.: Enhanced meteorological modeling and performance evaluation for two texas ozone episodes. Prepared for The Texas Natural Resource Conservation Commission 12118 Park 35 Circle Austin, Texas 78753, 2001
- 3) Y. Zhao, C. P. Nielsen, Y. Lei<sup>1,3</sup>, M. B. McElroy, J. Hao: Quantifying the uncertainties of a bottom-up emission inventory of anthropogenic atmospheric pollutants in China, *Atmospheric Chemistry and Physics*, vol.11, 2011, pp.2295–2308
- 4) H. Zhang, J. Li, Qi Ying, J. Zhen Yu, Dui Wu, Y. Cheng, Kebin-He, J. Jiang: Source apportionment of PM<sub>2.5</sub> nitrate and sulfate in China using a source-oriented chemical transport model, *Atmospheric Environment*, vol.62 2012, pp.228-242

真空集熱管を用いた建物透過日射熱負荷削減対策の検討  
—外皮の熱収支と太陽熱利用空調の効果—

Reduction of Transmitted Solar Gain Using Evacuated Tubular Collectors on Building Façade  
—Heat Balance of Building Skin and Effects of Solar Heat Utilization for Air Conditioning—

○横田 友和 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
Tomokazu YOKOTA\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup>Osaka city University

Since transparent solar radiation contributes to the cooling load increases, the thermal barrier technology is required. In this study, we propose a thermal barrier・heat collection mechanism to reduce cooling load and heat dissipation. Based on condensing experiments, it was studied effect of solar heat utilization for air conditioning by LCEM tool. At oblique incidence, condensing magnification decreased with increasing of focal line width. Result of estimation, direct solar radiation reaching windows of 40-50[%] in Case1 is heat collection amount in sunny day. Case1 using solar heat is 2.3 [MWh] accumulated energy is smaller than Case4 that isn't utilized.

はじめに

1980年以降、建物壁面として増加傾向にあるガラスであるが<sup>[1]</sup>、夏季・中間期は透過日射が熱負荷となるためダブルスキンファサード等の遮熱技術が必要とされる。ダブルスキンは2枚のガラス間に設けたブラインドで日射を遮蔽し、吸収熱が空気へ放散されるため高い遮熱性能が期待される。一方、夏季の窓面日射量に対して流出顕熱(換気+外部対流)は60[%]程度となる<sup>[2]</sup>(Figure 1)。

高津ら<sup>[3]</sup>は、ダブルスキン内に真空集熱管と日射集光装置を設けた機構により、室内透過日射熱負荷の低減と同時に、熱を水に移すことで大気への熱放散を低減する技術を提案した(Figure 2)。これは採光を確保できるため窓面への導入が期待される。以下、この機構を遮熱・集熱機構と呼ぶ。

遮熱・集熱機構の検討として、高津ら<sup>[3]</sup>はリニアフレネルレンズを用いて、太陽を手動追尾した条件で集光・集熱する実験を行っている。真空集熱管を遮熱用途に用いた研究は他になく、依然集光状況の詳細は明らかでない。よって本研究では、遮熱・太陽熱利用機構の実用化に向け、太陽移動に伴う日射集光位置や日射集光倍率の変化について実験での検討を目的とする。

ところで遮熱・集熱機構で得られる太陽熱の空調利用では、暖房時の直接利用および冷房時の熱駆動型冷凍機の熱源利用が挙げられる。設備の稼働率を高めるには冬季・夏季を通じた太陽熱の利用が求められる。本研究では、遮熱機構で得られる太陽熱利用空調について夏季冷房利用時を対象とした効果試算を行う。

1. リニアフレネルレンズ集光実験

遮熱機構の実用時には幅を持つ真空集熱管に対して線状の集光が有効だといえる。線状集光の分布特性把握を目的に小型装置を用いた実験を行う。

1.1 リニアフレネルレンズ

フレネルレンズは、プリズム形状の複数枚のレンズを組み合わせて1枚のレンズと同じ性能を出せるものである(Figure 3)。中でもリニアフレネルレンズは垂直入射した光を一方向に集光し、直線状の焦点パターン(焦線)を持つ(Figure 4)。

1.2 実験概要

実験は2014年12月~2015年1月の晴天日に、大阪市立大学G棟屋上にて行った。

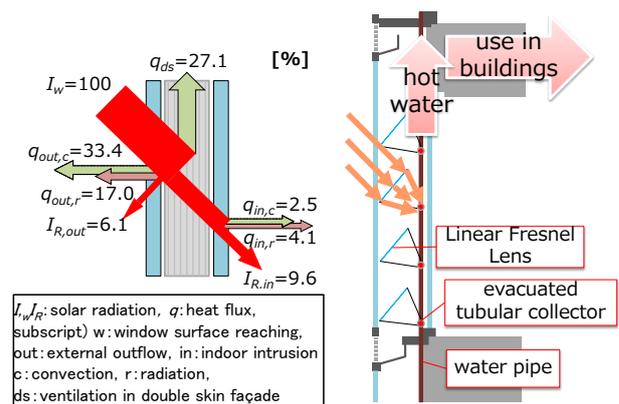


Figure 1 Double skin heat balance in the summer <sup>[2]</sup>

Figure 2 A thermal barrier・heat collection mechanism

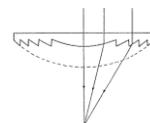


Figure 3 Cross-sectional view of a Fresnel lens

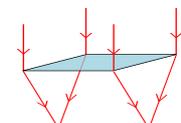


Figure 4 Condensing of linear Fresnel lens

### 1.3 実験装置

集光実験装置の平面図および側面図を Figure 5 に示し、原点と XYZ 軸を定義する。原点はレンズの中心から焦点距離だけ離れた位置である。図中の丸囲い数字は Table 1 に示す構成物を意味する。日射センサー②③⑤は同一のもので受感部径 8 [mm]を有する。

実験装置は赤道儀上に設置し、①の器具により Figure 5 左側を太陽に正対させる。②の日射センサーは遮光筒内にあり直達日射量を測定する。③は全天日射量を測定する。④にリニアフレネルレンズ (150×150 [mm]、焦点距離 150 [mm]) を設置する。⑤は集光日射量を測定するもので、XYZ ステージにより上下前後左右に移動可能である (Table 2)。

### 1.4 集光日射分布の測定

#### (1) 集光日射の減衰

レンズを通過した集光日射が日射センサーの動作範囲内となるように日射を減衰する。日射減衰板として樹脂製パンチング板を用いた。開孔は径 2 [mm]・ピッチ 8 [mm]が 60° 千鳥配置されており、開孔率 5.7 [%] (メーカー値) である。

#### (2) 天空日射量と正味の集光日射量

集光日射量測定値には天空日射量が含まれる。測定される集光日射量から天空日射量を差し引いた値を正味の集光日射量と定義する (式 (1))。

#### (3) 集光倍率

集光成分が光軸に平行な直達日射のみと仮定すれば、正味の集光日射量は法線面直達日射が増幅されたものである。よって、正味の集光日射量を日射減衰板の開孔率で除して得る減衰前の日射量と直達日射量の比を集光倍率として扱う (式 (2))。

#### (4) 実験方法

焦線が X 軸上に生じるようレンズを設置し、太陽側に日射減衰板を設置する (Figure 6)。装置を太陽に正対させ、各点で 60 秒間日射量を測定する。

#### (5) 実験結果

XYZ 軸の集光日射分布について述べる。なお実験期間中の各測定点における日射環境はほぼ同様であることを確認している。Figure 7 に XYZ 軸の集光倍率分布を示す。

##### a X 軸分布

焦線は X 軸上に生じるため、集光倍率はほぼ一定となった。数値上下変動の原因はパンチング板による日射遮蔽と考えられる。遮蔽の影響を除けば X 軸上の集光倍率は 21.7 [-]程度になる。

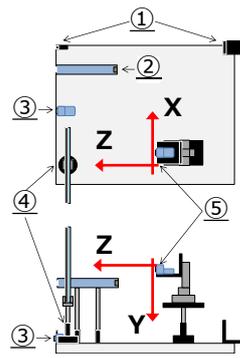


Figure 5 Experimental apparatus (Above: plan view, below: side view)

Table 1 Experimental apparatus constructs

名称
1.optical axis alignment device
2.solar radiation sensor
3.solar radiation sensor
4.installation base
5.solar radiation sensor

Table 2 XYZ stage

	measurement range[mm]
X-axis	0~50
Y-axis	0~50
Z-axis	-30~+28

$$IC_{net} = IC_m - IS_m \quad \text{式 (1)}$$

$$r_c = \frac{IC_{net}/F}{ID_N} \quad \text{式 (2)}$$

$IC$ : condensing solar radiation [ $W/m^2$ ],  $IS$ : sky solar radiation [ $W/m^2$ ],  $r_c$ : condensing magnification [-],  $ID$ : direct solar radiation [ $W/m^2$ ],  $F$ : opening ratio [-].  
subscript)  $net$ : net,  $m$ : measurement point,  $N$ : normal surface

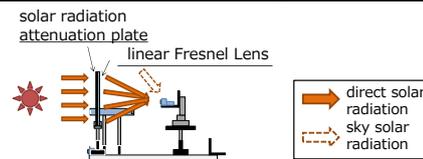


Figure 6 Measurement of condensing solar radiation

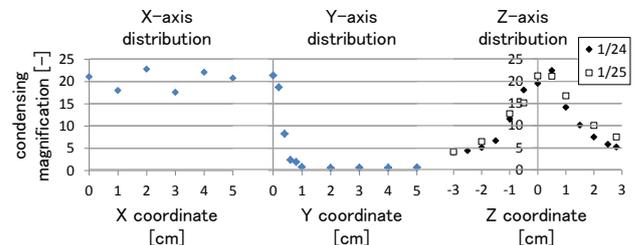


Figure 7 Condensing magnification on the XYZ axis

##### b Y 軸分布

Y 軸は焦線と直交している。Y=0 でピーク値 21.4 [-]となり、Y=1 以上で集光倍率 1 [-]を下回る。

##### c Z 軸分布

Z 軸上は最大 22.4 [-]の集光倍率であった。理論上の焦点位置 Z=0 の前後で集光倍率が高く維持されるのは日射センサーが受感部径 8 [mm]を有する影響と考えられ、計算上のピーク範囲 Z=-7.6 ~7.6 [mm]に対応している。

### 1.5 レンズ回転条件での Z 軸上集光分布

遮熱機構の実用化を想定すれば、固定されたレンズに対して太陽高度の変化に伴い日射入射角が変化する。以下ではレンズへの入射角 10~30° を想定し、同回転角度にレンズを設置して集光分布特性を把握する。

### (1) 斜め入射の集光理論

Hecht<sup>[4]</sup>によると、光軸付近に限定すれば凸レンズはすべての平行な光線束を後側焦平面と呼ばれる平面に集める (Figure 8). つまりレンズに斜め入射した平行光はレンズ中心から焦点距離  $f$  離れた焦面上へ集光する. フレネルレンズは凸レンズが平面化されたもので、同様の集光が想定される. よって理論上の焦点位置は、レンズ回転時において Z 軸上に生じる. レンズ中心から焦点までの計算上の距離は Table 3 の通りである.

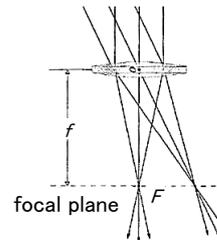


Figure 8 The focal plane of the lens <sup>[4]</sup>

Table 3 The focal point of the theoretical

Lens rotation angle	10°	20°	30°
Distance from the lens center [mm]	152.3	159.6	173.2
Z 座標 [cm]	-0.23	-0.96	-2.32

### (2) 実験結果

1/24 の集光倍率の分布を Figure 9 に示す.

