

暑熱負荷に対する生理応答の季節差と生活温度との関係
The Relationship between Seasonal Difference of Physiological Response in Hot Environment
and Temperature of Daily Life

○上 田 龍 馬（大阪公立大学） 安 田 龍 介（大阪公立大学）
吉 田 篤 正（早稲田大学） 木 下 進 一（大阪公立大学）
Ryoma UEDA*1 Ryusuke YASUDA*1 Atsumasa YOSHIDA*2 Shinichi KINOSHITA*1
*1 Osaka Metropolitan University *2 Waseda University

Rising temperatures due to climate change have increased heatstroke cases. This study examines the conditions required for heat acclimatization by monitoring three male subjects’ ambient temperature exposure and physiological responses over several months. Results show that individuals typically live in controlled environments (21–28°C). Those with regular exercise had different acclimatization patterns. From the experiments’ results and living temperature measurements, exposure to temperatures above 28°C for at least 240 minutes per day might be associated with changes in sweating. A heat balance model partially replicated these adaptations, but further refinements are needed for accuracy.

1. 研究背景

近年地球温暖化やヒートアイランド現象の影響で気温が上昇し、これにより熱中症患者が増加していることが問題になっている。人体の暑さへの適応の一つとして、一定期間暑熱環境下に曝されたり、運動を継続したりすることで人体が暑さに対して耐性を得る、暑熱順化¹⁾と呼ばれる生理変化がある。暑熱順化による生理機能の変化として発汗量の増加、血流量の増加、心臓機能の強化などがあり¹⁾、放熱能力を促進、あるいは産熱量を減少させることで、暑熱環境下での体温上昇を抑制する働きがある。季節の変化に伴う環境温度の変化に応じて、人体が一時的に暑さや寒さに適応する生理変化を季節順化¹⁾と呼ぶ。夏季の季節順化により獲得される暑さへの耐性は、近年の冷房使用の増加により消失される可能性²⁾が指摘されているほか、外出頻度の少ない人が多い地域は熱中症患者が多いこと³⁾が報告されているため、夏季の季節順化の喪失が近年の熱中症患者の増加の一因子となっている可能性が考えられる。しかし、季節順化が獲得されるまでの期間や暑熱曝露の履歴について調べた例は少ない⁴⁾。夏季の季節順化が獲得されるための暑熱環境の条件を推定することで、季節順化の効果を十分に得るための生活指針を提供でき、熱中症対策の一助になると考えられる。

本研究は夏季の季節順化が獲得されるための暑熱曝露の条件を推定し、季節順化による生理機能の変化を検証することを目的とする。研究方法について、季節順化は日常生活の暑熱曝露によって獲得されることが考えられるため、春季から冬季にかけて被験者の日常生活時の周囲温度（以下「生活温度」と呼ぶ）を常時測定することで、被験者の暑熱曝露の履歴を推定した。また、生活温度の測定期間中に一定の頻度で被験者に運動負荷実験を行い、

暑熱負荷に対する生理応答を測定し、暑熱への耐性の季節変化を評価した。生活温度の測定と運動負荷実験の結果より、個人の暑熱曝露と季節順化の効果の関係について考察した。また、人体熱数値モデルのJOS-3モデルを利用して、モデルで季節順化を表現することを試みた。

2. 生活温度の測定

2.1 測定方法

生活温度の測定には携帯型温度ロガー（RTR-53、株式会社ティアンドデイ）を用いた。測定方法はサーミスタ、測定精度は±0.3°C（カタログ値）であった。温度ロガーを被験者の腰部やカバンなどに常時装着することで、周囲温度を測定した。測定間隔は5分とした。被験者は健康な成人男性3名とした。被験者の情報を以下の表1に示す。被験者A、Bは運動習慣が無いが、被験者Cは週に2回、3時間程度の運動習慣があった。測定期間は2024年5月～12月までであった。

Table 1 Subjects’ data

Subject	Height	Weight	Age	BMI	VO ₂ max
A	185 cm	85 kg	24 y.o.	24.8	32.7 mL/min/kg
B	176 cm	85 kg	24 y.o.	27.4	35.6 mL/min/kg
C	168 cm	63 kg	23 y.o.	22.3	46.6 mL/min/kg

2.2 測定結果

以下有意水準を5%とする（第3章も同様）。

(1) 外気温と生活温度の比較

被験者の生活温度と外気温の観測値（堺市 AMcDAS）の日平均を図 1 に示す。生活温度の変動は外気温の変動

よりも小さく (A: $24.3 \pm 2.7^\circ\text{C}$, B: $24.3 \pm 2.9^\circ\text{C}$, C: $25.1 \pm 3.3^\circ\text{C}$, AMeDAS: $23.2 \pm 6.4^\circ\text{C}$), 日常生活において人は生活温度が制御された環境で過ごしていた. また, 外気温の日平均は7月初旬から10月頃までの生活温度よりも高くなったため, 被験者が日常生活中に暑熱曝露を受けたのはこの期間であったことが考えられる.

(2) 被験者の暑熱曝露時間

被験者の暑熱曝露の履歴について, 被験者Aの1日毎の 28°C , 31°C , 35°C 以上の環境にいた時間 (min) を以下の図2に示す. なお, これらの温度は環境省^[9]熱中症予防サイトにおける暑さ指数の参考値をもとにしており, 生活温度が 28°C 以上でこまめな水分補給が必要とされる暑熱環境とされる. 暑熱期と考えられる7月から10月までについて, 生活温度が 28°C よりも高い状態であった1日当たりの時間について, 被験者Aは221分, 被験者Bは221分, 被験者Cは408分であり, 運動習慣のある被験者Cは他の被験者と比較して有意に大きかった. 31°C 以上の時間について, 被験者Aは76分, 被験者Bは77分, 被験者Cは90分であり, 3人の被験者に有意差はなかった. 35°C 以上の時間について, 被験者Aは24分, 被験者Bは6分, 被験者Cは36分であり, 被験者Cは被験者Bと比較して有意に大きく, 被験者Aは被験者Bより有意に大きかった. 以上より, 被験者Cは他の被験者よりも暑熱環境にいた時間が長く, 暑熱曝露が多いことがわかった.

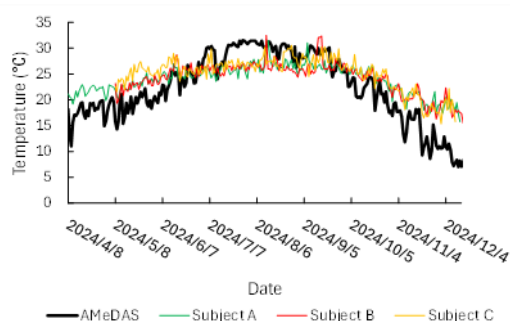


Fig.1 Mean ambient temperature in daily life

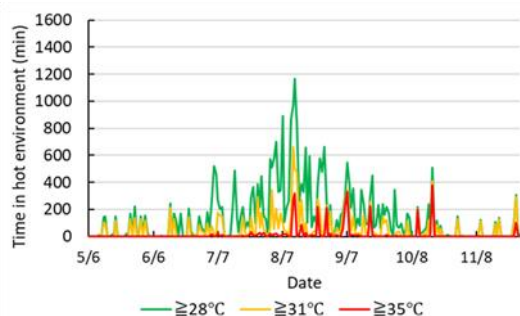


Fig.2 Mean ambient temperature in daily life (Subject A)

3. 被験者実験

3.1 実験条件

実験は大阪公立大学中百舌鳥キャンパス内の人工気候室にて, 表1に示す3人の健康な成人男性を対象に行った. 測定期間は2024年4月29日から2024年12月17日までであった. 各被験者の測定日と堺アメダス測定局による外気温の日平均を図3に示す. 被験者実験はいずれの被験者においても外気温が上昇する前, および低下した後まで実施できており, 順化前, 順化中, 順化後の状態での測定が行えたものとする. なお, 本実験では5~6月は順化獲得前の春季, 7月は暑熱順化の獲得途中, 8~9月は順化獲得時の夏季, 10月は暑熱順化の解消途中, 11~12月は順化解消時の冬季とみなした.

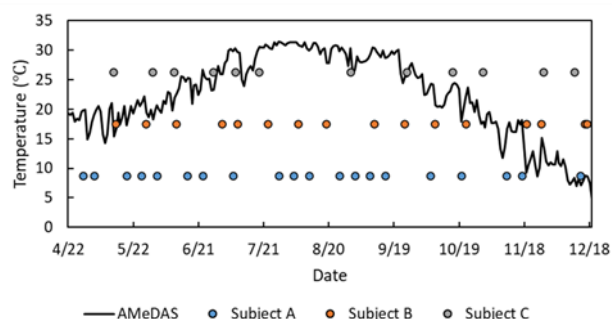


Fig.3 Experiment date and air temperature

実験中は環境温度が 32°C , 相対湿度が50%に制御されており, 被験者は30分間座位安静状態 (Phase 1) を保った後, 30分間時速4kmでの歩行 (Phase 2) を行った. この時, 安静時の深部温度 (直腸温度, 耳内温度), 体重変化 (発汗量) や運動による皮膚温度, 深部温度の上昇幅などを測定した. 最大酸素摂取量より換算される運動強度は, 被験者Aが40%, 被験者Bが35%, 被験者Cが25%程度であった.

3.2 実験結果

図4に被験者の安静時の深部温度 (直腸温度) (Trec) の推移を示す. なお, グラフは左が順化獲得前, 中央が順化獲得中, 右が順化獲得後を示している. いずれの被験者においても春季から夏季にかけて Trec が上昇, その後冬季にかけて低下する様子がみられ, 被験者Bは, 夏季は冬季より Trec が有意に高かった. 中村^[4]は季節順化の進行に伴い安静時の深部温度が上昇すると報告しており, 既往の知見と一致する結果であった. また, 図5に被験者の運動時の発汗率の推移を示す. 被験者Aの運動時の発汗率は春季から夏季にかけて有意に減少し, その後冬季にかけて増加する様子が見られた. 被験者Bにも同様の傾向が見られ, これは既往の知見^[4]と一致する結果であった. 夏季の発汗率の減少は水分損失を防ぐ適応であると考えられる. 一方運動習慣のある被験者Cは夏季の

運動時発汗率が冬季よりも有意に高かった。一般に運動に伴う暑熱順化において発汗量は増加する⁹⁾ことが知られており、外気温の上昇に合わせて獲得される緩やかな季節順化と、運動習慣を含んで獲得される暑熱順化では発汗の適応の仕方が異なる可能性が考えられる⁹⁾。図6に被験者の運動による直腸温度の推移を示す。被験者Cは夏季の運動による直腸温度の上昇幅が冬季よりも有意に小さくなった。一方、被験者A、Bは夏季の運動時発汗率が減少したものの、直腸温度の上昇幅に有意な変化はなかった。これは、少ない発汗で体温調節を可能にしていることが考えられ、湿熱負荷に対して体が適応した結果であると考えられる。

3.3 考察

(1) 被験者の生理応答の季節変化の差異について

被験者Cは暑熱曝露時間が他の被験者よりも有意に長かったが、被験者A、Bにみられた発汗量の減少が確認できなかった。季節順化の進行により発汗量の減少（水分損失量の減少）が報告されているが、被験者Cにこの傾向が見られなかったことは、普段の運動習慣の違いによるものであると考えられる。柴藤⁹⁾は運動鍛錬による暑さへの適応と暑熱負荷による暑さへの適応では熱負荷の種類が異なるため、同じ体温調節機構の変化が起こるとは限らないことを示しており、運動による暑熱適応は発汗量を増加させるなどの傾向を示すと報告している。したがって、本研究で暑熱曝露時間が長かった被験者Cは普段の運動による暑熱順化が進行し、被験者A、Bと同様の傾向が得られなかったことが考えられる。

(2) 生活温度と生理応答の変化の関係について

中村⁴⁾は4～6時間の間欠的な暑熱曝露によって夏季の季節順化が獲得されると報告している。一方で、暴露環境の温度や頻度については示されておらず、本研究ではより具体的な暑熱曝露条件について調べた。生活温度の測定結果より、被験者A、Bについて、1日あたり28℃以上の暑熱環境にいた時間が240分以上であった日数 (D_{over}) を半月毎に算出し、運動時の発汗率と比較したものをそれぞれ図7、8に示す。5月下旬から12月上旬の実験期間において、被験者の D_{over} と運動時発汗率は逆相関になっている様子が見られる。被験者Aは、半月毎の D_{over} が4日を超え始めたのが7月上旬であり、この時期から発汗率の減少が確認されている。また、 D_{over} が0日になった10月上旬から発汗率が増加する様子が見られる。被験者Bについても同様の傾向が見られた。まとめると、被験者Aは季節順化の獲得は28℃以上の環境に240分以上いる日が、半月の内4日以上頻度で存在することで起こる可能性が示唆された。またこの暑熱曝露を継続することで順化効果が維持される可能性が示された。一方でこの指標は発汗率の低下が見られた被験者A、Bの測定値をもとに推定したも

のであるが、発汗率の増加が見られた被験者Cに D_{over} と発汗率の相関が見られなかった。発汗率の増加傾向は運動習慣によるものであると考えられるため、運動習慣のある被験者にはこの指標が適さない可能性がある。こうした被験者の季節順化の獲得指標は今後の検討項目である。

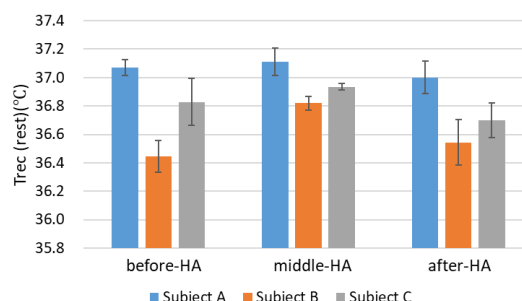


Fig. 4 Variation of rectum temperature at rest

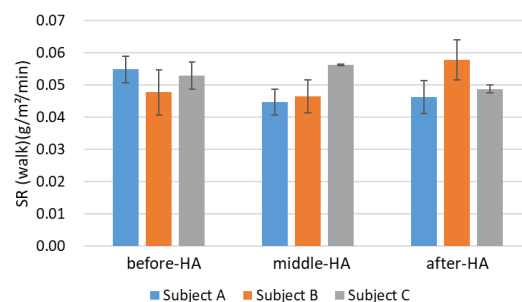


Fig. 5 Variation of sweat rate at walking

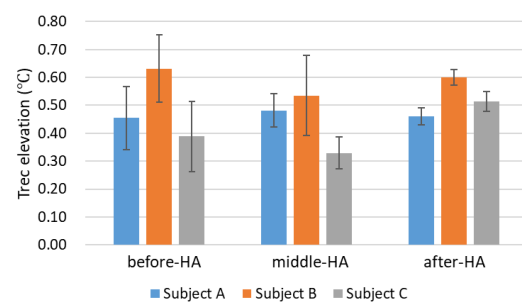


Fig. 6 Variation of Trec elevation in 30 minutes walking

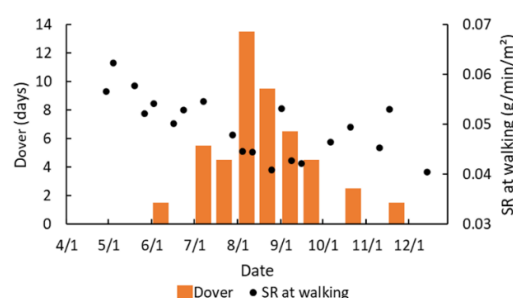


Fig. 7 Variation of D_{over} and SR at walking (Subject A)

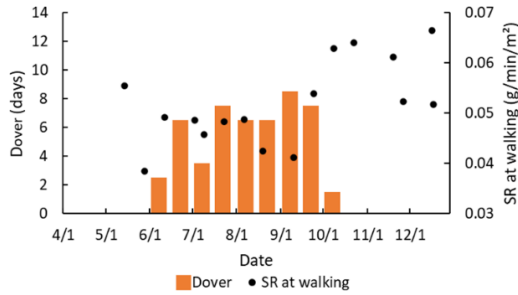


Fig. 8 Variation of D_{over} and SR at walking (Subject B)

4. 人体熱収支モデル

4.1 JOS-3 モデル

本研究では人体熱数値モデルとしてJOS-3モデル⁶⁾を用いた。本モデルは人体を17部位、合計85nodesに分け、各node間の熱収支式を解くことで各部位の皮膚温度や深部温度を算出する。JOS-3モデルは発汗や血流の増加などの暑熱に対する生理応答も表現されているが、暑熱順化による発汗機能の強化や血管拡張率の増加など、放熱量に関わる重要な生理変化が考慮されていない。そこで、JOS-3モデルには暑さや寒さの目標値となる「セットポイント温度」が皮膚、深部にそれぞれ定められており、セットポイント温度を調整することで季節順化の効果を表現することを試みた。

4.2 解析条件

セットポイント温度の調整について、皮膚、深部のセットポイント温度を32.0℃から39.0℃の範囲で0.1℃刻みで変化させ、平均皮膚温度および腰部の深部温度と、被験者実験で得られた安静時（Phase 1）の平均皮膚温度および直腸温度とのそれぞれの誤差の2乗和が最小となった時を、その実験でのセットポイント温度とした。セットポイント温度は人体が目標とする体温を便宜的に表現したものであり、セットポイント温度を調整し実験結果に一致させることで、実験時の人体を表現できると考えた。

モデルで体温が安定するまでの計算条件について、モデルへの作用温度を32℃、相対湿度を50%、風速を0.2 m/sに設定し、10時間分の計算をして皮膚および深部温度を安定させた。解析する実験時期について、5月の測定を順化前、9月の測定を順化獲得時、12月の測定を順化解消時として、それぞれの月におけるセットポイント温度をモデルに代入し、被験者実験の条件をモデルで表現した。

4.3 解析結果

図9にセットポイント温度の変化を示す。いずれの被験者も冬季は皮膚のセットポイント温度が低下した。一般に寒冷気候に適応すると下臨界温度（寒さを感じる温度）が低下するとされ、本結果はそうした傾向と一致する。セットポイント温度の調整を行いモデルで被験者実験を表現した結果、被験者Aは9月に運動時の発汗量が有意に小さくなり、モデルの計算においても被験者実験

と同様の傾向が確認された。しかしその変化は発汗量が6 g程度減少したのみであり、被験者実験で得られた変化の10%程度であった。また、モデルの予測する運動による深部温度の上昇幅は実験値よりも70%程度小さかった。したがって、セットポイント温度を調整するのみでは季節順化やそれに伴う運動時の生理応答の変化を表現するには不十分であり、発汗や血流等の生理パラメータや、産熱量、放熱量の見直しなど改善の余地がある。

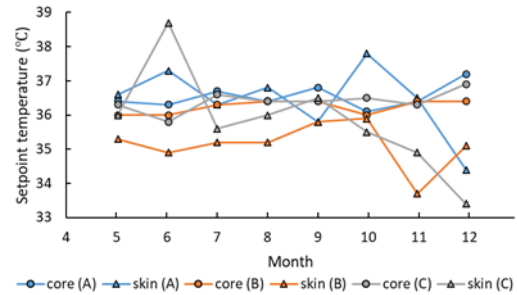


Fig.9 Variation of setpoint temperature

5. 結論

本研究は熱中症対策の一つとして、夏季の季節順化を獲得するために必要な暑熱曝露の履歴を推定することを目的に生活温度の測定、および運動負荷実験を行った。生活温度の測定の結果、人はおよそ21～28℃の温度帯で生活することが分かった。被験者実験の結果、運動習慣の有無で暑熱への適応の仕方が異なる可能性が示された。また、被験者実験と生活温度の測定結果より、28℃以上の環境に240分以上いる日の頻度が、季節順化の獲得・維持に影響する可能性が示された。人体熱数値モデルで季節順化を表現する際、セットポイント温度を調整することで発汗量の季節変化を表現できたがその変化は被験者実験よりも小さく、深部温度の上昇幅や血流量などの、季節順化による生理応答の変化を正確に表現する方法は今後検討すべき項目である。

参考文献

- 1) 中山昭雄ら：「温熱生理学」，中山昭雄編 第1版(1981) p500-501，理工学社。
- 2) 小川徳雄：「快適環境と至適環境」，日生氣誌，28(3) (1991)。
- 3) 熊倉永子：「熱中症救急搬送者が多い地域における人流データを用いた居住者の移動傾向の分析」，日本ヒートアイランド学会第19回全国大会，A-8。
- 4) 中村泰人：「「生気象学」への期待—暑熱適応の展開—」，日生氣誌，特別号(2012) 33-34。
- 5) 柴藤治：「地球温暖化の健康への影響—暑熱環境への適応：体温調節機能の変化—」，地球環境，2(2) (1998) 137-145。
- 6) Y. Takahashi et. al; “Thermoregulation model JOS-3 with new open source code”，Energy and Buildings, 231(2021) 1-15。

寒冷地における木製外装を施した実規模 RC 建造物の
断熱性能と省エネルギー性能の長期評価
Long-Term Evaluation of Thermal Insulation and Energy Efficiency Performance
of Full-Scale RC Buildings with Wooden Exterior in Cold Regions

○服 部 暁 翼（大阪府立大学） 木 下 進 一（大阪公立大学）
吉 田 篤 正（早稲田大学） 荘 保 伸 一（越井木材工業株式会社）
松 村 佳 明（株式会社 山下設計）

Kyousuke HATTORI*1 Shinichi KINOSHITA*2 Atsumasa YOSHIDA*3
Shinichi SHOHO*4 Yoshiaki MATSUMURA*5

*1 Osaka Prefecture University *2 Osaka Metropolitan University *3 Waseda University
*4 Koshii & Co. Ltd. *5 Yamashita Sekkei Inc.

The purpose of this study is to verify the thermal insulation performance of existing RC buildings with wooden exteriors in cold climates, Yonezawa city library. This study shows that wooden exteriors enhance insulation, stabilizing indoor temperatures. Windows contribute the most to heat transfer. Energy use peaks in winter and summer, mainly due to heating and dehumidification.

1. はじめに

近年、地球温暖化が国際的な問題となっており、各国で二酸化炭素の排出抑制が課題となっている。日本では地球温暖化対策として建築物の省エネ化が求められ、木材は断熱性や炭素貯蔵の観点から注目されている。特に木製外装は断熱性を高め、空調負荷を低減し、省エネに寄与する可能性がある。

2. 測定対象

2.1 建物の寸法・構造

2016 年 3 月に山形県米沢市に建設された RC 造 5 階建ての米沢図書館(以下、図書館)を測定対象とした。図書館の寸法は東西南北全て約 50m、高さ約 20m、2 階から 5 階は吹き抜け構造。外壁はほぼ全面で木製外装が施されており、壁面、窓ガラス、天井の構造はそれぞれ図 2、図 3 のようになっている。空調の設定条件は表 1 のようになっている。

Table1 Air conditioning of the library

	Summer		Winter
Time	8:00-20:30	Otherwise	All day
Preset temperature	22°C-26°C	OFF	23°C-28°C
Air conditioning	Central air conditioning		
Nighttime operation	Outdoor air intake is stopped		



Fig.1 Appearance

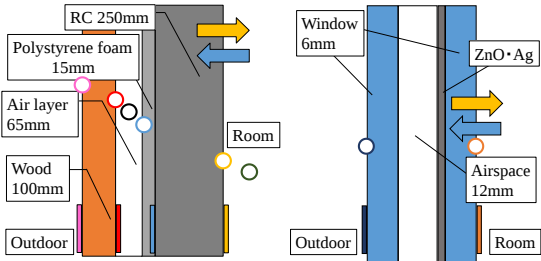


Fig.2 Structure of wall and window

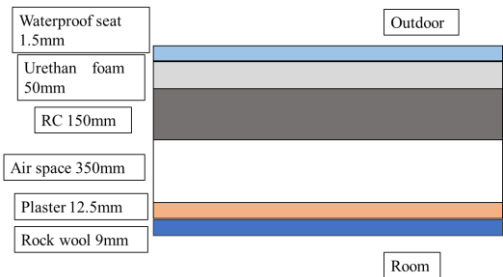


Fig.3 Structure of ceiling

2.2 建物の熱性能評価

図書館の各構成要素における U 値、面積と、それらを用いて算出した UA 値を表 2 に示す。また、各構成要素の U 値と面積の積と、それを用いて各部位ごとに比を計算したものを表 3 に示す。表 2 は U 値と面積に基づいて、建物の各構成要素が全体の貫流熱に占める割合を表している。各構成要素の中で、窓が全体の 60.8%、窓枠が比較的面積が小さいにもかかわらず 10.9%を占め、建物外皮における主な熱移動源であることが推察される。

Table2 Thermal Performance of the library

Component	U value [W/(m ² ・K)]	Area [m ²]	UA value [W/(m ² ・K)]
Wall	0.503	1868	1.229
Window	3.916	686	
Window frame	6.662	72.6	
Ceiling	0.322	970	

Table3 Thermal Contribution Ratio by Components

Component	U×A [W/K]	Ratio [-]
Wall	939.3	21.2%
Window	2686.1	60.8%
Window frame	483.7	10.9%
Ceiling	312.0	7.1%
Total	4421.1	100%

3. 測定結果

3.1 測定項目

図書館 4 階の東、南、西面の木製外装、RC 躯体の外側内側、及び 2 階の北面の窓ガラスの外側内側に T 型熱電対及び熱流束計を設置した。これらの測定装置の設置位置を図 2 に丸印で示した。気象データは屋上で測定しており、測定項目は風速、風向、全天日射量、気温、相対湿度、である。

3.2 壁面、窓ガラスの表面温度、熱流束

図書館東側壁面の木製外装外側・内側表面、空気層、RC 壁外側・内側表面温度・熱流束、室内の各温度について、夏季（6 月～8 月）および冬季（12 月～2 月）における日変化の同時刻平均の推移を図 4 に示す。測定データは 2017 年 3 月 1 日から 2021 年 1 月 27 日のものである。冬季では、図書館が閉館している時間は空調の設定温度を低くしているため、日中と夜間の温度差が大きくなっている。木製外装外側から室内へ向かうにつれ、時間による温度変化及び標準偏差は小さくなっており、最大値に達する時刻が遅くなった。これは外気の日変化による影響を受けずに室内の温度を保っているということである。また、RC の内外温度差が大きいことから、RC 層も外気の影響を緩和していることがわかる。空気層の温度が接する面よりも低くなっている。このことより、空気層には通気性

があり、外気と熱交換していると考えられる。また、図書館東側壁面の木製外装外側・内側、RC 壁外側・内側の各熱流束の日変化の同時刻平均の推移を図 5 に示す。木製外装外側から RC 壁外側へ向かうにつれ負の値が小さくなっていることから、室内側からの熱流出が低減されていることが分かる。冬季において、RC 内側熱流束が大きく負の値になっている。このことより、室内から外気への熱損失があることがわかる。

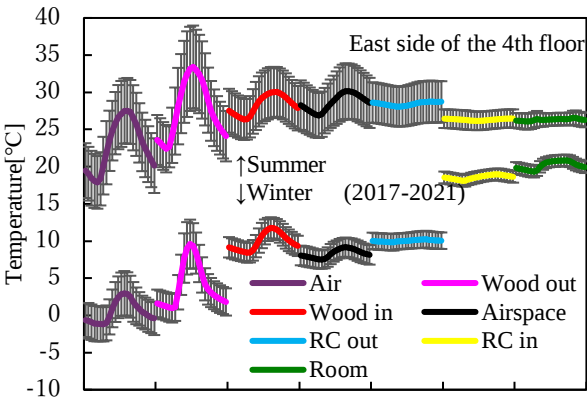


Fig.4 Diurnal change of surface temperature of wall structure in summer and winter (east)

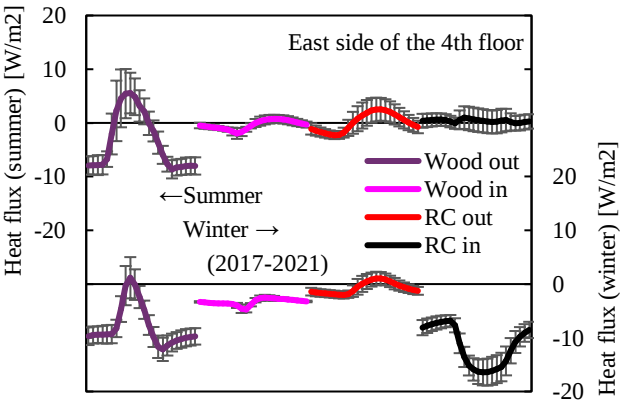


Fig.5 Diurnal change of heat flux of wall structure in summer and winter (east)

図書館 2 階北面の窓ガラスの夏季および冬季における表面温度と図書館 4 階東面の窓枠の冬季における表面温度を図 6 に示す。また、図書館 2 階北面の窓ガラスの夏季および冬季における熱流束を図 7 に示す。測定データは 2018 年 9 月 1 日から 2021 年 1 月 27 日のものである。冬季において、熱流出が大きくなっている。これは、室内暖房によって生じた熱が窓を通して逃げやすいためであり、断熱強化が必要であることを示している。

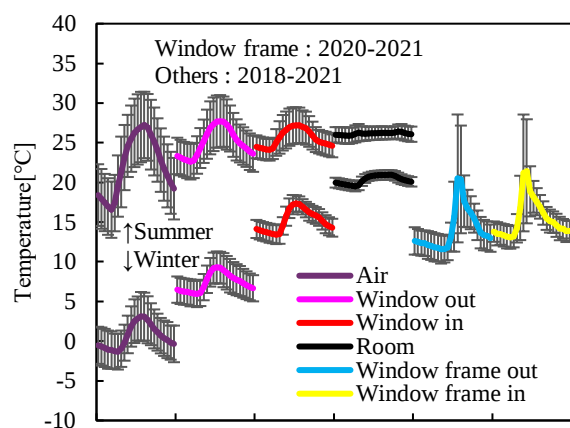


Fig.6 Diurnal change of surface temperature of window structure in summer and winter (north)

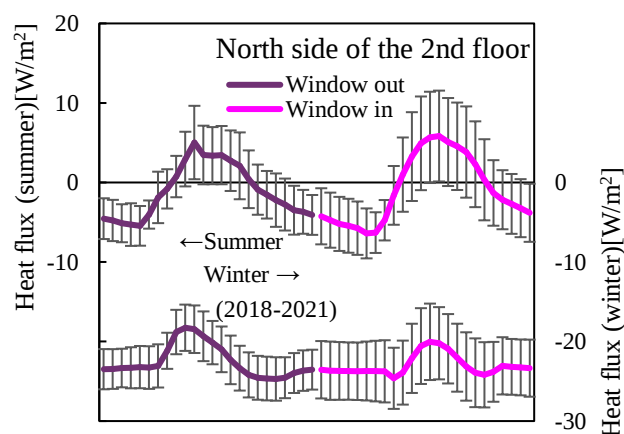


Fig.7 Diurnal change of heat flux of window structure in summer and winter (north)

3.3 室内気温、相対湿度

夏季および冬季における図書館西面の各階における室内温度と3階東面の室内黒球温度の1時間毎日平均推移図を図8に示す。標準偏差はすべての項目、時間においておよそ $0.6\sim0.9^{\circ}\text{C}$ の範囲内である。また、夏季および冬季における図書館西面の各階における室内相対湿度と外気の相対湿度の1時間毎日平均推移図を図9に示す。標準偏差は外気以外のすべての項目、時間においておよそ $3.0\sim4.0\%$ の範囲内である。図9より夏季、冬季ともに各階における日変化はほとんどないが、冬季のほうが日変化は大きい。天井面に近づくほど夏季は温度が上昇し、冬季は温度が低下していることから、天井面における熱移動の影響を考慮する必要があると考えられる。黒球温度に関して、室温との差はほとんどなく、均質な熱環境であることがわかる。室内相対湿度の変動が小さいことから、空調により夏季には除湿、冬季には加湿による制御が適

切に機能しており、外気の湿度変動を抑制していることがわかる。

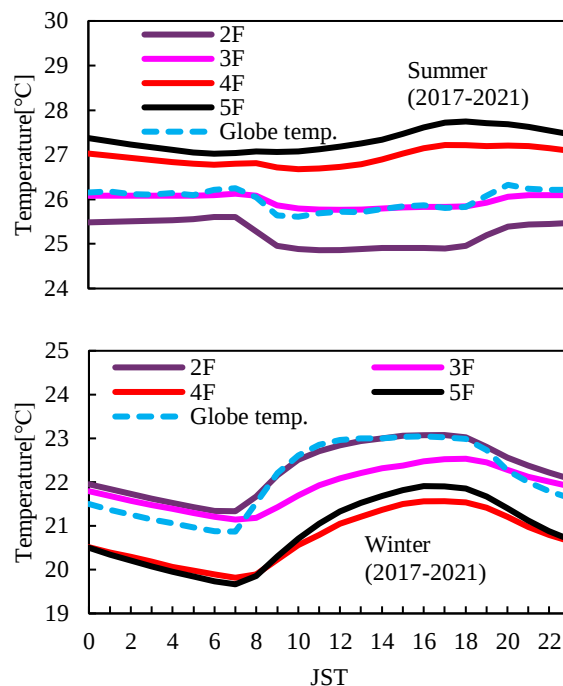


Fig.8 Diurnal change of room temperature and globe temperature in summer and winter

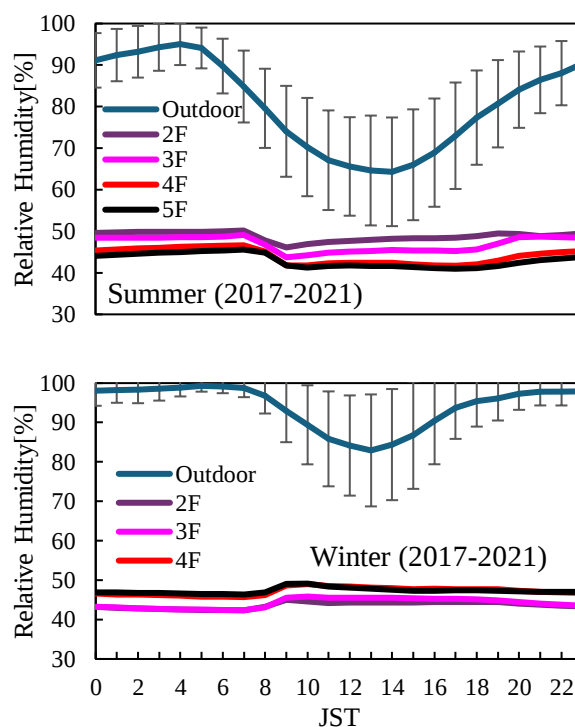


Fig.9 Diurnal change of room/outdoor relative humidity in summer and winter

3.4 消費電力

米沢図書館の消費電力量は1日毎に測定されており、図10は、消費電力の月積算値を2017年度から2023年度で平均をとったグラフである。各月の標準偏差を表すエラーバーも併記してある。この図より、夏季（6月～8月頃）および冬季（12月～2月頃）に消費電力が顕著に増加するピークが見られた。この消費電力の季節的変動は、主に空調需要に起因していると考えられる。また、空調および照明設備の消費電力と室内外環境条件との関係を、冬季には図書館の内外温度差、夏季には図書館の内外絶対湿度差との相関図として図11、図12に示す。消費電力は半月ごとの平均日積算値、室内外温度差および湿度差は同期間内の半月ごとの平均値を用いて算出した。データは2017年4月から2024年3月のものである。これらの図より、消費電力は夏季には内外絶対湿度差、冬季には内外温度差と相関があることがわかる。このことより、冬季は暖房、夏季は除湿に電力が消費されているといえる。特に、冬季においては、建物の断熱性能を向上させることが消費電力の削減につながる事がわかる。

4. 結論

夏・冬ともに木製外装外側に比べて木製外装内側の時間による温度変化及び標準偏差は小さくなっており、最大値に達する時刻が遅くなった。このことから、木製外装の断熱性能を読み取ることができる。

窓、窓枠を通した熱伝達量が図書館全体の熱伝達量に関して十分に大きいことが明らかとなった。これらの部分の断熱性能を向上させることで、エネルギー消費の削減が期待できる。

総消費電力は夏と冬で2つのピークを持つことが明らかになった。消費電力量は冬、夏においてそれぞれ室内外温度差、室内外湿度差に相関が認められ、冬は暖房、夏は除湿に電力が消費されているといえる。

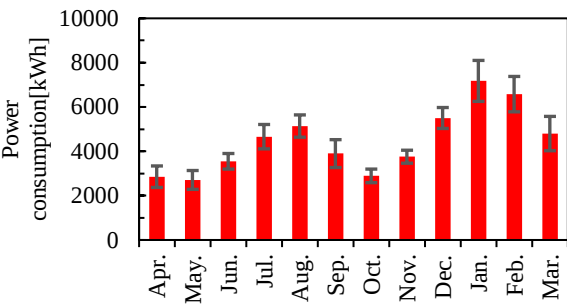


Fig.10 Average of monthly cumulative power consumption

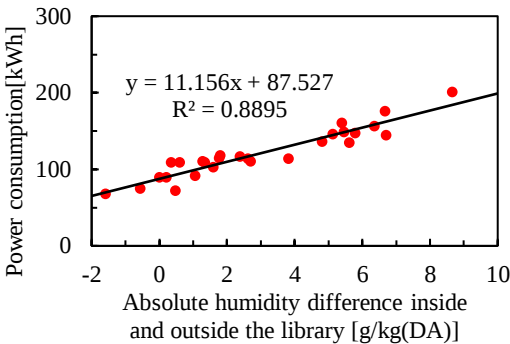


Fig.11 Relationship between monthly cumulative power consumption and absolute humidity difference inside and outside the library in summer

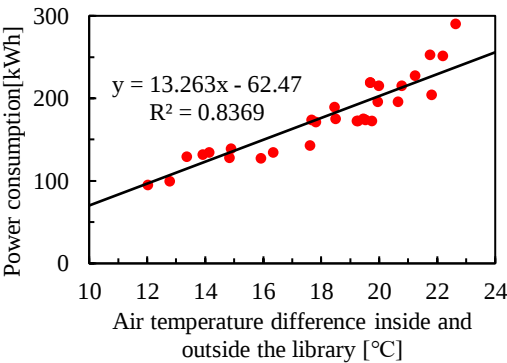


Fig.12 Relationship between cumulative monthly power consumption and air temperature differences inside and outside the library in winter

データセンター排熱の農業用温室と 宿泊施設への活用による一次エネルギー消費量削減効果の試算

Estimated reduction in primary energy consumption by utilizing waste heat from a data center for agricultural greenhouses and accommodations

○上田 優人 (大阪市立大学)

鍋島 美奈子 (大阪公立大学)

西岡 真稔 (大阪公立大学)

中尾 正喜 (大阪公立大学)

Yuto UETA*1 Minako NABESHIMA*2 Masatoshi NISHIOKA*2 Masaki NAKAO*2

*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University

The site of the Osaka Expo to be held in 2025 will be selected as the study site to determine the primary energy consumption when the waste heat from a data center is used to heat agricultural greenhouses and provide hot water for lodging facilities. The simulation results show that the data center can reduce primary energy consumption from the greenhouses and the lodging facilities by 19.3% compared to the case where the waste heat from the data center is not used.

