

居住者属性を考慮した家電機器・設備稼働モデリングと住宅エネルギー需要推計 Development of Occupants' Appliance Use Model and Estimation of Residential Energy Demand

○今井 達也 (大阪大学) 岡田 健志 (大阪大学) 正田 悠人 (大阪大学)

山口 容平 (大阪大学) 下田 吉之 (大阪大学)

Tatsuya IMAI*1 Takeshi OKADA*1 Yuto SHODA*1

Yohei YAMAGUCHI*1 Yoshiyuki SHIMODA*1

*1 Osaka University

This paper conducted an analysis on the relationship between household characteristics and occupants' appliance use. The result revealed that how appliance use varies depending on the family composition. This paper also developed an energy demand model that considers the influence of household demographics on occupants' time and appliance uses. The model result showed that the consideration improves the accuracy of the energy demand estimation.

はじめに

近年、地球温暖化対策の検討やエネルギー管理の実施を進めるため、地域単位で住宅のエネルギー需要を推計するニーズがある。これらの文脈では、地域における気象条件、建築物の集積状況等の特性を考慮し、高い時空間解像度でエネルギー需要の現状や、技術普及が生じた将来のエネルギー需要を定量化することが求められる。こうしたニーズを受け、住宅で使用されている個々の機器のエネルギー消費を積み上げ、住宅のエネルギー需要として定量化するボトムアップ型のアプローチを用いたエネルギー需要推計モデルが開発されている。

機器のエネルギー消費のモデリング手法には大きく次の4つのものがある¹⁾。

- ① 実測値から機器のエネルギー消費を直接模擬する手法
- ② 実測値から機器の稼働状況と稼働時消費電力をそれぞれモデル化し、稼働機器のエネルギー消費を模擬する手法
- ③ 生活時間データから住宅居住者の在宅状況を確率的に生成し、在宅人数に基づいて機器稼働・エネルギー消費を模擬する手法
- ④ 生活時間データから住宅居住者の生活行為を確率的に生成し、生活行為に基づいて機器稼働・エネルギー消費を模擬する手法

①、②の手法は高い精度・時間解像度でエネルギー需要の推計が可能である。一方で、実測値のサンプル数が不足する場合にはサンプルバイアスによりモデルの汎用性が保証されず、また、生活行為や機器

性能の将来変化によるエネルギー需要の変化を定量化することができない。③、④の手法は精度や時間解像度で劣るものの、社会調査データに基づいてモデルを構築することにより、多様なシナリオに対してモデルを適用可能である。特に④の手法は生活行為における世帯間の差異や機器性能の将来変化を想定することが可能である。このような特性から、本研究は④の手法を対象とする。

上記④の手法においては、生活行為、機器稼働のモデルの両方で居住者・世帯の属性に起因する差異を考慮することが可能である。地域によって世帯の集積状況は異なることから、生活行為や機器稼働に起因する世帯間の差異を通して、エネルギー需要推計結果に地域的な差異を生じさせることが可能となる。一方で、既往研究では生活行為、機器稼働と居住者・世帯属性との関連に関する知見が少なく、居住者・世帯属性の影響は簡易的な考慮しかなされていない。そこで本研究では、居住者・世帯属性の影響を反映したエネルギー需要推計モデルを開発してケーススタディ地域に適用し、住宅エネルギー需要推計において居住者属性を考慮することによりもたらされる効果を定量化する。

1. エネルギー需要推計モデルの開発

本研究では冒頭で述べた④生活時間データから推計した生活行為に基づいて機器稼働・エネルギー消費を模擬するアプローチを採用して住宅のエネルギー需要を推計するモデルを開発した。以下では開発モデルの概要を説明する。

推計モデルである Total Residential End-use Energy Simulation (TREES) モデル²⁾の概略図を Fig.1 に示す。モデルではまず対象地域に居住する世帯の構成と各居住者の属性を決定する。次に、各居住者の生活行為を 5 分間隔で確率的に生成し、それに伴う機器稼働を決定し、全機器のエネルギー消費の積み上げとして世帯のエネルギー需要を定量化する。

居住者の生活行為は Yamaguchi ら³⁾の生活行為生成モデルにより生成した。生活行為は睡眠、仕事、外出、テレビ視聴など約 40 種別に分類されている。また、モデルでは時刻別の行為種別実施確率などの生活行為生成パラメータを入力条件として用いるが、各パラメータは総務省社会生活基本調査の個票データに基づいて構築されたロジスティック回帰モデルにより与えられる。同回帰モデルの作成過程では、まず居住者の年齢、性別、就業・就学状況に基づく 6 区分に個票データを分類し、区分別に居住者・世帯属性、居住地域を説明変数として回帰を行っている。これにより、生活行為生成結果は、居住者・世帯属性を反映したものとなる。

次に、行為実施時の機器稼働確率を用いて各居住者の機器操作の有無を判定する。各居住者の機器操作の有無を集約し、当該タイムステップにおける世帯内の機器稼働を決定する。居住者による機器操作の判定に用いられる行為実施時の機器稼働確率は、前章で明らかにした世帯構成と機器稼働の関係を表現するためにアンケートデータに基づいて作成されたロジスティック回帰によりモデル化されたものであり、時間帯や居住者・世帯属性を説明変数としている。これにより、機器稼働に居住者・世帯属性の影響が反映される。詳細は岡田ら⁴⁾に詳しい。

機器の電力消費や保有台数、住宅性能は世帯別に推定している。詳細は杉山ら⁵⁾に詳しい。

2. 居住者・世帯属性考慮の効果の評価

居住者・世帯属性を考慮することによってもたらされる効果を評価するために、居住者・世帯属性を考慮した開発モデルケース（ケース②とする）と、既往研究で簡易的に居住者・世帯属性を考慮していることを想定し、生活行為生成モデルと機器稼働モ

デルについて次のような簡易化を行った既往研究ケース（ケース①とする）によりエネルギー需要を推計し、両者の結果を比較する。

ケース①では生活行為生成において行為生成パラメータの付与にロジスティック回帰モデルを用いず、前述の年齢、性別、就業・就学状況に基づく 6 区分別に各パラメータを用意し、詳細な属性の影響を排除した。機器稼働確率についても回帰モデルを使用せず全居住者・世帯に共通の機器稼働確率を与えた。

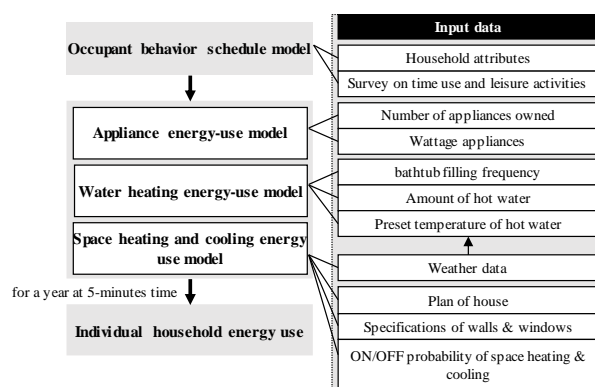


Fig.1 Summary of TREES model

2.1 電力消費実測値と推計条件

(1) 電力消費実測データ

電力消費の実測値として大阪府下に立地する分譲集合住宅 1 棟に居住する 326 軒で分電盤回路別に収集された電力消費データを用いた。データの概要及び計測された部屋・機器を Table.1 に示す。

Table.1 Summary of the power consumption data

Target	an apartment house in Minamisenrioka, Osaka
Completion	2011
Period	Weekdays in May, 2013
N	326 households
Layout	3LDK、4LDK
Item	whole household, rooms, and appliances power consumption
Time step	5 minutes
Measured rooms and appliances	washroom and bathroom, laundry, kitchen, microwave, IH cooker, convection oven, dishwasher, living light, living outlet

(2) 推計条件

前述のようにエネルギー需要推計では居住者・世帯属性の想定が必要である。一方、電力消費データを提供している世帯の情報は利用可能ではない。そ

A-41

の代替として、上林ら⁶⁾が開発した世帯・住宅情報モデルにより世帯構成・居住者属性を推定した。モデルは町丁目単位の国勢調査データに基づき、対象地域に居住する世帯、その世帯構成員、住宅の条件を乱数生成する。その後、計測対象が新興住宅地であることや集合住宅の間取りの情報から、世帯主が60歳以下、延床面積が40~100m²の世帯を抽出し320軒とした。この世帯情報を因子として前述のケース①、ケース②における1年間のエネルギー需要を5分タイムステップで推計した。

(3) 評価方法

推計精度の評価のために実測値とケース①、②で推計された5月平日の住宅全体、部屋別の世帯平均電力需要を比較した。また、時刻別電力需要について世帯のヒストグラムを作成し、実測値と比較した。

2.2 電力需要の世帯平均値による比較

実測値及び推計値のケース①、②の世帯平均時刻別電力需要をFig. 2に示す。夜のピーク電力需要を比較すると実測値は609Wであるのに対し、ケース①は583W、ケース②は605Wであった。居住者・世帯属性の考慮によりピーク電力需要の再現性が向上した。

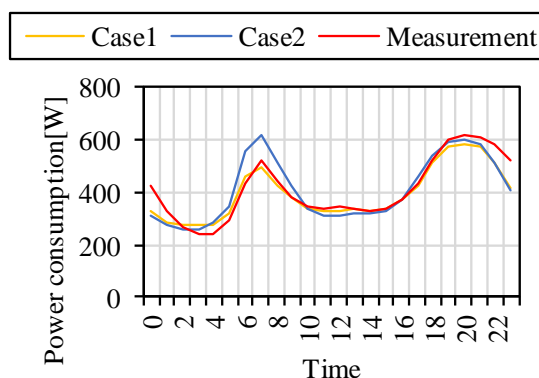


Fig.2 Fluctuation of power consumption of whole household

部屋別の比較の一例として居間コンセントの時刻別平均電力需要をFig. 3に示す。朝のピーク電力需要を比較すると実測値では7時に191Wであるのに対し、ケース①では7時に121W、ケース②で7時

に182Wであった。またケース②はケース①から全時刻平均で33W電力需要が増加し、実測値に近づいた。居住者・世帯属性の考慮により全時刻で推計精度が向上した。

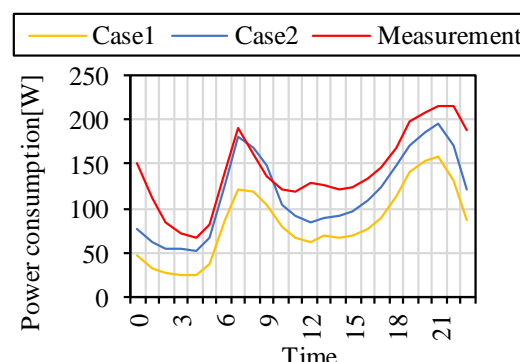


Fig.3 Fluctuation of power consumption of living outlet

2.3 電力需要に対する世帯分布の比較

Fig. 4に18時における住宅全体の電力需要に対する世帯分布を示す。なお、階級幅はケース②の標準偏差とした。標準偏差を比較すると実測値は215W、ケース①は75W、ケース②は99Wであった。ケース②は実測値に対してはばらつきが過小評価されているものの、ケース①からは32%の増加が見られた。実測値では各世帯の個性が影響し電力需要がばらつくため、平均値の3倍以上の電力需要の世帯が存在する。モデルでは個性の影響は考慮できていないが、居住者・世帯属性の考慮により世帯間の電力需要の差異に関する表現可能性が向上したと考えられる。

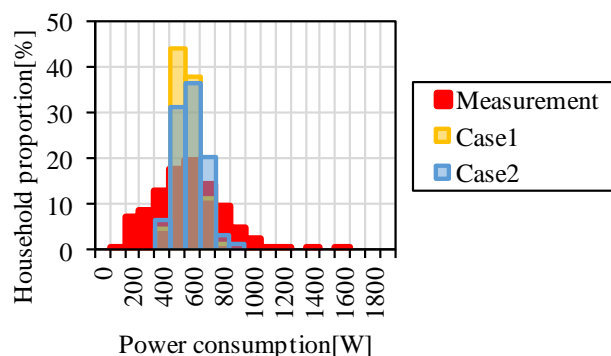


Fig.4 Histogram against power consumption at 6 p.m.

3. まとめ

本研究は世帯情報を考慮可能なエネルギー需要推計モデルを開発し、電力需要データが利用可能な集合住宅をケーススタディの対象としてエネルギー需要の推計を行った。ここでは居住者・世帯属性を簡易的に扱う既往研究を模擬したケースと、居住者・世帯属性を最大限考慮したケースの二つを想定し、エネルギー需要の推計結果がどの程度異なるか評価した。この結果、居住者・世帯属性が生活行為、機器稼働へ及ぼす影響を考慮することにより、平均電力需要の推計精度が向上し、世帯ごとの電力需要のばらつきが増加した。一方で、時刻別電力需要の世帯間のばらつきは過小推計されており、世帯間のばらつきの再現性を向上させることが今後の課題としてあげられる。

冒頭で述べたように、地域によって世帯の集積状況は異なり、それにより生活行為、機器稼働が異なる。この関係を考慮することによって、地域単位のエネルギー需要推計において、推計結果に地域的な差異を生じさせることが可能となると考えられる。

謝辞

本研究は JST CREST (JPMJCR15K4) の支援を受けたものである。

参考文献

- 1) Yamaguchi, Y., et. al. 2019. A cross analysis of existing methods for modelling household appliance use. J. Build. Perform. Simul, 12. 160–179.
- 2) Shimoda, Y., et. al. 2007. Evaluation of city-scale impact of residential energy conservation measures using the detailed end-use simulation model. Energy. 32-9. 1617-1633.
- 3) Yamaguchi, Y., et. al. 2017. A stochastic model to predict occupants' activities at home for community-/urban-scale energy demand modelling. Journal of Building Performance Simulation, 10. 565–581.
- 4) 岡田健志ら；生活行為と機器操作による世帯間機器使用の傾向分析；第 36 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集(2020)
- 5) 杉山みなみら；ゼロエミッションの実現を見据えた

家庭部門エネルギー需要のシミュレーション；第 36 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集(2020)

- 6) Kambayashi, Y., et. al. 2018. Census and time-use data based community-scale modelling of residential energy demand. Proceedings of ASim2018.

寒冷地の住宅における冷房発停生起条件に関する研究

Study on Determinants of Air-Conditioning On/Off Control at Residences in Cold District

○伊 達 風 沙 (大阪市立大学)

岸 本 嘉 彦 (大阪市立大学)

梅 宮 典 子 (大阪市立大学)

Nagisa DATE*1 Yoshihiko KISHIMOTO*1 Noriko UMEMIYA*1

*1 Osaka City University

The aim of this study is to clarify determinants of air-conditioning ON/OFF control at residences in cold district based on the previous measurement results for Muroran city and Osaka city. As the results, ON operations were caused when indoor temperature was about 4 degree higher than outdoor temperature in the morning and the evening. The temperature at ON operating can be determined from the temperature at OFF operating and district. And, the indoor temperature and humidity as threshold value selecting the operation mode was not found clearly, while the tendency for each district was shown.

1. 研究背景と目的

冷房負荷算出の概念図を図1に示す。図1に示すように一般的な冷房負荷計算においては、室温が室内設計温度である26～28℃を超えると即時に運転が開始されると想定されており、北海道のような寒冷地においては冷房負荷が発生せず、冷房の必要はないと判断される。しかし、図2に示す北海道の家庭用ルームエアコン普及率¹⁾を見ると、近年増加傾向にあり、平成26年度には26.6%にまで達していることがわかる。つまり、一般的な負荷計算では利用実態を適切に予測できていないと言える。

これまでに岸本ら²⁾は、一般的な熱負荷計算において、室内側の計算条件が全国一律であることを問題点として指摘し、地域の暮らし方を反映した計算条件を確立すべきとの考えから、北海道の冷暖房利用実態を調査した。その結果として、北海道の設定温度は通年24～25℃の一定であること、冷暖房の運転時間がそれぞれ4つの代表的なパターンに類型化できることを示した。しかし、計算条件確立のために必要な運転発停の生起条件については十分に検討できていない。

以上より、本研究では室蘭市、大阪市を対象とした既往の実測調査結果²⁾³⁾を基に、寒冷地の住宅における冷房発停生起条件を明らかにすることを目的とする。

2. 既往調査の概要

実測対象は、室蘭市の戸建住宅9世帯と大阪市の集合住宅9世帯である。測定世帯の年代構成と世帯人数の構成比率を図3に示す。図3に示すように、室蘭市では年代構成に大きな偏りがなく、世帯人数は2～5人であり単身世帯はいない。しかし、大阪市は20～30代が多く、単身か2人世帯のみであり、世帯人数は室蘭市よりも全体的に少ない。

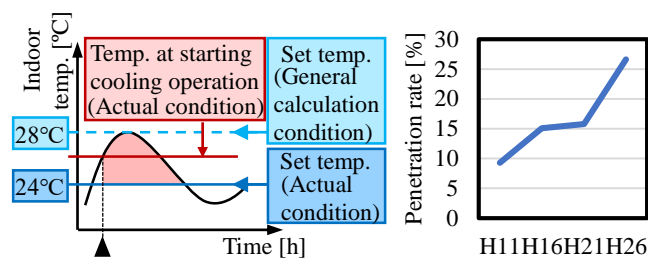


Fig.1 Schematic diagram of cooling load calculation

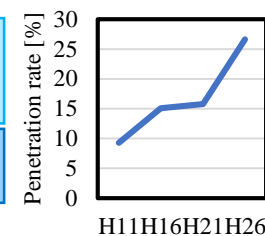


Fig.2 Penetration rate of air-conditioner in Hokkaido prefecture

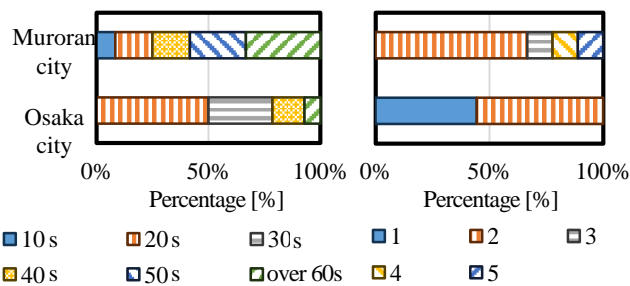


Fig.3 Properties of measured household

室内温湿度の測定は、エアコンが設置されている部屋の床上1.0～2.0m程度、直射日光が当たらず機器発熱の影響を受けにくい位置に小型温湿度データロガーを設置することにより記録した。測定は各時刻の0分を基準とし、記録間隔を10分に設定した。冷房発停については室蘭市では居住者が時刻と運転モードを用紙に記入し、大阪市では測定した温湿度変動から判定した。

測定期間は、室蘭市では2014年7～8月と2015年7～8月、大阪市では2004年8～10月であった。

3. 相対頻度および平均値の算出方法

本研究では、まず対象地域における各世帯の平均値、相

対頻度を算出し、次に、それらの数値から地域における全世帯数に対する相対頻度として結果を整理した。

3.1 時刻別の場合

相対頻度の算出にあたって、時刻については測定結果の分単位を切り捨てし1時間単位として扱い、温度については小数第一位を四捨五入して整数値として扱った。

まず、世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転生起時刻 t_{on} [時]の相対出現頻度 $X_{t_{on}}^{n_{hh}}$ [%]は次式となる。

$$X_{t_{on}}^{n_{hh}} = \frac{N_{t_{on}}^{n_{hh}}}{\sum_{t_{on}} N_{t_{on}}^{n_{hh}}} \times 100 \quad (3.1)$$

ここで、 $N_{t_{on}}^{n_{hh}}$ は世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転生起時刻 t_{on} [時]の出現頻度[回]、 $\sum_{t_{on}} N_{t_{on}}^{n_{hh}}$ は世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転生起頻度の総数[回]である。

上記の運転生起に関する相対出現頻度をそれぞれ全ての時刻 t_{on} (0~23 時) と全世帯について計算を行うことにより、世帯ごとの運転生起時刻の相対頻度について四分位を得る。

そして、冷房運転生起時刻 t_{on} [時]の全世帯平均 $\overline{X_{t_{on}}^{all}}$ [%]は次式により決まる。

$$\overline{X_{t_{on}}^{all}} = \frac{1}{N_{hh}} \sum_{n_{hh}=1}^{N_{hh}} X_{t_{on}}^{n_{hh}} \quad (3.2)$$

冷房運転停止時刻 t_{off} [時]についても同様に全世帯平均 $\overline{X_{t_{off}}^{all}}$ [%]は次式により決まる。

$$\overline{X_{t_{off}}^{all}} = \frac{1}{N_{hh}} \sum_{n_{hh}=1}^{N_{hh}} X_{t_{off}}^{n_{hh}} \quad (3.3)$$

ここで、 $X_{t_{off}}^{n_{hh}}$ は世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転停止時刻 t_{off} [時]の相対出現頻度[%]、 N_{hh} は対象地域の世帯総数[-]である。

3.2 時間帯別運転発停室温の場合

まず、世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転生起時刻 t_{on} [時]かつ冷房運転生起室温 θ_{on} [°C]の相対出現頻度 $X_{t_{on}, \theta_{on}}^{n_{hh}}$ [%]は次式となる。

$$X_{t_{on}, \theta_{on}}^{n_{hh}} = \frac{N_{t_{on}, \theta_{on}}^{n_{hh}}}{\sum_{t_{on}} N_{t_{on}}^{n_{hh}}} \times 100 \quad (3.4)$$

ここで、 $N_{t_{on}, \theta_{on}}^{n_{hh}}$ は世帯番号 n_{hh} の世帯における冷房運転生起時刻 t_{on} [時]かつ室温 θ_{on} [°C]の出現頻度[回]である。

世帯番号 n_{hh} の世帯における時間帯 T ($t_a \sim t_b$ [時])の冷房運転生起室温 θ_{on} [°C]の相対出現頻度 $X_{T, \theta_{on}}^{n_{hh}}$ [%]は次式となる。

$$X_{T, \theta_{on}}^{n_{hh}} = \frac{\sum_{t_{on}=t_a}^{t_b} X_{t_{on}, \theta_{on}}^{n_{hh}}}{\sum_{t_{on}=t_a}^{t_b} X_{t_{on}}^{n_{hh}}} \quad (3.5)$$

そして、対象地域全世帯において、時間帯 T ($t_a \sim t_b$ [時])の冷房運転生起室温 θ_{on} [°C]の相対出現頻度 $X_{T, \theta_{on}}^{all}$ [%]は、 $X_{T, \theta_{on}}^{n_{hh}}$ [%]を用いて、

$$X_{T, \theta_{on}}^{all} = \frac{1}{N_{hh}} \sum_{n_{hh}=1}^{N_{hh}} X_{T, \theta_{on}}^{n_{hh}} \quad (3.6)$$

と表せる。その他の冷房運転生起室温 θ_{on} [°C]についても同様に計算を行うと、時間帯 T における運転生起室温の相対頻度分布が得られる。

また、冷房運転停止室温 θ_{off} [°C]についても同様に全世帯における時間帯 T ($t_a \sim t_b$ [時])の冷房運転停止室温 θ_{off} [°C]の相対出現頻度 $X_{T, \theta_{off}}^{all}$ [%]は以下の式より求まる。

$$X_{T, \theta_{off}}^{all} = \frac{1}{N_{hh}} \sum_{n_{hh}=1}^{N_{hh}} X_{T, \theta_{off}}^{n_{hh}} \quad (3.7)$$

ここで、 $X_{T, \theta_{off}}^{n_{hh}}$ は世帯番号 n_{hh} の世帯における時間帯 T ($t_a \sim t_b$ [時])の冷房運転停止室温 θ_{off} [°C]の相対出現頻度[%]である。

そして、時間帯 T における平均運転生起室温 $\overline{\theta_{on}^T}$ [°C]および平均運転停止室温 $\overline{\theta_{off}^T}$ [°C]は次式より求まる。

$$\overline{\theta_{on}^T} = \sum_{\theta_{on}} (\theta_{on} \times X_{T, \theta_{on}}^{all}) \quad (3.8)$$

$$\overline{\theta_{off}^T} = \sum_{\theta_{off}} (\theta_{off} \times X_{T, \theta_{off}}^{all}) \quad (3.9)$$

4. 冷房発停時の時刻および室温の実態把握

4.1 冷房運転発停と生活行為の関係

冷房運転発停時刻の相対度数について、時刻ごとの四分位数を図4、図5にそれぞれ示す。

図4より、室蘭市における運転生起について第2四分位数(中央値)以上を見ると、7時、11~12時、15時に相対頻度が10~30%と高く、17~18時、21時には10~20%となった。運転停止について同様に見ると、20時と

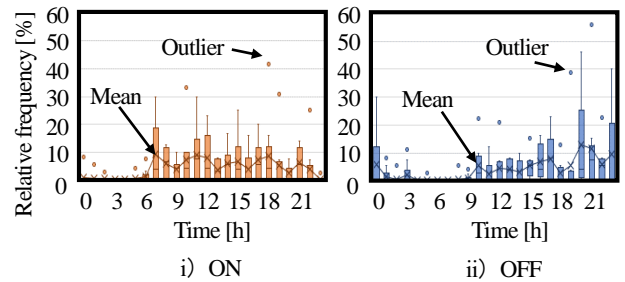


Fig.4 Quartile of time at ON/OFF operation (Muran city)

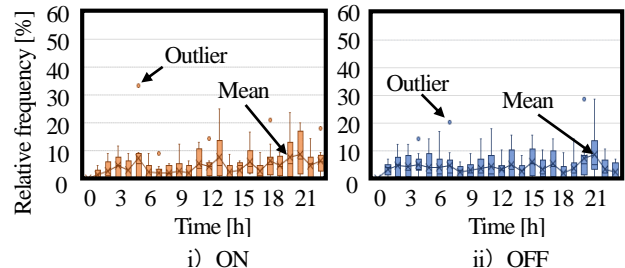


Fig.5 Quartile of time at ON/OFF operation (Osaka city)

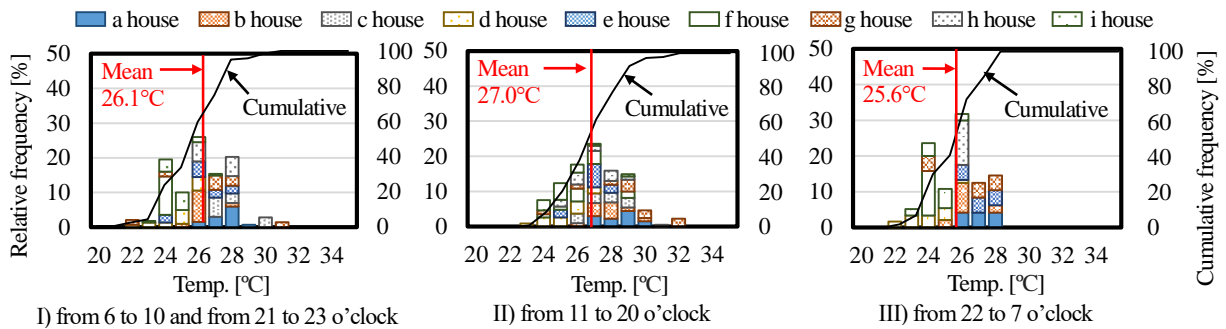


Fig.6 Relative frequency distribution of indoor temperature at ON operation (Muran city)

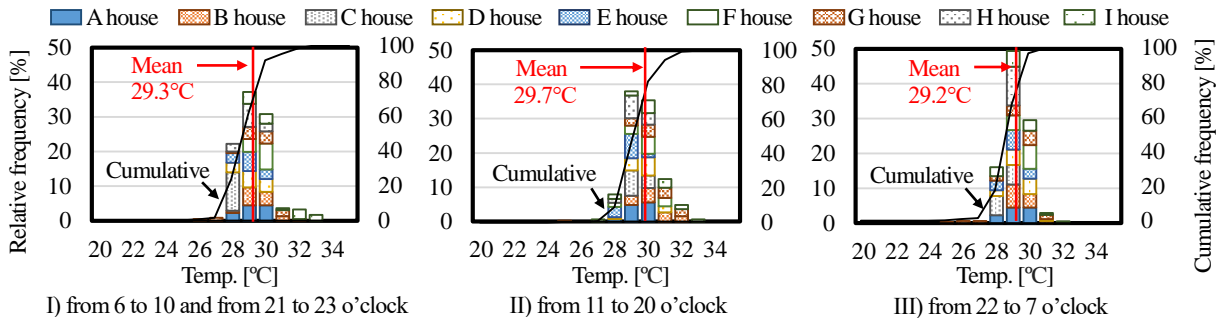


Fig.7 Relative frequency distribution of indoor temperature at ON operation (Osaka city)

23～0 時に相対頻度が 10～45%ほどと相対的に高く、17 時に 10～25%程度となっている。すなわち、発停が集中する時刻が存在しており、冷房運転発停が生活行為に依存している可能性が高い。

図 5 より、大阪市の場合における運転生起について第 2 四分位数以上を見ると、13 時、20 時に相対頻度が 10～30%、21 時に 10～20%程度となっており、運転停止については 21 時に 10～30%となっている。しかし、室蘭市に比べて相対度数分布が平坦な形状を示しており、冷房運転発停が生活行為には強く依存していないと考えられる。

4.2 時間帯による冷房運転生起室温の変化

時間帯別の運転生起室温の相対頻度分布を図 6、図 7 にそれぞれ示す。

図 6 より、室蘭市の場合について見ると、平均運転生起室温は高い方から順に、11～20 時の 27.0°C、6～10、21～23 時の 26.1°C、22～7 時の 25.6°Cとなった。この順序の原因は、室蘭市では冷房発停が生活行為に依存しているため、その時刻に形成される室温が生起室温となることから説明できる。

図 7 より、大阪市の場合には、平均運転生起室温は高い方から順に、11～20 時の 29.7°C、6～10、21～23 時の 29.3°C、22～7 時の 29.2°Cとなった。この順序は室蘭市と同様になったが、冷房発停が生活行為に依存していないため、夜間は温熱環境に対する要求レベルが他の時間帯よりも高くなっていたと推察され、これは室蘭市についても同様の理由が影響している可能性がある。そして、大阪市の変動幅 0.5°Cに対して室蘭市では 1.4°Cと変動幅がより大きい。また、室蘭市の平均運転生起室温は大阪市より 2.7～3.6°C低い結果となった。

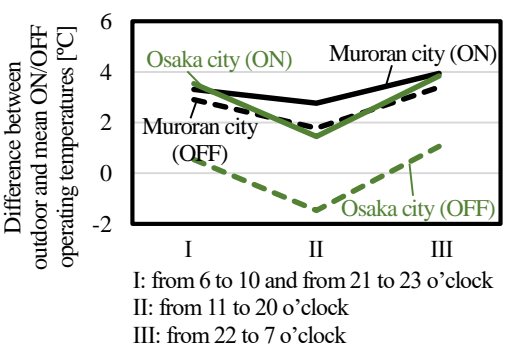


Fig.8 Comparison of difference between outdoor and mean ON/OFF operating temperatures at each district

5. 運転生起室温の決定条件の検討

5.1 外気温と冷房運転発停室温の関係

地域別の平均室内外温度差の比較を図 8 に示す。

図 8 より、室蘭市の運転停止室温は時間帯によらず外気温よりも高いことから、運転の目的が室温を下げるためではなく、除湿のために運転している可能性が考えられる。また、室蘭市と大阪市を比較すると、6～10、21～23 時、22～7 時では運転生起室温と外気温の差が約 4°Cで同程度となり、昼間・夕方では大阪市が約 1°C低い結果となった。つまり、朝晩は地域によらず、平均的に室温が外気温より約 4°C高い場合に運転を生起すると言える。

5.2 運転停止室温と運転生起室温の関係

平均運転発停室温、発停室温差および除湿運転の出現頻度について表 1 に示す。

表 1 より、平均発停室温差を見ると、室蘭市においては 1.2°Cであり、これは大阪市における 3.1°Cより約 2°C小さい。また、室蘭市の平均運転停止室温は 25.4°Cとなり、大阪市より約 1°C低かった。

運転モードを把握できている室蘭市において、発停室温差が0℃以下、-1℃以下となる出現頻度と除湿運転出現頻度を比較すると、運転発停室温差が0℃以下の割合は除湿運転出現頻度を上回り、-1℃以下の割合は下回る結果となった。つまり、平均的には発停室温差が-1～0℃の範囲内に運転モードを使い分ける閾値があると考えられる。また、大阪市においては発停室温差が0℃以下となる出現頻度は6%しかなく、大阪市は室蘭市とは異なり、室温を下げるために運転している相対頻度が高いと言える。

次に世帯ごとの平均運転発停室温の関係を図9に示す。図9より、室蘭市では運転停止室温が1℃上昇すると運転生起室温が0.6℃上昇する傾向が見られた。一方、大阪市では、運転停止室温によらず、運転生起室温はほぼ一律29℃であった。つまり、地域により運転停止室温と運転生起室温の関係に特徴があることがわかる。

5.3 運転モードと運転生起温湿度の関係

運転モードを付記した発停室温差の出現頻度を世帯ごとに算出した例を図10に示す。図10より冷房・除湿の選択傾向タイプは居住者の好みに依存すると言える。

そこで、除湿運転を選択する温湿度の閾値を検討するため、図10に示すパターンii（除湿運転のみ）を除いた運転モードと運転生起温湿度の関係を図11に示す。

図11より、相対湿度が70%RHを超える、あるいは、室温が29℃を超える場合には除湿運転が選択されなくなることがわかる。つまり、室温が高くなっても相対湿度の上昇により「暑い」と感じる閾値と、室温の上昇に伴い湿度よりも温度に起因する不快が支配的となる閾値がそれぞれ存在すると考えられる。

大阪市については運転モードの測定データがないため、運転モードごとの比較ができないが、運転生起温湿度の室温については、大阪市が室蘭市よりも高温側に位置している。また、相対湿度については室蘭市と同程度の範囲に収まっており、両者に差異は見られなかった。つまり、地域によって運転生起時の室温は異なるが相対湿度に差異は見られない。しかし、相対湿度は運転モードの選択には影響を及ぼすと言える。

6. まとめ

- 1) 朝晩の時間帯は、平均的には地域によらず室温が外気温より約4℃高い場合に冷房生起が見られた。
- 2) 地域と運転停止室温が決まれば運転生起室温を決定できる可能性がある。室蘭市は運転停止室温の上昇に対して運転生起室温が0.6℃上昇する傾向が見られたが、大阪市は運転停止室温によらず一律29℃であった。
- 3) 選択する運転モードは室内温湿度から判断できない。運転モードの傾向は世帯の好みに強く反映されるため、計算条件としては、地域における利用比率等を把握する方法を採用することが望ましい。

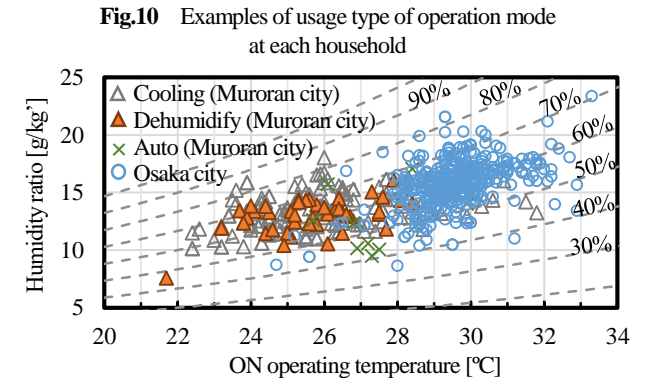
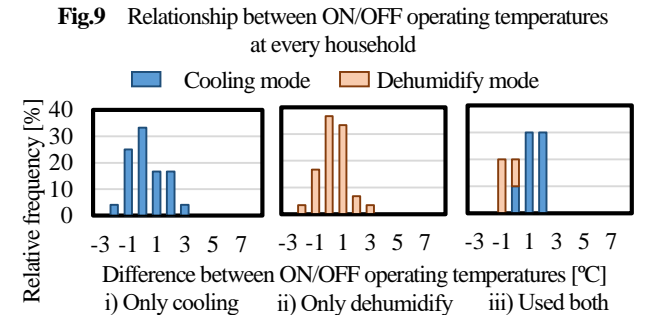
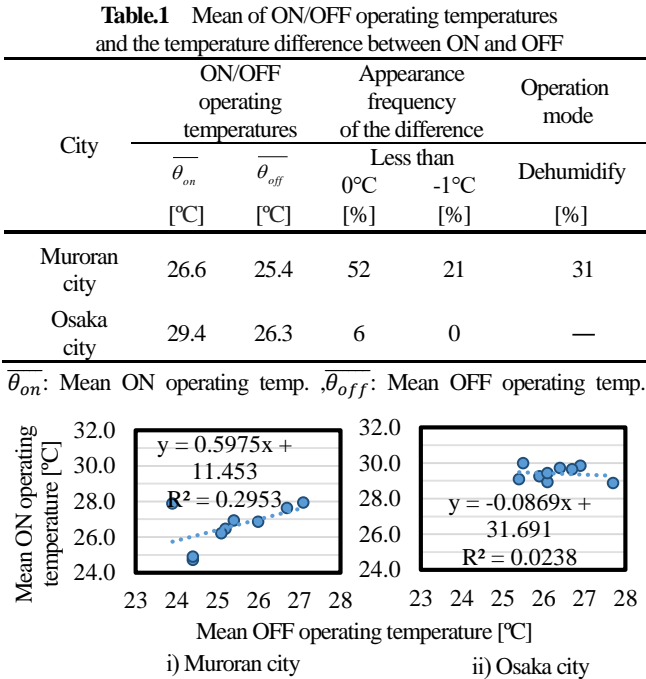


Fig.11 Relationship between selected operation mode and indoor thermal conditions

参 考 文 献

- 1) 総務省統計局全国消費実態調査（2019. 12. 3 参照）
<https://www.stat.go.jp/data/zensho/2014/index2.html#kekka>
- 2) 岸本嘉彦, 山岸久範, 高橋光一: 室蘭市の戸建住宅における冷暖房利用実態の類型化に関する研究, 日本建築学会大会学術講演梗概集, D-2, pp. 1283-1284, 2016. 9.
- 3) 渡部麗杏, 梅宮典子: 実測に基づく外気 WBGT からの冷房使用率および窓開放率の推定, 第 48 回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A49, 2019. 3.

年齢による冷房使用の比較と関係する要因 Age effects on air-conditioner energy use in summer

○遠藤 立城 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学) 林 小勇 (大和ハウス工業)
渡部 麗杏 (大阪市立大学) 孫 琳 (大阪市立大学) 岸本 嘉彦 (大阪市立大学)

TatsukiENDO*1 NorikoUMEMIYA*1 XiaoyongLIN*2 ReiaWATABE*1 RinSON*1 YoshihikoKISIMOTO*1

*1 Osaka City University *2 Daiwa House Industry CO.,LTD

Age affects lifestyle in terms of social, physiological, and residence conditions. Generally, elderly people do not use air conditioning in summer, but no strict rule exists for how much they do not use it and under what circumstances. Relations among age group, amount of cooling, number of family members, air conditioners, and bedrooms reflect the following points. 1) Differences exist in the amount of cooling, number of family members, and the number of air conditioners by age group. The number of family members, air conditioners, and bedrooms are interrelated. 2) The cooling amount and cooling trends differ according to the number of family members, their ages, air conditioners, and bedrooms.

1. 研究背景と目的

高齢者の冷房使用に関して、既報では 2004 年、2011 年、2017 年において大阪都市部の同じ集合住宅 26 棟に居住する 620 人を対象として実施した調査について、年齢を 60 歳の前後と 70 歳前後の 2 通りに区切って比較して冷房使用電力量には若齢と高齢で差がないことを明らかにした¹⁾。

本報は年齢 10 歳ごとに区切り、さらに世帯人数、エアコン所有台数、寝室数を考慮し、調査年代による違いだけでなくエアコンの性能の違いも考慮して、より詳細に冷房使用電力量の年齢による比較を行ったので報告する。具体的には、1) 年齢、冷房使用電力量、世帯人数、AC 台数、寝室数は互いにどのような関係があるのか 2) 世帯人数、AC 台数、寝室数の影響を少なくさせた場合に年齢と冷房使用量の関係はどのようなになるのか分析する。

2. 方法

2.1 調査対象

対象は大阪市内南部に立地する 6~14 階建て、片廊下型の家族向け集合住宅 26 棟で、居住年数 1 年未満は住みこなしが不十分で回答の信頼性が低いとし除く、2004 年 257 通、2011 年 185 通、2017 年 178 通が対象。回答者年齢は 10 歳刻みの年齢階級に分ける (以降、階級と略)。

2.2 冷房使用電力量の定義

冷房使用量は最も冷房を使う 8 月から冷暖房の使用が年間で最少の 5 月を引いた値で示す。調査では 5 月と 8 月の電気料金と電力使用量を尋ねたが、電気料金を回答

した世帯が 620 世帯中 396 世帯で、電力使用量を回答したのは 174 世帯に過ぎなかった。本報は既報と同様に電気料金を調査年月の料金体系²⁾に基づき各調査年の電力使用量に換算し、冷房使用電力量と呼ぶ (以降、使用量と略)。

エアコン (以下 AC と略) の性能は製造年によって異なり³⁾ (図 1)、さらに回答者の年齢によっても保有する AC 製造年が異なる可能性がある (図 2)。所有する AC の製造年は 2017 年の調査でしか訊いていなかったため、2004 年と 2011 年については回答者の階級と AC 製造年の関係が同じと仮定した。冷房用 AC の期間消費電力量は 2014 年製造までしか入手できず、2017 年調査の AC 製造年で 20 歳階級で最も新しく 3.8 年であったことから、2014 年を基準として調査年毎、回答者階級毎に期間消費電力量を換算する。AC は 2.8kWh の一般家庭用と仮定する。2014 年基準とする補正倍率を表 1 に示す。各回答者の冷房使用量に補正倍率をかけて AC 製造年による補正後の冷房使用量を図 3 に示す。冷房使用量のうち上下 2.5% ずつを除き極端に多い値やマイナスの値を除いた 378 世帯を分析する。

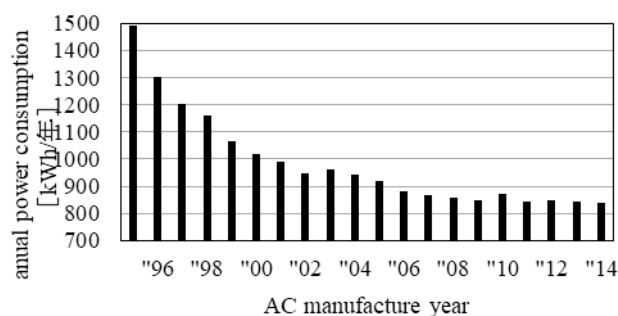


Fig.1 AC manufacture vs annual power consumption (2.8kWh)

2.3 「家族年齢」

回答者の年齢分布を10歳刻みの階級で図4に示す。2004年は10歳刻みで訊いた。住戸の冷房使用量には回答者の家族も影響し、世帯の年齢分布層も関係すると考えられるため、家族を考慮した「家族年齢」を次のように定義する。①表2に回答者と最も年齢に近い家族の年齢を示す。2011年と2017年は家族との年齢差10歳以下を同じ階級とする。10歳未満は単独で冷房を使わないとして世帯人数に含めない。②2人世帯は2011年と2017年では家族が同階級なら2人の平均=家族年齢、2004年で家族が同階級ならその階級=家族年齢、とする。2004年で家族が回答者の上下の階級なら回答者年齢=家族年齢とする。2004年で2階級以上離れる場合や2011年や2017年で11歳以上差がありかつ回答者のほうが高齢の場合はACの使い方に影響を与える可能性がある回答者の年齢を家族年齢とする。回答者のほうが低い場合は少ないため分析から除く。③3人世帯では同世代+親か子の組み合わせが約9割を占めるので、回答者と年齢に近い家族の2人の年齢に基づいて、2世帯と同じ方法で家

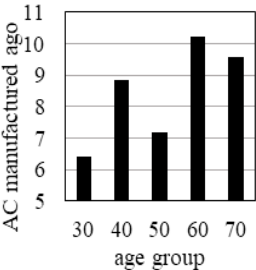


Fig.2 AC production year had by each age in 2017year

table.1 Correction magnification of the amount cooling (2014year standard)

	2004	2011	2017
30age class	0.73	0.91	0.99
40age class	0.56	0.88	0.98
50age class	0.7	0.89	0.96
60age class	0.56	0.85	0.97
70age class	0.56	0.85	0.97

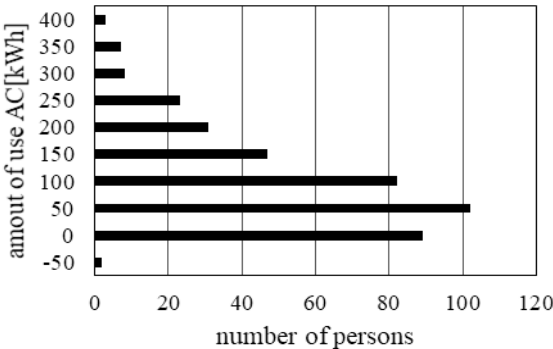


Fig.3 Distribution of the amount of cooling after correction

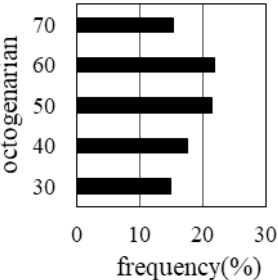


Fig.4 Respondent age distribution

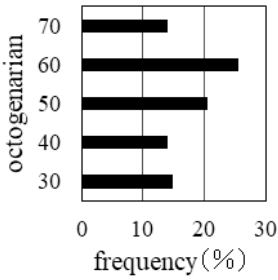


Fig.5 Family age distribution

族年齢を定める。4人世帯も3世帯と同じ方法とする。以上の手順で除いた残りの家族年齢30～70歳台の342世帯を分析する。家族年齢の分布を図5に示す。

3. 調査対象の構成

3.1 回答者の階級別基本属性

a) 回答者基本属性と体質

性別は50歳台まで女性が多い。なお配布時には家族のうち最も在宅時間が長い人に回答を依頼している。暑さ寒さ耐性や冷え性の有無には年齢による差はない。健康状態は年齢とともに「良好」が減少する(図略)。

b) 冷房に関する意識

「節電を心掛けている」、は50歳台から増加し(図6)、冷房指向性には年齢差がなく(図7)、冷房使用時期の電気料金は60歳台まで「気になる」が減少する(図8)。寝室の暑さの許容は60歳台まで「我慢できる」が増加し、「我慢できない」が50歳台から出現する(図9)。

c) 温熱環境調節習慣

AC1台は30歳台が、3台は40歳台が、4台は50歳台が多い(図10)。設定温度は30歳台が最高で26.9℃、40歳台は26.0℃で、設定温度25℃以下は30歳台で少ない(図11)。冷房使用量は40～50歳台が多い(図12)。冷房使用程度は40～60歳台にかけて「使う」が減少する(図13)。就床中に冷房を使わない割合は、30～70歳台にかけて13.6%増加する(図略)。30～60歳台にかけて就床中に窓を開けなくなり、30歳台と60歳台の差は15.1%である(図略)。

3.2 住戸属性

a) 基本属性

築年数は60歳台が古い(図略)。居住階平均値はどの階級も6階前後で差はない(図略)。ベランダ方位は60

table.2 Age structure of the closest to the respondent age

2世帯				
than respondents	2004	than respondents	2011	2017
up 20year	4人			
up 10year	14人	11year older	3人	3人
Same generation	65人	Same generation	25人	36人
down 10year	2人	11year younger	3人	10人
down 20year	3人			
3世帯				
up 20year	0人			
up 10year	5人	11year older	1人	2人
Same generation	27人	Same generation	14人	11人
down 10year	4人	11year younger	2人	3人
down 20year	5人			
4世帯				
up 20year	1人			
up 10year	2人	11year older	0人	0人
Same generation	14人	Same generation	4人	9人
down 10year	5人	11year younger	1人	1人
down 20year	1人			

～70 歳台は東西に面さない (図略)。

b) 住環境評価

住居の日当たりに階級の差はない (図略)。自宅の夏が「冷房なしでは我慢できない」は 60, 70 歳台が 20% 程度で最も低い (図 14)。

4. 世帯人数、AC 台数、部屋数の関係

冷房使用量に関係する要因として、AC 台数の他に世帯人数と部屋数がある。

1 人世帯は年台とともに増え 50 歳台は 3 人世帯が 39.2% と多い。平均人数は 40 歳台が 2.9 と最多で 70 歳台にかけて減る (図 15) 40～70 歳台にかけて 2 室が増え、50～60 歳台は 3～4 室が多く、平均 2.9 と多い。 (図 16)

使用量は世帯人数が 2～4 人になると 1 人の 1.41、1.99、1.99 倍に、AC 台数が 2～4 台になると 1 台の 1.51、1.65、1.75 倍に、室数が 3 室は 2 室の 1.27 倍になる (図 17)。

5. 世帯人数、AC 台数、部屋数別の年齢と使用量の関係

人数、台数、室数を考慮しない場合、60 歳台で逆転するものの 40～70 歳台にかけて使用量が減る傾向がある。

1 人世帯の使用量は 40 歳台が最小の 50.6kWh、70 歳台が最大の 114.2kWh で、50 歳台と 60 歳台で逆転するものの 40～70 歳台にかけて増える傾向がある。製造年によって AC の省エネルギー性能を補正しても高齢ほど使用量が大きい。2 人世帯は 40～60 歳台にかけて減る。冷房使用程度で 40～60 歳台にかけて「使わない」が増えることと関連があると考えられる。しかし 3 人世帯は 40～60 歳台のあいだで差が小さい。家族が 1 人増えることで世帯の AC 使用時間が増えた可能性がある (図 18)。

1 台世帯では 40～50 歳台が 120kWh 前後であるが 60～

70 歳台で半減する。1 台なので冷房使用程度と節電で 60～70 歳台が「使わない」、「節電する」ことが直接影響したと考えられる。2 台世帯は 50 歳台が多いが年台の差は小さい。3 台世帯では 40 歳台が最大の 167.0kWh で 70 歳台にかけて減るが 70 歳台でも 126.2kWh である。年齢とともに AC はあるが使わなくなる可能性がある (図 19)。

2 室世帯は、50 歳台が最大の 135.0kWh、60 歳台が最小の 57.8kWh となり 50～60 歳にかけて顕著に減っている。寝室数と AC 台数の相関関係が強く、2 室世帯では AC1～2

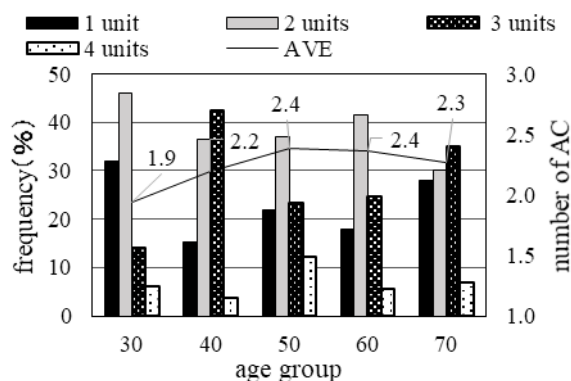


Fig.10 AC units distribution and average

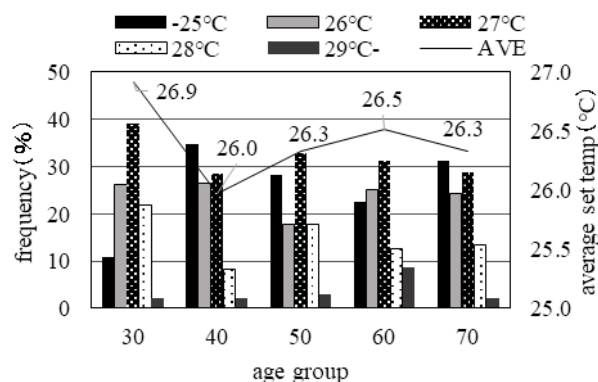


Fig.11 Set temperature distribution and average

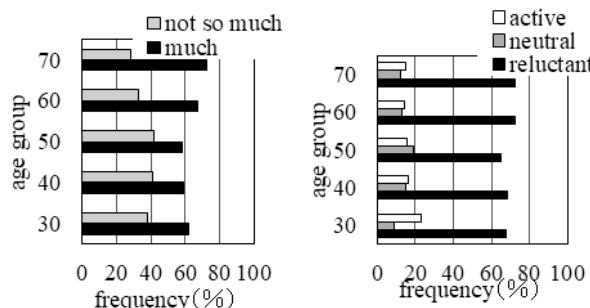


Fig.6 Consciousness of power saving

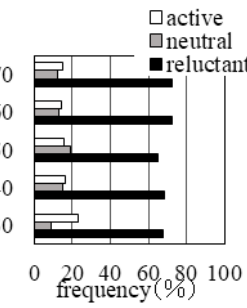


Fig.7 Cooling intention

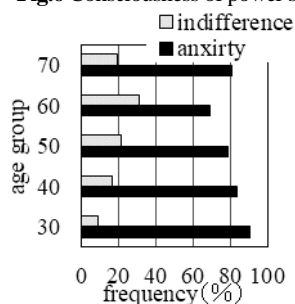


Fig.8 Cooling electricity bill

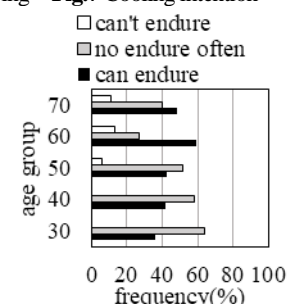


Fig.9 Bedroom heat tolerance

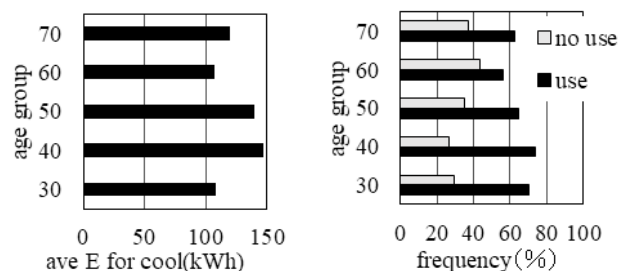


Fig.12 the amount of cooling

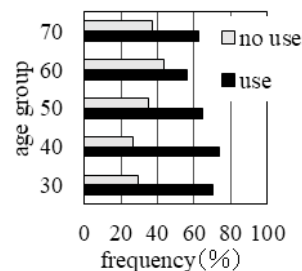


Fig.13 Cooling degree of use

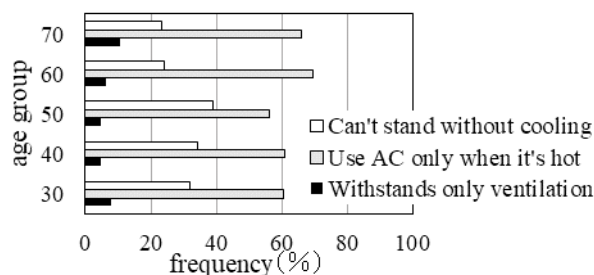


Fig.14 heat of heat in summer

台が3室世帯ではAC2~台が多いことと関係があると考えられる。すなわち50~60歳台にかけてAC1台と2台にかけて使用量が減少していることに関係していると考えられる。しかし、2室は全体の21.7%にすぎず、3室世帯の各年代台の使用量は室数を考慮しない場合の各年代の使用量とほぼ同じ値をとる。(図20)

表3は各年代×世帯人数に該当する世帯数と、その世帯数が全世帯数に占める割合、各年代×AC台数に該当する世帯数と、その世帯数が全体に占める割合、各年代×室数に該当する世帯数と、その世帯数が全世帯数に占める割合を示す。各年代において最も多い世帯人数、AC台数、室数を黒塗り白抜き文字で表す。室数はすべての年代で共通して、3室、ついで2室の順に多い。一方世帯人数とAC台数の分布は年代により異なり、40歳台のなかでは4人やAC3台が50歳台では3人世帯が最多である。

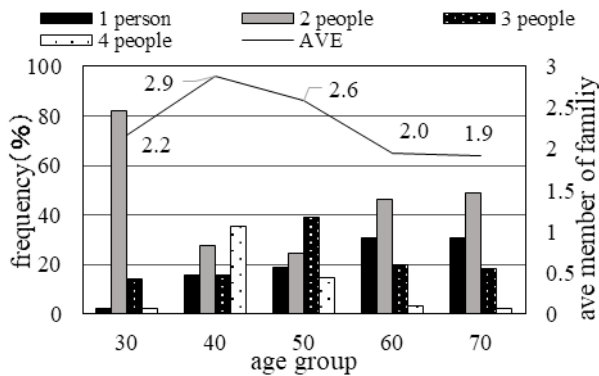


Fig.15 Number of families distribution and average

6. まとめ

1) 健康状態「良好」は高齢ほど減るが体質に年台差はなく、冷房指向性に年台差はないが50歳台以降「節電」が増え、40~60歳台にかけて設定温度は上がり主観的冷房使用頻度は下がる、2)世帯人数、AC台数、部屋数の平均は2.3、2.2、2.8である。AC冷房使用量は3)人数、台数、室数を考慮しないと40~70歳台にかけて減る、4)1人世帯は40~70歳台にかけて増え、2人世帯は40~60歳台にかけて減り、3人世帯は年台差が小さい、5)AC1台の世帯は40~50歳台が120kWh弱であるが60~70歳台で半減、2台世帯の年台差は小さく、3台世帯は40~70歳台にかけて減るが70歳台でも126.2kWhである。

参考文献

1) 遠藤ら：空衛近畿,A52,2018年 2) 関西電力 <https://www.kepc.co.jp/> 3)日本冷凍工業会 4)林小勇ら：建築学会環境系論文集,81,727,785-794, 2016年9月

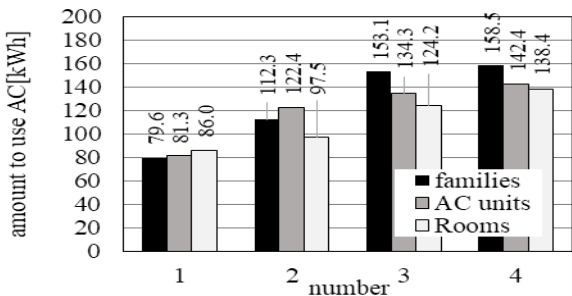


Fig.17 Mean cooling use by number of families, AC units and bedrooms

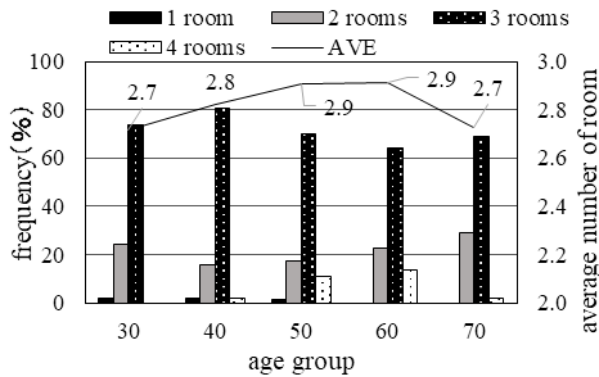


Fig.16 Mean value and distribution of bedroom numbers

table.3 Distribution of number of families, AC units and bedrooms

	30	40	50	60	70		30	40	50	60	70		30	40	50	60	70	
1 person	1	8	14	28	15	1 unit	16	8	16	16	12	1 room	1	1	1	0	0	人
	0	2	4	8	4		5	2	5	5	4		0	0	0	0	0	%
2 people	41	14	18	42	24	2 units	23	19	27	37	13	2 rooms	12	8	13	20	14	人
	12	4	5	12	7		7	6	8	11	4		4	2	4	6	4	%
3 people	7	8	29	18	9	3 units	7	22	17	22	15	3 rooms	36	41	52	57	33	人
	2	2	8	5	3		2	7	5	7	4		11	12	15	17	10	%
4 people	1	18	11	3	1	4 units	3	2	9	5	3	4 rooms	0	1	8	12	1	人
	0	5	3	1	0		1	1	3	1	1		0	0	2	4	0	%

※上表の%は分析対象全体におけるもので四捨五入されている

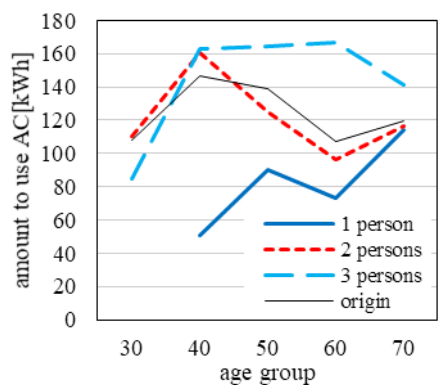


Fig.18 Mean cooling use by age for each family number

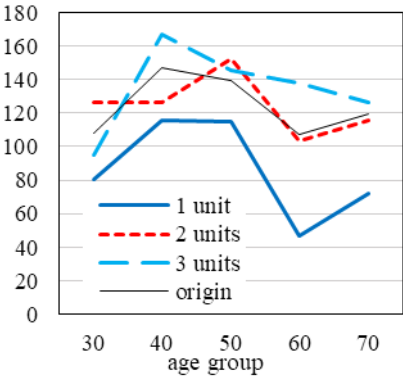


Fig.19 Each number of AC units

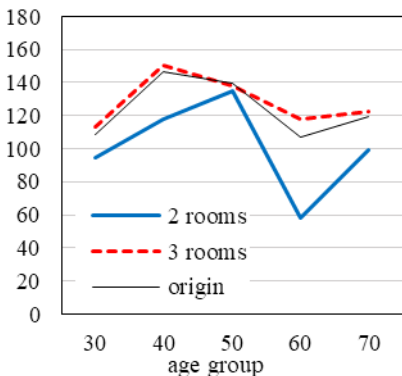


Fig.20 Each number of rooms

夏季における温熱環境調節が高齢者の温熱感覚および睡眠の質に与える影響

Effects of Thermal Control Use on Thermal Sensation and Sleep Quality of Elderly People during Summer

○寺 尾 佳 恵 (大阪市立大学)

梅 宮 典 子 (大阪市立大学)

陳 宇 航 (大阪市立大学)

岸 本 嘉 彦 (大阪市立大学)

Kae TERAOKA*1 Noriko UMEMIYA*1 Ukoh CHIN*1 Yoshihiko KISHIMOTO*1

*1 Osaka City University

Higher average temperatures cause heatstroke, even at night. Therefore, we reconsider the use of air-conditioners at sleep time. Furthermore, recently, elderly people are affected more by heatstroke than young people. Half of cases occur within the home. As described herein, to examine facts and effects of thermal control use on thermal sensation and to assess the sleep quality of elderly people during summer, we compare data for elderly people to those of younger people. Results revealed the following important points. Elderly people sleep in higher temperature rooms than younger people do. Elderly people prefer open windows to the use of air-conditioners. Sleep quality is improved when sleeping with windows open.