#### a 10° 回転

集光倍率の最大値は  $Z=0.2[\text{cm}]$  で 9.8 [-] である. ピーク座標は Table 3 の理論値とは一致しておらず、集光倍率は垂直入射時の半分以下である.

#### b 20° 回転

集光倍率の最大値は  $Z=0[\text{cm}]$  で 9.2 [-] である. 10° 同様に、ピーク座標は Table 3 の理論値と一致しておらず集光倍率は 10° よりも低下している.

#### c 30° 回転

Z 座標正側で集光倍率が大きくなる傾向は 10・20° と同じだが、 $Z=-3\sim 2.8$  でピーク値は現れない. 測定範囲内では  $Z=2.8$  で最大 8.5 [-] である.

#### d レンズ回転条件のまとめ

集光倍率が日射垂直入射より小さい結果から、日射がレンズ面へ斜め 10~30° で入射する場合、Figure 10 のように集光日射は Y 軸方向に日射センサー受感部以上の幅を有すると思われる. またレンズ回転角度が大きいくほど集光倍率が小さい傾向から、入射角が大きくなるにつれて焦線幅が広がると考えられる.

### 1.6 実験から得る集光パラメータ

実験結果から集光パラメータを定める.

#### a レンズ透過率 $r_{trans}$

レンズ到達前後の日射エネルギーの比率をレンズ透過率と定め、実験値から 0.949 [-] とした.

#### b 集熱面到達率 $r_{collect}$

集光エネルギーのうち、真空集熱管で集熱される割合を集熱面到達率と定める. 集熱面幅  $B_{Pipe}$  が焦線幅  $B_{Line}$  以上の場合 (Figure 11(a)),  $r_{collect}$  は 1 [-] となり、 $B_{Pipe} < B_{Line}$  の場合 (Figure 11(b))  $r_{collect}$  は 1 を下回るものとする (式 (4)).

#### c 焦線幅の近似式

レンズ回転条件で測定した集光倍率から焦線幅を式 (5) より推定する. この式では実験値の集光

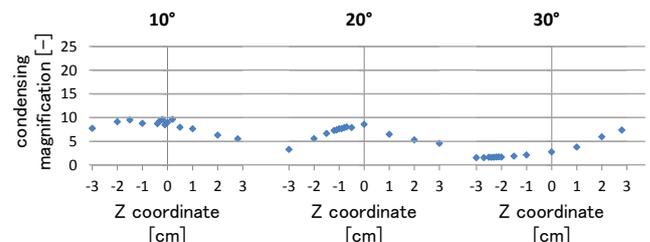


Figure 9 Condensing distribution on Z-axis when the lens rotation

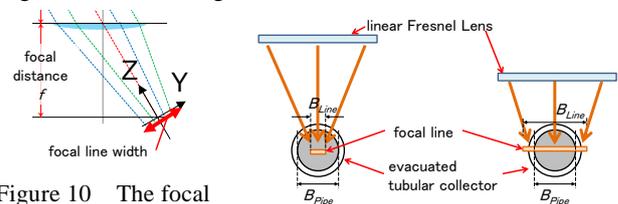


Figure 10 The focal

line width at the (a)  $B_{Pipe} \geq B_{Line}$  (b)  $B_{Pipe} < B_{Line}$  Figure 11 Heat collection situation

oblique incidence

$$r_{trans}[-] = \frac{IC/F \times A_s}{ID \times A_l} \quad \text{式 (3)}$$

$IC$ : condensing solar radiation [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $ID$ : direct solar radiation [ $\text{W}/\text{m}^2$ ],  $A_l$ : lens area for condensing solar radiation reaches the sensing part [ $\text{m}^2$ ],  $A_s$ : Sensor sensing part area [ $\text{m}^2$ ],  $F$ : opening ratio (5.7[%])

$$r_{collect} = \begin{cases} 1 & (B_{Pipe} \geq B_{Line}) \\ B_{Pipe}/B_{Line} & (B_{Pipe} < B_{Line}) \end{cases} \quad \text{式 (4)}$$

$$B_{Line} = B_l/r'_c \quad \text{式 (5)}$$

$r_{collect}$ : heat collection surface arrival rate [-],  $B_{pipe}$ : heat collection surface width [m],  $B_{Line}$ : Focal line width [m],  $B_l$ : Lens width [m],  $r'_c$ : Light collection efficiency that was transparent lens correction [-]

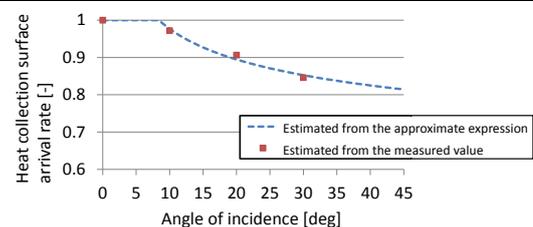


Figure 12 Incident angle and the heat collection surface arrival rate

倍率に含まれるレンズ透過率の影響を除去して焦線幅を求める. 高津<sup>[3]</sup>が実験で用いたレンズ幅 500 [mm], 集熱面幅  $\phi 47$  [mm] を想定した場合の集熱面到達率は Figure 12 の通りである. 入射角 0 ~ 8.4° では焦線幅が 47 [mm] 以下となり、集熱面到達率は 1 [-] となる.

## 2. 太陽熱利用空調の効果試算

遮熱機構で得られる温水を利用した太陽熱空調について検討する。シミュレーションは LCEM ツールで対象空調システムを構築することで行う。

### 2.1 対象システム

集熱器は日射により 3 [K]以上昇温可能な場合に集熱を行う制御である。太陽熱利用デシカント空調システムは集熱器で得る温水により再生コイルを運転するもので、温水温度が低い場合は補助熱源を稼働する。デシカント空調機では外気負荷を処理するものとして扱い、室負荷は冷却除湿空調機によって処理する。

### 2.2 計算条件

計算対象は滝沢<sup>[5]</sup>の標準問題オフィスを基に、室負荷を設定した。試算条件は Table 4 に示す計 4 条件である。集光面積は、壁面設置時は壁面積と同じ 87.4 [m<sup>2</sup>]、レンズは斜め 30° 設置を想定し 174.7 [m<sup>2</sup>]とする。なお壁面想定定の平板型は全天日射を集熱するのに対し、レンズ集光される日射は直達光のみとして、天空光は集光対象としない。

### 2.3 試算結果

拡張アメダス気象データより東京の標準年気象条件を入力値とする。晴天代表日として 8/10 を抜き出し、また 6/1~9/30 の冷房期間の計算を行う。

#### a 集熱量

Case1~3 で 8/10 の集熱量を比較する。集熱量を Figure 13 に示す。Case1 と Case2 は太陽高度が 60° 近く入射角が小さいときに同程度の集熱量となる。Case1 の集熱効率は約 40~50 [%]であり、到達日射の半分近くは水の昇温に寄与する潜熱となる。

#### b 冷房期間中の積算消費電力

6/1 から 9/30 まで 122 日間について各条件の積算消費電力量を Figure 14 に示す。Case1 の消費電力量が最小であり集熱量が大きい影響といえる。Case4 の熱源消費電力が大きい理由は、夏季の高温高湿な外気を冷却除湿して給気するためと考えられ、夏季外気はデシカント空調機による除湿が有利であるといえる。ただし Case4 は積算発電量 1.48 [MWh]を差し引けば、積算消費電力が 41.5 [MWh]と Case3 と同程度になる。

## 3. まとめ

- ◆ リニアフレネルレンズの集光実験を行った。斜め入射時は垂直時に比べ倍率が低くなり、焦線幅増大による影響と推測される。
- ◆ 遮熱機構で得られる温水の夏期空調利用効果を試算した。晴天日において Case1 では窓面直

達日射の 40~50 [%]が集熱される。また冷房期間の積算消費電力は、太陽熱を利用した Case1 が利用しない Case4 に比べて 2.3 [MWh]だけ小さい。

Table 4 Estimates conditions

Conditions	Solar energy utilization form	Outside air processing	Room load processing
Case1	Linear Fresnel lens (rotation tracking) + Evacuated Tubular Collectors (fixed)	Desiccant air conditioner	cooling dehumidification air conditioner
Case2	Linear Fresnel lens (fixed) + Evacuated Tubular Collectors (movement tracking)	Desiccant air conditioner	cooling dehumidification air conditioner
Case3	Plate type heat collector (wall fixed)	Desiccant air conditioner	cooling dehumidification air conditioner
Case4	Solar power panel (wall fixed)	Desiccant air conditioner	cooling dehumidification air conditioner

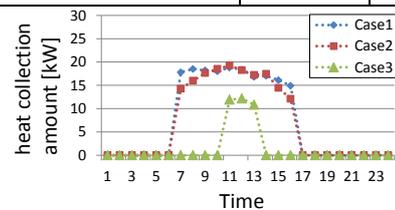


Figure 13 Comparison of the heat collection amount (Tokyo standard years 8/10)

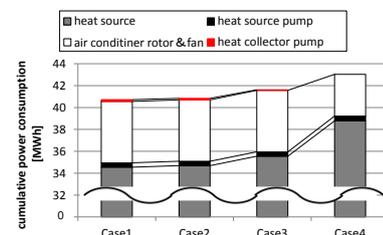


Figure 14 Cumulative power consumption of the cooling period

#### 参考文献

- [1] 水野知明ほか、現代建築の外壁面における<ガラス率>、日本建築学会学術講演梗概集、F-2、建築歴史・意匠、(2006)、pp.715-716。
- [2] 山本佳嗣ほか、寒冷地に建つアトリウムとダブルスキんファサードを持つ複合施設の環境性能評価 第2報 ダブルスキんファサードの日射遮蔽性能・熱収支、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、(2007)、pp.2253-2256
- [3] 高津竜斗ほか、真空集熱管を用いた建物透過日射熱負荷削減対策の検討—小型実験装置を用いた熱収支の実験—、空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 第2巻、B-37 (2014)、pp145-148。
- [4] Eugene Hecht (訳:尾崎善治・朝倉利光)、ヘクト 光学 I—基礎と幾何光学—、丸善株式会社、(2002)、pp.243-246。
- [5] 滝沢博、標準問題の提案 (オフィス用標準問題)、社団法人日本建築学会 環境工学委員会 熱分科会 第15回熱シンポジウム、(1985)。

# 冬期における農業用ビニルハウスの効率的な暖房方式に関する研究

## (第1報) 高床式砂ベッドの加温と保温効果の実験的検証

Research on efficient heating system for a plastic greenhouse in winter  
-An experimental study on the effect of heating and insulating the high-floored sand bed-

○稲葉 直美 (大阪市立大学)                      鍋島 美奈子 (大阪市立大学)  
 笠島 佳明 (大阪市立大学)                      西岡 真稔 (大阪市立大学)  
 大橋 良之 (東レ建設株式会社)                  岡本 治 (茂広組)  
 前田 一隆 (グリーンファーム株式会社)

Naomi INABA\*<sup>1</sup> Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup> Yoshiaki KASASHIMA\*<sup>1</sup> Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>  
 Yoshiyuki Oohashi\*<sup>2</sup> Osamu OKAMOTO\*<sup>3</sup> Kazutaka MAEDA\*<sup>4</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka city University \*<sup>2</sup> TORAY Construction Co., Ltd.  
 \*<sup>3</sup> Sigehirogumi Co., Ltd. \*<sup>4</sup> Green FARM Co., Ltd.

Recently it is known that high floored sand culture that can cultivate in easy work and high productivity. This study shows that the heat and water balance of a plastic greenhouse by using measurement data. Examination of heating system for the high-floored sand bed has been conducted by using a heating cable and a heat pipe. As a result, it is shown that heating and insulating sand bed can be earlier growth condition than normal sand bed. Electricity consumption was reduced by thermal insulating.