1. 研究背景・目的

AI 需要に伴い、国内のデータセンターの建設数の増加が予測されている。データセンターは、大量の電力消費による内部発熱のため1年を通して冷房需要があり、電力消費量の増大や大気に冷房排熱を放出することが問題視されている。特に大型のデータセンターからの排熱は大気に棄てずに有効活用すべきとの指摘があり、海外や国内で数例の実践事例^{1), 2)}がある。

本研究では、データセンターからの排熱を街区レベルで有効利用する熱融通システムを考える。2025年に夢洲で行われる万博の跡地を検討対象地として、データセンターを誘致し、隣接街区に大阪IRの宿泊施設と併設農園を想定する。データセンターは、郊外に建設されることが多く、農業用温室との地理的な相性は良いと考えられる。また、年間を通して、需要がある宿泊施設を考え、排熱を利用するとする。

データセンター排熱を、農業用温室の暖房と宿泊施設の給湯に活用した際の一次エネルギー消費量の削減効果を明らかにすることが目的である。

2. 研究方法

農業用温室の時刻別暖房負荷を動的熱負荷計算ソフト (EnergyPlus) によって算出する。宿泊施設の給湯需

要量は原単位を用いて算出する。街区にはシングルループの熱源水ネットワーク配管による熱融通システム (Fig. 1)を導入し、設備システムシミュレーションをおこない、街区の一次エネルギー消費削減量により効果を試算する。

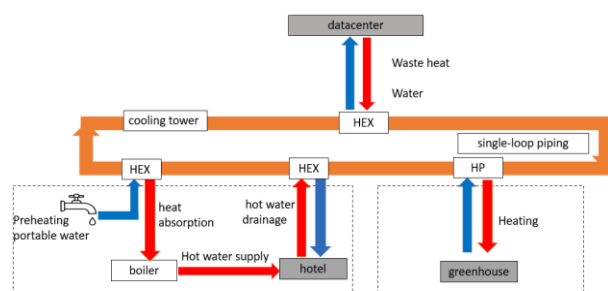


Fig. 2 Thermal energy sharing system

2. 1. 農業用温室の暖房負荷の試算

3D-CAD(Rhino7) と シミュレーションツール (Grasshopper)を用いて農業用温室のモデルを作成する。床面積を 240 m², 温室の骨組み部分を鉄, 透明部分をポリカーボネートとして材質を設定する。年間を通して機械換気 1.5 回/h とし, 暖房の設定温度は, 7:00~19:00 を 20℃, 19:00~7:00 を 15℃とする。室温が設定温度を下回ると, 設定温度を維持するように, 暖房が作動する

A-47

条件で暖房需要を求める．大阪市の標準年気象データを用いて，年間毎時の負荷計算をおこなった．図-2が，月別の農業用温室 9,600 m² (40 棟) の暖房需要である．

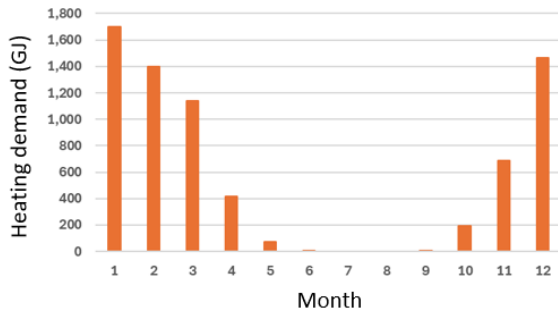


Fig.2 Monthly heating demand of greenhouses

2.2 宿泊施設の給湯需要量の試算

大阪 IR に伴い開業される 3 つの宿泊施設の想定総延べ床面積は 289,437 m²とされている³⁾．年間給湯需要量の原単位 (334.88(MJ/m²/年))⁴⁾に総延べ床面積をかけ，年間総給湯需要量を算出する．さらに，月別比率をかけ，日数で割り，時刻別比率をかけることで，時刻別給湯需要量を算出する．図-3 は，宿泊施設の給湯需要量である．

$$Q_{hotel,year} = 334.88 \times A \quad (1)$$

$$Q_{hotel,month} = Q_{hotel,year} \times X_{month} \quad (2)$$

$$Q_{hotel,day} = Q_{hotel,month} \times \frac{1}{D} \quad (3)$$

$$Q_{hotel,h} = Q_{hotel,day} \times X_{hour} \quad (4)$$

$Q_{hotel,year}$: 宿泊施設の総給湯需要量[MJ/year]

A : 宿泊施設の推定延床面積 (289,437) [m²]

$Q_{hotel,month}$: 宿泊施設の月給湯需要量[MJ]

X_{month} : 給湯需要の月別比率

$Q_{hotel,day}$: 宿泊施設の日給湯需要量[MJ]

D : その月の日数

$Q_{hotel,h}$: 宿泊施設の時刻給湯需要量[MJ]

X_{hour} : 給湯需要量の時刻別比率

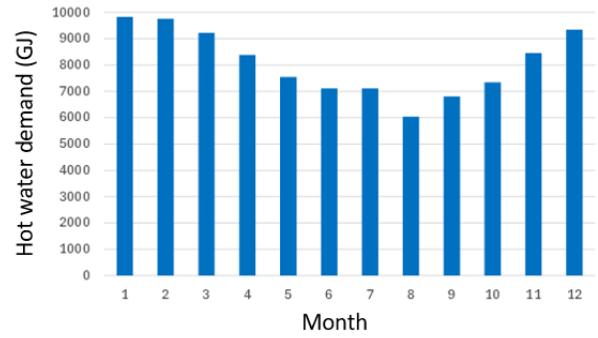


Fig.3 Monthly hot water demand of accommodations

2.3 熱融通システム

熱融通システム (Fig.1) はシングルループ配管で，データセンター，農業用温室，宿泊施設の施設をつなぎ，熱源水ネットワークを構成する．データセンターの排熱は熱交換器 (HEX) によって，ネットワーク配管に供給され，温室の暖房は，ネットワーク配管の温水を熱源とするヒートポンプ (HP) によって供給される．宿泊施設は，ネットワーク配管によって上水を予熱してから，重油ボイラ (HHV 熱効率=85%) で 65℃まで升温する．

上水温度は下式(5)に基づいて計算する．

$$\theta_{Win,h} = 0.852 \times \theta_{oa,d} + 2.473 \quad (5)$$

$\theta_{Win,h}$: ある日 d における日平均給水温度[℃]

$\theta_{oa,d}$: ある日 d における日平均外気温度[℃]

また，ホテルからの排湯（上水の給水量と同量）は 30℃とし，熱交換器を介してネットワーク配管に供給される．需要が少ない時間帯はデータセンターの排熱を十分に捨てられるようにするために，冷却塔を通して，温度を低下させる．

2.4 データセンター排熱

データセンターの排熱は，外皮等の影響を受けず年間通して一定で，30℃で 1.05MW の温水排熱があるものとする．

2.5 一次エネルギー消費量の算出

設備システム全体の熱収支・物質収支を動的に解析するためのシミュレーションソフト (Dymola) を用いて，1/1～12/31 の 1 年間，シミュレーションを行う．

A-47

データセンターの排熱を利用しない場合は、農業用温室の暖房、宿泊施設の給湯ともに、重油ボイラ（HHV 熱効率＝85％）を使用するとして一次エネルギー消費量の算出する。

データセンターの排熱をネットワーク配管を介して利用する場合の一次エネルギー消費量は、農業用温室のヒートポンプの消費電力、シングルループ配管のポンプの消費電力、冷却塔の消費電力のそれぞれに、電力の一次エネルギー換算係数（8.64MJ/kWh）を用いて算出する。また、宿泊施設の給湯用一次エネルギー消費量は、重油ボイラ（HHV 熱効率＝85％）として計算を行う。ヒートポンプは、LBL の Buildings ライブラリで提供されているモデルを使用して、シミュレーションを行う。

$$Q_{primary,HP} = E_{HP} \times f_p \quad (6)$$

$$Q_{primary,pump} = E_{pump} \times f_p \quad (7)$$

$$Q_{primary,CT} = E_{CT} \times f_p \quad (8)$$

$$Q_{primary,boiler} = Q_{fuel} \quad (9)$$

$$Q'_{primary,GH} = \frac{1}{\eta_{boiler}} \times Q_{GH} \quad (10)$$

$$Q'_{primary,hotel} = \frac{1}{\eta_{boiler}} \times Q_{hotel} \quad (11)$$

$Q_{primary,HP}$:排熱を利用したときの農業用温室のヒートポンプの一次エネルギー消費量[MJ]

E_{HP} :排熱を利用したときのヒートポンプの消費電力[kWh]

f_p :一次エネルギー換算係数（8.64MJ/kWh）

$Q_{primary,pump}$:排熱を利用したときのポンプの一次エネルギー消費量[MJ]

E_{pump} :排熱を利用したときのポンプの消費電力[kWh]

$Q_{primary,CT}$:排熱を利用したときの冷却塔の一次エネルギー消費量[MJ]

E_{CT} :排熱を利用したときの冷却塔の消費電力[kWh]

$Q_{primary,boiler}$:排熱を利用したときの宿泊施設のボイラーの一次エネルギー消費量[MJ]

Q_{fuel} :宿泊施設のボイラーの A 重油の燃料の発熱量[MJ]

$Q'_{primary,GH}$:排熱を利用しなかったときの農業用温室のボイラーの一次エネルギー消費量[MJ]

Q_{GH} :農業用温室の給湯需要量[MJ]

$Q'_{primary,hotel}$:排熱を利用しなかったときの宿泊施設のボイラーの一次エネルギー消費量[MJ]

Q_{hotel} :宿泊施設の給湯需要量[MJ]

3. 結果・考察

Fig.4 は、データセンター排熱のシングルループ配管への移動熱量である。横軸は、1/1 から 12/31 の時間(秒)である。縦軸は、移動熱量[W]である。冬期は、データセンターの排熱が十分にシングルループ配管に移動しているのに対して、夏期は排熱が十分に捨てられていないことがわかる。

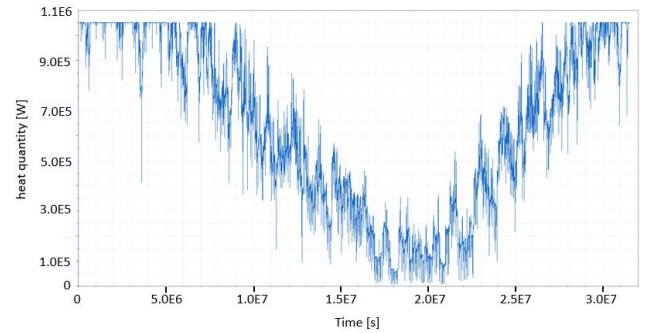


Fig.4 Transferred heat from the data center waste heat to the single-loop piping

Fig.5 は、DC 排熱を利用したときと、しなかったときの温室の一次エネルギー消費量の比較である。1月や12月などの冬期より、4月や10月の中間期の一次エネルギー消費量の削減割合は大きくなっている。冬期より中間期のシングルループ配管の温度が高いことが原因だと考えられる。

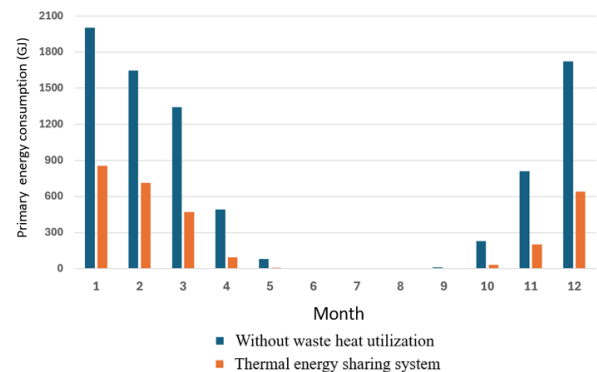


Fig.5 Primary energy consumption of greenhouses

Fig.6 は、宿泊施設の一次エネルギー消費量の比較である。いずれの月も、熱融通システムによって、一次エネルギー消費量を削減できていることがわかった。冬

A-47

期に比べて、夏期の一次エネルギー消費量の削減割合は小さくなっていることがわかる。これは、宿泊施設において、シングルループ配管からの熱を、上水を予熱することに利用していることが原因であると考えられる。夏期の上水の温度は上昇するため、シングルループ配管との温度差が減少するためである。

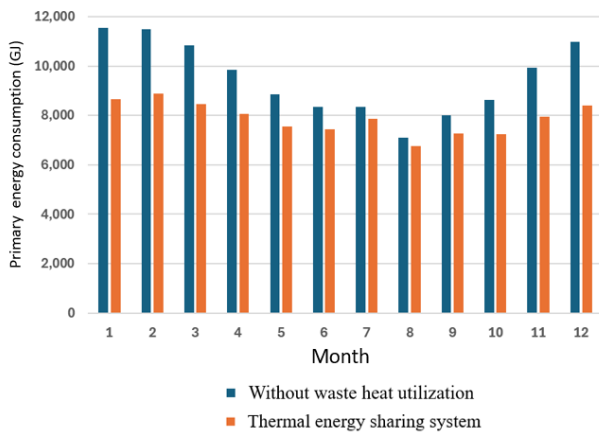


Fig.6 Primary energy consumption of accommodations

Fig.7 は、全体での一次エネルギー消費量である。青色はデータセンターの排熱を利用しなかったときの一次エネルギー消費量を表わしている。農業用温室のボイラーと、宿泊施設のボイラーの一次エネルギー消費量の合計である。オレンジ色は、農業用温室のヒートポンプ、宿泊施設のボイラー、シングルループ配管のポンプ、冷却塔の一次エネルギー消費量の和である。データセンターの排熱を利用しなかったときの年間の一次エネルギー消費量は、 1.22×10^5 GJ であった。熱融通システムを利用したときは、一次エネルギー消費量は、 9.83×10^4 GJ であった。データセンターの排熱量は、年間で 3.31×10^4 GJ あり、熱融通システムを利用することによって、 2.37×10^4 GJ の一次エネルギー消費量を削減することができた。データセンターの排熱を利用しなかったときと比較して、熱融通システムでは割合にして、一次エネルギー消費量を 19.3%削減できることがわかった。

4. まとめと今後の課題

本報は、データセンターの排熱を、農業用温室の暖房と宿泊施設の給湯に利用した際の、一次エネルギー消費量の削減効果について試算を行った。その結果、データセンターの排熱を利用しない場合に比べて、今回の

条件では、一次エネルギー消費量を 19.3%削減できることがわかった。今後、気候の違いや排熱量の違いによる一次エネルギー消費量の削減効果の差や、夏期において排熱を有効利用する方法などについてはさらなる検討をおこなう必要がある。

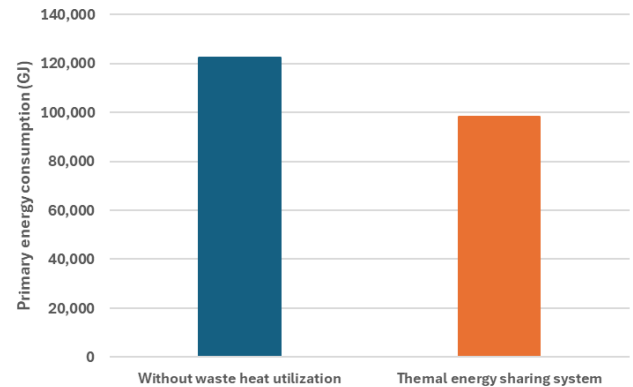


Fig.7 Primary energy consumption

<謝辞>

本研究は JSPS 科研費 基盤研究(C) 20K04810 の助成を受けたものです。

参考文献

- 1) WIRED, AI のデータセンターを都市の熱源インフラに, <https://wired.jp/article/story/ai-is-heating-the-olympic-pool/>, 2025 年 2 月 15 日閲覧
- 2) IDEAS FOR GOOD, 世界初「サステナブルデータセンターモデル」国内最大規模アクアポニックスが新潟に誕生, <https://ideasforgood.jp/2019/10/04/data-center-aquaponics/>, 2025 年 2 月 15 日閲覧
- 3) 大阪府、大阪市、大阪 I R 株式会社, 大阪・夢洲地区特定複合観光施設区域の整備に関する計画, https://www.pref.osaka.lg.jp/documents/11241/kuikiseibikeikaku_202404.pdf,
- 4) 空調調和衛生工学会.CGS 設計に関する研究
- 5) 一般社団法人住宅性能評価・表示学会, 一次エネルギー消費量計算に用いる未利用熱による給水予熱を行う給湯設備の機器性能に関する任意評定ガイドライン https://www.hyoukakyoukai.or.jp/nini_hyoutei/pdf/201707-1-05-001.pdf, 2025 年 2 月 15 日閲覧

吸放湿材の省エネルギー効果と冷房設定温度の関係に及ぼす
住宅の断熱性の影響に関する研究

Study on Influence of Thermal Insulation Performance of Detached House on Relationship
between Energy Conservation Effects by Applying Moisture Hygroscopic Materials and
Air Conditioning Temperature for Cooling

○竹 野 直 寛（大阪市立大学） 岸 本 嘉 彦（大阪公立大学）
Naohiro TAKENO*1 Yoshihiko KISHIMOTO*2
*1 Osaka City University *2 Osaka Metropolitan University

In order to evaluate the influence of thermal insulation performance of detached house on relationship between air conditioning temperature for cooling and effects by applying moisture hygroscopic materials, numerical analysis was carried out. As a result, when the total heat load per unit hour decreased due to the effects of moisture hygroscopic materials, power consumption decreased due to increasing in COP. Although improving thermal insulation performance expands air conditioning temperature range in which COP increases and power consumption decreases, the effect is almost the same even if thermal insulation performance is improved more than the energy conservation standard.

1. 研究背景・目的

住宅用冷暖房設備として広く普及しているルームエアコン（以下、「AC」と称す）は一般に室内温度を制御対象とするため、室内相対湿度は成り行きに変動し、適切範囲から外れることがある。そこで、ACと吸放湿材を併用すると、吸放湿材の調湿効果により、室内相対湿度を適切な範囲内に抑えることが可能と考えられる。しかし、吸放湿材による湿度制御はACに対して必ずしも有利に働くわけではなく、特に冷房運転時には、Fig. 1に示すように、ACの処理潜熱量の増加が懸念されている。

異ら¹⁾は、関西地域を対象とした数値解析により、空調機容量に対して処理顕熱量が低い場合には、吸放湿材の併用によって処理全熱量が増加しても、COPの向上により、むしろ消費電力量が減少する場合があることを示した。異らの検討結果を受け、廣岡ら²⁾は、高断熱高気密住宅（ U_A 値=0.33[W/m²K]）においては、寒冷地（北海道室蘭市）と温暖地（大阪府大阪市）の両地域ともに吸放湿材の併用により省エネルギー効果が得られること、および省エネルギー効果と設定温度の関係を明らかにした。しかし、検討対象住宅の断熱性能は、関西地域に対して過剰な設定となっており、より処理顕熱量が大となる省エネルギー基準を満たす程度の住宅や既存の無断熱住宅を対象とした場合について、吸放湿材の省エネルギー効果を検討する必要があると言える。

そこで本研究では、吸放湿材とACを併用した空調システムを適用した戸建住宅を対象として、住宅の断熱性能が冷房設定温度と吸放湿材貼付効果の関係に及ぼす影

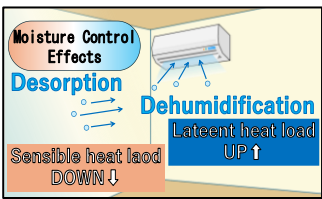


Fig. 1 Relationship between moisture hygroscopic materials and AC

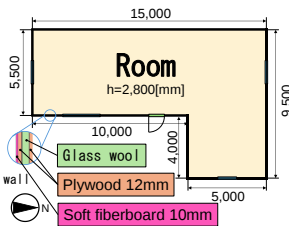


Fig. 2 Object of numerical analysis (Floor plan)

Table 1 Material properties

Material	Volumetric specific heat [kJ/m ³ K]	Thermal conductivity [W/mK]	Moisture conductivity [kg/mh(kg/kg)]	Hygroscopic properties κ [kg/m ³ (kg/kg)]	Hygroscopic properties ν [kg/m ³ K]
Soft fiberboard	311.5	0.064	0.0177	8148	3.33
Multi-layered glass	1.95	0.072	0	-	-
Single-layered glass	1.95	0.108	0	-	-
Glass wool	20.1	0.049	0.0979	-	-
Plywood	1165.6	0.1	0	-	-
Hollow layer	1.21	0.556	0.0011	-	-

響を明らかにすることを目的とする。

2. 計算方法と検討条件

検討対象住宅は、Fig. 2に示す1室モデルと想定した木造平屋住宅とする。Table 1に壁体の材料物性値を示す。本研究では軟質繊維板を吸放湿材とし、吸放湿材の最大効果を把握するため、室内側表面全面に軟質繊維板を貼付した。断熱条件は省エネルギー基準の1地域、4地域、既存住宅を想定し、順に「高断熱」、「低断熱」、「無断熱」と定義した。それぞれにおける U_A 値が0.33, 0.69, 1.43[W/m²K]となるよう断熱材としてグラスウール160, 50, 0[mm]を設定し、0[mm]の場合にはグラスウールの代

わりに中空層 100[mm]があるものとした。

居住者と生活パターン、AC 運転、外界条件の設定はそれぞれ既報²⁾と同一とした。すなわち、居住者は、成人男性 2 名、成人女性 2 名からなる 4 人家族を想定した。生活パターンについては、平日、休日の 2 条件でそれぞれ設定した。AC 運転については、室温が設定温度を超える場合に AC が自動的に運転される終日運転を想定し、設定温度 20[°C]から 30[°C]まで 1[°C]ごとの 11 条件と、終日 AC の運転をしない条件を加えた計 12 条件とした。また、窓は終日閉じているものとし、0.5[回/h]の強制換気を与えた。外界条件については、拡張アメダス気象データから 2010 年 6 月 1 日～9 月 30 日の大阪府大阪市における温度、相対湿度、絶対湿度、日射量を用いた。各地点の外気温湿度の四分位と平均値を Fig. 3 に示す。

数値計算には、熱水分同時移動方程式(κ -v モデル)を用いた。吸放湿材については、壁体表面の湿気伝達率を 0 とした場合を「吸放湿なし」、15.2[kg/m²h(kg/kg’)]とした場合を「吸放湿あり」と定義する。

AC の解析モデルについては、時々刻々の空調処理熱量に応じて、凝縮器、蒸発器における冷媒温度および COP を算出可能とする空調モデル³⁾を用いた。解析に用いた AC の諸元を Table 2 に、それに基づく冷房負荷と COP の関係を Fig. 4 に示す。消費電力量については、時々刻々の空調処理全熱量をそれに対応する COP で除すことにより得られる。計算期間は 2010 年 6 月 1 日～9 月 30 日、6 月を助走期間として、7 月 1 日～9 月 30 日の 3 ヶ月間を検討対象とした

3. 断熱条件が省エネルギー効果に及ぼす影響性状

吸放湿材貼付による処理全熱増加量および増加率を Fig. 5 に示す。Fig. 5 より、高断熱の場合には設定温度 25[°C]を減少のピークとする形状となり、20～27[°C]では処理全熱量が減少している。一方、低断熱および無断熱の場合の形状は設定温度 24～25[°C]付近を増加のピークとする逆の傾向を示し、設定温度によらず処理全熱量が増加する結果となった。

次に Fig. 6 に示す消費電力増加量・増加率を見ると、Fig. 5 において処理全熱量が増加となった条件においても消費電力量が減少していることがわかる。低断熱を高断熱と比較すると、消費電力減少量としては増加したが、消費電力減少率はほぼ等しい。しかし、無断熱まで断熱性能が低下すると、消費電力減少量は減少し、減少率も低下した。結果として、消費電力減少量・減少率が最大となる断熱条件は概ねの設定温度において低断熱であった。そのうち最大減少量・減少率は、設定温度 22[°C]における 0.44[GJ]と 24[°C]における 4.7[%]であった。

Fig. 7 に示す COP 上昇量・上昇率については、高断熱および低断熱ともに、設定温度 23～27[°C]の範囲におい

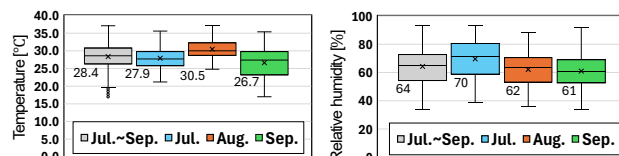


Fig. 3 Outdoor temperature and relative humidity (in Osaka City)

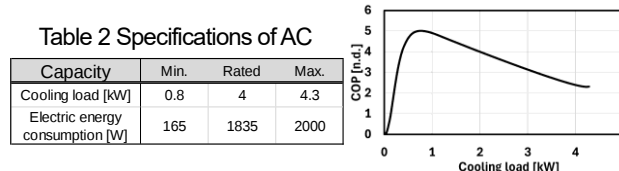


Fig. 4 Relationship between cooling load and COP

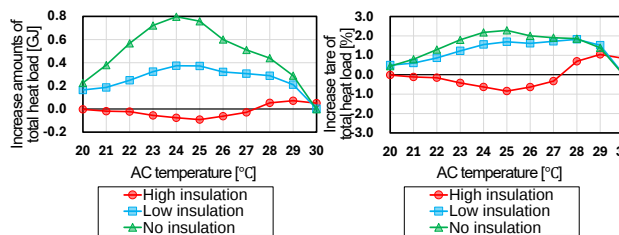


Fig. 5 Variation of increase amount and rate of total heat load due to AC temperature under each insulation condition

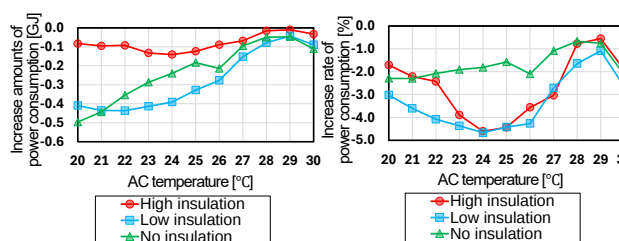


Fig. 6 Variation of increase amount and rate of power consumption due to AC temperature under each insulation condition

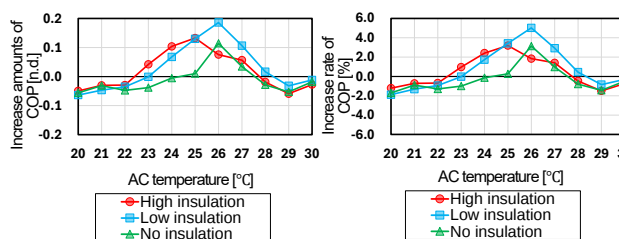


Fig. 7 Variation of increase amount and rate of COP due to AC temperature under each insulation condition

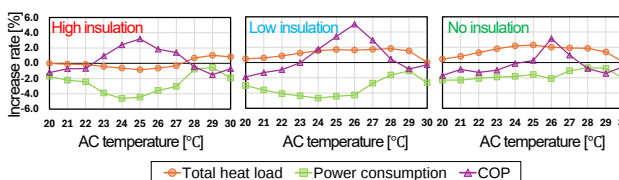


Fig. 8 Relationship between each rate of increase due to AC temperature under each insulation condition

て COP が上昇し、高断熱では 25[°C]、低断熱、無断熱では 26[°C]にそれぞれピークが見られる。最大 COP 上昇量は、高断熱では設定温度 25[°C]の 0.13[n.d.]、低断熱では 26[°C]の 0.19[n.d.]となった。一方、無断熱では、設定温度 25～27[°C]の範囲において COP が上昇し、最大 COP 上昇

量は設定温度 26[°C]の 0.11[n.d.]であったが、COP の上昇が見られた設定温度範囲は、高断熱および低断熱の範囲より狭く、最大上昇量も小さい結果となった。

各断熱条件における処理全熱増加率・消費電力増加率・COP 上昇率の相互関係を Fig. 8 に示す。

断熱条件によらず、処理全熱増加率は±2.0[%]程度で設定温度による大きな差はないが、消費電力減少率は最大で 4.7[%]、COP 上昇率は最大で 5.0[%]を示した。消費電力増加率と COP 上昇率の設定温度による変動は、処理全熱増加率の設定温度による変動より大きく、負の相関が見られる。したがって、消費電力増加率は、処理全熱増加率より COP 上昇率に大きく影響されると考えられる。

4. 省エネルギー効果の発生機構

4.1 放湿時と吸湿時

吸放湿材の省エネルギー効果について、検討対象期間を放湿と吸湿がそれぞれ発生する時間に分けて考える。例として、Fig. 9 に示す条件においては、1 日のうちで室内相対湿度が低い昼間は放湿、室内相対湿度が高い夜間は吸湿が生じていることがわかる。図には示していないが、昼間に放湿、夜間に吸湿が生じる傾向は、断熱条件、設定温度、期間によらず共通であった。

4.2 吸放湿と処理熱量の関係

Fig. 10 に放湿・吸湿時の各処理熱量の変化を示す。
無断熱における設定温度が 20～26[°C]の場合を除き、放湿時は顕熱減少量が潜熱増加量より大きいため全熱としては減少、一方、吸湿時は顕熱増加量が潜熱減少量より大きいため全熱としては増加した。断熱性能・設定温度の低下に伴い、放湿時の顕熱減少量と潜熱増加量、吸湿時の顕熱増加量と潜熱減少量はいずれも増加する傾向にある。
前章において高断熱では設定温度 20～27[°C]で処理全熱量が減少し、低断熱および無断熱では設定温度によらず処理全熱量が増加した理由については、放湿時は断熱条件によらず全熱増加量が±0.3[GJ]以内であることにに対し、吸湿時は低断熱および無断熱において潜熱減少量が顕熱増加量に対して小さく、全熱が最大 0.7[GJ]まで増加したことによると説明できる。

4.3 吸放湿材が消費電力に及ぼす影響

Fig. 11 に示す放湿・吸湿時の消費電力増加量を見ると、断熱条件によらず放湿時の減少量は吸湿時の増加量より大きく、積算消費電力量は減少する傾向にある。これは、前節に示した処理全熱増加量と定性的に逆の傾向であり、原因解明のためには、放湿・吸湿時の COP 変化について検討する必要がある。

4.4 吸放湿材が COP に及ぼす影響

Fig. 12 より放湿・吸湿時の COP 上昇率を見ると、放湿時は断熱条件によらず、ほぼ全ての設定温度で COP が上昇し、上昇率は0.2～4.9[%]であった。一方、吸湿時には

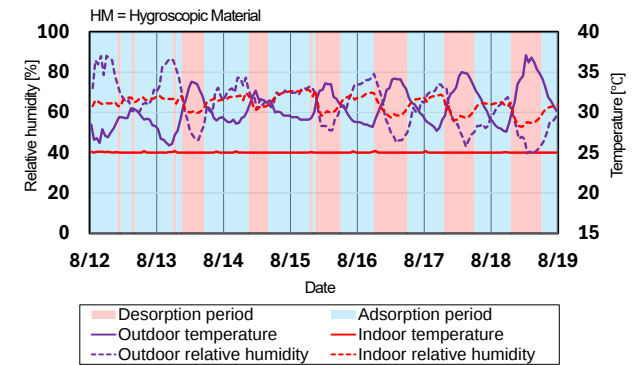


Fig. 9 Relationship between desorption and adsorption period and history of temperature and relative humidity (Low insulation with HM AC:25°C)

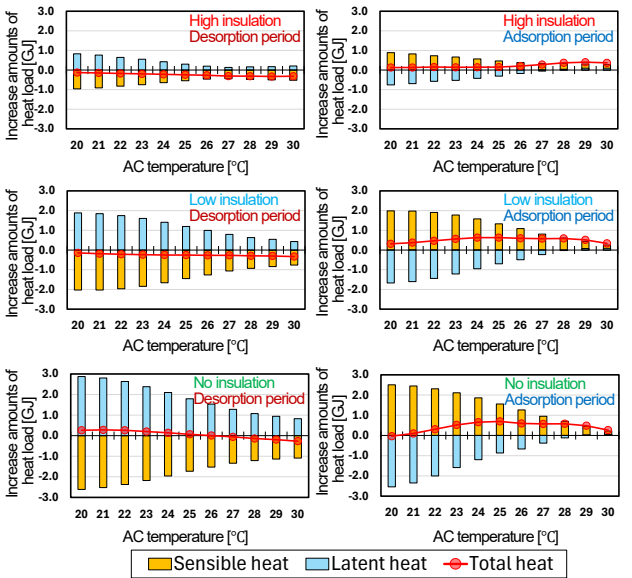


Fig. 10 Increase amounts of heat load in desorption and adsorption period (Sensible heat · Latent heat · Total heat)

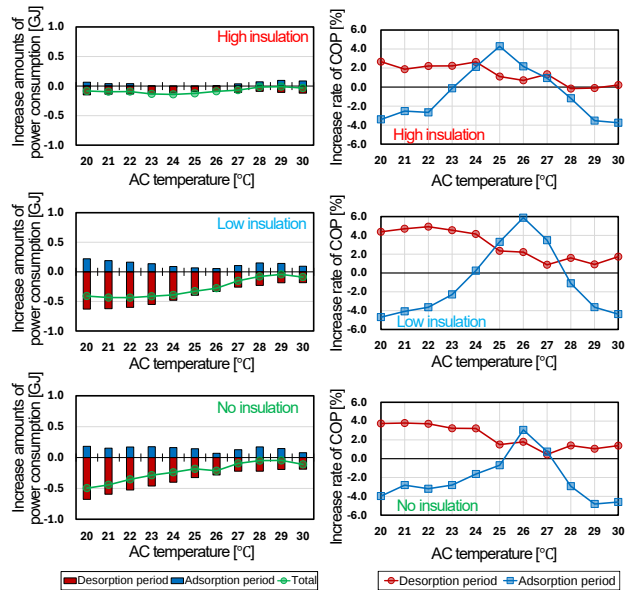


Fig. 11 Increase amounts of power consumption in desorption and adsorption period

Fig. 12 Increase amounts of COP in desorption and adsorption period

設定温度の上昇に対して上に凸の形状を示しており、正負を跨いでいる。COP が上昇する設定温度範囲は断熱条件によって異なり、高断熱および低断熱の場合は設定温度が 24~27[°C]、無断熱の場合は 26~27[°C]である。さらに、高断熱、低断熱、無断熱のそれぞれにおいて、設定温度が 25~26[°C]、25~27[°C]、26[°C]の場合に放湿時の COP 上昇率を上回る。その他の温度範囲では COP が低下しており、最小値はそれぞれ-3.7[%]、-4.7[%]、-4.8[%]を示した。吸湿時の COP が上昇した設定温度範囲は、前章において積算の COP が上昇した設定温度範囲と類似していることから、積算の COP 上昇率は吸湿時の COP 上昇率に大きく依存していると考えられる。したがって、吸湿時の COP 上昇率が設定温度によって大幅に変化する要因を解明する必要がある。

4.5 吸放湿材が単位時間処理熱量に及ぼす影響

1 時間毎に処理全熱量を運転時間で除した値を、全期間の AC 運転時間で平均した値を「単位時間処理熱量」と定義する。ここでは、前節における COP 変化を単位時間処理熱量の変化から検討する。単位時間処理熱量の変化は、積算処理全熱増加率と AC 運転時間増加率から算出する。

そこで放湿時と吸湿時における処理全熱増加率と AC 運転時間増加率の関係を Fig. 13 に、単位時間処理熱増加率を Fig. 14 にそれぞれ示す。

まず放湿時について見ると、ほぼ全ての条件で処理全熱量と AC 運転時間が減少しており、処理全熱減少率よりも AC 運転時間減少率が数倍大きい場合に Fig. 12 の COP の上昇率が減少している。しかし、単位時間処理熱量の変化は全条件において差異が小さく、Fig. 12 において COP が上昇となった理由は適切に説明できない。

一方、吸湿時は、ほぼ全ての条件で処理全熱量と AC 運転時間が増加している。Fig. 12 において COP が上昇した温度範囲において AC 運転時間増加率が処理全熱増加率よりも 3.5[%]以上高いことがわかる。放湿時と異なり、吸湿時には単位時間処理熱量が大きく減少している設定温度範囲と Fig. 12 の COP が上昇した設定温度範囲がほぼ一致している。

したがって、吸湿時には設定温度が 25~26[°C]をピークに AC 運転時間の増加率が処理全熱増加率を大幅に上回ることによって単位時間処理熱量が減少し、COP が上昇したと考えられる。また、無断熱の場合は単位時間処理熱量が減少する設定温度範囲が高断熱および低断熱の場合より狭いため、COP が上昇する設定温度範囲も狭くなったと考えられる。

5. まとめ

住宅の断熱性能を高断熱 (U_A 値=0.33[W/m²K])、低断熱 (U_A 値=0.69[W/m²K])、無断熱 (U_A 値=1.43[W/m²K]) と

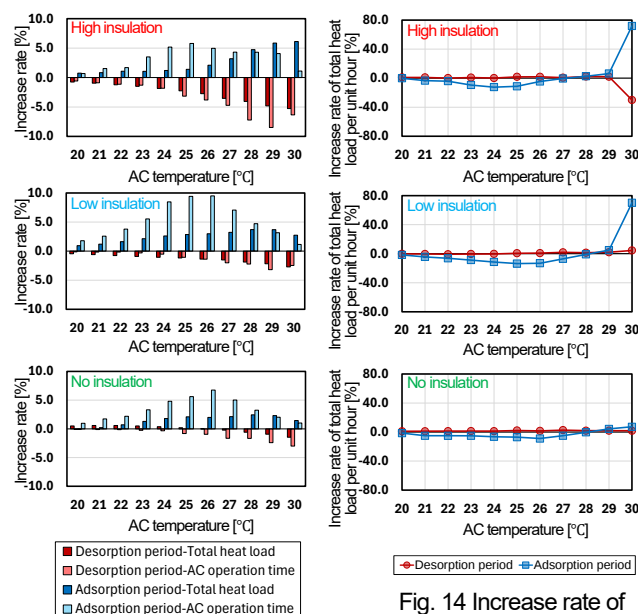


Fig. 13 Relationship between increase rate of total heat load and AC operation time in desorption and adsorption period

Fig. 14 Increase rate of total heat load per unit hour in desorption and adsorption period

設定し、AC と吸放湿材の併用による省エネルギー効果について検討した結果、以下の知見が得られた。

- 1) 吸放湿材の貼付により、高断熱の場合に設定温度 20~27[°C]において処理全熱量は減少したが、低断熱および無断熱の場合には設定温度によらず増加した。
- 2) 設定温度による単位時間処理熱量変化と COP 変化は、吸湿時に傾向の一致が見られ、吸放湿材貼付による AC 運転時間の増加率が処理全熱増加率より 3.5[%]以上高いとき、単位時間処理熱量が減少し、COP は上昇するが、無断熱の場合は高断熱および低断熱より COP が上昇する設定温度範囲が狭い。
- 3) 無断熱から省エネルギー基準を満たす程度まで断熱性能を向上させると、AC と吸放湿材の併用による省エネルギー効果は高まるが、それ以上に断熱性能を向上させても効果はほぼ変化しない。

参考文献

- 1) 巽佑介, 荻野登司, 小椋大輔, 三浦尚志: 室内の吸放湿性を考慮したルームエアコンの冷房・除湿による温湿度調整に関する研究 (その 2) 吸放湿材の利用が室内温湿度性状および空調負荷に及ぼす影響の検討, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp.247-248, 2015.
- 2) 廣岡志穂, 岸本嘉彦: 冷房設定温度が寒冷地・温暖地の吸放湿材貼付効果に及ぼす影響に関する解析的検討, 日本建築学会環境系論文集, Vol.88, No.810, pp.670-681, 2023.
- 3) 上野剛, 宮永俊之, 占部亘, 北原博幸: 家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発・その 1 冷房モデル, 電力中央研究所報告, pp.1-18, 2010.

