空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

卓上熱上昇気流を用いた感染予防対策に関する研究
（その 3）会話に起因する発生粒子の挙動解析
A Study on Infectional Prevention Measures Using Table Top Thermal Plume Airflow
(Part 3) Analysis of Behavior of Particles Generated by Speaking

○難波　和佳子（大阪大学）　　盛　　紹宇（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山澤　春菜　（大阪大学）

Wakako NAMBA*1　Shaoyu SHENG*1　Toshio YAMANAKA*1
Tomohiro KOBAYASHI*1　Haruna YAMASAWA *1

*1 Osaka University

Since the coronavirus pandemic, masks and partitions have been used to deal droplet infection, but those methods have many problems. Therefore, we aimed to block the spread of droplets and droplet nuclei by a thermal plume. In this study, full-scale experiment and CFD unsteady analysis were used and expiratory jet, droplets and droplet nucleus were assumed. As a results, the table-top plume is effective with displacement ventilation. And it had a different positive impact depending on its superiority to expiratory jetting.

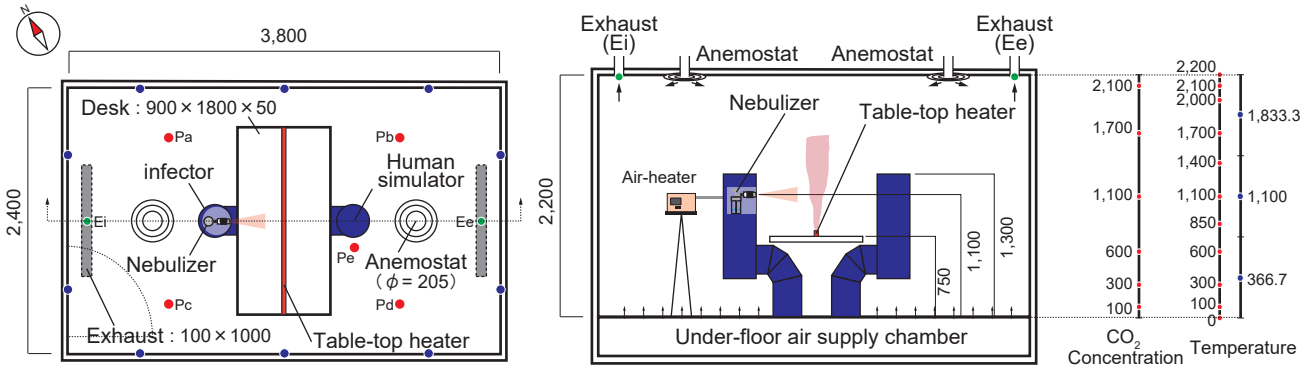
はじめに

新型コロナウイルス感染拡大以降、感染症対策に注目が集まった。会話空間における飛沫感染や空気感染には、マスクやパーテーションで物理的に遮る対策が推奨された。しかし、視界が遮られたり相手に声が届きにくい等、コミュニケーションにおいて問題点があることから、感染拡大の収束に伴い導入事例は激減している。パンデミック対策は平時から行うことが大切であり、導入しやすさに加え導入後の快適性を損なわないことが必要であると考える。そのための手法として、対面人体間に気流を発生させることで拡散を遮断する方法を考えた。等温噴流を用いて飛沫・飛沫核の拡散を遮断する研究[1]はあるものの、非等温噴流を用いた研究はあまり見られない。そこで本研究では非等温噴流である熱上昇気流と換気システムを組み合わせることにより、飛沫・飛沫核の拡散抑制を可能とする方法を検討した。換気システムは、上昇気流が最も形成されやすいと考えられる静穏気流場を構成する置換換気と、現在最も普及している混合換気を採用した。実大実験と CFD 解析により、会話由来汚染物質である呼気や飛沫・飛沫核の拡散性状について検討した結果を報告する。

1. 実大実験

1. 1　実験概要

Fig. 1 に実験室の様子と測定点の配置を示す。実験は無塵室で行い、2 人が机を介し対面して会話する空間を再現した。机の上に幅 50 mm の発熱体を設置し熱上昇気流を発生させた。排気は天井両端い設置されたライン型排気口 2 か所から行った。給気は置換換気条件では床下チャンバーを通し床面全面より、混合換気条件では天



(a) plan　　(b) Vertical sross-section　　(c) vertical measurement points

Fig.1 Experimental set-ups [mm]

井に設置されたアネモスタット 2 個から行った。アネモスタットは冷房モードとした。給気には全て HEPA フィルターを使用し、給気量 300 m^3/h、給気温度約 22 ℃とした。模擬人体のうち一体は感染者を想定したため、口高さ（床上 1100 mm）から汚染物質を発生させた。

1. 2　汚染物発生方法

汚染物質発生の模式図を **Fig.2** に示す。呼気を模擬した混合ガスと飛沫・飛沫核を模擬した粒子を会話発生器から発生させた。吹き出し口は直径 12.5 mm の円 [2]、会話を模擬し吹き出し速度は 2, 3 m/s とし、流量を算出した。He と CO_2 を 5 : 3 で混合したガス 2.5 L/min をネブライザーに吹き込み粒子を発生させた。不足分の流量は、中性能フィルターを通過後 34℃、相対湿度 100 % に調節した新鮮空気により補い、会話発生器のチャンバー部でネブライザーからのガス及び粒子と混合後発生させた。気体ヒーターを用いて新鮮空気を合流前に加熱するこで、最終的な会話発生器からの吹き出し温度が 34 ℃となるよう調節した。ネブライザー粒子発生には模擬唾液 [3]（水 1L に対し、塩化ナトリウム 12 g とグリセロール 76 g）を用いた。

1. 3　実験条件・実験手順・測定項目

実験条件を **Table 1** に示す。パラメーターは換気手法 2 通り、呼気吹出し速度 2 通り、卓上発熱体の発熱量 3 通りを組み合わせた、計 8 条件とした。呼気吹出し速度は会話を想定し 2 m/s または 3 m/s とした。実験手順は、

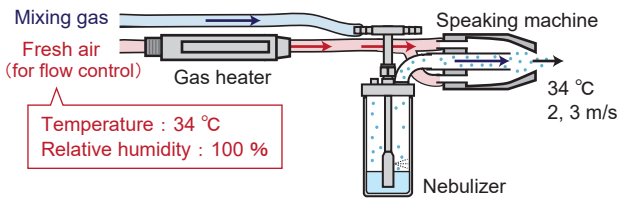


Fig.2 Contaminnant emission

Table 1 Experimetal case

Air supply method		Whole floor(D)		Anemostat(A)
Expiratory jet velocity		2 m/s	3 m/s	
Table-top heat value	0 W	D0-2	D0-3	A0-3
	100 W	D100-2	D100-3	
	200 W	D200-2	D200-3	A200-3

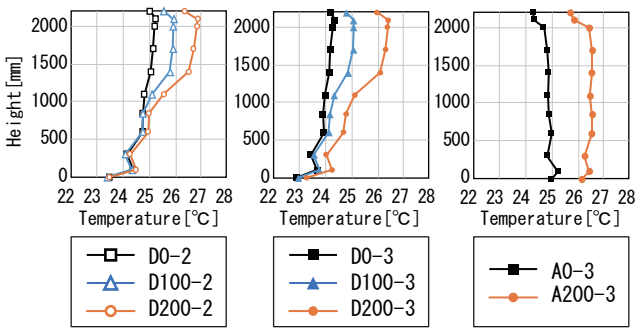


Fig.3 Vertical average temperature distribution

実験室の温度定常を 2 時間以上行った後、ガス・粒子を 60 分間発生させた。前半 30 分は定常待ちとし、後半 30 分間をデータを取得した。温度は T 型熱電対で、CO_2 濃度は NDIR 方式 CO_2 濃度計を用いて **Fig.1** に示す測定点で鉛直分布を測定した。測定間隔は 1 分である。また、排気口 2 か所における粒子の個数濃度をパーティクルカウンターで測定した。測定時間は 30 秒、測定間隔は 30 秒である。

1. 4　実験結果

条件ごとの鉛直平均温度分布を **Fig.3** に示す。置換換気条件 6 条件では全条件で温度成層が形成されており、呼気吹出し速度に関わらず卓上発熱体の発熱量の増加に伴い温度勾配が強くなった。また、混合換気条件では、両条件において鉛直温度分布は一様であった。

測定点 Pa, Pd, Pe における鉛直 CO_2 濃度分布を **Fig.4** に示す。値は給排気濃度差の理論値を用いて規準化した。置換換気条件 6 条件では全条件で濃度境界面が形成されてたが、卓上発熱体の発熱量の増加に伴い濃度境界面高さが低下した。卓上発熱体からの上昇気流量が増加したためであると考えられる。混合換気条件では、鉛直濃度分布は一様であり混合されていることが確認できた。

排気口 2 か所における粒子数濃度を **Fig.5** に示す。Case D0-2, D100-2, D200-2 を比較すると、卓上発熱がない Case D0-2 において曝露側 Ee の濃度が感染者側排気口 Ei よりも多くなった。Case D0-3, D100-3, D200-3 を比較すると、卓上発熱を行った D100-3, D200-3 において Ee の濃度が Ei よりも多くなった。呼気吹き出し速度により卓上上昇気流の影響が異なると考えられる。

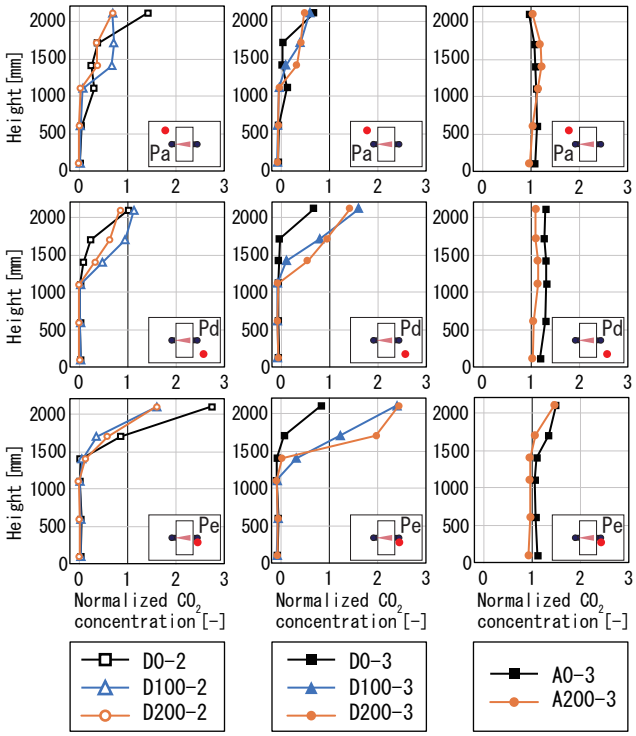


Fig.4 Vertical normalization CO_2 concentration distribution

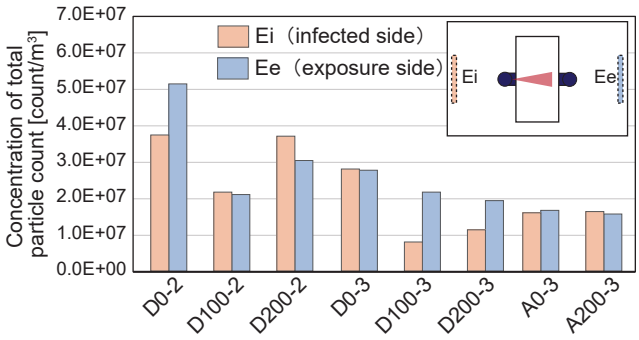


Fig.5 Concentration of total particle count at the exhausts

Table 2 Analysis method

Software		Cradle STREAM V2022
Turbulence model		Standard k- ε model
Algorithm		SIMPLE
Discretization scheme of convection component		QUICK
Number of cells	DV model	540,360
	MV model	376,656

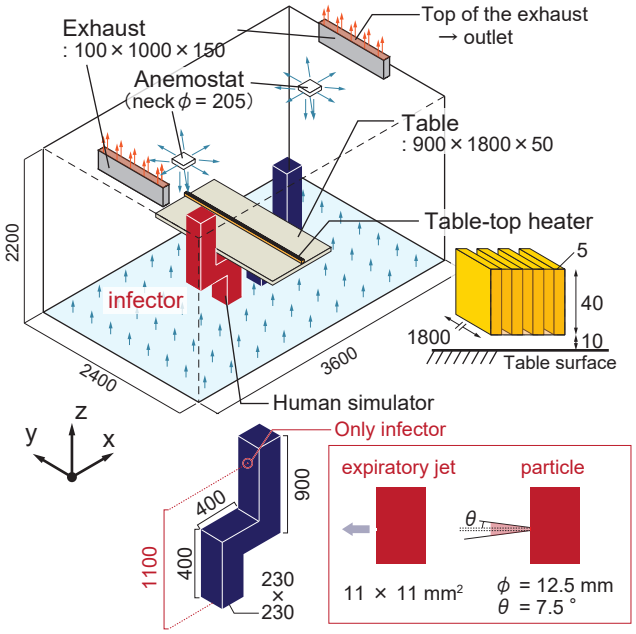


Fig.6 Analysis domain [mm]

2. CFD 解析

2.1 CFD 解析概要

第 1 章における粒子の挙動を詳しく把握するため、実大実験を再現した CFD 解析を行った。解析手法を **Table 2** に示す。乱流モデルには標準 k- ε モデルを用いた。解析空間を **Fig.6** に、境界条件を **Table 3** に示す。解析空間は実験室を再現した。卓上発熱体は実験で用いたものを参考に幅 5 mm の板状の発熱体を 4 つ重ねたモデルとし、机面から 10 mm 離して設置した。境界条件とし、壁面温度、給気温度、呼気温度に実験値を使用した。感染者からの呼気は拡散物質、飛沫・飛沫核は粒子を用いて模擬し、吹き出し面の大きさ及び広がり角は実験時の会話発生器からの呼気挙動と近しくなるよう設定

Table 3 Boundary condition

Radiation			Emissivity = 0.9
Wall-Logarithm			No-slip
Wall		Temperature	Experimental value
Inlet	FSDV	Velocity	300 [m³/h]
		Temperature	Experimental value
	Mouth	Diffusion	Coefficient: 1.5965×10^{-5}
			Cencentration: 300
		Velocity	2, 3 [m/s]
		Temperature	Experimental value
Outlet	Exhaust		Natural outflow
Heat	Huma simulator		75 [W]× 2 = 150 [W] in total
	Table-top heater		0, 200 [W]
	Wall		Adiabatic
Particle	Density		1,375 [kg/m³]
	Coefficient of restitution		0
	Velocity		Same as expiration jet
	Randomwalk		On
	Resistance coefficient		$C_D = \frac{24.0}{Re\times(1.0+0.1255Re^{0.72})}$

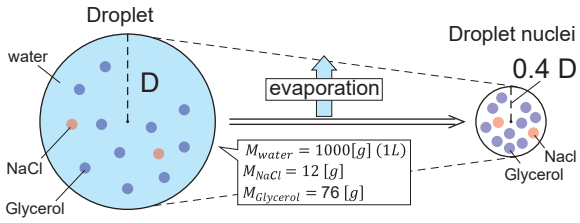


Fig. 7 Evaporation process of droplets density

Table 4 Particle size and output

Diameter [μ m]	Concentration [Count/m³]	Output [Count/s]
0.38	3.38E+09	6.97E+05
0.62	1.57E+09	3.24E+05
1.50	7.73E+08	1.59E+05
3.20	4.06E+06	8.36E+02
6.24	2.01E+04	4.15
合計	5.73E+09	1.18E+06

した。本解析では、飛沫は瞬時に蒸発し飛沫核になることから全粒子を飛沫核として扱った。粒子密度には飛沫核密度を設定し、式 (1) より算出した。想定した飛沫核の蒸発過程を **Fig.7** に示す。粒径 D の実験の模擬飛沫（水 1L に対し、塩化ナトリウム 12 g とグリセロール 76 g）に含まれる水分が完全に蒸発し、粒径 0.4D の飛沫核になるとした。粒子の反発係数は沈着の影響を考慮するため 1 とし、発生速度は呼気と等しくした。粒子の大きさ及び発生量を **Table 4** に示す。実験時と発生粒子数及び総質量が等しくなるよう粒径を 5 通りに設定した。

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

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

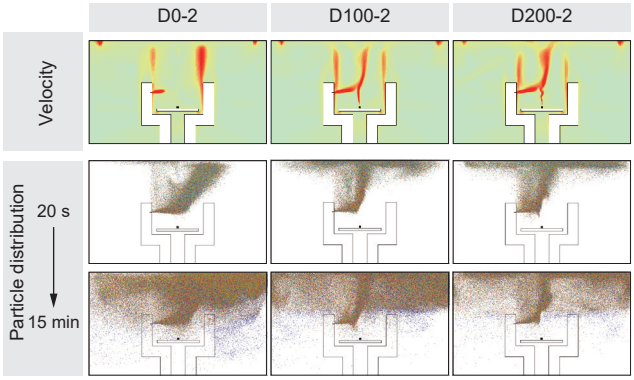


Fig. 8　Analysis results (Case_D0-2, D100-2, D200-2)

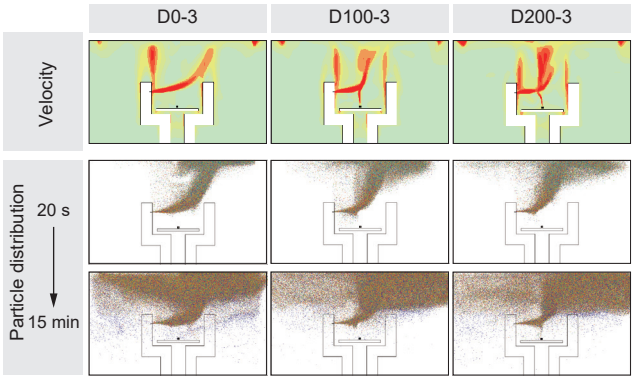


Fig. 9　Analysis results (Case_D0-3, D100-3, D200-3)

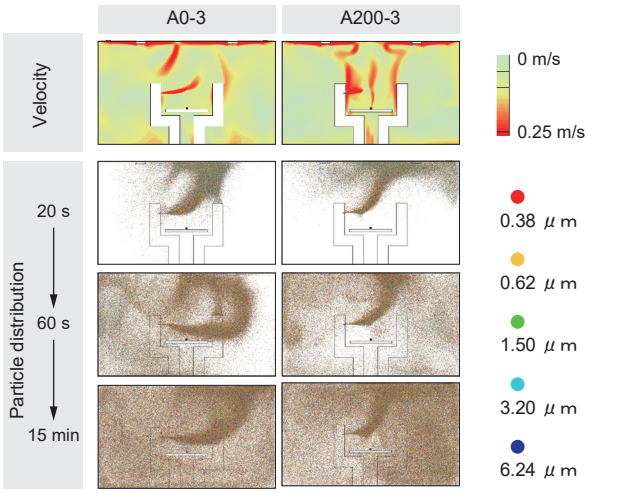


Fig. 10　Analysis results (Case_A0-3, A200-3)

2. 2　CFD 解析結果

Fig.8 に Case D0-2, D100-2, D200-2 の解析結果を示す。風速分布より、呼気吹き出し速度 2 m/s の場合には呼気噴流合流後も上昇気流が比較的垂直に上昇していることから、呼気噴流に比べ上昇気流が優勢であると考えられる。粒子分布 20 秒後より、Case D0-2 では呼気噴流とともに排気口に向かって徐々に上昇するのに対し、Case D100-2, D200-2 では、天井面に衝突し、コアンダ効果により天井面にそって両端の排気口まで進む様子が確認できた。

Fig.9 に Case D0-3, D100-3, D200-3 の解析結果を示す。風速分布より、呼気噴流の運動量が大きく上昇気流に衝突後も進行方向に流れていることが確認できた。吹き出し初期（20 秒後）の挙動に対する影響は少なかったものの、定常状態では上昇気流がある場合に感染者側の室上部の粒子数が減少していることが確認できる。上昇気流により室上部へ移動後の拡散が抑制されたためであると考えられる。

Fig.10 に Case A0-3, A200-3 の解析結果を示す。粒子挙動を見ると、Case A0-3 では呼気噴流が流される方向に経時的な違いが見られた。アネモの水平方向の吹き出し気流が衝突することで発生した下降気流によるものであると考えられる。一方、Case A200-3 では上昇気流がアネモの衝突下降噴流よりも優勢であるため、粒子は吹き出された直後上昇気流とともに上昇する様子が確認できる。アネモ給気条件の場合、粒子は一度室上部に移動した場合でもアネモの給気気流により下降するため、室内は混合していた。定常状態では上昇気流の有無による違いは確認できないものの、上昇気流が存在すると吹き出された呼気が直接対面へ向かうことを防止できると考えられる。

まとめ

本研究では、実大実験と非定常の CFD 解析により、卓上熱上昇気流が呼気及び飛沫・飛沫核の拡散に与える影響について検討した。結果より、置換換気との組み合わせることで効果が確認できた。上昇気流が呼気噴流よりも優勢な場合は上昇気流に合流し比較的垂直に室上部に輸送され、対面への拡散を遮断できる可能性が示された。一方、呼気噴流が上昇気流よりも優勢な場合には発生直後影響は少ないものの、定常状態において室上部での拡散を抑制する効果が示唆された。発熱量が不十分であると上昇気の到達が室中央高さに留まり可能性があるため十分な発熱量が必要であるが、発熱量の増加に伴い濃度境界面は低下するため適切な発熱量の検討が必要であると考えられる。混合換気との組み合わせでは、定常状態には違いが見られないものの、上昇気流により直接的な曝露を防ぐ可能性が示された。

今後は、粒子の沈着をより詳細に再現した上での検討が必要であると考える。

謝辞

本研究は、大阪ガス (株) の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1) 高牟礼光太郎、坂本康明、八木哲也、岩谷康正、天野浩、内山ともみ：卓上エアカーテンによる呼気中のエアロゾルの遮断効果、AIP Advances、2022 年 5 月、12 巻 5 号
2) Jitendra K.Gupta, Chao-Hsin Lin, Qingyan Chen : Characterization exhaled airflow from breathing and talking, Indoor Air, 2010, 20, 31-39
3) 尾方ら：模擬咳発生装置による飛沫沈着領分布の測定，日本建築学会環境系論文集 83 巻 743 号，pp.57-64，2018.1

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究
（その 10）冷房時に内外差圧が存在する条件下における室内環境の評価
Performance of Air Curtain Located at the Top of Large Opening
(Part 10) Indoor Environment under Cooling Conditions with Pressure Difference between Indoor and Outdoor

○古谷　知大　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）
尾本　和夫　（きんでん）　　水野　慶蔵　（きんでん）

Chihiro FURUYA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA [*1]　Kazuo OMOTO[*2]　Keizou MIZUNO[*2]
[*1] Osaka University　[*2] KINDEN CORPORATION

To reduce air-conditioning load and to improve thermal environment in a building, installing an air curtain at the opening can be a beneficial technique. The air flow blowing out of the device suppresses the heat exchange by buoyancy induced convection through the opening. The impact of exhaust flow rate by mechanical fan and installation position of the air curtain on temperature distribution and invasion flow rate of outdoor air was investigated by full-scale experiment under cooling operation. Outdoor air infiltration was measured using tracer-gas method. The amount of outdoor air infiltration was evaluated based on both temperature difference and CO_2 concentration performance of air curtain decreased.

はじめに

建物の出入口など、人の出入りや積み荷の通行などによって開放状態で利用される場所では、屋外空気の侵入や室内空気の漏出などによる熱損失が生じ得る。これは室内の温熱環境や空調負荷を考える上での課題と言え、その解決方法のひとつとして、2 つの空間の境界部分に一定速度の気流を吹出すことにより空気の移動を抑制するエアカーテン（Air Curtain 以下：AC）があげられる。AC の性能予測に関する研究事例[1-3]はこれまでにも多く行われているものの、熱環境に着目した研究が多く、物質の遮断性能との違いに着目した例は少ない。また実際の AC 運用時は、出入口以外にも窓や建物の隙間風による内外差圧が生じ得る。しかし差圧が AC に与える影響を調査した研究は少ない。そこで本研究では内外差圧が存在する条件における熱及び物質の遮断性能を評価したうえで、室内環境の評価を行うこととする。本報では、冷房時に差圧が存在する条件における AC の気流遮断性能及び熱環境改善効果を把握するため、実大実験により排気時の鉛直温度分布及び外気侵入量を測定した結果について報告する。

2.　実験項目と実験装置の概要

実験は大阪大学実験棟内に設置した **Fig.1** に示す内寸 3,000 mm の建屋で 2023 年 8 月 8 日～9 月 15 日に行った。建屋の外側と内側には **Fig.2** に示す AC（三菱電機 , GK-3012S）を開口上部に設置し、それぞれ屋外側 AC、室内側 AC と呼称する。この AC は 6 台の軸流ファンの気流を 25 mm 幅の吹出口 2 箇所から吹出すものである。排気は **Fig.1 (4)** に示すファン（昭和電機 , AH-H10-L313）を用いて建屋の天井中心から行い、実験棟外に排気した。

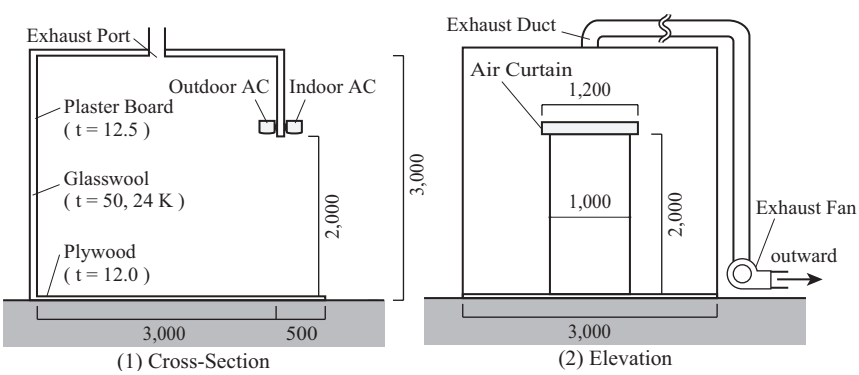


Fig. 1　Full-scale model

(3) Photo of full-scale model

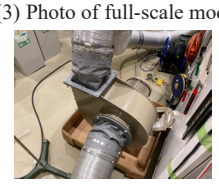

(4) Photo of exhaust fan

Fig. 2　Photo of AC

3. エアコン風量測定

3.1 測定概要

本実験の冷房に用いるエアコン（三菱電機 , MSZ-GV5620S-W）の処理熱量の把握を目的として、吹出風速を測定し、吹出風量を算出した。測定には熱式風速計（日本カノマックス ,Model 6543-21 ）を用い、測定周波数 1 Hz で 60 秒間測定した。また、得られたデータの平均値をその点の風速とした。**Fig.3** に測定点を示す。エアコンの吹出口に 800 (X)×100 (Y)×500 (Z) mm のプラスチック製のダクトを接続し、ダクト端部の断面にて 8 × 4 点で測定した。なお、エアコンは設定温度 16℃、風向は下向きに固定して運転した。

3.2 結果と考察

Fig.4 に風速分布の測定結果を示す。得られた風速の平均値にダクトの断面積を乗じて吹出風量を算出すると、720.58 m^3/h となり、カタログ値である 785 m^3/h と概ね一致した。以降の測定はすべてこの設定で行った。

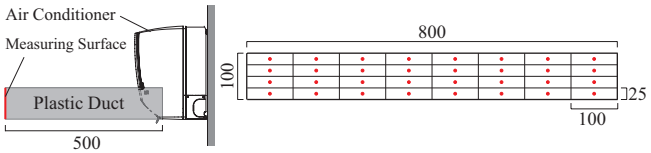


Fig.3 Velocity measurement point

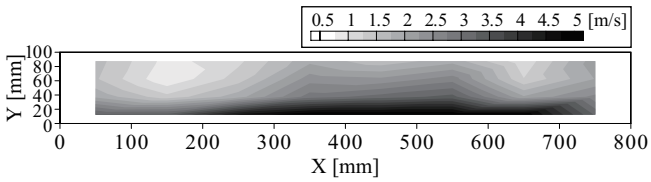


Fig.4 Velocity distribution of outlet surface

Table 1 Experimental condition

Set point Temperature	16 [℃]
Installation Position	Indoor AC, Outdoor AC, Double-sided AC withoutAC
Blowing Speed	4, 8 [m/s]
Air Flow Rate	0, 400, 800, 1200 [m^3/h]

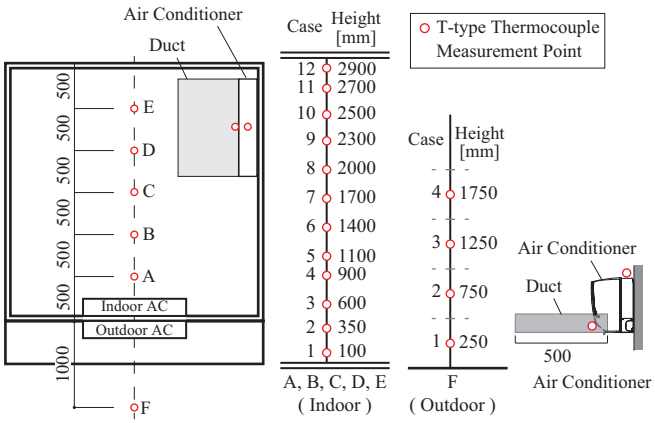


Fig.5 Temperature measurement point

4. 鉛直温度分布測定

4.1 測定概要

AC の設置位置とファンによる排気量を変更した際の熱環境改善効果の把握を目的として鉛直温度分布測定を行った。**Table 1** に実験条件を示す。排気量は 0, 400, 800, 1,200 m^3/h の 4 条件で行った。このときの実流量を排気ダクトに設けた超音波流量計（愛知時計電機 , TRZ200D-C/5P）により測定し、定常後 30 分間の平均値を実際の排気量とした。排気量を **Table 2** に示す。室内の冷房には **3.1 節**のエアコンを用い、設定温度 16 ℃で冷房した。温度は **Fig.5** に示す通り、T 型熱電対を用いて室内 A~E、屋外 F 点において鉛直方向に室内 12 点、屋外 4 点で測定した。加えて、条件間のエアコンの処理熱量の違いを考慮するためエアコンの吸込口と吹出口中心で各 1 点ずつ測定した。測定間隔は 1 分とし定常後 30 分間の平均値を用いた。設置位置 3 条件に AC なしを加えた計 4 条件、排気量 4 条件、吹出風速は定格の 8 m/s 及び既往研究 [4] で最も気流遮断性能の高い結果が得られた 4 m/s とした。

Table 2 Set up of air flow rate

			Case			
			0 [m^3/h]	400 [m^3/h]	800 [m^3/h]	1200 [m^3/h]
MeasuredValue [m^3/h]	Indoor AC	4m/s	0	401	807	1258
		8m/s	0	413	822	1225
	Outdoor AC	4m/s	0	432	856	1206
		8m/s	0	410	812	1235
	Double-sided AC	4m/s	0	409	819	1264
		8m/s	0	419	812	1237
	without AC		0	411	800	1196

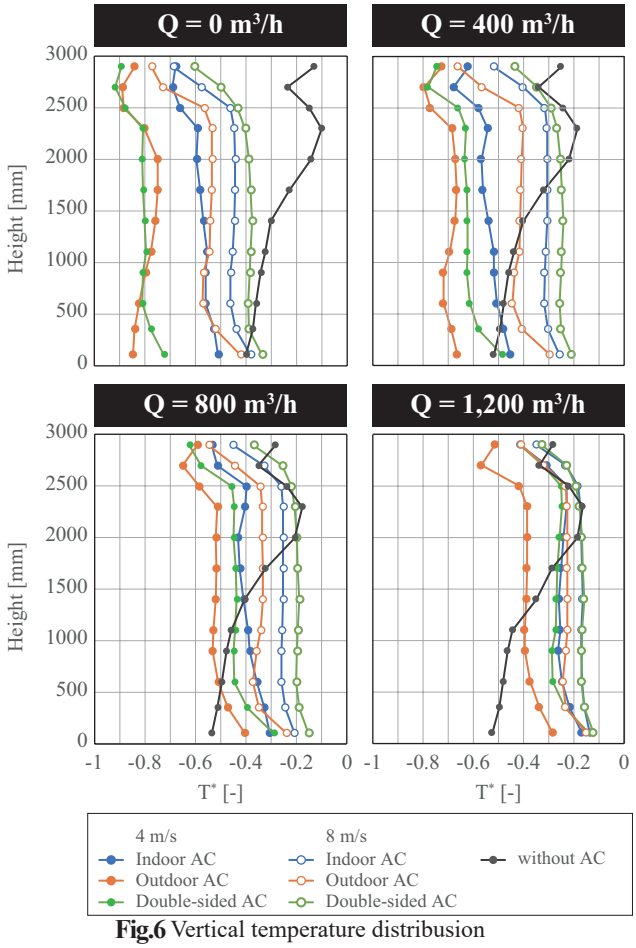


Fig.6 Vertical temperature distribusion

4.2　結果と考察

Fig.6 に排気量ごとの鉛直温度分布の結果を示す。グラフの横軸は、室内 A ～ E の高さごとの平均温度と屋外温度 F との温度差をエアコンの吹出・吸込温度差で除した無次元内外温度差Δ T^* である。以下に式を示す。

$$\Delta T^* = \frac{T_i - T_o}{T_{return} - T_{supply}} \quad (1)$$

T_i：室内平均温度 [℃]　T_{supply}：エアコン吹出温度 [℃]
T_o：屋外平均温度 [℃]　T_{return}：エアコン吸込温度 [℃]

このΔT^* の負値が大きいほど、AC の熱遮断性能が高いといえる。また、**Fig.7** に AC なし及び AC あり（吹出風速 4 m/s）条件の温度コンターを示す。排気を行わない場合（Q_{EX} = 0 m³/h）では、AC を吹出すことで ΔT^* は小さくなり、AC による熱遮断効果が確認された。一方で、排気を行うことで、室下部では AC ありの無次元内外温度差が AC なしよりも小さくなっている。この原因として、**Fig.7** の AC なし条件に着目すると、開口上部から流入した外気がすぐに天井の排気口に誘引されるショートサーキットが生じていることが考えられる。これにより、AC なしでは屋外の暖気が室内空気と混合されず、室下部では AC ありに比べて室温が低く保たれていると考えられる。これは本実験で用いた建屋形状に起因するものであり、異なる建屋や実際の運用状況では、このようなショートサーキットは生じない可能性がある。また、吹出風速ごとにみると、いずれの排気条件においても、吹出風速は 8 m/s よりも 4 m/s の方が熱遮断効果が高い結果が得られた。この原因として、8 m/s では吹出気流が床面に衝突することで室内外空気の混合が促進されるのに対して、4 m/s では床面付近の残風速が小さく、混合が比較的抑制されることが考えられる。また AC 設置位置でみると、屋外側 AC、両側 AC、室内側 AC の順でΔT^* が小さく、熱遮断効果が高い結果が得られた。この原因として、開口下部での移流の違いが考えられる。AC を運転しない場合、開口下部では重力換気によって室内の冷気が屋外に漏出すると考えられるが、屋外側 AC では吹出気流が床面に衝突したのち、一部が室内側に侵入する方向に進み、室内空気の漏出を抑制すると考えられる。一方、室内側 AC では床面に衝突した吹出気流の一部が屋外側に漏出する方向に進むことで室内空気の漏出を促進するため、気流遮断性能が低下した可能性が考えられる。また、AC なし条件では居住域の上下温度差が大きく、熱的快適性が損なわれているのに対し、AC あり条件ではいずれの排気条件でも上下温度差は小さく、比較的均一な熱環境に保たれているといえる。

5.　外気侵入量測定

5.1　測定概要

前節同様の建屋にて CO_2 を用いてトレーサーガス定常発生法により外気侵入量を測定した。実験は **Fig.8** に

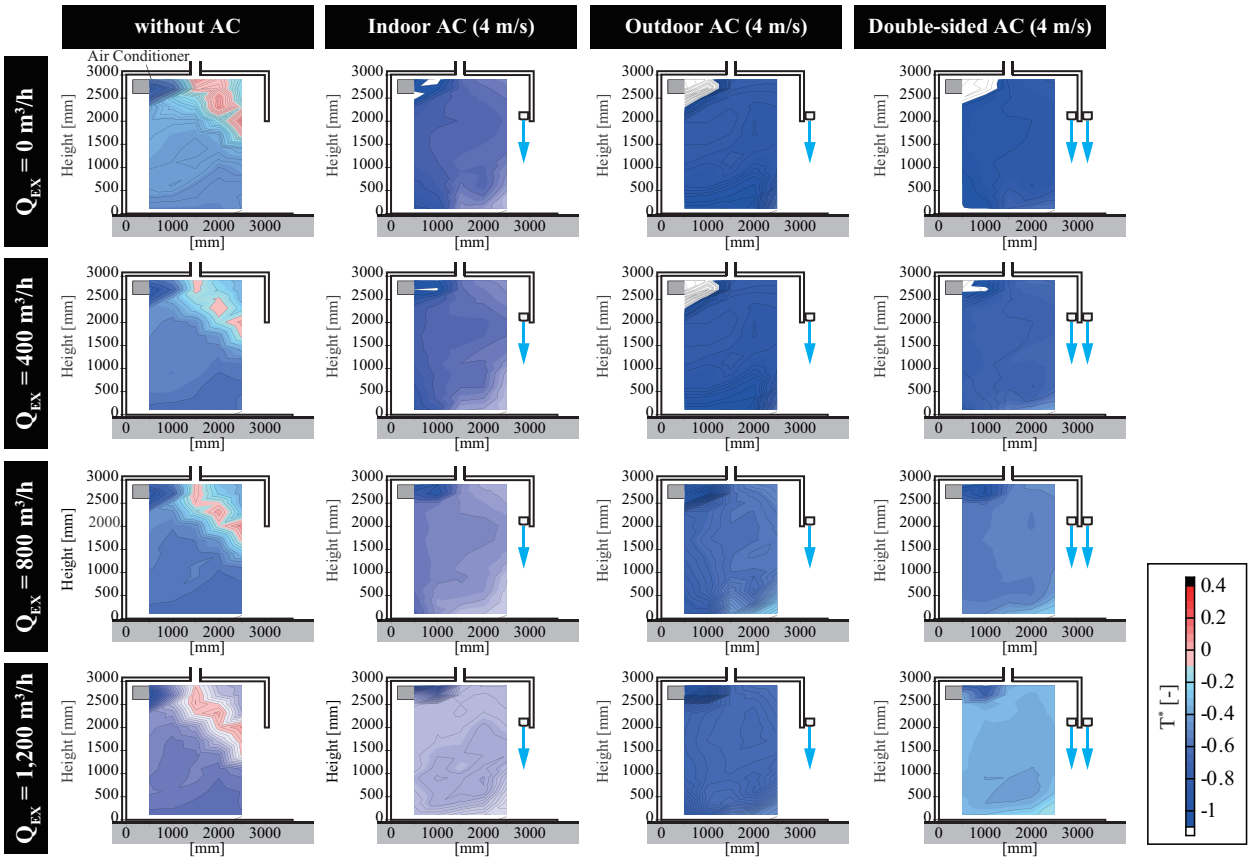


Fig.7 Vertical temperature distribusion

示す 16 点で CO_2 を同時に発生させた。測定点を **Fig.9** に示す。室内 a ～ e、屋外 f の測定点において鉛直方向に 5 点で、定常に達した後に室内濃度 C_i 及び屋外（実験棟内）濃度 C_o を CO_2 濃度計（T&D, RTR-576）を用いて 30 分間測定した。なお、測定間隔は 1 分とした。実験条件は前章と同様にエアコン設定温度 16 ℃、吹出風速 2 条件、設置位置 4 条件、排気量 4 条件とした。

5.2　結果と考察

外気侵入量は対象領域内でのガスの希釈・排出に有効な換気量として以下の式 (1) により算出する。

$$Q_{TG} = \frac{M}{C_i - C_o} \qquad (2)$$

Q_{TG} : 外気侵入量 [m³/h]　　C_i : 室内濃度 [-]
M : 室内 CO_2 発生量 [m³/h]　C_o : 屋外濃度 [-]

Fig.10 に排気量 Q_{EX} と外気侵入量 Q_{TG} の関係を示す。AC なしでは、排気量が増加するにつれて外気侵入量が増加した。一方、AC あり条件では前章と同様に、排気量の小さい条件で屋外側 AC が最も外気侵入量の小さい結果が得られたが、排気量が増加するにしたがって外気侵入量も増加し、Q_{EX} = 800 m³/h 以降、吹出風速 4 m/s では設置位置ごとの外気侵入量は概ね等しくなった。また、吹出風速 8 m/s ではいずれの排気条件でも、屋外側 AC、両側 AC、室内側 AC の順で外気侵入量が大きく、Q_{EX} = 1,200 m³/h ではいずれの AC あり条件よりも AC なし条件の方が外気侵入量 が小さくなり、AC により移流が促進された可能性が示唆された。

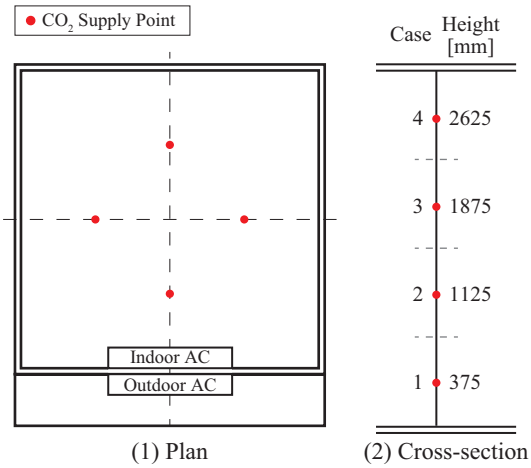


Fig. 8　CO_2 supply point

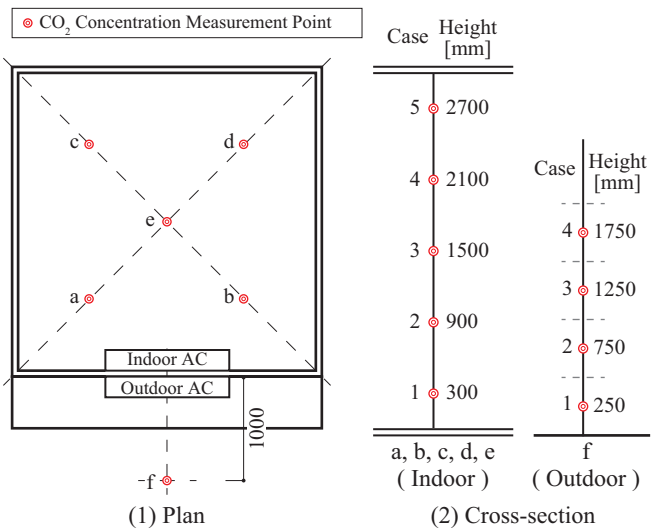


Fig. 9　CO_2 concentration measurement point

6.　おわりに

本報では、冷房時に排気を行った場合の AC の気流遮断性能及び熱環境改善効果の把握を目的として、実大実験により、鉛直温度分布及び外気侵入量の測定を行った。結果から既往研究[4] と同様、排気量の増加に伴い、AC の気流遮断性能は低下し、ΔT^* 及び外気侵入量の条件間の差異は小さくなり、AC により居住域の上下温度差は小さく保たれ、比較的均一な熱環境が形成された。また、排気時も冷房時には屋外側に AC を設置することで高い気流遮断性能が得られる可能性が示唆された。今後は本実験で得た値を真値として、CFD 解析を用いて詳細な AC の性能評価を行うほか、AC の気流遮断効果のメカニズムについて詳細な検討を実施する必要がある。

【参考文献】
1. 渡邉久， 永田明寛：内外差圧が開口部上部設置型縦吹降式エアカーテンの熱・気流遮断性能に与える影響－模型実験・CFD 解析による検証， 日本建築学会環境系論文集， 第 83 巻第 743 号， pp. 29-37， 2018. 1
2. 李時桓：非循環型吹き下ろし式エアカーテンの熱遮断特性に関する数値的検討， 日本建築学会学術講演梗概集， 環境工学 II， pp. 1361-1362， 2018. 7
3. 田中優汰， 近藤靖史：建物出入り口に設置するエアカーテンの高効率化に関する研究， 日本建築学会環境系論文集 第 86 巻 第 790 号， pp. 899-908， 2021. 12
4. 古谷ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測法に関する研究（その 9）暖房時に内外差圧が存在する条件下における室内環境の評価， 令和 5 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集， pp. 169-172， 2023. 9

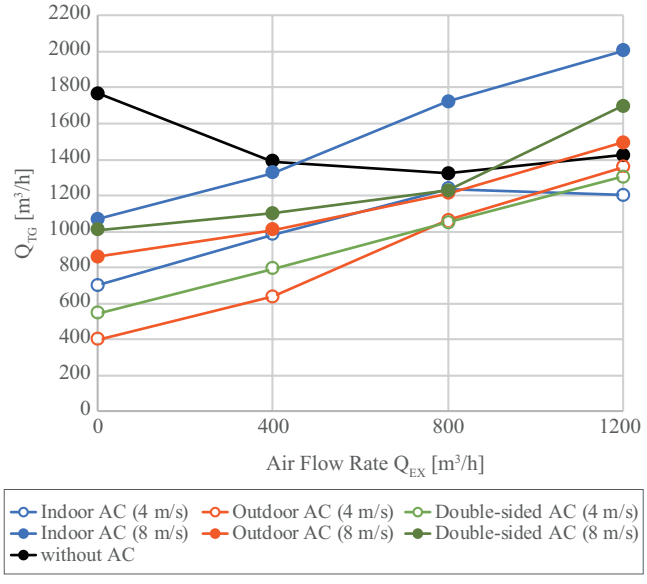


Fig. 10　Relationship between Q_{TG} and air flow rate

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

Fluidic oscillator を利用した周期変動吹出口に関する研究
（その 1）実大実験による装置形状が吹出気流の特性に与える影響の検討
On the Air Supply Terminal Generating Periodic Airflow using Fluidic Oscillator System
(Part 1) A Full-Scale Experiment on Influence of Device Configuration on Airflow Characteristics

○酒井　颯摩（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）
山澤　春菜（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　蒋　子韜（大阪大学）

Soma SAKAI[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Haruna YAMASAWA[*1]
Noriaki KOBAYASHI[*1] Zitao JIANG[*1]
[*1]Osaka University

Compared with the conventional air outlets that blow steady airflow, the outlets that generate periodic airflow have been attracting both academic and technical attensions form a point of view of improving occupant comfort. This study focuses focuses on the fluidic oscillator which generates the periodic airflow, and investigates its applicability as air supply terminal. Visualization experiments and velocity distribution measurements were carried out to clarify the basic characteristics of the airflow supplied form a fluidic oscillator. In addition, the power spectral density of air velocity was studied to understand the general tendencies of prevailing frequency of the periodic fluctuation airflow.

はじめに

一般的な空調吹出口では吹出し気流の風向は固定され、室内での完全混合を意図して気流を拡散させる仕様のものが多い。一方、近年では快適性の向上やドラフトリスクの低減を目的として、吹き出し気流を変動させることにより周期的な気流感を与えることを意図した空調器具に関する研究も見られる。例えば民秋・近本ら[1)]は吹出口内部のプロペラの自立回転により風向板を周期回転させることでモーター駆動なしで変動風を送出する吹出口の検討を行っている。

本研究では、回転機構などの駆動部を用いずに周期変動風を発生させる Fluidic Oscillator（以下、FO）の仕組みに着目し、新たな空調吹出口として利用することの可能性を検討するための基礎研究に取り組む。**Fig.1** に FO の概念図を示す。1) FO 上部から流入した気流がコアンダ効果により、壁面に沿いながら下部へ流出する。これにより吹出気流は壁面と逆方向に吹出される。その際に一部が feedback channel(以下、FBC) に流入し上部へ逆流する。2) 逆流した気流が mixing chamber に再度流入する際、主流と壁面の間に渦が形成される。3) これにより主流が壁面から剥離し、反対側の壁面に沿い、一部が反対側の FBC に流入する。この時 FO 吹出口からは①とは逆方向に気流が噴出されている。4) 反対側の壁面にも②と同様に FBC から逆流してきた気流により壁面と主流の間に渦が形成され、主流が押し出される。FO 内部では、これが繰り返されることで、吹出気流が周期変動することが知られている[2)]。本報では空調の吹出口サイズの FO を想定し、FO の内部形状と給気量が周期変動風に与える影響を把握するため、実大実験により、吹出気流の揺れ幅及び変動特性を測定した結果について報告する。

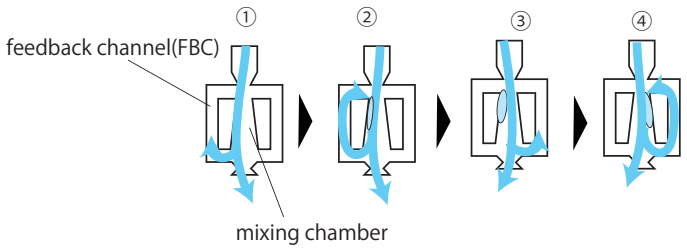


Fig. 1 Working principle of a fluidic oscillator

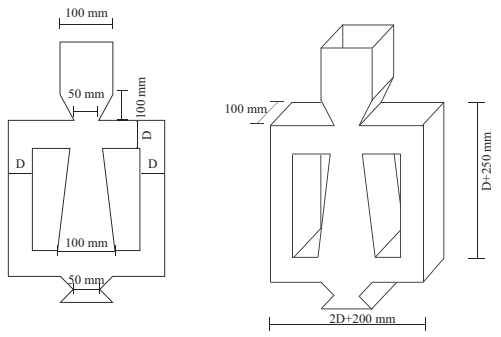


Fig. 2 Test model of the fluidic oscillator terminal

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

1. 実験概要

1. 1 実験項目と実験装置の概要

実大実験により、1) 吹出風速分布の測定、2) 吹出気流の可視化の 2 種類の実験を行った。**Fig.2** に FO の基本形状と寸法を示す。本実験に使用する模型は厚さ 5mm のスチレンボードで作成した。流入口、吹出口の面積はともに 100mm×100mm とした。後述するように、FBC の幅をパラメータとしており、内部形状を変化させないため、装置の外形が FBC の幅に応じて変化するようにした。

Fig.3 に実験装置全体の構成を示す。FO にはファンを使用して送風し、ファンの風量は変圧器とボリュームダンパーを用いて制御し、オリフィス機構（IRIS Damper, Continental Fan）を用いて FO に流入する風量の測定を行いながら実験を行った。

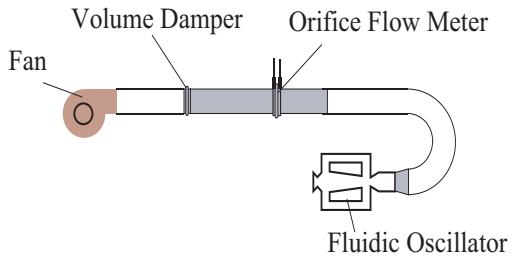


Fig. 3 Configuration of Experimental Apparatus

Table1 Experimental conditions

D	25 , 50 , 75 [mm]
Air Flow Rate	25 , 50 , 75 [m³/h] (250 , 500 , 750 [m³/h /m]) (1.38,2.77,4.17[m/s])

1. 2 吹出気流の可視化実験概要

まず FO からの吹出気流の基礎性状を定性的に把握することを目的として可視化実験を行った。実験条件は予備検討として行った CFD 解析の結果を基にして、**Table1** に示す通り、吹出風量 3 条件、装置形状 3 条件の合計 9 条件で行った。光源には CW:YAG レーザー（日本カノマックス ,CW532-10-3W) を用い、開口正面から中心断面上にレーザーシートを照射した。画像は将来的に PIV(Particle Image Velocimetry) 解析により風速分

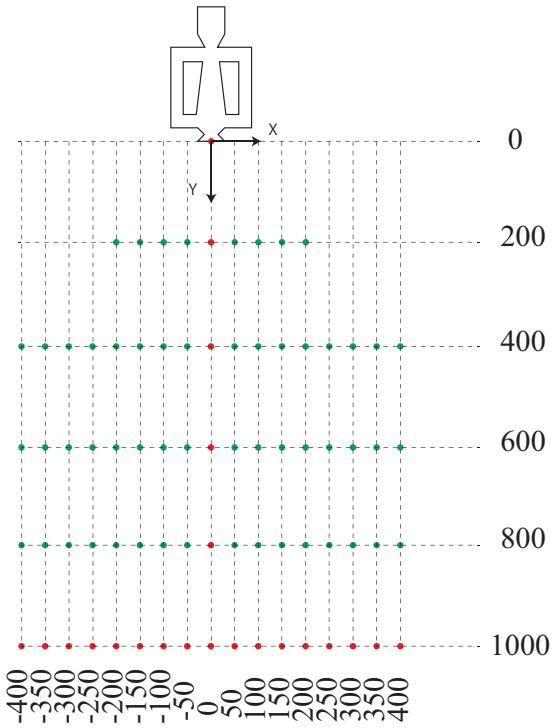


Fig.4 Measurement Points

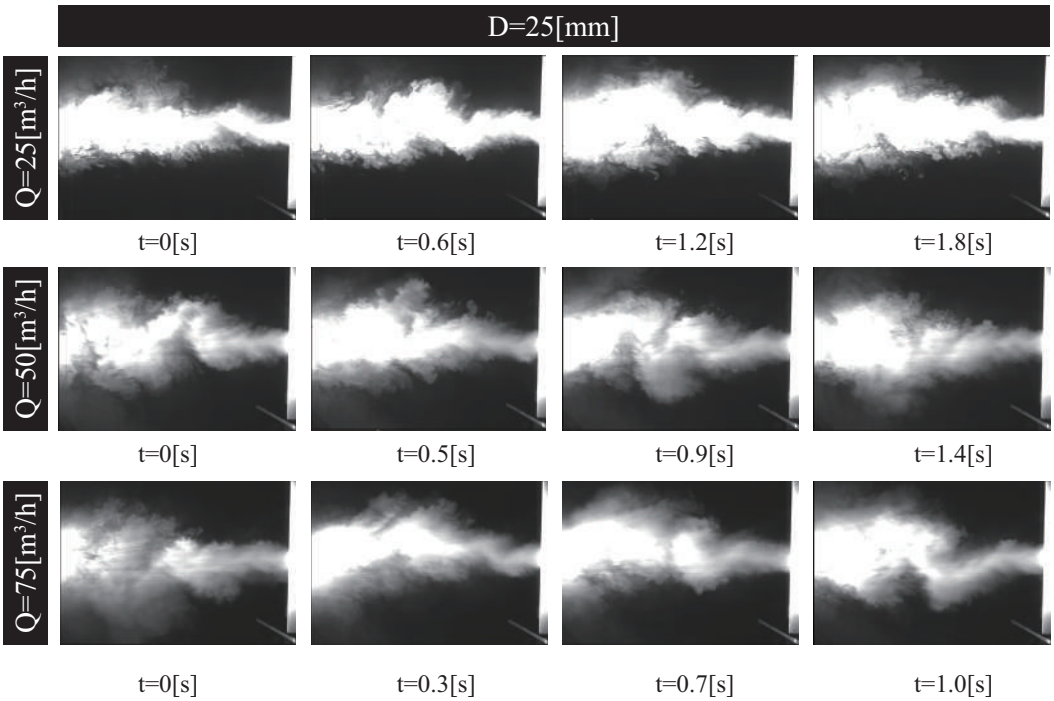


Fig. 5 Vizualization

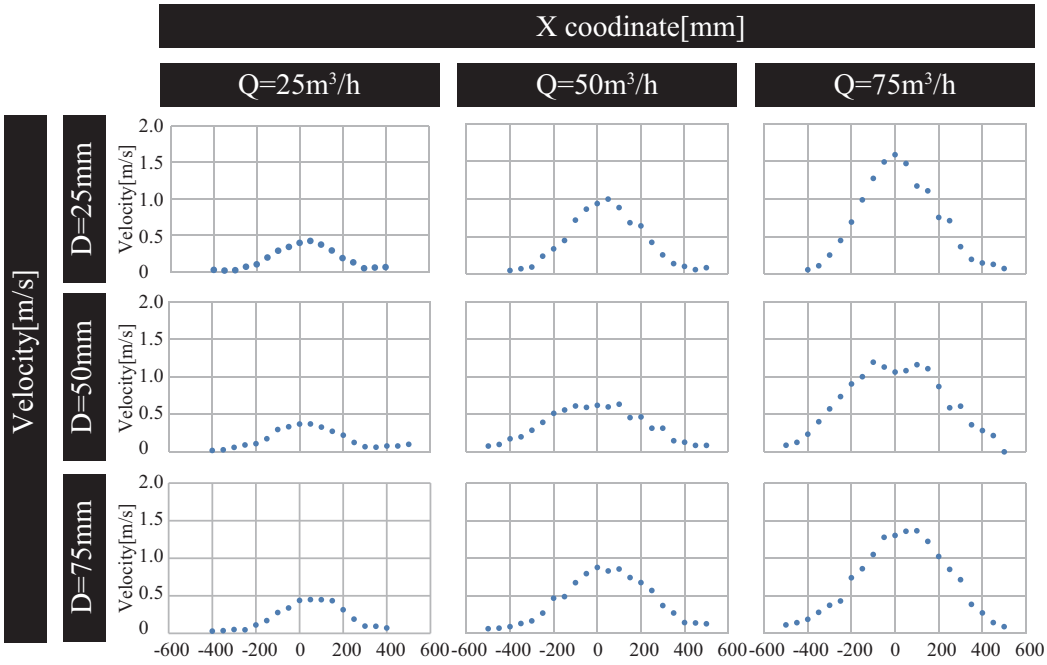


Fig.6 Average velocity distribution (Y=1,000[mm])

布測定を行うことを想定して高速カメラ（カトウ光研 , K8）を模型側面に設置して 100fps で撮影した。

1. 3 吹出風速分布の測定実験概要

FO から吹き出される周期変動風の揺れ幅を定量的に把握することを目的として風速分布の測定を行った。実験条件は 1.2 節と同様に 9 条件で行った。風速測定には I 型熱線風速計（日本カノマックス ,0251R-T5）を用い、測定周波数 1,000Hz で 60 秒間測定を行った。測定位置は **Fig.4** に示すように X 軸、Y 軸をとり、y=1,000 mm の位置において X ＝ −400 mm から 400 mm まで 50 mm 間隔で 17 点、X=0 mm の位置において Y=0 mm から 1,000 mm まで 200 mm 間隔で 6 点、計 22 点とした。また、給気量が 50 m^3/h の条件については Y=400, 600, 800 mm においても同様に 16 点、さらに Y=200 mm で 8 点、計 56 点を追加で測定した。また、測定時に X=400,-400 の風速が大きいものについては追加で X=500,-500 まで測定をしている。

2．結果と考察

2. 1 可視化実験

Fig.5 に可視化実験の結果を示す。測定した 9 条件のうち、周期変動が比較的明瞭であった D=25 mm の条件について吹出風量 (Q) 毎の時間変化の可視画像を示している。Q=25m^3/h の条件では上下方向の気流変動は比較的小さくなった。Q=50, 75m^3/h については上下への変動が見られ、定性的ではあるが給気量が大きいほど変動幅が大きい傾向が示された。また、吹出気流の変動周期は給気量が大きいほど短くなる傾向となった。

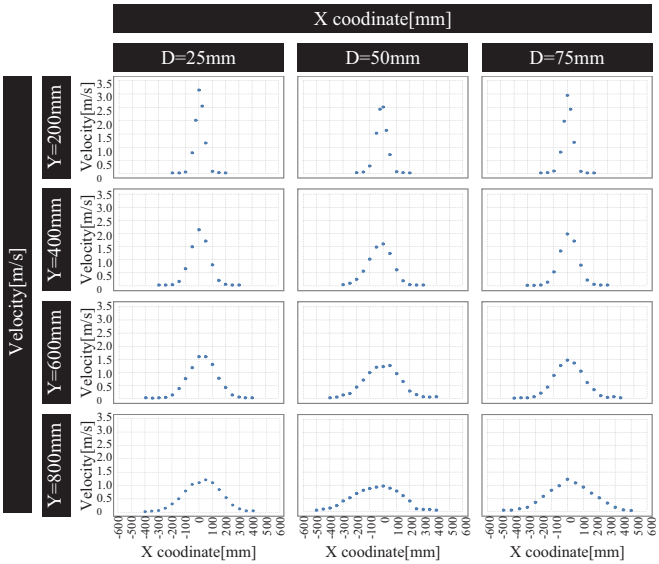


Fig.7 Average velocity distribution (Q=50[m^3/h])

2. 2 吹出風速分布の測定

Fig. 6 に Y=1,000 mm における平均風速分布を示す。この結果から、給気量による気流の変動幅への影響は比較的小さいことが分かる。一方で、FBC の幅が大きくなることで変動幅が若干大きくなる傾向が見られた。また、FO から吹出される気流は概ね正規分布に沿って風速が分布されると考えられるが、D=50 かつ Q=50,75

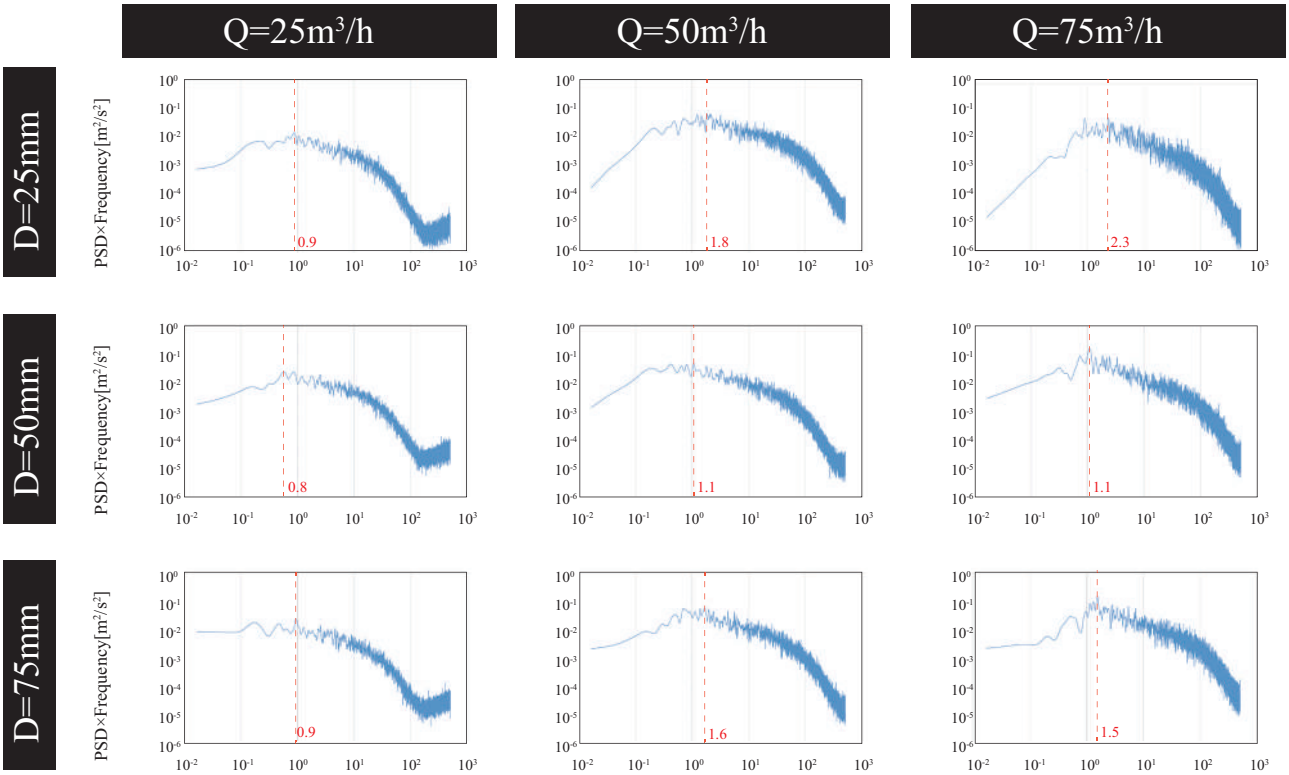


Fig.8 Power spectral density of velocity fluctuation and its predominant frequency

の条件についてはその限りではない結果となった。

Fig.7 に Q=50 m³/h, Y=200, 400, 600, 800 mm の風速分布を示す。中心風速については D=25 が最も高くなったが、これは FBC に流入する流量が小さい分、FO の吹出口からの流量が大きくなるためと考えられる。

3. フーリエ変換による卓越周波数の取得

周期変動風の変動特性を理解するために卓越周波数を評価することを目的として、**Table 1** に示した 9 条件について、X=0 mm, Y=1000 mm の位置における風速の瞬時値のデータに対しフーリエ変換を行い、風速変動のパワースペクトル密度（Power Spectral Density 以下、PSD）を算出した。**Fig.7** に各条件の瞬時風速のデータから得られたパワースペクトル密度を示す。図中では各条件におけるピーク周波数を併記している。なお、ここでは卓越周波数をより明確にするため、**Fig.7** の縦軸は PSD に各周波数を乗じた値[3]として表記している。また、スペクトルは式 **(1)** に示す Hanning ウィンドウを 10 回繰り返し用いることで平滑化を行った。

$$\overline{G_k} = 0.25G_{k-1} + 0.50G_k + 0.25G_{k+1} \quad (1)$$

ここで、G_kはある k 点におけるパワースペクトル値、G_{k-1}及びG_{k+1}はその両隣のパワースペクトル値、$\overline{G_k}$ =は平滑化された後の k 点の値である。**Fig.7** の結果から、9 条件とも卓越周波数は 1.0 Hz 付近に存在することが示された。ピークの周波数を各条件で比較すると、D=25 の条件では給気量が大きくなるにつれてピーク周波数が高くなったが、D=50,75 の条件では給気量とピーク周波数の関係性は明確には見られなかった。ただし、ピークの周波数における PSD と同等の PSD を持つ周波数がピークの値付近に存在する条件が多いことから、周期変動風の実際の変動周期と装置形状の関係性の把握には更なる検討が必要であると言える。

4. まとめ

本報では、周期変動吹出口としての FO の可能性を検討する初期段階として周期変動風の可視化、風速分布測定の実験を行った上でパワースペクトルを算出して卓越周波数の取得を行った。結果として、吹出気流の揺れ幅については給気量による影響は少なく、FBC の幅が増加するにしたがってわずかに広がることが示された。また、卓越周波数についてはどの条件であっても概ね 1.0 秒付近に存在することが示された。今後は LES による CFD 解析を実施し、精度検証を行う予定である。

参考文献

1) 民秋、近本、宮崎、中島、井守：周期変動風を伴った可変風量吹出口の開発　温熱環境性能および快適性の評価、（空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2022.3.11）
2)Woszidlo et al. :The time-resolved natural flow field of a fluidic oscillator,Experiment in Fluids.Vol56:x125,2015
3) 日本風工学会編：風工学ハンドブック，朝倉書店，2007

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

風量変化により変動風を送出する天井吹出システムの快適性評価
変動風と定常風の比較および周期の異なる変動風の比較検証
Comfort Evaluation of Ceiling System Sending Fluctuating Airflow by Changing Air Volume
Comparison of Fluctuating Airflow and Steady Airflow and of Fluctuating Airflow with Different Periods

○民秋　篤　（立命館大学）　　近本　智行（立命館大学）
Atsushi TAMIAKI*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1
*1　Ritsumeikan University

In this study, we evaluated the comfort of a system that sends fluctuating airflow by changing the air volume, from the viewpoint of the difference in airflow characteristics between fluctuating and steady airflow, and the difference between high and low cycles in fluctuating airflow. As a result, comfort tended to be the same or higher in fluctuating airflow than in steady airflow as the airflow sensation improved. Compared to low-frequency fluctuating airflow, high-frequency airflow was able to improve comfort due to airflow for subjects who were sensitive to changes in the thermal environment.

はじめに

快適感向上のため、熱的ストレスを付与した室温の高い空間において、変動風を利用した空調方式の有効性が指摘されている[文1)]。筆者は、低周期の変動風の気流感増加による快適感向上[文2)]に着目し、被験者実験を通じて、旋回型の天井吹出口による変動風の快適性評価を行った[文3)]。その結果、実験で使用した旋回型の吹出口では、気流曝露の時間が短いことや周期の最大風速が小さいこと等から、変動周期に関わらず気流自体を感じる被験者が少なく、気流感に伴う快適感の向上があまり見られなかった。また、吹出気流に曝露する身体部位の皮膚温度低下を確認することはできなかった。そのため、変動風を強く感じられ、かつ局所的な冷却効果を図ることが可能な吹出システムの検討が必要である。

また、変動風と人体への影響との関係性を調査した研究は多くなされており、定常風より変動風の方が温冷感は高くても不快に感じにくいということが示唆されている[文4)]。しかし、多くの研究の変動風送出の方式は、被験者の正面および身体全体に気流を与えるものであり、天井吹出口から送出される変動風の快適性を検討した事例は少ない。さらに、同風量下で、周期 60s 以上の低周期における変動気流の知覚と生理の関係の考察はあまりされていない。

そこで本研究では、風量変化による変動風かつ指向性気流を伴った天井吹出システムを採用した。その吹出システムに関して、変動風と定常風の気流特性の違い、および変動風送出における高周期・低周期[注1)]の違いによる心理・生理量への影響を調査し、快適性評価を実施する。

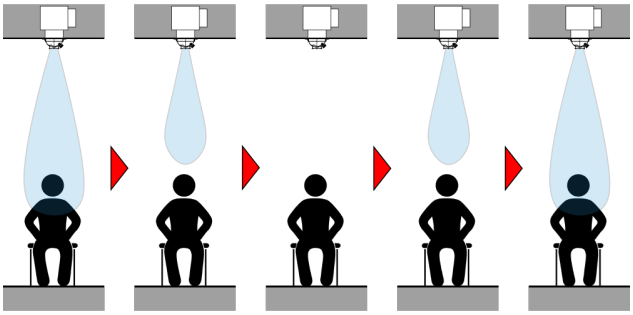


Fig.1 Conceptual Diagram of Fluctuating Airflow

1．変動風送出装置の概要

本研究で用いた変動風送出装置[注2)]の概要を Fig.2 に示す。ダンパー内の羽根をモーターにより 360° 回転させることで変動風を送出する仕組みとなっている。吹出風量の周期性に関して、モーターに接続したドライバによりモーターの回転数を制御し、高周期・低周期と変化させることができる。

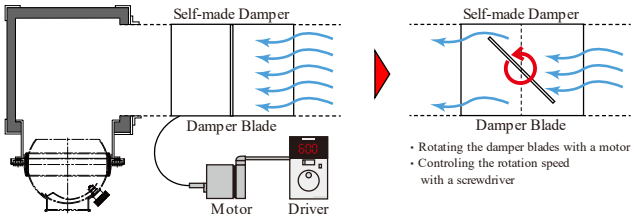
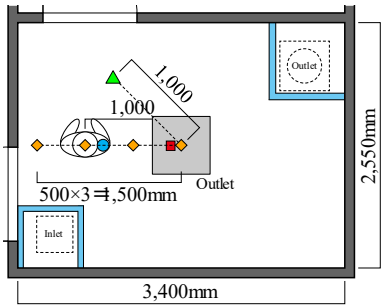


Fig.2 Overview of Device Sending out Fluctuating Airflow

2．実験概要

2.1　実験室

実験室平面図および断面図を Fig.3, 4 に示す。吹出口は室中央の天井に設置されており、また安定した吹出気流の冷風を供給するために、冷風貯蔵エリアからダクト



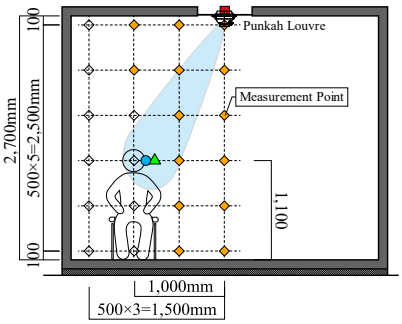


Fig.3 Floor Plan of Laboratory

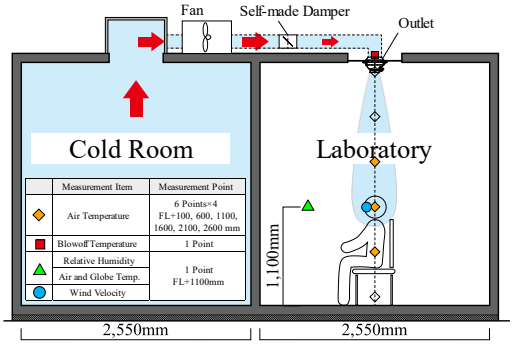


Fig.4 Cross Section of Laboratory

を通して吹出気流を送出している。

2.2　実験条件

被験者実験は 2023 年 11 月に、立命館大学びわこくさつキャンパス内の温熱環境実験室にて行った。被験者は健康な成人男性 7 名（被験者 A～G [注3)]）で、夏季のオフィスを想定した着衣とし、0.6clo（肌着+半袖シャツ+長ズボン）、椅座安静（1.0met）に統一した。被験者は吹出口に対して横向きの姿勢での曝露となるようにし、吹出口から 1m の位置で実験を実施した。

2.3　実験ケース

実験ケースを Table 1 に示す。気流特性が定常風、変動風のケースをそれぞれ Case1 および Case2～5 とし、Case2～5 の変動周期はそれぞれ 15s，30s，60s，100s である。このとき、変動風の乱れの強さ[注4)]が 0.6 となるよう、全ケースの平均風速は 0.6m/s とした。

2.4　測定・評価項目

生理量の測定項目および主観申告の評価項目をそれぞれ Table 2，3 示す。アンケートの評価項目は、温冷感、快適感、気流感、発汗度の 4 つに大別した。

2.5　実験手順

実験のタイムテーブルを Fig.5 に示す。被験者は、室温 28℃の実験室に入室後、皮膚温度測定用の熱電対を装着し、30 分間椅坐位安静にさせる。30 分間の実験において開始直後より 1 分毎のアンケートの記入を行い、ケース終了後、30 分の休憩をとる。この手順を 1 日に 3 ケース行い、被験者 1 名当たり 2 日かけて実験を実施した。

3．実験結果

3.1　風速波形

Case1～5 における風速波形[注5)]を Fig.6，7、風速の諸データを Table 4 に示す。Case1 にて、風速値 0.6±0.2m/s と振れ幅が見られたが、ファンから吹出口までのパスに整流装置がなく、ファンの圧力変動が影響したことが原因であると考えられる。また、Case2 における乱れの強さが 0.49 と、他ケースと比べやや低いことが分かった。

3.2　気流曝露の身体部位

気流を感じた際の身体部位別の申告割合を Fig.8 に示

Table 1 Experimental Case

	Airflow Characteristics	Air Volume	Period	Ave. Wind Speed	Turbulence Intensity	Room Temp.
Case1	Steady	60 m^3/h	-	0.6 m/s	-	28°C
Case2	Fluctuating	0～85 m^3/h	15 s		0.6	
Case3		0～85 m^3/h	30 s			
Case4		0～85 m^3/h	60 s			
Case5		0～85 m^3/h	100 s			

Table 2 Physical Quantity Measurement Items

Evaluation Item	Measurement Point	Equipment	Interval
Skin Temperature	Forehead, Chest, Fore-arm, Hand, Thigh, Calf, Foot (Hardy DuBois) , Neck and Upper-arm	Thermocoupkes (T-Type)	2 s
Moisture in Clothing	Chest	Hygrocron	10 s

Table 3 Psychological Quantity Measurement Items

Evaluation Item	Evaluation Method and Point
Thermal Sensation	7 Stages (-3: Cold ~ +3: Hot)
Comfortable Sensation	7 Stages (-3: Very Uncomfortable ~ +3: Very Comfortable)
Airflow Sensation	4 Stages (0: Not at all ~ +3: Very much)
Sweating Sensation	4 Stages (0: Not at all ~ +3: Very Sweaty)
Local Thermal Sensation	Which part of your body did you feel cool?*
Local Airflow Sensation	Which part of your body did you feel airflow?*
Local Sweating Sensation	Which part of your body did you feel sweaty?*
*Forehead, Neck, Chest, Back, Upper-arm, Fore-arm, Hand, Thigh, Calf and Foot	

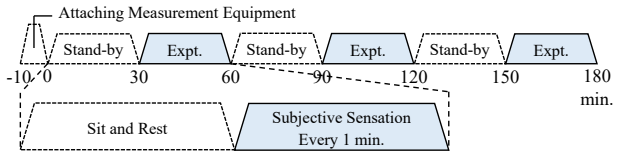


Fig.5 Experimental Procedure

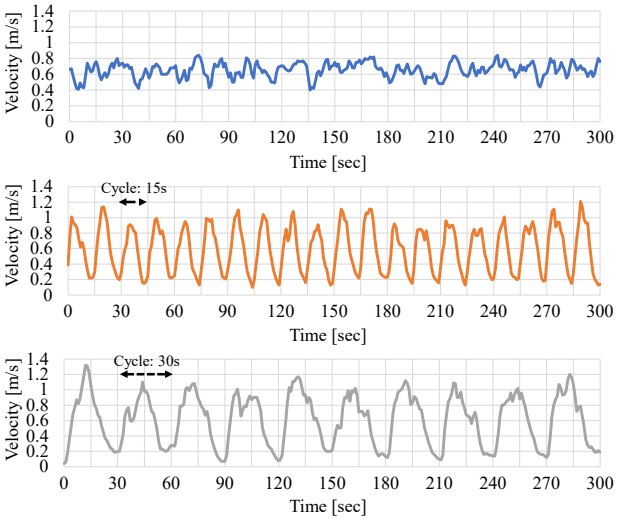


Fig.6 Wind Fluctuation
in Case1 (Above), Case2 (Middle), Case3 (Below)

す。全ケースにおいて、申告割合 50%以上の身体部位は、肌が露出している「首、前腕、手」であった。よって、快適性評価の際にはこれら 3 点の身体部位、特に首部位に着目する。

3. 3　生理量結果（皮膚温度）

全被験者の首部位の皮膚温度増減を Fig. 9 に示す。Case2～4 の皮膚温度は、Case1 より低い傾向にあり、また Case5 に比べ、Case2～4 では皮膚温度の減少が大きい傾向にあった。気流可視化の動画より、Case5 は Case2～4 と比べ気流のブレが大きく、首に気流が局所的に当たっていなかった可能性が考えられる

3. 4　風速と皮膚温度のパワースペクトル分析

Case1～5 における風速と首部位の皮膚温度[注6)]のパワースペクトル[注7),8)]（以下、PS）を Fig. 10, 11 に示す。前述より Case1 の風速波形には乱れが生じていたが、特定の周波数でスペクトルピークは風速および皮膚温度ともに生じていなかった。一方、Case 2～5 の風速および皮膚温度の PS は、設定した変動周波の 0. 067Hz （Case2）, 0. 034Hz （Case3）, 0. 017Hz （Case4）, 0. 010Hz （Case5）で主要なスペクトルピークを示した。これより、風速変動の周波数の影響を受けて、皮膚温変動の周波数が同期していることが分かった。

Case2～5 における風速のスペクトルピークの値は周波数の大きさに応じて Case2, 3, 4, 5 の順に大きく、Case2～4 の皮膚温度のスペクトルピークの値は、それぞれ 325. 3、324. 8、321. 7 とほとんど変わらず、周期 100s の Case5 のみ 163. 6 と低い値であった。

3. 4　心理量結果

(1)　全被験者の主観申告

全被験者の快適感申告、温冷感申告、気流感申告の結果を Fig. 12 に示す。快適感に関して、Case1 と Case4 では同程度の快適感が得られ[注9)]、また Case1 と比べ Case2, 3, 5 では快適側の申告割合はやや大きい傾向が見られた。さらに、Case2～5 間の比較では Case4 を除き、快適側の申告に大きな差は見られなかった。次に温冷感に関して、Case1 にて涼感側の申告割合はやや小さく、Case2～5 の間で温冷感に大きな差は見られなかった。気流感に関して、Case1 より Case2～5 の方が気流を感じやすい傾向にあった。また、周期が小さくなるにつれ、気流感申告は増加する傾向が見られた。これは、変動風速の PS 分析より、スペクトルピークの大きさがケースごとの気流感の増加に影響を及ぼした可能性が考えられる。

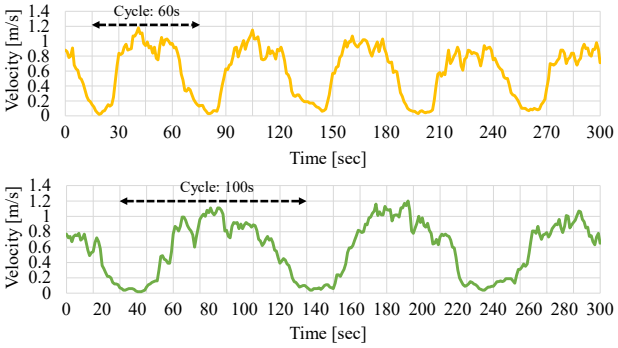


Fig.7 Wind Fluctuation in Case4 (Above), Case5 (Below)

Table 4 Wind Speed Data

	Case1	Case2	Case3	Case4	Case5
Ave. Wind Speed [m/s]	0.605	0.595	0.596	0.597	0.595
Standard Deviation [-]	0.103	0.294	0.344	0.362	0.354
Turbulence Intensity [-]	0.170	0.494	0.577	0.608	0.594

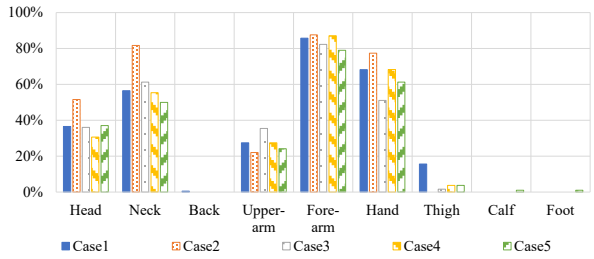


Fig.8 Percentage of Airflow Sensations Reported by Body Part

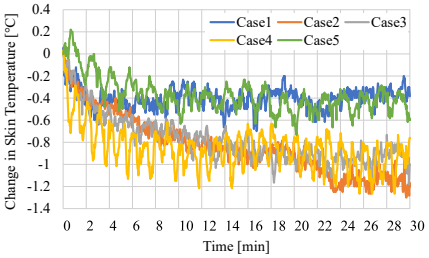


Fig.9 Change in Skin Temperature (Neck)

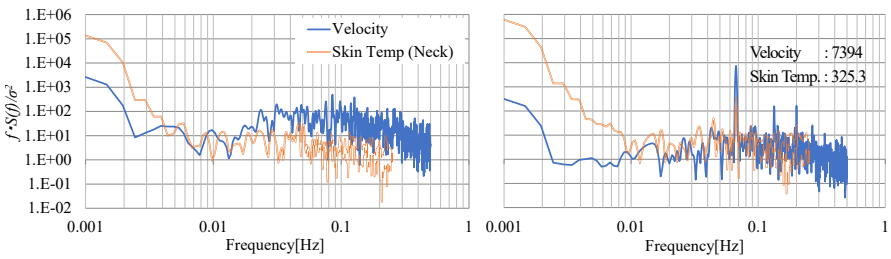


Fig.10 Power Spectrum of Wind Speed and Skin Temperature in Case1 (Left), Case2 (Right)

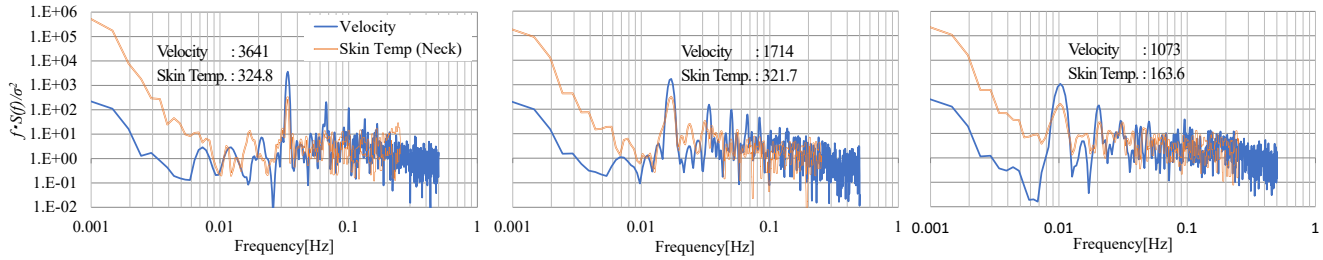


Fig.11 Power Spectrum of Wind Speed and Skin Temperature in Case3 (Left), Case4 (Middle), Case5 (Right)

(2) 快適感と気流感の関係

全被験者の快適感と気流感の関係を Fig. 13 に示す。Case1 のみ相関が見られず、Case4 にて正の弱い相関、Case2, 3, 5 において正の相関が見られた。データのばらつきがあるものの、変動風による気流を感じることによって快適感が向上することが示唆された。特に、風速のスペクトルピークが大きい高周期の変動風条件である Case2, 3 において、気流感による快適感の向上を図ることが可能であることが分かった。

(3) 被験者 A・G の主観申告

実験前の属性調査より、温熱環境の変化に対して「敏感寄り」と回答した被験者 A と G における快適性評価を行う。被験者 A と G の Case1, 2, 5 における快適感と気流感申告を Fig. 14 に示す。Case1 と Case2, 5 の比較より、Case2, 5 において高い快適感が見られた。これは環境の変化に対して敏感であることから、変動風により変化する温熱環境を知覚し、受容していた可能性が考えられる。また、Case2 と Case5 の比較から、低周期より高周期の条件にて快適感が高くなる傾向が見られ、特に被験者 G の Case2 では気流感に伴う快適の向上が顕著に見られた。

4. まとめ

本研究では、風量変化により変動風を送出する天井吹出システムにおける被験者実験を実施し、定常風と変動風および異なる周期の変動風に関する快適性の比較評価を実施した。結果は以下の通りである。

1) 定常風に比べ変動風において首部位の皮膚温度の低下が一部ケースで見られた。
2) 変動風の PS 分析より、風速と首部位の皮膚温度のスペクトルピークは同期しており、風速に対して皮膚温度が追従していることが分かった。
3) 定常風より変動風において快適感が同程度となる、または向上する傾向にあり、気流感も定常風と比べ変動風の方が高かった。さらに、定常風では快適感と気流感に相関関係が見られなかった一方、変動風では見られた。
4) 変動周期が小さくなるにつれ気流感が増加していた。この気流感の増加は、風速のスペクトルピークの大きさが影響している可能性がある。
5) 環境変化に敏感な被験者では、低周期より高周期の変動風において、気流感に伴う快適感の向上が顕著に見られた。

注釈

注1) 本報では、変動周期 15s, 30s を高周期、60s, 100s を低周期と定義する。

注2) 吹出口とファンの間に設置するダンパーを設計・作製した。

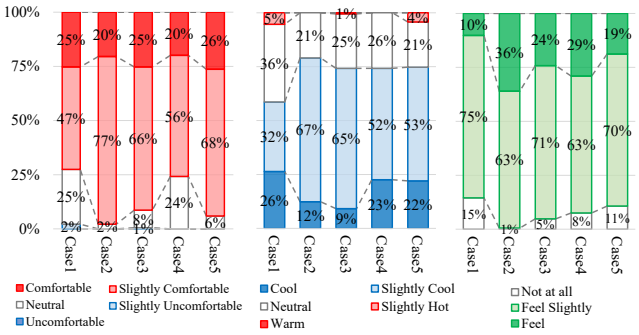


Fig.12 Comfortable, Thermal and Airflow Sensation

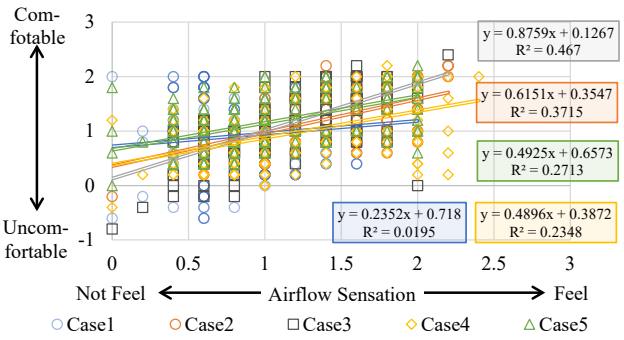


Fig.13 Relationship between Comfort and Airflow

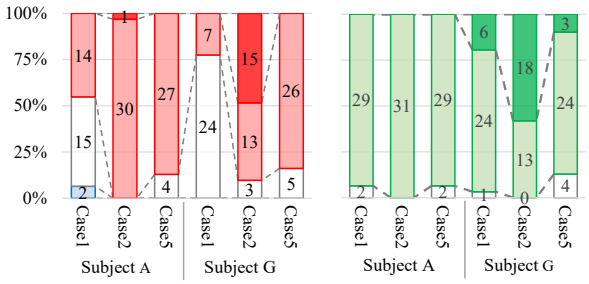


Fig.14 Comfortable, Thermal and Airflow Sensation in Case1, 2 and 5 (Subject A and G)

注3) 被験者 C は Case1, 2, 4 のみの実験実施であったため、心理量および生理量の平均化の際には除外する。

注4) 乱れの強さ=風速の経時変化における標準偏差／平均値

注5) 風速波形は、被験者 D の被験者実験時の結果を用いた。

注6) 風速・皮膚温度の PS は、被験者 E の結果を用いた。

注7) $f, S(f), \sigma$ は周波数、PS、標準偏差を表す。

注8) PS の平滑化に当たり、2 点の移動平均を用いた。

注9) 他の変動風ケースと比べ Case4 のみ快適感が低いのは、被験者 D, G の不快寄りの申告の影響を強く受けたためである。

参 考 文 献

文1) 佐藤他：周期的変動気流に基づく空調とその快適性に関する研究, 衛生工学シンポジウム論文集, 第 2 回, pp. 168-171, 1994. 11

文2) 民秋, 近本他：VAV 方式を用い周期的変動風を送出可能とする吹出口の開発（その 3）温熱環境性能および快適性の評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 101-104, 2022. 9

文3) 民秋, 近本他：周期的変動風を送出可能とする吹出口に関する研究（その 1）変動風・定常風の比較および風量・回転周期の違いによる快適性評価, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp. 277-280, 2023. 9

文4) 桑沢他：変動風が快適性に及ぼす影響に関する研究、日本建築学会計画系論文集, 第 64 巻, pp. 37-42, 1999. 12

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
（その 11）給気口付近の障害物が温度・汚染質濃度分布に与える影響についての基礎的検討

Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 11) Fundamental Study about Influence of the Obstacle near Supply Terminal on the Indoor Temperature and Contaminant Concentration Distribution

○喜田　健太郎（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
山澤　春菜　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
越田　萌恵　（大阪大学）

Kentaro KIDA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Haruna YAMASAWA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Moe KOSHIDA[*1]
[*1]Osaka University

According to previous studies, the impinging jet ventilation system (IJV) is known to have high ventilation effectiveness in occupied zones when the room configuration is simple. However, some obstacles may exist on the floor in the practical situation, and it may affect the ventilation effectiveness in the room with IJV. To investigate the impact of the existence of simple obstacles on ventilation effectiveness, a full-scale experiment was conducted, and the results are to be reported in the present paper. In conclusion, the location of the obstacle did not significantly affect the temperature and ventilation effectiveness in the present cases.

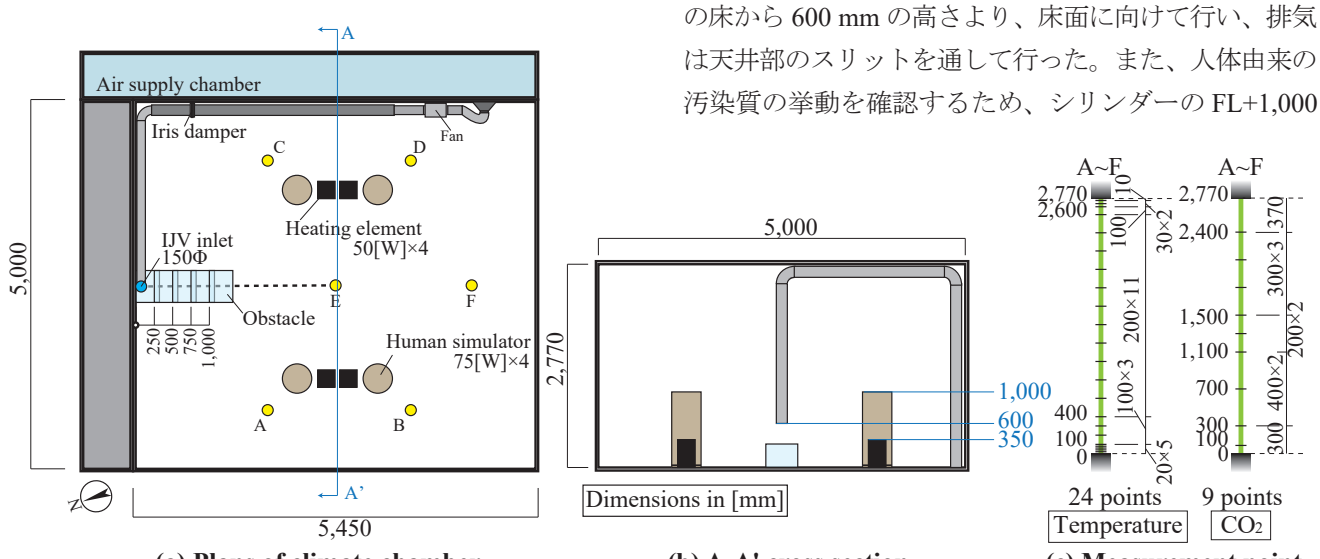
はじめに

昨今のエネルギー問題の深刻化や感染症流行への対策として高効率な換気・空調手法が注目されている。Impinging Jet Ventilation 方式 (以下、IJV)[1] は衝突噴流を用いた高効率換気方式である。IJV の既往研究 [2] では模擬人体の足元を簡略化したモデルにおける居住域の換気性能の高さが示されているが、実環境においては床面に什器や荷物等の障害物が配置されることが想定される。本報では、IJV 給気口近傍に段ボール相当の障害物を配置し、障害物と給気気流の衝突が室内環境に及ぼす影響についてより基礎的な検討を行う。

1. 実験概要

1. 1 実験室概要

2023 年 8 月 28 日から 9 月 20 日の期間に、大阪大学実験棟内の **Fig.1** に示す人工気候室にて実大実験を行った。基礎的な検討を目的とするため、簡易的な室構成とし、人体を模擬したシリンダーと、機器発熱を模擬した一斗缶大の発熱体を各 4 台設置した。既往研究 [3] を参考に、シリンダーから 75 W/ 体 ×4 体、一斗缶から 50 W/ 台 ×4 台の計 500 W の発熱を想定した。給気は、人工気候室東側の給気チャンバー内で空調された空気を直径 150 mm の断熱された円形ダクトを通して北側壁面中央の床から 600 mm の高さより、床面に向けて行い、排気は天井部のスリットを通して行った。また、人体由来の汚染質の挙動を確認するため、シリンダーの FL+1,000



(a) Plans of climate chamber　**(b) A-A' cross section**　**(c) Measurement point**

Fig. 1 Plans of climate chamber and mesurement points

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

mm の位置からトレーサーガスを発生させた。このとき、空気と同じ密度とすることを意図して CO_2 3.33NL/min、He 2.00NL/min を混合した。

1. 2 実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。給気条件として給気量と給気温度の組み合わせを設定した。給気量は 160, 240, 320 [m^3/h] と変化させ、それぞれについて壁面の完全断熱、室内熱負荷 500 W、排気温度 26℃を想定した熱収支式より、給気温度を設定した。また、障害物の有無に壁面からの距離 5 条件 (0 ～ 1,000 [mm]) を加えた計 6 条件を設定し、給気条件と合わせて合計 18 条件で実験を行った。障害物は宅配便 120 サイズ規定の段ボールを想定して 320×435×320 [mm] とし、アクリル板を用いて作成した。

1. 3 測定方法

障害物の位置及び給気量と給気温度が室内温度環境および換気効率に与える影響を把握するために、室内の温度と CO_2 濃度分布を測定した。測定点は **Fig.1(a)** に示す A ～ F の位置に、**Fig.1(c)** に示すとおり鉛直方向に温度は 24 点、CO_2 濃度は 9 点で測定した。温度測定には T 型熱電対を、CO_2 濃度測定には小型 CO_2 データロガー (RTR-576, T&D) を使用した。測定間隔はともに 1 分間とし、温度・CO_2 濃度が定常に達した後の 30 分間を時間平均した値を結果として用いた。

2. 実験結果と考察

各条件測定時における外気温の違いによる貫流熱量の差異の影響を取り除くため、以下の無次元温度 T^*[-] により評価をする。

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_e - T_s} \qquad \textbf{(Eq. 1)}$$

ここで、T[℃] は各測定点の温度、T_s[℃] は給気温度、T_e[℃] は排気温度を表す。また、CO_2 濃度においても換気効率評価を意図して、同様の式で無次元化して規

Table 1 Experimental cases

Case name	Distance between wall to obstacle [mm]
Case [F]-None	-
Case [F]-0000	0
Case [F]-0250	250
Case [F]-0500	500
Case [F]-0750	750
Case [F]-1000	1,000

* Notes: [F] = 160, 240, 360 [m^3/h] in each cases

Table 2 Room average temperature[℃]

Case name	[F] = 160 [m^3/h]	[F] = 240 [m^3/h]	[F] = 320 [m^3/h]
Case [F]-None	24.34	25.75	25.75
Case [F]-0000	24.34	25.21	25.69
Case [F]-0250	24.26	25.08	25.68
Case [F]-0500	24.11	25.23	25.71
Case [F]-0750	24.04	25.06	25.68
Case [F]-1000	23.98	25.29	25.71

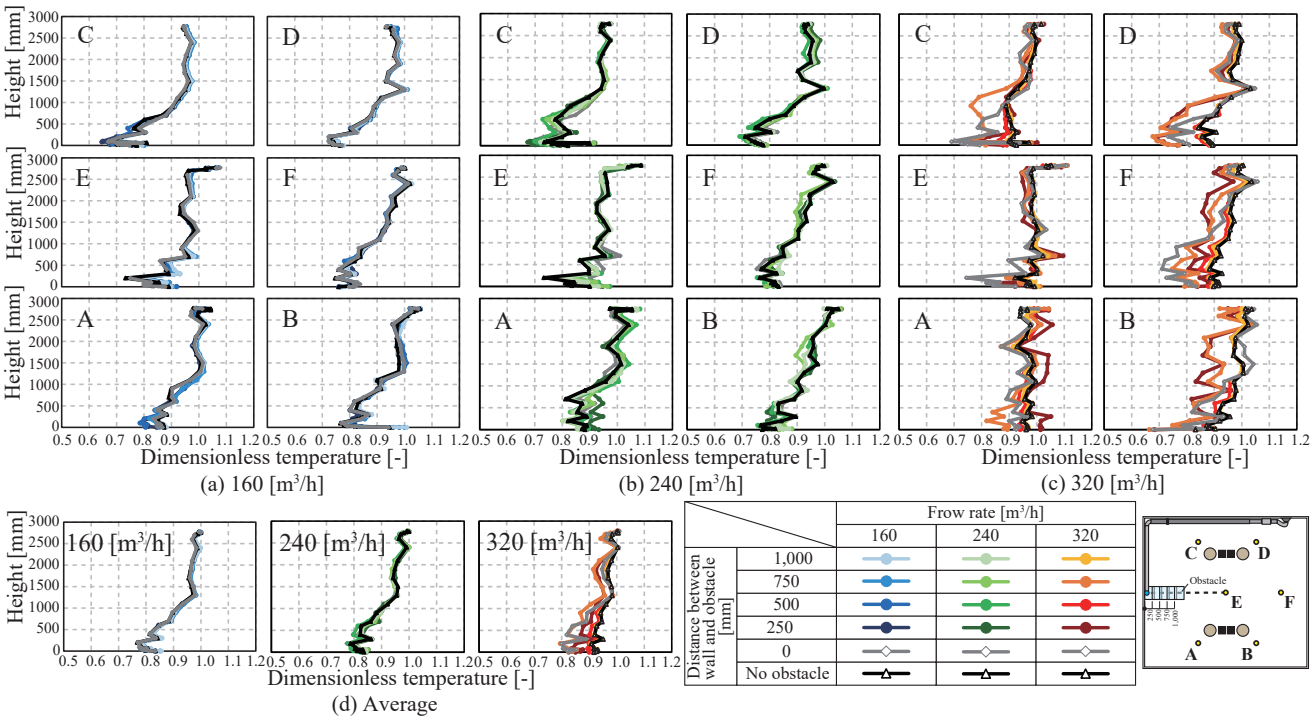


Fig.2 Dimentionless temperature distribution

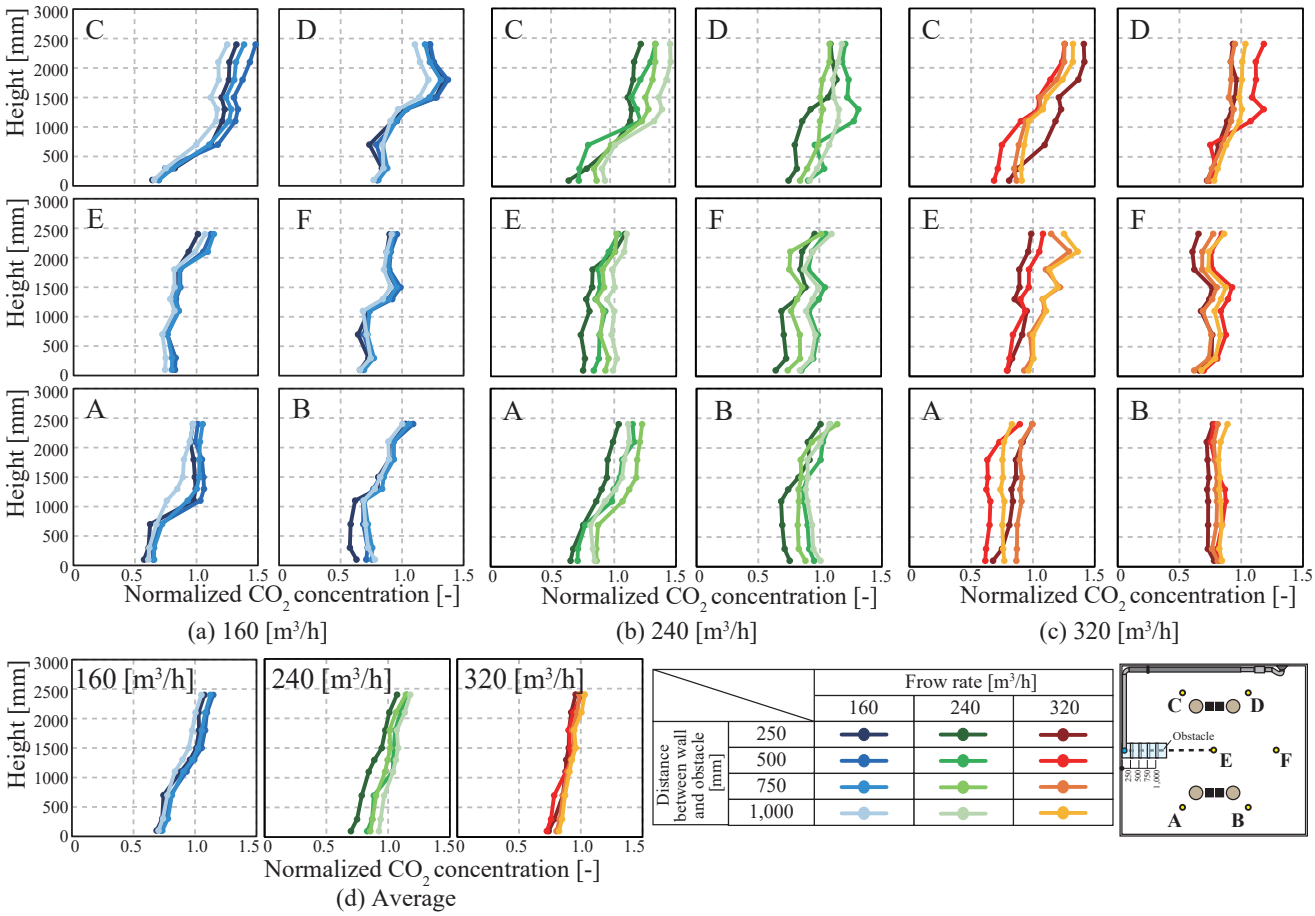


Fig.3 Normalized CO_2 concentration distribution with different obstacle location

Table 3 Room average Normalized CO_2 concentration [-]

Case name	[F] = 160 [m³/h]	[F] = 240 [m³/h]	[F] = 320 [m³/h]
Case [F]-None	0.927	1.044	0.918
Case [F]-0000	0.822	0.855	0.839
Case [F]-0250	0.906	0.785	0.870
Case [F]-0500	0.954	0.886	0.870
Case [F]-0750	0.944	1.002	0.905
Case [F]-1000	0.882	0.982	0.925

準化濃度評価を行う。

2. 1 温度分布

Table 2 に条件ごとの室平均温度を示す。給気条件ごとに概ね室平均温度は一致する結果となった。**Fig.2** に各地点ごと及び全測定点平均の鉛直無次元温度分布を示す。全体の傾向として測定点 C,D において他の測定点と比較して温度が低くなっている。これは、給気チャンバーや低温空気が通じる IJV ダクトが C,D 側にあるため、空気が冷やされたものと考えられる。一方で、すべての測定点及び平均値において室内の上下温度差はおおよそ 1 ～ 2℃ となった。ASHRAE Standard 55[4] において足元と頭の温度差は、上下温度差による不快感が生じないよう 3 ℃ 以内にすることが推奨されているが、これを十分満たしている。

障害物の壁面からの距離が異なる条件について、局所的な分布の差は見られたものの、その差は小さく、障害物と壁面の距離が温度分布に与える影響は小さいことが示された。

2. 2 CO_2 濃度分布

Table 3 に条件ごとの室平均規準化濃度を示す。こちらは設定条件によらず、ばらつきのある結果となった。**Fig.3** に障害物の壁面からの距離 250 ～ 1,000 mm 条件の各ポールごと及び全ポール平均の鉛直規準化濃度分布を示す。給気量 160 m³/h 条件については、異なる障害物距離条件間で大きな差は見られなかった。これは給気風速が小さいため、給気気流と障害物の衝突による影響も小さく、障害物の壁面からの距離によらず同様な汚染質濃度分布になったためと考えられる。

240 m³/h 条件については、障害物・壁面間距離が大きくなるにつれ汚染質濃度が若干高くなる傾向が確認できる。これは給気気流と障害物の衝突により、周辺空気との混合が促進されるため、障害物と給気気流の衝突位置が汚染質発生源に近いほど、濃度が高くなったためと考えられる。

320 m³/h 条件では異なる障害物・壁面間距離条件における大きな差は見られず、他の給気条件と比較しても濃

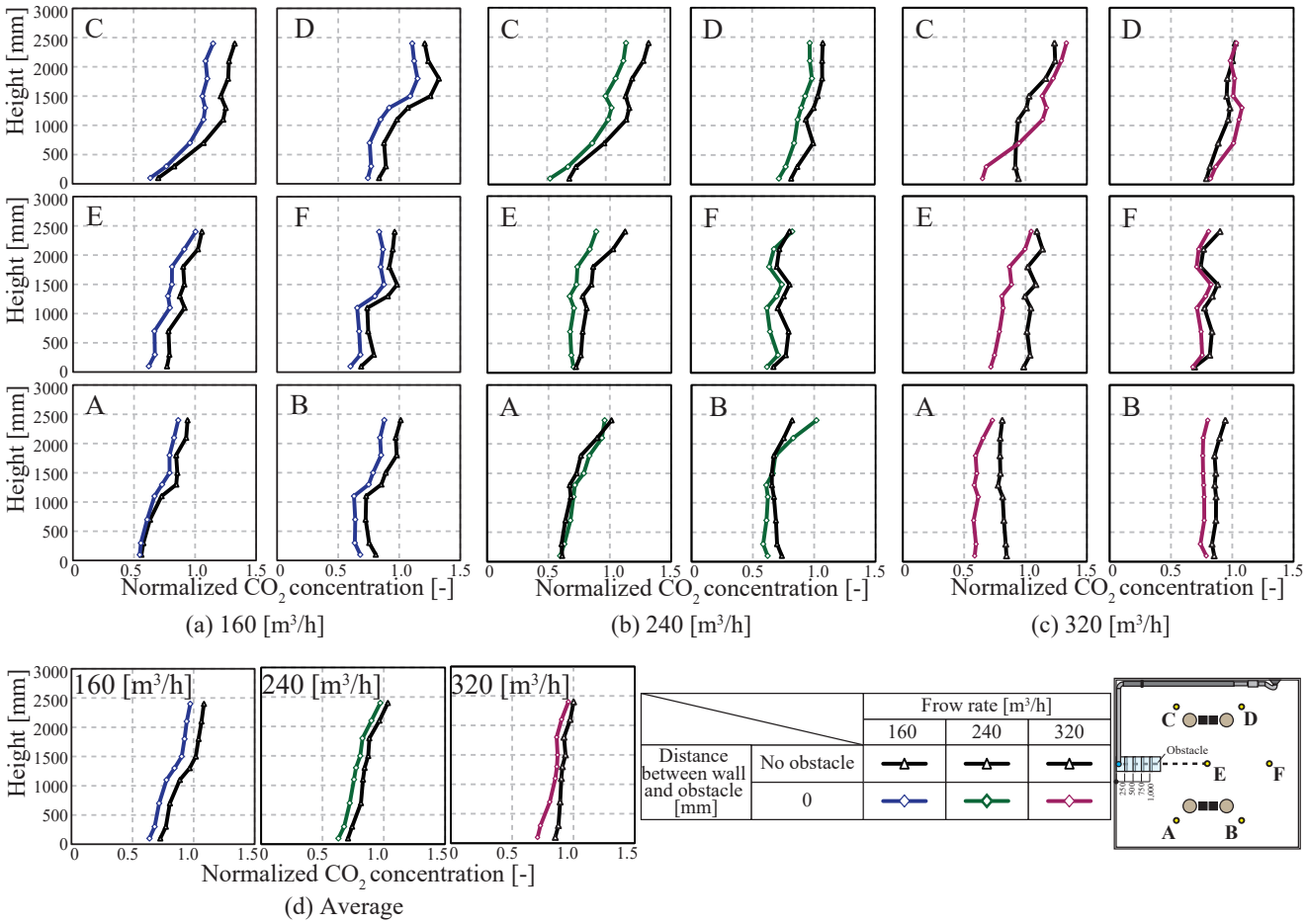


Fig.4 Normalized CO_2 concentration distribution with and without obstacle

度勾配は小さくなった。これは給気運動量が大きく、障害物の有無及び距離に関わらず室内の空気が混合しやすい状態であったためと考えられる。

給気条件ごとに傾向の違いが見られた一方で、概して本実験条件においては障害物設置位置による大きな差は見られず、240 m³/h の条件で若干差が生じたといえる。

Fig.4 に障害物・壁面間距離 0 mm の条件と障害物なし条件における濃度分布の結果を示す。すべての給気条件で壁面からの距離 0 mm の条件において濃度が低くなった。これは吹出した給気が直接障害物上面に衝突し広がった後、再度床面と衝突することで気流の運動量が抑えられ、比較的静穏な気流場が形成されたため、換気効率が高くなったことが可能性として考えられるが、より詳細な分析には CFD 解析などにより現象を確認する必要がある。

おわりに

本研究では、IJV を採用した室において給気口近傍に配置された障害物が室内環境へ及ぼす影響についての検討を目的とし、段ボール相当の障害物を想定した実大実験を行った。温度分布における障害物の配置条件による影響は小さいものの、汚染質濃度分布では給気条件ごとに異なる影響が見られ、給気運動量が中程度の条件では給気気流と障害物の衝突による空気の混合性状が濃度分布の形成に影響を与えることが示唆された。また、給気口直下に障害物を配置した場合には障害物を設置しない場合よりも濃度が低い傾向が確認された点については、より詳細な検討が必要であると考えられる。

謝辞

本研究の一部は 2023 年度竹中育英会建築研究助成金の補助を受けて実施した。ここに示して謝意を示す。

参考文献

1) T.Karimipanah, H.Awbi : Theoretical and rxperimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Building Environment. 37, 1329-1342.1, 2002,11
2) H.J.Chen, B. Moshfegh, M. Cehlin : Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads, Building Environment. 59, pp127-144.1,2013.1
3) 鹿野ら：オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究、日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集、第 61 号・環境系、pp.153~156、2021.6
4) ANSI/ASHRAE Standard 55 (2020) : Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
(その 12) 什器を想定した障害物が執務室の熱環境及び換気効率に与える影響

Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 12) Effect of the Obstacle as Cabinet on
Temperature Profile and Ventilation Efficiency in Office Room

○越田　萌恵　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
山澤　春菜　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）
喜田　健太郎（大阪大学）

Moe KOSHIDA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Haruna YAMASAWA[*1]
Toshio YAMANAKA[*1] Kentaro KIDA[*1]
[*1]Osaka University

The airflow feature of supply air is crucial in the impinging jet ventilation system (IJV). Although previous studies reported IJV's high ventilation performance in simplified room models, however, due to IJV's flow feature, the impact of obstacles on the floor should be considered when introducing IJV in practice. To investigate the impact of the practical obstacle on the indoor environment, a full-scale experiment was conducted in an office setting. In conclusion, the overall contaminant distribution did not significantly differ, and the obstacle is assumed to have a potential reduction in draft risk around the floor.

はじめに

近年、エネルギー問題の深刻化や感染症の流行により、高効率な空調・換気手法に注目が集まっている。比較的高効率な換気手法として、準置換換気方式である Impinging Jet Ventilation 方式（IJV）[1] が挙げられる。IJV では壁面に設置したダクトから鉛直下向きに給気を行い、床面に給気気流を衝突させる。衝突後の給気気流は、床面に沿って室全体に拡がり、発熱体に到達したのち温められ上昇し、室上部で排気をされる。そのため、温度成層を形成し、汚染質は発熱体からのプルームに乗り、室上部に輸送されることにより濃度勾配を形成するので居住域の換気効率が比較的高い換気手法と考えられている。また、IJV では置換換気方式と比較して給気運動量が大きいために給気直後に空気の混合が促進され、足元の過冷却や暖房適用の難しさ等の置換換気方式の有する問題を解消できると考えられている。しかし、IJV の設計手法は未だ確立されていないため、本研究では IJV の室内環境の形成に影響を及ぼす要因について明らかにすることを目的としている。IJV においては給気気流の移流・拡散性状が室内環境の形成と換気効率に大きな影響を及ぼす。既往研究[2] では足元を簡易化したモデルの検討にて、その換気性能の高さが示されているが、実際に IJV を導入する実空間では床付近に気流の妨げになる障害物が設置される場合が想定される。そのような場合、IJV の空調・換気性能が悪化する可能性も考えられるが、この点に着目した研究はこれまでにあまり見られない。そこで本研究では、執務室を想定し、給気口近傍に什器相当の障害物が設置された場合の室内環境への影響について実大実験を行い検討した。

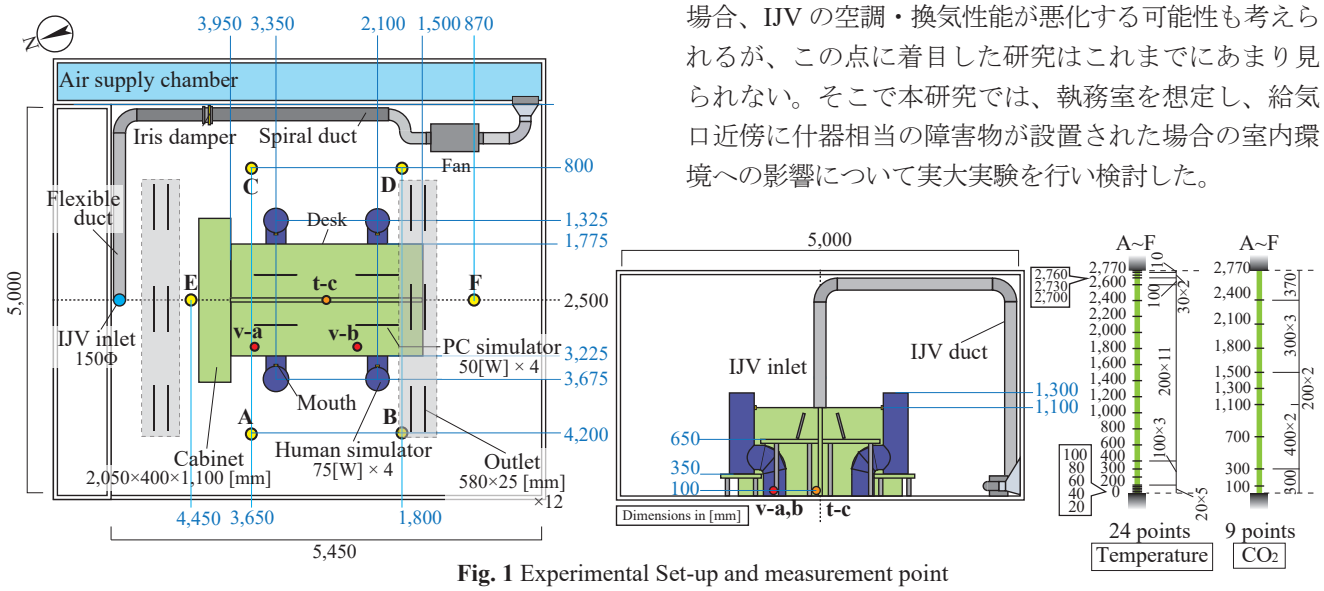


Fig. 1 Experimental Set-up and measurement point

1. 実験概要

2023 年 8 月 21 日から 8 月 25 日の期間に、大阪大学実験棟内の人工気候室にて実大実験を行った。Fig. 1 に人工気候室の概要を、**Table 1** に実験条件を示す。本報では一般的な執務室を想定し [3]、模擬座位人体、机、テーブル、模擬 PC を 4 セット配置し、向かい合う机の間に FL+1,100 mm の高さのパーテーションを設置した。給気ダクト側の机の横には 2,050×400×1,100 mm のキャビネットを想定した障害物を設置し、その有無による影響を検討した。

給気は人工気候室に隣接する給気チャンバー内で空調された空気を、断熱を施し北側壁面の中央に設置した直径 150 mm の円形ダクトより床上 600 mm の高さから床面に向けて供給した。排気は天井部に位置する排気スリットより行った。換気量は給気側及び排気側のファンを用いて調節し、アイリスダンパーと差圧計にて流量の測定を行った。給気量は **Table 1** に示す通り、120, 240, 320 m^3/h とした。排気温度が断熱を仮定すると 26 ℃ となるように給気温度をそれぞれ設定した。

内部発熱は既往研究を参考に、人体発熱量を 75 W/体 [4]、PC 発熱量を 50 W/ 台 [5] の計 500 W とした。また、換気効率を評価するため、全座位人体の口から汚染質を模擬してトレーサガスを発生させた。ここで、トレーサガスは空気と密度をそろえることを意図して CO_2 とヘリウムを 5:3 の比率で混合し、床上 1,100 mm の模擬座位人体の口に取り付けたスポンジより、0.83 NL/(min・体) 程度、計 3.33 NL/min で発生させた。

Table 1: Experimental Cases

	Flow Rate [m^3/h]	Supply Air [℃]	Cabinet
Case 160-C	160	16.63	exist
Case 160-N			none
Case 240-C	240	19.75	exist
Case 240-N			none
Case 320-C	320	21.31	exist
Case 320-N			none

本実験では室内環境を把握するため、**Fig.1** に示す点 A ～ F で鉛直方向に温度を 24 点、CO_2 濃度を 9 点で測定した。また、座位人体の足元でのドラフトリスクを確認するため、**Fig.1** に示す v-a,b 点の足元高さ FL+100 mm で足元風速を、t-c 点の FL+100 mm で足元代表点温度を測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、CO_2 濃度測定には小型 CO_2 データロガー（RTR-576、T&D 社）を用い、風速測定にはクリモマスター（KANOMAX）を用いた。これらの測定に加え、給排気と外気の温度・CO_2 濃度の測定も併せて行った。全ての測定間隔は 1 分とし、温度・CO_2 濃度が定常状態に達した後の 30 分間のデータを平均したものを結果として用いる。

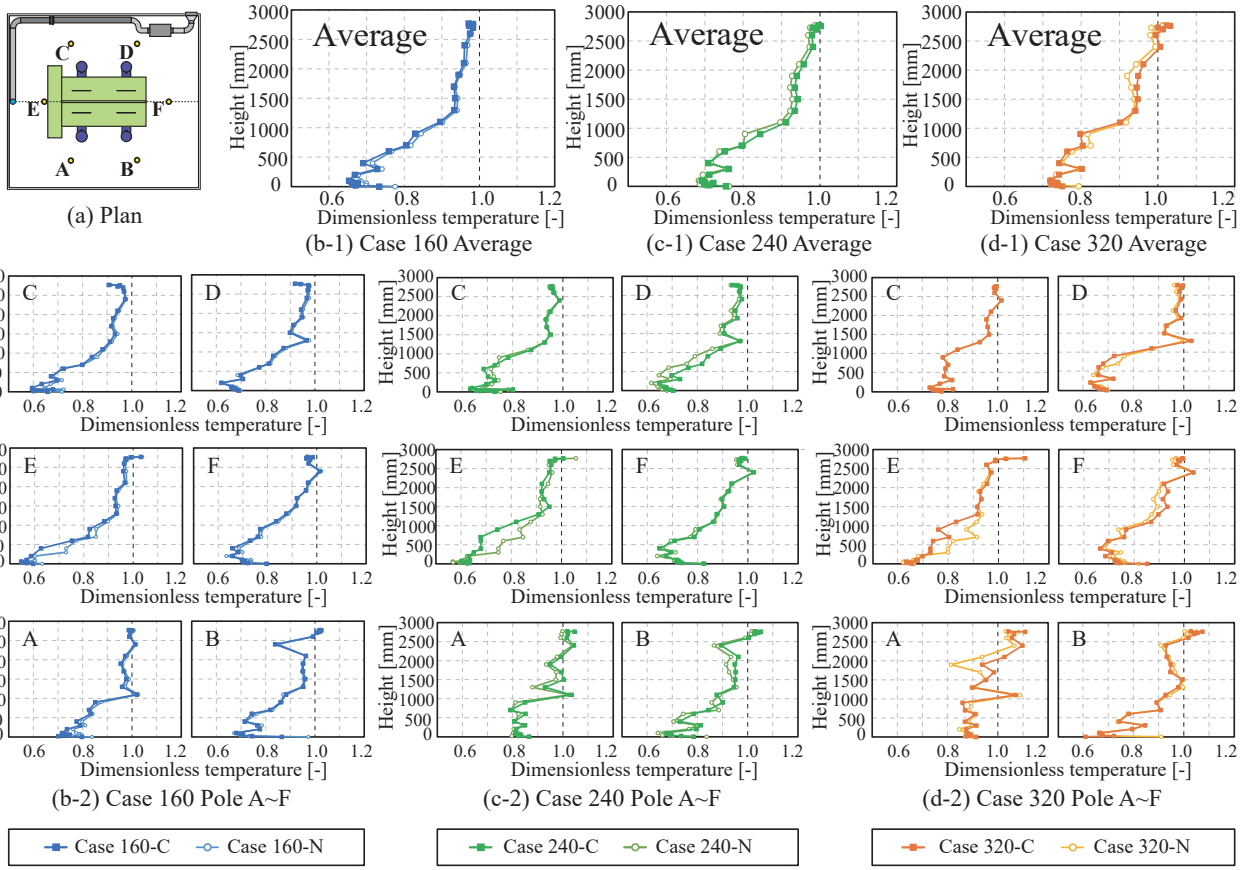


Fig. 2 Vertical Profiles of Dimensionless Temperature

2. 実験結果と考察

2.1 評価指標

測定条件ごとに測定日と外気温が異なることに起因する貫流熱量の差異を取り除くため、以下の式で無次元化して評価を行う。

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_e - T_s} \quad \text{(Eq.1)}$$

ここでT^* [-] は無次元温度、T_s [℃] は給気温度、T_e [℃] は排気温度を表す。また、CO_2 濃度についても換気効率の評価を意図して、以下の式の通り給排気濃度で無次元化した規準化濃度を用いて評価を行う。

$$C^* = \frac{C - C_s}{C_e - C_s} \quad \text{(Eq.2)}$$

ここで C^*[-] は規準化濃度、C_s [ppm] は給気温度、C_e [ppm] は排気温度を表す。

2.2 鉛直温度分布

Fig.2 に鉛直無次元温度分布を各ポールと全ポールの平均値で分けて示す。今回の条件では全ての測定点において、温度成層が形成されていることが確認できた。また、全ての給気条件において障害物の有無による分布の差異は小さく、キャビネットが温度分布に与える影響は小さいことが示された。また、床付近の FL+20 mm と天井付近の FL+2,760 mm の高さにおける上下温度差は Case 160 で 2.5 ℃ 程度、Case 240 で 2 ℃ 程度、Case320 で 1.5 ℃ 程度であり、全条件において上下温度差による不快感は生じにくいと考えられる [6]。

2.3 CO_2 濃度分布

Fig.3 に、鉛直規準化濃度分布を各ポールと全ポールの平均値で分けて示す。全ての測定点で濃度勾配が形成された。給気量が小さい Case 160 では、給気ダクトの最も近くに位置するポールEの居住域において障害物が存在する場合に濃度の上昇が見られた。一方で、全体の平均では障害物による差異は小さかった。

Case 240 では、給気ダクトに近いエリアに位置するポール A、E、C において、障害物がある場合に CO_2 濃度が上昇した。それに対し、ダクトから離れたエリ

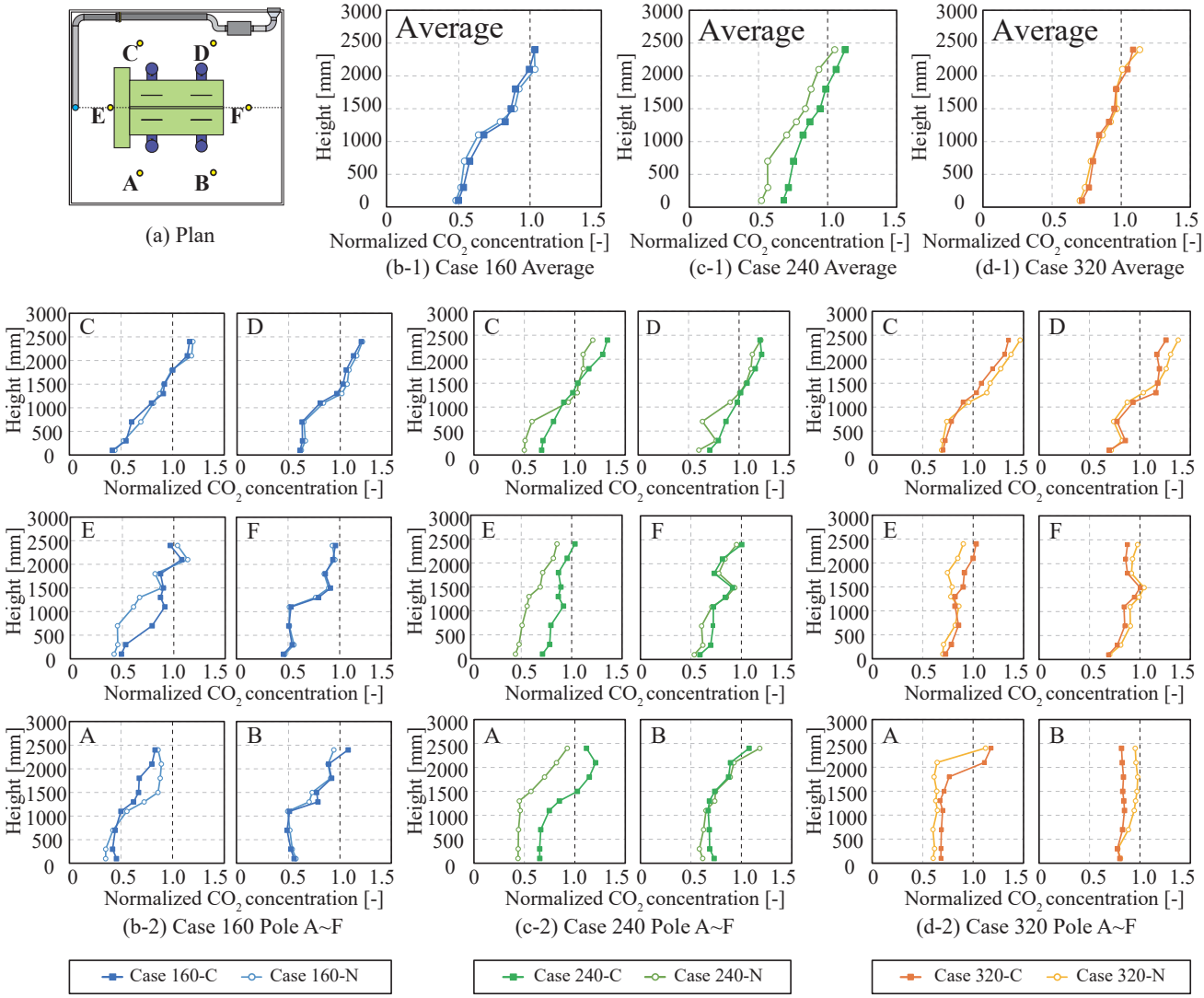
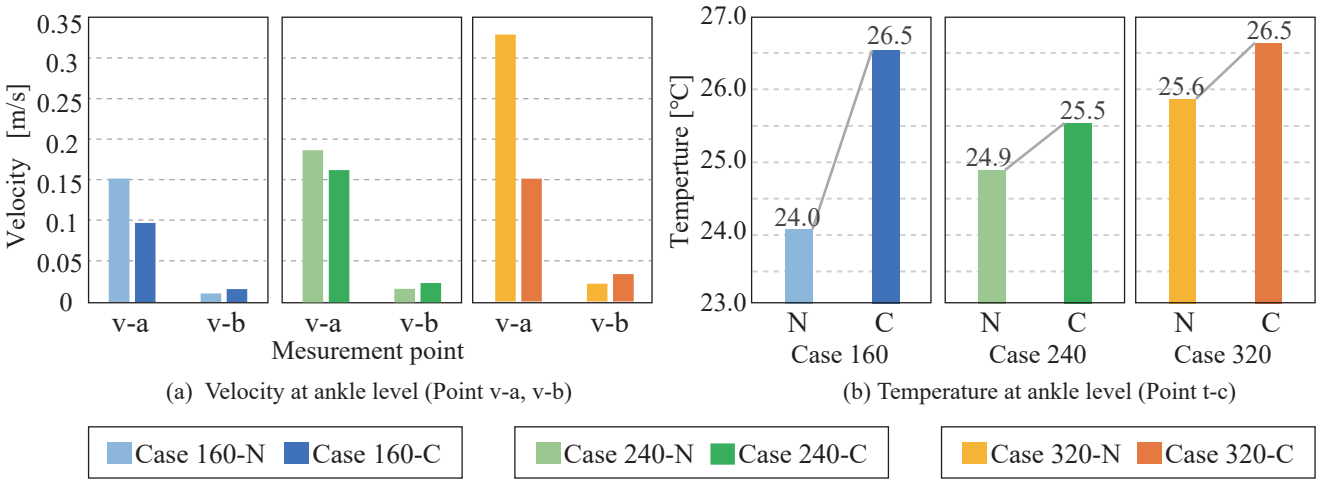


Fig. 3 Vertical profiles of Dimensioinless CO_2 concentration



(a) Velocity at ankle level (Point v-a, v-b)　(b) Temperature at ankle level (Point t-c)

Fig.4 Measurement at ankle level

アに位置するポールD、F、Bでは障害物の有無による影響は小さいことが示された。これは、給気気流と障害物の衝突により、給気気流が障害物付近で周辺空気と混合され、汚染質濃度が高くなったと考えられるが、室奥部まで進むとその影響は小さくなった。

流量の多いCase 320では、障害物の有無によりポールごとの濃度がわずかに増減したが、全体の平均では障害物の有無による差異は小さく、障害物の影響は小さいことが示された。この条件は他の給気条件と比較して給気運動量が大きいため、濃度勾配が小さく、障害物の有無によらず給気気流が混合しやすい条件であったものと考えられる。

2.4　足元風速・足元代表点温度

Fig.4 (a) に給気条件ごとの各測定位置における足元風速の結果を示す。給気ダクトから近い測定点v-aでは、最も風速が大きい条件でも0.3 m/s程度ではあり、全ての条件において障害物があるときで風速が減少した。よって障害物を設置することで風速を抑えられた。一方、給気ダクトから離れた測定点v-bでは、障害物の有無によらず風速は小さく、大きな影響は見られなかった。

Fig.4 (b) に給気条件ごとの足元代表点温度の結果を示す。全ての給気条件において、障害物がある場合で足元温度が0.6 ℃～2.5 ℃程度が上昇したことが示された。これは、障害物が設置されることにより、直接足元に給気気流が到達するのを防ぐことが出来たためと考えられる。本研究では足元の風速と温度の測定のみを行ったため、定量的なドラフトリスクの評価はできないものの、以上の結果より、障害物の設置が足元のドラフトを低減する可能性が示唆された。

おわりに

本研究では、IJVを採用した執務室を想定し、什器相当の障害物が給気口付近に設置された場合の室内環境への影響を実大実験にて検討した。温度分布における障害物の影響は小さいものの、汚染質濃度分布では給気条件ごと、また測定点ごとに異なる影響が見られたが、全測定点平均では影響は限定的であった。また、足元風速や代表点温度においては障害物が設置されることでドラフトリスクが低下する可能性が示唆された。本研究では、具体的な執務空間を想定し、対象の障害物を什器としたが、IJVを用いた空間の障害物の影響を把握するには、より一般化した室空間において障害物の形状や容積、設置位置等を変更した場合の更なる検討を行う必要があると考える。

謝　辞

本研究は竹中育英会の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1)T.Karimipanah, H.Awbi : Theoretical and rxperimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation, Building Environment. 37, 1329-1342.1, 2002,11
2) H.J.Chen, B. Moshfegh, M. Cehlin : Investigation on the flow and thermal behavior of impinging jet ventilation systems in an office with different heat loads, Building Environment. 59, pp127-144.1, 2013,1
3) 鹿野奈々、山中俊夫ら：オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究、日本建築学会2021年度近畿支部研究報告集、第61号・環境系、pp.153~156、2021.6
4) 黄孝根、吉富透悟、加藤信介：機器単体からの対流・放射放熱に関するシミュレーション解析、生産研究、66巻(2014)1号、pp.47-51、2014.1
5) 菊池世欧啓、高橋雄司、小林信行、伊藤一秀：PC排熱とUSB電源を利用したパーソナル空調システムの開発（その1）PC発熱の測定とパーソナル暖房装置プロトタイプの試作、日本建築学会大会学術講演論文集、D-2、pp1407-1408、2005.9
6) ISO 7730 INTERNATIONAL STANDARD : Ergonomics of the thermalenvironment - Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria (2005)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

スキップフロア型の一体オフィス空間における自然換気性能に関する研究
（その 1）空気齢測定による自然換気気流の挙動の評価

Natural Ventilation Performance of Integrated Skip-Floor Office Space
(Part1) Analysis of Natural Ventilation Airflow Based on Age of Air Measurement

○廣瀬　文哉　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）
譚　　盾　　（大阪大学）　　粕谷　敦　　（竹中工務店）
君塚　尚也　（竹中工務店）　　増田　恭大　（竹中工務店）
三木　僚子　（竹中工務店）　　和田　一樹　（竹中工務店）

Fumiya HIROSE[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Haruna YAMASAWA[*1] Dun TAN[*1]
Atsushi KASUYA[*2] Naoya KIMIZUKA[*2] Yasuhiro MASUDA[*2] Ryoko MIKI[*2] Kazuki WADA[*2]
*1 Osaka University *2 Takenaka Corporation

Natural ventilation systems (NV) have been introduced in office buildings nowadays due to the need for energy conservation. Yet, the accurate prediction of its performance can be challenging. However, offices adopting active-based working principles often explore introducing skip floors, and it makes the NV performance prediction even harder. In the present research, measurement is conducted in an actual NV office building with an NV shaft and skip floor. The local mean age of air under natural ventilation and the ventilation rate through the shaft were measured by the tracer gas methods, and the NV flow feature is to be discussed.

１．はじめに

自然換気方式は、再生可能エネルギーにより建物を冷房・換気することで省エネルギー・低炭素化推進が期待できるとして、オフィスビルにおいて導入が進んでいる。また、近年のオフィスにおいてはABW（Activity Based Working）と呼ばれる、働く場所と時間を自由に選択する働き方が注目されている。ABW を前提として自然換気を計画する場合、空間の多様性と換気経路の確保のためにスキップフロアの導入が有効な手段の一つとなり得る。しかし、計画上大空間となるうえ、流路が複雑化するため、設計段階における自然換気性能の正確な予測が難しい。そこで、本研究では複雑な経路が形成され得るオフィス空間における自然換気性能の適切な予測手法の確立を目的とする。本報では既往研究[1,2]で対象とした自然換気建物 (**Fig.1**) において、スキップフロアの執務室における自然換気経路及び換気量の把握を目的に行った実測結果について報告する。

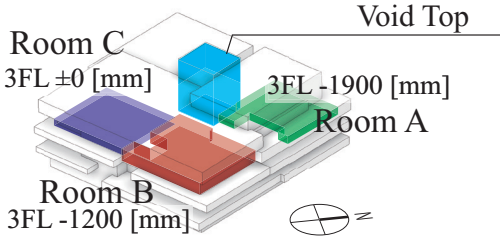


Fig.1 Axonometric model

２．実測対象としたオフィスビルの概要

対象建物はスキップフロアを採用した地上 4 階建てのオフィスビルであり、実測対象としたのは 3 階における A ～ C の 3 室である。階高について、C 室は 3 階基準床レベルである GL+9600 [mm]、A 室は 3FL -1900 [mm]、B 室は 3FL -1200 [mm] である。自然換気開口として、A 室北東面に 4 ヶ所の引違い窓、B 室北東面、南東面に計 6 ヶ所の片開き窓、C 室南西面に 3 ヶ所の引違い窓が設けられている。また、

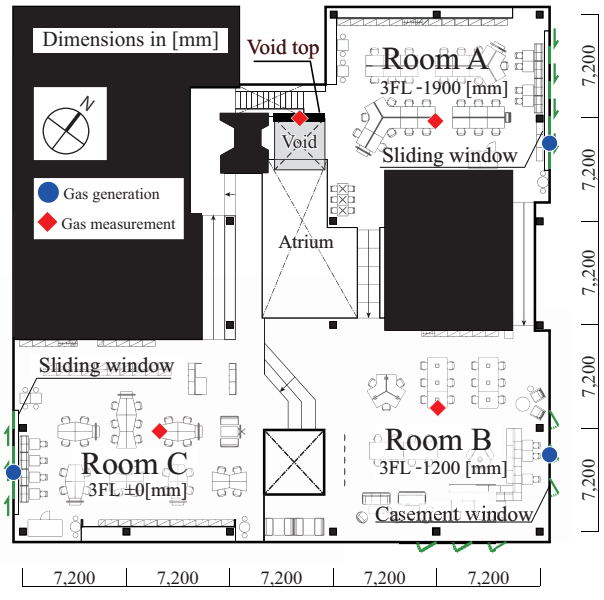


Fig.2 Plans of building (3F)

建物の中央付近には全ての階に接続する吹抜けがあり、頂部には重力換気の駆動力となるボイド、さらにその頂部には北西面に向かって自動開閉窓（上吊り回転窓 900 × 900 [mm] × 9 個）を有する。

3．換気経路把握のための空気齢測定

3.1 測定方法

自然換気時の換気経路の把握を目的として 2023 年 10 月 14 日、15 日に実測を行った。その際、ボイドトップの自然換気窓は開放し、A 室 , C 室の窓をすべて全開に、B 室の窓を半開にした。トレーサーガスパルス法により自然換気時の自然換気窓別空気齢（以下、窓別空気齢）を測定した。窓際で SF_6 を充填した風船を破裂させ、自然換気気流により運ばれた SF_6 の濃度を各室内中心の一点で測定した。また，重力換気についても考慮するためボイドトップにおける測定も行い、**Table 1** に示す通り発生点と測定点を変化させて計 10 条件の測定を行った。ただし，条件名を [ガス発生室]-[ガス測定室] のように示し、ボイドトップは T で表す。また、発生点から測定点までの距離が遠い時に十分な応答が計測できなかったため、**Table 1** に示す通りに発生量を調整して実験を行った。

Table 1 Case and volume of gas generation

Case name	A-A	A-B	A-C	A-T	B-B	B-T	C-A	C-B	C-C	C-T
Volume of generated SF_6 [L]	57	68	93	101	44	51	95	54	58	83

*Case name referennce: [Generation point]-[Measurement point]　　*T stands for the top of void.

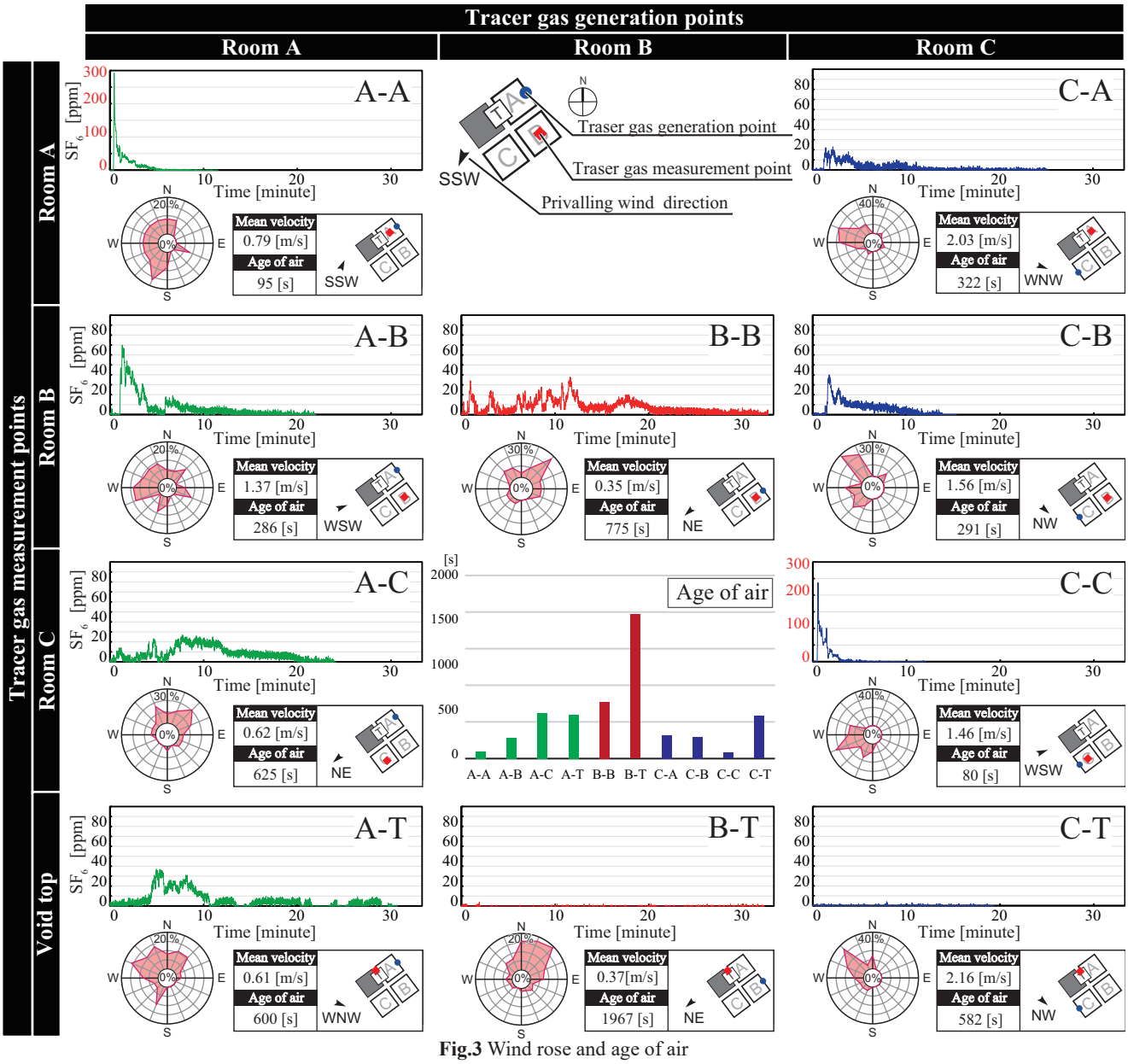


Fig.3 Wind rose and age of air

$$\bar{\tau}_p = \frac{\int_0^\infty t \cdot C_p(t) \cdot dt}{\int_0^\infty C_p(t) \cdot dt} \qquad \textbf{(Eq.1)}$$

窓別空気齢 $\bar{\tau}_p$ の算出方法を **Eq.1** に示す。ただし、$C_p(t)$は局所の SF_6 濃度を、tは時間を表す。

加えて、建物屋上において風向風速計をもとに実測期間中の屋外最頻風向・風速（測定間隔 1 分）を取得した。

3. 2 測定結果と考察

パルス応答と窓別空気齢の測定結果を **Fig.3** に示す。発生点から測定点までの距離に注目すると、A,C 室ともに発生点から遠くなるに伴いピークは小さく空気齢は大きくなる傾向が見られた。また A-B 条件では応答の極大値が 2 つ見られ、異なる換気経路からの空気が到達したものと考えられる。一方、B-B 条件において、初期応答は A-A 条件と同程度の時間で確認されたものの、その後は断続的な応答が確認された。これは室内に空気が長く滞留した事を表し、**Fig. 4** に示す通り屋外平均風速が低いうえに変動が大きく、開口が複数面に存在したこと等が原因として考えられる。

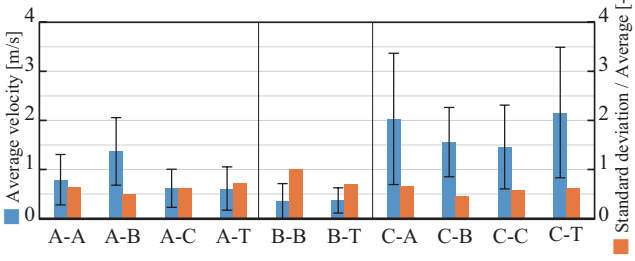


Fig.4 Outdoor wind velocity

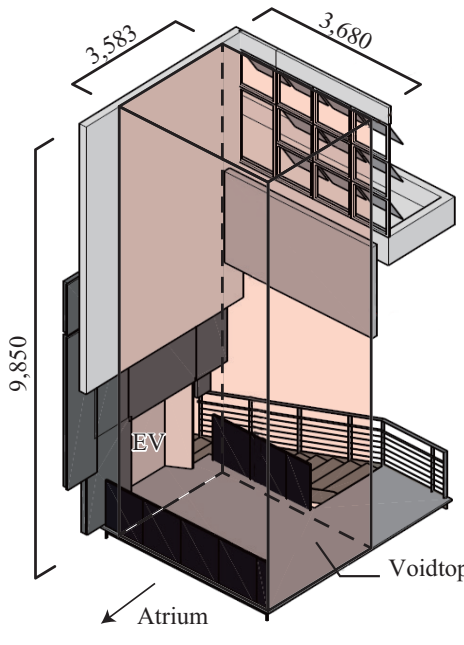


Fig.5 Schematic of void

4．ボイドトップ換気量測定

4. 1 測定方法

2023 年 10 月 14 日にトレーサーガス定常濃度法により自然換気時のボイドトップの換気量測定を

$$Q = \frac{M}{C_r - C_o} \qquad \textbf{(Eq.2)}$$

行った。定常発生法により換気量 Q を求める式を **Eq.2** に示す。ただし、M は CO_2 の発生量、C_r は領域内 CO_2 濃度、C_O は外気濃度を表し、対象領域内における汚染質の完全混合状態を仮定している。

Fig.1 に示す吹抜空間から繋がるボイドの形状を **Fig.5** に示す。ボイド底部よりトレーサーガスを発生し、ボイド内上部にて濃度を測定した。このときボイド内を完全混合状態に近づけるよう、及びガスが下降しないよう、発生したガスは **Fig.6** に示すとおりボイド底部に設置した送風機によりボイド内へ送られ、ボイド内で攪拌された。また、濃度の測定点位置を **Fig.7** に示す。ボイド底部よりポールを立ち上げ、ボイド底部より 7,150 mm の高さにおいてボイド内（KAN1,2,3,4）の、頂部の排気窓中央一点（KANK）において濃度を測定した。また屋外に CO_2 レコーダーを設置し、屋外 CO_2 濃度を取得した。トレーサーガスとして CO_2 を使用しており、実験中は面積流量計

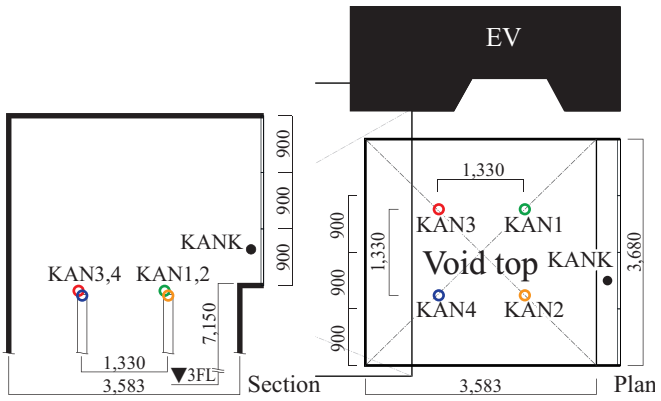


Fig.7 Position of measurement points

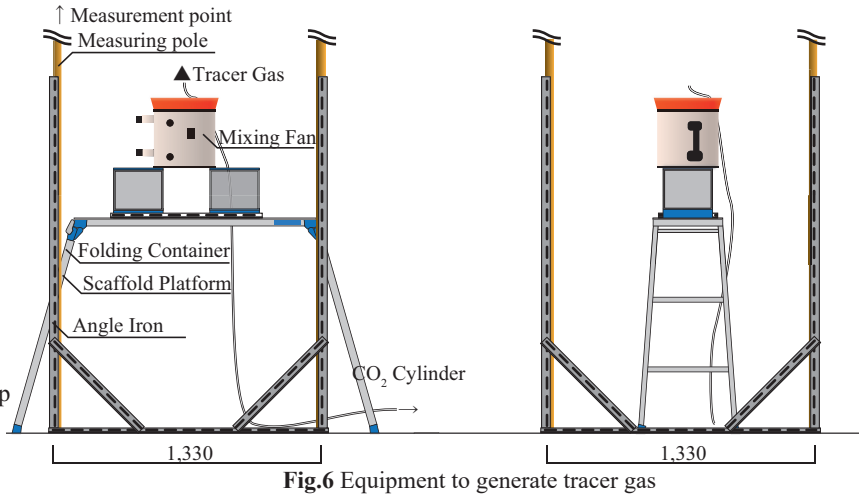


Fig.6 Equipment to generate tracer gas

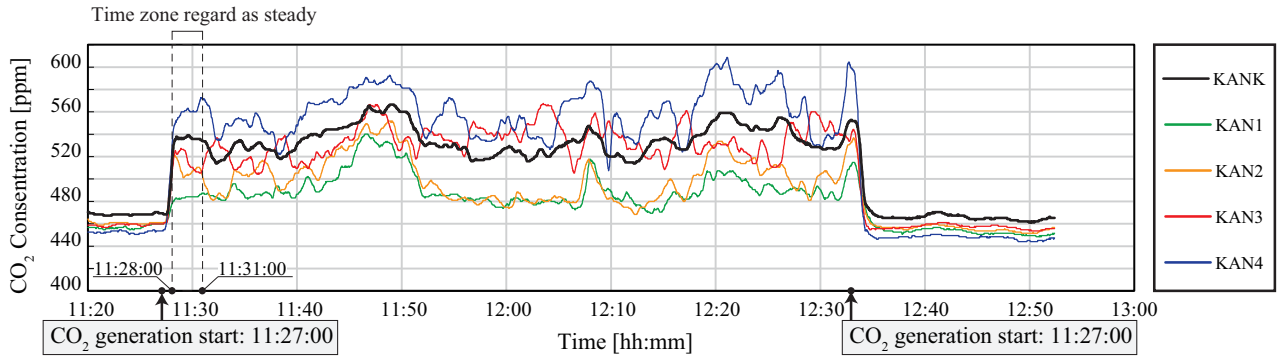


Fig.8 CO_2 consentration time-series data

Table 2 Ventiration amount and wind velocity at voidtop

	Only KANK	KAN1 ～ KANK
Outdoor CO_2 concentration	386 [ppm]	
CO_2 generation flow rate	1.51 [m^3/h]	
CO_2 steady concentration at measurement points	533 [ppm]	519 [ppm]
Ventiration amount from the voidtop window	10,224.20 [m^3/h]	11,254.16 [m^3/h]
Wind velocity at the voidtop window	0.38 [m/s]	0.43 [m/s]

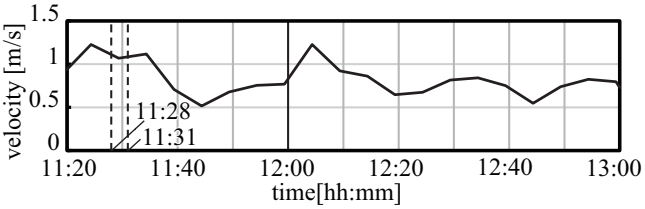


Fig.9 Measured wind velocity at the center of voidtop

をもとにボンベから一定流量で発生させた。測定には CO_2 レコーダー（RTR-576, T&D 社）を使用した。また、KANK 付近で無指向性風速計により排気窓の中心風速を測定した。

4. 2 測定条件

重力換気による自然換気駆動力を生むため、ガス発生 2 時間前（9 時 45 分）から 26° C の設定で窓を閉めた状態で執務室の暖房を運転し、発生直前に室温 21° C であることを確認した。実測中は ABC 室すべての窓をにし、ボイドトップ窓も開放した。トレーサーガスの発生量は 25L/min とした。

4. 3 測定結果と考察

Fig.8 に各測定点における CO_2 濃度の経時変化を示す。11 時 27 分に発生を開始し、12 時 33 分に終了した。発生中はすべての測定点において CO_2 濃度が激しく変動する結果となった。ここで、変動が比較的少ない 11 時 28 分からの 3 分間を定常とみなし、ボイドトップを通過する換気量を算出した。

窓近傍の測定点 KANK のみ使用した場合と KAN1 から KANK すべての測定点を使用した場合の算出結果を **Table 2** に示す。換気量は 10,000 [m^3/h] 程度となり、空気質の観点からは厚生労働省 [3] による一人あたりの換気量 30 [m^3/h] をもとにすると 330 人相当の換気量が確保できたことになる。実測対象建物対象室内の執務者人数が 130 人であることをふまえると、十分な換気能力を有する考えれる。**Fig.9** に無指向性風速計で測定したボイド排気窓中心部の風速を示しており、トレーサーガス法での換気量より概算した値の 2.5~2.8 倍となった。これは、排気窓における風速分布やボイド内の混合状態が影響したと考えられる。

5. おわりに

本研究では自然換気ボイドを有し、スキップフロア一体空間型のために複雑な換気経路を有する執務空間を対象として、実地測定による自然換気性状の把握を行った。実測では、i) 水平風力換気における自然換気経路の空気齢測定による把握、ii) 重力換気の駆動力となるボイドにおける換気量測定を行った。結果、各執務室における風力換気性状の違いを把握し、重力換気による自然換気量が執務人数に対して十分であることを確認した。

給排気口位置や室内気流場の把握に関して更なる検討を行うことを今後の課題とする。

参 考 文 献

1）譚盾 , 小林知広 , 山中俊夫ら : 手動開閉窓を用いたオフィスビルの自然換気設計手法に関する研究（その 1）窓開放面積がハイブリッド空調時の室内環境に及ぼす影響 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 ,2023,03

2）譚盾 , 小林知広 , 山中俊夫ら : 手動開閉窓を用いたオフィスビルの自然換気設計手法に関する研究（その 2）外部風向及び窓の開度と数が室内環境に及ぼす影響 , 空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集 ,2023.09

3）新型コロナウイルス感染症対策分科会：感染拡大防止のための効果的な換気について ,2022.7.14

謝 辞

本研究において種々の便宜を図っていただきましたエア・ウォーター (株) の関係者各位に深く感謝いたします。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

スキップフロア型の一体オフィス空間における自然換気性能に関する研究
（その 2）アンケート調査による居住者の室内環境評価
Natural Ventilation Performance of Integrated Skip-Floor Office Space
(Part 2) Evaluation of Indoor Environment Based on Questionnaire Survey

○譚　　盾（大阪大学）　　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　　山澤　春菜（大阪大学）
廣瀬　文哉（大阪大学）　　粕谷　　敦（竹中工務店）
君塚　尚也（竹中工務店）　　増田　恭大（竹中工務店）
三木　僚子（竹中工務店）　　和田　一樹（竹中工務店）

Dun TAN[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Haruna YAMASAWA[*1] Fumiya HIROSE[*1]
Atsushi KASUYA[*2] Naoya KIMIZUKA[*2] Yasuhiro MASUDA[*2] Ryoko MIKI[*2] Kazuki WADA[*2]
*1 Osaka University *2 Takenaka Corporation

The purpose of this study is to evaluate the natural ventilation effects in skip-floor office space through a series of measurements. Previous research has assessed the airflow pathways of natural ventilation through measurements of age of air and air change rate. In contrast, this paper investigates the perceptions of occupants in actual working conditions under natural ventilation through a questionnaire survey.