### はじめに

地球温暖化の進行により大きな影響を受けている農業分野において、重要な役割を担っている。しかし我が国の施設園芸では、暖房のエネルギー源のほとんどを石油に依存しており、石油暖房の削減が必要である。また、野菜の価格高騰や農業従事者の高齢化により農業存続が課題である中、それらを解決する高床式砂栽培農業が注目されている。高床式砂栽培農業は、生産性が高く、軽作業で栽培可能であるなどの特徴を持つ。しかし、作物を育てる砂ベッドの厚さが薄く、砂層の熱容量が小さいため、ハウス内の気温の影響を受けやすく、冬期の連作回数のペースが落ちるといった課題が残っている。現状、高床式砂栽培農業は温暖地域のみで行われており、冬期のハウス内の暖房は行われていないが、寒冷地域に導入する際には、暖房が必須であると考えられる。しかし、現在主流の暖房方式である温風暖房は気密性の低いハウスでは無駄が多く効率が悪い。

そこで本報では、高床式砂栽培農業のビニルハウスに適した暖房として、砂ベッド下部を直接暖める土壌加温方式を採用する。第一段階として、ハウス内外と砂ベッドの熱環境実測によりハウスの熱収支と水収支を明らかにする。また、土壌加温と保温による砂層の温度低下防止策を比較し、冬期の作物の収穫日数と消費電力量(エネルギーコスト)により評価することを目的とする。

### 1. ビニルハウスの熱収支の把握

#### 1.1 実測概要

大阪府四條畷市下田原農場のビニルハウスにおける、ビニルハウスの熱収支を把握するため、屋外とハウス内と砂ベッドに測器を設置し、冬期(10月～1月)の4ヶ月間実測を行った。測定項目を Table 1、測器設置位置を Figure 1～Figure 3 に示す。

Table 1 Measurement item

Outdoors	In plastic greenhouse	Sand bed
Air temperature	Air temperature	Soil temperature
Humidity	Humidity	of depth
Wind direction	Wind speed	direction
Wind speed	Wall temperature	Soil heat flux
Short wave radiation	Short wave radiation	
Long wave radiation	Long wave radiation	

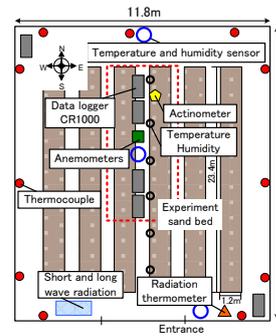


Figure 1 In plastic greenhouse

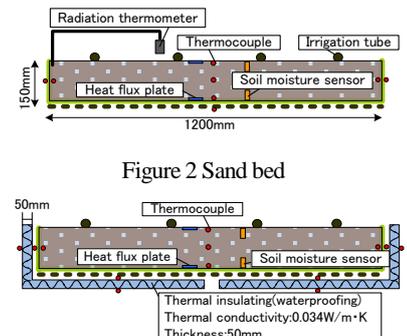


Figure 2 Sand bed

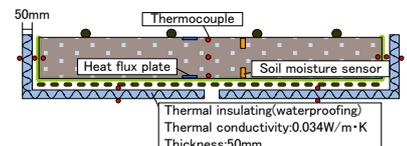


Figure 3 Sand bed(insulating)

## 1.2 熱収支

### (1)熱収支式

ビニルハウスの熱収支<sup>1)</sup>をFigure 4 に示す。本研究では簡易モデルのハウスの熱収支を考えるため、ハウスの水平面積は砂ベッド面積に等しいと見なした。そして、ハウスの砂ベッド表面の熱収支(Formula 1)、ハウス壁面と天井の熱収支(Formula 2)、ハウス空気の熱収支(Formula 3)について考え、Formula 1 では砂ベッド表面の潜熱量である  $BuH_E$  を、Formula 3 では  $wH_V$  を文献値から算出し、貫流熱量である  $wH_T$  を未知数として算出した( $wH_T = S_I \uparrow - wH_C$  より)。そしてFormula 1~3 より、ハウス全体の熱収支式<sup>2)</sup>(Formula 4)を求めた。(ただし太文字は面積を考慮している)。また  $BuH_E$  よりハウスの水収支(Formula 5)を算出した。

### (2)ハウス全体の熱収支

ハウス全体の熱収支式(Formula 4) において、左辺の  $R_N$  は透過日射量を示し、右辺の各項のうち、 $wH_V$  の項が隙間換気伝熱量、 $wH_T$  の項が貫流伝熱量、 $BuH_S$  の項が砂ベッド伝熱量を示している。 $BuH_E$  は換気項と貫流項で表される(Formula 5 より)。そこで左辺をハウス内への供給熱量、右辺をハウス外への放出熱量と考えた。ただし、右辺の各項は温度変化に伴い、熱を供給、放出する。Figure 5 は右辺の各項の1日の経時変化を示している。Figure 5 より、昼間は全ての項が+の値より放出熱量となるが、朝方と夜間は砂ベッド伝熱項が-の値より供給熱量となることが分かる。また、昼間および夜間の各熱量の平均と全体に対する比率を Table 2 に示す。Table 2 より、昼間の供給熱量は透過日射量のみであり、放出熱量は貫流熱量が62%、砂ベッド伝熱量が35%と全体の97%を占め、隙間換気熱量が3%となった。夜間は、供給熱量は砂ベッド伝熱量のみであり、放出熱量は約99%が貫流熱量となり、残りの約1%が隙間換気伝熱量となった。以上より左辺と右辺の1日の経時変化を Figure 6 に示す。Figure 6 より、1日の合計熱量は供給熱量(透過日射量・砂ベッド伝熱量)が3089.7MJ、放出熱量(貫流熱量・隙間換気熱量・砂ベッド伝熱量)が2070.3MJ となり、供給熱量の方が放出熱量に比べて約1.5倍大きくなった。この理由として、今回砂ベッド下部に日射が当たらないとしたため、地中への伝熱量( $G_H_S$ )やハウス内面の結露量( $wH_E$ )について考慮しなかったことが原因であると考えられる。ゆえに、高床式砂ベッドのハウスにおける熱収支を考える際は、これらの項目について考える必要があり、実測を行う必要があると明らかになった。

### (3)ハウスの水収支

ハウスの水収支式(Formula 5)は、n 時の砂ベッドの蒸発量( $W_{1n}$ )、n 時の隙間換気による移動水分量( $W_{2n}$ )と n 時のハウス内面の結露量( $W_{3n}$ )、1時間前から n 時までの

$$R'_N = BuH_C + BuH_E + BuH_S \quad \text{Formula 1}$$

$$(R_N - R'_N - aS_O \downarrow) B A_S \quad \text{Formula 2}$$

$$= (wH_C + wH_A + wH_E)(A_W + A_R)$$

$$(BuH_C + BdH_C) B A_S + G_H_C \cdot G A_S + pH_C \cdot G A_S \quad \text{Formula 3}$$

$$= (wH_V - wH_C)(A_W + A_R)$$

$$R_N = wH_V + wH_T + BuH_E + BuH_S \quad \text{Formula 4}$$

$$W_{1n} = W_{2n} + W_{3n} + \Delta W_{4n} \quad \text{Formula 5}$$

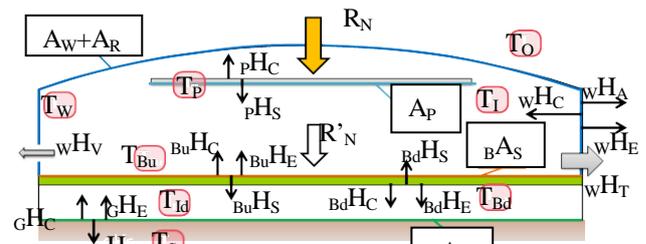


Figure 4 Thermal balance in plastic greenhouse

$R_N$ :Solar radiation outside( $W/m^2$ )
$R'_N$ :Solar radiation inside( $W/m^2$ )
$G_H_C$ :sensible heat flux due to ground( $W/m^2$ )
$G_H_E$ :latent heat flux due to ground( $W/m^2$ )
$G_H_S$ :heat transmission through ground( $W/m^2$ )
$wH_C$ : sensible heat flux due to wall( $W/m^2$ )
$wH_E$ : latent heat flux due to wall( $W/m^2$ )
$wH_A$ :combined heat flux due to wall( $W/m^2$ )
$wH_V$ :infiltrating ventilation of heat flux( $W/m^2$ )
$wH_T$ :transmission of heat flux( $W/m^2$ )
$pH_C$ :sensible heat flux due to members( $W/m^2$ )
$pH_S$ :heat transmission through members( $W/m^2$ )
$BuH_C$ : sensible heat flux due to surface of the sand bed( $W/m^2$ )
$BuH_E$ : latent heat flux due to surface of the sand bed( $W/m^2$ )
$BuH_S$ : heat transmission through surface of the sand bed( $W/m^2$ )
$BdH_C$ : sensible heat flux due to bottom of the sand bed( $W/m^2$ )
$BdH_E$ : latent heat flux due to bottom of the sand bed( $W/m^2$ )
$BdH_S$ : heat transmission through bottom of the sand bed( $W/m^2$ )
$T_O$ :outside temperature( $^{\circ}C$ ) $T_I$ :inside temperature( $^{\circ}C$ )
$T_S$ :ground temperature( $^{\circ}C$ ) $T_W$ :wall temperature( $^{\circ}C$ )
$T_P$ :members temperature( $^{\circ}C$ )
$T_{Id}$ :under the sand bed temperature( $^{\circ}C$ )
$T_{Bu}$ :temperature of the surface of the sand bed( $^{\circ}C$ )
$T_{Bd}$ :temperature of the bottom of the sand bed( $^{\circ}C$ )
$B A_S$ :sand bed area( $m^2$ ) $G A_S$ :ground area( $m^2$ )
$A_W$ :wall area( $m^2$ ) $A_R$ :roof area( $m^2$ ) $A_P$ :members area( $m^2$ )
$W_{1n}$ : latent heat of transpiration in sand bed at n hour(kg/h)
$W_{2n}$ :latent heat of flux due to infiltrating ventilation at n hour(kg/h)
$W_{3n}$ :the amount of dew at n hour (kg/h)
$\Delta W_{4n}$ :incremental of water vapor in plastic greenhouse from an hour ago to n hour( $\Delta W_{4n} = W_{4n} - W_{4n-1}$ )

ハウス空気の水蒸気増分量( $\Delta W_{4n}$ )から成る。 $W_{3n}$ を未知数として算出した。右辺と左辺の1日の経時変化を Figure 7に示す。各項の1日の総水分量は、 $W_1$ が364.3kg、 $W_2$ が0.3kg、 $W_3$ が362.3kg、 $\Delta W_{4n}$ が1.7kgとなった。よって、 $W_2$ と $\Delta W_{4n}$ は、全体の水収支からみれば微小であり、ハウスの水収支は、砂ベッドの蒸発量( $W_1$ )と、ハウス内面の結露量( $W_3$ )が主要因であると考えられる。Figure 8はハウスの露点温度と壁面温度の1日の経時変化を示したグラフであり、Figure 8より、朝方と夜間は壁面温度が露点温度より低くなっており、ハウス内面で結露が生じていることが分かる。

