

IoT を用いた水道使用時の音と振動による高齢者見守りに関する研究 Study on the elderly monitoring by sound and vibration when using water supply using IoT

○奥村 大樹 (大阪電気通信大学)

添田 晴生 (大阪電気通信大学)

Taiki OKUMURA*1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

To watch over the elderly by IoT, we focused on the use of water supply and conducted research on watching using vibration sensors and sound sensors. Experiments will be conducted on two types of sinks, one made of stainless steel and the other made of enamel, and whether they can be used for monitoring. As a result, the vibration sensor detected vibration when attached to the lever handle. The sound sensor detected sound when attached to a stainless-steel sink. It was found that the sound sensor is more effective than the vibration sensor in monitoring when the water supply is in use.

1. はじめに

現在、我が国の高齢者人口は増加し、それに伴い孤独死も増加傾向にある。孤独死における体調変化の前兆を発見する為に IoT を用いた見守り技術の開発が求められる。しかし正確な情報を得る為に設置するセンサが多くなり得られる情報量は増えるが、それに対応して見守られる側のプライバシー懸念も大きくなる問題がある。そこで、最低限の情報取得量で効果的に見守りが行えるよう、人が生活する上で欠かす事のできない水道使用に着目する。

水道使用による見守りには、スマート水道メーターを活用した研究¹がある。これはスマート水道メーターにより得られるリアルタイムの水道使用データを収集、分析し水道の連続使用・不使用時間から見守りサービスとしての活用の可能性を見出している²。他にも、水道メーターから得られる水道使用状況データによる一人暮らし高齢者見守りサービス「KIZUKI」³が導入されている。見守り対象者の自宅に専用水道メーターと通信装置を設置し、クラウドサービスを活用して見守りを行っている。これらのサービスでは、どちらも水道メーターを設置するための専門の工事が必要であり個人が容易に設置できるものではない。

そこで本研究では、専門の工事を必要とせず家庭で簡単にできる見守りとして、水道使用を振動で検知する方法と音で検知する2種類の方法で研究する。センサによって得られた水道使用データをクラウドに送信するシステムを構築し、それらが見守りに活用可能であるか検討することを目的とする。

2. 使用機器

本研究では、マイコンとして Fig.1 の「ESP32-DevKitC」を使用する。Wi-Fi 通信機能に加え Bluetooth 通信機能が搭載されている。内蔵の AD コンバータは 0~3.3V の電圧

が入力できる。これを USB ケーブルでパソコンと接続し、プログラムを作成してマイコンに動作を命令できる。

また振動センサとして、Fig.2 の Piezo Film Sensor 1005940-1 を使用する。これは圧電効果を使用したアナログセンサであり、センサ自体に電源は必要ない。電圧感度は 1100mV/g であり、それを ESP32 にて 0-4095 の値で出力する。

また音センサとして、Fig.3 の「VKLSVAN Sound Sensor Module」を使用する。デジタルセンサであり、周囲の音の強度が設定した閾値に達しない場合、高レベルである 1 を出力する。閾値に達した場合、低レベルである 0 を出力する。閾値は音センサ内のボリュームで調整できる。本研究では、感度の調整を行った結果、印が最も左下にある状態を 0 度とし時計回りに回し 132 度のところに調節している。



Fig.1 ESP32-DevKitC



Fig.2 Piezo Film Sensor 1005940-1



Fig.3 VKLSVAN Sound Sensor Module

3. 実験

3.1 実験概要

各センサから得た出力値を ESP32 に通しインターネット上のクラウドサービス「Ambient」に送信した。Ambient は、IoT データの可視化サービスで、マイコンから送信されたデータを受信しグラフ化することができる。

マイコンと各センサとは、ジャンプワイヤによって接

続する。振動センサと音センサの配線とマイコンの接続についてはそれぞれ Table.1、Table.2 に示す。

3.2 振動センサを用いた実験

(1) 実験条件

本研究では、2 種類のシンクに対して、振動センサを用いて実験を行った。使用したシンクはステンレス製の実験室シンク、ホーロー製の自宅シンクである。実験室と自宅のシンクの詳細はそれぞれ Table.3、Table.4 に示す。センサ取り付け位置は実験室、自宅シンクともに吐水口先端部、シンク裏面、レバーハンドル先端部の 3 カ所として検討した。設置の様子はそれぞれ Fig.4～Fig.9 に示す。

実験は全て 5 分間で行う。水道開放の時間は、吐水口先端部・シンク裏面の 2 カ所では、実験室シンク・自宅シンクどちらについても 1 分間水を流さず、3 分間水を流し、再度 1 分間水を流さない時間を設ける。センサのレバーハンドル設置時については 2 種類どちらのシンクにおいても、5 分間の間に 1 分毎に蛇口の開閉を繰り返す。レバーハンドルは、普段使用しているハンドルをひねる角度を測り、実験室シンクは 30 度、自宅シンクでは 15 度とする。センサは 0.5 秒間隔でデータを検知するようプログラムを行う。

(2) 実験結果

結果として、実験室シンク、自宅シンクともに、吐水口先端部、シンク裏面にそれぞれ振動センサを設置しても、振動を検知することはできなかった。おそらく吐水口先端部、シンク裏面ともにほとんど振動は発生していないためと考えられる。Fig.10、Fig.11 にそれぞれ、実験室と自宅に対して、水道のレバーハンドルに設置された振動センサのデジタル出力値を示す。

Table.1 Connecting Sensor1

ESP32	振動センサ
39	+ピン
GND	-ピン

Table.2 Connecting Sensor2

ESP32	音センサ
15	OUT
3V3	VCC
GND	GND

Table.3 Sink in the lab

幅	約 80 cm
奥行き	約 50 cm
高さ	約 25 cm
材質	ステンレス

Table.4 Sink at home

幅	約 75 cm
奥行き	約 60 cm
高さ	約 25 cm
材質	ホーロー

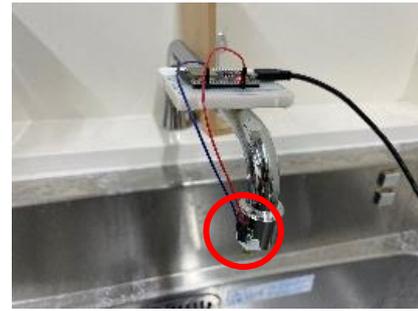


Fig.4 Vibration sensor installed at the tip of the spout (lab)



Fig.5 Vibration sensor installed on the back of the sink (lab)



Fig.6 Vibration sensor installed at the tip of the spout (home)



Fig.7 Vibration sensor installed on the back of the sink (home)



Fig.8 Vibration sensor installed on lever handle (lab)

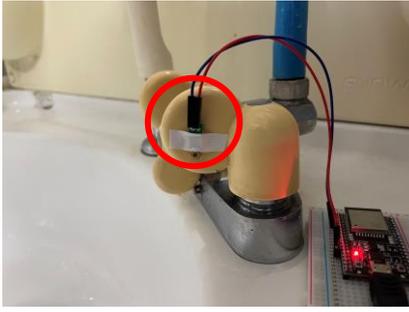


Fig.9 Vibration sensor installed on lever handle (home)

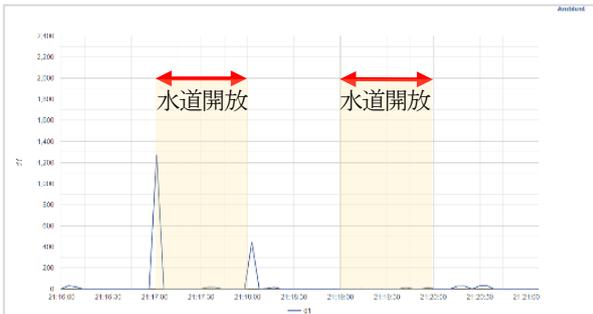


Fig.10 Digital output results of the vibration sensor
(lab, Installed on lever handle)

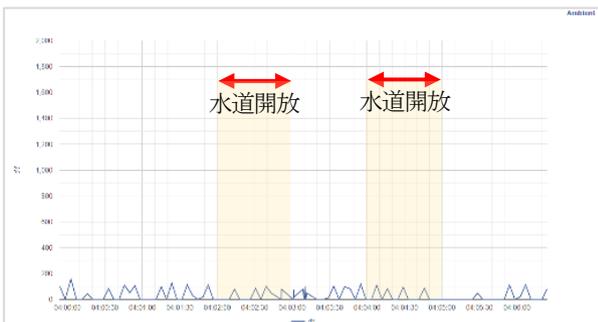


Fig.11 Digital output results of the vibration sensor
(lab, Installed on lever handle)

(3) 考察

振動センサでの水道使用における見守りは、水の流れの振動が検知されず、困難であると判断した。しかし、人の手による振動は検知する場合があります、レバーハンドルに取り付けた際に振動の値を検知した。振動センサは、水の流れではなく蛇口の開閉の検知に使用できる可能性がある。

3.3 音センサを用いた実験

(1) 実験条件

振動センサと同様に、音センサを用いて実験を行った。設置の様子はそれぞれ Fig.12～Fig.15 に示す。

(2) 実験結果

音センサは通常時 1.0 を出力し、音を検知した場合 0 を出力する。Fig.10～Fig.11 にそれぞれ、実験室と自宅に対して、吐水口先端部とシンク裏面の出力値を示す。

実験室ステンレス製のシンクでは、吐水口先端部、シンク裏面どちらにおいても、まばらではあるが音の検知がされている。自宅ホーロー製シンクでは、蛇口を開放している時間であっても音の検知をしない時間がほとんどであった。



Fig.12 Sound sensor installed at the tip of the spout (lab)



Fig.13 Sound sensor installed on the back of the sink (lab)



Fig.14 Sound sensor installed at the tip of the spout (home)

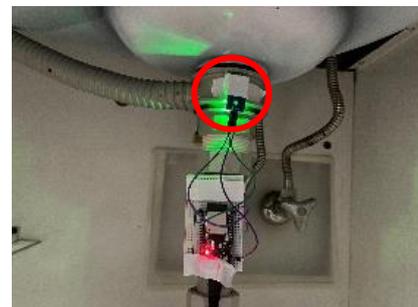


Fig.15 Sound sensor installed on the back of the sink (home)

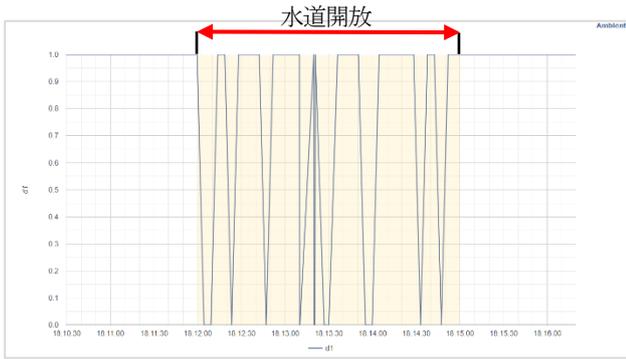


Fig.16 Sound sensor output result
(lab, Installed on tip of the spout)

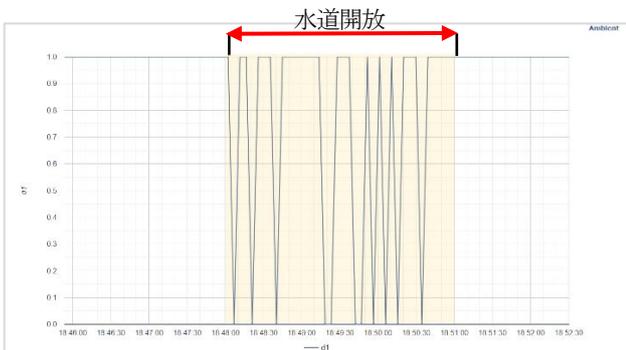


Fig.17 Sound sensor output result
(lab, Installed on the back of the sink)

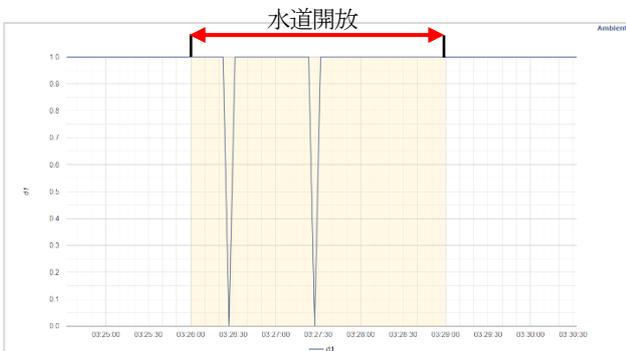


Fig.18 Sound sensor output result
(home, Installed on tip of the spout)

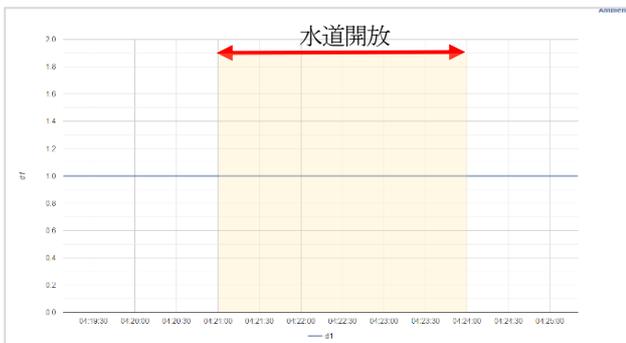


Fig.19 Sound sensor output result
(home, Installed on the back of the sink)

(3) 考察

ステンレス製のシンクでは吐水口先端部とシンク裏面どちらであっても水道使用状況が判別しやすく見守りに使える可能性が十分にある。

ホーロー製のシンクについては、吐水口先端部、シンク裏面どちらも水道使用中であることの判別は難しい。

2つのシンクで音の検知に違いがあることについて、音センサは吐水口からシンクへ流れ出す水の音ではなく、流れ出した水がシンクにぶつかり響いた音を検知しているのではないかと考えられる。音センサがどの音を検知しているのか解明する必要がある。

4. 二つのセンサ比較

音センサでの水道使用における見守りは、振動センサと比べ水道使用間の検知が容易であると考えられる。また、音センサは水道不使用時の音の検知も少ないので、水道使用のタイミングが判別することが可能である。したがってゆるやかな見守りを行う上では十分に音センサが活用できると判断した。

5. 課題

振動センサにおいては、レバーハンドルの操作による振動検知としての実験を行ったが、加速度センサ活用の可能性が考えられ、加速度センサとの比較が必要となる。

音センサにおいては、水道使用中のシンクにおいてどの音を検知しているのか識別し、いかなるシンクでの見守りができるよう工夫する必要がある。

6. おわりに

本研究では水道使用を判別する為に振動センサ・音センサを2種類のセンサで見守りを行えるか検討を行った。振動センサにおいては水の流れの振動を検知するというよりは人の手を加えた結果の振動検知の可能性がある。音センサにおいては、ステンレス製のシンクでは水が当たる音が響き検知しやすく、ホーロー製のシンクでは水が当たる音が響かないため検知しにくいという結果となった。

参考文献

- 1) 白波瀬武志 木下智史 森本賢 西浦康彦 生島康教 土山俊司, スマート水道メーターによる使用量データを活用した見守り・ヘルスケアサポートへの適用性に関する研究 令和元年度全国会議(水道研究発表会, pp678-679, 2019年)
- 2) 木下智史 白波瀬武志 森本賢 西浦康彦 生島康教 土山俊司, スマート水道メーターによる使用量データを活用した見守り・ヘルスケアサポートへの適用性に関する研究(II), 令和2年度水道研究発表会, pp530-531, 2020年
- 3) 佐野武, 水道の使用状況による見守り, ひと見守りテクノロジー 遠隔地の高齢者を中心とした, 異変察知の機器開発から各種事例, 次世代展望まで, 株式会社エヌ・ティー・エス, pp139-148, 2017年

非住宅建築物における外皮・設備設計仕様の解明と 省エネ基準引き上げによる技術変化の考察

Technical Changes Associated with Enhanced Energy Consumption Efficiency Standards for Non-Residential Buildings

○篠原 里穂子 (大阪大学) 山口 容平 (大阪大学)

宮田 征門 (国土交通省国土技術政策総合研究所) 内田 英明 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)

Rihoko SHINOHARA*1 Yohei YAMAGUCHI*1

Masato MIYATA*2 Hideaki UCHIDA*1 Yoshiyuki SHIMODA*1

*1 Osaka University *2 National Institute for Land and Infrastructure Management

This study was conducted to quantify what technological changes an increase in energy conservation standards would bring about and how much CO₂ emissions could be reduced as a result. Cluster analysis was used to categorize buildings by similar characteristics of envelope and equipment design specifications. The technical changes associated with the increase in energy conservation standards will be discussed by comparing the characteristics of the exterior skin and equipment design specifications of each cluster. In addition, the probability of belonging to a cluster is calculated based on building attributes such as location and size.

はじめに

2021年に我が国で閣議決定された地球温暖化対策計画¹⁾は業務部門における2030年度までの温室効果ガス排出量を2013年度比51%とする削減目標を定めている。2050年までにカーボンニュートラルの実現を目指しており、この排出量削減目標の強化が論じられるなど、建築物の温室効果ガス排出量の削減は喫緊の課題となっている。これらの目標を達成するため、2017年には建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律(建築物省エネ法)²⁾が施行され、延床面積2,000 m²以上の新築非住宅建築物を対象とした省エネルギー基準の適合義務化や、ネット・ゼロ・エネルギービルの認証等が開始された。改正建築物省エネ法が2021年4月に施行され、省エネルギー基準の適合義務化の対象が延床面積2,000 m²以上から300 m²以上へと拡大されたことに加え、2024年度以降、適合義務化が先行している延床面積2,000 m²以上の非住宅建築物の省エネルギー基準が引き上げられることが決定している³⁾。省エネルギー基準では、エネルギー性能指標としてBEI (Building Energy Index) が用いられているが、本研究が対象とする事務所ビルは、基準強化によってBEI ≤ 1.0からBEI ≤ 0.80に引き上げられる予定である。

省エネルギー基準の引き上げによる効果を評価するためには、データに基づいて建築物の実態を詳細に把握する必要がある。建築物のエネルギー性能や採用技術に関して、客観的な根拠データを得るための実態調査は多数行われている。国土技術政策総合研究所では、今後の更

なる建築物の省エネルギー化のための施策検討に必要な実態データの収集を目的とし、非住宅建築物の省エネルギー基準申請データを2018年より収集している。本申請データは建築物省エネ法が定める省エネルギー基準への適合性を判定するためのプログラム⁴⁾(Webプログラム)の入出力データであり、基準適合評価結果に加えて、建築物の外皮・設備設計仕様に関する詳細なデータが含まれている。延床面積300 m²以上の非住宅建築物については省エネルギー基準の適合義務が課せられているため、当該データは新築・増改築が行われる延床面積300 m²以上の非住宅建築物の全数調査が可能であり、また、Webプログラムの入出力データは所管行政庁もしくは民間機関の審査を受けた信頼性の高い情報である。宮田ら⁵⁾はこのデータを詳細に集計し、新築事務所ビルを対象として、BEImの水準、太陽光発電設備の有無により対象建築物をグループ分けし、各グループにおいて採用されている建築物の標準的外皮・設備設計仕様を明らかにした。鳴川ら⁶⁾は、事務所・宿泊・医療福祉・小売用途の非住宅建築物を対象として、ロジスティック回帰分析を行い、施設規模や立地等の建物属性による設備設計仕様の階級別採用率を定量化した。しかし、外皮・設備設計仕様がどのような建物がどれほど存在するかは解明されておらず、省エネルギー基準引き上げによって建築物の外皮・設備設計仕様がどのように変化していくか明らかでない。このような背景から、本研究は、建築省エネ法における省エネルギー基準の引き上げがいかなる技術変化をもたらすか考察することを目的とする。

1. 研究の方法

1.1 分析に用いたデータ

本研究では非住宅建築物省エネルギー基準申請データを用いた。2018年度に所管行政庁等に適合性判定や届出の申請があった事務所建築物のうち、評価法がモデル建物法であるデータ 1175 件を分析対象とした。対象データには建築物延床面積、用途、地域区分、建築物のエネルギー性能指標、設備毎のエネルギー性能指標、外皮・設備設計仕様が含まれている。地域区分は建築物省エネ法における気候区的地域区分により区分されている。

前処理として BEIm について 3 標準偏差の範囲外を外れ値として扱い 21 件を除外し、残りの標本を平均値が 0、標準偏差が 1 となるように標準化して用いた。

1.2 分析方法

BEIm は空調、給湯、照明、換気、外皮性能それぞれの仕様により決まる。その組み合わせは多様であるが、外皮・設備設計仕様がどのような建物がどれほど存在するか明らかにするため、これらの性能を表す BEImAC, BEImHW, BEImL, BEImV, BPIIm に基づいて標本を分類する。一方で、各変数には有意な相関が観測されたことから、主成分分析を行い次元削減を行った。

次に、外皮・設備設計仕様の特徴により分類するため K-means 法によるクラスター分析を行った。クラスター数の決定にはエルボー法を用いた。エルボー法とは、クラスター数に応じてデータからクラスター重心までの距離の二乗和 (SSE) を計算してグラフ化し、その形状から最適と思われるクラスターの数を選択する手法である。

最後に、ロジスティック回帰分析を行い、前のステップで得られた各クラスターへの所属確率を算出する多項ロジスティック回帰モデルを作成した。回帰モデルの説明変数は建物の立地地域、規模といった建築属性とし、得られた回帰モデルを用いて、立地、規模などの条件によりクラスターの所属確率がどのように変化するか分析した。Table.1 に説明変数を示す。延床面積、窓面積率、延床面積当たりの外皮面積 (Shape factor) は標準化した値を用いた。

Table.1 Predictors of logistic regression analysis

Items	Objective variables
Cold	Dummy variable of cold region (the regions 5 to 8 are 0, whereas the regions 1 to 4 are 1)
Hot	Dummy variable of warm region (the regions 1 to 6 are 0, whereas the regions 7 and 8 are 1)
Total floor area	Standardized building total floor area
Window area rate	Standardized window area rate
Shape factor	Standardized envelope area per total floor area
Bathroom	Dummy variable of bathroom (not having a bathroom is 0, having a bathroom is 1)
Parking	Dummy variable of parking (no parking is 0, parking available is 1)

2. 結果

2.1 主成分分析

事務所の設備の BEIm・BPIIm を変数とした主成分分析の累積寄与率を Fig.1 に示す。第 3 主成分までの累積寄与率が約 70% となるため、第 3 主成分までを分析に用いることとした。

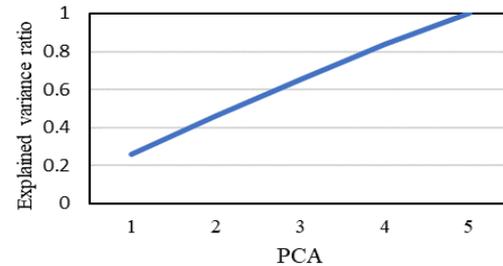


Fig.1 Explained variance ratio of PCA

主成分と変数の相関行列を Table.2 に示す。第 1 主成分は BEImHW 以外の変数と正の相関が見られたため、空調、照明、換気設備のエネルギー性能、外皮性能を示しており、主成分得点が小さいほどエネルギー性能が高いことを表す。第 2 主成分は BEImHW と正の相関が見られたため給湯設備のエネルギー性能を示しており、主成分得点が小さいほどエネルギー性能が高い。第 3 主成分は BPIIm と正の相関が、BEImAC と負の相関が見られたため外皮性能と空調のエネルギー性能を示している。

Table.2 Correlation between predictors and principal components

	PC1	PC2	PC3
BEImAC	0.44	-0.15	-0.79
BEImHW	0.15	0.88	-0.05
BEImL	0.41	0.34	-0.02
BEImV	0.58	-0.29	0.09
BPIIm	0.52	-0.07	0.60

2.2 クラスター分析

Fig.2 にクラスター分析のエルボー図を示す。横軸はクラスター数、縦軸は各クラスターの重心から各点までの距離の二乗和 (SSE) である。SSE の減少がゆるやかになる点が最適なクラスター数であるので、クラスター数は 5 が適していると考えられる。

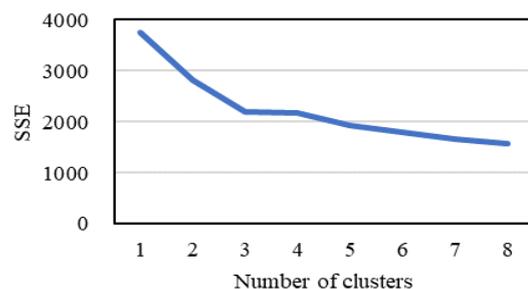


Fig.2 Elbow curve

Fig.3 に事務所におけるクラスター分析の結果を示す。主成分から解釈すると、PC1 が高い Cluster1, 2, 4 は比較的エネルギー性能が低い建物群である。Cluster1 は空調の BEIm が小さく、Cluster2 は BPIm が小さく、Cluster4 は空調の BEIm と BPIm が小さい傾向にある。Cluster3, 5 はエネルギー性能が比較的高い物件であり、Cluster3 は給湯設備の BEIm は大きい、その他の設備の BEIm と BPIm が小さい傾向にあり、Cluster5 は BPIm と設備の BEIm が小さい傾向にある。このように外皮・設備設計仕様により標本を分類することができた。

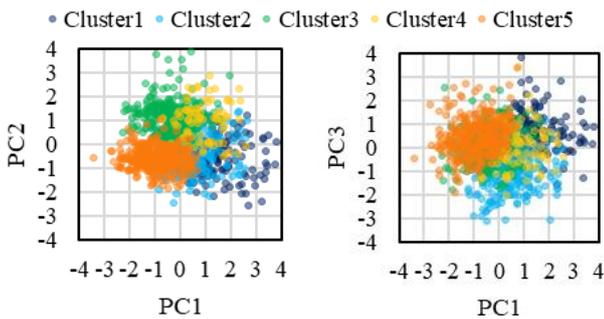


Fig.3 Distribution of principal components

2.3 クラスター別の BEIm の分布

クラスターごとの BEIm の頻度分布を Fig.4 に示す。事務所では省エネルギー基準が $BEIm \leq 0.80$ に引き上げられるが、Cluster5 は $BEIm \leq 0.80$ の範囲にあり、引き上げ後の省エネルギー基準を満たしている。Cluster1, 3 は BEIm が 0.80 を超えるものがある程度存在するため、省エネルギー基準引き上げによる設備設計仕様の技術変化

によりクラスターの分布が変化すると考えられる。Cluster2, 4 は大部分が $BEIm > 0.80$ の範囲にあるため、他のクラスターに移動する可能性が考えられる。

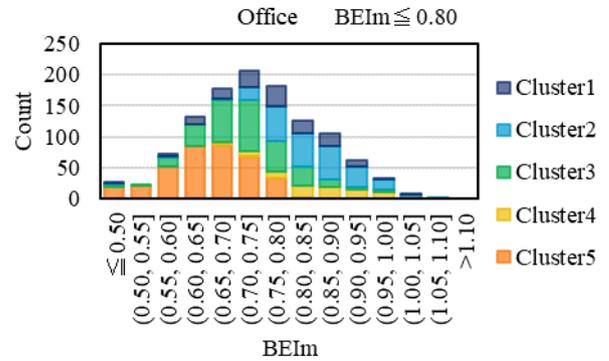


Fig.4 Distribution of BEIm

Fig.5 に各クラスターにおける変数の頻度分布を示す。地域区分ごとに色を塗り分けている。引き上げ後の省エネルギー基準を満たしている Cluster5 はすべての変数で低い領域での頻度が高く、設備・外皮仕様のエネルギー性能が高い。Cluster1 は換気設備の BEIm と BPIm が他のクラスターよりも大きく、換気設備のエネルギー性能と外皮性能が低い。Cluster3 は BEImHW が他のクラスターよりも大きく、給湯機のエネルギー性能が低い。

クラスターの大部分が $BEIm > 0.80$ の範囲に存在する Cluster2 は、ElmAC が大きいため、調のエネルギー性能が低く、空調のエネルギー性能を向上させることで Cluster5 に近づくと考えられる。Cluster4 は BEImL が大

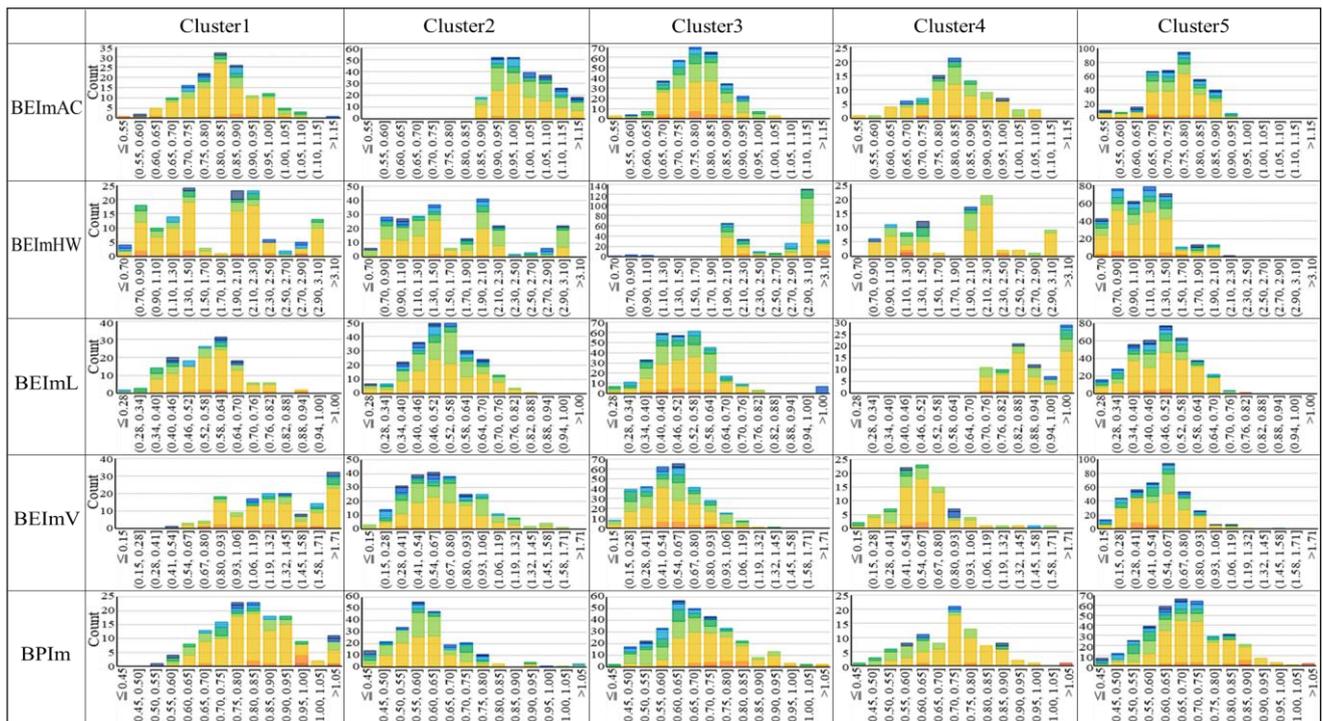


Fig.5 Distribution of BEIm of equipment and BPIm

大きく照明のエネルギー性能が低い。照明のエネルギー性能を向上させることで Cluster5 に近づくと考えられる。引き上げ後の省エネ基準を満たしている Cluster5 と、クラスターの大部分が BEIm > 0.80 の範囲に存在し、空調の BEIm が大きい Cluster2 を比較すると、Cluster2 は Cluster5 よりも冷暖房の熱源容量が大きいことがわかった。また、同じくクラスターの大部分が BEIm > 0.80 の範囲に存在し、照明の BEIm が大きい Cluster4 を Cluster5 と比較すると、Cluster4 は単位床面積当たりの照明消費電力が大きいことが分かった。単位床面積当たりの照明の消費電力が 10 W/m² 以下の場合 LED 照明が利用されていると考えられるが Cluster4 は 10 W/m² 以上であるので LED でない照明が使用されていると考えられる。

2.4 ロジスティック回帰分析

ロジスティック回帰モデルにより推計されたクラスターへの所属確率と建物属性の関係を Fig.6 に示す。立地地域が寒冷地であれば冷暖房の熱源容量が大きい Cluster2 となる確率が高くなり、給湯機の熱源効率が高い Cluster3 となる確率は低くなる。温暖地であれば反対の結果となる。延床面積が大きくなるにつれて換気設備の消費電力が大きい Cluster1 への所属確率が高くなり、

Cluster3 への所属確率は低くなる。また、窓面積率が小さいほど Cluster3 となる確率が高くなり、LED 照明が用いられていない Cluster4 となる確率は低くなる。Shape factor は小さくなるにつれて Cluster3 への所属確率は高くなり、引き上げ後の省エネルギー基準を満たす Cluster5 への所属確率は低くなる。

3. おわりに

本論文は Web プログラムの入出力データをクラスター分析し、省エネルギー基準引き上げによる外皮・設備設計仕様の技術変化を考察した。事務所では省エネルギー基準引き上げ後の基準を満たす建物群ほどの設備や外皮においてもエネルギー性能が高いことが分かった。大部分が BEIm > 0.80 の範囲に存在する建物群は、冷暖房の熱源容量が大きいもの、LED 照明が用いられていないものであり、空調の熱源容量を小さくしたり、照明を LED に替えることで引き上げ後の基準を満たすようになると考えられる。今後の課題として、クラスターへの所属確率と建物属性の関係を考察すること、本研究での分析結果をもとに省エネルギー基準引き上げに伴う二酸化炭素排出削減量を定量化することが挙げられる。

謝辞

本研究は JSPS 科研費 20H02312 の助成を受けたものである。

参考文献

- 1) 環境省：地球温暖化対策計画 2021.10(参照：2023.2.9)
<https://www.env.go.jp/earth/ondanka/keikaku/211022.html>
- 2) 国土交通省：建築物のエネルギー消費性能の向上に関する法律 2015.7
https://elaws.e-gov.go.jp/document?lawid=427AC0000000053_20220617_504AC0000000069 (参照：2023.2.9)
- 3) 国土交通省：大規模非住宅建築物の省エネ基準の引き上げについて 2021.8
https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene/shinene/sho_energ/kenchikubutsu_energy/pdf/016_05_00.pdf (参照：2023.2.9)
- 4) 建築研究所：建築物のエネルギー消費性能に関する技術情報 <https://www.kenken.go.jp/becc/> (参照：2023.2.9)
- 5) 宮田征門，平川侑：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析(その1)：新築事務所ビルを対象とした省エネ基準評価結果別の標準的な設計仕様の解明，日本建築学会環境系論文集，第85巻，第777号，pp.859-869，2020.11.
- 6) 鳴川公彬他3名：省エネ基準適合性判定プログラムの入出力データを活用した非住宅建築物の外皮・設備設計の実態分析(その2)：ロジスティック回帰による規模・立地別の設計仕様の分析，日本建築学会環境系論文集，第87巻，第797号，pp.448-459，2022.7.

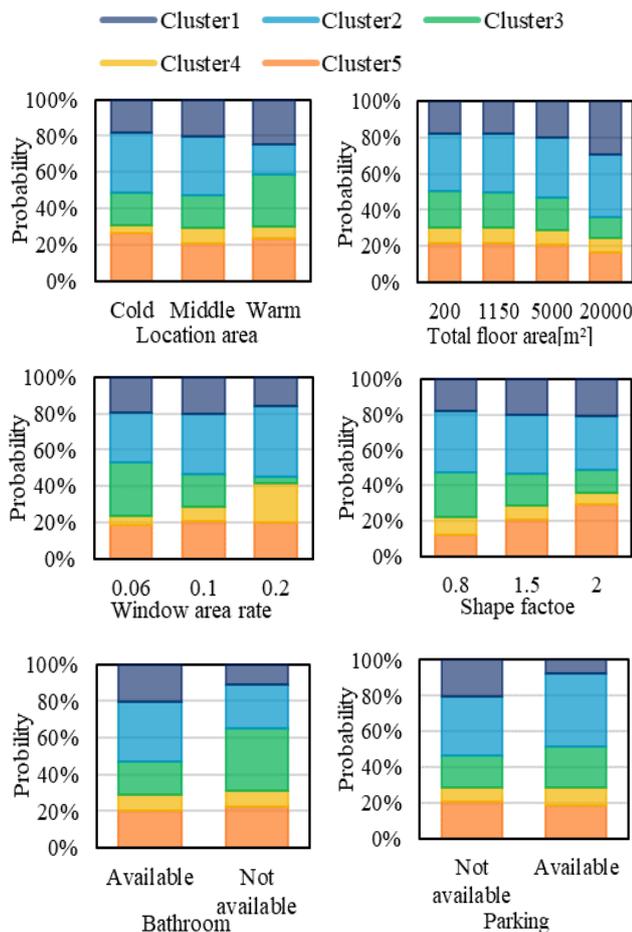


Fig.6 Change in the probability of being included in each cluster

Research on quantification of the effects of compliance with residential energy conservation standards by Total Residential End-use Energy Simulation model

○江守 勇貴 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)

藤原 みさき (大阪大学)

Yuuki EMORI*¹ Yoshiyuki SHIMODA*¹ Misaki FUJIWARA*¹

*¹ Osaka University

One of the challenges of TREES, which allows for realistic estimates in the residential sector, is the lack of representation of residential energy efficiency standards in the 'energy efficiency of housing'. This standard consists of thermal insulation standards and primary energy consumption, which represent the overall energy performance of a house. The aim of this study is to review the effectiveness of the measures by adding a primary energy consumption standard to the conventional method that deals only with the thermal insulation standards.

1. 結論

2021年10月に政府が決定した第6次エネルギー基本計画¹⁾において、家庭部門では2030年度における温室効果ガス排出量を2013年度比で約66%削減するという削減目標が定められている。この目標の確実な達成には、各削減対策の毎年の進捗状況と対策効果の定量的な評価が必要である。本研究では、世帯や地域による多様性や経年的な気象や住宅の変化を考慮可能な家庭部門エネルギー最終需要モデル (TREES) が開発されているが、家庭部門における対策効果をデジタルツインで現実的に推計することが可能であるこのモデルは、対策の進捗状況の確認と将来のエネルギー計画を立てるのに十分に役立つ。

TREESによる政策評価の課題の一つに、「住宅の省エネルギー化」を評価するための、住宅省エネルギー基準に準拠した新築住宅モデルが構築できていないことがある。この基準は住宅の総合的なエネルギー性能を表す一次エネルギー消費量と外皮熱性能の二本柱の基準で成り立つ。しかし、従来のTREESにおける推計方法は、基準適合のための省エネルギー手法の導入組み合わせの複雑さを鑑みて、一次エネルギー消費量基準を導入せず、外皮基準適合住宅のストックを増やすことで新築住宅の省エネルギー基準準拠による対策効果を計算している。これを政府想定と同じ一次エネルギー消費量と外皮性能の二本柱の評価方法へと変更し、対策の省エネルギー効果を正しく評価することを本研究の目的とする。また、従来のモデルで得られた推計結果と本研究で正しく評価した結果を比較し、従来モデルの信頼性を確認することも目的とする。加えて、本研究では「住宅の省エネルギー化」以外の対策効果も評価し、2030年における全国のエネルギー消費量と温室効果ガス排出量の推計を行う。

2. TREES モデルの概要

TREESモデルは、世帯及び世帯員の属性、機器の保有状況、住宅仕様、居住者行動、気象条件などの多様な条件を考慮した、家庭部門における用途別、エネルギー源別のエネルギー消費量の現実的な推計が可能であるボトムアップ型のシミュレーションモデルである。また、暖冷房のエネルギー消費を熱負荷計算に基づいて推計している点から、断熱効果とルームエアコンディショナーのエネルギー性能における評価を統合的に行うことができる。これらの特徴によって、国家スケールで世帯ごとのエネルギー需要特性の多様性の再現が可能である。

TREESモデルの概要をFig.1に示す。

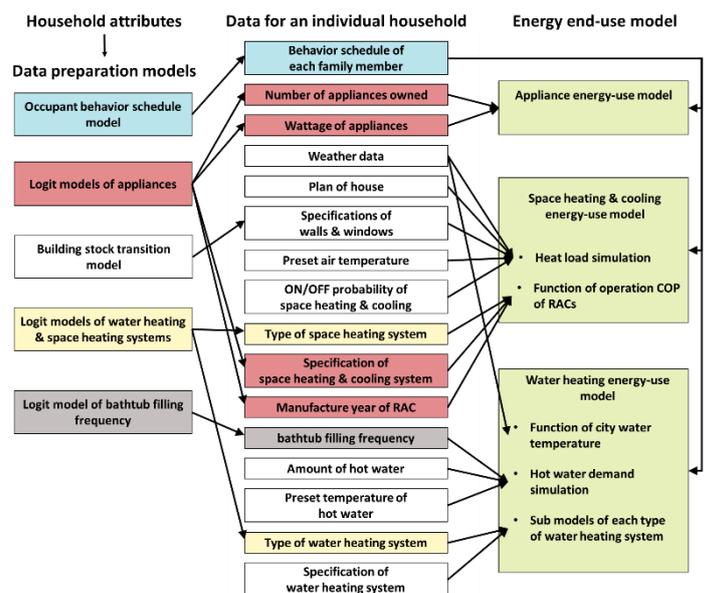


Fig.1 Summary of TREES

3. 住宅省エネルギー基準の内容と基準適合設備機器

住宅省エネルギー基準はFig. 2のように、順次基準の改正・強化が行われ、現在最新の平成 28 年基準では、外皮熱性能に関する基準と住宅の総合的なエネルギー性能を表す一次エネルギー消費量基準の二本柱の基準を定めている。この住宅省エネルギー基準は 2025 年から新築住宅に義務化され、本研究でその対策効果を定量化する。

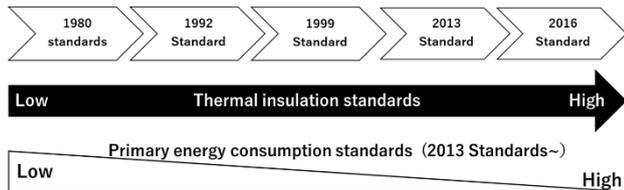


Fig.2 Changes in residential energy conservation standards

本研究では、住宅省エネルギー基準に適合する新築住宅をモデル化した。住宅省エネルギー基準に適合するためには、外皮熱性能基準と一次エネルギー消費量基準を満たす必要があり、外皮熱性能基準については平成 11 年基準を満たすことが条件となっている。一次エネルギー消費量基準は暖冷房・換気・照明・給湯部門の合計一次エネルギー消費量で定められており、これに適合するための各部門における省エネルギー手法の組み合わせは複数考えられる。本研究ではこの導入組み合わせについて、各部門で BEI が 1.0 となるような設備機器を設定し、全体でも基準に適合するように住宅モデルを構築した。BEI とは、設計一次エネルギー消費量を基準一次エネルギー消費量で除して得られる値であり、値が 1.0 以下であれば基準に適合しているといえる。

本研究では、暖冷房や給湯といった各部門で基準一次エネルギー消費量に適合するために導入が必要な設備機器を「エネルギー消費性能計算プログラム【住宅版】」²⁾を用いて決定する。プログラムの計算方法は平成 28 年省エネルギー基準に準拠している。エネルギー消費性能計算プログラムでは、住宅の建て方や床面積、地域区分といった住宅モデルを入力することによって対象住宅の基準一次エネルギー消費量を計算することが可能である。これに加えて、対象住宅の外皮性能と各部門の設備機器・省エネルギー手法を入力することで設計一次エネルギー消費量を出力することができる。このプログラムを用いて、各部門においてどのような設備機器が基準に適合するかを確認した。得られた結果の例として、給湯部門における設備機器の決定を Fig.3 に示す。給湯用途の場合、潜熱回収型ガス給湯器が基準一次エネルギー消費量の値に最も近いいため、これを基準適合のための設備機器として設定した。

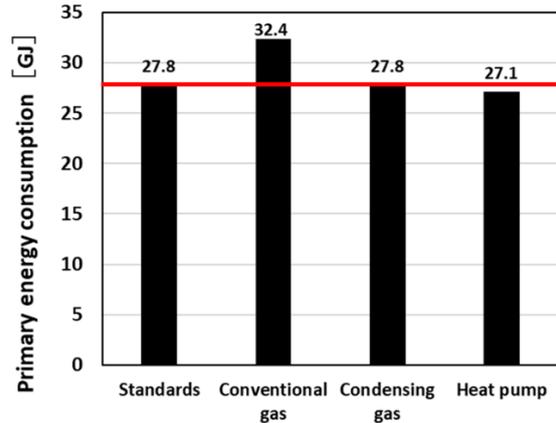


Fig.3 Determination of equipment for hot water supply applications.

給湯部門と同様に設定した各部門における基準適合のための設備機器を Table.1 に示す。暖冷房部門におけるルームエアコンディショナーには 3 段階の性能区分が設定されており、(い)・(ろ) はより高性能な 2 区分に該当する。給湯部門は Fig.3 で示したように潜熱回収型ガス給湯器を、換気部門では壁付け第 2・3 種換気設備、照明部門では LED と蛍光灯の組み合わせ導入とする。

Table.1 Standard-compliant equipment in each sector

Target Applications	Equipment for compliance with standards
Thermal insulation performance	1999 Standard
Heating and cooling	Air conditioner performance category (い)・(ろ)
Hot-water supply	Condensing gas water heater
Ventilation	Wall-mounted Type 2 and 3
Lighting	Combination of LED and fluorescent lamps

4. 省エネルギー基準に適合した新築住宅のモデル化

本研究では、住宅省エネルギー基準に適合した新築住宅をモデル化するために、従来の TREES モデルでは行われなかった新築住宅の分類を行い、独立して評価を行う。TREES では、経年的な熱性能世帯割合の変化を予測することが可能であり、これを用いて新築住宅の分類を行う。外皮熱性能基準である平成 11 年基準の外皮性能を持つ住宅の 2013 年から 2030 年にかけての増加数を新築住宅と分類した。Fig.4 に示すように、本研究における 2030 年の推計では、全体の約 19% を新築住宅と分

類した。

これらの新築住宅に **Table.1** で示した設備機器を導入し、住宅省エネルギー基準に適合するのと同等のエネルギー性能を持つものとした。

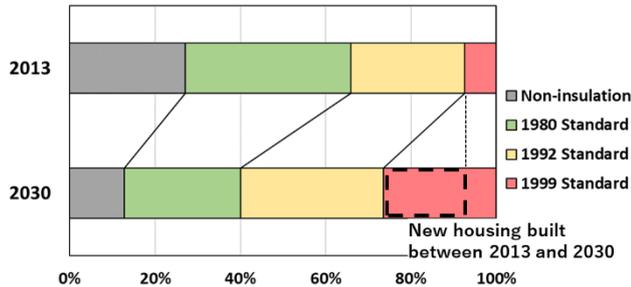


Fig.4 Percentage of households by housing thermal insulation

5. 評価を行う他の対策と住宅の省エネルギー化の関係

本研究では、新たな対策評価を行う「住宅の省エネルギー化」に加えて他の政府対策による省エネルギー効果の評価も行い、2030年における消費エネルギー量と二酸化炭素排出量を推計する。このために、本研究で推計の対象とするケースは以下の2つである。

- ① 2013年ケース：温室効果ガス・エネルギー消費量の削減目標の基準年である2013年を対象とするケース
- ② 2030年対策実行ケース：2030年において、第6次エネルギー基本計画で掲げられている対策を実行したケース

本研究で評価の対象とする政府対策は「住宅の省エネルギー化」に加えて、「高効率給湯器の導入」と「高効率照明の導入」、トップランナー制度による「機器の省エネ性能向上」である。本研究では政府の計算方法と同様に、新築住宅に導入する高効率な給湯器と照明設備の導入による省エネルギー効果は「住宅の省エネルギー化」に含めて定量化する。

それぞれの省エネルギー対策について、政府が掲げる対策導入量に可能な限り近づけたケース別の設定条件を **Table2** に示す。「住宅の省エネルギー化」を除いたそれぞれの設定条件について以下に述べる。

「高効率給湯器の導入」では、2030年における潜熱回収型給湯器とヒートポンプ給湯器、燃料電池の導入目標台数が設定されている。新築住宅で住宅省エネルギー基準を達成するために導入する給湯器は、**Table.1** で潜熱回収型ガス給湯器と設定している。そのため、新築住宅数分の潜熱回収型ガス給湯器を目標台数から差し引き、残りの台数を2013年以前から存在する既存住宅に設備

改修として導入する。また、潜熱回収型給湯器以外の高効率給湯器は既存住宅で起こる設備改修として導入されるものとした。

「高効率給湯器の導入」では、2030年までにLED照明の100%導入を目標としている。これに対して、**Table.1** で定めた基準適合のための照明設備の導入方法はLED照明と蛍光灯の組み合わせであり、「高効率照明の導入」における目標に及んでいない。よって、本研究では新築住宅における住宅省エネルギー基準への適合に関する追加対策として、LED照明の完全導入も検討する。

「機器の省エネ性能向上」では、トップランナー制度によるテレビと冷蔵庫、ルームエアコンディショナー等の機器における性能向上を目指している。テレビ及び冷蔵庫に関しては、2021年省エネカタログ最高性能機器³⁾が2026年以降の平均性能になると想定して、過去の省エネカタログをもとに消費電力を推計した。**Table.2** では、これらの機器性能について、各世帯が保有する1台目の平均性能を記載している。

ルームエアコンディショナーに関しては、政府目標や統計値⁴⁾に基づいてAPFを設定し、省エネカタログやメーカーカタログ⁵⁾から機器性能を決定した。ここで設定したルームエアコンディショナーの性能は、**Table.1** で基準適合のために必要であると示した性能区分(い)・(ろ)を満たすため、新築住宅にはこれらの設備機器を導入する。また、既存住宅においても2030年までに全て設備改修が起こり、同じ性能を有するルームエアコンディショナーが導入されるとした。**Table.2** では、最も採用数が多い冷房能力2.2kWのルームエアコンディショナーのAPF値を記載している。

Table.2 Detailed conditions for each case

		2013	2030 Measures
water heaters (units)	Heat pump	4.42 million	15.9 million
	Condensing	4.48 million	newly: 10.1 million already: 20.4 million
	Fuel cell	50 thousand	3 million
LED		0%	100%
Appliance energy efficiency	Television	157 W	74 W
	Refrigerator	871 kWh/year	330 kWh/year
	Air Conditioner APF	3.7	5.2
	PC	36.1 W	20.4 W
	VTR equipment	35.7 W	26.4 W

6. TREESモデルによる推計結果

本章では、これまでに示した設定条件をもとに推計を行った結果を示す。

全国の新築住宅を対象に住宅省エネルギー基準に適合させたときの二次エネルギー消費量の変化を **Fig.5** に示

す。全部門において二次エネルギー消費量を削減することが可能であり、全体用途では 28%の削減が見込まれることがわかった。特に、暖冷房部門のエネルギー削減率が最も大きく、47%であった。追加対策として照明設備すべてに LED を導入した場合、更に 2%の削減が得られた。



Fig.5 Energy savings benefits of compliance with energy conservation standards for new housing

各省エネルギー対策による省エネルギー効果について、従来モデルと本研究のモデルで得られた推計結果を Fig.6 (a), (b) で比較する。

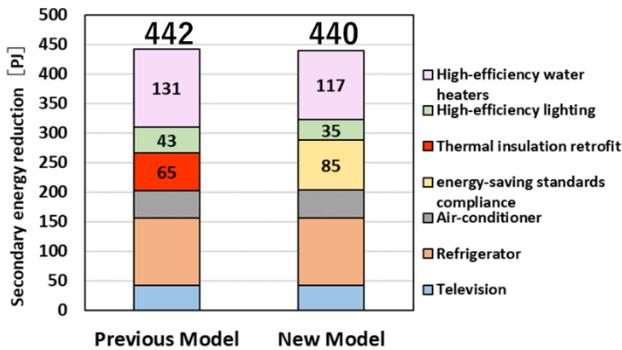


Fig.6 (a) Comparison of secondary energy reductions between models

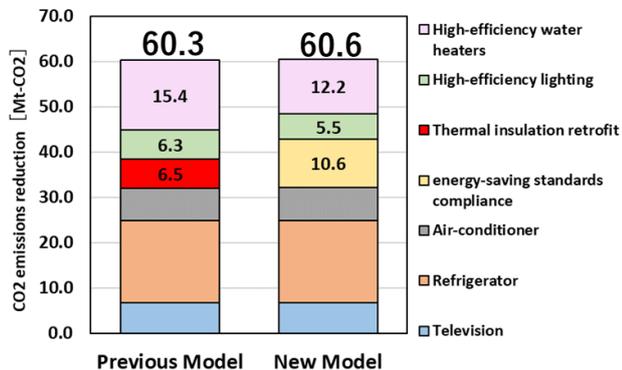


Fig.6 (b) Comparison of CO2 emissions reductions between models

従来と本研究のモデルで推計された二次エネルギー削減量と二酸化炭素削減量を確認すると、それらの結果には殆ど差が無かった。各対策による高効率な設備機器を導入する住宅について、従来モデルでは住宅特性を考慮

しながら無作為に選択していたが、本研究においては新築住宅モデルにまとめて導入した。そのため、全体としての対策導入量は両モデルで同じであり、削減量も殆ど同じとなった。これより、従来のモデルを用いた推計でも政府の対策効果の総量を正しく推計可能であり、得られた推計結果を信頼できることがわかった。

本研究で得られた 2013 年と 2030 年対策ケースの全国二酸化炭素排出量を Fig.7 に示す。この図では、電気排出係数変化を考慮しており、2013 年から 2030 年で 0.57[kg-CO2/kWh]から 0.25[kg-CO2/kWh]に変化することを考慮している。但し、Fig.6 (b)では 2013 年の電気排出係数を用いている。

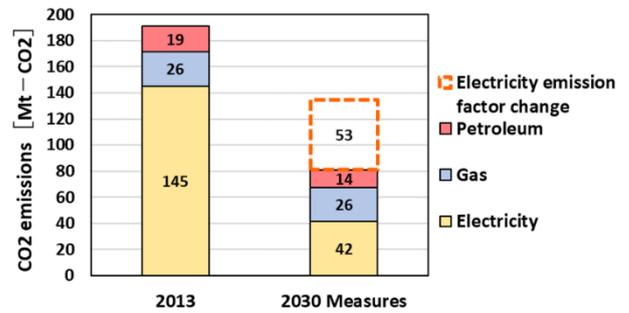


Fig.7 CO2 emissions in each case

Fig.7 より、家庭部門における 2030 年の温室効果ガス排出量は 2013 年度比で 57%削減することが可能であるものの、政府目標である 66%の削減には届かないことがわかった。これより、今後は削減目標に達するために必要な追加対策を検討しつつ、継続的な対策の進捗評価を行っていく必要がある。

謝辞

本研究は、(独) 環境再生保全機構の環境研究総合推進費 (JPMEERF20212005) により実施した。

参考文献

- 1) 経済産業省 資源エネルギー庁； 2030 年度におけるエネルギー需給の見通し， https://www.enecho.meti.go.jp/category/others/basic_plan/
- 2) 一般財団法人住宅・建築 SDGs 推進センター；エネルギー消費性能計算プログラム【住宅版】
- 3) 経済産業省 資源エネルギー庁；省エネカタログ <https://seihinjyoho.go.jp/frontguide/pdf/catalog/2021/catalog2021.pdf>
- 4) 経済産業省 資源エネルギー庁；エアコンディショナーの次期目標基準の方向性について（案） https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/s
- 5) DAIKIN；空調製品情報検索サイト， <https://d-search.daikin.co.jp/open/top>

温泉熱の面的利用システムに関する研究

-無断熱・直埋設方式の熱源水地域配管からの熱損失-

STUDY ON HEAT SOURCE WATER NETWORK SYSTEM UTILIZING UNUSED HEAT FROM HOT SPRINGS

- EVALUATION OF THE AMOUNT OF HEAT TRANSFERRED BETWEEN FACILITIES VIA THE NETWORK-PIPE-

○戴 錦承 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪公立大学)
西岡 真稔 (大阪公立大学) 中尾 正喜 (大阪公立大学)
Jincheng DAI*¹ Minako NABESHIMA*² Masatoshi NISHIOKA*² Masaki NAKAO*²
*¹ Osaka City University *² Osaka Metropolitan University

A heat source water network system was proposed as a system that utilizes hot spring heat across the area. In order to reduce the initial cost of regional piping, it is necessary to consider in advance whether the heat source water piping with a low-temperature level needs insulation. In this study, we proposed an unsteady heat transfer model that approximates the thermal properties of soil, and evaluated the effects of different soil conditions on non-insulated direct-buried pipes. As a result, when the heat demand of a small-scale facility is increased in the piping of the non-insulated direct-buried system, the amount of heat acquired in the small-scale facility increases overall. And the received heat of a small-scale facility via the network in the non-insulated direct-buried system becomes almost the same value as the heat demand in the case with insulation.

