

置換換気を導入した4床病室の換気特性に関する研究  
(その2) 冷却・加熱壁面が室内汚染物濃度分布に及ぼす影響

Displacement Ventilation for a Four-bed Hospital Ward

(Part2) Influence of Cooled and Heated Walls on Contaminant Concentration Distribution

○伊濱 大晟 (大阪大学)  
小林 知広 (大阪大学)  
若狭 弥保 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)  
崔 ナレ (大阪大学)

Taisei IHAMA\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup>  
Narae CHOI\*<sup>1</sup> Miho WAKASA\*<sup>1</sup>  
\*<sup>1</sup>Osaka University

Unpleasant odor from inpatients' bodies or their discharges in the hospital wards is one of the most problematic issues in Japan. In this research, displace ventilation is proposed to solve this serious odor problem. However, if there are windows or walls which are faced to outdoor air, the upward or downward flows are generated along the walls and it may alter the height of contaminant interface and the contaminant profiles. This paper presents the experimental results which investigated the influence of upward and downward convection flow on the contaminant concentration distribution.

1. はじめに

病室には、医療行為と療養生活を両立させるために高い清浄性と快適性が要求される。本研究では、これを達成するための手段として、におい拡散の防止に効果的である置換換気の適用を考える。

置換換気とは、上昇気流量と下降気流量の収支が給気量と等しくなる高さに汚染物境界面を形成する換気である。下降気流が存在しない場合、境界面高さ以上に移送された汚染物が高さ以下に再度流入することはないため、室下部は清浄に保たれる。Fig.1に置換換気の概要を、式(1.1)に境界面高さにおける流量の収支を示す。

$$Q_s = \sum Q_h + \sum Q_{wu} - \sum Q_{wd} \quad (1.1)$$

$Q_s$ : 給気量                       $Q_{wu}$ : 壁からの上昇気流量  
 $Q_h$ : 人体からの上昇気流量    $Q_{wd}$ : 壁からの下降気流量

外気に接触する壁面近傍では、外気温と室温との差により下降・上昇気流が形成される。従って置換換気室内にこのような壁面が存在する場合、境界面高さの変動や空気清浄性の低下が引き起こされる可能性がある。そこで本研究では置換換気病室を構成する壁面のうちの一つを外気接触壁面と仮定し、この壁面が置換換気に及ぼす影響についての把握を行った。本報では、鉛直汚染物濃度分布に及ぼす影響について報告する。

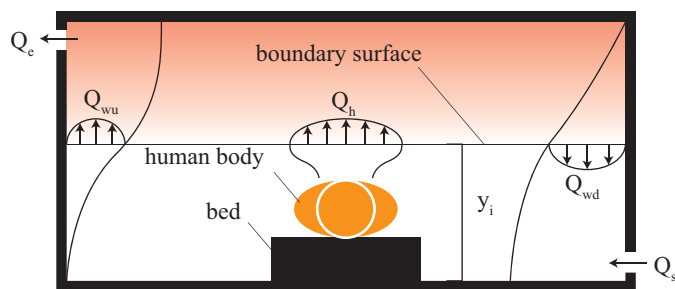


Fig.1 Displacement ventilation

2. 実験概要

Fig.2にCO<sub>2</sub>発生点およびCO<sub>2</sub>濃度測定点を示す。CO<sub>2</sub>の発生は人体からの汚染物を想定し、2L/minで発生させた。実験条件については前報(その1)に示す。

置換換気された実験室(以下、置換換気室)内温度およびOuter Chamber(OC)内温度が定常に達したことを確認した後、CO<sub>2</sub>を発生させた。測定値は排気濃度及び置換換気室内濃度が定常に達した後10分間の値とする。結果には排気濃度により規準化した値を示している。

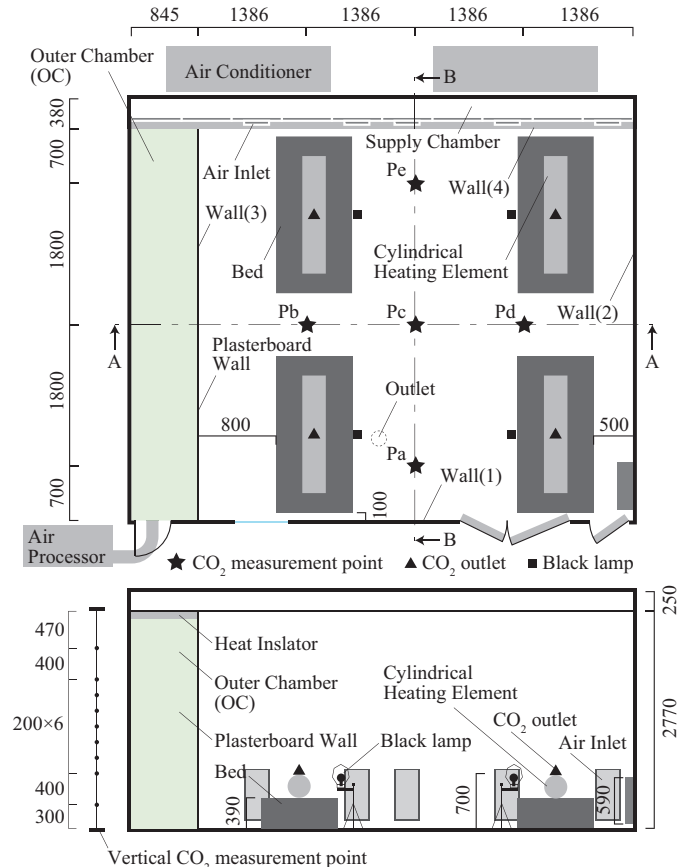


Fig.2 CO<sub>2</sub> Measurement Points

A-27

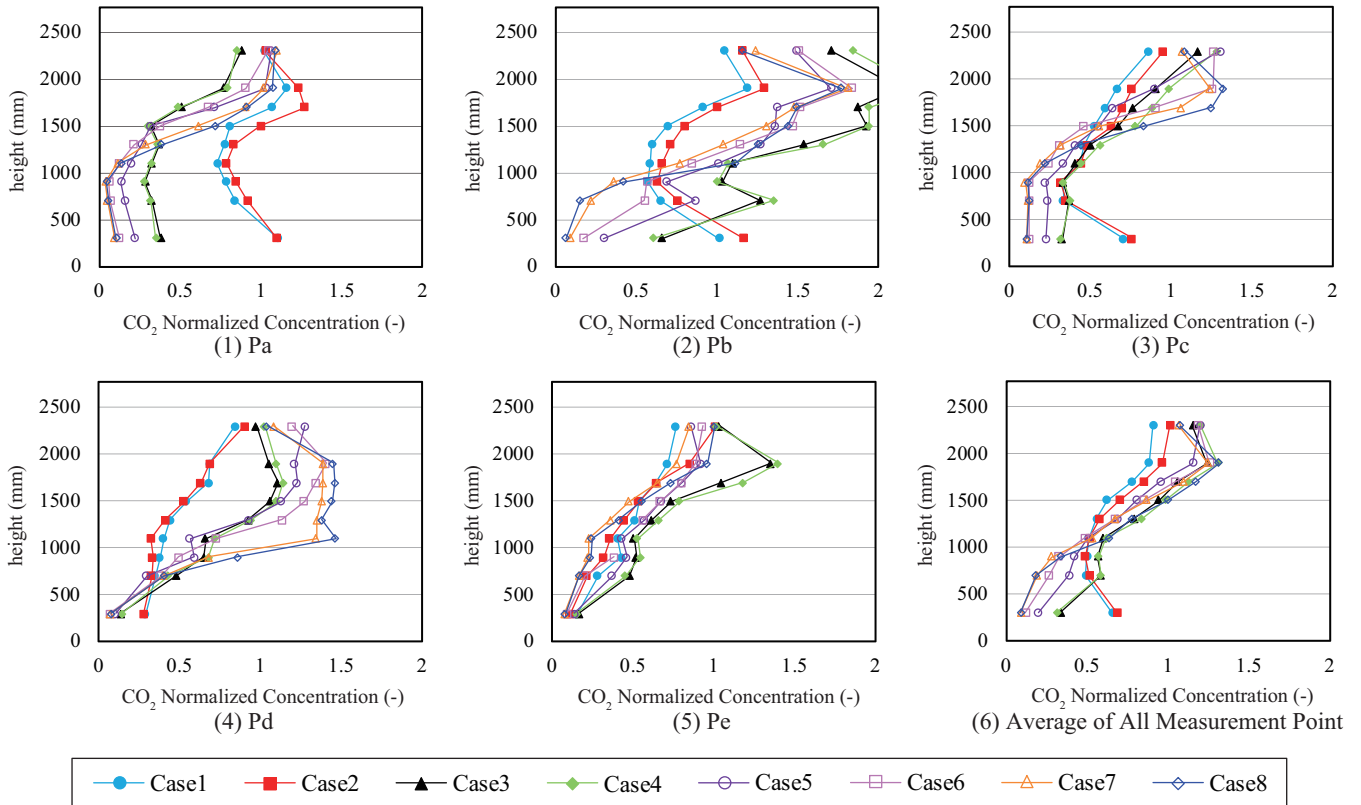


Fig.3 Vertical CO<sub>2</sub> concentration distribution

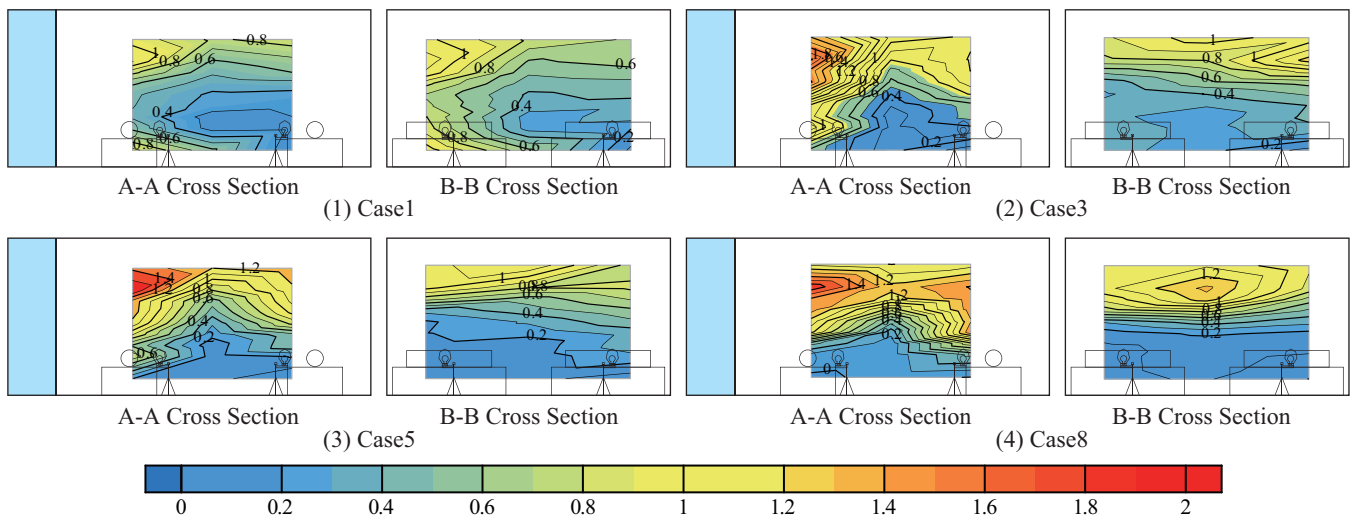


Fig.4 Contour of CO<sub>2</sub> Normalized Concentration

### 3. 結果と考察

#### 3.1 15°C給気・壁面冷却条件

置換換気室への給気を 15°C で行い、Wall(3) を冷却した場合の結果を Fig.3, 4 に示す。Fig.3 は各 Case の鉛直 CO<sub>2</sub> 濃度分布を測定点ごとに重ねたもの、Fig.4 は Fig.2 に示した 2 断面での濃度コンターである。

まず Case による比較を行う。Fig.3 より、OC 内温度を低く制御した Case1, 2 では他のケースと比較して Pa, Pb, Pc における床面近傍濃度が高くなっていることが分かる。これは、冷却された Wall(3) に沿って下降気流が生じ、室上部に移送された CO<sub>2</sub> が室下部に流入しているためであると考えられる。また Fig.3(6) より OC 内温度を上昇させるに従って居住域濃度が低下し、境界面高

さが低下していることが分かる。これは Wall(3) の表面温度が周辺の空気温度に近づいたことで、この壁に沿った下降気流が減少したためであると考えられる。

次に測定点による比較を行う。Case1, 2 において Pd, Pe で床面近傍濃度が高くならなかった要因としては、Pd については Wall(3) からの距離が遠いため下降気流の影響を受けにくいこと、Pe については給気口に近いため常に新鮮な空気にさらされていることが考えられる。Fig.4 より Wall(3) の表面温度が周辺の空気温度に近づくほど左右対称のコンターとなっていることが分かる。このことから壁面近傍気流が室内空気を乱れさせる要因となっている可能性が考えられる。また、いずれの Case においても Wall(3) 側で CO<sub>2</sub> の滞留現象が見られた。

A-27

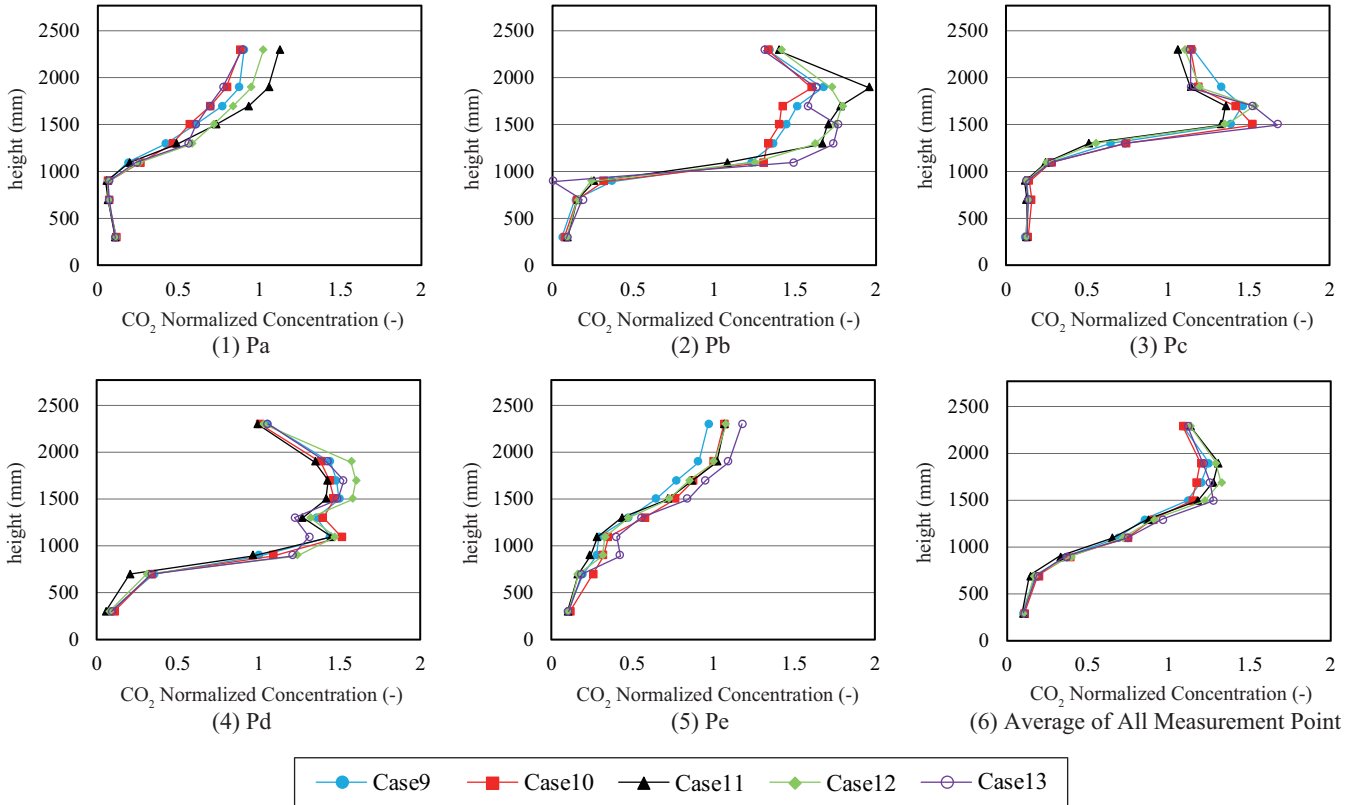


Fig.5 Vertical CO<sub>2</sub> concentration distribution

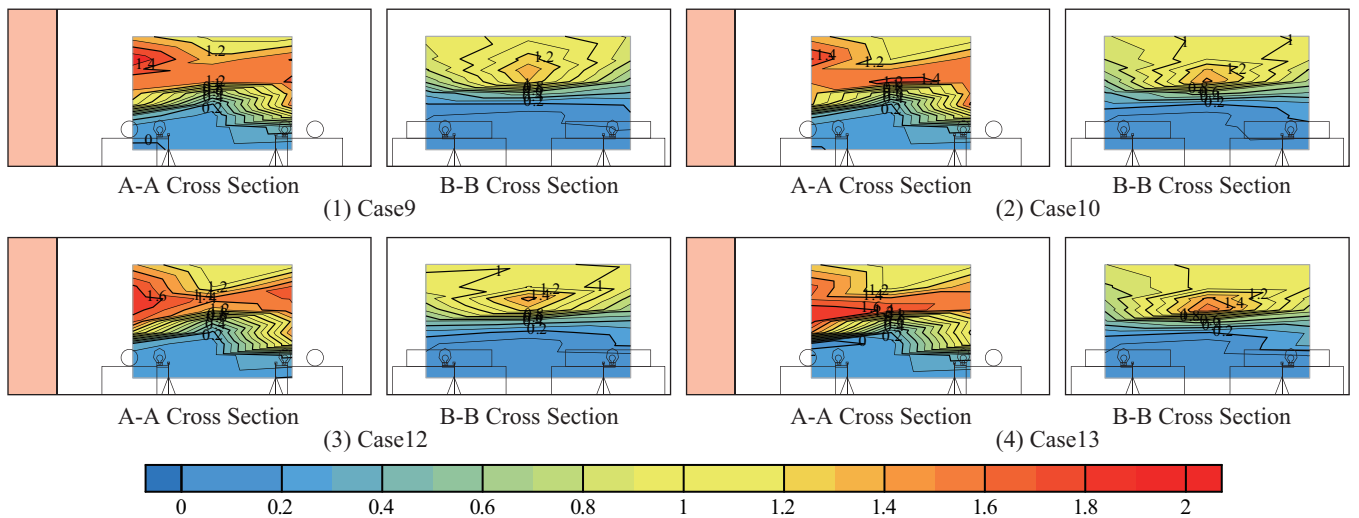


Fig.6 Contour of CO<sub>2</sub> Normalized Concentration

3.2 15°C給気・壁面加熱条件

置換換気室への給気を 15°C で行い、Wall(3) を加熱した場合の結果を Fig.5, 6 に示す。Fig.5 は各 Case の鉛直 CO<sub>2</sub> 濃度分布を測定点ごとに重ねたもの、Fig.6 は Fig.2 に示した 2 断面での濃度コンターである。