1. はじめに

近年、冷房負荷低減や快適性向上を目的として非住宅建築で自然換気を導入した事例が増えている。しかし、自然換気の効果は外気条件に影響されやすいため、実測とアンケート調査で自然換気の効果を確認する必要がある。前報[1)]では実運用下での空気齢と換気量測定により自然換気経路の明確化を試みた。本報では実運用下での執務環境の実態把握を目的としたアンケート調査の結果を報告する。

2. 各室空調条件

アンケート調査は前報[1)]と同じ建物におけるスキップフロアで接続された執務室で、2023/10/2~10/20 の 3 週間の期間で他の実測と同時に行った。**Fig. 1** に平面図を示す。各執務室には手動開閉の自然換気窓があり、D 室以外はボイドトップに接続されて重力換気も併用する方式である。空調設備として、4 室のうち A、B 室は給気風量と給気温度を強制的かつ周期的に変動させることでゆらぎのある気流感を作る「気流感変動システム」があり、C、D 室は放射によりで冷房効果を促進する放射式空調が導入されている。自然換気と機械換気での比較を意図し、調査期間中の空調条件を **Table 1** に示す通りに設定した。3 週間のうち、機械換気を使用した 1, 2 週目は放射空調と気流感変動システムも同時に作動させた。また自然換気条件の 2, 3 週目では各室の窓の開度を各週前半 3 日間は半開、後半 2 日間は全開とした。

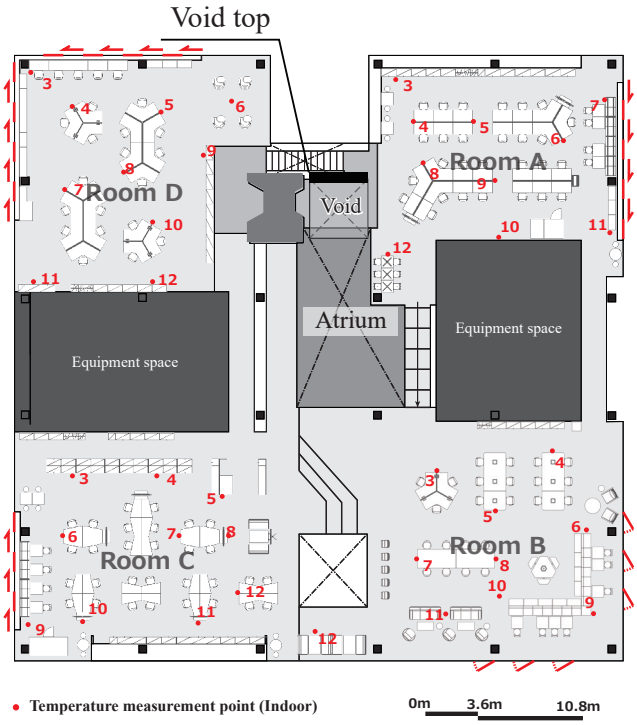


Fig. 1 Floor plan and measurement point of the target room

Table 1 Conditions

	Date	Natural ventilation	HVAC	Variable airflow system	Radiant panel
1st week (HVAC)	10/2 ~10/6	×	○	○	○
2nd week (Hybrid)	10/10 ~10/13	○	○	○	○
3rd week (Natural ventilation)	10/16 ~10/20	○	×	×	×

3. アンケート調査概要

アンケート設問項目を **Table 2** に示す。3 週間それぞれの空調条件に基づいて異なる設問を作り、各週の執務時間中に時間の指定はせず回答を要望した。

Table 3 に、アンケート実施期間中の気象条件を示す。屋外最頻風向及び平均風速は屋上に設置した BEMS 風速計により、外気温はアメダス気象データ（枚方市）からの執務時間中（9:00-18:00）のデータより計算した。結果より 3 週間の平均外気温は概ね 23℃で、概ね一致したことが分かる。

また、アンケート調査を実施した 3 週間の室内環境を把握するために、**Fig. 1** に示した測定点の床面から 1,100 mm 高さにおいて室温を測定した。各週の勤務時間帯（9:00~18:00）における時間平均値と標準偏差の結果を全測定点について **Fig. 2** に示す。グラフの横軸が測定点番号を示し、参考として屋外とボイドトップ窓で測定した温度を「O」と「V」として併記した。自然換気を利用した 2, 3 週目では室内の温度が全体的に 23 ～ 24℃程度で、室温は若干低い環境であった。

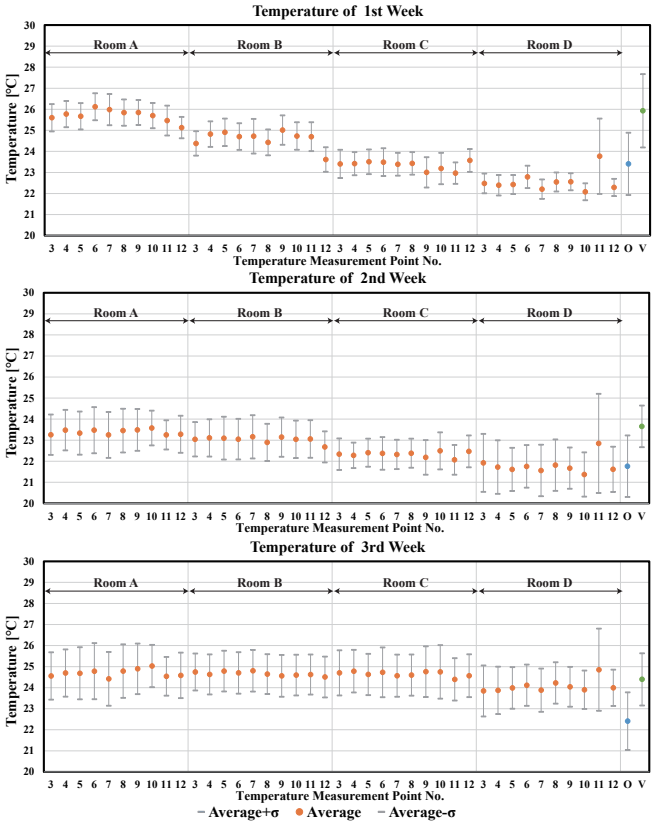


Fig. 2 Indoor temperature

4. アンケート調査結果

4.1 個人属性

回収した有効回答者数は 1 週目 42 人、2 週目 34 人、3 週目 27 人となった。記入時刻の分布を **Fig. 3** に示す。特に 1、2 週目は週前半に提出されたアンケートが 4 割以上を締めており、各条件で期間全体を通じた室内環境及び温熱環境が反映されていない可能性が考えられる。回答者の男女構成を **Fig. 4**、年齢構成を **Fig. 5** に示す。各週で最もよく利用する室の申告結果を **Table 4** に示す。A,B 室の利用者がほとんどである。

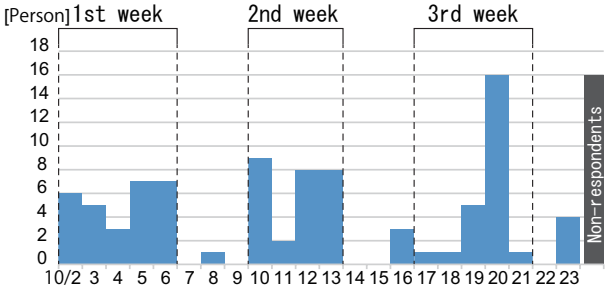


Fig. 3 Survey submission date

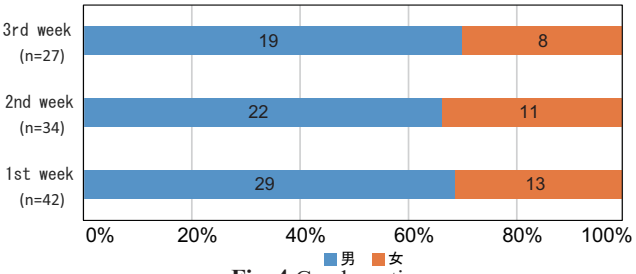


Fig. 4 Gender ratio

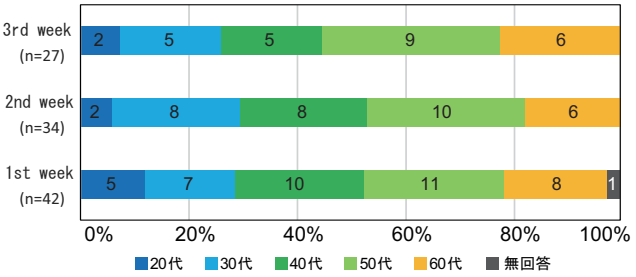


Fig. 5 Age ratio

Table 4 Respondent location

	Room A	Room B	Room C	Room D
1st week	20	12	7	2
2nd week	19	8	3	1
3rd week	17	6	1	0
Total	56	26	11	3

Table 2 Questionnaire Content

Date	2023/10/2~10/20（3 weeks）	
Content	Personal Attributes	Gender, Age, Thermal comfort, Perspiration, Profile, Clothing.
	Work Environment	Temperature Sensation, Air Purity, Airflow Sensation, Work Efficiency.
	HVAC（Weeks 1 and 2 only）	Awareness/Perception/Satisfaction/Acceptance of Variable Airflow System and Radiant Air Conditioning.
	Natural ventilation（Weeks 2 and 3 only）	Awareness/Perception/Satisfaction/Acceptance of Natural Ventilation

Table 3 Meteorological condition

	1st week	2nd week	3rd week
Most frequent wind direction	NW	N	WSW
Average Wind Speed[m/s]	3.2	2.9	2.4
Maximum Temperature[℃]	26.5	25.2	25.8
Average Temperature[℃]	23.0	22.6	22.9
Minimum Temperature[℃]	18.5	18.2	16.5

4.2 執務環境

執務環境について、温冷感、空気の清浄度、気流感、作業効率についてアンケート調査を行った。

Fig. 6 に温冷感申告を、**Fig. 7** に温熱環境に対する快適度を、**Fig. 8** に満足度をそれぞれ 7 段階評価を行った結果を示す。温冷感申告について全体的に「寒い」側の申告数が多く、特に 2 週目（ハイブリッド換気条件）では 34 人のうち 27 人は「寒い」と申告した。**Fig. 2** で室内温度を確認すると、回答人数が一番多い A・B 室では 2 週目平均温度が 23 ℃程度であり、測定温度もアンケート結果と一致する。快適度及び満足度はほぼ同じ傾向であり、最も低温の 2 週目では「非常に不快」と「非常に不満」側の申告がほとんどである。結論として自然換気による冷房効果が過剰で、今回の実測期間中の外気条件においては窓開度を小さくすることが好ましかったと言える。

空気の清浄度とそれに対する満足度の結果を **Fig. 9** と **Fig. 10** に示す。自然換気を導入した 2,3 週目では「非常に汚れている」「非常に不満」の回答数が増加した。その理由は後述の自然換気によると匂いとほこりなどが原因と思われる。

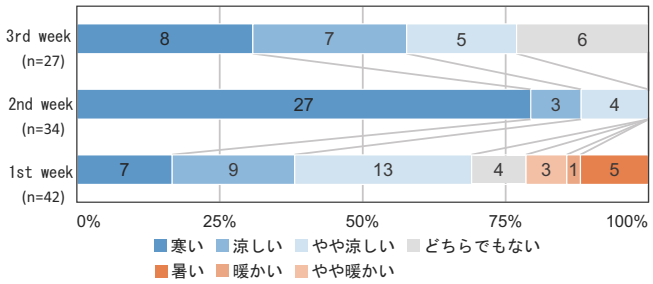


Fig. 6 Thermal comfort

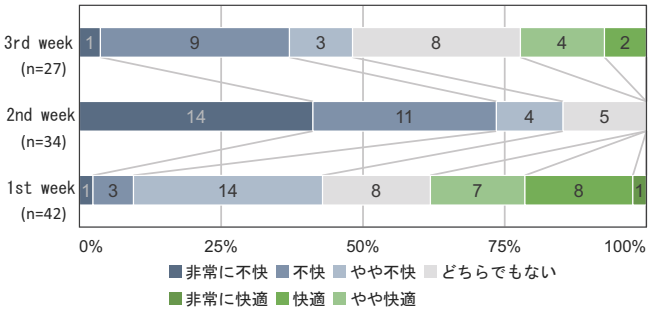


Fig. 7 Comfort level in thermal environment

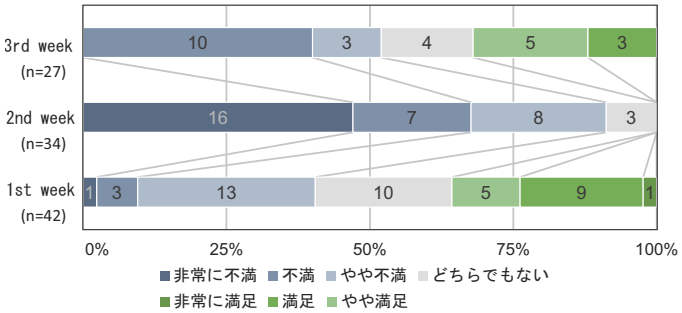


Fig. 8 Satisfaction in thermal environment

3 週間の作業効率について 0 ～ 100 の点数で在室者が自己申告した結果を **Fig. 11** に示す。空調のみの 1 週目では 80 点以上の人数がほとんどで、2 週目と 3 週目では低い点数の申告が増加した。特に 2 週目では 0 点と 10 点の回答者がそれぞれ 4 人であり、寒いと感じることで作業効率が低下したと考えられる。

4.3 自然換気

自然換気に関する質問項目は 2 週目（ハイブリッド換気）と 3 週目（自然換気のみ）のみ設定した。

Fig. 12 に自然換気の知覚度を、**Fig. 13** に知覚理由を示す。2, 3 週目ともに自然換気の知覚度が高く、その理由については温熱環境が最も多く、ついで気流感、屋外の音の順に多くなった。

快適と不快の理由に関する結果を **Fig. 14** と **Fig. 15** に示す。快適だと回答する理由として「きれいな空気」が 2,3 週目共通で見られた。ついで「涼しい・暖かい」、「気流感」という結果となった。不快と感じた理由としては「暑い・寒い」が一番多くなった。全体的に温熱環境に対して不快を感じる在室者が多い結果となった。また、その他の内容にカメムシと強風で書類が飛ばされることなど記述もあった。

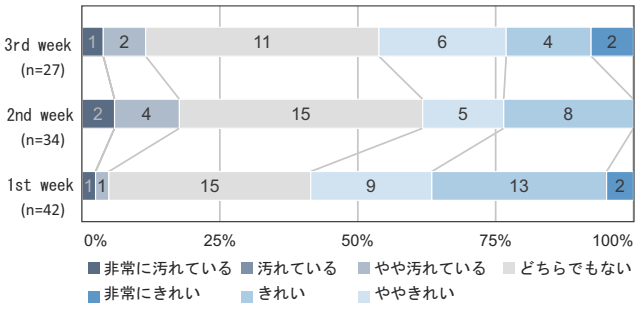


Fig. 9 Air purity

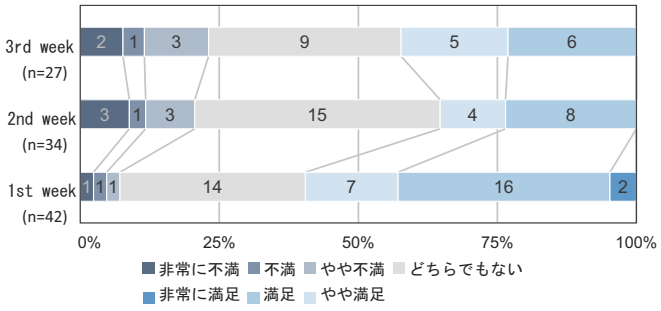


Fig. 10 Satisfaction in air purity

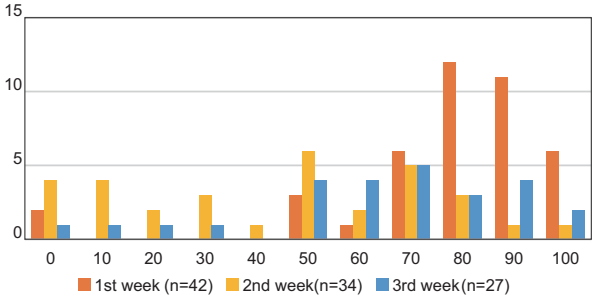


Fig. 11 Work efficiency

自然換気の満足度と受容度を **Fig. 16** と **Fig. 17** に示す。自然換気を導入すると明らかに不満足者が多くなった。受容度についても「受け入れられない」と「明らかに受け入れられない」が半数以上を占める結果となった。これも前述の温度結果と一致した。

4.4 放射空調と気流感変動システム

放射空調の知覚度を **Fig. 18** に示す。C、D 室を利用した回答者が少なく、サンプル数が少ないが、放射空調を「感じなかった」在室者が多く、放射空調の気流感低減というメリットが示された。

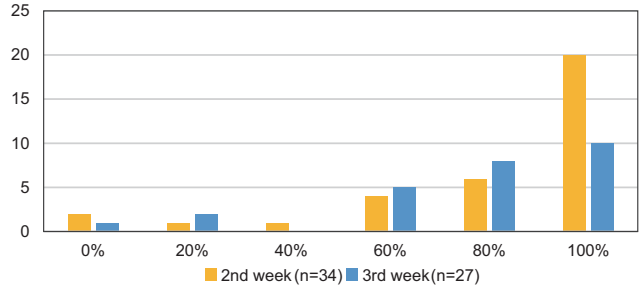


Fig. 12 Perception of natural ventilation

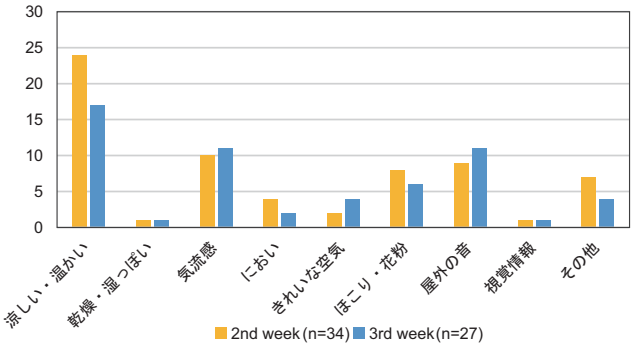


Fig. 13 Reasons for perception in natural ventilation

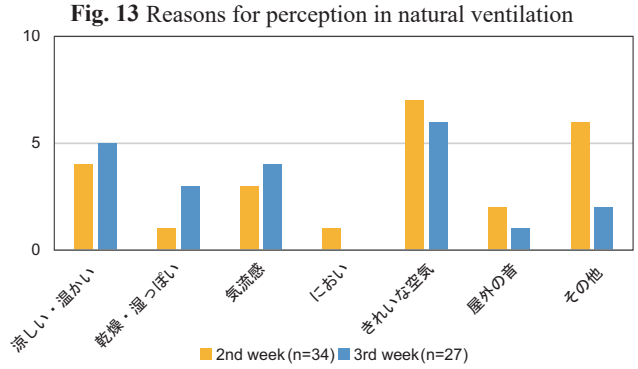


Fig. 14 Reasons for comfort in natural ventilation

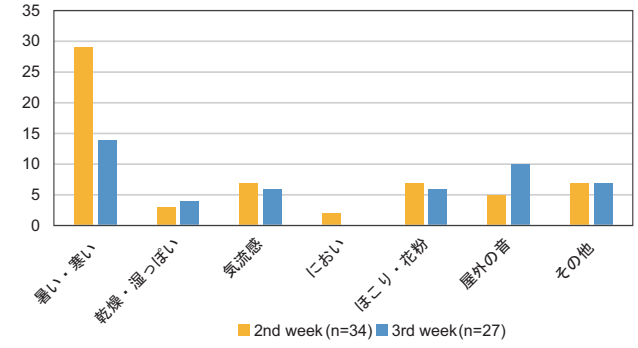


Fig. 15 Reasons for discomfort in natural ventilation

気流感変動システムは自然換気に影響されるため、1 週目のみ設問した。その知覚度を **Fig. 19** に示す。気流感変動システムも放射空調と同様、在室者にはほぼ知覚されなかった。

まとめ

本報では実運用中のオフィスビルに対して、中間期自然換気時のアンケート実態調査を行った。自然換気窓の開度を大きい値に固定したため、寒い側の意見が多く見られた結果となり、外気温が低い場合の自然換気は不快になりやすいことが示された。今後は手動開閉窓の開度を在室者に委ねるなど、自然換気運用方法の改善方法の検討が必要と言える。

【謝辞】

本研究において、種々の便宜を図っていただきましたエアウォーター (株) の関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

1) 廣瀬文哉 , 小林知広 , 山中俊夫ら：スキップフロア型の一体オフィス空間における自然換気性能に関する研究（その 1）空気齢測定による自然換気気流の挙動の評価 , 空気調和・衛生工学会学術講演論文集 ,2024.6 （投稿中）

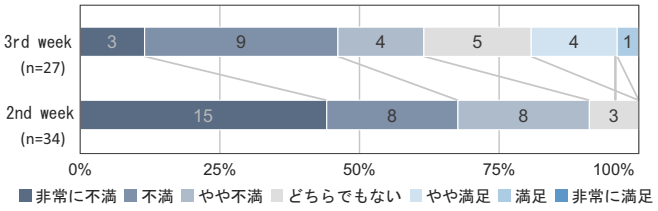


Fig. 16 Satisfaction in natural ventilation

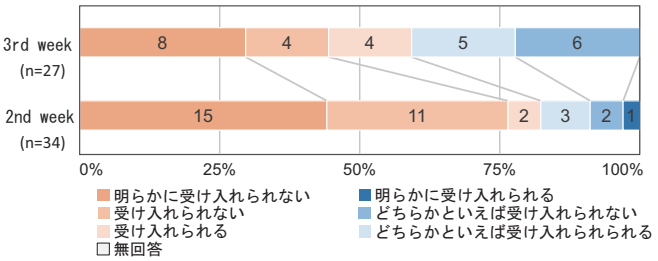


Fig. 17 Acceptance of natural ventilation

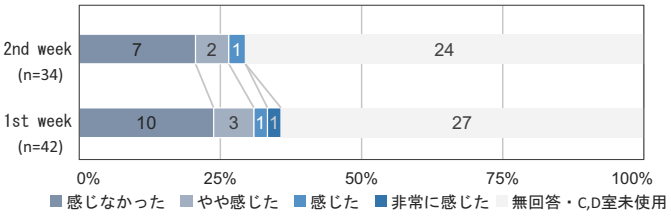


Fig. 18 Perception of radiant panel air-conditioning system

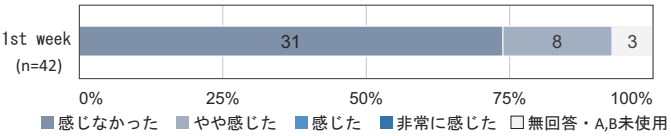


Fig. 19 Perception of variable airflow system

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

大規模オフィス空間における手動窓開放による自然換気性能に関する研究
（その 1） 自然換気及び床吹出空調気流の空気齢に関する実測評価
Natural Ventilation Performance of a Large-space Office with Manually-Operated Windows
(Part 1) Age of Air Measurement of Natural Ventilation and UnderfloorAir Distribution Airflow

○小椋　梨音（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　山澤　春菜（大阪大学）
山口　剛毅（大阪大学）　井守　紀昭（大林組）
名倉　宏明（大林組）　齋藤　悠輔（大林組）
田中　光昭（大林組）　稲子　雄大（大林組）

Rion KOMURO[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Koki YAMAGUCHI[*1]　Noriaki IMORI[*2]
Hiroaki NAGURA[*2]　Yusuke SAITO[*2]　Mitsuaki TANAKA[*2]　Yudai INAKO[*2]
[*1] Osaka University　[*2] Obayashi Corporation

In recent years, there has been an increase in cases of natural ventilation being introduced into offices due to heightened awareness of infectious diseases and energy conservation efforts. In ensureing natural ventilation performance, which is susceptible to outdoor conditions, it seems to be effective to conduct a field measurement in the actual building after its completion. This study specially focuses on the offices with mega floors, and conducted measurements with the aim of finally proposing an optimal operation of the air-conditioning and natural ventilation system. This paper presents the mesurement of local-mean age of air from natural ventilation openings and underfloor air distribution diffusers.

1. はじめに

近年、感染症対策や省エネルギーの観点からオフィスへの自然換気の導入事例が増加している。自然換気は外部条件に影響を受けやすく、特に大規模空間に自然換気を導入する際は、空気質・温熱環境の観点から望ましくない分布を形成しないような配慮が必要である。本研究では、大規模平面を有する執務室での自然換気設計の指針整備に資する知見を得ることを目的とし、本報では実建物で温湿度・CO_2 濃度、自然換気時の空気齢、床吹出空調の空気分配性能を実測で評価した結果を報告する。

2. 測定概要

2.1 測定対象空間概要

本実測は、大阪府堺市に位置する技術研究所内の 6、7 階執務室において実施した。対象空間の写真を **Fig. 1** に示す。対象空間は 80m × 180m の大規模な平面を有する各階が積層するような構造で、7 階の大部分が吹き抜け空間である。また、執務室には昼光利用や外気取入れを目的とした吹き抜けが各所に存在する。

2.2 空調システム概要

Fig. 2 に対象建物の 6 階平面図を示す。当該建物では執務者近傍の床吹出口からの外調または外気冷房による機械換気に加え、手動開閉窓 **(Fig. 3)** による水平方向の風力換気と執務室各所に存在する吹き抜けを利用した重力換気を併用した自然換気が導入されている。また、機械換気時は前述の床吹出空調に加えて執務エリア毎に設置された PAC を併用して行われる。床吹出口空調はタスク域の空調として概ね執務者 1 人当たり 1 個の間隔で設置されており、執務者は自由に風向・風量を変更することができる。

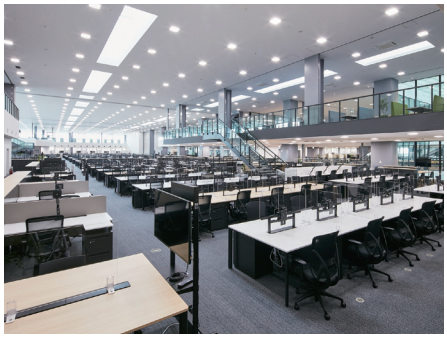


Fig. 1 Interior view of the office

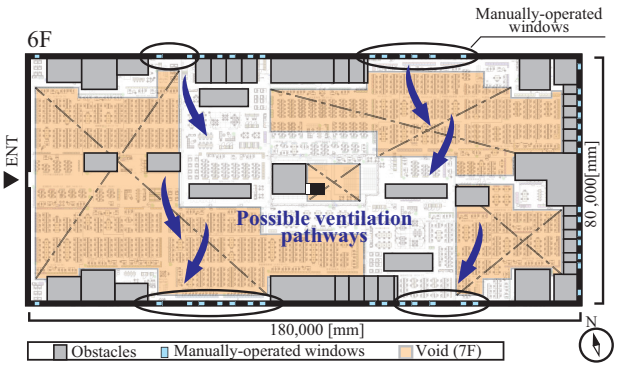


Fig. 2 Image of possible ventilation pathways

Fig. 3 Manually-operated windows

2. 3 測定実施概要

実測は 2023 年 10 月 16 日～ 10 月 27 日に実施した。まず実際の執務環境下で自然換気の有無が室内環境に与える影響を把握するため、10 月 16 日～ 20 日の 5 日間を自然換気なしの Case-AC(PAC ON)、10 月 23 日～ 27 日の 5 日間を自然換気ありの Case-NV(PAC OFF) とし、室内 CO_2 濃度・温度分布を測定した。また、大空間での換気気流の挙動評価のため、手動開閉窓からの開口別局所平均空気齢の測定を 10 月 21 日に実施した。加えて、床吹出口からの外気分配性能評価のための給気口別局所平均空気齢測定を 10 月 22 日に実施した。

3. 執務室全域の自然換気性能評価

3. 1 測定概要及び測定手法

対象空間において自然換気窓から流入する外気の挙動と分配性状を把握するため、トレーサガスパルス法を用いて 6 階執務室の南北面手動開閉窓各 1 箇所から流入する外気の開口別局所空気齢を測定した。**Fig. 4** にパルス発生点及び測定点配置を示す。測定は計 8 回実施し、**Table 1** に測定時の気象条件を、**Table 2** に測定条件を示す。実測中は 14:00 頃から外部風向の変化が見られたため、比較的安定して流入が見られた自然換気窓からのトレーサ発生を意図し、外部風向に応じた窓前で SF_6 を充填した風船を割ることでパルスを発生させた。測定時は全ての自然換気窓を全開にし、機械空調は停止した。ここでは自然換気窓 i で q_i [m^3] のガスのパルス発生に対する時刻 t の室内の点 p でのトレーサガス濃度 $A_{ip}(t)$ を測定し、点 p での開口別局所平均空気齢 τ_{ip} を **Eq. 1** で求めた。[1)]

$$\tau_{ip} = \frac{\int_0^\infty tA_{ip}(t)dt}{\int_0^\infty A_{ip}(t)dt} \qquad \textbf{Eq .1}$$

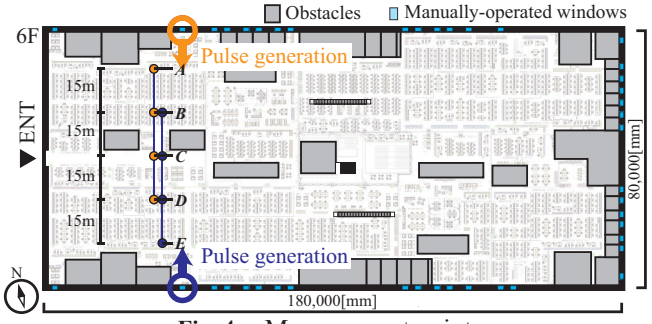


Fig. 4 Measurement points

3.2 結果及び考察

南北各面の窓前で SF_6 ガスをパルス発生させ測定した 8 条件についての濃度応答及び開口別局所平均空気齢の結果を **Fig. 5** に示す。全条件で濃度応答が見られたことから自然換気窓からの流入外気は室中央まで到達していることが確認された。しかし各パルス発生点から最も離れた 6S-B 及び 6N-D の 2 条件では顕著なピークは見られなかった。以上より、新鮮外気は自然換気窓から流入後南北方向に移動し中央通路へ到達、その後中央通路を通じて東西方向へ拡散、または執務室内の什器によって東西方向へ移動したと思われる。

なお、SF_6 の濃度応答はリアルタイムガスモニター（INNOVA, 1311）を用いて 20 Hz で測定した。

4. 床吹出空調気流の分配性状評価

4. 1 測定概要及び測定手法

タスク域に設置された各床吹出空調由来の気流の到達範囲を把握するため、床吹出口において SF_6 をパルス発生させ、前章同様にその濃度応答を測定することで給気口別局所空気齢を算出した。**Table 3** に測定条件を、**Fig. 6** にパルス発生点と測定点配置を示す。なお、測定中は自然換気窓は全閉とし、コアタイム時の執務室における熱負荷を再現するため PAC を暖房運転とした。また、床吹出空調は機械空調モードで稼働させた。

Table 1 Ambient conditions(NV)

Date and time	Prevailing wind direction	Mean velocity[m/s]	Average Tempearature[℃]
10/21 11:00	WNW	2.6	20.3
10/21 12:00	WNW	2.9	21.1
10/21 13:00	WSW	1.7	19.9
10/21 14:00	W	1.4	19.6
10/21 15:00	NNE	3.3	19.3
10/21 16:00	NNE	3.7	17.9
10/21 17:00	NNE	5.3	16.8

Table 2 Measurement conditions(NV)

Measurement conditions								
Time of gas generation	11:32	12:14	12:46	13:40	14:20	15:17	16:11	16:47
Generation point	6F-S	6F-S	6F-S	6F-S	6F-N	6F-N	6F-N	6F-N
Measurement point	E	D	C	B	A	B	C	D
Case-name	6S-E	6S-D	6S-C	6S-B	6N-A	6N-B	6N-C	6N-D
Mass of SF_6 [g]	847.5	900.6	1145.6	1336.5	729.9	974.9	1283.2	1404.5

Table 3 Measurement conditions(Floor vent)

Time of gas generation	12:09:31	12:42:49	14:35:12	13:27:53	13:53:58	14:11:57	14:52:32	15:08:50
Generation point	2	3	4	5	6	7	BIG	1
The number of balloons	2	4	4	6	6	8	2	1
Case-name	2-2	3-4	4-4	5-6	6-6	7-8	BIG-2	1-1
Maximum concentration of SF_6 [ppm]	98	11	36	25	31	15	50	108

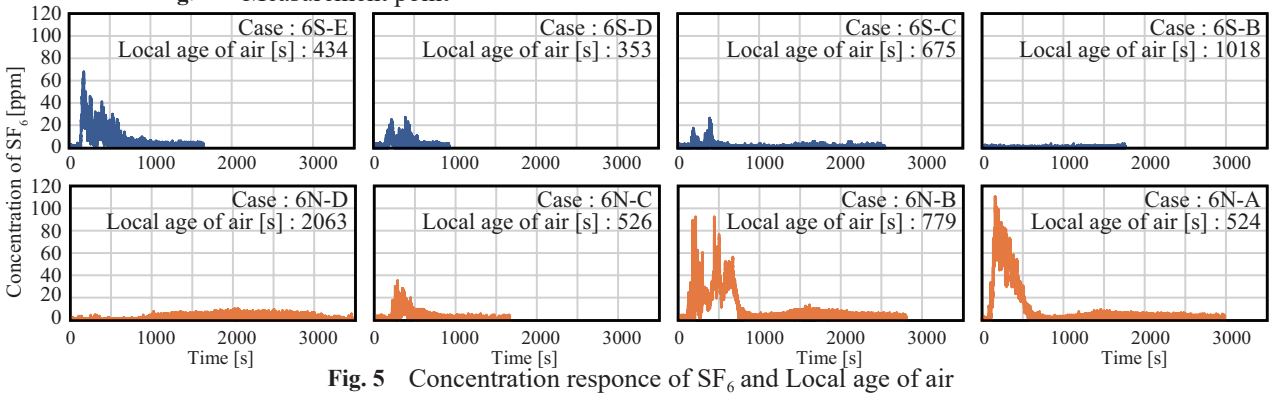


Fig. 5 Concentration responce of SF_6 and Local age of air

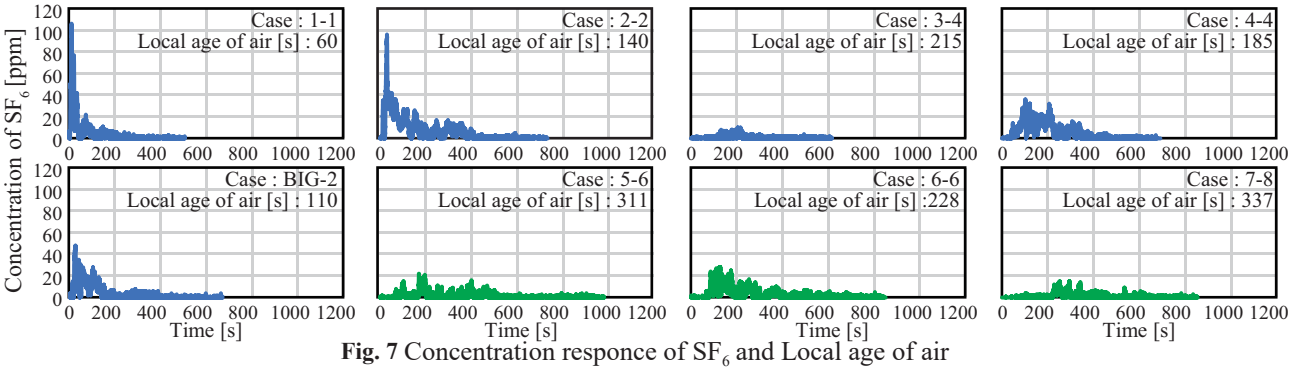


Fig. 7 Concentration responce of SF_6 and Local age of air

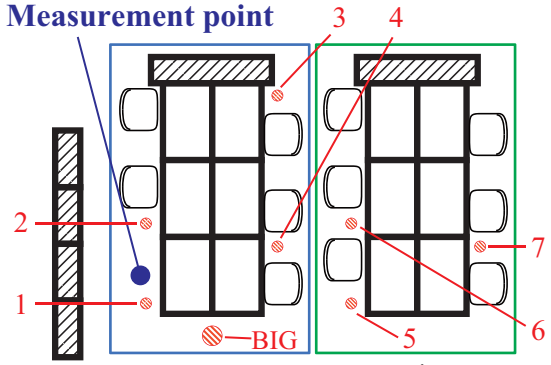


Fig. 6 Measurement points

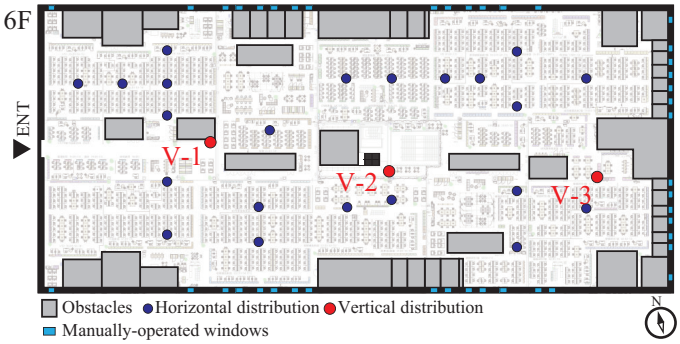


Fig. 8 Measurement points

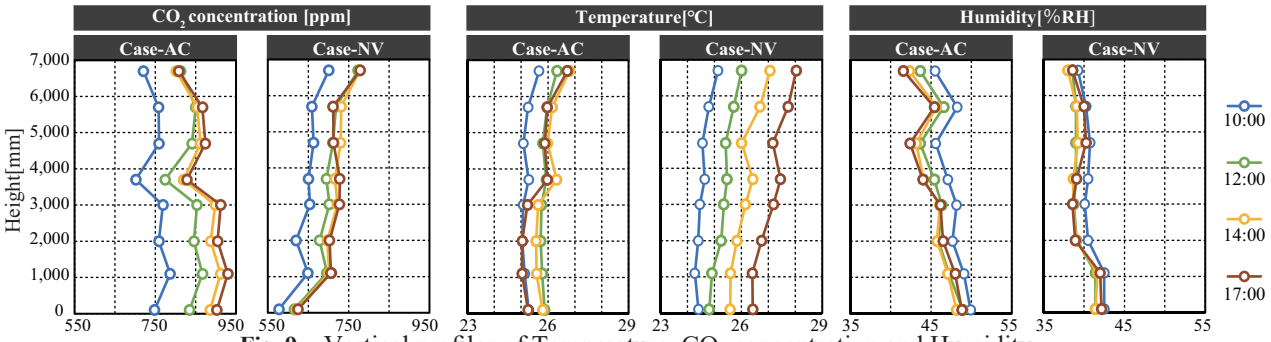


Fig. 9 Vertical profiles of Temperature, CO_2 concentration and Humidity

4. 2 結果及び考察

各測定点における SF_6 濃度応答の結果を **Fig. 7** に示す。想定執務者用の吹出口 1 でパルス発生を行った Case1-1 では、給気口別空気齢が 60 秒であり濃度応答はピーク後速やかに減少していることから対象タスク域の換気に十分な性能を示していることがわかる。

5. 自然換気の有無による室内空間性状評価

5. 1 測定概要及び測定手法

自然換気利用時の室内環境の把握を目的として就業時間内における執務室内の温湿度・CO_2 濃度の測定を行った。**Fig. 8** に測定点配置を示す。測定は、ポータブル CO_2 濃度計 (T&D,RTR-576) を使用し FL+1,100mm の高さに測定点を執務室 6 階に 25 点配置した。また、執務室 6、7 階を通る吹き抜け 3 カ所において高さ方向に 8 点で鉛直方向の分布を計 24 点で測定した。前述の通り、測定は自然換気なしの Case-AC と、6、7 階執務室全ての自然換気窓を全開にして自然換気を行う Case-NV の期間に分けて実施した。Case-NV では床吹出しによる外調は常時運転し、執務者が室内環境を不快と感じたエリアでは PAC による空調運転も許可する運用とした。

5. 2 実験結果と考察

室内温度・CO_2 濃度について、日照時間・気温・降水量・相対湿度から概ね同様の気象条件とした 10 月 17 日 (Case-AC)、10 月 24 日 (Case-NV) の結果より考察を行う。

5. 2. 1 室内温度・室内汚染質濃度の鉛直分布

Fig. 9 に鉛直方向の測定点 V-1 における CO_2 濃度、室内温湿度の各時間測定結果を示す。CO_2 濃度に関して、Case-AC では午後以降の顕著な濃度上昇が見られた。Case-NV では経時的な濃度上昇は比較的小さく、自然換気による空気質の向上が確認された。また、Case-AC では就業時間中の温度変化は 1℃程度であるが、Case-NV では 3℃程度の差が見られた。加えて、Case-NV では温度成層及び濃度勾配が確認され、吹き抜けによる重力換気が行われていることが確認された。以上より自然換気時には室内温熱環境への影響が比較的大きいことが示唆された。相対湿度に関して、両条件とも時間による大きな差異は見られないが、Case-NV で全ての点で 40% RH 程度となり、中間期であるため自然換気により室内が高湿になることがない点も確認された。

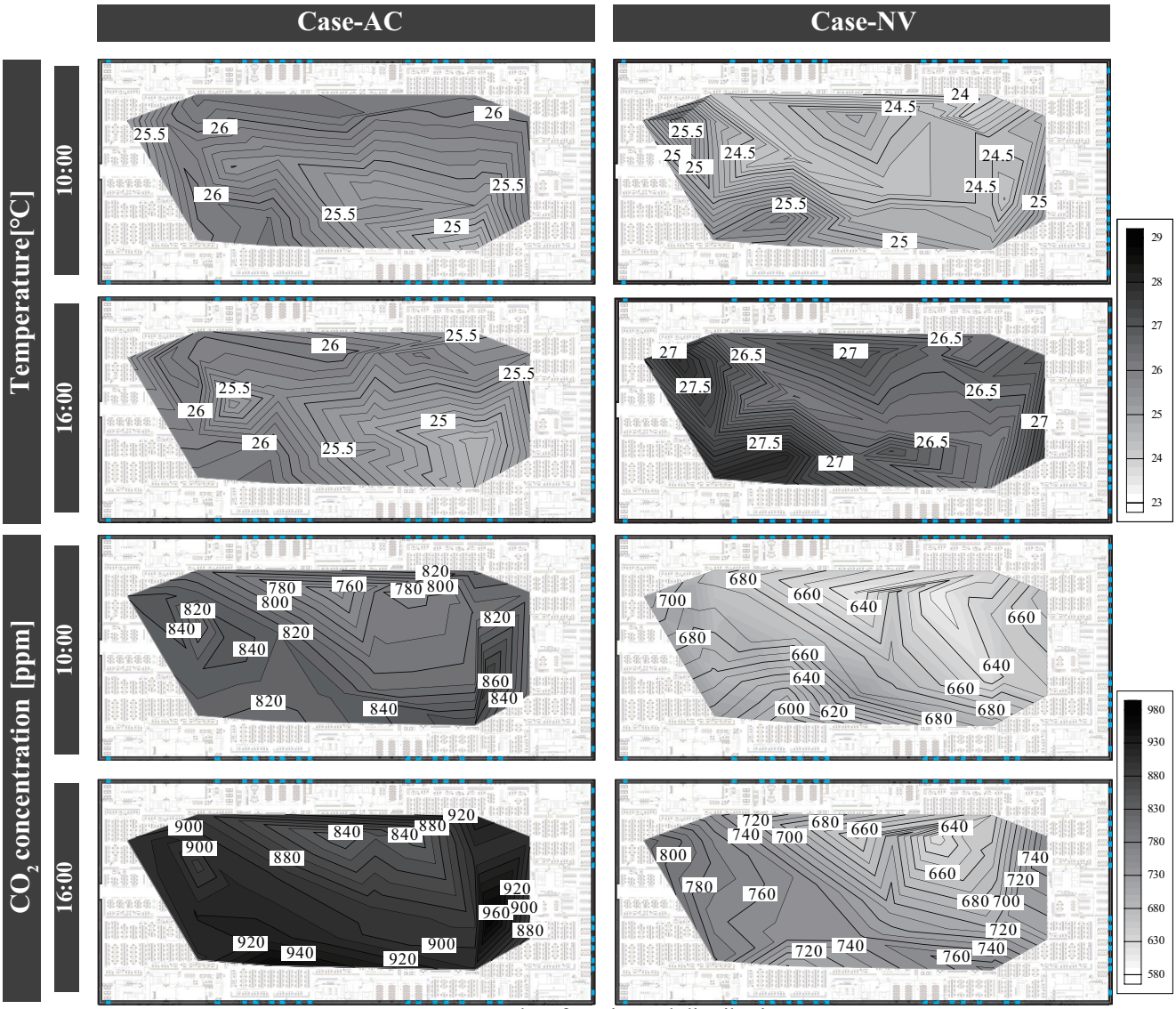


Fig. 10　Results of Horizontal distribution

5. 2. 2 室内温湿度・室内汚染質濃度の水平分布

Fig. 10 に空調方式が異なる 10 月 17 日と 10 月 24 日 10 時、16 時の室温・CO_2 濃度の測定結果を示す。室温について、Case-AC では北西側の室温が最低温部と比較して 1℃程度高い値を示しその他では大きな差異は見られなかった。この傾向は、10 時と 16 時の分布で一致してることから機械空調は 26℃程度で制御されていることが読み取れる。また Case-NV では、午後の分布で温度が上昇したことがわかり、温度上昇はペリメータに近い部分で顕著で、室中央部付近では 1℃程度の上昇で留まっていることがわかる。したがって午後の温度上昇は外気温と日射に起因するものと考えられる。CO_2 濃度に関して、Case-AC では Case-NV と比較して高い値であった。このため、自然換気によって室内の CO_2 が希釈されたと言える。Case-AC では顕著な濃度分布は見られないが、16 時の分布で一様に 50ppm 程度の濃度上昇が見られた。Case-NV おいては午前に顕著な濃度分布は見られないが、16 時の分布では南西側で濃度の偏りが見られた。これは、当該部分における自然換気窓からの新鮮外気の流入が微小であったことが要因と考えられる。

6. まとめ

本報では、大規模な執務空間において自然換気を実施した場合の室内環境を把握するため室内温度・汚染質濃度の測定及び室内の局所空気齢の測定を実施した。結果より、空気環境は改善が見られるが、温熱環境については外部の影響が大きく、執務環境の悪化が確認された。また、床吹出空調の性能は十分であることが示唆された。次報[2]では得られた結果と執務者アンケートとを比較し執務空間の環境について評価を行う。

—【謝辞】
本研究において、実測の実施にご尽力いただきました (株) 大気社の関係者各位に深く感謝いたします。

—【参考文献】

1) LIM, 相良 , 山中 , 甲谷 , 杭瀬 , 山際 , 堀川 : 自然換気併用空調を有するオフィス室内における温熱・空気環境形成メカニズム，空気調和・衛生工学会論文集 , No.141, pp.19-28, 2008
2) 山口 , 小林 , 山中 , 山澤 , 小椋 : 大規模オフィス空間における手動窓開放による自然換気性能に関する研究 (その 2) アンケート調査による自然換気時の室内環境及び自然換気意識の評価，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2024. 3 掲載予定)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

大規模オフィス空間における手動窓開放による自然換気性能に関する研究
（その 2）アンケート調査による自然換気時の室内環境及び自然換気意識の評価
Natural Ventilation Performance of a Large-space Office with Manually-Operated Windows
(Part 2) Indoor Environment and Attitude Survey on Natural Ventilation based on Questionnaire

○山口　剛毅（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
山中　俊夫（大阪大学）　山澤　春菜（大阪大学）
小椋　梨音（大阪大学）　井守　紀昭（大林組）
名倉　宏明（大林組）　齋藤　悠輔（大林組）
田中　光昭（大林組）　稲子　雄大（大林組）

Koki YAMAGUCHI[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Rion KOMURO[*1]　Noriaki IMORI[*2]
Hiroaki NAGURA[*2]　Yusuke SAITO[*2]　Mitsuaki TANAKA[*2]
Yudai INAKO[*2]

[*1] Osaka University　[*2] Obayashi Corporation

In recent years, many buildings have been incorporating natural ventilation with the aim of energy efficiency. However, natural ventilation is susceptible to external conditions, and particularly in large office spaces, design standards to ensure a stable ventilation rate have not yet been established. Therefore, in this study, a performance evaluation of natural ventilation is conducted through on-site measurements in an office with double-height spaces. This paper presents the evaluation results of a survey on natural ventilation conducted with occupants of the office room in the target building.

1. はじめに

近年、省エネルギーの観点から建築への自然換気の導入が増加している。しかし、自然観気は外部風速などの不安定な外界条件の影響を受けやすく、特に大規模オフィスにおいては安定した換気量の確保のための設計基準は未だ確立されていない。[1)] そこで本研究では、初期段階として 80 m × 180 m の二層吹き抜けの大空間を有するオフィスにおける実測調査により、自然換気の性能評価を行った。前報[2)] では空気齢を用いた換気性能の評価及び、室内環境の測定結果を報告した。本報では、対象建物の 6、7 階執務室を利用する在室者を対象に行った自然換気に関するアンケートの評価結果を報告する。

Fig. 1 Seating arrangement on the 6th and 7th floors of the office

Table 1 Survey evaluation items

評価項目	詳細
回答者属性	性別、年齢、回答日、在籍年数、座席位置
室内環境	温冷感（暑い、暖かい、やや暖かい、どちらでもない、やや涼しい、涼しい、寒い）
	乾湿感（非常に湿っている、湿っている、やや湿っている、どちらでもない、やや乾いている、乾いている、非常に乾いている）
	気流感（非常に感じる、感じる、やや感じる、全く感じない）
	上下温度差（非常に感じる、感じる、やや感じる、全く感じない）
	温度の時間変化（自由記述）
	におい（自由記述）
	音（自由記述）
	まぶしさ（非常に感じる、感じる、やや感じる、全く感じない）
	清浄度（非常に清浄、清浄、やや清浄、どちらでもない、やや清浄ではない、清浄ではない、まったく清浄ではない）
	作業性（非常に良い、良い、やや良い、どちらでもない、やや悪い、悪い、非常に悪い）
	快適性（非常に快適、快適、やや快適、どちらでもない、やや不快、不快、非常に不快）
	許容度（許容できる、許容できない）
自然換気意識	自然換気お知らせ用メーリングリストの認知、自然換気実施の認知（Case-NV のみ）、自然換気による環境・意識の変化、自然換気の意欲

2. アンケート概要

アンケートは対象施設の 6、7 階執務室利用者を対象に、2023 年 10 月 16 日から 27 日までの平日 10 日間で実施した。1 週目は自然換気を行わない条件 (Case-AC) とした。2 週目は自然換気及び床吹き外気冷房を運転させる条件 (Case-NV) としたが、執務者が室内環境を許容できないと感じるエリアでは、Case-AC 同様の空調条件に変更した。アンケートは各条件 1 回ずつ Google フォームで回答する方式とし、1 週目で 892 名、2 週目で 888 名の回答を得た。評価項目を **Table 1** に示す。座席は **Fig. 1** に示すように、空調系統等を考慮して 10 分割した 6 階座席を「北側」、「南インテリア」、「南ペリメータ」、「吹き抜けなし」の 4 グループに大別して検討した。

3. アンケート結果

Fig. 2 に各日のアンケート回答者数を示す。アンケート実施の告知を行った火曜日及び金曜日で多数の回答を得た。**Fig. 3** に前報 [2] で測定した期間中の室外及び室内水平面平均の CO_2 濃度、温度、湿度の推移を示す。就業時間帯 (9:00 ~ 17:00) の時間平均の屋外 CO_2 濃度及び湿度は両条件それぞれ 460 ppm、51% 程度であり、時間平均外気温は Case-AC と比較して Case-NV で 2 ℃程度低い結果となった。自然換気により室内の平均の CO_2 濃度及び湿度は低下し、室温は変動幅の拡大が見られた。

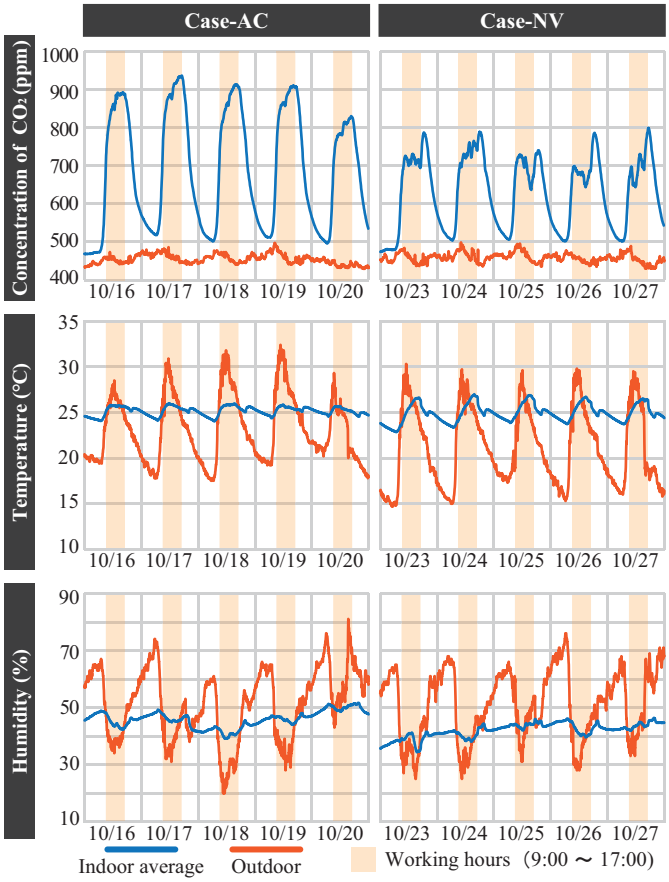


Fig. 3 Changes in external conditions

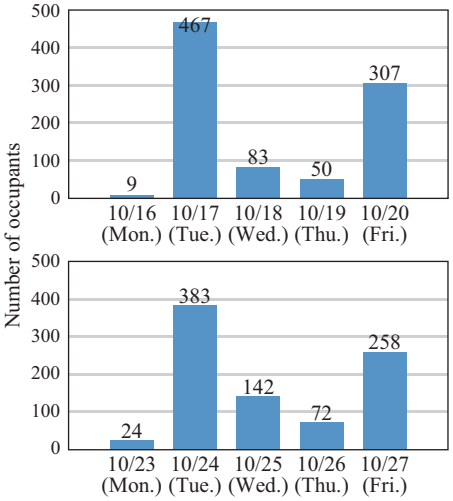


Fig. 2 Number of survey respondents

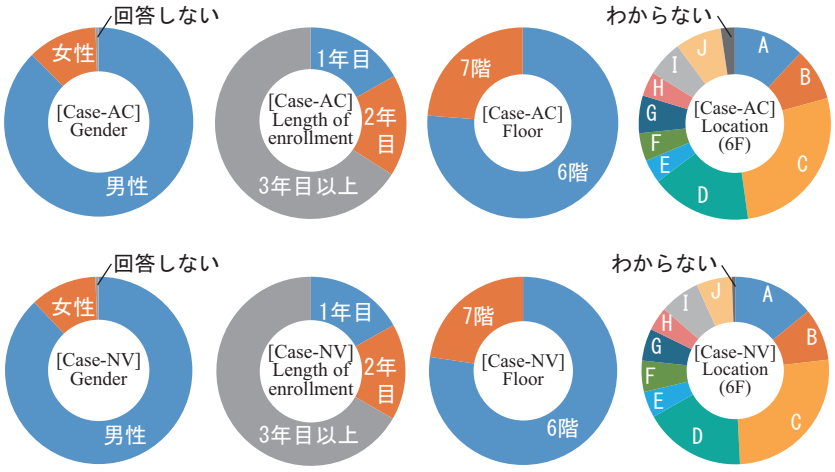


Fig. 4 Results of Respondent Attributes

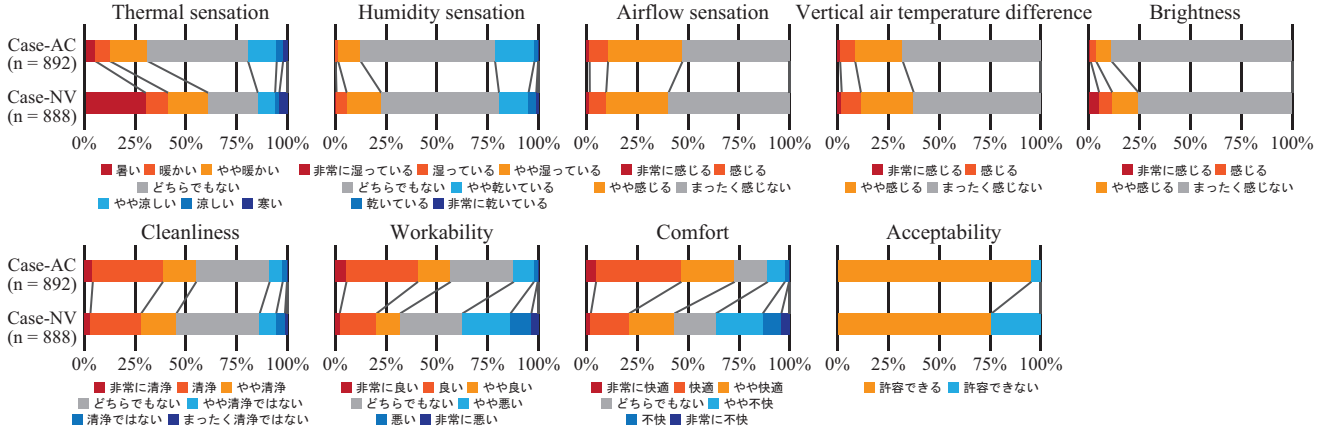


Fig. 5 Evaluation of indoor environment

3. 1 回答者属性

Fig. 4 に回答者属性の回答結果を示す。両条件で男女比はおよそ 9:1 の割合、在籍年数については 1 年目、2 年目の割合が合計で 35% 程度となった。座席位置については 6 階が全体の約 75% を占め、対象部分が大きい A、B、C、D で回答が多い傾向が見られた。

3. 2 室内環境の評価

両条件における室内環境の評価結果を **Fig. 5** に示す。Case-NV 期間の全ての日で正午頃に外気温が約 30℃まで上昇しており、暑いと感じる人の割合が大きく増加した。自然換気を行うことで室内平均湿度は 10% 程度低下したが、湿っている側の評価が増加し、清浄度についても清浄だと感じる人の割合が低下した。これらは対象建物が海の近くに位置していることによる潮のにおいや、暑さによる汗等が要因である可能性が考えられる。また、自然換気による窓開放によって、まぶしさや上下温度差を感じる人の割合が増加している一方で、気流感を感じる人の割合は低下している。Case-NV 期間中、北側の自然換気窓近傍で連続測定を行った風速は 2 m/s 以下であったことを別途確認しており、大規模空間において自然換気窓から流入する外気を感じる部分は限定的であることが示唆される。室内環境の評価の変化に伴い、作業性、快適性、許容度は全てネガティブ側の回答が増加している。

3. 3 快適性別の室内環境評価結果の比較

Fig. 6 に Case-NV における室内環境を不快だと感じる要因の上位 9 項目を示す。不快だと感じる人の多くが温冷感を要因として挙げている。加えて温度の時間変化や上下温度差も回答が多く、温熱環境の制御が重要であると考えられる。**Fig. 7** に快適性の評価ごとの室内環境の評価結果を示す。ここで、室内環境を快適だと感じる人を「快適側」、不快だと感じる人を「不快側」、どちらでもないと感じる人を「中立」とグループ化した。温冷感で大きな変化が見られ、不快だと感じる人の約 6 割が非常に暑いと感じていた。清浄度でも大きな違いが見られ、不快要因として挙げられた乾湿感やにおいが影響していると考えられる。作業性は不快側でネガティブ側の評価が 8 割以上となり、生産性の向上のためには快適性の確保が重要だと言える。

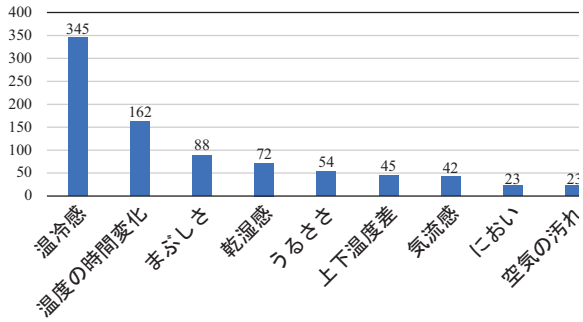


Fig. 6 Discomfort factors

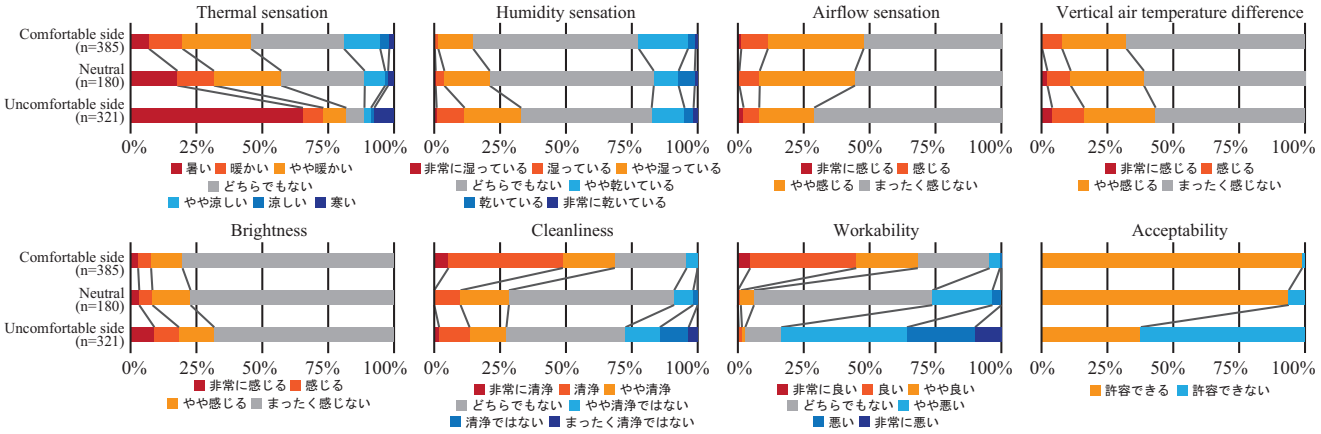


Fig. 7 Evaluation of indoor environment based on comfort preferences

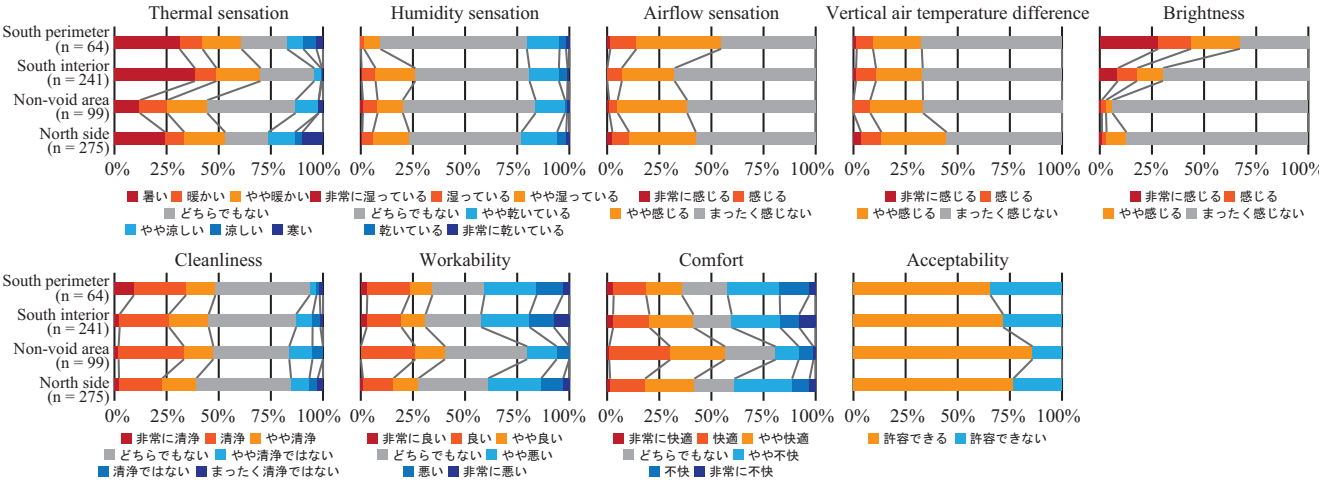
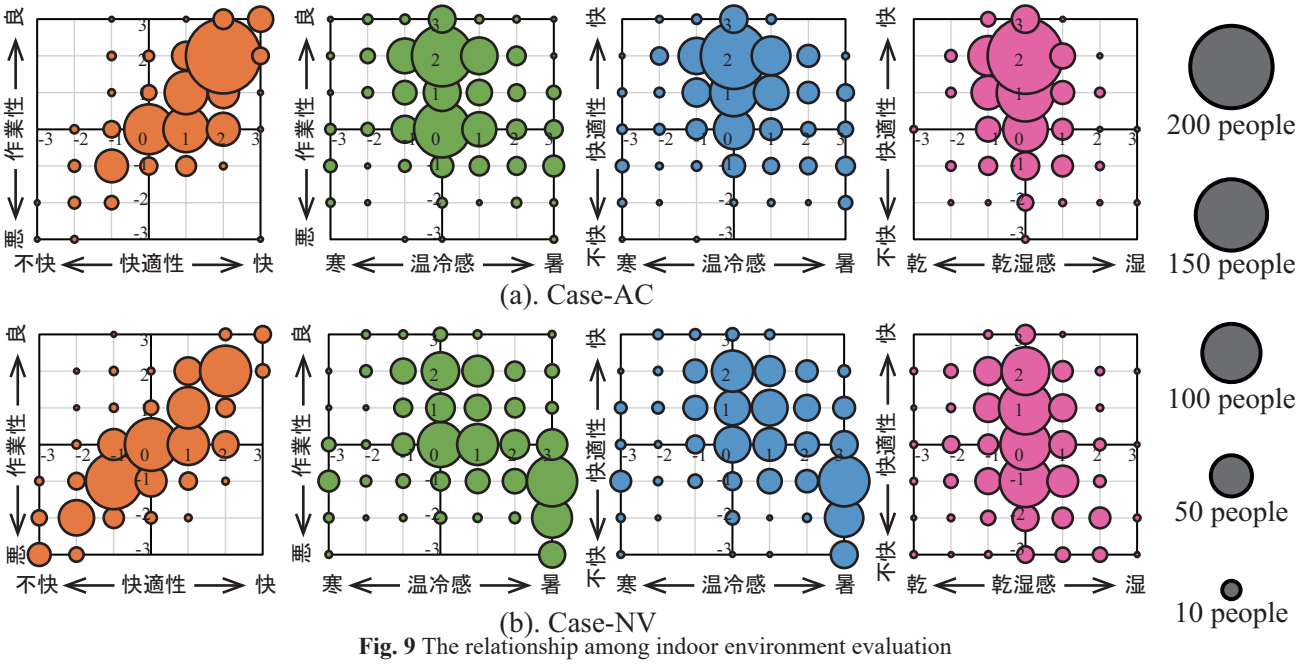


Fig. 8 Evaluation of indoor environment based on seat location



(a). Case-AC

(b). Case-NV

Fig. 9 The relationship among indoor environment evaluation

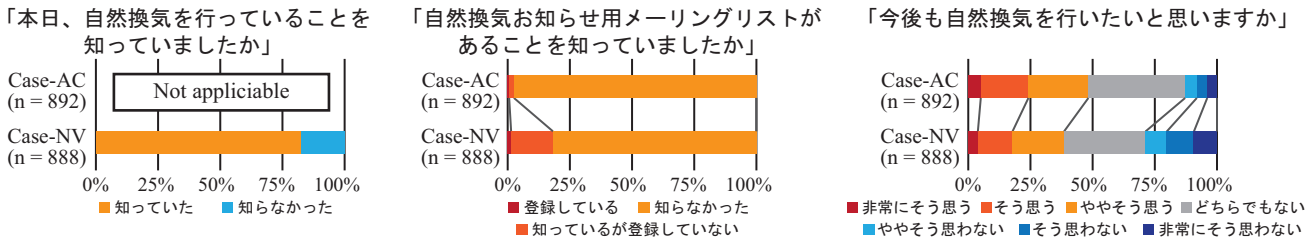


Fig. 10 Evaluation of attitude towards natural ventilation

3. 4 座席別の室内環境評価結果の比較

Fig. 8 に Case-NV における座席ごとの室内環境の評価結果を示す。自然換気によるブラインドの開放により、南ペリメータ、南インテリアの順でまぶしさを感じる人の割合が多い結果となった。温冷感に着目するとペリメータの部分で日射の影響による体感温度の上昇が想定されたが、まぶしさの評価とは逆に、南インテリア、南ペリメータの順で暑いと感じる人の割合が多い結果となった。これは、南ペリメータの一部では Case-NV において暑さが許容できず窓開放を中止し、空調を運転させたことが要因だと考えられる。吹き抜けなし部分は日射の影響を受けにくいため、暑さやまぶしさを感じている人の割合が少なく、快適側の評価が 50% を超えている。また、対象建物付近は主風向が北西に近いことから、北側では寒い側の評価が比較的多く見られ、上下温度差を感じる人の割合も多い。

3. 5 評価項目間の相関

Fig. 9 に、Case-NV における温冷感、快適性、作業性の関係、及び、乾湿感と快適性との関係を示す。快適性と作業性には強い正の相関が見られ、自然換気により両者ネガティブ側に移行している。温冷感の評価は暑い側に移行することで快適性の評価もネガティブ側に移行しており、作業性も同様の傾向を示した。一方で、乾湿感の大きな変化なく快適性の変化が見られるため、湿度が 30% から 50% の範囲内では快適性が確保されると言える。

3. 6 自然換気意識の変化

Fig. 10 に自然換気意識の評価結果を示す。期間中、約 2 割の人が自然換気の実施を認知しておらず、窓の開閉を特定の執務者が行っていたことや、在籍年数が少ない執務者が多いことが要因だと考えられる。自然換気意欲は Case-NV で行いたいと思わない側の割合が増加し、要因として温熱環境による作業のはかどり度の低下や体調不良の懸念が多く挙げられた。

4. まとめ

本報では、自然換気の有無をパラメータとした室内環境の評価結果を報告した。自然換気により執務者のネガティブ評価が増加し、温熱環境が大きな影響を与えていることが確認された。本実測は、手動開閉窓を全開かつ機械空調を停止して検証を行うことで、自然換気が受け入れづらいと感じる要因の抽出を図っており、今後は得られた要因を踏まえた更なる実測・解析が必要である。

【謝辞】

本研究において、実測の実施にご尽力いただきました (株) 大気社の関係者各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

1) 日本建築学会：実務者のための自然換気設計ハンドブック、技報堂出版株式会社、2013 年
2) 小椋、小林、山中、山澤、山口、井守、名倉、齋藤、田中、稲子：大規模オフィスのける手動窓開放による自然換気性能に関する研究 (その 1) 自然換気及び床吹出空調気流の空気齢に関する実測評価、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2024. 3 掲載予定)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

省エネ性と快適性を両立した執務室の自然換気口制御に関する研究
(その 3) 有孔ダクト天井方式における自然換気量に関する上限値制御の必要性検討
Control of Natural Ventilation Opening to Keep Energy Saving and Thermal Comfort in Office Room
(Part 3) Necessity of Maximum Natural Ventilation Rate Control in Perforated Ceiling Duct System

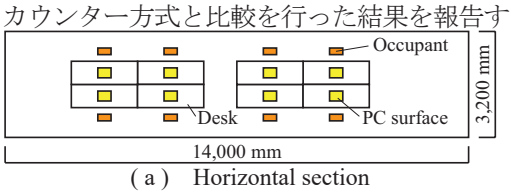
○丹羽　剣竜　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　山澤　春菜　（大阪大学）
桃井　良尚　（福井大学）　田中　宏明　（日建設計）
藤井　拓郎　（日建設計）　守　雅俊　（日建設計）

Kenryu NIWA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Haruna YAMASAWA[*1]
Yoshihisa MOMOI[*2]　Hiroaki TANAKA[*3]　Takuro FUJII[*3]　Masatoshi MORI[*3]
[*1]Osaka University　[*2]University of Fukui　[*3]Nikken Sekkei

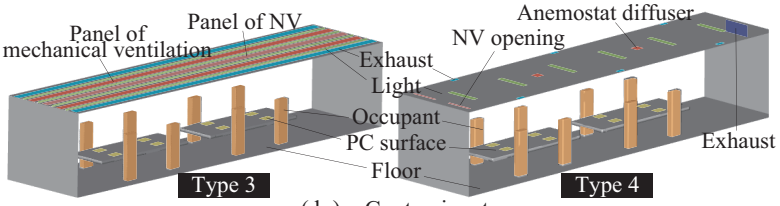
In recent years, the number of office buildings that introduce natural ventilation (NV) is being increased to reduce cooling loads. However, when NV is introduced, indoor thermal comfort depends on the inflow conditions of outdoor air. In order to achieve both energy saving performance and thermal comfort, it is necessary to understand the relation between NV conditions and the indoor environment, and to set the upper limit of the ventilation air volume. In this paper, the indoor environment is evaluated changing NV conditions by using CFD analysis, and propose the necessity of setting the upper limit of ventilation air volume and a prediction method.

1. はじめに

近年、オフィスにおいて冷房負荷低減に効果的な自然換気の導入例が増加している。自然換気時は外気流入条件によっては室内の熱的快適性が低下する懸念があるが、外界条件に応じた自然換気口開度の適切な制御によって省エネ性と熱的快適性の両立が可能と考える。そのような自然換気口制御手法の実現には、制御パラメータと室内熱環境に関する体系的な整備が必要である。本研究では一般的な執務室を想定し、自然換気時の室内外温度差と自然換気量に着目したパラメータ解析を CFD 解析により実施することで、熱的快適性が担保された換気回数の上限値設定の必要性検討及び予測法提案を目的とする。本報では有孔ダクト天井方式[1]に特に着目し、天井スリット開口及び前報[2]のペリカウンター方式と比較を行った結果を報告する。



(a)　Horizontal section



(b)　Contaminant

Fig. 1　Analysis domain

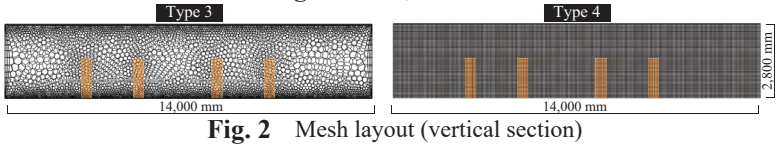


Fig. 2　Mesh layout (vertical section)

2. CFD 解析モデル

解析対象空間の概要を **Fig. 1** に示す。モデルは一般的な執務室を想定し、対称境界面を用いて 1 スパン分の領域を解析する手法[3]を採用する。解析領域は横幅 3.2 m、奥行 14.0 m、高さ 2.8 m とし、自然換気と天井設置した機械換気によるハイブリッド空調を想定する。本報では有孔ダクト天井方式（Type 3）と天井スリット開口方式（Type 4）を対象に、ペリカウンター方式（Type 2）と比較する。なお、Type 2 については前報[2]で検討した結果を用いる。Type 3 では天井設置した角ダクトに流入した外気がダクト下面の有孔パネルから低風速で流入する方式であり、本来は有孔パネル上で風速分布が生じるが、本報では一様風速による流入を想定して解析を行う。Type 4 では天井面のスリット開口から鉛直下向きに吹き出す方式とする。機械換気設備は、Type 3 では天井有孔ダクトからの低風速の吹き出しを模し、Type 4 ではアネモスタット型吹出し口（以下、アネモ）による流入を想定する。

Table 2　Internal Heat Generation

Internal occupant
60 [W/person] × 8 [persons] = 480 [W] → 31.9 [W/m²] at the occupants surface
Heat generation rate
15 [W/m²] × Floor Area [m²] = 672 [W] → 700 [W/m²] at the PC surface
Light
10 [W/m²] × Floor Area [m²] = 448 [W] → 160 [W/m²] on the lights (Type 3) 156 [W/m²] on the lights (Type 4) → 5.07 [W/m²] on the floor (Type 3, 4)

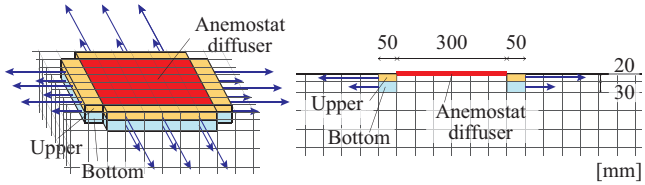


Fig. 3 P.V. surface domain

Table 3 Studied cased in parametric study

To [°C]
14, 16, 18, 20
Q [m³/h] (N [1/h])
50 (0.40), 100 (0.80), 200 (1.59), 300 (2.39), 400 (3.19)

Table 1 CFD analysis condition

	Type 3	Type 4
Turbulence Model	SST k-ω Model	Standard k-ε Model
Algorithm	Coupled	SIMPLE
Discretization Scheme for Advection Term	Second Order Upwind	QUICK
Total Number of Cells	1,382,830	1,004,800
Density	boussinesq	polynominal
Gravity	Y = - 9.80665	

Table 4 Natural ventilation air velocity

Q [m³/h]	50	100	200	300	400
Type 3 [m/s]	0.003	0.007	0.013	0.020	0.026
Type 4 [m/s]	0.069	0.139	0.278	0.417	0.556

Table 5 Supply air flow rate from mechanical ventilation

To [°C]	14					16					18					20				
Q [m³/h]	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400
Total supply flowrate from mechanical ventilation [m³/h]	420	360	240	120	0	430	380	280	180	80	440	400	320	240	160	450	420	360	300	240

Table 6 Velocity on P.V. surface

To [°C]	14					16					18					20				
Q [m³/h]	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400	50	100	200	300	400
upper [m/s]	2.87	2.46	1.64	0.82	0.00	2.94	2.59	1.91	1.23	0.55	3.00	2.73	2.18	1.64	1.09	3.07	2.87	2.46	2.05	1.64
bottom [m/s]	0.75	0.65	0.43	0.22	0.00	0.77	0.68	0.50	0.32	0.14	0.79	0.72	0.57	0.43	0.29	0.81	0.75	0.65	0.54	0.43

CFD 解析手法を **Table 1**、メッシュ分割を **Fig. 2** に示す。Type 3 では非構造格子、Type 4 では基本的に 50 mm 等分割の構造格子とする。Type 4 ではアネモ吹き出し気流を P.V. 法にて再現するために天井面から第 1 メッシュを 20 mm、第 2 メッシュを 30 mm で分割する。

内部発熱条件を **Table 2** に示す。人体発熱は 1 人当たり 60 W、机上機器及び照明による熱負荷は、それぞれ床面積に対して 15 W/m², 10 W/m² とする。いずれの内部発熱も熱流束を用いて再現し、人体発熱は人体表面、机上機器発熱は机上機器を模した 0.3 m × 0.4 m の面、照明発熱は天井の照明パネルと床面に分けて与える。なお、壁面、天井面、床面は断熱条件とする。

CFD 解析のケースを **Table 3** に示す。自然換気時の外気温を 4 条件 (T_o = 14, 16, 18, 20 ℃) と自然換気量を 5 条件 (Q = 50, 100, 200, 300, 400 m³/h) とした計 20 条件で解析を行う。自然換気の吹き出し風速を **Table 4** に示す。自然換気吹き出し面積は Type 3 では 4.2 m²、Type 4 では 0.2 m² であり、流入境界面での風速規定による一様吹き出しとする。

機械換気の吹き出し風量を **Table 5**、P.V. 法にて与える風速を **Table 6** に示す。機械換気は吹出温度 16 ℃ の VAV とし、自然換気と機械換気による合計処理熱量が内部熱負荷と等しくなるように、機械換気吹き出し風量を設定する。なお、完全混合時に室温 26 ℃ を想定する。Type 4 におけるアネモの吹出気流の再現にあたっては長澤・近藤らの手法[4] を簡易化し、**Fig. 3** に示すように吹出口を囲う鉛直 2 メッシュ (上から Upper , Bottom とする) に水平方向の風速を与える。

3. 室内温度分布

自然換気吹出口を含む鉛直断面における温度コンターを **Fig. 4** に示す。Type 2, Type 4 では、領域全体での顕熱処理熱量が等しいにも拘わらず、外気温が低く自然換気量が大きい条件で室下部が低温となった。Type 2 では特にこの傾向が顕著であるが、自然換気の流入空気が低温であるためにペリカウンターから垂れ下がること、Type 4 では自然換気の吹出し気流が壁に沿って下降し床面に拡散していることが原因であると考えられる。一方、Type 3 では内部発熱によるプルームは見られるが、居住域において自然換気による局所的な低温領域はないことが分かる。流入風速が小さいため温度分布に大きな偏りが生じず、自然換気の流入温度及び自然換気量への依存は小さいと考えられる。

4. 室内環境の快適性評価

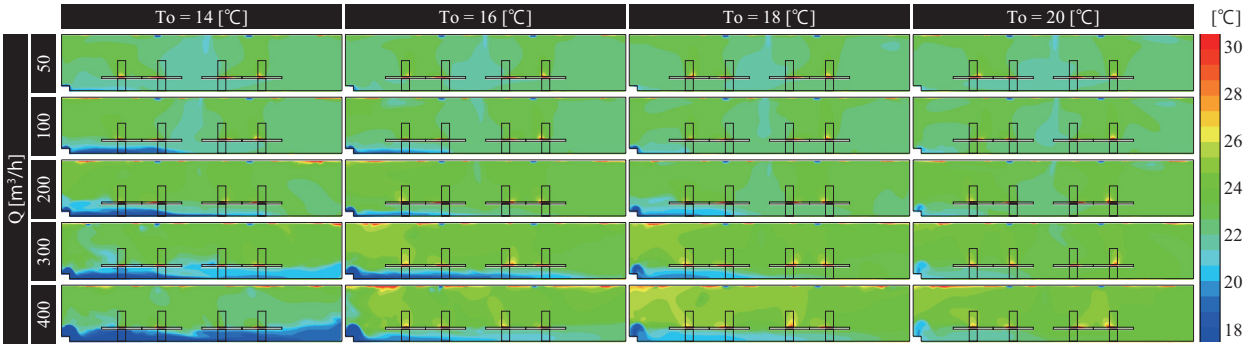
ADPI は冷房時の室内の快適性を表す指標で、室容積に対する快適空間の体積割合を表す。本報では居住域での評価を意図として床面から高さ 1.8 m までを対象空間とする。なお、快適空間は以下の両条件を満たす空間である。数値が大きいほど快適であり、ASHRAE では 80 % 以上を推奨している[5]。

$$\begin{cases} U_x < 0.35\ [\mathrm{m/s}] \\ -1.7 \le t_{ed} \le +1.1 \end{cases}$$

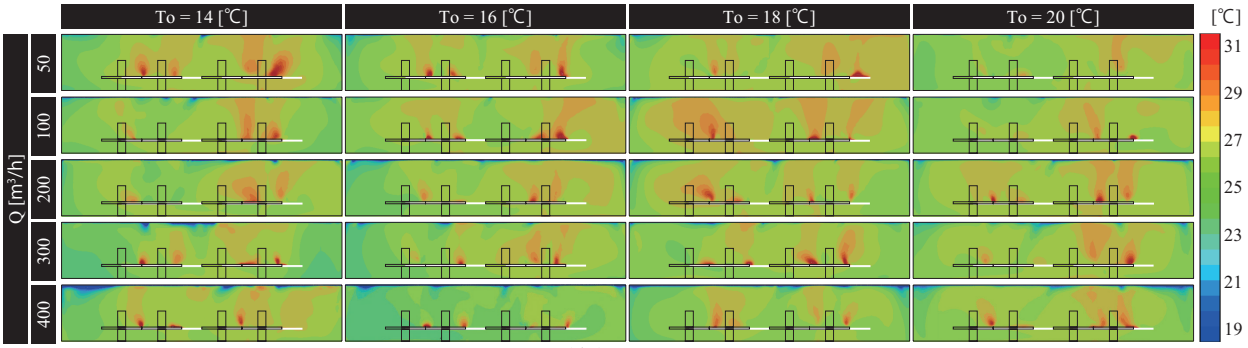
ここで、有効ドラフト温度 t_{ed} は (1) 式で求められる。

(Straub式)

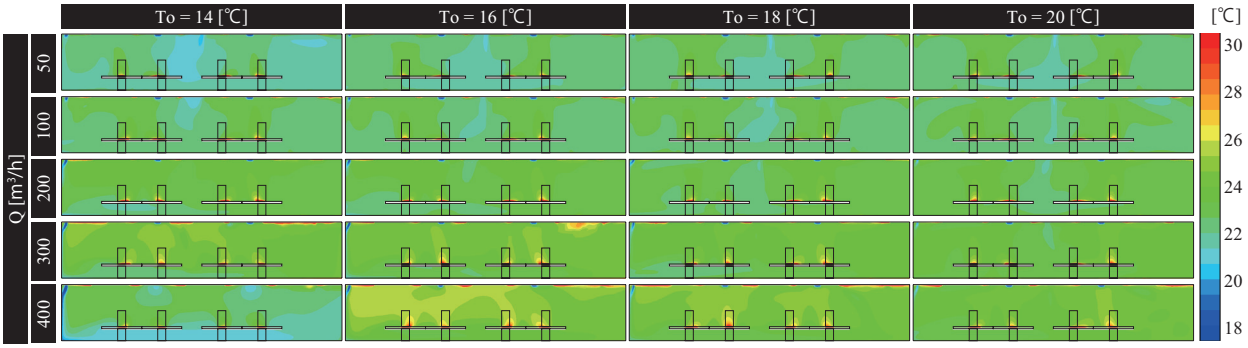
$$t_{ed} = (t_x - t_r) - 7.73(\overline{U_x} - 0.15) \quad (1)$$



(a) Type 2



(b) Type 3



(c) Type 4

Fig. 4　Temperature contour

CFD 解析により得られる風速は各成分のレイノルズ平均値であるが、ADPI の算定に用いる風速は無指向性 (スカラー平均風速) が前提であるため、Popiolek ら [6] による (2) 式により乱流強度 T_u に基づいて換算を行う。

$$\overline{U_e} = \begin{cases} \overline{V}(1-0.044\,Tu+1.195\,Tu^2-0.329\,Tu^3) & \text{if } Tu \le 1.3 \\ \overline{V}(0.287+1.502\,Tu) & \text{if } Tu > 1.3 \end{cases} \quad (2)$$

$\overline{U_e}$　：無指向性風速 [m/s]
$\overline{V}$　：有指向性風速 [m/s]
Tu　：乱流強度 [-]

各内外温度差条件での換気回数 N に対する ADPI を **Fig. 5** に示す。Type 2, Type 4 では自然換気による処理熱量が大きい条件ほど ADPI が低下し、80 % を下回る条件が見受けられるため、内外温度差条件ごとの自然換気回数の上限値の予測を行う。対して、Type 3 では全ての自然換気条件において ADPI が 80 % 以上であり、室内の熱的快適性は室内外温度差・換気回数に大きく依存しないと考えられるため、自然換気量の上限値設定の必要は高くないと言える。

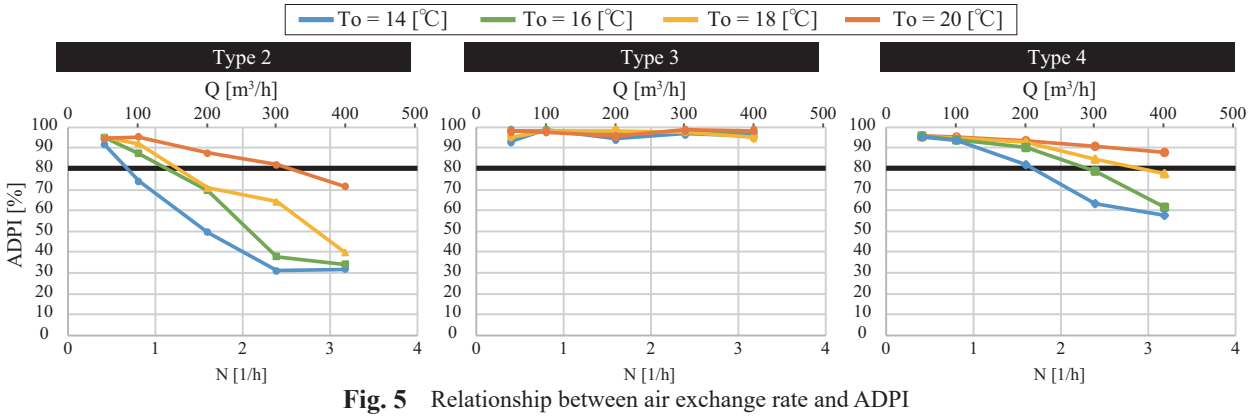


Fig. 5　Relationship between air exchange rate and ADPI

5. 上限換気回数の算出

自然換気時において、熱的快適性を大きく損なわない自然換気による換気回数の最大値を上限換気回数 N_{max} とする。内外温度差の条件ごとに評価指標の基準値 (ADPI = 80 %) を跨ぐ 2 点から線形補間により指標の値が基準値となる時の換気回数を算出し、上限換気回数 N_{max} とする。ADPI = 80% を基準に算定した内外温度差に対する上限換気回数 N_{max} を **Table 7** に示す。なお、Type 4 における外気温 20℃ 条件では全自然換気量条件でも ADPI が 80 % を上回っているため、自然換気量 300 m^3/h 及び 400 m^3/h の 2 条件から外挿による線形補完を用いて算出する。

解析した内外温度差 4 条件の N_{max} の算出結果から近似曲線を用いて、内外温度差による上限換気回数の関数化を行う。近似式は (3) 式をモデルとし、最小二乗法により定数 a と b を求める。

$$N_{max} = \frac{b}{(T_i - T_o) - a} \tag{3}$$

上式は T_i - T_o = a と N_{max} = 0 に漸近するが、これは内外温度差が a [℃] 以下のときは自然換気回数 N によらず ADPI が 80 % 以上となり、内外温度差が大きいほど上限換気回数 N_{max} が 0 に近づく式表現を意図する。

(4) 式及び (5) 式に Type 2, Type 4 の自然換気方式における上限換気回数 N_{max} の近似式を示す。

$$N_{max} = \frac{6.04}{(T_i - T_o) - 3.61} \quad (\text{for Type 2}) \tag{4}$$

$$N_{max} = \frac{14.66}{(T_i - T_o) - 3.23} \quad (\text{for Type 4}) \tag{5}$$

各自然換気方式における内外温度差 T_i - T_o と上限換気回数 N_{max} の関係を **Fig. 6** に示す。

自然換気の換気回数によらず室内の快適性が保たれる内外温度差条件は、既報で示した Type 2 では 3.61 ℃ 以下、本報で検討した Type 4 では 3.23 ℃ 以下である。また、例えば上限換気回数 2.0 回 /h となる内外温度差条件は Type 2 では 6.6 ℃、Type 4 では 10.6 ℃ となる。

前報 [2] による Type 2、本報で検討した Type 4 ではそれぞれ内外温度差に対する自然換気回数の上限値設定の必要性が示されたが、Type 3 では自然換気時の内外温度差及び自然換気回数によらず室内の快適性が保たれる結果となり、上限換気回数の算定は不要であると判断した。有孔ダクト天井方式では低風速での流入によって室内にて静穏な気流場・均一な温度分布が形成されると考えられるため、Type 2 や Type 4 のように自然換気による吹出し気流が局所的に卓越することが少なく、快適な室内環境を提供できると考えられる。

Table 7 Maximum air exchange rate from ADPI

To [℃]	14	16	18	20
Ti - To [℃]	12	10	8	6
Type 2 [m^3/h] ([1/h])	82.8 (0.66)	141.7 (1.13)	156.8 (1.25)	319.9 (2.55)
Type 4 [m^3/h] ([1/h])	210.7 (1.68)	289.8 (2.31)	367.5 (2.93)	668.4 (5.33)

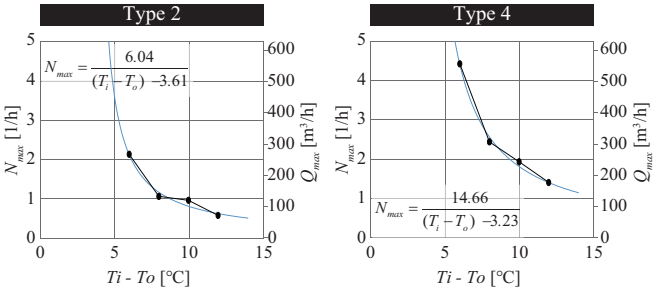


Fig. 6 Maximum air exchange rate

6. まとめ

本報では有孔ダクト天井方式と天井スリット型の自然換気導入時について、内外温度差と自然換気量をパラメータとした CFD 解析を行い、ADPI に基づき自然換気回数の上限値設定の必要性検討を行い、ペリカウンター型と比較した。ペリカウンター型と天井スリット型では、自然換気による処理熱量が大きい条件ほど室内温熱環境が悪化し、内外温度差に対する上限換気回数の設定が好ましいことに対して、有孔ダクト天井方式では外気温が低く、内外差圧が大きい条件で自然換気量が大きい場合であっても室内で極端に不快な分布は形成されず、熱的快適性の低下を防止するために自然換気量を絞る必要性は高くない結果となった。

今後は他の自然換気方式についても同様の検討を行うとともに、新たな室内環境評価指標の検討、体系的なデータの蓄積による予測法の確立が必要である。

【記号表】
T_o：外気温 [°C]
T_i：室内気温 [°C]
T_i - T_o：内外温度差 [°C]
Q：自然換気量 [m^3/h]
Q_{max}：上限自然換気量 [m^3/h]
N：換気回数 [1/h]
N_{max}：上限換気回数 [1/h]

【参考文献】
1) 丹羽、小林ら :「有孔ダクト天井を用いた自然換気システムの設計手法に関する研究（その 6)」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集 , 第 4 巻 , pp.57-60 , 2023.9.
2) 丹羽、小林ら :「省エネ性と快適性を両立した執務室の自然換気口制御に関する研究 (その 2)」, 空気調和・衛生工学会大会学術講演文集 , 第 4 巻 , pp41-44 , 2022.9.
3) 桑山、白石ら :「外断熱建築における躯体蓄熱型放射＋床吹出システムに関する研究 (第 4 報)」, 日本建築学大会学術講演梗概集 , No.41652 , pp1371-1372 , 2016.8.
4) 長澤康弘 , 近藤靖史 :「数値流体解析における空調用天井吹出口のモデリング手法 (その 4)」, 日本建築学会計画系論文集 , No.585 , pp.27-34, 2004.11
5) ASHRAE:ASHRAE HANDBOOK HVAC Applications SI Edition, 58.6, 2019
6) Z.Popiolek, and A. K. Melikov : Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, Proceedings of Indoor Air 2008, paper 718, 2008

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証
（第３報）アンケート調査による窓開け換気の実態調査と
除去熱量予測モデルを用いた換気効果検証

Verification of the Effectiveness of Ventilation Control in a City Hall with Void
(Part3) Survey about Window Opening Ventilation and Verification of Ventilation Effectiveness by using Heat Removal Prediction Model

○石 川　翼（立命館大学）　　近 本　智 行（立命館大学）
田 村　富 士 雄（佐藤総合計画）　　篠 原　正 樹（佐藤総合計画）
Tsubasa ISHIKAWA*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Fujio TAMURA*2　Masaki SHINOHARA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　AXS SATOW INC.

In this study, we research the actual situation of window opening ventilation in a city hall with void by questionnaire survey, and the ventilation effect by using a heat removal prediction model. This paper reports on the status of window opening implementation and recognition of Natural Ventilation Recommended Ramps by questionnaire survey, evaluation of psychometric quantities when Natural Ventilation is introduced, calculation of wind pressure coefficient by Wind Tunnel Experiment, creation of heat removal prediction model, and ventilation effects.

はじめに

室内の快適性や省エネの観点から自然換気は環境計画として多くの建物で採用されている。しかし、自然換気は外気の温湿度、外部風速等の外部条件に大きく左右されるため、省エネ効果確認のためには様々な外部条件下で室負荷が除去出来ているかの検証が必要である。また、室内の快適性向上と空調負荷削減を目的とするには、運用段階で自然換気窓を有効活用することが必要である。

Fig.1 に自然換気とハイブリッド換気の仕組みを示す。浮力換気による安定した換気量を得るため、建物中央にボイドを設け、自然換気だけで換気量を補うことが難しいと判断された場合は、トップライトのアシストファンによりハイブリッド換気を行う仕組みを導入した市庁舎を対象とする。既往研究では、建物建設前の換気の有効性判断と自然換気（以下、NV）・ハイブリッド換気（以下、HV）の制御設定値を検討した[1]（**Fig.2**）。また、建物建設後のエネルギー消費量及び換気制御設定値の有効性の分析、NV・HV の通風効果検証を行った[2]。

本研究では、中間期に着目して検討を行い、以下のフローで実施した。①アンケート調査による窓開け換気の運用状況についての実態把握及び快適性評価を行う。また、自然換気による省エネルギー効果を明らかにするため、②自然風を再現した風洞内で代表点の風圧を計測する風洞実験を実施し、各開口部の風圧係数を算出する。③除去熱量予測モデルを作成し、風洞実験で得られた風圧係数の結果と BEMS データを基にした長期的な視点での除去熱量の算出及び換気効果検証を行う。

1. 研究対象建物概要（市庁舎）

対象建物は、山口県に位置する地上 6 階、塔屋 1 階の市庁舎である。中央にボイドを有し、南北面の窓から空気が流出入し、一部の空気はエコボイドを経由してトップライトから排出される。Fig.2 中の左側の外部条件に適した際、R 階のトップライト窓が自動で開き、温度差による誘引効果が期待できる。敷地周辺は、高さ 6～10m 程度の低層建物、南側 500m 付近に海が広がる立地であり、風の通り抜けを防げない環境となっている。

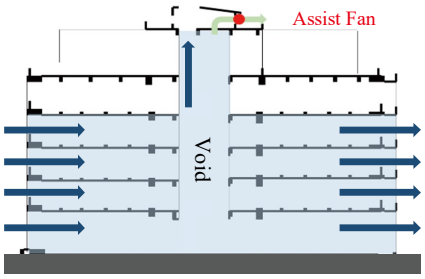


Fig.1 How each ventilation system works

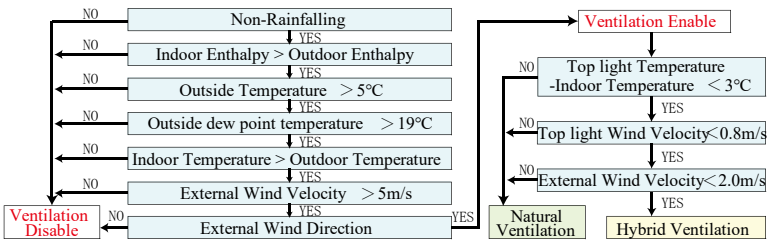


Fig.2 Ventilation control flow

2. アンケート調査

2.1 アンケート調査 概要

本調査は新市庁舎において、実際に窓開けをどの程度実施しているのかという運用状況の把握と、NV 導入時の快適性評価を目的としている。本調査は 2023 年 7 月 24 日～8 月 18 日に実施し、市庁舎の職員に対し電子申請サービスにより回答頂いた。**Table.1** にアンケート調査項目を示す。対象者 780 人に対し、回答者数は 331 人で回答率は 42.4%であった。

2.2 窓開け実施者割合

Fig.3 にアンケート結果を示す。4～5 月、10～11 月ともに 2～5 階は約 40%が窓開けを実施していたことが確認できた。特に、4 階の窓開け実施者は 60%以上と高く、十分に自然換気が行われていると分かる。一方で、窓開け実施者が 20%と低い 1 階に関しては、NV に効果的な窓が少ないこと、旧庁舎の解体工事の音や粉塵が原因で開けられないという意見が多かった[注1]。工事終了後は、窓開けの実施率が向上する可能性が高いと考える。

2.3 自然換気推奨ランプ[注2]の認知度

NV 推奨ランプの点灯の意味を認知している割合が 3 割を上回る結果となった。また、特に 4 階は認知度が 52%と高く、窓を開ける実施者割合を踏まえ、窓開け換気の意識が高いと推測する。しかしながら、他の階では全く知らない割合が大きい。より NV を促進する為には、執務者間でランプ点灯の意味を周知させると同時に、NV による省エネ効果について知る必要がある。

2.4 自然換気導入時の温冷感・気流感・快適感

温冷感について、男女間による差はなく平均して 5 割の方が普通と申告した。寒いと申告される方はほとんど見られなかった一方、暑いと申告されている方は日射による影響で暑いと申告されている傾向がある可能性が示唆される。気流感については、上半身と足元での感じ方として、上半身で感じる傾向が高いことが分かった。一方で、NV 時で気流を感じないという割合が男女ともに 6 割を超えていることが分かった。原因としては、執務者周辺の事務棚等による風を妨げる障害物の存在が示唆される。快適性についても温冷感や気流感と同様に男女間で大きな差はなく、5 割以上が普通と申告しており、不快という申告が 30%と比較的少ない為、NV による快適性は概ね確保できているのではないかと考える。

3. 風洞実験

3.1 予測モデル概要

除去熱量予測モデルの作成にあたり、風圧係数差から換気量を求める為、風洞実験によって 16 方位の風圧係数を算出した。測定方位と測定開口ポイントを除き、使用設備や模型サイズ等は既報[1]と同条件で実施した。

風洞実験は **Fig.4** に立命館大学設置のゲッチンゲン型

Table.1 Questionnaire Survey Items

Configuration	Questionnaire
I. Respondent attributes	City Hall location (floor and location where you stay), distance from windows
II. Operational Status of Natural Ventilation	Operation status of window opening (period: April-May, October-November), who is responsible for window opening
III. Natural ventilation recommended lamp	The existence and meaning of the Natural Ventilation recommendation lamps, behavior change when the lamps are turned on
IV. Psychometric evaluation during natural ventilation	Thermal (5-point scale)
	Upper body airflow (4-point scale)
	underfoot airflow (4-point scale)
	Comfort (5-point scale)
V. Free description	Problems and complaints during Natural Ventilation
Number of subjects	780
Number of Respondents	331 (Response rate: 42.4%)

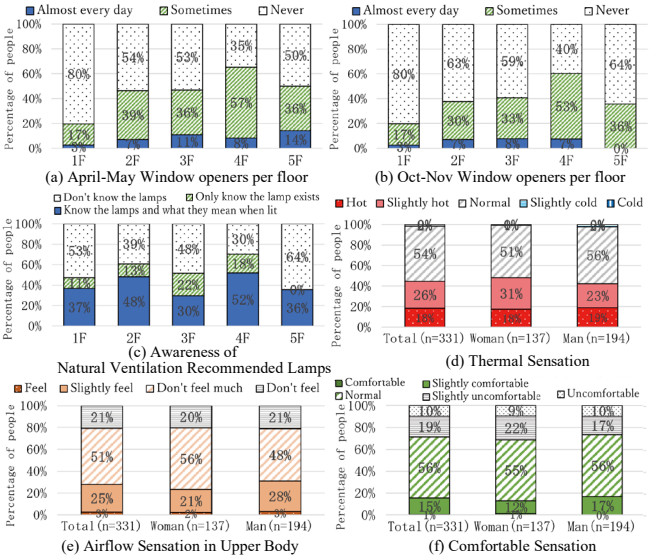


Fig.3 Survey Results

風洞により実施した。風洞の助走区間にラフネスとスパイアを設置し、べき指数 0.14 に近づけた境界層流を作成し実験を行った。べき指数の検討については、市庁舎南側から 500m付近に海がある為、低層建築物が立ち並ぶ郊外地のべき指数 0.25 と海のべき指数 0.1 の間となる値に設定する事で本実験のべき指数とした[3]。

Fig.5 に風洞実験模型を示す。本実験の風洞実験模型は既報の街区模型と同じ寸法である 1/300 で作成した。開口部の代表点において風圧を計測した。

3.2 実験 Case

既報[1]では、HV システムの制御設定値を検討するために風洞実験を行ったが、中間期に限定した風向である北東・南西・北・北西の 4 方位のみであった。長期的な除去熱量予測を行うためには、その他の方位も併せて把握する必要がある。従って、本実験では 16 方位からの外部風による風圧測定を行った。

3.3 風洞実験 結果・考察

Fig.6 に風洞実験による各方位の風圧係数結果を示す。

既報[1]の実験時と同様に、北東、北、南西からの風の場合には、全ての階の風上で正の風圧を確認し、風下で負の風圧となることが確認できた。2~4 階までの開口部全てにおいて比較的大きな風圧が確認できた。周辺環境では低層建築物が立ち並び、大きな広場や川などの開けた空間があるため、自然風が入りやすい環境であると考える。また、一部の風圧係数で流入側であるのに対して負圧になる傾向が見られたため、気流の可視化実験を合わせて実施した。その結果、本市庁舎と南側に位置する二期庁舎及び北側に位置する立体駐車場それぞれとの間にて乱流が発生していることが確認できた（**Fig.7**）。そのため、階によって風圧係数に差が生まれたと推測する。

4. 除去熱量予測モデル

4.1 予測モデル概要

本研究では、風力換気と浮力換気による除去熱量予測モデルを提案する。風力換気については、南北面の風圧係数差から換気量を算出している。本研究の市庁舎では南北に大きな換気窓があり、その間に風を遮る壁のない 2~4 階を対象とする。

風力換気及び浮力換気による除去熱量の算出式を**Table.2** に示す。式(1)より各階高さ Z[m]での外部風速 V_{i0} を、式(2)で南北面の総合実効面積 αA を、式(3)で空気密度 ρ を算出する。これらの得られた値を基に、式(4)より各階での開口部を通過＝風力換気による換気量 Q[m^3/s]を算出する。求めた換気量を式(5)に代入し、風力換気による除去熱量 q を算出する。浮力換気に関しては、式(6)より 1 階とトップライト階の総合実効面積 α'A'を定め、温度差による換気量 Q'[m^3/s]を求める。求めた換気量 Q' から式(7)に代入して浮力換気による除去熱量 q'を算出する。室負荷は、機器負荷・人体負荷・照明負荷・日射負荷・貫流負荷の合計値である。機器・人体・照明負荷は

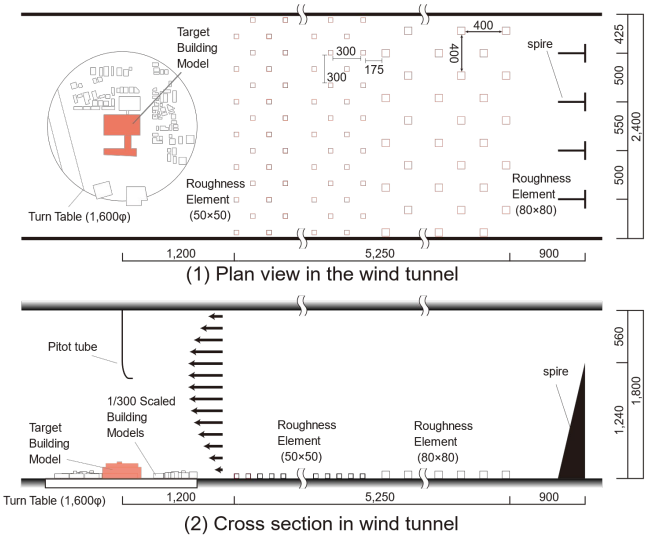


Fig.4 Wind Tunnel Experiment Summary

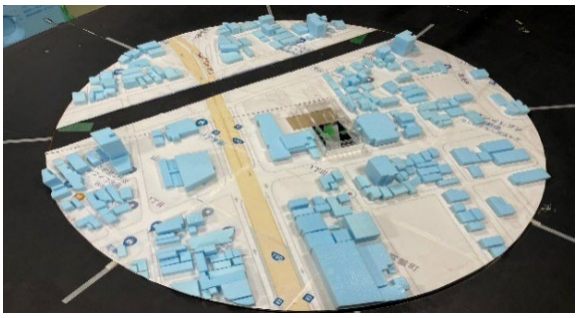


Fig.5 Wind Tunnel Experimental Model

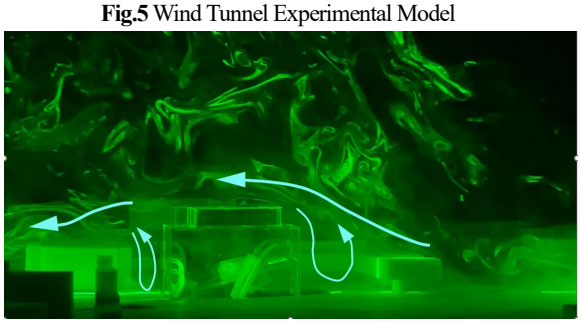


Fig.7 Visualization of Airflow

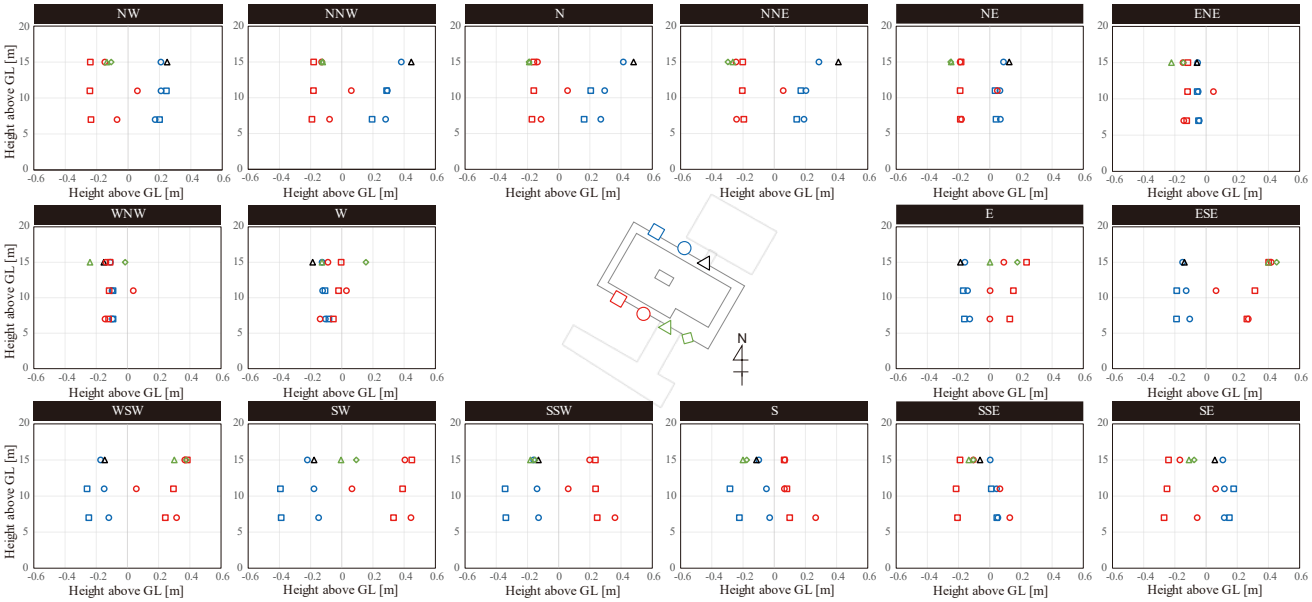


Fig.6 Wind pressure coefficient results for each orientation

既報[2]より、日射・貫流負荷はBIMソフト「Revit Architecture」のエネルギー解析機能を利用し算出した。

4. 2　除去熱量予測モデルによる換気効果検証

作成した除去熱量予測モデルを利用してNV有効時間内の2～4階全体の除去熱量を10分間隔で算出し、積算した。月別の室負荷とNVによる除去熱量を**Fig.8**に示す。2023年5月と10月を除き、室負荷の大半の熱をNVにより除去していることが分かる。また、NV有効時間とその時間内の外気温と室温の平均を**Fig.9**に示す。2023年5月及び10月の除去熱量が小さい要因として、NV有効時間及び室内外温度差が他の月に比べて小さいことが考えられる。

5.　まとめ

本研究では、窓開け換気の運用状況と快適性、省エネ効果を明らかにすることを目的とし、アンケート調査による実態把握と快適性評価、作成した除去熱量予測モデルによる除去熱量の検証を行い、以下の知見が得られた。

1）窓開け換気の運用状況について、旧庁舎の解体工事の音や粉塵が原因で窓開け実施者割合が低い階が見られたが、換気が有効な2～4階では窓開けは積極的に行われている。

2）アンケート調査の結果、窓開け時に不快に感じる人が30%程度と少ないため、自然換気導入時の快適性は概ね確保できていると考える。

3）2022年10月から2023年11月の自然換気有効時間内の除去熱量を見ると、中間期の大部分の負荷をNVで除去できており、十分な省エネ効果があると考える。

今後の課題として、本予測モデルで求めた換気量が予想される数値よりも低く、既報での実測時による換気量とは大きく異なるため、原因を究明していく。

注 釈

注1　5階に関して、市議会議員等の部屋が多く、個別空調による室内の温湿度制御が主である為、窓を開ける行動が非常に少ないと推測する。

注2　自然換気が有効な外部条件下のとき、ランプが点灯し窓開けを促すシステムが導入されている。ただし、自動で窓が開閉しない為、手動で開閉する必要がある。

参 考 文 献

1）近本智行他：ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証（その3）、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、I-1、pp5-8、2022年9月

2）石川翼他：環境先進都市を目指したまちづくりを先導する市庁舎における継続的な環境・エネルギーマネジメント（第3報）、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、I-76、pp397-400、2023年9月

3）風洞実験法ガイドライン研究委員会：実務者のための建築物風洞実験ガイドブック2008版、財団法人日本建築センター、pp.22-29、2008年10月

Table.2 Heat removal prediction Model formula

$$V_{i0} = V_H \left(\frac{Z}{H}\right)^{\gamma} \quad (1)$$

$$\alpha A = 1/\sqrt{\left(\frac{1}{\alpha_1 A_1}\right)^2 + \left(\frac{1}{\alpha_2 A_2}\right)^2} \quad (2)$$

$$\rho = \frac{353.25}{273.15+T_0} \quad (3)$$

$$Q_i = \alpha A V_{i0}\sqrt{|\Delta C|} \quad (4)$$

$$q_i = C_p(T_i - T_o)Q_i \quad (5)$$

$$Q' = \alpha' A' \sqrt{\frac{2g(T_i-T_o)h}{T_i+273.15}} \quad (6)$$

$$q' = C_p \rho (T_i - T_o) Q' \quad (7)$$

＜凡例＞V_{i0}:i階高さでの外部風速[m/s]、V_H:トップライト風速(=基準風速）[m/s]、Z:各階高さ[m]、H:トップライト高さ(=29.8)[m]、γ:べき指数(=0.142)[-]、Q:浮力換気による換気量[㎥/s]、ρ:空気密度[kg/㎥]、ΔC:風圧係数[-]、$\alpha_1 A_1$:北面実効面積[㎡]、$\alpha_2 A_2$:南面実効面積[㎡]、T_o:外気温度[℃]、q:風力換気による除去熱量[J]、C_p:空気の定圧比熱(=1005)[J/kg・K]、T_i:室内温度[℃]、Q':浮力換気による換気量[㎥/s]、$\alpha' A'$:1～R階の総合実効面積[㎡]、g:重力加速度(=9.8)[m/s²]、h:開口高さの差(=26.5)[m]、q':浮力換気による除去熱量[J]

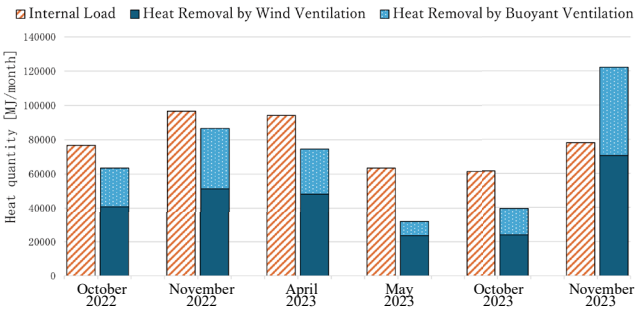


Fig.8 Indoor load and Heat removal by Natural Ventilation by month

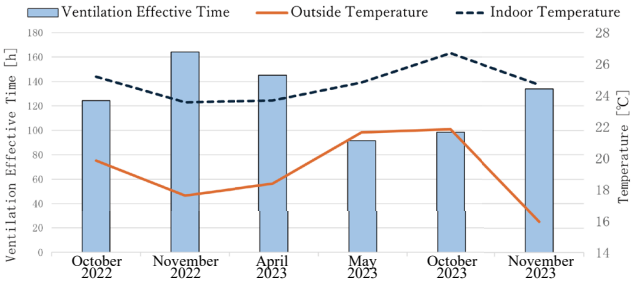


Fig.9 Effevtive Time of Natural Ventilation and Outside / Indoor Temperature by month

謝 辞

本研究の実施にあたっては永田梨々香氏（研究当時、立命館大学4回生）による所が大きい。また、アンケート調査の実施に当たっては山口大学 桑原亮一先生にご助言頂き、市庁舎職員の皆様にご回答頂いた。ここに記して謝意を表する。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

大規模水族館のライフサポートシステムにおける節水計画
Water-saving plan for life support systems in large-scale aquariums

○坂本　馨（竹中工務店）　上田　真也（竹中工務店）
前田　龍紀（竹中工務店）　原瀬　拓也（竹中工務店）
松永　知大（竹中工務店）　松尾　和哉（竹中工務店）
富山　賢一（新菱冷熱工業）　佃　孝夫（新菱冷熱工業）
Kaoru SAKAMOTO*1　Shinya UEDA*1　Tatsunori MAEDA*1　Takuya HARASE*1
Tomohiro MATSUNAGA*1　Kazuya MATSUO*1　Kenichi TOMIYAMA*2　Takao TSUKUDA*2
*1　Takenaka Corporation　*2　Shinryo Corporation

This study reports on water conservation plans for life support systems in one of the largest aquarium construction projects in Japan. We have achieved water savings of 42% compared to conventional methods by adopting technologies such as a water intake system that provides stable seawater and fresh water, a filtration method that requires less washing wastewater, improved circulation efficiency through aquarium water flow simulation, and cascade use of breeding water.

はじめに

日本最初の水族館は、1897 年(明治 30 年) に神戸市で開催された第 2 回大日本水産博覧会に合わせ開設された和田岬水族館と言われている。その流れを汲んで 1957 年(昭和 32 年)に須磨海浜公園に須磨水族館が新設され、1987 年（昭和 62 年）に須磨海浜水族園と名称を改め、全面建替えされた。いずれも我が国を代表とする規模と設備を有する水族館として、長く市民に親しまれてきたが、築 30 年以上が経過し、施設の老朽化や展示の魅力低下が顕著となった事から、水族館の建替えを中心とした海浜公園エリアの抜本的な再整備を民設民営によって行う事となり、2024 年 6 月に国内有数の規模を誇る水族館神戸須磨シーワールドとして生まれ変わる事となった。展示総水量は旧施設の約3, 250 ㎥から約13, 000 ㎥へと大幅に増え、飼育排水を全量公共下水道に放流する必要のある本計画地の特性上、下水インフラ負担低減及び下水処理場への負荷低減の観点から排水量削減が求められた。本稿では水族館の心臓部であるライフサポートシステムにおける節水計画について報告する。

1．計画概要

1.1　施設概要

本計画は自然海岸の景勝地に立地する水族館を核とした既存の海浜公園の景観や環境を保存･育成しながら、地域コミュニティと観光リゾートが融合する新しい施設に再整備する計画である。Fig 1 に本計画の配置図を示す。 本研究の対象とする水族館は、魚類や海獣類を飼育・展示する一般的な水族館、飼育生物の屋外プールと飲食・物販店舗を有するスタディアムが 2 棟の合計３棟構成となっている。

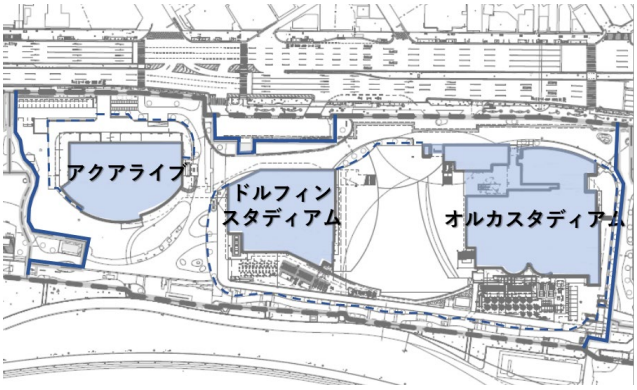


Fig 1 配置図

Table 1 建築概要

	アクアライブ	ドルフィン スタディアム	オルカ スタディアム
建築面積（㎡）	3681.0	※3488.9	※4753.8
延床面積（㎡）	8858.5	6051.3	8810.7
建物高さ（m）	19.9	27.2	28.0
主な展示生物	魚類 アシカ・アザラシ ペンギン	イルカ	オルカ（シャチ）
展示総水量（㎥）	2155.6	2349.4	8501.0

※プール面積除く

1.2　ライフサポートシステム

水族館の水処理設備はライフサポートシステムとも呼ばれ、展示生物にとって、その住環境となる飼育水を常に良好な状態に保つ事で、その生命や健康を維持する

まさに生命維持装置（Life Support System）である。

飼育水の水利用方式は、水槽内の水を連続的に浄化処理し再利用する事で新鮮海水による１日あたりの補給水量を水槽容量の数%～10%程度に留める閉鎖循環方式とする事が、水質や水温のコントロールの観点からも一般的である。閉鎖循環方式では生物の排泄物、残餌由来の懸濁物質の発生、アンモニアの増加のほか、溶存酸素量の低下、藻類や雑菌の繁殖等によって飼育水の水質が悪化し、展示生物にとって好ましくない水環境になってしまうと共に、来館者の側に立てば展示生物の視認性が悪化し展示効果が損ねられる事に繋がるため、濾過循環設備、取排水設備、薬注殺菌装置、温度調節装置、空気源装置等からなるライフサポートシステムによって適切に処理する事が必要となる。

２．水源及び取水システム

2.1　海水

生物に適した飼育水の確保は極めて重要であり、水族館の最も根幹を成すものであり、清澄な海水を年間を通して安定して取水する事で水使用量を最小限にする事が可能となる。須磨海浜公園は瀬戸内海に面している事から、旧施設では近傍の護岸に取水ポンプを設置し揚水管にて直接取水する方式であった。そのために、吸込揚程の限界から水深 4m 程の表層水を取水しており水質や水温の安定性に欠け、貝類を中心とした付着生物による揚水管の閉塞も課題となっていた。加えて阪神淡路大震災による被災の際には須磨ヨットハーバー護岸に設置された取水ポンプ室が倒壊し、送水管も複数個所で破損するなど、数日間取水不能に陥った。

新施設ではこれらの経験を教訓とし、水質、水温の安定性に優れ、また、信頼性も大きく向上する沖合自然導入鉛直取水方式を採用した。

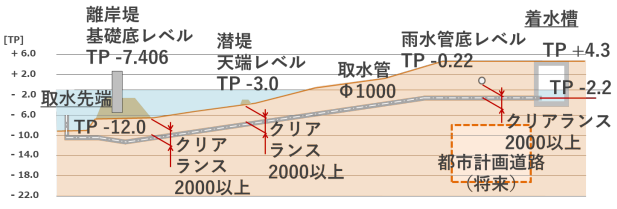


Fig 2　取水管縦断図

取水ポイントの決定にあたっては、①取水水深 10m 以上を確保、②取水管敷設工法として採用された推進工法の施工限界、③関係官庁および周辺関係者との協議、によって決定され、ドルフィンスタディアムに設置した着水槽から沖合へ 380m の地点とした。当該地域には堤や潜堤といった海岸保全施設があり、また、阪神高速の延伸による地下トンネル建設が予定されている事からこれらとの干渉を避けるよう取水管の敷設ルート及び深度を慎重に計画した。取水管敷設工事は前述の通り推進工法によって行い、海底掘削工事を取水先端周辺のエリアに限定する事で海水浴客や周辺漁業への影響を最小にするように配慮した。

また、付近に河口があるため表層水は淡水混入の影響が、海底付近は漂砂の影響が懸念されたため、取水口にベロシティキャップとＬデッキを設け、それらの緩和を図った。取水先端は海底から 2m 突出する形状となる事から、周辺漁業者と協議のうえ取水口廻りに漁網対策カバーを設置する事とした。（Fig 3）

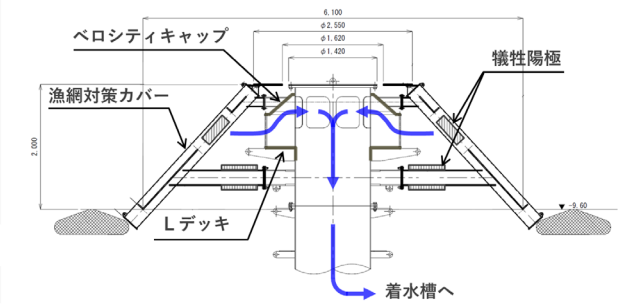


Fig 3　取水先端詳細図

取水管の口径は取水量から決定するとΦ450mm 程度で十分であったが、ムラサキイガイやフジツボ類などの生物付着が旧施設でも顕著であったため、片側 200mm 程度の付着代を考慮し、また、管内での潜水作業も可能なサイズとしてΦ1000mm として計画した。合わせて取水流速を小さくすることで、流れ藻やクラゲ、塵芥、魚類の流入を極力抑える事を意図した。

取水口や取水管には鋼材が用いられるため、アルミニウムブロックを用いた犠牲陽極方式による電気防食を実施した。

2.2　井水

飼育用淡水の使用量は 95.4 ㎥/日、全て井戸水を利用する計画とした。当該地域の地下水は鉄・マンガンの含有が多かったため、次亜塩素酸ナトリウム注入のうえで砂ろ過機による物理ろ過を行っている。加えてアンモニア態窒素の含有も多く、次亜塩素酸ナトリウムの注入量が多くなり残留塩素濃度が飼育水に適さない事が懸念されたため、最終段に活性炭ろ過を備え、さらに、処理水槽にチオ硫酸ナトリウムを注入可能とし万が一に備えた。

３．循環ろ過

水槽飼育水は連続的に浄化処理し再利用する循環ろ過方式とする事で水質を維持し、新鮮海水の 1 日あたり

補給量を水槽容量の数%程度に留め、海水取水量、すなわち排水量を抑え環境負荷を小さくし、水温調節に要するエネルギーコストも小さくしている。

循環ターン数は多いことが望ましいが、限られた設備スペース、経済合理性を考慮して必要最小限の循環ターン数にて如何に効率よく水質維持を行うことが出来るか、運営事業者と共に綿密に調整して決定した。

ろ過機は水槽容量や展示生物、展示内容に応じて、節水や省エネルギーにも配慮して砂ろ過機と FM フィルターの 2 種類を使い分けて採用した。

Table 2 循環ターン数

N = Q / V
N：ターン数（回/日）
Q：循環水量（㎥/h）
V：水槽水量（㎥）

	循環ターン数（回/日）
魚類	24
アシカ・アザラシ	18
ペンギン	18
オルカ	10
イルカ	20

3.1 砂ろ過機

砂ろ過機は展示水量 5 ㎥以下の水槽は開放型、5 ㎥を超える水槽は密閉圧力型とし、内径Φ2400mm 以上を内面ゴムライニングを施した鋼板製、Φ2400mm 未満を FRP 製とした。

ろ材は水道用ろ材（JWWA A-103 2006-2）相当品 0.6mm、均等係数 1.4 以下を用い、ろ層厚は 700mm とし、汚濁の激しい取水ろ過や海獣類水槽についてはアンスラサイト 200mm＋ろ砂 500mm の複層ろ過として、ろ過効率を高めた。

Fig 3 砂ろ過機外観

3.2 ＦＭフィルター

処理量が大きいオルカ、イルカのろ過機は樹脂製ろ材で固液分離が行われるＦＭ（Floating Media）フィルターを採用した。用いられるろ材の比重が 1 より小さく、砂ろ過機とは異なり、ろ過機内上部にろ材層が形成され、原水はろ過機底部から流入し、上向流によって処理されろ過機上部から流出する。目詰まりしたろ材層は、攪拌機によってろ過機内保有水を流動させ解きほぐされた上で、目詰まり物が剥離され、沈降分離される事で再生される。この際に外部からの洗浄水は必要とせず、フィルター内の保有水を捨水するのみであるので、逆洗ポンプ等の補機が不要である。これにより、洗浄水の使用量すなわち排水量も大幅に低減される。（Table 3、4）

また、ろ過速度も砂ろ過機に比べると最大 1.5 倍ほど速くする事ができるので、省スペース化にも効果がある。

Fig 4 ＦＭフィルター外観

Table 3 ＦＭフィルター洗浄工程

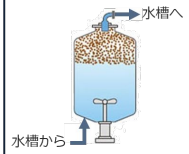
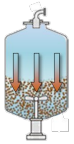
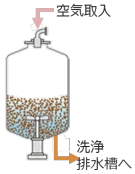
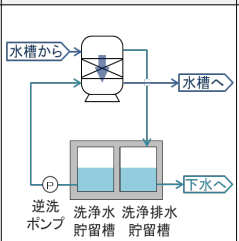
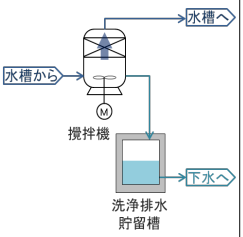
① ろ過工程	② 攪拌工程	③ 静置工程
循環水はフィルタ下方から流入し浮上ろ材で汚濁物質が捕捉され、処理された水は水槽へ戻る。 	循環水の流入を止め、攪拌機を駆動し水流を生じさせ、ろ材から汚濁物質を剥離させる。 	攪拌機を停止し、ろ材と剥離した汚濁物質を比重差により沈降分離させる。 
④ 排水工程	**⑤ 捨水工程**	**⑥ ろ過工程**
下部排水口より汚濁水を排出する。 	循環水を通水し、フィルタ内部に残存する汚濁物質を排出する。 	再びろ過工程に戻る。

Table 4 砂ろ過機／ＦＭフィルター比較

ろ過方式	砂ろ過機	FMフィルター
システム構成		
通水方向	下向流	上向流
ろ材	硅砂	樹脂ビーズ
ろ過速度	20～25m/h	25～30m/h
洗浄方式	通水方向とは逆から水を流すことによって、ろ材を洗浄する	攪拌機で水流を発生させ、ろ材に捕捉された汚濁物質を剥離、沈降させた後に排水する
洗浄頻度	1回／2日	1回／1日
洗浄排水量※1	72.3m³／回・基	20m³／回・基
基数 ※2	Φ3200mm×8基	Φ3200mm×6基
排水量 ※2	289.4m³／日	124.8m³／日

※1．ろ過機直径Φ3200mm、砂ろ過逆洗時間15分における比較
※2．イルカメインプールによる比較スタディ

オルカ、イルカのプールのろ過機を砂ろ過機とした場合の排水量スタディを Table 5 に、今回採用したＦＭフィルターの排水量を Table 6 に、それぞれまとめた。ＦＭフィルターを採用する事で 627 ㎥/日の排水量削減が見込まれる結果となった。

Table 5 オルカ、イルカろ過機構成（砂ろ過機）

系統	水槽名称	水量 [㎥]	循環回数 [回/日]	循環流量 [㎥/h]	ろ過器（砂ろ過）								
					直径 [m]	基数	全ろ過面積 [㎡]	ろ過速度 [m/h]	洗浄排水量 逆洗 LV	逆洗時間 [min/基]	頻度 [回/d]	㎥/基	㎥/d
オルカ	メイン	3540	10	1475	3.2	8	64.3	22.9	36.0	15.0	0.5	72.3	289.4
	ブリーディング	2523		1051	3.2	6	48.2	21.8	36.0	15.0	0.5	72.3	217.0
	サブ	2146		894	3	6	42.4	21.1	36.0	15.0	0.5	63.6	190.8
	メディカル	292		121	2.6	1	5.3	22.9	36.0	15.0	0.5	47.8	23.9
イルカ	メイン	1318	20	1098	3.2	6	48.2	22.8	36.0	15.0	0.5	72.3	217.0
	ブリーディング	451		376	3.2	2	16.1	23.4	36.0	15.0	0.5	72.3	72.3
	サブ１	194		162	3	1	7.1	22.9	36.0	15.0	0.5	63.6	31.8
	サブ２	386		322	3	2	14.1	22.8	36.0	15.0	0.5	63.6	63.6

合計 1106㎥/日

Table 6 オルカ、イルカろ過機構成（ＦＭフィルター）

系統	水槽名称	水量 [㎥]	循環回数 [回/日]	循環流量 [㎥/h]	ろ過器（ＦＭフィルター）								
					直径 [m]	基数	全ろ過面積 [㎡]	ろ過速度 [m/h]	洗浄排水量 逆洗 LV	逆洗時間 [min/基]	頻度 [回/d]	㎥/基	㎥/d
オルカ	メイン	3540	10	1475	3.2	6	48.2	30.6	–	–	1.0	20.8	124.8
	ブリーディング	2523		1051	3	5	35.3	29.8	–	–	1.0	17.6	88.0
	サブ	2146		894	3.2	4	32.2	27.8	–	–	1.0	20.8	83.2
	メディカル	292		121	2.4	1	4.5	26.9	–	–	1.0	10.6	10.6
イルカ	メイン	1318	20	1098	3.2	5	40.2	27.3	–	–	1.0	20.8	104.0
	ブリーディング	451		376	2.8	2	12.3	30.5	–	–	1.0	15.1	30.2
	サブ１	194		162	2.6	1	5.3	30.5	–	–	1.0	12.7	12.7
	サブ２	386		322	2.6	2	10.6	30.3	–	–	1.0	12.7	25.4

合計 479㎥/日

４．大型水槽の水流シミュレーション

水槽の飼育水をさらに効率よく循環ろ過させるためには、ろ過循環の吐出口、釜場、オーバーフロー、補給水供給口が適切に配置され、各所の流量のバランス良い分布を計画しなければならない。本計画では SOLIDWORKS Flow Simulation を用いた CFD 解析による水流シミュレーションを実施したうえで決定した。吐出口から釜場、オーバーフローへのショートサーキットや顕著な淀み箇所が無いように、また、水槽内は緩やかな時計回りの水流になるように配慮した。

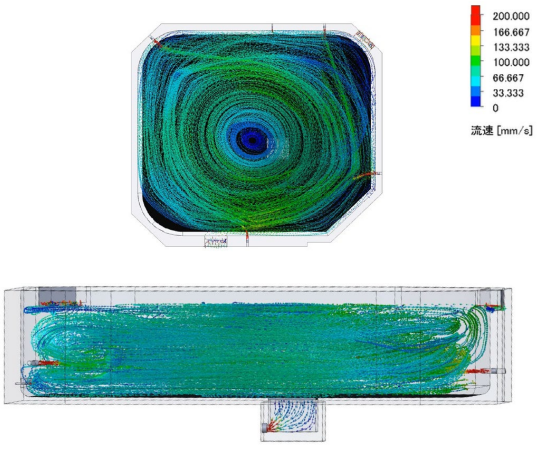


Fig 5 イルカサブプール水流シミュレーション

５．カスケード利用

飼育水に求められる水質のグレードは無脊椎動物（クラゲ等）＞魚類＞鰭脚類（アシカ・アザラシ等）・鯨類（イルカ・オルカ）という順で高く、生物由来の汚染の程度はその真逆となっているので、カスケード利用によって水使用量の削減を図った。具体的には、①魚類水槽のオーバーフロー排水を海獣系水槽の補給水に利用（278 ㎥/日）②イルカオーバーフロー排水を海獣系水槽ろ過機の逆洗水に利用している（81.6 ㎥/日）　Fig 6 に飼育海水の給排水全体フローを示す。これらにより 360 ㎥/日の排水量削減が見込まれる。

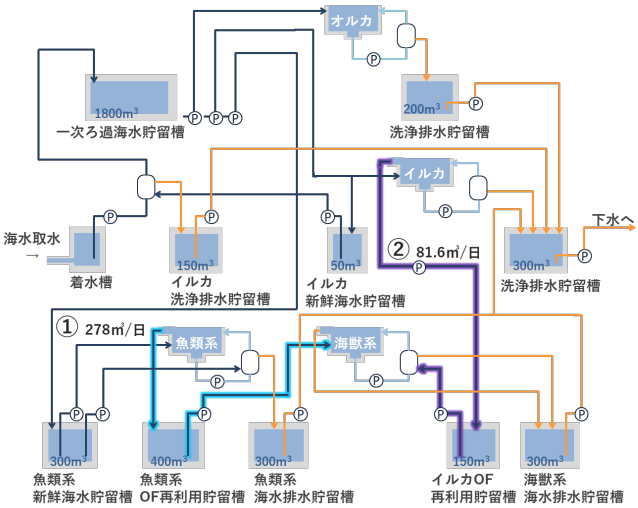


Fig 6 飼育海水全体フロー

６．まとめ

オルカ・イルカ用ろ過機にＦＭフィルターを採用する事で従来技術の砂ろ過に比べて 627 ㎥/日、飼育水のカスケード利用によって 360 ㎥/日の節水効果となり、施設全体の飼育海水使用量としては 42%削減の見込みとなった。

また、安定した海水や淡水が得られる取水システムに加え、水流シミュレーションによってろ過循環の効率を最大限発揮できるように配慮した。今後は 2024 年 6 月に予定されている施設開業後に運用データを収集し、水運用状況の検証を実施していく予定である。

参 考 文 献

1) 磯舜也ら：取水設備と前処理, 日本海水学会誌 35 巻 4 号（1981）
2) 鈴木孝明：浄化処理技術と実態, 活魚大全（1990）
3) 矢野孝一:特殊設備計画 水族館, 建築設備集成 11（1992）
4) 岩泉孝司:水族館の水処理施設と水質管理, 空気調和・衛生工学会誌 67 巻 7 号（1992）
5) 忠田浩:水族館の生物飼育設備, 建築設備と配管工事（2007）
6) 坂本馨：生きているミュージアム・NIFREL の Life Support System について, 給排水設備研究会誌 36 巻 2 号（2019）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

室内人員密度を用いた空調のフィードフォワード制御手法の検討
Study of feed forward control method for package air conditioner using indoor personnel density

○青 野　真 和（(株)竹中工務店）　　小 山　健 太 郎（(株)竹中工務店）
安 心 院　智（(株)竹中工務店）
Masakazu AONO*1　Kentaro OYAMA*1　Satoshi AJIMI*1
*1　TAKENAKA corporation

はじめに

近年、ABW（Active Based Working）のように仕事内容や気分に応じて、働く時間、場所を自由に個人が選択できる働き方も注目されている。個人が自由に働く時間、場所を選択できることで、従来よりもオフィス内の利用エリアに偏りが生じる可能性がある。それによりに空調負荷に偏りが生じたり、発停操作も細やかなゾーニングが求められたりする。そのため、エリアによっての在/不在の偏り、在室人数の増減に伴う発熱量の変化に対応して空調する必要がある。

一般的なパッケージ型空調機は吸い込み温度に応じて、風量を変動させるため、オフィスや共創スペースにおいて、打ち合わせ時や休憩前後など、急激に人数増減が発生する可能性がある場面におい人数増減による発熱量の変化より室温が変化し、その室温に対して空調機出力が増加する。そのため、オフィスや共創スペースにおいて、打ち合わせ時や休憩前後など、急激に人数増減が発生する可能性がある場面に、室温が設定温度を外れて変動し、一時的に居住者が不快に感じる可能性がある。一方、人数変動の情報を用いて空調のフィードフォワード制御を行うことで、発熱量変化による室内の気温変化が出る前に空調制御を行うことができる。

本稿では、カメラセンサにより室内人員密度を測定し、在室人数に合わせた空調を制御する手法を検討する。カメラセンサ制御と吸い込み温度制御での室内温熱環境比較を行った。

1．システム概要と目的及び対象建物

1.1　システム概要

カメラセンサを使用した空調制御の模式的な制御のイメージ図をFig. 1に示す。使用するカメラセンサは、画像解析により対象範囲の人員密度を人数レベルとして出力することができる。一つのカメラ当たりで制御できる対象範囲は9 m×9 mの範囲であり、人数レベルを0～40まで検出することができる。1レベルがおよそ1人を示している。人数レベルには 20 %程度の誤差がある。

カメラセンサから出力された人数レベル情報を、制御装置で演算し、急、強、弱の風量設定の制御信号として空調室内機に送ることで、人数レベルに応じた風量制御を行うことが可能である。本システムにおいて、制御対象の空調機は、電気式ヒートポンプパッケージエアコン（以下 EHP）の4方向天井カセット式の室内機である。

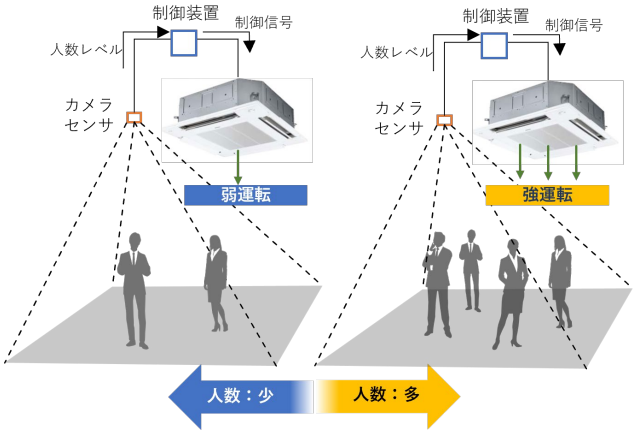


Fig.1　システム概要イメージ

1.2　従来制御とカメラセンサ制御について

天カセ4方向吹出のパッケージエアコンにおいて、冷房時に風量設定を自動モードにした場合の運転状態をTable.1に示す。吸込温度と設定温度の差に対して、弱、強、急の風量制御を行う。一方でカメラセンサ制御では、吸込温度ではなく、人数レベルによって運転条件を決定する。そのため、吸込温度が上昇する前に人数変動に対応して風量制御を行うことができる。Fig.2 に冷房時に人数が増加した状態を例に、人数増減と風量設定と室温変化のイメージを示す。

Table.1　自動モードにおける風量条件（冷房時）

吸込温度と設定温度の差	運転条件
0～1℃	弱運転（62%）
1～2℃	強運転（76%）
2℃以上	急運転（100%）

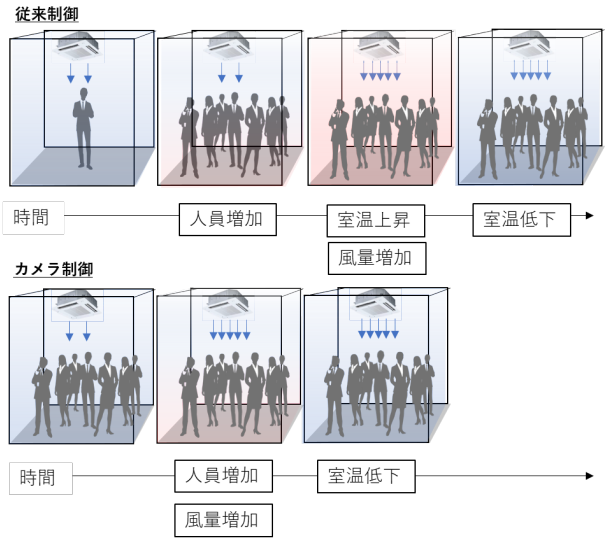


Fig. 2　従来制御とカメラ制御の室温変化イメージ

1.3 対象建物

1.2 に示したカメラセンサ制御のシステムを現在建設中の建物に実装予定である。対象建物のうち１フロアの平面を Fig. 3 に示す。南北のオフィスエリア及び、中央の共創ペースに実装予定である。ともに天井高は 2.8 m である。オフィスはフリーアドレスに伴い人員移動が発生しやすく、共創スペースは用途が多岐にわたることから、人員変動が多いことが想定される。

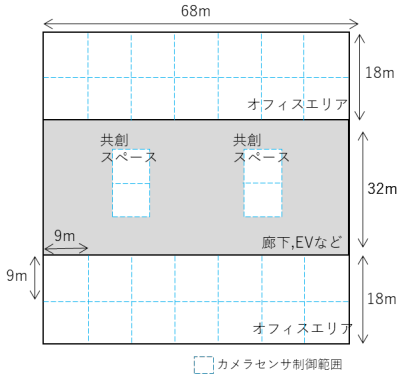


Fig. 3　対象建物平面イメージ

2．数値/気流シミュレーション

2.1 目的及び計算条件

対象建物の条件においてカメラセンサ制御を実装するにあたり、人数レベルに対する風量設定の条件を決定する必要がある。本稿においては、Table.2 の条件で数値シミュレーションを行った。人数レベル 10 を閾値とし、１～９の時は従来同様の自動運転、10 以上の時には急運転になる設定とした。 加えて、実空間においては、空調機の配置、室内の温度分布も考慮する必要があるため、気流シミュレーションを行い、従来制御とカメラセンサ制御の比較を行った。

Table. 2　カメラセンサ制御の風量制御条件

人数レベル	風量設定
0	0
1～9	自動運転
10～40	急運転（100%）

2.2　数値シミュレーション

2.2.1　計算条件

カメラセンサー台での制御範囲にあたる 9 m×9 m×高さ 2.8 m のエリアにおいて、4.65 kW の発熱量（在室人員 15 人相当）で非空調の空間を想定して、室内の熱負荷の変動、その熱負荷に伴う室温上昇を予想した。計算上での定数は Table. 3 に示す。従来制御は Table. 1 の条件で風量制御をした場合、カメラ制御は Table. 2 の条件で風量制御をした場合の室温の変動を示している。吹出温度制御については、吸込温度-設定温度の値が-1℃以下であると、空調機はサーモ OFF となり送風運転となり、吸込温度-設定温度が+1℃以上になるとサーモ ON になり冷房運転となる。

Table. 3 発熱量推定での定数

空気比熱	1	kJ/(kg・K)
空気密度	1.3	kg/m^3
容積	226.8	m^3
人数レベル	15	-
内部発熱	4.65	kW
計算間隔	30	秒

2.2.2　計算結果及び考察

計算結果を Fig. 4 に示す。従来制御の場合、室温-設定温度が 1～2℃の時は、処理熱量より、発熱量のほうが大きいため、室温が上昇する。それぞれのグラフで、室温と設定温度との差分を平均すると、従来制御では 1.4℃、カメラセンサ制御では 0.6℃となり、カメラセンサ制御の方が設定温度との差が小さいことが分かる。

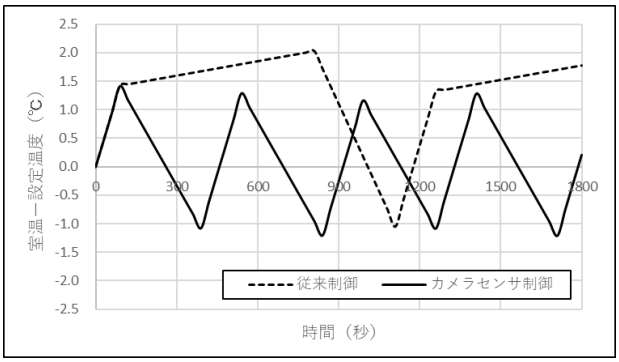


Fig. 4　従来制御とカメラセンサ制御での温度上昇の比較

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

2.3 気流シミュレーション

2.3.1 計算条件

Flow Designer 2022 を用いて CFD 解析を行った。形状モデルを Fig. 5 に示す。解析領域天井面の対角に天井カセット型のパッケージエアコンを 2 台設置した。計算条件を Table. 4 に示す。夏季の冷房条件を想定した。

初期条件として、人員レベル 1 での温熱環境を定常計算にて解析した。初期条件の結果を Fig. 6 に示す。
その後、Case 1、Case 2 のケースで非定常計算にてシミュレーションを行った。Case 1 は従来制御、Case 2 はカメラセンサ制御での風量条件設定とした。

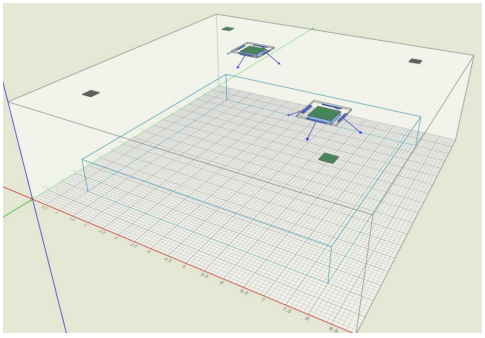


Fig. 5 解析モデル

Table. 4 解析条件

解析領域	9 m×9 m×高さ 2.8 m
要素数	約 300000
空調機能力	7.1 kW×2 台
吹出風速	3 m/s
目標設定温度	26℃
内部発熱	人体負荷　70 W/人 機器負荷　200 W/人 その他負荷　600 W
人数レベル	15（発熱量　4650 W）
計算ステップ	T=1s
計算時間	30 分間

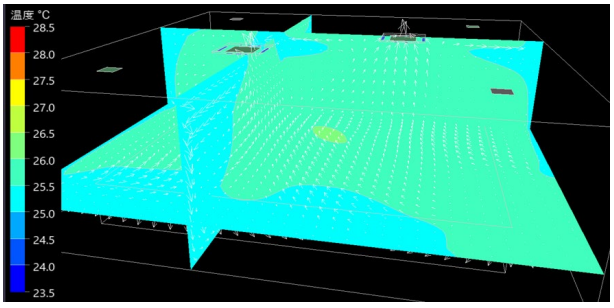


Fig. 6　人員レベル 1 での解析結果（初期条件）

2.3.2 計算結果及び考察

Fig. 5, 6 に Case 1, 2 において初期条件から 30 分後の結果を示す。Fig. 6 に比べ、Fig. 5 のほうが平均的な温度は高くなってきてる。また温度ムラも大きいことがわかる。Case 1、Case 2 における吸い込み温度の時間変動を Fig. 7 に示す。Case 1, 2 ともに発熱量の増加に伴い、吸込温度が上昇するが、Case 2 のほうが早く目標温度の 26℃に近づくことがわかる。また Case 2 では風量が大きいことから温度変化への応答が早いことがわかる。

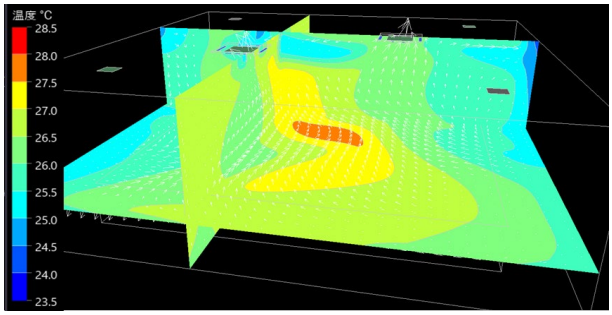


Fig. 5　Case 1 の解析結果

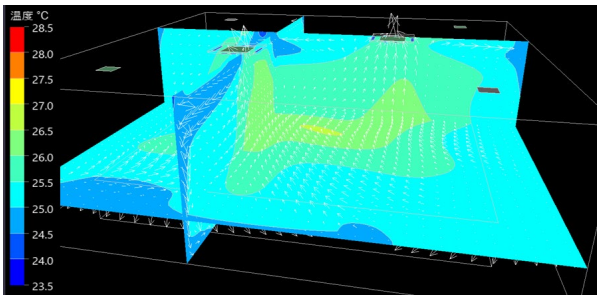


Fig. 6　Case 2 での解析結果

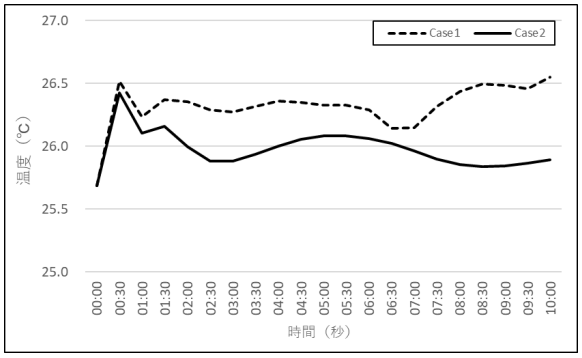


Fig. 7　Case 1 Case 2 の吸込温度時刻変化

3．考察及び結論

2 章の比較結果から、人員レベルに対して風量設定を行うことで、内部発熱増加による一時的な温度上昇を抑えることができることを示した。

4．今後の展望

シミュレーションだけでなく、実環境において人員レベル情報を用いた風量設定と、従来の自動設定を併用して制御を行っていく必要があると考えられる。

また、オフィスエリア全体の温熱環境への影響、潜熱処理について、暖房条件での運用についても考慮する必要があるといえる。さらに、空調機の運転状況の時系列変化をシミュレーションすることが難しく、実運用と異なる可能性があるため、今後検証を進める必要がある。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

逆解析による室内・外部環境を考慮した自然換気用電動窓の開閉制御の検討（第２報）

Research of opening/closing control of motorized windows for natural ventilation considering indoor/external environment by inverse analysis

○伊藤　志歩（竹中工務店）　　安心院　智（竹中工務店）
小山　健太郎（竹中工務店）青野　真和（竹中工務店）　伊勢　司朗（竹中工務店）
Shiho ITO*1　Satoshi AJIMI*1　Kentaro OYAMA*1　Masakazu AONO*1　Shiro ISE*1
*1 Takenaka Co. Ltd.

はじめに

近年、地球温暖化やエネルギー価格の高騰に伴い、建築物に対する省エネルギーの必要性は依然高いままとなっている。建築物においては特に空調に使用されるエネルギーが大きく、オフィスでは建物の全消費エネルギーのうち約４分の１を占めることがある[1)]。空調の消費エネルギー削減方策の１つとして自然換気を導入することで、空気搬送・換気に使われるエネルギーの削減が期待できるため、近年では多くのビルで採用されている。[2)]一方で近年オフィスにおいては従業員の労働環境を改善し、快適性や知的生産性の向上等を目的としたウェルネスに対する取組が積極的に行われている。また、ASHRAEでは機械空調と比較し、自然換気を行う建物の方が在室者の温熱環境に対する快適範囲が大きくなる可能性も示されている。[3)]

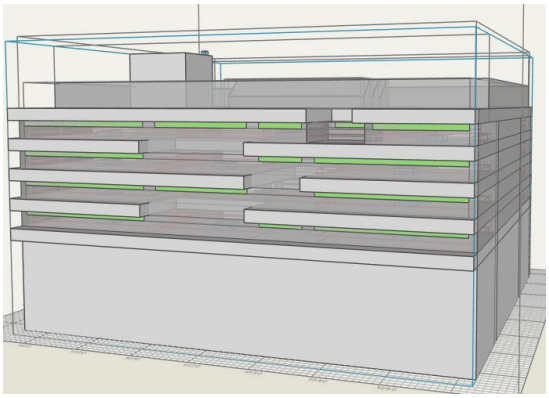


Fig. 1 Analysis model

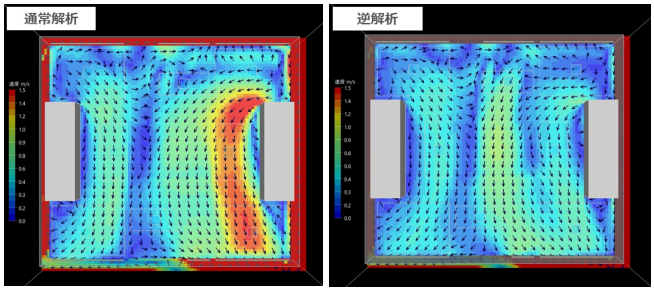


Fig. 1 Comparison of wind speeds[4)]

本稿ではオフィス内の室内温度を検証対象とし、窓の開口率の検討を行う。第１報[4)]ではFig.1に示す地上８階建ての執務室エリアである 5～8 階に計画された自然換気口（電動窓）および建物中央の吹抜において、効果的に自然換気ができ快適な室内風速を形成できるシステムの構築を目的として熱流体解析ソフトウェアを用いて逆解析を行った。Fig. 2 で示すように通常解析で東側にて赤く示されたエリア（風速約 1.5m/s）が、逆解析後には自然換気口の開口率変化により Fig.2 の右図のように水色（風速約 0.5m/s）へと改善することが確認された。しかしながら上記では室内の温熱環境についての検討に至らなかったため本稿により報告を行う。

2. 解析モデル・条件・フロー

2.1　解析モデル・条件

解析モデルの諸条件を Table 1 に示す。建物内部については5～8階の中央部分に4階層を貫く吹抜空間のほか、南北に２階層分の吹抜けが２フロアごとに東西交互に位置している。建物外周部の南北面には自然換気窓が設置され、バルコニーが伸びている。検証対象である室内温

Table 1 Analysis Conditions

【建物概要】		
規模	：	地上8階
建築面積	：	約6,000㎡
延床面積	：	約42,000㎡
用途	：	研究所
【領域条件】		
親モデル解析領域	：	x:2,000m, y:2,000m, z:300m
親モデルメッシュ数	：	669,600
ネスティング解析領域	：	x:94m, y:84m, z:67.5m
ネスティングメッシュ数	：	1,872,306
【外気条件】		
風向	：	南西・北東
風速	：	3.0m/s
温度	：	20℃一定
［ターゲット・発生エリア】		
ターゲットエリア	：	各階8カ所
ターゲット温度	：	24℃
発生エリア	：	各階8カ所
発生エリア発熱量	：	30W/㎡
【自然換気口条件】		
自然換気口	：	計27組
開口率初期値	：	60%（窓全開放時の流量係数を考慮）
最適化条件（開口率変動範囲）	：	0～60%

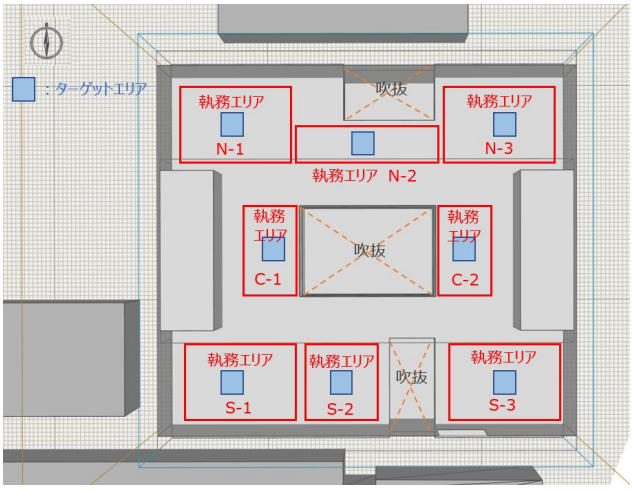


Fig. 3 Analysis model Plan view

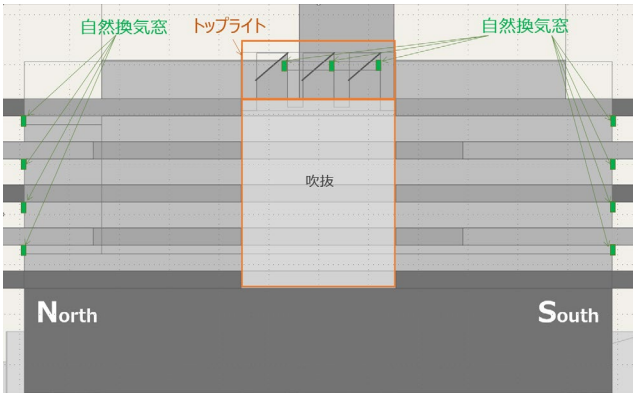


Fig.4 Analysis model Cross section

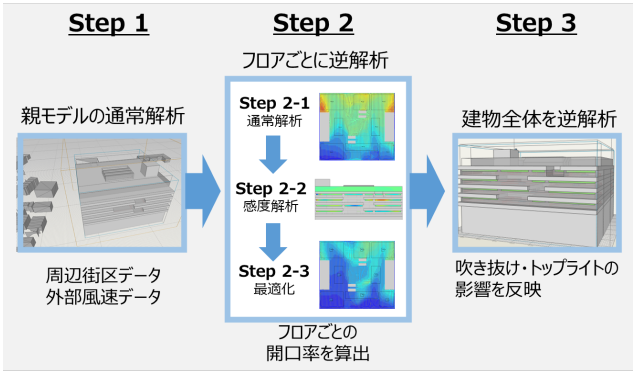


Fig.5 Analysis Flow

度は Fig.3 で示すターゲットエリアに対して目標温度24℃を設定した。Fig.4 で示す通り各フロアの南北面とトップライトに自然換気口を設けている。

2.2 解析フロー

Fig.5 の通り、大きく 3 ステップで構成される。

Step1：周辺街区・外気条件を入力した親モデルを解析し、対象建物の近傍を含んだ子モデル（以降ネスティングと記載）の境界条件を算出する。

Step2：ネスティングのフロアごとに逆解析を行う。逆解析は次の 3 ステップから成る。

Step2-1：通常解析
各フロア水平方向の温度分布を確認する。

Step2-2：感度解析
目標値を設定する。
この手順では目標値に達するために影響度合いの大きい部分が明らかとなる。

Step2-3：最適化
Step2-2 の結果から目標値達成に必要な具体的数値（本稿では開口率）が示される。

Step3：step2 で得られた各フロアの自然換気口の開口率解析結果を初期値として入力し、建物モデル全体の解析を行うことで開口率を決定する。

3. 感度解析結果

前述した解析フローの Step3 における感度解析結果（外気風向南西、建物南面）を Fig. 6 に示す。オレンジ・青で示された部分が室内目標温度に到達するための影響度合いが大きい窓である。すなわち該当箇所の開口率をそれぞれ上げる・下げることにより、ターゲットエリアの温度が目標値に近づく要因となる。一方で青緑～黄緑にて表示された部分は目標温度到達に対しての影響度合いが小さい部分であることが示された。最適化ではオレンジ・青で示された窓の開口率を変化させる解析が行われ、最も目標値に到達する場合の開口率が結果として得られる。

4. 通常解析・逆解析結果比較および考察

外気風向南西における 8F の水平面温度分布を Fig.7 に示す。8 か所に設定したターゲットエリアにおいて温度差は通常解析時に最大で 3.5℃差生じていたが、逆解析では 2.3℃差に軽減されている。また、各風向におけるフロアごとのターゲットエリアの温度を Fig.8 に示す。通常解析と比べ、逆解析では殆どのフロアで温度のばらつきが小さくなっていることが確認できる。温度範囲は風向により異なり、南西で 26～20℃、北東では 20～24℃であった。Fig.9 に水平面温度分布と開口率の逆解析結果の一覧を示す。外気風向が南西の場合、温度分布に似た傾向はみられないが、北東では 5-8F において北側が 20℃付近、南側は 23℃付近と類似した分布になっている。開口率 50%以下の制御が必要な窓数については、風向が北東では 8 カ所、南西で 14 カ所であった。なお風速については、どちらの風向においても建物中央の吹抜近傍で 0.7m/s となり、第 1 報での目標風速 0.5m/s を超える結果となった。

以上より、水平面温度分布は開口率制御によって一様に近づくが、温度帯は風向により異なることが示された。要因については詳細な検討が必要であるが、屋上に設置された自然換気口の向きが影響している可能性が考えられる。屋外から流入した空気は温まりながら建物中央部

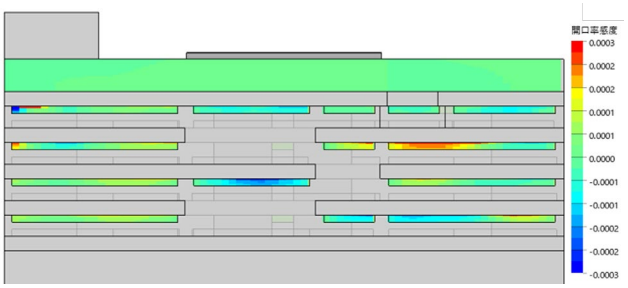


Fig.6 Result (southwesterly wind, South side)

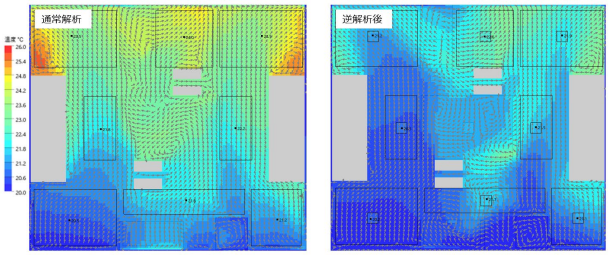


Fig.7 Comparison of temperature on horizontal surfaces

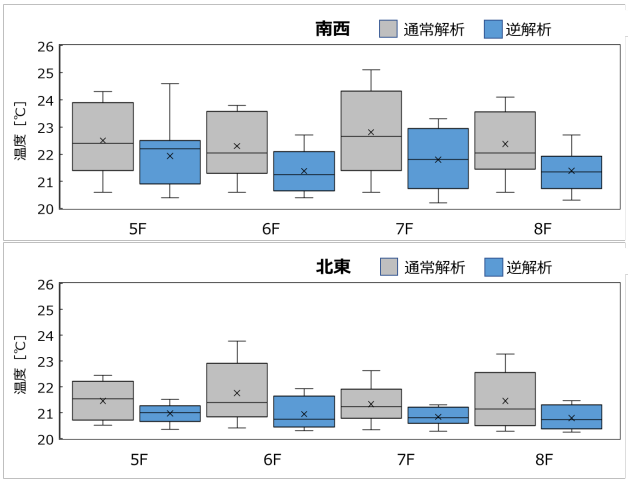


Fig.8 Temperature comparison by wind direction and floor

の吹き抜けを経由しトップライトから流出される。しかし風向が南西の場合、北東と比べるとトップライトからの流出量が少なくなり温まった空気が屋外へ排出しにくくなると推察される。そのため多数の自然換気口にて開口率50%以下とし面風速を上げることで、流出を促し室内温度を一様に近づける結果になったと考えられる。

5. まとめ・今後の展望

本稿では２つの風向において室内温度が一様となるような自然換気窓の開口率を逆解析により検討した。今後の課題として、下記が挙げられる。

1） 風向別の水平面温度分布と開口率の追加検証
2） 室内風速および室内温度を考慮した際の開口率の検討
3） 第１報にて報告したデーターシートへの補完

参 考 文 献

1） 実務者のための自然換気設計ハンドブック、日本建築学会編、技法堂出版、2013年
2） 自然換気・通風の実建物での利用の最新動向、山本佳嗣、日本風工学会誌 第43巻第4号、2018
3） Developing an adaptive model of thermal comfort and preference, ASHRAE Transaction, 1998
4） 逆解析による室内目標風速と外部風速を考慮した自然換気用電動窓の開閉制御の検討、伊勢司朗ら、空気調和衛生工学会梗概、2023年
5） 自然通風の温熱快適性に基づく制御方法と省エネルギー効果　自然通風に関する実測研究　その２、細井昭憲、成田樹昭、須永修通、日本建築学会環境系論文集　第577号、7-12、2004年3月

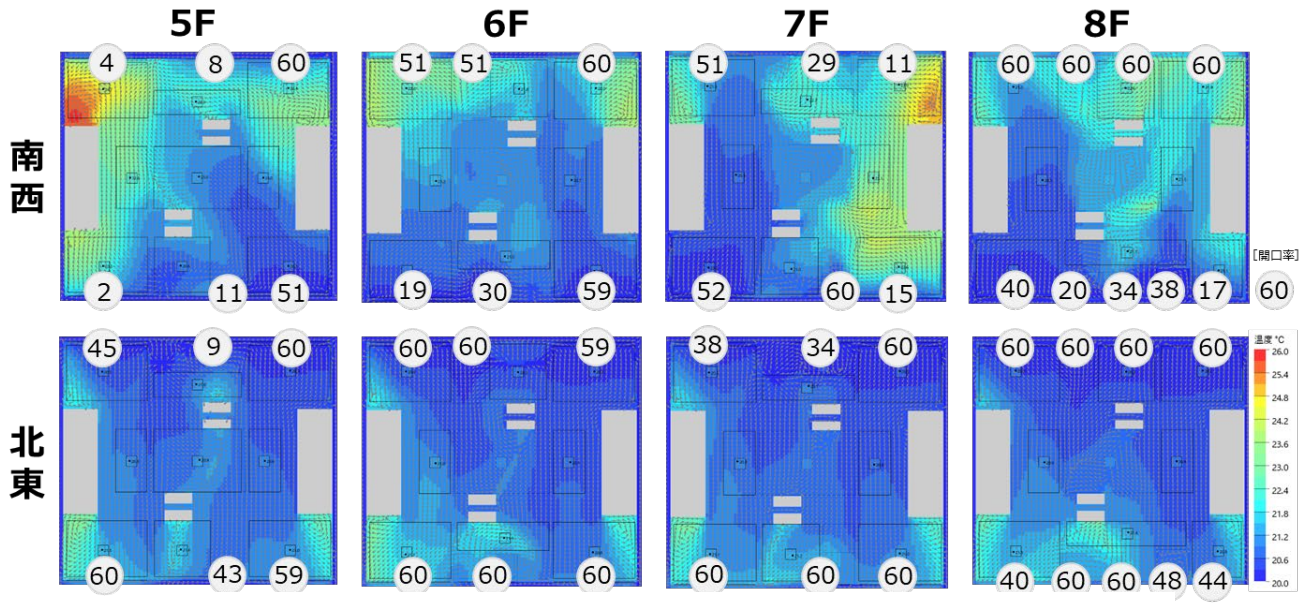


Fig.9 Inverse analysis results of horizontal surface temperature distribution and aperture ratio

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

大規模研究施設における省エネルギー性能の実測評価
Actual evaluation of Energy consumption for Large-scale research facility

○齋藤 悠輔（大林組） 井守 紀昭（大林組） 名倉 宏明（大林組） 田中 光昭（大林組）
稲子 雄大（大林組） 廣嶋 正雄（大気社） 藤澤 拓平（大気社） 伊藤 賢一（大気社）
Yusuke SAITO*1 Noriaki IMORI*1 Hiroaki NAGURA*1 Mitsuaki TANAKA*1
Yudai INAKO*1 Masao HIROSHIMA*2 Takuhei FUJISAWA*2 Kenichi ITO*2
*1 Obayashi Co. *2 Taikisha Ltd.

1．はじめに

本計画は延床面積約94,047㎡(計算対象面積約57,385㎡）の事務所と工場の複合用途の大規模建築であり、設計時の評価においてはNearly ZEB、さらに事務所用途の部分評価では『ZEB』を達成している。本稿では運用段階の実測値から省エネルギー性能を評価したので報告する。

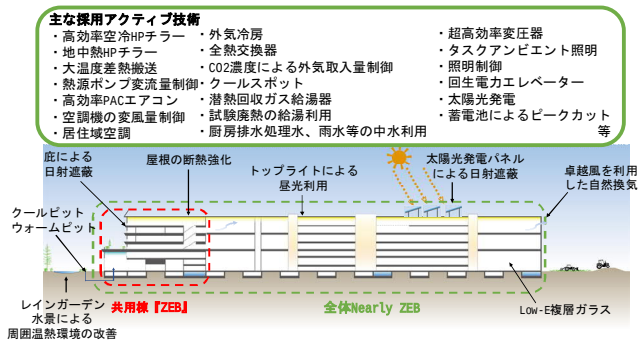


図１　主な導入技術

2．　建物用途毎の運用実績

図２に2022年10月16日から2023年10月15日までの年間一次エネルギー消費量を示す。建物全体としては設計値以上の省エネルギー性能の確認ができたが、事務所用途では実績値の方が大きくなった。

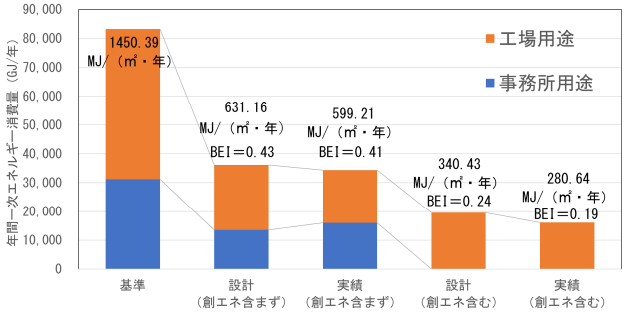


図２　建物用途毎の年間一次エネルギー消費量

3．設備用途毎の運用実績

3.1 空調設備・換気設備

熱源機の平均COPは、空冷HPチラーは冷房時4.0、暖房時4.1で設計値相当であった。一方、地中熱HPチラーは冷房時6.0だったが、暖房時4.1と低く、24時間運転により地中温度の低下の影響がみられた。また、地中熱HPチラー系統の一次ポンプのWTFは9.4と低い数値であり運用改善の余地があると考えられる。二次ポンプのWTFは59.9と高く、実流量による圧力制御の削減効果を確認できた。空調ファン、換気設備は設計値より上回る結果となっていたが、排気ファンの運転時間が4階厨房で設計値2000時間に対し2546時間、トイレは設計値で3133時間に対し8751時間等運転時間に起因していると考えられる。

3.2 給湯設備

電気温水器は電力使用量を取得できなかったため設計値を流用したが、手洗い・流しの給水使用量実績2021m³/年と給湯温度40℃、平均給水温度15℃と仮定すると一次エネルギー消費量は573.4GJ/年程度となり設計値より小さいと考えられる。一方、実験廃熱を予熱に利用したガス給湯器による中央式給湯は実験施設が本格稼働しておらず廃熱を回収できず設計値より大きくなる結果となった。

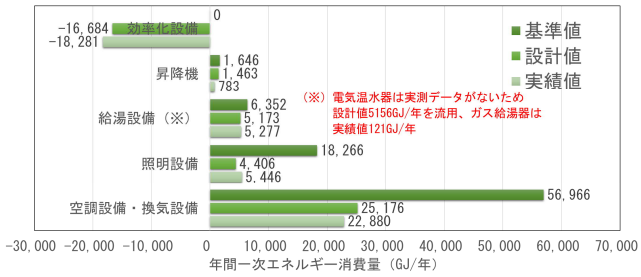


図３　設備用途毎の年間一次エネルギー消費量

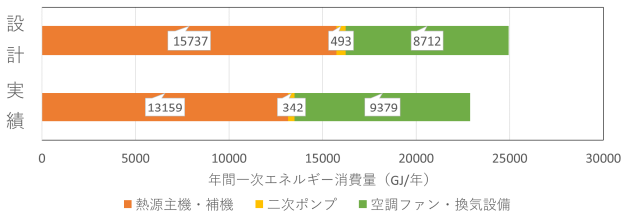


図４　空調・換気設備の用途毎の年間一次エネルギー消費量

4．まとめ

大規模研究施設の一次エネルギー消費量実績から設計時の省エネルギー性能（Nearly ZEBおよび『ZEB』）が確保できていることを確認した。今後は地中熱HPチラーや換気設備の運転の見直しに加え、未利用の実験廃熱や自然換気利用等により更なる省エネルギー性能を発揮できる可能性が示された。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

庁舎における ZEB 化に向けた取り組み
Efforts for Zero Energy Building in the Government Office Building

○本多　順子（大林組）　　古川　和彦（大林組）
Yoriko HONDA *1　Kazuhiko FURUKAWA*1
*1　Obayashi Corp

We will report on the efforts and equipment plans for Zero Energy Building conversion in the joint government office building. Specifically, we report on the utilization of natural energy such as natural ventilation using eco-voids and the adoption of high-efficiency air conditioners. The measurement results will be reported after the start of operation.

はじめに

大阪城公園の西側に位置する大手前地区は、国のブロック機関が入居する合同庁舎等が複数存在し、官庁街を形成している。今回、災害応急対策活動を行う地方ブロック機関を核とする合同庁舎を整備し、将来想定される大規模災害の発生に備えた防災機能の強化、地域と連携した庁舎整備により新たなまちづくり空間やにぎわいの創出等、地域の活性化に積極的に貢献するとともに、効率的な維持管理を図ることを目的に、新合同庁舎の整備が行われた。本報は、本建物の ZEB 化に向けた取り組みの概要について報告する。

１．建物概要

表-１に建物概要、図-１に建物外観パースを示す。

外表面に格子状に現れる構造体の柱と梁は、庇や垂直ルーバーの役割も担い、陰影のある外観を創ることにより、熱負荷を軽減に配慮した計画とした。

図－1　建物外観パース

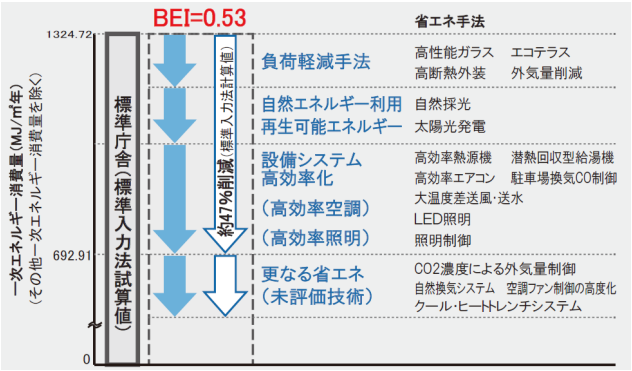
南側の窓は、水平庇を設けることで更に熱負荷を軽減すると共に、光を間接的に室内に導く。執務空間の窓ガラスは全面 Low-E 複層ガラスを採用した。屋上は外断熱仕様とし、更にその上部に設備架台を設けることで、機能性を高めながら屋根面への直射日光の負荷を抑制した。

表－1　建物概要

所　　在	大阪府大阪市大手前３丁目
敷　地　面	6,453.54 ㎡
延　床　面　積	48,901.90 ㎡
建　物　高　さ	72.915m
構　　造	鉄筋コンクリート造、一部鉄骨造
規　　模	地上 14 階、地下１階、塔屋３階
用　　途	庁舎

２．ZEB に向けた取り組み

建築計画の特徴を活かした負荷軽減手法や自然エネルギー・再生可能エネルギーの活用、高効率熱源機器や搬送エネルギーの様々な削減手法、外調機、照明、昇降機の省エネ等、実績の多い手法により、確実な省エネを図り、一次エネルギー消費量を 47%削減（BEI=0.53）とし、ZEB oriented を達成した。図-2 に、一次エネルギー削減量の概略を示す。



図－2　一次エネルギー削減消費量

まとめ

本施設では、既存の技術を効果的に組み合わせることで省エネルギーとなる設計を行い、ZEB oriented を達成した。Coil-to-Coil 再熱方式の外調機、ファンインバータ制御・２ファン化、CO2 制御・全熱交換器及び外気冷房等の手法を適用して、除湿性能の確保や搬送動力の低減及び外気負荷の低減及び自然エネルギー利用を行った。

新庁舎は 2022 年９月末に竣工し、開庁を迎えた。今後運用実績を蓄積して効果の検証を行いながら、実際の運用形態との関係を把握して、さらに最適な運転を模索したい。

最後に、本施設の計画・設計・施工・運用段階のすべてのプロセスにおいて深いご理解とご指導をいただきました関係者の方々に、心より御礼を申し上げます。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

天井ダクト型自然換気口における ダクト経路及びチャンバー形状が圧力損失に及ぼす影響

Effect of Path and Chamber Shape on Pressure Loss through Air Duct in Natural Ventilation

○長谷川　達也（福井大学）　　桃井　良尚（福井大学）
塚見　史郎（日建設計）　　久保　洋香（日建設計）
上岡　弘明(日建設計)

Tatsuya HASEGAWA[*1]　Yoshihisa MOMOI[*1]
Shirou TSUKAMI[*2]　Hirotaka KUBO[*2]　Hiroaki KAMIOKA[*2]
[*1] University of Fukui　[*2] Nikken Sekkei Ltd.