ゆえに、ハウス全体の熱収支と水分収支より、熱収支を考える際にはハウス内面の結露量は無視できないということが明らかになった。

## 2 高床式砂ベッドの冬期の加温方式の検証

### 2.1 加温方式の概要

作物(チンゲン菜)の冬期の収穫日数を Table 3に示す5つのケースで比較した。Case1は従来通りの砂ベッド、Case2は断熱材を設置した砂ベッド、Case3は断熱材と温床線を設置した砂ベッド、Case4は温床線のみを設置した砂ベッド、Case5は断熱材とヒートパイプを設置した砂ベッドである。温床線とヒートパイプの制御方法は、作物の根付近に温度制御熱電対を設置し、制御温度を15°Cに設定した。そして、土壌温度が15°Cを下回った場合に暖房装置が作動し、土壌温度を15°C以上に保持するという仕組みである。比較方法として、各Case同時に定植したチンゲン菜の収穫までの日数の違いと、加温用熱源があるCaseでは消費電力量(エネルギーコスト)の違いを比較する。ここで、温床線とヒートパイプの主な特徴は、温床線は設置が容易で安価であるということ、ヒートパイプはパイプの径が5cmと大きく、加温部の表面積が大きくなるため、砂ベッドを均一に加温できるということが挙げられる。

### 2.2 結果と考察

各Caseのチンゲン菜の収穫日数を Table 4に示す。Table 4より各Caseの収穫日数は、Case1が76日、Case2とCase3が70日、Case4とCase5が63日となった。ただしCase3に関しては、20日間温床線が作動しておらず収穫日が遅くなった。よって、加温を行った砂ベッドの場合は従来の砂ベッドに比べて、収穫日数を13日間短縮することができ、保温を行った砂ベッドの場合では6日間短縮することができると分かった。また、収穫日までのハウス温度と各Caseの土壌温度の積算温度( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{日}$ )を Figure 9に示す。一般的に葉もの野菜はハウス空気の1日の平均温度の積算温度が800~850( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{日}$ )となる頃が収穫の目安とされている。Figure 9より、今回収穫までに必要なハウス空気の積算温度は、Case1より741( $^{\circ}\text{C}\cdot\text{日}$ )であったの

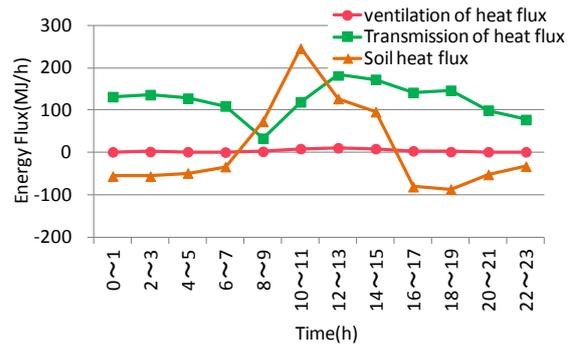


Figure 5 Diurnal change of each section in right side

Table 2 The thermal balance in plastic greenhouse

		Solar radiation of heat flux	Ventilation of heat flux	Estimation of heat flux	Soil heat flux
Daytime	Average heat flux (MJ/h)	220.5	-3.1	-63.3	-35.7
	rate(%)	100	-3.0	-62.0	-35.0
Night	Average heat flux (MJ/h)	0	-0.9	-60.0	27.5
	rate(%)	0	-1.5	-98.5	100

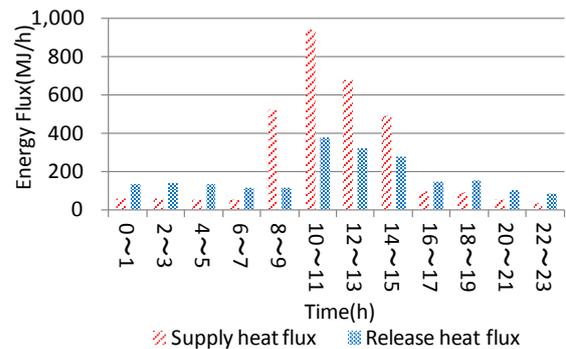


Figure 6 Diurnal change of supply and release heat flux

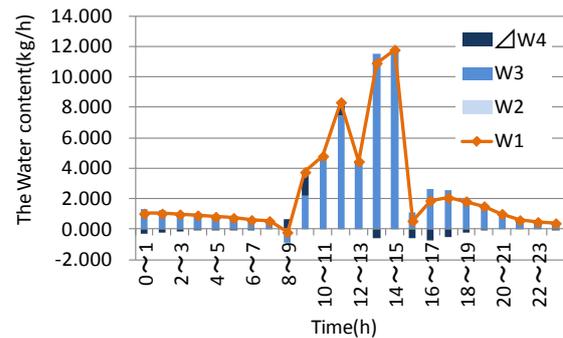


Figure 7 Moisture balance in plastic greenhouse

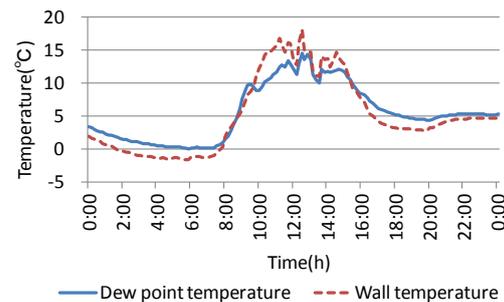


Figure 8 Dew point and Wall temperature

に対し、加温した場合のハウス空気の積算温度は、623 (°C・日)となった。さらに、加温した場合は土壌温度の積算温度が約 1000 (°C・日)になると収穫となっていることが分かった。ゆえに、ハウス空気を暖めるのではなく、砂ベッドの加温のみで、作物の生育を早めることができると明らかになった。さらに、土壌温度における収穫の目安の積算温度を確認できた。

次に、Figure 10 は Case3・Case4・Case5 の 1 日の積算消費電力量(kWh)を示したグラフである。ただし、この値は 18 日間の積算消費電力量を平均したものである。

Figure 10 より、Case3 が 7.6kWh/日、Case4 が 13.5kWh/日、Case5 が 8.8kWh/日となり、Case4 が最も消費電力量が大きく、次にCase5、そしてCase3 が最も小さくなった。また収穫までの 63 日間の積算消費電力量を推定すると、Case3 が 476.9kWh/63 日、Case4 が 853.5kWh/63 日、Case5 が 554.3kWh/63 日となり、電気料金に変換すると、現在 1kWh=11.11 円<sup>3)</sup>より断熱材の有無による差は 4184 (円)、ヒートパイプと温床線の違いによる差は 860(円)となることが分かった。ヒートパイプは温床線に比べて、電気料金はやや高くなったが、砂ベッドの温度分布は小さくなった。しかし、温度分布が小さくても、収穫日数に差が生じるほどではなかった。

### 3 まとめ

- ビニルハウスの水分収支と全体の熱収支より、ハウスの供給熱量と放出熱量の各要素の定量的な把握を行い、内訳を明らかにした。また、高床式砂ベッドの熱収支を考える際の、考慮すべき項目について示した。
- 冬期における砂ベッドの加温や保温は作物の生育を早め収穫日数を短縮できるということを明らかにした。また、加温を行った砂ベッドにおける消費電力量の比較により、断熱材の効果を示した。さらに温床線とヒートパイプでは温床線の方が消費電力量が小さくなることが分かった。

### 4 今後の課題

- 本研究では、簡易ハウスの熱収支を考えたが、高床式砂ベッドのビニルハウスの熱収支を考える際は、ハウス壁面の結露量や、地中面の伝熱量についても考慮すべきであり、実測を行う必要がある。
- 更なる冬期の作物の収穫日数短縮のために、新たな砂ベッドの暖房方式について検討する必要がある。

### 参考文献

- 1) 気象利用研究会編『気象利用学』森北出版株式会社p113~116
- 2) 田原迫昭ら「ビニルハウス内における切干し大根の除湿乾燥(II)」農業施設学会第 21 巻 3 号p183~191 1991 年 3 月
- 3) 関西電力株式会社HP(12/19 閲覧)

URL:[http://www.kepco.co.jp/home/ryoukin/menu/dento\\_a.html](http://www.kepco.co.jp/home/ryoukin/menu/dento_a.html)

Table 3 Detail of cases(Sectioned drawing of sand bed)

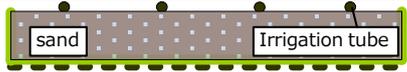
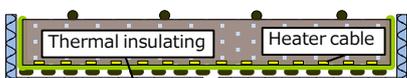
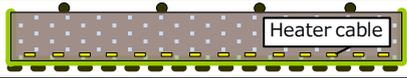
Case1 Normal sand bed	
Case2 Thermal insulating	
Case3 Heater cable Thermal insulating	
Case4 Heater cable	
Case5 Heat pipe Thermal insulating	

Table 4 harvest days of each case (day)

Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
76	70	70	63	63

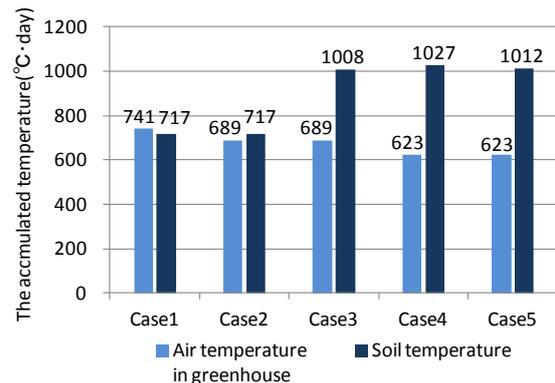


Figure 9 The accumulated temperature until a harvest day

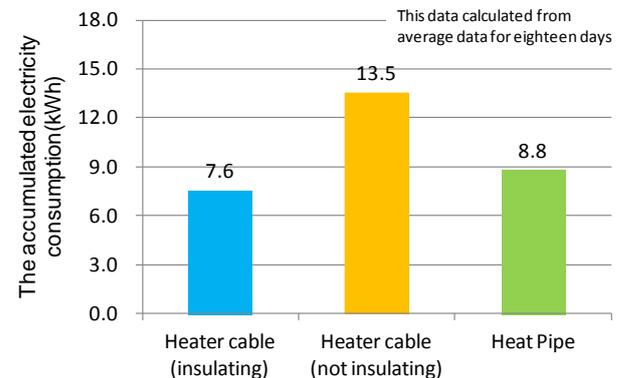


Figure 10 The accumulated electricity consumption

### 【謝辞】

東レペフ加工品株式会社、ならびに山里産業株式会社に実験用材料を提供頂いた。記して謝意を表します。

# 無菌治療室を対象とした垂直及び水平層流換気システムの換気効率評価

## Ventilation Efficiency of Vertical/Horizontal Ventilation for Bio-Clean Sickroom

○徳原 盛孝 (大阪市立大学)

小林 知広 (大阪市立大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

雉鼻 一郎 (日本医化器械製作所)

飯田 哲司 (日本医化器械製作所)

Moritaka TOKUHARA \*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI \*<sup>1</sup> Noriko UMEMIYA \*<sup>1</sup> Ichiro KIJIHANA \*<sup>2</sup> Tetsuji IIDA \*<sup>2</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Nippon Medical & Chemical Instruments

After the guideline regarding bioclean sickroom by Ministry of Health, Labour and Welfare was revised, and it shall now be provided with vertical/horizontal laminar ventilation system. Nevertheless, details of these ventilation system have not been sufficiently defined. Consequently, the performance of bioclean sickroom has not been evaluated quantitatively. This work conducts CFD analysis for four cases of vertical/horizontal laminar ventilation system, and evaluates their ventilation performance in terms of ventilation efficiency.