1. はじめに

1.1. 背景

温泉大国である日本では、未利用エネルギーとしての温泉熱や排湯熱のポテンシャルは高い。しかし、温泉街では高温の源泉井戸を保有し熱が余っている事業者と、自前の源泉井戸がなく熱が足りない事業者が混在している場合でも、地域全体で面的な再エネ熱の有効活用を促進する取組みは進んでいない。終本ら¹⁾は温泉熱を面的に活用するシステムとして、各施設でのヒートポンプ給湯機の導入を前提とした無断熱・直埋設シングループ方式の分散熱源による熱源水ネットワークシステム（以降、熱源水 NMS と記す）を提案し、その効果の試算を行った。結果として、温泉（源泉及び排湯）の熱利用量の増加に伴って各宿の施設内熱源水の温度が上昇し、一次エネルギー消費量が削減され、SCOP が増加するという結果を示した。また、冬期では全ての条件において、熱源水 NWS は集中型や個別給湯システムに対して一次エネルギー消費量の削減効果があることを明らかにした。しかしながら、検証に用いた NWS の数値シミュレーションモデルについて詳細な検討がなされておらず、施設間の融通熱量や配管熱損失について再検討が必要である。

1.2. 目的

本研究では、土壌の熱特性を近似する非定常伝熱モ

デルを Modelica 言語で記述し、熱源水 NWS の評価をおこなうための設備シミュレーションモデルに組み込み、各施設および熱源水 NWS 全体の熱収支を明らかにしたうえで、1 次エネルギー消費量、成績係数等により評価する。

2. 熱源水ネットワークシステム概要

2.1. システム導入街区の基本状況

本研究では、10 軒の温泉宿が存在する仮想街区に熱源水 NWS を導入した際の施設間熱融通量を分析する。大規模な温泉宿と小規模の温泉宿の 2 種類、それぞれ 5 軒ずつ計 10 施設が接続する熱源水ネットワーク配管モデルを構築し、全長 3.5km の配管ネットワークに大規模宿と小規模宿を交互に等間隔で配置する (Fig.1)。大規模宿のみ敷地内に源泉井戸を保有している。給湯熱需要量については、給湯熱需要量原単位に各宿の延床面積（大規模温泉宿 11,500 m²、小規模温泉宿 2,160 m²）を乗じて算出する²⁾。

2.2. 宿内システムの構成

各施設には、温泉や排湯と熱交換した熱源水を循環させる施設内配管が設置され、熱交換器を介して余った熱が複数の温泉宿を繋いだ長さ 3.5 km の基幹ネットワーク配管（以降、基幹 NW と記す）を通じて他の施設に融通され、ヒートポンプ式給湯機（以降、HP 給湯機と記す）の熱源として利用するシステム (Fig.1)

A-4
 である。大規模温泉宿内のシステム (Fig.2) は排湯用熱交換器、源泉用熱交換器、水熱源 HP 給湯機、上水予熱用熱交換器、基幹 NW と熱授受を行う熱交換器とこれらを繋ぐシングルループ配管で構成されている。小規模温泉宿内のシステム (Fig.3) は大規模温泉宿内から源泉用熱交換器を除いたシステムである。温泉熱は当該宿内で優先的に利用し、余った熱を基幹 NW に放出することを基本とする。

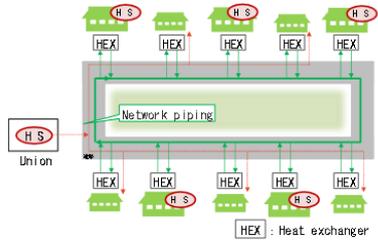


Fig.1 Block introduced heat source water network system

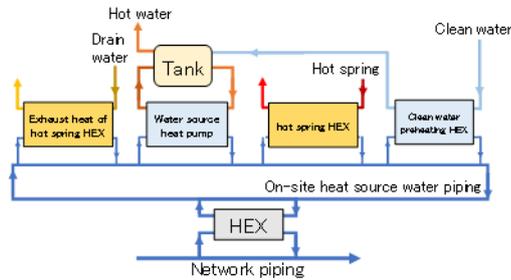


Fig.2 System diagram of large-scale facility

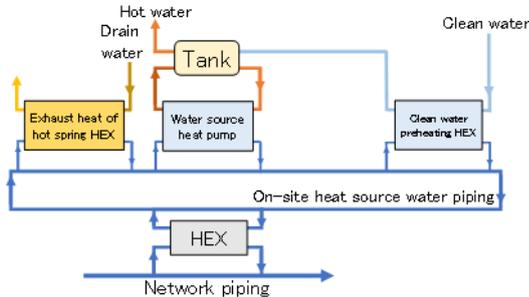


Fig.3 System diagram of small-scale facility

3. 熱源水ネットワークシステムの与条件

3.1. モデルの与条件

実測結果より、熱源水 NWS のシミュレーションモデルの要素は戴ら²⁾と同様に設定する。本報では源泉温度 53℃とし、大規模温泉宿では源泉は 45℃まで熱利用可能として上水予熱をおこなう。熱交換後の源泉は浴槽に投入され、オーバーフローの排湯は 38℃とする。38℃の排湯からも熱回収を行う。

3.2. 埋設配管の熱損失計算

埋設配管の配管外表面から地表面までの土壌の熱抵抗は Eq.1 で計算される (Fig.4)³⁾。本研究では、計算を簡易化する方法として、ある埋設深さの配管を想定し、Fig.5 のように配管周囲の土壌厚さ分の熱抵抗および熱容量のみを考慮する円筒モデルにより計算をおこなう。Eq.1 から求めた熱抵抗 R_s を Eq.2 に

代入し、Eq.3 より熱抵抗値が等しくなるように相当土壌厚さ Δr を決定する。従って、この円筒モデルの定常特性は埋設配管と一致する。この円筒モデルを Modelica 言語で記述し、すでに構築している設備システムシミュレーションに組み込んだ。これにより、土壌の非定常熱特性を考慮した熱源水温度の変化について従来の非定常計算方法 (応答係数法など) より簡便に検討することが可能になった。円筒モデルは配管周りの土壌の計算範囲を相当土壌厚さに限定し、土壌表面温度境界としているため、配管近傍の非定常伝熱の精度が高いが、従来方法より非定常誤差が大きくなると予想される。

$R_s = \ln \left\{ \frac{2h_1}{d} + \sqrt{\left(\frac{2h_1}{d} \right)^2 - 1} \right\} \times \frac{1}{2\pi\lambda_s}$			Eq.1
$R_s = \frac{\ln((d + \Delta r)/d)}{2\pi L\lambda_s}$			Eq.2
$\Delta r = e^{\{2\pi L\lambda_s R + \ln(d)\}} - d$			Eq.3
R_s : soil heat resistance	K/W	h_1 : burying depth	m
λ_s : soil thermal conductivity	W/K	L : piping length	m
Δr : equivalent soil thickness	m	d : piping radius	m

4. 土壌熱容量を考慮した土壌分割モデル

4.1. モデル構築

土壌分割モデルを Fig.6 のように三つの部分に分けて、それぞれを①地表面温度境界部分、②土壌分割部分と③配管境界部分とする。①~③モデルの概要は以下の通り。

- ① 地表面温度境界部分は土壌分割モデル上部の境界条件、ここでは地表面温度を指定する。
- ② 土壌分割部分は境界条件として設定した温度または熱流を受けて、分布定数系の分割モデルにより土壌温度の収束計算を行う。
- ③ 配管境界部分は配管内の熱原水温度を土壌分割モデルの下部境界条件にする。配管部分の材質の熱抵抗によりの断熱計算もこの部分で計算する。

4.2. モデルの検証

建物の非定常熱負荷計算に用いられる応答係数法 (Response factor method) を埋設管路の非定常伝熱計算に利用し、異なる土壌条件によるモデルの誤差評価を行う。Table 1、Table 2 は吸熱と貫流それぞれの誤差の RMSE と CVRMSE (Eq.8、Eq.9) を示す。全体的に吸熱応答の誤差は小さいが、貫流部分の誤差が比較的に大きい。しかし、熱源水 NWS の導入を想定した山形県鶴岡市では地表面温度境界条件の一日最大温度変化が約 1.5℃程度、埋設配管の温度変化が最大 10℃程度と予想されるため、貫流応答の誤差影響は小さいと考えられる。

5. 土壌条件による施設間融通熱量の比較

A-4

熱源水 NWS において、異なる土質条件による無断熱、直埋設方式の配管への影響を評価する。土壌分割モデルを熱源水ネットワークシステムに実装し、施設間融通熱量の変化について比較分析を行う。想定する各 Case の条件を Table 4 に示す。寒冷地の外気条件として、拡張アメダス気象データ 2010 より山形県鶴岡市の標準年データを用いる。

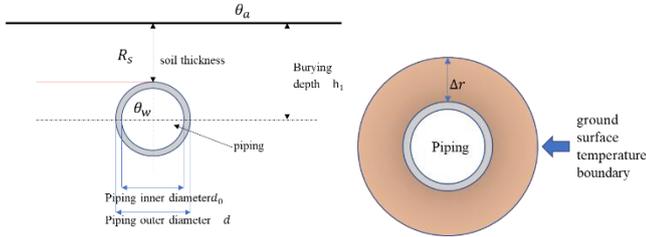


Fig.4 Buried piping Fig.5 Equivalent soil thickness

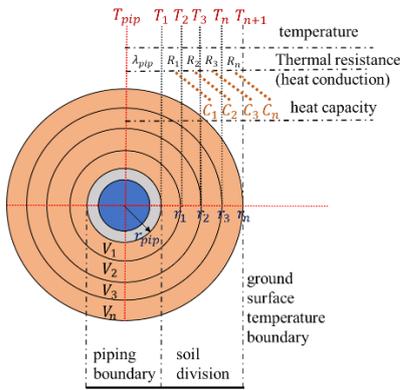


Fig.6 soil division model

$c_p V_n \rho \frac{dT_{n+1}}{dt} = \frac{1}{R_n} (T_n - T_{n+1}) + Qflow_{air}$		Eq.4
$c_p V_i \rho \frac{dT_i}{dt} = \frac{1}{R_{i-1}} (T_{i-1} - T_i) + \frac{1}{R_i} (T_{i+1} - T_i)$ $i \in (2:n)$		Eq.5
$c_p V_n \rho \frac{dT_1}{dt} = Qflow_{water} + \frac{1}{R_1} (T_2 - T_1)$		Eq.6
$Qflow_{water} = \lambda_{pip} \times (T_{water} - T_1)$		Eq.7
T : temperature	°C	$Qflow$: heat flow
$water$: water boundary	-	n : division number
c_p : specific heat	J/kgK	V : volume
Δr : small radius	m	r_p : piping radius
λ : thermal conductivity	W/mK	L : longitudinal length
air : ground boundary	-	R : thermal resistance
ρ : density	kg/ m ³	
$RMSE(x, y) = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (x_i - y_i)^2}$		Eq.8
$CVRMSE(x, y) = \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m (x_i - y_i)^2} / \sqrt{\frac{1}{m} \sum_{i=1}^m y_i }$		Eq.9
m	: number of samples	x : soil division model calculated value
y	: calculated response	

Table 1 24 hours RMSE, CVRMSE (absorption heat)

Sand	moisture content 0%	moisture content 23.3%	moisture content 0%	moisture content 0%
depth	0.33m	0.33m	1m	1.5m
RMSE	0.06693	0.03325	0.01513	0.01818
CVRMSE	4.89%	0.48%	1.11%	1.33%

Table 2 24 hours RMSE, CVRMSE (transmission heat)

Sand	moisture content 0%	moisture content 23.3%	moisture content 23.3%
depth	0.33m	0.33m	1m
RMSE	0.13880	1.27693	0.79496
CVRMSE	29.35%	32.07%	35.88%

5.1. 結果と考察

大規模宿、小規模宿、期間 NW 配管の 1 日単位の熱収支 (Table 3) を算出し、Table 4 に示すケーススタディの結果を考察する。SCOP は Eq.10 から算出する。

(1) 土壌条件の影響

Fig.8 から見ると、S1、S2、S3 各条件において SCOP は共に 1.17 になる。そして、一日中の融通熱量もほぼ同じになる。埋設深さから、全体の融通熱量への影響が薄いと考えられる。S4、S5、S6 には、SCOP それぞれ 1.12、1.11、1.15 になる。土壌条件の違いは SCOP に影響を及ぼすことがわかる。一日の融通熱量変化から見ると、S4、S5、S6 の条件において、基幹 NW 配管による熱損失が大きく、小規模宿がほとんど熱を取れなくなる。土壌条件の視点から、熱拡散率増加に伴い熱損失が大きくなる。寒冷地においては、土壌条件による熱源水ネットワークシステムへの影響が大きいことがわかる。

(2) 小規模宿の熱回収設備の有無

Fig.7 のように S3~S4 における小規模宿の熱回収設備を無くすと、小規模宿の熱取得が増えるか確認する。Fig.9 に融通熱量一日積分値を示す。熱回収設備を無くにすると S3~S6 における SCOP はそれぞれ 1.30、1.08、1.08、1.11 になった。土壌熱拡散率が低い S3 には熱回収設備あり場合より SCOP が高くなった。それ以外には約 0.3~0.4 に低下した。しかし、基幹 NW 配管熱損失は低下し、小規模施設の融通熱量は全体的に上昇した。

Fig.7 は基幹 NW 配管と小規模規模施設の温度計測点を示す。施設間内温度と NW 配管温度差を Fig.10 に、NW 配管が小規模施設経過前後の温度差を Fig.11 に示す。Fig.10 より、小規模宿の熱回収設備ありの温度差を見ると小規模施設と NW 配管温度差が最大 2°C しかない、つまり小規模宿での熱取得が小さいことを意味している。熱回収設備なしの場合は、小規模宿の熱源水温度が低下し、小規模宿 T1 と NW 配管温度 T2 の差が最大 6°C になる。小規模宿での熱取得が増えるた

取得がともに増え、無断熱配管でも断熱配管と同程度の熱取得量になることがわかった。

A-4
め、小規模宿の前後 T2 と T3 での温度差が大きくなり、NW 配管の水温低下が大きくなって (Fig.11)、T3 と土壌内表面との温度差が減少した (Fig.12)。小規模宿の熱回収設備を外すことによって、小規模宿の熱取得が断熱あり (S4) の場合と同程度まで増加し、配管熱損失も減少した。無断熱の基幹 NW 配管の場合は、大規模宿からの NW への放熱量は増えるが、断熱配管と同等に小規模宿に熱融通できることを確認した。

6. まとめ

本研究で得られた知見を以下に示す。

- ① 土壌の条件によって、無断熱配管における小規模宿取得熱量への影響が大きい。NW 配管の断熱有無は、小規模宿の取得熱量への影響が小さい。
- ② 小規模宿内の熱回収設備をなしにすると、大規模宿から NW への放熱量、小規模宿の NW からの熱

Table 4 soil conditions

No.	Substance	Moisture content %	Thermal diffusivity m ² /s	Burying depth m
S1	sand	0	0.0002	0.33
S2	sand	0	0.0002	1
S3	sand	0	0.0002	1.5
S4	sand	23.3	0.0008	1
S5	sand + clay	21.6	0.0009	1
S6	loam	36.6	0.0003	1

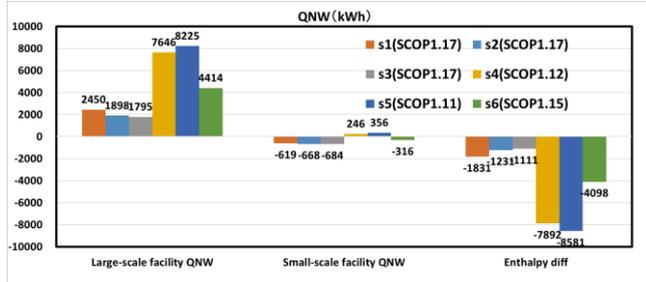


Fig.8 Daily integral value in S1~S6

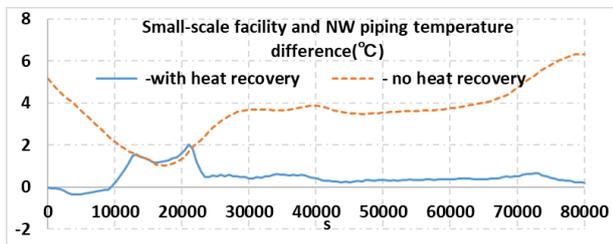


Fig.10 Temperature difference in T2-T1

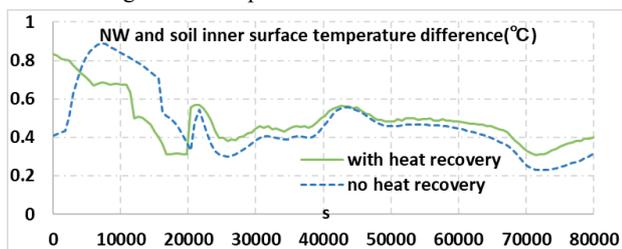


Fig.12 Temperature difference between T3 and soil inner surface

$SCOP = \frac{Q_{con,sys}}{E_{sys}}$			Eq.10
$Q_{con,sys}$: system generated heat	GJ	$SCOP$: System COP	-
E_{sys} : System power consumption(includes HP and water pumps)	GJ		

Table 3 Character definition

QNW	Heat exchange with network Amount of heat from facilities to network (positive) Amount of heat from network to facilities (negative)
Enthalpy diff.	Pipe heat loss and change in internal energy by water temperature change (negative)

補記：本研究は NEDO 補助事業「再生可能エネルギー熱利用にかかるコスト低減技術開発：温泉熱等の再エネ熱を活用した分散熱源による熱源水ネットワークシステムのトータルコスト低減技術開発（2020年11月～2022年7月）」終了後に実施した研究の成果である。

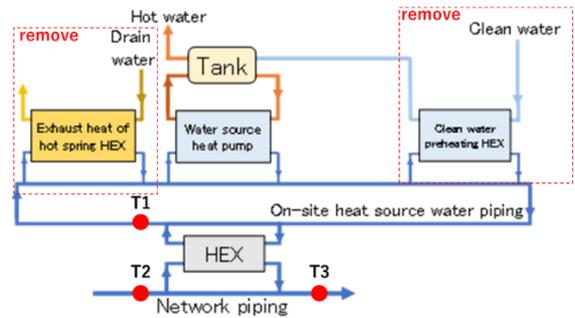


Fig.7 Small-scale facility (Temperature measuring point)

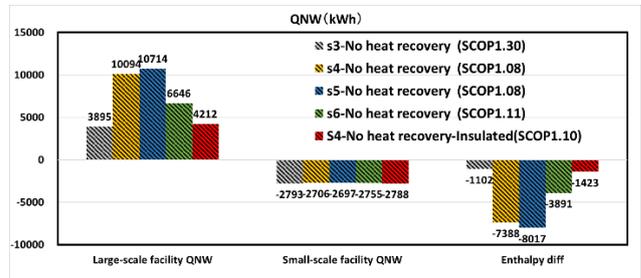


Fig.9 Daily integral value in S3~S6 (No heat recovery)

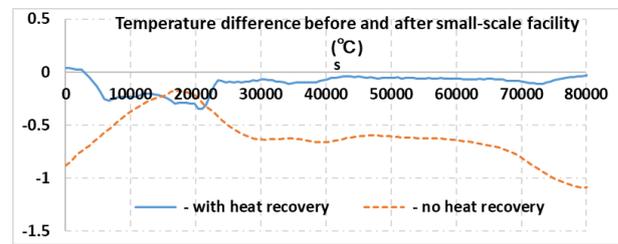


Fig.11 Temperature difference in T3-T2

【参考文献】

- 1) 終本ら：温泉未利用熱の面的利用システムに関する研究熱源水ネットワークシステムと集中型の熱供給システムの導入効果の比較、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、A-82、2019
- 2) 戴ら：温泉熱の面的利用システムに関する研究-熱源水ネットワークシステム内の熱収支の確認-、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、2022

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
(第 10 報) 熱源井及び観測井温度を基にした帯水層蓄熱特性推定
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
-(Part 10) Estimation of Aquifer Thermal Storage Characteristics Based on Heat Source Well
and Observation Well Temperatures-

○山崎 尊 (大阪市立大学)
 崔 林日 (三菱重工サーマルシステムズ株式会社)
 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

西岡 真稔 (大阪公立大学)
 中尾 正喜 (大阪市立大学)

Takeru YAMAZAKI*1

Masatoshi NISHIOKA *2

CUI Linri*3

Masaki NAKAO*2

Minako NABESHIMA*2

*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University *3 Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

When planning the interseasonal operation of an aquifer thermal energy storage system (ATES), predicted values of the pumping temperature for the next season are required. In this study, for the purpose of predicting the pumping temperature, a method to estimate the heat storage characteristics of the aquifer in question from actual pumping temperature values during ATES operation is continuously investigated. In this report, we compare the estimation accuracy of the method using the pumping temperature of a heat source well and the temperature of an observation well.

1. はじめに

従来¹⁾の昼夜間蓄熱における帯水層の熱流動特性推定では、熱源井戸の揚水温度の時間変化を実測値から得て、これと対応する数値計算を行い、その入力変数を変化させて実測値と最も適合する計算結果を得た時の入力変数を推定値とする推定方法を用いてきた。帯水層の熱流動特性として主要な変数は帯水層厚さ、熱伝導率、容積比熱、熱分散長、環境流れ(地下水流れ)の5種であるが、帯水層厚さは推定できないため熱源井戸のスクリーン長と同じと見做す。また、熱伝導率と容積比熱が熱源井戸の揚水温度に与える影響は小さいため推定項目から除外し、残り2種の変数の組み合わせとして推定を行った。

これに対して筆者らは、対象地²⁾(後述)において季節間蓄熱を行い、熱源井戸から隔離した位置に観測井戸を設けて帯水層内水温を観測し、水温観測値により帯水層の熱流動特性推定を行う。熱伝導率と容積比熱は観測井戸温度に与える影響も小さいと分かったため、残り3種の変数を独立に推定した。

本研究では、熱源井戸の揚水温度を実測から得て、対象地における熱流動特性の推定を行った。そして、熱源井戸の揚水温度と観測井戸温度による熱流動特性推定値を用いた際の熱回収率の計算値を比較し、帯水層厚さと環境流れを独立に推定することの意義について検討する。

2. 対象地における ATES 運用

2.1 対象地

兵庫県神戸市和田岬に所在する工場の冷暖房を目的として2019年12月よりATESの運用が開始された。設置された熱源井戸1(冷水井戸)と熱源井戸2(温水井戸)の2つの熱源井戸の隔離距離は154mであり、熱源井戸1から西に27m、40m離れた地点に観測井戸1と観測井戸2を設け、両者ともに深度46.5mと51.0mに熱電対を設置し10分間隔で測定した。また、対象地の帯水層は2層に分かれているが、上下帯水層の流量割合が不明であるため、本研究では一体として見做し、帯水層厚さはスクリーン長6.2mとした(Fig.5参照)。なお、熱源井戸1については運用開始後揚水量不足が判明したため、新たに熱源井戸3が追加されたが、両者は近接しており共通の帯水層を利用しているため、本研究では2本の熱源井戸は一体として見做して分析を行う。

2.2 ATES 運用実績と観測井戸温度の時間推移

本研究では熱源井戸1を中心として広がる蓄熱水塊の広がりについて分析する。Fig.1に熱源井戸1の還水温度・揚水温度、Fig.2に熱源井戸1の還水流量・揚水流量、Fig.3に熱源井戸1の積算蓄熱量・積算採熱量(注1)の式(1)参照)、Fig.4に観測井戸1と2における帯水層内温度実測値、Table.1に冬期・夏期の運転開始日・終了日を

示す。図における赤色は揚水時、青色は還水時を表し、揚水時の流量を正で図示した。Table. 2 より ATES の運転は平日に行われ、冬期の還水温度の設定値は 10℃である。Fig. 1・Fig. 2 より設定値を外れている箇所があるものの、全体として概ね設定通りに運転されている。このような ATES 運転の結果、帯水層内の水温が変化し、観測井戸 1 においては Fig. 4 に示すように冬期の熱源井戸 1 への冷水注水に伴う温度低下、春期停止～秋期停止期間における温度上昇が現れた。

3. 熱源井戸の揚水温度による帯水層蓄熱特性の推定

3.1 帯水層モデル概要

本研究では土壌中の熱の移動や拡散を解析するために、独 WASY 社の FEFLOW を使用した。Fig. 5 を参考に数値計算時に作成したモデルの空間分割を Fig. 6、モデル平面図は Fig. 7、境界条件を Fig. 8、物性値を Table. 3 に示す。

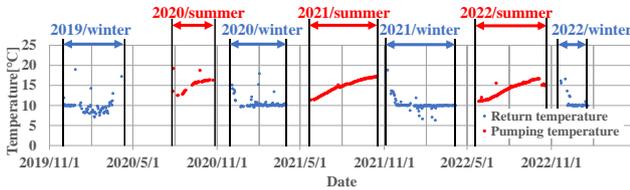


Fig.1 Water temperature of heat source well 1

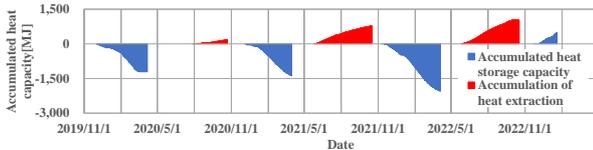


Fig.3 Total accumulated heat rate of heat source well 1

Fig. 6 におけるスライス番号は空間分割における境界面番号を表す。層厚は 0.65m (一部は調整のために変更した) で設定した。Fig. 7 に示すように、500m×500m の計算領域のうち熱源井戸周辺 (234m×176m の領域内) のみ計算精度向上のためにメッシュサイズを一辺 2.5m と小さくし、それ以外は一辺約 10m とした。Table. 3 に示す物性値に関して、初期地中温度は実測値であるが、それ以外の項目は熱源井戸の揚水温度への影響が小さいため、文献値を引用した。ただし、帯水層全体の熱伝導率と容積比熱の値は、砂礫と水の物性値を間隙率で重み付けした値であり、それぞれ等価熱伝導率、等価容積比熱と呼ぶ(注2)参照)。文中で述べる熱分散長は縦熱分散長であり、横熱分散長は縦熱分散長の 1/10 とした。入力運転条件として 1 日ごとの熱源井戸の流量・注水温度を与える。

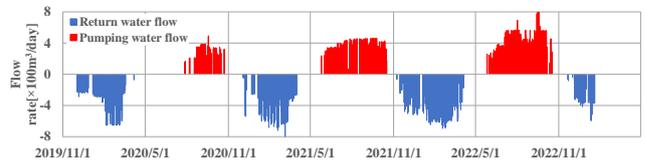


Fig.2 Water flow rate of heat source well 1

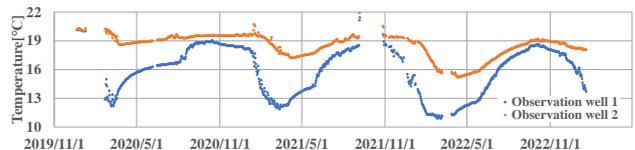


Fig.4 Water temperature in Observation Well 1 and Observation Well 2

slice	depth(m)	thickness(m)	classification
1	0		
2	-34.5	34.5	Impermeable layer
3	-40.9	6.4	Impermeable layer
4	-42.5	1.6	Impermeable layer
5	-42.9	0.4	Impermeable layer
6	-43	0.1	Impermeable layer
7	-43.65	0.65	Aquifer
8	-44.3	0.65	Aquifer
9	-44.95	0.65	Aquifer
10	-45.6	0.5	Aquifer
11	-46.1	0.5	Aquifer
12	-46.6	0.65	Aquifer
13	-47.25	0.65	Aquifer
14	-47.9	0.65	Aquifer
15	-48.55	0.65	Aquifer
16	-49.2	0.1	Impermeable layer
17	-49.3	0.4	Impermeable layer
18	-49.7	1.6	Impermeable layer
19	-51.3	6.4	Impermeable layer
20	-57.7		

Fig.6 Ground Structure Diagram

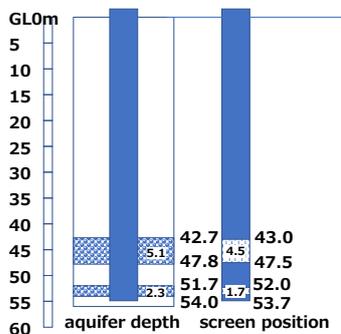


Fig.5 In heat source well 1 Aquifer depth and screen location

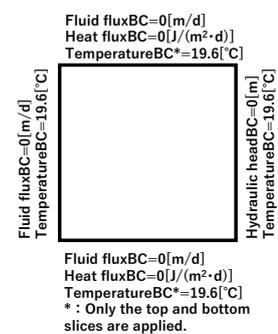


Fig.7 Boundary conditions

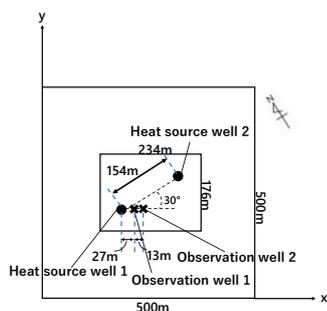


Fig.8 Plane figure

Table.1 Operation Cycle

year · season	date
2019 · winter	2019/12/02~2020/03/18
2020 · summer	2020/07/27~2020/10/22
2020 · winter	2020/12/03~2021/03/31
2021 · summer	2021/05/25~2021/10/18
2021 · winter	2021/11/08~2022/04/05
2022 · summer	2022/05/26~2022/10/17

Table.2 Operation method

matter	contents
operation schedule	weekdays and Saturdays, Sundays and holidays (stop)
summer return temperature	23℃(8:00~20:00 operation)
winter return temperature	10℃(8:00~29:00 operation)
return flow rate	200~600m³/day

Table.3 Physical property

Name	water	Aquifer	Impermeable layer
Porosity [-]	-	0.3	0.3
Original ambient temperature [°C]	19.6	19.6	19.6
Volmetric heat capacity [MJ/(m ³ ·K)]	4.2	3.18	3.06
Equivalent volmetric heat capacity [MJ/(m ³ ·K)]	-	3.48	-
Thermal conductivity [J/(m·s·K)]	0.6	2.7	1.2
Equivalent thermal conductivity [J/(m·s·K)]	-	2.07	-
Coefficient of permeability [m/s]	-	1.73×10 ⁻³	1.0×10 ⁻⁸

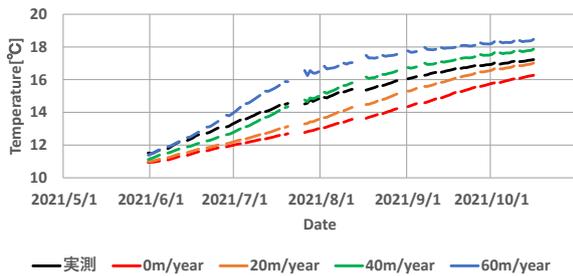


Fig.9 Comparison of measured and calculated values in heat source well 1 (Heat dispersion length 0.5m, Effect of groundwater velocity)

3.2 環境流速と熱分散長の値の範囲

環境流れと熱分散長を4水準ずつ計16通りの組み合わせについて数値計算を行った (Table. 4 参照)。環境流れの流向は観測井戸から熱源井戸 1 へ向かう方向を正とし、その他の流速成分は 0 とした。各物性値は、推定問題において取り得ると思われる変化幅を設定した。

3.3 推定結果

2021 年度の熱源井戸 1 における揚水温度の実測値と計算値の比較について、Fig. 9 に縦熱分散長 0.5m に固定した場合を示し、Fig. 10 に環境流速 0m/year に固定した場合を示す。Fig. 9 より環境流速を大きくすると揚水温度が高くなり、夏期運転開始時は計算値に殆ど差はないが、しばらくすると差が大きくなり、終了時にはその差は小さくなる。Fig. 10 より計算値の差の現れ方は環境流速を大きくした場合と同様であるが、その差は環境流れより小さく、熱源井戸の揚水温度に与える影響は環境流れよりも小さい判断できる。

このような熱流動特性の値による計算結果の差を確認した上で、実測値と計算値の誤差について RMSE を算出して比較した。2021 年度の RMSE 算出結果を Table. 4 に示す。Table. 4 より、環境流速 20m/year、縦熱分散長 5.0m で RMSE 0.17°C という結果を得た。なお、2020 年度と 2022 年度の運転では共に環境流速 40m/year、縦熱分散長 2.0m で RMSE 最小となり、それぞれ 0.57°C、0.42°C という結果

Table.4 RMSE(FY2021)

RMSE [°C]	Heat dispersion length[m]			
	0.5	1.0	2.0	5.0
Darcy velocity [m/year]	0	20	40	60
0	1.46	1.32	1.08	0.54
20	0.91	0.81	0.62	0.17
40	0.51	0.45	0.38	0.56
60	1.30	1.24	1.22	1.32

Table.5 Estimated thermal hydraulic properties

	Pumping temperature of heat source well 1 (Screen length 6.2m)	Temperature of observation well 1
Aquifer thickness	3.1m	3.1m
Darcy velocity	20m/year	40m/year
Heat dispersion length	5.0m	1.0m

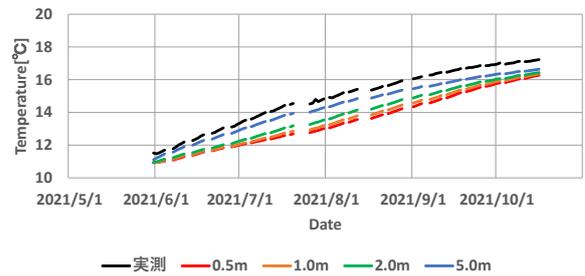


Fig.10 Comparison of measured and calculated values in heat source well 1 (Groundwater velocity 0m/year, Effect of heat dispersion length)

を得た。3 年間の運転の中で 2021 年度の推定結果が実測値との誤差が最も小さいため、環境流速 20m/year、縦熱分散長 5.0m を熱源井戸 1 における揚水温度による推定結果とした。

4. 熱回収率の分析

本章では、観測井戸及び熱源井戸の水温分析により得た対象地の熱流動特性値を用いた際の熱回収率を実測値と比較し、観測井戸を設けることで明らかになったことについて述べる。また、既往研究では明らかになっていない環境流れの有無により帯水層厚さと熱回収率の関係がどのように変化するかについても言及する。なお、熱回収率の算出式は(注3)の式を参照する。

4.1 熱流動特性推定値を使用した際の熱回収率

対象地の熱流動特性値に関して、筆者らが文献²⁾において観測井戸温度により推定した値と熱源井戸の揚水温度により推定した値を Table. 5 にまとめる。この推定値を用いた際の熱回収率の実測値と計算値の比較を Table. 6 に示す。Table. 6 より観測井戸温度による推定値を用いた際の熱回収率は、実測値と計算値の誤差が約 1% 以内であったが、熱源井戸の揚水温度を用いた際は、最大約 8% の誤差が生じた。熱源井戸の揚水温度を用いた分析では帯水層厚さを推定出来ないため推定項目から除外したが、その結果、観測井戸温度を用いた場合よりも推定誤差が大きくなった。このことから帯水層厚さと環境流れ

が熱回収率に与える影響が大きく、精度高く推定するためには観測井戸温度を用いた推定のようにそれぞれ独立に推定できることが重要であると判断できる。

4.2 帯水層厚さが熱回収率に与える影響

Doughty ら³⁾の知見によれば、「環境流れがない条件下で帯水層厚さが大きくなると熱回収率が向上する」と推測できるが、本研究では以下2つの理由から環境流速の有無で帯水層厚さが熱回収率に与える影響について分析する。

- ①本研究の帯水層条件における帯水層厚さと熱回収率の関係を分析する
- ②対象地では環境流速が0ではないので、熱回収率に与える環境流速の影響を分析する

Table. 7 に計算条件を示す。Table. 7 の計算条件について、条件1は帯水層厚さ3.1mの時の共通の流量条件として与える場合であり、条件2は帯水層厚さ3.1mの時の2倍の流量を与える場合であり、両帯水層厚さで蓄熱半径が等しくなる。なお、帯水層モデルや物性値は2.1節を参照する。

熱回収率を分析する。帯水層厚さが熱回収率に与える影響について、環境流速が0m/yearの場合をFig. 11、環境流速が60m/yearの場合をFig. 12に示す。ただし、縦熱分散長は1.0mとして計算を行った。Fig. 11より環境流速がない場合、帯水層厚さと熱回収率の間に正の相関があり、Doughty らの知見と一致する。Fig. 12で帯水層厚さ3.1mと6.2m(条件1)より、環境流れがある場合、帯水層厚さと熱回収率の関係は単純な正の相関では説明できない。しかし、帯水層厚さ3.1mと6.2m(条件2)より、蓄熱半径が等しいという条件下では環境流れの有無に関わらず、帯水層厚さが大きくなると熱回収率も向上することが分かる。このことから、帯水層厚さが大きくなると

Table.6 Comparison of measured and calculated heat recovery rates

Year / Season	Heat recovery rate [%]					
	Measured value		Observation well 1 temperature		Pumping temperature of heat source well 1	
	Heat source well 1	Heat source well 2	Heat source well 1	Heat source well 2	Heat source well 1	Heat source well 2
2019/Winter						
2020/Summer	25.03		25.86		28.37	
2020/Winter		50.08		51.66		58.00
2021/Summer	56.34		55.46		58.94	
2021/Winter		50.96		51.73		55.89
2022/Summer	51.52		50.89		54.47	

Table.8 Symbol table

(*1: Measured value, *2: Calculated value, *3: Literature value)

θ_0	Initial ground temperature[°C] ^{*1}
θ_{in}	Return temperature[°C] ^{*1}
θ_{out}	Pumping temperature[°C] ^{*2}
Q_{in}	Return flow rate[m ³] ^{*1}
Q_{out}	Pumping flow rate[m ³] ^{*1}
V	Thermal storage capacity[MJ] ^{*2}
f^*	Equivalent physical property value ^{*2}
n	Porosity[-] ^{*3}
f_w	Physical properties of water ^{*3}
f_{gw}	Physical properties of gravel ^{*3}
C_p	Specific heat by volume ^{*3}
λ	Thermal conductivity ^{*3}
η	Heat recovery rate ^{*3}

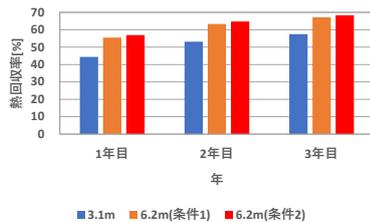


Fig.11 Effect of aquifer thickness on heat recovery rate (Groundwater velocity 0m/year)

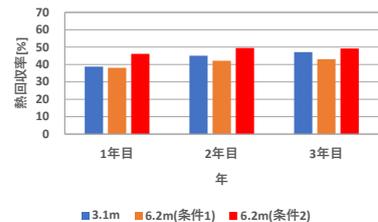


Fig.12 Effect of aquifer thickness on heat recovery rate (Groundwater velocity 60m/year)

蓄熱水塊の水平方向の大きさが小さくなるため、水平に流れる環境流れの影響を大きく受けて熱回収率が低下すると推測できる。

5. まとめ

本研究では、ATES 運用に伴う熱源井戸の温度や流量の実測値を用いて、熱源井戸の揚水温度により環境流れと熱分散長を組み合わせて推定する従来の手法を用いて対象地の熱流動特性を推定した。そして、熱回収率について観測井戸温度による推定結果²⁾と比較した。その結果、帯水層厚さと環境流れを独立に推定することが出来る観測井戸温度を用いる推定方法が精度高く熱回収率を推定できることが分かった。

注1)：蓄熱量の定義式

$$V = C_w \rho_w Q_{in} (\theta_0 - \theta_{in}) \quad (1)$$

注2)：等価容積比熱と等価熱伝導率の定義式

$$C\rho^* = C_w \rho_w \times n + C_{aq} \rho_{aq} \times (1 - n) \quad (2)$$

$$\lambda^* = \lambda_w \times n + \lambda_{aq} \times (1 - n) \quad (3)$$

注3)：熱回収率の定義式

$$\eta[\%] = \frac{C_w \rho_w \sum_i Q_{out_i} (\theta_{out_i} - \theta_0)}{C_w \rho_w \sum_i Q_{in_i} (\theta_{in_i} - \theta_0)} \times 100 \quad (4)$$

参考文献

- 1) 竹口ら：「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究(第2報)うめきた地区における熱回収率の実験値と熱分散長の同定値」、空調調和衛生工学会大会学術講演論文集第2巻、2020年9月
- 2) 山崎ら：「熱源井戸近傍に設けた観測井の水温変化及び帯水層内の水温分布推定」、Kansai Geo-symposium 2022 論文集、2022年11月
- 3) Doughty Christine ら:A dimensionless parameter approach to the thermal behavior of an aquifer thermal energy storage system、Water Resources Research、vol.18、No.3、pp571-587、1982

Table.7 Calculation conditions and heat storage radius

	Aquifer thickness	Aquifer thickness 6.2m	
	3.1m	terms 1	terms 2
Flow rate	500m ³ /day	500m ³ /day	1000m ³ /day
Heat storage radius	78.14m	39.07m	78.14m
Initial ground temperature	19.6°C		
Return temperature	Heat source well 1 : 14.6°C、Heat source well 2 : 24.6°C		
Period of operation	Winter and summer operation period, spring and fall stop period: 90 days each (total 360 days)		

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究

(第 11 報) 冬期冷水製造方法の検討

Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
- (Part 11) Examination of the Method of Increasing Cold Water Storage in Winter-

正会員 ○西岡 真稔 (大阪市立大学) 非会員 安田 結香 (大阪市立大学)
正会員 崔 林日 (三菱重工サーマルシステムズ株式会社)
技術フェロー 中尾 正喜 (大阪市立大学) 正会員 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)

Masatoshi NISHIOKA *¹ Yuka Yasuda *¹

Linri CUI*² Minako NABESHIMA*¹ Masaki NAKAO*¹

*¹ Osaka City University *² Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd.

When aquifer thermal energy storage (ATES) is operated in areas such as Osaka, where the heating load is smaller than the cooling load, the amount of cold heat stored is insufficient compared to the amount of warm heat stored, resulting in an annual heat storage imbalance. To solve this problem, this study proposes an operation method that additionally produces cold water at night during the winter season. In this study, the model is improved to a realistic model that controls the pump flow rate, and a comparative analysis between a cooling tower system and a heat pump system is conducted.

1. 研究背景・目的

震災による電力供給不足を背景に省エネルギー化、再生可能エネルギーの活用などが重要視されている。そこで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(ATES)に着目した。

ATES の季節間運転を行う場合、暖房の冷排熱を冷房用熱源として使用するため暖房負荷が冷房負荷より小さい地域では冬期の蓄熱量が不足する。このような問題に対し Martin Bloemendal¹⁾らは ATES を長期間にわたり持続的に運用するために熱収支平衡を図ることの重要性を指摘した。以上の背景の下で本研究では冬期の冷水製造により冷排熱量の不足を補い、熱収支平衡を図る方法として、次の2つを採り上げ比較検討する。(Fig.1,2)

1)高効率ターボヒートポンプ蓄冷方式 (HPS)

2)フリークーリング蓄冷方式 (FCS)

仲西²⁾はこの2つの運転方式を注水温度成り行き条件で比較した。その結果、Fig.3のように外気湿球温度が13°C以下のときFCSはHPSよりもSCOPが高いことを示し、湿球温度13°Cを閾値として2方式

を切り替える運転方法を提案した。また Fig.4 に示されるように HPS では冷却水ポンプの消費電力が大きく、これを適切に制御し消費電力を小さくすべきとの検討課題を残した。この結果を踏まえ、採熱時の利点から注水温度一定、そしてポンプの消費電力を小さくするモデルの改良を行い、仲西²⁾の検討をさらに展開することを目的とする。

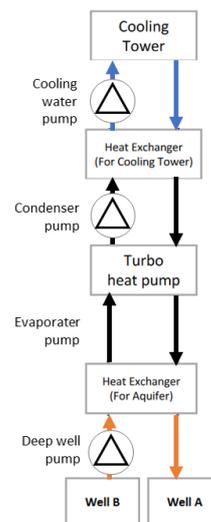


Fig. 1 High efficiency turbo heat pump System

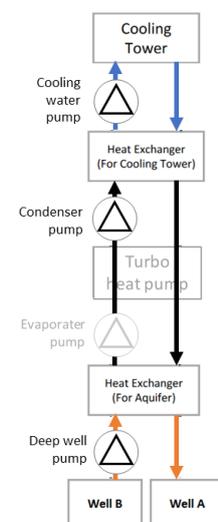


Fig. 2 Free-cooling System

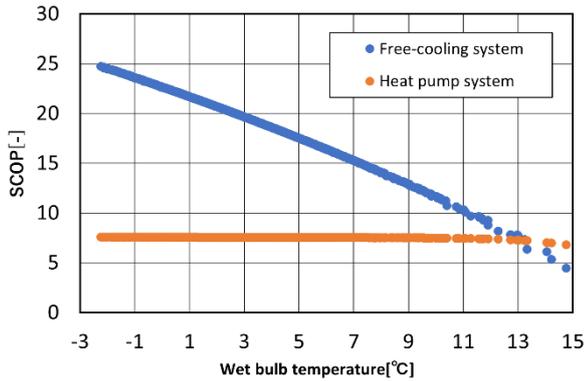


Fig. 3 SCOP(Nakanishi)

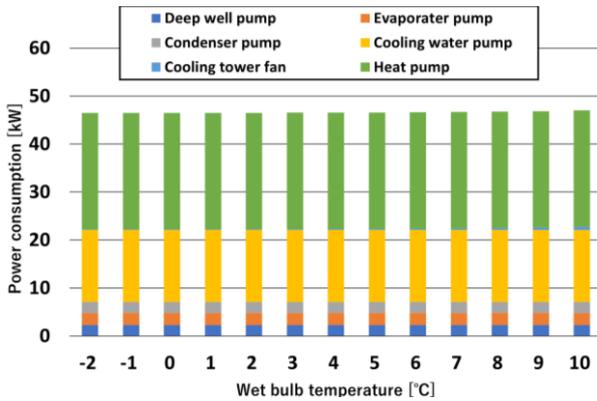


Fig.4 Power consumption (HPS)(Nakanishi)

2. モデルの改良点

以下に HPS と FCS のモデルに施したポンプ制御等の改良点を示す。

- ①注水温度を一定のための深井戸ポンプの流量制御
- ②凝縮器入口温度 (FCS は熱交換器出口温度) 一定のための冷却水ポンプの流量制御
- ③冷却塔出口温度一定のための冷却塔ファン制御

以下改良前のモデルを「注水温度成り行きモデル」、この改良後のモデルを「注水温度一定モデル」と呼ぶ。

3. 運転条件

各機器性能は帯水層蓄熱システムの実機の仕様に準じた。機器の仕様と用いた Modelica Buildings Library のモジュールを Table.1 に示す。

3.1 外気湿球温度

大阪の 12~2 月の外気湿球温度³⁾を想定して、-5~15°C の範囲 (1°C 刻み) で運転を行った。

3.2 ポンプ流量

2 つの運転方式のポンプ流量は以下に示す。

深井戸ポンプ：注水温度を 10°C 一定にするために流量制御

蒸発器ポンプ：60.3m³/h、凝縮器ポンプ：70.4m³/h

冷却水ポンプ(HPS)：凝縮器入口温度を 14°C 一定にするために流量制御

冷却水ポンプ(FCS)：熱交換器出口温度を 9.9°C 一定にするために流量制御

3.3 揚水温度

蓄熱されていない常温井戸である熱源井 B から熱源井 A へ冷水を蓄熱する運転を想定し、揚水温度は 18°C で固定とする。

3.4 冷却塔ファン

冷却塔ファンは 2 台あり、HPS では冷却塔の冷却塔出口温度を 13.5°C になるように、FCS では冷却塔出口温度を 9.5°C になるよう冷却塔ファンの台数制御を行うことを想定している。

Table 1 Equipment list

機器	仕様		動力	機器	仕様		動力	機器	仕様		動力
Turbo heat pump	Capacity	200 USRt(703.3kW)	127.5 kW	Heat exchanger (for Aquifer)	Exchange heat quantity	818.0kW	-	Deep well pump	Flow rate	100m ³ /h	18.5 kW
	Cooled water	Input:12.0°C			High temperature side condition	26°C/21°C			Lift	60mAq	
		Output:7.0°C			Low temperature side condition	20°C/25°C			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
	Cooling water	Flow rate:120.6m ³ /h			Input:33°C	module		Buildings.Fluid.HeatExchangers.PlateHeatExchangerEffectivenessNTU	Flow rate	127m ³ /h	11 kW
		Output:38°C			Flow rate:140.7m ³ /h	module		Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	Lift	28mAq	
module	Buildings.Fluid.chillers.ElectricReformulatedEIR										
Cooling tower	Capacity	814.0kW	-	Heat exchanger (for Cooling tower)	Exchange heat quantity	818.0kW	-	Condenser pump	Flow rate	150.2m ³ /h	18.5 kW
	Flow rate	140.7m ³ /h			High temperature side condition	38°C/33°C			Lift	27mAq	
	Cooling water temperature	32°C/37°C			Low temperature side condition	32°C/37°C			module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow	
	Outside wet bulb temperature	27°C			module	Buildings.Fluid.HeatExchangers.PlateHeatExchangerEffectivenessNTU		Flow rate	140.7m ³ /h	11 kW	
	module	Buildings.Fluid.HeatExchangers.CoolingTowers.YorkCalc						Lift	20mAq		
								module	Buildings.Fluid.Movers.FlowControlled_m_flow		

4. 結果

HPS、FCS どちらも蓄熱量が 350kW になるよう運転を行った。

4.1 注水温度・蓄熱量

注水温度の結果を Fig.5 に、蓄熱量の結果を Fig.6 に示す。HPS は注水温度を 10°C 一定に保つことができた。一方 FCS は湿球温度が高くなると、注水温度も高くなってしまった。

本研究では深井戸ポンプを制御したことにより湿球温度が 4°C を超えると、蓄熱量は非常に小さくなった。FCS では外気湿球温度に運転条件として上限値を設け、その範囲内で運転すれば、この問題を回避できよう。

4.2 消費電力

HPS の消費電力内訳について Fig.7 に示す。システム全体での消費電力算出において、対象とする機器はポンプ、ヒートポンプ、冷却塔ファンとする。外気湿球温度 9°C 以上のとき消費電力が大きくなってしまった。この原因として湿球温度 9°C 以上では冷却塔出口温度 13.5°C、凝縮器入口温度 14°C 設定と

いう制御条件は機器の仕様に対して能力を上回る条件であり、冷却水ポンプの消費電力が大きくなったためだと考えられる。そこで、消費電力を抑える方法として冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を高くし、制御条件を緩和する方法について検討を行った。

冷却塔出口温度・凝縮器入口温度を上げた場合の消費電力内訳を Fig.8 に示す。凝縮器入口温度を上げたことで冷却水ポンプの消費電力を小さくすることができた。ただし凝縮器入口温度を高くしたことにより冷凍機の消費電力は増加している。また注水温度成り行きモデル(Fig.4)と比較すると、冷却水ポンプを制御したことで冷却水ポンプの消費電力は小さくなった。

FCS の消費電力内訳を Fig.9 についても注水温度成り行きモデル(Fig.10)と比較すると、冷却水ポンプを制御したことで湿球温度 4°C 以下のとき冷却水ポンプの消費電力は小さくなった。

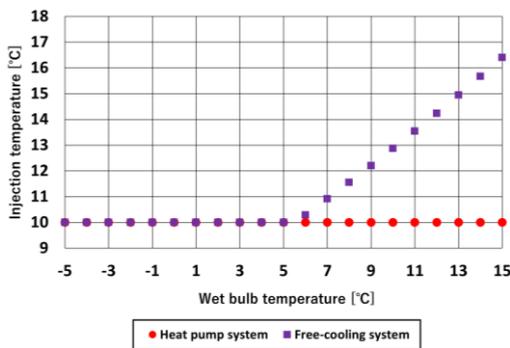


Fig.5 Injection temperature

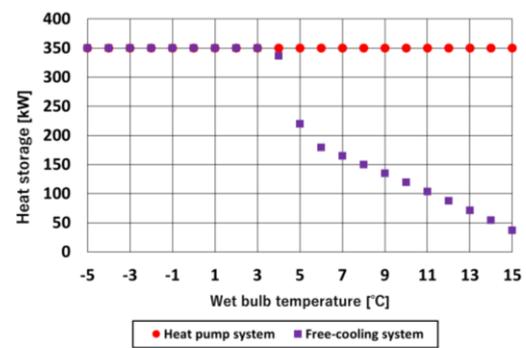


Fig.6 Heat storage

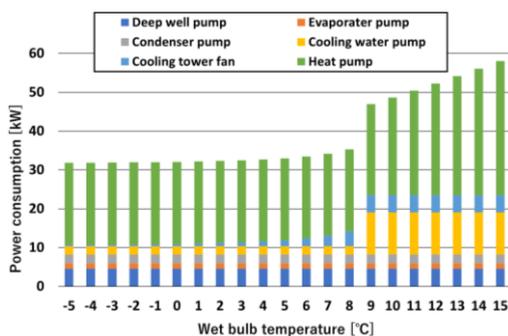


Fig.7 Power consumption (HPS)

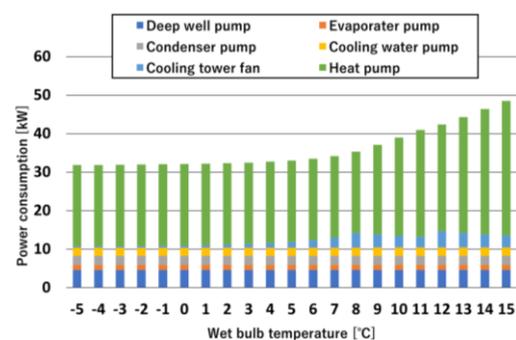


Fig.8 Power consumption (HPS)

(When temperature raised)

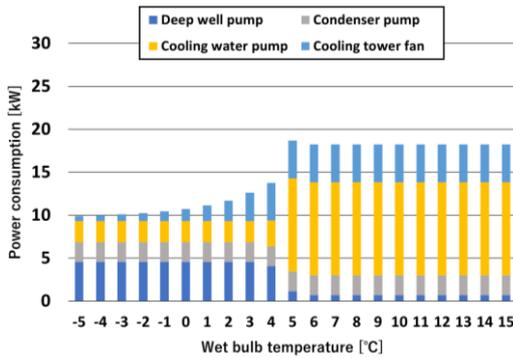


Fig.9 Power consumption (FCS)

(Constant injection temperature model)

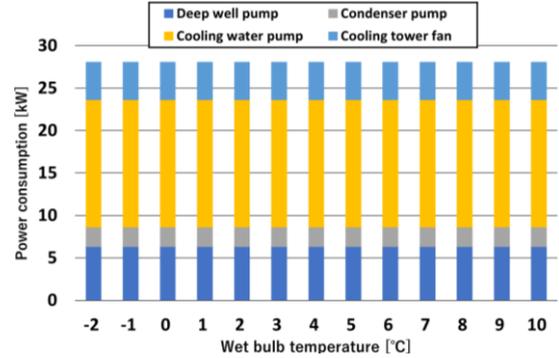


Fig.10 Power consumption (FCS)

(No constant injection temperature model)

4.3 SCOP・切り替え温度

SCOP^{注1}について Fig.11 に示す。HPS では消費電力が小さくなったことで、注水温度成り行きモデルよりも SCOP は高くなった。

FCS の湿球温度 5°C 以下のときもポンプ制御を行ったことで注水温度成り行きモデルよりも SCOP は高くなった。一方、湿球温度 6°C 以上のとき注水温度一定制御を行ったことで蓄熱量が小さくなり、SCOP は低くなった。湿球温度 6°C 以上のときは FCS の不利な部分を補うために HPS で運転を行う。また FCS から HPS への切り替えの温度は 13°C から 6°C に変わった。

※注 1：蓄熱量に対する $SCOP = \frac{\text{蓄熱量}}{\text{設備全体動力}}$

蓄熱量=(揚水温度 - 注水温度) × 深井戸ポンプ流量
設備全体：ポンプ、ヒートポンプ、冷却塔ファン

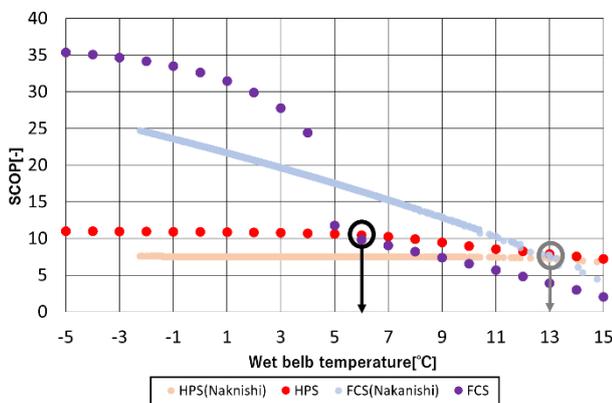


Fig.11 SCOP

5. まとめ

冬期冷水製造運転の 2 方式について、注水温度一定のための制御とポンプの消費電力を小さくするような制御を行った。次の結果が得られた。

- 1)ポンプの改良をしたことで、仲西と比べて本研究の HPS の SCOP が向上した。FCS についても外気湿球温度 4°C 以下で向上した。
- 2)本研究では、FCS から HPS への切り替えは湿球温度 6°C まで低くなった。
- 3)FCS の SCOP は、注水温度成り行きから一定条件に変更したことにより、湿球温度 5°C を超えると 6 程度低下する。

蓄熱量や注水温度などの運転パラメータを変化させたときの SCOP についての検討は今後の課題とする。

参考文献

- 1) Martin Bloemendal, Theo Olsthoorn, Frank Boons:How to achieve optimal and sustainable use of the subsurface for Aquifer Thermal Energy Storage, Energy Policy 66(2014) 104-114
- 2) 仲西 琴音,「帯水層を利用した蓄熱空調システムの研究—帯水層蓄熱システムの長期持続的運用を目的とした冬期冷水製造方法の検討—」, 大阪市立大学修士論文, 2022 年 3 月
- 3) 日本建築学会編, 拡張アメダス気象データ 1981-2000. 2005 年 8 月

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価 (その5) 給気方式ごとのガス発生によるエアロゾル感染リスクの評価

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part5) The Effect of Air Supply Systems with Gas Generation on Aerosol Infection Risk

○藤原 碧海 (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) 小林 典彰 (大阪大学) 吉原 隼 (大阪大学) 張 靱 (大阪大学)

Aoi Fujiwara^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1}

Narae CHOI^{*1} Noriaki KOBAYASHI^{*1} Jun YOSHIHARA^{*1} Ren ZHANG^{*1}

^{*1}Osaka University

In this paper, a local exhaust ventilation system that combines a floor-supply ventilation with a local exhaust system (hood) is introduced as a countermeasure against aerosol infection during close-range conversation. The capture efficiency was calculated to examine the effectiveness of the combination of hood and floor-supply ventilation. In addition, the quanta concentration in front of non-infected person's mouth and the time to reach 5% risk of infection to non-infected person is calculated to evaluate infectious risk in each condition.

はじめに

今なお多くの感染者を生み出す新型コロナウイルス (COVID-19) の感染経路の一つに飛沫核・微小飛沫によるエアロゾル感染があり、換気による対策が求められる。しかしながら、1-2 m 以内の特にマスク未着用時の近接会話時において全般換気の効果に限界がある¹⁾。そこで、近接会話時の感染対策として、局所排気装置 (フード) の導入を提案し、フードの性能は周辺気流の影響を大きく受ける²⁾ことから、給気方式として静穏な気流を形成する全面床吹出し方式を組み合わせた「局所排気併用換気システム」を提案する。導入場面として、本研究では感染者の位置が特定できる診察室と、感染者の位置が不明な診察室以外の面談室や会議室、飲食店などを想定する。また、診察室に導入した局所排気装置の性能評価に関連する既往研究が少なく、不明な点が多いことを受け本報では、全面床吹出し方式とフードの組み合わせの有効性を明らかにすることを1つ目の研究目的とし、3つの給気方式を比較する実大実験を行う。その後、2つ目の研究目的として、提案システムの感染対策としての性能評価を行う。フードと給気方式の有効性を検討するためにフード捕集率を算定し、感染対策性能を評価するため

に在室者口前 quanta 濃度 nd 、対面在室者の感染リスクが 5% に達するまでの時間 $t_{5\%}$ を算定した。本報では、それらの結果を報告する。

1. 実験概要

1.1 実験設備

実験室の断面図を Fig.1 に示し、実験空間のアイソメ図を Fig.2 に示す。実験室は 2,400 × 3,800 × 2,200 mm の実験空間とその床下チャンバー、周辺空間によって構成される。HEPA フィルターにより清浄化した外気を実験空間床下に給気し、その後3通りの床吹出しにより室内に給気する。ここで、給気量は 1000 m³/h (50ACH) で固定されている。排気は、局所排気装置 (フード) と流量バランスをとるための一般的な天井給気口により合計風量 990 m³/h で行われる。局所排気装置の詳細な寸法を Fig.3 に示す。以上の通り、実験室は室内を正圧に保つクリーンルームとして設計されている。また、実験室内には感染者と非感染者を模擬する人体2つを口前間隔 1200 mm で配置した。実験中人体1体あたり 75 W で発熱させた。

実験条件を Table.1 に示す。診察室と診察室以外を想定し、それぞれの想定においてフード排気量を 8 通り変化さ

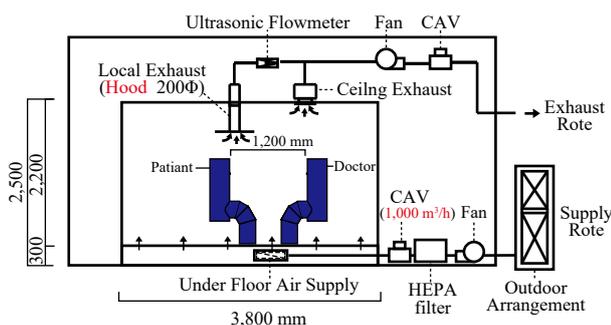


Fig. 1 Cross section of full scale experimental room

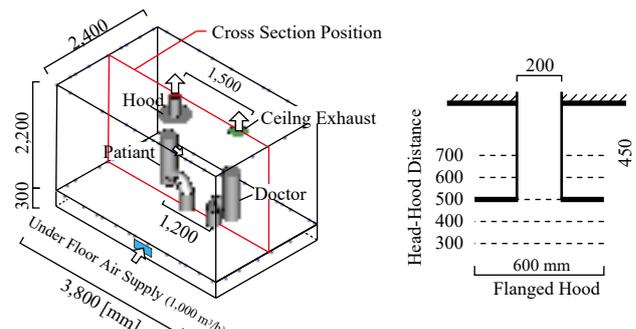


Fig. 2 Isometric view of experimental room

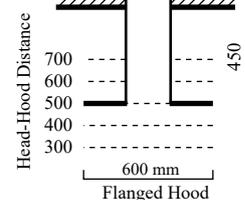


Fig. 3 Details of hood

Table 1 Details of Experiment Parameter

	Air Supply Method from Under Floor Chamber	Air Flow Rate [m ³ /h] (Air Change Rate [1/h])	Hood Horizontal Position	Hood Flow Rate [m ³ /h]	Hood-Head Distance [mm]
Case A-1	Floor-supply ventilation	1,000 m ³ /h (50/h)	above the infected person (patient)	0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case A-2	8 Swirling flow type diffusers	1,000 m ³ /h (=125m ³ /h/diffuser×8) (50/h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case A-3	12 Displacement flow type diffusers	1,000 m ³ /h (=83.3m ³ /h/diffuser×12) (50/h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-1	Floor-supply ventilation	1,000 m ³ /h (50/h)	middle of manikins	0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-2	8 Swirling flow type diffusers	1,000 m ³ /h (=125m ³ /h/diffuser×8) (50/h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500
Case B-3	12 Displacement flow type diffuser	1,000 m ³ /h (=83.3m ³ /h/diffuser×12) (50/h)		0,50,100,150,200,300,400,500	500

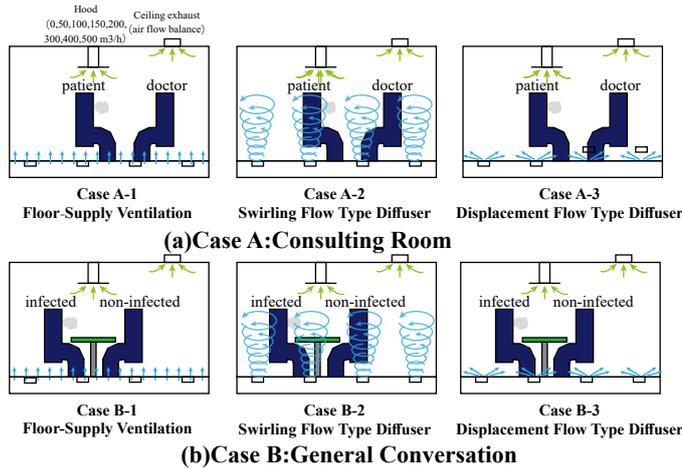


Fig.3 Images of Experimental Conditions

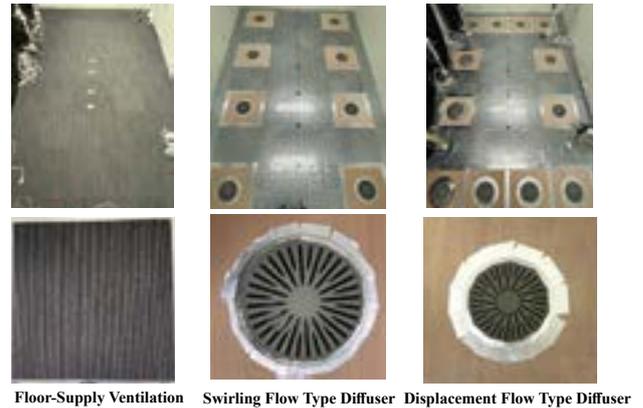


Fig. 4 Floor Surfaces for each Air Supply Method

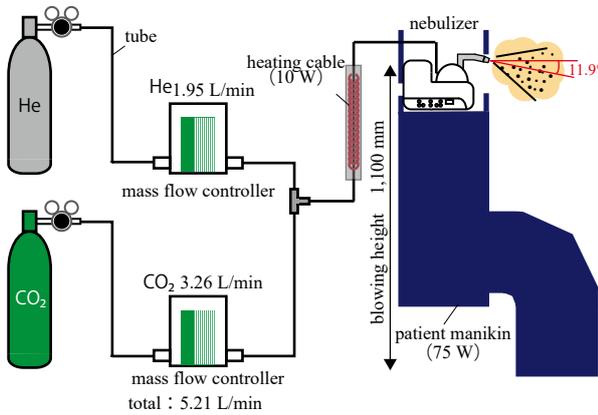


Fig.5 Method of Exhalation Generation

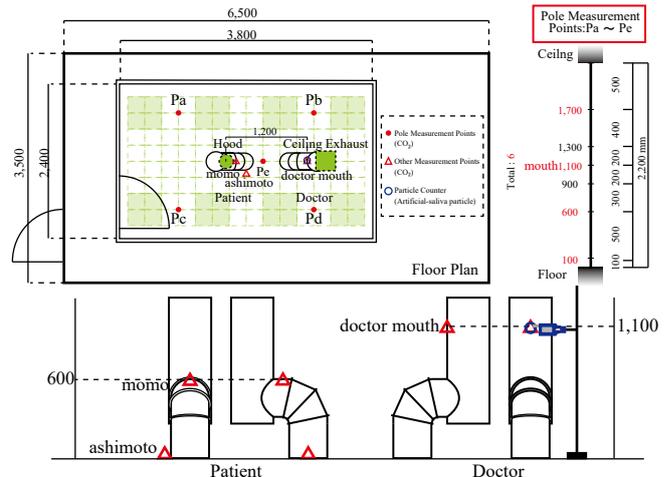


Fig.6 Measurement Points (CO₂ Concentration, Particle number)

せる実験を給気方式3通りに対して行う。実験概念図を Fig.3 に示す。診察室では患者が感染した状態で医者とは会話する場面を想定し、既報のフード位置に関する検討において患者頭上にフードを設置した際最も高い性能を示した³⁾ことから、フードを患者頭上に固定する。診察室以外においては、感染者の位置が特定できないため、現実的な導入位置としてフードを人体間に固定し、机を介しての対面が一般的であることから机を設置して検討を行う。次に、比較する3通りの給気方式における床面を Fig.4 に示す。比較する給気方式は全面床吹出し方式、旋回流型床吹出し方式、置換換気型床吹出し方式の3通りである。全面床吹出しでは、床全面から低風速 (0.3 m/s) で給気することで静穏な気流を形成する。一方旋回流型床吹出しでは、旋回流型床吹出しディフューザー 8 個からの風速 3.58 m/s の給

気により室内気流を形成し、置換換気型床吹出しでは、置換換気型床吹出しディフューザー 12 個により床面に沿った角度で給気する。

1.2 呼気の発生条件・測定点

本研究では、感染者呼気の再現を CO₂ トレーサーガス、ネブライザーによる模擬唾液噴霧の2通りの方法で行い、それらの同時発生を行ったが、本報では CO₂ トレーサーガスによる結果を報告する。呼気発生概念図を Fig.5 に示す。空気と密度を等しくするために CO₂ とヘリウムを 5:3(CO₂:He=3.26 L/min:1.95 L/min) で混合し、ネブライザーにより霧化した模擬唾液粒子とともに感染者口前 (高さ 1,100 mm) から発生させる。なお、呼気風速、吹出し角度は既報の被験者実験⁹⁾により得られた値を使用し、それぞれ 0.3 m/s、下向き 11.9° とした。その後、発生した CO₂ 濃度、