1. 背景と目的

近年、平均気温が上昇して真夏日が増加し、我が国の熱中症総数のうち高齢は1995年以降平均で56%を占め、また、熱中症死亡の半数が自宅で発生している¹⁾。夏季の睡眠の質について、中山ら(2015年)は住戸の日射遮蔽性能がOSA睡眠評価の睡眠維持因子と、断熱性能が疲労回復因子と関係があることを示し²⁾、橘ら(2016年)は睡眠の質は冷房使用日は「涼しい」ほど高いが冷房非使用日は温冷感と関係がない³⁾、ことを示している。

本研究は寝室の温熱環境測定と睡眠の質や温熱感覚の主観申告調査に基づいて、夏季睡眠時における高齢者の冷房や扇風機、通風といった温熱環境調節行為、温熱環境、温熱感覚、および睡眠の質を若齢と比較して、1) 高齢者の睡眠時の温熱環境や温熱環境調節行為の実態 2) 温熱環境調節行為による温熱感覚への影響 3) 睡眠の質への影響を明らかにする。

2. 方法

大阪都市部の集合住宅に居住する2014年41人、2015年28人、2016年25人、2017年55人に加え、2019年夏に29人の65歳以上を対象に調査を実施した。各住戸につき連続7日、寝室温度は10分間隔で記録し、湿度は就寝前と起床時に読み取った。図1に日別調査人数を示す。盛夏期の8月15日前後に少ない傾向はあるが、夏季全般にわたってはほぼ均等に調査できている。

被験者は、冷房や扇風機の使用、窓開・閉、寝室の在室、睡眠時間帯を、30分間隔で記録する。また毎朝起床時に前晩の睡眠の質5段階15尺度と、温熱感覚や中途

覚醒、寝衣や寝具を申告する。体質や意識・習慣、住戸属性も回答する。

得られた回答のうち、ストレスが「非常にあった」、健康状態が「不良」、睡眠が悪い側でかつ悪い理由が温熱環境以外、2歳以下の子がいる場合は温熱環境以外の影響が大きいと考えられるため除き、178戸178人の953晩を分析した。うち65歳以上(以降「高齢」と略)が65人392晩、65歳未満(以降「若齢」と略)が113人561晩である。

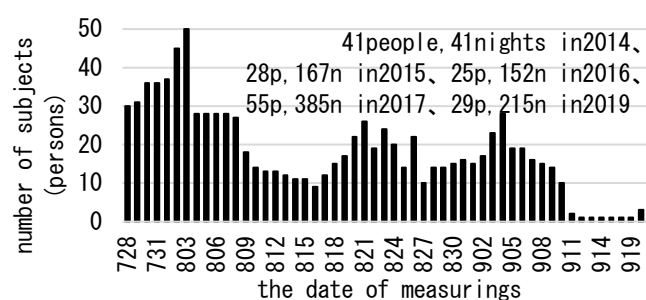


Fig.1 Each day's number of subjects (2014~2019)

3. 測定結果及び考察

3.1 個人属性

回答者年齢は 56.1 ± 16.4 歳で、65歳以上の高齢者(以下「高齢」と略)は 73.2 ± 6.6 歳、未満の若齢者(「若齢」)は 45.7 ± 11.0 歳である。男性は高齢の41.5%、若齢の33.3%で、年齢により性別に差はない($p=0.28$)。

3.2 寝室の温熱環境

寝室のWBGT4段階の度数分布を図2に示す。WBGTは気温と湿度から求めた睡眠時の一晚平均値である⁴⁾。

高齢は「注意」10.0%、「警戒」50.9%、「嚴重警戒」

37.5%、「危険」1.6%、若齢は「注意」15.1%、「警戒」54.8%、「厳重警戒」26.9%、「危険」3.2%である。「厳重警戒」以上は高齢39.1%、若齢30.1%で、平均値は高齢26.9℃、若齢26.4℃と、高齢が高い($p=0.0009$)。

寝衣パターンとしては、高齢は「半袖長ズボン」が、若齢は「半袖半ズボン」が最も多い。平均clo値は高齢0.35、若齢0.30で、高齢が多い($p<0.0001$)。

一晩平均SET*の分布を図3に示す。高齢が26℃台、若齢が25℃台で最多で、平均値は高齢25.7℃、若齢25.3℃と高齢が高い($p=0.0047$)。高齢者は居室のWBGTが高く、着衣によって温熱環境を緩和するどころか厚着をしてSET*を高くしている。

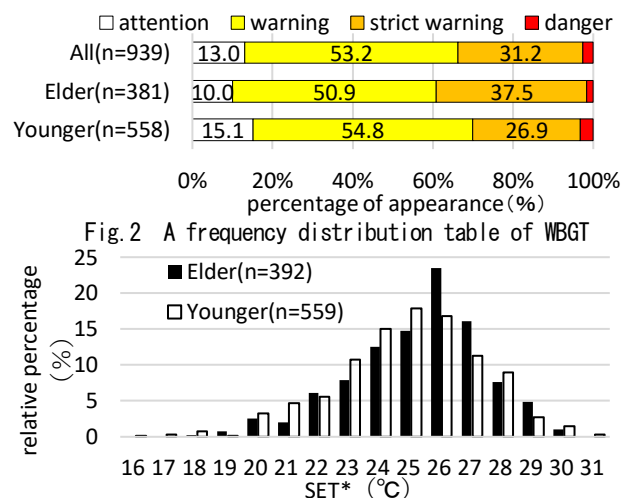


Fig. 3 The frequency distribution table of SET*

3.3 熱的快適性

温冷感は、高齢では「G1:暑い側」が40.0%「G2:涼しい側」が59.8%、若齢では「G1:暑い側」が35.4%、「G2:涼しい側」が63.7%であり、高齢の方が「暑い」($p=0.01$)。熱的快適感の「快適」は、高齢で55.3%、若齢で52.2%であり、高齢のほうが快適である($p=0.02$)。

3.4 寝衣

図4に、寝衣量の季節推移を示す。高齢は測定日前半(8/24)ではCLO値平均0.30、後半(8/25)では0.39であり、季節と着衣量にやや相関がある($R^2=0.28$)。若齢は前半では平均0.30、後半では0.31と季節と着衣量の相関がない($R^2=0.0001$)。

図5に、外気温と着衣量の関係を示す。外気温が25℃未満ではCLO値平均は、高齢0.39、若齢0.31、25℃以上28℃未満では、高齢0.37、若齢0.31、28℃以上では、高齢0.32、若齢0.29である。高齢は外気温に合わせてCLO値が少し変化するが、若齢はあまり変化しない。高齢者は外気温や季節の変化に応じて着衣量を変えている。

図6は、温冷感を中立より暑い側に申告した晩を「Group1:暑い側」、中立および中立より涼しい側に申告した晩を「Group2:涼しい側」として、「半袖半ズボン」と「半袖長ズボン」別に、「G1:暑い側」、「G2:涼しい側」別のWBGTの分布を高齢と若齢で比較している。

「半袖半ズボン」の温冷感「G1:暑い側」では、平均値は高齢28.4℃、若齢28.0℃である。若齢で「危険」が14.9%を占め、「厳重警戒」以上も高齢より若齢が9.3%多い($p=0.21$)。「半袖半ズボン」の温冷感「G2:涼しい側」では、平均値は高齢27.5℃、若齢25.5℃である。高齢若齢ともに「危険」は0%だが、高齢が若齢より「厳重警戒」

「半袖半ズボン」の温冷感「G1:暑い側」では、平均値は高齢28.4℃、若齢28.0℃である。若齢で「危険」が14.9%を占め、「厳重警戒」以上も高齢より若齢が9.3%多い($p=0.21$)。「半袖半ズボン」の温冷感「G2:涼しい側」では、平均値は高齢27.5℃、若齢25.5℃である。高齢若齢ともに「危険」は0%だが、高齢が若齢より「厳重警戒」

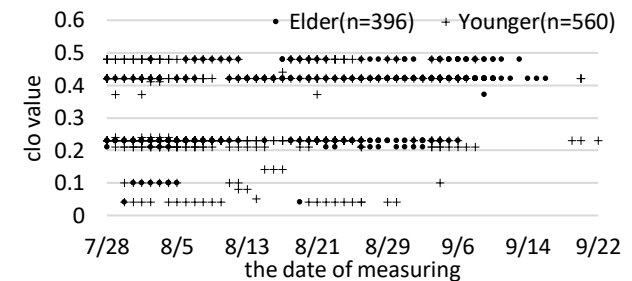


Fig. 4 Frequency of amount of clothing per day

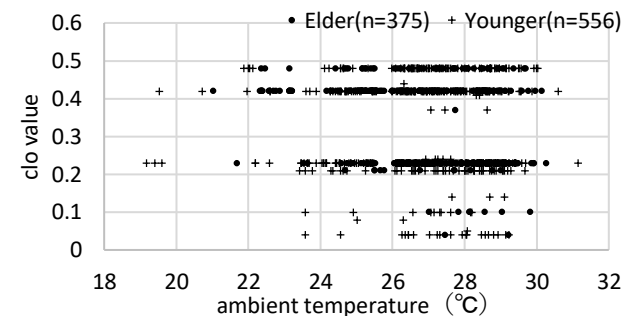


Fig. 5 Frequency of amount of clothing per ambient temperature

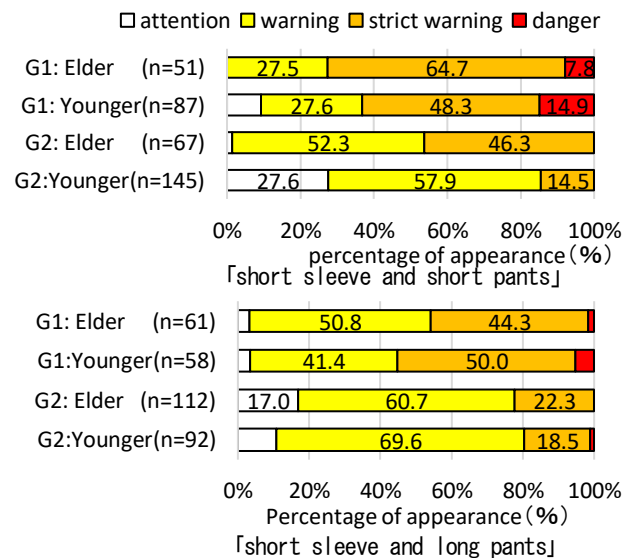


Fig. 6 Relationship between thermal sensation and WBGT

が31.8%多い($p<0.0001$)。高齢のG1とG2の比較では、平均値はG1で28.4℃、G2で27.5℃であり、「厳重警戒」以上がG1で72.5%、G2で46.3%と差がある($p=0.0003$)。

「半袖長ズボン」の温冷感「G1:暑い側」では、平均値は高齢27.5℃、若齢27.8℃であり、「厳重警戒」以上は若齢が9.2%多い($p=0.47$)。「半袖長ズボン」の温冷感「G2:涼しい側」では、平均値は高齢26.0℃、若齢26.2℃であり、「厳重警戒」以上では2.8%の差である($p=0.37$)。高

年齢の G1 と G2 の比較では、平均値は G1 で 27.5℃、G2 で 26.0℃であり、「厳重警戒」以上が G1 で 45.9%、G2 で 19.6%と G 間の差がある ($p<0.0001$)。

3.5 使用時間率

睡眠時間に対する冷房、扇風機、通風（窓開放）の使用時間率として、図 7 に平均値を比較する。扇風機の使用時間率に年齢差がない一方で、冷房使用率は高齢 0.31、若齢 0.57 ($p<0.0001$)、通風利用率は高齢 0.40、若齢 0.32 であり ($p=0.02$)、睡眠時に高齢者は若齢者より冷房を使わず通風を使う。特に、睡眠時における高齢者の冷房使用時間率が若齢者の約半分であることが注目される。

3.6 温熱環境調節パターンと温熱環境

睡眠中の温熱環境調節行為としての冷房、扇風機、通風に対して、睡眠中の全時間にわたって使用、一時的のみ使用、不使用の 3 通りを組み合わせた 27 パターンのうち、扇風機、通風においては、一時的使用が少ないことを考慮し、「P1: 冷房と扇風機の両方を睡眠中の全時間使用」、「P2: 冷房を睡眠中の全時間使用、扇風機と通風は不使用」、「P3: 冷房を一時使用、扇風機を全時間使用」、「P4: 冷房を一時使用、扇風機と通風は不使用」、「P5: 扇風機と通風の両方を全時間使用」、「P6: 通風を全時間使用、冷房と扇風機は不使用」の 6 パターンについて考察する。

図 8 に、各パターンにおける WBGT の平均値を高齢と若齢で比較する。「P3: 冷房一時使用+扇風機全使用」では高齢が若齢より低く、P3 以外では高齢が若齢の方が高いが、これらに有意差はない。有意水準 10% でみると、「P1: 冷房+扇風機の全使用」と「P4: 冷房一時使用」では、高齢が若齢より 0.6℃以上高い (P1: $p=0.084$ 、P4: $p=0.085$)。それ以外のパターンでは年齢差はない。

すなわち同じ調節パターンのなかでは、WBGT に年齢差

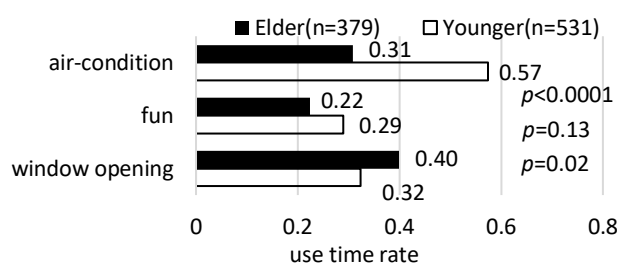


Fig. 7 Using rate of thermal control at sleep time

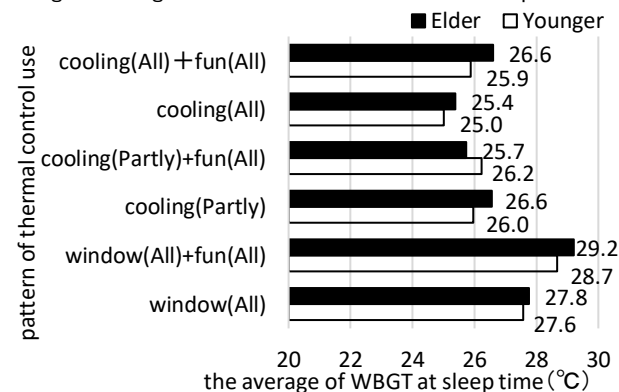


Fig. 8 Relationship between thermal control use and WBGT



Fig. 9 Relationship between thermal sensation and SET*

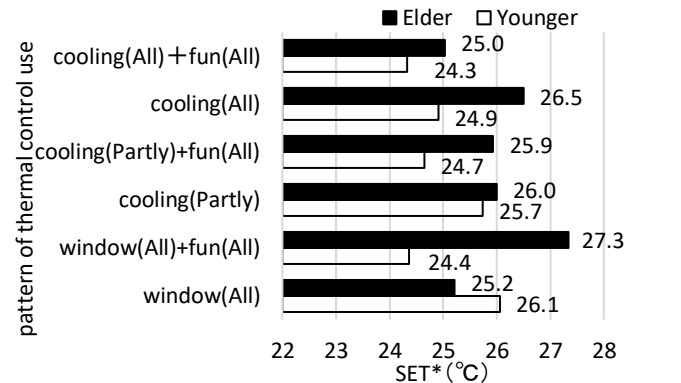


Fig. 10 Relationship between thermal control use and SET*

はない。

調節パターン別の SET* の平均値を図 9 に示す。SET* は「P6: 窓開放のみ」で高齢が 0.9℃低い ($p=0.027$) 以外は、「P2: 冷房全使用のみ」で高齢が 1.6℃ ($p=0.0004$)、「P3: 冷房一時使用+扇風機」で高齢が 1.3℃ ($p=0.0065$)、「P5: 窓開放+扇風機」で高齢が 3.0℃高い ($p<0.0001$)。

「半袖半ズボン」における温冷感別・年齢別の SET* の平均値を図 10 に示す。「G2: 涼しい側」のなかでは、SET* に年齢差はない一方で、「G1: 暑い側」のなかでは、高齢が若齢より SET* が約 1℃高い ($p=0.01$)。図は略すが「半袖長ズボン」では、「G1: 暑い側」と「G2: 涼しい側」のどちらも、SET* に年齢差はない。

以上より、同じ環境に対して高齢者は厚着である、また着衣量も含めた暑い環境に対して、高齢者は暑いと感じにくい、と言える。

3.7 睡眠の質

睡眠の質 (図 11) は、「IV: 疲労回復」が最も年齢差があり、高齢 51.1、若齢 48.4 である ($p<0.0001$)。ついで「I: 起床時眠気」で高齢 50.3、若齢 48.1 ($p=0.0002$)、OSA 総合で高齢 49.7、若齢 48.5 である ($p=0.013$)。中途覚醒に関しては、覚醒回数が高齢 1.75 回、若齢 1.61 回であり、「II: 入眠と睡眠維持」には年齢差がない。高齢者のほうが睡眠の質が高いと言える。中途覚醒が高齢者の睡眠維持得点を下げている可能性があるが、睡眠維持得点に年齢差をもたらすには至っていない。

温冷感と睡眠の質の関係を図 12 に示す。年齢差は「IV: 疲労回復」で最大で、「G1: 暑い側」で高齢 49.9、若齢 47.2 ($p=0.0064$)、「G2: 涼しい側」で高齢 51.8、若齢 49.0 ($p=0.0002$) である。「I: 起床時眠気」は、「G1: 暑

い側」で高齢 49.6、若齢 47.2 ($p=0.015$)、「G2:涼しい側」で高齢 50.7、若齢 48.6 ($p=0.0039$)、OSA 総合は、「G1:暑い側」で高齢 49.1、若齢 47.6 ($p=0.044$)、「G2:涼しい側」で高齢 50.1、若齢 49.1 ($p=0.082$)である。「II:入眠と睡眠維持」では Group 内の年齢差はない。温冷感に関わらず高齢が若齢より睡眠の質がよい、と言える。

高齢者のなかで G1:暑い側と G2:涼しい側の睡眠の質を比べると、「II:入眠と睡眠維持」と「IV:疲労回復」において、「G2:涼しい側」が「G1:暑い側」より睡眠の質が高い(II: $p=0.042$ 、IV: $p=0.05$)。

温熱環境調節行為と睡眠の質の関係(図 13)では、高齢は「P6:窓開放のみ」で OSA 得点が最もよく、「P1:冷房全時間+扇風機」で最も悪い。これらでは、高齢は「暑くも寒くもない」が多く、若齢は「やや涼しい」と「暑くも寒くもない」が多い。「P2:冷房全時間のみ」と「P6:窓開放のみ」においては高齢が若齢より 3 点以上高い。高齢者の温冷感は、P6 では「暑くも寒くもない」が多く、P1 では「やや涼しい」、「暑くも寒くもない」が多い。

4. 結論

大阪都市部の集合住宅居住者の 5 年にわたるのべ 178 人 953 晩の夏季の睡眠について、寝室の温熱環境測定と温熱環境調節パターンの 30 分間隔の申告記録、起床時における温熱感覚と睡眠の質の OSA 申告調査に基づいて、

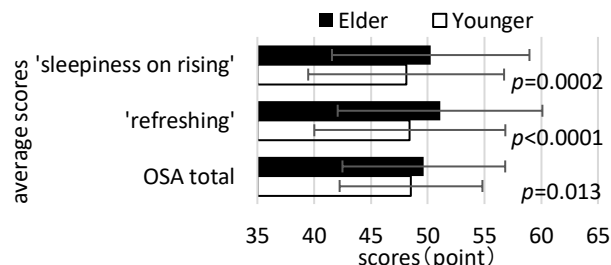


Fig. 11 The average of each OSA factor's scores

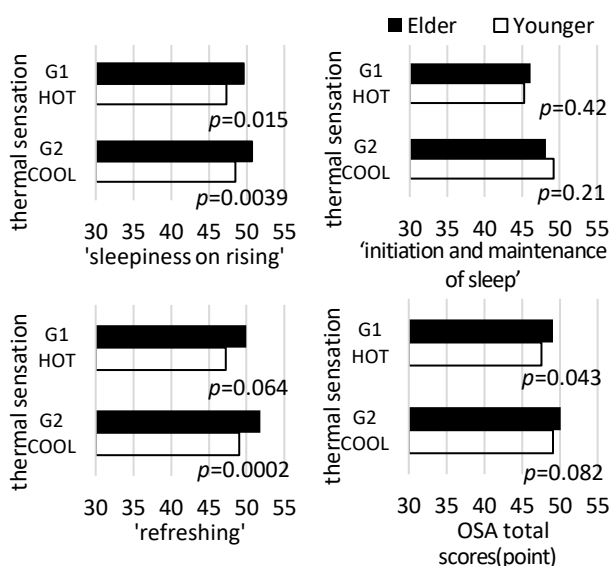


Fig. 12 Relationship between thermal sensation and the average of each OSA scores

65 歳で区切って高齢者と若齢者の睡眠を比較した。

その結果、1) 一晚平均 WBGT は若齢 26.4℃、高齢 26.9℃、2) 「寒さに強い」は若齢 21.5%、高齢 12.0%、3) 睡眠時の着衣量は若齢 0.30clo、高齢 0.35clo、4) 睡眠時の冷房使用時間率は若齢 57.4%、高齢 30.8%、通風利用時間率は若齢 32.4%、高齢 39.9%である、5) 睡眠時の WBGT は、温熱環境調節パターンのうち「冷房を全時間使用し、扇風機や通風を全く使用しない」場合に最も低く、若齢 25.0℃、高齢 25.4℃、「扇風機と通風を全時間使用し、冷房を全く使用しない」場合に最も高く若齢 28.7℃、高齢 29.2℃、6) OSA 総合得点(睡眠の質)は若齢 48.5 点、高齢 49.7 点、7) 高齢者の OSA 総合得点は、「通風を全時間使用し、冷房や扇風機を全く使用しない」場合に最も高く 52.0 点、「冷房を全時間使用し、扇風機や通風を全く使用しない」場合に最も低く 45.4 点であることを示した。

参考文献

- 1) 日本生気象学会：防ごう熱中症、pp.12、2009 年
 - 2) 中山裕介、梅宮典子、新井潤一郎、小林知広、橘良樹：住戸の熱的性能と睡眠の質の関係に冷房が及ぼす影響、日本建築学会大会梗概集、pp.345-346、2015 年
 - 3) 橘良樹、梅宮典子、新井潤一郎、小林知広、中山裕介：夏季における寝室の温熱環境、温熱感覚及び睡眠の質の関係 一大阪の賃貸集合住宅居住者を対照とした分析、平成 28 年度日本建築学会近畿支部研究報告集環境系第 56 号、pp.105-108、2016 年 6 月、2016 年
 - 4) 日本生気象学会：日常生活における熱中症予防指針、2013 年
- 謝辞 ダイキン工業新井潤一郎氏に謝意を表す

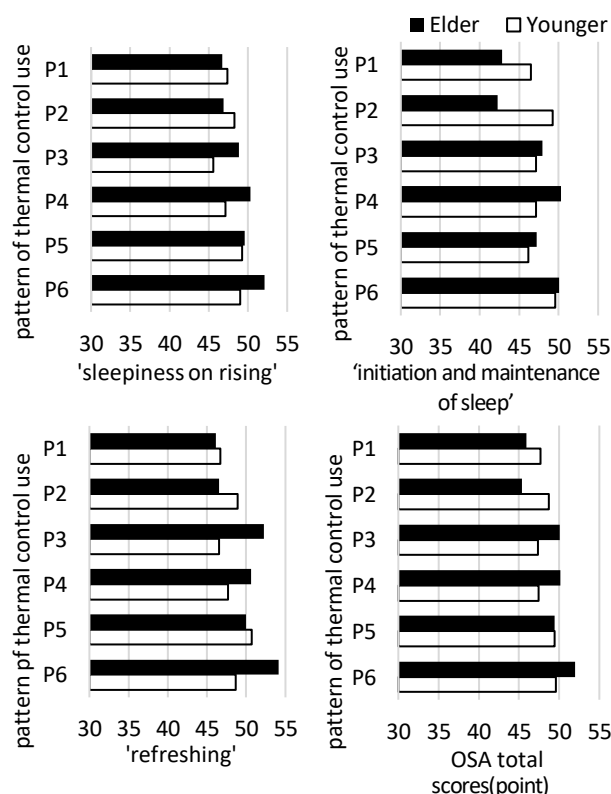


Fig. 13 The average of each OSA scores classified by thermal control use

夏季の寝室における温熱環境および温熱感覚と睡眠の質との関係の違い

Air-conditioning and natural ventilation relations to thermal environment, thermal sensation, and sleep quality in summer

○陳 宇 航 (大阪市立大学)

梅 宮 典 子 (大阪市立大学)

寺 尾 佳 恵 (大阪市立大学)

岸 本 嘉 彦 (大阪市立大学)

Yuhang CHEN*1 Noriko UMEMIYA *1 Kae TERAOKA *1 Yoshihiko KISHIMOTO*1

*1 Osaka City University

This survey compared thermal environments, thermal sensations, and sleep quality when using two thermal control patterns in summer bedrooms based on 104 respondents for a total of 565 nights for three years in collective housing in Osaka. 1) The relation between the 'TE', 'TS', and sleep quality in the bedroom during sleep is stronger in the case of "full time window opening" than that of "full time air conditioner". 2) Sleep maintenance factors are strongly related to thermal sensation. 3) Sleep quality is unrelated with the indoor thermal environment in the case of "full time" air conditioner use.

1. 目的と背景

夏季の寝室の温熱環境、温熱感覚、睡眠時の質について既往研究¹⁾では8月21日までの盛夏期、22日以降を残暑期として、盛夏期の「冷房のみ使用」126晩、「通風のみ使用」62晩、残暑期の「冷房のみ使用」23晩、「通風のみ使用」21晩について、1) 室内外温熱環境では睡眠時に「冷房のみ」は盛夏期と残暑期で差がなく、「通風のみ」は残暑期のほうが低い、2) 調節パターンによらず残暑期のほうが熱的受容度が低い、「冷房のみ」の発汗感、温熱感覚、睡眠の質は「冷房のみ」では残暑期のほうが高いが、「通風のみ」では残暑期のほうが低い、ことを示した。本報は8月7日までの前期、8日以降を後期に分けてデータ数を夏季の前後半で均等にし、「冷房のみ」と「通風のみ」について、寝室の温熱環境、温熱感覚、睡眠の質、および3者の関係について分析したので報告する。

2. 方法

大阪の集合住宅を対象に、2015年28人、2016年25人、2017年58人の居住者の協力を得て、寝室の温熱環境測定と睡眠他の申告調査を7日間実施した。冷房や扇風機の使用、窓開・閉、寝室の在室、睡眠時間帯については30分間隔で「冷房使用日誌」に記入し、毎朝起床時に前晩の睡眠の質や温熱感覚などを申告してもらった。

得られたのべ111戸111人ののべ717晩のうち、1) ストレスが「非常にあった」、2) 健康状態が「不良」、3) 睡眠が悪い側でかつ悪い理由が温熱環境以外、4) 2歳以下の子供と就寝する場合を除くと104戸565晩が残った。

3. 調査対象の構成

調査対象は男性43.7%、平均51.0歳(±13.6)、有職72.9%・

専業主婦10.7%・無職10.0%で、住戸は平均60.8㎡(±14.5)、居住階数は平均5.5階(±3.3)である。

4. 期間の定義

Fig.1に3年間の日別調査人数と日平均外気温²⁾の推移を示す。104人565晩から、睡眠時に一晩中冷房を使用し扇風機を使用せず窓を閉鎖した晩(以降「冷房」)151晩と、一晩中冷房と扇風機を使用せず窓を開放した晩(以降「通風」と略)77晩を抽出し、データ数がほぼ均等になる8月7日までの前期、8月8日以降を後期とした。前期は「冷房」77晩「通風」41晩、後期は「冷房」74晩「通風」36晩である。

5. 季節による比較

5.1 温熱環境 睡眠時の外気温熱環境は、冷房では前期と後期で差がない。通風では、平均・最高・最低外気温、平均絶対湿度は、前期 27.8°C(±1.09)・30.2°C(±7.31)・26.7°C(±1.05)、18.0g/kg(±1.16)、後期 25.4°C(±1.69)・26.8°C(±2.07)・24.6°C(±1.65)、16.5g/kg(±1.60)で、前期

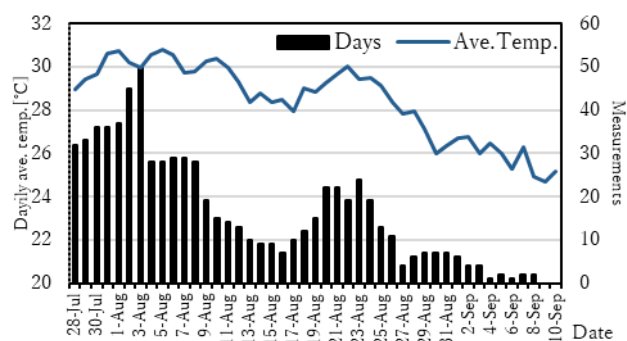


Fig.1 Daily survey num. and daily average outside temperature for 3 years

が高い ($p<.0001 \cdot =.0094 \cdot <.0001 \cdot <.0001$)。通風の外気相対湿度は、前期 76.1%(± 4.04)、後期 80.3%(± 8.15)で後期が高い($p=.0049$)。

睡眠時の寝室温熱環境は、冷房では前後期で差がない。通風では、気温・SET*・WBGT、絶対湿度の平均は前期 29.6°C(± 0.92)・27.7°C(± 1.33)・28.5°C(± 1.35)、17.9 g/kg(± 1.83)、後期 27.7°C(± 1.68)・25.7°C(± 2.12)・27.3°C(± 1.54)、16.5 g/kg(± 1.76)で前期が高い ($p<.0001 \cdot <.0001 \cdot .0006 \cdot .0012$)。クロ値は冷房で前期が高いが通風は前後期の差がない。

5.2 温熱感覚 冷房では、温冷感は、前期は「やや涼しい」が 30.7%、「暑くも涼しくもない」が 33.3%に対し、後期は「暑くも涼しくもない」が 59.2%と中立に集中する ($p=.0122$)。快適感前は前後期で差がない ($p=.2117, .4391$)。受容度は、後期に「我慢できなかった時があった」、「我慢できなかった」が多い ($p=.0241$)。発汗感は、後期に「かいた」が少ない($p=.0419$)。乾湿感前は前後期で差がない ($p=.4391$)。

通風では、温冷感は、前期は「暑くも涼しくもない」に集中し、後期は「やや涼しい」に分散して、後期が涼しい($p=.0068$)。熱的快適感と受容度は前後期で差がなく ($p=.3567 \cdot .3365$)、乾湿感は、後期が「やや乾いていた」11.8%、「乾いていた」2.9%で乾いている($p=.1180$)。発汗感は前後期で差がない($p=.3614$)。

5.3 睡眠の質 睡眠の質は OSA 睡眠評価法によった³⁾。冷房では、夢み因子のみ、後期が前期より高く ($p=.1333$)、OSA 総合、起床時眠気、睡眠維持、疲労回復、睡眠時間の因子は前後期で差がない。通風では、すべての OSA 得点に前後期の差がない。

5.4 冷房時における温熱環境や温熱感覚と睡眠の質との関係 (fig.2) 冷房では、温熱環境(SET*)と睡眠の質には関係はない。温熱感覚では、睡眠維持が前期に熱的快適感、発汗感と関係し($R^2=0.1116 \cdot 0.1068$)、後期に温冷感、乾湿感と関係するが ($R^2=0.1325 \cdot 0.1353$)、関係は弱い。

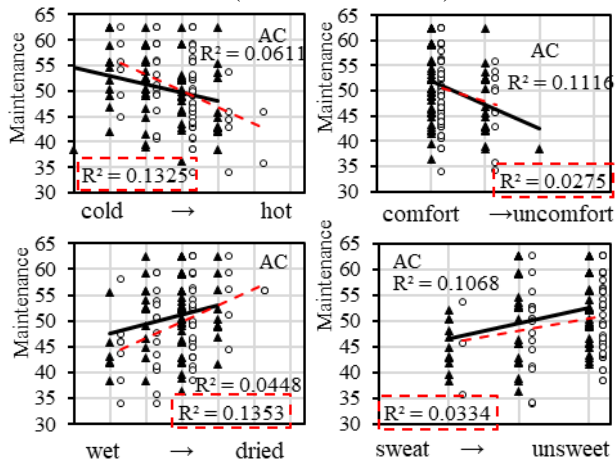


Fig.2 Thermal sensation and sleep quality (AC)

5.5 通風時における温熱環境や温熱感覚と睡眠の質との関係(fig.3,fig.4) 通風では、前期に SET*と睡眠の質に関係はなく、後期に睡眠維持($R^2=0.2052$)、睡眠時間因子($R^2=0.1572$)が SET*と関係する。SET*が高いほど睡眠維持が低く、睡眠時間因子が高い。睡眠時間因子では、特に低い SET*で得点が低い場合がある。

温冷感は、前期に OSA 総合、起床時眠気、維持、疲労回復と関係し($R^2=0.0916 \cdot 0.1207 \cdot 0.224 \cdot 0.1008$)、後期に維持、睡眠時間因子と関係する ($R^2=0.26 \cdot 0.0922$)。温冷感前は前後期とも睡眠維持因子と関係している。

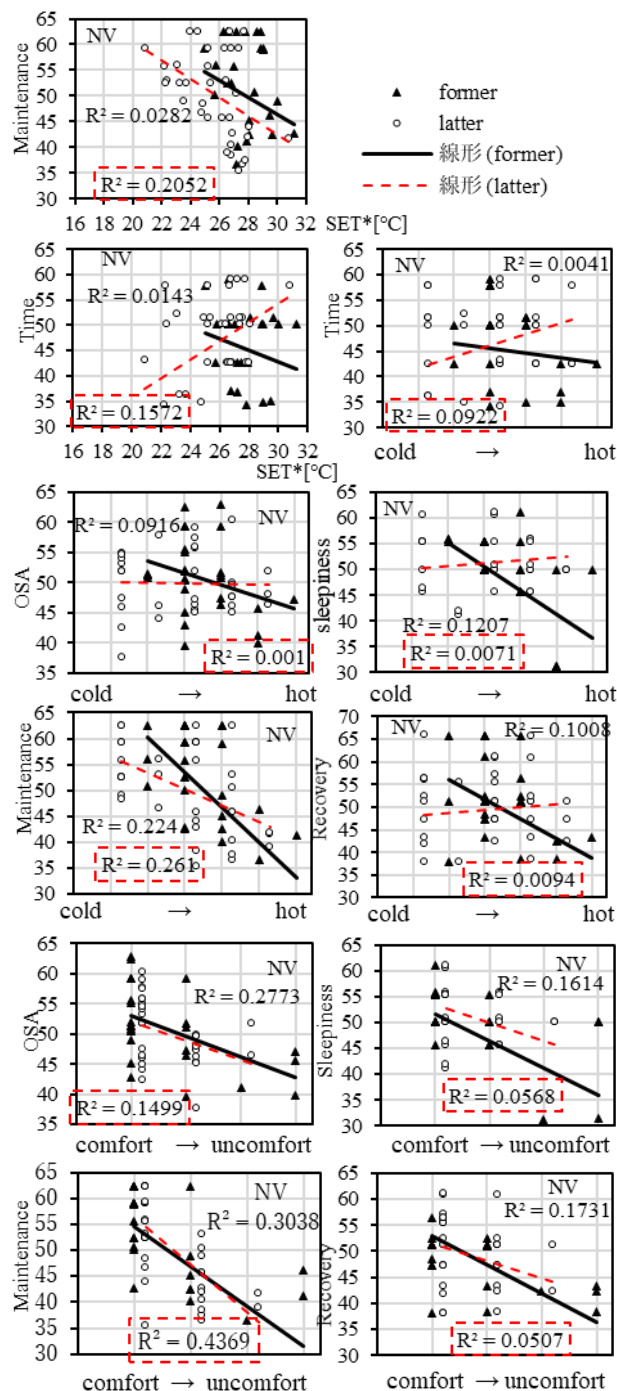


Fig.3 Thermal env., Thermal sens. and sleep quality (NV)

乾湿感は、前期に OSA 総合、維持、疲労と関係し、快適感は、前期に総合、眠気、維持、疲労と関係し($R^2=0.2773 \cdot 0.1614 \cdot 0.3038 \cdot 0.1731$)、後期に総合、維持と関係する($R^2=0.1499 \cdot 0.4369$)。熱的快適感も同様に、前後期とも維持と関係する($R^2=0.1261 \cdot 0.1529 \cdot 0.0968$)。発汗感は、前期に OSA 総合、眠気、維持、疲労と関係する($R^2=0.12 \cdot 0.22 \cdot 0.3068 \cdot 0.1012$)。後期は乾湿感は睡眠の質と関係しない。

6. 冷房と通風の比較 **6.1 温熱環境** 外気の平均・最高・最低気温、絶対湿度は、前期は冷房と通風で差がなく、後期は冷房が通風より高い($p<.0001 \cdot .0005 \cdot <.0001 \cdot .0029$)。外気相対湿度は、前後期とも冷房と通風で差がない(fig. 5)。寝室の温度、WBGT、SET*、絶対湿度は、前後期とも冷房が通風より低い(それぞれ $p<.0001$)。相対湿度は、前後期ともに冷房が通風より低い(前期 $p=.0003$, 後期 $<.0001$)。クロ値は、前期に冷房と通風で差がなく($p=.2368$)、後期に冷房が通風より低い($p=.0299$) (fig. 6)。 **6.2 温熱感覚**(fig. 7) 温冷感は、前期は冷房で「涼しい」、「やや涼しい」が多く、通風で「やや暑い」、「暑い」が多い($p=.0006$)、後期は、通風で「涼しい」、「やや暑い」が多い($p=.0003$)。快適感は、前期に冷房と通風で差がなく($p=.0609$)、後期に通風が「やや不快」、「不快」が冷房より多い($p=.0121$)。

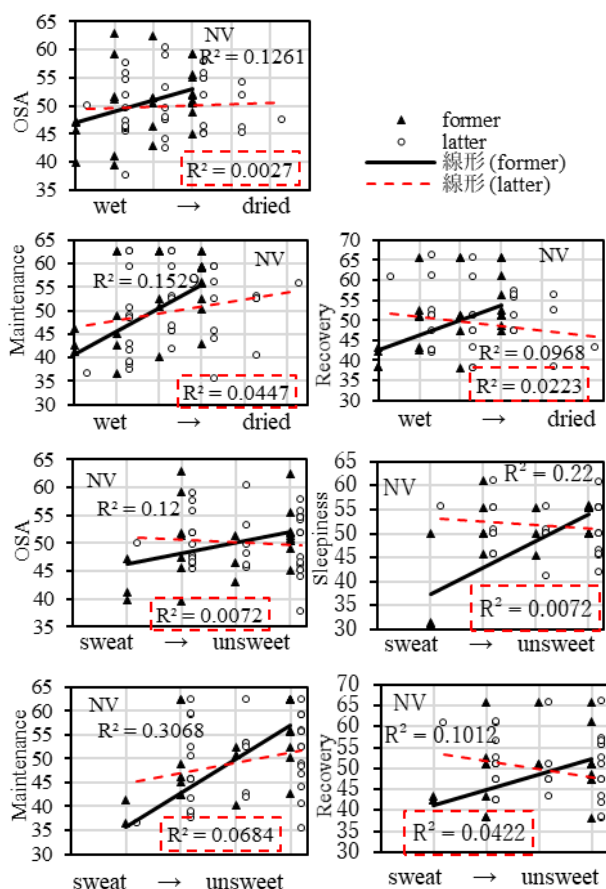


Fig.4 Relation between Thermal env./ Thermal sens. and sleep

通風は前期は「暑くも涼しくもない」に集中し冷房は後期は「暑も涼しくもない」に集中する。受容度は、前後期とも冷房と通風で差がない。乾湿感は、前後期とも冷房が「どちらともいえない」に集中し、通風が「非常に湿っている」、「湿っている」、「やや湿っている」が多い($p=.0004 \cdot .0072$)。発汗感は、前期に冷房より通風が「非常にかいた」、「かいた」が多く($p=.0134$)、後期に冷房より通風が「かいていない」が少ない($p<.0001$)。冷房が「通風」より乾いており、汗をかかない。 **6.3 睡眠の質** OSA 総合、維持、疲労と睡眠時間因子は前後期とも、冷房と通風で差がない。眠気は前期が冷房と通風で差がなく、後期は冷房 (49.3 ± 5.6) が通風 (51.2 ± 8.8) より低い差は弱い($p=.1829$)。睡眠時間因子は、前期は冷房と通風で

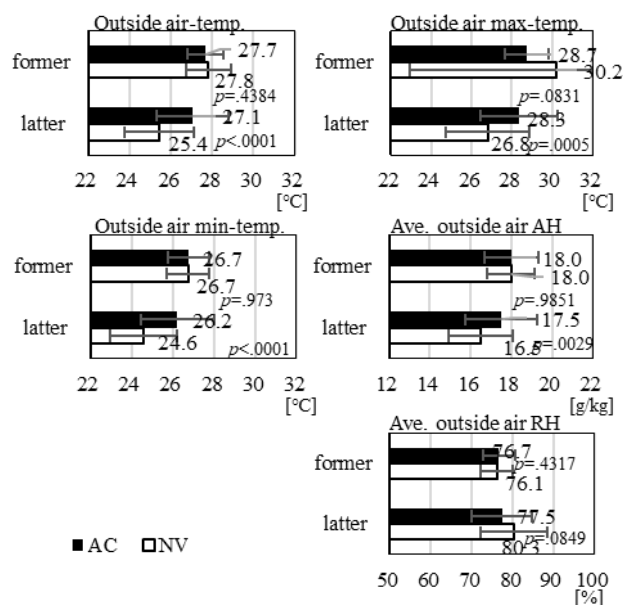


Fig.5 Comparison of Thermal env. on the outside

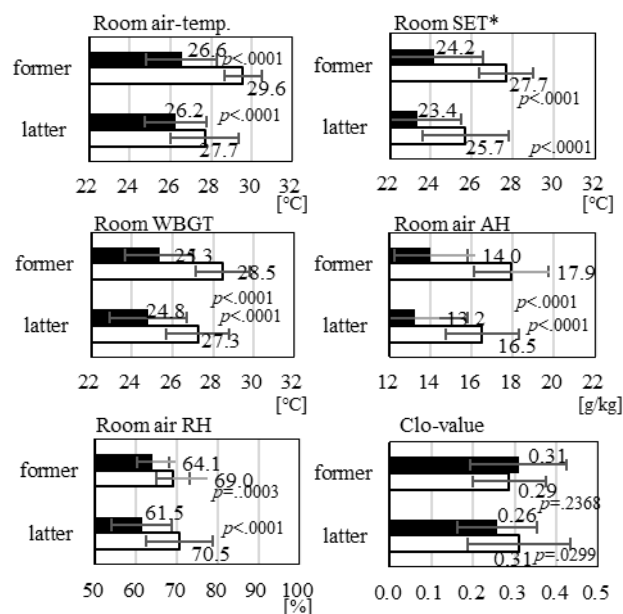
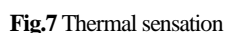
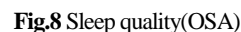


Fig.6 Comparison of Thermal env. in bedrooms

温冷感と睡眠の質の関係は、前期に冷房には関係せず、通風には OSA 総合、眠気、維持、疲労と関係する ($R^2=0.0916, 0.1207, 0.224, 0.1008$)、後期に冷房、通風とも



冷房は温熱感覚は維持因子以外の OSA と関係しないが、通風は前期に温冷感が暑く、快適感が不快、発汗感が多いほど、OSA 総合、眠気、疲労が悪く、乾湿感が湿っているほど、OSA 相互、疲労が悪い。通風は維持因子以外の OSA 得点（温冷感 $R^2=0.0916$ 、快適感 $R^2=0.2773$ 、発汗感 $R^2=0.12$ ）、眠気（温冷感 $R^2=0.1207$ 、快適感 $R^2=0.1614$ 、発汗感 $R^2=0.22$ ）、疲労（温冷感 $R^2=0.1008$ 、快適感 $R^2=0.1731$ 、発汗感 $R^2=0.1012$ ）と関係する。



1) 外気温熱環境は夏季後期は「冷房のみ使用」が「通風のみ使用」より高い、2) 寝室温熱環境は「冷房」では夏季の前後期で差がなく、前後期とも「冷房」が「通風」より低い、3) 「冷房」では、温冷感は前期が涼しく後期は中立、快適感には前後期で差がなく受容度は後期に悪い、4) 「通風」では、温冷感には前期は中立、後期が涼しく快適感や受容度は前後期で差がない、5) 「冷房」「通風」とも前後期で睡眠の質に差はない。6) 温冷感と快適感には前後期とも睡眠維持因子と関係、7) 睡眠の質は「冷房」と「通風」で同じ、8) 「冷房」ではSET*は睡眠の質と関係せず「通風」では前期に睡眠の質と関係せず、後期に睡眠維持因子と関係する、9) 快適感、発汗感には前期に、睡眠維持因子と関係し、「冷房」が「通風」より関係が弱い、などのことを示した。

参考文献 1) 陳宇航ほか：睡眠時の温熱環境、温熱感覚、および睡眠の質の盛夏期と残暑期の比較 建・近畿2019年 2) 気象庁 HP: <https://www.jma.go.jp/jma/index.html>, 3) 山本由華 史ほか：中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠調査票 (MA 票) の開発と標準化, 脳と精神の医学 10, pp.401-409, 1999 年

謝 辞 ダイキン工業新井潤一郎氏に謝意を表す

冷房・扇風機および自然通風の使用頻度にもとづく個人の類型化 —性別・年齢・職業および体質にもとづく個人類型との対応

People Classified According to Air Conditioner, Electric Fan, and Natural Ventilation Use Frequency – Correspondence to Classification based on Sex, Age, Occupation, and Constitution

○孫 琳 (大阪市立大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

遠藤 立城 (大阪市立大学)

渡部 麗杏 (大阪市立大学)

岸本 嘉彦 (大阪市立大学)

Lin SUN*

Noriko UMEMIYA*

Tatsuki ENDOU*

Reia WATABE*

Yoshihiko KISIMOTO*

* Osaka City University

Five questionnaire surveys were administered to Osaka residents during 2004–2014. 1) Respondents were classified according to their frequency of AC use, fan use, window opening, and cooling set temperature. 2) Cooling bills and characteristics of age, sex, occupation, and constitution of the respective classifications were clarified. 3) Correspondence to individual classification based on age, sex, occupation, and constitution in an earlier study were extracted. 3-a) People who are tolerant of heat and who have poor circulation do not use AC much. They often keep the window open during sleep, with the cooling temperature set as high. 3-b) Men who are intolerant of heat but tolerant of cold often use AC with the cooling set temperature set as low.

1. 背景と目的

近年の住宅におけるエアコン使用のパーソナル化を踏まえて、本研究は冷房使用者の性別・年齢・職業および体質を考慮し冷房、扇風機および通風の使用頻度にもとづいて、個人の類型化を行う。張ら¹⁾ (2015 年) は、2004 年から 2014 年にかけて実施した大阪の集合住宅居住者を対象とした 5 調査^{2) 3) 4) 5) 6)} のメタ解析をおこない、年齢・性別・職業および体質にもとづいて個人を類型化し、各類型の冷房、扇風機および自然通風の使用頻度の特徴を分析した。既報⁷⁾ では張らとは逆方向に冷房、扇風機および通風の使用頻度にもとづいて個人を類型化するにあたり、まず回答カテゴリーを調査の間で統合した。

本報はそれらのカテゴリーを用いて、1)冷房、扇風機および通風の使用頻度にもとづいて個人を類型化するとともに、2)性別・年齢・職業および体質にもとづく類型との対応を調べる。

2. 使用するデータ

5 つの調査は調査の目的は異なるがいずれも大阪市内およびその近郊に立地する集合住宅の居住者を対象にしている。合計 1616 人が対象である。

5 つの調査はいずれも基本属性、環境意識、住環境主観評価、住戸属性と温熱環境調節行為を尋ねている。冷房設定温度は上限と下限を訊き、平均を「冷房設定温度」、8 月と 5 月の電気料金の差を「冷房費」とする。

3. 冷房・扇風機および自然通風の使用頻度に基づく類型化

3.1 類型化の方法

回答者の類型化には、温熱環境調節行為として冷房、扇風機、日中と就寝中の窓開放の各主観的な頻度、および冷房設定温度の計 5 項目によりクラスター分類を行う。冷房と扇風機の使用頻度は調査 D, E は日中と就寝中を分けて訊いているが、他の調査に合わせ日中と就寝中のカテゴリーを統合する⁷⁾。

類型数 6~9 でクラスター分析した結果、類型数 8 が各類型の特徴が最もよく表れており最適数と判断した。類型 S4 は大きいため、就寝中の窓開放により「開けておくことが多い」の S4-1、「日によって異なる」の S4-2、「閉めておくことが多い」の S4-3 に分ける。

3.2 温熱調節行為の特徴

表 1 に類型 S1~S8 の温熱調節行為の度数分布を示す。例えば S1 は、冷房をあまり使わず、扇風機をよく使い、日中も就寝中も窓をよく開け、冷房設定温度が高い。S2 は、冷房をよく使い、日中も就寝中も窓をよく閉め、冷房設定温度が高い。S5 は、冷房をよく使い、扇風機をあまり使わず、日中も就寝中も窓をよく開ける。S8 は、冷房をよく使い、扇風機をあまり使わず、日中も就寝中も窓をよく閉め、冷房設定温度が低い、など、特徴が表れている。

3.3 冷房費の特徴 3.3.1 エアコン性能による冷房費の補正

5 つの調査は 2004 年から 2014 年にかけて実施されているが、エアコン性能は製造年により年々向上している

ため、5つの調査のあいだで冷房費の補正をおこなう。表2に、補正方法を示す。

ただし調査B、C、Dではエアコンの購入時期を訊いていない。購入時期を訊いた調査A、Eでは、製造年がそれぞれ調査時より平均6.6年、6.9年前であったことから、調査B、C、Dも同様とみなして、製造年を調査時の6年前と仮定する。

APF (JISC961) は、ある一定の条件の元にエアコンを運転した場合の消費電力1kW当たりの冷房、暖房の能力を表わすが、家庭用として標準的な冷房能力2.8kWクラス、省エネルギー型のエアコンの平均APFを各年のエアコン性能と仮定する。APFは1年間で必要な冷暖房能力総和を期間消費電力量で割った値であることから、表2のように、製造年の期間消費電力量⁸⁾から逆算してAPFを求めた。修正係数は調査Eの平均エアコン製造年である2008年を基準としている。冷房費は各調査の個々の冷房費にその調査年に対するエアコン平均製造年の修正係数をかけて、補正した。

3.3.2 補正前後の冷房費

図1に各類型の補正前後の冷房費の平均値を比較して示す。S5、S7、S8には調査年代が古い調査A、Bのデータが他の類型より多いため、補正による冷房費の変化が大きい。補正後の冷房費が最も高いのはS2とS7である。冷房費が最も低いのはS1であり、ついでS3も低い。

3.4 個人属性および体質の特徴 3.4.1 個人属性および体質の特徴

表3に各類型の個人属性の年齢・性別・職業および体質(暑さ耐性、寒さ耐性、風邪の引きやすさ、冷え性の程度)の分布を示す。図2に年齢の平均値と女性の割合、有職の割合、暑さに弱い割合を示す。基本属性として、年齢では、S3の平均年齢が52.0歳と最も高い。S5は平均年齢が48.0歳で、10代~40代が他より多い。S8は70代以上が他より少なく、平均年齢が47.3歳と最も若い。性別では、S4-2で女性が最も多く、69.4%を占める。女性が最も少ないのはS8で46.5%であり、ついでS7も女性が51.2%と少ない。職業では、有職者がS5で45.5%と最も少なく、S8で89.5%と最も多い。

体質のうち暑さ耐性では、S1、S3、S5は「暑さに強い」

Table.1 Frequency of Thermal Control Use

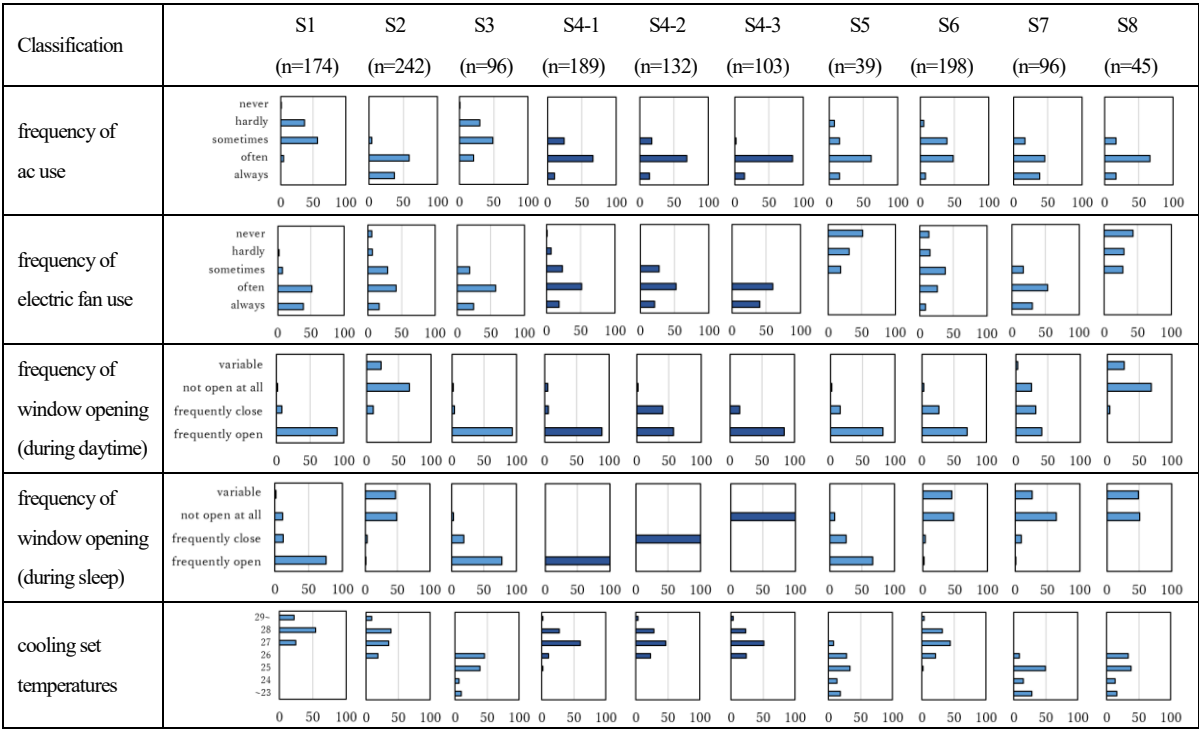
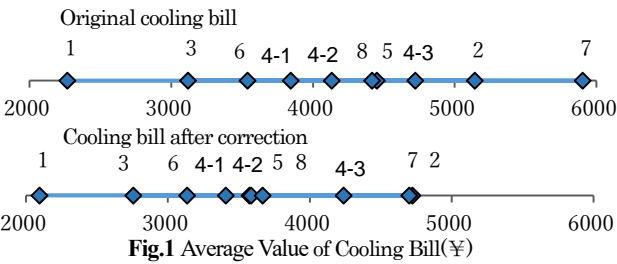


Table.2 Modification Method of Cooling Bill

survey	year	average manufacturing year	period power consumption(kWh/yr.)	APF	modification factor
A	200	1998	1159	4.84	1.35
B	200	2000	1017	5.51	1.19
C	201	2005	919	6.11	1.07
D	201	2006	882	6.36	1.03
E	201	2008	858	6.54	1



側が多く、S2、S7は暑さに弱い側が多い。寒さ耐性では、S5は寒さに強い側が最も多く、S4-3は寒さに強い側が少ない。風邪のひきやすさでは、S3とS5はあまり風邪をひかない側が多い。冷え性の傾向では、S1、S4-3は冷え性側が多く、S5、S7、S8は冷え性でない側が多い。

4. 性別・年齢・職業および体質にもとづく類型化

4.1 個人属性および体質の特徴

張ら¹⁾は性別、年齢、職業および体質にもとづいて回答者を7類型Z1～Z7に分類した。表4に7類型における個人属性および体質の分布を示す。類型Z1は暑さに強く寒さに強く、風邪を引きにくく冷え性でない男性、Z2は暑さに弱く寒さに弱く、風邪を引きやすく冷え性の女性、Z5は10代～60代、有職で、暑さに弱く寒さに強く、風邪を引きにくく冷え性でない男性が多い。

4.2 Zのタイプの温熱環境調節行為の特徴

表5にZ1～Z7の調節行為の分布と平均冷房費を示す。図3に冷房と扇風機の使用側率、窓開放側率、平均冷房設定温度を示す。使用側率は5段階の「非常によく使う」「よく使う」の合計、窓開放側率は4段階の「開けてお

くことが多い(開)」の割合とする。冷房使用側率はZ5が高くZ2、Z6が低い。扇風機使用側率はZ7が高くZ4が低い。窓は、Z1は日中「開」が、Z6は就寝中「開」が、Z3とZ4は日中就寝中とも「閉」が多い。設定温度は、Z2、Z6は27℃について28℃も多くそれぞれ27.3℃、27.2℃でZ5は26.7℃と低い。冷房費はZ7が低い。

5. 冷房・扇風機および自然通風の使用頻度にもとづく類型と性別・年齢・職業および体質に基づくタイプの対応

5.1 温熱調節行為の特徴が一致する類型

調節行為の特徴が一致するSとZのタイプの対応として、冷房をあまり使わず設定温度が高いS1とZ2、冷房をあまり使わず設定温度が高く就寝中窓開が多いS1とZ6、冷房をよく使い設定温度が低いS5、S7とZ5、冷房設定温度が低く日中も就寝中も窓を閉めるS8とZ3、Z4、扇風機を使わないS8とZ4、などがある。

5.2 個人属性および体質の特徴が一致する類型

暑さに強く冷え性があるS1とZ6、暑さ寒さに強く風邪を引きにくく冷え性がないS5とZ1、男性が多く暑さに弱く冷え性でないS7とZ5、10代～60代の有職の男性

Table.3 Frequency of Personal Attributes and Constitution

classification	S1	S2	S3	S4-1	S4-2	S4-3	S5	S6	S7	S8	total
Age											
Sex											
Occupation											
Heat-resistant											
Cold-resistant											
Catch a cold											
Bad circulation											

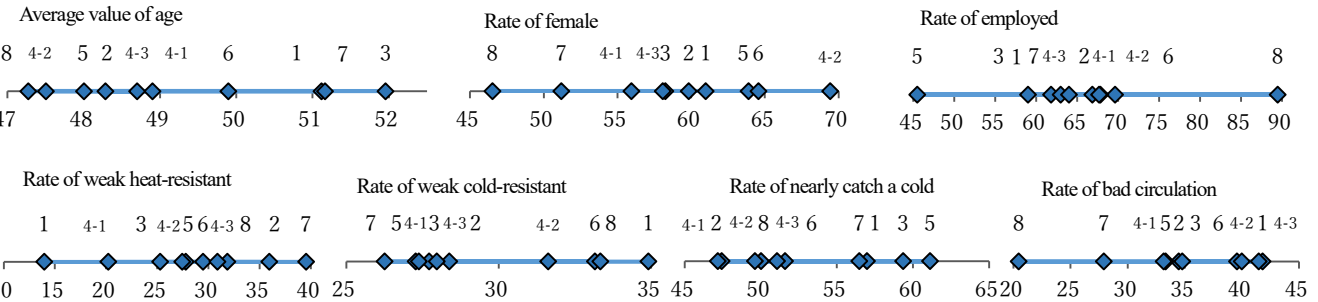


Fig.2 Personal Attributes and Constitution

が多く冷え性でないS8とZ5、などがある。

5.3 特徴が一致する類型

5.1と5.2の両方で特徴が一致するS1とZ6は冷房を使わず、就寝中に窓開が多く、暑さに強く冷え性、S7とZ5は冷房をよく使い、設定温度が低く、暑さに弱く、寒さに強く、男性の傾向がある。

6. まとめ

大阪の集合住宅を対象とする5調査でメタ解析をおこない、1)冷房、扇風機、通風の使用頻度と冷房設定温度にもとづきクラスター分析で個人を類型化、2)類型の冷房費と年齢、性別、職業、体質の特徴を把握、3)年齢、性

別、職業、体質にもとづく類型との対応を検討し、a)暑さに強く冷え性、冷房を使わず、就寝中窓開ける類型、b)暑さに弱く寒さに強く、冷え性でなく、冷房をよく使い設定温度が低い男性が多い類型など特徴が一致することを示した。

文 献 1)張冰ら：空衛・近畿、A-66、2015 2)林小勇ら：、建・近畿、第45号、2005 3)野村裕紀ら：空衛・近畿、A-1、2007 4)坂根達也ら：空衛・近畿論文集、A-65、2011 5)坂根達也ら：空衛・近畿論文集、A-63、2013 6)橘良樹ら：空衛・近畿論文集、2015 7)孫琳ら：空衛・近畿、A-54、2018 8)価格.com <https://kakaku.com/energy/aircon/>

Table.4 Frequency of Personal Attributes and Constitution (Zhang et al.,2015)

classification		Z1 (n=186)	Z2 (n=116)	Z3 (n=182)	Z4 (n=191)	Z5 (n=182)	Z6 (n=300)	Z7 (n=131)
Age	70's~	27.5	30.0	36.1	21.8	5.0	1.7	1.6
	50~60's	50.6	39.5	40	48.9	37.6	38.2	22.5
	10~40's	22.0	30.7	23.9	29.3	57.4	60.1	75.9
Sex	Female	9.0	39.5	37.0	36.0	15.5	38.0	78.7
	Male	51.0	10.5	13.0	54.0	84.5	2.0	21.3
Occupation	Unemployed	31.5	31.5	55.4	24.0	0	1.1	1.4
	Housewife	4.0	48.1	25.5	9.1	1.8	9.2	16.7
	Employed	64.5	20.6	20.8	66.4	98.2	89.7	81.9
Heat-resistant	Weak	0.6	45.2	57.5	45.5	34.4	4.7	3.1
	normal	53.0	54.4	42.0	54.4	80	67.2	51.2
	strong	46.4	0.9	0.6	2.7	5.6	28.1	45.7
Cold-resistant	weak	10.4	46.5	6.0	54.0	6.4	18.2	92.6
	normal	55.8	51.5	46.4	46.4	56.7	55.1	6.6
	strong	33.7	2.0	47.6	0.6	36.8	16.7	0.8
Catch a cold	Nearly	57.2	2.6	66.2	50.8	20.7	77.2	0.8
	normal	12.8	68.2	13.8	38.2	71.3	25.3	77.3
	often	0	29.0	0	0	8.4	0	26.4
Bad circulation	Not applied	76.4	5.3	57.5	7.3	74.3	8.7	16.2
	normal	20.9	29.8	35.4	42.4	25.7	31.7	25.4
	applied	2.2	64.9	7.2	50.3	0	59.6	58.5

Table.5 Frequency of Thermal Control Use (Zhang et al.,2015)

Classification		Z1	Z2	Z3	Z4	Z5	Z6	Z7	total
frequency of ac use	never	0	0	0	0	0	0	0	0
	hardly	0	0	0	0	0	0	0	0
	sometimes	0	0	0	0	0	0	0	0
	often	0	0	0	0	0	0	0	0
frequency of electric fan use	never	0	0	0	0	0	0	0	0
	hardly	0	0	0	0	0	0	0	0
	sometimes	0	0	0	0	0	0	0	0
	often	0	0	0	0	0	0	0	0
frequency of window opening (during daytime)	variable	0	0	0	0	0	0	0	0
	not open at all	0	0	0	0	0	0	0	0
	frequently close	0	0	0	0	0	0	0	0
	frequently open	0	0	0	0	0	0	0	0
frequency of window opening (during sleep)	variable	0	0	0	0	0	0	0	0
	not open at all	0	0	0	0	0	0	0	0
	frequently close	0	0	0	0	0	0	0	0
	frequently open	0	0	0	0	0	0	0	0
cooling set temperatures	29~	0	0	0	0	0	0	0	0
	28	0	0	0	0	0	0	0	0
	27	0	0	0	0	0	0	0	0
	26	0	0	0	0	0	0	0	0
cooling bill(¥)	3757	0	0	0	0	0	0	0	0
	3397	0	0	0	0	0	0	0	0
	3859	0	0	0	0	0	0	0	0
	3851	0	0	0	0	0	0	0	0
cooling bill(¥)	3480	0	0	0	0	0	0	0	0
	3457	0	0	0	0	0	0	0	0
	2724	0	0	0	0	0	0	0	0
	3533	0	0	0	0	0	0	0	0

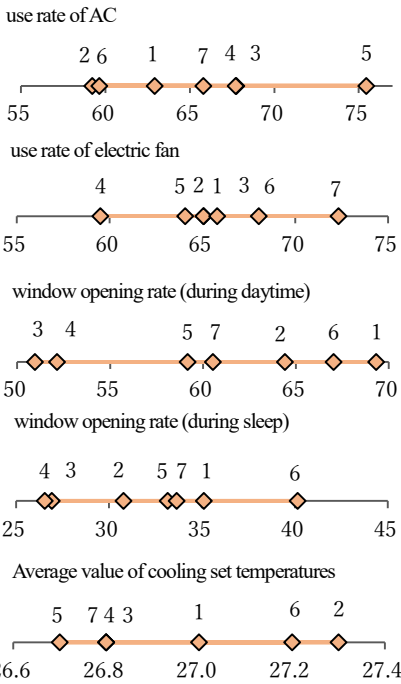


Fig.3 Thermal Control Use

(Zhang et.,2015)

熱中症発症リスクと冷房・通風の選択
Heatstroke Risk Relation to Air Conditioner and Natural Ventilation Choice

○渡部 麗杏 (大阪市立大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)

Reia WATABE*1 Noriko UMEMIYA*1

*1 Osaka City University

Proper selection of air conditioner (AC) and open window (WO) use must be shown to people to preserve thermal comfort and to prevent heatstroke. This study investigated heatstroke risks when choosing AC or WO to adjust the thermal environment, using AC and WO in a housing complex during summer-autumn in Osaka, Japan. Results show the following.

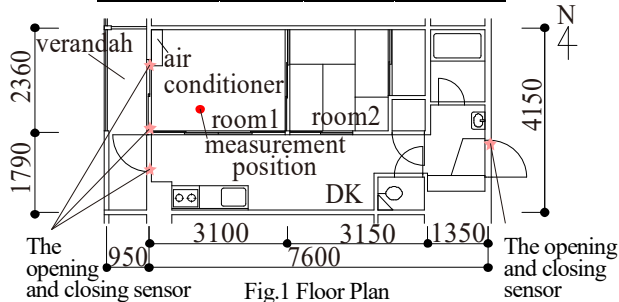
1) Outdoor WBGT differs from the Cooling season to the Late Cooling season when indoor WBGT is same when choosing AC. 2) Heatstroke risk is higher when using air conditioners than when using window opening in the Late Cooling season. 3) Indoor WBGT is determined irrespective of outdoor WBGT in the Cooling season.