### 1. はじめに

平成 24 年 4 月より無菌治療室の空調設備は垂直層流方式、水平層流方式またはその双方を併用した方式をとることが義務化された<sup>1,2)</sup>。「垂直層流方式」「水平層流方式」に関しては、厚生労働省による疑義解釈は見られるものの、明確に定義されているとは言い難い。無菌治療室に関する研究事例<sup>3)</sup>はこれまでも見られるものの、前述の背景から各方式の評価手法も確立されていないため、定量的な性能評価はあまり見られない。そこで本研究では各種垂直・水平層流換気方式の定量的な性能評価を行うことを目的とする。本報では、一般的な垂直層流換気

方式、水平層流方式、さらに床面にブロック式吸引ユニットを敷設した垂直換気層流方式を対象として CFD 解析により性能評価を行う。ここでは各換気方式を「病室に対する換気システムの効率」という観点からの定量的評価を目的とする。そのため具体的な汚染物質発生を想定する手法ではなく空気齢に基づく評価手法を採用し、各方式の空気交換効率と局所空気交換指数<sup>4)</sup>の評価を行った結果を報告する。

### 2. 対象とする無菌病室の換気システム

Fig.1 に本研究で想定した無菌治療室の換気システムの概要を示す。Case1, 2 は壁面ダクトから排気す

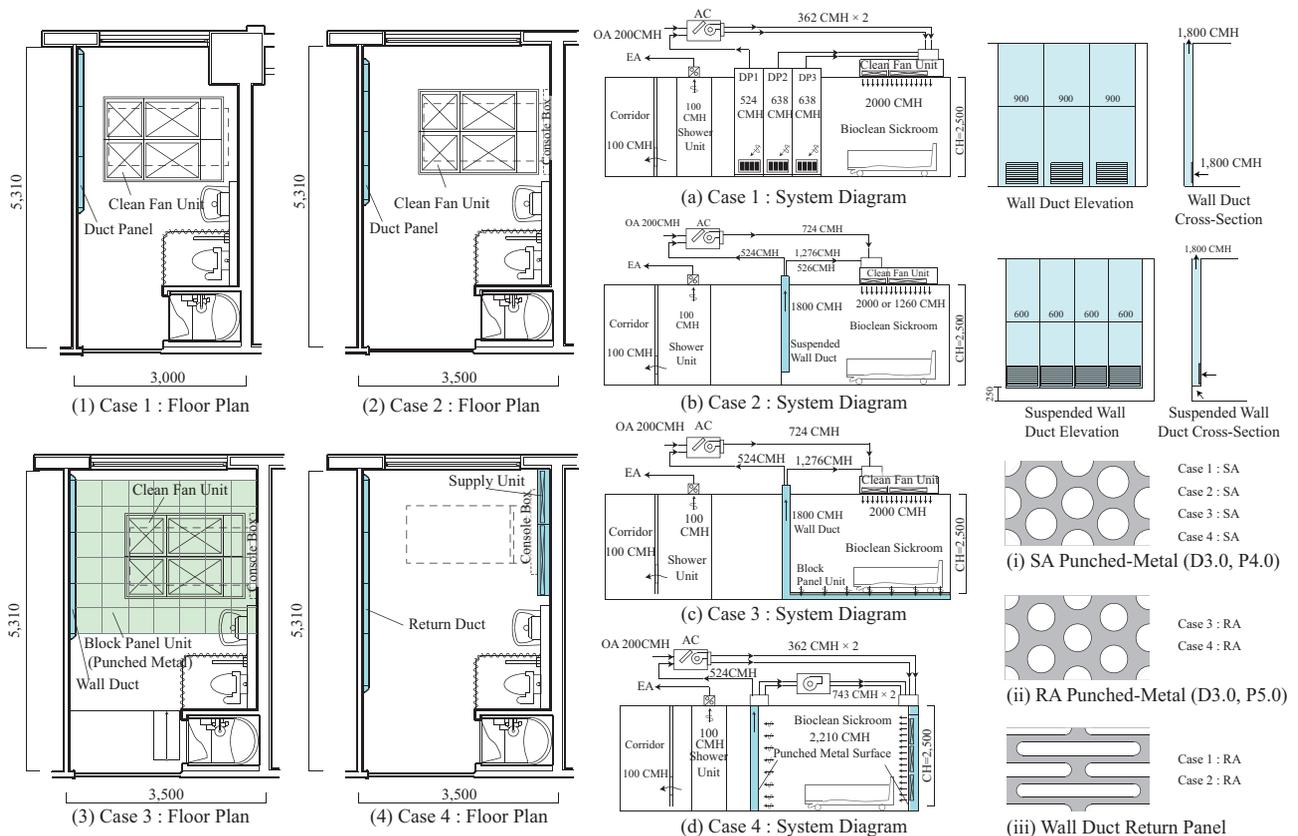


Fig.1 Figure of Sickroom for The Analysis

る垂直層流方式、Case3 は表面がパンチングメタルのブロック式吸引ユニットから下方向に吸い込み、その下部で水平に気流を移動させて壁ダクト内で排気する垂直層流方式、Case4 は主にベッド付近で壁面から給気し、対面する壁面から排気する水平層流換気方式を想定した。各条件の SA または RA 部にはパンチングメタルやパネルが用いられており、これを CFD 解析で再現しつつ室全体を解析することは計算負荷の観点から難しい。そこで、一様流下のパネル部の圧力損失特性を明らかにした上で病室全体を対象とした計算の構造格子に特性を組み込む。

### 3. 給排気パネルのみを詳細に再現した CFD 解析

#### 3.1 CFD 解析概要

SA/RA パネルの圧力損失特性を明らかにするため、各パネルを非構造格子によって詳細に再現して一様流下での CFD 解析を行う。Fig.2 及び Fig.3 に断面図及び解析領域のメッシュレイアウトを示す。また、Table1 には給気、排気部に用いられたパンチングメタル及びダクトパネルの詳細、Table2 に CFD 解析条件を示す。ここでは対称となる位置で主流方向に直向する解析空間の境界を Free Slip 境界とすることで無限に続く平板を再現して圧力損失の評価を行う。格子分割幅は最小 0.4mm とし、対象とするパネル部から主流方向に離れるにつれて分割幅が大きくなるように設定した。流入境界では一様流入流速の値を 10 段階に変化させ、0.1m/s から 1.0m/s まで 0.1m/s 刻みとした。流出境界は圧力規定とし、乱流モデルは標準 k-ε モデルを用いた。

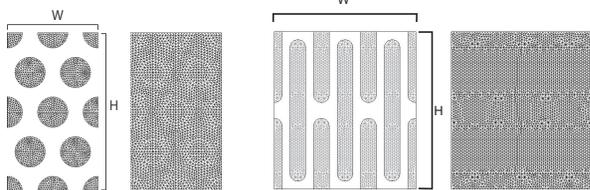


Fig.2 Mesh Layout on Cross-Section for RA-1 and RA-2

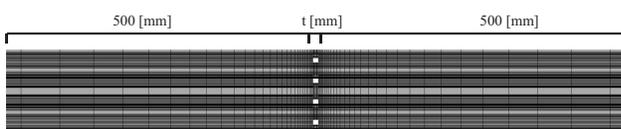


Fig.3 Calculation Domain and Mesh Layout

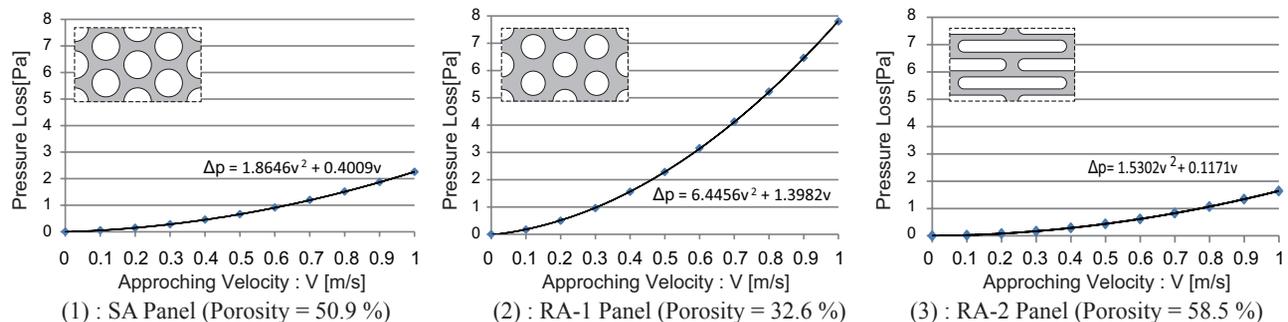


Fig.4 Correlation between velocity and Pressure Loss for each case of SA/RA panel

#### 3.2 解析結果と圧力損失特性式

Fig.4 に各パネルに関するアプローチフロー風速と圧力損失（流入境界の静圧差）を示す。ここで得られた流速と圧力損失の特性式は、次章に示す CFD 解析でその設置が想定される位置の構造格子において、運動量保存式に損失項を加えることで考慮される。なお、圧力損失の特性式は風速の 2 次式で与えることを想定するため、Fig.4 には得られた特性式の 2 次の近似式も併記しており、この 2 次式は次章の CFD 解析のパネル位置では以下の式により粘性抵抗係数と慣性抵抗係数に基づいて運動量損失項として反映することとする。

$$\Delta p_i = - \left( \frac{\mu}{\alpha_i} v + C_{2i} \frac{1}{2} \rho v^2 \right) \Delta n \quad (1)$$

右辺第 1 項はダルシー則に基づく粘性による損失項で右辺第 2 項は慣性による損失項を表す。ここで  $\alpha_i$  [m<sup>2</sup>] は浸透率で、その逆数の  $(1/\alpha_i)$  [1/m<sup>2</sup>] が粘性抵抗係数を表す。また、 $C_{2i}$  [1/m] は慣性抵抗係数を表す。 $\Delta n$  は格子の厚みである。本研究では、ここで得られた圧力損失特性式の 1 次と 2 次の係数に基づき算

Table 1 Basic Information of SA/RA Panel

	Panched Metal	Duct Panel
ID	SA	RA-1 RA-2
Diameter : $D$	3.0 mm	3.0 mm
Pitch : $P$	4.0 mm	5.0 mm
Porosity : $\phi$	50.9 %	32.6 % 58.5 %
W	8 mm	10 mm 54 mm
H	13.856 mm	17.32 mm 60 mm
T	1.2 mm	3.0 mm 1.2 mm
Total number of grids	205,920	338,988 649,704

Table 2 CFD Analysis Condition

CFD Code	ANSYS Fluent 14.5	
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK	
Algorithm	Steady State (SIMPLE)	
Boundary Condition	Inlet	Velocity : 0.1 to 1.0 m/s (every 0.1 m/s) $k, \epsilon$ : based on Turbulent Intensity and Length Scale $I=1.0\%, L=10\text{mm}$
	Outlet	Gauge Pressure : 0 Pa
	Wall	Metal Wall : Standard Wall Function (Generalized Log Law) Symmetry : Free Slip
Total Number of Grids	205,290 ( $D=3.0, P=4.0$ Porosity 50.9%) 338,988 ( $D=3.0, P=5.0$ Porosity 32.6%) 649,704 (Porosity 58.5%)	
Turbulence Model	Standard k-epsilon Model (SKE)	

出された  $\alpha_i$  と  $C_{2i}$  を使用して、運動量保存式に (1) 式に示した損失を付加することでパネルにする方向の圧力損失係数を与えた。なお、パネル部に平行な方向には固体が存在するため圧力損失係数は理論的には無限大であるが、ここでは計算の安定のため主流方向の 1,000 倍の抵抗係数を設定した<sup>25)</sup>。

#### 4. CFD 解析による無菌治療室の換気効率評価

##### 4.1 換気効率の評価方法

本研究では、換気効率の観点から垂直層流換気または水平層流方式を「ピストンフローに近い換気システム」と解釈して対象システムの評価を行う。そのため、性能評価指標は空気齢に基づく指標が妥当と判断し、室の空気交換効率及び局所空気交換指数を用いた評価を行う。室全体の平均空気齢を  $\langle \tau \rangle$  とすると、室全体の空気交換効率  $\epsilon^a$  は以下のように空気交換時間と名目換気時間の比となる。

$$\epsilon^a = \frac{\text{Nominal Time Constant}}{\text{Air change time}} = \frac{V_r / Q}{2\langle \tau \rangle} \quad (2)$$