模擬唾液粒子数をそれぞれ Fig.6 に示す測定点で測定した。

2. 評価指標

2.1 フード捕集率評価

フードと給気方式の組み合わせの有効性を検討するために式(1)よりフード捕集率を算定する。式(1)は、発生トレーサーガス流量のうちフードで捕集した割合を示す。

$$\eta = \frac{Q_h(C_h - C_{SA})}{Q_h C_h + Q_e C_e - Q_{SA} C_{SA}} \quad (1)$$

η : フード捕集率 [-] C_h : フードのトレーサーガス濃度 [-]
 Q_h : フード排気量 [m³/h] C_e : 天井排気口のトレーサーガス濃度 [-]
 Q_e : 天井排気口排気量 [m³/h] C_{SA} : 給気 (床下) トレーサーガス濃度 [-]
 Q_{SA} : 床面給気量 [m³/h]

2.2 感染リスク評価

本報では、Wells&Riley model⁹⁾に基づく感染リスク評価式を用いて各換気方式の感染対策性能を評価する。モデルでは、1 quanta を閉鎖空間において 63.2% の新規感染者を生む感染力の単位と定義し、基本式は式 (2) で表される。

$$P = \frac{C}{S_0} = \frac{S_0 - S}{S_0} = 1 - e^{-n} \quad (2)$$

P : 閉鎖空間における新規感染者の増加率
 C : 新規感染者数
 S_0 : (susceptibles) 感染可能性を有する人の数の初期値
 S : 一定時間経過後に感染可能性を有する人の数
 n : 感染リスクの評価単位 [quanta]

モデルを前提に、式 (3) より医者 (在室者) の口前 quanta 濃度 n_d を算定した。この際、感染者の quanta 生成率として REHVA¹⁾ が会話時において算定した 42 quanta/h を使用した。その後 n_d の値を用いて医者 (在室者) の感染リスクが 5% に達するまでの時間 $t_{5\%}$ を式 (4) より算定する。REHVA¹⁾ がオフィスにて十分低い感染リスクと述べる際に 5% という値を使用したことから、本報では十分低い感染リスクとして 5% を採用した。

$$n_d = q_{pm} \cdot \eta = \frac{q}{Q} \cdot \frac{C_d}{C_{pm}} \quad (3)$$

n_d : 医者の口前 quanta 濃度 [quanta/m³]
 q : 感染者の単位時間当たりの quanta 生成量 [quanta/h]
 q_{pm} : 完全混合時の室 quanta 濃度 [quanta/m³]
 η : 完全混合濃度に対する医者の口前トレーサーガス濃度比
 Q : 室換気量 [m³/h]
 C_d : 医者の口前トレーサーガス濃度
 C_{pm} : 完全混合時の室平均トレーサーガス濃度

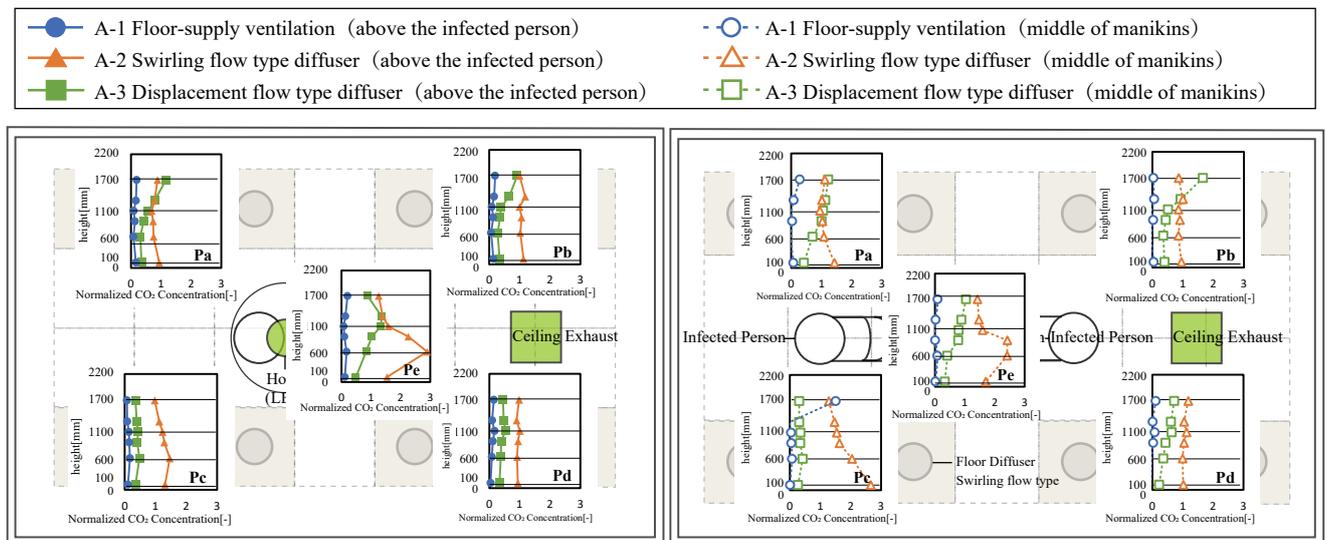
$$t_{p\%} = -\frac{\ln(1 - P/100)}{n_d \cdot P_d} \quad (4)$$

$t_{p\%}$: 医者 (在室者) の感染リスクが P% に到達するまでの時間 [h]
 n_d : 医者 (在室者) の口前 quanta 濃度 [quanta/m³]
 P : 閉鎖空間における新規感染者の増加率
 P_d : 医者 (在室者) の呼吸量 [m³/h]

3. 結果・考察

3.1 CO₂ 規準化濃度の空間分布

フード排気量 100 m³/h (天井排気量 890m³/h) の条件において、排気口における流量重みづけ濃度で規準化した CO₂ トレーサーガス濃度の空間分布を Fig.7 に示す。全面床吹出しでは、Case A, Case B どちらも規準化濃度が 0 に近く、フードで捕集できない場合に関しても一方向に排気されることが分かる。置換換気型では、濃度成層が確認され上昇気流の形成が示唆されるが、全面床吹出しより室内気流に乱れが確認できる。旋回流型では、呼気発生点付近 (Case A: Pe, Case B: Pa, Pc, Pe) で下降気流の存在が示唆され、その他測定点では規準化濃度が 1 に近いことから呼気は下降後に混合すると考えられる。旋回流型では、ディフューザー 1 つ当たり 125 m³/h という大きな給気量により、ディフューザー間で循環流による下降気流が生じると考えられる。



(a) Case A (Hood Flow Rate: 100 m³/h)

(b) Case B (Hood Flow Rate: 100 m³/h)

Fig.7 Space Distribution of Normalized CO₂ Concentration

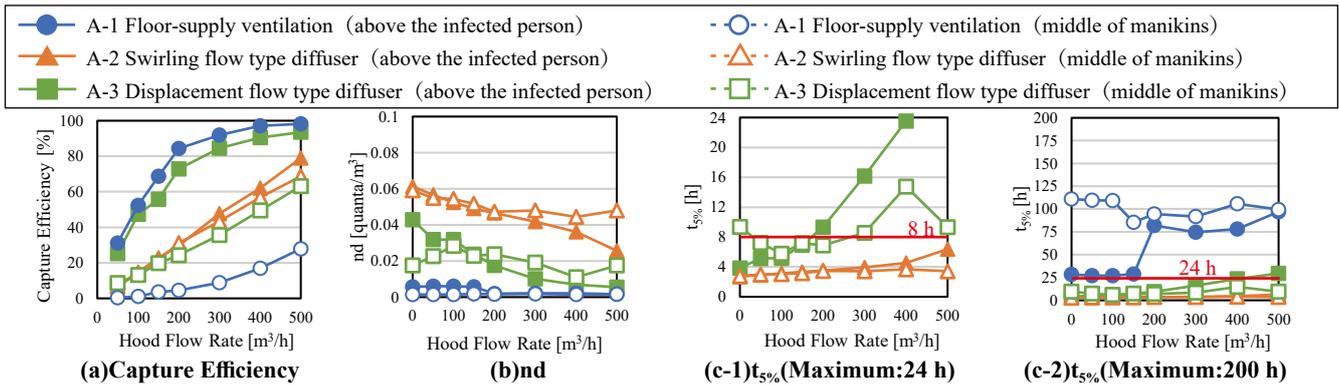
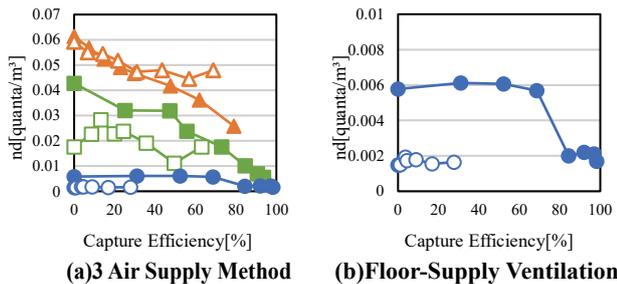
Fig.8 Experimental Results of Capture Efficiency, nd and $t_{5\%}$ 

Fig.9 Relationship between Capture Efficiency and nd

3.2 捕集率、感染リスクの算定結果 (Case A 診察室)

Case A, Case B におけるフード捕集率、感染リスクの算定結果を Fig.8 に示し、本節では Case A の結果に着目する。まず、捕集率は「全面床吹き出し>置換換気型>旋回流型」の順番になる。このことから、やはりフードの捕集性能は周辺気流の乱れを大きく受け、静穏な気流を形成する全面床吹き出しとフードの組み合わせの有効性は明らかである。感染リスクを給気方式毎に比較すると、全面床吹き出しでは $t_{5\%}$ の値は常に 24 時間を超え、感染に対して十分に安全と言え、置換換気型では、フード導入時（フード排気量 200 m^3/h 以上） $t_{5\%}$ の値は一般的な勤務時間の最大値を想定した 8 時間を超え、比較的安全と言える。一方、旋回流型では、 $t_{5\%}$ の値は常に 8 時間を超えず、安全とは言えない。以上の結果から全面床吹き出しにおいて感染リスクが最も低く、提案システムの高い感染対策性能が確認できる。

3.3 捕集率、感染リスクの算定結果 (Case B 診察室以外)

本節では Case B の結果に着目する。捕集率は「旋回流型>置換換気型>全面床吹き出し」の順番になり、全面床吹き出しとフードの組み合わせの有効性は確認できない。Case A と Case B を比較すると、上向き気流が生じる全面床吹き出し、置換換気型ではフード位置の影響が大きく、上昇した呼吸を捕集する位置にフードを導入することが必要だと考えられる。また、旋回流型では下降流と混合の影響により、フード位置の影響をほとんど受けないことがわかる。

感染リスクを給気方式毎に比較する。全面床吹き出しでは、 $t_{5\%}$ の値は常に 24 時間を超え感染に対して十分安全と言え、置換換気型では、概ね $t_{5\%}$ の値は 8 時間付近であり

比較的安全と言える。一方、旋回流型では、 $t_{5\%}$ の値は 4 時間を超えず安全とは言えない。以上から全面床吹き出しにおける高い感染対策性能が示される。ここで、フード排気量に伴う感染リスクの変化の仕方に着目する。Case A では全面床吹き出しと置換換気型においてフードを導入することによる感染リスクの低下が確認できるが、Case B においてフード排気量の変化に伴う感染リスクの変化はわずかであり、フード導入による効果はほとんど見られない。フード捕集率と nd の関係を示す Fig.9 からも、Case B においてはフード捕集率の上昇に伴う感染リスクの低下は小さく、フード導入後も在室者口前に届く呼吸を捕集できないと分かる。以上から、診察室以外において全面床吹き出しとフードの組み合わせによる効果は得られず、全面床吹き出しの示す高い感染対策性能は給気量 1000 m^3/h における全面床吹き出し単体の性能によるものと考えられる。そのため、一般的な給気量の室への局所排気フードの導入には慎重な検討が求められる。

4 . まとめ

本報では、診察室への導入において全面床吹き出しとフードの組み合わせの有効性を確認し、診察室と診察室以外における提案システムの高い感染対策性能を確認した。しかし、診察室以外においては 1000 m^3/h の給気量による影響が大きく、導入には慎重な検討が必要だと考えられる。今後は換気量に関する検討が求められる。

謝辞

なお、本研究は、科研費基礎研究 (B)21H01492、挑戦的研究 (萌芽)19K22011、及び令和 2 年度大阪大学医学部附属型コロナウイルス対策研究開発助成を受けたものである。

参考文献

- 1) REHVA : COVID-19 guidance document version4, 2021
- 2) 小森、山中、小林智広、崔ナレ、小林典彰：横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究 (その 2) フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響、日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1453-1454, 2021. 9
- 3) 張 韜, 山中 俊夫, 小林 知宏, 崔 ナレ, 小林 典彰, 吉原 隼: 診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 (その 1) CFD 解析によるヒト由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能の検討, 令和 3 年度 (第 51 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-16
- 4) 吉原 隼, 山中 俊夫, 小林 知宏, 崔 ナレ, 小林 典彰, 張 韜: 診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 (その 2) 対面者からの飛沫核暴露による在室者の感染リスクに関する検討, 令和 3 年度 (第 51 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-17
- 5) Riley EC, Murphy G, Riley RL. Airborne spread of measles in a suburban elementary school. American Journal of Epidemiology 1978; 107: 421-432.

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 (その6) 各給気方式における模擬唾液飛沫による感染リスク評価

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part6) The Effect of Air Supply Systems on Infection Risk Using Artificial Saliva

○吉原 隼 (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)

小林 典彰 (大阪大学) 張 靱 (大阪大学) 藤原 碧海 (大阪大学)

Jun YOSHIHARA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹

Narae CHOI*¹ Noriaki KOBAYASHI*¹ Ren ZHANG*¹ Aoi FUJIWARA*¹

*1 Osaka University

In this paper, a local exhaust system is introduced into the consultation room to explore more effective ventilation measures in order to prevent infection. In order to reveal the effect of the combination of floor-supply ventilation and hoods, we compared the case of air supply system using a swirling-type floor diffuser and a displacement type floor diffuser. This study carried out the experiment in a full-scale model and infection risk due to exposure to droplet nuclei from infected person in front was estimated by using artificial saliva.

はじめに

2019年秋より感染が確認された新型コロナウイルス感染症 (Coronavirus disease 2019: COVID19) の感染経路の一つとして、空気中を漂う飛沫核による空気感染が挙げられる。一般に室全般換気は近接会話時には効果が期待されない¹⁾ことから、本研究では咳や会話によって排出された飛沫核に対し、局所排気装置 (フード) を用いて除去することを狙う。小森ら²⁾によりフードの捕集性能は周辺気流に大きく影響されることから、静穏な気流場を形成することのできる全面床吹き出し空調との併用換気システムを提案する。既報³⁾において、全面床吹き出し空調と組み合わせた場合、給気量 1,000 m³/h (50 ACH) において発生源 (患者) の頭上に適切な排気量でフードを設けることで対面者 (医者) の COVID19 に対する感染リスクは十分に小さくなること示された。本報では、前報⁴⁾に引き続き、全面床吹き出し空調とフードの組み合わせの効果を検証するため、旋回流型床吹き出しディフューザー及び置換換気型床吹き出しディフューザーを用いて給気した場合と比較する。また発生源の位置が特定しやすい診察室 (フード位置: 患者頭上) 以外にも、診察室以外への応用 (フー

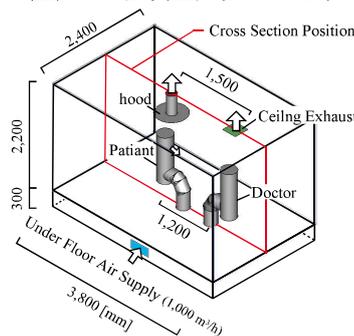


Fig.1 Experiment Room

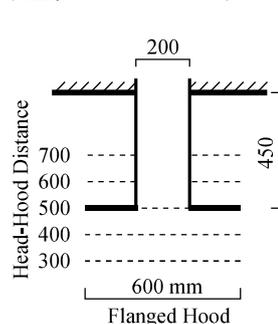


Fig.2 Details of Hood

ド位置: 人体間) を検討する。前報⁴⁾ではフードの捕集率及び医者 の口前濃度について、会話による飛沫核として発生させたトレーサーガス (CO₂: He = 5:3) を用いて算出した結果について記載したが、本報では、飛沫・飛沫核の挙動を蒸発や沈着も考慮して評価するために、トレーサーガスと同時に噴霧化し発生させた、模擬唾液粒子から算出した感染リスクの結果について、前報⁴⁾ (CO₂ から算出) との比較も踏まえて報告する。

1. 実験概要

1.1 実験設備及びパラメーター

実験空間の鳥観図を Fig.1 に示す。室内に HEPA フィルターを通した空気を給気することで、クリーンルームとして機能するチャンバーを構築した。また既報³⁾に引き続き、給気量は 1,000 m³/h (50 ACH) で固定される。フード形状は小森ら²⁾において、横風気流下で捕集性能の最も高かったフランジ型を用いる (Fig.2)。実験条

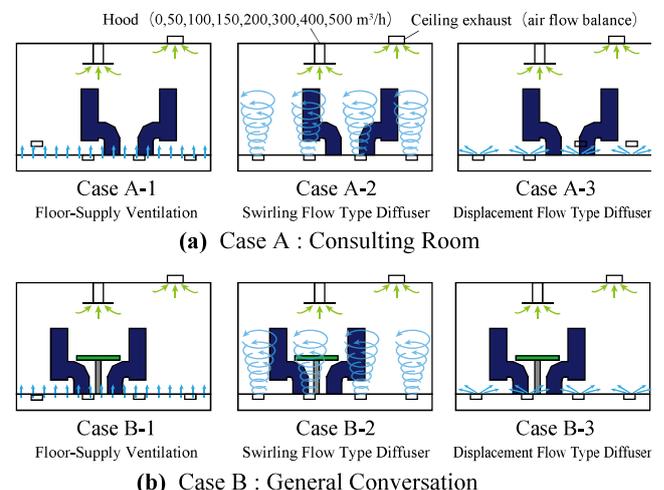


Fig.3 Concepts of Experimental Conditions

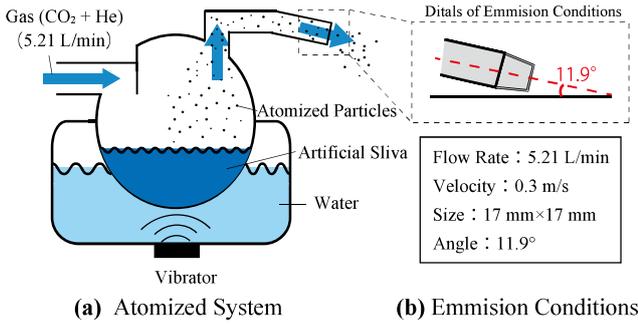


Fig.4 Emmission Conditions

件の概要を Fig.3 に示す。実験条件は前報⁴⁾と同じであり、全面床吹き出し空調、旋回流型床吹き出しディフューザー、置換換気型床吹き出しディフューザー、の三種類の換気手法を比較する。発生源の位置が特定しやすい診察室（フード位置：患者頭上 (Fig.3 (a)) 及び診察室以外への応用（フード位置：人体間 (Fig.3 (b)) を検討する。それぞれの条件に対してフードの排気量を 8 段階で変化させる（計 48 条件）。

1.2 実験条件及び模擬唾液飛沫・飛沫核発生方法

トレーサーガス及び模擬唾液粒子の発生条件を Fig.4 に示す。会話により患者の口から発生した飛沫核を、気流と共に挙動するものとして、空気と同じ密度とするため CO₂ : He = 5 : 3 とし混合させる。また蒸発、沈着の影響を考慮するために、模擬唾液粒子を噴霧化させて発生する。ネブライザーにトレーサーガスを吹き込むことでトレーサーガスと模擬唾液粒子を同時に発生させる。模擬唾液は尾方ら⁵⁾を参考にし水 1L に対して、塩化ナトリウム 12 g とグリセリン 76 g を加え、粘性を調整した。風速、風量は前報³⁾に記載する発話時の呼気風速及び呼吸量の測定実験により得られた風速 0.30 m/s、角度 11.9°（鉛直下向き）、呼吸量 5.21 L/min（口の大きさ 17.04 mm × 17.04 mm）を再現するため、吹き出し口を 3D プリンターで作成した (Fig.5(d))。また呼気風速及び呼吸量の測定実験³⁾はマスクをせずに行ったことから、マスクをしない場合の会話を再現する。実験に用いたネブライザーの会話の再現性を確認するため、天井排気口 (Fig5 (a))、発生直後 (Fig5 (b))、医者口前 (Fig5 (c)) での粒径及び個数の測定を行った。また測定には天井排気口及び医者口前はハンドヘルドパーティクルカウンター (3889-01 KANOMAX)、発生直後の点においては PDA (Dantec Fiber PDA) を用いた。PDA 装置及び測定原理については同報⁶⁾に記載する。また計測した全粒子の代表粒径として、D_s : ザウター径算を式 (1) を用いて算出した。

$$D_s = \frac{\sum n_i \cdot D_i^3}{\sum n_i \cdot D_i^2} \quad (1)$$

D_s : ザウター径 [μm]
 n_i : 各粒形範囲の個数 [-]
 D_i : 各粒形範囲の代表粒形 [μm]

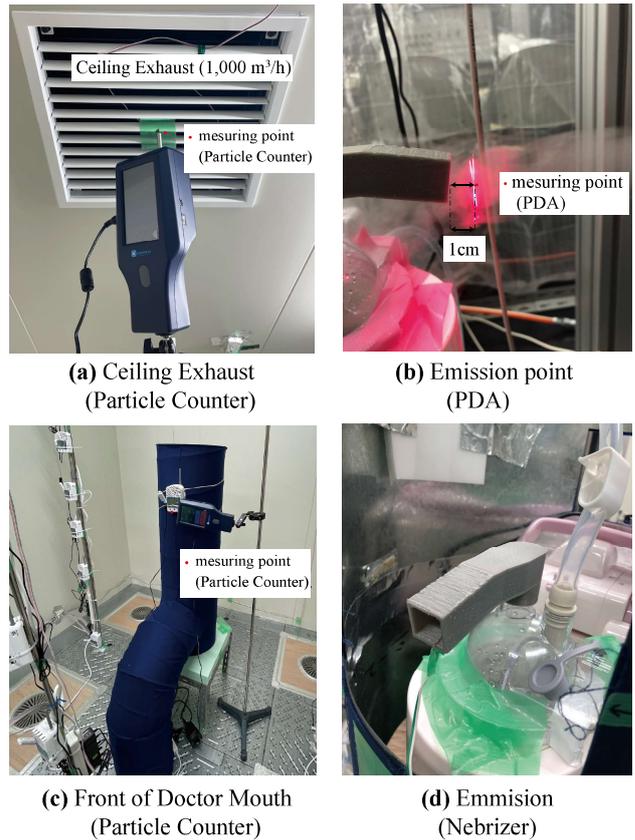


Fig.5 Picture of Mesurment

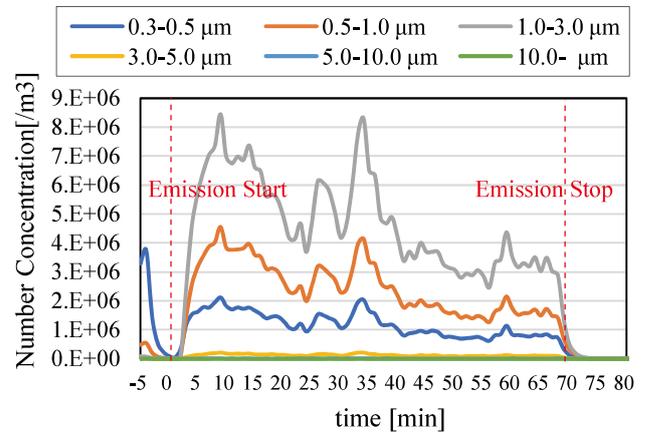


Fig.6 Number Concentration at Ceiling Exhaust (Hood 0 m³/h, Ceiling Exhaust 1,000 m³/h, Swirng Typr Diffuser)

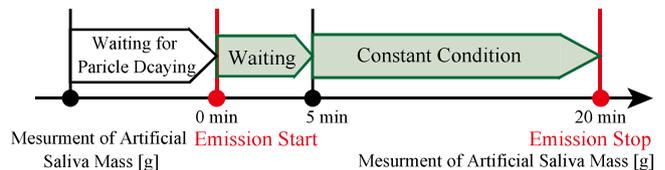


Fig.7 Experiment Time Schedule

また各粒径区分ごとの代表粒径は式 (2) で算出した。代表粒径は 0.41, 0.78, 2.15, 4.08, 7.77, 10 μm である。

$$r_r = \sqrt[3]{\int_a^b r^3 dr \cdot \frac{1}{b-a}} \quad (2)$$

r_r : 代表粒形 [μm]
 a : 粒形範囲の最小値 [μm]
 b : 粒形範囲の最大値 [μm]

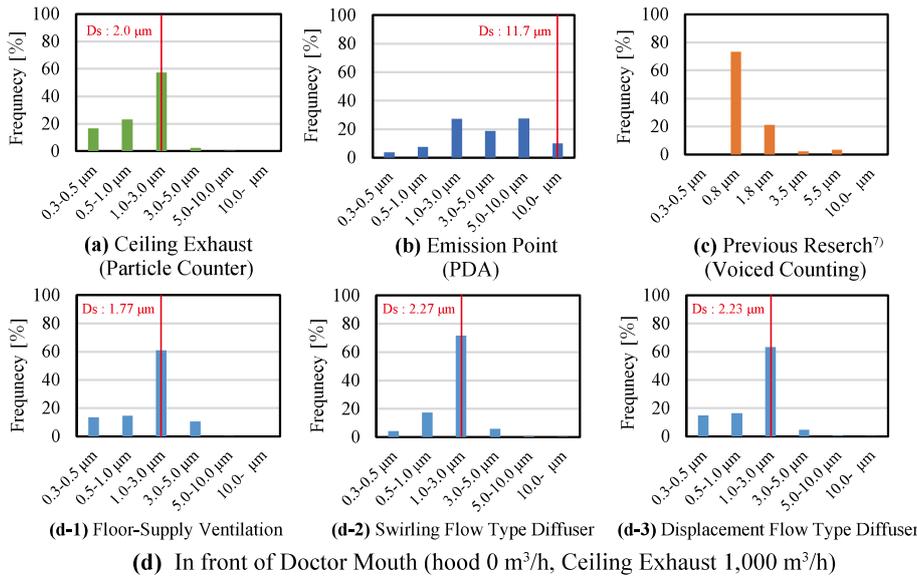


Fig.8 Frequency Distribution of Diffrent Mesurment Point (Comparson to Previous Reserch⁷⁾)

Table 1 Droplet Size Transformation (Source : W, Yang et al.⁸⁾)

RH	Experimentally Derived $D_{eq}D_i^*$ ratios
10%	0.391
20%	0.395
30%	0.398
40%	0.401
50%	0.427
60%	0.437
70%	0.499
80%	0.464
90%	0.502

* D_{eq} : Equilibrium, or final, diameters
 D_i : Initial droplet diameter

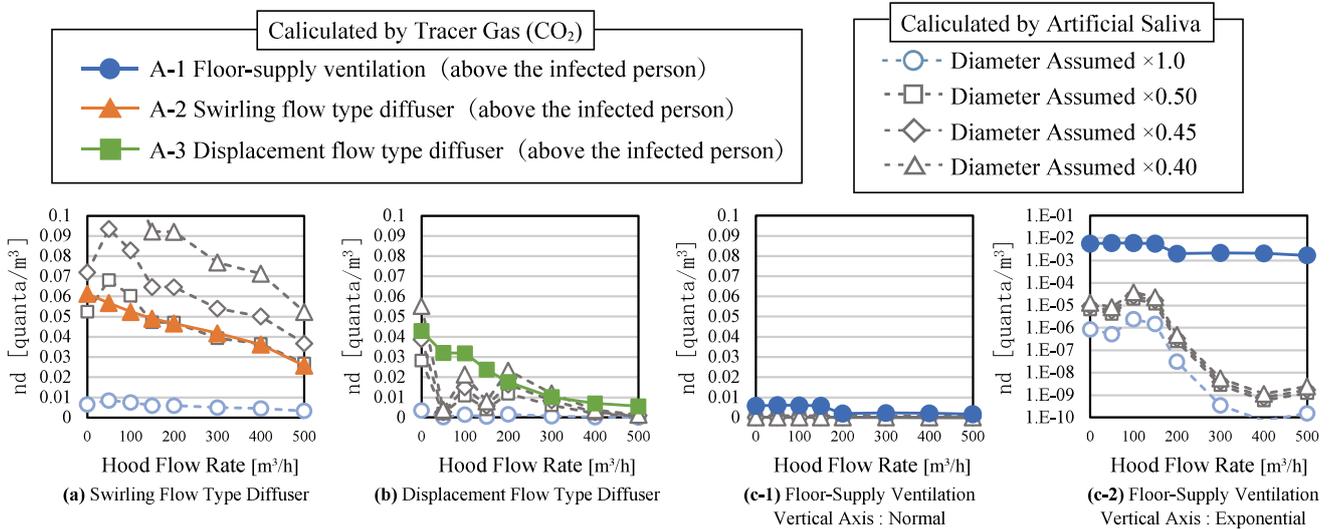


Fig.9 Comparison of n_d (quanta Concentration in front of Doctor Mouth) Calculated by Tracer Gas and by Artificial Saliva

測定結果より算出した粒径分布及びザウター径を Fig. 8 (a), (b), (d) に示す。また既往研究⁷⁾における数字をカウントした場合の粒径分布を Fig.8 (c) に示す。結果より、発生直後 (Fig. 8 (b)) は既往研究と比較してかなり粒径が大きい。これは咳の粒径分布にも近く、速度は呼吸を再現できている (0.30 m/s) が、一般に気流に乗るとされない、大きな粒径 (10 μm 以上) のものが多く発生していたことが分かる。また定常状態の確認及び粒子のバックグラウンドノイズの測定として、70 分間発生させた場合の排気口で測定した個数濃度の時刻応答変化を Fig.6 に示す。結果から、HEPA フィルターを通しての給気及び大きな換気量 (1,000 m³/h = 50 ACH) の影響によりバックグラウンドノイズは非常に小さい事が分かる。また個数濃度は変化し続けており、名目換気時間は 1.2 分であることから、ネブライザーが定期的に粒子を発生していないことが考えられる。このことから Fig. 7 に示す様にノイズが十分に小さくなることを確認した後、定常待ち 5 分間、定常 15 分間で実験を行った。

2 感染リスク評価手法

感染リスク評価には前報⁴⁾同様、Welles&Riley Model を用い、 n_d : 医者 の 口 前 quanta 濃 度 及 び、REHVA⁴⁾ が用いた 5% という値を基準に、 $t_{5\%}$: 感染リスクが 5% に達するまでの時間を算出した。 n_d : 医者 の 口 前 quanta 濃 度 は 式 (3) で与えられる。

$$n_d = q_{pm} \cdot \eta = \frac{q}{Q} \cdot \frac{C_d}{C_{pm}} \quad (3)$$

n_d : 医者 の 口 前 quanta 濃 度 [quanta/m³]
 q : 感染者の単位時間当たりの quanta 生成量 [quanta/h]
 q_{pm} : 完全混合時の室 quanta 濃度 [quanta/m³]
 η : 完全混合濃度に対する医者 の 口 前 模 擬 唾 液 粒 子 体 積 濃 度 比
 Q : 室換気量 [m³/h]
 C_d : 定常状態での医者 の 口 前 模 擬 唾 液 粒 子 質 量 濃 度 [g/m³]
 C_{pm} : 完全混合時の室平均模擬唾液粒子質量濃度 [g/m³]

模擬唾液粒子の発生量は発生前後の模擬唾液の減少量を測定することにより推定する (Fig. 7)。 C_d : 医者 の 口 前 模 擬 唾 液 粒 子 質 量 濃 度 及 び、 C_{pm} : 完全混合時の室平均模擬唾液粒子質量濃度の算出のためには、水分が蒸発し液平衡状態になった状態での密度及びその粒

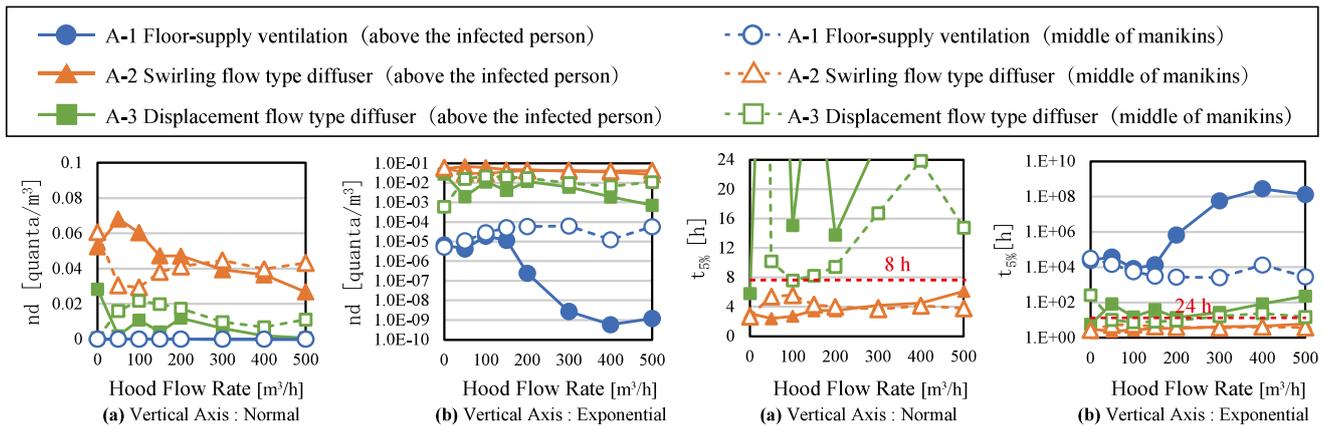


Fig.10 Comparison of n_d (quanta Concentration in front of Doctor Mouth) between each Cases (Assuming Diameter : $D \times 0.5$)

Fig.11 Comparison of $t_{5\%}$ (Time to Reach Infection Risk 5%) between each Case (Assuming Diameter : $D \times 0.5$)

径が必要となり、既往研究⁸⁾では、相対湿度 10~90% で 0.391~0.502 倍となるとされている (Table 1) ことから、最終粒径を 1.0, 0.40, 0.45, 0.50 倍として計算した場合の n_d : 医者 の 口 前 quanta 濃 度 及 び CO_2 から 算 出 した n_d の 算 出 結 果 を Fig. 9 に 示 す。最 終 粒 径 が 1.0 倍 (変 化 し ない) 場 合 は、 CO_2 から 算 出 した 場 合 より 大 き く 下 回 っ て お り、こ の 状 態 で は 発 生 量 を 過 大 に 評 価 し て いる ため、評 価 方 法 と し て 適 して い ない こ と が 分 かる。一 方 0.4 倍 と し た 場 合、旋 回 流 型 床 吹 き 出 し (Fig. 9(a)) で、 CO_2 から 算 出 した 場 合 を 上 回 る 結 果 と な っ た。沈 着、付 着 の 影 響 を 考 え る と、模 擬 唾 液 粒 子 から 算 出 した 結 果 は CO_2 から 算 出 した 結 果 より 小 さ く な る と 予 測 さ れ る が、こ れ は、ネ ブ ラ イ ザ ー の 発 生 量 が 一 定 で は ない こ と (Fig. 6) や、模 擬 唾 液 粒 子 で は 最 終 粒 径 が 0.4 倍 と は 限 ら ない 事 が 原 因 だ と 考 え ら れ る。実 際 0.5 倍 で 計 算 した 場 合 は 旋 回 流 型 吹 き 出 し (Fig. 9. (a)) の 場 合 で も よ く 一 致 し て お り、本 報 で は 最 終 粒 径 が、初 期 粒 径 に よ ら ず 0.5 倍 に な る と し て 計 算 す る。

3 感染リスクの算定結果と考察

最終粒径が、初期粒径によらず 0.5 倍になるとして計算した、各条件における、 n_d : 医者 の 口 前 quanta 濃 度 の 算 出 結 果 を Fig. 10 に $t_{5\%}$: 感 染 リ ス ク が 5% に 達 す る ま だ の 時 間 の 算 出 結 果 を Fig. 11 に 示 す。Fig. 9 に 示 す よ う に、全 面 床 吹 き 出 し の 場 合 に お い て、 CO_2 から 算 出 した 結 果 より も 感 染 リ ス ク を 低 く 算 出 し て いる も の の、そ の 傾 向 は 前 報⁴⁾ と 変 わ ら ず、「全 面 床 吹 き 出 し 空 調 > 置 換 換 気 型 床 吹 き 出 し デ ィ フ ー ザ ー > 旋 回 流 型 床 吹 き 出 し デ ィ フ ー ザ ー」の 順 番 で 感 染 リ ス ク が 低 く な っ て いる。ま た フ ー ド が 患 者 頭 上 の 場 合 と、人 体 間 に あ る 場 合 と を 比 較 す る と、全 面 床 吹 き 出 し 空 調 に お い て フ ー ド 流 量 が 200 m³/h 以 上 で 患 者 頭 上 に あ る 場 合、感 染 リ ス ク の 低 下 (フ ー ド の 効 果) が 非 常 に 大 き く な り、全 面 床 吹 き 出 し 空 調 と フ ー ド と の 組 み 合 わ せ の 効 果 が 読 み 取 れ る。ま た フ ー ド が 人 体 間 に あ る 場 合 は、フ ー ド

排 気 量 を 上 昇 さ せ て も 効 果 が あ ま り ない こ と から、診 察 室 以 外 へ の 応 用 に は さ ら な る 改 善 が 必 要 だ と 考 え ら れ る。ま た $t_{5\%}$: 感 染 リ ス ク が 5% に 達 す る ま だ の 時 間 は 全 面 吹 き 出 し 空 調 で は、フ ー ド 導 入 以 前 から 十 分 に 低 い (24 h 以 上) 事 や、換 気 量 が 一 人 当 た り 500 m³/h と 大 き い こ と から、フ ー ド 導 入 の 効 果 より、換 気 方 式 の 効 果 の 方 が 大 き い と い う 結 果 と な っ た。

おわりに

本 報 で は 前 報⁴⁾ と 同 様 の 実 験 に つ い て、模 擬 唾 液 飛 沫 から 算 出 した 感 染 結 果 に 基 づ き 考 察 した。結 果、全 面 床 吹 き 出 し 空 調 と フ ー ド の 組 み 合 わ せ の 効 果 が 示 さ れ、ま た フ ー ド が 人 体 間 に あ る 場 合 で 大 き な 効 果 は 見 ら れ な っ た。今 後 は 一 般 的 な 換 気 量 の 場 合 の 実 験 が 求 め ら れ る。

謝 辞

な お、本 研 究 は、科 研 費 基 盤 研 究 (B)21H01492、及 び 令 和 2 年 度 大 阪 大 学 医 学 部 新 型 コ ロ ナ ウ イ ル ス 対 策 研 究 開 発 助 成 を 受 け た も の で あ る。

参 考 文 献

- 1) REHVA : COVID-19 guidance document version 4, 2021
- 2) 小森美晴、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰: 横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究 (その2) フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp1453-1454, 2021. 9
- 3) 吉原隼、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、張 韌: 診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究, (その4) CFD解析及び実大模型実験による会話飛沫核に伴う対面感染リスクに関する検討, 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 [2022. 9. 14 ~ 16 (神戸)], pp 85-88
- 4) 藤原碧海、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、吉原隼、張 韌: 診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究, (その5) 各給気方式におけるトレーサーガスによる飛沫核感染リスク評価, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2023. 3, 掲載予定
- 5) 尾方壮行、市川真帆、堤仁美、有賀隆男、堀賢、田辺新一: 模擬咳発生装置による飛沫沈着量分布の測定, 日本建築学会環境系論文集, 83-743 (2018-1), pp. 57-64
- 6) 張 韌、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、吉原隼、藤原碧海: 診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究, (その7) 咳による飛沫の拡散特性とその対策の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2023. 3, 掲載予定
- 7) L. Morawska, G.R. Johnson, Z.D. Ristovski, M. Hargreaves, K. Mengersen, S. Corbett, C.Y.H. Chao, Y. Li, D. Katoshevski : Size distribution and sites of origin of droplets expelled during expiratory activities, 2009, Journal of Aerosol Science, 40(3). pp. 256-269
- 8) Wan Yang, Linsey C. Marr : Dynamics of Airborne Influenza A Viruses Indoors and Dependence on Humidity, PLoS ONE, June 2011, Volume 6, Issue6, e21481

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 (その7) 咳による飛沫の拡散特性とその対策の検討

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part 7) Study of Spreading Characteristics of Droplets from Coughing and the Countermeasures

○張 韌 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)

小林 典彰 (大阪大学) 吉原 隼 (大阪大学) 藤原 碧海 (大阪大学)

Ren ZHANG*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Narae CHOI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹

Noriaki KOBAYASHI*¹ Jun YOSHIHARA*¹ Aoi FUJIWARA*¹

*¹Osaka University

In order to understand the generation characteristics of cough droplets while wearing a mask and thus be able to reproduce the behaviour of droplets realistically. This paper used PDA (phase doppler anemometer) to measure the velocity and diameter of droplets escaping from the front and side slits of the mask. Also, the pressure loss characteristics of the mask material were also measured in order to investigate the effect of the passability of the mask material on the particle generation characteristics.

1. はじめに

コロナの空気感染、飛沫感染が明らかになり、感染換気対策の重要性が認識された。また、コロナの初確認から3年が経過した、海外で“脱マスク”が進んでおり、アフターコロナを見据えた対策が必要になる。本研究では、流行中及び流行後の診察室における感染予防策に着目し、局所換気の導入を提案する。

前報¹⁾より、マスク着用しない場合は、局所排気システムは咳によって生じる飛沫の拡散抑制に十分ではないことが示唆された。局所排気システムの能力範囲を更に検証する為に、マスクから漏れた咳飛沫について考察する必要がある。そこで、本報では、マスク着用時の咳飛沫の発生性状を把握することを目的とし、PDA位相ドップラー流速計を用いてマスクの正面及び側面隙間から漏れた飛沫の発生性状を計測した。また、マスク素材の圧力損失特性を測定し、素材の

通過性が飛沫の発生性状に与える影響を検討した。

2. マスク素材の圧力損失特性

本研究では同社製の3種類医療用マスク及び一般的な不織布マスクを使用した。3種類医療用マスクは横175mm×縦95mmと同じであり、それぞれは「JIS T9001：医療用マスク・一般用マスクの性能要件及び試験方法」に定めた医療用マスククラスⅠ (MS1)、クラスⅡ (MS2)、クラスⅢ (MS3) に適合する。簡易不織布マスクの寸法 (SNW) は横175mm×縦94mmである。各マスク素材の通気特性を定量的に比較するために、自由場とみなせる大空間を有する大阪大学の実験室内にて測定を実施した。

マスク圧損実験で使用する測定システムを **Fig.1** に示す。アクリルパイプの片端にマスクをかけ、先端から20mmの壁面に4つの穴を開け、4つの測定孔はそれぞれビニルチューブに接続され、コネクタを

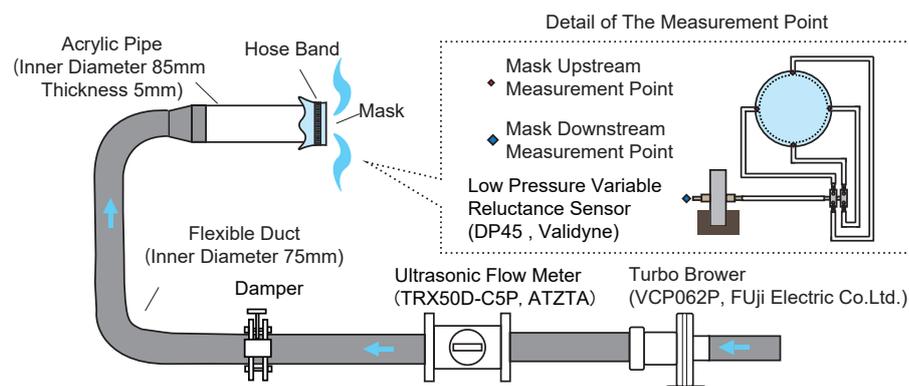


Fig.1 Pressure loss measurement system

介して1本のチューブに収束し、微差圧計 (DP45, Validyne 社製) の片側に接続されている。微差圧計の反対側は、室内の自由場に直接接続されており、流量を変えてマスク前後の圧力差を計測した。測定システムには、動力源にダクトファンを使用し、風量は超音波流量計 (TRX50D-C/5P, ATZTA) を用いて測定する。超音波流量計の信号は電流の形で、微差圧計の信号は電圧の形で出力され、データロガー (NR-500, KEYENCE 社製) を用いて記録される。

マスク素材の圧力損失特性は Fig.2 に示す。図に示すように、マスクの圧力損失 ΔP は通常的な配管の場合と異なり、 V^2 に比例せず、低レイノルズ数の流れ特性を示す。結果から、3種類の医療マスクの圧損特性が近く、簡易マスクの圧力損失が医療用マスクより小さく、通過性が高いことがわかった。

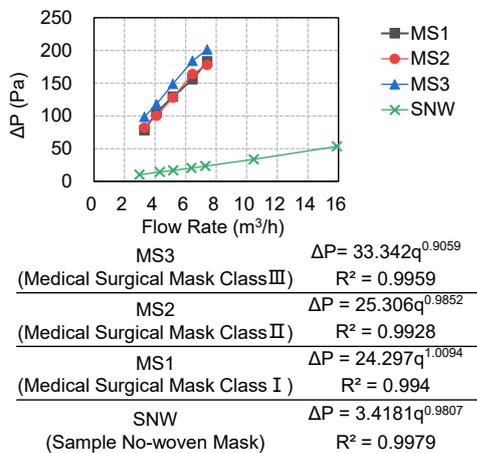


Fig.2 Pressure loss properties of each masks

3. 位相ドップラー流速計 PDA

位相ドップラー流速計 PDA とはレーザー流速計 (LDV, LDA) の応用技術の一種である。他のレーザー流速計と同様に、2本のレーザーの交差点に通過した粒子からのドップラ信号を検出器で測って、周波数差から流速を計測する。それに加え、PDA は空間的に離れた2台の検出器を使い、2つ検出器のドップラ信号に位相差が粒径に比例することで粒径と速度を同時に測定できる。本研究ではPDA (FiberPDA, Dantec 社製) を使い、レーザーの交差点での粒子一方向速度成分を測定する。精度高い粒径測定範囲は $0.5 \mu m \sim 1mm$ である。PDA 装置の構成は Fig.3 に示す。

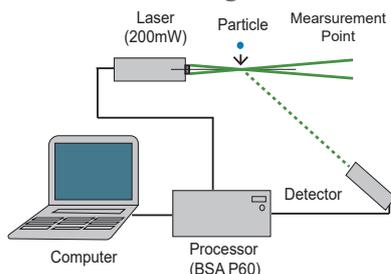


Fig.3 Phase doppler anemometer (PDA)

4. 実験方法

PDA を用いて、マスク着用して咳をする際にマスクの正面及び側面隙間から漏れた飛沫の速度と粒径を計測した (Fig.4)。実験で使用した PDA のレーザーによる人体への傷害を考慮し、模擬咳発生装置を使用して咳を発生した。また、顔輪郭を再現するために、咳発生装置はマネキンと組み合わせた。咳発生装置には蒸留水を使用して、飛沫を模擬した。

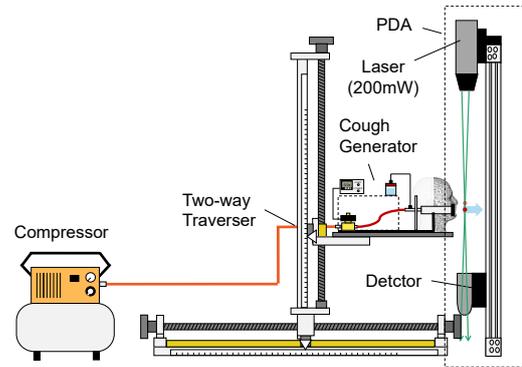


Fig.4 Droplet measuring device

本実験の測定点はマスク正面での一箇所、及びマスク側面隙間での一箇所である。Fig.5 示すように、正面測定点はマスク正面から 5mm にあり、前向き速度を測定した。側面隙間測定点は開口部の中心高さで、医療用マスクの端から 5mm (簡易マスクは 15mm) の距離で離れ、横向き及び後向きの速度を測定した。正面測定点では、4種類のマスクをつける条件とマスクなしの参照条件、計5条件、側面測定点では、4種類のマスクごとに2方向速度、計8条件を測定した (Table1)。

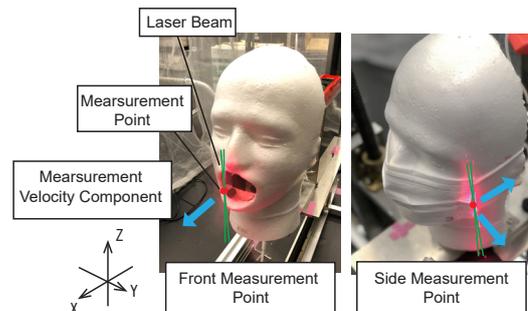


Fig.5 Measurement points and the direction

Table1 Measurement condition

Point	Case	Direction	Mask
Front	FX_N	X	No Mask
	FX_MS1	X	Medical Mask Class I (MS1)
	FX_MS2	X	Medical Mask Class II (MS2)
	FX_MS3	X	Medical Mask Class III (MS3)
	FX_SNW	X	Sample No-woven Mask(SNW)
Side	SY_MS1	Y	Medical Mask Class I (MS1)
	SY_MS2	Y	Medical Mask Class II (MS2)
	SY_MS3	Y	Medical Mask Class III (MS3)
	SY_SNW	Y	Sample No-woven Mask(SNW)
	SX_MS1	-X	Medical Mask Class I (MS1)
	SX_MS2	-X	Medical Mask Class II (MS2)
	SX_MS3	-X	Medical Mask Class III (MS3)
	SX_SNW	-X	Sample No-woven Mask(SNW)

咳発生に伴うマスクの濡れを考え、3秒間隔で咳を発生、5回咳ごとにマスクを交換した。十分なデータを取るために、正面測定点では50回以上、側面測定点では75回以上の咳を計測した。

5. 測定結果

5.1 流速と粒径との相関性

マスクによって妨げられる飛沫の速度は、飛沫の大きさに影響される可能性を考え、マスクから漏れた飛沫の速度と粒子径の相関性を検討した。Fig.6の横座標は粒径、縦座標は速度、点の色はカーネル密度を表す。図より、今回測定したすべての条件において、粒子径と速度の相関は有意ではなく、異なるサイズの飛沫の速度は、それぞれ広く分布している。

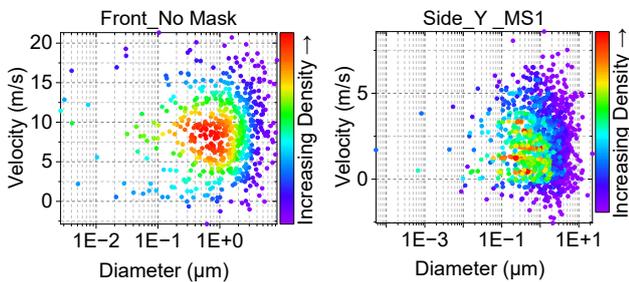


Fig.6 Kernel density for particle velocity-size

5.2 飛沫速度分布

1) 正面測定点

正面測定点においては、マスクなし条件での速度測定結果は Fig.7 に示し、平均値は 8.74m/s、最大値 21.33m/s と測定し、正規分布が見られた。3種類の医療マスク条件に粒子は検出されなかった。簡易不織布マスク条件には少量の粒子データを得たが、平均速度は 0.31m/s までに大幅に低下し、マスクが正

面への飛沫拡散防止に有効であることが分かった。

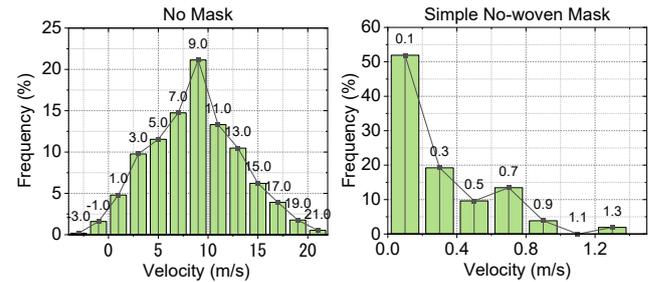


Fig.7 Velocity distribution at the front measurement point

2) 側面測定点

側面測定点においては、各条件の横方向速度分布を Fig.8a、後ろ向き速度分布を Fig.8b に示す。側面測定点での平均横向き速度は、外向き SY_MS1 (2.32m/s) > SY_MS2 (2.08m/s) > SY_MS3 (1.75m/s) > SY_SNW (1.05m/s)、平均後ろ向き速度は SX_MS1 (3.49m/s) > SX_MS3 (3.27m/s) > SX_MS2 (2.78m/s) > SX_SNW (2.28m/s) となっている。また、最大速度は、横向き速度は 8.93m/s、後ろ向き速度は 11.42m/s に達す。マスクを着用して咳をする際、側面隙間から漏れる飛沫の初速度が速く、飛沫拡散の再現にはその影響を無視できないと考えられる。素材通過性が飛沫流速に及ぼす影響については、通過性がより良い簡易マスクの速度は著しく小さいが、3つの医療マスクの速度が近似していきおり、速度と通過性との相関は明らかになっていない。

横方向速度は、各条件で 10 ~ 20% の $v < 0$ データが見られ、マスクなしの条件より頻度高い。マスク側面隙間から漏れた粒子の運動は、完全に外向きではなく、一定の広がり角度を持っている拡散することを分かった。しかし、本実験で用いた PDA 流速計は多方向速度成分を同時に測定できない為に、広がり

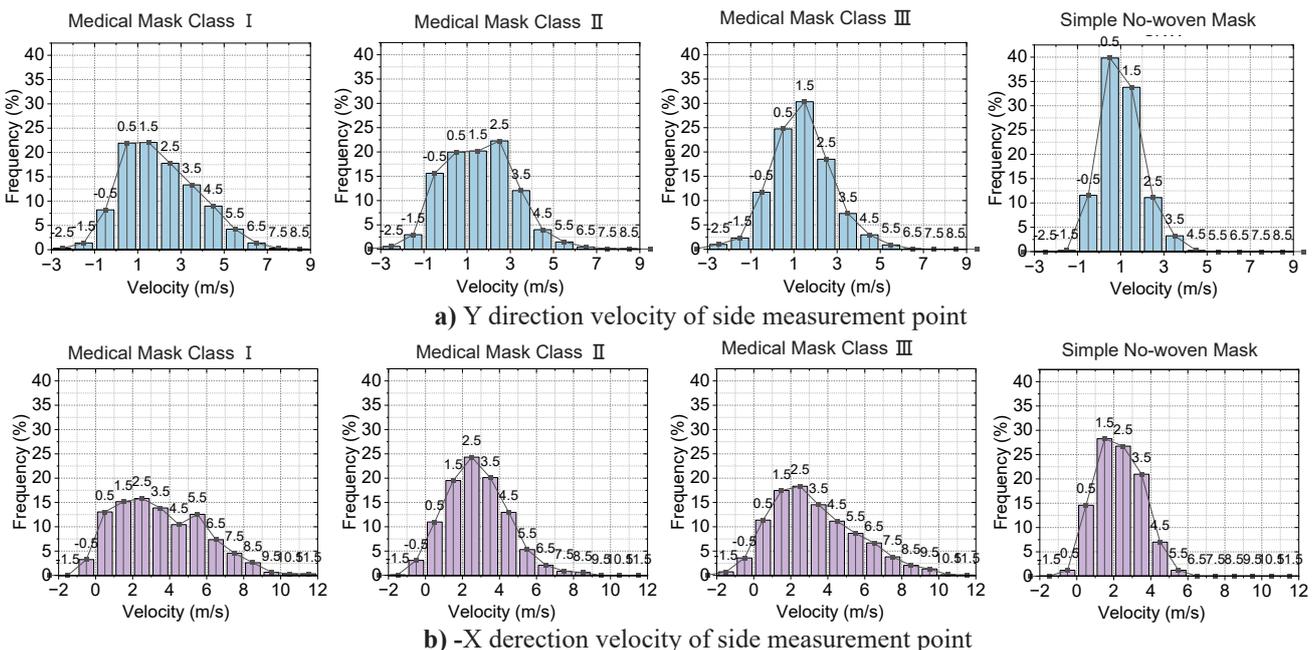


Fig.8 Velocity distribution of each condition at the side measurement point

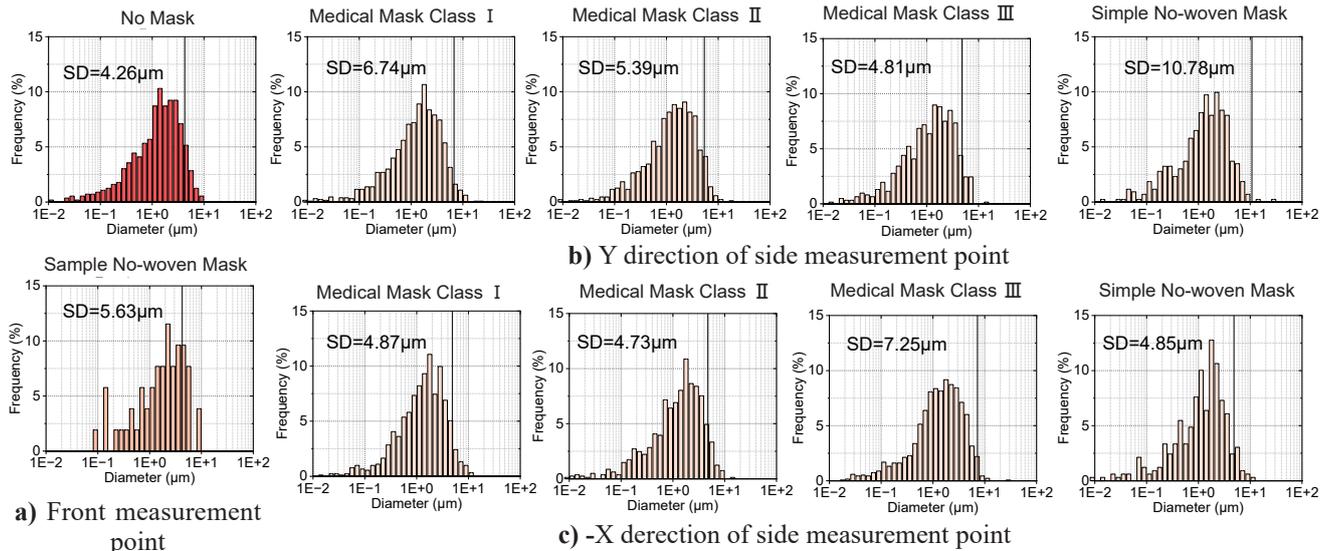


Fig.10 Size distribution of each condition at the front and side measurement point

角度を検討し難い。

飛沫発生角度 A 及び速度大きさは Fig.9 のように定義され、それぞれは式 1 と 2 により横向き及び後向き平均速度から算出した。3 種類マスクの平均飛沫発生角度 A は 27.39° 、速度は 3.59m/s 、簡易はマスク発生角度 A は 24.71° 、速度は 2.51m/s と得られた。

$$|v| = \sqrt{v_x^2 + v_y^2} \quad (1)$$

$$A = \tan^{-1} \frac{v_y}{v_x} \quad (2)$$

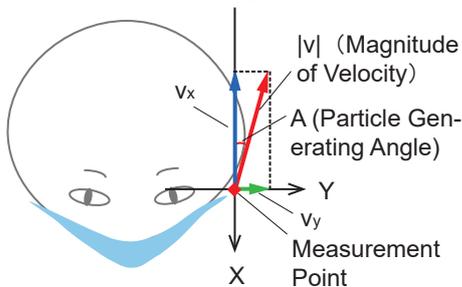


Fig.9 Definition of occur angle and velocity magnitude

5.3 飛沫粒径

本実験のすべての条件での粒径分布は Fig.10 に示すように、マスクなしとマスク側面隙間 (MS1、Y 方向) の分布に近い。マスクが側面隙間から漏れる飛沫の粒径分布に及ぼす影響は薄いことが示唆された。本実験で得られた粒径データ全体を用いて、咳による発生される飛沫の粒径平均値は $1.89 \mu\text{m}$ 、平均ザウター径は $6.18 \mu\text{m}$ (式 (3) より) と算出した。

$$\text{ザウター径 } 2D = \frac{\sum q_5}{\sum q_3} \quad (3)$$

6. まとめ

本文で、位相ドップラー流速計 PDA を用いて、4 種類のマスクを着用する時にマスクの正面及び側面隙間から漏れた咳由来飛沫の速度と粒径を計測し、以

下の結果を得られた。

- 1) マスクが正面からの飛沫拡散防止には非常に有効である。しかし、防護性が高いと思われる医療用マスクでも、側面から漏れ出す粒子の平均速度は 3.59m/s で、最大速度は 11.42m/s を超える。医療用マスクの場合は平均飛沫発生角度 A は 27.39° である。
- 2) マスクが側面隙間から漏れる飛沫の粒径分布に及ぼす影響は薄く、咳による発生される飛沫の粒径平均値を $1.89 \mu\text{m}$ 、飛沫の平均ザウター径は $6.18 \mu\text{m}$ である。

7. 考察

本論文では、マスク正面と側面から漏れる飛沫の速度と粒径のみを測定しているが、実際にはマスクの上下の隙間を無視できず、さらなる測定しなければならない。

また、本実験でマスクの隙間から飛散する飛沫には拡散角を持つことが分かったが、PDA の特性上、その角度を求めることができなかったため、可視化などの手段でさらに検討する必要がある。

そして、本文ではマスク素材の通過性が飛散飛沫の流速に及ぼす影響を検討したいと考えるが、3 種類の医療用マスクの通過性が類似しているため、流速結果の差は少なく、より広範囲のマスクの試用が必要である。

謝辞

本研究は、科研費基盤研究 (B)21H01492、及び令和 2 年度大阪大学医学部新型コロナウイルス対策研究開発助成を受けたものである。

参考文献

- 1) 張, 山中, 小林, 崔, 吉原: 診察室における感染予防対策としての局所換気システム性能評価に関する研究 (その 1) CFD 解析に基よる人由来飛沫核の拡散挙動と換気による除去性能, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2022. 3, I17

卓上熱上昇気流を用いた感染予防対策に関する研究
(その1) 置換換気室に導入した場合の会話発生飛沫の挙動

**A Study on Infectious Prevention Measures Using Table Top Thermal Plume Airflow
(Part1) Behavior Prediction of Droplets Generated by Conversation in Room
with Displacement Ventilation**

○難波 和佳子 (大阪大学)
小林 知広 (大阪大学)
盛 紹宇 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学)

Wakako NAMBA*1 Toshio YAMANAKA*1 Tomohiro KOBAYASHI*1 Narae CHOI*1
Shaoyu SHENG*1
*1 Osaka University

Since the coronavirus pandemic, masks and partitions have been used to deal droplet infection, but those methods have many problems. Therefore, we aimed to block the spread of droplets and droplet nuclei by an thermal plume. In this study, CFD analysis was used and exhaled air and droplets were assumed. The results showed that droplet and exhalation diffusion could be intercepted at 2 m/s exhalation, as in conversation. In addition, it is expected that the droplets will be carried on the upward airflow, which will improve ventilation efficiency.