1. 研究背景と目的

熱中症の発生場所は住居が 37.0%で最も多く^{文1)}、熱中症予防のために冷房を適切に使用することが一般に呼びかけられている。しかし、具体的な方法は明らかではない。大阪の集合住宅を対象とした調査では、起床中に 24.6%、就床中に 36.5%しか冷房を使用していない。経済的事情のほか、健康上の理由や熱的快適性から通風を選択する場合もあると考えられ、冷房と通風を適切に選択する方法を示す必要がある。既報^{文2)}では、20 秒間隔で測定した夏季における住宅の温熱環境、冷房使用、窓開放のデータを用いて、外気 WBGT から冷房使用率および窓開放率を推定できる可能性があることを示した。具体的には、1)外気 WBGT26℃以上で冷房使用率は約 55%、窓開放率は約 25%一定、2)窓開放率は外気が室内より 4℃低いときに最大、3)冷房使用率、窓開放率は各住戸の選択率の平均値に対する 1 標準偏差におおむね含まれる、などを明らかにした。本報は、調節行為を行っているときの熱中症発症リスクについて、1)調節行為別、2)季節別に分析し、3)内外 WBGT の関係の実態を明らかにしたので報告する。

Table.1 Classification of thermal control

		Cooling	
		Use	Not use
window	Open	AW	WO
	Close	AC	FR



2. 方法

大阪市内の 11 階建て集合住宅の同じ間取り、エアコン 1 台、居住者 1~2 人の 9 戸を対象に、20 秒間隔で温熱環境調節行為と温熱環境を測定した。測定位置を Fig.1 に示す。開口部の開・閉は、窓枠に添付したマグネットスイッチにより記録し、複数ある開口部のうち 1 つでも開の場合を「開放」、全て閉の場合を「閉鎖」と定義する。冷房使用・不使用は冷房吹出し温度と気温から、在・不在は玄関の開閉スイッチと照度、居住者へのヒアリングから判定した。本研究は調節行為を対象とすることから、在宅時のみを分析する。屋外環境は、住宅から西に 1.1 km 離れた屋上の気象観測システムの測定値を用いる。

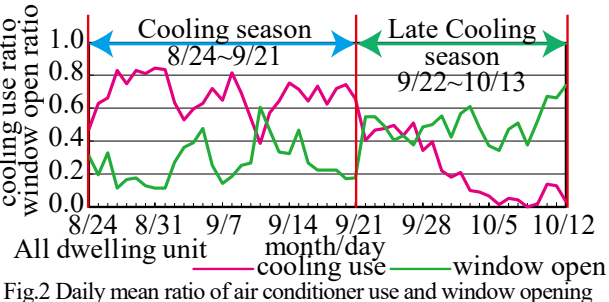
外気 WBGT(以降、外気)は(1)式^{文3)}から、室内 WBGT(室内)は生気象学会指針^{文4)}により気温と湿度から推定する。

$$WBGT = 0.735 \times T_a + 0.0374 \times RH + 0.00292 \times T_a \times RH + 7.619 \times SR - 4.557 \times SR^2 - 0.0572 \times WS - 4.064... (1)$$

T_a :気温(℃), RH :湿度(%), SR :日射量(kW/m²), WS :風速(m/s)

Fig.2 に示すように、冷房使用時間率の季節推移から、8/24~9/21 を冷房使用が盛んな冷房期(C)、9/22~10/13 を冷房使用が減少する冷房終了期(LC)に分けて分析する。

温熱環境調節行為は、Table.1 に示すように、冷房の使用・不使用と窓の開・閉の組み合わせから、AC(冷房使用)、AW(冷房使用かつ窓開放)、WO(窓開放)、FR(冷房不使用



かつ窓閉鎖)の4分類とする。

3. 調節行為の出現状況

各住戸の在宅時のデータを全住戸で合計し、その時の WBGT によって 1K 刻みの階級に分類し、各階級における選択率の分布を Fig.3~4 に示す。例えば横軸 20℃ は 20℃ 台の階級を示す。以下、階級に占める各調節行為の割合を AC、AW、WO、FR と呼ぶ。また、WBGT の出現頻度 3% 以上の範囲のみを対象とする。

3.1 冷房期の調節行為(Fig.3)

(1)室内 WBGT AC が WBGT に応じて単調に変化するのに対して、WO は WBGT の変化に応じて単調に変化するのではなく、25℃ で極大値 23.2% をとり、26℃ で 18.4% に減少し、28℃ で 26.6% に増加する。AW は、WBGT による変化が小さい。FR は 22~27℃ のとき 2.2~24.5% に増加、28℃ で 16.9% に減少する。

(2)外気 WBGT AC、WO は WBGT に応じて単調に変化するのではなく、AC は 25℃ に極大値 67.4%、27℃ に極小値 59.2% をとり、WO は 24℃ に極小値 12.4%、27℃ に極大値 21.9% をとる。一方で AW と FR は WBGT による変化が小さい。

3.2 冷房終了期の調節行為(Fig.4)

(1)室内 WBGT WBGT が高いと AC は高く、WO は低い。AW は 21℃ で 8.1% だが、22℃ 以上で 3% 未満である。FR は 24℃ で最大値 41.9% をとる。

(2)外気 WBGT WBGT が高いと AC は高いが、WO は大きく変化しない。AW は WBGT に関わらず 4% 未満である。FR は、WBGT が高いと低い。

以上から、冷房期と冷房終了期では、同じ WBGT 値でも調節行為の選択率が異なる。それぞれの階級で、適切な調節行為を選択しているのか、内外 WBGT の関係と調節行為選択中の熱中症リスクに着目し考察する。以降、

AC、WO 選択中の内外温熱環境の関係について分析した。

4. 調節行為選択時の室内温熱環境

Fig.5 に室内 WBGT の出現率を行為別に示す。25℃ 以上から「警戒」とされるので^{文4}熱中症リスクが高いとする。

(1)冷房期 室内 25℃ 以上の出現率は、AC 選択中は 57.6%、WO 選択中は 78.4% である。すなわち冷房期では、冷房時よりも通風時の方が、熱中症リスクが高い。

(2)冷房終了期 室内 25℃ 以上の出現率は、AC 選択中は 70.8%、WO 選択中は 31.3% である。すなわち冷房終了期では、冷房時よりも通風時の方が、熱中症リスクが低い。

住戸別に室内 WBGT の出現率を算出すると、9 住戸中 5 住戸において冷房終了期における冷房時の熱中症リスクは、通風時より高い(図略)。さらにそのうち 3 住戸において冷房時の熱中症警戒域以上は約 90% を占めている。冷房終了期においては、冷房時の方が通風時より熱中症リスクが高い実態が明らかとなった。

5. 調節行為の日内変動

本研究では、冷房使用・不使用と窓開閉を 20 秒間隔で記録しているため、AC や WO には過渡状態の温熱環境も含まれる。そこで、日内の生活行為によっても生じる過渡状態が多い時間帯を検討する。Fig.6 は、在宅率、内外 WBGT、および調節行為選択率の 1 分間平均値の日内変動を 9 住戸平均で算出し、季節別に示す。季節間では在宅率に大きな違いはない。

(1)冷房期 9 住戸合計の在宅率が 90% 以上となる 0~6 時では、外気が低下し、AC、WO いずれも増加する。在宅率が 50% 以下となる 10~17 時では、AC が増加し、室内が低下する。17 時以降、外気は低下するが、AC は増加する。

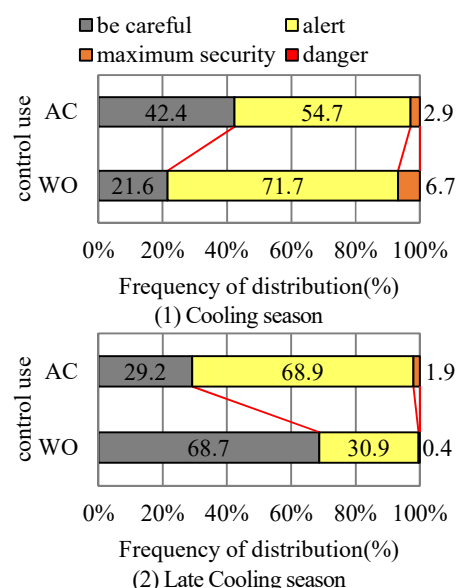
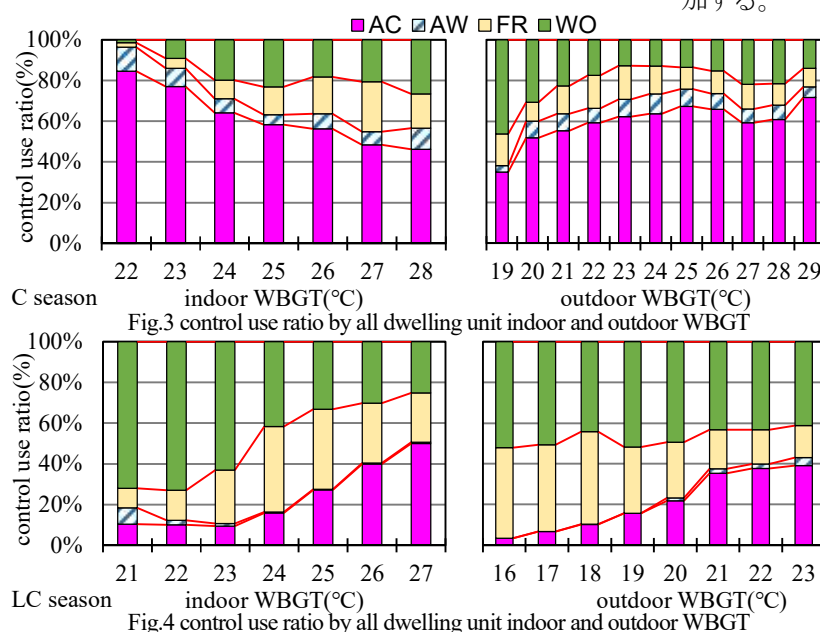


Fig.5 Frequency of distribution (%) indoor WBGT

(2)冷房終了期 9 住戸合計の在宅率が 90%以上となる 0～6 時では、外気が低下し、AC、WO は減少する。外気が 13 時 53 分に最大値 23.5℃をとり、以降低下すると、WO が増加し、AC は減少する。しかし、冷房期と同様に 17 時以降 9 住戸合計の在宅率が上昇すると外気は低下するが AC は増加する。

以上により、在宅率が 90%以上となる時間帯では、外気に応じて変化していると考えられるが、在宅率が減少し始める 6 時や 17 時前後の AC や WO は、生活行為に伴って生起する過渡状態のものが多いと考えられる。

6. 室内 WBGT の出現状況

5. にもとづいて、在宅率が下がり始める 6 時の前後 1 時間と、在宅率が上がり始める 17 時の前後 1 時間を除いた時間帯は生起した調節行為が一定時間継続し、室内温熱環境が安定していると仮定する。1℃刻みにした室内の出現頻度を Fig.7 に示す。

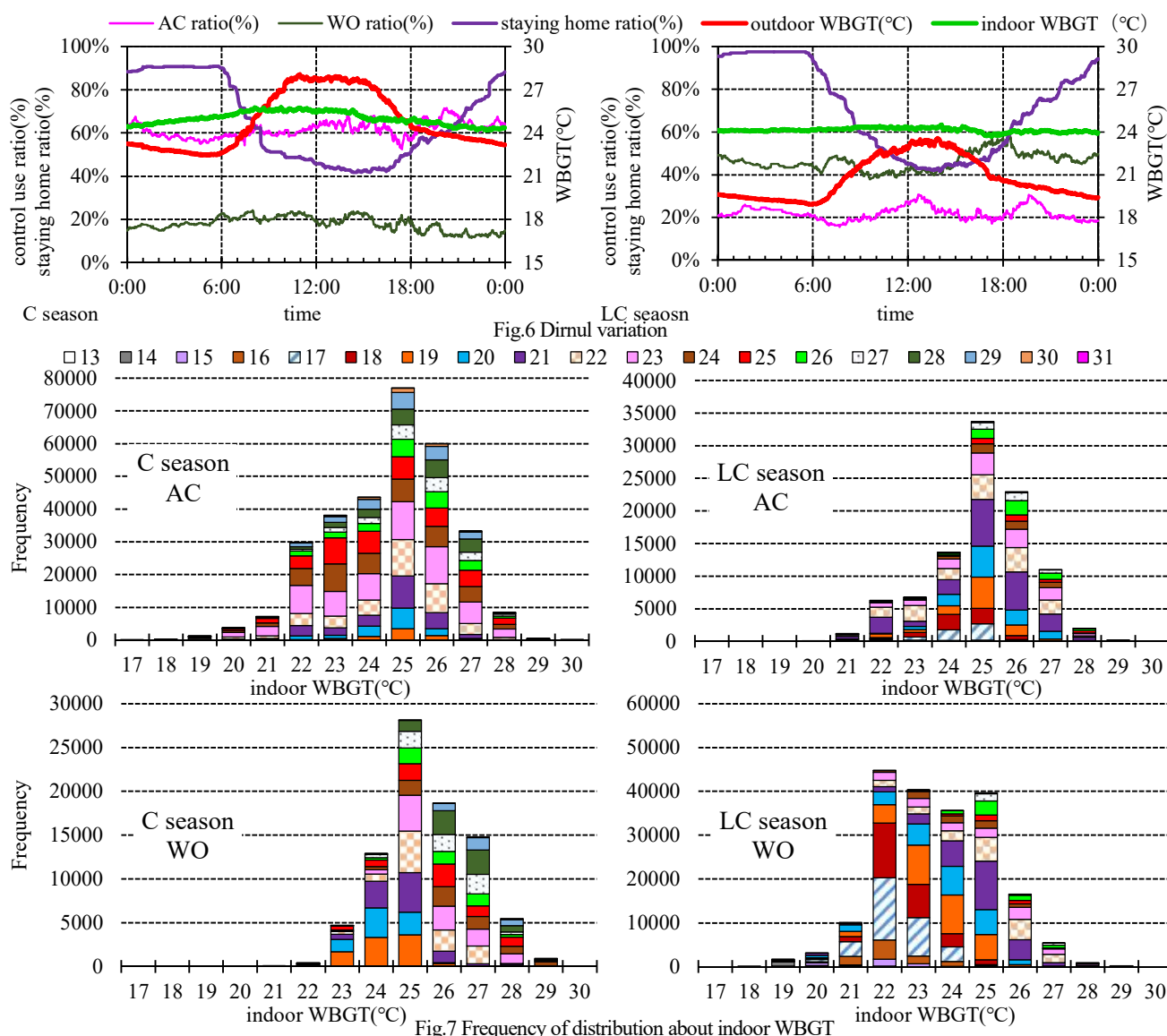
(1)AC 選択中 冷房期も冷房終了期も室内の出現頻度 3%以上は 22～27℃である。WBGT の平均値は、冷房期

は、室内、外気ともに 24.6℃、冷房終了期は、室内 25.0℃、外気 21.9℃である。室内 25℃において、外気 25℃以上が占める割合は、冷房期は 36.3%、冷房終了期は 10.2%である。室内 22～24℃においては、外気 25℃以上が占める割合は、冷房期では約 30%、冷房終了期では 10%未満である。同じ室内でも冷房終了期の方が外気は低く、冷房使用中でも外気より室内の方が高い傾向がある。

(2)WO 選択中 出現頻度 3%以上の範囲は、冷房期が 23～28℃、冷房終了期が 21～27℃である。WBGT の平均値は、冷房期は、室内 25.5℃、外気 24.0℃、冷房終了期は、室内 23.6℃、外気 20.3℃である。冷房期では、室内 23～24℃で、約 10%が室内より外気が高い。一方で、冷房終了期では、室内より外気の方が低い。同じ室内でも、冷房終了期の方が外気は低い。

7. 内外温熱環境の関係

調節行為別に内外 WBGT の関係を箱ひげ図で示し、平均値に対する 1 次回帰式を算出する。ただし、WBGT の出現頻度 3%以上の範囲のみを対象として考察する。



7.1 室内 WBGT に対する外気

(1)AC 選択中 Fig.8 に内外 WBGT の関係を示す。冷房期、冷房終了期いずれも、平均値 $\pm 2\sim 3^{\circ}\text{C}$ の範囲にある。Fig.12 に平均値に対する 1 次回帰式を示す。回帰式と決定係数は、冷房期は、 $y=0.183x+19.6$ 、 $R^2=0.59$ 、冷房終了期は、 $y=0.322x+13.5$ 、 $R^2=0.52$ である。回帰式の変数を比較すると、室内に対する外気の変化は、冷房期は冷房終了期より小さい、と言える。

(2)WO 選択中 Fig.9 に内外 WBGT の関係を示す。冷房期は、室内が低いと外気も低く、各階級の平均値 $\pm 2\sim 3^{\circ}\text{C}$ の範囲である。冷房終了期も同様に、室内が低いと外気も低く、各階級の平均値 $\pm 1\sim 3^{\circ}\text{C}$ の範囲である。平均値に対する 1 次回帰式を Fig.12 に示す。回帰式と決定係数は、冷房期は、 $y=1.1x-4.2$ 、 $R^2=0.92$ 、冷房終了期は、 $y=0.98x-2.8$ 、 $R^2=0.97$ である。室内が 1°C 上昇すると外気は、冷房期は約 4.2°C 、冷房終了期は約 2.8°C 上昇する。

7.2 外気 WBGT に対する室内

(1)AC 選択中 Fig.10 に内外 WBGT の関係を示す。冷房期は、外気に関係なく、室内は約 $25\pm 1.2\sim 2.0^{\circ}\text{C}$ の範囲にある。冷房終了期は、外気に関係なく、室内は約 $25\pm 0.9\sim 1.7^{\circ}\text{C}$ の範囲にある。以上から、冷房期も冷房終了期も、外気に関係なく、室内は約 $25\pm 1\sim 2^{\circ}\text{C}$ の範囲にあると言える。平均値に対する 1 次回帰式を Fig.13 に示す。

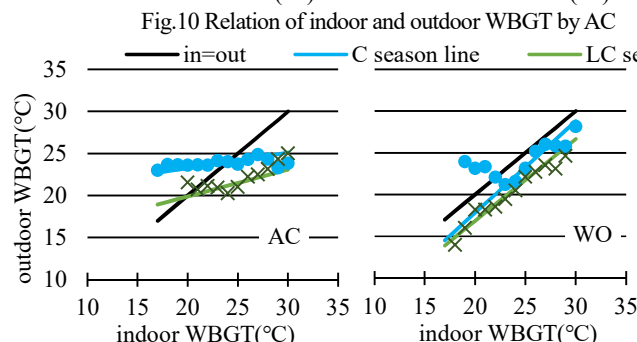
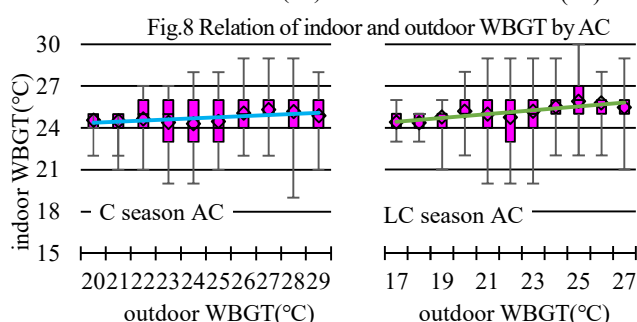
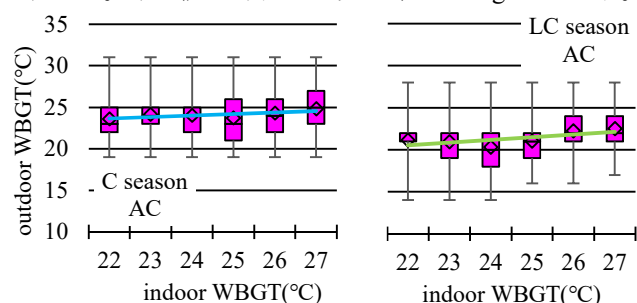


Fig.12 Relation of indoor and outdoor WBGT

回帰式と決定係数は、冷房期は、 $y=0.079x+22.8$ 、 $R^2=0.46$ 、冷房終了期は、 $y=0.138x+22.1$ 、 $R^2=0.78$ である。回帰式の変数を比較すると、外気に対する室内の変化は、冷房期は冷房終了期より小さい。

(2)WO 選択中 Fig.11 に内外 WBGT の関係を示す。外気が上昇すると室内も高い。平均値に対する 1 次回帰式を Fig.13 に示す。回帰式と決定係数は、冷房期は、 $y=0.24x+19.8$ 、 $R^2=0.85$ 、冷房終了期は、 $y=0.316x+17.3$ 、 $R^2=0.86$ である。外気に関わらず室内は、冷房期は平均値 $\pm 0.8\sim 1.4^{\circ}\text{C}$ の範囲にあり、冷房終了期は、平均値 $\pm 0.9\sim 1.8^{\circ}\text{C}$ の範囲にある。WO では、同じ外気 WBGT に対して、室内は冷房期より冷房終了期の方が低いと言える。

8. 結論

1)冷房終了期では、冷房時の方が通風時より熱中症リスクが高い、2)冷房終了期では、冷房使用中、外気より室内の方が高い、3)冷房使用中、冷房期と冷房終了期の室内 WBGT は、外気 WBGT に関わらず、約 $25\pm 1\sim 2^{\circ}\text{C}$ だが、冷房期の方が、外気に関係なく、室内が決まる。

参考文献 1) 総務省消防庁 HP, <https://www.fdma.go.jp/> 2020 年 1 月 7 日閲覧 2) 渡部ら：空・衛・近, A-49, 2019 年 3 月 3) 小野ら：日生気誌, 50(4), 144-157, 2014 年 4) 日本生気象学会：日常生活における熱中症予防指針, 2012 年

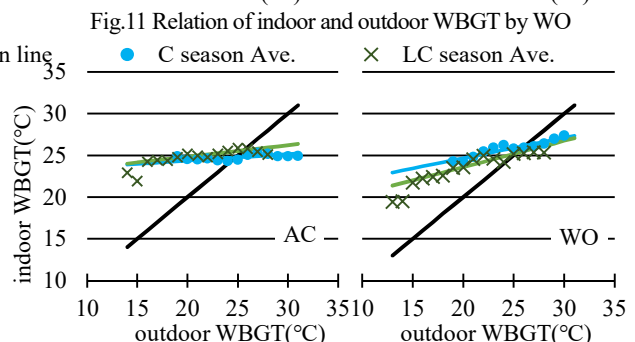
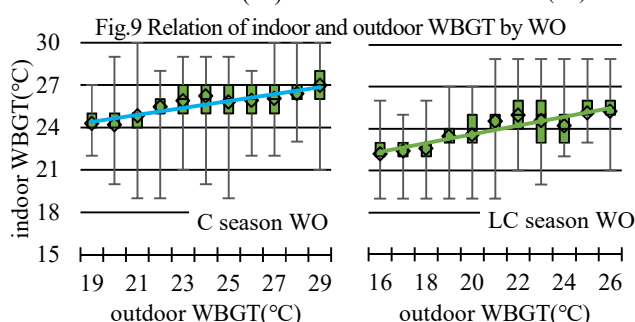
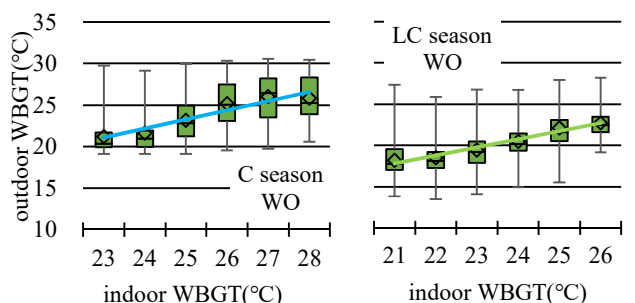


Fig.13 Relation of indoor and outdoor WBGT

屋外暑熱環境下での日陰による熱ストレス軽減効果の評価

Evaluation of Thermal Stress Reduction Effect by Shady Spot Arrangement under Hot Environment

○中 拓真 (大阪府大) 千種 成尚 (大阪府大) 歌門 林蔵 (大阪府大)
吉田 篤正 (大阪府大) 木下 進一 (大阪府大)

Takuma NAKA*1 Narihisa CHIGUSA*1 Rinzo KAMON*1 Atsumasa YOSHIDA*1 Shinichi KINOSHITA*1
*1 Osaka Prefecture University

The effects of shade on the thermal stress on the human are evaluated by subject experiments and numerical calculation with human model. In order to receive the shade effect, it was found that not only the solar shading but also the reduction of infrared radiation was important. From the results of the subject experiments, physiological responses corresponding to heat stress are confirmed, but there are also cases in which the thermal sensation did not match the thermal stress. The effect of time allocation under the same load was evaluated from human thermal model. The result was that the longer the interval between the application of heat stress, the greater the heat release from the human body.

1. はじめに

ヒートアイランド現象により、都市域では熱環境の悪化が報告されている。都市での気温上昇は睡眠障害や熱中症などの健康被害の増加も報告されている。ヒートアイランド現象への対策としていくつかの適応策が検討されている。適応策とは起こった現象に対する調整策であり、日除けやミスト冷却などが挙げられる。夏季の屋外における人体への熱負荷は日射による負荷が支配的であり、日射を遮る日除けを用いることで人体への熱負荷が低減できると考えられる。

本研究では夏季の屋外において被験者実験を実施し、日陰が人体に与える影響を評価した。また、人体熱モデルを用いた数値解析によって、周囲の熱環境が人体に与える熱ストレスについて検討した。

2. 被験者実験

2.1 実験方法および実験場所

被験者周囲の環境条件の測定項目として、気温、湿度、風速、日射量、赤外放射量、日除け温度、日除け下の地表温度、日向の地表面温度、黒球温度を測定した。日射量及び赤外放射量は日向の6方向(上下東西南北)と日陰の上下及び左右方向を測定した。環境条件の測定間隔は5秒とした。被験者の生理量の測定項目は皮膚温度(額、上腕、手甲、腹、大腿、下腿、足甲)、深部温度(直腸)、心拍数、血圧、呼吸代謝量、血流量、体重変化量とした。皮膚温度、深部温度はサーミスタを用いて10秒間隔で測定した。また、心拍数、最高血圧、最低血圧は5分毎、呼吸代謝量は実験開始後5分間測定を行った。血流量は指先

の血流量を1秒毎に測定した。体重変化量は実験前後及びステップの変化前に測定した。

被験者はTシャツ、半ズボン、サンダルを着用し、着衣量は0.3clo程度とした。温冷感 -3 (非常に寒い)~ 0 (中立)~ $+3$ (非常に暑い)を線形尺度で3分毎に申告させた。被験者は21歳から25歳の健康な男子学生13人を対象とした。測定は大阪府立大学中百舌鳥キャンパス内の建物中庭のウッドデッキで実施し、別途測定を行いウッドデッキの日射反射率は0.16、赤外放射率は0.88であった。測定期間は2019年の7月から9月の延べ6日の10時から14時に行った。測定は原則同時に2人の被験者で最大3回実験を行った。

被験者は実験場所に移動する1時間前から控室に安静状態にし、食事及び行動の制限を行った。また、被験者は当日の食事を控え、安静中に水分を300g摂取した。控室の室温は 26°C となるように空調を設定した。安静後、被験者の体重及び衣服の重量を測定し、実験用の衣服に着替えた。生理量の測定機器を被験者に取り付け、控室から移動する直前に温冷感を記入した後、実験場所に移動した。この時の移動時間は3分程度であった。移動後、5分程度で生理量の測定機器の調整を行い、実験を開始した。

実験プロトコルを図1に示す。実験開始後30分間を日陰、その後18分間日向に移動し、その後9分毎に日陰と日向を移動した。実験は75分間とした。実験プロトコルの目的として以下の3つが挙げられる。1つは実験開始30分間日陰に立位安静状態にすることによって、屋外環境への順化と定常状態における熱ストレスの評価を行うこと。2つは日陰の後に18分間日向にいることによって、

日陰から日向へのステップ変化の影響を熱ストレスから評価する。最後は9分毎に日陰と日向を移動することによって繰り返し負荷を与えた場合の熱ストレスを評価する。日陰はふく射環境の異なる日除け下と建物の陰で与えた。日除けの大きさは1.8m×2.4m×1.6mのものを2つ用いて、被験者と測定機器に分けて設置した。日除けの日射反射率、日射透過率は別途測定を行い、それぞれ0.26, 0.23であった。建物の陰は4階建ての建物の陰であり、建物から3m、日向から2m程度離れた位置で行った。

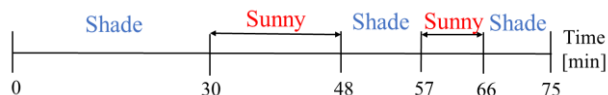


Fig.1 Protocol of subject experiment

2.2 評価方法

人体の熱ストレスを評価するために深部温度、人体の熱収支、温冷感を評価する。深部温度は熱中症の指標のひとつとして知られている。温冷感は感覚量としての熱ストレスを評価する。また、人体の熱収支は人体と周囲の環境とのふく射、顕熱、潜熱の各輸送成分を算出する。代謝量、機械的仕事を考慮した人体における正味の熱流束を人体熱負荷量 $^{[1]}F_{load}$ として式(1)で定義した。

$$F_{load} = M - W - R_{net} - C - E \quad (1)$$

ここで、 R_{net} は正味ふく射量、 C は顕熱損失量であり、呼吸顕熱損失および皮膚からの顕熱損失を考慮している。また、 E は潜熱損失量であり、呼吸中に含まれる水分による潜熱損失、不感蒸泄熱、また発汗による潜熱損失を考慮している。実験前後の体重変化を総発汗量とした。実験は立位安静状態で行ったため、代謝量 M は 80W/m^2 、機械仕事量 W は0とした。

2.3 実験結果

測定日における気温、湿度、風速はそれぞれ $34^{\circ}\text{C}\sim 35^{\circ}\text{C}$ 、 $42\%\sim 48\%$ 、 $0.8\text{m/s}\sim 1.2\text{m/s}$ であり、環境条件は同じとみなせる。日向及び日陰でのふく射束を図2に示す。全日射量は日向から日陰に移動することによって大きく低減した。日除け下では建物の陰に比べて日除けの透過日射による増分が認められる。上空からの大気放射は日向と建物の陰では同程度となった。しかし、日除け下では日除けによる赤外放射の影響から、建物の陰に比べて赤外放射が大きくなった。地面からの赤外放射は地表面温度に依存する。従って、建物の陰は日除け下に比べてふく射負荷が小さい。

それぞれの日陰における平均皮膚温度及び深部温度の

経時変化を図3に示す。実験開始30分間に関して、平均皮膚温度については日陰の種類に関わらず概ね定常状態になっていることがわかる。日陰の種類によって有意な差があることが確認された。これはふく射負荷の違いによると考えられる。深部温度については日陰の種類による差がなく、どちらも上昇の傾向を続けている。平均皮膚温度は定常になっている一方で、深部温度は上昇を続けていることから、人体への蓄熱が続いていると考えられる。発汗量は日陰の種類によって差が確認でき、30分間の発汗量はそれぞれ $63\pm 12\text{g}$ 、 $139\pm 44\text{g}$ であった。以上のことより実験開始30分後の人体熱負荷量を算出した。熱収支の各成分と人体熱負荷量を図4に示す。ただし、人体からの赤外放射算出に用いた皮膚温度は実験値の平均を用いた。ふく射負荷は建物の陰と日除け下の間で差が確認された。先述したように、日射負荷については日除けの透過日射、赤外負荷については日除けの赤外放射の影響が大きいと考えられる。また、潜熱損失について

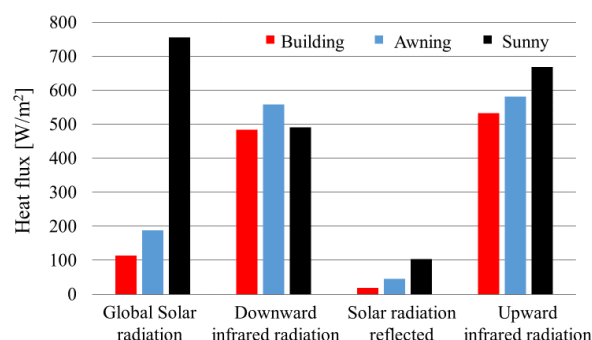


Fig.2 Radiation environment for each shade

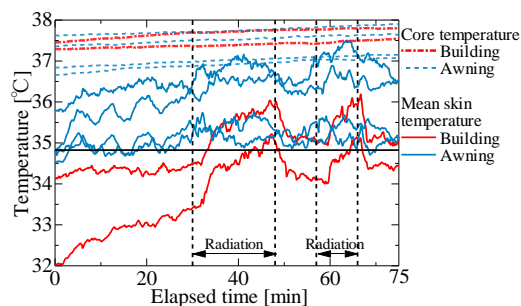


Fig.3 Mean skin and core temperature

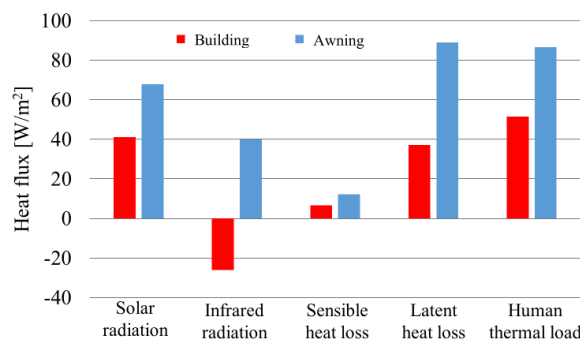


Fig.4 Human thermal load and its component

は発汗量の違いから日除け下のほうが大きく放熱を行っていたものの、総合的な人体熱負荷量においては潜熱損失でふく射負荷を補うまでには至らなかった。これは蓄熱について日除け下の方が建物の陰に比べて大きいことを表しているほか、放熱についてはほとんど潜熱損失しか寄与していないことを示している。

建物の陰から日向へ移動した場合は上昇することが確認された。日除け下から日向に移動した場合は平均皮膚温度の上昇が小さかった。日除け下ではふく射負荷が大きく皮膚温度が高く、日向に移動してもその上昇幅が小さかった。深部温度は実験開始 30 分間と同様に日向に移動しても上昇を続けていた。

累計発汗量の変化を図 5 に示す。深部温度については日除け下では、日陰及び日向に関わらず上昇を続けた。一方で、建物の陰では日向から日陰への移動により深部温度の上昇が抑制された。発汗速度は建物の陰から日向への移動で大きく上昇した。つまり、熱ストレスに対応して変化していることがわかる。一方で、日除け下から日向への移動では発汗速度の上昇が建物の陰に比べて小さい。日除け下から日向への移動に伴った生理量の変化が小さく、繰り返しふく射負荷を与えた場合についても同様であった。日陰を建物の陰と日除け下とした場合で発汗による体重減少に有意な差が確認できた。

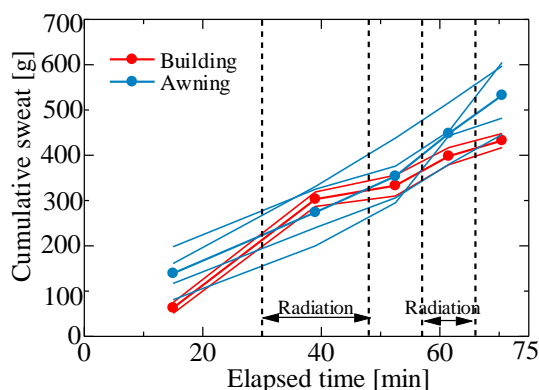


Fig.5 Cumulative sweat

血流に関する測定値として、心拍数の経時変化を図 6 に示す。細線は各被験者、太線は平均の変化量である。血流量の増加は皮膚温度を上昇させ、熱ストレスを軽減するために顕熱損失を促進する。日向や日陰の種類に関わらず心拍数は上昇している。これは血流量の増加を表し、熱ストレスの増加が認められる。

感覚量としての熱ストレスを確認するために指先の血流量の変化率と温冷感平均の経時変化をそれぞれ図 7, 8 に示す。指先の血流量は自律神経を表しているといわれる。本実験での指先の血流量はほとんどの被験者について日向に移動すると指先の血流量が減少し、日陰に移動

すると増加する傾向が確認できた。このことから、人体の潜在的な感覚としては日向で熱ストレスを感じ、日陰で熱ストレスが軽減できていることがわかる。これは日陰の種類によるものではなかった。温冷感の実験開始 30 分間の状態では建物の陰と日除け下で差が確認できた。これは人体熱負荷量とは対応しているが、深部温度の傾向とは対応できていない。既往研究^[1]では定常状態における温冷感と人体熱負荷量に相関があることが確認されている。しかし、日向に移動して以降は日陰の種類で人体熱負荷量に差が有るにもかかわらず、温冷感に有意な差は確認できなかった。非定常状態における温冷感は自律神経と対応していると考えられる。

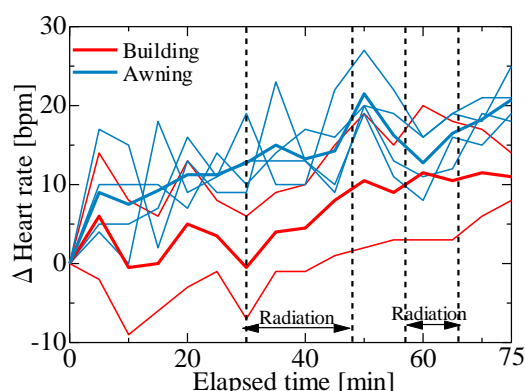


Fig.6 Heart rate change

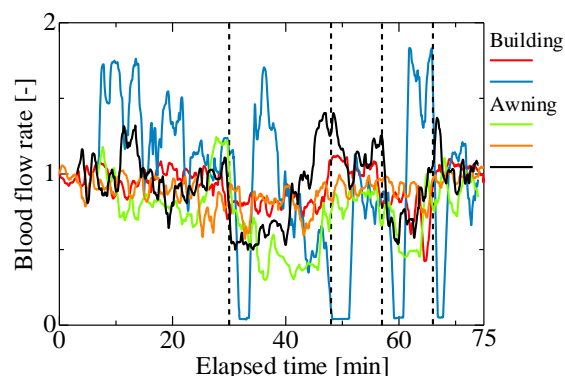


Fig.7 Change rate of blood flow at fingertip

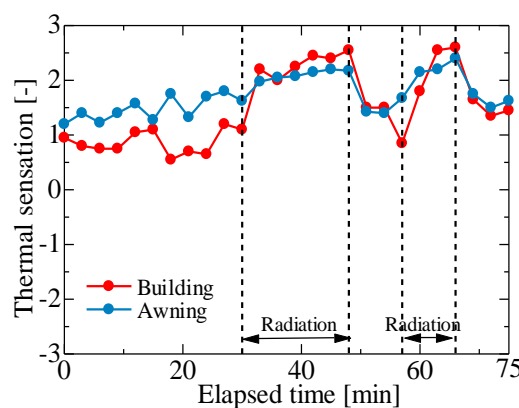


Fig.8 Thermal sensation

3. 数値計算

3.1 計算概要

本研究では非定常状態における同一負荷での時間配分が人体の熱ストレスに与える影響を評価した。使用した人体熱モデルは65 Multi node model^[2]とした。65MNモデルは人体を16の部位に分割し、それぞれを4層に分けたモデルである。それぞれの部位について熱計算を行うことで、部位ごとの温度について評価することができる。入力値は身長、体重、代謝量、着衣量、気温、湿度、風速、放射温度である。着衣量は半袖、半ズボンを想定し、放射温度は人体の各部位に一樣に与えるものとする。

3.2 計算条件及び結果

初期条件として身長170cm、体重70kg、代謝量1.2met、湿度50%、風速1.0m/sを与え、計算時間は120minとした。定常状態における平均放射温度が熱ストレスに与える影響を確認するために深部温度を求めた。気温は25℃、30℃、35℃とした。図9にその結果を示す。同時に潜熱損失量も図示した。気温の上昇に伴って平均放射温度が深部温度に与える影響が大きくなった。発汗による熱損失も平均放射温度、気温の上昇に伴い増大することが確認された。ただし、気温25℃の場合にみられる深部温度の変曲点は閾値の設定によるものである。

次に気温30℃、平均放射温度40℃の条件で120分間計算した後、30分間を日陰、30分間を日向の想定をした環境で計算を行った。日陰及び日向の平均放射温度はそれぞれ40℃、60℃とした。これは測定値に基づいた数値である。このときの総負荷を同一とした人体への熱ストレスを調べるために、日向と日陰の移動間隔が与える影響を算出した。移動間隔を30分、15分、10分、1分の4パターンとした。

深部温度、累計潜熱損失量をそれぞれ図10、11に示す。深部温度は移動間隔の長い30分で最も高かった。深部温度を上げないようにするためには短い時間での移動が重要であることがわかる。人体の収支に大きな影響がある潜熱損失は日向と日陰の移動間隔に応じて増加している。深部温度の上昇が潜熱損失に影響を与えている。滞在時間が長いと深部温度が上昇し、放熱量が増加する。しかし、移動時間間隔を変えることによる放熱量の差は小さく、熱ストレスを十分に解消するに至らなかった。

4. 結言

ふく射負荷を遮るためには日射を遮るだけでなく、赤外放射量の低下も効果的であった。深部温度の上昇、発汗量の増加傾向から本研究で対象とした日除けによる熱ストレス軽減は十分ではなかった。人体熱モデルの計算から、発汗による放熱が十分でなかったため、深部温度の上

昇を抑えることができず、日向、日陰の移動間隔を短くすることで深部温度の上昇を小さくすることができた。

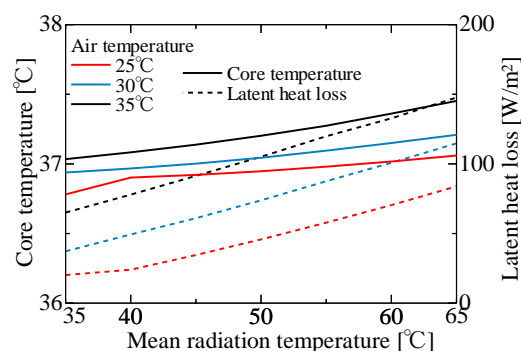


Fig.9 Effect of core temperature and latent heat loss on mean radiation temperature and air temperature

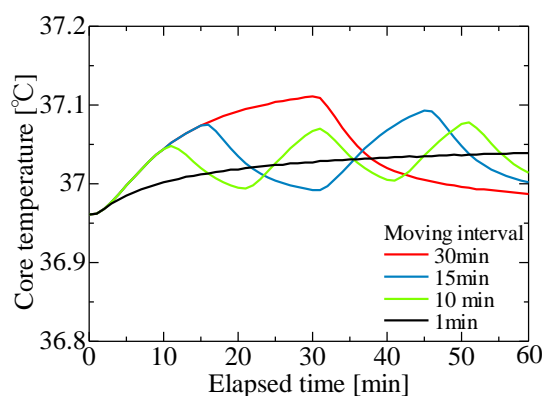


Fig.10 Core temperature vs. moving interval

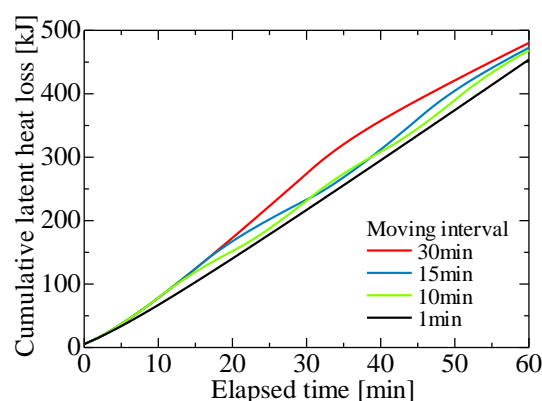


Fig.11 Cumulative latent heat loss vs. moving interval

参考文献

- (1)島崎康弘他2名, 人体熱負荷量に基づく温熱快適性指標の提案, 冷凍空調学会論文集, 26, [1], 2009, 113-120
- (2)田辺新一, 中野惇太, 小林弘造;「温熱環境評価のための65分割体温調節モデルに関する研究」, 2001, Vol.66, pp.9-16

数値モデルにおける屋外空間の人体熱負荷の評価

-中庭空間における放射の影響-

Evaluation of Human Thermal Load in Outdoor Space by Numerical Model

-Effect of Radiation in Courtyard Space-

○瀬川 紘生 (大阪府立大学)

安田 龍介 (大阪府立大学)

吉田 篤正 (大阪府立大学)

Hiroki SEGAWA*1 Ryusuke YASUDA*1 Atsumasa YOSHIDA*1

*1 Osaka Prefecture University

The thermal load on a human body in a courtyard surrounded by building walls in midsummer conditions was analyzed by a numerical model. The variation of solar and infrared radiations and physiological responses in the test field estimated by the model were compared with the results of field observations and subjective experiments. Thermal loads at several points in the test field were evaluated by the model. The result suggests that the thermal load is determined largely by the instantaneous thermal environment but physiological history is also important.

1. はじめに

ヒートアイランド対策として適応策や緩和策を考える際、それが人体に対する夏季の熱負荷軽減にどの程度効果的かを事前に評価することは、住民の健康被害を防止し快適な市民生活を確保する上で重要である。

市街地の屋外空間においては、気温や風の時間変化のみならず、特に晴天時の日中は建物の日向と日陰が時間的に変化しながら交錯し、天空からの直達日射・散乱日射・赤外放射、およびそれにより温められた地表面や建物壁面からの赤外放射が多重反射過程を経て人体に入射する。これらの放射が人体への熱負荷に及ぼす寄与は大きい。したがって屋外空間にいる人体に加わる熱負荷は、熱的環境が一定である室内空間の場合とは異なり、非一様性と非定常性を含めた評価が必要となる。

本研究では屋外の暑熱環境を把握するツールとして、建物壁面に囲まれた中庭状の屋外空間を対象に、放射場を解析する数値モデルを作成するとともに、人体の生理応答を解析する数値モデルを組み合わせ、人体熱負荷の評価を試みた。まず、放射場モデルにより得られた日射・赤外放射・表面温度を既往の野外観測値と比較した。次に、野外観測で得られた環境要素を人体モデルに入力し、出力された生理応答を既往の被験者実験結果と比較した。最後に、放射場モデルの解析結果を人体モデルに入力し、時間的に変化する暑熱環境下における人体熱負荷の評価を行った。

2. 数値モデルの概要

2.1 放射場モデル

対象空間は市街地でも適応できるよう建物の反射のある場を考える。モデルは周りがコンクリート壁で囲まれ、上面からのみ日射が入射するとする。

上部を天空面、底部を地表面、側方4面を壁面で囲まれた直方体の空間を対象とする。天空面は厚みのない面であり、日射は完全透過、赤外放射に対しては黒体とする。天空面を除く各面を微小面素に分割し、各面素については深さ方向に1次元の熱伝導を考える。壁面は単一部材（コンクリート）で有限厚さを持ち、底部（室内側）の温度は一定とする。地表面は上からウッドデッキ、空気、コンクリートの三層構造であり、空気層では熱伝導のみで対流熱伝達はなく、空気層を挟むウッドデッキ面とコンクリートの面の間では赤外放射による熱交換を考慮する。地層最深部（コンクリート）の温度は一定とする。

面素表面は乾燥状態と仮定して潜熱は考慮せず、正味放射・顕熱・内部伝導の間での熱収支を考えた。天空面において Bouguer の式と Berlage の式^[1]により、それぞれ時刻に応じた法線面直達日射量と水平面天空日射量を与え、また、設定した天空温度に応じた赤外放射を割り当てる。各面素では、太陽入射角と天空面への形態係数により直接寄与を求めるとともに、Gebhart の吸収係数^[2]を用いて面素間の多重反射成分の寄与を算定する。

2.2 人体モデル

人体モデルは Gagge ら^[3]の2ノードモデルを用いた。2ノードモデルでは人体を皮膚層と深部層の2層に分けて扱っており、環境要素として気温・風速・放射温度、人体要素として身長・体重・代謝量を入力し、平均皮

膚温度・深部温度・人体熱負荷量等の人体の生理応答量
を出力する。人体熱負荷量 S [W/m²] は式(1)で定義され、
人体は S が正のとき蓄熱し、負のとき放熱する。

$$S = M - W + R_{net} - C - E$$

(1)

ここで、 M [W/m²]は代謝量、 W [W/m²]は機械的仕事量、
 R_{net} [W/m²]は正味ふく射熱量、 C [W/m²]は顕熱損失量、
 E [W/m²]は潜熱損失量である。

2.3 計算条件

計算領域を図 1 に示す。x 軸方向に 46 m、y 軸方向に 22 m、z 軸方向に 15 m の直方体空間を考え、各面を 1 m×1 m の格子に区切った。ただし、天空は 46 m × 22 m の 1 つの面として扱っている。x 軸は北から反時計回りに 45 度傾いている。壁の厚さは 0.6 m とし、ウッドデッキの厚さは 0.025 m、その下の空気層は 0.475 m、最下部のコンクリート層は 0.6 m とした。コンクリート層最深部の温度は 25 °C (一定) とした。

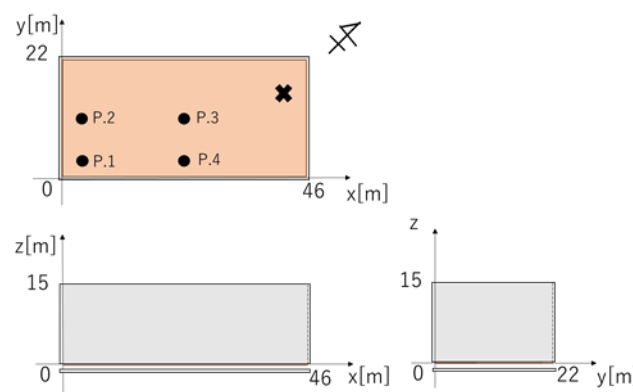


Fig.1 Calculation model

モデルで用いたコンクリートとウッドデッキの物性値
を表 1 に示す。天空面の日射透過率は 1、赤外放射率は 1
としている。

Table1 The physical property value

	Concrete	Wood deck
Short wave reflection [-]	0.600	0.156
Long wave emissivity [-]	0.90	0.95
Specific heat [J/kgK]	1000	1394
Thermal conductivity [W/mK]	2.3	0.098
Density [kg/m ³]	2400	597

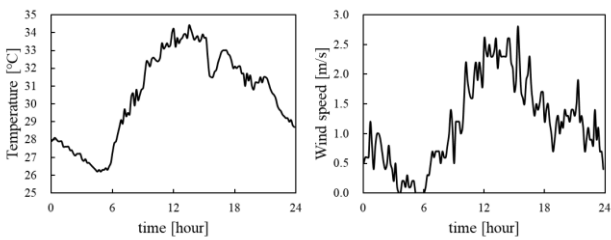


Fig.2 Air temperature Fig.3 Wind speed

解析対象日は夏季晴天日であり既往の野外観測データ
がある 2019 年 8 月 1 日とした。初期条件および計算条件
を表 2 に示す。初期条件の影響を極力除くため、同日の
気象条件を用いて 48 時間の予備計算を行った後、72 時
間目までのデータを解析に用いた。気温、風速はモデル
で計算しておらず、同日の堺アメダスの観測値 (図 2、図
3) を用いた。

Table2 Initial condition and calculation condition

Start time	7:00:00
Time step [s]	10
Total simulation time [hour]	72
Initial temperature of wall [°C]	25
Initial temperature of sky [°C]	25

3. 実測値との比較

3.1 野外観測と被験者実験の概要

モデルの妥当性を検証するため、実験値との比較を行
った。

気象要素は全天日射量及び地面からの反射日射、大気
からの放射量を含んだ短波放射と壁面、地面からの放射
量からなる長波放射を、長短波放射計を用いて地面から
1[m]の高さで日向と日かげで上向き、下向きの方向で測
定している。また、日向においては東西南北の方向も同様
に測定した。風速は超音波風速計により測定した。気温及
び湿度は放射よけ通風管に設置した温湿度測定器で測定
し、黒球温度は黒球温度計で測定した。

人体の生理量の測定については、皮膚温度及び深部温
度はサーミスタで測定した。ただし、皮膚温度は額、上
腕、手甲、腹、大腿、下腿、足甲の 7 点を測定し、深部
温度は直腸で測定した。7 部位の測定に重みがけをした
Hardy-Dubois の 7 点法⁴⁾による平均皮膚温を算出した。

3.2 放射場

上下方向に入射する日射量、東西南北の各面に入射す
る日射量を図 4 に示す。図の左側が実験値で右側がモデ
ル値である。

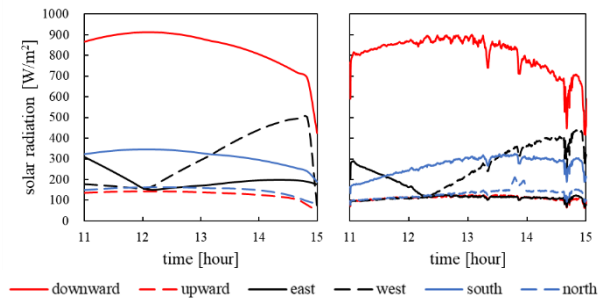


Fig.4 solar radiation

東西面での日射量は実験値，モデル値同様に 12 時ごろに急激に変化しており，日向面と日陰面の移り変わりを再現できていることを確認した．また，南面については日射量がピークになる時刻が大幅にずれている．12 時過ぎに太陽が真南に来ると考えれば南面の日射量のピークは 12 時過ぎだと考えられる．しかし，実験値は 13 時半ごろである．この原因は測定時に放射計が真南に向いていなかった可能性がある．

赤外放射量も日射量と同様に各面に入射する赤外放射量を比較した．赤外放射量を図 5 に示す．日射量と同様に図の左側が実験値で右側がモデル値である．上向き赤外放射量はモデル値が少し大きくなっている．

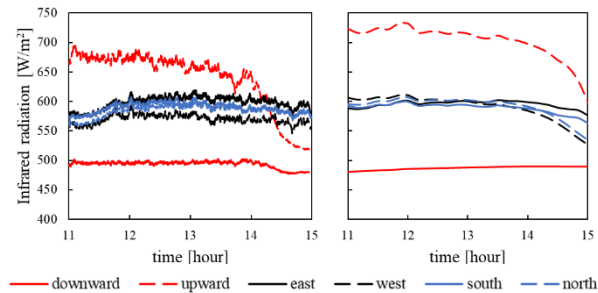


Fig.5 Infrared radiation

次に，ウッドデッキの表面温度について図 8 に示す．シミュレーション値は x 方向に yz 平面から 20[m]離れた位置で，y 方向に zx 平面から 11[m]離れた位置である．

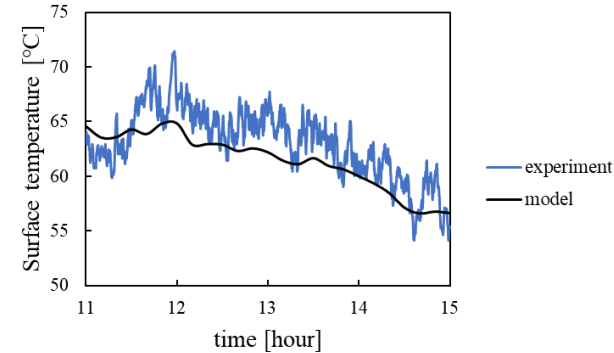


Fig.8 Surface temperature

3.3 生理応答

実験プロトコルをそれぞれ図 9 に示す．実験プロトコルは実験開始 30 分間日陰で立位安静状態にし，その後 18 分間日向で立位安静状態にし，9 分毎に日陰と日向を移動し，75 分で終了とした．

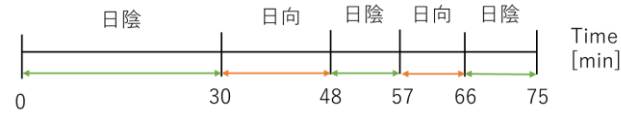


Fig.9 Protocol of subject experiment

皮膚温度，深部温度の比較を図 10 から図 11 まで示す．皮膚温度は日向，日陰での入れ替わりでの温度変化が実験，モデルどちらでもみられる．深部温度はある程度近い値となった．解析値では日向と日かげの移り変わるときに急激な温度上昇があるが実験値でははなだらかな温度変化しかなかった．

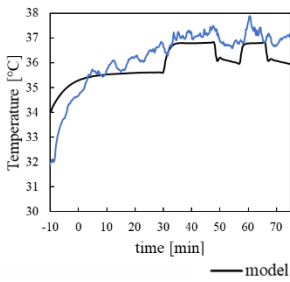


Fig.10 Skin temperature

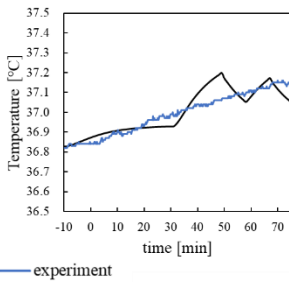


Fig.11 Core temperature

4. 中庭空間における人体熱負荷

4.1 放射による熱負荷

日向面と日陰面にいる人体に対しどのように熱負荷が加わるか P1 から P4 の 4 つのケースで評価した．それぞれの条件を表に示す．P1, P2 では 12 時に日向，日かげが入れ替わっている．表 3 に記載の座標は図 1 のモデル図に沿った座標である．人体に入射する放射量を図 12 に示す．

Table3 simulation cases

	A.M. → P.M.	Coordinate(x,y)
P1	shade → sunny	(23 m, 3 m)
P2	sunny → shade	(3 m, 11 m)
P3	sunny → shade	(23 m, 11 m)
P4	shade → shade	(3 m, 3 m)

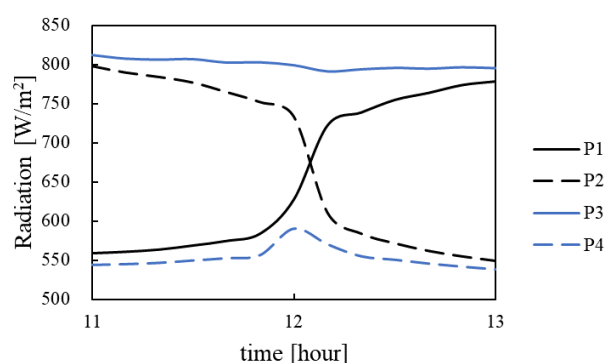


Fig.12 Radiation added to the human body model

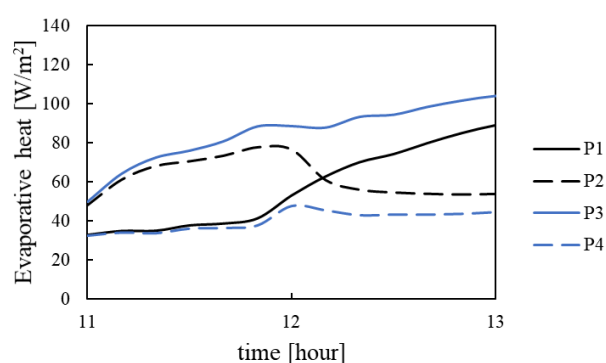


Fig.14 Evaporative heat

4.2 人体熱負荷

それぞれの人体熱負荷量を図 13 に示す。12 時になるまでは放射量が大きい順に人体熱負荷量が大きくなった。12 時を過ぎると P1 は P3 に比べ放射量は小さいが人体熱負荷量は大きくなった。逆に、P2 は P4 に比べ放射量は大きいが人体熱負荷量は小さくなった。人体熱負荷は当該時刻の環境の要因のみでは決まらないことが分かった。

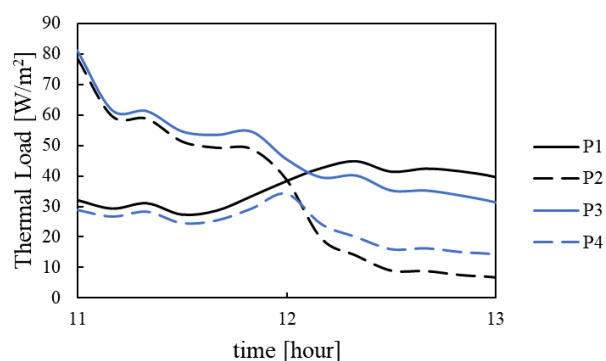


Fig.13 Human Thermal Load

次に人体熱負荷量の内訳を調べるため、人体の潜熱量、顕熱量と放射量を合わせた量を図 14 および図 15 に示す。P1 と P3 を時間的に比べると潜熱はどちらも増加しているが放射量は P1 が増加しているのに比べ P3 は一定の値である。そのため、12 時過ぎから人体熱負荷量が逆転したと考えられる。

5. まとめ

屋外空間の放射場モデルと人体モデルを用いて人体に入射する放射量および人体熱負荷の評価を行った。人体熱負荷はその場の環境要素のみならず生理応答の履歴にも影響を受けることが示唆された。

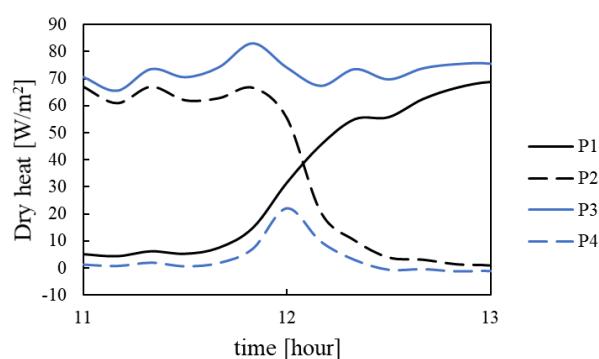


Fig.15 Dry heat (sensible heat and radiation)

参考文献

- 1) 村上周三;「CFD による建築・都市の環境設計工学」東京大学出版会, pp. 95-104 (2000).
- 2) 村上周三;「CFD による建築・都市の環境設計工学」東京大学出版会, pp. 83-91 (2000).
- 3) A. P. Gagge, J. A. J. Stolwijk, Y. Nishi ; "An effective temperature scale based on a simple model of human physiological regulatory response", ASHRAE Transactions, 77 [1], pp.247-262 (1971).
- 4) J. D. Hardy, E. F. DuBois and G. F. Soderstrom, The Technic of Measuring Radiation and Convection, Journal of Nutrition, 15, pp.461-475 (1938).

深部温度に関する従来型侵襲測定の評価と非侵襲測定手法の検討

Evaluation of Conventional Invasive Measurements and Examination of Non-Invasive Measurement Technique on Human Body Core Temperature

○歌門 林蔵 (大阪府大学) 中 拓真 (大阪府大学) 千種 成尚 (大阪府大学)

吉田 篤正 (大阪府大学) 木下 進一 (大阪府大学)

Rinzo KAMON*1 Takuma NAKA*1 Narihisa CHIGUSA*1 Atsumasa YOSHIDA*1 Shinichi KINOSITA*1

*1 Osaka Prefecture University

In the present study, we evaluated the characteristics of the measurement body part of the conventional invasive core temperature measurement method. The rectal temperature was the highest, the tympanic temperature showed the largest change, and the oral temperature was responsive to core temperature. In addition, as non-invasive measurement technique, the Duel-heat-flux method was verified from the heat conduction calculation, and a heat transfer experiment was performed using a temperature-controlled object. The material was determined to be polystyrene, and it was found that the smaller the thickness of the heat insulation, the better the response and the accuracy.

1. 緒言

熱中症や低体温症の予防, 女性の基礎体温計測, 温熱環境弱者の QOL(quality of life)の向上に深部温度の監視は必要であり, 従来の深部温度測定方法は侵襲的であり, 測定部位の特性について被験者実験により考察する. また, 非侵襲的で連続計測可能な深部温度計を検討する.

2. 侵襲型深部温度の被験者実験

2.1 測定項目および被験者

環境要因は気温, 相対湿度および日射量(屋外のみ)であり, 生理要因は皮膚温度 4 点 (胸, 上腕, 大腿, 下腿), 深部温度 4 点 (舌下, 直腸, 耳内 (, 腋窩)), 血圧, 心拍数, 呼吸代謝量 (一部), 総発汗量である. 被験者は 22 歳から 24 歳までの健康な男子学生 6 人を対象とした. 被験者は 26℃設定の室内で 30 分間安静後に実験を開始した. 運動はトレッドミル上で走行した.

2.2 実験方法

屋外運動負荷実験

大阪府立大学 B4 棟中庭ウッドデッキで実施した. 日射の影響が深部温度にあるか検討するため, 以下のプロトコルで実験を行った.

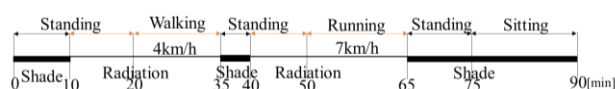


Fig.1 Protocol of subject experiment 1.

屋内運動負荷実験

大阪府立大学 B4 棟 W326 (空調冷房 26℃設定) で実施

した. 体勢, 運動の深部温度への影響を検討するため, 以下の 2 つのプロトコルで実験を行った.

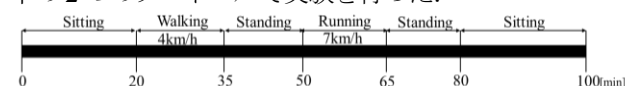


Fig.2 Protocol of subject experiment 2.

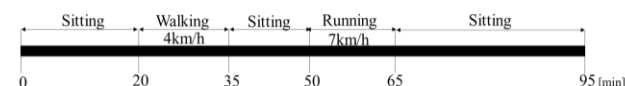


Fig.3 Protocol of subject experiment 3.

2.3 実験結果および考察

同被験者, 気温 23℃で等しい屋内と屋外の比較を示す. 屋外での実験が屋内より温度が高くなると予想されたが, 違いは見られず, 日射の影響は大きく見られない. 従って, 直達日射の深部温度への影響は体勢, 運動及び被験者の体調による影響より小さいことがわかる. 直達日射量の平均値は 622[W/m²] (2019/10/16) であった.

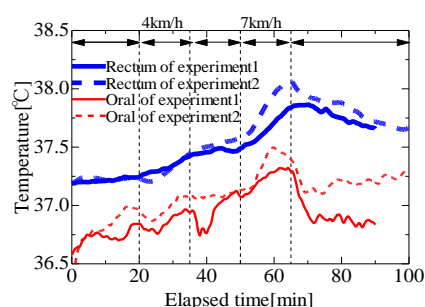


Fig.4 Core temperature comparison with and without solar radiation.

実験 2(5 人の平均値の各深部温度の経時変化)

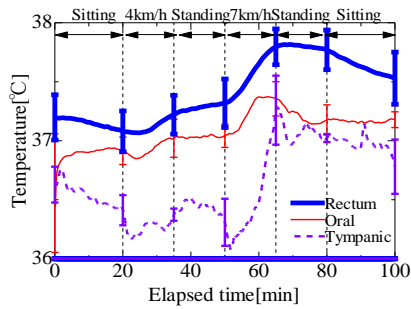


Fig.5 Core temperature comparison of experiment 2.

実験 3(5 人の平均値の各深部温度の経時変化)

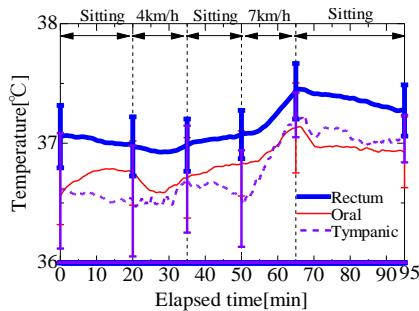


Fig.6 Core temperature comparison of experiment 3.

運動時の各深部温度の変化量を図 7 に示す。

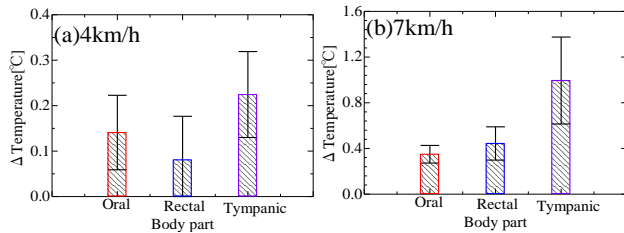


Fig.7 Core temperature change in walking and running.