また、同様の考えにより室内の特定の位置  $P$  における平均空気齢の 2 倍の値を分母とすると、

$$\epsilon_p^a = \frac{V_r / Q}{2\tau_p} \quad (3)$$

が局所空気交換指数を表す。(2) 式の空気交換効率は理想的なピストンフローで 1.0、完全混合で 0.5 で、(3) 式の局所空気交換指数はその点の指標である。

##### 4.2 CFD 解析概要

Fig.5 に Case3 の垂直層流方式 (ブロック式吸引ユニット) の格子分割を示す。また、Table3 に解析条件を示す。本研究では Case1 ~ 4 の 4 条件に関して原則として等温場で解析を行い、空気交換効率とベッド付近の領域の平均的な局所空気交換指数を評価する。また、Case3,4 については発熱体を設置した非等温場の CFD 解析も行い、等温条件との比較も行う。非等温解析では、ベッド上に仰臥人体を想定した発熱体 (300 × 200 × 1,600mm) を設置し、発熱量は 60 W とした。また、ベッドの側方の窓側の発熱量 100 W の 300 mm 角の発熱体を設置し、吹出温度は 20°C、壁面は断熱境界とした。室表面に

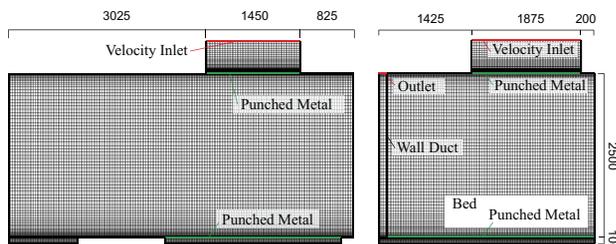


Fig.5 Mesh Layout for Case 3

露出しているパネルは前章で得られた特性式を組み込み、これらの格子分割は主流方向に 2 分割とした。

#### 4.3 等温での解析結果と換気効率評価比較

Table 4 に等温条件での室全体の平均空気齢と空気交換効率を示す。また、Fig.6 にベッド中央断面の空気齢分布を示す。どの条件も平均空気齢が名目換気時間より大きく、空気交換効率は 0.3 程度となった。この結果は空気の滞留域が存在し、室全体で見た際にショートサーキットが発生していることになるが、対象としたシステムはどれも主にベッドが配置された病室奥側の領域で一方向流が形成されるよう意図されている。このため、シャワーブースや入口付近では気流が滞留しやすい傾向にある。

ここで、ベッド周辺領域のみに着目して、鉛直方向は床面から床上 2,100mm まで、水平方向にはベッドから 500 mm (壁面が存在する場合には壁面まで) の領域を抽出して同様に平均空気齢を算出し、領域内平均の局所空気交換指数を算出した (Table 5)。この結果、最も重要なベッド周辺領域では垂直層流方式ではどの条件も大差なく平均局所空気交換指数が 0.8 以上となり、水平層流方式については、2.26 となった。このことから、本研究で対象としたシステムでは、患者の居住域として清浄に保つことを意図したベッド周辺領域ではあまり混合されずに新鮮な空気で満たされており、垂直層流方式と比較すると水平層流方式の方が明らかに局所的な空気交換効率が高いと言える。これは対象とした水平層流方式の吹出し面積が大きいことに対して、垂直層流方式の Case 1 ~ 3 では天井の一部から吹出したためと言え、床面からある程度の高さでは、吹出口直下以外で空気齢の値が大きくなったためと言える。したがって、さらに性能を向上させるためには天井面全体から吹出しに近づけることが望ましいと言える。

Table 3 CFD Analysis Condition

CFD Code	ANSYS Fluent 14.5	
Discretization Scheme for Advection Term	QUICK	
Algorithm	Steady State (SIMPLE)	
Boundary Condition	Inlet	Case 1 : Vertical Laminar (Wall Duct)
		Case 2 : Vertical Laminar (Suspended Wall Duct)
		Case 3 : Vertical Laminar (Block Panel Unit)
		Case 4 : Horizontal Laminar
		2,000 CMH
		2,210 CMH
		k, ε : based on Turbulent Intensity and Length Scale I=5.0 %, L=10mm
Outlet	Based on Flow Rate and Outlet Area	
Wall	Room Wall : Standard Wall Function (Generalized Low Law)	
Total Number of Grids	Case 1 : 4,239,620 (Vertical Laminar Flow: Wall Duct)	
	Case 2 : 4,084,259 (Vertical Laminar Flow: Suspended Wall Duct)	
	Case 3 : 2,835,802 (Vertical Laminar Flow : Block Panel Unit)	
	Case 4 : 3,797,340 (Horizontal Laminar Flow)	
Turbulence Model	Standard k-epsilon Model	
Modeling Method of Punched Metal	Source Term for Momentum Equation based on Pressure Loss Characteristics	

#### 4.4 非等温での解析結果と換気効率評価比較

非等温計算の結果に関して、前節と同様に Table 6 に室全体での平均空気齢と空気交換効率を示す。また、Table 7 にはベッド周辺の領域の平均空気齢と局所空気交換指数の平均値を示す。室全体で見た際には空気交換効率は等温時と変わらないオーダーであり、水平層流方式では効率の低下が見られる。ベッド付近に着目した場合でも平均の局所空気交換指数は低下している。これらの結果は熱上昇流の存在が影響していると考えられる。Fig.7 に非等温計算条件での温度分布と空気齢分布を示すが、垂直層流方式 (Case 3) では熱上昇流と吹出気流が衝突することでベッド付近での混合が若干促進されることや、水平層流換気 (Case 4) では新鮮な空気がベッド上の患者足下付近で上昇しやすいため空気齢の小さな気流が居住域外に移動した可能性が考えられる。本研究で想定した熱負荷はあまり大きくないが、ベッド周辺の熱負荷は周辺空気齢を増加させる傾向にあると言える。また、等温時と同様に、ベッド周辺の局所空気交換指数は、ここで想定した条件では垂直層流方式よりも水平層流方式の方が良いと言える。

Table 4 Air Change Efficiency for Whole Room (Isothermal)

Case	Room Volume [m <sup>3</sup> ]	Ventilation Rate [m <sup>3</sup> /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Air Change Efficiency [-]
Case 1 Isothermal	38.3	2,000	68.9	52.2	112	0.307
Case 2 Isothermal	43.7	2,000	78.7	45.7	116	0.339
Case 3 Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	137	0.293
Case 4 Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	159	0.224

Table 5 Air Change Efficiency for Vicinity of Bed (Isothermal)

Case	Room Volume [m <sup>3</sup> ]	Ventilation Rate [m <sup>3</sup> /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Average Local Air Change Index [-]
Case 1 Isothermal	38.3	2,000	68.9	52.2	41.0	0.840
Case 2 Isothermal	43.7	2,000	78.7	45.7	44.8	0.878
Case 3 Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	45.9	0.874
Case 4 Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	15.8	2.261

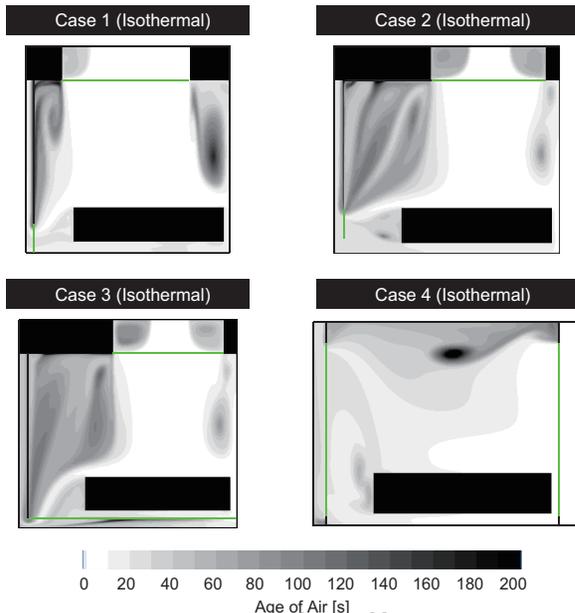


Fig.6 Air Age Distribution by iso Thermal

#### 4 まとめ

本報では3種の垂直層流換気方式と水平層流換気方式の無菌治療室を対象として、CFD解析を実施することで換気効率の観点からその性能評価を行った。どの条件においても入口付近で空気が滞留しやすい領域が発生したが、患者の主たる居住域と想定するベッド付近の領域では空気齢が小さい値に保たれていた。また、垂直層流方式と比較して水平層流方式で概して局所空気交換指数が高くなった。

#### [参考文献]

- 文1) 平成24年厚生労働省告示第77号:「基本診療料の施設基準等の一部を改正する件」
- 文2) 平成24年厚生労働省通知(保医発0305第2号):「基本診療料の施設基準等及びその届出に関する手続きの取り扱いについて」別添3第12の3
- 文3) 例えば, 山下礼二, 伊藤修一, 森岡雅代:「垂直層流型無菌病室における塵埃拡散シミュレーションと実測」, 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集, pp.553-556, 1996.9.
- 文4) 例えば, REHVA編, 空気調和・衛生工学会誌・編, :「換気効率ガイドブック-理論と応用」空気調和・衛生工学会, 2009.10.
- 文5) 樋口彩子, 小林知広, 岩田剛, 相良和伸ら: 温度成層型水蓄熱槽のCFD解析-ディフューザー吐出部のパンチングメタルのモデル化手法の検討-, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.149-152, 2013.9

Table 6 Air Change Efficiency for Whole Room (Non-Isothermal)

Case	Room Volume [m <sup>3</sup> ]	Ventilation Rate [m <sup>3</sup> /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Air Change Efficiency [-]
Case 3 Non-Isothermal	44.6	2,000	80.2	44.9	127.5	0.315
Case 4 Non-Isothermal	43.7	2,210	71.2	50.5	242.0	0.147

Table 7 Air Change Efficiency for Vicinity of Bed (Non-Isothermal)

Case	Room Volume [m <sup>3</sup> ]	Ventilation Rate [m <sup>3</sup> /h]	Nominal Time Constant [s]	Air Change Rate [-/h]	Average Age of Air [s]	Average Local Air Change Index [-]
Case 3 Non-Isothermal	44.6	2000	80.2	44.9	60.6	0.662
Case 4 Non-Isothermal	43.7	2210	71.2	50.5	17.8	1.997

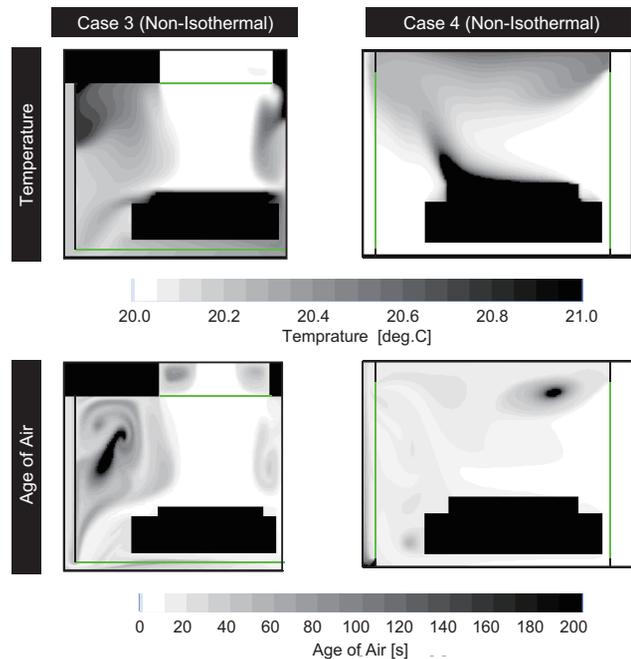


Fig.7 Air Age and Temperature Distribution by non-iso Thermal

# 水平換気システムを有する高層オフィスビルにおける 実運用下での空気・熱環境の検証及び運用改善 Air and Thermal Environment in the High-Rise Office Building with the Cross Ventilation System and Operational Improvement

○五明遼平（立命館大学） 近本智行（立命館大学） 田中宏昌（日建設計） 後藤悠（日建設計）  
藤田尚志（大林組） 井守紀昭（大林組） 原嶋寛（大林組）  
Ryohei ITSUAKI\*<sup>1</sup> Tomoyuki CHIKAMOTO\*<sup>1</sup> Hiromasa TANAKA\*<sup>2</sup> Yu GOTO\*<sup>2</sup>  
Hisashi FUJITA\*<sup>3</sup> Noriaki IMORI\*<sup>3</sup> Hiroshi HARASHIMA\*<sup>3</sup>  
\*<sup>1</sup> Ritsumeikan University \*<sup>2</sup> Nikken Sekkei Ltd. \*<sup>3</sup> Obayashi Corporation

Natural ventilation is focused on as a way of use natural energy because of energy-saving and BCP. However, it is seriously affected with outside environment. This paper shows room environment and perception for the workers in the high-rise office building with the cross ventilation system. Also it shows the diagrams which designate seasons and times when natural ventilation is available, and it was utilized for operational improvement.