室内における詳細な日射受熱を考慮した吸放湿計算および調湿建材設置に関する効果検証
Verification of moisture absorption and desorption calculations considering detailed indoor solar radiation receiving model and installation of humidity-controlling building materials

○林 俊介（立命館大学） 李 明香（立命館大学）
尾崎 明仁（九州大学） 有馬 雄祐（九州大学）

Shunsuke HAYASHI*¹ Myonghyang LEE*¹ Akihito OZAKI*² Yusuke ARIMA*²

*¹ Ritsumeikan University *² Kyushu University

Many thermal environment analysis software does not distinguish between sunshade and shade surfaces of transmitted solar radiation. Therefore, the temperature distribution of the sunlit and shaded surfaces differs from the actual phenomenon. In this study, model box experiments and computational simulations will be conducted to verify the effect of temperature and humidity brought to space by changing the installation position of humidity-controlling building materials on the sunlit and shaded surfaces. In addition, focusing on excessive drying in winter, we will verify whether humidity control building materials on walls can promote moisture release by placing them on sunlit surfaces.

はじめに

多くの熱環境解析ソフトは透過日射の日照面・日影面の区別をしていない簡易なモデル（以下、簡易モデルと称す）が用いられている。既往研究^{文1)}では建材の表面温度が高くなるほど、その材からの放湿量も増加することが判明している。一方、日照による表面温度の上昇で調湿建材の放湿量が増加しても、空間絶対湿度が高くなることで日影面での吸湿反応が促進され、結果として空間全体の絶対湿度が減少する恐れがあることも指摘されている。

本研究では、日射装置により模型箱の床面を照射する実験を行い、日照面の放湿と日影面の吸湿が同時に生じるかを検証する。また、日照面・日影面の区別が可能な熱環境解析モデル（以下、詳細モデルと称す）において、模型箱実験を再現したのちに日照面・日影面を考慮しない簡易モデルとの差を検証する。さらに、冬の過乾燥に焦点を当て、壁面の調湿建材を日影面よりも日照面に敷設することで放湿を促進することができるか検証する。

1. 模型箱実験

1.1 実験概要

模型箱実験では温湿度を制御できる環境下において、日射制御板で日射装置^{注1)}の照射部を調整することで、広域照射と部分照射の二種類を検討した（図1）。各日射量は広域照射が7.17W/m²あり、部分照射は7.66 W/m²と同程度となった。模型箱は1,200mmの立方体で正面下部に幅720mm、高さ600mmの窓がある。模型箱は窓がある面では屋外相当空間に面し、そのほかの面は隣室相当空間に面するように配置した。箱模型の床面構成を図2に示す。日射による吸放湿への影響を検討するため、床面には調湿建材を敷設した。調湿建材の物性値を表1に示す。実験室を温度20℃、相対湿度80%の環境下にし、調湿建

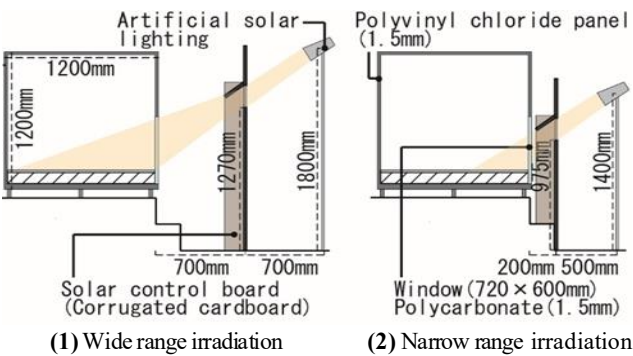


Fig. 1 Cross-sections of experimental apparatus

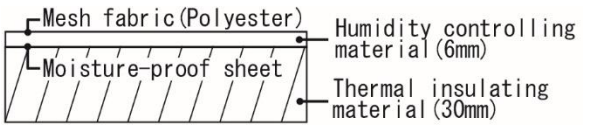


Fig.2 Floor composition

Table 1 Physical properties value of humidity controlling material

Thickness	[mm]	6
Thermal conductivity	[W/m · K]	0.077
Specific heat	[J/kg · K]	1067
Specific weight	[kg/m ³]	600
Moisture conductivity	[kg/m · s · Pa]	2.24 × 10 ⁻¹¹
Moisture capacity	[kg/m ³ (kJ/kg)]	4.61 × 10 ⁻¹

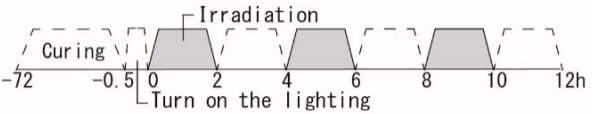


Fig.3 Experiment schedule

材を3日間養生した後に実験を開始した。実験スケジュールを図3に示す。日射の照射は、2時間毎の照射を3周期繰り返した。日射装置の強度を安定させるために、制御板を閉じた状態で、照射30分前に日射装置を点灯させた。表2に実験条件を示す。実験中は換気を行わない密閉空間とし、照射方法に加えて調湿建材の面積を床前面に対

Table 2 Experimental case table (Right : Plane model)

Case	Area of humidity-controlling building materials	Irradiation range	Humidity-controlling building materials Solar radiation
1-A	1/8	Narrow	1-A
2-A	1/2	Narrow	2-A
3-A	Entire	Narrow	3-A
1-B	1/8	Wide	1-B
2-B	1/2	Wide	2-B
3-B	Entire	Wide	3-B

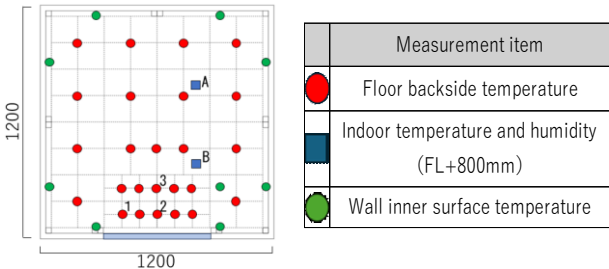


Fig.4 Measurement points

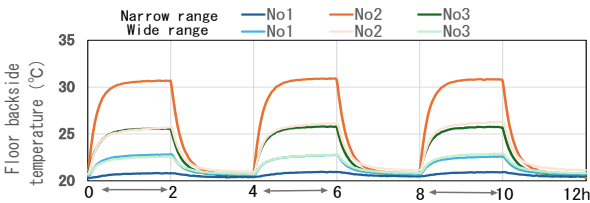


Fig.5 Floor backside temperature

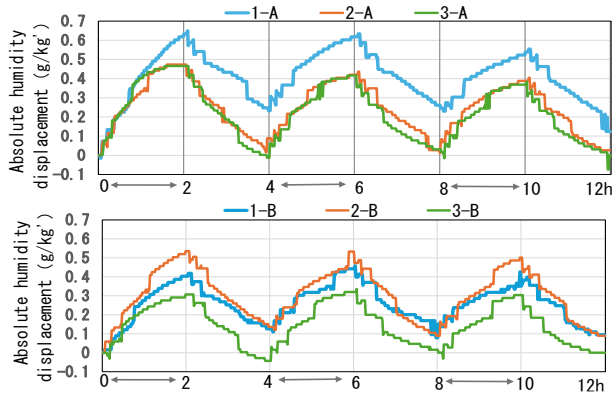


Fig.6 Absolute humidity displacement

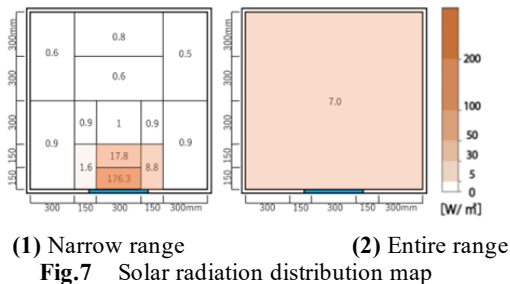
して 1/2,1/8 の面積に敷設したケースについても検討した。図 4 に測定項目を示す。測定項目は空間温湿度、調湿建材の裏面温度、壁内表面温度であり、いずれも 1 分間隔で測定した。

1.2 実験結果

3 つの代表点(測定点 1-3、図 4 参照)の床裏面温度の測定結果を図 5 に示す。広域照射と部分照射では最大約 5℃の床裏面温度差がある。また、空間絶対湿度の推移を図 6 に示す。調湿建材を全面に敷設する条件よりも、日射が強く当たる箇所に集中して敷設した条件のほうが、両照射方法ともに空間絶対湿度が上昇しやすいことが分かった。これは日照面で放湿現象が起きているとき、日影面で

Table 3 Calculation conditions

Outside air temperature	Experimental value	
Adjacent room temperature		
Quantity of solar radiation		
Calculation period	4 days	
Calculation interval	1 min	
Ventilation frequency	0 cubic meter per hour	0.5 cubic meters per hour
humidity absorbing/desorbing floor	Humidity controlling material(6mm) Moisture-proof sheet(1mm) Thermal insulating material(30mm) Polyvinyl chloride panel (2mm)	
Non-humidity absorbing/desorbing floor	Moisture-proof sheet(1mm) Humidity controlling material(6mm) Moisture-proof sheet(1mm) Thermal insulating material(30mm) Polyvinyl chloride panel (2mm)	



(1) Narrow range (2) Entire range
Fig.7 Solar radiation distribution map

は吸湿現象が起ってしまい、空間絶対湿度の上昇を抑制していることが考えられる。

2. 箱模型モデルの数値シミュレーション

2.1 計算条件

本研究では熱・水分・空気複合移動を考慮し、日照面・日影面を区別して計算することができる THERB for HAM^{文2)} を使用した。THERB には、エネルギーと水分の保存則から成る非平衡熱力学モデルが適用されており、水分の駆動力に水分ポテンシャルを用いている^{文3)}。表 3 と図 7 に、計算条件および日射量の入力条件を示す。詳細モデルでは床面を分割し、各分割面で測定した日射量の平均値を入力している。一方で、簡易モデルでは均一な日射量である均一照射であり、床面全体の日射量平均値を入力している。ここでは、実験値と計算値を比較することで計算精度の確認と、室内での日射受熱の取り扱いについて簡易モデルと詳細モデルの検証を行った。計算精度の検証では模型箱実験における Case1-A (調湿建材は 1/8 敷設、部分照射 (図 7 (1) の条件)を対象とする。計算スケジュールは模型箱実験と同様であり、外気・隣室温度は実験値を用いた。実験で用いた模型箱はパッキンにより密閉していたが、温度センサなどのケーブルを箱内から外へ通していたこともあり、完全密閉でなかったことが考えられる。そのため、換気なしと 0.5m³/h の換気量を加えた条件についても計算した。簡易モデルと詳細モデルの比較でのケース表を表 4 に示す。調湿建材を日照

Table 4 Calculation conditions

Case	Humidity-controlling building materials		Irradiation range
	Area	Place	
Case1	1/8	Front	Narrow
Case2	1/8	Back	Narrow
Case3	1/8	Front	Entire

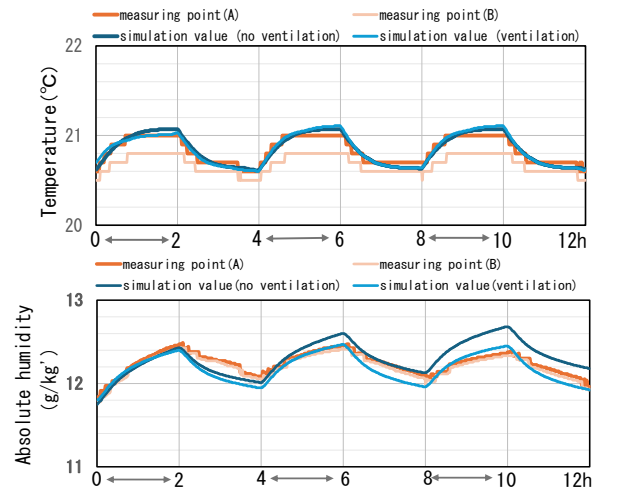


Fig.8 Comparison of experimental and calculated value

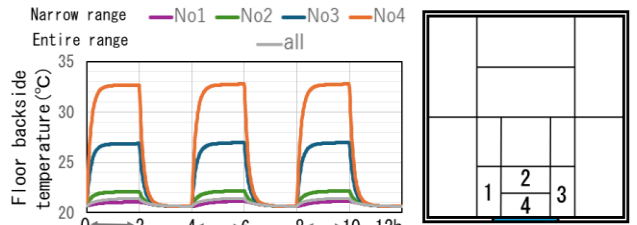


Fig.9 Floor backside temperature

面に敷設する条件と日影面に敷設する条件で比較する。

2.2 計算精度の検証

空間温度と絶対湿度の計算結果を図 8 に示す。空間温度は換気の有無に関わらず、実験値と近い値になった。実験値に比べて換気なしの計算値は絶対湿度が周期を重ねる毎に上昇した。一方で、換気を考慮した計算値では、実験値と概ね同程度となった。そのため、模型箱実験ではわずかな換気があったことが予想される。

2.3 詳細モデルと簡易モデルの比較

調湿建材の裏面温度を図 9 に示す。均一照射は床面全面に 7W/m2 の日射の入力値となるため、床全面同じ温度となる。一方、部分照射では窓面に近い測定点 4 において表面温度が高くなっており、温度分布が生じている。空間温湿度を図 10,11,12 に示す。空間温度は詳細モデルのほうが簡易モデルよりもごくわずかに温度が高くなっている。湿度環境は Case1 と Case2・Case3 で傾向が異なり、Case1 は他のケースよりも吸放湿量が多い。また、Case1 は日照時間中に相対湿度が増加しているが、他 2 ケースは空気温度が上がり相対湿度は減少している。そのため、

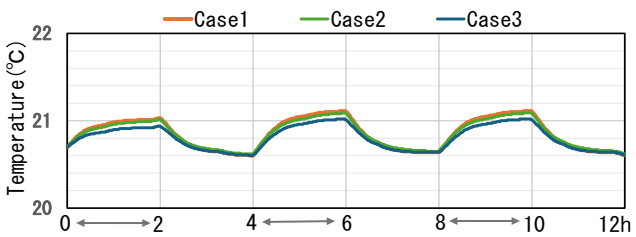


Fig.10 Temperature

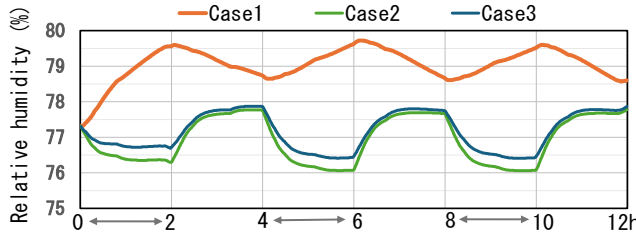


Fig.11 Relative humidity

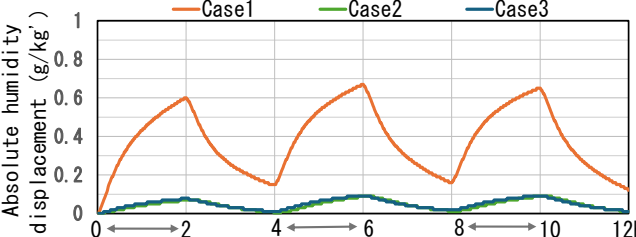
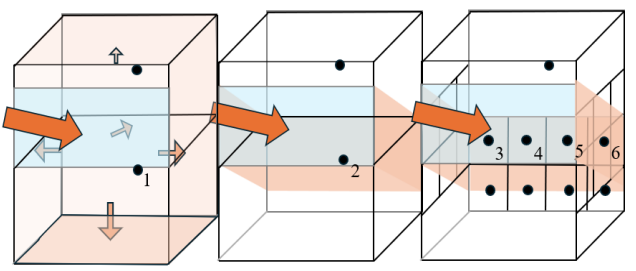


Fig.12 Absolute humidity displacement

● Calculation node



(1) simplified two-node model (2) detailed two-node model (3) detailed multi-node model

Fig.14 Solar radiation heat receiving model

簡易モデルと詳細モデルでは日照面に調湿建材を敷設したときに空間湿度大きな差が生じることがわかる。

3. 冬季単室モデルでのシミュレーション

3.1 計算モデルの概要および計算条件

建物モデルは幅 4000mm×3000mm、高さ 5000mm の単室吹き抜けモデルであり、南 2F に複層窓ガラスを設置する。設定地域は福岡県とし、計算日は 2023 年 12/23~12/29 の 7 日間で行い、快晴日の 12 月 27 日を分析した。本研究では、簡易モデル・詳細モデルと収支点の計算手法別の比較と北壁調湿建材の敷設場所を変化させた比較を行う。日射受熱モデルを図 14 に示す。簡易モデルの日射受熱の取り扱いは透過日射量を床 3 割、側壁 2 割、天井 1 割で行う。一方、詳細モデルでは日照面・日影面の区別をし、透過日射量を各収支点で算出する。計算条件と計算ケースを表 5,6 に示す。調湿建材を敷設していない壁面では石膏ボードを敷設する。石膏ボードの物性値を表 7 に示す。

Table 5 Calculation conditions

Case	humidity-controlling building materials		Calculation method	
	North 1F sunlit	North 2F sunshade	Calculation node	Computation Model
CaseI	○	-	two-part	simplified
CaseII	○	-	two-part	detailed
CaseIII	○	-	multi-part	detailed
CaseIV	-	○	multi-part	detailed
CaseV	○	○	multi-part	detailed
CaseVI	-	-	multi-part	detailed

3.2 室内表面における日射受熱計算モデルの違い

北面の表面温度と単位面積当たりの調湿建材放湿量を図 15 (1) (2) に示す。また、凡例の番号は図 14 の収支点と対応している。簡易モデルより詳細モデルのほうが北面の表面温度が上昇し、最大 30℃程度の差がある。放湿量は表面温度が高い箇所で増加していることがわかる。絶対湿度を図 15 (3) に示す。詳細モデル同士での絶対湿度の推移はあまり差がないが、簡易モデルでは水分が放湿されず、絶対湿度が低くなった。

3.3 調湿建材の敷設場所の違い

空間絶対湿度と調湿建材の放湿量を図 16 (1) (2) に示す。調湿建材を敷設していない CaseVI の絶対湿度はほとんど変動がない。調湿建材の面積量が同じでも、日照面敷設の CaseIII のほうが日影面敷設の CaseIV よりも放湿量が多くなり、最大約 100g/h 多いことがわかる。また、模型箱実験と異なり、CaseIV と CaseV の日影面でも放湿している結果となった。これは空間相対湿度の低下が駆動力となり、調湿建材の放湿を促進したことが考えられる。

4. まとめ

本研究では模型箱実験と数値シミュレーションにより、調湿建材の敷設面積や設置位置の相違が空間温湿度に及ぼす影響について検討した。また、日射受熱モデルの違いによる影響についても検証した。得られた結果を以下に示す。

- 1) 模型箱実験により、日射が強く当たる面に調湿建材を敷設することで、全面に敷設するよりも空間絶対湿度変位が増加することが明らかになった。
- 2) 日射受熱モデルにおける簡易モデルと詳細モデルでは、模型箱シミュレーション、冬季単室シミュレーションにおいて日照面の吸放湿量で大きな差が生じることが明らかになった。
- 3) 冬季単室シミュレーションにおいて、昼間は調湿建材が同面積でも日影面と日照面で放湿量の差が生じることが明らかになった。

注釈

注1) 日射装置は、可視光領域の分光分布において太陽光と同様の傾向を持つ集光形人工太陽照明灯を用いた。

Table 6 Calculation Outline

Calculation period	7 days
Calculation interval	10 min
Ventilation frequency	0.5 times per hour

Table 7 Physical properties value of plasterboard

Thickness	[mm]	6
Thermal conductivity	[W/m・K]	0.202
Specific heat	[J/kg・K]	870
Specific weight	[kg/m ³]	706
Moisture conductivity	[kg/m・s・Pa]	2.13×10 ⁻¹¹
Moisture capacity	[kg/m ³ (kJ/kg)]	2.24×10 ⁻²

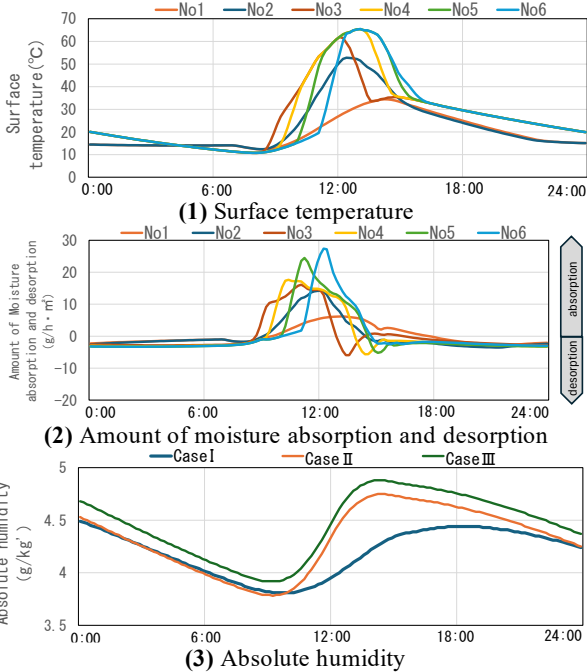


Fig.15 Differences in solar radiation receiving model

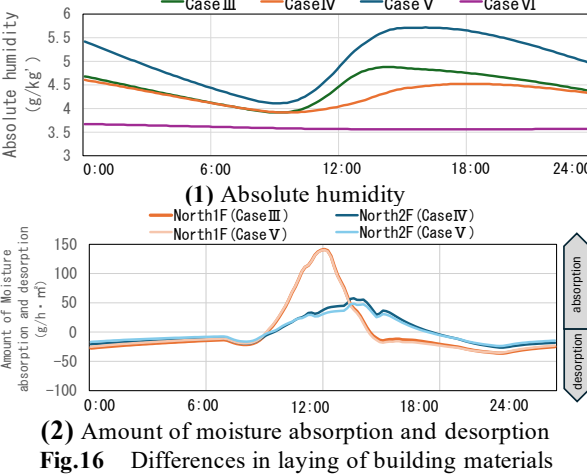


Fig.16 Differences in laying of building materials

参考文献

文1) 渡邊郁、尾崎明仁、李明香、有馬雄祐、崔連希、磯部楓乃、與那覇慈温：日射照射範囲の相違が調湿建材の吸放湿現象に及ぼす影響、日本建築学会大会 環境系、pp.987-988、2024 年

文2) 尾崎明仁：Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Simulation in Buildings, P03 (24 Pages),2006

文3) 尾崎明仁、渡辺俊行、他：水分ポテンシャルによる湿気移動解析—湿流の駆動力、日本建築学会計画系論文集、第 488 号、pp.17-24、1996

天井裏への空気循環と蓄熱を利用した全館空調システムの提案
（第2報）断熱・蓄熱性能が室温温度差および熱負荷に及ぼす影響
Proposal of The Central Air-Conditioning System Utilization of Air Circulation and Heat
Storage in The Attic Space Part 2, Effects of thermal insulation and heat storage
performance on temperature differences between rooms and heat load

○松 本 涼（立命館大学） 李 明 香（立命館大学）
Ryo MATSUMOTO*1 Myonghyang LEE*1
*1 Ritsumeikan University

The system in this study involves installing a sunroom on the balcony of an experimental house, collecting solar heat, and storing it in the attic's thermal storage material. This heat is released during winter nights, and air circulates throughout the house to improve energy performance. Additionally, the system mitigates temperature differences between rooms through air circulation. The study aims to clarify the system's effectiveness through simulations and analyze how insulation performance, thermal storage capacity, and circulation flow rate impact the system's livability and heat load.

はじめに
近年、多くの住宅では温度管理を個別空調に依存している。しかし、空調室と非空調室で温度差が生じ健康被害^{文1)}につながる場合もある。断熱気密化されている近年の住宅においては全館空調が検討されているが、導入費が高く、空調面積が増えることで熱負荷も増加する。そこで、既往研究^{文2)}では、各階に空調室と非空調室が1室ずつある実験住宅において、居室に設置されたエアコンを使用して、天井や壁に取り付けたファンにより空調された空気を天井裏や非空調室に循環させる全館空調システムを提案している。また、天井裏に設置された蓄熱材に自然エネルギーを蓄熱させることでエネルギー効率を向上させた。夏期は夜間通風により熱負荷を削減したが、冬期は太陽熱を効率的に集熱できず熱負荷が増大した。そのため、ベランダをガラスで囲うことでサンルームとし、冬季の集熱効率を向上させることで、熱負荷を削減した^{文3)}。一方で、建物の性能や部屋数によって有効性が異なることも指摘し、自立循環型住宅にサンルームを設置し、サンルームの仕様の違いによる集熱効率の検討を行った。

そこで本研究では、数値シミュレーション^{注1)}により、本システムの有効性を示したのちに、建物の断熱性能や天井裏の蓄熱性能、空気循環量など、非空調室の居住性能や熱負荷に及ぼす要因について明らかにすることを目的とする。さらに、重回帰分析を用いて、居住性能および熱負荷に及ぼす各パラメータについて感度解析を行う。

Table 1 Analysis conditions

計算地域	大阪
気象条件	拡張アメダス気象データ標準年
計算期間	1月1日～1月7日
計算時間間隔	5分
換気量	0.5回/h
空調設定温度	22℃
室内発熱、発湿	考慮しない

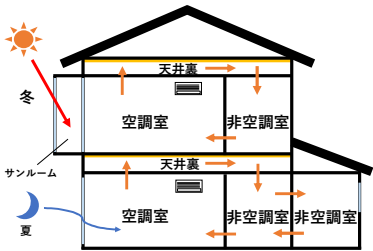


Fig.1 System diagram

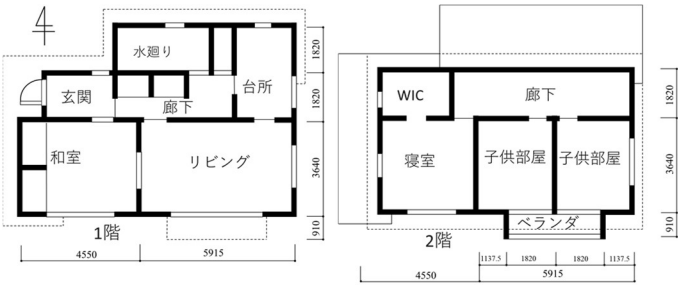


Fig.2 Floor plan

1. 対象住宅とシステムの概要

Fig.1 にシステム概要図、Fig.2 に対象住宅の平面図を示す。また、Table 1 に計算概要を示す。自立循環型住宅^{文4)}の2F ベランダ部分にサンルームを設置し、1階と2階の間と、2階と屋根の間に天井裏空間を設けて、蓄熱材を敷設したモデルを対象に解析した。本検討における基準の断熱性能 U_A 値 $[W/m^2 \cdot K]$ は 0.86 とし、熱貫流率それぞれ空調室の窓: $2.9[W/m^2 \cdot K]$ 、外壁: $0.37[W/m^2 \cdot K]$ 、屋根: $0.23[W/m^2 \cdot K]$ とした。天井裏高さは 400mm であり、天井側に蓄熱材^{注2)} (100mm) が敷設されている。地域は大阪を対象としており、空調設定温度は 22℃とした。

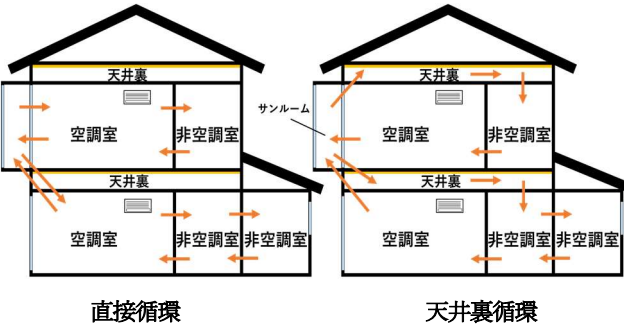


Fig.3 Circulation route

2. 循環ルートの検討

天井裏空気循環システムが有効であることを確かめるために、空気循環ルートの違いによる省エネ性や居住性能の検討を行った。非空調室への空気循環方法として(1)循環なし、(2)直接部屋間を循環する直接循環、(3)サンプルルームから天井裏を介して循環する天井裏循環の3つを検討する。既往研究^{文3)}で最も集熱効果がみられたサンプルルームの幅を5.9m、外気側のガラスをLow-e 複層ガラス、サンプルルームと居室の間の窓の面積を既存の窓の半分である、高さ2.2mに対して、幅を0.825mとしたケースを採用した。空調設定温度を22℃と設定しているため、サンプルルーム室温が22℃以下になるとサンプルルームからの空気循環を停止する制御とし、天井裏・空調室・非空調室（直接循環の場合は空調室・非空調室間）において空気循環されるものとして解析を行った。

Fig.4 に各ケースの1月1日から7日までの空調室の1日あたりの熱負荷[MJ/day]を示す。Fig.5 に各ケースの1月1日から7日の空調室と非空調室の温度差の平均を示す。各ケースでサンプルルームに接している子供部屋は熱貫流の影響で熱負荷が半分程度となり、1Fのリビングと和室は空調面積も大きいいため熱負荷が増加する傾向がみられた。天井裏循環は循環なしに比べて熱負荷が1.6KJ 増加したが、室間温度差は1階が1.5℃、2階が2.7℃削減された。空気循環することで非空調室の温度が上昇し、室間温度差が緩和された。Fig.6 に各ケースの2Fの空調室と非空調室の1月4日から6日12時までの温度を示す。非空調室の温度が上昇したことで室間温度差が緩和され、居住性が向上したといえる。また、直接循環より天井裏循環の非空調室の温度が上がっており、空調室のオーバーヒートも抑制されていることから、天井裏循環は居住性を向上させるには有効なシステムであることが示された。

3. 天井裏循環における要因分析

3.1 計算条件

本提案システムにおいて、建物の断熱性能、蓄熱容量、空気循環量が非空調室と空調室の室間温度差および熱負荷に及ぼす影響について検討した。検討したパラメータを Table 2 に示す。建物の断熱性能として UA 値[W/m²・K]を省エネ基準：0.86、ZEH 基準：0.6、HEAT20G2^{注3)}：

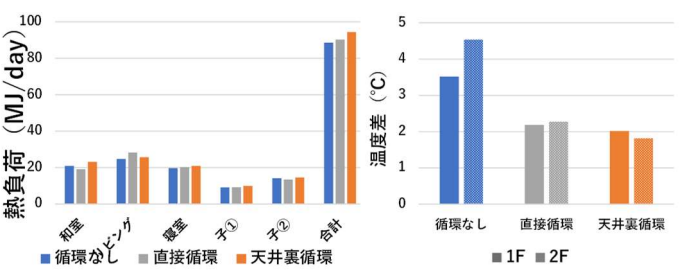


Fig.4 Heat load comparison

Fig.5 Temperature difference

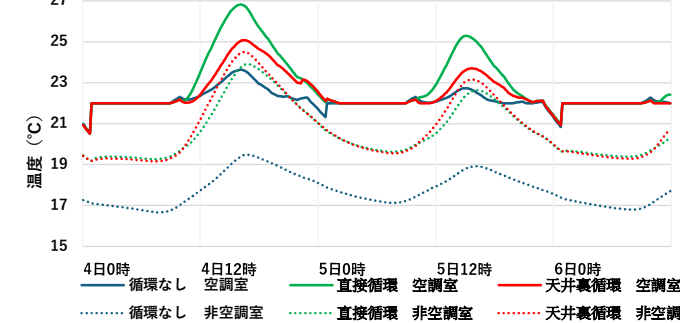


Fig.6 Temperature of the second floor

Table 2 Consideration parameters ※黄色セルは基準ケース

建物の断熱性能	天井裏の断熱性能	蓄熱容量	循環量
0.86 (W/m ² ・K) 省エネ基準	無断熱 床：断熱材なし 内壁：断熱材なし	1 倍 (3.27J/K)	循環小 200m ³ /h
0.6 (W/m ² ・K) ZEH基準	断熱中 床：断熱材なし 内壁：断熱材あり	3 倍 (9.81J/K)	循環中 400m ³ /h
0.46 (W/m ² ・K) HEAT20 G2	断熱強 床：断熱材あり 内壁：断熱材あり	7 倍 (22.9J/K)	循環大 800m ³ /h
		10 倍 (32.71J/K)	

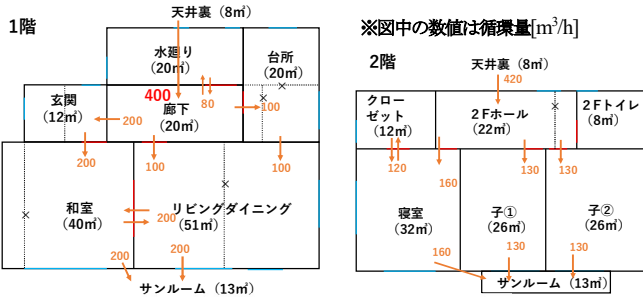


Fig.7 Circulation route

0.46 とし、集熱した熱の蓄熱性能を確認するために天井裏の断熱性能を、無断熱^{注4)}（天井裏の床と内壁の断熱なし）、断熱中（床は無断熱とし内壁に断熱材を設置）、断熱強（床と内壁共に断熱材を設置）とした。また、天井裏の蓄熱容量は、これまで検討していた蓄熱材（容積比熱[J/(kg・K)]：1170）を基準として、その蓄熱容量に対して3倍、7倍、10倍とした。空気循環量は、天井裏から1F非空調室に循環する流量を基準として、その量が400m³/hを循環中（基準ケース）、循環量を半分にした200m³/hの循環小、循環量を2倍にした800m³/hの循環大の3つのケースについて検討した。各条件、すべてを組み合わせた108ケースについて解析した。

3.2 各パラメータでの分析

Fig.8 に、建物の断熱性能毎における天井裏の断熱性能（左図）、蓄熱容量（中図）、循環量（右図）別の1日あた

りの熱負荷と非空調室の PMV の平均値を示す。また、**Fig.11** に、天井裏の断熱性能、蓄熱容量、循環量が基準ケースにおける断熱性能毎の 1 日あたりの熱負荷と非空調室の PMV の平均値を示す。さらに、**Table 3** に天井裏断熱、蓄熱容量、循環量それぞれの基準ケース (**Table 2** 黄色セル) の熱負荷、PMV を 100%とした時の断熱性能ごとの増減率を示す。建物の断熱性能が向上することで熱負荷が削減され、PMV も快適側になることがわかる。建物の断熱性能が向上することで壁からの熱損失が抑制され、熱負荷の削減、非空調室の PMV 向上に寄与したと考えられる。

Fig.9 に U_A 値 : 0.46、天井裏断熱中、蓄熱容量 10 倍で循環量が異なるケースの 1 月 4 日から 6 日 6 時までの 2F 非空調室の温度を示す。空気循環量が多くなることにより、熱負荷は増加するが、非空調室の PMV は快適側となった。これは空調室の空気を多く非空調室に送れたことで温度が上昇し PMV が向上したが、非空調室の低温度の空気も同時に空調室に送り込まれるため、処理しなければならない熱負荷が増加したためだと考えられる。また、断熱性能が向上することで、循環量が熱負荷に及ぼす影響は小さくなる。また、天井裏の蓄熱容量が大きくなることで熱負荷は削減され、PMV は快適側になることがわかる。昼間サンルームで集熱した熱を蓄熱材に蓄熱をして有効に使えていると考えられる。

Fig.10 に U_A 値 : 0.46、天井裏断熱中、循環量中で蓄熱容量が異なるケースの 1 月 4 日から 6 日 6 時までの 2F 非空調室の温度を示す。蓄熱容量が 1 倍と 3 倍では熱負荷も PMV も同程度となった。これは、1 倍のケースでは蓄熱容量が小さいため、昼間に天井裏の温度が上昇する。そのため、3 倍のケースよりも非空調室の温度が上昇したため、1 倍ケースは 3 倍ケースより PMV がわずかに快適側に推移することが要因であると考えられる。また、断熱性能が向上することで、蓄熱容量が熱負荷と PMV に及ぼす影響が大きくなる。また、天井裏の断熱性能は熱負荷も PMV にも影響が少ないことを確認した。

3.3 重回帰分析の結果

Table 4 と **Table 5** に、熱負荷および PMV の重回帰分析の結果を示す。重相関係数が高いこと、補正 $R^2=0.7$ 以上であること、有意確率 $F=0.05$ 未満であることから重回帰

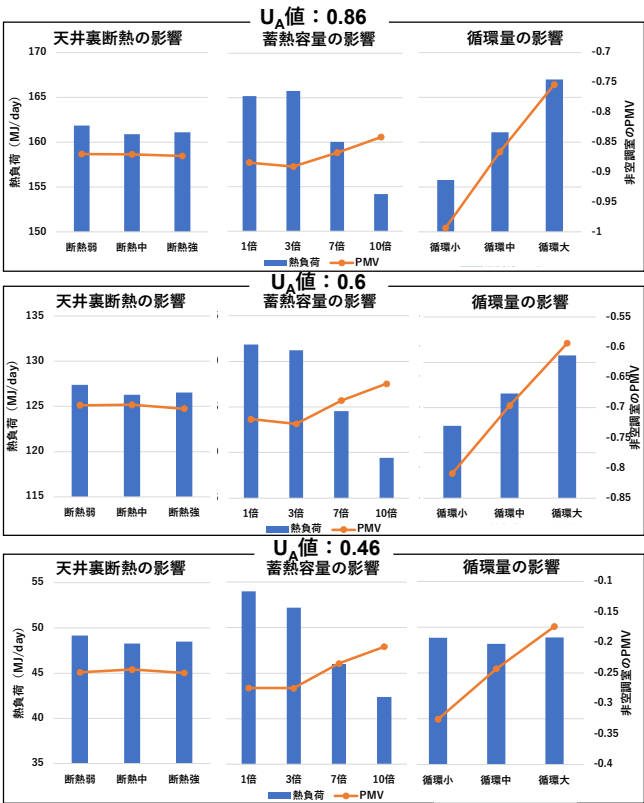


Fig.8 The influence of each factor

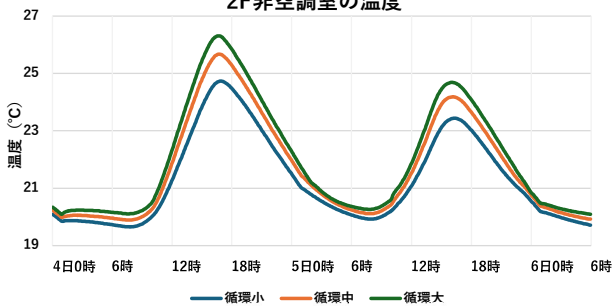


Fig.9 Temperature of the unconditioned room on the second floor

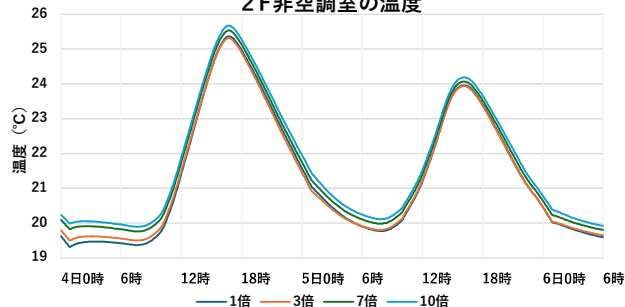


Fig.10 Temperature of the unconditioned room on the second floor

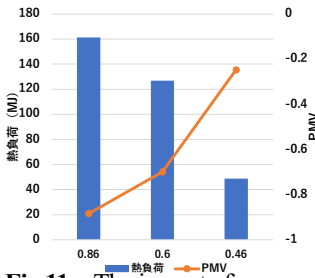


Fig.11 The impact of insulation performance

Table 3 The rate of increase or decrease for each factor

	U_A 値	天井裏断熱			蓄熱容量				循環量		
		無断熱	断熱中	断熱強	1倍	3倍	7倍	10倍	循環小	循環中	循環大
熱負荷	0.86	100.60	100	100.14	100	100.35	96.88	93.35	96.68	100	103.64
	0.6	100.85	100	100.19	100	99.49	94.43	90.54	97.18	100	103.33
	0.46	101.79	100	100.41	100	96.65	85.23	78.47	101.40	100	101.44
PMV	0.86	99.92	100	100.28	100	100.72	98.10	95.15	114.69	100	86.96
	0.6	100.09	100	100.92	100	101.06	95.71	91.89	116.16	100	85.19
	0.46	101.95	100	102.36	100	100.04	85.27	75.21	134.10	100	71.56