運動時の深部温度の変化量は走行速度 4km/h ではそれぞれの変化量に有意差はない。走行速度 7km/h では有意差があった(舌下と耳内は $P<0.01$, 他 $P<0.05$)。4km/h に比べ舌下温度が他 2 つと比較して、変化量が小さかった。これは固定運動負荷の場合、舌下温度が定常値に達することが早く、変化量が小さいことからである。運動における変化量は耳内温度 > 直腸温度 > 舌下温度であった。

運動前の座位状態の各深部温度の絶対値と運動開始後、各深部温度が上昇するまでの時間を図 8.9 に示す。

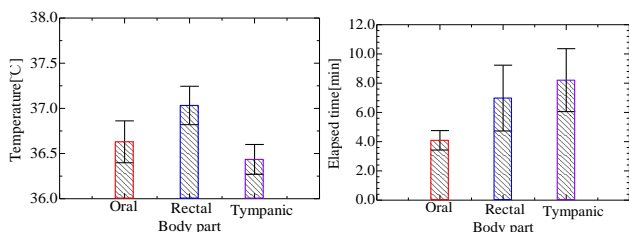


Fig.8 Difference of core temperature. Fig.9 Response of core temperature.

各深部温度は測定部位により異なった。舌下と直腸、直腸と耳内で測定温度の有意差は確認できた。深部温度の高低は次のようになる。直腸温度 > 舌下温度 > 耳内温度
深部温度の応答性は、運動での温度上昇開始時間を調

べた。舌下温度と他 2 つの応答性の有意差はあった。従って、運動による温度上昇の応答性は次のようになる。舌下温度 > 直腸温度, 耳内温度。身体全体の温度に大きく反映させる肺動脈血温の変動の応答性が舌下温度で良いことがわかった[1]。図 5, 6 からクールダウンに関して直腸温度の温度減少速度が緩やかである。

3. 非侵襲深部温度測定

3.1 測定原理

双熱流法[2]を採用する。体内深部から皮膚、皮膚を覆う平板材料(断熱材)への熱輸送の 1 次元、熱平衡状態を仮定する。深部からそれぞれの断熱材を通過する 2 つの熱流束を断熱材両端温度から算出し、皮膚組織の熱抵抗値 R_{sk} を用いることなく、深部温度 T_{core} を求める方法である。

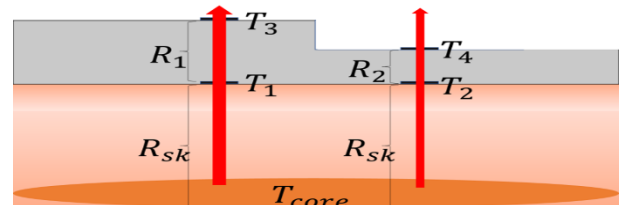


Fig.10 Schematic diagram of the Dual-heat-flux method.

熱流束から以下の深部温度を求める式を算出する。

$$T_{core} = T_1 + \frac{(T_1 - T_3)R_{sk}}{R_1} \quad (1)$$

$$T_{core} = T_2 + \frac{(T_2 - T_4)R_{sk}}{R_2} \quad (2)$$

両式から未知数皮膚組織の熱抵抗値 R_{sk} を消去し、深部温度 T_{core} を求める。

$$T_{core} = T_1 + \frac{(T_1 - T_2)(T_1 - T_3)}{K(T_2 - T_4) - (T_1 - T_3)} \quad (3)$$

$$(K = \frac{R_1}{R_2}), K = \frac{(T_{core} - T_2)(T_1 - T_3)}{(T_{core} - T_1)(T_2 - T_4)}$$

皮膚と断熱材間の接触熱抵抗値 R_t を考慮する場合を以下に示す。

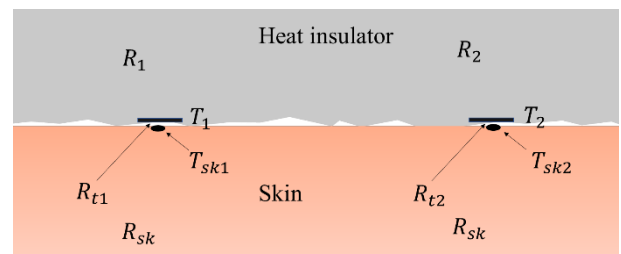


Fig.11 Definition of contact thermal resistance.

この場合、深部温度を以下のよう求める。

$$T_{core} = T_1 + \frac{(T_1 - T_2)(T_1 - T_3)}{S(T_2 - T_4) - (T_1 - T_3)} \quad (4)$$

$$(S = \frac{R_1(R_{t2} + R_{sk})}{R_2(R_{t1} + R_{sk})}, S = \frac{(T_{core} - T_2)(T_1 - T_3)}{(T_{core} - T_1)(T_2 - T_4)})$$

$\frac{R_1}{R_2} = const$,または, $R_{sk} \gg R_t$ の場合, $S = K = const$ となり, 接触熱抵抗を考慮して深部温度を求めることができる. 接触熱抵抗をできる限り、小さくする.

3.2 数値計算

数値計算より, 双熱流法による深部温度計測を検証した. 体内は皮膚, 皮下脂肪, 筋肉に分割する. 断熱材各種の物性値, 皮膚組織内の物性値を表 1 に示す. 初期条件は等温条件とする. 境界条件は断熱材表面での熱収支, 各境界面で熱流および温度は連続であり, 断熱材と皮膚の境界は接触熱抵抗を考慮する. 気温 (T_{air}) と深部温度 (T_{core}) は与えられる.

Table.1 Thermo physical properties of materials.

	Heat conductivity (W/(m・K))	Specific heat (J/(kg・K))	Density (kg/m³)
Polystyrene	0.028	1100	25
C-4205	0.047	1200	180
Chloroprene rubber	0.19	2200	1230
Skin	0.45	3300	1200
Adipose tissue	0.27	3100	950
Muscle	0.50	3465	1050

各種断熱材を使用した場合の双熱流法に基づいて得られた深部温度を図 12 に示す. 与えた深部温度を図中に示す. 気温は 33℃とする. 深部温度 (37℃) 一定, 気温を 33℃ (0~20 分) →30℃ (20~40 分) →33℃ (40~60 分) と変化した場合, ポリスチレンフォームの各厚さで得られた深部温度の変化を図 13 に示す.

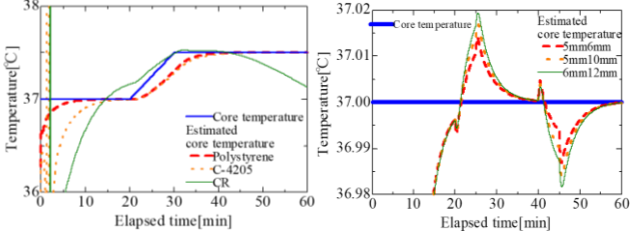


Fig.12 Core temperature change.

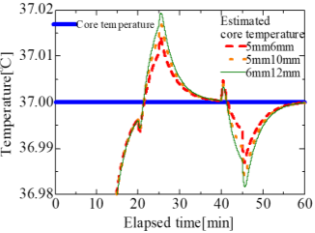


Fig.13Air temperature change.

図 12 から, 熱伝導率が小さい断熱材が, 温度精度が良く, 熱容量の小さい断熱材が, 深部温度を追従する応答性が良いことがわかる. 従って, ポリスチレンフォームが適している. 図 13 から, 気温変化に対しては, 厚さが小さい断熱材の変化が小さいことがわかる. 気温 3℃の変化に対して 0.02℃未満の変化であり, およそ 15 分で深部温度に収束することがわかる. 従って, 定常な深部温度を計測した場合でもおよそ 0.02℃の計測値誤差は考えられる.

3.3 伝熱実験

深部温度を制御した模擬実験を行った. 双熱流法によ

り, 温度を計測し, 深部温度を正確に (精度, 応答性) 測定できるかを検証する. 測定項目は気温 (断熱材直上 (5mm), 室温), 断熱材上下点温度 (T1,T2,T3,T4), 断熱材側面温度, 真の深部温度, 水温である. 実験方法は皮膚を模擬した寒天 (寒天粉末 : 水 = 7g : 100ml, 熱伝導率 0.59W/(m・K)) を使用し, 恒温槽で温度制御する.

実験内容は

- 1.深部温度, 気温一定の定常実験
- 2.深部温度 (0.3℃のステップ) 変化, 気温一定の実験
- 3.深部温度一定, 気温変化 (およそ 3℃) を伴う実験

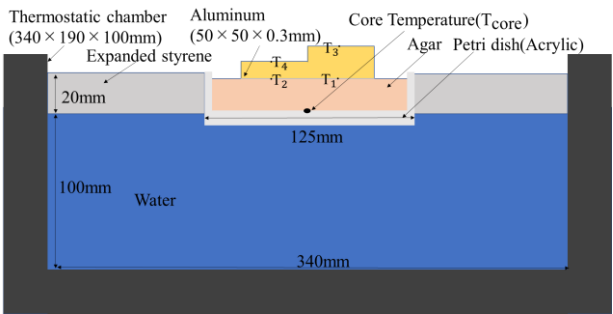


Fig.14 Experimental apparatus.

実験 1 (定常実験)

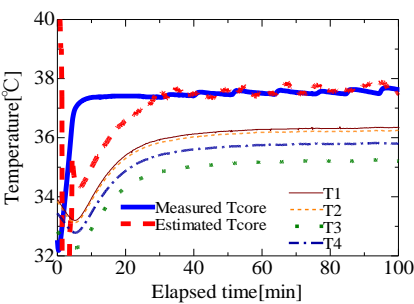


Fig.15 Steady-state experiment result
of insulation thickness 5mm and 9mm.

Table.2 Steady-state experiment results.

	6mm,12mm	5mm,10mm	5mm,9mm
Measured T_{core} [°C]	37.37 ±0.05	37.47 ±0.03	37.52 ±0.07
Estimated T_{core} [°C]	37.34 ±0.07	37.49 ±0.05	37.58 ±0.13
ΔT_{core} [°C]	0.03 ±0.06	-0.02 ±0.04	-0.06 ±0.12

深部温度の計測深部温度の精度は断熱材厚さ 5mm,10mm が最も良かった. 一方, 断熱材の厚さ 5mm,9mm の計測深部温度の精度が良くなかった. これは断熱材を切断した際の表面粗さが関係していると考えられる. 厚さ 6mm,12mm と 5mm,10mm の断熱材に比べ, 厚さ 5mm,9mm の断熱材は表面が粗くなっていた. それによる誤差の影響が考えられる.

Table.3 Core temperature change experimental results.

	6mm,12mm	5mm,10mm	5mm,9mm
Response time[min]	20.8	24.8	19.2
Measured T_{core} [°C]	37.77 ±0.02	37.77 ±0.02	37.81 ±0.04
Estimated T_{core} [°C]	38.03 ±0.04	37.84 ±0.03	37.78 ±0.04
ΔT_{core} [°C]	-0.26 ±0.03	-0.08 ±0.03	0.03 ±0.06

断熱材の厚さ 6mm, 12mm の温度差が大きく精度が良くない。また厚さが小さくなるほど温度差は小さくなり、精度が良くなっている。これは、断熱材側面からの熱流束の収支（熱損失）が変化していると考えられ、1次元の仮定が成り立たず、仮定による誤差が生じている。

断熱材各厚さですべて計測できなかった。すべての結果で気温変化に伴って、計測している深部温度は変化した。これは、断熱材の温度と気温の差が大きい場合、断熱材側面からの熱損失が大きくなり、熱流 1 次元の仮定が成り立たなくなっていると考えられる。気温変化の影響を受けにくくする断熱材の設計を行った。



Fig.17 Cross section of insulation.

上図の装置を使用し、実験3（気温変化実験）を行った。

Table.4 Air temperature change experiment results.

Measured T_{core} [°C]	37.20 ± 0.03
Estimated T_{core} [°C]	37.19 ± 0.09
ΔT_{core} [°C]	0.01 ± 0.08

気温が変化している場合、計測深部温度は真の深部温度を示さなかった。気温が一定になれば、真の深部温度を計測することができた。熱抵抗値比 $S (=K)$ が一定であると見なすことができた。1次元性の仮定が成り立っていると考え、従って、気温変化では深部温度を追従できないが、しかし、気温が一定であれば、深部温度計測できることが確認された。

従来型の深部温度測定の評価

- ・座位安静状態での深部温度の絶対値は
直腸温度>舌下温度>耳内温度の関係になる。
- ・走行運動の各深部温度(舌下温度, 直腸温度, 耳内温度)
の変化量(上昇量)にそれぞれ有意差が確認でき,
耳内温度>直腸温度>舌下温度の関係になった。
- ・走行運動による各深部温度の応答性は肺動脈血温の反
映が早い舌下温度が良いことを確認できた。

非侵襲の温度測定

- ・1次元熱伝導計算から、材料は熱伝導率が小さいと温度計測精度が良く、熱容量が小さい方が深部温度を追従する応答性が良いことが確認できた。
- ・断熱材の厚さを小さくすると、深部温度変化の追従精度が良いことが確認できた。

参考文献

- [1] BRENGELMANN, G.L. (1987): Dilemma of body temperature measurement. In: SHIRAKI, K. & YOLISEF, M.K; (eds.), Man in Stressful Environments. Thermal and Work Physiology C.C. Thomas, Springfield, I, pp. 5-22
- [2] Kei-Ichiro Kitamura, Xin Zhu, Wenxi Chen, Tetsu Nemoto:” Development of a new method for the noninvasive measurement of deep body temperature without a heater”
Medical engineering&physics32(2010):1-6

某放送施設の設備計画と性能評価
（第1報）計画概要と設備計画
Equipment planning and Performance Evaluation in a certain Broadcast Facility
(Part1)-Architecture Outline and Equipment Planning

増田 恭大（竹中工務店） 粕谷 敦（竹中工務店）
中川 浩明（竹中工務店） 村井 絢香（竹中工務店）

Yasuhiro MASUDA*1 Atsushi KASUYA*1 Hiroaki NAKAGAWA*1 Ayaka MURAI*1

*1 Takenaka Corporation

はじめに
近年、省エネルギーだけでなく、知的生産性やウェルネスなどの室内環境に関する意識が高まっている中で、オフィスにおいても様々な技術が開発・導入されている。本建物は、放送施設として、「強靱な社屋」、「環境対応性能」、「ファインアメニティ」を建築・設備コンセプトとして計画された。「強靱な社屋」に対しては、非常時・災害時にも放送機能を継続できるような様々なBCP対策を実施、「環境対応性能」に対しては、放送施設の特性に適した省CO₂技術の採用、「ファインアメニティ」に対しては、スマートウェルネスなオフィス環境の実現を目指した計画としている。
本報では、計画概要と設備計画について報告する。

1. 全体計画
1.1 建築概要

建築概要を Table.1 に示す。本建物は低層部と高層部から構成され、3～7階の低層部分は4つのスタジオを含む放送コンテンツの制作工房と関連する執務室、8～17階の高層部分は食堂・会議室・一般執務室、足元の1・2階の二層吹抜けエントランスロビーは一般の人々に開放されたにぎわいスペースとなっており、地区のにぎわい創出に寄与することを目指している。また、開放感を感じることができる内外をつなぐ吹抜けや屋上庭園を配することで、立体コミュニケーションの実現と周辺と一体となった緑あふれる放送局としている。

Table.1 Architecture outline

建築地	大阪府大阪市中央区
主要用途	テレビスタジオ、事務所、店舗
敷地面積	12,495.9m ²
建築面積	6,976.39m ²
延床面積	51,193.54m ²
構造	S造、RC造、SRC造、免震、制震
規模	地下1階、地上17階、塔屋2階
最高高さ	85.070m
工期	2016年11月～2019年1月

1.2 設備概要
設備概要を Table.2 に示す。また、本計画におけるBCP・省CO₂への取り組みを Fig.1 に示す。
放送機能の安定的な継続だけでなく、省CO₂にも配慮した設備計画としている。

Table.2 Building equipment outline

電気設備	受電方式	本線（専用線）・予備線2回線受電方式（異変電所）、3 _W 22kV
	特高受変電	モールド変圧器 22/6.6kV 4,000kVA×2基
	非常発電	ガスタービン1,500kVA（6.6kV）×2台、燃料：A重油、ガス・A重油切替（1台）
	交流無停電	並列冗長3 _W 400kVA×3台
	電灯	執務室：750Lx、副調整室500Lx、スタジオ200Lx（基準照明） 照明制御（DALI方式）：昼光制御、人感制御
	接地	放送系：単独接地（1.5 _Ω ）、その他：統合接地
空調設備	避雷	外部保護（保護レベル ₁ ）、非常用発電機室内保護（保護レベル ₂ ）
	熱源	ターボ冷凍機703kW×2台、空冷ヒートポンプチラー850kW×2台、 排熱投入型ガス吸収式冷水機1,266kW×2台、水蓄熱放熱用熱交換器2,812kW×1台、フリークーリング用熱交換器×2,344kW×1台、水蓄熱槽1,515m ³
	空調	テレビスタジオ：単一ダクト変風量方式（空調機単位での増減段＋台数制御）、ホール：単一ダクト変風量方式、放送諸室・事務室：単一ダクト変風量方式、控室・小部屋等：ファンコイルユニット、中央監視室・警備本部・地階小部屋：空冷パッケージエアコン
	換気	居室系統：外調機（低層）、デシカント外調機（高層系統）、エントランスホール：全熱交換器、警備本部：直膨式全熱交換器 第1種換気：各居室、厨房等 第3種換気：便所、湯沸室、喫煙室等
	排煙	付室加圧防煙、階段室加圧防煙、駐車場加圧防排煙排煙
	中央監視	オープンネットワーク方式 上位：BACnet 監視点数：約9,300点、見える化モニター
給排水衛生設備	自動制御	分散DDC方式
	給水	加圧給水方式（上水・雑用水・冷却塔補給水系統）、上水受水槽：34.5m ³ ×2基、雑用水受水槽：182m ³ （躯体利用）、冷却塔補給水槽：530m ³ （躯体利用）
	給湯	控室・シャワー室廻り：連結型ガス瞬間湯沸器（1次側給水：CGS排熱利用予熱槽2.5m ³ ）、湯沸室・トイレ洗面：電気温水器
	排水通気	屋内：汚水・雑排水系統、厨房排水系統、スタジオパネ排水系統、機械排水系統、緊急排水系統、汚水槽、非常用汚水槽 屋外：汚水・雑排水系統
	衛生器具	ユニットトイレ（一部在来） 大便器：フラッシュタンク併用FV（洗浄水量6L）・洗浄脱臭暖房便座、小便器：感知FV（洗浄水量1.2L/回）、洗面器：自動水栓一体型電気温水器
	ガス	都市ガス13A、中圧ガス（認定導管）引込み 中圧系統：CGS、ガス吸収式冷水機 低圧系統（ガバナ減圧）：厨房・ガス瞬間湯沸器・店舗・スタジオ
その他	消火	スプリンクラー設備（湿式型、予作動型、開放型：スタジオ）、特定泡消火設備（駐車場）、移動式粉末消火（屋外駐車場）フード等簡易自動消火設備（厨房）、窒素ガス消火（ラック室、サーバー室）、消火器（全館）、連結送水管
	雨水利用	雨水槽112m ³ （躯体利用）
	厨房器具	8階社員食堂用厨房：電気・ガス併用方式、5階・9階喫茶厨房：電気方式、消火室：電気・ガス併用方式（別途工事）
	CGS	発電量815kW、排熱量665kW、ブラックアウトスタート仕様
	昇降機	乗用：ロープ式20人乗×6台、乗用：ロープ式15人乗×2台、人荷用（非常用）：ロープ式26人乗×2台、人荷用（非常用）：ロープ式17人乗×1台、荷物用：ロープ式5100kg×1台、荷物用：ロープ式4000kg×1台、エスカレータ：4500人/h×2台、小荷物専用：50kg×1台

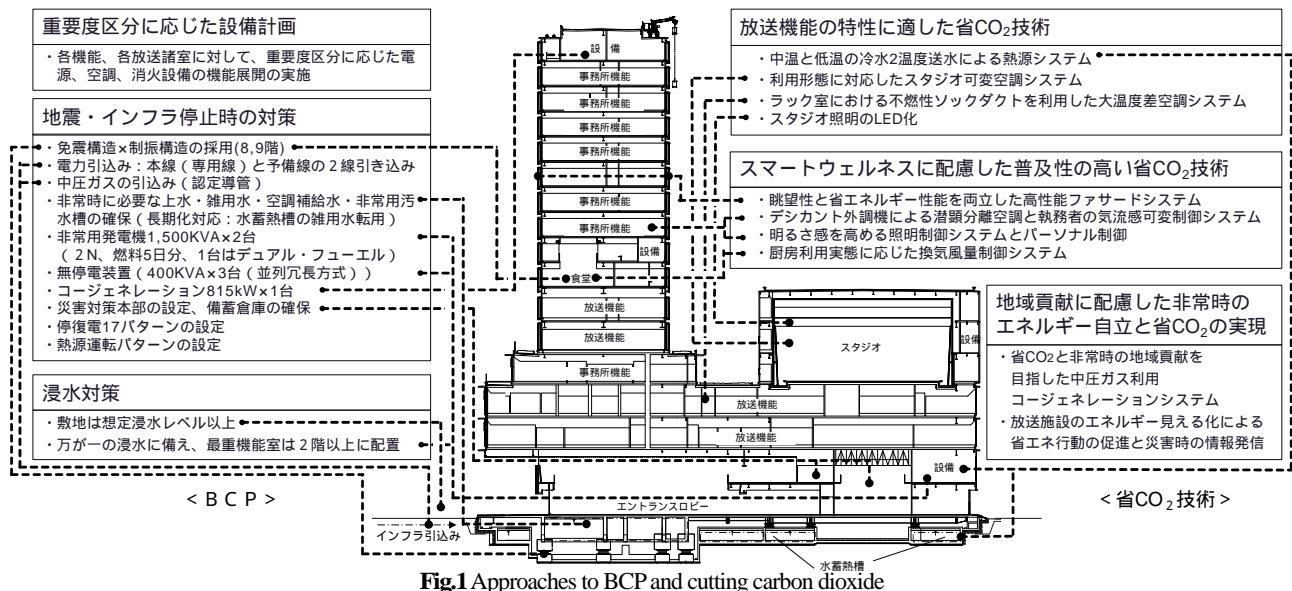


Fig.1 Approaches to BCP and cutting carbon dioxide

3. 放送機能継続のためのBCP

3.1 浸水対策

本計画地は、

- 1) 東南海・南海地震による津波が襲来した場合
- 2) 淀川が氾濫した場合
- 3) 大和川が氾濫した場合
- 4) 東海豪雨級(1時間最大降水量 97 mm)の降雨があった場合

においても浸水しないと想定されており、放送機能継続に適した敷地となっている。

3.2 地震・インフラ停止時の対応

耐震設計は、災害拠点等で採用される耐震グレード特Sとし、再現期間500年の大地震・風に対して軽微な被害に留まる設計により、大地震直後も継続使用可能である。具体的には、基礎直上の免震層と高層部の切替階に制振層を設けることで、低層から高層まで大地震時の揺れを小さくしている。各設備機器・設備配管の支持固定は、地震時の各階応答加速度を考慮した設定としている。

各インフラ供給停止時は、オイルタンク(非常用発電機用)・上水・雑用水・空調用冷却塔補給水・非常用汚水槽に対して仕様を設定している。

電力引込みは、異変電所による専用線・予備線の2回線受電方式とし、停電時の電源は、非常用発電機(ガスタービン)を2台設置し、内1台をA重油と中圧ガスで運転可能なデュアル燃料仕様としている。また、発生し得る停電を想定し、停復電17パターンを作成し、停電発生時の重要負荷への電力供給を可能としている。

空調熱源システムは、各インフラ供給停止時を想定し、電気・ガス熱源の組合せとしている。中央監視システムにより、運転パターンを選択することで、最重要系統の空調運転継続に対応している。

3.3 重要度区分に応じた設備計画

本建物内の各機能・各居室に応じて、放送機器、照明・コンセント、空調重要度区分をヒアリングにより設定した。この重要度区分に応じて、変電設備、幹線、分電盤・動力盤仕様、空調機台数分割、空調配管2系統対応について、検討・計画を行っている。

4. 省CO₂技術

4.1 放送機能の特性に適した省CO₂技術

(1) 冷水2温度送水熱源システム

熱負荷用途に合わせて、Fig.2に示す冷水を2温度送水可能なシステムを構築している。中温冷水は、放送機器等の顕熱比の高い用途に適用しており、それに伴い、熱源機器単体のCOP、フリークーリング適用期間の延長や蓄熱効率向上により、熱源効率向上を図っている。

(2) 利用形態に対応したスタジオ可変空調システム

スタジオは、利用形態(収録時:機器発熱大、準備時:機器発熱小)により大きく異なる空調負荷特性を有している。これに対応するために、Fig.3に示すスタジオ空調システムを構築している。準備時は、置換空調による居住域空調とし、収録時は、スタジオの高発熱負荷処理空調により、従来のスタジオ空調と比べて効率の高い空調方式を実現している。

(3) ラック室における不燃性布製ダクトを利用した大温度差空調システム

無結露、全周から均一な吹出し、不燃化による安全性向上、省力化が可能な不燃性布製ダクトをラック室空調に全面的に採用している(Fig.4)。冷水大温度差と変風量制御による搬送動力を低減に加え、簡易キャッピングを併用することで、空調効率を高める計画としている。

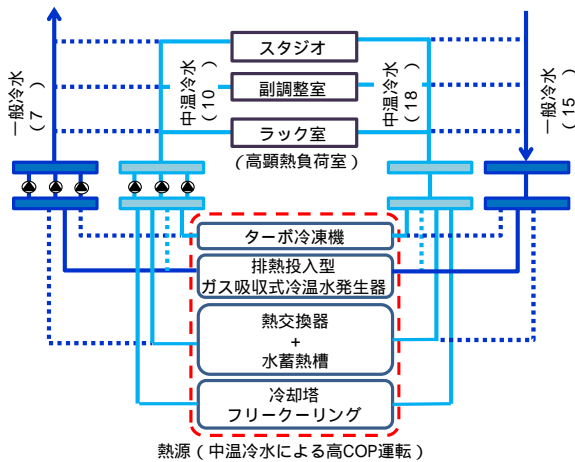


Fig.2 Heat source system with two-temperature cold water supply

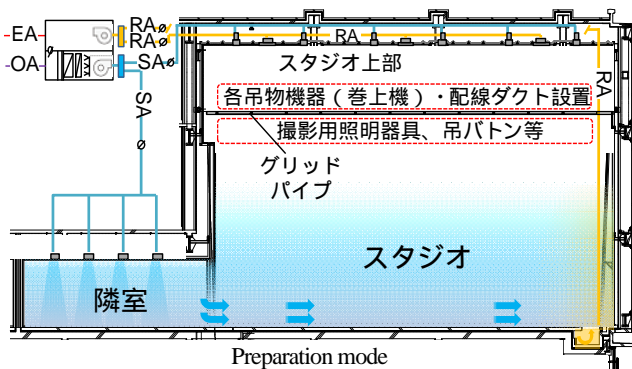


Fig.3 Air-conditioning system in a studio

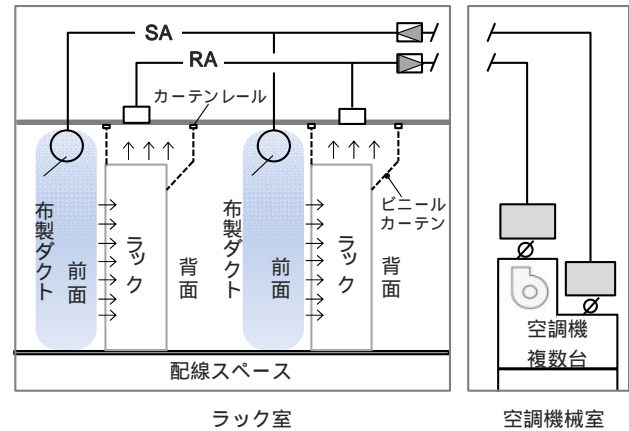
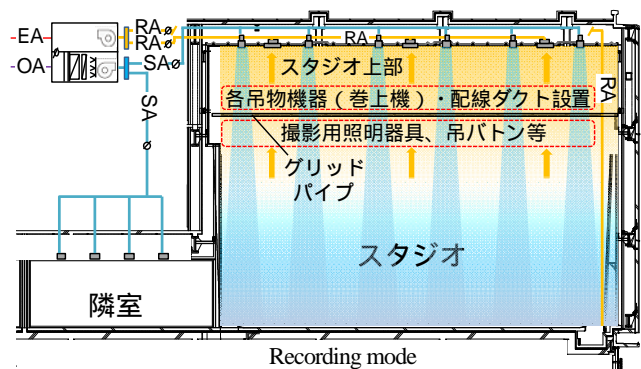


Fig.4 Air-conditioning system in a server room



(4) スタジオ照明のLED化
 スタジオ照明は、作業灯と演出用照明のうち水平照明を全てLED化することで、照明エネルギーの省CO₂性能を向上させている。

4.2 スマートウェルネスに配慮した省CO₂技術

(1) 高性能ファサードシステム

Fig.5 に示す眺望性の確保と日射遮蔽性能を両立した高性能ファサードを構築している。低層、高層ともに階層間に熱負荷抑制(外部庇)可能な形状のPC(プレキャストコンクリート)を採用したファサード構成により、建設時の省力化、省資源、省CO₂を図っている。また、太陽光追尾連動電動ブラインドを採用し、日射制御を実施している。階高の高い低層は、上部に外部簾+ペアガラス、下部に高性能Low-Eガラス+電動ブラインドとし、高層は、単層ダブルスキン(普通ガラス+電動ブラインド+高性能Low-Eガラス)とすることで、階高の異なるファサードに対して、眺望性・意匠性を確保するとともに高い日射遮蔽性能を確保している。

低層部の外部簾は、アルミダイキャストを素材とし、パラメトリックデザイン設計手法により、意匠性・省資源・遮蔽効果(直達日射を防ぐ)の最適化を図っている。

Fig.5 (左下段写真) に示す通り、上部簾が直達日射を遮蔽していることがわかる。

(2) デシカント外調機による潜熱分離空調と執務者の気流感可変制御システム
 顕熱と潜熱を分離処理する高効率空調により快適性と省エネルギー性能を高めている。デシカント外調機による潜熱処理と空調機による顕熱処理とし、最適な空調システムを構築している。気流感可変制御により、吹出口からの風量・温度を変化させることにより、執務者に気流感を与え、快適性を高める計画としている (Fig.6)。

(3) グレア配慮型高効率LEDグリッド照明の導入
 執務室には、グレア配慮型高効率LEDグリッド照明 (Fig.6 右側)を開発導入した。点灯面にはグレアを抑制するアクリルパネルを採用し、グリッド照明としては、高効率となる140lm/Wを実現している。制御方式には、オープンプロトコルであるDALI制御を採用することで、照明1灯毎に設定(点灯・消灯、調光率等)が可能となり、レイアウト変更にも容易に対応可能としている。

また、立体的に配された吹抜けは、大面積となる低層部においても、自然光が入る計画となっている。執務者は放送コンテンツを制作する室と自席との移動が多いため、一般的な執務室に比して在席率が低い。

上記に人検知・明るさセンサーを組み合わせることで、執務者の視環境への配慮と高い省CO₂性能の両立を図っている。

(4) 厨房換気制御システム

運用時間の長い食堂の省 CO_2 を推進するために、厨房機器の利用状態（ガス消費量、電流値）に応じて、厨房換気量を制御するシステム（Fig.7）を導入することで、換気・空調エネルギーを削減可能な計画としている。

換気のための導入外気を空調処理空気と未処理空気に分け、かつ厨房プランニングと整合を図ることで、未処理空気の排気経路をショートパスさせることで、外気処理エネルギーを削減している。さらに、新規開発した天井面に半円形不燃性布製ダクト（Fig.7）を設置することで、衛生面（埃付着防止）の配慮と共に、置換空調が可能な計画としている。換気制御と置換空調の組み合わせにより、厨房内の温熱環境を向上すると共に空調効率の向上による省 CO_2 を実現可能な計画としている。

4.3 地域貢献に配慮した非常時のエネルギー自立と省 CO_2 の実現

(1) 非常時のエネルギーの自立

放送機能継続のための非常用発電機以外に常用発電機として、非常時にも運転が可能な中圧ガス利用のコージェネレーションシステム（CGS）を導入している。CGS は、常時はデマンドカットや排熱利用（デシカント外調機の

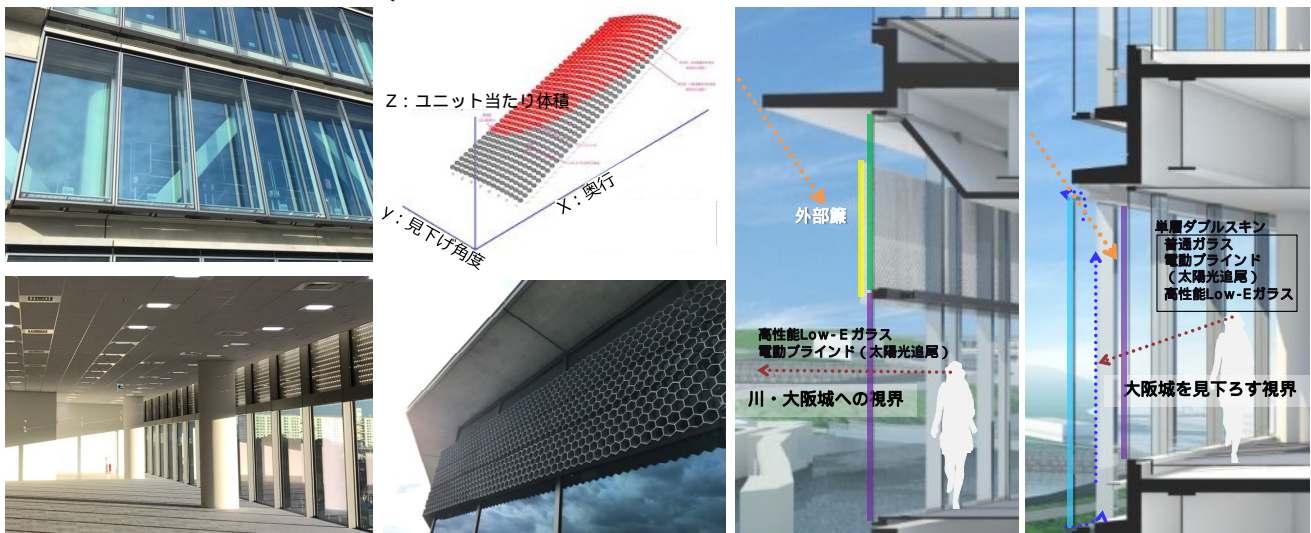
再生熱・冷房・暖房・給湯）による省 CO_2 、非常時は、一般部・共用部への電力供給によって帰宅困難者への対応を図ると共に中圧ガス利用による非常時の省 CO_2 を実現している。

(2) 放送施設のエネルギーの見える化

BEMS 導入により放送施設特有の室用途（スタジオ、副調整室、ラック室）でのエネルギー使用状況をデジタルサイネージに表示する計画としている。デジタルサイネージによるエネルギーの見える化は、通常時には省エネ行動を促進し、非常時には災害情報の表示などの情報提供に活用できるシステムとしている。

5. まとめ

これらの省 CO_2 技術の採用により、既存の現社屋と比べて約 26%削減可能と試算している。また、本建物は、CASBEE 建築評価認証において、Sランク（竣工段階）を取得している。今後は、運用データ収集や導入した省 CO_2 技術の検証を通じて、放送施設特有の室用途や建物全体の運用エネルギーを蓄積していくと共に、スマートウェルネスな環境の実現と省 CO_2 ・省エネルギー運用の実現に取り組んでいく予定である。



高層ファサード外観写真（上段）

低層外部簾の効果

（2018/12/25 16時撮影、下段）

パラメトリックデザイン手法による
外部簾形状検討（上段）

低層外部簾外観写真（下段）

Fig.5 High-performance facade system

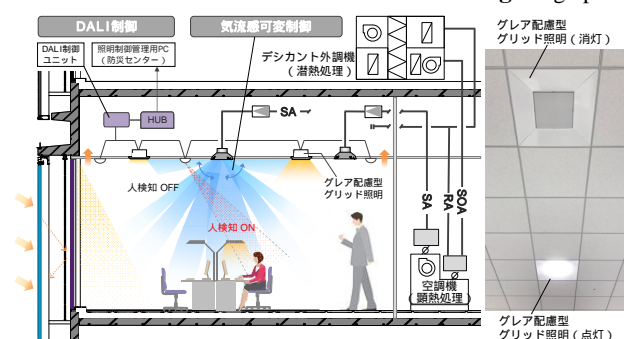


Fig.6 HVAC system with variable airflow feeling in short cycle of time and Glare-friendly lighting system for grid ceiling

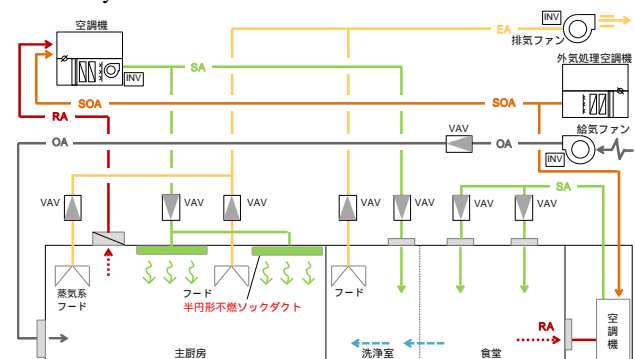


Fig.7 Kitchen ventilation control system

某放送施設の設備計画と性能評価 (第2報) スタジオの空調計画と検証

Equipment planning and Performance Evaluation in a certain Broadcast Facility (Part2)-HVAC System of Broadcast Studio

○村 井 絢 香 (竹中工務店)

粕 谷 敦 (竹中工務店)

中 川 浩 明 (竹中工務店)

増 田 恭 大 (竹中工務店)

Ayaka MURAI *1 Atsushi KASUYA*1 Hiroaki NAKAGAWA*1 Yasuhiro MASUDA *1

*1 Takenaka Corporation

はじめに

第1報¹⁾では放送施設の計画概要と設備計画について述べた。本報ではスタジオの空調システムの概要、および性能評価実測の結果を報告する。

テレビスタジオは利用形態により大きく異なる空調負荷特性を有している。番組収録時は撮影用照明やその他機器から大きな発熱が発生する。一方で、セット設営・解体等の準備時の機器発熱は小さい。また、一般的にテレビスタジオは天井高 10m前後の大空間であることが多く、変動する発熱を処理しながら居住域を効率的に空調する必要がある。次章より、この特性に対応させた空調システムの概要を述べる。

1. スタジオの空調計画

1.1 スタジオの構造

本建物はニュース番組専用スタジオ1室、その他番組(バラエティ番組、情報番組など)収録用スタジオ3室、合計4室のスタジオを有する。今回はその他番組収録用スタジオのうち、代表1室を実測対象とした。スタジオの全景写真を Fig.1 に、断面図を Fig.2 に示す。天井高 14 mのスタジオは撮影背景用の傾斜壁(水平)を有し、下部は深さ 900mm のピットになっている。FL+11mの高さにグリッドパイプを有し、吊物機器をその上に設置している。撮影用照明やセットを取り付ける吊バトンは吊物機器により制御され、使用条件に応じて各吊バトンの高さは任意に変更される。

1.2 スタジオの空調システム

空調システム概念図(冷房時)を Fig.2 に示す。(a)準備モード(b)収録モードの2つの空調運転モードを有し、各ダクトのダンパーを開閉することで運転モードの切替を行う。空調機は3台並列とし、空調負荷に応じて台数制御とファンのインバーター制御を行う。

(a) 準備モード

給気(SA)を居住域付近から行い、還気(RA)を

ピット部分から行うことで居住域のみを効率的に空調する。給気風量の上限は収録モードの風量の25%に設定している。

(b) 収録モード

給気(SA)還気(RA)ともにスタジオ上部天井面から行う。スタジオ上部に溜まった暖気を排気するとともに、到達距離の長いオート巡回流吹出口を使用し、居住域まで空調吹出空気を到達させる。

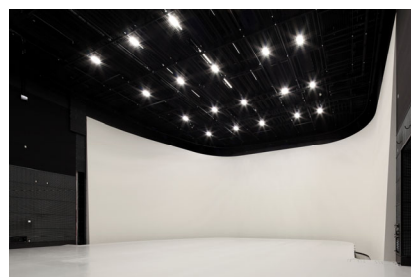
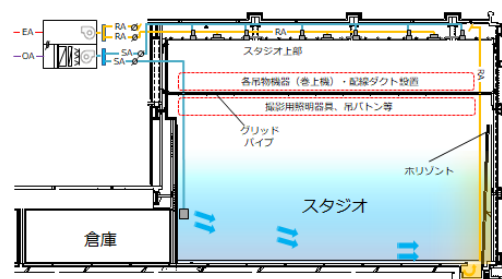
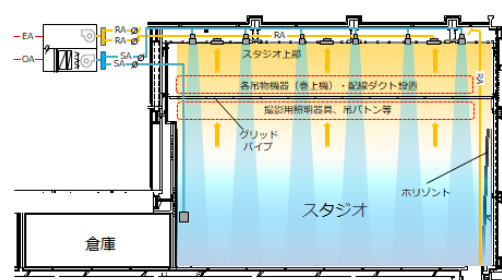


Fig.1 Photograph of a whole studio



(a) Preparation mode



(b) Recording mode

Fig.2 Air-conditioning system in a studio

2. スタジオ空調システムの性能評価

2.1 実測概要

実測概要を Table.1 に示す。各空調モードに対して室内温湿度、熱画像撮影、気流可視化の3種類の測定を行った。Fig.3、Fig.4 に各モードの温湿度測定点、照明、および制気口の配置を示す。また、Fig.5 に熱画像の撮影位置を示す。印刷用ロール紙を用いた背景用のスクリーンを設置し熱画像撮影を行った。

実測は撮影用セットを組んだ状態で行った。温湿度測定点は Fig.3、Fig.4 に示す平面上の13 点に対し鉛直方向の12 点、合計156 点とした。空調設定温度は24℃とし、

Table.1 Survey outline	
測定日時	2019/7/31 11:00~19:00
外気温湿度	31.2℃ / 35.2℃（日平均/最大） 65% / 80%（日平均/最大）
測定項目	①室内温湿度 （鉛直方向12点×13ヶ所） ②熱画像撮影 ③室内気流可視化
記録間隔	1分（①室内温湿度）
測定機器	おんどとり（①室内温湿度） 熱画像カメラ（②熱画像撮影） スモーク発生器（③気流可視化）

空調モード切替後1時間以上経過した時点で室内を無人状態で閉め切り、温湿度測定を行った。温湿度測定完了後、気流可視化、および熱画像撮影を行った。

空調モード切替と同時に、室内の照明の点灯条件を変更した。準備モード時は作業用照明のみを点灯させた。作業用照明はグリッドパイプ（FL+11m）に取付されており、合計消費電力は約3.6kWである。収録モード時は撮影用照明のみを点灯させた。撮影用照明は吊バトンに取付し、撮影用セットに合わせFL+6mの高さへ設置した。合計消費電力は約100kWである。

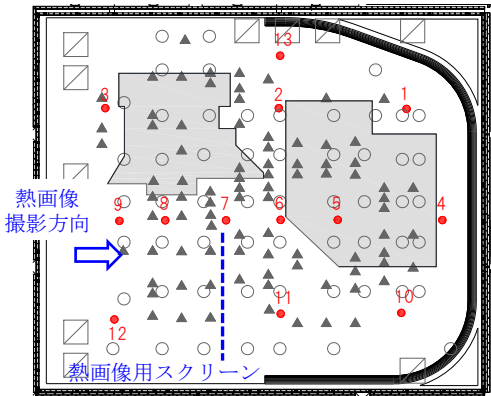


Fig.5 Measurement point of thermal image

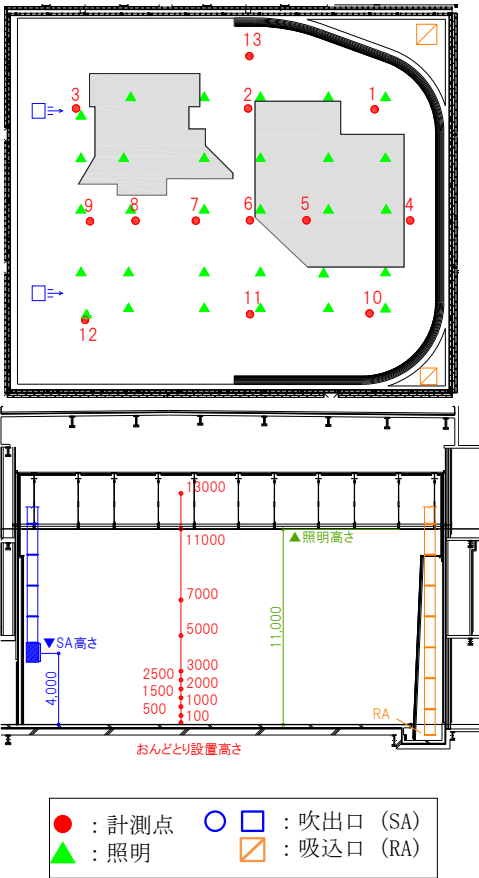


Fig.3 Thermometric point in preparation mode

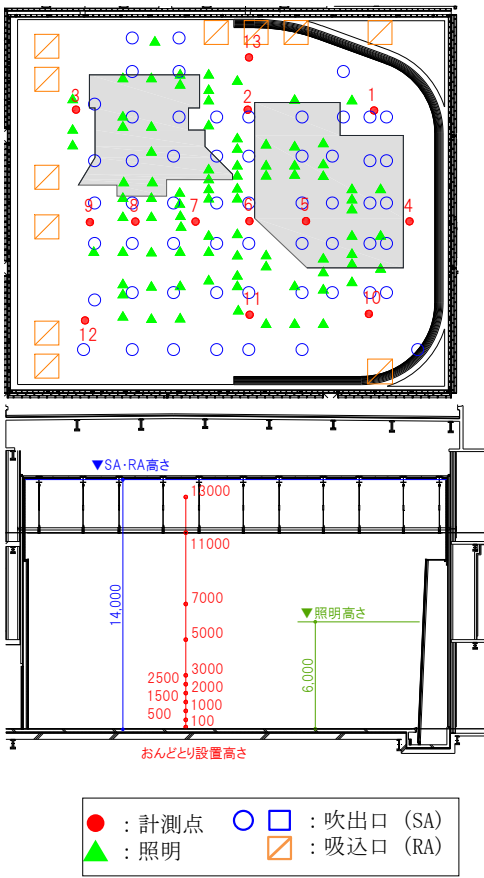


Fig.4 Thermometric point in recording mode

2.2 実測結果（準備モード）

準備モード時のスタジオの中央点（6）、端点（1、4、8、10、11、13）における鉛直方向の温度分布を Fig.6 に示す。いずれの測定点においても居住域（FL+100～3,000）の温度は $24.0 \pm 1^\circ\text{C}$ の範囲に収まっており、居住域空調が行われていることが分かる。

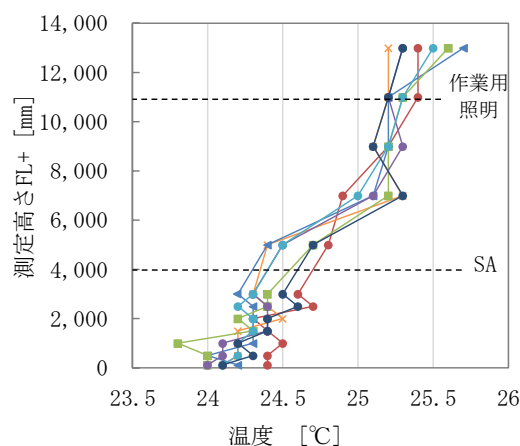


Fig.6 Temperature distribution in preparation mode

2.3 実測結果（収録モード）

収録モード時の熱画像を Fig.7 に示す。また、鉛直方向の温度分布を Fig.8 に示す。Fig.8 では温度分布の傾向ごとに (A) ～ (D) の 4 グループに分けており、(A) は FL+6,000 付近を頂点とした温度分布を示したグループ、(B) は FL+11,000 を頂点とした温度分布を示したグループ、(C) は FL+100～11,000 をほぼ横ばいで推移したグループ、(D) は (A) ～ (C) のいずれにも当てはまらない分布を示したグループである。なお、収録モード実測時の平均給気温度は 17.8°C 、還気平均計測温度は 24.0°C であった。

Fig.7 より、居住域（FL+0～4,000）では一様に $22 \sim 24^\circ\text{C}$ の温度を示し、均一に空調が行われていることが分かる。居住域から撮影用照明までの範囲（FL+4,000～6,000）では、高さが高くなるに従って温度が上昇し、撮影用照明の直近で急激な温度上昇が見られた。撮影用照明近傍（FL+6,000）では照明器具の表面温度が 40°C 以上を示し、照明器具の周辺に熱だまりのようなものが確認された。また、照明の光が当たった部分を中心にスクリーンの表面温度上昇が確認された。撮影用照明からグリッドパイプまでの範囲（FL+6,000～11,000）では高さが高くなるに従って温度の低下が見られた。グリッドパイプから天井面までの範囲（FL+11,000～14,000）では、吹出口からの給気の影響が支配的であり、照明の発熱による温度上昇は見受けられなかった。これより、照明の機器発熱は照明器具からグリッドパイプまでの高さの範囲で処理されているものと考えられる。

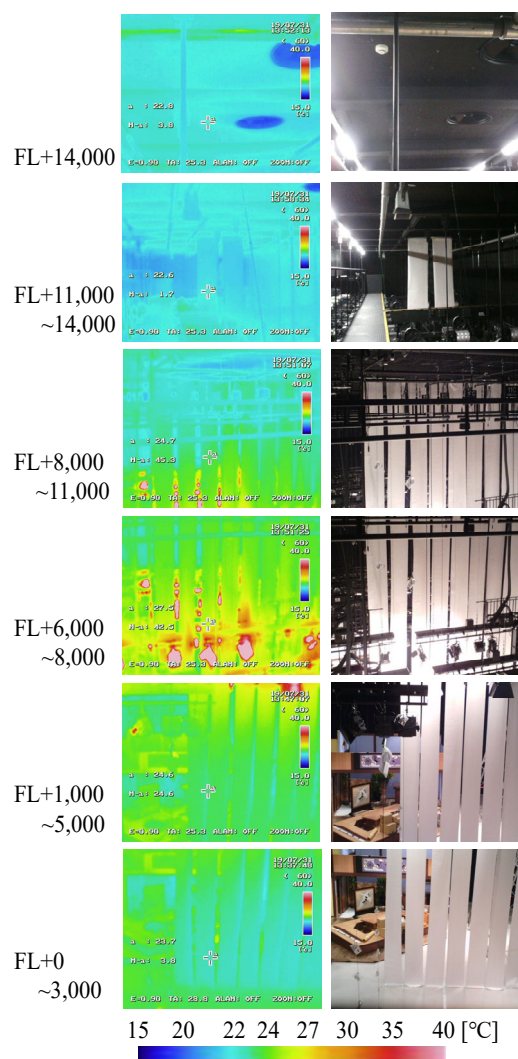


Fig.7 Thermal image

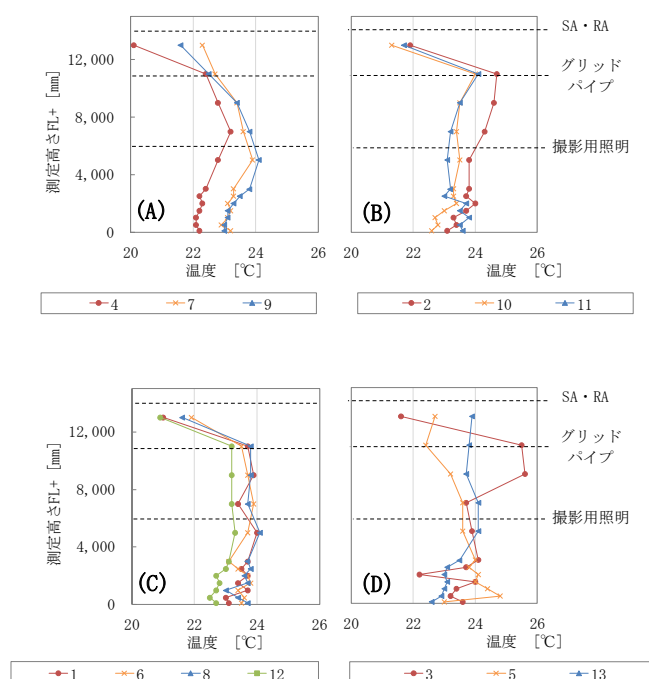


Fig.8 Temperature distribution in recording mode

以上で述べた傾向は、Fig.8(A)～(C)の温度分布の傾向に概ね当てはまり、(A)～(C)の各グループでの温度分布の微妙な差異は、各計測点での機器発熱の差異によるものと推測される。しかし、(D)のように大きく異なった傾向を示す計測点も存在しており、局所的に発熱・空調気流の状況が異なる場所が存在するものと推測される。

2.4 気流可視化実験結果 (収録モード)

収録モードにおけるスタジオ内の気流分布を確認するため、スモーク発生器を用いた気流可視化実験を行った。Fig.9 に実験を行った場所を示す。

まず、グリッドパイプ上部のポイントAにおいて気流を確認したところ、吹出口からの強い旋回流 (下降気流) が確認された。続いて、撮影用照明とグリッドパイプの間の高さのポイントBにおいて気流を確認したところ、スタジオ外周側 (壁側) へ逃げていくような下降気流が確認された。ポイントBと同じ高さのポイントCにおいて気流を確認したところ、外周を這うような下降気流が確認された。照明下の高さのポイントDにおいて気流を確認したところ、緩やかな上昇気流が確認され、照明より上の高さレベルにおいても上昇気流が確認された。また、壁面付近のポイントEにおいて気流を確認したところ、壁面を這うような上昇気流が確認された。

ポイントA～Dで確認された気流形状より、照明の密度が高いスタジオ中心部では、床面からグリッドパイプの高さにかけて照明の発熱に起因する上昇気流が優勢であり、発熱密度の低い外周部では下降気流が優勢であると考えられる。つまり、今回の実測条件では吹出口からの旋回流は居住域へ直接届いてはならず、グリッドパイプ下部で照明からの上昇気流とぶつかり合い、発熱体の少ない外周部へ逃げた冷気が下降気流となり、外周部から居住域へ到達しているものと考えられる。

ポイントEの熱画像をFig.10に示す。撮影用照明によって壁面温度が上昇しており、これによって壁面付近の空気が暖まり、上昇気流を発生させたものと考えられる。ポイントEに近接する計測点13のFig.8における温度分布は床面からFL+6,000までの範囲で上昇した後ほぼ一定になっており、壁面からの発熱と上昇気流の影響を受けていると判断できる。また、計測点13付近は吹出口が少なく吸込口が多いため、上昇気流の発生がより起こりやすい環境であったと考えられる。

以上より、発熱密度の高いスタジオ中央部や、発熱体の周辺で上昇気流が発生し、発熱体の少ない部分で下降気流が発生したことを確認した。この気流の発生

箇所は各所の発熱条件、吹出口・吸込口との位置関係によって決まるものであると考えられる。

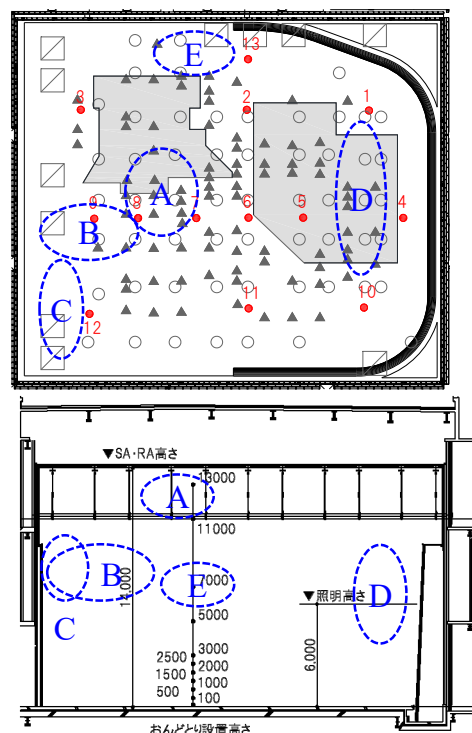


Fig.9 Measurement point of air flow

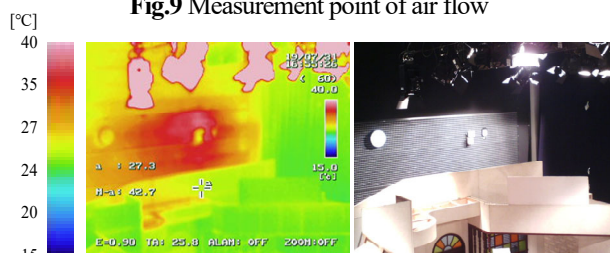


Fig.10 Thermal image of point D

3. まとめ

実際の番組収録状況を再現した状態でスタジオ可変空調システムの性能評価を行い、準備モード、収録モードともに居住域の温度調整が適正に行われていることを確認した。収録モードでは発熱体の偏在、および制気口の配置に起因する上昇気流・下降気流が確認された。収録時の発熱体の偏在、および収録セット変更による発熱体の配置変更は不可避であり、これに起因する上昇気流・下降気流の発生を完全に無くすことは難しいが、スタジオ空調の設計においては発熱の処理だけではなく、発生した気流が居住域の環境へ及ぼす影響を考慮して設計を行う必要がある。

参考文献

- 1) 増田恭大, 粕谷敦, 中川浩明, 村井絢香: 某放送施設の設備計画と性能評価 (第1報) 計画概要と設備計画, 空気調和・衛生工学会近畿支部第49回学術研究発表会 (大阪)

ZEB を目指した公立中学校の概要と環境配慮手法の性能検証

The Outline of the Junior High School Aiming at ZEB and Performance Verification of Energy Saving Measures

○佐藤 孝 広 (日建設計) 田 中 宏 明 (日建設計)
 尹 奎 英 (名古屋市立大学) 大 谷 唯 菜 (名古屋市立大学)
 Takahiro SATO*¹ Hiroaki TANAKA*¹ Gyuyoung YOON*² Yuina OTANI*²
 *¹ Nikken Sekkei Ltd. *² Nagoya City University

The outline of the public junior high school aiming at the realization of ZEB was shown. Various energy saving measures were adopted to reduce energy consumption. After the school opened, the indoor environment in the classrooms was continuously measured, and during the daytime on weekdays, the indoor environment at classrooms almost met the school environmental and sanitary standard.