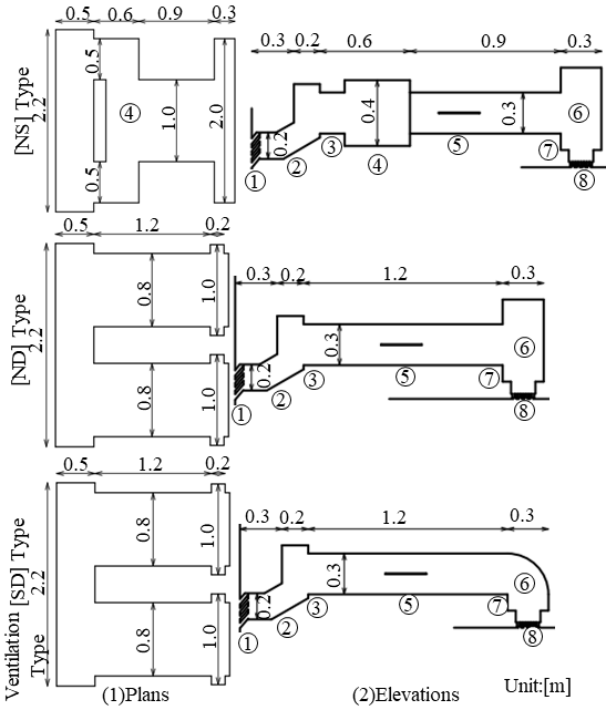
In natural ventilation, prediction of ventilation rate using a discharge coefficient is basically used. The discharge coefficient can be determined by the sum of resistances such as shape and surface friction. However, reference values are currently insufficient for the complex shapes of natural ventilation openings. In this study, the prediction method of the discharge coefficient using a simple method was discussed by comparing with the scaled model experiment and CFD.

1. はじめに

過去約 10 年間に空気調和・衛生工学会[1]及び日本建築学会[2]の大会で発表された自然換気に関わる論文 105 編のうち、流量係数として単純な窓開口に用いられる 0.6 及び 0.65 が使用された論文が 3 割(28 編)で、残り 7 割(77 編)の多くは根拠が不明確な推測値が用いられている。流量係数は自然換気時の換気量を予測する際の重要な値であるが、複雑な形状の開口に対する一般的な推定方法は確立されていない。そこで本研究では、自然換気経路の違いが圧力損失に及ぼす影響を把握するため縮小模型実験を用いた差圧と流量の測定と実験流路を再現した CFD 解析を行った。さらに、ダクトの抵抗係数計算を基に自然換気経路の抵抗係数の予測を行い、実験値及び CFD 解析値との比較を行うことで、簡易抵抗係数計算の有効性を検証することを目的とする。

2. 自然換気経路パターン

図 1 に、本研究で K ビルでの導入を検討している自然換気経路パターンを示す。本研究では、３つの経路タイプを対象に検討を行った。NS はチャンバーが標準 (N) 型でダクトが合流しシングル (S) となる経路、ND はチャンバーが標準 (N) 型でダクトがダブル (D) に分岐する経路、SD はチャンバーが消音(S)型でダクトがダブル (D) に分岐する経路である。これらの各経路パターンに対して、抵抗係数及び流量係数を求めることとする。



①：Louver　④：Diversion/merging duct(only NS)　⑦：Reducer 2
②：Bent　⑤：MD (Motor damper)　⑧：Slit supply opening
③：Reducer 1　⑥：Chamber

Fig.1　Overview of Natural Ventilation routes

3. 縮小模型実験

3.1 実験概要

研究対象のK ビルにおいて、基準階の目標換気量を自然換気口1ユニット当たり(図1の換気経路を1ユニットとする）、500 m³/h とした。模型の縮率を 1/5 とし、実物と模型実験の流れ場の相似を考慮し、目標換気量に対応する実験時の風量を、100 m³/h とした。図2に実験装置を示す。実験装置は自然換気口模型、チャンバー、ダクト、流量計、送風機で構成され、強制排気チャンバー法を用いて実験を行った。縮小模型は図面から作成した 3D データを用いて 3D プリンターで作成した。また、層流域での摩擦による抵抗係数を把握するため、低風量域では測定数を増やし実験を行った。チャンバー内外差圧は、微差圧計(Validyne 製, DP-45)を用いて図2に示すチャンバー中央の内表面4点で測定した。流量はオリフィス流量計により微差圧計を用いて測定した。いずれも 60s 間測定し平均値を記録した。これを 3 回実施し、平均した値を最終的な測定結果とした。

3.2 実験結果

図3に、実験結果を示す。流量Qとチャンバー内外差圧ΔPの関係は式(1)で表される。

$$Q = 1/\sqrt{\xi} \times A\sqrt{2/\rho \times \Delta P} = \alpha A\sqrt{2/\rho \times \Delta P} \quad \cdots (1)^{3)}$$

ここで、流量：Q [m³/s]、抵抗係数：ξ [-]、面積：A [m²]、空気密度：ρ [kg/m³]、前後差圧：ΔP [Pa]、流量係数：α [-]。面積Aを外気取入れ面の開口面積として最小二乗法を用い、流量係数及び抵抗係数を求めた。抵抗係数による圧力損失は、摩擦抵抗(Darcy-Weisbach の式)及び流路の曲がりや急縮小・拡大といった局所形状抵抗の和で表され、層流を仮定すると、抵抗係数は式(2)で表される。

$$\xi = \lambda \times L/D + \Sigma\zeta = 64/Re \times L/D + \Sigma\zeta \quad \cdots (2)$$

ここで、摩擦抵抗係数：λ [-]、管長：L [m] 、管径：D [m]、局所抵抗係数：ζ [-]、風速：u [m/s] 、レイノルズ数：Re [-]。λ=64/Re は、円管における層流域での摩擦抵抗係数であり、Hagen-Poiseuille の式として知られている。レイノルズ数については、式(3)[3)]に示す円管への等価直径を用いて計算を行い、外気取入れ開口面を基準とした。

$$Re = uD/v = (Q/A) \times De/v \quad \cdots (3)^{3)}$$

ここで、風速：u [m/s]、粘動性係数：v [m²/s]、等価直径：De [m]。

実験結果から産出された各自然換気経路パターンの流量係数αは、標準チャンバー型で約 0.24[-]、消音チャンバー型で約 0.27[-]となった。また、形状抵抗係数Cは標準チャンバー型で約 15[-]、消音チャンバー型で約 12[-]という結果となった。

4. CFD 解析

縮小模型実験を再現した CFD 解析を行った。表1に解析条件を示す。前後差圧を流入出面中央2点の差圧とした。解析時の流入出体積流量を3条件とした。また、図4に解析領域および作成メッシュを示す。外気取入れ面、MD 及び吹出面において最小メッシュとなるよう設定した。図5に解析結果を示す。チャンバー形状の違いによる流量係数αの差異はほとんどなく、ダクト経路による

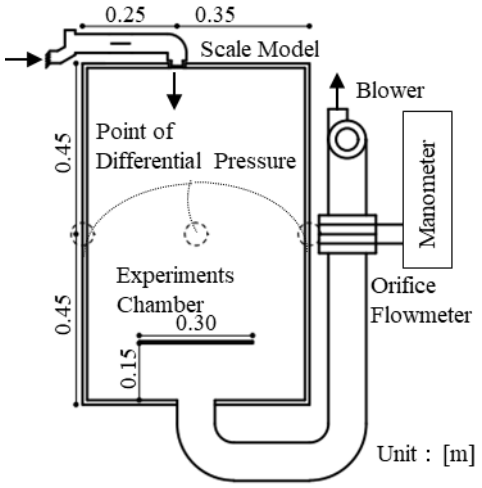


Fig.2 Experimental equipment diagram

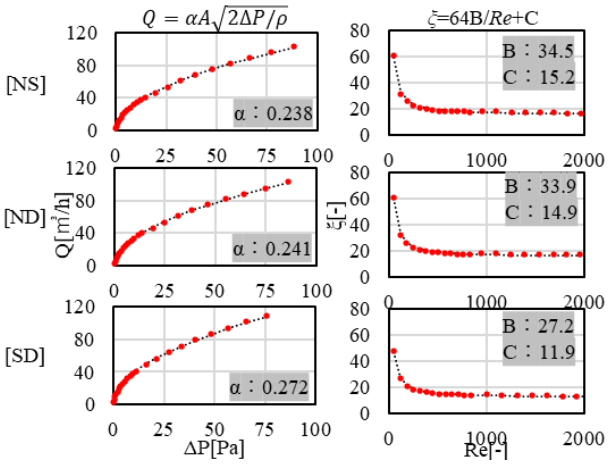


Fig.3 Experimental measurement result (α [-] and ξ [-])

Table.1 CFD conditions

Analysis Soft		scFLOW v2022.1
Turbulence Model		SST k-ω model
Algorithm		SIMPLEC
Discretization Schem for Advection Term		1st and 2nd order up wind
Steady state judgment		10^{-4}
Octree size		7 Level
		Min 1 mm ~ Max 64 mm
Boundary layer	Total Number of Layers	4
	Thickness of First Layer	0.2 mm
Total Number of Cells		Approximately 2,000,000
Flow rate		12, 30, 60 [m³/h]

差異が僅かにあることが確認された。また、抵抗係数 C に関してもダクト経路の違いによる差異が約 3[-]であり、チャンバー形状による差異は約 0.1[-]であった。図 6 に断面の風速コンターを示す。ND や SD では外気取入れガラリから MD 部まで比較的スムーズに流れているのに対し、NS では水平方向にも複雑に流れが蛇行している。

5. 抵抗係数の推定

一般にダクト配管の圧力損失を求めるのに用いられる計算方法を用いて、抵抗係数の推定を行った。局所形状抵抗は、自然換気経路の部位ごとに、メーカー値若しくは値が不明な部位においては文献値[4)5)]を使用した。これらは円管など一様に流れる断面を想定している。局所形状抵では圧力損失を求める式における風速変化の影響を考慮した式(4)を用いて、開口面積の形状抵抗係数を求めた。図 7 及び表 2 に、形状抵抗計算の結果を示す。

$$\xi = \zeta_i \times (u_i/u_0)^2 = \zeta_i \times (A_0/A_i)^2 \quad \cdots(4)$$

ここで、局所部分風速：u_i [m/s]、開口風速：u_0 [-]、局所断面積：A_i [㎡]、開口面積：A_0 [㎡]。

表 2 において、標準チャンバー型の部位⑥での局所形状抵抗係数 ζ_i では、CFD 結果からチャンバー形状の差異がほぼ 0 であることから消音チャンバー型と同値を用いた。また表 2 より、ND 及び SD において実験値と異なり大きな差異は見られなかった。また、ダクト経路差による差異は約 4 程度であり、シングルダクト型の部位④の形状抵抗による差異であることが確認された。

また、ダクト経路各部位で、管径と流速が変化するため、レイノルズ数が異なる。このことを考慮し、式(3)に代入する管長に、式(5)に示す管径と面変化による補正を行い、基準面相当管長 L_0 を算出した。

$$L_0 = \Sigma L_i \times A_0/A_i \times (De_0/De_i)^2 \quad \cdots(5)$$

ここで、基準面相当管長：L_0[m]、部位の長さ：L_i[m]、基準面面積：A_0[m²]、局所面積：A_i[m²]、基準面等価直径：De_0[m]、部位の等価直径：De_i[m]。

表 3 に、基準面相当管長の計算結果を示す。ガラリ開口面を基準とした円管として摩擦抵抗を求めると、経路全体においてガラリ開口面が最も狭い部分であることから、実際の経路長より短くなることが確認された。

表 4 に、実験、解析、計算による抵抗係数をまとめて示す。また、図 8 に、ダクトのレイノルズ数に対する抵抗係数をプロットして比較した結果を示す。標準チャンバーダブルダクト型(ND)の実験結果において、CFD 解析結果やダクト計算結果に比べ局所形状抵抗が大きいことが確認された。これは 3D プリンタによる模型作成段階において、模型の部分厚さの不均一さによる造形精度が影響し、形状抵抗が大きくなったと考えられる。一方、標準チャンバー・シングルダクト(NS)及び消音チャンバ

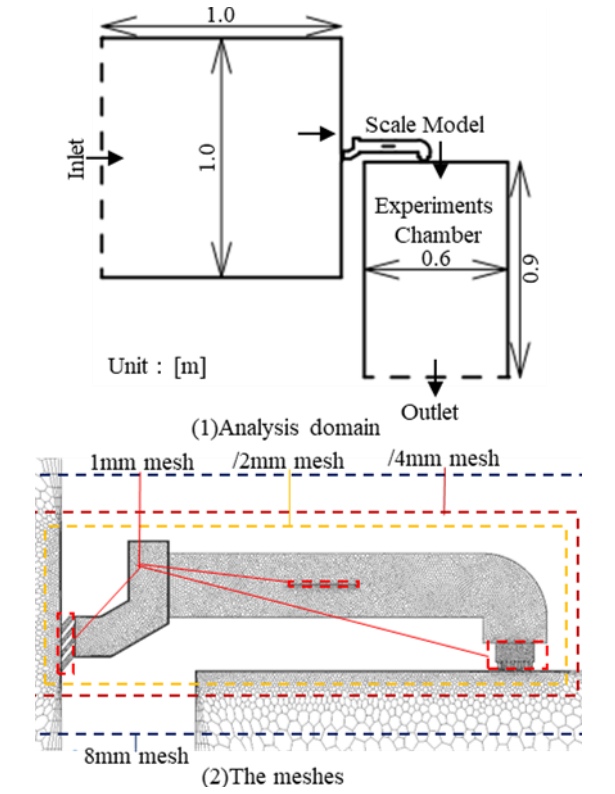


Fig.4　CFD analysis domain and meshes

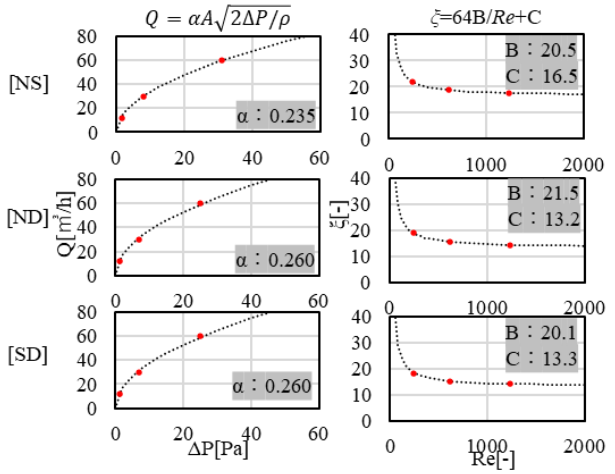


Fig.5　CFD analysis result(α [-] and ξ [-])

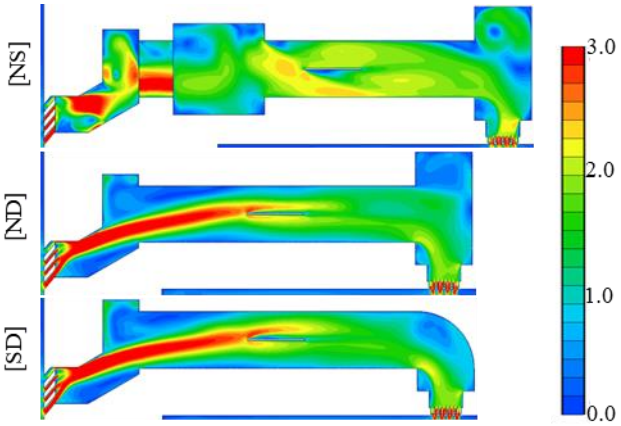


Fig.6 Flow velocity distribution for each shape type [m/s]

ーダブルダクト(SD)については、実験結果、CFD 結果、ダクト計算のいずれにおいても近い結果を示した。

Table.2　Shape resistance coefficient calculation results of each part

Part	NS				ND				SD			
	ζ_i	A_i	A_0/A_i	ξ_i	ζ_i	A_i	A_0/A_i	ξ_i	ζ_i	A_i	A_0/A_i	ξ_i
	[-]	[㎡]	[-]	[-]	[-]	[㎡]	[-]	[-]	[-]	[㎡]	[-]	[-]
①	3.70	0.24	1.00	3.70	3.70	0.24	1.00	3.70	3.70	0.24	1.00	3.70
②	1.85	0.35	0.69	0.89	1.85	0.35	0.69	0.89	1.85	0.35	0.69	0.89
③	0.34	0.25	0.98	0.32	0.24	0.40	0.61	0.09	0.24	0.40	0.61	0.09
④	4.20	0.25	0.98	4.01								
⑤	0.08	0.25	0.98	0.08	0.08	0.40	0.61	0.03	0.08	0.40	0.61	0.03
⑥	1.30	0.50	0.49	0.31	1.30	0.40	0.61	0.48	1.30	0.40	0.61	0.48
⑦	0.18	0.50	0.49	0.04	0.18	0.40	0.61	0.07	0.18	0.40	0.61	0.07
⑧	2.78	0.15	1.64	7.44	2.78	0.15	1.64	7.52	2.78	0.15	1.64	7.52
ξ			Σ	16.8			Σ	12.8			Σ	12.8

Table.3　Frictional resistance calculation results of each part

Part	NS				ND				SD			
	L_i	A_0/A_i	D_0/D_i	(5)	L_i	A_0/A_i	D_0/D_i	(5)	L_i	A_0/A_i	D_0/D_i	(5)
	[m]	[-]	[-]	[m]	[m]	[-]	[-]	[m]	[m]	[-]	[-]	[m]
①	0.08	1.00	1.00	0.08	0.08	1.00	1.00	0.08	0.08	1.00	1.00	0.08
②	0.42	0.69	0.18	0.01	0.42	0.69	0.18	0.01	0.42	0.69	0.18	0.01
	0.75	0.69	0.28	0.04	0.60	0.69	0.28	0.03	0.60	0.69	0.28	0.03
④	0.75	0.69	0.22	0.02								
Duct	1.68	0.98	0.14	0.03	1.18	0.61	0.14	0.01	1.05	0.61	0.14	0.01
⑤	0.25	0.98	0.27	0.02	0.25	0.61	0.25	0.01	0.25	0.61	0.25	0.01
⑥	0.41	0.49	0.12	0.00	0.41	0.61	0.14	0.00	0.20	0.61	0.14	0.00
	0.75	0.49	0.22	0.02								
⑦	0.11	0.82	0.19	0.00	0.11	0.82	0.21	0.00	0.11	0.82	0.21	0.00
⑧	0.10	1.64	0.72	0.09	0.10	1.64	0.72	0.09	0.10	1.64	0.72	0.09
			Σ	0.31			Σ	0.24			Σ	0.23
			L/D	5.68			L/D	4.39			L/D	4.31

Table.4　Prediction results of discharge coefficient and flow resistance

		α	B(L/D)	C(ξ)
[NS]	Cal(Table.4,5)		5.68	16.8
	CFD(Table.3)	0.236	20.5	16.5
	Exp(Table.1)	0.238	34.5	15.2
[ND]	Cal(Table.4,5)		4.39	12.8
	CFD(Table.3)	0.260	21.5	13.2
	Exp(Table.1)	0.241	33.9	14.9
[SD]	Cal(Table.4,5)		4.31	12.8
	CFD(Table.3)	0.260	20.1	13.3
	Exp(Table.1)	0.272	27.2	11.9

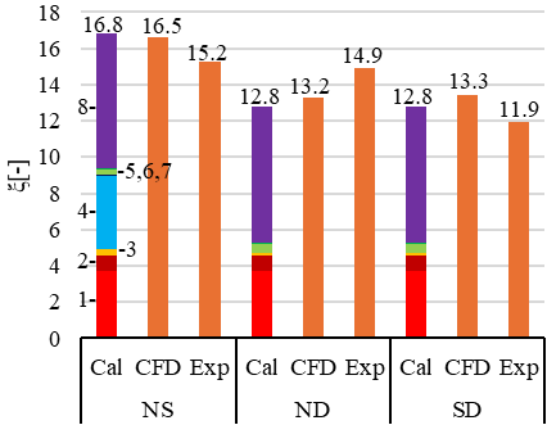


Fig.7　Shape resistance calculation result

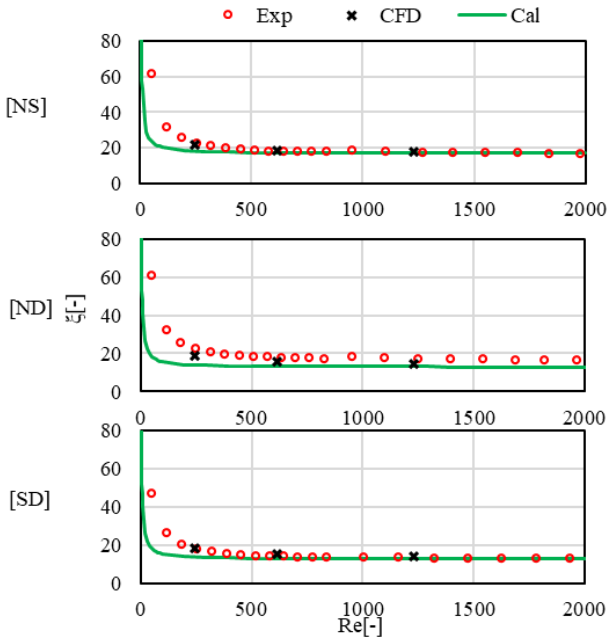


Fig.8　Comparison of results among exp, CFD and cal.

おわりに：

本研究では縮小模型実験による圧力損失の測定を行った。また、CFD 解析を行い、ダクトの抵抗係数計算を行った。ダクト抵抗係数計算による予測では、摩擦による抵抗係数が過小評価されたが、流量係数への影響はわずかであるため、簡易計算による抵抗係数の予測は有用であることが示された。今後、摩擦抵抗の簡易予測の改善及び消音チャンバーにおける内面粗度による再現等を行っていく予定である。

参 考 文 献

1)　空気調和・衛生工学大会学術講演論文集、(2013-2022)
2)　日本建築学会大会学術講演梗概集、(2014-2022)
3)　田中俊六、岩田利枝、武田仁、寺尾道仁、土屋喬雄、秋元孝之:最新　建築環境工学[改訂 4 版]、pp. 161-166、2020. 2.
4)　石原正雄、建築換気設計、1969
5)　日本機械学会、技術資料 管路・ダクトの流体抵抗、1980

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

立位人体表面の風速・対流熱伝達率・静圧の測定
Measurement of Air Velocity, Convective Heat Transfer Coefficient, and Static Pressure on Surface of Standing Human Body

○南 條 莉 花（福井大学）　桃 井 良 尚（福井大学）
宮 本 征 一（摂南大学）　義江 龍一郎（東京工芸大学）
Rika NANJO*1　Yoshihisa MOMOI*1　Seiichi MIYAMOTO*2　Ryuichiro YOSHIE*3
*1 University of Fukui　*2 Setsunan University　*3 Tokyo Polytechnic University

In order to clarify the effect of the air velocity, convective heat transfer coefficient (CHTC) and static pressure on each part of the human body surface when exposed to various air flow in the standing posture, experiments were conducted using a thermal manikin (TM) with controllable heat generation. In this paper the distribution of the air velocity ratio (AVR), convective heat transfer coefficient (CHTC), and coefficient of wind pressure (Cp) on each part of human body was discussed, and the convective heat transfer coefficient (CHTC) was compared with the previous studies.

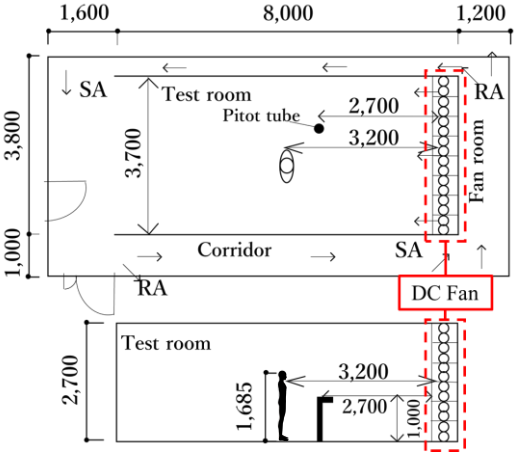
はじめに

気流は人間の温冷感に大きく影響する非常に重要な環境要素であるが、未だにその感覚知覚メカニズムは正確には解明されていない。そこで、本研究ではこの気流感が主に人体皮膚表面の風速・対流熱伝達・静圧によって生じると仮定し、実験及び CFD 解析によって得られるこれら「物理量」と、被験者実験によって得られる「心理量（人体各部位別の気流感申告）」との関係性を把握することで、人間の気流に対する感覚知覚メカニズムを明らかにすることを最終目標としている。本論文では、その基礎段階として、立位姿勢のときの人体各部位の風速・対流熱伝達率・静圧を測定し、その物理量分布を詳細に把握し、考察を行うことを目的とする。

1．立位姿勢における実験

1.1 実験概要

Fig.1 に示す東京工芸大学風工学研究センターのアクティブ制御マルティファン人工気候室において、サーマルマネキン（Newton 20-Zone Sweating Thermal Manikin, 米国 MTNW 社製、以下 TM とする）を用いて、TM 表面の風速・対流熱伝達率・静圧を測定した。Fig.2 に示す TM 表面の測定点に 3cm 角の輻射熱センサ（CAPTEC 製, 輻射センサーRF）、1cm 角の熱流センサ（江藤電気製, S11A）、無指向性の風速プローブ（日本カノマックス製, Model6333, プローブ: 0976-15）を設置し、1 秒間隔で 1 分間、熱流・風速・表面温度を同時測定した。また、熱流と表面温度については TM から出力される値も 10 秒間隔で記録した。圧力については、チューブ、パテ、大判絆創膏で構成された 10cm 角の段差が滑らかな風圧口を TM 表面に付けて静圧を、TM 横に設置したピトー管を用いてアプローチ風の動圧を同時測定した。いずれも切替器を介して微差圧計（Validyne 社製, DP45）に接続し、各測定点を切り替えながら順次 100Hz で 30 秒間測定した。Table1 に、実験条件を示す。



Unit：mm

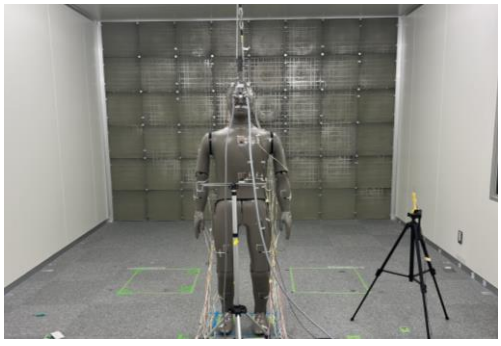


Fig.1 Test room

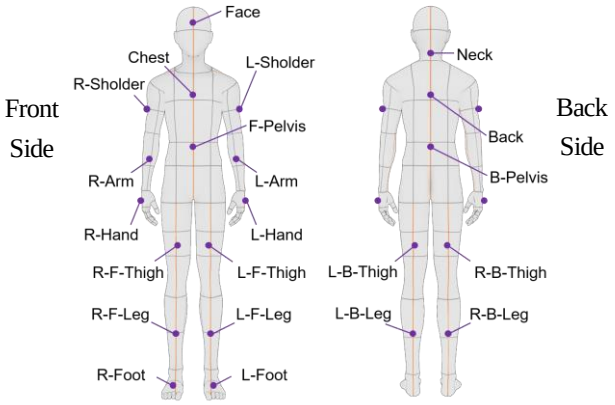


Fig.2 TM shape and measurement point

Table1 Experimental conditions

Air flow Direction	Forward , Side , Backward flow
Air flow Velocity	0 , 0.25 , 0.5 , 1.0 , 2.0 m/s
TM surface Temperature	34.0°C or non-heated
Test room Temperature	26.0°C

1. 2 人体表面の風速測定結果

Fig.3 に、正面流における人体表面の局所風速をアプローチ風速で除した風速比（AVR）分布を示す。0.25m/s の低風速では、特に後流域（BACK）で他の風速条件より値が大きくなる傾向が見られたが、これは人体発熱による熱上昇流の影響を大きく受けたためと考えられる。一方、0.5m/s 以上の風速条件では値はほぼ一致しており、アプローチ風に対して熱上昇流の影響が小さいことが考えられる。また、Hand 等の側流域（SIDE）では剥離流の影響により、高風速条件でも値が 1 を超えたと考えられる。

Fig.4 に、2.0m/s 条件時での正面・側面・背面流の AVR 分布を示す。正面・背面流に比べて側面流の値は 1 を大きく超える部位が多く見られた。これは、側面流ではほとんどの部位で、先述した剥離流の影響を受けたためと考えられる。

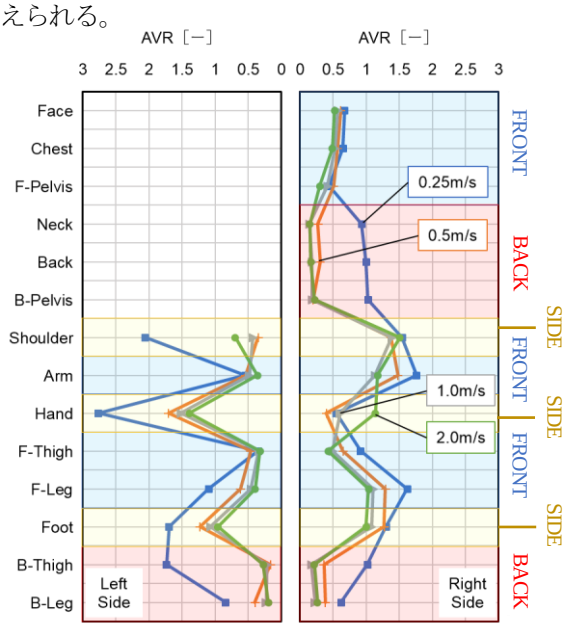


Fig.3 AVR for forward flow at each body part

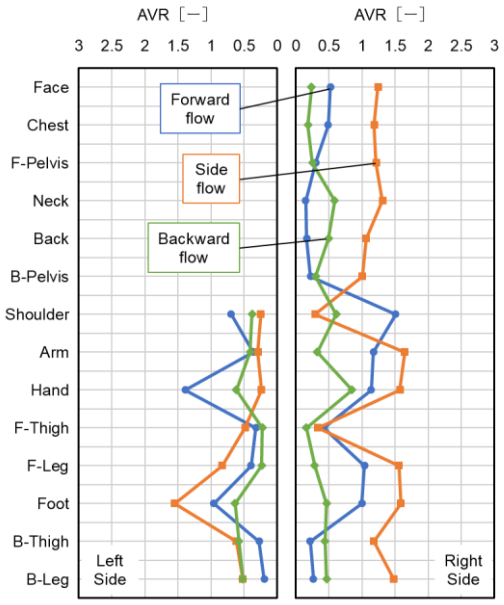


Fig.4 AVR (2.0m/s) for all direction at each body part

1. 3 人体表面の対流熱伝達率測定結果

Fig.5,6 に、正面流における人体表面の対流放熱量を表面温度と室温の差で除した対流熱伝達率（CHTC）分布を局所値（熱流センサ値ー輻射熱センサ値）と部位平均値（TM 出力値ー輻射熱センサ値）でそれぞれ示す。なお、全身の CHTC は、各部位の CHTC に面積重み付け平均を施して算出した。局所値も部位平均値のいずれも Neck 等の上半身の後流域では、低風速条件において値はほとんど上昇せず、1.0m/s 以上の風速条件で急激に増加する様子が見られた。これは、風速比と同様、低風速条件では熱上昇流の方が正面流より影響が大きいためと考えられる。また、部位平均値の方は局所値に比べて、小さくなる傾向が見られた。

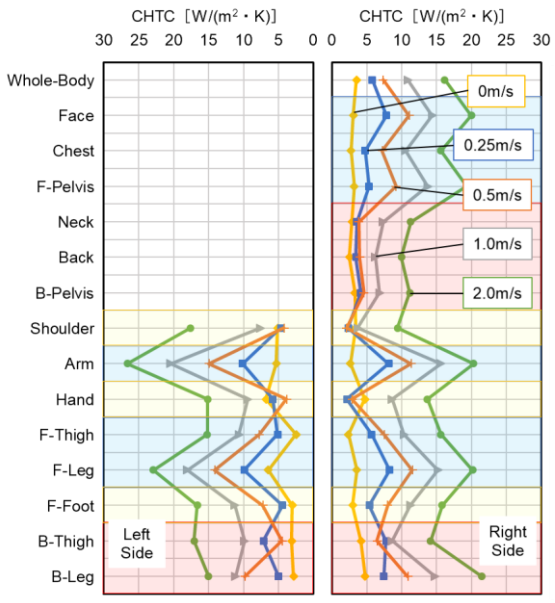


Fig.5 Local CHTC for forward flow at each body part and whole body

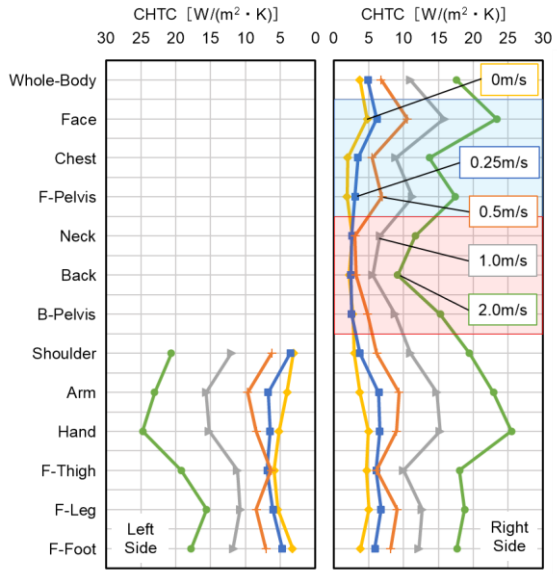


Fig.6 Average CHTC for forward flow at each body part and whole body

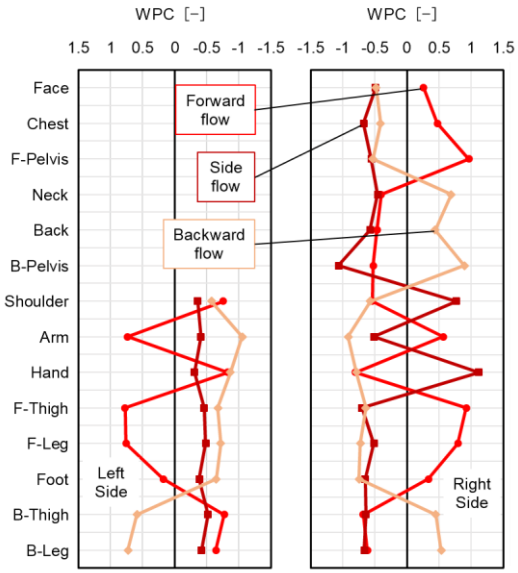


Fig.8 Cp (2.0m/s , heated) for all direction at each body part

1. 4 人体表面の静圧測定結果

Fig.7 に、正面流における人体表面の静圧をアプローチ風の動圧で基準化した風圧係数（Cp）分布を示す。ただし、0.25m/s 条件は、静圧測定値が非常に微差圧となり、Cp の値が正しく算出できなかったため省略している。1.0m/s, 2.0m/s では発熱・非発熱条件にほとんど差異はないのに対して、0.5m/s 発熱条件では非発熱条件に比べて、全体的に静圧が負側にシフトする傾向が見られた。このことから、0.5m/s までの低風速では、熱上昇流が支配的となり、静圧が低下すると考えられる。

Fig.8 に、2.0m/s 発熱条件時での正面・側面・背面流の風圧係数分布を示す。風上側で直接アプローチ風を受ける部位（正面流の F-Pelvis, F-Thigh、側面流の Hand, Shoulder、背面流の B-Pelvis）では Cp が概ね 1 になっている。また、風下側となる部位ではいずれの風向条件でも Cp は-0.5～-1.0 の値を示している。

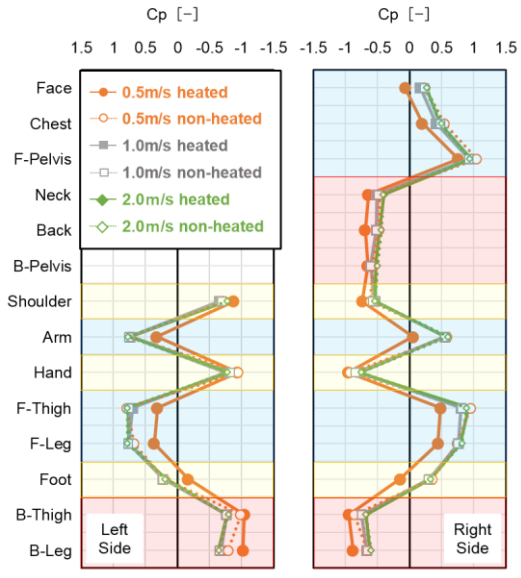


Fig.7 Cp for forward flow at each body part

2．風速に対する CHTC の関係

Fig.9 に、正面流における Face と Neck の CHTC とアプローチ風速の相関図を示す。いずれの部位も正の相関が見られたが、Face は低風速条件でも風速が変化すると CHTC が変化するのに対し、Neck は 0.5m/s まで CHTC がほとんど変化していない。また、Fig.10 に、正面流における Face と Neck の CHTC と局所風速の相関図を示す。Face は正の相関が見られた Fig.9 と異なり、Neck は局所風速にほとんど変化しなかった。これらのことから、アプローチ風の影響を受けにくい背面側では、人体発熱に伴う熱上昇流とアプローチ風が合わさって影響を受けていると考えられる。

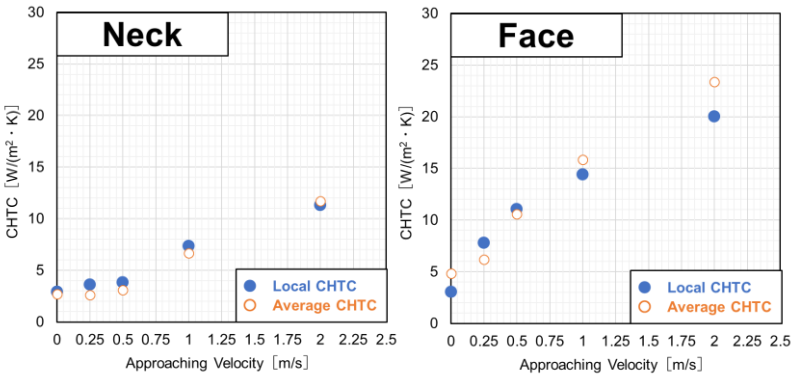


Fig.9 CHTC for forward flow with approaching velocity of each body part

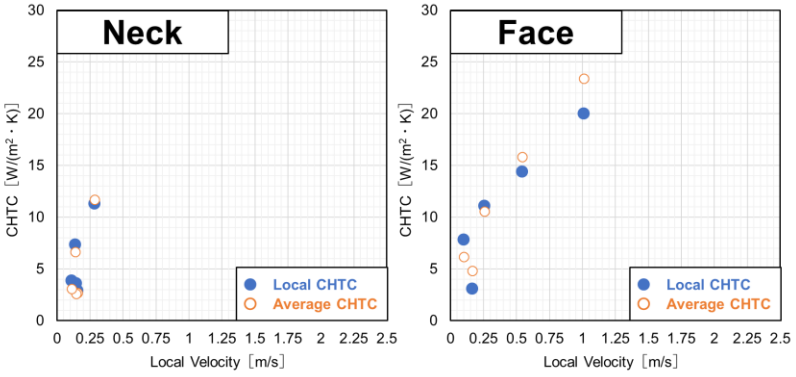


Fig.10 CHTC for forward flow with local velocity of each body part

Fig.11 に全身の CHTC を既往研究 [1)~5)]と併せて示す。既往研究と比較すると、本研究の値は桑原ら [1)]や持田ら [2)]の回帰曲線とほぼ一致していることが分かる。

Fig.12 に、各風向における全身の CHTC の比較を示す。正面流と背面流はほぼ値が一致したが、側面流は局所値のみ値が若干小さい傾向が見られた。部位平均値は風向の影響をほとんど受けないことが分かる。一方、局所値は正面流と背面流で上流域と下流域の測定点数がおおよそ同じであるのに対し、側面流ではほとんどの測定点が側流域に該当するため、それらが影響したと考えられる。

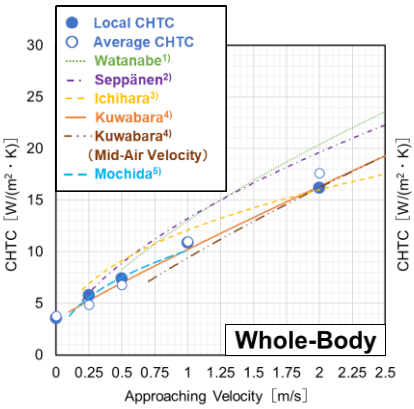


Fig.11 CHTC for forward flow with approaching velocity of whole body

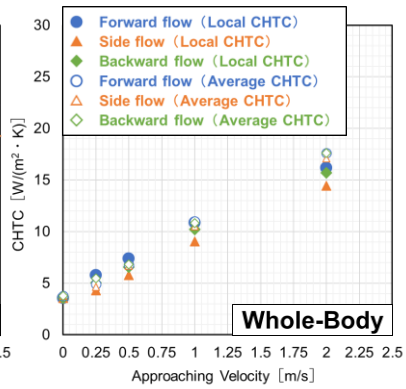


Fig.12 CHTC (all direction) with approaching velocity of whole body

3．CHTC の実験式の算出並びに考察

Table2 に、本実験で得られた全身における CHTC の実験式と既往研究 [1)~5)]の実験式の比較を、Fig.13 に、これらの実験式を一部重ねて示す。ほとんどの研究では $hc=\alpha v^{\beta}$ の形式で算出されているが、この形式は低風速条件時の熱上昇流の影響を考慮していない可能性があると持田 [5)]が指摘している。代わりに提案されたのが $hc=\alpha v^{\beta}+\gamma$ の形式であるが、これは熱上昇流の影響を考慮しているものの、高風速条件では熱上昇流の影響を受けないため、一概にこの形式で表すのはふさわしくないと考える。そこで、本研究では、熱上昇流の影響を受ける 0.5m/s を境界とし、0.5m/s 以下に $hc=\alpha v^{\beta}$ の形式、0.5m/s 以上は $hc=\alpha v^{\beta}+\gamma$ の形式で算出した。

Table2 Empirical formula for CHTC for forward flow with approaching velocity of whole body

	$hc=\alpha v^{\beta}+\gamma$	$hc=\alpha v^{\beta}$
Local CHTC	$hc=6.60v^{0.79}+3.56$ ($v\leqq 0.5$)	$hc=10.9v^{0.57}$ ($v>0.5$)
Average CHTC	$hc=8.12v^{1.43}+3.77$	$hc=11.0v^{0.68}$
Watanabe[1)]		$hc=13.0v^{0.65}$
Seppänen[2)]		$hc=14.8v^{0.69}$
Ichihara[3)]		$hc=15.7v^{0.611}$
Kuwabara[4)]	$hc=6.86v^{0.92}+3.36$	
Kuwabara[4)] (Mid-Air Velocity)		$hc=9.41v^{0.785}$
Mochida[5)]		$hc=10.14v^{0.431}$

Fig.13 より、部位平均値の実験式からは、0～0.5m/s 条件までで熱上昇流の影響を受けている様子が見られたが、局所値の実験式からは見られなかった。また、既往研究と比較すると、いずれも桑原ら [1)]や持田ら [2)]の曲線とほぼ一致していることが分かる。

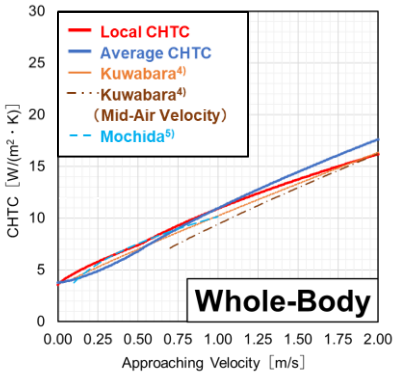


Fig.13 Empirical formula for CHTC for forward flow with approaching velocity of whole body

まとめ

本研究では、立位姿勢の人体表面の風速・対流熱伝達率・静圧について測定実験を行った。0.5m/s 以下の低風速条件では人体発熱に伴う熱上昇流が大きく影響していると考えられた。しかし、背面側では熱上昇流とアプローチ風が合わさって影響を受けている可能性も考えられた。また、実験から得られた対流熱伝達率の実験式は、概ね既往研究とほぼ一致した結果が得られた。今後は立位姿勢の CFD 解析も行っていく予定である。

謝 辞

本研究の一部は東京工芸大学の 2022 , 2023 年度風工学共同利用・共同研究課題助成（課題番号:22222008 , 23232006）を受け、また、大阪大学建築・都市環境工学領域から測定機器を借りて実施した。ここに謝意を表します。

参 考 文 献

1) 渡邊慎一, 堀越哲美, 石井仁, 宇野勇治, 兼子朋也, 冨田明美 : サーマルマネキンを用いた風速と風向が人体対流熱伝達率に及ぼす影響に関する研究, 日本建築学会 環境系論文集, 第 73 巻, 第 629 号, pp.887-893, 2008.7

2) O. Seppänen, P. E. Mcnall, D. M. Munson, C. H. Sprague : THERMAL INSULATING VALUES FOR TYPICAL INDOOR CLOTHING ENSEMBLES, ASHRAE, 1972

3) 市原真希, 齋藤正文, 西村美加, 田辺新一 : サーマルマネキンを用いた立位・座位人体各部位の放射・対流熱伝達率の測定, 日本建築学会計画系論文集第 501 号, pp.45-51, 1997.11

4) 桑原浩平, 持田徹, 近藤基, 松永和彦 : 人体に関する対流熱伝達率－サーマルマネキンを用いた中風速実験－, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp.1309-1312, 2000.9

5) 持田徹, 長野克則, 嶋倉一實, 桑原浩平, 中谷貴弘, 松永和彦 : 前面吹き出し気流曝露時のサーマルマネキンの対流熱伝達特性, 人間と生活環境, 6 巻, 2 号, pp.98-103, 1999.6

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

居住域対象空調方式の換気効率の体系的整備のための基礎的研究
（その１）CFD 解析による冷房時を対象とした予備検討
Systematic Compilation of Ventilation Efficiency of Occupant Targeted Ventilation Systems
(Part 1) Preliminary Study for Cooling Mode Operation based on CFD Prediction

○古島　康平　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）

Kohei KOJIMA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Haruna YAMASAWA[*1]
[*1] Osaka University

To systematically summarize the performance of various OTV (Occupant Targeted Ventilation), this paper compares the effects of DV(Displacement ventilation), IJV(Impinging jet ventilation), SV(Stratum ventilation), and WAV(Wall attached ventilation) on the indoor environment by CFD analysis and the air supply for the three conditions was analyzed for each OTV. The results showed that DV and WAV efficiently air-conditioned the occupied zone, while IJV and SV air-conditioned the entire room due to their large momentum. The smaller the Archimedes number, the higher the Ventilation effectiveness for DV and WAV, and the lower for IJV and SV.

はじめに

建物の換気方式には一般に混合換気方式が用いられるが、近年では換気効率が高く居住域で良好な空気質を保つことの重要性の認識が高まっている。これまでに置換換気をはじめ種々の高効率換気方式が提案されてきたが、そのように室全体ではなく居住域や呼吸域に対象を絞った換気方式を OTV(Occupant Targeted Ventilation) とまとめて称する考え方が示されている [1]。OTV に分類される方式はそれぞれ特徴を有し、個別の方式に関する研究は多く見られるものの、換気効率や熱環境などを横並びで比較して体系的に取りまとめた研究 [2] は多くない。そこで本研究ではその体系的整備を最終目標とし、本報ではまず 4 種の OTV を取り上げて CFD 解析を行い、温度分布・換気効率の比較を行った結果を報告する。

1. 解析条件

1.1　解析概要

対象とした OTV 方式ごとの解析空間を **Fig.1** に、解析手法を **Table 1** に示す。解析対象は既往研究 [3] の執務室とした。内部発熱も同研究 [3] を参考に人体発熱量を 75 W/ 体、PC 発熱量を 50 W/ 台の計 500 W とした。また、換気効率を評価するため、全座位人体の口前の空間より CO_2 を 20 L/(h・体)、計 80 L/h 発生させた。

1.2　本研究で評価対象とした OTV 方式

本報で対象とした 4 方式を以下に示す。

(1)Displacement ventilation (DV)

ダクトに接続された半円筒形のディフューザーを用いて、室下部より低速で給気する。

(2)Impinging jet ventilation (IJV)

床から 0.60 m の高さに設置された半径 0.075 m の円形ダクトより、鉛直下向きに給気して床面で衝突させる。

(3)Stratum ventilation (SV)

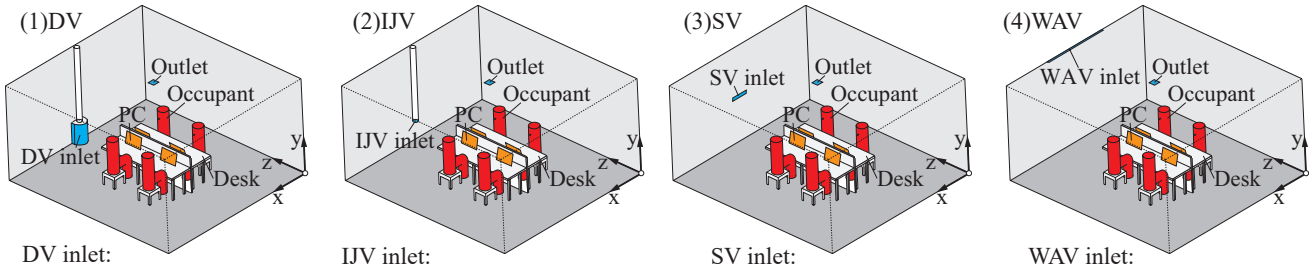
座位人体の頭の高さ（床から 1.3 m）に設置された給気口より最短経路で直接呼吸域に給気する。

(4)Wall attached ventilation (WAV)

壁際の天井に設置された給気口から、コアンダ効果により気流を壁面に沿わせて室下部まで給気する。

Table 1 CFD method

Software	ANSYS Fluent 2023 R1
Algorithm	SIMPLE
Gradient scheme	Green-Gauss Cell Based
Pressure interpolation sheme	Body Force Weighted
Scheme of convection component	QUICK
Analysis zone	5.00(x) 2.77(y) 5.45(z) m
Outlet	velocity inlet
Occupant	75 W/person × 4 = 300 W
PC	50 W/per each × 4 = 200 W
ceiling, wall, floor	adiabatic wall
CO_2 emissions	20 L/h per person × 4 = 80 L/h



DV inlet:
radius of semicircle: 0.20 m
wigth of both sides: 0.10 m
height: 0.60 m

IJV inlet:
circular diffuser: radius: 0.075 m
0.60 m above floor

SV inlet:
0.50 m × 0.10 m (L × W)
1.3 m above floor

WAV inlet:
2.0 m × 0.050 m (L × W)
ceiling by the wall

Fig.1 Isometic view

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

Table 2 OTV type

		DV			IJV			SV			WAV		
Inlet boundary condition	Flow rate [m³/h]	240	360	480	240	360	480	240	360	480	240	360	480
	Temperature [℃]	19.92	21.94	22.96	19.92	21.94	22.96	19.92	21.94	22.96	19.92	21.94	22.96
	Velocity [m/s]	0.134	0.201	0.268	3.77	5.66	7.55	1.33	2.00	2.67	0.667	1.00	1.33
Turbulence model		SST k-ω			SST k-ω			RNG k-ε			SST k-ω		
Turbulence intensity		0.100			0.087			0.100			0.100		
Turbulence length scale		0.0060 m			0.038 m			0.10 m			0.050 m		
Number of cells		4,207,343			3,428,113			4,102,895			4,099,274		

OTV の種類ごとの解析条件を **Table 2** に示す。給気量は 240, 360, 480 m³/h の 3 条件、給気温度は排気温度が 26 ℃となるように決定した。乱流モデルは既往研究を参考に、室内の流れ場や温度分布を適切に予測し得るモデルを換気方式ごとに選択し、DV, IJV, WAV は SST k-ω モデル [4-6]、SV は RNG k-ε [7] モデルを用いた。

2. 評価指標

2.1 無次元温度

温度は給排気温度差で無次元化して評価を行い、無次元温度T^* [-] は、以下の式から算出する。

$$T^* = \frac{T - T_s}{T_e - T_s} \quad \text{(Eq.1)}$$

ここで、T_s [℃] は給気温度、T_e [℃] は排気温度を表す。

2.2 規準化濃度

CO_2 濃度も同様に給排気濃度差で無次元化して評価を行い、規準化濃度c^* [-] を以下の式から算出する。

$$c^* = \frac{c - c_s}{c_e - c_s} \quad \text{(Eq.2)}$$

ここで、c_s [ppm] は給気濃度、c_e [ppm] は排気濃度を表す。だだし、本解析では給気濃度c_sは 0 [ppm] とした。

2.3 換気効率指標

(1) 熱除去効率

給気温度と居住域平均温度の差と、給排気温度差の比を表す熱除去効率ε_t [8] を以下の式から算出する。

$$\varepsilon_t = \frac{T_e - T_s}{T_{oz} - T_s} \quad \text{(Eq.3)}$$

ここでT_{oz} [℃] は温度の居住域内平均であり、本報では高さ 1,800 mm[9] までを居住域とした。

(2) 居住域清浄度指数

排気濃度と居住域濃度の比で定義される居住域清浄度指数ε_{oz}^c [10] を以下の式から算出する。

$$\varepsilon_{oz}^c = \frac{c_e}{c_{oz}} \quad \text{(Eq.4)}$$

ここでc_{oz} [ppm] は CO_2 濃度の居住域内平均を表す。

(3) 空気交換効率

空気交換効率ε^a [10] を以下の式から算出する。

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{\bar{\tau}_r} \cdot 100 = \frac{\tau_n}{2\langle\bar{\tau}\rangle} \cdot 100 \ [\%] \quad \text{(Eq.5)}$$

ここでτ_nは室空気全体は最短の空気交換時間つまり名目換気時間、$\bar{\tau}_r$は実際の交換時間、$\langle\bar{\tau}\rangle$は室平均空気齢を表す。

2.4 アルキメデス数

室内環境に及ぼす影響は給気温度と運動量が最も重要な要素と思われる。そこで、慣性力と浮力の両方を考慮したアルキメデス数（Ar 数）を以下の式から算出する。

$$Ar = \frac{g\beta H_c(T_e - T_s)}{v_s^2} \quad \text{(Eq.6)}$$

ここでg [m/s²] は重力加速度、β [1/K] は体膨張係数、H_c [m] は部屋の高さ、v_s [m/s] は給気風速を表す。

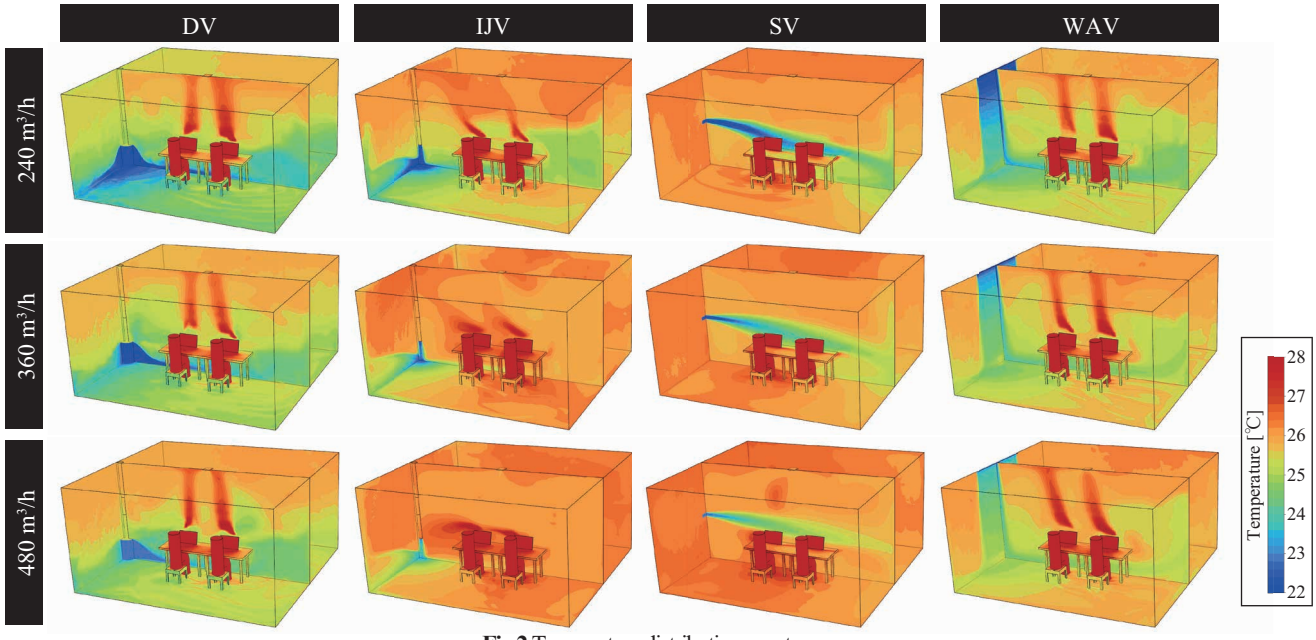


Fig.2 Temperature distributions contours

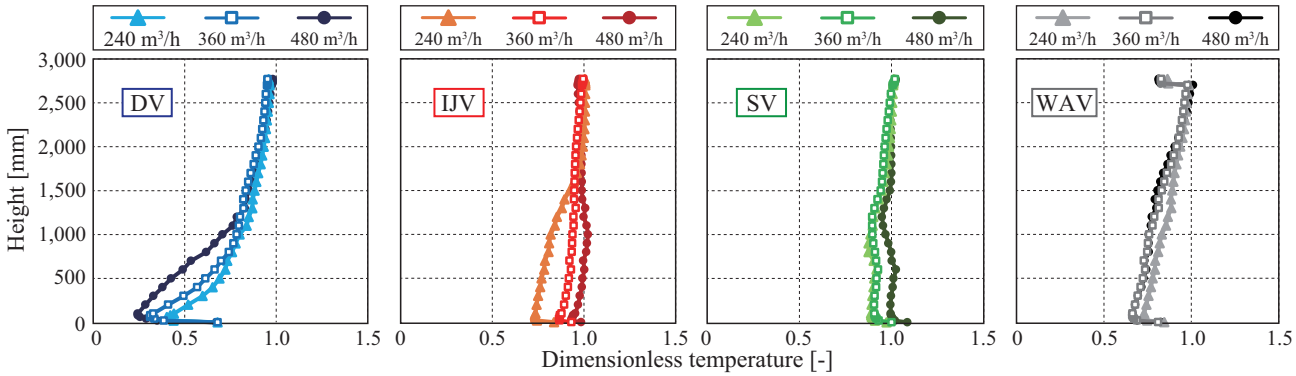


Fig.3 Dimensionless temperature vertical distribution

3. 実験結果と考察

3.1 温度分布

CFD 解析により得られた温度コンターを **Fig.2** に、水平面平均した無次元温度の鉛直分布を **Fig.3** に示す。DV では全条件で明確な温度成層が形成され、特に室下部で低温となり上下温度差が大きい。IJV は給気量が 240 m^3/h の条件では DV と同様に温度成層が形成されたが、給気量が大きい条件である 360, 480 m^3/h では室全体が一様な温度分布となった。SV は呼吸域に直接給気するため、呼吸域の高さの温度が低い一方で、呼吸域以外は一様な温度分布となった。また、給気速度が大きいため、室奥まで給気気流が届いている。WAV は天井から床面まで到達する間に給気気流の温度が徐々に高くなっているため、上下温度差は小さい。また、天井給気のため室上部の無次元温度も比較的低くなった。

以上より、IJV と SV では給気量に応じて上下温度分布が代わり、給気量が大きくなると完全混合に近づく傾向が確認された。また、居住域の平均温度を同じ給気量の DV, IJV, SV, WAV で比較すると DV が最も低くなり、次に WAV が低い結果となった。IJV と SV は給気運動量が比較的大きいために室全体が混合され易く、居住域の平均温度が高くなったと考えられる。

3.2 CO_2 濃度分布

CO_2 濃度コンターを **Fig.4** に、規準化 CO_2 濃度鉛直分布を **Fig.5** に示す。DV は全条件で濃度境界面ができており、給気量が大きいほど濃度境界面が高くなっている。IJV は 240 m^3/h の条件では濃度境界面が形成されたが、給気量が大きくなると一様な分布となった。また、給気が床面に沿って進み、壁面で跳ね返るため、発生した CO_2 がダクト方向に流れている。一方、SV では給気運動量が大きいことにより CO_2 が給気の主流方向に流れている。WAV では高い位置に濃度境界面があり、給気量が多いほど居住域の濃度が低くなっている。また、天井付近の規準化濃度が急激に低くなっている。

DV と WAV は給気量が多いほど境界面が上昇して規準化濃度が低くなる傾向に対して、IJV と SV は給気量が大きいほど混合が促進され居住域で規準化濃度が高くなる傾向が見られた。

3.3 換気効率

Ar 数とそれぞれの換気効率指標の関係を **Fig.6** に示し、それぞれの関係を以下にまとめる。

(1) 熱除去効率

DV と WAV は給気量が小さい、すなわち Ar 数が大きいほど熱除去効率が低くなった。一方、IJV と SV は

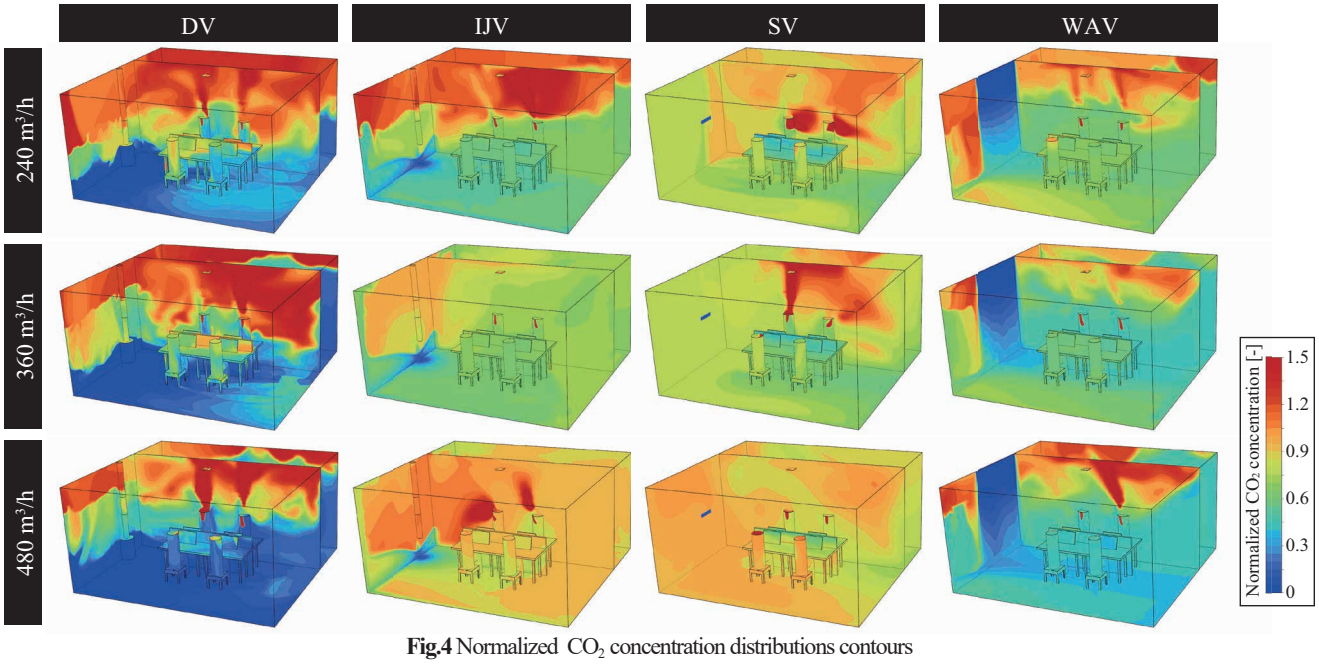


Fig.4 Normalized CO_2 concentration distributions contours

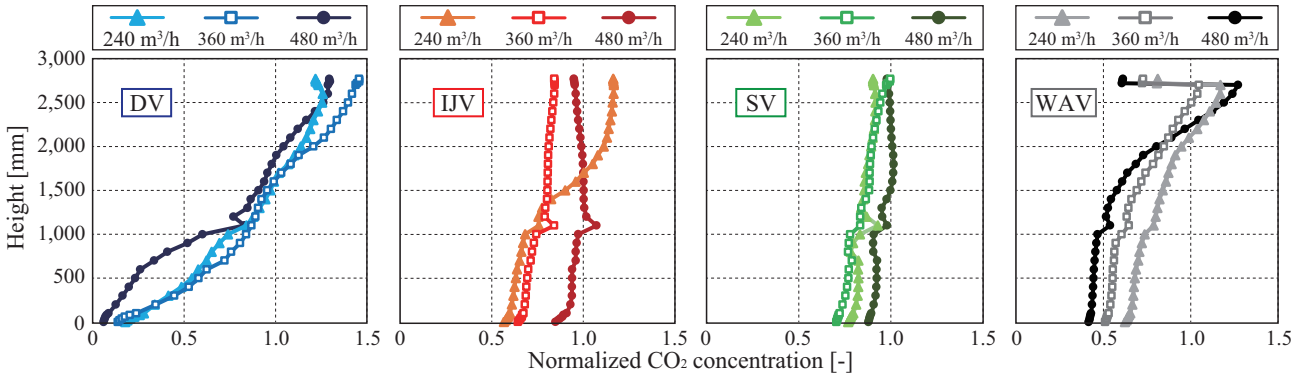
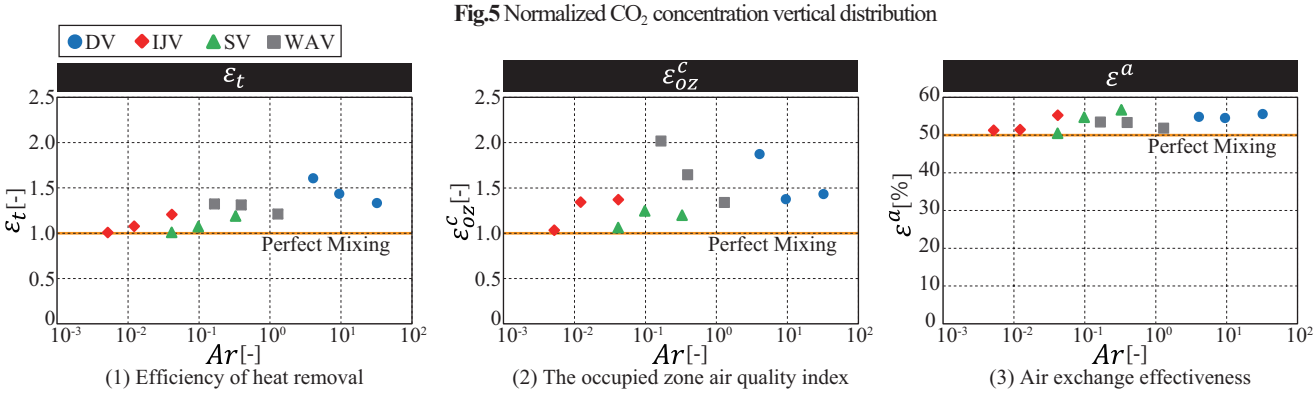


Fig.5 Normalized CO_2 concentration vertical distribution



(1) Efficiency of heat removal　(2) The occupied zone air quality index　(3) Air exchange effectiveness

Fig.6 Ventilation effectiveness

Ar 数が大きいほど熱除去効率は大きくなる。そのため、一定の給気運動量があり足元の過剰冷却の懸念の少ない方式である IJV と SV では給気速度を抑えて低温で給気することが好ましいと言える。

(2) 居住域清浄度指数

概して熱除去効率と同様の傾向が見られたが、DV と WAV は熱除去効率より傾向が顕著になった。これは DV と WAV は Ar 数が小さい、すなわち給気量が多い条件ほど濃度境界面が上昇していることが原因と考えられる。そのため、給気量が多いほど換気効率が高くなると言える。一方、IJV と SV では Ar 数が小さい場合、室内の空気の混合を促進し、濃度分布が均一になるため、完全混合と同程度の性能となる。

(3) 空気交換効率

すべての条件で 50 から 60 % の間の値となり、条件間での違いや Ar 数との関係があまり見られなかった。ただし、すべての条件で完全混合時の 50 %よりも大きい値となり、OTV として一定の性能が示されたと言える。居住域に着目した換気効率指標である熱除去効率と居住域清浄度指数は、Ar 数が大きいほど大きくなったが、室全体を考慮した空気交換効率は Ar 数との明確な関係はあまり見られなかった。

まとめ

本報では様々な OTV の性能を体系的にまとめるために、CFD 解析により DV, IJV, SV, WAV の性能を比較した。本研究で得られた知見を以下にまとめる。

・DV と WAV は、アルキメデス数が小さい条件ほど濃度の境界面が上昇して、居住域の換気効率が高くなった。

・IJV と SV では、アルキメデス数が小さい条件ほど、温度・濃度分布が均一になり、換気効率が低くなった。

・DV と WAV では居住域対象に空調できたが、IJV と SV では運動量が大きい条件で室全体を混合しやすい。

今後は、給気条件を増やしてアルキメデス数と換気効率の関係をより明確にする。また、対象とする OTV 方式の種類を増やし、給気口の数や位置などのパラメータが室内環境に与える影響の検討を行う予定である。

【参考文献】

1) Arsen Melikov, Angui Li, Riston Kosonen, et al., Occupant targeted ventilation brings clean air to occupants, The REHVA European HVAC Journal. 2022,4
2) Wei Su, Bin Yang, Arsen Melikov, et al., Infection probability under different air distribution patterns, Building Environment. 108555, 207, 2022,1
3) 鹿野ら：オフィスにおけるブース型置換換気を用いた感染症対策パーソナル空調に関する研究 (その 1) ブ響・ブ、日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集、第 61 号・環境系、pp.153~156、2021.6
4) Sara Gilani, Hamid Montazeri, Bert Blocken, CFD simulation of stratified indoor environment in displacement ventilation: Validation and sensitivity analysis, Building Environment. 95, 299-313, 2016,1
5) 越田 , 小林 , 山中ら：Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究（その 9）, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-28, 2023,3
6) Modelling and simulation of the near-wall velocity of a turbulent ceiling attached plane jet after its impingement with the corner, Building Environment. 46, 489-500, 2011,2
7) Experimental and numerical study of room airflow under stratum ventilation, Building Environment. 46, 235-244, 2011,1
8) Awbi HB, Gan G, Evaluation of the overall performance of room air distribution. In: Proceedings of indoor air, vol. 5; 1993. pp. 283-8.
9) SHASE-S 102-2011. Ventilation Requirements for Acceptable Air Quality
10) 空気調和・衛生工学会 訳・編 : REHVA 換気効率ガイドブック - 理論と応用 -, 空気調和・衛生工学会 , 2009

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

床吹き出し空調方式における人体由来汚染質の除去性能に関する研究
－吹き出し気流特性と換気量が室内温度・汚染質濃度分布に及ぼす影響－
Study on the Removal Performance of Human-derived Pollutants in Underfloor Air Supply Systems
-Effects of Airflow and Ventilation Rate on Indoor Temperature and Pollutant Concentration Distribution-

○藤原　碧海（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（東洋大学）
小林　知広（大阪大学）　山澤　春菜（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）
永田　久子（東畑建築事務所）　岡本　茂（東畑建築事務所）　安井　さおり（東畑建築事務所）
杉田　雄希（東畑建築事務所）　吉原　隼（大阪大学）

Aoi FUJIWARA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]　Hisako NAGATA[*3]　Shigeru OKAMOTO[*3]
Saori YASUI[*3]　Kazuki SUGITA[*3]　Jun YOSHIHARA[*3]

[*1]Osaka University　[*2]Toyo University　[*3]Tohata Architects&Engineers.Inc.,Member

Studies comparing various UFAD(Uner Floor Air Distribution) systems are not enough and the selection criteria is unclear.Therefore, a full-scale experiment was conducted to evaluate performances of three UFD systems (FSDV:Floor Supply Displacement Ventilation, HFFD:Horizontal Flow type Floor Diffuser, SFFD:Swirling Flow type Floor Diffuser).In this report, thermal environments and distributions of human-originated pollutant concentration at diferent vetiltion rate are reported.In the result, the thermal environment and the pollutant removal efficiency of FSDV improves with increased ventilation rate. In HFFD and SFFD, the thermal environment improves but pollutant removal performance decreases with increased ventilation rate.

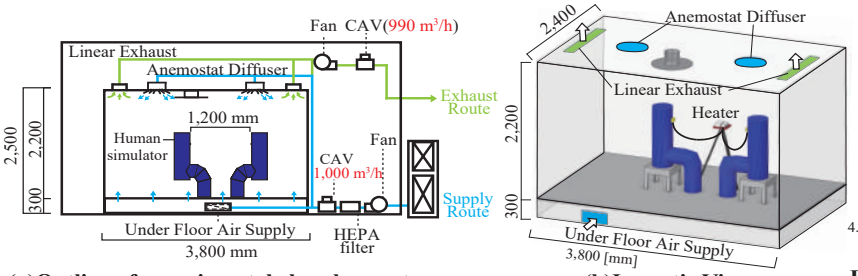
はじめに

昨今高効率な換気手法が注目されている。床吹出し空調は、熱プルームと同方向に給気し置換換気を形成する高効率換気の 1 種と言うことができ、居住域を清浄に保つ。床吹出し空調には全面床吹出し[1)]や旋回流型床吹出し[2)]等があり、各々の方式についての研究は多く存在する。しかしながら、複数の床吹出し方式を比較した研究はあまり見られず、設計時の選定基準は不明確である。こうした現状から、本報では 3 つの床吹出し空調 : 全面床吹出し (FSDV:Floor Supply Ventilation)、旋回流型床吹出し (SFFD:Swirling Flow Floor Diffuser)、水平床吹出し (HFFD:Horizontal Flow Floor Diffuser) の性能データ取得を目的とし、それぞれの換気方式に対して換気量を変化させる実大実験を行った。本報では、換気量を変化させた際の温度分布及び人体由来の汚染質濃度分布について報告する。

1. 実験概要

1. 1 実験設備

実験室の断面図を **Fig.1(a)** に示し、実験空間のアイソメ図を **Fig.1(b)** に示す。実験室は 2,400 × 3,800 × 2,200 mm の実験空間と床下チャンバー、周辺空間によって構成される。CAV により給気系統は 1,000 m^3/h、排気系統は 990 m^3/h に制御され室内を陽圧に保つクリーンルームとして設計されている。室内への給気は床下空間を介した床吹出し空調及び天井アネモのいずかから行われ、排気は２つのライン型排気口から行われる。この際給気系統の一部を、室内に供給する前に排気系統に合流させることで室内の換気量を変化させる。また実験室の都合上、局所排気フードが天



(a)Outline of experimental chamber system　(b)Isometic View

Fig.1 Experimental Room

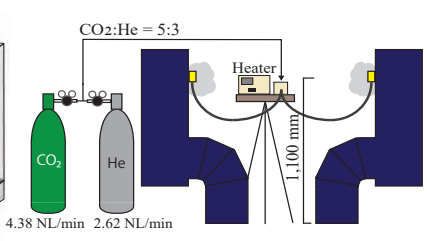


Fig. 2 Method of Tracer Gass Generation

Table 1 Experiment Parameter

	Air Supply Method	Volume Flow Rate[m³/h] (Air Change Rate[/h])	Flow Rate/Diffuser [m³/h]	Standard Frow Rate /Diffuser[m³/h]
FSDV	**F**loor **S**upply **D**isplacement **V**entilation	120, 240, 360, 480(6, 12, 18, 24)	-	-
HFFD	**H**orizontal **F**low type **F**loor **D**iffuser×6	120, 240, 360, 480(6, 12, 18, 24)	20*, 40*, 60, 80	45~90
SFFD	**S**wirling **F**low type **F**loor **D**iffuser×4	120, 240, 360, 480(6, 12, 18, 24)	30*, 60*, 90, 120	90~150
CAD	**C**eiling **A**nemostat **D**iffuser×2	120, 240, 360, 480(6, 12, 18, 24)	60*, 120*, 180*, 240	240~830

*below Standard Flow Rate

Table 2 Temperature Conditions

Flow Rate [m³/h]	T_{SA} [℃]	T_{EA}-T_{SA} [℃]	$T_{outdoor}$ [℃]
120	20	4.47	24.47
240	20	2.24	22.24
360	20	1.49	21.49
480	20	1.12	21.12

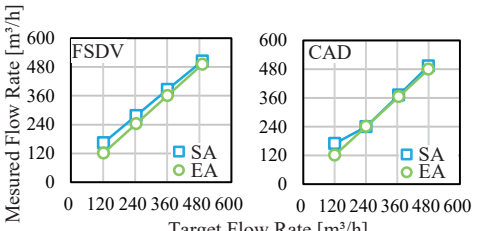


Fig.3 Target and Mesured Flowrate

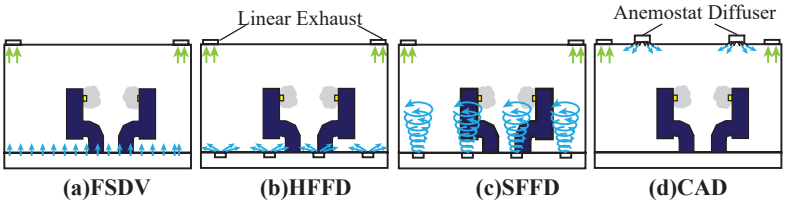


Fig.4 Images of Experimental Conditions

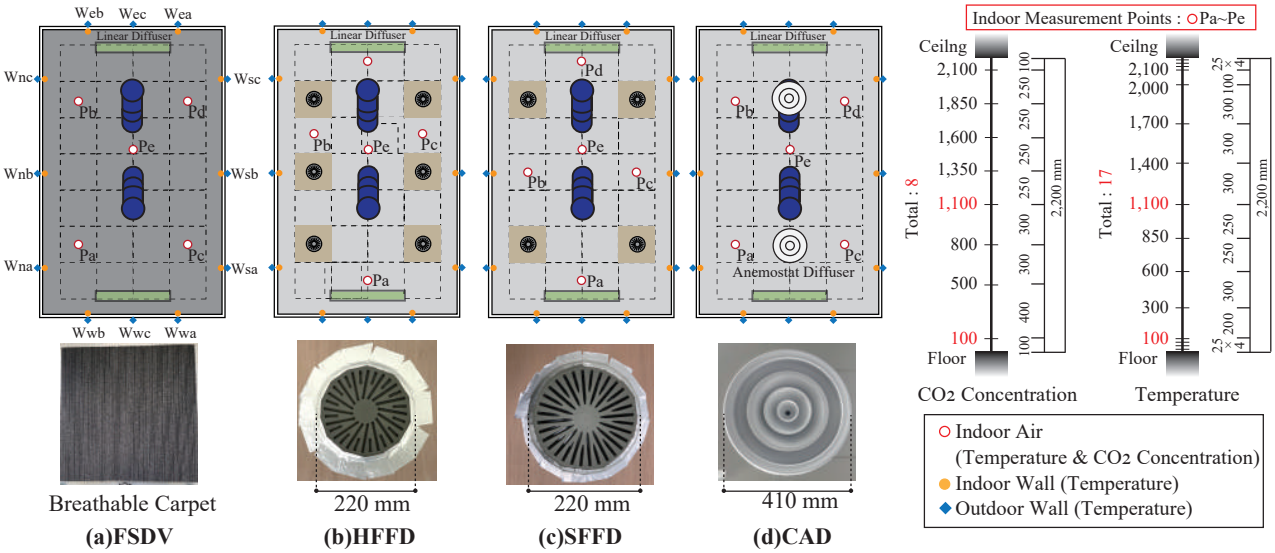


Fig.5 Layouts of Each Experimental Condition and Mesurement Points

井付近に存在するが排気は行っていない。

実験室には75 W/人で発熱する模擬人体二体を配置した。人体口前（床上1,100 mm）から人体由来の汚染質全般を模したCO_2トレーサーガスを発生させる。トレーサーガスの発生方法を**Fig.2**に示す。空気と同比重になるようにCO_2とHeを5 : 3(CO_2 : He = 4.38 : 2.62 NL/min)で混合した計7 NL/minのガスをヒーターにより30~35℃まで加熱した後、スポンジを介し染み出し発生させた。

実験条件を**Table 1**に示す。給気方式4通り（全面床吹出しFSDV、水平床吹出しHFFD、旋回流型床吹出しSFFD、天井アネモ吹出しCAD)に対して換気量を4通りに変化させた。本報では、換気量を変化させた際の床吹出し空調の基本性能の把握を目的とし、表中の*で示す条件においてはディフューザの標準風量を下回る。また、実験時の温度条件を**Table 2**に示す。給気は全条件20℃で行い、室内外における熱貫流がない条件を想定し、室周辺温度が排気温度と等しくなるように温度制御を行った。室内発熱180 W（人体150 W、ガスヒーター・実験機器30 W）における貫流がない場合の給排気温度差の理論値を式(1)より計算し、その際の排気温度を周辺温度の目標値とした。

$$T_{EA} - T_{SA} = \frac{W}{C_p \cdot \rho \cdot Q} \quad (1)$$

T_{EA} : Temperature of Exhaust Air[℃]
T_{SA} : Temperature of Supply Air[℃]
W : Indoor Heat Generation [W](=180)
C_p : Specific Heat Capacity[J/kg·K](=1006)
ρ : Density of Air[kg/m³](=1.2)
Q : Ventilation Rate[m³/s]

1. 2 換気量について

本実験では、手動ダンパーの開度調節により換気量調整を行った。この時、2つのライン型排気口直下でCO_2を発生させ排気濃度及び給気濃度を随時測定した。測定結果に基づき式(2)に示すCO_2濃度収支式から排気量を計算し、目標換気量と一致させた。しかし、前述の通り実験室は陽圧に保つよう設計されており漏気が発生する。そこで、各換気量において給気ダクト内にてCO_2を発生させ、同様に濃度収支から給気量を算定することで漏気量を確認した。各目標換気量における実験時の排気量と給気量の算定結果を**Fig.3**に示す。結果として最大50 m³/h以内の漏気がみられたが、本報では排気量を室換気量として取り扱う。

$$Q = \frac{M}{C_{EA} - C_{SA}} \quad (2)$$

Q : Exhaust Airflow Rate(Supply Airflow Rate)[m³/h]
M : Generation Rate of CO_2[m³/h]
C_{EA} : CO_2 Concentration of Exhaust Air[-]
C_{SA} : CO_2 Concentration of Supply Air(Outdoor Air)[-]

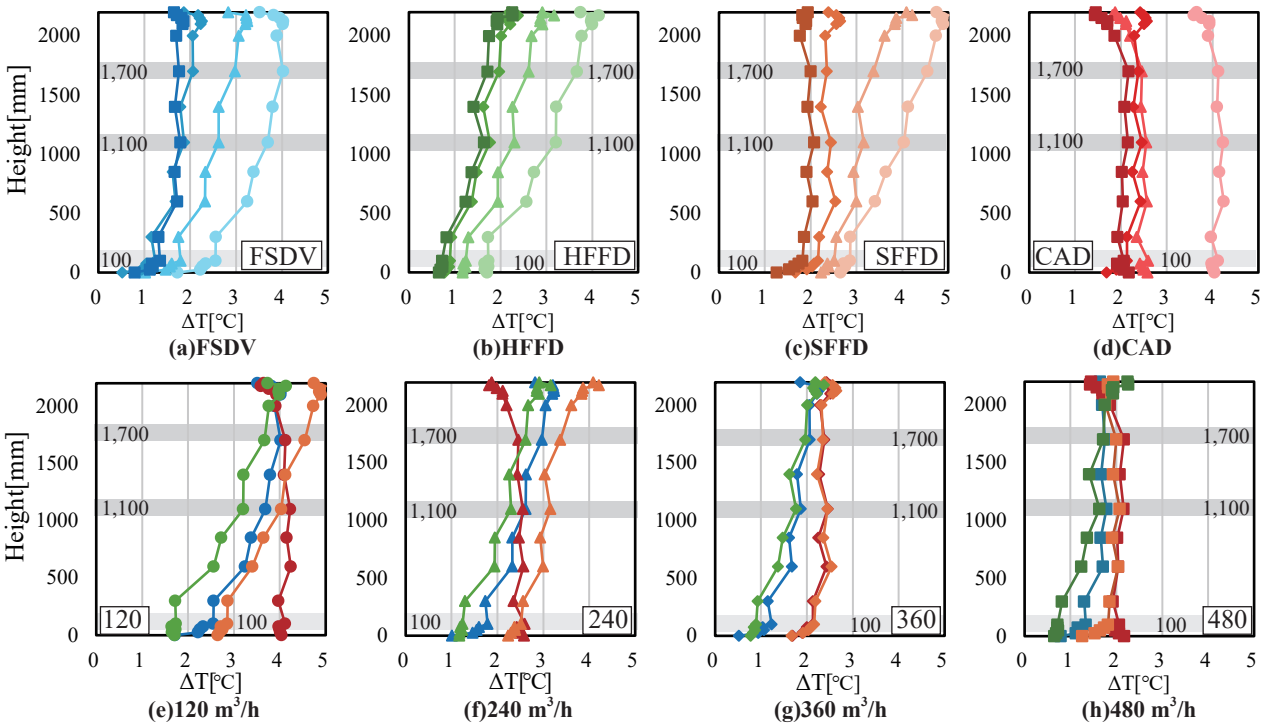


Fig.6 Temperature Difference from Supply Air : ΔT (Averaged by Pa~Pe)

Air Supply Method	Ventilation Rate
FSDV : Floor Supply Displacement Ventilation	120 m³/h
HFFD : Horizontal Flow Type Floor Diffuser	240 m³/h
SFFD : Swirling Flow Type Flow Diffuser	360 m³/h
CAD : Ceiling Anemostat Diffuser	480 m³/h

1. 3 各換気方式・測定概要

実験概念図を **Fig.4** に示す。FSDV では静穏なピストンフローによる置換換気、HFFD では水平方向に給気した後の浮力による置換換気を想定している。また、SFFD では乱れの大きい気流場、CAD では一般的な混合換気を想定している。各換気方式における実験室仕様及び測定点を **Fig,5** に示す。室内の Pa~Pe のポール測定点にて空気温度及び CO_2 濃度の鉛直分布を測定し、Wna~Wsc の室内外表面にて壁面温度を測定した。なおポール測定点に関して、FSDV 及び CAD は同じ位置で測定し、HFFD 及び SFFD ではディフューザ直上を避け測定した。

3. 結果・考察

3. 1 温度測定結果

Fig.6 に測定温度から給気温度を差し引いた値の結果を示す。なお、ポール測定点 Pa~Pe 間で大きな差異は見られなかったため Pa~Pe の平均値を示している。まず、**Fig.6(a~d)** から換気方式ごとの結果について報告する。CAD は均一な温度分布を形成し、混合換気が行われていることが分かる。FSDV、HFFD では換気量に関わらず温度成層が確認されるが、換気量が大きくなるにつれ均一な温度分布に近づくことがわかる。一方 SFFD では、換気量が小さい条件（120 , 240 m³/h）では温度成層が確認できるが、それ以上の換気量においては均一な温度分布を形成し混合していることが予想される。次に、**Fig.6(e~h)** から換気量ごとの結果について報告する。120, 240 m³/h の条件では FSDV、HFFD、SFFD において絶対値の差異はあるが同様の温度成層を形成することが分かる。360, 480 m³/h の条件では、FSDV と HFFD は同様の温度成層を形成し、SFFD と CAD は同様に均一な温度分布を形成している。

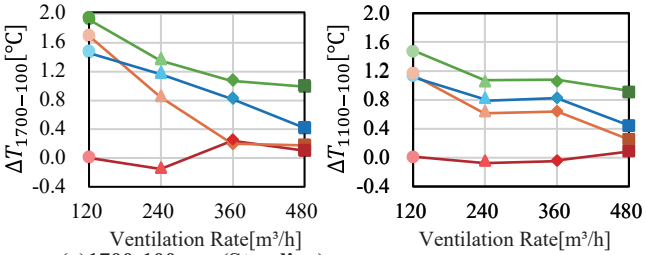


Fig.7 Vertical Temperature Difference between Head and Ancle

立位と座位における足元と頭部の上下温度差の結果を **Fig.7** に示す。立位・座位どちらの想定においても上下温度差は全条件 2 ℃以内であり、ASHRAE Standard 55[3] の示す上下温度差の基準（立位：4 ℃以内、座位：3 ℃以内）を満たす。また床吹出し空調において、換気量の増加に伴い上下温度差は小さくなり温熱環境は向上する。

3. 2 CO_2 濃度、居住域の汚染質除去効率

Fig8 に測定濃度と給気濃度の差を排気濃度と給気濃度の差で規準化した CO_2 濃度の鉛直分布を示す。なお、発生源の影響を大きく受ける人体間の測定点 Pe を除いた Pa~Pd の平均値である。**Fig.8(a~d)** から換気方式ごとの結果について考察する。CAD において規準化濃度は常に 1 付近であり、混合換気がなされている。FSDV において常に高さ 1500 mm 以上で濃度境界面が形成され効果的に置換換気

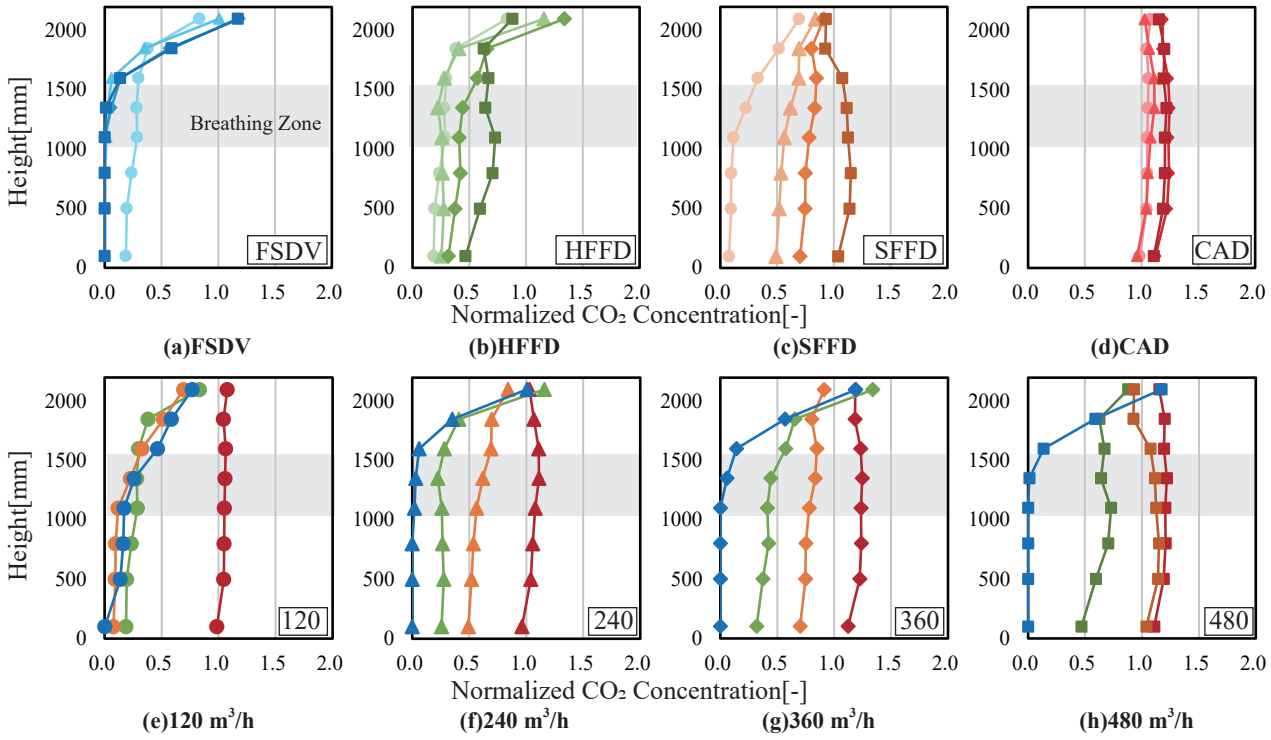


Fig.8 Normalized CO_2 Concentration(Averaged by Pa~Pd)

Air Supply Method	Ventilation Rate
FSDV : Floor Supply Displacement Ventilation	120 m³/h
HFFD : Horizontal Flow Type Floor Diffuser	240 m³/h
SFFD : Swirling Flow Type Flow Diffuser	360 m³/h
CAD : Ceiling Anemostat Diffuser	480 m³/h

が行われていることがわかる。HFFD では、FSDV 同様に濃度境界面が確認でき置換換気が形成されるものの、換気量を増やすにつれ居住域の規準化濃度は上昇し下降流の影響が示唆される。SFFD においては換気量 120 m^3/h の条件のみ濃度境界が確認できるが、換気量の増加に伴い汚染質濃度は上昇する。**Fig.8(e~h)** から換気量ごとに各換気方式を比較する。換気量 120 m^3/h においては、3 つの床吹出し空調において同等の置換換気性能を有することが分かる。HFFD、HSSD では換気量の増加に伴い規準化濃度は上昇し、480 m^3/h の条件において SFFD は混合換気を形成する。

次に式 (3) から定義する居住域内 (測定高さ 1600 mm 以下) の汚染質除去効率 ε_{OZ} の算定結果を **Fig.9** に示す。

$$\varepsilon_{OZ} = \frac{C_{EA} - C_{SA}}{\langle C_{OZ} \rangle - C_{SA}} \quad (3)$$

ε_{OZ} : Air Quality Index Averaged in Occupied Zone[-]
C_{EA} : CO_2 Concentration of Exhaust Air[-]
C_{SA} : CO_2 Concentration of Supply Air[-]
$\langle C_{OZ} \rangle$: CO_2 Concentration Averaged in Occupied Zone[-]

ε_{OZ} は居住域からの汚染質の除去性能を表し値が大きいほど除去性能が高く、混合換気で 1 を示す。**Fig.10** から、FSDV では換気量の増加に伴い ε_{OZ} の値は増加し汚染質の除去効率は向上する。一方 HFFD、SFFD では ε_{OZ} の値は減少し、汚染質除去性効率は低下する。

以上のことから換気量の増加に伴い、HFFD において置換換気性能が低下し、SFFD において置換換気が形成されなくなり汚染質の除去効率は低下する。これは、FSDV では静穏なピストンフローを形成するため換気

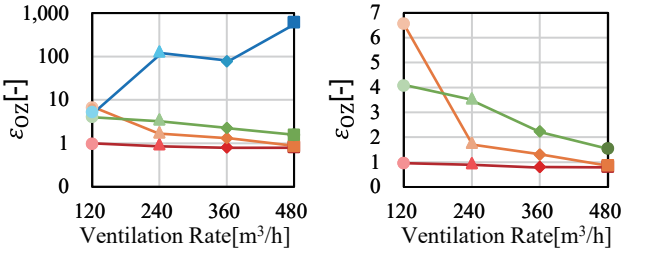


Fig.9 Contaminant Removal Effectiveness in Ocupied Zone : ε_{OZ}

量により気流性状が変化しない一方で、HFFD や SFFD では水平方向の風速や天井まで到達する吹出し気流により室内気流に乱れが生じるためと考えられる。

4. まとめ

3 つの床吹出し空調において換気量を増加させた影響を以下にまとめる。温熱環境は、3 つの床吹き出し空調いずれも向上する。FSDV では、汚染質除去効率も向上するが、HFFD では気流に乱れが生じ置換換気性能は低下する。SFFD では定格風量以下の低換気量において置換換気を形成するが、換気量が増加すると混合換気を形成し汚染質除去効率は低下する。今後は HFFD、SFFD の換気性能に影響する気流特性について検討が必要である。

謝辞

なお本研究は、科研費基盤研究 (B)21H01492 の助成を受けたものである。

参考文献

1) 秋元孝之 , 野部達夫 , 田辺新一 , 木村建一 : 全面床吹出し置換空調システムの室内熱環境及び換気性能に関する実験研究 , 日本建築学会計画系論文集第 409 号 ,17-25.1997.09
2) 小寺啓滋 , 甲谷寿史 , 山中俊夫 , 村山順子 : 床吹出し型置換換気システムに関する基礎的研究 : (その 5) 旋回流型吹出し口を有する室における汚染物濃度の計算 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集 ,2001.03
3)ASHRAE Standard 55; Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. (American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers): Atlanta, GA, USA, 2004.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究 （その 10）各種床吹き出し方式における感染リスク評価

Performance of Local Exhaust System as Prevention Measure of Infection in Consulting Room (Part 10) Infection Risk Evaluation in Various Underfloor Air Supply Systems

○吉原　隼（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（東洋大学）　小林　知広（大阪大学）
山澤　春菜（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）　永田　久子（東畑建築事務所）　岡本　茂（東畑建築事務所）
安井　さおり（東畑建築事務所）　杉田　雄希（東畑建築事務所）　藤原　碧海（大阪大学）

Jun YOSHIHARA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]
Haruna Yamasawa[*1]　Noriaki KOBAYASHI[*1]　Hisako NAGATA[*3]　Shigeru OKAMOTO[*3]
Saori YASUI[*3]　Kazuki SUGITA[*3]　Aoi FIJIWARA[*1]

*1 Osaka University　*2 Toyo University　*3 Tohata Architects&Engineers.Inc., Member

This research introduces a local exhaust ventilation system for a close-distance conversation in order to reduce the risk of airborne-transmitted infections, ex, SARS-CoV-2 virus, in a consulting room of hospitals. In this paper, an experiment about ventilation rate and ventilation method was carried out. We compared four different ventilation methods: Floor-Supply Displacement Ventilation (FSDV), Horizontal Flow type Floor Diffuser (HFFD), Swirling Flow type Floor Diffuser (SFFD), and Ceiling Anemostat Diffuser (CAD).

はじめに

本研究では新型コロナウイルス感染症等の空気・伝搬感染を引き起こすとされる [1] 感染症に対して、局所排気装置（フード）を導入し近接会話時の感染リスクの低減を試みる。フードは一般に工場や厨房で用いられ、人体に有害な微小な粒子などを人間の呼吸域に拡散させることなく排気することを目的として使用される。既報 [2] では全面床吹き出し空調により室全体に静穏な気流場が形成された場合に、人体の会話由来の飛沫・飛沫核を模擬したトレーサーガスに対してフードが一定の感染リスク低減効果を発揮すると確認された。一方で実験が 1,000 m^3/h (50 ACH) で行われたため、感染リスクの低減が室全体の効果かフードの影響かを考察するには不十分な結果であった。本報では室全体の換気量を 120 m^3/h ~ 480 m^3/h (6 ACH~24ACH) とした場合のフードの会話飛沫・飛沫核に対する感染症対策性能を見るとともに、周辺気流および換気方式の影響を確認するために全面床吹き出し、水平および旋回流型床吹き出しディフューザー、比較対象としての天井設置アネモ吹き出し（冷房コーン設定）を比較した実験結果について報告する。

1. 実験概要

1. 1　実験設備

本実験は大阪大学の所有するクリーンルーム実験室において行われた。実験室の設備略図を **Fig.1** に示す。給気と排気に CAV(定風量制御装置) が装備されており、風量はそれぞれ 1,000 m^3/h と 990 m^3/h と設定し、室内を正圧に保つように設計されている。故に室内の換気量をトレーサーガスの収支から測定した場合にはガスの発生点により測定される換気量が異なる。室内または給気ダクト内でガスを発生させた場合には漏気濃度を正確に測ることが困難なため、排気口付近でガスを発生させた場合のガス収支から排気量を計算し、それを目安に各条件における換気量調整を行った。

1. 2　実験条件・測定点

Fig.2 に示す実験空間において、近接会話を模擬する

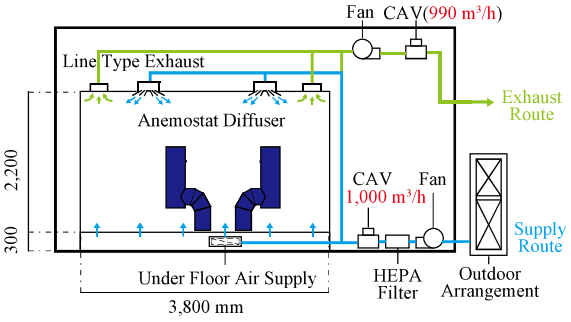


Fig.1 Equipment and Facilities Diagram

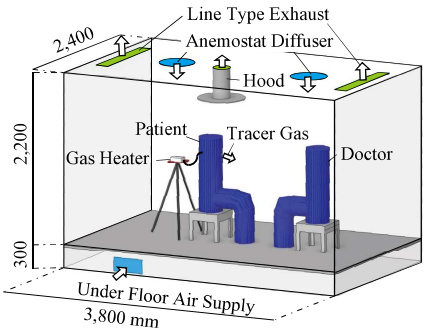


Fig.2 Isometric Drawing of Experiment of Consulting Room

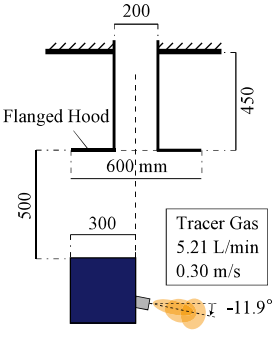


Fig.3 Details of Hood and Tracer Gas Emission

Table 1 Experiment All Case Conditions

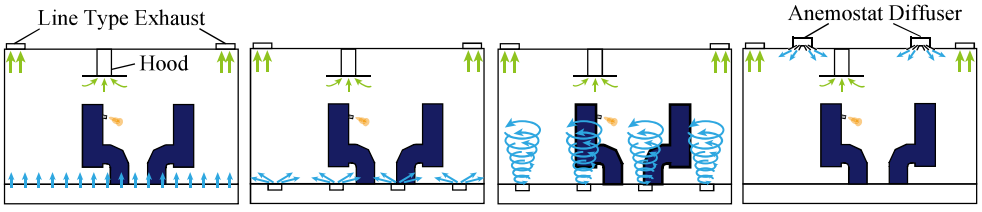
Case Name*	SA Method	EA Method	Room Flow Rate [m³/h] (Air Change Rate [/h])	Flow Rate/Diffuser [m³/h]	Hood Flow Rate [m³/h]
FSDV_without Hood	FSDV	Line Type Exhaust×2	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	-	0
HFFD_without Hood	HFFD×6	Line Type Exhaust×2	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	20,40,60,80	0
SFFD_without Hood	SFFD×4	Line Type Exhaust×2	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	30,60,90,120	0
CAD_without Hood	CAD×2	Line Type Exhaust×2	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	60,120,180,240	0
FSDV_with Hood	FSDV	Line Type Exhaust×2 + Hood	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	-	100*
HFFD_with Hood	HFFD×6	Line Type Exhaust×2 + Hood	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	20,40,60,80	100*
SFFD_with Hood	SFFD×4	Line Type Exhaust×2+ Hood	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	30,60,90,120	100*
CAD_with Hood	CAD×2	Line Type Exhaust×2+ Hood	120(6), 240(12), 360(18), 480(24)	60,120,180,240	100*

＊ Case Name: FSDV: Floor-Supply Displacement Ventilation HFFD: Horizontal Flow Type Floor Diffuser
SFFD: Swirling Flow Type Flow Diffuser CAD: Ceilig Anemostat Diffuser (*Cooling Cone Setting)

＊ Hood Flow Rate is 50 m³/h only when Room Flow Rate is 120 m³/h (6ACH).

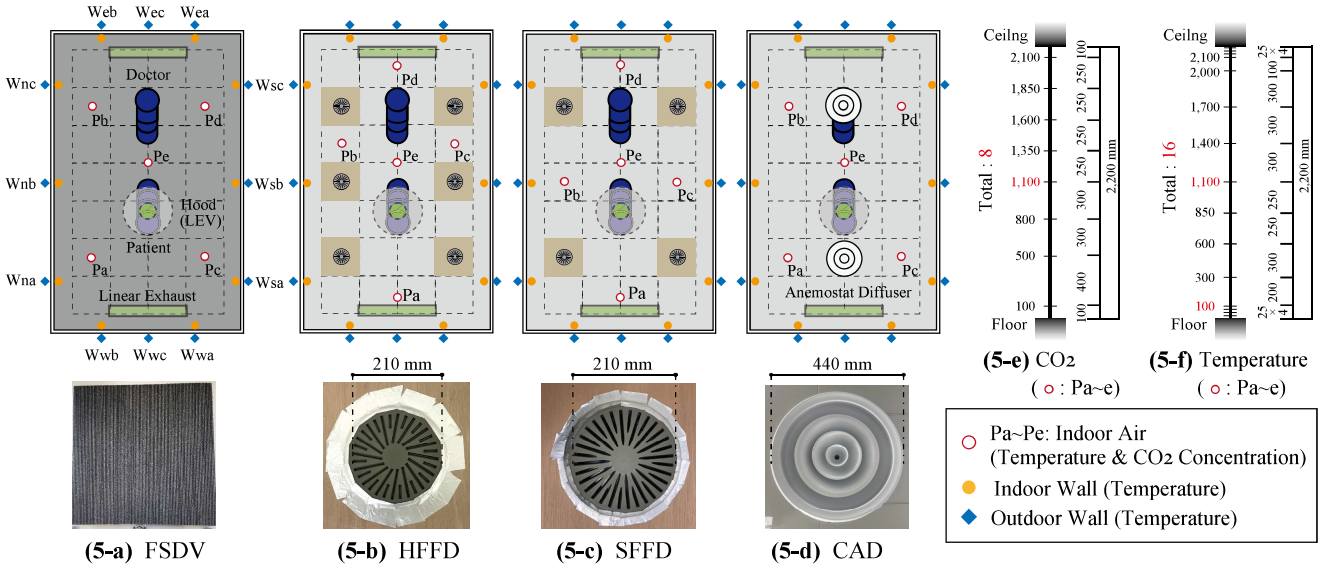
Table 2 Standard Flow Range for one Diffuser [m³/h]

	Standard Flow Range for one Diffuser [m³/h]
HFFD	45~90
SFFD	90~150
CAD	135~480



(4-a) FSDV **(4-b)** HFFD **(4-c)** SFFD **(4-d)** CAD

Fig.4 Concepts of Experomental Conditions



(5-a) FSDV **(5-b)** HFFD **(5-c)** SFFD **(5-d)** CAD **(5-e)** CO2 (○ : Pa~e) **(5-f)** Temperature (○ : Pa~e)

Fig.5 Measurement Points and Diffuser Details for each Conditions

模擬人体を二体設置する（75W/ 体）。状況は診察室等の感染者との近接会話が起こりうる場合を想定し、患者（感染者）の口から呼気由来の飛沫・飛沫核を模擬したトレーサーガスを発生する。空気と同じ密度にするため He を混ぜ CO_2:He = 5:3 とし CO_2 のみ測定した。なお 34~35℃になるように加熱した。風量、風速、角度は既報[2]において測定した発話時の呼気風量、風速測定に従い 5.21 L/min, 0.30 m/s, -11.9° とした。フード形状は小森らの実験[3]において横風気流下で捕集率の高かったフランジ型を使用した（**Fig.3**）。

実験条件を **Table 1** に示す。換気量について 120 m³/h, 240 m³/h, 360 m³/h, 480 m³/h の 4 段階、換気方式について全面床吹き出し（FSDV）、水平床吹き出しディフューザー（HFFD）、旋回流型床吹き出しディフューザー（SFFD）、

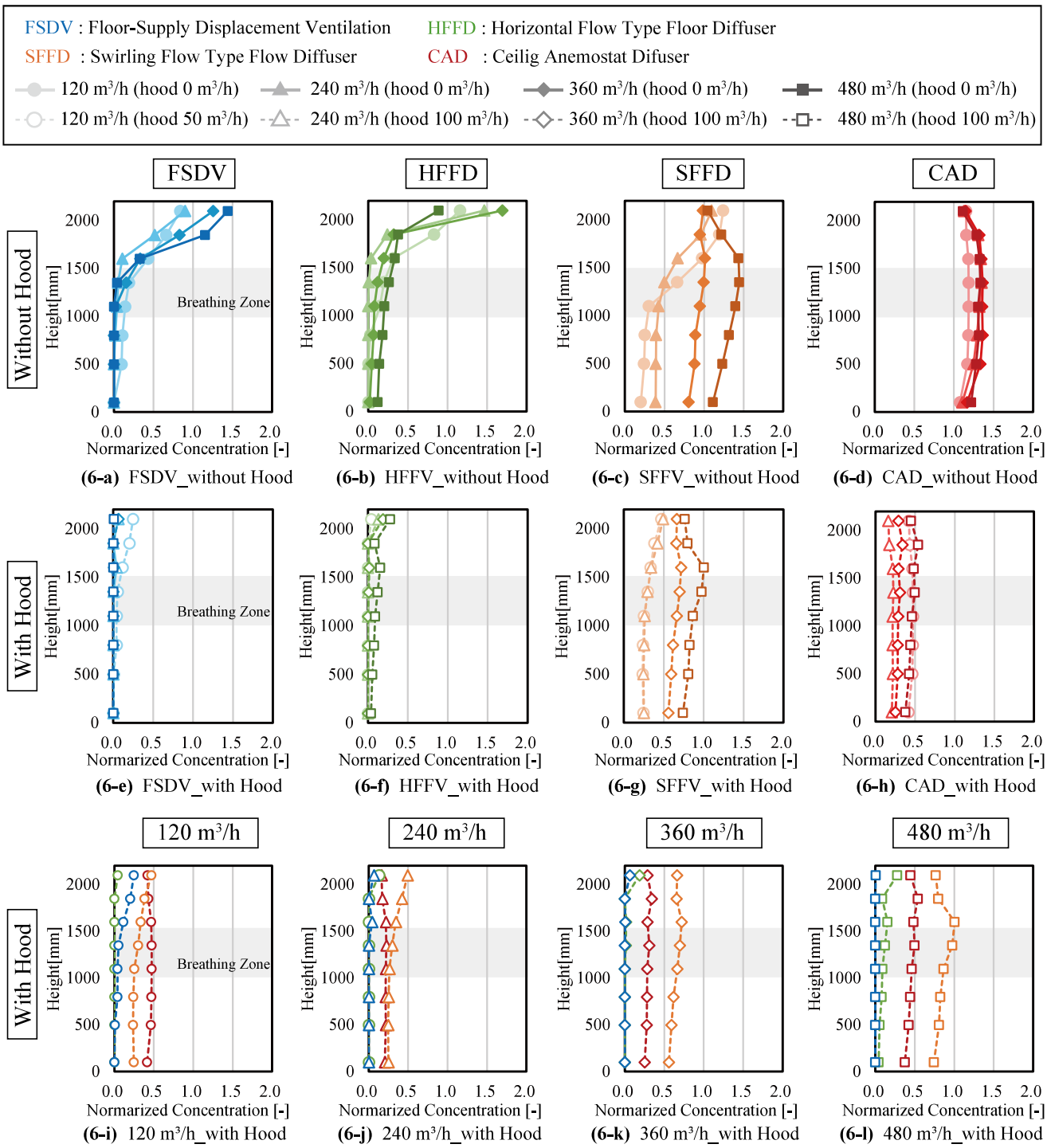


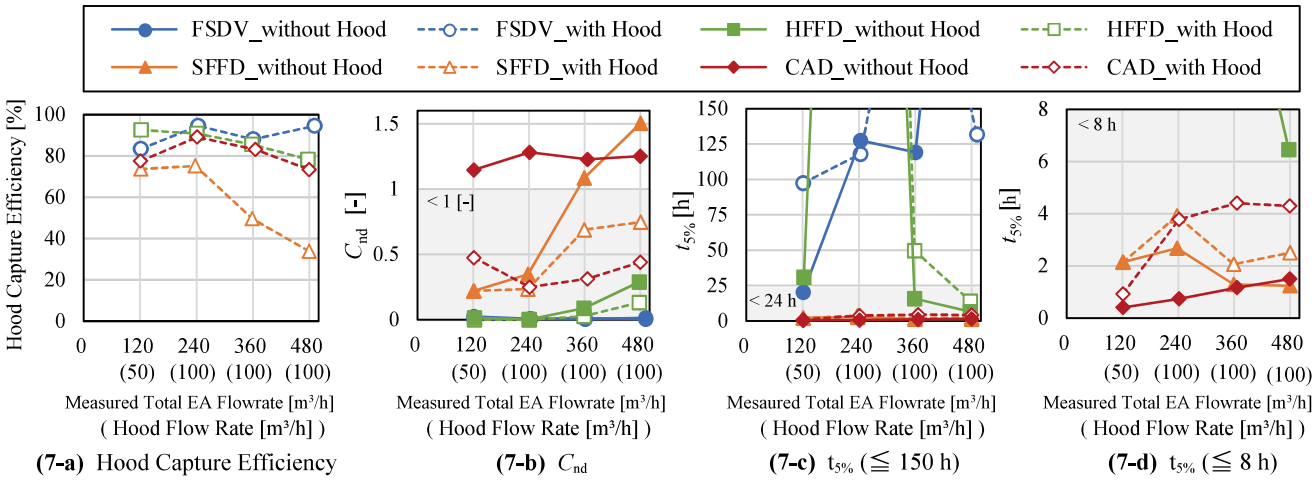
Fig.6 Vertical Distribution of CO_2 Normalized Concentrations (Averaged: Pa ~ Pd)

天井アネモ吹き出し（CAD）の四種、またそれぞれにおいてフードの有り無しを設定し全 32 条件行った。**Fig.4** に実験条件の略図を示す。また風量を変化させるにあたりディフューザーの個数は変化させなかったので、HFFD,SFFD,CAD の 120 m^3/h, 240 m^3/h において、**Table 2** に示すディフューザーのメーカーによる定格風量を下回っている。フード流量は基本 100 m^3/h (面風速 : 0.884 m/s) で固定したが室換気量が 120 m^3/h の場合のみライン型排気との流量の関係により 50 m^3/h (面風速 : 0.442 m/s) とした。温度と CO_2 濃度の測定点を **Fig. 5** に示す。室内の Pa~Pe のポールでの温度・濃度の鉛直分布に加え医者口前の濃度も測定した。

2. 結果・考察

2. 1 CO_2 規準化濃度の鉛直分布

Fig. 6 に CO_2 の規準化濃度の Pa~Pd の平均値を示す。規準化はフードとライン排気口における実験時の CO_2 排気濃度の排気流量重みづけ平均で規準化した。理想的には完全混合時の濃度と排気濃度は等しくなるため、規準化濃度が 1 であることは測定点の濃度が完全混合時の濃度と等しくなったことを意味する。フードのない条件 : **(6-a)** ~ **(6-d)**



(7-a) Hood Capture Efficiency　**(7-b)** C_{nd}　**(7-c)** $t_{5\%}$ (≦ 150 h)　**(7-d)** $t_{5\%}$ (≦ 8 h)

Fig.7 Results of η : Hood Capture Efficiency, C_{nd} : CO_2 Normarized Concentration in front of Doctor's Mouth, and $t_{5\%}$: Time until Doctor's Infection Probability Reaches 5%, Comparison between All Cases.

に着目すると、FSDV 及び HFFD の条件で高さ 1,500 mm まではほぼ 0 に近く、それ以上の高さで濃度が上昇しており、プルームに乗せて汚染質を排気する置換換気気流場が室内に形成されていることが読み取れる。また SFFD では 360 m³/h, 480 m³/h の条件では完全混合に近くなっているものの、ディフューザーの定格風量を下回る 120 m³/h, 240 m³/h の条件で FSDV 及び HFFD に似た置換換気気流場が形成されていると考えられる。CAD では定格風量を下回った場合においても規準化濃度が 1 またはそれを越えており完全混合に近い気流場が形成されたことを示している。

フードを導入した条件：**(6-e)** ~ **(6-h)** について着目すると、フード導入以前から完全混合が 1 に近かった SFFD・CAD の条件で濃度減少が顕著にみられる。またフードがない状態で置換換気気流場が形成されていたと予想される FSDV・HFFD の条件ではフードを導入することで天井付近まで規準化濃度がほぼ 0 に近くなっており、室全体への呼気飛沫・飛沫核の拡散を大きく低減させることができることを示している。

また **(6-i)** ~ **(6-l)** に着目し、同換気量においてフードを導入した場合の CO_2 規準化濃度を比較すると、換気量が増えるにつれて比較的静穏な FSDV・HFFD と室内が混合する SFFD・CAD との差が大きくなり、フードの性能が換気量および周辺気流に大きく影響されていることが読み取れる。

2. 2　フードのトレーサーガス捕集率及び医者（対面者）の口前規準化濃度から計算される感染リスク評価

Fig. 7-a にフードのトレーサーガス捕集率を示す。算定は既報[4]と同様の方法で行った。FSDV 以外の条件では換気量が増えるにつれて捕集率が低下している。一方 FSDV ではフードの捕集率に影響することなく室換気量を上げることができると考えられる。

Fig. 7-b に C_{nd}: 医者口前規準化濃度を示す。CAD ではフード導入によりいずれの換気量でも C_{nd} が 0.5 近く下がりフード導入の効果が見られる。SFFD の 360 m³/h, 480 m³/h の条件ではフードの導入により C_{nd} が大きく減少しフードの効果が確認された一方、定格風量を下回った 120 m³/h, 240 m³/h の条件では置換換気に近い気流場が形成されていたためフードがなくても医者の口前濃度は低かった。

また感染リスクの目安として **Fig. 7-c, 7-d** に $t_{5\%}$: 医者の感染リスクが 5% に達するまでの時間を示す。算定は既報[4]と同様の方法で Wells-Riley model 及び REHVA[1]の示す新型コロナウイルスにおける発話時の quanta 生成量 42 quanta/h を使用した。結果より FSDV・HFFD ではフード導入により $t_{5\%}$ を 24 時間以上にできており、医者（対面者）の感染リスクを十分に低くしたことが読み取れる。SFFD ではフード導入により $t_{5\%}$ を 1 時間程度、CAD では 2 時間程度伸ばすことができた。

3. まとめと今後の展望

本報では全面床吹き出し・水平床吹き出しディフューザーの場合に局所排気フードの導入により室全体の感染リスクを大きく下げられること及び旋回流型床吹き出しディフューザー・天井アネモ吹き出しの場合にもフードが大きく効果を発揮することが確認された。今後は CFD 解析による室内気流場のより詳細な把握が求められる。

謝 辞

なお、本研究は、科研費基盤研究 (B)21H01492 を受けたものである。

参 考 文 献

1) REHVA : COVID-19 guidance document version 4, 2021

2) 吉原集、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、張靭：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 4）CFD 解析及び実大模型実験による会話飛沫核に伴う対面感染リスクに関する検討，空気調和 ・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 {2022. 9. 14 ～ 16（神戸）}, pp 85-88

3) 小森美晴、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰： 横風気流下における局所排気装置の汚染物捕集性能に関する研究 （その 2）フード形状及び汚染源の発熱の有無が汚染物捕集性能に及ぼす影響，日本建築学会大会学術講演梗概集，pp1453-1454, 2021. 9

4) 藤原碧海、山中俊夫、小林知広、崔ナレ、小林典彰、吉原集：診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究，（その 8）異なる床給気方式におけるトレーサーガスを用いた飛沫核感染リスク評価， 空気調和 ・衛生工学会大会学術研究発表会論文集 {2023. 9（福井）}E-40

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究
（その 5）冬期外皮負荷が室内温度・濃度分布に与える影響について
Performance of Ventilation with Ceiling-supplied Displaced Ventilation in Office
(Part 5) Influence of Heat Transfer through Building Envelope on Average Temperature and Concentration Distribution of the Room in Winter

○加藤　稜也 (大阪大学)　山中　俊夫 (大阪大学)　崔　ナレ (東洋大学)
山澤　春菜 (大阪大学)　小林　知広 (大阪大学)　小林　典彰 (大阪大学)
石川　慎之助 (大阪大学)　松井　伸樹 (ダイキン工業(株))　岡本　哲也 (ダイキン工業(株))
荒川　武士 (ダイキン工業(株))　矢本　勇樹 (ダイキン工業(株))

Ryoya KATO[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*2] Haruna YAMASAWA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1] Shinnosuke ISHIKAWA[*1]
Nobuki MATSUI[*3] Tetsuya OKAMOTO[*3] Takeshi ARAKAWA[*3] Yuki YAMOTO[*3]
[*1]Osaka University [*2]Toyo University [*3]Daikin Industries LTD

In this study, we propose ceiling-supplied displacement ventilation as a new displacement ventilation system to improve design and construction issues of conventional displacement ventilation systems. In the previous report, the basic performance of this ventilation system was investigated, but the heat transfer through building envelope was not considered. In this paper, we report the results of a full-scale experiment to investigate the influence of the heat transfer through building envelope in winter on the indoor temperature and concentration distribution.

はじめに

本研究では、従来型置換換気の課題である設計・施工面の難易度の高さを改善するため、天井給気型置換換気方式を提案し、実大実験・CFD 解析によってその有効性を検討する。既報 [1] では実大実験により本換気方式の基礎的な換気性能を検討したが、外皮負荷は考慮されていない。そこで、本報では冬期外皮負荷を考慮した実大実験を行い、外気で冷却された壁面によって形成される下降気流（**Fig. 1** 参照）が室内温度・濃度分布に及ぼす影響について検討した結果を報告する。

1. 実験概要

1. 1　実験方法

実験は **Fig. 2** に示す大阪大学人工気候室にて、一般的なオフィスを想定して行った。**Fig. 3** に示す給気口より、**Table 1** に示す給気条件で室の天井中心付近から鉛直下向きに給気した。発熱源は 75 W/ 体の模擬人体を 5 体、50 W/ 台の模擬 PC を 5 台設置した。汚染質は CO_2 を使用し、人の呼気を再現するため空気と同比重になるよう CO_2 と He を 5 : 3 で混合したガスをトレーサーガスとした。この混合ガスを 5 体の模擬人体の口（高さ 1,100 mm）において、スポンジを通して計 4.8 NL/min 発生させた。天井の 25 mm × 580 mm のスリット状排気口 12 箇所を通り、天井裏の排気チャンバーから排気した。外皮負荷は、仮想外気室に循環型温度制御装置（AP-1500MV-E1、オリオン機械（株））をダクトにより

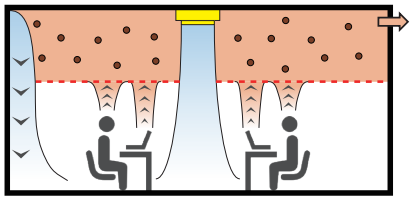


Fig. 1 Concept of Ceiling-supplied DV with downward airflow

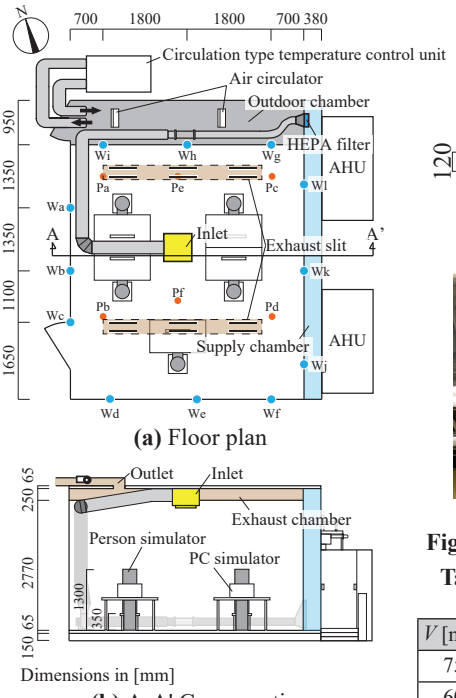
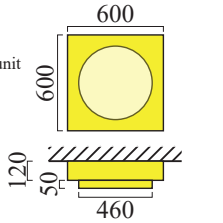
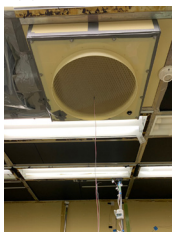


Fig. 2 Plan of the chamber





(b) Photo

Fig. 3 Supply diffuser

Table 1 Supply air conditions

V [m^3/h]	u [m/s]	I [%]
750	1.32	2.22
600	1.05	1.76
400	0.76	1.11

Table 2 Experimental conditions

	V [m³/h]	Window condition	Assumed condition					Actual experimental condition				
			C_{window} [W/m²･K]	C_{wall} [W/m²･K]	t_s [℃]	t_o [℃]	q_{total} [W]	C_{window}' [W/m²･K]	C_{wall}' [W/m²･K]	t_s' [℃]	t_o' [℃]	t_s'-t_o' [℃]
Case 750-W-10	750	Waist-high Window	3.33	0.33	21.6	1.8	-530	17.6	0.69	17.2	7.5	9.7
Case 600-W-10	600									16.8	8.7	8.1
Case 400-W-10	400									16.0	6.8	9.2
Case 750-F-10	750	Full Height		-	21.8		-690		-	17.2	7.7	9.5
Case 600-F-10	600									16.6	8.4	8.2
Case 400-F-10	400									15.6	7.1	8.5
Case 750-F-5	750									15.0	10.1	4.9
Case 600-F-5	600				-		-345			14.0	9.0	5.0
Case 400-F-5	400									15.2	10.0	5.2
Case 750-N-0	750	-								12.5	14.6	-2.1
Case 600-N-0	600									15.3	17.0	-1.7
Case 400-N-0	400									14.7	17.0	-2.3

接続し、仮想外気室内に冷気を送風するとともに、仮想外気室内をサーキュレーターで攪拌して再現した。

1. 2　実験条件

実験条件を **Table 2** に示す。計 12 条件実施し、条件名は「Case 給気量 - 窓条件 - 想定した実験室と仮想外気室との温度差」とした。Case V-F-10 では冬期の東京を想定し、建築設備設計基準[2)]から外気温度は 1.8℃とした。室内温度は温度勾配を形成すると仮定してモデルを用いて温度分布を予測したが、その際に基準とした高さ 900 mm での温度を建築設備設計基準[2)]から 22℃とした。壁面外皮負荷 q_K（式 (2) 参照）は熱コンダクタンスが 0.33 [W/m²･K] の壁面を想定して算出し、ガラス面外皮負荷 q_G（式 (3) 参照）は Low-e ガラス + 透明ガラス 6 mm の複合ガラスの窓が西南西に面しているとして算出した。なお、算出の際に用いた室内温度はモデルを用いて予測した温度分布から求めた平均値を用いた。全面窓条件では高さ 0 ~ 2,770 mm での平均温度 t_F を、腰窓条件においては腰壁部分（高さ 0 ~ 800 mm）での平均温度 t_L と窓部分（高さ 800 ~ 2770 mm）での平均温度 t_U を用いた。得られたガラス面外皮負荷を実験室において再現するために必要な仮想外気室の温度と給気温度の差 t_s - t_o を算出し、実験室においてガラス面外皮負荷を再現した。その後、腰窓条件（Case V-W-10）では壁面外皮負荷を再現するため、**Fig. 4** のように実験室の北側壁面の下部（0 ~ 800 mm）にスタイロフォームを十分密着させて設置し、q_K が想定室と等しくなるよう厚みを調整した。また、Case V-F-5 では外皮負荷を半減させ、Case V-F-10 での t_s' - t_o' を約 10℃、Case V-F-5 での t_s' - t_o' を約 5℃とした。

$$q_{total} = q_K + q_G \quad (1)$$

※ Full Height の場合は $q_K = 0$

$$q_K = A_K \cdot K_K \cdot (t_{oj} - t_L) \cdot \delta \quad (2)$$

$$q_G = A_G \cdot K_G \cdot (t_{oj} - t) \cdot \delta \quad (3)$$

※ 全面窓条件のとき $t = t_F$、腰窓条件のとき $t = t_L$

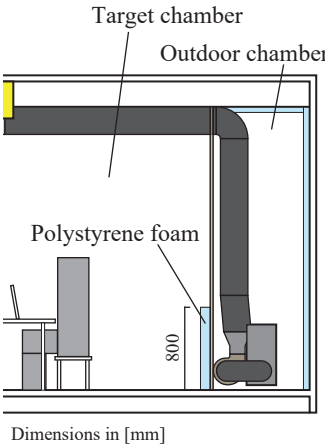


Fig. 4 Dimensions of waist-high window condition

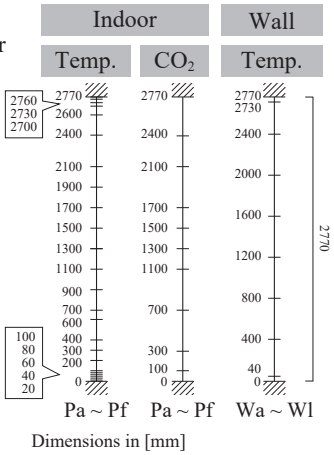


Fig. 5 measuring points

1. 3　測定概要

本実験では、**Fig. 5** に示す測定点で温度と CO_2 濃度を測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、室内温度は Pa ~Pf、壁面温度は Wa ~Wl で測定した。また、室内の CO_2 濃度測定には CO_2 データロガー（RTR-576、（株）T&D）を用い、Pa ~Pf で測定した。給排気の CO_2 濃度測定には CO_2 濃度測定器（GM70PUMP、ヴァイサラ（株））を用いた。測定間隔は 30 秒とし、定常後 30 分間の平均値を結果として用いた。

2. 実験結果

Fig. 6 に Case 750-F-10 の条件における空気温度と壁面温度の比較を示す。比較には各空気温度測定点から近い壁面測定点 2 ～ 3 点の結果を用いている。結果から、仮想外気室と実験室の間の北側壁面（Wg、Wh、Wi）では空気温度と壁面温度の差が大きく、東・南・西面では空気温度と壁面温度の差がほとんど見られなかった。このことから、本実験では想定通り実験室北側壁面にて冬期外皮負荷を再現できており、その他の壁面では外皮負荷が発生していないことが示された。**Fig. 7** に Case V-F-10 の条件における各測定点での鉛直濃度分布を示す。結果から、全測定点で濃度境界面を形成しづらくなっていることが分かる。特に北側壁面に近い測定点

（Pa、Pc、Pe）では、その他の測定点（Pb、Pd、Pf）に比べて濃度分布が悪化する傾向が見られ、冬期外皮負荷による下降気流が室内濃度分布に大きな影響を及ぼしていると考察される。

2. 1 冬期外皮負荷の大きさによる違い

Fig. 8 に各給気量において冬期外皮負荷条件を変化させた結果を示す。全条件において冬期外皮負荷が大きくなるほど室下部の濃度分布が悪化したが、規準化濃度は 1 以下となっており、冬期外皮負荷が存在する際でも天井給気型置換換気は混合換気よりも高い換気性能を有していることが示された。ただし、Case 400-F-10 においては全高さの規準化濃度が 0.7 ～ 1 であり、混合換気との性能の差が小さいことが確認された。また、冬期外皮負荷が存在する全条件で冬期外皮負荷がない条件に比べ、濃度境界面が形成されづらいことを確認した。次に平均濃度分布に注目すると、各給気量で異なる傾向が見られた。給気量 400 m^3/h では、冬期外皮負荷が大きいほど室下部の規準化濃度が悪化した。これは下降気流による室下部への汚染物の移流が原因として考えられる。一方で 600 、750 m^3/h では、冬期外皮負荷により

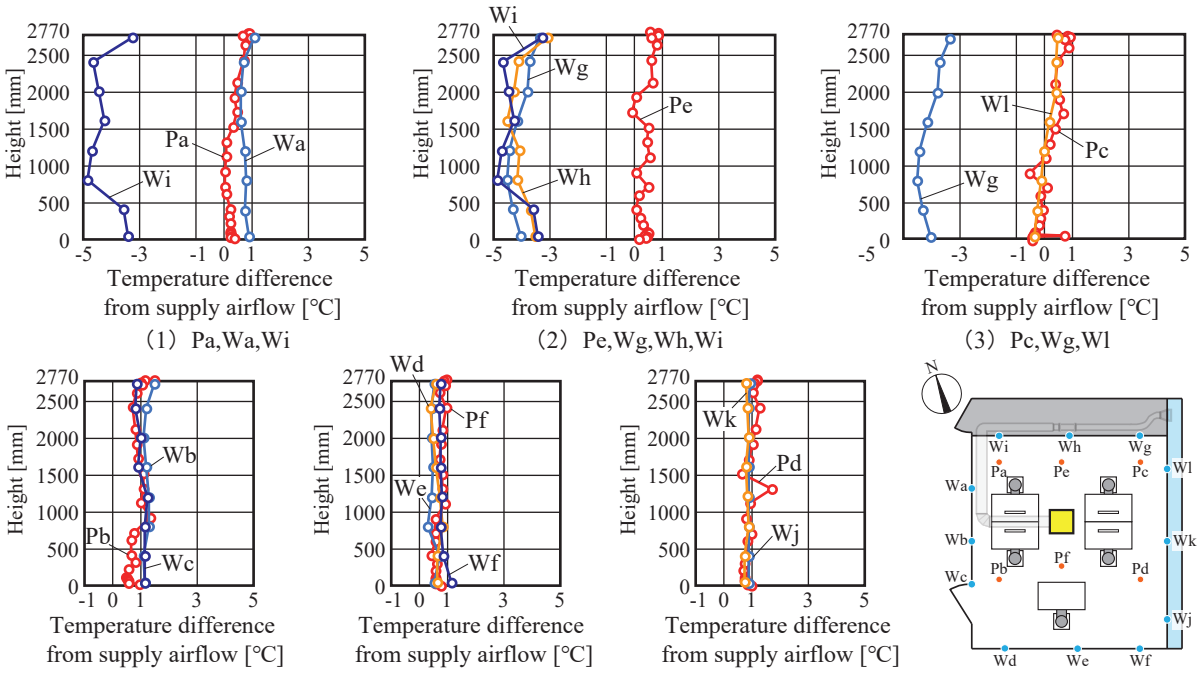


Fig. 6 Comparison of indoor temperature and wall temperature (Case 750-F-10)

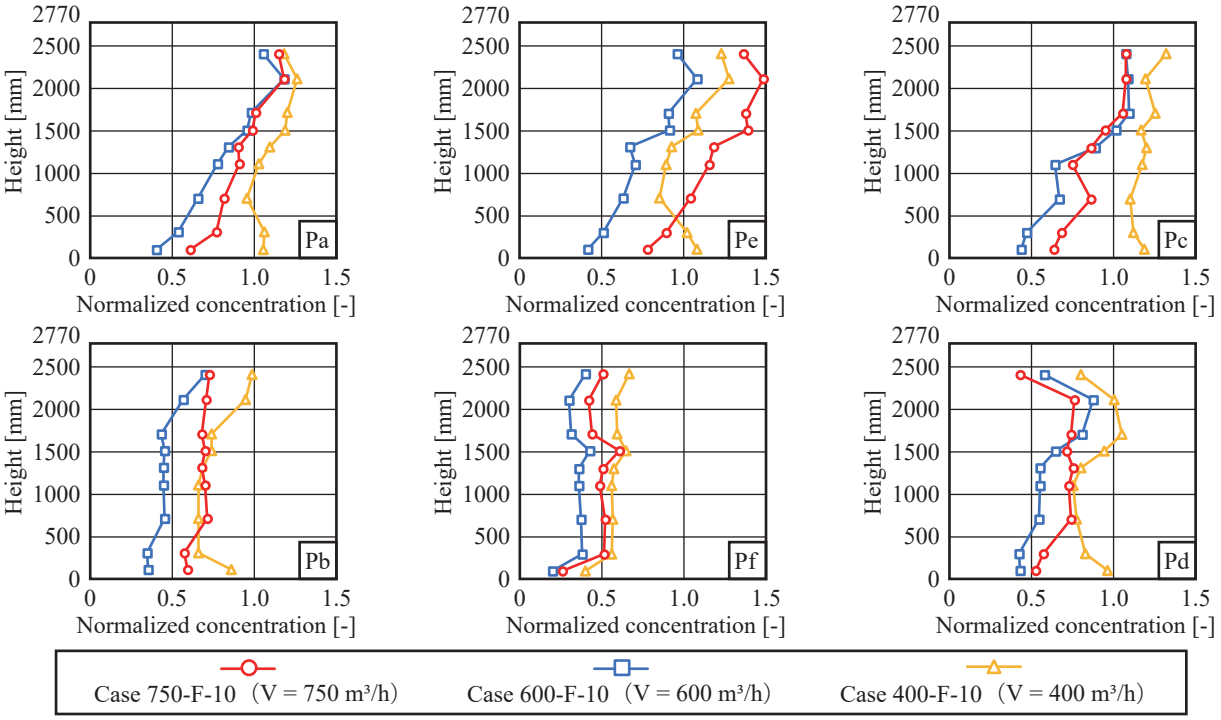


Fig. 7 Vertical distribution of normalized contaminant concentration (Case V-F-10)

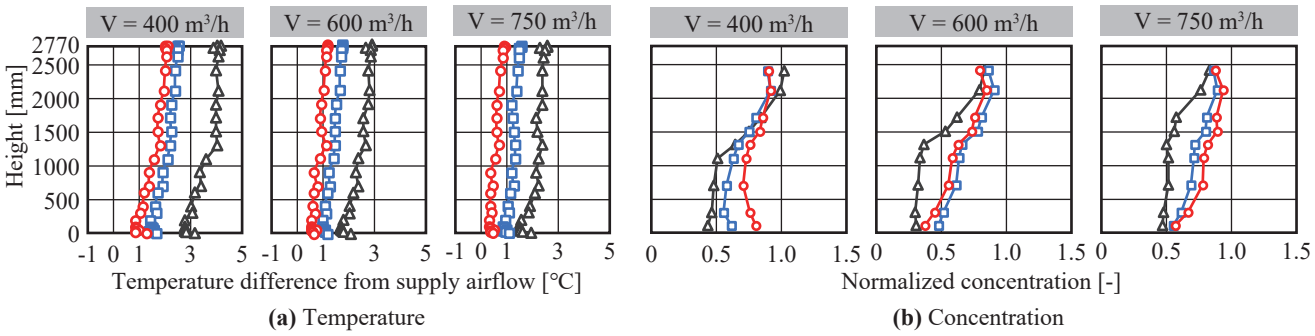


Fig. 8 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of heat transfer)

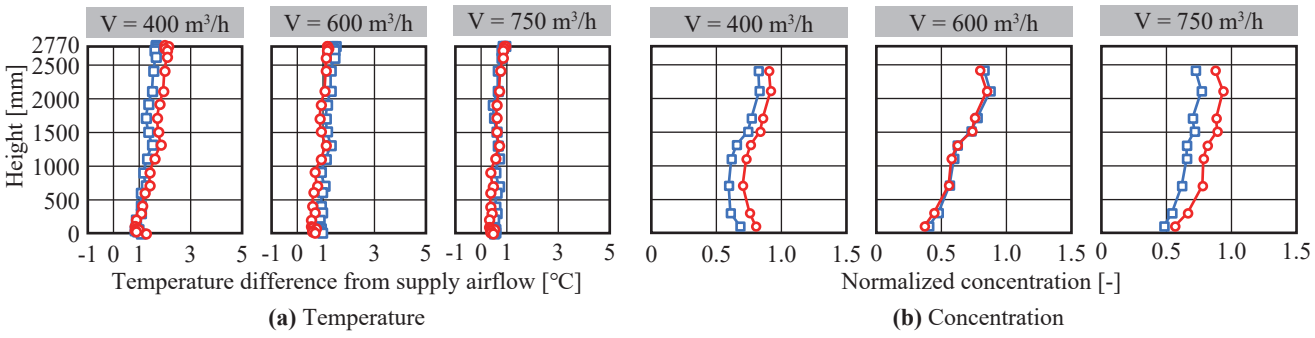


Fig. 9 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of window type)

鉛直濃度分布が全体的に悪化しているが、室下部の規準化濃度は大きく悪化はしなかった。これは、給気が床面衝突後に壁面を這い上がる気流が冬期外皮負荷による下降気流と衝突し、下降気流による室下部への汚染物の移流が生じにくくなったことが原因として考えられる。これらの結果から、400 m³/h では給気による壁面を這い上がる気流よりも冬期外皮負荷による下降気流の方が、600、750 m³/h では給気による壁面を這い上がる気流の方が優勢であると考えられる。また、600 m³/h のときは Case 600-F-5 の方が Case 600-F-10 の場合より全体的に濃度が高くなっていた。このことから、冬期外皮負荷による下降気流量が多いほど濃度分布が悪化するのではなく、冬期外皮負荷による下降気流と給気が床面衝突後に壁面を這い上がる気流のバランスによって濃度分布が変化すると考えられる。

2. 2　窓の種類による違い

Fig. 9 に各給気量における窓の種類の違いを比較した結果を示す。結果から、給気量 750、400 m³/h の条件では腰窓よりも全面窓の方が全体的に濃度分布が悪化した。これは全面窓よりも腰窓の方が壁面からの下降気流量が少ないためと考えられる。一方で、600 m³/h では全面窓条件と腰窓条件で濃度分布に変化が見られなかった。この結果の要因として、冬期外皮負荷による下降気流と給気が床面衝突後に壁面を這い上がる気流の２つが考えられ、この２つの気流の関係性によって濃度分布が変化していると考察される。

3.　まとめ

本報では冬期を想定して外皮負荷の大きさを変化させて実大実験を行い、外気で冷却された壁面によって形成される下降気流が天井給気型置換換気に与える影響を検討した。結果から、冬期外皮負荷が存在していても一定の換気性能を有することを確認し、冬期外皮負荷による下降気流と給気が床面衝突後に壁面を這い上がる気流が換気性能に大きな影響を与えることが分かった。今後はそれらを含めた天井給気型置換換気が室内環境を形成する上でパラメーターとなる要素について、引き続き実大実験および CFD 解析から解明していく予定である。

凡　例　集

V : Supply airflow rate [m³/h]　u : Supply air velocity [m/s]
I : Turbulence intensity [%]　C_{window} : Thermal conductance of window [W/(m²·K)]
C_{wall} : Thermal conductance of wall [W/(m²·K)]　t_s : Supply air temperature [℃]
t_o : Outdoor temperature [℃]　q_{total} : Heat gain from building envelope [W]
t_o' : Outdoor chambar temperature [℃]　A_K : Area of wall [m²]
K_K : Thermal transmittance of wall [W/(m²·K)]　A_G : Area of glass [m²]
K_G : Thermal transmittance of glass [W/(m²·K)]　δ : Azimuth coefficient [-] (= 1.1)
t_{oj} : Outdoor temperature for design [℃]　(= 1.8 ℃)　q_K : Heat gain from wall [W]
t_F : Average temperature (0 ~ 2,770 mm)[℃]　q_G : Heat gain from glass [W]
t_L : Average temperature (0 ~ 800 mm)[℃]
t_U : Average temperature (800 ~ 2,770 mm)[℃]

参　考　文　献

1) 石川、山中、崔、小林知、小林典、永井、松井、岡本、荒川、矢本 、大高：オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究（その 3）給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みについての検討と混合換気との比較、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集（2023 年 3 月）
2) 建築設備設計基準　平成 21 年度版、一般社団法人公共建築協会（2009 年 10 月）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究
（その 6）夏期外皮負荷が室内温度・濃度分布に与える影響について
Performance of Ventilation with Ceiling-Supplied Displaced Ventilation in Office
(Part 6) Influence of Heat Transfer through Building Envelope on Average Temperature and Concentration Distribution of the Room in Summer

○石川　慎之助 (大阪大学)　山中　俊夫 (大阪大学)　崔　ナレ (東洋大学)
山澤　春菜 (大阪大学)　小林　知広 (大阪大学)　小林　典彰 (大阪大学)
加藤　稜也 (大阪大学)　松井　伸樹 (ダイキン工業(株))　岡本　哲也 (ダイキン工業(株))
荒川　武士 (ダイキン工業(株))　矢本　勇樹 (ダイキン工業(株))

Shinnosuke ISHIKAWA[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Narae CHOI[*2] Haruna YAMASAWA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1] Ryoya KATO[*1] Nobuki MATSUI[*3]
Tetsuya OKAMOTO[*3] Takeshi ARAKAWA[*3] Yuki YAMOTO[*3]
[*1]Osaka University [*2]Toyo University [*3]Daikin Industries LTD

In this study, we propose a new type of displaced ventilation system that improves design and construction issues by installing air supply ports on the ceiling. Although the high ventilation performance of this ventilation system was shown in the previous report, it does not take into account the heat transfer through building envelope. In this paper, we report the results of a full-scale experiment to investigate the effect of the heat transfer through building envelope in summer on the inddor temperature and concentration distribution.

はじめに

本研究では普及型置換換気として天井から真下に吹き出す給気口を設置し、設計・施工面での課題を改善した給気方式を提案し、実大実験及び CFD 解析から有効性を検討する。既報 [1] において本換気方式の換気性能の高さを示したが、外皮負荷を考慮していない。一般的に置換換気が導入された室では静穏な気流場が形成されるため、外皮負荷が存在する場合、壁面から発生する気流によって温度成層・濃度境界面が崩壊し、置換性能が悪化することが考えられる。そこで前報 [2] では実大実験にて冬期外皮負荷を設定し、外気で冷却された壁面によって形成される下降気流が室内温度・濃度分布に与える影響について検討した。本報では引き続き実大実験で夏期外皮負荷を再現し、外気で加熱された壁面によって形成される上昇気流（**Fig.1** 参照）が室内温度・濃度分布に与える影響について検討した結果について報告する。

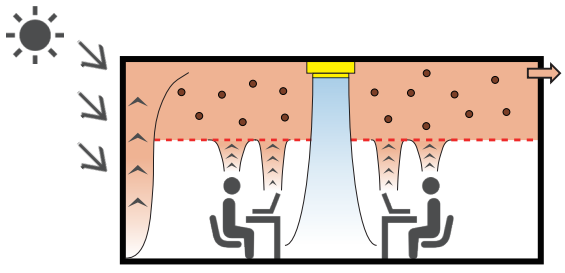


Fig. 1 Concept of Ceiling-Supplied DV with upward airflow

1. 実験概要

実験室の概要、および測定概要は前報 [2] と同様である。

Table. 1 Experimental conditions

	V [m³/h]	Window condition	Assumed condition				Actual experimental condition			
			C_{window} [W/(m²K)]	t_s [°C]	t_o [°C]	q_{total} [W]	C_{window}' [W/(m²K)]	t_s' [°C]	t_o' [°C]	$t_o' - t_s'$ [°C]
Case 750-F-30	750	Full Height	3.33	23.8	34.7	767.4	17.6	10.4	39.6	29.5
Case 600-F-30	600			23.3				13.7	41.3	27.6
Case 400-F-30	400			21.6				13.1	46.6	33.5
Case 750-F-15	750			-		383.7		10.2	25.8	15.6
Case 600-F-15	600							10.5	26.2	15.7
Case 400-F-15	400							11.6	27.1	15.5
Case 750-N-0	750	-						12.5	14.6	2.1
Case 600-N-0	600							15.3	17.0	1.7
Case 400-N-0	400							14.7	17.0	2.3

1. 1　実験条件

実験条件を **Table. 1** に示す。合計で 9 条件実施しており、条件名は「Case（給気量）-（外皮負荷条件）-（t_o' - t_s'）」とした。Case 給気量 -F-30 では 7 月 23 日の東京の時刻 12 時を想定しており、建築設備設計基準[3]から外気温度は 34.7 ℃、室内温度は 26 ℃とした。外皮負荷 q_{total}（式 (1) 参照）はガラス面通過熱負荷 q_{G1}（式 (2) 参照）とガラス面日射負荷 q_{G2}（式 (3)、(4) 参照）を考慮しており、Low-e ガラス＋透明ガラス 6 mm の複合ガラスと中間色ブラインドを組み合わせた全面窓が西南西に面しているとして算出した。得られた外皮負荷を実験室において再現するために必要な仮想外気室の温度と給気温度の差 t_o' - t_s' を算出することで実験室において夏期外皮負荷を再現した。また、Case 給気量 -F-15 では外皮負荷を半減させ、比較することで外皮負荷の大きさによる影響を検討した。Case 給

$$q_{total} = q_{G1} + q_{G2} \quad (1)$$

$$q_{G1} = A_G \cdot K\,(t_{oj} - t_i) \quad (2)$$

$$q_{G2} = q_{G2n} \cdot A_G \quad (3)$$

$$q_{G2n} = I_G \cdot SC \quad (4)$$

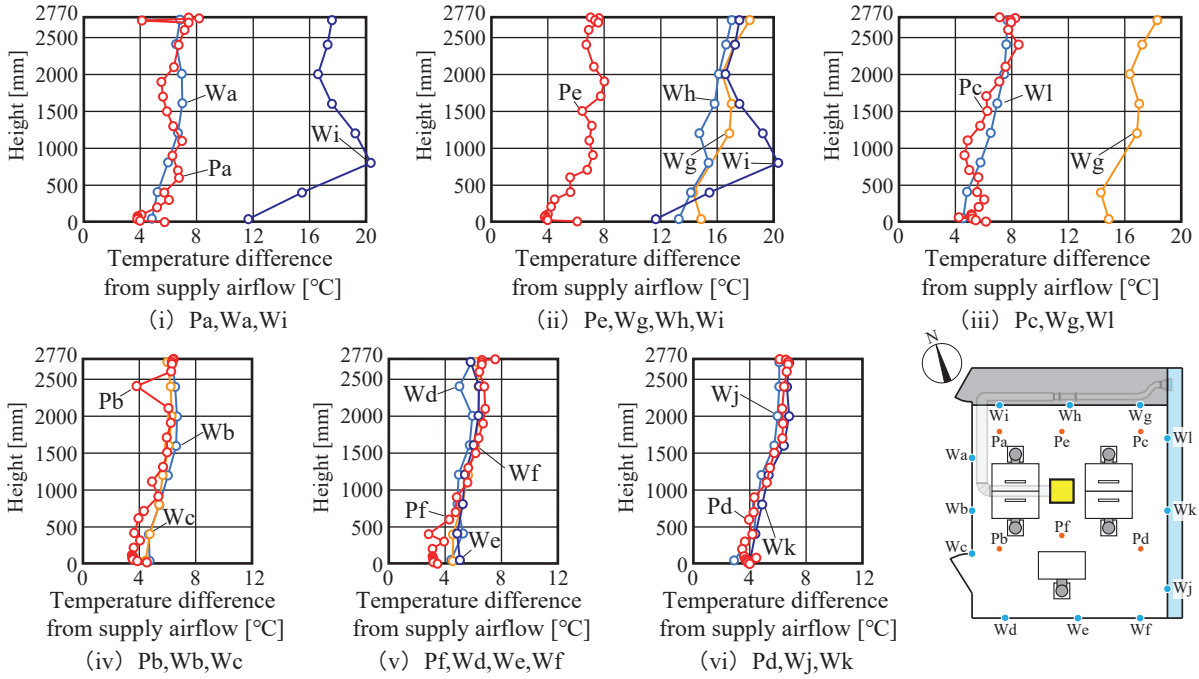


Fig. 2 Vertical distribution of temperature (Case 750-F-30)

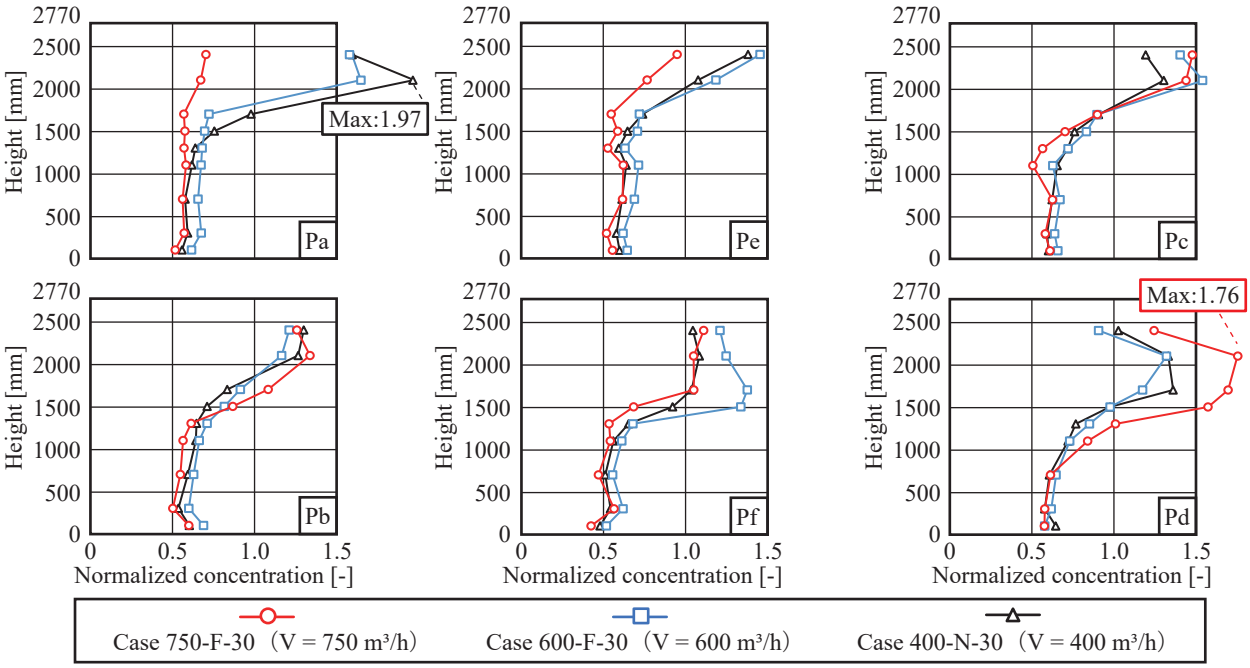


Fig. 3 Vertical distribution of normalized contaminant concentration (Case V-F-30)

気量 -F-30 では $t_o' - t_s'$ を約 30℃、Case 給気量 -F-15 では $t_o' - t_s'$ を約 15℃とした。

2. 実験結果

Fig. 2 に Case 750-F-30 の条件における空気温度と壁面温度の比較を示す。比較には各空気温度測定点から近い壁面測定点 2 ～ 3 点の結果を用いている。結果から、仮想外気室と実験室の間の北側壁面（Wg、Wh、Wi）では空気温度と壁面温度の差が大きく、東・南・西面では空気温度と壁面温度の差がほとんど見られなかった。これらの結果から、本実験では想定通り実験室北側壁面にて夏期の外皮負荷を再現できており、その他の壁面では外皮負荷が発生していないという事が示された。全条件において Wi の高さ 800 mm 付近の高さにおいて Wg、Wh よりも 5℃程度高い温度となっているが、これは仮想外気室に接続した循環型温度制御装置の吹出し口が Wi の高さ 800 mm 付近に位置していることが原因と考えられる。

Fig. 3 に Case 750-F-30、Case 600-F-30、Case 400-F-30 の条件における各測定点での鉛直濃度分布を示す。結果から、概ね全測定点で濃度境界面が形成されているが、Case 750-F-30 の条件の Pa では濃度境界面が形成されていないことが確認できる。これは給気口が部屋の中心から北西方向にあるため、室南東側に給気される気流は十分に広がるのに対して、室北西側に給気される気流は運動量が小さくなる前に壁面に衝突して上昇し、空気を混合しているためだと考えられる。

2. 1. 夏期外皮負荷の大きさによる違い

Fig. 4 に各給気量において夏期外皮負荷条件を変化させた結果を示す。各条件での結果から、全条件で温度成層・濃度境界面が形成されており、居住域の規準化濃度は 1 が下回っていることを確認した。これより、夏期の外皮負荷の影響により、換気性能が多少悪化する可能性はあるものの高い換気性能を確認することができた。

次に平均濃度分布に注目すると各給気量で異なる傾向が見られた。給気量 750 m^3/h では室下部の濃度にはあまり変化が見られなかったが、夏期外皮負荷が大きいほど濃度境界面が低下した。これは北側壁面からの上昇気流により室全体の上昇気流量が増加した影響で給気量と上昇気流量が等しくなる高さが低くなったことが原因として考えられる。また、北側壁面からの上昇気流によって室下部の汚染物濃度が低い区域の空気が室上部へと移流した事が起こっていた可能性も考えられる。

給気量 600 m^3/h では、濃度境界面高さはあまり変化しなかったが、夏期外皮負荷が大きいほど室下部の濃度が高くなっていった。これは夏期外皮負荷による上昇気流で濃度境界面が低下し、給気が床面に衝突した後に床面を沿い壁面を這い上がる気流によって低下してきた汚染物が攪拌されたことで発生した可能性が考えられる。

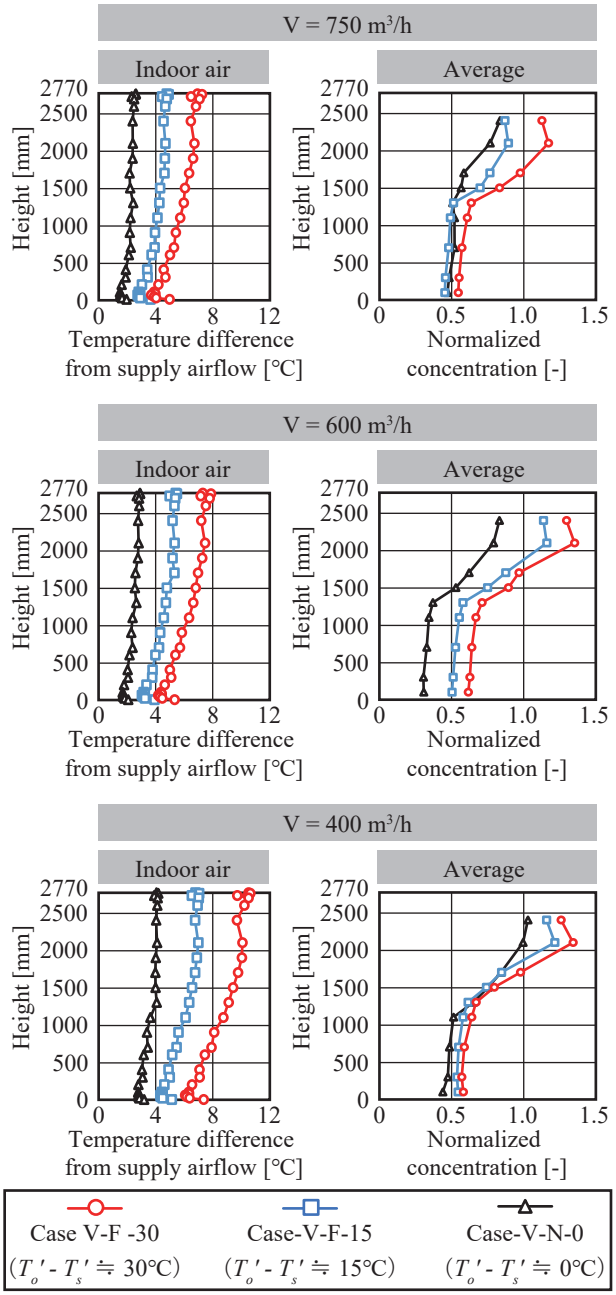


Fig. 4 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of heat transfer)

給気量 400 m^3/h では、給気量 600 m^3/h 時と同様に濃度境界面高さはあまり変化しなかったが、給気量 600 m^3/h 時に見られた夏期外皮負荷が大きいほど室下部の濃度が高くなっていく傾向が小さくなった。

このように各給気量で異なる傾向が見られた原因として、給気量が異なることで給気速度が変化し給気が床面に衝突した後に床面を沿い壁面を這い上がる気流の強さが変化するからだと考察する。夏期外皮負荷による壁面上昇気流と給気が床面に衝突した後に床面を沿い壁面を這い上がる気流が合成されて一体になると仮定すると、給気量が 750 m^3/h（給気速度 : 約 1.32 m/s）では合成された上昇気流量が最も大きく、室最上部まで室下部の汚染物濃度が低い区域の空気が移流し、濃度境界面高さを

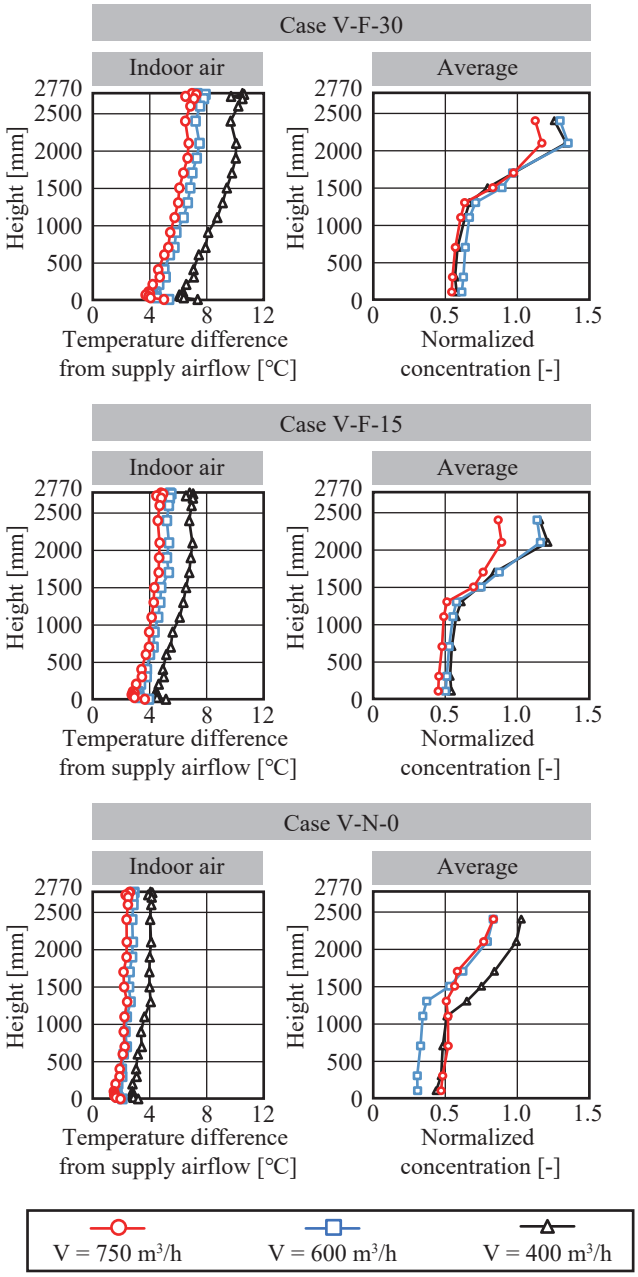


Fig. 5 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of supply airflow rate)

低くしたと考察できる。また、給気量が 600 m^3/h（給気速度：約 1.05 m/s）では室最上部まで上昇気流が到達せず、室下部の空気を攪拌し濃度を悪化させたと考察できる。給気量が 400 m^3/h（給気速度：約 0.76 m/s）では上昇気流量が最も小さく、室下部の空気の攪拌による影響が最も小さかった事が考察できる。

2. 2. 給気量による違い

Fig. 4 に各夏期外皮負荷条件における給気量による違いを比較した結果を示す。外皮負荷がない条件（Case 給気量 -N-0）ではどの条件でも濃度境界面が形成されており、給気量が大きいほど濃度境界面高さが高くなっていることが確認できる。しかし、夏期外皮負荷を考慮した条件（Case 給気量 -F-30、Case 給気量 -F-30）では濃度境界面高さは給気量を変化させても変化せず、近い濃度分布になっていることが確認できる。外皮負荷がない条件（Case 給気量 -N-0）では発生していた給気量ごとの濃度分布の傾向の違いが夏期外皮負荷を考慮した条件（Case 給気量 -F-30、Case 給気量 -F-30）では見られなくなっていることから、夏期外皮負荷によって受ける影響が給気量ごとに異なっていることが考察される。夏期外皮負荷が与える影響に濃度境界面の低下と室下部の濃度の悪化が存在すると仮定すると、夏期外皮負荷によって濃度境界面が低下する現象は 750 m^3/h ＞ 600 m^3/h ＞ 400 m^3/h の順で、室下部の濃度が悪化する現象は 600 m^3/h ＞ 750 m^3/h ≒ 400 m^3/h の順で影響を受けるということが示される。

このように各給気量によって天井給気型置換換気の換気性能の特性が変化する要因として、「①床面に衝突した後に発生する気流場」と「②給気ユニットと壁面または別の給気ユニットとの距離」が挙げられることが今回の実験結果から示された。今後の検討としてこれらのパラメーターおよびこれまでの検討で得られたパラメーターを実大実験および CFD 解析から解明していくことが本換気方式の設計手法の確立に必要であると考える。

3. まとめ

本報では夏期を想定して外皮負荷の大きさを変化させて実大実験を行い、天井給気型置換換気に与える影響を検討した。結果から、夏期外皮負荷が存在していても高い換気効率がある事を確認した。今後は、室内発熱量を減少させるなどして本報では実施できなかった外皮負荷条件について検討を行うことと、CFD 解析において天井給気型置換換気が室内環境を形成する上でパラメーターとなる要素について引き続き実大実験および CFD 解析から解明していく予定である。

凡 例 集

V : Air flow rate [m^3/h]　C_{window} : Thermal conductance of window [W/(m^2・K)]
t_s : Supply air temperature [℃]　t_o : Outdoor temperature [℃]
t_o : Outdoor chamber temperature [℃]　q_{total} : Heat gain from building envelope [W]
q_{G1} : Conductive heat gain through glass [W]　A_G : Area of glass [m^2]
q_{G2} : Transmitted solar heat gain through glass [W]
K : Thermal transmittance of glass [W/(m^2・K)]
t_i : Design indoor temperature [℃]（= 26）
t_{oj} : Design outdoor temperature [℃]（= 34.7）　SC : Shading coefficient [-]（= 0.39）
q_{G2n} : Transmitted solar heat gain through glass per unit area [W/m^2]
I_G : Standard solar heat gain of the glass surface [W/m^2]（= 93）

参 考 文 献

1) 石川、山中、崔、小林知、小林典、永井、松井、岡本、荒川、矢本 、大高：オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究（その 3）給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みについての検討と混合換気との比較、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集（2023 年 3 月）
2) 加藤、山中、崔、山澤、小林知、小林典、石川、松井、岡本、荒川、矢本：オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究（その 5）冬期外皮負荷が室内温度・濃度分布に及ぼす影響について、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2024 年 3 月掲載予定）
3) 建築設備設計基準　平成 21 年度版、一般社団法人公共建築協会（2009 年 10 月）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

中規模オフィスにおける天井給気型置換換気方式に関する研究
（その 1）吹出し気流性状及び給気口位置が換気性能に及ぼす影響
Study on Ceiling-Supplied Displacement Ventilation in a Midium-Size Office
(Part 1) Effect of Airflow Characteristics and Air Inlet Location on Ventilation Performance

○加護　稜大（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
崔　ナレ（東洋大学）　山澤　春菜（大阪大学）　小林典彰（大阪大学）
永井　優太（大阪大学）　松井　信樹（ダイキン工業(株)）　岡本　哲也（ダイキン工業(株)）
荒川　武士（ダイキン工業(株)）　蔵永　真理（ダイキン工業(株)）

Ryota KAGO[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*2]
Haruna YAMASAWA[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1] Yuta NAGAI[*1] Nobuki MATSUI[*3]
Tetsuya OKAMOTO[*3] Takeshi ARAKAWA[*3] Mari KURANAGA[*3]
[*1]Osaka University [*2]Toyo University [*3]Daikin Industries LTD

This study proposes a ceiling-supplied displacement ventilation system consisting of only ceiling-mounted equipment and components, and examines its effectiveness through computional fluid dynamics. This report reproduces a medium-size office and introduces the system in that space. Then, the supply method and the supply position are varied, and the temperature and contaminant concentration are compared. In addition, we consider the impact of air supply conditions in an midium-size office.