分析の結果は信頼性を有していると言える。寄与率から、熱負荷（85.1%）とPMV（69.9%）に与える影響は建物の断熱性能の影響が大きい。熱負荷はUA 値 0.86 の場合は蓄熱容量と循環量の影響度は共に 48%程と同程度であるが、断熱性能が向上すると蓄熱容量の影響度が93%まで上昇した。PMVはUA 値 0.86 の場合、循環量の影響度が81%となるが断熱性能が向上すると蓄熱容量の影響度が

17%から38%になることから、熱負荷、PMV共に断熱性能が向上した場合に蓄熱容量の影響が大きくなることがわかった。**Fig.12**は空調室の温度が22℃のときの空調室と非空調室の温度差の分布を示している。基準ケース（UA 値 0.86、天井裏断熱中、蓄熱容量1倍、循環中）、基準ケースから蓄熱容量を10倍にしたケース、基準ケースから断熱性能をUA 値：0.46にしたケースの3つを比較した。基準ケースでは1階2階ともに温度差は2℃から5℃が大部分を占めている。10倍のケースも同様であるが、基準ケースと比べて2階の4℃から5℃の割合が少なくなっている。蓄熱材の蓄熱効果が現れていると考えられる。基準ケース、10倍のケースは3℃以上の時間が10時間以上存在するのに対して、UA 値：0.46のケースは温度差が3℃以上になる時間がほとんど見られなかった。また、基準ケースに比べて空調時間が1階は8時間、2階は5時間短縮されており、断熱性能は温度差の緩和だけでなく熱負荷削減に効果があることがここでも示された。

4. まとめ

本研究では、天井裏空気循環システムの熱負荷および非空調室のPMVに及ぼす要因について分析した。その結果、①循環をしないケースに比べて天井裏循環を行うことで室温温度差は緩和され居住性が向上すること、②建物の断熱性能は熱負荷と非空調室のPMVにおいて影響度が大きくなること、③蓄熱空間である天井裏は天井の断熱の効果は見られなかったが、建物の断熱性能が向上するにつれ、蓄熱容量は熱負荷、非空調室のPMV共に影響度が大きくなること、④重回帰分析において、循環量は熱負荷に対する影響度は小さく、非空調室のPMVに関しても影響度の割合は少なくなるものの、実際の数値としては、循環量を増やすことで非空調室の室温は上昇し、快適性は向上したことなどを明らかにした。

Table 4 Multiple regression analysis of heat load based on insulation performance

断熱性能	係数	切片	建物の断熱性能	天井裏の断熱性能	蓄熱容量	循環量	回帰係数	有意確率
全ケース	偏回帰係数	-53.333	262.841	-0.376	-0.414	0.010	重相関係数	0.924
	標準化偏回帰係数	-1.118	0.917	-0.006	-0.100	0.054	決定係数 R ²	0.855
	寄与率(%)	—	85.1	0.6	9.2	5.0	補正 R ²	0.849
0.86	偏回帰係数	159.926	—	-0.373	-0.392	0.018	重相関係数	0.972
	標準化偏回帰係数	3.353	—	-0.006	-0.094	0.095	決定係数 R ²	0.945
	寄与率(%)	—	—	3.3	48.1	48.6	補正 R ²	0.939
0.6	偏回帰係数	128.885	—	-0.421	-0.443	0.013	重相関係数	0.986
	標準化偏回帰係数	2.702	—	-0.007	-0.106	0.066	決定係数 R ²	0.972
	寄与率(%)	—	—	4.0	59.1	36.8	補正 R ²	0.970
0.46	偏回帰係数	128.885	—	-0.421	-0.443	0.013	重相関係数	0.993
	標準化偏回帰係数	1.171	—	-0.006	-0.098	0.001	決定係数 R ²	0.986
	寄与率(%)	—	—	5.4	93.2	1.4	補正 R ²	0.984

Table 5 Multiple regression analysis of PMV based on insulation

断熱性能	係数	切片	建物の断熱性能	天井裏の断熱性能	蓄熱容量	循環量	回帰係数	有意確率
全ケース	偏回帰係数	-53.333	262.841	-0.376	-0.414	0.010	重相関係数	0.921
	標準化偏回帰係数	0.540	-0.872	-0.005	0.086	0.284	決定係数 R ²	0.848
	寄与率(%)	—	69.9	0.4	6.9	22.8	補正 R ²	0.843
0.86	偏回帰係数	159.926	—	-0.373	-0.392	0.018	重相関係数	0.972
	標準化偏回帰係数	-3.843	—	-0.004	0.069	0.331	決定係数 R ²	0.945
	寄与率(%)	—	—	1.1	17.0	81.9	補正 R ²	0.940
0.6	偏回帰係数	128.885	—	-0.421	-0.443	0.013	重相関係数	0.971
	標準化偏回帰係数	-3.168	—	-0.008	0.089	0.306	決定係数 R ²	0.943
	寄与率(%)	—	—	2.1	22.0	75.9	補正 R ²	0.937
0.46	偏回帰係数	55.845	—	-0.334	-0.408	0.000	重相関係数	0.970
	標準化偏回帰係数	-1.424	—	-0.001	0.100	0.214	決定係数 R ²	0.941
	寄与率(%)	—	—	0.5	31.8	67.8	補正 R ²	0.936

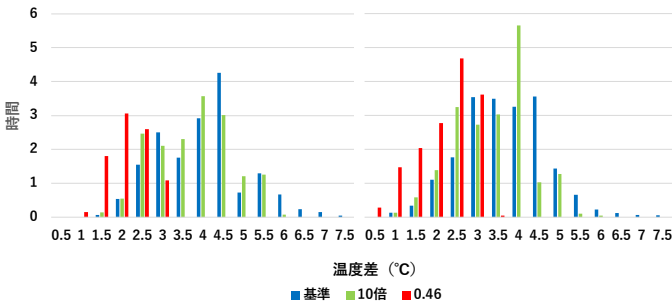


Fig.12 Distribution of temperature differences between the 1st and 2nd floors over a day

注釈
注1) 数値シミュレーションソフトは国土交通省認定ソフトである THERB for HAM^{文5)}を使用した。
注2) 本建物は木造であるが、蓄熱材は既往研究 (S 造) で使用した ALC (比熱:1170 J/kg・K、比重:367 kg/m³) を仮想的に用いた。
注3) 一般社団法人 20 年先を見据えた日本の高断熱住宅研究会： <http://www.heat20.jp/> (2025 年 2 月 14 日閲覧)
注4) 断熱材なし：合板 1mm、石膏ボード 12mm (熱貫流率：2.96 W/m²・K)、断熱材あり：合板 12mm、断熱材 25mm、石膏ボード 12mm (熱貫流率：1.12 W/m²・K)

参考文献
文1) 国土交通省：住宅の温熱環境と健康の関連 001323205.pdf
文2) 李明香：住宅の天井裏空間を利用した空気循環システムの提案 (その1) 数値シミュレーションによる室内環境改善およびエネルギー性能の検証、日本建築学会大会 学術講演梗概集 環境工学、pp 799～800 2021 年 7 月
文3) 松本涼：天井裏空間への自然エネルギー蓄熱を利用した全館空気循環システムの提案 (第1報) サンプルームのガラス仕様による集熱効率および循環制御の検討 空気調和・衛生法学会大会 学術講演梗概集 環境工学、2024 年 9 月
文4) 国土交通省国土技術政策総合研究所と国立研究開発法人建築研究所による自立循環型住宅開発プロジェクト
文5) 尾崎明仁ほか：Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Simulation in Buildings, P03 (24 Pages), 2006

太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果 —蓄電・蓄熱設備の持つ余剰再エネ吸収効果—

The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity in the City by Photovoltaic Power Generation and Equipment on the Demand Side The Surplus Renewable Energy Absorption Effect of Energy Storage Systems

学生会員 ○西澤 尚哉（大阪公立大学） 正会員 西岡 真稔（大阪公立大学）

正会員 鍋島 美奈子（大阪公立大学）

Naoya NISHIZAWA*1 Masatoshi NISHIOKA*1 Minako NABESHIMA*1

*1 Osaka Metropolitan University

Synopsis: With the spread of PV systems, absorbing surplus renewable energy has become a challenge. This study examines the effectiveness of various energy storage systems using a supply-demand model in Shikaoui-cho, Hokkaido. If PV generation matches urban demand and all energy needs are met by electricity, thermal storage systems like water tanks and ATES (which allows large-scale heat storage) are unsuitable due to the low share of heating and cooling demand. Instead, battery storage is a more effective option for absorbing surplus energy.

1. 研究背景・目的

日本が脱炭素社会を目指す中で、太陽光発電（以下、PV）の導入が進んでいるが、供給量が需要量を上回り、電力を消費できないあるいは蓄電できない状況下において、太陽光発電所の出力抑制が行われている。今後、PVの普及が広がるに伴って余剰再エネの発生は増大すると考えられ、余剰再エネの吸収は出力抑制を減らし、PVを最大限活用することに寄与し得る。そのため各蓄電・蓄熱設備（以下、蓄エネ設備）の余剰再エネ吸収効果を明らかにしておくことは重要である。

既往研究¹⁾において、北海道鹿追町を対象に年間の都市内需要と年間の再生可能エネルギー供給量（PV発電とバイオマス発電）が同量の場合におけるエネルギー需給モデルにより、再エネ電力のうち都市内で消費された割合（以下、「自家消費率」と称する）を検討している。しかし、各蓄電・蓄熱設備（バイオマスプラント、電気自動車、水蓄熱槽、蓄熱給湯機）、それぞれを同時に導入し、全体の導入率を変化させて検討しているため、各蓄電・蓄熱設備が、余剰再エネの吸収効果の向上にどのくらい寄与しているかという点が明らかではない。

そこで本研究では、北海道鹿追町を対象地として、4つの蓄エネ設備を導入した場合における余剰再エネ吸収効果を、業務部門に関して自家消費率を指標として比較検討することを目的にシミュレーションを行った。

2. エネルギー需給モデル

2.1 検討対象地

北海道鹿追町は、人口5000人程度、2390世帯、公共業務施設230程の小都市である。酪農などの農業を主な産業としており、近年は家畜糞尿を用いたバイオマス発電（以下、BP）によって電力や熱、水素を製造する取り組みが行われている。エネルギー需要の規模が比較的小さく、バイオガスの資源となる家畜糞尿が豊富であるため、エネルギー的自立の可能性が高い。

2.2 エネルギー需給モデルの概要

エネルギーの供給源には外部電力とPV（場合によりBPも加わる）を想定し、熱需要はヒートポンプを用いて電力によりまかなう。都市内需要は建物のみを対象とし、電力・冷房・暖房・給湯の4つの需要とする（ただし、今回は業務施設を対象とするため、給湯需要は電力需要に含めて除く）。蓄電・蓄熱設備を導入し、都市内の設備で電力需給バランスのつり合いが取れない場合には都市外と電力のやり取りを行う。Fig. 1にエネルギーフロー図を示すが、導入する蓄電・蓄熱設備に応じて部分的に異なる点を留意しておく。また、シミュレーションは1時間ごとに1年間（8760時間）行い、今回は冷房需要が発生する4月はじまりとした。

2.3 都市内エネルギー需要量

既往研究¹⁾では、文献²⁾に取りまとめられているエネルギー源別の年間エネルギー消費量の実績値から、年間

需要量を作成し、文献³⁾の需要用途別の月別負荷比率、時刻別比率を用いて時刻別の需要量を作成している。しかし、空調熱需要と給湯熱需要は、電力以外のガス等から供給とみなしている等の課題がある。

そこで本研究では、文献⁴⁾や文献⁵⁾等を参考に、需要用途別の時刻別単位延床面積あたりのエネルギー需要量（以下、原単位）を推計し、延床面積は文献²⁾のエネルギー消費量を原単位で除することで、簡易的に推計した。尚、冷房需要・暖房需要、共に COP3.5 の空調機ヒートポンプによりまかなうと仮定した。

Table1 に、推計した年間のエネルギー需要量を示す。また、Table2 に推計した年間負荷原単位と、文献⁵⁾記載の事務所ビルの年間負荷原単位（東京を検討条件の地域として考えられたもの）を示す。鹿追町は東京に比べて寒冷地であるため、冷房負荷が小さく、暖房負荷が大きいという結果が表れている。

2.4 都市内エネルギー供給量

PV の普及が十分に進んだと仮定し、都市のエネルギーの自立を想定して、年間 PV 発電量は年間都市内需要量と同量に設定した。尚、時刻別値は、標準年拡張アメダス気象データ 2010 年版の日射データを用いて、発電量が日射量に比例するように年間値を分解して推計した。その際、鹿追町は冬季に積雪が見込まれることを考慮して、傾斜角 50 度のものを採用した。

2.5 蓄電・蓄熱設備

導入する蓄エネ設備は、蓄電池（EV）, 水蓄熱槽に加えて、後述する等価的蓄電運用 BP と余剰再エネ吸収運転 ATEs とした。

等価的蓄電運用 BP とは、供給側にバイオマス発電を加え、バイオマス発電量を PV 発電量の増減に伴って出力変動させると共に、バイオガス発酵槽を恒温に保つため等のプラント内需要を PV とバイオマス発電の双方で担うことで、供給側からみてあたかも蓄電池のようなはたらきをさせる運用方法のことである。

余剰再エネ吸収運転 ATEs とは、中間期から冷房(暖房)期間にかけて、余剰再エネを冷凍機（ヒートポンプ）により冷熱（温熱）に変換して帯水層に蓄熱し、再エネ不足時に採熱するという運転方法のことである。

既往研究¹⁾を参考に、導入した蓄電池（EV）の性能を table3 に、水蓄熱槽の性能を table4 に、BP 等価的蓄電運用に関する数値を table5 に示す。また、余剰吸収運転 ATEs は水蓄熱槽に準じてヒートポンプは 3.5 として table6 に示すように設定した。

尚、既往研究¹⁾では、一度水蓄熱槽に蓄熱した熱量は、いつでも取り出せるという設定になっているため、長期

間の蓄熱も可能である。しかし、文献⁶⁾によると、水蓄熱システムは従来、夜間電力の活用や契約電力低減を目的に導入されてきたと述べられており、長期間の蓄熱は想定されていないと考えられる。また、電源構成の変化でコスト削減効果が低下している一方で、再エネの普及により供給の変動が増し、電力調整力の重要性が高まっているため、水蓄熱システムは効率的な調整手段として期待されていることも述べられている。本研究では、余剰再エネの吸収による需給バランス調整機能としての機能に着目するが、ATES に対して長期間での蓄熱は想定されていないと考えられるため、24 時間以内に蓄熱した総量以下でしか蓄熱できないという制限を設けた。

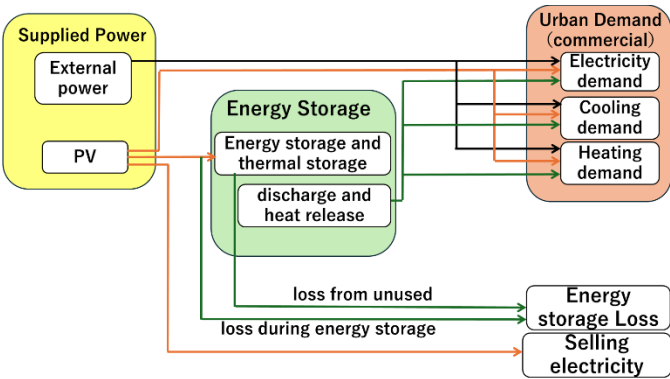


Fig.1 Energy flow diagram

Table 1 Annual energy demand of Shikaoi-cho

	Electricity	Cooling	Heating	Sum
MWh/year	13535	894	1011	15440

注) 冷房需要・暖房需要は COP3.5 とした電力換算値

Table 2 Comparison of the specific energy consumption of Shikaoi-cho and the general specific energy consumption

	This study (Shikaoi-cho)	Reference ⁵⁾	Unit
Electricity	144	115	kWh/m ²
Cooling	130	295	MJ/m ²
Heating	135	56	MJ/m ²

Table 3 EV equipment performance

	commercial sector	Unit
storage capacity per device	37.6	[kWh/台]
EV charging efficiency	0.88	[-]
Rated output	18.8	[kWh/h]
Number of vehicles owned	1695	[台]
Energy storage capacity	64	[MWh]

3. 計算手法

エネルギー需給バランスの最適化は、Python モジュールの PULP を用いて線形最適化問題を解くことにより、時刻別に 1 年間（8760 時間）行った。尚、自家消費率は以下の式のように表すこととし、自家消費率を最大化させるように目的関数を設定した。

$$\frac{\sum_{i=1}^{8760} \text{PV 発電量} - \sum_{i=1}^{8760} \text{蓄エネ損失} - \sum_{i=1}^{8760} \text{蓄エネ未利用分} - \sum_{i=1}^{8760} \text{売電量}}{\sum_{i=1}^{8760} \text{PV 発電量}}$$

また、PV 供給の余剰電力とエネルギー需要の満たし方に、振り分けにおける優先順位を決めてプログラムコードを作成した。

供給側（太陽光発電）の優先順位は以下のとおりである。

- ① 都市内需要に対する即時供給
- ② BP プラントの内部需要への供給 ※BP 導入時
- ③ 蓄電池への供給 ※蓄電池導入時
- ④ 水蓄熱槽への供給 ※水蓄熱槽導入時
- ⑤ ATES への供給 ※ATES 導入時
- ⑥ 都市外部への売電

需要側（都市内需要）の優先順位は以下のとおりである。

- ① 太陽光発電からの即時供給
- ② 水蓄熱槽からの供給 ※水蓄熱槽導入時、冷暖房需要に対してのみ
- ③ ATES からの供給 ※ATES 導入時、冷暖房需要に対してのみ
- ④ 蓄電池からの供給 ※蓄電池導入時
- ⑤ BP からの供給 ※BP 導入時
- ⑥ 都市外部からの供給

4. 結果

Fig. 2～Fig. 4 に蓄電容量を変化させた場合の PV の使用先内訳と自家消費率を示す。容量に制限がなければ蓄電池は最大 92%まで自家消費率を向上でき、8%の損失は蓄電時の損失である。対して、水蓄熱槽（以下 HESA）と ATES は 52%までしか向上しない。これは、放熱量の上限（冷暖房需要量）により、未利用分が増大していくためである。都市内需要と同量の再エネが供給でき、かつ電力のみで需要を賄うことを想定した場合においては、全需要に占める冷暖房需要の割合が小さいために、容量に制限がない場合において、HESA や特に大容量蓄熱が可能な ATES の導入は適さないと考えられる。

次に、毎時バイオガス発生量を変化させた場合の PV の使用先内訳と自家消費率を Fig. 5 に、都市内需要の供給源内訳を Fig. 6 示す。BP は蓄電損失がなく、また、BP 発電により不足分を賄えるため、売電量の大きさの割に、外部電力量は小さくなる。

Table 4 Thermal storage capacity and performance of a water thermal storage tank

	commercial sector	Unit
storage capacity per device	335	[MJ/台]
number of public commercial facilities	230	[施設]
thermal storage capacity	77	[GJ]
(the power conversion value mentioned above)	6.11	[MWh]
Thermal storage efficiency	0.95	[-]
COP	3.5	[-]

Table 5 Values related to the equivalent battery storage operation BP

	commercial sector	Unit
Hourly biogas generation	250	[m³/h]
Thermal energy obtained from biogas	0.0055	[MWh/m³]
Generation efficiency	0.3	[-]
Hourly biogas generation (Conversion to power generation)	0.4125	[MWh/h]
Annual biogas generation (Conversion to power generation))	3614	[MWh/y]
Number of facilities	3	[-]
Rated output (per facility)	0.22	[MWh/h]
Gas holder capacity (per facility)	850	[m³]
hourly electricity plant demand (per facility)	0.0468	[MWh/h]
hourly plant heat demand (per facility)	0.05361	[MWh/h]

Table 6 Thermal storage capacity and performance of ATES

	commercial sector	Unit
thermal storage capacity	10000	[GJ]
(the power conversion value mentioned above)	794	[MWh]
Thermal storage efficiency	0.70	[-]
COP	3.5	[-]

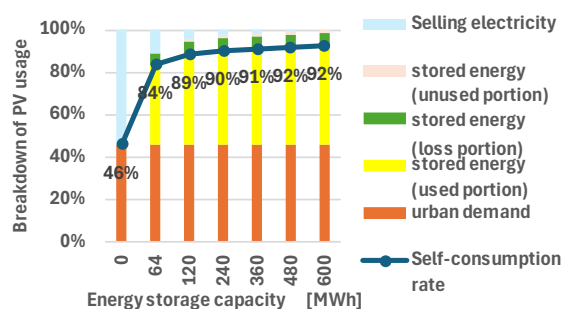


Fig.2 Breakdown of PV usage and Self-consumption rate (EV)

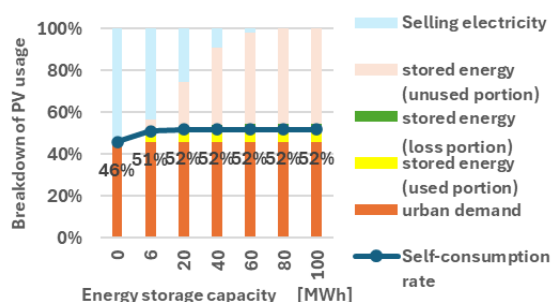


Fig.3 Breakdown of PV usage and Self-consumption rate (HESA)

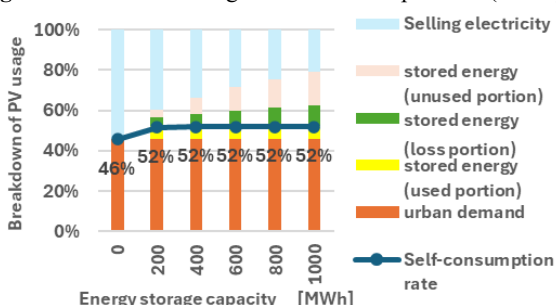


Fig.4 Breakdown of PV usage and Self-consumption rate (ATES)

最後に、Table3～Table6 記載の蓄電容量で比較検討した図をFig. 7 と Fig. 8 に示す。自家消費率が最も高いのはEV であり、次いで ATES, そして BP, HESA と続く。EV は売電量や外部電力量も最も少なく、エネルギー的自立、及び余剰再エネ吸収に最も貢献しているといえる。

次に、自家消費率が同程度の ATES, BP, HESA で比較する。ATES は、売電量は小さいが未利用分は多い。BP は、売電量は大きい但未利用分は0 となる。その結果自家消費率が同程度となっていることがわかった。また、外部電力はBP が最も少ない。これは、BP 自身の発電能力によりものであると考えられる。

5. まとめ

都市内需要と同量の PV が供給でき、かつ電力のみで需要を賄うことを想定した場合においては、全需要に占める冷暖房需要の割合が小さいため、余剰吸収という観点では水蓄熱槽や特に大容量蓄熱が可能な ATES の導入は適さず、蓄電池の導入が適することを示した。また、バイオマス資源が豊富にある場合、合わせて利用することで、余剰吸収、及び外部電力量の減少に貢献することを示した。

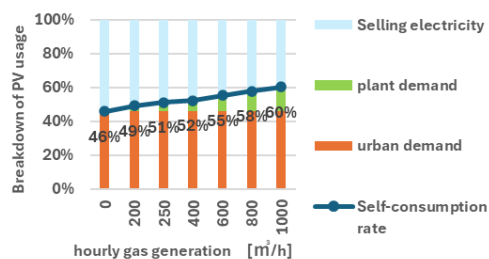


Fig.5 Breakdown of PV usage and Self-consumption rate (BP)

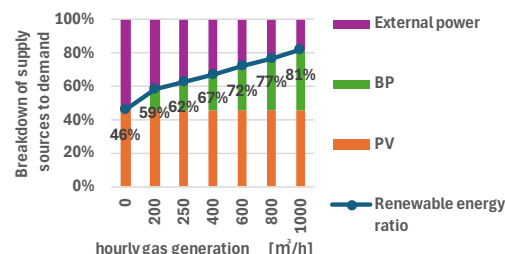


Fig.6 Breakdown of supply sources to demand (BP)

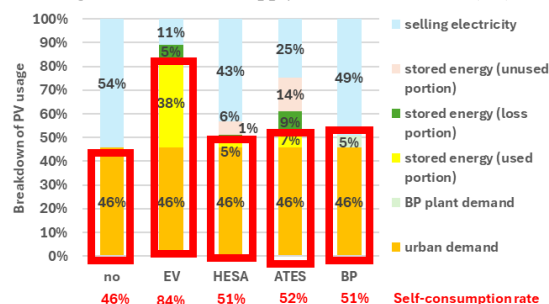


Fig.7 Breakdown of PV usage and Self-consumption rate

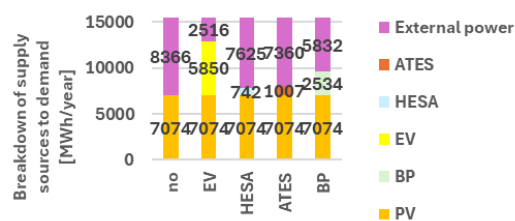


Fig.8 Breakdown of supply sources to demand

参考文献

- 1) 和田ら「太陽光発電電力と需要側設備による都市の電力需給整合効果-等価的蓄電機能を有するバイオマス発電システムによる電力需給整合効果-」空気調和・衛生工学会, 2024_近畿支部_春
- 2) 鹿追町「鹿追町地域新エネルギービジョン」, 2009
- 3) 公益社団法人空気調和・衛生工学会「都市ガスコージェネレーションシステム計画・設計と評価」, 1994
- 4) 田中ら「地域熱供給システムにおける外気温による影響を考慮した地域別負荷原単位整備」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2017. 9. 13～15 (高知), p109～112
- 5) 公益社団法人 空気調和衛生工学会「都市ガスコージェネレーションの計画・設計と運用」, 2015
- 6) 川田ら「水蓄熱システムのライフサイクルコスト評価に関する研究-大容量長時間蓄熱システムの建設費, 運用費の削減効果-」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, E 5656, 2023

暑熱環境下における駅前広場の熱快適性
Honeybee と EnergyPlus の統合利用による検討
**Assessing Thermal Comfort in Station Front Plazas in Hot Environments
through the Combined Application of Honeybee and EnergyPlus**

○李 星宇（大阪公立大学） 鍋島 美奈子（大阪市立大学） 西岡 真稔（大阪公立大学）

Xingyu LI*1 Minako NABESHIMA*1 Masatoshi NISHIOKA*1

*1 Osaka Metropolitan University

In this study, we analyzed heat mitigation in urban cool spots—such as those at station plazas and bus stops—by integrating simulation tools with models created using 3D modeling software. We refined the conventional workflow better to reflect the actual environments of these cool spots. By adjusting heat island countermeasures within the model, we examined the potential impacts of various improvements on the thermal comfort of the cool spots. Ultimately, our findings verified the effectiveness of these measures in enhancing the thermal environment.

1. はじめに

都市化の進展に伴い、都市ヒートアイランド現象は世界的な環境問題の一つとなっている¹⁾。都市ヒートアイランド現象とは、都市部の気温が周辺地域に比べて顕著に高い現象を指す。ヒートアイランド現象は猛暑日の頻度と強度を増加させるだけでなく、多くの負の影響ももたらす。温熱環境の悪化により住民は屋外活動を減らさざるを得なくなり、都市の経済活動や住民の生活の質に影響を及ぼします。さらに、高温による住民のエアコン使用の増加も都市全体の電力消費量の大幅な増加につながり、エネルギー消費と環境負荷はさらに悪化させている。

このような背景において、本研究はヒートアイランド対策の一つであるクールスポットの創設に焦点を当てている。クールスポットとは、暑熱環境対策が実施されている場所、河川や樹木の近くなど、周囲よりも涼しく感じられる場所を指す。公園など自然環境によるクールスポットもあれば、日射遮蔽装置、ミスト噴霧装置の設置による人工的なクールスポットもあるが、いずれにしても局所的な高温問題を緩和し、住民の快適性および健康水準を向上させることが期待される。

大阪府では熱中症を防ぎ、より涼しい屋外空間を創出するため、人が多く集まる駅前広場などにクールスポットの建設が進められている。しかし、現段階では「クールスポット」の性能評価は主に事業者による現地での測定に依存している。この方法は時間と労力を要するだけでなく、現場の条件や異なる計測日時などにより、実際の効果に差異が生じ、標準化した評価を実現することが困難である。したがって、本研究は Ladybug Tools および EnergyPlus などのシミュレーションツールを用いて、駅前

広場のクールスポットの熱快適性を評価することを目的とする。パラメータスタディを通じて、ヒートアイランド対策の効果を明らかにし、より効果の高いクールスポットのデザインを探索する。本研究で用いる手法と研究成果は、クールスポットの初期設計段階における効果予測と設計の最適化に寄与する。

2. 研究方法

都市計画や建築設計の現場において、マイクロ気候シミュレーション技術が広く応用され、都市の屋外熱快適性の最適化を支援する重要な手段となっている。これまで、都市の熱環境シミュレーションには、Envi-Met、RayMan、Solweig、CitysimPro などが用いられてきた。特に、Envi-Met は計算流体力学（CFD）モジュールを内蔵し、複雑な風場や熱伝達のシミュレーションに優れており、最も包括的なマイクロ気候シミュレーションソフトウェアとされている。しかし、独立したソフトウェアアーキテクチャやモデリング機能の制限、さらにはシミュレーション時間の長さから、初期設計段階での迅速なフィードバックには不向きである。

Ladybug Tools (LBT) は Rhinoceros (Rhino7) と Grasshopper に基づくオープンソースの環境シミュレーションプラグインで、建築や都市設計における環境性能分析に特化している。Rhino は建築、デザイン、工学分野で広く利用される強力な 3 次元モデリングソフトウェアであり、Grasshopper は Rhino 内で動作するビジュアルプログラミングプラットフォームで、ユーザーはコンポーネントをドラッグ&ドロップし、パラメータを接続することで複雑なアルゴリズムやモデルを作成できる。LBT は Grasshopper のプラグインとして、Grasshopper

のパラメトリックモデリング能力を最大限に活用し、環境シミュレーション機能を設計プロセスにシームレスに統合している。

本研究では Rhino7 と LBT1.8.0 を用いて、駅前クールスポットモデルを作成し、パラメータスタディを通じて暑熱環境に対する改善効果を評価する。その後、日射遮蔽装置、緑化プランターなどのヒートアイランド対策に対して、ケーススタディを行う。シミュレーションによって、異なる改善案の効果を比較する。

3. シミュレーションモデル

LBT は、CAD モデルと材料、幾何、環境パラメータを EnergyPlus、Radiance、および OpenFOAM といった複数のシミュレーションエンジンに接続するインターフェースとして機能する。EnergyPlus³⁾はエネルギー、Radiance は放射と採光、OpenFOAM は流体力学に関するシミュレーションに利用される。LBT のコアコンポーネントは Ladybug と Honeybee などに分かれており、それぞれ明確な役割を担いつつ相互補完的な機能を提供する。Ladybug は環境データの解析と可視化に特化し、気象データ、太陽経路解析、放射計算、さらには簡易な熱快適性評価を実施して、設計者に直感的な環境条件のフィードバックを与える。一方、Honeybee はより高度なシミュレーション機能を担当し、EnergyPlus や Radiance を統合してエネルギーモデリング、採光シミュレーション、詳細な熱快適性解析をサポートし、複雑な幾何モデリングやパラメトリック設計に対応する。

基本的なシミュレーションワークフローは、以下の 4 つのステップから構成される。

1. 環境条件の設定（主に気象データの設定）
2. 3Dモデリング（シミュレーション対象であるクールスポット、周辺の建物及び緑化プランター、並木の 3D モデルの作成）
3. 「HB Model」への変換（環境条件と 3D モデルを入力し、EnergyPlus が計算できるようにするため、HB Model に転換する必要がある）
4. シミュレーションの実行（EnergyPlus と Radiance を用いて計算を実施）

以上のワークフローに従って構成されたモデルでは LBT のコンポーネントのみ使用されたため、「スタンダードモデル」と称する。このモデルの利点として、既存のコンポーネントを通じて迅速なシミュレーションが可能な割に、クールスポットの暑熱環境における重要な影響要素である日射遮蔽装置に対する扱い方が妥当ではない。

「スタンダードモデル」によるシミュレーションでは、日射遮蔽装置から周辺の環境との長波放射のやり取りが一切考慮されていない。その原因は、「スタンダードモデル」では、日射遮蔽装置の表面温度は空気温度と等しく設

定されて、単純に日射を遮る効果を働いている。この扱いはクールスポットのような日射遮蔽装置がメインで構成された微小空間では、無視できない程のずれが生じてしまう可能性がある。

この点を改善するため、Nicholson らの研究²⁾では長波放射が日射遮蔽装置に効果に与える影響を組み込んだカスタマイズされた「SolAir モデル」を提案し、平均放射温度（MRT）の計算を改良した。制約と不十分な点が残っていた。「SolAir モデル」は単純な幾何形状を仮定しており、周囲の建物が長波放射に与える影響を考慮していないため、オープンスペースには適しているが、都市キャニオンなどの隣接する建物の影響を無視できない場合には適用できない。

そこで、より現実的にクールスポットの放射環境をシミュレーションするため、著者が「SolAir モデル」を改良し、「SolairL モデル」に拡張した。

Fig.1 に示したように、「SolairL モデル」は周辺の建物、素材の異なる地面の影響まで取り込んだ、より現実的なクールスポットの熱環境を再現できる。

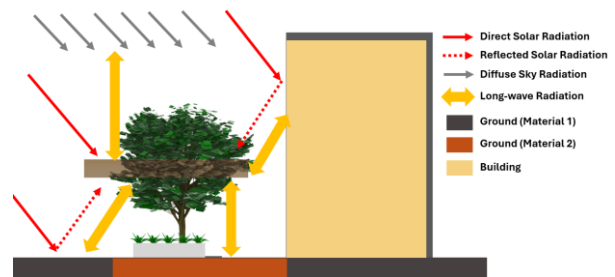


Fig.1 Handling of Solar Shading Devices in the SolairL Model

3. シミュレーション対象

まず日射遮蔽装置のみ施されたクールスポットの MRT 改善効果を評価し、クールスポットに何らかの改善策を実施した場合の改善効果に対する評価をおこなう。

シミュレーション対象は大阪府内に実在する駅前クールスポットである。2023 年に筆者らが実測調査を行った駅前のバス停であり、大規模なバスロータリーに面している。ロータリーの西側にミストスプレー、日除け屋根、緑化プランターが設置されたクールスポットである。また、複数のヒートアイランド対策が施されたため、典型的なクールスポットとして選定した。

現地で計測した乾球、グローブ温度と風速の結果で算出された MRT を用いて、シミュレーション結果との比較が可能である。

Fig.2 で示したクールスポットを対象に作成された 3D モデルは Fig.3 になる。図中の薄緑の部分モデル化された日射遮蔽装置である。実際の日射遮蔽装置はゆるやかなカーブの曲面であったが、簡略化し平面とした。

周辺建物はクールスポットに近接した建物のみを再現した。遠くの建物は対象クールスポットに日陰による短波放射の軽減や長波放射のやり取りの影響が極めて薄いため省略した。地面は Fig.3 に示したように二種類に分かれている。車道はアスファルト舗装の地面 (Fig.3 の灰色部分)、歩道はタイル舗装の地面 (Fig.3 の赤色部分) とする。ロータリー道路の形状は簡単のため、滑らかな曲線ではなく、矩形で表現している。

Fig.4 はシミュレーション結果としての評価点対策あり地点と対策なし地点を示している。この二か所の地上 1.5m に人体を代表する点を配置している。それぞれの点から算出された全方位の MRT の差が対策あり地点と対策なし地点の熱環境改善効果とする。MRT を算出際に使われた形態係数は LBT によって、対象点を中心の球体空間に向けてレイトレーシングを行って算出したものであるため、人体形状との相違性を考慮していない。

4. シミュレーション結果

4.1 「スタンダードモデル」によるシミュレーション

まず「スタンダードモデル」で日射遮蔽装置の効果をシミュレーションする。その結果 Fig.5 に示す。Fig.中の Case0 は建物、日射遮蔽のない空間モデルに対し、Case1 は建物、日射遮蔽装置ありの「スタンダードモデル」の結果で Case1,SA は「SolairL モデル」の結果を示している。

Fig.5 より、Case0 は Case1 と比較して MRT が最大で約 25℃高くなっている。MRT に影響を与える最も重要な要因の 1 つは、太陽からの短波放射(直達+散乱)である。Case0 は全く遮るものがなく、対策あり地点でも直射日射や天空日射、反射日射の影響を直接受けるため、MRT のレベルは大幅に上昇している。

次は「スタンダードモデル」と「SolairL モデル」の差に注目する。Case1,SA の MRT は「SolairL モデル」から算出された長波放射による平均放射温度と「スタンダードモデル」から算出された短波放射による平均放射温度の合計であるため、Case1 との差はすべて長波放射に起因している。Case1,SA の MRT は、全体的に Case1 より高く、Case1 との MRT 差は 5~10℃ 以上になる場合もある。「SolairL モデル」を用いた Case1,SA では遮蔽装置の表面温度とその下の人体への長波放射を考慮しているため、日射遮蔽装置が日射を吸収し表面温度が上昇し、その下の MRT も上昇することによってこの差が生じる。日射遮蔽装置は評価点の上方に位置し、人体に比較的近い場合が多く、その温度は天空温度より高いため、人体に相当な赤外線熱放射を与えている。その結果、MRT が顕著に上昇した。この高温表面による赤外線放射を無視すると、実際の屋外 MRT を過小評価する可能性があることから、本研究で提案する「SolairL モデル」の導入の意義がある。

4.2 「SolairL モデル」によるシミュレーション

次は「SolairL モデル」を利用し、現状のクールスポットの効果を改善するためのケーススタディに対しシミュレーションを行う。日射遮蔽装置に対するケーススタディの内容は Table1 と 2 に、結果は Fig.6,7 に示している。

日射遮蔽装置のサイズを拡大すると(長さ・幅を各+1m)、正午から午後にかけて最も効果が顕著である(12時 2.4℃の差が見られ、平均として MRT が 2.1℃低下)。これは日射遮蔽範囲が拡大したことで、直射および天空



Fig.2 Photograph of the Target Cool Spot

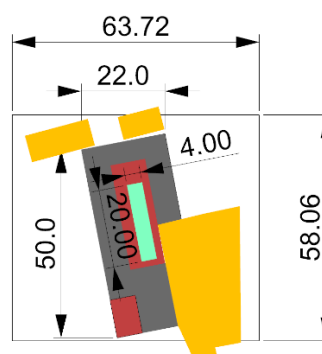


Fig.3 Model Dimensions (unit: [m])