はじめに

瑞浪市は濃尾平野の北東端にあり、市域の70%を山林が占める緑豊かな自然環境を有している。まちのあちこちから化石が出土する「化石のまち」、陶磁器産業を中心に発展してきた「焼き物のまち」としても知られている。本建物は、瑞浪市内にある公立中学校の既存3校の統合を目的として校舎および屋内運動場の新築が計画された。平成31年4月の開校にあたり、「学校施設のゼロエネルギー化」及び「環境教育の推進」に取り組み、国内でも有数の暑い地域である岐阜県東濃西部地域から、次世代の学校施設や環境教育の在り方について情報発信することを目指している。

1. 建築概要と環境配慮のコンセプト

本建物の概要を表 1 に示す。

Table.1 Building outline

建設地	岐阜県瑞浪市
延床面積	8,090.07m ²
構造	鉄筋コンクリート造,一部木造・鉄骨造
階数	地上3階
工期	2017年7月～2018年12月

下記を環境配慮のコンセプトとしている。

- (1) ZEB；ゼロエネルギースクール
- (2) SI (Student Intelligence)；生徒が自ら育む環境教育
- (3) バイオフィリック・デザイン；瑞浪の風土の叡智を活かした環境デザイン

2. 環境配慮計画の概要

2.1 ZEB：ゼロエネルギースクール

瑞浪北中学校では建築計画と設備計画の融合による先導的技術と創エネルギーを組み合わせ、ZEBの実現を

目指している。学校用途において一次エネルギー消費量に占める割合の高い照明エネルギーと暖房・換気エネルギーの削減を重点的に行なうため、自然採光や断熱強化、太陽集熱利用等の手法を採用している（図1）。

普通教室ではエコルーフ（高反射高断熱屋根＋太陽光発電 120kW）と屋根底、Low- ε 複層ガラスを採用し、冷暖房の負荷を抑制する計画とした。創エネルギーに関しては太陽光発電、風力発電、ペレットストーブによるバイオマス熱利用を採用した。

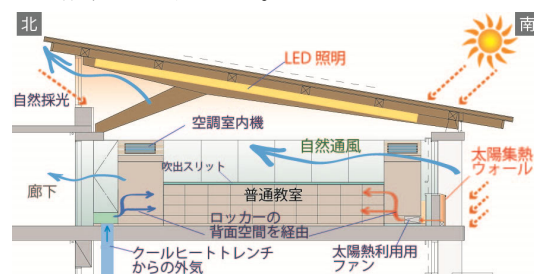


Fig.1 Energy saving Measures at a Classroom

建築物総合エネルギーシミュレーションツール-The BEST program（平成 25 年省エネ基準対応ツール）による試算では、一般的な公立小中学校と比較して、一次エネルギー消費量を、省エネルギー技術で 50%削減、創エネルギーで 56%削減する結果となった（図 2）。

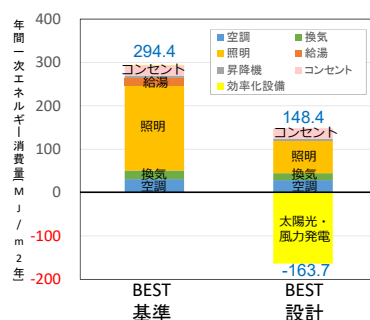


Fig.2 Estimation of Primary Energy Consumption

下記に建物にて採用した主な省エネ手法を示す。地域の持つ省エネルギーポテンシャルを最大限に活用することに取り組んだ。従来の学校では、換気不足による空気質悪化やムラのある温熱・光環境など学校環境衛生として改善すべき点が多い。消費エネルギーの削減と快適な学習環境を両立させる計画とした。

(1) 涼風を造り出す配棟計画

本学校は、中庭を囲む3棟に分散した校舍棟と屋内運動場からなる。中庭に対して、屋内運動場は壁面を流線型のフォルムとし、南棟は約 10°南西方向に開く形とした。このことにより、山の斜面に沿って吹く南西方向の卓越風を中庭に呼び込み、「そよかぜの森」と名付けた中庭の木々による蒸散作用により冷やされた涼しい風を校舍内に取り込むことで、冷房負荷の削減を図る計画とした(図3)。

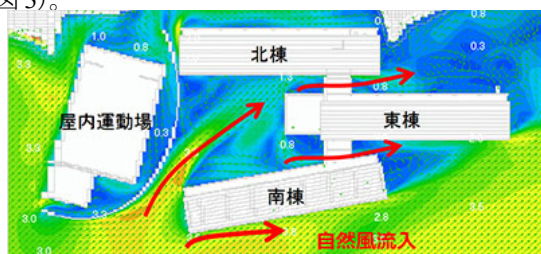


Fig.3 Planning of Building Position for smooth wind stream

(2) 『登り窯』をモチーフにした自然換気

校舍棟を縦横断するコミュニケーションスペースでは、焼き物のまちとして知られる地域の歴史的な遺産である「登り窯」の熱機能を模倣し、高低差と温度差の浮力効果による自然換気を行う計画とした。昇降口や中庭を通して校舍内に入った空気が、建物内を巡り、「登り窯」の最頂部に設けた排気塔から外へ抜ける風の道を計画した。初夏や中間期の自然換気とナイトパージに活用する。

(3) 大規模クールヒートトレンチ

校舍棟では、床下には最長 150m のクールヒートトレンチを設け、外気をトレンチ経由で取り入れる計画とした(図4)。夏季は 25~26°Cまで冷却して教室の涼房に利用し、夜間にはトレンチ経由で教室に夜間冷気を導き排気塔から排気することでファン動力を使わずにナイトパージを行う。冬季は 10~12°Cまで外気を加温し外気負荷の低減を図る。

教室後方のロッカー上部に設けたスリットから均等に吹出し、教室内の温度ムラを低減することを図った。クールヒートトレンチ用の単相ファン(1,500m³/h/室)にはインバータを設け、室温や空気質に応じて、生徒自ら手動で導入外気量の調整を可能とした。夏季・冬季のピークを含めた前後の時期において、クールヒートトレンチからの吹き出しだけで熱的不快感を無くすことができない場合にのみ、高効率ルームエアコンを運転する運用となるよう、運用マニュアルにて推奨している。夏季にトレンチ用ファンを運転した際、ロッカー吹出口周辺の温

度が低くなる様子をサーモカメラにて観察した(図5)。

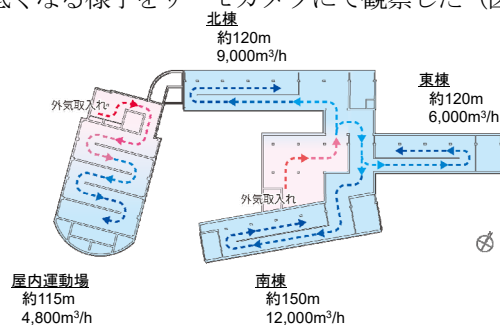


Fig.4 Cool Heat Trench

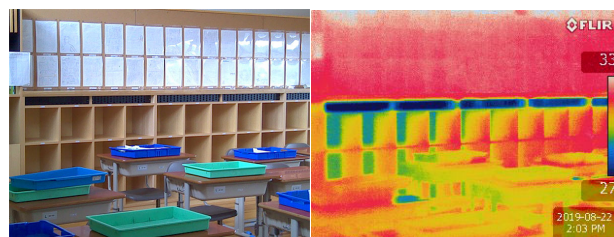


Fig.5 Outlet Incorporated at Locker

屋内運動場では、床下全面のピット部に約 115m のクールヒートトレンチを設けた。外気の取り入れ口は屋内運動場の北東部からとし、夏季は森からの涼風を取り入れやすくした。ピット内で地中との採放熱を行った後、アリーナ部二重床に吹き出し、床温度の調整に寄与した後、壁面近くの吹出口を通してアリーナ内の居住域涼房を行う。

(4) 太陽集熱利用

普通教室では、外壁の腰壁には二重壁による太陽集熱壁を設置した。太陽集熱壁は黒く塗装されることで日射吸収率を高めている。教室後方のロッカー内に設置された太陽集熱用ファンにより、教室内の空気を二重壁内に取り入れ、空間を通して回収した太陽熱をクールヒートトレンチと同様にロッカー上部のスリットから吹き出すことで教室内に戻し、暖房負荷軽減に有効利用する。太陽集熱用の単相ファン(300m³/h/室)にもインバータを設け、生徒による風量調節を可能としている。

屋内運動場の南側屋根を多面体形状とし、時刻が移っても太陽に正対しやすい面を複数設けることで、冬季の昼間に効果的に太陽集熱を行う(図6)。南面集熱壁裏の空間上部において集めた暖気は、アリーナ内の二重床へ吹き出し底冷えを防ぐ温房熱源として用いられる。二重床内にはアルミガラスクロスシートを全面に敷き、低放射面を形成することで、冷えた躯体からの冷放射熱交換の抑制を図った。

太陽集熱壁内における温度の挙動に関して、図7に示す(2019年11月30日(土)計測値)。校舍の太陽集熱壁に関しては、各棟とも 11:15 頃ピークを迎えていたが、南棟のみ約 10° 東側へ向いているため、最高温度は、北・東棟より約 2.5°C低かった。一方、屋内運動場の集熱ルーフ内頂部の温度は、校舍よりも西側を向いているこ

とに加え、多面体の屋根形状により長時間日射を受けやすくしていることと、木毛セメント板により熱容量を持たせているため、14時頃ピークを迎え、温度変動も緩やかとなった。

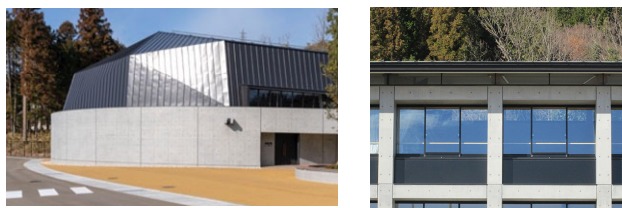


Fig.6 Solar Collecting Roof / Wall

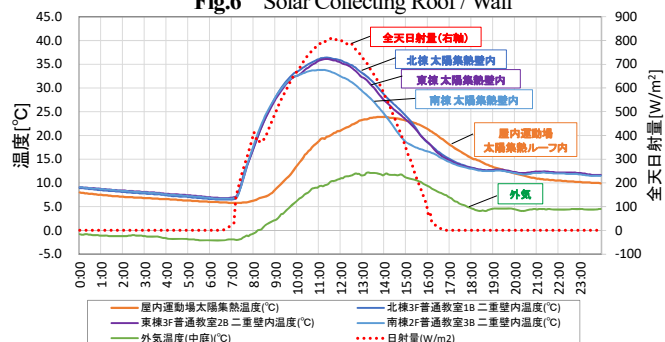


Fig.7 Fluctuation of Air Temperature inside Solar Collecting Wall

(5) 照明の省エネシステム

最上階に設置した普通教室は屋根面を傾斜させ、北高窓より積極的に自然採光を図っている。照明シミュレーションにおいては、人工照明により環境衛生基準の 300ルクスを確保し、自然採光と併せて 500ルクスを確保した。さらに、昼光センサーや手動減光を室用途に応じて使い分け、照明エネルギーの削減を図った。暗くなりがちな廊下側に対しては、廊下との仕切り壁の床面 0.85～1.0mH の高さに採光窓を設け、教室内廊下側の机上面照度を上げる工夫をしている。

中間階に配置される特別教室では南窓面上部にライトシェルフを設置し、光拡散フィルムを貼った欄間から自然光を教室へ導き、均一な照度環境の形成に努めた (図 8)。

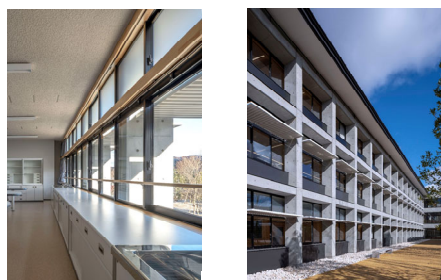


Fig.8 Light Shelf

(6) 創エネルギー

再生可能エネルギーとしては、夏の南西風、冬の北東風を活かした風力発電 1kW を中庭の南西角の箇所にシンボリックに配置した。

太陽光発電は各校舎の屋根面に合計 120kW を設置している。3 階のデッキから南棟の屋根面に設置した太陽光パネルを観察することができ、実物を見せることで環境教育の教材としての役割も果たしている。発電した電

力は一部蓄電池 (20kW) に蓄電され、電力のピークカットや災害時の電力の備えにも対応している。

1 階ラーニングコモンズの昇降口近くには、岐阜県産木材ペレットを燃料とするペレットストーブを設置した。局所的に採暖が行えるスポットとするとともに、カーボンニュートラルの一助としている。

2.2 SI (Student Intelligence) ; 生徒自ら育む環境教育

(1) 生徒自らが考えて行動する仕組み

本建物にて採用された様々な環境配慮技術は AI による自動制御ではなく、SI (Student Intelligence)、つまり生徒たちが考え試行錯誤しながらより良い運用を模索し、ノウハウを蓄積していくことを計画している。学校で学んだことを、家庭あるいは地域の場に持ち帰り、省エネ行動を意識したライフスタイルを普及・波及させていくことを期待している。

(2) 環境教育教材としての校舎～見える化から感じる化へ

○風と熱の見える化 地下ピットのクールヒートトレンチに対しては、床下空間での空気の流れを視覚的にわかりやすく伝えるための観察窓を設け、温度および空気の流れを直観的に把握できるようにした。

○熱に触る 2 階理科室前の廊下天井を横断する換気ダクトは、4 種類 (段ボール、グラスウール、ステンレス、スチール) の材質を使い分け、建築設備の仕組みが感じられるものとし、壁面には断熱観察扉を設け、断熱材の有無・種類の違いによる効果を感じて体感できる工夫を施した。理科室内においては、クールヒートトレンチから上階の普通教室へ至るダクトに対し、保護外装および保温材を一時的に取り外し、直接ダクトおよびクールヒートトレンチの効果を体感できるようにした (図 9)。

○光の効果の見える化 理科室では、ライトシェルフによる室内側への昼光導入効果が季節や時間によって変動することを確認するため、天井面に目盛りを設け、視覚的に効果が分かる工夫とした。



Fig.9 Teaching Materials for Environmental Education

(3) 生徒の行動を誘発する「エコモニター」

各普通教室には、学校全体や教室内の環境データを表示様々なエコツール操作の手掛かりを与える表示装置「エコモニター」を設置した (図 10)。建物全体およびクラスごとのエネルギー状況をリアルタイムに把握することができる。操作に対するレスポンスが即時に得られ、省エネルギーのために工夫した運用の効果が見てわかる仕組みとした。



Fig.10 Eco Monitor

2.3 バイオフィリック・デザイン

(1) 自然と文化の叡智を活かしたデザイン

瑞浪市は、登り窯や伝統家屋、里山などの豊かな風土・歴史に恵まれた地域である。これらの歴史の叡智を模倣した環境デザインを導入した。瑞浪市の特産である陶器を製作する登り窯にヒントを得た、登り窯型自然換気システムや、市内で発掘された巻貝の化石をモチーフとしたらせん階段を空気取り入れ部としたクールヒートトレンチ、体育館のクジラ型形状を活用した集熱ルーフや自然換気等、瑞浪市の地形や気候、瑞浪らしさを組み合わせた (図 11)。



Fig.11 Shapes Standing for Conch and Whale

(2) 地産地消

校舎内各所の本質仕上げは瑞浪市産や岐阜県産の木材を使用し、外壁のタイルも瑞浪近辺の土を使って、瑞浪市内の工場で焼き上げたものであり、地産地消の考え方を取り入れた快適な空間づくりを行った。トイレも空気洗浄効果のある壁タイルを採用するなど、衛生的で洗練されたデザインとした。

3. 普通教室における温熱・空気環境に関する実測調査

開校後の2019年4月8日～7月19日の平日8:00～16:00の期間における、普通教室 (北棟3階1B) の空気温度、相対湿度、CO₂ 濃度に関して、中央監視装置による計測データを解析した。また、学校環境衛生基準に対して比較を行い、基準を満たす時間を集計した。

3.1 空気温度 (基準値: 17℃以上 28℃以下) 図 12 に空気温度の累積相対度数を示す。期間中は約 90%が基準値を満たしていた。基準を下回る時間帯は 8:00～9:00 の間が多くを占め、朝方に基準を下回る傾向があった。

3.2 相対湿度 (基準値: 30%以上 80%以下) 図 13 に相対湿度の累積相対度数を示す。期間中は約 95%が基準を満たしていた。4～5月の間は30%を下回る時間も見られたが以降は40%以上を満たし、6月27日以降は60%以上の日が続いた。

3.3 CO₂ 濃度 (基準値: 1,500ppm 以下) 図 14 に CO₂

濃度の累積相対度数を示す。期間中は約 94%が基準を満たしていた。使い始めの4月前半に基準値を超える時間帯が多かったが、以降は下がっていった。また、基準を満たさなかった時間帯にはばらつきがあり、時間との相関は見られなかった。

以上のことより、教室内の温熱・空気環境は、画工環境衛生基準を概ね満たしていることが分かった。また、空調や照明、カーテンの操作などで基準不適合の時間は大幅に減らせると考えられる。

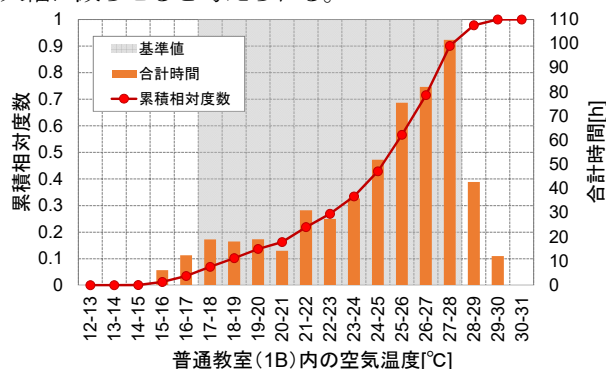


Fig.12 Cumulative Relative Frequency of Air Temperature

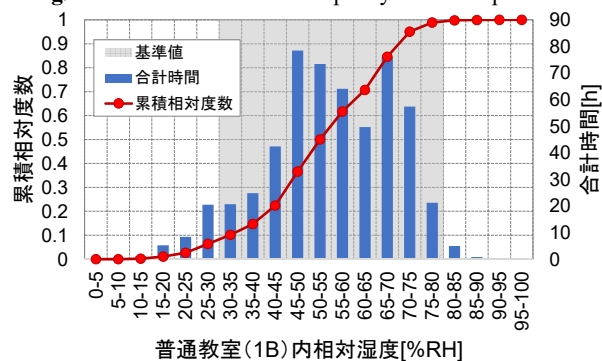
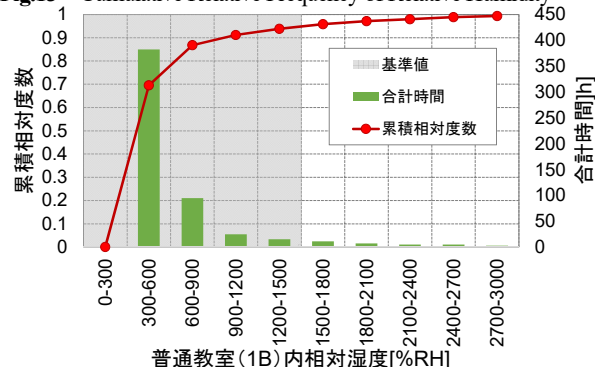


Fig.13 Cumulative Relative Frequency of Relative Humidity

Fig.14 Cumulative Relative Frequency of CO₂ Concentration

4. おわりに

本報告では、2019年12月に竣工したZEB達成を目指した公立中学校の概要について説明した。

ZEB 達成に関する建物エネルギー消費量の実態に関して、今後も継続して計測・検証を進めていく予定である。

【謝辞】瑞浪市関係者の皆様、工事関係者の皆様には多大なご尽力を頂きました。厚く御礼申し上げます。

某ショールーム・事務所の設備計画
Building Mechanical Planning of the Showroom and Office

○小 林 直 樹（竹中工務店） 粕 谷 敦（竹中工務店）
森 元 和 也（新晃工業）
Naoki KOBAYASHI*¹ Atsushi KASUYA*¹ Kazuya MORIMOTO*²
*¹ TAKENAKA CORPORATION *² SINKO INDUSTRIES LTD.

はじめに
本計画は、某空調機メーカーの旧施設を建替えてショールームと事務所機能を持った展示・交流拠点を新設する計画である。本建物及び実装する設備と展示物を活用した社内外とのコラボレーションを目的とし、利用者各々が「感じる、学ぶ、気づく」ことをコンセプトとしている。本計画拠点からオープンイノベーションを創出し、今後のサービス向上と事業拡大に寄与することを目指している。

1. 建物概要
図1に計画建物外観パースを、表1に建物概要・設備概要を、図2に建物配置計画を示す。建物配置計画は、建替え工事の既存建物機能確保と将来増築スペースを考慮してL型形状とした。また、敷地周辺建物に配慮して隣地側の開口部を最小限とし、隣地から離れた建物内側にLow-εペアガラスの開口部を確保したファサードを形成した。建物のボリューム構成は各機能の必要面積など諸条件から計画した。図3に建物フロア構成を、図4に建物断面構成を示す。1階は空調メンテナンス用の倉庫・作業・機器搬出入スペース、2階はオフィス、3階・屋上は展示やイベント対応スペースで構成しており、エントランスは1～R階まで吹抜け空間として各フロアを接続している。建物内には「感じる、学ぶ、気づく」のコンセプトを具現化するために、様々な空間・機能を設けている。特徴的な空間・機能を以下に示す。

(1) AIR DESIGN STUDIO
展示・教育・交流の核となるスペースである。空調機実機の展示や、多様な空調空気環境を体感できる体感ルーム、外部のライブ映像が投影可能なシアタールーム、交流イベントが開催可能なイベントスペースなどで構成している。

構造形式は将来の設備レイアウト変更等にも柔軟に対応するため、梁型が露出しないフラットスラブ形式を採用した。天井仕上げを無くした直天井と組み合わせることで設備配管等が主役となる空間とした。空気や水の流れを学べるように、配管・ダクトなどは用途毎に色分け塗装を施した(写真1)。



図 1 建物外観パース

表 1 建物概要・設備概要

所在地	大阪府寝屋川市
建物種別	事務所
構造・階数	RC・地上3階、塔屋1階
〔空調設備〕	
熱源設備 (オフィス・ショールーム)	空冷HPモジュールチラー：340kW 冷温水系統＋冷水専用系統 熱源送水温度可変制御
(作業エリア)	GHP マルチエアコン：22kW
空調換気設備 (オフィス)	外気処理空調機 (Coil to Coil レヒート型)＋VCS パーソナル空調
(ショールーム)	デュアルコイル型 アンダーフロア空調機
(イベントスペース)	2系統型空調機
(大会議室)	ヒートポンプ空調機
(エントランス)	外気処理空調機＋ポスト型FCU

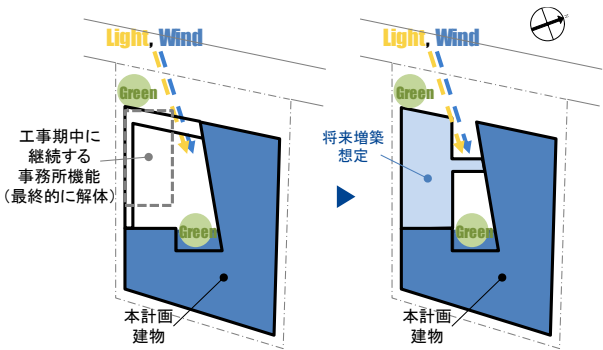


図 2 建物配置計画図

空調計画も同様にフレキシビリティを考慮し、展示空間への制約が少ないアンダーフロア空調方式を採用した。

ショールーム一角にある機械室は実際に稼働している空調機の展示も兼ねて計画した。機械室内部で実機の音やスケールを体感できる。更に機械室前面をガラス張りとする事で、空調機器の展示・視認性を高めた(写真2)。

(2) オフィス

オフィスは社員同士のコミュニケーションが促進されるような明るく開放的な空間を目指し、これから求められるオフィスの快適性・知的生産性と省エネルギー性の両立及び使用形態に適した建築・設備計画を実施した。

建築断面構成は階高 4.3m、天井高 3.0m、OAフロア H=600mm とそれぞれゆとりがある断面構成とすることでフレキシビリティを持たせた。

空調方式は冷媒自然循環システム(VCS: Vapor Crystal System)を用いたパーソナル空調方式とし、デスク組込型の吹出口を設置した(写真3)。個々人の好みに対応した温熱・空気環境をつくりだすことで知的生産性の向上も狙いとしている。

照明計画は執務者入退館が多い条件に最適なタスク・アンビエント方式を採用した。

働き方を発信するためにオフィス内の一部に体感・展示スペースを設置した。パーソナル空調体感デスクの床面には VCS 室内ユニットが見られるようにガラス張りの床を形成することで見て、感じて、学べる環境を創出した(写真4)。

(3) エントランスホール・ロビー

1階エントランスホールから3階の AIR DESIGN STUDIO へ向かう縦導線の期待感を高めるため、4層吹き抜けのダイナミックな空間とした。吹き抜け空間は余分なエネルギー消費が少ない居住域空調方式を導入した。

空調機メーカーとしての BI(ブランド・アイデンティティ)を象徴するために空調機能と意匠機能の適合を図った。特にエントランスホールやロビーでは目立つ場所に各階形状を変えたポスト型ファンコイルユニットを配置し、稼働する空調機器を見せる演出とした(写真5)。

(4) 屋上設備スペース

屋上に設置する熱源や各空調機器も見学導線の一環として見て、触れて、感じられるように歩廊スペースや機器廻りの体感スペースを配置した(写真6)。また、今後の設備増設や更新等にもフレキシブルに対応できるように将来設備基礎を全面的に配置している。

2. 熱源・空調設備概要

本計画では、建物内の各用途と使い方に適合した空調方式を導入することで、様々な空調システムを来館者に見せる計画とした。

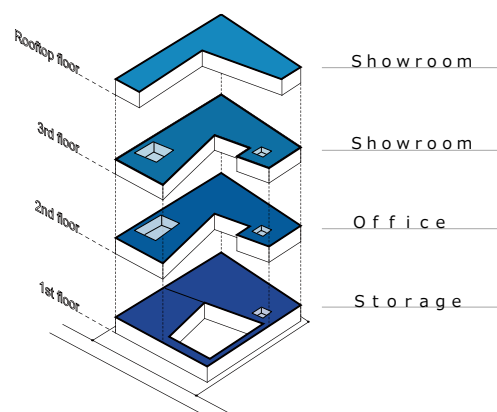


図3 建物フロア構成図

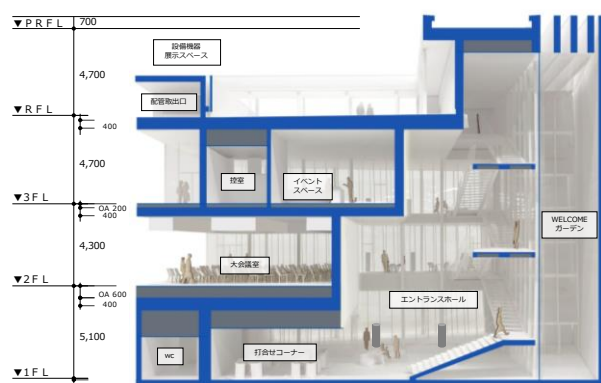


図4 建物断面構成図



写真1 梁型の露出しない構造計画・塗装した配管等



写真2 空調機を見せるガラス張りの機械室

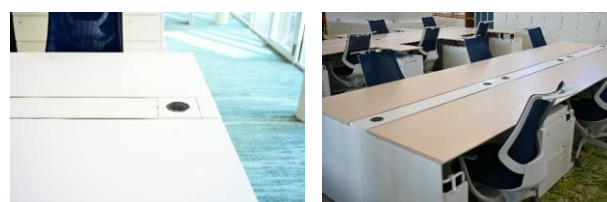


写真3 卓上パーソナル空調組み込みデスク

熱源システム及び特徴的な空調設備を以下に示す。

(1) 熱源システム

熱源は小容量に対応したセントラル熱源として最適な空冷 HP モジュールチラーを採用した。

冷温水配管は負荷需要へのフレキシブルな対応を想定し、冷温水系統と通年冷水系統の 2 系統を持った 4 管式を採用した。夏期は潜熱・顕熱分離空調方式に対応するため、2 系統ある配管系統は中温冷水系統、低温冷水系統として 2 温度帯を使い分ける計画とした。空調機・FCU は冷房時に主として中温冷水コイルにより負荷処理を行う。ただし空調機において負荷処理能力が不足する場合は低温冷水コイルによる負荷処理を追加する。中温冷水系統は熱源 COP 向上が期待できるため建物の省エネルギー性向上に寄与する。

(2) デュアルコイル型アンダーフロア空調機

ショールームの空調方式として、潜熱・顕熱分離空調方式と展示スペースに制約が少ないアンダーフロア空調方式を組み合わせたデュアルコイル型アンダーフロア空調機を導入した(図 5)。外気処理系統(潜熱処理コイル)と室内循環系統(顕熱処理コイル)をそれぞれ分離し、低温冷水系統の潜熱コイルと中温冷水系統の顕熱コイルを使い分けることで熱源を含めたトータルシステムとして省エネルギー性及び快適性の向上を図った。導入外気量は室内 CO₂濃度による比例制御を行うことで消費エネルギーを低減する。室内の潜熱処理要求に応じて空調機内の風道を切り替えるダンパー制御も搭載した。

(3) Coil to Coil レヒート型冷温水外調機

オフィス等の外気導入は除湿性能の確保と快適性を両立する Coil to Coil レヒート型冷温水外調機で行う計画とした。図 6 に同空調機のシステム概要を示す。同空調機は冷房時の再熱源として外気を利用するため、温熱源を必要としないことを特徴としている。また、本計画で導入した同空調機は、空調機内にモータダンパーを複数台設置し、再熱の有無や外気冷房などの各モードに応じて、必要なコイル上のみを風道とするように計画した。この機能により各空調モード時に機内圧損を最小限とすることで空気搬送動力を低減する。また、オフィス内の CO₂濃度を計測し、変風量制御を行うことで更なる省エネルギー化も図った。

(4) 冷媒自然循環システムを用いたパーソナル空調

オフィスは冷媒自然循環システム(VCS : Vapor Crystal System)によるパーソナル空調方式を導入した。VCS とは冷媒自身の比重差により冷媒を自然循環させる空調システムであり、冷媒の搬送動力を必要としない。また、凝縮器・蒸発器を利用して冷温水と冷媒を熱交換するため、オフィス内に冷温水配管を敷設しないことにより漏水リスクが軽減される。セントラル熱源で個別分散空調の利便



写真 4 VCS 室内ユニットを見せるガラス床



写真 5 各階で形状が異なるポスト型 FCU



写真 6 屋上設備スペース

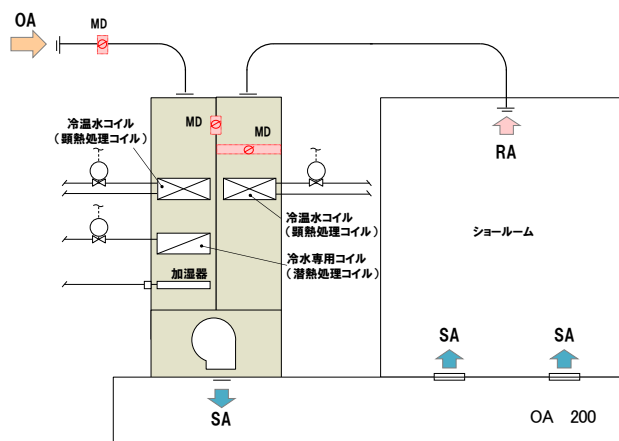


図 5 デュアルコイル型アンダーフロア空調機

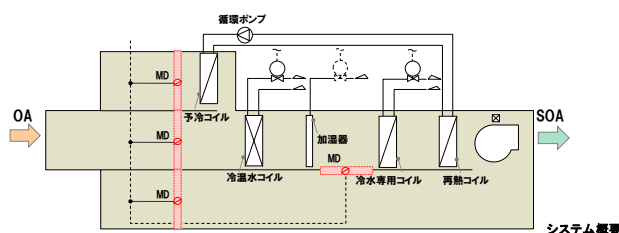


図 6 Coil to Coil レヒート型空調機

性を確保できるというメリットもある。同システムのご概念図を図7に示す。

オフィス内のOAフロアは高さ600mm確保し、VCS室内ユニットをOAフロア内に設置した。アンビエント空調はOAフロア内をSAチャンバーとしたアンダーフロア空調方式を採用し、パーソナル空調はOAフロア内の室内ユニットからSA・RAそれぞれダクティングすることでアンビエントシステムと切り離れた単独の送風システムとした。オフィスの空調システムを図8に示す。

パーソナル吹出口は個人々で操作しやすい位置に配置し、かつ簡易に風向調整が可能な機構で非使用時に全閉できる製品を採用した(写真7)。

3. 環境性能

本計画は環境性能評価としてCASBEE-建築(新築)2016年大阪府版及び省エネ法準拠エネルギー消費性能計算プログラム(非住宅版)標準入力法による評価を行った。CASBEEスコアはBEE=3.1でSランクを達成した。(図9)省エネルギー性能は基準一次エネルギー消費量に対して41%削減となるBEI=0.59、外皮性能は年間熱負荷係数が基準値に対して32%削減となるBPI=0.68を達成した(図10)。

多くの方式を導入した空調の省エネルギー性能はBEI/AC=0.72となり、各システムの展示機能と省エネルギー性能を両立した。

4. まとめ

某空調機メーカーの展示・交流拠点新設計画において「感じる、学ぶ、気づく」というコンセプトに基づいた様々な空間・機能の事例を示した。

建築設備として実際に稼働している熱源・空調機器や空調配管・ダクト等、空調に関連するものを建物の各所で体感できるように複合的な建築・設備計画を実施した。

今後は運用時の「学び、気づき」を得るために計測データ等の分析を実施していく。

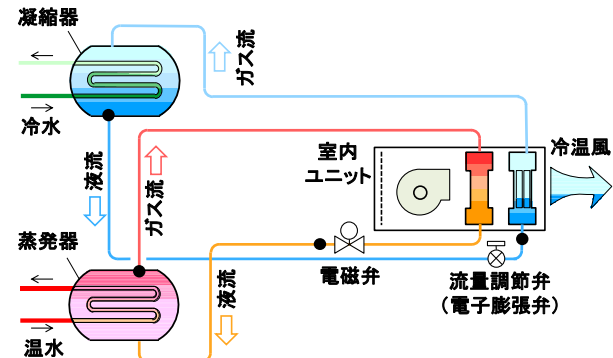


図7 VCSシステム概念図

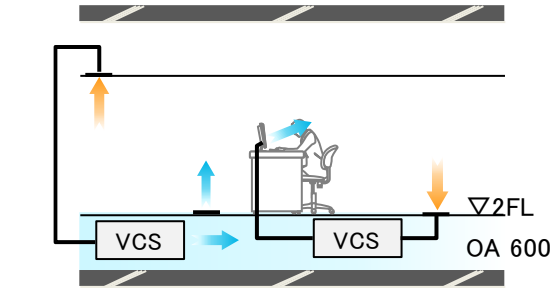


図8 オフィスの空調システム図



写真7 パーソナル吹出口の配置及び形状

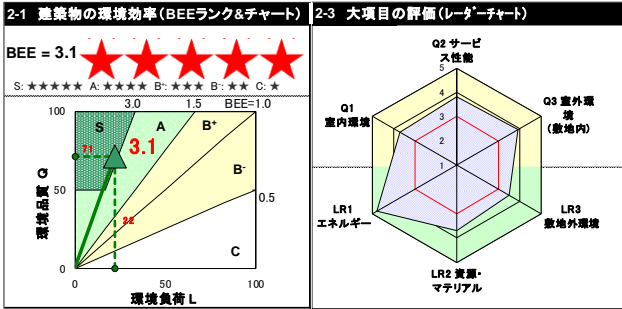


図9 CASBEE評価結果

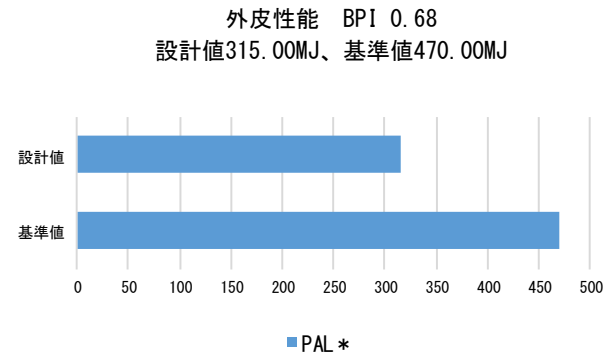
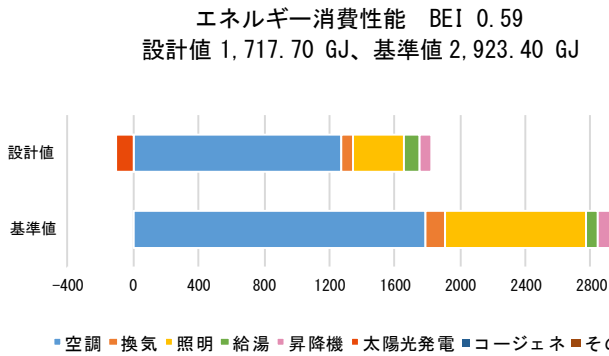


図10 エネルギー消費性能及び外皮性能

松山赤十字病院／サスティナブルプロジェクト Matsuyama Red Cross Hospital / Sustainable Project

○浅川 卓也（日建設計）

Takuya ASAGAWA*1

*1 NIKKEN SEKKEI LTD

1. プロジェクト全体の概要

1.1 理念

人道、博愛、奉仕の赤十字精神に基づき、医療を通じて地域社会に貢献することを基本理念に掲げている病院として、「快適な療養環境の創出と提供」、「環境に優しいガーデンホスピタル」、「自然エネルギーを活用したエコホスピタル」を目指した省CO₂技術の構築・運用すると共に、地域の環境に優れたモデルケースとしてエコ情報・活動を地域に発信し普及・波及する事を意図した新病院建て替え計画である。



図1 南西側外観イメージ

1.2 プロジェクト方針

- (1) 地域から信頼と急性期・高度医療への期待に応える地域医療支援病院の整備を目的として、事業者の松山赤十字病院と設計者の日建設計が一体となり、松山赤十字病院サスティナブルプロジェクトを構築。
- (2) 環境モデル都市松山の環境への取り組みと、本施設の環境への取り組み活動・情報を相互共有し、「設計段階から運用段階」まで包括的に連携を図りながら、「快適な療養環境の創出と提供」、「環境に優しいガーデンホスピタル」、「自然エネルギーを活用したエコホスピタル」の実現に向け、松山赤十字病院サスティナブルプロジェクトを推進する。
- (3) 運用開始後は、本施設に関わる人々に対し、省エネ診断・環境教育を継続的に展開し、地域のリーディングエコホスピタルとして、その取組や成果を広く展開していく計画である。

2. 省CO₂技術のアプローチ

松山赤十字病院サスティナブルプロジェクトを構築していくにあたり、以下の6つのキーワードと具体例を紹介する。（システム概要を図2に示す）

取り組むこととした。

(1) 自然環境と共存

- ・「太陽光発電、太陽熱給湯、自然採光、日射を活用した自然換気」など太陽の恩恵を活かす省エネ手法に対し、相反する外皮負荷抑制には、屋上緑化、高反射塗料、Low-Eガラス、日射負荷が特に大きい南面は建築ファサードを工夫し「自然採光と日射負荷低減」等を巧みに組み合わせている。
- ・電炉材などのリサイクル材、愛媛県産材の木材利用、井水の未利用熱活用などを計画している。

(2) 安心で快適なエコホスピタルの構築

- ・清浄度が高いレベルの部屋に対し清潔で安心な空気環境作りにデシカント式外調機を採用。
- ・快適でエコな病室環境として、4床室のベッド毎の温調や、照明には調光・昼光センサーなどを採用。
- ・手術室には国内初のHFC冷媒を使った放射式空調を採用。患者・執刀医に優しくエコな手術室を実現。

(3) 省エネ技術の利用

- ・IT製品、センシング技術、厨房機器のデマンドデータを統合し厨房換気エネルギーを低減。
- ・高効率機器、水蓄熱槽、換気排熱・地熱利用機器等を採用し大幅にLCCO₂を低減。

(4) 広めるエコ・続けるエコの発信

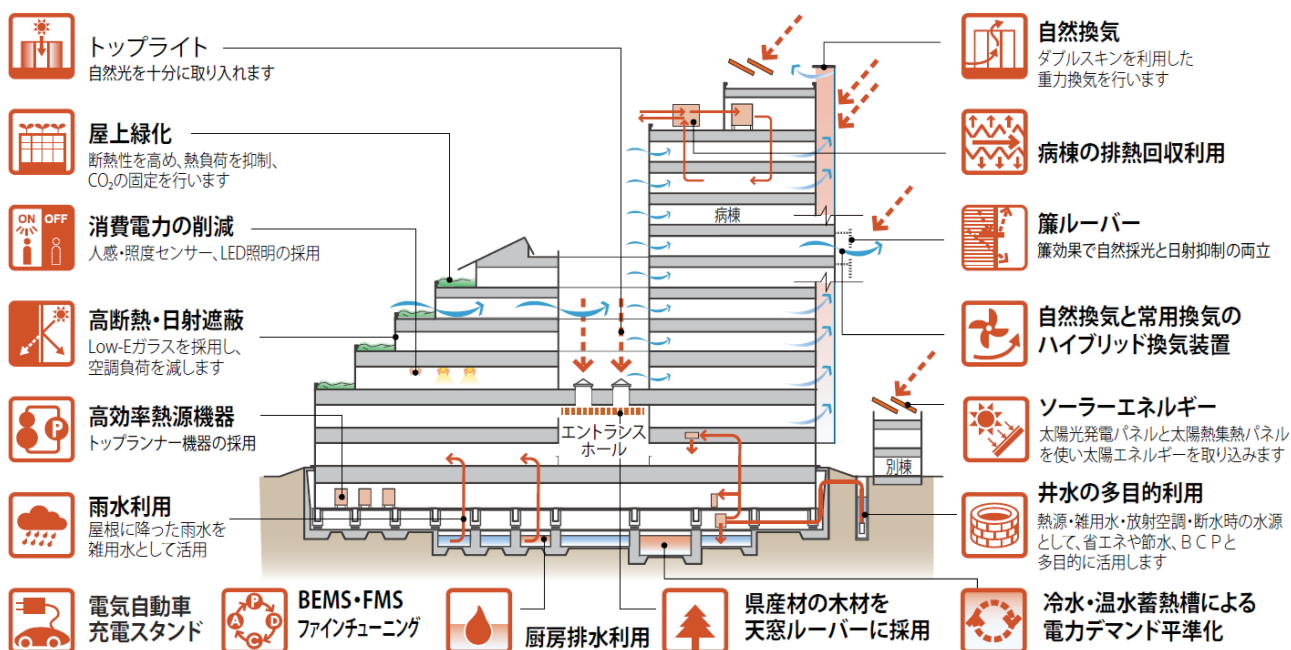
- ・BEMSを単なる見える化に留めず、院内スタッフがエコ活動に取組みし易いようスマート端末と連携したBEMSを構築。更にweb対応型FMS（維持管理ツール）を統合し、設備の計画・運用・保全・改修に於いて、ライフサイクルCO₂低減を目的とした取り組みができるシステムを構築。

(5) 非常時のエネルギー自立と省CO₂を両立する取組

- ・非常時に限られた資源でエネルギー自立を果たすには「省エネルギー手法」の取入れが最も有効手段と考え「自然エネルギー利用、雨水・排水のリサイクル、インフラの多元化」などを計画。平常時は他のシステムと組み合わせ環境に優しく、高い省CO₂技術として構築。

(6) 環境モデル都市まつやまへの波及と普及への取組

- ・環境モデル都市松山と本施設の環境配慮取り組み活動・情報を共有し、地域社会に広くエコ活動が広がる建築計画を構築。


 図2 省CO₂技術のアプローチイメージ

3. 省CO₂技術の具体例の紹介

前述の6つのキーワードのうちいくつかの省CO₂技術を紹介する。

3.1 自然環境と共存

(1) 風と日射を活かした自然換気 入院患者やその家族にとって心地よい室内環境を目指すべく、空調に頼らない自然換気を計画。1) 南面病室は東側からの最多風向の地域特性を活かし、東西・北面突出し窓から風圧により外気を導入。2) デイルームは昼間利用が多い用途特性を活かし、病室系統と同様の方式で外気を導入し、南面ダブルスキンを抜けPH階ソーラチムニーにて排出するパッシブ換気を計画。図3に自然換気イメージを示す。

(2) 自然光と建物の共存 日照時間が長い地域特性を活かすべく自然採光を活用しつつ、日射負荷抑制が増える相反関係を解決するべく建築庇と垂直面を簾状にした建築ファサードにより南面の日射を遮りながらライトシェルフ効果による自然光を導入し視認性を確保しながら照明電力・空調負荷削減を計画。図4に南側4床室の断面図を示す。

(3) 自然エネルギー利用 松山市サンシャインプロジェクトに代表される太陽エネルギー設備利用を本施設においても「太陽光発電、太陽熱給湯、電気自動車充電スタンド」を病院敷地内に整備。これらの設備を核に市民・企業・行政といった地域社会全体との連携を踏まえたエコ計画を推進する。

(4) リサイクル材の利用 愛媛県産材の木材利用(図5)、鉄筋・小梁に電炉材利用、フライアッシュセメント利用など建設段階での省CO₂に寄与するリサイクル材を積極的に採用。

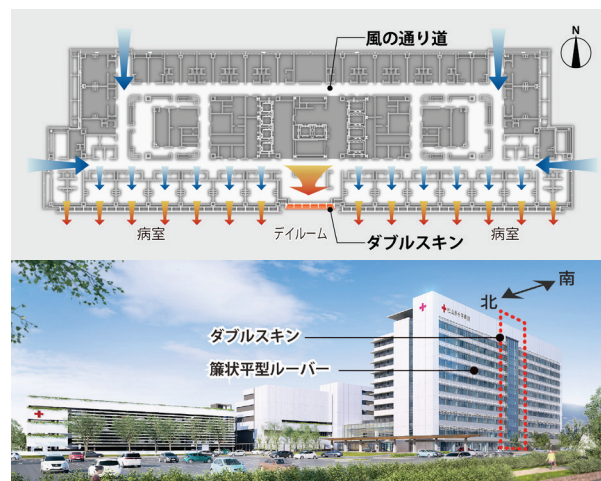


図3 病室階自然換気イメージ

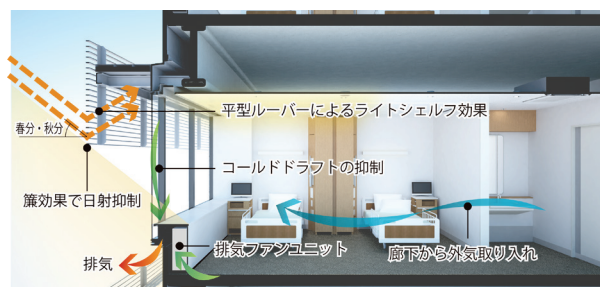


図4 自然採光と日射遮蔽を両立した南側断面イメージ



図5 自然光と県産木材を使ったエントランスイメージ

4. 手術室の放射・対流併用空調システムの開発

4.1 開発背景

手術室内では、手術時に医療スタッフや医療機器等からの発熱が多いため、年間を通して冷房運転を行う場合が多い。更に、手術室内の空気清浄度を維持するため、天井から吹出された清浄空気が直接手術野に供給される。このため、患者は手術中、常時天井からの冷気流に曝される。これにより局所的な体温低下やそれに伴った手術部位感染や麻酔覚醒の遅延など、患者の術後の回復や健康状態にも影響を与える可能性が示唆されており、術中の低体温防止は患者の体調管理上、重要な課題となっている。また、近年術中に発生するサージカルスモークにより医療従事者が汚染物質を吸い込むことで健康被害が発生しているとの報告がある。そこで、従来空調である対流空調（以下、対流空調）に加え、天井面及び壁面に放射パネルを導入することで、冷気流の吹き出し温度や風量を緩和し、患者の低体温化を防止、安定した空気清浄度を提供すると共に、サージカルスモークの拡散を抑制できる可能性があると考え、放射・対流併用空調方式を新規開発に至った。

4.2 開発技術

図6に新規開発した空調システムを示す。特徴として、①天井、壁面に放射パネルを設置し多くの室内発熱を除熱。手術内容により不足する発熱や、急冷・急暖要求があった場合は壁面にビルトインしたファンコイル（以下従来空調と呼ぶ）により天井面からの冷暖房空気を送風。この従来空調システムは放射パネルで室内熱処理が可能時は清浄度維持のために運転。②放射パネルへの熱源は、水温を嫌う部屋でもあるため国内空調技術としては初の冷媒を用いている。③冷媒を製造する熱源ユニットの熱源水として、15～40℃程度で年間冷暖房が可能な熱源ユニットを開発し、夏は冷却水等の排熱を用いて空調が可能で省エネルギーなシステムとなっている。

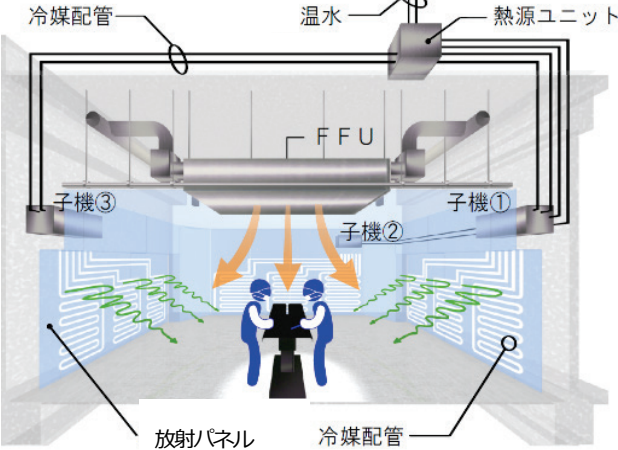


図 6. 開発システムのシステムフロー図

4.3 執刀医及び患者を模擬した被験者実験

(1) 実験概要 前述の温熱環境実験を対象に、放射空調及び対流空調の両空調方式において執刀医及び患者の双方が在室する状態を模擬した2ケースの被験者実験を実施した。

(2) 被験者概要 健康な成人男性8名とした。被験者は実際の執刀医及び患者を再現するため、前者は実際に手術に使用される手術服(キャップ、マスク、手術服上下)を着用し、後者は腹部が手術野となるドレープで身体を覆うことで再現した。また執刀医に関しては、手術中の作業を再現するため、測定時間中は、軽作業を実施した。

(3) 測定項目 1) 温熱生理量被験者の左半身に熱電対を貼り、皮膚温8点(前額、腹部、背中、前腕、手背、大腿、下腿、足背)及びサーモカメラを用い体表面温度を測定。2) 心理量被験者には、実験終了後に温冷感、気流感、発汗感、快適感に関する主観申告アンケートを実施した。

(4) 実験結果 温熱生理量表1、表2に患者の部位別皮膚温の平均値を示す。執刀医の位置における環境設定は両空調方式でPMV=0と同一であることから、平均皮膚温の差は0.2℃程度と空調方式による差はあまり見られなかった。一方、患者の皮膚温では、全部位において対流空調時の皮膚温が低くなり、特に患者の手術野を想定した腹部の温度は約1.1℃程度低くなる。これより、放射空調導入時では手術中に患者の術部において低体温化を抑制できる可能性が示唆された。

	Case1-1		Case1-2	
	執刀医	患者	執刀医	患者
前額	33.5±1.2	33.7±1.7	32.2±0.4	32.9±0.5
腹部	33.7±1.0	33.1±0.8	33.7±1.6	32.0±1.3
背中	35.1±0.4	36.5±0.6	35.1±0.3	36.2±0.7
前腕	33.2±1.7	34.7±1.4	32.9±0.9	34.1±1.0
手背	32.8±1.0	34.3±1.7	32.4±1.2	33.6±1.8
大腿	32.7±0.7	34.6±1.3	32.2±0.7	34.5±1.4
下腿	32.6±0.8	34.0±2.0	32.4±0.6	32.7±1.3
足背	29.2±1.5	31.4±3.1	30.4±3.1	30.8±2.9
平均皮膚温	32.9±0.5	33.7±0.8	32.7±0.6	32.9±0.8

表1 実験結果(皮膚温：平均±SD)

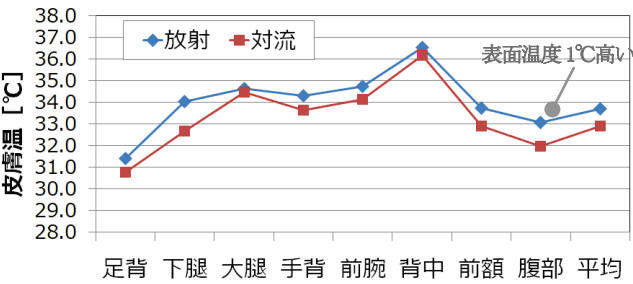


表2 実験結果(各部位の平均皮膚温) 患者

4.4 室内空気環境試験

(1) 従来空調方式の課題 開発背景で書いたように、従来空調方式では天井からの冷気流が常に術野に向かって供給されている環境である。このことによる課題として、①低温冷房気流による縮流で清浄領域の減少が起こり手術部位感染率が上昇する可能性がある。②低温冷房気流による縮流で不均一な送風によりサージカルスモーク(電気メス粉塵)が拡散し執刀医、医療スタッフの健康被害へ繋がる恐れがある。③冷風により患者の体温低下により局所的な体温の低下、麻酔覚醒の遅延が示唆されている。

こうした課題事項の共通点は、冷房気流による影響が大きいと考え実際の試験を行う前にシミュレーションによる解析結果を踏まえ気流可視化による検証を行った。図7では空調方式違いによる清浄度の影響についてシミュレーションを実施した。従来空調方式が室温-2℃程度で吹出した場合、開発空調システム(放射空調)は室温と同温程度で送風した場合を比較すると、術野付近で清浄度へ影響あることが示唆された。

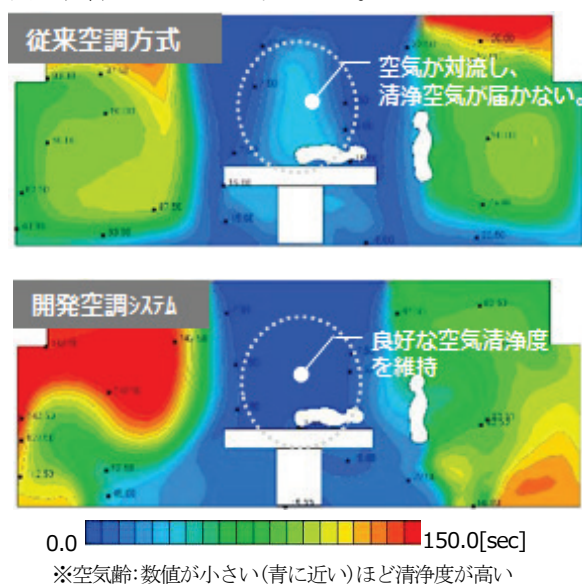


図7 空調方式違いによる清浄度の影響

(2) 実験概要 シミュレーション結果をもとに空調方式違いによる清浄度への影響とサージカルスモーク拡散について評価を行う。試験パターンとしては室内設定温度22℃に統一し、(1)対流式空調：吹き出し温度を20℃程度にし、術台上胸部、腹部、脚部の3か所でそれぞれ測定。(2)放射式空調：吹き出し温度を22℃程度にし、術台上胸部、腹部、脚部の3か所でそれぞれ測定。測定には、スモークマシンを用いてレーザー光を用いた可視化による目視確認。サージカルスモークは、鶏肉を用い電気メスにより、肉片を切る事でサージカルスモークを発生させレーザー光を用いた可視化による目視確認をそれぞれ行う。

(3) 実測結果 解析で得られた傾向と類似した結果となっており、特にサージカルスモークの試験では執刀医の呼吸域において、放射空調を導入することで、対流空調よりも煙の吸引量が低減できる可能性が示唆された。尚、本比較試験では対流式空調の場合、場所による差が大きく、胸部では放射空調と同様の傾向があったが、腹部では上記のような結果となった。この理由として、術野の上胸部、腹部、脚部風速測定から、部位により大きく異なることから吹出口形状、冷房の縮流現象影響が大きいと考えられる。図8に実際の可視化画像を示す。



図8 サージカルスモーク発生時の可視化画像

5. まとめ

今後、更に医療技術が高度化し医療施設のエネルギー多消費化が進むことが予想され、そうした医療環境の変化に対し、医療の質を落とすことなく、更なる省エネルギー化へ向け新たなチャレンジ、技術開発を継続していくつもりである。冒頭に挙げた、医療を通じて地域社会に貢献し「癒される空間作りによる患者のQOL向上」を目指し、「環境にやさしい病院」の実現に向けこれからもチャレンジしていく所存である。

パーソナル空調方式における吹出気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 3) P.V. 法による吹出口モデルを用いた執務者周辺の温熱環境評価

CFD Modeling of Airflow through Personal Air Supply Terminal

(Part 3) Thermal Environment around Occupant predicted by P.V.Method for Supply Terminal

○西堀 啓規 (大阪市立大学)

小林 知広 (大阪大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

Hiroki NISHIHORI *¹

Tomohiro KOBAYASHI *²

Noriko UMEMIYA *¹

*¹Osaka City University

*²Osaka University

The purpose of this study is to establish a computational fluid dynamics (CFD) modeling method of the airflow from ceiling-mounted personal air supply terminal and evaluates the indoor environment using it. In this paper, the effect of airflow from personal air supply terminal on the thermal environment around occupant is considered by CFD analysis using the P.V. method. We use CRI3 and SET * to evaluate the thermal environment, and clarify the effects of personal air conditioning system in terms of comfort.

1. はじめに

近年パーソナル空調方式は省エネルギー性や個々の快適性の向上から、多様な働き方に対応できる空調方式としてオフィスへの導入について関心が増加している^{1,2)}。パーソナル空調方式は従来の空調方式より複雑な室内気流場が形成される傾向にあるため、室内に形成される不均一な気流場や温度場によって予期せぬ不快感が引き起こされる可能性があり、設計段階から綿密な検討が必要となる。検討を行う際には設計条件をパラメトリックに変更してその影響を検討する必要があるが、そのような場合には CFD 解析を用いた検討が有効と考えられる。比較的大きな執務室空間への適用には解析精度や解析時間に関して実用的な CFD モデリングが必要となる。

既報³⁾では P.V. 法^{4,5)}を用いたパーソナル吹出気流のモデリングを行い、P.V. 法を用いることで計算格子の単純化による解析精度の悪化を防ぎ、残風速 0.5 m/s の到達距離を概ね再現可能である結果を示した。

本報ではパーソナル風量とアンビエント風量の風量比をパラメータとした CFD 解析を行い、パーソナ

ル気流の風量が執務者周辺の温熱環境に及ぼす影響について考察する。また温熱環境の評価には CRI3 と SET* を用いて快適性の観点からパーソナル気流の効果を評価する。

2. CFD 解析概要

2.1 解析空間

Fig.1 に CFD 解析で再現する執務室を示す。解析対象である執務室は幅 63.2 m、奥行き 25.9 m、天井高 2.85 m の大空間である。本報では執務者周辺の温熱環境を対象としているため、Fig.2 に示す執務室の 1 スパン分を解析領域としている。解析領域の大きさは 6.4 m (X) × 2.85 m (Y) × 21.5 m (Z) である。室内には 36 個の人体を模擬した発熱体を設けており、パーソナル吹出口はこれと同数設置している。アンビエント空調には一般に用いられる吹出口として角型アネモを想定し、近藤ら⁵⁾のモデリング手法を用いて再現した。パーソナル空調とアンビエント空調から流入した空気は天井面に設置した還気口と床面に設置した排気口から流出させる。また人、机上面

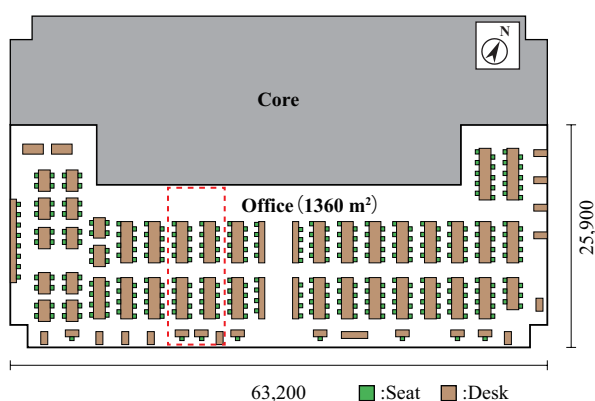


Fig.1 Target Office by CFD analysis

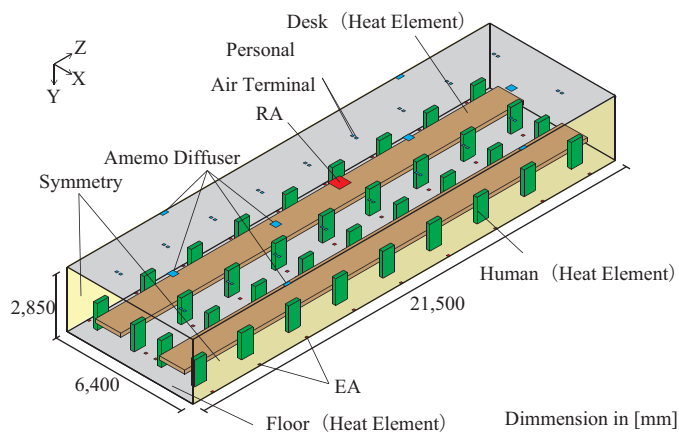


Fig.2 Analysis Domain

及び床面は発熱体であり熱流束を規定した。計算格子を Fig.3 に示す。水平方向の分割幅は 50 mm 等間隔で、鉛直方向は天井から 200 mm は 25 mm 等間隔、それより下では 50 mm 等間隔としており総計算格子数は 3,230,688 である。

2.2 解析条件

解析条件を Table 1 に示す。パーソナル吹出気流の吹出風量比を 10%～50%で変化させて検討を行う。熱負荷は人体 60W × 36 個、その他の発熱を床面積あたり 40W と想定し机上面と床面から発生させており、熱負荷の合計は 7,477 W である。室温 26℃、吹出温度 17℃を想定し、吹出風量を 2,477 m³/h とした。Table 2 に解析手法、Table 3 に境界条件と P.V. 法の

風速規定値を示す。パーソナル気流の風速規定値は各条件の風量における詳細解析の風速規定面高さの値を抽出し、面積重み付け平均したものを与えている。アネモ型吹出口は近藤ら⁵⁾の実験値を使用し、風量の比率を乗じた値を Fig.4 に示すように与えた。

2.3 評価手法

執務者周辺の室内環境を風速分布、温度分布及び CRI3⁶⁾ の分布を用いて評価する。CRI3 は対象とする冷熱源における温度降下を全冷熱源における温度降下で除した値であり、対象の冷熱源の各地点における温度降下の寄与率を意味する。

$$CRI3(X) = \frac{d\theta(X)}{d\Theta(X)} \quad \cdots(1)$$

Table 1 CFD Analysis Case

	Case1		Case2		Case3		Case4		Case5	
	[%]	[m³/h]	[%]	[m³/h]	[%]	[m³/h]	[%]	[m³/h]	[%]	[m³/h]
Personal	10	248	20	495	30	743	40	991	50	1239
Ambient	90	2230	80	1982	70	1734	60	1486	50	1239

※Airflow from personal air supply terminal is the sum of 36 units

Table 2 Analysis Condition

Analysis Domain	6,400(X) 2,850(Y) 21,500(Z) mm	
CFD code	ANSYS Fluent 17.0	
Turbulence Model	SST <i>k-ω</i> Model	
Algorithm	SIMPLE	
Total Number of Cells	3,230,688	
Discretization Scheme	Gradient	Green Gauss Cell Based
	Pressure	Body Force Weighted
	Other	QUICK

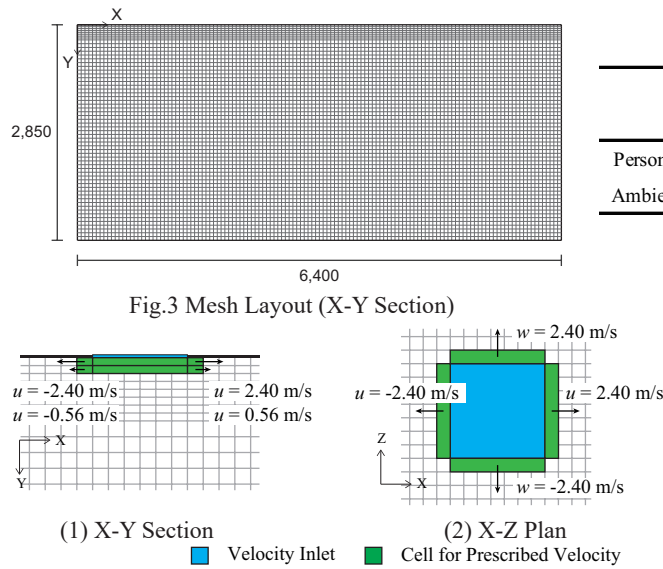


Fig.4 Schematic of P.V. Method for Anemo Diffuser

Table 3 CFD Boundary Condition and P.V. Value

		Case 1		Case 2		Case 3		Case 4		Case 5	
		Personal	Ambient	Personal	Ambient	Personal	Ambient	Personal	Ambient	Personal	Ambient
Inlet	<i>u</i>	0.09	0	0.19	0	0.28	0	0.37	0	0.47	0
	<i>v</i>	0.19	1.15	0.38	1.02	0.57	0.89	0.76	0.76	0.96	0.48
	<i>w</i>	0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
	<i>k</i>	1.1E-03	2.0E-02	4.4E-03	1.6E-02	9.9E-03	1.2E-02	1.8E-02	8.8E-03	2.7E-02	3.4E-03
	<i>ω</i>	1.1E+01	2.8E+00	2.2E+01	2.5E+00	3.2E+01	2.2E+00	4.3E+01	1.9E+00	5.4E+01	1.2E+00
Outlet		RA : 1.34 m/s EA : 0.57 m/s									
P.V.	Personal	Positive	Negative	Positive	Negative	Positive	Negative	Positive	Negative	Positive	Negative
	<i>u</i>	0.22	-0.22	0.44	-0.44	0.68	-0.68	0.90	-0.90	1.13	-1.13
	<i>v</i>	0.42	0.42	0.84	0.84	1.26	1.26	1.68	1.68	2.08	2.08
	<i>w</i>	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	<i>k</i>	0.04	0.04	0.17	0.17	0.38	0.38	0.67	0.67	1.05	1.05
	<i>ω</i>	54.4	54.4	108.3	108.3	164.4	164.4	219.4	219.4	274.3	274.3
	Anemo	Upper	Bottom	Upper	Bottom	Upper	Bottom	Upper	Bottom	Upper	Bottom
	<i>u</i>	5.76	1.33	5.12	1.19	4.48	1.04	3.84	0.89	-3.20	-0.74
	<i>v</i>	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	<i>w</i>	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00	0.00
	<i>k</i>	0.39	0.02	0.35	0.02	0.31	0.02	0.26	0.01	0.22	0.0
	<i>ω</i>	14.1	3.3	12.6	2.90	11.0	2.54	9.4	2.18	7.8	1.8

3. 解析結果と考察

3.1 風速分布

Fig.5 に $Z=8,450$ における風速分布を示す。Case 1 の風量比 10% (1 台当たりのパーソナル風量 $6.9 \text{ m}^3/\text{h}$) の条件ではパーソナル気流が吹出口周辺ですぐに拡散し、居住者まで到達していないことがわかる。Case 3 の風量比 30% (1 台当たり $20.6 \text{ m}^3/\text{h}$) の条件でようやく居住域まで気流が到達している。Case 4 の風量比 40% (1 台当たり $27.5 \text{ m}^3/\text{h}$) の条件で頭部周辺に約 0.24 m/s 、Case 5 の風量比 50% (1 台当たり $34.4 \text{ m}^3/\text{h}$) の条件で頭部周辺に約 0.30 m/s 程度の気流が到達している。この結果から居住域に気流を到達させるためには、1 台当たり $20 \text{ m}^3/\text{h}$ 程度吹き出す必要があると言える。

3.2 温度分布

Fig.6 に $Z=8,450$ における温度分布を示す。風速分布と同様の傾向を示しており、Case 1～4 の条件では執務者周辺の温度低下は見られないが Case 5 では居住者の頭部周辺でアンビエント温度と比較して 0.5°C 程度の温度降下が確認でき、執務者周辺の温度低下を目的とすると風量比 40%～50% 程度、1 台当たりの風量では $28 \text{ m}^3/\text{h} \sim 35 \text{ m}^3/\text{h}$ 程度の風量を吹き出す必要があると言える。

3.3 CRI3 分布

Fig.7 に CRI3 の分布を示す。風量比 10%、20% では天井から 500 mm 程度までの温度降下に寄与しているのみで居住域ではパーソナル気流は効果がないと言える。風量比 30% の条件ではじめて頭部周辺の

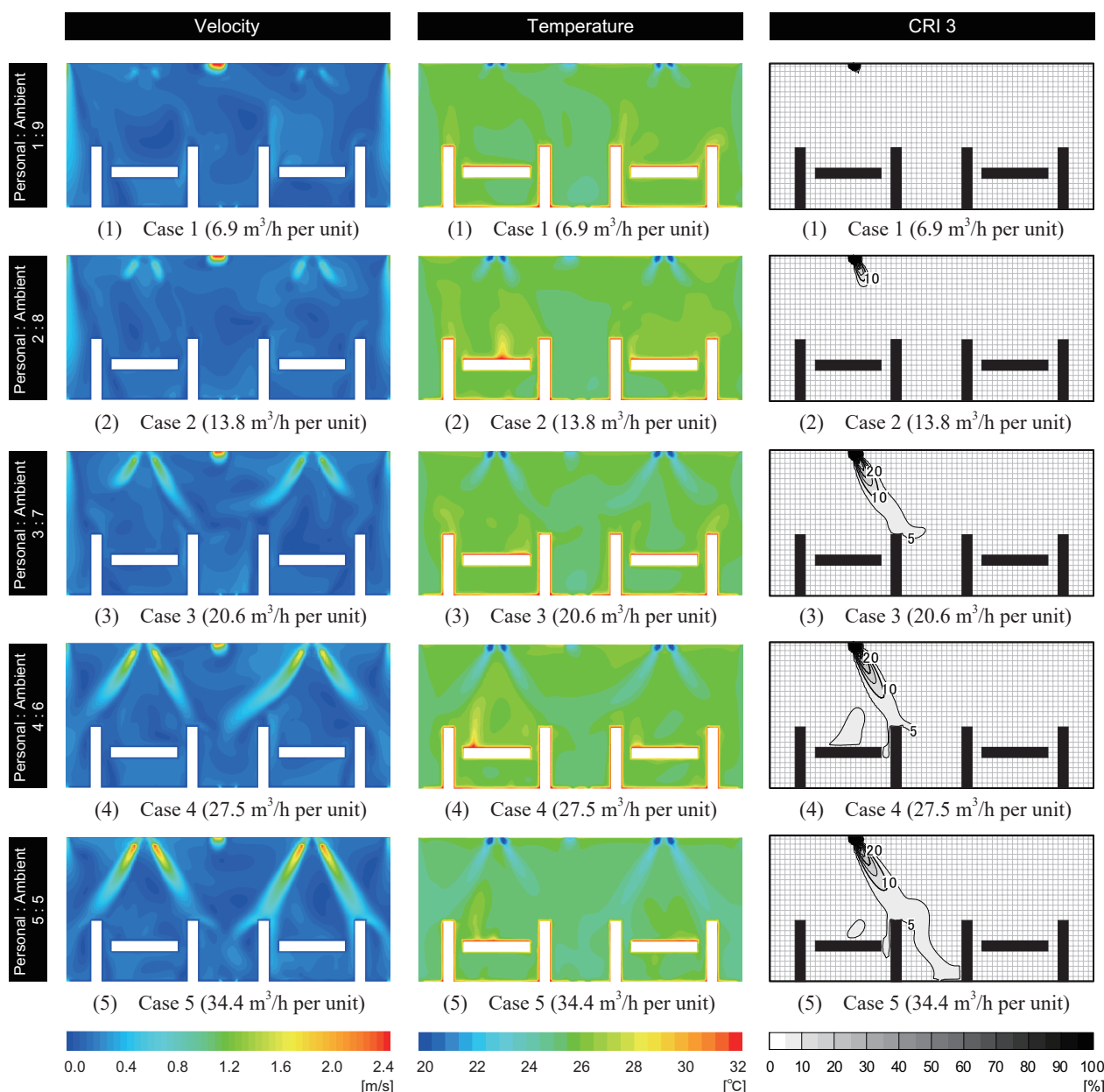


Fig.5 Contour of Velocity Magnitude

Fig.6 Contour of Temperature

Fig.7 Contour of CRI 3

温度降下に寄与し、CRI3 は 5 ～ 10%程度である。風量比 50%では対象とする居住者のみならず後部座席の居住者の足元付近の温度降下に寄与しているため、後部座席の居住者の温冷感にも影響を及ぼす可能性が考えられる。

4 執務者周辺の温熱環境に及ぼす影響

4.1 評価点と評価手法

パーソナル吹出気流が居住者の頭部周辺に対してどの程度の効果を有しているのかを検討するため、Fig.8に示すように頭部周辺に 104 点の評価点を設け、104 点の平均値を頭部周辺の温熱環境として評価する。評価手法は平均風速と SET* を用いた評価を行う。

4.2 結果と考察

Fig.9 に示す図は横軸に作用温度、縦軸に平均風速を取ったものであり、代謝量 1.1 met とした時の快適範囲を示している⁷⁾。作用温度 OT は以下の式で算出している。

$$\theta_{OT} = \frac{\alpha_c \theta_r + \alpha_r \theta_{MRT}}{\alpha_c + \alpha_r} \quad \cdots(2)$$

$$\alpha_c = 4.8 + 3.4v \quad v < 5 \text{ m/s} \quad \cdots(3)$$

ここで対流熱伝達率 α_c は式 (3) を用いて算出し、放射熱伝達率 α_r は 4.6 で定数としている。また MRT は壁面が室温と十分に近くなっていると仮定し、排気口と還気口の平均温度として簡易的に算出した。Fig.9 に各条件の頭部周辺領域における作用温度と平均風速を用いてプロットする。Case 2 ～ 4 では作用温度はほぼ等しく風速のみ増加しているためプロットは上部に移動し、Case 5 ではじめて温度降下が見られたためプロットが左に移動しており、これはパーソナル気流の風量が増加することで頭部周辺の作用温度が低下し、到達する気流の風速が大きくなっていることを示している。Table 4 に頭部周辺の風速、作用温度、SET*、CRI3 の値をまとめて示す。SET*

は着衣量 1.0 clo、代謝量 1.0 met、相対湿度 50%として温度、風速、MRT を入力して算出している⁸⁾。頭部周辺領域の SET* は Case 1 ～ 4 では 27℃～ 28℃とやや暖かい側であるが、Case 5 では 26℃程度であり一般的に快適と言われる範囲内となっている。これらの結果から投入熱量が同じであっても執務者周辺の温熱環境のみを調整できる結果を示した。

5. まとめ

本報ではパーソナル風量とアンビエント風量の風量比をパラメータとし CFD 解析を行ったところ、風量比 50% 1 台当たり 34.4 m³/h の風量を吹き出すことで、投入熱量が等しい条件においても執務者周辺の温熱環境を調整できる結果を示した。

参考文献

1) Melikov A. K., Cermak R., Major M. : Personalized ventilation: evaluation of different air terminal devices, *Energy and Buildings*, Vol.34, Issue 8, pp.829-836, 2002
2) Melikov A. K. : Personalized Ventilation, *Indoor Air*, Vol.14, Issue s7, pp.157-167, 2004
3) 西堀, 小林, 山中ら: 「パーソナル空調方式における吹出気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 2)」, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-7, 2019.3
4) P.V.Neilsen: 「Description of Supply Openings in Numerical Models for Air Distribution」, ASHRAE Transaction, Part1, pp.963-971, 1992.2
5) 長澤, 近藤ら「数値流体解析における空調天井吹出口のモデリング手法 (その 4)」, 日本建築学会環境系論文集, 第 77 巻, p.55-64, 2012.2
6) 加藤, 小林, 村上: 「不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究」, 空気調和・衛生工学会論文集, No.69, pp.39-47, 1998.4
7) ASHRAE Standrd 55 2013 「Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy」 pp.10, 1992.2
8) 空気調和・衛生工学会「快適な温熱環境のメカニズム」 1997,12

Table 4 Each value about thermal sensation around the head

		Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
<i>V</i>	[m/s]	0.17	0.14	0.21	0.27	0.32
OT	[deg.C]	25.8	26	26	26	25.5
SET*	[deg.C]	27.4	27.9	27.3	26.9	26.3
CRI3	[-]	0.15	0.44	3.71	5.26	5.63

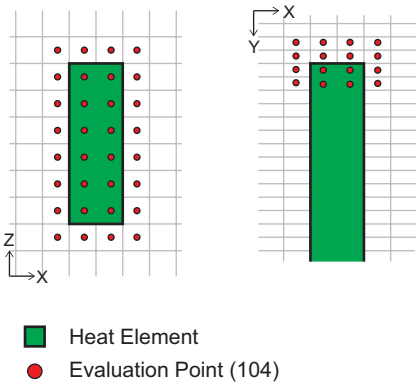


Fig.8 Evaluation points around the head

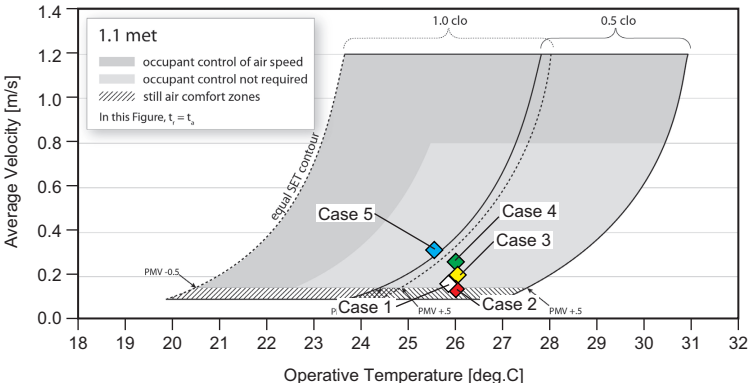


Fig.9 Acceptable ranges of operative temperature and average velocity

CLT を用いた建築の室内環境性能とエネルギー消費量の検証 Effects of Indoor Environmental Performance and Energy Consumption in Building using CLT

○土井一輝(立命館大学) 近本智行(立命館大学) 三浦健史(地域計画建築研究所)
中川貴美子(地域計画建築研究所) 盛川正和(地域計画建築研究所) 土井脩史(京都橘大学)

Kazuki DOI^{*1} Tomoyuki CHKAMOTO^{*1} Takeshi MIURA^{*2}

Kimiko NAKAGAWA^{*2} Masakazu MORIKAWA^{*2} Shushi DOI^{*3}

^{*1} Ritsumeikan University ^{*2} Architects, Regional Planners&Associates, Kyoto Co. Ltd. ^{*3} Kyototachibana University

H member building using CLT in Kobe Has been introduced. CLT is paid attention because it has structural resistance and is expected environmental performance such as thermal insulation performance and thermal storage performance etc.