まず Case による比較を行う。Fig.5 よりいずれの Case においても居住域濃度が低いことが分かる。これは、下降気流が生じにくい壁面加熱条件であるためだと考えられる。同図より冷却条件と比べ、室下部の濃度分布に Case 間の差がないことも分かる。このことから、下降気流は室下部の汚染物濃度分布に大きく影響するものと考えられる。また実験時、全ての Case 測定時において気候室外部の空気温度が気候室内より低く、Wall(3) 以

外の 3 壁面が冷却されていた。そのため加熱による上昇気流量が下降気流量に比べて少なく、壁面を加熱したことによる影響が小さかったことも Case 間の差がない理由として考えられる。

次に測定点による比較を行う。Fig.5(2), (3), (4) 及び Fig.6 より高さ 1000 ~ 2000mm の範囲において CO<sub>2</sub> の滞留が生じていることが分かる。これはこの高さで壁面温度と空気温度が等しくなり、上昇気流を生じなくなったためであると考えられる。また Fig.5, 6 より、高さ 1000 ~ 1500mm の位置に明確な境界面が形成されていること、比較的左右対称なコンターとなっていることが分かる。以上より、境界面高さは低いものの概ね理想的な置換換気が形成されていると考えられる。

A-27

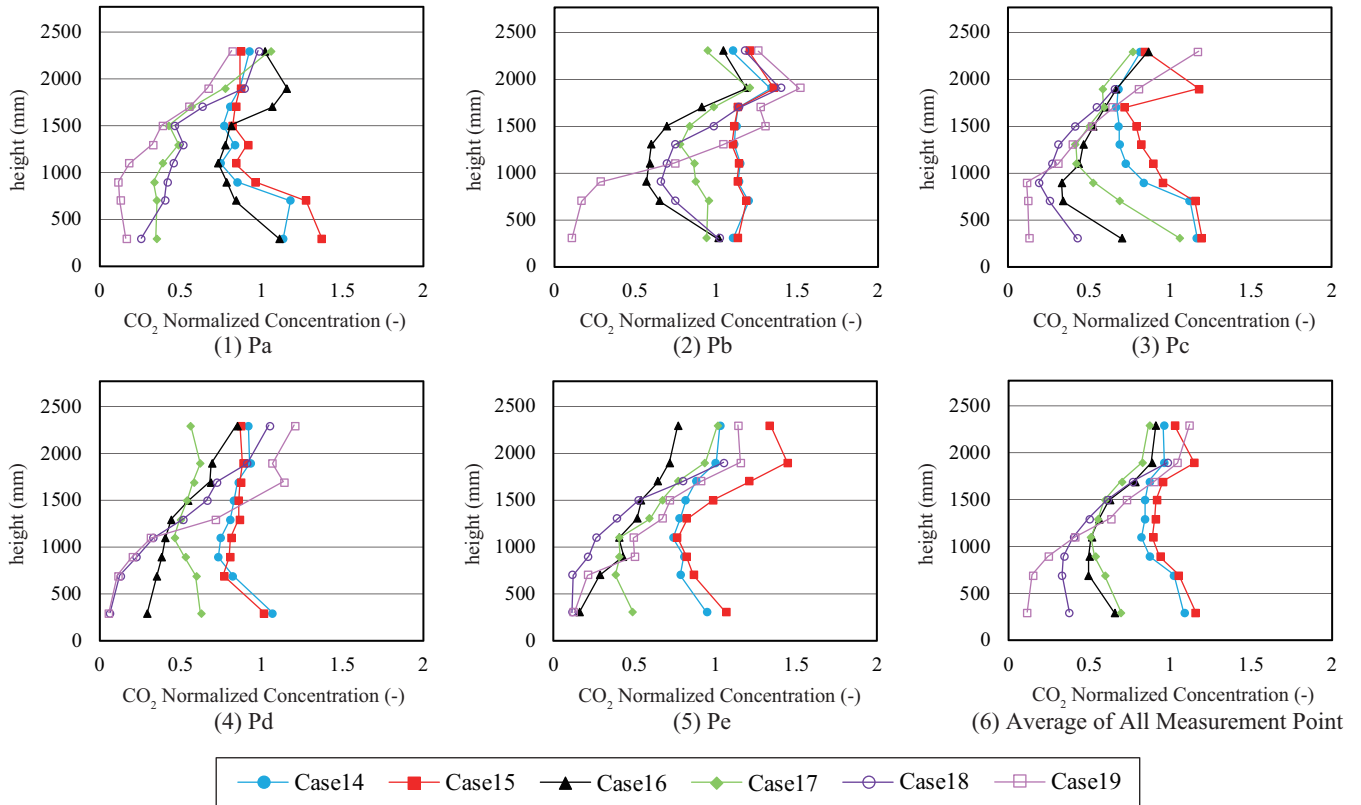


Fig.7 Vertical CO<sub>2</sub> concentration distribution

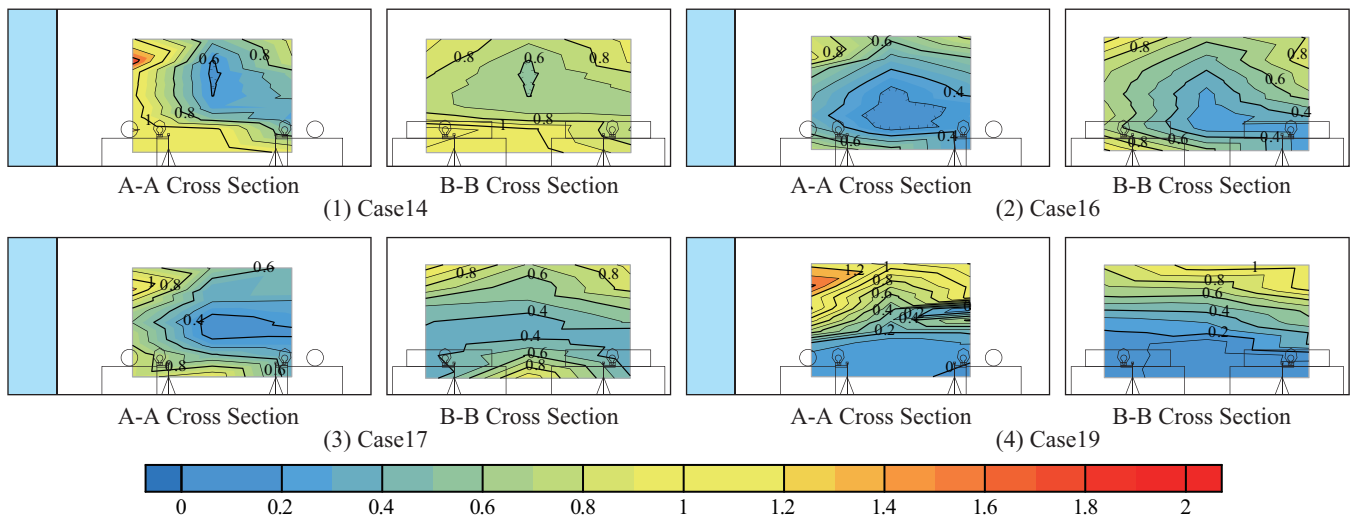


Fig.8 Contour of CO<sub>2</sub> Normalized Concentration

### 3.3 20°C給気・壁面冷却条件

置換換気室への給気を 20°C で行い、Wall(3) を冷却した場合の結果を Fig.7, 8 に示す。Fig.7 は各 Case の鉛直 CO<sub>2</sub> 濃度分布を測定点ごとに重ねたもの、Fig.8 は Fig.2 に示した 2 断面での濃度コンターである。

まず Case による比較を行う。Fig.7 より Case19 において比較的理想的な置換換気を形成しているものの、他の Case においては明確な境界面が見られなかった。この理由として壁面における熱損失を考える。本実験は冬季に実施しており、実験時の気候室周辺空気温度は平均 11.1°C であった。置換換気室への給気を 20°C で行ったことにより 15°C 給気時よりも貫流による熱損失が増加し、壁面下降流の影響が大きくなったものと考えられる。

次に測定点による比較を行う。Fig.8 よりいずれの条件においても A-A Cross Section では左右非対称となっていることが分かる。このことから冷却壁面近傍の下降流が置換換気を崩す要因になっていると考えられる。

### 4. おわりに

今後はモデル計算の精度向上を試みる予定である。

#### 【謝辞】

本研究は、JSPS 科研費 JP15H02279 の助成を受けたものです。

#### 【参考文献】

- 1) REHVA:REHVA Guidebook on Displacement ventilation, 2007
- 2) 稲垣達也: 置換換気を導入した病室内の温度汚染物濃度分布予測法に関する研究, 大阪大学修士論文, 2012
- 3) 若狭弥保, 山中俊夫, 小林知広, 崔ナレ, 伊濱大晟: 置換換気を導入した 4 床病室の換気特性に関する研究 (その 1) 冷却・加熱壁面が室内温度分布に及ぼす影響

無菌治療室を対象とした換気システムの性能評価に関する研究  
(その4) 気流方向と給気面積が非等温場の換気効率に及ぼす影響  
Evaluation of Mechanical Ventilation System for Bio-Clean Sickroom  
(Part 4) Effect of Flow Direction and Supply Opening Area on Ventilation Efficiency  
under Non-Isothermal Condition

○村山 熙 (大阪市立大学)  
梅宮 典子 (大阪市立大学)

小林 知広 (大阪大学)

Hiroshi MURAYAMA \*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI \*<sup>2</sup> Noriko UMEMIYA \*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University \*<sup>2</sup> Osaka University

In April 2012, the facility standard of bio-clean sick room was changed by the notification by the Ministry of Health, Labor and Welfare, and the air conditioning equipment in the bio-clean sick room is obliged to adopt the designated laminar flow system. However, it is not clearly defined what kind of air conditioning system specifically meets the facility standard for each system. In addition, the performance evaluation method of the ventilation system has not been established. Therefore, in this study, we focus on the ventilation efficiency in various ventilation methods for bio-clean sick room and aim to perform quantitative performance evaluation.

## 1. はじめに

平成24年4月、厚生労働省告示<sup>1)</sup>により、無菌治療室の空調設備は、水平層流方式、垂直層流方式、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。しかし、それぞれの換気システムに関して、明確な定義が存在するとは言い難く、性能評価手法も確立されていない。そこで本研究では、無菌治療室の各種換気システムにおいて、CFD解析を行い、換気効率を算出することで、定量的な性能評価を行うことを目的とする。既報<sup>2)</sup>では、等温場を対象としたが、本報では、非等温場を対象とし、また、給気面におけるパンチングメタルの開孔率の差異における影響についても調査を行う。

## 2. 無菌治療室のCFD解析

### 2.1 対象とする無菌治療室の換気システム

本研究で対象とする病室モデルの平面図と換気システムをFig.1(1)～(4)に示す。給気量は全条件で700[m<sup>3</sup>/h]で統一しており、給気温度は22℃とした。Case 1はベッド付近からの壁面給気で対面より排気する水平層流を想定した方式である。Case 2は天井給気で床面から下方向に吸い込み、壁ダクトで排気する垂直層流を想定した方式である。Case 3は天井給気で、壁面全体から排気する水平・垂直層流の双方併用を想定した換気方式である。Case 4はCase 3と比較して壁面の排気口を下部のみに変更した水平・垂直層流の双方併用を想定した換気方式とした。

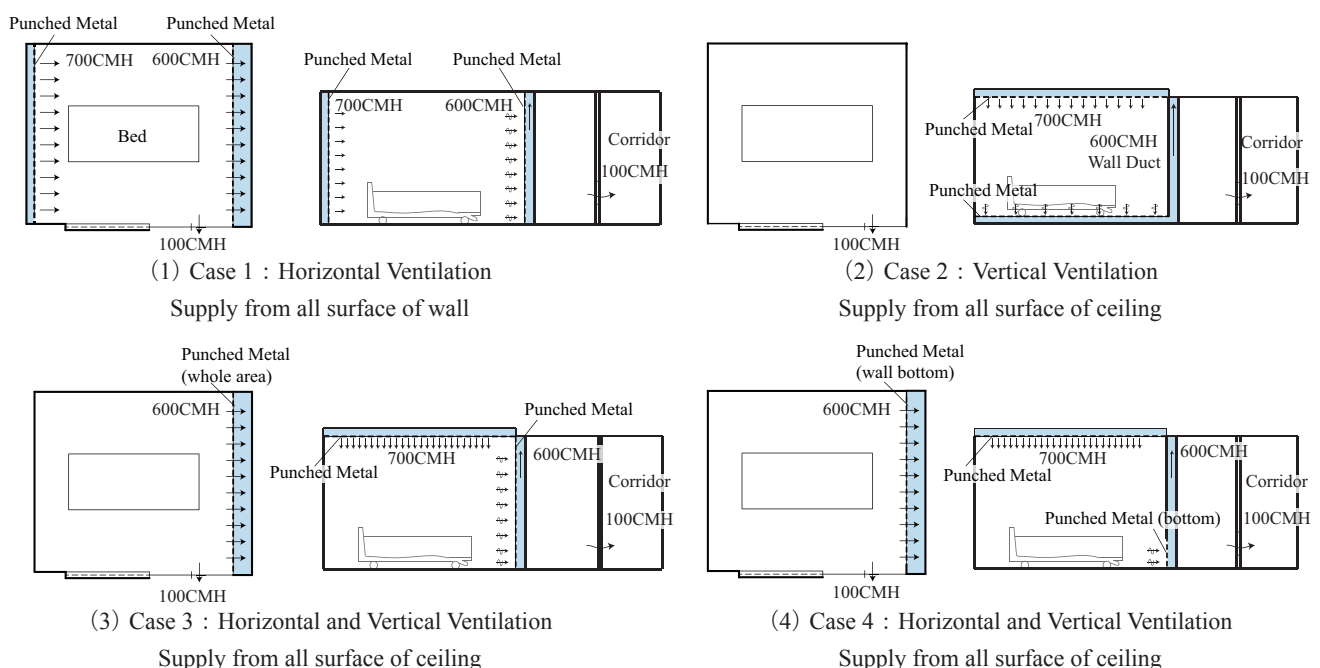


Fig.1 Floor Plan and System Diagram of Ventilation System for Bio-Clean Sickroom

2.2 解析領域の概要

Fig.1 に示した解析対象を再現し、CFD 解析を行う。例として Case 2 の解析領域とメッシュレイアウトを Fig.2 に示す。乱流モデルには標準  $k-\epsilon$  モデルを用いて定常計算を行った。Table 1 に CFD 解析条件を示す。全条件で病室中央にベッドと、ベッドに横たわる患者を再現しており、給気部、排気部はパンチングメタルを介してチャンバー空間と繋がっている状況を想定した。また、実際の無菌治療室には患者からの熱上昇流の発生やその他各種熱負荷が存在し、それらは室内の気流場に大きな影響を及ぼすと考えられるため、非等温場での解析を行った。人体からの発熱、窓や壁面の貫流熱を想定し、室内の総発熱量を 210W に設定し、解析を行った。

2.3 パンチングメタル部の再現方法

パンチングメタルの孔を CFD 解析で詳細ま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ため、既往研究<sup>3)</sup> で採用したパンチングメタルの圧力損失特性を該当する領域の構造格子に組み込む手法を用いた。この手法では解析時に以下で示される損失項を運動量保存式に加える。

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

ここで、 $1/\alpha_i$  [1/m<sup>2</sup>] が粘性抵抗係数を表し、 $C_{2i}$  [1/m] は慣性抵抗係数を表す。また、 $\Delta p_i$  [Pa] は圧力損失、 $\mu$  [kg/m·s] は粘性係数、 $v$  [m/s] は速度、 $\rho$  [kg/m<sup>3</sup>] は密度、 $\Delta n$  [mm] は格子の厚みを表す。本研究では、既往研究<sup>3)</sup> で整備した開孔率 50.9% のパンチングメタルの圧力損失特性から上記の抵抗係数を算出して運動量損失項を付加し、パンチングメタルを再現した。

2.4 換気効率の評価方法

本研究では、2つの方法で換気効率を評価する。1つ目は、空気齢に基づき換気効率を評価する方法である。評価指標には室空気交換効率を用いる。名目換気時間を  $\tau_n$ 、室全体の平均空気齢を  $\langle \tau \rangle$  とすると、室空気交換効率  $\epsilon^a$  は以下のように表すことができる。

$$\epsilon^a = \frac{\tau_n}{2 \langle \tau \rangle} \quad (2)$$

なお、 $\epsilon^a$  は完全なピストンフローを 1.0 とした室全体の換気効率指標であり、0 ~ 1.0 で定義される。局所平均空気齢は SVE3<sup>4)</sup> を算出することで求めた。SVE3 は局所平均空気齢を名目換気時間で除した無次元の換気効率指標であり、室内で一様に Passive Contaminant を発生させる解析を行い算出される。

2つ目の評価方法は、汚染質濃度に基づき換気効率を評価する方法である。定常状態における排気中の汚染質濃度を  $c_e$ 、平均汚染質濃度を  $\langle c \rangle$  とすると、汚染質除去効率  $\epsilon^c$  は以下のように表すことができる。

$$\epsilon^c = \frac{c_e}{\langle c \rangle} \quad (3)$$

本報では、 $\epsilon^a$ 、 $\epsilon^c$  を室全体とベッド周辺領域（ベッド端部より水平方向に 300mm、床面から 1,100mm 以内の空間）のそれぞれで評価する。

Table 1 CFD Analysis Condition

CFD code		ANSYS Fluent 17.0		
Turbulence Model		Standard k-epsilon Model		
Algorithm		SIMPLE		
Discretization Scheme		QUICK		
Boundary Condition	Inlet	700CMH		
		k, ε : based on Turbulent Intensity and Length Scale I=10.0 %, L=198mm		
	Outlet	Based on Flow Rate and Outlet Area		
		Velocity	Standard Wall Function	
	Walls	Heat Flux	Exterior Wall	8W/m <sup>2</sup>
			Interior Wall (Corridor Side)	4W/m <sup>2</sup>
Other Walls			adiabatic	
Window			25W/m <sup>2</sup>	
Total Number of Cells		Case 1 : 3,613,588	Case 2 : 4,024,582	
		Case 3 : 3,310,210	Case 4 : 3,284,250	
Modeling Method of Punched Metal		Source Term for Momentum Equation based on Pressure Loss Characteristics		