はじめに

近年、新型コロナウイルスの流行により高効率な換気手法が注目されている。中でも室下部から低温・低速で給気を行い、温度成層を形成し汚染質を効率的に除去する置換換気は居住部を清浄に保つことが可能である。しかし従来の置換換気は室下部に専門機器が必要であり設計・施工面に課題があった。そこで、天井設置の機器からのみ構成される天井給気型置換換気を提案する。永井ら[1)]は天井給気型置換換気を実験室に導入し換気性能を評価した。本報では中規模オフィスに導入し、数値流体力学（Computional Fluid Dynamics）により吹出気流性状及び給気口位置が室内温度・汚染質濃度に及ぼす影響について検討する。

1. 解析概要

1. 1　解析空間

解析空間は **Fig. 1** に示すように 16,200 × 7,500 × 2,450 mm のオフィスを再現した。発熱源として人体（発熱量：75 W）× 18 体および PC（発熱量：50 W）× 18 台を配置した。人体（**Fig. 2**）は座位を想定しており床面から 1,100 mm の位置に汚染質発生源を設けた。壁面部材（**Fig. 3**）は一般的なオフィスで使用される、厚さ 12.5 mm、熱伝導率 λ = 0.14 [W/(m・K)]、比熱 C = 1,130 [J/(kg・K)] の石膏ボードを再現した。本解析ではメッシュサイズに合わせて厚さを 200 mm とし、熱伝導率 λ = 2.24 [W/(m・K)] と変更した。また、壁面の外部は断熱である。

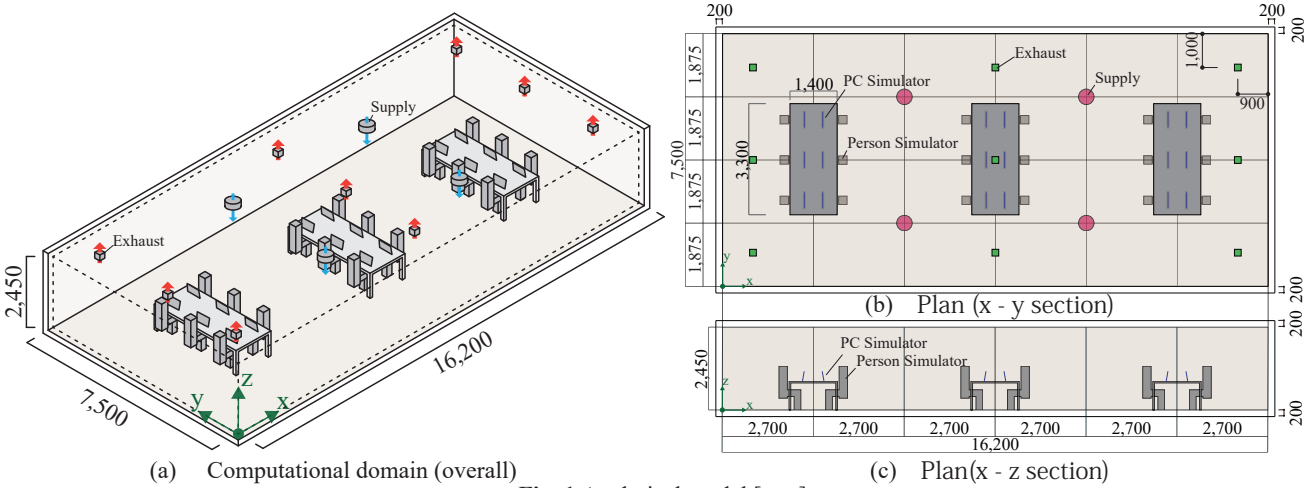


Fig. 1 Analytical model [mm]

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

1. 2　解析条件

解析手法を **Table 1**、境界条件を **Table 2**、解析条件を **Table 3**、**Fig. 4** に示す。給気量は全条件において 600 m^3/h であり、給気方式及び給気口位置をパラメータとして変化させ比較を行う。条件名の最初の文字は給気方式（DV = 置換換気、MV = 混合換気）を、中の文字は給気高さ（C = 天井給気、F = 室下部給気）を、最後の文字は給気口の位置を示す。条件 DV - C - middle では天井給気型置換換気を想定しており、給気風速が 1 m/s となるような円形の給気口を使用している。条件 MV - C - middle では混合換気を想定しており、アネモスタット型の給気口を使用している。条件 DV - F - wall と条件 DV - F - corner では従来の室下部給気型の置換換気を想定し、高さ 900 mm、給気風速が 0.265 m/s となるような表面積をもった半円柱及び四分円柱の給気口を床面に設置した。また、給気口位置を変化させる条件では全て天井給気で、給気口位置を机の間、机の上、室の壁際、室の角（**Fig. 4 (b)** 参照）に設けた。

Table 1 Analysis Condition

CFD Code	STREAM ver.2023
Total Number of Mesh	5,545,188
Turbulence Model	Standard k-ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK
Number of Cycles	5,000

Table 2 Boundary Condition

Wall	Wall Boundary	no-slip	
	First Mesh from Wall	100 mm wide	
	Local Convective Heat Transfer Rate[2)]	Ceiling	0.9667 W/(m^2K)
		Wall	3.0667 W/(m^2K)
		Floor	4.2633 W/(m^2K)
Inlet Boundary	Flow Rate*	600 m^3/h × 4 $k = 3/2(U \cdot I)^2$ $\varepsilon = (C\mu^{3/4} \cdot k^{1/2})/L$	
	Temperature	20 ℃	
Outlet Boundary		Guage Pressure：0 [Pa]	
Emissivity		0.9 [-]	
Heat Generation	Human	75W × 18	
	PC	50W × 18	
Breath	Temperature	35 ℃	
	Flow Rate	0.6 L/min	
	Mouth Size	50 × 50 mm	

＊ I : Turbulence intensity (= 0.1)　$C\mu$: Turbulence model constant (= 0.09)
U: Mean flow velocity [m/s]　　L : Turbulent length scale (= 0.013 m)

Table 3 Parameter

	Supply method	Supply position
DV - C - middle	Ceiling supply	Between the desks
MV - C - middle	Ceiling supply	Between the desks
DV - F - wall	Near the floor supply	On the walls
DV - F - corner	Near the floor supply	On the corners
DV - C - obstacle	Ceiling supply	Above the desks
DV - C - wall	Ceiling supply	Near the walls
DV - C - corner	Ceiling supply	Near the corners

2.　解析結果

本論文では **Fig. 4** に示すように、水平方向に 22 ヵ所の測定点を設け、同じ高さの点での値を平均することで各条件における鉛直温度・濃度分布（**Fig. 8**）を作成した。**Fig. 5** ~ **Fig. 7** に解析結果を示す。**Fig. 5** に y = 3,750 mm における平面分布、**Fig. 6** に z 方向の平面分布、**Fig. 7** に鉛直分布を示す。

2. 1　給気方式による比較

まずは給気方式が異なる 4 条件を比較する。**Fig. 5** から、天井給気型置換換気である DV - C - middle と比較して混合換気である MV - C - middle は室全体を拡散し温度・濃度共に室下部から室上部にかけて一様になっている。しかし混合換気の規準化濃度は理論上は室のどの高さにおいても 1.0 を示すが、本解析では室を混合しきれず 1.0 に届いていない。これは解析で使用したアネモスタットモデルが簡易的なものであり、気流の再現が上手くできていなかったことが原因だと思われる。

従来の室下部給気型の置換換気を想定した条件である

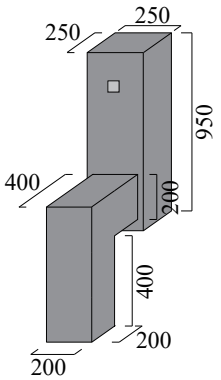


Fig. 2 Person simulater [mm]

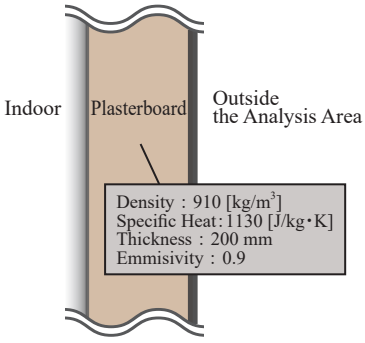
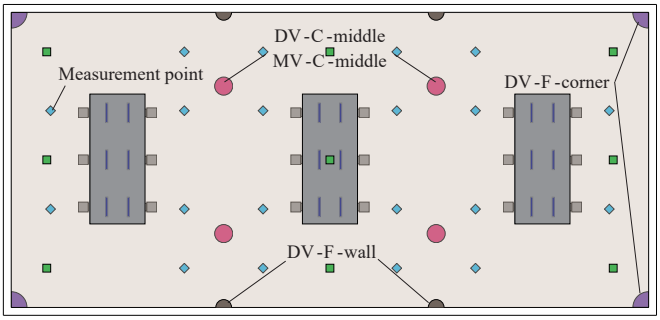
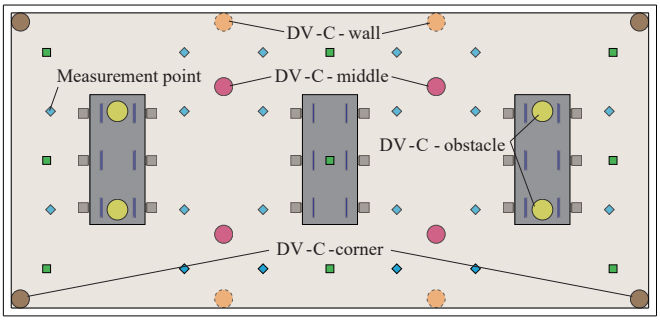


Fig. 3 Wall material



(a) Comparison of supply method



(b) Comparison of supply position

Fig. 4 Location of inlets per condition

DV - F - wall や DV - F - corner は居住域において他条件よりも低い温度・濃度を示している。室下部においては規準化濃度がほぼ 0 に近い値を示していることがわかる。天井給気型の DV - C - middle での室下部の規準化濃度は 0.5 程度である。これは天井から給気を行った場合、給気口から吹き出された空気が周辺の汚染質を含んだ空気を巻き込んでしまうことが原因として考えられる。しかし混合換気の条件 MV - middle よりも、居住域高さでの規準化濃度が低く、このような中規模オフィスにおいて有効な換気手法だと言える。

2. 2　給気口の位置による比較

次に天井給気型置換換気で給気口位置のみを変化させた 4 条件を比較する。これらの条件の中でまず着目するのは給気口を机の上に設けた条件 DV - C - obstacle である。この条件は机の間に給気口を設けた DV - C - middle や室の角に給気口を設けた DV - C - corner と比較して規準化濃度がやや高いことが確認できる。机の上から給気を行った場合、他条件と比較して人体から噴出された汚染質を多く巻き込んでしまう。また、この条件では吹出空気は机に衝突し拡大する。そのため人体の汚染室を乗せた吹出空気が室全体へ拡散し、濃度が高くなると考えられる。

次に給気口を壁際に設けた条件 DV - C - wall である。この条件は鉛直分布から読み取れるように、居住域の温度・濃度共に条件で最も高い。壁面に接するよう配置することで給気気流の運動量が大きくなり、その分給気同士の衝突の規模大きくなると考えられる。

給気口を机の間に設けた条件 DV - C - middle と室の角に設けた条件 DV - C - corner は、どちらも条件の中では比較的低い濃度を示している。しかし DV - C - middle で

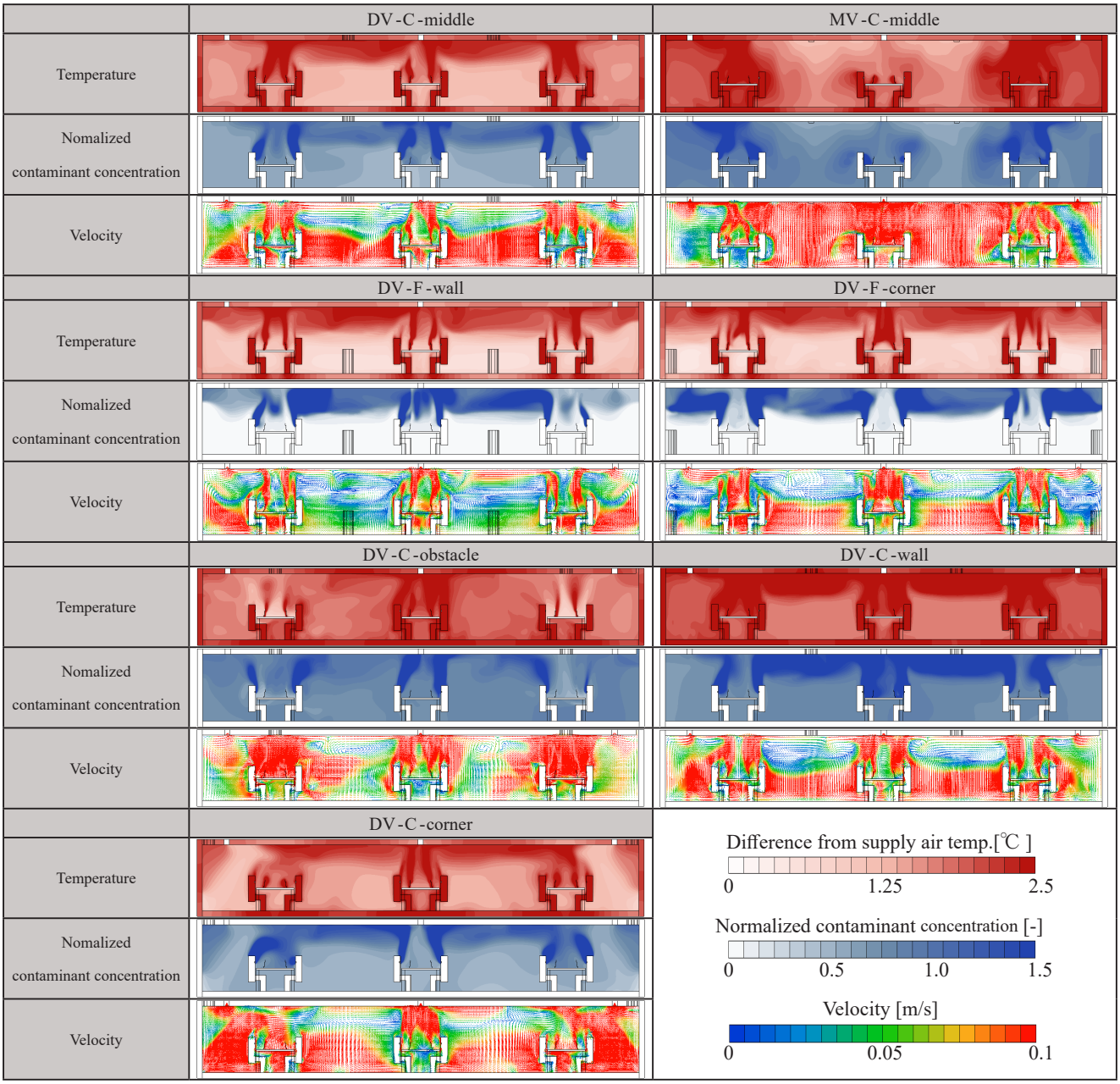


Fig.5 Distribution of temperature, contaminant concentration, and velocity (y = 3,750 mm)

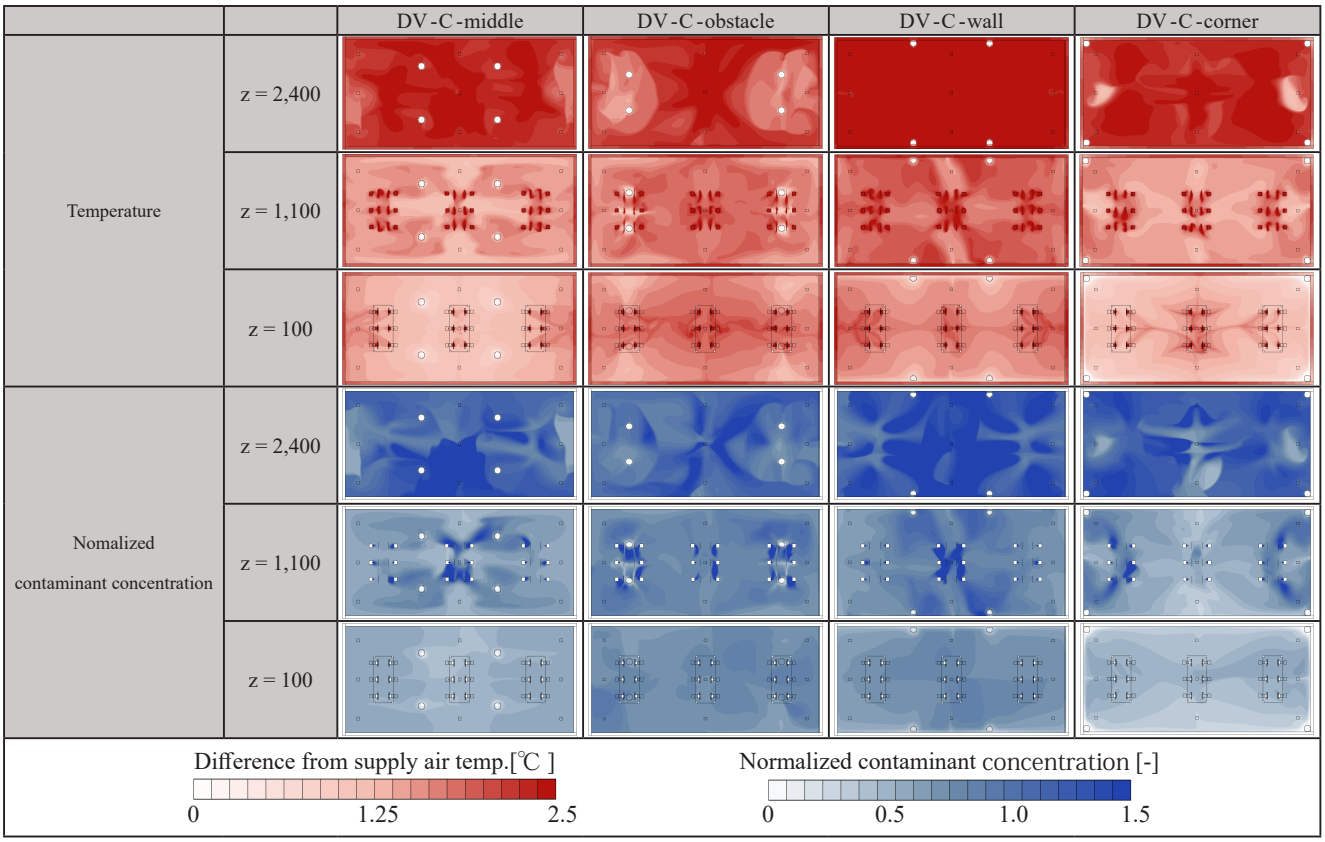
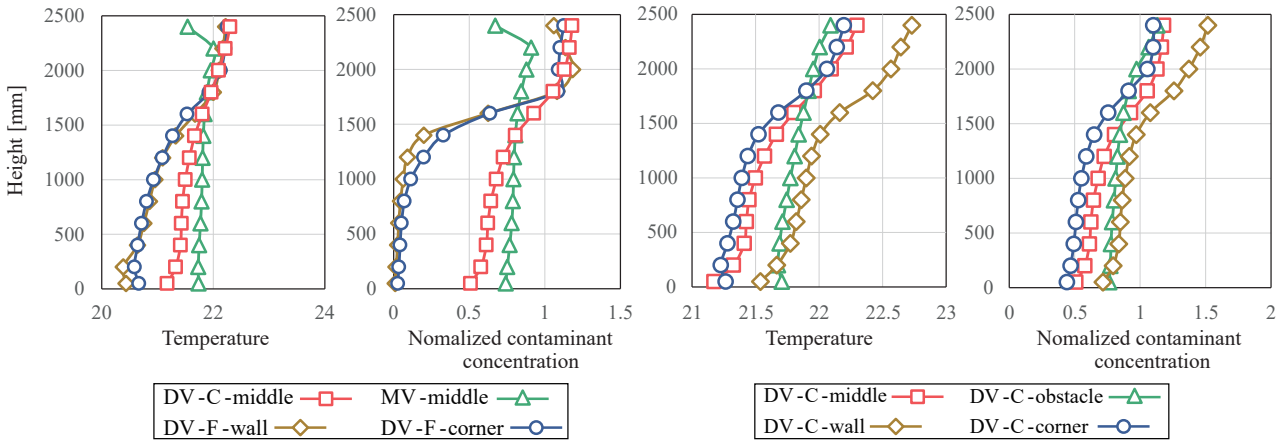


Fig.6 Distribution of temperature and contaminant distribution (x - y section)



(a) Comparison of supply method　　(b) Comparison of supply position

Fig.7 Vertical distribution

は DV - C - corner と比較して、位置の関係上より多くの汚染質を巻き込み室下部へ給気が達するため、やや濃度が高いと考えられる。DV - C - corner は給気気流の運動量は大きいものの、位置の関係上巻き込む汚染質が少なく、給気同士の衝突が規模が小さいと考えられる。

今回の条件では吹出空気同士の衝突が多々見られ、その結果汚染質を巻き込み室全体へ拡散していることが考察された。DV - C - corner のように室の角に給気口を設置した場合、吹出空気同士の衝突がやや減り、その上ドラフトが生じる範囲が減少し、室内レイアウトの自由度の向上が期待できる。また、給気口と壁面の距離が給気気流の運動量に影響し、給気口と汚染質発生源の距離が汚染質の巻き込み量に影響すると考察できた。

まとめ

本研究では中規模オフィスを CFD 解析にて再現し、天井給気型置換換気を導入した。本報では給気気流性状及び給気口位置が室内温度・濃度へ及ぼす影響について検討し、給気口位置の工夫により居住域の濃度を清浄に保つことが可能であることがわかった。今後は実際のオフィスにおける実測により評価を行う。

参 考 文 献

1) 永井、山中、崔 , 小林知、小林典、石川、松井、岡本、荒川、矢本、大高 : オフィスにおける天井給気型置換換気の換気性能に関する研究（その 4）CFD 解析に基づく給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みに関する検討、空気調和・衛生工学会学術研究発表会論文集（2023.9）
2) ASHRAE Standard Committee : ASHRAE Handbook : Fundamentals, 2013

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

中規模オフィスにおける天井給気型置換換気方式に関する研究
（その 2）各在室者から発生した汚染質の室内移流拡散性状に関する検討
Study on Ceiling-Supplied Displacement Ventilation in a Medium-Size Office
(Part 2) Study of Advection-Diffusion of Pollutants Generated from Each Occupant

○永井　優太（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　小林　知広（大阪大学）
崔　ナレ（東洋大学）　山澤　春菜（大阪大学）　小林　典彰（大阪大学）
加護　稜大（大阪大学）　松井　伸樹（ダイキン工業(株)）　岡本　哲也（ダイキン工業(株)）
荒川　武士（ダイキン工業(株)）　蔵永　真理（ダイキン工業(株)）

Yuta NAGAI[*1] Toshio YAMANAKA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Narae CHOI[*2]
Haruna YAMASAWA[*1] Noriaki KOBAYASHI[*1] Ryota KAGO[*1] Nobuki MATSUI[*3]
Tetsuya OKAMOTO[*3] Takeshi ARAKAWA[*3] Mari KURANAGA[*3]
[*1]Osaka University [*2]Toyo University [*3]Daikin Industries LTD

This study proposes a ceiling-supplied displacement ventilation system consisting of only ceiling-mounted equipment and components as a popular displacement ventilation system, and aims to evaluate its performance by measurements. In the previous report, we examined the effects of airflow characteristics and air inlet position by CFD analysis. In this paper, we investigate the effect of contaminant source position and exhaust position as parameters on the temperature and contaminant concentration distribution by CFD analysis.

はじめに

本研究では普及型置換換気として、天井設置の機器や部材のみから構成される天井給気型の置換換気方式を提案し、本方式を導入した実建物を対象に実測による性能評価を目的とする。前報[1)]では実測の事前検討として CFD 解析により、吹出し気流性状及び給気口位置が室内温度・汚染質濃度分布に与える影響を検討した。本報では CFD 解析を用いて、汚染質発生位置と排気口位置をパラメータとし、室内温度・濃度分布に及ぼす影響について検討を行う。

1. 解析概要

1. 1　解析空間

解析空間は **Fig. 1**、**Fig. 2** に示す内寸が 16,200 × 7,500 × 2,450 mm のオフィスを想定した実測空間を再現し、発熱源として人体 18 体（発熱量：75 W/ 人）および PC18 台（発熱量：50 W/ 個）を配置した。室中央部の天井に設置された 4 か所の円形給気口（直径 460 mm）から下向きに給気され、同じく天井に設置された 9 か所の排気口（200 × 200 mm）から排気される。

1. 2　解析条件

解析手法を **Table 1**、境界条件を **Table 2** に示す。天井、壁、床の局所対流熱伝達率は文献[2)]を基に、放射率を 0 と仮定することで推定した値とした。また、給気量は 1 つあたり 600 m^3/h（計 2,400 m^3/h）とし、排気口は自然流出とした。9 つある排気口は、概ね同様の排気量であることを確認した。汚染質発生位置を **Fig. 2** に示す①～⑥に変化させ比較を行った。

2．解析結果

Fig. 3 に鉛直分布、**Fig. 4** に汚染質発生位置から各排気口までの距離と室平均汚染質濃度との関係、**Fig. 5** に平面分布を示す。鉛直分布は高さ 200 mm ごとに平面全体で平均した結果を示す。また、平面分布の z 断面は、

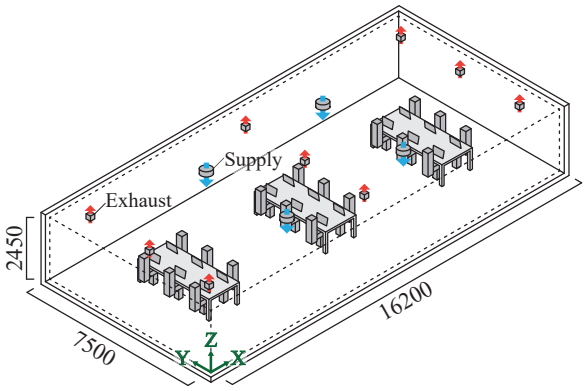


Fig. 1 Analytical model [mm]

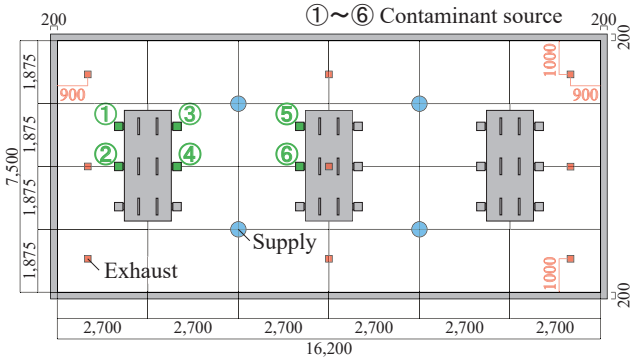


Fig. 2 Plan of the chamber [mm]

座位人体の呼吸高さである 1,100 mm での分布、y 断面は、それぞれの条件で汚染質発生者の中心を通る断面での分布を示す。**Fig. 4** は、汚染質発生位置から 9 つの排気口までの水平距離平均の平方根を横軸に、汚染質の室全体平均規準化濃度を縦軸に示す。

2. 1　温度・汚染質濃度の結果による比較

Fig. 3, Fig. 5 より、室内温度分布は汚染質発生位置の違いによらず概ね一定となった。また、汚染質濃度分布を比較すると、発生位置の違いが顕著に見られ、発生位置③の条件で最も濃度が高く、汚染質が効率良く排気されずに室内全体に拡散していることがわかる。濃度が低い結果となった発生位置①、②、⑤、⑥の条件では、給気口よりも排気口までの距離が短く、給気気流に巻き込まれる前に汚染質が排気されたと思われる。一方で、発生位置③、④の条件では、給気口と排気口の間に位置していることから発生した汚染質の一部が給気気流に巻き込まれ室内に拡散されたと考えられる。特に、発生位置③では、一番近い排気口までの距離が最も遠いため、給気気流への巻き込み量がより増加したと考察できる。

2. 2　汚染質発生位置と排気口との距離による比較

Fig. 4 より、汚染質発生位置から排気口までの距離が汚染質濃度分布に及ぼす影響を定量的に評価する。結果から、排気口までの距離との相関係数は 0.97 であり、排気口までの距離と室内汚染質濃度との間には強い正の相関があり、排気口までの距離が大きいほど室全体の汚染質濃度が大きくなる傾向にあることがわかる。

Table 1　Analysis condition

CFD Code	STREAM ver.2023
Total Number of Mesh	5,545,188
Turbulence Model	Standard k-ε model
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK
Number of Cycles	5,000

Table 2　Boundary condition

Wall	Wall Boundary	no-slip	
	First Mesh from Wall	100 mm wide	
	Local Convective Heat Transfer Rate[2)]	Ceiling	0.9667 W/(m^{2}K)
		Wall	3.0667 W/(m^{2}K)
		Floor	4.2633 W/(m^{2}K)
Inlet Boundary	Flow Rate*	600 m^3/h × 4 $k = 3/2(U \cdot I)^2$ $\varepsilon = (C\mu^{3/4} \cdot k^{1/2})/L$	
	Temperature	20 ℃	
Outlet Boundary		Guage Pressure：0 [Pa]	
Emissivity		0.9 [-]	
Heat Generation	Human	75W × 18	
	PC	50W × 18	
Breath	Temperature	35 ℃	
	Flow Rate	0.6 L/min	
	Mouth Size	50 × 50 mm	

＊ I : Turbulence intensity (= 0.1)　$C\mu$: Turbulence model constant (= 0.09)
U: Mean flow velocity [m/s]　　L : Turbulent length scale (= 0.013 m)

2. 3　換気効率指標による比較

各条件の室全体の空気質をより正確に評価するために、換気効率指標を用いて評価を行う。汚染質発生者以外の在室者への汚染質の広がりを評価するため、式 (1) より呼吸空気の清浄度指数を求める。

$$\left\langle \varepsilon_p^c \right\rangle_{OZ} = C_e / C_{OZ} \tag{1}$$

ここで、C_e は平均排気濃度、C_{OZ} は汚染質発生者以外を除いた 17 人の在室者の吸い込み気流濃度を表す。また、村上、加藤[3)] が提案した換気効率指標である SVE2 を式 (2) ～ (5) より求める。SVE2 は閉鎖空間内のある点で発生した汚染質の拡散半径 [単位 m] を示し、定義は汚染源に対応する濃度分布の 2 次モーメントを 0 次モーメントで規準化したものである。

$$X_G = \int \frac{x.C.dv}{C_0} \tag{2}$$

$$Y_G = \int \frac{y.C.dv}{C_0} \tag{3}$$

$$Z_G = \int \frac{z.C.dv}{C_0} \tag{4}$$

$$\mathrm{SVE2} = \sqrt{\int \frac{((x-X_G)^2+(y-Y_G)^2+(z-Z_G)^2)C.dv}{C_0}} \tag{5}$$

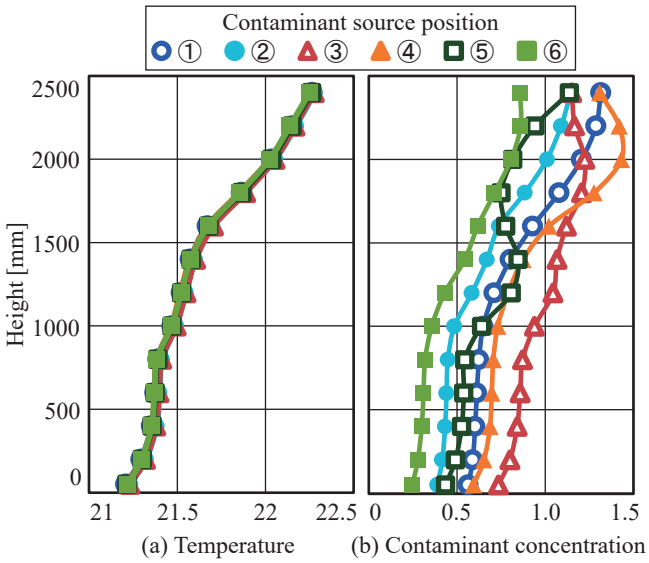


Fig. 3 Vertical distribution - Comparison of contaminant source position

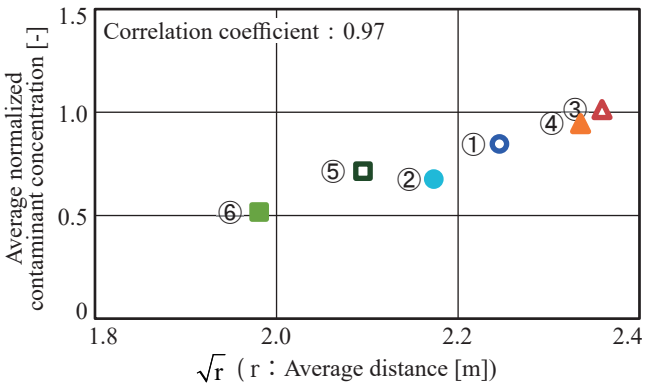


Fig. 4 Comparison of concentration and distance between contaminant source position and exhaust

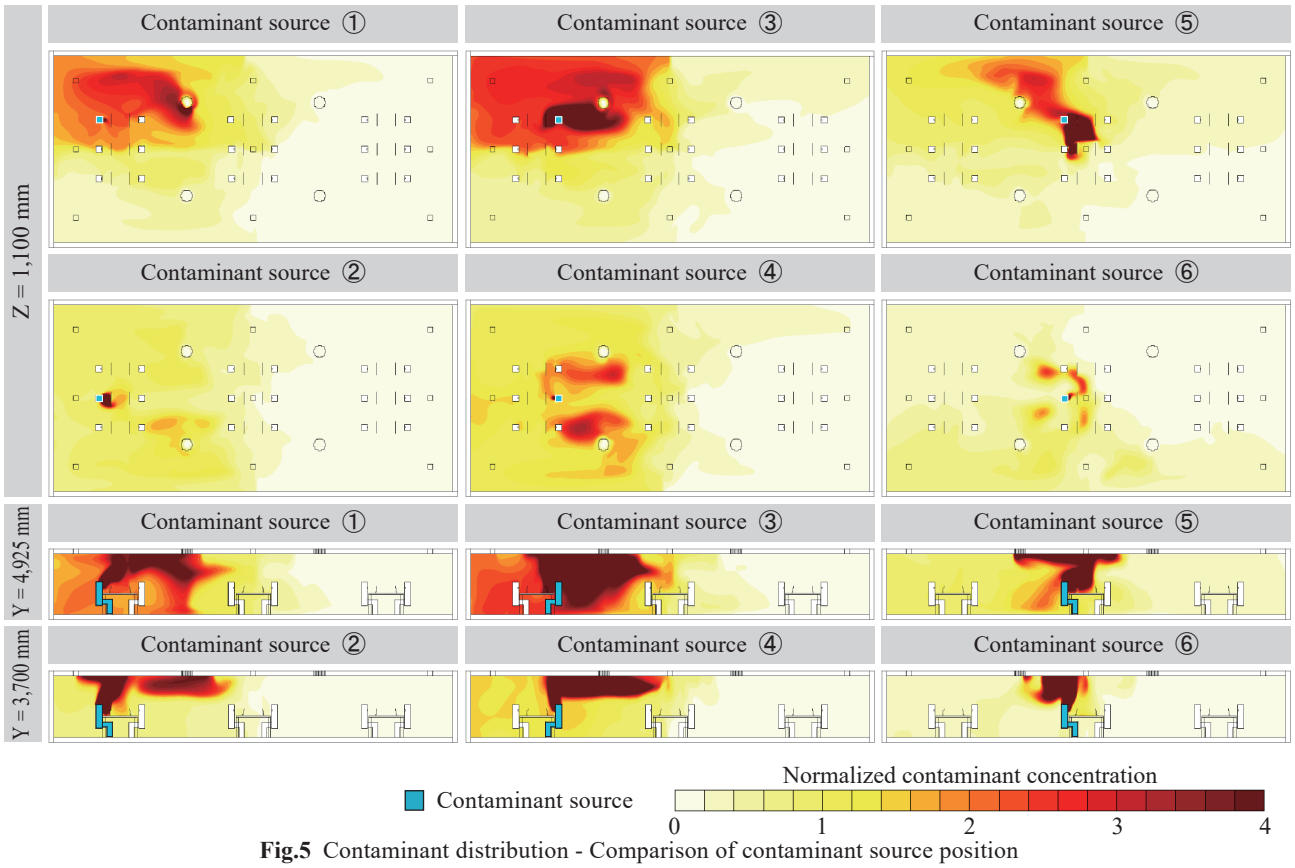


Fig.5 Contaminant distribution - Comparison of contaminant source position

Table 3 Numerical indices

		①	②	③	④	⑤	⑥
Local air quality index	$\langle \varepsilon_p^c \rangle_{OZ} = C_e / C_{OZ}$	1.88	2.67	1.28	1.39	2.24	2.58
Concentration integral	C_0 [ppm m^3]	3.75	2.99	4.48	4.19	3.17	2.29
Average diffusion radius of contaminant dispersion	SVE2 [m]	4.40	5.00	5.74	5.39	7.17	6.92

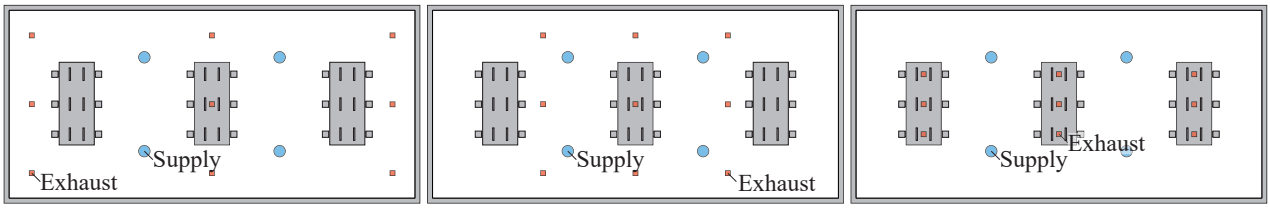
ここで、C はある点での汚染質濃度、C_0 は室全体での汚染質濃度積分値、X_G、Y_G、Z_G は汚染質濃度の室内分布の重心、x、y、z はある点の座標を表す。上記の計算をすべてのメッシュに対して行った。

$\langle \varepsilon_p^c \rangle_{OZ}$、$C_0$、SVE2 の結果を **Table 3** に示す。結果から、呼吸空気の清浄度指数に関しては、発生位置③、④の条件で値が低く、発生位置②、⑥の条件で値が高くなっており、2.1 節の濃度分布と同様の傾向を示した。一方で、SVE2 の値を見ると、濃度分布の傾向とは違い、発生位置①、②の条件で値が低く、発生位置⑤、⑥の条件で値が高くなっている。原因として、発生位置①～④の条件では汚染源が左側位置にしており、主に左側 2 つの給気口による気流に巻き込まれ、室左側に拡散されているのに対し、発生位置⑤、⑥の条件では汚染源が室中央付近に位置しており、4 つの給気口による気流に巻き込まれ、室全体に拡散されたからだと考えられる。これは、**Fig.5** からも確認できる。汚染質発生位置が①～②、③～④、⑤～⑥と室左側から室中央に近づくほど、室右側の汚染質濃度が大きくなっている。換気効率指標による比較から、排気口の位置によらず、汚染質発生位置が室中央に近くなるほど拡散半径は大きくなるが、室内汚染質濃度の大きさは、汚染質発生位置と排気口との距離に依存することが示唆された。

3. 排気口位置改善の提案

3. 1 概要

2 章の結果から、汚染質発生位置と排気口との距離が重要であると示されたため、本章では、排気口の位置を変更して室内汚染質濃度分布の変化を考察する。排気口を変更した平面図を **Fig.6** に示す。2 章と同様の室全体にある基本形 (a) に対し、室中央付近 (b) 及び机の上 (c) に配置して比較した。排気口位置の影響を検討するため、排気口の形状や数は変更せずに比較を行う。**Fig.7,8** に鉛直・平面分布、**Table 4** に規準化居住域濃度を示す。鉛直分布は **Fig.3** と同様に、平面で平均した値を示す。また、平面分布は室上部での分布を見るために、Z = 2,200 mm での分布を示す。規準化居住域濃度は、床面から 1.8 m の間の空間の居住域平均濃度と完全混合濃度の比を表す。



(a) Standard　(b) Center　(c) Above the desk

Fig. 6 Plan of the chamber - Comparison of exhaust position [mm]

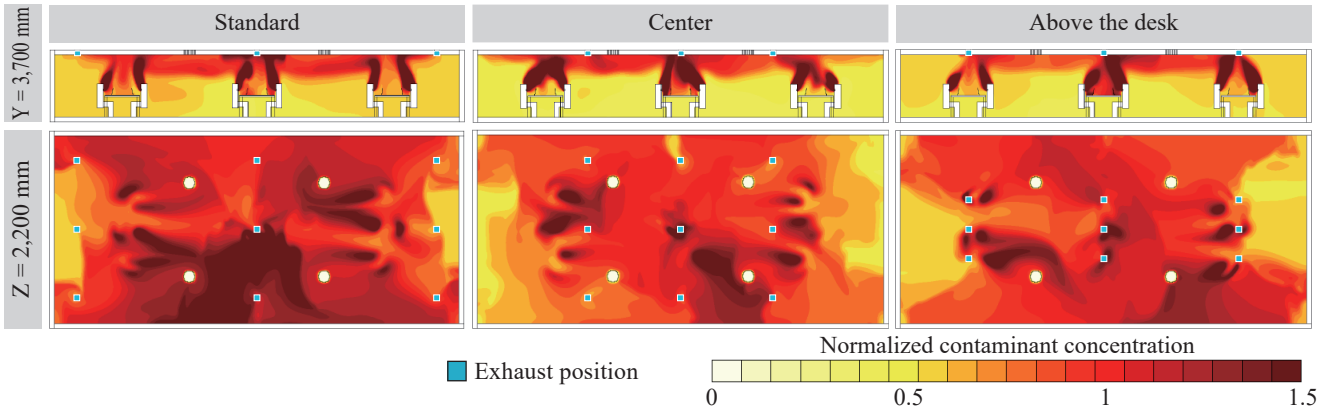


Fig.7 Contaminant distribution - Comparison of exhaust position

3. 2　結果

結果から、排気口位置を変化させても明らかな違いは見られなかったが、規準化居住域濃度を見ると、基本形と比べて、室中央では 17 %、机の上では 7 % 値が減少しており、排気口位置改善の効果が確認された。また、鉛直分布を見ると、室中央や机の上に配置した改善案の条件では温度・汚染質濃度ともに減少しており、人体及び PC からのプルームや汚染質が効率よく排気されていると考えられる。在室者の頭上に排気口を配置する案が最も効率的に汚染質を除去することができると想定されるが、在室者の上に排気口を配置した机の上の条件では、広がった汚染質をすべて捕集することができず、汚染質の一部が室全体に拡散されたため、室下部の規準化濃度に変化が見られなかったと思われる。排気口位置を変化させた比較から、排気口を在室者に極端に近づけるのではなく、人体及び PC からのプルームが広がる範囲を考慮して排気口を設置することが室内環境の向上に効果的であると考察できる。

まとめ

本報では、汚染質発生位置と排気口位置をパラメータとして、室内温度・濃度分布に及ぼす影響について CFD 解析により検討を行った。結果から、室内汚染質濃度の大きさは汚染質発生位置と排気口との距離に依存することに加え、プルームの広がり幅を考慮した位置に排気口を設置し、汚染質が給気口に巻き込まれることを防ぐことが居住域汚染質濃度の低減に効果的であることが示唆された。今後は、排気口の数や形状を変化させた検討や、実測での評価によりさらに詳細な性能評価を行う予定である。

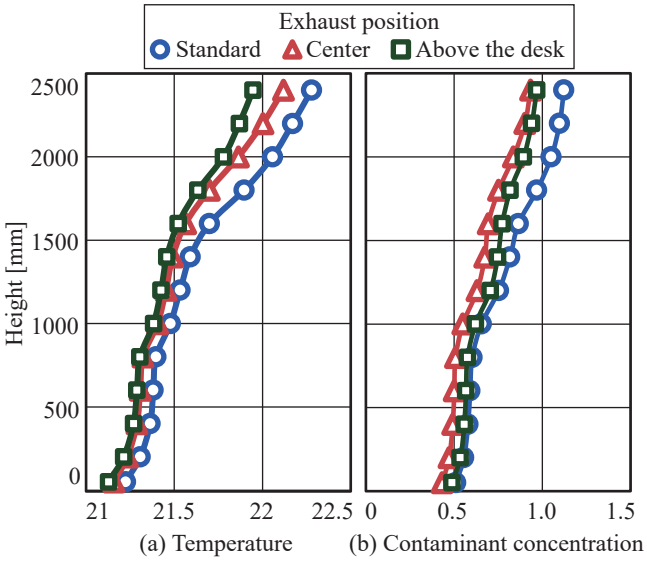


Fig. 8 Vertical distribution - Comparison of exhaust position

Table 4 Normalized concentration in occupied zone

	Standard	Center	Above the desk
Normalized concentration in an occupied zone	0.69	0.57	0.64

参 考 文 献

1) 加護、山中、小林知、崔、山澤、小林典、永井、松井、岡本、荒川、蔵永：中規模オフィスにおける天井給気型置換換気方式に関する研究（その 1）吹出し気流性状及び給気口位置が換気性能に及ぼす影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2024. 3 掲載予定）
2) ASHRAE Standard Committee：ASHRAE Handbook：Fundamentals,2013
3) 村上、加藤：新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法－換気効率の評価モデルに関する研究－、空気調和・衛生工学会論文集 No.32, 1986.10

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

縦型誘引吹出空調を有する４床病室の換気性能に関する研究
その 6 窓面下降流存在下における換気効率維持手法に関する検討

Study on Ventilation Performance of Four-bed Ward with Vertical Induction Air-conditioning
Part VI Methods for Maintaining Ventilation Efficiency in the Presence of Downward Airflow near the Window

○正 会 員　盛　紹宇　（大阪大学）　技術ﾌｪﾛｰ　山中　俊夫　（大阪大学）
正 会 員　小林　知広　（大阪大学）　正 会 員　山澤　春菜　（大阪大学）

Shaoyu SHENG[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Haruna YAMASAWA[*1]
[*1] Osaka University

During the winter heating season, downward airflow induced by the cold temperature of exterior window glass disrupts the stratification of displacement ventilation, resulting in reduced ventilation effectiveness compared to summer conditions. To counteract this, installing heaters near external windows to diminish the downward flow and decrease the supply air temperature through managing the window cooling load can maintain efficiency close to that of displacement ventilation, though it requires the installation of additional equipment. This study utilizes CFD steady-state analysis to explore methods for preserving the efficiency of vertical induction air-conditioning systems in the face of window-induced downward flows. By adjusting cubicle curtains and installing baffles (partitions or roll-curtains) near the window, it is possible to prevent the induction of pollutants into the downward airflow, thereby achieving higher ventilation efficiency without the need for additional HVAC equipment, according to CFD simulation results.

1. はじめに

前報 [1)2)] では、実大実験を用いて 4 床病室における縦型誘引吹出空調の断熱、冷房及び暖房時の換気・空調性能を検討した。断熱実験を通じて、縦型誘引吹出ユニットの上半分を塞ぐことにより、居住域への低風速での誘引給気を行い、安定した置換換気を確立できることが明らかとなった。一方、夏季冷房時には、高温外窓付近の上昇気流の影響を受け、断熱時よりも優れた置換換気分布が形成されたが、冬季冷房時には、窓付近の低温による下降流が支配的となり、置換換気の成層が一部崩れ、夏季や断熱時よりも劣る換気効果となった。対策として、外窓付近にヒーターを設置し、下降流の削減や、窓冷負荷の処理による吹出ユニットの給気温度を低減するなどのことで、置換換気に近い換気効率が維持できるが、機器の別途配置が必要。そこで、本報では、CFD 定常解析を用いて、仕切りカーテンの調整及び垂れ壁（パーティション）の設置による、空調機器の増設をせず、室内気流場を制御することで、窓面下降流存在下における縦型誘引吹出空調の換気効率維持手法に関する検討を行う。

2. CFD 解析概要

2. 1 解析空間と誘引吹出ユニットのモデリング

Fig.1 に示されるように、実大実験室を基に解析空間を構築した。誘引吹出ユニットの流れ境界は、両側の誘引と中央の混合給気境界で構成される（**Fig.1(c)**）。これらの境界面にはそれぞれ独自の流れ、温度、濃度条件が設定され、混合給気の温度と濃度は式 1 と 2 から算出される。詳細は **Table1**、及び前報 [1)] に記載されている。本報の一次給気（PA）の温度と濃度は、28℃と 0 に固定し、給気量は実大実験における空調機の中風モード（PA 合計 607m^3/h）に設定した。

$$C_{SA} = 0.6C_{PA} + 0.2C_{P_i} + 0.2C_{P_{i+1}} \quad (1)$$

$$T_{SA} = 0.6T_{PA} + 0.2T_{P_i} + 0.2T_{P_{i+1}} \quad (2)$$

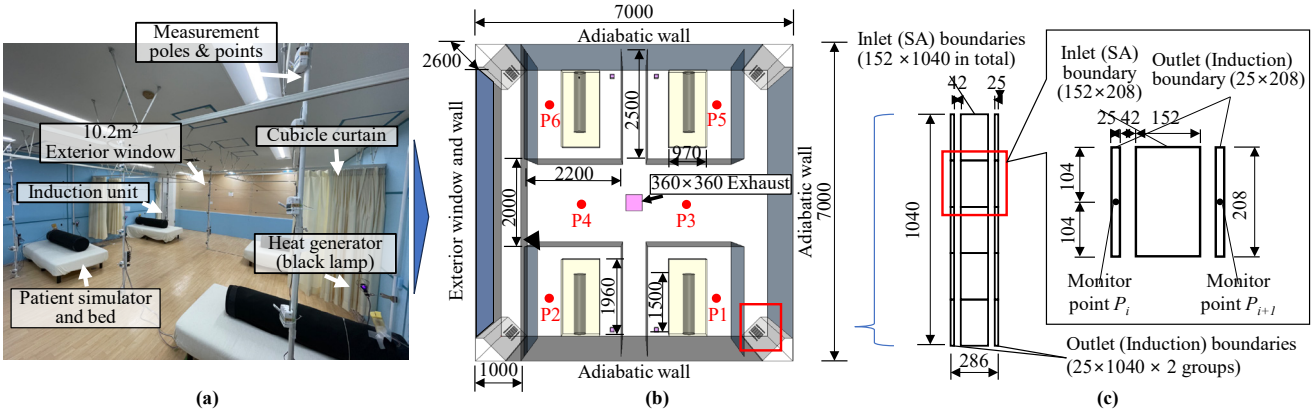


Fig.1 Analysis space and the modelling; (a) photograph of the full-scale experiment room; (b) 3D model of the analysis space built based on the experiment room; (c) airflow boundaries design of the wall induction unit.

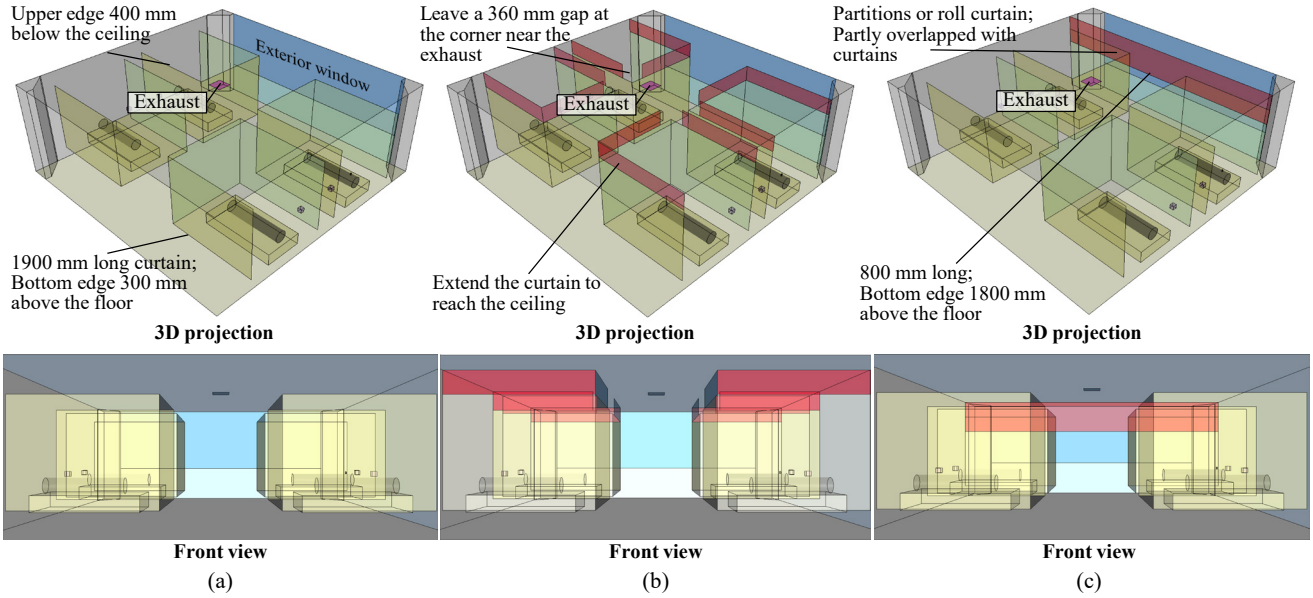


Fig.2 Use the longer curtain or roll partitions to improve the ventilation effiency (a) basic case with standard U shape curtain; (b) case using the U shape curtain Plus (extend the curtain to reach the ceiling; (c) case using a roll partation near the exterior window

2. 2 解析パラメータと評価手法

汚染物質が下降流に巻き込まれ床に落ち、置換換気の成層が崩れることは、冬季暖房時の換気効果の低下の一因である。これに対し、病床周囲の仕切りカーテン (**Fig.2(a)**) を天井まで伸ばし、排気口近くのみ開口部を設ける (**Fig.2(b)**) や、外窓付近に垂れ壁やロールスクリーンを設置する（**Fig.2(c)**）ことにより、染物質を隔離、排気口へ誘導し、換気効率を維持する提案を行う。CFD解析のパラメータとケースは**Table2**に示す。比較のため、実大実験に基づく配置以外、局所排気口 **Fig.3(a)** 及び天井給気型誘引吹出ユニット（**Fig.3(b)**）を使用した場合の解析も行った。

Table2 CFD cases and parameters

Case	Air supply location	Exhaust location	Standard curtain (UC)	Extra curtain (P)	Roll partition (R)
UC	Vertical Corner	Ceiling's center	○	-	-
UCP			○	○	-
UCR			○	-	○
UCPR			○	○	○
UCLE		Local exhaust (LE)	○	-	-
UCCS	Ceiling (CS)	Ceiling's center	○	-	-

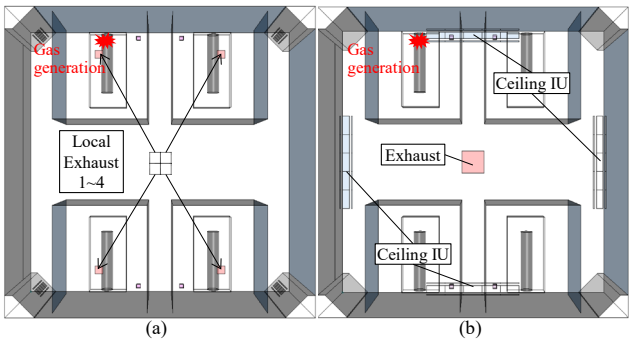


Fig.3 Other parameters for comparison (a) local exhaust with basic "U" curtain; (b) ceiling-mouted IU with basic "U" curtain

Table1 Details of the CFD simulation

Analysis Method	CFD code		STREAM V2022
	Turbulence Model		Standard k-ε model
	Algorithm		SIMPLE
	Discretization Scheme		QUICK
	Radiation analysis		VF method
	Number of calculation cycle		5,000
	Standard grid size		50 mm
	Standard geometric ratio		1.1x
	Number of grid		Around 3,000,000
	First grid from the wall		150-mm thickness
Wall surface	Wall boundary		No-slip
	Outer surface		Adiabatic
	Inner Surface (Specifying heating transfer coefficient)	Wall	3.06 W/m²·k; Temperature not defined
		Window	3.06 W/m²·k; Heat gen =-126W/m², fixed heat load
		Floor	0.97 W/m²·k; 24 °C, fixed temperature
		Ceiling	4.04 W/m²·k; 26 °C, fixed temperature
Radiation boundary	Specifying emissivity		All solid surfaces; Emissivity = 0.9
Curtains and partitions	U shape Cubicle curtain	Top	400 mm free space or connected to ceiling
		Central	1900 or 2300 mm height panel
		Lower	300 mm from floor
	Partitions	Partly overlapped with curtains	800 mm height panel
Flow boundary	Air-conditioning systems	IU's inlet	Specific volume and temperature
		IU's outlet	Specific volume
		Temperature and concentration	Calculate by mixing ratio; Function 1
		Exhaust	Natural outflow
	Tracer gas	Physical properties	Diffusion coefficient: 1.39×10^{-5} (m²/s); Others equal to air
		Flow rate	One point; 1.5 L/min specify
		Generation temperature	34 °C, fixed temperature
		Diffusion area & direction	25 × 25 mm square, upward
Inlet's turbulence statistics	Turbulence intensity I and length scale l		1% and 5 mm defined
	Kinetic energy k and dissipation rate ε		Calculated by u, I, l
Human and equipment heat	Patient simulator	Heat generation	50 W × 4, specific power
		Dimension	1500 mm (L) × 300 (Φ) cylinder × 4
	Equipment heat load	Heat generation	60 W×4, specific power
		Dimension	100 mm cube × 4

一人の患者から発生する汚染物が別の患者及び病室全体に与える影響を検討するため、四床病室を **Fig.4 (a)** に示すように、病床近傍のエリア 1 ～ 4 、そして部屋中心のエリア 5 の 、計 5 個のエリアに分割する。各エリアの同じ高さのデータを平均し、鉛直分布を評価することとする。また、仰臥位の患者の面部付近（**Fig.4 (b)**）の濃度平均値も算出した。室内汚染物濃度分布は、式 3 を用い、規準化濃度の形で結果を示す。

$$C^* = \frac{C_p}{C_{EA}} \tag{3}$$

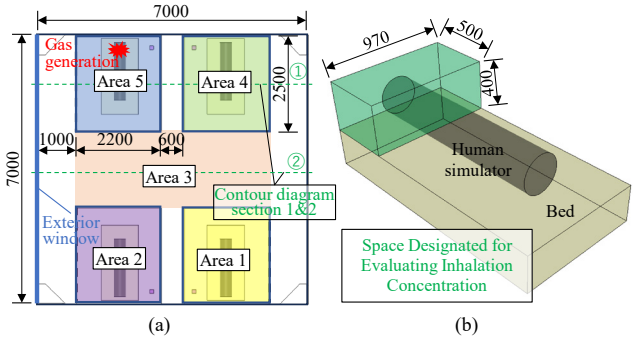


Fig.4 Data pickup location; (a) areas for temperature and concentration distribution; (b)space for inhalation concentration

3. 解析結果と考察

室内の温度と規準化濃度分布に関して、各 Area における鉛直分布を **Fig.5** で、発生源付近（Section ①）と室中心（Section ②）の断面分布コンター図を **Fig.6** で示す。更に、各条件下での感染者（発生源）以外の在室者の面部付近の平均基準化濃度を **Fig.7** の棒グラフで比較した。

仕切りカーテンの長さ調整や外窓付近のパーティション設置は、温度分布にほとんど影響を与えなかった。排気口を天井中央から各病床の直上の天井に分散させた場合、高さ 1m 以下で温度が上昇する傾向が見られた。また、天井給気型誘引吹出ユニットを使用した場合には、最も顕著な鉛直温度差が観測された。

基準化濃度分布については、天井と隙間のないカーテンやパーティションを使用したケースでは、通常の仕切りカーテンを使用したケースに比べ、発生源以外の室全体および顔付近での濃度が低く（0.8 程度から概ね 0.5 以下）なった。局所排気を使用した場合は、最も低い濃度値（0.3 以下）が得られた一方、天井給気を使用した場合には室内全体が混合換気の分布（基準化濃度は 1 前後）となっている。

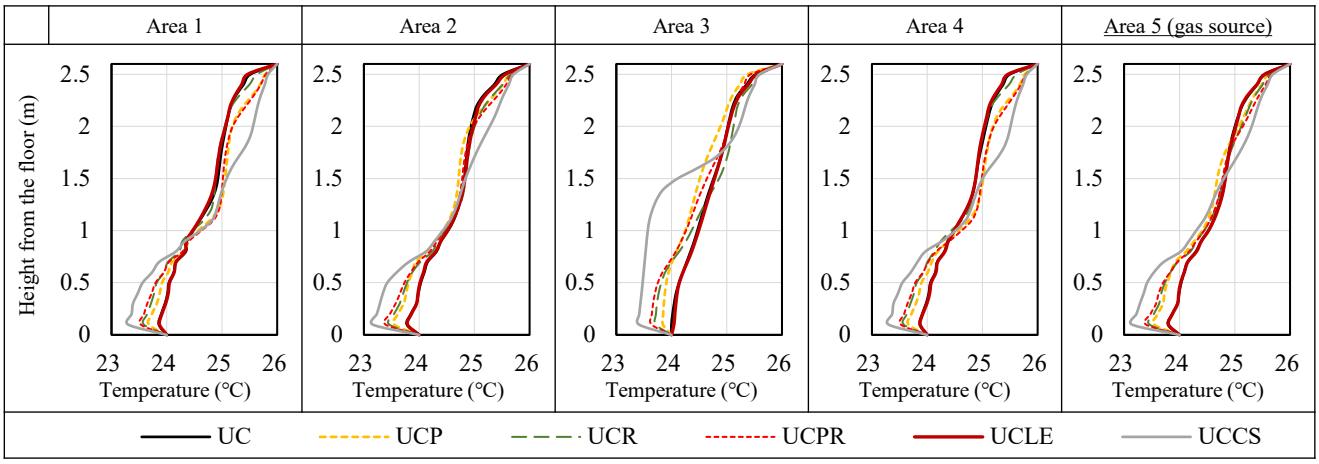


Fig.5 Temperature and normalized concentration vertical distribution in each area; (a) temperature distribution; (b) normalized concentration distribution

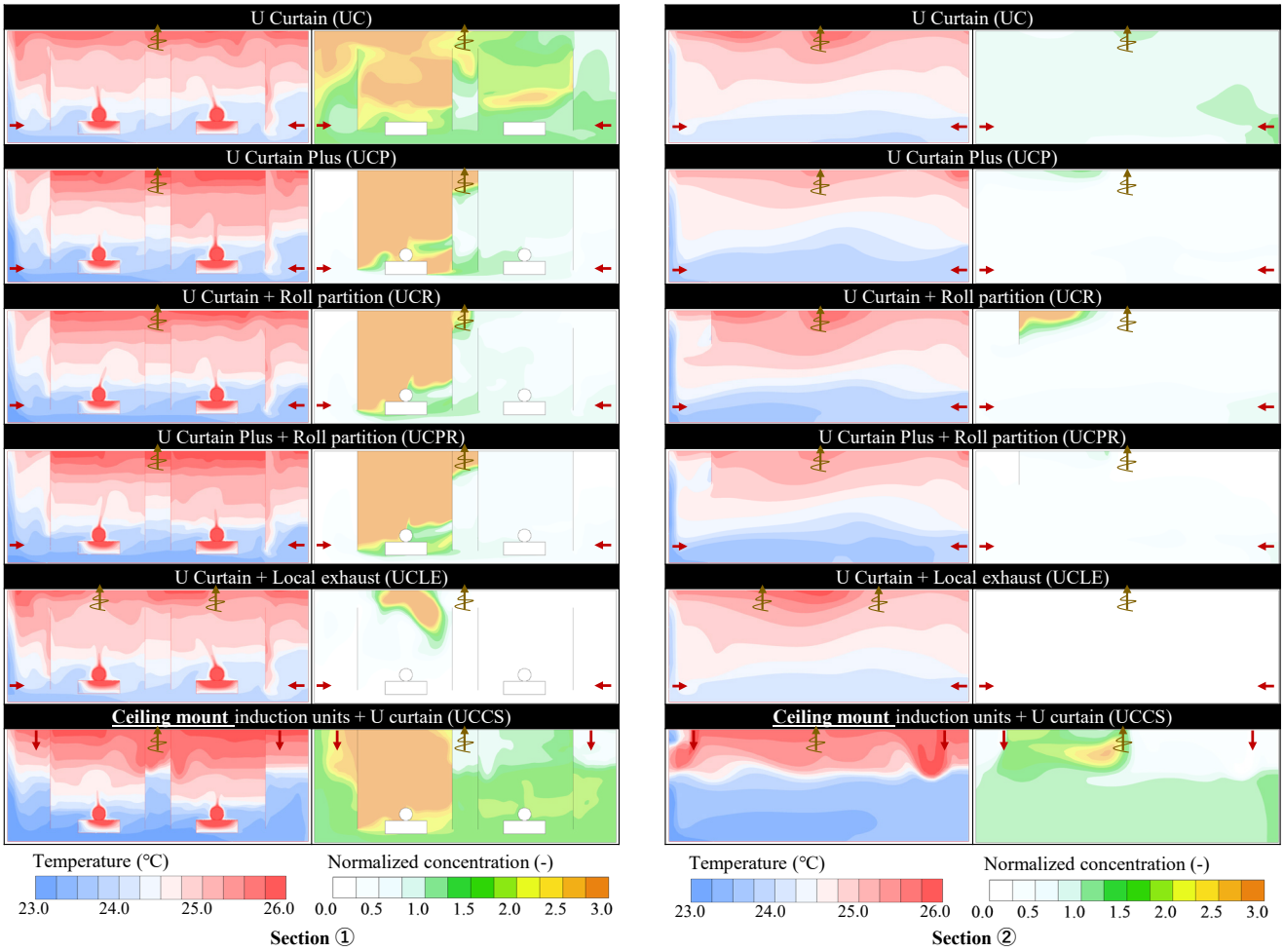


Fig.6 Temperature and normalized concentration distribution on section ① (near the generation source) and ② (room's center)

4. まとめ

本報では、CFD 解析の結果を基に、仕切りカーテンと天井の間の隙間を塞ぐや、外窓付近にパーティションを設置することで、汚染物質の窓付近への拡散を防ぎ、及び排気口への誘導によって汚染物質の下降流の巻き込みを阻止する効果があること（**Fig.6** の Section ①、濃度分布図の左側部分）を示した。これにより、対策前と比較して安定した置換換気の分布が実現され、冬季暖房時の換気効率の大幅な向上が期待できる。

4 床病室で本空調システムを使用する際、局所排気との組み合わせが最も優れた換気効果を提供できるる一方、天井中心に排気口を一か所のみ設ける場合は、仕切りカーテンの長さを調整する（設置位置を吊るしているレールから天井に直接取り付けるように変更する）ことが推奨される。加えて、カーテンのない室中心部には、パーティション（垂れ壁など）の併設も更なる換気効率の向上が期待される。今後は実大実験を通じての効果検証や CFD の精度検討を行う予定である。

【記号表】

C: Concentration (ppm)
*C**: Normalized concentration (-)
EA: Exhaust air
IA: Induction air
IU: Induction unit
i: Number of the measurement point
p: Measurement point
PA: Primary air
SA: Mixing supply air
T: Temperature (℃)

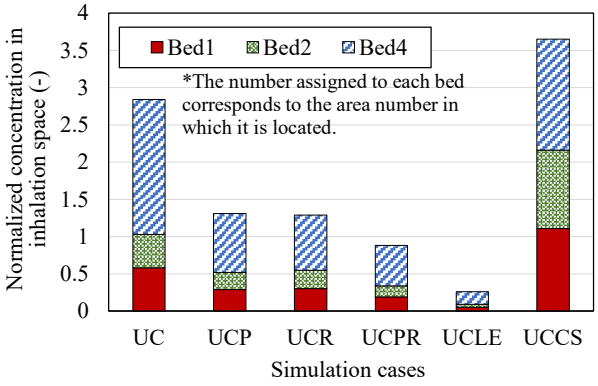


Fig.7 Inhalation concentration for the other three occupants sleeping in beds distant from the source of generation

【謝　辞】

本研究は、木村工機（株）との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた同社関係各位に深く感謝いたします。

【参考文献】

1):S. Sheng, T. Yamanaka, T. Kobayashi, N. Choi, N. Chou, Experimental study and CFD modelling of four-bed hospital ward with all-air wall induction unit for airconditioning, Building and Environment, Vol. 222, Aug. 2022.

2): 盛紹宇 , 山中俊夫 , 小林知広 , 崔ナレ、縦型誘引吹出空調を有する 4 床病室の換気性能に関する研究　その 5 実大実験に基づく冷・暖房期における室内温度・汚染物質濃度分布、令和 5 年度空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集、J-18、2023.09.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

Momentum 法を用いたラインディフューザ気流の CFD モデリングに関する研究
（その１）深層学習による Momentum の同定手法に関する検討
CFD Modeling of Line Diffuser Airflow using Momentum Method
(Part1) Momentum Identification Method with Deep Learning

○ 桃 井　良 尚（福井大学）　　原 田　健太郎（福井大学）
河 野　良 坪（大阪工業大学）
Yoshihisa MOMOI*1　Kentaro HARADA*1　Ryohei KONO*2
*1　University of Fukui　*2　Osaka Institute of Technology

Calculation accuracy of CFD simulation for a complex supply air diffuser depends on the number of grids. However, high-precision CFD which requires a high calculation load is not practical in actual design works. One of the solutions for calculation load reduction is “Momentum method” that can reproduce throw distance and diffusion width of the supply jet due to coarse meshes by giving lack of air flow momentum as a body force near the supply opening. The purpose of this study is to establish a method for identifying the momentum using deep learning.

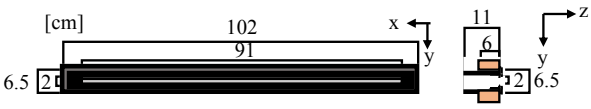
１．はじめに

CFD 解析では室内気流や温度分布を詳細に予測することができるが、形状が複雑な空調吹出し口からの吹出し気流性状を正確に予測するには、吹出し口の 3 次元形状を正確に再現した上で吹出し口近傍の解析空間を細かい計算格子で分割する必要がある。しかし、吹出し口近傍を細かく空間分割すると、解析対象空間である室全体の計算格子数も増大し、計算時間も長くなり実用的でない。そこで本研究では、シングルラインディフューザを対象として Momentum 法[1]により粗い空間分割でも詳細解析と同等の吹出し気流を再現することを目的とし、本報では深層学習による体積力の算定方法について検討する。

２．詳細 CFD 解析

2.1 解析概要

Fig.1 に示すシングルラインディフューザ（空調技研工業, VTL-1）を対象として、等温条件下における風速 3m/s の垂直吹出し気流について検討を行った。Fig.2 に、解析対象空間を示す。シングルラインディフューザの垂直吹出し気流の対称性を考慮して、本来の解析空間の 1/4 領域で解析を行った。解析空間 S では、1.5m×1.5m×4.5m のチャンバー空間と 1.5m×1.5m×15m の室空間を設定した。解析空間 L では、室空間側を実験室の大きさに拡張した。Fig.3 に、吹出し口近傍のメッシュを示す。空間分割には多面体メッシュを用い、吹出し口近傍メッシュ幅を最小の 2.5mm と設定し、吹出し口から離れるに従いメッシュを最大 16cm まで粗くした。Table 1 に、解析条件を示す。既往研究[2]の測定値を基に流入境界面及び流出境界面の体積流量、乱流強度及び渦の長さスケールを設定した。



(1) Front view　　(2) Cross section view

Fig.1 Schematic diagram of single liner diffuser

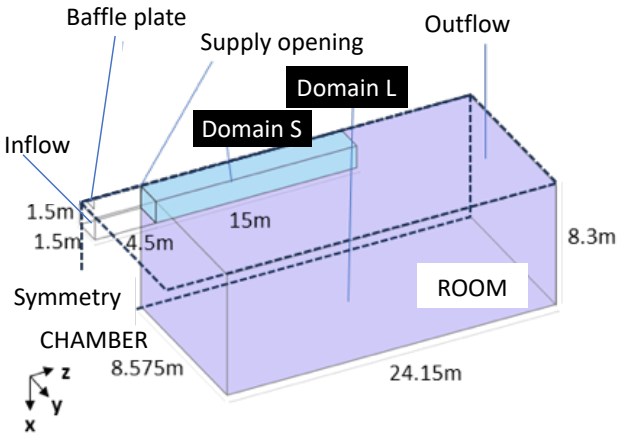


Fig.2 Calculation domain (detailed CFD)

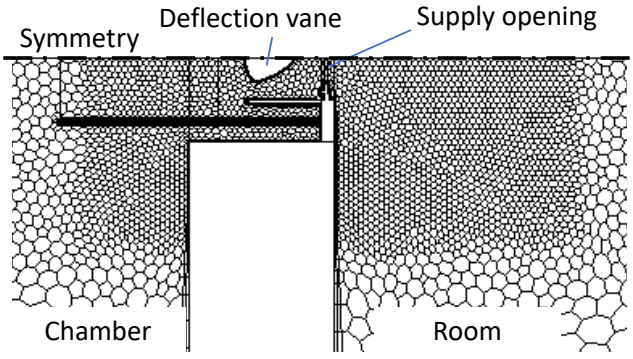


Fig.3 Calculation meshes around supply opening

Table1 Calculation condition (detailed CFD)

CFD code	scFLOW v2022.1	
Domain	Domain S	Domain L
Dimension of CHAMBER [m]	1.5(x)×1.5(y)×4.5(z)	
Dimension of ROOM [m]	1.5(x)×1.5(y)×15(z)	8.3(x)×8.6(y)×15(z)
Dimension of opening [cm]	45.5(x)×1(y)	
Turbulence model	Standard k-ε	
Algorithm	Steady state (SIMPLEC)	
Differential scheme	QUICK	
Meshes	Prox. 1,200,000	Prox. 4,600,000
Convergence accuracy	$10^{-4.5}$	
Airflow rate [m³/h]	48.25	
Turbulent intensity [%]	10.0	
Turbulent length [m]	0.035	

2.2 解析結果

Fig.4 に、解析空間 S において中心軸風速 u [m/s]を吹出し風速 u_0 [m/s]で除した基準化風速 u / u_0 [-]を既往研究[2]と併せて示す。ここで、吹出し風速 u_0 は体積流量（48.25 m³/h）を吹出し開口の見付け面積（0.00455m²）で除した値とした。また、横軸の吹出し口からの距離 z [m]は吹出し口幅 d [m]で除して無次元化した。実験結果と比較して風速がやや大きいものの、概ね一致する結果となった。

3．Momentum 法を用いた簡易 CFD 解析

3.1 解析概要

簡易 CFD では、詳細 CFD の室空間側の領域と同じ 1.5m×1.5m×15m の解析空間を設定し、詳細 CFD 同様、1/4 領域で解析を行った。空間分割メッシュは、吹出し口周辺では 2cm とし、吹出し口から遠くなるにつれて粗くし、最大 8cm の構造格子を設定した。ここで、Fig.5 に示すように、例えばメッシュ幅を 2cm に設定すると、対称面があるため吹出し口幅は最低 4cm（本来の吹出し口幅 2cm の 2 倍）でしか再現できない。吹出し風量を同一とすると、簡易 CFD では吹出し風速は 1/2 倍になる。単位時間・単位面積あたりに吹出し口から流入する運動量は、空気密度を ρ[kg/m³]、吹出し風速 u[m/s]とすると、ρu^2[N/m²]で表され、これに吹出し口面積 A[m²]を乗じると単位時間あたりにコントロールボリューム（CV）に流入する運動量 $\rho u^2 A$ [N]が計算される。このことから吹出し風速が 1/2 倍、吹出し口面積が 2 倍になるとすると、単位時間あたりの流入運動量は本来の 1/2 倍となる。この不足する流入運動量を CV の体積 V [m³]で除した $1/2\rho u^2 A/V$ [N/m³]を体積力として吹出し直後の CV に付加することで、本来の吹出し気流性状が再現できると考えられる。Table 2 に簡易 CFD で付加する必要のある体積力を算出した結果を示す。簡易 CFD では 128N/m³ を補う必要がある。本報では、吹出し口から 1 メッシュ離れた位置に主流方向の体積力 BFz と拡散方向の体積力 BFy を付加することとする。

Table 3 に、解析条件を示す。境界条件の体積流量や乱流強度は詳細 CFD と同一とし、乱れの長さスケールは本来の吹出し口幅の 2cm を設定した。

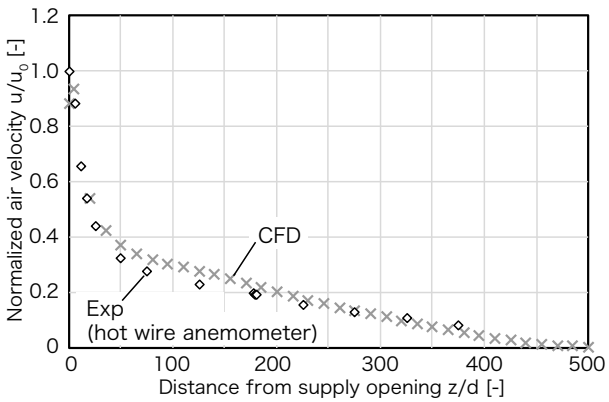


Fig.4 Normalized air velocity on central axis

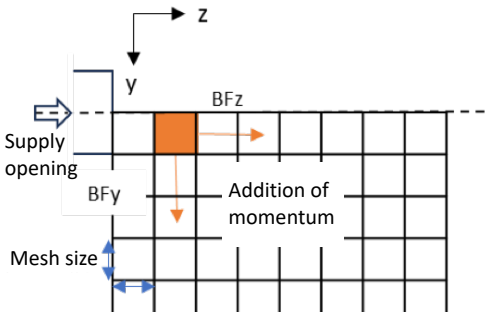


Fig.5 Body force position in Momentum method

Table2 Calculation of added body force

	Detailed CFD	Simplified CFD
Air density [kg/m³]	1.18	
Airflow rate [m³/h]	48.25	
Supply opening area(1/4) [m²]	0.00455	0.00920
Supply air velocity [m/s]	2.95	1.46
Supply momentum [N]	0.0466	0.0230
Lack of momentum [N]		0.0235
Volume of cell [m³]		1.84×10^{-4}
Required body force [N/m³]		128.0

Table3 Calculation condition (simplified CFD)

CFD code	FlowDesigner 2022,2024
Domain	Domain S
Dimension of CHAMBER [m]	not reproduced
Dimension of ROOM [m]	1.5(x)×1.5(y)×15(z)
Dimension of opening [cm]	46(x)×1(y)
Turbulence model	Standard k-ε
Algorithm	Steady state (SIMPLEC)
Differential scheme	1st order Upwind
Meshes	Prox. 520,000
Convergence accuracy	10^{-5}
Airflow rate [m³/h]	48.25
Turbulent intensity [%]	10.0
Turbulent length [m]	0.02

3. 2 解析結果

Fig.6 に、詳細 CFD と主流方向に最低限必要な体積力である 128 N/m³ を付加した簡易 CFD における風速 0.5m/s と風速 0.25m/s の等値線を示す。残風速が 0.5m/s または 0.25m/s になる距離である到達距離と気流の拡散幅を詳細 CFD と簡易 CFD で比較すると、簡易 CFD では理論上必要な体積力を付加しても詳細CFDの到達距離と拡散幅を再現できていないことが分かる。簡易 CFD では、到達距離が詳細 CFD と比べて残風速 0.5m/s で 0.21m、残風速 0.25m/s で 0.3m過小評価されている。このことから、簡易 CFD で詳細 CFD の到達距離と拡散幅を再現するためには、付加する体積力の割増しが必要であると分かる。

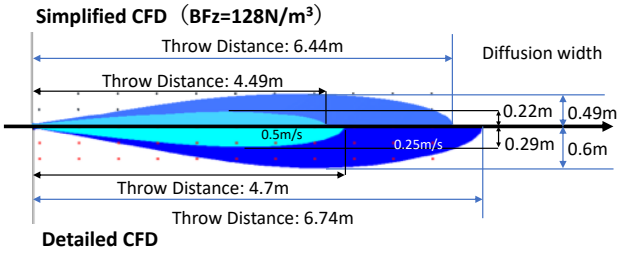


Fig.6 Air velocity isoline

3. 3 付加する体積力をパラメータとした評価点風速

Fig.7 に、付加する体積力のパラメータ範囲を示す。主流方向の体積力(BFz)については、理論上、不足する体積力の 100%～240%の範囲で設定した。拡散方向の体積力(BFy)については、理論上、不足する主流方向の体積力に対して 0%～140%の範囲で設定した。後述する深層学習において学習用に使用するデータと学習後の精度検証用データとして、それぞれ交互になるよう 64 条件と 49 条件を設定した。

Fig.8 に、一例として、中心軸上の吹出し口から 4.3m の評価点における付加する体積力を変化させたときのスカラー風速を示す。拡散方向の運動量 BFy は付加する量がある程度以上になると運動量が拡散するため、特に中心軸から離れた観測点での風速が低下する。

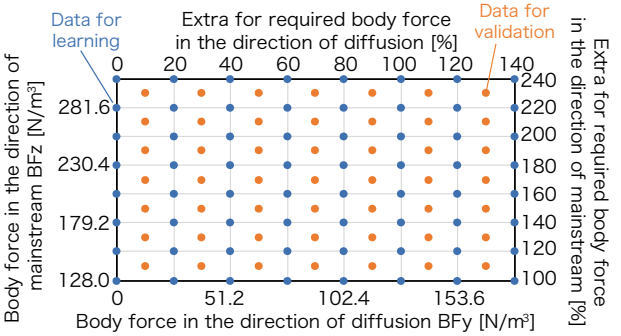


Fig.7 Body force setting range

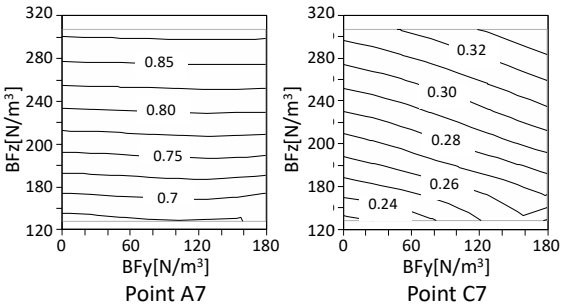


Fig.8 Relationship between body force and air velocity

4．深層学習を用いた体積力のチューニング

4. 1 学習モデルの構成

体積力の最適値を求めるため、深層学習ツール Neural Network Console（Sony 製）を用いて学習モデルを構築した。Fig. 9 に、深層学習モデルの概要を示す。評価点風速を入力値、付加する体積力を出力値とし、付加した体積力（BFz と BFy）と簡易 CFD における評価点風速（Fig.10 に示す最大 30 点）の関係をセットとして、Fig.7 に示した全 64 条件のデータセットを使って学習を行った。

学習モデル作成のための計算条件であるエポック数は 10,000 回、バッチサイズは 8 とした。また、式(1)に示される学習率 η_t を設定し、パラメータの変化量を決定した。本研究で採用した学習率では、学習が進むごとに学習率が小さくなり、パラメータの変化量も小さくなる。

$$\eta_t = \frac{\eta_0}{2}\{1+\cos(\frac{t}{T})\} \quad (1)$$

ここで、η_0 は学習率の初期値，t は現在までのパラメータ更新回数、T は学習終了までのパラメータの更新回数。また、活性化関数には式(2)に示す Swish 関数を用いた。

$$f(x) = \frac{x}{1+e^{-x}} \quad (2)$$

パラメータの更新を行うための損失関数には、出力値と正解値との絶対誤差を用いた。学習データとなる評価点は、Fig.10 に示す主流方向に 0.6m 間隔で 10 点、拡散方向に中心軸から 0.24m 間隔で 3 点の計 30 点を設定した。学習データとして、Table4 に示すように、設定した評価点のうち全ての評価点を用いた評価領域 T、残風速 0.5m/s の到達距離に近い評価点 3 点のみを用いた評価領域 N、残風速 0.25m/s の拡散幅の位置に近い評価点 3 点のみを用いた評価領域 F の 3 パターンを設定し、学習に入力する評価点の数を少なくできるかについて検討した。なお、本報では評価点の数のみを検討対象とし、付加する体積力条件の数については固定とした。計算条件名は、①評価領域(T,N,F)、②中間層 1 層目のノード数(100,300,500 の百の位の数字)、③中間層数（3,4,5 層の各数字)、④中間層 2 層目以降のノード低減率（1/2, 1/3 をそれぞれ A, B とする）の順で 4 桁の記号と数字で表現する。

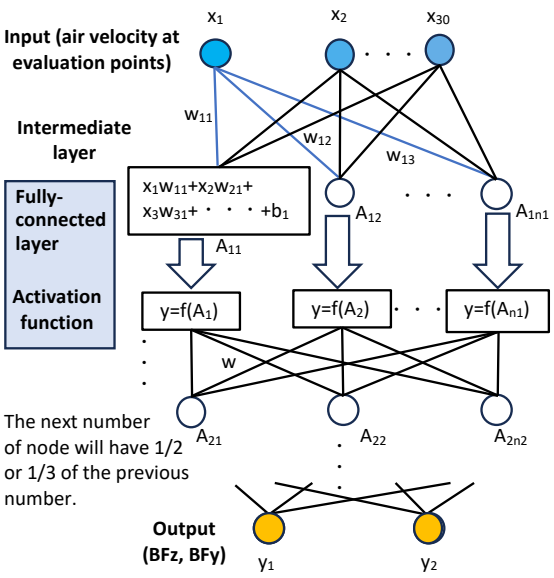


Fig.9 Neural network configuration in deep learning

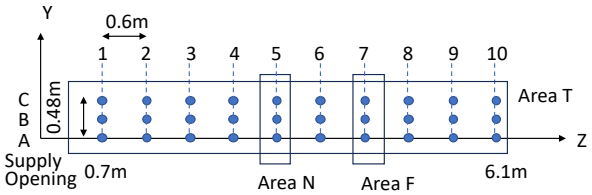


Fig.10 Evaluation points for deep learning

Table4 Model condition

Evaluation points	Number of points	Number of node in 1st int. layer	Number of layer	Reduction rate of node
Area T	30	100, 300, 500	3, 4, 5	1/2, 1/3
Area N	3			
Area F	3			

4. 2 学習モデルの予測精度

Fig.11 に、各モデル条件における総パラメータ数（総ノード数に比例）に対する絶対誤差を示す。T15B、T35B は絶対誤差が極めて大きかったため図から除外した。T54A、T55A を除けば、総パラメータ数が多いほど絶対誤差が小さく、条件間の差異が小さくなる傾向が見られた。中間層１層目のノード数が少なくても中間層数がある程度多ければ絶対誤差は小さくなる傾向が見られ、T53A や T53B あたりが比較的良好な結果が得られた。

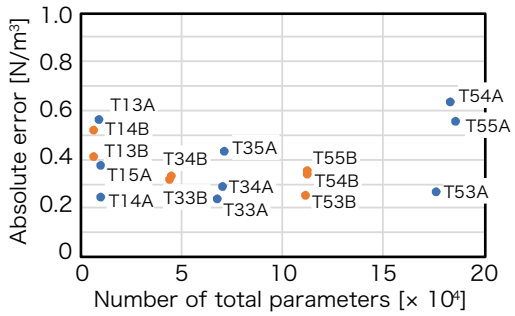


Fig.11 Absolute error against total number of parameters

4. 3 詳細 CFD 結果を入力した体積力の予測結果

Fig.12 に、深層学習の学習済みモデルに詳細 CFD の評価点風速を与え気流性状を再現するために必要な体積力を同定し、その値を付加した簡易 CFD 結果を、詳細 CFD 結果と比較して示す。評価領域 T では、残風速 0.5m/s の到達距離は過大に、残風速 0.25m/s の到達距離は過小に評価された。評価領域 N では、残風速 0.5m/s の到達距離がほぼ一致した。評価領域 F では、残風速 0.25m/s の到達距離の誤差が比較的小さくなり、拡散幅の再現精度も高かった。計算時間は、詳細 CFD で約 1 日、簡易 CFD で 1.5～2 時間程度であった。

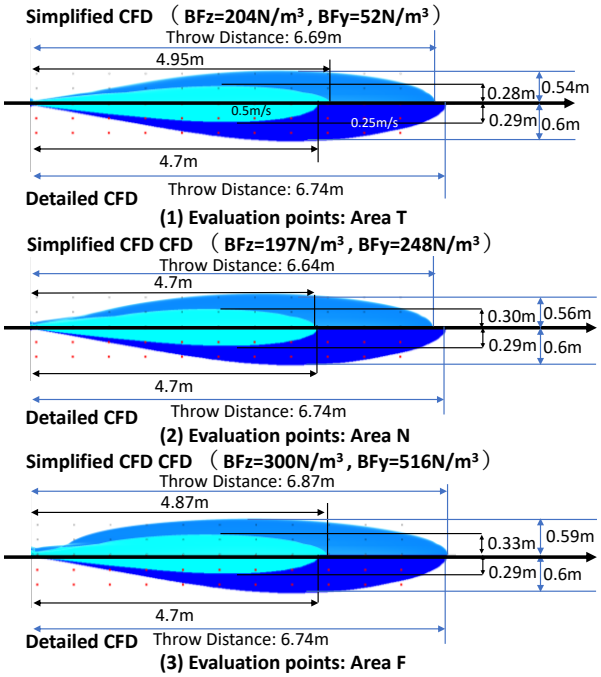


Fig.12 Comparison of throw distance and diffusion width between detailed CFD and simplified CFD

５．まとめ

本研究では、シングルラインディフューザーを対象として、粗い空間分割の CFD 解析でも吹出し気流性状を再現するために、付加する必要のある体積力を深層学習により算定する方法について検討を行った。

今後は、学習させる体積力条件数の低減、吹出し風速やメッシュサイズが異なる場合や非等温条件への適用について検討していく予定である。

参 考 文 献

1) Srebric, J. and Chen, Q: A method of test to obtain diffuser data for CFD modeling of room airflow, ASHRAE Transactions, 107, pp.108-116 ,2001
2) 山元誠也, 桃井良尚, 縮小模型を用いたシングルラインディフューザ気流の PIV 測定に関する研究, 空気調和・衛生工学会東北支部 第 8 回学術・技術報告会論文集, A-3, 2023.3

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

民生業務部門の地球温暖化対策進捗評価
Progress evaluation of the plan for global warming countermeasures for the Japanese commercial building sector

○林　優羽（大阪大学）　山口　容平（大阪大学）　西島　拓海（大阪大学）　張　煦康（大阪大学）
篠原　里穂子（大阪大学）　内田　英明（大阪大学）　下田　吉之（大阪大学）
Yu HAYASHI*1　Yohei YAMAGUCHI*1　Takumi NISHIJIMA*1　Xukang Zhang*1
Rihoko SHINOHARA*1　Hideaki UCHIDA*1　Yoshiyuki SHIMODA*1
*1　Osaka University

This study evaluates the progress of the plan for global warming countermeasures for the Japanese commercial building sector using a building stock energy model. It was found that the amount of energy saved by introduction of high-efficiency lighting had the potential for further energy savings. It also became clear that the target for energy saved by energy conservation in buildings will not be achieved with the current trend of technology adoption. Factors contributing to the amount of energy saved were identified, and the results showed that the impact of improved heat source efficiency was large.

１．背景・目的

2021 年に閣議決定された地球温暖化対策計画[1]は 2030 年度の温室効果ガス排出削減目標を 2013 年度比 46%とし，2050 年までにカーボンニュートラルを実現することを目標としている．本研究が対象とする業務部門は 2030 年度二酸化炭素（CO_2）排出削減目標を 2013 年度比 51%としている．同計画[2]では削減目標達成に向けて，具体的な省エネルギー対策を列挙して各対策により 2030 年までにもたらされうる削減見込みを推計するとともに，対策普及状況とそれによりもたらされる削減進捗を毎年評価している．一方で，推計は対策導入により得られる削減原単位と対策導入量の積により行われており，全施設，業態等共通の推計パラメータを用いるなど簡易な方法が採用されており，推計結果の誤差が大きい可能性がある．これに対して，対策導入による効果を国単位で精度高く推計する方法に Building stock energy model（BSEM）を用いるものがある．BSEM では，建築物ストックをその特徴から複数のセグメントに分類し，各セグメントを代表する建築物モデル（代表モデルと呼ぶ）を作成し，代表モデルを用いた物理シミュレーションにより床面積当たりのエネルギー消費原単位を推計する．さらに，床面積との積和によりストック全体のエネルギー消費を定量化する．ストック構成に技術採用を考慮することによって長期的なエネルギー消費量，CO_2 排出量削減ポテンシャルの推計が可能である．一方で，既存のモデルではエネルギー消費の削減をもたらす技術に関する表現について解像度が荒く，一年度単位の短期的な削減進捗や，なりゆきの変化を含めた中期目標達成可能性の評価には応用されていない．そこで本論文では，業務施設ストック構成の経年変化，それに伴うエネルギー消費の変化を模擬する BSEM を開発し，2013 年度から 2021 年度までの地球温暖化対策進捗評価と 2030 年目標達成可能性の評価を行うことを目的とする．評価対象とした対策は高効率照明の導入と建築物における省エネルギー化の二つである．

２．研究手法

対象とした施設用途は事務所・宿泊施設・医療施設・商業施設・学校施設・飲食施設・通信施設・倉庫卸売施設・娯楽施設の 9 用途である．対象ストックは日本の業務施設延床面積の 93%に相当するものである．上記 BSEM によるエネルギー消費推計方法の概要を **Fig.1** に示す．

STEP1.　ストックの類型化
エネルギー需要に大きな影響を持つ属性に基づいてストックを類型化する．

↓

STEP2.　代表モデルの設計
各類型を代表する業務施設モデル（代表モデル）を設計する．

↓

STEP3.　ストック類型別エネルギー需要原単位の推計
代表モデルに対応する入力条件を用いてシミュレーションを行い，エネルギー需要を推計する．ここで得られたエネルギー需要を原単位化し，代表モデルに対応するストック類型のエネルギー需要原単位とする．

↓

STEP4.　エネルギー需要の積み上げ
各類型のエネルギー需要原単位とストック数の積をとり，各類型に含まれるストックのエネルギー需要を定量化する．得られたエネルギー需要をすべての類型について合計し，対象とするストック全体のエネルギー需要として定量化する．

Fig.1　Energy demand estimation flow

STEP1 では施設用途別延床面積を所与の条件として与え，そのデータを規模・業態別，竣工年代別に分類する．

竣工年代については，新築着工床面積，減失床面積によりストックの竣工年代別比率を定量化した[3]．ただし，2021年~2030年の延床面積の推移については，学校を除く施設用途では，2020年のGDPの常用対数と推計床面積の常用対数の関係を回帰し，将来に外挿した．GDP伸び率はエネルギー需給見通し[4]の平均GDP伸び率を考慮した．学校では，人口の常用対数と推計床面積の常用対数の関係を回帰した．また，新築時の技術項目別採用確率を用いて，施設用途，地域区分，規模・業態，建築設備採用状況別に延床面積を定量化した．また，技術ごとに改修機会についても考慮し，新築・改修時の技術採用確率にはその経年変化を反映した．対象技術の想定の詳細は本節後半に説明する．

STEP2では施設用途，地域区分，規模・業態，建築設備採用状況の各組み合わせを代表する施設モデル（代表モデル）を構築し，STEP3において物理シミュレーション（米国エネルギー庁が開発したEnergyPlus8.6[5]を使用）によりエネルギー需要を定量化した．STEP4では需要推計結果を床面積当たりの原単位として変換し，代表モデルが代表する延床面積との積和によりエネルギー消費量の総量を定量化した．ただし，計算負荷を減少させるため，STEP2において延床面積について閾値を下回る類型を建築設備に関して他の類型と統合化し，合計3万程度の代表モデルになるように調整した．類型の集約方法はYamaguchiら[6]に詳しい．

（1） 照明

照明器具は蛍光灯・白熱灯などの既存照明技術とLED照明の2水準を考慮した．照明工業会の自主統計[7][8]では照明器具別の出荷台数経年変化がまとめられている．このデータに基づいて新築時のLED照明採用確率を算出した．また，照明改修における設置を考慮し，事務所と医療施設では20年，学校施設では25年，その他の施設用途では15年に1度照明改修の機会があると想定した．これは，2019年におけるみずほ情報総研の照明の利用状況に関する調査[9]において，施設用途別のLED普及状況に差異があったためであり，施設の内装更新の重要度が影響していると考えた．これらの想定の結果，2019年における各施設用途のLED採用率がみずほ情報総研の調査結果と概ね一致することを確認した．

（2） 建築物の断熱仕様

断熱仕様は建築研究所が開発しているモデル建物法入力支援ツール[10]にエネルギー需要推計に用いた代表モデル[11]の条件を入力してBPIm値の感度解析を行い，BPIm値が1を下回る仕様を決定した．本研究で用いる業務施設モデルは外壁を気泡コンクリート造，外壁断熱材を硬質ウレタンフォーム[12]と想定しており，断熱材が寒冷地で30 mm，それ以外で20 mmとした．窓仕様については寒冷地の大規模ビルではLow-e複層ガラス，寒冷地の中規模ビルと温暖地の大規模ビルでは複層ガラス，温暖地の中規模ビルでは単層ガラスとすることとした．窓仕様の想定を**Table 1**に示す．なお，外皮仕様は新築時のみによって決まると想定した．

Table 1 Distribution of window specifications

延床面積	竣工年代別ストック	
	～2000年	2001年～
2万㎡未満	複層6㎜ガラス	寒冷地：Low-e複層ガラス その他：複層6㎜ガラス
2万㎡以上	寒冷地：複層6㎜ガラス その他：単層3㎜ガラス	寒冷地：複層6㎜ガラス その他：単層3㎜ガラス

（3） 空調関連設備

空調設備については中央・個別の別，熱源の燃料種別，機器種別，空調システム種別，省エネルギー手法採用区分を考慮した[13]．設備区分別の採用確率は竣工設備データ[14]を用いて作成されたロジスティック回帰モデルにより模擬した．回帰モデルは暖房デグリーデー，人口密度，竣工年を説明変数とした．なお，2013年以降竣工される建築物は，回帰モデルの仕様上2010年以降に観測された建築物の技術採用傾向が適用される．これにより現行の省エネルギー基準は達成可能であることを確認している[15]．なお，改修は竣工後25年に1回行われることを想定し，また，中央熱源方式から個別熱源方式．その逆への改修は行われないものと想定した．

空調用熱源機器の効率は経年的に上昇しており，熱源の種類により効率は大きく異なる．本研究で想定した竣工年別定格COPを**Table 2**に示す．本研究では，2010年以前の推計(以下水準1)では岡本[16]の推計によるストック平均定格COPを，2018年以降年の推計(以下水準3)では国土技術政策総合研究所[17]が公表している2018年の新築・改修業務施設における熱源機器別平均定格COPを，2030年以降の推計(以下水準4)では岡本[16]の調査による最新機器の定格COPを用いた．2011~2017年の推計(以下水準2)は水準1と水準3の中間値のCOPを用いた．

Table 2 Rated COP by age of completion

熱源機器		竣工年代別ストック			
		水準1	水準2	水準3	水準4
ビル用マルチ	冷房	2.5	3.0	3.5	3.5
	暖房	3.1	3.5	4.0	4.3
ガスヒートポンプ	冷房	0.9	1.0	1.2	1.4
	暖房	1.1	1.2	1.4	1.6
吸収式冷凍機		1.0	1.1	1.3	1.6
空冷ヒートポンプ	冷房	2.9	3.2	3.6	3.7
	暖房	3.1	3.3	3.6	3.7
ターボ冷凍機		5.0	5.3	5.7	6.5

3．推計結果

3.1 対策技術の普及

本論文で対象とした対策の技術普及経年変化を高効率照明，建築物の断熱，空調機器の順に**Fig.2**～**Fig.4**に示す．

2013 年と 2021 年の間で全ストックの LED 照明採用比率は 42%増加し，2030 年では 91%のストックで採用されると推計された. 建築物の断熱では, 壁のみ断熱している建築物の割合が 2013 年と 2021 年の間で 6%増加し, 2030 年では 15%増加しているが，複層ガラスや Low-e 複層ガラスの採用率の増加率は 1%未満であった. 空調機器は 2021 年には水準 1 は 0%，水準 3 の技術採用が 47%となり，2030 年には水準 3 以上の技術採用が 97%と推計された.

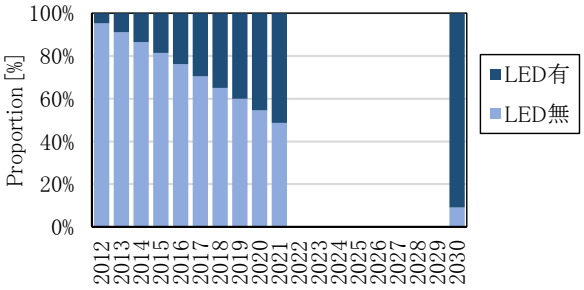


Fig.2 Estimated results of high-efficiency lighting spread

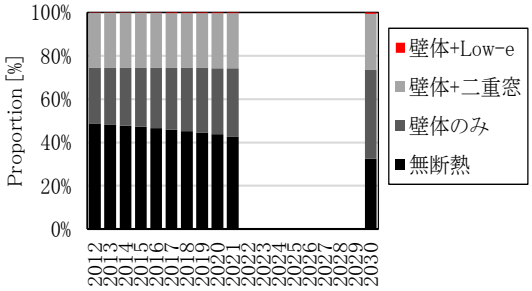


Fig.3 Estimated results of building insulation adoption.

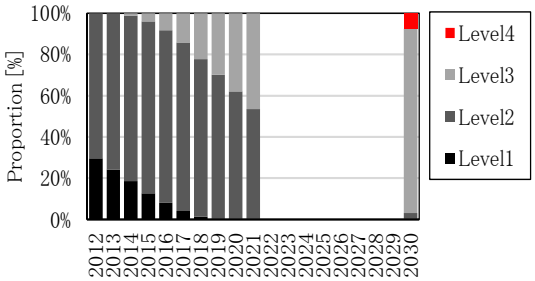


Fig.4 Estimated results of Technology Adopted for Air

3. 2 高効率照明導入による削減量の評価

Fig.5 に高効率照明の導入による年間省エネルギー量の推計結果を示す. 棒グラフはモデル推計値, 黒線は政府による進捗評価による推計値を示す．2030 年ではモデル推計値は政府推計より大きい．その差の要因は稼働時間によるものである．**Fig.6** に年間稼働時間による年間電力消費量の変化を示す．三菱総合研究所の調査 [18]によると，政府は照明の年間稼働時間を全業種で 3000h と設定している．モデルでも全業種で年間稼働時間を 3000h とした場合の年間電力消費量は政府推計と概ね一致しており，照明容量による差は小さいと考えられる．しかし，モデルでは業種ごとにより現実的に稼働時間を設定しているため，主に商業施設や飲食施設において，年間稼働時間が 3000h のときと比べて年間電力消費量が増加し, 削減量が増加する結果となった．2013 年から 2021 年では政府の推計値がモデルの推計よりも大きく，政府推計値は LED 化の普及を過大に想定していると考えられる.

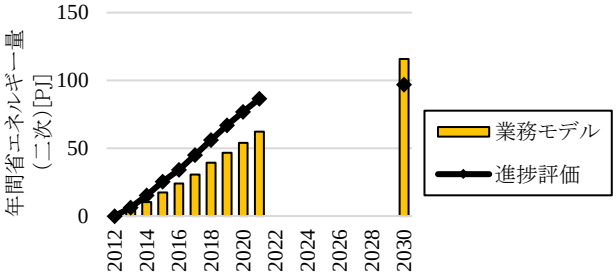


Fig.5 Reduction due to introduction of high-efficiency lighting

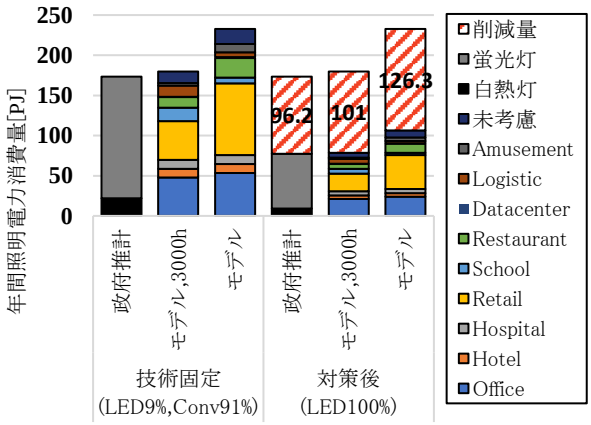


Fig.6 Annual electricity consumption when annual operating hours are assumed to be 3000h in the model

3. 3 建築物の省エネルギー化による削減量の評価

Fig.7 に建築物の省エネルギー化による年間省エネルギー量の推計結果を示す．2030 年度の推計値は政府想定と比較して 20PJ 小さいと推計された．このことは既存の技術採用傾向の延長では目標は達成されないことを表す.

建築物の省エネルギー化では, 断熱仕様の向上, 空調効率の向上，省エネルギー対策といった様々な要因の複合影響により省エネルギーがもたらされる. そこで, 空調熱源を含む空調システムの変化, 空調効率の変化, 省エネルギー対策, 断熱仕様の変化, 照明と機器による内部発熱の変化の 5 つについて 2013 年度から 2030 年度の技術別省エネルギー効果を推計した．**Fig.8** に結果を示す．各対策の影響を比較すると，空調効率による削減量が 58.5 PJ と推計され, 他の要因よりも影響度が大きい. 空調関連の省エネルギー技術の普及が次に大きく，19.9 PJ の削減をもたらしたと推計された. 断熱による削減は, 暖房で 9.9 PJ, 冷房で 2.6 PJ が熱源機器のエネルギー消費の減少量として定量化され，空調補器も含めると合計で 14.7 PJ の削減効果と推計された. 内部発熱要因は，照明，コンセント機器による内部発熱の減少の影響を表しており，暖房のエ

ネルギー消費を 21.4 PJ 増加させる一方で，冷房のエネルギー消費を 30.8PJ 減少させ，合計は 11.6 PJ の減少と推計された．なお，政府推計において二次エネルギーが用いられているため評価結果を二次エネルギーで示したが，一次エネルギーで示した場合，電力の変化が相対的に大きくなることに注意が必要である．

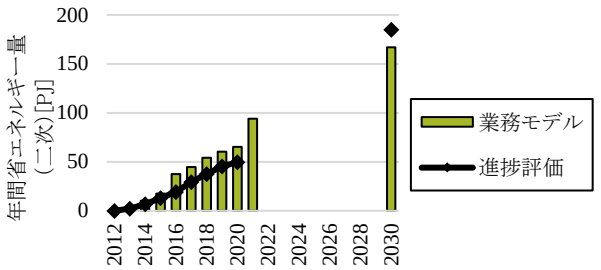


Fig.7 Reduction due to energy conservation in buildings

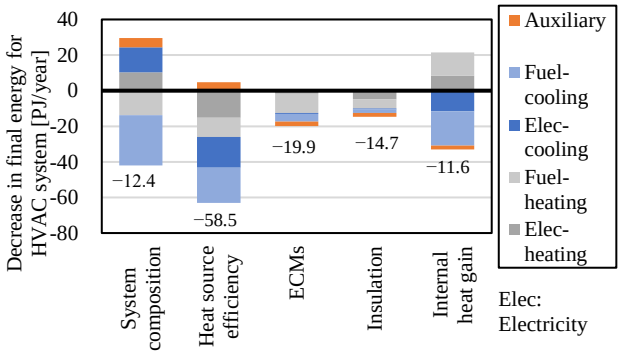


Fig.8 Factor breakdown of energy savings in HVAC

4．まとめ

本研究では，高効率照明の導入と建築物の省エネルギー化の二つの省エネルギー対策について評価を行った．得られた知見を以下に示す．

- 高効率照明の導入による省エネルギー量は，業種ごとに稼働時間の未考慮により政府推計は過小に 2030 年削減ポテンシャルを推計している．
- 主に空調設備関連の省エネルギーにより実現される建築物のエネルギー性能向上による削減は，既存の技術採用傾向の延長では目標を達成されない．削減目標達成のためには技術採用傾向を変化させる対策が必要である．
- 建築物の省エネルギー化による省エネルギー量の要因分解を行ったところ，空調効率による削減量が 58.5 PJ と他の要因よりも影響度が大きく，照明と機器による内部発熱の変化による削減量も 11.6 PJ と無視できない程大きいことが明らかとなった．

謝 辞

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

参 考 文 献

1） 内閣官房；地球温暖化対策計画，2021 年 10 月 22 日閣議決定，https://www.env.go.jp/earth/211022/mat01.pdf
2） 内閣官房；地球温暖化対策計画における対策の削減量の根拠，2016 年 5 月 13 日閣議決定参考資料，
3） 鳴川公彬，山口容平，西島拓海，下田吉之；ストックの経年変化を考慮した業務部門地球温暖化対策計画評価，エネルギー・資源学会，第 38 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス，6-3(2022).
4） 資源エネルギー庁: 2030 年度におけるエネルギー需給の見通し (2021 年 10 月)
5） EnergyPlus, https://energyplus.net/
6） Yamaguchi Y, Kim B, Kitamura T, Akizawa K, Chen H, Shimoda Y. Building stock energy modeling considering building system composition and long-term change for climate change mitigation of commercial building stocks. Applied Energy 2022;306:117907. https://doi.org/10.1016/J.APENERGY.2021.117907.
7） 総合資源エネルギー調査会：省エネルギー・新エネルギー分科会省エネルギー小委員会 照明器具等判断基準ワーキンググループ(2017)照明器具等判断基準ワーキンググループ取りまとめ，https://www.meti.go.jp/shingikai/enecho/shoene_shinene/sho_energy/shomei_kigu/pdf/2016_01_03_00.pdf
8） 照明工業会自主統計（2021），照明器具の生産・出荷(販売)統計(2015 年度～2019 年度)，https://jlma.or.jp/tokei/pdf/kigu_statistics01-2015-2019.pdf
9） みずほ情報総研; 業務部門の照明における温暖化対策のさらなる推進に向けて(2019), https://www.mizuho-rt.co.jp/publication/report/2019/pdf/mhir18_ondanka.pdf
10） 国土技術政策総合研究所: モデル建物法入力支援ツール（平成 28 年省エネルギー基準用），https://model.app.lowenergy.jp/
11） B. Kim, Y. Yamaguchi, S. Kimura, Y. Ko, K. Ikeda, Y. Shimoda: Urban building energy modeling considering the heterogeneity of HVAC system stock: A case study on Japanese office building stock, Energy and Buildings, Vol.199(2019), pp.547-561
12） 国土交通省: 住宅・建築物のエネルギー消費性能の実態等に関する研究会とりまとめ，https://www.mlit.go.jp/common/001228937.pdf
13） 秋沢 琴音，山口容平，金 範埈，鳴川 公彬，下田 吉之: 業務部門における建築設備ストック経年変化のモデリング，エネルギー・資源学会論文誌, Vol41, Mo.8 p.318-327 2020
14） 一般社団法人建築設備技術者協会: 竣工設備データ集 （ELPAC）（1989-2017 年版）
15） Y. Yamaguchi, Y. Miyachi, Y. Shimoda: Stock modeling of HVAC systems in Japanese commercial building sector using logistic regression, Energy and Buildings, 152 (2017), pp.458-471
16） 岡本ら；熱源機器の採用比率，機器効率の経年変化が近畿圏業務施設エネルギー需要に及ぼす影響の評価，第 31 回エネルギーシステム・経済・環境コンファレンス講演論文集，2015，p671-676
17） 国土技術政策総合研究所: 非住宅建築物の外皮・設備設計仕様とエネルギー消費性能の実態調査-省エネルギー基準適合性判定プログラムの入出力データの分析-，http://www.nilim.go.jp/lab/bcg/siryou/tnn/tnn1107pdf/ks1107.pdf
18） 三菱総合研究所; 平成 26 年度エネルギー環境総合戦略調査（過去のエネルギー需給見通しにおける各種対策の進展状況．進展見通し等に関する調査）報告書（2015 年 3 月）https://dl.ndl.go.jp/view/download/digidepo_11280192_po_000697.pdf?contentNo=1&alternativeNo=

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

屋外競技施設における節水計画

Water conservation planning in outdoor athletic facilities

○原　大輔（竹中工務店）　上田　真也（竹中工務店）

Daisuke HARA*1　Shinya UEDA*1

To reduce environmental impact, rainwater was used for toilet flushing and lawn watering. Report on the water-saving effects of rainwater harvesting based on simulation results during design and actual measurement results. We were able to show that the percentage of turf sprinkling water use is very large in outdoor athletic facilities, and the relationship between rainfall and rainwater use.

はじめに

近年、スポーツ産業の成長促進事業「スタジアム・アリーナ改革推進事業」として、また全国各地で多様な世代が集う交流拠点として、スタジアムとアリーナの整備計画が実施されている。特にスタジアムは、試合時における観客数が 15,000 人～50,000 人と多く、数時間で大量の水を利用している。主に観客用のトイレやフィールドの芝への散水、選手用シャワーなどで水が使われている。これをすべて水道水で賄うと、水道料金も多大となる。ランニングコスト軽減を目的として、スタンド上部の屋根に降った雨を貯めて再利用する計画を行った。今回スタジアムの改修工事にて節水と雨水をろ過して雑用水とし、トイレ洗浄水と芝の散水に使用した。

本報では、設計時のシミュレーション結果と実測結果による雨水利用による節水効果を報告する。また芝散水使用量や雨水利用量、スタジアム施設の水使用量の実績も整理し考察する。

用途	観覧場
建築地	大阪市東住吉区長居公園1-1
構造	RC造+S造（屋根）
階数	地上５階
延床面積	17,295.86㎡
収容人員	25,000人（※バックスタンド含む）

図１　建物概要

１．計画概要

1.1　建築計画

本施設は、日本プロサッカーリーグ J1 で活躍するセレッソ大阪のホームスタジアム「長居球技場」の改修工事である。建物概要を**図１**に示す。クラブの成長に応じた段階的改修をコンセプトに、18,000 人規模から 25,000 人収容のスタジアムへ拡張した。将来は、40,000 人収容のスタジアムを目指している。今回工事では、主にメインスタンドとホームスタンド及びアウェイスタンドの改修工事を実施した。スタンドの躯体は、最大限ＰＣａ 化し施工効率を向上させた。今回セレッソ大阪のチームカラーであるピンク色を最大限表現させるため、ＴＶ放送などで映り込みやすい選手入場口の躯体にカラーコンクリートを採用し、スタジアムの魅力向上を実現した。

2018 年 9 月に実施設計に着手し、2019 年 7 月工事着工、2021 年 4 月に竣工した。

1.2　環境配慮

地域・サポーター・クラブ・選手みんなでつないだ想いを積み重ねた先にこそ、理想のスタジアムがあり、成長し続ける育成型スタジアム「Beyond　Goals」をコンセプトに環境配慮技術や自然エネルギーを活用しランニングコストの削減に取り組んだ。西側スタンドの屋根に、太陽光発電パネルを 100ｋW設置している。基本自家消費であるが、余剰が出た際は隣の長居陸上競技場で無駄なく利用される。100ｋWは、試合日以外の通常日の電力を賄える容量として設置した。マイクロコージェネ（停電時対応型）10ｋWを設置し、防災センターや１階ラウンジのコンセントや照明器具へ供給できるようにしている。排熱はチーム更衣室の風呂の給湯に利用した。大便器は、１回当りの洗浄水量 5.5Ｌの節水型器具を採用した。その他、競技用照明を含め全館ＬＥＤや居室には全熱交換器を設置し負荷低減を図った。（**図２**）

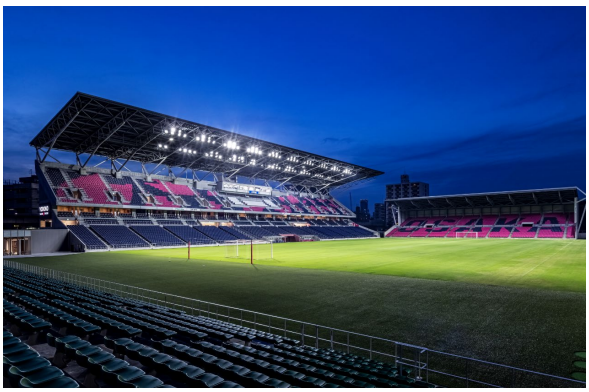


図２　競技用照明のＬＥＤ化

1.3　中水計画

改修前の収容人員 18,000 人から改修後 25,000 人と 7,000 人増加するため、使用水量も増えることが想定された。スタジアムの場合、試合などのイベント開催時に大量のトイレ洗浄水が使用されること、試合がない日でも芝保全のために通常から大量の水を利用する。使用量に日格差があることも特徴である。

今回環境負荷低減のため雨水再利用し水道水の低減を測った。中水設備計画の概要を**図３**に示す。西側のメインスタンドが屋根に覆われており、この屋根面積の約45%に降った雨をピットに貯められる計画としている。使用水量は、トイレ洗浄水量 140 ㎥/日（試合開催日）、芝散水量 60 ㎥/回の負荷を想定し、日ごとに使用水量を設定して検証を行った。雨水利用槽は、後述のシミュレーションにより必要容量を設定している。雨水利用槽 224 ㎥、雑用水槽 100 ㎥、芝散水用水槽 150 ㎥は地下ピットを利用して設置した。溜まった雨水は砂ろ過と塩素滅菌を行い、雑用水槽へ供給する。雑用水槽には、雨水の補給が不足した場合に、上水補給を行っている。また雑用水はトイレ洗浄水と芝散水槽へ送水される。

1.4　雑用水と芝散水設備計画

今回設置した市水受水槽と雑用水槽は、改修したメインスタンドとアウェイスタンドのトイレ系統及び芝の散水に利用している。

屋根に降った雨水は、雨水竪管により沈砂槽に流入される。その後オーバーフローした雨水が雨水利用槽へと流入し、次に砂ろ過（処理能力 8.4 ㎥/H）と塩素滅菌装置を経由して、雑用水槽に供給される。

雑用水は、各階のトイレ洗浄水と芝散水槽へ供給される。雑用水加圧給水ポンプは、1,800L/min（5 台並列運転）とした。ポンプ能力の計画のため、①水使用時間率と器具給水単位による方法、②器具給水負荷単位による方法、③他スタジアムの実績値の３方式により算出し比較した。その結果、現実に近い他スタジアムの実績値を用いて容量を決定した。

芝散水は２～３日に１回と試合前、ハーフタイム中散水を行っている。芝散水ポンプは、550L/min（自動交互並列運転）設置した。

今回、芝散水槽への雑用水補給水、芝散水ポンプの２次側、雑用水槽への上水補給水、雑用水加圧給水ポンプの１次側､雨水ろ過ポンプの２次側に量水器を設置した。新規設置した部分について、日々の使用量を計測し、実態把握を行った。

2．雨水シミュレーション

2.1　雨水シミュレーション

本計画では、西側メインスタンドと北側ホームスタンドに屋根を新設した。(**図４**) 雨水を集水するにあたり北側屋根では集水後水槽に貯めることができないため、西

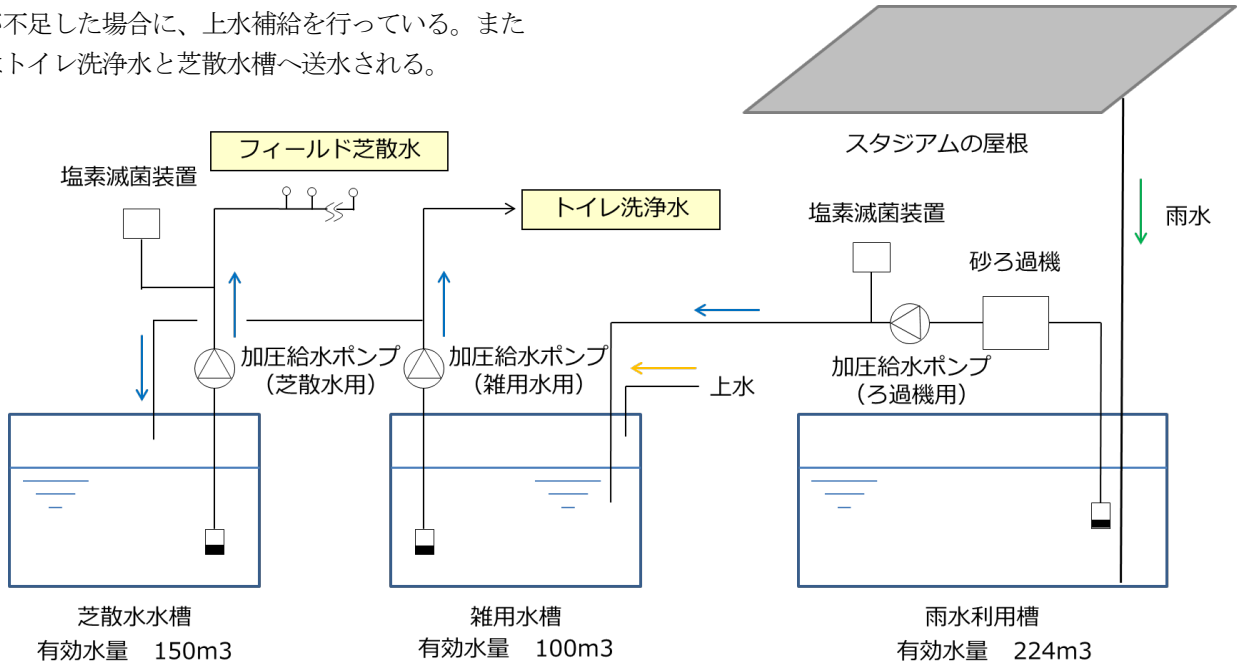


図３　中水計画フロー図

側屋根のみ集水することで計画を進めた。西側屋根は全体で約 4,300 ㎡あるが、屋根面積に対する集水面積率を５パターン検討した。（**図 5**）年間の降雨量【集水量】㎥と雨水利用率を算出し、イニシャルコスト・ランニングコストより回収年を検証した。（**表 1**）協議の結果、屋根の集水面積は 45%（約 1,950 ㎡）とした。雨水シミュレーションを行うにあたり、気象庁の 2017 年の大阪市の降雨量データを利用した。またスタジアムの利用日数は、近年の利用状況と将来の使用想定を行い、Ｊ リーグ、天皇杯、その他サッカー試合で 41 日、Ｊリーグ以外の試合 30 日、芝散水 70 日、平日利用時 220 日として条件設定した。

図 4　鳥瞰図（左奥が雨水集水している西側屋根）

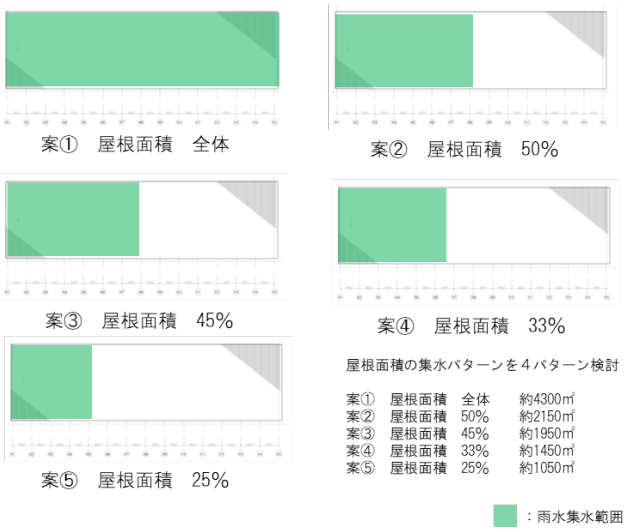


図 5　屋根部の集水面積

表 1　集水面積における雨水利用率（シミュレーション）

	案①	案②	案③	案④	案⑤
屋根面積(㎡)	4300	2150	1800	1450	1050
屋根面積に対する集水面積率(%)	100	50	45	33	25
年間の降雨量【集水分】(㎥)	5,493	2,747	2,300	1,852	1,341
年間の使用水量(㎥)	10,590	10,590	10,590	10,590	10,590
雨水利用率(%)	51.9	25.9	21.7	17.5	12.7
トイレ利用回数(回)	980,938	410,625	410,625	330,781	239,531
回収年(年)	5.5	6.9	8.3	9.2	12.3

３．実測概要と結果

3.1　雨水降雨量

雨水シミュレーションは、設計段階最新の 2017 年の気象庁データを用いた。その数年間ではやや少なめの降雨量である。（**図 6**）今回の実測値は、感染症対策による自粛から開けた 2023 年分を主に使った。

気象庁の月別降雨量データ（**図 7**）によると、冬に少なく夏に多い傾向はあるものの、ここ８年間のデータを見る限り、月ごとの決まった傾向はない。ここ２０年間の降水量をみると、両年とも、平均値をやや下回るという共通点もある。（**図 6**）

今回は、近２０年の平均よりやや降雨量の低い年のデータであるが、平均的には、もう少し雨水利用量は増えてくることも考えられる。

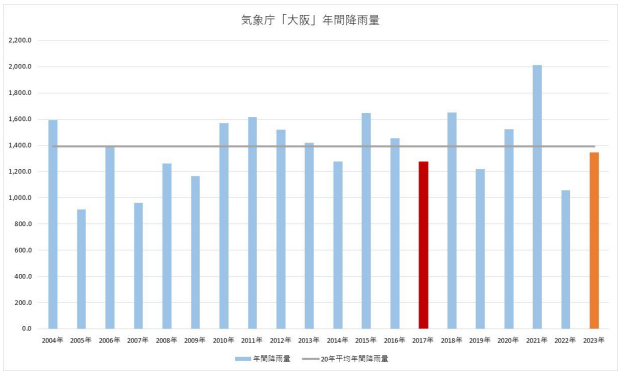


図 6　大阪市の年間降雨量（気象庁データ 2004～2023 年）

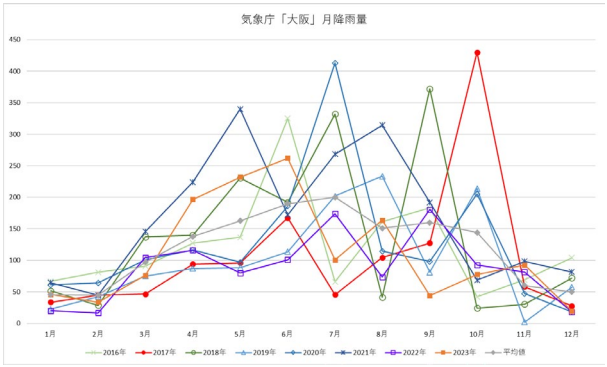


図 7　月別降雨量（気象庁データ 2016 から 2023 年）

3.2　使用水量実績値

2022 年 1 月～2023 年 12 月の実績値により検証を行う。まず、供給側の市水と雨水の使用水量と雨水利用率を**図 8** に示す。年間を通し、市水の上水使用水量は比較的変化が少ないことがわかる。一方、市水の大半は、雑用水に利用されている。雨水利用率はこの雑用水使用水量に大きく影響を受けていることがわかる。

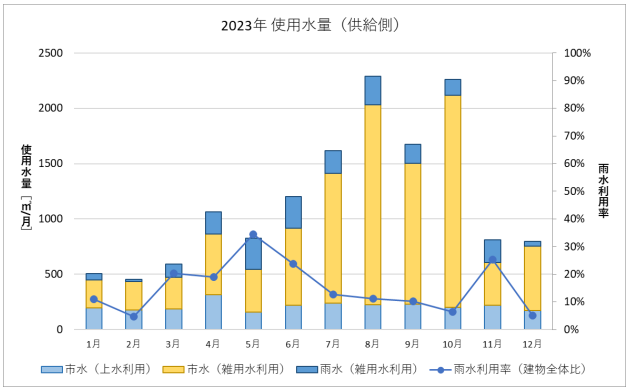


図 8　使用水量（供給側）

次に月別の需要側に関する上水使用水量と雑用水使用水量（WC系統）及び雑用水使用水量（芝散水）を**図 9** に示す。雑用水使用水量のWC系統と芝散水の比率をみると芝散水の利用量が多いことがわかった。特に 7 月～10 月は芝への散水量が 70%を超えている。

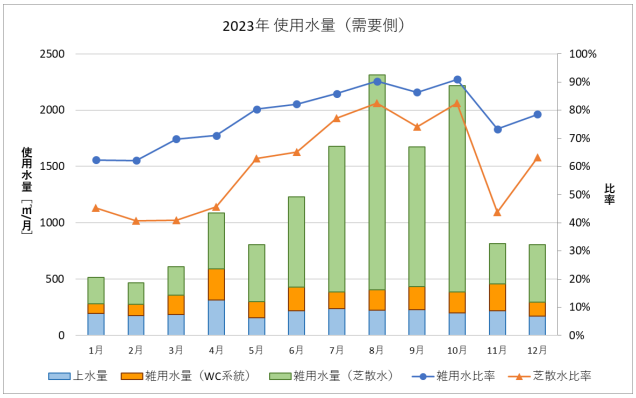


図 9　使用水量（需要側）

年間使用水量における市水（上水利用）と（雑用水利用）と雨水（雑用水利用）を**図 10** に示す。スタジアム全体として、上水使用水量より雑用水使用水量が 80%を占めていることがわかった。雨水利用率は、月ごとでばらつきはあるが年間と通してみるとシミュレーション時の雨水利用率が 21.7%だったのに対して、2023 年の実測値は、14.1%となった。芝保全のための散水量の大小の影響と考えられるが、今後の計画のためにも引き続き実績データを収集していきた。

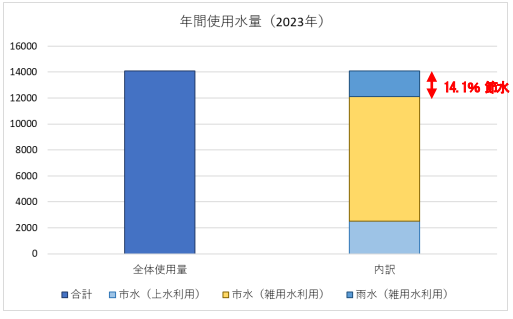


図 10　年間使用水量（2023 年）

芝散水使用量と降雨量の関係性は、**図 11** より関係性が小さく、芝散水量は季節との関係性が強いと考えられる。

雨水利用量と降雨量の関係性は、**図 12** より雨水利用量は、降雨量に少なからず依存していることがわかる。芝散水を除く使用水量と施設利用日数の関係を**図 13** に示す。主要試合開催日の多い月は雑用水及び上水量が多くなる傾向にあることがわかった。

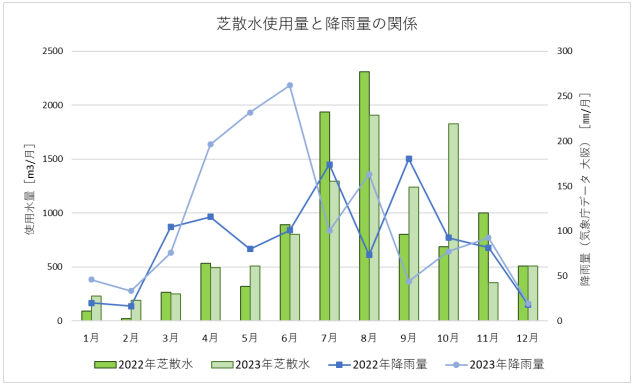


図 11　芝散水使用量と降雨量の関係

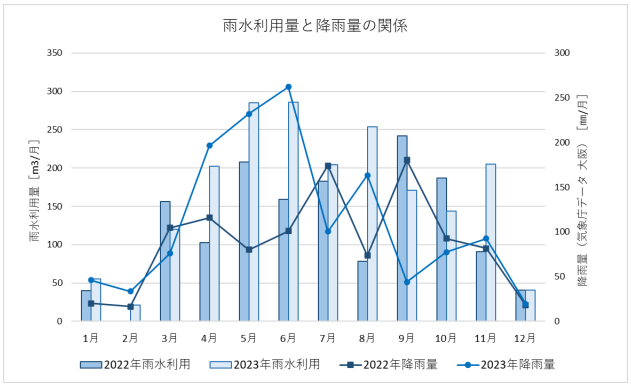


図 12　雨水利用量と降雨量の関係

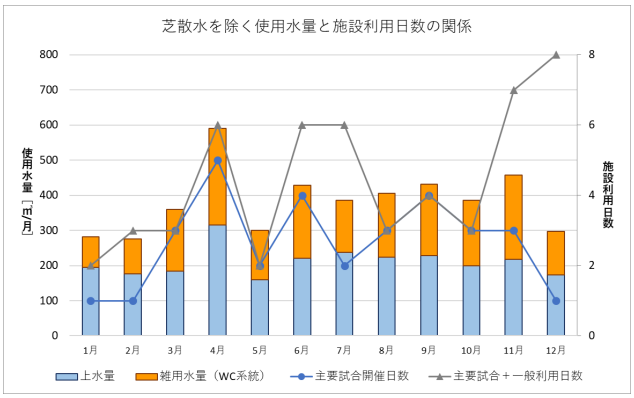


図 13　芝散水を除く使用水量と施設利用日数の関係

4．まとめ

スタジアム改修工事にあたり、屋根集水による雨水計画を行った。スタジアム施設の水使用量や芝散水量、雨水利用量の実績データを整理し、降雨量や試合開催数との関係を確認した。設計時のシミュレーションと実績結果より、かなり大きな芝散水量に対し、雨水利用による節水効果が大きいことを示した。スタジアム施設の節水計画をする上での貴重なデータとして、引き続き収集していきたい。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

BIMモデルにおけるCO_2排出量の簡易的定量化手法
（その2）Revit DynamoとExcelを使用した手法の検討
Simple quantification method for CO_2 emissions in BIM
(Part 2) Study of methods using Revit Dynamo and Excel

○辻　里実（大阪電気通信大学）　　添田　晴生（大阪電気通信大学）

Satomi TSUJI*1　Haruo SOEDA*1

*1　Osaka Electro-Communication University

Focusing on carbon neutrality, we studied the quantification of CO_2 emissions using Revit. since the Revit-only method required many items to be entered manually, we created three new methods in this study, using Dynamo in addition to Revit. As a comparison method, CO_2 emissions quantification of the two models was performed, and the differences between the methods were compared. The results showed that the use of Dynamo reduced the number of manual entries and improved efficiency, and that Dynamo's strengths in automating workflow when using BIM could be leveraged.

はじめに

建築物の新築、運用、改修にかかわるCO_2排出量は日本の全CO_2排出量の約40%を占めている。2008年7月8日のG8洞爺湖サミット首脳宣言には、2050年までに世界の温室効果ガス排出量を現状より少なくとも50%削減する方向で各国が努力することが取り込まれ、2020年10月に日本政府は2050年カーボンニュートラルを宣言した。そのための対策・施策として含まれているCO_2の「見える化」に、本研究では着目した。

本大学の昨年度の研究で、山崎[1],[2]がRevitを用いたCO_2排出量の定量化手法の提案を行った。その内容を自身でも行ってみたところ、手動で入力する項目が多く、時間もかかり、効率が悪いのではないかと考えた。

そこで本研究の目的は、BIMソフトのRevitを用いて、CO_2排出量を定量化する。加えて、それらの工程をビジュアルプログラミングツールのDynamoを使用してより効率的に作業を行うことである。

1.　研究概要

山崎の研究を基に、DynamoとExcelを利用してBIMモデルのCO_2排出量定量化を行った。

1.1　Dynamoの選定理由

Vivian WY. Tamら[3]の研究では、これまでの研究で開発された利用可能なすべてのBIM-LCA統合アプローチを特定し、一連の指標を参照してさまざまなシナリオに最適なアプローチを見つける科学的方法を確立していた。

BIM-LCA統合アプローチは、1)数量表(BOQ)をExcelにエクスポート、2)BOQを専用のLCAツールにエクスポート、3)BIMソフトウェア用のLCAプラグインの使用、4)ビジュアルプログラミング言語の使用、5)BIMオブジェクトにLCA情報を含める、の5つのタイプに分類され、これらを評価する。

評価結果は、4)ビジュアルプログラミング言語の使用が5つのタイプの中で最適だということが分かった。

1.2　CO_2排出量原単位について

CO_2排出量の算出に必要なCO_2排出量原単位は、産業連関表を基に作成された日本建築学会のAIJ-LCA[4]を使用した。このLCAツールの複合原単位シートの複合原単位集計表より、材料の環境負荷原単位をCO_2排出量原単位としてBIMモデルの属性情報として設定した。

また、引用した情報を自身で新たに簡易データベースをExcelで作成し、Table1に示すようにDynamoにインポートしやすいように工夫した。

Table1　Simple Excel database

	A	B	C
1	レンガ（外壁仕上げ-2丁掛けタイル(打込)）CO_2排出量原単位	31	kg/m²
2	断熱材（断熱材 GW50t）CO_2排出量原単位	3.3	kg/m²
3	コンクリート（コンクリート(ポルトランド) Fc24N/mm²）CO_2排出量原単位	283.5	kg/m³
4	石膏ボード（壁下地PB(GL工法)）CO_2排出量原単位	4.7	kg/m²
5	アスファルト（結晶化骨材コンクリート Fc24N/mm²）CO_2排出量原単位	169.6	kg/m²
6	手摺（パルコニー手摺）CO_2排出量原単位	7.9	kg/m
7	窓（アルミサッシ＋ガラス 10mm（単層FIX））CO_2排出量原単位	90.7	kg/m²
8	ガラスカーテンウォール（ガラスカーテンウォール 複層ガラス）CO_2排出量原単位	192	kg/m²
9	ドア（木製扉）CO_2排出量原単位	24.1	kg/m²
10	天井（天井下地 吊材＋PB）CO_2排出量原単位	8.1	kg/m²
11	コンクリート（コンクリート（B種高炉）Fc24N/mm²）CO_2排出量原単位	233.3	kg/m³

2.　Dynamo、Excelを用いたCO_2排出量定量化

2.1　簡易BIMモデル

ここでは、Fig.1とTable2に示す簡易BIMモデルとその構成材料に対して、Table3に示す4つのCO_2排出量定量化手法を用いて比較検討を行った。

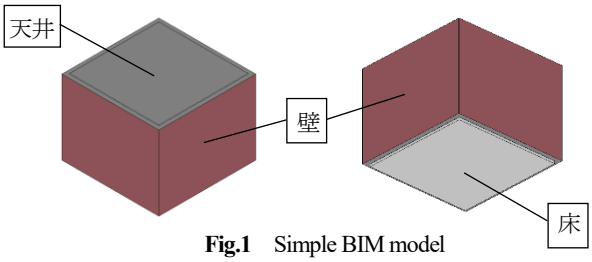


Fig.1　Simple BIM model

Table2 More info about simple BIM model

ファミリ	タイプ	構造	CO_2排出量原単位
標準壁	CW 102-85-215p	・レンガ ・硬質断熱材 ・コンクリート組 ・石膏ボード	31[kg/m^2] 3.3[kg/m^2] 283.5[kg/m^3]※1 4.7[kg/m^2]
天井	無地	・メタルスタッドレイヤ ・石膏ボード	8.1[kg/m^2]※2
床	現場打ちコンクリート 225mm	・コンクリート	283.5[kg/m^3] ※1

※1 コンクリート(ポルトランド)のCO_2排出量原単位

※2 天井(天井下地 吊材+PB)のCO_2排出量原単位

そして、本研究では、Table3 に示す 4 つの定量化手法のうち、Type2～4 の 3 つの定量化手法を新たに提案した。

Type1 は山崎の手法であり手動での入力を基本とする手法である。Type2～4 は筆者の提案する手法であり、Type2 は Type1 の方法を改善しすべて Dynamo で行う手法、Type3 は Dynamo 上で各部材の CO_2 排出量を求め Excel にエクスポートする手法、Type4 は Excel に属性情報をエクスポートし Excel 上で CO_2 排出量を計算する手法である。また、Type3, Type4 で Excel を取り入れた理由として、広く普及しているソフトであるということ、集計表で CO_2 排出量を表示することから、表計算ソフトである Excel でも代用できるのではないかということ、Dynamo を使用することで Excel 間との Revit データのインポート・エクスポートが行いやすいことである。

4 つの定量化手法の特徴を Table4 にまとめた。

結果として、使用ソフトは Type1 は Revit のみであり、Type2 は Revit と Dynamo の 2 つのソフト、Type3, Type4 は Revit、Dynamo、Excel の 3 つのソフトを使用する。また、CO_2 排出量の表示方法として、Type1,2 は Revit でカテゴリごとの集計表を作成するが、Type3,4 は Excel 上にすべての部材の CO_2 排出量を表示することができる。Type2 の一例として、Fig.2 は各部材にプロジェクトパラメータを追加するプログラム、Fig.3 は CO_2 排出量を計算するプログラムである。

また、簡易 BIM モデルに部材を追加した場合に必要な工程を確かめた。もとから使用されている部材を増やす場合、Type1 は、追加した部材のパラメータに CO_2 排出量原単位を手動で入力しなければならない。Type2 は、定量化時に行わなければならない工程は無いが、壁の場合、壁の種類によってコンクリートの厚さが異なってくるため、Dynamo のプログラムの変更が必要になってしまう。Type3, Type4 の場合も、定量化の際に行う工程は無い。

Table3 Four quantification methods compared in this study

Type1	**Revit 上で CO_2 排出量を計算する方法(山崎[2])**
	①Revit 上でプロジェクトパラメータを作成し、CO_2 排出量原単位を入力
	②Revit の集計表により、CO_2 排出量を計算する
Type2	**Dynamo を用いて CO_2 排出量を計算する方法1(提案)**
	①Excel に CO_2 排出量原単位を入力
	②Dynamo を用いて Excel の CO_2 排出量原単位を抽出
	③Dynamo を用いて Revit の属性データを抽出して、Dynamo 上で CO_2 排出量を計算する
	④結果は Revit の各材料のパラメータに出力し、加えて集計表にも表示する
Type3	**Dynamo を用いて CO_2 排出量を計算する方法2(提案)**
	①Excel に CO_2 排出量原単位を入力
	②Dynamo を用いて Excel の CO_2 排出量原単位を抽出
	③Dynamo を用いて Revit の属性データを抽出して、Dynamo 上で CO_2 排出量を計算する
	④結果は Excel に出力する
Type4	**Excel を用いて CO_2 排出量を計算する方法(提案)**
	①Excel に CO_2 排出量原単位を入力
	②Dynamo を用いて Revit の属性データを抽出し、それを Excel に出力する
	③Excel 上で CO_2 排出量を計算する

そして、簡易 BIM モデルには使用されていない新たな部材を追加した場合の必要になる工程も確認した。Type1 の場合、プロジェクトパラメータの追加と、そこに CO_2 排出量原単位や厚さの情報を手動で入力する必要がある。また、Type3, Type4 は、Dynamo の情報を Excel に出力する際に、表示するセルの場所を指定しているため、その部分の Dynamo のプログラムを変更しなければならない。しかし、Type2 の場合、定量化時に行わなければならない工程は無いことが分かった。本研究の目的である Dynamo を利用することによる定量化の自動化を果たせたと言えるのではないだろうか。

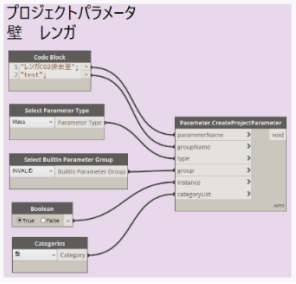


Fig.2 Dynamo program of type2(1)

Table4 Comparison of CO_2 emission quantification methods

定量化手法	Type1(山崎[2])	Type2(提案)	Type3(提案)	Type4(提案)
使用ツール	Revit	Revit + Dynamo	Revit + Dynamo + Excel	Revit + Dynamo + Excel
CO_2排出量表示方法	Revit(集計表)	Revit(集計表)	Excel	Excel
情報入力方法	手動	自動	Dynamo 自動 Excl 手動	Dynamo 自動 Excl 手動
同じ部材の追加の対応	CO_2排出量原単位入力	なし※1	なし※1	なし※1
新しい部材の追加の対応	パラメータ作成 + 情報入力	なし※2	Dynamo 内の変更※2	Dynamo 内の変更※2
全体の特徴	・プロジェクトパラメータを追加する必要がある ・部材の追加ごとに、CO_2排出量原単位や厚さの情報を手動で入力する必要がある	・Revit のみですべての情報が確認できる ・すべての工程を Dynamo で行うため、プログラムの量が多い	・CO_2排出量は Dynamo 上で計算する ・Type2 に比べ、プロジェクトパラメータを作成しない分、Dynamo のプログラム量は少ない ・情報を出力する Excel のセルを指定しているため、場合によって Dynamo 上でセルの位置を変更する必要がある	・CO_2排出量は Dynamo 上で計算する ・情報を出力する Excel のセルを指定しているため、場合によって Dynamo 上でセルの位置を変更する必要がある ・同じ部材が複数ある場合、Excel の表に計算式を挿入し、合計 CO_2排出量を計算する必要がある

※1 壁の場合、種類によってコンクリート厚さが異なるため、Dynamo 内の変更が必要になる

※2 あらかじめ、すべての部材のプロジェクトパラメータ作成・CO_2排出量の計算のプログラムを作成している場合

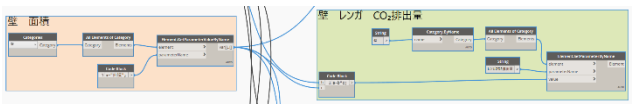


Fig.3 Dynamo program of type2(2)

2.2 2階建てBIMモデル

ここでは、Fig.4, 5に示す山崎が使用していたBIMモデル(構造：RC造、階数：2階建て、延べ床面積：453 ㎡)を本研究でも使用した。Type2～4の手法を用いてCO_2排出量定量化を試みた。

結果として、Type2の手法でCO_2排出量を定量化することはできなかった。理由は、集計表を作成する際にモデルに使用した部材とそのCO_2排出量がリンクして入力されないためである。Fig.6のように「壁」カテゴリからタイプごとに面積を抽出し、CO_2排出量の計算を行う。Table5のB列にモデルで使用した部材がランダムに挿入されるため、C列で各部材のCO_2排出量を計算する際に手動で計算式を入力せざるを得なかった。

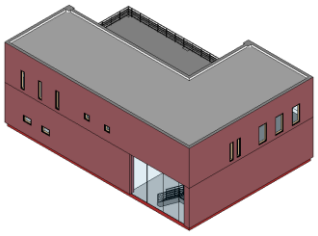


Fig.4 Two-story building BIM model (Southeast View)

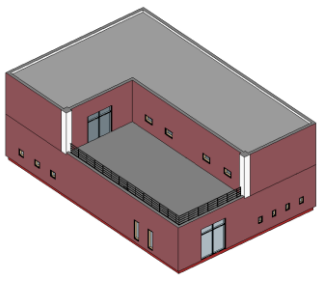


Fig.5 Two-story building BIM model (Northwest View)

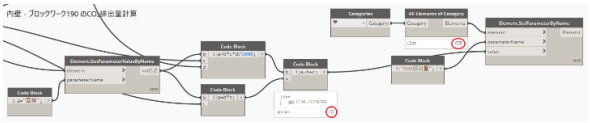


Fig.6 Program of dynamo

Table5 Wall schedule

A	B	C
コメント	ファミリとタイプ	CO2排出量
壁10	標準壁: CW 102-50-100p	1139.21 kg
壁11	標準壁: CW 102-50-100p	
壁13	標準壁: CW 102-50-100p	
壁14	標準壁: CW 102-50-100p	
壁16	標準壁: CW 102-50-100p	
壁15	標準壁: CW 102-50-100p	
壁6	標準壁: CW 102-50-100p	
壁2	標準壁: CW 102-50-100p	
壁3	標準壁: CW 102-50-100p	
壁5	標準壁: CW 102-50-100p	
壁9	標準壁: 内壁 - ブロックワーク 100	
壁7	標準壁: CW 102-50-100p	
壁1	標準壁: CW 102-50-100p	
カーテンウォール1	カーテンウォール: 店舗玄関	
壁8	標準壁: 内壁 - ブロックワーク 100	
壁18	標準壁: 内壁 - ブロックワーク 190	

Type3 の Dynamo 上で各部材の CO_2 排出量を計算しそれを Excel にエクスポートする手法と、Type4 の使用した部材の属性情報(面積、厚み)を Excel にエクスポートし Excel 上で CO_2 排出量を計算する手法であれば CO_2 排出量を簡易的ではあるが定量化することが可能であった。Table6 が Type3 で作成した Excel 表、Table7 が Type4 で作成した Excel 表である。それぞれ赤枠の部分が Dynamo からエクスポートし、自動的に入力された情報であり、青枠部分に自身で関数式を設定し、各部材の合計 CO_2 排出量を算出した。

どちらも手動での入力項目が少ないことから、完全ではないが自動化することができた。

3. 結言

3.1 研究の総括

本研究では、山崎[2]が提案した CO_2 排出量定量化手法(Type1)をもとに、Revit のビジュアルプログラミングツールである Dynamo を用いた CO_2 排出量定量化の自動化プログラムの作成や、Excel を使用した新たな定量化手法の提案を行った。また、それぞれの手法を比較して、モデルに変更があった場合の定量化の手法の違いを確認した。結果として、簡易 BIM モデルの場合、Type2 の手法は同じ部材の同じ種類を増やした際の定量化時に行わなければいけない工程が無かった。加えて、新たな部材を追加した際も、定量化時に行う工程は無いことが分かった。このことから、本研究の目的である「より効率的に作業を行う」という点に関して、Dynamo の強みである BIM を用いる際のワークフローの自動化を活かすことができ、目的を達成したといえる。

Table6 Excel created with Type3 (excerpt)

A	B	C	D	E	F	G
カーテンウォール		CW 102-50-100p		内壁 - ブロックワーク 100		内壁 - ブロックワーク 190
1440.00		1840.54		886.11		1139.21
4774.66		3262.08		773.26		
1440.00		3687.74		510.75		壁 合計
		1769.42		46.33		45588.93
7654.66		1300.53		701.15		
		3656.80				
		1935.46		2917.60		
		1928.34				
		3700.48				
		3677.56				
		1427.44				
		3686.20				
		1840.54				
		164.33				
		33877.46				

Table7 Excel created with Type4 (excerpt)

G	H	I	J	K	L	M
カーテンウォール 面積		CW 102-50-100p 面積		内壁-ブロックワーク100 面積		内壁-ブロックワーク190 面積
7.50		27.33		26.81		19.45
24.87		48.43		23.40		
7.50		54.75		15.45		CO_2排出量
		26.27		1.40		1806.42
CO_2排出量		19.31		21.21		
7654.66		54.30				
		28.74		CO_2排出量		壁 合計CO_2排出量
		28.63		5945.54		49284.08
		54.94				
		54.60				
		21.19				
		54.73				
		27.33				
		2.44				
		CO_2排出量				
		33877.46				

しかしながら、2 階建て BIM モデルの CO_2 排出量定量化では、Type2 の手法では定量化を行うことができなかったが、Type3, Type4 の手法では定量化が可能であった。2 つの手法とも完全な自動化とまではいかなかったが、Type1 の手法と比較すると手動での入力項目がかなり減少したため、こちらも本研究の目的を達成したといえるのではないだろうか。

3.2 課題

2 階建て BIM モデルの CO_2 排出量定量化では、Type2 の手法で定量化することが困難で多くの改善点があり、今後も検討する必要がある。Type3, 4 は完全な自動化ではないが定量化することができた。Type3, 4 はより複雑なモデルでの検証を行い、実用化に向けて今後も引き続き検討を行っていきたい。

参 考 文 献

[1] 山崎雄生：BIM モデルにおける CO_2 排出量の簡易的定量化手法(前項), 大阪電気通信大学卒業論文, 2022 年度

[2] 辻里実:BIM における CO_2 排出量の簡易定量化手法の検討, 日本建築学会大会[近畿], 2023 年度

[3] Vivian WY. Tam, Yijun Zhou, Liyin Shen, Khoa N. Le : Optimal BIM and LCA integration approach for embodied environmental impact assessment, Journal of Cleaner Production, volume 385, 2023 年

[4] 日本建築学会, https://www.aij.or.jp/jpn/books/lca2013/

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

自治体脱炭素支援のためのエネルギー需要推計モデルの開発

Development of an energy demand estimation model to support municipal decarbonization

○重松　朋生（大阪大学）　山口　容平（大阪大学）　芳澤　信哉（大阪大学）
内田　英明（大阪大学）　太田　豊（大阪大学）　下田　吉之（大阪大学）
池本　佳史（関西電力送配電）　南　雅弘（関西電力送配電）　竹田　圭一（関西電力送配電）
Tomoki SHIGEMATSU*1　Yohei YAMAGUCHI*1　Shinya YOSHIZAWA*1　Hideaki UCHIDA*1
Yutaka OHTA*1　Yoshiyuki SHIMODA*1　Yoshifumi IKEMOTO*2　Masahiro MINAMI*2　Keiichi TAKEDA*2
*1　Osaka University　*2　Kansai Transmission and Distribution, Inc.

To achieve local decarbonization, municipalities need to plan and implement decarbonization measures that are appropriate to local natural and social conditions. Currently, however, the data and tools available to municipalities are insufficient. Therefore, this study developed a model that can estimate energy demand for an entire region while taking regional characteristics into account. Case studies conducted in two regions with different characteristics showed that the developed model can be used to estimate electricity demand taking regional characteristics into account and can be used to analyze future demand in the region.

１．はじめに

地球温暖化対策の推進に関する法律[1)]は、都道府県、指定都市、中核市及び施行時特例市を対象として「温室効果ガスの排出量の削減」と「温室効果ガスの吸収作用の保全及び強化」を含む地方公共団体実行計画の策定を義務づけている。その他の自治体は策定の努力義務が課せられている。この中では、地域の自然的社会的な条件に応じた施策を計画、実行する必要がある。しかし、現状自治体が利用可能な自治体排出量カルテ[2)]などのツールでは、都道府県別エネルギー消費統計のデータを活動量指標により原単位化し、自治体の活動量との積和により自治体のCO_2排出量を定量化する都道府県按分法が用いられており、自治体のエネルギー使用実態の正確な把握は困難であり、自治体における施策の導入効果が反映されにくい。そうした課題を解決するために電力中央研究所の需要シミュレーションツール[3)]などが開発されているが、将来推計の対象は住宅に限られ、非住宅施設の将来推計は行っていない。そこで本研究では、地域の家庭・業務・産業部門の施設を対象として地域全体のエネルギー需要を将来変動も含めて推計するモデルを開発し、自治体の実行計画策定を支援する枠組みを検討することを目的とした。

２．地域エネルギー需要推計モデルの開発手法

開発したモデルの概要を**図１**に示す。本モデルでは、推計対象の施設区分に応じて 3 つのモデルを用いて需要推計を行う。これら 3 つのモデルを用いて得られた、家庭・業務・産業部門の需要合計に PV 発電量を足したものを地域需要の推計値とする。電力需要については地域・自治体単位で得られるスマートメータデータを地域需要の実測値とし、推計値と実測値の差が最小になるように調整を行う。また、非住宅施設については対象地域の調査を行い、施設の業態、延床面積を推計し、地域非住宅建築物データベースとして取りまとめ、推計に用いる。

2.1. TREES モデル

TREES モデル[4)]は、合成人口・住宅ストックモデルという対象地域に居住する人・世帯の模擬モデルを用いる。本モデルは小地域単位で集計されている国勢調査データに基づいて生成するものであり、居住者は具体的な年齢、性別、就業・就学の有無、職種などの属性を持ち、世帯はその組み合わせとして表現される。住宅仕様についても同様に所有形態、規模、集合戸建などが利用可能であることから、個々の世帯にこれらの条件を付与する。次に、各属性に基づいてエネルギー需要を決定づける主要な因子を特徴づける。対象は住宅仕様や、機器・設備の所有、仕様、使用、また、行動関連の条件であり、実社会のばらつきを再現するようにランダムにサンプリングする。エネルギー需要推計では、各居住者の生活行為を確率シミュレーションにより生成し、生活行為に伴う機器稼働を決定し、各機器のエネルギー消費を積み上げて世帯のエネルギー需要を定量化する。生活行為・機器操作の計算パラメータや機器仕様・所有状況は可能な限り世帯属性・住宅仕様と関連付けて決定しているため、世帯・住宅の集積状況が地域のエネルギー需要に及ぼす影響を反映することができる。TREES モデルでは家庭に設置された PV

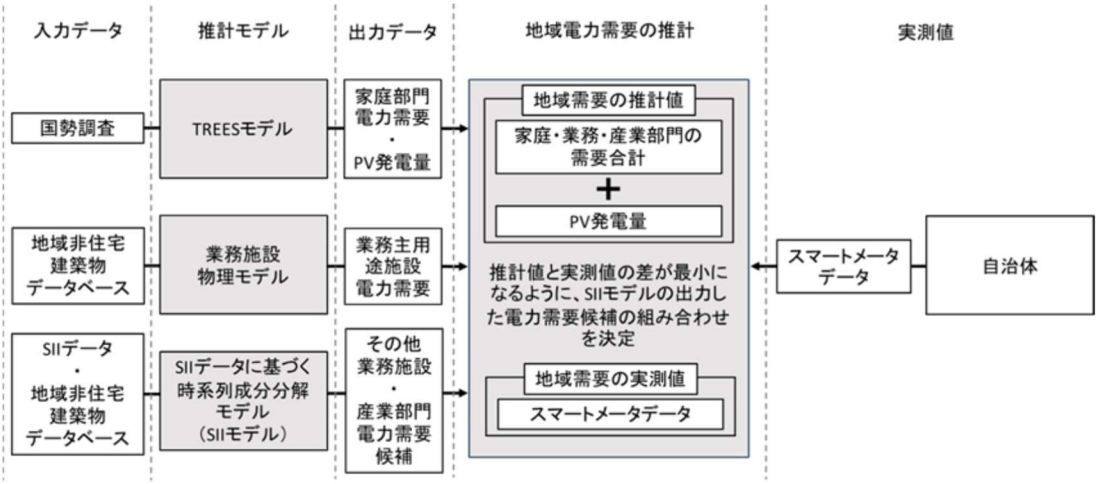


Fig.1 Overview of development model

の発電量も推計することができる。PV 発電量の推計には 1km メッシュ単位の気象データである Amaterass 気象データ[5]を用いて地域性を考慮する。

2.2. 業務施設物理モデル

業務施設物理モデル[6]では、業務施設の代表的な用途である事務所、宿泊、商業、学校、医療、飲食、通信、倉庫・卸売、娯楽の 9 用途を対象とした推計を行う。まず地域非住宅建築物データベースのうち、対象の 9 用途に属する施設について規模・業態で分類された類型を決定する。次に、その類型を代表する建物モデルを用いて米国 DOE が開発した EnergyPlus8.6[7]を用いてエネルギー需要を推計し、推計結果を延床面積で原単位化した後に対象施設の延床面積を乗じることで対象施設の需要とする。各施設の設備については設備採用確率に基づいてランダムサンプリングによって決定される。

2.3. SII モデル

その他の業務部門と産業部門の施設については、環境共創イニシアチブが提供している BEMS 公開データ[8]（以降「SII データ」）に基づく時系列成分分解モデル（以降「SII モデル」）を利用する。SII データには電力データだけでなく、施設の地域や業態、延床面積などの情報も含まれている。SII モデルではまず、地域非住宅建築物データベースの対象施設と同じ地域・業態の SII データを抽出する。次に各 SII データに対して人の活動への依存性と季節変動性の有無で表される 4 成分と残差成分に成分分解を行い[9]、各成分の挙動を表すパラメータを特徴量として抽出した後、対象施設の延床面積（契約電力がある場合は契約電力）と対象年の外気温を用いて時刻別電力需要を SII データの個数分生成する。成分分解をする理由は、成分別に将来の変化を想定することで将来推計を行うためである。生成されたロードカーブを対象施設の電力需要の候補として扱い、推計値の調整に利用する。

将来推計時には成分ごとの変化を想定する。業務施設物理モデルの業態別の将来推計結果を前述の手法で成分分解し、各成分について現在からの変化率を取得する。続いて SII モデルの対象施設のエネルギー需要特性の近い業務施設物理モデルの業態を選択し、その成分別の変化率を適用することで各成分の将来変動を推計する。成分別の変動を想定することで、SII モデルの対象施設についても施設の導入状況を考慮した将来推計が可能になる。例えば、照明が蛍光灯から LED に変化した分は、人の活動による変動があり季節変動がない成分から差し引かれる。ただし、SII モデルは電力需要のみを推計対象としており、ガスや灯油などの燃料の需要推計はできない。

2.4. スマートメータデータを用いた合わせこみ

対象地域全体のスマートメータデータを実測値とし、実測値と電力需要の推計値の合計との差が最小になるように SII モデルで作成した各施設の需要候補の中からそれぞれ一つを選択し、組み合わせを決定する。なお、本研究ではスマートメータデータの代わりに関西電力送配電より提供された配電線の電力値実測データを利用した。

3．ケーススタディによる精度評価と将来推計

3.1. 対象地域の特徴

ケーススタディとして、兵庫県の郊外地域である地域 A と、大阪府の住宅地である地域 B を対象に開発モデルを用いた需要推計を行った。本研究で推計対象とした施設は、地域 A は低圧需要家が 7,084 軒、高圧需要家が 64 軒、地域 B は低圧需要家が 10,846 軒、高圧需要家が 69 軒である。低圧需要家は住宅、高圧需要家は非住宅施設として模擬した。各地域における非住宅施設について、業態を推定した結果を**図 2** に示す。地域 A はほとんどが SII モデルの対象施設であるのに対し、地域 B は逆にほとんどが業務施設物理モデルの対象施設であった。

3.2. 設備導入のシナリオ設定

各地域について、PV 容量と家庭用 HP 給湯機の普及率を想定した。PV 容量は一般社団法人太陽光発電協会にて想定された標準ケース[10]を、家庭用 HP 給湯機の普及率は

一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センターが試算している HP 給湯機のストック台数の推計結果[11]を参考に設定した。**表 1** に導入シナリオを示す。

その他の機器は各モデルの想定シナリオに従った。シナリオでは機器の電化やエネルギー効率の向上などを想定している。TREES モデルでは、住宅の熱性能、暖冷房機器、家電・照明機器の効率などは杉山ら[12]の 2030 年ケース、2050 年対策ケースと同様の設定で推計を行っている。業務施設物理モデルでは**表 2** に示す変化を想定した。

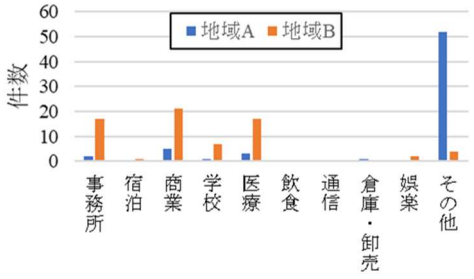


Fig.2 Number of non-residential facilities by business type

Table 1 PV capacity and residential HP water heater installation scenarios

	地域 A			地域 B		
	2021	2030	2050	2021	2030	2050
PV［MW］	21.3	30.7	60.0	2.2	3.7	8.8
HP［%］	17.8	35.6	60.1	4.1	8.3	13.9

Table 2 2030 and 2050 scenarios for the business facility physical model

対策項目	2030 年度	2050 年度
断熱性能	2030 年度におけるストックを想定	全建築物において外壁・窓での断熱を採用
照明	LED 採用率 100%	同左
コンセント機器	2013 年度比 40%効率向上	同左
空調	2010 年代の技術採用傾向の延長	熱源機器電化及び省エネルギー手法最大限採用
給湯	2010 年代の技術採用傾向の延長	熱源機器の電化

3.3. 現状需要の推計とモデルの精度評価

関西電力送配電から提供された対象地域における配電線の実測値データと推計値を比較した。なお、地域 A の実測値の計測期間は 2021 年度の 4、9、11、3 月の 4 カ月分であり、地域 B は 2021 年度全期間である。また地域 A では 6 つ、地域 B では 7 つの配電線の実測値を利用した。

まず時刻別の挙動を再現できているか確認するため、月別時刻別平均値を比較した。**図 3** に地域 A の配電線 b の 4 月と 9 月、**図 4** に地域 B の配電線 a の 8 月と 2 月の平均値を示す。青実線が推計値、赤点線が実測値を示す。朝や夜間帯にずれの大きい時間はあるものの、朝と夕方の立ち上がりや昼間の需要の低下を表現できている。

続いて、各配電線についての推計値と実測値の CV(RMSE)[%]を**図 5** に示す。なお、地域 A は PV 発電量が多く実測値に負の値も含まれているため、**式 2** に示す CV(RMSE)'という指標を用いている。定義の設定根拠は、任意の配電線 i における実測値y_iの最小値を全期間の実測値に足すことで実測値全体を正の値に補正後、CV(RMSE)'≧CV(RMSE)となる α を決定した。ここで、地域 A の全配電線において共通して $\alpha \times \max(|y_i|) \leqq \overline{y_i}$ を満たす最大の α を求めた結果 α=0.6 が得られた。この関係が正負の値を持つ実測値についても成り立つと仮定し、CV(RMSE)'を定義した。ASHRAE のガイドライン[13]では CV(RMSE)が 30%を下回ることを推奨しているが、SII モデルで合わせこみをした地域 A では全ての配電線で 30%以下を満たした。一方、業務施設物理モデルのみを用いた地域 B では一部の配電線で誤差が大きくなった。

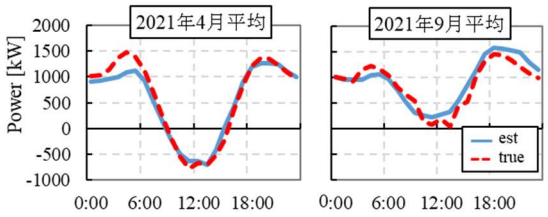


Fig.3 Comparison of monthly time averages for Region A distribution line b

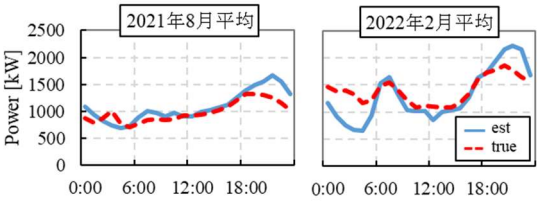


Fig.4 Comparison of monthly time averages for Region B distribution line a

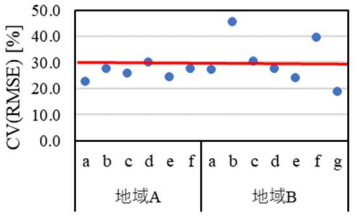


Fig.5 CV(RMSE) [%] for each distribution line

$$CV(RMSE)_i = \frac{RMSE_i}{\overline{y_i}} \qquad \text{式 1}$$

$$CV(RMSE)'_i = \frac{RMSE_i}{0.6 \times max(|y_i|)} \qquad \text{式 2}$$

3.4. 開発モデルを用いた将来推計

開発モデルを用いて将来の CO_2 排出量を推計した。**図 6** に地域 A、B の年間 CO_2 排出量を示す。SII モデルの対象施設については電力起源の CO_2 排出量のみを、その他は燃料起源の排出量も含む。正の方向の住宅・非住宅施設の需要が排出量の増加に寄与し、負の方向の PV が減少に寄与することを示す。黄色の点は排出量の合計値である。推計の結果、CO_2 排出量は減少傾向であり、PV 容量の大きい地域 A では 2050 年に排出量ゼロを達成可能であることが推計された一方、地域 B では 49%の排出量削減が見込まれ

るものの、脱炭素は実現できないことが推計された。

本モデルはボトムアップモデルの TREES モデルと業務施設物理モデルを用いており、SII モデルでも成分別の変動を考慮しているため、需要の利用用途別の内訳が把握可能である。地域 B 全体の 2 月の低圧・高圧電力需要の利用用途別の内訳について、**図 7**、**図 8** に示す。低圧高圧共に空調需要（HVAC）を中心に減少傾向である一方、HP 給湯機の増加により給湯需要（WH）は増加傾向であった。

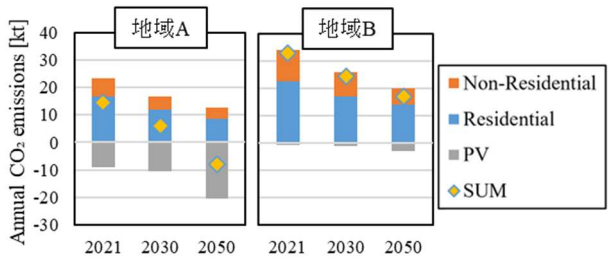


Fig.6 Estimated annual CO_2 emissions

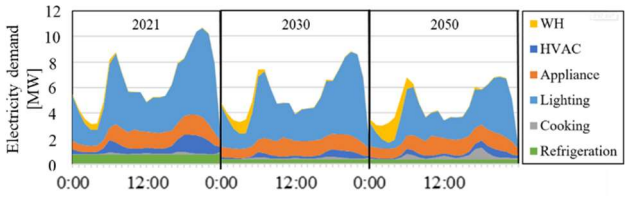


Fig.7 Breakdown of low-voltage demand in Region B by use (February)

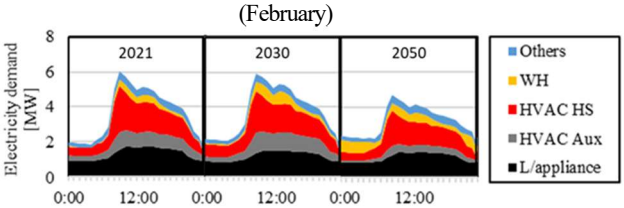


Fig.8 Breakdown of high-voltage demand in Region B by use (February)

4．まとめ

本研究で開発したモデルを用いることで、産業部門の燃料消費を除き、地域の特性を考慮したエネルギー需要の推計が可能であることが確かめられた。本モデルでは将来的な設備の導入状況などを想定可能であり、自治体は施策を計画する上で様々なシナリオを用いて地域の需要の変動を推計することができる。例えば本研究で行ったケーススタディでは、地域 A では現状のシナリオでも地域脱炭素は実現可能であると見込まれることや、地域 B では地域脱炭素には届かないため現状のシナリオに加えて PV 導入の促進などさらなる対策が必要であることなどがわかる。さらに、本モデルでは地域全体の施設を対象とした推計が可能であることにより、配電線負荷などの把握にも利用することができる。これらは既存のツールや研究では達成できていない本モデルの利点であるため、本モデルは自治体の施策の計画、実施に貢献できると考えられる。

謝辞

本研究の一部は、内閣府総合科学技術・イノベーション会議の戦略的イノベーション創造プログラム（SIP）第３期「スマートエネルギーマネジメントシステムの構築（JPJ012207）」（研究推進法人：JST）によって実施されました。

参考文献

1) 環境省；地方公共団体実行計画策定・実施支援サイト，https://www.env.go.jp/policy/local_keikaku/overview2.html（最終アクセス日 2024. 1. 23.）
2) 環境省；自治体排出量カルテの説明資料，https://www.env.go.jp/policy/local_keikaku/tools/karte.html（最終アクセス日 2024. 1. 23.）
3) 上野剛，篠原靖志：地域エネルギー需要シミュレーションツールの開発に向けた地域の住宅群の電力消費推定モデルの構築と精度検証．電気学会論文誌 B（電力・エネルギー部門誌） 第 142 巻 第 8 号，pp366-375，2022
4) Shimoda, Y., et. al. 2007. Evaluation of city-scale impact of residential energy conservation measures using the detailed end-use simulation model. Energy. 32-9. pp.1617-1633.
5) 太陽放射コンソーシアム；データについて，http://www.amaterass.org/data.html（最終アクセス日 2024. 1. 19）
6) Yamaguchi Y, et. al. Feasibility assessment of net zero-energy transformation of building stock using integrated synthetic population, building stock, and power distribution network framework. Applied Energy 2023;333:120568.
7) U.S. Department of Energy: Energy Plus 8.6.0, September 2016, https://energyplus.net/
8) 環境共創イニシアチブ（SII）：エネマネオープンデータ：https://www.ems-opendata.jp （最終アクセス日 2024. 2. 1）
9) 榎原史哉，山口容平，岩井良真，上林由果，下田吉之．業務施設における時系列電力需要の成分分解と需要特性に基づく類型化．エネルギー・資源学会論文誌 第 44 巻 第 2 号，pp97-106，2023.
10) JPEA 太陽光発電協会；JPEA ビジョン・PV OUTLOOK 2050 感染症の危機を乗越え https://www.jpea.gr.jp/wp-content/themes/jpea/pdf/pvoutlook2050_2020.pdf（最終アクセス日 2024. 1. 19）
11) 一般財団法人ヒートポンプ・蓄熱センター；令和 2 年度ヒートポンプ普及見通し調査 報告書，https://www.hptcj.or.jp/Portals/0/data0/press_topics/2020NewsRelease/news_release_siryo.pdf（最終アクセス日 2024. 1. 25）
12) 杉山みなみら：家庭部門エネルギー需要シミュレーションによる 2050 年ゼロエミッション実現可能性の検討，日本建築学会環境系論文集 第 85 巻 第 770 号，pp289-298，2020.
13) ASHRAE Guideline 14-2014: Measurement Of Energy, Demand, And Water Savings

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

夢洲地区を対象とした厨芥ごみ起源の再生可能エネルギー賦存量推定
Estimation of the amount of renewable energy from kitchen waste in the Yumeshima area

○井 口　樹（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）
Tatsuki IGUCHI*1　Minako NABESHIMA*2　Masatoshi NISHIOKA*2
*1　Osaka City University　*2　Osaka Metropolitan University

Consider a system to collect garbage at a sewage treatment plant using disposals in the Yumeshima area. The kitchen waste collected at the sewage treatment plant generates biogas, which is then used to generate electricity with a gas engine. The amount of electricity generated and the amount of waste heat from the gas engine are compared with the demand for electricity and heating used in the sewage treatment plant. The amount of CO_2 emissions reduced by the amount of biogas generated and the amount of waste heat recovered from the gas engine is calculated.