In this research, we evaluate the environmental performance through measurement and analyze simulation.

はじめに

都市において中高層の木造建築物が普及し、CLT(cross Laminated Timber)が剛性を担保できるため、構造的視点から注目を集めている。一方で、木材としての断熱性能、蓄熱性能、調湿性能といった環境性能の点からも期待されるが、事例が少なく明らかになっていない。そこで、昨年度より CLT を使用し建てられた H 会館を対象にして実測とシミュレーションを行うことで環境性能を明らかにする。

1. 建物概要

Table.1 に建物概要を示す。兵庫県神戸市にある H 会館 (**Fig.1**) は、1 階が RC 造で 2~5 階までが S 造と CLT を組み合わせたハイブリット構造となっている。外周はペアガラスのダブルスキンに対して市松模様に厚さ 210mm の CLT パネルが耐震壁として配置されている。床と非構造部材として間仕切り壁には厚さ 150mm の CLT パネルが使用されている。また、水平力のみを負担することで、耐火被覆をなくし、CLT のあらわしを実現している。CLT パネルの使用は工期短縮をし、一般的な S 造の建物に対して 3 割の軽量化を可能とした。各室の多くが執務室として使われており、一部は会議室としての利用であるため、利用頻度は少ない。24 時間換気が行われ、空調の設定温度は冷房 26℃、暖房 22℃である。立地は北東の角地に位置しており、南西には建物が隣接している。

2. 各室の温熱環境

2-1 年間実測の測定点

2019 年 2 月 1 日から 3 年間継続での測定項目を **Table.2** に示す。また、2 階~5 階までの平面図と温湿度と CLT 壁面温度の測定点を **Fig.3~6** に示す。

Table.1 building summary

用途	事務所
敷地面積	355.24 m ²
延床面積	1,567.10 m ²
構造	CLT+S 造(2 階~5 階) RC 造(1 階)
階数	地上 5 階、塔屋 1 階
立地	神戸市



Fig.1 building appearance

Table.2 measurement item

測定項目	測定か所
温湿度	各室 1 か所計 15 か所
CLT 壁面温度	各室 1 か所計 15 か所
外部環境	塔屋西側
エネルギー消費量	各階(2~5 階)計 4 か所

● : 温湿度測定点
■ : CLT 壁面温度測定点

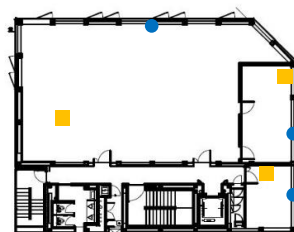


Fig.3 floor2 measuring

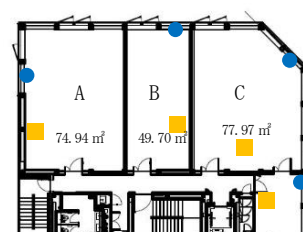


Fig.4 floor3 measuring point

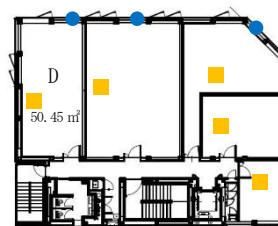


Fig.5 floor4 measuring

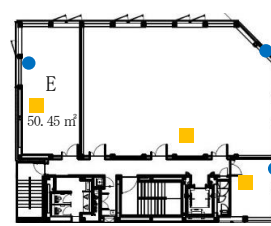


Fig.6 floor5 measuring

2-2. 基準階の結果

基準階を3階として、3室の比較を行った。2019年2月28日、4月9日、8月26日の結果をFig.6～Fig.8示す。Fig.6より冬期には空調停止後、A室、C室で壁面温度が室温に対して高い温度を保っている。B室壁面では空調時に日射が当たらず、壁面温度が上昇しないため、壁面温度が室温と変わらなかったと考えられる。

Fig.7より夏期には空調停止後、B室、C室壁面では室温に対して低い温度を保っている。空調時に日射の影響が少なく、壁面温度が室温とほぼ同じ温度まで下がったためと考えられる。

Fig.8より中間期には壁面温度が気温に対して、A室で高く、B室で低い温度を保っている。A室壁面では日射により熱が壁面に蓄えられたと考えられる。中間期では、日射の影響がなければ壁面温度が気温に対して低くなると考えられる。

2-3. 階の比較の結果

西側に位置するA室、D室、E室で比較した。Fig.9に2019年4月9日(晴天)と4月10日(雨天)の結果を示す。晴天時4階は3階より高いが、雨天時はほとんど変わらない。晴天時のみの変化であることから日射の影響と考えられる。また、4階は5階よりも晴天時、雨天時ともに高い。また、5階では雨天に温度が大きく低下する。5階は最上階であることと、外部風速の影響が大きいと考えられる。

2-4. 湿度環境

2019年6月2,3日のA室の湿度変化をFig.10に示す。利用されていない時間帯には外気の湿度変化に対して、室内の湿度は影響を受けていないことがわかる。しかし、利用時間帯には湿度上昇がみられるが、空調を行うことで湿度が緩和され快適な湿度が保たれている。空調停止後、わずかに湿度が上昇する。

3. 動的熱負荷計算の概要

3-1. 解析概要

動的熱負荷計算には、NewHASP^{注1)}を使用した。H会館について外壁の仕様のみをTable.3のように変更し、標準設計とした場合とCLTを用いた場合の2caseを設定した。各caseにおける月積算冷暖房負荷と、夏期・冬期の代表日における時刻別冷暖房負荷の計算を行い、標準仕様とCLTの熱負荷を比較した。夏期、冬期ともに絶対値が大きいほうが負荷は大きい状態となる。

3-2. 解析結果・考察

Fig.11に示すように夏期の冷房負荷において、標準設計とCLTを比較した際にピーク時はわずかに、CLTのほうが小さくなったが、積算値においては明確な優位性はどちらにも認められなかった。一方、Fig.12に示すように冬期における暖房負荷はピーク時・積算値においても

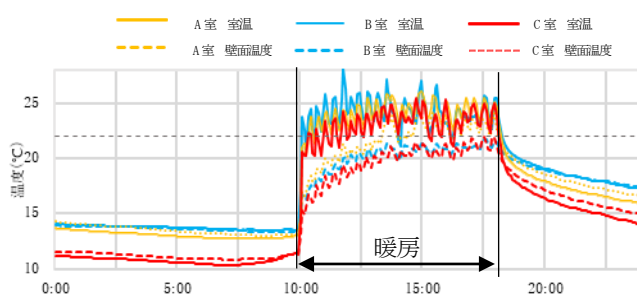


Fig.6 winter

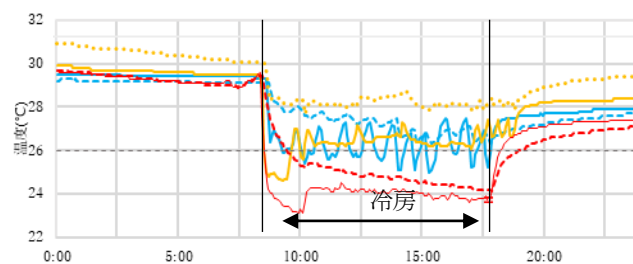


Fig.7 summer

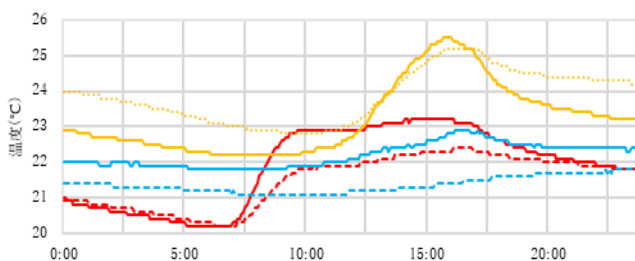


Fig.8 midseason

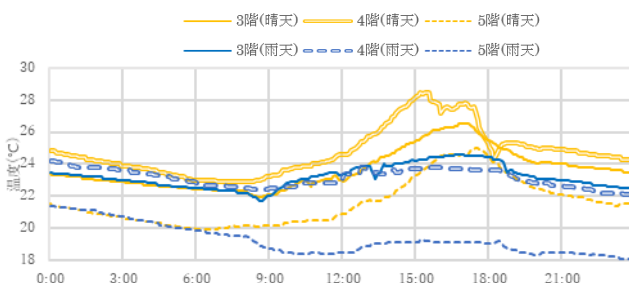


Fig.9 floor comparison

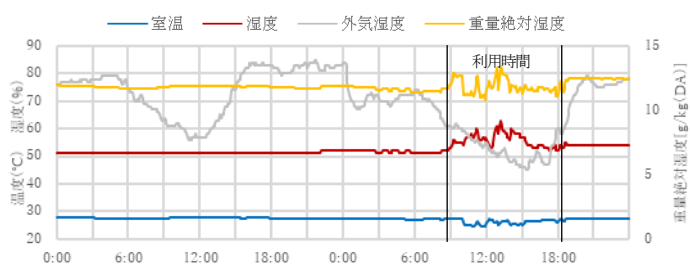


Fig.10 air humidity (3-2)

CLTの方が小さくなった。冷房に比べて暖房の方が負荷の差が大きく、また、常にCLTにおいて負荷が小さくなっている。これは、標準設計としたモデルよりもCLTの方が蓄熱性能を有しており、かつ熱が伝わりにくいため、結果として暖房負荷が軽減されたのではないかと考えられる。

Table.3 simulation condition

ガラス種類	透明複層ガラス
壁体材料	ガラス
外壁 1	[CLT]木材(中量)210mm、非密閉中空層150mm、ガラス8mm
外壁 2	[標準設計]石こう板8mm、中空層20mm、ポリエチレン発砲板20mm、 プラスター42mm、木材(中量)210mm、プラスター42mm、 非密閉中空層200mm、合板18mm、鋼18mm
内壁 1	プラスター12.5mm、非密閉中空層65mm、プラスター12.5mm
内壁 2	プラスター12.5mm、非密閉中空層65mm、プラスター12.5mm
内壁 3	プラスター12.5mm、非密閉中空層65mm、プラスター12.5mm
内部発熱	照明 14W/m2 人体 0.15人/m2 機器 30W/m2
空調時間	7時～20時
空調条件	夏期：26℃,50%、冬期：22℃,50% 外気導入量4.0m3/m2h

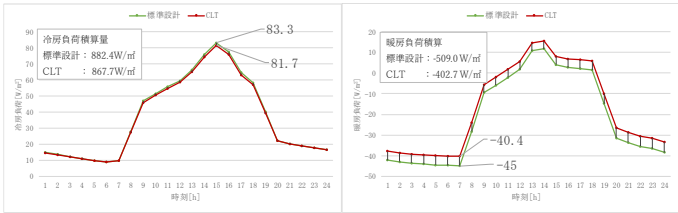


Fig.11 summer analysis

Fig.12 summer analysis

4. CFD シミュレーション概要

4-1. 解析対象

CFD 解析には STREAM を使用した。建物での代表室 1 室を選定し、解析領域とする。Table.4 にシミュレーション条件を示す。この解析領域では、冬期における実際のオフィス環境を模擬するために、外気温 5℃、室内設定温度 22℃とした。

4-2. 解析条件

H 会館において北面、西面に窓を設けている A 室を代表室とし、解析領域を設定した。Fig.13 に解析領域を示す。熱流境界条件として解析を行うため熱負荷計算の結果、および室温・外気温からの熱流 q を算出し壁面に条件を与えた。空調温度が同じ室と隣接する天井・床・壁面においては、熱移動を考慮せず断熱境界とした。

4-3. 解析結果

Fig.14 は CFD 解析によって算出された温度分布を表している。Y 方向 10, 100mm では北面窓の熱損失の影響が大きく表れ、また、西外壁側でもわずかな温度の低下がみられる。Y 方向 8, 000mm では西面窓の影響が見られ西側で温度が下がっている。いずれも空調の影響を受けづらい床面付近で最も温度が低くなっている。また、Z 方向 100mm では窓付近で温度が低くなっており、特に北面窓付近で低くなっていることが分かった。ただし、現モデルは空調機器の影響があり、特に天井付近で室温に影響している点が課題である。今後、モデルの設定根拠をどのようにするか再度検討する必要がある。

Table.4 simulation condition

乱流モデル	標準 k-ε モデル
解析領域	10.2m(X)×2.6m(Y)×7.2m(Z)
メッシュ数	1,579,136(146×52×208)
吹き出し口	450mm×450mm (×8)
吸い込み口	900mm×450mm
流入条件	流速 1m/s×8
流出条件	流速 1m/s×1

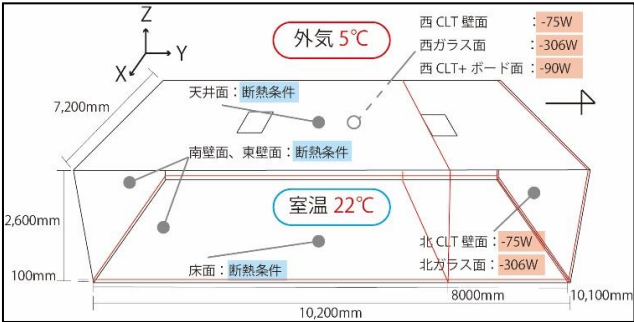


Fig.13 analysis domain summary

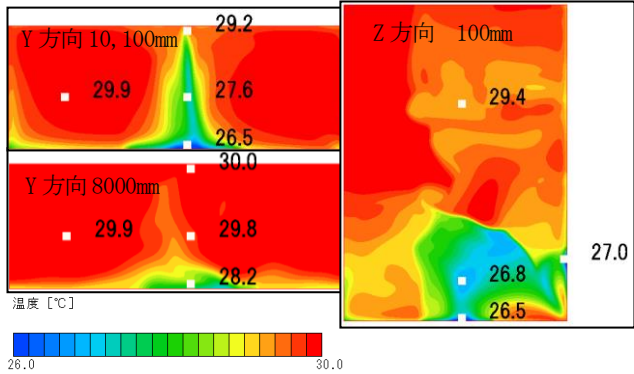


Fig.14 CFD analysis result

5. 代表室における実測

5-1. 実測概要

実測項目及び測定点は Fig.15 に示す。測定間隔を 5 分として壁面温度、空調吸出・吸込温度、壁面温度、鉛直温度分布、湿度の測定を行った。3 階西に位置する A 室 (Fig.16) を対象に冬期を 2019 年 1 月 21 日～1 月 29 日、夏期を 2019 年 9 月 6 日～9 月 20 日、中間期を 2019 年 11 月 14 日～11 月 28 日に実施した。また、冬期実測時は未入居の状況で、夏期、中間期実測時は入居している状態での実測である。

5-2. 冬期実測結果

1 月 28 日～29 日の 8 時の結果を Fig.17 に示す。28 日は平均気温 6.3℃、最高気温 10.2℃、最低気温 3.3℃である。空調時、実際にはシミュレーションに比べ温度が低く、FL+100mm の温度は窓側でわずかに高い。日射の影響が FL+100mm に大きく影響していると考えられる。

Fig.18 より空調時、壁面、床面では温度が上がり続けている。停止後、空気温度より高い温度を保っており、空

調時に熱が蓄えられたと考えられる。空調開始時に FL+100mm が上昇して FL+1100mm との温度差が大きくなるが、空調終了時には温度差が 4℃ほどまで小さくなる。

5-3. 夏期実測結果

9月10日～11日8時の結果を Fig.19 に示す。10日は平均気温 30.7℃最高気温 35.9℃、最低気温 28.1℃である。空調時はボードの温度は空気温度とほとんど変わらないが、あらわしは高い温度で安定する。また、一定温度まで下降した後、あらわしの温度は空調時間中に下降し続ける。あらわしでは CLT の比熱が高いため、温度下降に時間がかかっていると考えられる。空調停止後も、ボードと空気温度は同等の温度である。あらわしではわずかに低いが、朝には同等の温度になる。空調時は、FL+100mm と FL+1100mm がほとんど同値であり、それに対して FL が高い値をとる。椅座位時の頭部と足下の温度差はほとんどないため、快適な状態^{注2)}と考えられる。空調停止の3時間後には同じ高さではほとんど同じ温度となる。

5-4. 中間期実測結果

11月19日～20日8時の結果を Fig.20 に示す。19日は平均気温 13.4℃、最高気温 17.9℃、最低気温 9.4℃である。中間期では、常にボードはあらわしに比べ温度が低く、FL や FL+100mm と比較しても低い。また、室内側では FL+100mm は FL+1100mm と最も高くなる時間帯にはほとんど同じ温度となり、その後 FL+100mm の低下が大きく、温度差ができるが、20時に 0.5℃ほどであり、快適であるといえる。

6. まとめ

冬期においてシミュレーション、実測ともに断熱、蓄熱効果がみられた。夏期にはほとんど効果がみられず、低い温度を保つことは難しいと考えられる。

また、CFD シミュレーションでは実測との違いがあり、今後、実測結果との比較を行いながら精度を上げていく必要がある。

謝辞

本研究のデータについて、兵庫県都市木造建築支援協議会の皆様にはご協力頂いたことを深謝いたします。

また、実験にご協力いただいた伊藤組土建株式会社の高橋様にも感謝を申し上げます。

参考文献

- 1) 注1) 建築設備技術者協会より無料で配布されている、熱負荷・空調システム計算プログラム。
- 2) 注2) ASHRAE Standard 55-2013 ではくるぶし高さと頭の高さの温度差が 3℃以内になることが推奨されている。
- 3) 文1) 最新建築環境工学：「6 建築電熱」171-201, 2014

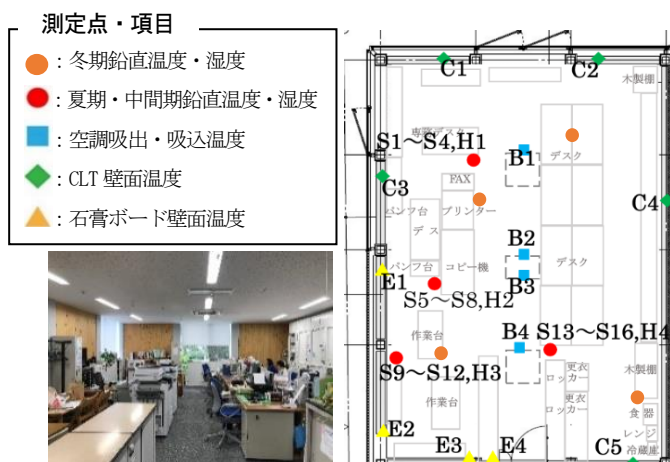


Fig.16 A room situation of utilization

Fig.15 A room measuring point

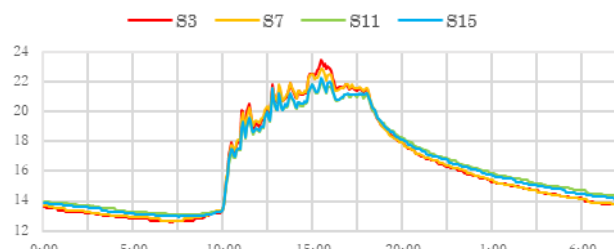


Fig.17 winter FL+100mm

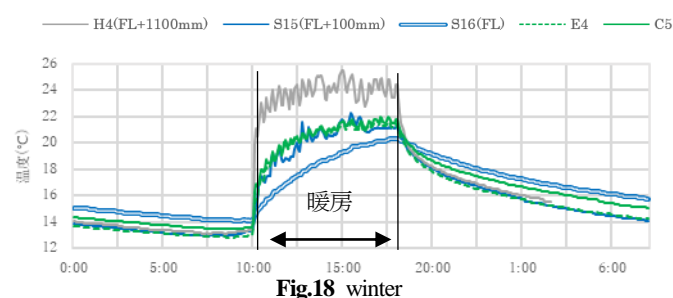


Fig.18 winter

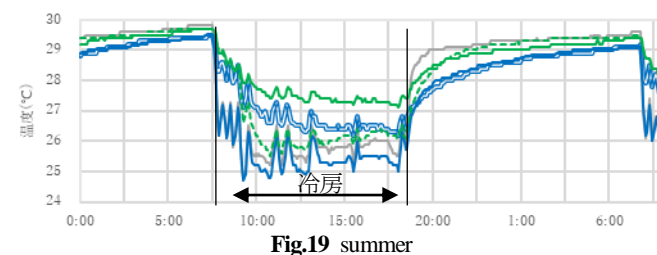


Fig.19 summer

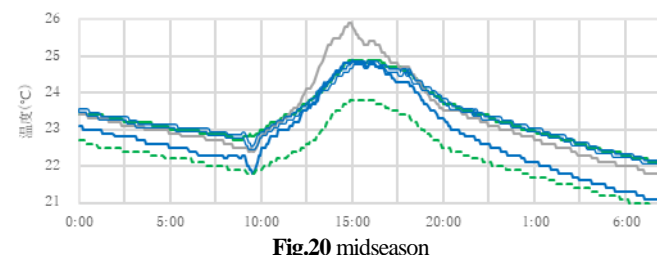


Fig.20 midseason

気流感可変制御システムを有するオフィスの実測・実験評価 Field Measurement and Subject Experiment of the Performance of Air Movement Feeling Control System in Office

○和歌 すがお (立命館大学)

近本 智行 (立命館大学)

粕谷 敦 (竹中工務店)

増田 恭大 (竹中工務店)

和田 一樹 (竹中工務店)

Sugao WAKA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹Atsushi KASUYA*² Yasuhiro MASUDA*² Kazuki WADA*²*¹ Ritsumeikan University *² Takenaka Corporation

This new air-conditioning system mixed with Variable Air Volume system and Air Movement Feeling Control System has been introduced in Y new office building which is located in Osaka. This system can keep energy saving performance and give an air-flow feeling and thermal sensation to office workers. In this research, we evaluate the environment and the performance of air movement feeling control system in office, and analyze the comfort by the subject experiment.

1. はじめに

オフィス空間における快適性能・エネルギー消費性能の要求が高まっている。省エネルギーの観点からは、室内負荷に応じて送風量を変えることで冷暖房能力を調整する VAV 方式が採用されるが、この場合、室内負荷が小さくなれば風量が低下するため、気流及び温度の分布は悪くなる傾向がある。大阪市中央区に位置する Y 新社屋では、VAV 方式に吹出風量及び温度の気流感可変制御を加えた空調制御技術が導入されている。この技術では、執務者に連続的に温冷感及び気流感を与え続けることで、省エネルギー性を維持しつつ、快適感を維持できる空調システムを目指している。また、風量調整のみで気流の到達場所を推移させ、オフィスエリア全体に気流感及び温冷感の揺らぎを与え、温熱環境の向上を図っている。

本気流感可変制御システムは実運用されているものの、実際の制御状況や、本システムの運用によって形成される温熱環境、実際の執務者の快適性等については明らかにされていない。

そこで、実測評価及び被験者実験を行い、気流感可変制御を導入した温熱環境の快適性について考察する。実測評価では、気流感可変制御による、室内温熱環境の変化及び吹出気流の気流特性を確認する事を目的とし、気流感可変制御システムを有するオフィスの室内環境を評価する。また、実測データを基に物理的な条件を整理し、定常的な温熱環境や気流感可変制御の制御を行う。吹出気流の時間変動による快適感の変化と、人体の局所温冷感の変化による快適感の変化を比較する被験者実験を行い、効果的な気流の制御法を考察することを目的とする。

2. 気流感可変制御システム

本実測における気流感可変制御システムの機器構成は変風量制御システムと同一であるが、制御手法が異なる。制御の考え方は、目標室内温度から求められる基準給気温度と風量をベースとして、同じ処理熱量となるように給気温度と給気風量を周期的かつ強制的に変化させることで、室温変動を抑えつつ空調気流にゆらぎを与えて気流感を確保することである。風量変動周期の設定は 4, 12, 20min の 3 パターンに変更可能であるが、本実測では 20min にケースを限定する。吹出風量には下限を設定する。また、中央監視によるスケジュール指令により気流制御を行い、吹出風量・吹出温度・吸込温度等を監視及び計測する。

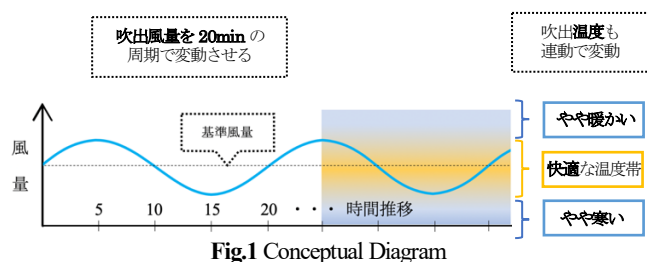


Fig.1 Conceptual Diagram

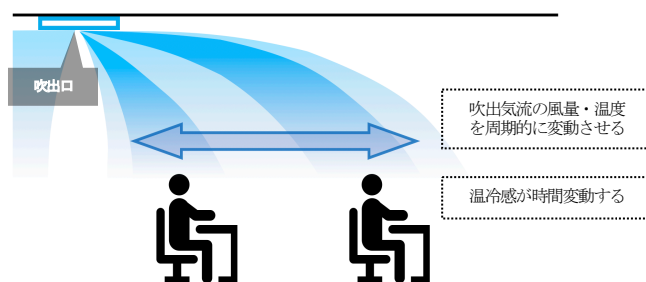


Fig.2 Air Movement Control

3. 冬季実測

3.1 概要

本実測は12月8日に大阪府中央区に位置するY新社屋の14階執務エリアで行った。夏季における冷房運転を想定し、気流感可変制御による①制御状況の把握、②室内温熱環境の把握、③気流の可視化・特性の確認を目標とした。実測条件として、室温設定を22℃とし、オフィスエリアのブラインドは常時全閉し、1分間隔で計測を行った。解析ケースはCase1→2→3 (Tab. 1) の順でそれぞれ1時間以上計測した。オフィスエリアの全ての空調に同様のCase制御を行った上で、1つの吹出口周りに6ヶ所の測定位置を設け、温熱環境及び気流特性を測定した。制御の安定のためCase毎に試運転時間を設けた。それぞれの測定位置で、温度データロガーにより鉛直温度を6点、グローブ球によりグローブ温度を1点、ABCDの4ヶ所の測定位置ではそれぞれ多点風速計により4点の風速を測定した。(Fig. 4, 5) またスモークマシンを使用して吹出気流の可視化実験を行った。

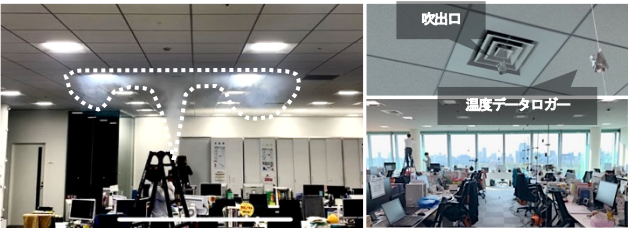


Fig.3 Picture of Visualization Experiment, Outlet and Office

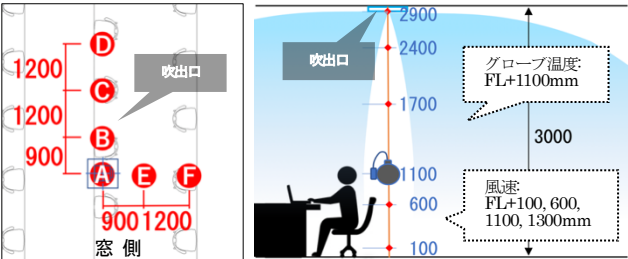


Fig.4 Measurement Points

Fig.5 Temperature Profile

Table.1 Case Analysis

	気流感可変制御	給気風量	給気温度	室温設定
Case1	なし			22℃
Case2	あり	±30%	±3℃	
Case3	あり	±50%	±5℃	

3.2 空調及び気流感可変制御の制御状況

Fig. 6 に Case1 開始時を 0 分とした吹出風量の計測結果を示す。時間推移で基準風量が大きく変動しているが、これは室内負荷に応じて基準風量が上昇したためだと考えられる。気流感可変制御を行なったケースでは、風量が周期的に変動しており、Case2 では風量制御の振幅が±30%、Case3 では±50%で制御できている事が分かる。

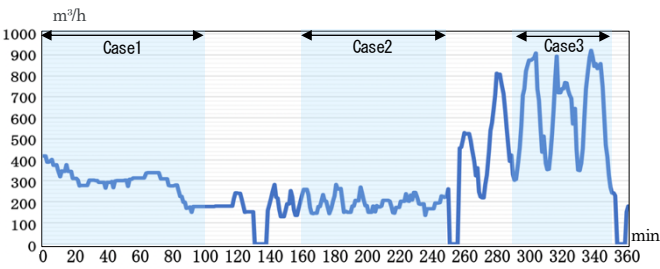


Fig.6 Outlet Air Flow Volume

Fig. 7 に Case1 開始時を 0 分とした吸込温度と吹出温度の計測結果を示す。吸込温度と吹出温度が等温であるか、もしくは吹出温度が上回っている。冷房運転の予定であったが、冬季の実測で、かつ休日で人がおらず不可が少なかったため暖房運転または送風運転になったと考えられる。吹出温度の周期的な変動は確認できないが、これは、温度制御のバルブの応答性及び、制御全体のタイムラグによって、制御周期に温度変化がついていかなかったため、温度変化がほぼ無かったと考えられる。もしくは、計測機器の応答性が低かったため、温度変化を計測できなかった可能性が考えられる。

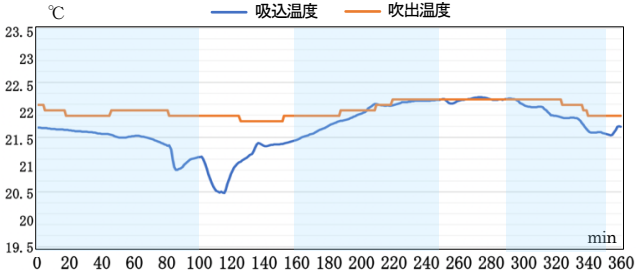


Fig.7 Outlet and Inlet Air Flow Temperature

3.3 室内温熱環境・気流特性

Fig. 8 に Case1 開始時を 0 分とした多点風速計で計測した執務者の人体周りの風速を示す。着席した執務者の頭部付近である 1100mm の高さでの風速は 0.01~0.2m/s 程度であり、執務者が気流感を感じるには弱い風速であるが、吹出風量が最大の時には僅かに気流感を感じると考えられる。気流感可変制御ありの Case2,3 では、周期的に風速が上下している事が確認できる。また、位置 C, D と比較して、位置 B での風速が全体を通して小さい。これより、FL+1100 においては、吹出気流は吹出口から水平に 900mm の位置 B よりも遠い位置で下降していると考えられる。

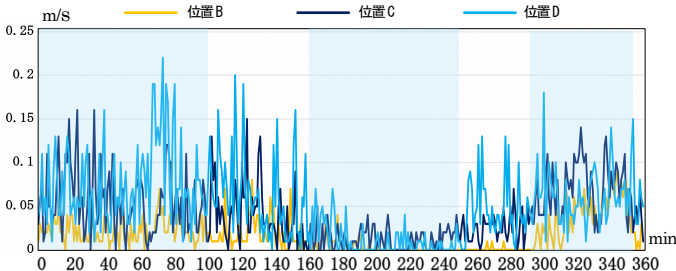


Fig.8 Air Flow Speed at FL+1100

Fig. 9 に Case1 開始時を 0 分とした FL+1100,2900 での測定位置別の温度分布を示す。吹出口から水平に 900mm の位置にある B,E では天井付近の温度が低い傾向にある。FL+2900 の 120~180min では温度が周期的に波打つ様子が確認できる。吹出気流の温度変化はほぼ確認できていないが、その原因が制御側か計測側のどちらにあるかが不明であるため、計測された温度分布の成り立ちを考察する事は困難である。

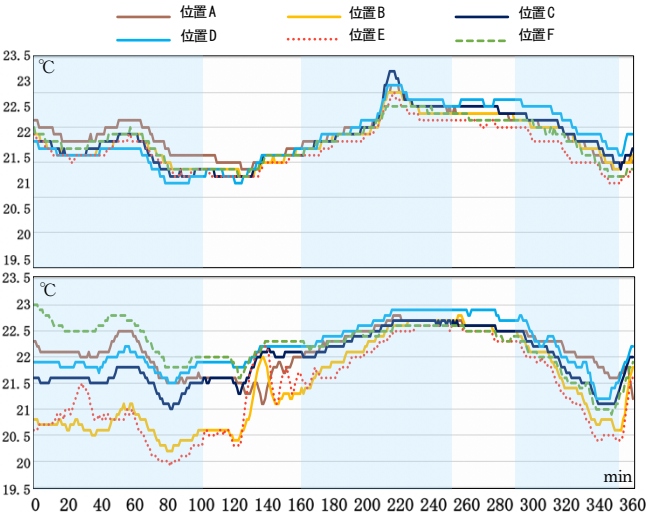


Fig.9 Temperature Profile at FL+1100(above) and FL+2900(below)

Fig. 10 に気流可視化の様子を示す。吹出気流の風量によって、到達距離が変動している。気流は渦巻きながら緩やかに下降したが、室内温度と吹出温度の差がほぼ無かったため、吹出気流が下降しづらかったと考えられる。



Fig.10 Air Flow Volume -50%(above) and +50%(below)

4. 被験者実験概要

4.1 風量の調整

時間変動制御において、吹出風量を計測・調整するためにオリフィスを用いた。計測の結果オリフィス前後圧力差 Δp が 9.2[Pa] のときに吹出風量 132[m³/h] であった。この計測結果から圧力差と風量 Q の関係式を算出^{注1)}した。夏期の実測時の基準風量は 200[m³/h] であるため、算出した関係式を用いて、圧力差は 20.4Pa であることがわかった。この圧力差の値を基準にケース毎に変動できるようにオリフィス前圧力を調整し、風量を変動させた。

4.2 実験空間

実験は、立命館大学びわこくさつキャンパスのセル内にある温熱環境実験室にて行った。1 室に吹出口 1 台と

吸込口 1 台が設置されている。空間を実験エリアと冷風貯蔵エリアに分け、冷風貯蔵エリアで吹出温度の調整を行う。

4.3 被験者測定項目

被験者の皮膚表面温度(胸、上腕、太腿、首、指先)を T 型熱電対およびデータロガーで測定した。「胸・上腕・太腿」は、人体の平均皮膚温度を算出するために測定し、平均皮膚温度の算出に Burton の 3 点式を用いた。

4.4 被験者条件

被験者は健康な男子大学生で、着衣量は夏期オフィスにおけるクールビズ運用を想定して 0.7clo とする。

5. 吹出気流の時間変動と快適感に関する被験者実験

5.1 測定項目

実験時の測定項目は、環境測定として Fig. 11 に示した点において以下の測定機器を用いて測定を行った。

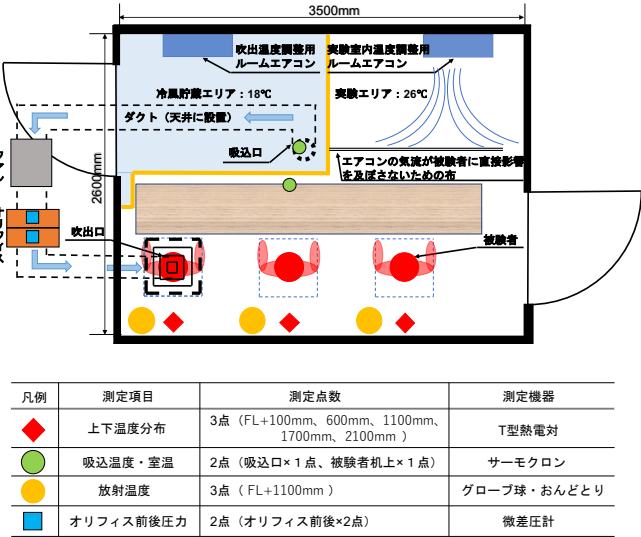


Fig.11 Experimental Space and Measurement Point

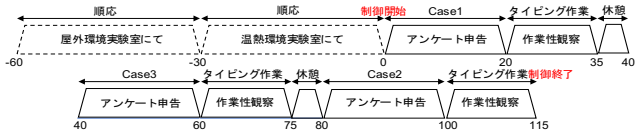


Fig.12 Experimental Procedure

5.2 実験手順・ケース

2019 年 12 月 24 日に実施した。実験手順を Fig. 12 に示す。実験ケースは、吹出風量を比較条件に実験ケースを設定し、0%(Case1), ±30%(Case2), ±50%(Case3)の計 3 ケースを行った。馴化後、20 分間風量を一定とした Case1 の制御を開始し、2 分間毎にアンケート申告を行ってもらった。その際のアンケート項目は気流感、温冷感、快適感、発汗感、発汗による不快感の 5 項目とした。また、作業性を観察するために 15 分間タイピング作業を行い、その後 5 分間休憩を取らせた。その後 Case3, Case2 を同様に連続して行った。

5.3 結果

Fig. 13,14 に馴化後を 0 分とした気流感と快適感の比較及び首の皮膚温度(Case3)を示す。③の被験者は気流感が終了時まで 0 で一定であることから、気流感は無いことが確認できる。また、首の皮膚温度が風量に応じて変動していることから、時間変動制御の影響を受けていることが分かる。これは②と③の間で拡散した気流の影響であると示唆される。また、②の被験者は③の被験者ほど変動風量の影響は確認できないが、拡散気流の影響を受けていると示唆される。また、快適感向上の申告があった。

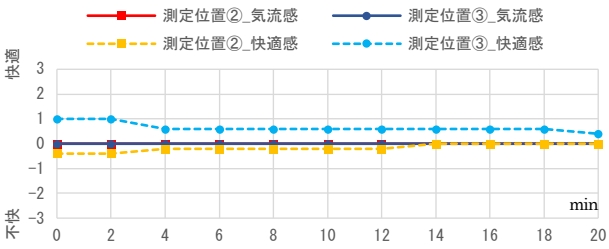


Fig.13 Comparison with Comfort and Air Movement Feeling (Case3)

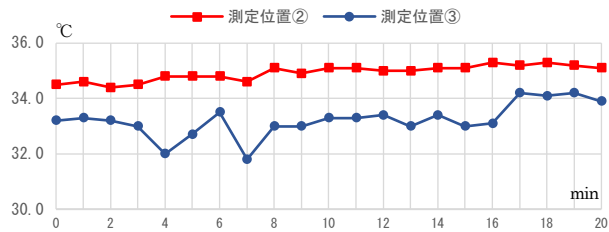


Fig.14 Skin Temperature of Back of the Neck (Case3)

6. 局所温冷感と快適感に関する被験者実験

6.1 測定項目

実験時の測定項目は、環境測定としてFig. 15 に示した点において以下の測定機器を用いて測定を行った。

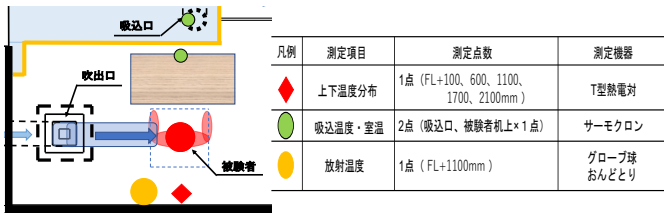


Fig.15 Experimental Space and Measurement Points

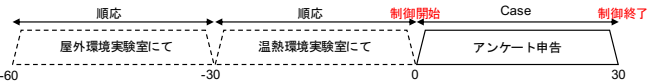


Fig.16 Experimental Procedure

6.2 実験手順・ケース

2019 年 12 月 17・19・20 日に実施した。実験手順を Fig. 16 に示す。執務者の身体部位で比較的気流が当たると思われる頭(Case4)、首(Case5)、腕(Case6)を比較条件に実験ケースを設定し、これを計 9 ケース行った。馴化後、被験者の部位に気流を 30 分間当て、2 分間毎にアンケート申告を行った。その際のアンケート項目は温冷感、快適感、発汗感、発汗による不快感の 4 項目とした。

6.3 結果

Fig. 17 に馴化後を 0 分とした快適感と平均皮膚温度の変化量の平均の Case 比較を示す。平均皮膚温度は 12 分以降安定し、Case4 の快適感 は 12 分以降徐々に上昇していくことが確認された。また、Case5 の平均皮膚温度は 10～12 分にかけて急激に低下して、終了時には最も平均皮膚温度が低下していることから、最も冷却効果のあるケースであることがわかる。つまり、入室後平均皮膚温度が安定する 12 分まで首に気流を与え、12 分以降に顔に気流を与える組み合わせが最も快適感が向上すると示唆される。

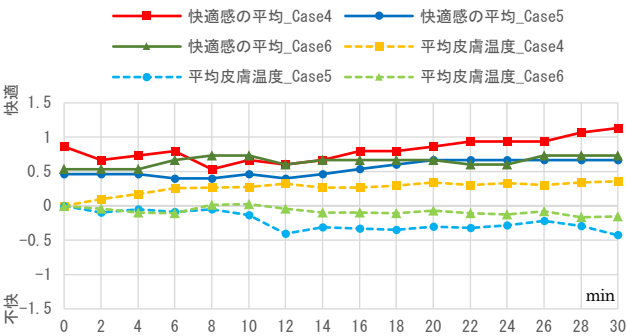


Fig.17 Comparison with Comfort and Average of Skin Temperature

7. まとめ

実測では、気流感可変制御の制御状況の把握、及び制御時のオフィスの室内温熱環境の確認を行なった。気流感可変制御システムでは、要求に沿って 20min 周期で風量を自動で変動させる事が可能であった。一方温度の変動は、本実測では確認する事ができなかった。また、吹出温度と室内温度に差がほぼ無かったため、吹出気流が十分に下降しなかった。本実測より吹出温度と室内温度が大きい状況下では、吹出気流がより下降するとともに、室内負荷の上昇によって基準風量が上昇するため、より強い気流が執務者に到達し、気流感の向上が期待できる。

実験室実験では、時間変動制御と局所温冷感を考慮した空調制御技術の提案を目的とした被験者実験を行った。時間変動制御の被験者実験で、被験者に気流感が無かった事が確認されたため、時間変動制御と局所温冷感を比較するには至らなかった。また、吹出口直下から 2000mm 離れた被験者より、拡散気流の影響を確認することができた。入室後平均皮膚温度が安定する 12 分まで首に気流を与え、12 分以降に顔に気流を与える組み合わせが最も快適感が向上すると示唆された。

謝辞

実験に協力頂いた立命館大学藤本氏に感謝致します。

注釈

注 1) 圧力差と風量の関係式

$$Q = \alpha A \sqrt{2 \Delta p / \rho}$$

Q : 風量[m³/s] α : 流量係数[-] A : 開口面積[m²]
 Δp : 開口前後の圧力差[Pa] ρ : 空気の密度[kg/m³]

実運用データを用いた個別分散型空調機における近似特性式の提案

Proposal of approximate characteristic formula of the multi-split type
air conditioning system using actual operation data

○桐山 哲也 (大阪市立大学) 鍋島 美奈子 (大阪市立大学)
 中尾 正喜 (大阪市立大学) 西岡 真稔 (大阪市立大学)
 中曾 康壽 (大阪市立大学) 千賀 匡悟 (三菱重工サマルシステムズ株式会社)
 平松 誠司 (三菱重工サマルシステムズ株式会社) 山口 徹 (三菱重工サマルシステムズ株式会社)
 亀谷 茂樹 (東京海洋大学)

Tetsuya KIRIYAMA^{*1} Minako NABESHIMA^{*1} Masaki NAKAO^{*1} Masatoshi NISHIOKA^{*1}
 Yasuhisa NAKASO^{*1} Masanori SENG^{*2} Seiji HIRAMATSU^{*2} Toru YAMAGUCHI^{*2}
 Shigeki KAMETANI^{*3}

^{*1}Osaka City University ^{*2}Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems,Ltd

^{*3}Tokyo University of Marine Science and Technology

In this study, we propose the approximate characteristic formula for performance evaluation of the multi-split type air conditioning system in actual operation, based on actual operation data extracted from the control board in outdoor unit. Explanatory variables are air dry bulb temperature sucked outdoor unit, evaporation pressure and compressor speed. Explained variables are total cooling load and energy consumption. As a result, the approximate characteristic formula showed the good estimation accuracy, so we examined operational characteristic of the same type multi-split type air conditioning system in various environments using the approximate characteristic formula.

1. 研究背景・目的

近年、CC 法¹⁾を用いた個別分散型空調機の実運用時の性能評価が可能になっている。しかしながら、個別分散型空調機の運転パターンが多種多様なため、複数の個別分散型空調機に対する相対的な実運用時の性能評価や、経年劣化等の評価は困難である。そこで、これらの課題に対して個別分散型空調機のモデルを用いた検討が考えられる。これらのモデルは大きく物理モデルと回帰モデルに大別され、物理モデルについては計算対象の機器使用に忠実な物理パラメータの設定が可能であるため、適切にパラメータが設定された場合には回帰モデルよりも高い精度が期待できるという利点がある。しかしながら、式構造が複雑でパラメータの同定に労力を要する²⁾。回帰モデルについては物理モデルと比べると精度は低くなることが予想されるが、式構造が簡易でパラメータ数が少ない場合が多い。また、回帰モデルはブラックボックスモデルとグレイボックスモデルに大別されるが、モデル化の対象に関する情報を考慮したグレイボックスモデルの方が望ましい。このグレイボックスモデルの代表的なものが LCEM ツール³⁾である。しかしながら、LCEM ツールのモデルでは実運用時の性能評価を検

討する場合、入力条件として必要なデータを全て入手することが困難である。そこで本研究では、回帰モデルとしてパラメータ同定が容易なモデル(本報告では近似特性モデルと呼ぶ)を作成する。この近似特性モデルはモデル化対象の簡単な物理的性質を考慮しておりグレイボックスモデルである。さらに、本近似特性モデルの応用として、複数の個別分散型空調機の実運用特性の比較を試みる。

2. 個別分散型空調機の近似特性モデルの概要

近似特性モデルを作成するにあたって参考にしたヌセルト数の定義式を(1)、(2)に示す。強制対流における熱伝達率の無次元系であるヌセルト数は、流量をパラメータに持つレイノルズ数と温度拡散率をパラメータに持つプラントル数に依存し、それぞれのべき乗の乗算による無次元系で表される。個別分散型空調機の熱交換を強制対流熱伝達と考えると、ヌセルト数同様にコイルの熱交換は風量等に影響を及ぼされると考えることができ、風量に関しては熱伝達率の経験式からべき乗表現が考えられる。そこで、モデルの構造は風量を考慮したべき乗表現を考えた。

説明変数には風量の他に室外機の吸込空気乾球温度、圧縮機回転数、蒸発圧力を考え、これらから被説明変数である全熱冷房能力と消費電力を推測できる

モデルとした。ここで、近似特性式を(3)、(4)に示す。ただし、今回の分析では風量を計測することができなかったため、風量を定格条件で一定と仮定し、説明変数からは除いた。よって、本研究で用いる近似特性式は(5)、(6)となる。パラメータ数については6個となり簡便な構造になっている。

(5)、(6)において無次元化に用いる分母の値を基準値と定義し、本節では全熱冷房能力、消費電力毎で定格点(負荷率=1)におけるデータを基準値と定義する。

なお、説明変数に蒸発圧力と圧縮機回転数を用いた理由としては圧縮機回転数により室の設定室温を維持しつつ、蒸発圧力を制御することで更なる高効率運転に向けた検討を行えるよう考慮した。ただし、本梗概では言及しない。

また室外機の吸込空気乾球温度、圧縮機回転数、蒸発圧力などの説明変数においてもべき乗表現を選択した理由は①単調性②基準点(定格点)を通る③原点(説明変数が0の値になるとき非説明変数は0となる)通過等を満足する関数としたことによる。

なお、消費電力には圧縮機の待機電力やファンの動力等は含まないものとした。

3. 近似特性モデルを用いた推定手順

3.1. 非定常データの除去

空調機の運転がオンオフ等を繰り返しているような実運用データの場合、非定常性が強いと近似特性を求める上で障害となる。そこで、取得した実運用データを10分間に集約し、10分間の平均値と標準偏差を算出する。そして以下の式を用いて定常データを抽出する。

(負荷率の標準偏差/負荷率の平均値)≤n%かつ(COPの標準偏差/COPの平均値)≤n%

ここで、本研究ではn=5と定義した。

3.2. 基準値と誤差評価法の定義

近似特性モデル中のパラメータの同定手法について本研究では基準値を定常データの平均値、誤差評価を全熱冷房能力及び消費電力から算出されるCOPの二乗誤差を最小化すると定義し、パラメータを同定する。そして同定されたパラメータによって全熱冷房能力、消費電力及びCOPを算出する。

ここで、前節では基準値の定義を定格点としたが、定格点のデータが少ない、または特異なデータである場合、推定誤差が大きくなる可能性を考慮し平均値を検討した。

また、パラメータ同定にはプログラミング言語である、pythonで記述される最適化モジュールscipy.optimize.minimizeを用いて局所的な非線形最適化

計算を行った。

$Nu_x = 0.332 \times Re_x^{1/2}$ (gas)	(1)
$Nu_x = 0.332 \times Re_x^{1/2} \times Pr^{1/3}$ (liquid)	(2)
Nu_x	: Nusselt number (-)
Re_x	: Reynolds number (-)
Pr	: Prandtl number (-)
$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{t_{OA}}{t_{OA0}}\right)^{c_1} \times \left(\frac{p_e}{p_{e0}}\right)^{c_2} \times \left(\frac{f_e}{f_{e0}}\right)^{c_3} \times \left(\frac{V_a}{V_{a0}}\right)^{c_4} \times \left(\frac{V_{OA}}{V_{OA0}}\right)^{c_5}$	(3)
$\frac{q_T}{q_{T0}} = \left(\frac{t_{OA}}{t_{OA0}}\right)^{d_1} \times \left(\frac{p_e}{p_{e0}}\right)^{d_2} \times \left(\frac{f_e}{f_{e0}}\right)^{d_3} \times \left(\frac{V_a}{V_{a0}}\right)^{d_4} \times \left(\frac{V_{OA}}{V_{OA0}}\right)^{d_5}$	(4)
$\frac{E}{E_0} = \left(\frac{t_{OA}}{t_{OA0}}\right)^{c_1} \times \left(\frac{p_e}{p_{e0}}\right)^{c_2} \times \left(\frac{f_e}{f_{e0}}\right)^{c_3}$	(5)
$\frac{q_T}{q_{T0}} = \left(\frac{t_{OA}}{t_{OA0}}\right)^{d_1} \times \left(\frac{p_e}{p_{e0}}\right)^{d_2} \times \left(\frac{f_e}{f_{e0}}\right)^{d_3}$	(6)
$COP = \frac{q_T}{E}$	(7)
E	: Energy consumption [kW]
E_0	: Standard energy consumption[kW]
q_T	: Total cooling load [kW]
q_{T0}	: Standard total cooling load [kW]
t_{OA}	: Air dry bulb temperature sucked outdoor unit [K]
t_{OA0}	: Standard air dry bulb temperature sucked outdoor unit [K]
p_e	: Evaporation pressure [MPa]
p_{e0}	: Standard evaporation pressure [MPa]
f_e	: Compressor speed [Hz]
f_{e0}	: Standard compressor speed [Hz]
V_a	: Indoor unit air volume [kg/s]
V_{a0}	: Standard indoor unit air volume [kg/s]
V_{OA}	: Outdoor unit air volume [kg/s]
V_{OA0}	: Standard outdoor unit air volume [kg/s]
COP	: Efficiency[-]
$c_1 \sim c_3, d_1 \sim d_3$: Parameter[-]

4. 分析対象建物・分析対象期間の概要

本研究で分析対象に選定した建物は新横浜駅近くの、事務所ビル(貸しビル、地下1F～12F)であり、延床面積は13,248m²である。また、1フロアはAゾーン・Bゾーンに大別されている。個別分散型空調機の室外機は1フロアにつき、Aゾーン2系統(A1・A2系統)、Bゾーン2系統(B1・B2系統)の4系統で構成され、建物全体では48系統存在する。室外機の定格能力別では22kW:2系統、28kW:30系統、34kW:16系統である。分析対象期間は2019年8月1日0時0分～2019年9月30日23時59分とした。ま

たこれらのデータは1分間隔で収集される。

5. 全熱冷房能力・消費電力・COPの推定結果

基準階である7FのB2系統を例にとり説明する (Fig. 1)。グラフ中の r は相関係数、 R^2 は決定係数を示し、 $c1 \sim d3$ は同定したパラメータの値を示す。また各推定結果の縦軸、横軸は各基準値で基準化した値を示し、グラフ中の直線は $y=x$ である。

全熱冷房能力と消費電力の決定係数は0.99以上と大きく、COPの決定係数については0.86と比較的高い説明力を持つことが分かった。ここで、パラメータ同定に用いたデータ範囲については、Fig. 1より負荷率が0.1以上0.8未満の低負荷部分～高負荷部分までの幅広いデータが存在した。また定常データの数はいくつであった。

その他の説明変数、被説明変数のデータ範囲についても蒸発圧力に関する変動は小さかったものの、変動が比較的大きいことを確認した。

Fig. 2に個別分散型空調機45系統におけるCOPの決定係数のヒストグラムを示す (48系統の内、3系統は運転が停止していた)。COPの決定係数について、45系統の平均値は約0.76となり比較的良好な結果を確認した。しかしながら、COPの決定係数が0.5以下となる小さい系統も存在した。

ここで、COPの決定係数が小さくなった系統の例として5FのA1系統を例にとり、全熱冷房能力、消費電力、COPの推定結果及び、負荷率のヒストグラムをFig. 3に示す。Fig. 3より全熱冷房能力と消費電力の決定係数は0.99以上と大きいもののCOPの決定係数は0.49と小さくなった。ここで、負荷率ヒストグラムより負荷率0.1以上0.3未満のデータが大半を占め、加えて定常データの数が618個と7FのB2系統と比べて少ない。これらのことから、各推定に用いたデータの範囲が小さくパラメータの同定が正確に行われなかった可能性が考えられる。

6. 近似特性モデルを用いた複数の個別分散空調機の実運用特性の比較

本節では作成した近似特性モデルを用いて、同型の機種 (室外機定格能力 28kW) 30台に共通の条件を与え、特性を回帰したときの実運用時における相対的な性能評価を行う。

6.1. 与条件の設定

共通の与条件として、JISで規定されるAPFのうち、冷房最小中温条件 (No.1)、冷房中間中温条件 (No.2)、冷房定格条件 (No.3) を用いて運転性能の比較を試みる。ただし、対象とした機種は旧機種であるためAPF

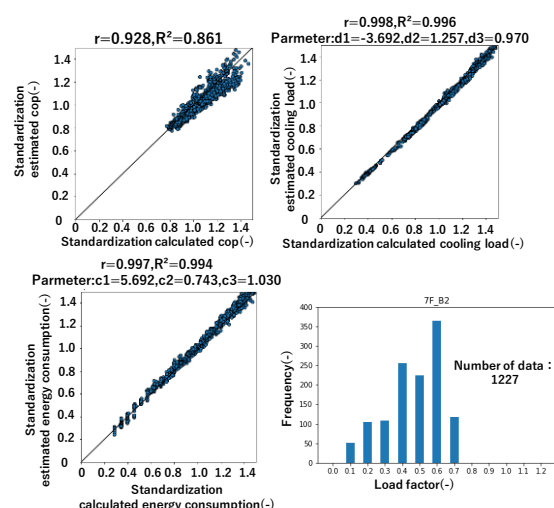


Fig. 1 Estimation result and Histogram of load factor (7F_B2)

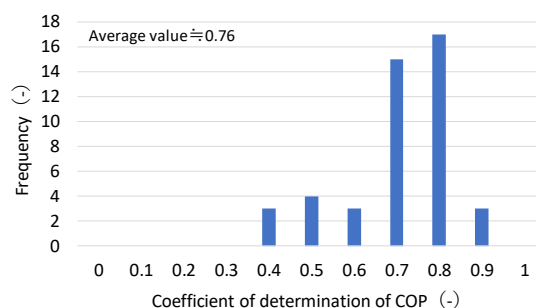


Fig. 2 Histogram of coefficient of determination of COP

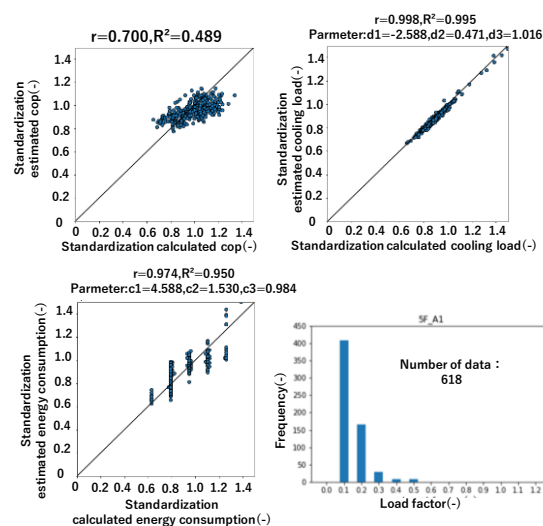


Fig. 3 Estimation result and Histogram of load factor (5F_A1)

表示はしていない。そこで、No.1～No.3について室外機空気乾球温度以外の蒸発圧力と圧縮機回転数を算出した。蒸発圧力についての変化は小さかったためNo.1～No.3の条件で変化がなく等しいと仮定し、全系統の蒸発圧力を平均したものを各条件で共通の値として用いた。圧縮機回転数については、No.1の全熱冷房能力を7kW (負荷率25%)、No.2の全熱冷房能力

を14kW (負荷率50%)、No.3の全熱冷房能力を28kW (負荷率100%)とし、各条件において全熱冷房能力、室外機吸込空気乾球温度、蒸発圧力(各系統の平均値)を(6)に代入し、圧縮機回転数を算出する。これらを各系統で平均したものをNo.1～No.3の条件毎に用いる。

6.2. 運転性能の比較結果

(5)にNo.1～No.3の与条件を与え算出した消費電力と、全熱冷房能力からCOPを算出する。その結果をFig. 4に示す。

ただし、系統毎の各条件におけるCOPは、各条件で8FのB2系統のCOPを全て1として基準化した値である。

Fig. 4より各条件で系統毎にあまり差は見られないが、8FのB2系統のみが小さい結果を示している。また8FのB2系統のCOPの決定係数は0.80と比較的説明力は高い。よって、8FのB2系統の性能低下が推察される。

6.3. 性能低下の要因考察

8FのB2系統とそれ以外の系統(代表として9FのB2系統を選択した)を比較し8FのB2系統の性能低下の要因を分析する。8FのB2系統と9FのB2系統について、圧縮機回転数と電流値の関係を、室外機吸込空気乾球温度と凝縮圧力の関係をそれぞれFig. 5、Fig. 6に示す。ただし、Fig. 5については室外機吸込空気乾球温度が29℃、負荷率が0.5以上0.6未満の条件を、Fig. 6については負荷率が0.5以上0.6未満の条件を満たすデータを抽出し作成した。

Fig. 5より8FのB2系統の方が、圧縮機回転数が大きく、電流値が高い傾向にある。つまり8FのB2系統は、圧縮機の回転数を大きくしないと9FのB2系統と同等の全熱冷房能力を出力できないことが分かる。またFig. 6より、8FのB2系統の方が室外機吸込空気乾球温度に対する凝縮圧力が大きい。つまり8FのB2系統の熱交換器の汚れ等の要因が考えられる。

7. まとめ

(1) 個別分散型空調機の実運用時の性能評価を目的とした近似特性モデルを作成し、説明変数を室外機吸込空気乾球温度、蒸発圧力及び圧縮機回転数とし被説明変数を全熱冷房能力、消費電力とした。

(2) 得られたモデルは各説明変数のべき乗指数1個で被説明変数(全熱冷房能力、消費電力)への影響を評価できる。

(3) 近似特性モデルのパラメータの同定手法に関して、本研究においては基準値を定常データの平均値、誤差評価を全熱冷房能力と消費電力から計算されるCOPの二乗誤差を最小化することで最も推定精度が大きくなった。風量の変動情報が得られなかったため、

説明変数に風量を含めなかったが、全熱冷房能力、消費電力、COPの決定係数平均値はそれぞれ0.99、0.98、0.76となり比較的良好な推定精度を確認した。

(4) 作成した近似モデルをもとに、複数の個別分散型空調機に対する相対的な実運用時の性能評価を行った。その結果、8FのB2系統の個別分散型空調機の性能低下を確認できた。詳細な要因については冷凍サイクルレベルの調査診断が必要である。

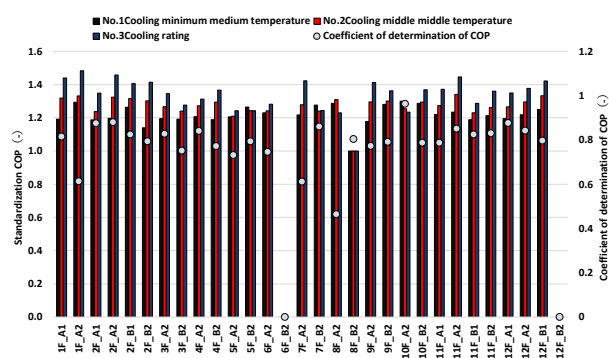


Fig. 4 Performance comparison

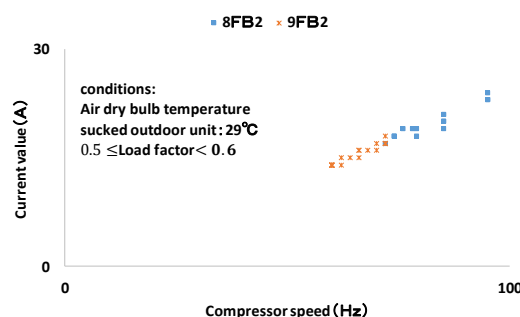


Fig. 5 Relationship between compressor speed and current value

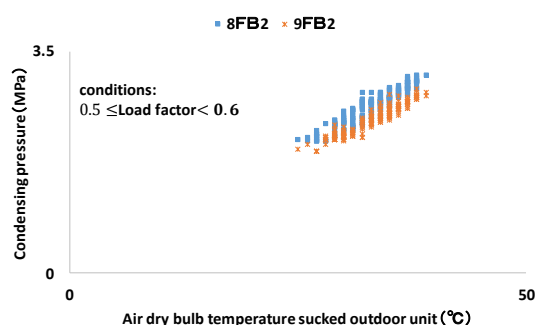


Fig. 6 Relationship between air dry bulb temperature sucked outdoor unit and Condensing pressure

【参考文献】

- 1) 亀谷ら：圧縮機の冷媒流量特性に基づく個別分散空調機の性能評価法、空気調和・衛生工学会論文集 (2009) pp.29～35
- 2) 中尾ら：年間冷房空調機の高効率制御(第一報 最適化制御の定式化と空調機のシミュレーションモデル作成)、空気調和・衛生工学会論文集 (1995) pp.83～93
- 3) 佐藤ら：ライフサイクルエネルギー管理のための空調システムシミュレーションの開発(第23報) 個別分散型空調モデルの検証、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集 (2009) pp.2279～2282
- 4) 国土交通省大臣官房官庁衛生全部設備・環境課；LCESM ツール ver3.10 主要オブジェクトの計算アルゴリズム「個別分散型空調編」平成26年2月

新築業務施設のエネルギー性能とその決定要因に関する分析

Energy efficiency and specifications of newly constructed commercial buildings in Japan

○鳴川 公彬 (大阪大学) 山口 容平 (大阪大学) 北村 拓也 (大阪大学)

下田 吉之 (大阪大学) 宮田 征門 (国土技術政策総合研究所)

Masaaki NARUKAWA*¹ Yohei YAMAGUCHI*¹ Takuya KITAMURA*¹

Yoshiyuki SHIMODA*¹ Masato MIYATA*²

*¹ Osaka University

*² National Institute for Land and Infrastructure Management .