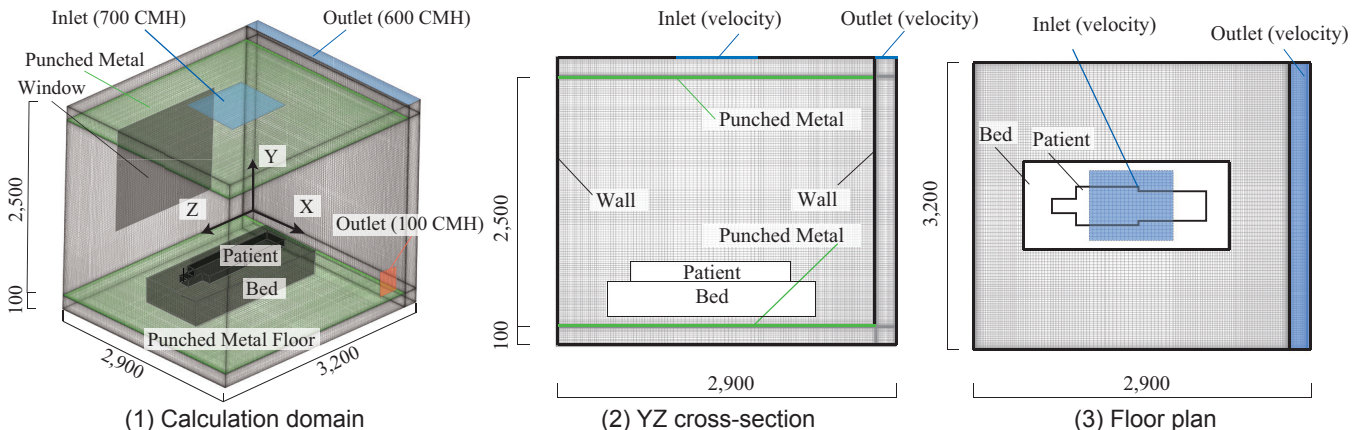


Fig.2 Calculation domain and Mesh Layout for Case 2

2.5 解析結果と換気効率評価

ベッド中央断面におけるSVE3をFig.3に、各点の汚染質濃度を排気濃度で基準化した濃度分布をFig.4に示す。汚染質発生位置は患者の口元とした。Table 2に算出した室空気交換効率と汚染質除去効率を示す。Case 1では風下のベッド近辺でSVE3が高い部分が見られ、汚染質分布においては、汚染質が天井面に広がる結果となった。Case 2では、壁面付近のスペースでSVE3が高い部分が見られ、汚染質濃度も同様であった。Case 3では、部屋全体としてSVE3の値が顕著に高い部分は見られなかったが、壁面付近での空気の滞留がにわかに見られた。汚染質は非排気面側の壁に広がる様子が見られた。Case 4ではCase 2と類似した分布が見られ、室空気交換効率、汚染質除去効率においても近い値を示す結果となった。室空気交換効率、汚染質除去効率ともに室全体でもベッド周辺においても、Case 1が最高値を示し、分布を

みるとCase 2からCase 4では、天井内で新鮮な空気が広がっておらず、パンチングメタルの開孔率が換気効率に影響を及ぼすと考えられる。

3 パンチングメタル開孔率の変化による影響

3.1 CFD 解析概要

開孔率の差異による換気効率への影響を明らかにすることを目的として、新たに開孔率の異なる3種のパンチングメタルのCFD解析を行った。Table 3に各パンチングメタルの詳細を示す。また、Table 4にCFD解析条件を、Fig.5に主流方向と、直交方向におけるメッシュレイアウトを示す。モデルの全体幅は風上側500mm、風下側500mmとし、パンチングメタルの厚みは1.2mmとした。分割幅は最小0.4mmとし、パンチングメタル部分から離れるにしたがって格子幅が大きくなるように設定した。流入境界では流入速度の値を10段階に変化させ、0.1m/sから1.0m/sまで、0.1m/s刻みに設定し、解析を行った。乱流モデルには標準k-εモデルを用いた<sup>注)</sup>。

3.2 圧力損失特性式と開孔率の変化による影響

Fig.6に解析結果から得られた圧力損失特性を示

Table 2 Ventilation Efficiency for Case 1 - Case 4

Case	Air Change Efficiency [-] ( $\epsilon^a$ )		Contamination Removal Efficiency [-] ( $\epsilon^c$ )	
	Room	Around Bed	Room	Around Bed
Case 1	0.630	0.733	1.35	1.62
Case 2	0.412	0.553	0.600	0.684
Case 3	0.566	0.696	0.791	0.772
Case 4	0.433	0.575	0.625	0.700

Table 3 Basic Information of Punched Metal

ID	Original	A	B	C
Diameter	3.0 mm			
Pitch	4.0 mm	4.5 mm	5.0 mm	6.0 mm
Porosity	50.9%	40.3%	32.6%	22.7%
Width : W	8 mm	9 mm	10 mm	12 mm
Hight : H	13.9 mm	15.6 mm	17.3 mm	20.8 mm
Thickness : T	1.2 mm			

Table 4 CFD Analysis Condition for Punched Metal

CFD code	ANSYS Fluent 17.0	
Turbulence Model	Standard k-epsilon Model	
Algorithm	SIMPLE	
Discretization Scheme	QUICK	
Boundary Condition	Inlet	Velocity : 0.1 to 1.0 m/s (every 0.1 m/s) k, ε : based on Turbulent Intensity and Length Scale
	Outlet	Gauge Pressure : 0 Pa
	Walls	Metal Wall : Standard Wall Function Symmetry : Free Slip
Total Number of Cells	A : 227,964	
	B : 245,280	
	C : 299,412	

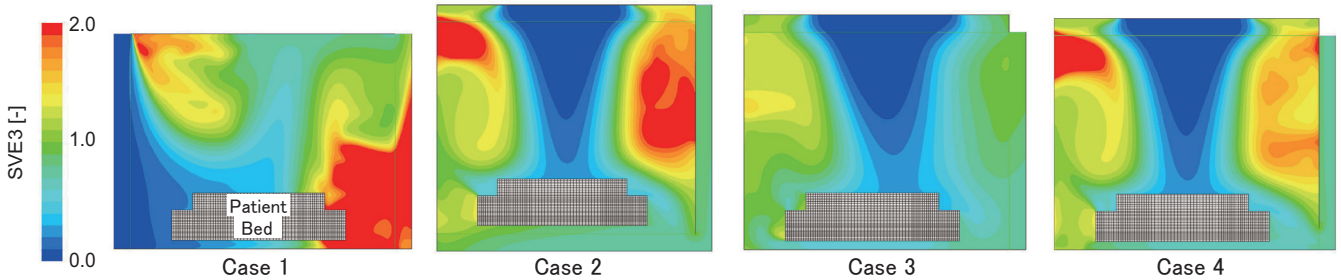


Fig.3 SVE3 Distribution for Case 1 - Case 4

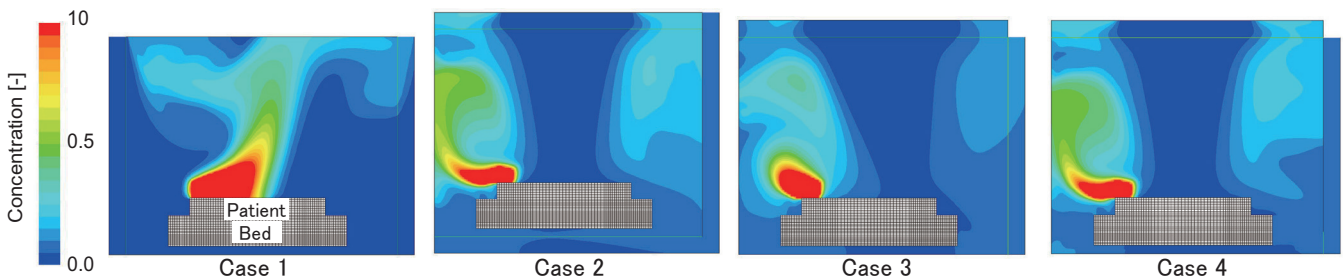


Fig.4 Concentration Distribution for Case 1 - Case 4

す。この特性を用いて無菌治療室の解析を再度行った。換気システムは Case 4 の換気方式を対象とした。Fig.7 にベッド中央断面における SVE3 分布を、各点の汚染質濃度を排気濃度で基準化した濃度分布を Fig.8 に示す。Table 5 に、解析結果から得られた各条件の室空気交換効率と汚染質除去効率を示す。パンチングメタルの開孔率が下がるに従って、SVE3 が高い部分が減少していき、また、汚染質は室下部へと流れていく傾向が見られた。室空気交換効率、汚染質除去効率においては、ともに上昇傾向が見られた。要因としては、開孔率が低くなったことにより、天井内部で新鮮空気が広がり、流入面全体から空気が流入するようになったことが影響したと考えられる。

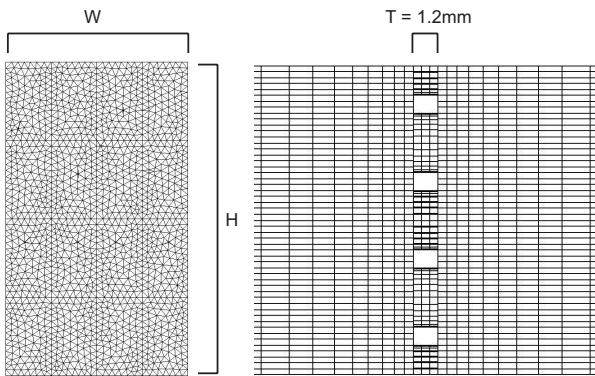


Fig.5 Mesh Layout for Punched Metal

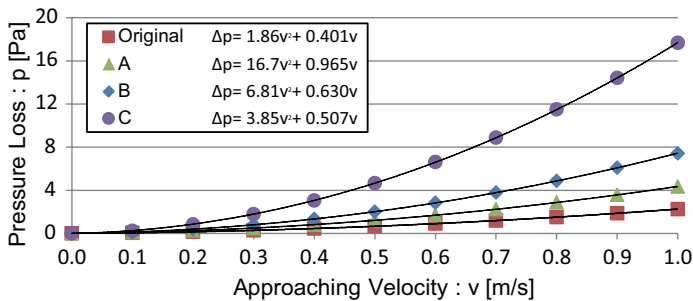


Fig.6 Pressure Loss of Punched Metal A - C

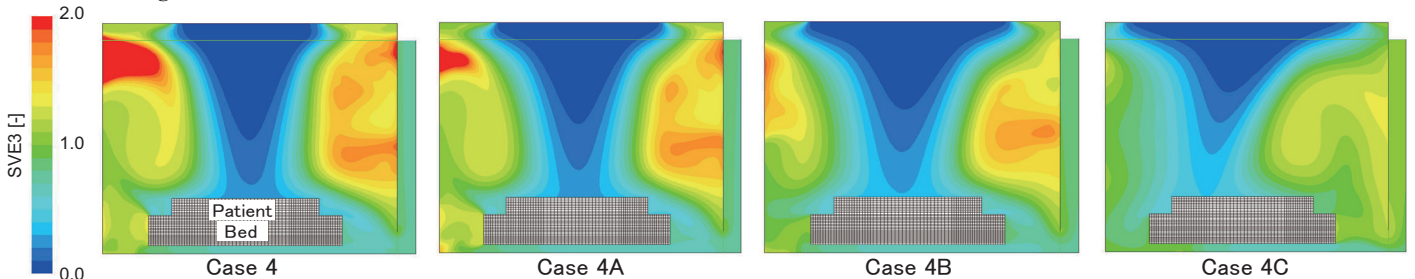


Fig.7 SVE3 Distribution for Case 4A - 4C

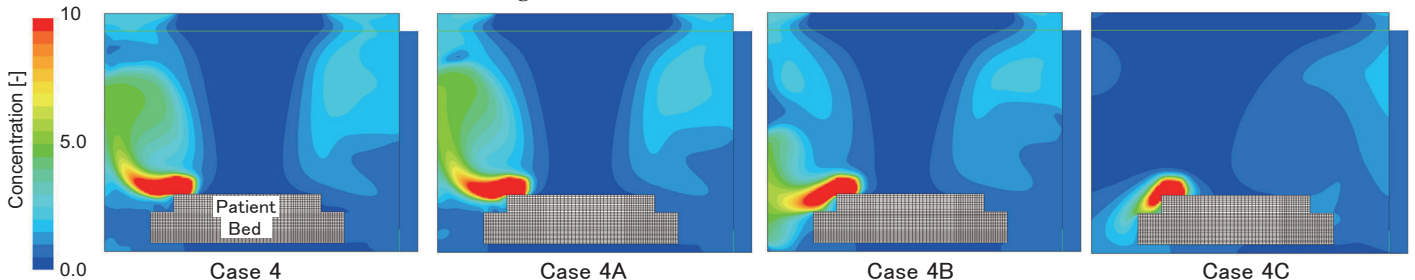


Fig.8 Concentration Distribution for Case 4A - 4C

4. まとめ

本研究では、無菌治療室における各種換気方式について非等温場でCFD解析を行い、室空気交換効率・汚染質除去効率を算出することで性能評価を行った。また、天井面給気の対象としてパンチングメタル開孔率を変更した解析を行い、開口率が小さく天井全面から流入する条件で換気効率が増加することを確認した。今後は、汚染質発生点の違いによる換気効率への影響の調査を行う所存である。

注)

本研究では予備検討として低レイノルズ型  $k-\epsilon$  モデルを用いた解析も行い、標準  $k-\epsilon$  モデルと比較して圧力損失特性に大きな差異がないことを確認している。

[参考文献]

- 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」
- 2) 村山 照ら：「無菌治療室を対象とした換気システムの性能評価に関する研究（その 2）気流方向と給気面積が等温場の換気効率に及ぼす影響」、空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-11, 2018.3
- 3) 徳原 盛孝ら：「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」、空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.240-243, 2015.3
- 4) 加藤 信介、村上 周三：「換気効率の評価モデルに関する研究その 1 新たな換気効率指標とその分布の定義及び算出法」、空調調和・衛生工学会講演論文集、1984.10

Table 5 Ventilation Efficiency for Case 4A - 4C

Case	Porosity	Air Change Efficiency [-] ( $\epsilon^a$ )		Contamination Removal Efficiency [-] ( $\epsilon^c$ )	
		Room	Around Bed	Room	Around Bed
Case 4	50.9%	0.433	0.575	0.625	0.700
Case 4A	40.3%	0.460	0.586	0.630	0.709
Case 4B	32.6%	0.491	0.599	0.636	0.708
Case 4C	22.7%	0.530	0.590	1.08	0.860



## A-47

チレンフォーム断熱材)とした。本研究では断熱材形状や設置位置、温床線位置を変えて分析を行うので、分析対象の加温・保温法の略称を Table. 1 の記号を用いて決めることとする。従来の底面で保温する方法は平板形状断熱材(記号 P)を砂層下側(記号 B)に設置し、温床線を砂層下部(記号 L)に設置するので保温法の略称は PBL である。分析を行う際、定植位置を原点、水平方向を x 軸、鉛直方向を z 軸とし、砂層温度の評価範囲は  $x=0\sim 150(\text{mm})$ 、 $z=0\sim -100(\text{mm})$  とした。

### 2.2 温床線加熱に適した保温法の検討

ここでは冬季夜間を想定し、温床線加熱に適した断熱材形状の検討を行う。まず Fig. 3 に示す、従来保温法 PBL と断熱材を上部に設置する PTC、TUC の比較を行う。定植位置の鉛直温度分布を Fig. 4 に示す。結果として根域の平均温度は PBL が最も高くなった。そこで断熱材の設置が容易な PTC を改良することにより、PBL と同程度の根域温度を目指した。まず断熱材を根域側へ伸ばすことで、冷たい空気と接する面積を少なくし、また効率的に根域を加温するために、温床線位置を近づけた。断熱材を伸ばすことにより作物の成長する空間を圧迫することが考えられるので、断熱材を薄くすることで成長する空間を確保した。これらの改良を加えた保温法を Fig. 5、定植位置の温度分布を Fig. 6 に示す。略称の第一文字目の添え字として記号 t を入れることで、断熱材が薄いことを表す。改良後の  $P_tTU$  では PBL と同程度の根域温度となった。さらに温床線を下方に移動した  $P_tTC$  にすることで根域温度が上昇した。また、根域から離れた場所は保温する必要が無いと考え、不必要な断熱材を削り、削った断熱材の一部を温床線の右側に埋め込んだ  $L_tTC$  で更なる温度上昇が見られた。

Table. 1 Symbols used for abbreviation of case settings

1st letter	Shape of Thermal Insulation	2nd letter	Position of Thermal Insulation	3rd letter	Position of Heater
X	No Thermal Insulation	X	No Thermal Insulation	X	No Heater
P	Plate Shape	T	Top Part of Sand	U	Upper Part of Sand
T	Trapezoidal Shape	B	Bottom Part of Sand	C	Center of Sand
L	L Shape	U	Upper Part of Sand	L	Lower Part of Sand

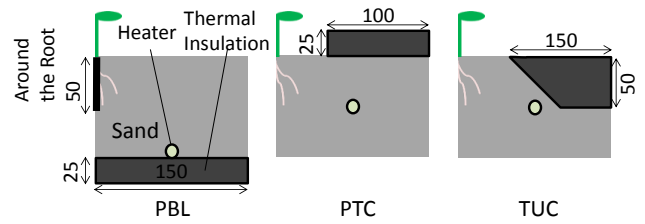


Fig. 3 Simulation model of PBL, PTC and TUC

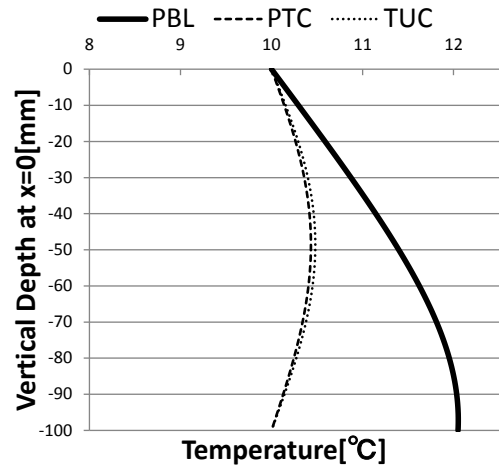


Fig. 4 Vertical temperature distribution at planting position

Mean temperature around the root: PBL 10.7°C PTC 10.3°C TUC 10.3°C

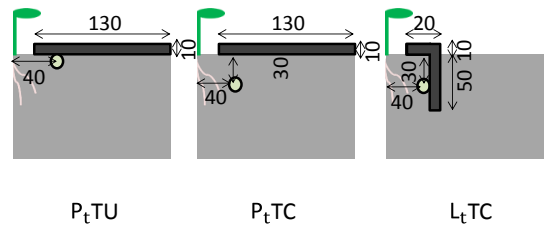


Fig. 5 Simulation model of  $P_tTU$ ,  $P_tTC$  and  $L_tTC$

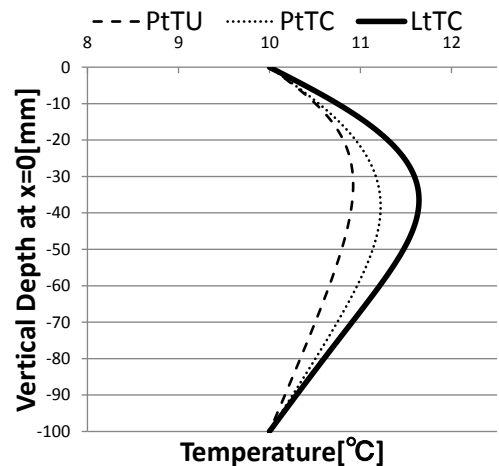


Fig. 6 Vertical temperature distribution at planting position

Mean temperature around the root:  $P_tTU$  10.7°C  $P_tTC$  10.9°C  $L_tTC$  11.2°C

### 2.3 日射受熱を加味した保温法の検討

ここまでは、夜間を想定し、断熱材を砂層上部に設置し、温床線の加熱が根域に効率的に伝わる断熱材形状を検討してきたが、日中では日射による砂層表面の加熱による砂層の昇温も存在する。しかし、断熱材を砂層上部に設置することによって、日射の砂層表面の加熱に影響を与えることが考えられる。そこで断熱材を砂層上部に設置することによる影響を、従来法であり、砂層表面が露出している PBL と、PBL と同程度の保温効果を持つ PtTU、最も温床線加熱を根域で効率的に保温することができる LtTC の 3 種類で比較を行う。冬季日中のビニルハウス内を想定し、Fig. 7 に境界条件を示す。シミュレーションより得られた定植位置における鉛直温度分布を Fig. 8 に示す。砂層表面が露出している PBL が最も高い根域温度であり、断熱材で砂層表面を覆っている PtTU が最も低い根域温度となった。LtTC は PBL ほどではないが、砂層表面の一部が露出しているため、PBL と LtTC の中間程度の根域温度となった。日射の影響を考えると砂層表面が露出しているほど根域温度が高くなることが分かったので、砂層表面に断熱材を設置する場合は LtTC のように砂層表面の一部を露出しているものや、日射を透過する断熱材であることが望ましいと考えられる。