１．研究背景

夢洲（面積390ha）は大阪市此花区に位置し、舞洲と大阪南港を結ぶ開発中の人工島であり、分流式下水道が整備される予定である。夢洲では2025年に大阪万博が開催され、2029年秋以降には大阪IRと呼ばれる統合型リゾートが開業予定である。来場予定者数は大阪万博で約2820万人、大阪IRでは年間約2000万人を予想している。

廃棄物の中で全体の3割を占める厨芥はバイオマス資源として利用可能であり、ディスポーザーの導入が進めば従来の焼却施設での焼却ではなく、下水処理場でのバイオマス資源として活用できる。ディスポーザーとは、厨芥ごみを下水道に流しても問題ないほどの大きさに砕く機械のことであり、砕いた厨芥ごみは水道水や、し尿とともに下水道に流され下水処理場で回収される。この方法で厨芥ごみを回収すると、ごみ収集車で回収し分別するよりも圧倒的に簡単に、コストも低く抑えられる。ただし、豪雨の際に雨水とともに厨芥ごみが川に流出することを防ぐために、下水道は分流式であることが望ましい。本研究で対象とする夢洲は、分流式下水道が整備されており、大阪IRなどの集客施設で一定量の厨芥ごみが発生すると考えられるため、ディスポーザーによる厨芥ごみ回収システムの導入に適した地域と言える。

２．研究目的

厨芥ごみとし尿を資源としたバイオガス化によるエネルギー利用は、導入促進が求められているが状況は未だ限定的である。導入拡大を促進するためには、既往研究や先行事例を参考に資源量とエネルギー創出可能量を試算し、その効果を明示する必要がある。よって、本研究では夢洲の大阪IRにおけるバイオマス賦存量を推定し、夢洲からの下水が流入する此花下水処理場におけるバイオガス発生量を計算する。さらに、バイオガス発電によって削減できるCO_2排出量を①現在の此花区の下水のみと②此花区+大阪IRの下水と③此花区+大阪IR下水+厨芥ごみの3つのケースで比較する。

３．研究内容

本研究では、直投型ディスポーザーを用いて厨芥ごみを下水配管経由で此花下水処理場に集めてバイオガス化をおこなうケースを考える。バイオマス賦存量を求める方法として、国や自治体が公表する各種統計データを活用した試算方法である。TORII et al.[1]は羽原ら[2]の研究を参考に経済センサスの産業中分類従業員数から小地域における11業種の従業員数を求め、従業員数に従業員一人当たりごみ排出原単位をかけることでバイオガス発生量を算出した。しかし、大阪IR地域の従業員数の情報は無く、公表されているデータは大阪IRの予定施設と用途別延床面積である。そのため、延床面積から厨芥ごみ量を求める方法を考える。厨芥ごみ量を推定する方法として2種類あり、単位面積当たりのごみ排出原単位をかける方法αと従業員数に従業員一人当たりごみ排出原単位をかける方法βがある。方法αは環境影響評価準備書[3]で用いられている。本研究では方法βについて以下の手順で検討する。

1) 大阪IRの予定施設用途からTORII et al.[1]が用いた11業種に分ける
2) 各々の建物に単位面積当たりの従業員数原単位を乗じ、従業員数を求める
3) 従業員数に業種別従業員一人あたりごみ原単位を乗じ、厨芥ごみ量を求める

4) 下水処理工程における汚泥量から、バイオガス発生量を求める
5) 下水処理場での消化ガスによる発電量を求め、自家消費分を差し引いて CO_2 削減量を算定する

4. 厨芥ごみ量推定

4.1 従業員数推定方法

本報では、式(1)により延べ床面積から従業員数を推定する。従業員数は在室人数に従業員割合を乗じて求める。在室人数は式(1)で従業員数は式(2)で算出する。式(1)(2)の R_{effecj}、D_{perj}、R_{vac}、R_{empj} は未知数であるため、H26 の大阪市 24 区における従業員数と H25 の延床面積のデータを利用し、TORII et al.[1]が用いた従業員数推定方法による推定値 N_{emp_bij} との差から、前述の未知数には制約条件をつけたうえで、二乗平均平方根誤差（RMSE）式(3)が最小になるように決定した。Table-1 に決定した未知数 R_{effecj}、D_{perj}、R_{vacj}、R_{empj} を示す。また、Fig.1~5 に各業種における $N_{emp_{aij}}$ と $N_{emp_{bij}}$ を示す。

$$N_{per_aij} = A_{tfij} \times R_{effecj} \times D_{perj} \times \left(1 - R_{vacj}\right) \quad (1)$$

$$N_{emp_aij} = N_{per_aij} \times R_{empj} \quad (2)$$

$$\mathrm{RMSE}_j = \sqrt{\frac{1}{24}\sum_i (N_{emp_{aij}} - N_{emp_{bij}})^2} \quad (3)$$

N_{per_aij} [人]：i 区における業種 j の在室人数
N_{emp_aij} [人]：i 区における業種 j の従業員数
N_{emp_bij} [人]：i 区における業種 j の従業員数[1]
A_{tfij}[㎡]：i 区における業種 j の延べ床面積
R_{effecj}[-]：業種 j における有効率
D_{perj}[人/㎡]：業種 j における人員密度
R_{vacj}[-]：業種 j における空室率
R_{empj}[-]：業種 j における従業員割合

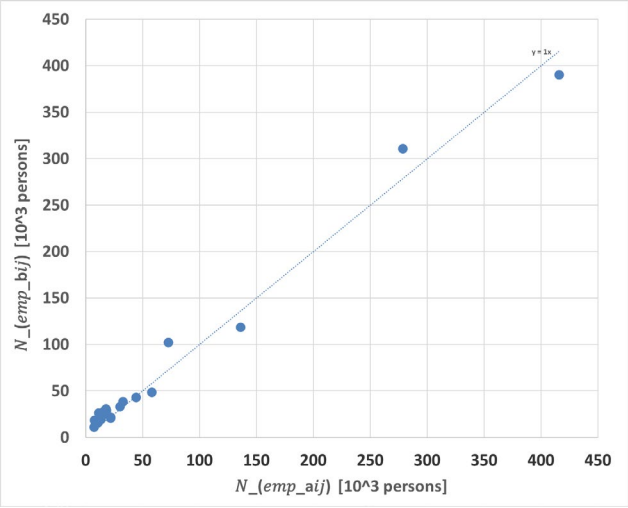


Fig.1 $N_{emp_{aij}}$ and $N_{emp_{bij}}$ in office buildings

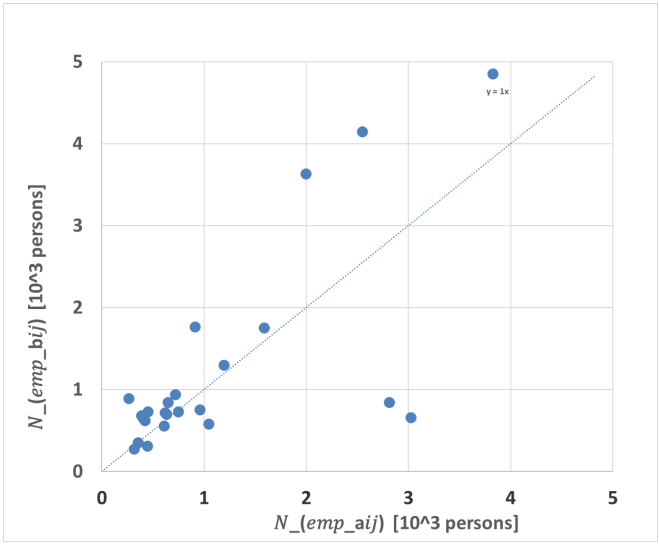


Fig.2 $N_{emp_{aij}}$ and $N_{emp_{bij}}$ in assembly halls

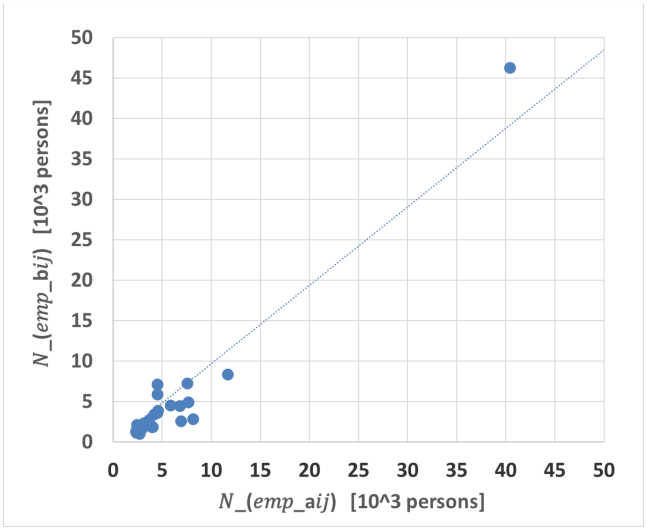


Fig.3 $N_{emp_{aij}}$ and $N_{emp_{bij}}$ in restaurants

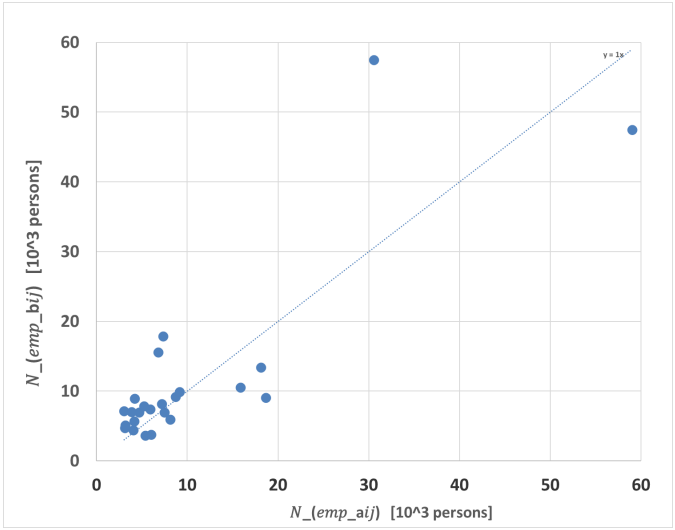


Fig.4 $N_{emp_{aij}}$ and $N_{emp_{bij}}$ in other retail stores

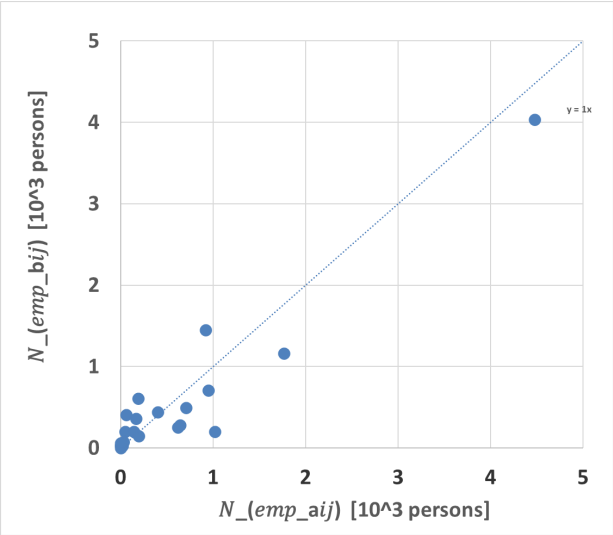


Fig.5 $N_{emp_{aij}}$ and $N_{emp_{bij}}$ in hotel and inns

Table 1 Four kinds of parameters in each industry

	Office building	Assembly hall	Restaurant	Other retail stores	Hotels and inns
R_effecj	0.50	0.52	0.63	0.62	0.74
D_perj	0.10	0.25	0.80	0.32	0.05
R_vacj	0.23	0.13	0.00	0.00	0.00
R_empj	1.00	0.05	0.18	0.16	0.10

4.2　厨芥ごみ量推定値の比較

本報で方法βにより推定した大阪IR全体の厨芥ごみ量は 1,759t/年であった。各業種における厨芥ごみの内訳をfig.6 に示す。方法 α で算出された大阪 IR 厨芥ごみ量は2,836t/年であり[3]、両者に大きな乖離が見られた。方法 α では単位延床面積当たりの厨芥ごみ量が 2000 年前後（現在のごみ排出原単位の約 1.2 倍だった時代）のごみ排出量データを参考にしていることから、過大評価になっている可能性がある。本報では TORII et al.[1]が提案したごみの減量化を考慮した原単位を用いた。

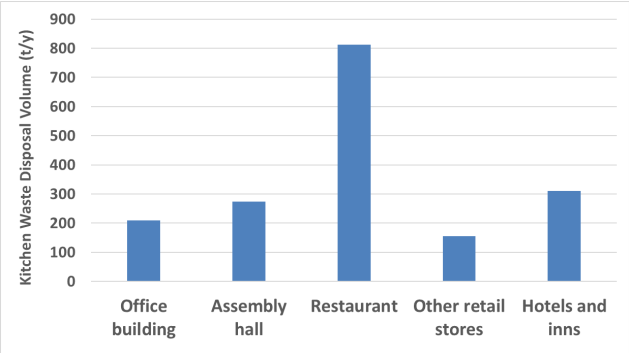


Fig.6 Kitchen waste disposal by type of industry

5．バイオガスによる発電量

安田[5]は下水処理場の物質収支から下水汚泥と厨芥ごみから発生する消化ガス量を予測するモデルを用いて、バイオガス発電量を試算した。安田[5]の方法を踏襲して、此花下水処理場での消化ガス発生量とバイオガス発電量を算出する。LHV 基準で発電効率 41.6%, 熱回収率 30.7%のバイオガス発電機（出力 1250kW）の導入を想定する。処理場内での消費電力は日平均処理水量の関数として藤本ら[6]によって提案された近似式より求めた。Table 2 に比較ケース①～③の説明を、Table 3 に算出結果を示す。Fig.7 に年間のバイオガス発電量と下水処理場消費電力に対するバイオガス発電量の割合（自家消費率）を示す。バイオガス発電量はケース①に比べてケース③では約 46%増加し、このうち 19%増加分は大阪 IR の厨芥ごみ量に由来することがわかる。また、ケース③ではバイオガス発電により下水処理場における消費電力の 55%程度賄うことができる。

Table 2 Biogas generation source in anaerobic digester

case①	Only current sewage sludge in Konohana Ward
case②	Only current Konohana-ku sewage sludge + Osaka IR sewage sludge
case③	Current Konohana-ku sewage sludge only + Osaka IR sewage sludge + Osaka IR kitchen waste

Table 3 Amount of digestive gas generation in each Case

	Case①	Case②	Case③
Digestive gas generation (m3/h)	189	241	278

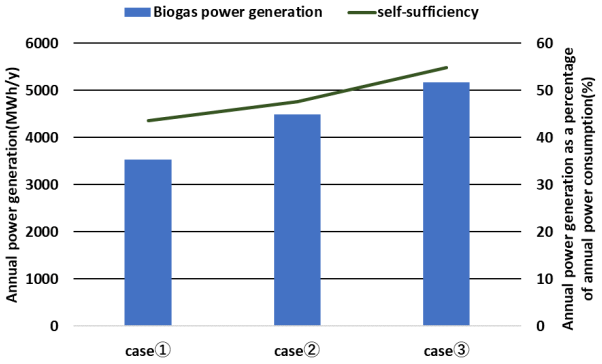


Fig.7 Annual biogas generation and percentages of self-consumption rate in a sewage treatment plant

6．バイオガス発電による回収熱量

Fig.8 に各 Case における回収した排熱利用内訳を示す。消化槽加温に利用する排熱回収量と消化槽加温以外に利用可能な余剰排熱回収量を示している。Case①ですでに自給率が 100%を超えており、消化槽加温に必要な熱はすべてバイオガス発電による排熱で賄うことが可能である。Case③では Case①と比較して排熱回収量が約 46%増加したが自給率は約 14%しか増加していない。これは此花下水処理場の消費電力が処理水量の関数となっており、消費電力も増加したためである。余剰熱は処理場内の暖房や給湯など、消化槽加温以外に利用されることを想定している。

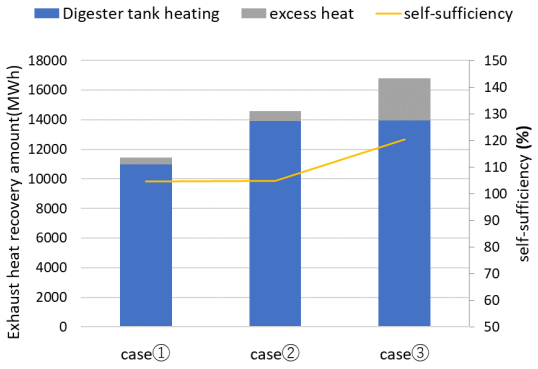


Fig.8 Breakdown of recovered heat use

7． CO_2削減量比較

Fig.9 は大阪 IR の厨芥ごみを下水汚泥と共に此花下水処理場にて消化ガス化し、バイオガス発電をおこなった場合の CO_2 削減量を示す。負値は増加を意味する。CO_2 削減量として計上したのは、バイオガスコージェネレーションにより代替された商用電力と都市ガスの消費減少分、ごみ収集車のガソリン消費削減分、および下水汚泥焼却に伴う増分である。発電時の排熱回収による CO_2 削減量が最も大きく③のケースでは約 2100t- CO_2/年の CO_2 を削減可能である。大阪 IR の敷地面積が此花区の下水道処理区域に対して 4.6%であり、厨芥ごみ増加によるバイオガス発電量への影響は小さく、CO_2 削減量は年間約 500t-CO_2 しか増加しないことが分かった。また、全体で見るとわずかだが、②のケースで CO_2 削減量が減少したが、③のケースで増加し、3300t- CO_2/年の CO_2 を削減することができる。この結果より、下水処理場に消化槽を設けバイオガス発電する場合、下水汚泥のみを資源とするよりも、ディスポーザーを導入し厨芥ごみもまとめた方が全体の CO_2 削減量は 1 年あたり 600t- CO_2 程度大きくなることが分かった。

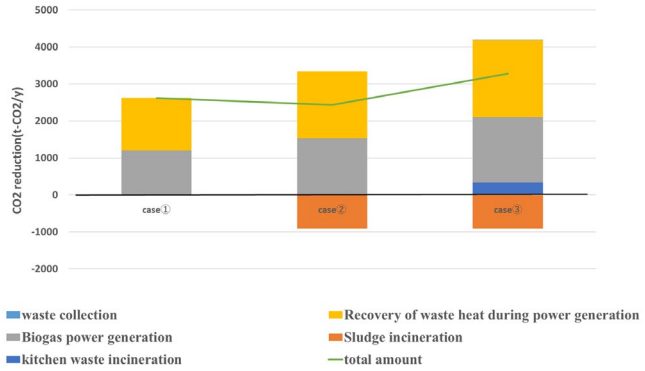


Fig.9 CO_2 Reduction Comparison

8． まとめ

夢洲地区の厨芥ごみ起源の再生可能エネルギー賦存量を試算するため、大阪 IR からの厨芥ごみ量を推定したところ、本報で用いた推定方法 β による見積は、環境影響評価準備書[3]で用いられた推定方法 α よりも 1,000t/年程度小さくなった。この差が生じた原因として、本報では大阪市の統計データを用いて従業員数を推定し、従業員一人当たりごみ排出原単位は近年のごみ減量化を反映した値を使用したことにより、より現実に即した値となり過大な見積もりを避けたと考えられる。

大阪 IR における厨芥ごみ排出量は 1,760t/年であり、此花下水処理場において下水汚泥と共に消化槽に投入した Case③の場合、厨芥ごみによるバイオガス発電量の増分は 679MWh/年である。ただし、バイオガス発電による電力は下水処理場ですべて消費（自家消費率 55%程度）されることが分かった。また、下水処理場内の焼却汚泥が増えることにより CO_2 排出量が増加するため、大阪 IR の厨芥ごみを投入せず下水のみが増える Case②は Case①より CO_2 削減量は小さくなった。

【謝辞】本研究では、大阪公立大学貫上佳則教授の研究室で作成された「標準活性汚泥法における固形物収支計算シート」プログラムを使用した。また厨芥ごみ量の試算については、2023 年度 CITE さろん WG3「都市部の再生可能エネルギー源を探せ！循環型ゼロカーボン City への道」より着想を得ました。記して謝意を表します。

参 考 文 献

(1) Shun TORII and Minako NABESHIMA: Estimation of Waste Biomass Resources and Energy Generation Associated with Operating Regionally Distributed Biogas Plants for the Selection of Suitable Areas, Journal of Environmental Information Science, Vol. 2023-1, pp. 24-33, 2023

(2) 羽原浩史・松藤敏彦・田中信壽：事業系ごみ量と組成の事業所種類別発生・循環流れ推計法に関する研究　廃棄物学会論文誌,　Vol.13 No.5 p p.315 324

(3) 大阪府, 大阪市, 大阪ＩＲ株式会社：大阪・夢洲地区特定複合観光施設設置運営事業 環境影響評価準備書, 2023

(4) 大阪府, 大阪市, 大阪ＩＲ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, 2023

(5) 安田 翔：汚泥直接脱水システムの下水処理場に対する省エネルギー・創エネルギー技術の導入効果 大阪市立大学 2016 年度卒業論文集

(6) 藤本康勢，鍋島美奈子，西岡真稔，貫上佳則：ディスポーザ導入を想定した厨芥処理工程の変更が静脈系インフラへ及ぼす影響 再生可能エネルギー活用可能性の検討 ，令和 2 年度（50 回）近畿支部学術研究発表会論文集，A-39，2021

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

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 CO_2 排出量の分析及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 CO_2 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 CO_2 emissions per person by outside air temperature, number of people, and time of day, and to propose energy-saving measures. As a result, we analyzed the relationship between energy consumption for each building with outside air temperature, time of day, and number of people. We create the base data that allows us to estimate CO_2 emissions for each building, and propose energy-saving measures for FH.

1. 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。そこで 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・専門学校における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おり、本学においても BEMS データを用いた大学の消費エネルギー特性の分析[文3)]を行ってきた。しかし、一人当たりの消費量、削減効果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分析により一人ひとりの過ごす空間や行動でどれだけ CO_2 排出しているか分かるため、行動誘導を促し、省エネルギー化につながるという観点で重要な分析だと考えられる。

本研究では外気温、滞在者数、時刻から一人当たりの CO_2 排出量を推定できる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。

2. 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 棟について表 1 のように用途分類を行った。対象期間は 2021 年 4 月～2023 年 3 月までの 2 年間とし、表 2 のような平日・休日、暖房期・冷房期の区分を行い、平日のみの分析とした。また、用いるデータとして、建物毎に計測され

Table 1 Overview of the building to be analyzed

Building usage name	Building name	abbreviation	year of completion	total floor area［㎡］
office	CORE STATION	CS	1993	6898
library	MEDIA CENTER	MC	1993	5922
cafeteria	UNION SQUARE	US	1993	6677
complex[注1)]	PRISM HOUSE	PH	1993	9503
classroom	FOREST HOUSE	FH	1993	5686
research building	EAST WING	EW	1993	12206
	WEST WING	WW	1993	12206
	TRICEA	T	2014	6579
experiment building	EXL1	EXL1	1993	5973
	EXL2	EXL2	1993	5248
	EXL3	EXL3	1993	5651

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

Distinction between weekday and holiday	
weekday（class day）	holiday（class✕）
regular classes	Saturday/Sunday
Holiday class days	vacation
	golden week
makeup classes	Make-up exam date
Regular exam date	intensive course
Distinction between heating season and cooling season	
FY 2021	FY 2022
heating season：4/1～5/9,10/21～1/29	heating season：3/31～4/18,11/1～2/7
cooling season：5/10～10/20	cooling season：4/19～10/31

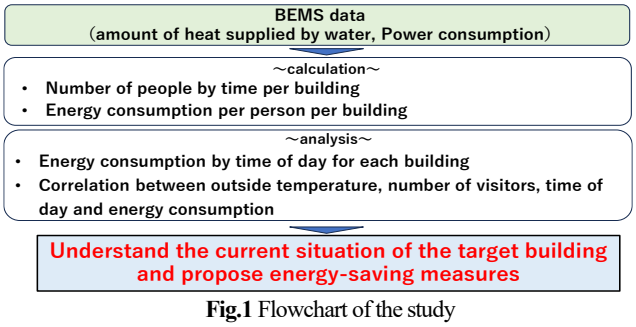


Fig.1 Flowchart of the study

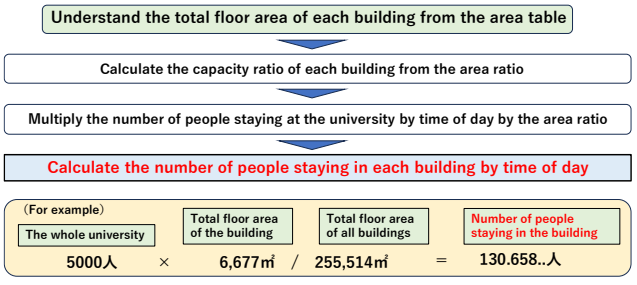


Fig.2 How to calculate the number of people

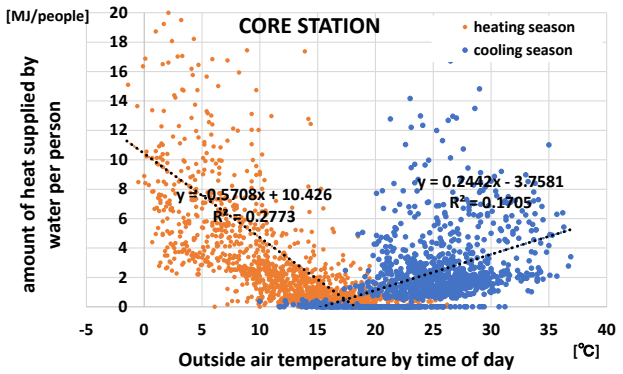


Fig.3 Regression analysis result of amount of heat supplied by water per person (CS)

Table 3 Regression analysis result of amount of heat supplied by water per person (11 buildings)

	Y : amount of heat supplied by water per person X : outside air temperature by time of day				
Building usage name	office	library	cafeteria	complex	classroom
Building name	CS	MC	US	PH	FH
heating season	0.2773	0.249	0.1517	0.1757	0.215
cooling season	0.1705	0.0636	0.1021	0.1295	0.0411

Building usage name	research building			experiment building		
Building name	EW	WW	T	EXL1	EXL2	EXL3
heating season	0.1687	0.1412	0.084	0.0913	0.202	0.1795
cooling season	0.0276	0.0231	0.0308	0.0119	0.004	0.0072

ている BEMS データと BKC で計測されている気象データを用いる。分析項目は中央熱源対象の建物全11棟に関して、それぞれ冷暖房送水熱量、電力消費量について、外気温、滞在者数、時刻との関係について行った。また、建物毎の滞在者数の算出方法を図2に示す。

3．分析結果

3-1 外気温が冷暖房送水熱量に与える影響

図3にコアステーションにおける一人当たりの冷暖房送水熱量と時刻別外気温の相関を示す。全体として暖房、冷房ともに少し相関がみられ、暖房期の方が冷房期よりも相関が高い結果となった。表3には各11棟の一人当たり冷暖房送水熱量と時刻別外気温の単回帰分析の結果を示した。コアステーション同様少しの相関がみられ、暖房期の方が冷房期と比べて少し相関が高い結果となり、特に研究棟、実験棟等では相関関係が低い結果となった。

3-2 外気温、滞在者数、時刻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以外のパラメータの変化が冷暖房送水熱量に与えているため、それぞれの影響度を把握する必要がある。また、前節より単回帰分析では推定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、時刻として、重回帰分析を行い、表4、5に結果を示した。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R2[注2)]が平均0.59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、時刻の順に影響度が確認された。MCでは図4に示したMCにおける2022年7月の冷暖房送水熱量と滞在者数の時刻別変化から図書館の開館時間は滞在者数の変化

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

absolute value 0 Adjusted R2 1 0 β 1

heating season : amount of heat supplied by water							
Building usage name			office	library	cafeteria	complex	classroom
Building name			CS	MC	US	PH	FH
morninng	β	OAT	-0.868	-0.827	-0.884	-0.228	-0.700
		nun of people	0.203	0.096	0.079	NS	0.375
		time	0.126	NS	0.143	0.117	NS
	Adjusted R^2		0.644	0.628	0.705	0.051	0.414
daytime	β	OAT	-0.944	-0.854	-0.870	-0.859	-0.722
		nun of people	0.140	NS	0.057	NS	0.411
		time	0.095	NS	0.049	NS	0.095
	Adjusted R^2		0.825	0.729	0.724	0.070	0.504
evening	β	OAT	-0.794	-0.834	-0.825	-0.176	-0.522
		nun of people	0.407	NS	0.253	NS	0.525
		time	NS	-0.168	NS	-0.306	NS
	Adjusted R^2		0.634	0.657	0.640	0.098	0.411

heating season : amount of heat supplied by water								
Building usage name			research building			experiment building		
Building name			EW	WW	T	EXL1	EXL2	EXL3
morninng	β	OAT	-0.923	-0.940	-0.212	-0.732	-0.889	-0.720
		nun of pe	0.148	0.140	-0.174	0.218	0.142	0.327
		time	0.240	0.300	0.205	0.330	0.216	NS
	Adjusted R^2		0.758	0.804	0.082	0.532	0.701	0.516
daytime	β	OAT	-0.944	-0.947	-0.298	-0.814	-0.878	-0.725
		nun of pe	0.140	0.145	-0.178	0.329	0.138	NS
		time	0.095	0.095	NS	0.140	0.086	0.095
	Adjusted R^2		0.825	0.828	0.149	0.603	0.711	0.522
evening	β	OAT	-0.903	-0.914	-0.326	-0.722	-0.838	-0.732
		nun of pe	0.289	0.289	NS	0.478	NS	NS
		time	NS	NS	-0.116	NS	-0.233	-0.280
	Adjusted R^2		0.769	0.788	0.100	0.578	0.665	0.519

Table 5 Multiple regression analysis of amount of heat supplied by water (cooling season)

cooling season : amount of heat supplied by water							
Building usage name			office	library	cafeteria	complex	classroom
Building name			C	MC	US	PH	FH
morninng	β	OAT	0.672	0.881	0.930	0.821	0.736
		nun of people	NS	NS	0.175	0.225	0.375
		time	-0.180	-0.223	-0.230	-0.138	-0.295
	Adjusted R^2		0.417	0.721	0.756	0.609	0.481
daytime	β	OAT	0.378	0.840	0.831	0.805	0.664
		nun of people	-0.253	NS	0.126	0.145	0.337
		time	-0.094	-0.049	-0.088	NS	NS
	Adjusted R^2		0.251	0.701	0.652	0.608	0.440
evening	β	OAT	0.510	0.822	0.749	0.778	0.574
		nun of people	-0.066	NS	0.059	0.058	0.225
		time	NS	NS	NS	NS	NS
	Adjusted R^2		0.254	0.675	0.576	0.621	0.414

cooling season : amount of heat supplied by water								
Building usage name			research building			experiment building		
Building name			EW	WW	T	EXL1	EXL2	EXL3
morninng	β	OAT	0.848	0.836	0.876	0.856	0.866	0.899
		nun of pe	0.089	0.097	0.143	0.219	NS	0.080
		time	NS	NS	NS	-0.098	-0.065	-0.116
	Adjusted R^2		0.708	0.689	0.758	0.680	0.723	0.746
daytime	β	OAT	0.860	0.860	0.868	0.838	0.796	0.843
		nun of pe	0.059	0.072	0.078	0.173	NS	NS
		time	NS	NS	NS	NS	NS	NS
	Adjusted R^2		0.717	0.713	0.724	0.658	0.633	0.704
evening	β	OAT	0.844	0.857	0.806	0.808	0.819	0.856
		nun of pe	0.047	0.023	NS	0.056	-0.076	NS
		time	NS	NS	-0.119	NS	NS	0.053
	Adjusted R^2		0.725	0.740	0.713	0.668	0.659	0.711

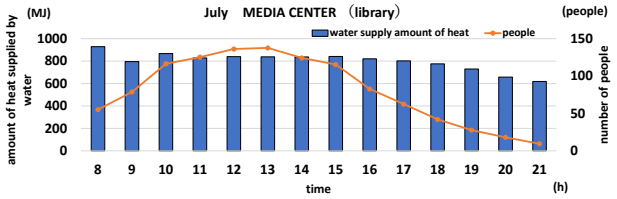


Fig.4 Time of day changes in heating/cooling amount of heat supplied by water and number of people

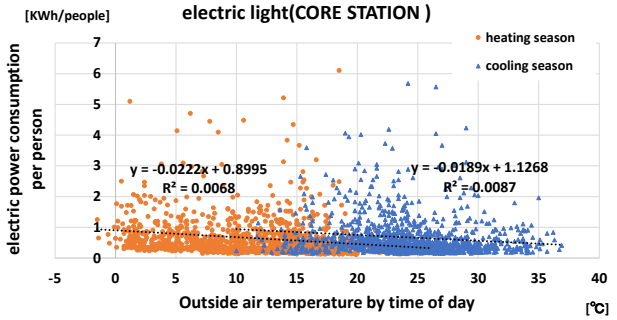


Fig.5 Regression analysis result of the electric light per person

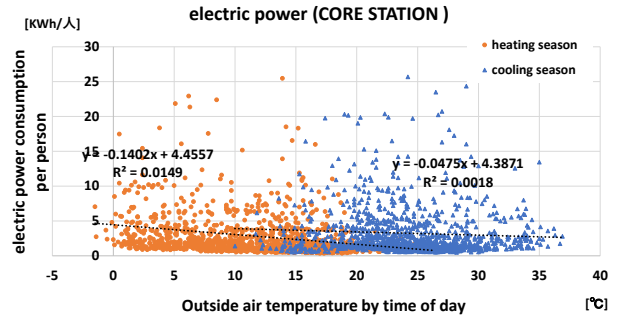


Fig.6 Regression analysis result of the electric power per person

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。建物毎では、暖房期において、EW、WW（研究棟）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。PH、T について、PH では 2021 年度と 2022 年度で 12～2 月の利用のされ方に違いが、T では利用のされ方は同じだが、2021 年度と比べて 2022 年度の使用量が非常に少ないことが原因でβ、修正 R2 で特徴的な値を示したと考えられる。また、冷房期において、CS、T を除き暖房期と同様の結果を示し、T については EW、WW と同様の結果を示した。CS については、2021 年度と 2022 年度において、時間帯、季節間での利用のされ方の違いが原因でβ、修正 R2 で特徴的な値を示したと考えられる。また、時間帯別にみると、暖房期において、修正 R2 では、昼が一番高く、βでは朝に時刻が、昼、夕・夜に滞在者数、時刻の係数が有意でない傾向であり、冷房期において修正 R2 では、朝が一番高く、βでは朝に滞在者数が、昼、夕・夜に時刻の係数が有意でない傾向であることが確認できた。

3-3 外気温が電力消費量に与える影響

図 5、6 にコアステーションにおける一人当たりの電灯

Table 6 Multiple regression analysis (electric light)

absolute value　0　Adjusted R2　1　　0　β　1

electric light			Building usage name	office	library	cafeteria	complex	classroom
			Building name	CS	MC	US	PH	FH
heating season	morninng	β	OAT	-0.368	-0.183	-0.232	-0.272	-0.272
			nun of people	0.294	0.145	0.562	0.468	0.468
			time	0.644	0.654	0.386	0.636	0.636
			Adjusted R^2	0.657	0.513	0.621	0.858	0.858
	daytime	β	OAT	-0.498	-0.703	-0.332	-0.496	-0.496
			nun of people	0.383	0.249	0.738	0.792	0.792
			time	-0.128	NS	-0.164	0.051	0.051
			Adjusted R^2	0.316	0.452	0.568	0.631	0.631
	evening	β	OAT	0.388	-0.403	-0.208	-0.221	-0.221
			nun of people	-0.296	0.321	0.859	0.849	0.849
			time	-0.381	NS	0.464	NS	NS
			Adjusted R^2	0.435	0.199	0.331	0.675	0.675
cooling season	morninng	β	OAT	0.268	0.244	0.219	0.198	0.196
			nun of people	0.335	0.094	0.641	0.555	0.554
			time	0.480	0.614	0.264	0.488	0.490
			Adjusted R^2	0.617	0.576	0.690	0.874	0.874
	daytime	β	OAT	0.391	0.629	0.323	0.314	0.317
			nun of people	0.403	0.074	0.810	0.878	0.877
			time	-0.129	0.041	-0.150	0.070	0.070
			Adjusted R^2	0.252	0.379	0.667	0.724	0.726
	evening	β	OAT	0.116	0.443	0.172	0.216	0.220
			nun of people	0.542	0.093	0.937	1.025	1.029
			time	NS	-0.127	0.600	0.288	0.292
			Adjusted R^2	0.323	0.278	0.359	0.736	0.738

electric light			Building usage name	research building			experiment building		
			Building name	EW	WW	T	EXL1	EXL2	EXL3
heating season	morninng	β	OAT	0.735	-0.323	-0.307	NS	-0.148	-0.287
			nun of people	-0.359	0.315	0.194	0.354	0.088	0.355
			time	0.249	0.726	0.620	0.473	0.805	0.614
			Adjusted R^2	0.747	0.803	0.518	0.501	0.692	0.672
	daytime	β	OAT	-0.554	-0.597	-0.532	-0.258	-0.251	-0.435
			nun of people	0.486	0.581	0.325	0.604	0.346	0.564
			time	0.409	0.329	0.233	0.323	0.441	0.359
			Adjusted R^2	0.474	0.527	0.303	0.390	0.275	0.425
	evening	β	OAT	-0.378	-0.383	-0.435	-0.153	-0.266	-0.318
			nun of people	0.513	0.569	0.419	0.740	0.593	0.586
			time	-0.297	-0.289	-0.205	NS	-0.161	-0.285
			Adjusted R^2	0.582	0.648	0.406	0.514	0.497	0.650
cooling season	morninng	β	OAT	0.378	0.371	NS	0.300	0.216	0.279
			nun of people	0.280	0.356	0.161	0.376	NS	0.276
			time	0.574	0.550	0.576	0.378	0.709	0.586
			Adjusted R^2	0.798	0.835	0.445	0.545	0.630	0.722
	daytime	β	OAT	0.494	0.532	NS	0.546	0.130	0.340
			nun of people	0.461	0.621	0.309	0.227	0.173	0.460
			time	0.381	0.242	0.279	0.342	0.406	0.304
			Adjusted R^2	0.474	0.545	0.153	0.355	0.190	0.325
	evening	β	OAT	0.355	0.426	NS	0.304	0.119	0.231
			nun of people	0.548	0.652	0.434	0.639	0.445	0.407
			time	-0.152	NS	-0.106	NS	-0.260	-0.354
			Adjusted R^2	0.662	0.681	0.272	0.553	0.493	0.639

および動力消費量と時刻別外気温の相関を示す。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。冷暖房送水熱量とは異なり電灯、動力いずれもほとんど相関がみられず、他の 10 棟に関しても同様の結果が確認できた。

3-4 外気温、滞在者数、時刻と電力消費量の関係

前節ではあまり有効な相関を得ることができなかったため、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、滞在者数、時刻として重回帰分析を行った。表 6、7 に電灯、動力それぞれの重回帰分析結果を示す。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い傾向がみられたが、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

Table 7 Multiple regression analysis (electric power)

electric power			Building usage name	office	library	cafeteria	complex	classroom
			Building name	CS	MC	US	PH	FH
heating season	morninng	β	OAT	-0.712	-0.102	-0.203	-0.496	-0.496
			nun of people	0.312	NS	0.856	0.176	0.176
			time	0.479	0.433	NS	0.336	0.336
			Adjusted R^2	0.668	0.175	0.631	0.307	0.307
	daytime	β	OAT	-0.863	-0.217	-0.064	-0.633	-0.633
			nun of people	0.316	0.154	0.802	0.178	0.178
			time	0.087	NS	-0.155	0.067	0.067
			Adjusted R^2	0.672	0.048	0.666	0.359	0.359
	evening	β	OAT	-0.792	-0.177	NS	-0.487	-0.487
			nun of people	0.332	0.264	0.622	0.182	0.182
			time	NS	0.128	0.399	NS	NS
			Adjusted R^2	0.605	0.049	0.159	0.225	0.225
cooling season	morninng	β	OAT	0.630	0.438	0.339	0.541	0.531
			nun of people	0.260	0.086	0.896	0.074	0.070
			time	0.158	0.307	-0.114	0.140	0.147
			Adjusted R^2	0.543	0.380	0.741	0.357	0.348
	daytime	β	OAT	0.746	0.460	0.366	0.629	0.633
			nun of people	0.267	NS	0.870	NS	NS
			time	0.055	NS	-0.107	NS	NS
			Adjusted R^2	0.531	0.211	0.754	0.395	0.399
	evening	β	OAT	0.697	0.400	0.083	0.582	0.582
			nun of people	0.261	NS	0.893	-0.128	-0.125
			time	0.238	NS	0.689	NS	NS
			Adjusted R^2	0.474	0.159	0.286	0.334	0.335

electric power			Building usage name	research building			experiment building		
			Building name	EW	WW	T	EXL1	EXL2	EXL3
heating season	morninng	β	OAT	-0.746	-0.625	NS	-0.205	0.619	-0.173
			nun of people	0.174	0.256	0.090	0.163	NS	0.296
			time	0.548	0.649	0.158	NS	0.155	0.332
			Adjusted R^2	0.703	0.753	0.047	0.038	0.450	0.270
	daytime	β	OAT	-0.873	-0.907	-0.080	NS	0.439	-0.284
			nun of people	0.233	0.319	NS	0.131	0.209	0.421
			time	NS	0.057	NS	NS	0.135	0.212
			Adjusted R^2	0.696	0.745	0.005	0.016	0.309	0.202
	evening	β	OAT	-0.786	-0.765	-0.067	-0.094	0.509	-0.210
			nun of people	0.272	0.391	NS	0.172	0.392	0.448
			time	-0.257	-0.197	-0.114	NS	0.151	-0.199
			Adjusted R^2	0.666	0.677	0.012	0.029	0.406	0.354
cooling season	morninng	β	OAT	0.589	0.535	NS	0.766	0.614	0.199
			nun of people	NS	0.156	0.109	NS	-0.107	0.097
			time	0.316	0.352	0.161	NS	0.241	0.274
			Adjusted R^2	0.546	0.568	0.053	0.586	0.514	0.171
	daytime	β	OAT	0.800	0.747	0.097	0.690	0.614	0.256
			nun of people	0.081	0.185	0.134	NS	-0.098	0.121
			time	NS	NS	NS	0.059	0.139	0.180
			Adjusted R^2	0.613	0.521	0.018	0.484	0.450	0.096
	evening	β	OAT	0.776	0.656	NS	0.721	0.594	0.178
			nun of people	0.096	0.203	0.121	-0.068	NS	0.276
			time	NS	NS	NS	NS	-0.202	-0.250
			Adjusted R^2	0.632	0.508	0.014	0.511	0.455	0.315

物毎では、PH、FH について電灯の修正 R2 が高く、動力の修正 R2 が低い傾向がみられ、滞在者数の係数が高い傾向がみられた。WW については電灯、動力ともに修正 R2 が高い傾向がみられ、外気温の係数が他の建物と比べ高い傾向がみられた。これは、他の建物と異なり PH、FH は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、動力については日にちによる消費量に大きな差が生じており、外気温、滞在者数、時刻以外の要素が考えられることが原因であり、WW は季節や時間帯による消費量の大きな差がないことが原因だと考えられる。また、US では電灯、動力どちらも他の建物と比べて滞在者数の影響が高く、夕・夜のみ修正 R2 が低い結果が確認できた。また、時刻別にみると、電灯では、暖房期・冷房期どちらも朝に修正 R2 が高い傾向にあり、動力では朝、昼の時間帯で修正 R2 が高い傾向にあった。以上より冷暖房送水熱量、電力消費量ともに一部を除き、重回帰分析結果から推定式を算出でき、CO_2 換算することで CO_2 排出量を算出できる。

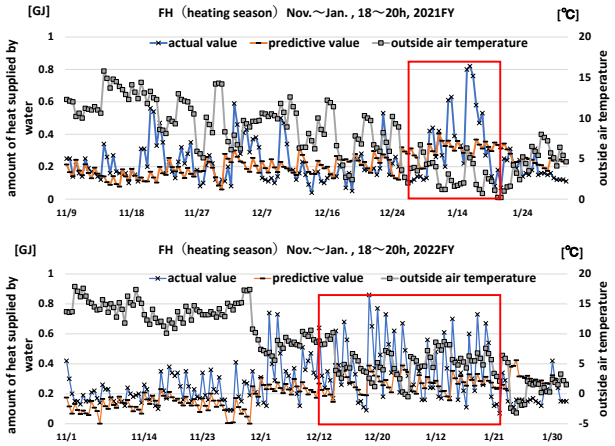


Fig.7 Difference between actual value and predictive value in FH

3-5 省エネ提案およびその効果

図 7 は FH における 2021 年度、2022 年度の 11～1 月、18～20 時における暖房送水熱量の実測値と予測値のグラフである。12 月下旬～1 月おいて実測値が予測値を大きく上回っており、2022 年度においても同様の傾向がみられた。これは外気温が約 5℃以下になると暖房送水熱量が急激に増加していることが原因だと考えられる。そこで外気温が約 5℃以下の時に適した空調運用、使用教室を制限することで暖房送水熱量を削減し、予測値に近づけることができるため、省エネルギー対策が行えると考えられる。

4. まとめ

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、滞在者数との関係について分析を行い、建物毎の CO2 排出量を推定できるベースデータを作成した。また、FH について 11～1 月、18～20 時の時間帯において、外気温約 5℃以下の時に適した空調運用、使用教室を制限することで省エネルギー対策が行えることが示唆された。

注釈

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

参 考 文 献

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・衛生工学学会大会学術講演論文集、2023.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

長期シミュレーションによる福島県河川流域における放射性セシウム動態の不確実性評価
Uncertainty Assessment of Environmental Fate of Radioactive Cesium in the River Basins of Fukushima Prefecture through Long-term Simulation

○入戸野　瑛（大阪大学）　　池之上　翼（日本原子力研究開発機構）
嶋寺　光　（大阪大学）　　松尾　智仁　（大阪大学）　　近藤　明　（大阪大学）
Akira NITTONO*1　Tsubasa IKENOUE*2　Hikari SHIMADERA*1　Tomohito MATSUO*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University　*2　Japan Atomic Energy Agency

The Fukushima Daiichi Nuclear Power Plant accident caused extensive ^{137}Cs contamination. Long-term simulations have been conducted to predict the amount of ^{137}Cs outflow from river basins to the ocean. However, there are uncertainties about the influences of rainfall, tree types and dams to the ^{137}Cs outflow. This study focused on how much these three factors influence the ^{137}Cs outflow in eastern Fukushima river basins from 2011 to 2040. The ^{137}Cs outflow varied by -10 to +17% depending on precipitation, and by -16 to +19% depending on tree species, decreased by 21% by dams.

はじめに

福島第一原子力発電所 (FDNPP) 事故により，大量の放射性核種が放出された。放射性セシウム (^{137}Cs) は半減期が長く，線量が顕著に大きい[1]ため，環境中に長期的に残留する。^{137}Cs 沈着量のモニタリング結果[2]から，原子力発電所から 80 km 圏内を中心に多くの ^{137}Cs が沈着していることが示された。また，福島県東部の河川におけるモニタリング[3, 4]により，短期的な豪雨により陸域からの ^{137}Cs 流出量が急激に増加する一方，河川への ^{137}Cs 流出量は年々減少していることが示された。また，長期シミュレーションにより福島県東部における ^{137}Cs 動態を推定する研究[5]が行われているが，将来的な気候の変化や入力データ等の不確実性により，^{137}Cs の環境中の分布の推定結果については，不確実性が大きい。そこで本研究では，福島県東部の河川流域を対象として，降水量，森林の樹種，ダムにおける堆積の 3 つの要素について，長期的な ^{137}Cs 動態に対する感度解析を行うことを目的とする。

1．研究方法

1.1　計算方法

気象データ，地理データ，土壌侵食パラメータ，^{137}Cs 初期沈着量の入力データを使用し，水文モデルで河川流量，土壌輸送モデルで土壌移動量，^{137}Cs 輸送モデルで ^{137}Cs の輸送量が計算された。

1.2　計算条件

計算領域は **Fig.1** に示す阿武隈川と沿岸部の 13 河川流域，水平格子解像度は 1 km とした。計算期間は 2011 年から 2040 年とした。土地利用は森林，市街地，畑，水田の 4 種類とした。計算領域の ^{137}Cs 初期沈着量データ[5]を **Fig.2** に示す。

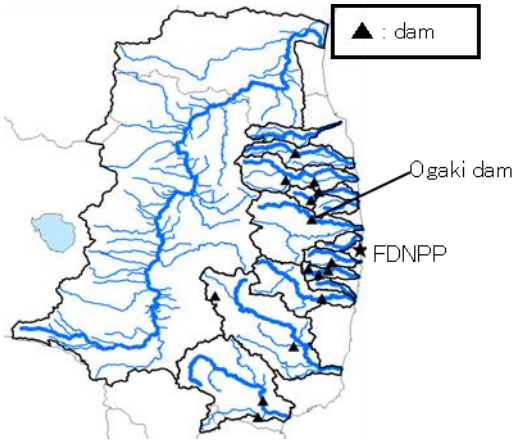


Fig.1 Computational domain

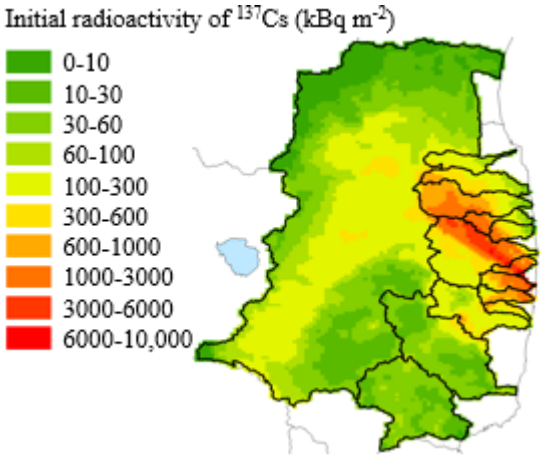


Fig.2 Initial radioactivity of deposited ^{137}Cs

1. 3　感度解析

(1)　降水量感度解析

土壌流亡の予測には，統計モデル USLE[6]を用いた。式 (1) に示す係数の積によって，単位面積から単位時間に流出する平均的な土壌粒子流亡量 A_{ssl} が計算される。

$$A_{ssl} = RKLSC_lP_l \quad (1)$$

A_{SSl}: 土壌粒子流亡量 ($t\,ha^{-1}\,10\,min^{-1}$)，R: 降雨係数 ($MJ\,mm\,ha^{-1}\,h^{-1}\,10\,min^{-1}$)，$K$: 土壌係数 ($t\,h\,MJ^{-1}\,mm^{-1}$)，$L, S$: それぞれ斜面長，斜面勾配を表す地形係数 (-)，C: 作物係数 (-)，P: 保全係数 (-)

降水量から，降雨係数が計算され，式 (1) により土壌粒子流亡量に影響を与える。降雨係数は式 (2) によって求められる。本研究では，降雨係数を 10 分ごとに計算した。

$$R = 0.119 + 0.0873 I_e I_{30} \log 6 I_e \quad (2)$$

I_e: 降雨強度 ($mm\ 10min^{-1}$)，I_{30}: 一連続降雨中の最大 30 分間降雨強度 (mm)

気象の将来的な不確実性を考慮し，2011-2020 年の気象データを 10 年ごとに繰り返し適用する Base ケースと，福島県内の 2011-2020 年における 24 時間降水量の年間最大値が最大の 2019 年と，最小の 2018 年のデータを 2021 年以降に繰り返し適用する Max，Min ケースで ^{137}Cs 流出量を比較した。

(2)　森林樹種感度解析

本研究における森林モデルでは，RIFE1.5 モデル[7]に基づき，5 つの区画 (1: 樹体外部 (葉，枝，樹皮) ，2: 樹体内部, 3: リター層, 4: 有機土壌, 5: 無機土壌) を設定し，区画間での ^{137}Cs 輸送を計算した。また，森林の樹種は落葉広葉樹，常緑針葉樹，低木・草・ササなどの 3 つに分類した。落葉広葉樹と常緑針葉樹では，事故直後の ^{137}Cs の初期沈着，樹体・土壌での輸送が異なる。森林樹種感度解析における Base ケースでは，自然環境保全基礎調査第 5 回植生調査[8]に基づき格子ごとに単一の樹種を設定した。ただし，実際には格子内に異なる樹種が混在する。さらに，第 5 回植生調査では，小円選択法により格子中央の約 5 ha の円内で最大の面積を占める群落で格子を代表している。そのため，格子ごとの代表群落についても，不確実性がある。これらを踏まえ，本研究では Base ケースに加えて，樹種を落葉広葉樹，常緑針葉樹に統一する DB, EC ケースで森林から河川への ^{137}Cs 流出量を比較した。**Table 1** に森林の各区画の初期 ^{137}Cs 沈着量を，**Fig.3** に計算領域の Base ケースにおける樹種分布を，**Fig.4** に森林モデルの概念図を示す。

Table 1 Initial ^{137}Cs deposition in Forests

	1	2	3	4	5
DB	0.17	0	0.11	0.41	0.31
EC	0.34	0	0.09	0.34	0.23

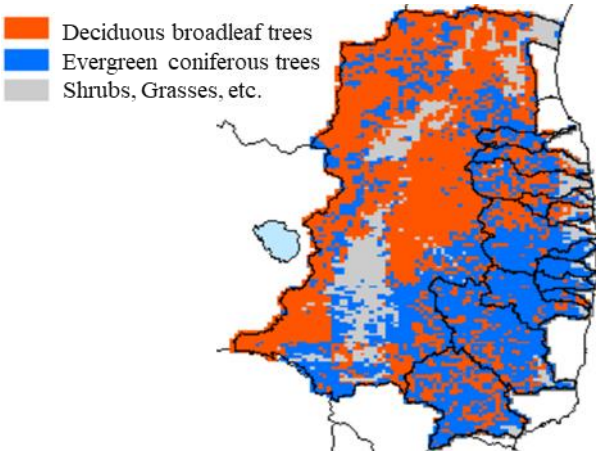


Fig.3 Distribution of dominant tree species

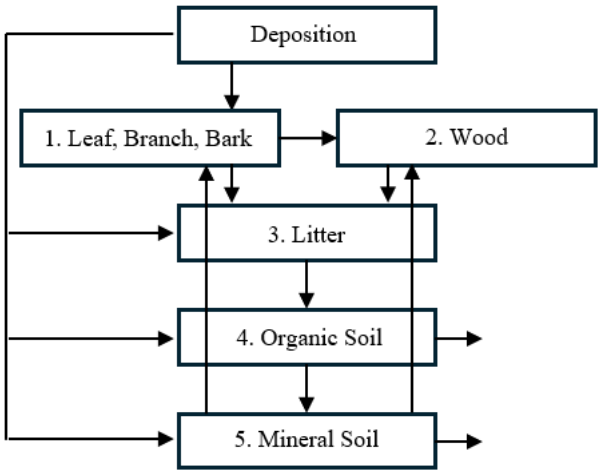


Fig.4 Diagram of forest model structure

(3)　ダムによる堆積の感度解析

ダムに流入した ^{137}Cs の一部は堆積によりダムへ蓄積される。ダムにおける沈降はダム内の流れ場やダムの運用に大きく影響される。本研究では，トラップ効率 TE (流入する土壌粒子のうち，堆積する割合) を用いて，ダムへの土壌粒子の流入量に$1 - TE$を乗じて，ダムからの土壌粒子の流出量を算出した。まず，福島県沿岸部 13 河川のダムにおける浮遊粒子堆積のある (ON) ケースとない (OFF) ケースで河川から海洋への ^{137}Cs 流出量を比較した。さらに，^{137}Cs 流入量の大きい請戸川の大柿ダムにおいて，トラップ効率の変化に対する河川からの ^{137}Cs 流出量の変化を推定した。大柿ダムにおいて，ダムへの ^{137}Cs 流入量に対するダムに堆積した ^{137}Cs の割合は，2013-2017 年の

7-11 月で 0.88[9]であった。この観測値をもとに，3 つのトラップ効率を設定した。**Table 2** に計算ケースを示す。

Table 2 Calculation cases of *TE* (Trap Efficiency)

Calculation case	*TE*
1	0.69
2	0.83
3	0.96

2．結果

2.1　降水量感度解析

Fig.5 に降水量感度解析の結果を示す。事故発生からの 30 年間で，Base ケースでは 60 TBq 流出したのに対し，Max ケースでは 17%増加し，Min ケースでは 10%減少した。Max ケースにおいては 2021 年以降に毎年短期間で大きく ^{137}Cs 流出量が増加しており，これは 2019 年は台風 19 号の影響で福島観測地点の 24 時間最大降水量が 250 mm に達していることが原因と考えられる。**Fig.6** に降雨係数の年間の合計値について, 2011-2020 年平均, 2019 年, 2018 年の空間分布を示す。降雨係数については，10 年間の平均値では福島県沿岸部流域の東部・南部, 阿武隈川流域の南部を中心に 6000 を超える地域があった。2018 年では, 対象流域全体で 4000 を下回る地域が大部分を占めた。一方，2019 年では，福島県沿岸部流域ではほぼ全域で 6000 を超え，6000 を下回るのは阿武隈川流域の北部と南部の一部のみであった。**Fig.7** に Base, Max, Min ケースにおける 30 年間の土壌粒子流出量の空間分布を示す。Base ケースと比較して，全体としては降雨係数が大きく増加した地域で土壌流出量が顕著に増加した。Max ケースは特に 14 河川付近で流出量が大きくなった。一方，河川から離れた場所では Max ケースでも 30 年間の土壌粒子流出量が 1 kt を下回る地域が多かった。降雨係数に加えて，土地利用や傾斜などの地形，土壌の種類なども土壌粒子流出特性に影響するため，降雨係数の変化に対して，感度が小さい地域が存在すると考えられる。

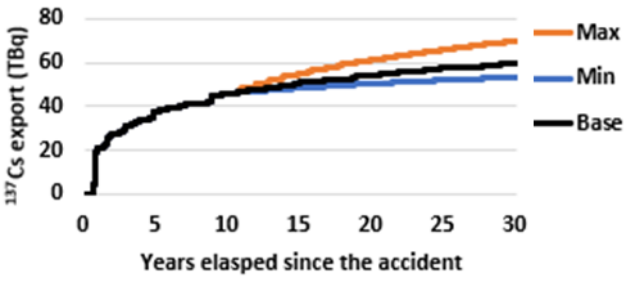


Fig.5 Cumulative ^{137}Cs export from eastern Fukushima 14 river basins

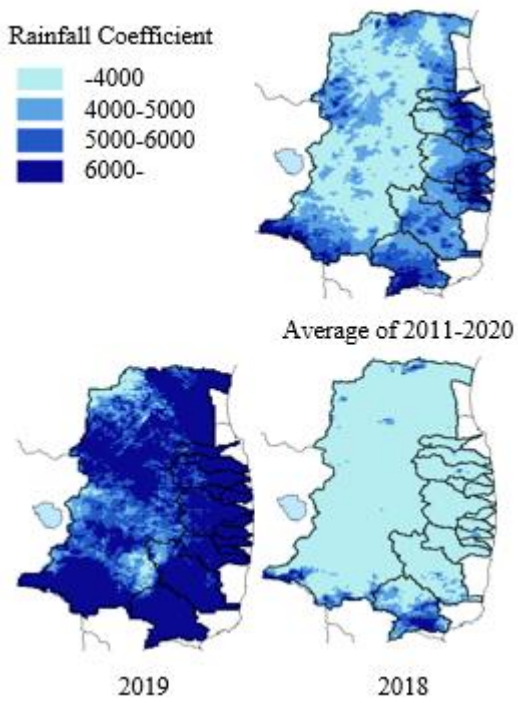


Fig.6 Rainfall coefficient in eastern Fukushima river basins

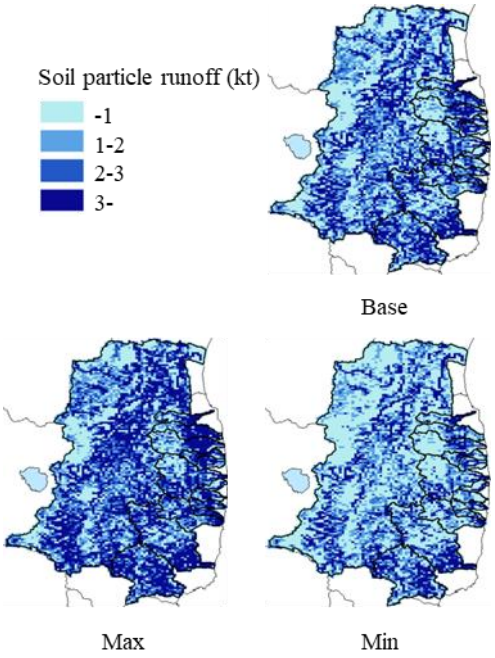


Fig.7 Cumulative soil particle runoff

2.2　森林樹種感度解析

Fig.8 に樹種感度解析の結果を示す。事故発生からの 30 年間で，森林から河川への ^{137}Cs 流出量は，Base ケースの 32 TBq に対して, 落葉広葉樹 (DB) ケースで 19%増加し，常緑針葉樹 (EC) ケースで 16%減少した。これは，事故直後に落葉広葉樹では ^{137}Cs が直接有機土壌に沈着する割合が大きかったことが原因と考えられる。一方，事故後 10 年目から 30 年目にかけては，常緑針葉樹の方が ^{137}Cs

流出量が多かった。常緑針葉樹では，事故直後には樹体外部やリターへの沈着割合が高いため，その後有機土壌に輸送され，長期間徐々に流出すると考えられる。

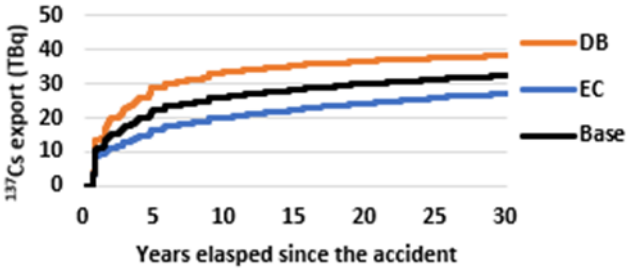


Fig.8 Cumulative ^{137}Cs export from forests

2. 3　ダムによる堆積の感度解析

Fig.9 に福島県沿岸部 13 河川における，ON ケースと OFF ケースの河川から海洋への ^{137}Cs 流出量を示す。事故発生からの 30 年間で，ダムによる浮遊粒子の沈着により 9.2 TBq (21%) 流出量が減少した。2 つのケースにおける流出量の差は計算期間全体を通して大きくなった。一方で，流域からの ^{137}Cs 流出量が減少しているため，時間の経過に伴い 2 つのケース差の増加速度は減少した。

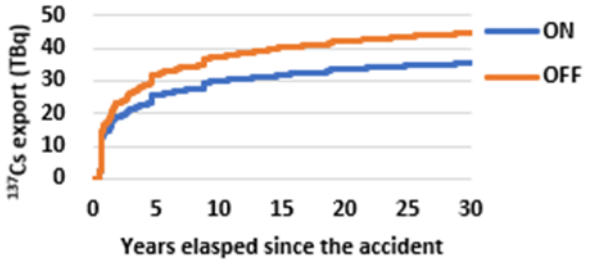


Fig.9 Cumulative ^{137}Cs export from coastal 13 river basins

Fig.10 に大柿ダムのトラップ効率の変化に伴う，請戸川からの ^{137}Cs 流出量の変化を示す。トラップ効率が 0.69 のケースでは，30 年間で 13.8 TBq 流出したが，トラップ効率が 0.1 上がると，流出量はおよそ 0.8 TBq 減少した。

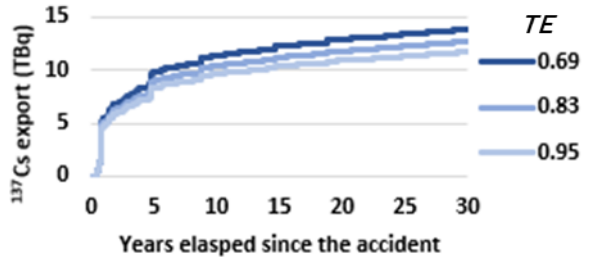


Fig.10 Cumulative ^{137}Cs export from Ukedo river

3．まとめ

本研究では，福島第一原子力発電所で事故が発生した 2011 年から 30 年間にわたって，福島県東部の河川流域を対象として，降水量，樹種分布，ダムによる堆積が ^{137}Cs 流出に与える影響を長期シミュレーションにより推定した。降水量については，30 年間の河川から海洋への ^{137}Cs 流出量が，2021 年以降の降水量として 2011-2020 年で最大 24 時間降水量が最も大きい 2019 年の降水量を用いたケースで 17%増加し，最も小さい 2018 年の降水量を用いたケースでは 10%減少した。樹種分布については，30 年間の森林から河川への ^{137}Cs 流出量が，流域内の森林の樹種を落葉広葉樹に統一したケースで 19%増加し，常緑針葉樹に統一したケースで 16%減少した。ダムについては，ダムにおける浮遊粒子の堆積によって福島県沿岸部河川から海洋への ^{137}Cs 流出量が 21%減少した。また，大柿ダムにおけるトラップ効率が 0.1 上がると，請戸川からの ^{137}Cs 流出量はおよそ 0.8 TBq 減少した。

参 考 文 献

1) 文部科学省: 放射線量等分布マップの作成等に関する報告書 第 1 編 http://www.aec.go.jp/jicst/NC/iinkai/teirei/siryo2012/siryo11/siryo1.pdf

2) 日本原子力研究開発機構: 放射性物質の分布状況等調査による航空機モニタリング https://emdb.jaea.go.jp/emdb_old/portals/b1020201/

3) Ueda, S., Hasegawa, H., Ohtsuka Y., Ochiai, S., Tani T. T., 2021. Ten year radiocesium fluvial discharge patterns from watersheds contaminated by the Fukushima nuclear power plant accident. Journal of Environmental Radioactivity, 240, 106759 https://doi.org/10.1016/j.jenvrad.2021.106759

4) Suzuki, S., Amano, Y., Enomoto, M., Matsumoto, A., Morioka, Y., Sakuma, K., Tsuruta, T., Kaeriyama, H., Miura, H., Tsumune, D., Kamiyama, K., Wada T., Takata H. H., 2022. Temporal variability of ^{137}Cs concentrations in coastal sediments off Fukushima. Science of Total Environment, 831, 154670 https://doi.org/10.1016/j.scitotenv.2022.154670

5) 池之上翼, 2023. 河川を通じた ^{137}Cs の供給が福島沿岸海域における海底堆積物中の ^{137}Cs の長期的挙動へ及ぼす影響の評価, 大阪大学大学院工学研究科博士論文

6) Wischmeier, W.H., Smith, D.D., 1978. Predicting Rainfall Erosion Losses A Guide to Conservation Planning. U.S. Department of Agriculture Agriculture Handbook No. 537.

7) Hashimoto et al., 2020. New predictions of ^{137}Cs dynamics in forests after the Fukushima nuclear accident. Science Report 10, 29 https://doi.org/10.1038/s41598019 568005

8) 環境省 ： 自然環境保全基礎調査第 5 回植生調査

9) 大柿ダムの放射性セシウムの実態と対策 第 2 版 東北農政局

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる播磨灘における漁獲圧に対する生態系の応答性評価

Evaluating the Effects of Fishing Pressure on Bioecosystems at Harima-Nada in Seto Inland Sea Using Monte Carlo-based Food Chain Model

○岡崎　舜　（大阪大学）　　古賀　佑太郎（兵庫県環境研究センター）
嶋寺　光　（大阪大学）　　佐藤　祐一　（滋賀県琵琶湖環境科学研究センター）
PINTOS ANDRCOLI Valentina（大阪大学）　　鈴木　元治　（兵庫県環境研究センター）
松尾　智仁（大阪大学）　　近藤　明　（大阪大学）

Shun OKAZAKI*1 Yutaro KOGA*2 Hikari SHIMADERA*1 Yuichi SATOH*3 Valentina PINTOS ANDRCOLI *1
Motoharu SUZUKI*2 Tomohito MATSUO*1 Akira KONDO*1
*1 Osaka University *2 Hyogo Prefectural Institute of Environmental Sciences. *3 Lake Biwa Environmental Research Institute

There is a high fishing pressure, which affects the marine ecosystems, and a decreasing trend of fishery production in Harima-nada. For sustainable resource management, the relationship between the pressure and the ecosystems needs to be investigated. In this study, we evaluated the response of the ecosystems to the pressure in the Harima-nada using Monte Carlo-based food chain model that takes fishery into account. The results indicated that piscivorous fish decreased with increasing fishing pressure, but planktivorous fish increased because the impact of the decrease in its predator was larger than that of increasing fishing pressure.

はじめに

瀬戸内海は，昭和 45～55 年代での単位面積当たりの海面漁業生産量が地中海の約 25 倍であり，非常に漁獲圧が高い [1]。近年では，瀬戸内海の海面漁業生産量が約半分に減少しているが，依然としてこの海域は非常に高い水準の漁獲圧を維持している。一方，漁業活動は漁獲対象種の資源に直接的な影響を与えるだけでなく，生態系内の他の生物種にも間接的な影響を与えるとされている [2]。瀬戸内海は高い漁獲圧を維持している水域であるため，漁業活動が生態系になんらかの影響を与える可能性があるが，漁業と海洋生態系における関連性は不明確である。また近年では，海面漁業生産量が減少傾向である。そのため漁獲圧が生態系に与える影響を把握し，持続可能な資源管理を目指す必要がある。そこで，瀬戸内海東部の播磨灘を対象に漁獲を考慮した食物連鎖モデルを用いて，播磨灘の海洋生態系の応答を評価した。

1. 方法

1.1　生態系モデル概要

漁獲圧変化に対する生態系の応答性を評価するため，高畠ら [3]の播磨灘 NPZFF モデル（従来モデル）に漁獲死亡を導入した。モデルの概要図を **Fig.1** に，計算領域を **Fig.2** に示す。窒素と各バイオマスのマスバランスを式(1)～(5)，本研究で導入した漁獲死亡を式(6)で表す。

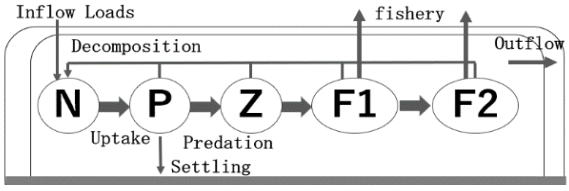


Fig.1 Structure of food chain model, N: Nutrients, P: Phytoplankton, Z: Zooplankton, F1: Planktivorous Fish, F2: Piscivorous Fish

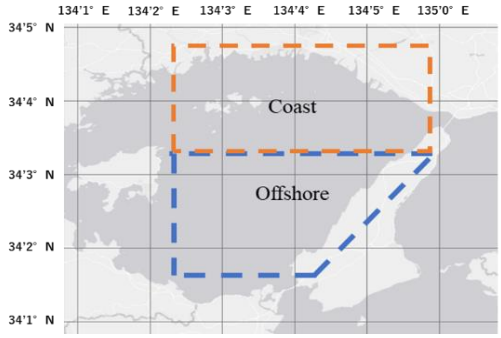


Fig.2 Calculation domain of Harima-nada NPZFF model

$$\frac{dC_N}{dt} = L_N - O_N + DP_N + DZ_N + DF1_N + DF2_N - I_N \quad (1)$$

$$\frac{dM_p}{dt} = G_p - P_p - E_p - R_p - D_p - O_p + L_p \quad (2)$$

$$\frac{dM_z}{dt} = G_z - P_z - E_z - R_z - O_z + L_z \quad (3)$$

$$\frac{dM_{F1}}{dt} = G_{F1} - P_{F1} - E_{F1} - R_{F1} - H_{F1} \quad (4)$$

$$\frac{dM_{F2}}{dt} = G_{F2} - E_{F2} - R_{F2} - H_{F2} \quad (5)$$

$$H_{F1} = M_{F1} \cdot C_{F1} \qquad H_{F2} = M_{F2} \cdot C_{F2} \quad (6)$$

ここで C_N は窒素濃度，I_N は植物プランクトンの窒素摂取速度，DX_N は各バイオマス（X は P：植物プランクトン，Z：動物プランクトン，$F1$：プランクトン食性魚，$F2$：魚食性魚）由来の窒素量，M_i は各バイオマス濃度，G_i は成長量，P_i は捕食量，E_i は消滅量，R_i は呼吸及び自然死滅量，H_i は漁獲量，C_i は F_i に対する漁獲死亡率，D_i は沈着量，O_i は流出量，L_i は流入量，i は各栄養段階（N：窒素，P，Z，$F1$，$F2$）を表す。

1.2　漁獲死亡の導入

従来モデルでは，魚類の死亡は全て自然死亡によるもので，死亡後は分解されて窒素が系内循環すると仮定していた。本研究では，魚類の死亡を自然死亡と漁獲死亡に区分し、漁獲による窒素の系外への除去を表現した。漁獲を表現するためのパラメータとして，漁獲死亡率を追加した。それに伴い，従来モデルから自然死亡率も変更した。

漁獲死亡率は，播磨灘の年別プランクトン食性魚・魚食性魚漁獲量をプランクトン食性魚・魚食性魚バイオマス量で除することで算出した。年別漁獲量に関しては 2010～2015 年の兵庫県[4]，独立行政法人統計センター[5]の種別水揚量を用いた。魚類バイオマス量に関しては，従来モデルによる計算値[3]を用いた。このバイオマス量は炭素重量であるため，漁獲量は乾燥重量，レッドフィールド比を考慮し，炭素重量に換算した。

自然死亡率は，田内・田中の式（自然死亡率（/year）=2.5÷魚種別寿命）[6]を用いて算出した。魚種別寿命は国立研究開発法人水産研究・教育機構[7]から取得し，魚種をプランクトン食性魚，魚食性魚に区分して自然死亡率を得た。

1.3　計算手順

従来モデル同様，モンテカルロ法を用いて以下の手順で計算を行った。

STEP1：モデルパラメータを文献等から定めた幅の範囲内でランダムに設定。20 年間の計算を行う。

STEP2：以下の条件を満たす場合にそのモデルを採用する。採用されなかった場合は STEP1 に戻る。①20 年目の窒素濃度，各バイオマスの平均値が設定した範囲内。②20 年目の窒素濃度，各バイオマスの変動係数が 0.2 以下。

STEP3：計算初期値を STEP2 で計算した 20 年目の平均値に置き換え，計算目的に応じた条件に再設定して，さらに 20 年間の計算を行い，最終年次（20 年目）における窒素濃度および各バイオマスを計算する。

STEP4：各 1000 パターンの結果が得られるまで STEP1～3 の計算を繰り返す。

1.4　再現計算及び漁獲死亡率変更計算条件

まず，モデル性能評価のために 2010 年代での再現計算を行った。次に，プランクトン食性魚，魚食性魚に対して漁獲圧を変更する，漁獲死亡率変更条件で計算を行った。再現計算条件では，窒素濃度，植物プランクトン濃度の計算値と広域総合水質調査[8]の観測値を比較した。漁獲死亡率変更条件では STEP3 において，漁獲死亡率を 0.2 倍から 2.0 倍の範囲で変化させた。

2.結果

2.1 再現計算

2010 年代での再現計算結果を Fig.3 に示す。窒素濃度に関しては，沖合の平均濃度が沿岸より高くなった。植物プランクトン濃度に関しては，沿岸の平均濃度がより高くなっており，播磨灘の特性を再現できた。

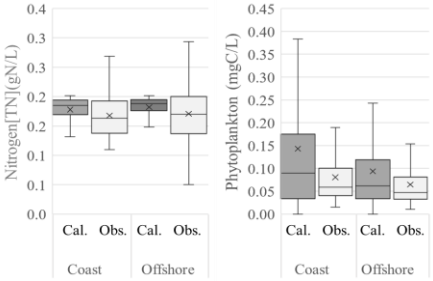


Fig.3 Comparison of calculated and observed TN concentration and Phytoplankton biomass 2010s for 1000 patterns. The top and bottom of the box represent 75th and 25th percentiles respectively. The top and bottom of the vertical line represent 95th and 5th percentiles. The inner line is the median and the asterisk represents the average.

2.2 漁獲死亡率変更計算

漁獲死亡率の変更倍率 0.2 倍，1.0 倍，2.0 倍の場合の沿岸部における窒素濃度，各バイオマス濃度および生産量の平均値の栄養段階毎の推移を Fig.4 に示す。Fig.4 では漁獲死亡率が増加するにつれて，魚食性魚生産量が低下し，プランクトン食性魚生産量は増加した。また動物プランクトン生産量，植物プランクトン生産量は増加したが，変化率は魚類と比較して小さかった。また TE（転換効率＝捕食者の生産量／餌生物の生産量）は漁獲死亡率増加につれて魚類間は低下，プランクトン食性魚・動物プランクトン間は増加，プランクトン類間は低下し，上位栄養段階間ほど変化率は大きかった。

漁獲死亡率の変更倍率毎の沿岸部における窒素濃度，各バイオマス濃度変化とプランクトン食性魚，魚食性魚の漁獲死亡率倍率毎の漁獲死亡率と総死亡率（自然死亡率と漁獲死亡率の和）の比率の推移を Fig.5 に示す。漁獲死亡率の増加に対して窒素濃度，各バイオマス濃度がそれぞれ一定の傾向で変化した。魚食性魚に関しては，漁獲死亡率が増加するほどバイオマスが減少する傾向を示し，プランクトン食性魚については，バイオマス濃度が増加する傾向が見られた。動物プランクトンに関しては，減少傾向を示し，植物プランクトンに関しては増加傾向を示した。またバイオマス濃度の変化率は魚類の方が大きかった。TN 濃度に関しては，漁獲死亡率が増加した際，減少する傾向が見られた。

2.3 考察

漁獲死亡率増加に伴う，窒素濃度，各バイオマス濃度変化についての考察を以下に述べる。

魚食性魚は，バイオマス濃度，生産量の減少が見られた。これは漁獲死亡率が増加すると，漁獲される種の生物量が減少し，生産量も減少するためだと考えられる。

プランクトン食性魚は，バイオマス濃度，生産量の増加が見られた。魚食性魚は次栄養段階がなく，漁獲による死亡や自然死亡で，バイオマス濃度が減少するが，プランクトン食性魚は漁獲による死亡や自然死亡以外にも，次栄養段階の捕食影響を受ける。Fig.4 では漁獲死亡率増加につれて，魚類間で TE が減少し，被捕食機会が損なわれていることが見て取れる。そのため，漁獲死亡率を上げた際の魚食性魚バイオマス濃度減少に伴うトップダウン効果により，バイオマス濃度が増加したと考えられる。これは漁獲圧の増加が単純なプランクトン食性魚資源量の減少にはつながらない可能性があることを示した。

動物プランクトンバイオマス濃度の減少に関しては，プランクトン食性魚による捕食死亡率増加の影響が前栄養段階の影響よりも優先し，バイオマスが減少したと考えられる。植物プランクトンバイオマス濃度の増加に関しては，窒素濃度減少によるボトムアップ効果よりも，動物プランクトンバイオマス減少に伴うトップダウン効果が大きいため，植物プランクトンバイオマス濃度が増加したと考えられる。

窒素濃度に関しては減少がみられたが，漁獲による系外への窒素流出により減少したと考えられる。窒素濃度の減少は植物プランクトンバイオマスの減

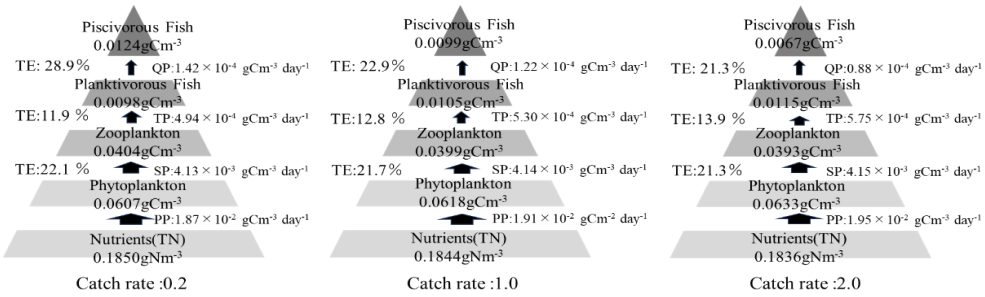


Fig.4 Material flows and stocks for each catch scenario calculated in the Harima-nada model (fishery pressure multipliers from left to right: 0.2, 1, and 2). represent the average of 1000 patterns. (PP: primary production, SP: secondary production, TP: tertiary production, QP: quaternary production, TE: trophic transfer efficiency (= predator production/prey production)).

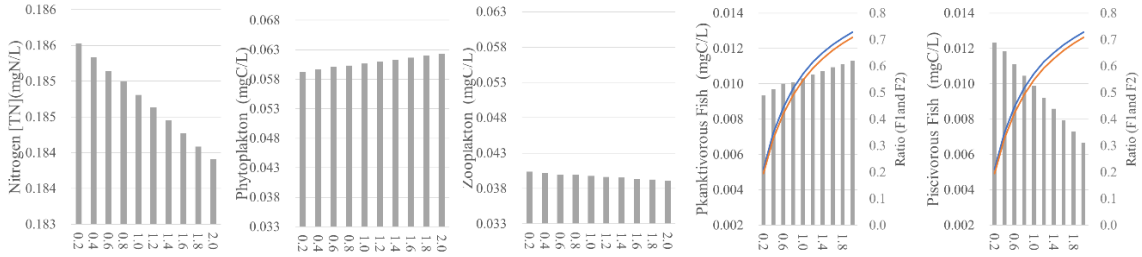


Fig.5 TN and biomass concentrations and ratios of fishery mortality to total mortality for each fish species (blue line: F1, orange line: F2) at different fishery pressure (lower axis: catch multipliers). Plot are results of the average of 1000 patterns for each mode l.

少を引き起こすが，動物プランクトンが植物プランクトンの増減を律速しているため，漁獲による窒素減少の植物プランクトンの増減に対する影響は小さいことが示された。

3. 総括

播磨灘における漁獲圧に対する生態系の応答性評価の結果をまとめる。

1) 漁獲死亡率の増加により，魚食性魚は減少することが示された。一方，プランクトン食性魚においては，直接の漁獲死亡率増加の影響を，魚食性魚減少による被食減少の影響が上回り，増加の傾向を示した。
2) 漁獲死亡率の増加により，窒素濃度の減少がみられた。しかし，この窒素濃度の減少は植物プランクトンの増減にあまり影響を与えないことが示された。

参考文献

1) 瀬戸内海の現況等について 環境省、https://www.env.go.jp/content/900542073.pdf
2) 平成28年度水産白書 水産庁 https://www.jfa.maff.go.jp/j/kikaku/wpaper/h28_h/trend/1/t1_1_3_3.html
3) 高畠知樹、古賀佑太郎、嶋寺光、松尾智仁、近藤明、モンテカルロ法を用いた食物連鎖モデルによる播磨灘における窒素負荷量に対する生態系の応答性評価、空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文
4) 水産業の概況 兵庫県、農林水産部、水産漁港課:https://web.pref.hyogo.lg.jp/org/suisan/documents/suisangyougaikyou.pdf
5) 海面漁業生産統計調査、兵庫(昭和31年～平成27年)、独立行政法人統計センター
6) 水産資源管理談話会報第38号、一般財団法人日本鯨類研究所
7) 令和4年度魚、種別資源評価国立研究開発法人水産研究教育機構 https://abchan.fra.go.jp/hyouka/last-year/
8) 環境省、広域総合調査、https://water-pub.env.go.jp/water-pub/mizu-site/mizu/kouiki/dataMap.asp

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

LES に基づく街区形態と外部空間の弱風率との関係に関する研究
Study on the relationship between urban block characteristics and weak wind ratio based on LES

○山腰　和希（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）
Kazuki YAMAKOSHI *1　Hideki TAKEBAYASHI *1
*1　Kobe University

The measurement results of wind velocities in central urban blocks of Kobe city were used to verify the accuracy of the calculation results unsteady analysis using LES model. Although the numerical calculation results have too small fluctuations, the average wind velocities were well aligned with the measurement results. We evaluated the weak wind ratio on each pedestrian area, which includes sidewalks, narrow roads without sidewalks, and intersections. The weak wind ratio increases when the average building height around the road is low and the road width is narrow, or when the average building height around the road is high.

1. はじめに

上空風を市街地内に取り入れて風通しを促進し，地表付近の熱を上空へ拡散させることは，ヒートアイランド対策の一つである．街区形態と風通しの関係を分析した既往研究では，計算負荷の観点から乱流モデルにレイノルズ平均（RANS）モデルが用いられる場合が多い．RANS による分析では，実測結果より風速が小さく評価されると指摘されている[1)]．

本研究では，神戸市中心部を対象として，RANS モデルでは探知できない渦や時間変動を考慮出来る LES モデルを用いた非定常解析を実施し，歩行空間の風環境を街区，街路形態との関係に基づいて分析した．

Fig.1 Objective site for LES model

2. 数値計算の概要

2.1 計算領域と格子間隔

Fig.1 に神戸市中心部の解析対象領域を示す．2011 年に構築された建物形状データを，google earth より得られる 3 次元モデルデータを用いて 2022 年時点の街区形状に更新した．水平方向の格子間隔は解析対象領域内で 1m，解析対象領域外で徐々に広がる不等間隔とし，鉛直方向は最高建物高さまで 1m，それ以上は徐々に広がる不等間隔とした．

2.2 計算方法

流入・流出境界は自然流入流出条件，上空及び側面境界は free-slip 条件，地面及び壁面境界は一般化対数則条件を設定した．流入境界は高さ 100m の風速を 4.1m/s としたべき乗則で与え，風向は南西とした．LES には Smagorinsky モデルを用いた．最初の 30 秒間は助走計算とし，30 秒から 150 秒までの 120 秒間の計算結果を評価対象とした．

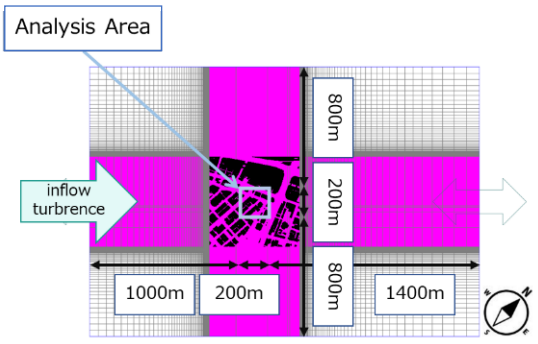


Fig.2 An example of analysis area of LES

3. 弱風率

村上ら [2]が提案した風環境評価尺度を参考に，弱風による非適風は風速 0.7 m/s 以下とし，時間平均風速が風速 0.7 m/s 以下のメッシュ（1m×1m）を弱風と評価し，対象歩行空間内に含まれる割合を弱風率と定義した．Fig. 4 に示す通り，広い街路の歩道部分，歩道のない狭い道路，交差点を歩行空間として弱風率を算出した．

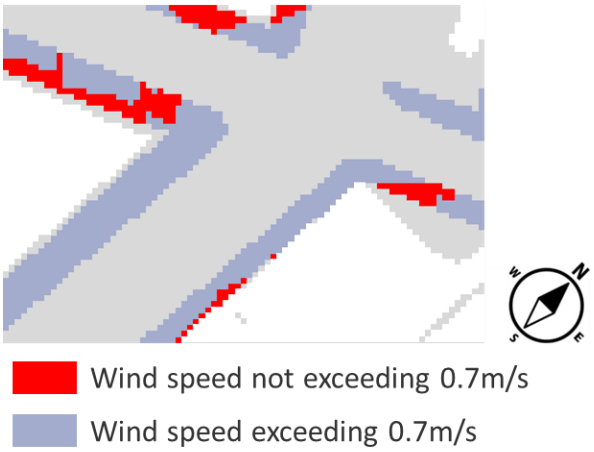


Fig.3 Examples of weak wind area (red)

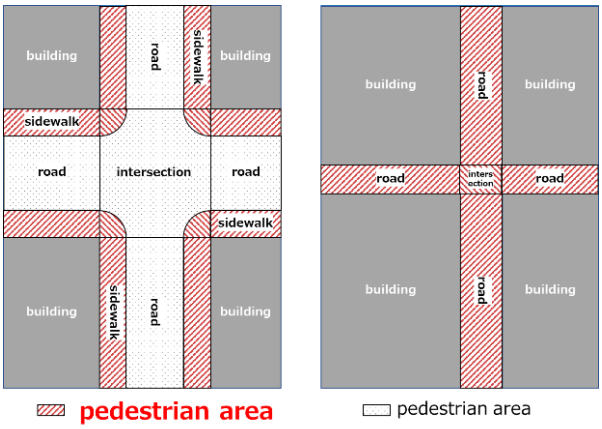


Fig.4 Classification of pedestrian areas

4. 精度検証

4. 1 測定の概要

2022 年 8 月 14 日に Fig. 5，Fig. 6 に示す測定地点（高層建築物が多く道路幅の広い交差点周辺，及び，中低層建築物が集まる道路幅の狭い地域），2023 年 8 月 19 日に Fig. 7 に示す測定地点（周囲に建物が少ない港湾部）において，地表面からの高さ 1. 5m における風速を 1 秒間隔で 2 分間測定した．

4. 2 実測結果と数値計算結果の比較

LES の風速比（地上高さ 1. 5m の風速/地上高さ 100m の風速）分布を Fig. 5, 6, 7 に示す．建物隅角部の剥離流や逆流領域が再現されている．

各測定点における測定結果と LES による計算結果から算出した平均風速比を Fig. 8, 9, 10 に示す．LES の結果は実測値より変動は小さいが，平均風速比はよく一致した．

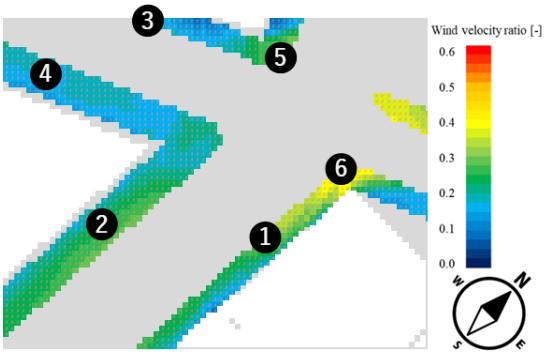


Fig.5 Measurement point 1 to 6 for wind velocity

Fig.6 Measurement point 7 to 18 for wind velocity

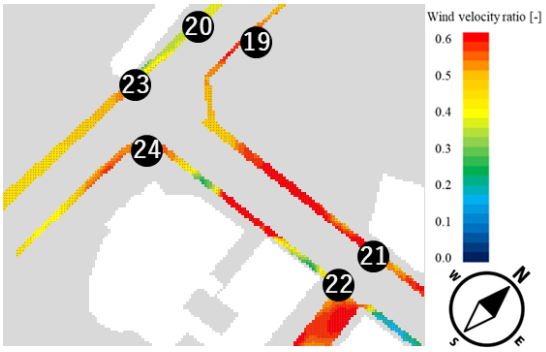


Fig.7 Measurement point 19 to 24 for wind velocity

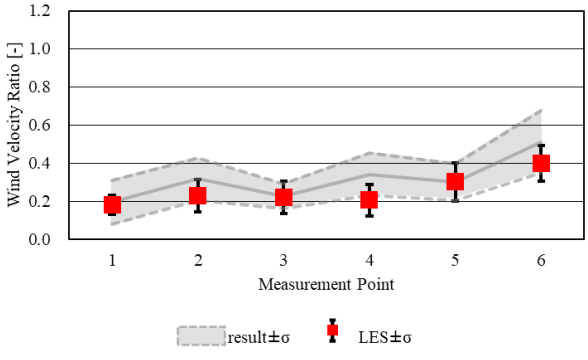


Fig.8 Average wind velocity ratios at points 1 to 6 by measurement and calculation results

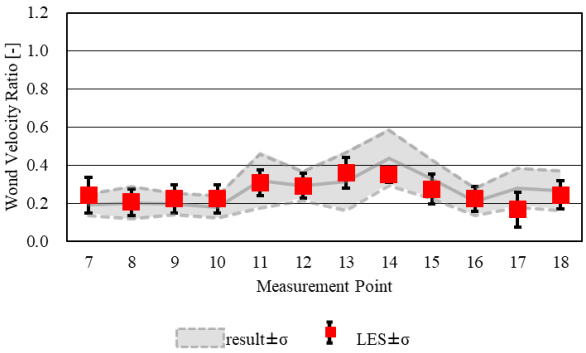


Fig.9 Average wind velocity ratios at points 7 to 18 by measurement and calculation results

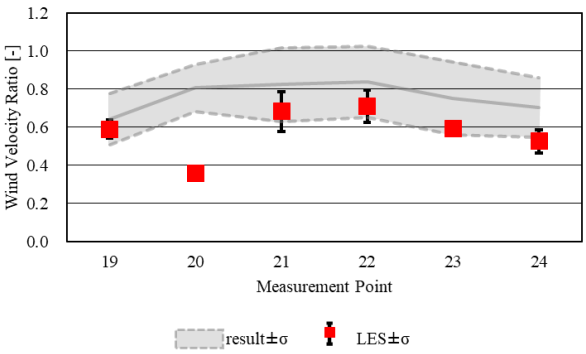


Fig.10 Average wind velocity ratios at points 19 to 24 by measurement and calculation results

5. 街区特性と風通し環境の関係

5.1 道路方向と弱風率の関係

上空風向と道路の角度（道路方向）と弱風率の関係を Fig. 11 に示す．道路方向が上空風と直交する方向に近づくと，弱風率の平均値は小さくなる．平行道路（0°）では弱風率のばらつきがほとんどないが，他の道路方向ではばらつきが生じる．上空風が道路沿いの建築物により地表付近に流れ込み，歩行空間の弱風率が小さくなったと考えられる．

5.2 平均道路幅と弱風率の関係

平均道路幅と弱風率の関係を Fig. 12 に示す．平均道路幅が 15m 未満で弱風率との間に負の相関が確認され，15m 以上では弱風率が小さく風環境は良好である．この傾向は，上空風向と道路方向の角度が 0° に近づくほど顕著である．

5.3 道路周辺平均建物高さと弱風率の関係

道路周辺平均建物高さと弱風率の関係を Fig. 13 に示す．道路周辺平均建物高さが 0m の場合，いずれの方向の道路においても弱風率は 10%未満と風環境は良好である．道路の周囲に建築物が存在する場合は，いずれの向きの道路においても道路周辺平均建物高さの増加に伴い弱風率は V 型に変化する．ある程度の平均建物高さの場合に，上空風が道路沿いの建築物により地表付近に流れ込み，歩行空間の弱風率が小さくなったと考えられる．

5.4 道路周辺アスペクト比と弱風率の関係

道路周辺平均建物高さを道路幅で除して算出したアスペクト比と弱風率の関係を Fig. 14 に示す．正の相関が確認され，平行道路（0°）から直交道路（90°）に近づくと，傾きは小さくなる傾向が確認される．

5.3 節において道路周辺平均建物高さが小さな場合と大きな場合に弱風率が大きくなる傾向が確認されたが，道路周辺平均建物高さが低く道路幅が狭い場合，及び道路幅に関わらず道路周辺平均建物高さが高い場合に，弱風率が大きな値となる．

5.5 面的な建物特性（グロス建蔽率）と弱風率の関係

解析対象領域を 200m×200m 四方の領域に分けて算出したグロス建蔽率と弱風率の関係を Fig. 15 に示す．グロス建蔽率が 19%よりも小さな領域では弱風率が小さい．グロス建蔽率が 19%を超えると，弱風率が大きい領域が現れるが，明確な相関は確認されない．弱風率の分析には，200m×200m 四方の領域は大きすぎると考えられる．

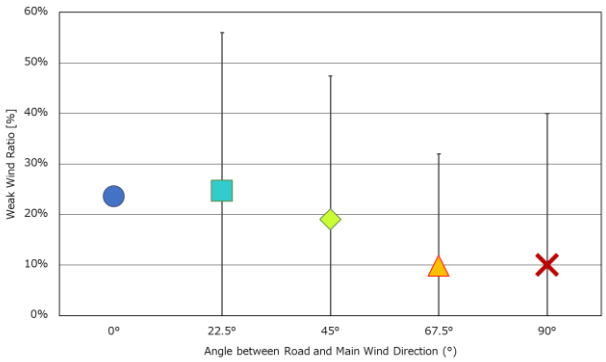


Fig.11 Relationship between direction of roads and weak wind ratio

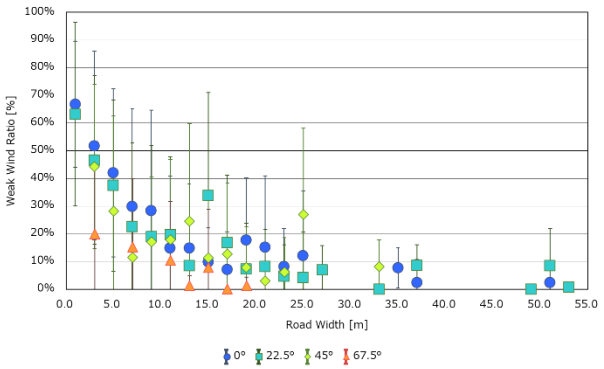


Fig.12 Relationship between road width and weak wind ratio

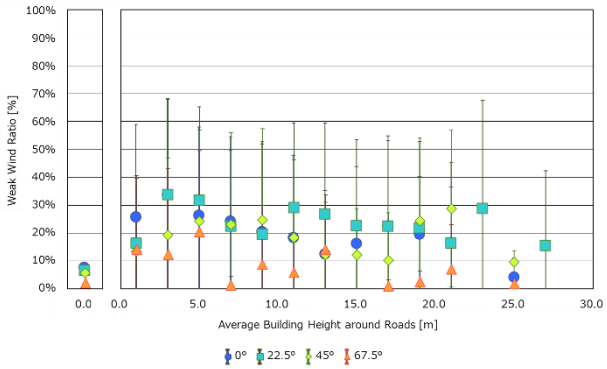


Fig.13 Relationship between average building height around roads and weak wind ratio

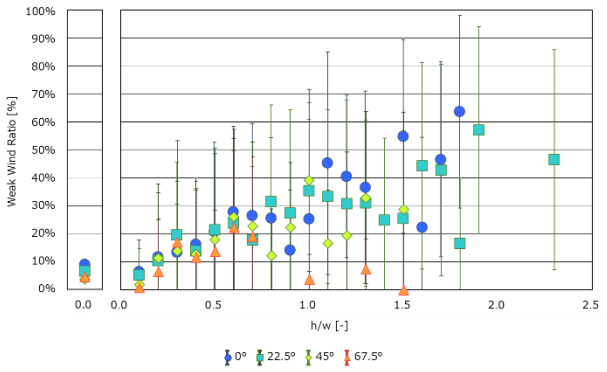


Fig.14 Relationship between aspect ratio based on road width and buildings around the road, and weak wind ratio

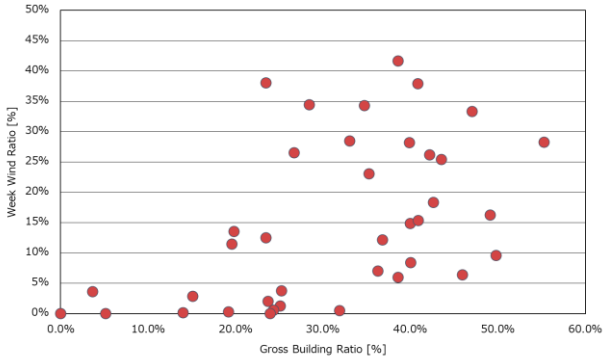


Fig.15 Relationship between gross building coverage ratio and weak wind ratio

6. まとめ

神戸市中心部の高層建築物に囲まれた市街地，中低層建築物が集まる住宅地，建築物が周囲に少ない港湾部における実測結果と比較して，LES による非定常解析結果の精度を検証した．LES の数値計算結果は変動が小さいが，平均風速比はよく一致した．

弱風による非適風を風速 0.7 m/s 以下とし，広い街路の歩道部分，歩道のない狭い道路，交差点において，LES の平均風速が 0.7 m/s 以下となる弱風率を算出した．

道路周辺平均建物高さが低く道路幅が狭い場合，及び道路幅に関わらず道路周辺平均建物高さが高い場合に，弱風率が大きくなった．

参考文献

1) H. Takebayashi, M. Okubo, H. Danno, Thermal Environment Map in Street Canyon for Implementing Extreme High Temperature Measures, Atmosphere 2020, 11, 6, pp. 550-562, 2020.5

2) 村上周三，森川泰成：気温の影響を考慮した風環境評価尺度に関する研究－日平均風速と日平均気温に基づく適風，非適風環境の設定－，日本建築学会計画系論文報告集，第358号，pp9-17，1985.12

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 12 報）季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とした簡易集中定数モデルの作成
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating - (Part 12) Development of a Lumped-Parameter Model for Simulation of Interseasonal Heat Storage Utilization-

○深田　峻介（大阪公立大学）　　西岡　真稔（大阪公立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）　　中尾　正喜（衛生大学）
Shunsuke FUKADA*1　Masatoshi NISHIOKA*1　Minako NABESHIMA*1　Masaki NAKAO*1
*1　Osaka Metropolitan University

We developed a simplified model to reproduce the temperature response in an aquifer during ATES seasonal operations. The model assumes unsteady heat transfer to the impermeable layer, which was not assumed in the old model, and simulations were conducted to confirm the accuracy of the model. As a result, the model succeeded in reproducing the heat recovery rate of ATES during seasonal operations with high accuracy.

はじめに

帯水層蓄熱システム（ATES）は、建物で生じた冷温排熱を、建物地下に存在する帯水層に蓄熱し、時期をずらして蓄熱した地下水を汲み上げ冷暖房運転時の熱源に使用するシステムであり、省エネルギー化、エネルギー消費の平準化を達成するものとして注目されている。

ATES を導入するにあたり、省エネルギー効果の有効性や最適運転方法を検討するため、帯水層内の温度応答をシミュレーションすることが不可欠である。そのシミュレーションモデルは、計算負荷が小さく、設備側モデルとの連成が容易で、設計実務にも導入可能な簡易モデルであることが望ましい。

中曽ら（2013）は、閉鎖性帯水層の昼夜間利用を想定した簡易集中定数モデルの作成を行い、地下水流動解析ソフト FEFLOW と比較して ATES の昼夜間運転時の注水-揚水特性を最大誤差 5%程度の精度で再現すると報告した。しかしながら、山崎ら（2023）は、ATES の季節間蓄熱について研究を行い、帯水層厚さが小さいと熱回収率が低下することを示した。所定の蓄熱量に対し、帯水層厚さが小さい場合は、蓄熱塊の水平方向の広がりが大きくなり、上下の不透水層への伝熱量が大きくなるためだと考えられる。中曽らのモデルでは、上下不透水層への伝熱は定常熱伝導として扱っており、季節間蓄熱時の注水-揚水特性をシミュレーションできないので、本研究では、中曽らのモデルに対して不透水層部の熱移動を非定常伝熱に変更することで、ATES の季節間運用時の温度応答を再現するモデル（以下では簡易モデルと略す）を作成する。

１．FEFLOW による参照基準データの作成

簡易モデルの精度検証は、三次元地下水熱流動回生ツール FEFLOW のシミュレーション結果を基準データとして行う。注水-揚水流量、注水温度、運転スケジュール等の計算条件を Table.1 に、地盤の空間分割を Fig.1 に示す。

周辺境界は水平方向を最大注水半径の 53.5m(1000m³/day に対応)に対し 500m四方とし、垂直方向は井戸の深度 60mに対し 70mとした。GL-50m から-60m ま

depth(m)	thickness(m)	classification	slice	layer
0			1	
	40	Impermeable layer		1
-40			2	
	7	Impermeable layer		2
-47			3	
	2.5	Impermeable layer		3
-49.5			4	
	0.4	Impermeable layer		4
-49.9			5	
	0.1	Impermeable layer		5
-50			6	
	2	Aquifer		6
-52			7	
	2	Aquifer		7
-54			8	
	2	Aquifer		8
-56			9	
	2	Aquifer		9
-58			10	
	2	Aquifer		10
-60			11	
	0.1	Impermeable layer		11
-60.1			12	
	0.4	Impermeable layer		12
-60.5			13	
	2.5	Impermeable layer		13
-63			14	
	7	Impermeable layer		14
-70			15	

Fig. 1 Ground Structure Diagram

でを計算対象である帯水層とし、2m幅で 6 点の温度を計算した。計算時間は、注水→停止→揚水→停止を 90 日ずつ繰り返す長期計算と、注水 9h→停止 3h→揚水 9h →停止 3h を繰り返す短期計算について、15 サイクルの運転シミュレーションを行った。

2．簡易集中定数モデルの作成

2.1　簡易集中定数モデル概要

作成した簡易モデルの水平方向の伝熱モデルを Fig.2 に示す。中曾らの旧モデルではこの水平伝熱モデルのみが採用されており、上下不透水層への伝熱は定常熱伝導である。水平方向の伝熱では、注水、揚水に伴う移流、隣槽への熱伝導、不透水層への熱伝導を考慮する。また、槽同士の間隔は、注水の流速が遅く、温度変化に乏しい外周部の計算時間を削減するため、等比級数的に拡大する。

ここで、第i槽における熱量の変化は、式(1)で与えられる。水平方向の伝熱計算では、注水期間中はq_{pu}を、揚水期間中はq_{pi}をそれぞれ 0 として計算を行う。また、停止期間中はq_{pi}, q_{pu}双方を 0 として計算する。

また、不透水層中での垂直方向の伝熱モデルを Fig. 3 に示す。不透水層内での伝熱では、垂直方向への伝熱のみ考慮する。また、計算間隔は、Fig. 3 に示すように、水平方向の伝熱計算と同様、外周部ほど大きくすることで計算時間の削減を図る。

ここで、第i槽の上下不透水層の各点における熱量の変化は、式（2）～（4）で与えられる。

Table 1 Calculation Condition

calculating area[m]	500[W]×500[D]×70[H]	Aquifer depth[m]	GL-50~-60
Porosity [-]	0.3	Darcy velocity [m/year]	0
initial/injection temperature[℃]	18/13(long) 13/5(short)	Water flow rate[㎥/day]	1000
calculating cycle	short：Injection 9h→Stoppage 3h→Pumping 9h→Stoppage 3h	long：90day	15cycle
	gravel	water	cray
Permeability[m/s]	1.6×10^{-4}		1.0×10^{-8}
Thermal conductivity [J/(m･s･K)]	2.49	0.59	3.06
Volmetic heat capacity [MJ/(m3･K)]	3.18	4.18	4.06
Longitudinal dispersion [m]	2.0		

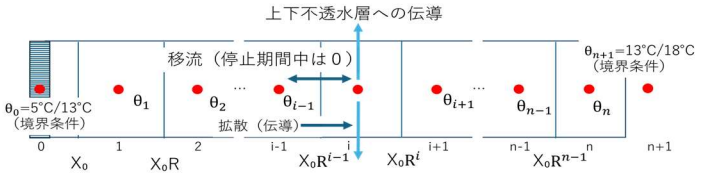


Fig. 2 Horizontal Heat Transfer Model

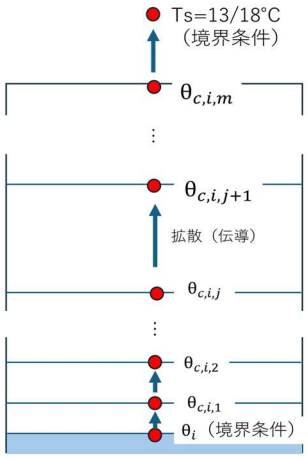


Fig. 3 Vertical Heat Transfer Model

$$(c\rho)_a V_i \frac{d\theta_i}{dt} = (c\rho)_w q_{pi}(\theta_{i-1}-\theta_i) + (c\rho)_w q_{pu}(\theta_i-\theta_{i+1}) + \frac{\theta_{i-1}-\theta_i}{R_{i-1,i}} + \frac{\theta_i-\theta_{i+1}}{R_{i,i+1}} \quad (1)$$

$(c\rho)_a$: 帯水層の熱容量[J/(㎥K)] V_i: 槽iの体積[㎥]、$(c\rho)_w$:間隙水の熱容量[J/(㎥K)]、q_{pi}・q_{pu}: 時間当たり注水・揚水量[㎥/s]、$R_{i-1,i}$:槽 i-1 と槽 i の間の熱伝導抵抗[W/K]、$R_{c,i}$:上下不透水層への熱伝導抵抗[W/K]

不透水層第 1 層目の熱収支式

$$(c\gamma)V_{c(i,1)} \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{R_{Sv(i,1)}}(\theta_{c,i,2}-\theta_{c,i,1}) + \frac{1}{R_{c,i}}(\theta_{c,i,1}-\theta_i) \quad (2)$$

不透水層第 j 層目の熱収支式

$$(c\gamma)V_{c(i,j)} \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{R_{Sv(i,j)}}(\theta_{c,i,j+1}-\theta_{c,i,j}) + \frac{1}{R_{sv(i,j-1)}}(\theta_{c,i,j}-\theta_{c,i,j-1}) \quad (3)$$

不透水層第層目の熱収支式

$$(c\gamma)V_{c(i,m)} \frac{d\theta}{dt} = \frac{1}{R_{Sv(i,m)}}(T_S-\theta_{c,i,m}) + \frac{1}{R_{sv(i,m-1)}}(\theta_{c,i,m}-\theta_{c,i,m}) \quad (4)$$

$(c\gamma)$: 帯水層の熱容量[J/㎥K] $V_{c(i,j)}$: 不透水層 (i,j)の体積[㎥] $R_{Sv(i,j)}$槽 j+1 と槽 j の間の熱伝導抵抗[W/K]

Ts: 垂直方向伝熱計算の境界条件[℃]

2.2　計算手法

簡易モデルによる計算は、前述の微分方程式をルンゲ=クッタ法(Explicit Runge-Kutta method of order 5(4)) により解く。なお、計算の時間刻みは長期間シミュレーションでは 1 日ごと、短期間シミュレーションでは 1 時間ごととした。

3．シミュレーション結果

3.1 新モデル・旧モデル注水点温度比較

中曽らのモデル（簡易モデル(旧)と称す）と、本研究で作成したモデル（簡易モデル(新)と称す）について、長期間のシミュレーションを 5 サイクル行い、注水点温度(帯水層第 1 槽)を FEFLOW と比較した。結果を Fig. 4 に示す。簡易モデル(旧)では、サイクルが進むにつれ FEFLOW との温度差が拡大するのに対し、簡易モデル(新)では 5 サイクルまでの間で精度よく温度変化を再現していることが確かめられた。また、揚水期間→停止期間における温度変化も旧モデルより精度が向上している。

3.2 パラメータ調節結果

次に、新モデルにおいて短期間シミュレーション時の FEFLOW でのシミュレーション結果との整合性を高めるため、パラメータの調節を行った。結果を Fig. 5 に示す。

Table. 1 に示したように、FEFLOW における帯水層内の縦熱分散長は 2.0m 設定されているが、簡易モデルで熱分散長を 2.0m に設定した場合、短期間シミュレーション時における揚水期間から停止期間にかけての温度変化が一致しない。FEFLOW と簡易モデルにおける熱分散長の定式化が異なっている(文献 [2])ことが不一致の原因の一つであろう。そこで、簡易モデルでの熱分散長を 1.3[m]に設定してみた結果、5 サイクルの間 FEFLOW との計算結果とほぼ一致した。

また、Fig. 6 に示すように、長期間シミュレーション時において、熱分散長により注水点温度は大きく変動しないことが確かめられた。以降、長期・短期ともに熱分散長を 1.3[m]としてシミュレーションを行う。

3.3 15 サイクル注水点温度比較

簡易モデル(新)について、連続して計算を行った際の精度を確かめるため、短期・長期それぞれについて新たに 15 サイクルの連続計算を行った。注水点温度の簡易モデル(旧)および FEFLOW との比較を Fig. 7、Fig. 8 に示す。長期間シミュレーションについて、簡易モデル(旧)では、サイクルが進むにつれ FEFLOW との温度差が拡大するのに対し、簡易モデル(新)では 15 サイクルの長期間であっても精度よく温度変化を再現している。

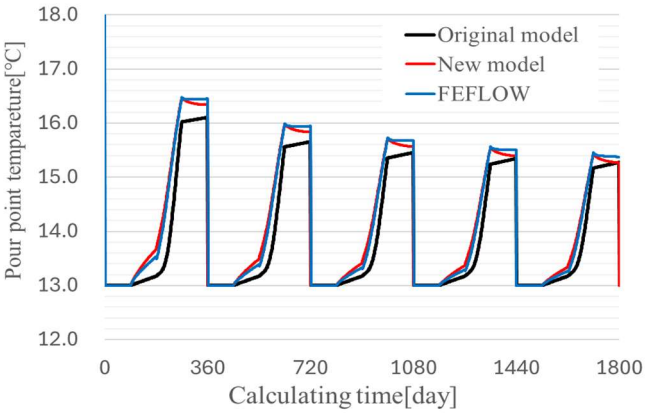


Fig. 4 Comparison of new and old model pour point temperature

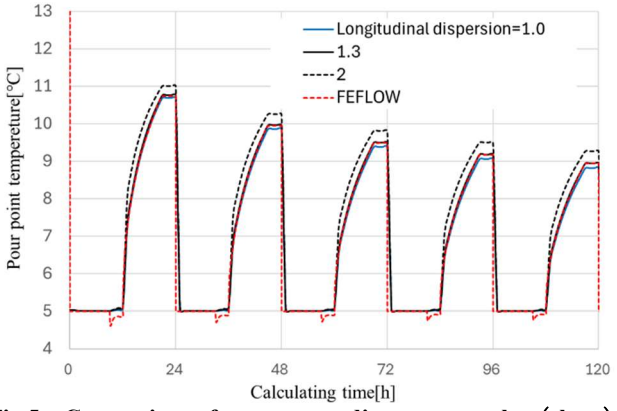


Fig.5　Comparison of parameter adjustment results（short）

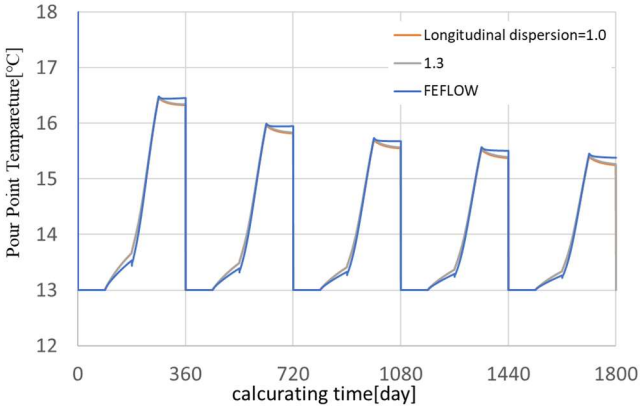


Fig.6　Comparison of parameter adjustment results（long）

短期間シミュレーションではほぼ差は見られないが、サイクルが進むにつれ簡易モデル(旧)ではわずかに温度差が生じるのに対し、簡易モデル(新)では 15 サイクル目まで高い精度を保った。

3.3 簡易モデル(新)・簡易モデル(旧)熱回収率比較

新旧簡易モデルについて、15 サイクルのシミュレーションを行い、注水点温度から熱回収率を算出して比較を行った。なお、熱回収率は以下の式で求められる。

$$\eta = \frac{c\rho_w \sum q_{out}(t)(T_{out}(t)-T_0)}{c\rho_w \sum q_{in}(t)(T_{in}(t)-T_0)} \quad \cdots (5)$$

η:熱回収率　　$c\rho_w$:水の比熱

$q_{out}(t)$:時刻tの揚水量　　$q_{in}(t)$:時刻tの注量

$T_{out}(t)$: 時刻tの揚水温度　$T_{in}(t)$: 時刻tの注水温度

T_0:初期地中温度

山崎らが示したように、帯水層内の地下水の流束の有無にかかわらず、帯水層厚さが大きくなると ATES の熱回収率も増加する。これは、帯水層厚さが大きくなると、蓄熱塊の半径が小さくなり、蓄熱塊に接して温度が変化する不透水層の体積が小さくなるためだと考えられるが、不透水層温度を計算する本モデルでは帯水層厚さと熱回収率の変化についてもモデルで再現できると考えられる。そこで、帯水層厚さ 10m に加えて、5m の条件でもシミュレーションを行う。

結果を Fig.8、Fig.9 に示す。帯水層厚さ 5m、10m のいずれにおいても、簡易モデル(新)では簡易モデル(旧)と比較して、熱回収率が精度よく再現された。

まとめ

・中曽らの作成した、ATES の簡易集中定数モデルを元に、ATES の季節間蓄熱利用シミュレーションを目的とし、不透水部を非定常熱伝導に拡張した新モデルを作成し、FEFLOW を基準値として精度を検証した。

・簡易モデル(新)では、簡易モデル(旧)と比較して高い精度で ATES の季節間運用時の温度応答・熱回収率が再現可能であることが確かめられた。また、帯水層厚さの異なる条件においても、FEFLOW と同様の熱回収率の低下を再現できた。

[参考文献]

1) 山﨑尊ほか, 「熱源井戸近傍に設けた観測井の水温変化及び帯水層内の水温分布推定」,地下水地盤環境・防災・計測技術に関するシンポジウム. 2022, pp. 188–193

2) 中曽康壽ほか,「閉鎖性帯水層の昼夜間蓄熱利用 第 2 報 簡易集中定数モデルの作成と検証」, 空気調和・衛生工学会論文集 195 号,pp. 11-18,2023

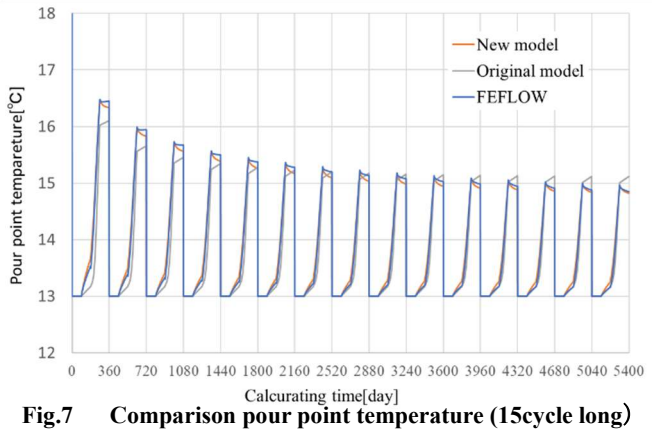


Fig.7　Comparison pour point temperature (15cycle long)

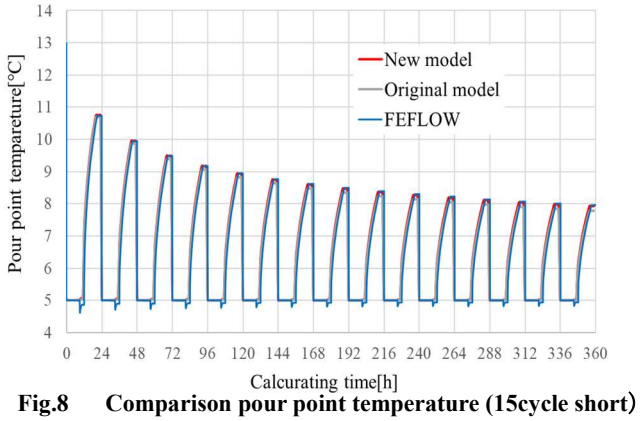


Fig.8　Comparison pour point temperature (15cycle short)

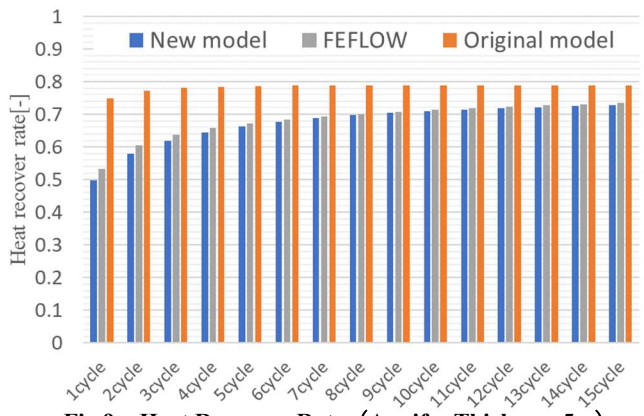


Fig.9　Heat Recovery Rate（Aquifer Thickness 5m）

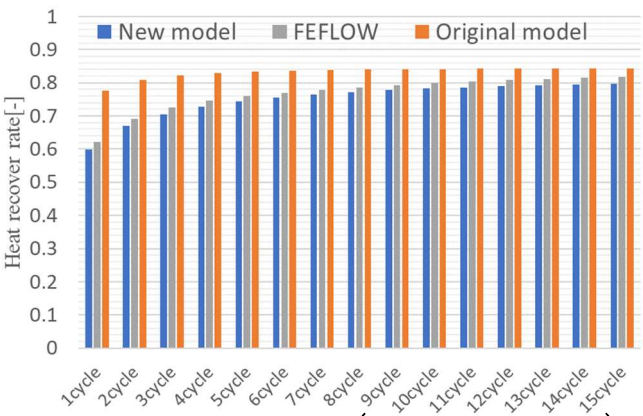


Fig.10　Heat Recovery Rate（Aquifer Thickness 10m）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 13 報）温度時系列変化に基づく帯水層厚さ及び未回収熱の所在推定
-(Part 11) Estimation of Aquifer Thickness Based on Temperature Time Series Variation and Location of Unrecovered Heat –

○高 橋　知 己（大阪公立大学）　　西 岡　真 稔（大阪公立大学）
鍋 島　美 奈 子（大阪公立大学）　　中 尾　正 喜（大阪公立大学）
Tomoki TAKAHASHI*1　Masatoshi NISHIOKA*1　Minako NABESHIMA*1　Masaki NAKAO*1
*1　Osaka Metropolitan University

Aquifer thickness is one of the key indicators of the heat recovery rate of an aquifer thermal energy storage system (ATES). This study aims to understand the relationship between aquifer thickness and heat recovery rate by analyzing unrecovered heat in the vicinity of the aquifer and estimating the thickness of the aquifer from temperature sensor observations in the aquifer and impermeable layers. In this report, we show that under conditions of no groundwater flow velocity, the thicker the aquifer is, the more heat is transferred to the impermeable layer, resulting in a lower heat recovery rate.

1. 研究背景と目的

2050 年のカーボンニュートラル社会の実現を目指中、夏期に空調時の排熱を地中に蓄熱し、冷暖房の熱源として利用する帯水層蓄熱空調システム(ATES)は重要な技術の一つである。ATES は空調時の排熱を地中に蓄熱・回収することで、大幅な省エネルギー効果により二酸化炭素排出量削減が期待できる。

山崎 [1]は熱源井戸から隔離した地点に観測井戸を設け、帯水層内の水温の観測を行い、温度変化の測定データと、シミュレーションから帯水層厚さを推定するとともに、帯水層厚さは熱回収率[注1)]を決める重要な指標であることを示した。これに続き、本研究では、次の 2 点についての研究を行った。

1)帯水層厚さと熱回収率との関係を把握するため、帯水層近傍の未回収熱(以下では残留熱と呼ぶ)の所在を、数値シミュレーションにより分析する。

2)帯水層・不透水層に設置した温度センサー観測値から帯水層厚さを推定する方法を構築する

2. 研究内容

帯水層に注水・揚水された温水または冷水から成る蓄熱水塊の拡大・縮小と熱移動の概略を Fig. 1 に示す。帯水層は上下を不透水層で挟まれた地下水豊富な地層であり、ATES では深さ 50m~100m にある帯水層(厚さ 5m~10m)を利用することが多い。帯水層に注水すると、蓄熱水塊は井戸を中心に概ね同心円状帯水層中に広がる。その熱は帯水層に接する不透水層にも移動する。その後に行う揚水時の熱回収率[注1)]は 60%~70%(Fig.2)であり、帯水層・不透水層中に 30%~40%の熱が未回収熱として残留する。帯水層上下の不透水層及びそれ以遠には厚い地層が広がっているので、季節間蓄熱のような長期蓄熱では、不透水層への熱移動量は無視できない大きさである。

帯水層中の蓄熱水塊は概ね円筒形と見做せる(Fig.3)ので、注水量が同じであれば、帯水層厚さが薄いほど蓄熱水塊の半径は大きくなり、蓄熱水塊と不透水層との接触面積が大きくなり(Fig.4)、不透水層への熱移動量(蓄熱の損失)も大きくなる。このような幾何学的関係から、帯水層厚さと熱回収率が関係していると考えられる。

以下で行うシミュレーションは山崎 [1]が実験対象地において同定した条件を用いる。Table.1 に示す運転条件と、Table.2 に示す熱流動物性値を使用する。

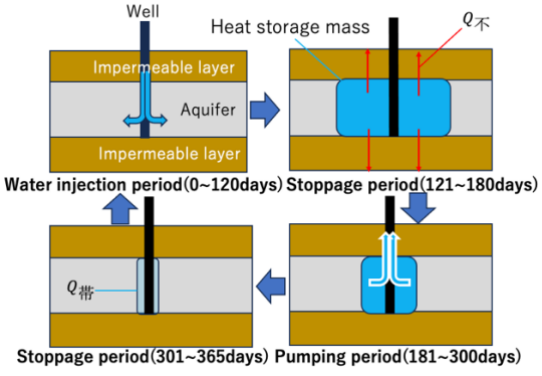


Fig.1 Operation cycle and unrecovered heat

2. 1. 未回収熱の所在推定

未回収熱とは蓄熱した量に対し回収できなかった熱量式(1)である 未回収熱の内訳は不透水層へ移動した熱量と、帯水層に残留した熱量式(2)である。未回収熱量は、帯水層厚さ 7,10,20m で比較した。

$$Q_{蓄} = Q_{回収} + Q_{未回収} \quad (1)$$

$Q_{未回収}$：未回収熱量

$$Q_{未回収} = Q_{不} + Q_{帯} \quad (2)$$

$Q_{不}$：不透水層へ移動した熱量

$Q_{帯}$ ：帯水層に残留した熱量

Fig.6 は帯水層中央部の X Y 平面における温度分布計算結果の一例であり、揚水終了後には 18℃に戻ることなく、未回収熱が存在している。Fig.7 は初期温度(0 日)、注水中終了後(120 日)、揚水終了後(300 日)における深さ方向の温度分布である。

初期温度 18℃の地中に、冷水の蓄熱を行うことで帯水層内は 13℃まで低下する。その後揚水され、18℃に戻らなかった、赤の斜線部が$Q_{不}$であり、緑の斜線部が$Q_{帯}$である。数値シミュレーションにより、Fig.5 のように 3 次元の各格子点における温度計算結果が得られる。これをもとに式(3)に従い、格子点 i における温度θ_iと初期温度(注水前温度) θ_0との温度差から格子点 i の持つ熱量を算出し、計算領域全体での和を求める。どの帯水層厚さでも蓄熱量に対して 9~9.5 割ほどの熱の所在が確認された(Fig.8)。また、帯水層厚さが薄い方が、$Q_{不}$が大きくなり、帯水層厚さが厚い方が、$Q_{帯}$が大きくなった。

$$Q_{未回収} = \sum_{i=1}^{N} c\rho_i V_i(\theta_0 - \theta_i) \quad (3)$$

$c\rho_i$：格子点 i における容積比熱[$\mathbf{J/(m^3°C)}$]　V_i：格子点 i における体積[$\mathbf{m^3}$]

θ_0：初期地中温度[℃]

θ_i：格子点 i における温度[℃]

N：データ数

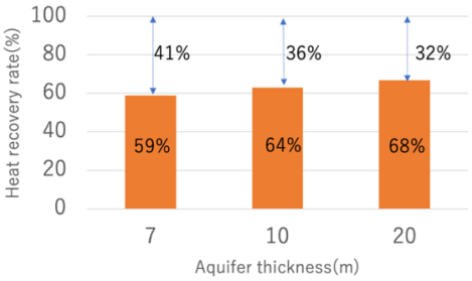


Fig.2 Heat recovery rate by aquifer thickness

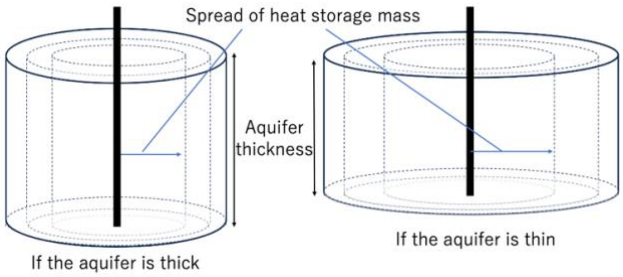


Fig.3 Spread of heat storage mass

Table.1 Operation cycle

Name	Value
Operation period[day]	365
Water injection period[day]	0~120
Stoppage period[day]	121~180
Pumping period[day]	181~300
Stoppage period[day]	301~365
Original ambient temperature[℃]	18
Winter water injection temperature[℃]	13
Water flow rate[m^3/day]	833

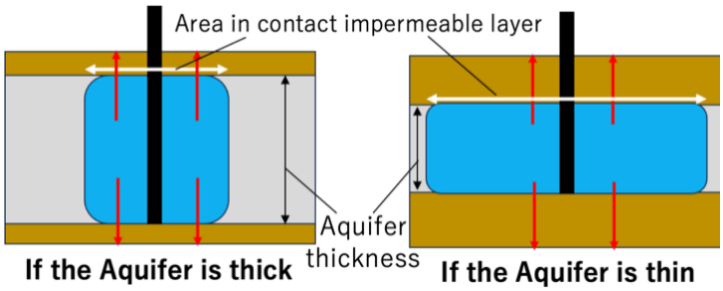


Fig.4 Heat transfer to impermeable layer by aquifer thickness

Table.2 Physical property

Name	Porosity [-]	Longitudinal dispersion [m]	Volumetric heat capacity[MJ/(m^3 ・K)]	Thermal conductivity [J/(m・s・k)]	Coefficient of permeability [m/s]	Aquifer thickness [m]	Darcy velocity [m/year]
Aquifer	0.3	2	3.18	2.07	1.73×10^{-3}	0.3	0.3
Impermeable layer	0.3	-	3.06	1.2	1.0×10^{-8}	0.3	0.3

2. 2. 温度時系列変化に基づく帯水層厚さ推定

帯水層厚さを推定する目的で、新規に構築される ATES 熱源井戸及び観測井戸に、Fig.9 のように温度センサーを深さ方向に配置し、温度の時間変化を測定する計画である。Fig.10 は井戸配置の平面図であり、現在のところ、ATES 運用が開始前であるので、本研究では地下水熱流動解析ツール FEFLOW を用いた数値シミュレーションにより、分析方法について検討する。初期地中温度 18℃の帯水層に 13℃の冷水の注水を 120 日間行った場合の深さ別の温度変化を数値シミュレーションにより求めると、Fig.11 のようになる(縦軸の温度は温度変化幅で除して基準化している)。

図より、帯水層の温度(深さ-46m)と不透水層では、温度低下の速さに大きな違いが生じる。このような温度時間変化の速さの違いを利用して、帯水層と不透水層を判別する方法について検討する。

本研究では、注水プロセスにおいて帯水層・不透水層で時間遅れを伴う温度変化が起きる現象について、式(4)で示す一次遅れ系と見做して取り扱う。各深さの温度変化に適合する時定数 T を最小自乗法で求めた。Fig.12 は熱源井戸、Fig.13 は観測井戸におけるシミュレーション結果(実線)と近似関数(破線)の比較である。

$$\theta_t^* = e^{-t/T} \qquad (4)$$

θ_t^*： 時刻 t における基準化温度

T:時定数

Fig.14 より、熱源井戸では帯水層位置(-43m~-46m)の時定数 T が極めて小さい。帯水層と不透水層の境界に位置する-42.9m を除くと、帯水層位置(-43m~-46m)と不透水層位置(-41.4m~-42.4m)では、時定数 T がかなり異なるので判別が可能と思われる。それに対し、観測井戸では時定数 T が全体に大きく、また帯水層と不透水層の境界部が曖昧であるので、熱源井戸で温度観測が適していることがわかった。

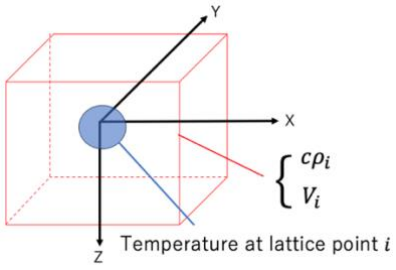


Fig.5 lattice point i

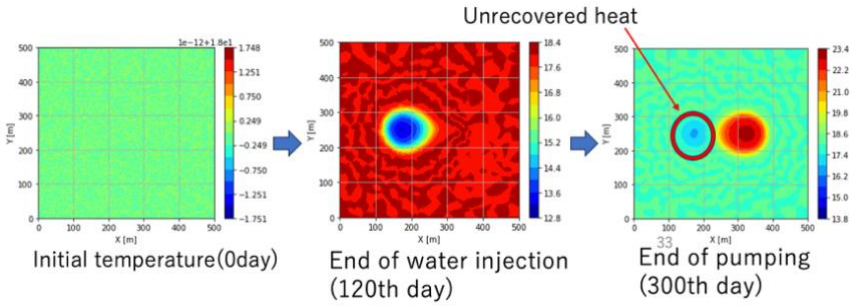


Fig.6 Temperature distribution in XY plane

Fig.8 Result of each heat quantity calculation

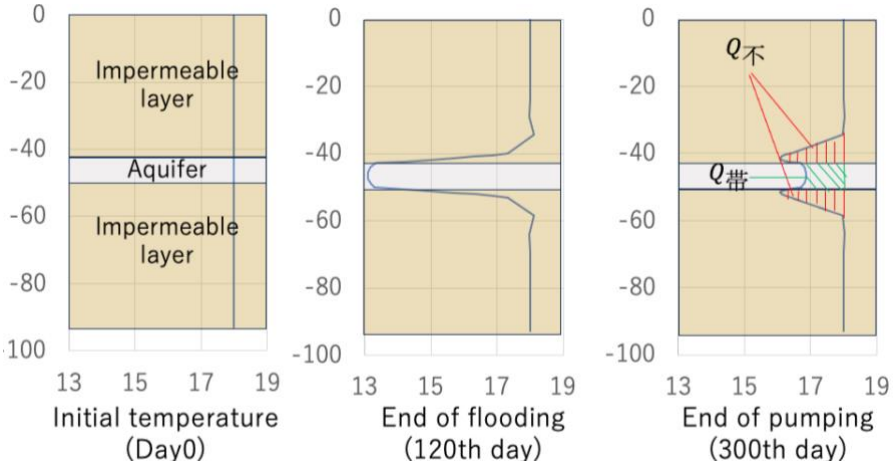


Fig.7 Temperature distribution in depth direction

3. まとめ・今後の課題

残留熱(未回収熱)の所在を数値シミュレーションで求めた結果、帯水層厚さが薄いほど、不透水層部の残留熱量が大きくなることが確認され、Fig.4 で示した推測が裏付けられた。また、深さ別の帯水層近傍温度測定結果を用いて、温度の時間変化の速さから帯水層・不透水層の判別を行う方法を検討し、一次遅れ系の時定数 T を用いた判別方法の適用可能性を示した。

注 1)

$$\eta = \frac{c\rho_w \sum q_{out}(t)(T_{out}(t) - T_0)}{c\rho_w \sum q_{in}(t)(T_{in}(t) - T_0)} \quad (1)$$

η:熱回収率　　$c\rho_w$:水の比熱

$q_{out}(t)$:時刻tの揚水量　　$q_{in}(t)$:時刻tの注水量

$T_{out}(t)$: 時刻tの揚水温度　　$T_{in}(t)$: 時刻tの注水温度

T_0:初期地中温度

[参考文献]

1) 山﨑尊ほか, 「熱源井戸近傍に設けた観測井の水温変化及び帯水層内の水温分布推定」,地下水地盤環境・防災・計測技術に関するシンポジウム. 2022, pp. 188–193

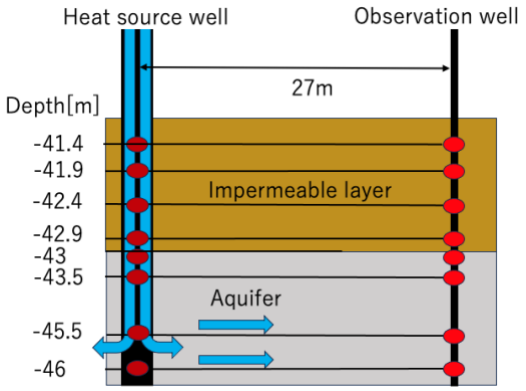


Fig. 9 Temperature sensor arrangement diagram

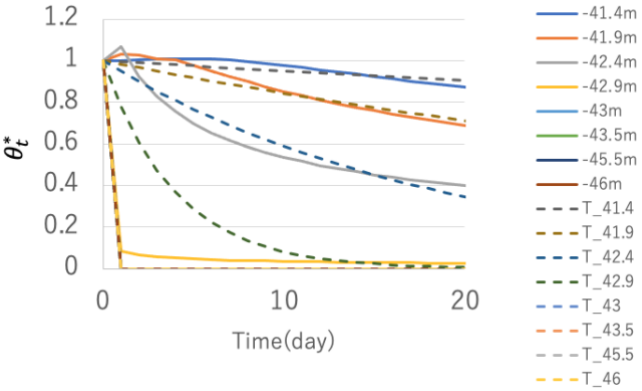


Fig. 12 Comparison chart (Heat source well)

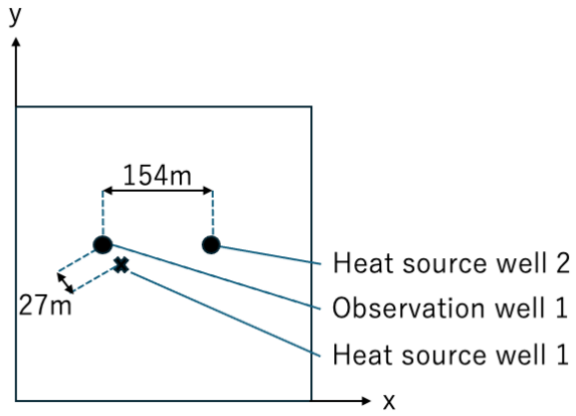


Fig.10 Plane figure

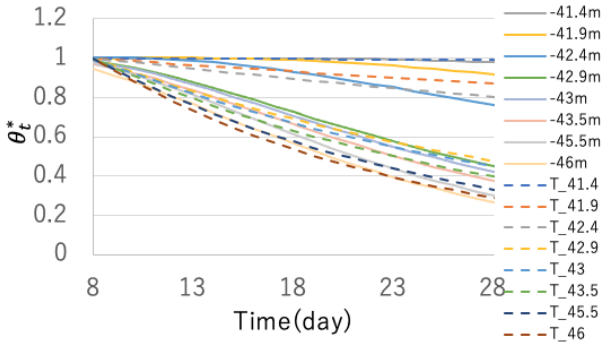


Fig.13 Comparison cart (Observation well)

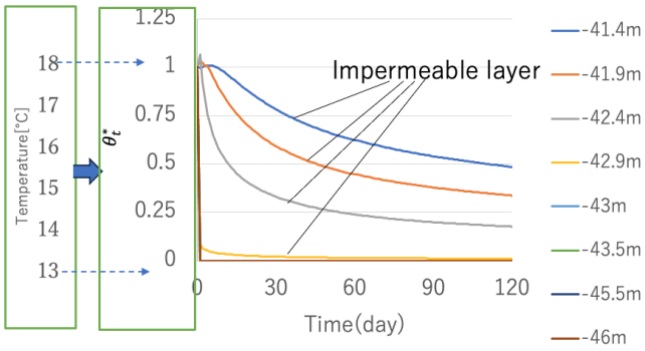


Fig.11 Temperature change by simulation

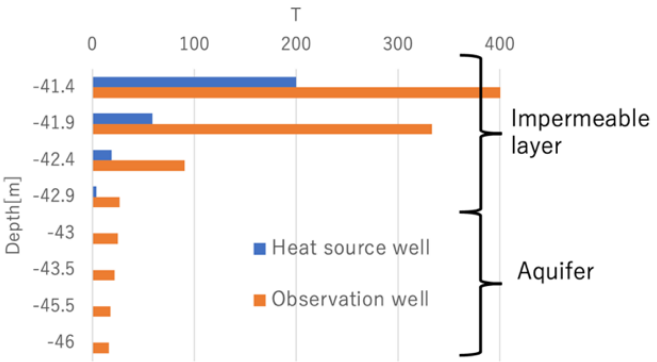


Fig.14 T by depth

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究
（第 14 報）帯水層厚さと環境流速が熱回収率に及ぼす影響
Study on Aquifer Thermal Energy Storage System for Space Cooling and Heating
-(Part 14) Effects of Aquifer Thickness and Environmental Flow Velocity on Heat Recovery Rate-

○唐　睿光（大阪公立大学）　　西岡　真稔（大阪公立大学）
崔　林日（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）　三原　伸治（三菱重工サーマルシステムズ株式会社）
鍋島 美奈子（大阪公立大学）
Ruiguang TANG*1　Masatoshi NISHIOKA *1　Linri CUI*2　Shinji MIHARA*2　Minako NABESHIMA*1
*1　Osaka Metropolitan University　*2　Mitsubishi Heavy Industries Thermal Systems, Ltd..

Aquifer Thermal Energy Storage system (ATES) is expected to save energy by storing the waste heat from the building in the aquifer. In this study we advance ATES system operation by using simulations to understand how aquifer thickness and environmental flow velocity affect heat recovery rates. Insights from this research inform strategic planning for future operations, optimizing thermal energy use and enhancing system efficiency.

1．はじめに

ATES を長期間にわたり効率的に運用するためには、年間の熱量・流量バランスを計画的に維持する必要がある。そのためには、年ごとに運用実績を評価し、次年の熱回収率を予測し、注水温度条件や運転スケジュールを決める必要がある。

既往研究[1)]により、観測井戸と本井戸を用いて熱回収率は帯水層厚さと環境流速の影響を大きく受けることが分かった。これを受けて、本研究ではシミュレーションにより帯水層厚さ・環境流速と熱回収率[注 1)]の関係を求め整理する。ここで得られる知見は、次年の熱回収率を推定する際の有用な資料になると考える。

2．帯水層モデル概要

本研究のモデルは、15 スライス、14 レイヤーで設定する。地盤構造図を Fig.1 に示す、0 メートルから地下 50 メートルまで粘土層で、5 層を占める。50 メートル以下の 5 層は帯水層で、残りの 4 層は粘土層である。帯水層の各層の厚さは均等で、物性値を変えずに含水層の厚さと環境流速を調整して、ケーススタディを行う。

2.1　基礎モデルと物性値

地盤平面図を Fig.2 に、熱流動物性を Table.1 に示す。Table.1 に示した熱分散長は縦熱分散長であり、横熱分散長は縦熱分散長の 1/10 とする。また、Fig.3 と Fig.4 に計算領域の四周の境界条件を示す。井戸周囲の 250m×200m の範囲はメッシュサイズを細かく(40.7 ㎡)し、その他の範囲はメッシュサイズを 160 ㎡とした。

2.2　ケーススタディ

帯水層厚さを 4 条件(5m, 10m, 15m, 20m)、年積算注水量（年積算揚水量）を 2 条件(5 万㎥, 10 万㎥)、環境流速を 3 条件(0m/year, 25 m/year, 50m/year)、環境流速の流向を 2 条件（西向き流向、東向き流向、南向き流向）の組み合わせでケーススタディを行う。運転スケジュールを Table.2 に示す。以降のケーススタディ結果に示す熱回収率は、全て低温側井戸における数値である。

Table. 1 Physical property

Name	Aquifer	Impermeable layer
Porosity [-]	0.3	0.3
Longitudinal dispersion [m]	2	-
Volumetric heat capacity [MJ/m^3•K]	3.18	3.06-
Thermal conductivity [J/(m•s•K)]	2.07	1.2
Coefficient of permeability [m/s]	1.73×10^{-3}	1.0×10^{-8}
Aquifer thickness [m]	5,10,15,20	-

depth[m]	thickness[m]	classification	slice	layer
0			1	
	40	Impermeable layer		1
-40			2	
	7	Impermeable layer		2
-47			3	
	2.5	Impermeable layer		3
-49.5			4	
	0.4	Impermeable layer		4
-49.9			5	
	0.1	Impermeable layer		5
-50			6	
	1	Aquifer		6
-51			7	
	1	Aquifer		7
-52			8	
	1	Aquifer		8
-53			9	
	1	Aquifer		9
-54			10	
	1	Aquifer		10
-55			11	
	0.1	Impermeable layer		11
-55.1			12	
	0.4	Impermeable layer		12
-55.5			13	
	2.5	Impermeable layer		13
-58			14	
	7	Impermeable layer		14
-65			15	

(a) Aquifer thickness 5m

depth(m)	thickness(m)	classification	slice	layer
0			1	
	40	Impermeable layer		1
-40			2	
	7	Impermeable layer		2
-47			3	
	2.5	Impermeable layer		3
-49.5			4	
	0.4	Impermeable layer		4
-49.9			5	
	0.1	Impermeable layer		5
-50			6	
	2	Aquifer		6
-52			7	
	2	Aquifer		7
-54			8	
	2	Aquifer		8
-56			9	
	2	Aquifer		9
-58			10	
	2	Aquifer		10
-60			11	
	0.1	Impermeable layer		11
-60.1			12	
	0.4	Impermeable layer		12
-60.5			13	
	2.5	Impermeable layer		13
-63			14	
	7	Impermeable layer		14
-70			15	

(b) Aquifer thickness 10m

depth[m]	thickness[m]	classification	slice	layer
0			1	
	40	Impermeable layer		1
-40			2	
	7	Impermeable layer		2
-47			3	
	2.5	Impermeable layer		3
-49.5			4	
	0.4	Impermeable layer		4
-49.9			5	
	0.1	Impermeable layer		5
-50			6	
	3	Aquifer		6
-53			7	
	3	Aquifer		7
-56			8	
	3	Aquifer		8
-59			9	
	3	Aquifer		9
-62			10	
	3	Aquifer		10
-65			11	
	0.1	Impermeable layer		11
-65.1			12	
	0.4	Impermeable layer		12
-65.5			13	
	2.5	Impermeable layer		13
-68			14	
	7	Impermeable layer		14
-75			15	

(c) Aquifer thickness 15m

depth[m]	thickness[m]	classification	slice	layer
0			1	
	40	Impermeable layer		1
-40			2	
	7	Impermeable layer		2
-47			3	
	2.5	Impermeable layer		3
-49.5			4	
	0.4	Impermeable layer		4
-49.9			5	
	0.1	Impermeable layer		5
-50			6	
	4	Aquifer		6
-54			7	
	4	Aquifer		7
-58			8	
	4	Aquifer		8
-62			9	
	4	Aquifer		9
-66			10	
	4	Aquifer		10
-70			11	
	0.1	Impermeable layer		11
-70.1			12	
	0.4	Impermeable layer		12
-70.5			13	
	2.5	Impermeable layer		13
-73			14	
	7	Impermeable layer		14
-80			15	

(d) Aquifer thickness 20m

Fig.1 Ground Structure Diagram

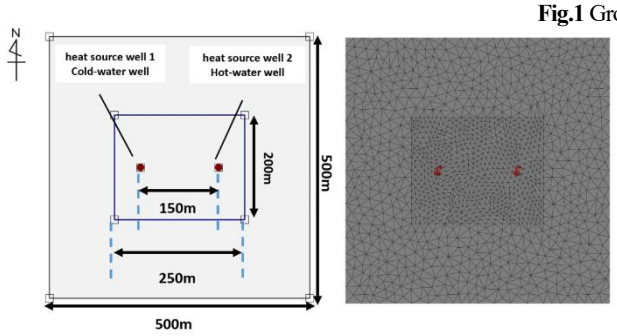


Fig. 2 Plane figure

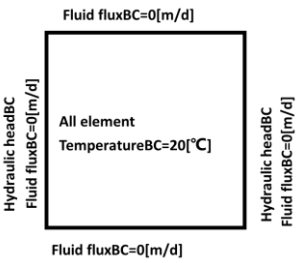


Fig. 3 Boundary conditions slice(1•15)

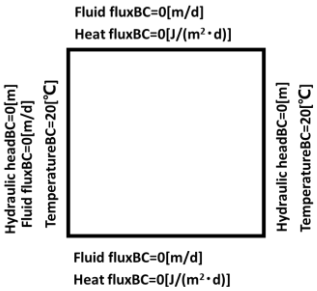


Fig. 4 Boundary conditions slice(2~14)

Thermal storage cycle	Running mode	Running schedule	Running time	Injection temperature	Injection flow rate [m³/day]	
					Cumulative Flow 50k[m³]	Cumulative Flow 100k[m³]
cycle 1 ~ cycle 5	Injection period[day]	122	8:00～20:00	15℃	410 m³	820 m³
	Stoppage period[day]	61	stop			
	Pumping period[day]	122	8:00～20:00	25℃	410 m³	820 m³
	Stoppage period[day]	60	stop			

Table. 2 Running schedule

3． 計算結果

3. 1 環境流速 0 の場合

Fig.5 に示すように、環境流速が 0 である時は蓄熱塊は近似的に円柱体である。注水量を一定とすれば、帯水層の厚さが増加するにつれて、蓄熱塊の上面（下面）の面積が減少するため、帯水層から不透水層への熱移動が減少するため、熱回収率は顕著に向上する。

Fig.6 に示すように、運転サイクル（注水・揚水の繰り返し回数）が増加するにつれ、低温井の周囲の温度は運転停止中も下降し続ける。熱回収率の定義式(式1)によれば、低温井から抽出する水温と地中の温度との差が拡大し、回収可能な低温熱源も増加し、それによって熱回収率は上昇する。Fig.7 に累積注熱量（図中の青）と累積採熱量（図中のオレンジ）の一例（帯水層厚さ 5m, 年積算注水量 10 万m³）を示すが、サイクルを重ねる毎に累積採熱量が増加しており、その結果熱回収率は 50%から始まり、第 5 サイクルには 60%まで上昇する(Fig.6)。

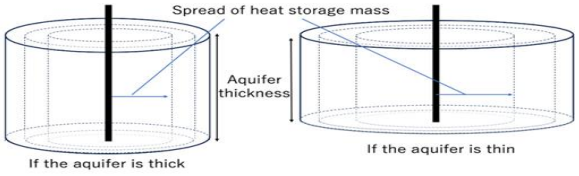


Fig. 5 Model

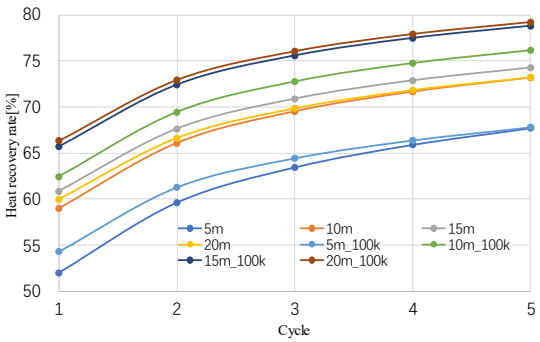


Fig. 6 Water flow=0 50k m³&100k m³

3.2　平行流れ環境流速 25m/year の場合

Fig.8 に示されるように、冷水井から温水井へ環境流の影響で蓄熱塊が押し流され、全体の回収可能な熱量が減少し熱回収率が下がる。特に、蓄熱半径が小さいケースほど影響を受けやすいが、帯水層の厚さが熱回収率を高めるとは限らない。積算注水量 5 万 m³の場合、サイクル 1 で 10m モデルの熱回収率が最も高く、20m モデルが最低。サイクルを重ねるとともに熱回収率は上がるが、環境流の影響で上昇は緩やかである。注水量が 5 万から 10 万 m³ に増えると、熱回収率が上昇する点は環境流速が 0 のケースと同じである。蓄熱半径の増大により、熱回収率は環境流の影響を受けにくくなり、サイクル 1 では熱回収率の高低が 15m、10m、20m、5m の順である。運転時間の増加に伴い全体の熱回収率は上昇し、特に 5m ケースの上昇幅が大きく、サイクル 6 後に最高の熱回収率モデルになると予測される。最終的な熱回収率の順位は、注水量 5 万 m³時と同じになる。 環境流速が変わると、冷水井の熱回収率に大きな影響がある。Fig.13 の温度コンター図から、温水井から冷水井への流れが冷水井に熱干渉を引き起こす。帯水層の厚さが増すと、蓄熱塊は環境流速の影響を受けやすく、熱回収率は低下する。流れの向きが逆（温水井から冷水井向き）のケース(Fig.9)も Fig8 と同程度の熱回収率であるが、帯水層厚さが 10m 以上のケースにおいて、3 サイクル以降で低下が始まる点が Fig.8 と異なっている。この特徴は環境流速 50m/year でより顕著に現れる。

3.3　平行流れ環境流速 50m/year の場合

温水井から冷水井向きに環境流速 50m/year を与えるケースの熱回収率を Fig.10 に示す。この環境流速の影響下では、Fig.9 と比べて冷水井の熱回収率が更に低下する。また、2 サイクル以降で熱回収率が低下する傾向が現れており、温水井戸からの蓄熱塊が到達した影響であると思われる。Fig.15・16 に示す温度コンター図より、熱干渉現象も更に明確である。なお、帯水層の厚さが 20m 積算注水量が 5 万 m³のケースでは、サイクル 5 の熱回収率がサイクル 4 比べてわずかに向上したが、その具体的な理由は明らかではない。

3.4　直交流れ環境流速 25、50m/year の場合

流れの向きが直交のケースでは、熱干渉の現象は発生せず、熱回収率(Fig.11)は平行な流れ向きと比較して向上した。環境流速 25m/year、蓄水量が 5 万 m³の場合、運転時間の増加に伴い熱回収率も上昇し、冷水井から温水井への平行流向の状況に近づく。

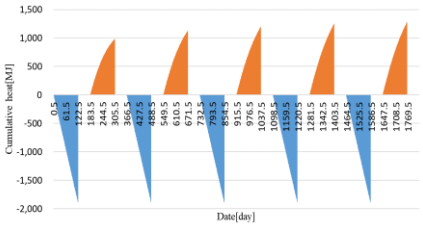


Fig.7 Cumulative heat of thickness 5m (cumulative flow 100k m³)

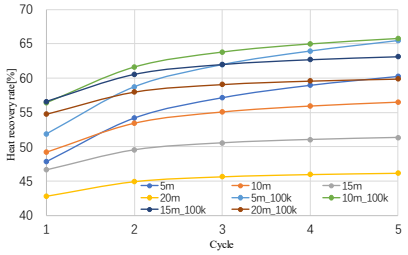


Fig.8 Heat recovery rate, water flow 25m/year (from cold water well to hot water well, 50k m³&100k m³)

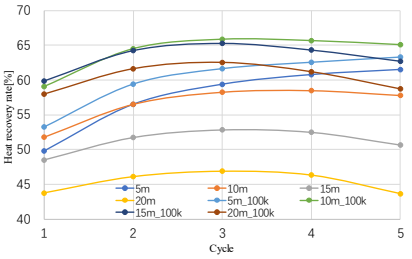


Fig. 9 Heat recovery rate, water flow 25m/year (from hot water well to cold water well, 50k m³&100k m³)

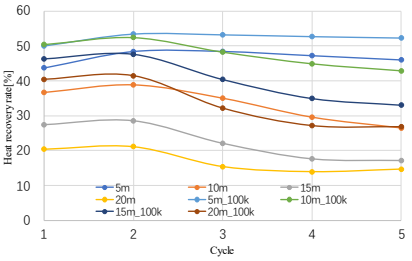


Fig.10 Heat recovery rate, water flow 50m/year (from hot water well to cold water well, 50k m³&100k m³)

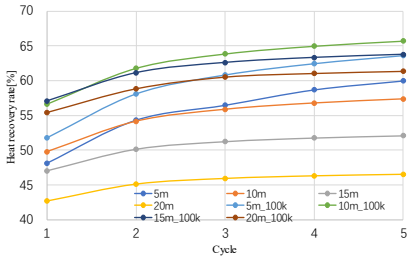


Fig.11 Heat recovery rate, water flow 25m/year (from north to south, 50k m³&100k m³)

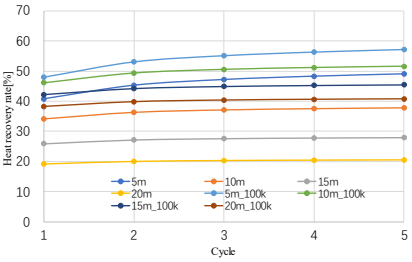


Fig.12 Heat recovery rate, water flow 50m/year (from north to south, 50k m³&100k m³)

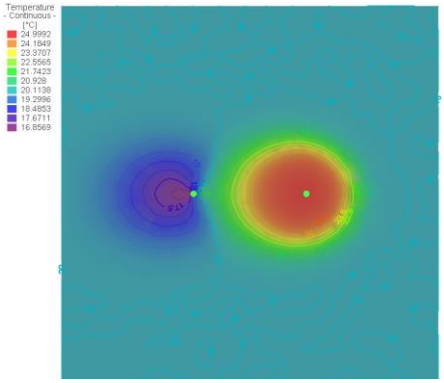


Fig. 13 End of pumping
(cycle 5, 25m/year, thickness 5m, 100k m³)

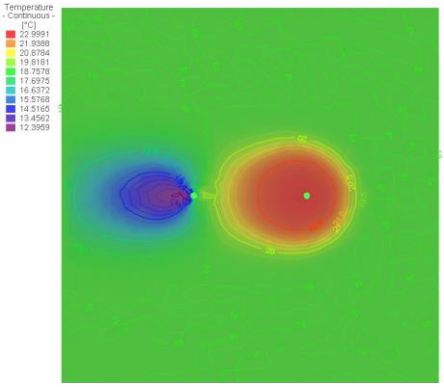


Fig. 14 End of pumping
(cycle 5, 25m/year, thickness 20m, 100k m³)

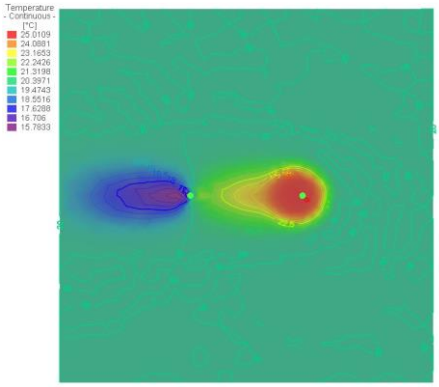


Fig. 15 End of pumping
(cycle 5, 50m/year, thickness 5m, 100k m³)

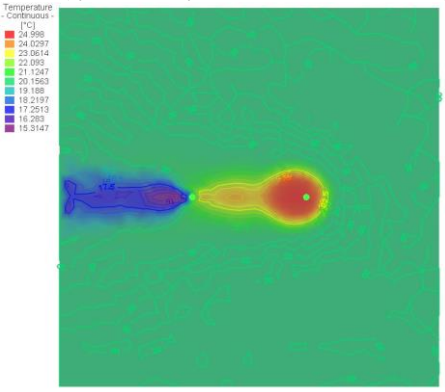


Fig. 16 End of pumping
(cycle 5, 50m/year, thickness 20m, 100k m³)

Table. 4

Target Well		Cold water well					
Groundwater Flow Direction		From hot water well towards cold water well					
Groundwater Flow Rate [m³/year]		0		25		50	
Cumulative Flow [m³/Running Period]		50k	100k	50k	100k	50k	100k
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	52.0	54.3	49.8	53.3	43.7	50
	10	59.0	62.4	51.8	59.1	36.7	50.4
	15	60.8	65.7	48.5	59.9	27.4	46.3
	20	59.9	66.3	43.7	58.0	20.4	40.4
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	67.7	67.8	61.5	63.3	46	52.3
	10	73.2	76.2	57.8	65.1	26.5	42.8
	15	74.3	78.8	50.7	62.7	17.2	33.1
	20	73.2	79.2	43.6	58.7	14.6	26.9

Table. 5

Target Well		Cold water well					
Groundwater Flow Direction		From clod water well towards hot water well					
Groundwater Flow Rate [m³/year]		0		25		50	
Cumulative Flow [m³/Running Period]		50k	100k	50k	100k	50k	100k
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	52.0	54.3	47.8	51.9	/	/
	10	59.0	62.4	49.2	56.4	/	/
	15	60.8	65.7	46.7	56.6	/	/
	20	59.9	66.3	42.8	54.8	/	/
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	67.7	67.8	60.3	65.5	/	/
	10	73.2	76.2	56.5	65.8	/	/
	15	74.3	78.8	51.3	63.2	/	/
	20	73.2	79.2	46.2	59.9	/	/

Table. 6

Target Well		Cold water well					
Groundwater Flow Direction		From north to south					
Groundwater Flow Rate [m³/year]		0		25		50	
Cumulative Flow [m³/Running Period]		50k	100k	50k	100k	50k	100k
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	52.0	54.3	48.1	51.8	40.7	48
	10	59.0	62.4	49.8	56.6	34.1	46.2
	15	60.8	65.7	47.0	57.1	25.9	42.1
	20	59.9	66.3	42.7	55.4	19.2	38.2
Heat Recovery Rate [%] by Aquifer Thickness [m]	5	67.7	67.8	60.0	63.6	49	57.2
	10	73.2	76.2	57.4	65.7	37.8	51.5
	15	74.3	78.8	52.1	63.8	27.9	45.5
	20	73.2	79.2	46.5	61.4	20.5	40.7

4． まとめ

本研究ではシミュレーションにより帯水層厚さ・環境流速と熱回収率[注 1)]の関係を求め整理した。その結果の一覧を Table 4～Table6 に示す。環境流速 0 のケースでは帯水層厚さが厚いほど熱回収率が上昇する単純な傾向が現れたが、環境流がある場合には帯水層厚さと熱回収率の関係が単純に整理できないことが分かった。より詳細な分析は今後の課題である。

注 1)

$$\eta = \frac{c\rho_w \sum q_{out}(t)(T_{out}(t) - T_0)}{c\rho_w \sum q_{in}(t)(T_{in}(t) - T_0)} \quad (1)$$

η：熱回収率　　$c\rho_w$：水の比熱
$q_{out}(t)$：時刻tの揚水量　　$q_{in}(t)$：時刻tの注水量
$T_{out}(t)$：時刻tの揚水温度　　$T_{in}(t)$：時刻tの注水温度
T_0：初期地中温度

参 考 文 献

1) 山﨑 尊:「空調利用を目的とした帯水層蓄熱の研究 –帯水層厚さが熱回収率に与える影響–」, 大阪市立大学大学院修士論文, 2023 年 3 月
2) 中尾 正喜:「帯水層蓄熱システム企画のための揚水温度予測方法（第 2 報）井戸間の熱干渉を考慮したモデル」, 空気・調和衛生工学会大会学術講演論文集, 2022 年 9 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

水族館内の飼育用海水槽で発生する海塩粒子の室内における拡散挙動
数値流体解析による海塩粒子の行方の推定
Diffusion of sea salt particles generated in breeding sea tank in aquarium
Analysis of Trajectory of Sea Salt Particles by Computational Fluid Dynamics

○宇佐美　恒（神戸大学）　　高田　暁（神戸大学）
Kou USAMI*1　Satoru TAKADA*1
*1　Kobe University

We analyzed the behavior of sea salt particles (0.1,1,5μm in diameter) generated from seawater tanks using computational fluid dynamics. As a result, sea salt particles with smaller particle sizes (0.1 and 1 μm) tended to distribute over the seawater surface tank, while particles with larger particle sizes (5 μm) tended to fall on the floor and the seawater surface. The particles adhered to pipes located 1.3 m and 1.8 m above the seawater surface mainly on the top and sides of the pipe.