This study analyzed the energy efficiency and specifications of office buildings newly constructed or renovated in the year 2018 by using the data inputted to the Model Building Method Input Assistant Tool operated under the 2016 Building Energy Efficiency Standard. For this analysis, we quantified the distribution of the BEI, the energy performance indicator based on primary energy consumption, and BEIs for end-uses. We also quantified the adoption ratio of energy conservation measures to be adopted to improve the energy performance.

1. はじめに

1.1 背景と目的

日本では2016年に閣議決定された地球温暖化対策計画¹⁾において、業務部門における温室効果ガス排出量を2030年までに2013年度比で40%削減することを目標としている。このような大幅な削減を実現するため、建築物省エネルギー法²⁾が2017年に施行され、2000 m²の延床面積を持つ新築非住宅建築物を対象とするエネルギー効率基準の適合義務化や、ネット・ゼロ・エネルギービル(ZEB)の認証等が開始された。今後の地球温暖化対策の推進を検討するうえで、新築建築物のエネルギー性能を把握することは重要であり、ストックにおける今後の技術普及を見通すための基礎資料になりうる。そこで本研究は、2018年度に後述するモデル建物法入力支援ツールに入力された事務所ビルのデータを分析し、現在の新築事務所建築物のエネルギー性能と省エネルギー技術の採用状況を明らかにすることを目的とする。

1.2 エネルギー効率基準達成の評価方法

建築物省エネルギー法では建築物のエネルギー性能を一次エネルギー消費量によって評価する。また、エネルギー性能を評価する指標として(1)式で定義されるBEI (Building Energy Index) 値を用いている。

$$BEI = \frac{E_T}{E_{ST}} = \frac{E_{AC} + E_V + E_L + E_W + E_{EV} + E_M - E_S}{E_{SAC} + E_{SV} + E_{SL} + E_{SW} + E_{SEV} + E_M} \quad (1)$$

ここで E は一次エネルギー消費量を表し、添字は、 AC は空調、 V は換気、 L は照明、 W は給湯、 EV は昇降機、 M はその他(OA機器等)のエネルギー消費であることを示す。分子の E_S は太陽光発電設備等のオンサイトでの再生

可能エネルギーでの発電分を表す。 T はそれらの総計、分母の S は基準となるエネルギー消費量を表す。分母は一次エネルギー消費量の基準値が各用途別の一次エネルギー消費量の基準値の和で与えられることを表している。基準一次エネルギー消費量は、実際に所管行政庁に届出のあった省エネルギー計画書の分析結果及び各種ヒアリング調査結果に基づいて決定されたものであり、平成25年における標準仕様(基準設定仕様)を採用した場合の一次エネルギー消費量として与えられている³⁾。

外皮性能についての適合義務は存在しないが、(2)式に示すBPIが指標として用いられている。

$$BPI = \frac{PAL^*}{PAL_S} \quad (2)$$

PAL^* とは(3)式に示す外皮性能の指標であり、ペリメータ部分の床面積当たりの年間熱負荷を意味する。

$$PAL^* = \frac{H_{perimeter}}{A_{perimeter}} \quad (3)$$

ここで $H_{perimeter}$ [MJ・year]は建築物のペリメータゾーンにおける年間熱負荷を、 $A_{perimeter}$ [m²]は建築物のペリメータゾーンの面積を指す。 PAL_S は PAL^* の基準値を意味する。

上記のBEI、BPIは標準入力法、またはモデル建物法により評価され、国立研究開発法人建築研究所⁴⁾により公開されているエネルギー消費性能計算プログラム、モデル建物法入力支援ツールを用いて定量化することが可能である。標準入力法は建築物の外皮・設備仕様を詳細に入力することが可能であり、精密に省エネルギー性能が評価される一方、入力項目が多い。モデル建物法は入力項目が少ない一方、評価できない設備や仕様が存在する。2種

の計算法のうちどちらを使用した計算結果であるかを明示するため、モデル建物法を用いて算出された指標値は BEIm、BPIm と表記され、標準入力法を用いて算出された BEI、BPI と区別される。2018 年度における省エネルギー基準適合判定の申請では、標準入力法による申請は 6%であり、残りはモデル建物法により評価が行われている。

2. 調査・分析方法

2.1 データ概要

本研究では2018年度にモデル建物法入力支援ツールに入力されたデータのうち、事務所を主用途とする建築物のすべてを分析の対象とした。対象としたデータを Table. 1 に示す。一つ目のデータ (Data A と呼ぶ) は建物延床面積、新築・既築の別、建物全体の BEIm、用途別の BEIm が利用可能である。もう一つのデータ (Data B と呼ぶ) は新築・改修のいずれを目的として指標値が計算されているか不明であるデータであり、面積データとして指標を計算する対象面積が利用可能である。また、照明容量や熱源効率等、入力項目すべてが利用可能である。

Table. 1 Data used in this study

Data	Number of building	Distinction of construction or renovation	Area	Available data
A	3129	Available	Total floor area	BEIm of each
B	4679	Not distinguished	Calculation object area	All data including building speculation

Data A の建築物の地域別 (建築物省エネルギー法における気候区の地域区分、地域 1～地域 8)、規模別の分布を Fig 1 に示す。Data A は地域 6 の建築物が 58%を占める。規模別では 300m²~2000m²の建築物が 79%を占める。この規模の建築物は新築時の基準達成が義務化されていないが、工事着手前に指標値の届出義務があり、計算がなされていると考えられる。

Data B の建築物の地域別、規模別の分布を Fig 2 に示す。Data B は地域 6 の建築物が 58%を占める。規模別では 300m²~2000m²の建築物が 65%を占め、300m²未満の建築物が 25%を占める。このように Data A と異なる分布となったのは、Data B は建築物の用途毎のデータであり、延べ面積が 300m² 以上であっても用途単位でみると 300m² 未満である場合があることに起因する。

2.2 分析方法

本研究では、Fig 3 に示すように 3 つの階層を想定し、エネルギー性能の実態を把握する。1 階層目は、建物のエネルギー性能、2 階層目は建物のエネルギー消費を構成する各設備別のエネルギー性能を表す。3 階層目は各設備のエネルギー性能を構成する設備の仕様や、省エネルギー技術の採用状況である。

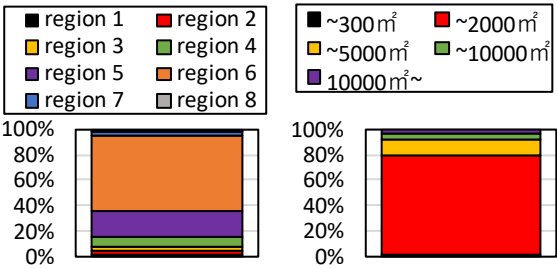


Fig 1 Distribution of Data A (Left: region, Right: floor area)

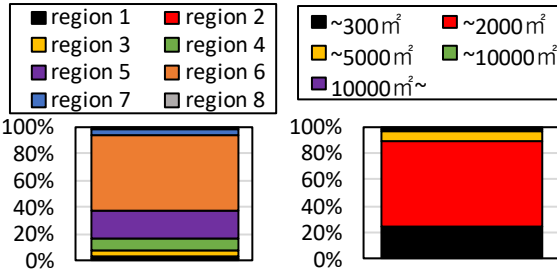


Fig 2 Distribution of Data B (Left: region, Right: floor area)

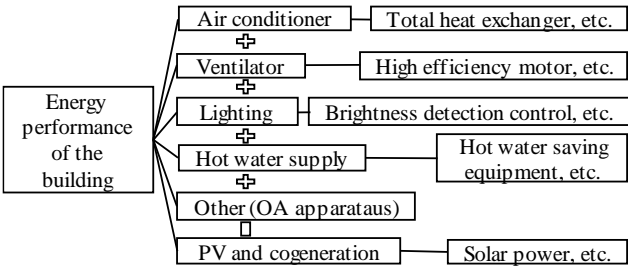


Fig 3 Hierarchy considered in the analysis design

本研究ではまず 1 階層目の分析として、Data A を利用して全体の BEIm を 4 つの階級 (0.55、0.70、0.85 を閾値とする) に分類し、地域別、規模別に各階級の存在比率を示す。これにより、地域や規模による BEIm の傾向を明らかにする。次に、2 階層目の分析として、Data A を利用して設備区分別 BEIm と BPIm について、同様に階級の存在比率を定量化した。これにより BEIm を構成する設備区分別のエネルギー消費量がどのような関係になっているか考察する。次に、3 階層目の分析の 1 つとして Data B を利用して窓面積率と冷暖房個別熱源比率の傾向を定量化する。窓面積率は地域別、規模別に、冷暖房個別熱源比率は規模別に Table. 2 に示す階級別の頻度分布を定量化した。個別熱源比率とは、個別熱源方式と中央熱源方式のそれぞれの容量のうち、建築物全体で使用されている個別熱源方式の容量の比率を表すものである。最後に Data B を利用して、空調・換気、照明に関する省エネルギー手法の採用率を定量化した。考慮した省エネルギー手法を Table. 2 に併せて示している。なお、空調・換気に関する省エネルギー手法については、中央熱源方式と個別熱源方式によって採用傾向が異なると考え、個別熱源比率 100%の建築物 (個別熱源方式) と、100%未満の建築

物（中央熱源方式）それぞれで採用率を定量化した。

Items	Threshold value and measures
Window area rate in the wall surface	15%、25%、35%
Air conditioning multi split ratio	35%、65%、100%
HVAC system type	The proportion of decentralized HVAC system in terms of thermal capacity
Energy conservation measures in HVAC	Adoption of total heat exchanger (HEX), outside air intake control (OAIC), and variable air volume (VAV) and variable water volume (VWV) controls.
Measures in lighting	Adoption of occupancy sensor control (OSC), illuminance sensor control (ISC), time scheduling control (TSC), and initial illumination correction (IIC)..

3. 分析結果

3.1 建築物のエネルギー性能

データ A の BEIm のヒストグラムを Fig 4 に示す。ヒストグラムは 0.05 刻みで示している。99%の建築物が 1 以下の BEIm を有し、BEIm ≤ 0.9、BEIm ≤ 0.8 となる建築物の比率はそれぞれ 95%、70%である。Fig 5 に地域・規模別の BEIm の分布を示す。地域別にみると、地域 5、地域 6 で BEIm 値が高い建築物の割合が高い。規模別にみると規模の増加に伴い BEIm が増加する傾向がある。

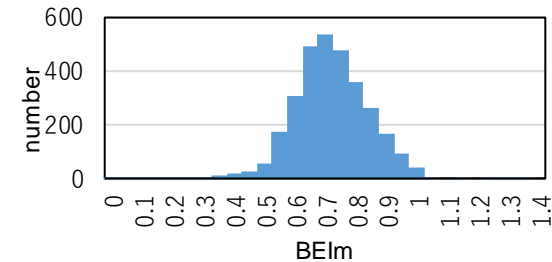


Fig 4 Distribution of BEIm in Data A

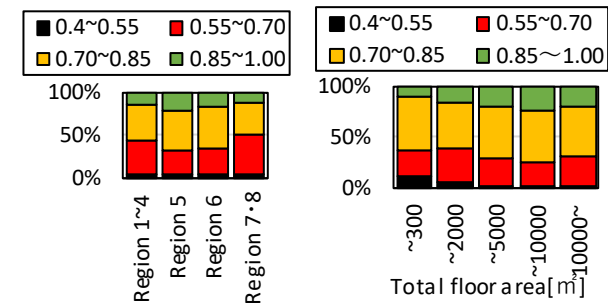


Fig 5 BEIm by region (left) and building size (right)

3.2 設備毎のエネルギー性能

(1) 外皮性能

地域・規模別の BPIIm の頻度分布を Fig 6 に示す。地域別にみると温暖な地域ほど BPIIm が増加する傾向があり、特に地域 6 以降は BPIIm が大きく増加している。規模別では、300m²~2000m²の建築物で BPIIm が最も低く、規模が増加に伴い BPIIm が増加する傾向がみられた。

(2) 空調 BEIm

地域・規模別の空調 BEIm の頻度分布を Fig 7 に示す。地域別にみると、地域 5 は他地域に比べて BEIm が高い建築物の割合が高い。規模の増加に伴う差異はみられなかった。

(3) 照明 BEIm

地域・規模別の照明 BEIm の頻度分布を Fig 8 に示す。照明 BEIm は他の設備と比較して BEIm の低い建築物の割合が高いことが特徴的である。また、若干であるが温暖地ほど BEIm が小さくなる傾向、規模の増加に伴い BEIm が増加する傾向がみられた。

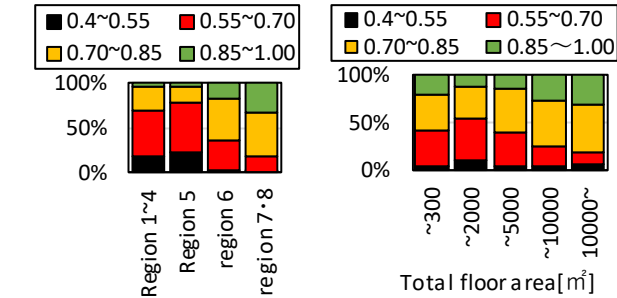


Fig 6 Distribution of BPIIm by region (left) and building size (right)

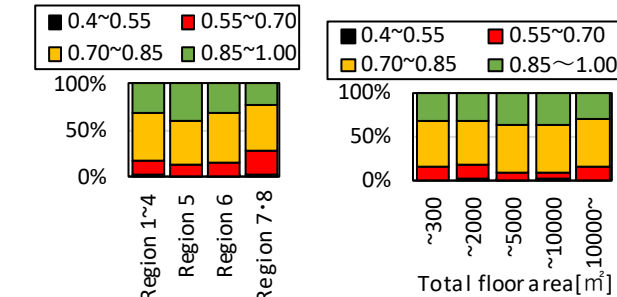


Fig 7 Distribution of air-conditioning BEIm by region (left) and building size (right)

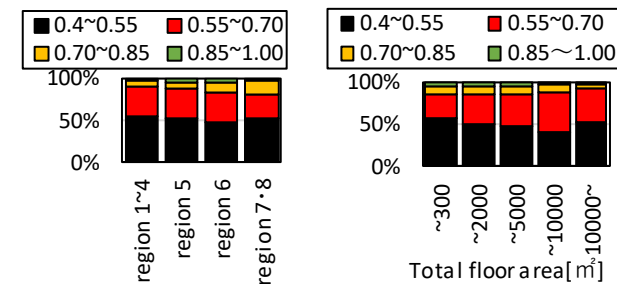


Fig 8 Distribution of lighting BEIm by region (left) and building size (right)

3.3 設備性能と省エネ技術採用率

(1) 外皮性能

窓面積率の頻度分布を Fig 9 に示す。地域別にみると、窓面積率は地域による大きな傾向は見られないが、延床面積の増加に伴って窓面積率が増加する傾向がある。

(2) 空調設備

冷暖房における個別熱源比率、空調設備における省エネルギー技術の採用率を Fig 10、Fig 11 に示す。対象床面積が 2000m² 未満の建築物では個別熱源比率 100%の建築

物が 99%、2000m²以上の建築物では 85%である。個別熱源比率 100%の建築物では、全熱交換器の採用率は 18%、外気取り入れは 2%、変風量制御、変流量制御はともに 0%であった。個別熱源比率 100%未満の建築物（中央熱源方式）では、全熱交換器の採用率は 14%、外気取り入れは 3%、変風量制御、変流量制御はともに 24%であった。また、図に示していないが、地域 1、地域 2 の 2000m²以上の事務所における空調・換気関連の手法の採用率は 40%以上であり、寒冷地ほど採用率が高い傾向がみられた。

(3) 照明設備

照明設備における省エネルギー手法の採用率を Fig 12 に示す。対象とした省エネルギー手法の採用率はすべて 10%未満であった。

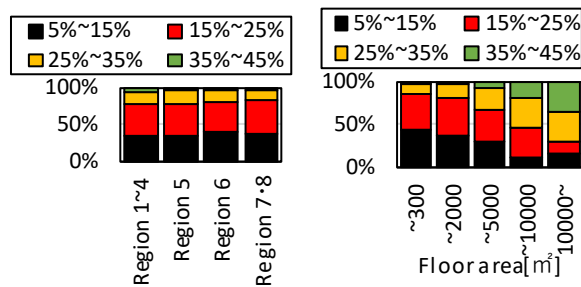


Fig 9 Window area rate by region (left) and building size (right)

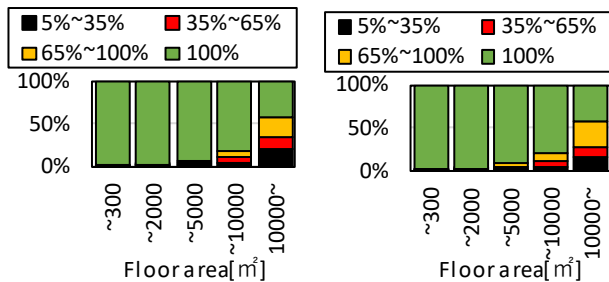


Fig 10 Proportion of decentralized HVAC system for space cooling (left) and heating (right)

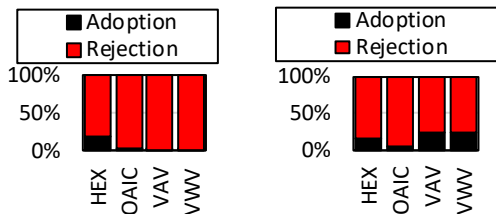


Fig 11 Adoption ratio of measures for space heating and cooling in decentralized (left) and centralized systems (right)

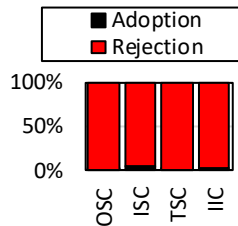


Fig 12 Adoption ratio of lighting energy conservation measures

4. まとめ

本研究で得られた知見を以下に示す。今後の課題として、別の建物用途についても同様の分析を行い、将来にわたる業務施設ストックの性能の変化を推計する。

- 1) BEIm は 0.9 以下、0.8 以下の建築物が多く、大部分の新築建築物のエネルギー性能は省エネルギー基準よりも高い水準にある。
- 2) 設備別の BEIm は、照明の BEIm が他の設備と比較して低い水準にある。照明の BEIm が低い理由は LED 照明導入による改善効果であると考えられる。この結果は、日本照明工業会照明器具自主統計において 2018 年の非住宅用の照明器具における LED の比率が 95%を超えている実績⁵⁾に一致している。他の設備は大きな技術的な変化はないと考えられる。
- 3) 規模が大きくなると窓面積率が高くなり、個別熱源比率が減少する傾向がある。
- 4) 空調設備に関する省エネルギー手法の採用率は、換気関連の手法の採用率が 20%未満であり、導入において何らかの障壁が存在すると思われる。搬送システムの省エネルギー手法は中央熱源方式を採用している建築物中で採用率が 25%程度であり、ある程度普及が進んでいると考えられる。また、換気関連の手法は寒冷地ほど採用率が高い傾向にあり、この結果は省エネルギー手法の採用において規模・地域による差異があることを示唆する。

謝 辞

本研究は JSPS 科研費 JP16H04463 および国土技術政策総合研究所の助成を受け、2018 年度にモデル建物法入力支援ツールに入力されたデータおよび国土技術政策総合研究所研究課題「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省エネルギー設計の実態把握に関する研究（平成 30～令和元年度）」によって得られたデータを活用したものです。

参 考 文 献

- 1) 内閣官房：地球温暖化対策計画,2016 年 5 月
- 2) 環境省：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 ,2014 年 7 月 8 日 <https://www.mlit.go.jp/common/001097300.pdf>（最終閲覧日：2020.1.7）
- 3) 平成 25 年省エネルギー基準に準拠した算定・判断の方法及び解説 I 非住宅建築物第 2 版、第一部基準の概要 第一章本編の目的と平成 25 年基準の概要 p.140 2013.5.29
- 4) 国立研究開発法人建築研究所：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/index.html#5-2>（最終閲覧日：2020.1.7）
- 5) 日本照明工業会：照明器具自主統計 2018 年，https://www.jlma.or.jp/tokei/pdf/kigu_tokei_jishu2018.pdf, 最終アクセス日 2020 年 2 月 17 日

ソース・レセプター関係を用いたデータ同化法による空調の最適運転制御

Optimal operation control of air conditioning by data assimilation using source-receptor relation

○鹿山 和真 (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)

Kazumasa SHIKAYAMA*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹*¹ Osaka University

Optimized control of air conditioners (AC) is an essential factor to create a comfortable indoor environment. In this study, a data assimilation method called Source-Receptor (SR) method was used for AC control. The SR method assumes the linear relationship between the heat source and the temperature at reference points. The SR method was utilized to determine the blow-out temperature of AC from the target temperature. Computational fluid dynamics (CFD) simulation was performed using the obtained air-conditioning blow-out temperature. The target temperature and the CFD-simulated value at the reference points well agreed, suggesting that AC can be properly controlled using the SR method.

はじめに

人々は平均して生活の90%を屋内環境で過ごしている¹⁾。良好な屋内環境は、優れた生産性、空室率の低下、健康の向上に不可欠である²⁾。そのため快適な室内環境を構築する必要がある。

室内温熱環境の制御のために、熱源とある場所での温度との線形関係を仮定した手法が用いられることがある。加藤らはCRI (Contribution Ratio of Indoor Climate: 室内温熱環境形成寄与率)を開発した³⁾。これは該当する熱源の発熱量から空間の温度分布がどれほど上昇・下降するかをデータとし保持し、それぞれの熱源が複数同時に発熱・吸熱をした際に室内の温度分布を推定する手法である。笹本らはこのCRIを用いて室内温熱環境の制御を行った⁴⁾。また、松尾らはデータ同化法の一種であるSR法 (Source-Receptor 法)を利用して室内温熱環境の推定を行った⁵⁾。上記の加藤らが熱源分布から室内温度分布を予測するのに対し、SR法は観測された温度から室内の熱源分布を推定する手法である。本研究では熱源となる空調吹き出し温度の推定を行うので、このSR法を空調制御に利用する。任意の点での目標温度に応じた空調の吹き出し温度を逆推定することを本研究の目的とする。また、逆推定された吹き出し温度の精度検証のために数値流体力学 (CFD) によるシミュレーションを行い、ある地点における目標温度とSR法を用いて求めた計算値の比較を行う。

1. SR法について

本研究で用いたソース・レセプター関係は式(1)で表される。

$$Aq = \Delta T \quad (1)$$

ここで、 A はソース・レセプター関係を表す因果行列、 q は空調吹き出し温度を表す熱源ベクトル、 ΔT は空調の吹き出し温度が22℃である場合を基準としたときの温度上昇量を表すベクトルである。ここで行列 A は熱源の数を N 、温度センサの数を M とすると、 $M \times N$ の行列となる。式(1)から事前に複数の空調吹き出し温度をCFDシミュレーションによって計算しておくことで、行列 A が算出される。

行列 A が既知である場合、温度上昇量 ΔT が与えられた際、式(1)を解くことで熱源ベクトルである q 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 q を求めた。そこで、式(2)のように評価関数を定義する。

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

q が I を最小化するとき、 I の q に対する勾配は0になる。 I を最小化する q を求めるためには式(3)を満たす q を求める必要がある。

$$\frac{\partial I}{\partial q} = 2(A)^T(Aq - \Delta T) = 0 \quad (3)$$

ここで $(\cdot)^T$ は転置行列または転置ベクトルである。

式(3)を満たす q を式(4)に示す最急降下法を用いて探索する。

$$q_{k+1} = q_k - \frac{\partial I}{\partial q} \Big|_{q=q_k} \quad (4)$$

ここで q_k は k 回目の繰り返し計算における q である。
 A が算出された場合、任意の ΔT から CFD 計算を必要とせず速やかに q を求めることができる。つまり、事前計算を行っておくことで、観測点から温度情報を得ると、速やかに熱源ベクトルを推定することができる。

2. 数値シミュレーション

2.1 計算対象領域

計算領域を Fig.1 に示す。領域は 7.5m 四方、高さ 2.6m である。東西を X 方向、南北を Y 方向、鉛直方向を Z 方向とし、床面南西端に原点を取った。格子解像度は 0.05m であり格子数は約 117 万である。室内には 1m 四方の発熱体が 4 つあり、天井中央に 1m 四方の 4 方向吹き出しの空調機がある。Fig.2 に詳細な空調機の寸法を示す。また、観測点の配置を Fig.3 に示す。Z 方向 1.2m, 1.6m にそれぞれ 4 点の合計 8 点の観測点を配置した。観測点付近（目標地点）の温度を変えるために空調の制御を行った。本研究は CFD による数値実験のため各観測点で得られる観測値は仮想的であり、観測誤差はないものとした。

2.2 計算条件

CFD シミュレーションには、オープンソース CFD ツールボックスである OpenFOAM のバージョン 4.0 を適宜修正して用いた。非圧縮性定常流れを仮定し、ブシネスク近似により浮力を表現した。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用いた。支配方程式は運動方程式、連続の式、熱の保存式である。対流項の離散化には 2 次精度風上差分法（線形風上法）を、拡散項の離散化には 2 次精度中心差分法を用いた。速度と圧力の連成解法には SIMPLE 法を用いた。

境界条件を Table.1 に示す。室内中央の空調からは、一定温度の吹出風が、天井に平行な向きを 0° として 30° の角度で下向きに吹くものとした。壁面はすべりなし条件とし、部屋の壁面は温度固定、それ以外の固体表面は断熱とした。熱源は表面から均一に放熱しており、発熱量の合計は 300W である。

Table.1 Boundary condition

Boundary	Boundary condition
Outlet	Velocity: 3.0 m/s
	Angle to ceiling: 30°
	Temperature: 293K
Inlet	Guage pressure: 0 Pa
Walls	Velocity: No slip
	Temperature: 303K
Hot boxes	Velocity: No slip
	Heat generation: 300 W

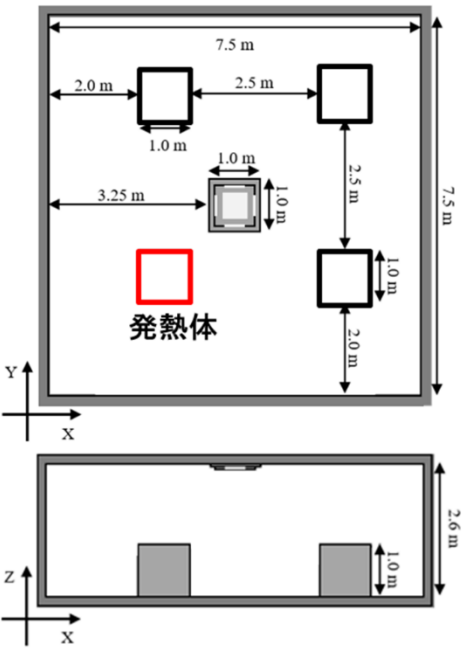


Fig.1 Calculation domain

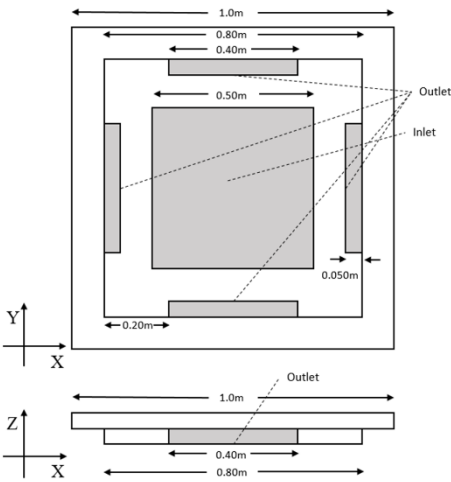


Fig.2 The size of AC

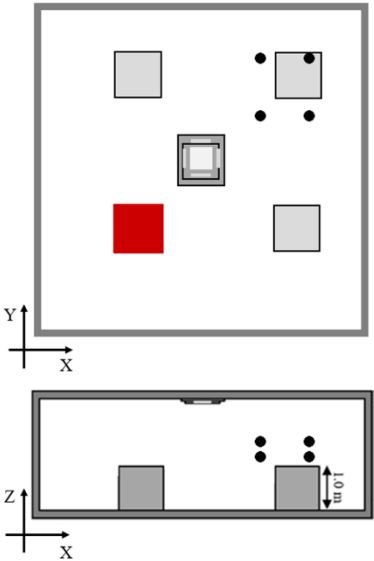


Fig.3 Observation points

2.3 SR 法による空調運転制御の流れ

本研究における SR 法を用いた空調吹き出し温度推定の流れは以下のとおりである。

1) 因果行列を作成する際に基準となる吹き出し温度 22℃と計算ケースの吹き出し温度（本研究では 20℃および 24℃）の数値計算を行い、吹き出し温度変化にともなう温度変化量を得る。これにより SR 関係を得られ、因果行列 A を得ることができる。

2) 室内の温度観測データから ΔT を求め、SR 法を適用することで空調吹き出し温度（熱源ベクトル q ）を決定する。

3) 決定された空調吹き出し温度（熱源ベクトル q ）を入力値として CFD シミュレーションを行い、目標温度と計算値との比較を行う。

3. 結果と考察

3.1 事前計算の結果

まず、因果行列 A の作成のための事前計算の結果を示す。因果行列 A を作成するための基準となる吹き出し温度 22℃と計算ケースとなる吹き出し温度 20℃、24℃の場合のシミュレーションを行った。Fig.4 に吹き出し温度 20℃の場合の $z=1.2\text{m}$ における温度分布図と基準となる吹き出し温度 22℃との差を示す。Fig.5 に吹き出し温度 24℃の場合の $z=1.2\text{m}$ における温度分布図と基準となる吹き出し温度 22℃との差を示す。

また、吹き出し温度 20℃、24℃の場合の観測点 8 点の平均温度はそれぞれ 24.978℃で、27.171℃であった。それぞれの吹き出し温度における計算ケースを以下に示す。

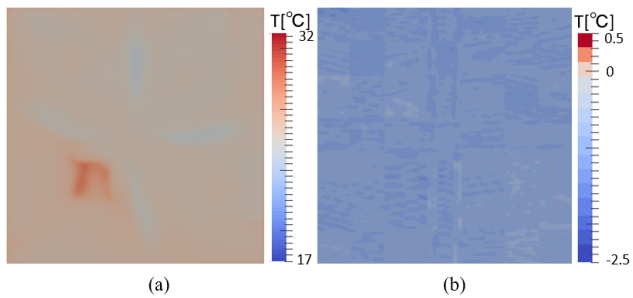


Fig.4 Temperature field of (a) precalculation with the blow-out temperature 20°C and (b) difference between precalculation and reference with the blow-out temperature 22°C

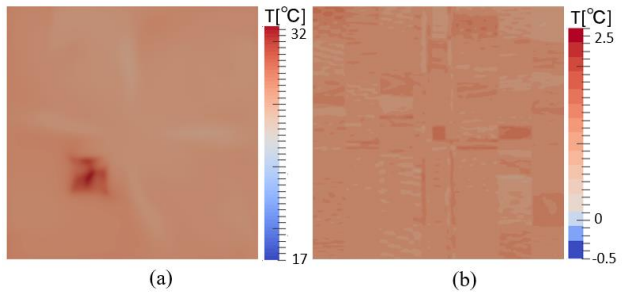


Fig.5 Temperature field of (a) precalculation with the blow-out temperature 24°C and (b) difference between precalculation and reference with the blow-out temperature 22°C

1 吹き出し温度 20℃の場合

- 1-1 観測点の平均温度を 24℃にするために必要な空調吹き出し温度を求める。
- 1-2 観測点の平均温度を 23℃にするために必要な空調吹き出し温度を求める。

2 吹き出し温度 24℃の場合

- 2-1 観測点の平均温度を 26℃にするために必要な空調吹き出し温度を求める。
- 2-2 観測点の平均温度を 25℃にするために必要な空調吹き出し温度を求める。

3.2 SR 法を用いた吹き出し温度推定結果

まず、それぞれのケースにおいて SR 法によって求められた吹き出し温度を Table.2 に示す。目標温度をおおむね 1-2℃下げるために、空調吹き出し温度は 1.8-3.9℃低下した。

Table.2 The blow-out temperature of AC	
Case	The blow-out temperature of AC[°C]
1-1	18.217
1-2	16.394
2-1	21.892
2-2	20.102

3.3 目標温度と計算値の比較

SR 法を用いて推定された空調吹き出し温度を入力値として CFD シミュレーションの再計算を行い、目標温度と計算値との比較を行った。Fig.6 に吹き出し温度 20℃における $Z=1.2\text{m}$ における温度分布図と SR 法用いて推定された空調吹き出し温度による再計算による $Z=1.2\text{m}$ における温度分布図を示す。ケース 1-1、1-2、2-1、2-2 におけるそれぞれ制御前と制御後の $Z=1.2\text{m}$ における温度分布図を Fig.6-9 に示す。また、制御前の 8 点の観測点における平均温度を T_0 、制御後の 8 点の観測点における平均温度を T 、両者の差分を ΔT 、平均絶対誤差（Mean Absolute Error: MAE）を Table.3-6 に示す。

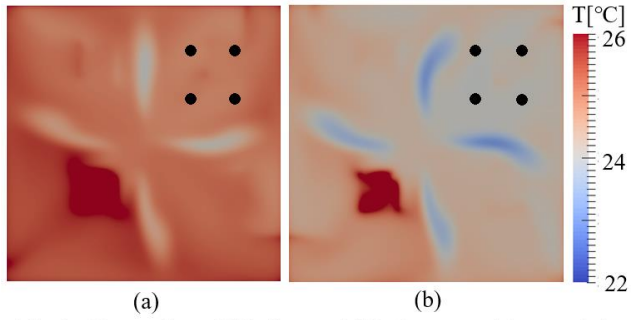


Fig.6 Comparison (a) before and (b) after control in case 1-1

Table.3 Calculation result of temperature in case 1-1

T_0 [°C]	T [°C]	ΔT [°C]	MAE [°C]
24.978	24.054	0.054	0.087

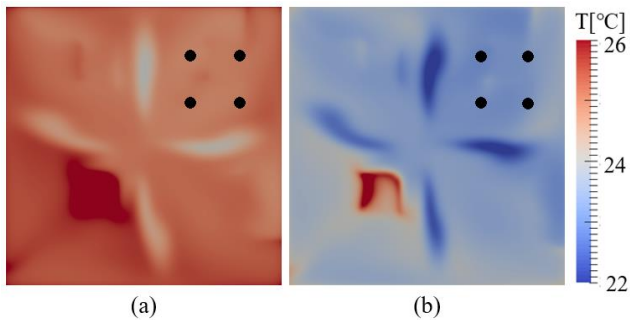


Fig.7 Comparison (a) before and (b) after control in case 1-2

Table.4 Calculation result of temperature in case 1-2

T_0 [°C]	T [°C]	ΔT [°C]	MAE [°C]
24.978	23.143	0.143	0.156

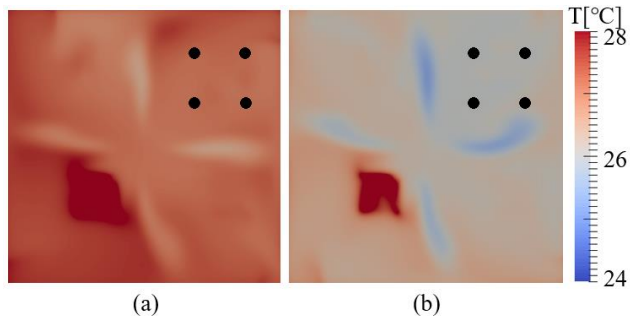


Fig.8 Comparison (a) before and (b) after control in case 2-1

Table.5 Calculation result of temperature in case 2-1

T_0 [°C]	T [°C]	ΔT [°C]	MAE [°C]
27.171	25.978	-0.022	0.077

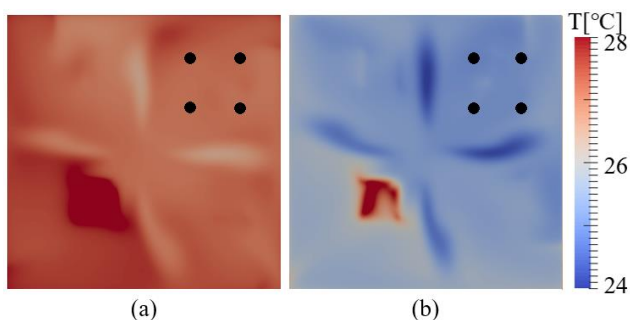


Fig.9 Comparison (a) before and (b) after control in case 2-2

Table.6 Calculation result of temperature in case 2-2

T_0 [°C]	T [°C]	ΔT [°C]	MAE [°C]
27.171	25.036	0.036	0.087

Fig.6-9 および Table.3-6 から SR 法により推定された吹き

出し温度は目標温度を 0.2°C未満の誤差で正確に実現することができた。特にケース 2-1 では目標温度との差が 0.022 と目標温度とほぼ一致させることができた。

また、ケース 1-1 と 1-2 を比較するとケース 1-1 のほうが目標温度との差および MAE は小さく、よく制御することができた。同様に、ケース 2-1 と 2-2 を比較するとケース 2-1 のほうが目標温度をよく再現することができた。目標地点の温度変化量が大きいと空調制御の精度が下がることが分かった。このようになる理由は、熱源と観測点に仮定している線形関係からのずれが大きくなるからであると考えられる。

4. まとめ

本研究ではソース・レセプター関係を仮定したデータ同化法であるSR法を用いて、空調の制御を行った。すべての計算ケースにおいて目標温度を正確に実現することができた。目標地点の温度変化量が大きいと空調制御の精度が下がることが分かった。これは、熱源と観測点に仮定している線形関係からのずれが大きくなるからであると考えられる。

しかし、今回の計算条件では空調が 1 つしかないので室内の温度分布は発熱体付近を除いてほとんど同じになっている。空調が 2 つ以上ある室内であればSR法を用いて、室内に空間温度分布をつけ快適な室内温熱環境を構築することも可能であると考えられる。

参考文献

- 1) Yang, L., Ye, M., and He, B. J. . “CFD simulation research on residential indoor air quality.” Sci. Total Environ., 472, 1137–1144,2014
- 2) Lajoie,P.,Aubin,D.b,Gingras,V.a,Daigneault,P.c, “The IVAIRE project—A randomized controlled study of the impact of ventilation on indoor air quality and the respiratory symptoms of asthmatic children in single family homes.” Indoor Air, 25(6), 582–597.2015
- 3) 加藤信介, 小林光, 村上周三. 不完全混合室内における換気効率・温熱環境形成効率評価指標に関する研究 第 2 報——CFD に基づく局所領域の温熱環境形成寄与率評価指標の開発. 空気調和・衛生工学論文集, Vol.69, pp.39-47, 1998
- 4) 笹本太郎, 加藤信介, 村上周三, 大森敏明,室内温熱環境形成寄与率(CRI)を利用した室内温熱環境制御に関する研究 : 第 1 報 温度センサーと制御対象点の関係を記述するための数学的定式化日本建築学会環境系論文集 69 巻 586 号 p. 33-38,2004
- 5) 松尾智仁, 近藤明, 嶋寺光, 塩地純夫, 小松明. 連続的データ同化法 (VCA 法) を用いた室内環境推定手法の開発 (第 7 報) ソース・レセプター関係を用いた初期推定場の作成. 平成 29 年度空気調和衛生工学会大会, 名古屋, 2018

開放型循環方式放射冷房のパネル配置が室内温熱環境におよぼす影響の CFD 解析

CFD analysis of panel layout impact on thermal environment in open-type installation of CRCP systems

○西 本 啓 祐 (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)

Keisuke NISHIMOTO*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹
*¹ Osaka University

Cooling radiant ceiling panel (CRCP) systems have been proven to potentially provide an improved thermal comfort environment. In this study, three types of radiant panel layout for open-type installation of CRCP systems were compared from the view point of cooling capacity and thermal uniformity using computational fluid dynamics (CFD) simulations. Slit panel layout gave the highest cooling capacity, and multi panel layout has the most uniform temperature distribution. However, the effect of the layout on thermal uniformity is much smaller than that of cooling capacity. Thus, in most case, slit panel layout is optimal for CRCP systems.

1. はじめに

現在の冷房システムは、室内の空気を冷却して循環させる対流空調が主流になっているが、こうした冷房方式では冷風が直接体に当たることが多く、不快感を生じさせる原因となっている。また、吹き出し口から発生する騒音や、室内の温度ムラも課題として挙げられている。こうした問題に対する解決策の一つとして、放射冷房が注目されている¹⁾。中でも、通常では天井に直接設置される天井放射冷却パネルを、天井と隙間を開けて設置することで、パネルが空気に面している面積を増加させて自然対流による熱輸送を促進させる解放型循環方式放射冷房が、従来の放射冷房と比較しても高い冷却能力を持つことが確認されている²⁾。

放射冷房はその性質上、部屋に放射パネルを設置する必要がある。パネル配置は放射冷房の性能に大きな影響を与えるため、これまでも多くの研究が行われてきた³⁾⁻⁵⁾。しかし、パネル配置に注目した既往研究の多くは従来型の放射冷房に焦点を当てており、開放型循環方式におけるパネル配置の研究はほとんど行われていない。また、結露の発生を避ける必要性からパネル温度の設定には制限があるため、同じパネル温度で高い冷却能力を持つパネル配置を研究することは重要であると言える⁴⁾。

本研究では、解放型循環方式の放射冷房において、放射パネルの配置を変更することで放射パネルの冷却能力と室内温度の均一性がどのように変化するのかを解析、評価することを目的とする。

2. 方法

2.1 放射モデル

本研究では、OpenFOAM-4.1 を利用し CFD シミュレーションを行った。OpenFOAM-4.1 には形態係数を用いた放射モデルが搭載されているが、このモデルでは、固体の吸収率や反射率を考慮できない。そこで本研究では、面の

幾何学的位置関係、放射率、吸収率、反射率、面での多重反射を考慮することのできる分配係数放射モデルを開発し、これを用いて計算を行った。

形態係数放射モデルは、放射伝熱する面の間の幾何学的位置関係を表す形態係数を求めることによって放射による熱輸送量を求める手法である。形態係数は式(1)によって定義され、ある面 j から出射される全放射流束のうち、別の面 i に到達する放射流束の割合を表す。また、放射によって生じる熱伝達は形態係数を用いて式(2)で求めた。式(1)、(2)での変数の定義を、Table.1、Fig.1 に示す。

$$F_{ji} = \frac{1}{A_j} \int_{A_j} \int_{A_i} \frac{\cos \theta_j \cos \theta_i}{\pi r^2} dA_i dA_j \tag{1}$$

$$Q_{ji} = \sigma \times A_j \times F_{ji} \times (T_j^4 - T_i^4) \tag{2}$$

Table.1 Definition of the variables in equation (1), (2)

Variable	Definition	Unit
F_{ji}	View Factor	[-]
A_i	Area of surface i	[m ²]
θ_j, θ_i	Angles formed by the line connecting the surface i and j and normal lines of surface i and j	[rad]
r	Distance between surface i and j	[m]
σ	Stefan-Boltzmann constant	[W/m ² K ⁴]
T	Surface temperature	[K]
Q	Heat transfer	[W]

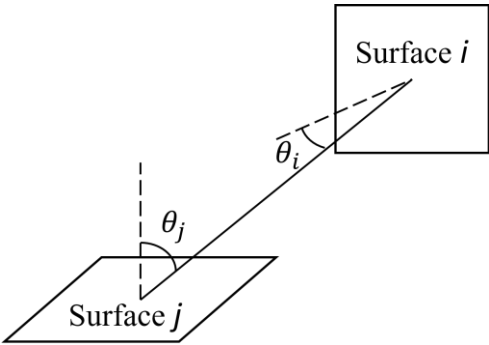


Fig.1 Angle represented by ϕ in equation (1)

分配係数放射モデルでは、形態係数を用いて分配係数を算出して用いており、放射、吸収、反射を考慮に入れて計算することができる。放射率が既知であり、かつ波長による変動がないと仮定し、式(3)、(4)に示す関係式から吸収率、反射率を算出した。式(5)は面 i から出射される放射熱流束を表している。式(6)は面 i に入射する放射熱流束を表している。式(7)に示すように面 i が受ける正味放射熱流束は式(5)と式(6)の差で表される。

式(6)で使用した D_{ji} が分配係数行列であり、式(8)はその定義式を表している。この式は循環方程式であるため、分配係数行列を求めるには繰り返し計算を行うことが必要である。各式の変数の定義を Table.2 に示す。分配係数を利用した場合に考慮される放射について Fig.2 に示す。

$$\varepsilon = \alpha$$

(3)

$$\alpha + \rho = 1$$

(4)

$$Q_{Ei} = \varepsilon_i \sigma T_i^4$$

(5)

$$Q_{Ii} = \sum_j \left(\frac{A_i}{A_j} D_{ji} Q_{Ej} \right)$$

(6)

$$Q_{Ni} = Q_{Ii} - Q_{Ei}$$

(7)

$$D_{ji} = \alpha_j F_{ij} + \sum_{k=1}^N D_{kj} \rho_k F_{ik}$$

(8)

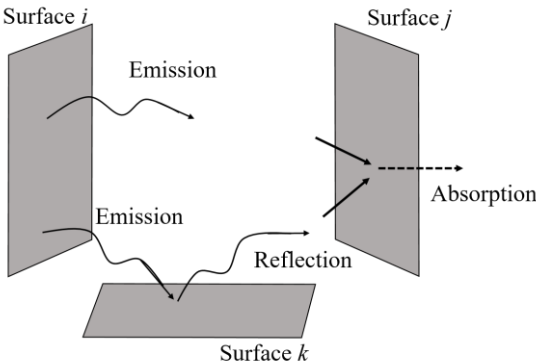


Fig.2 Radiation model

Table.2 Definition of the variable in equation (3)~(8)

Variable	Definition	Unit
ε	Emissivity	[-]
α	Absorptivity	[-]
ρ	Reflectivity	[-]
Q_{Ei}	Radiative heat flux emitted from surface i	[W/m ²]
Q_{Ii}	Incident radiative heat flux to surface i	[W/m ²]
Q_{Ni}	Net incident radiative heat flux to surface i	[W/m ²]
D	Distribution factor matrix	[-]

2.2 計算条件

本研究では Fig.3 に示す形状モデルに対して、 Fig.4 に示す単一パネル型、マルチパネル型、スリットパネル型の3種類のパネル配置をそれぞれ実装し、CFD シミュレーションを行った。室内の大きさは 6m×10m×2.9m で、外側を壁に囲まれている。内壁面温度は、温度が固定された外壁面からの一次元熱伝導、室内での対流熱伝達、放射を考慮して熱収支を解くことで、算出される。その概要を Fig.5 に示す。冷房期の室外からの貫流熱を表現するため、壁面の外部温度は南側を 35℃、東西は 30℃、北側を 25℃とした。

また、放射パネルは天井から 30cm 離して設置しており、単一パネル型は 4.0m×6.0m×0.1m の放射パネルを1枚、マルチパネル型は 2.0m×3.0m×0.1m の放射パネルを4枚、スリットパネル型は 6.0m×0.4m×0.1m の放射パネルを10枚設置しており、いずれのパネル型でもパネル面積の合計が 24m²になるように調整した。放射パネルの表面温度は 18℃で、室内には人を想定した 0.4m×0.2m×1.2m の直方体を16個配置した他、机の天板部分を想定した 1.6m×0.8m×0.1m の直方体を8個、2.0m×0.8m×0.1m の直方体を1個配置した。人を模した直方体からは 39.5W/m²の発熱が発生する。

非圧縮性定常流れを仮定し、計算格子サイズは1辺 5cm、格子数は約 140 万とした。

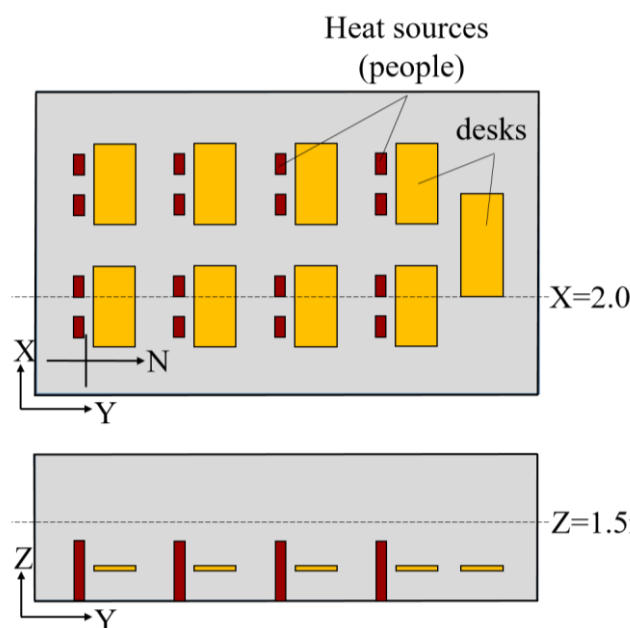


Fig.3 Geometric model

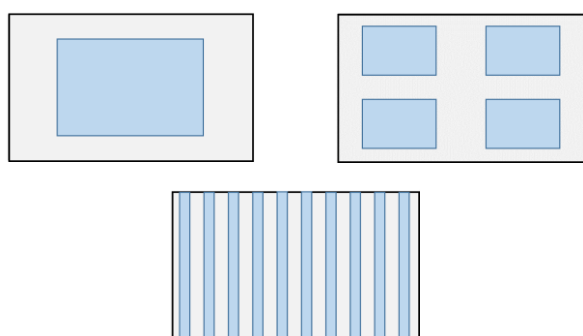


Fig.4 Panel layouts

(Upper left : Single-panel-layout, Upper right : multi-panel layout,
Bottom : Slit-panel-layout)

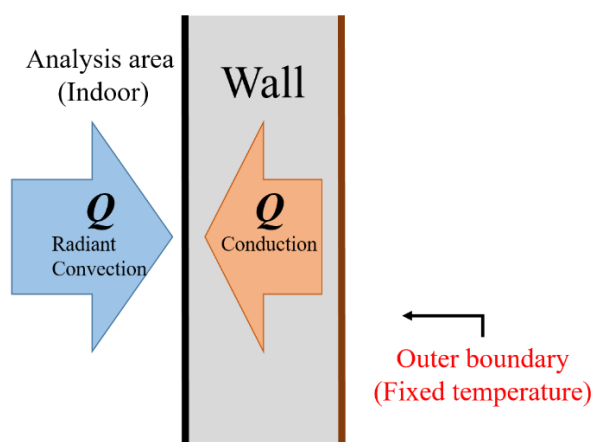


Fig.5 Boundary condition of walls

3. 結果と考察

解析を行った結果について、それぞれのパネル配置における $Z=1.5\text{m}$ 平面上の温度分布を Fig.6 に、 $X=2.0\text{m}$ 平面上の温度分布を Fig.7 に、 $X=2.0\text{m}$ 平面上の空気の流れを Fig.8 に示す。また、各温度分布の平均値と標準偏差をグラフとして表したものを Fig.9 に示す。

まず、Fig.6 と Fig.7 の結果から、どのパネル配置においても部屋の南側が北側より室温が高くなっていることが確認できる。これは、壁面の外部温度が南側の方が高くなっているためである。そのため、パネル配置によって多少の差異は見られるものの、室内では南側の壁面で暖められた空気が上昇し、冷却パネルによって冷やされ、北側で下降する形で空気の循環が起こっている。このことは Fig.8 から確認できる。

また、Fig.9 の全体の平均気温において、スリットパネル型が単一パネル型より 0.81°C 、マルチパネル型より 0.54°C 温度が低くなっていることから、3 種類のパネル配置の中で最も冷却能力が高いのはスリットパネル型であるということがわかる。これは、単一パネル型では部屋を一周する形で空気の流れができていたのに対し、マルチパネル型やスリットパネル型ではパネルの切れ目から天井付近の冷気の下降が起こり、対流による熱輸送が活発に起こるためと考えられる。特に、スリットパネル型はパネルの開口部が最も細かく分散しているため、部屋の様々な場所で天井付近の冷気の下降が起こっていることが Fig.8 から確認できる。

従って、スリットパネル型のパネル配置を採用することで、パネル内の冷却水の温度が同じでも他のパネル配置を採用した場合より部屋の温度を下げるができることから、省エネルギーや結露の防止などの効果が期待できる。

さらに、全体の平均気温の標準偏差はマルチパネル型が最小値を取るが、パネル配置の違いによる差は最大でも 0.06°C しかなかったため、放射パネルの配置を変えても温度分布の均一性への影響は限定的であるということが言える。これは水平面、鉛直面についても同様である。スリットパネル型のパネル配置では、マルチパネル型よりわずかに温度分布の均一性に劣るものの、平均気温を他の 2 種類のパネル配置より大きく下げることができたため、本研究の結果ではスリットパネル型が最も優れたパネル配置であると言える。

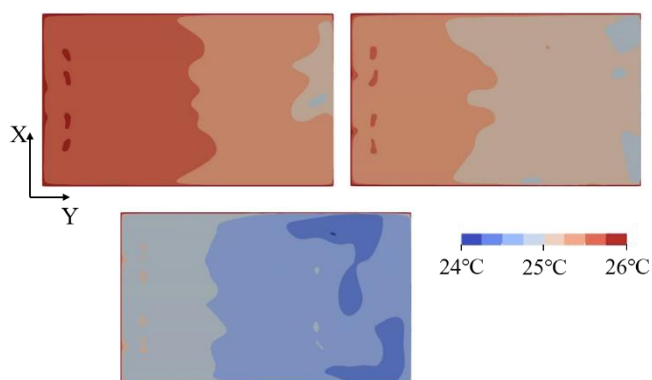


Fig.6 Temperature distribution in $Z=1.5\text{m}$ plane
(Upper left : Single-panel-layout, Upper right : multi-panel layout,
Bottom : Slit-panel-layout)

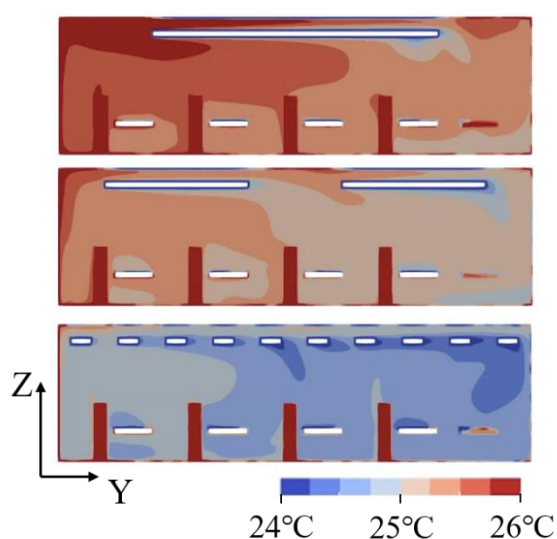


Fig.7 Temperature distribution in $X=2.0\text{m}$ plane
(Upper : Single-panel-layout, Middle : multi-panel layout,
Lower : Slit-panel-layout)

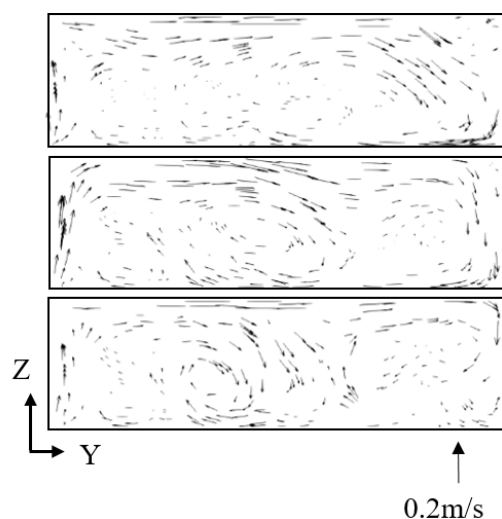


Fig.8 Air flow in $X=2.0\text{m}$ plane
(Upper : Single-panel-layout, Middle : multi-panel layout,
Lower : Slit-panel-layout)

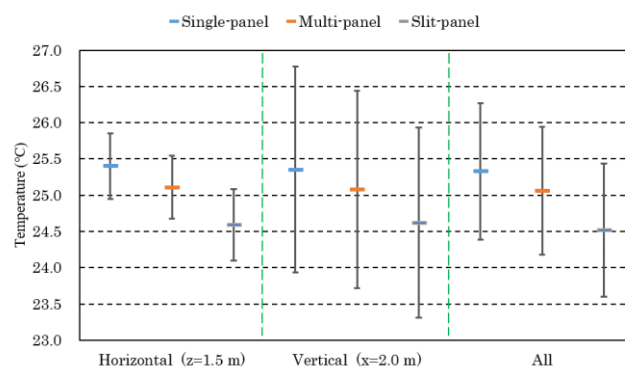


Fig.9 Average temperature (Error bars are standard deviation)

4. 結論

分配係数を用いて放射を考慮したCFDシミュレーションを行い、解放型循環方式の放射冷房において放射パネルの配置を変更することで、放射パネルの冷却能力と室内温度の均一性がどのように変化するか解析し、評価を行った。以下にその結果を示す。

- スリット状のパネルを多数設置した開放型循環方式の放射冷房を使用することで、パネル面積当たりの冷却能力を高めることができる。
- 放射パネルの配置を変えても、部屋の温度分布の均一性への影響は限定的である。

今後の課題としては、エネルギー消費の観点からも放射パネルの配置を評価する必要があることや、気温だけではなく快適性の指標を用いて評価を行うことが挙げられる。

参考文献

- 1) Catalina T, Virgone J, Kuznik F: Evaluation of thermal comfort using combined CFD and experimentation study in a test room equipped with a cooling ceiling, *Building and Environment*, Vol44, No 8, pp.1740-1750, 2009
- 2) Chiang W-H, Wang C-Y, Huang J-S: Evaluation of cooling ceiling and mechanical ventilation systems on thermal comfort using CFD study in an office for subtropical region, *Building and Environment*, Vol 48, pp.113-127, 2012
- 3) Shin M S, Kyu N-R, Sang H-P, Myong S-Y, Kwang W-K-S: Enhancement of cooling capacity through open-type installation of cooling radiant ceiling panel systems, *Building and Environment*, Vol 148, pp.417-432, 2019
- 4) Rhee K, Kim K: A 50 year review of basic and applied research in radiant heating and cooling systems for the built environment, *Building and Environment*, Vol 91, pp.166-190, 2015
- 5) Khan Y, Vaibhav R-K, Jyotirmay M, Mahabir B: Performance evaluation of radiant cooling system integrated with air system under different operational strategies, *Energy and Buildings*, Vol97, pp.118-128, 2015

天吊形 PAC を利用した膜天井空調方式に関する研究 (その 3) 実大実験による冷房時の室内環境の把握

Study on Membrane Ceiling Air-Conditioning System Using Ceiling Suspended PAC (Part 3) Investigation on Indoor Environment Using the Full-scaled Mock-up Room under Cooling

○ 伊藤 彰悟 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)

崔 ナレ (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

袁 継輝 (大阪大学)

淀野 修司 (関西学院大学)

Shogo ITO^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Jihui YUAN^{*1} Narae CHOI^{*1} Shuji YODONO^{*2}^{*1}Osaka University ^{*2}Kwansei Gakuin University

The ceiling cassette unit of packaged air conditioner (PAC) may bring a high cold-draught risk to occupants. To solve this problem, the air mixing ventilation system can be improved by stretching the non-flammable membrane under the ceiling with PAC. In this study, the full-scale experiment was conducted in a mock-up room with membrane, which was divided into 60 cm on a side, to examine draft-less effect by membranes and exchange flowrate between attic and indoor space. The result shows that the membrane laying ratio would give a large effect on the indoor thermal environment, cooling efficiency and indoor air quality.