はじめに

新型コロナウイルス感染拡大以降、感染症対策が注目されている。飲食空間や会議室等の会話空間における飛沫感染や空気感染には、マスクやパーティションで物理的に遮る対策が多く採られるが、視界が遮られたり相手に声が届きにくい等、問題点があると考えられる。

また、換気効率の点で評価される置換換気は、上昇気流を用いることで汚染空気を希釈することなく室上部へ移動できる。しかし、会話により発生した飛沫は呼気気流により上昇気流から外れる場合もあると予想される。

そこで、会話をする感染者から発生した飛沫・飛沫核が対面する非感染者へ到達することを防ぐ方法として、人体間に上昇気流を発生させることを提案する。本研究では、置換換気と組み合わせ、卓上に熱源を置くことで熱上昇気流を発生させた。また、会話時に人の口から発生する飛沫・飛沫核のうち、飛沫については瞬時に水分を失い飛沫核になると仮定し、全てを飛沫核として扱った。上昇気流が飛沫核の挙動に及ぼす影響についてCFD解析で検討した結果を報告する。

1. 解析概要

1.1 解析領域

Fig. 1 に解析空間、Table 1 に解析手法、Table 2 に境界条件を示す。解析空間は4人がテーブルを囲む会話空間を再現した。放射解析は行わず、壁面条件は断熱とした。模擬人体の発熱量は対流熱のみを想定し 40 W/ 人とした。さらに、幅 50 mm のパネルを机の中央に設置し、

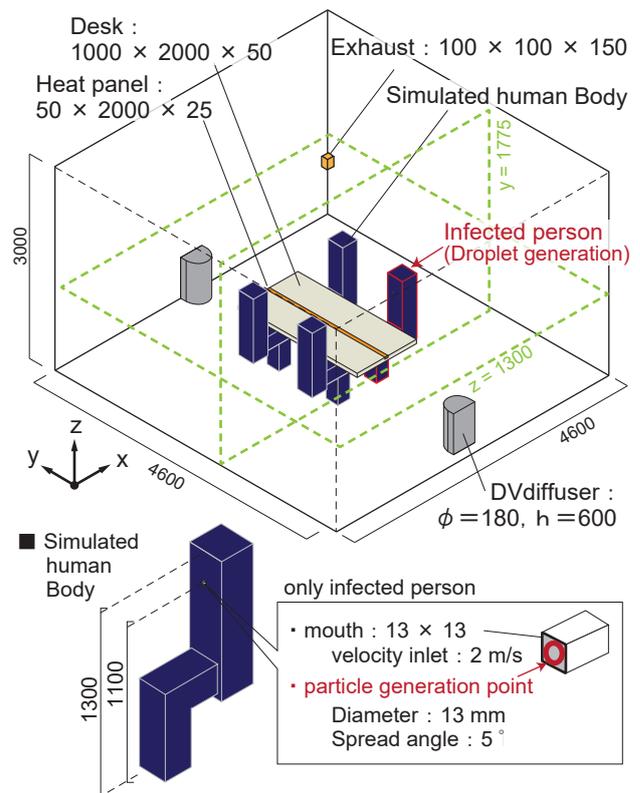


Fig.1 Analysis domain [mm]

Table 1 Boundary condition

Software	Cradle STREAM V2022
Turbulence model	Standard k-ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization scheme of convection component	QUICK
Number of cells	1,388,618

Table 2 Boundary condition

Radiation		No radiation	
Wall		Non slip	
Inlet	DV diffuser	Flow rate	300 [m ³ /h] × 2 = 600 [m ³ /h]
		Temperature	20 [°C]
	Mouth	Velocity	2 [m/s]
		Temperature	32 [°C]
Particle	Diameter		0.01, 0.1, 1 [μm]
	Density		1,375 [kg/m ³] (Fig. 3)
	Coefficient of restitution		0
	Resistance coefficient		0.44
	Velocity		2 [m/s]
	Generation time		10 [s]
	Amount	Actual number	100,000
		Parcel number	300
Outlet	Exhaust	Natural outflow	
Heat load	Simulated human body	40 [W/person] × 4 = 160 [W]	
	Heat panel	0, 50, 100, 200 [W]	

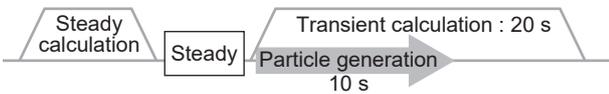


Fig. 2 Analysis procedure

面発熱させることで上昇気流を発生させた。換気手法は、気流場の乱れが少ない置換換気を採用し、壁面下部のDVディフューザー2つから給気、天井中央1か所で排気した。濃度境界面を上昇気流に影響がない高い高さに設定するため、給気量は600 m³/hとした。模擬人体のうち一体は感染者で会話によりウイルスを発生する場合を想定した。感染者の口(床上1100 mm)から呼吸を模擬した給気を2 m/s³)で行い、飛沫を模擬した粒子を発生させた。解析はパネルの発熱量と粒径を変化させた。解析条件をTable 3に示す。

1.2 粒子解析概要

解析手順をFig. 2に示す。定常解析で気流場を求めた後、20秒間非定常解析を行った。非定常解析でも気流場は解いている。粒子は前半10秒のみ発生させ、後半10秒は挙動を追った。Fig. 3に想定した飛沫の蒸発過程を示す。粒径Dの模擬飛沫²⁾(水1Lに対し、塩化ナトリウム12gとグリセロール76g)に含まれる水分が完全に蒸発し、粒径0.4Dの飛沫核になるとした。粒子密度には飛沫核密度を設定し、式(1)より算出した。

粒子吹き出し速度は呼吸と等しく、広がり角は5度とした。沈着した粒子は不活性化するとし、反発係数は0、抵抗係数は0.44とした。基本的な粒子挙動を検討するため、粒子解析に乱流拡散の影響は考慮していない。

$$\rho_{nuclei} = \frac{M_{nuclei}}{V_{nuclei}} = \frac{M_{NaCl} + M_{Glycerol}}{0.4^3 \cdot V} \quad (1)$$

- [ρ_{nuclei} : 飛沫核密度 [kg/m³]
- [M_{NaCl} : 飛沫1L当たりのNaClの質量 [kg]
- [M_{Glycerol} : 飛沫1L当たりのグリセロールの質量 [kg]
- [V : 0.001 [m³]

Table 3 Analysis cases

Heat load of heat panel [W]	Steady	Transient
	0	Case S_0W
50	Case S_50W	Case T_50W
100	Case S_100W	Case T_100W
200	Case S_200W	Case T_200W

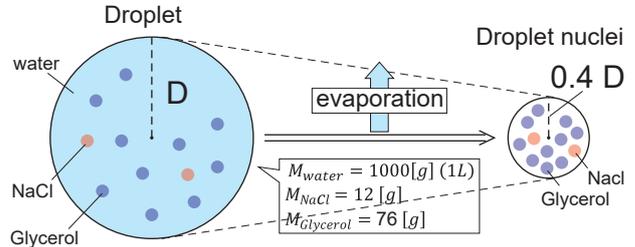


Fig. 3 Calculation of droplet density

2. 解析結果と考察

2.1 呼吸分布

定常解析結果の温度・風速の鉛直分布、規準化呼吸濃度の水平分布をFig. 4に示す。発熱体により上昇気流が発生し、温度成層が形成され置換換気の温度・濃度分布となっている。呼吸濃度の分布より、Case S_0Wでは排気気流により排気口の方向に呼吸が流れているのに対し、Case S_50W, 100W, 200Wの発熱を行った条件では発熱を行った位置で水平方向の呼吸拡散が止まっている。呼吸は上昇気流の巻き込み気流により、上昇気流と共に室上部へ運ばれたと考えられる。

次に、発熱を行った3条件を比較する。温度分布及び風速分布より、パネルの発熱量が多くなるほど上昇気流が強く発生し、気流の到達高さも高いことがわかる。濃度分布をより、Case S_50Wで室周辺の呼吸濃度が高くなった。よって、Case S_100W, 200W等発熱量が多い場合には呼吸衝突後も上昇気流を維持することができ、呼吸を効果的に排気できると考えられる。反対に、Case S_50Wのように上昇気流が弱い場合は、呼吸は誘引されるものの、低い高さに呼吸を拡散してしまうと考えられる。本報の条件では50Wと100Wの間に有効な発熱量の境界値が存在すると予測する。

2.2 粒子分布

非定常解析で粒子の挙動を考察した。Fig. 5に粒子数の時系列変化を示す。計測面は図に示す直方体である。Fig. 6に平常解析10, 15, 20秒後の粒子分布を示す。

2.2.1 0.01 μmの粒子について

全条件において沈着は見られなかった。Fig. 5(b)より、発熱量が多くなるにつれて直方体領内に浮遊する粒子数が早く減少した。Fig. 6の粒子分布より粒子がより多く気流に乗り室上部に排出されるためであると考えられ、換気性能の向上が示唆される。

2.2.2 0.1 μmの粒子について

Fig. 6より、Case T_0Wでは徐々に沈降するものの空気中に長時間滞留するが、Case T_50W, T_100W,

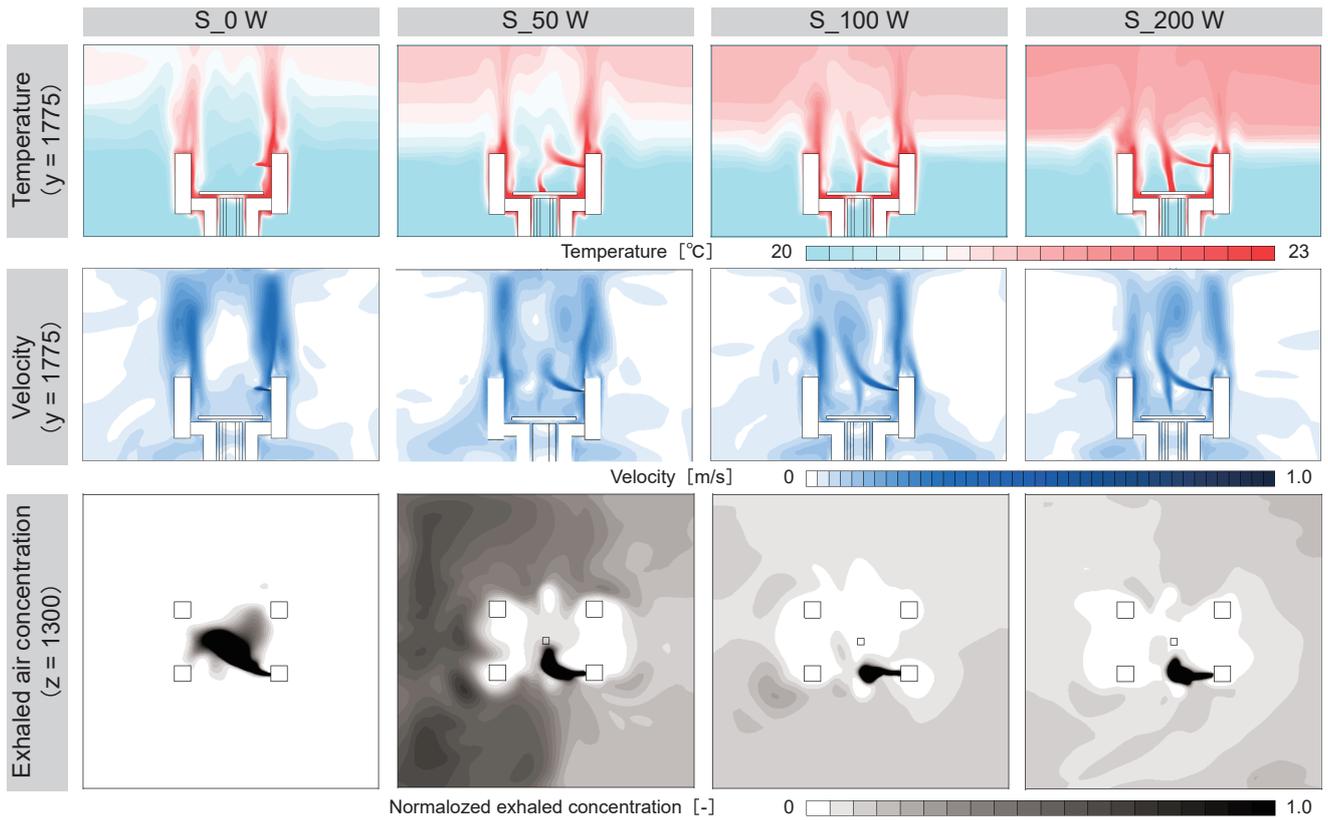


Fig 4 Temperature, velocity, normalized exhaled air concentration distribution

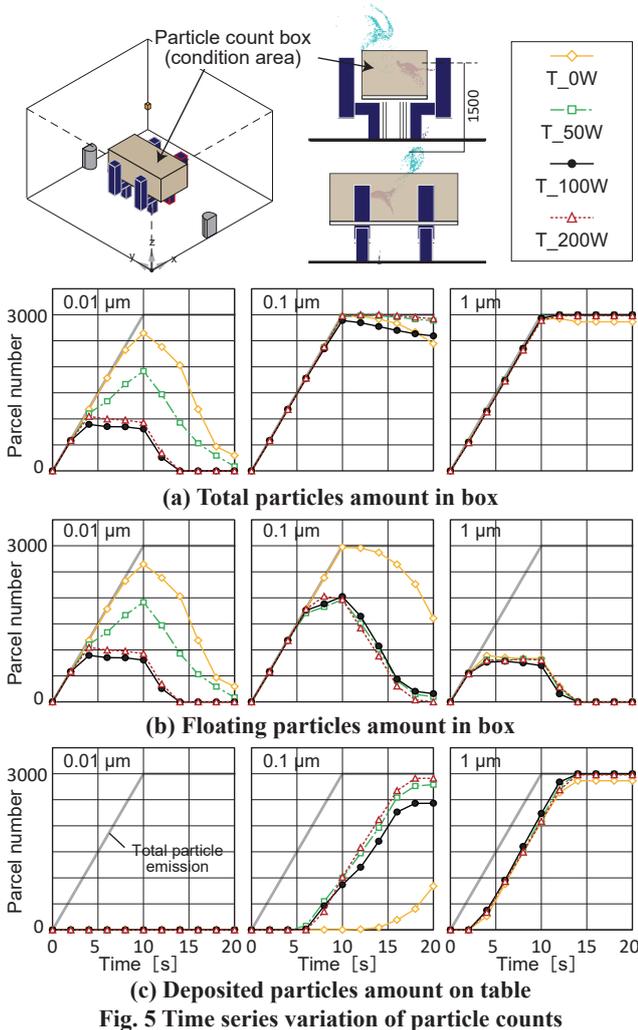


Fig. 5 Time series variation of particle counts

T_200W では上昇気流位置で急激に沈降している。Fig. 5(c) より噴霧から沈着までに要する時間に着目すると、Case T_0W では約 14 秒であるのに対し、発熱を行うと約 6 秒である。早く沈着することで空気中の粒子濃度を低くすることができると考えられる。Fig. 6 より、発熱パネル付近に沈降した粒子が、上昇気流に乗り室上部に排気される様子が確認できる。対面人体側への拡散を制御できたといえ、飛沫拡散遮断効果があると考えられる。

2.2.3 1 μm の粒子について

1 μm の粒子は、Fig. 6 の 10 秒の結果より、パネル発熱の影響はなく噴霧後すぐに沈着することがわかる。

まとめ

本研究では、熱上昇気流が会話発生飛沫の挙動に及ぼす影響について、CFD 解析で検討した。結果、会話程度の呼気粒子速度では、飛沫拡散を抑制し換気効率が向上する可能性が示唆された。今後は、咳を想定した解析や他の空調方式との併用について検討する予定である。

—謝辞—

本研究は、大阪ガス(株)の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

—参考文献—

- 1) 清輔ら：空調方式の違いによる微粒子挙動に関する研究, 空調調和・衛生工学会論文集 No.305(August 2022)
- 2) 尾方ら：模擬咳発生装置による飛沫沈着傾分布の測定, 日本建築学会環境系論文集 83 巻 743 号, pp.57-64, 2018.1
- 3) Z.T.Ai, A. K. Melikov Airborn spread of expiratory droplet nuclei between the occupants of indoor environments:A review, Indoor Air 2018;28 500-524

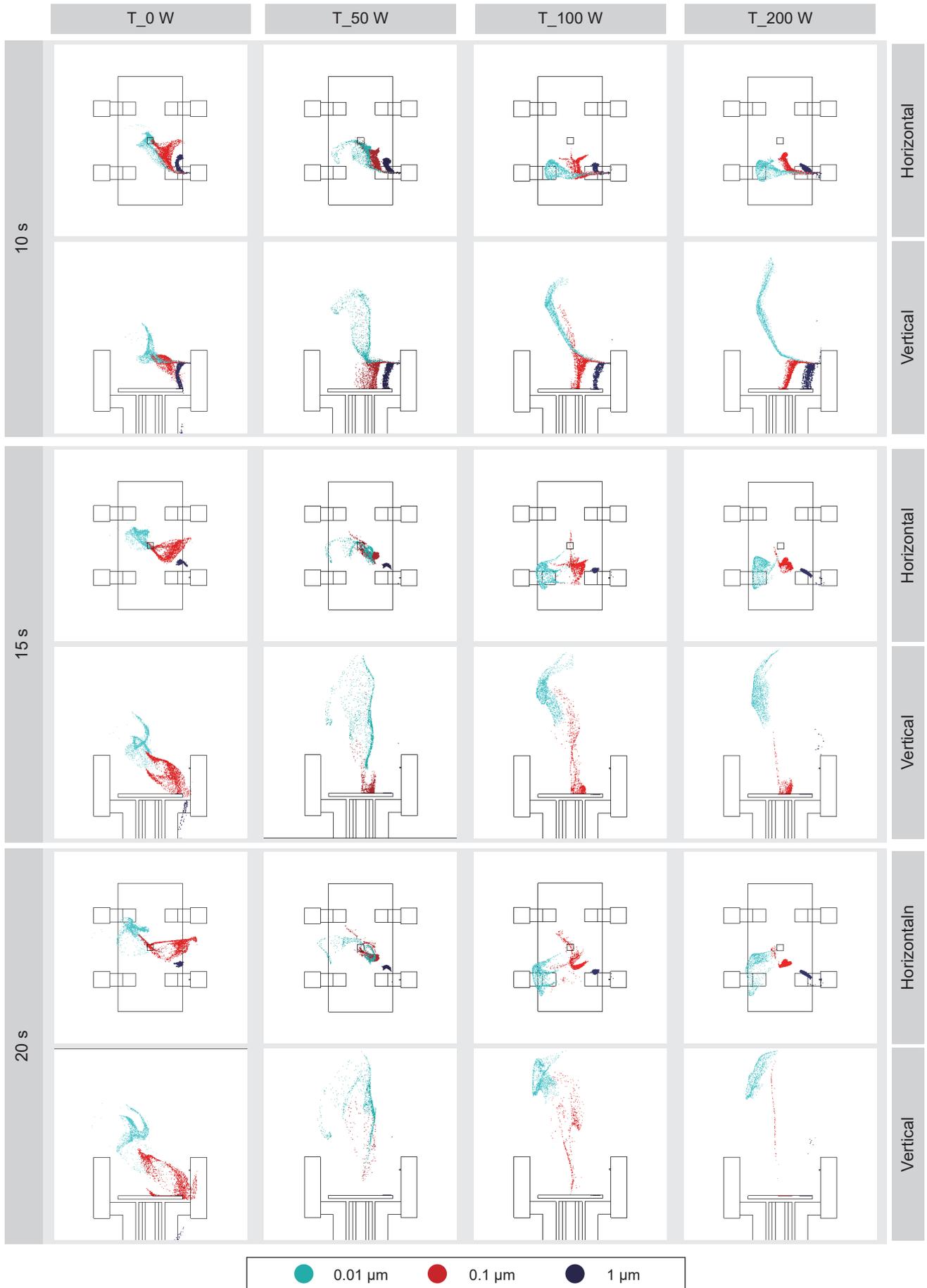


Fig. 6 Particle distribution

エアロゾル拡散防止パーティションに関する基礎的研究 (その 2) Basic Research on Partition Wall to Prevent Aerosol Diffusion (Part2)

○古川 涼吾 (摂南大学) 堀江 昌朗 (摂南大学)

Ryogo FURUKAWA*1 Masaaki HORIE*1

*1 Setsunan University

Partition boards (sneeze guard) are installed at various locations to prevent direct inhalation of aerosols. Exhaled air, such as a cough or sneeze, flows toward the partition and then impinges on the wall surface. Aerosols disperse into the air and remain suspended in the air for a long time. The purpose of this study is to prevent or reduce the diffusion of aerosols in exhaled air impinging on partitions. In this report, numerical simulations and flow visualization experiments were conducted to study the effect of a new partition with a function to reduce aerosol diffusion at the tip.

1. はじめに

2019年に初めて国内に感染が確認されたCOVID-19によって感染拡大により私たちの生活様式は大きく変化した。私たち個人が行える感染対策としてマスクの着用、アルコール消毒の徹底などが挙げられる。しかし、COVID-19の感染種別が変更される予定により、私たちの生活は徐々に元に戻ると期待されているが、感染防止の意識は低くなると思われる。そのため、私たちが普段の生活で意識することなく、社会全体で感染防止の維持や向上といった対策が重要になると考えられる。例えば施設や室内の換気の徹底、飛沫感染を防止するためのパーティションの設置などが挙げられる。施設や室内の換気は、部屋の大きさや、換気装置の性能、窓や家具の配置などにより、十分な換気が行えない場合があり空気がよどむ場所ではウイルスが含まれるエアロゾルが長時間浮遊する可能性があるため注意が必要である。また、飲食店をはじめ、様々な場所で使用されている平板タイプのパーティションだが、直接対面に位置する人にはエアロゾルが接触しない利点がある。しかし、エアロゾルがパーティションに衝突した後に室内に拡散してしまい、十分な換気が困難な室内では、二次感染を引き起こす恐れがある。また、寸法の大きなパーティションでは相手の声が聞き取りにくいという新たな問題も生じている。スーパーコンピューター「富岳」を用いた飛沫の飛散に関するシミュレーションでは¹⁾、特に換気扇が動作している空間においてはパーティションを設置することにより感染リスクが大きく減少²⁾するとされているが空気のよどむ場所が発生し扇風機などで換気のムラを減らすことが重要であるといわれている。そこで著者らは呼気に含

まれるエアロゾルの拡散を防止するため、エアロゾル拡散防止機構を設けたパーティションを考案した(特願2021-088900)。本研究では、このエアロゾル拡散防止部の有効性を検証するため、数値解析と可視化実験を行った。

2. エアロゾル拡散防止パーティション

粒形の大きいエアロゾルは空気中に拡散することなく重力加速度の影響を受け机上や床などに落下する。また、粒形の小さいエアロゾルはパーティションに衝突した後、壁面に沿って四方に拡散する。そのため、パーティション越しにエアロゾルが直接吹きかかることがないようにするために、高さや幅を大きくしたものが数多く利用されている。しかし、エアロゾルは空気中に拡散され、浮遊したままの状態となる。そこで、パーティションに衝突したエアロゾルの拡散を低減するために、拡散防止パーティションを考案した。このパーティションを用いた場合、呼気はエアロゾル拡散防止部に流入した後に滞留するため、空気中への拡散を低減できると考えられる。

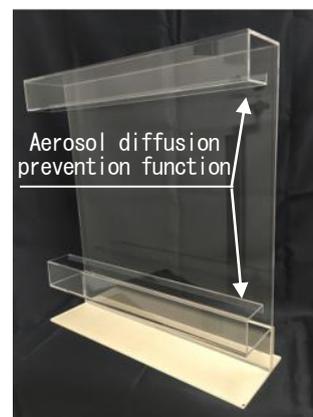


Fig.1 Prototype partition

3. 数値シミュレーションおよび可視化実験方法

3.1 呼気量

数値シミュレーションで使用する咳、くしゃみの呼気量を Fig. 2 に示す。図の横軸は時間 t [s]、縦軸は流量 Q [ℓ/s] であり、 V は呼気の総流量である。実際の呼気量を設定するために、人為的な咳(以下「咳」という)の呼気量の測定実験を行った。測定は 2021 年 8 月 2 日に摂南大学で 20 代の成人 9 名を対象に実施した。ここでは測定した代表的な咳の呼気量を (a) と設定する。くしゃみについては Gupta ら³⁾の研究で測定された呼気量を (b) と設定した。くしゃみは咳に比べ流量は約 5.6 倍で流速は瞬間的に約 10 倍であった。

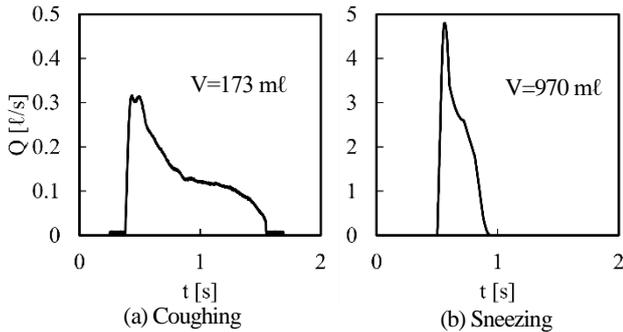


Fig.2 Exhaled air flow rate

3・2 数値シミュレーションモデル

Fig. 3 に本研究で使用した数値シミュレーションモデルを示す。本研究では、人の口腔から発せられた呼気がパーティションに衝突した後の流動状態を確認するために数値シミュレーションを行った。解析モデルは、人体とパーティション、自由空間で構成されている。人体モデルの形状は、Bondware 社製 3D-CG ソフトウェア Poser11 の男性モデルを使用した。数値シミュレーションにおいては、ANSYS 社製汎用熱流体解析ソフトウェア CFX2021 R1 を使用した。本解析モデルは成人が椅子に座った状態を模擬しており、図の底部は机上を表している人体モデルの口腔から入口境界面 (3cm^2)³⁾ を設け、Fig. 2 の咳とくしゃみの流量を設定し、呼気の温度を 37°C にした。なお、人体モデルからパーティションまでの距離と床からの高さを 400mm とし、噴出角度は水平に対して約 15° 下方にした。口腔内部の境界面以外の人体モデル表面と床及びパーティションは壁面とし、計算領域の外周部は気体の流入出が可能である設定をした。本解析モデルの要素数は約 400 万であり、有限体積法によるレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を採用し、乱流モデルには SST (Shear Stress Transport) モデルを用いた。ここで、計算領域内の空間はすべて 25°C の空気で満たされており、無風の状態で呼気のみによる空気の流れを算出した。なお、空気が室内に拡散する様子を詳細に解析するため、拡散係数を設定しており、鈴木ら⁴⁾が行った給気量の少ない室内空間での数値シミュレーションで用いられる値 ($\alpha = 5 \times 10^{-5} \text{m}^2/\text{s}$) を使用した。

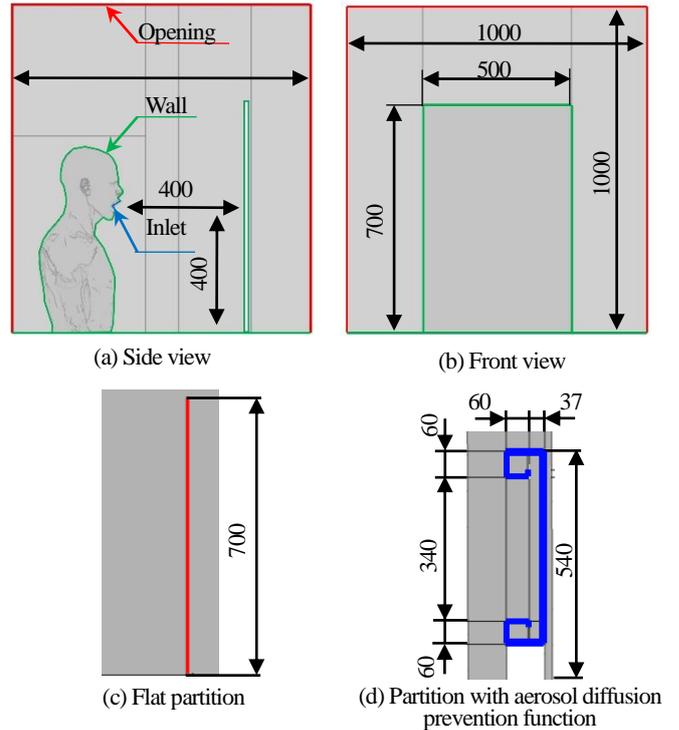


Fig.3 Outline of calculation model

3・3 可視化実験概略

可視化実験装置について Fig. 4 に示す。咳の流量を疑似的に発生させるため、コンプレッサー、レギュレータ、電磁弁、スモークチャンバーを用いた模擬呼気発生装置を構成した。呼気のトレーサーには煙発生装置で生成されたグリコールを主成分とするスモークをスモークチャンバーに溜めている。さらにスモークチャンバーの先に人体モデルの口腔を模擬したパイプを数値シミュレーションと同様の条件で撮影領域に接続し、撮影領域上方から波長 532nm 、出力 500mW のグリーンレーザーシートを照射させる。レーザーシート面に垂直な方向から一眼レフカメラで 30fps の動画で呼気中のスモークの流動状態を撮影した。なお、本装置によって生成された呼気量は Fig. 2 (a) の呼気量と近いものであった。

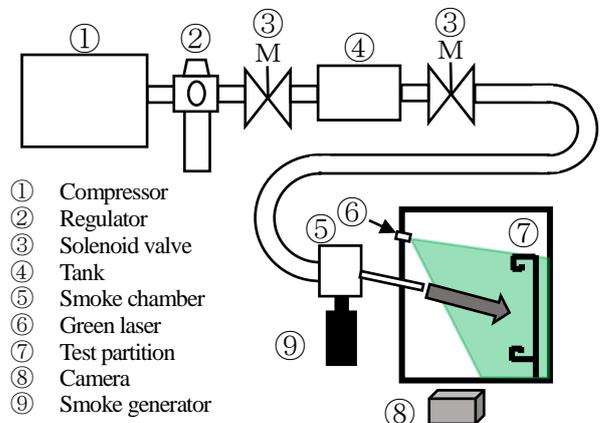


Fig.4 Outline of experimental apparatus

4. 数値シミュレーションの流動状態

Fig. 5 の (i) は平板パーティションの場合、(ii) は拡散防止パーティションである。(i) の場合、壁面に衝突した呼気は壁面に沿って四方に拡散され、底部に拡散した呼気は机上に滞留することが確認された。また、くしゃみの場合、咳に比べ短時間で四方に拡散しパーティション最上部付近まで呼気が拡散した。一方、(ii) を用いた場合、呼気は壁面に沿って拡散した後拡散防止部に流入し、平板パーティションのように四方に拡散することも、机上に滞留することもないことが確認された。また、くしゃみのような流量と流速が大きい呼気でも拡散防止部に流入していることから、咳やくしゃみに関わらず拡散を防止していることが明らかになった。

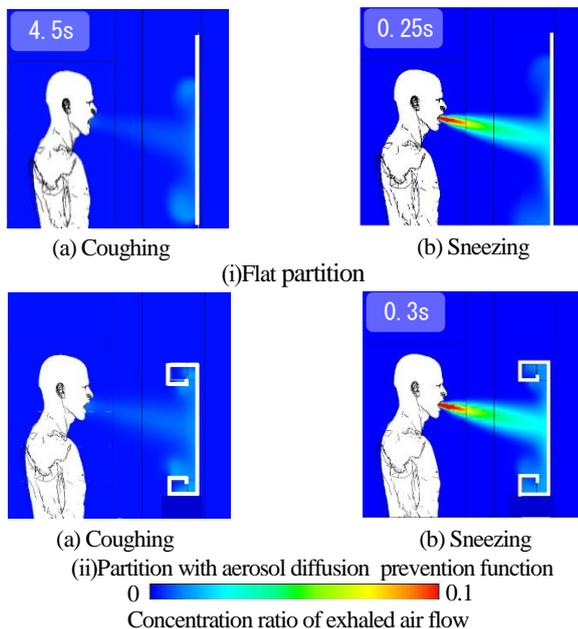


Fig.5 Flow pattern of exhaled air

5. 可視化実験の流動状態

Fig. 6 の (i) は平板パーティション、(ii) は拡散防止パーティションを用いた場合の流動状態について数値シミュレーションと可視化実験の結果を示す。(i) の場合、可視化実験において壁面に衝突した模擬呼気は、数値シミュレーション結果と同様に壁面に沿って四方に拡散し、底部に拡散した呼気は机上に滞留され、呼気が壁面に衝突した際に発生する、渦輪も可視化実験より確認することができた。それに対して(ii) の場合は、拡散防止部にスモークが滞留しており、周囲に拡散していないことが明らかになった。この可視実験結果より、呼気の流動状態は数値シミュレーションとほぼ一致しておりエアロゾル拡散防止パーティションの有効性が検証された。

今後、拡散防止部にエアロゾルが効率的に流入するように、形状の最適化や拡散防止部に吸引条件を設けた数値シミュレーションと可視化実験を実施する計画である。

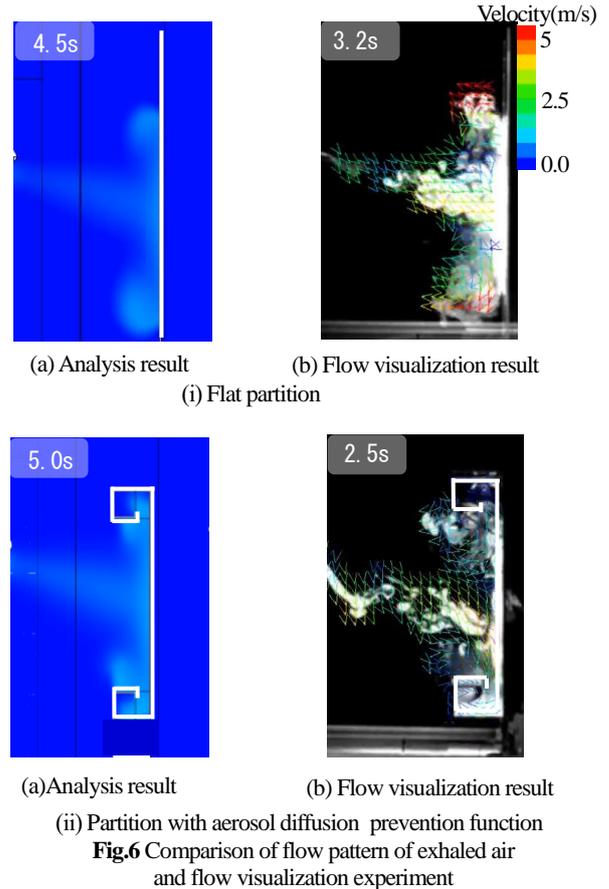


Fig.6 Comparison of flow pattern of exhaled air and flow visualization experiment

6. 結言

本研究では、エアロゾル拡散防止部の有効性を確認するため、数値シミュレーションと可視化実験を行い以下の結果が得られた。

- 平板パーティションの場合、呼気は壁面に沿って四方に拡散され、最上部付近まで拡散した。また、底部に拡散した呼気は机上に滞留することが確認された。
- エアロゾル拡散防止パーティションの場合、呼気が拡散防止部に流入しエアロゾルの拡散を低減することが明らかになった。
- 可視化実験と数値シミュレーションを比較した結果流動状態はほぼ一致した。

参考文献

- 1) 坪倉誠, 「富岳」によるウイルス飛沫・エアロゾル飛散シミュレーションと感染リスク低減対策の提案, ながれ: 日本流体力学会誌 40 (2), pp. 86-93, 2021
- 2) 坪倉誠, 室内環境におけるウイルス飛沫感染の予測とその対策, 理化学研究所計算科学研究センター, 2020. 8. 24, <https://www.r-ccs.riken.jp/outreach/formedia/200824Tsubokura/> (参照 2022.2.14)
- 3) Gupta, J.K., Lin, D.-H., Chen, Q., "Flow Dynamics and Characterization of a Cough", *Indoor Air*, 19, pp.517-525, 2009.
- 4) 鈴木智也 相良和伸 山中俊夫 甲谷寿史 山下植也, "置換喚起と放射パネルを併用した病室のセミパーソナル空調に関する研究(その 3) 病室における置換喚起時の汚染物濃度分布予測", 空気調和・衛生工学会学術講演論文集(長野), pp.1413-1416, 2006.

金属強化ポリエチレン管を用いた天井レス冷暖房システムの性能評価 Performance Evaluation of Skeleton ceiling Heating and Cooling System Using Metal Reinforced Polyethylene Pipe

○中村 厚太 (安井建築設計事務所)

小林 陽一 (安井建築設計事務所)

Kota NAKAMURA*1 Yoichi KOBAYASHI*1

*1 YASUI Architects & Engineers, Inc.

This study proposes skeleton ceiling heating and cooling system using metal reinforced polyethylene pipes.

Cold and hot water is run through a simple system, and heat transfer from the pipes is utilized.

The purpose of this study is to verify whether a simple system can be used to achieve this effect. The system is measured in both summer and winter environments. As a result, some effects were observed in both the summer and winter seasons. Further improvement of the system's performance will be the subject of future work.

1. はじめに

ZEBを実現するための方法として、金属強化ポリエチレン管を用いた天井レス冷暖房システムの検討を行う。

天井レス冷暖房システムは、既存建物にも容易に設置可能かつ導入コストを削減できる方法として、スケルトン天井に金属強化ポリエチレン管を設置し、その内部に冷温水を循環させるという冷暖房システムである。

本システムの特徴は以下に示す通りである。

- ① パッケージエアコンは15年程度で更新が必要となるが、本システムは管内に冷温水を通すだけのシンプルな構造のため、更新頻度が減少する。
- ② 冷水15°C、温水30°Cというように水温を一定に保つため、熱源のCOPが上がり省エネに寄与できる。
- ③ 冷温水を直接搬送するため、空気を搬送する場合と比べ搬送動力を削減できる。

本研究では、天井レス冷暖房システムが実際に設置された空間について夏期、冬期2つの季節について実測を

行い、結果を確認する。

2. 実測概要

2.1 対象建物概要

安井建築設計事務所、本社・大阪事務所5階の一室(Fig. 1、実線部)にて実測を行った。本建物はRC造7階建てであり、実測を行った室は中間階に位置している。実測を行う室のシステム設置部分の床面積は54.12 m²、天井高は3.4mである。Fig. 1上の点線で囲んだ西側の空間は簡易冷暖房システムあり、東側の空間はシステムなしとする。測定室は、Fig. 2に示すような一室を西側の空間と東側の空間にパーティションとポリエチレンシートを用いて2室に分割し、測定を行った。

2.2 システム概要

Fig. 3上段に本システムの模式図を示す。熱源は既存の外気処理空調機用の冷温水を用いる。冷温水を循環させる金属強化ポリエチレン管は天井下地材に固定する。

管内に、夏期は冷水を冬期は温水を循環させ、室内と熱交換を行う。管はFig. 1に示すような、弧を描く配置と

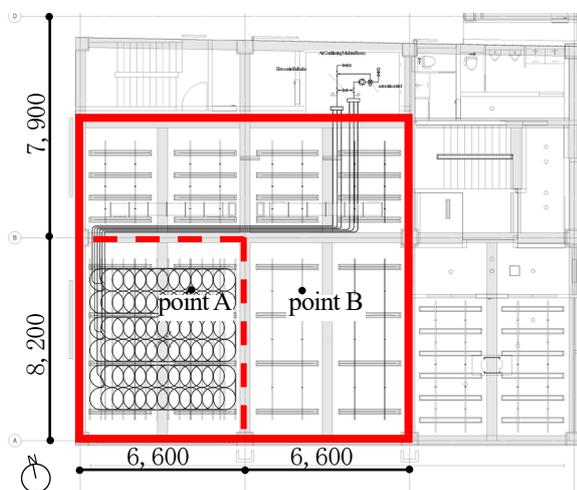


Fig. 1 Fifth floor plan (excerpt)



Fig. 2 Interior view of measurement room

することで、室内の総延長が長くなるよう配慮した。管は6つの系統に分かれており、系統1つあたりの長さは約38メートルとした。

室中央部にはシーリングファンを設置し、回転方向は自由に設定できる。シーリングファンを設けることで、天井下地より上部に伝わる熱を攪拌し居住域へ伝えることができる計画となっている。

2.3 測定概要

測定点を Fig. 1 (平面)、Fig. 3 (断面) に示す。Fig. 1 上の A、B、2 点について1~3の高さの異なる位置にそれぞれ3台の計測器を設置する。各測定点は「測定点A-1」「測定点B-2」のように定義する。各点では室温、相対湿度について測定を行う。それぞれの測定高さについて、point1 は FL+0m、point2 は FL+0.7m、point3 は FL+2.7m に設置する。point2 の高さは、着席時における居住域を想定する。室温、相対湿度の他、管内の行きと還りの水温、ポンプ流量についても測定を行う。

実測を行う室には、Fig. 3 に示すような外気処理空調機用の吹き出し口が設置されており流量の調整が行える。今回の実測では、床面積と、人員密度0.2 [人/m²]、単位外気量30 [m³/h・人] から換気量を計算し、350 [m³/h] とした。

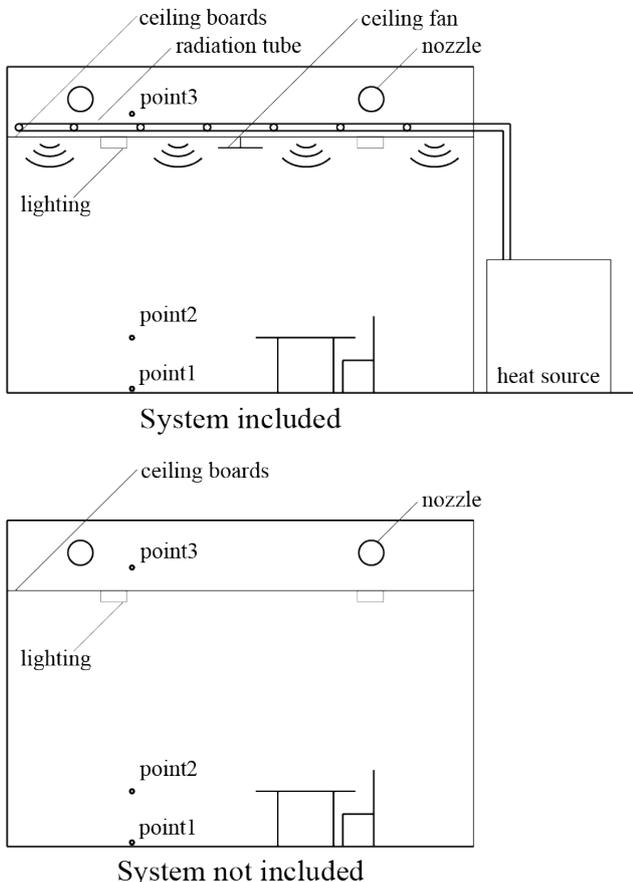


Fig. 3 Measurement Room Overview

3. 夏期冷房時の実測

管内に冷水を流す夏期の検討を行うにあたり、まず基礎検討を行う。基礎検討は管内水温を変動させ、その効果を確認するものとする。

管内水温を14℃、16℃、18℃とし検討した。各ケース検討時には、対流により冷やされた空気を効率的に居住域へ伝えるため、天井部にはFig. 4のようなシーリングファンを設け、上向きに4020 m³/h で風が送られるよう運転させた。

検討のうち最も水温の高い18℃のケースでは、室温の下がり幅は最も小さくなった。一方、最も水温が低い14℃のケースでは室温の下がり幅は大きくなったが、外気処理空調機で除湿しきれなかった空気中の水分が結露し、Fig. 5のような水滴が管表面に発生した。また、基礎検討時の室内温度、相対湿度より露点温度を確認したところ約15℃となった。これらの基礎検討結果より、管内温度は結露がなく、室温に与える効果の大きい16℃とし、日中の実測を行った。管内の行き還りの温度差及び管内流量をFig. 6に示す。システムを作動させた9時から17時30分の実測結果における、行き還りの温度差と流量より、管の冷却能力を計算すると、1.3kWとなる。この熱量は、伝導、対流、放射を含めた値であり、天井面方向、居住域方向など全方位に放出されているため、居住域へ伝わる熱量はこの値より少ないものと考えられる。

室内測定結果及び外気温を Fig. 7 に示す。

システムは9時から17時30分の間稼働させた。稼働を開始した9時からA-1~A-3の室温は下がり始め、天井面付近に設置したA-3とB-3の温度差は平均して1.0℃となった。

また、測定点A-1~A-3の3点は、B-1~B-3と比較し温度ムラの少ない結果となった。



Fig. 4 Ceiling Fan



Fig. 5 Pipe Condensation

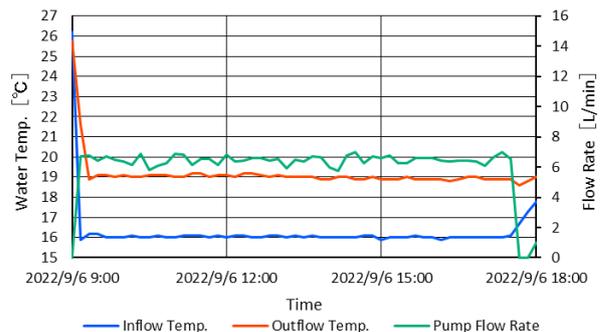


Fig. 6 Water Temp. and Pump Flow Rate (Summer)

4. 冬期暖房時の実測

続いて冬期の実測を行う。夏期の実測と同様に、あらかじめ基礎検討を行った。測定位置、シーリングファンの向きなどは、夏期実測時と同様の設定とした。管内水温を30℃、35℃、40℃とし実測を行った。検討の結果、往きと還りの温度差はついたため放熱は行われていたものの、外調機の吹き出し温度が高く、本システムによる、室内温度への影響はほとんど見られない結果となった。

基礎検討の結果より、管内温度を、今回の実測で行える最高温度である45℃に設定し、実測を行った。Fig. 8に管内の往き還り温度差及び管内流量を示す。システムを作動させた9時から17時30分の実測結果における、管の暖房能力は2.6kWなる。

室内測定結果及び外気温をFig. 9に示す。本システムにより温められた空気は天井部に溜まり、A-3点の温度は上昇したものの、居住域への効果はほとんど見られなかった。シーリングファンを回していたが、居住域より上部

で空気が循環することどまっていたと考えられる。風量を上げすぎると不快な気流感や騒音が発生するためシーリングファンの風量を変更して改善させることは難しい。

また、室温は全測定点において、同一の周期で上下動する結果となった。これは、夏期には見られなかった結果である。Fig. 10に吹出し口の温度測定結果を示す。この結果より、温度差は外調機の吹き出し温度の上下動が原因と考えられる。自動制御による温度コントロールが行わ

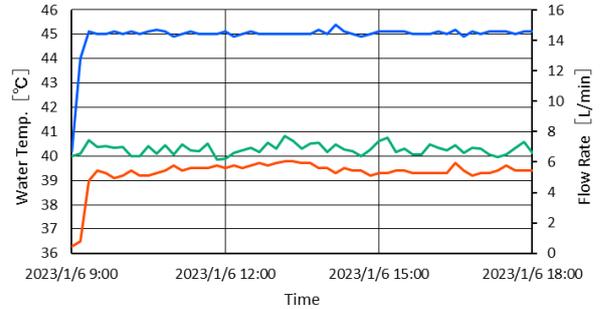


Fig. 8 Pump Flow Rate and Water Temp. (Winter)

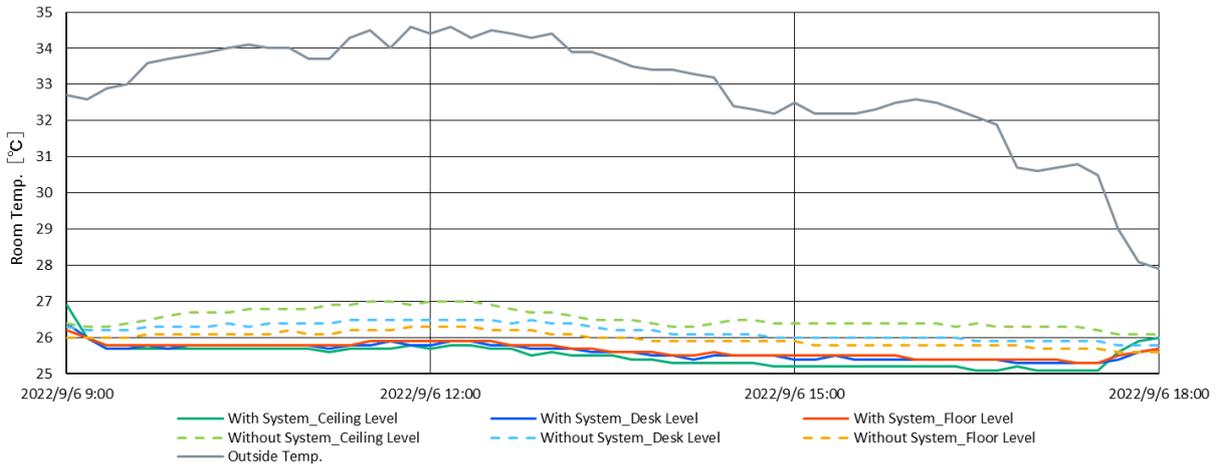


Fig. 7 Summer measurement results and temperature

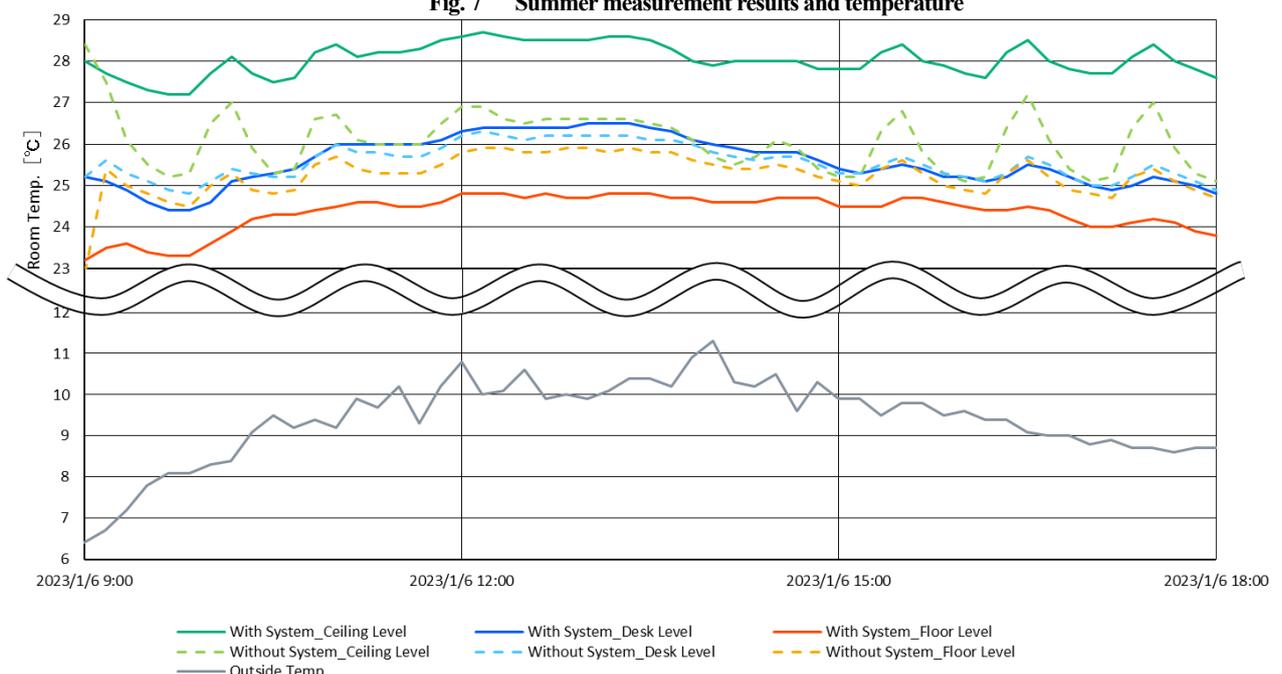


Fig. 9 Winter measurement results and temperature

れた結果室温に上下動が見られたと考えられる。

そこで、追加実測としてファンを下向きに設置。外調機の影響で室温が波打つ結果となったため外調機の運転も停止し、実測を行った。また、管内水温も 30 度とした。

実測結果を Fig. 11, Fig. 12 に示す。管内水温、流量の実測結果より、管の暖房能力は 0.9kW となる。 A-1～A-3 点の測定結果より、本システムを設置した側の室温は、使用していない側と比較し、高い傾向が見られた。その結果、設置した側の各高さでの室温差は小さくなった。これは、シーリングファンを下向きに吹かせ、室全体の空気が

攪拌されたためであると考えられる。また、管の暖房能力が冷房時より小さくなった原因としては、躯体の蓄熱によりシステム稼働前から室温が外気よりも高くなっており、暖房負荷が小さくなったためであると考えられる。

5. まとめ

金属強化ポリエチレン管を用いた簡易冷暖房システムを設置し、夏期、冬期それぞれの実測を通して性能の検証を行い、以下の知見を得た。

- 1) 今回の条件の場合、夏季で 0.024kW/m² (0.0048kW/m)、冬期で 0.017kW/m² (0.0033kW/m) の能力となった。
- 2) 本システムを用いることで夏期・冬期ともに温度ムラを抑制できるなど、一定の効果が見られた。
- 3) 夏期は冷やされた空気が下へ下がるため居住域の温度変化が大きく出たが、冬期は温められた空気が上へ上がるため、居住域での効果は薄い結果となった。
- 4) 現状の測定環境では室全体の温度分布が分からず、また、グローブ温度や壁体表面温度が測定できないため、システムの効果確認が難しい部分もあった。

今後の課題として、「梅雨時期など高湿な日には結露が予想されるため、温湿度センサーを設け自動制御する」「スケルトン天井上部に伝わる無駄な熱を抑制する」などの検討が必要であると考えます。

謝辞

本実測の遂行にあたり、大西 泰輔 氏（積水化学工業株式会社）をはじめ、多数の方にご協力頂きました。ここに感謝の意を表します。

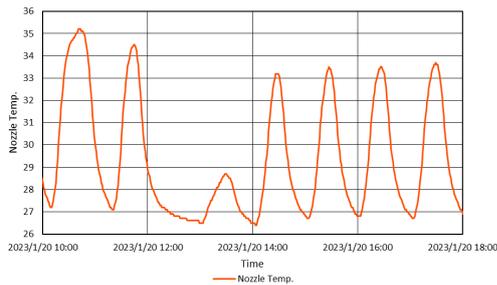


Fig. 10 Nozzle Temp. (Winter)

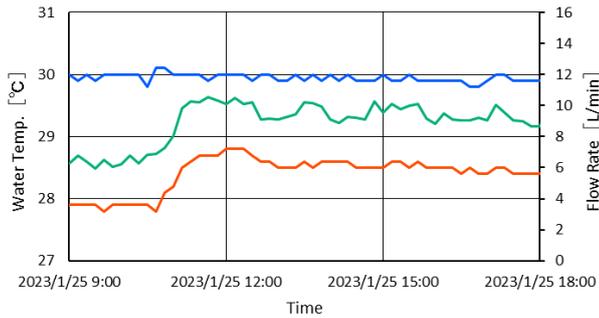


Fig. 11 Pump Flow Rate and Water Temp. (Winter_ Additional measurements)

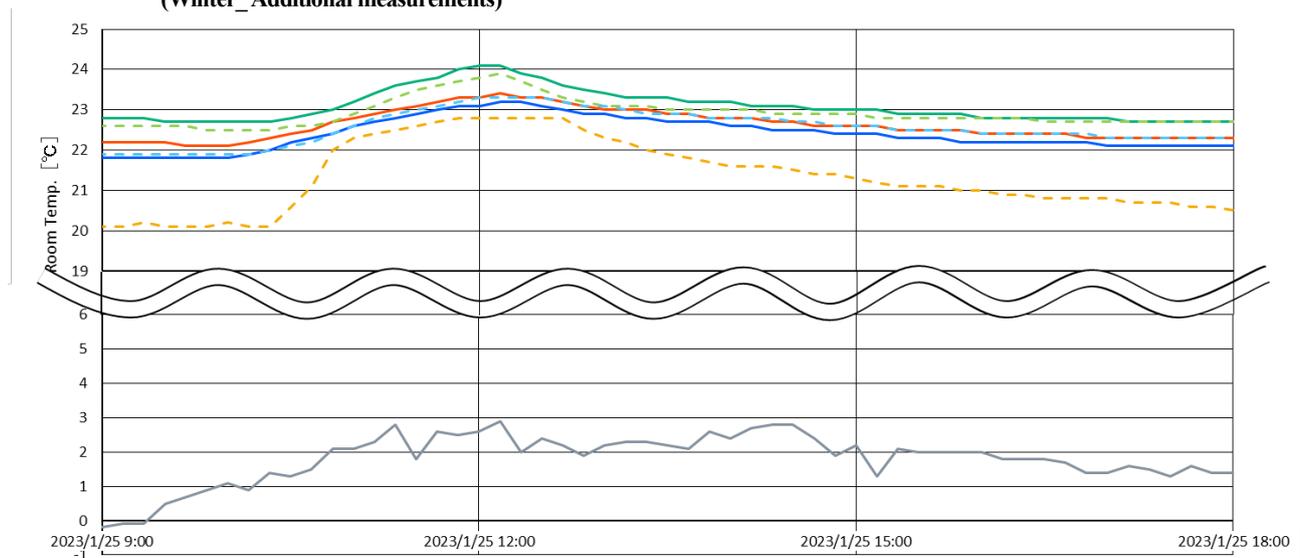


Fig. 12 Winter measurement results and temperature (Winter_ Additional measurements)

一般病棟におけるパンデミック時の感染リスクを低減する換気システムの開発

Development of Ventilation System to Reduce the Risk of Infection during Pandemic in General Ward

日浅 英成 (竹中工務店) 上田 真也 (竹中工務店)
萩平 隆司 (竹中工務店) 天野 健太郎 (竹中工務店)
土屋 直也 (竹中工務店) 谷 英明 (竹中工務店)
野村 佳緒里 (竹中工務店)

Hidenari HIASA*1 Shinya UEDA*1 Takashi HAGIHIRA*1 Kentaro AMANO*1

Naoya TSUCHIYA*1 Hideaki TANI*1 Kaori NOMURA*1

*1 Takenaka Corporation

During the COVID-19 infection spread, it is necessary to accept infected patients not only in infectious disease wards but also in general wards. As a measure to reduce the risk of infection in general wards during a pandemic, we developed a "switching ventilation system" to create negative pressure in the hospital rooms by a simple operation of adjusting a volume damper installed in the air supply duct. And we installed it in a new hospital. In this report, we confirmed the negative pressure and sufficient ventilation performance of the hospital rooms by CFD analysis and measurement survey.