### 3 農場における冬季実験

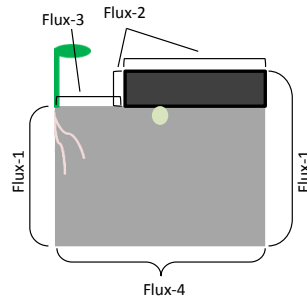
#### 3.1 実験概要

冬季夜間のシミュレーション結果で PBL と PtTU が同程度の保温効果を持つことが分かったので、PBL と PtTU と同じ形状の砂ベッドを作り、砂層に小松菜を定植し、定植位置における鉛直温度分布の比較を行うことでシミュレーション結果と同じになるかを確かめた。また冬季日中のシミュレーションでは PBL の方が PtTU よりも根域温度が高い結果が得られたので、定植位置における鉛直温度分布の比較を行うことでシミュレーション結果と同じになるかを確かめた。また収穫重量を比較することで、どちらの保温効果が高いかを確かめた。

#### 3.2 実験結果

実験期間(12/18~1/24)のうち 1/14 における、シミュレーション条件と同じく日射の影響がない 6 時の砂層の鉛直温度分布を Fig. 9 に示す。砂層表面では PtTU の方が温度が高くなり、シミュレーション結果とは違い、根域の平均温度が PtTU の方が 0.9℃高くなった。この理由としては PBL の温床線位置がシミュレーション条件と 10mm 程

度ずれている場所があることや、PBL は砂層表面全体が露出しているため蒸発しやすい条件となっていることがあげられる。シミュレーション結果との逆転はあったものの、PtTU は少なくとも同程度の根域に適した保温作用があることが分かった。また 1/14 でシミュレーション条件と同じく、日射の影響がある 14 時における砂層の鉛直温度分布を Fig. 10 に示す。根域温度はシミュレーション同様、日射の影響により PBL の方が高い結果となり、冬季日中では根域保温に適しているのは PBL となった。



Flux -1 (Complete thermal insulation)	Heat flux 0W/m <sup>2</sup>
Flux -2	Sol-air temperature 25.9 °C Combined heat transfer coefficient 11.0 W/(m·K) Solar absorptivity 0.8
Flux -3	Sol-air temperature 29.5 °C Combined heat transfer coefficient 11.0 W/(m·K) Solar absorptivity 0.6
Flux -4	Sol-air temperature 15 °C Combined heat transfer coefficient 11.0 W/(m·K) Solar absorptivity 0.6

Fig. 7 Boundari Condition

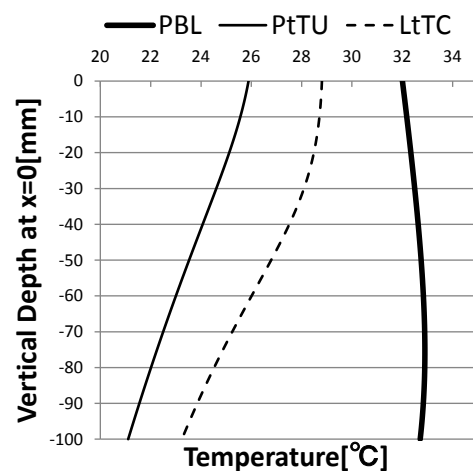


Fig. 8 Vertical temperature distribution at planting position

Mean temperature around the root: PBL 32.4°C PtTU 24.8°C LtTC 28.1°C

## A-47

また Table. 2 に示すように、積算温度と収穫重量は PBL の方が大きくなった。日中では日射によって砂層表面が加熱され、PBL の方が高い根域温度をとっていたからであると考えられる。日中の日射による昇温を利用するためには、砂層表面が露出している L<sub>1</sub>TC を用いることや、砂層表面に設置する断熱材を透明にすることなどの改善をすれば、この問題を解決できよう。

### 4 農場における夏季実験

#### 4.1 実験概要

PTX と DUX、砂層に断熱材と温床線を設置しない XXX の 3 種類の砂ベッドを作り、定植位置における鉛直温度分布の比較を行う。断熱材を砂層上部におくことで、日射による砂層表面の加熱による昇温を抑制することを目的とする。

#### 4.2 実験結果

実験期間(9/14-9/25)のうち 9/19 の日中の温度が最も高くなる 14 時における砂層の鉛直温度分布を Fig. 11 に示す。砂層表面では XXX の温度が最も高くなり、PTX と DUX は同程度の温度となった。また根域温度も XXX は PTX と DUX よりも 2.3℃ 高くなった。よって冬季とは異なり、断熱材を砂層上部に設置すれば、日射による砂層のオーバーヒート抑制に、有効であることが分かる。

### 5 まとめ

- シミュレーションにより、温床線を用いた砂ベッド加温に際して、根域の保温に適した断熱材形状を探索した結果として、L<sub>1</sub>TC を提案した。
- シミュレーションと同じ条件の実験を行うことで、冬季は日中の日射が重要であり、不透明断熱材による砂層表面の断熱は砂層温度低下を招くことが分かった。夏季では、その逆で不透明断熱材の砂層表面の断熱により、砂層のオーバーヒート抑制することが可能であることが分かった。

#### 参考文献

- 1) 稲葉直美ほか：冬季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作用の実験的検証 空調調和・衛生工学会近畿支部学術講演論文集 pp.132-135 2015 年 3 月
- 2) Karban, P., Mach, F., Kús, P., Pánek, D., Doležel, I.: Numerical solution of coupled problems using code Agros2D, Computing, 2013, Volume 95, Issue 1 Supplement, pp 381-408, DOI 10.1007/s00607-013-0294-4

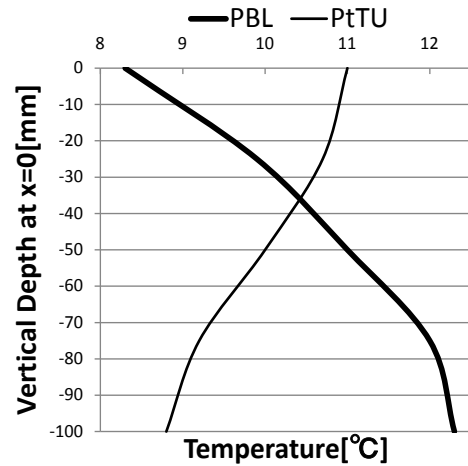


Fig. 9 Vertical temperature distribution at planting position  
 Mean temperature around the root: PBL 9.7℃ PtTU 10.6℃

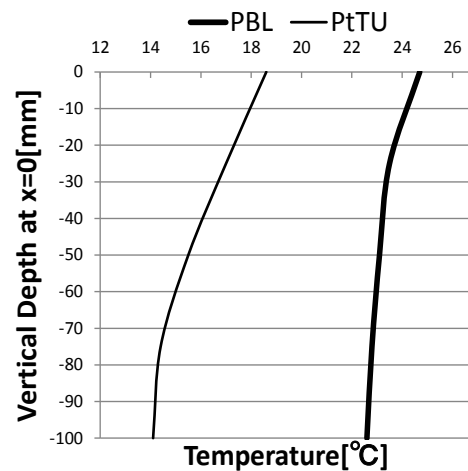


Fig. 10 Vertical temperature distribution at planting position  
 Mean temperature around the root: PBL 23.8℃ PtTU 17.0℃

Table. 2 Accumulated temperature and harvest weight

Actual measurement period: Dec 18-Jan 24 Cumulative air temperature 367.6℃day

	PBL	PTU
Accumulated Temperature [℃day]	600.1	571.0
Harvest Weight [g/share]	52.6	48.9

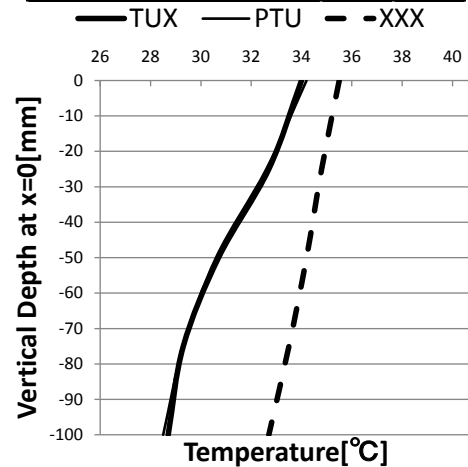


Fig. 11 Vertical temperature distribution at planting position  
 Mean temperature around the root: TUX 32.5℃ PTX 32.5℃ XXX 34.8℃

大学施設内のマイクロバイームの実態に関する調査研究  
 (第2報) 便所・エレベータ内および研究室内細菌叢の実態調査  
**Research on Actual State of Microbiome in University Facilities**  
**(Part 2) Survey on Microbiome in Toilet, Elevator and Laboratory**

○福ヶ野 拓也 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)  
 小林 知広 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)

Takuya FUKUGANO\*<sup>1</sup> Toshio YAMANAKA\*<sup>1</sup> Tomohiro KOBAYASHI\*<sup>1</sup> Narae CHOI\*<sup>1</sup>  
 \*<sup>1</sup> Osaka University

In facilities where many people gather, such as schools, hospitals and public facilities, air infection and contact infection are problematic. In this research, by analyzing microbiomes existing in the air and the surfaces of fittings in the building space at the DNA level, we will clarify the characteristics of the bacteria in the building space and their propagation pathways. In this report, we report the results of investigation of microbiome in the toilet, elevator, and laboratory in a certain building in Osaka University in both summer and winter.

はじめに

学校や病院、高齢者施設などの多くの人々が集まる施設において、空気感染や接触感染などのヒト-環境-ヒト間での感染により多くの人々が健康被害を受けたという報告が絶えない。直近でも、秋田県大仙市内の某特別養護老人ホーム内で職員と入所者など合わせて計26人がインフルエンザA型に集団感染し、2019年1月5日に入所者の女性が1人死亡したという報告がなされている。

本研究は建築空間内において空気中および建具などの表面に存在するマイクロバイーム(微生物叢)をDNAレベルで解析することで、それぞれの対象空間中に存在する細菌の特徴およびそれらの伝搬経路について考察することを目的とし、本報では2017年12月(冬期)の大阪大学構内の某建物での調査結果に加え、2018年7月(夏期)の同建物での調査結果も併せて報告する。

1. 測定概要

測定は大阪大学構内の某建物内とし、冬期の測定では7階および8階男子便所とエレベータを対象とし、夏期の測定では8階男子便所とエレベータ、そして研究室を対象とした。Fig.1にこれら諸室を含む平面図(サンプル採取箇所も記載)を示す。まずは冬期の測定について説明を行う。Fig.2に測定スケジュールを示す。2017年12月4日の19:00にサンプル表面をアルコール除菌し、そこから1週間放置した後の2017年12月11日18:00~22:00にサンプル採取を行った。そこから8階男子便所にて1週間次亜塩素酸水を噴霧し、7階男子便所では1週間放置し、2017年12月18日18:00~20:00に便所のみでサンプル採取を行った。噴霧の方法については既報<sup>1)</sup>を参照されたい。既報<sup>1)</sup>でDNA解析では除菌効果の確認ができないことが分かったため、本報では除菌に

Table.1 Equipment used by each measurement

temperature, relative humidity, CO <sub>2</sub> concentration	
measuring equipment	thermo-hygrometer (T&D RTR-53A, T&D RTR-576)
floating bacteria	
measuring equipment	air pump (Shibata Science LTD. MP-Σ500N II), PTFE 0.3 Filter
adhered bacteria	
measuring equipment	swab

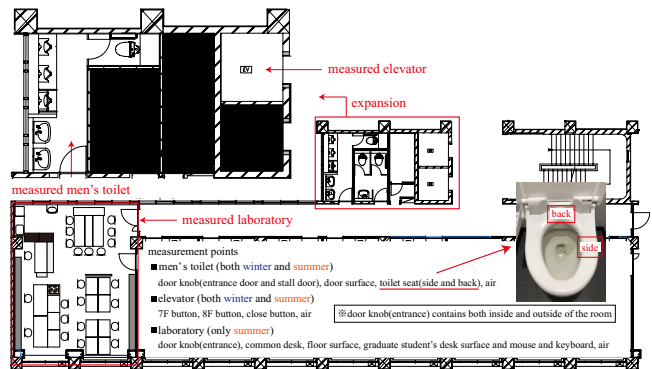


Fig.1 8th floor plan & measurement points

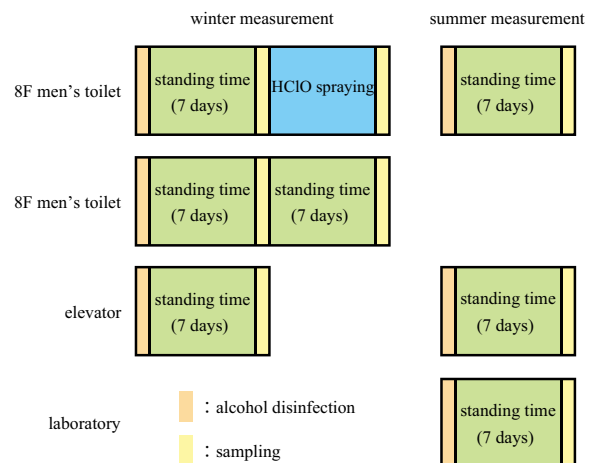


Fig.2 Measurement schedule

についての考察は行っていない。続いて夏期の測定について、2018年7月23日23:00にサンプル表面をアルコール除菌し、そこから1週間放置した後の2018年7月30日17:00～22:30にサンプル採取を行った。Table.1に測定項目と用いた機器を示す。冬期夏期の両測定において、温湿度とCO<sub>2</sub>濃度をアルコール除菌時からサンプル採取までの期間継続的に計測をした。浮遊微生物および付着微生物の拭き取りサンプリングの手法は既往論文<sup>2)</sup>に従った。採取したサンプルは、工学院大学へ冷凍輸送し、DNAの抽出以降の全行程を委託した。

## 2. 測定結果

### 2.1 環境測定結果

バックグラウンドの温湿度データの平均値をTable.2に示す。便所やエレベータは非空調室であるため、夏は高温多湿で冬は低温低湿となっていた。研究室内は学生が在室している間は空調されているため、温湿度は高くなりすぎたはいなかった。

### 2.2 獲得データ量

Fig.3およびFig.4にそれぞれ冬、夏の各サンプル採取箇所でのリード数を示す。リード数とはDNA断片の塩

基配列の単位で、獲得データ量を表す。PCRによる増幅が同時に行われなかったサンプルどうしはリード数の比較ができないため、Fig.3とFig.4間でリード数の比較はできないことに注意されたい。Fig.3の冬期の結果では7階便所および8階便所のサンプルを取り扱っているが、便所の同じ箇所でも階が異なればリード数に大きく差が生じており、階によって使う人の性質や使われ方の違いなどにより菌数や菌叢に差が生じることが示唆される。またFig.4では研究室でのサンプルも含まれており、リード数を見れば研究室内のサンプルのリード数は相対的に小さく、不特定多数の人が使用する便所やエレベータ内のサンプル(空気を除く)のリード数は相対的に大きいことが分かる。多くの人に利用される(触れられる)箇所では細菌の付着が促進される可能性が考えられる。また冬期でも夏期でも便座(後ろ)のリード数が比較的高いことが分かる。前報<sup>1)</sup>でも述べたように、この箇所では人の糞便に多量に含まれる腸内に生息する

Table.2 Average temperature, humidity and CO<sub>2</sub> concentration

		8F toilet		7F toilet		elevator		laboratory	
		winter	summer	winter	summer	winter	summer	winter	summer
average	temperature (°C)	15.8	31.2	15.1		15.8	32.0		27.0
	humidity (%RH)	37.3	59.0	35.2		29.0	54.4		65.3
	CO <sub>2</sub> (ppm)	521	391	485		×	×		745

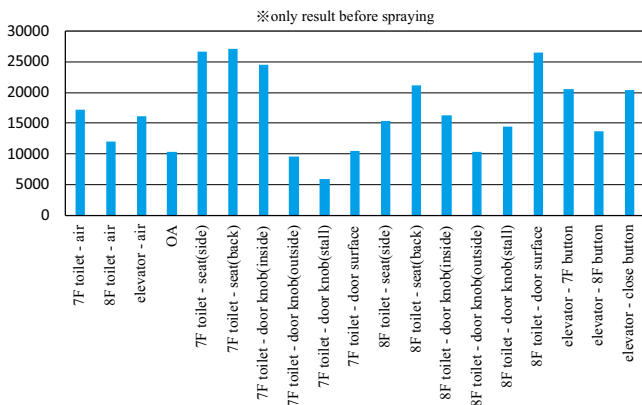


Fig.3 The number of lead (the number of bacteria) of each sample in winter

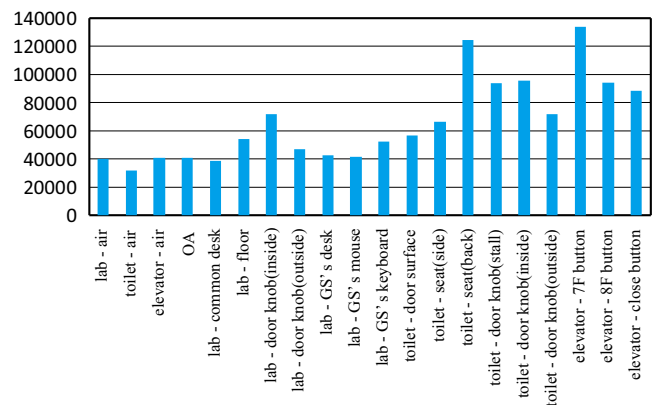


Fig.4 The number of lead (the number of bacteria) of each sample in summer

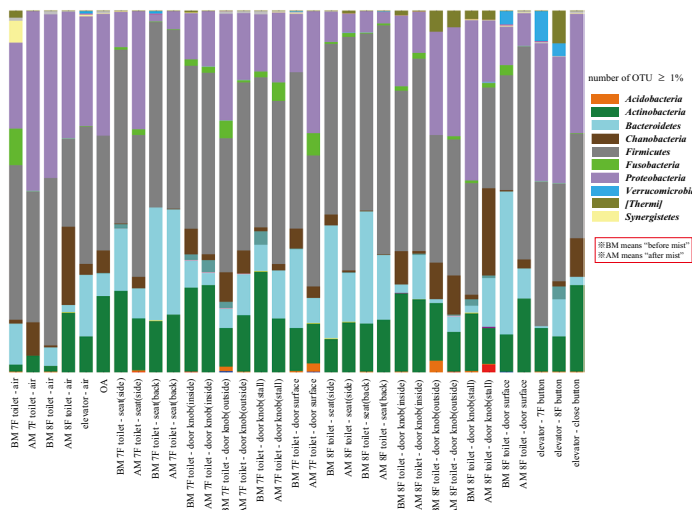


Fig.5 Composition ratio focusing on phylum of each sample in winter

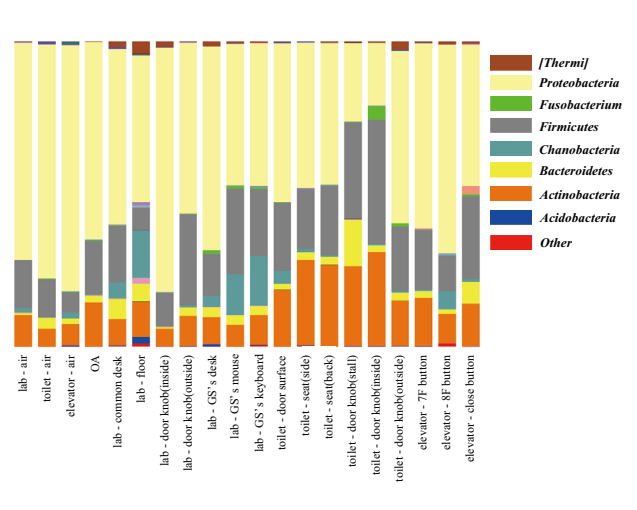
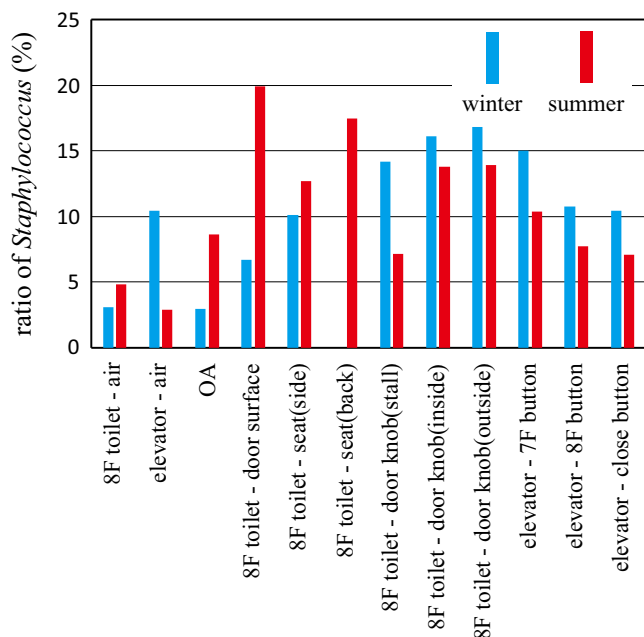