はじめに

水族館内の飼育用海水槽のある室内では、設備配管や照明器具等の金属部にサビが見られる[1]。サビの原因物質は塩化物であることが知られており[2]、室内における塩分発生の一因として、海水槽でのエアレーション（水槽内の水に酸素を送ること）に伴う海水面での気泡の破裂や波によって生じたしぶきが考えられる[3]。これより、海塩粒子が海水槽の水面から室空気へ飛散し、室内気流によって拡散し、金属部に付着することでサビの発生を助長している可能性が考えられる。これまで、海水槽のある室における気中塩分濃度の測定により、気中に塩分が 1～230μg/m^3 の濃度で存在し、海水槽の水面から発生した海塩粒子が気中に浮遊していることが示されている[4]。本研究では、海水槽から発生する海塩粒子を換気や空調により効率よく除去する方法を検討するために、発生した海塩粒子の室内における行方を数値流体力学を用いて解析する（図 1）。発生した海塩粒子の行方として、換気の吸込口から除去されるものや、床面や配管面に付着するもの、海水面に沈降するもの、気中に浮遊するものが考えられる。また、発生する海塩粒子の粒径に応じた挙動についても検討を行う。

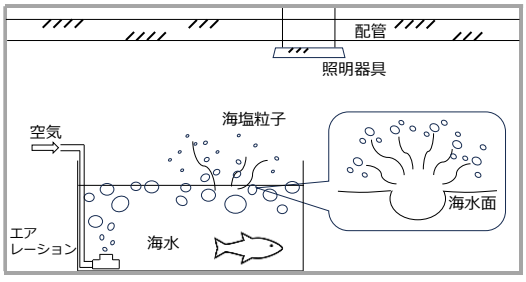


Fig.1 Conceptual drawing of a room with a breeding sea tank to be treated in this study.

1．方法

1.1　数値流体解析の対象

解析対象は岩島ら(2023)[4]により気中塩分濃度の実測調査が行われた水族館内の飼育用海水槽のある一室(気積 459.9m^3)とする。その平面図と立体モデルを図 2、図 3 に示す。建物の図面より寸法や換気口、一部の配管、海水槽の位置を再現し、海水槽は海水面積(室内空気と海水との接触面積)が実際と同じ約 50m^2 となるように簡略化している(海水面は床面上 1m)。室内に冷暖房設備はなく、第 1 種換気(強制給排気)が行われている。吹出口(床面上. 2.8m)と吸込口(床面上 2.3m)は全て配管の下面についている。

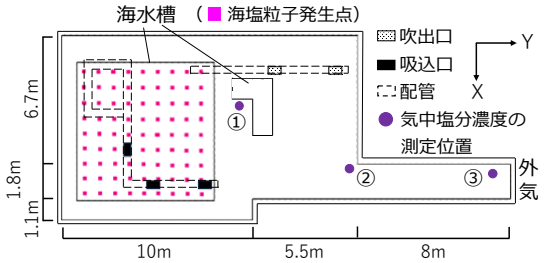


Fig.2 Plan view of a room with a breeding sea tank in the aquarium to be analyzed, showing the point of sea salt particle generation and the location of the measurement of air salinity (1m high) in the figure.

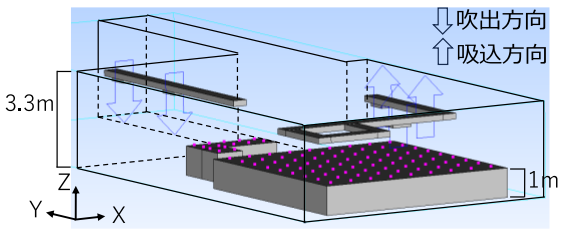


Fig.3 3D model of the room to be analyzed.

1. 2　数値流体解析の方法

まず室内の気流場について定常解を求め、それを初期条件とし、海水面から海塩粒子を1秒間隔で等量発生させ続け、非定常解析によって気流場と粒子の運動を求める。空間を離散化し流れ場（流体）を連続相としてEuler的に解き、流体中の粒子は分散相として個別にLagrange的に追跡し、流体と粒子の連成解析を行う。解析時間間隔は0. 024s、解析終了時間は1200sとする。解析条件を表1に示す（吹出口と吸込口の位置と向きは図2, 3参照）。冬季の状態を想定し、室温の実測結果[4]をもとに海水温25℃（熱帯魚の飼育用海水槽）、室温が18℃になるように温度境界条件を設定する。

対象室における海塩粒子の全体発生量は、対象室内の3地点における気中塩分濃度の実測値を用いて室の塩分収支式から概算した[注1)]。解析条件では想定した全体発生量を海水面に均等に与えた（図2の計95点）。1点から発生させる海塩粒子の条件を表2に示す。粒径を3つ想定し、それぞれ粒径や質量、その他物性が均一な球形の剛体粒子とし、空気中で蒸発せず浮遊すると仮定する。また、海塩粒子の反発係数は衝突の条件に関係なく一定とし、反発係数は1とする。ただし、海塩粒子の粒径の違いによる沈降の影響を調べるため、床面と海水面、配管面、壁面における反発係数は0とし、面に接した場合に吸着するとした。また、吸込口に入った粒子は消滅するとした。

Table 1 Analysis conditions

乱流モデル	標準 k－ε モデル
格子数	約 150 万（80㎜ 等幅分割）
室内壁面	対数則（速度境界層）
	断熱（温度境界層）
海水面	対数則（温度境界層）（25℃）
吹出口	流量規定　各 3, 000㎥/h（18℃）
吸込口	流量規定　各 2, 000㎥/h

Table 2 Conditions for sea salt particles to be generated.

粒径	0. 1/1/5 μm[5]
密度	1030kg/㎥
反発係数	1（床面と海水面、海水面、壁面 0 で吸着）
質量	8.1×10^{-10}kg/s
発生速度	10m/s（鉛直上向き）
パーセル数[注2)]	40 個/s

2. 結果

2. 1　室内気流分布

海塩粒子発生後、定常状態と判断された室の鉛直3断面における室内気流分布を図4に示す。断面A-A’の気流分布より、吹出口から鉛直下向きに出た気流が床面に衝突後、床面沿いを0. 2～1. 2m/sで流れている。断面B-B’の気流分布より、吹出気流に周辺の空気が巻き込まれ乱れており、小さい海水槽の水面の一部には吹出気流が衝突している。大きい海水槽の水面上の気流は天井まで全体的に静穏である。断面C-C’の気流分布より、大きい海水槽の上部において、吸込口周部の領域以外で直接吸込口に向かう気流は見られない。断面D-D’の気流分布より、吸込口と大きい海水面の鉛直距離が1. 3mと近いため、吸込口の直下では、海水面から高さ0. 6m以上で空気が吸込口へ直接向かっている。また、吹出口がある図の右から吸込口へ一方向に流れている。

2. 2　海水面上の代表2地点で発生する海塩粒子の移動経路と吸込口の回収率

図5に海水面上の代表2地点から発生した粒径0. 5μmの海塩粒子の発生から300s後までの軌跡の流線をそれぞれ示す。各発生点から発生する海塩粒子数は同じであるため、示している流線の本数は全て同じ（40本）である。吸込口近傍の地点ｉで発生した海塩粒子は、海水面上の上昇気流によって上昇後、吸込口に誘引され（図4のD-D’断

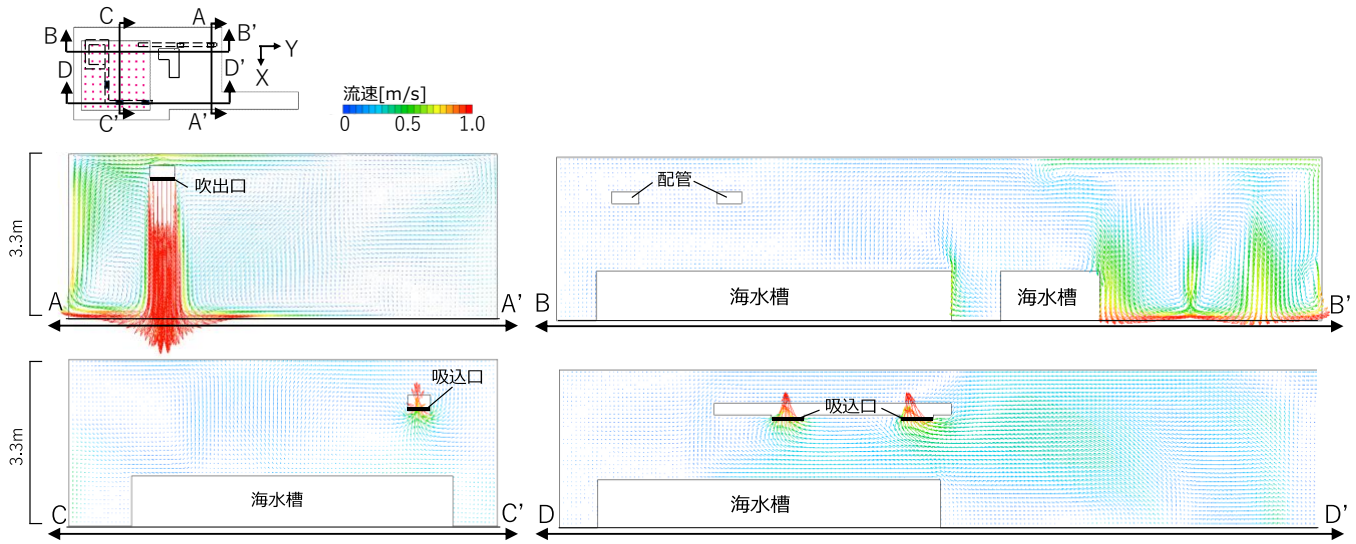


Fig.4 (top left, top right, bottom left, bottom right) indoor airflow distribution in cross sections A-A', B-B', C-C', D-D' (See floor plan at upper left.)

面)、気流を乱す要素がないため流線は散らばることなく、発生後60～70sで吸込口に到達している。小さい海水槽の吹出口からの吹出気流に最も近い地点ⅱで発生した海塩粒子は、吹出気流により小さい海水槽付近に形成される循環流や、吹出気流が床沿いから海水槽の下部に衝突してできる上昇気流の影響(図4のB-B’断面)で、周辺に広く拡散し浮遊時間が長くなり、発生後120s以降で吸込口に到達している。発生から300sまでにおける地点ⅰ、ⅱで発生した同量の粒子のうち、吸込口に回収された割合はそれぞれ100%、62%であった。また、粒子の粒径が大きくなると、重力沈降や空気抵抗の影響を受けやすくなるため、流線が散らばりやすく、浮遊時間も長くなり、発生から300sまでに吸込口に回収される割合が10～20%小さくなった。

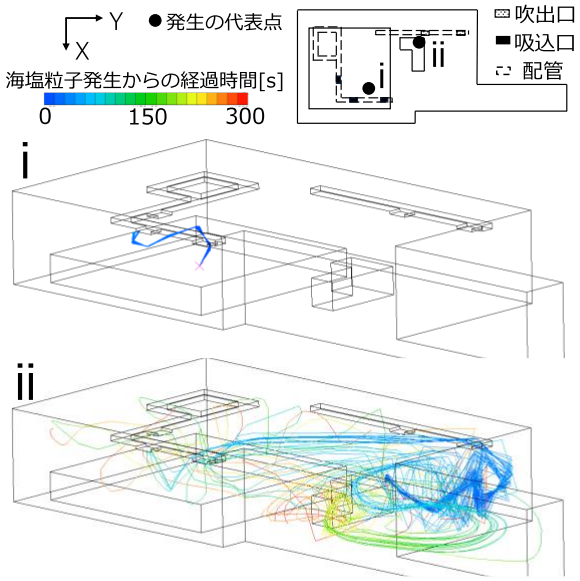


Fig.5 Diffusion behavior of sea salt particles (0.5 μm in diameter) generated at two representative locations on the sea surface.

2. 3　海水面から発生したすべての海塩粒子の行方

海水槽から発生した全ての海塩粒子の室内における詳細な分布を検討するために、海塩粒子の発生を1秒間のみとした解析を行い、吸込口へ回収される数、床面・海水面への沈着する数、配管や壁面に付着する数、海水面上の3領域（図6参照）に浮遊している数、その他の領域に浮遊している数の推移を図7に発生した海塩粒子の粒径別に示す。粒径0. 1、1μmの場合、発生から600sまでの行方の推移がほとんど同じである。発生直後に海水面上0. 05～0. 8mの高さに浮遊する粒子数が多く、その後吸込口に回収される数が多くなっている。発生後600s時点で粒子全体の約90%が吸込口に回収される。床面や海水面への沈着はほとんど見られない。一方、粒径5μmの場合、発生直後に海水面上0. 05～0. 8mに浮遊する粒子数が少なく、床面と海水面に沈着する粒子数が50s以降で緩やかに増加している。発生後600sにおける沈着数は粒径1μmに比べて10～20倍多い。これより、今回想定した粒径3つの粒子のうち、粒径5μmの場合のみ重力沈降の影響が大きく、床面や海水面への沈着数が増加することが示唆される。

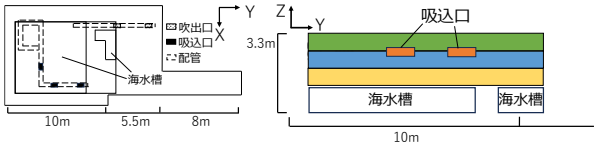


Fig.6 Schematic diagram of three areas above sea level. (left: plan view, right: elevation view, each area is 0.75 m high)

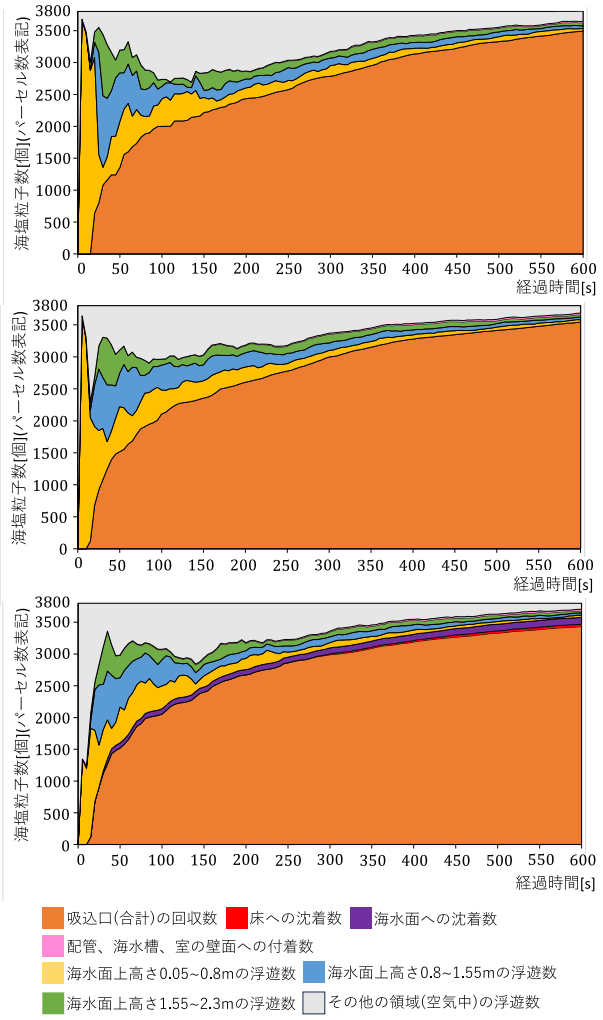


Fig.7 Spatial distribution of sea salt particles generated from the sea surface in 1 second. (from top to bottom: 0.1, 1, 5 μm particle size)

また、配管・海水槽・室の壁面への付着数については、粒子発生後600s時点において各粒径で全体の1～3%を占めている。ここで、実際にサビが見られる金属製配管における付着状況を見る上で、600s時点における配管・海水槽・室の壁面への付着数（配管の位置は図8を参照）について、それぞれの付着位置（上面、側面、下面）ごとの内訳を図9に示す。ただし、付着していない面については表示してい

ない。全体として、配管1、2ともに上面と側面に付着が見られるが、下面にはほとんど付着が見られない。これは、配管1については、流速の大きい吹出気流に管の下面沿いの空気が巻き込まれる影響（図4のA-A’断面の気流分布を参照）で、配管2については、管の下面にある吸込口により下面沿いを水平気流が流れる影響（図4のD-D’断面の気流分布を参照）で、管の下面に海塩粒子がつきにくくなっていると考えられる。また、配管2に関して粒径5μmの粒子が比較的多く付着している。これは配管2が海水面から1.4m上と近くにあることや、天井付近に到達した粒子が配管上に沈降しやすいことが要因として考えられる。対象室のような海水面と配管の距離が1.4mと比較的近い場合、海水面から発生した粒径の大きい粒子であっても配管に付着し、粒径が小さい粒子よりも液滴に含まれる塩分の質量が大きいためサビの発生に大きな影響を与える可能性がある。

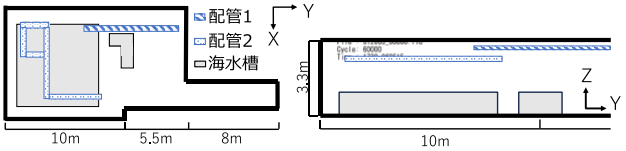


Fig.8 Location of piping and seawater tank (left: plan view, right: elevation view)

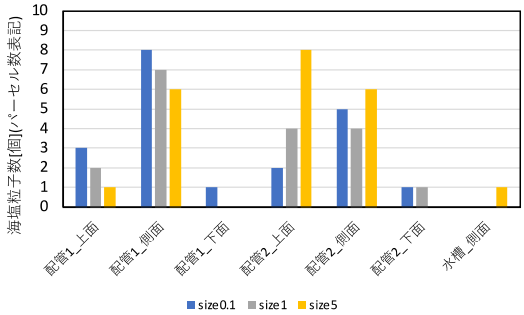


Fig.9 Breakdown of the number of particles adhering to pipes, seawater tanks, and walls at 600s after particle generation. (surfaces with no adherence not shown)

3. まとめ

飼育用海水槽からエアレーションに伴い気中へ飛散する海塩粒子を換気より効率よく除去する方法を検討するために、著者らによる気中塩分濃度の実測実績のある水族館内のバックヤード（冷暖房設備はなく、海水面の上部1.8mに吹出口、1.3mに吸込口がある第1種換気のみ）をモデル化し、海水面からの海塩粒子の発生量の想定値を与え、海水面から発生した海塩粒子（粒径0.1, 1, 5μm）の行方を数値流体力学を用いて解析した。

1) 水槽付近の気流が静穏な状態では、吸込口に近い海水面で発生する海塩粒子は室に拡散することなく、吸込口に到達するが、吹出気流に近く流速・乱れが大きい領域で発生する海塩粒子は広域に拡散し、より長い時間をかけて到達した。発生源付近の気流性状と、吸込口と発生源の位置関係が吸込口の回収率に影響すると考えられる。
2) 粒径が小さい海塩粒子（0.1, 1μm）は発生後海水面の上部に分布し気中に浮遊しやすい一方で、大きい粒径（5μm）の海塩粒子は重力沈降の影響が大きく、床面・海水面への沈着数が多い。今回の場合、発生後600sにおける沈着数は粒径1μmに比べて粒径5μmの場合に10～20倍多かった。
3) 配管・海水槽・室の壁面への海塩粒子の付着数については、粒子発生後600s時点でどの粒径においても発生数全体の1～3%を占めており、その内訳は天井付近にある配管の上面と側面がほとんどであった。一方で、配管の下面における付着数は少なかった。

注1）対象室全体における海塩粒子の発生量Mは、対象室内の3地点における気中塩分濃度の実測値[4]をもとに、室の塩分収支（式(1)）より逆算し同定した（M=6.6×10^{-8}kg/s）。海水面積が今回の想定と一致しているため、Mが海水面全体で均一に発生している（図2の計95点の発生点で、1点当たりM/95 kg/s発生する）として与えている。

$$\frac{dC_i(t)}{dt} = \frac{\{-\rho_i Q(C_i(t)-C_o(t))\times 10^{-9}+M\}}{3600V_i} \quad (1)$$

C_iは測定した室内の気中塩分濃度[ppb]、C_oは外気の塩分濃度[ppb]、ρ_iは空気密度[kg/m^3]（=1.2）、Qは室換気量[m^3/h]（=6,000）、V_iは室の気積[m^3]、Mは室内の塩分発生量[kg/s]、tは時刻[s]である。壁面への塩分の吸着や床への沈降は無視した。対象室には外気につながる開口が開いているが、無視した。

注2）解析の計算負荷を減らすために、粒子を1つひとつ解くのではなく、事前に近くに存在する粒子はほぼ同じ挙動をとると考えて、近傍の粒子群を1つの粒子でまとめて代表させ初期条件として与える。まとめた後の粒子数をパーセル数と呼ぶ。

参考文献

1) 河内孝夫, 2010, 水族館の電気設備について, 電気設備学会誌, 30(7):40/44.
2) 原修一, 三浦正純, 内海靖, 藤原俊明, 山本雅貴, 2005, 耐候性鋼さび性状に及ぼす凍結防止剤の影響, Zairyo-to-Kankyo54巻7号, pp. 337-343.
3) 三浦和彦, 2007, 海塩粒子の生成と化学・物理的性質, 日本海水学会誌, 61(2):102/109.
4) 岩島大季, 高田暁, 天野健太郎, 谷英明, 野村佳緒里, 前田龍紀, 上田真也, 山本剛志, 松永知大, 2023, 沿岸部水族館室内における気中塩分に関する研究, 人間-生活環境系シンポジウム報告集47巻, pp. 155-158.
5) 角脇怜, 1991, 大気中の海塩粒子, エアロゾル研究, 6(2):113/120.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

沿岸部水族館内における気中塩分に関する研究
飼育用海水槽のエアレーションによる塩分発生
Airborne Salinity in Indoor Air in Aquarium Located in Coastal Areas, Salt Generation due to Aeration of Breeding Sea Tanks

学生会員　○岩 島 大 季（神戸大学）　　正 会 員　高田　暁（神戸大学）
正 会 員　天野　健太郎（竹中工務店）　　正 会 員　谷　英明（竹中工務店）
正 会 員　野村　佳緒里（竹中工務店）　　正 会 員　前 田 龍 紀（竹中工務店）
正 会 員　上 田 真 也（竹中工務店）　　正 会 員　松 永 知 大（竹中工務店）
Taiki IWASHIMA*1　Satoru TAKADA*1　Kentaro AMANO*2　Hideaki TANI*2
Kaori NOMURA*2　Tatsunori MAEDA*2　Shinya UEDA*2　Tomohiro MATSUNAGA*2
*1 Kobe University　*2 Takenaka Corporation

Airborne salinity was measured in a room of an aquarium, for two conditions; with and without aeration of seawater in a tank. The airborne salinity concentration was shown to be higher for the case with aeration, and thus the source was confirmed to be the aeration. In addition, the distribution of diameter and number of particles of water droplets generated through aeration of seawater/pure water in the tank were measured using particle counters in a clean room. It was shown that the number of particles decreased toward the top, and particles of 5.0 μm or less were mainly detected.

はじめに

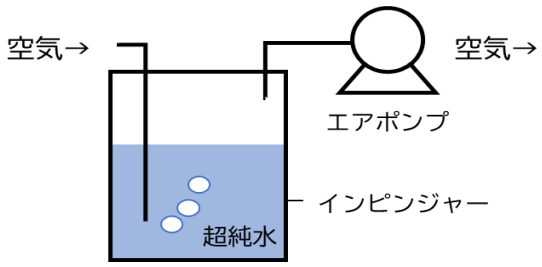
沿岸部では，建物外壁の鉄筋コンクリートのひびや剥離，金属部分のさびが発生することがある[1]．さびの原因物質は塩化物であることが知られており[2]，海からの塩分による塩害として認識される[3]．一方，気中の塩分濃度に関して，沿岸部屋外での測定例[4)5)6)7)8)]は見られるが，室内における測定例は非常に少なく，沿岸部の水族館では，海からの飛来塩に加えて，室内にある海水槽からの塩分発生が塩害に寄与している可能性があるため，既報[9]では，稼働状態にある水族館のバックヤード，観覧スペースにおいて気中塩分濃度を測定し，海水槽のある室において塩分濃度が高く，海水槽が室内の塩分源であることを示した．海水槽内では中の生物に酸素を供給するためにエアレーション（多孔質の材料に空気を吹き込み，気泡を発生させること）が行われており，表面で気泡が破裂する際に海水が液滴として水槽から発生していると思われるが，発生する粒子の粒径や個数等は不明である．本研究では，まだ稼働状態にない（海水は入っているが，海水槽のエアレーション機器が作動していない）水族館のバックヤードにおいて気中塩分濃度を測定し，その後，同室において各海水槽においてエアレーション機器を作動させた状態で気中塩分濃度を測定し比較することで，エアレーションによる気中塩分濃度への影響を確認する．また追加実験として，水族館内にある水槽を想定し，クリーンルーム内で水槽にエアレーションを行い，発生粒子の粒径と個数の測定を行う．これらの実験から，水族館内においてエアレーションによって海水槽から発生する塩分量を求め，室内空気中に塩分が拡散し，金属部にさび等の塩害を生じることへの防止策を講じることを目的とする．

１．水族館における気中塩分濃度の現地測定

1.1　気中塩分濃度の測定方法

気中塩分の捕集は，水中に空気中の浮遊成分を捕集するインピンジャー法[10)11)]を（**図－1**），試料の分析はイオンクロマトグラフ法を採用した．エアポンプ（柴田科学，MP-Σ300NⅡ）を用い，1.0L/minの流量で２時間，インピンジャー内の超純水に周辺空気を導き，塩分の捕集を行った．捕集後の超純水を分析試料とし，イオンクロマトグラフ（Dionex，ICS-6000）により，水溶性陽イオン Na^+，NH_4^+，K^+，Mg^{2+}，Ca^{2+}，および，水溶性陰イオン Cl^-，NO_2^-，NO_3^-，PO_4^{3-}，SO_4^{2-}の検出を行った．また，測定点ごとに気温，相対湿度を同時に測定した．

気中イオン成分濃度は，イオンクロマトグラフによる分析で得られた試料全液中に含まれるイオン成分量を総吸引量で除したものを原子量（または分子量）を用いて算出した．そのうち，ナトリウムイオンと塩化物イオンの濃度から，気中塩分濃度を(1)式で推定した．検出下限値を下回ったものは0μg/m³とした．



図－1　インピンジャー法の概念図

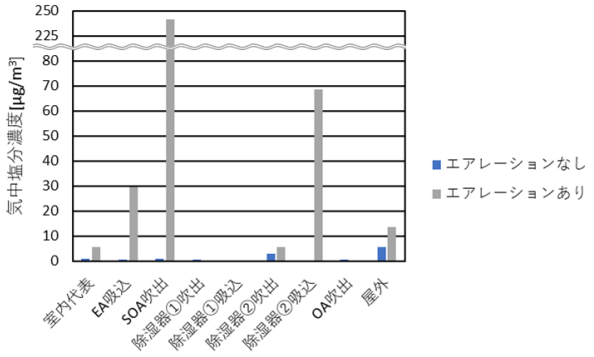
$$C_{\mathrm{NaCl}} = \min\left(\frac{M_{\mathrm{Na}} + M_{\mathrm{Cl}}}{M_{\mathrm{Na}}} C_{\mathrm{Na}}, \frac{M_{\mathrm{Na}} + M_{\mathrm{Cl}}}{M_{\mathrm{Cl}}} C_{\mathrm{Cl}}\right) \quad (1)$$

測定対象は沿岸部に建つ開業前の水族館である．対象の水族館は瀬戸内海に面している．測定は2023年7月24日に1回目，同年11月8日に2回目を行った．測定対象室は水族館内のバックヤード1室で，飼育用海水槽が大小24個，淡水槽が4個設置されている．室には外気を取り入れる給気設備の他，排気設備，除湿設備が設置されており，第1種換気である．給気設備にはフィルタが設置されており，外気を室内に導入している．除湿設備は室に2機設置されており，除湿の際に空気中の塩分を回収し，ドレン水として排出することが可能であり，気中塩分濃度の減少効果が期待される．

気中塩分濃度の測定箇所は外気取り入れ先の屋外1点と室内の8点とした．屋外の1点と室内の1点（「室内代表」）では，捕集器は床（地面）から高さ約1000㎜の位置に設置した．その他の測定点は給排気設備・除湿設備の吹き出し口もしくは吸い込み口に捕集用のチューブを設置し，吹き出し空気もしくは吸い込み空気を捕集した．1回目の測定時では飼育用水槽に海水があり，濾過循環のみ行われている状態であった．海水の循環で多少水面に波立ちが見られたが，飼育生物はいない状態であったため，水槽でのエアレーションは行われていなかった．また，1回目の測定までに生物の搬入やエアレーションは行われていなかった．1回目の測定を「エアレーションなし」の条件として気中塩分濃度の測定を行った．この際，除湿器は稼働させていた．2回目の測定時では飼育用水槽に海水があり，飼育生物がいる状態で濾過循環とエアレーションを行っていたため，既報にて測定を行ったような運営状態にある水族館のバックヤードと同じ状況であった．1回目の測定同様，除湿器を稼働させた状態で，2回目の測定を「エアレーションあり」の条件として気中塩分濃度の測定を行った．

1.2　測定結果と考察

図－2に各測定点における気中塩分濃度を示す．測定点の気中塩分濃度は0～250μg/m³程度であり，室内空気中に塩分が存在することが確認された[注]．「エアレーションなし」の条件では室内の気中塩分濃度は低濃度であった．ほとんどの測定点において，「エアレーションあり」の条件で数倍から数百倍高濃度であった．このことから，海水槽のエアレーションによって海水槽を発生源とする塩分が拡散し，気中塩分濃度が上昇したと考えられる．また，「屋外」と「OA吹出」では「屋外」の方が塩分濃度が高いことから，除塩フィルタによる除塩効果が確認できた．



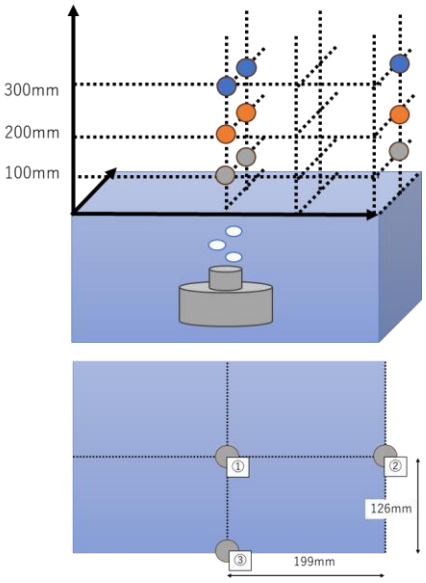
図－2　各測定点における気中塩分濃度

2．エアレーションによって水槽から発生する液滴の粒子濃度測定実験

2.1　粒径別発生量測定実験

前章の気中塩分濃度測定からエアレーションによる海水面での気泡の破裂によって塩分が生じていると思われるが，その発生量は定かでないため，海水槽から発生する液滴の粒子の濃度測定を行った．実験はバックグラウンドの粒子濃度が低い環境で行う必要があるためクリーンルーム内で行い，パーティクルカウンターを用いて海水槽の上部において，発生する粒子の粒径別個数濃度を測定した．実験の概要図を**図－4**に示す．パーティクルカウンターはTSI社製OPS Model 3330（以降PC-A）とパーティクルプラス社製パーティクルカウンタ Model 8306（以降PC-B）の2種を用いた．サンプリング流量は、PC-Aは1.0L/min、PC-Bは2.83L/minである．測定対象の粒径範囲は両種とも0.3～10μmで，その範囲内でPC-Aは16区分，PC-Bは6区分の粒径別に液滴粒子の個数濃度を測定した．各点の測定時間は10分間とした．水槽は海水（飼育用の市販品）および純水で満たし，水底の中央でエアポンプに気泡発生器を接続したエアレーション装置を稼働させ，気泡を発生させた．気泡発生器はセラミック製の円筒を通したのち気泡を側面から吐出する仕組みである．エアポンプの空気吐出量は3.0L/minとした．測定点は**図－3**のように発生源の上部の位置を「①」，水槽の長手方向の端部を「②」，短手方向の端部

を「③」とした．測定高さは水面を基準として 100～500㎜ とし，測定条件によって変更した．



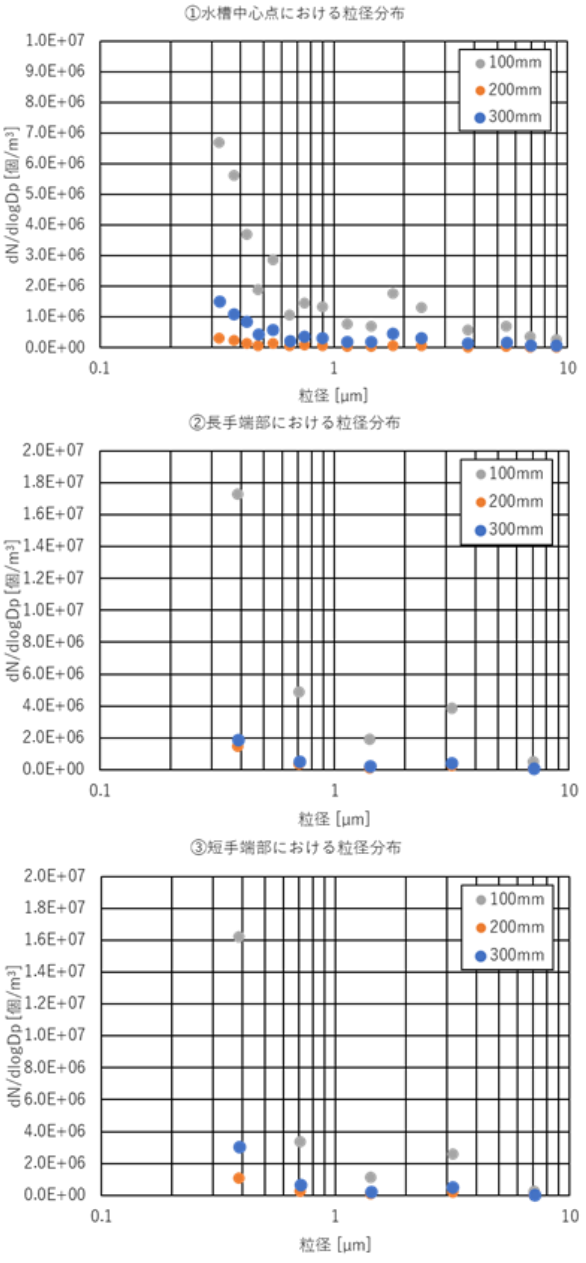
図－3　粒径別発生量測定実験の概要図
（上図：見取図，下図：測定高さ 100mm の平面図）

2.2　測定結果と考察

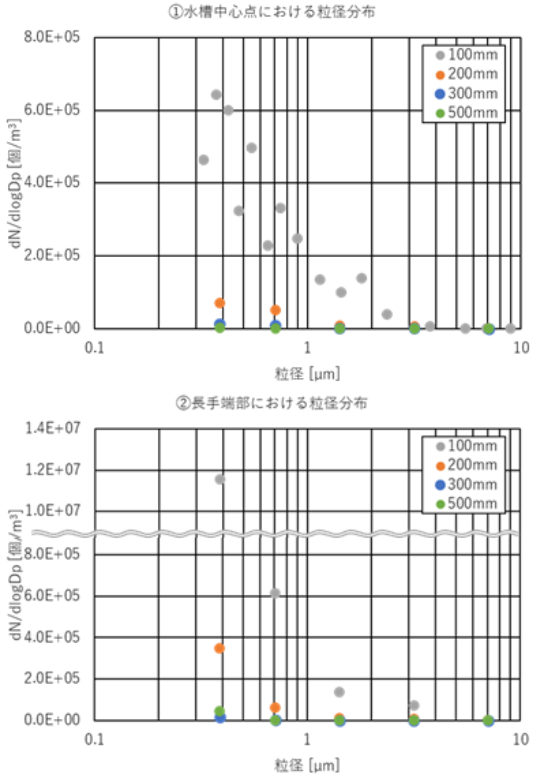
海水をエアレーションした時の測定位置ごとの測定結果を**図－4** に示す（液滴の粒径は各粒径区分の下限及び上限の幾何平均をプロットしている）．最も多く検出されたのは測定下限の粒径 0.3～0.5μm の粒子であった．約 2.0μm においてもピークが見られた．端部の位置②，③では 0.3～0.5μm の粒子が位置①よりも多く検出され，粒径分布に違いがみられた．①～③のいずれの位置についても測定高さ 100㎜ で最も多くの粒子が検出された．

純水をエアレーションした時の測定結果を**図－5** に示す．0.3～0.5μm 程度の粒子が最も多く検出され，位置①よりも②で多く検出される傾向は海水の場合と一致していたが，海水の場合よりも全体的に個数濃度が低く，5.0μm 以上の比較的大きな粒子はほとんどの検出されなかった．200㎜，300㎜，500㎜ の高さでは 2.0μm 以上の粒子の個数が大幅に減少したことから，粒子が上昇できる高さに限界があると思われる．

個数濃度の違いの原因としては，海水の場合と純水の場合で発生した気泡の大きさが異なり，エアレーション時の水面の様子が**写真－1** に示すように異なっていたことが挙げられる．水槽の端部で気泡が集まっており，この気泡が破裂することで多く粒子が発生しているものと思われる．また小さい気泡ほど，中央部で破裂せず端部に流される様子が確認された．今回の測定では水槽の隅部において測定を行わなかったが，発生源の位置①よりも端部の位置②，③で多く気泡が発生していたことから，隅部での粒子発生は位置②，③と同程度，もしくは多いと思われる．不純物や粘性等の影響と考えられるが，海水の場合では純水に比べて生じる気泡が小さかった．破裂する気泡の大きさによって，発生する粒径のピークが異なる可能性があり，水面からの発生量には平面的な偏りがあると考えられる．



図－4　海水エアレーション時の測定位置ごとの体積当たり粒子個数濃度



図－5　純水エアレーション時の測定位置ごとの体積当たり粒子個数濃度

写真－1　実験時の水槽の様子
（上写真：海水の場合，下写真：純水の場合）

3．結論

本研究では，水族館のバックヤードにおいて海水槽でエアレーション機器を作動させた条件と作動しなかった条件で，気中塩分濃度を測定し，比較した．その結果，海水槽でのエアレーションを行っている場合において気中塩分濃度がより高いことが示され，気中の塩分が海水槽のエアレーションによって発生によるものであることが確認された．

一方，水族館内にある水槽を想定し，クリーンルーム内において海水または純水で満たした水槽にエアレーション機器を作動させ，パーティクルカウンターを用いて，発生した粒子の粒径と個数の測定を水面からの高さを100㎜～500㎜について行った．その結果，高さ100㎜で最も多く粒子が検出され，上部になるほど測定個数が減少した．また，5.0μm以下の粒子が多く検出され，特に海水の場合では0.3～0.5μm，約2μmにピークが見られた．また，水槽の中央（気泡の発生源上部）と端部で粒子の発生状況に違いが見られ，海水と純水では粒径分布に違いが見られた．

【記号】C_{NaCl}：気中塩分濃度[μg/m³]，C_{Na}：気中ナトリウムイオン濃度[μg/m³]，C_{Cl}：気中塩化物イオン濃度[μg/m³]，M_{Na}：ナトリウムの原子量（=22.99）[-]，M_{Cl}：塩素の原子量（=35.45）[-]

注）測定値は捕集した試料中のイオン量からブランク試料中のイオン量を差し引いて得た．ナトリウムイオンと塩化物イオンについては，試料でブランク試料のイオン量を上回っていたものを検出できたと判断した．

参 考 文 献

1）依田浩敏，1999，臨海部居住地域における塩害と空気中海塩粒子濃度の実態調査，日本建築学会計画系論文集64巻522号，pp. 115-121.
2）原修一，三浦正純，内海靖，藤原俊明，山本雅貴，2005，耐候性鋼さび性状に及ぼす凍結防止剤の影響，Zairyo-to-Kankyo54巻7号，pp. 337-343.
3）日本建築学会，2021，日本建築学会環境基準 AIJES-H0003-2021 建物における湿害の診断と対策に関する規準・同解説，pp. 6，24-25，34-35.
4）堀田健治，1993，砂浜海岸における海塩粒子の発生に関する研究，日本建築学会構造系論文報告集444巻，pp. 145-152.
5）堀田健治，1992，沿岸域における海塩粒子の発生に関する研究：第1報 砂浜海岸と消波ブロックを設置した人工海岸における発生量の違い，日本建築学会構造系論文報告集441巻，pp. 101-106.
6）堀田健治，平野正昭，1994，沿岸域における海塩粒子の発生に関する研究：（第2報）消波構造物を設置した海岸と砂浜海岸における発生量の特性，日本建築学会構造系論文集59巻455号，pp. 207-213.
7）片山 正敏，1995，北部九州の沿岸域における海塩粒子の発生に関する計測調査，海洋開発論文集11巻，pp. 115-120.
8）渥美洋一，若山義樹，國田淳，関口信一郎，佐藤勝春，宮川譲治，1997，開放性砂丘沿岸域における飛来塩分分布特性に関する現地観測と数値計算による検討，海洋開発論文集13巻，pp. 723-728.
9）岩島 大季，高田 暁，天野 健太郎，谷 英明，野村 佳緒里，前田 龍紀，上田 真也，山本 剛志，2023，沿岸部の建物室内における気中塩分濃度に関する研究，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集7巻，pp. 13-16.
10）日本空気清浄協会，1999，JACA No. 34-1999 クリーンルーム構成材料から発生する分子状汚染物質の測定方法指針，pp. 25-26.
11）日本空気清浄協会，2003，JACA No. 35A-2003 クリーンルーム及び関連する制御環境中における分子状汚染物質に関する空気清浄度の表記方法及び測定方法指針，pp. 7-9.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

チャンバー実験による二酸化塩素の分解特性の測定と CFD による室内分散シミュレーション

Measurement of the Decomposition Characteristics of Chlorine Dioxide through Chamber Experiments and CFD Simulation of its Dispersion in Indoor Environment

○福間　颯也（大阪大学）　　松尾　智仁（大阪大学）
三浦　孝典（大幸薬品）　　嶋寺　光　（大阪大学）
近藤　明　（大阪大学）
Soya FUKUMA*1Tomohito MATSUO*1 Takanori MIURA*2 Hikari SHIMADERA*1 Akira KONDO*1
*1 Osaka University *2 Taiko Pharmaceutical co., ltd.

Chlorine dioxide (ClO_2) is commonly utilized for virus elimination, sanitization, deodorization, and anti-fungal purposes. In order to use ClO_2 effectively, its concentration should be properly controlled. However, ClO_2 is known to decompose thermally and photolytically, and the decomposition characteristics are unclear. This research aims to clarify the effects of temperature, humidity on the decomposition rate with chamber experiments . The results indicated that the impact of absolute humidity is much larger than that of temperature. We proposed a two-variable function of temperature and absolute humidity for the decomposition rate. We also conducted numerical simulations of indoor ClO_2 distribution. The results indicated it is important for the ClO_2 concentration estimation to consider the indoor flow field and the decomposition.

はじめに

二酸化塩素（分子式：ClO_2）は日本や米国で水道水の消毒，紙パルプの漂白，プール水の消毒，空間除菌や小麦粉処理として食品添加物での使用が認められている[1,2,3,4]。また中国では COVID-19 対策の消毒剤として水や空気の消毒について使用が認められた[5]。しかし，高濃度の ClO_2 下では健康影響が懸念され，日本二酸化塩素工業会では ClO_2 の「室内濃度指針値」として 0.01 ppm を設定している[4]。ClO_2 は空間中で熱や光で分解するが、その分解速度は不明である[6]。

よって今回の目的として，温湿度が ClO_2 の分解速度に与える影響を評価する。また得られた分解特性をモデル化することで室内における ClO_2 の濃度分布シミュレーションを行い，温湿度の不均一性や，発生源位置が与える影響を評価した。

1. 方法

1.1　二酸化塩素の分解特性の測定実験方法

ClO_2 の分解速度を測定するために，チャンバーを用いた分解実験を行った。まずチャンバー内の濃度として 1 ppm（分解がすみやかに進むと見込まれる条件では 2 ppm）を目標として，ClO_2 を供給した。チャンバー内にはサーキュレーターを設置して，空気を攪拌し，ClO_2 濃度や温湿度の分布が均一になるようにした。また，光分解を防ぐため，チャンバー内は暗室とした。チャンバー内の ClO_2 濃度が目標濃度に達したら供給を止め，サンプリングポンプを用いて 0 分から 240 分後まで 60 分ごとに 5 回，チャンバー内の空気を捕集液に捕集した。，捕集液中の濃度はヨウ化カリウム（KI），炭酸ナトリウム（Na_2CO_3），炭酸水素ナトリウム（$NaHCO_3$）がそれぞれ 1.2 mM, 1.5 mM, 1.5 mM である。ClO_2 は水溶液中では亜塩素酸イオンになるため，イオンクロマトグラフィーを用いて捕集液中の亜塩素酸イオンの濃度を測定した。本実験では暗所条件で温湿度を制御・測定し，計 16 ケースの実験，分解速度の評価を行った。

ClO_2 は一次分解すると仮定した。よって，式（1）で ClO_2 の分解速度式を表せられる。

$$\frac{dC}{dt} = -k_{dec}C \leftrightarrow C = C_0 e^{-k_{dec}t} \qquad (1)$$

C は ClO_2 濃度（ppm），C_0 は ClO_2 初期濃度（ppm），t は時間（h），k_{dec} は分解速度（1/h）である。

ClO_2 の分解速度は，温湿度によって変化すると仮定し，実験結果から，温湿度を用いて分解速度を決定する実験式を作成した。

1.2　シミュレーション手法

シミュレーションには OpenFoam-4.0 を適宜修正して用いた。非圧縮性定常流れを仮定し，乱流モデルには標準 k-ε モデルを用い，速度と圧力の連成解法に SIMPLE 法を用いた。計算領域は大阪大学の講義室を模擬して作成した。計算格子は各 5 cm とし、約 270 万メッシュとした。CFD シミュレーションでは，分解特性による濃度変化を調べるために，測定実験から推定した分解特性を考慮した。分解速度は，各点の温度，湿度を参照して実験式により算出する。Fig.1 に計算領域の平面図，設備の設置位置を示す。Table 1 に境界条件を示す。南側に換気設備の給気口があり，北側に排気口がある。また西側に加湿器を設置した。換気と加湿を同時に行う場面を想定し，不均一な湿度場による分解速度の違いが ClO_2 の濃度分布へ及ぼす影響を評価した。Fig.2 に ClO_2 の発生源候補と濃度評価点の位置を示す。発生源候補は机の上中央に設置するものとし，室内に 12 個設置した。また濃度の評価点は居住者の呼吸位置を想定し，床から 1.2 m の高さに設置した。また，各机に二人ずつ着席するとして 66 点を濃度評価点とした。Table 2 にシミュレーシ

ョンのケースを示す。分解速度の与え方，発生源位置による影響を評価するために計 4 ケースで行う。C-12，4 は領域内の平均温度（28℃），比湿（0.0098 kg/kg）から計算される分解速度(0.171 1/h)を一様に与えた。E-12, 4 は分解速度を各セルの温度，湿度を参照し，逐次計算する。また C12, E-12 では CO_2 が発生源候補の 12 点すべてから放出され，C-4, E-4 では風上一列の 4 点のみから放出される。ケース間で発生させる ClO_2 の総量は一定とした。

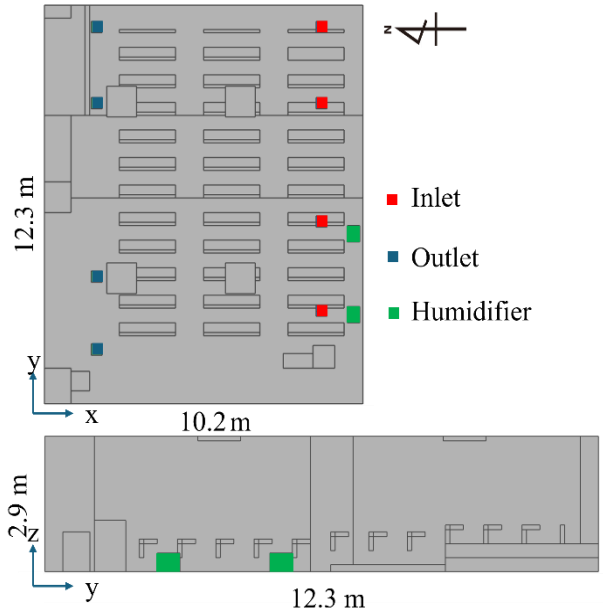


Fig.1Calculation field and position of equipment

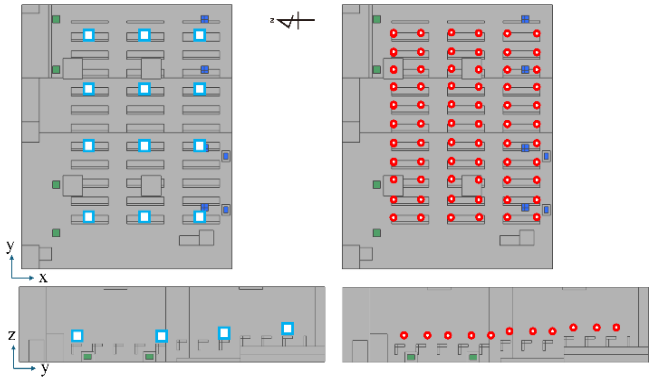


Fig.2 Generation points and evaluation points of ClO_2 ((a), (c) indicate generation points and (b), (d) indicate evaluation points)

Table 1 Boundary conditions

Boundary	Condition	
Inlet	Flow rate	325 m^3/h
	Flow angle	45 degrees downward from horizon and corner direction
	Specific humidity	8.50×10^{-3} kg/kg
Humidifier	Flow rate	100 m^3/h
	Amount of humidication	1.2 kg/h

2. 結果・考察

2. 1 二酸化塩素の分解特性

Table 3 に各実験の条件と分解速度を示す。Fig.3 に分解実験時の濃度の経時変化を示す。実験条件により近似直線の傾きは異なるが，すべてのケースにおいて一次反応で濃度が減少している。また Table 3 に示すように，比湿が大きいほど，分解速度も大きいという傾向が見られた。一方で，気温や相対湿度は，分解速度との相関が比湿ほど明確には見られなかった。よって，比湿は温度と比べ，ClO_2 の分解速度に大きく影響していると考えられる。

Table 2 Simulation Conditions (Case, Number of generation points, Place, Amount of generation, and Decomposition rate)

Case	Number of points	Place	Amount from each source (ppm)	Decomposition rate (1/h)
C-12	12	Whole	0.0004	Constant (0.171)
C-4	4	Upwind	0.0012	Constant (0.171)
E-12	12	Whole	0.0004	Calculating in each cell
E-4	4	Upwind	0.0012	Calculating in each cell

Table 3 Experiment condition (temperature, relative humidity, and specific humidity) and decomposition rate. (The cases are shown in descending order of absolute humidity.)

Case	Temperature (deg.C)	Relative humidity (%)	Specific humidity (kg/kg)	Decomposition rate (1/h)
1	33.8	81.9	0.0269	1.411
2	32.0	87.5	0.0259	1.584
3	27.3	96.1	0.0217	1.057
4	28.0	90.2	0.0212	1.220
5	27.3	91.8	0.0207	1.120
6	26.5	90.3	0.0194	0.732
7	30.1	68.0	0.0180	0.451
8	21.1	93.3	0.0145	0.450
9	28.7	60.0	0.0146	0.258
10	27.7	59.4	0.0137	0.207
11	26.2	64.0	0.0135	0.216
12	32.3	44.4	0.0133	0.257
13	33.2	39.1	0.0123	0.239
14	26.5	53.0	0.0113	0.212
15	25.6	46.0	0.0093	0.215
16	24.3	27.6	0.0052	0.145

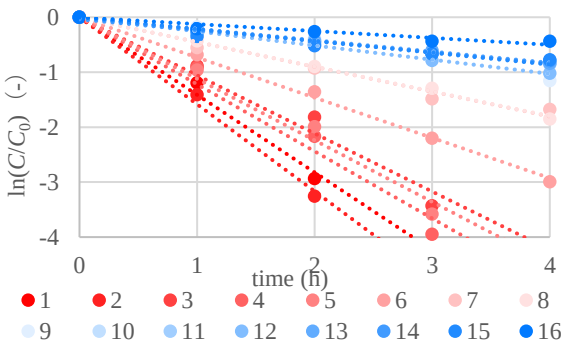


Fig.3 Concentration of ClO_2 over time

Fig.4 に比湿と分解速度の関係を示す。比湿が上昇するにつれ，分解速度が大きくなる結果となった。ClO_2 は水の錯体になることで分子構造が変化し，反応が促進される [7]。比湿によって反応が促進されることでこのような結果になったと考えられる。また比湿が小さい条件でもある程度の分解速度を持つように見られる。よって，近似曲線の決定係数が最大となるような切片を求め，k_c=0.1 とした。これは，比湿が 0 kg/kg のとき（乾燥条件）での分解速度とみなせる。以降の議論では，乾燥条件の分解速度を差し引いた分解速度を湿潤条件の分解速度と言う。Fig.5, 6 に湿潤条件の分解速度と比湿，温度の関係をそれぞれ示す。図中の近似直線が示すように，比湿が 0.005–0.030 kg/kg の範囲では ClO_2 の分解速度は比湿の約 2.5 乗に比例する。また，アレニウスの式より，分解速度の対数と絶対温度の逆数の間には比例関係があることが予想される。そこで近似直線の，傾きを調べると，-1.0×10^4 となった。

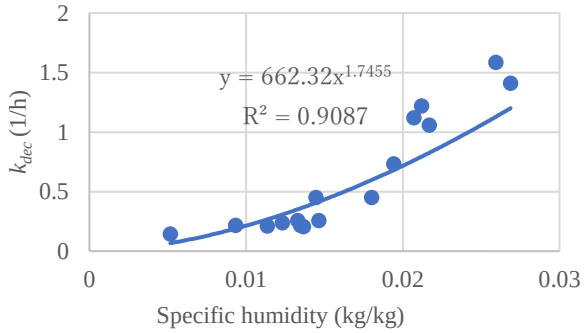


Fig.4 Relationship between absolute humidity and decomposition rate

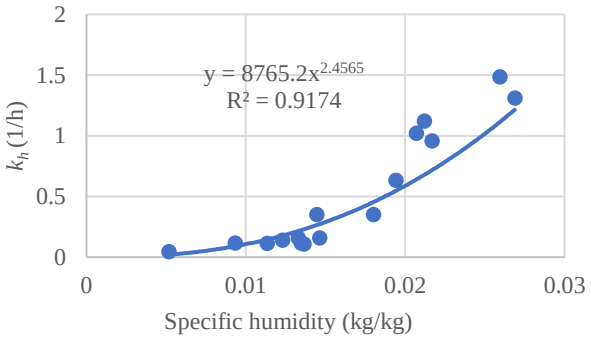


Fig.5 Relationship between absolute humidity and decomposition rate (effect in dry and sheltered subtracted)

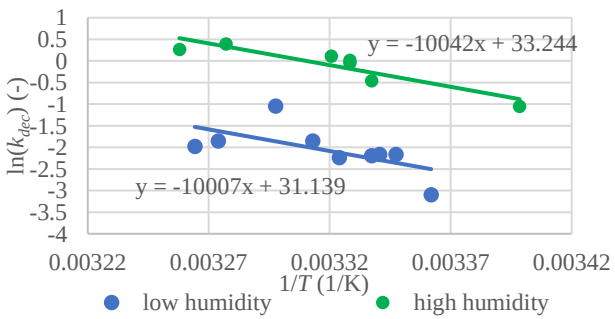


Fig.6 Relationship between the inverse of absolute temperature and the logarithm of decomposition rate

これら結果から，分解速度について，温度，比湿の二変数関数の式（2）を得た。

$$k_{dec} = 0.10 + 1.91\times10^{18}\times H^{2.46}\exp\left(-\frac{1.0\times10^4}{T}\right) \quad (2)$$

ここで，H は比湿（kg/kg），T は絶対温度（K）を示す。Fig.7 に式（2）により計算した分解速度と測定された分解速度の散布図を示す。決定係数（R^2）が 0.8686 と高いため，実験式は ClO_2 の分解速度をよく表すといえる。

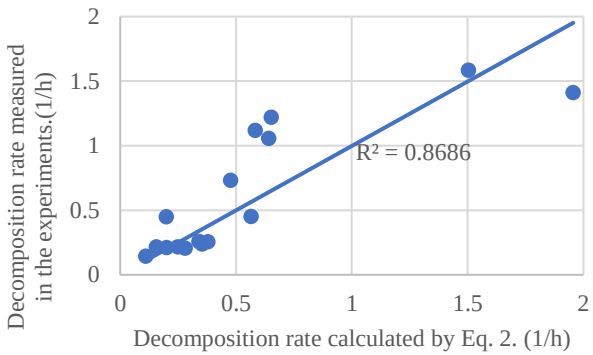


Fig.7 Comparison between the decomposition rate calculated by Eq. 2 and that measured.

2. 2　シミュレーション結果

Fig.8，9 に速度，比湿の分布を示す。それぞれ呼吸域高さを想定した床高さから 1.2 m の断面（z=1.2 m）と加湿器が含まれる断面（y=2.7 m），換気給気口と排気口両方が含まれる断面（y=9.125 m）を示す。換気給気口から排気口への流れが支配的であり，y 軸方向の流れは小さい。それに伴い、比湿は y 軸方向の広がりは小さく、x 軸方向に広がっている。y 軸方向に大きな差が生まれた。また加湿器近傍、z=1.2 m 断面左下では渦を巻いている箇所や速度が小さくなっている箇所があり，比湿が高い箇所が見られる。y=2.7 m の断面では y=9.125 m の断面に比べ x 軸方向の流れは小さい。また加湿器が含まれるため、比湿は高い。換気給気口，排気口両方が含まれている断面では，特に換気給気口から排気口に向かう流れが強くなっている。また，机の上に比べ給気口から出た空気が床面まで落ち，床を沿って流れ，最終的に排気口に向かう流れが大きい。また，比湿に関してはy座標の大きいの断面であるため，ほとんど加湿による比湿変化はない。

Table 4 に各ケースの平均濃度、標準偏差を示す。一定の分解速度を与えたケース（C-12，4）に比べ平均濃度が約 20%高くなる結果となった。分解が活発でない y 軸上部でも分解が進むため平均濃度が低下したと考えられる。また C-12，4 は全体で均一に分解が進むため標準偏差は小さい結果となった。Fig.10，11 に E-12，4 の濃度分布を示す。y 軸方向上部に比べ、下部は比湿が高いため、分解速度が大きく発生源付近の高濃度が緩和されている。一方，E-4 では y 軸方向下部の発生源付近で渦を巻き、流速が小さいため、広がることなく高濃度となっている。発生源を 4 個設置したケースの方が全体の濃度が高くなっている。12 個発生源を設置したケースでは換気排気口に近い発生源から発生した ClO_2 がすぐに排出されることで全体の濃度上昇につながらなかったと考えられる。また風上に設置することで流れにより全体に拡散される。そのため濃度に差ができたと考えられる。Fig.12，13 に分解速

度の与え方を変えたケースの上昇割合を示す。平均濃度が 20%上昇しているため、上昇割合が 20%以下の箇所は湿度により分解が促進されたと考えられる。発生源近傍はほとんど濃度の変化はない。両図で y 軸方向下部の特に比湿の高い箇所で上昇割合が小さくなっている。また y=2.7 m の x 方向上部の比湿が高い箇所で差が小さい。一方 y=9.125 m 断面では分解速度の差が小さいため、断面全体で濃度差は小さいすべてのケースにおいて，発生させた総量は一定であるため，これらの結果から，発生源位置，分解速度の差が大きく濃度分布に影響を与えると考えられる。また今回の実験により得た分解速度式は比湿の約 2.5 乗に比例するため，湿度の小さな差が大きく分布に影響を及ぼす。よって，屋内の正確な濃度の把握には流れ場を考慮した発生源の設置，分解速度の計算が重要である。

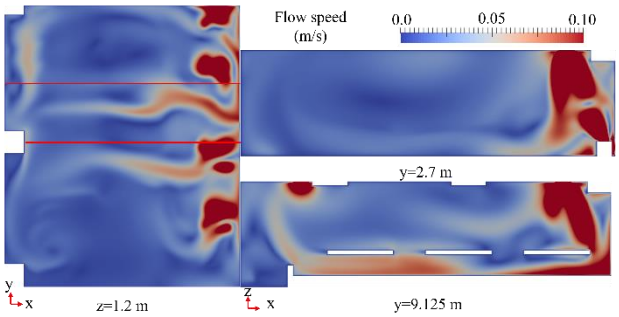


Fig.8 Field of flow speed

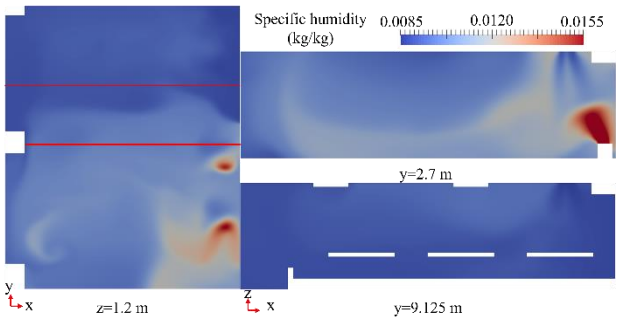


Fig.9 Field of specific humidity

Table 4 average concentrations

Case	Average concentration	Standard deviation
C-12	0.0649 ppm	0.0077 ppm
C-4	0.1030 ppm	0.0088 ppm
E-12	0.0782 ppm	0.0080 ppm
E-4	0.1249 ppm	0.0087 ppm

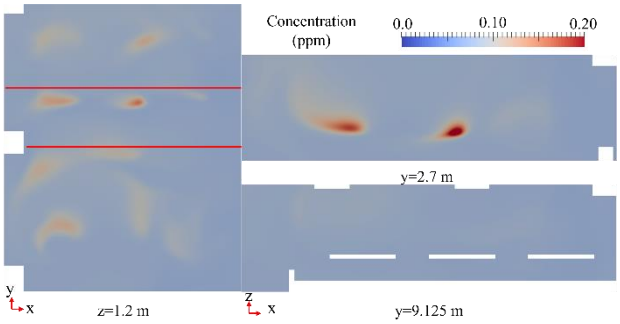


Fig.10 Concentration distribution (E-12)

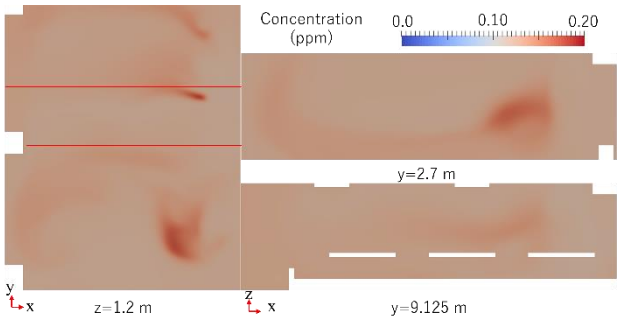


Fig.11 Concentration distribution (E-4)

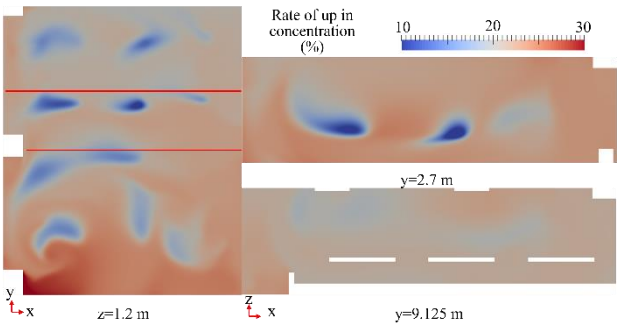


Fig.12 Difference in concentration between C-12 and E-12

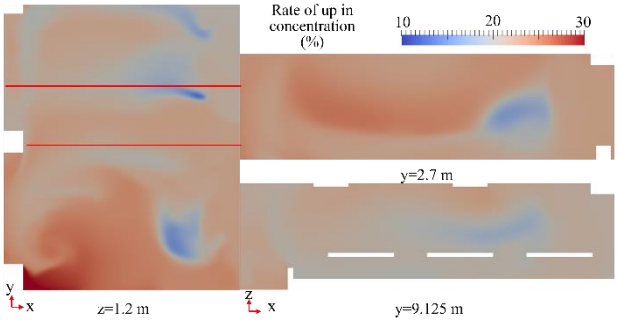


Fig.13 Difference in concentration between C-4 and E-4

3. まとめ

チャンバーを用いて ClO_2 の分解実験を行った。ClO_2 は温湿度によって分解が促進され，特に比湿の影響が大きい。また実験で得た分解速度式を用いて、屋内濃度分布のシミュレーションを行った。流れ場，正確な分解速度を考慮することが濃度分布の正確な評価ができる居住環境の改善につながる。

今後の課題としては，光が与える影響の定式化，逆解析による発生源，量の最適化などがある。

参考文献

1) 水道施設の技術的基準を定める省令
2) 厚生労働省，「食品 添加物等の規格基準（昭和 34 年厚生省告示第 370 号）」
3) U.S. Environment Protection Agency (EPA), National Primary Drinking Water Regulations
4) 日本二酸化塩素工業会，「二酸化塩素とは？」，http://chlorinedioxide.or.jp/clo2，参照日：2024/1/24
5) 国家卫生健康委办公厅关于印发消毒剂使用指南的通知 国卫办监督函〔2020〕147 号 消毒剂使用指南 2020 年 2 月
6) M A Brusa, L J Perissinotti, M S Churio, A J Colussi, Journal of Photochemistry and Photobiology, 101(2-3), pp. 105-111, 1996
7) S Aloisio, et. al., Chemical Physics, 254, pp. 1-9, 2000

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

オフィスにおけるパーソナル型ハイブリッド換気・空調システムの設計手法に関する研究 （その 1）小規模オフィスにおいて外気温度とパーソナル換気装置の給気量が 呼吸域換気効率に与える影響

Design Method for Personalized Hybrid Ventilation and Air Conditioning Systems in Office (Part 1) Effect of Outdoor Air Temperature and Personal Device Flow Rate on Breathing Zone Ventilation Efficiency in Small Office

○大野　成陽　（大阪大学）　山澤　春菜　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）

Shigeharu OHNO[*1]　Haruna YAMASAWA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]

[*1] Osaka University

Recently, the natural ventilation system (NV) is drawing people's attention from a carbon-neutral perspective. However, NV has some limitations for the installation due to its dependence on outdoor air conditions and the non-uniformity of the indoor environment. To overcome these problems, personal ventilation systems (PV) and NV are to be combined in the present study. In the present paper, the impact of the outdoor air temperature and supply flow rate ratio between PV and NV on temperature and ventilation effectiveness is numerically investigated. The results are discussed from the perspective of temperature distribution, flow field, and ventilation effectiveness.

はじめに

近年、カーボンニュートラルの観点から自然換気が注目されており、オフィスにおいて自然換気を採用した事例も少なくない。しかし、外気条件によっては環境に対する不満足度が増加するという報告もあり[1)]、これは自然換気システムにおける外気条件依存の性質及び室内気流場・温度場の不均一性によるところが大きい。従って、変動する外気条件・異なる地点でも自然換気を導入した室における快適性を損なわないシステムが必要とされている。そこで本研究では、自然換気システム（NV）にパーソナル換気・空調システム（PV）を組み合わせることで、外気条件に関わらず温熱的快適性と空気質を担保し、個人の嗜好に合わせた制御が可能なハイブリッド空調の設計手法開発を目的とする。

本報では、外気温度及びパーソナル型換気装置の給気量が呼吸域換気効率、空気交換効率、上下温度差に与える影響について CFD 解析による検討結果を報告する。

1. 解析概要

1. 1　解析領域

Fig. 1 に解析空間、**Table 1** に解析手法、**Table 2** に境界条件を示す。在室者 2 名の小規模なオフィス（6,000 × 3,500 × 2,700 mm）を想定し、解析空間には 2 体の模擬人体と各 50W で発熱する PC2 台を **Fig. 1** に示す通りに配置した。ここで、壁面は断熱されているものとした。身長 1,750 mm の男性を想定して DAZ Studio（DAZ 3D 社製、ver. 4.21）により作成した椅座位の人体モデルを模擬人体として用いた。人体発熱に関しては次節において説明する。自然換気について、ペリカウンター型自然換気口の吹出口（1,000 × 100 mm / 個）から新鮮外気が流入し、反対側の壁面上部にある自然換気用排気口から排気されると想定した。また、PV については、デスク上の PV 用給気装置の吹出口（100 × 100 mm / 個）から概ね模擬人体の口高さ（1,140 mm）で外気を給気し、天井に設置した PV 用排気口から排気されるとした。

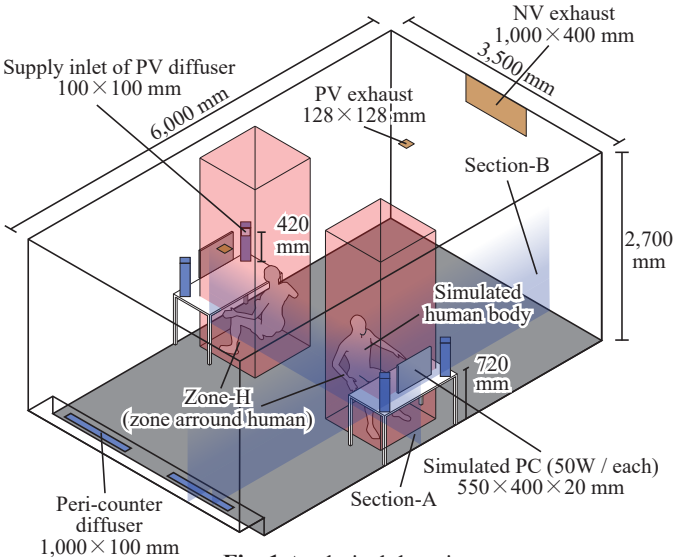


Fig. 1 Analytical domain

Table 1 Analytical condition

CFD Code	Ansys Fluent 2023 R1
Turbulence Model	SST *k-ω* model
Total Number of Mesh	5,225,653
Algorithm	SIMPLE
Discretization Scheme	QUICK

Table 2 Boundary conditions

Wall	**Wall treatment**	Enhanced wall treatment
	Heat	Gradient zero (Adiabatic)
	Emissivity	0.9 [-]
Inlet and outlet		Refer to Table 3
Total ventilation rate		90 [m3/h]
Human	**Body core temperature**	36.4 [℃]
	Heat conductance	5.92 [W/m2K]
	Emissivity	0.9 [-]
Heat load	**PC**	50 [W]×2=100 [W]

空気齢分布を得るため、空気と同じ物性を持つトレーサーガスを 1.0×10^{-5} kg/m^{3}s で、室全体において一様に発生させた。ここで、空気齢は村上ら[4]によって提案された次式の無次元空気齢 SVE 3 を用いて示す。

$$SVE\ 3(x) = \frac{C'_x(x)}{C_s} = \frac{\bar{\tau}}{\tau_n} \qquad \text{(Eq. 1)}$$

ここで、$C'_x(x)$は室内一様にトレーサーガスを発生させた場合における位置xの濃度 [kg/m^3] を、C_sは瞬時一様拡散濃度 [kg/m^3] を、$\bar{\tau}$は位置 x における平均空気齢 [s] を、τ_nは名目換気時間 [s] を表す。

Table 3 に解析条件を示す。全体の換気量を 90 m^3/h とし、NV と PV の換気量の比を 90:0、60:30、30:60 と変化させた。また、PV、NV 共に外気が供給されるものとし、外気温が 18 ℃、20 ℃の条件で検討した。

1. 2　人体熱モデル

Fig. 2 に人体境界条件のモデル図を示す。人体のコアと周囲空気が一次元的に熱のやり取りをすると仮定し、熱的中立条件における Fanger[2] の 2-Node モデルを模擬人体表面に適用した。既往研究[2]で示されたコアから皮膚表面までのコンダクタンス 18.52 W/m^2 K に加え、着衣量 0.75 [clo] における皮膚表面から衣服外側表面までの熱抵抗 0.115 m^{2}K/W を考慮した[3]。人体表面の境界条件として、コア温度 36.4 ℃[2]と合成した熱コンダクタンス 5.92 W/m^{2}K を与えて以下のように境界条件を設定した。

$$Q_t = 18.52 \times (36.4 - t_s) \qquad \text{(Eq. 2)}$$

ここで、t_s [℃] は皮膚平均温度、Q_t [W/m^2] は人体からの顕熱損失を表す。

2. 結果と考察

給気温度が各 18 ℃、20 ℃のとき、室内平均温度は 25.1 ℃、26.6 ℃程度、模擬人体の発熱量は 72.3 W/ 人、62.6 W/ 人程度となった。温度、風速、空気齢の断面分布を **Fig. 3** に示し､次節よりその分布について考察する。ただし、風速と空気齢は外気温に関わらず同様の傾向が見られたため、18 ℃の結果のみ示す。

Table 3 Studied cases

Case name	Air flow rate [m^3/h]		Supply velocity [m/s]	
	PV	NV	PV	NV
Case P00-T$_{out}$	0	90	0	0.13
Case P30-T$_{out}$	30	60	0.83	0.08
Case P60-T$_{out}$	60	60	1.67	0.04

*Notes : T_{out} = 18 or 20 [℃]

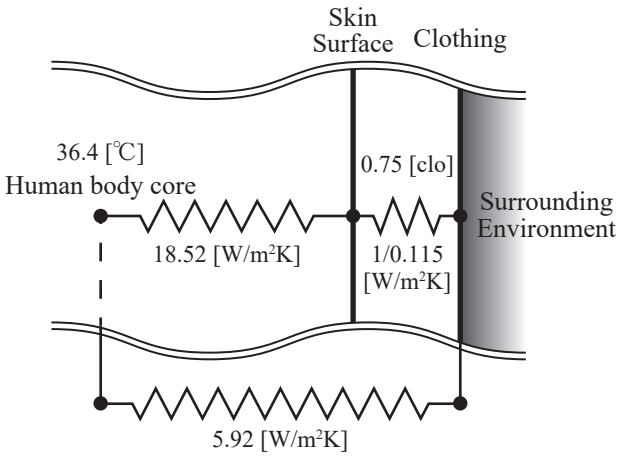


Fig. 2 Schematic of boundary condition at human skin surface

2. 1 PV 給気流速の違いが人体周辺気流に与える影響

温度・風速分布を見ると、PV 流量が少ない条件において模擬人体及び模擬 PC からの熱上昇流の存在が確認でき、室内では上下に温度勾配が形成されている。このとき SVE 3 分布を見ると、室下部の新鮮外気は模擬人体周辺の熱上昇流にのり室上部へ運ばれたことがわかる。一方で、PV 流量が多い条件において、温度・風速分布からは模擬人体からの熱上昇流が確認できず、SVE 3 は人体の目前で低い傾向となった。

これらの違いは人体まで PV 給気気流が到達したか否かによるものと考えられる。風速・SVE 3 分布より、給気流速が小さい条件では給気気流が途中で机上へ降下後に人体からの熱上昇気流に載せられて一部上昇したのに対し、流速の大きい PV 気流は人体まで直接新鮮外気を供給できた。一方で、給気流速が大きい条件では人体周辺において強い乱れが生じたものと考えられ、ドラフト感が懸念される。

2. 2 自然換気量の違いが室内温度場に与える影響

温度の断面分布において、PV 流量が大きい条件と比べ、PV を利用しなかった条件において室下部の温度が比較的低くくなった。このことは SVE 3 の分布において、室下部の空気齢が若いことからも読み取れる。これは、室内温度よりも低温の外気が低速で室内へ流入したために、NV による給気が床面付近を沿って進んだものと思われる。このとき、前述のように PV 給気流速が小さいときに人体からの熱上昇気流が乱されず安定して温度勾配が形成されたと考えられる。これらにより、NV 換気量が多く PV 給気量が少ないときに室内では上下方

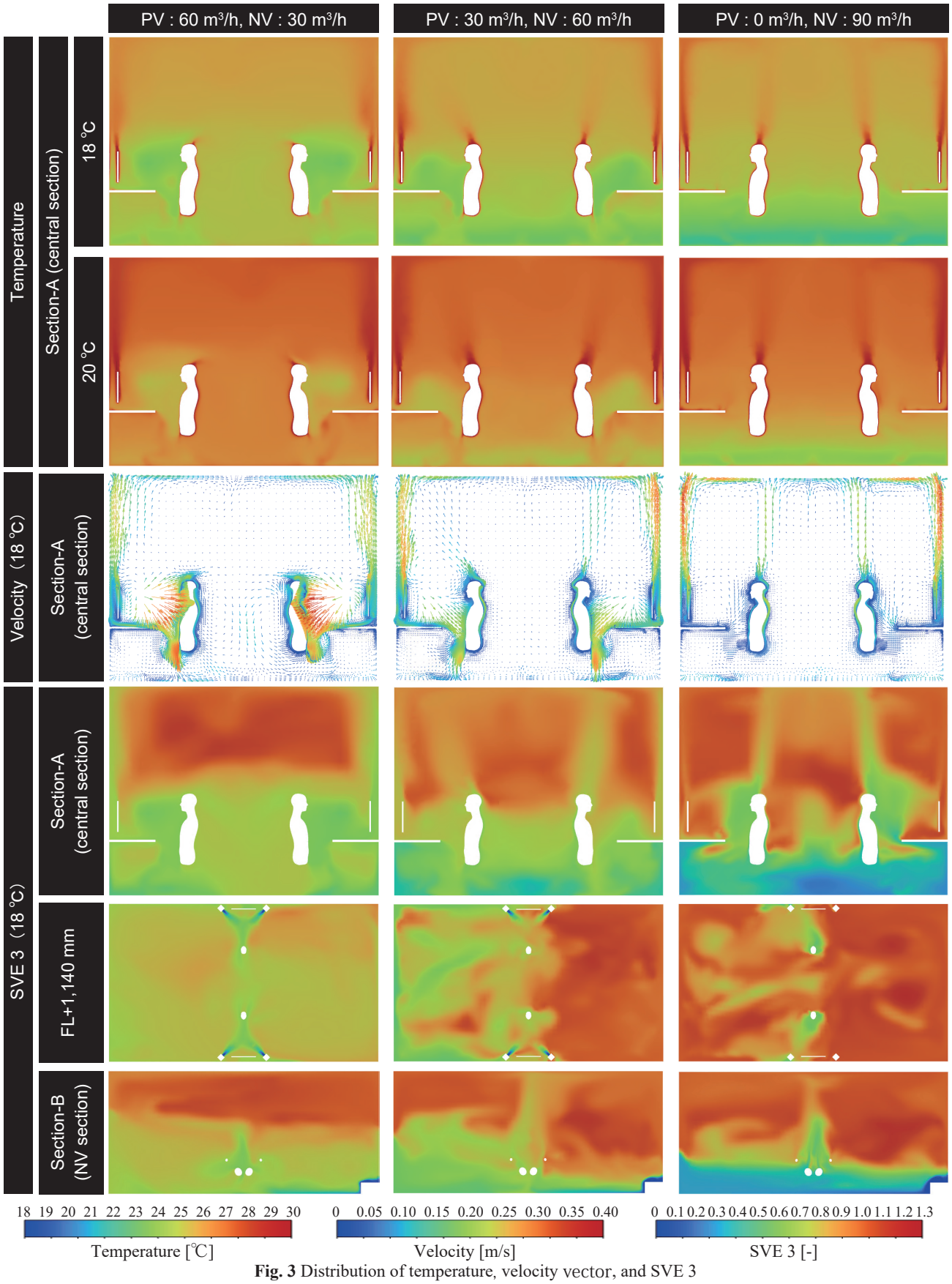


Fig. 3 Distribution of temperature, velocity vector, and SVE 3

向に温度差が生じた。

一般に、頭（床上 1,100 mm）から踵（床上 100 mm）までの上下温度差は 3 ℃以内が推奨されている [5]。各高さにおける室内平均温度について、頭と踵の高さにおける温度差を **Fig. 4** に示す。ただし、人体周りでの局所的な環境を評価するため、**Fig. 1** に示す通りに人体端から前後左右に概ね 50 mm における範囲（Zone-H）内のみに注目した上下温度差も併記した。

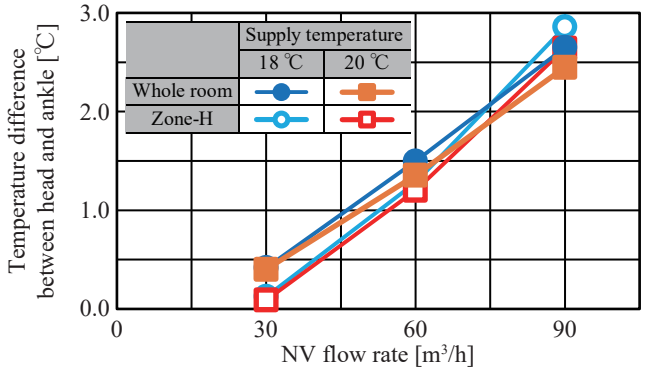


Fig. 4 Temperature difference between head and ankle

Table 4 Air change efficiendy

		NV flow rate		
		30 m³/h	**60 m³/h**	**90 m³/h**
Supply temperature	**18℃**	58.7 [%]	57.9 [%]	57.8 [%]
	20℃	56.0 [%]	56.6 [%]	56.8 [%]

今回検討した条件では、基準とされている 3 ℃を上回る温度差は見られなかった。ただし、前述の通り、自然換気量と上下温度差には正の相関がみられたため、今回よりも単純に自然換気量を増加させた場合に不快な上下温度差を生じてしまう可能性が示唆された。また、室全体と Zone-H で概ね同様の温度差となったものの、NV 換気量が大きいとき、室全体と比べて Zone-H でわずかに上下温度差が大きく、NV 換気量が小さいときに Zone-H 内の上下温度差が室全体よりも小さくなった。

これは、NV と同じ温度の PV の給気気流が人体まで到達したことにより人体頭高さの温度が低下し、NV による足元温度の低下を相殺することで上下温度差が緩和されたことが原因だと考えられる。

2. 3 外気温が空気交換効率に与える影響

外気による室内空気の交換効率指標として、空気交換効率 [6] を用いた。

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{2\langle\bar{\tau}\rangle} \times 100\ [\%] \qquad \text{(Eq. 3)}$$

ここでε^aは空気交換効率 [%]、$\langle\bar{\tau}\rangle$は室平均空気齢 [s] を表す。各条件における空気交換効率の結果を **Table 4** に示す。外気温が 18 ℃の時に空気交換効率がより高い値を示した。したがって、外気温が室温と比べて低温のとき、前述した温度成層ができ、より効率的に換気が行われる可能性を示唆している。PV : NV 流量比と空気交換効率に関係性は見られなかった。

2. 4 人体呼吸域換気効率

人体呼吸域についてより詳細な検討を行うため、口前 5 点（5、10、20、30、50 mm）における SVE 3 の値を **Fig. 5** に示す。PV を利用した場合、PV を利用しなかった条件と比べて SVE 3 が高くなった。ただし、PV を利用していても、人体まで PV が到達しなかった PV : NV 流量比が 30 : 60 の条件で SVE 3 が高い値を示した。

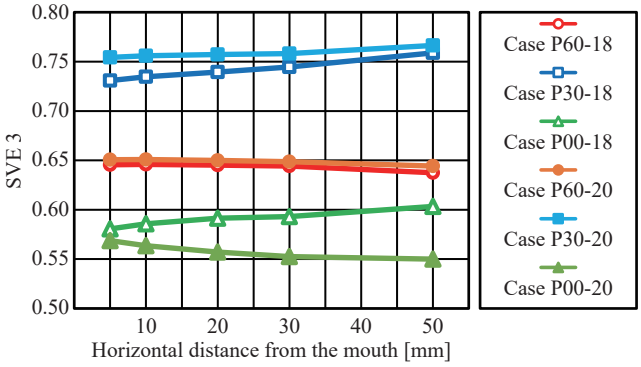


Fig. 5 SVE 3 in front of mouth

したがって、人体周辺まで清浄な低温空気が到達する今回のような自然換気口では、人体周辺の熱上昇流にのせて清浄空気が口前まで運ばれるため、PV を利用しない条件で換気効率が高くなった。一方で、人体周辺の熱上昇流が乱される条件では、PV の給気気流が直接口前まで到達する必要が示された。

おわりに

本報では、パーソナル型ハイブリッド換気・空調システムにおける外気温及び自然換気量とパーソナル給気量の比が人体周辺気流、換気効率、室内温度場に与える影響について検討した。その結果、PV については給気が人体まで到達することが重要であり、気流が到達することで呼吸域換気効率、上下温度差において向上が見られた。一方で本報の PV の給気風速によっては人体周辺気流における乱れが見られ、ドラフト感の懸念があるため、適切な PV の給気風速に関する検討が求められる。また、人体周辺の熱上昇流もまた、室内温度場、換気効率に大きな影響を与えていることが確認され、人体周辺の熱上昇流が乱された場合には呼吸域換気効率の値に悪化が見られた。自然換気の流量及び外気温は上下温度差に大きな影響を与えており、不快な上下温度差が生じてしまう可能性があるため、給気風速同様に更なる検討が必要と考えられる。加えて、本検討で利用したものとは異なる自然換気口についても検討を進める所存である。

ー謝辞ー

本研究は、JSPS 科研費（特別研究員奨励費 22KJ2412）の助成を受けたものである。ここに記して謝意を表す。

ー参考文献ー

1) 藤田ら：自然換気・放射併用パーソナル空調を導入したテナントオフィスビルの評価研究 （第 7 報）実運用下における自然換気時のアンケート評価、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、2019.09
2)Fanger : Thermal comfort : analysis and applications in environmental engineering, Danish Technical Press, 1970.
3)Olesen : 着心地特集 温熱環境と衣服の快適性 , SEN-I GAKKAISHI , 1987.
4) 村上ら：新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法、換気効率の評価モデルに関する研究 . 空気調和・衛生工学会論文集 , 32, pp.91-102 (1986)
5)ASHRAE : ASHRAE Standard 55 ,2023
6)Mundt ら : REHVA Guidebook No.2 Ventilation Effectiveness, 2004

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

エアロゾル拡散防止パーティションに関する基礎的研究（その 4）
Basic Research on Partition Wall with Prevent Aerosol Diffusion Unit (Part4)

学生会員　○古 川　涼 吾（摂南大学）　　正 会 員　　堀 江　昌 朗（摂南大学）
Ryogo FURUKAWA*　Masaaki HORIE*
*　Setsunan University

Virus are infectious by droplets and aerosols included in exhaled air, partitions were installed to prevent direct inhalation of the aerosols. However, aerosols are known to become dispersed in the air and remain suspended for long periods of time. Therefore, a partition with aerosol diffusion prevention unit was devised to prevent and reduce the diffusion of aerosols in exhaled air that impinge on the partition. In this report, numerical analysis and visualization experiments of exhaled air impinging on the partition were conducted to investigate the ratio of exhaled air entering the aerosol diffusion prevention unit and to study its effectiveness.

はじめに

2019 年 12 月初旬から瞬く間に世界に広がった COVID-19 だが，いまだに感染者が増加している傾向にある．また, COVID-19 の感染種別が変更されたことにより我々の感染意識が低下し，インフルエンザなどの感染者も増加している．これらの感染拡大によって, エアロゾルの直接吸入を防ぐことを目的とし，飲食店や学校などにおいてアクリル製のパーティションが急速に普及した．現在パーティションは撤去されつつあるが不特定多数の人と接することの多い受付窓口，病院などの施設では長年多く利用されている．しかし，これらに使用されているパーティションは平板タイプのものであり，口から発せられた呼気に含まれる飛沫やエアロゾルはパーティションの壁面に衝突した後，周りの空気中に拡散する．これでは，対面に位置する人に対しては直接的な感染を防ぐことができるが，換気が不十分な空間や空気が淀む場所では二次感染を引き起こす可能性が非常に高くなる．また, 今後，未知のウイルスが人類を襲う可能性も十分に考えられ，この先もパーティションが活用される可能性は高いと思われる．そこで著者らは, 呼気やエアロゾルが周囲の空気中に拡散することを防止するため，一般的な平板パーティションの上下部にエアロゾル拡散防止部を設けた「エアロゾル拡散防止パーティション」を考案した（特願 2021-088900）．本研究では，パーティションに衝突する呼気の数値解析と可視化実験を行い, 拡散防止部内の“かえり”の有効性と入口面積の差による呼気の回収率について検討した．

１．エアロゾル拡散防止パーティション

粒径の大きいエアロゾルは空気中に拡散することなく重力加速度の影響を受け机上や床などに落下する．また，粒径の小さいエアロゾルはパーティションに衝突した後，壁面に沿って四方に拡散する．そのため, パーティション越しにエアロゾルが直接対面に吹きかかることがないようにするために，高さや幅を大きくしたものが数多く利用されているが, エアロゾルは空気中に拡散され, 浮遊したままの状態となる．そこで, パーティションに衝突したエアロゾルの拡散を低減するために，拡散防止パーティションを考案した．このパーティションを用いた場合, 呼気は自らエアロゾル拡散防止部に流入した後に滞留するため，空気中への拡散を低減することができると考えられる．また, 拡散防止部内に“かえり”を設けていることにより一度流入した呼気は外部に漏れ出にくい構造をしている．ここでは詳細は割愛するが，拡散防止部内に深紫外線を照射させウイルスの不活性化を行い，流入した呼気は再放出することを想定している．

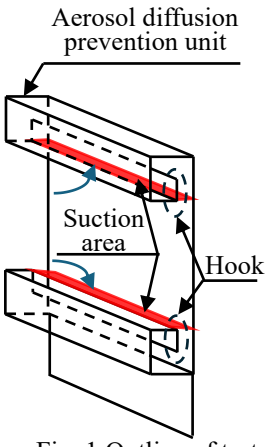


Fig. 1 Outline of test partition

２．数値解析および可視化実験方法

2. 1　呼気の測定

数値解析において実際の呼気量を設定するために，人為的 な咳(以下「咳」)の呼気量の測定実験を行った．測定は 2021 年 8 月 2 日に摂南大学で 20 代の成人 9 名を対象に実施した．本実験では, 鼻あてと鼻あての出口側に取り付けられた気体用流量センサを使用した．咳の流量の測定は再現性を確認するために3回の測定を行っており，9 名の人為的な咳の平均呼気量は 84mℓ であった．Gupta ら [1]が行った咳の呼気量測定実験 では男性で 3～8.5 ℓ/s,

女性で 1.6～6 ℓ/s であり，Zhu ら [2]が行った PIV 解析を用いた測定結果は 0.8～2.2 ℓ/s で平均は 1.4 ℓ/s という結果が得られている．これらの文献値よりも本結果はかなり小さい流量となっているが，本研究では日常で発せられる咳払い程度の流量を想定しているため，本結果は妥当であると考える Fig.2 は数値解析において 用いる代表流量を示しており，なお，図の横軸は時間 t [s]，縦軸は流量 Q [ℓ/s]であり，V_C [mℓ]は総呼気量である．

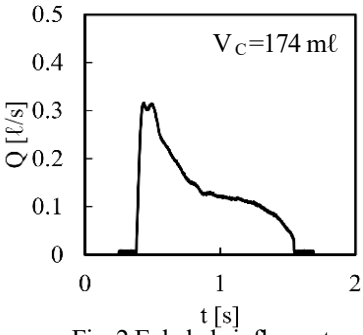
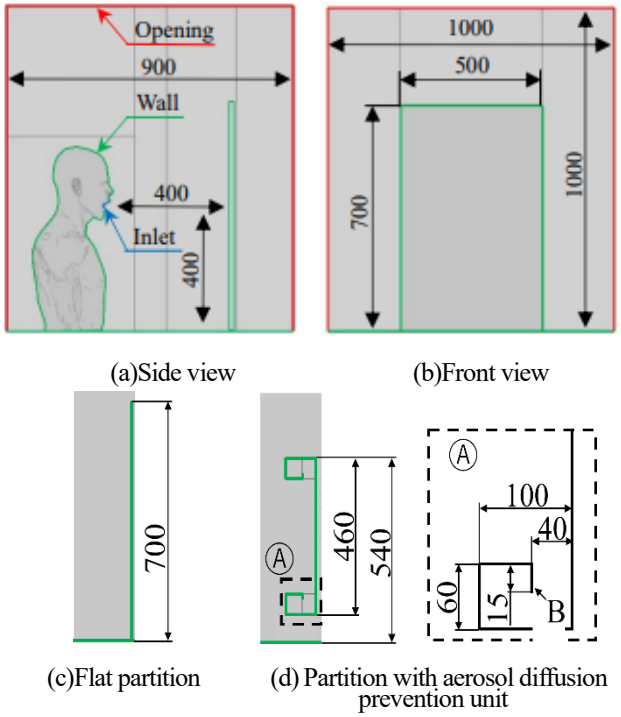


Fig. 2 Exhaled air flow rate

2. 2　数値解析モデル

Fig.3 に本研究で使用した数値解析の概略及び詳細な寸法を示す．本研究では，人の口腔から発せられた呼気がパーティションに衝突した後の流動状態を確認するために数値解析を行った．解析モデルは，人体とパーティション，自由空間で構成されている．人体モデルの形状は，Bondware社製 3D-CGソフトウェアPoser11 の男性モデルを使用した．数値解析においては，ANSYS社製汎用熱流体解析ソフトウェアCFX2021 R1 を使用した．本解析モデルは成人が椅子に座った状態を模擬しており，図の底部は机上を表している．人体モデルの口腔から入口境界面 (0.3cm^2) を設け [1]，Fig.2 の咳の流量を設定し，噴出角度は水平に対して約 15°下方 [1]にした．人体モデルからパーティションまでの距離と床からの高さを 400 mmの位置とし，呼気の温度を入來ら [2]によって得られた 37℃にした．口腔内部の境界面以外の人体モデル表面と床及びパーティションは壁面とし，計算領域の外周部は気体の流入出が可能である設定をした．解析モデルの要素数は約 400 万であり，有限体積法によるレイノルズ平均ナビエ・ストークス方程式を採用し，乱流モデルにはSSTモデルを用いた．計算領域内の空間はすべて 25℃の空気で満たされており，無風の状態で呼気のみによる空気の流れを算出した．ここで，空気が室内に拡散する様子を詳細に解析するため，拡散係数を設定しており，給気量の少ない室内空間での数値解析で用いられる値 (α=5×10^{-5}m^2/s) を使用した．なお，呼気を効率よく回収するため，咳と同程度の低流量ファン (0.012 m^3/s) を上下左右の 4 箇所に設定した．



(a)Side view　(b)Front view

(c)Flat partition　(d) Partition with aerosol diffusion prevention unit

Fig. 3 Outline of calculation model

2. 3　呼気の流れの可視化実験

Fig.4 に可視化実験装置の概略を示す．本実験装置は，咳の流量を疑似的に発生させるためのコンプレッサとレギュレータ，電磁弁，スモークチャンバ，暗室状のモデル空間によって構成されている．また，暗室内は数値解析モデルと同様に，噴出口からパーティションと机上までの距離を共に 400 mm とし，噴出口の角度は水平に対して約 15°下方となるように設置した．ここで，呼気のトレーサにはグリコールを主成分とする粒径が 10 μm 程度の人体に無害なスモークをスモーク発生装置（ダイニチ工業社製 PS-2006）によって生成して用いている．さらに，タンクに繋げているホースをアルミフレームと暗幕から構成されたモデル空間の壁面に設置した．また，壁面の上方から斜め下向きに波長 532 nm，出力 500 mW のグリーンのレーザーシートを照射した．広範囲の流動状態を Canon EOS R を用いて（30 fps）撮影し，拡散防止部内部の局所的な流動状態については BlackMagic Design 社製 Pocket Cinema Camera 6K を用いて（60 fps）撮影した．

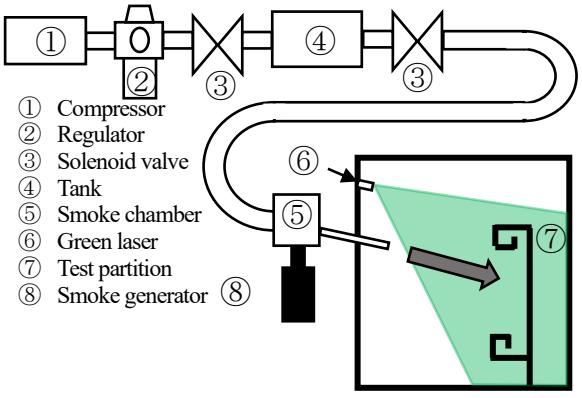


Fig. 4 Outline of experimental apparatus

3．呼気の流動状態

Fig.5 は数値解析での結果を示しており，(a)は平板パーティションの場合，(b)はエアロゾル拡散防止パーティシ

ョンの場合である. 平板パーティションの場合, パーティションに衝突した呼気は壁面に沿って四方に拡散し，底部に拡散した呼気は机上に滞留することが確認された. このことから飲食時において机上にある食品に飛沫やエアロゾルが付着しやすく, また, 受付などの窓口に設置されている下部に開口部があるパーティションの場合，この開口部からエアロゾルが相手側へ漏れ出る可能性があると考えられる。エアロゾル拡散防止パーティションの場合，パーティションに衝突した呼気は壁面に沿って四方に拡散した後に，多くは上下部の拡散防止部に流入する. その後, ファンによって室内に再放出される様子が確認された. このことにより, エアロゾル拡散防止パーティションは呼気の拡散を低減していることが明らかになった.

Fig.6 は可視化実験の結果を示しており，(a)は平板パーティションの場合，(b)はエアロゾル拡散防止パーティションの場合である．また，(b)は数値解析と同程度の吸引ファンを用いた実験結果である．噴出口から出たスモークはパーティションに到達した後に四方に拡散し，また，エアロゾル拡散防止パーティションを用いた場合は，数値解析と同様にスモークが拡散防止部に流入することが確認された. このことから, 数値解析と可視化実験による呼気の流動状態は概ね一致していることが明らかになった.

Fig. 7 は拡散防止部内の流動状態について，(a)は数値解析による速度ベクトル、(b)は可視化実験によって得られた映像を基に PIV 解析を行った、速度ベクトルを算出した結果を示している．パーティションに衝突した呼気は，壁面に沿って上下部の拡散防止部内に流入していることが確認された．流動状態は数値解析と可視化実験によって得られた速度ベクトルとほぼ同様の傾向を示しており，拡散防止部内に流入した呼気は数値解析と PIV 解析によっても渦を形成していることが明らかになった. また, 拡

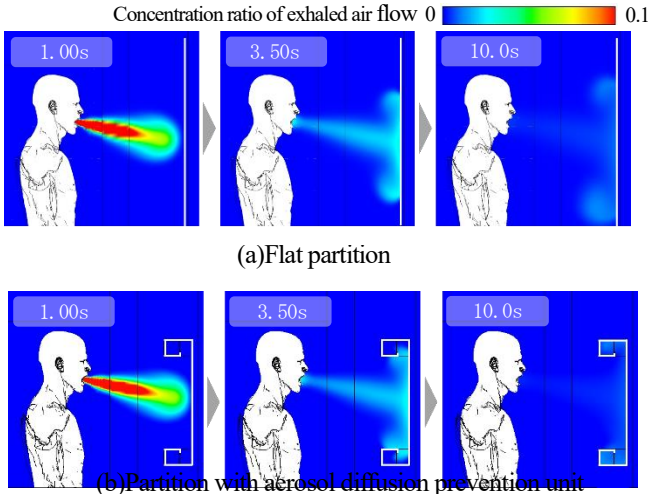


Fig.5 Flow pattern of exhaled air

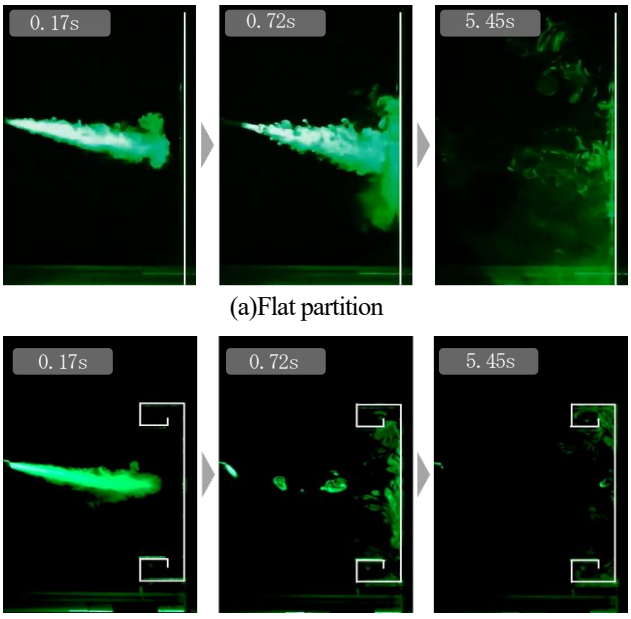
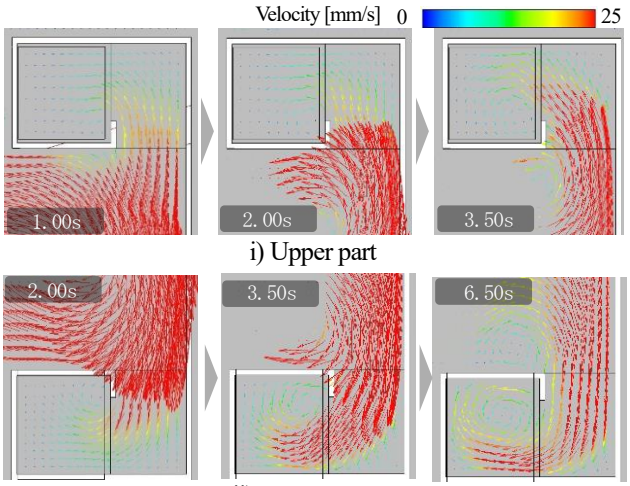


Fig.6 Results of flow visualization experiments



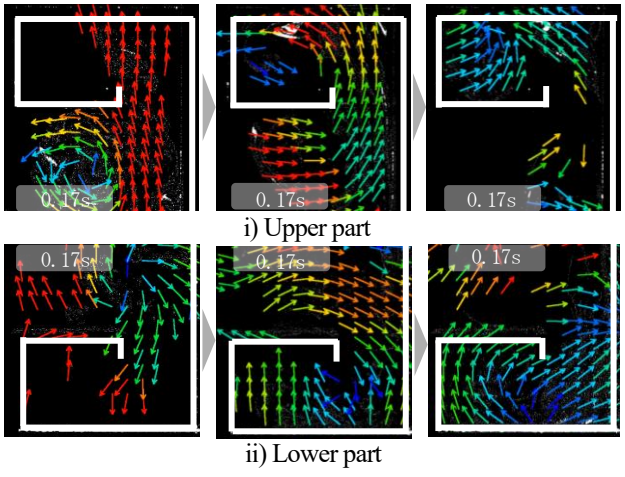


Fig.7 Exhaled air volume into aerosol diffusion prevention unit

散防止部内に“かえり”を設けていることから，内部に渦が形成され，一度流入した呼気は外部に漏れにくくなり，外部への呼気の拡散を低減させる効果があることが明らかになった.

4．拡散防止部への流入量

Fig. 8 は上下の拡散防止部の端部に低流量ファンを設定した場合における呼気が15秒間に内部に流入する呼気量を表している．図の横軸は時間[s]，縦軸は拡散防止部への流入流量Q_S[ℓ/s]を示している．また，実線は下部の拡散防止部への，破線は上部の拡散防止部への流入量 V_{S1}，V_{S2} をそれぞれ示しており，V は総吸引量を示している. 呼気が拡散防止部に流入して2秒後に最大値を迎え，その後減少するものの継続的に呼気を回収していることが明らかになった. なお，上部では 32.1 mℓ，下部では 51.7 mℓ流入していることが確認された．下部の方が流入量が多い理由として，口からの呼気の噴出角度を約 15°下方に設定しているため，呼気が壁面に衝突した後に下方へ流れやすくなっていると考える.

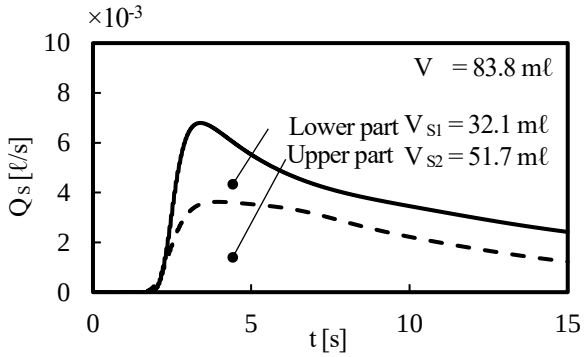


Fig.8 Exhaled air volume into aerosol diffusion prevention unit

次に Fig. 9 は拡散防止部の入口面積を(a)～(c)の 3 通りの寸法を示している。なお，前述の流入流量は(b)の入口面積が 0.02 m² の結果である。また，Fig. 10 は入口面積の異なるそれぞれのパーティションで数値解析を行い，15 秒間における回収率の変化を示している．横軸は総吸引流量 q_S[ℓ/s]、縦軸は回収率 C[%]である．プロットマークの違いはそれぞれの入口面積を有したパーティションを表しており，0.01 m² と 0.03 m² に関しては，咳の流量に対する 0，2，4 倍の 3 条件のみ解析を行った結果をプロットしている。図より，吸引用のファンを設けていない場合にかぎり，入口面積が小さいほど回収率は減少しているが，他の吸引流量では 3 条件ともプロットがほぼ重なっており大きな差は見られなかった。このことから，拡散防止部へ即座に入りきらなかった呼気も時間が経過するとともにファンによって吸引されるため，ファンを設けることで入口面積に依らず，同程度の回収率が得られることが明らかになった。実際にパーティションを設置することを想定すると，本パーティションの構造上，拡散防止部は小型である方が望ましく，入口面積は小さくした方が現実的であると考えられる。ファンの吸引を大きくすると呼気の回収率は増加する傾向にあるが，ウイルスの不活化を考慮する場合必ずしも吸引量の高いファンを使用するべきではないと考える.

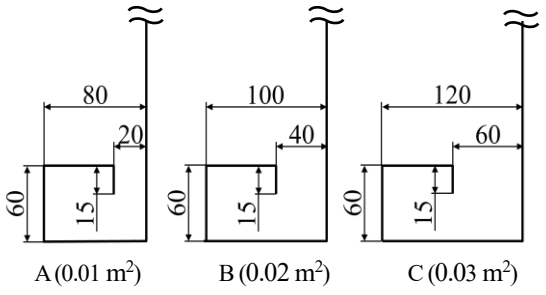


Fig.9 Dimensions of prevent aerosol diffusion unit with different inlet areas

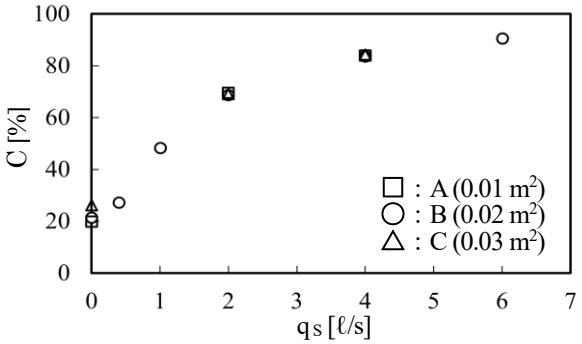


Fig.10 Suction rate of exhaled air

5．結論

本研究は，パーティションに衝突する呼気の数値解析と可視化実験, PIV 解析を行い, 拡散防止部内の“かえり”の有効性と入口面積の差による呼気の回収率について検討した．その結果，以下の結論を得た.

- 数値解析と可視化実験を比較した際，呼気の流動状態は概ね一致し，本パーティションはエアロゾルの拡散を低減させる効果が明らかになった.
- 拡散防止部内に“かえり”を設けることにより，流入した呼気は外部に漏れ出ることなく，渦を形成し内部に滞留することが速度ベクトルと渦度によって確認された.
- 拡散防止部にファンを設けることで，呼気は拡散防止部の入り口面積によらず同程度の回収率を得られたため，装置の小型化が可能である.

参 考 文 献

1) Gupta, J.K., Lin, D.-H., Chen, Q., “Flow Dynamics and Characterization of a Cough”, *Indoor Air*, 19, pp.517-525, 2009
2) 朱晟偉 加藤信介，“咳による空気やエアロゾルの拡散過程の可視化”，可視化情報 26(102), pp.2-8, 2006.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 23）風洞実験による風力重力併用時の換気量測定
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 23) Ventilation Rate Measurement of Natural Ventilation with Combined Wind and Buoyancy Forces in Wind Tunnel

○三浦　理優人　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）
蔣　　子韜　（大阪大学）　　宮澤　昇平　（大阪大学）

Ryuto MIURA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Zitao JIANG[*1]　Shohei MIYAZAWA[*1]

[*1] Osaka University

In recent years, the use of natural ventilation has increased as interest in energy conservation has grown. In order to introduce natural ventilation in building design, it is necessary to accurately predict the flow rate.The Orifice equation currently used to predict flow rate underestimates flow rate when wind and gravity work in opposing directions.Therefore, a simple method for predicting flow rate that takes wind turbulence into consideration is required. In this paper, we report the results of wind tunnel experiments conducted to understand the actual phenomena.

1. はじめに

近年、省エネルギーへの関心が高まり、自然換気の利用が進んでいる。建物の自然換気を導入するためには、換気量を事前に予測することが求められる。風力と内外温度差を換気駆動力とする場合、換気量算定には一般に以下の式が用いられる。

$$Q = (\alpha A)_{connected}\sqrt{\frac{2}{\rho}|\overline{\Delta P}|} \quad (1)$$

$$\Delta P = \Delta\rho g h + \frac{1}{2}\rho V^2 \Delta C_p \quad (2)$$

ここで Q は換気量 [m^3/s]、α は流量係数 [-]、$(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の合成値 [m^2]、$\Delta\rho$ は内外密度差、h は開口中心高さの差 [m]、V は風圧係数の基準風速 [m/s]、ΔCp は 風圧係数差 [-] で ΔP が換気駆動力となる圧力差であるが、時間平均値が用いられることが多い。本研究では、平均圧力差が微小な場合に換気量を適切に予測できない問題に着目し、気流の乱れの影響を考慮した簡易予測手法の提案を目的とする。本報では重力と風力の両者が作用する自然換気を想定して風洞実験を行い、室内気流場及び換気量の評価を測定した結果を報告する。

2. 風洞実験概要

実験は大阪大学研究用風洞にて実施した。**Fig. 1** に風洞の断面図を示す。風洞内風速は風洞のファン回転数を 40 rpm (軒高風速 U_H=0.75 m/s) と 80 rpm (U_H=1.35 m/s) に設定し、後述する風圧係数の測定時のみ床上 1,000 mm で 10 m/s に設定した条件でも実験を行った。**Fig. 2** に模型を設置しない状態で I 型熱線風速計（日本カノマックス , 0251-T5）を用いて 1000 Hz で 60 s 測定した風洞内アプローチフロー及び乱流強度の鉛直分布を示す。風速は高さ 800mm 位置の風速で基準化している。測定の結果、概ね 1/3.32 乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

本研究で対象とする模型は **Fig. 3** に示す 4 種類で、外寸一辺 300 mm、板厚 5 mm の立方体とし、高さ 50 mm の土台を設置した。開口の無いシールドモデルと、50 mm × 200 mm の開口を 2 箇所 (正面・背面それぞれで床面から開口中心高さ 60 mm、240 mm) 設けた単室モデル (温度測定用、気流分布測定用、換気量測定用) をアクリル板を用いて作成した。シールドモデルでは風圧係数の測定、単室モデルでは室内温度分布、室内気流分布及び換気量の測定を行った。

気流分布測定用と換気量測定用の模型の床下はアルミ

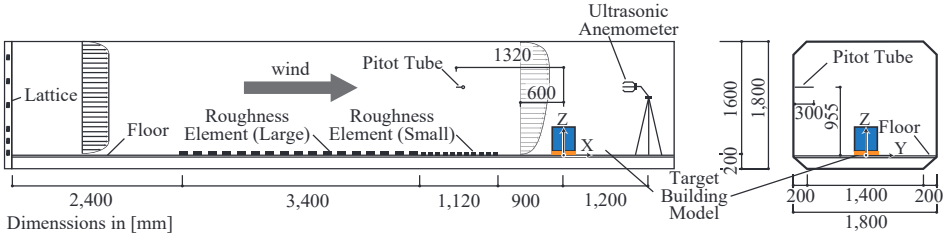


Fig. 1 Wind tunnel cross-section

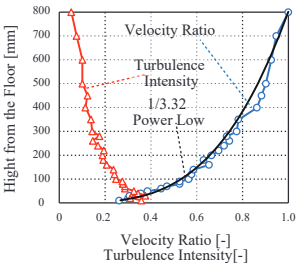


Fig. 2 Approaching flow (U_H=1.0 m/s)

Table 1 Experimental Setting (PIV, Flow Rate)

	Flow Pattern	Rotation speed of fan [rpm]	Rubber heater temperature [°C]
Case AB	Assisting wind with Buoyancy (0°)	40 (≒0.75 m/s),80 (≒1.35 m/s)	50, 75, 100, 125, 150, 175, 200
Case TB	Wind turbulence with Buoyancy (90°)	40 (≒0.75 m/s),80 (≒1.35 m/s)	50, 75, 100, 125, 150, 175, 200
Case OB	Opposing wind with Buoyancy (180°)	40 (≒0.75 m/s),80 (≒1.35 m/s)	50, 75, 100, 125, 150, 175, 200

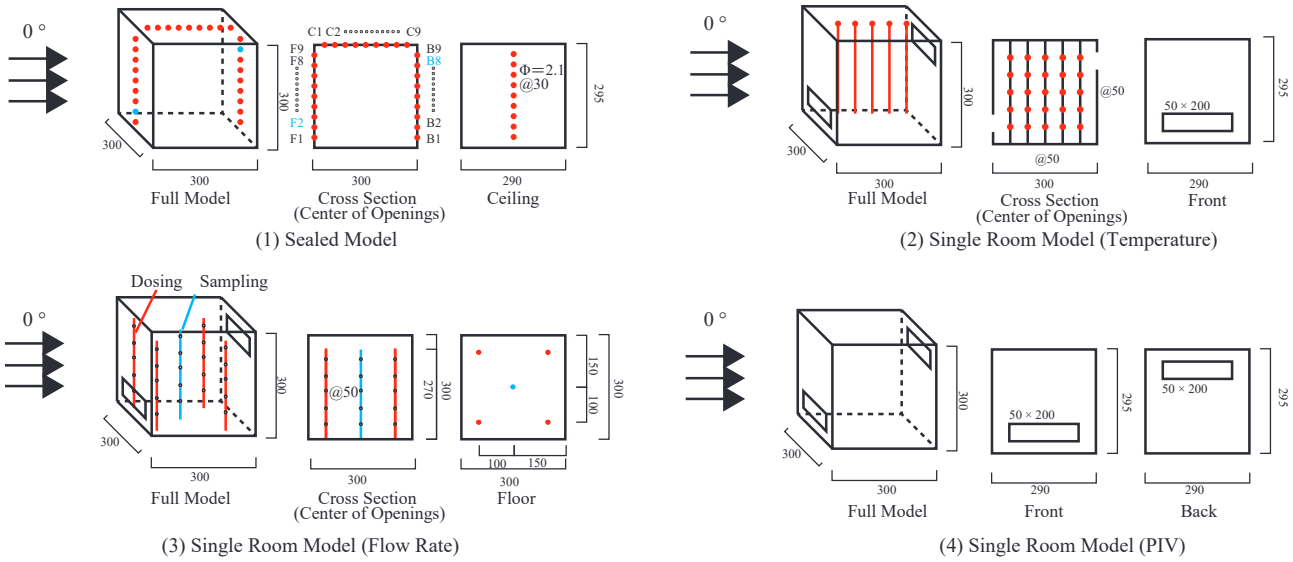


Fig. 3 Test Models

板、ラバーヒーター、ロックウール断熱材から構成し、ヒーター温度は温度調節器で制御することで、床面から熱を供給し、通風状態で内外温度差を発生させた。

風圧係数、温度分布についてはそれぞれ各節で条件を示し、気流場、換気量測定時の条件を **Table 1** に示す。室温はT型熱電対により測定し、床付近、模型中心、天井付近3点の空気温度の平均値を平均室温とした。実験条件は風向により分類し、風力と重力が同一方向に働く Case AB (Assisting wind with Buoyancy)、風の乱れが作用する Case TB (Wind Turbulence with Buoyancy)、風力と重力が相殺する方向に働く Case OB (Opposing wind with Buoyancy) とした。

3. 実験概要

3.1 風圧係数、風圧係数差の測定

Fig. 3 (1) に示すシールドモデルを用いて風圧係数の測定を行った。測定点は想定開口中心を通る鉛直断面上の風上 (床面に近い方から F1~F9)・風下 (床面に近い方から B1~B9)・天井面 (風上から C1~C9) の各面 30 mm 間隔で 9 点の計 27 点設けた。実験時の風速は風洞床上 1,000 mm の位置で 1.0 m/s 及び 10 m/s とした。風圧は 10 m/s では微差圧計 (Validyne, DP45) を 1.0 m/s では沈鐘式差圧計 (SIBATA, ISP-350) を用いて各点 1,000 Hz で 60 s 測定した。風洞内基準静圧は **Fig. 1** に示すピトー管位置での静圧とした。なお、実験時は風洞を回流型で運転した。

同様の模型を用いて風圧係数差の測定を行った。ここでは開口位置を想定したシールドモデルの F2 と B8 の風圧差を測定した。風速は風洞床上 1,000 mm の位置で 1 m/s, 2 m/s, 4 m/s, 6 m/s, 8 m/s, 10 m/s、風向は 0° , 45° , 90° , 135° , 180°で測定を行った。風圧は 1 m/s では沈鐘式差圧計を、その他の風速では微差圧計を用いて各条件 1,000 Hz で 60 s 測定した。なお、実験時は風洞を回流型で運転した。

3.2 温度分布の測定

Fig. 3 (2) に示す単室モデルを用いて風力と温度差が作用する状態で室内温度分布の測定を行った。実験は U_H=1.0 m/s、室内外温度差を 25 ℃とし、Case AB と Case OB で実施した。図に記す通り、開口中心鉛直断面上の高さ方向と主流方向にそれぞれ 50 mm ずつ 5 点、計 25 点で空気温を測定した。実験は模型内温度をモニターして定常状態に達したことを確認した後、25 点同時に 1 Hz で 20 min 測定し、それぞれの時間平均値を各点での値とした。なお、風洞は回流型で運転した。

3.3 PIV 測定

Particle Image Velocimetry (PIV) により室内の気流場を測定した。実験は前述の Case AB と Case OB で行い、室温が定常状態に達したことを確認した後に煙発生器により

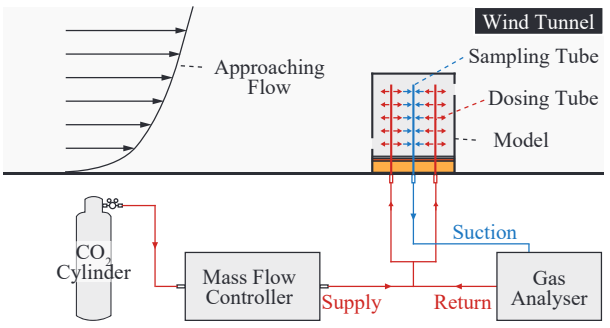


Fig. 4 Schematic of ventilation rate Measurement using Tracer Gas

模型上流で煙を発生させ、模型上部に設置した連続光レーザー (日本カノマックス , CW532-3W-C10) を鉛直下向きに照射し、2 開口の中心を通る鉛直面を可視化し、その様子を撮影した。また、風洞外にハイスピードカメラ (Kato Koken, K9) を設置し模型内部を 100 fps で 5 s 撮影した。**Table 2** に解析概要を示す。なお、当該実験時は風洞を模型下流で全量を屋外に排気する仕様（以下、吹放し型）で運転した。

3.4 換気量の測定

Fig. 3 (3) に示す単室モデルを用い、**Fig. 4** に示すように CO_2 を用いたトレーサーガス定常発生法により換気量測定を行った。実験は前述の通り室内温度をモニターして定常状態を確認し、CO_2 を発生させない通風状況下で、CO_2 濃度計（Vaisala, GM70PUMP）により測定した濃度の時間平均値を外気濃度 C_o とした。その後、マスフローコントローラー（フジキン , FCST 1005 LC）で模型内に CO_2 を供給した。室内の CO_2 濃度が定常状態に達した後、10 min 間測定を行った平均値を室内濃度 C_r とした。Case OB では濃度が不安定であったため 20 min 室内濃度を測定した。ここで、CO_2 は室内一様発生を想定して、模型内の 4 隅の配管の床面から高さ 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm, 250 mm の 20 点から 4 方向に供給した。空気の吸引は同様の配管を用いて、中心に設置した配管の床面から高さ 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200 mm, 250 mm の 5 点で 4 方向から吸引し、得られた平均濃度と **Eq. 3** から換気量 Q [m^3/s] の算定を行った。

$$Q = \frac{M}{C_r - C_o} \tag{3}$$

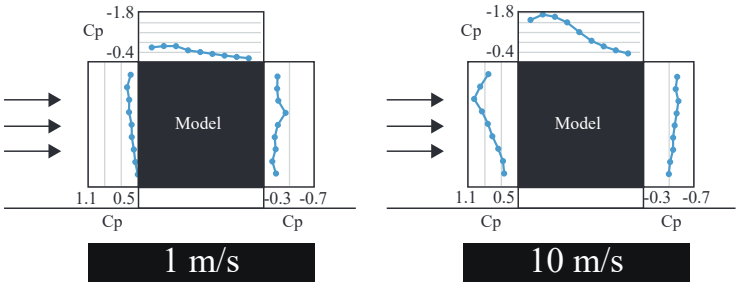


Fig. 5 Distribution of Wind Pressure Coefficient

Table 2 Summary of PIV Setting

High speed camera	Kato Koken K9
Lens	KCM-2520U43MP10
Continuous laser	CW532-3W-C10
Seeding device	Daimichi PS-2006
PIV Software	Davis 8.3
Method	Direct Cross-Correlation Method
Sampling frequency	100 [Hz]
Image size	1280 [pixel] × 1080 [pixel]
Interrogation window size	16 [pixel]× 16 [pixel]

ここで、M は CO_2 の発生量 [m^3/s]、C_o、C_r はそれぞれ外気及び室内 CO_2 の体積濃度 [ppm] である。また、実験時は発生させたトレーサーガスが模型上流側のアプローチフローに混入しないよう風洞を吹放し型で運転した。

4. 実験結果と考察

Fig. 5 に風圧係数の測定結果を示す。全体的な傾向として、風上面では正圧、模型上部及び風下面では負圧となっていることが確認される。本報の実験では風速 1.0 m/s の条件を基本としたが、風速 10 m/s の条件と比較して小さな値となっているが、低レイノルズ数効果と微差圧であることの測定精度が影響したと考えられる。

Fig. 6 に風圧係数差の測定結果を示す。風向 0°、45°条件では正の値に、風向 90°条件では微小な値に、風向 135°、180°では負の値となった。風圧係数と同様に低風速では風圧係数差でも小さな値となっており、前述と同様の影響が見られたと言える。

Fig. 7 に U_H=1.0 m/s、室内外温度差 25 ℃での室内温度分布を示す。室内は概ね 50 ℃程度となっている。Case AB では風上の下部開口から低温の外気が流入することによる温度低下が見られる。Case OB では風上の上部開口から低温の外気が流入し、下降することによる温度の低下が見られる。流入した低温の外気が下降し、全体的に低温な Case OB に比べて Case AB では流入した低温の外気が床付近に留まるため、全体的に高温になった。

Fig. 8 に PIV 測定により得られた室内の室内気流分布

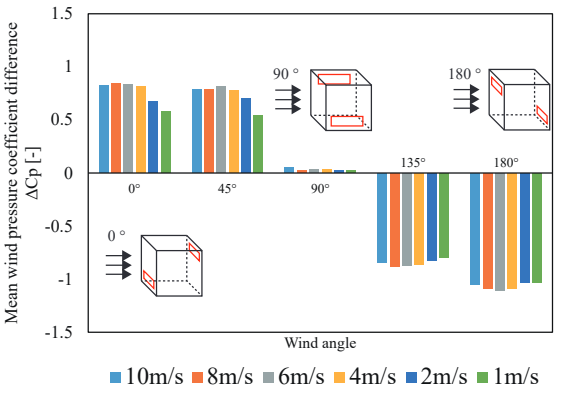


Fig. 6 Wind Pressure Coefficient Difference

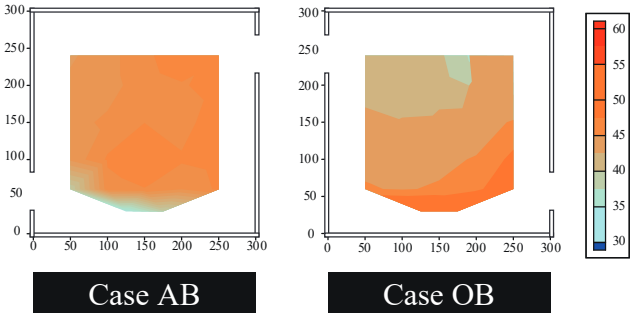


Fig. 7 Indoor Temperature Distribution

を示す。Case AB では温められた模型内に低温の外気が流入するため、気流は流入直後下降し、床面に沿って直進した後、壁に衝突、その後壁面に沿って上昇する傾向であった。Case OB ではファン回転数 40 rpm（U_H=0.75 m/s）、ヒーター温度 150 ℃条件で 3 回測定し、異なる 3 種の傾向が見られたため、その各々の結果を併記する。Case OB-1 では風力が十分に強いため、流入直後気流は天井面に沿って直進し、壁面に沿って下降する傾向であった。Case OB-2 では温められた模型内に低温の外気が流入するため、気流は流入直後下降し、床面に沿る傾向となった。Case OB-3 では重力が優勢となったため、風下開口から流入した。気流は流入後下降し、床面に沿って直進、その後、壁面に沿って上昇する傾向であった。

Fig. 7 に測定した風圧係数差を用いた予測値とトレーサーガス定常発生法により得られた換気量の測定結果を示す。ここで、換気量の予測には **Eq. 4** を用い、風圧係数差はアプローチフロー風速 1 m/s, 2 m/s, 4 m/s, 6 m/s, 8 m/s, 10 m/s の結果の平均値を用いた。

$$Q = (\alpha A)_{\text{connected}} \sqrt{\left| V^2 \overline{\Delta Cp} + 2\frac{Ti - To}{To} gh \right|} \qquad (4)$$

ここで ΔCp は開口間の風圧係数差 [-] で、オーバーバーは時間平均を表す。T_i は模型内温度 [K]、T_o は室外温度 [K] であり、その他の変数は前述の通りである。

Case AB では、40 rpm（U_H=0.75 m/s）、80 rpm（U_H=1.35 m/s）いずれの風速でも実験値が予測式と概ね一致した。Case TB では **Fig. 6** に示されるように風圧係数差の時間平均値が微小になり、乱れの影響が駆動力に占める割合が大きくなった。既往研究[1]から流入・流出が瞬間的に入れ替わっていることが考えられる。そのため、ここでは風圧係数差の平均値をその標準偏差に置換した結果を示しており、いずれの風速でも従来式に基づく予測値とトレーサーガス定常発生法による実験値が概ね一致した。Case OB の 40 rpm（U_H=0.75 m/s）では、風力と重力が相殺し平均圧力差が微小となる場合があり、その温度では乱れの影響を無視できなくなり実験値が予測式と一致しなかった。80 rpm では風力が重力に対して十分に大きくなり実験値が予測式と一致した。まとめとして、圧力差と換気量の関係を見ると、圧力差が微小となる範囲では乱れによる換気が無視できなくなり、オリフィス式に基づく換気量予測が実験値を過小評価した。圧力差が十分大きい範囲では、予測値と実験値が概ね一致した。

5. まとめ

本報では単室を対象に風力重力併用条件で風洞実験を実施し、風圧係数、室内温度分布、室内気流場、換気量の測定を行った結果を報告した。次報では CFD 解析を用いて風力重力併用時における換気量評価を行った結果を報告する。

【参考文献】
1) Z. Jiang, T. Kobayashi, T. Yamanaka, M.Sandberg, N. Kobayashi, N. Choi, K. Sano : Validity of Orifice equation and impact of building parameters on wind-induced natural ventilation rates with minute mean wind pressure difference, Building and Environment, Vol.219, 2022

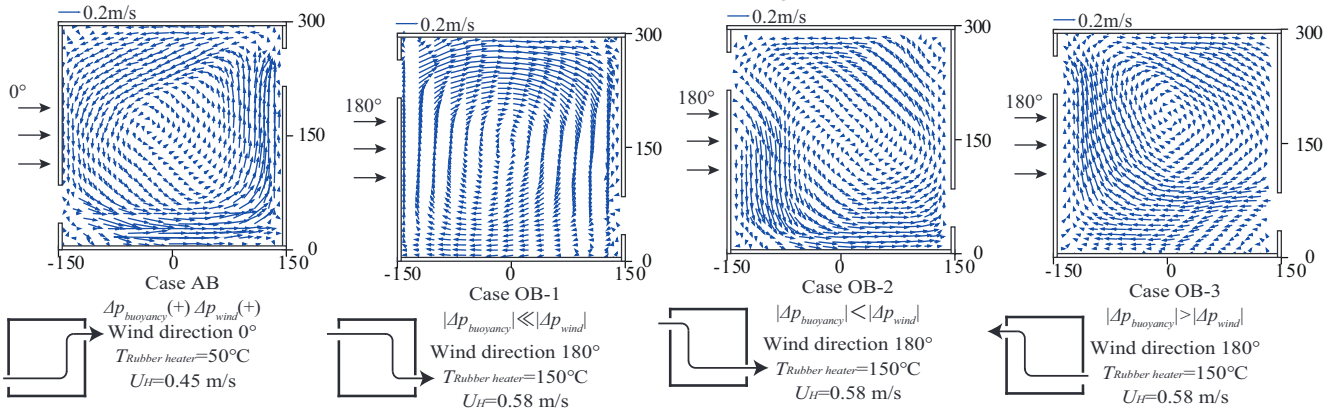


Fig. 8 Indoor Airflow Pattern observed by PIV Measurement

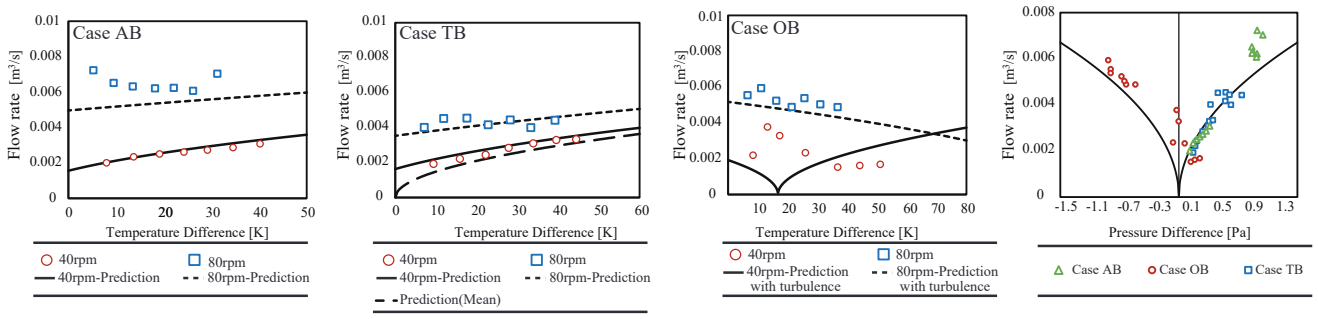


Fig. 9 Ventilation Rate obtained by Tracer Gas Measurement

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究
（その 24）CFD による風力重力併用時における換気量評価
Ventilation Effect if External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 24)Ventilation Rate Evaluation of Natural Ventilation with Combined Wind and Buoyancy Forces by CFD Simulation

○宮澤　昇平　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）
蒋　　子韜　（大阪大学）　　三浦　理優人（大阪大学）

Shohei MIYAZAWA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Zitao JIANG[*1]　Ryuto MIURA[*1]
[*1] Osaka University

Wind and buoyancy both play an important role as driving forces of natural ventilation. The general ventilation prediction equation (orifice equation) uses their time-averaged values as the ventilation driving force. It does not consider ventilation phenomena caused by wind turbulence. Therefore, it is difficult to accurately predict ventilation caused by turbances. In this paper, the steady and unsteady simulation of airflow rates for a full-scale naturally ventilated room with opposing wind and the internal uniform heating floor was conducted and evaluated indoor airflow properties .

1. はじめに

近年、省エネルギーの観点から自然換気に注目が集まっているが建築への自然換気導入のためには設計段階で適切な予測が必要となる。現在広く利用されているオリフィス式に基づく換気量の予測式を **Eq.1** に示す。

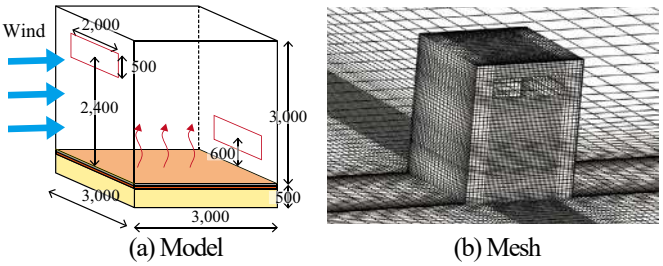
$$Q = (\alpha A)_{connected}\sqrt{\left|\Delta C_p V_{ref}^2 - 2\frac{T_i - T_o}{T_o}gh\right|} \qquad \textbf{Eq. 1}$$

ここで $(\alpha A)_{connected}$ は開口面積の直列結合値 [m^2]、ΔC_p は開口間の風圧係数差の時間平均値 [-]、T_i、T_o はそれぞれ、室内外の気温 [K]、h は開口中心間の高低差 [m] を表す。オリフィス式では、換気駆動力として、圧力差の時間平均値を用いるため、時々刻々と変化する自然現象の正確な把握が困難であることが現状である。前報 [1] では、風洞実験により、風力とい温度差の組み合わせを変更した複数の圧力差の条件において物理量を評価し、風力と重力が相殺し、圧力差が微小になる条件（Case OB）では、オリフィス式では実験値に比べて換気量を過小に予測することを確認した。そこで、本報では、Computational Fluid Dynamics (CFD) を用いて、前報の風洞実験を再現し、その換気量、風速分布、温度分布を評価することでより詳細な現象を把握を行う。

2. 解析概要

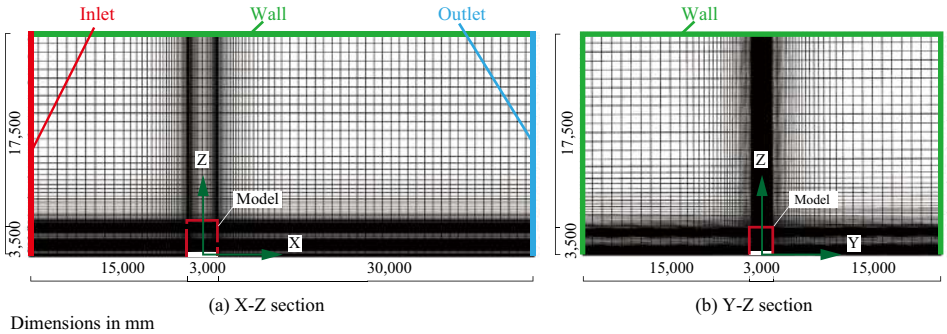
2.1 解析対象および解析条件

前報で用いた縮小模型の実物大 (各部 10 倍の寸法を有する) を模擬して、**Fig. 1** に示すような解析空間を用いて解析を行った。解析領域は、21,000 mm×33,000 mm × 48,000 mm とし、対象建物は **Fig. 2** に示すような外寸 3,000 mm (L) × 3,000 mm (D)×3,500mm (H) の直方体を厚さ



(a) Model　　(b) Mesh

Fig. 2 Used Model



(a) X-Z section　　(b) Y-Z section

Dimensions in mm

Fig. 1 Analysis Domain and mesh

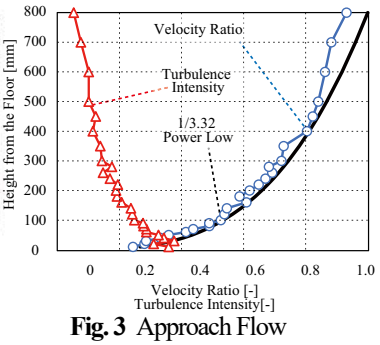


Fig. 3 Approach Flow

50 mm の壁面で構成し、対面する二面に 500 mm ×2,000 mm の開口を有するモデルを利用した。開口位置は重力換気の駆動力を作用させることを意図して鉛直方向に差をつけ、それぞれ風上側には室内床面から 600 mm, 風下側には 2,400 mm に開口中心が位置するようにし、風力と重力が対抗する条件を再現した。

2.2 CFD 解析の解析手法

Table 1 に解析条件について一覧で示す。解析は Raynolds-Averaged Navier-Stokes (RANS) および Large Eddy Simulation (LES) による CFD 解析を行い、それらの結果を比較した。LES では解が収束するまでの時間の短縮を目的として、まず、RANS により標準 k-ε モデルを用いて解析を行い、その結果を初期条件として LES の計算を開始した。LES の計算時間間隔は 0.005 s で、計算開始後の 9, 600 タイムステップ（＝48 s）は RANS から LES への移行期間とみなして結果を破棄。その後の 9,600 タイムステップ (＝48 s) の結果を本計算として採用した。なお LES の境界条件には **Fig. 3** に示す風洞実験（前報）で取得した 1 / 3.32 のべき乗則の境界層流に smirnov らの手法[2] を適用して作成した変動風を流入温度 288 K で与えた。重力換気の駆動力となる室内外の温度差は風洞実験同様、建物内床面から一様な熱流束 (0, 1,000, 4,000, 7,000 W) を与えることにより再現した。なお、壁面は完全断熱とし、放射については考慮していない。

Table 1 CFD Setting

CFD Code			Fluent 2023 R1	
Simulation Model			Reynolds-Averaged Navier-Stokes	Large-Eddy Simulation
Turbuolence Model			Standard k-ε model	Satndard Smagorinsky-Lilly model (Cs=0.1)
Algorithm			SIMPLE	PISO
Discretization Scheme for Advection Term			QUICK	Bounded Central Differencing
Boudary Condition	Inlet	Velocity	u,k,ε profile	Smirnov's method
		Temperature	288 [K]	
	Outlet		Gauge Pressure: 0 [Pa]	
	Walls		Srtandard Wall Function	Werner and Wangel Wall Function
The Total Rate of Heating			0 / 1,000 / 4,000 / 7,000 W	
Iteration			5,000	20
Time step size			-	0.005
Pre-conditioning Term			-	9,600 (= 48 s)
Main Calcukation Term			-	9,600 (= 48 s)
Total Number of Cells			1,253,726	

3. 解析結果

3.1 換気量 (Air Flow Rate)

乱れの影響による換気量の違いを検討するため、RANS と LES で比較する。**Fig. 4** に非等温条件での各発熱条件における換気量と室内外温度差の関係を示す。換気量は開口部風速に基づく通風量 (Air Flow Rate, AFR) を用いた。AFR の算出方法は、開口面法線方向の瞬時風速を流入・流出で区別し、開口面積で積分した瞬時流入出風量（$Q_{AFR\text{-}in}(t)$, $Q_{AFR\text{-}out}(t)$）を算出して、その絶対値の平均を **Eq. 2** の瞬時通風量 $Q_{AFR}(t)$, とした。

$$Q_{AFR}(t) = \frac{|Q_{AFR\text{-}in}(t)| + |Q_{AFR\text{-}out}(t)|}{2} \qquad \textbf{Eq. 2}$$

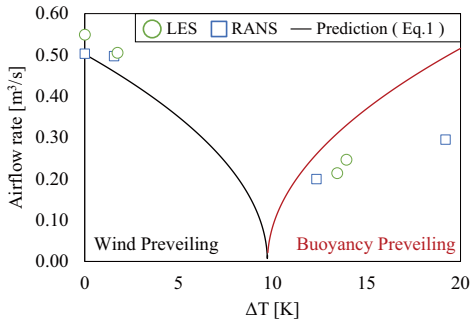


Fig. 4 Relationship Between AFR and ΔT

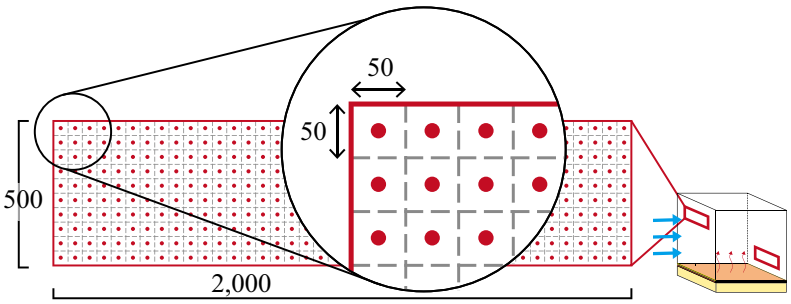


Fig. 5 Distribution of Measurement Points

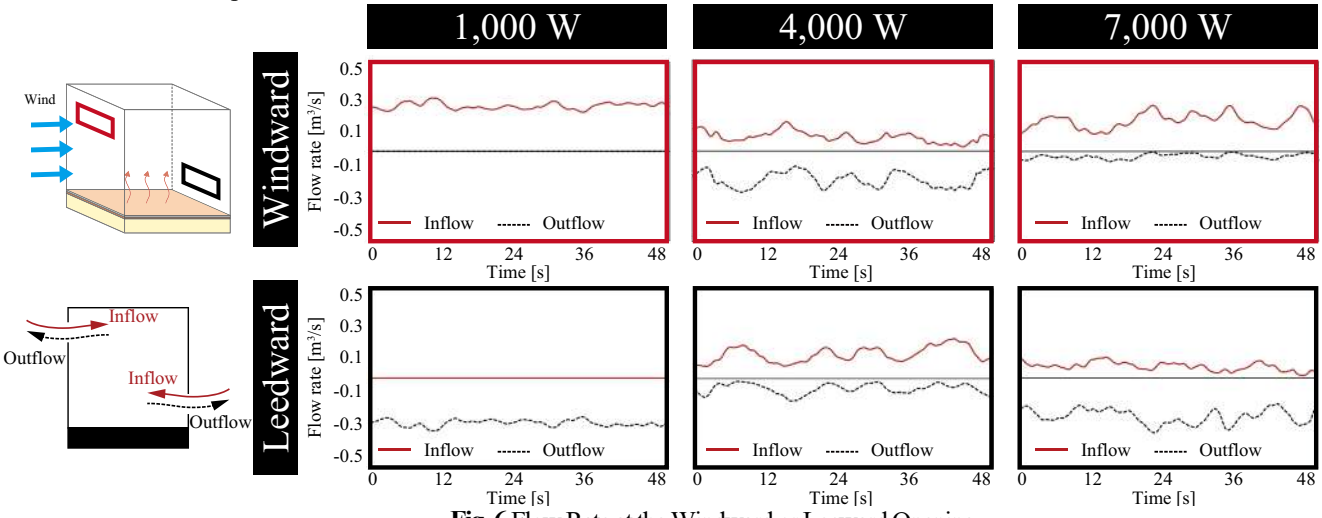


Fig. 6 Flow Rate at the Windward or Leeward Opening

これを本計算期間に渡って平均することで各条件の通気量とした。開口部法線方向風速の取得位置は **Fig. 5** に示すように、500 mm × 2,000 mm の開口を縦方向に 10 分割、横方向に 40 分割した 400 の正方形の中心風速とした。外気温は 288 [K] とし、室内温度の体積平均を平均室温として、室内外温度差を算出した。室内外の温度差が小さく、風力が優勢な条件においては RANS、LES で結果の違いが小さく、オリフィス式での予測とも概ね一致する傾向となった。一方、重力が優勢となる条件では、RANS による解析では発熱量の変化が温度差に対する影響が大きく見られたが、換気量の上昇は比較的小さい。LES による解析では発熱量変化が温度差および換気量に与える影響は小さくなった。

3.2 各開口面での通気量

Fig.6 に各開口での流入出風量（$Q_{AFR\text{-}in}(t), Q_{AFR\text{-}out}(t)$）の時系列データを示す。換気量の解析結果が予測式と一致した 1,000 W 条件においては通風量は安定し、風上開口では流入のみが、風下開口では流出のみが見られた。そのため、風上開口から流入し、風下開口から流出している事がわかる。一方風力に対抗する重力が強くなる 4,000 W、7,000 W 条件では、同一開口からの流入・流出が同時に現れている事が読み取れる。さらに、両条件において、風上開口では流出量が流入量より多く、風下開口では流入量が多くなる傾向となったことから重力が優勢となったことがわかる。

3.3 風速分布

換気量の予測精度に影響を与える要因を特定するため、風速分布の結果をもとに検討を行う。**Fig. 7** に風速分布の解析結果を示す。結果には、2 開口の中心を通る鉛直断面における、建物内の風速コンターおよび風速ベクトル分布を重ねて示し、RANS および LES の 0, 2.5, 5.0 s 時点の解析結果を記載している。風力のみを換気駆動力とした 0 W 条件では、RANS、LES ともに、風上面での風圧が風下面での風圧よりも十分に大きいため、風上開口から流入した。また、上部開口がよどみ点よりも高い位置にあることから流入後、わずかに上昇していることも読み取れる。流入後は天井、壁面に沿った気流が見られた。1,000 W 条件では、風力が重力に対して十分に強いため風上開口から流入した。RANS での解析では、発熱のない 0 W 条件に対して室内の温度が比較的高いため、流入した低温で比重の大きい外気は流入直後下降した。しかし、LES では、上記の傾向が見られず、風力のみの条件と同様に壁面に沿った風速分布が得られた。4,000 W 条件では、重力による換気駆動力が、風力による換気駆動力を上回ったことにより、風下開口から流入し、上昇気流を伴う換気となったことが風速分布からも確認できた。RANS による解析結果では壁面および床面に沿った風速分布となったが、LES での解析結果では、

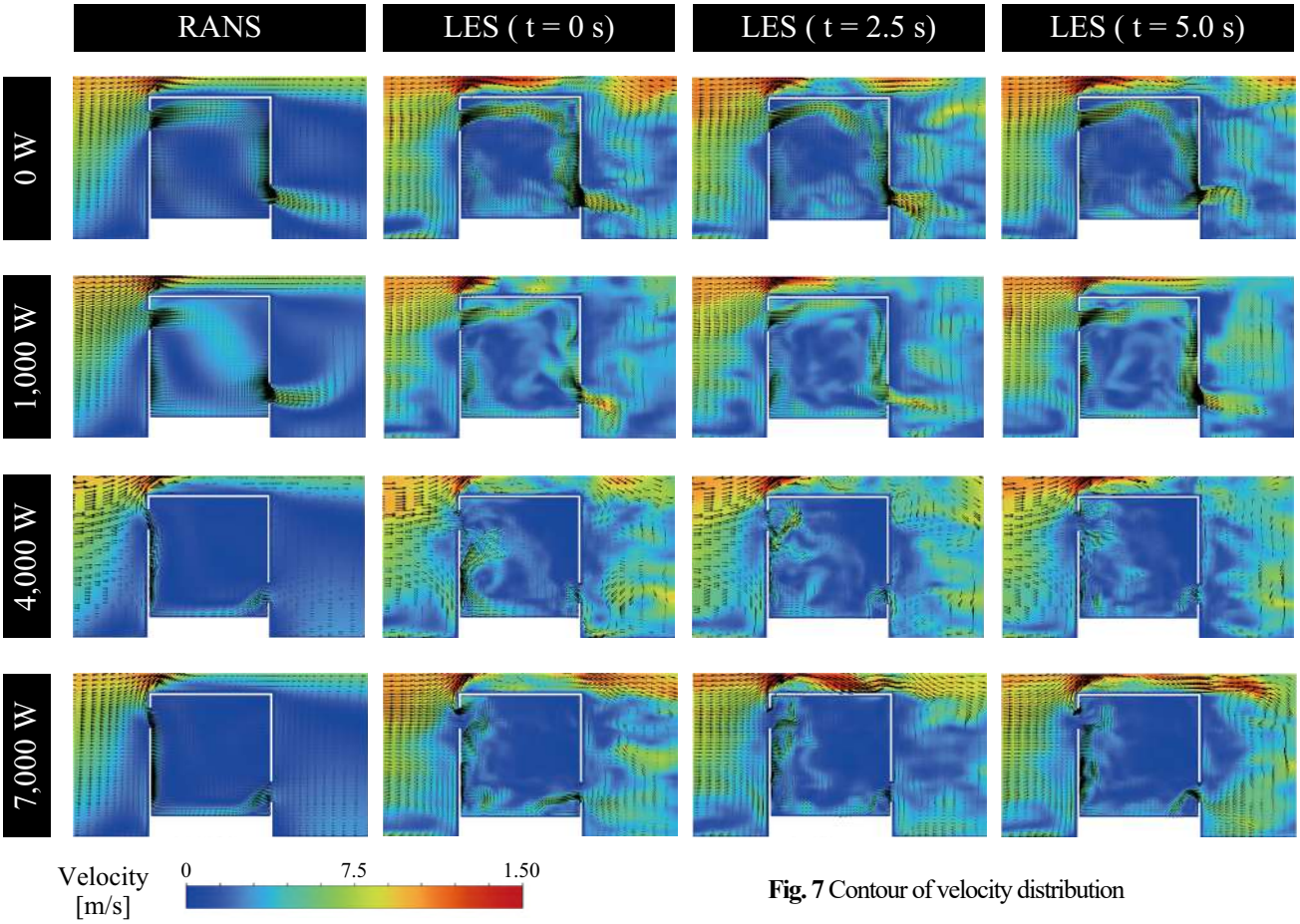


Fig. 7 Contour of velocity distribution

両開口から同時に流入・流出している様子を確認した。風上開口の上部では、暖められた気流が上昇気流に乗って流出し、下部では比較的低温で比重の大きい外気が流入することで下降気流を形成した。その上昇気流と下降気流が風上壁面で衝突し、剥離が起こった。7,000 W 条件では、4,000 W 条件同様、上昇気流が主な換気経路となった。RANS による解析結果は、4,000 W 条件と概ね一致するような気流分布で、床面、壁面に沿った分布となった。LES による解析結果においても 4,000 W 条件同様、両開口から同時に流入・流出が見られたが、床面発熱による上昇気流の影響が強いため、上昇気流と下降気流の衝突が比較的高い開口付近で起こった。そのため、目立った剥離は見られず、低温の流入外気も下降することなく上昇気流に押し上げられることで、渦を形成し、室内に循環する流れであることがわかった。その結果、風上開口での流出量が微小になったと考えられる。

3.2 温度分布

風速分布同様、室内温度分布についての検討も行った。**Fig. 8** に温度分布の解析結果を示す。結果は風速分布と同様の断面かつ、同様の条件のものとし、温度のコンターおよび風速ベクトル分布を記載している。

全体的な傾向として、風速の大きい領域で低温となる傾向となった。また、LES による解析で風力が主たる換気駆動力として作用し換気が行われた 1,000 W 条件では、室内が十分に混合され、室全体を通して均一な温度分布を形成した。一方、重力が主たる換気駆動力となり、上昇気流により換気が行われていた 4,000 W, 7000 W 条件では室上部に熱だまりを形成し、室全体を通して、鉛直方向に温度勾配を形成していることがよくわかる。4,000 W 条件では風下開口から流入した低温外気は室内に侵入直後に下降しているのに対し、7,000 W 条件では室下部中心にまで低温の外気が到達していた。

4. まとめ

本報では、前報での実験を再現した解析を行い、その換気量、各開口での流入・流出量、風速分布、温度分布による評価を行った。解析の結果、重力による上昇気流により換気される条件では、いずれの開口においても、流入と流出が同時に行われている事で発生した上昇気流、下降気流が衝突することで剥離が起こることも確認できた。また、風力が優勢な条件では均一な温度分布となり、重力が優勢な条件では室上部に熱だまりが発生し、鉛直方向の温度勾配が形成されることがわかった。上記のように、風力重力を併用した自然換気時の換気現象の検討を行った。今後はより多くの発熱条件での換気現象の評価を行い、換気量予測に重要となる要素について検討していく所存である。

【謝辞】
本研究は JSPS 科研費 (基盤研究 (B) A20H023110, 研究代表者 : 小林知広) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

【参考文献】

1) 三浦理優人 , 小林知広 , 山中俊夫 , 山澤春菜 , 蒋子韜 , 宮澤昇平 : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究（その 23）風洞実験による風力重力併用時の換気量測定 , 空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集 ,2024.3 掲載予定
2)A.Smirnov, S.Shi, I.Celik : Random Flow Generation Techniquefor Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling,Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue 2,pp359-371,2001.6

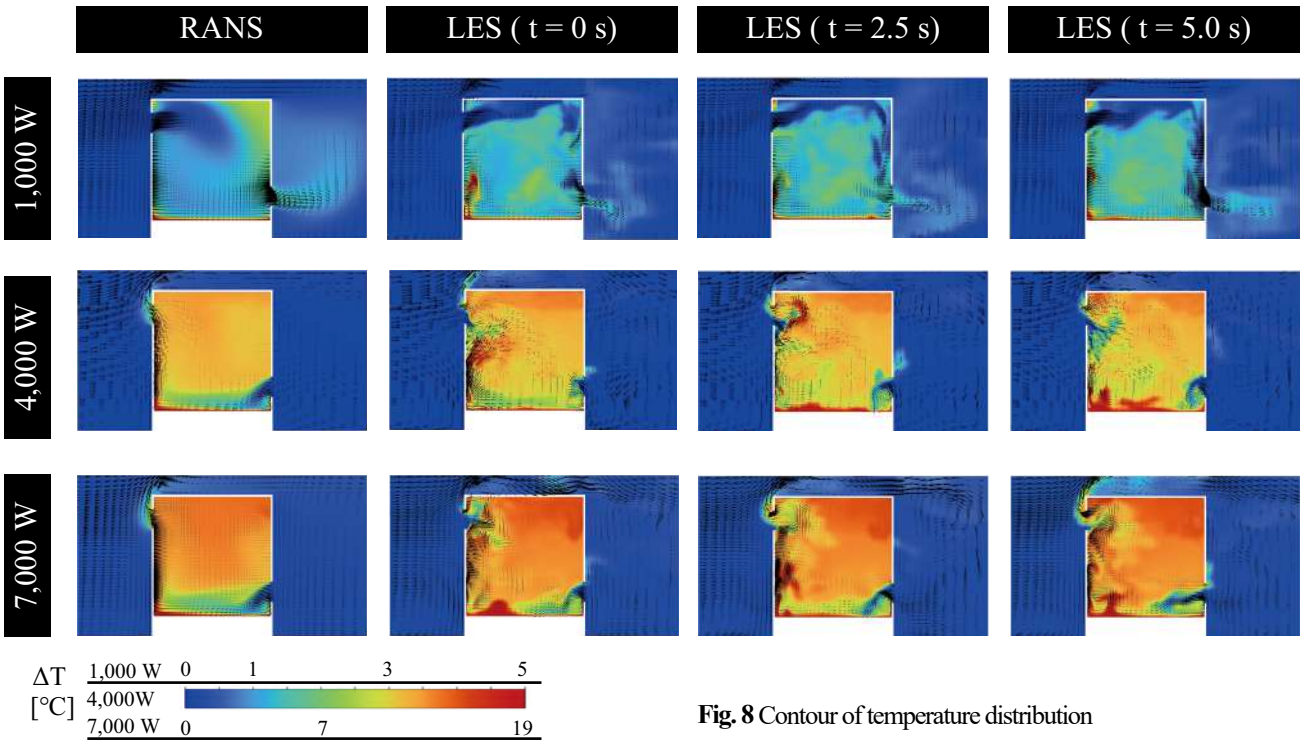


Fig. 8 Contour of temperature distribution

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

流跡線解析に基づく換気効率の評価に関する研究
（その 1）排気口位置が室内の流跡線と換気効率に及ぼす影響の検討
Evaluation of Ventilation Effetiveness based on Trajectory Analysis
(Part 1) Influence of Exhaust Opening Position on Indoor Tragectories and Ventilation Effectiveness

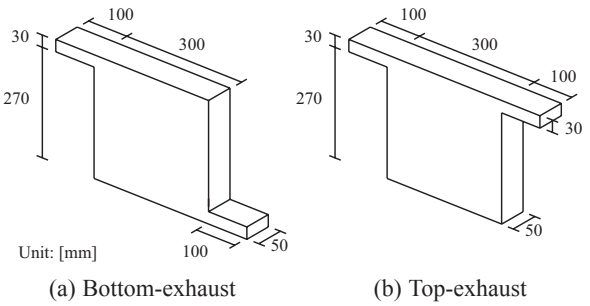
○豊澤　恒太　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春菜　（大阪大学）
蒋　　子韜　（大阪大学）　　Mats　Sandberg　（University of Gävle）

Kota TOYOSAWA[*1]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1]　Zitao JIANG[*1]　Mats SANDBERG[*2]
[*1] Osaka University　[*2] University of Gävle

In indoor environment, airflow distribution influenced by factors such as position of openings is crucial for efficient fresh air delivery and pollutant removal in occupied zone. Present study focuses on assessing ventilation efficiency by analysing trajectories which can be obtained by tracking individual particle behavior using LES. Analysis of the trajectories leads to the evaluation of ventilation efficiency based on factors such as the residential time, travel distance, and short-circuit probability. In this study, we conducted a basic investigation into the impact of supply and exhaust positions in two-dimensional spaces on indoor air quality.