はじめに

新型コロナウイルス感染症 (COVID-19) の流行は長期化し、多くの医療施設で感染患者の受け入れが行われ、感染リスク低減対策として様々な施設計画や運用改善がなされてきた。感染拡大期は、指定感染症病床だけでなく一般病室での受け入れも必要となった。

病院設備設計ガイドライン(空調設備編) HEAS-02-2022では、COVID-19 のエアロゾル (マイクロ飛沫) を介した伝搬様式をエアロゾル感染と呼び、その対策としては換気回数 2 回/h 以上の換気が有効とされている。また、陽圧を避け、陰圧とすることが望ましいとされている。

COVID-19 発生時に実施設計中であった第二種感染症病棟や結核病棟を有する感染症に特化した新築病院において、パンデミック時に感染患者を受け入れる一般病棟の感染リスク低減対策の一つとして、給気ダクトに設けたダンパーの開度調整というシンプルな操作により病室を陰圧化する「切替え換気システム」を開発・導入した。

本報では、システムの概要、CFD 解析と実測による気流性状や換気性能の検証結果を報告する。

1. 計画概要

1.1 建築計画

建物概要を図 1 に示す。大阪はびきの医療センターは、呼吸器・アレルギー性疾患、肺がん、感染症の中核的役割を担う基幹病院である。2019 年 12 月より実施設計に着手、2021 年 2 月に工事着工、2022 年 12 月に竣工した。

1.2 病室計画

一般病棟 4 床室の病室プランを図 2、空調換気設備概要を図 3 に示す。清浄度の高い外気処理給気口を医療従事者の動線となる通路部分に設け、排気口は洗面上に配置している。換気回数 2 回/h、換気量 200 m³/h である。また、室中央の 4 方向天井カセット型エアコンを室に対して 45 度回転させて設置することで、各ベッドに対して空調空気が行き渡りやすくなるように配慮している。



用途	病院
建築地	大阪府
構造	鉄骨造
階数	地上6階、塔屋1階
延床面積	34,199.70m ²
病床数	405床 (一般354床、第二種感染症6床、結核45床)

図 1 建物概要



図 2 一般病棟 4 床室の病室プラン

1.3 病室陰圧切替え換気システム

従来、パンデミック等の緊急時に一般病棟の病室を陰圧化する方法として、陰圧用の排気ファン・ダクトを設けることが多い。しかし、平常時は使用しない設備となるため、コストやスペースが余分にかかり、外調機の風量アップにより設備容量やエネルギー消費量が增大するといった点が課題であった。そこで、できるだけ平常時の設備を活用し、換気量を増やさずに簡易に病室を陰圧化するシステムを開発した。

病室陰圧切替え換気システムを図4に示す。外調機からの給気ダクトに分岐ダクトと風量調整ダンパーを設け、パンデミック時に給気先を病室から廊下に切り替えることで病室を陰圧化する。これにより、パンデミック時も平常時の設備をそのまま活用できるため、専用のファン・ダクトや外調機の風量アップが不要である。

平常時の病室は給排気を同風量とし、1種換気、等圧としている(図4(a))。パンデミック時には、給気ダクト分岐部のダンパーについて、病室側を閉鎖し、廊下側を開放することで3種換気、陰圧に変更できる(図4(b))。また、ダンパーは手動で開度調整が可能であり、ダンパー開度を50%にすることで、平常時の50%のSOAを供給しつつ病室を陰圧とすることもできる(図4(c))。

大阪はびきの医療センターでは、第二種感染症病棟6床に隣接した一般病棟に今回開発した病室陰圧切替え換気システムを導入し、パンデミック時に感染患者受け入れ病棟を段階的に拡張可能な計画とした。

また、既存病院で従来方式の陰圧用ファン・ダクトを導入するには病棟全体の改修が必要であったが、今回開発したシステムは廊下天井内の給気ダクト部分に改修範囲を限定しており、病室に入らない工事で導入することができる。

2. CFD解析概要と結果

2.1 CFD解析概要

病室の確実な陰圧化と室内の換気性能が十分確保されているかを検証するため、4床室のCFD解析を行った。

解析モデルを図5、解析概要を表1、解析ケースを表2に示す。少ないメッシュ数で形状近似精度が高い非構造格子を用いて、定常解析を行った。

ケースA-1~3は、エアコンの吹出角度を冷房時の下向き30°としている。ケースB-1~3は暖房時の下向き55°としている。換気回数は全ケース2回/hである。ケースA-1、B-1は平常時の設定で1種換気、等圧である。ケースA-2、B-2は、パンデミック時の設定で3種換気、陰圧である。ケースA-3、B-3は、パンデミックの設定で1種換気だが、天井給気口からのSOA量を平常時の50%にすることで、陰圧としている。実際の運用を想定し、各ケースともカーテンを閉じた状態で解析を行った。

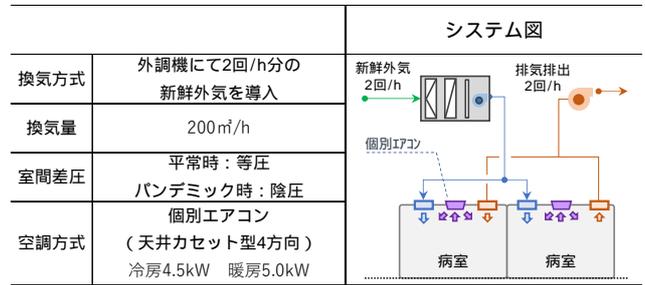


図3 一般病棟4床室の空調換気設備概要

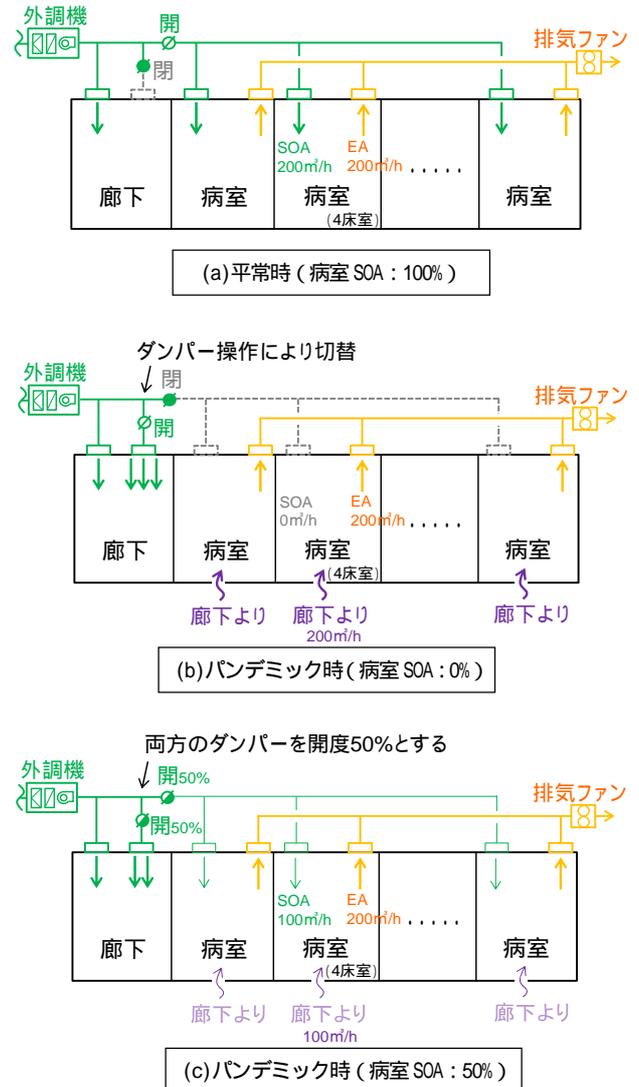


図4 病室陰圧切替え換気システム

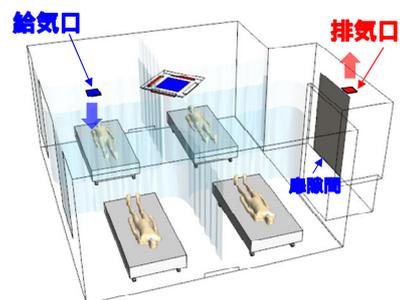


図5 CFD解析モデル

2.2 CFD 解析結果

解析結果を図6に示す。気流は、質量や体積を持たない仮想粒子の軌跡を流線で示している。ケース A-2,3、B-2,3 で廊下の空気が扉隙間を通じて室内に流入しており、パンデミック時の病室陰圧化を確認した。

空気齢は床上1,300mmの分布である。ケースAとBを比較すると、エアコンの吹出角度がより下向きとなる暖房時のケースBにおいて空気齢分布に偏りが見られた。ケースA-2、B-2では3種換気で給気が扉隙間からのみとなるため、ケースA-1、B-1と比較して空気齢が長くなった。特にケースB-2では、エアコンからの下向きの吹出気流が扉隙間からの給気と干渉し、室奥の空気齢がケースA-2と比較して長くなった。ケースA-3、B-3では、天井給気口から平常時の50%のSOAを供給することで、ケースA-2、B-2と比較して空気齢が短くなり、病室を陰圧化すると同時に、換気効率の改善を図ることができた。

表1 CFD 解析概要

ソフトウェア	STAR-CCM (Siemens社)
乱流モデル	低Re数型Realizable k-モデル
メッシュ数	215万 (非構造格子)

表2 CFD 解析ケース

ケース	運用モード	病室差圧	換気回数/回/h	給気量			エアコン	
				天井(SOA) m ³ /h	扉隙間 m ³ /h	天井(EA) m ³ /h	運転モード	循環風量 m ³ /h
ケースA-1	平常	等圧	2	200	0	200	冷房 (下向き30°吹出)	720
ケースA-2	パンデミック	陰圧	2	0	200	200	冷房 (下向き30°吹出)	720
ケースA-3	パンデミック	陰圧	2	100	100	200	冷房 (下向き30°吹出)	720
ケースB-1	平常	等圧	2	200	0	200	暖房 (下向き55°吹出)	720
ケースB-2	パンデミック	陰圧	2	0	200	200	暖房 (下向き55°吹出)	720
ケースB-3	パンデミック	陰圧	2	100	100	200	暖房 (下向き55°吹出)	720

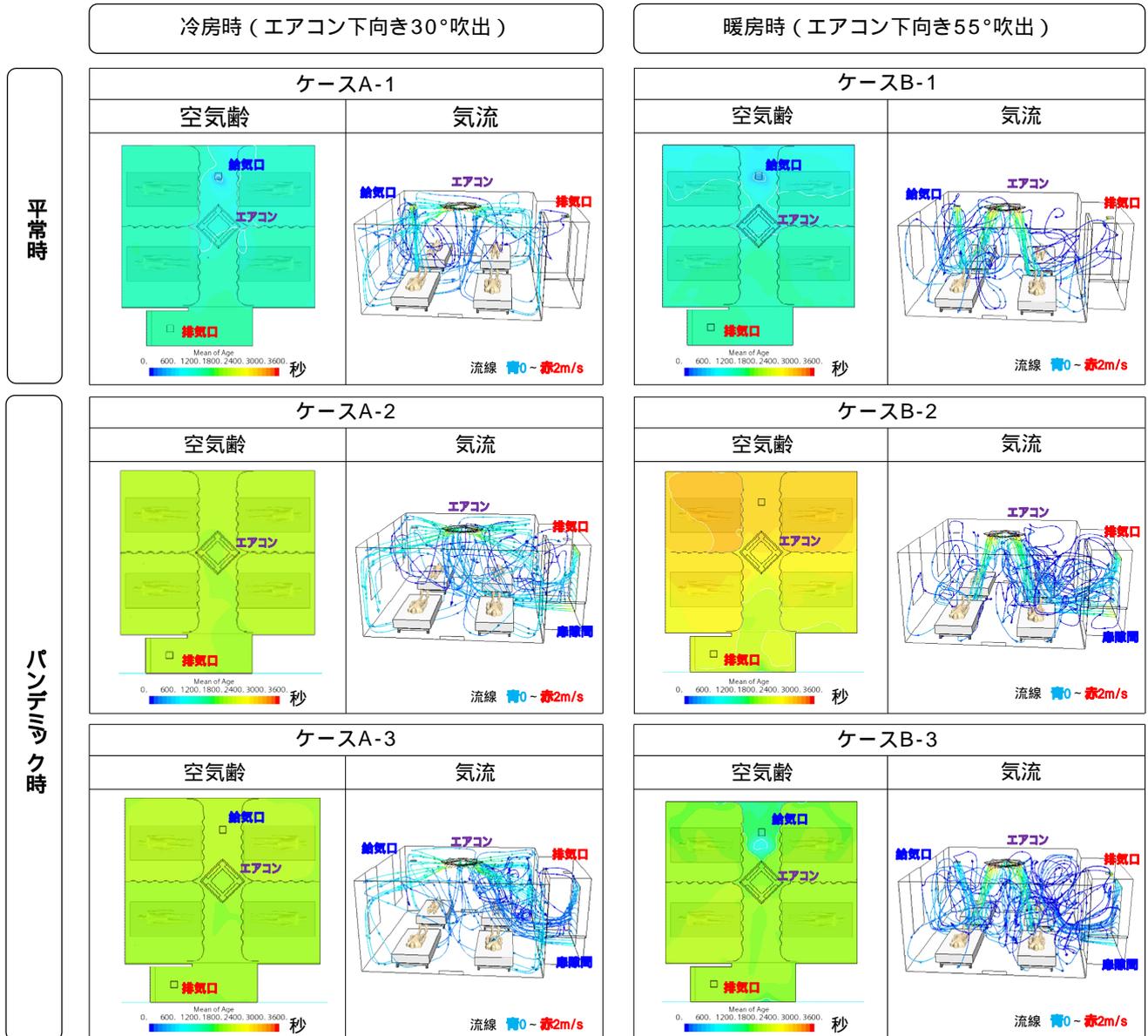


図6 CFD 解析結果

表3 実測概要

測定期間	2023年1月17日～24日
対象室	病室陰圧切替え換気システムを導入した一般病棟の4床室、1床室
測定内容	換気量、空気齢、差圧、気流性状、温熱環境
空調設定	暖房23
換気設定	2回/h...平常時(病室等圧)、パンデミック時(病室陰圧)

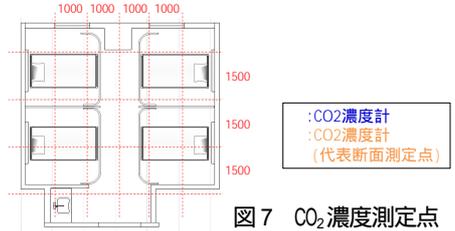


図7 CO₂濃度測定点

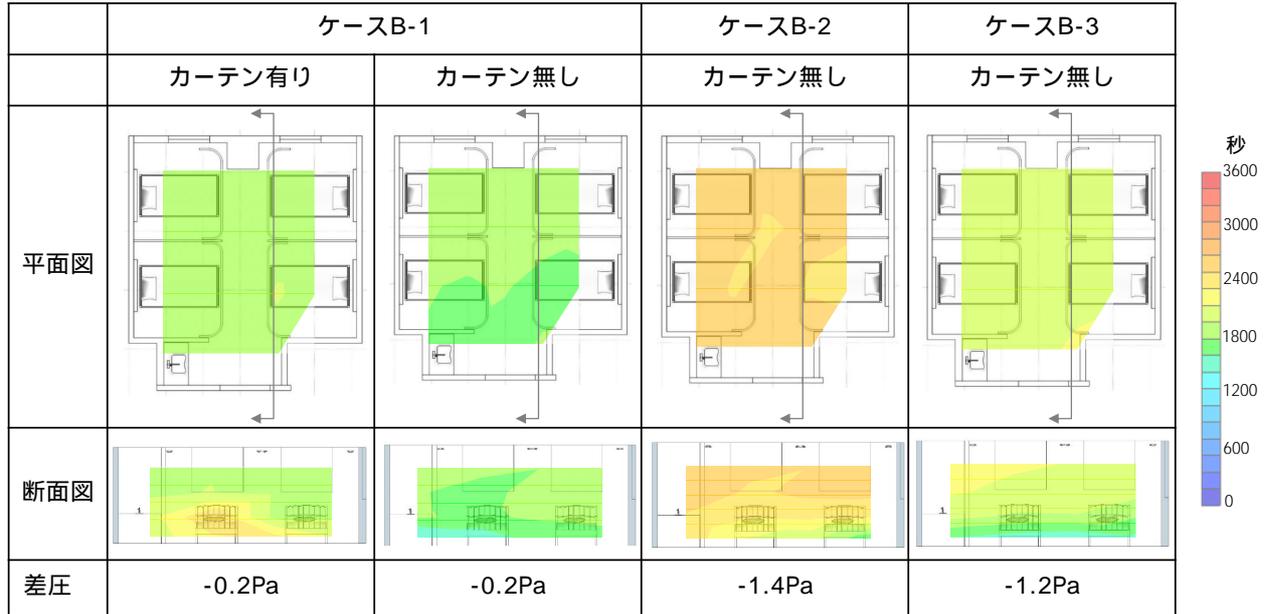


図8 空気齢・差圧の実測結果

測定精度 ±0.5Pa

3. 実測概要と結果

3.1 実測概要

実測概要を表3に示す。2023年1月の暖房期において、病室陰圧切替え換気システムを導入した一般病棟の4床室、1床室を対象に実測調査を行った。本報では、4床室(表2のケースB-1~3)の空気齢、病室と廊下との差圧の実測結果について示す。実測では、カーテンを開けた状態での陰圧切替えによる各ケースの換気効率の差異について検証した。

CO₂を用いたトレーサガスステップダウン法¹⁾により空気齢を測定した。CO₂ガスを3,000ppmを目処に室内で均一に充滿させたのち、ガス発生を止めて空調換気を運転、濃度測定を開始した。CO₂濃度計(T&D社製、TR-76Ui)の測定点を図7に示す。測定高さは床上1,200mmとした。代表断面では床上100、600、1,200、1,800mmで測定した。各点の無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の濃度減衰は回帰式を用いて定積分により求め、空気齢を算出した²⁾。微差圧計はtesto521-3を用いた。

3.2 実測結果

空気齢・差圧の実測結果を図8に示す。差圧はケースB-2で-1.4Pa、ケースB-3で-1.2Paであり、病室が陰圧になっていることを確認した。空気齢はCFD解析結果と同様、ケースB-2はケースB-1と比較して長く、ケースB-3はケースB-2と比較して短くなっており、病室に一

部SOAを給気することで、換気効率が改善していることを確認した。カーテンを閉じた場合についてケースB-1で検証したところ、室平均空気齢は3分程度長くなった。

4. まとめ

パンデミック時に一般病棟への感染患者のスムーズな受け入れを実現する病室陰圧切替えシステムを開発し、COVID-19感染拡大時に実施設計中であった病院に導入した。CFD解析と実測調査により、病室の確実な陰圧化と換気性能が十分に確保できていることを確認した。今後発生しうる新たな感染症に対しても感染リスク低減対策として有効な技術であり、新築だけでなく既存建物への導入にも十分対応できることから、医療スタッフへの安全安心な環境提供に寄与できると考えている。

謝辞

本調査の実施にあたり、大阪府立病院機構 大阪はびきの医療センターの関係者皆様にご多大なるご協力を、また計画と検証において貴重なご指導をいただきました。心よりお礼申し上げます。

参考文献

- 1) 空気調和・衛生工学会規格:「トレーサガスを用いた単室の換気量測定法」, SHASE-S 116-201
- 2) REHVA, 空気調和・衛生工学会:「換気効率ガイドブック 理論と応用」, 丸善, 2009.10

クール&ヒートピットの省エネルギー性能に関する評価 Evaluation of the energy-saving performance of the Cool & Heat Pit

非会員 ○陳 贇（竹中工務店）

正会員 北村 俊裕（竹中工務店）

Yun CHEN*1 Toshihiro KITAMURA*1

*1 Takenaka Corporation

The LEED GOLD-certified foreign-owned office building has implemented a variety of environmental technologies. This paper provides an overview of one of these energy-saving technologies, the Cold & Heat Pit, and energy conservation evaluation details. We analyzed the data of temperature and humidity measured by BMS for one year, Able to verify the energy-saving effect of the Cold & Heat Pit.

1. はじめに

対象建物は、滋賀県野洲市に位置する外資系企業の化粧品工場における従業員用の厚生棟であり、工場の玄関としての機能も持つ。そこで本件では、工場の玄関にふさわしい意匠性、従業員への福利厚生、環境配慮をコンセプトとして計画した。様々な環境配慮技術を導入し、LEED V4にてNC（新築）の GOLD 認証を取得した。

本稿では、導入した環境配慮技術の一つである「クール&ヒートピット」（以降 CHP とする）の計画概要及び性能検証結果について報告する。

表-1 建物概要

所在地	滋賀県野洲市
設計・施工	株式会社竹中工務店
用途	工場（事務所）
工期	2020年4月～2021年6月
敷地面積	131,176m ²
建築面積	2,886m ²
延床面積	4,952m ²
構造	S造
階数	地上2階



写真-1 外観

2. 計画概要

2.1 建築概要

写真-1に本建物の外観、表-1に建物概要について示す。外装には縦ルーバーを全面に配置している。設計段階で日射シミュレーションを実施し、ルーバー面毎に異なる日射遮蔽に最適な角度を検討の上実装した。日射を有効に遮蔽すると共に、眺望確保にも配慮した。窓ガラスには全面Low-Eペアガラスを使用し、断熱性を確保している。

2.2 設備概要

(1) 電気設備

受変電設備：敷地内既存変電所より6.6KV1回線受電
発電設備：防災用3φ220V35KVA

(2) 衛生設備

給水設備：敷地内既存受水槽より加圧給水方式
給湯設備：局所給湯方式
(電気瞬間湯沸器+貯湯式電気湯沸器)

排水設備：汚水雑排水合流方式

(3) 空調設備

空調設備：空冷ヒートポンプパッケージエアコン
換気設備：外気処理エアコン、全熱交換器、給排気ファン

排煙設備：自然排煙

(4) 昇降機設備

乗用エレベーター：750Kg、11人、車いす仕様

2.3 環境配慮技術概要

本建物は環境負荷低減のため、意匠・構造・設備が融合した様々な工夫を行い、LEED V4にてNC（新築）の GOLD 認証を取得した。図-1に LEED GOLD 認証取得のために採用した要素技術を示す。

3. クール&ヒートピット技術

3.1 クール&ヒートピット及び測定の概要

本建物は敷地に隣接する新幹線からの振動影響を低減する対策として建物全域にピットを設けており、そのピットを外気取入経路とした。ピットの構造概要を表-2に示す。外気は建物南西側の屋外に設けた給気口から取入れ、ピットを経由しピット内に立ち下げた4本の縦ダクトを経由して全熱交換器などの換気機器を介して各室へ供給される。また、屋外給気口からピットまでは、600φのVU管を6本埋設し風洞として利用した。また、本建物周囲は地下水位が高いため、湧水浸入によるカビの発生などが懸念されたため、ピット内には防水を施した。取り入れ経路の概念図を図-2に、ピット内部の状況を写真-2に、外気取入口を写真-3に示す。

今回のCHPの効果を検証するため、ピット内に4箇所、屋外に1箇所温湿度センサーを設け、温度・湿度測定を行った。測定点を図-2のピット平面図に示す。竣工直後の2021年12月から2022年9月までの10か月の実測データを分析した結果を以下に示す。

3.2 測定結果と考察

(1) 温度の緩和効果

冬期及び夏期の外気温度、ピット内平均温度 (①~④の平均)、ピット内測定点①と④の温度実測値を図-3、図-4に示す。測定点①は外気取入口から最も近く、測定点④は外気取入口から最も遠い測定点となる。実測結果より冬期、夏期共に外気温度と比較してピット内温度が安定していることが分かる。空調運転時間内で温度緩和効果は冬期では、室内取入段階で外気温度より平均 9°Cの昇温効果が確認できた。夏期においては 4°C程度の冷却効果が確認できた。これらより夏期より冬期の方がクール&ヒートピットの外気温度の緩和効果が大きいことが

確認できた。一方冬期・夏季共に、時間帯によってはピット内温度と外気温度が、空調負荷低減という視点に対して逆効果になる時間帯が見受けられた。

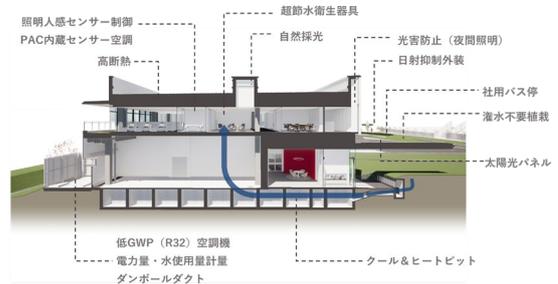


図-1 LEED GOLD 実現ための様々な取り組み



写真-2 ピット内部



写真-3 外気取入口

表-2 ピットの構造概要

ピット内平均有効高さ	1850 mm	
人通孔直径	600 mm	
仕様	床	コンクリート 300 mm
	天井	コンクリート 150 mm
	側壁	コンクリート 320 mm

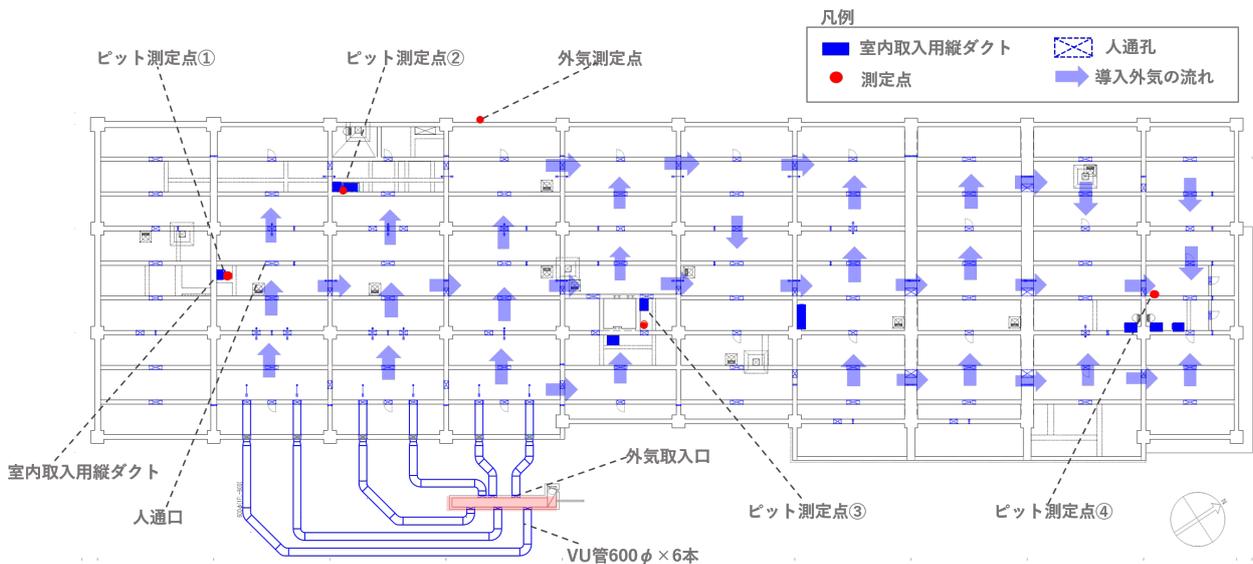


図-2 CHP 平面図

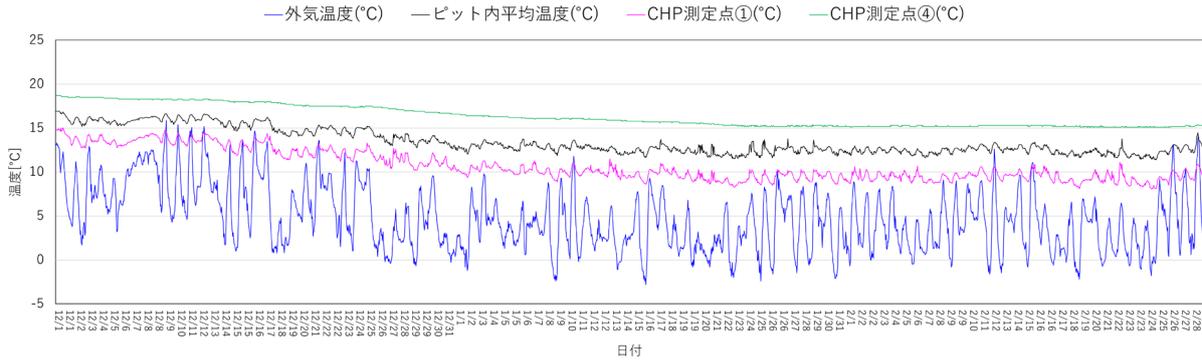


図-3 外気及びCHP 空気の温湿度の変化(冬期 2021/12～2022/2)

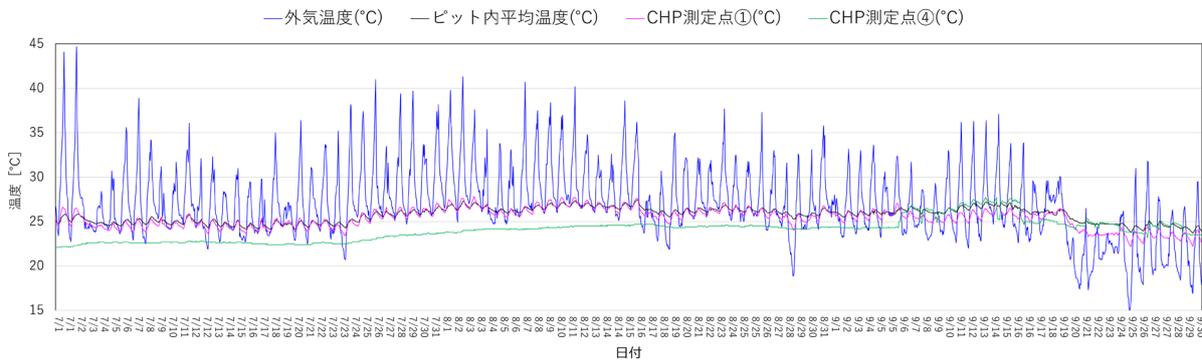


図-4 外気及びCHP 空気の温湿度の変化(夏期 2022/7～2022/9)

また図-3 より、外気取入口から最も遠い測定点④は、測定点①と比較し、冬期は5°C程度高く、夏期は2°C程度低くなっていることが確認できた。測定点④は①と比較し約60m導入経路が長い。経路が長いほどCHP効果が大きいことを併せて確認できた。

(2) 夏期における湿度検証

夏期の外気及びピット内の相対湿度及び絶対湿度をそれぞれ図-5、図-6に示す。夏期の外気平均相対湿度は大きく変動しているのに対して、ピット内平均相対湿度は安定しているが70~90%近くと高くなっていることが確認された。

(3) 外気温度とピット内温度との関係

外気温度とピット内温度との関係について、図-7に示す。外気温度をX軸、ピット内日平均温度をY軸としたところ、単回帰では次の式による関係が認められた。

$$y = 0.5467x + 10.103(°C) \dots \dots \dots (1)$$

相関係数は0.96と高く、外気温度とピット内温度に高い相関が確認でき、類似条件でのCHPの効果予測に有効なデータとなった。

(4) CHPの外気負荷削減効果

外気温度及びピット内温度の実測データに基づき、冬期及び夏期の空調稼働時間内での外気全熱負荷、潜熱負

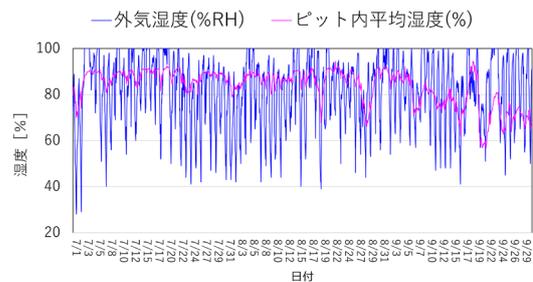


図-5 外気及びピット内の相対湿度の変化

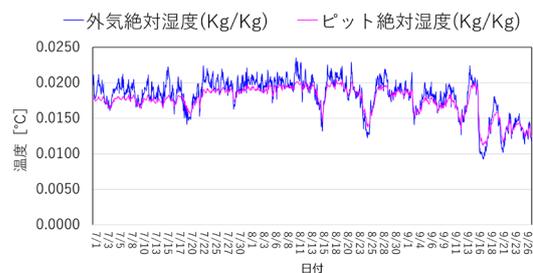


図-6 外気及びピット内の絶対湿度の変化

荷の削減効果を算出した。負荷計算条件は表-3 に示す。冬期の CHP 有無による月積算外気顕熱負荷を図-8、夏期の CHP 有無による月積算外気全熱負荷を図-9 に示す。冬期は12月における外気顕熱負荷削減率は50%、夏期は7月における外気全熱負荷削減率は32%となった。

また夏期の CHP による外気負荷削減効果における顕熱、潜熱の割合を表-4 に示す。7、8月は顕熱削減効果割合が大きく、9月は潜熱削減効果割合が大きくなった。これは9月に外気温度が低下したことにより、ピット内温度が外気温より高い時間帯が長くなり、温度緩和効果が減少したことが原因と想定する。

4. 建物全体エネルギー消費量分析

2021年12月から2022年11月までの1年間の建物全体のエネルギー消費量を集計し図-10 に示す。本建物は内装が半分程度未実装となっているため、エネルギー消費量は参考程度と捉える必要があるが、年間 723MJ/m² 年となった。このうち、空調に関わるエネルギーは全体の53%となった。オフィスがなく、厚生施設主体の用途のため、空調エネルギーの占める割合が大きい結果とな

った。照明に関するエネルギー消費量は全体の18%になり、自然採光や人感センサー制御などの省エネ技術の効果があつたと推測する。

5. おわりに

今回 CHP における年間実測により以下の結果を得ることができた。

1) 冬期平均で約9℃、夏期平均で約4℃の外気温度緩和効果を確認することができた。

2) 外気取入口に最も近い位置と、最も遠い位置の温度差は、冬期では5℃程度、夏期では2℃程度となり、経路が長いほど CHP 効果が大きいことを確認できた。

3) 空調稼働時間帯(8時~18時)において冬期3か月平均で外気顕熱負荷を約46%削減、夏期3か月平均で外気全熱負荷を約27%削減することができた。

謝辞

本論の取りまとめにあたって、建築主をはじめ多くの方々にも多大なる御支援・御協力を賜りました。ここに記して謝意を表します。

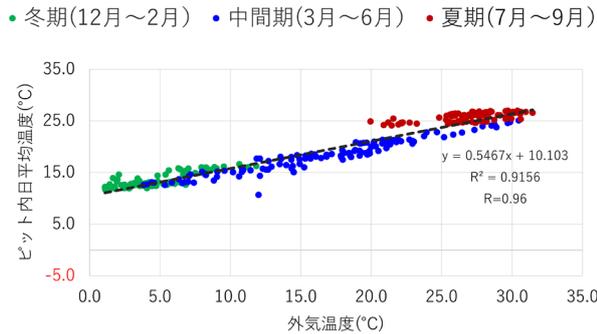


図-7 外気温度とピット内日平均温度との関係

表-3 CHP 外気負荷削減計算条件

	冬期	夏期
室内温度(°C)	22	26
風量(m ³ /h)	22,000	
空調稼働時間	8:00~18:00	
空気密度(kg/m ³)	1.2	
空気比熱(J/kg K)	1006	

表-4 夏期における外気負荷削減効果の内訳

	顕熱	潜熱
2022年7月	60%	40%
2022年8月	69%	31%
2022年9月	36%	64%

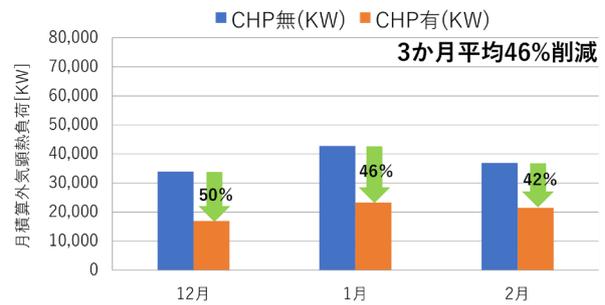


図-8 CHP による冬期外気顕熱削減効果(2021/12~2022/2)

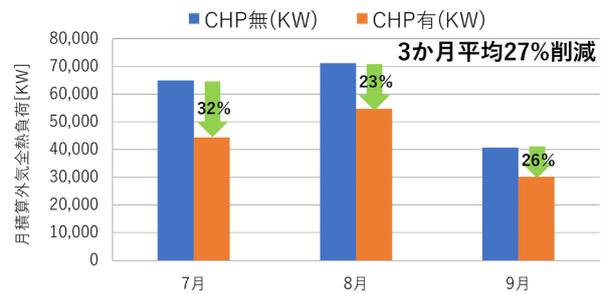


図-9 CHP による夏期外気全熱削減効果(2022/7~2022/9)

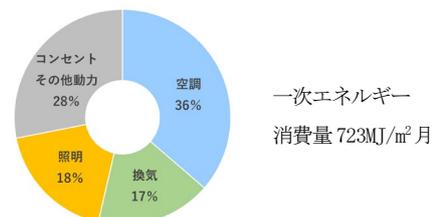


図-10 建物全体エネルギー消費量(2021/12~2022/11)

社員寮における寝室内環境制御システムの睡眠への効果検証 Effectiveness of a Bedroom Environment Control System on sleep quality in an Employee Dormitory

○小川 裕子 (竹中工務店) 越村 翔 (竹中工務店) 君塚 尚也 (竹中工務店)
堀 翔太 (ダイキン工業) 安本 千晶 (ダイキン工業) 加藤 隆史 (大阪大学)
Yuko OGAWA*1 Sho KOSHIMURA*1 Naoya KIMIZUKA*1
Shouta HORI*2 Chiaki YASUMOTO*2 Takafumi KATO*3

*1 Takenaka Corporation *2 Daikin Industries Ltd. *3 Osaka University

In this study, we verified the effectiveness of the "sleep environment control system" for creating a good sleeping space. In the experiment, we compared sleep in a specialized sleep room and in our own room. Actigraph, OSA-MA, and other questionnaires were used as sleep indices. As a result, the OSA-MA score was significantly improved in the sleep-specialized room compared to the home room. Other sleep evaluation indices also tended to improve.

はじめに

睡眠は、日中の生産性向上や健康状態に与える影響が大きいと、睡眠の質を向上させることに対する社会的ニーズは高くなっている。良い睡眠を得るためには睡眠環境を整えることが重要である。

そこで、某社員寮において、睡眠状態に合わせて各種設備を制御し、最適な睡眠環境を提供する睡眠特化室：ウェルネスルーム(以下、WR)を導入した。その有効性を検証するために、被験者10名を対象とした夏季実測を行い、自室での睡眠と比較した。本報ではその結果を報告する。

1. 概要

1.1 建物概要

Fig.1.1.1 に外観、Table.1.1.1 に建築概要を示す。本施設は、新入社員約200名が1年間の共同生活を行う研修寮である。寮内は共用リビング、大浴場、食堂に加え、集団研修等に利用する大研修室を備えており、寮生同士の活発な交流を促進するために、各寮室はコンパクトなつくりとなっており、ロフト上の空間が寝床となっている。

1.2 ウェルネスルーム(WR)概要

ウェルネスルーム(WR)の概要を Fig.1.2.1 に示す。空間の基本コンセプトは「天蓋膜(ベッドキャノピー^{注1})」に包まれた最高の睡眠空間である。天蓋膜により空調によるドラフトや照明のグレアを緩和しつつ、膜に「包まれている」という心理的効果も同時に期待した。天蓋膜の形状については、実大モックアップを製作し、開口率の異なる3種類の膜と、膜の傾斜角として「足側に傾斜」「頭側に傾斜」「水平」の3条件で場合分けをし、最適



Fig.1.1.1 Building photo

Table.1.1.1 Building outline

所在地	兵庫県神戸市
用途	寄宿舍(独身寮)、研修所
構造	RC造、S造、SRC造、免震
規模	地上3階、建築面積：3,463.92 m ² 、 延床面積：6,189.97 m ² 、寮室：275室

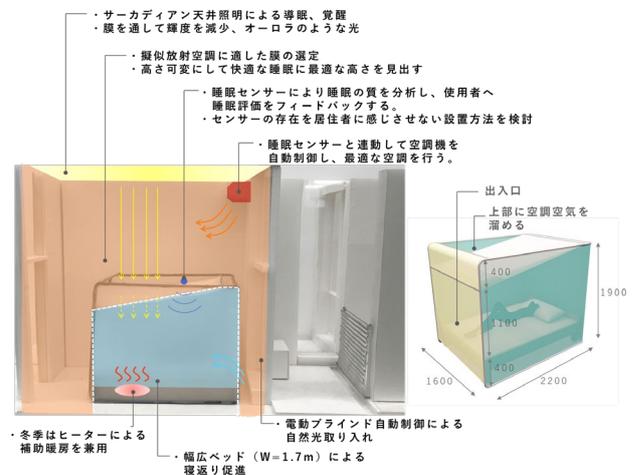


Fig.1.2.1 Wellness room outline drawing

Table.1.3.1 Equipment in the wellness room

ルームエアコン	入眠～起床までの深部体温の変化を考慮し、設定温度から±1℃の範囲で膜内温度を調整
光天井照明	太陽光に近似したスペクトルを持つ超高演色 (Ra99) の白色 LED 素子を敷き詰めた光天井を睡眠状況に応じ照度(0.3lx~2000lx)、色温度(2700K~5000K)を変化
電動ブラインド	起床予定時に開放し、外光を寝室に取り入れる
換気扇	常時換気とするが、室内 CO2 濃度より強または弱運転
サーキュレータ(暖房)	入室までの余剰時間に運転し、室温を安定化させる
加湿器(暖房)	WR 利用時に運転し、冬季の湿度を安定化させる
遮音扉	リビングに面する入口扉を二重扉とし、通常の寮室より静音性を向上

Table.2.1.1 Experiment case

Case1	自室での睡眠
Case2	WR での睡眠 (天蓋膜有り)
Case3	WR での睡眠 (天蓋膜無し)

形状の検証を行った。検証概要を Fig.1.2.2 に、結果を Fig.1.2.3 に示す。結果として、「開口率 26%の膜×頭側に傾斜」のケースで最も評価の高い結果となった。特に温冷感への影響が高い気流感を抑えることができた。このケースに対する更なる改善案として、吹出角度を変更し、頭部の膜をダブルスキンにすることで、顔～脚の温度差を小さくし、気流速度を抑えることができた。この条件に基づき WR へ設置した。加えて、文献¹⁾に基づき、Fig.1.2.4 の睡眠環境制御アルゴリズムを構築し、WR に導入した。予め利用者が設定した就寝・起床スケジュールと、非接触センサによる入床・入眠・覚醒の検知により、Table.1.3.1 の設備を制御した。

2. 実測概要

2022 年 7 月～9 月中旬に、成人 10 人(男性 6 人、女性 4 人、平均年齢 24.7±1.2 歳)を対象とし実施した。

2.1 実測ケース

実測ケースを Table.2.1.1 に示す。Case1 では自室での睡眠、Case2 は天蓋膜有りの WR での睡眠、Case3 は天蓋膜無しとした場合の WR での睡眠とした。この 3 ケースの実測について WR での順応夜を含む 4 日間を実施した。尚、自室の実測環境については、通常的生活通りに自身の好みで照明や空調を操作してもらった。

2.2 測定項目

(1) 環境測定

枕元に設置した環境センサ(オムロン社製 2JCIE-BL)により室温、照度、騒音を測定した。

(2) 睡眠評価

客観指標としてアクチグラフ(AMI 社製 マイクロモーションロガー時計型)により、睡眠効率、入眠潜時、中途覚醒を測定した。また、実測日の就寝前と起床後にアンケートを実施した。就寝前アンケートを用いて、温冷感と快適感を評価した。また、当日の生活(疲労、ストレス、食事など)や、寝具・着衣状況について確認した。起床後

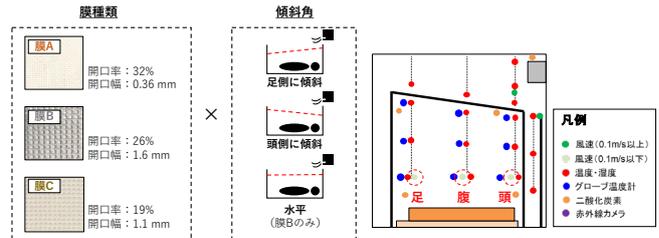


Fig.1.2.2 Outline of mockup experiments

	ケース① 膜種類: A 傾斜: 足側傾斜	ケース② 膜種類: B 傾斜: 足側傾斜	ケース③ 膜種類: C 傾斜: 足側傾斜	ケース④ 膜種類: A 傾斜: 頭側傾斜	ケース⑤ 膜種類: B 傾斜: 頭側傾斜	ケース⑥ 膜種類: C 傾斜: 頭側傾斜	ケース⑦ 膜種類: 膜なし 傾斜: -	ケース⑧ 膜種類: B 傾斜: 水平
空気温度	○	△	○	○	△	△	△	△
平均温度 (10~30分)	膜内: 20.0℃ 足: 20.3℃	膜内: 22.5℃ 足: 21.6℃	膜内: 21.2℃ 足: 21.8℃	膜内: 20.7℃ 足: 20.5℃	膜内: 21.6℃ 足: 20.3℃	膜内: 20.9℃ 足: 19.7℃	膜内: 22.4℃ 足: 20.9℃	膜内: 22.4℃ 足: 21.6℃
顔-足 温度差	-0.3℃	0.9℃	0.2℃	0.1℃	1.3℃	1.2℃	1.5℃	0.8℃
放射温度	△	△	△	△	○	○	△	○
顔付近平均温度 (10~30分)	放射: 20.9℃ 空室: 20.9℃	放射: 22.3℃ 空室: 22.3℃	放射: 21.8℃ 空室: 22.2℃	放射: 21.2℃ 空室: 21.3℃	放射: 21.2℃ 空室: 22.1℃	放射: 20.6℃ 空室: 21.4℃	放射: 22.3℃ 空室: 22.6℃	放射: 22.2℃ 空室: 22.9℃
空気温度との差	0.0℃	0.4℃	0.4℃	0.1℃	0.9℃	0.8℃	0.3℃	0.7℃
CO ₂ 濃度	△	○	○	×	○	○	○	○
平均濃度 (10~30分)	膜内: 947ppm 膜外: 807ppm	膜内: 852ppm 膜外: 807ppm	膜内: 894ppm 膜外: 831ppm	膜内: 1165ppm 膜外: 831ppm	膜内: 921ppm 膜外: 872ppm	膜内: 913ppm 膜外: 855ppm	膜内: 954ppm 膜外: 918ppm	膜内: 833ppm 膜外: 803ppm
膜内外温度差	140ppm	45ppm	63ppm	263ppm	59ppm	59ppm	35ppm	29ppm
気流速度	×	△	×	○	○	△	×	○
顔付近平均風速	0.28 m/s	0.15 m/s	0.26 m/s	0.10 m/s	0.12 m/s	0.17 m/s	0.24 m/s	0.13 m/s
顔付近最大風速	0.77 m/s	0.44 m/s	0.46 m/s	0.35 m/s	0.31 m/s	0.37 m/s	0.63 m/s	0.33 m/s

Fig.1.2.3 Results of mockup experiments

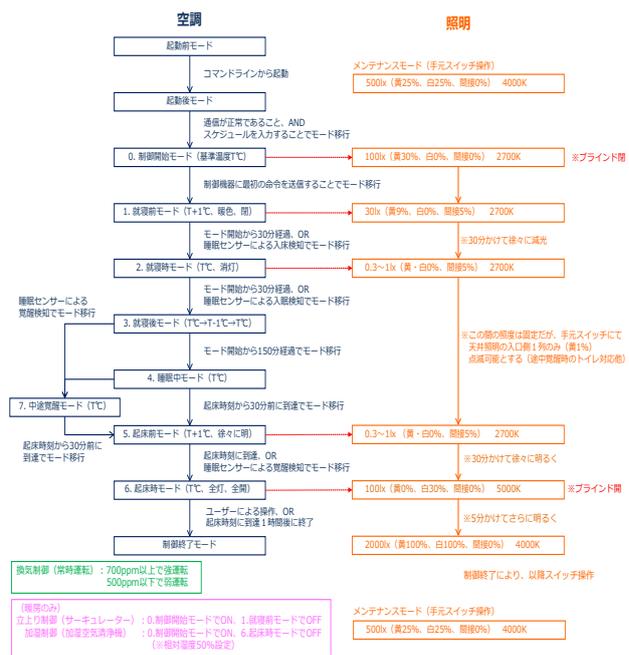


Fig.1.2.4 Algorithm of sleep control



Fig.3.1.1 Results of indoor environment measurement

アンケートを用いて、就寝時・起床時の就寝環境についての主観評価を行った。OSA-MA²⁾を用いて睡眠の主観評価を行った。また、実測最終日には、これらの評価内容をWRと自室とで比較した。

3. 実測結果 (Case1, 2 の比較)

3.1 環境測定

室内温度は、入眠前後の体温の変化に合わせて、入眠のタイミングで1.0℃上昇し、その後低下する温度制御とした。Fig.3.1.1 に示すように、室内環境測定の結果、この温度制御ができていたことを確認した。また、照度と騒音の結果について Fig.3.1.2 に示す。照度については、就寝前に明るく点灯させ、ある一定時間を過ぎると照度が落とすという照明制御が正しく稼働したことを確認した。騒音については、常に約 37dB を保った環境とした。

3.2 睡眠評価(アンケート)

(1) 就寝前評価

就寝前アンケートにて、当日の生活や着衣等が各ケースで大きく差がないことを事前に確認した。温冷感・快適感申告の結果を Fig.3.2.1 に示す。温冷感については、自室の方が「どちらでもない」と感じた人が多かった。WR で不快側の回答が見られた理由として「身体の一部が暑い」などがあつた。これは、入床前に室温を上昇させて末梢の血流を促進させることを狙った今回の制御によるものと考えられる。また快適感についてWRの方が「快適」側の回答が多くみられた。自室で不快とした理由に「気流を感じる」という回答があつた。

(2) 起床後評価

睡眠環境についての起床後評価の結果を Table.3.2.2 に示す。起床時の光環境のみWRの方が有意に明るいという結果だった。これは光天井照明と電動ブラインドによる効果と考えられる。また、就寝中の気流感ではWRの方が気流を感じにくい傾向(P<0.1)であった。これは天蓋膜によってルームエアコンからの気流を抑制できた効果と考えられる。OSA-MA では(Fig.3.2.3)、「起床時眠気」、「疲労回復」、「睡眠時間」の3つの因子においてWRの方が有意に高かった。また、各室での覚醒要因について確認すると、自室では9人が「目覚まし時計」による覚醒だったのに対し、WRでは「自然と目が覚めた(2人)」や「光(3人)」によって起床した人が半数を占めた(Fig.3.2.4)。これはサーカディアンリズムに基づいた空調制御や照明制御の効果であると推察できる。

(3) 総合評価

実験最終日に自室とWRを総合的に比較したアンケートでは8割の被験者から「WRの方が良い」と回答があつた。その要因として、「気流感がない」「照明」「ベッド」「空間の広さ」が特に多く挙げられた。一方で、「音(騒音)」がWRの悪かった項目として多く挙げられた。音環境

については、自室とは異なり遮音性の優れたWRでは室外からの音を遮断したものの、かえって室内エアコンの音が気になったという回答が多かった。以上の主観評価より、WRの睡眠効果を確認できた。

3.3 睡眠評価(アクチグラフ)

データが欠損した2人を除外し、8人を解析対象とし

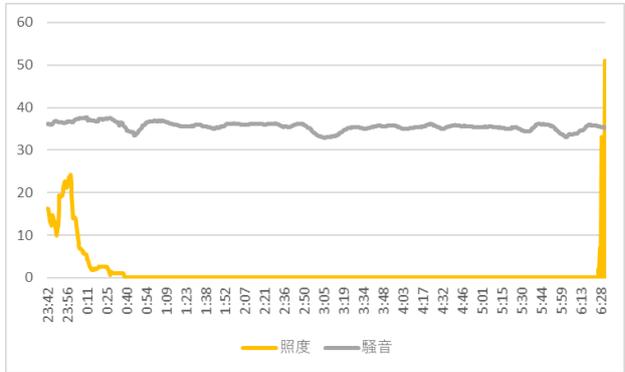


Fig.3.1.2 Trend of illumination and noise

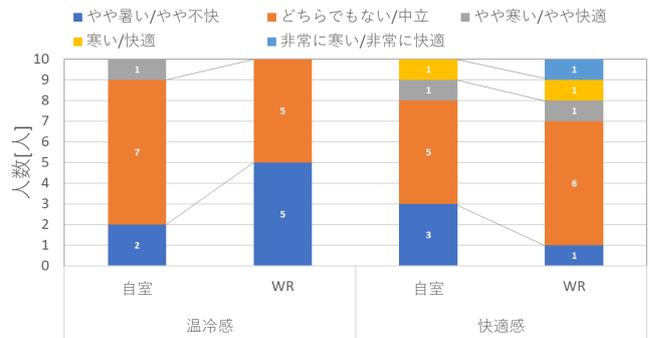


Fig.3.2.1 Questionnaire before sleep

Table.3.2.2 Questionnaire after waking up about environment

		自室		WR		Wilcoxon
		平均	SD	平均	SD	
就寝中	温冷感	3.10	0.57	3.00	0.47	0.564
	快適感	3.30	1.64	3.90	1.10	0.245
	気流感	0.80	0.79	0.20	0.42	0.084
	光環境	1.20	1.14	1.90	0.88	0.141
起床時	音環境	2.10	1.37	2.20	1.48	0.722
	温冷感	2.90	0.57	2.90	0.32	1.000
	快適感	3.50	1.35	4.20	1.14	0.288
	光環境	1.60	0.97	2.80	0.92	*0.031

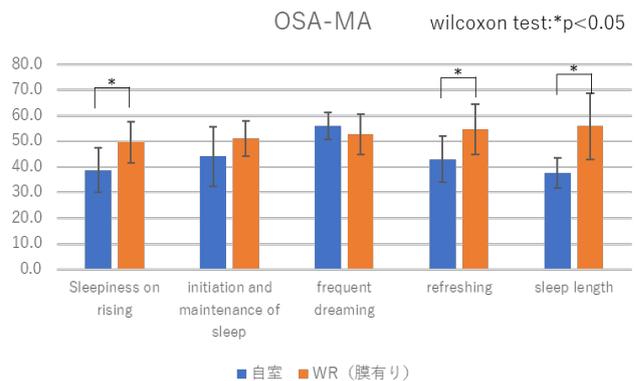


Fig.3.2.3 OSA-MA score

た睡眠効率の結果をFig3.3.1に示す。自室では平均92.4%、WRでは平均97.8%だった。20代は平均96.0%³⁾と言われており、自室においても睡眠効率が高かったため、改善の余地は少ないが、WRでは20代平均を下回る人がおらず、被験者は全員が高い睡眠効率であった。入眠潜時及び中途覚醒についての結果をFig.3.3.2に示す。入眠潜時は、自室では平均13.0分、WRでは平均6.1分であった。「若年では20分以上」という臨床的な目安⁴⁾を参考に、自室で入眠潜時が20分以上の2人に着目すると、いずれも15分以内に入眠した。また、中途覚醒は自室では25.3分、WRでは8.6分であった。20代平均値が15分³⁾であることを参考に、自室で中途覚醒が15分以上の3人に着目すると、WRで大きく改善した。以上の客観的評価からも、WRでの睡眠効果を確認することができた。

4. 実測結果 (Case2, 3の比較)

天蓋膜の有無による比較実測では、風速に大きく差があった。天蓋膜が有るCase2では、人体周りの平均風速が0.1m/s程度で、不感気流とされている0.2m/s未満⁵⁾であった。天蓋膜が無いCase3では平均風速が0.4m/s程度であり、天蓋膜により寝具上への気流を緩和できた。また、膜無し条件で得られた7人を対象としたアクチグラフの結果をTable.4.1に示す。入眠潜時、中途覚醒のいずれも平均値は天蓋膜有りの方が良好であり、5人の睡眠効率が向上した。以上の結果より、天蓋膜による気流感の低減や、空間としての安心感等の効果を確認した。

5. まとめ

良質な睡眠空間を創出するための「睡眠環境制御システム」を導入した睡眠特化室(WR)にて、被験者10名による夏季実測を実施し、その有効性を検証した。

自室とWRの比較実測結果より、主観アンケート評価(OSA-MA)からWRで睡眠が改善したことを確認できた。アクチグラフによる評価では、元々の睡眠が良く改善の余地が少ない被験者が多く難しい中で、一部の睡眠に課題のある人に対しては、改善効果が期待できることが示唆された。

また、WRによる天蓋膜の有無による比較実測により、睡眠効率、入眠潜時、中途覚醒のいずれにおいても天蓋膜「有り」の条件にて、睡眠指標が良好な結果となり、就寝時の気流感を抑制することの重要性を確認できた。

以上の結果から、睡眠環境を整えることで睡眠の質が向上することが確認でき、「睡眠環境制御システム」を導入したWRの有効性を示唆することができた。

【謝辞】

本研究は独立行政法人科学技術振興機構(JST)の研究成果展開事業「センター・オブ・イノベーション(COI)プログラム: グラント番号 JPMJCE1310」の支援によって行われた。

【注釈】

注1) 特許出願済:特開2022-83917

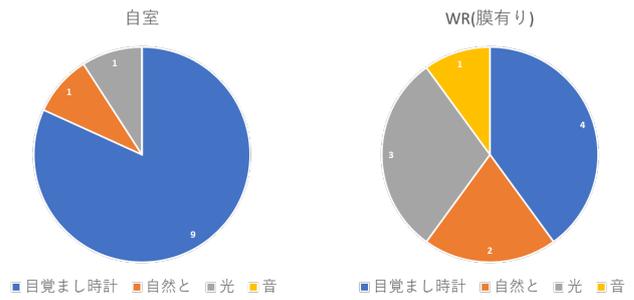


Fig.3.2.4 Awakening reason

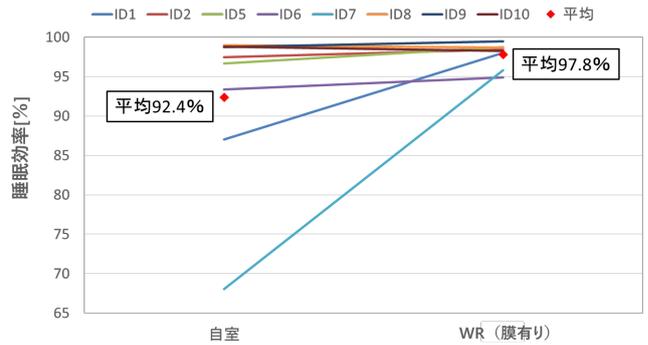


Fig.3.3.1 Sleep efficiency by actigraphy

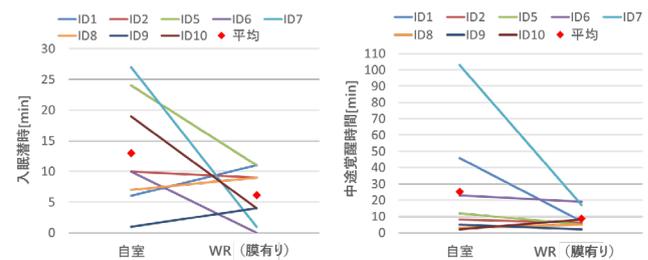


Fig.3.3.2 Sleep onset latency and wake time by actigraphy

Table.4.1 Sleep efficiency (comparison of Case2 and Case3)

	睡眠効率[%]		入眠潜時(min)		中途覚醒(min)	
	膜有り	膜無し	膜有り	膜無し	膜有り	膜無し
ID2	98.4	93.8	9	7	6	20
ID5	98.8	95.4	11	1	5	16
ID6	94.9	88.0	0	2	19	49
ID7	95.8	93.3	1	9	17	25
ID8	98.7	99.0	9	12	5	4
ID9	99.5	99.3	4	31	2	3
ID10	98.2	99.4	4	12	8	2
平均	97.7	95.4	5.4	10.6	8.9	17.0
SD	1.7	4.2	4.3	10.0	6.5	16.8

【参考文献】

- 1) 安本, 堀, 加藤:「入床前からの室温制御が夜間睡眠に与える影響」,第60回日本生気象学会大会, 2021
- 2) 小栗, 白川ら:「OSA 睡眠調査票の開発-睡眠感評価のための統計的尺度構成と標準化」,精神医学 27,pp791-799, 1985
- 3) 平沢, 渥美:「睡眠の加齢変化 第一報:各睡眠パラメータの変化について」,日本老年医学会雑誌, 1997
- 4) 睡眠障害国際分類第3版, P4, 2018
- 5) Morito, Tsuzuki, Mori, Nishimiya: Effects of two kinds of air conditioner airflow on human sleep and thermoregulation, Energy Build, 2017

某放送局の設備計画 Facility Planning of a certain Broadcasting Station

○佐藤 慎 (竹中工務店) 花田 博 (竹中工務店)

Shin SATO*1 Hiroshi HANADA*1

*1 TAKENAKA Corporation

はじめに

新築複合用途建物へのテレビ局移転計画に関し、テレビ局部分の設備計画の特徴・BELS 取得について述べる。着工後も多数の変更要望に対応し、テレビ局機能を充足するよう検討を重ねた。建築設備概要を Table. 1 に示す。

Table.1 建築設備概要

延面積	約 8,000 m ² (テレビスタジオ用途部分)
空調方式	空冷 HP パッケージエアコン主体
換気方式	熱回収外調機等による第一種換気主体
受電方式	本予備 (異変電所) 高压 2 回線
非常用発電機	1,000kVA (原動機出力 1,076kW)
燃料タンク	A 重油 20,000L
UPS	待機冗長 300kVA

1. 全体計画

1.1 建築計画の特徴

放送局フロアは低層に、放送送出アンテナ等の放送設備は屋上部に計画された。他用途階には放送専用 EPS を設け基幹通信線ルートを確認している。また、屋上には放送アンテナ直近に放送機器用シェルターを設け、導波管が短くなる計画とし、お天気カメラの主要な方向と画角に対して、屋上造営物の映り込みや航空障害灯からの光漏れに配慮した計画としている。

放送機器サーバー室は、将来の大規模な機器更新 (以下、遷宮と呼ぶ) 用の空間と隣接して配置し、将来壁位置を設定し遷宮後の設備漏水配慮等まで行っている。

1.2 設備計画の特徴・BCP 対応

万一の際や受変電設備点検時にも放送局としての機能を維持するため、次に挙げる対応等を行っている。

電力については、受電方式を異変電所による本予備 2 回線受電とし、非常用発電機は放送継続機器およびスタジオ 1 室運用分を賄う容量としている。UPS は待機冗長システムとし無停電で更新可能としている。UPS 容量は一部のサーバー群が二重で稼働する遷宮期間中の機器容量で設定している。電源ノイズ対策等を考慮して一般系と放送系で変圧器をバンク分けし、特殊接地を 5 系統 (放送機器用、シールドケーブル用等) 用意している。

空調については、放送機器の冷却を担う空調機器を複

数台での冗長化構成としている。電源送りはメイン機を発電機回路、予備機を一般回路とし、受変電設備の点検中も本線受電と予備線受電を切り替えて空調可能である。万一の停電時のメイン機の故障に備え、予備機へ発電機回路から送電が可能ないように開閉器と端子台を設けた。

衛生については受水槽を 2 基設け、緊急遮断弁を設置し、給水ポンプを発電機回路とし、ピットに緊急排水槽を設けている。

2. 省エネ計画・BELS 認証

機能性が重視される放送局であるが、着工後放送機器等の負荷の詳細が明らかになった段階で環境性能向上提案を実施し、テレビスタジオ用途で BELS★5 つを目指した。建物の一部分での申請となるため対象エリアに効果的な要素技術を導入することがポイントとなる。

2.1 外皮計画

着工後の外皮性能の向上策として一般的な Low-e ガラスから高日射遮蔽ガラスに変更している。壁断熱増も提案したがコスト対 BPI 評価により不採用となった。着工時 BPI_m=0.87 から BPI=0.81 へ向上し申請中。

2.2 一次エネルギー計画

BELS★5 を目指し消費エネルギーの見直しを行った。具体的には、①スタジオの照明を削減・高効率化、②PAC 室外機を高効率型に変更、③外調 PAC から熱回収外調機へ変更、④予備機の考え方や諸元を見直し空調容量を削減 (空調予備機は評価対象外となる)、等を行っている。放送サーバー室等は、“その室の使われ方が様々であり現時点では標準的な使用条件を定めることが困難である建築物の部分” とみなされ空調評価対象外とされた。同 BEI_m=0.88 から BEI=0.67 に向上し★5 にて申請中。

3. まとめ

某放送局の設備計画について紹介した。着工後に負荷詳細が明らかになった時点から受変電設備計画を含めた電源計画の整理と環境提案を継続して行った。昨今の省エネ技術の発展や環境性能向上に対する社会の変化に注視し、機能性と環境性能に優れた放送局を実現した。

ソース・レセプター関係を用いた既設空調の最適制御手法の推定

Estimation of Optimal Operation Control of Established Air Conditioner by Using Source-Receptor Relationship

○ルディ 愛 (大阪大学)

松尾 智仁 (大阪大学)

嶋寺 光 (大阪大学)

近藤 明 (大阪大学)

Mana LUEDI*1 Tomohito MATSUO*1 Hikari SHIMADERA*1 Akira KONDO*1

*1 Osaka University

Abstract: In this study, to optimize blowout temperatures of air conditioners for a comfortable thermal environment, this study used the modified source-receptor (SR) method, which assume a linear relationship between the blowout temperature and the indoor temperature field. For reducing errors in the methods caused by nonlinearity due to buoyancy, a correction approach based on linear interpolation was developed. To evaluate the effect of the correction, a set of numerical experiments was conducted using three kinds of SR methods, and second CFD simulations were performed by giving the optimized blowout temperatures. Compared the SR methods with the second CFD simulations, the results did not show the superiority of the SR method with correction at the prediction accuracy compared to the SR methods without the correction. To obtain more obvious results, conditions for computation should be modified.