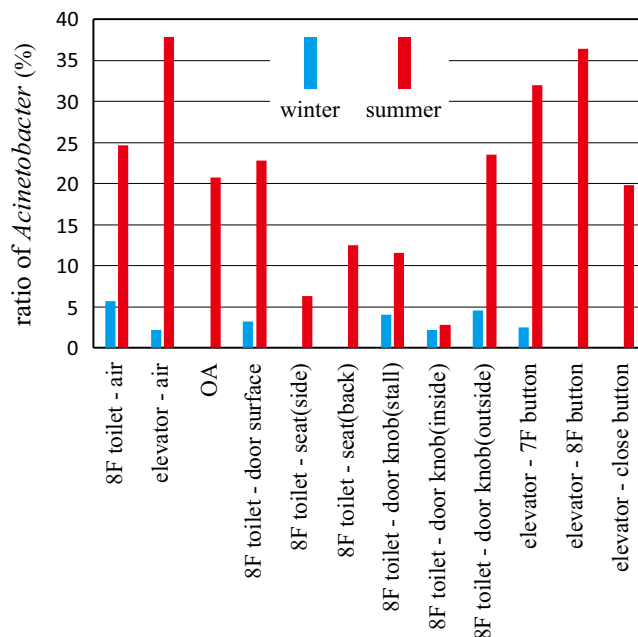
Fig.6 Composition ratio focusing on phylum of each sample in summer

Fig.7 Ratio of *Staphylococcus* of each sample in winter and summer

細菌が、検出された全ての細菌の中で 30%～40% と非常に高い割合を占めていた。

### 2.3 検出された細菌の組成比

Fig.5、Fig.6 にそれぞれ冬期および夏期に採取したそれぞれのサンプルで検出された細菌の「門」に着目した組成比を示す(細菌は「門」⇒「綱」⇒「目」⇒「科」⇒「属」⇒「種」と分類される)。冬期 (Fig.5) では *Firmicutes* 門の検出が最も高いことが分かった。この *Firmicutes* 門に分類される細菌の中では *Staphylococcus* 属(ブドウ球菌属: ヒトから分離されることが多い常在細菌であり、大部分は非病原性であるが、黄色ブドウ球菌、表皮ブドウ球菌、腐性ブドウ球菌の3種はヒトに対する病原性を持つ。)の検出割合が最も高かった。この *Staphylococcus* 属の両季節における各サンプルでの検出割合を Fig.7 に示す。夏期でも冬期と同様に比較的高い割合で検出されており季節による差異は特に見られなかった。また夏期 (Fig.6) では冬期とは異なり *Proteobacteria* 門の検出割合が最も高いことが分かった。この *Proteobacteria* 門に分類される細菌の中では *Acinetobacter* 属(アシネトバクター属: 土壌や川、人の皮膚などに広く存在する細菌であり、*A.baumannii* など健康な人にはほとんど影響はないが、入院患者など免疫が弱い人が感染すると肺炎などを起こし、重症化する恐れがある日和見感染症を引き起こす細菌も含まれている。)の検出割合が最も高かった。この *Acinetobacter* 属の両季節において各サンプルでの検出割合を Fig.8 に示す。夏期では非常に高い割合で検出されているにも関わらず、冬期ではほとんど検出されていないことが分かる。香港で行われた研究<sup>3)</sup>でも *Acinetobacter* 属は冬期に比べて夏期に

Fig.8 Ratio of *Acinetobacter* of each sample in winter and summer

おいて高い割合が被検者の皮膚上で検出されていたことも併せて、*Acinetobacter* 属は季節による影響を受け、夏期の建築空間内で高い割合で検出される可能性が高いと考えられる。

### 2.4 サンプル採取箇所ごとの菌叢の関係性

Fig.9 に夏期サンプルの主座標解析の結果を示す。ユークリッド距離の代わりに類似度(相同性)を用いるため、相関性の高いものどうしが近く配置するようにプロットされる。Fig.9(A),(C) から院生のマウスと院生のキーボードの菌叢が他のサンプルとは類似度が低いことが分かる。研究室内の他のサンプルとは異なり、サンプルを採取したマウスとキーボードは基本的にそれを使用する1人の院生しか触れないため、個人によって掌に付着する菌叢に差があることが示唆される。個人個人の保有菌叢の違いは、生活習慣などによるものと考えられる。また、(B),(C) から研究室の床面も他のサンプルに比べ菌叢の類似度が低いことが分かる。今回のサンプルで唯一手で触れることはなく、足で踏まれる面であることが原因であると考える。床面からは唯一 *Rickettsiella* 属が検出された。この細菌はダニ等の節足動物に寄生し、病原性を持つ種も含まれている。床面のみで検出されたことはダニ等がハウスダストとなり床に堆積していたからであると考えられる。さらに (A),(B) から便所内にある什器のサンプルもまた他のサンプルに比べ菌叢の類似度が低いことが分かる。腸内細菌などの排泄に関わる細菌が検出されていることが原因と考えられる。唯一個室内のドアノブからは *Campylobacter* 属も検出され、これは夏期の食中毒菌として知られる *C.jejuni* や *C.coli* を含む。これらは糞便に含まれるため、排泄

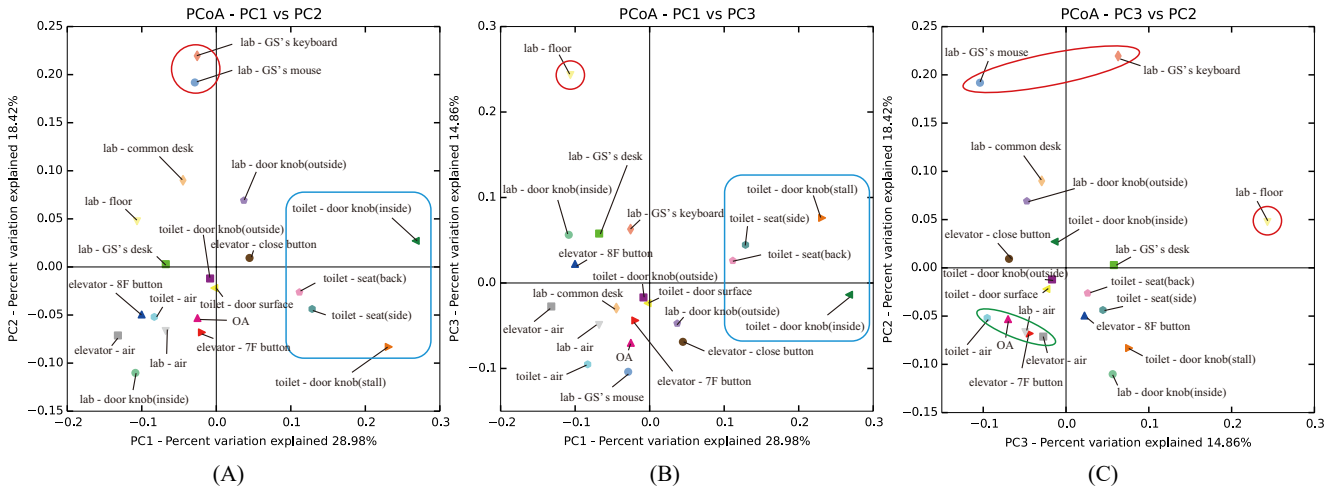


Fig.9 Principal coordinates analysis of each sample in summer

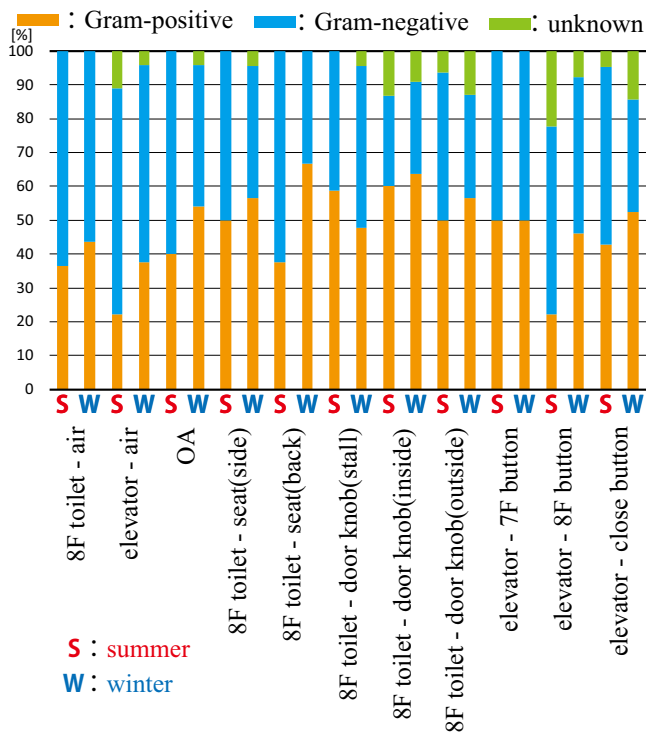


Fig.10 Gram staining of bacteria from each sample in winter and summer

により手に付着し、そのままドアノブに転移したと考えられる。最後に浮遊菌のサンプル（空気中のサンプル計4つ）どうしの類似度が非常に高いことが分かる。換気計画により、建物内の空気が諸室を経由して流れるからであると考えられる（例：外気→研究室→廊下→便所→排気）。

2.5 検出された細菌のグラム染色性

Fig.10 に両季節の各サンプルで検出された細菌のグラム染色性を示す。両季節の測定で共通するサンプルのみを抜粋しているため研究室での結果は含まれていない。グラム陰性菌は細胞壁にエンドトキシンを含み、微量でも体内に取り込んでしまうと発熱する恐れがあることで知られている。グラム陽性菌とグラム陰性菌は概ね同程度検出されているが、冬期

に比べ夏期の方がグラム陰性菌の検出割合が大きいことが分かる。これは夏期に最も高い割合で検出された *Proteobacteria* 門に分類される細菌がグラム陰性菌に分類されることが主な原因であると考えられる。

3. おわりに

本報では、本学構内にある建物内の男子便所、エレベータ、および研究室において、浮遊微生物と付着微生物を冬期と夏期の2回に分けてサンプルをして解析を行った。結果、各季節で検出された細菌には共通点や相違点が見られた。また、床からは *Rickettsiella* や便所個室ドアノブからは *Campylobacter* など、サンプル採取箇所の性質に起因すると考えられる細菌が検出された。今後は2018年7月に大阪市内の診療所で採取したサンプルのデータを分析し考察を行っていく。

謝辞

DNA抽出・精製と解析会社への送付については、工学院大学柳研究室の全面的なご協力を頂いた。またデータ整理に当たっては、同大学柳教授および瀬戸氏からご助言を頂いた。ここに記して感謝申し上げます。また実験に当たり、マイコム株式会社よりミスト噴霧器のご提供をいただいたことを深く感謝いたします。本研究は科学研究費助成事業挑戦的研究 JPH17828444 (開拓) (研究代表者：加藤信介) による。

参考文献

- 1) Takuya FUKUGANO, Toshio YAMANAKA: Research on Actual State of Microbiome in University Facilities (Part 1) Influence on Microbiome in Toilet and Elevator by Deodorant / Disinfectant sprayed, SHASE Convention Academic Lecture Outline A-39
- 2) U YANAGI, Shinsuke KATO, Miku HATANAKA: Establishing the monitoring method of respiratory system pathogen in built environment-Part 1 the study outline, sampling and DNA analysis method, AIJ Convention Academic Outline 41417
- 3) Y. W. CHU, C. M. LEUNG, E. T. S. HOUANG, K. C. NG, C. B. LEUNG, H. Y. LEUNG, AND A. F. B. CHENG: Skin Carriage of Acinetobacters in Hong Kong, JOURNAL OF CLINICAL MICROBIOLOGY, Sept. 1999, p. 2962-2967

## 空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究

(第4報)夏期・冬期の蓄熱量・流量を平衡させる運用方法の検討

**Study on Aquifer Thermal Storage System for Space Cooling and Heating  
(Part4)-Investigation of operation method to balance heat storage and flow rate during summer  
and winter-**

○竹口 智也 (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)      中尾 正喜 (大阪市立大学)  
中曾 康壽 (大阪市立大学)

Tomoya TAKEGUCHI\*<sup>1</sup>    Masatoshi NISHIOKA\*<sup>1</sup>    Minako NABESHIMA\*<sup>1</sup>  
Masaki NAKAO\*<sup>1</sup>    Yasuhisa NAKASO\*<sup>1</sup>

\*<sup>1</sup> Osaka City University

Thermal energy storage air conditioning system utilizing aquifer can contribute to energy conservation by using ground thermal energy and waste heat from buildings. In order to continuously operate the aquifer storage system, it is important to keep the heat storage amount and accumulated water flow rate to the aquifer in equilibrium in summer and winter. In this research, by utilizing the dimensionless temperature, we established a method to decide the control method of the following year that can improve the equilibrium state from the operation record of the previous year.

**1. 研究背景・目的****1.1 研究背景**

震災による電力供給不足を背景にエネルギー政策の見直しがされており、省エネルギーの社会の推進、再生可能エネルギー、未利用エネルギーの活用などが重要視されている。また、エネルギーの需要密度の高い大都市域は、その大部分が沖積平野に位置しており、その足元に広がる地下水で満たされた帯水層は熱的な利用価値が高い。そこで、2本の熱源井戸を構築する事で、帯水層を低価格・大容量の蓄熱槽とし、効率的に熱エネルギーを冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システムに着目し、研究を行う。

**1.2 帯水層蓄熱空調システム**

帯水層蓄熱空調システムは、地下水を冷暖房の熱源として利用するとともに、冷暖房時に発生する冷温排熱を地下水に与え、地下の帯水層に蓄熱し季節を跨いで利用することにより大幅なCO<sub>2</sub>削減、省エネルギー効果が期待できる。また夏期においては、温排熱を地下水に与えることで、大気中に排出しないことからヒートアイランド現象の緩和策としても期待ができる。

**1.3 研究目的**

これまで2016年には兵庫県高砂製作所内にある井戸を対象に実用を想定した大規模な蓄熱実験を行い、2017年には大阪市うめきた地区において同様に蓄熱

実験を行った。実験の結果、実用を想定した大規模な蓄熱でも70%以上の熱回収率が得られる事を確認した。また、大東<sup>(1)</sup>らはModelica言語を用いたシミュレーションツールを用いて設備側を含めたモデルを構築し、省エネ効果の把握、運転制御、運転スケジュールの確立を行った。これらの事から、帯水層蓄熱空調システムは実用化の段階まで発展してきており、今後の課題としてシステムを持続的に安定して運用していく手法を確立していくことが挙げられる。持続的に蓄熱利用を行うには、帯水層の年間地中蓄熱量と各冷房・暖房期の積算還水流量を平衡させ続ける事が必要となる。この課題に対して本研究では、帯水層への年間熱収支、季節ごとの積算揚水量を予測しつつ、運用制御条件を毎年逐次変更するような運用手法について数値シミュレーションを用いて検討する。前年の運転実績より帯水層の年間地中蓄熱量、各井戸の冷暖房期の積算流量の不均衡を調べ、翌年の運用制御を決定する。つまり、年間サイクルで前年の運用結果を翌年の運用方法にフィードバックする手法である。

**2. シミュレーションモデル、運用制御****2.1 帯水層円筒形モデル**

本研究では、伊藤ら<sup>(2)</sup>が作成した帯水層円筒形モデルによって、帯水層の温度応答を計算する。帯水層円筒形モデルは、7点の前提条件があり、その中で重要

な点を 2 点示す。Table 1 に帯水層円筒形モデルに設定したパラメータを示す。

- ① 帯水層の広域的な自然地下水流速は 0 m/s とする。
- ② 上下の不透水層への水の浸透はないが、熱伝導による不透水層への熱損失は考慮する。

2.2 建物負荷

本研究では、建物で発生する負荷うち稼働時間の長いベース部分を本システムで処理すると仮定した。そのため、設定した冷凍機の冷却能力 700kW の約 3 倍の負荷が発生する延床面積 24000m<sup>2</sup> の業務施設を想定した。ベース部分以外の負荷は他の熱源システムで処理する。文献<sup>(3)</sup>の負荷原単位を参考に設定した夏期(6月~9月)の冷房負荷を Figure 1 に示す。また暖房負荷(12月~3月)についても、文献を参考に同面積の業務施設で発生する負荷を Figure 2 のように設定した。本検討では、暖房負荷も冷凍機により処理するため、冷凍機の暖房能力である 850kW までを本システムで処理する。本研究では、Figure 1、Figure 2 の月ごとの負荷が毎日繰り返し続くと仮定してシミュレーションを行う。

2.3 運転スケジュール、運転制御

運転スケジュールを Figure 3 に示す。12月~3月を冬期、6月~9月を夏期とし、他は停止期間とする。運転パターンは以下に示す 3 つである。揚水量の上限は 100t/h とし、それを超える場合は還水温度を成り行きとする。

①冬期暖房+冷水蓄熱(Figure 4)

暖房負荷の発生する 12月~3月に、負荷を冷凍機で処理し、地下水を熱源水として利用すると同時に冷排熱を地下水に与え、冷水を蓄熱する運転である。還水揚水温度差一定になるように流量を制御する。

②冬期冷却塔蓄熱(Figure 5)

暖房負荷のない時間帯および冬期夜間の外気温度が低い時、冷却塔を使って冷水を製造し、冷水井戸に地下水を還水する運転である。アプローチ温度は 5℃と設定する。日本の気象条件は一般的に冷房負荷に比べ、暖房負荷は小さいため、負荷のバランスを平衡させる目的の運転である。

③夏期熱源水利用(Figure 6)