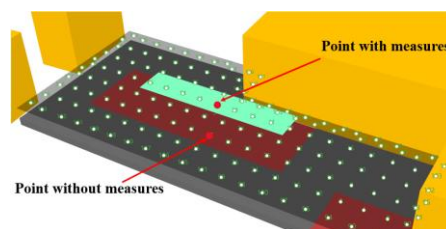


Fig.4 Measurement Point Locations

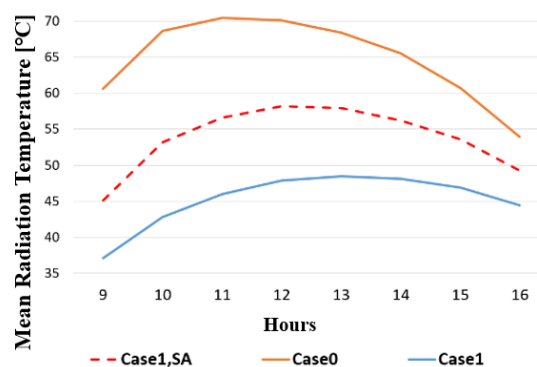


Fig.5 Difference in MRT Due to Various Solar Shading Device Models

がより多く遮られたためと判断できる。サイズ拡大は、正午および午後の中～高い太陽角度における放射削減に最も効果的であり、3つの変更の中で最も明確な効果があった。

屋根の高さを 0.5m 下げると短波遮断効果を持つ一方で、「小さな空間」による長波放射の増加が発生し、メリットとデメリットが共存する結果となって、MRT 改善効果は小さくなる（1℃弱の低下が見られる）。東側の長辺を軸に 7° 傾斜（西側に向けて回転）：全体的に見て、全時間帯に基準以下の結果を示しているが、MRT 改善幅は限定的である（平均 0.5℃低下）。

屋根の素材を変更することにより、日射反射率と吸収率が変化することの影響を考察する。

素材 1 が PVC 材料からできた日射遮蔽装置を想定している。その結果、MRT の最大値と平均値は 54.5℃、50.8℃。遮蔽性能は素材 2 より劣るが、素材 3 よりは優れており、MRT は中間的な値を示している。素材 2 は金属材料でその反射率が 0.75 と非常に高いため、短波放射の大部分が反射され、5%しか透過しない。吸収率も低めの 0.2 のため、材料表面の温度上昇が抑えられ、長波放射による再放射もわずかとどまる。MRT の最大値は 44.8℃、平均値は 42.2℃。効果が最も優れている。素材 3 は一般的なガラスを想定、透過率が 0.8 と非常に高いため、太陽短波放射の大部分が「ガラス」材料を直接透過し、測定点はほぼ直射状態にさらされている。その結果、MRT は最も高く結果を示している。最大値 72.6℃、平均値も 65.4℃ある。遮蔽材料としては不適切である。

樹木と緑化プランター追加のケーススタディに対してもシミュレーションを実行したが、MRT 低減効果が 2℃弱とその効果が極めて低い。原因としては配置された場所、寸法の問題がある。ただし、今回のモデルでは植物の蒸散作用が考慮されていないため、樹木と緑化プランターも一種の日射遮蔽装置と扱っていることで効果が限定的になったと考えられる。

5. まとめ

本研究はクールスポットの初期設定に向けての温熱環境改善効果を評価できるワークフローを完成した。スタンダードモデルによって日射遮蔽装置の効果を証明した上で、周辺の建物、異なる素材からできた地面から長波放射熱伝達も考慮できる SolairL モデルの検証をおこなった。さらに SolairL モデルを利用し、既存のクールスポットの効果を向上するためケーススタディを実施した。ケーススタディ対象は日射遮蔽装置の調整、樹木、緑化プランターの追加である。それぞれの改善ケースについて平均放射温度の平均値が 11.6℃、日射遮蔽装置の表面温度が 14.6℃の低下が確認できた。今後の課題として植物の蒸散作用による温度低下効果を考慮、人体のモデル化、モ

Table .1 Case Study Details

①	: Extend the solar shading device by 1 m in width and depth
②	: Lower the solar shading device by 0.5 m
③	: Tilt the solar shading device 7° toward the west

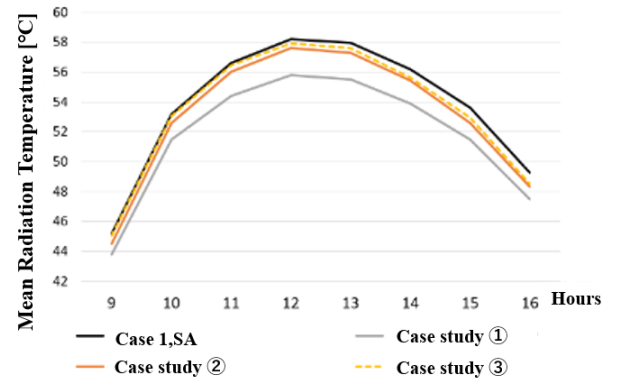


Fig.6 Difference in Mean Radiant Temperature by Shape

Table .2 Materials for the Solar Shading Device

Material	Reflectivity	Absorption	Transmission
1 : PVC	0.2	0.2	0.6
2 : Metal	0.75	0.05	0.2
3 : Glass	0.1	0.8	0.1

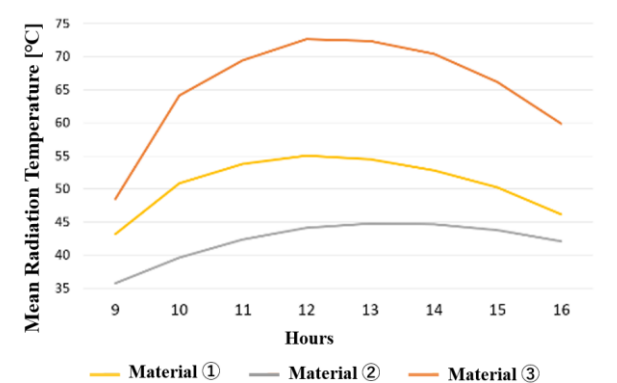


Fig.7 Difference in Mean Radiant Temperature by Material

デルの精度向上などの課題が挙げられる。応用面として、「SolairL モデル」で使われたコンポーネントをどのクールスポットにでも対応できるように改良する必要がある。

参考文献

1) Nie, J. D., Zhang, J. H., & Huang, B. (2021). A review of the human health consequences of urban heat island effect. *Ecol Sci*, 40(1), 200-208. Zhou, D., Zhao, S., Liu, S., Zhang, L., & Zhu, C. (2014). Surface urban heat island in China's 32 major cities: Spatial patterns and drivers. *Remote Sensing of Environment*, 152, 51–61. doi: 10.1016/j.rse.2014.05.017

2) Nicholson, Sinéad, et al. "Data driven design for urban street shading: Validation and application of ladybug tools as a design tool for outdoor thermal comfort." *Urban Climate* 56 (2024): 102041.

3) U.S. Department of Energy. (2024, March). *EnergyPlus Documentation*. EnergyPlus. Retrieved from <https://energyplus.net/documentation>

ゴマを用いた屋上緑化による室内熱環境への影響
Effect of Rooftop Greening using Sesame on Indoor Thermal Environment

○小柴 陸斗（大阪電気通信大学） 添田 晴生（大阪電気通信大学）

Rikuto KOSHIBA*1 Haruo SOEDA*1

*1 Osaka Electro-Communication University

The purpose of this research is to measure how the rooftop greening method of growing sesame in planters on the roof of a building affects the indoor thermal environment, and to clarify its effects. When the planter was placed on the rooftop, the maximum difference in rooftop surface temperature, ceiling heat flow, and ceiling temperature was greater than when there was no planter, indicating a heat shielding effect. However, no clear difference could be confirmed between the state where leaves grew thick and the state where they were not.

はじめに
近年、地球温暖化による高温化が進み、夏季の熱中症対策、遮熱対策がより重要になってきている。その中でも屋上緑化は、建物の遮熱対策の一つの手法である。
屋上緑化の研究例として使用される植物は、芝^[1]が一般的である。また食料植物としてサツマイモ^[2]、クズ^[3]などが使用されている研究例があるが、ゴマは使用されていない。

1. 研究目的
本研究では、ビル屋上においてゴマをプランター栽培することによる屋上緑化の手法がどのように室内熱環境に影響を及ぼすのか実測を行い、その効果を明らかにすることを目的とする。

た2階建ての飲食店（1F）の屋上と二階である。また、この建物の延べ床面積は約105.8㎡である。
プランターに鉢底石、たねまき培土の順にそれぞれ一袋ずつ投入する。屋上（桁行方向：約9600mm、梁間方向：約4500mm）にプランターをFig.1に示すように南側に配置した場合と北側に配置した場合での2階の室内熱環境への影響を調べた。
屋上では表面温度、外気温度、日射量、2階の北側と南側の部屋には、それぞれ室温、グローブ温度、天井表面温度と熱流を測定するためのセンサーを設置した。また、南側の和室のさらに南方向には、廊下を挟んで洋室が存在するが今回の実測では使用しないため、Fig.1の平面図では省略している。

3. ゴマを用いた屋上緑化による室内熱環境の実測
3.1 2024年9/11～9/18の実測（プランターなし）

屋上をプランターなしの状態にして、9/11の12:00～9/18の11:30までの実測をし、そこから得られたデータをグラフ化した。今回は9/14のみを取り上げ、Fig.3に屋上の南側と北側の表面温度と外気温度と日射量、Fig.4に2階の北側と南側の居室における天井熱流、Fig.5に2階の北側と南側の居室における室温と天井表面温度とグローブ温度の測定結果を示す。

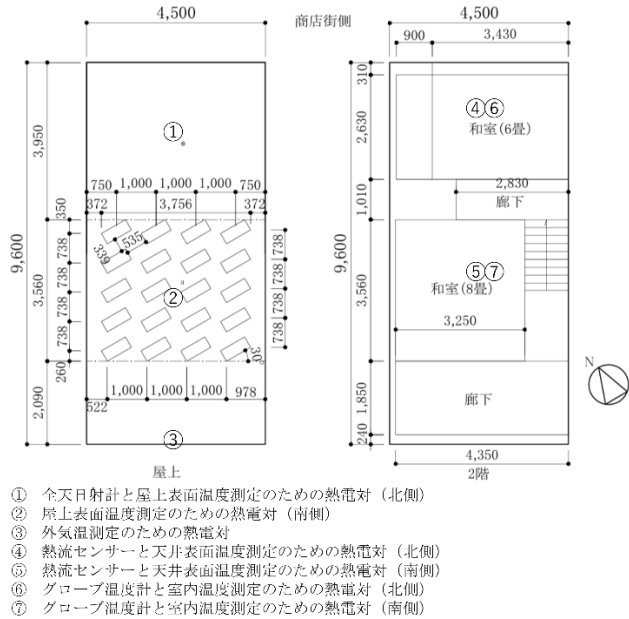


Fig.1 Floor plan of the rooftop and second floor

2. 実測概要

実測場所は、大阪府寝屋川市にあるゴマを料理に用い



Fig.2 Rooftop on 9/11 (without planters)

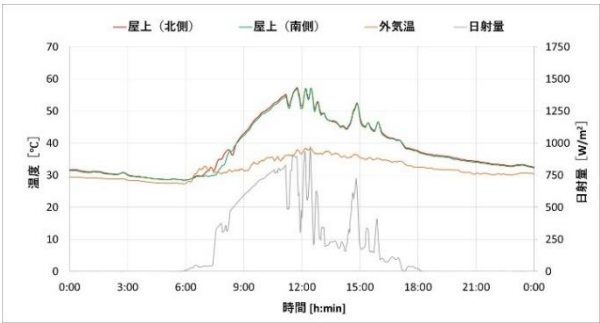


Fig.3 Measurement results of surface temperature, outdoor temperature, and solar radiation on the rooftop on 2024/9/14

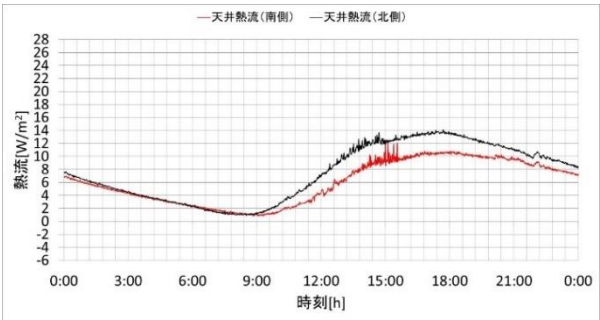


Fig.4 Measurement results of ceiling heat flow in room on the second floor on 2024/9/14

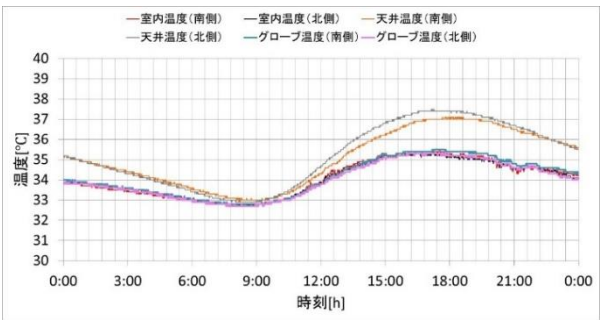


Fig.5 Measurement results of the indoor temperature, glove temperature, and ceiling surface temperature in the room on the second floor on 2024/9/14

Table.1 Maximum daily average difference in rooftop when there are no planters (north room - south room)

	屋上表面温度 [°C]	天井熱流 [W/m²]	天井表面温度 [°C]	室内温度 [°C]	グローブ温度 [°C]
日平均最大差	-0.2	2.4	0.2	-0.1	-0.2

※日平均最大差は各日毎の最大値を平均化し、北側の部屋の値から南側の部屋の値を引いた値。

Table. 1 は屋上にプランターがない時（9/11～9/18）の屋上表面温度と天井熱流、天井表面温度、室内温度、グローブ温度の北側の部屋と南側の部屋の日平均最大差を表にまとめたものである。

Table. 1 より、屋上表面温度は南側が北側より最大 0.2℃高いが、北側と南側でほとんど差がない。これは Fig. 3 から読み取れる。このことからプランターが屋上

にない場合、屋上の表面温度は一樣と言える。しかし、天井熱流は北側が南側よりも最大 2.4W/m²程高いことが Table. 1 や Fig. 4 からわかる。よって、プランターがない場合の天井熱流は基本的に北側が南側よりも高いことがわかった。また Table. 1 より、天井表面温度は北側が南側よりも最大 0.2℃程高く、室内温度は南側が北側よりも最大 0.1℃程、グローブ温度は南側が北側よりも最大 0.2℃程高いことがわかるが、北側と南側でほとんど差がない。これは Fig. 5 から読み取れる。

3. 2 2024 年 6/19～6/26 の実測（プランター、南側）

6/19 の 14：00～6/26 の 14:00 までの計測期間から得られたデータをグラフ化した。今回は 6/22 のみを取り上げ、Fig. 7 に屋上の南側と北側の表面温度と日射量、Fig. 8 に 2 階北側と南側居室における天井熱流、Fig. 9 に 2 階北側と南側居室における室温と天井表面温度の測定結果を示す。この計測期間、プランターは Fig. 6 のように南側に置いた。



Fig.6 Rooftop on 6/19 (planters on the south side)

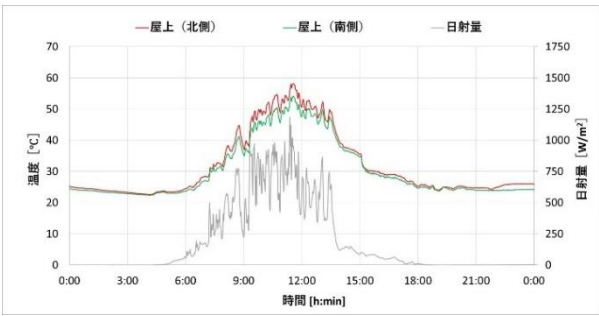


Fig.7 Results of surface temperature and solar radiation measurements on the rooftop on 2024/6/22

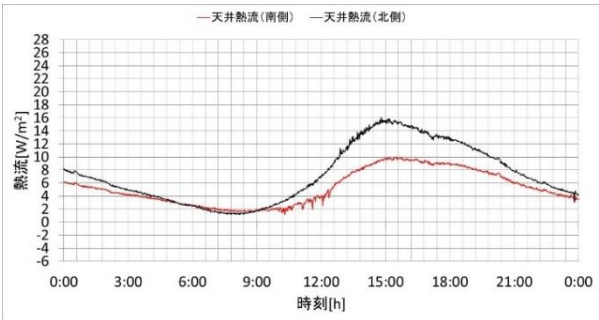


Fig.8 Measurement results of ceiling heat flow in room on the second floor on 2024/6/22

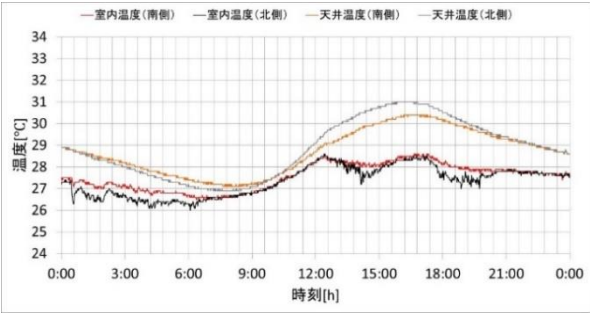


Fig.9 Measurement results of the indoor temperature and ceiling surface temperature of the room on the second floor on 2024/6/22

Table.2 Maximum daily average difference in rooftop when planters are located on the south side (north room - south room)

	屋上表面 温度 [°C]	天井熱流 [W/m ²]	天井表面 温度 [°C]	室内温度 [°C]
日平均 最大差	2.6	3.7	0.4	-0.1

Table. 2 は屋上の南側にプランターがある時（6/19～6/26）の屋上表面温度と天井熱流、天井表面温度、室内温度の北側の部屋と南側の部屋の日平均最大差を表にまとめたものである。

Table. 2 より、天井熱流は北側が南側よりも最大 3.7W/m²程高いことがわかった。これはFig. 8からも読み取れる。また、天井表面温度は北側が南側よりも最大 0.4℃程高いことがわかった。しかし、室内温度は北側と南側の部屋の間に間仕切り壁がないため、差が生じにくいことから、北側と南側でほとんど差は見られなかった。

3.3 2024 年/8/7 の屋上の様子

8/7 の屋上の様子を Fig. 10 に、赤外線カメラで 12：14 に撮影したものを Fig. 11 に示す。

Fig. 10 より、葉を付ける程成長したゴマが屋上の表面に影を作っていることがわかる。また Fig. 11 より、影がない屋上表面温度が 60℃以上であるのに対し、葉とプランターによってできた影の屋上表面温度が約 40℃程度であることが推測できる。



Fig.10 Rooftop on 8/7 (planters on the south side)

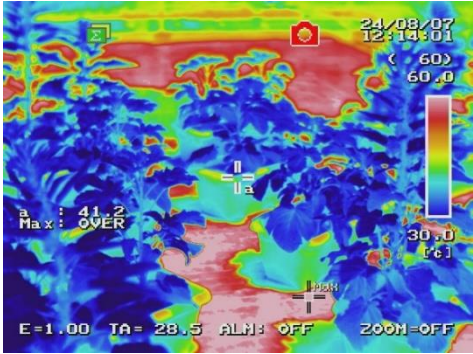


Fig.11 Rooftop image taken with an infrared camera on 2024/8/7（12：14）

3.4 2024 年 8/21～8/28 の実測(プランター、南側)

8/21 の 12：30 ～ 8/28 の 11:50 までの計測期間から得られたデータをグラフ化した。今回は 8/22 のみを取り上げ、Fig. 13 に屋上の南側と北側の表面温度と外気温と日射量、Fig. 14 に 2 階の北側と南側の居室における天井熱流、Fig. 15 に 2 階の北側と南側の居室における室温と天井表面温度とグローブ温度の測定結果を示す。また、この計測期間中のプランターはFig. 12 のように南側に置いた。

Fig. 10 と Fig. 12 の屋上の様子を比べると、高さがバラバラで成長が疎らである 8/7 に対し、8/21 はすべてのプランターから生えるゴマがしっかりと 1.4m 程まで成長し、高さが揃っていることがわかる。



Fig.12 Rooftop on 8/21 (planters on the south side)

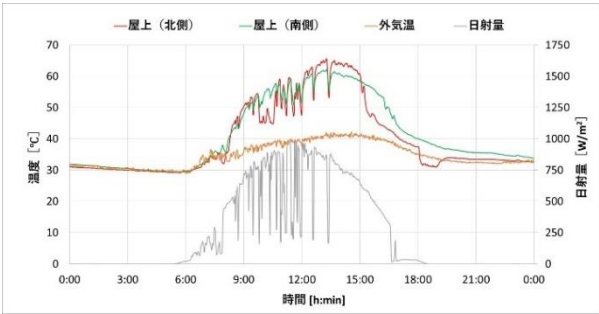


Fig.13 Measurement results of surface temperature, outdoor temperature, and solar radiation on the rooftop on 2024/8/22

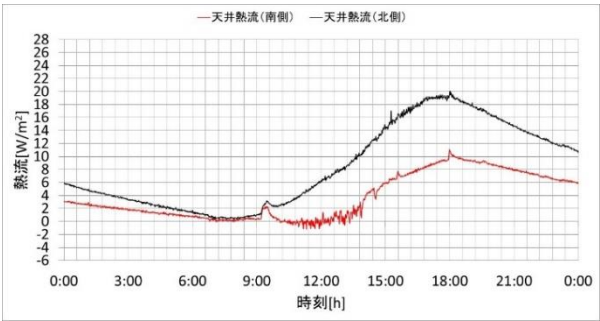


Fig.14 Measurement results of ceiling heat flow in room on the second floor on 2024/8/22

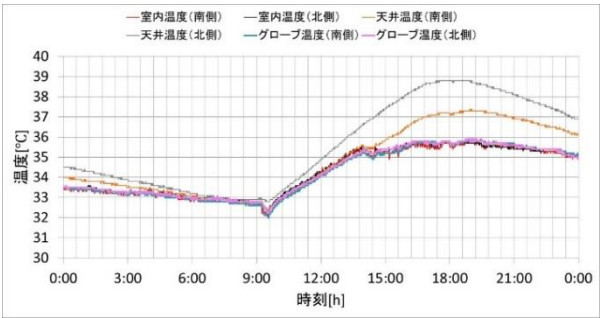


Fig.15 Measurement results of the indoor temperature, glove temperature, and ceiling surface temperature in the room on the second floor on 2024/8/22

Table.3 Maximum daily average difference in rooftop when planters are located on the south side (north room - south room)

	屋上表面温度 [°C]	天井熱流 [W/m ²]	天井表面温度 [°C]	室内温度 [°C]	グローブ温度 [°C]
日平均最大差	3.4	7.5	1.1	0.0	0.0

Table. 3 は屋上の南側にプランターがある時（8/21～8/28）の屋上表面温度と天井熱流、天井表面温度、室内温度、グローブ温度の北側の部屋と南側の部屋の日平均最大差を表にまとめたものである。

Table. 3 より、天井熱流は北側が南側よりも最大 7.5W/m²程高いことがわかった。また、天井表面温度は北側が南側よりも最大 1.1℃程高いことがわかった。しかし、室内温度とグローブ温度は北側と南側で差は見られなかった。

各計測期間の北側の部屋と南側の部屋の天井熱流の日平均最大差とその正味日平均最大差、日平均最高気温を Table. 4 にまとめた。ここで、正味日平均最大差とは、プランターを屋上に置かない場合（プランターなし）にそもそも南側よりも北側の方が天井熱流は大きく、プランターなしの場合の天井熱流の日平均最大差が 1.6W/m²（7/10～7/17）と 2.4W/m²（9/11～9/18）であり、その平均値 2.0W/m²を、プランターありの場合の値から差し引いた正味の最大差である。

ゴマの成長過程を見た時に、8/21～9/11 の頃は茎が成長して 1.4m ほどの高さになり、葉が生い茂っていたが、それ以前の未成熟な頃の天井熱流の正味日平均最大差を比較すると、あまり違いはなく、ゴマの茎葉による遮熱効果は確認できなかった。

Table.4 Ceiling heat flow, net daily average maximum difference, and daily average maximum temperature

	計測期間	天井熱流の日平均最大差 [W/m ²]	正味日平均最大差 [W/m ²]	日平均最高気温 [°C]
プランターあり（南側）	6/19～6/26	3.7	1.7	32.9
	6/26～7/3	3.0	1.0	
プランターあり（北側）	7/3～7/10	-2.4	4.4	39.0
プランターなし	7/10～7/17	1.6		34.8
プランターあり（南側）	7/17～7/24	7.6	5.6	40.5
	7/24～7/31	5.9	3.9	41.1
	7/31～8/7	5.0	3.0	41.5
	8/7～8/21	4.7	2.7	39.9
	8/21～8/28	7.5	5.5	41.2
プランターあり（北側）	9/4～9/11	-2.1	4.1	38.2
プランターなし	9/11～9/18	2.4		38.5

4. 結論

プランターを屋上に置いた時、屋上表面温度や天井熱流、天井温度がプランターなしの時よりも最大差が大きくなり、遮熱効果が認められた。しかし、ゴマが生い茂った状態とそうでない場合との明確な差は確認できなかった。

今後はプランターを用いた屋上緑化の効果を評価する手法について研究を行っていく予定である。

参考文献

[1] 唐沢明彦, 土田 保: 建築物の熱環境に及ぼす軽量ポーラスコンクリート屋上緑化システムの効果, 日本緑化工学会誌, 27 巻, 1 号, pp. 205-208, 2001

[2] 内田 泰, 平田孝治, 田中知恵, 飯盛和代, 福元裕二: 屋上緑化を取り入れた環境教育の新たな取り組みと教育効果, 永原学園佐賀短期大学紀要, No. 38, pp. 11-16, 2007

[3] 多田雄一, 田代崇郎, 坪井聡史: クズを利用した屋上緑化による熱環境改善効果について, 日本ヒートアイランド学会論文集, Vol. 8, 2013

住宅内吹抜け空間におけるシーリングファンの温熱空気環境への影響
CFD 解析によるシーリングファンの攪拌効果評価
Effects of Ceiling Fans on Thermal and Air Quality in a Residential Atrium Space
Examination of Ceiling Fans' Agitation Effectiveness by CFD Analysis

○武内 彰子（奈良女子大学） 吉田 伸治（奈良女子大学）
Akiko TAKEUCHI*1 Shinji YOSHIDA*1
*1 Nara Women's University

Atrium spaces are preferred by many occupants because of their openness, but they also have the problem about large vertical temperature gradients. The purpose of this study is to evaluate effects of combinations between air-conditioner and ceiling fans (CF) on both thermal environment and air quality in a residential atrium space. This paper shows the comparison of the measurement in a residential space and the result of CFD analysis under several positions for indoor thermal environment controlled by the air-conditioner and the CF in summer.

1. はじめに

吹抜け空間は、その開放感の大きさの観点から多くの居住者に好まれる一方、大きな上下温度分布が形成される課題を有する。住宅の場合、コスト・管理の制約から、1 台のエアコンのみに吹き抜け空間の制御を委ねる場合が多い。この場合、夏冬双方の季節で良好な環境調整を行うことは難しい。シーリングファン（以下 CF と表記）は、その攪拌効果による空調の設定温度の緩和や上下温度差の緩和が期待される。本研究では住宅吹抜け空間において、空調と CF の併用という既存の方法により空間の温度制御を行うことを目的とする。

既報¹⁾では夏期と冬期の実測結果を示した。夏期には CF の風量が少ないと空調位置より上部でのみ CF の攪拌効果が大きく現れる結果となった。これは空調からの冷

気が空間の下部に滞留し温度成層を形成したためと考えた。冬期は CF による攪拌効果が夏期と比べて長く残る傾向にあった。空調により供給される空気が密度の低い暖気であったため、CF の運転は、夏期においては、吹抜け空間の温熱快適性を向上させる一方、冬期においては、その様な傾向が得られなかった。

本報では夏期における CF 運転の違いによる風速分布変化を確認し、CF の攪拌効果の影響を検証・評価し、実測と解析での温度分布変化の結果を報告する。

2. CFD 解析概要

2.1 解析対象

図 1、2 に解析空間（図 1：X-Y 平面、図 2：Y-Z 平面）を示す。3765mm×7875mm×5299mm の実住宅の LDK の室空間を

表 1 解析条件

解析ソフト	Cradle STREAM
乱流モデル	標準k-εモデル
計算アルゴリズム	定常解析(SIMPLE)
解析領域(mm)	3765×7875×5299
要素分割	73×136×91

表 2 解析ケース

	空調風量[m³/h]	CF運転
Case1	200	弱
Case2		中
Case3		強

表 4 CF 運転条件

風向	下向き		
運転	弱	中	強
回転数[rpm]	65	100	143
風速[m/s]	0.53	1.27	1.92

表 3 部材の熱貫流率

部材	熱貫流率[W/m²・K]	部品
合板	1.67	外壁一部・内壁
モルタル	8.67	外壁
ロックウール断熱材	0.04	断熱
ガラス	46.67	窓

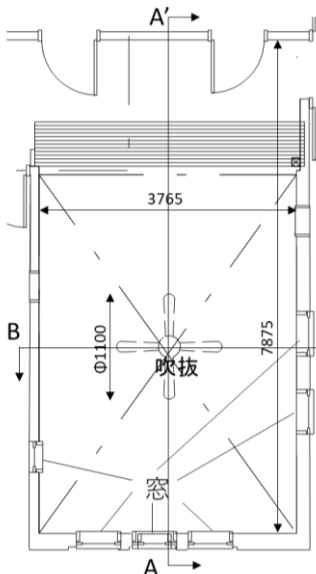


図 1 解析空間(X-Y 平面)

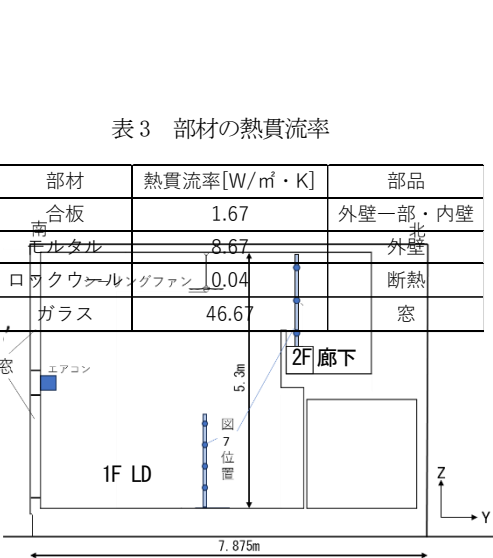


図 2 解析領域(Y-Z 平面)

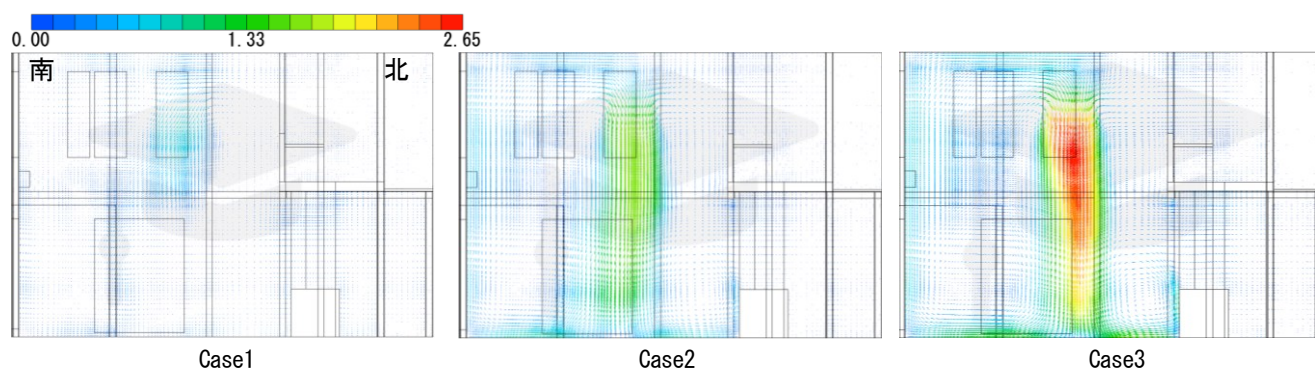


図3 風速ベクトルの鉛直断面内の分布

再現する。室の天井部にΦ1100のCFを1台設置する。吹き抜け南側壁面の2FFLの位置にエアコンを設けた。空間の南面に縦1600mm×横600mmの窓が3つ横並び2段、東面に窓1600mm×600mmの窓2つその下に縦2120mm×横1680mmの窓1つ、西面に430mm×1600mmの窓を設けた。空間のメッシュは73mm×136mm×91mm間隔とし、総メッシュは約90万メッシュとした。メッシュ分割は、各座標軸についての最小幅を示して、これを基準に等比分割した。

2.2 解析条件

表1に解析条件を示す。解析ケースを表2に示す。解析ソフトにはSTREAMを用いた。標準k-εモデルを用いて、流れ場・温度場の解析を行った。排気は900mm×200mmのエアコン上部の吸い込み口から行う。給気はエアコン吹き出し口(900×50mm)から行う。解析空間に外壁を部品面登録し、外部温度は32℃に設定した。解析空間内の雰囲気温度は27℃とした。空間の初期温度条件は30℃とした。表3に部品ごとの熱貫流率を示す。床は熱伝導係数23[W/m²・K]で外部温度27℃、天井面は熱伝導係数9[W/m²・K]で外部温度27℃を設定した。また空間上部に2F廊下が設けられている。その西側の端は吹き抜け空間より小さな空間となる階段室となるため、開口部を設定した。

次にエアコンの運転条件を示す。吹出風量は夏を200m³/h、冬を370m³/hとした。これは各期の実測数値に基づく。空調設定温度27℃として、吹出温度は17℃とした。空調角度は空調吹き出しから真下を0°とすると夏期約70°である。CFは図2に示す羽根径Φ1100で床上高さ4317mmに位置している。CFの運転条件を表4に示す。本解析では、検討の第一段階として、CFの羽根車付近の風速を鉛直下向きの一様流を固定値で与えることでモデル化を試みた。風速はCFの設定に合わせ、下向きに弱運転0.533[m/s]、中運転1.266[m/s]、強運転1.916[m/s]とした。

3. 解析結果

3.1 流速ベクトル分布

図3にA-A'断面のベクトル分布を示す。Case1ではCF

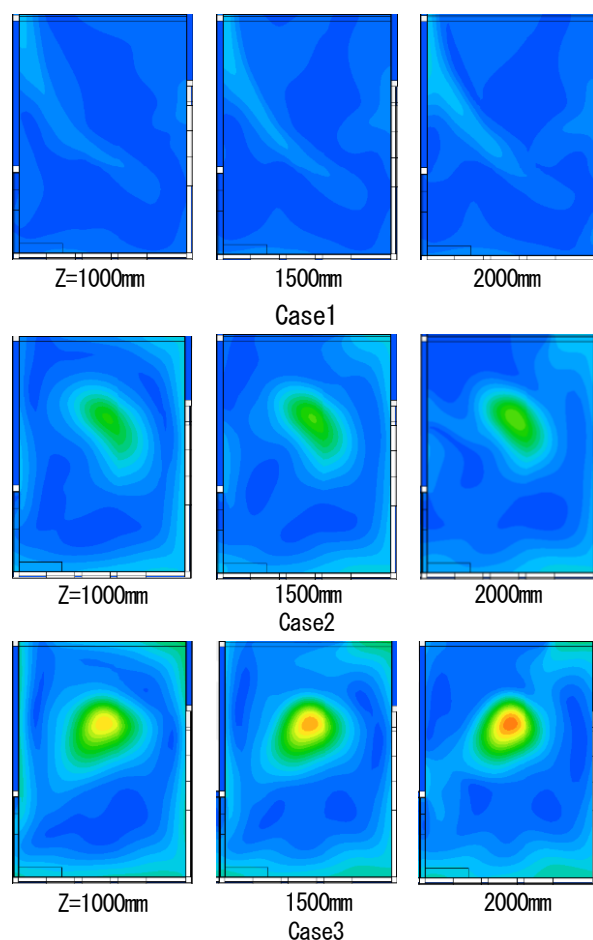


図4 スカラー風速の水平面内の分布(X-Y平面)

気流は鉛直方向に床上高さ2500mm付近まで到達する。その後水平方向に広がる。水平方向は吹き抜け南側への移動が多い傾向にある。この流れは空間における排気が空調吸い込み面の影響が大きいいため、流速が少ない環境においては、流れが南側に偏向したと考えられる。Case2におけるCFの気流は床上高さ500mmまで到達する。CFからの気流は床上高さ2000mm付近までは吹き出し面と同じ流速で進むが、2000mmより下に向かう気流の速度が減衰する。これは空調からの気流が横から当たる影響が大きいためと考えられる。下降した気流はその後床面に沿うように広がる。壁面に沿って一部上昇し、空間全体を攪拌している。Case3では床上高さ900mmの位置までCFの強い

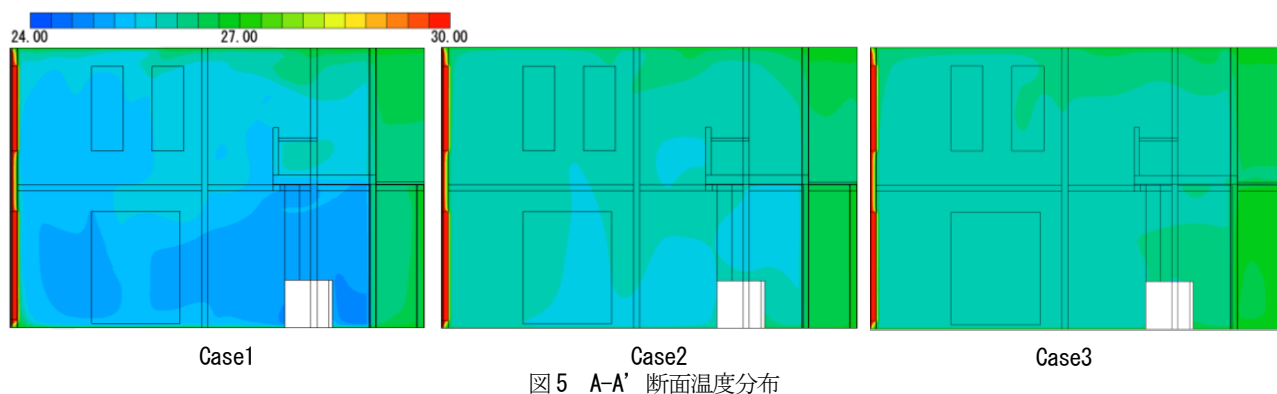


図5 A-A' 断面温度分布

気流が到達する。その後 Case2 時の最も強い気流が空間下部床面付近まで到達し、その後ほとんど減衰することなく、床面に沿って広がる。その後 Case2 と同様に壁面に沿って気流は上昇する。この CF 気流が床に到達して壁面に沿って上昇する流れは CF の南側でより顕著に見られるが、CF の北側ではほとんど生じない。吹抜け空間において CF の南側に設置されたエアコンと CF の気流により強い流れ場が形成されたものと考えられる。また、CF の北側は 2F の廊下西側において開口部を設定したため、その開口部からの空気の流れがあったためと推察される

3.2 スカラー風速分布

図 4 に Case1～3 の水平方向の風速スカラー分布を示す。Z=1000mm、1500mm、2000mm を取った。Case1 は CF の気流の影響がほとんど無い。また、室北側のキッチン側にかけての風の流れは見られるが、全体としての気流の流れは CF の影響がない。また 2F 部の開口部の流れも同様に見受けられる。Case2、Case3 では CF による気流の影響は 1F 床面に近づくに従い減少する。CF 直下を除く箇所においては CF 運転強度が強くなるほど流速が増加している。また床上高さが上がるにつれて風速の小さい場所は減少する。Case3 において北側一部壁面沿いに気流上昇が見られる。これは Case2 の時より CF の影響が及ぶ範囲が増加していることや、2F 開口部などの空気の流れより CF の作る流れ場の方が空間への影響が強くなったためと考えられる。

全体的に CF 風量が増すにつれ、CF の気流は空間下部まで届く。これにより実測時に発生していた空調からの供給される冷気による層が、解析においても発生したと考えられる。このことから CF 風速 0.53[m/s] から 1.26[m/s] の間の範囲で空調からの供給空気による空気層を破壊することが可能であることが考えられる。