はじめに

空調・換気される室内では給排気口の位置などにより気流性状に分布が生じ、居住域への新鮮外気供給や居住域からの汚染質排出を効率的に行うためには室内気流を考慮した検討が必要である。そのため、居住域での換気効率評価を目的とした既往研究として、LES を用いた CFD 解析により個々の粒子の挙動を追うことで換気効率指標を検討した例もこれまでに見られる[1, 2]。このような Lagrange 解析では Euler 法によるスカラー計算と比較して空気の挙動について多くの情報を得られるため換気効率評価に有益と思われるが、計算負荷が大きいことから当該分野で十分な検討がなされてきたとは言い難い。そこで本研究ではより詳細に空気挙動を分析することで新たな換気効率研究の展開を模索することを目的とし、LES で粒子追跡を行い得られる流跡線 (Trajectory) に着目し、これを同定・分析することとする。本報では、その初期段階として簡易的な室形状を対象に、給排気口位置を変更した 2 条件における各粒子の滞在時間・流跡線長さ・室内循環回数を算出し換気効率の検討を行った。



(a) Bottom-exhaust　　(b) Top-exhaust

Fig.1 Studied Room Model

1. 解析概要

1.1　解析対象領域

解析対象は **Fig.1** に示す 300 mm × 300 mm × 50 mm の直方体の上流側及び下流側に、100 mm × 30 mm × 50 mm の給気排気流路を設けた簡易的室モデルとした。ここでは排気流路を下部 (Bottom-exhaust) または上部 (Top-exhaust) に配置することで解析対象を 2 条件設定した。

1.2　解析条件

LES で質量の無視できる粒子を発生させ、各粒子の流跡線を同定する。LES は標準 k- εモデルの定常解析結果を初期条件として計算を開始した。LES の計算時間間隔は、1/1,000 s とし、計算開始後の 5,000 time step (= 5 s) を移行期間として結果を廃棄し、その後の 10,000 time step (= 10 s) の結果を本計算として用いた。解析は等温条件で行い、流入境界条件は次章の実験結果に基づいて与えた。CFD 解析の解析手法及び境界条件を **Table 1** に示す。

Table 1 Computational Condition

Simulation Model		RANS	LES
Turbulence Model		Standard k - ε Model	Smagorinsky - Lilly Model
Velocity pressure coupling		SIMPLE	PISO
Discretization Scheme for convective terms		QUICK	Bounded Central Differencing
Boundary Condition	Inlet	u	3.07 [m/s]
		k	0.14 [m^2/s^2]
		ε	0.70 [m^2/s^3]
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]	
	Wall	Standard Wall Function	Werner and Wengle's two-layer model
Time Step Size		-	0.001 s (1 kHz)
Pre-condition Period		-	5,000 time steps (=5 s)
Main Calculation Period		-	10,000 time steps (=10 s)

2. CFD 精度検証用データの取得

2.1 実験概要

CFD の解析精度検証のため、解析対象領域を再現した室模型を用いて実験を行い、モデル流入風速及び室内の風速分布を測定した。**Fig.2** に装置概要を示す。モデル下流側に設置したブロワにより室内空気を吸い込み、その風量をインバータで調整しながら上流側のオリフィス流量計で確認することで流入風速を調節した。オリフィス板前後差圧の測定には微差圧計 (Validyne 社, DP45) を用い、風量算出に必要な空気密度は風温風速計 (KANOMAX, MODEL 6533) で管内温度を取得して算出した。解析の境界条件取得のため、模型の流入部に脱着可能なパーツを設けることで熱線風速計のプローブを挿入し、室モデル流入部における風速を 1,000 Hz で 60 s 測定した。測定点は室模型流入部の中心線上に鉛直方向に 5 点設けた。また、解析の真値となる風速の実験値取得のため、Particle Image Velocimetry(PIV) により室内風速を測定した。**Table 2** に PIV 測定概要を示す。ヘリウムソープバブル発生装置 (KNOMAX, Model 1108985) を用いて発生させたバブルを室内に送り、CW:YAG レーザーにより模型中心の鉛直断面上におけるソープバブルの挙動を可視化し、高速度カメラで撮影して PIV 測定を行った。**Fig.3** に可視画像の例を示す。

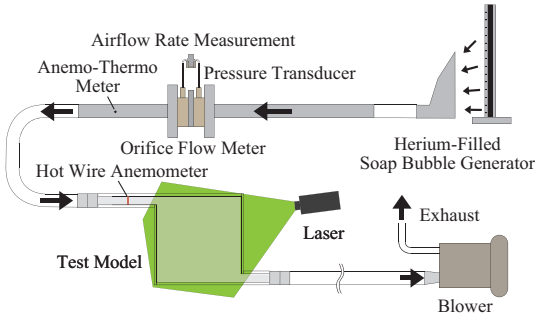


Fig.2 The Experimental Setup

Table 2 Summary of PIV Setting

Program	Davis 8.3 (La vision)
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method
Camera Flame Size	1280 [pixel] × 1028 [pixel]
Interrogation Window Size	32 [pixel] × 32 [pixel]
Overlap	50 [%]
Frame Rate	1000 [fps]
Sampling Time	5 [s]

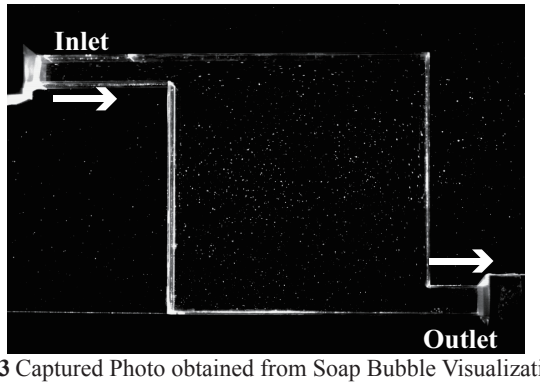


Fig.3 Captured Photo obtained from Soap Bubble Visualization

2.2 測定結果と解析結果の比較による精度検証

熱線風速計による流入境界の測定で取得した各点の平均風速と乱流統計量から Smirnov の手法 [3] を用いて流入境界条件を与え、前述の LES による CFD 解析を実施した。**Fig.4** に PIV と CFD により得られた室モデル内奥行き方向中心面上における X, Y 方向の中心線における X, Y 成分の平均風速と室内風速ベクトルを示す。それぞれの値は、流入部中心高さにおける x = 0 の点の風速を用いて規準化している。解析結果では下流側壁面付近で若干過小評価が見られるものの、室内気流性状と風速分布は概ね一致したと判断し、次章で流跡線の解析を行う。

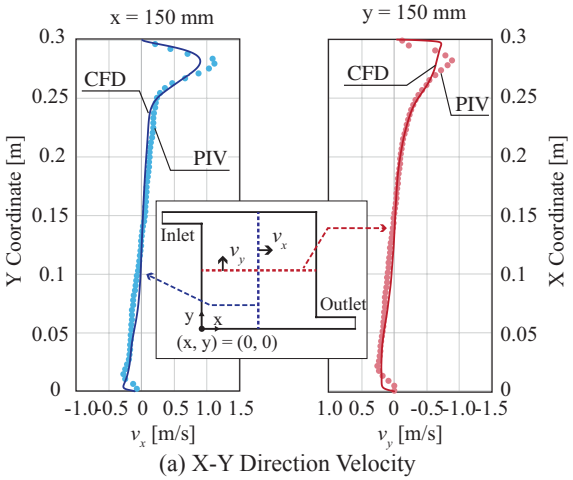
3. 粒子追跡手法

3.1 粒子発生条件

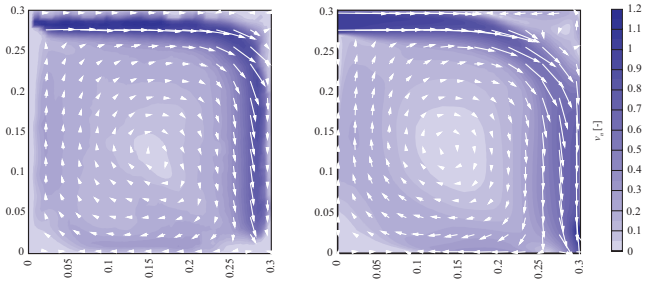
LES の結果に基づいて流入空気の挙動を解析するため、解析領域内における個々の粒子追跡を行う。本計算開始後 5,000 time step の各 time step において、流入境界上の高さ方向に設定した 5 点から質量の無い粒子を発生させ、計 25,000 個の粒子を追跡した。また、その後の 5,000 time step は発生を止めて粒子追跡を継続した。なお、本報では発生させた 25,000 個の粒子のうち、流出境界 10 mm 手前を通過した粒子 (Bottom-exhaust：24,665 個、Top-exhaust：24,380 個) のみを分析対象とした。

3.2 Residential time 及び Travel distance

粒子が領域内に発生してから排気されるまでにかかった時間を Residential Time、その間に領域内を移動した距



(a) X-Y Direction Velocity



(b) Velocity Vector obtained from PIV Measurement

(c) Velocity Distribution of CFD Result

Fig.4 Comparison of Velocity between PIV and CFD

離を Travel Distance として粒子一つ一つについて算出することで、全粒子の領域内での挙動の把握を行う。

3.3 ショートサーキット率及び循環回数

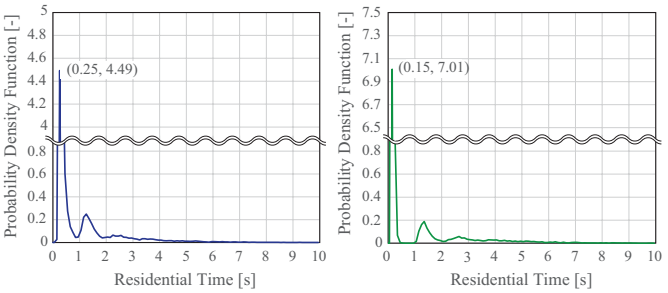
粒子の挙動から室内の換気効率の評価へと繋げるため、ここでは発生した粒子のうち室内を循環せずに直接排気された粒子の割合をショートサーキット率として評価する。また、ショートサーキットしなかった粒子は室内を循環するが、流跡線を解析することで室内を一周して排出される粒子や、室内を何度も循環する粒子を区別することができるため、ここではまずその傾向を把握するために循環回数の評価も行う。本報においては、室内での循環の判定として、粒子が対象領域の中心である x = 0.15 m におけるラインを流入風速と反対方向 (X 方向に負の方向) に越えた回数を循環回数としてカウントすることとし、循環回数が 0 となる流跡をショートサーキットとして扱うこととする。

4. 解析結果

4.1 Residential time 及び Travel distance

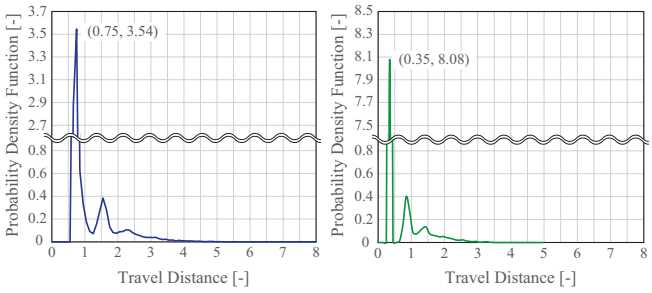
Fig.5 に Bottom-exhaust, Top-exhaust それぞれの条件における Residential time の確率密度分布を、**Fig.6** に Travel distance の確率密度分布を最も大きなピーク値とともに示す。両条件において Residential time と Travel distance は同様の傾向を示しており、小さな値で明確なピークが見られる。すなわち、多くの粒子が発生後に室内を循環せずに直接排気されている。また、このピークの後に第二波，第三波も見られるが、これは粒子の室内循環回数に対応してピークが見られると考えられる。

Fig.7 に両排気位置条件で Residential time が最小または最大となった流跡線を示す。ここでは名目換気時間内は青から白、それを越えると徐々に赤へと近づくよう表示している。この結果、循環する粒子は最大 8 回室内を循環し、Residential time の大きい粒子では名目換気時間の 10 倍程度かけて室から流出していることが示された。



(a) Bottom-exhaust (b) Top-exhaust

Fig.5 Probability Density Function of Residential Time



(a) Bottom-exhaust (b) Top-exhaust

Fig.6 Probability Density Function of Travel Distance

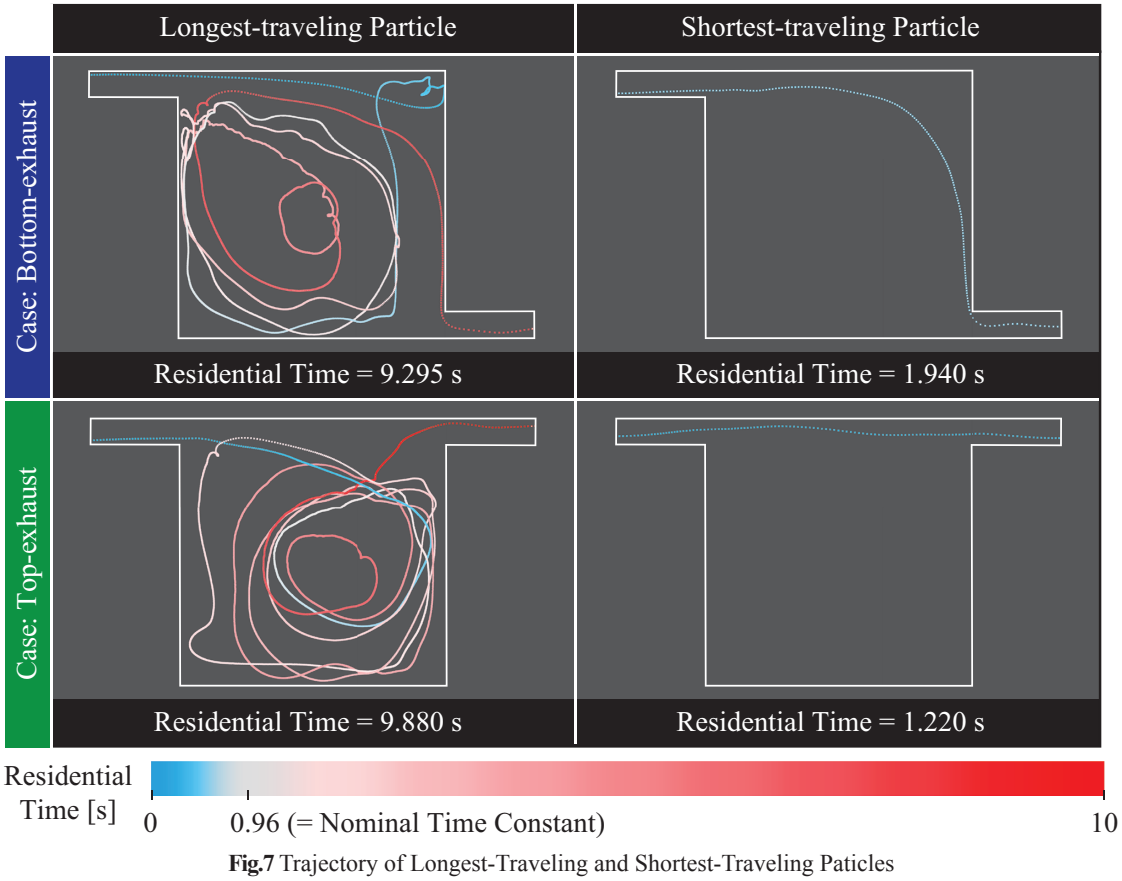
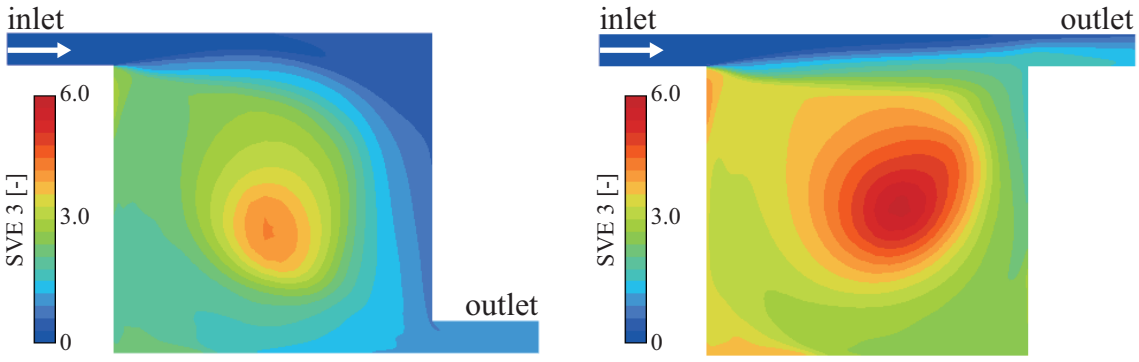


Fig.7 Trajectory of Longest-Traveling and Shortest-Traveling Paticles

Table 3 Number of Circulating Particles

		0	1	2	3	4	5	6	7	8	Total
Bottom	Number of Particles	18,817	3,325	1,440	685	279	94	22	2	1	24665
	Probability	*76.3 %	13.5 %	5.84 %	2.78 %	1.13 %	0.38 %	0.09 %	0.008 %	0.004 %	
Top	Number of Particles	19,705	2,228	1,235	706	339	124	38	4	1	24380
	Probability	*80.8 %	9.14 %	5.07 %	2.90 %	1.39 %	0.51 %	0.16 %	0.02 %	0.004 %	

＊: Short-circuit Probability



(a) Bottom-exhaust　　(b) Top-exhaust

Fig.8 SVE 3 for Each Condition

4.2 ショートサーキット率及び循環回数

Table 3 に 3.3 節で示した方法により判定した各条件におけるショートサーキット率及び循環回数の算出結果を示す。ショートサーキット率は循環回数 0 の粒子の割合を表し、表内赤枠に示す。ショートサーキット率は Top-exhaust 条件の方が高くなった。これは給排気口の位置関係から、粒子の移動経路が短いことで給気口からの拡散が抑制されることや、Bottom-exhaust では流出前に床面と衝突することなどの気流性状の違いが影響したと考えられる。また、Top-exhaust 条件では、循環回数が 3 回以降で回数が多くなるにつれて Bottom-exhaust 条件よりも粒子の個数が多くなり、ショートサーキットしなかった粒子は長く領域内に留まる傾向が示された。

5. 空気齢との比較

本報では給気位置で粒子を発生させることで新鮮外気の室内への行き渡りを検討したが、室内における空気の新鮮さを表す代表的な指標として空気齢がある [4]。ここでは領域内の空気齢分布を算出することで粒子追跡の結果とその傾向を比較する。空気齢の室内分布を算出するため、村上・加藤ら [5] による SVE 3 を用いた。空気と同じ物性値の気体を室内一様発生させ、以下の式の通り定常濃度に達した後の時間平均濃度を瞬時一様拡散濃度で除して SVE 3 を算出した。

$$\mathrm{SVE\,3}(X) = C_X'(X) / C_S \qquad (1)$$

ここで、$C_X'(X)$ は室内一様発生の汚染質がある場合の濃度 [kg / m^3]、C_S は瞬時一様拡散濃度 [kg / m^3] である。

Fig.8 に各条件における SVE 3 の分布を示す。結果より、Top-exhaust 条件における領域中心部では空気齢が大きい値となり、これは粒子追跡における Top-exhaust 条件で循環回数が多い粒子の割合が大きかったことと一致する。また、循環回数が最多の流跡線の Residential Time は名目換気時間の 10 倍程度であったが、両条件の SVE3 の最大値は 4.2 (Botom-exhaust)、5.8 (Top-exhaust) となった。

おわりに

本研究では、排気口位置を変化させた 2 条件で LES により流跡線を解析し、流跡線の長さと室内滞在時間を解析した上で室内での循環回数の評価を行った。今後は汚染質を想定した流跡の解析を含めたより詳細な検討を行い、新たな換気効率評価手法の提案に繋げたい。

【謝辞】
本研究で実施した PIV 解析のための可視化実験に際して、日本カノマックス（株）の塩崎康弘氏、福西勇之助氏にご協力を頂いた。ここに記して謝意を表す。

【参考文献】

1) S. Kato, K. Ito, S Murakami : Analysis of visitation frequency through particle tracking method based on LES and model experiment, Indoor Air, Vol.13, Issue 2, pp.182-193, 2003
2) 有波裕貴, 赤林伸一, 冨永禎秀, 坂口淳, 高野康夫, 本田美穂: 風速変動を考慮した自然換気・通風性能評価手法の提案 LES(Large-Eddy Simulation) による住宅の自然換気・通風性状に関する研究　その 2, 日本建築学会環境系論文集 , 第 81 巻 , 第 725 号 , pp.589 - 597, 2016
3) A. Smirnov et al. : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue 2, pp.359-371, 2001
4) M. Sandberg : What is ventilation efficiency?, Building and Environment, Vol. 16, pp.123-135, 1981
5) 村上周三 , 加藤信介 : 新たな換気効率指標と三次元乱流数値シミュレーションによる算出法 - 換気効率の評価モデルに関する研究 -, 空気調和・衛生工学会論文集 , No. 32, pp.91-102, 1986

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

領域分割法を用いた LES による室内通風気流の非定常解析手法に関する研究
（その 10）流入風向に応じた流量係数補正を組み込んだ非等温条件での精度検証
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 10) Validation of LES under Non-isothermal Conditions considering Discharge Coefficient Modification

○松原　暢　（大阪大学）　　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　　山澤　春奈　（大阪大学）
丹原　千里　（大林組）

Toru MATSUBARA[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1] Chisato TAMBARA[*2]
[*1] Osaka University [*2] Obayashi Corporation

In recent years, the use of Large Eddy Simulation (LES) is expanding. However, the computational load becomes much more enormous when LES is used. In the previous study, the Domain Decomposition Technique (DDT) was applied to LES under isothermal condition. In this paper, the DDT was applied to LES under four non-isothermal conditions with three different methods. The results of DDT were compared with whole domain analysis.

1. はじめに

近年の屋外気流解析では、Large Eddy Simulation (LES) の利用が拡大しているが、計算負荷が大きく実務での使用は容易ではない。既往研究[1]では屋外解析データを利用し、建物開口部を流入出境界として室内のみの解析を行う「領域分割法」を用いて解析精度を保ちつつ計算負荷を抑える検討を等温環境下で行った。前報[2]では縮小模型を用いて非等温条件下で領域分割法を LES に適用し、非定常解析を行った。本報では、流入出境界条件の与え方について 3 つの手法の検討を行い、室内外同時計算 (全域計算) と比較し、精度検証を行う。

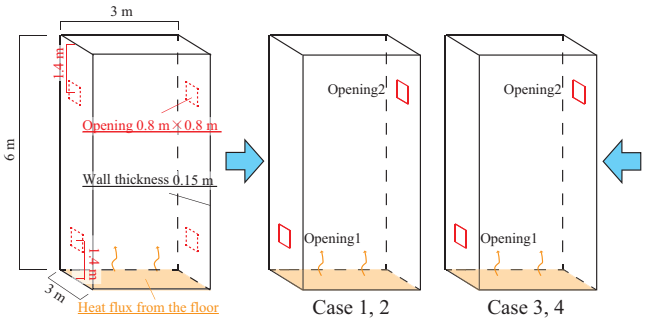


Fig. 1 Studied models

2. CFD 解析の概要

Fig. 1 に示すモデルを対象に、全域計算と領域分割法による室内のみの解析を行う。建物モデルは外寸一辺 6,000 mm、壁厚 150 mm とし、一辺 800 mm の開口を模型の前面と背面に一箇所ずつ設けた。内外温度差と、開口位置をパラメーターとした計 4 条件を対象とし解析を行った。全域計算の室内気流分布、温度分布、換気量の時間平均値とその標準偏差、解析負荷を後述の領域分割法による結果と比較する。

2.1 室内外同時計算 (全域計算：Whole Domain)

本解析は領域分割法を用いた解析の真値と位置付ける。Fig. 2 に解析領域とメッシュレイアウトの一例を示す。解析領域は長さ、幅、高さがそれぞれ 48,000 mm、18,000 mm、36,000 mm の流路とした。Fig. 3 にアプローチフローを示す。既往研究[3]の風洞実験から得たアプローチフローを用いて、流入境界は高さ 6,000 mm で風速 1.0 m/s 想定の実験値に Smirnov ら[4]の手法を適用して作成した変動風を与えた。アプローチフローは概ね 1/3.54 べき乗則に従う境界層流である。Table 1 に解析条件を示す。ここでは、室温が 25 ℃になるような条件を

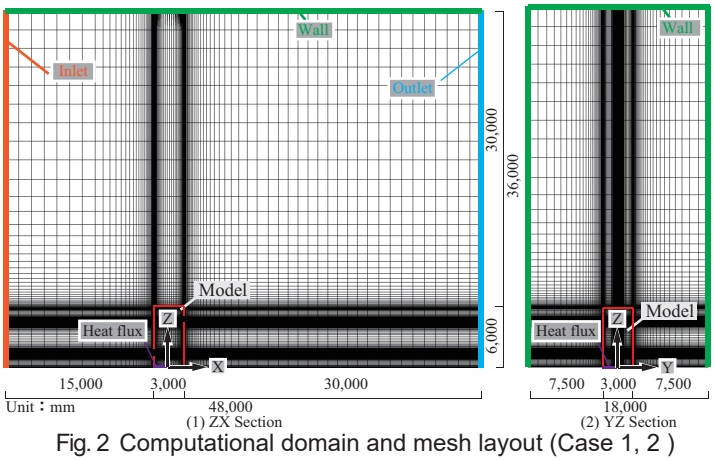


Fig. 2 Computational domain and mesh layout (Case 1, 2)

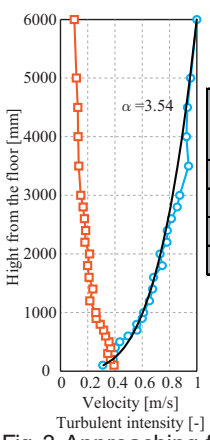


Fig. 3 Approaching flow

Table 1 Studied cases

Case	Wind direction [°]	Indoor temperature [℃]	Outdoor temperature [℃]	Heat flux [W/m²]
Case 1	0	25.0	20.0	281.8
Case 2			15.0	700.31
Case 3	180		20.0	52.98
Case 4			15.0	422.74

想定して、熱流束を算出し、床面からに均一に与えた。Table 2 に解析概要を示す。総計算格子数は 1,583,040 である。乱流モデルは、Reynolds Stress Model での定常計算結果を初期値として、LES の Smagolinsky-Lilly Model を用いた。また、放射連成解析を行い、壁面の放射率は 0.9 とした。RANS の解析結果から LES への移行期間である助走計算時間は 60 秒としこの間の計算結果は破棄し、その後の本解析は 60 秒間行った。模型からの熱貫流による熱損失は換気によるものと比較して小さいため模型壁面は完全断熱とした。瞬時風量の算出のため、本計算中の全タイムステップにおいて、各開口部を 25 分割した各中央で 25 点で瞬時開口面接線方向風速を取得した。

2.2 非定常の室温変化を仮定した換気用計算に基づく領域分割法 (Method 1)

前報 [2] では流量係数を一定として領域分割法を LES に適用したが、本報では、局所相似モデル [5] を用いて流量係数を補正し領域分割法を行う。領域分割法の計算手順を Fig. 4 に示す。まず、シールドモデルを用いて屋外解析を行い、開口想定位置の中心における瞬時壁面静圧と壁面から 200 mm 離れた位置での瞬時開口面接線方向風速 2 成分と瞬時全圧を取得した (Step 1)。これらを局所相似モデルに適用し、収束計算から瞬時の換気量を算出した。ここで、非定常の温度変化を想定した Eq. 1 により室温を算出し、換気量を算出した。

Table 2 Summary of CFD analysis (Whole Domain)

CFD code	Fluent 2023	
Turbulence model	LES Smagorinsky-Lilly model	
Algorithm	PISO	
Descretization scheme for advection term	Central Differencing	
Time step size	0.01 sec.(100 Hz)	
Pre-conditioning period	6,000 time steps (60 sec.)	
Main calculation period	6,000 time steps (60 sec.)	
Boundary condition (Velocity)	Inlet	Smirnov's method based on experimental value
	Outlet	Gauge Pressure: 0 [Pa]
	Walls	Werner and wengle wall function
Boundary condition (Thermal)	Based on Table 9.4	
Total number of cells	1,583,040	

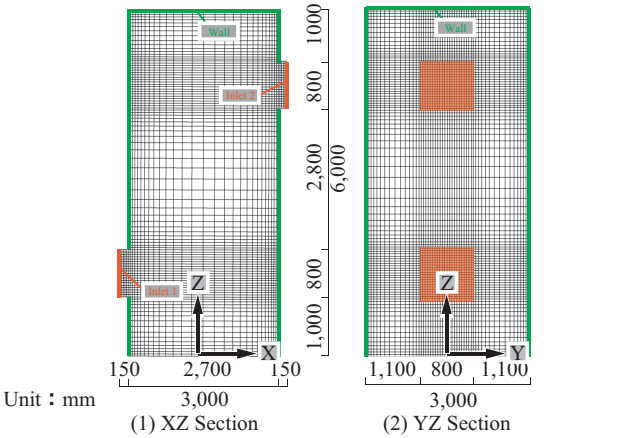


Fig. 5 Computational domain for indoor analysis and mesh layout

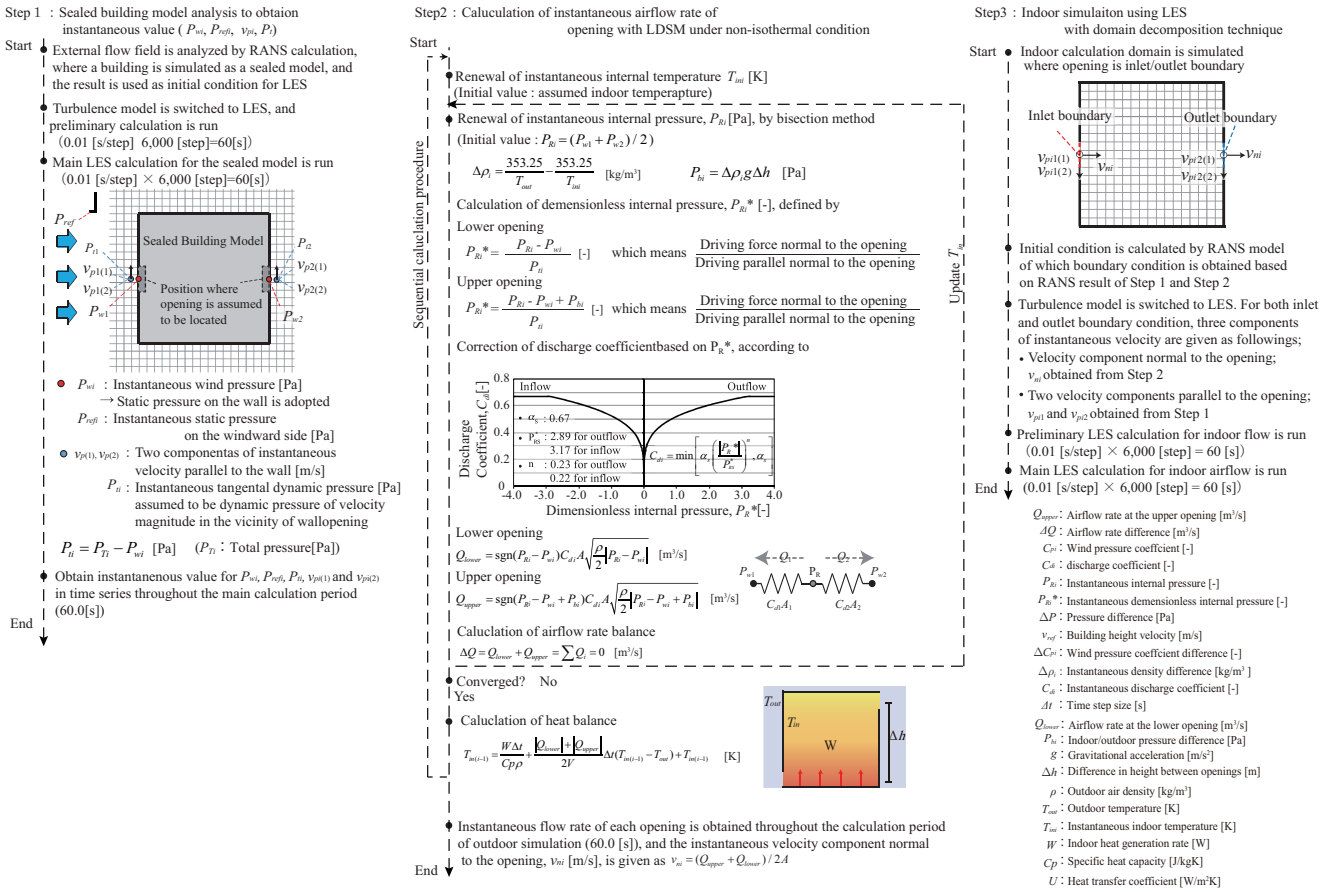


Fig. 4 Procedure of Domain Decomposition Technique (Method 1)

$$T_{in(i-1)} = \frac{W\Delta t}{Cp\rho} + \frac{|Q_{lower}| + |Q_{upper}|}{2V}\Delta t(T_{in(i-1)} - T_{out}) + T_{in(i-1)} \quad \text{(Eq. 1)}$$

この瞬時の換気量を開口面積で除すことにより、瞬時開口面法線方向風速成分を算出した (Step 2)。Step 1 で取得した瞬時開口面接線方向風速と Step 2 から算出した瞬時開口面法線方向風速を室内解析の流入境界に与え、室内のみの解析を行った (Step 3)。室内解析のメッシュレイアウトを Fig. 5 に示す。助走計算時間、本計算時間、メッシュレイアウト、熱的境界条件は全域計算と同様とし、総計算格子数は 146,688 である。

2.3 瞬時定常の室温変化を仮定した換気量計算に基づく領域分割法 (Method 2)

Method 2 では収束計算中の熱量収支式 Eq. 1 を Eq. 2 に変更し、収束計算を行った。その他の手順は Method 1 と同様とした。

$$T_{in} - T_{out} = \frac{W}{Cp\rho\left(\frac{|Q_{lower}| + |Q_{upper}|}{2}\right) + UA_S} \quad \text{(Eq. 2)}$$

2.4 流量係数を補正しない領域分割法（室温瞬時定常仮定）(Method 3)

Method 3 ではより簡易的な手法として流入風向による開口部の抵抗の変化を考慮せず、流量係数を 0.65 で固定して Step 2 の収束計算を行い、瞬時の流入境界条件を算出した。なお、温度の算出は前節同様 Eq.2 を用いて行った。

3. 解析結果

領域分割法による室内解析と全域計算の結果を比較する。Fig. 6 に室内風速分布の時間平均値を示す。Case 1 では、Method 1, 2 の風速分布はほとんど同じであった。これらを全域計算と比較すると、若干風速を過小評価していた。これは、換気量計算時に一様な室温を仮定したために浮力を過小評価したことで、流量係数も過小評価されたと考えられえる。一方、Method 3 では流入風速を若干過大評価していた。差異が生じた原因として流量係数を過大評価していることが考えられる。内外温度差が大きな Case 2 ではすべての Method で風速が小さくなった。Method 3 では Case 1 と傾向が異なるが、これは換気量計算時に室温を一様にした仮定の影響が流量係数の過大評価の影響を上回ったためと考えられる。Case 3 の全域計算では、風上開口から風下開口への気流が見られた。そして、Method 3 が最も全域計算と近い結果となった。この原因として、風力と浮力が相殺してしまう条件において、Method 1, 2 では、極端に流量係数を小さく評価してしまうことがあるためと考えられる。Case 4 では、風下側からの流入と同一開口内での流入出が確認された。風速分布は Method 2 が最も全域計算と近い結果になった。Method 1 では温度を非定常で考慮することにより、

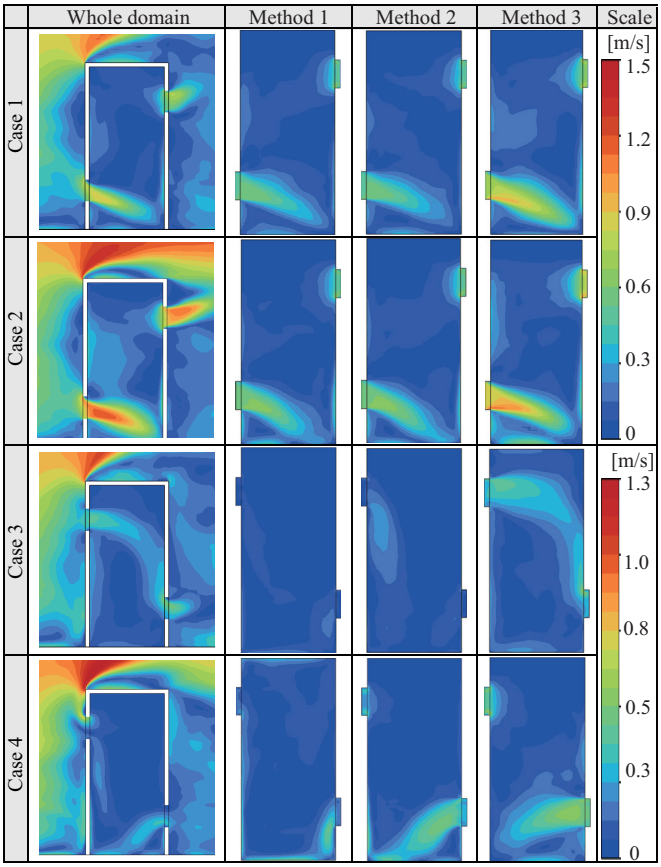


Fig. 6 Contour of mean velocity magnitude

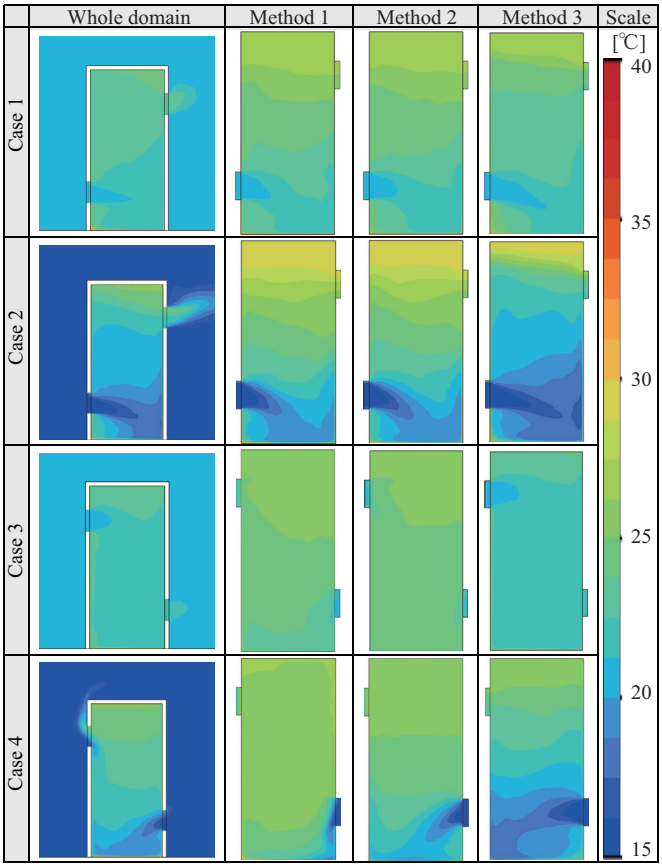


Fig. 7 Contour of mean indoor air temperature

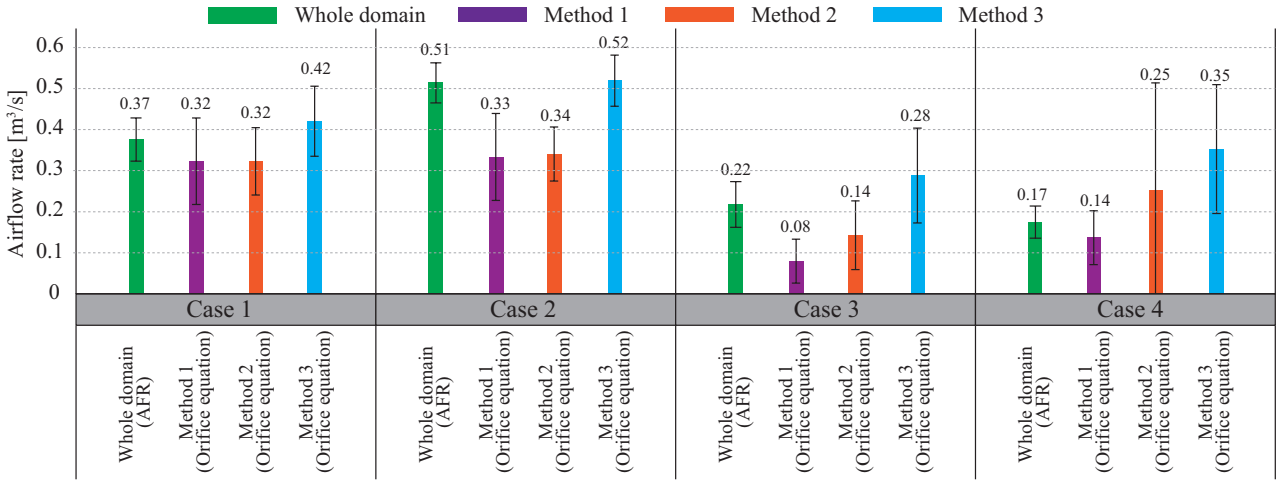


Fig. 8 Comparison of airflow rate

浮力による風下からの流入風量を過小評価してしまっていることがわかる。Method 3 では流量係数を過大評価しているため、開口面法線方向風速が大きくなり、流入風向角に差異が生じたと考えられる。領域分割法では同一開口での流入出が再現できないため、流入風速・風向に流入風速の差異が生じたと考えられえる。Fig. 7 に室温分布の時間平均値を示す。すべての条件で Method 1, 2 のおいて全域計算より温度が高くなる傾向が見られた。これは流量係数を過小評価しすぎたために、換気量が小さく算出されたことが原因として考えられる。Fig. 8 に換気量の比較を示す。Case 1 では領域分割法で概ね換気量は再現できていた。Case 2 では、Method 1, 2 で流量係数を適切に評価できていない可能性があり、換気量を過小評価していた。Case 3 の条件では Method 1, 2 で換気量を過小評価、Method 3 で過大評価していた。Case 4 では、Method 2, 3 で換気量とその標準偏差が大きくなった。これは瞬時定常に基づく計算方法で温度が収束計算中に大きく上昇すると、次のタイムステップで換気量を過大評価してしまうためであると考えられる。一方、非定常に基づく温度変化を採用した Method 1 では換気量は概ね一致しており、標準偏差も抑えられていた。なお、開口面の風速分布を再現できていないことからも換気量は一致しても風速分布に差を生じたと考えられる。Fig. 9 に解析負荷の比較を示す。全域計算は全条件で概ね 90 時間前後、領域分割法では全て 20 時間前後であった。このため全ての条件で領域分割法は約 70％以上の負荷を低減した。なお、解析は CPU Intel Xeon Gold 48 コアのプロセッサーを用いて行った。領域分割法では、一度の屋外解析から開口位置を変更した場合のケーススタディが可能であり、設計段階で複数回のシミュレーションを行う場合、領域分割法による計算負荷の軽減はさらに効果的となるといえる。

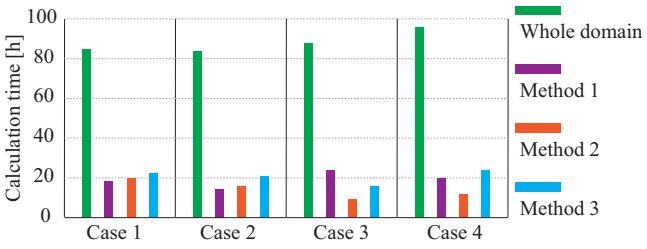


Fig. 9 Comparison of computational load

4. まとめ

本報では、領域分割法を非等温環境下において LES に適用し、解析を行った。室内気流分布、温度分布換気量の時間平均値とその標準偏差、解析負荷を比較し、精度検証を行った。流量係数補正を組み込んだ領域分割法では、浮力を適切に評価できていない可能性が示唆された。また、開口面の風速分布を考慮していないための風速の差異がみられた。今後の課題として、Step 2 の収束計算中での室内温度分布の考慮と Step 3 での開口面風速分布の考慮が挙げられる。

【謝辞】
本研究の一部は JSPS 科研費 (基盤研究 (B)JP20H02311, 研究代表者：小林知広) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

【参考文献】

1) 田中佑亮 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ : 領域分割法を用いた LES におる室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究（その 5） 単室開口モデルを対象とした外部風向毎の各種領域分割法の解析精度検証 , 令和 3 年度 (第 51 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 , A-6, 2022.03
2) 松原暢 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 宮澤昇平 , 蒋子韜 , 丹原千里 : 領域分割法を用いた LES におる室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究（その 9） LES を用いた非等温条件での基礎的検討 , 令和 5 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 ,G-2, 2023.09
3) 宮澤昇平 , 小林知広 , 山中俊夫 , 小林典彰 , 崔ナレ , 松原暢 , 蒋子韜 , 丹原千里 : 領域分割法を用いた LES におる室内通風気流の非定常解析手法に関する基礎的研究（その 8） 風洞実験による風力と浮力が作用する場での室内気流及び換気量の測定 , 令和 5 年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集 ,G-1, 2023.09
4) A.Smirnov, S.Shi, I.Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue 2 ,pp359-371, 2001.6
5)T.Kurabuchi, M.Ohba, T.Nonaka:Evaluation of Cross-Ventulation Performance of Opening Positions of a Building, *The International Journal of Ventilation*, Vol.8, pp.207-271, 2009

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

縮尺モデルを対象とした自然換気時の室内気流の相似則に関する研究
（その 1）RANS を用いた非等温場における検討

Similitude of Indoor Airflow in Natural Ventilation for a Reduced-sclae Model
(Part 1) Investigation of Non-isothermal Flow Field by RANS Simulation

○蒋　子韜　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）
山中　俊夫　（大阪大学）　山澤　春菜　（大阪大学）
宮澤　昇平　（大阪大学）　三浦　理優人　（大阪大学）

Zitao JIANG[*1] Tomohiro KOBAYASHI[*1] Toshio YAMANAKA[*1]
Haruna YAMASAWA[*1] Shohei MIYAZAWA[*1] Ryuto MIURA[*1]
[*1] Osaka University

The similitude requirement in reduced-scale experiment is fudementally important for generalizing the flow characteristics obtained from reduced-scale to full-scale. In the present study, the flow field of reduced-sclae building and full-scale building with same dimensionless parameter, Archimedes number (*Ar*), is compared by using Reynolds-averaged Navier–Stokes equations (RANS).

はじめに

風洞での縮尺モデル実験が自然換気の主要な実験方法の一つとされる。縮尺実験の結論を実大建物に適用するのためには、厳密には長さ、時間、力、温度、電流の 5 種の基礎物理量の相似則を満たす必要がある [1]。実際に全ての相似則を同時に満たすことがほぼ不可能である場合が多いので、代表的な相似パラメータを実大の値と合わせばよい。等温条件の自然換気では、Reynolds 数（*Re*）、非等温条件の自然換気では Archimedes 数 (*Ar*) が重要である。*Re* 数は慣性力と粘性力の割合と定義される：

$$Re = \frac{uL}{\nu} \tag{1}$$

ここで、u は代表風速 [m/s]、L は代表長さ [m]、ν は動粘度 [m^2/s] である。通常の風洞実験で *Re* を一致させることは不可能であるが、既往研究により、鋭角窓の開口スケール *Re* 数は臨界 *Re* を超えると、開口部の気流が *Re* 数に依存しないことが分かる。[2]

Archimdes 数（*Ar*）は以下の式で定義され、浮力と慣性力の比率を表す：

$$Ar = \frac{g\beta L\Delta T}{u^2} \tag{2}$$

ここで、g は重力加速度 [m/s^2]、β は体膨張率 [1/K]、L は代表長さ [m]、ΔT は室内外温度差、u は代表風速 [m/s] である。*Ar* 数を実物と一致させるために、実験風速を低下させる場合には、*Re* 数が小さくなるという問題が生じる。そこで、本報では数値解析を用いて、非等温における縮尺スケールとフルスケールでの自然換気の流れ場の相似条件と *Re* 数依存性を検討する。

1. 解析概要

1.1　解析対象

本研究では、縮小スケールとフルスケールの流れ場の相似性の検証を目的とし、1/10 スケールとフルスケールの解析を行った。縮尺 1/10 の対象建物モデルは、**Fig.1** に示すように外寸 350mm(H)x300(L)x300(W)、壁厚 5 mm とし、200mm(L)x50mm(H) の二つ開口を模型の前面と背面に一箇所ずつ設けたものとした。模型内部の高さが 295mm で、二つ開口部中心高さの差 (Δh) は 180mm である。縮小モデルの解析領域は 4800mm(L)x3300mm(W)x2100mm(H) の流路とする。 **Fig.2** に解析領域と室内のメッシュレイアウトを示す。総計算格子数は 2,191,600 で、乱流モデルには *SST k-ω* モデルを用いて、定常解析を行っ

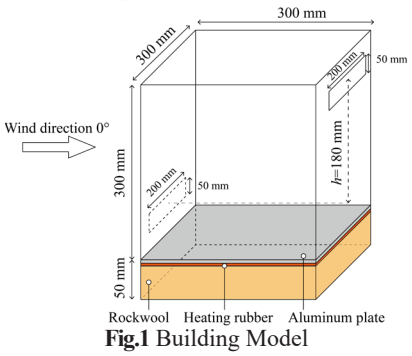


Fig.1 Building Model

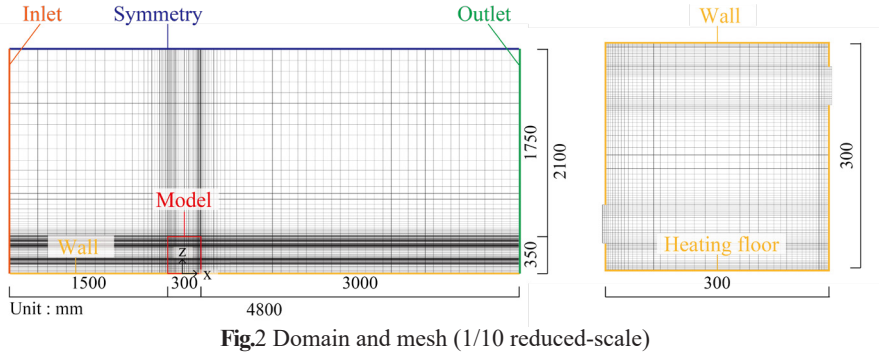


Fig.2 Domain and mesh (1/10 reduced-scale)

た。フルスケールの解析では、同じメッシュレイアウトを 10 倍に拡大した。**Table 1** に CFD 解析概要をまとめて示す。

1.2　流入境界条件

下記の式から、風洞実験 [3] で測定したアプローチフローの風速 u、k 及び ω の鉛直分布を算出し、数値解析の流入境界とする。

$$k(z) = \frac{3}{4}(\overline{u(z)}I(z))^2 \tag{3}$$

$$\omega(z) = \frac{k(z)^{0.5}}{C_\mu^{0.25}L(z)} \tag{4}$$

ここでは、z は高さ [m]、$u(z)$ は平均風速 [m/s]、I は乱流強度 [-]、C_μ は定数 (0.09)、$L(z)$ は乱流特徴長さ [m] である。フルスケールの風速を測定値の 2 倍と仮定し、対応する k と ω の分布を算出する。**Fig.3** に風洞実験の u、k 及び ω 鉛直分布を示す。

1.3 室内温度測定結果による精度検証

本節では RANS における非等温条件の解析精度検証を行う。風洞実験では縮尺 1/10 モデルを用いて模型床面はアルミ板とし、その下部にシリコンラバーヒーターと断熱材を敷設して床面からの発熱により通風状態で内外温度差を発生させた。中心断面上の高さ方向と主流方向にそれぞれ 5 点、計 25 点で模型内の空気温を測定した。定常状態に達したことを確認した後、1 秒間隔で測定した温度の 20 分間平均値を各測定点での温度とした。また、熱流束を床面 2 点で測定し、精度検証用の CFD ではその時間平均値を床面の熱境界条件として床面に均一な熱流束を与えた。**Fig.4** に風洞実験で測定した平均温度と RANS 解析で得られた結果を示す。結果から、測定結果と解析結果が比較的よく一致したと言える。なお、壁の近くに大きな温度勾配が見られ、壁から遠い室中央空気温度分布は大きな差がない。

Table 1 Summary of CFD settings

CFD code	Ansys Fluent 2023 R1	
Turbulence model	SST k- ω Model	
Algorithm	Coupled	
Discretization scheme for advective term	QUICK	
Boundary condition	Inlet	Based on measured values
	Outlet	Gauge pressure: 0 [Pa]
	Internal floor	Temperature adjusted by proportional control
	Internal walls	Emissivity=0.9
Number of cells	2,191,600	

1.4 解析ケースと解析条件

Table 2 に解析ケースをまとめて示す。風洞実験で測定した軒高風速を代表風速 (U_H) とし、室内体積平均温度と外気温度の温度差を ΔT と定義する。ΔT を 0 とした等温条件では、縮小モデル解析の U_H を変化させ、非等温条件では U_H と ΔT の組み合わせをパラメータとし、Ar 数が一致するように解析条件を設定した。床面の熱的境界条件については、比例制御の手法を定常解析を適用し、室内体積平均温度と外気温度の温度差が設定温度差になるように、室内床表面温度を調節した。

1.5 評価手法

風速、換気量及び室内温度は下記の式から規準化した。

$$U^* = \frac{U}{U_H} \tag{5}$$

$$Q^* = \frac{Q}{U_H A_{eff}} \tag{6}$$

$$T^* = \frac{T - T_o}{T_i - T_o} \tag{7}$$

$$A_{eff} = \frac{1}{\sqrt{\frac{1}{A_1^2} + \frac{1}{A_2^2}}} \tag{8}$$

ここで A_{eff} [m^2] は規準開口面積、T_i [K] は室内体積平均温度、T_o [K] は外気温度を表す。

Table 2 Summary of Cases

Scale	Full scale	1/10 scale					
U_H [m/s]	1.46	0.07	0.15	0.29	0.44	0.58	0.73
Isothermal ΔT [K]	0	0					
Non-isothermal ΔT [K]	10	0.25	1	4	9	16	25
Ar [-]	0.288 (Non-isothermal)						

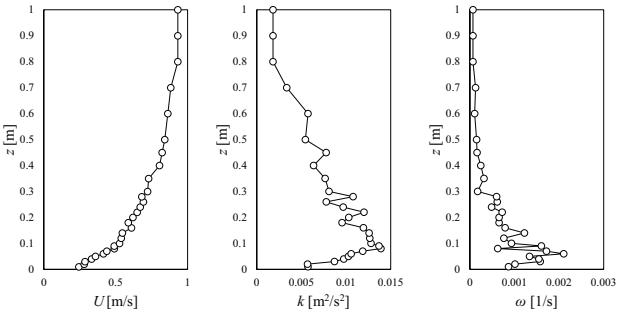


Fig.3 Inlet boundary profile

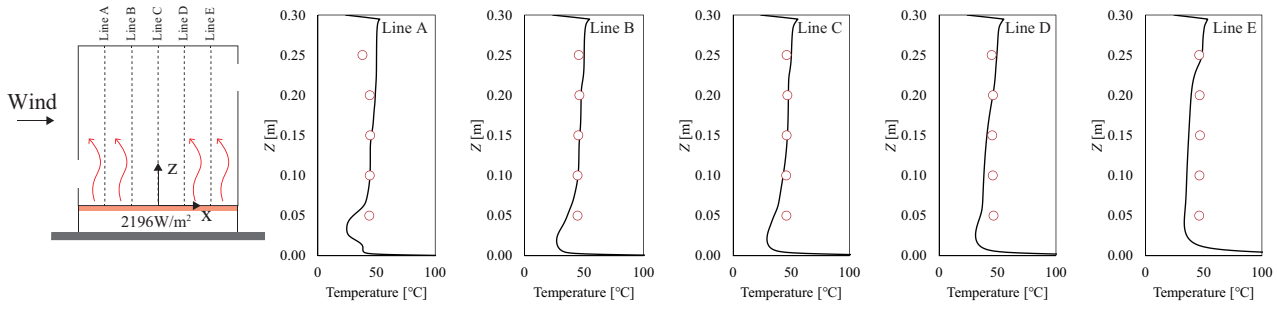


Fig.4 Validation of temperature distribution

異なるケースの気流と換気量相似性を定量的に比較のため、次の式から Deviation Rate (DR) で評価する。

$$DR(U) = \left|U^*_{fullsclae} - U^*\right| \quad (9)$$

$$DR(T) = \left|T^*_{fullscale} - T^*\right| \quad (10)$$

$$DR(Q) = \left|Q^*_{fullsclae} - Q^*\right| \quad (11)$$

$V^*_{fullscale}$、$T^*_{fullscale}$、$Q^*_{fullscale}$ と V^*、T^*、Q^* はそれぞれフルスケールと評価対象となる縮小モデルスケールの無次元風速、無次元温度、無次元換気量である。

開口部 *Re* 数 (Re_o) は換気量と下記の式から算定する。

$$Re_o = \frac{u_o L}{\nu} = \frac{2Q}{\nu(a+b)} \quad (11)$$

$$L = \frac{4A}{P} = \frac{2ab}{a+b} \quad (12)$$

ここで、L は水力直径 [m]、u_o は開口部風速 [m/s]、a、b は開口部寸法 [m]、Q は換気量 [m^3/s]。

3. 等温条件の相似性

Fig.5 に等温条件の室内気流分布を示す。両方とも反時計回りの循環流が見られたが、フルスケールの条件は Re_o が高いため、乱流拡散が増加し、循環流が強い。一方、縮小モデルでは低風速条件で Re_o が 164 となり、再循環流が弱い。**Fig.6** に室内 U^* 鉛直分布の比較を示す。室内上部と右下に明らかに差が見られ、この領域では Re_o に大きく依存することが分かる。**Fig.7** に等温条件の Re_o と $DR(U)$ の関係を示す。風速において、縮小スケールの風速をフルスケールと比べると、凡そ 10% 程度の誤差が見られる。**Fig.8**、**Fig.9** に等温条件の Re_o と Q^*、$DR(Q)$ の関係を示す。Re_o の減少に伴い、Q^* が増加する傾向が見られるが、これは流量係数が大きくなるが原因と考えられる。$DR(Q)$ について、Re_o が 500 を超えると、縮尺スケール Q^* の誤差が５% まで抑えられる結果となった。

4. 非等温条件の相似性

Fig.10 に非等温条件において CFD 解析より得られた無次元速度、温度分布を示す。速度分布では、等温条件と同様に Re_o 高いフルスケールで循環流がより強い傾向が確認された。非等温条件では再循環気流が等温条件のように天井面に沿って流れず、流出口の近くに落ちる。温度分布について、加熱された暖かい空気が上昇し、部屋の上部に溜まり、フルスケールでは室上部の T^* が縮小モデルより高くなった。**Fig.11** と **Fig.12** 室内 U^* と T^* 鉛直分布の比較を示す。室の中央の T^* は全条件でよく一致しているにもかかわらず、室の上部では非常に大きな差がある。**Fig.13**、**Fig.14**、**Fig.15** に非等温条件の Re_o

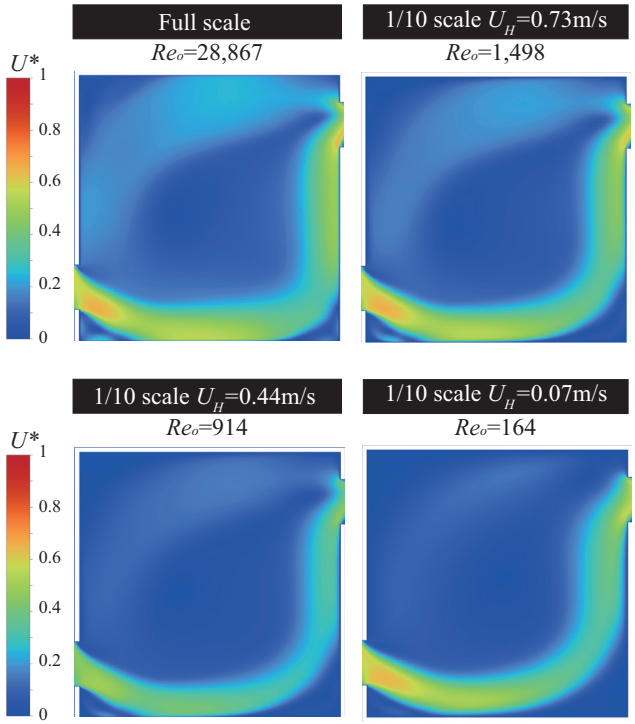


Fig.5 U^*comparison between full scale and 1/10 scale under isothermal case

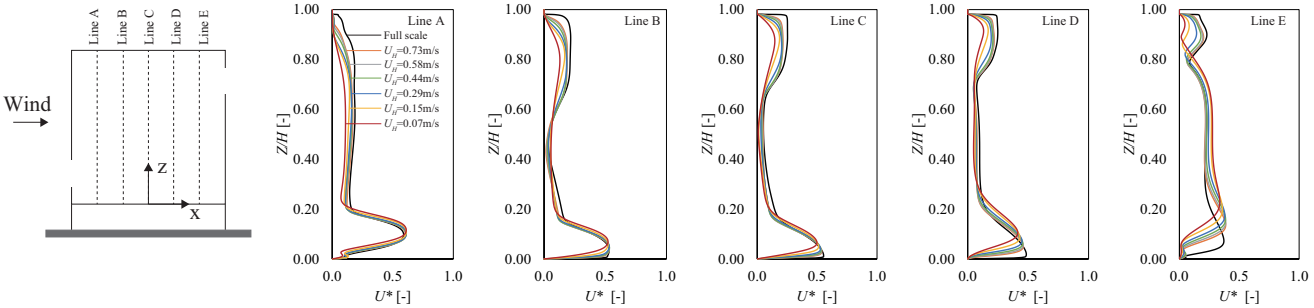


Fig.6 Distributions of dimensionless velocity U^* along vertical lines in different cases

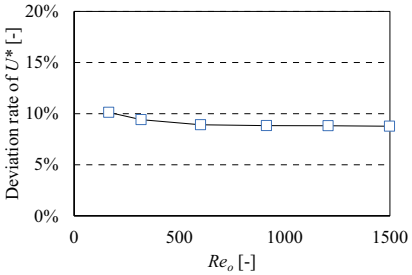


Fig.7 Deviation rate of U^* and Re_o under isothermal conditions

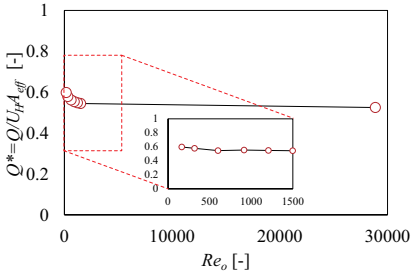


Fig.8 Q^* and Re_o under isothermal conditions

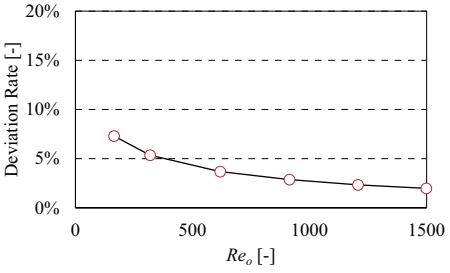


Fig.9 Deviation rate of Q^* and Re_o under isothermal conditions

と *DR(U)*、*DR(T)*、*DR(Q)* の関係を示す。*DR(U)* と *DR(Q)* の傾向は、等温条件と非常に類似している。*DR(U)* はレイノルズ数の変化の影響を受けにくいが、10% 程度の誤差が生じている。一方、*Q** はレイノルズ数の影響が大きいが、誤差率の値自体はより小さく、Re_o が 500 以上であれば、*Q** の誤差は 5%以下となる。*T** の誤差に関しては、相対誤差が 40%と高く、Re_o が大きくなると誤差は小さくなる。この大きな偏差は主に室上部の *T** の差が大きいことに起因すると考えられる。

4. まとめ

本報では、縮小モデルを対象として、非等温場における自然換気の室内気流の相似性の検討を目的とし、RANS を用いて 1/10 スケールとフルスケールの等温及び非等温気流場の比較を行った。その結果、非等温条件下の自然換気時の室内気流は、Re_o に依存することが確認された。低レイノルズ数条件の場合、無次元換気量の相対誤差は小さいが、無次元温度の相対誤差は最も顕著である。今後は、非等温条件で LES 解析を実施して異なるスケールでの *Re* 数と *Ar* 数の適用範囲を検討する予定である。

【参考文献】

1)「模型実験の理論と応用第三版」, 江守一郎, 技報堂出版, 2000
2) Carey, P. S., & Etheridge, D. W. (1999). Direct wind tunnel modelling of natural ventilation for design purposes. Building Services Engineering Research and Technology, 20(3), 131-142.
3) 三浦理優人, 小林知広ら : 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究（その 23）風洞実験による風力重力併用時の換気量測定, 空気調和・衛生工学近畿支部学術研究発表会論文集 ,2024.3　掲載予定

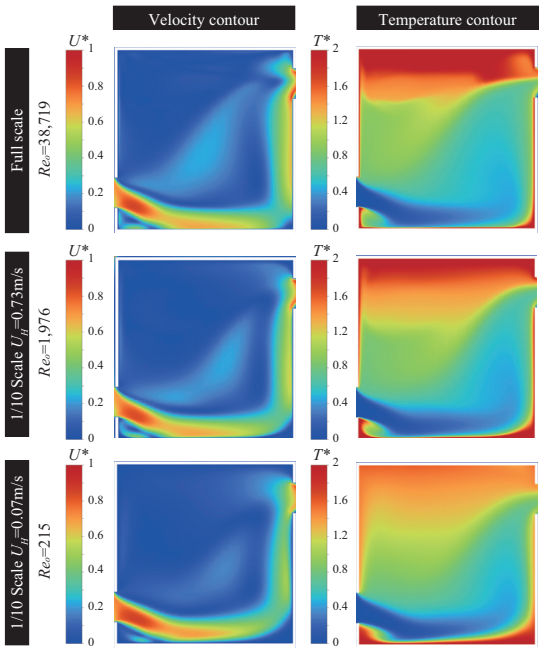


Fig.10 *U**,*T** comparison between full scale and 1/10 scale under non-isothemral condition

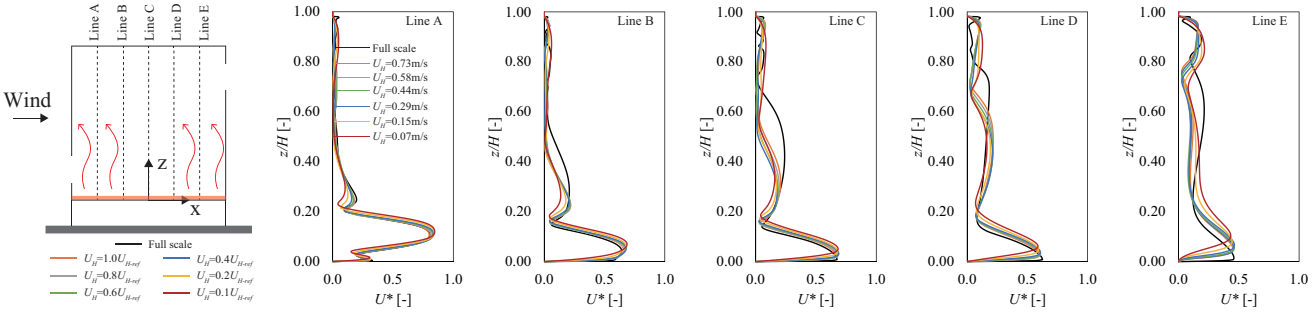


Fig.11 Distributions of dimensionless velocity *U** along vertical lines in different cases

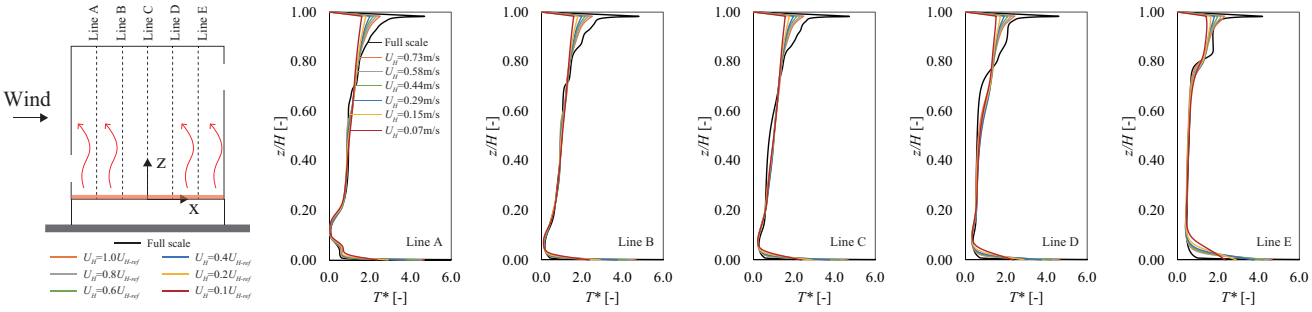


Fig.12 Distributions of dimensionless velocity *T** along vertical lines in different cases

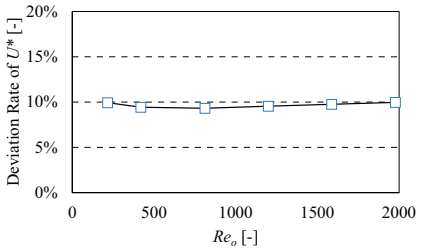


Fig.13 Deviation rate of *U** and Re_o under non-isothermal conditions

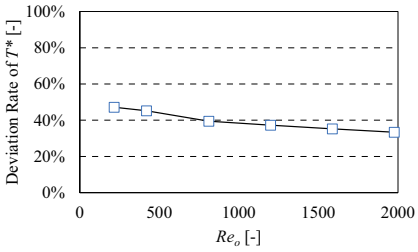


Fig.14 Deviation rate of *T** and Re_o under non-isothermal conditions

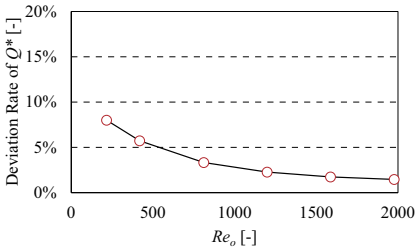


Fig.15 Deviation rate of *Q** and Re_o under non-isothermal conditions

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

風の道を計画した片廊下型集合住宅における回路網計算による通風からみた開口開閉条件の提案

Proposal of Opening and Closing Conditions for Airflow in a Corridor-Type Collective Housing with Planned Wind Path: A Perspective from Ventilation Circuit Network Calculations

○加 藤　　瑛（立命館大学）　　近 本　智 行（立命館大学）
土 井　脩 史（大阪公立大学）
Akira KATO*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1
Shushi DOI*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Osaka Metropolitan University

The purpose of this study is to propose the optimal opening/closing conditions (ventilation routes) for residents by setting multiple ventilation routes according to residents through interview surveys, performing ventilation network calculations, evaluating the ventilation volume and ventilation frequency for each ventilation route and each room, and comparing the set routes.The results show that CASE6 is the most effective ventilation path.

はじめに

一般的な片廊下型集合住宅では、住戸間口が狭いことや住戸内の間仕切りが障害物となること等から通風を確保することが難しい。一方、本研究の対象である「中京・風の舎」（以下、対象住戸）は片廊下型集合住宅でありながら、風の通り道を確保するように住戸改修が行われた。

対象住戸における既往研究[文1,2]では、環境実測や回路網計算を通じて、住戸内の建具の開閉によって、通風経路が調整可能であることと住戸内の通過風量、換気回数を得ることができている。

また、快適感と風速の相関について既往研究[文3]では、被験者が通風を好む場合、風速が 0m/s から 2m/s の間では風速が大きくなるほど快適感が優れていることが分かっている。すなわち風速と換気量の関係から風速が大きくなるほど、換気量も大きくなり快適感も上がる。

しかし居住者の生活習慣や通風の好みの把握、反映された通風経路ではない。そこで本研究では中間期を対象として、ヒアリング調査を行い居住者に合わせた通風経路を複数設定する。換気回路網計算を行い、各通風経路、各室の換気量と換気回数を評価する。設定した経路比較を行うことで居住者に最適な開口開閉条件（通風経路）の提案を行う。本研究では居住者の気流感・快適感を向上させ得る経路を最適と定義した。

1.「中京・風の舎」の概要

対象住戸の建物概要を Table.1 に示す。改修前は、一般的な 3LDK の間取りの一室をリビングと一体化し、

Table.1 Building Overview

Location	Nakagyo-ku, Kyoto City, Kyoto Prefecture
Area	Commercial district
Building Type	Reinforced concrete construction, 10 stories Target Residence：3rd floor
Age of Building	25 years
Floor Area	76.86 ㎡ ＋Balcony：11.34 ㎡

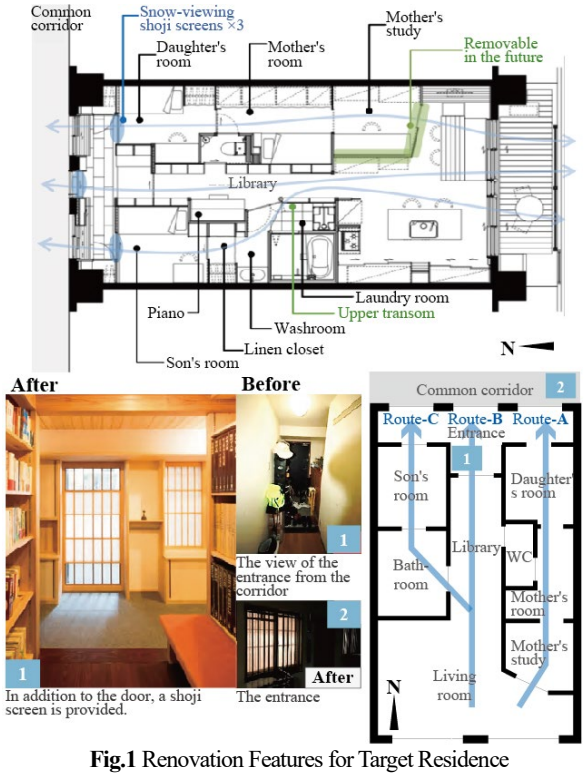


Fig.1 Renovation Features for Target Residence

2LDK として使用されていた。改修後には続き間を設けることで、3 本の風の道(A・B・C ルート)を持つように設計され、土間空間が中間領域として作用している点も大きな改修の特徴である。Fig.1 に主な改修点を示す。Fig.3 に部屋名とその略称を示す。

2．風洞実験概要

後述する換気回路網計算には換気回路網計算ソフト VentSim Ver2.1.5 を用いた。入力が必要な流量係数と風圧係数についてゲッチンゲン式風洞実験室、アクリル製の流量係数算出に使用した模型 1、風圧係数の算出に使用した模型 2、クリモマスター風速計、微差圧計を用い各開口部の風速・差圧を測定し算出を行った。模型 1 は Fig.4、模型 2 は Fig.5 に示す。また風洞実験では通常、実物の数百分の一の模型を使用するので、風速は実物の数百倍にしなければならないが、これは不可能であるため、レイノルズ数の一致を諦め、任意の実験風速を設定した。

2.1　流量係数の算出

Fig.6 に示す各開口部に対し、1/30 の開口部プレートをアクリル板で作成し、模型 1 に差し込み開口部前後の差圧の測定と開口部中央点を開口風速の代表点として測定した。中央点を代表点とするにあたり、開口部に対して中央点を含む計 9 点で風速を測定し、各測定点と中央点の差が十分に小さいことを予備実験にてすべての開口部に対して確認した。次に先ほどの結果を利用し、開口部中央点を代表測定点とし風速を計測するとともに、開口前後の差圧を測定した。その風速・差圧を式(1)に代入し算出した。算出された値は Table.2 に示す。風洞実験の際、実験室内の風速は 3m/s とした。

$$Q = vA = 1.29\alpha A\sqrt{\Delta p}\ [\mathrm{m^3/s}] \qquad (1)$$

Q：通過風量[$\mathrm{m^3/s}$]　α：流量係数[−]

A：開口部断面積[$\mathrm{m^2}$]　Δp：圧力差[Pa]

2.2　風圧係数の算出

16 方位、外気の流入する 5 つの開口付近で各 2 点ずつ、計 10 点の風圧係数の算出を行った。風洞実験室には Fig.5 の上下左右の 8 住戸を含めた模型：模型 2 を使用した。各開口の風圧測定点と風洞実験室内の圧力差を微差圧計に接続し、その圧力差を電圧として計測し、測定を行った。算出式は式(2)に示す。風洞実験の際、基準風速は 3m/s とした。後述する回路網計算に使用した風圧係数の結果の一部を Fig.7,8 に示す。

$$C = 2 \times Pw/\rho_0 V^2 \qquad (2)$$

C：風圧係数[−]　Pw：風圧力[Pa]

ρ_0：空気密度（1.20）[−]　V：基準風速[m/s]

3．ヒアリング調査

中間期における、対象住戸の住人の生活状況・プロフィール、通風の好み等を把握するためにヒアリング調査を実施した。実施時期は 24 年 1 月上旬であるが、中間期を

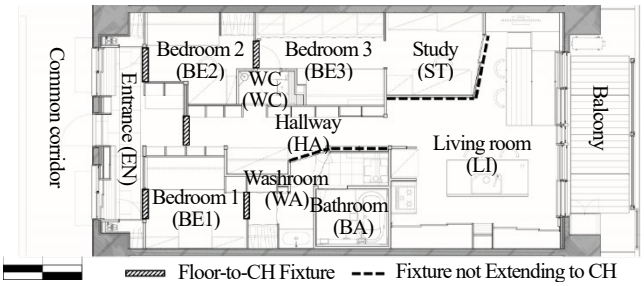


Fig.3 Floor plan and Room name

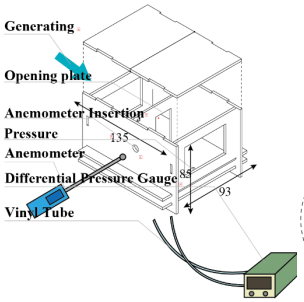


Fig.4 Model 1

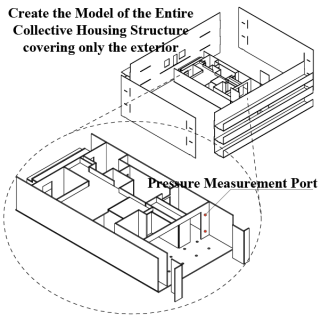


Fig.5 Model 2

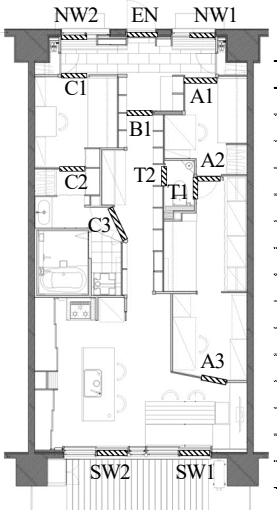


Fig.6 Opening name

Table.2 Flow Coefficient

Opening name	A(m²)	α	αA(cm²)
A1	1.68	0.80	13406.40
A2	1.37	0.79	10807.20
Ax	1.33	0.68	9044.00
A3	1.33	0.70	9044.00
B1	1.46	0.74	10207.75
Bx	1.46	0.71	10207.75
C1	1.52	0.77	11248.00
C2	1.28	1.04	9105.75
C3	1.82	0.65	14044.80
T1/T2	1.17	1.16	12168.00
NW1	2.49	0.75	16185.00
NW2	2.08	0.72	24070.00
EN	1.39	0.75	10440.00
SW1	3.47	0.72	24973.92
SW2	3.47	0.72	24973.92

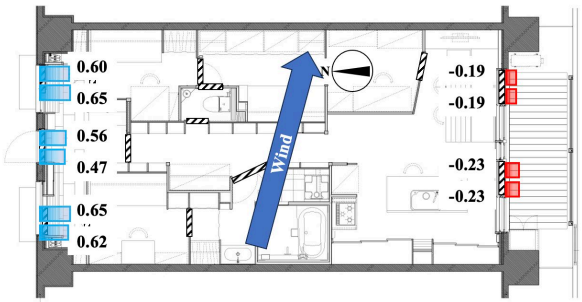


Fig.7 West-northwest Wind Pressure Coefficient

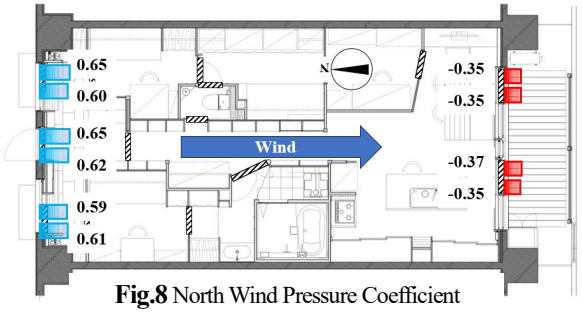


Fig.8 North Wind Pressure Coefficient

Table.3 Weekday Schedule

	●Mother		▲Dauther		★Son	
06:00~07:00	Wake up	BE3	Sleep	BE2	Wake up	BE1
07:00~08:00	Household	LI			Go out	
08:00~09:00	Commute					
09:00~10:00	Go out		Wake up	BE2/LI		
10:00~11:00			Go out			
11:00~12:00						
12:00~13:00						
13:00~14:00						
14:00~15:00						
15:00~16:00						
16:00~17:00						
17:00~18:00						
19:00~20:00						
20:00~21:00	Commute					
21:00~22:00	hopping・Re				Return home	BE1/LI
22:00~23:00	Bath/Sleep	LI	Bath/Relax	BE2	Bath/Relax	
23:00~24:00	Sleep	BE3	Sleep		Sleep	BE1

Table.4 Weekend Schedule

	●Mother		▲Dauther		★Son	
06:00~07:00	Wake up	BE3	Sleep	BE2	Wake up	BE1
07:00~08:00	Household	LI			Go out	
08:00~09:00	Go out					
09:00~10:00			Wake up	BE2・LI		
10:00~11:00			Relax	BE2		
11:00~12:00						
12:00~13:00						
13:00~14:00						
14:00~15:00						
15:00~16:00						
16:00~17:00						
17:00~18:00			Dinner	LI		
19:00~20:00			Relax	BE2		
20:00~21:00	Household	LI/ST	Bathing	BA		
21:00~22:00	Work/Relax		Relax	BE2	Return home	BE1/LI
22:00~23:00					Bath/Relax	
23:00~24:00	Bath/Sleep	BA・BE3			Sleep	BE1

At home　Go out　Own room　Common room

想定し、回答をいただいた。居住者は母、息子、娘の 3 人構成である。また過去実測の際、居住者に娘のプライバシーと母の通風の好みの両立（同じ通風経路上：A ルートにそれぞれの居室が存在する）が課題と伺った。

3.1　スケジュール調査

居住者 3 人の想定される居室の重なりを把握するためにスケジュール調査を行った。平日：Table.3、休日：Table.4 にその結果を示す。休日・平日ともに居住者全員が在宅するのは夜間であることが分かった。

3.2　好みと快適感・気流感の調査

母と息子は通風をとても好む傾向にあるが、娘は相対的に見てあまり好まない。スケジュール調査と居室の好みから、娘は基本的に寝室 2（娘の部屋）に、息子は寝室 1（息子の部屋）にそれぞれいることが多く、母はリビングを利用することが多いことが分かった。

寝室 1 は息子が他の部屋に対して快適感が低いという結果であった。また母が使用する寝室3 と書斎は快適感、気流感ともに低い値を示している。

3.3　開口開閉条件の提案

ヒアリング調査のスケジュール結果から、居住者全員が住戸を利用する場合を想定した。娘は通風を好まない傾向にあり自室を動かず、母は書斎もしくはリビングに在室する可能性が高く、息子は自室にいるが通風を好むことが分かっている。そこで娘のプライバシーを保ち、母と息子の通風を確保することができる CASE5、6 を提案する。CASE5 は Fig.11、CASE6 は Fig.12 にそれぞれ図示する。その差異としては、CASE5（母：リビング）CASE6（母：書斎）のように母の所在が異なる。これは以上の結果から想定される居住者全員の在室分布に基づいている。

4．換気回路網計算

4.1　換気回路網計算ケース設定

CASE0 はすべての開口部が開いた状態であり Fig.13 に示す CASE1~3 は前述した 3 本の風の道(A・B・C ルート)に対応したものである。Fig.14 に示す CASE4 はトイレ開

Table.5 Preference Airflow and Using Spaces and Openings

Question	Mother	Dauther	Son
1.Ventilation preference（-3 ～ +3）	3	0	3
2. Highly frequented using space	LI	BE2	BE1
	ST	BA	LI
3. Highly frequented using space	SW1	B1	SW2
	SW2	C3	C3
	EN	A3	
	B1		
	A3		
	C3		

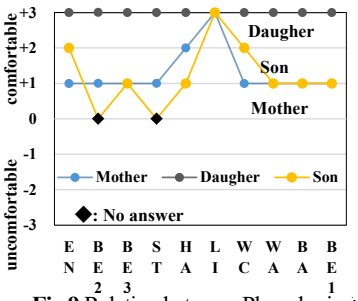


Fig.9 Relation between Phycological and Area Vote

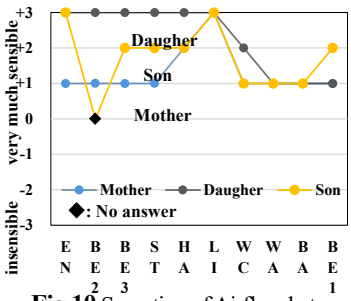


Fig.10 Sensation of Airflow between Phycological and Area Vote

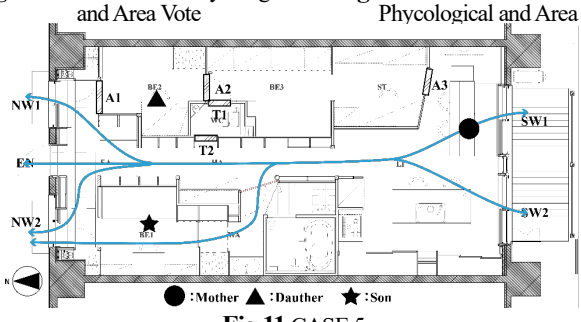


Fig.11 CASE 5

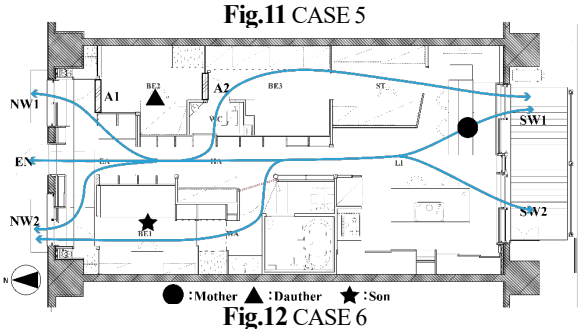


Fig.12 CASE 6

口を利用し書斎・寝室 2 の通風を確保するケースである。CASE1~4 については CASE5、6 の比較用のケースである。

4.2　換気回路網計算条件

中間期、特に 5 月 10 月を対象の時期とし、居住者全員が在宅かつ起床している時間帯の 20,21,22 時から 1 時間で計 6 つの時期時間帯で各ケースの比較を行った。気象データには拡張アメダスデータ 2010 年版の標準年データ[注1)]を用いている。5 月 20 時において、外部風速は 1.8m/s であり風向は北であった。他時間帯では東北東、西北西、北、北北東の風向であったが分析傾向は変わらなかった。

4.3　換気回路網計算結果・比較

すべての時期時間の結果ともに同様の分析結果が得られた。代表として Fig.15,16 に 5 月 20 時の結果を示す。CASE0～6 の中で最も換気量・回数を得られるのは CASE0 である。CASE1・2・3 のうち、最も換気量・回数が得られるのは CASE2 であると分かった。これは既往研究においても同様の結果が得られている。トイレの開口を利用した CASE4 は CASE1 と比較しても、母の書斎において CASE1：223.3 回/h、CASE4：127.3 回/h の十分な換気回数を得ており、空間全体としては CASE1：21.3 回、CASE4：33.1 回である CASE1 よりも換気量が多い結果を示している。また CASE4～6 を比較すると CASE6 が各室で最も換気回数を得られている。また空間全体の換気量も最も多く、換気回数は CASE4 の次に多いことが分かる。これは 3 人が在宅の際は CASE6 が定量的に見てすべての開口を開いた CASE0 の次に有効であることを示している。

5．まとめ

ヒアリング調査結果、居住者が対象住戸を主に活動的に利用する時間帯は 20 時から 22 時が予測される。居住者全員が住戸を利用する場合を想定し、娘のプライバシーを保ち、母と息子の通風を確保することができる CASE5・6 を提案した。他 CASE と比較し CASE5・6 は十分な換気量を得ることができることを確認した。CASE6 は CASE0 に次いで換気量が大きく、居住者の好みと換気性能から最も有効な通風経路である。

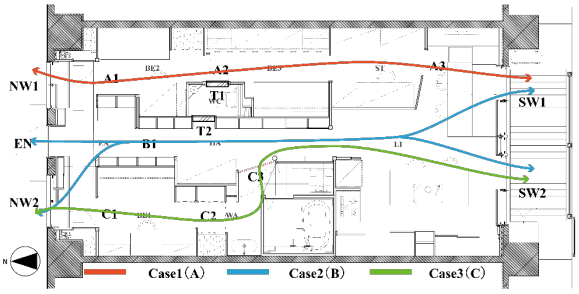


Fig.13 CASE 1 to 3

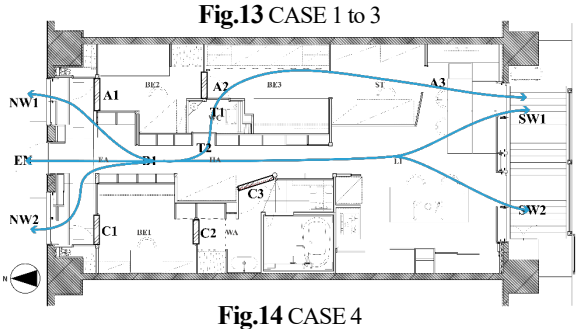


Fig.14 CASE 4

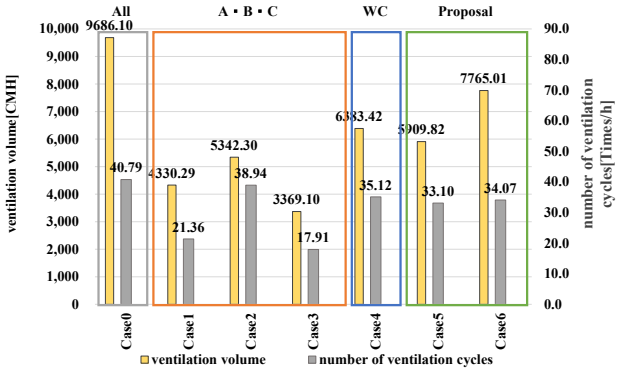


Fig.15 Relation between Ventilation Volume and Area CASE

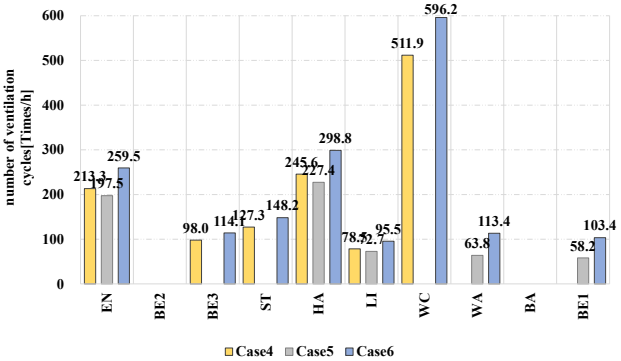


Fig.16 Relation between Number of Ventilation Cycles and Area in CASE 4 to 6

注釈

注1）拡張アメダス気象データ標準年は 10 年程度の観測データから月別に代表的な年を選択、接合して作成した仮想の 1 年間のデータである。

謝辞　本研究を進めるにあたって、京都美術工芸大学　高田光雄教授には有益なご助言など頂きました。

また追手門学院大学　加茂みどり教授には実測、ヒアリングの実施、研究の具体化で有益なご助言など頂きました。

ここに記して謝意を表します。

参考文献

文1）加茂みどり他：中京・風の舎　その 1 ～ 2、日本建築学会大会デザイン発表梗概集、pp.50-53、2019 年 9 月 Aa

文2）加茂みどり他：集合住宅における風の道を計画した住戸の風洞実験、日本建築学会大会学術講演梗概集、pp.1497-1498、2020 年 9 月

文3）久保博子他：夏期におけるスポット冷風の温熱的快適性に及ぼす影響に関する実験的研究、日本建築学会計画系論文集　第 492 号，31–37，1997 年 2 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

建物・都市の時刻別エネルギー消費量の推計に関する研究
Study on estimation of building/urban hourly energy consumption

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: We propose estimation methods of building/urban hourly energy consumption per usage of demand, building and region. The estimation is made separately for Energy consumption per values closely related to energy consumption and values closely related to energy consumption. Dividing building types broadly into non-residential buildings, houses, and factories, we explain each one.

1. はじめに

脱炭素・省エネが求められる中、太陽光発電の導入が進むが、太陽光発電量は天候によって時々刻々と発電量が変わるという時間特性をもつ。また、エネルギーの需要側も、時々刻々と需要量が変わるという時間特性をもつ。そのため、太陽光発電を最大限利用するためには、蓄エネルギー設備を用い、時別に需給バランスを調整させることが効果的である。また、需給バランスの調整は 1 建物規模ではなく、都市規模で行うことがより効果的である。

このようなエネルギー需給バランスの検討において、需要量である建物の時刻別エネルギー消費量の把握は必須である。そして、都市規模での検討においては、個別の建物の推計の加算は困難であるため、“エネルギー消費量”を“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値（延床面積や世帯数等）”で除した“単位当たりのエネルギー消費量（以下、エネルギー消費原単位とよぶ）”の推計と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値（延床面積や世帯数等）”をそれぞれ推計し、それらを乗じて“エネルギー消費量”を求める、積み上げ計算が有効である。

また、建物のエネルギー消費量は、寒冷地や温暖地などの地域ごとや商業施設や宿泊施設などの建物用途ごとに異なること、時別の消費量の変動は冷房や給湯などの需要用途ごとに異なることから、地域別・建物用途別・需要用途別に建物の時刻別エネルギー消費量を整備することが求められる。ところが、そのような整備は筆者らの知る限りでは行われていない。

そこで本研究は、地域別・建物用途別・需要用途別の“時別エネルギー消費原単位”と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”のデータ整備を目的とする。

建物を大きく、“非住宅建築物”、“住宅”、“工場”の３つにわけ、それぞれについて記載する。

2. 非住宅建築物について

エネルギー消費量を地域別・建物用途別・需要用途別に整備する。

非住宅建築物に関しては、“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”として“延床面積”が一般的に用いられているので、ここでは原単位は延床面積あたりの量とする。

地域別・需要用途別・時別の整備は、エネルギー消費原単位では行われていないが、熱・電力負荷原単位では、文献[1)]や文献[2)]で行われており、それらを基にして筆者らは月別の負荷に関して文献[3)]で推計している。そこで、文献[1)]や文献[2)]、文献[3)]を参考にして、時刻別の熱・電力負荷原単位の推計を行い、熱負荷原単位に関してはエネルギー効率で除して時刻別エネルギー消費原単位へと変換し、原単位に延床面積を乗じることでエネルギー消費量を算出する。

尚、本研究で推計する建物用途は、業務・商業・宿泊・医療の4用途であり、気象データにはEA気象データ(2010年版)を用いる。

2.1 熱・電力負荷原単位

文献[1)]を参考に、地域別・建物用途別に月別値→日別値→時別値の順に推計する。

2.1.1　月別値

まず、冷水負荷、温水負荷を文献[2)]の月平均気温を変数とする推定式を用いて作成し、冷水負荷=冷房負荷とし、温水負荷は、本研究では文献[5)]記載の月別暖房・給湯負荷の値を用いて、暖房負荷、給湯負荷に分解する。

電力負荷（照明等/冷暖房用を除く）はDECC[注1]を用い、文献[3)]同様に全国一律（地域別ではない）で作成する。

2.1.2　日別値

文献[6]では、レスポンスファクタ・ウェイティングファクタ法による多数室非定常計算で、一般空調の冷暖房負荷計算を行い、1991 年から 2019 年の気象指標（デグリーデー、エンタルピーデー、ヒューミディティーデー、日積算日射量）と年間冷暖房負荷の相関を示している。それによると、オフィスの冷房負荷にはエンタルピーデーが、オフィスの暖房負荷にはデグリーデーが最も相関していると考えられるため、本研究では、冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデグリーデーにより分解する。

冷房負荷の各日の月積算値に対する割合は、エンタルピーhを気温θと絶対湿度xから式 1 に従って作成し、式 2 により算出する。添え字の i は時刻を表し、*mon* はひと月分、*day* はいち日分の積算である。尚、冷房期間は月平均気温が 22℃以上である日とし、中間期・暖房期間は同一月であれば日別割合を一定とする。

$$h = 1.0 \times \theta + (2500 + 1.85 \times \theta)x \quad \text{(kJ/kg')} \quad （式 1）$$

$$\frac{\sum^{day}(h_i - 60)}{\sum^{mon}(h_i - 60)} \quad （式 2）$$

暖房負荷の各日の月積算値に対する割合は、式 3 により算出する。添え字の i は時刻を表し、*mon* はひと月分、*day* はいち日分の積算である。尚、暖房期間は月平均気温が 14℃以下である日とし、中間期・冷房期間は同一月であれば日別割合を一定とする。

$$\frac{\sum^{day}(18 - \theta_i)}{\sum^{mon}(18 - \theta_i)} \quad （式 3）$$

給湯負荷と電力負荷は同一月であれば、日別割合を一定とする。

2.1.3　時別値

文献[5]には、時別需要パターンとして、月別、平日・土曜・休日別の比率が記載されている（いずれも建物用途別、需要用途別で地域別ではない）が、冬季の冷房負荷が 0 となっていることから、本研究では、日別値の時別値への分解には文献[7]記載の時別比率（日本ガス協会のもの）を用いる（建物用途別、需要用途別で地域別ではない）。宿泊施設について、大阪市の 1/1 の時別値を **Fig.1** に示す。

2.2 エネルギー効率

筆者らは文献[3]において、負荷を一次エネルギー消費量へと変換するための値の提案を行った。DECC[注1]の電力消費量のみ 2 次換算し、同様の手法で負荷を最終エネルギー消費量へと変換するための値も算出した（**Table.1**）。用いられている文献が地域別でないことや2004年と古いデータであること、電力の値が 1 にならない等、種々の課題を抱え更新が求められるが、本研究では暫定的にこの値を用いる。尚、業務施設と商業施設の給湯のエネルギー消費量は、負荷が 0 であるため電力消費量に加算した。

2.3 延床面積

延床面積の推計方法として、都市計画基礎調査を用いた推計方法と平野ら[8]を参考にした推計方法を示す。

2.3.1　都市計画基礎調査を用いた推計

都市計画基礎調査のオープンデータの整備が進んでおり、データ項目の中に建物用途別の延床面積がある。そこで、データの入手が可能な都市についてはこちらを用いることができる。**Table.2** に札幌市の値[9]について示す。

2.3.2　平野ら[8]を参考にした推計

平野ら[8]は、全国（都道府県別でない）の建物用途別の延床面積を推計しているが、平野らが用いた文献[10)~12)]は、都道府県別、市町村別（文献[12]は政令指定都市）のデータもあるため、都道府県や市町村単位での推計も可能である。本研究ではこちらを用いる。**Table.2** に札幌市の値を示す。

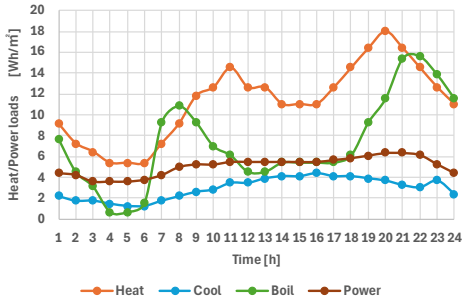


Fig.1 Hourly heat/power loads（Hotels in Osaka city　1/1）

Table.1 Energy efficiency

	about final energy consumption			
Osaka	Energy efficiency (loads/cosumptiotn)			
	business	commercial	hotel	hospital
Cool	4.05	2.21	3.14	2.40
Heat	1.07	1.36	0.63	0.45
Boil	-	-	0.34	0.24
Power	1.38	1.19	1.38	1.49

	about final energy consumption			
Sapporo	Energy efficiency (loads/cosumptiotn)			
	business	commercial	hotel	hospital
Cool	1.32	0.86	1.05	0.70
Heat	1.67	3.64	0.85	0.85
Boil	-	-	0.42	0.48
Power	0.95	0.99	1.11	1.23

Table.2 Total floor area

Sapporo (H30)	Estimation based on Hirano et al.（2.3.2）	Basic urban planning survey （2.3.1）
building use	Total floor area（×10⁶㎡）	Total floor area（×10⁶㎡）
business	9.2	8.1
commercial	4.2	8.4
hospital	5.5	-
hotel	4.5	1.9

2.3.3　結果の抜粋

大阪市と札幌市の宿泊施設について、日別エネルギー消費原単位（1 月と 7 月））を示す。（**Fig.2~ Fig.4**）

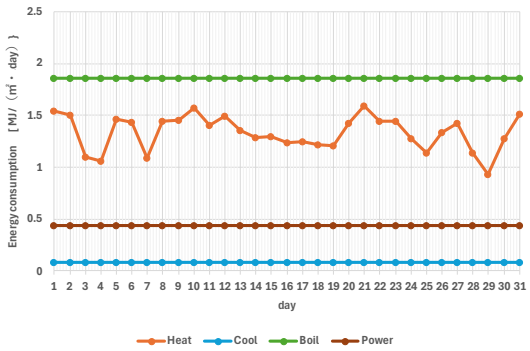


Fig.2 Osaka city / January

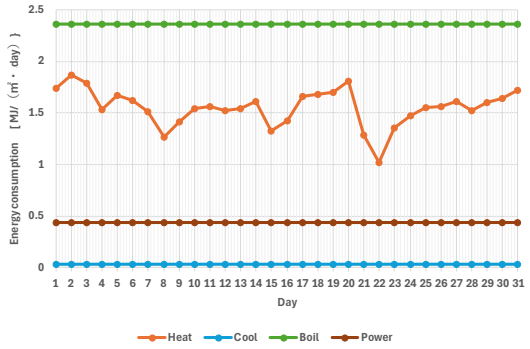


Fig.3 Sapporo city / January

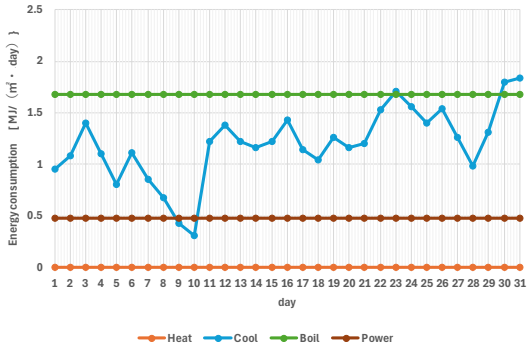


Fig.4 Osaka city / July

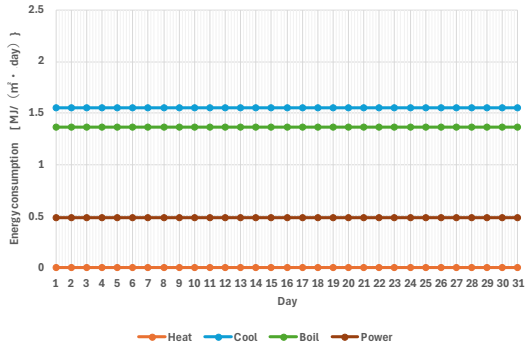


Fig.5 Sapporo city / July

3. 住宅について

エネルギー消費量を地域別・需要用途別に整備する。

住宅に関しては、“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値” として “世帯数” が一般的に用いられているので、ここでは原単位は世帯数あたりの量とする。

尚、本研究では建物用途（戸建て・集合）の区別はつけない。

3.1 エネルギー消費原単位

環境省「家庭部門の CO2 排出実態統計調査」[13]において、地域別（北海道、東北、関東甲信、北陸、東海、近畿、四国、九州、沖縄）、用途別（暖房、冷房、給湯、台所用コンロ、照明・家電製品等）の世帯あたり年間エネルギー消費量（GJ/（世帯・年））が統計値をもとに推計されている。本研究では、年間値にこちらを用いる。ただし、台所用コンロは除外し、照明・家電製品等を電力負荷とよぶ。月別値への分解は文献 [7]記載の集合住宅の月別比率（空衛学会のもの）を用いる。

日別値への分解は、戸建て住宅もオフィス同様、文献 [6] より冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデグリーデーが最も相関していると考えられることから、住宅も非住宅建築物同様に冷房負荷はエンタルピーデー、暖房負荷はデグリーデーにより分解する。

時刻別値への分解は、文献 [7]記載の集合住宅の時刻別比率（空衛学会のもの）を用いる。

3.2 世帯数

総務省「住民基本台帳に基づく人口、人口動態及び世帯数」[14]において、市町村別の世帯数が得られるので、本研究ではこれを用いる。

3.3 結果の抜粋

札幌市、大阪市、福岡市の年間エネルギー消費量を Fig.6 に示す。

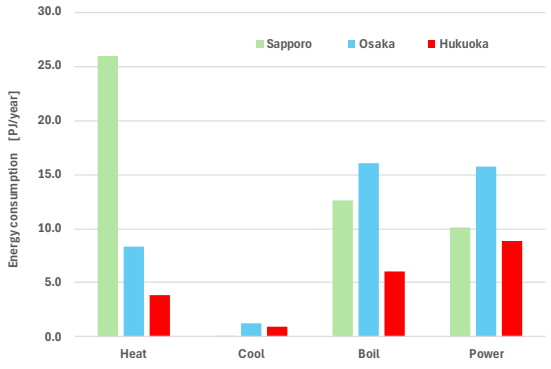


Fig.6 Annual energy consumption by demand usage

4. 工場について

エネルギー消費量を、地域別・業種別に整備する。

“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”として“出荷額”を用い、ここでは原単位は出荷額あたりの量とする。

業種別区分を **Table.3** に示す。原単位における区分と出荷額における区分とが完全には一致しないため、本研究では便宜上、出荷額の区分をベースにして、“なめし革”、“情報通信機械”、“その他”は推計から除外する。

4.1 エネルギー消費原単位

一般財団法人　省エネルギーセンターの省エネ・診断ポータルサイト [15]に業種別の年間エネルギー使用量の原油換算値を出荷金額で割って算出したものが記載されているのでこれを用いる。原単位の原油換算量を熱換算量へ変換するため、[kL]/0.0258=[GJ] を用いるが、一次エネルギー消費量となるため注意が必要である。尚、月別値、日別値、時刻別への分解は一律に行う。

4.2 出荷額

経済産業省「経済構造実態調査（製造業事業所調査）」[16]において、市町村別・業種別に製造品出荷額が得られるので、本研究ではこれを用いる。

5. まとめ

“時刻別エネルギー消費原単位”と“エネルギー消費量と密接な関係をもつ値”の整備を行った。今後、平日・休日の区別や建物用途の拡充、各種比率の更新等、精度の向上が求められる。

Table.3 Industry classification

出荷額における業種区分	原単位における業種区分
	洗濯・理容・美容・浴場業
	鉱業・採石業・砂利採取業
窯業・土石	窯業・土石製品製造業
石油・石炭	石油製品・石炭製品製造業
鉄鋼	鉄鋼業
	持ち帰り・配達飲食サービス業
繊維	繊維工業
化学	化学工業
非鉄金属	非鉄金属製造業
電子部品	電子部品・デバイス・電子回路製造業
プラスチック製品	プラスチック製品製造業
ゴム製品	ゴム製品製造業
飲料・たばこ	飲料・たばこ・飲料製造業
はん用機械	はん用機械機具製造業
電気機械	電気機械器具製造業
金属製品	金属製品製造業
食料品	食料品製造業
木材	木材・木製品製造業
輸送用機械	輸送用機械器具製造業
印刷	印刷・同関連業
業務用機械	業務用機械器具製造業
パルプ・紙	パルプ・紙・紙加工品製造業
生産用機械	生産用機械器具製造業
家具	家具・装備品製造業
なめし革	
情報通信機械	
その他	

注1)　DECC は地域別の建物情報とエネルギー種ごとの月別エネルギー使用量・水使用量を収納するデータ。一般社団法人日本サステナブル建築協会が提供する。[4)]

参 考 文 献

1) 太田、長井ら「建物用途別負荷原単位及び未利用エネルギーデータの整備」, 空気調和・衛生工学会論文集, No.239, 2017 年 2 月
2) 田中、長井ら「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
3) 西澤、西岡、鍋島 :「需要用途別の負荷と一次エネルギー消費量との間のエネルギー換算係数に関する研究」、空気調和・衛生工学会大会、2023.9.6~8(福井)
4) 一般社団法人 日本サステナブル建築協会「DECC 非住宅建築物の環境関連公開データベース」 https://www.jsbc.or.jp/decc/　（参照　2024/02）
5) 公益社団法人　空気調和衛生工学会「都市ガスコージョネレーションの計画・設計と運用」2015 年 3 月
6) 磯崎ら「気候変動による冷暖房負荷の変動　第 2 報―全国 17 地点の各年および標準気象データによる冷暖房負荷の比較検討」、空気調和・衛生工学会論文集、2021
7) 一般社団法人 都市環境エネルギー協会「地域冷暖房手引書」 2013 年 11 月、pp.315～333
8) 平野ら「民生業務部門における業種別エネルギー消費量の詳細推計」環境科学会誌 26(5) 、2013 年、p.430-43
9) 北海道電子自治体共同運営協議会、「2018(H30)都市計画基礎調査(札幌市)【北海道】」、北海道オープンデータポータル https://www.harp.lg.jp/opendata/dataset/1340.html （参照　2024/02）
10) 総務省「固定資産価格等の概要調書」 https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/jichi_zeisei/czaisei/czaisei_seido/ichiran08.html （参照　2024/02）
11) 国土交通省「建築着工統計調査」 http://www.mlit.go.jp/report/press/joho04_hh_001053.html （参照　2024/02）
12) 国土交通省「法人土地・建物基本調査」 https://www.e-stat.go.jp/stat-search/files?page=1&toukei=00600470&kikan=00600&tstat=000001089596 （参照　2024/02）
13) 環境省「家庭部門の CO2 排出実態統計調査（家庭 CO2 統計）」 https://www.env.go.jp/earth/ondanka/ghg/kateiCO2tokei.html （参照　2024/02）
14) 総務省「住民基本台帳に基づく人口、人口動態及び世帯数」 https://www.soumu.go.jp/main_sosiki/jichi_gyousei/daityo/jinkou_jinkoudoutai-setaisuu.html （参照　2024/02）
15) 一般財団法人　省エネルギーセンター、「工場の原単位データ」、省エネ・診断ポータルサイト、 https://www.shindan-net.jp/factory_data/ （参照　2024/02）
16) 経済産業省「工業統計調査」 https://www.meti.go.jp/statistics/tyo/kkj/index.html （参照　2024/02）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

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
The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity in the City by Photovoltaic Power Generation and Equipment on the Demand Side
The Effect of Matching the Supply and Demand of Electricity by Biomass Power Generation System with Equivalent Power Storage Function

○和田　朋晃（大阪公立大学）　　西岡　真稔（大阪公立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）
Tomoaki WADA*1　Masatoshi NISIOKA*1　Minako NABESHIMA*1
*1　Osaka Metropolitan University

A model is developed aiming for energy self-sufficiency on a city scale by introducing energy storage and heat storage facilities to maximize the consumption of renewable energy within the city. In the city of Shikaoi in Hokkaido, where livestock farming is thriving, a system of biomass power generation plant is proposed to function as a battery for solar power generation. By solving a linear optimization problem, the relationships between the hourly supply and demand are determined for the entire year. The results indicate that this operational method serves the function equivalent to an approximately 18MWh of battery storage.

１．背景と目的

日本政府は 2030 年度に温室効果ガスを 2013 年度から 46%削減し、2050 年度にカーボンニュートラルを目指すことを表明しており、再生可能エネルギー(以下、「再エネ」と略す)の普及拡大が進んでいる。中でも特に太陽光発電(以下 PV と略す)は主要なエネルギー源として見込まれているが、出力が日照時間や天候の影響を受けるという欠点がある。そのため、再エネだけでエネルギー的自立を目指すためには、蓄電池の設置など需要側による電力需給バランス調整が必要である。しかし、個別建物において需給調整を求めることはコスト面からハードルが高く、都市や地域単位で取り組む方が現実的であると考えられる。

既往研究[1]においては北海道鹿追町を事例に、蓄電・蓄熱設備導入により、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)が 48%から 85%まで向上することを報告した。鹿追町は畜産業が盛んな都市であり、バイオマス発電(以下 BP と略す)の資源となる畜産廃棄物が豊富である。既往研究においては、BP で一般的な発電出力一定の運用方法を仮定して分析を行っていたが、後述する「等価的蓄電運用」に変更することによりさらなる自家消費率の向上が期待される。

本研究では鹿追町を検討対象地として、PV 側から見て蓄電池のように機能する BP プラントの運用方法（等価的蓄電運用）を提案し、BP プラントの等価的蓄電運用がもたらす電力需給整合効果の把握を目的とする。

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。前述した通り酪農などの農業を主な産業としており、バイオガスの資源となる畜産廃棄物が豊富に存在する。既往研究[1]と同じく文献[2]における産業区分を参考に、本研究における部門区分作成を行い、部門ごとに再生可能エネルギー電力供給設備と蓄エネルギー設備導入を仮定した。部門区分と、各部門に導入を仮定する設備を **Table 1** に示す。

2.2 エネルギー需給モデル概要

既往研究[1]におけるモデルの課題点を解決しつつ、都市内のエネルギー需給について BP 出力常時一定モデルおよび BP 等価的蓄電運用モデルを構築する。これらのモデルでは、エネルギー需要、再エネ電力供給設備および蓄エネルギー設備導入を仮定し、都市内の設備で電力需給バ

Table 1 Introducing equipment in each of sector

Sector	Renewable energy	Energy Storage Devices
Residential	PV	Electric Vehicle Heat storage type hot water supplier
Commercial	PV	Electric Vehicle Heat storage water tank
Industrial	PV，BP	Electric Vehicle

ランスのつり合いが取れない場合は都市外と電力の授受を行う。**Fig.1** に等価的蓄電運用を行う BP プラントを含む都市内エネルギーフロー図を示す。

また、**Fig.2** に BP プラントの一般的運用方法である発電出力常時一定運用を行う場合のエネルギーフローを示す。BP プラントにおいて発電機は常時一定出力で稼働しており、ガス発酵槽を恒温に保つことなどに必要なプラント内需要は自身の発電電力の一部と発電時の排熱でまかなう。また、**Fig.3** に北[3]により提案された BP プラントの等価的蓄電運用を行う場合のエネルギーフローを示す。 PV 電力余剰時には、BP プラントの発電機を停止させ、BP プラント外から導入する PV 電力でプラント内需要をまかないバイオガスを貯蔵しておき（電力蓄電モード）、PV 電力不足時に貯蔵ガスを用いて発電量を増加させる（電力供給モード）。

2.3 都市内エネルギー需要

既往研究[1]に基づいて年間エネルギー消費量実績値とその月別・時刻別比率を作成し、部門ごとに時刻別の電力需要、空調熱需要、給湯熱需要を算定する。走行需要は後述する EV 蓄電池容量の 6%を 1 日の車両走行需要と仮定し、8 時～20 時に 12 等分で割り振ることで時刻別の需要量を算出する。**Table 2** に部門ごとのエネルギー需要を示す。ただし熱需要は、２.５節で示す性能のヒートポンプを仮定した電力換算値で示す。

2.4 都市内エネルギー供給

年間の再生可能エネルギー電力供給量は式(1)に示すように、部門ごとに年間のエネルギー需要量と一致するよう設定する。

$$E_{pv}(i) + E_{bio}(i) = E_D(i) + HE_{DA}(i) + HE_{DW}(i) \quad (1)$$

$E_{pv}(i)$ ：部門 i の PV 電力供給量[MWh/年]
$E_{bio}(i)$ ：部門 i の BP 電力供給量[MWh/年]
$E_D(i)$ ：部門 i の電力需要量[MWh/年]
$HE_{DA}(i)$：部門 i の空調熱需要量[MWh/年]
$HE_{DW}(i)$：部門 i の給湯熱需要量[MWh/年]

(1)　バイオマス発電（BP）電力供給

本研究では、酪農牛 1 万頭の家畜ふん尿から得られるバイオガスに対して、8 施設の BP プラント導入を想定して文献[4]を参考にバイオガス発電量を算出した。**Table 3** にバイオガス発生量、BP プラント内需要、BP 電力供給量を示す。

(2)　太陽光発電（PV）の供給設備容量設定

需要量および BP 電力供給量をもとに、式(1)を満たすように年間の PV 電力量を想定した。これについて標準年拡張アメダス気象データ 2010 年版の日射データを参考に、発電量が日射量に比例するよう PV 電力量の時別値を算定した。

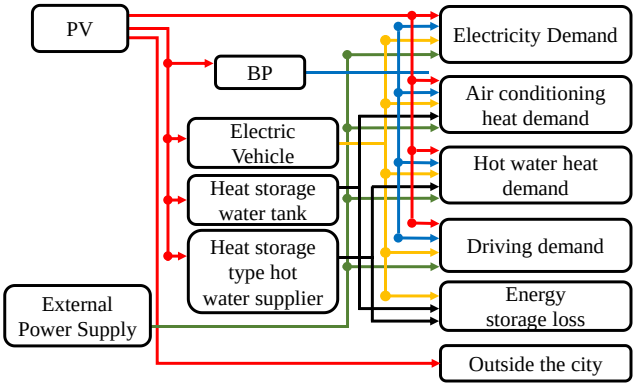


Fig.1 Urban energy flow (BP fluctuating output model)

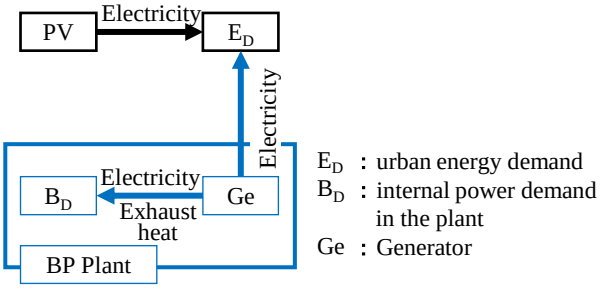


Fig.2 A system of BP constant output

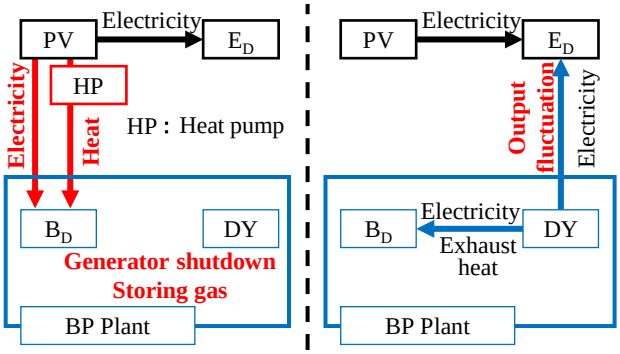


Fig.3 A system of BP fluctuating output
Storing energy mode(left), Supplying energy mode(right)

Table 2 Annual energy demand in Shikaoi

	Residential [MWh]	Commercial [MWh]	Industrial [MWh]	All sector [MWh]
Power	10,253	8,354	4,577	23,184
Air conditioning heat	2,560	7,019	2,052	11,630
Hot water heat	15,167	251	73	15,491
Driving	2,094	1,485	1,805	5,384
Total	30,073	17,108	8,508	55,689

Table 3 Biogas production and plant internal demand

Biogas production	812.5[㎥/h]
Biomass power plant internal demand	47[kWh/h]
Biomass heat plant internal demand	54[kWh /h]
Biomass power supply of BP constant output model	965[kWh/h]

2.5 導入を想定する蓄電・蓄熱設備容量

既往研究[1]を参考に、日照や天候により出力が変動するPVと都市内需要の需給を整合する目的で、蓄電池を搭載した電気自動車（以下EVと略す）、建物への水蓄熱槽・蓄熱給湯器の導入を**Table 4**に示す通り仮定する。この際、下記①～③に示す条件で蓄電・蓄熱設備を導入した場合における設備容量を、蓄電・蓄熱設備導入率100%と定義した。

①都市の車両をすべてEVに変換
②業務他部門の1施設に1台ずつ水蓄熱槽を導入
③家庭部門の1世帯に1台ずつ蓄熱給湯器を導入

また、文献[2]を参考に算定した蓄電・蓄熱設備の容量と性能を**Table 5,6**に示す。

3．計算手法

計算は、Pythonモジュールの PULP を用いて線形最適化問題を解く方法とし、自家消費率を最大化することを目的関数として、時刻別のエネルギー需給関係を1年間分求めた。計算を行う際、需要側と供給側それぞれで優先順位を定めて行った。

都市内エネルギー需要を満たす優先順位を次の①～③に示す。

①再エネからの即時供給
②蓄電・蓄熱設備からの供給
③都市外部からの電力供給

再エネ電力供給を行う優先順位を次の①～③に示す。

①需要へ即時供給
②蓄電･蓄熱設備へ蓄電・蓄熱
③自家消費できず都市外へ供給

4．結果

4.1 都市内エネルギー融通

BP等価的蓄電運用モデルでの分析を行う際、既往研究におけるモデルの改良や問題点解決を複数行った。そのうち、エネルギー融通条件の変更について結果を示す。本研究においては1章で述べた通り都市規模でエネルギー的自立を目指すが、既往研究における計算方法は、蓄電･蓄熱設備導入率を変化させた場合に都市内のエネルギー融通が適切に結果に反映されない点が見つかったので、これを是正した。

蓄電・蓄熱設備導入率 40%の条件における自家消費率の算出方法を例として、是正前の変更前を式(2)に、変更後を式(3)に示し、都市全体における自家消費率結果を**Fig.4**に示す。是正を行った結果、自家消費率が向上し、また蓄電･蓄熱設備導入量の増加に伴う自家消費率の上昇量の傾向も変化した。

$$R_s = \frac{E_c(\text{蓄電･蓄熱設備導入率40\%})}{E_{RE}(\text{蓄電･蓄熱設備導入率40\%})} \tag{2}$$

$$R_s = \frac{E_c(\text{蓄電･蓄熱設備導入率100\%})}{E_{RE}(\text{蓄電･蓄熱設備導入率100\%})} \times 0.4 + \frac{E_c(\text{蓄電･蓄熱設備導入率0\%})}{E_{RE}(\text{蓄電･蓄熱設備導入率0\%})} \times 0.6 \tag{3}$$

R_s ：自家消費率[-]
E_c ：再エネ供給のうち都市内消費された分[MWh/年]
E_{RE} ：再エネ供給量[MWh/年]

Table 4 Sectors implementing storage facilities and target demand

Equipment	Sector	Target demand
Electric vehicle	All sector	Electricity, heat
Heat storage water tank	Commercial	Air conditioning heat
Heat storage type hot water supplier	Residential	Hot water heat

Table 5 The capacity and performance of EV

	The capacity and performance of EV
Energy storage capacity per vehicle	37.6[kWh]
Total number of vehicles in the city	6146
Total energy storage capacity of the city	231[MWh]
Daily driving demand per vehicle	2.4[kWh/day]
Energy storage efficiency	0.88[-]
Rated output	18.8[MWh/h]

Table 6 The capacity and performance of heat storage

	Heat storage water tank	Heat storage type hot water supplier
Thermal storage capacity per unit	335[MJ]	93[MJ]
Number of buildings	230[unit]	2390[unit]
Total heat storage capacity of the city	77[GJ]	222[GJ]
Heat storage efficiency	0.95[-]	0.95[-]
COP of heat pump	3.5[-]	2.0[-]

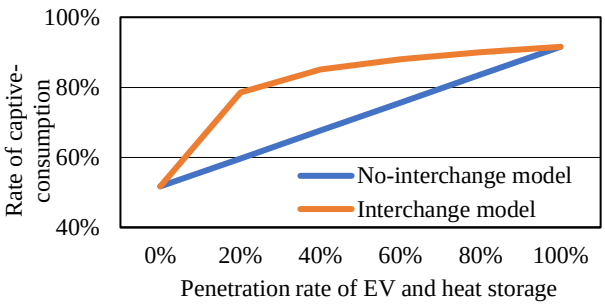


Fig.4 Rate of captive-consumption
(Contrast of no-interchange model and interchange model)

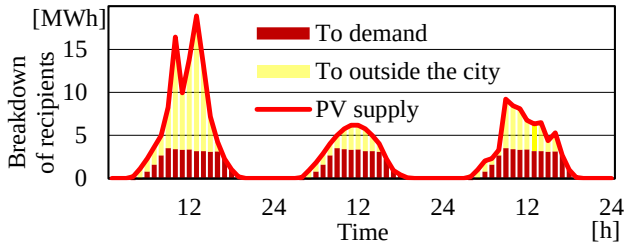


Fig.5 Breakdown of recipients for photovoltaic power supply (BP constant output model)

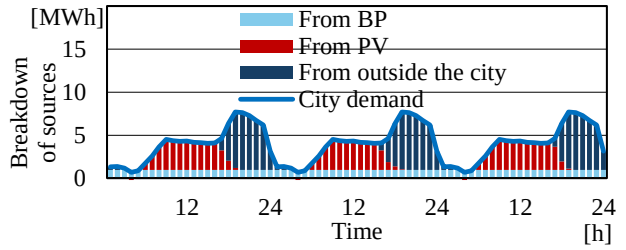


Fig.6 Breakdown of sources for demand (BP constant output model)

4. 2 BP 等価的蓄電運用と自家消費率

Fig.5～8 に EV 蓄電池および蓄熱設備を導入しない条件における時刻別の計算結果例（6/18～6/20）を示す。**Fig.5, 6** は BP 出力常時一定モデルを用いた計算結果、**Fig.7, 8** は BP 等価的蓄電運用モデルを用いた計算結果を示す。図では PV 電力供給に関する分配の内訳と都市内エネルギー需要に関する供給源の内訳に分けて表現している。PV 電力は昼間に大きく夜間に 0 となるのに対して、需要は夜間にも発生するため、夜間には都市外から需要への電力供給を行うことで需要を満たしている。BP 等価的蓄電運用モデルにおいては、日没とともに PV 電力が低下して需要が PV 電力を上回ると BP 出力が増加することで、BP プラントが電力需給整合に貢献している。

また、蓄電・蓄熱設備（EV 蓄電池、水蓄熱槽および蓄熱給湯器）導入率と自家消費率の関係を **Fig.9** に示す。蓄電・蓄熱設備導入率 0%の条件で自家消費率は、BP 出力常時一定モデルにおいて 51.7%であったが BP 等価的蓄電運用モデルにおいては 63.7%であり 12.0%の向上が見られた。これは容量が約 18MWh の蓄電池（都市内の車両数の 8%にあたる EV483 台分）を導入した結果に相当する。また、この 12%の向上のうち約 5%は PV 電力余剰時に BP プラント内需要を PV 電力でまかなったことで PV の都市内消費量が増加したことによるものであり、約 7%は PV 電力余剰時に BP 電力供給を停止したことで PV の都市内消費量が増加したことによるものであった。

さらに、BP を出力常時一定のモデルから等価的蓄電運用のモデルに変えた場合における自家消費率の向上量は、蓄電・蓄熱設備導入率の増加に伴って小さくなる傾向がみられた。自家消費率は、蓄電・蓄熱設備導入率が 0%の場合においては 51.7%から 63.7%へ 12.0%の向上が見られたが、蓄電・蓄熱設備導入率が 100%の場合においては 91.6%から 93.5%へ 1.9%の向上にとどまった。

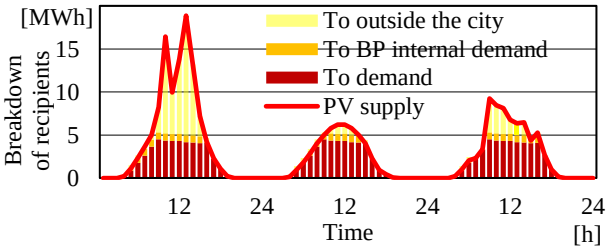


Fig.7 Breakdown of recipients for photovoltaic power supply (BP fluctuating output model)

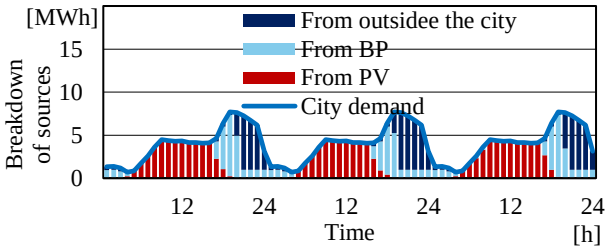


Fig.8 Breakdown of sources for demand (BP fluctuating output model)

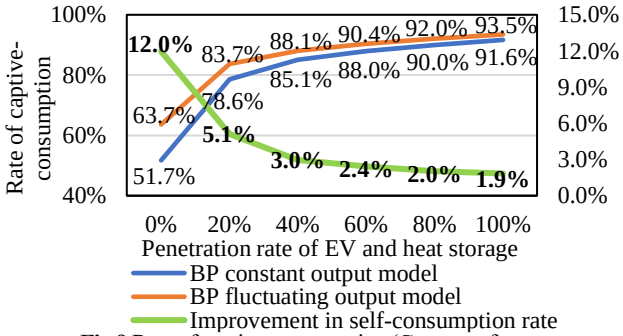


Fig.9 Rate of captive-consumption (Contrast of BP constant output model and BP fluctuating output model)

5. まとめ

本研究では、既往研究において作成された都市のエネルギー需給モデルの課題点を解決しつつ、バイオマス発電の資源となる畜産廃棄物が豊富な鹿追町の地域特性に着目して BP プラントの等価的蓄電運用を提案し、線形最適化計算を解くことで時刻別の電力需給関係を算出した。計算の結果、酪農牛 1 万頭規模であるバイオマス発電プラントを等価的蓄電運用とすることで、約 18MWh の蓄電池に相当する都市の電力需給整合効果が得られることを示した。

参 考 文 献

1)渡邊崇史,西岡真稔,間宮尚,鍋島美奈子：「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」,第51回空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集,A-56,2022.

2)鹿追町：「鹿追町地域新エネルギービジョン」平成21年2月

3) 北裕幸：「等価的な蓄電機能を有するヒートポンプ/バイオガス発電併用熱供給システム」，電気設備学会誌北海道支部特集，pp.778-781，2016.

4) 小川正幸,原達己,藤田正憲,中川悦光：「ふん尿・食品残渣のバイオガスプラントにおけるエネルギー供給施設としての評価に関する研究」,空気調和・衛生工学会論文集,No.95,2004.10.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

再生可能エネルギーを活用した都市公園におけるビニールハウス農業運用時の EWW 評価
Sustainability Evaluation of Greenhouse Agriculture in Urban Parks by EWW Nexus Approach

学生会員　○佐 野　裕 太（大阪市立大学）　　正会員　　鍋 島　美 奈 子（大阪公立大学）
正会員　　西 岡　真 稔（大阪公立大学）　　非会員　　小 倉　久 弥（東レ建設株式会社）
Yuta Sano (Osaka City University)　　Minako Nabeshima (Osaka Metropolitan University)
Masatoshi Nishioka (Osaka Metropolitan University)　　Hisaya Ogura (Toray Construction Co. Ltd)

Considering the energy consumption used to heat plastic greenhouses in Japan, the use of renewable energy sources is necessary. This paper examines a system in which the heating and cooling of a greenhouse are provided by 100% renewable energy from photovoltaic power generation, solar thermal utilization, and small-scale anaerobic digestion systems in surrounding buildings, and the excess is used to cover the hot water demand of the houses. The results show that if one apartment house cooperates in the installation of the equipment, it can reduce CO_2 emissions by up to 132 ton-CO_2 per year.

1. 研究背景・目的

令和 5 年, 京田辺市田辺公園で, Park-PFI 制度を活用して「緑と農に親しむ区域」というコンセプトのもと公園の整備を行う民間企業を募集し,「市民が交流する緑の拠点づくり」というコンセプトで民間事業者が公園拡張整備を行うことが決定した[1]. 今後, 都市公園に市民の交流を目的とした農業施設が建設される機会も増えると予想されるが, 年間を通じてビニールハウスで高付加価値の野菜や果物を栽培する場合は, 環境制御が必要になり, 暖冷房に使用されるエネルギー消費の観点から環境影響を最小限に抑える工夫が必要である[2]. C.Wang et al.[3] は, 都市施設型農業の二酸化炭素排出量を削減する技術革新（垂直水耕栽培技術, 分散型ハイブリッド再生可能エネルギーマイクログリッド技術, 自動堆肥化技術の導入）の可能性について, 食料（Food）・エネルギー（Energy）・水（Water）・廃棄物（Waste）の関連性の観点から最適化をおこなった際の CO_2 排出削減量の試算をしている. また, A. Valencia et al.[4] は, 病院 1 棟を対象に, 屋上緑化, 太陽光発電, 風力発電, 嫌気性消化システム, 地上保水・貯水システム(湿式貯水池)などの環境配慮システムの導入効果について, システムダイナミックモデリングによる FEWW 評価(Food, Energy, Water, Waste の関連性を考慮した評価) をおこない, 脱炭素化への道筋を探っている. そこで, 本研究では農地の少ない都市部でのビニールハウス運用を想定し, 自然エネルギーや厨芥ごみ由来の再生可能エネルギーを利用することでビニールハウス農業運用時の CO_2 排出量を正味ゼロとし, 周辺地域の CO_2 排出削減にも貢献することができるかを検討する. また, エネルギー(Energy), 水(Water), 廃棄(Waste) の関連性を考慮した持続可能性評価につなげる. ただし, 本報では投資回収年数など経済性検討はおこなわない.

2. 研究方法

エネルギー, 水, 廃棄物の関連性を考慮してエネルギー収支分析し, CO_2 排出削減量で持続可能性を評価する.

2.1 ビニールハウスの冷暖房負荷の試算

都市公園に設置を想定するビニールハウスの規模は福岡県の「団地農場 日の里ファーム」の事例[5]を参考に 240 ㎡とした. 愛知県の事例[6] より, 3,000 ㎡規模のビニールハウスでのイチゴ栽培にかかる動力光熱費を引用し, 面積按分で 240 ㎡規模のビニールハウス年間動力光熱費に変換すると 129,120(円/年)となった. 動力光熱費の内訳を冷暖房用途のみとし, 電気と重油の単価をそれぞれ 31(円／kWh), 111(円／L)とし, 冷房はハウス栽培専用ヒートポンプエアコン(COP＝3.22), 暖房は A 重油ボイラ(熱効率＝90%)を用いると, 1 円当たりの冷熱供給量q_{cool} ＝0.1039 (kWh/円), 温熱供給量q_{hot} ＝0.8813 (kWh/円)となった. 灌在永ら[7] より, 年間冷暖房負荷の割合は冷房 61.5%, 暖房 38.5%であることから, 式(1), (2)より年間冷房費用を X ＝74,301 (円/年), 年間暖房費用を Y ＝54,819 (円/年)と推定した. 年間の冷房, 暖房負荷の月別割合より, 月別冷房費と月別暖房費を求め, q_{cool}とq_{hot}を乗じて月別冷房負荷Q_{mcool}, 月別暖房負荷Q_{mhot}を求めた(Fig.1).

$$X + Y = 129120 \quad (1)$$

$$q_{cool}\,X \;:\; q_{hot}\,Y = 0.615 : 0.385 \quad (2)$$

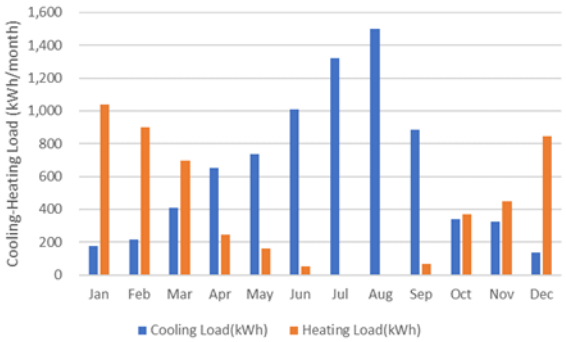


Fig.1 Monthly heating and cooling load for strawberry cultivation

2.2 試算条件

利用する再生可能エネルギーは太陽光発電, 太陽熱, 小規模嫌気性消化システム(AD: anaerobic digestion)とし，再生可能エネルギー100%での運用(RE100)を想定する．冷暖房設備は，太陽光発電による電気で冷房を，太陽熱とADで暖房をおこない, 余剰分は給湯用に温水として蓄熱するシステムとする．設備システムの流れを Fig.2 に示す．試算の条件を Table 1 にまとめる．

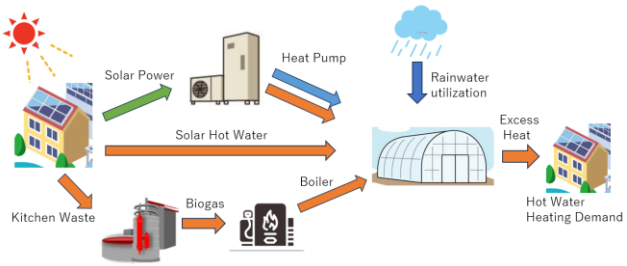


Fig.2 Diagram of equipment system

Table 1 Conditions for estimation

	energy source	Equipment	Method of use
solor power	sunlight (panel Detached house 30°, Tilt angle Housing complex 20°)	Solar photovoltaic panel Heat pump	Air heating Air cooling
solar heat	sunlight	heat collector	Hot water
AD	kitchen waste from cooperating buildings vegetable waste from cultivation	AD digestion gas boiler	Hot water
rainwater utilization	rainwater	drainspout Rainwater tanks	sprinkling (water)
Equipment Installation Policy			
・Solar radiation and temperature are based on meteorological data from Osaka City			
・Set the footprint of the RE to minimize excess power and excess heat			
・Excess heat should be able to be consumed by the hot water demand in the cooperating buildings			
Residential form around the park (estimate with vinyl houses of similar size)			
case.1	Detached house 1 unit 4(persons/unit)		
case.2	Housing complex 1 building 400 (persons/building) 285 (households/building)		

太陽エネルギー利用のためのパネル設置は，公園周辺の戸建て住宅または集合住宅の協力を得る．設置面積はピークの月別冷暖房負荷(太陽光は 8 月冷房，太陽熱は 1 月暖房)の需要に合わせて算出する．太陽光発電の発電量, 設置面積 [8] を式(3)，太陽熱利用の供給熱量，設置面積 [9] を式(4)，AD の供給熱量 [10] を式(5)で求める．日射量、月平均気温はそれぞれ NEDO，気象庁のデータを用いる．

$$Q_{SL} = A_{SP} \times A_c \times \mathrm{D} \times \frac{\sum_1^{365}\left[Sr_i \times K_{HD} \times K_{PD} \times K_{PM} \times K_{PA} \times \eta_{INO} \times 1 + \left(\frac{\alpha_{PMAX} \times (T_{AV} + \Delta T - 25)}{100}\right)\right]}{S_I} \quad (3)$$

$$Q_{SH} = A_{SH} \times A_C \times E_H \times \sum_1^{365} Sr_i \quad (4)$$

$$Q_{BH} = g_{HW} \times \frac{p_{HK}}{100} \times \frac{TS}{100} \times \frac{VS}{100} \times By \times q_B \times \alpha_B \times N \times 365 \quad (5)$$

Q_{SL}：太陽光発電の年間発電量(kWh/年)
A_{SP}：太陽光パネルの建築面積(㎡)
A_{SH}：太陽熱集熱器の建築面積(㎡)
A_c：設置可能面積算定係数
D：設置密度(kW/m²)
Sr_i：日射量(kWh/(m²・日))
K_{HD}：日射量年変動補正係数
K_{PD}：経時変化補正係数
K_{PM}：アレイ負荷整合補正係数
K_{PA}：アレイ回路補正係数
η_{INO}：インバータエネルギー効率
α_{PMAX}：最大出力温度係数（%/℃）
T_{AV}：月平均気温（℃）
ΔT：加重平均太陽電池モジュール温度上昇（℃）
S_I：標準日射強度(kW/m²)
Q_{SH}：太陽熱の利用可能熱量(kWh/年)
E_H：集熱効率
Q_{BH}：家庭系厨芥ごみによる AD 供給熱量(kWh/年)
g_{HW}：家庭系ごみ排出量原単位(g/(人・日))
p_{HK}：庭系ごみ中の厨芥ごみの割合
TS：厨芥ごみの TS(総固形分)割合(% of raw waste)
VS：厨芥ごみの VS(揮発性固形分)割合(% of TS)
By：バイオガス発生量(L/kg VS)
q_B：単位体積あたりのバイオガス発生量(kWh/㎥)
α_B：消化ガスボイラーのボイラー効率
N：人数(人)

戸建て住宅と集合住宅の 1 世帯あたりの月別給湯需要は住環境計画研究所「家庭用エネルギー統計年報(最新版)」の年間熱需要原単位と月別給湯負荷割合 [11] を使用し推計した(Fig.3).

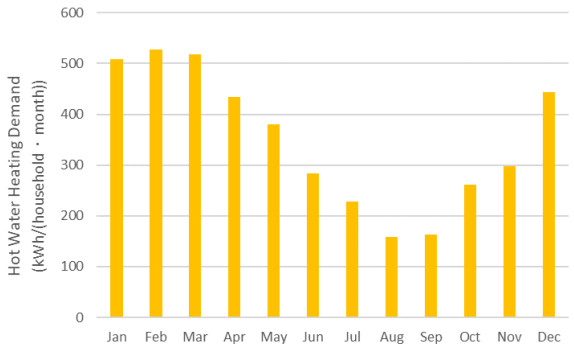


Fig.3 Monthly Hot Water Heating Demand per household

設置面積の算定結果を Table 2 に示す. 太陽光パネルの傾斜角度の違い（集合住宅 20 度，戸建て住宅 30 度）より単位面積当たりの発電量に違いが生じるためパネル面積に違いが生じている.

Table 2 Installation area results

Case	Number of buildings used	solor panel A_{SP}(㎡)	Solar heat collector A_{SH}(㎡)
Case1:Detached house	1 unit	24	21
Case2-1:Housing complex with minimum-area-equipment	1 building	36	10
Case2-2:Housing complex with maximum-area-equipment	1 building	780	780

2.3 CO_2削減量の試算

ビニールハウス農業運用時の太陽光発電の余剰電力と，太陽熱, AD の余剰熱をパネル設置に協力した建物に供給し，商用電力と都市ガスの消費削減分から CO_2削減量を試算する. なお, 余剰電力はヒートポンプ給湯機で温水を製造・貯湯し，太陽熱や AD で製造した余剰熱（温水）と合わせ，必要に応じて供給する. CO_2排出原単位は，電力は 0.434 kg-CO_2/kWh，都市ガスは 0.177 kg-CO_2/kWh とする.

3. 結果と考察

試算結果を Energy，Water，Waste の連性も含め，ケースごとに比較し，どのケースが CO_2削減に寄与しているかを評価する. 戸建て住宅と集合住宅の太陽光(冷房), 太陽熱と AD(暖房)のケースの試算結果をサンキー図として Fig.4, Fig.5 に示す. このサンキー図は左から Col.1 はエネルギー源，Col.2 は発電量，発熱量， Col.3 は各供給熱量，Col.4 は合計供給熱量，Col.5 は需要（農業需要，給湯需要），Col.6 は CO_2削減量を示している.

Case 1: パネル設置に協力する建物が戸建て住宅のケースは，熱利用も可能なハイブリッド型太陽光発電パネルを導入すれば，1 戸の協力で RE100 のビニールハウス運用ができることがわかった. Fig.4 より農業需要 12,549 kWh/年を RE100 とし，余剰電気と温熱で周辺建物の給湯需要をまかなうことができる. 協力戸建て住宅 1 世帯 4,204 kWh/年に供給し，さらに余剰が 14,771 kWh/年 生じるので，協力世帯以外の周辺建物 3～4 世帯への供給が可能である. これによる CO_2削減量は 2,703 kg-CO_2/年となる.

Case 2-1 : 集合住宅のケースも 1 棟の建物の協力で運用できるとわかった. Fig.5 より集合住宅の屋根面積の一部を利用することで農業需要 12,549 kWh/年を RE100 とし，余剰電気と温熱で集合住宅の一部の給湯需要をまかなうことができる. 余剰が 17,715 kWh/年生じ，集合住宅 285 世帯の給湯需要が 1,198,275 kWh/年であるので，285 世帯のうちの 4 世帯の給湯需要をまかなうことが可能である. これによる CO_2削減量は 2,343 kg-CO_2/年となる. 集合住宅のケースでは 1 棟で生ごみ量が効率的に集められるため AD 供給熱量が多くなる.

Case 2-2 : 屋根面積の制約の中で太陽光，太陽熱のパネル設置面積を最大限まで増やした場合，棟内の給湯需要も多いことから, CO_2削減量は 132,685 kg-CO_2/年まで増やすことができることがわかった(Fig.6). これは，パネル設置面積が増え，余剰電力と余剰熱で 206 世帯分の給湯需要まで賄えたことに因る.

全てのケースで雨水利用は全体的に寄与度が小さくなった.

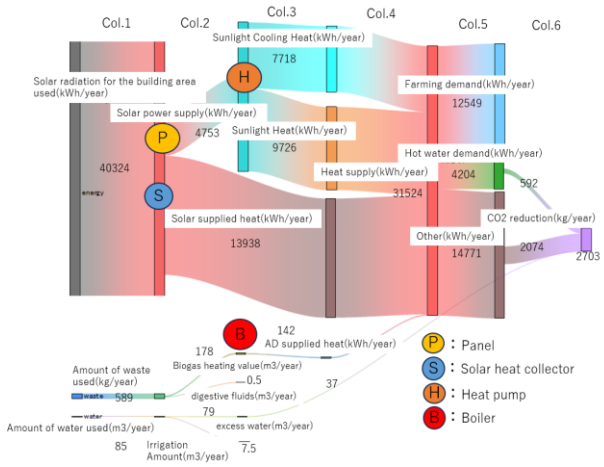


Fig.4 Sankey diagram for a detached house(Case1)

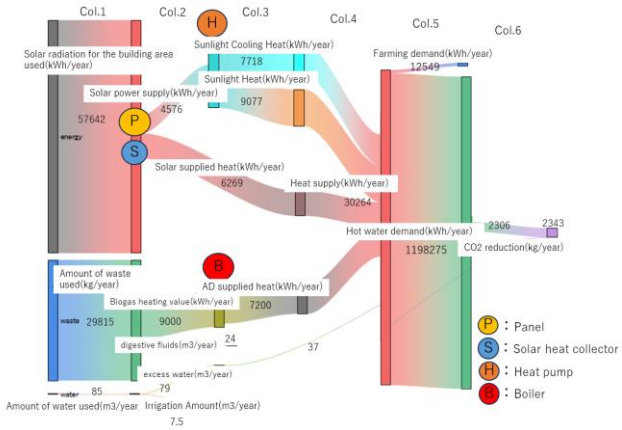


Fig.5 Sankey diagram for a housing complex(Case2-1)

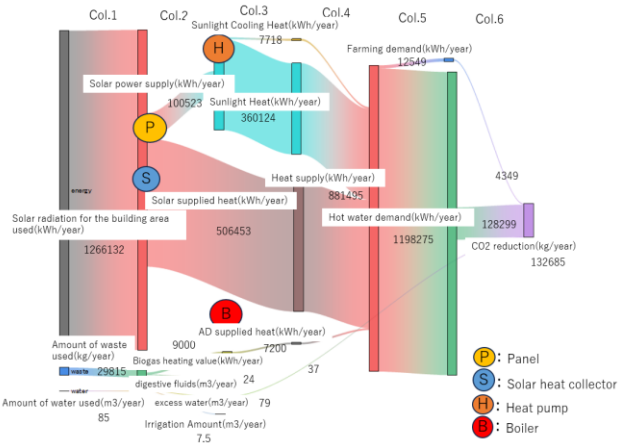


Fig.6 Sankey diagram of a housing complex(Case2-2)

4. 結論

240 ㎡規模のビニールハウス農業を都市公園でおこなう場合，戸建て住宅，または集合住宅どちらも 1 軒の建物の協力があれば RE100 でのハウス運用が可能であった. Energy, Water, Waste の 3 者の関連性と CO_2削減の観点から，屋根面積の大きい集合住宅に協力してもらうと 3 者の関連性が増し, Energy と Waste の関連性が強くなった. 集合住宅 1 棟の屋根面積の制約の下で，太陽エネルギー利用設備の設置面積を最大限まで増やした場合，CO_2 削減量は 132,685 kg-CO_2/年まで増えることがわかった.

本報では, AD から排出される消化液について考慮できていないため, 物質収支の観点から改良が必要である. また今後は，ビニールハウス面積を可変にして検討をおこない，AD は公園周辺の住宅だけでなく，公園近くのスーパーや給食センターなど一定量厨芥ごみを収集できる場所も含めて試算することで，設備の投資回収年数についても考慮していきたい. また，エネルギー，水，廃棄物だけでなく，食料(Food)の観点も含めて，消費地の近くで生産される食料のカーボンフットプリントなどを追加考慮することが課題である.

【参考文献】

1）京田辺市，基本協定の締結，https://www.city.kyotanabe.lg.jp/0000018956.html ，最終閲覧日 2024 年 1 月 5 日
2）農林水産省，園芸用施設の設置等の状況（R2），https://www.maff.go.jp/j/seisan/ryutu/engei/sisetsu/haipura/setti_2.html，最終閲覧日 2024 年 1 月 5 日
3）Chao Wang Yu Chen Mingxing Sun Jiayu Wu，Potential of technological innovation to reduce the carbon footprint of urban facility agriculture: A food–energy–water–waste nexus perspective，Journal of Environmental Management，2023，Volume339，117806
4）Andrea Valencia Md.Uzzal Hossain Ni-Bin Chang，Building energy retrofit simulation for exploring decarbonization pathways in a community-scale food-energy-water-waste nexus，Sustainable Cities and Society ，2022，Volume87，104173
5）佐久間康富 鍋島美奈子 内田佐和 渡邉洸輝，高床式砂栽培農法の農作業による地域コミュニティ形成におけるコミュニティ・マネージャー の役割，日本建築学会技術報告集，2021，第 27 巻 第 65 号，446 - 451
6）愛知県農業総合試験場，III イチゴにおける環境制御ガイドライン，https://www.pref.aichi.jp/uploaded/attachment/412059.pdf ，最終閲覧日 2024 年 1 月 7 日
7）灌在永 高倉直，モデルによる温室の期間冷暖房負荷の算定，農業気象，1988，44 巻 3 号 p187-194
8）REPOS，第 3 章 再エネポテンシャルの充実・精緻化 ，https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/dat/report/r03/r03_chpt3.pdf ，最終閲覧日 2024 年 1 月 7 日
9）環境省，我が国の再生可能エネルギー導入ポテンシャル，https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/doc/gaiyou3.pdf ，最終閲覧日 2024 年 1 月 7 日
10）Yvonne Vögeli et al.，Anaerobic Digestion of Biowaste in Developing Countries - Practical Information and Case Studies，Eawag，https://www.researchgate.net/publication/264727438_Anaerobic_Digestion_of_Biowaste_in_Developing_Countries_-_Practical_Information_and_Case_Studies，最終閲覧日 2024 年 1 月 7 日
11）環境省地球環境局地球温暖化対策課，平成２４年度再生可能エネルギーに関するゾーニング基礎情報整備報告書 第５章 太陽熱・地中熱の導入ポテンシャルの推計，https://www.renewable-energy-potential.env.go.jp/RenewableEnergy/dat/report/h25-03/10chap5.pdf ，最終閲覧日 2024 年 1 月 7 日

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

日照・日影モデルを考慮した熱環境解析における建材の吸放湿現象および空間温湿度の分析

Analysis of Moisture Absorption and Desorption of Building Materials and Indoor Temperature and Humidity in Hygrothermal Environment Simulation Considering Sunshine and Sunshade Models

○磯部　楓乃（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）
Kano ISOBE*1　Myonghyang LEE*1　Akihito OZAKI*2　Yusuke ARIMA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Kyusyu University

Conventional numerical simulation on the hygrothermal environment of buildings do not accurately reproduce actual phenomenon in terms of quantity of solar radiation because of assuming uniform diffusion of solar radiation. In this study, we investigated the impact of differences in irradiation range on the indoor temperature and humidity, by model box experiments with artificial sunlight lighting. Furthermore, in numerical simulation, we examined the effects of differences in quantity of solar radiation and moisture capacity of building materials on moisture absorption and desorption of building materials and indoor thermal and humidity conditions.

はじめに

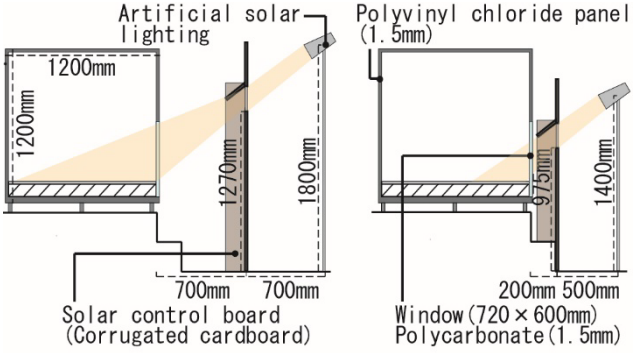
建築の熱環境・熱負荷解析ソフトの多くは、室内への透過日射が、一定の割合で各内表面に均一に拡散されると仮定して計算しており、日照面・日影面の区別がない。そのため、床面における日射量分布に実現象との差が生じる。この日射量の差は表面温度の差となり、空間と材料表面の温湿度差が駆動力となる吸放湿現象に影響を与える[文1)注1)]。そこで、数値解析において、吸放湿現象および室内温湿度を詳細に検討するためには、日照・日影面を区別して計算する必要がある。

本研究では、床面への照射範囲を可変できる日射装置を用いた模型箱実験により、同一日射量を広範囲あるいは部分的に照射させることで、日射受熱の影響が躯体からの吸放湿に及ぼす影響を検討する。次に、照射範囲が異なるモデルでの吸放湿現象を再現できる数値計算ソフトの精度を確認し、日射量や建材の水分容量が空間温湿度に及ぼす影響について検討する。

1. 模型箱実験

1.1　実験概要

本実験は、屋内相当空間と屋外相当空間によって構成され、温湿度制御が可能な環境実験室を使用した。屋内相当空間に模型箱、屋外相当空間に日射装置[注2)]を設置し、模型箱床面に日射の照射を行った。模型箱と日射装置間に日射制御板を作成し、日射装置と制御板の距離や高さにより照射範囲を調整した。模型箱実験の概要を図1に



(1) Wide range irradiation　**(2)** Narrow range irradiation

Fig. 1 Cross-sections of experimental apparatus

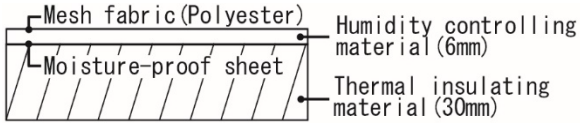


Fig.2 Floor composition

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}

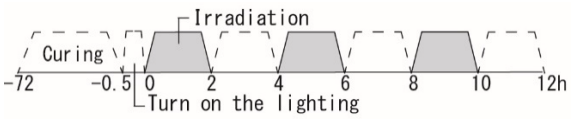


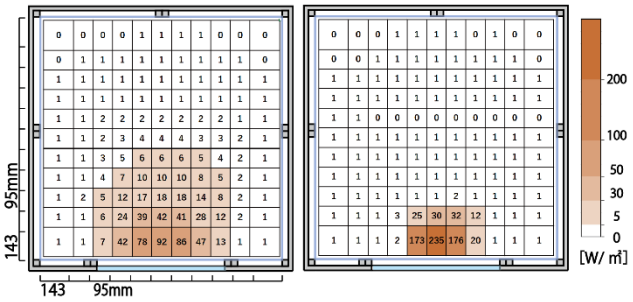
Fig.3 Experiment schedule

示す。模型箱は幅 1200mm×1200mm、高さ 1200mm の立方体で正面下部に幅 720mm、高さ 600mm の窓がある。模型箱床面構成を図 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(表 1)を敷設した。調湿建材の下に、防湿シートとポリスチレンフォーム 30mm を設置し、断熱および断湿している。また、日射吸収率を上げるため、調湿建材の上には、吸放湿に影響がない黒のポリエステル製メッシュ生地を敷設した。

実験スケジュールを図 3 に示す。屋内・屋外相当空間ともに、温湿度 20℃・80%一定の環境下で、模型箱側面の一部を開放し、サーキュレーターを用いて調湿建材を 3 日間養生した。その後、模型箱を密閉し、実験中は模型箱内の換気は行っていない。日射の照射は、制御板開口部の開閉により、2 時間毎の照射を 3 周期繰り返した。日射装置の点灯開始から定常に達するまでの安定性を確保するため、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。箱内空間温湿度、調湿建材裏面温度、壁内表面温度を 1 分間隔で測定した(図 4)。実験条件を表 2 に示す。同一日射量で照射範囲の異なる 2Case について検討した。各日照面の日射量分布の測定結果を図 5 に示す。床全面での日射量は、広範囲照射で 9.32[W](7.17[W/m^2])、部分照射で 9.95[W](7.66[W/m^2])と概ね同量である。

Table 2 Experiment case

	irradiation range	Environmental conditions in the laboratory	
		Temperature	Relative humidity
Case1	Wide range (7.17[W/m^2])	20℃	80%
Case2	Narrow range (7.66[W/m^2])		



(1) Wide range irradiation **(2)** Narrow range irradiation

Fig.5 Solar radiation distribution map

1.2 実験結果

調湿建材裏面温度の経時変化を図 6、図 7 に示す。広範囲照射に対し部分照射では、日射量が大きい部分で約 30℃の温度上昇が見られる。空間温度と、照射開始時を基準値とした絶対湿度の増減を図 8 に示す。また、日射照射時と停止時の絶対湿度増減幅を図 9 に示す。空間温度は、広範囲照射に対して部分照射は 0.3℃高い。これは、部分照射時に模型箱と制御板の距離が短くなることにより、制御板からの放射の影響が大きくなったためだと考えられる。絶対湿度増減幅は、周期により差はあるが、全周期で広範囲照射に対して部分照射での絶対湿度増減が大きい。広範囲照射と部分照射の差は、1 周期目放湿時の 0.21[g/kg']が最大となった。部分照射による床面の温度上昇が建材の放湿に影響を与えていると考えられる。

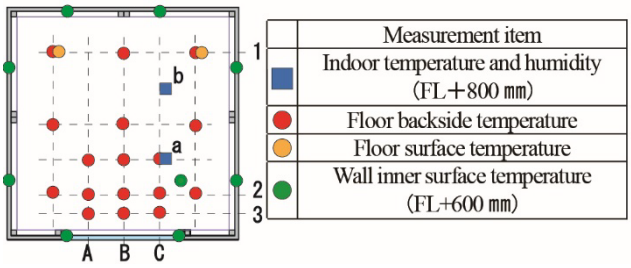


Fig.4 Points of measurement

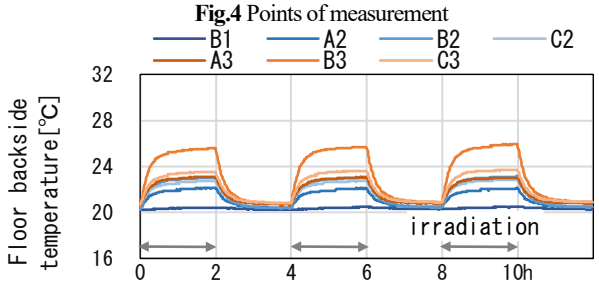


Fig.6 Floor backside temperature (Wide range irradiation)

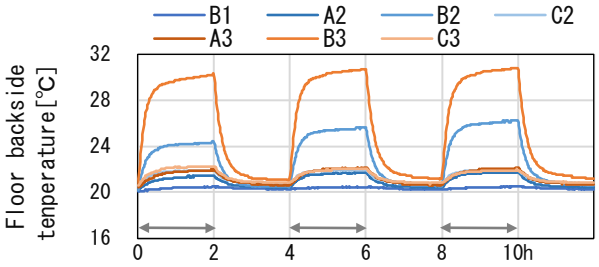


Fig.7 Floor backside temperature (Narrow range irradiation)

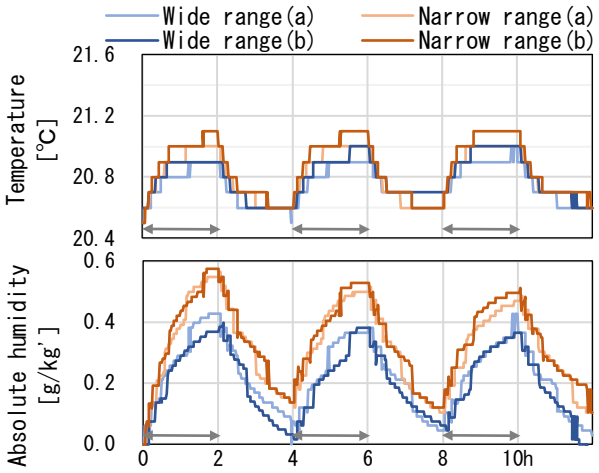


Fig.8 Indoor temperature and humidity

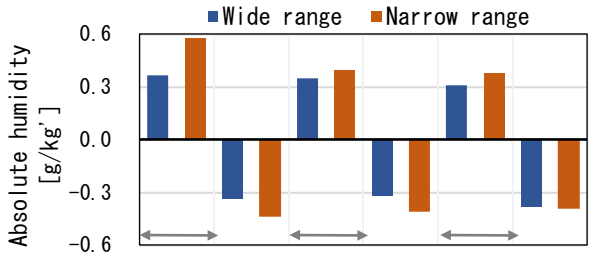
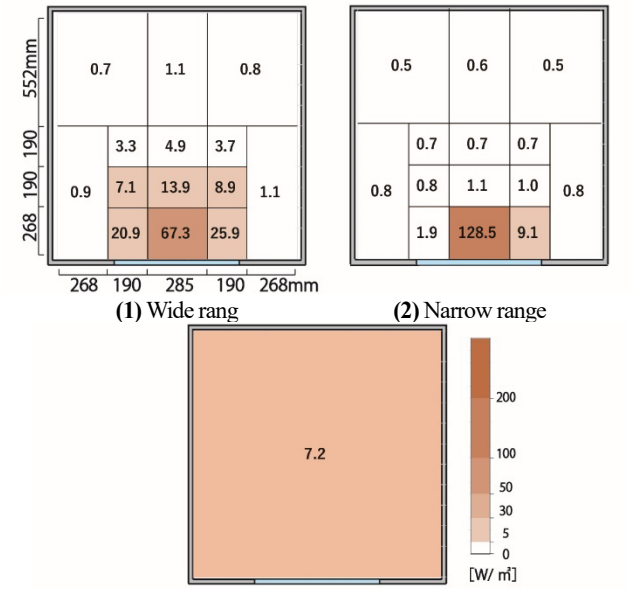


Fig.9 Increasing/decreasing width of absolute humidity

Table 3 Calculation case

Outside air temperature	Experimental value
Adjacent room temperature	
Quantity of solar radiation	
Calculation period	4 days
Calculation interval	1 min
Ventilation frequency	0 times per hour
Floor composition	Humidity controlling material(6mm) Moisture-proof sheet(1mm) Thermal insulating material(30mm) Polyvinyl chloride panel (2mm)



(1) Wide rang **(2)** Narrow range

(3) Entire range

Fig.10 Solar radiation distribution map

2. 計算精度検証

2.1 建築熱環境解析ソフトの概要と計算条件

前章の模型箱実験を対象として、数値解析を行った。計算ソフトには、熱・水分・空気複合移動を考慮し、建築全体の熱環境・熱負荷を予測可能な 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)]。

計算条件を表 3 に示す。模型箱モデルは、窓がある壁面を外壁、それ以外の壁面を内壁と設定し、外壁に接する外気温度、内壁と天井に接する隣室温度には実験値を用いた。実験値については、日射制御板による放射の影響を考慮し、養生期間中の外気温度は外壁内表面温度の平均値、隣室温度は内壁と天井内表面温度の平均値を一定で入力した。また、実験中については、外気温度は時系列の外壁内表面温度、隣室温度は内壁と天井内表面温度と箱外温度の平均値を一定で入力している。床面モデルについては、日照面を細かく分割し、各分割面に測定した日射量の平均値を入力することで日射量の分布を再現した。各分割面の日射量入力値を図 10(1)(2)に示す。計算スケジュールについては実験と同様、3 日間の養生期間後、2 時間毎の照射を 3 周期繰り返す。

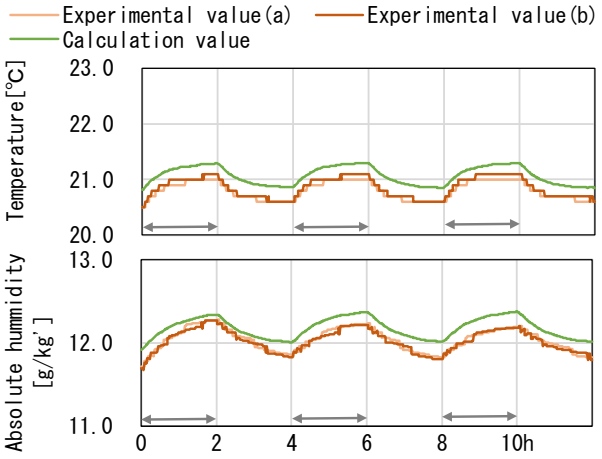


Fig.11 Comparison of experimental and calculated

Table 4 Calculation case

	Irradiation range	Flooring material
Case1	Wide range	Humidity controlling material
Case2	Narrow range	
Case3	Entire range	
Case4	Wide range	Plasterboard
Case5	Narrow range	

Table 5 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}

2.2 実験値と計算値の比較

実験の Case2 を対象とした空間温度と絶対湿度の実験値および計算値を図 11 に示す。外気温度と隣室温度に壁内表面温度を入力している影響で、温度、絶対湿度ともに、計算値が 0.3[℃]、0.2[g/kg']高くなっているが、各周期の位相と増減幅は概ね一致している。

3. 日射量と建材の水分容量が空間温湿度に及ぼす影響

3.1 計算条件

日射量と建材の水分容量の違いが建材の吸放湿量及び空間温湿度に及ぼす影響を検討する。計算条件を表 4 に示す。日射装置の制御性の影響により、実験では日射量分布が生じた。そこで、実験時と同一日射量を床全面に均一(図 10(3))に入力した Case3(全面照射)を検証する。また、Case4、5 においては、床建材を水分容量の小さい石膏ボード(表 5)に変更し、調湿建材との比較を行う。

3.2 計算結果

図 12 に Case1～3 の空間温度と絶対湿度増減、図 13 に床全面での吸放湿量を示す。日射照射時の放湿量は、全面照射、広範囲照射、部分照射の順に大きい。日射量が大きく、床面の温度上昇が大きい面で、放湿量が大きくなっていることが影響している。一方、日射照射時の吸湿量では、広範囲照射と部分照射では、日射量が小さい面で放湿と同時に吸湿が生じている。この影響により、広範囲照射と全面照射では、床全面での吸放湿量に大きな差は生じ

ない。床全面での吸放湿により、空間絶対湿度においても、広範囲照射と全面照射に差は見られず、部分照射がわずかに大きい。これより、照射範囲の違いによる空間温湿度の差は、各分割面の日射強度と、吸放湿現象が生じる面積に影響を受けると考えられる。

図 14 に Case1、2、4、5 の空間温度と絶対湿度増減、図 15 に床全面での吸放湿量を示す。空間温度は、調湿建材と石膏ボードで同様の傾向となった。一方、調湿建材に対して石膏ボードでは、空間絶対湿度増減と吸放湿量が小さい。また、広範囲照射と部分照射の放湿量差は、調湿建材では約 0.08[g/h]あるのに対し、石膏ボードでは約 0.02[g/h]と小さい。これより、水分容量の大きい建材を使用している条件において、照射範囲の違いによる建材の吸放湿量への影響が大きくなると考えられる。

4. まとめ

本研究では、日射装置を用いた模型箱実験および数値解析により、同一日射量における照射範囲の違いが建材の吸放湿現象および空間温湿度に及ぼす影響を検討した。得られた結果を以下に示す。

1) 模型箱実験により、広範囲照射に対し部分照射では、部分的な表面温度の上昇が大きく、絶対湿度の増減が大きくなることを明らかにした。
2) 数値解析により、照射範囲の違いにより建材の吸放湿量および絶対湿度増減に差は生じるが、差の大きさは各分割面の日射強度と吸放湿が生じる面積の大きさに影響を受けることを明らかにした。
3) 数値解析により、水分容量の大きい建材を使用している条件において、照射範囲の違いによる建材の吸放湿量への影響が大きくなることを明らかにした。

注釈

1) 既往研究[文1)]では、壁面を 1 質点とした単質点と、分割し複数質点とした多質点の日射受熱モデルの比較を行い、壁面表面温度の上昇と室内絶対湿度の上昇において、単質点と多質点で差が生じることを明らかにしている。
2) 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。

参 考 文 献

1) 李明香、尾崎明仁：熱・水分・空気複合移動を考慮した建築全体の温湿度環境解析（その 1）対流・放射熱伝達と日射受熱の影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、 p153-156, 2011 年
2) Ozaki A., Kagawa H.: Simulation Software to Describe the Hygrothermal Environment of Whole Buildings Based on detailed Physical Models , Proc.of the 7th International Conference of System Simulation in Buildings, P03 (24 Pages), 2006
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

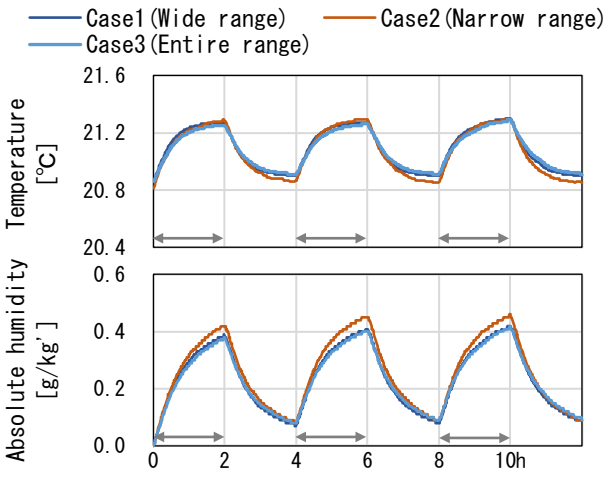


Fig.12 Indoor temperature and humidity (Case1~3)

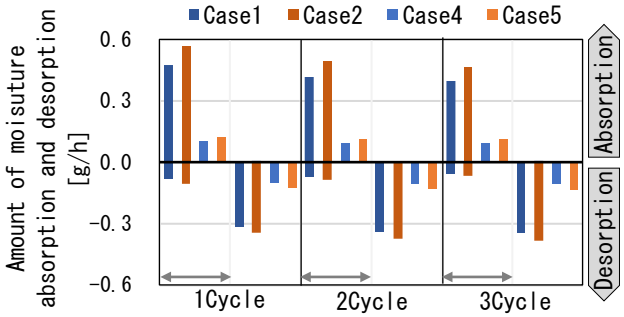


Fig.13 Amount of moisture absorption and desorption on the entire floor (Case1~3)

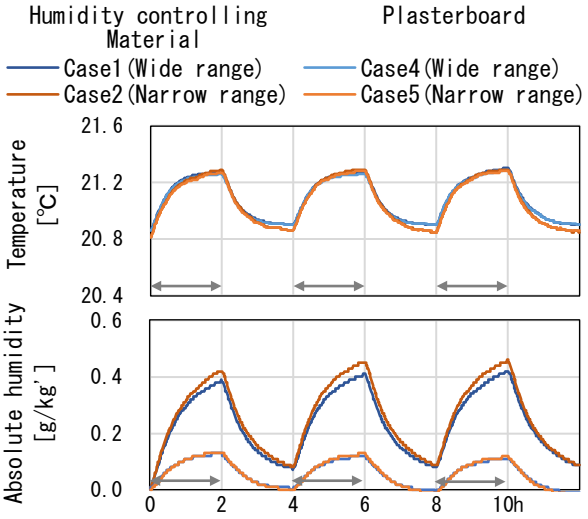


Fig.14 Indoor temperature and humidity (Case1,2,4,5)

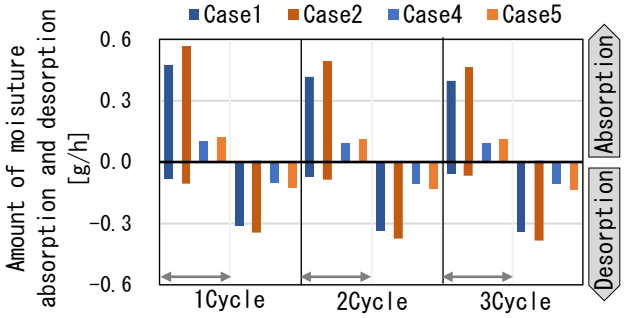


Fig.15 Amount of moisture absorption and desorption on the entire floor (Case1,2,4,5)

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

日射遮蔽のためのガラスコーティングの透過率および放射率の違いが取得・損失熱量に及ぼす影響と室内放射環境の解析

Effects of Different Transmittance and Emissivity of Glass Coatings for Solar Radiation Shielding on Heat Gain and Loss and Analysis of Indoor Radiation Environment

○按田　悠（立命館大学）　　李　明香（立命館大学）
尾崎　明仁（九州大学）　　有馬　雄佑（九州大学）
Yuu ANDA*1　Myonghyang LEE*1　Akihito OZAKI*2　Yusuke ARIMA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Kyusyu University

Glass coatings can change longwave emissivity and solar transmittance. First, the surface temperature and heat content of the glass in winter are measured by experiment. Then, through simulation, convective heat, radiative heat, heat loss, and heat gain of the glass coating with different longwave emissivity and solar transmittance are calculated. Finally, the effect of differences in emissivity of the window on the mean radiative temperature in the space is calculated.