はじめに

空調を制御することで快適な温熱環境を構築することが求められている。目標温度分布を再現できるように様々な空調吹き出し温度を変更して計算する方法は計算量が膨大になる。一方、目標温度分布から逆推定することで計算量を減らすことができる。松尾ら[1]は実在の講義室での測定実験をもとに計算流体力学 (CFD) モデルを作成し、ソース・レセプター (SR) 関係を用いて、室内温度分布を目標温度分布に近づけるような空調吹き出し温度を決定する逆解析を行った。従来の SR 法は線形関係を仮定しているが、熱源と温度分布の関係は線形ではない問題点がある。そこで本研究では、SR 法において浮力による誤差を減らす手法を提案し、その効果を評価することを目的とする。

1. 研究手法**1.1. 従来の SR 法**

従来の SR 法は、熱源発熱量(本研究においては空調吹き出し温度)の変化量と、室内各点における温度変化の間に線形関係を仮定する。SR 関係を式 (1) に示す。

$$A\Delta Q = \Delta T \quad (1)$$

ここで A は SR 関係を表す因果行列、 ΔQ は空調吹き出

し温度の変化量を表すベクトル、 ΔT は観測点での室温変化量を表すベクトルである。行列 A が既知となると、温度上昇量 ΔT が与えられた際、式(1)を解くことで吹き出し温度ベクトルである ΔQ が求められる。本研究においては最急降下法による解法により吹き出し温度ベクトル Q を求めた。

ここで、式(1)の残差を用いて評価関数 I を式(2)のように定義する。

$$I = \| A\Delta Q - \Delta T \|^2 \quad (2)$$

式(3)に示す最急降下法により吹き出し温度 Q を求める。

$$\Delta Q_{k+1} = \Delta Q_k - \left. \frac{\partial I}{\partial Q} \right|_{\Delta Q = \Delta Q_k} \quad (3)$$

1.2. 浮力の影響を考慮した場合の SR 法

しかし、実際には吹き出し温度の変化により浮力の大きさが変わり流れ場に変化が生じるため、この線形関係は成り立たない。そこで本研究では、複数の吹き出し温度に応じて SR 行列を複数作成し、それらの SR 行列の線形補間(補外)により最適吹き出し温度の最適化を行うように手法を修正した。行列 A を補正する手法においては、最急降下法のステップごとに推定された ΔQ を用いて行列 A を補正しながら計算を行った。

2. SR法の適用方法

2.1. SR法の評価の流れ

本研究におけるSR法の適用の流れは以下のとおりである。まず、室内温熱環境の基準となるケースと基準ケースから空調吹き出し温度を変更したケースの計算を複数行い、吹き出し温度変化に伴う観測点での室温変化の応答を得る。本研究では、+2°Cケースと+4°CケースのそれぞれについてSR行列を得た。次に、目標温度分布を決定し、式(2)~(3)の適用により最適吹き出し温度 Q を決定する。同時に、そのときの各観測点の温度分布が得られる。SR法による予測温度分布の検証のため、推定された最適吹き出し温度 Q を入力値としてCFDシミュレーションを行い、得られた温度分布とSR法による予測値の比較を行う。

2.2. CFD計算条件

CFDシミュレーションには、OpenFOAMを用いた。

室温の制御を行う点として、66の観測点を設定した。

計算領域と観測点の位置をFig.1に示す。

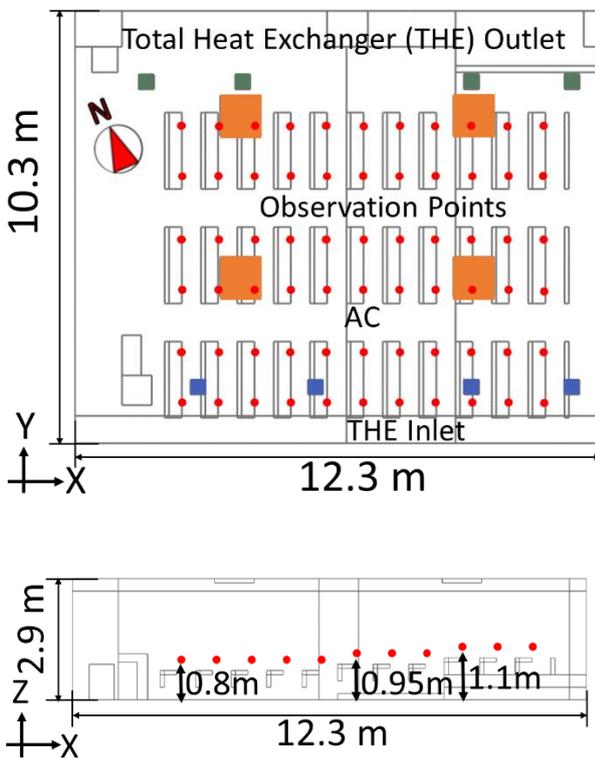


Fig.1 Observation Points and Computation Field

計算領域は大阪大学吹田キャンパスの講義室を模擬している。計算条件は夏季を想定した。室内には4つの空調機(風量 18.5 m³/min)があり、天井に平行な向きを0°として54°で下向きに吹き出す設定とした。全熱交

換器(風量 10.8 m³/min)からは31°Cの外気が吹き出されていることとした。Fig.1の南側に全熱交換器の吹き出し口、北側に吸い込み口それぞれ4つずつある。

すべての空調機の吹き出し温度が22°Cのケースを基準とし、基準ケースから吹き出し温度が2°C高いケースと4°C高いケースを計算した。基準ケースからの変化量から2°C変化時のSR行列 α と4°C変化時のSR行列 β を作成した。Fig.2から基準ケースの平均室温は24.97°Cになり、冷風は観測点まで到達した。

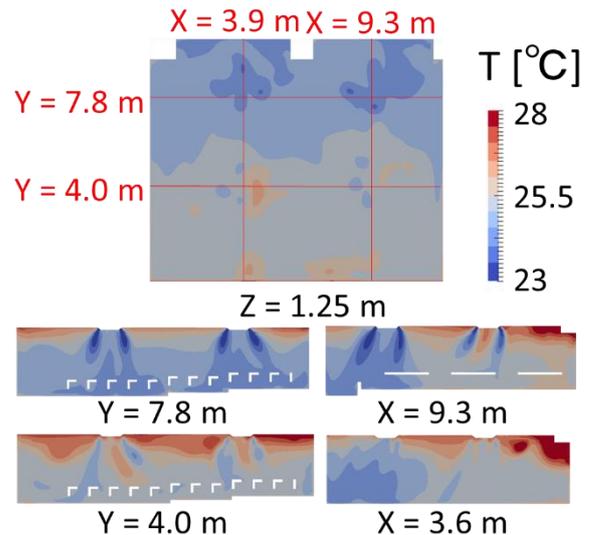


Fig.2 Base Case Temperature

3. SR法を用いた吹き出し温度推定

目標温度分布(Fig.3)を北側44点は26°C、南側22点は28°Cの分布とした。

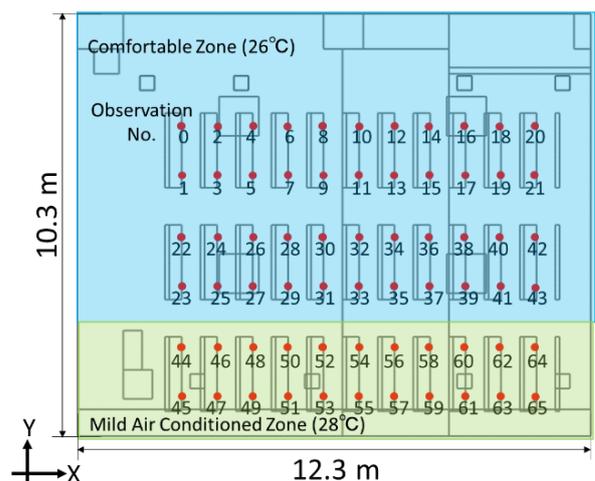


Fig.3 Target Temperature Field

SR行列の修正の効果を評価するため、以下のSR法 α ~SR法 γ の3通りの逆推定を行い、予測精度を比較する。

SR 法 α : SR 行列 α のみを用いる

SR 法 β : SR 行列 β のみを用いる

SR 法 γ : 吹き出し温度に応じて SR 行列 α と SR 行列 β を線形補間して用いる

目標温度分布から SR 法を用いて最適吹き出し温度の逆推定を行った。逆推定によって得られた吹き出し温度を Fig.4 に示す。

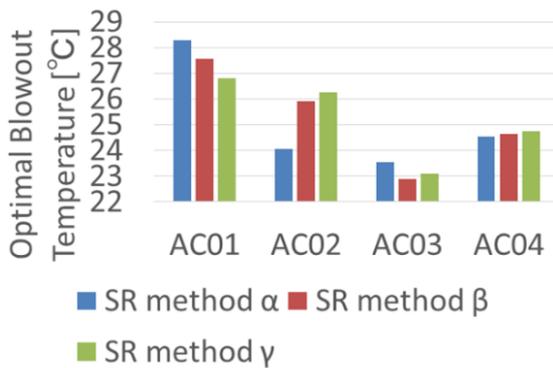


Fig.4 Optimal blowout temperature from SR method

SR 法 β と γ から求めた最適吹き出し温度の高さは $01 > 02 > 04 > 03$, SR 法 α から求めた吹き出し温度は $01 > 04 > 02 > 03$ となっており, SR 法 β と γ は似た傾向があるが, SR 法 α は傾向が異なることが見て取れる。

4. 結果と考察

SR 法の逆推定によって求められた最適空調吹き出し温度を空調機の境界条件として与え, 再度 CFD 計算を実行した (Fig.5)。

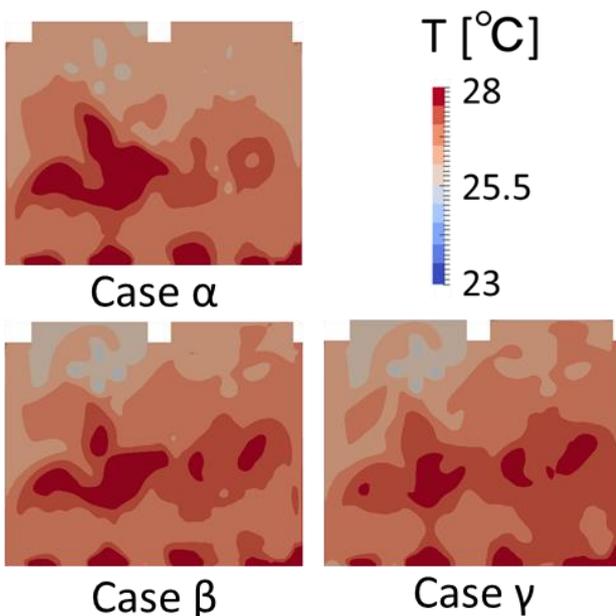


Fig.5 Temperature of Recalculation Cases (Z = 1.25 m)

基準ケースと比べると(Fig.6), SR 法による温度分布のほうが目標温度分布に近いが, 空間の室温分布に差をつけるという点だけを考慮すると基準ケースのほうが優れる結果となった。

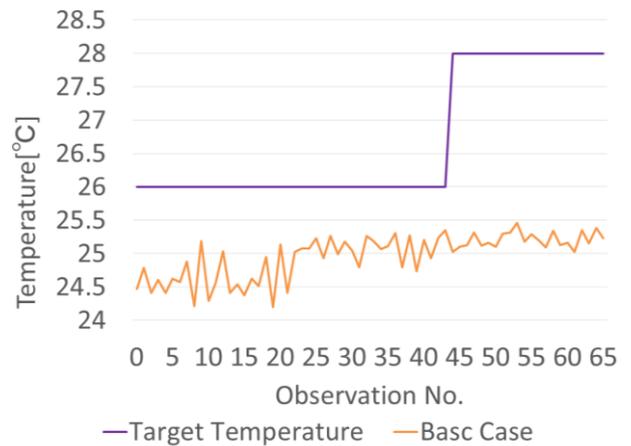


Fig.6 Target Temperature and Base Case

最適吹き出し温度から SR 法を用いて求めた室温について (Fig.7), 快適ゾーンではばらつきが大きいものの 26°C を含めて温度が分布した。一方, 弱冷ゾーン (28°C を目標とする) ではばらつきが小さいものの, 目標より下回った温度となった。

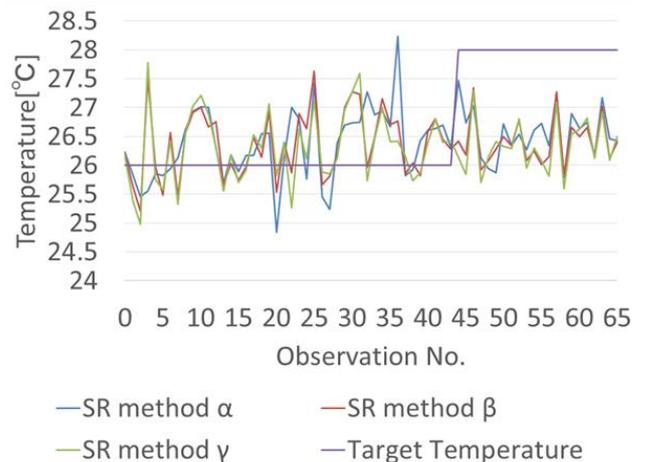


Fig.7 Target Temperature and Temperature from SR method

CFD 再計算ケースから, 観測点室温を抽出し, Fig.8 にプロットした。再計算ケースのほとんどの観測点での室温は快適ゾーンの目標と弱冷ゾーンの目標の間に分布しており, 目標温度は分布に含まれていなかった。また, SR 法と再計算のどちらにおいても快適ゾーンの観測点での室温は弱冷ゾーンの観測点での室温よりばらついた。

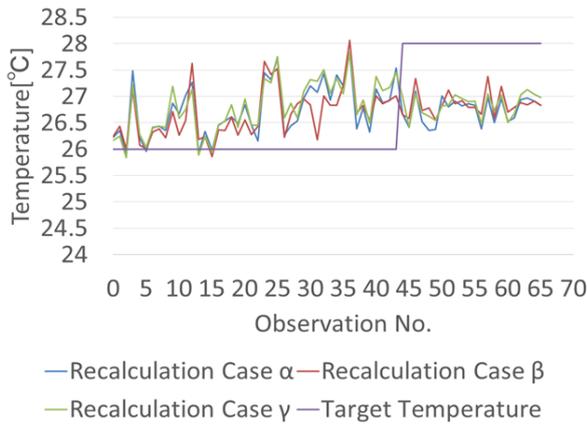


Fig.8 Target Temperature and Recalculation Cases

再計算によって得られた室温 T と式 (1) に最適吹き出し温度を与え SR 法によって得られた室温 T' の差から式 (4) を用いて二乗平均平方根誤差 (RMSE) を求めた。

$$RMSE = \sqrt{\frac{1}{n} \sum_{i=1}^{n-1} (T_i - T'_i)^2} \quad (4)$$

RMSE の値が小さいほどその SR 法は再計算ケースに近いと言える。Fig.9 に再計算ケースと SR 法の差から求めた RMSE を示す。

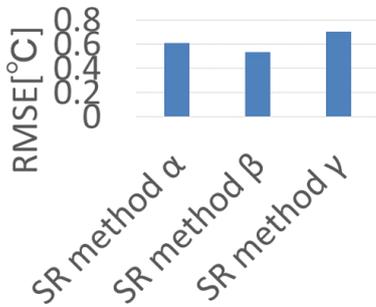


Fig.9 RMSE between Temperature of Recalculation Case and that of SR method

CFD 再計算による温度分布は SR 法によって得られた温度分布に比べ、より詳細な条件を用いた。したがって、右のグラフの RMSE が小さいほど、その SR 法はより実際に即した予測をしており、予測精度が高いと評価する。SR 法と CFD 再計算ケース間の RMSE はケース β で最も小さくなった。

式 (4) の T に各ケースの観測点室温を、 T' に目標温度分布を代入し、RMSE を求めた。Fig.10 は RMSE が小さいほど、ケースと目標温度分布が近く、ケースが目

標温度分布を再現していることを表す。

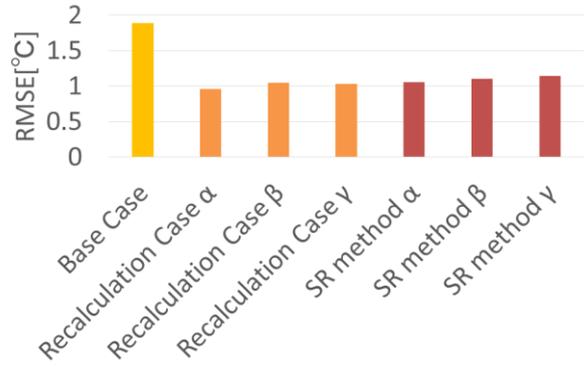


Fig.10 RMSE between Target Temperature and each case Temperature

CFD 再計算, SR 法どちらにおいてもケース α が最も RMSE が小さかったが、基準ケースと比較すると他のケースと目標温度分布の差は十分に現れていないと考えられる。

5. まとめ

快適な温熱環境を構築するために、室内温度分布を目標温度分布に近づけるような空調吹き出し温度を決定する逆解析として、発熱量と温度分布の間の線形関係を仮定する SR 法の適用を検討した。本研究では SR 法において吹き出し温度に応じて SR 行列を線形補間して用いることで、浮力による誤差を減らす手法を提案し、その効果を評価した。3 通りの SR 法を用いて逆推定し、得られた最適空調吹き出し温度を空調機の境界条件として与え、再度 CFD 計算を実行した。今回の研究の条件では、吹き出し温度に応じて動的に SR 行列を変更した場合の SR 法の予測精度が最も高いという結果は得られなかった。また、基準ケースと比較して各ケースと目標温度分布の RMSE の差が明確に現れなかった。目標温度分布の条件を変更したり、より細かく多くの SR 行列を作成したりするなど改善の余地があると考えられる。

謝辞: 本研究は JSPS 科研費 21K14303 の助成を受けたものです。

参考文献

[1] 松尾 智仁, 鹿山 和真, 嶋寺 光, 近藤 明, ソース・レシピター関係を用いた空調機群の最適制御手法の逆推定, 第 32 回環境工学総合シンポジウム(2022), pp. 2411-14-02, 高松, 2022 年 7 月 7~8 日

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション

(その1) 暖房時における検討

Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning

— (Part 1) Examination about Heating —

○北村 祥子 (大阪電通信大学)

平田 智洋 (大阪電気通信大学)

添田 晴生 (大阪電通信大学)

Sachiko KITAMURA *1 Tomohiro HIRATA *1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

In this study, we predicted compressor frequency, heat capacity, overall power consumption, and COP of room air conditioner by using Random Forest of machine learning using actual measurement data during heating. Here, the prediction results for one day were shown, and it can be said that they were roughly reproduced.

はじめに

ルームエアコンの性能評価には、JISC9612 に規定されている APF(通年エネルギー消費効率)が用いられている。しかしながら、APF は中間能力と定格能力の能力と消費電力の定常値から、COP(エネルギー消費効率)を線形的に補間して算出されている。つまり、エアコンの制御を再現している訳ではなく、あくまで簡易的な推定を行っている。特に低負荷運転時において、エアコンは、圧縮機が ON、OFF を繰り返す断続運転が発生するが、APF の算出において、これらの考慮はなされているものの、非常に簡易的な扱いとなっている。以上の理由から、JIS で規定されている APF がどこまで実態に即しているのかは不明であり、明らかにされていない。

そこで、本研究では、APF がどこまで実態に即しているのかを明らかにするために、ルームエアコンの制御ロジックを考慮したシミュレーションを行ってきた^{[1]-[3]}が、制御ロジックを完全に再現することが難しいことが課題であった。そのために最近では、ルームエアコンの実測データから熱量、消費電力、運転制御を機械学習により学習して予測することを試みている。

本研究の目的は、ルームエアコンの熱量、消費電力、運転制御を機械学習により再現させ、それを熱負荷計算コード SCIENCE-Macro^[4]に組み込み、精度良く消費電力、熱量、COP を予測できるようなシミュレーターを開発して、APF の検証を行うことである。

本報告では、暖房時の実測を行い、実測データを機械学習により学習させて、ある一日を予測した結果について報告する。

1. 実験概要

本研究で使用するルームエアコンの仕様を Table1 に示

し、Fig.1 に室内機の測定風景を示す。Fig.2 に実験室(床面積 16.8m²)の概要を示す。また、Table2 に測定に用いたセンサーを示す。

Table 1 Room air conditioner specifications
(For 10 tatami mats, made in 2012)

冷房定格能力	2.8 kW (0.9 ~ 3.2 kW)
冷房定格消費電力	0.710 kW (0.200 ~ 0.900 kW)
冷房 COP	3.94
暖房定格能力	3.6 kW (0.9 ~ 4.8 kW)
暖房定格消費電力	0.845 kW (0.170 ~ 1.400 kW)
暖房 COP	4.26
APF	5.8

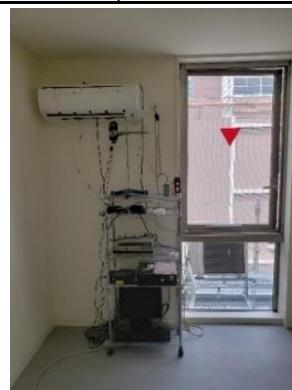


Fig.1 experiment of room air conditioner

室内機吸い込み口と吹き出し口には、それぞれ 3 つの熱電対を設置し、さらに温湿度プローブを一つずつ設置している。測定される平均温度、相対湿度から吸い込み口と吹き出し口の比エンタルピーを算出して風量から熱量を求める。ただし、暖房時について、このエアコンは加湿機能がなく湿度変化がないため、温度と風量から熱量を

算出している。また風量は事前に風量5段階の風量1、3、5の条件に対して、それぞれ吸い込み口の132個の格子枠に対して、それぞれ1本の熱線風速計を5秒間測定し、それを移動させながら平均風速を求め、吸い込み口面積を掛けて風量を算出し、さらにその時の室内機ファンの回転数を測定し、回転数と風量の線形式を算出している。普段の実験では、ファン回転数を測定し、この線形式を用いて、風量を算出している。

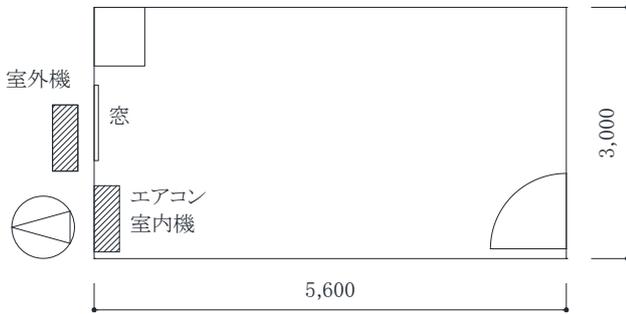


Fig.2 room for experiment

Table 2 Measurement items and sensors

	測定項目	センサー
室内機	吹き出し温度	T型熱電対 (3点)
	吹き出し温湿度	温湿度プローブ(1点)
		白金測温抵抗体 (±0.3°C)
		静電容量式 (0~100% ±3%RH at 25°C)
	吸い込み温度	T型熱電対 (3点)
	吸い込み温湿度	温湿度プローブ(1点)
ファン回転数	回転計	[表示値×(±0.02%)±1カウント]
	全体消費電力	電力トランスデューサー (±2%FS)
室外機	冷媒蒸発温度 (冷媒管表面)	T型熱電対 (1点)
	冷媒凝縮温度 (冷媒管表面)	T型熱電対 (1点)
	圧縮機周波数	電力計(±0.5%rdg. ±1dgt.)
室内	温湿度	温湿度センサー 温度(平均±0.3°C) 湿度(±5%RH at 25°C, 50%RH)
室外	温湿度	温湿度センサー

また室内の温湿度センサーは実験室の中心に高さ1.2mの位置に設置している。ルームエアコン全体の消費電力の測定には電力トランスデューサーを使用した。

また室内機と室外機の冷媒管の温度については四宮らの研究⁵⁾を参考にして、室内機の冷媒管に熱電対を貼るこ

とが難しかったため、Fig.3に示すように室外機出入口の太い冷媒管(ガス)の表面に熱電対を貼り付けて保温材で巻いた。この温度は暖房時では室内機(凝縮器)入口温度に相当し、冷房時では室内機(蒸発器)出口温度に相当する。また、もう一つはFig.4に示すように室外機の熱交換器の上から3段目内側のU字湾曲部に熱電対を貼り付けた。四宮らは冷房時において、この位置で冷媒が凝縮していることを確認しているため、本研究でも同じようにした。

また、室内外の温湿度センサーの測定間隔は1分であるが、それ以外のセンサーの測定間隔は5秒としている。

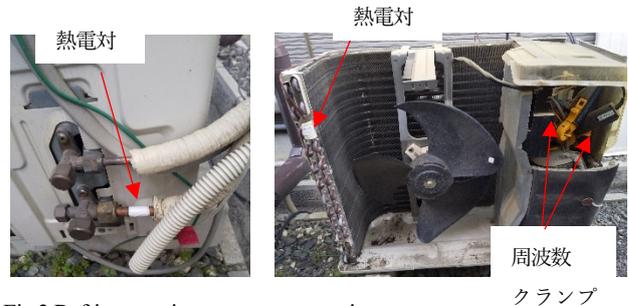


Fig.3 Refrigerant pipe measurement point

Fig.4 Refrigerant pipe measurement point and compressor frequency measurement

2. 機械学習(Random Forest)

機械学習の代表的な手法であるSVM(サポートベクトルマシン)とRandom Forestを用いて、エアコンの圧縮機周波数の予測を行ってみたところ、SVMの予測精度が良くなく、Random Forestを用いるとかなり精度が良かったため、ここではRandom Forestを用いることにした。

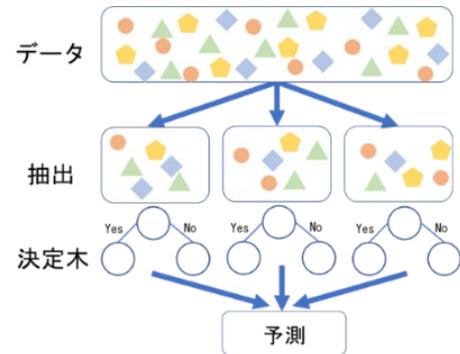


Fig.5 The Concept of Random Forest

Fig.5に示すようにRandom Forest⁶⁾は、学習データから復元抽出を行い、同じサイズのデータ集合を複数作成し、各データ集合に対して、識別器として決定木を作成する。この決定木の数が多くなるほど、予測精度は向上する。さらに、ノードでの分岐特徴を選ぶ際に、全特徴からあらかじめ決められた数だけ特徴をランダムに選び出し、その中から最も分類能力の高い特徴を選び、この操作を再帰的に行う。本研究では、Pythonのscikit-learnのライブラリを用いている。

3. ルームエアコンの機械学習

ルームエアコンの実測データからルームエアコンの熱量と消費電力を予測して、最終的に COP を予測することを考える。冷凍機の理論を考えると、圧縮機の動力(電力)と熱量は圧縮機周波数、冷媒の蒸発温度、凝縮温度に依存していることから、これらを説明変数として選んだ。また、一般にルームエアコンの圧縮機周波数は吸い込み温度と設定温度の温度差を偏差として制御しているはずであるため、ここでも説明変数として選んだ。また、もう一変数としては、一般に PID 制御を考えたときに偏差の微分を用いるため、ここでも微分、つまり傾きに近い考えから、吸い込み温度の時間変化を用いることにした。

Table 3 Objective Variable of Machine Learning

	目的変数
f	圧縮機周波数
cap	熱量
pow	全体消費電力

Table 4 Explanatory Variable of Machine Learning

	説明変数
$t_r - t_{set}$	吸い込み温度-設定温度
$t_r - t_{r,old}$	吸い込み温度-1分前の吸い込み温度
t_{evp}	冷媒の蒸発温度
t_{cnd}	冷媒の凝縮温度

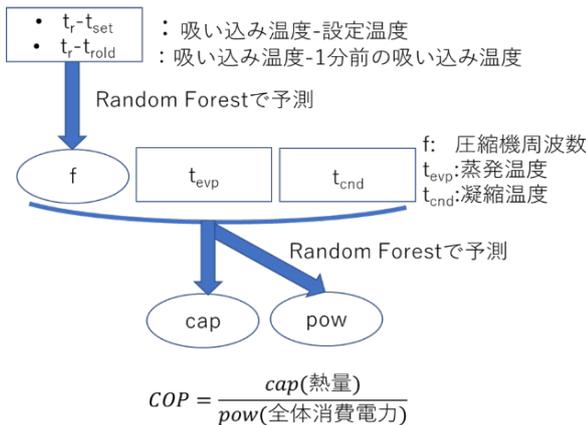


Fig.6 Machine Learning Flow of room air conditioner

ここでは Table3、Table4 にそれぞれ本研究の機械学習の目的変数と説明変数を示し、Fig.6 に全体の流れを示す。まず、目的変数を圧縮機周波数 f として、説明変数に $t_r - t_{set}$ (吸い込み温度-設定温度)と $t_r - t_{r,old}$ (吸い込み温度-1分前の吸い込み温度)を用いて予測を行う。続いて、目的変数をルームエアコンの熱量 cap と全体消費電力 pow として、それぞれに対して、説明変数に先ほど予測された圧縮機周波数 f、冷媒の蒸発温度 t_{evp} 、冷媒の凝縮温度 t_{cnd} を用い

て予測を行う。最終的に、COP(=cap/pow)を計算して、COP を算出する。

4. ルームエアコンの機械学習の予測結果

ルームエアコンの暖房時の運転条件として、設定温度 20°C、風量 5(段階)として、夜の 0 時~7 時まで運転させて、実測データを取得した。ここでは 38 日分のデータを用いて機械学習を行い、この学習データに含まれないある 1 日あるいは数日間のデータに対して予測を行い、精度検証を行った。

Fig.7 に 38 日分の圧縮機周波数の実測値と学習結果を示す。決定係数 R^2 は 0.716 となり、それほど悪くはないと考えられる。

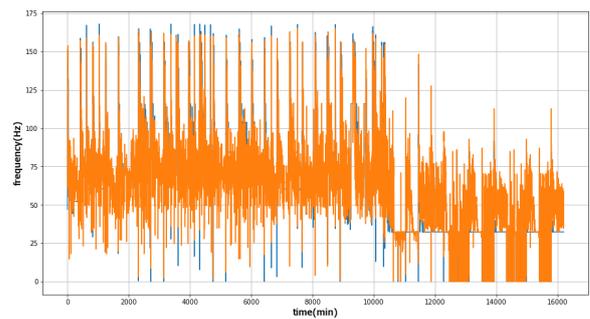


Fig.7 Comparison of actual compressor frequency and learning results by Random Forest (for 38days)

次に Fig.8~Fig.11 に 2022/1/20 における圧縮機周波数 f、熱量 cap、全体消費電力 pow、COP の実測と予測の結果を示す。

結果から圧縮機周波数、熱量、全体消費電力、COP にもおおよそ実測値と予測値は一致していることがわかる。予測値の波形の変動が大きいのが、これは 5 秒間の計測値を 1 分平均にして学習しているものの、それでも変動していることが影響したと考えられる。

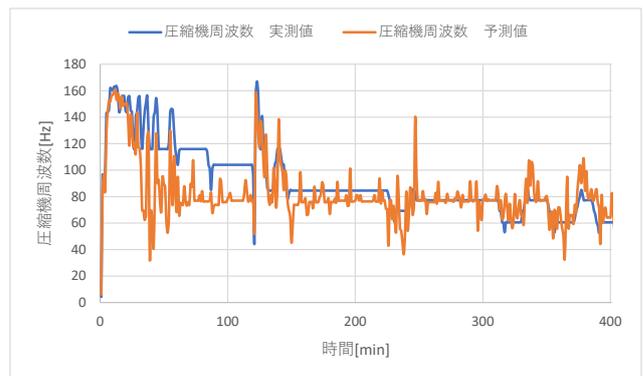


Fig.8 Comparison of actual compressor frequency and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

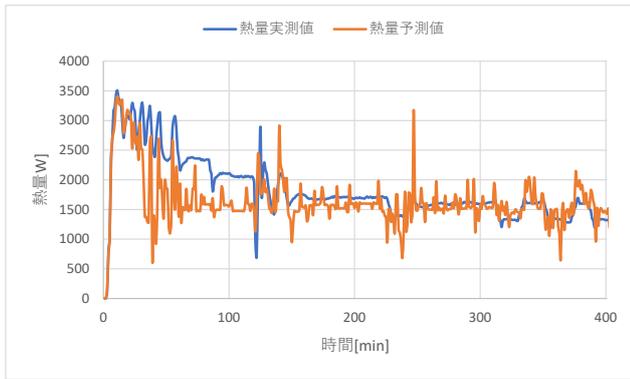


Fig.9 Comparison of actual heat capacity and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

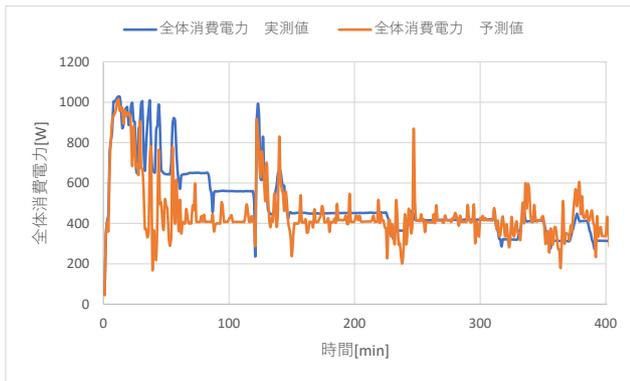


Fig.10 Comparison of actual overall power consumption and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

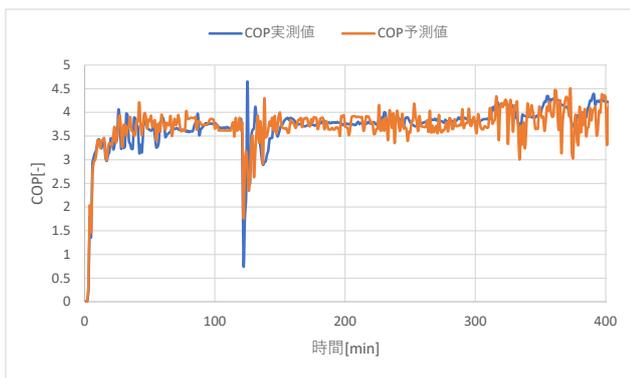


Fig.11 Comparison of actual COP and predicted results by Random Forest (2022/1/20)

Table 5 RMSE(Root Mean Squared Error)

周波数 [Hz]	熱量 [W]	消費電力 [W]	COP [-]
21.2	442	132.7	0.294

Table 6 Relative RMSE by the average value

周波数 [%]	熱量 [%]	消費電力 [%]	COP [%]
23.4	24.3	26.6	7.9

Table5 はそれぞれの RMSE(2乗平均平方根誤差)をまとめたもので、Table6 は RMSE をそれぞれの変数の平均値で割って相対化した値である。結果から、COP を除くと、20%程度の誤差が生じているが、おおむね妥当ではないかと考えられる。

5. まとめ

本研究では暖房時におけるルームエアコンの実測データを用いて、機械学習の Random Forest により学習させて、圧縮機周波数、熱量、全体消費電力、COP を予測した。ここではある一日の実測値と予測値の比較を示したが、おおよそ再現できたと言える。

しかしながら、今後の課題としては、データ数を増やすと精度が上がるのか、また断続運転時の予測精度はどうか、また設定温度を変えた場合も同じ精度で予測できるのかなど調べていく必要がある。また冷房時の検討については次報で報告する。

参考文献

- [1] 池西友樹, 添田晴生, 下田吉之, 高岡大造, 中田亮生: ルームエアコンの制御ロジックを連成した CFD による冷暖房計算に関する考察, 空調調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.665-668,2012
- [2] 池西友樹, 添田晴生, 下田吉之, 高岡大造, 中田亮生: ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第1報)JIS 基準における期間エネルギー消費効率との比較, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.189-192,2013
- [3] 池西友樹, 添田晴生, 下田吉之, 高岡大造, 中田亮生: ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第2報)JIS 基準における年間エネルギー消費効率との比較, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集,pp.177-180,2014
- [4] 添田晴生, 鳴海大典, 羽原宏美: CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討 第1報—SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較, 空調調和・衛生工学会論文集, No.183, pp.67-75,2012-6
- [5] 四宮 徳章, 西村 伸也, 伊與田 浩志, 倉田 理: ヒートアイランドに関する空調機の実運転特性および排熱特性の調査研究 第1報: ニューラルネットワークによるルームエアコンの実性能簡易測定手法の提案, 日本冷凍空調学会論文集, Vol.26, No.1, pp.93-104, 2009
- [6] 荒木雅弘: フリーソフトではじめる機械学習入門(第2版) 森北出版, p.171, 2018

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション (その2) 冷房時における検討

Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning — (Part2) Examination about Cooling —

○平田 智洋 (大阪電通信大学) 北村 祥子 (大阪電気通信大学)
添田 晴生 (大阪電通信大学)

Tomohiro HIRATA*1 Sachiko KITAMURA*1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

In this study, we used Random_Forest, which is one of machine learning using actual measurement data during Cooling to predict Compressor frequency, Heat capacity, Overall power consumption and COP. In this report, we present the prediction results for one day, and it can be said that the results were roughly reproducible.

1. はじめに

ルームエアコンには機器自体に、エネルギー消費効率 (COP、APF) 等の性能が値として記載されている。しかし、実際の運転時では、室内外温湿度は刻々と変化すること、日射量や温度上昇等の非定常な影響も受ける点から、定格運転能力が常に発揮されるとは限らない。また APF は年間を通し、一定条件から運転させた時の冷暖房能力と消費電力を使用した簡易な計算方法により算出されているため、あくまでも推定値に過ぎなく、エアコンの制御を再現している訳ではない。故に、記載値が幾分実態に即しているのかは不明である。そこで、過去の研究からルームエアコンの制御ロジックを考慮したシミュレーション^{[1][2]}が行われていたが、完全再現は困難である課題があった。そのため現時点の検討では、ルームエアコンの実測データを機械学習で学習し、予測することを試みている。

本報告では機械学習の一つである Random_Forest を使用したルームエアコン実測結果を機械学習により再現することを検証している。前報では、暖房時による検討が行われ、機械学習を用いた検討結果について提示し、また学習が首尾良くできたことを確認した。本報は冷房時の検討を行い、前報同様に実測データを機械学習で学習させ、ある一日の予測結果を提示し、冷房時も機械学習による検討は有効であることを確認する。

2. 概要

2.1 検討フロー

検討をした機械学習のフローを説明する。検討の流れは、学習データの作成、Random_Forest による学習状況、1 日分の予測結果出力の 3 つで構成している。第一に実測調査から得た値を集約して、傾向毎に分類を行い、学習データとして複数の検討材料を作成する。作成したもの

を基に、Random_Forest から学習結果を表示し、最終的には予測する変数 1 日分のエアコン運転時間分 (6~7 時間) を出力する。但し COP は予測ではなく、機械学習から出力された熱量 cap と電力 pow を用いて算出している。次の Table.1 は予測する目的変数で、Table.2 は説明変数であり、Fig.1 は前報同様の機械学習フローの詳細図を指している。

Table.1 Objective Variable of Machine Learning

	目的変数
f	周波数
cap	熱量
pow	消費電力

Table.2 Explanatory Variable of Machine Learning

	説明変数
t _{r-tset}	吸い込み温度-設定温度
t _{r-troid}	吸い込み温度-1 分前の吸い込み温度
t _{evp}	冷媒蒸発温度
t _{cnd}	冷媒凝縮温度

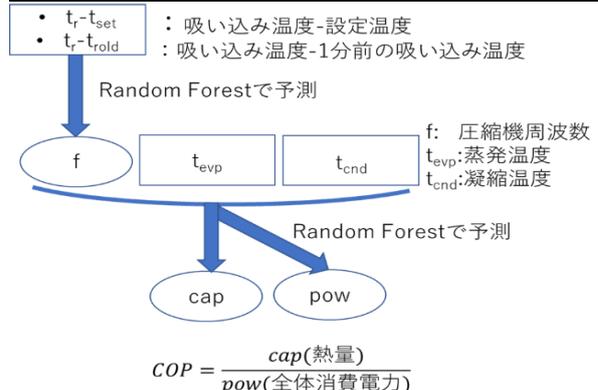


Fig.1 Machine Learning Flow of room air conditioner

2.2 学習データ作成

学習データには先ほど記述していた通り、複数の検討材料を作成し、その中で最も良い条件について模索する。何故ならば、現段階で取り扱う変数を既に設定しており、学習データの傾向から最も良い条件を見出すためである。第一に機械学習が適切であることを確認するため、特化型として予測する運転結果と学習に用いるデータが酷似した状態で予測を行う。例えば予測するものが「定常」の場合、学習に用いるデータは定常のみであることを指す。

当然だがエアコン運転制御には定常や断続、低負荷と一律ではないため、仮に定常の予測が首尾良くできたとしても、断続や低負荷には対処できないことが起こり得る。また学習データ次第では、類似した運転結果であろうとも結果に差異が生じることが推測され、真正を得るには複数の日付で行う必要がある。更に学習データに用いたサンプル数も、予測に影響を及ぼすことは想像が付く。少数では予測に信憑性が薄いこと、多数では検討に不適合な情報が込まれる可能性があり、予測誤差の増加が懸念されることから、巧みに調整を行う必要がある。

それらを踏まえた上で、次の Table.3 が指すものは作成した学習データの内訳とサンプル数である。またサンプル数には予測をする日付を含めていない。

Table.3 Training data Condition - 1

番号	学習データ内訳	サンプル数 (日数)
A	定常 10 割、断続なし	10140 (25 日分)
B	定常なし、断続 10 割	19140 (50 日分)
C	全学習データ (定+断+低負荷)	53121 (135 日分)

3. 機械学習 - 検証

3.1 機械学習 - 適正確認

予測するものが定常運転、断続運転の各自に対し、Table.3 に挙げた番号 A、番号 B または番号 C を活用して機械学習の適正を確認する。次の Fig.2 は、定常運転時における一日の予測結果例であり、Fig.3 は断続運転時における予測結果例を指す。図には順番に周波数 f 、熱量 cap 、電力 pow 、COP の 4 つを出力している。予測をした結果例の日付とコンディションを以下に示す。

- 定常：2021 年 8 月 26 日 - 設定温度 26°C - 風量 5
 - 断続：2021 年 7 月 21 日 - 設定温度 26°C - 風量 5
- 上記の風量とはルームエアコンのリモコンから設定できる風量が 1~5 であることを指す。運転期間は 10~17 時、或いは 16 時迄の 6~7 時間とし、評価方法には誤差を測定する RMSE を使用した。定常運転時の評価を Table.4、断続運転時の評価を Table.5 で結果を纏める。

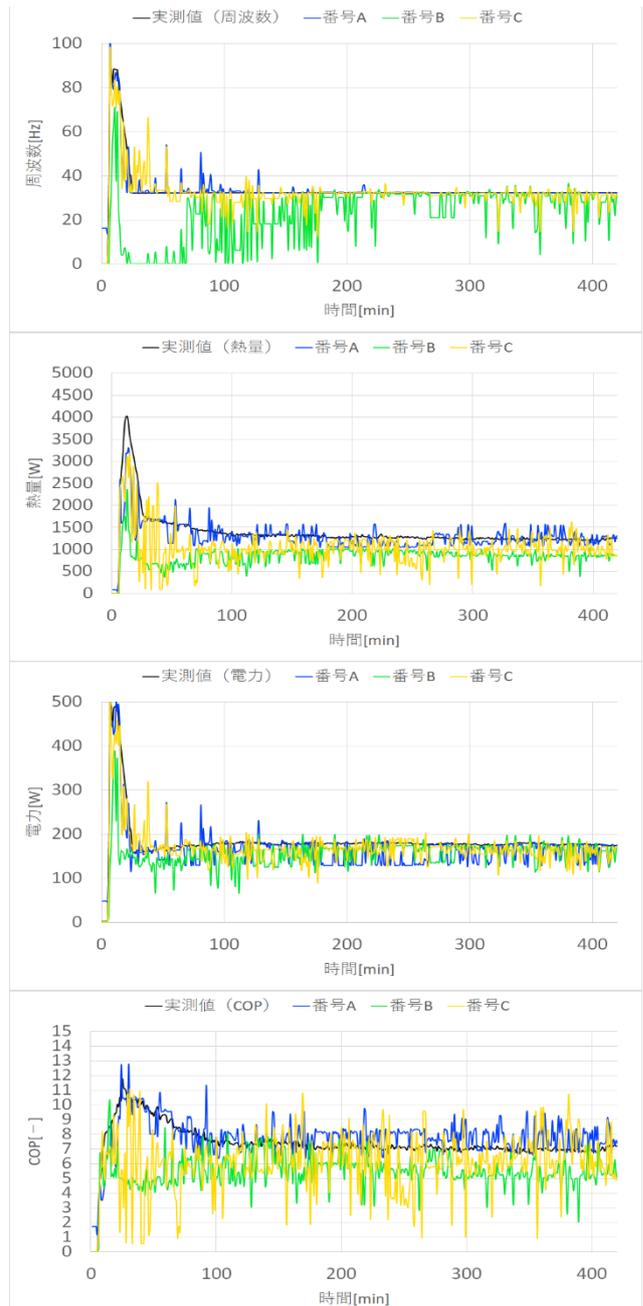


Fig.2 Comparison of actual measurement and prediction results by Random_Forest (set temperature of 26°C, air volume of 5[2021/8/26])

Table.4 Steady operation - RMSE(Root Mean Squared Error)

運転名	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[-]
定常 運転	A	3.69	286	31.4	1.05
	B	17.8	650	51.1	2.47
	C	5.39	510	30.1	2.55

定常運転の予測では、案の定、番号 A の定常データのみの学習が誤差の少ない結果となり、逆に番号 B の断続データのみの学習では誤差の多い結果となった。番号 C では番号 A の要素は含まれているが、番号 B も兼ねているため、番号 B による影響が生じた可能性がある。

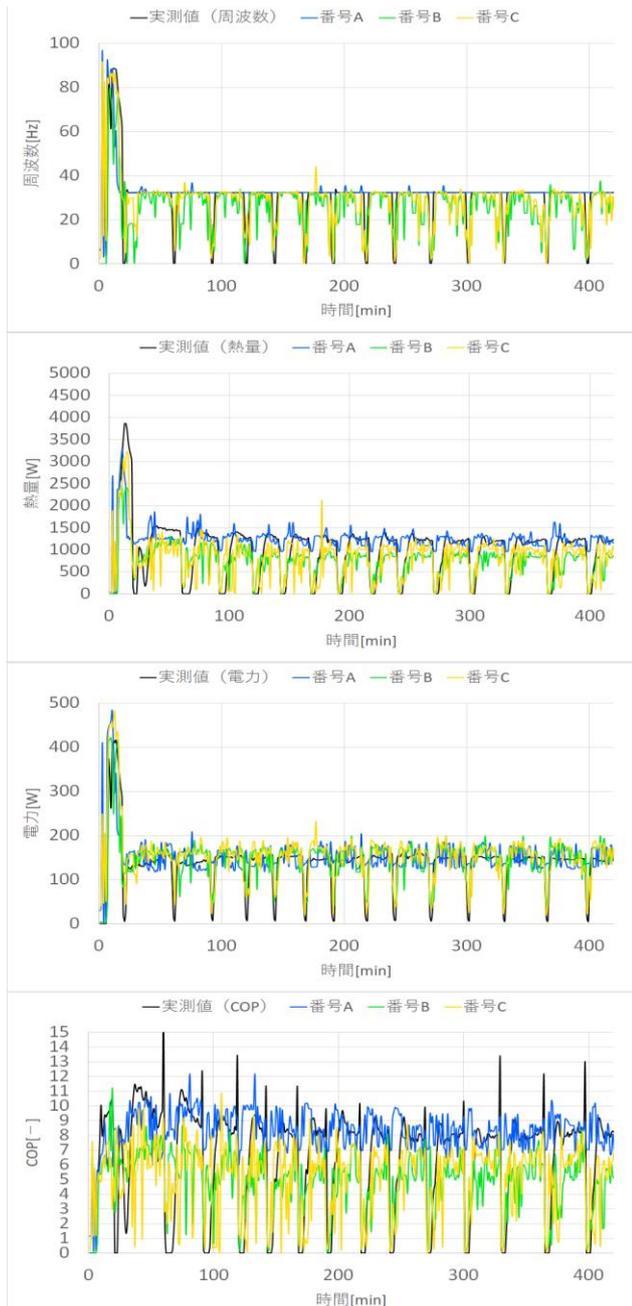


Fig.3 Comparison of actual measurement and prediction results by Random_Forest (set temperature of 26°C, air volume of 5[2021/7/21])

Table.5 Intermittent operation — RMSE(Root Mean Squared Error)

運転名	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[-]
断続 運転	A	12.4	617	55.0	3.79
	B	10.5	440	34.3	3.17
	C	10.2	468	36.8	3.42

断続運転に関しては、先程で述べたことに類似した結果となり、断続運転に対して番号 B の断続データのみでは誤差が少ない結果となり、番号 A の定常のみでは誤差の多い結果となった。番号 C では番号 B と比べて僅かに誤差が高くなる場合がある。

だが現段階では 1 日分の予測結果のみであり、確証を得るため、10 日分の検討を行う。Table.6 は結果を示したものであり、括弧表記は 10 日分を平均化したものを指す。

Table.6 RMSE(Root Mean Squared Error)—Prediction result of Steady operation and Intermittent operation for 10 days using Training data Condition - 1

名称	条件	周波数 [Hz]	熱量 [W]	電力 [W]	COP [-]
定常 運転	A	1.30~6.36 (4.65)	140~336 (272)	10.0~63.9 (32.5)	0.868~3.02 (1.57)
	B	11.0~28.5 (15.86)	392~650 (476)	37.9~61.5 (49.2)	2.05~3.57 (2.63)
	C	5.32~7.14 (6.24)	258~510 (365)	17.8~36.1 (30.6)	1.27~3.27 (2.04)
断続 運転	A	12.3~28.8 (19.5)	617~1006 (814)	54.9~112 (81.1)	3.79~7.03 (5.46)
	B	5.87~12.5 (10.2)	162~542 (357)	15.2~35.0 (28.1)	1.79~4.96 (3.18)
	C	6.03~14.4 (11.3)	176~550 (370)	19.2~53.2 (32.1)	2.17~4.47 (3.27)

全体を確認すると、何れの運転も同じ学習条件を使用したところ、日付によって誤差が大きく変動する場合がある。特筆すべき点を挙げると、定常運転時の予測は何れも類似した予測傾向であり、傾向に沿っている場合は比較的誤差の小さい予測結果となる。稀に Fig.4 に挙げている電力値において、定格能力に大した変化がないのにも関わらず、普段よりも大きい、或いは、小さいことが発生し、その日付を予測検討した場合は、番号 A ですら対処できないことが判明した。定常時の電力予測で誤差範囲が大きい理由は、この事が該当する可能性がある。

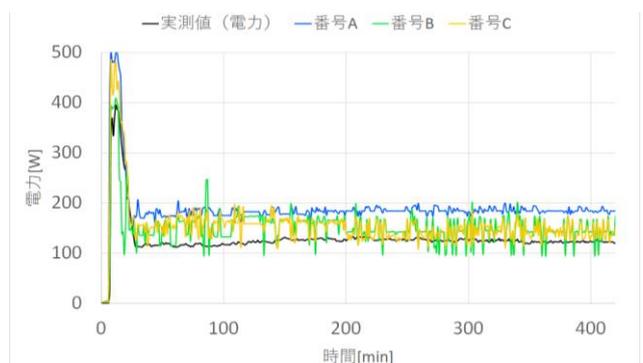


Fig.4 Power Value - Exceptional Case

また断続運転の周波数予測において、番号 A の定常データのみを学習データを用いると、実際の予測は殆どの場合が次に示す Fig.5 の通りであった。

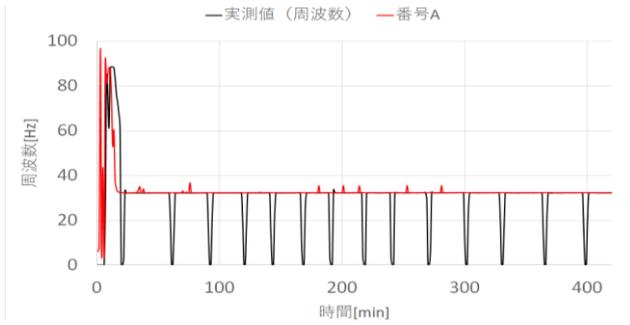


Figure 5 Stationary data only - Predicted Trend (frequency)

何れも ON/OFF が切り替わる間歇部分には対処できず、断続運転の予測は定常運転時と酷似した予測が為された。電力と熱量において、変動があったものの、同様に間歇部分には十分な対処ができていない。そのため厳密に予測を検討する場合は定常データのみである番号 A は断続運転の予測には不適合である。断続運転のみである番号 B も Fig.2 のグラフから定常運転の周波数予測が合わない。故に番号 B も不適合である。以上から番号 A、番号 B の特化型では、複数の運転に対して柔軟に対処できない。残った番号 C は、特化型と比べて若干誤差は増加するものの、複数の運転に対して対処できており、誤差を抑えられていることから番号 C が予測に適正を持つ可能性がある。

3.2 機械学習 - 学習データ調整

3.1 節より、番号 C が複数の運転に対して予測に適正を持つ可能性があるとして述べたが、あくまでも一つ残らず全てのデータを使用したため、一部の不適切なデータが、誤差を増加させていることが推測される。故に本節では番号 C の学習データから幾分か調整を行い、誤差の減少を目指せる否かを確認する。次の Table.7 は新たに作成した学習条件である。

Table 7 Training data Condition - 2

番号	学習データ内訳	サンプル数 (日数)
D	定常 5 割、断続 5 割	19701 (50 日分)
E	定常 7 割、断続 3 割	20241 (50 日分)
F	定常 3 割、断続 7 割	19941 (50 日分)

Table.8 RMSE(Root Mean Squared Error) - Prediction result of Steady operation and Intermittent operation for 10 days

名称	条件	周波数[Hz]	熱量[W]	電力[W]	COP[-]
定常 運転	D	6.68	318	35.5	1.95
	E	7.33	342	40.7	2.16
	F	6.99	352	32.1	2.10
断続 運転	D	11.5	350	32.9	3.14
	E	12.3	382	38.8	3.50
	F	10.9	340	28.0	2.94

Table 9 Mean absolute error compared to number C

名称	条件	周波数[%]	熱量[%]	電力[%]	COP[%]
定常	C	8.94	19.2	11.5	20.3
	D	9.52	17.6	14.0	20.6
	E	8.06	17.0	15.7	22.2
	F	11.8	19.7	13.3	22.8
断続	C	41.0	59.3	27.4	60.1
	D	40.9	56.8	27.5	58.1
	E	40.7	55.2	28.2	56.6
	F	42.1	56.4	27.2	58.0

Table.8 は定常・断続の 10 日分の予測誤差を平均化したもの、Table.9 は予測値と実測値の差の絶対値を平均した平均絶対誤差を指す。番号 C を基準として、その他の学習条件と比較すると、結果には大きな差は生じなかった。番号 C より優れる場合も存在したが、誤差抑えは雀の涙程度であり、逆に誤差の増加は多くのケースで発覚した。上記から機械学習による検討は、現時点において、番号 C を用いたとしても差し支えない可能性がある。

4. まとめ

本報では冷房時において、複数の学習条件から、圧縮機周波数、熱量、消費電力、COP の予測をした。定常運転における平均絶対誤差は 10~20% 台と概ね再現できた可能性があるが、断続運転では、電力を除いて平均絶対誤差は 40~50% 台と再現性に劣ることが判明した。

機械学習の理論上、あるデータに特化すると、特化部分には対処できるが、その他は多くの場合で対処ができないため、番号 C のあらゆるデータを含んだ学習データを作成し、その中で更なる誤差の縮小を目指す試みをした。しかしながら、結果の大半は誤差の縮小を見込める可能性が薄く、逆に増加するケースが目立ち、サンプル数の多い全学習を用いても予測に差し支えない可能性がある。

今後は更なる誤差の縮小を目指す必要があり、Fig.4 の例外事例を取り除く等の学習データ見直しを検討する。

5. 参考文献

[1] 池西友樹, 添田晴生, 下田吉之, 高岡大造, 中田亮生: ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 1 報)JIS 基準における期間エネルギー消費効率との比較, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集, pp.189-192, 2013

[2] 池西友樹, 添田晴生, 下田吉之, 高岡大造, 中田亮生: ルームエアコンの制御ロジックを連成したエネルギーシミュレーション(第 2 報)JIS 基準における通年エネルギー消費効率との比較, 空調調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会演論文集, pp.177-180, 2014

空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会
機械学習を用いた既存建物の空調負荷予測手法
Cooling Load Prediction Method using Machine Learning for Existing Buildings

正 会 員 ○大原 誠（神戸大学／大阪国際工科専門職大学）

技術アドバイザー 磯崎 日出雄（神戸大学）

Makoto OHARA*1*2 Hideo ISOZAKI*1

*1 Kobe University *2 International Professional University of Technology in Osaka

This study aims to predict air conditioning loads for existing buildings using operational data, e.g. weather forecasts and visitor forecasts. The proposed prediction method is based on a neural network approach, which is a type of machine learning. However, not all loads are subject to learning in the proposed method. The loads are divided into load elements that can be mathematically predicted and other load elements that are subject to learning. The proposed method has been applied to an example instance using operational data from an underground mall in Kobe, and its validity has been confirmed.