3.3 空間の温度分布

図 5 に図 3 と同じ表示断面における気温分布を示す。Case1 では空間温度が全体的に均一でない。これは前項で述べたように CF の気流が床上高さ 3.0m 付近までしか到達できていないため、空間の下部の空気を攪拌できておらず、空調から供給される冷たい空気が滞留していると

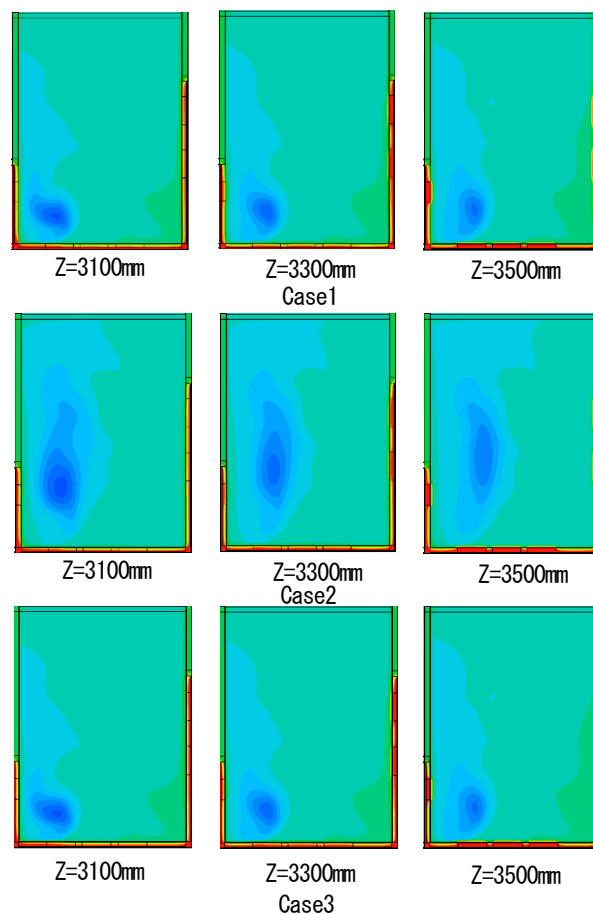


図6 水平温度分布(X-Y平面)

考えられる。既報¹⁾でも述べたように実測においても発生した冷気の空気層が、CF の弱い気流(0.5m/s)程度では破壊されなかったためと考えられる。Case2 では 1F に滞留する空気層を攪拌している。Case3 ではさらに空気を大きく攪拌し、空間全体の上下温度差が緩和されている。また、Case3 ではエアコンからの空気が滞留しやすい 1F 部の障害物を挟んだ北側に位置するキッチン空間の空気も攪拌できている。これは CF の気流が床面を沿ってキッチン空間に広がる時の風量が Case2 に比べて Case3 の方が多いためと考えられる。Case1 時には発生した冷気層が Case2、Case3 では CF の気流を受けて破壊され空間全体が大きく攪拌できているが、Case2 も Case3 も全体的に温度が Case1 より高い結果を示す。

図 6 にエアコン設置高さ～CF 高さまでの範囲における

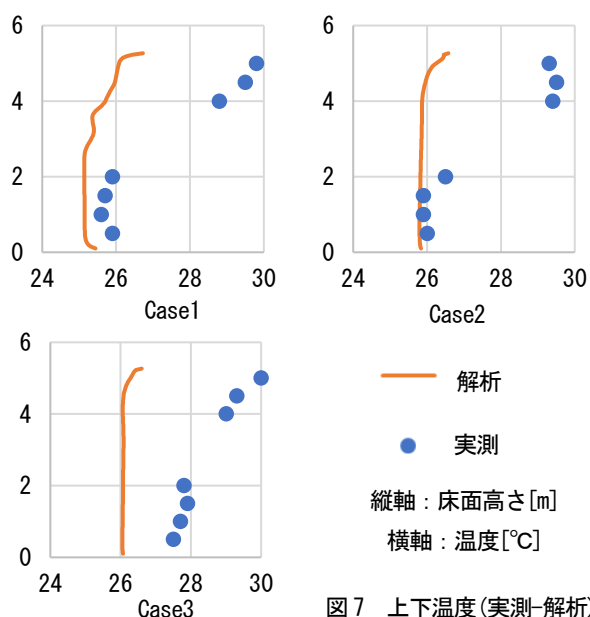


図7 上下温度(実測-解析)

温度の水平断面内(高さ 3100, 3300, 3500mm)の分布を示す。CF 気流によって攪拌されたエアコン給気による層となった空気は攪拌され、冷気はエアコン吸気口から廃棄される。エアコンに近いエリアの空気温度はエアコンの吹き出し口より高い位置であっても周囲気温より低い。これはCFの強い気流を受けて、エアコンの吹き出し気流が巻き上げられるためと考えられる。また、空間の中心より西側において南北に広く水平温度ムラが発生している。これは吹抜け南側ではエアコンの給気と排気が行われており、吹抜け北側では2F部の開口部から排気が行われているためと考えられる。Case2では水平方向の温度ムラがエアコン吸気口から大きく広がっている。これはCF気流より2F開口部への流れの方が流れ場への影響が強くなったためと考えられる。Case3ではCase2より温度ムラが小さい。これはCF気流の影響が2F開口部への流れ場への影響より強いいためと考えられる。

3.4 上下温度分布:実測解析比較

図7にCase1~3の解析と実測の上下温度分布を示す。グラフの縦軸を1F床面からの高さ、横軸を温度とする。高さ0.0m~2.5mが1F、2.5m~5.3mが2Fである。Case1、Case2では1F部では高さ1.5mまでは解析と実測で温度差は0.5℃未満と小さい。しかし、1.5mより高い地点では温度差が開き、解析の方が実測より低い温度差を示す。また、Case3では1Fは解析の方が実測より1℃以上高い温度を示す。前項で見たように空調による冷氣層が、解析ではエアコンより離れたCF気流の当たる位置であれば、十分に攪拌されている。しかし、実測ではそのようにCFが冷氣層を完全に攪拌できないということが分かる。2Fは1Fに比べ、実測との乖離が大きい。実測では開始時より温度は下がるが、1Fと比べて同じ温度にまで下がることはない。対して解析ではCF運転により、2Fの温度は1F

とほとんど差の無い温度となる。CF強運転時は1Fより2Fの温度が低くなっている。これはCFの攪拌効果が解析では実測と比べ過大評価されているためと考えられる。

全体的に解析では実測と比べてCFの攪拌効果が過大評価されやすい傾向にあることが考えられる。これはCF風速を一樣にして解析を行ったことが主な原因と考えられる。また、エアコンの吸気やエアコン吹き出しの角度、吹き出し温度も一樣にしているため、実際のエアコンの挙動と異なる点も差異が大きく現れた原因と考えられる。

4. まとめ

本研究ではCFD解析を用いて風速分布変化及び温度分布変化を確認し、CFの攪拌効果の影響を評価し一部実測と比較検証した。CF気流はCF弱運転床上高さ2.5m付近まで到達する。CF中・強運転時は空間の床面付近までCF気流が到達し、その後床に沿って拡がり、壁に沿って上昇した。また解析において上下温度差の緩和効果は実測のそれより大きく評価される。これはCF運転が羽根回転を考慮しない様な物であったこと、エアコンの給排気が一様なものであったためであると考えられる。

今回は主に空間のCF気流の運転毎の空間内到達地点や風速分布上下温度分配について解析を行い検証した。今回はCFの風向と風速を一樣にして解析を行ったが、今後CFの回転気流を考慮した解析を行い、より実測と近い解析を進める予定である。また、輻射解析も行い、人の快適性(PMV, SET*)の観点でも解析を行っていく予定である。

5. 参考文献

- 1) 武内彰子、吉田伸治：住宅内吹抜け空間におけるシーリングファンの温熱・空気環境への影響 実測結果に基づく夏期・冬期の温熱空気環境の比較 人間-生活環境系学会(筑波) 2024. 12
- 2) 高瀬幸造、前真之、赤嶺嘉彦、舘景士郎、松本淳：吹き抜けを持つ戸建住宅におけるシーリングファンの室内温熱環境改善効果に関する研究(その1)ファン気流及び室内空気攪拌効果の把握と予測 日本建築学会大会学術講演梗概集(中国)2008. 9
- 3) 水出喜太郎、石野久彌、郡公子、永田明寛、長井達夫、大高一博、大原千幸：自然換気・シーリングファンを併用した空調換気システムの制御手法と性能評価に関する研究 日本建築学会環境系論文集 第604号、69-76、2006. 6
- 4) 伊藤隆介、石橋良太郎、鵜飼真貴子、田中英紀、奥宮正哉：気流を活用した大空間空調の温熱環境とエネルギー性能に関する研究 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 2019. 9
- 5) 桃井良尚、相良和伸、山中俊夫、甲谷寿史、杭瀬真知子：CFD解析を目的とした風速測定値に基づく天井扇気流のモデル化に関する研究 日本建築学会環境系論文集 第595号、41-48 2005. 9

大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握 (その 2) 現地実測による負荷推定値の精度検証

Understanding the Actual Load handled by PAC towards the ZEB Conversion of Large Commercial Facilities

(Part2) Accuracy Verification of Load Calculation Based on Field Measurements

○安 江 楽 人 (竹中工務店)

上 田 泰 史 (三井不動産)

山 形 光 生 (竹中工務店)

中 島 英 樹 (パナソニック 空質空調社)

木 原 弘 貴 (Daigas エナジー)

Rakuto YASUE*1 Hideki NAKAJIMA*2 Yasuhito UEDA*3 Kouki KIHARA*4 Mitsuo YAMAGATA*1

*1 Takenaka Corporation *2 Heating & Ventilation A/C Company, Panasonic Corporation

*3 Mitsui Fudosan Co.,Ltd. *4 DAIGAS ENERGY CO.,LTD.

This study aims to develop a method for understanding actual loads processed by PAC indoor units and establish appropriate air conditioning capacity selection methods for tenant spaces. In our previous report, we presented a method to estimate the processing load of each indoor unit by calculating the operation capacity ratio and proportionally distributing the outdoor unit capacity. This report presents the results of field measurements conducted at facilities where this method was implemented to verify the probability of these estimated values through comparative analysis of processed loads.

はじめに

本研究は、PAC 室内機が処理した実負荷を把握する手法を開発して負荷実態を把握し、テナント区画の適切な空調容量選定手法の構築を目的としている。前報¹⁾では、室内機の運転能力比率を算定し、室外機能力算定値をその比率で按分する計算方法にて、室内機 1 台ずつの処理負荷 (以降、推定値) を推定する手法を報告した。本報は、その値の推定精度を明らかにするため、上記手法を導入した施設現地にて実測を行い、PAC 負荷実測値と推定値の比較検証を行った結果を報告する。

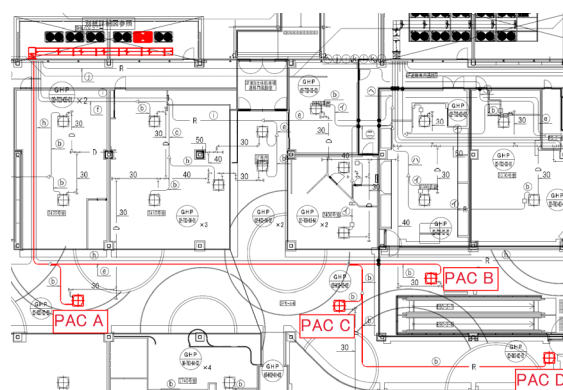


Fig.1 PAC layout

1. 実測概要

実測は、2024 年 8 月 8 日～同年 8 月 19 日で実施した。実測対象 PAC は、対象施設内 3 階共用通路設置の 4 方向カセット型室内機 4 台 (室内機 A,B : S-G80UT1、室内機 C,D : S-G112UT1) である。この 4 台は 1 つの GHP 室外機 (U-GH450U1D) に接続されている。この室外機系統に接続されている室内機は、上記 4 台のみである。室内機配置図を Fig.1 に示す。室内機 A は、通路中央部に配置され、室内機 B～D はエスカレーター吹き抜け付近に設置されている。室内機温湿度は、各室内機の吸込口 1 点、吹出口 4 点にて、計測機器センサ (T&D、RTR-503) を使用して測定した。センサ設置位置を Pic.1 に示す。機器の計測精度は、乾球温度が平均 $\pm 0.3^{\circ}\text{C}$ 、相対湿度が $\pm 5\%$



Pic.1 PAC and Sensor Locations

(Blue: Inlet, Red: Outlet)

(25°CDB, 50%RH) である。室内機の風量は強ノッチ（室内機 A,B：960CMH、室内機 C,D：1500CMH）に固定した。データは1分間隔で計測した。

2. 実測による処理能力算定方法

実測した温湿度データから、各室内機が処理した負荷（以降、実測値）を算定した。算定式²⁾を下記に示す。飽和空気の水蒸気分圧は、空気調和衛生工学便覧²⁾記載の表を参照した。データは、推定値・実測値ともに1分毎である。その1時間平均値データにて比較検証を行った。

$$H_{obs} = Q_{pac}(h_{RA} - h_{SA})/3600v$$
$$v = \frac{4.555 \times 10^{-3}(0.622 + x)TP_0}{P}$$
$$h = 1.006t + (1.86t + 2501)x$$
$$x = 0.622 \frac{p_w}{P - p_w}$$

$$p_w = p_{ws} \times \frac{\varphi}{100}$$

ここに、

- H_{obs} : 室内機処理負荷実測値[kW]
- Q_{pac} : 室内機定格風量[CMH]
- h_{RA} : 室内機吸込み空気比エンタルピー[kJ/kg(DA)]
- h_{SA} : 室内機吹出し空気比エンタルピー[kJ/kg(DA)]
- v : 比体積[m³/kg(DA)]
- h : 比エンタルピー [kJ/kg(DA)]
- p_w : 水蒸気分圧[mmHg]
- p_{ws} : 飽和空気の水蒸気分圧[mmHg]
- P_0 : 標準大気圧 (=760) [mmHg]
- P : 空気全圧[mmHg]
- x : 絶対湿度[kg/kg(DA)]
- T : 絶対温度、 $t + 273.15$ [K]
- t : 乾球温度[°C]
- φ : 相対湿度[%]

3. 結果

3.1. 推定値と実測値の時系列推移グラフ

Fig.2 に代表日（2024/8/19）の9時～22時における、推定値と実測値の時系列データを示す。e)室外機は、各室内機の実測値・推定値の積み上げ値を示す。各室内機および室外機の結果から、実測値と推定値で差異は見受けられるものの、おおよその実測値の傾向に合わせて推定値が追従できていることが確認できる。また、9時～15時まで室内機 A は稼働していない条件下でも、室内機 B～D の推定値は実測値の傾向を追従している。系統内に停止している室内機があった場合でも、推定値が実測値の傾向を示していることが確認できる。

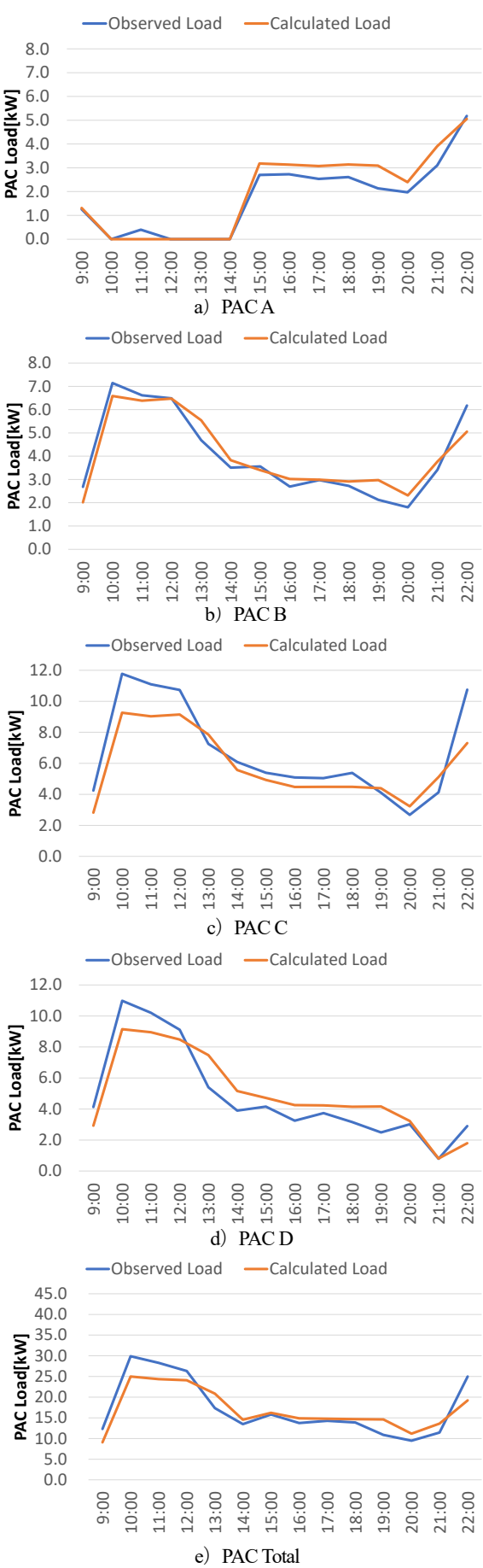


Fig.2 PAC Load time-series data (2024/8/19)

3.2. 外気温湿度の違いによる傾向分析

Fig.3 に、外気湿球温度が室外機負荷推定精度に与える影響を示す。室外機負荷推定精度は、室内機推定値合計と室内機実測値合計の差分を室外機定格能力で除して算定した。精度数値がプラスであれば推定値が実測値よりも大きく、数値がマイナスであれば推定値が実測値よりも小さい。結果から、どの外気湿球温度条件下においても、室外機負荷推定精度は全て $\pm 15\%$ の範囲内である。また、 $\pm 12\%$ の推定精度の範囲が全体の 95%以上を占める。高い精度で室外機負荷推定が可能であるとともに、外気環境の変化を考慮した推定が出来ていることが示唆されている。

3.3. 室外機負荷率の違いによる傾向分析

Fig.4 に室外機負荷率（実測値基準）に対する室外機負荷率（推定値基準）の関係を示す。室外機負荷率（実測値基準）は、実測値を室外機定格能力で除した値である。室外機負荷率（推定値基準）は、推定値を室外機定格能力で除した値である。 $y=x$ ラインに乗るほど推定精度が良いことを示す。結果から、負荷率 40%未満の低負荷時は大きな傾向としては捉えられない一方、負荷率 40%以上においては、負荷率（実測値基準）が上がるにつれて、負荷率（推定値基準）が、負荷率（実測値基準）に比べて小さくなる傾向となった。

3.4. 室内機負荷率の実測値基準と推定値基準の比較

Fig.5 に、室内機負荷率（実測値基準）に対する室内機負荷率（推定値基準）の関係を示す。室内機負荷率は、実測値または測定値を室内機定格能力で除して算定した。結果から、室内機負荷率（推定値基準）の 40%未満の範囲では、室内機負荷率（実測値基準）が増えても室内機負荷率（推定値基準）の変化が少ない結果となった。室内機低負荷運転時の負荷推定の難しさを示唆している。室内機負荷率（推定値基準）の 40%以上の範囲では、室内機負荷率（実測値基準）が大きくなるにつれて、室内機負荷率（推定値基準）が増えている様子が見られるが、その変化量を示す傾きは、 $y=x$ の傾きよりも小さい。実際の室内機負荷率が高くなる場合、すなわち、室内負荷が大きい場合ほど、推定値が小さく算定されてしまう傾向が示唆されている。

3.5. 室内機負荷率と室内機負荷推定精度の比較

Fig.6 に、室内機負荷率（推定値基準）と室内機負荷推定精度の関係を示す。室内機負荷推定精度は、推定値と実測値との差分を、室内機定格能力で除して算定した。精度数値がプラスであれば推定値が実測値よりも大きく、数値がマイナスであれば推定値が実測値よりも小さい。結果より、室内機負荷率（推定値基準）が 40%未満の範囲においては、室内機負荷推定精度は $\pm 10\%$ 程度に収まっていることが確認できる。室内機負荷率（推定値基準）

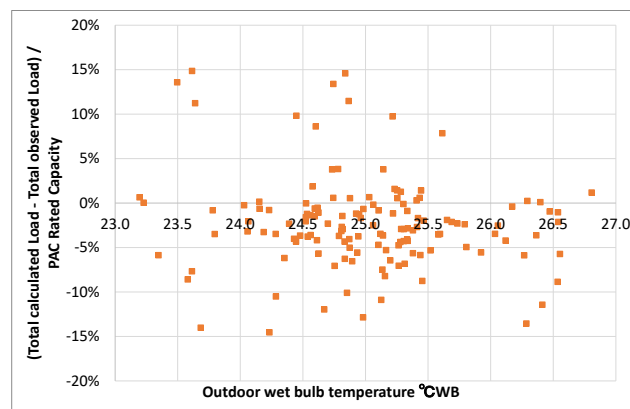


Fig.3 Relationship between outdoor temperature and PAC outdoor unit load calculation accuracy

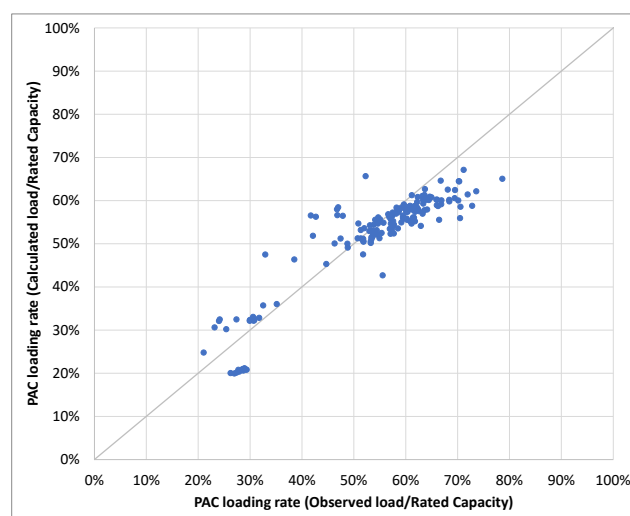


Fig.4 Relationship between PAC outdoor unit loading rate (Calculated load) and rate (Observed load)

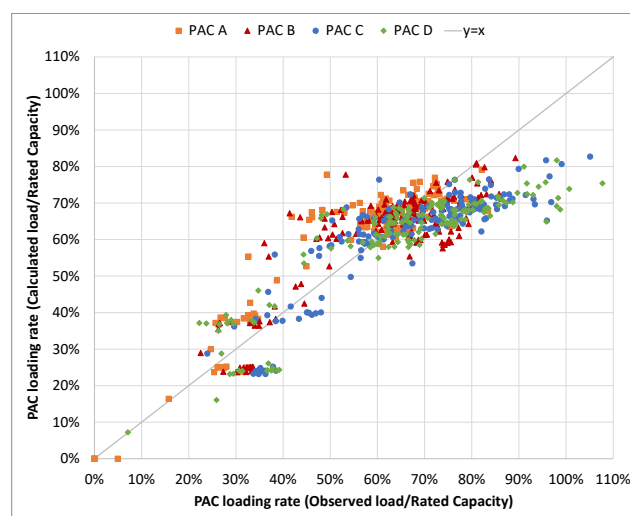


Fig.5 Relationship between PAC loading rate (Calculated load) and rate (Observed load)

40%以上の範囲においては、その負荷率大小によらず、精度に大きなバラツキがある。Fig.7 に、室内機ごとの室内機負荷推定精度のばらつきを示したグラフを示す。室内機 A は推定精度のばらつきが少なく 0%に近い値を示し、室内機 C および D は、ばらつきが大きく平均値はマイナスの値を示している。これは、室内機 A は Fig.5 で示されるように、負荷率（実測値基準）が、概ね 70%以下と低負荷運転が多いことに対して、室内機 C や D は、負荷率（実測値基準）が 90%や 100%と高負荷運転が発生していることが原因と考えられる。室内機 A が通路の中央部に配置しており負荷変動が安定していることに対して、室内機 C や D は、エスカレーター吹き抜けに近い部分に配置されており、負荷変動が大きいことが影響していると考えられる。

Fig.8 に、室内機負荷推定精度の発生頻度を示したヒストグラムを示す。室内機負荷推定精度は、データにばらつきはあるものの、0%を中心とした構成となっていることが分かる。次に、Table.1 に室内機負荷推定精度が±10%、±20%範囲に収まっている割合を示す。室内機負荷推定値が室内機定格能力の±10%の精度となっている割合が約 70%、同上±20%の精度となっている割合が約 95%となる。室外機負荷率や室内機負荷率に応じてバラツキはあるものの、室内機のピーク負荷を把握する観点においては、ピーク負荷が「推定値+室内機定格能力×20%」をを超える確率は 5%と非常に少ないことが示されている。今後の店舗内ピーク負荷検討に活用できる定量的な数値導出方法が確認できた。

4. まとめ

開発した PAC 室内機負荷推定手法により算定される推定値の精度を、実測値との比較により検証した。結果より、ピーク負荷検討には、「推定値+室内機定格能力×20%」の数値が活用できることが示唆された。今後は、この結果を用いてテナント内のピーク負荷発生状況を把握する。

謝辞

今回の現地実測にあたり、三井不動産商業マネジメント(株)、三井不動産ファシリティーズ・ウエスト(株)の皆様にご協力いただきました。ここに感謝の意を表します。

参考文献

- 1) 安江,木原,大西,山形,上田：大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、p393-396、2024.9
- 2) 空気調和・衛生工学会：第 14 版空気調和・衛生工学便覧

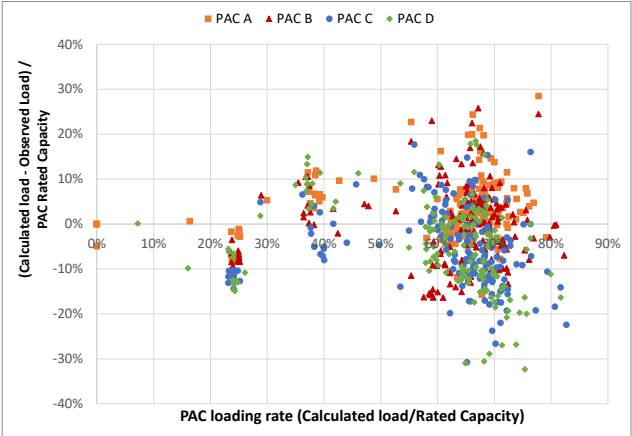


Fig.6 Relationship between PAC loading rate (Calculated load) and PAC load calculation accuracy

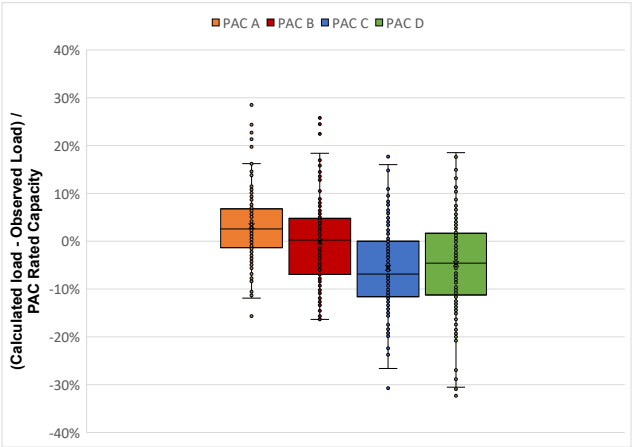


Fig.7 Variation in PAC load calculation Accuracy for Each PAC

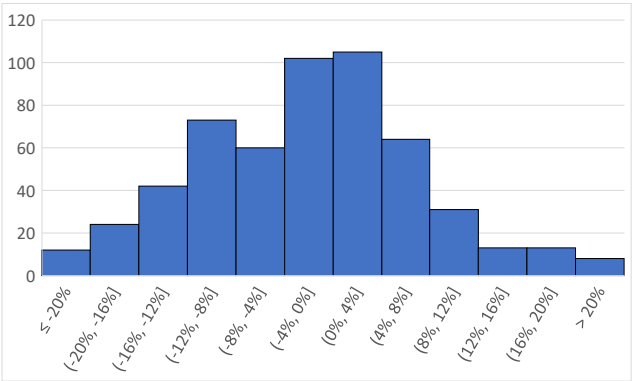


Fig. 8 Frequency Distribution of PAC load calculation accuracy

Table 1 Distribution of PAC load calculation accuracy

	Number of data items	Ratio
All data	547	-
PAC load calculation accuracy ±10% range	388	71%
PAC load calculation accuracy ±20% range	527	96%

感染診察室・病室における実測による気流性状・換気効率の確認
Confirmed Air Velocity and Ventilation Efficiency by Actual Measurement in
Infection Examination Rooms and Hospital Room

正会員 ○村上 奈々子（竹中工務店） 横山 喜宜（竹中工務店） 正会員 萩平 隆司（竹中工務店）
正会員 千葉 友樹（竹中工務店） 西田 恵（竹中工務店） 清水 磨文（竹中工務店）
瀬戸 洋子（竹中工務店） 渡辺 玲奈（竹中工務店）

Nanako MURAKAMI*1 Kiyoshi YOKOYAMA*1 Takashi HAGIHIRA*1 Megumi NISHIDA*1 Yuki CHIBA*1
Maya SHIMIZU*1 Yoko SETO*1 Reina WATANABE*1

*1 Takenaka Corporation

In this study, airflow simulations and actual measurements were conducted to examine the airflow characteristics and ventilation efficiency in infectious disease laboratories and wards from the perspective of infection risk. This report presents the results of the actual measurements.

はじめに

新型コロナウイルス感染症（COVID-19）拡大により、感染患者受け入れを行う一般病室・診察室において、対象室から共用部への気流や室全体の換気効率についても感染対策の観点での重要性が高まった。

本研究では、一般的な空調・換気方式で計画した病室や診察室等において、様々なケースで気流シミュレーションや実測を行い、感染対策の視点を踏まえた検証・考察を行うことで一事例への適用だけでなく、様々な室条件での設計にも活用できる資料として整備した。

前報¹⁾では、当時建設中の某総合病院における感染診察室と感染病室の気流シミュレーションにより、気流性状や換気効率の検証を行った結果や、結果に基づき実際の空調・換気計画を見直した内容を報告した。

本報では、建物完成後に同対象室に対し運用時を想定した条件下での環境実測調査を行い、空調・換気の性能を検証するとともに、前報¹⁾で実施した気流シミュレーション結果のうち、採用したベース案(CaseA-1, CaseB-1)の確からしさを実測結果と比較することで検証した結果を報告する。

1. 実測概要

1.1 実測ケースおよび測定項目

実測対象室である感染診察室および感染病室(個室)の実測ケースと測定項目を Table. 1. 1. 1 に示す。実測日は大阪の2024年11月某日で外気温が平年の11月より高い状況下だったため、空調は冷房運転にて実測を行った。CaseA-1aおよびCaseB-1aは前報¹⁾の気流シミュレーションのベース案と同条件となる。感染病室は他にも、フィルターの有無による差異を確認するため中性能フィルターを設置せずプレフィルターのみとしたCaseB-1b、陰圧切替運転ではない室内環境を確認するため平常時運転としたCaseB-1cを実測

ケースに加えた。測定項目は、①温熱環境、②空気齢分布、③相当換気回数、④気流性状の4項目であり、実測ケースごとに実施した項目はTable. 1. 1. 1の「○」で示している。

Table.1.1.1 Measurement Cases and Measurement Items

実測対象室			実測ケース		測定項目			
					①温熱環境	換気状態		気流可視化
室名	室内設計温度 (夏期)	室内設計温度				②空気齢	③相当換気回数	④気流性状
感染診察室	26℃	成行	CaseA-1a	常時陰圧	○	○	○	○
感染病室 (個室)	26℃	成行	CaseB-1a	陰圧切替時 (中性能フィルターあり)		○	○	○
			CaseB-1b	陰圧切替時 (中性能フィルターなし)			○	
			CaseB-1c	平常時	○	○		○

1.2 測定方法

各測定方法における測定方法の詳細はTable. 1. 2. 1に示し、測定手順は以下とする。

① 温熱環境

- ①-1 測定点に気温、グローブ温度、相対湿度、風速の測定器を設置する。測定間隔は1分とし、自動連続計測とする。
- ①-2 測定データから全身温冷感の指標PMV^{※1)}とPPD^{※2)}および局部不快感の指標であるドラフト^{※3)}を算出し、温熱快適性の評価を行う。PMVはTable. 1. 2. 2に示す計算条件にて算出した。感染診察室は医師と患者の2者を想定した条件とした。感染病室は患者のみの想定とし、非睡眠時(夏冬)と睡眠時の3パターンの条件としたドラフトは式(1)より算出する。

$$DR = (34 - t_{a,l}) (\bar{v}_{a,l} - 0.05)^{0.62} (0.37 \cdot \bar{v}_{a,l} \cdot T_a + 3.14)$$

DR: ドラフトにより不潔を訴えたと予想される人の割合[%]
 $t_{a,l}$: 局部の気温[℃]
 $\bar{v}_{a,l}$: 局部の平均風速[m/s]
 T_a : 局部の気流の乱れの強さ[%]

(1)

② 空気齢分布

- ②-1 室内の測定点に、小型データロガー付きCO₂濃度測定器を設置。
- ②-2 CO₂ガスボンベを用い、室内の濃度がおおよそ

Table.1.2.1 Details of Measurement Method

測定項目	測定器	測定点		測定状況写真 (□は測定器を示す)
		計測高さ	平面図	
①温熱環境	気温(TR-72wf; T&D社製)	床上0.9 m		
	グローブ温度(RTR-502; T&D社製)			
	相対湿度(TR-72wf; T&D社製)			
	風速(クリモマスター風速計model6543; 日本カノマックス社製)			
			測定時間: 11:30-13:00	測定時間: 12:00-17:30
②空気齢分布	CO2濃度測定器 (小型データロガー付き) (RTR-576; T&D社製)	床上1,300 mm 代表断面では 床上900 mm でも測定		
③相当換気回数	気中パーティクルカウンタ (KC-52; リオン社製)	着座部: 床上0.9 m 臥位部: 床上1.7 m		
④気流性状	3次元超音波風向風速計 (WA-590; カイジョーソニック社製)	床上 0.1、0.7、1.3、 1.9m		

Table.1.2.2 PMV Calculation Conditions

対象室	パターン	着衣量 [clo]	代謝量 [met]	想定条件
感染診察室	患者_夏	0.5	1	夏季の服装(パジャマ相当)を着用し、椅座安静状態
	患者_冬	0.7	1	冬季の服装(薄カーディガン+長ズボン)を着用し、椅座安静状態
	医師	1	1.1	白衣を着用し、机上面での執務作業をしている状態
感染病室 (個室)	非睡眠時_夏	0.5	0.8	夏季の服装(パジャマ相当)を着用し、布団を被らず仰向けの状態
	非睡眠時_冬	0.7	0.8	冬季の服装(薄カーディガン+長ズボン相当) 布団を被らず仰向けの状態
	睡眠時	1.6	0.7	布団を被った状態

- 5,000ppm(労働安全衛生法の事務所衛生基準規則の規程値)となるように調整した後、拡散ファンを用いて室内濃度を一様化。
- ②-3 全体的に濃度が均一化された後、ボンベと拡散ファンを停止し、対象室の空調条件を設定・運転して、室内のCO₂濃度を連続測定。
- ②-4 室内のCO₂濃度が十分に減衰するまで、経時変化を記録。
- ②-5 得られたCO₂濃度データから各測定点の平均空気齢、局所換気回数を算出し、換気の状態を評価。空気齢測定にはトレーサースガスステップダウン法^{④)}を採用した。空気齢測定手法と算出手法をFig. 1.2.1に示し、式(2)にて算出した。
- ③ 相当換気回数
- ③-1 室内の測定点(着座部;FL+900mm, 臥位部;FL+700mm)に、気中パーティクルカウンタを設置。
- ③-2 線香を数本用い、室内を任意の粒子濃度とした後、拡散ファンを用いて室内濃度を一様化。
- ③-3 全体的に濃度が均一化された後、線香を消し、拡散ファンを停止し、対象室の空調条件を設定・運転して室内の浮遊粉塵濃度を連続測定。
- ③-4 室内の浮遊粉塵濃度が十分に減衰するまで、経時変化を記録。

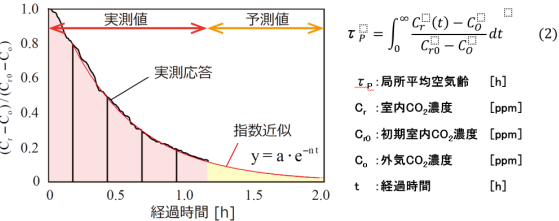


Fig.1.2.1 Air Age Measurement and Calculation Methods

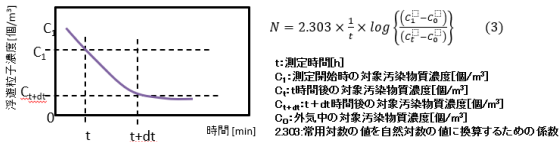


Fig.1.2.2 Equivalent Air Change Rate Calculation Method

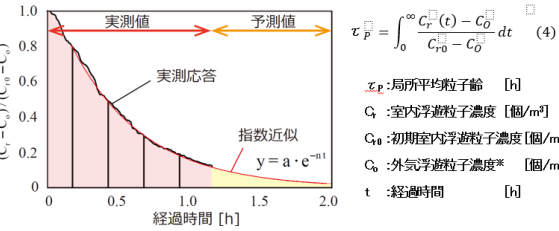


Fig.1.2.3 Particle Age Calculation Method

- ③-5 得られた浮遊粉塵濃度データから、各測定点の平均粒子齢、局所換気回数を算出し、換気の状態を評価。
- 相当換気回数の算出手法をFig. 1.2.2に示す。相当換気回数はトレーサー濃度減衰法により式(3)にて算出できる²⁾。粒子齢の算出方法をFig. 1.2.3に示す。粒子齢は式(4)にて算定した。Co;外気浮遊粒子濃度は線香による粒子発生前または測定後、室内粒子濃度が安定している時間帯の濃度を外気中の粒子濃度と同等と仮定した。

④ 気流性状

- ④-1 室内の水平方向、鉛直方向にグリッド状に測定ポイントを設定。
- ④-2 3次元超音波風向風速計を用い、各測定ポイントの風速・風向をトラバース（移動）計測。
- ④-3 得られた計測値を集計（1ポイントあたり30秒間の平均値を使用）し、風向風速分布をマップ化して評価。

2. 実測結果

2.1 温熱環境

温熱環境測定の結果を Fig. 2.1.1、Fig2.1.2、Table.2.1.1 に示す。CaseA-1a、CaseB-1c の室内温度・湿度はともに測定点間の差異も小さく均一な温熱環境である。PMV、PPD による評価では、CaseA-1a の医師の想定が PMV=-0.2、PPD=5.7%、CaseB-1c の睡眠時の想定が PMV=-0.33、PPD=8.6% となり、快適な温熱環境と言える。一方で、CaseA-1a の患者(夏/冬)と CaseB-1c の非睡眠時(夏/冬)の場合は不快と感じる割合が高くなった。要因として、患者の夏季・冬季における着衣量の設定が大きく影響している。実運用時は、温冷感の個人差によって着衣量が変化し、快適性向上につながるため、本結果はあくまでも目安と言える。ドラフトによる評価では、CaseA-1a、CaseB-1c とともにカテゴリ B※3) 以上に該当し、室全体が静穏な気流で乱れも小さい環境であることが確認できた。