1. はじめに

既存の天吊形パッケージエアコン (PAC) 下部に布の膜を張り、PAC の課題を解消し快適性を高める新空調方式、膜天井空調方式がある¹⁾。本研究は分割型膜天井空調方式 (膜を分散配置し、天井裏空間との相互換気による対流を促進し、空気質・空調性能の向上を図る空調方式) の導入された室を対象に CFD 解析・実験を行うことで当空調方式の性能を明らかにし、設計手法の確立を目指す。Fig.1 にシステム概念図を示す。既報²⁾では、夏期・冷房運転の当空調方式が導入された室を対象に CFD 解析を行い、膜敷設率 (室床面積に対する膜敷設面積の比) をパラメータに、室内環境の検討を行った。その結果、膜敷設率が増加すると、室内ドラフト環境が改善される一方、膜上下交換空気量が減少する傾向が得られた。本報では、実大実験室による夏期想定 of 冷房実験を行った結果として、本空調方式の性能のについて検討する。

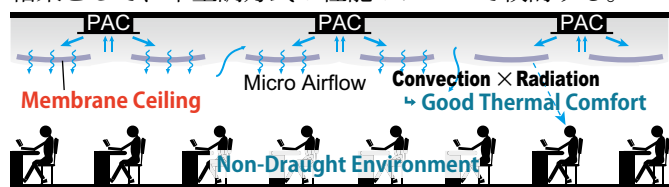


Fig.1 Membrane air-conditioning system

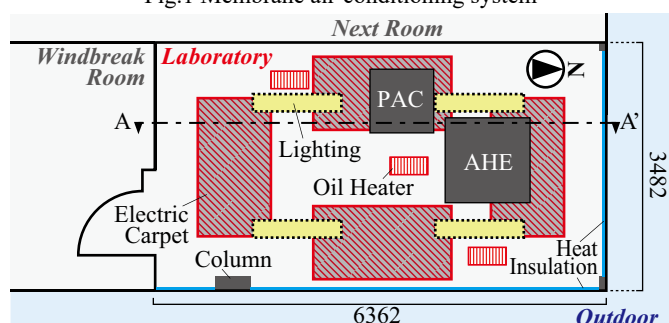


Fig.2 Plan

2. 実験概要

2.1 実験室構成

夏期を想定した冷房実験を 2020 年 2 月 5 日～13 日に行った。実験室平面図を Fig.2 に、断面図を Fig.3 に示す。実験室内寸は 3.5m×6.4m×4.1m である。室の北・東面は屋外空間に面した外壁で、材質はコンクリートであり、400mm 厚さのスタイロフォームにより、床～FL+3.5m にかけて断熱改修を行った。なお、外壁の FL+3.5m～天井にかけて、及び柱は非断熱である。また、室の南・西面はそれぞれ非空調室の風除室、隣室に面しており、材質はプラスター合板で、断熱改修は行っていない。

室内には 4 方向吹出し PAC (PLZ-ZRP140EFF; 三菱電機株式会社) (以下、PAC) が 1 台導入されている。PAC の運転設定はそれぞれ、吹出し角度: 俯角 30℃、設定温度: 19℃ (下限値)、風量: 強 (599[m³/h]×4) とした。吸込み温度でコンプレッサを制御し、ON-OFF 運転を行う。

また、室外への貫流熱損失が大きいことが予想されたため、ホットカーペット (225[W/枚])×4 枚、オイルヒータ (1.2[kW]/台)×3 台、計 4.5[kW] という比較的大きな熱負荷を室内に与えた。また、局所的なブルーム発生を抑制するため、室に満遍なく熱負荷体を配置した。

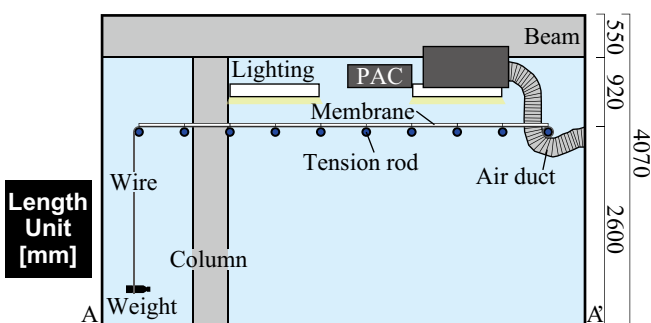


Fig.3 A-A' cross section

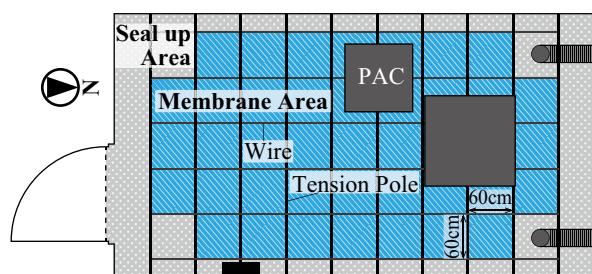


Fig.4 Membranes installation

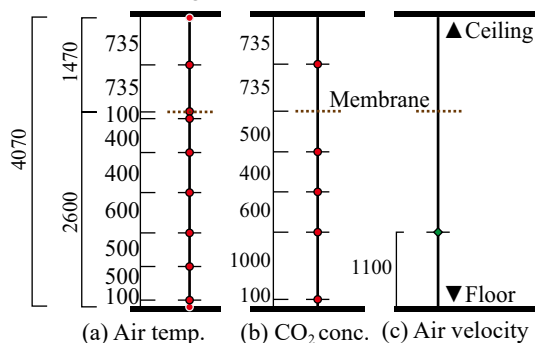


Fig.6 Vertical measurement point

実験室のFL +2.6m 高さにワイヤーと突っ張り棒で60cm角、5行9列のグリッドフレームを組み、その上に膜を設置した。膜敷設図を Fig.4 に示す。グリッド外部分は、ビニールにより目張りを行い、膜敷設率100%の時、膜上空間と膜下空間が膜以外の部分で遮断されるようにした。室北側のグリッド両端部は、設備配管用のダクトが通っており (Fig.3)、膜が敷設できないため、南北の対称性を考え、南両端部も含め、目張りを行った。その為、膜は最大で41枚が敷設可能である。

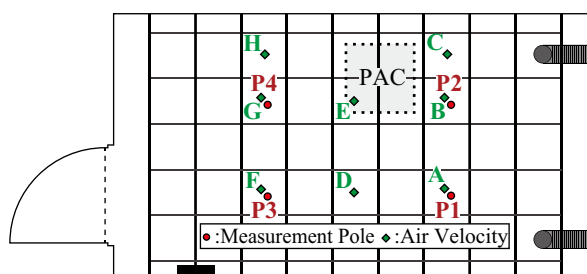
測定点の平面配置、鉛直配置を Fig.5、Fig.6 に示す。空気温度測定はT型熱電対、CO₂濃度測定はCO₂濃度測定器 (RTR-576、T&D) で行い、図中のP1~P4の測定ポールに設置した。加えて、PAC吹出し口4点+吸込み口1点に熱電対を、吸込み口1点、風除室側の実験室扉位置にCO₂濃度測定器を設置した。壁面・床・天井温度も同じくT型熱電対を用い、黒体スプレーにより放射率を0.93相当としたアルミテープにより接着した。風速測定は超音波風速計 (DA-700型、TR-92T型プローブ; 株式会社ソニック) で、サンプリング間隔:10[Hz]、各測定点1分間の測定を、点A~Hの高さ1.1mで行った。

2.2 実験条件

実験条件を Table 1 に示す。パラメータは①膜敷設率、②膜の種類とし、全7条件である。膜の材質はガラス繊維で編まれた三軸織物 (SG シリーズ; サカセ・アドテック株式会社) に、①織物+不織布 (以下、MF 膜)、②織物のみ (以下、MO 膜) の2種類である。膜の通気性 (Table.1) はJIS-L 1096 A に従い測定された。また、膜表面温度を測定するため、Table.1 図中の3点、膜下側にT型熱電対を貼り付けた。

2.3 実験手順

発熱体とPACの運転を開始し時間を置いた。躯体温

Fig.5 Measurement points on the plan
Table 1 Experimental condition

Case	PO	MF			MO		
		1	2	3	1	2	3
Laying Ratio	0%	32%	66%	100%	32%	66%	100%
Image of Membrane Setting							
Kind of Membrane	-	with Non-woven Fabric Permability : 140[cm ³ /cm ² ·s]			without Non-woven Fabric Permability : 452 [cm ³ /cm ² ·s]		

●: Measurement point of membrane surface temperature

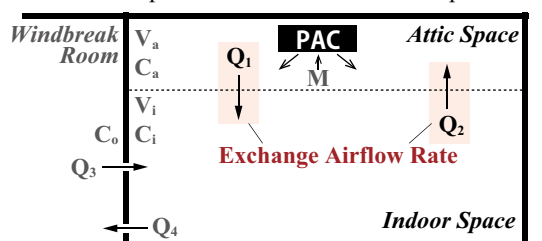


Fig.7 Schematic diagram of exchange airflow rate

度を含めた室内温度が定常に達したと判断した後、速やかに実験室内に入室し、風速測定を行った。その後速やかに退室し、CO₂ガスをPAC吸込み口で3[L/min]で発生させ、1時間経過後に発生を止め、測定を終了した。

3. 評価指標

3.1 膜上下交換空気量

膜敷設率を変化させることで膜上下での交換空気 (以下、膜上下交換空気) が促進され、空調性能の向上が見込める。Fig.7 に膜上下交換空気量の算定概要図を示す。膜上空間でのCO₂ガス発生を想定し、膜上空間 (Eq.1)・膜下空間 (Eq.2) でのCO₂濃度収支式を立てた。なお、その際は流量収支 (Eq.3)(Eq.4) を満たすものとし、理論値と測定値から最小二乗法によりQ₁~Q₄を同定した。

$$C_i^{n+1} = C_i^n + (C_a^n Q_1 - C_i^n Q_2 + C_o^n Q_3 - C_i^n Q_4) \frac{\Delta t}{V_i} \quad (\text{Eq.1})$$

$$C_a^{n+1} = C_a^n + (M - C_a^n Q_1 + C_i^n Q_2) \frac{\Delta t}{V_a} \quad (\text{Eq.2})$$

$$Q_1 - Q_2 + Q_3 - Q_4 = 0 \quad (\text{Eq.3})$$

$$Q_1 - Q_2 = 0 \quad (\text{Eq.4})$$

3.2 名目換気時間

名目換気時間 (換気回数の逆数) を、Case-PO は (Eq.5)、他 Case では (Eq.6) により算出した。

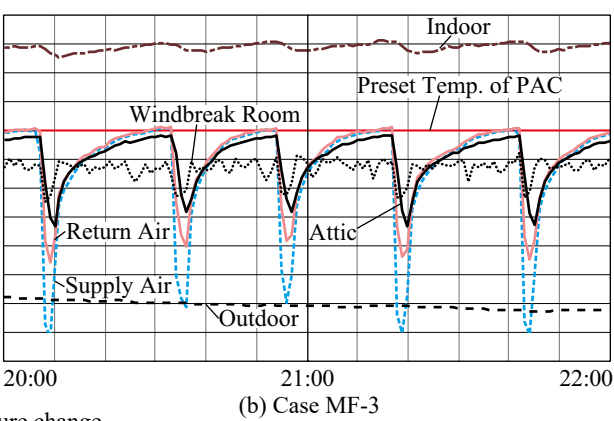
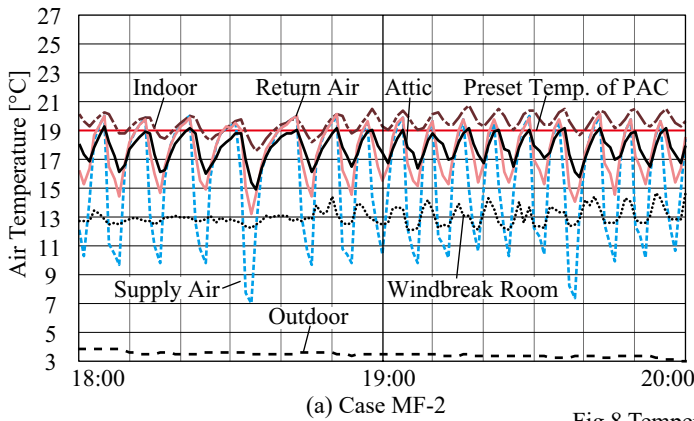


Fig.8 Temperature change

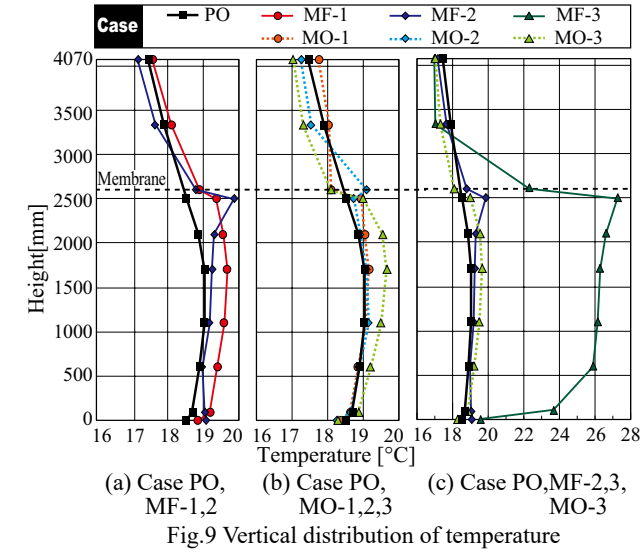


Fig.9 Vertical distribution of temperature

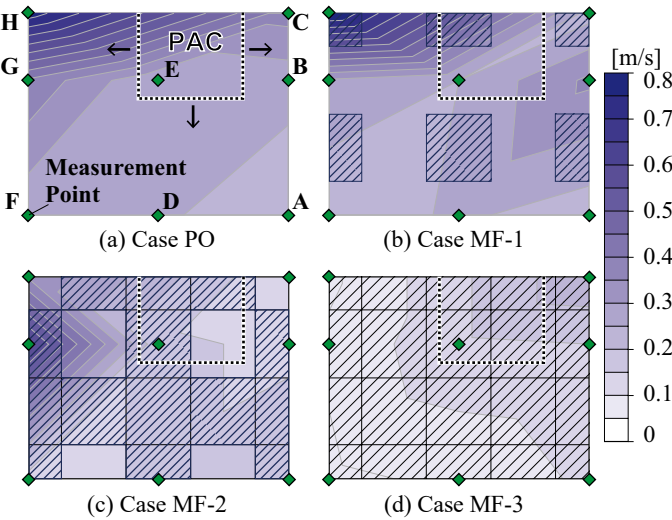


Fig.10 Horizontal distribution of air velocity at 1.1m height

$$\tau_{n1} = \frac{V_i + V_a}{Q_{SA}} \quad (\text{Eq.5})$$

$$\tau_{n2} = \frac{V_i}{Q_1} \quad (\text{Eq.6})$$

3.3 DR (Draft Risk)

ドラフト抑止効果の評価指標として、P.O.Fanger ら³⁾により提案された DR を用いる。ドラフトによる居住者の不満足者率を表す指標で、(Eq.7) により求められる。

$$DR = (34 - t_p)(\overline{U_p} - 0.05)^{0.62} (0.37\overline{U_p}Tu + 3.14) \quad (\text{Eq.7})$$

ISO 7730⁴⁾では DR<10% でカテゴリ A、DR<20% でカテゴリ B、DR<30% でカテゴリ C と定められている。

4. 結果と考察

4.1 鉛直温度分布

Fig.8 に Case MF-2,3 の温度経時変化を示す。PAC の吸込み温度が 10°C から設定温度の 19°C で振動する、ハンチングが発生した。室の冷房負荷に対し、機器容量が過剰であるためと考えられる。ハンチング周期は Case MF-3 のみ 22 分と長く、他 Case は概ね 6 分程度であった。これは、Case MF-3 は最も膜下と膜上空間の通気抵抗が大きい条件であり、居住空間の熱が膜下に溜まってしまったためと考えられる。ハンチング周期が短いほど多く熱が処理できていると考えられることから、膜の通

気性が良いほど、また、敷設率が小さいほど冷房効率は向上すると考えられる。Fig.9 に、ハンチング周期で平均化した鉛直温度分布を示す。Case MF-3 以外は概ね Case PO と変わらず居住域温度が設定温度 (19°C) 相当になった。一方で Case MF-3 は 26°C 程度と高くなった。MF 膜は通気抵抗が大きく、PAC によって膜下空間の熱負荷が適切に処理出来なかったと考えられる。また、吸込み温度と居住域温度に乖離が見られ、居住域に対して適切な吹出し温度制御ができていない。Case MF-1,2 では温度分布が改善されており、膜を分割することによる冷房性能向上効果が示唆された。

4.2 風速分布

Fig.10 に風速分布の測定結果を示す。膜敷設率が大きいほど、静穏な流速分布が形成される傾向があるものの、PAC の吹出し口と膜の配置の位置関係によっては比較的大きな風速が見受けられた。空調機と膜の位置関係を定量的に評価する必要があり、今後の検討課題といえる。

Fig.11 に測定点 A、B、F、G における鉛直方向の風速を上向きを正として示す。膜敷設率を増加するほど、下向き風速が減少した。下向き風速は PAC からの吹き下ろし気流、上向き風速は発熱体のブルームに由来するものだと考えると、ドラフトの原因となる PAC 吹出し気流を膜により緩和できていることが示唆された。

Table 2 Evaluation result

Case	PO	MF			MO		
		1	2	3	1	2	3
Exchange Flowrate [m ³ /h]	2,716	1,995	2,260	189	2,683	2,092	1,270
Nominal Time Constant τ_n [min]	2.2	1.7	1.5	18.2	1.3	1.7	2.7
Target Volume	Attic + Indoor	Indoor Space Only					

4.3 DR

Fig.12 に測定点 A、B、F、G における高さ 1.1m の DR 評価結果を示す。平均値を見ると、Case PO では B カテゴリーの範囲であったが、膜敷設率を増加することでドラフト環境が改善され、MF-3、MO-3 共に A カテゴリー評価となった。しかし、Case MF-2 の測定点 G など、局所的に高リスクとなっている場所が発生した。同じ膜配置の Case MO-2 では発生しておらず、これは、膜の通気性がドラフト発生箇所に影響することが示唆される。膜の抵抗が大きいと、膜通過流量が減少し、代わりに非膜部から居住域に直接流入し、局所的なドラフト発生原因となりうる。膜の抵抗が小さいと、膜通過流量が増加し、局所的なドラフト発生箇所が少なくなると考えられる。また、膜を分割する以上、完全にドラフトを抑止することは難しく、空調に対する最適な膜配置、及びドラフト発生箇所の予測等が今後の課題である。

4.4 膜上下交換空気量と名目換気時間

膜上下交換空気量、名目換気時間を Table 2 に示す。なお、名目換気時間算出において、Case PO と他 Case では換気対象とした体積が違いうことに留意する必要がある。膜上下交換空気量は、Case MF-3 では著しく少なく、それに伴い名目換気時間は最も大きい結果となった。よって、膜上空間に外調機が導入されている場合、換気量不足による空気質悪化が懸念される。しかし、通気性に優れる膜への変更や、敷設率の調節をすることで、交換空気量を増加させ、上記の課題については解決できると考えられる。

参考文献

- 1) 蔵永真理、山中俊夫、前田龍紀、北風春都：PAC を用いた膜天井放射空調の冷房性能に関する実験的研究、日本建築学会環境系論文誌 Vol.84 No.757、pp255-262、2019.3
- 2) S.Ito, T.Yamanaka, T. Kobayashi, J.Yuan, N.Choi : Cooling Performance of Air-Conditioning System with Ceiling Suspended Packaged Air Conditioning Unit over Divided-Type Membrane Ceilings in Large Classroom, The 40th AIVC - 8th Tight Vent & 6th venticool Conference, Ghent, 2019
- 3) Fanger, P.O., A.K.Melikov, H.Hanzawa and J.Ring ; Air Turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings, 12(1988) pp.21 - 39, 1988
- 4) ISO 7730 ; Moderate thermal environment-Determination of the PMV and PPD indices and specification of the conditions for thermal comfort, International Organization for Standardization, 2005

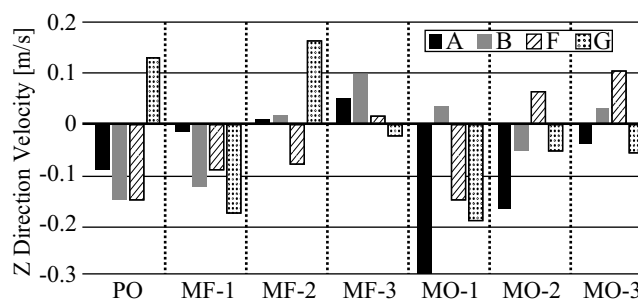


Fig.11 Distribution of vertical direction velocity

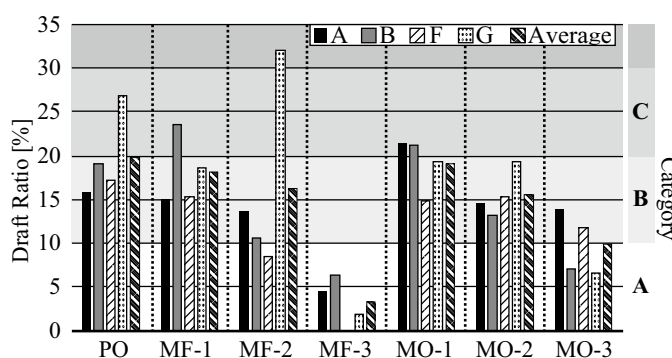


Fig.12 Distribution of DR

5. おわりに

本報では夏期を想定した実大実験を行い、本空調方式のドラフト抑止効果、膜上下交換空気量の検討を行い、以下のような知見を得た。

- 通気抵抗が大きい膜を敷設率 100% で導入すると、PAC のみの室内環境に比べ、大幅にドラフト環境が改善されるが、膜上下交換空気量が不足し、冷房性能、空気質の悪化が懸念される。
- 膜材をより通気性の良いものに変更することで、上記の課題は幾分か改善される。
- 膜を分割し、分散配置することで、より交換空気量増加を促進することができる。
- 上記の方法で交換空気量が増加させると、同時にドラフト抑止効果は減少してしまうため、最適な膜配置計画が必要となる。

また、今後の展望を以下にまとめる。

- 外調機を運転し、空気齢等を用いた空気質評価
- 空調機と膜敷設位置の関係をパラメータとした検討
- 暖房運転時の室内環境、空調性能の検討

上記の検討事項等により、本空調方式の更なる性能評価を行っていく所存である。

記号

C : CO ₂ 濃度	[-]	DR : Draft Risk	[%]
Q : 流量	[m ³ /h]	t : 温度	[°C]
T_u : 乱流強度	[-]	τ_n : 名目換気時間	[min]
\bar{U} : 平均スカラー風速	[m/s]	V : 体積	[m ³]
M : 発生量	[m ³]		

略字

a : Attic Space	i : Indoor Space	o : Outdoor	p : Point
SA : PAC 給気	PO : PAC Only	MF : Membrane and Fabric	MO : Membrane Only

PAC を用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究 (その 11) 膜の通気抵抗が冷房時室内温熱環境に及ぼす影響

Cooling and Heating Performance of Ceiling Radiant Membrane Air Conditioning System with PAC (Part11) Effect of Flow Resistance of Membrane on Indoor Thermal Environment under Cooling Condition

○上村 芙美子 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
小林 知広 (大阪大学) 袁 継輝 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 前田 龍紀 (竹中工務店)
新宮 浩丈 (竹中工務店) 安江 楽人 (竹中工務店)

Fumiko KAMIMURA^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Jihui YUAN^{*1}

Narae CHOI^{*1} Tatsunori MAEDA^{*2} Hirotake SHINGU^{*2} Rakuto YASUE^{*2}

^{*1}Osaka University ^{*2}Takenaka Corporation

In the previous study, the air flow rate through membrane was small. Therefore, in this study, the cooling performance verification experiments were conducted in an experimental room where the membrane with low flow resistance are installed to increase the air flow rate through membrane. The aim of this study is to investigate indoor thermal environment when using this new system and to develop an optimal method of using this system. In order to clarify the actual phenomenon, the experiments were carried out in a full scale room under two scenarios of “with membrane” and “without membrane”.

はじめに

近年、省エネルギー性と快適性を両立させた放射空調への関心が高まっている。そこで本研究では一般的に広く導入されているパッケージエアコン (以下、PAC) を用いた簡易的に導入可能な空気式放射空調を提案する。

前報^{1), 2)}では、膜の通気抵抗が大きいため、膜を通じた交換空気量が小さい結果となった。そこで、交換空気量の増量を目指し、空気透過率が大きい膜 2 種類を用いて、膜を使用していない室との対照実験を行った。本報では、前報と同様の実験室において行った冷房性能検証実験の結果より、温熱環境特性・交換空気量について報告する。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

実験は 2019 年 10 月 14 日～2020 年 1 月 27 日に行った。ただし、本実験は夏季を想定した冷房実験である。平面図を Fig. 1、断面図を Fig. 2 に示す。実験室は、内寸 7.0×6.13m の室を壁 (グラスウール 50mm、石膏ボード 12.5mm) で区切り、壁の内側空間 (以下、対象空間) はオフィスのインテリアゾーン、外側空間は屋外を想定している。対象空間の内寸は 4.41×4.01m、高さ 3.44m であり、床上 3.14m の高さに不燃性の膜を張った。対象空間内には 4 方向天井カセット型 PAC (三菱電機株式会社、PLZ-ERP140EF) が 2 台設置されている。PAC は、吸込み口直上に設置された温度センサーにより運転制御されており、冷房時には設定温度 +0.5℃ で ON、-1.5℃ で OFF となる。

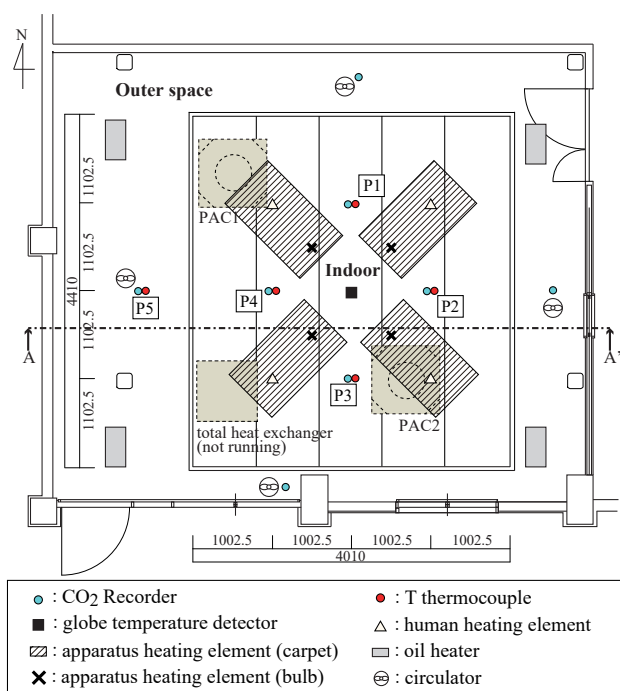


Fig. 1 Plan of experiment room [mm]

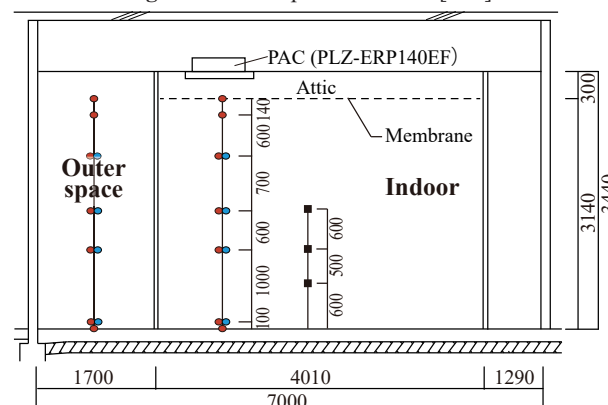


Fig. 2 A-A' cross section [mm]

Table 1 Conditions of experiments

Condition		Preset Indoor Temperature [°C]		Airflow Rate of PAC [m³/h]	Angle of supply [°]	Total Heat Generation [W]
		No membrane	Membrane, Membrane with nonwoven fabric			
Case1	Normal	24	19	1016×2	30	812
Case2	Low heat load			412		
Case3	Small flow rate of PAC			717×2		812
Case4	High temperature	27	22	1016×2	60	
Case5	60° supply	24	19			
Case6	High heat load					1236

Table 2 The Characteristic of Membrane

	Permability [cm³/cm²/s] (Air flow rate at 125Pa)	Materials
Membrane	452	Glass fiber
Membrane with nonwoven fabric	140	Glass fiber, Nonwoven fabric

Fig.1 に示すように、人体発熱としてブラックランプ (53W/ 個) を床上 0.6m の高さに配置し、機器発熱として、白熱電球 (100W/ 個)、及び電気毛布 (50W/ 個) を床上に配置した。

各測定点を Fig.1, 2 に示す。温度測定点は P1 ～ P5 で鉛直方向に 7 点、PAC の吸込み口に 1 点、吹出し口に 4 点、加えて膜上に 3 点設けた。CO₂ 濃度は CO₂ 濃度計 (T&D、RTR-576) を用いて、P1 ～ P5 で鉛直方向に 4 点、膜上に 3 点、外側空間の北、東、南で 1 点ずつ測定した。グローブ温度は、対象空間中央の鉛直方向に 3 点で測定した。

実験は PAC の運転を開始し、十分に時間が経った後、CO₂ ガス (1L/min) を PAC の吹出し口で発生させ、3 時間経過後に実験を終了した。

1.2 実験条件

実験条件を Table 1 に示す。パラメータは①膜の 3 条件、② PAC の設定や内部発熱量を 6 条件とし、計 18 ケース行った。膜の仕様を Table 2 に示す。膜の材質はガラス繊維で編まれた三軸織物 (SG-1003: サカセアドテック社) を用いて、①織物のみ (以下、膜あり) と、②織物 + 不織布 (以下、膜あり (不織布付き)) の 2 種類である。

なお、通気流量 [cm³/cm²/s] は JIS L 1096 A 法のフラジール形法より、125Pa 下で測定した。

ただし、膜なし条件については、膜下空間の温度が膜の設置時と近い値になるように、膜設置条件よりも PAC の設定温度を 3°C ずつ高くした。

2. 実験結果

2.1 PAC の運転状況

Fig. 3 に膜の 3 条件それぞれの Case1 について、定常状態確認後の各部の温度経時変化を示す。温度は周期的に変動しているが、これは PAC が ON-OFF を繰り返して運転したためと考えられる。

膜なし・膜あり条件では、対象空間 (膜下) の温度と PAC の吸込み温度が一致しているが、膜あり (不織布付き) 条件では全く異なる挙動を見せた。

鉛直温度分布 (Fig. 4) では、外気変動が小さく天候の影響が小さい日の出前の 1 周期のデータを平均した値を使用した (Fig. 3 中の赤色の網掛けで示す)。

2.2 鉛直温度分布

Fig. 4 に各ケース間で比較した鉛直温度分布を示す。全条件を通して、FL+100mm と FL+1700mm での温度差が ASHRAE55³⁾ 推奨の 3°C 以内 となっている。また、均一な鉛直温度分布を形成しており、膜下空間が十分冷えていることがわかる。

ケース間での比較により、膜あり (不織布付き) 条件

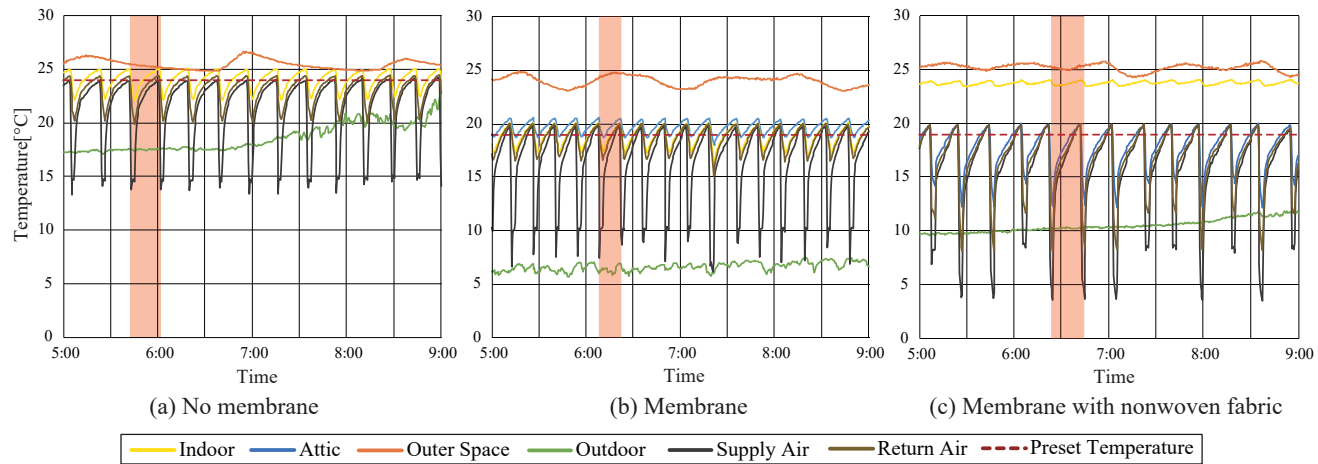


Fig. 3 Change of temperature (Case 1)

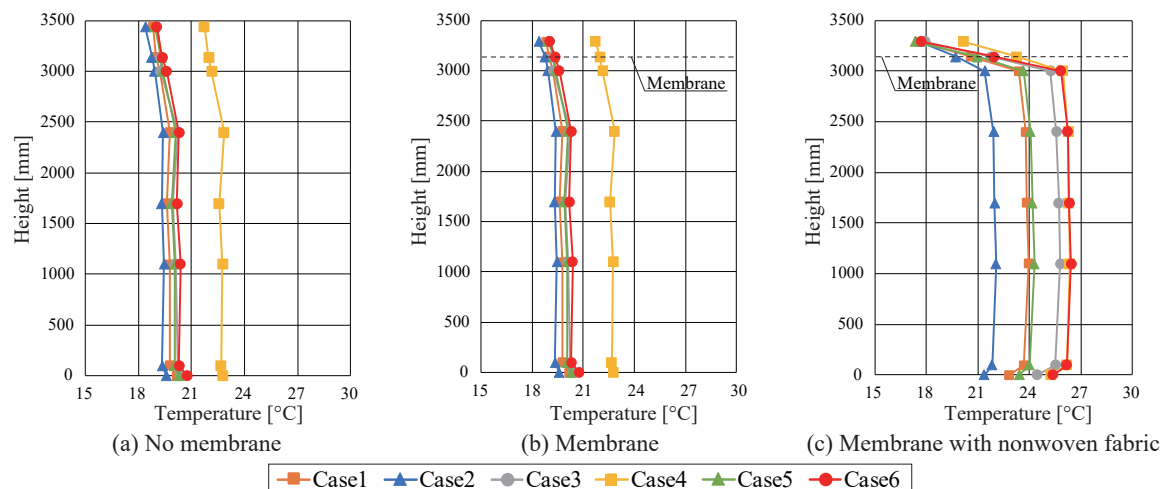


Fig. 4 Vertical distribution of temperature

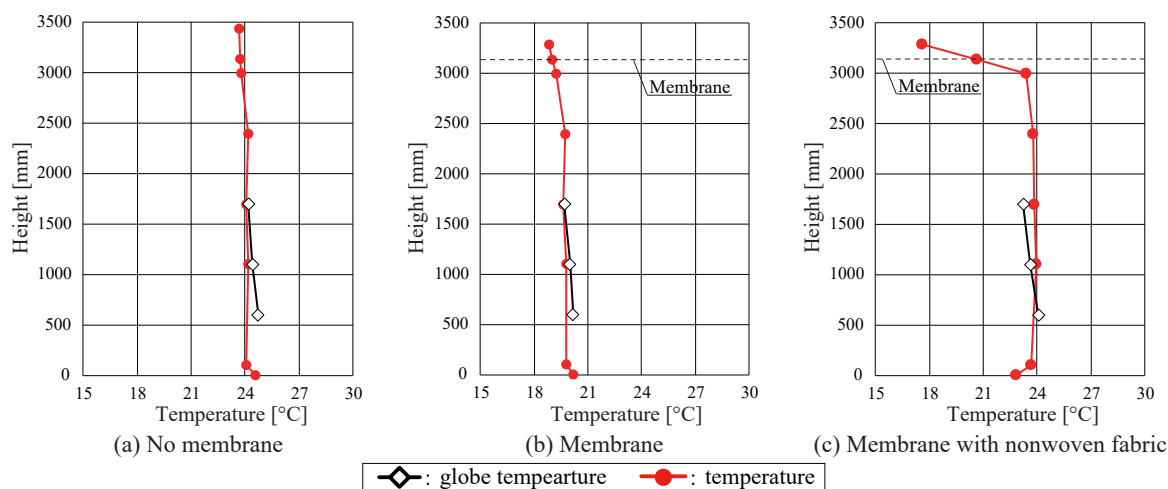


Fig. 5 Vertical distribution of temperature and globe temperature (Case 1)

では膜下の内部発熱量によって鉛直温度分布にも差異がみられるが、膜なし・膜あり条件では、PAC の設定温度を変更した Case4 以外の 5 ケースについて概ね一致していることから、膜なし・膜あり条件では膜下空間での熱負荷に応じて PAC の運転が行えていると考えられる。

2.3 グローブ温度

Fig.5 に各膜条件での Case1 のグローブ温度と空気温度の鉛直分布の比較を示す。全ケースを通して、高い位置ではグローブ温度が低く、低い位置では高くなっており、室上部では膜からの冷放射、室下部では発熱体から

の放射熱による影響が大きいと考えられる。

膜なし・膜あり条件では、室上部においても空気温度とグローブ温度が概ね近い値をとっていることから、対流成分による熱処理の割合が大きいと考えられる。一方で、膜あり (不織布付き) 条件では床面温度が空気温度より低くなっており、これは膜の冷放射による影響と考えられる。したがって、本空調方式の膜あり (不織布付き) 条件では冷放射による冷房が期待できる。

2.4 CO₂ 濃度の経時変化

Fig. 6 に膜あり・膜あり (不織布付き) 条件での Case1

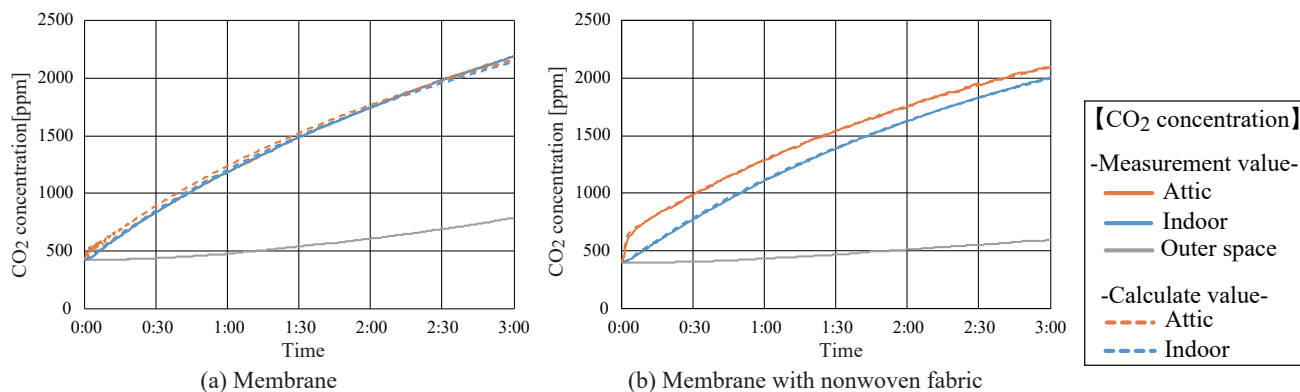
Fig. 6 CO₂ concentration change (Case 1)

Table 3 Air flow rate through membrane

Condition			Flow rate [m³/h]					
			Q_1	Q_2	Q_3	Q_4	Q_5	Q_6
Membrane	Case1	Normal	1105.9	1105.9	0.0	0.0	28.2	28.2
	Case2	Low heat load	1105.5	1105.5	0.0	0.0	28.7	28.7
	Case3	Small flow rate of PAC	1110.8	1110.8	0.0	0.0	24.8	24.8
	Case4	High temperature	1103.7	1103.7	0.0	0.0	28.3	28.3
	Case5	60° supply	1107.2	1107.2	0.0	0.0	27.6	27.6
	Case6	High heat load	1107.5	1107.5	0.0	0.0	26.9	26.9
Membrane with nonwoven fabric	Case1	Normal	202.6	204.6	0.0	2.0	25.6	27.6
	Case2	Low heat load	223.2	228.5	0.0	5.3	25.1	30.3
	Case3	Small flow rate of PAC	136.4	142.5	0.0	6.1	16.1	22.2
	Case4	High temperature	216.9	222.0	0.0	5.1	20.4	25.6
	Case5	60° supply	205.9	211.3	0.0	5.5	20.9	26.4
	Case6	High heat load	239.7	246.6	0.0	6.9	20.0	26.9

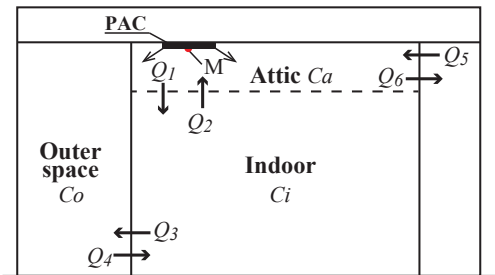


Fig. 7 Schematic diagram of exchange flow rate

のCO₂濃度の経時変化を示す。膜あり（不織布付き）条件より膜あり条件の方が、膜上と膜下の濃度差が小さいことがわかり、濃度差が小さいほど、膜上下の空気がより混合していると考えられる。

2.5 交換空気量の算定

Fig. 7に膜を通した交換空気量算定のための概要図を示す。膜上空間でCO₂ガスを発生させたときのCO₂濃度の収支を考え、膜上・膜下空間のCO₂濃度を(Eq. 1)、(Eq. 2)を用いて算定し、得られた濃度が一致するように最小二乗法を用いてQ₁～Q₆を求めた。その際、膜上・膜下空間の流量収支を合わせるため、(Eq. 3)、(Eq. 4)を満たすようにした。

$$C_a^{n+1} = C_a^n + (C_i^n Q_2 + M - C_a^n Q_1 + C_o^n Q_5 - C_a^n Q_6) \frac{\Delta t}{V_a}$$
... (Eq. 1)

$$C_i^{n+1} = C_i^n + (C_a^n Q_1 + C_o^n Q_4 - C_i^n Q_3 - C_i^n Q_2) \frac{\Delta t}{V_i}$$
... (Eq. 2)

$$Q_1 - Q_2 - Q_3 + Q_4 = 0$$
... (Eq. 3)

$$-Q_1 + Q_2 + Q_5 - Q_6 = 0$$
... (Eq. 4)

Table 3に交換空気量Q₁～Q₆を示す。膜の条件間で比較すると、不織布をなくすことにより流量は約5倍に増量しており、不織布の有無が交換空気量に与える影響が大きいことがわかる。

また、膜あり条件ではケース間でQ₁, Q₂に大きな差はなく、いずれのケースにおいても約1110m³/hの値を示している。一方で、膜あり（不織布あり）条件ではケー

ス間で差がみられた。Case1(PACの風量：1016m³/h)とCase3(PACの風量：717m³/h)を比較すると、PACの風量とQ₁, Q₂が概ね等しい割合で減少している。これより、膜あり（不織布付き）条件においてはPACのファン動力が交換空気量に与える影響が大きいと考えられる。

3. まとめ

本報では、PACを用いた膜天井放射空調方式において、膜の条件を変えた実験を行い、以下のような知見を得た。
(1) 全ケースにおいて鉛直温度分布は均一であり、居住域での鉛直温度差はASHRAE55の推奨範囲内となっている。
(2) 放射効果は、膜あり（不織布付き）条件では膜の冷放射による冷房効果が期待できることを確認し、膜あり条件では対流成分による熱処理の割合が大きいと考えられる。
(3) 膜を通した交換空気量について、不織布をなくすことにより流量は約5倍に増量し、膜あり（不織布付き）条件においてはPACのファン動力が交換空気量に与える影響が大きいと考えられる。

今後は暖房時についても冷房時と同様の実験を行い、検討を進めていく所存である。

【記号表】

C _a : 膜上空間CO ₂ 濃度 [-]	C _i : 膜下空間CO ₂ 濃度 [-]
C _o : 外側空間CO ₂ 濃度 [-]	M: CO ₂ 発生量 [m³/h]
V _a : 膜上空間体積 [m³]	V _i : 膜下空間体積 [m³]
Δt: 測定間隔 [h]	n: 時点

【謝辞】

本研究は、(株)竹中工務店との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

【参考文献】

- 1) 蔵永真理, 北風晴都, 山中俊夫, 甲谷寿史, 前田龍紀, 中野諒: PACを用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究(その1)～(その5), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, pp409-420, 2018.9
- 2) 上村美美子, 山中俊夫, 小林知広, 袁継輝, 崔ナレ, 前田龍紀, 小林佑輔, 新宮浩丈: PACを用いた膜天井放射空調の冷暖房性能に関する研究(その8)～(その10), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文, pp329-340, 2019.9
- 3) ASHRAE STANDARD55-92: Environmental Condition for Human Occupancy

換気効率に着目した教室空調システムの研究開発 計画概要と CFD 解析による吹出し口の最適化検証

Development of Air Conditioning System for Educational Facilities Focused on Ventilation Efficiency

Plan Summary and Optimization Verification of Air Outlet by CFD

○藤田 渉	(清水建設)	笠原 真紀子	(清水建設)
花島 真也	(清水建設)	村上 宏次	(清水建設)
長谷部 弥	(清水建設)	野村 圭吾	(清水建設)
土井 裕介	(工学院大学)	小山 潤	(工学院大学)
河村 卓哉	(工学院大学)	野部 達夫	(工学院大学)

Sho FUJITA*¹ Makiko KASAHARA*¹ Shinya HANASHIMA*¹

Koji MURAKAMI*¹ Hisashi HASEBE*² Keigo NOMURA*¹

Yusuke DOI*³ Jun KOYAMA*⁴ Takuya KAWAMURA*⁴ Tatsuo NOBE*⁵

*¹ Design Div. Shimizu Corp. *² Inst. of Tech. Shimizu Corp. *³ Mitsubishi Jisho Sekkei inc.

*⁴ Graduate Student, Graduate School of Eng., Kogakuin Univ. *⁵ Prof., Dept. of Architecture, Kogakuin Univ., Dr.Eng.

This paper introduces the new air-conditioning system which can supply fresh air from ceiling to a breathing area efficiently. The purpose of the development of this system is an improvement in intellectual productivity for students. This part shows contour maps of indoor air temperature, air velocity and CO₂ concentration in classroom simulated with CFD revealed that this system has a possibility to improve indoor air quality.

1. はじめに

オフィスや学習空間における知的生産性は、室内の環境因子と密接な関係にあり、様々な要素が在室者の意思決定能力に影響を与えることが知られている。中でも、空気質環境は、光環境や温熱環境とならび、知的生産性との相関性が高い因子のひとつであると考えられており、空気の CO₂ 濃度が与える影響の大きさについては、すでに国内外の文献¹⁾で報告されている。

高い知的生産性を求められる空間として、教育施設の一般教室が挙げられる。教室の換気設備計画においては、人員密度が高い為、単位面積あたりの必要外気導入量が比較的多いという特徴がある。しかしながら、教室の空調は混合空調が一般的であり、必ずしも在室者の呼吸域の CO₂ 濃度を十分に低く維持できているとは限らないと考えられる。

以上の背景より、本研究では、教室における在室者の知的生産性の向上を目的とし、置換空調を応用した新しい換気システムの構築を行った。天井に設置する特殊形

状の吹出し口から、壁面のコアングダ効果を利用して、在室者の呼吸域に直接外気を到達させることで、低い CO₂ 濃度を確保する。以降、空調計画の概要と CFD 解析による検証について報告する。

2. 計画概要

在室者の呼吸域に効率的に外気を供給する為には、床吹出しの置換空調が効果的だが、一般教室を OA フロアとすることは稀である。また、壁面からの吹出しによる置換空調も考えられるが、教室の外周部には、黒板やロッカーなどの什器が設置される場合が多く、低速の吹出しを実現する為の大幅面積の吹出し口を設けることが困難である。更に、壁からの吹出しにあたっては、複数のダクトスペースを要する為、教室の有効面積が低減してしまう懸念がある。

そこで、壁面に接するように設けた天井吹出口からの給気を、壁面に気流を沿わせるコアングダ効果によって、在室者の呼吸域へ供給することで、置換空調のように低い CO₂ 濃度の空気を呼吸域に到達させるシステムを考案し

た（図1）。

吹出し口を天井面に設けることで、吹出し口からの新鮮空気と、室内上部の汚染空気とが混ざり合うことが懸念される為、給気口高さを天井面より下げて設置することで、天井近傍の汚染空気の誘引を抑える計画とした。

また、壁面に接するように設けた吹出し口の風速を、室内側で遅く、壁面側で速くすることで、室内空気の誘引を抑えつつ、かつ、壁面のコアンダ効果を効率的に活用し、在室者の呼吸域へ十分な給気量を供給するものとした。

暖房時については、暖気を床面付近まで到達させ、また立ち上がり時間の短縮の為、吹出し風速を早めることができる機能を設けた。吹出し口内部のダンパーを開閉し、給気口面積を変えることで面風速を変化させ、吹出モードを暖房時・冷房時で変更することができる（図2）。

3. CFD 解析による空調システムの事前検証

3.1 シミュレーションモデルと与条件

本システムにおける吹出し口の設置位置および吹出風速を最適化する為、9,000mm×9,000mmの平面、天井高3,000mmで、生徒40名程度の一般的な教室を想定したモデルを作成し、CFD 解析による気流シミュレーションを行った。

図3、4に教室モデルの平面図と断面図を示す。モデルの境界条件として、窓側に関しては、便宜上ペリメータ負荷がないものとした。その他の面である間仕切り壁については、隣室を非空調と設定した。空調吹出し口は、教室の隅角部天井面4か所に設置し、吸い込み口は、天井面4か所に均等に設置した。

表1にシミュレーションの条件を示す。吹出し口、吸い込み口共、風量は450CMH×4か所とし、在室者への必要給気量を賄うものとしている。吹出し口における面風速は、前述のとおり、室内側と壁面側で差をつけており、吹出し面を3分割し、室内側から壁面側に行くにつれて、面風速を上げる設定とした。

室内の目標温度については、夏期26℃、冬期22℃と設定し、内部発熱を処理できるよう、夏期（冷房運転）の吹出温度：19.1℃、冬期（暖房運転）の吹出温度：24.8℃と定めた。吹出空気のCO₂濃度は全外気を想定し400ppmとした。

人体モデルについては、0.4m×0.25m×1.2mの直方体とし、図3の平面図に示す通り、40人を教室内に設置した。運動量は静座位を想定し、夏期冷房時に67W/人の顕熱発熱を与えた。呼吸については、人体モデルの頭部に当たる位置より、CO₂濃度38,000ppmを7.5L/(min・人)発散するものとした。

3.2 冷房時における室内環境

図5、6に、冷房時における教室中央部および廊下側の室内温度解析結果を示す。いずれも在室者周辺の温度が

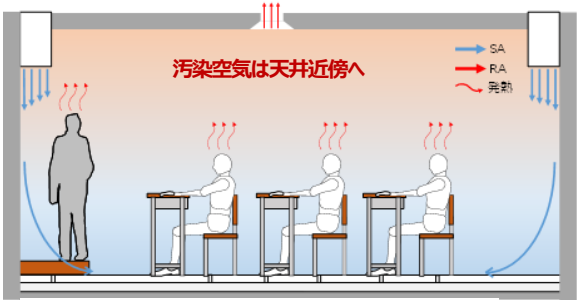


図-1 天井吹出置换空調 概念図

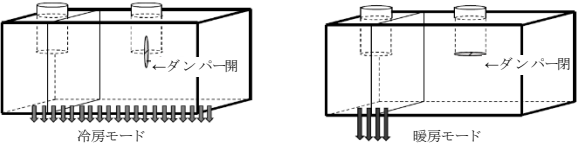


図-2 吹出し口形状

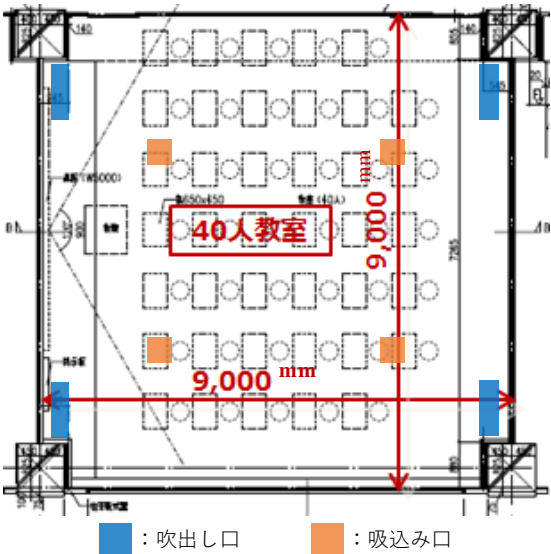


図-3 教室モデル 平面図

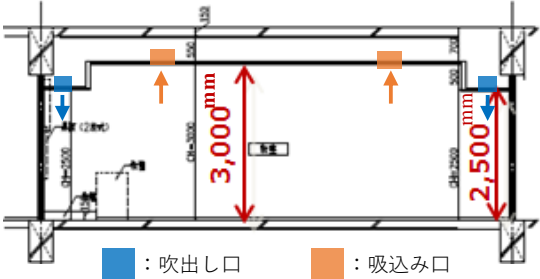


図-4 教室モデル 断面図

表-1 CFD 解析条件

CFD設定条件(解析ソフト Ansys Fluent)	
乱流モデル	RNG k-ε Model
浮力モデル	ブジネクス近似 and DVM (Differential Viscosity Model)
放射モデル	DO (Discrete Ordinates) Model
壁面モデル	EWT (Enhanced Wall Treatment)
境界条件	
流入境界	風量 450 CMH×4=1800 CMH 風速 3段(手前、中、奥) 夏期(24cm/s, 35cm/s, 55cm/s) 冬期(120cm/s, 175cm/s, 275cm/s) 温度 夏期 19.1℃, 冬期 24.8℃ CO ₂ 濃度 400ppm
人体モデル	人数 40人 発熱 夏期 67W/人, 冬期 なし 呼吸量 7.5L/(min・人) 呼吸CO ₂ 濃度 38000ppm

23～25℃となることがわかる。また、廊下側の断面温度分布（図6）から、吹出口からの給気がコアンダ効果により壁面を伝い、在室者の足元付近まで到達していることが確認できる。

次に、冷房時におけるCO₂濃度分布を図7、8に示す。在室者から発生したCO₂濃度の高い空気は上昇し、教室上部のCO₂濃度が高くなっている。しかし、在室者の周辺の空気については、600ppm～700ppm程度の低いCO₂濃度を保つことができている。廊下側の断面CO₂濃度分布（図8）からも、吹出し空気が高CO₂濃度の空気とほぼ混ざることなく、在室者の足元近傍へ供給されていることがわかる。

図9、10に、冷房時における教室中央部および廊下側における風速分布を示す。図9の教室中央部については、全体的に0.3m/s以下の風速分布となっている。また、人体発熱のプルームにより、各在室者を覆うような気流を

確認できる。これは、呼気による高CO₂濃度の空気が、上昇している要因の1つと考えられる。また、図10の廊下側の風速分布より、吹出し空気が壁面および床を這っている様子が見て取れるが、これにより室内全体の気流を乱している様子はない。

以上の結果より、冷房時において、天井吹き置き換調が実現できており、本システムの有効性を確認することができた。

3.3 暖房時における室内環境

図11、12に暖房時における微気流吹出および高速吹出の室内温度分布を示す。微気流吹出では、暖気が上昇してしまうことから、居住域まで届きにくく、居住域の温度は20℃前後となり、室上部に暖気が滞留していることがわかる。高速吹出を行うことにより、在室者の足元まで気流が届き、室全体として、22℃～24℃程度に落ち着いていることがわかる。

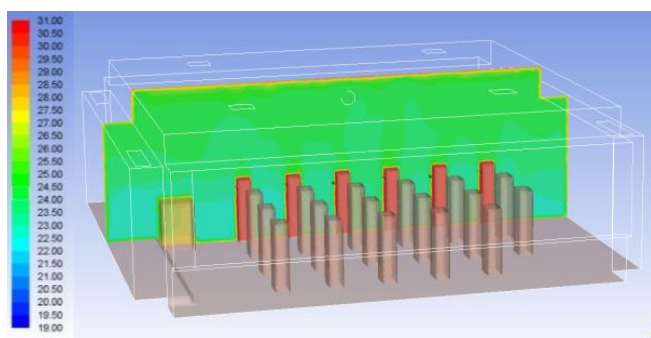


図-5 温度分布（冷房時 中央部）

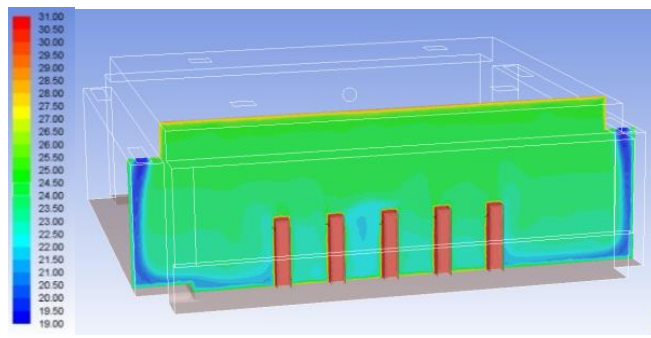


図-6 温度分布（冷房時 廊下側）

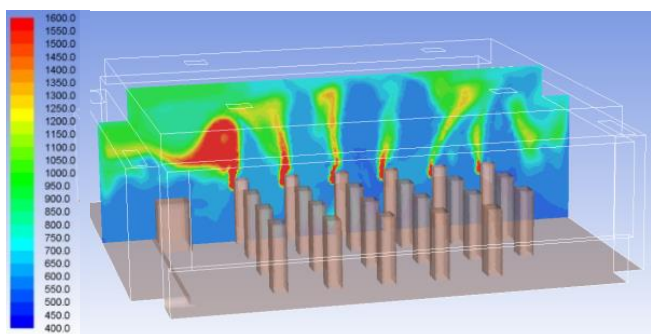


図-7 CO₂濃度分布（冷房時 中央部）

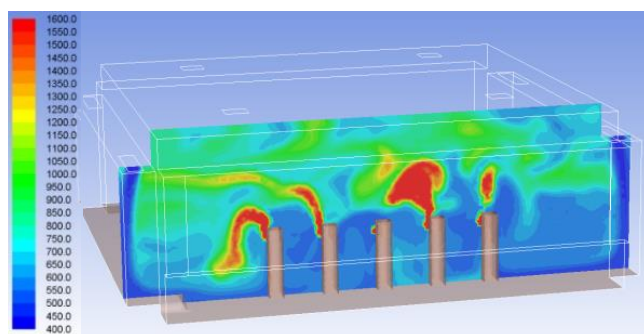


図-8 CO₂濃度分布（冷房時 廊下側）

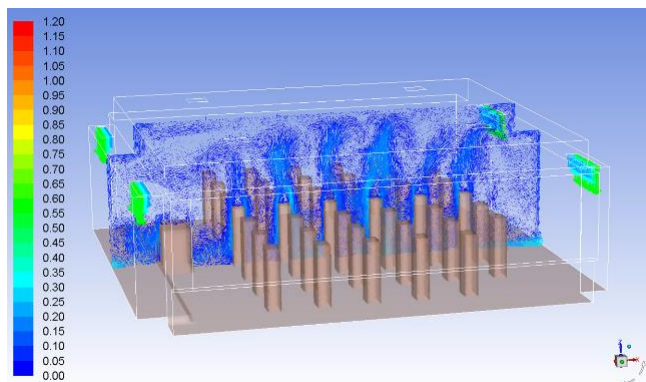


図-9 風速分布（冷房時 中央部）

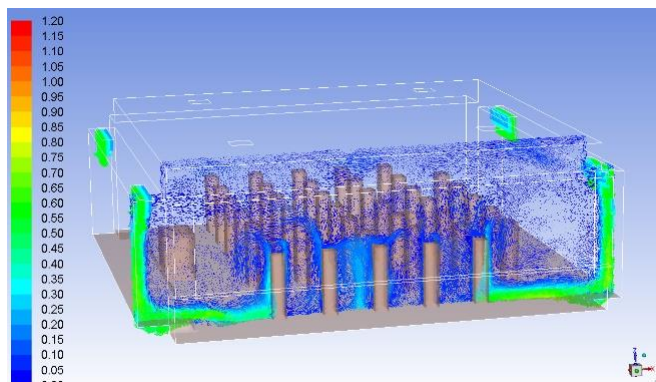


図-10 風速分布（冷房時 廊下側）

図 13、14 に暖房時における CO₂ 濃度分布を示す。微気流吹出では、吹出し口からの給気が居住域に到達しない為、3,000ppm 程度の高い CO₂ 濃度分布となり、劣悪な空気環境となっている。高速吹出しを行うことにより、室全体の CO₂ 濃度がおよそ 1,000ppm 以下 CO₂ 濃度分布となり、在室者の呼吸域に低 CO₂ 濃度の空気が供給できていることを確認した。

図 15、16 に暖房時における風速分布を示す。微気流吹出では、居住域の空気の動きがほぼ確認できないことから、吹出し空気が居住域に到達していないことがわかる。一方、高速吹出し時には、局所的に、風速が高くなっている範囲があるものの、全体的には、0.2m/s 前後の風速分布となっており、居住域における気流風速を抑えつつ、室全体の空気の対流がなされていることを確認した。

4. まとめ

本研究では、教育施設の一般教室において知的生産性を向上させることを目的とし、コアンダ効果を利用して、呼吸域に低 CO₂ 濃度の空気を供給する空調システムを新たに開発した。システムが形成する温度分布と CO₂ 濃度分布について、CFD 解析で検証した結果を示した。

具体的には、居住域における温度は冷房時に 23℃～26℃、暖房時に 22℃～24℃に安定することを確認した。また、呼吸域における CO₂ 濃度は冷房時 600ppm～700ppm 程度となり、本システムが知的生産性を向上させることに有効となる可能性を示した。

参 考 文 献

岩橋他：節電対策が快適性・知的生産性・省エネルギー性に与える影響 日本建築学会環境系論文集 第 704 号,901-908,2014.10

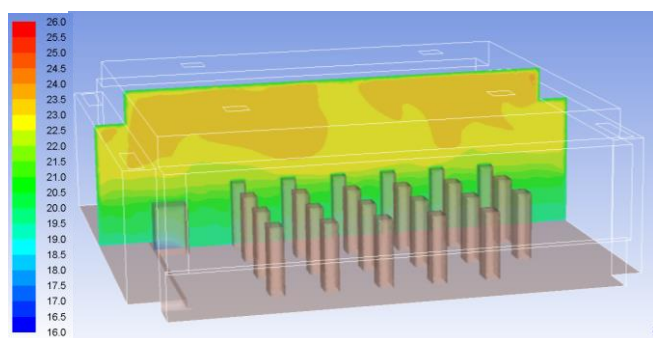


図-11 温度分布 (暖房時 微気流吹出)

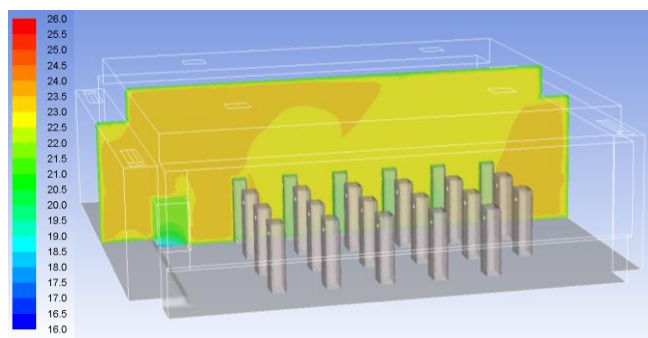


図-12 温度分布 (暖房時 高速吹出)

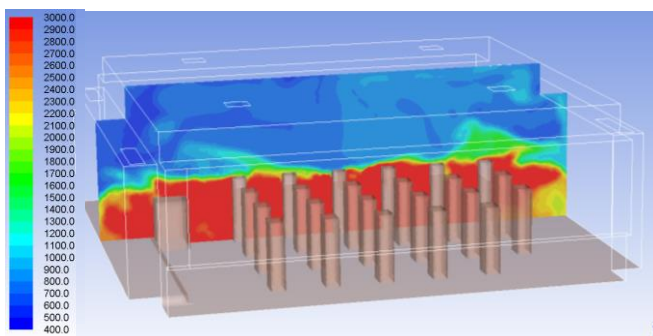


図-13 CO₂ 濃度分布 (暖房時 微気流吹出)

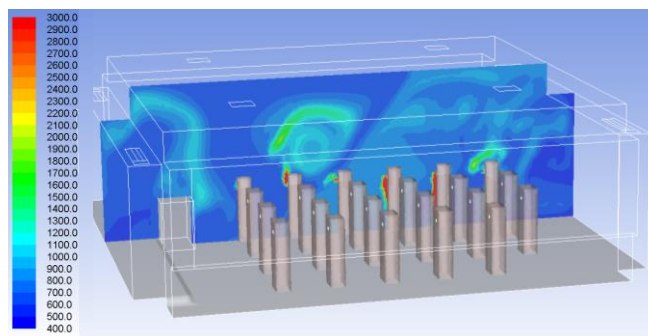


図-14 CO₂ 濃度分布 (暖房時 高速吹出)

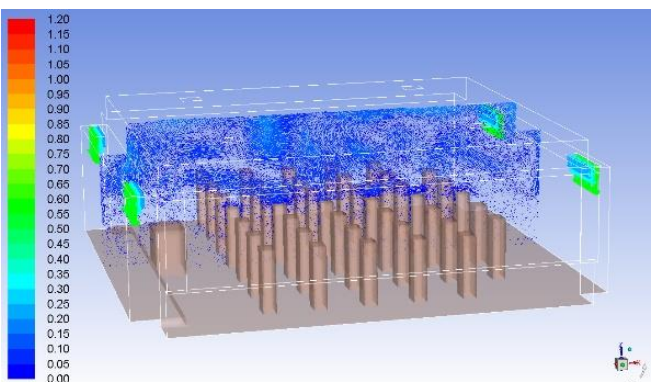


図-15 風速分布 (暖房時 微気流吹出)

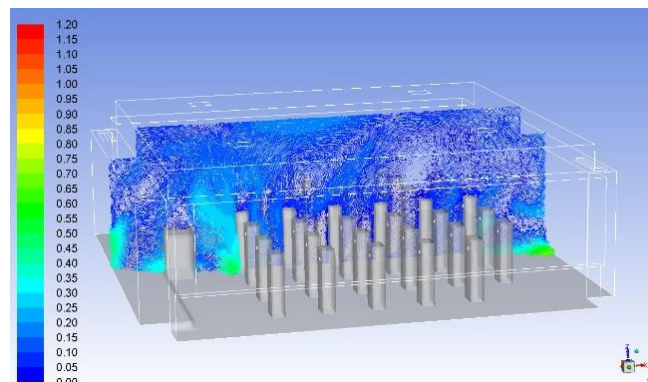


図-16 風速分布 (暖房時 高速吹出)