はじめに

本研究の目的は、運用データの存在する既存建物に対して、気象予報・入館者数予測などのデータを用いて、翌日の将来負荷予測を行うことである。予測手法としてニューラルネットワーク（以下 NN）法を利用したアルゴリズムを提案する。神戸にある地下街で運用データ入手する機会を得たので、過去時点に立ち戻ってこの予測手法を適用し、実測負荷との比較を行ってその予測精度を検証した。

今後の展開としてはこの負荷予測値を使い、2次側空調設備の特性（空調機能力、温度、流量の関係式、文献[3]参照）と組み合わせて、既存建物の冷水送水温度変温設定、運転する熱源機種選定・運転時間設定を許容される温熱環境幅の中で最大限省エネルギー的に立案することを狙っている。

1. 既存建物負荷予測の特徴と検討範囲

既存建物に対する空調負荷予測であるが故に従来行われてきた新築建築用の負荷計算とは異なる下記のような条件がある。

- 1) 過去の運転データと対応する負荷データ実績を学習して予測に生かすことができる。その際、必ずしも負荷計算条件（説明変数と呼ぶ）と負荷の間に数理的な因果関係を立てずとも、大量の学習データを使って統計的に算出することも可能である。
- 2) 建物の使われ方については設計時の想定を超えて

実態に合わせて入力する必要がある

- 3) 予測の当否について結果がすぐ出るのでパラメータを変更して予測精度を改善していくプロセスを期待できる

本研究の検討範囲は以下のように設定した。

- 1) 既存建物の翌日の1時間ごとの熱源負荷を予測する
- 2) 負荷予測対象は予測による省エネ効果がより多く見込める冷房負荷に限定し暖房負荷は扱わない
- 3) 負荷推定の目的変数となる冷房負荷をゾーン分けするなどして細分化すれば、空調運転方式検討上の利用価値は上がるが、そのためには負荷実績モニターポイントも同粒度で採る必要がある。近年IT技術の進歩で詳細な計測が現実的になってきているが、ストック建物の省エネ化を視野に入れているので、改修工事費の抑制を考え、当面の対象を建物全体の冷房負荷予測とした。

2. 空調負荷要素

応答係数法に基づく動的負荷計算法に関する既往研究を参照して、空調負荷を表-1に示す10負荷要素ごとにその説明変数を想定し、建物全体負荷の説明変数を探索する資料とした。なお負荷要素ごとの説明変数は一般的な建物において計測可能かどうかを基準として選出した。後述するように負荷要素ごとに負荷予測が可能な網掛をした項目の負荷については別途計上し、最終的に足し合わせる計算方法を採用している。

表-1 空調負荷分類と説明変数

No	空調負荷要素	説明変数	備考
1)	内外温度差による外壁貫流熱負荷 (ガラスからの貫流負荷を含む)	現在外気温度, 過去外気温度 (50h 程度遡る), 過去日平均外気温度 (3 か月程度遡る), 現在水平面日射量, 過去水平面日射量 (50h 程度遡る)	<ul style="list-style-type: none"> 外気温度は, 代表的な室内設定室温との偏差を説明変数とする 過去日平均外気温度は躯体蓄熱要素の影響が大きい場合に必要
2)	隣室よりの内壁貫流負荷	現在外気温度, 過去外気温度 (50h 程度遡る)	
3)	ガラスを透過する日射による負荷	現在日時, 水平面日射量, 過去水平面日射量 (10h 程度遡る)	<ul style="list-style-type: none"> 現状において簡単に入手できる気象予報の内容を考え, 説明変数を左記のようにした 窓面日射負荷については, 方位・窓形状・ブラインドの使用率など, 従来の負荷計算上は複雑な IP が必要であるが, 実績負荷に基づく機械学習であるので簡便に考えた
4)	隙間風による負荷	現在外気温度, 現在外気湿度, 現在外部風向・風速, 建物の開口状態 (スケジュール)	<ul style="list-style-type: none"> 建物の開口状態 (スケジュール) は出入口の開放状態が定期的に変動する場合に利用する
5)	人体の代謝による負荷	現在人員, 過去人員 (10h 程度遡る), 平均作業強度	<ul style="list-style-type: none"> 潜熱負荷は即時負荷と考える 顕熱負荷については, 重み係数により蓄熱負荷を考慮する
6)	照明器具の放熱による負荷	現在消費電力, 過去消費電力(10h 程度遡る)	<ul style="list-style-type: none"> 重み係数により蓄熱負荷を考慮する。
7)	その他の室内機器類の放熱による負荷	現在発熱量 (顕, 潜), 過去発熱量 (顕) (10h 程度遡る)	<ul style="list-style-type: none"> 潜熱負荷は即時負荷と考える 顕熱負荷については, 重み係数により蓄熱負荷を考慮する
8)	間欠的空調運転に起因する蓄熱負荷	過去当該室温 (20h 程度遡る)	<ul style="list-style-type: none"> 代表的な室内設定室温との偏差を説明変数とする。
9)	外気負荷	外気取入れ量, 外気温度, 外気エンタルピー	<ul style="list-style-type: none"> 外気温度, 外気エンタルピーは代表的な室内設定室温・エンタルピーとの偏差を説明変数とする
10)	システム損失 (ファン再熱, ダクト損, 混合損失等)		

注) 表中に「現在」とあるのは, 予測対象時点を表す。予測を行う時点はこれより 1~24 時間程度手前になる。

3. 機械学習を用いた負荷予測手法

機械学習 (NN 法) を用いた既存建物全体の空調負荷の予測手法を提案する。建物の全体負荷 L は、

$$L = f^1(\mathbf{X}^1) + f^2(\mathbf{X}^2) + \dots + f^{10}(\mathbf{X}^{10})$$

と表せる。ここで i は負荷分類番号, $\mathbf{X}^i = (x_1^i, x_2^i, \dots, x_n^i)$ は表-1 で示した分類ごとの説明変数群, f^i は負荷と説明変数の関係 (写像) とする。一般に各要素別の実績負荷値 $L^i = f^i(\mathbf{X}^i)$ は知り得ないため NN 法における建物全体の空調負荷予測として、全体負荷を出力 (学習・予測対象) とし、各空調負荷要素の説明変数を入力とする方法が考えられる。すなわち、

$$L = G(\mathbf{X}^1, \mathbf{X}^2, \dots, \mathbf{X}^{10})$$

で表される関数 (写像) G を学習する方法である。しかし、空調負荷要素の中には負荷と説明変数の関係が明らかかなものがあり、例えば 9) 外気負荷は、説明変数である

外気取入れ量, 外気温度, 外気エンタルピーから簡単に計算できる。簡単といっても負荷予測時には外気温度などを予測しなければならないがそれらについては天気予報などを活用することができる。このように理論解によって妥当な推定が可能な空調負荷要素を以降、数理計算要素と呼ぶ。本研究では学習対象の単純化のため、数理計算要素は NN 法の対象外とする。そのほかの要素、例えば 1), 2) のような多数室問題を含む伝熱負荷は、理論的に解けなくはないが、入力として計測点を多く必要とし、建物形状の正確なモデル化も煩雑であり、既存建物の負荷予測としては過去データの学習によって算出するのが適当だと思われる。よって本研究では、以降これらを学習推論要素と呼び、

$$L = \sum_{j \in \{5,6,7,9\}} f^j(\mathbf{X}^j) = g(\mathbf{X}^1, \mathbf{X}^2, \mathbf{X}^3, \mathbf{X}^4, \mathbf{X}^8, \mathbf{X}^{10})$$

で表される関数（写像） g を学習する。

3.1 学習フェーズ

計測データを用いた学習時には以下のようにデータセットを構成する。

出力) 学習負荷量=全体負荷量 - 要素 5-7, 9 の負荷量

入力) 要素 1-4, 8, 10 の説明変数

3.2 予測フェーズ

空調負荷の予測時には、学習済みの NN モデルに要素 1-4, 8, 10 の説明変数の計測値または予測値を入力し、得られた出力に要素 5-7, 9 の説明変数の計測値または予測値から算出された負荷量を足し、建物全体の空調負荷の予測値とする。計測値と予測値の使い分けについては、1) の過去外気温度 (50h 程度遡る) のように予測対象時間帯の空調負荷に履歴が影響する場合、予測実行時刻から見て計測できているかどうかで分ける (図-1 参照)。

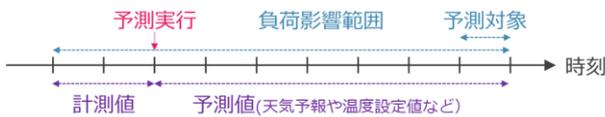


図-1 入力における計測値・予測値の使い分け

4. 計算機実験

4.1 例題

神戸にある地下街「さんちか」(表-2 参照) の全体空調負荷と各空調負荷要素の説明変数の計測データ (2019, 2020 年の 6~9 月, 1 時間値) を用いて空調負荷予測実験を行った。データセットの一部 (8 割) を用いて学習し、一部 (1 割) は学習の進捗状況の判定 (過学習が起きていないか、など) に用いた。残り (1 割) の説明変数のデータを用いて空調負荷を推論し、予測精度の検証とした。これは実予測の代替で、実使用の際は計測データだけでなく天気予報などを用いる必要がある。また、事例のシステム上の都合で全体空調負荷は空調機群へ送られる 2 次側冷水往・還管間の熱量差の測定値とした。従って熱源負荷を議論するためには、若干の割り増しを考慮する必要がある。

4.2 学習設定

対象が地下街のため、表-1 の空調負荷要素のうち、日射による影響は無視した。よって数理計算要素は、現在人員 (※計測方法については文献[4]を参照)、過去人員 (10h)、現在照明用消費電力、過去照明用消費電力 (10h)、現在その他発熱量、過去その他発熱量 (顕) (10h)、外気取入れ量、外気温度、外気エンタルピーから算出した (表-3 参照)。

学習推論要素の説明変数は現在外気温度、過去外気温度 (50h)、過去日平均温度 (3 か月)、現在外気湿度、現在外部風向・風速、過去当該室室温 (20h) をとした。

当該建物は空調時間帯において常に開口しているため開口状態は対象外とした。なお各変数の値は対象期間における最大値が 1 となるように正規化して与えた

NN 法の設定を表-4 に示す。

表-2 対象地下街概要

※環境省・平成 26 年度大規模 CO2 削減ポテンシャル調査報告書より抜粋

名称	三宮地下街 (さんちか)
建設年度	1963 年 (第 1 期) 1966 年 (第 2 期)
経営主体	神戸地下街株式会社
延床面積	19,109m ²
商業面積	10,145m ²
営業時間	10:00~20:00 (物販) 11:00~21:00 (飲食) 6:00~24:00 (通路)
流動人口	1 日 約 15 万人

表-3 例題における数理計算要素の算出方法

人体の代謝による負荷

顕熱負荷 = (1 人当たりの想定瞬時顕熱放熱量 × 予測現在通行時間総和) + (過去の人体由来予測顕熱取得を人体用重み係数で畳み込んだ値)

潜熱負荷 = 一人当たりの想定瞬時潜熱放熱量 × 現在予測通行時間総和

照明器具の放熱による負荷 (その他の機器類発熱もこれに準ずる)

顕熱負荷 = (現在想定照明消費電力 (実績値ベース) × 照明用重み係数初項) + (過去の照明由来想定熱取得を照明用重み係数で畳み込んだ値)

外気負荷

全熱負荷 = 外気風量 (測定実績値ベース) × (予測外気比エンタルピー - 室内設定比エンタルピー)

表-4 NN 法設定

入力層	入力サイズ	28
中間層	層数	2
中間層共通	種類	全結合
	活性化関数	ReLU (ランプ関数)
中間層 1	ユニット数	20
中間層 2	ユニット数	10
出力層	種類	全結合
	出力サイズ	1
その他	バッチサイズ	10
	エポック数	30
	試行数	10

4.3 予測設定

今回は純粋にNN法の性能を確認するため、過去のデータセットを使って計算を行った。実使用であれば予報値、予測値を使うべきところも計測値を用いた。実使用の際には適宜説明変数の値として空調温度の設定値、天気予報などを利用する（人員に関する予測手法については文献[5]を参照）。

4.4 結果

提案手法による推定結果を図-2に示す。縦軸が推定結果、横軸が対応する実測値であるため、赤点線（斜め45度の先）に近ければ精度が高いことを表す。NN法の学習済みモデルによる推定結果を実測値と比較した結果R2係数で0.62となった。またNN法の推定結果にあらかじめ差し引いていた数理計算要素の負荷を足し戻した場合、つまり数理計算要素の予測が完全だと仮定した場合の負荷全体の推定結果はR2係数で0.88となった。

推定結果と実測値のずれが大きかった所（図-2の左下部分）について調べた所、朝7時～朝9時の所が多く、現状の提案手法では空調の立ち上がり時の考慮が不十分な可能性がある。

5. おわりに

本研究では、開放部を持つ地下街の効率的な空調運用を目標に、空調負荷の予測手法を検討した。また神戸の地下街の実際のデータに基づき学習手法を検討した。今後の課題として、実使用時を想定した予測評価および異なる手法との精度検討などが挙げられる。

謝辞

フィールドとして使わせて頂いた神戸地下街株式会社の方々には大変お世話になりました。ここに記して謝意を表します。本研究は、JSPC 科研費 JP18K04456 の助成を受けたものです。また本研究に使用したデータは平成30年度 環境省CO2排出削減対策強化誘導型技術開発・実証事業にて収集されたものです。

参考文献

- 1) 松尾陽, 横山浩一, 石野久弥, 川本昭吾, 空調設備の動的熱負荷計算入門, (社) 建築設備技術者協会, 1980年3月
- 2) 岡谷貴之, 深層学習, 講談社, 2015年4月
- 3) 小田久人, 中尾正喜, 藤堂聖真, 磯崎日出雄, 空気調和機の冷却コイル特性同定モデルの研究(第1報) グレーボックスモデルの設定と同定精度の検討, 空気調和・衛生工学会大会講演論文集, 2020年9月, E-6
- 4) 大原誠, 松本卓也, 鈴木義康, 長廣剛, 玉置久, LRFを用いた地下街における人流推定手法, システム制御情報学会研究発表講演会2018, 2018年5月
- 5) 大原誠, 松本卓也, 榊原一紀, 鈴木義康, 長廣剛, 玉置久, 開放部を持つ地下街での空調運用のための人密度予測手法, 計測自動制御学会 システム・情報部門学術講演会2020 (SSI2020), 2020年11月

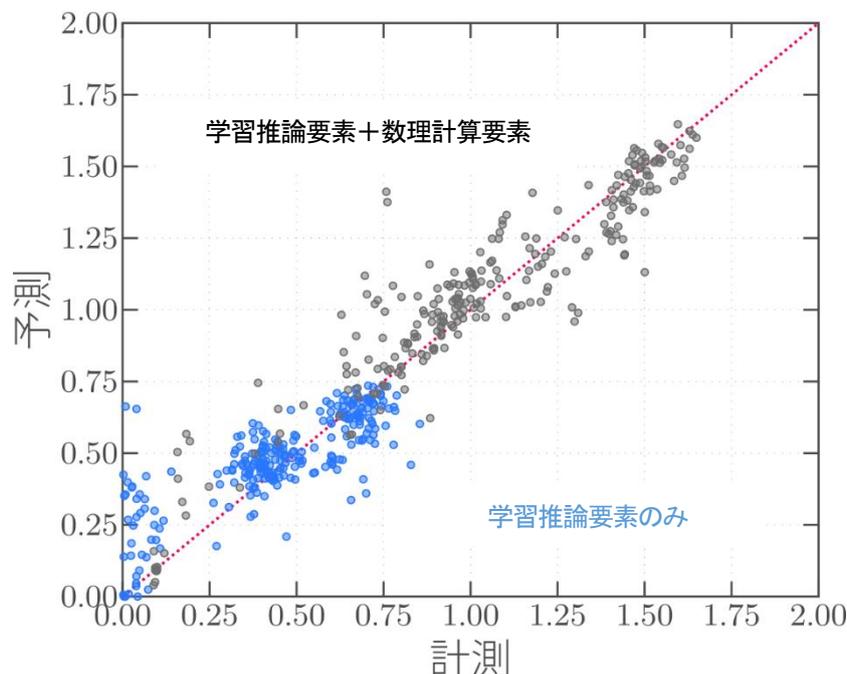


図-2 推定結果

さいたま市内公立小・中学校教室の高性能化改修に関する検討 空調負荷削減と校舎長寿命化に向けた改修効果の数値評価

Research on High-Performance Retrofit of Classrooms in Public Elementary and Junior High Schools in Saitama City

Numerical Evaluation of Retrofit Effects for Reducing Air Conditioning Load and Extending the Life of School Buildings

○脇 日出海 (ハイシマ工業(株)) 芝池 英樹 (建築都市科学ラボ) 鮎島 一弘 (ハイシマ工業(株))

Hideumi WAKI*1 Hideki SHIBAIKE*2 Kazuhiro HAISHIMA*1 Hanako EISEI*3

*1 Haishima Industry Co. Ltd. *2 Building and Urban Science Lab.

Taking into account the renovation principles for extending the service life of school buildings published by MEXT and MLIT of GOJ, numerical simulations are carried out for choosing effective high performing retrofitting strategies to reduce cooling and heating energy consumptions as well as to provide the comfort indoor hygrothermal conditions with the necessary ventilation rate against COVID-19 prevention. The classroom with 35 children located in the top floor and west end (CaseTW) shows 65% reduction of annual air-conditioning energy consumption based on the current reference model.

1. はじめに

文部科学省、国土交通省等からは学校建築の長寿命化改修の方向性が示され指針等が公開されており、その流れと一致する具体的検討を進めることが求められている。

一方で、昨今の公立学校では、新型コロナ禍への感染防止対策に配慮した対面での授業運営が不可避となり、窓・入口開放により自然換気量の最大化を計ることが常態化しており、猛暑期や厳寒期の冷・暖房エネルギー消費量が鰻のぼりに増えている。

さらに気候変動の影響を受けて、学休期間前後の学期中にも猛暑日、もしくは冬日や真冬日が生起することが頻発し、解放教室で冷・暖房を利用するとエアコン消費電力が激増し、電力需給をひっ迫させる要因とも成り得る。

これらを踏まえて、35人学級で必要十分な換気量を確保しながら、期間の冷・暖房エネルギー消費量(電力消費量)やピーク時の消費電力(契約電力)を抑制できる教室の高性能化改修を検討し、同時に学校建築の長寿命化を実現できる方策を導き出すことが本研究の目的である。

ここで言う「高性能化改修」とは、教室棟外皮の各種改修と空調設備システム(全熱回収型換気システム+冷・暖房HP エアコン)の組合せ改修を意味し、空調設備システムの運用条件等も含めて検討を行うものであり、多数室非定常熱・湿気同時移動計算が可能な Windows アプリケーション WUFI Plus 等による数値予測結果を比較する。

2. 検討対象とする高性能化改修方策

本稿で検討対象とする高性能化改修方策の概要を

Fig. 1 に示す。主要な方策は、①全熱回収型換気装置(ERV)の導入、②外皮用高反射塗料の使用、③窓面の日射遮蔽対策、④Low-E 複層ガラスへの交換、⑤EIFS 外断熱工法による断熱改修の5種類である。学校建築の長寿命化も目的の一つとしており、断熱改修方策については、内断熱工法よりも建物外皮の保護効果が高く、工事期間中も教室利用が可能な EIFS 外断熱工法を採用することとする。

3. 数値評価方法

多数室に生じる非定常熱・湿気同時移動を数値予測できる Windows アプリケーション WUFI Plus Ver3.2 を用いて教室の熱・湿気性状について比較評価する。

本稿では、さいたま市の現存学校建築の教室形状を参照して作成した 3×3 の南面するモデル教室棟を想定し (Fig. 2)、上下左右に教室がある「CaseMM:規準教室モデル」と最上階西妻壁のある「CaseTW:周辺教室モデル」2モデルを数値評価の対象として、各モデルに対し高性能化

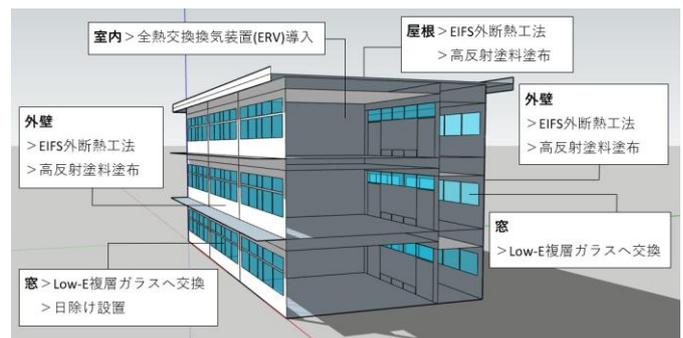


Fig.1 High performance retrofit strategy

Table.1 Computational conditions for CaseMM

	ERV	ERV	日除け	Low-E	Low-E	EIFS	
	常時	バイパス+ ナイトパーズ		断熱	遮熱	t=40mm	t=80mm
MM-0'	-	-	-	-	-	-	-
MM-0	-	-	-	-	-	-	-
MM-1	●	-	-	-	-	-	-
MM-2	-	●	-	-	-	-	-
MM-3	-	-	●	-	-	-	-
MM-4	-	-	-	●	-	-	-
MM-5	-	-	-	-	●	-	-
MM-6	-	-	-	●	-	●	-
MM-7	-	-	-	-	●	●	-
MM-8	-	●	●	●	-	●	-
MM-9	-	●	●	●	-	-	●

- ➡ 現状 ACH7.0 (窓全開放を想定(CDC基準より))
- ➡ 現状 ACH3.8 (厚労省コロナ感染症対策基準)
- ➡ ERV (潜熱・顕熱65%回収) 追加
- ➡ ERV追加 (夏期バイパス換気+ナイトパーズ)
- ➡ 教室南面窓のみ日除け設置 (冷房期間のみ)
- ➡ 断熱型Low-E複層ガラスに交換
- ➡ 遮熱型Low-E複層ガラスに交換
- ➡ 断熱型Low-E複層ガラス+EIFS (t=40mm)
- ➡ 遮熱型Low-E複層ガラス+EIFS (t=40mm)
- ➡ 全対策 (断熱型Low-E+EIFS (t=40mm))
- ➡ 全対策 (断熱型Low-E+EIFS (t=80mm))

Table.2 Computational conditions for CaseTW

	ERV	ERV	高反射	日除け	Low-E	Low-E	EIFS	
	常時	バイパス+ ナイトパーズ			断熱	遮熱	t=40mm	t=80mm
TW-0'	-	-	-	-	-	-	-	-
TW-0	-	-	-	-	-	-	-	-
TW-1	●	-	-	-	-	-	-	-
TW-2	-	●	-	-	-	-	-	-
TW-3	-	-	●	-	-	-	-	-
TW-4	-	-	-	●	-	-	-	-
TW-5	-	-	-	-	●	-	-	-
TW-6	-	-	-	-	-	●	-	-
TW-7	-	-	-	-	●	-	●	-
TW-8	-	-	-	-	●	-	●	-
TW-9	-	●	●	●	●	-	●	-
TW-10	-	●	●	●	●	-	-	●

- ➡ 現状 ACH7.0 (窓全開放を想定(CDC基準より))
- ➡ 現状 ACH3.8 (厚労省コロナ感染症対策基準)
- ➡ ERV (潜熱・顕熱65%回収) 追加
- ➡ ERV追加 (夏期バイパス換気+ナイトパーズ)
- ➡ 屋根面のみ高反射塗料使用
- ➡ 教室南面窓のみ日除け設置 (冷房期間のみ)
- ➡ 断熱型Low-E複層ガラスに交換
- ➡ 遮熱型Low-E複層ガラスに交換
- ➡ 断熱型Low-E複層ガラス+EIFS (t=40mm)
- ➡ 遮熱型Low-E複層ガラス+EIFS (t=40mm)
- ➡ 全対策 (断熱型Low-E+EIFS (t=40mm))
- ➡ 全対策 (断熱型Low-E+EIFS (t=80mm))

改修の各方策を採用した場合の冷・暖房・除湿負荷および消費電力を算出して比較検討する。

3.1 基本計算条件

各種ケースに共通する計算条件を以下に記す。

(1) 室内条件

1クラス 35人学級を想定し、8時～16時まで教師1人と生徒35人の計36人が在室しているものとする。

毎週土曜・日曜を休日とし、3/25～4/7を春休み、7/21～8/25を夏休み、12/24～1/5を冬休みとして、学期期間中の教室は在室なし、照明も未使用状態とする。

(2) 空調設定条件

温度設定は18～26℃とし、湿度設定は上限70%とする。

暖房稼働期間は12/1～3/31、冷房稼働期間は6/1～9/30として、休日を除く教室在室時(8時～16時)のみ稼働させるものとする。

除湿に関しては、エアコンによる除湿を想定して冷房稼働中のみ除湿が発生するものとする。

(3) 換気設定

大人1人当たりの換気量30 m³/h (厚生労働省の新型コロナウイルス感染症対策基準)、子供1人当たりの換気量20 m³/h (大人の2/3倍)として、教室在室時のみ730 m³/h (≒ACH3.8)の換気を行うものとする。

ただし、窓や入口を全開放することを新型コロナウイルス感染症対策として実施している学校での現状を鑑み、「医療施設における環境感染管理のためのCDCガイドライン」を参考に、1時間のうちに99.9%空気汚染粒子を除去するのに必要な換気回数(ACH7.0)を入力した場合についても併せて評価する。

漏気回数は0.3回/hとする。

(4) バイパス換気・ナイトパーズ採用時

バイパス換気・ナイトパーズを行うケースに限り、6/1～9/30の期間(夏休みを除く)、終日バイパス換気を行い、教室在室時間外も在室時の0.5倍の風量で換気を行う。

3.2 各種計算条件

高性能化改修の各方策の効果と、それらを組み合わせた場合の効果を比較・検討するため、CaseMMについては10ケース、CaseTWについては11ケースの数値評価を行う。CaseMMの各ケースの高性能化改修方策の採用状況をTable.1に、CaseTWの各ケースの高性能化改修方策の採用状況をTable.2に示す。

高反射塗料を使用する場合(TW-3)は、防水工事に伴う屋根塗装工事を想定し、屋根面の日射吸収率のみを0.85から0.40に変更し、外壁面は現状のままで計算する。

また、EIFS外断熱工法を採用する場合について、外壁

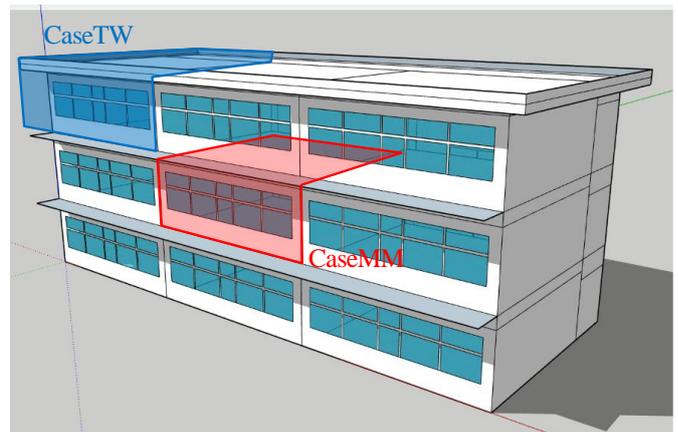


Fig.2 3×3 classroom building model

塗装を高反射塗料で行うと想定して日射吸収率を0.85から0.40に変更し、屋根面は現状のままとして計算する。

4. 計算結果の評価

4.1 標準教室モデル：CaseMMの結果

CaseMMの計10ケースに関する冷・暖房・除湿負荷年間積算値の比較結果をFig. 3に示す。

現状の学校建築で厚労省の新型コロナウイルス感染症対策基準を満たす換気量を確保した場合の計算(MM-0)を基準とすると、ERVを使用することで暖房負荷を削減することが可能だが(MM-1)、夏期はそれが排熱を回収して冷房負荷を増加させる結果となるため、バイパス換気とナイトパーズを行う必要があることが読み取れる(MM-2)。

夏期に日除けを設置すること(MM-3)については、当然のことながら冷房負荷削減が期待できて効果的な対策となるが、Low-E複層ガラスを採用することについては、断熱型(MM-4)、遮熱型(MM-5)ともに冷房負荷削減には効果がある反面、暖房負荷を増加させてしまうことになり、結果として年間の空調負荷総量は増加している。この原因としては、現状のアルミサッシの単板ガラス窓の方が日射を多く取得することと、日射取得のある時間帯が主な利用時間帯であるという学校建築の特性が主因であり、学校の高性能化改修として窓の改修のみを単独で行うことは効果的でないことを示している。

EIFS外断熱工法とLow-E複層ガラスの組み合わせ(MM-6, MM-7)については、断熱型Low-E複層ガラスを使用した場合(MM-6)のほうが年間の空調負荷総量を削減できていることが読み取れる。そのため、すべての対策を講じた場合の計算(MM-8, MM-9)については断熱型Low-E複層ガラスを採用することとしている。

MM-8とMM-9の違いは断熱厚の違いであるが、外表面積の比較的少ないCaseMMの計算では、断熱厚が2倍となっても年間の空調負荷総量に大きな違いは見られない。

既存の学校に導入されているエアコンのCOP(冷房/暖房)2.97/3.45から消費電力を算出した場合、MM-0を基準としてMM-9は57.3%消費電力を削減できる。

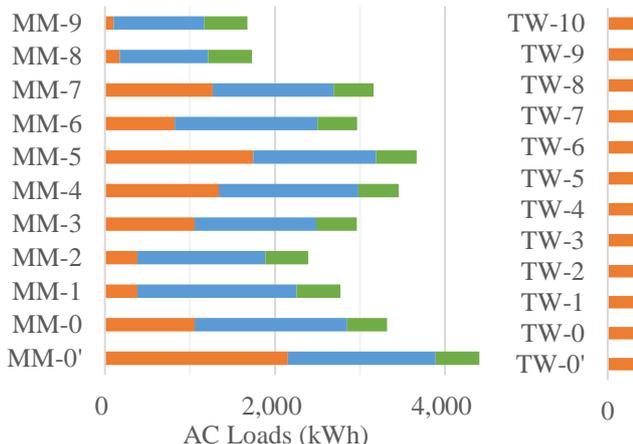


Fig.3 Annual air-conditioning loads for CaseMM

4.2 周辺教室モデル：CaseTWの結果

CaseTWの冷・暖房・除湿負荷の年間積算値のグラフをFig. 4に示す。

基本的には3.1のCaseMMの結果の傾向と似ているが、CaseMMにはない屋根面に高反射塗料を使用した場合の計算(TW-3)を取り上げると、現状の計算(TW-0)と比較して冷房負荷が削減される反面、暖房負荷が増加してしまい、年間の空調負荷総量はほとんど変わらない結果となっている。屋根スラブの厚さは200mmの設定であるが、コンクリートの蓄熱性能の高さも相まって屋根スラブから熱が流入し、夏期は冷房負荷の増加に、冬期は暖房負荷の削減に寄与していた分を、高反射塗料を使用することで抑えた結果だと読み取ることができる。

高反射塗料を屋根に使用することについても、Low-E複層ガラスを採用することと同様に、高性能化改修としてそれ単独で導入することは難しいと判断できる。

CaseMMの場合と同様に消費電力を算出した場合、TW-0を基準としてTW-10は65.0%消費電力を削減できる。

5. EIFS外断熱工法と内断熱工法の数値的比較評価

学校建築の長寿命化を目指すために、本稿では建物外皮の保護効果が高いEIFS外断熱工法を採用しているが、学校の省エネルギー化と教室の温熱環境改善を目的として内断熱工法による実験的改修工事例の報告が見られる。ここでは、EIFS外断熱工法と内断熱工法の省エネルギーと室内温熱環境への効果の比較検討を行うこととする。

5.1 計算条件

外皮の断熱効果比較のためCaseTWを検討対象とし、同時に窓改修も想定しTW-7の条件を規準に計算する。内断熱と外断熱で使用できる断熱材料は違い性能も異なるので、各部位熱貫流率が各々等しくなるよう厚さ調整する。

5.2 数値評価結果

内断熱と外断熱の夏期1週間の各部時系列温度変動を各々Fig. 5、Fig. 6に、冬期1週間の各部時系列温度変動を各々Fig. 7、Fig. 8に示す。夏期・冬期に共通する特徴として、内断熱と比べて外断熱は教室非使用時間帯の温

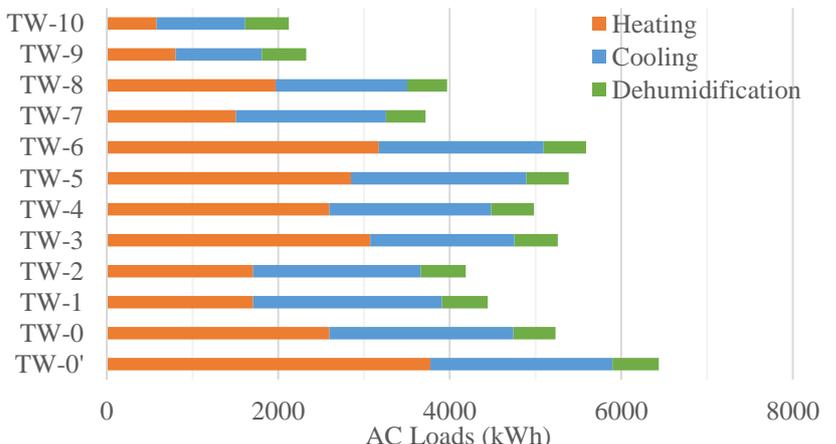


Fig.4 Annual air-conditioning loads for CaseTW

熱環境が改善されるという利点がある。現実の学校運用では放課後や休日に数教室が使用されることが想定されるので、非空調時間帯の温熱環境改善は利用者の快適性向上への効果が期待できる。また、外断熱により教室の使用・未使用に関わらず室内表面温度変動が安定し、躯体の温・湿度変動幅が限定され、熱・湿気的な膨張・収縮の抑制効果が期待できる。省エネルギー面では、年間の冷房と暖房負荷について、内断熱は1802.2kWhと972.2kWhであるのに対し、外断熱は1718.0kWhと1300.6kWhになっており、内断熱のほうが負荷総量は小さい。この違いは躯体への蓄熱分が少ないためである。

6. まとめ

文部科学省、国土交通省等で指導されている学校建築の長寿命化改修の方向性を念頭に、35人学級でコロナ禍において必要十分な換気量を確保しながら、期間の冷・暖房エネルギー消費量(電力消費量)を抑制できる教室の高性能化改修を検討した。周辺教室モデル(CaseTW)では、全対策を組み入れた高性能化改修により、現状計算結果(換気回数3.8回)の年積算電力消費量を65.0%、上下左右に教室がある規準教室モデル(CaseMM)では年積算電力消費量を57.3%削減できることを確認した。

また、これまでに実験的実証事例(内断熱工法による改

修)と比べ、EIFS外断熱工法は学校利用者により快適な室内温熱環境が提供でき、躯体の外乱による膨張・収縮を抑制し建物長寿命化に寄与できる可能性を示した。

今後もさらなる検討を続け、本稿で示した高性能化改修による建物躯体の長寿命化について定量的な評価を行うとともに、コスト評価の精度向上を計る必要がある。

謝辞 本稿の一部は、公立学校施設の運営管理に関わるさいたま市関係各位から寄せられたご意見を参考にした。

参考文献

- 1) 文部科学省, 学校施設の長寿命化計画策定に係る手引, 2015年4月.
- 2) 文部科学省, 小学校施設整備指針, 2022年6月.
- 3) さいたま市, さいたま市公共施設マネジメント計画・第1次アクションプラン, 2018年3月.
- 4) H. M. Künzle, Simultaneous Heat and Moisture Transport in Building Components One- and Two-Dimensional Calculation Using Simple Parameters, IRB Verlag, 1995.
- 5) H. M. Künzle et al, Simulation of Indoor Temperature and Humidity Conditions Including Hygrothermal Interactions with the Building Envelope, Solar Energy 78, 2005.
- 6) CDC, Guidelines for Environmental Infection Control in Health-Care Facilities, 2003.

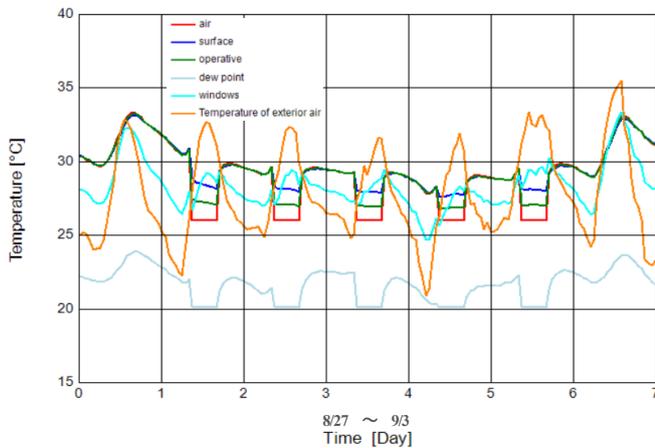


Fig.5 Temperature profiles for internal wall insulation in summer

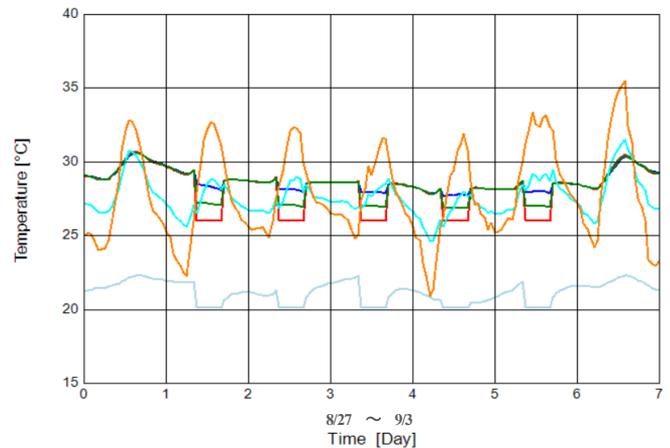


Fig.6 Temperature profiles for EIFS in summer

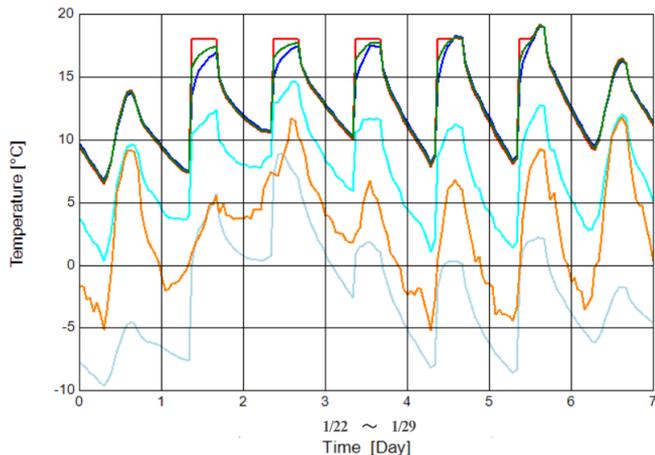


Fig.7 Temperature profiles for internal wall insulation in winter

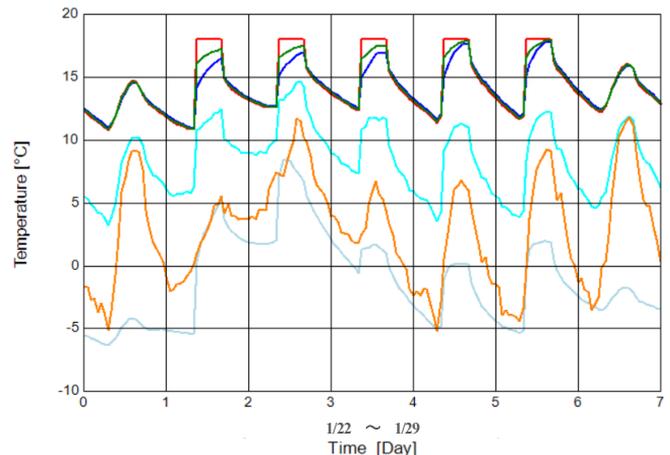


Fig.8 Temperature profiles for EIFS in winter

都市の熱環境計画やインフラ計画のための時系列人流データの分析手法の検討

Investigation of methods for analyzing timeseries human flow data for urban thermal environment planning and infrastructure planning

○早川 大地 (神戸大学) 竹林 英樹 (神戸大学)

Taichi HAYAKAWA*¹ Hideki TAKEBAYASHI*¹*¹Kobe University

In this study, a cluster analysis using SPSS was conducted on the passenger count data of nine locations in the Sannomiya area, which were measured and disclosed by Kobe City, to explore the analysis method of passenger count data for thermal environment planning and infrastructure planning. The clusters were classified on the basis of the number of passengers throughout the day and the difference in number of passengers around 8:00 a.m. on different days of the week, and the classification results reflected the characteristics of each location, similarities among locations, and the characteristics of people flow in the Sannomiya area.

1. はじめに

近年, IT 技術の普及・拡大により人流データが計測・利用され始め, 2020 年の新型コロナウイルス流行をきっかけにその重要性が広く認識されるようになった. こうしたデータは一般に公開されるものも増えており, 交通機関や店舗などでの利用のほか, 行政機関における防災・交通・観光などの地域課題への利用など, 官民間問わず多様な分野での活用が進みつつある^{1,2)}.

本研究では, 都市の熱環境計画やインフラ計画への人流データの活用を想定し, 神戸市により公開された三宮地区の 9 地点の通過人数のデータを対象として, 時系列特性や空間分布の特徴を分析する. 具体的には, 通過人数の時系列データをクラスター分析し, 分類結果の特徴を考察することで, 通過人数に影響を与える要因を分析する. さらに地点間での通過人数の変化の特徴の関係を分析し, 地域全体の特性を考察する.

2. 分析の概要

2.1 分析データの概要

本研究では, 神戸市と連携して関西電力株式会社と株式会社オプテージが赤外線センサーを用いて計測し, 神戸市により公開されている通過人数のデータを用いた (図 1). 提供期間は 2020 年 2 月 1 日から 2021 年 3 月 23 日で, 一時間ごとの通過人数のデータである. このうち 2020 年 7 月 25 日から 9 月 30 日は欠測であり, 各地点でセンサーの停止やデータの欠損が見られる日は分析対象外とする (表 1).

2.2 分類方法

各日一時間毎の通過人数を 24 次元の多変量データとみなして SPSS を用いたクラスター分析を行った. 出発行列には相関行列を用いた. 固有値が 1 以上になる主成分を採用した. 次に主成分得点を計算し, その得点を用いて階層クラスター分析を行った. サンプル間距離にはユークリッド距離を用い, グループ間平均連結法により分類した. 得られたデンドログラム (樹形図) より, 3~10 個のグループ数となるように一定の距離で線引きを行い, グループに分類した.

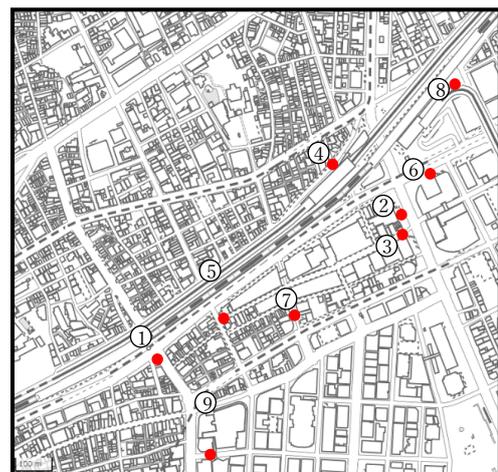


Fig.1 Location of infrared sensors

Table.1 Number of measurement days and average number of daily passengers at each location

measuring point	No.	Number of measurement days	Average number of passengers per day
Koikawa-suji	1	318	41,225
Flower rode	2	325	28,649
Center Gai Shopping St 1 East end	3	333	23,943
Sunset-dori	4	335	20,661
Center Gai Shopping St 2 West end	5	329	19,242
Deck in front of Hankyu	6	331	14,291
Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta Shrine	7	341	11,662
2F above JR Sun City Pedestrian Bridge	8	340	7,263
Nakamachi-dori	9	278	6,901

3. 通過人数の時刻変化の分類

3.1 各地点の通過人数の時刻変化

各地点の主成分分析結果より、どの地点でも寄与率の高い主成分として、一日を通した通過人数、8時頃の通過人数などが推察された(図2)。

第一主成分は、すべての時刻において正で、11時～24時に0.8以上となる。また、緊急事態宣言期間の主成分得点が小さい。したがって、一日を通した通過人数を表していると解釈される(図3)。

第二主成分は、7時～9時に0.8以上となり、他の時刻は小さい。また、主成分得点は正負の変動が大きい。したがって、平日と休日の8時頃の通過人数の差を表していると解釈される(図4)。

多くの地点で、平日と休日のクラスターが複数分類された。鯉川筋の分類結果を図5に示す。平日のクラスター(実線)と休日のクラスター(破線)、第一回緊急事態宣言期間(2020年4月7日～5月21日)を多く含むクラスター(一点鎖線)が確認される。平日は朝夕の通勤、通学時にピークを持つものが多く、休日は14時～16時にピークを持つものが多い。平日、休日のクラスターは通過人数の大小により更に分類された。

3.2 分類結果の特徴

鯉川筋のクラスター分類結果(図5)より、第一回緊急事態宣言期間の日が多く分類されたクラスター7の通過人数は、他のクラスターと比較して、休日は約68%、平日は約66%減少した。他の地点でも、緊急事態宣言期間の日が多く分類されたクラスターの通過人数は、約45%～80%減少した。

サンセット通りの分類結果(図6)では、クラスター1には金曜日と土曜日、クラスター2、4には日曜日から木曜日、クラスター3には第一回緊急事態宣言期間の日、クラスター5(二点鎖線)には第二回緊急事態宣言期間(2021年1月14日～2月28日)の日が多く分類された。飲食街であるサンセット通りでは、翌日が休

日である金曜日と土曜日の特徴が抽出された。

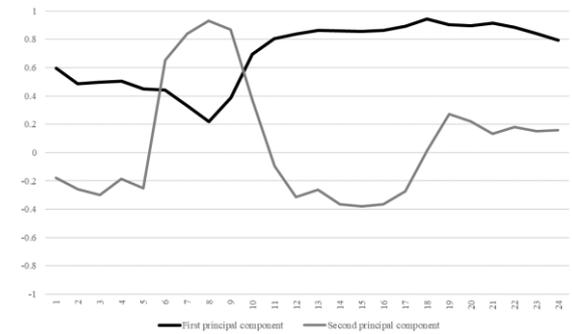


Fig.2 Contribution by each principal component at Koikawa-suji



Fig.3 First principal component score at Koikawa-suji



Fig.4 Second principal component score at Koikawa-suji

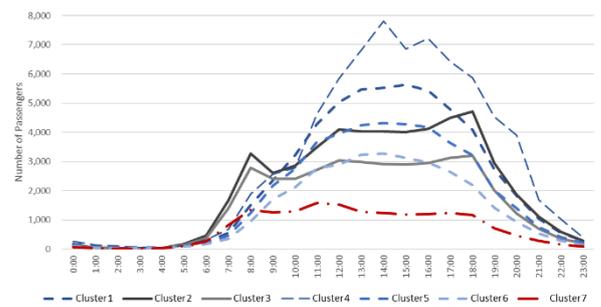


Fig.5 Cluster classification results at Koikawa-suji

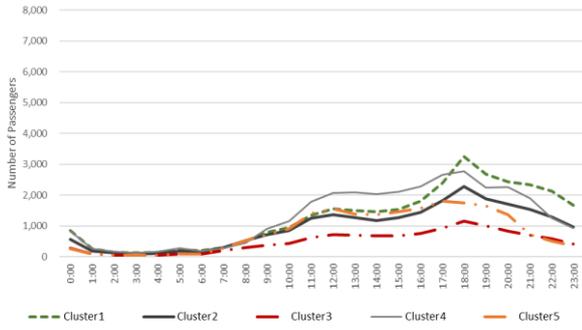


Fig.6 Cluster classification results at Sunset-dori

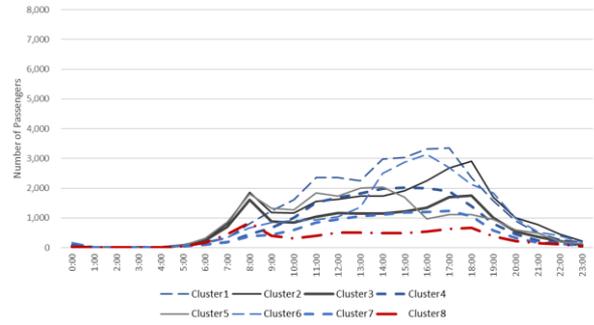


Fig.10 Cluster classification results at Deck in front of Hankyu

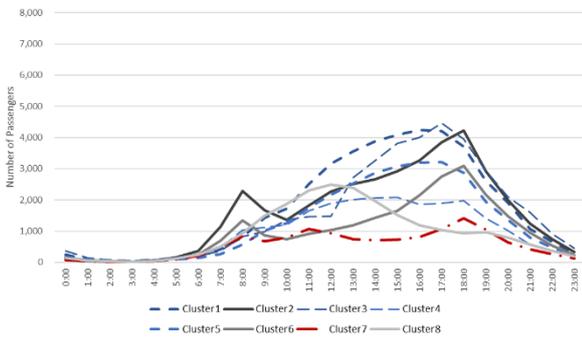


Fig.7 Cluster classification results at Flower rode

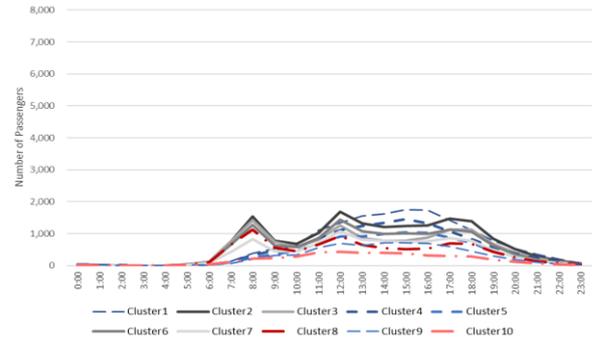


Fig.11 Cluster classification results at Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta Shrine

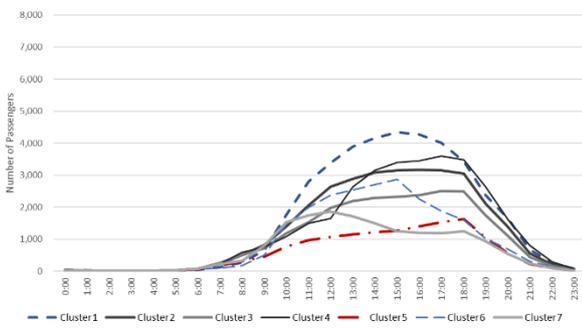


Fig.8 Cluster classification results at Center Gai Shopping St 2 East end

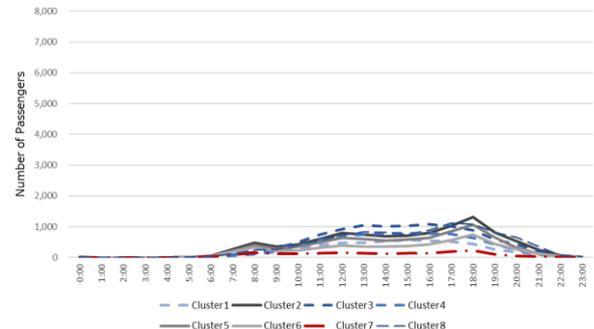


Fig.12 Cluster classification results at 2F above JR Sun City Pedestrian Bridge

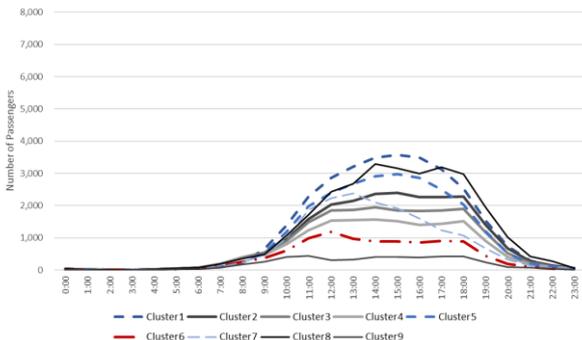


Fig.9 Cluster classification results at Center Gai Shopping St 2 West end

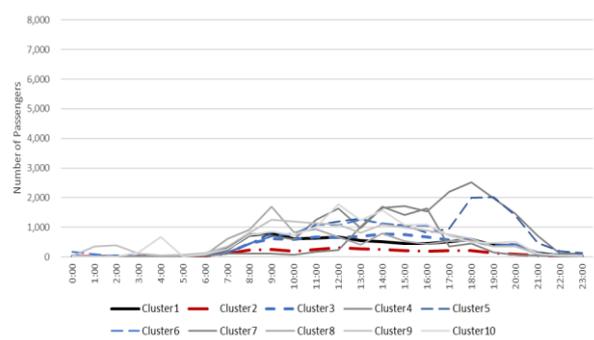


Fig.13 Cluster classification results at Nakamachi-dori

4. 通過人数の特徴に基づく測定地点の分類

地域全体の通過人数の特性を考察するために、測定地点の分類を行った。各地点の主成分分析結果やクラスター分類の結果より、4つの時刻変化の特徴量(平日クラスター、休日クラスターの最大値、平日クラスター、休日クラスターの8時の通過人数)を選定し、これらの特徴量により代表される4次元の多変量データとみなし、主成分分析、クラスター分析を行ったところ、5つのクラスターに分類された(図7、表2)。

主に一日を通した通過人数により分類された。クラスター4には、平日8時の通過人数を特徴として、いくたロードが分類された。

クラスター1に分類された鯉川筋とフラワーロードは、それぞれ元町駅、三宮駅から南下する大通り沿いで、平日の8時と18時にピークが出現する。クラスター4のいくたロードでも同様のピークが出現し、3地点はすべて南北道路である。駅とのアクセスの特徴は南北方向の道路で顕著に確認される。

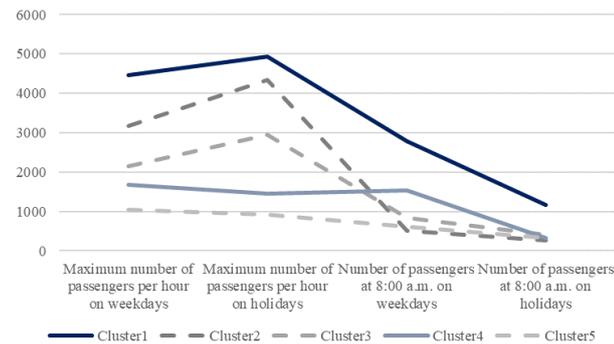


Fig.14 Cluster classification results at 9 sites

Table2 Cluster classification results at 9 sites

Location	Cluster Number
Koikawa-suji	1
Flower rode	1
Center Gai Shopping St 1 East end	2
Sunset-dori	3
Center Gai Shopping St 2 West end	3
Deck in front of Hankyu	3
Ikuta rode in front of the first torii gate of Ikuta	4
2F above JR Sun City Pedestrian Bridge	5
Nakamachi-dori	5

5. まとめ

本研究では、神戸市により公開された三宮地区の9地点の通過人数のデータ(人流データ)を、SPSSを用いて統計的に分類し、時刻変化の特徴を考察した。

各地点での分類結果は、主に平日と休日のクラスターに分類され、第一回緊急事態宣言期間を多く含むクラスターも確認された。平日、休日のクラスターは一日を通した通過人数により更に分類された。主成分分析の結果から、各地点での分類の主な要因は一日を通した通過人数であり、他の要因は平日と休日の8時の通過人数の差と推測された。熱環境計画やインフラ計画においても、平日と休日の通過人数の差を想定した計画や運用が求められる。

通過人数の時刻変化の特徴量を用いてクラスター分類を行い、計測地点が5つに分類された。平日と休日ともに一日を通した通過人数の大きい地点は熱環境計画やインフラ計画の中心地となる。平日の通勤、通学時に明確なピークが出現する地点はその時間に特化した対策が有効である。

本研究で検討した通過人数の時刻変化の特徴を抽出する統計的な分類方法は、より多くの計測地点のデータに適用することで、都市や街区における熱環境計画やインフラ計画の検討などに有効に活用できる可能性がある。

参考文献

- 1) 今井龍一, 深田雅之, 重高浩一, 矢部努, 牧村和彦, 足立龍太郎, 多様な動線データの組合せ分析による都市交通計画への適用可能性に関する考察, 第47回土木計画学研究発表会・講演集, 2013
- 2) 国土交通省, 地域課題解決のための人流データ利活用の手引き, 25, 2022

RANS による定常解析及び LES による非定常解析に基づく街区形態と風通し環境の関 に関する研究

Study on the relationship between urban block characteristics and the ventilation environment of the city based on RANS and LES

○山腰 和希 (神戸大学) 竹林 英樹 (神戸大学)

Kazuki YAMAKOSHI *¹ Hideki TAKEBAYASHI *¹

*¹ Kobe University

In this study, we analyzed the relationship between urban block properties and wind environment in downtown Kobe based on RANS model, and analyzed in some districts with different urban block properties within the target area by LES model. LES model can reproduce eddies and time fluctuations that cannot be detected by RANS model. The analysis results by LES model follows those by RANS model, except of roads along the main wind direction. LES model reproduced the air flow into the street canyon along the main wind direction caused by high-rise buildings, which was not reproduced by RANS model. RANS model evaluated the risk of weak winds highly, while LES model evaluated it low.

1. はじめに

上空風を市街地内に取り入れて風通しを促進し、地表付近の熱を上空へ拡散させることは、ヒートアイランド対策の一つである。街区形態と風通しの関係を分析した既往研究では、計算負荷の観点から乱流モデルにレイノルズ平均 (RANS) モデルが用いられる場合が多い。RANS による分析では、実測結果より弱風リスクが過大評価されると指摘されている¹⁾。本研究では、神戸市中心部を対象として RANS の定常解析を実施し、街区の特性と風環境の関係を分析し、対象領域内の幾つかの領域で LES による非定常解析を行い、RANS モデルでは探知できない渦や時間変動を分析した。

2. 数値計算の概要

2.1 計算領域と格子間隔

Fig. 1 に神戸市中心部の解析対象領域を示す。Fig. 2 に異なる街区特性を持つ LES による非定常解析の対象領域を示す。2011 年に構築された建物形状データを、google earth より得られる 3 次元モデルデータに基づいて 2022 年時点の街区形状に更新した。

水平方向の格子間隔は、解析対象領域内で RANS は 2.0m, LES は 0.8m, 解析対象領域外で徐々に広がる不等間隔とし、鉛直方向は最高建物高さまで 0.8m, それ以上は徐々に広がる不等間隔とした。

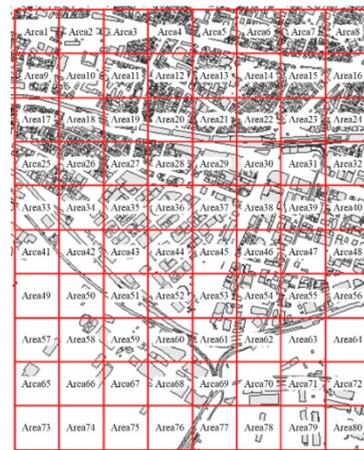


Fig1. Objective site for RANS model

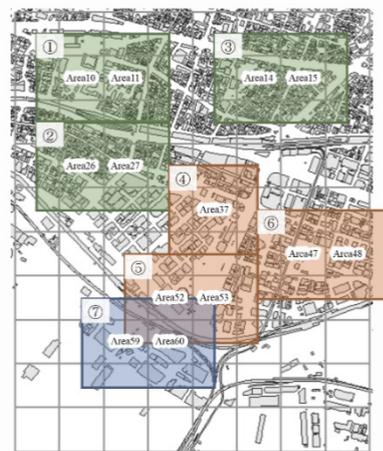


Fig2. Objective site for LES model

2.2 計算方法

流入・流出境界は自然流入流出条件, 上空及び側面境界は free-slip 条件, 地面及び壁面境界は一般化対数則条件を設定した. 流入境界は高さ 100m の風速を 4.1m/s としたべき乗則で与え, 風向は南西とした. RANS には $k-\varepsilon$ 型 2 方程式乱流モデルを用い, LES には Smagorinsky モデルを用いた.

3. 精度検証

3.1 測定の概要

2022年8月14日の10時から12時, 15時から17時に Fig. 3 に示す測定地点(高層建築物が多く道路幅の広い交差点周辺)において, 地表面からの高さ 1.5m における風速を, 各地点 1 秒間隔で 1 分間測定した.

3.2 数値計算結果

当該交差点付近の RANS, LES の風速比(地上風速/上空風速)分布, LES の標準偏差分布を Fig. 4~6 に示す. LES により建物隅角での剥離が再現されている. Fig. 7 に示す通り, LES による風速比の標準偏差が大きいと, 両計算結果の差が大きいの. 建物隅角部の剥離や逆流領域で RANS の結果は過小評価する傾向にある.

3.3 実測結果と計算結果の比較

各測定点における実測結果, RANS, LES による計算結果から算出した平均風速比を Fig. 8, 9 に示す. RANS の結果はいずれの測定点でも小さく, 特に交差点や高層建物の隅角部などで著しく乖離した. LES の結果は実測値より変動は小さいが, 平均風速比はよく一致し

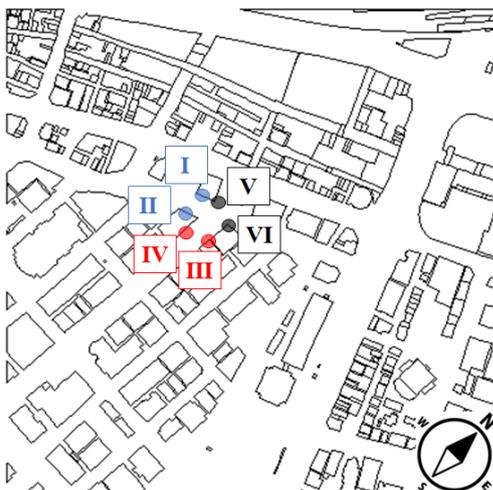


Fig.3 Measurement points for wind velocity

た. 今回実測調査を行ったような風速比の小さい街区では, RANS による数値計算結果は風速比を過小評価する可能性があることに注意が必要である.

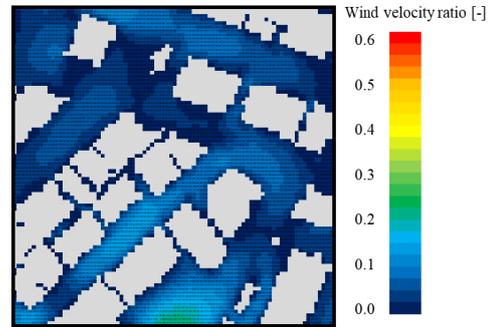


Fig.4 Average wind velocity ratio by RANS model

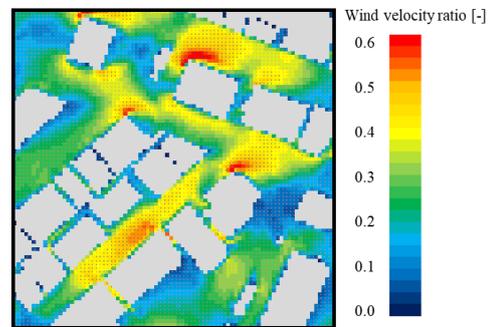


Fig.5 Average wind velocity ratio by LES model

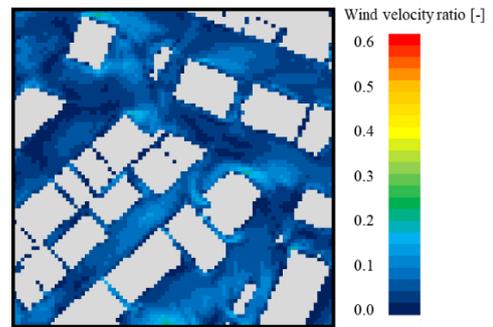


Fig.6 Standard deviation of wind velocity ratio by LES

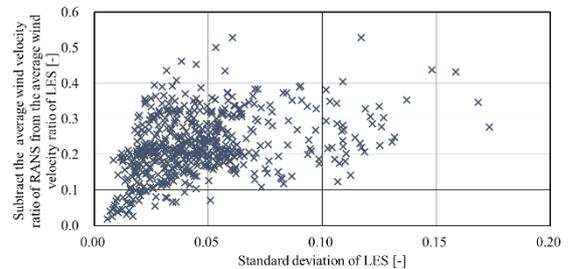


Fig.7 Relationship between subtraction the average wind velocity ratio of LES from the average wind velocity ratio of RANS, and standard deviation from LES model

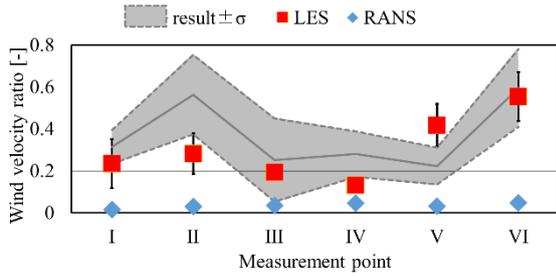


Fig.8 Average wind velocity ratios from 10:00 to 12:00 by measurement and calculation results

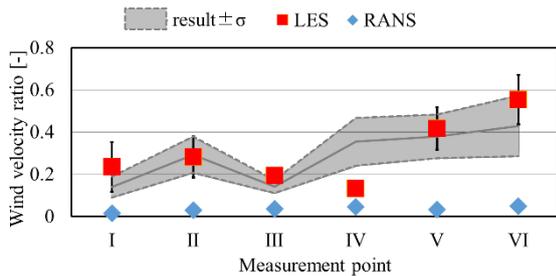


Fig.9 Average wind velocity ratios from 15:00 to 17:00 by measurement and calculation results

4. 街区特性と風通し環境の関係

4.1 面的な建物特性と風通し環境の関係

RANS では、グロス建蔽率や平均建物高さ基準の高さ方向グロス建蔽率が小さい領域では平均風速比と負の相関関係が確認されるが、それらの指標が大きい領域では平均風速比が一様に小さく、明確な関係が確認されない。グロス建蔽率が40%未満の場合に、建物高さのばらつきと平均風速比に負の相関関係が確認される。Fig. 10 に示すように、LES ではグロス建蔽率が25%未満の場合に RANS と同等の平均風速比であるが、25%以上の場合には RANS より 0.17~0.25 程度大きい。

4.2 街路形態の特性と風通し環境の関係

RANS では道路幅、道路周辺オープンスペース率、平行道路以外での道路周辺平均建物高さや平均風速比に正の相関関係が確認される。Fig. 11 に示すように、LES の平均風速比は街路全体で RANS より 0.15~0.25 ほど大きい。LES では、平行道路においても上空風が高い建築物の影響で街区内に流れ込む様子が再現され、Fig. 12 に示すように平行道路の場合でも、道路周辺平均建物高さや平均風速比に正の相関関係

が確認される。

4.3 交差点形態の特性と風通し環境の関係

RANS では、交差点隣接最大道路幅、交差点周辺オープンスペース率と平均風速比に正の相関関係が確認される。交差点隣接最大道路幅が20m未満では、交差点周辺平均建物高さや平均風速比に正の相関関係、20m以上では負の相関関係が確認される。狭い交差点では、交差点周辺の建築物により上空風が交差点内に引き込まれる影響が表れ、広い交差点では、交差点周辺の建物による抵抗の影響が支配的になると考察される。Fig. 13 に示すように、LES の平均風速比は、交差点全体で RANS より 0.15~0.25 程度大きい。

4.4 弱風リスク

村上ら²⁾が提案した風環境評価尺度を参考に「弱風による非適風」は風速 0.7 m/s 以下とし、弱風リスクを評価対象範囲内で「弱風による非適風」に該当する割合と定義する。弱風リスク 70%以上を高リスク、40%~70%を中リスク、40%以下を低リスクと分類する。RANS では全体的に弱風リスクが高く、LES ではほぼすべての場合で RANS と同等か低い。精度検証を行った交差点付近の RANS、LES の「弱風による非適風」の範囲、弱風リスクの評価結果を Fig. 14, 15 に示す。RANS で低リスクと評価された街路が、LES では高リスクに評価される場合もあり、更に多くの LES による検討が必要である。

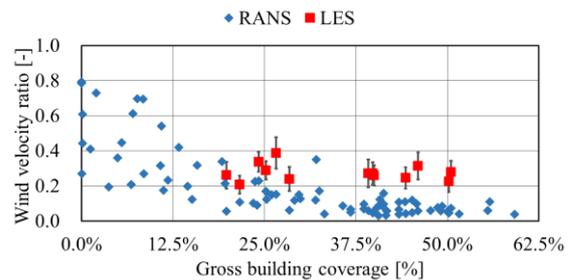


Fig.10 Relationship between gross building coverage ratio and average wind velocity ratio

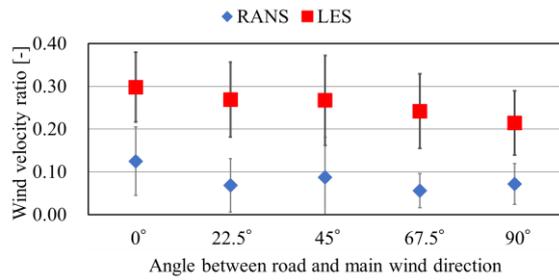


Fig.11 Relationship between direction of roads and average wind velocity ratio

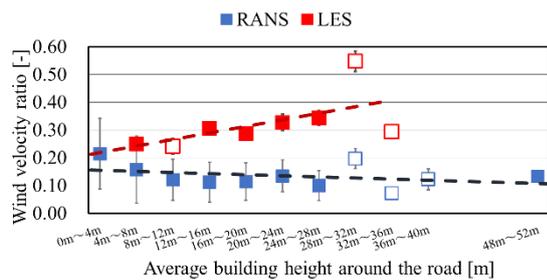


Fig.12 Relationship between average building height around the road along the main wind direction and wind velocity ratio

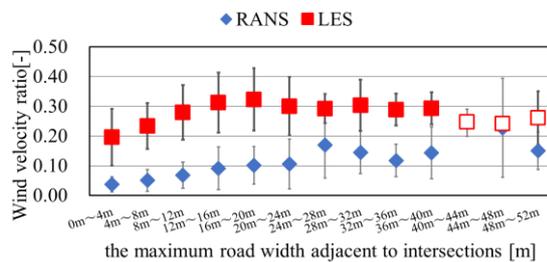


Fig.13 Relationship between the maximum road width adjacent to intersections and average wind velocity ratio

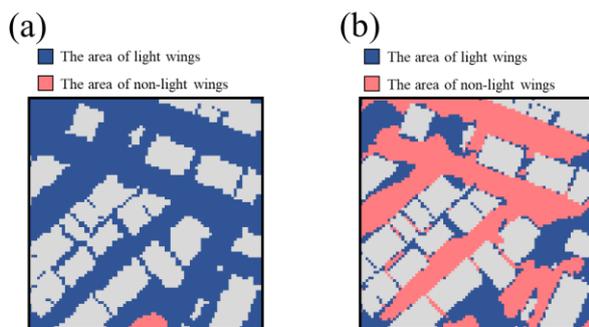


Fig.14 The area of weak wind (a)RANS (b)LES

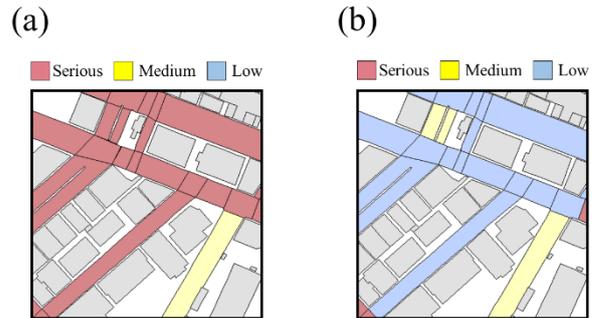


Fig.15 The risk of weak wind (a)RANS (b)LES

5. まとめ

神戸市中心部の街区を対象として実測結果と比較し、RANS の定常解析、LES の非定常解析の精度を検証した。実測対象街区の様に風速比の小さい街区では、RANS は風速比を過小評価する可能性が高い。LES は実測値より変動は小さいが、平均風速比はよく一致した。

RANS により対象領域全体の風環境を評価し、LES により特定の領域で詳細な検討を行った。LES による街区形態と風通し環境の関係は概ね RANS による分析結果を追随し、RANS では再現されなかった、平行道路において高い建築物が上空風を街区内に引き込む様子が再現された。

RANS では全体的に弱風リスクが高いが、LES では RANS と同等か低く評価された。RANS で低リスクと評価された街路が、LES では高リスクに評価される場合もあり、更に多くの LES による検討が必要である。

参考文献

- 1) H. Takebayashi, M. Okubo, H. Danno, Thermal Environment Map in Street Canyon for Implementing Extreme High Temperature Measures, Atmosphere 2020, 11, 6, pp.550-562, 2020.5
- 2) 村上周三, 森川泰成: 気温の影響を考慮した風環境評価尺度に関する研究—日平均風速と日平均気温に基づく適風, 非適風環境の設定—, 日本建築学会計画系論文報告集, 第 358 号, pp9-17, 1985.12

海洋-大気-波-堆積物結合モデル COAWST を用いた播磨灘の気象流動場の推定と再現性評価 Assessment of Reproducibility of Estimation of Meteorological Flow Field in Harimanada Using COAWST: Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System

○安賀 優人(大阪大学) PINTOS Andreoli Valentina(大阪大学) 嶋寺 光(大阪大学)
古賀 佑太郎(兵庫県環境研究センター) 松尾 智仁(大阪大学) 近藤 明(大阪大学)
Hiroto YASUGA*¹ PINTOS Andreoli Valentina*¹ Hikari SHIMADERA*¹
Yutaro KOGA*² Tomohito MATSUO*¹ Akira KONDO*¹
*¹ Osaka University *² Hyogo Prefectural Institute of Environmental Sciences

Harimanada is in the eastern of the Seto Inland Sea, and it has been suggested that the reduction of nutrients in water negatively influences fishery. This study used the Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System (COAWST) to simulate meteorological fields over Harimanada and evaluated the validity of simulated meteorological variables to be exchanged to the ocean and wave models. The model system successfully simulated the meteorological fields, such as temperature, humidity, wind speed, and rainfall, indicating that they can be used to predict and assess oceanographic fields in the study region.