2.2 空気齢分布

空気齢分布の結果を Fig. 2.2.1、Fig. 2.2.2、Table.2.2.1 に示す。陰圧時の運転である CaseA-1a、CaseB-1a、CaseB-1b は 13-15 分程度であり、空気齢が短く効果的な換気ができている。また、CaseB-1a、CaseB-1b で大きな差異は見られないため、中性能フィルター有無による影響は少ない結果となった。CaseB-1c の平常時運転であっても室平均空気齢は 30 分程度であり、設計条件どおりの 1 時間に 2 回分の換気性能が認められた。空気齢の平面分布・断面分布も一様で淀みのない室環境になっていることが確認できた。

2.3 相当換気回数

相当換気回数と室平均粒子齢の結果を Fig. 2.3.1、Fig2.3.2 に示す。相当換気回数は、CaseA-1a で 30-40 回/h 程度、CaseB-1a で 10-20 回/h、CaseB-1b で 2-20 回/h 程度の結果となった。CaseB-1a、CaseB-1b において、中性能フィルター有無による空気齢の違いはあまり見られなかったが、粒子齢は 2、3 倍の違いがあり、中性能フィルターの効果が確認できた。特に患者が常時過ごすベッド上の臥位部で大きく違いが見られ、室内機と排気口の配置が効果的な換気に寄与している傾向がみられた。CaseA-1a の粒子齢には、HEPA フィルターによる集塵率の高さが結果に分かりやすく反映されている。

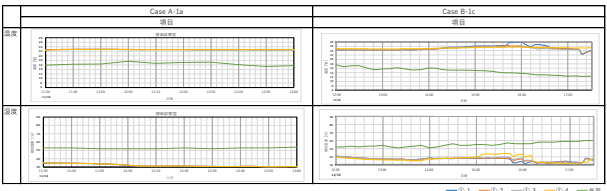


Fig.2.1.1 Temperature and Humidity of CaseA-1a and CaseB-1c

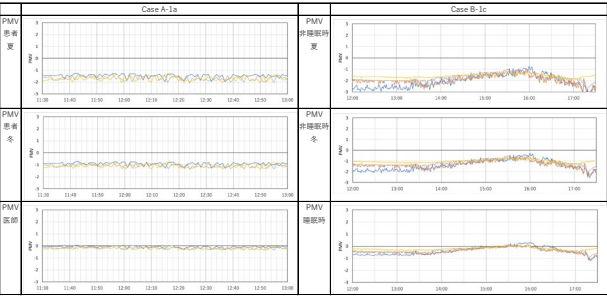


Fig.2.1.2 PMV of CaseA-1a and CaseB-1c

Table.2.1.1 Draft of CaseA-1a and CaseB-1c

測定点	ドラフト [%]	
	Case A-1a	Case B-1c
①-1	14.85	11.86
①-2	12.73	(センサー不良で欠測)
①-3	5.61	14.29
①-4	0.13	17.66

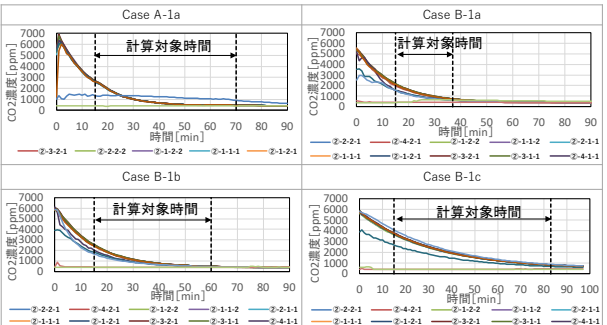


Fig.2.2.1 Air Age Measurement Results for Each Case

Table.2.2.1 Mean Air Age for Each Case

感染診療室	室平均空気齢 [min]	
	Case A-1a	Case B-1c
1床室	13.6	12.4
	14.5	32.2

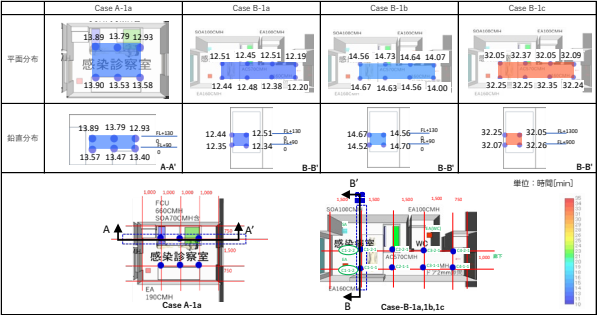


Fig.2.2.2 Air Age Distribution for Each Case

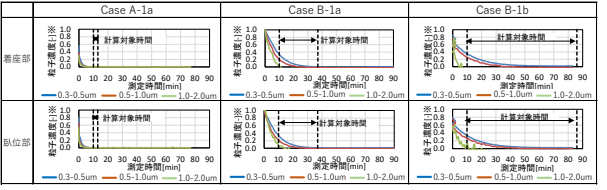


Fig.2.3.1 Temporal Change in Particle Concentration

2.4 気流測定

気流性状の測定結果を Fig. 2. 4. 1 に示す。いずれの Case においても複雑な気流場（乱流）が形成されており、エアコンや給気口からの吹出し気流が、床面や壁面に到達後、面に沿って広がっている様子が確認された。特にエアコンからの吹出し気流が直接当たる位置では風速が大きくなっている。排気口の直下では上向きの気流が生じており、排気性能が問題ないことも確認できた。CaseB-1aは陰圧切替時のため、病室扉付近で廊下から病室内へ向かう気流が見られた。病室の入口の扉には陰圧を確認できる簡易エアフロー装置^{A)}を設置しており、陰圧切替時の陰圧形成の様子を、Fig2. 4. 2 に示す。以上を鑑みると、気流性状の廊下から病室への気流の確認結果は、簡易エアフロー装置での陰圧形成の動作状態を裏付ける結果となった。

3. 気流シミュレーションと実測結果の比較

前報¹⁾の気流シミュレーションのベース案を Fig. 3. 1 に示す。気流シミュレーション CaseA-1 は平均空気齢が約 12 分で分布もほぼ均一であったのに対し、実測結果 CaseA-1a は空気齢が 13 分程度で様な分布となった。また、気流性状に関してもほぼ同一の結果となった。CaseB-1 は平均空気齢が約 16 分で分布もほぼ均一であったのに対し、実測結果 CaseB-1a は空気齢が 12 分程度で様な分布となり、実測の方がよりよい結果となった。気流性状は平面において廊下から室内への気流と室内からトイレへの気流、断面において排気口への気流がともに確認でき、ほぼ同一の結果となった。以上のことから、気流シミュレーションの妥当性を実測により確認することができた。

4. まとめ

某総合病院の感染診察室・感染病室（個室）において、感染リスクという視点で気流性状・換気効率の確認のため、気流シミュレーションおよび実測調査を行った。ケースごとのシミュレーションや実測の結果は、感染対策という視点の考察を補足することで、様々な室条件の設計にも傾向を把握できる資料として活用できるものとなった。本報で得られた知見を、今後の病院設計に活用していきたい。

注釈

※1) PMV: Predicted Mean Vote, 予測温冷感申告のことで、温度、平均放射温度、相対湿度、風速、着衣量、代謝量により算出される温熱環境指標である。ISO7730:2005 ではPMVが±0.2以内でカテゴリ B で±0.5 以内、カテゴリ C で±0.7 以内となり、ISO7730 ではカテゴリ B の範囲内を推奨している。
※2) FFD: Predicted Percentage of Dissatisfied, 予測不満足者率のことで、何%の人が不満足に感じるかという割合であり、PMV が±0.5 以内（カテゴリ B）の時 FFD<10%である。
※3) ドラフト: 望まれない局所気流のことを指す。ISO7730 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) 室内に CO₂濃度計を設置し、一様に CO₂濃度を上昇させた後、空調換気を開始し、CO₂濃度の減衰過程より求める。各点における無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降の濃度減衰については回帰式を用いて定積分により算出局所平均空気齢を算出する。

参考文献

1) 村上ら:感染診察室・病室における気流シミュレーションによる気流性状・換気効率の確認, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, B-4, 2024
2) 野崎淳夫ら: 家庭用空気清浄機の汚染物質除去性能と室内濃度予測に関する研究 (その 1), 環境タバコ煙に対する除去効果, 日本建築学会環境系論文集, 第 576 号, pp. 37 -42, 2004

特許出願

A) 特願 2024-146155

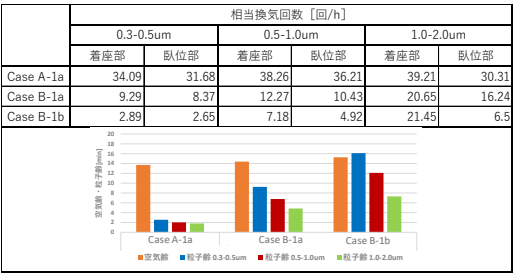


Fig.2.3.2 Measurement Results of Air Change Rate and Mean Particle Age

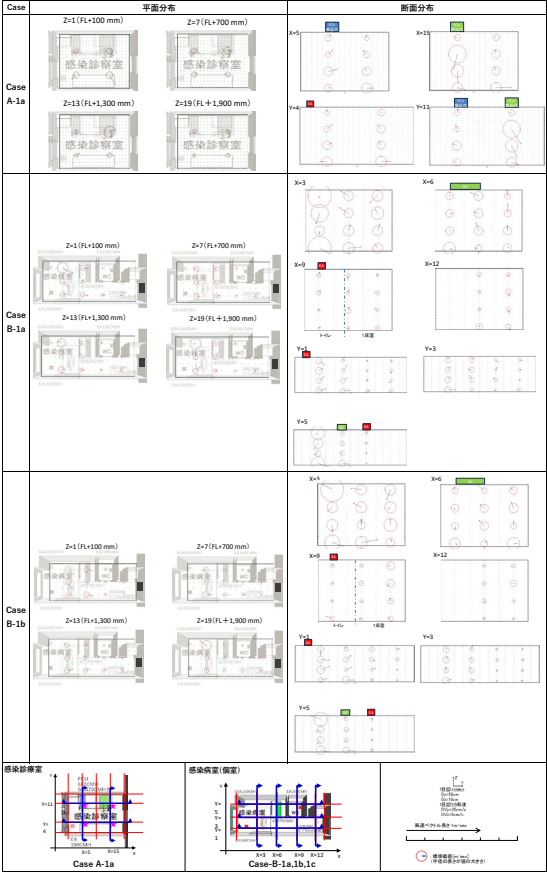


Fig.2.4.1 Results of Air Flow Characteristics



Fig.2.4.2 Status of Pressure during Negative Pressure Switching

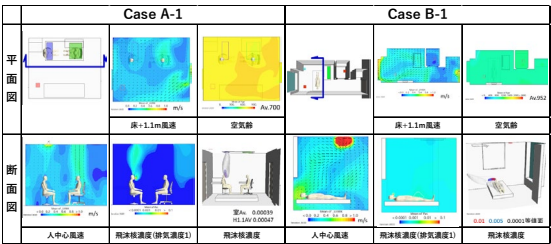


Fig.3.1 Report of Airflow Simulation of Base Case 1)

地下鉄駅の冷房負荷の分析に基づく省エネルギー計画に関する研究

Research on energy conservation planning based on an analysis of cooling loads in subway stations

○福島 百々花（神戸大学） 竹林 英樹（神戸大学）

Momoka FUKUSHIMA*1 Hideki TAKEBAYASHI*1

*1 Kobe University

In this study, the actual status of heat load and analysis of actual operation data were conducted with the aim of efficient operation and energy conservation of air-conditioning systems in underground stations. As a result of the analysis of the heat load, it was considered that the vehicle specifications (weight and volume) are important factors that determine the load characteristics of each station. In addition, the analysis of the operation data showed that there is a correlation between the difference in heat load and heat supply and platform temperature.

1. はじめに

近年、地球温暖化の進行などの問題を背景に、省エネルギー化の推進が不可欠となっており、駅における冷房負荷の適切な管理が重要な課題となっている。列車の運行に伴う気流（列車風）は、駅構内の温熱環境に大きな影響を及ぼす。木村ら¹⁾は、現場測定やCFDを活用し、列車風の影響を分析した。駅ごとに構造や利用状況が異なる地下鉄駅では、画一的に省エネルギー計画を検討することは困難であり、各駅の実状に即して負荷の実態を分析し、それに基づいて適切な運転方法を検討する必要がある。

本研究では、列車風や隧道内温度などの現地調査を基に、地下鉄駅における熱負荷の実態を把握し、空調機による処理熱量と比較して、省エネルギー計画を検討した。

2. 調査概要

2.1 分析対象

神戸市営地下鉄の西神・山手線三宮駅から板宿駅、海岸線全駅を対象とした。Table 1 に車両条件を示す。

Table 1 Vehicle Conditions

	Yamate Line	Kaigan Line
Number of cars	6car/train	4car/train
Maximum size	L : 19,000mm	L : 15,800mm
	W : 2,786mm	W : 2,490mm
	H : 4,055mm	H : 3,120mm
Train weight	184.4t/train	102t/train
Train capacity	808P/train	362P/train
Regenerative Control	regenerative brake	regenerative brake
Number of trains (8am)	32/h	20/h

2.2 熱負荷計算

冷房負荷は、式(1)で算出した。

$$q = q_E + q_P + q_T + q_W \tag{1}$$

q : 全熱負荷[W]
 q_E : 照明・コンセント負荷[W]
 q_P : 人体発熱負荷[W]
 q_T : 列車放熱負荷[W]
 q_W : 列車風負荷[W]

(1) 照明・コンセント負荷

照明、改札機、券売機などの機器台数と消費電力から算出した。

(2) 人体発熱負荷

改札機入出者データを使用し、歩行速度(0.7m/s)から各ホームの滞在時間を算出した。各ホームの平均待ち時間は、空気調和・衛生工学便覧²⁾に準じて列車の運転間隔の半分とした。

(3) 列車放熱負荷

列車の入線時および出発時に発生する熱と車両内の補機類・冷房負荷を列車放熱負荷として算出した。

(4) 列車風負荷

列車走行によってホームに持ち込まれる列車風負荷は、式(2)で算出した。空気調和・衛生工学便覧³⁾より、列車風風量は車両体積とした。

$$q_W = \rho \cdot V \cdot \{(h_o - h_i) + (h_t - h_i)\} \cdot N_T / 3600 \tag{2}$$

ρ : 空気の密度[kg/m³](≒ 1.2)
 V : 列車風の風量[m³/列車]
 h_o : 外気の比エンタルピー[J/kg]
 h_t : 隧道内空気の比エンタルピー[J/kg]
 h_i : 室内空気の比エンタルピー[J/kg]

2.3 空調機熱供給量、冷凍機製造熱量

各駅で1時間ごとに計測された2024年7月から2024年9月までの空調機熱供給量、冷凍機製造熱量を対象としてクラスタ分析を行い、各駅の典型的な運転パターンを抽出した。出発行列には相関行列を用いた。固有値が1以上になる主成分を採用した。その結果、24個の変数のばらつきの大部分は少数の主成分で説明された。次に主成分得点を計算し、その得点を用いて階層クラスタ分析を行った。サンプル間距離にはユークリッド距離を用い、グループ間の平均連結法により分類した。得られたデンドログラム（樹形図）より、3～10個のクラスタ数となるように一定の距離で区分し、クラスタに分類した。分類されたクラスタは、あくまで統計的な分類結果であり、各クラスタがどのようなデータ群を代表するかは、分類結果をもとに考察する必要がある。

3. 熱負荷の分析

列車風負荷の算出には、神戸地方気象台の観測値を用いた。ホームの環境条件は室温 27℃、相対湿度 70%と設定し、隧道内の温湿度は三宮駅での実測データに基づき、全駅で統一的に設定した。

3.1 熱負荷の時刻変化

三宮駅における夏季平日代表日(8/7)および休日代表日(8/3)の熱負荷計算結果と空調機熱供給量を Fig.1, Fig.2 に示す。空調機熱供給量は、空調機の給気口と還気口のエンタルピー差と測定風量から算出した。熱負荷計算結果と空調機熱供給量は概ね整合しており、熱負荷計算結果の妥当性が確認された。

照明負荷とコンセント負荷は営業時間中一定である。人体発熱負荷は、平日のラッシュ時(7:00～8:00, 17:00～19:00)に顕著なピークが確認されるが、休日には確認されない。列車放熱負荷は運行本数に依存し、平日は朝夕の時間帯に増加し、休日は早朝と深夜を除いてほぼ一定である。列車風負荷は外気、隧道の温湿度と運行本数の影響を受け、平日の朝夕に増加する。

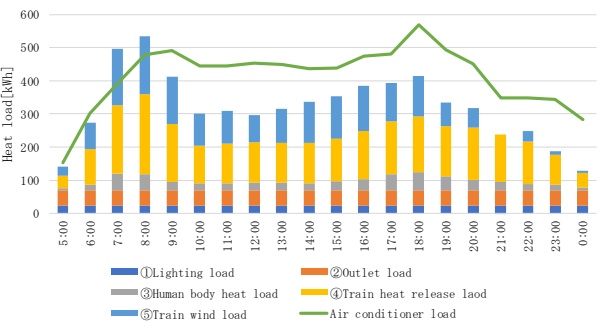


Fig.1 Calculated heat load and actual operation data at Sannomiya Station (8/7 5:00 - 0:00)

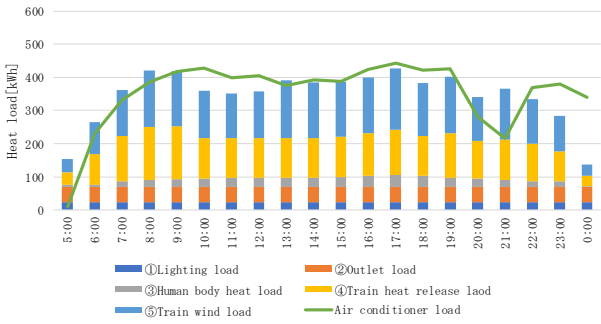


Fig.2 Calculated heat load and actual operation data at Sannomiya Station (8/3 5:00 - 0:00)

3.2 各駅の熱負荷

Fig.3 に各駅の熱負荷の日積算値を降順に示す。照明負荷、コンセント負荷は空調対象面積にほぼ比例し、全熱負荷に占める割合は小さい。人体発熱負荷は、乗降客数の多い三宮駅で大きい。列車放熱負荷は車両重量に依存するため、大型車両が運行する山手線は海岸線と比較して大きい。列車風負荷も車両体積に依存し、山手線が海岸線より大きい。全熱負荷に対して、列車放熱負荷と列車風負荷が支配的であり、車両の仕様（重量・体積）が各駅（山手線、海岸線で大きく異なる）の負荷特性を決定する主要因となっている。

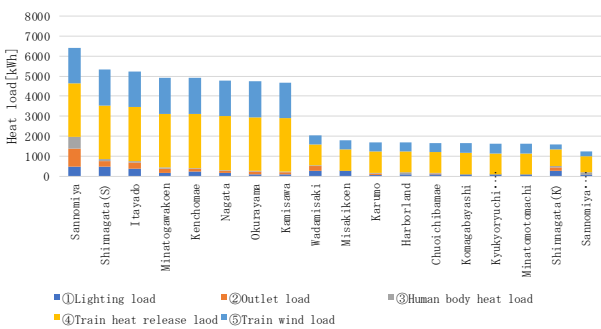


Fig.3 Daily integrated heat load at each station (weekday, 8/7 5:00 - 0:00)

4. 熱負荷計算結果と空調機熱供給量、冷凍機製造熱量

各駅の熱負荷計算結果と空調機熱供給量、冷凍機製造熱量を比較した。空調機熱供給量、冷凍機製造熱量は、クラスタ分析を用いて類型化し、最も代表的な特性を示すクラスタの平均値を用いた。熱負荷計算結果は、平日の代表値である。

4.1 三宮駅、県庁前駅、大倉山駅、板宿駅

代表として三宮駅における熱負荷計算結果と空調機熱供給量を Fig.4 に示す。空調機熱供給量は熱負荷計算結果

と概ね整合し、ホーム温度は設定温度である 27℃付近で推移している。

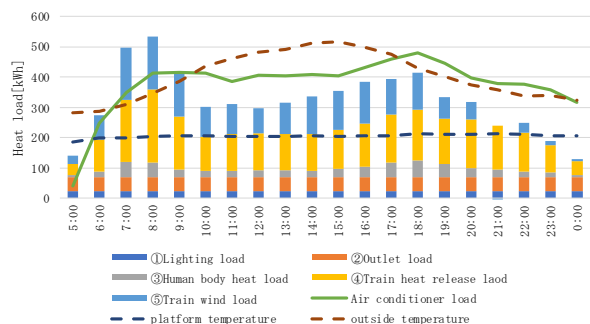


Fig.4 Heat load calculation results (weekdays) and air conditioner load heat rate at Sannomiya Station (5:00-00:00)

4.2 上沢駅、長田駅、みなと元町駅

代表として上沢駅における熱負荷計算結果と空調機熱供給量を Fig.5 に示す。空調機熱供給量が小さく、ホーム温度は設定温度 27℃を上回る 29℃付近で推移している。ただし、みなと元町駅では、ホーム温度は低下した。列車の運行に伴い相対的に低温な隧道内空気が流入し、冷却効果が生じている可能性がある。代表クラスタとして選定された空調機熱供給量には空調機非稼働日も含まれており、誤差の要因になっている可能性がある。

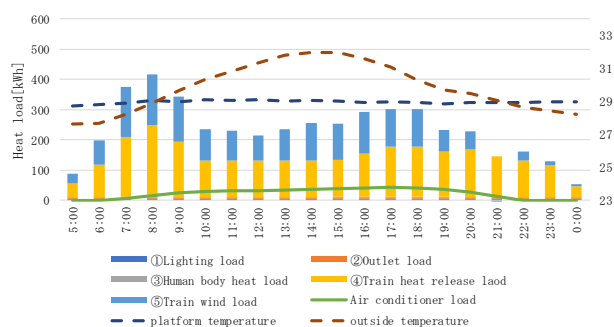


Fig.5 Heat load calculation results (weekdays) and air conditioner load heat rate at Kamisawa Station (5:00-00:00)

4.3 駒ヶ林駅、荻藻駅、御崎公園駅、和田岬駅、中央市場前駅

代表として駒ヶ林駅における熱負荷計算結果と冷凍機製造熱量を Fig.6 に示す。日中の冷凍機製造熱量は、熱負荷計算結果より大きく、ホーム温度が低下している。ただし、御崎公園駅では、ホーム温度は設定温度に近い 27.5℃付近で推移している。外気取入れ運転を実施しており、外気負荷が影響を与えている可能性がある。

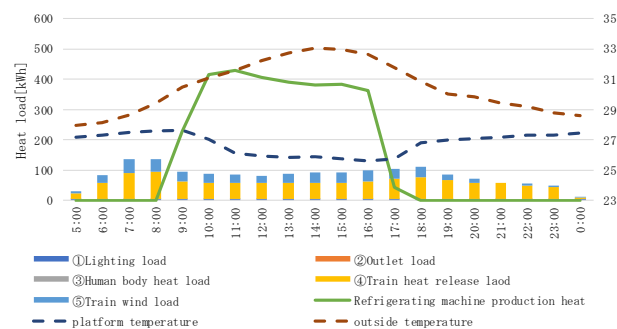


Fig.6 Heat load calculation results (weekdays) and refrigerating machine production heat rate at Komagabayashi Station (5:00-00:00)

4.4 海岸線新長田駅

熱負荷計算結果と冷凍機製造熱量を Fig.7 に示す。冷凍機製造熱量の変動が大きく、ホーム温度も影響を受けている。ホーム温度が設定値を下回ると冷水要求量および冷凍機製造熱量が低下し、ホーム温度が設定値を上回ると冷水要求量および冷凍機製造熱量が増加する。この制御方法により、若干極端な変動になったと推察される。

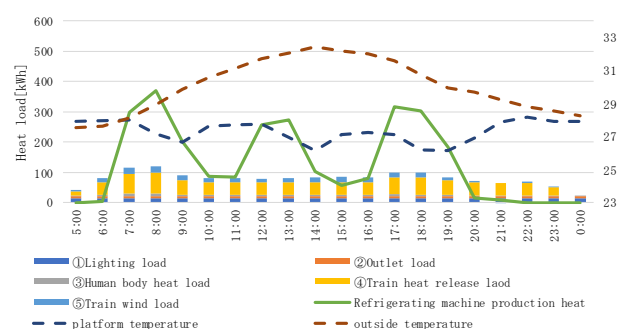


Fig.7 Heat load calculation results (weekdays) and refrigerating machine production heat rate at Shinnagata Station (5:00-00:00)

4.5 熱供給量と熱負荷の差とホーム温度

熱供給量が最大となった時刻、5 時、13 時における空調機熱供給量と熱負荷計算結果の差とホーム温度を Fig.8、Fig.9、Fig.10 に示す。熱供給量が不足した駅でホーム温度が高くなった。日中に熱供給量が過剰となった駅ではホーム温度が低くなったが、朝方や夕方以降には空調機が停止され、熱供給量が過剰になることは少なかった。

駅により隧道内温度や列車風風速に差があるためばらつきはあるが、熱供給量が過剰な駅ではホーム温度が設定温度 27℃より低く、熱供給量が不足した駅ではホーム温度が設定温度 27℃より高くなる傾向が確認された。

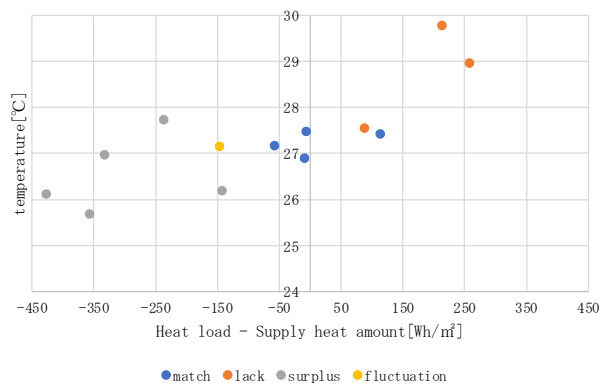


Fig.8 Difference between heat supply and heat load and platform temperature (heat supply peak time)

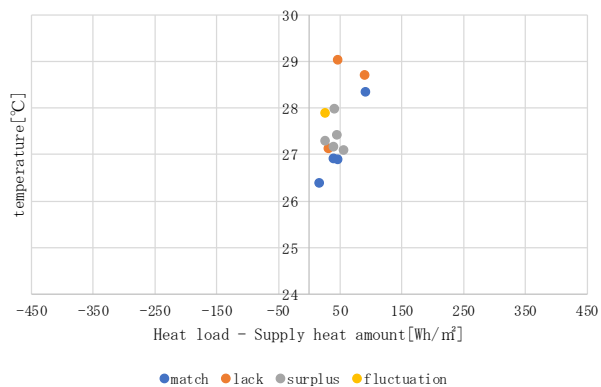


Fig.9 Difference between heat supply and heat load and platform temperature (5:00)

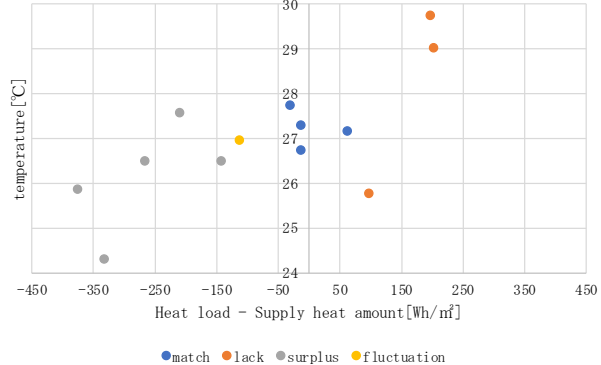


Fig.10 Difference between heat supply and heat load and platform temperature (13:00)

5. まとめ

本研究では、地下鉄駅における空調システムの効率的な運用と省エネルギー化を目的として、熱負荷の実態把握と空調機熱供給量、冷凍機製造熱量の分析を行った。

地下鉄駅における熱負荷の主要因は列車放熱負荷と列車風負荷であり、車両の仕様（重量・体積）が各駅の負荷特性を決定づける重要な要素であると考察された。また、空調機熱供給量、冷凍機製造熱量の分析から、熱負荷と熱供給量の差とホーム温度に相関が確認され、適切な熱供給量の制御が温熱環境の安定化に重要であると考察された。

今後の設備更新計画においては、各駅の熱負荷の実態に応じて設備容量の最適化を図るとともに、隧道内温度と列車風の影響を考慮した外気取入れ方式の検討も有効であると考えられる。なお、本研究では一部の駅においてデータ数に制約があり、より長期的なデータ収集と分析による知見の検証が必要である。また、季節による負荷特性の変動についても、今後の検討課題として挙げられる。

謝辞

神戸市交通局の宮川敦士様、関係の皆様には、測定、調査に協力頂くとともに、資料やデータを提供頂きました。また、お忙しい中数々のご意見を頂きました。記して謝意を表します。

参考文献

- 1) 木村健太郎, 柴田克彦, 谷田直之, 佐藤雅文, 近藤靖史, 地下駅構内の列車風による冷房負荷推定に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, No. 714, pp. 657～663, 2015. 8
- 2) 空調調和・衛生工学会：第 11 版空調調和・衛生工学便覧, 第 8 編空調調和応用, pp. 758～766, 1987
- 3) 空調調和・衛生工学会：第 14 版空調調和・衛生工学便覧, 3 空調調和設備編・建物用途別空調システム第 16 章交通施設, pp. 467～476, 2010

2025 年大阪・関西万博 西工区での 3R 推進による
アップフロントカーボン削減効果分析
Upfront carbon reduction initiatives at the West Construction area of
Expo 2025 Osaka, Kansai, Japan

○草間 駿英（竹中工務店） 山崎 将吾（竹中工務店） 望月 政成（竹中工務店）
Hayahide KUSAMA*1 Shogo YAMAZAKI*1 Masanari MOCHIZUKI*1
*1 Takenaka Corporation

Effective use of resources through the introduction of 3R and decarbonization promotion technologies at the 2025 Japan International Expo. In this paper, as a verification of the effectiveness of the project, we analyzed the reduction of up-front carbon (hereinafter referred to as “UC”) in electrical and mechanical equipment construction using the LCA tool and LCA intensity database provided by the Architectural Institute of Japan. Leased cubicles contributed the most to UC reduction, followed by corrugated ducts. The sum of those reductions was converted to cedar tree forest area was about 55.8 ha.

はじめに

2025 年日本国際博覧会（以下、大阪・関西万博）は「いのち輝く未来社会のデザイン」¹⁾をテーマに持続可能な万博運営を目指して同年 4 月 13 日に開催予定である。本計画は COVID-19 を乗り越えた先の新たな時代に向けた国家プロジェクトであるとともに、このテーマに基づいて行われる持続可能性に配慮した活動は SDGs の目標と合致するものとして、積極的に 3R(Reduce, Reuse, Recycle)や脱炭素を推進する技術の採用が推奨されている。

当社は西工区の実施設設計者および施工者としてこれらの技術を積極的に導入し、資源の有効利用を図った。本稿ではその効果検証として、日本建築学会が提供する LCA ツール及び LCA 原単位データベースを用いて電気設備・機械設備工事におけるアップフロントカーボン（以下、UC）の削減効果について報告する。

1. プロジェクト概要

1.1 当社受注施設

当社が受注・工区統括管理を行った西工区(敷地面積

約 20.4ha)の範囲を Fig.1 に、そのうち当社が設計・施工を請け負った施設の概要及び採用した 3R・脱炭素推進技術を Table.1 に示す。

1.2 施設整備の基本方針

持続可能な大阪・関西万博開催にむけた方針¹⁾では 5 つの大目標のうちのひとつとして「Planet(生態系、環境)：国際的合意(パリ協定、大阪ブルー・オーシャン・ビジョン)の実現に寄与する会場整備・運営を目指す」と

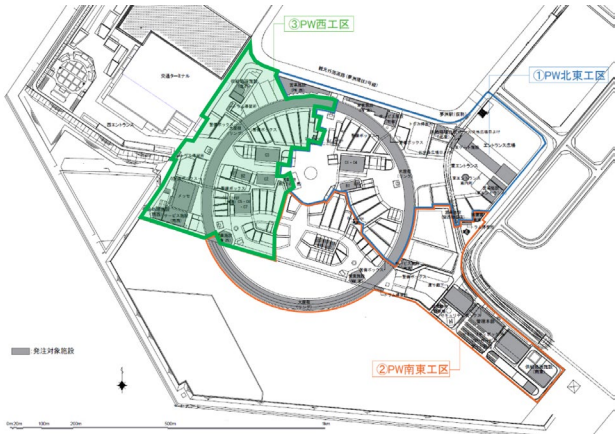


Fig.1 大阪・関西万博会場配置図

Table.1 請負施設一覧及び 3R・脱炭素推進技術

No	施設種別	施設概要	名称	規模 延床面積	3R・脱炭素推進技術								
					電気設備			空調設備			衛生設備		
					リースキュービクル	リース照明器具	アルミケーブル	リース空調機	ダンボールダクト	アルミ冷媒配管	水通気高性能 ポリエチレン管	リース衛生器具	
1	パビリオン	公式参加者及び非公式参加者が出展を行う施設 工事区分が異なるタイプA・B・C・Xに大別される	B2+B2C+パビリオン	地上1階 1,803.6㎡	○				○				
2			B2B+B2C+B2C2+パビリオン	地上1階 907.6㎡					○				
3			C2+パビリオン	地上1階 1,802.2㎡	○				○				
4			C3+パビリオン	地上1階 3,129.8㎡	○				○				
5			C5+C6+C7+パビリオン	地上1階 3,076.6㎡	○				○		○		
6			A1B+パビリオン	地上1階 953.3㎡					○				
7			A1B+パビリオン	地上1階 952.2㎡					○				
8			A23+パビリオン	地上1階 900.3㎡					○				
9			A43+パビリオン	地上1階 477.4㎡					○				
10			A45+パビリオン	地上1階 534.6㎡					○				
11	事務所棟	パビリオンに出展する参加者のBOH機能を有する施設	事務所棟2	地上2階 904.8㎡		○			○			○	
12			事務所棟3	地上2階 938.4㎡		○			○			○	
13	商業施設	来場者が利用する飲食店舗と公式記念ショップを併せた物販店舗が入居する施設	商業施設(WW西)	地上2階 2,731.1㎡			○			○			
14			商業施設(静けさの森 南)	地上1階 699.2㎡						○		○	
15	メッセ	最大3,000人を収容可能な屋内型展示場施設	EXPOメッセ	地上1階 4,823.1㎡			○			○			
16	サービス施設	来場者利用・情報発信を備えた会場管理を支える管理施設	サービス施設(南西)	地上1階 3,591.2㎡			○					○	
17	Our Lounge	ボランティア等の会場スタッフが利用可能な休憩所	Our Lounge(北西)	地上1階 139.5㎡					○			○	
18			Our Lounge(南西)	地上1階 139.5㎡		○			○			○	
19	供給設備施設	会場内へ熱源給・上水供給を行う施設	供給設備施設(北西)	地上2階 2,192.8㎡									
20			供給設備施設(南西)	地上1階 987.6㎡						○			
21	停留所	会場内を運行するトラム乗降のための停留所	トラム停留所	地上1階 35.9㎡									
22	守衛所	警備員が待機する守衛所	警備ボックス	地上1階 38.9㎡									

掲げられ、目指すべき方向として 3R の積極的な活用が求められている。また、当社は「サーキュラーデザインビルド®」をコンセプトに従来のスクラップ&ビルドから「つくる」「つかう」「つなぐ」をキーワードにリユース・リサイクル・アップサイクルなど、廃棄物を削減する取組みを推進している²⁾。

これらを基に実施設計者および施工者として所要の性能や品質を確保した上で、大阪・関西万博の開催期間が 4 月から 10 月の半年間であることを踏まえ、3R と脱炭素に貢献する施設を目指して設計・施工を進めた。今回採用した 3R・脱炭素推進技術の内容を次章に示す。

2. 3R・脱炭素推進技術

2.1 リースキュービクル

当社請負施設のうち高压受電する全 13 施設でリースキュービクルを採用した。各施設に設置したリースキュービクルの盤面数を Table. 2 に示す。一般的な建物では新品(以下、バージン材)の受変電設備を要求性能に合わせて仕様設定するが、リース品は一般的な規格品として仕様が決まっているため変圧器可とう導体や除塩フィルター取付けが出来ないといった制約があり注意が必要である。

2.2 リース照明器具

今回計画したリース照明器具の仕様及び設置個数を Table. 3 に示す。今回は一般照明に加え、非常用照明器具や各種誘導灯にもリース品を採用した。

2.3 アルミケーブル

一部施設の電灯・動力幹線に使用するケーブルの導体を銅からアルミに変更した。アルミは電気伝導率が低く同じ電流量を流すためには銅ケーブルと比較してケーブルサイズを 1～2 サイズアップする必要がある反面、同一サイズ比で約 50%の軽量化が可能で施工性が向上し、かつ銅よりも容易にリサイクルが可能であるため採用した。

2.4 リース空調機

リースパッケージ空調機の仕様及び設置台数を Table. 4 に示す。効率が高いパッケージ空調機による運用時の CO₂ 排出量(オペレーショナルカーボン)の削減に加えて、リース化によって UC の削減が期待できるため採用した。

2.5 ダンボールダクト

ダンボールダクトは当社の既往実験によりダクト周長 3200mm まで使用可能だったが、ダンボールダクトの使用範囲拡大を目指して実証実験を重ね、最大周長 4300mm まで大型化することが可能となった。実証実験では試験体の大型ダンボールダクトに送風機で圧力をかけ、接合部からの漏気量や膨張・収縮による歪み量等を測定し、品質的に問題ないことを確認した。また、ダンボールダクトは折り畳んだ状態で輸送することによりトラックに

Table. 2 各施設のリースキュービクル採用盤面数

施設名	受電・VCT盤	変圧器盤	合計
B2+B27	1面	2面	3面
C2	1面	3面	4面
C3	1面	3面	4面
C5+C6+C7	1面	4面	5面
メッセ	1面	11面	12面
営業施設(WW西)	1面	3面	4面
営業施設(静けさの森)	1面	2面	3面
サービス施設(南西)	1面	4面	5面
供給処理施設(北西)	1面	4面	5面
供給処理施設(南西)	1面	2面	3面
Xパビリオン(A18)	1面	2面	3面
Xパビリオン(A19)	1面	2面	3面
Xパビリオン(A23)	1面	2面	3面
総設置面数	-	-	57面

Table. 3 リース照明器具仕様・個数

器具型式	器具光束	色温度	総設置個数
LEDベースライト 直付型	6,900lm	5,000K	236個
LEDベースライト 直付型	5,200lm	5,000K	64個
LEDウォールライト	990lm	3,000K	5個
LEDダウンライト	590lm	5,000K	25個
LED非常用照明 直付型	-	-	37個
LED避難口誘導灯	-	-	10個
LED通路誘導灯	-	-	2個
合計	-	-	379個

Table. 4 リース空調機器仕様・台数

冷房能力	空調方式	総設置台数
2.8kW	パッケージユニット方式	15台
3.6kW	パッケージユニット方式	25台
7.1kW	パッケージユニット方式	2台
8.0kW	パッケージユニット方式	22台
10.0kW	パッケージユニット方式	1台
14.0kW	パッケージユニット方式	4台
20.0kW	パッケージユニット方式	2台
合計	-	71台

Table. 5 リース衛生器具仕様・台数

器具型式	MWC	WWC	多目的WC	総設置個数
洋風大便器	12個	20個	-	32個
小便器	14個	-	-	14個
洗面器	12個	22個	-	34個
車いす対応便器	-	-	4個	4個
車いす対応手洗器	-	-	4個	4個
オストメイトバック	-	-	4個	4個
合計	-	-	-	92個