冷房負荷の発生する 6月~9月に、冬期の冷水蓄熱分により冷却水を冷却すると同時に温排熱を帯水層に蓄熱する運転である。還水温度一定となるように流量を制御する。

Table 1 Initial condition of aquifer cylindrical model

Parameters		Unit	Input value
Common	Initial ground temperature	[°C]	18.1
	Calculation range	[m]	200
	Porosity	[-]	0.35
	Approximate dispersion length	[m]	0.1
Aquifer	Thickness	[m]	9
	Specific heat	[J/kgK]	3180
	Thermal conductivity	[W/mK]	3.5
Impermeable layer	Thickness	[m]	4
	Thermal conductivity	[W/mK]	1.28
water	Specific heat	[J/kgK]	4180
	Thermal conductivity	[W/mK]	0.59

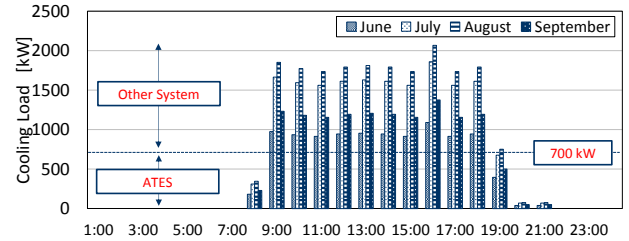


Figure 1 Cooling load in Summer

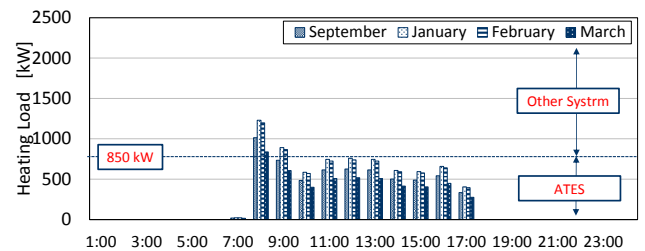


Figure 2 Heating Load in Winter

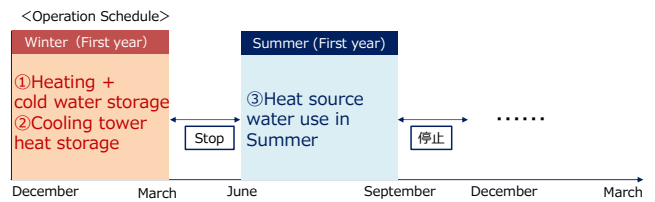


Figure 3 Annual operation

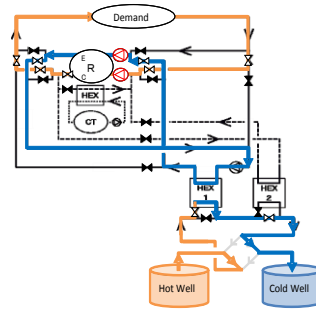


Figure 4 Heating + coldwater storage

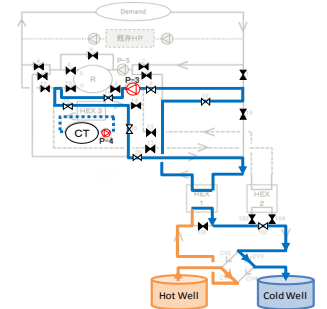


Figure 5 Coolingtower heat storage

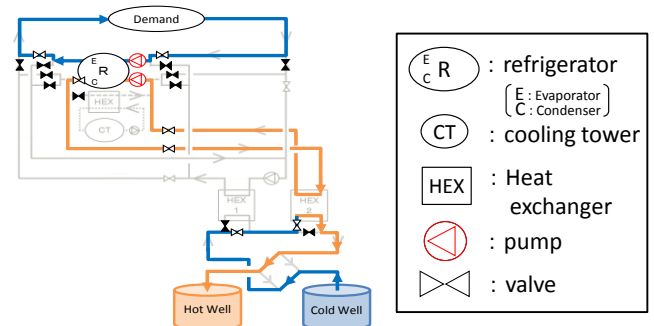


Figure 6 Heat source water use in Summer

Legend for Figure 6:

- (E, R, C) : refrigerator (E: Evaporator, C: Condenser)
- (CT) : cooling tower
- (HEX) : Heat exchanger
- (Pump symbol) : pump
- (Valve symbol) : valve

### 2.4 流量を平衡させる運用方法の検討

本研究で与条件とした暖房負荷と冷房負荷は釣り合っており、従って温熱と冷熱の蓄熱量も釣り合わない。そこで温熱蓄熱量の不足分を冷却塔蓄熱により補い平衡させる。一方、積算流量は平衡しないので、翌年度以降に平衡させることにする。以下では、前年の積算流量実績値から翌年の流量の目標値 $Q_{well,w}^n$ と $Q_{well,s}^n$ を決めて、翌年の流量の制御パラメータ(冬期還水温度 $T_{i,cold}^n$ と夏期還水温度 $T_{i,hot}^n$ )を決定する手法について検討する。

前提条件として、前年の運転実績から、熱源機の平均COP、夏期還水温度 $T_{i,hot}$ が分かっているとす。熱交換器(井戸側)と冷凍機(負荷側)との熱収支より式(1)、式(2)に整理し、還水揚水温度差 $\Delta T_{well,w}^n$ と $\Delta T_{well,s}^n$ を決定する。同様に、前年の運転実績から式(4)により、無次元揚水温度 $T_p'$ を求める。

ところで、揚水温度 $T_{p,hot}$ 、 $T_{p,cold}$ は揚水が進むにつれて温度が変化し初期地下水温度へ徐々に近づく。また揚水温度は、その前シーズンの還水温度によっても変わる。そこで、既往研究<sup>(4)</sup>に倣って、式(3)に示す無次元温度 $T_p'$ を用いることとし、その平均値 $\overline{T_p'}$ を期間代表値とする。次に、式(5)と式(7)より、期間平均揚水温度 $\overline{T_{p,hot}}$ 、 $\overline{T_{p,cold}}$ (平均揚水温度)を得て、最終的に、翌年に設定すべき還水温度 $T_{i,cold}^n$ と $T_{i,hot}^n$ が決定される。以上の手順をFigure 9にまとめる。

期間積算流量を6万t~15万tと変えて、還水温度13°Cの固定条件で運転した場合の $T_p'$ をFigure 7(左図)に、また積算流量を10万t固定として、還水温度6°C~23°Cで変えた場合の $T_p'$ をFigure 7(右図)に示す。シミュレーションは地下水流動解析ソフトであFEFLOWを用いて、Table 2、Table 3に示す初期条件、地盤モデルで4ヵ月(121日)の還水揚水を行った。その結果、積算流量による $T_p'$ の変化は僅かであり、また還水温度の影響も無く、前年度の実績をもとに翌年度の還水温度を決定する際に用いるパラメータとしては十分な精度であるといえよう。以上より、本研究では平均無次元揚水温度 $\overline{T_p'}$ を0.7とした。

### 2.5 運用のケーススタディ

前述の運用方法を用いて、前年度の運用結果を用い、翌年度の運用を決定し、流量平衡を実現する事を確認する。1年目は初期地下水温を揚水するため特殊である事から、2年目以降の結果に対し平衡状態を維持していく事とする。Table 4の基本運転条件で1年目を運転すると、地中蓄熱量と積算流量はFigure 8になる。冬期夏期で地中蓄熱量はバランスしたが、積算流量は夏期が冬期に比べ小さくなった。翌年の積算流量を決めるにあたり、①積算流量の大きい冬期に夏期の積算流量を合わせる、②積算流量の少ない夏期に冬期の積

算流量を合わせる、③冬期夏期の平均値で合わせるなどが考えられる。①②の場合、サイクルを重ねるごとに積算流量が冬期夏期共に大きくなり続ける、もしくは小さくなり続ける事が考えられるため、本研究では③冬期と夏期の平均値で合わせる事とし、冬期、夏期共に平均の83813tにする。その場合、前述の手法を用いて制御パラメータである冬期還水温度 $T_{i,cold}^n$ 、夏期還水温度 $T_{i,hot}^n$ を計算するとそれぞれ14.9°C、は22.2°Cとなった。

Table 2 Initial condition of FEFLOW

Parameters	Unit	Input value
Initial groundwater level	[m]	-1.6
Initial ground temperature	[°C]	18.1
Groundwater flow velocity	[m/year]	0
Dispersion length	[m]	1
Porosity	[-]	0.3

Table 3 Ground model

Depth[m]	Layer thickness[m]	Classification	Permeability coefficient[m/s]	Thermal conductivity[W/mK]	specific heat[J/kgK]
0					
	48.5	Clay layer	$1.0 \times 10^{-8}$	1.28	3060
-48.5					
	9	Aquifer	$5.0 \times 10^{-4}$	3.5	3182
-57.5					
	15	Clay layer	$1.0 \times 10^{-8}$	1.28	3060
-72.5					

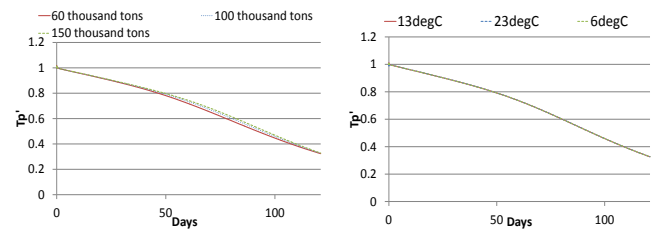


Figure 7 Relation between accumulated flow rate and return water temperature and  $T_p'$

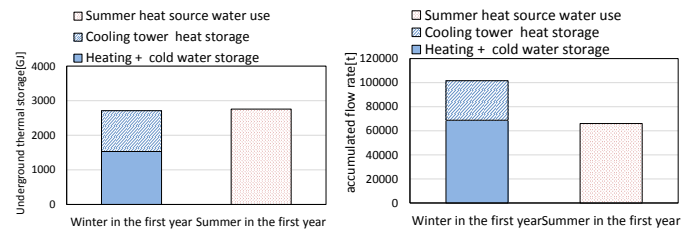


Figure 8 Annual thermal storage and integrated flow rate

Table 4 Basic operating condition

Operation pattern	Control method
Heating + cold water storage	Hot well 18°C→cold well13°C $\Delta t = 5^\circ\text{C}$
Cooling tower heat storage	Driving at less than 8°C of outdoor air wet bulb temperature
Summer heat source water use	Coldwell 13°C→Hotwell 23°C

$$\Delta T_{well,w}^n = (Demand_w - \frac{Demand_w}{COP_w}) / (c\rho_w Q_{well,w}^n) \quad (1)$$

$$\Delta T_{well,s}^n = (Demand_s + \frac{Demand_s}{COP_s}) / (c\rho_w Q_{well,s}^n) \quad (2)$$

$$T_p' = \frac{(T_p - T_0)}{(T_i - T_0)} \quad (3)$$

$$\overline{T_p'} = \frac{1}{N} \sum_k \frac{T_{p,k} - T_0}{T_{i,k} - T_0} \quad (4)$$

$$\overline{T_{p,hot}} = \overline{T_p'} (T_{i,hot} - T_0) + T_0 \quad (5)$$

$$\overline{T_{i,cold}}^n = \overline{T_{p,hot}} - \Delta T_{well,w} \quad (6)$$

$$\overline{T_{p,cold}} = \overline{T_p'} (\overline{T_{i,cold}} - T_0) + T_0 \quad (7)$$

$$\overline{T_{i,hot}}^n = \overline{T_{p,cold}} + \Delta T_{well,s} \quad (8)$$

$\Delta T_{well}$ : Refrigerated pumping water temperature difference (°C),  
 Demand: Accumulated period Demand (kW), COP: Average COP,  $c\rho_w$ : Specific heat of water (J/g · K),  $Q_{well}$ : Accumulated period injection water flow rate (t),  $T_p'$ : Dimensionless pumping water temperature,  $T_i$ : Injection temperature (°C),  $T_0$ : Initial ground temperature (°C),  $T_p$ : Pumping temperature (°C),  $P$ : Heat source equipment power consumption (kW),  $T_{i,hot,last}$ : Injection temperature in last summer (°C),  $\overline{T_{i,CT}}$ : The average temperature during storage of the cooling tower (°C)

Subscript  $i$ : injection,  $p$ : pumping,  $w$ : winter,  $s$ : summer,  $cold$ : cold well,  $hot$ : hot well    Superscript  $n$ : next year

シミュレーションを行った結果を Figure 10 に示す。冬期に対する夏期の積算流量の割合が1年目に-35%であるのに対し、2年目は+3%と不均衡は大きく改善する事が出来た。2年目の冬期積算流量は 77880t、夏期積算流量は 80413t となり、目標とした積算流量 83813t に対し冬期 7%、夏期 4%の誤差であった。2年目冬期の冷却塔蓄熱量が減少している理由として、1年目に初期地下水温である地下水をくみ上げているのに対し、2年目は1年目の夏期に蓄熱された温水をくみ上げている事から、還水揚水温度差が大きくなる事で減少したと考えられる。

3. まとめ

本研究で検討した手法により、数%の誤差はあるものの、前年度の積算流量の不均衡を解消する方向に翌年の積算流量を操作できた。また、本研究では、翌年の積算流量を決定する際、前年の冬期と夏期の積算還水流量の平均値で合わせる事としたが、省エネ効果、井戸間の干渉に関しては考慮していない。よって、積算流量、地中蓄熱量をバランスさせつつ、さらに省エネ効果、井戸間の干渉を考慮し、より省エネとなる翌年の制御を決定していく手を検討していく事が今後の課題となる。

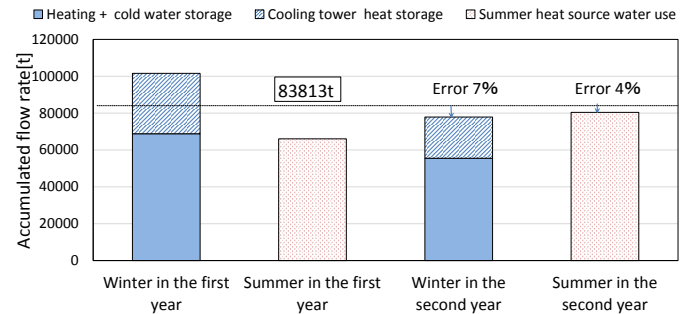


Figure 10 Accumulated flow rate in each period

【謝辞】

本研究は、環境省の平成 28 年度 CO2 排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業「帯水層蓄熱のための低コスト高性能熱源井とヒートポンプのシステム化に関する技術開発」の一環で行ったものであり、研究を行うにあたり協力賜った皆さまに感謝の意を表します。

【参考文献】

- (1)大東ら:空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 (第3報) 季節間蓄熱における冬期冷却塔蓄熱と夏期冷水予冷の検討, 空気調和衛生工学会論文集,2018年3月
- (2)伊藤ら:帯水層を利用した昼夜間蓄熱システムの研究 - 帯水層の温度応答を予測する集中定数モデルの構築 -, 空気調和・衛生工学会近畿支部発表論文集,2011年,3月
- (3)社) 空気調和・衛生工学会, CGS 設計に関する研究
- (4)Christine doughty, Goran hellstrom, and chin fu tsang : A Dimensionless Parameter Approach to the Thermal Behavior of an Aquifer Thermal Energy Storage System. WATER RESOURCES RESEARCH, VOL. 18, NO.3, PAGES 571-587, JUNE 1982

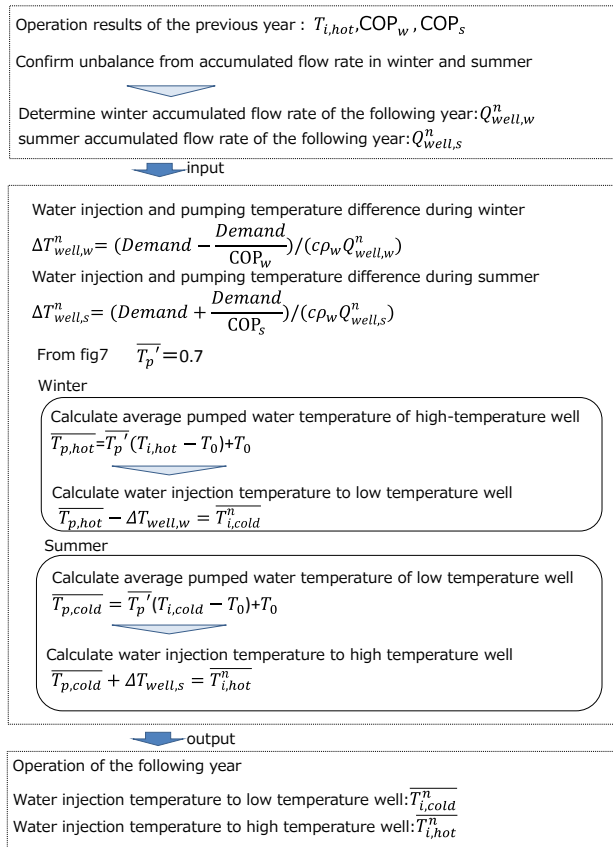


Figure 9 Procedure of prediction method

# クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究 クールウォームソファの概要と冷房時の実測結果 及びサーマルマネキン・被験者実測結果 Study on Task Ambient Air Conditioning System Using “Cool Warm Sofa”

○井上 大嗣 (日建設計)

Daishi INOUE\*<sup>1</sup>

In this study, the authors investigated the task ambient air conditioning system using “Cool Warm Sofa”. “Cool Warm Sofa” is installed in the lobby space for guests who come from outside, and it exudes conditioning air from the surface of seat. This paper reports the outline of “Cool Warm Sofa” and the result of a measurement and performance evaluation at the time of cooling by “Cool Warm Sofa”.