## はじめに

近年、省エネ・低炭素化社会の実現と節電時におけるBCPの観点から自然換気を取り入れた建物が注目されている。しかし、自然換気時の室内環境は、外気条件や内部発熱の大小によって異なるため、有効に活用するためには、快適に利用可能な条件の目安を示す必要がある。

既往研究<sup>1)</sup>では、水平換気が可能な空調システムを導入している高層オフィスビルであるAビルの未入居テナントを用いた実測により、自然換気口の性能と室内換気分布を明らかにした。

本研究では実運用下での検証と運用改善として、Aビルの実運用中のテナントを対象に、自然換気の利用実態の把握および空気環境・快適性の調査を行った。また、自然換気の利用促進のために、自然換気が利用可能な期間とその時刻を示した目安を作成し、その上で再度調査を実施し有効活用に向けたデータを蓄積した。

## 1. 研究対象建物およびシステムの概要

対象建物は、大阪市中心部に位置する地下3階・地上38階建（高さ約175m）の複合施設である。オフィスは10～37階に位置し、Figure.1に示す自然換気口が建物四方側面に設置されており、これを用いることで水平換気が可能である。本研究は、間仕切り等での空間の分断が少なく、大きな執務空間として利用しているという理由から23階テナントを対象に行った。研究対象建物に導入されている空調システムの概要をFigure.2に示す。テナントは、各階6系統に分割された空調ゾーン毎に、自然換気モードと空調モードのどちらかを行うかを各時刻におい

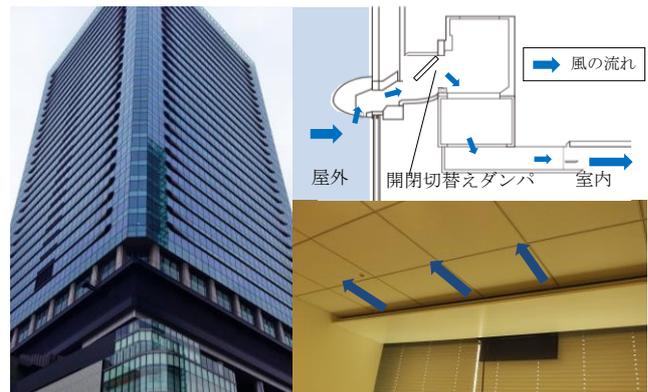


Figure.1 Outside and Detail of Ventilation Opening

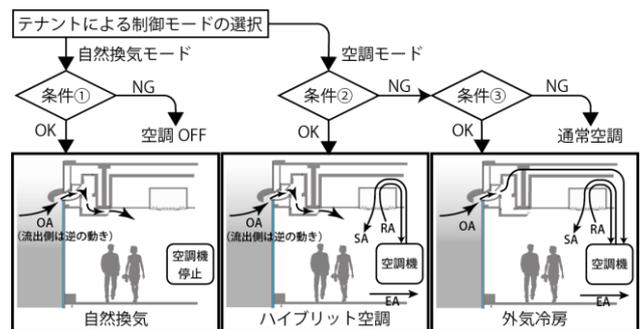


Figure.2 System Flow of HVAC

Table.1 Conditions of the HVAC System

		条件①	条件②	条件③
外気温	コアタイム	16℃以上	16℃以上	10～24℃
	コアタイム外	10℃以上		
外気湿度		90℃以下		
外部風		15m/s以下		
エンタルピー		還気>外気		

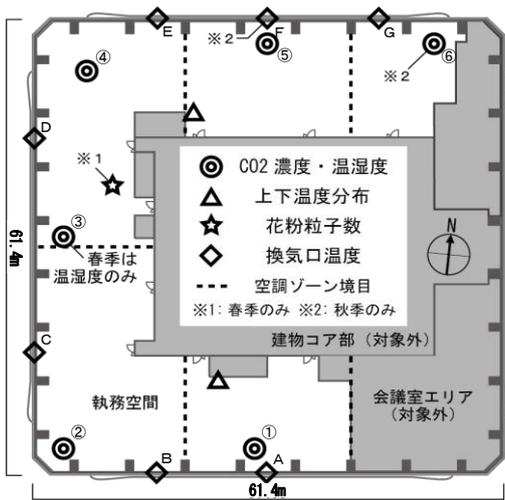


Figure.3 Floor Plan and Measurement Points

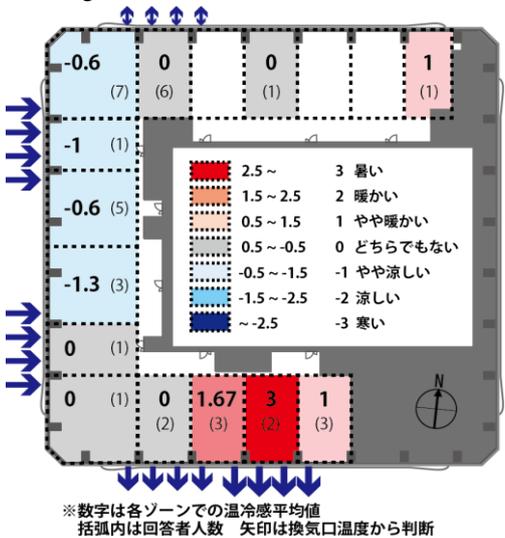


Figure.6 Thermal Sensation of Each Zones

て選択する。2014年11月より、ハイブリッド空調と外気冷房が空調モード選択時に条件を満たす場合利用可能となった。

## 2. 春季調査

### 2.1 概要

期間は2014年4月30日～6月2日であり、自然換気モードと空調モードの切り替えはテナントの任意とした。Figure.3に測定内容及び測定機器設置位置を示す。また、空調制御の状況などはBEMSデータにより確認している。WEBアンケート調査は回答者の属性・温冷感・空気環境(汚れなど)の感じ方・音環境・環境意識を執務者に問う内容であり、期間中何度でも回答できる。

### 2.2 自然換気利用時の結果と考察

春季調査期間において、テナントは5/15から6/2にかけての平日すべての日において、12～14時の間フロアすべての空調ゾーンで自然換気モードを選択していた。

Figure.4に12～14時の間自然換気を行った5月22日<sup>注1)</sup>の換気口温度と室内温度を示す。西側2つの換気口温度は外気温に近い値まで低下し、外気が流入している。こ

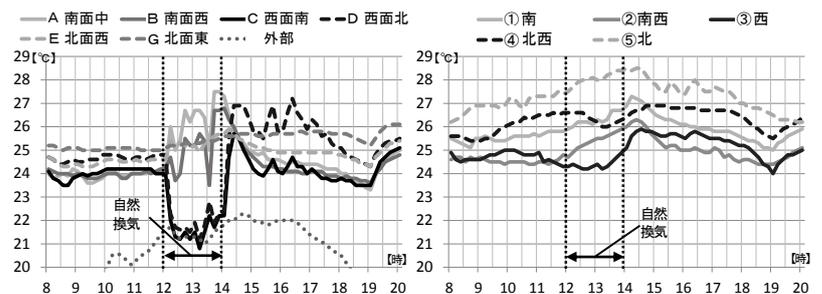


Figure.4 Temperature of Ventilation Openings (Left) and Room (Right)

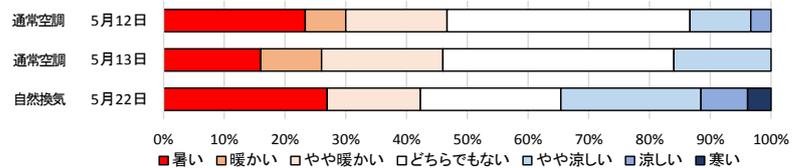


Figure.5 Questionnaire Results of Thermal Sensation

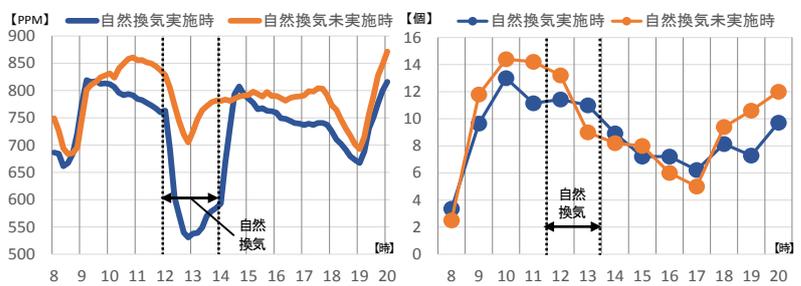


Figure.7 Alteration of CO2 Density

Figure.8 Alteration of Pollen Counts

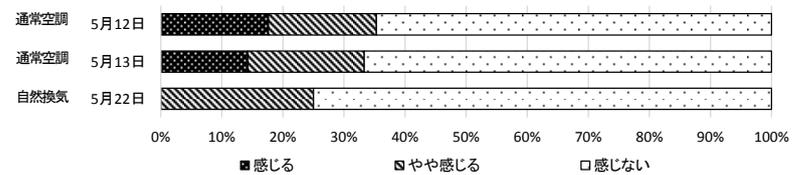


Figure.9 Rate of Perception for Pollen

の間の室内温度は緩やかに上昇しているものの急激な変化はない。14時ごろの温冷感を問うアンケート結果(Figure.5)は、通常空調の日<sup>注1)</sup>と比較すると、若干寒い側の申告があるものの大きな差はない。また、この日アンケート結果を在籍位置と関連させ平面図上に表すと(Figure.6)、風上側と風下側で差が見られる。風上側ではやや涼しいとの評価があるが、極端な寒いといった評価はない。風下側である南側のエリアでは暖かい側の評価が多く一部エリアでは暑いといった評価が見られる。快適な範囲で暖かいのであるならば自然換気は可能と思われる。極端に暑いという評価が多数みられる場合は、風下側のゾーンのみ空調モードを選択しハイブリッド空調を行う<sup>注2)</sup>ことで、自然換気経路の確保と快適性の維持の両立が可能であると思われる。

Figure.7に示すように自然換気実施時にはCO<sub>2</sub>濃度が大幅に低下している。未実施時においてもこの時間でのCO<sub>2</sub>濃度の低下は見られるが、これは昼食時間帯で人員密度が低下しているためで、自然換気時の方がより低くなり、13～14時の間も低い値を保っている。