はじめに

瀬戸内海は紀伊水道、豊後水道および関門海峡で外海とつながる我が国最大の閉鎖性水域である。当海域では1960年代の高度経済成長期には陸域からの栄養塩類(窒素・リン)負荷の増大により水質が悪化し赤潮が頻発した。そこで環境省が1978年に瀬戸内海環境保全特別措置法で排水規制を行った結果、1980年代に溶存無機態窒素(DIN)濃度は大きく減少した。一方、1990年代から瀬戸内海東部の播磨灘においてイカナゴ類やイワシ類に代表される漁獲量の減少も確認されている。DINをはじめとする栄養塩は、海洋生物の餌である植物プランクトンの成長に必須である。そのため、栄養塩濃度の低下が、漁獲量の減少につながっているとの指摘もある¹⁾。そこで、播磨灘東部海域に面する兵庫県では「豊かで美しい瀬戸内海の再生」をかかげ、栄養塩類管理計画を策定している²⁾。しかし、海域中の栄養塩類は、植物プランクトン等の生態系に形態を変化させながら取り込まれるなど、複雑に循環しているため、その動態については不明な部分が多い。そのため、適切に栄養塩類を管理するための栄養塩類量の動態解析が必要である。このような環境動態を予測するためには数値モデルの利用が有効である。播磨灘のような浅海域の海水流動は摩擦速度、潜熱、及び顕熱フラックスなどが影響するなど³⁾大気環境と密接に相互作用している。そのため、正確な海洋のシミュレーションのためには、正確な気象場の再現が不可欠である。

そこで本研究では高解像度のシミュレーションが可能である海洋-大気-波-堆積物結合モデル COAWST

(Coupled-Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport Modeling System) を用いて播磨灘における栄養塩類の動態解析を最終的な目標として、まずは気象の予測精度を検証するため、COAWST内の気象モデル WRF の再現性の評価を行った。

1. モデル概要

COAWSTの概要を Fig.1 に示す⁴⁾。気象場の計算には気象モデル WRF (Weather Research and Forecasting model)、海洋場の計算には ROMS (Regional Ocean Modeling System)、波浪場の計算には SWAN (Simulating Waves Nearshore) が用いられている。また、堆積物輸送モデルは ROMS に統合されている。そしてこれらのモデルがモデル結合ツールキットによって結合され、様々な変数が送受信され計算が行われる。各モデル間で送受信される変数を Table 1 に示す⁴⁾。

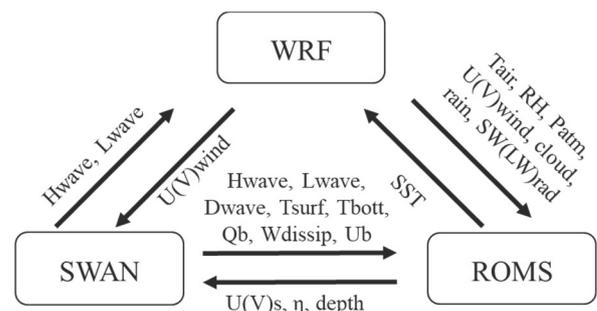


Fig.1 Overview of COAWST and variables⁴⁾

Table 1 Variable description in Fig.1⁴⁾

	Symbol	Explanation
WRF→ROMS	Tair	temperature
	RH	relative humidity
	Patm	atmospheric pressure
	U(V)wind	East-West(North-South) wind speed
	cloud	cloud ratio
	rain	Precipitation
WRF→SWAN	SW(LW)rad	short wave(long wave) net heat fluxes
	SW(LW)rad	short wave(long wave) net heat fluxes
ROMS→WRF	SST	sea surface temperature
ROMS→SWAN	U(V)s	East-West(North-South) surface currents
	η	free surface elevation
	depth	bathymetry
SWAN→WRF	Hwave	wave height
	Lwave	wave length
SWAN→ROMS	Hwave	wave height
	Lwave	wave length
	Dwave	wave direction
	Tsurf	surface periods
	Tbott	bottom periods
	Qb	percent wave breaking
	Wdissip	wave energy dissipation
	Ub	bottom orbital velocity

2. 計算条件

2.1 大気モデル

本研究では COAWST のバージョン 3.7 および WRF のバージョン 4.2.2 を使用した。

計算条件を Table 2 に示す。

Table 2 Calculation condition

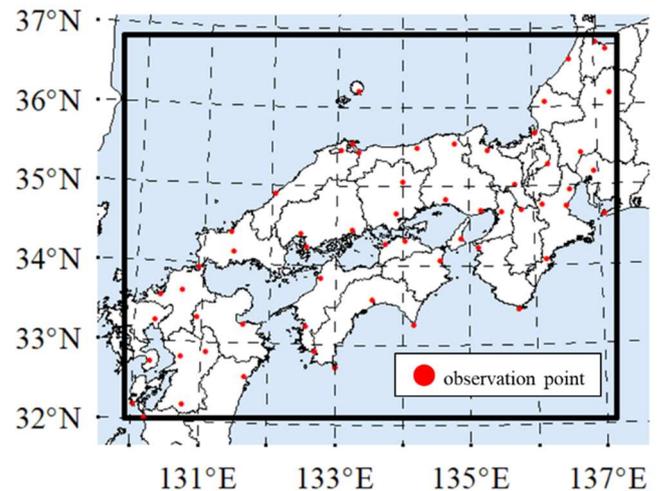
Item	Detail	
Horizontal grid (resolution)	219×179 (3 km)	
Vertical grid	50	
Timestep	20 s	
Initial and boundary condition	NCEP_CFSR (6h, 0.3°)	
Physics option		
1	Microphysics option	Morrison 2-moment scheme
2	Cumulus option	no cumulus
3	PBL option	YSU scheme
4	Land-surface option	Noah LSM
5	Radiation option	rrtmg scheme

2.2 計算領域・計算期間

計算領域および観測地点 (気象官署) の位置を Fig.2 に示す。解析対象期間は 2010 年 10 月 1 日から 2010 年 10 月 30 日までとした。

2.3 計算項目

COAWST 内の気象モデル WRF によって計算された気温 (Tair), 比湿 (SH), 東西風速 (Uwind), 南北風速 (Vwind), 大気圧 (Patm), 降水量 (rain), 日射量 (SWrad) を気象観測月報⁶⁾より入手した観測値と時系列変化を比較し, 統計指標および空間分布についても検討を行うことによってモデルの再現性評価を行い, 播磨灘周辺における気象場の推定を行った。

**Fig.2** Calculation domain and observation point

3. 結果および考察

Tair, SH, Uwind, Vwind, Patm, rain, SWrad の全観測地点の平均値と計算値の計算領域全体の平均値の時系列変化を Fig. 3, 4, 5, 6, 7, 8, 9 に示す。全期間の全観測地点におけるそれらの観測値と計算値の平均値および統計指標を Table 3 に, また Emery らによる統計指標のベンチマークを Table 4 に示す⁹⁾。Fig.3 より気温が下がる夜間と, 前線の影響で実際の気温が下がった降水があった期間 (10/3, 10/8-10/9, 10/24-10/25) の日中はやや過大評価が見られ, Table 4 の MBE のベンチマークを満たさない結果となった。しかし, モデル計算値は観測値の時間変動を捉え他のベンチマークを満たし R が 0.9 と強い相関を示しているため, 気温の推移をよく再現できているといえる。Fig. 4 より, 比湿のモデル計算値は 10/11-10/20 に過小評価が見られたがおおむね観測値の時間変動を捉えている。また Table 3 および Table 4 より, すべてのベンチマークを満たしているため計算領域の湿度を良好に再現している。Fig.5 および Fig.6 より東西風速および南北風速のモデル計算値は観測値の時間変動を捉えている。また Table 3 および Table 4 より, 風速はすべてのベンチマークを満たしているため計算領域の風速を良好に再現している。Fig.7 より, 大気圧の計算値は観測値の時間変動を捉えている。Fig.8 より, 計算値は降水イベントをよく再現しているが大きな降水イベント中 (10/3, 10/8-10/9) の降水量についてはやや過小評価がみられた。Fig.9 より, 日射量については 10/3 や 10/9 などの雨天時も含めて正確に再現できていることがわかる。このことから雲の割合の再現性についても良好であることがわかる。

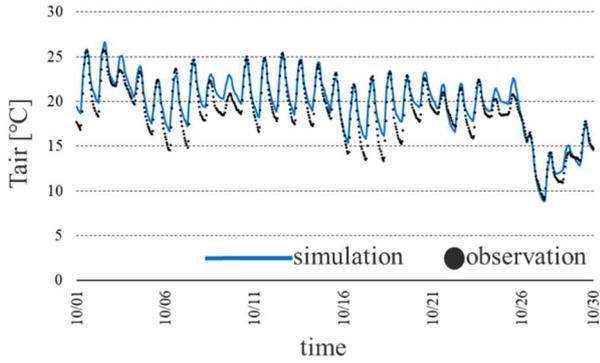


Fig.3 Hourly time series of spatially averaged Tair

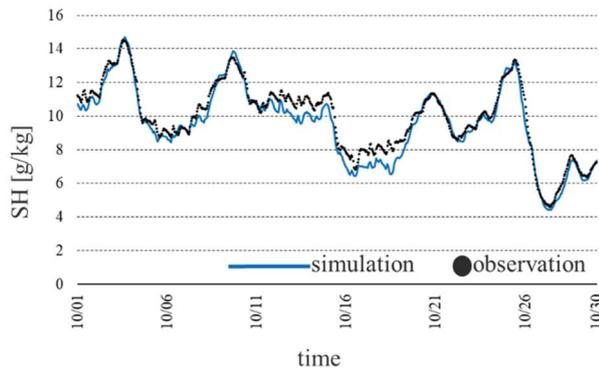


Fig.4 Hourly time series of spatially averaged SH

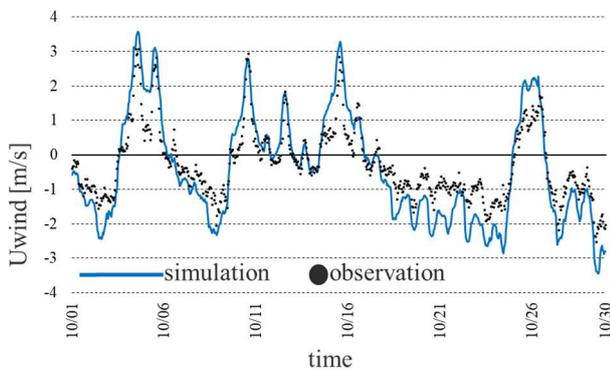


Fig.5 Hourly time series of spatially averaged Uwind

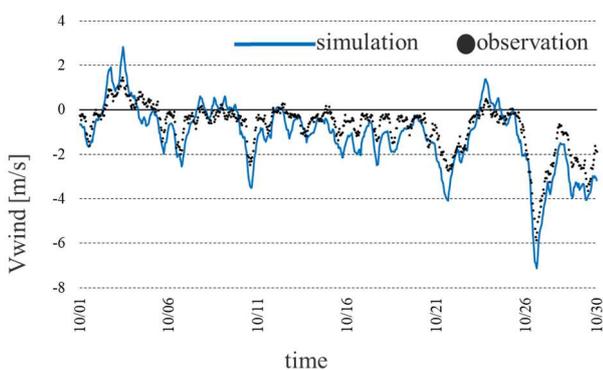


Fig.6 Hourly time series of spatially averaged Vwind

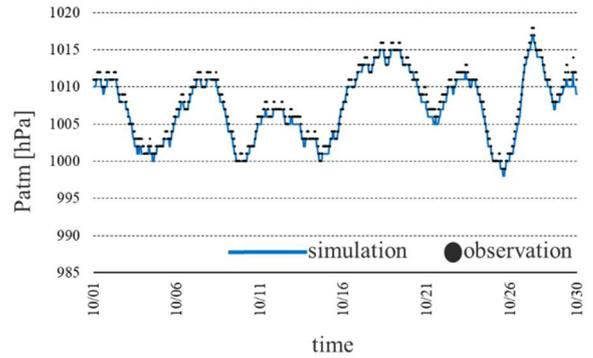


Fig.7 Hourly time series of spatially averaged Patm

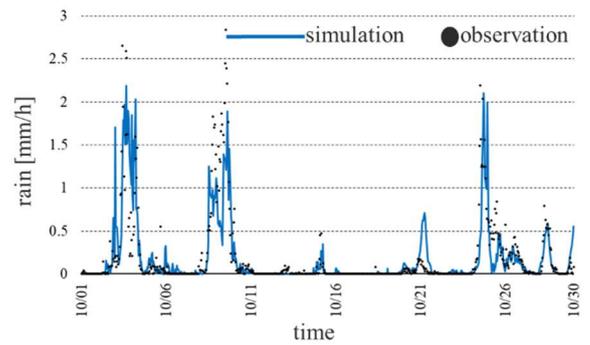


Fig.8 Hourly time series of spatially averaged rain

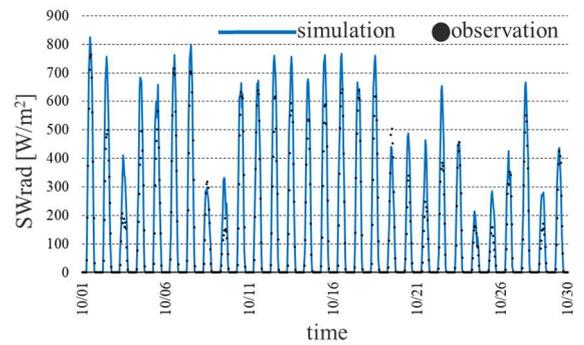


Fig.9 Hourly time series of spatially averaged SWrad

全期間の気温および風速の空間分布を Fig.10 および Fig.11 に示す。Fig.10 より、陸域では標高に応じて気温が低下しているが、瀬戸内海や太平洋では気温がほぼ一定であるなど、海上の気温分布の傾向をよく表現できている。また、Fig.11 より、陸域に比べて地表粗度の小さい海上では風速が大きくなっているなど、海上の風速の特徴をよく表現できている。また周囲を中国山地と四国山地に囲まれている瀬戸内海は太平洋や日本海と比べ、風速が小さくなっていることもわかる。

以上の結果より、COAWST 内の気象モデル WRF は気象場をよく再現しており、海洋場を計算するために使用される WRF の結果が信頼できるものであることが示された。

Table 3 Statistical indicators of variables

	number of data	Observation mean	Calculated mean	R	MBE	MAE	RMSE	IA
T _{air} [°C]	35486	19.0	19.8	0.90	0.78	1.51	1.93	0.94
SH [g/kg]	35435	9.93	9.57	0.90	-0.36	0.89	1.17	0.94
WS [m/s]	35483	2.52	2.87	0.63	0.34	1.19	1.61	0.78
P _{atm} [hPa]	35492	1007.93	1007.31	0.97	-0.62	3.39	4.92	0.98
rain [mm/h]	35408	0.19	0.18	0.27	-0.01	0.25	1.49	0.44
SWrad [W/m ²]	11134	129.40	160.30	0.89	30.90	57.69	117.61	0.93

Table 4 Benchmark of meteorological element⁵⁾

Meteorological element	Benchmark
Temperature	MBE < 0.5 °C MAE < 2 °C IA > 0.8
SH	MBE < 1 g/kg MAE < 2 g/kg IA > 0.6
Wind speed	MBE < 0.5 m/s RMSE < 2 m/s IA > 0.6

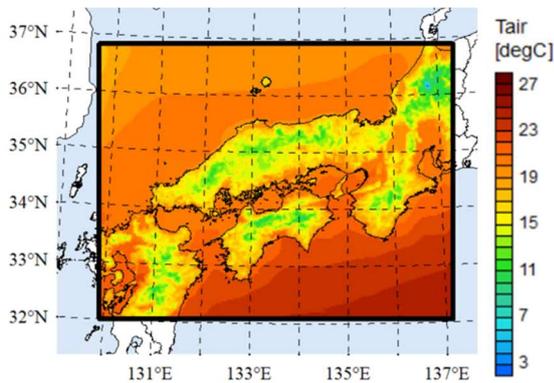


Fig.10 Spatial distribution of the estimated temperature in the domain

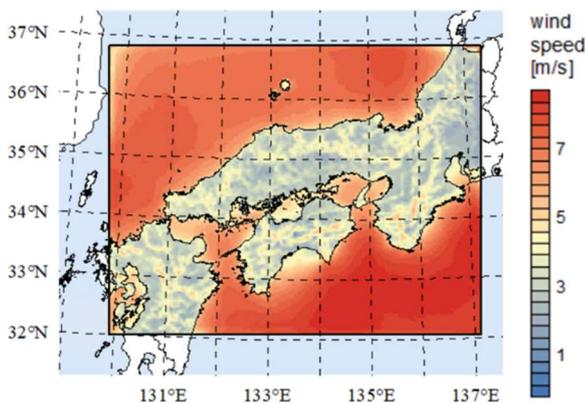


Fig.11 Spatial distribution of the estimated wind speed in the domain

4. 結論

本研究では, COAWST を用いた播磨灘周辺域における気象場の推定および再現性評価を行った。その結果, 以下のような結論を得た。

- 1) COAWST 内の気象モデル WRF から海洋モデル ROMS および波浪モデル SWAN に送信される気温, 湿度, 風速, 大気圧, 降水量, 日射量の時間変動および気温と風速の空間変動について精度よく計算でき, 海洋場の計算に使用できる可能性が示された。
- 2) COAWST 内の気象モデル WRF は瀬戸内海周辺の気象場を良好に再現した。

参考文献

- 1) 山本民次, 瀬戸内海の貧栄養化について (再考), 日本マリネエンジニアリング学会誌, 第 49 巻, 第 4 号, 2014.
- 2) 兵庫県栄養塩類管理計画～豊かで美しい里海を目指して～-兵庫県環境部
https://www.kankyo.pref.hyogo.lg.jp/mizu_dojoleg_249/22996
(accessed 11 February 2023) .
- 3) 村上智一, 川崎浩司, 山口将人, 水谷法美, 気象場に支配される伊勢湾を対象とした大気-海洋-波浪結合モデルの精度検証, 海洋開発論文集, 第 22 巻, 2006.
- 4) John C. Warner, Brandy Armstrong, Ruoying He, Joseph B. Zambon, Development of a Coupled Ocean-Atmosphere-Wave-Sediment Transport (COAWST) Modeling System, Ocean Modelling 35, pp. 230-244, 2010.
- 5) 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.
- 6) 一般財団法人 気象業務支援センター. 気象観測月報,
<http://www.jmbc.or.jp/jp/offline/cd0061.html> (accessed 13 February 2023)

モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる
播磨灘における窒素負荷量に対する生態系の応答性評価
Assessment of Ecosystem Response to Nitrogen Loading in the Harimanada
Using Food Chain Model by Monte Carlo Method

○高島 知樹 (大阪大学)
嶋寺 光 (大阪大学)
近藤 明 (大阪大学)

古賀 佑太郎 (兵庫県環境研究センター)
松尾 智仁 (大阪大学)

Tomoki TAKABATAKE*1 Yutaro KOGA*2 Hikari SHIMADERA*1 Tomohito MATSUO*1 Akira KONDO*1

*1 Osaka University *2 Hyogo Prefectural Institute of Environmental Sciences.

Harimanada, the eastern part of the Seto Inland Sea, has recently faced oligotrophication. As a countermeasure, operation controls are being carried out to increase the discharge of nutrients, including nitrogen, at sewage treatment plants. This study evaluated the response of ecosystems in Harimanada to nitrogen load from inflowing rivers by using a food chain model. The model well reproduced the concentration levels of total nitrogen, phytoplankton, and zooplankton in Harimanada in 2010s. Increasing nitrogen loading decreases the proportion of biomass of phytoplankton in response to increased nutrient in seawater; however, the composition of biomass remains unchanged, indicating that phytoplankton is the rate-determining step in the ecosystem of the Harima-nada.

はじめに

瀬戸内海では、高度経済成長期に富栄養化をはじめとする水質の悪化が進行したが、瀬戸内環境保全特別措置法の制定以降は様々な対策によって水質が改善されてきた。一方で近年は、漁獲量の減少や海苔の品質低下などの問題が発生しており、原因のひとつとして貧栄養化が挙げられている。その対策として、瀬戸内海東部の播磨灘への流入河川流域では、下水処理場において栄養塩の放流濃度を高める運転管理が実施されている。適正な栄養塩供給を行うためには、栄養塩供給に対する水域生態系の応答性を把握しておく必要がある。そこで本研究では食物連鎖モデルを用いて、陸域からの窒素負荷量の変化が播磨灘の生態系に及ぼす影響を評価した。

1. 生態系モデル

1.1 モデル概要

本研究では、佐藤ら²⁾が開発した NPZFF (N: 栄養塩, P: 植物プランクトン, Z: 動物プランクトン, F: 魚 (プランクトン食生魚及び魚食性魚)) モデル (Fig.1) を播磨灘に適用した。佐藤らによる NPZFF モデルは 1 ボックス型のモデルであるため、播磨灘に適用するにあたり、沿岸と沖合を表現する 2 ボックス型のモデルに変更した。また、栄養塩については播磨灘が窒素制限の環境であるため、一次生産の主な律速因子となる全窒素 (TN) を対象と

した。

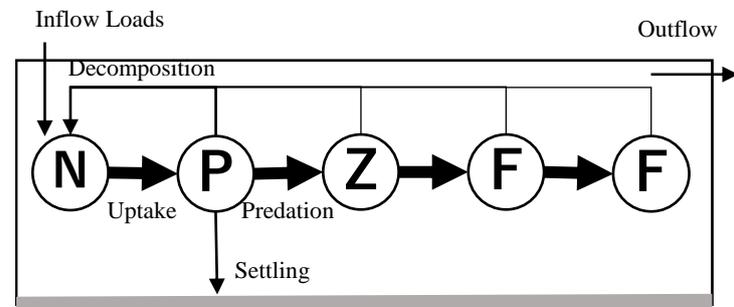


Fig.1 Structure of food chain model, N: Nutrients, P:

Phytoplankton, Z: Zooplankton, F: Fish (Planktivorous and Piscivorous)

1.2 モデル式

モデル内では TN 濃度と各バイオマス濃度を (1) 式~ (5) 式で表す。

$$\frac{dC_N}{dt} = L_N - O_N + DP_N + DZ_N + DF1_N + DF2_N - I_N \quad (1)$$

$$\frac{dM_p}{dt} = G_p - P_p - E_p - R_p - D_p - O_p + L_p \quad (2)$$

$$\frac{dM_z}{dt} = G_z - P_z - E_z - R_z - O_z + L_z \quad (3)$$

$$\frac{dM_{f1}}{dt} = G_{f1} - P_{f1} - E_{f1} - R_{f1} \quad (4)$$

$$\frac{dM_{f2}}{dt} = G_{f2} - E_{f2} - R_{f2} \quad (5)$$

ここで C_N は窒素濃度, I_N は植物プランクトンの窒素摂取速度, DX_N は各バイオマス (X は P : 植物プランクトン, Z : 動物プランクトン, FI : プランクトン食性魚, $F2$: 魚食性魚) 由来の窒素量 M_i は各バイオマス濃度, G_i は成長量, P_i は捕食量, E_i は消費量, R_i は呼吸及び死滅量, D_i は沈着量, O_i は流出量, L_i は流入量, i は各栄養段階 (N : 栄養塩, $P, Z, FI, F2$) を表す。

2. 計算方法

2.1 計算手順

モデルパラメータは一意に定めることが困難であるため, モンテカルロ法を用いたシミュレーションにより以下の手順で設定した。

STEP1: モデルパラメータを文献等から定めた幅の範囲内でランダムに設定し, 20年間の計算を行う。

STEP2: 計算結果が以下の条件を満たす場合にそのモデルを採用する。採用されなかった場合はSTEP1に戻る。①計算された栄養塩濃度および各バイオマス濃度の平均値が2010年代の観測値等から設定した範囲内にあること。(現況再現条件) ②10年目の栄養塩濃度および各バイオマス濃度の変動係数 (=標準偏差/平均値) が0.2以下であること。(定常条件)

STEP3: 計算値を20年目の平均値に置き換える。その後, 栄養塩の流入負荷量を変化させて10年間の計算を行うことで流入負荷量の変化に対する栄養塩濃度および各バイオマス濃度の感度を求める。

STEP4: 1000パターンの結果が得られるまでSTEP1~3を繰り返す。

パラメータセットの取得期間である10年は, 本モデルによる計算結果が定常状態に落ち着くまでに必要となる期間を鑑みて決定した。変動係数が0.2以下というのは, 推移が概ね安定しているということの判断に使われる慣用上の基準である。採用されたモデルについては, STEP3で富栄養化・貧栄養化シナリオの解析を行ったのち, 栄養塩濃度および各バイオマス濃度の応答性をみた。陸域からの負荷量は0.1倍から100倍までの20段階の変化倍率で変化した。本モデルのパラメータは, 植物プランクトンに関するものが10個, 動物プランクトン, プランクトン食性魚, 魚食性魚に関するものがそれぞれ6個の計28個ある。パラメータの例として, 最大成長速度, 死亡率な

2.2 計算条件

計算領域を Fig.2 に示す。赤線に囲まれた北部を沿岸, オレンジの線に囲まれた南部を沖合として以降扱う。

本モデルで採用した初期値を Table 1 に, インプットデータを Table 3 に示す。

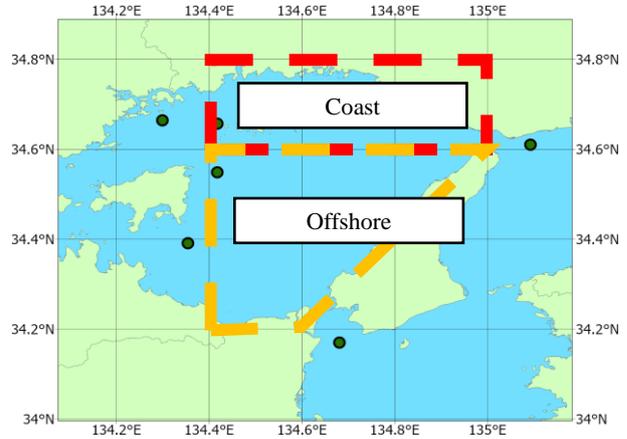


Fig.2 Calculating area in Harimanada

Table 1 Initial conditions

Name	Unit	Coast	Offshore
Phytoplankton	gC/m ³	0.14	0.078
Zooplankton	gC/m ³	0.03	0.03
Planktivorous Fish	gC/m ³	0.07	0.07
Piscivorous Fish	gC/m ³	0.035	0.035
Nutrients	gN/m ³	0.18	0.17

Table 2 Model input data

Name	Unit	Value	
		Coast	Offshore
Volume	m ³	1.76×10 ¹⁰	6.45×10 ¹⁰
Average Depth	m	22.5	29.6
Production Layer Depth	m	17.3	19.4
Inflow Load of TN from Land	gN/day	2.30×10 ⁷	1.59×10 ⁵
Inflow from Bisanseto to Harimanada	m ³ /day	3.29×10 ⁸	1.70×10 ⁹
Outflow from Harimanada to Bisanseto	m ³ /day	1.84×10 ⁸	1.01×10 ⁹
Inflow from Osaka Bay to Harimanada	m ³ /day	3.68×10 ⁸	-
Outflow from Harimanada to Osaka Bay	m ³ /day	4.77×10 ⁸	-
Inflow from Kii Channel to Harimanada	m ³ /day	-	2.55×10 ⁸
Outflow from Harimanada to Kii Channel	m ³ /day	-	9.91×10 ⁸
Inflow from Coast to Offshore	m ³ /day	-	1.08×10 ⁹
Inflow from Offshore to Coast	m ³ /day	1.04×10 ⁹	-

2.4 棄却条件

STEP2 で棄却条件として設定した各濃度について Table 3 に示す。STEP2において現況再現計算を行ったときに表の範囲に無い場合, そのモデルを採用せず改めて

パラメータセットの取得から行われる。

Table 3 Value range of Nutrient and Biomass

Name	Unit	Coast		Offshore	
		Min	Max	Min	Max
Phytoplankton	gC/m ³	0.01	0.45	0.01	0.23
Zooplankton	gC/m ³	0.006	0.09	0.006	0.09
Planktivorous Fish	gC/m ³	0.01	0.25	0.001	0.25
Piscivorous Fish	gC/m ³	0.001	0.25	0.001	0.25
Nutrients	gN/m ³	0.1	0.4	0.1	0.4

3. 計算結果

3.1 現況再現計算

2010年代で1000パターンの現況再現計算を行った結果をFig.3に示す。沿岸の平均濃度がより高くなっているという状況を再現できているため、再現性が良いことが分かった。

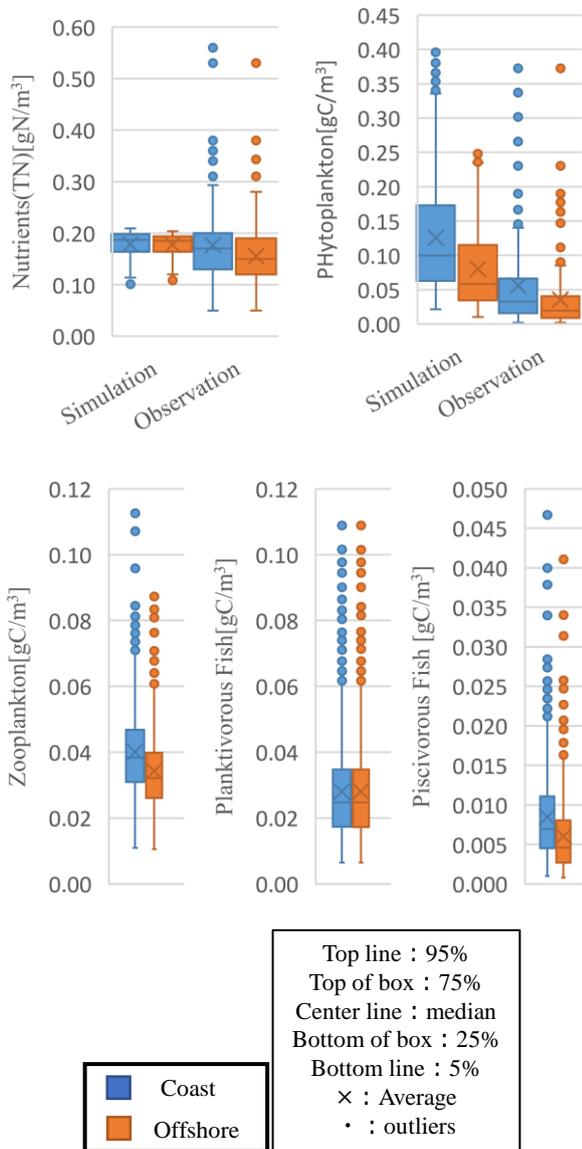
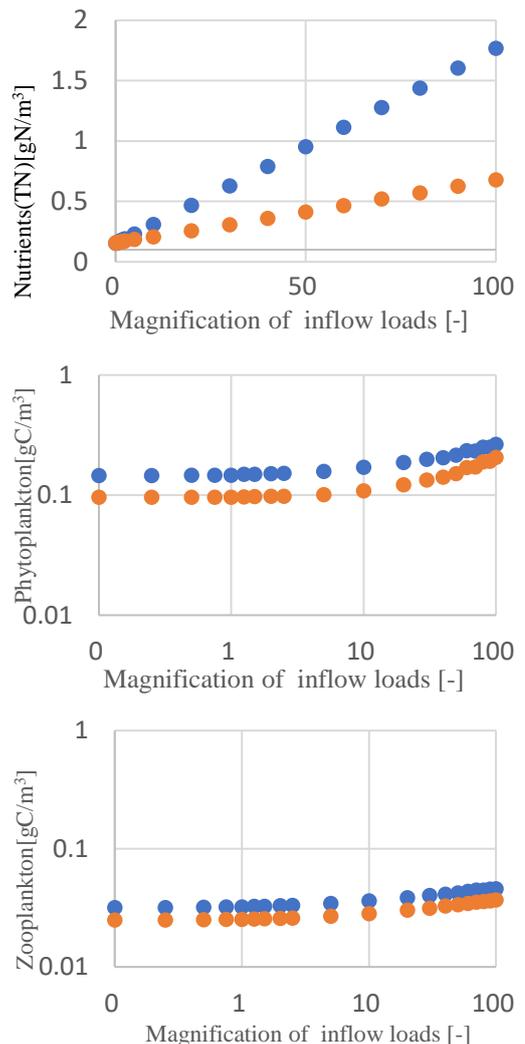


Fig.3 Simulation results, Observation is average from 2010 to 2019³⁾.

3.2 陸域負荷変化計算結果

陸域からの負荷量を変化させた場合の栄養塩濃度および各バイオマス濃度の平均値をFig.4に、窒素量で比較した栄養塩濃度と各バイオマス濃度の構成比率の変化をFig.5に、バイオマスのみの構成比率の変化をFig.6に示す。負荷量を変化させたときにTN濃度は線形の応答性を示したが、あまり大きな変化は見られなかった。植物プランクトンの陸域からの負荷量に対する感度は全窒素よりさらに小さくなっていたが、負荷量が増えるにつれ増加の変化率は減少していた。また、栄養段階が上位になるにつれ増加率が減少していることがわかる。また、特異な応答を示しているものとして、プランクトン食性魚バイオマスがあげられる。沿岸沖合ともに同じようなバイオマス濃度で応答を示している。魚食性魚のバイオマス濃度については、沖合と沿岸の差が、プランクトン食性魚よりも大きくなっていることが見て取れる。Fig.5とFig.6をみると、バイオマスの構成比率は負荷量の影響をあまり受けていないが、負荷量が増えたときのバイオマス濃度の海水中の窒素の存在量に対する比率は、減少している。



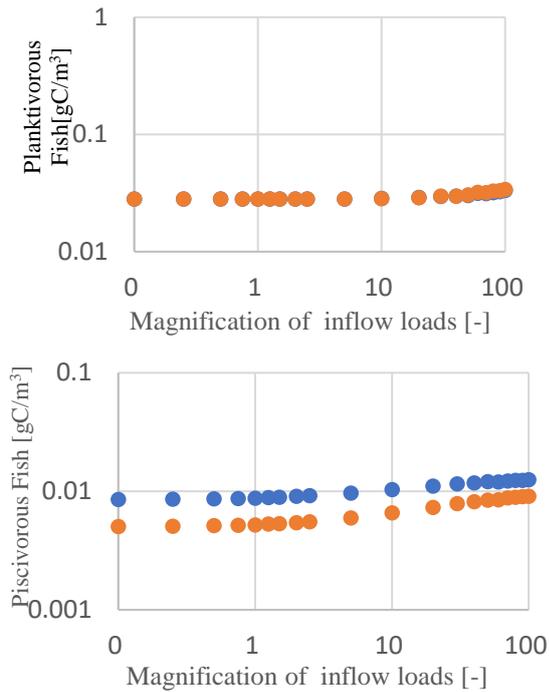


Fig.4 Simulation results: Average of each biomass and TN concentration at inflow loads fluctuation. Graph of biomass is log-log graph. Blue: coast, orange: offshore.

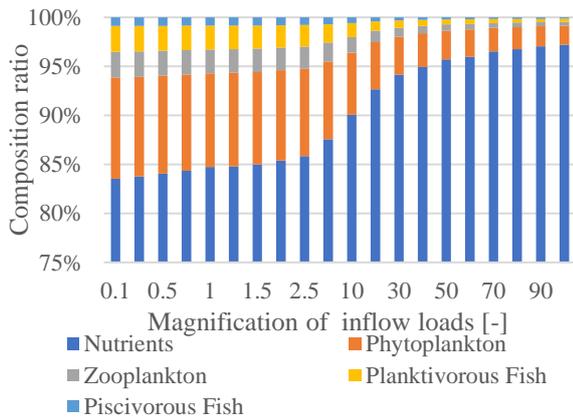


Fig.5 Composition ratio

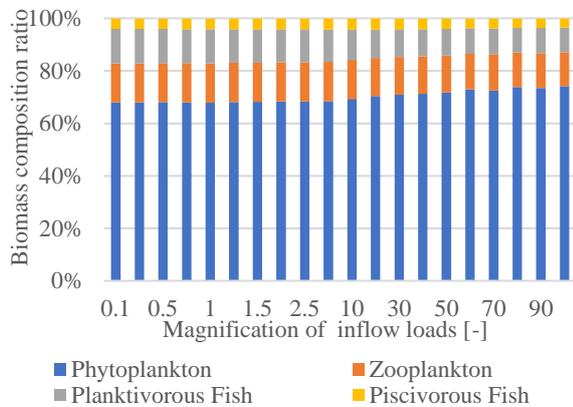


Fig.6 Biomass composition ratio

3.3 考察

栄養塩類の増加率が大きく変化しなかったことの原因

として、隣接海域とのやり取りが定常であるため、流出したものの一部が再び流入することを再現できていないということ、および、底質に沈降した植物プランクトンはモデルから除去されることが原因として考えられる。このモデルでは、底質を考えていないため、底質からの湧出量の変化は考慮していない。改善のためには、隣接海域のモデル化により、負荷量の変化に対してやり取りをより正確に再現すること、モデルに底質を表現するボックスの追加が考えられる。植物プランクトンの増加率の減少については、(2)式における唯一の増殖項である成長量に起因すると考えられる。成長量は、(6)式で定義される。

$$G_p = g_p \cdot \left(1 - \frac{\gamma_{min,p}}{\gamma_p}\right) \cdot \exp(-\beta_p \cdot M_p) \cdot \frac{H_p}{H} \cdot M_p \quad (6)$$

ここで g_p が最大成長率、 γ_p が N:C 比、 $\gamma_{min,p}$ が最小 N:C 比、 β_p が混雑効果定数、 H_p が補償水位、 H が水深である。バイオマス M_p が増加すると、混雑効果を意味する $\exp(-\beta_p \cdot M_p)$ が小さくなり、成長量が減少する。そのため、増殖が抑制されたと考えられる。また、負荷量増加時にバイオマスの構成比率は大きく変わらないが、窒素比率がバイオマス比率より大きくなるため、播磨灘における食物連鎖の律速段階が植物プランクトンであることが考えられる。そのため、播磨灘の生態系をコントロールするためには植物プランクトンのコントロールが必須である。

4. 総括

以下に本研究の結果をまとめる。

- 1) 栄養塩類の再現性を高めるため、沈降を再現するための底質を表現するボックスの追加や、隣接海域のモデル化によって改善が見込まれる。
- 2) 植物プランクトンは、負荷量が増えるとバイオマスが増加する傾向にあったが、バイオマスが増加すると、増加率が減少した。この原因として植物プランクトンは成長率が関係していると考えられる。
- 3) 植物プランクトンが播磨灘の生態系の律速段階と判明した。そのため、播磨灘の生態系をコントロールするためには植物プランクトンをコントロールする必要がある。

参考文献

- 1) 漁獲量の推移及び変化の要因に係るこれまでの知見について、環境省、2023/01/20 参照、<https://www.env.go.jp/content/900530597.pdf>
- 2) 佐藤祐一、早川和秀、栄養塩負荷の増減が琵琶湖の高次生態系に与える影響：モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる解析、水環境学会誌、42、No. 4、pp. 133-143、2019
- 3) 広域総合調査、環境省、<https://water-pub.env.go.jp/water-pub/mizu-site/mizu/kouiki/dataMap.asp>

日本とアメリカ西海岸の沿岸都市における海風の影響を受けた気温分布の比較

Comparison of Air Temperature Distributions Affected by Sea Breezes in Coastal Cities in Japan and the U.S. West Coast

○山田 健士朗 (神戸大学)

竹林 英樹 (神戸大学)

Kenshiro YAMADA*¹Hideki TAKEBAYASHI*¹

In this study, air temperature distribution in Los Angeles, a city of similar size and urban distribution to Tokyo, where sea surface temperatures are lower than in Japan, was analyzed using a mesoscale Weather Research Forecast (WRF) model to examine the effects of incoming sea breeze wind speed and temperature on air temperature rise in the urban area in comparison with Tokyo. The hypothesis was that air temperature rise in Los Angeles would be larger than that in Tokyo, but in fact it was similar to that in Tokyo, indicating that sea surface temperature has little effect on air temperature rise.

1. はじめに

既往研究¹⁾において、海風の影響を受けた沿岸都市の気温分布は、市街地が十分に広い都市では、海岸からの距離の1/2乗に比例して上昇し、比例定数は都市によって異なるが、地表面からの顕熱が大きい場合、流入する風速が小さい場合に大きくなると考察された。本研究では、流入する海風の風速と温度が気温上昇に与える影響を考察することを目的とし、海風の温度は低く、風速は大きくなると考えられる、日本と比べて海面水温の低いロサンゼルス地域を対象として、海岸からの距離と気温上昇の関係を東京地域と比較して考察する。

2. メソ気象モデル WRF の概要と計算条件

2.1 メソ気象モデル WRF の概要

メソスケールの気象モデル WRF (Weather Research & Forecasting) は、米国大気研究センター (NCAR) などの研究機関により開発された完全圧縮の非静力学モデルで、支配方程式は、運動方程式、連続の式、ジオポテンシャル式、温位保存式、スカラー保存式などで構成され、乾燥大気の静水圧地形準拠座標 (η 座標) 系によって記述される。地表面付近の現象は、地表面過程と大気境界層過程によって解かれ、下端境界条件が設定される。都市域には、

- (1) 都市形状を表現するストリートキャニオンのパラメタリゼーション、
- (2) 建物による影と建物間の相互放射、
- (3) キャノピー層内の指数ウインドプロファイル、
- (4) 屋根面、壁面、道路面からの多層伝熱方程式を特徴とする都市キャノピーモデル (UCM) を組み込むことで、建物によって形成される地表面の凹凸の影響を考慮する。

2.2 計算条件

WRF version3.7.1-ARW を用いた。計算条件を表1に示す。計算期間は2021年8月の10日間とした。計算対象

領域を図1に示す。ネスティング手法を用い Domain1, 2 を設定した。考察対象領域は Domain2 である。

都市キャノピーモデル (UCM) では、都市を3分類まで設定することができる。そこで、土地利用データ (NLCD) に基づき、都市化の程度に応じて都市 A, B, C と分類した。ロサンゼルス地域と東京地域の土地利用設定、考察対象領域 (黒の太枠)、連続する都市のメッシュ数を図2に示し、両地域の海岸からの距離1km毎の都市の土地利用の頻度を図3に示す。また、土地利用分類別の物性値を表2に、都市カテゴリーの設定値を表3に示す。

Table.1 Calculation condition

Calculation period	19-28, August, 2021	
Vertical grid	28 layer (surface-100hPa)	
Horizontal grid	Domain1	3km (120×120grids)
	Domain2	1km (103×103grids)
Metological data	NCEP:final analysis (6 hourly, 1 degree grid, 17 layer)	
Geographical data	United States Geological Survey (about 100×100 resolution)	
Microphysics process	Purdue Lin et al. scheme	
Radiation process	Long wave	RRTM Longwave scheme
	Short wave	Dudhia Shortwave scheme
Planetary boundary layer process	Mellor-Yamada-Janjic PBL scheme	
Surface process	Urban area	UCM (Urban Canopy Model)
	Non urban area	Noah LSM
Cumulus parameterization	None	
Four-dimensional data assimilation	None	

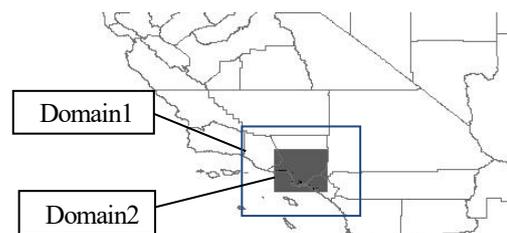


Fig.1 Calculation area

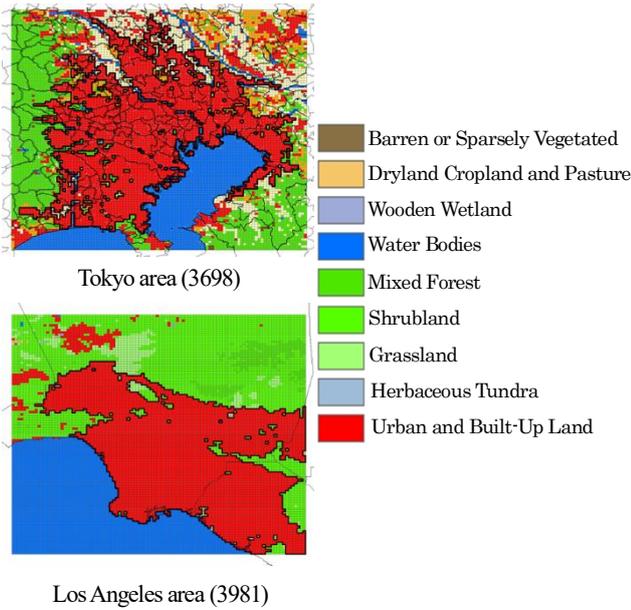


Fig.2 Land use condition

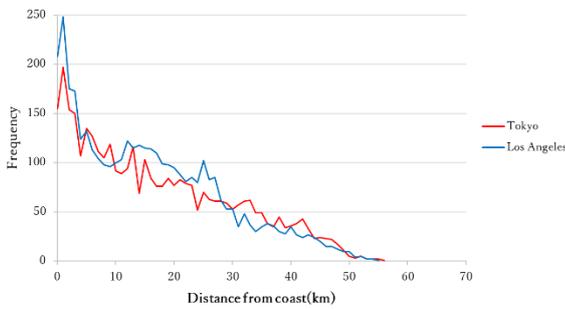


Fig.3 Frequency of urban land use every 1 km away from coast

Table.2 Physical property on each land use

USGS	Albedo	Evaporation efficiency	Emissivity	Roughness length	Thermal inertia	
Land use code	Land use	[%]	[%]	[cm]	[kJ/m ² · K · s ^{0.5}]	
1	Urban	15	10	88	80	1.26
2	Dry Cultivated Land	17	30	98.5	15	1.68
3	Irrigated Cultivated Land	18	50	98.5	10	1.68
7	Grassland	19	15	96	12	1.26
8	Shrubland	22	10	93	5	1.26
15	Mixed Forest	13	30	97	50	1.68
16	Water	8	100	98	0.01	2.52
17	Herbaceous Wetland	14	60	95	20	2.52
18	Wooden Wetland	14	35	95	40	2.1
19	Barren or Sparsely Vegetated	25	2	90	1	0.84

Table.3 Setting for urban canopy model

Urban category	Dimensionless building height [-]	Building resistance coefficient [-]	Building volume parameters [m-1]	Roof surface evaporation efficiency [%]	Wall evaporation efficiency [%]	Ground surface evaporation efficiency [%]	Anthropogenic heat [W/m ²]
A	0.5	0.1	0.4	0	0	0	90
B	0.4	0.1	0.3	0	0	0	50
C	0.3	0.1	0.2	0	0	0	20

Urban category	Building height [m]	Roughness length of momentum on canyon [m]	Heat roughness length on the canyon [m]	0 surface displacement height [m]	Sky factor (initial value) [%]	Building coverage [%]
A	10	1	1	2	48	50
B	7.5	0.75	0.75	1.5	56	50
C	5	0.5	0.5	1	62	50

3. 計算値と観測値の比較

数値計算に用いるメソ気象モデル WRF の計算結果を検証した。検証に用いた観測データは、アメリカの NCEI (National Centers for Environmental Information) のデータである。

3.1 晴天日・海風日の抽出

晴天日、海風日を定義し、観測値に基づき抽出した。晴天日、海風日の定義を表 4 に示す。

3.2 精度検証

2021 年 8 月の晴天海風日に、ロサンゼルス地域の Domain2 (1km×1km メッシュ) 内にある NCEI の観測値と計算値の比較を行った。表 5 に各観測点の風速と気温の Bias, RMSE, Correlation を示す。図 4 に風配図を示す。

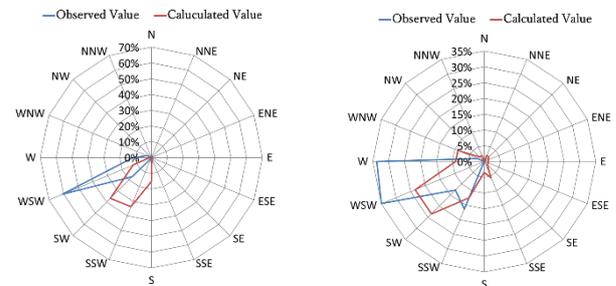
風速、風向は、比較的良好な精度で計算結果が得られた。気温は、沿岸部で精度は良くないが、内陸部との関係の傾向は再現している。計算値と観測値の差の主な原因は、海面水温の再現性が低いことであると考察される。夜間 (21 時～8 時) の気温は観測値との差が大きい。日中 (9 時～20 時) の計算結果を解析対象とした。

Table .4 Definition of sunny day and sea breeze day

Sunny day		Sea breeze day	
Weather	Mostly Sunny or Sunny	wind speed	2.0[m/s] or more
Sunshine hours	7.0 hours or more	wind direction	Each region's main 2 wind direction
Total amount of solar radiation	19[MJ/m ²] or more	hour	The time that satisfies the above two conditions is 6 hours or more per day after 12 o'clock
Precipitation	0.5[mm] or more		

Table .5 Bias, RMSE, Correlation of air temperature and wind speed

Temperature	Bias[°C]	RMSE[°C]	Correlation	Wind speed	Bias[m/s]	RMSE[m/s]	Correlation
Los Angeles International Airport	2.61	2.73	0.72	Los Angeles International Airport	-0.43	0.80	0.82
Cable	0.88	1.51	0.96	Cable	0.96	1.84	0.75



Los Angeles International Airport

Cable

Fig.4 Wind Rose

4. 気温分布の分析

海面水温に注目して海岸からの距離と気温分布の関係を分析した。東京地域は2010年8月における晴天海風日の日中(9-20時)、ロサンゼルス地域は2021年8月における晴天海風日の日中(9-20時)の計算結果を用いた。

4.1 海岸からの距離と気温分布

晴天海風日における海岸からの距離と14時の気温(地上2m)の関係を図5に示す。著しく気温の低い地域が存在する。近似曲線はその地域を除いた値で作成した。著しく気温が低い理由は、地域の北側に山脈があり、標高が高いためである。図5の近似曲線を抜粋して図6に、さらに近似曲線のy切片を0にした海岸からの距離と気温上昇の関係を図7に示す。各日の14時の気温分布を図8に示す。

ロサンゼルス地域においても海岸からの距離とともに気温が上昇する傾向が確認された。22日、23日は上昇傾向が小さく、25日、27日と順に大きくなる。以降では、23日、25日、27日を対象として考察した。

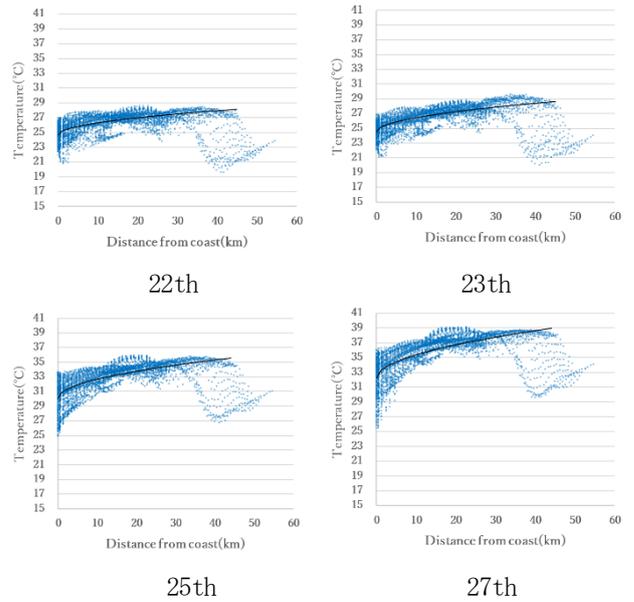


Fig.5 Relationship between distance from coast and air temperature

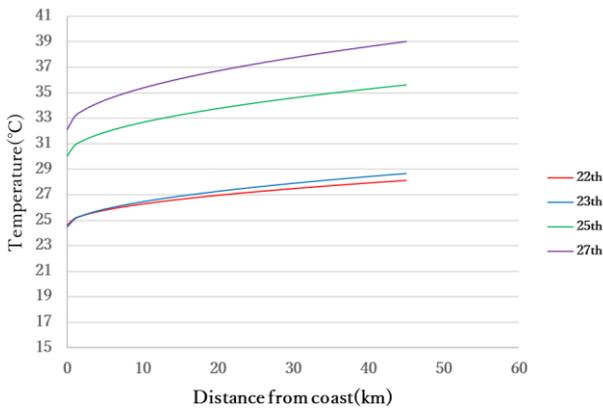


Fig.6 Relationship between distance from the coast and air temperature

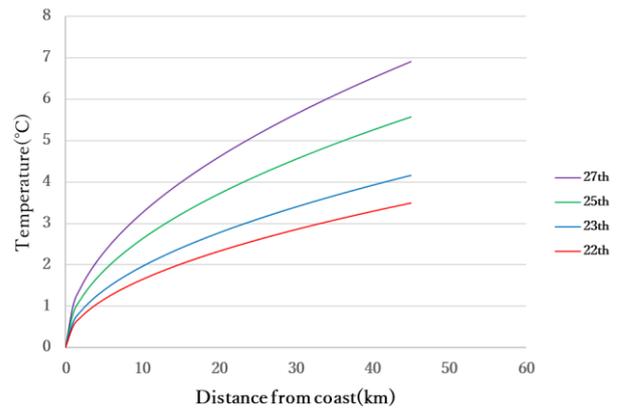


Fig.7 Relationship between distance from coast and air temperature rise

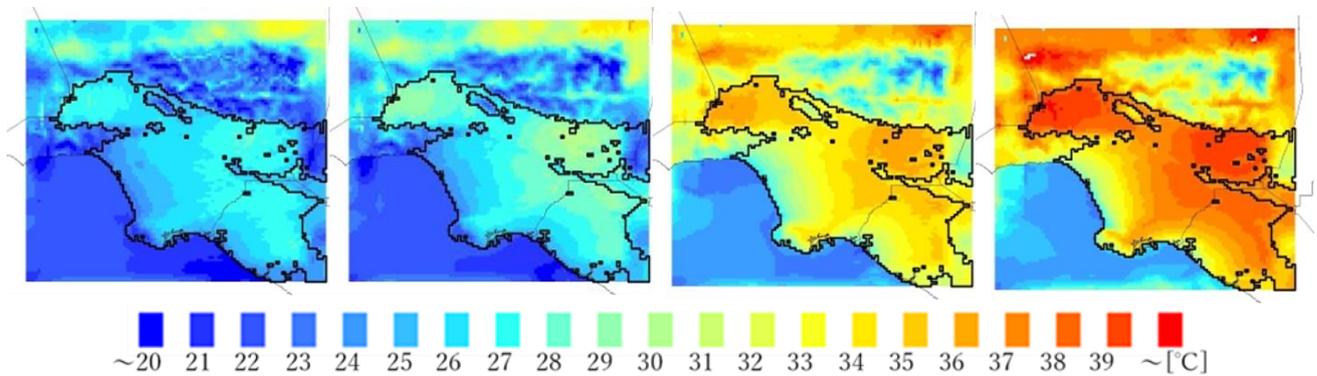


Fig.8 Air temperature distribution in Los Angeles area at 14:00 (from the left: on Aug. 22, Aug. 23, Aug. 25, Aug. 27)

4.2 海面水温と気温上昇の関係

東京地域とロサンゼルス地域における晴天海風日の海岸からの距離と気温上昇の関係を図9に示す。東京地域は晴天海風日の平均、ロサンゼルス地域は23日、25日、27日を示す。

気温上昇の傾きは、25日、27日は東京地域よりロサンゼルス地域が大きいが、23日は東京地域と同程度である。

東京地域とロサンゼルス地域において、海表面温度 SST, 都市表面温度 Tu, 海風の風速 U, 温度 Ta, 地表面からの顕熱流束 H, 海岸からの距離 x と気温上昇 ΔT の傾きの関係を考察した (表6, 式1, 式2)。都市表面温度と海風の温度の差 Tu-Ta が大きくなると、U と H がともに大きくなり、東京地域とロサンゼルス地域では、海表面温度が大きく異なるにも関わらず、気温上昇の傾きにあまり差が生じないと考察された。

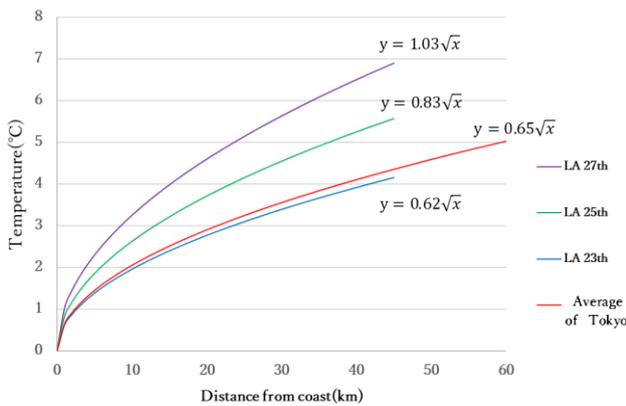


Fig.9 Relationship between distance from the coast and air temperature rise

$$\Delta T = (0.0032 \sim 0.0045) \sqrt{H/U} \sqrt{x} \quad (1)$$

$$H = f(U, T_u - T_a) \quad (2)$$

ΔT: Air temperature rise

H : Sensible heat from surface to air

U : Wind velocity of sea breeze

x : Distance from coast

Tu: Urban surface temperature

Ta: Air temperature of sea breeze

5. 結論

本研究では、流入する海風の風速と温度が気温上昇に与える影響を考察することを目的とし、日本と比べて海面水温の低いロサンゼルス地域を対象として、海岸からの距離と気温上昇の関係を東京地域と比較して考察した。

都市表面温度と海風の温度の差が大きくなると、海風の風速と地表面からの顕熱がともに大きくなり、海表面温度が大きく異なる東京地域とロサンゼルス地域の気温上昇の傾きにあまり差が生じないと考察された。

参考文献

1) H. Takebayashi, et al., Relationship between City Size, Coastal Land Use, and Summer Daytime Air Temperature Rise with Distance from Coast, Climate 2018, 6(4), 84.

Table .6 Sea surface temperature (SST), Urban surface temperature (Tu), Wind velocity of sea breeze (U), Air temperature of sea breeze (Ta), Temperature difference between surface and air (Tu-Ta) of Tokyo and Los Angeles area

		SST(°C)	Tu(°C)	U(m/s)	Ta(°C)	Tu-Ta(°C)
Tokyo area	Average	26.5	44.5	4.7	27.7	16.8
LA area	23th	22.2	35.8	5.3	21.2	14.6
	25th	22.2	39.9	4.9	24.2	15.7
	27th	22.2	42.3	4.7	25.7	16.6