## はじめに

近年、個人レベルで快適感を得られ、居住者好みの温冷感に対応できるシステムとしてタスク・アンビエント空調システムが注目されている。タスク・アンビエント空調の国内需要としては、作業時間の長いオフィス空間や、着座時間の長い劇場空間での研究論文や空調システムが数多く報告されているが、小規模店舗等の様に執務者と来客者が混在する空間での報告例は少ない。

特に小規模店舗空間では、屋外の暑熱環境下で体温が上昇した状態で入室する来客者と、空調空間内に在室する執務者が同一空間に混在することとなり、在来の空調システムでは双方の快適性を満足する温熱環境を実現することは難しい。

加えて近年ではクールビズが推進され、多くの企業で導入されている。しかし小規模店舗空間では前述の通り来客者は屋外から建物内に入ってくることとなり、クールビズの空間は快適であるとは言い難い。

今回測定対象の建物では、異なる温熱生理状態である執務者と来客者の双方にとって「心地良いクールビズ空間」を目指し、ロビー空間内に気流やクールスポット等

の複数の温熱環境を用意して、来客者が好みの環境を選択可能な環境選択可能型のタスク・アンビエント空調を提案した。

本研究では、ロビー空間内のクールスポットを作る家具組み込み空調(クールウォームソファ)が室内環境・人体温冷感にどう影響するかを明確にすることを目的とする。

本報では、本システムの概要と夏期に実測したソファ廻りの気流・温熱環境の測定結果、サーマルマネキン・被験者実測結果について報告する。

## 1. 測定対象空間の概要

図1にクールウォームソファの設置対象空間を示す。営業室、ロビー空間が一体となった空間であり、アンビエント空調域とタスク空調域に分かれている。アンビエント空調域は28℃のクールビズ空間としており、来客者が滞在する窓まわりに空調風の染み出すクールウォームソファを設置してスポット的に空調を行っている。

ロビー空間内には、クールウォームソファとは別に一般のソファも設置しており、来客者がそれぞれの好みで選択が可能となっている。

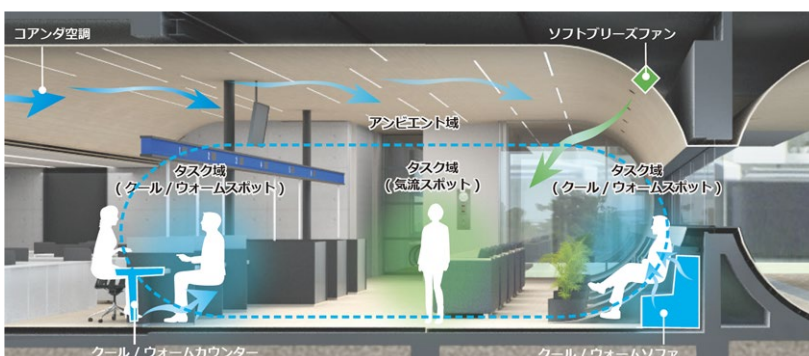


図1 測定対象空間(環境選択式タスクアンビエント空調システムイメージ)

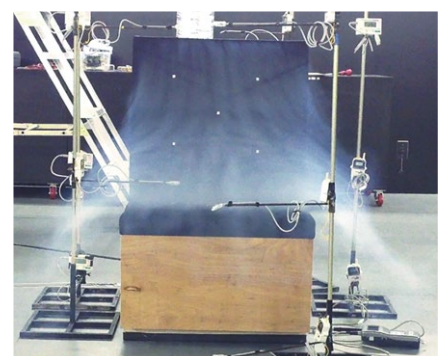


図2 クール/ウォームソファ(気流可視化試験)

B-1

2. クールウォームソファ概要

図2にクールウォームソファの外観を示す。クールウォームソファは座面・背面からの吹き出し気流により、人が座っている時に空調送風(冷房・暖房)を当てる仕組みとなっている。そのため、人体近傍を局部的に空調することが可能であり、効率的に快適な局所環境をつくる事が出来る。ソファは3人掛けであり、風量調整はダイヤルにて任意に調整が可能で最大風量は1基で320m<sup>3</sup>/hとなる。吹き出し温度は22℃固定である。

図3にクールウォームソファ概念図を示す。ソファに空調ダクトを接続し、座面・背面から空調風が染み出す仕組みとなっている。ソファのクッション材はポリエステルを網状に接触結合させたスプリング構造を持ち、クッション性・形状安定性に優れている。通気性が非常に高いため、座面・背面から均等に空調風を吹出すことが可能である。ソファへの給気はパッケージ空調機により行い、給気温度は給気温度調整ファンで室内空気を混合することで一定となるよう制御している。給気温度は人体に直接当たることを考慮して22℃設定としている。

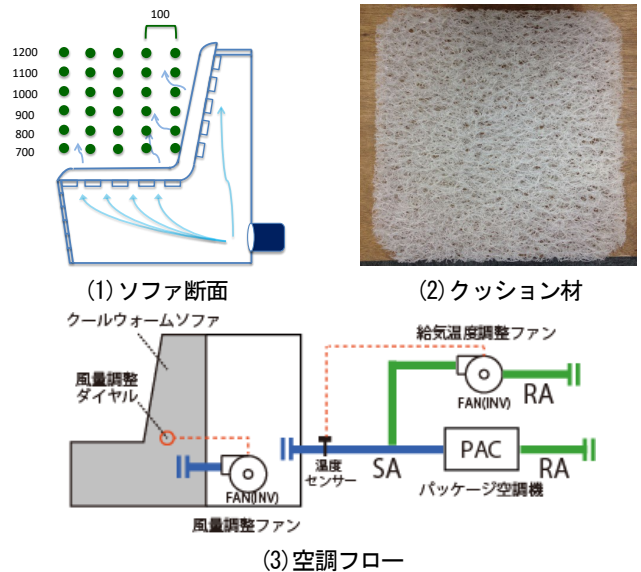


図3 クールウォームソファ概念図

表1 実測概要

室内温度	27.0℃
測定項目	温湿度、放射温度、風速、熱画像
ソファ吹出温度	22℃
ソファ吹出風量	320m <sup>3</sup> /h

3. 気流・温熱環境実測の概要

表1に実測概要を示す。図3(1)に示す位置でソファ廻りの詳細気流測定を行い、図4に示す断面の各ポイントで温湿度、風速、放射温度の測定を行った。本報では、上下温度分布測定結果、放射温度測定結果、ソファ周り気流分布測定結果、熱画像撮影結果について報告する。

3-1. 上下温度分布測定結果

図5に上下温度分布の測定結果を示す。クールウォームソファを設置したEポイントはFL+600で2~3℃他のポイントより温度が低いことが確認できる。FL+1100以上のポイントでは、各ポイントともほぼ同様な上下温度分布となっており、クールウォームソファが着座する人の周囲空間に対して局所的な冷却効果があることが確認できる。

3-2. 平均放射温度測定結果

図6にFL+1100のレベルでのA~E点における平均放射温度測定結果を示す。Eポイントは外壁・ガラス面に近い位置であるにもかかわらず、他のポイントより低い傾向にあり、クールウォームソファによる冷却効果が確認できる。日射の影響が少なくなる夕方16:00以降では0.3~1.0℃程度他より低くなる。

3. ソファ周り風速分布測定結果、熱画像撮影結果

図7-1)にソファ周りの風速分布測定結果を示す。座面・背面部分では0.05~0.12m/s程度でほぼ均等な風速となっており、座面に沿って前面に空調空気が吹出されているのが確認できる。図7-2)に熱画像測定の結果を示す。ソファ表面は22.7℃で均一であり、人体の臀部から背面が冷却されているのが確認できる。

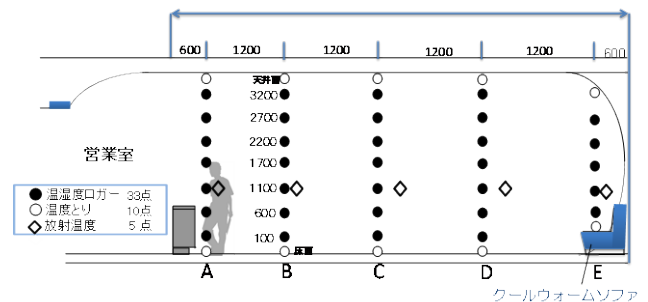


図4 断面測定箇所

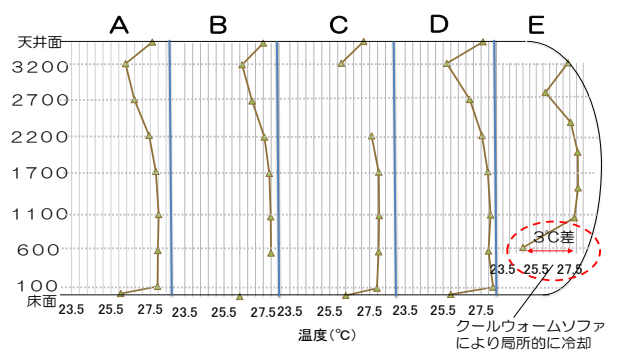


図5 上下温度分布

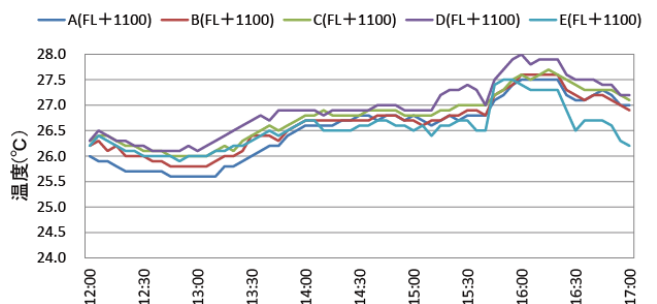
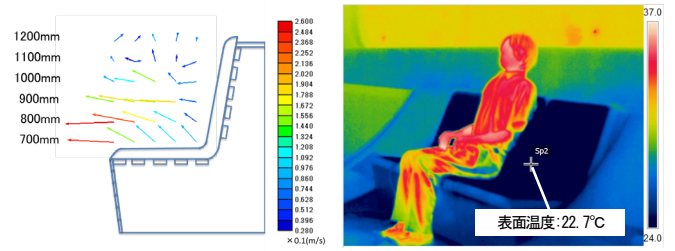


図6 平均放射温度測定結果

B-1

4. サーマルマネキン・被験者実測の概要

表2に実測概要を示す。実測は2014年8月27日から8月28日の2日間で行った。ソファの性能評価方法としてサーマルマネキンを用いた実測及び被験者実験を行った。サーマルマネキンを用いてソファ使用時の皮膚表面温度及び冷却効果を計測し、被験者実験で衣服内温度及びアンケート調査を行い、温冷感、快適感、受容度、ソファの印象等を調査した。



1) 風速分布 2) 表面温度分布  
 図7 ソファ風速分布、表面温度分布

5. サーマルマネキン実測

座面、背面からの吹き出しにより、人体近傍を局部的に空調することが可能である。1台当たりの最大風量は320 m³/hであり、調整ダイヤルによって無段階で風量調整できる。本研究では、表2の実験項目の通り風量を設定し実測を行った。

表2 実測概要

実験条件				
外気温度	24.6°C	相対湿度	79.4%RH	
室内温度	27.0°C	室内湿度	70%RH	
着衣量	0.5clo			
実験項目				
	給気	給気風量(m³/h)	給気温度(°C)	面風速(m/s)
実験1	給気無し	0		
実験2	風量中	160	21.8	0.02
実験3	風量大	320	22.4	0.05

5.1 サーマルマネキン皮膚表面温度

図8に実験項目別のサーマルマネキン皮膚表面温度を示す。ソファの風量を3段階に分けて実測を行った。大腿部の裏や背中のようにソファに接している部位は、風量無の場合に比べ、風量中・風量大の場合が、皮膚表面温度の低下が確認された。ソファに接していない腕の部位も他の部位に比べて皮膚表面温度が低いという結果が得られた。これは、接していなくても気流による影響を受けているためと考えられる。

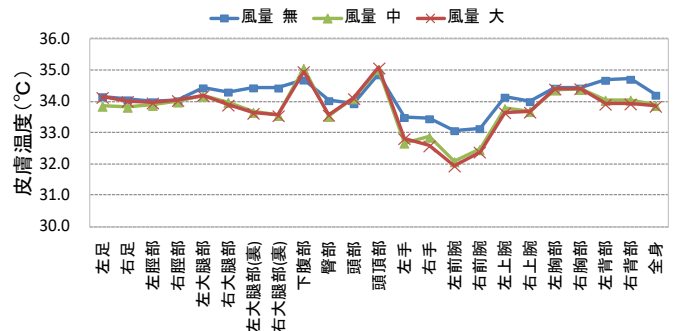


図8 皮膚表面温度

5.2 等価温度によるクールウォームソファの冷却効果

図9、10にソファ冷却効果を示す。等価温度の算出はマネキン裸体時と着衣時の熱損失から着衣熱抵抗を算出し、それと実測時の値を用いて等価温度を算出した。ソファの冷却効果が得られた部位は大腿部の裏や左右背部の部位であった。これは、ソファから吹き出る気流が当たる部位が冷やされていると考えられる。

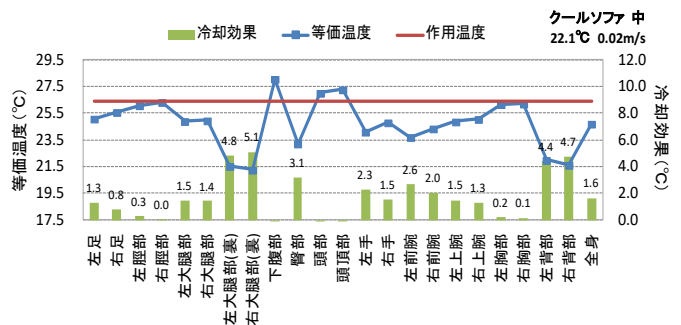


図9 冷却効果 風量中

(1)に等価温度算出式を示す。

$$teq = ts - 0.155(I_{cl} + I_{a}/f_{cl})Qt$$

$$= ts - 0.155I_{t}Qt \quad \dots \dots \dots (1)$$

- teq : 等価温度(°C)、 ts : 平均皮膚温度(°C)
- I<sub>cl</sub> : 基礎着衣熱抵抗(clo)
- I<sub>a</sub> : 裸体時皮膚空気層熱抵抗(clo)
- f<sub>cl</sub> : 着衣面積比(-)、 Qt : 顕熱損失量(W/m²)
- I<sub>t</sub> : 基準条件の熱抵抗(clo)

6. 被験者実験

6.1 被験者実験概要

着座時の被験者衣服内気候とアンケートによる心理量を調査することを目的とし、被験者実験を行った。被験者は20代から30代の男性7名、女性1名の計8名で行った。施設周辺を約10分間(最寄駅からの歩行時間)被験者に歩いてもらい、ソファが人体に与える影響を評価した。実験はマネキン同様に給気風量を3パターンで行った。記入用紙を被験者に渡し、2分間隔で快適感、温冷感を記入し、体の部位で気になるところを記入させた。

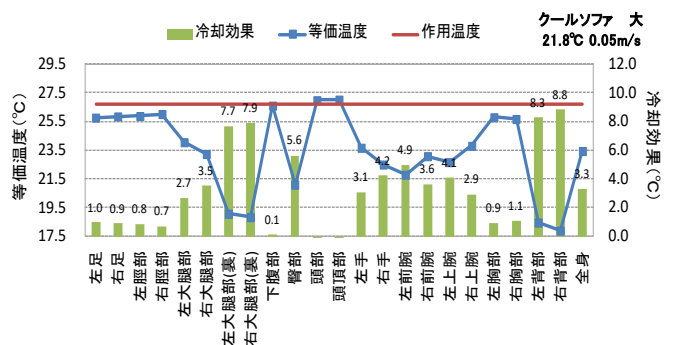


図10 冷却効果 風量大

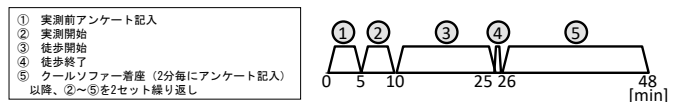


図11 実験手順

- ① 実測前アンケート記入
- ② 実測開始
- ③ 徒歩開始
- ④ 徒歩終了
- ⑤ クールソファ着座(2分毎にアンケート記入)以降、②~⑤を2セット繰り返し

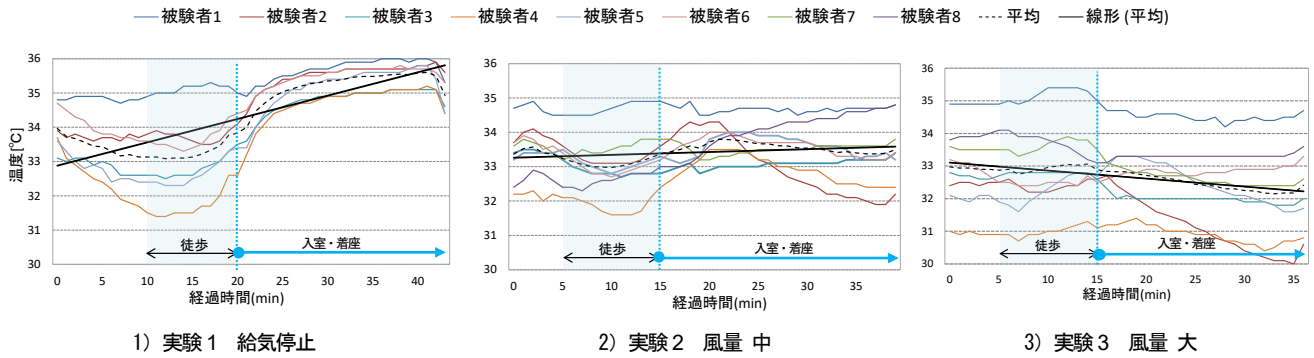


図 12 衣服内温度

図 11 に実験手順、表 3 に心理量申告の指標を示す。

6.2 衣服内温度

図 12 に、実験毎の衣服内温度（背面）それぞれ示す。歩行中、衣服内温度は上昇せず、一定もしくは下がっている傾向がみられた。歩行中は衣服内では対流があり、熱がこもらない為、温度が上昇しないと考えられる。着座後、実験 1 では衣服内温度が上昇していく傾向が確認された。着座中は衣服内の対流が無くなり、上昇した体温の放熱が衣服内にこもり、上昇したと考えられる。しかし、給気風量を増加していくにつれ、背面の衣服内温度は下がっていく傾向が確認され、風量大では、温度が低下していく傾向が確認された。

6.3 申告値

図 13, 14 に被験者による温冷感・快適感申告値の平均値を示す。給気停止時は、温冷感申告値では着座後から暑いという申告が多く挙げられ、約 24 分後に一定状態の申告となった。快適感申告値も同様に着座後は不快な申告が多く、定常状態まで約 20 分を要している。それに対し、大風量給気時では温冷感申告値は着座後、暑いという申告から 6 分ほどで定常状態まで減少した。また快適感申告値でも 4 分ほどで不快から快適と推移しているのが確認された。

7. まとめ

クールウォームソファを用いたロビー空間で温熱環境実測とサーマルマネキン・被験者実験による温冷感評価を行った。得られた知見は下記の通りである。

- 1) クールウォームソファは着座する人の人体近傍を局所的に冷房し、ソファ廻りでは 3℃程度温度が低減することが確認できた。
- 2) クールウォームソファの空調吹出し面(座面・背もたれ)における風速は偏りなく、0.02~0.05m/s 程度となることが確認できた。空調吹出し面の表面温度は均一で、22.7℃程度であった。
- 3) サーマルマネキンでは、座面と接している大腿部の裏や背中において冷却効果が多く確認された。
- 4) 衣服内温度では給気停止時は着座後も温度が上昇する

表 3 心理申告の指標

	-3	-2	-1	0	1	2	3
温冷感	寒すぎる	涼しい	やや涼しい	どちらでもない	やや暖かい	暖かい	暑すぎる
快適感	非常に不快	不快	やや不快	どちらでもない	やや快適	快適	非常に快適

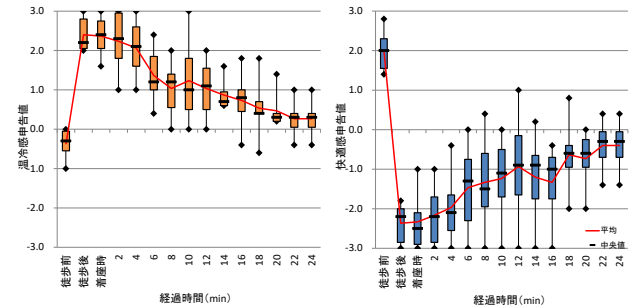


図 13 給気停止時の快適感・温冷感申告値

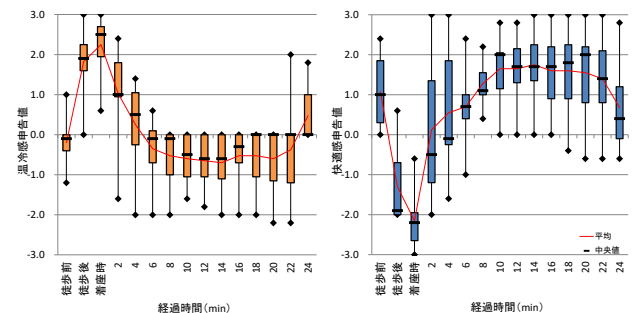


図 14 大風量給気時の快適感・温冷感申告値

傾向が確認されたが、給気することによって温度の上昇は少なくなり、風量大では減少傾向となった。

5) 心理量調査では、給気停止時は温冷感・快適感申告のどちらにおいても定常状態へ戻るのに 20 分以上の時間を要していた。しかし大風量で給気を行った場合、温冷感申告は約 6 分、快適感申告は約 4 分で定常状態まで減少した。

【参考文献】

- 1) 井上他：クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究(その 1 クールウォームソファの概要と冷房時の実測結果)、日本建築学会大会学術講演梗概集
- 2) 矢田他：クールウォームソファを用いたタスク・アンビエント空調に関する研究(その 2 クールウォームソファの冷房時の実測及び性能評価)、日本建築学会大会学術講演梗概集

ZEB 化の最新技術動向と取り組み

The Latest Trend of ZEB(Zero Energy Building) Technique and Efforts of Taisei Corp.