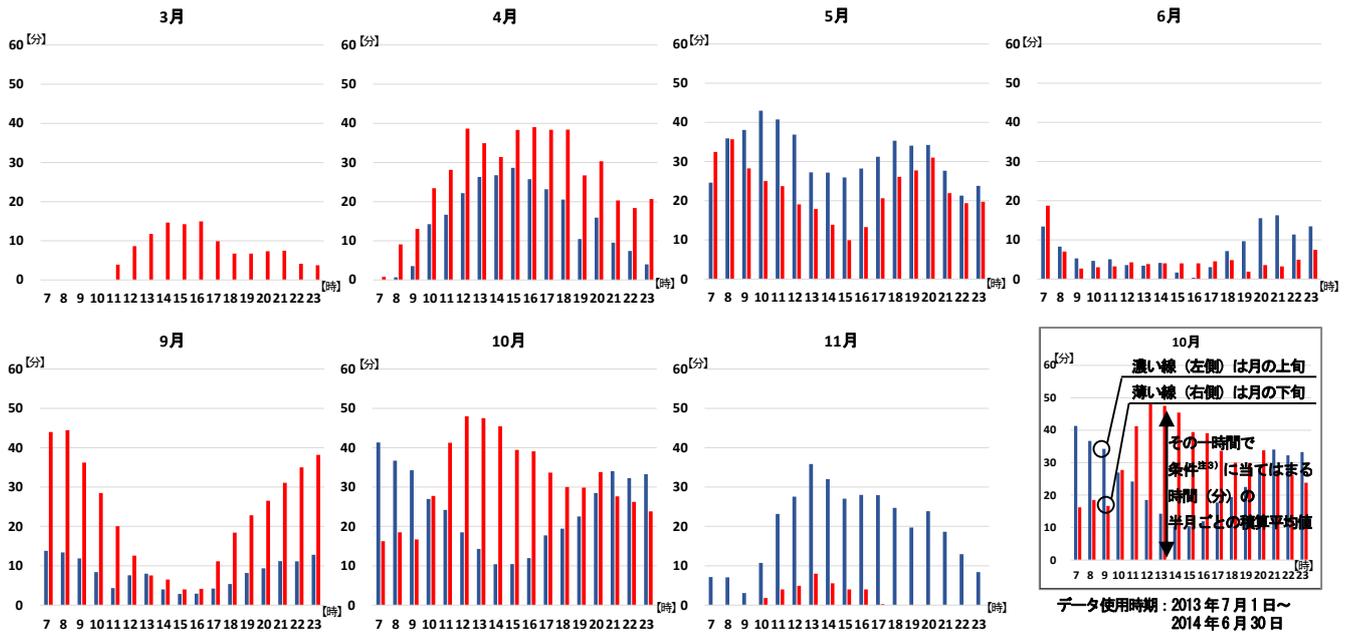


Figure.10 Seasons and Times when Natural Ventilation is available

### 2.3 花粉の影響に関する考察

Figure.8 に自然換気を 12～14 時の間行った日 (13 日分) と、自然換気を全く行わなかった日 (9 日分) のそれぞれを平均した室内の花粉粒子数の推移を示す。どちらもほぼ同じカーブを描き、自然換気の有無による変化よりも、その他の要因の方が、花粉粒子数の推移に影響していることが分かる。これは、豊村ら<sup>文2)</sup>が述べているように、室内への人の出入りに伴い衣服や鞆の表面などに付着した花粉が室内へ持ち込まれることの方が、自然換気口からの流入よりも支配的であるからと考えられる。また、花粉粒子の重みなどの影響で、ある程度の高層域では地表付近と比較して花粉が飛散している量が少ないといったこともあり、自然換気の実施に関しての影響は限定的であると考えられる。

また、アンケート調査で花粉症であると答えた人に自然換気を実施した日に花粉を感じるかといった質問を行った結果 (Figure.9) からは、自然換気の実施に伴い花粉を感じる人が増えるといった相関性は見られない。

### 3. 自然換気モードの最適利用に向けての目安の作成

室内環境を快適な範囲に保ちながら自然換気を行うためには、時期やその日の外気条件に合わせて使用する時間帯を調整して利用することが望ましい。しかし、春季調査期間において、テナントは自然換気を行った全ての日において同じ時刻でのみ自然換気モードを選択していた。また、自然換気モードを選択すべき時間が分からないとのテナントの声をうけた。そこで、Figure.10 に示す自然換気を最適に利用するための目安を作成した。

これは、2013 年 7 月の A ビル竣工から 1 年間の BEMS データを利用し、自然換気モード実行条件 (Table.1 の条件①) とほぼ同じ条件<sup>註3)</sup> にあてはまる時

間を半月ごとに積算平均したものである。横軸は時刻を表し、グラフの値が高いほど自然換気の利用可能性が高いと考えることができる。たとえば、10 月においては上旬では朝晩に高い値を示しているが、下旬になると昼間の方が高い値となるなど、時期によって利用可能な時間が大きく変化することが可視化された。

この目安では、室外のエンタルピが室内よりも低いときに、自然換気を行うことになるが、執務者の温冷感の好みや人員密度などを考慮し、このグラフの示す範囲の暖かい側や涼しい側のどの部分において自然換気を行うかを選択することで、より快適感を保ちながら自然換気を行うことが可能と考える。

## 4. 秋季調査

### 4.1 概要

期間は 2014 年 10 月 8 日～12 月 2 日であり、アンケート内容は春季と同等のものである。秋季調査期間では自然換気モードの選択時間を作成した Figure.10 の利用目安をもとに、調査時期の外気温の推移などを考慮しながら Table.2 のように設定した。なお、Figure.3 に示す北側の一部エリアにおいてはテナントの都合で自然換気モードは選択されておらず、他の部分でのみ自然換気が行われた。また、本調査中の 11 月 3 日より全てのエリアにて空調モード選択時に自動制御にて条件にあてはまる場合はハイブリッド空調・外気冷房が選択されるようになった。

### 4.2 自然換気時の結果と考察

Figure.11 の室内温度の推移を見ると、朝夕に自然換気を行った 10 月 10 日<sup>註1)</sup> は 10 時ごろまで室内温度が上昇している。しかし、Figure.12, 13 のアンケート結果からは、不快という評価はなく、比較的不満の少ない状況であ

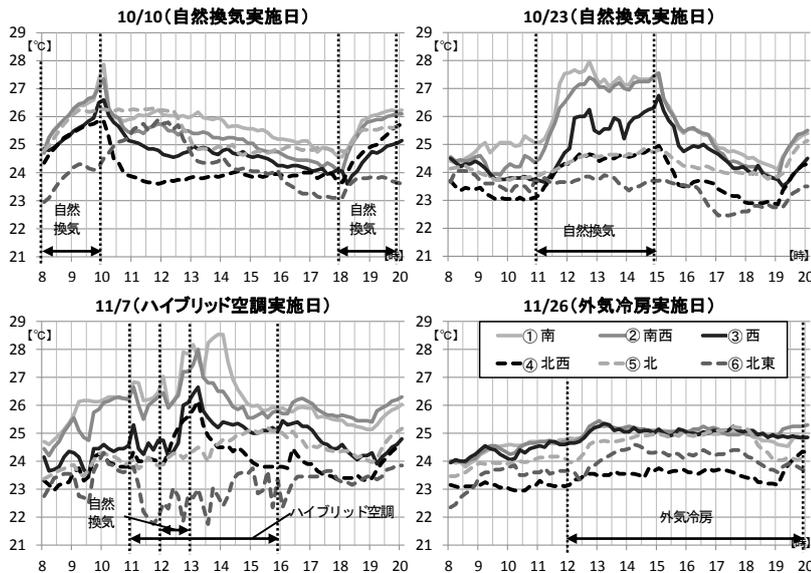


Figure.11 Alteration of Room Temperature

Table.2 Times to Select Natural Ventilation Mode

10/6~10	8:00-10:00/18:00-20:00
10/20~24	11:00-15:00
11/3~7	12:00-14:00

ったことが分かる。しかし、昼間に自然換気を4時間連続して利用した10月23日<sup>注1)</sup>は南側のエリアでは27℃以上となり、自然換気を行っていない北側のエリアと比較すると2℃以上の差があるなど、熱負荷が十分に除去できていないことが分かる。アンケート結果からは、許容できないという評価がほかの日よりも多く見られる。通常空調の場合と比較すると自然換気時は両日とも不快との評価が減り、快適だという評価が多く見られる。そのため、このテナントの場合は自然換気目安の涼しい側を中心に自然換気を行うと多くの人が快適と感じる環境下での運用が可能であると思われる。

#### 4.3 ハイブリッド空調・外気冷房時の結果と考察

ハイブリッド空調が行われた11月7日<sup>注4)</sup>は一部時間帯において短い時間に細かな温度差が生じている。これは外気の流入量やその方位などの変化に伴い、一部エリアにて短い時間で細かな温度変化が生じ、それに伴い空調機が細かく制御され、その応答に若干の時間差があるためと考えられる。

また、外気冷房が行われた11月26日<sup>注5)</sup>の室内温度の推移は大きなブレがなく、通常空調と同じように作用している。自然換気モードが利用できない場合はこれらを活用することで本システムが有効に利用可能である。

#### 6. まとめ

- 適切な時期や時間において自然換気を行うと、居住者にとって快適な環境を維持しながら自然換気を行うことが可能である。
- 自然換気利用時には室内のCO<sub>2</sub>濃度が大きく低下する。

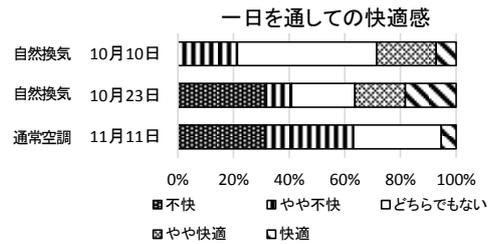


Figure.12 Comfortable Sensation

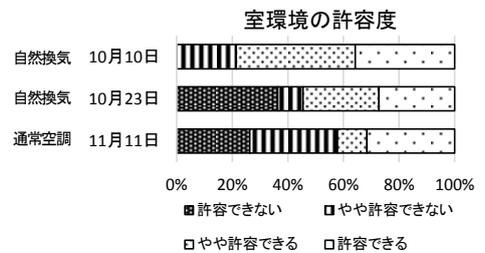


Figure.13 Room Environment Tolerance

- 自然換気時の花粉の影響は限定的であると思われる。
- 自然換気時に風下側で暑いとの評価が多い場合、そのエリアのみ空調モードを選択しハイブリッド空調を実施することで自然換気経路を確保しながら、快適性の維持が可能と思われる。
- 本システムのさらなる有効活用のために自然換気利用目安を作成した。これにより、対象フロアにおいて時期ごとに自然換気を選択可能な時間を明らかにすることができた。
- これに加え、室内の発熱状況や執務者の暑い・寒いといった志向などを加味し、その目安の示すような範囲において自然換気を行うと、より快適性を保ちつつ自然換気が可能なのかを明らかにする必要がある。

#### 注釈

- 注1) アンケートの回答が多い日を選択  
 注2) 自然換気を利用可能な場合、ハイブリッド空調も実行条件が同じため利用可能  
 注3) Table.1の条件①に加え、外気温が室内温度より低いという条件が加えられている  
 注4) 連続して長時間ハイブリッド空調が実施された日を選択  
 注5) 連続して長時間外気冷房が実施された日を選択

#### 参考文献

- 文1) 後藤、田中、近本、井守、土屋：高層オフィスビルにおける風力換気併用空調システムに関する研究（第1報）システム概要および換気性能・室内環境実測，空気調和衛生工学会学術講演梗概集 pp.61-64, 2014, 秋田  
 文2) 豊村、山中、甲谷、桃井、相良、長谷川、落合：太陽熱・ファン併用型シャフトを有するテナントオフィスビルの自然換気に関する研究（その4）竣工後実測による自然換気性能の検証，日本建築学会学術講演梗概集 OS, pp.799-802, 2014