よる運搬回数を削減できることに加え、材料の軽量化により施工性が向上する。

2.6 アルミ冷媒配管

一部施設の空調冷媒配管を銅からアルミに変更した。アルミ冷媒配管は銅冷媒配管に比べて軽量で施工性が良く、建築業界における再生アルミの使用量増加によって

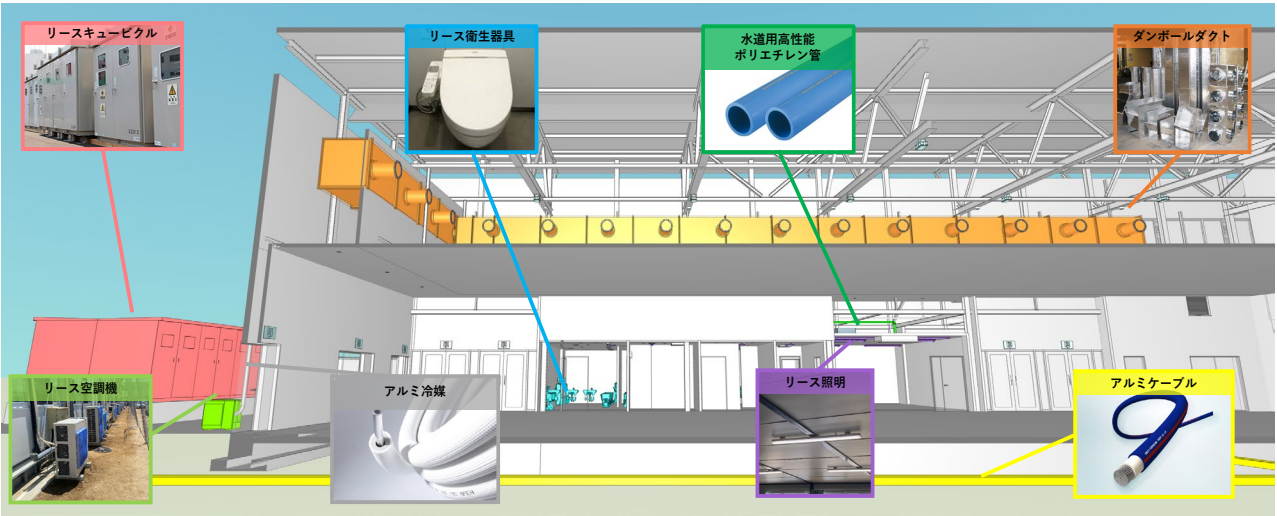


Fig. 2 開発・導入した 3R・脱炭素技術

UC の削減が期待されるため採用した。

2. 7 水道用高性能ポリエチレン管

空調用冷水配管を高性能ポリエチレン管に変更することで従来の炭素鋼鋼管に比べて UC の削減が期待でき、炭素鋼鋼管に比べて軽量であることから施工性が向上するため採用した。

2. 8 リース衛生器具

リース衛生器具の仕様および設置個数を Table. 5 に示す。衛生器具に使用される陶器・セラミックス製品はその製造過程において大量の CO₂ を排出する。西工区では合計 92 個の衛生器具を計画し、それらをリース品とすることで陶器・セラミックス製品製造における UC の削減ができるため採用した。

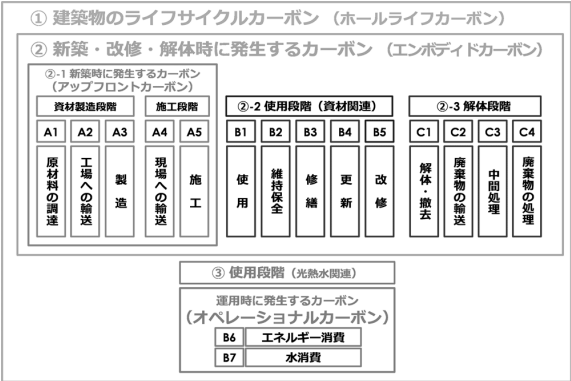
3. アップフロントカーボン削減量の計算

3. 1 計算方法・計算条件

前章に示した 3R・脱炭素推進技術の効果検証として UC 削減量を計算する。これまでの建築業界では建物使用段階の CO₂ 排出量を削減することに注力してきたが、2050 年カーボンニュートラルの実現に向け資材製造段階・施工段階・解体段階を含めた建物生涯のホールライフカーボン (Fig. 3) の削減に向けた議論が急速に進んでいる。

大阪・関西万博は恒久的な建物と異なり開催期間が半年と極端に短く、建物使用段階の CO₂ 排出量の差異が出にくいことから、資材製造段階及び施工段階の CO₂ 排出量を対象とした UC に着目した。

具体的な UC 削減量を計算するため、Fig. 4 に示すように 3R・脱炭素推進技術を計算方法ごとに 2 つのグループに分けた。リースキュービクルやリース空調機などのリース商材は LCA ツールに必要項目を入力することで簡易に算出できる。一方、アルミケーブルやダンボールダクトのように材料変更による UC 削減量の算出には、その材料単位で資材製造段階の CO₂ 発生量を比較する必要がある。



ライフサイクルカーボンの枠組み (WBCSD, 2021)

Fig. 3 ライフサイクルカーボンの枠組み³⁾



Fig. 4 3R・脱炭素技術の計算方法による分類

るため、LCA ツールのバックグラウンドデータである LCA 原単位データベースを用いた。また、アルミ冷媒配管に関しては先行研究⁴⁾にて使用されている単位長さ当たりの CO₂ 排出量に関するデータを用いた。

また、3R・脱炭素推進技術ごとに UC のうち資材製造段階・現場への輸送・施工のどの段階で脱炭素に貢献するかを Table. 6 に示す。リース商材はバージン材と比較して機器や資材を新たに製造しないため資材製造段階の効果が大きく、機器そのものの重量や寸法は大きく変わらないため輸送段階や施工段階における CO₂ 排出量は同等

○：UC計算対象

3R・脱炭素推進の技術	アップフロントカーボン		
	資材製造段階	施工段階	
		現場への輸送	施工
リースキュービクル	○		
リース照明器具	○		
リース空調機	○		
リース衛生器具	○		
アルミケーブル	○		○
ダンボールダクト	○	○	○
アルミ冷媒	○		
水道用高性能ポリエチレン管	○		○

Table. 6 UC の各段階における 3R・脱炭素推進技術の貢献

と評価することができる。一方、アルミケーブル・ダンボールダクト・水道用高性能ポリエチレン管は軽量化や施工方法の簡素化により歩掛を減らすことで施工段階の脱炭素にも寄与する。中でもダンボールダクトは折り畳んだ状態で現場搬入できることから輸送段階も含めた UC の全ての段階で脱炭素に貢献できる技術として積極的に採用した。

3.2 計算結果

Fig. 6 に UC 削減量とその構成比を示す。LCA ツール及び LCA 原単位データベースの特性上、重量単位で CO₂ 排出量を算出するため機器重量が大きいリースキュービクルが大半を占める結果となったが、次点に軽量のダンボールダクトが脱炭素に貢献している。ダンボールダクトは従来使用される普通鋼鋼板ダクトと比較して、単位面積当たりの UC 排出量が約 70% 小さく、採用面積が大きいほど UC 削減量が大きくなる。大阪・関西万博で積極的に使用するにあたり、ダンボールダクトが使えるように設計段階で集合ダクト化し、実証実験を行うことで採用範囲を拡大したことによる成果と考えられる。

3.3 UC 削減効果

3R・脱炭素技術の開発・導入による効果を森づくりに置き換えて計算する。算出方法は林野庁 HP⁵⁾ より、1ha あたり 1,000 本の立木があると仮定し、スギの CO₂ 吸収量は 8.8kg-CO₂/本・年とすると、3R・脱炭素技術の積極的な推進により約 55.8ha の森林を創出して CO₂ を吸収したことに相当する。(Fig. 7)

4. まとめ

大阪・関西万博の基本方針と当社の「サーキュラーデザインビルド®」というコンセプトを実現させるためにさまざまな 3R・脱炭素推進技術を採用することで、UC の削減に貢献することができた。ダンボールダクト・アルミケーブルの導入や恒久的な建物で採用しにくい設備機器のリース化を行うことによって 3R および UC 削減に貢献することができた。今回の UC 削減量を創出した森林面積に換算すると、当社が受注・工区統括管理を行った西工

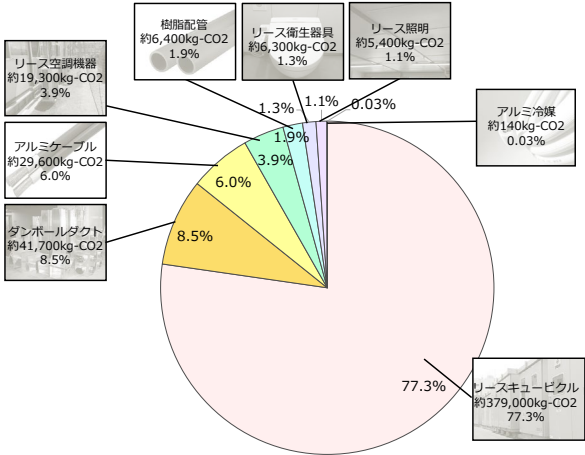


Fig. 6 3R・脱炭素推進技術の UC 削減量と構成比

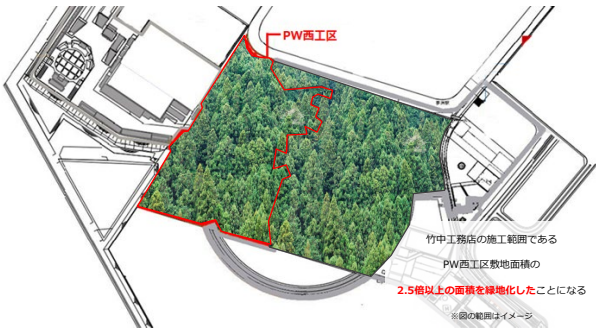


Fig. 7 UC 削減量の森林面積相当範囲

区の 2.5 倍以上に相当する結果となった。

参考文献

- 1) 公益社団法人 2025 年日本国際博覧会協会. “持続可能な大阪・関西万博開催に向けた行動計画 第 1 版”. 持続可能な大阪・関西万博開催に向けた行動計画 第 1 版. 2023-04-27. https://www.expo2025.or.jp/wp/wp-content/uploads/20230427_jizoku_actionplan_ver1.pdf. (2025-02-03)
- 2) 株式会社竹中工務店. “竹中工務店が提唱するサーキュラーデザインビルド®”. TAKENAKA 資源循環. <https://www.takenaka.co.jp/enviro/environment/resource-circulation/>. (2025-02-13)
- 3) wbcsd, ARUP 2021/7, ‘Net-zero buildings Where do we stand?’
- 4) 林野庁. “森林の地球温暖化防止機能について”. 地球温暖化防止に向けて. https://www.rinya.maff.go.jp/j/sin_riyou/ondanka/con_5.html#Q1%20森林吸収量はどのように算定するのですか. (2025-02-13)

中央熱源方式の大学施設における空調・熱源エネルギー消費量に与える影響
一人当たりのCO₂排出量および省エネルギー対策の提案
The Impact on Air Conditioning and Heat Source Energy Consumption in University Using
Central Heat Source Systems
Analysis of CO2 Emissions Per Person and Proposal of Energy Saving Measures

○胸永 拓馬（立命館大学） 近本 智行（立命館大学）
Takuma MUNENAGA*¹ Tomoyuki CHIKAMOTO*¹
*¹ Ritsumeikan University

Currently, more energy-saving measures are required for university facilities to achieve carbon neutrality. The purpose of this study is to create the base data that can estimate CO₂ emissions per person by outside air temperature, number of people, time of day and amount of solar radiation, and to propose energy-saving measures. As a result, we created a model for predicting CO₂ emissions per person for each building. In addition, we propose energy-saving measures for FH, PH, and MC based on the difference between the predicted values by this prediction model and the actual values.

はじめに
現在、カーボンニュートラル実現に向けて、技術革新の基盤となる科学的知見の創出や普及、地域と連携した取り組みなどを行う大学施設の役割は大きく、2021年には文部科学省・経済産業省・環境省等により、大学等コアリション^{文1)}が立ち上がり、大学施設の省エネルギー対策が一層求められている。

DECC^{文2)}では、エネルギー種ごとの毎月のエネルギー使用量と水使用量が収納され、大学・専門学校を含む様々な用途において単位延床面積当たり年間一次エネルギー消費量の調査が行われている。

また、本学においても大学の消費エネルギー特性の分析^{文3)}を実施してきた。しかし、一人当たりのエネルギー消費量や外気温以外のパラメータの影響がどの程度か分析するに至っていない。一人当たりのエネルギー消費量把握により一人ひとりの滞在場所や行動でどれだけCO₂を排出しているか明らかにし、場所選択等の行動変容を促す機会となることで省エネルギー効果が期待できる。

そこで本研究では中央熱源を有する大学施設において外気温、滞在者数、時刻、日射量から一人当たりのCO₂排出量を推定可能なベースデータを作成し、省エネルギー提案することを目的とする。

1. 研究概要

対象建物は、立命館大学びわこ・くさつキャンパス（以下、BKC）のコアステーションに設置されている中央熱源から冷温水が供給されている全11棟であり、各11棟について用途分類を行った（Table 1）。対象期間は2021年4月～2023年3月までの2年間とし、平日・休日、暖房

Table 1 Overview of the building to be analyzed

用途名	建物名	略称	竣工年	延床面積 [㎡]
オフィス	コアステーション	CS	1993	6898
図書館	メディアセンター	MC	1993	5922
食堂	ユニオンスクエア	US	1993	6677
複合施設 ^{注1)}	プリズムハウス	PH	1993	9503
教室	フォレストハウス	FH	1993	5686
理工研究棟	イーストウイング	EW	1993	12206
	ウエストウイング	WW	1993	12206
	トリシア	T	2014	6579
理工実験棟	エクセル 1	EXL1	1993	5973
	エクセル 2	EXL2	1993	5248
	エクセル 3	EXL3	1993	5651

Table 2 How to distinguish between weekdays/holidays, heating season/cooling season

平日・休日 区別方法	
平日（授業実施日）	休日（授業×）
通常授業	土曜日/日曜日
祝日授業日（平日）	春期休暇/夏期休暇/冬季休暇
	ゴールデンウィーク
統一補講日①～⑤（春・秋）	追試験日
定期試験日	夏・冬集中講義
暖房期・冷房期 区別方法	
2021年度	2022年度
暖房期：4/1～5/9,10/21～1/29	暖房期：3/31～4/18,11/1～2/7
冷房期：5/10～10/20	冷房期：4/19～10/31

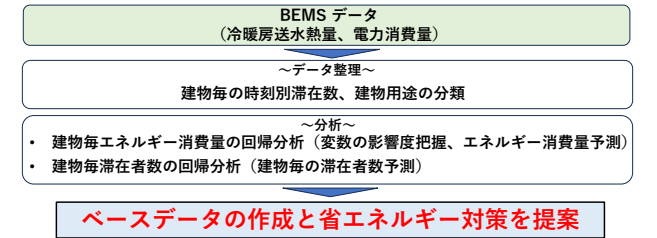


Fig.1 Flowchart of the study

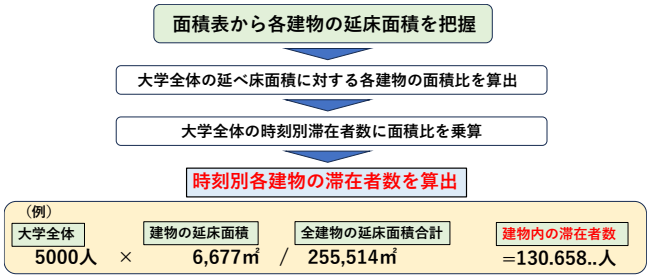


Fig.2 How to calculate the number of people

期・冷房期の区分を行い、平日のみの分析とした (Table 2)。また、用いるデータとして、建物毎に計測されている BEMS データと BKC で計測されている気象データ、気象庁データを用いる。分析項目は建物用途毎の冷暖房送水熱量、電力消費量と外気温、滞在者数、時刻、日射量との関係、一人当たり冷暖房送水熱量の比較である。また、建物毎の滞在者数の算出方法を Fig. 2 に示す。

2. 分析結果

2.1 外気温、滞在者数、時刻、日射量と冷暖房送水熱量の関係

建物毎の冷暖房送水熱量について外気温、滞在者数、時刻、日射量の変化が冷暖房送水熱量に与えているそれぞれの影響度を把握する必要がある。また、単回帰分析では予測式を算出することが難しいことから目的変数を冷暖房送水熱量、説明変数を外気温、滞在者数、時刻、日射量として重回帰分析を行った (Table 3)。重回帰分析を行うにあたり、暖房期、冷房期の区別のほか、朝 (8 時～11 時)、昼 (12 時～15 時)、夜 (16 時～21 時) の 3 つの時間帯に分け分析を行った。全体として、FH を除き修正 R^2 ^{注2)} が平均 0.61 と高い傾向がみられ、 β ^{注3)} から外気温が最も影響度が高く、MC を除き外気温、滞在者数、時刻、日射量の順に影響度が確認された。MC は、図書館の開館時間は滞在者数の変化によらず、ある程度一定の空調運用がみられるため、滞在者数の影響度が低いと考えられる (Fig. 3)。建物毎では、暖房期において WW では他の建物と比べて、外気温の係数が高く、高い相関がみられ、FH においては他の建物と比べて最も滞在者数の影響を受けることが確認できた。暖房期の PH について 2021 年度と比較し 2022 年度では 11～12 月中旬において、全体的な使用量減少がみられ、12 月中旬～1 月において計画的に空調を停止していたことが原因で修正 R^2 が低いと考えら

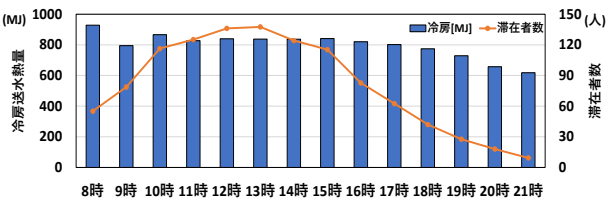


Fig.3 Time of day changes in heating/cooling amount of heat supplied by water and number of people

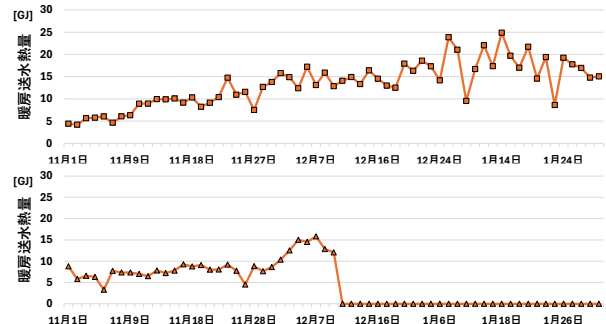


Fig.4 Comparison of heating water heat delivered in PH from November to January in FY2021 (top) and FY2022 (bottom)

Table 3 Multiple regression analysis of amount of heat supplied by water (heating season)

絶対値		0		1		0		1		
修正R ²				β						
暖房送水熱量 ※ n.s. は有意でない値の部分である										
建物用途名		オフィス	図書館	食堂	複合施設	教室	理工研究棟	理工実験棟		
建物名		CS	MC	US	PH	FH	WW	EXL2		
朝	β	外気温	-0.776	-0.723	-0.846	-0.172	-0.595	-0.877	-0.822	
		滞在者数	0.195	0.059	0.075	-0.048, n.s.	0.380	0.134	0.136	
		時刻	0.233	0.169	0.187	0.190	0.099	0.373	0.295	
		日射量	-0.228	-0.259	-0.094	-0.107	-0.261	-0.155	-0.168	
		修正R ²	0.673	0.666	0.709	0.055	0.451	0.817	0.716	
昼	β	外気温	-0.841	-0.815	-0.872	-0.221	-0.645	-0.949	-0.871	
		滞在者数	0.162	0.001, n.s.	0.058	0.031, n.s.	0.394	0.145	0.136	
		時刻	0.032, n.s.	-0.047	0.050	-0.058, n.s.	0.051, n.s.	0.096	0.082	
		日射量	-0.024, n.s.	-0.074	0.004, n.s.	-0.104	-0.142	0.004, n.s.	-0.013, n.s.	
		修正R ²	0.667	0.733	0.724	0.076	0.516	0.828	0.711	
夕・夜	β	外気温	-0.787	-0.829	-0.831	-0.128	-0.458	-0.913	-0.835	
		滞在者数	0.248	0.057, n.s.	0.225	0.132	0.452	0.179	0.122	
		時刻	-0.232	-0.141	-0.031, n.s.	-0.306	-0.199	-0.154	-0.162	
		日射量	-0.054	-0.033, n.s.	0.014, n.s.	-0.204	-0.232	-0.025, n.s.	-0.044, n.s.	
		修正R ²	0.652	0.659	0.640	0.130	0.444	0.795	0.672	
冷房送水熱量										
建物用途名		オフィス	図書館	食堂	複合施設	教室	理工研究棟	理工実験棟		
建物名		CS	MC	US	PH	FH	WW	EXL2		
朝	β	外気温	0.686	0.902	0.956	0.844	0.781	0.852	0.901	
		滞在者数	-0.009, n.s.	0.046	0.179	0.228	0.381	0.103	-0.006, n.s.	
		時刻	-0.146	-0.233	-0.187	-0.099	-0.221	0.011, n.s.	0.004, n.s.	
		日射量	-0.066, n.s.	-0.034, n.s.	-0.101	-0.089	-0.170	-0.048, n.s.	-0.145	
		修正R ²	0.419	0.722	0.763	0.614	0.499	0.690	0.736	
昼	β	外気温	0.451	0.959	1.002	0.940	0.874	0.986	0.982	
		滞在者数	-0.233	0.027, n.s.	0.174	0.181	0.396	0.105	0.039, n.s.	
		時刻	-0.126	-0.102	-0.163	-0.068	-0.067	-0.074	-0.099	
		日射量	-0.131	-0.216	-0.304	-0.240	-0.373	-0.222	-0.335	
		修正R ²	0.261	0.731	0.712	0.645	0.531	0.745	0.706	
夕・夜	β	外気温	0.499	0.883	0.878	0.802	0.660	0.885	0.897	
		滞在者数	-0.286	-0.014, n.s.	0.298	0.076	0.348	0.034, n.s.	-0.037, n.s.	
		時刻	-0.360	-0.119	0.117	-0.026, n.s.	0.015, n.s.	-0.047, n.s.	-0.113	
		日射量	-0.109	-0.185	-0.270	-0.068	-0.204	-0.087	-0.230	
		修正R ²	0.289	0.688	0.625	0.622	0.433	0.742	0.679	

Table 4 Multiple regression analysis of amount of heat supplied by water (cooling season)

電力消費量		オフィス		複合施設		教室		理工研究棟	
建物名		CS		PH		FH		WW	
		電灯	動力	電灯	動力	電灯	動力	電灯	動力
暖房期	β	外気温	-0.378	-0.652	-0.250	-0.429	-0.250	-0.429	-0.301
		滞在者数	0.295	0.306	0.466	0.170	0.466	0.170	0.313
		時刻	0.632	0.550	0.662	0.414	0.662	0.414	0.751
		日射量	0.026, n.s.	-0.150	-0.055	-0.166	-0.055	-0.166	-0.054
		修正R ²	0.657	0.680	0.859	0.322	0.859	0.322	0.804
冷房期	β	外気温	-0.580	-0.847	-0.419	-0.608	-0.419	-0.608	-0.599
		滞在者数	0.401	0.313	0.775	0.173	0.775	0.173	0.581
		時刻	-0.081	0.078	0.007, n.s.	0.053, n.s.	0.007, n.s.	0.053, n.s.	0.331
		日射量	0.150	-0.028, n.s.	-0.141	-0.046, n.s.	-0.141	-0.046, n.s.	0.004, n.s.
		修正R ²	0.330	0.672	0.644	0.359	0.644	0.359	0.526
夕・夜	β	外気温	-0.329	-0.752	-0.161	-0.447	-0.161	-0.447	-0.340
		滞在者数	0.374	0.350	0.812	0.165	0.812	0.165	0.557
		時刻	-0.396	-0.036, n.s.	-0.144	-0.085, n.s.	-0.144	-0.085, n.s.	-0.371
		日射量	-0.180	-0.131	-0.211	-0.140	-0.211	-0.140	-0.146
		修正R ²	0.454	0.616	0.702	0.235	0.702	0.235	0.661
朝	β	外気温	0.269	0.647	0.208	0.541	0.202	0.523	0.382
		滞在者数	0.336	0.262	0.557	0.074	0.555	0.069	0.358
		時刻	0.482	0.186	0.505	0.139	0.502	0.132	0.567
		日射量	-0.005, n.s.	-0.065	-0.038	0.002, n.s.	-0.026, n.s.	0.034, n.s.	-0.040, n.s.
		修正R ²	0.617	0.545	0.875	0.356	0.874	0.348	0.836
昼	β	外気温	0.437	0.863	0.433	0.695	0.398	0.656	0.648
		滞在者数	0.416	0.299	0.911	0.004, n.s.	0.899	-0.012, n.s.	0.653
		時刻	-0.149	0.004, n.s.	0.019, n.s.	-0.032, n.s.	0.030, n.s.	-0.017, n.s.	0.192
		日射量	-0.083	-0.208	-0.210	-0.124	-0.164	-0.058, n.s.	-0.206
		修正R ²	0.256	0.558	0.753	0.403	0.745	0.400	0.572
夕・夜	β	外気温	0.156	0.723	0.278	0.597	0.274	0.589	0.514
		滞在者数	0.526	0.274	1.055	-0.090	1.056	-0.086	0.686
		時刻	-0.120	0.199	0.195	0.032, n.s.	0.205	0.053, n.s.	-0.148
		日射量	-0.142	-0.077	-0.185	-0.024, n.s.	-0.172	0.0044, n.s.	-0.271
		修正R ²	0.330	0.475	0.749	0.334	0.750	0.334	0.708

れる (Fig. 4)。また、時間帯別では、暖房期において修正 R^2 では昼が一番高く、 β では昼に時刻と日射量が、夕・夜に日射量の係数が有意でない傾向であり、冷房期において修正 R^2 では朝が一番高く、 β では朝に時刻が、昼、夕・夜に滞在者数の係数が有意でない傾向が確認できた。

2.2 外気温、滞在者数、時刻、日射量と冷暖房送水熱量の関係

冷暖房送水熱量と同様に目的変数を電灯および動力の電力消費量、説明変数を外気温、滞在数、時刻として重回

帰分析を行った (Table 4) 電灯、動力消費量の内訳として、電灯は照明やコンセントによる負荷であり、動力は換気ファンや冷温水ポンプ動力、EV による負荷である。結果から全体としてやや強い相関がみられ、 β から電灯では外気温の影響が低く、動力では外気温の影響が大きいことが確認できた。これは動力が外気温の影響が大きい冷温水ポンプによる消費量を含んでいることが原因だと考えられる。建物毎では、PH、FH について電灯の滞在者数の係数、修正 R^2 が高く、動力の修正 R^2 が低い傾向がみられた。WW については電灯、動力ともに修正 R^2 が高い傾向がみられた。これは、他の建物と異なり PH、FH では①電灯について滞在者数に合わせて照明やコンセントによる負荷が生じていること、②動力については日による電力消費量に大きな差が生じており (Fig. 5)、外気温、滞在者数、時刻、日射量以外の要素が考えられることの二点が原因であり、WW は季節や日による消費量に大きな差がないことが原因だと考えられる。

以上より一部を除き、重回帰分析結果から建物毎のエネルギー消費量予測モデルを作成した。

2.3 滞在者数予測モデルについて

一人当たりエネルギー消費量予測のため滞在者数予測モデルを作成する必要がある。そこで、目的変数を滞在者数、説明変数を外気温、日、時刻、日射量、降水量、曜日として各 11 棟について重回帰分析を行った。Table 5 に代表建物として CS の重回帰分析結果から得た修正 R^2 を示す 2-1、2-2 と同様に暖房期、冷房期の区別、朝、昼、夜の 3 つの時間帯の区別に加え、月毎に分けて分析を行った^{注4)}。結果として、全体的に決定係数が高く、比較的精度の高い予測式を得られたと考えられる。また、朝、夕・夜の時間帯において、修正 R^2 が高い傾向にあり、特に 9 月～12 月の暖房期において高い傾向にあった。一方で昼の時間帯では、修正 R^2 が低い傾向にあり、これは昼の時間帯では朝、夕・夜の時間帯に比べ、予測式における時刻の係数が小さいことが原因だと考えられる。

2.4 一人当たり CO₂ 排出量予測モデルについて

2-2 から得た建物毎のエネルギー消費量予測モデルと 2-3 から得た建物毎の滞在者数予測モデルより一人当たりエネルギー消費量予測モデルを作成した (Fig. 6)。また、8 時、21 時の時間帯は、大きく外れ値が生じてしまう部分が多くあったため (Fig. 7)、この時間帯について

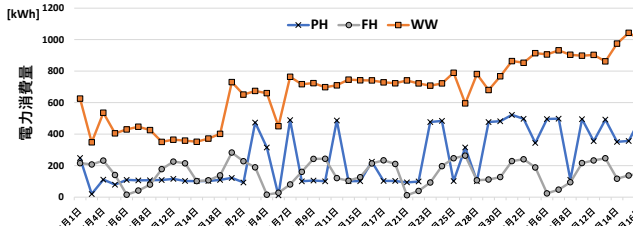


Fig.5 Comparison of electricity consumption by power in PH, FH, and WW in April, November, and December 2022

Table 5 Adjusted R^2 obtained from multiple regression analysis of the number of people (CS)

月	1, 2月			3, 4月			5月			6月		
	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜
修正 R^2	0.575	0.462	0.665	0.378	0.152	0.487	0.329	0.211	0.748	0.520	0.383	0.749
月	7, 8月			9, 10月			11月			12月		
	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜	朝	昼	夕・夜
修正 R^2	0.486	0.288	0.594	0.542	0.338	0.816	0.627	0.199	0.761	0.659	0.195	0.792

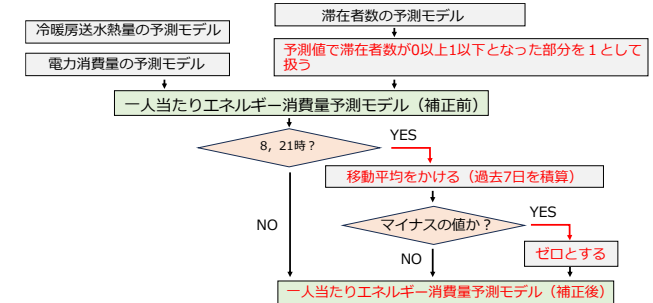


Fig.6 Comparison of measured and predicted per person heating/cooling water supplied heat rate in CS before correction

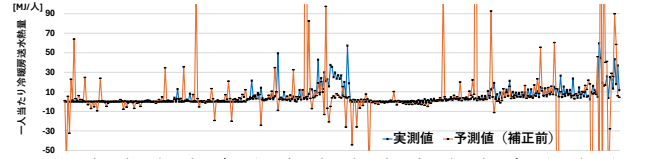


Fig.7 Comparison of measured and predicted per person heating/cooling water supplied heat rate in CS before correction

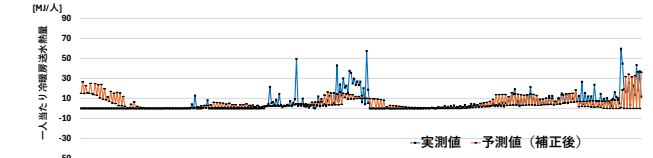


Fig.8 Comparison of measured and predicted per person heating and cooling water consumption in corrected CS

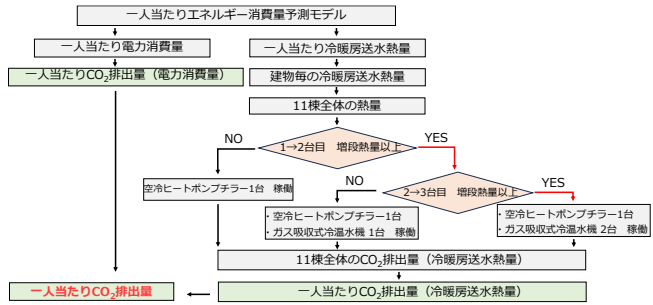


Fig.9 Flow to calculate CO₂ emissions per person

それぞれ各 11 棟で過去 7 日間を積算し平均していく移動平均を採用し、マイナス値が生じてしまう部分について、ゼロとして扱い補正を行った。上記の補正を行った CS では大きな外れ値がなくなり実測値と予測値で概ね一致した (Fig. 8)。また、電力消費量においても同様の補正方法で効果がみられた。算出した一人当たりエネルギー消費量の予測モデルを用いて、建物毎の一人当たり CO₂ 排出量予測値を算出することができる (Fig. 9)。

2.5 建物毎の一人当たり冷暖房送水熱量の比較と省エネルギー提案

6 月下旬～7 月上旬 (長期休暇直前ではない期間) の一人当たり冷房送水熱量の実測値と予測値の比較 (Fig. 10)

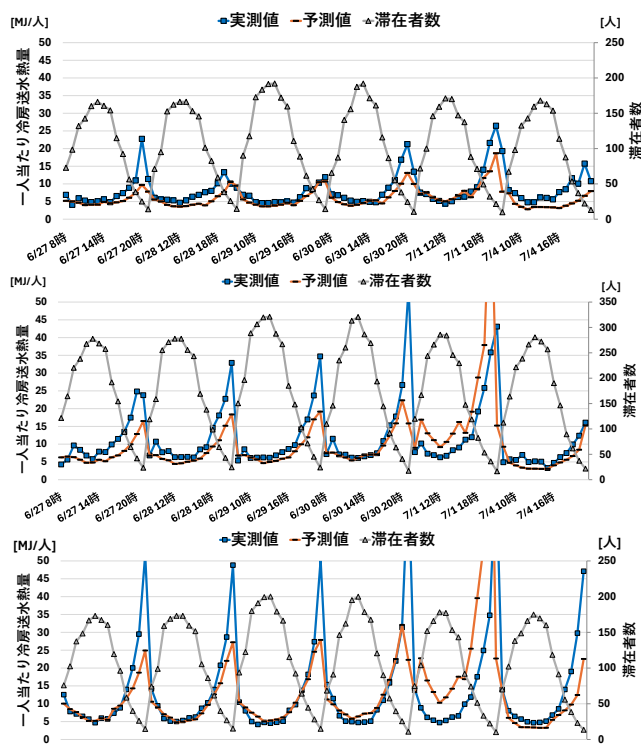


Fig.10 Comparison of measured and predicted values in late June and early July for cooling water heat delivered per person for each building (top: FH, middle: PH, bottom: MC)

では、全体として、夜間に実測値が予測値を上回る傾向にあり、特にPH、MCにおいて実測値が予測値を大きく上回る傾向がみられた。これは、いずれの建物においても夜間の滞在者数が少ないに関わらず、冷房送水熱量が多いことが原因だと考えられる。そのため、MCでは夜間の空調運用の見直し、FH、PHでは行動変容により夜間の使用教室が減少することで冷房送水熱量を削減し、省エネルギー対策が行えると考えられる。また、PHにおいて他の建物と異なり、昼の時間帯において実測値が予測値を上回る傾向にある。そのため、昼の時間帯において、自習教室として利用している生徒を教室棟であるFHや図書館のMCに行動変容を促すことによって省エネルギー化につながると考えられる。7月下旬～8月上旬（長期休暇直前の期間）の一人当たり冷房送水熱量の実測値と予測値の比較（Fig. 11）では、PH、MCにおいて、夏季休暇前の期間では他の期間と比べて時間帯によらず、実測値が予測値を大きく上回る傾向があった。これは、他の期間と比べて、滞在者数が比較的少ないことが原因だと考えられる。そのためこの期間にあった空調運用が必要だと考えられる。一方、FHでは一部実測値が予測値を大きく上回る日があるものの、概ね実測値が予測値よりも低い傾向がみられる。そのためこの期間のFHでは、省エネルギー対策の観点から良い空調運用が行われていると考えられる。また、暖房期においても長期休暇直前の期間（1月中旬～下旬）と長期休暇直前ではない期間（11月～12月）において冷房期と同様の結果が得られた。

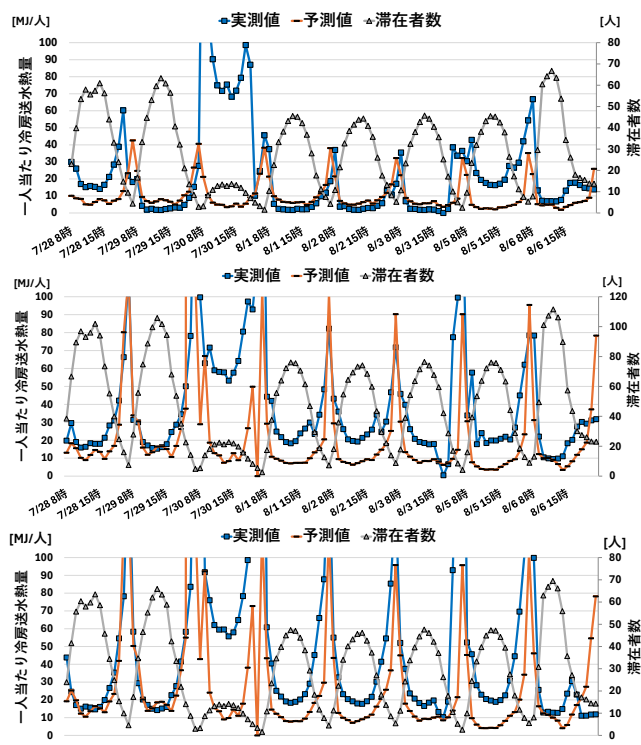


Fig.11 Comparison of measured and predicted values in late July and early August for cooling water heat delivered per person for each building (top: FH, middle: PH, bottom: MC)

3. まとめ

本研究では、建物毎の冷暖房送水熱量、電力消費量について外気温、時刻、滞在者数、日射量との関係について重回帰分析を行い、建物毎のエネルギー消費量予測モデルを作成した。さらに、建物毎の滞在者数についても同様に外気温、日時、日射量、降水量、曜日との関係について重回帰分析を行うことで滞在者数予測モデルを作成し、2つのモデルから一人当たりCO₂排出量予測モデルを作成した。また、FH、PH、MCについて各建物の時期や時間帯によって、行動変容による省エネルギー対策が行えることが示唆された。

注釈・参考文献

- 注1) 複合施設: 事務室、教室、ホール、PCルーム、ラウンジなど
 注2) 修正R²: 修正済み決定係数 注3) β : 標準偏回帰係数
 注4) 2、3、8、9月は表2より平日として区分される日が少ないため、1・2月、3・4月、5月、6月、7・8月、9・10月、11月、12月に分け分析を行い、曜日について月曜日を1、火曜日を2、水曜日を3、木曜日を4、金曜日を5、土曜日を6、日曜日を7として扱った。
 文1) 文部科学省: カーボンニュートラル達成に貢献する大学等コアリション, https://www.mext.go.jp/content/20210728-mxt-kankyou-000017072_1.pdf, 2024. 1. 30 閲覧
 文2) 一般社団法人日本サステナブル建築協会: 非住宅建築物の環境関連データベース, <https://www.jsbc.or.jp/research-study/casbee.html>, 2024. 1. 29 閲覧
 文3) 丸尾: 大学施設においてコロナ禍が空調・熱源エネルギー消費量に与える影響に関して (その1) 冷暖房送水熱量、エネルギー消費特性および電力デマンド変化の分析、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、2023。

謝辞

BEMSデータの取得にあたっては学校法人立命館財務部管財課の皆様にご尽力頂戴しました。ここに期して謝意を表します。