○永吉 敬行 (大成建設)

湯浅 孝 (大成建設)

Takayuki NAGAYOSHI\*1 Takashi YUASA\*1

\*1 TAISEI CORPORATION

はじめに

ZEB とは、建物設計時における年間エネルギー収支 (生成エネルギーと消費エネルギーの年間積算収支) が概ねゼロもしくはプラスとなる建築物を意味し、低炭素化社会の実現等を目的とした施策として期待が高まっている。さらに「ZEB を見据えた先進建築物として、外皮の高断熱化及び高効率な省エネルギー設備を備えた建築物」で、創エネルギー分を除き、省エネ基準値から 50% 以上の 1 次エネルギー消費量を削減した建築物は ZEB Ready と位置づけられている。

本計画は、金融機関で国内初となる都市型高層 ZEB の実現を目指した最先端の環境建築である。敷地は大阪の金融街である北浜であり、建物用途は金融機関の本店事務所ビルである。本計画は各種省エネ技術を多数導入することで、ZEB 化が難しいと言われる都市部の高層ビルにおける ZEB の先進事例と位置付けている。

1. 省エネ・ZEB 関連の主な導入技術

Table. 1 に建物概要を示す。また、Fig. 1 に空調計画概念図を示す。

1.1. ファサードの高機能化と外気導入の最適化

本計画では、外乱の対策として、①ダブルスキン構造による外壁の高機能化、②インナースキンに Low-E 複層ガラスの採用、③キャビティ内に太陽追尾電動ブラインドの設置などを行った。さらに CO<sub>2</sub> センサーと VAV (変风量制御) による最小外気量制御などを導入し、外気負荷の低減を図っている。

1.2. 設備の高効率化による快適性と省エネの両立

本計画では、高効率モジュールチラー (1 次ポンプ変流量制御、散水仕様)、潜熱分離空調方式 (外調機+高顕熱ビルマル、外調機の顕熱交換器による再熱など)、人検知センサー照明制御 (当社技術: T-Zone Saver) などの高効率設備の積極的な採用を行った。

1.3. 自然エネルギーの有効活用

本計画では、ダブルスキン内の熱利用を行うため、ダブルスキン内熱利用ダンパを開発した。冬期の冷たい外気を全層型ダブルスキン内で太陽光により加温し、外調機外気取入れのプレヒートに利用することで外気負荷の低減により省エネルギーを図った。

2. まとめ

今回、当社案件を用い、導入した省エネ・ZEB 関連技術の一例を紹介した。従来のオフィスビルに比べて約 61% のエネルギーを削減し、金融機関本店ビルで、国内初の ZEB Ready を実現した。これにより発注者は (一社) 環境共創イニシアチブによる ZEB リーディング・オーナーの登録を行うことができた。

今後これらの技術の積極的な導入を図り、さらなる省エネ、安心・安全、快適性の確保等を実現し、顧客満足、社会貢献等を目指していく。

Table.1 Building outline

建物名称	(仮称)近畿産業信用組合新店新築工事		
建築主	近畿産業信用組合		
建設場所	大阪府大阪市中央区淡路町2丁目42番		
建築用途	事務所	敷地面積 約1,134㎡	建築面積 約640㎡
延床面積	約11,300㎡	階数	地上18階、地下1階
最高高さ	77.9m	工期	2017.05.01~2019.01.31(21ヵ月)
構造	鉄骨造 一部 鉄骨鉄筋コンクリート造、制振構造		
設計者	大成建設㈱一級建築士事務所		
監理者	大成建設㈱工事監理一級建築士事務所		
施工者	大成建設・長谷工エコーレーションJV		
その他	平成28年度(第2回)サステナブル建築物等先導事業(省CO2先導型)採択 ZEBリーディング・オーナー ZEB Ready(BEST)登録 CASBEE スランク(第三者認証)		

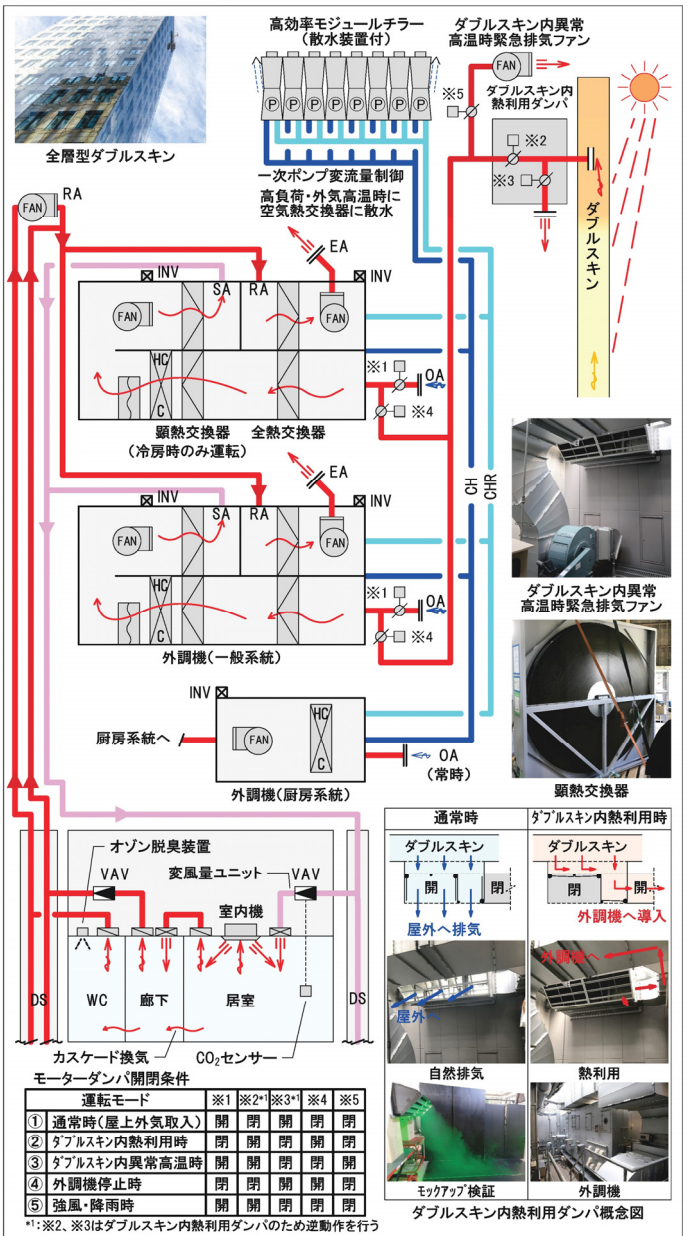


Fig.1 System diagram of HVAC (Heating, Ventilation, and Air Conditioning)

# イオンモール堺鉄砲町～下水再生水を活用した環境配慮型商業施設～

Aeon Mall Sakai Teppoucho

～Environmental consideration of commercial facility utilizing sewage reclaimed water～

株式会社竹中工務店 設計部設備部門

Takenaka Corporation, M&E Engineering Section, Design Department

安心院 智

Satoshi Ajimi

キーワード:下水再生水熱利用 (Sewage reclaimed water heat recycle)、デマンドレスポンス (Demand Response)、氷蓄熱 (ice thermal storage system)、UF膜ろ過 (ultrafiltration membrane)

はじめに

イオンモール堺鉄砲町は、次世代型エコストア「スマートイオン」に位置づけられている。これは、従来の環境負荷の少ない“店舗づくり”に加え、エネルギーの効率的な利用や防災対応などに地域と協働で取り組む“まちづくり”や“コミュニティづくり”をコンセプトにしている。本稿では、地域の未利用エネルギーである、下水再生水に着目し、水資源の循環と、電力平準化時代に先駆けたデマンドレスポンスシステムを融合させた、全国初の下水再生水の高度複合利用等の新技術の一部を紹介する。

建物概要

建物名称：イオンモール堺鉄砲町

所在地：大阪府堺市堺区鉄砲町

用途：大型複合商業施設

延床面積：約 135,000 m<sup>2</sup>

規模：地上 5 階

工期：2014 年 10 月～2016 年 2 月

発注者：イオンモール（株）

実施設計者：（株）竹中工務店

施工者：（株）竹中工務店

## 1. 行政と連携した下水再生水の高度複合利用

本システムは、地域の既存ストックである、未利用エネルギーについて、産官学で検討・協議を重ね、下水再生水の熱と水源利用の有効活用に着目し実現した。下水再生水の利用方法は図-1に示すとおり、敷地内で熱と水源として活用し、さらに敷地外の歴史ある旧環濠に放流し、地域の憩いの場である水路の水環境の安定化に貢献するシステムとした。

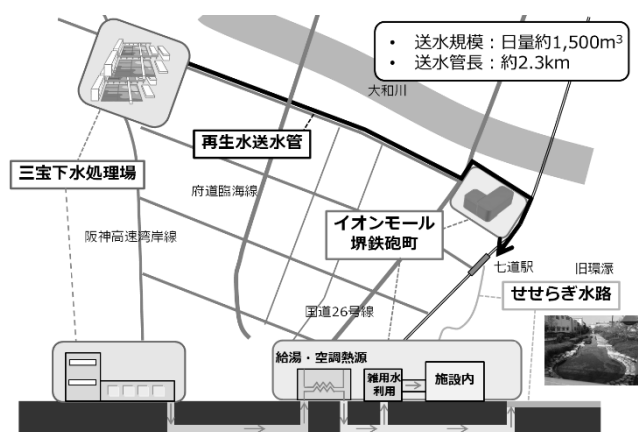


図-1 下水再生水高度複合利用の計画概要

## 2. 下水再生水の特徴

下水再生水熱の特徴（実績データ）を図-2に示す。下水再生水は夏期に外気と同等、冬期は外気よりも高く、1年を通して安定した温度である。この特徴を活かし、冬期は外気の予熱。中間期と夏期は冷凍機の冷却水。年間を通して、給湯機の温熱源として、活用することとした。図-3また、約50項目の水質

検査をおこない、UF膜ろ過装置を採用することで、水道水の基準を満たし、便所洗浄水等の雑用水として活用できた。

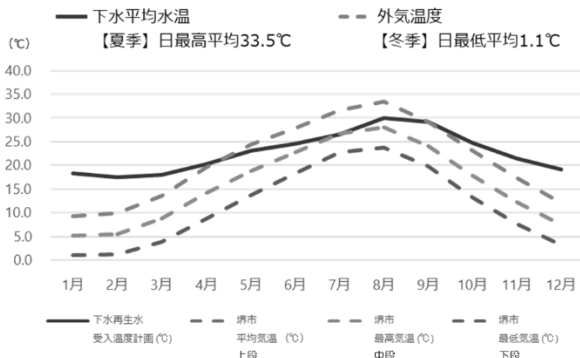


図-2 下水再生水と外気温度比較

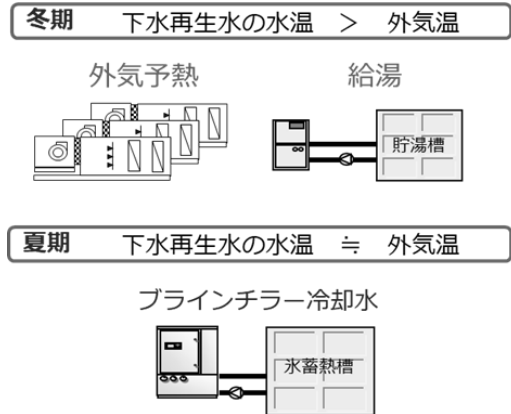


図-3 下水再生水の熱利用

### 3. 下水再生水利用システム概要

これらの特徴から、給湯で熱回収し、水温の低下した再生水を利用して熱源の冷却水として活用する熱の段階（カスケード）利用を取り入れ高度複合利用システムとした。図-4

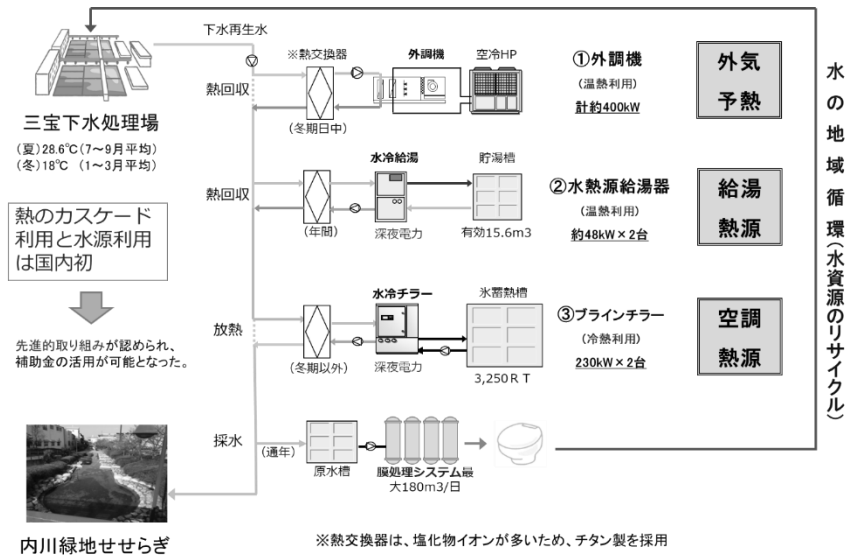


図-4 下水再生水高度複合利用システム

### 4. 電力平準化の取り組み。デマンドレスポンス（DR）

大型商業施設の電力消費量は、日中に大きく夜間が小さいため、氷蓄熱システムを採用し、ピークシフトを図った。また、ダイナミックプライシング等の取り組みが始められるなか、電力逼迫時間帯のみ、さらなる消費電力削減を目指し、デマンドレスポンスモードを搭載した氷蓄熱の大放熱システムを開発した。一般的に氷蓄熱システムは蓄熱槽の放熱と、追いかけるインバータスクリーチャーを併用するが、氷蓄熱槽からの大放熱のみにすることで、チラーの消費電力とその補機動力を停止させることが可能だからである。氷蓄熱槽から大放熱を行う際に、安定した冷水を取り出すため、従来の内融式氷蓄熱と外融

式氷蓄熱を組み合わせた。これにより、蓄熱槽内のコイルの中と外から放熱することが可能となった。図

- 5

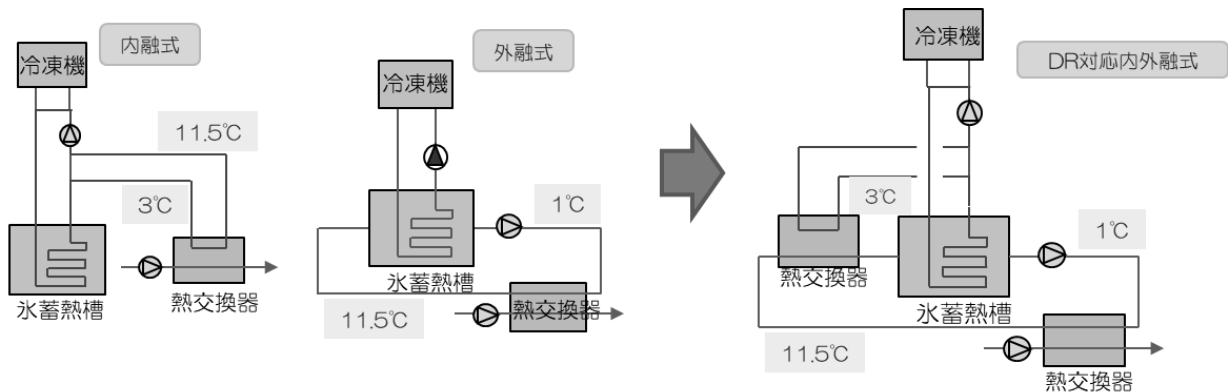


図-5 内融式と外融式を組み合わせた大放熱回路

ただし、氷蓄熱システムの課題は、氷をつくるために、ブライン温度を低くしなければならない為、システム効率は非蓄熱システムと比較して低いことである。そこで、本システムでは従来の蓄熱システムの良いところを組み合わせ氷蓄熱システムの高効率化を図った。表-1

表-1 蓄熱システム比較

項目	内融式氷蓄熱槽	外融式氷蓄熱槽	氷蓄熱槽
イメージ			
冷凍機の効率	△ コイル間隔が狭いため、氷を薄くできる。氷の厚みによる損失が少ないため、効率が良い。	× コイル間に水を流す必要があり、氷の表面積を確保する為、氷を厚くする必要があり、水を厚くするとロスが発生する為、冷凍機効率が悪い。	◎ 高い温度帯で冷凍機を運転すればよいので、冷凍機の効率が最もよい。
放熱特性	○ コイル内をブラインが通過。氷と触れない為、低い温度がとりにくい コイル廻りが氷の時、コイル内が冷えないため、即放熱できない。	◎ 直接氷に冷水が触れる為、低い温度で冷水が流れる。 常時氷に触れている状態のため、即冷水を取り出すことができる。	× 水での蓄熱のため、氷蓄熱に比べ低温がとれない。 氷蓄熱槽内の出口の水温がすぐとれる。
蓄熱槽の大きさ	◎ コイル廻りの氷がつかなくても、ブラインはコイル内を通るため、流れに影響がなく、コイル間隔を狭くすることができ、氷蓄熱槽が小さくなる。	○ 氷に触れる表面積を増やす必要があるため、コイル廻りの氷がつかないと、水の流れを阻害するため、コイル間隔が必要となり、氷蓄熱槽の容量が大きくなる。	× 氷蓄熱は顕熱利用しかできない為、同じ容量の蓄熱をする場合、大規模な容量が必要となる。

表-1 より、氷蓄熱システムの高効率化のために、製氷時は氷厚が薄く、放熱時は放熱特性のよい、外融式氷蓄熱システムをベースとした。また冷凍機の効率を向上させる為には、製氷時のブライン温度が高い方がよいため、コイルの氷厚をより薄く設定し、冷凍機の効率向上を図った。

次に、氷蓄熱システムの効率を上げるために外融式とし、コイル周りの表厚を薄くすれば、効率は向上するが、氷蓄熱槽が大きくなる。そこで、氷蓄熱槽の小型化を図った。

従来、氷蓄熱システムは潜熱利用がほとんどであり、顕熱の利用は少なかった。図-6そこで、顕熱利用を大きくするため、氷蓄熱のように蓄熱槽内に堰をいれて、温度成層を形成した。外融式と氷蓄熱の融合は、両者とも水槽内の冷水を利用するため相性が良い。結論として、氷蓄熱槽内に堰を設けることで、冷水の往側還側で大きな温度差が可能となり、放熱完了時の水槽内平均温度を大幅に上昇した。これによ