はじめに

窓ガラスからの日射受熱および熱損失は、その他の建築外皮に比べて大きく、建築環境においての課題の一つである。複層やLow-eガラスへの改修も行われているが、より容易な方法としてガラスにコーティングする方法が挙げられる。ガラス表面をコーティングすることで、日射の透過率および放射率を変更することができる。しかし、様々な透過率や放射率が存在する中、その組み合わせやガラスの内側、外側にコーティングした際の放射および対流による損失・取得熱量は詳細に検討されておらず[文1)]、その結果、室内熱環境にも影響を及ぼすと考えられる。

そこで本研究では、まず、放射率の影響を検討するために、仕様の異なるガラス内表面を想定し、日射のない冬期を想定して実験を実施する。ここでは、室内から外気に熱が損失する過程を再現し、ガラス表面の温度を測定することを目的とする。次に、ガラスの一次元熱シミュレーションにより、コーティングの透過率と放射率、内外塗布面の違いによる熱損失量と取得量を算出し、夏期・冬期におけるコーティングの効果を確認する。さらに、冬期において放射率の違いが窓表面温度および空間の平均放射温度に及ぼす影響について検討する。

1.　試験体による熱貫流実験

1.1　実験概要

実験は、屋外相当空間（以下、屋外）と屋内相当空間（以下、屋内）を有している環境試験室において実施した。本試験室は屋外と屋内環境を仮想的に再現することができる。屋内にはアクリル樹脂で作成した熱箱（寸法：1,200mm×1,200mm×1,200mm）、屋外には断熱材（スタイロフォーム）で囲まれた空気層を設置した（図1）。熱箱

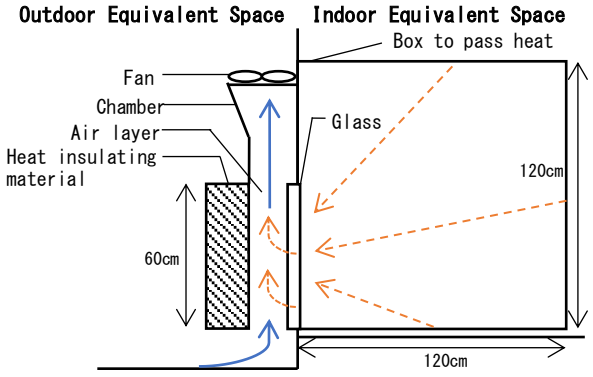


Fig. 1　Overview of box model experiment

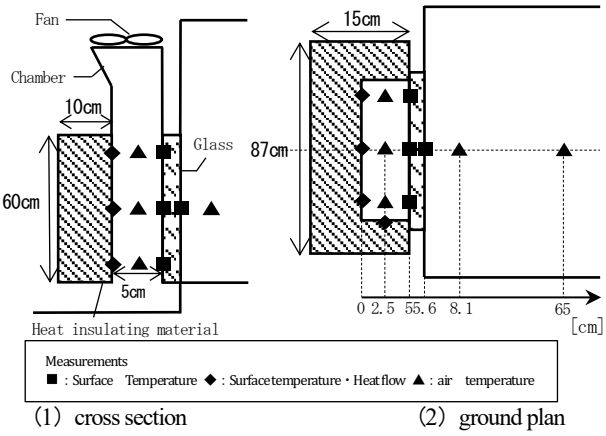


Fig. 2 Measurement points

内部表面には黒色の紙を密に貼り付けており、ガラス面が熱箱表面の放熱を十分に受けるように計画した。断熱材には放射熱を抑制するためにアルミテープを貼り付けた。空気層の上部にファンを設置し、空気層下部から屋外の空気を取り込み窓から貫流する熱を回収する。ファン

は上部に 5 個設置し、それぞれのファンに接続されたボルトスライダーによる調節によりすべてのファンの風速が可能な限り等しく、かつ、最小の風速である 0.35m/s 程度となるように設定した。測定点を図 2 に示す。風速計、熱流計、おんどとり、熱電対により、空気層内の風速、空気層の断熱材から屋外側への熱流密度、屋外側と熱箱内の空気温度、熱箱内部の各表面およびガラス表面温度、ガラス下部と上部の空気層の温度を 1 分間隔で測定した。また、空気層の上下部の温度差と気流速からガラスの熱流を算出した。風速、熱流密度、温度は、室内の温度が切り替わる直前までの 10 分間の値を平均したものを計算に利用した。

1.2　実験ケース

表 1 に実験ケースを示す。熱箱の屋外側下部に幅 720mm×高 600mm×厚 6mm の試験体を設置した。試験体は普通ガラス、アルミ箔貼付普通ガラス（以下、アルミガラス）、コーティングガラスの 3 種類とした。アルミガラスのアルミ箔とコーティングガラスのコーティングは屋内側の表面とした。屋外側の温度は 5℃とし、屋内側の温度は 25℃と 15℃とし、実験環境に 20℃と 10℃の温度差をつけた。屋内側の温度を 7 時間経過ごとに 25℃から 15℃へと温度を切り替え、これを 1 セットとして各実験ケースにつき 3 セットの測定を連続して行った。

1.3　実験結果

図 3 に屋内外の温度差を 20℃とした際の各点における平均温度を示す。表面温度は内外ともに、アルミガラスが最も低く、普通ガラス、コーティングガラスの順に高くなる。ガラスの放射率に応じて熱箱からの放射熱伝達量に差が生じることから、ガラス表面の温度および室内の放射環境に影響を及ぼすことが推察される。

図 4 に屋内外温度差を 20℃とした際のガラスの貫流熱量を示す。熱貫流量はコーティングガラスが最も多く、アルミガラスが低くなった。アルミ泊の放射率[注1)]は低く、熱箱内部表面からガラス面への放射の影響が減少し、ガラスの温度上昇が抑制されたことことで熱貫流量は低くなったと考えられる。一方、コーティングガラスは普通ガラスよりも表面温度が高くなっていることから、普通ガラスの放射率[注2)]よりも高いことがわかる。

2.　夏期・冬期におけるガラスの透過率・放射率の検証

2.1　シミュレーション概要

一次元壁体シミュレーションソフト Hygrabe [文2)]を用いて、夏期（6 月～9 月）および冬期（12 月～3 月）の取得熱・損失熱を計算した。Hygrabe は外界気象データ、室内温度、壁体構成を入力条件として、壁体内表面の温度、壁体の熱取得および熱損失を計算することが可能である。ガラスを透過する熱量も計算しており、透過率の違いによる直達および拡散日射の透過成分についても検討した。

Table 1　Experimental conditions

Case	Outside space Temp. [℃]	Inside space Temp. [℃]	Glass type
1	25	5	Normal glass
2	15		
3	25		Glass with aluminum foil
4	15		
5	25		Coating glass
6	15		

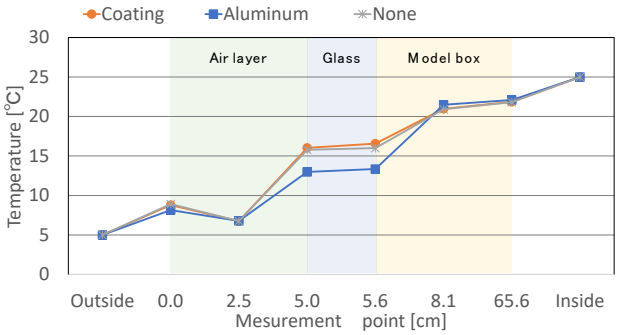


Fig. 3 Temperature of each measurement point

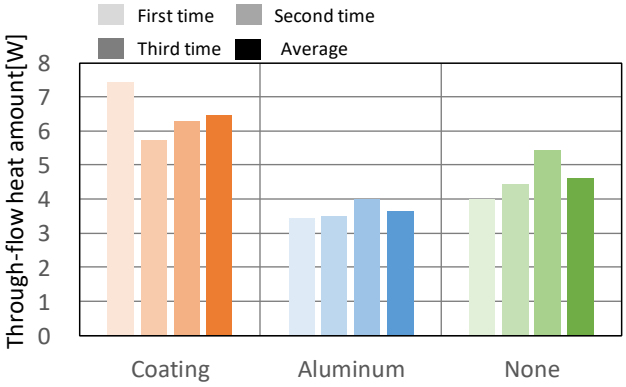


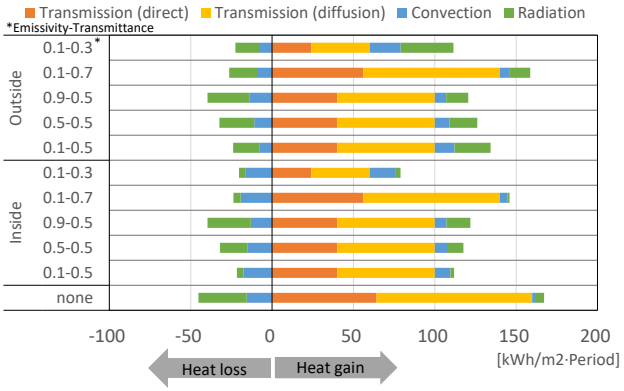
Fig. 4 Thermal flow rate of glass（20°C difference）

Table 2 Calculation conditions

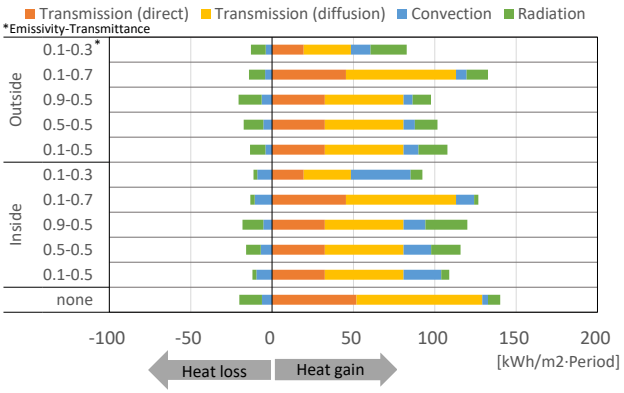
Emissivity	Transmittance		Window type	Season
-	-	None	Single Or double	Summer Or Winter
0.1	0.5	Inside or Outside		
0.5				
0.9				
0.1	0.3			
0.1	0.7			

2.2　計算条件

室内温度は、夏期は 27℃、冬期は 20℃とした。外気条件については、拡張アメダス気象データ標準年を用いており、計算対象地域は福岡とした。計算間隔は 10 分とした。出力は、窓からの直達日射の透過成分、拡散日射の透過成分および対流成分、放射成分、表面温度とした。室内側への取得量を正の値、損失量を負の値として取り扱う。表 2 に計算条件を示す。表 2 に示す放射率と透過率はコーティング部分の物性値となる。単板ガラスと複層ガラスはそれぞれ、コーティングなし、室内側あるいは屋外側にコーティングがあることを想定した。透過日射熱量、対流熱量、放射熱量の増減に着目し透過率・放射率の組み合わせによる室内側への影響を解析する。

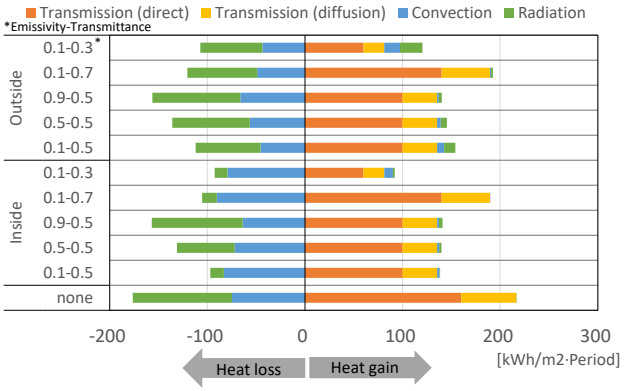


（1）Window type：Single

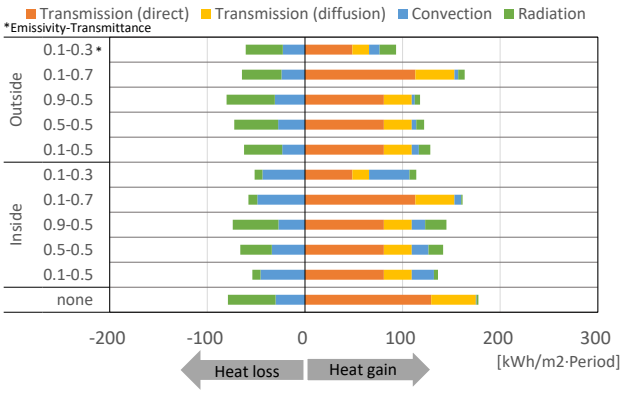


（2）Window type：Double

Fig.5 Heat loss and heat gain（Summer）



（1）Window type：Single



（2）Window type：Double

Fig.6 Heat loss and heat gain（Winter）

2.3　数値シミュレーションの結果

（1）夏期における結果

図 6 に夏期の解析結果を示す。コーティングなしに比べて内外にコーティングしたガラスの取得熱量および損失熱量は小さくなっている。ガラスの種類に関わらず、内側コーティングの透過率を 0.7、0.5、0.3 と小さくすると直達および拡散日射の取得熱量が減少している。放射率を 0.9、0.5、0.3 と小さくすると対流による損失熱量は微増、放射による熱損失量は増加している。室内側への取得熱量は放射率が高くなると放射成分が増えていることがわかる。これは、内側コーティングが日射を吸熱することで、窓の表面温度が高くなり、その熱が低放射率の場合は放熱できず、高放射率の場合は効率よく放熱できていることがわかる。一方、外側コーティングすると内側コーティングよりも放射による損失熱量の割合が増加しており、対流による熱損失は放射率が高くなるほど増加している。室内への取得熱量も放射率が低いほど対流・放射ともに増えている。これは、受熱した日射をガラス外側のコーティングが吸収し、放射率が低いと熱を放散できないことからガラスを伝導して室内側に熱が供給されることになる。外側を高放射コーティングとすることで吸熱された日射が放熱され、室内の取得熱が減少したと考えられる。

（2）冬期における結果

図 7 に冬期の解析結果を示す。コーティングすること

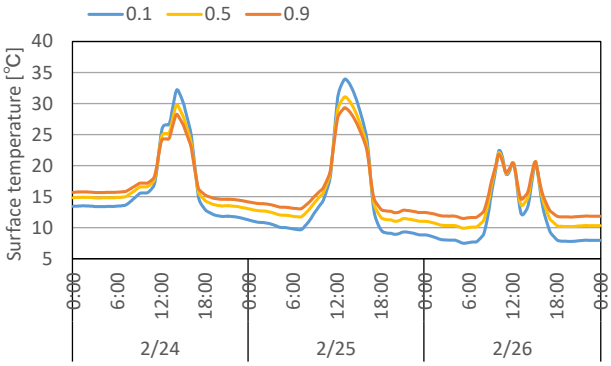


Fig.7 Window surface temp, transmittance 0.5, Single glass

で透過日射量が減少している。損失熱量もコーティングにより減少しているが、最も損失熱量が低減したケースは室内側の放射率 0.1、透過率 0.3 の組み合わせとなった。取得熱量の大半は日射透過によるものであるが、一部、対流と放射により熱を取得しているケースもある。特に高放射率となる 0.9 のコーティングを室内側に設置した際には放射による取得熱の割合が多くなっており、これは、表面温度が上昇し、その熱が室内側に放熱したことによるものと考えられる。

図 8 に放射率の違いによる冬期の内側コーティングにおけるガラス内外表面温度を示す。放射率が低くなると日較差が大きくなり、夜間の日射の無い時に表面温度の低下がみられる。放射率を 0.9 と高くすることで、夜間においてガラスの内表面温度が高く保たれる。

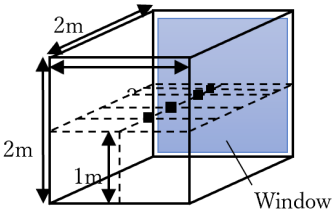


Fig.8 Calculation model

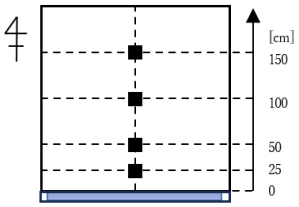


Fig.9 Calculation point for mean radiative temperature

Table 3　Calculation conditions

	Emissivity	Transmittance	Window type	Coating Side
Case I	0.1	0.5	Single	Inside
Case II	0.9			

3.　ガラスの放射率の違いによる室内放射環境の解析

3.1　シミュレーション概要

建築の熱環境・熱負荷解析ソフトは THERB for HAM（以下、THERB）[文3)]を用いた。図 8，9 に計算モデルおよび平均放射温度の測定点を示す。2m×2m×2m の立方体を想定し、各内表面温度と、高さ 1m 地点において窓から 0.25 m、0.5 m、1.0 m、1.5m の点における形態係数から平均放射温度を計算した。

3.2　計算概要および計算条件

表 3 に計算条件を示す。計算期間は冬期の 1/20-1/24 の 4 日間とし、放射率が 0.1 と 0.9 の時の空間の平均放射温度を検討した。透過率は 0.5、窓は単層ガラス、コーティングは内側とした。

3.3　数値シミュレーション結果

図 10 に、夜間（18 時～6 時）のガラス表面温度の分布を示す。また、図 11 に日射の影響を受けにくいと考えられる 6 時の平均放射温度を示す。ガラス表面は放射率が高い方が低いほうより高温になる。また、ガラス近傍の平均放射温度も同様に放射率の高い Case II において温度が高くなった。測定距離 1.0m から 1.5m の地点で平均放射温度の関係が逆転しているのは、放射率の低い方が壁の表面温度が高く、その影響をガラス表面温度よりも強く受けるからである。

4.　まとめ

本研究では、放射率と透過率の仕様の異なるガラスコーティングを想定し、模型実験および数値シミュレーションにより損失・取得熱量の検討および室内放射環境に及ぼす影響について検討した。得られた知見を以下に列記する。

1)　今回、実験で使用したコーティングの放射率は普通ガラスのものより高いことが分かった。

2)　室内側のガラス表面にコーティングした場合、放射率が低いほど熱損失は抑制され断熱性能は向上する。

3)　一方、室内側に放射率の高いコーティングをした場合には、特に冬期において日射のない夜間のガラス表面温度を高く維持できる。

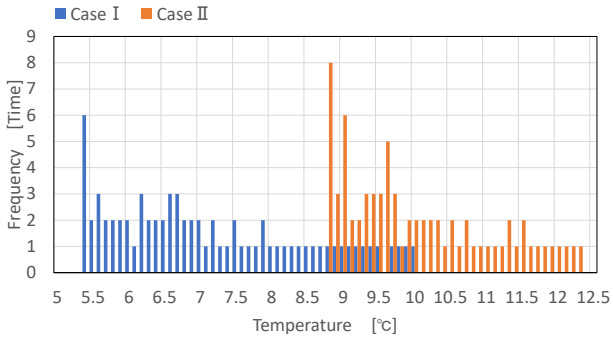


Fig.10　Frequency of window surface temperature

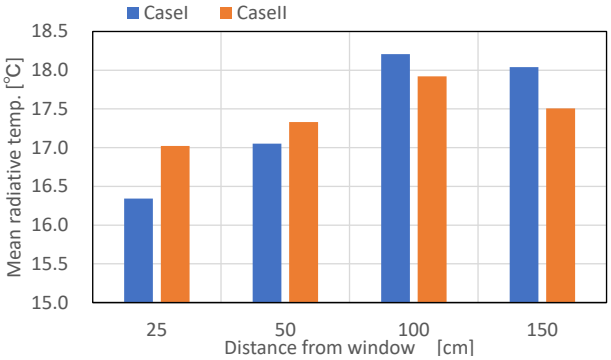


Fig.11 mean radiative temperature

4)　外気側のガラス表面にコーティングした場合、受熱した日射をガラス外側のコーティングが吸収し、その放射率に応じて放熱する。放射率が低くなると放熱されない熱が伝導により室内側の取得熱となった。

5)　THERB を用いた数値シミュレーションでは、冬期において放射率が高いほどガラス表面温度およびガラス近傍における平均放射温度が高くなることを明らかにした。

本研究では、窓表面温度の低下によるコールドドラフトや結露の発生を考慮しておらず、コーティングの有無による実際の居住快適性への影響についての評価をしていない。したがって、今後は、コーティングによるコールドドラフトや結露の発生条件の検討、およびそれに伴う居住快適性の評価を行う必要がある。

注釈

注1)　アルミ箔の放射率；0.02 [文4)]、ガラスの放射率：0.9 [文4)]

参考文献

文1) 弓野 沙織、持田 灯、大風 翼、吉田 伸治:熱線再帰性反射フィルムのヒートアイランド対策効果の定量化（第 1 報）3 次元放射収支測定による熱線再帰性反射フィルム前面の温熱環境評価空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集

文2) 長谷川 惣一、尾崎明仁、香川治美：建築外被の伝熱解析ツール「Hygrabe」、日本建築学会学術講演梗概集 環境工学 II 選抜梗概、pp.385388、2006

文3) 尾崎明仁:熱・水分・空気連成を考慮した建築の温湿度・熱負荷計算,Technical Papers of Annual Meeting of IBPSA-Japan pp19-26,2005

文4) 田中俊六、他：最新建築環境工学、改定 4 版、井上書院、p.190

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

放射冷却パネルに付与する表面防湿層の効果に関する検討
Effects of surface moisture barrier layer added to radiant cooling panel

非会員　○折戸　日向子（大阪市立大学）　　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）
Hinako ORITO*1　Masatoshi NISHIOKA*2　Minako NABESHIMA*2
*1 Osaka City University　*2 Osaka Metropolitan University

We devised a radiation cooling panel with a moisture barrier layer using a resin film in front of the cooling surface, and investigated the effect of suppressing dew condensation on the cooling surface. It was confirmed that installation of a moisture barrier layer increases radiant heat transfer by suppressing surface condensation and convective heat transfer under certain conditions, and it was found that it contributes to radiative cooling. In addition, an experiment was conducted to determine the infrared transmittance using a thermal method, and the film used in the experiment was estimated to have an infrared transmittance of about 0.7.

1. はじめに

1.1. 研究背景・目的

ルームエアコンのような空気式冷房は空気を冷やすことにより人体を冷却するので，冷房時に冷空気を逃がさないために気密な空間を作る必要がある．一方，放射冷房は，熱放射を介して人体から直接熱を奪うので，空間を気密にする必要性が小さく，半屋外または屋外での冷房に向くと考えられた．但し，冷却面の温度が周辺空気の露点温度以下になると凝縮潜熱が発生し，放射冷却能力を低下させ，これは屋外において特に顕著の恐れがある．そこで赤外線透過樹脂フィルムを用いて防湿層を設けた放射冷却パネルを考案し，冷却面の結露抑制効果について検討する．また，樹脂フィルムの透過率把握のために熱的手法による透過率の簡易測定を行なった結果を示す．

1.2. 放射冷却パネル概要

本研究では冷却面の前面に赤外線透過樹脂フィルムを用いて防湿層を作成することで冷却面の表面結露を防ぐ防湿層付き放射冷却パネルを考案する．冷却面と樹脂フィルム間は密閉中空層であり，層内の空気量はわずかとなるため冷却面の表面で結露が発生しても微量となると想定される．

1.3. 透過率について

プランクの法則による黒体単色放射強度の長波放射スペクトルから放射冷却パネルで対象となる波長を算定する。今回は冷却を対象としているためおおよそ 293K～303K でのピーク波長である 8~10μm を本研究での対象波長とし，その波長での透過率を算出する．また，対象波長で透過率が高いと考えられるポリエチレンフィルムでもその透過率は 80%ほど [1)2)]となっており，透過率が 100%にはならない．よって，フィルムの透過率を把握することが放射冷却パネルの研究において重要である．

2. 放射冷却パネルモデル

2.1. 放射冷却パネルの作成

本研究では，冷却に関わる熱交換面を冷却面・樹脂フィルム・対象物(人体)の 3 面であるとし，その 3 面での一次元の熱移動を表した放射伝熱モデルを作成する．さらに，作成したモデル上での防湿効果の検討を行う．樹脂フィルムの透過率が 100%であればすべての放射が樹脂フィルムを透過することが出来るが透過率が 100%でないため冷却面と樹脂フィルム，樹脂フィルムと対象物間で放射のやりとりが起る．また，モデル上では放射熱伝達の他に対流熱伝達が起っている．よって，すべての熱移動をもとに作成した放射冷却パネルのモデルは Fig 1 である．ここで，樹脂フィルム表面の温度が露点温度以下となれば新たに樹脂フィルムで結露が発生する問題が生じ，防湿効果の検討を行う際には樹脂フィルムの表面温度が必要となる． そこで，作成したモデルから樹脂フィルムでの熱収支式を立て，その表面温度を算出する．

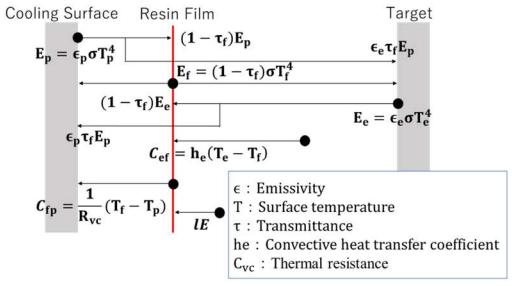


Fig 1. Radiant cooling panel model

モデルから得られる樹脂フィルムでの熱収支式は式(1)のようになった．

$$\epsilon_p(1-\tau_f)\sigma T_p^4 + (1-\tau_f)\epsilon_e\sigma T_e^4 + h_e(T_e - T_f) - \frac{1}{R_{vc}}(T_f - T_p) - 2(1-\tau_f)\sigma T_f^4 + lE = 0 \quad (1)$$

また，透過率を変化させることによる放射冷却パネルの冷却面温度と樹脂フィルム表面温度の関係は Fig 2 である．ここでモデル上では樹脂フィルム表面で結露が発生しておらず$lE = 0$とし，その他の条件は Table 1 として算出を行った．Fig 2 より同じ冷却面温度であれば透過率が下がるとフィルム表面温度が下がることがわかった．また，放射冷却パネルの温度が低い場合では，透過率のフィルム表面温度に与える影響が小さいことも分かった．

2. 2. 防湿効果の検討

作成した放射冷却パネルモデル上での防湿効果の検討を行う．はじめに，放射冷却パネルの冷却量Qは放射熱伝達R，対流熱伝達C，凝縮潜熱lEの和と等しくその関係は式(2)である．

$$Q = R + C + lE \quad (2)$$

さらに，Fig 1 からR，Cはそれぞれ$R = E_e - E_f - \epsilon_e\tau_f E_p$，$C = C_{ef}$であり，式(2)の関係を図で簡易的に表すと Fig 3 となる． また，lEとCの算出は表面温度とその飽和水蒸気圧を用いた式(3)(4)で行うこととする．

$$lE = l\alpha_w(f_a - f_s(T)) \quad (3)$$

$$C = h_e(T_e - T) \quad (4)$$

よって，防湿層を設置することにより放射冷却パネルの表面温度が上がり，結露の発生が抑えられることでC，lEを減らすことができるので結果としてパネルの冷却能力の多くがRとして使われる．ここで，例として気温 32℃・湿度 60%・放射パネル温度 10℃・冷却量 1000W/m^{2}の条件でRを算出すると Table 2 のようになる．今回の条件では樹脂フィルムの表面温度が 22.15℃であり露点温度以下であったため樹脂フィルムでも結露が発生していた．Table 2 より樹脂フィルムで防湿層を用いることで，Cはおよそ半分，lEは 1/9 にまで減らすことができ，防湿層ありでのRを増加させる結果となった．よって，気温 32℃湿度 60%の条件ではQのうちRが占める割合が防湿層なしでは 60%ほどであったのに対し防湿層を設けることで 90%まで上昇することが確認できた．

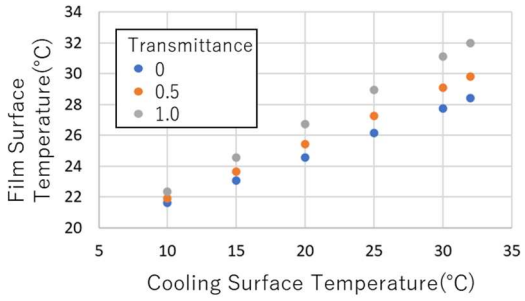


Fig 2. Film Surface Temperature

Table 1 Calculation condition

T_e	32℃	he	8W/(m^{2}K)	ϵ_p	0.92
ϵ_e	0.92	ϵ_f	$1-\tau_f$	R	0.16

3. 透過率測定実験

3. 1. 実験概要

放射温度計，加熱冷却プレートを用いて市販のフィルムの透過率を測定する実験を行う．実験では厚さ 0.02mm，透明のポリエチレンフィルムを採用した．Fig 4 のように実験装置を組み立て放射温度計がフィルムを介してプレート表面温度を測定し，その測定値から透過率を算出する．今回使用した放射温度計の視野角が 22° であったので視野角内にプレートの表面がおさまるように放射温度計はプレート表面から高さ 150mm の位置とし，フィルムは放射温度計から近くに設置した．加熱冷却プレートの表面は放射率が不明であり，放射率を既知とするため，プレートの表面に放射率が 0.95 の黒体テープを使用した．また，算出にあたって必要となる環境温度とプレート表面温度は熱電対をテープで Fig 4 の丸の位置に固定し，直接測定した． さらに，実験は周辺環境を一定にするため温度 20℃湿度 60%に設定した恒温恒湿槽内で行った．加熱冷却プレートの設定温度については実験の都合上プレート表面に結露が無いように温恒湿槽の設定から加熱側に+10℃である 30℃とした．測定はフィルムなしの場合とフィルムを 1，2，3 枚とした場合を続けておこなうこととする．

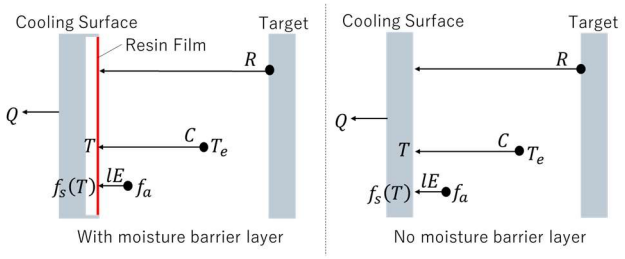


Fig 3. Cooling amount

Table 2 Calculation result[W/m^2]

	Q	C	lE	R
防湿層あり	1000	79	22	899
防湿層なし	1000	176	199	626

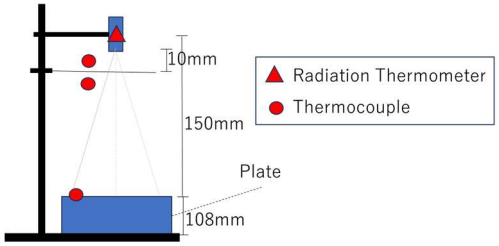


Fig 4. Experimental device

ここで，実際に実験装置を組み立てた様子はFig 5， フィルムを介して測定を行っている様子はFig 6 となる．また，加熱冷却プレートには排気口があり，排気がフィルムに当たることで測定結果に影響を及ぼす可能性が考えられるため排気が当たらないように Fig 7 のように一体押し出し中空板(プラダン)でしきりを作成し，フィルムは70mm の円形をくり抜いた 2 枚のアクリルパネル(Fig 8)で挟んで設置した．計測は恒温恒湿槽内の環境が一定になったことを恒温恒湿槽の表示と熱電対の測定値で確認した時点から 5 分間行う．フィルムの付け替えの際に扉を開閉することで恒温恒湿槽の環境が変化するので環境が設定した条件に戻ったことを確認することに注意した．

3. 2. 実験結果

放射温度計の測定結果はFig 9 に示すとおりである．Fig 9 よりフィルムなしに比べフィルムを介することで放射温度計の測定値が低下することが確認出来た．また，フィルムの枚数を増やし透過率を低下させることでさらに測定値は低下していくことが示された．熱電対で測定した環境温度の結果は Fig 10 である．環境温度は扉の開閉の影響がある時刻を除けば実験を通して一定であった．
解析は赤枠で囲まれた 5 分間の平均を用いて行いその値は Table 3 となった．

3. 3. 解析

実験結果から透過率の算定を行う．はじめにフィルムなしの場合の射温度計測定値T_0とプレート表面温度T_pの関係を式(5)に示す。

$$\sigma T_0^4 = \epsilon_p T_p^4 + (1-\epsilon_p)\epsilon_e T_e^4 \qquad (5)$$

熱電対ではプレート表面温度を測定することが出来なかったためϵ_pを黒体テープより 0.95，T_eを恒温恒湿槽設定温度とし式(5)から算出されたT_pで解析を行う．測定結果より算出するとその値は29.81℃となった．さらに，本実験では放射温度計はプレート表面からの放射に加えフィルムからの放射，恒温恒湿槽壁の反射を含んでおりその測定範囲は Fig 11 で表される通りである．よって，フィルムの枚数をiとするとフィルムがi枚のときの放射温度計の測定値T_iは式(6)となる．

$$\sigma T_i^4 = \tau_{fi}\varepsilon_p \sigma T_p^4 + (1-\tau_{fi})\sigma T_{fi}^4 + \tau_{fi}\varepsilon_p'\varepsilon_e \sigma T_e^4 \qquad (6)$$

さらに同じ透過率のフィルムを重ねるのでその透過率は 1 枚の透過率のべき乗となる．よって，式(6)と透過率の関係を用いてフィルムが 1 枚のときの透過率τ_{f1}を未知数として 3 つの方法で算定する．

- 方法①　$i = 1$の式を用いて$T_{f1} = T_e$として求める．
- 方法②　$i = 1,2$の式を用いて$T_{f1} = T_{f2}$，$\tau_{f2} = \tau_{f1} \times \tau_{f1}$として連立方程式を立てて求める．
- 方法③　$i = 1,3$の式を用いて$T_{f1} = T_{f3}$，$\tau_{f3} = \tau_{f1} \times \tau_{f1} \times \tau_{f1}$として連立方程式を立てて求める．

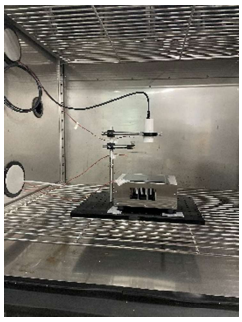


Fig 5. Experiment situation

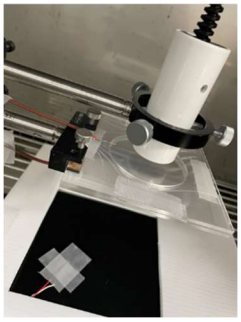


Fig 6. Experiment situation

Fig 7. Experiment situation

Fig 8. Experiment situation

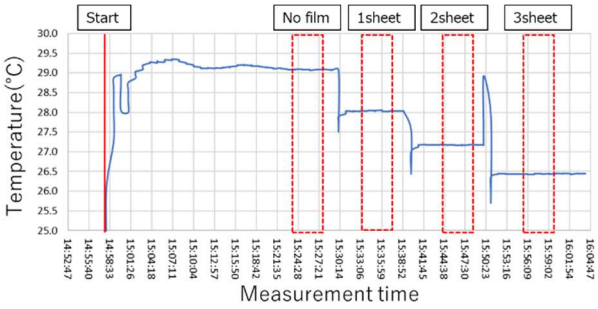


Fig 9. Radiation Thermometer Result

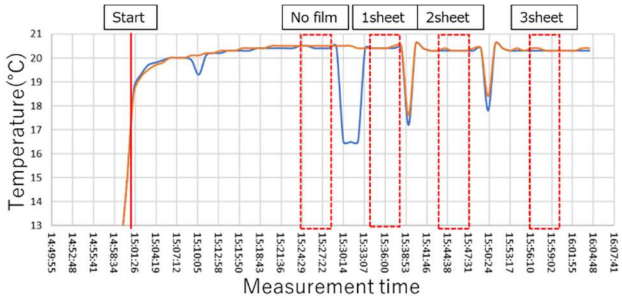


Fig 10. Thermocouple result

Table 3 result[℃]

フィルム枚数	なし	1 枚	2 枚	3 枚
放射温度計測定値	29.1	28.0	27.2	26.4
環境温度	20.5	20.4	20.3	20.3

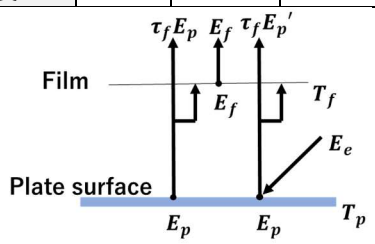


Fig 11. Measurement range

Table 4 Calculation result

透過率		フィルム表面温度(℃)	
算定方法①	0.85	算定方法①	20.5
算定方法②	0.64	算定方法②	25.6
算定方法③	0.70	算定方法③	24.9

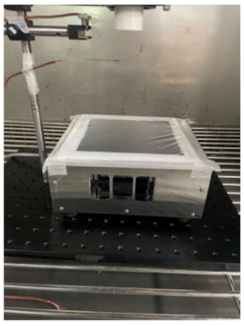


Fig 12. Experiment situation

Fig 13. Experiment situation

以上の手順により算定された透過率とその時のフィルムの表面温度はTable 4 となる．Table 4 より方法①ではフィルム表面温度を環境温度としているが方法②③と比較するとフィルム表面温度は環境温度以上であることが予想されるので透過率は 0.85 よりやや低いと考えられる．また，方法②では 0.64，方法③では 0.70 となり 3 つの結果から 0.7 前後であると推定された．Fig.2 で示したようにパネル温度が 10℃程度であれば透過率誤差が 0.1 に対してフィルム温度誤差は 0.08 K であるので，上述のような熱的手法で得られる精度であっても十分有用であると思われる．ここでは，算定方法②③の平均である 0.67 を実験で得られた透過率とした．

4. 小型放射冷却パネル

実験で使用した加熱冷却プレートとポリエチレンフィルムを用いて Fig 12 のような小型の放射冷却パネルを作成する．フィルムは Fig 13 のように加熱冷却プレートの天板サイズにくり抜いたプラダンに貼り付け設置することで防湿層を作成した．小型放射冷却パネルと通常の加熱冷却プレートをそれぞれ恒温恒湿槽内で10分間放置しプレートの表面に結露が発生しているかの観察を行う．Fig 14 は気温 30℃における湿度と露点温度の関係である．実験結果よりフィルム表面温度は 22.07℃であり露点温度が 10℃以上 22.07℃以下となる湿度にすることでフィルム表面に結露が発生せずフィルムがない場合にはプレートの表面に結露が発生する条件にすることが出来る．よって，今回恒温恒湿槽は温度 30℃湿度 45%で設定した．実際に 10 分後の様子を観察するとフィルムなしではプレート表面で結露が発生していたが、小型放射冷却パネルではフィルム表面とフィルムを外したプレート表面ともに結露が発生していないことが目視で確認でき，小型放射冷却パネルでは防湿層により結露の発生が防がれた．

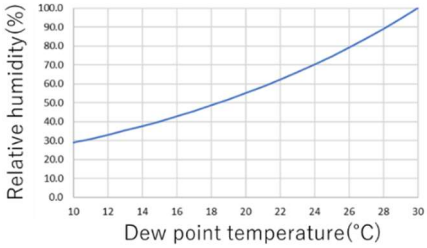


Fig 14. Relative humidity

5. まとめ

本研究で得られた成果として次の項目が挙げられる．

1) 放射冷却パネルに表面防湿層を設けた場合の有効性について基礎的な検討を行った。防湿層の設置により気温 32℃・湿度 60%の条件では表面結露と対流熱伝達の抑制により放射熱伝達が 625 W/m^2 (防湿層なし)から 900W/m^2(防湿層あり)に増えることを確認し、放射冷却に寄与することがわかった。

2) 防湿層に用いるフィルムについて、熱的方法により赤外線透過率を求め、実験に使用したフィルムは 0.7 程度であることが推定された．

3) 作成した小型放射冷却パネルでは結露が発生せず防湿効果がみられた．

付録（記号表）

T_p：冷却面表面温度[℃]
T_f：フィルム表面温度[℃]
T_e：対象物表面（環境）温度[℃]
ϵ_p：冷却面放射率[-]
ϵ_p'：冷却面反射率[-]
ϵ_e：対象物面放射率[-]
τ_f：フィルム透過率[-]
h_e：対流熱伝達率[W/m^2K]
R_{vc}：中空層熱抵抗（対流成分）[m^2K/W]
lE：凝縮潜熱[W/m^2]
σ：ステファン・ボルツマン定数[-]
f_a：環境中の水蒸気圧[Pa]
$f_s(T)$：各表面での飽和水蒸気圧[Pa]
T：表面温度[℃]
l：蒸発潜熱[kJ/kg]
α_w：湿気伝達率[kg/m^2hPa]

1. 参 考 文 献

1) 高橋和彦：酢酸ビニル被覆下の温度，農業気象 24 巻 4 号，1969 年，pp.193-197
2) 稲田勝美：農業用透明プラスチックフィルムの分光透過性，生物環境調節 8 巻 2 号，1971 年，pp.111-118
3) 鉾井修一，池田哲朗，新田勝涌：エース 建築環境工学 I1－熱・湿気・換気－，株式会社朝倉書，2002 年， pp.98-100

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

断熱ボードの製造に関する CO_2 排出量の算出 および工法の異なる木造戸建住戸の $LCCO_2$ の比較

Calculation of CO_2 emissions related to the insulation board manufacturing and comparison of $LCCO_2$ of wooden detached houses with different construction methods

○新 城　有 布 菜（立命館大学）　　近 本　智 行（立命館大学）
土 井　脩 史（大阪公立大学）
Yuna SHINJO*1　Tomoyuki CHIKAMOTO *1　Shushi DOI *2
*1　Ritsumeikan University　*2　Osaka Metropolitan University

This study focuses on thermal insulation and aims to reduce the $LCCO_2$ of buildings by improving the thermal insulation performance of buildings, thereby reducing energy consumption during operation. The insulation method is panel construction and exterior insulation using polyisocyanurate foam thermal insulation board. $LCCO_2$ of the building was calculated for four categories: (1) insulation board manufacturing, (2) insulation panel manufacturing, (3) simulation of small-scale models, and (4) subdivision into 3 construction methods. $LCCO_2$ was reduced the most when insulation panels were used only for walls, and $LCCO_2$ increased when materials were difficult to reuse after building demolition.

はじめに

建築物の $LCCO_2$ は、建材調達から廃棄時に起因する CO_2 排出量の合計であり、建物の運用時に発生するオペレーショナルカーボンと、資材製造・輸送・建設・改修・廃棄時に発生するエンボディドカーボンの2つに大別される。オペレーショナルカーボンは、ZEH やZEB が普及し省エネルギー化が進んでいるため、使用エネルギーのシミュレーション方法や基準が確立されている。一方で、エンボディドカーボンは、建物の多種多様なライフサイクルを把握する必要があるが、試算方法の確立や削減方法の検討が不十分である。現在、国内では総合的に $LCCO_2$ を実質ゼロにする建築物「ゼロカーボンビル」の評価手法の整備段階[1]であり、黎明期にあると言える。

建築物の CO_2 排出量の算出には、日本建築学会が公表している「建築物の LCA 指針」[2]における原単位データベースが多く用いられる。建築物の LCA 指針は、2005 年の産業連関表を用いて整備された環境負荷原単位データベースであり[3]、エンボディドカーボンのうち、主要な建築材料の CO_2 排出量の算定に用いられる[4]。しかし、建築資材の物的な消費に着目し、建築資材や施工・解体に伴う建築行為など、実際に建築することを想定した詳細な項目から算定する方法は確立されていない。また、同じ建物構造で異なる工法を用いた場合、エンボディドカーボンが変化するため、$LCCO_2$ を低減できる可能性がある。本研究では、 異なる断熱工法の小規模な住宅モデル（以下、対象モデルとする）の $LCCO_2$ を算出し、比較することで、最も CO_2 排出量の削減効果のある工法を明らかにする。また、断熱材に着目して建物の断熱性能を高めることで冷暖房にかかるエネルギー消費量を削減し、建築物の $LCCO_2$ の低減をねらいとする。

1．分析方法

断熱方法は建築用高性能難燃断熱ボード（ポリイソシアヌレートフォーム断熱ボード）を用いたパネルおよび外張り断熱とする。$LCCO_2$ の算出は、断熱ボードのインベントリ分析および対象モデルを用いたシミュレーションにて行い、①断熱ボード製造、②断熱パネル製造、③対象モデルのシミュレーション、④異なる工法に細分化、の4項目（Fig.1）に分けて算出した。

CO_2 排出量の算出は、活動量に原単位を乗じて算出した。活動量は、断熱ボードおよび断熱パネル製造工場にて現地調査を工場にて現地調査を行い、建築施工、解体、廃棄物処理については、建設会社に対象モデルの図面と作分

Fig.1 Research flow chart

Table 1 Details of the models analyzed

パターン	断熱工法（屋根/壁/床）	断熱等級	Ua 値	地域区分	パターン名称	断熱材厚み［mm］				
						屋根	桁上	壁	床	基礎
パターンA：全てパネル	屋根パネル/大壁パネル/床パネル	5	0.6	4（仙台）	A-0.6’	66	－	40	55	－
				6（名古屋）	A-0.6	66	－	40	55	－
		6	0.46	4（仙台）	A-0.46’	80	－	70	55	－
				6（名古屋）	A-0.46	80	－	70	55	－
		6	0.34	4（仙台）	A-0.34’	200	－	100	80	－
				6（名古屋）	A-0.34	200	－	100	80	－
パターンB：壁のみパネル	桁上断熱/大壁パネル/床断熱	5	0.6	4（仙台）	B-0.6’	－	55	40	45	－
				6（名古屋）	B-0.6	－	55	40	45	－
		6	0.46	4（仙台）	B-0.46’	－	75	66	45	－
				6（名古屋）	B-0.46	－	75	66	45	－
		6	0.34	4（仙台）	B-0.34’	－	166	100	80	－
				6（名古屋）	B-0.34	－	166	100	80	－
パターンC：パネルなし	屋根断熱/外張り断熱/基礎断熱	5	0.6	4（仙台）	C-0.6’	50	－	30	－	20
				6（名古屋）	C-0.6	50	－	30	－	20
		6	0.46	4（仙台）	C-0.46’	85	－	40	－	40
				6（名古屋）	C-0.46	85	－	40	－	40
		6	0.34	4（仙台）	C-0.34’	100	－	70	－	40
				6（名古屋）	C-0.34	100	－	70	－	40

Table 2 Insulation board inventory analysis sections

工程	CO_2排出量算定項目	電気エネルギー消費 ※3	作業
①原材料受け入れ※1※2	・原材料の使用、輸送 ・副資材の使用、輸送	フォークリフト運転	○
②保管	—	フォークリフトの充電、原料貯蔵庫の温調	—
③面材取付、注入吐出	—	注入機、調湿機の運転	○
④ダブルコンベア	・燃料の使用、輸送	ベルトコンベア、キュア炉の運転	○
⑤一次カット	・加工時の廃棄物処理、輸送	集塵機、裁断機の運転	○
⑥工程検査	・検査不合格のボードの廃棄処分、輸送	—	○
⑦一時養生	—	一時養生の管理、温調	—
⑧サイドトリム	・加工時の廃棄物処理、輸送	サイドトリム、集塵機の運転	○
⑨エンドトリム	・加工時の廃棄物処理、輸送	エンドトリム、反転機、段積機、集塵機の運転	○
⑩外観検査	・検査不合格のボードの廃棄処分、輸送	外観センサーの運転	○
⑪養生	—	養生室の温調、フォークリフトの充電	○
⑫製品検査	・検査不合格のボードの廃棄処分、輸送	—	○
⑬梱包・出荷	・梱包材（3 種類）の使用、輸送	—	○
⑭工場運営	—	空調、照明設備の使用	○

※1原材料は断熱ボードの主原料であるイソシアネートを含む複数項目を分類し、活動量として原料消費量、労働者による作業、輸送方法および輸送距離を設定した。※2副資材は面材であるアルミクラフト紙、アルミ箔、炭酸カルシウム紙が該当し、これらの3項目はIDEAのデータベースに該当製品が存在しないため、原材料の構成から独自に排出原単位を算出した。※3断熱ボード製造工場の所在地が東北であることから、電気エネルギー消費に関するCO_2排出量は、東北電力発表の「地球温暖化対策の推進に関する法律（温対法）」に基づき算出した2022年度のCO_2排出係数を採用した[7]。

析項目業工程表の作成を依頼して算出した。建築資材と廃棄物の輸送に関しては、建設地を断熱ボード製造工場がある仙台市と断熱パネルの製造工場がある名古屋市の任意の地点に設定し、輸送距離、運搬方法を決定した。排出原単位は主にIDEA Ver3.2[5]を使用し、電力消費に関しては東北電力の排出係数、もしくは全国平均を採用した。

2．対象モデルの詳細

$LCCO_2$のシミュレーションには、田嶋ら（2013）の実験棟[6]を参考に、居室のみを想定し簡略化した3坪（約9.94㎡）の小規模なモデルを採用した。対象モデルは木造片流

Table 3 Insulation panel inventory analysis sections

工程	CO_2排出量算定項目の詳細	作業
①材料調達・受け入れ	・原材料（4種類）使用、輸送 ※1 ・副資材（3種類）使用、輸送 ※2	○
②CAD割付	・専用CADで図面作成（個別加工図、割付図）	○
③接着	・専用機械（面材と断熱材を接着）、エアブロー（埃除去）の使用	○
④加工、検査	・専用機械（カット）の使用、副資材の取付作業、製品検査	○
⑤梱包・出荷	・梱包材（2種類）の使用、輸送	○

※1原材料は、断熱ボード、木材（MDF、合板）含む4項目を分類し、活動量として原料消費量、労働者による作業、輸送方法および輸送距離を設定した。※2副資材は気密テープ、落下防止テープ、コーキングが該当する。

れ屋根の平屋であり、家族構成や生活行為など個別性の高い条件設定は行わないものとする。断熱等級は、等級5もしくは等級6とする。建設地は、省エネ基準地域区分の4、6地域をそれぞれ仙台市、名古屋市の任意の地点に設定し、材料の輸送距離や建物運用時の電力消費計算を行った。断熱工法は、壁・床・屋根にパネル工法を用いたパターンA、屋根に桁上断熱、壁にパネル工法、床に床断熱を用いたパターンB、屋根を屋根断熱、壁に外張り断熱、床に基礎断熱を用いたパターンCの3ターンの断熱工法、3つのUa値、2つの地域区分をもとに決定した18通りとする。Table1に各パターンの18通りのモデルの詳細と断熱材厚みを示す。

3．断熱ボードおよび断熱パネルの製造工程

3.1 断熱ボード・断熱パネルのインベントリ分析

対象の断熱ボード製造ラインを①～⑬に、工場運営に関する項目を⑭に分類し、Table 2に示す。また、対象の断熱パネルの製造工程を①～⑤に分類し、Table 3に示す。断熱パネルの製造は、建物形状やパネルタイプによってパネル形状および断熱材の厚みが異なり、単位面積あたりのCO_2排出量の算定が困難であるため、排出原単位を算定せず、試算モデルで使用する断熱パネルを想定し、必要な部材量や作業項目を決定した。

3.2 断熱ボードのインベントリ分析の結果と考察

断熱ボード製造工場における1年間の断熱ボード製造に伴うCO_2排出量とその割合をTable 4に示す。また、

Table 4 Details of CO_2 emissions from insulation boards

工程	CO2排出量[t-CO2/年]	割合[%]
原料・梱包材	3,773	67.56
副資材（面材）	1,053	18.85
原料・副資材（面材）の輸送	133	2.37
作業（労働）	4	0.07
LNGガス	2	0.04
電気エネルギー	493	8.82
廃棄物処理	127	2.28
合計	5,584	100

Table 5 Inventory analysis results for Insulation Boards

断熱ボード製造に伴うCO2排出量の合計	5,584	t-CO2/年
出荷される断熱ボードの重量	1155	t/年
断熱ボード1kgあたりのCO2排出量	4.836	kg-CO2

Table 6 LCCO2 calculation section of the models

■建築資材調達※1			
木工事※2（躯体・羽柄、端材処理を含む）	床	・断熱ボード※3 ・床断熱パネル※4	・床合板 ・合板スペーサー
	壁	・断熱ボード※3 ・壁断熱パネル※4	・壁耐力面材
	屋根	・断熱ボード※3 ・屋根断熱パネル※4	・野地合板 ・桁上合板
基礎工事	・モルタルベース		
木造作工事（内外部）	・壁 石膏ボード ・フローリング ・天井 石膏ボード ・天井 木下地 ・軒天 木下地 ・エアコン/室外機		・ラワン合板 ・養生ボード ・巾木 ・ブルーシート ・床用ボンド
屋根工事	・ガルバリウム鋼板 ・片流れ換気棟		・雨樋
外装工事	・サイディング ・軒天 ・破風 ・出隅		・胴縁 ・軒天見切縁 ・防水シート ・防水テープ
金属製建具工事	・モルタルベース		
内装工事	・壁・天井 クロス		
輸送	・陸送（トラック）		
■建築施工、解体			
施工 人工	・現場作業		
解体 人工	・現場作業		
■廃棄物処理			
リサイクル	・ガラコン陶（PB） ・鉄くず（ガルバ）		・ガレキくず
安定型埋立	・断熱ボード ・混合廃棄物		・ガラコン陶
燃料化	・木くず（柱材）		
輸送	・陸送（トラック）		

※1 建築資材調達において、使用重量が 1kg 未満の建築資材の合計は小規模モデル全体の重量の 1%以下であり、影響が小さいため、CO_2 排出量算定項目から除外する。※2 木工事における断熱ボードの主用木材の使用は、断熱パネルに加工して施工する場合と現場で断熱ボードと木材を使用する場合で発生する端材を廃棄物として処理すると仮定し、木工事の CO_2 排出量に計上した。断熱ボードの主用木材以外の建築材料は端材の計算が困難であるため廃棄物量が 0 として取り扱う。※3※4 断熱ボード、および断熱パネルはインベントリ分析結果を用いて CO_2 排出量を算出。

Table 5 より、 断熱ボード 1 kgの製造に伴う CO_2 排出量（排出原単位）は 4.84kg-CO_2 である。断熱ボード生産工場の現状としては、断熱ボード製造ラインは、機械の立ち上げや調整に時間を要することから、1 日当たり 1～3 種類のみを生産している。1 日当たりの生産量が増加すると、作業効率およびエネルギー効率の向上が見込まれ、断熱ボードの排出原単位を低減すると考えられる。また、歩留まり率の向上および、破材や欠陥品のリサイクル資源化をすることで、廃棄物処理にかかる CO_2 排出量の削減が可能である。

4．対象モデルの $LCCO_2$ の算定方法

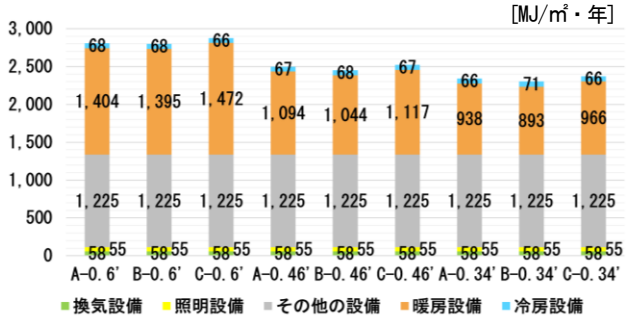


Fig.2 Annual operational energy consumption (4area)

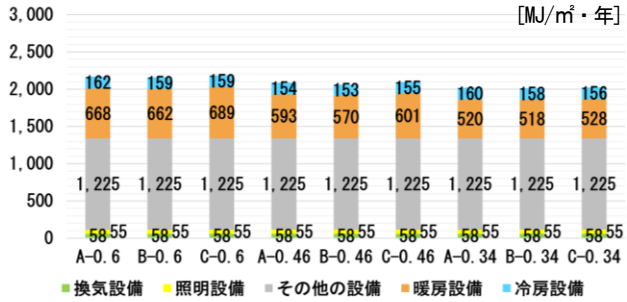


Fig.3 Annual operational energy consumption (6area)

対象モデル図面を作成し、施工、解体に必要な建築資材、作業内容をシミュレーションし対象モデルの $LCCO_2$ を算出した。 CO_2 排出量の試算項目の詳細を表 6 に示す。対象モデルの $LCCO_2$ は、(1)断熱ボード・断熱パネルの製造および使用段階、(2) (1)以外の建築材料、設備の使用段階、(3)建築材料輸送段階、(4)建築施工・解体工事段階、(5)建築運用段階、(6)廃棄物処理段階の 6 つに分類した。建物運用時は、建築物のエネルギー性能の計算に広く活用され、建築物省エネ法に準拠したエネルギー消費性能算定プログラム [8] を使用して算出した。Fig.2、3 に建物運用時の年間一次エネルギー消費量の計算結果を示す。施工、解体作業にかかる人工数は、実際に作業を行った場合を想定して工程表を作成し計算した。廃棄物の分別、処理方法は、実際には地域によって差異があるが、本研究では気象条件の違いによる運用時のエネルギー消費以外の項目での地域差を考慮せず、同一基準として全パターンを名古屋市で実施するもの想定して決定した。また、建築資材運送距離も同様に全パターンで同一基準とした。

5．対象モデルに関する $LCCO_2$ の比較結果と分析

地域区分別の $LCCO_2$ の比較を Fig.4、5 に示す。Ua 値 0.6、0.46、0.34 のいずれの場合においてもパターンＢが最も小さく、パターンＣが最も大きい値である。これは、パターンＢの壁のみに断熱パネルを用いる断熱工法が、建物運用時の電力消費量および $LCCO_2$ の削減に最も有効であると考えられる。

また、エンボディドカーボンに着目すると、パターンＢは建築材料の使用、施工、廃棄物処理が効率的で建物解体

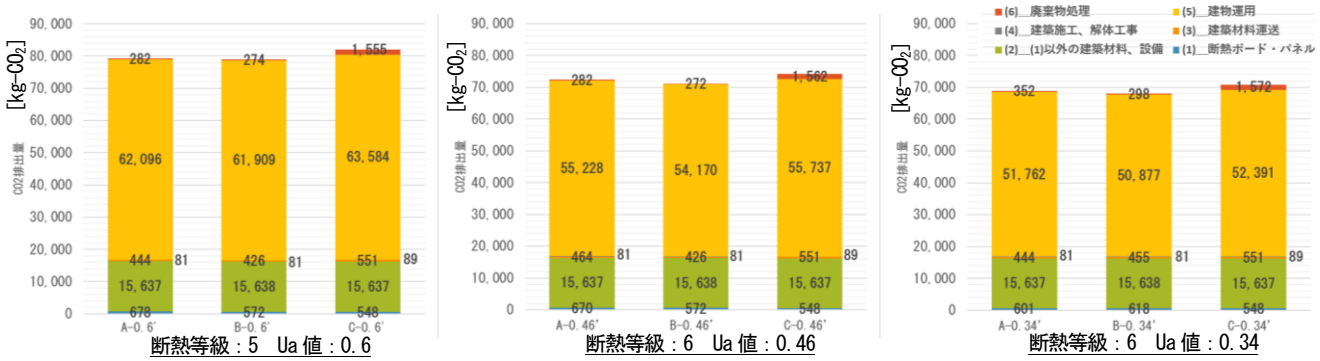


Fig.4 Comparison of $LCCO_2$ (4 area)

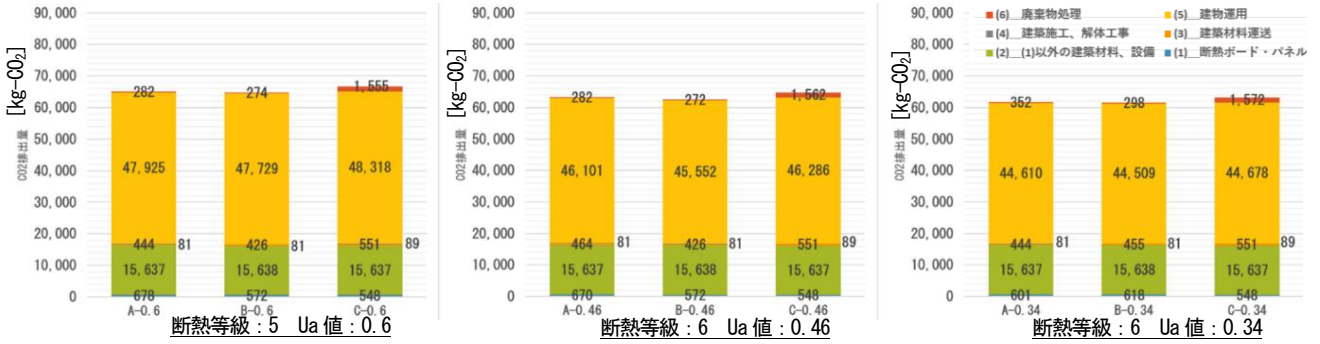


Fig.5 Comparison of $LCCO_2$ (6 area)

後の廃棄物処理にかかる CO_2 排出量は、パネルを用いないパターン C が大きい傾向がある。パターン C は躯体と断熱ボードを接着しているため、建物解体後に分離ができず、リサイクル資源として活用できないことが原因である。

６．今後の課題

建物を長期的に使用する場合は、断熱性能の低下や建築材料の劣化など建物自体のポテンシャルの変化に伴い、建物の修繕、設備の更新の必要性が考えられるが、本研究では検討していない。今後の課題として、建物の修繕や改修を含めたライフサイクルの検討が必要である。また、$LCCO_2$ 算出の項目や算出方法の確立するために、今後、異なる構造や土地条件で同様の試算を行う必要がある。

謝辞

本研究の実施にあたり、清水敦夫様（株式会社イノアックコーポレーション）に多大なご協力をいただきました。記して謝意を表します。

参 考 文 献

1) 住宅・建築 SDGs 推進センター（IBECs）;ゼロカーボンビル（$LCCO_2$ ネットゼロ）推進会議 https://www.ibec.or.jp/zero-carbon_building/,（アクセス日 2023.12.3）

2) 日本建築学会;建物の LCA 指針 ～温暖化・資源消費・廃棄物対策のための評価ツール～ 改定版, 2013.2

3) 小林謙介, 磯部孝行, 鈴木好幸, 外岡豊, 村橋喜満, 木原勇信;建物の LCA 指針に関する取組み, 日本 LCA 学会誌 2023 年 19 巻 1 号 p. 9-16

4) 磯部孝行, 清家剛, 三井所清史, 小林謙介, 渡辺直哉, 山本正顕, 近田智也;カーボンニュートラルを指向した低層共同住宅の $LCCO_2$ 評価ツールの開発, 日本 LCA 学会誌, 2023, 19 巻, 1 号, p. 33-41

5) 国立研究開発法人産業技術総合研究所（n.d.）;Inventory Database for Environmental Analysis（IDEA）, 国立研究開発法人産業技術総合研究所ホームページ, https://riss.aist.go.jp/idealab/,（アクセス日 2023.9.30）

6) 田嶋 圭一, 小林 知広, 近本 智行, 酒向 真考; A-3 ウレタン遮熱工法の実建物を用いた通年実測と排熱・伝熱特性の定量的評価, 空気調和・衛生工学会大会近畿支部発表会論文集, 2013, 2012 巻, セッション IDA-3, p. 9-12

7) 東北電力;2022 年度の CO_2 排出実績（速報値）について https://www.tohoku-epco.co.jp/enviro/picup/co.html（アクセス日 2023.9.30）

8) 国土交通省国土技術政策総合研究所, 国立研究開発法人建築研究所, 一般社団法人日本サステナブル建築協会（n.d.）;建築物のエネルギー消費性能計算プログラム（住宅版）ホームページ, https://house.app.lowenergy.jp（アクセス日 2023.9.30）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

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１報）サンルームのガラス面積による集熱効率および循環制御の検討
Proposal of The Central Air-Conditioning System Utilization of Air Circulation and Heat Storage in The Attic Space
Part 1, Study of Heat Collection Efficiency and Circulation Control for Glass Area of Sunroom

○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

This study aims to install a sunroom on the balcony of an experimental house, collecting solar heat and storing it in the attic's thermal storage material. By releasing this heat during winter nights and circulating air throughout the entire house, the study seeks to assess the mitigation effect on inter-room temperature differences and the energy performance of the system. Additionally, it aims to clarify the solar heat collection capability of the sunroom in actual wooden houses using thermal environment and heat load analysis software, THERB for HAM.

はじめに

既往研究[文1)]では、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。結果として、夏期においては、夜間通風により熱負荷の削減および室間の温度差を低減できたが、冬期においては効率的に太陽熱を集熱することができなかった。

そこで本研究では、S 造住宅のベランダにサンルームを設置し集熱した太陽熱を天井裏の蓄熱材に蓄熱させる。その熱を冬期の夜間に放熱させ住宅全体に空気を循環させることで、本システムにおける室間温度差の緩和効果およびエネルギー性能についてと、実際の木造住宅でのサンルームの集熱力を、熱環境・熱負荷解析ソフト THERB for HAM を用いて、明らかにすることを目的とする。

1.　S 造住宅解析

1.1　対象 S 造住宅の概要

天井裏空間に ALC を敷設した S 造住宅を対象に解析を行う。U_A 値は 0.57[W/m²･K]であり、熱貫流率はそれぞれ、空調室の窓:1.9 [W/ m²・K]、外壁:0.28[W/ m²・K]、屋根:0.18 [W/m²･K]とした。1 階、2 階の南側の居室にはルームエアコンが設置されている。サンルームのガラスはトリプルガラスを使用した。

1.2　サンルームのガラスの面積の検討

Fig.2 にサンルームのガラス[注1)]面積の解析ケースを示す。本検討では、空気循環をせずサンルームの面積効果のみ

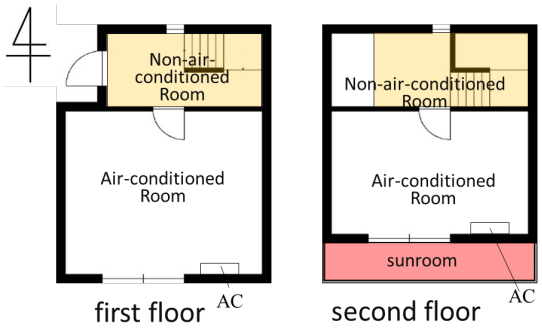


Fig.1 Floor plan

Table 1 Analysis conditions

Analysis calculation conditions	
weather data	osaka
analysis period	12/1～2/28
calculation time interval	10 minutes
air exchange rate	0.5 times per hour

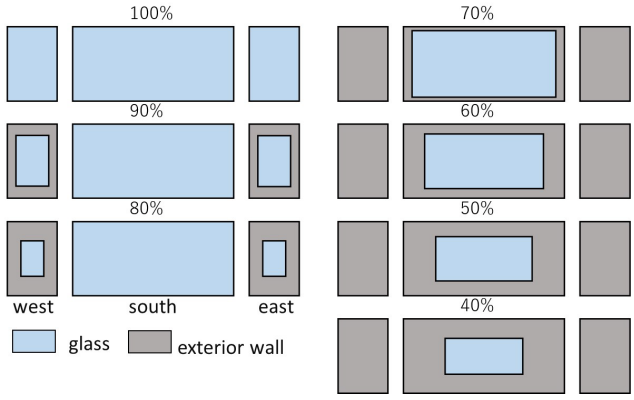


Fig.2 Calculation case

検討した。サンルームの西面、南面、東面の面積の合計を 100%とした時のガラス面積の割合を変化させた。**Fig.3** に 1 日間の各サンルームの温度を示す。80%より 70%の方が温度が高く、その差は最大 2.5℃であった。吸収された日射熱がガラスから放熱されるため、面積が大きければ平均温度が高くなるわけではないということが示された。**Fig.4** にサンルームのガラス[注1)] 面積の解析ケースを示す。**Fig.5** にガラス面積を 100%としたものと南面のみをガラスにした 76%を比較した結果を示す。100%より 76%の方が温度が最大 2.75℃高くなった。日中に温度が高くなっていることから、日射がサンルームの室内壁に吸熱されて、昇温したと考えられる。

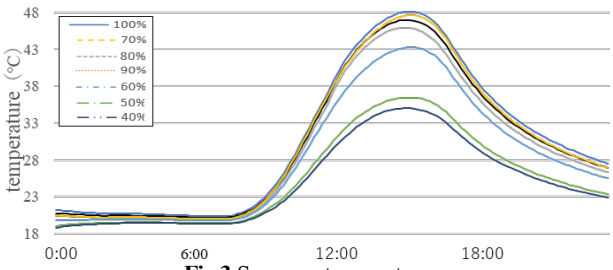


Fig.3 Sunroom temperature

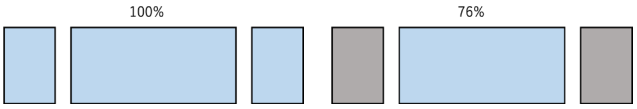


Fig.4 Calculation case

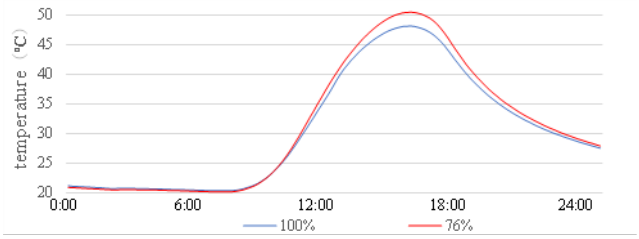


Fig.5 Sunroom temperature

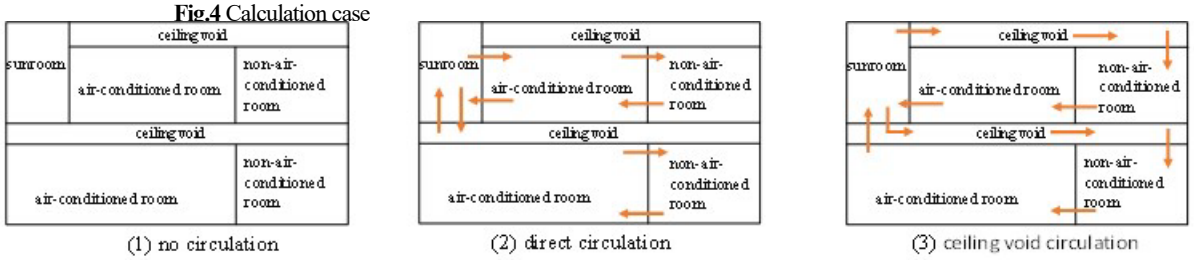


Fig.6 Circulation rout

1. 3　空気の循環経路の検討

検討した空気循環経路を **Fig.6** に示す。非空調室への空気の循環方法として(1)循環なし、(2)直接部屋間を循環する直接循環、(3)サンルームから天井裏を通して循環する天井裏循環、この 3 つを検討する。サンルームのガラス面積は前章で最も集熱効果のあった 76%を採用した。サンルームの室温が 22℃以下になると制御が働き、全ての空気の循環を停止させるものとして解析を行った。**Table 2** に解析ケースを示す。サンルームなしのケースはサンルームが設置せれていたところがベランダとなり、空調室と非空調室と天井裏だけで循環を行い、常時循環した。

Fig.7 は各ケースの空調室と非空調室の温度差の平均を示す。換気量が多いケースで小さくなった。熱負荷は循環なし、直接循環、天井裏循環の順で低下した。天井裏循環の中でも換気量が多いケースでは換気量が小さいケースと比べて 10%ほど低下した。また、天井裏循環をすることで直接循環より熱負荷が 11%低下した。1F の天井裏空間の上には 2F があるが 2F の天井裏空間の上は屋根のため昼間の日射受熱や夜間の放熱などの影響により熱負荷の傾向が異なったと考えられる。

Fig.8 に 22 時～10 時の 1F 空調室の空調負荷を示す。循環なしは 22 時頃からの早い時間に空調負荷が生じており、空気循環させることで空調負荷の出現を遅らせることができる。また、天井裏循環の 80m³/h のケース 3-2 では、循環なしに比べて空調時間が約 4 時間少なくなっている。

Table 2 Consideration case

Case	circulation route	airflow rate (m³/h)
1－1	no circulation	0
2－1	direct circulation	20
2－2		80
3－1	ceiling void circulation	20
3－2		80

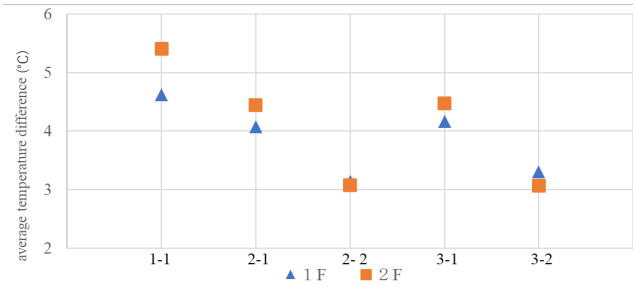


Fig.7 Average temperature difference between conditioned and non-conditioned rooms

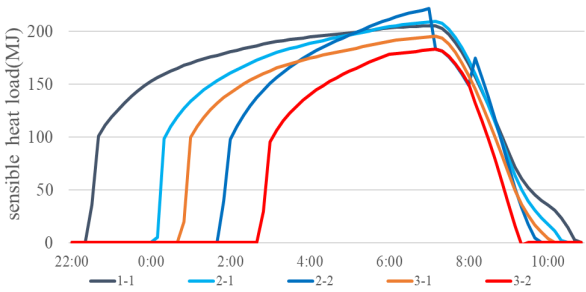


Fig.8 Cooling load for the conditioned space

Fig.9 は各ケースの 2F 非空調室の温度を示す。換気量が同じケースであれば循環方法に関係なく温度は同程度になる。しかし、天井裏循環の方がわずかに温度が高くなった。**Fig.10** にサンルームのない既往モデルと本研究の熱負荷の比較を示す。いずれのケースもサンルームを用いることで熱負荷が出来ているが、特に 3-2 のケースで既往モデルと今回のモデルで熱負荷の傾向が異なった。

1. 4　天井裏への空気循環の方法

上記の結果から 2F の天井裏から外気に熱が放熱している可能性が考えられる。そこで天井裏循環の際に 2F の天井裏空間のみ、1 F の天井裏空間のみで循環するケースを検討する。**Fig.11** に循環経路を示す。**Table 3** に解析ケースを示す。サンルームのガラス面積は前章で最も集熱効果のあった 76%を採用した。サンルームの室温が 22℃以下になると制御が働き、全ての空気の循環を停止させるものとして解析を行った。

Table 3 Consideration case

Case	circulation route	airflow rate (㎥/h)
3－1	ceiling cavity circulation	20
3－2		80
4－1	ceiling cavity circulation on the 1st floor	20
4－2		80
5－1	ceiling cavity circulation on the 2nd floor	20
5－2		80

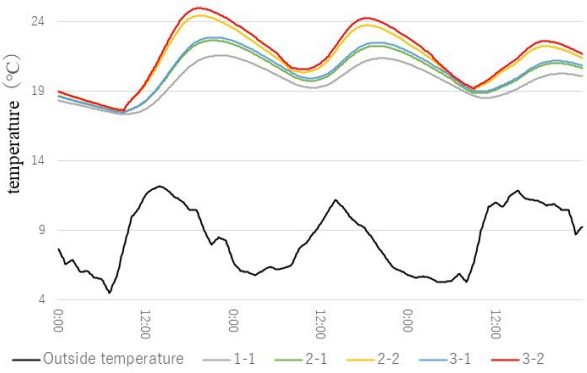


Fig.9 Temperature of the non-conditioned room on the 2nd floor

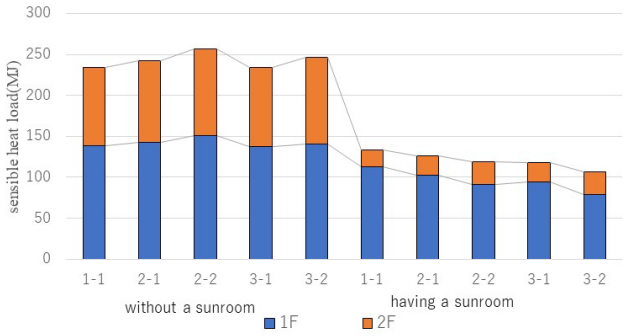


Fig.10 Heat load comparison

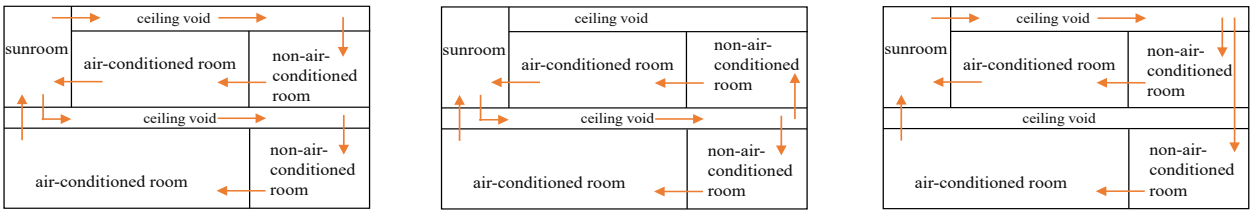


Fig.11 Circulation rout

Fig.12 は各ケースの一週間の熱負荷の合計を示す。3-2 の熱負荷が最も低くなるが、いずれの循環方法でも同程度となった。**Fig.13** は各ケースの空調室と非空調室の温度差の平均を示す。温度差は 5-2 が最も小さいがどの循環方法でも同程度の値となった。

2　木造住宅の解析

2. 1　対象木造住宅の概要

自立循環型住宅[文4)] を対象に解析を行う。自立循環型住宅にサンルームと天井裏空間を設置し、天井裏空間に蓄熱材を敷設した。U_A 値は 0.86 [W/m²･K]であり、熱貫流率はそれぞれ、空調室の窓:2.9 [W/ m²･K]、外壁:0.37[W/ m²・K]、屋根:0.23[W/m²･K]とした。

2. 2　サンルームの大きさの検討

本検討では、空気循環をせずにサンルームの大きさのみで温度の検討をした。サンルームの形状は南面のみをガラスにし、元のサイズ（4.2m）のケースＡと子供部屋 2 部屋分の幅（5.915m）をサンルームにするケースＢと 2 階の南面すべての幅（9.555m）をサンルームにするケースＣの３ケースの計算を行った。**Fig.16** に各ケースのサンルームの温度を示す。ケースＡとケースＣは同程度の値になったが、ケースＢは少し温度が高かった。サン

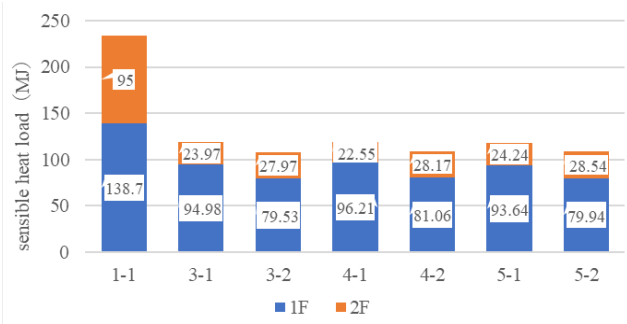


Fig.12 Heat load comparison

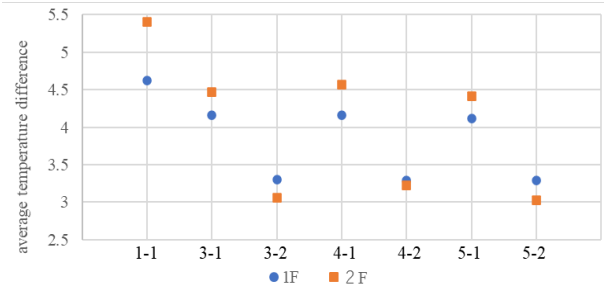


Fig.13 Average temperature difference between conditioned and non-conditioned rooms

ルームが大きいとガラスの面積も大きくなり、ガラスからの放熱も大きくなり、室内側にも貫流したためこのような結果になったと考えられる。

2. 3　サンルームの仕様の検討

上記の結果から子供部屋 2 部屋分の幅をサンルームにし、集熱量を増やすために、サンルームのガラスの素材を複層ガラスと Low-e 複層ガラス、サンルームと子供部屋の間のガラスの面積を高さ 2.2m×幅 1.65m と幅を半分の幅 0.825m のケースを検討した。**Table 4** に解析ケースを示す。**Fig.17** に各ケースのサンルームの温度を示す。サンルームのガラスを Low-e 複層ガラスにすることで集熱量が増えサンルームの温度が上昇した。また Case3 と Casa4 では Casa4 の方が最高温度が 6℃高かった。これはサンルームと子供部屋の間のガラスの面積が小さく、壁面で熱を集熱し昇温したと考えられる。

3. まとめ

本研究では実験住宅でのサンルームによる日射受熱を住宅の天井裏空間を利用した空調システムを用いて熱環境の改善および熱負荷削減効果の検証と実際の住宅での

１）サンルームの集熱の検証を行った。
サンルームは南面だけをフルガラスにすることでサンルームの温度が最も上昇した。

２）サンルームを設置することで、熱負荷が削減し、集熱した熱を天井裏を通して空気循環させることで室間の温度差も緩和した。

３）天井裏循環は天井裏に敷設した ALC の蓄熱効果により、夜間に太陽熱を放熱できたことから直接循環より熱負荷を削減できた。

４）自立循環型住宅では集熱するためにはサンルームを大きくしすぎも放熱が大きくなることが分かった。

５）サンルームのガラスの素材を Low-e 複層ガラスにすることで昇温し日射を受ける壁の面積を大きくすることで集熱効率が上昇する。

今後の検討として、上記で集熱した熱をまずは天井裏に蓄熱して、空調の補助熱源として居室に送るための空気循環の制御や経路の最適ケースを見つけていく。

注釈

注 1）日射吸収率：0.4、日射反射率 0.95

参考文献

文 1）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、　pp 799～800　2021 年 7 月

文 2）藤井孝行：全館空調システム住宅における太陽熱利用の省エネルギー効果に関する研究、　空衛学会、　2017 年 9 月

文 3）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

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

Table 4 Consideration case

	glass	window size
Case1	Double glazing	1.65m × 2.2m
Case2		0.825m × 2.2m
Case3	Low-e double glazing	1.65m × 2.2m
Case4		0.825m × 2.2m

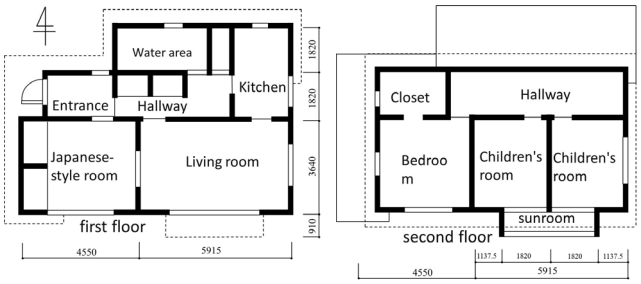


Fig.14 Floor plan

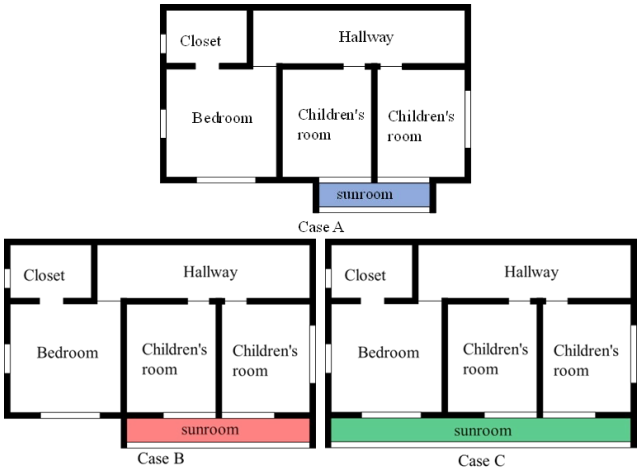


Fig.15 Sunroom dimensions

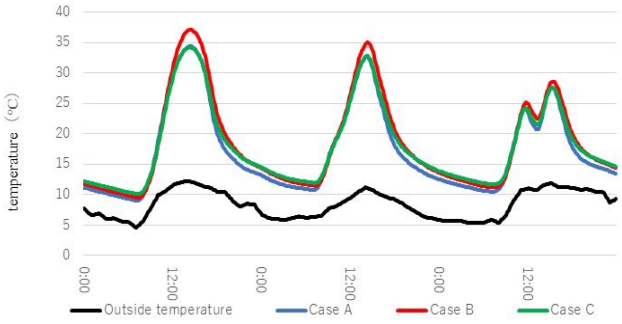


Fig.16 Sunroom temperature in Case A-C

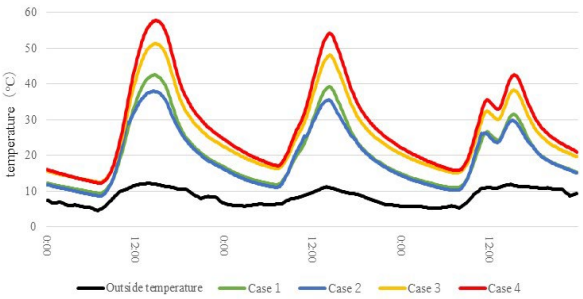


Fig.17 Sunroom temperature in Case 1-4

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

異なる放射率を用いた放射空調ダクトによる放射熱量と対流熱量の比率の算出
オフィス空間における実測および CFD 解析
Calculation of the ratio of radiant to convective heat from thin duct with shiny aluminum surface and black body surface Measurements and CFD analysis in office

○原田　光基（立命館大学）　　近本　智行（立命館大学）
渡邊　深雪（大成建設）　　菅原　圭子（大成建設）　　川村　圭（大成建設）
Koki HARADA*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1
Miyuki WATANABE*2　Keiko SUGAWARA*2　Kei KAWAMURA*2
*1　Ritsumeikan University　*2　TAISEI CORPORATION

Radiant and convective heat rates and the ratio of radiation to convection from thin duct with shiny aluminum surface and black body surface installed in an office were calculated. By understanding the amount of heat radiation and convection, we were able to determine whether the thin ducts transferred more heat to the target by radiation or convection, and after understanding the reproducibility of CFD, we compared the thermal environment to actual measurements to verify accuracy and calculate the amount of heat.

1. はじめに

放射空調は、放射により空間温度の均一化や快適性の向上を可能とするといわれており、本研究の対象建物に放射空調ダクトが導入された[文1)]。既に対象のオフィスでは、一般空調エリアと放射空調ダクトエリアの温熱環境を比較し、夏期冬期のいずれにおいても放射空調エリアの方が、上下温度差が小さく、良好な温熱環境を確認している[文2)]。

オフィスに導入された放射空調ダクトは空気式の放射空調であり、放射空調ダクトに給気することで放射パネル表面温度が変化する（Fig. 1）。放射パネルと人や物との温度差により熱を放射する放射熱（Fig. 2）、放射パネルから空気、そして対流により熱を伝える対流熱（Fig. 3）の 2 つの熱移動が生じ、空調を行う。

そのため、放射空調ダクトが人などの目標物に対して放射と対流がどの比率で熱を伝えているか、放射率や給気温度を変化させることにより投入熱量や比率にどのように影響するかを把握するためにも放射と対流の熱量の比率を算出する必要があると考える。

そこで、放射率が 0 と 1 に近い放射空調ダクトを設け、実測を行い[注1)]、実測結果は CFD の境界条件として入力し、解析する。CFD モデルと実測値で精度検証を行うことで、対流熱量及び放射熱量を算出した。算出にあたっては、対流による熱移動を再現できるように低 Re 数型 k-ε モデルを用いた（Fig. 4）。

そのため、本研究では異なる放射率や給気温度の条件を設け、実測結果を CFD に用い解析及び精度検証のもと、放射と対流の熱量及び比率の違いを把握することを目的とする。

2. 建物概要

本研究は対象建物（Table2, Fig. 6）のフロアの一角で行う。対象のエリアは西と南に窓が設置されており、西が Low-E ガラス、南が熱線吸収ガラスを使用している。

放射パネルは、インテリア側とペリメータ側でそれぞ

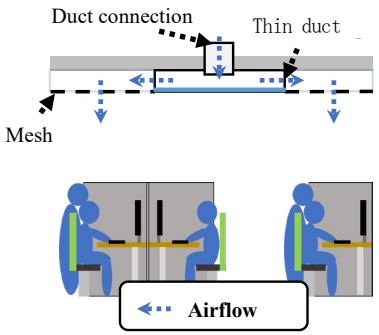


Fig.1 Image of air supply

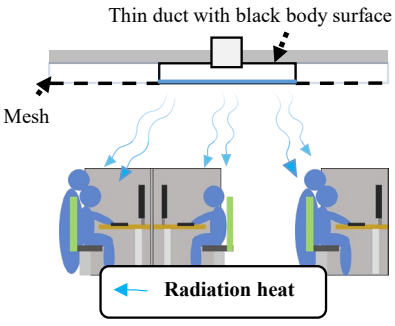


Fig.2 Image of radiation

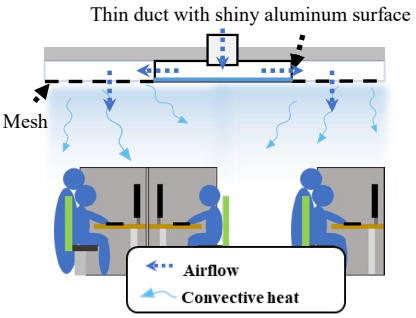


Fig.3 Image of convection

れ、パネル A、B とする。

放射空調ダクトへの給気はダクト接続部からされており、給気の吹出は 2 パターンある。パネル A は、西側への 1 方向の吹出、パネル B は東西側への 2 方向の吹出で行う（Fig. 6）。

対象エリアに 2 つの異なる放射率の放射空調ダクトを設けたエリアを作成するために、黒体シート・アルミシートを放射パネルに貼付した(Fig. 5)。実測は黒体シート、アルミシートの各エリアでおこなう。

また、CFD で解析するにあたり、対象エリアの一部を再現することで詳細な解析行う（Fig. 6）。

3. Case 設定

本研究では 4 つの Case を設けて熱量の算出を行う（Table. 1）。4Case は、給気温度と放射率の違いをもとに作成する。異なる放射率のシートの貼付により、放射率が 0 と 1 に近い放射空調ダクトを設ける。給気はダクト接続部から行われおり、異なる給気温度を設定した。

4. 実測内容

パネル表面温度は、放射や対流においてオフィスへ熱を伝えるポイントであるため CFD の入力条件として実測する必要がある。鉛直温度・風速は、CFD 解析結果の精度検証において必要であることから先ほどの 4 つの Case の下で実測を行う（Table. 3）。

パネル表面温度及び鉛直温度は 4 地点で計測し、鉛直温度は異なる高さで 6 点計測する。風速・グローブ温度は高さ(床+1. 1m)の点で 2 地点計測する（Fig. 7, 8）。また各ケースのオフィスの様子はカメラで撮影し CFD モデルの再現に用いる。

5. 実測結果

パネル A, B はダクト接続部の位置が異なっていることから表面温度に差がみられた (Fig. 6)。ダクト接続部の直

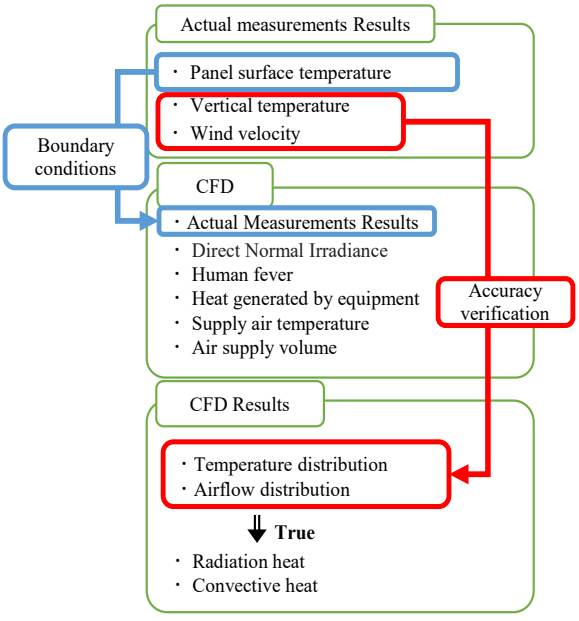


Fig.4 Research flow

Table 1 Case setting

	Supply air temperature	Emissivity	Area
case1	16.5	0.09	Aluminum area
case2	16.5	0.9	Black-body area
case3	19.0	0.09	Aluminum area
case4	19.0	0.9	Black-body area

Table 2 Building outline

Location	Osaka City, Osaka
Site area	1956.60m²
Building area	1427.28m²
Total floor space	13651.55m²
Structure	Reinforced concrete construction (1st phase) Steel structure (2nd phase)
Building use	office

Fig.5 Attachment (Black body sheet : Aluminum sheet)

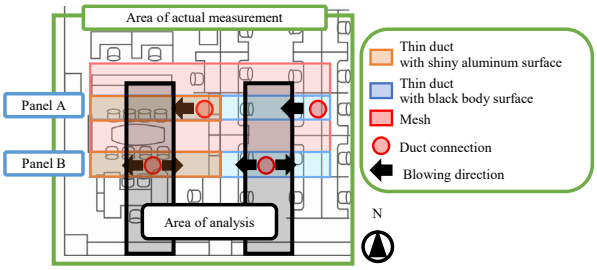


Fig.6 Air supply and each area

Table 3 Measured items

Date	2022/ 9/2, 16	
Time	9;00~17:00	
Measurement Items	Panel surface temperature	T-type thermocouple
	Vertical temperature	T-type thermocouple
	Globe temperature	T-type thermocouple Glove ball
	Wind velocity	Climomaster anemometer

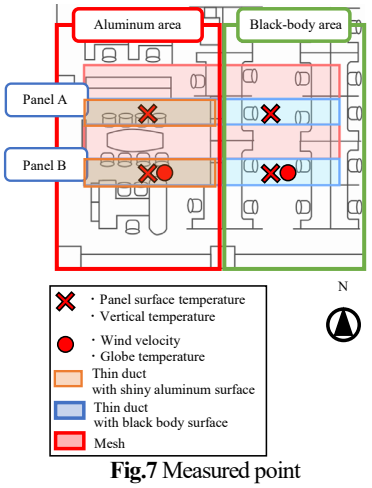


Fig.7 Measured point

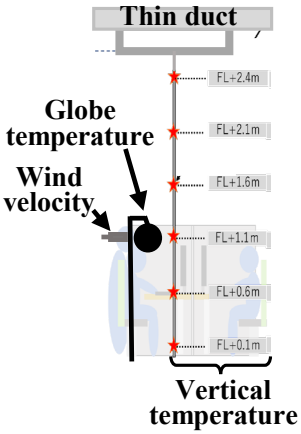


Fig.8 Measured height

下にあるパネルBの方が、表面温度が低いことが確認できた（Table.4）。

各Caseの風速の結果では、0.1m/s(±0.2)であることが確認された(Fig.9)。

6. CFDモデル概要

実測における13時の対象エリアの一部をモデルで再現した(Fig.8,10,11)。低レイノルズ数型k-εモデルを用いることにより、壁面付近を詳細に解析し正確な対流を再現するためにも、壁面付近のメッシュを詳細に設定する必要があり、解析範囲を対象エリアの一部とする。また、CFDの条件設定はTable 5に示す。南窓の条件は大阪の夏の日射量を入力し、日射の角度を考慮して床面の条件入力を行う。他の発熱条件[文3)]も設定を行った。またパネル表面温度は温度固定条件として実測で得た値（Table.4）を入力する。給気の吹出は実際のダクト接続部からの吹出方向をもとに、給気温度はCaseに通りに入力する。

7. CFDの解析結果と精度検証

7-1. 温度分布の結果

各Caseの上下温度差は0.5℃以下であるため、均一な上下温度分布を形成していることが確認できた（Fig.13）。また、給気温度が高いCase3,4において、Case1,2より鉛直温度が約1℃上昇した。

7-2. 給気口の寄与率の結果

オフィスの風速が0.1m/s以下であると分かった。

CFD(STREAM)の換気効率指標に関するSV.04ファイルより給気の寄与率の結果を示す(Fig.12)。すべてのCaseで給気が吹出口より微気流として下降している様子がみられた。給気温度の違いを比較すると、給気温度が高いCase3,4の方が気流の下降が小さいことが確認され、給気温度が低いことにより気流の下降が促進されCase1,2の方がより執務者付近の環境に影響すると考える。また、放射率の違いによって給気寄与率の範囲が異なるのは什器の配置の違いが要因であると考える。

7-3. CFDの精度検証

パネル表面温度を含めた実測値とCFD結果の鉛直温度分布を比較する（Fig.13）。CFD結果は実測値と約0.5℃以下の差であることから温度分布が近似していることがわかった。また、CFD結果の鉛直温度分布の上下温度差が0.5℃以下で実測値と同様に均一な温度分布を再現していた。そのため、CFDモデルは比較的精度が高いと考えられる。

8. CFDの放射熱量と対流熱量の結果・考察

同じ投入熱量を解析対象とするため、パネルBからの放射と対流の熱量を算出する（Fig.14）。

放射熱量はパネルBと各固体間の放射の熱量の合計を示している。対流熱量はパネル表面温度とモデル空間の平均温度の差より算出されている。

各caseの「放射と対流」の熱量はCase1が「7.5W・71.9W」、Case2が「63.5W・70.5W」、Case3が「6.8W、66.1W」、Case4が「61.3W、61.0W」と示された（Fig.14）。

Table 4 Actual measurement results (Panel surface temperature)

	Case Conditions		Actual measurements	
	Supply air temperature	Emissivity	Panel A (℃)	Panel B (℃)
Case1	16.5	0.09	20.2	18.4
Case2	16.5	0.9	22.0	18.9
Case3	19.0	0.09	22.0	20.7
Case4	19.0	0.9	23.2	21.1

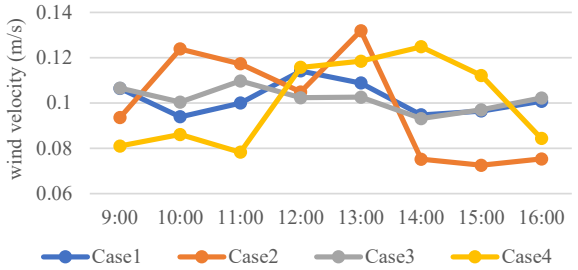
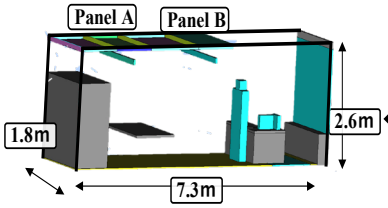
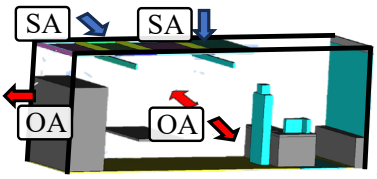


Fig.9 Actual measurement results (Wind velocity)





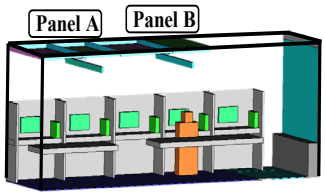


Fig.10 CFD Model (Up, Alumin um area, Down, Black body area)

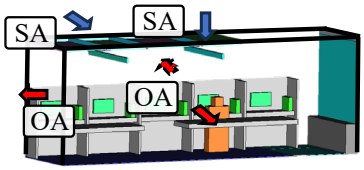


Fig.11 CFD Model (Up, Supply air Down, Exhaust air)

Table 5 CFD condition setting

Software	STREAM(ver.2023)
Analysis method	Steady state analysis
Analysis area（x×y×z）	7.3×1.8×2.6m
Turbulence model	Low-Reynolds number k-ε model
Wall boundary condition	No Slip, Heat conduction
Mesh	10,000,000
Set room temperature	26°C
Supply air temperature	16.5、19°C（By case）
Supply air volume	270m³/h
Internal heat generation	Radiation panel（By case） Human（100W） PC（60W） Lighting（150W） Window（180W） Floor（180W）

給気温度の違いの比較
（Case1, 3・Case2, 4）
同等の給気の寄与率の値を赤線でひき、
気流の下降による気流が届く範囲の違いを示す。

異なる放射率である Case1, 2 と Case3, 4 を比較する。放射熱量が Case1, 2 では 56.0W、Case3, 4 では 54.4W と増加していることがわかった。放射と対流の熱量の比率（Fig.15）では、放射と対流は約 1：1 という結果がみられた。

給気温度の違いによる Case1, 3 と Case2, 4 を比較する。給気温度が低い Case1 では 5.8W、Case2 では 8.5W の対流熱量の増加がみられた。

9. まとめ

異なる放射率を設け、実測値を境界条件に CFD 解析を行い、精度検証後に放射と対流の熱量と比率を算出した。

1）精度検証に関して CFD 結果と実測結果を比較

・CFD 結果は実測値と同様に、上下温度差が約 0.5℃で、均一な上下温度分布を示した。

・CFD 結果と実測値の鉛直温度分布の差が 0.5℃であり近似するため、精度が良いと考えられた。

2）放射と対流の熱量と比率の算出

・各 case の「放射と対流」の熱量は Case1 が「7.5W・71.9W」、Case2 が「63.5W・70.5W」、Case3 が「6.8W、66.1W」、Case4 が「61.3W、61.0W」となった。

・同じ給気温度で異なる放射率を比較すると、Case1, 2 では 56W、Case3, 4 では 55W と、放射率の違いにより、共に約 55W の放射熱量が増加した。

・放射率 0.9 の放射パネルを設けることで、比率が Case2, 4 より 1:1 であることがわかった。

・同じ放射率で異なる給気温度を比較すると、給気温度が低い Case1 では 5.8W、Case2 では 8.5W の対流熱量の増加がみられた。

注 1）本研究の黒体シートは「FTIR による赤外線放射率測定結果」では、放射率が 0.57 と示したが、本研究では、放射率 0.9 として研究を行う。

参 考 文 献

1） 川村 圭 他：既存建物のリニューアル ZEB 第 6 報 関西ビルの改修概要（設備）、日本建築学会大会学術講演梗概集（近畿）、p913-914、2023.9

2） 豊原 範之 他：既存建物のリニューアル ZEB 第 8 報 放射空調ダクトの温熱環境の検証、日本建築学会大会学術講演梗概集（近畿）、p917-918、2023.9

3） 柏山 航佑 他：水式放射パネルを適用した設計手法に関する基礎的研究 その 1 CFD モデルを用いた室内環境推定方法の検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、p281-284、2019.3

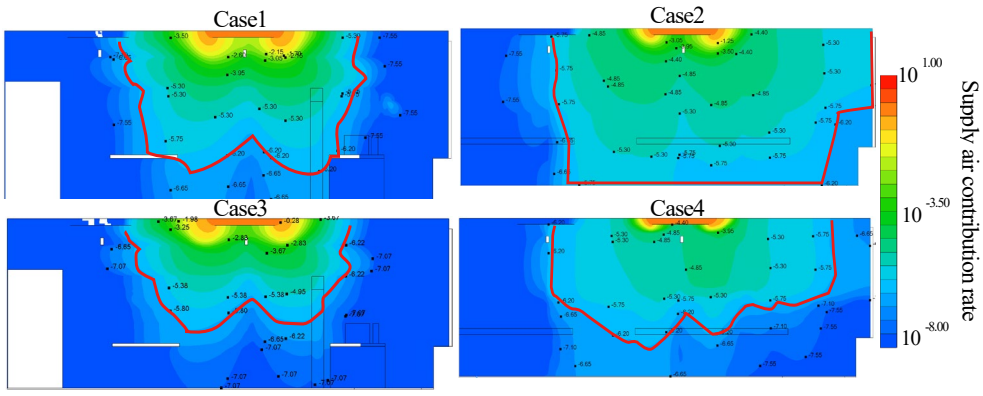


Fig.12 Supply air contribution ratio

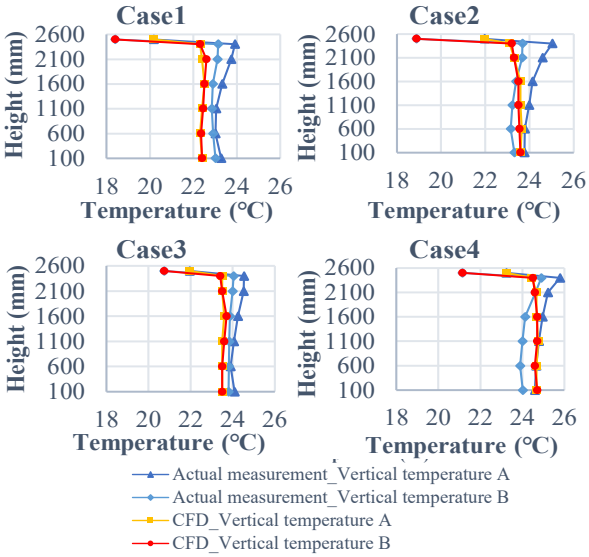


Fig.13 CFD and Actual measured vertical temperature

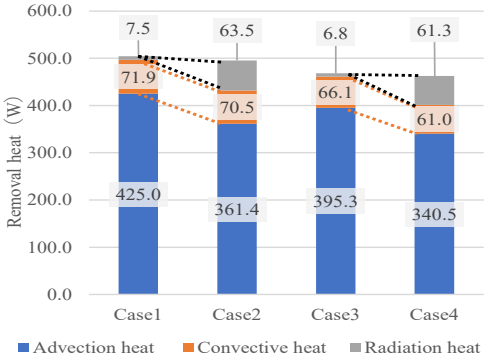


Fig.14 Radiant and Convective heat content

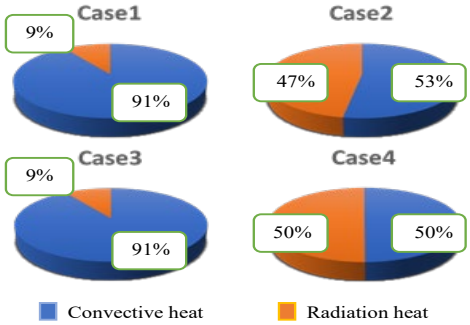


Fig.15 Ratio of radiant to convective heat

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション
（その 4）自然室温時と冷房運転時におけるシミュレーションの検討
Energy Simulation of Room Air Conditioner by using Machine Learning
—（Part4） Examination of Simulation at Natural room temperature and Cooling —

○平田　智洋（大阪電通信大学）　　添田　晴生（大阪電通信大学）
Tomohiro HIRATA*[1]　　Haruo SOEDA*[1]
*[1] Osaka Electro-Communication University

Using the original heat load calculation code "SCIENCE-macro", we attempted to simulate room air temperature in the room without air conditioner and to simulate one in the room with air conditioner. In this report, we attempted a parameter study to improve accuracy from the results of the previous report.

1. 緒言

ルームエアコンは、住宅部門が占めるエネルギー消費量の内に最も多く、冷暖房使用時において全体の 4 分の 1 を消費すると言われている。よって住宅の高性能化、あるいは空調機器を効率良く利用する等の省エネルギー化が求められる。前者はメーカー製造で COP は年々上昇しているが、更なる省エネルギー化を図るには限界があるとされる。後者では如何なる条件下で運転を行えば省エネルギーと成り得るのかと言った、ユーザー側から省エネルギー化を図れる可能性があると考え、本研究は後者に着眼を置き、更なる省エネルギー化を目指す為には、利用者の立場から省エネルギー化を促せるデバイスが必要であると考える。

そこで、エアコンの運転制御を考慮したシミュレーターの開発を考えた。しかしエアコンの制御はメーカー独自に開発され、且つ、企業秘密であるために再現が困難であること、また JIS C 9612 規定の APF の計算式は、COP を線形的に補間して算出したものを使用しており、年間の平均 COP を APF と見なしている。故にエアコンの制御を再現した訳ではなく、簡易的な推定で扱われていることが現状である。

以上から、ルームエアコンの運転制御を再現するシミュレーターが存在せず、非定常状態におけるエネルギー消費量を精度よく推定できない。そこで、本研究は添田らによるオリジナル熱負荷計算コード「SCIENCE-macro」[1]に機械学習の一つ、「Random_Forest」を組み込み、圧縮機周波数、冷却熱量・消費電力等のルームエアコンの制御に関する要素を機械学習により再現することを行う。本報では、シミュレーションのみである「自然室温時」、機械学習、及びエアコン運転を含めた「エアコン稼働時（冷房運転）」における実測とシミュレーションの比較をおこなった。

2. 検証対象室概要

本報で用いる検証対象室（床面積約 16.8m^2）を Fig.1、Fig.2、ルームエアコン実験条件、及び壁構成材料を以下の Table1、Table2 に示す。Table2 は上から順に室内側を指し、各材料の物性値（熱伝導率等）をシミュレーターに組み込んでいる。

Fig. 1 Verification Room (Left：South、Right：North)

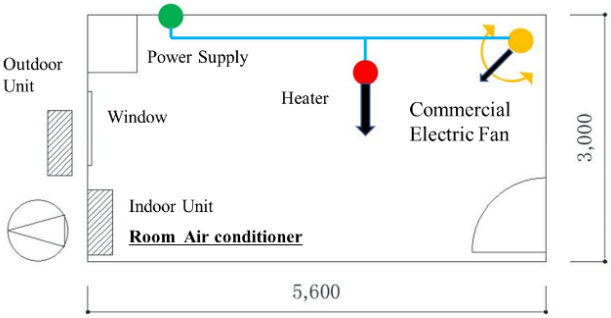


Fig. 2 Verification Room (Ground plan)

Table 1 Verification Room Experimental Conditions

Experimental Conditions	Detail
Measurement Time [h]	6
Setting Term [-]	AM.10:00 ～ PM.4:00
Setting Temperature [°C]	26 ～ 28
Setting Air Volume Level [-]	1 or 3 or 5
Heat Load	Commercial Electric Fan Heater [500W or 1000W]

Table 2 Wall Construction Material

Layer	South	North	Floor	Ceiling	East	West
First	Plasterboard [d_1 = 25 (mm)]	Plasterboard [d_1 = 25 (mm)]	Concrete [d_1 = 165 (mm)]	Plasterboard [d_1 = 12.5 (mm)]	Plasterboard [d_1 = 25 (mm)]	Plasterboard [d_1 = 25 (mm)]
Second	GW 24 [$d2$ = 90 (mm)]	Hollow Layer [R = 0.07(m^2K)/W]	GW 24 [d_2 = 50 (mm)]	Rock wool [d_2 = 9 (mm)]	GW 24 [d_2 = 90 (mm)]	Hollow Layer [R = 0.07(m^2K)/W]
Third	Plasterboard [d_3 = 25 (mm)]	ALC [d_3 = 125 (mm)]	-	Hollow Layer [R = 0.07(m^2K)/W]	-	ALC [d_3 = 125 (mm)]
Fourth	-	-	-	Rigid urethane foam [d_4 = 50 (mm)]	-	-

3. 自然室温時の実測とシミュレーションの比較

自然室温時の検討は「室内温度」をシミュレーション上で再現することである。如何なるパラメータを設定し、実測値と近い結果と成るのかを確認する。以下、検討を試みた日付とパラメータスタディを試みる前の状態を示す。

- 2022 年 6 月 15 日～17 日（夏期：54 時間_AM.10:00～）
- 2022 年 12 月 17 日～19 日（冬期：54 時間_AM.0:00～）

✓ 外壁温度計算あり（ICALTWALL = 1）
✓ 静穏室内時の対流熱伝達率αc（2.00[W/(m^2・K)]）
✓ 壁構成要素変更
✓ 換気回数変更[0.5回/h]

各パラメータを説明すると、最初の「外壁温度計算あり（ICALTWALL＝1）」とは「外気温度、外気相対湿度、隣室温度」を境界条件とし、壁、床、天井の熱伝導計算を行う。「対流熱伝達率 αc」は 2.00[W/(m^2・K)]に設定しており、これは添田らの文献[2]より、ルームエアコン非稼働の自然室温状態におけるマクロモデルに与えるべき対流熱伝達率は壁、床、天井、一律に 1.00～2.00 [W/(m^2・K)]であることを導き出し、その値の内 2.00 [W/(m^2・K)]を本検討で用いた。「壁構成要素変更」は Table.2 に記載した壁、床、天井の構成材料に、変更を加えるか否かを指している。

「換気回数変更[0.5 回/h]」は締め切り状態で計測をおこなっているが、扉等の隙間風を考慮する為、凡そ 0.5[回/h]とした。

以上が、初期状態のパラメータであり、右の Fig.2、Fig.3（緑のグラフ）にシミュレーション結果を示す。結果、上記の段階では精度が悪く、変更の必要がある。変更すべき点は実験条件に合わせること、計算条件の変更が考えられ、それらを反映させたパラメータの最終決定状態を以下に示す。

✓ 外壁温度計算なし（ICALTWALL = 0）
✓ 静穏室内時の対流熱伝達率αc（2.00[W/(m^2・K)]）
✓ 壁構成要素変更なし
✓ 換気回数変更[0.0回/h]

「外壁温度計算なし（ICALTWALL＝0）」は、計算過程を一部除き、実験で得た「壁、床、天井の室内側表面温度の実測値」を境界条件とした。この場合壁、床、天井の熱伝導計算は行われない。「対流熱伝達率 α_c」、及び「壁構成要素変更なし」は計測実験の状態に合わせるため、変更を加えない。

「換気回数変更[0.0 回/h]」では隙間風を無いものとした。

以下の Fig.2、Fig.3 は実測、パラメータスタディ検討前と後を示し、Table3 は誤差評価を指し、RMSE（Root Mean Squared Error：平均二乗誤差）、及び各変数実測値の平均を RMSE で除して相対化した RMSE 相対値の二つを使用した。

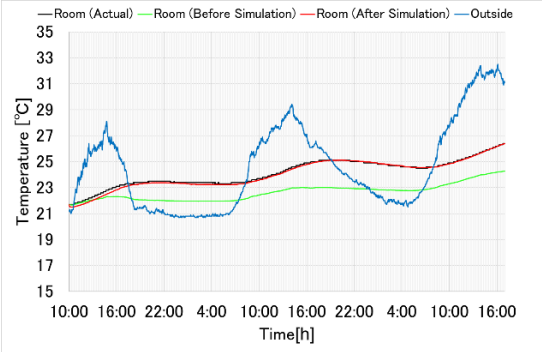


Fig. 3 Simulation results at natural room temperature (2022/6/15～17)

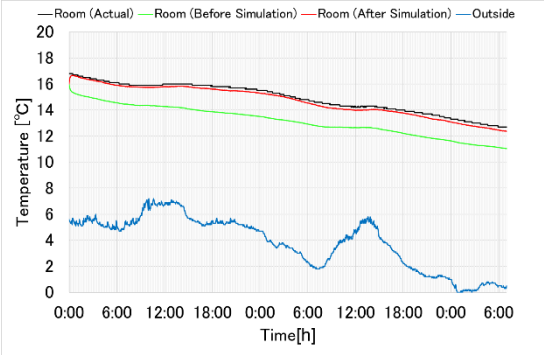


Fig. 4 Simulation results at natural room temperature (2022/12/17～19)

Table 3 RMSE and RMSE relative value (Left: Before, Right: After)

Date	20220615-17	20221217-19	20220615-17	20221217-19
RMSE [°C]	1.57	1.75	**0.120**	**0.159**
RMSE [%] (relative value)	6.52	11.8	**0.500**	**0.428**

パラメータの大きな変更としては「外壁温度計算」である。上記の結果から、変更後は何れも RMSE による誤差は 0.100[℃]台、相対値では 0.500[%]の誤差に収まっており、数値上、及び、グラフ上の再現性は良好であると言える。

4. ルームエアコン稼働時の実測とシミュレーションの比較

ルームエアコン稼働時の検討では、自然室温時の検討結果を踏まえた検証を行い、以下に挙げるエアコンの制御に関する要素をシミュレーターで再現することを試みる。シミュレーターのアルゴリズムは前報[3]に挙げているため、本報では割愛する。

- 圧縮機周波数
- 吹出温度・湿度
- 処理熱量・消費電力
- COP

ここから機械学習（Random_Forest）を使用する。また原則として自然室温時検討で設定したパラメータに変更を加えないものとするが、エアコン稼働により対流熱伝達率αcのみ変更を加えている。次の Table4 は冷房運転時における対流熱伝達率α_cの設定値であり、これらの値も添田らの文献[2]より導き出された値を参考に使用している。

Table 4 Convective heat transfer αc on each surface [W/(m^2・K)]

	South	North	Floor	Ceiling	East	West
α_c	6.66	4.99	8.12	3.59	4.39	4.94

使用する学習データの内訳は通常運転、及び断続運転データを含め、何れも設定風量を最大：5 (風量設定段階)のみに選別し、サンプル数は約 55920（約 143 日分）である。更に Fig,1、Fig.2、Table1 から、ルームエアコンの負荷調整用として使用した業務用扇風機、ヒーターの何れか、或いは両方を稼働させた場合のサンプルデータも含まれている。

前報[3]では換気回数、及び学習データの違いによる比較をおこなったが、何れも精度が良いとは言えず、特に「圧縮機周波数」の結果より「冷却熱量・消費電力」、及び「吹出温度」の結果に整合性がなかったことが課題であり、また根本から計測条件とシミュレーションの条件が乖離しているため、別のパラメータを変更する必要があった。本報では「対流熱伝達率α_c」の変更を行い、理由として、シミュレーション上に掛かっているエアコンの負荷が実測上と比較して小さいことが考えられ、エアコンの負荷を増加させるために変更をした。以下、その最適値が幾つ程であるのかを解明するためにパラメータスタディも行い、設定値はそれぞれ「α_cx1.0」、「α_cx2.0」、「α_cx3.0」で試みた。

以下、検討をおこなった日付を示す。

- 2022 年 7 月 31 日-風量 5 - 設定温度 26[℃] - 通常運転
- 2023 年 10 月 3 日-風量 5 - 設定温度 26[℃] - 断続運転

2023 年 7 月 31 日（通常運転）の結果を右の Fig.5、誤差評価を Table5 に挙げる。パラメータスタディの結果から、「圧縮機周波数」の予測に対して、特効果が表れている様子が見られる。「処理熱量・消費電力」に注目するとシミュレーション値は向上しているものの、僅かな変化であり、また、その他の予測では、余り変化が生じていないものとなった。

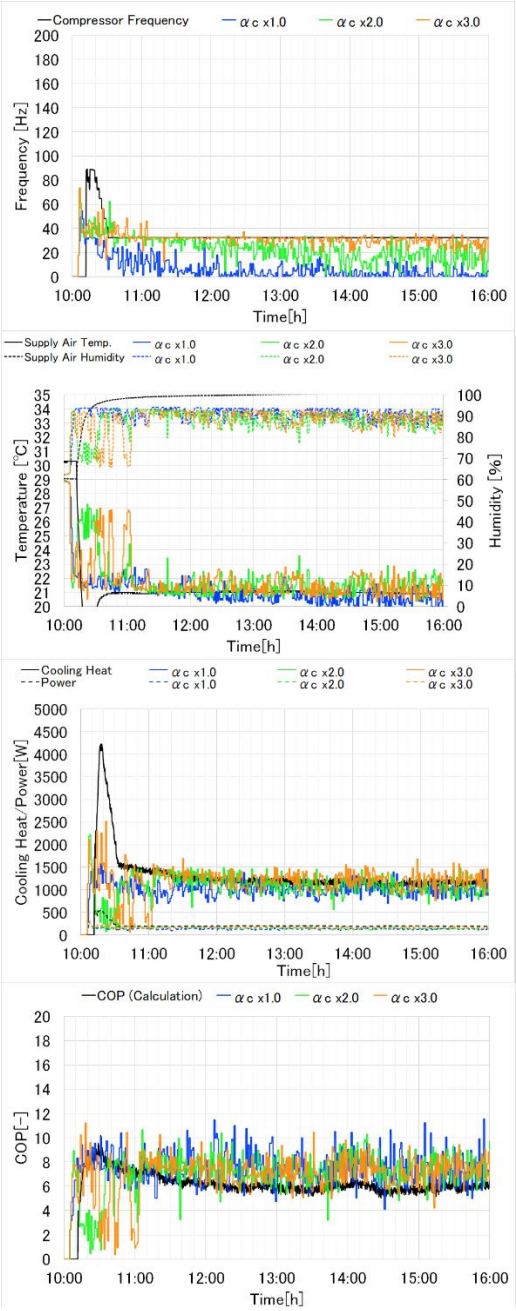


Fig. 5 Comparison of actual measurement and simulation (2022/7/31)

Table 5 Error evaluation RMSE results (2022/7/31)

RMSE		α_c x1.0	α_c x2.0	α_c x3.0
Frequency	[Hz]	29.3	16.6	**11.3**
Cooling Heat	[W]	**543**	694	556
Power	[W]	91.8	81.4	**70.3**
COP	[—]	**2.08**	2.33	2.27
Supply Air Temp.	[℃]	**1.26**	1.98	1.86
RMSE (relative value)		**α_c x1.0**	**α_c x2.0**	**α_c x3.0**
Frequency	[%]	87.7	49.7	**33.8**
Cooling Heat	[%]	**42.3**	54.1	43.3
Power	[%]	45.2	40.1	**34.6**
COP	[%]	**34.2**	38.4	37.4
Supply Air Temp.	[%]	**5.91**	9.30	8.74

続いて、2023 年 10 月 3 日（断続運転）の結果を右の Fig.6、誤差評価を Table6 に挙げる。断続運転の場合、通常運転の結果と異なって、シミュレーションの精度が途端に下落し、圧縮機周波数、吹出温度、処理熱量・消費電力何れもグラフ上の再現性、及び数値上の誤差が非常に大きい。特に低負荷状態に切り替わる ON/OFF 状態は全くと言って良い程、対応ができていなかった。また対流熱伝達率α_cの変更による影響も殆ど表れていなかった。

この理由として、使用している学習データに影響、或いはサンプルデータの有無に原因の可能性があると考えられる。

5. まとめ

本報では「自然室温時」、及び「エアコン稼働時」における実測とシミュレーションの比較を行い、シミュレーターの精度向上の為にパラメータスタディを試みた。自然室温時の検討では、パラメータスタディによってシミュレーターの再現性を得られ、エアコン稼働時では、「対流熱伝達率」の変更を主とし、通常運転時において「圧縮機周波数」は精度向上の効果が得られ、その他は僅かながら変化があった。しかし、断続運転時では、初めから再現が非常に悪く、対流熱伝達率α_cの変更も効果を得ることはできなかった。前報の相違として、実験条件とシミュレーションを合わせることが可能となった。パラメータスタディに対流熱伝達率の変更を試みたが、特段優れた変更とは言い難い結果を得た。

今後の課題として、定常運転の場合は、今回未検討であった設定風量の違いが挙げられ、これは処理熱量・消費電力等の出力量が変わってくるため、現在のパラメータ、学習データでは如何なる結果を得られるのかを確認することが挙げられる。断続運転の場合は、単純に学習データサンプルが足りないのか、根本から機械学習で再現することが厳しいのか、或いは、その他に変更が行えるパラメータが存在するのか確かめることが挙げられる。

- 参考文献 -

[1]. 添田晴生，鳴海大典，羽原宏美：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討　第 1 報－SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較，空気調和・衛生工学会論文集，No.183，pp.67-75，2012 年 6 月

[2]. 添田晴生，鳴海大典，羽原宏美：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討　第 2 報－非定常時の自然室温状態における対流熱伝達率の与え方，空気調和・衛生工学会論文集，No.223，pp.27-35，2015 年 10 月

[3]. 平田智洋，添田晴生：機械学習を用いたルームエアコンのエネルギーシミュレーション ―(その 3) 冷房時におけるシミュレーションの検討 ―，日本建築学会大会学術講演梗概集，環境工学，pp.1183-1184，2023 年 9 月

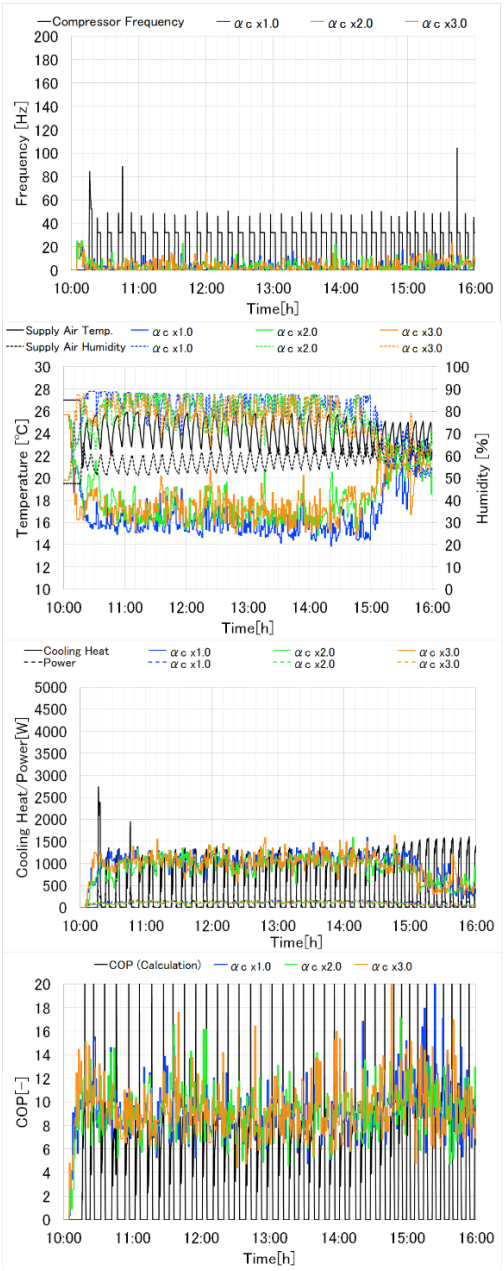


Fig. 6 Comparison of actual measurement and simulation (2022/10/3)

Table 6 Error evaluation RMSE results on (2022/10/3)

RMSE		α_c x1.0	α_c x2.0	α_c x3.0
Frequency	[Hz]	20.3	20.2	**19.9**
Cooling Heat	[W]	817.8	**770.2**	808.5
Power	[W]	87.3	**84.3**	85.0
COP	[—]	7.77	**7.52**	7.88
Supply Air Temp.	[°C]	20.3	**20.2**	19.9
RMSE (relative value)		**α_c x1.0**	**α_c x2.0**	**α_c x3.0**
Frequency	[%]	152	151	**150**
Cooling Heat	[%]	186	**175**	184
Power	[%]	130	**125**	127
COP	[%]	208	**201**	211
Supply Air Temp.	[%]	32.1	**27.2**	27.3

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

ミスト噴霧を有する暑熱対策設備の CFD 解析
CFD Analysis of Thermal Environment Control Using Mist Cooling System

○本 山　広 海（大阪府立大学）　　安 田　龍 介（大阪公立大学）
木 下　進 一（大阪公立大学）　　吉 田　篤 正（早稲田大学）
山 口　和 輝（大阪公立大学）
Hiromi MOTOYAMA*1　Ryusuke YASUDA*1　Shinichi KINOSITA*1
Atsumasa YOSHIDA*2　Kazuki YAMAGUCHI*1
*1　Osaka Metropolitan University　*2　Waseda University

Mist cooling systems are attracting attention as a countermeasure to rising urban temperatures, such as the heat island effect. To introduce this system, it is necessary to predict the effect of mist cooling. We tested whether the sprinkler function of the Fire Dynamics Simulator can predict the effect of mist cooling. The results were compared with the results of an experiment conducted outdoors. Vertical wind velocity profiles and turbulence were adjusted to reproduce the experimental conditions. Comparison of calculated and experimental results showed that FDS underestimates the temperature decrease.

1. はじめに

近年地球温暖化や都市部の開発によるヒートアイランド現象によって，夏期の屋外の暑熱環境の悪化が進んでいる．これにより熱中症などといった健康被害が増加しており，各地で様々な暑熱対策が行われている．その中で，省エネルギーで効果的な対策方法として，ミスト噴霧を用いた暑熱対策設備が注目されており，中でも粒径 20 ㎛前後の非常に小さな液滴を利用する技術はドライミストと呼ばれている．屋外におけるミスト噴霧冷却の効果は適応する環境条件に大きく依存するため，数値モデルにより的確に評価できれば効率的である．

本研究では屋外に設置されたテント下におけるミスト冷却を CFD モデルで再現し，空間内の液滴通過量と気温低下量を実験値と比較した．

2. 数値モデル

本研究では米国商務省国立標準技術研究所（NIST）が開発しているオープンソースかつフリーの CFD ソフトである Fire Dynamics Simulator ver6.8.0（以下 FDS）を用いて解析を行った．主に火災の挙動などをシミュレートするものであるが，本実験ではこのソフトのスプリンクラーノズル機能を利用してシミュレーションを行った．ファーナムら [1]が屋内吹き抜け空間でのミスト噴霧に FDS を適応した事例があるが，屋外観測との比較は行われていない．

2.1　支配方程式

FDS における支配方程式は連続相と分散相に分けている．連続相は質量，運動量，エネルギー，物質の各保存式（式 1-4）で構成される [2)3)].

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \nabla \cdot \rho \boldsymbol{u} = 0 \tag{1}$$

$$\rho \left\{ \frac{\partial \boldsymbol{u}}{\partial t} + (\boldsymbol{u} \cdot \nabla)\boldsymbol{u} \right\} + \nabla p = \rho \boldsymbol{g} + \boldsymbol{f} + \nabla \cdot \boldsymbol{\tau} \tag{2}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho h) + \nabla \cdot \rho h \boldsymbol{u} - \frac{Dp}{Dt} = \dot{q} - \nabla \cdot \boldsymbol{q}_r + \nabla \cdot k \nabla T + \nabla \cdot \sum_l h_l (\rho D)_l \nabla Y_l \tag{3}$$

$$\frac{\partial}{\partial t}(\rho Y_l) + \nabla \cdot \rho Y_l \boldsymbol{u} = \nabla \cdot (\rho D)_l \nabla Y_l + \dot{W}_l \tag{4}$$

ここで，気体密度 ρ [kg/m^3]，速度ベクトル $\boldsymbol{u}$ [m/s]，圧力 p [Pa]，重力加速度 $\boldsymbol{g}$ [m/s^2]，外力 $\boldsymbol{f}$ [kg/m$^2\cdot$s^2]，応力テンソル $\boldsymbol{\tau}$ [Pa]，比エンタルピー h [J/kg]，単位体積当たりの発熱速度 $\dot{q}$ [J/m$^3\cdot$s]，放射熱流束 $\boldsymbol{q}_r$ [J/m$^2\cdot s$]，熱伝導率 k [W/m$\cdot$K]，温度 T [K]，拡散係数 D [m^2/s]，化学種 l の質量分率 Y_l，化学種 l の生成率 $\dot{W}_l$ [kg/m$^3\cdot$s]である．分散相は Lagrange 法で扱っており粒子群として計算している．これら両相の間で物質，運動量，熱の交換を計算する．乱流計算手法は Large-Eddy Simulation（LES）が採用されており Smagorinsky モデルが用いられている．

1.2　粒径分布

FDS の入力では体積の中位径 $D_{v,0.5}$ を用いる．また，粒子の粒子径分布は Rosin-Rammler の式と対数正規分布を組み合わせたものが使われる [3)].

$$F(D)=\begin{cases}\dfrac{1}{\sqrt{2\pi}}\displaystyle\int_0^D \frac{1}{\sigma D'}\exp\left(-\frac{\left[\ln\left(\frac{D'}{D_{v,0.5}}\right)\right]^2}{2\sigma^2}\right)dD' & \left(D \le D_{v,0.5}\right)\\ 1-\exp\left(-0.693\left(\dfrac{D}{D_{v,0.5}}\right)^{\gamma}\right) & \left(D > D_{v,0.5}\right)\end{cases} \quad (5)$$

$$\sigma=\frac{1.15}{\gamma} \quad (6)$$

3. 実験方法及び計測方法

3. 1　実験日時及び場所

2022 年，2023 年の 9 月中旬から 10 月下旬に大阪公立大学中百舌鳥キャンパス B4 棟の中庭にて行われた，ミスト噴霧の冷却性能検証の実験 2 例を対象とした．測定領域は中庭のウッドデッキ上に張られた 1.8 m×2.7 m，高さ 1.8 m のテント下の空間である．

Fig.1 Measurement section

3. 2　ミストノズル

使用したノズルは株式会社いけうちの涼霧ノズルであり，4 つのノズルが 1 列になっている．それぞれの間隔は 1.5 m．噴霧した水は水道水を使用した．ノズルの仕様を Table 1 に示す．

Table 1 Nozzle Specifications

Pressure [MPa]	6
Spray angle [°]	80
Flow rate [L/h]	9.4
Mean drop. DIA. (SMD) [㎛]	22

3. 3 実験方法

(1) ミスト通過量の検証

この実験は 2023 年 9 月 27 日に行われた．テントの短辺側面の高さ 1.8 m の位置にノズルを設置した．領域内に 0.34 m×0.38 m の吸水性厚紙を吊るし，ミストを 10 分間噴霧し，そこに付着したミストの積算量をミスト通過量と見なした．データ取得面はテント下の空間を 3 つの領域に分け，それぞれの側面に乾燥した厚紙を配置し，10 分間ミスト噴霧後，重量変化を計測した．xyz 方向と原点は Fig.2 に示す．ノズルから x=0.0 m, 1.0 m, 2.0 m，y=0 m の高さ 1.3 m の地点に厚紙を地面と垂直方向に設置した．加えてノズルから x=0.8 m の高さ 1 m にテントの側面に沿うよう y=-0.9 m, 0.9 m の位置に厚紙を設置した．

0.5 m 地点の高さ 0.3 m，1.8 m にそれぞれ地面と水平になるように厚紙を設置した．そして，同じくノズルから 0.8 m 地点の高さ 1 m にテントの側面に沿うように厚紙を 2 箇所設置した．その他環境条件は Table 2 に示す．

Table 2 Environmental condition

Temperature [°C]	31.0
Relative humidity [%]	24

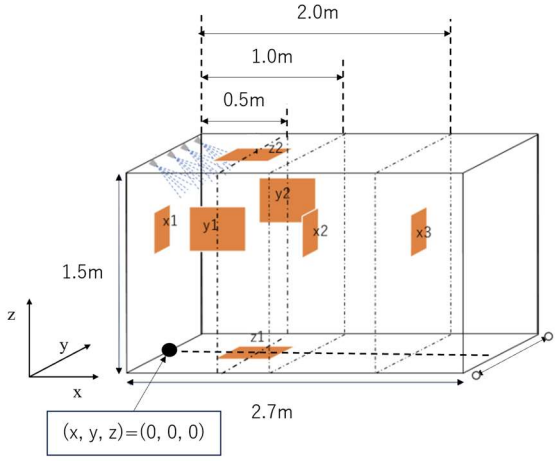


Fig.2 Arrangement of absorbent papers

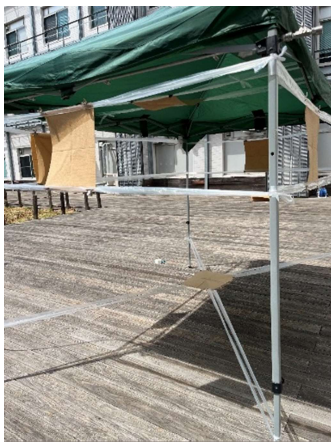


Fig.3 Installation of water absorbent paper

(2) 気温の空間分布の検証

2022 年 10 月 2 日の水平噴霧実験と 2022 年 10 月 31 日の 45°下向き噴霧実験の 2 回行った．テント短辺側面の高さ 1.8 m の位置にノズルを設置した．テント内の高さ 1.0 m，1.8 m にそれぞれ 6 点の計 12 点に熱電対を設置し，ミストを 10 分間噴霧し，温度変化を計測した．この時，

熱電対の濡れを防ぐため自作のアルミニウム製ラジエーションシールドで熱電対を覆った（Fig.4）．熱電対の設置位置を Fig.5 に示す．その他環境条件は Table 3 に示す．

Table 3 Environmental condition

	2022/10/2	2022/10/31
Temperature [℃]	31.0	26.7
Relative humidity [%]	24	36

Fig.4 Thermocouple with radiation shields

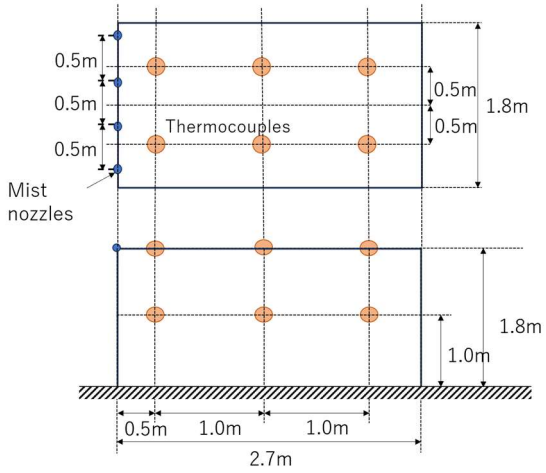


Fig.5 Thermocouple arrangement

4. CFD 解析

4.1 シミュレーションモデル

本研究では領域を助走域と測定域に分けて設定した．また，実験で用いたノズルの粒径分布を得られなかったため$\sigma = 2.4$で与えた．

(1) 解析領域

テント下の測定域を囲む 3.2 m×3.6 m×2.0 m の空間を解析領域として設定した（Fig.6）．格子解像度は 0.1 m×0.1 m×0.1 m である．テントは高さ 1.8 m の位置に設置した 2.7 m×1.8 m の厚みのない薄板で表現している．

(2) 助走部の設定と乱流の生成

解析領域に流入する乱流を生成するため上流に x=-3.0 から-0.2 m に助走部を設定し，乱流生成のエレメントとして 0.2 m×0.2 m×1.8 m の柱を 2 本 (-2.7,0.7)(-2.3,-0.7)の位置に設置した（Fig.7）．助走部の格子解像度は計算時間短縮のため，0.2 m×0.2 m×0.2 m とした．

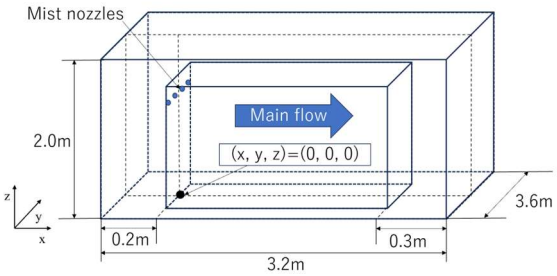


Fig.6 Analysis Area

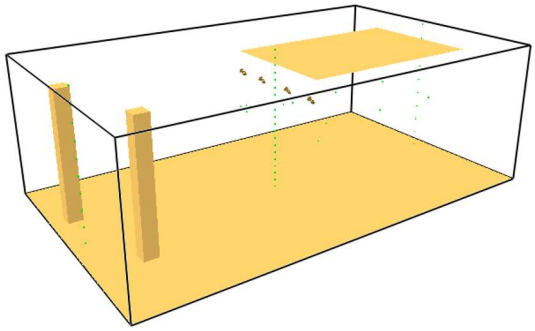


Fig.7 Over view of computational domain

(3) 風速の鉛直分布

助走部上流端に流入する風速の鉛直分布を対数則で与えた．

$$u(z) = \frac{u^*}{\kappa} ln \frac{z}{z_0} \tag{7}$$

$u(z)$が高さzの時の風速であり，$\kappa = 0.4$でカルマン定数である．u^*は摩擦速度，z_0は床面が平らな木材であるため，$z_0 = 0.01$ m とした．実験の測定高度における風速が一致するように主流流速を与えた．解析領域内の連続相は静止しているため，風速が準定常化する 15 秒後にミスト噴霧を開始した．CFD 計算では，厚紙配置位置に厚みのない板を設置し，これに衝突した液滴量の総和を求めた．

(4) 初期条件，境界条件，タイムステップ

初期条件は環境条件と同じ気温・湿度の空気が静止した状態であり，境界条件は床，障害物を FDS 上で INERT とされる環境温度に固定された滑らかな面に指定し，上流端以外の速報境界面は自由流入・流出とした．流入の際は環境条件で与えた気温・湿度となる．タイムステップは 0.01 秒に設定し，流体が静止した状態から計算を開始した．

(5) ミスト通過量の算定

モデル計算では高さ 1.7 m の位置に，厚さのない障害物を配置し，それに衝突した液滴の総質量を比較した．

(6) 気温の空間分布の比較

ノズルをテント屋根との干渉を避けるためノズルを実験よりも 0.1 m 低い 1.7 m の高さに設定した．熱電対に関しても同じく 1.8 m ではなく 1.7 m に設定した．

5. 結果及び考察

実験と計算結果の比較を行う．解析の安定性保持のため放出時における 5 ㎛以下の粒子は除去した．5 ㎛以下の粒子の体積分率は 0.42%である．

乱流強度は以下のように定義した．

$$I = \frac{\sigma_u}{U} \tag{8}$$

σ_uは風速の標準偏差であり，Uはスカラー風速の平均値である．実験の乱流強度はそれぞれミスト通過量測定実験が$I_a = 0.662$，水平噴霧実験が $I_{tc1} = 0.204$， 45°下向き噴霧実験が $I_{tc2} = 0.518$であったのに対し，CFD 解析の結果$I_a = 0.217$, $I_{tc1} = 0.215$, $I_{tc2} = 0.517$であった．

5.1 ミスト通過量の検証結果

ミストの通過量の実験結果と CFD 解析結果を Fig.8 に示す．x=2.0 m の CFD 解析結果が実験値よりも 5 倍ほど高くなっている．液滴の挙動を Fig.9 に示す．

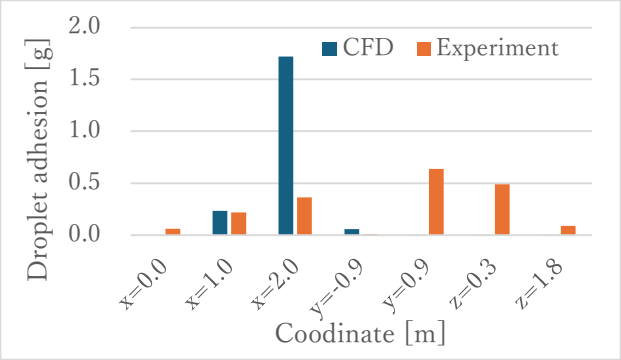


Fig.8 Droplet adhesion

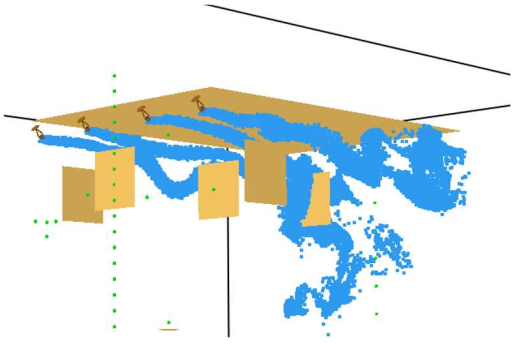


Fig.9 Snapshot Droplet behavior

CFD 解析の x=2.0 m の付着液滴量が多くなった理由は，乱流強度が実験値よりも小さいため，実験で拡散していた液滴が直線的に流れたこと，風速の鉛直分布について z_0 の値が大きく領域上部の風速が速すぎること，実験に用いたノズルが生成するミストの粒径分布が不明なため，液滴分布が一致していない，といった可能性がある．

5.2 気温の空間分布の検証実験

気温の空間分布の実験結果と CFD 解析結果を Fig.10 に示す．モデルは全体的に気温低下量を過小評価している．特に，ノズルに近い x=0.5 m で実験値との乖離が大きい．CFD モデルにおけるノズル付近の液滴の挙動から，拡散が小さいため熱電対に到達していない様子が見られた．ただし乱流強度の値自体は近いため，乱流中の液滴の挙動に関する精査が必要と思われる．

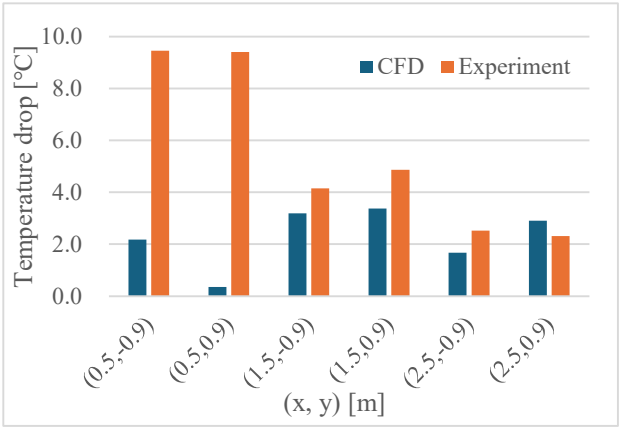


Fig.10 Temperature dcrease

6. まとめ

FDS は全体的に気温低下量を過小評価しており，局所的に実験と大きく異なる点がみられた．乱流強度を合わせた実験でも同様のことが言えたため，液滴の粒径分布において実際の液滴よりも小さな液滴の割合の多い粒径分布になっていた可能性や，風速の鉛直分布が実験と異なっていた可能性がある．今後の課題は，液滴分布に注目し液滴の挙動について解析する．また，屋外環境を再現可能な入力条件についてさらに検討を重ねる．

参 考 文 献

1) ファーナムクレイグ，中尾正喜，西岡真稔，鍋島美奈子，水野毅男；Fire Dynamics Simulator を用いたミストの蒸発冷却シミュレーションと実験検証，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，1091-1094,2010.

2) 安部伸之：日本流体学数値流体学部門 Web 会誌，CFD を用いた火災の数値シミュレーション．12(2), 69-84,2004.

3) NIST Special Publication 1018-1：Fire Dynamics Simulator Technical Reference Guide Volume 1: Mathematical Model, 2023.

4) 近藤純正，「地表面に近い大気の化学 理解と応用」，90，東京大学出版会,2014

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

大型商業施設 ZEB 化に向けた PAC 処理負荷実態把握
Understanding the Actual Load handled by PAC towards the ZEB Conversion of Large Commercial Facilities

○安 江　楽 人（竹中工務店）　　多 田　昌 史（Daigas エナジー）
大 西　崇 公（パナソニック産機システムズ）　　山 形　光 生（竹中工務店）
上 田　泰 史（三井不動産）

Rakuto YASUE*1　Masafumi TADA*2　Takahiro Oonishi*3　Mitsuo YAMAGATA*1　Yasuhito UEDA*4
*1　Takenaka Corporation　*2　DAIGAS ENERGY CO.,LTD.
*3　Panasonic Commercial Equipment Systems Co.,Ltd.　*4　Mitsui Fudosan Co.,Ltd.

Reducing air conditioning energy consumption is crucial in large commercial facilities for achieving ZEB. Operating air conditioning units efficiently is a challenge, but understanding heat load helps select effective strategies. Facilities with PAC systems face difficulty in assessing load conditions. Selecting air conditioning units based on predetermined capacities for each tenant is common but may result in oversized capacities. The authors developed a method to assess actual load handled by PAC units, aiming to establish optimal air conditioning capacities for tenant zones. The report provides an overview of the facility, development method, and load analysis in retail stores.

はじめに

2050 年のカーボンニュートラル達成に向けて、建築物の ZEB 化は必須の課題となっている。大型商業施設においては 1 次エネルギー消費量原単位が大きく、その中でも空調用途割合が多くを占めるため、空調エネルギー消費量の削減が重要である。対策として空調機を高効率運転させることが挙げられるが、現在の施設内での熱負荷発生状況を把握することで、具体的方策を選定しやすくなる。しかし、パッケージエアコン（以降 PAC）方式が採用された施設では冷温水方式に比べて負荷状況の把握が困難な現状であり、その手法確立が課題である。一方で、大型商業施設内のテナントに設置される空調機は、区画ごとに設定した空調能力原単位に基づいて選定される手法が主流である。具体的な入居テナントが設計完了後に決定されたり、入れ替えがしばしば発生したりするためである。従来その原単位は、物販・飲食等のおおまかな業態毎の区分で分けられて、蛍光灯など現在より高効率でない照明器具が使用されていた時代に設定された数値が採用されていた。現状の施設では過大な空調機容量である可能性が高く、実態に即した適切な容量設定が課題である。そこで、上記の課題を解決するために、筆者らは 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指した。本稿では、開発手法を導入した対象施設概要と開発手法の概要および物販店舗における負荷実態の分析を行った内容を報告する。

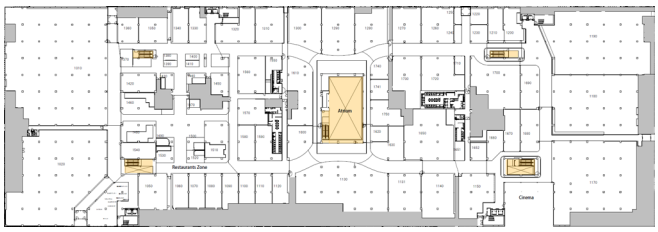
1.　対象施設概要

1.1　建築概要

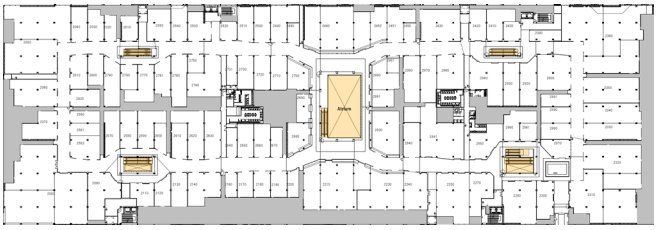
対象施設は、2023 年 4 月にグランドオープンした某大型商業施設である。Table 1 に建築概要、Fig 1 に平面計画・断面計画を記す。外壁は ALC で主に構成されておりテナント区画に面した開口部は北西角のみである。また、外壁沿いには後方諸室が配置されている箇所が多い。3 階上部は、R 階屋上庭園・後方諸室等がある南西部分を除き、二重葺折板屋根である。1～3 階の 3 層吹抜が、建物中心部に大空間としてあるほか、南北に 2 か所ずつエスカレーター動線となる箇所にも配置されている。厨房排気が必要となるテナントとして、1 階の北西部に飲食店舗が並列している他、3 階南西部にフードコート店舗が配置されている。テナントファサード面について、1・3 階は客用通路に面して間口が広く開いている一方、2 階はテナントへの入口となる約 3.5m の間口を除いてガラス壁で閉じられたプランとなっている。

Table 1　Overview of the Facility Construction

Item	Content
Construction Site	Kadoma-shi, Osaka
Structure and Number	4-story building with S-structure
Gross Floor Area	Approx. 102,900m2
Selling Area	Approx. 87,600m2
Exterior Wall Specification	ALC t100mm
Roof Specification	Double-folded metal roof　GW10kg/m³ (t50mm +50mm)
Completion Date	February 2023
Opening hours	10:00~21:00 (Retail stores)

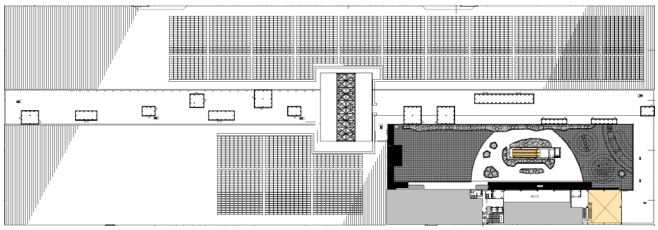


a) 1st Floor

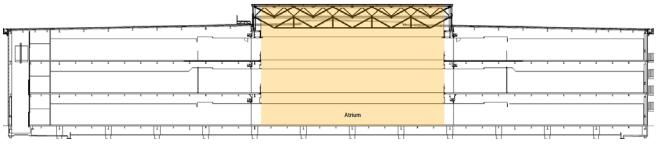


b) 2nd Floor

c) 3rd Floor



d) Roof Floor



e) Cross-Sectional View

Fig 1　Floor Plan and Cross-Sectional View of the Facility
(※The orange zone indicates the atrium.)

Table 2　Air Conditioning and Ventilation Set

Item	Content
PAC Operating Schedule	9:30~21:30
C Air Conditioning Set Temperature	On weekdays: 25°C on Saturdays, Sundays, and public holidays: 24°C (excluding some stores)
Outdoor Air Intake Volume	0.25 persons/m2 × 30 CMH
Outdoor Air Handling Supply Temperature	20°C

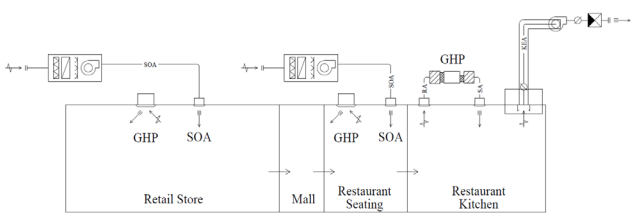


Fig2　Ventilation Airflow Diagram

1.2　空調換気設備計画概要

熱源設備は、外気処理系統と室内空調系統に分かれている。外気処理系統は中央熱源から外調機へ冷温水供給し、客用室内空調系統は個別熱源のガスヒートポンプ PAC（以降 GHP）にて負荷処理する構成となっている。GHP について、専用室外機が設置されているテナントはわずかであり、1 つの室外機に対して複数のテナントにまたがって室内機が設置されている構成が大半である。館内換気計画は、物販店舗を 2 種換気としてその余剰空気を飲食店舗厨房排気のエアバランス用として利用するカスケード換気を採用している。なお、テナント外気処理系統には、CO2 制御等の変風量機構は備わっていない。PAC 設定温度等の仕様を Table2、換気エアフローイメージ図を Fig 2 に示す。

2.　PAC 処理負荷見える化ソフトの概要

PAC 空調方式で 1 つの室外機に対して複数のテナントにまたがって室内機が設置されている場合、テナントにおける熱負荷を推定するためには、室内機 1 台ずつ処理した負荷を把握する必要がある。そこで、筆者らは室外機能力推定値と 1 つの室外機系統に対する室内機の運転能力比率を算定する手法を用いて、室内機 1 台ずつの処理負荷を推定する仕組みを開発した。試験的に対象施設へ導入し、1 時間毎の処理負荷推定値を出力する。既存技術の料金按分システムを応用した仕組みである。室外機能力推定には冷媒循環量やエンタルピーを、室内機の運転能力比率算定には、スーパーヒートやサブクール等のデータを用いている。推定手法のフローを Fig3 に、能力按分による室内機処理負荷の推定イメージ図を Fig4 に示す。なお、推定値の蓋然性については、GHP 製作工場における実機実験にて検証・確認をしている。

3.　熱負荷計算による負荷算定

PAC 処理負荷の実態把握にあたり、テナント実施設計図に基づく机上での熱負荷計算を実施した。物販店舗を対象とし、区画面積・平面配置等において様々な区画を抽出した。熱負荷計算には、Micro-Peak2000 を用いた。照明発熱や機器発熱はテナント実施設計図から読み取り設定した。その他主な計算条件を Table3 に示す。計算結果を Table4 に示す。平均で 100.2W/m2 となった。

4.　実態値の分析

4.1　館内在室人数

負荷条件となる人体発熱の状況を確認するため来館者人数を確認した。夏季休暇となる 2023 年 8 月 5 日（土）から 8 月 20 日（日）まで（8 月 15,16 日は欠損）の来館者人数を営業面積で除した面積当たり人数の推移を Fig5 に示す。来館者人数には従業員数は含まれていない。最も多い日時で約 0.16m2/人であった。多くの来館者があるものの、人員密度は極端には多くないことが分かる。

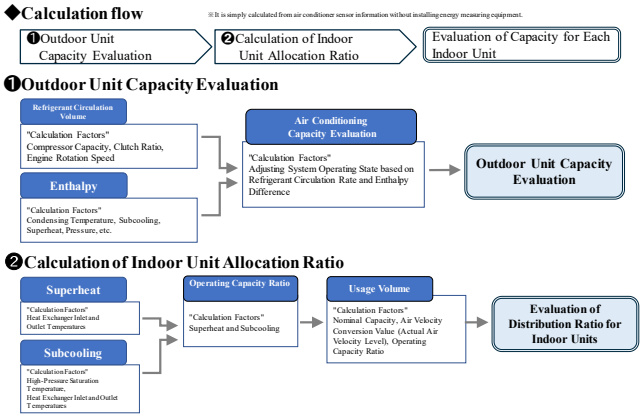


Fig 3　Air conditioner Capacity Evaluation

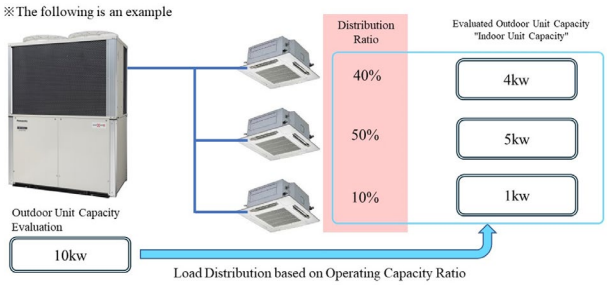


Fig 4　Image of indoor unit capacity calculation

Table3　Thermal Load Calculation Conditions

Item	Content
Weather Conditions	TAC 5% Standard Meteorological Data for Osaka
ir Conditioning Set Temperature	24°C
Illumination Load	Based on the content of the store design (The operating rate is 100%)
Outlet Load	Based on the content of the store design (The operating rate is 60%)
Personnel Density	0.25 person/m2
Human Body Heat Generation	119 W/person (Total Heat)

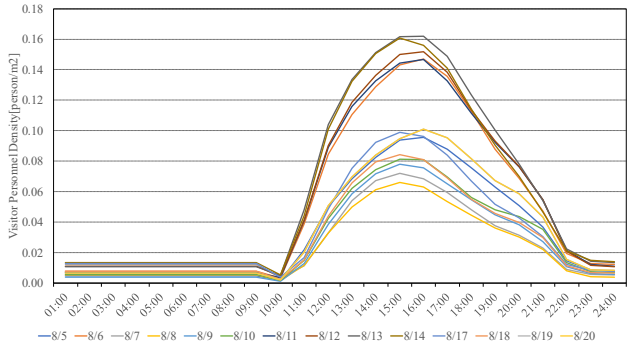


Fig5　Time-series Data of Visitor Personnel Density

Table4　Result of Thermal Load Calculation

Store No.	Store Area [m2]	Cooling Peak Load per Unit Area [W/m2]	Store No.	Store Area [m2]	Cooling Peak Load per Unit Area [W/m2]
1020	1734.3	110	2460	677.5	71
1130	887.5	99	2480	60.8	248
1190	1446.4	90	3030	2291.6	99
1290	358.2	95	3130	408	85
2080	1245.2	102	3350	1949.5	65
2210	697.5	69	3450	674.1	63
2360	1091.8	58	3540	52.2	163
2450	55.4	86	Average		**100.2**

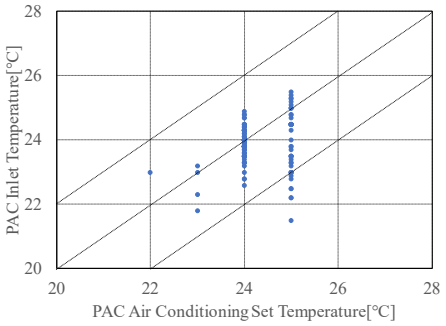


Fig6　Relationship between PAC Air Conditioning set Temperature and Inlet Temperature

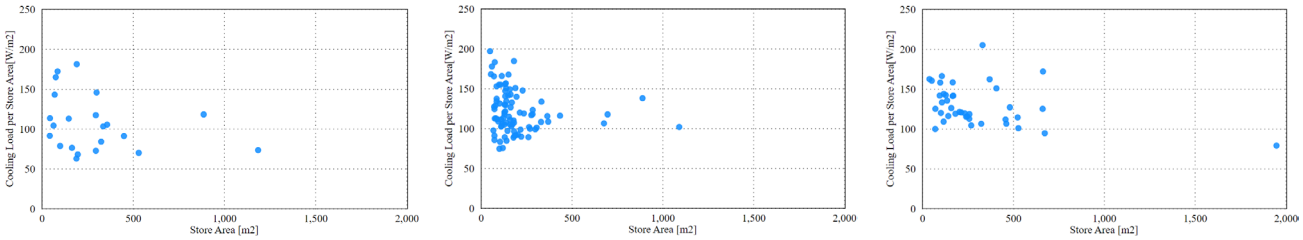
また、朝から夕方にかけて館内人数は増えていき、16 時付近を境に減っていく。

4. 2　テナント吸い込み温度

テナント内が設定どおり空調されているか確認するため、テナント内の PAC 吸い込み温度と設定温度との関係を確認した結果を Fig6 に示す。ピーク負荷発生時の温度を表している。吸い込み温度は概ね設定温度±2℃以内に収まり、PAC にて室内負荷は適切に処理できていることが分かる。

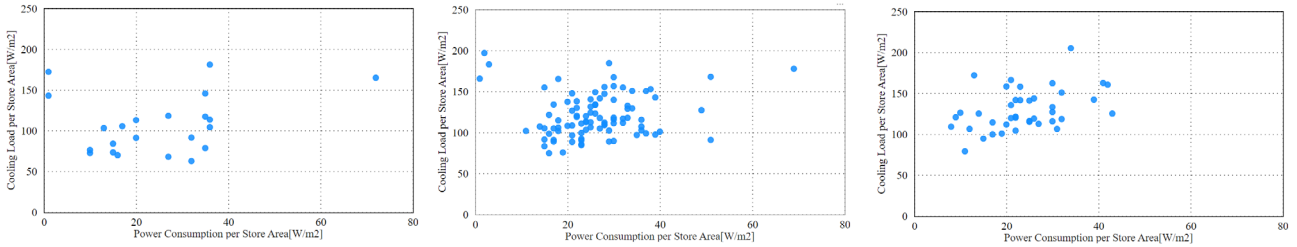
4. 3　PAC 処理負荷ピーク値

2.にて述べたソフトにより推定した各 PAC 室内機負荷をテナント毎に集計して各物販店舗の冷房ピーク負荷を抽出した。Fig7 にテナント面積とテナント冷房ピーク負荷原単位（「テナント PAC 室内機処理負荷合計のピーク値÷テナント面積」にて算定）との関係を示す。1～3 階ともテナント面積に対して、値はバラついている。テナント面積の大小により値を集約することは難しいことが分かる。平均値を算定すると、1 階は 107W/m2、3 階は 130W/m2 となった。屋根面からの貫流負荷が寄与していると考えられる。ただし 1 階の平均値は 3.での熱負荷計算結果よりも高い数値となっている。詳細分析するため、テナント電力消費量とテナント冷房ピーク負荷原単位との関係を Fig8 に示す。1 階のデータにて電力消費量が 0kWh に近いにも関わらず負荷原単位が高いテナントが見受けられる。このデータは 21～22 時に取得されており、吹き抜けに面した店舗であった。21 時に営業終了後に周囲が空調停止したにもかかわらず空調継続稼働していたことでテナント区画外の負荷も処理した可能性が示唆される。その他 1 階で負荷原単位が大きい 3 店舗について詳細を確認すると、吹き抜けに面したテナントの 10～11 時データであった。1 階において、朝の営業開始時に夜間の非空調時間帯に蓄熱された分の除去に加



a) 1st Floor　b) 2nd Floor　c) 3rd Floor

Fig7 Relationship between Cooling Load per Area and Retail Store Area



a) 1st Floor　b) 2nd Floor　c) 3rd Floor

Fig8 Relationship between Cooling Load per Area and Power Consumption per Area in Retail Store

えて、吹き抜けに面していることで営業開始直後に 1 階から上階へ移動するエスカレーター前の人流滞留の影響が示唆される。また、3 階において負荷原単位が大きいテナントの詳細を確認すると、10～11 時におけるフードコートに近い南側吹き抜けに面したテナントが多かった。今回の空調換気計画として、フードコートの厨房排気に引っ張られるエアフローとなるため、吹き抜けを通じて暖かい空気が引っ張られた影響と示唆される。なお、中央吹き抜けに面するテナントにおいては、負荷原単位が高い傾向があまり見られなかった。Fig1 の断面計画に示すように中央吹き抜け部のハイサイドライト部分が 3 階天井よりも高い場所にあり、3 階テナントに流入がしにくい断面形状であったことが理由として考えられる。2 階においては、電力消費量原単位と負荷原単位の関係性が全体的に大きく散らばっている。21～22 時や 10～11 時のデータがピーク値として参照されている点は、1、3 階と共通であったものの、吹き抜けに面した店舗が顕著に大きいという点は見られなかった。これは、2 階の客用通路に面する店舗ファサードの大部分がガラス壁で閉じられており、客用通路との空気の流出入が 1、3 階と比べて少ないことが影響している可能性がある。

4. 4 PAC 処理負荷時系列データ

4.3 のテナント毎の詳細確認の結果より 10～11 時に負荷ピークが多いことが分かった。そこで、来客数が夏季休暇中最大となった 8 月 13 日における 1 階物販 22 店舗の冷房負荷原単位時系列に並べた図を Fig9 に示す。時系列データを確認すると、営業開始直後で顕著にピークが発生している店舗（Group A）、午後以降にもピークが発生する等、営業開始直後のみがピークとならない店舗（Group B）の 2 つに大きく傾向が分かれた。店舗配置に

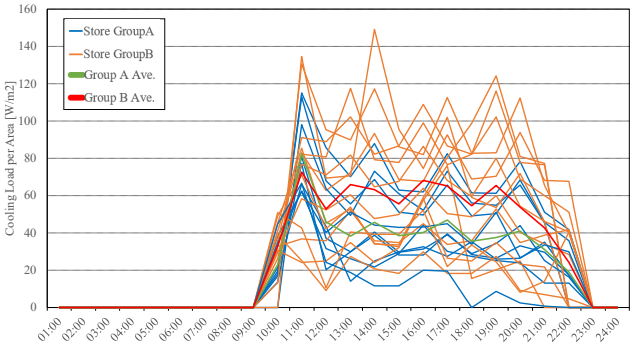


Fig9 Time-series Data of 1st Floor Retail Stores Cooling Load per Area (2023/8/13)

よる違いが影響していると示唆される。Group A の営業開始直後のピーク負荷は、運転開始時刻を早めて営業開始までの PAC 運転時間を長く確保することで、適切に処理することが可能と考えられる。その手法により、1 日の中で負荷処理量を平準化することで、容量過大になり過ぎない適切な PAC 選定が可能と考えられる。また、Group A,B 共通の傾向として夕方のピークが少ない理由は、対称施設は外壁の多くの部分が ALC で構成されておりペリメータが少ないため、夕方の日射影響が少ないことが理由として考えられる。

まとめ

新たに開発した PAC 処理負荷見える化ソフトを新築建物に実装して PAC 室内機処理負荷データの実態把握を行った。その結果から、物販店舗の冷房負荷処理ピーク値の分析を行った。PAC 適正容量選定に向けた今後の課題として、①対象施設に設置した場合における推定値データの蓋然性確認、②夕方における冷房負荷データの確認・分析、③中間期も含めた部分負荷発生状況の検証が挙げられる。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

冷房期から中間期にかけての内外気温と温熱環境調節行為選択率の関係の日内変動

Diurnal change of relations between indoor temper-outdoor temperatures and thermal control use during cooling season and natural ventilation season

○前 田　明 穂（大阪公立大学大学）　　梅 宮　典 子（大阪公立大学）
Akiho MAEDA*1　Noriko UMEMIYA*1
*1　Osaka Metropolitan University

We measured thermal control use and the thermal environments in 10 units in Osaka from summer to the natural ventilation season (NV). Also, we analyzed the relation between indoor and outdoor temperatures and thermal control use. 1) The rates of thermal control use for the same temperature differ depending on the time of day. 2) Seven dwelling units chose the same adjustment behavior, even in different seasons. Comparison with the Adaptive Model revealed that 3) the NV is closest to the comfortable temperature, and 4) the greatest change indoor temperature relative to outdoor temperature occurs at the late cooling season.

1．背景と目的

de Dear らが提案した Adaptive Model（1998）は、世界中の 160 建物 21,000 件の調査データのメタ分析をもとに、自然換気利用建物において月平均外気温と室内快適温度に線形関係があることを示し [1]、ASHRAE や CEN の基準に採用されている。ところで一般にエネルギー使用量の予測では、気象条件以外に、建物の熱性能や設備システムの性能のほか、時間帯すなわち在室者の生活行為が考慮される [2]。

本研究は、20 秒間隔で連続記録した温熱環境、冷房発・停、窓開・閉のデータを用いて、1）室内外の気温と温熱環境調節行為選択率の関係、2）窓開放時の内・外気温と Adaptive Model との適合性、3）時間帯すなわち生活行為を考慮した関係の違いを明らかにする。

2．方法

大阪市内の SRC 造 11 階建て賃貸集合住宅の同じ住棟の 10 住戸に協力いただいた[注]。住戸は間取りが単純な方形の 2DK で、冷房発・停と窓開・閉の関係が比較的単純で温熱環境の分布が小さいと思われる。西向き 8 住戸と南向き 2 住戸はそれぞれ同じ間取りで同じ位置にエアコンが設置されている（Fig.1）。8 月下旬から 12 月中旬まで、各住戸で室温、グローブ温度、エアコン吹出し温度、全開口部の開・閉を 1 台のデータロガーに記録した。

住戸の開閉は、全開口部が閉の場合を「閉」、それ以外を「開」と定義する。在・不在は、玄関の開・閉と照度、ヒアリングをもとに判定する。屋外環境は住棟から西に約 1km 離れた気象観測所の観測値を用いる。

在宅時における 10 住戸合計の冷房使用時間率の推移をもとに、季節を冷房期（8/24～9/21）と冷房終了期（9/22～10/13）、中間期（10/14～11/13）に区分する（Fig.2）。冷房使用不使用と窓開閉の組み合わせによって、調節行為「冷房使用（AC）」、「冷房使用＋窓開放（AW）」、「窓開放（WO）」、「調節行為を行わない（FR）」を定義する（Table.1）。調節行為を分析対象とすることから、行為が生起する在宅時のみを分析する。

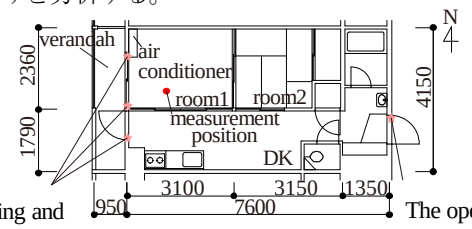


Fig.1 Floor Plan

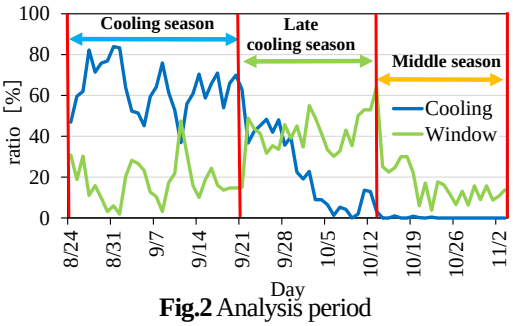


Fig.2 Analysis period

Table.1 Thermal control

		Cooling	
		On	Off
Window	Open	**AW**	**WO**
	Close	**AC**	**FR**

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

3．温熱環境調節行為の出現傾向

各季節住戸別の調節行為選択率を Fig.3 に示す。図中 ALL は全住戸を合計した場合を示す。

冷房期は、6 住戸で AC 選択率（以降 AC）が 55.3～95.3%で最も高い。住戸 G では WO 選択率（以降 WO）が 57.2%、住戸 H では FR 選択率（以降 FR）が 65.3%で最も高い。全住戸を合計した場合（以降 ALL）では、AC が 63.0%で最も高く、次に WO が 18.0%で高い。

冷房終了期は、冷房期に AC が過半数を占める住戸は主に WO もしくは FR を選択する。主な調節行為は、10 住戸中 5 住戸で WO が 50.5～69.1%、FR が 53.1～86.5%である。ALL は、FR が 44.7%で最も高く、次に WO が 38.6%で高い。

中間期は、住戸 H のみが AC を選択する時間帯があり、他 8 住戸では AC は 0.0%である。FR が 59.4～99.4%で、すべての住戸で FR が最も高い。ALL では、FR が 86.1%、WO が 13.9%である。

季節ごとの調節行為には住戸差があり、各住戸における主な調節行為は、冷房期と冷房終了期で異なる。中間期ではすべての住戸で FR が最も高い。どの季節においても WO が低い住戸があり、なかには窓を開ける習慣がほとんどない住戸がある（住戸 B, E, F）。冷房期では WO が低いが、冷房終了期以降 WO は高くなる住戸もある（住戸 D）。

4．温熱環境と調節行為選択率の関係

温熱環境と調節行為の関係の分析に使用するデータは、選択変更の直前直後における温熱環境の急な変化の影響の少ない状態を分析したいため、1 時間平均値を用いる。居住者が日常的に在宅している時間帯を分析するため、1 時間平均値の在宅率が 20%以上の時間帯を分析対象とする。散布図のマーカーは季節ごとで色分けし、1 点は 1 時間平均値を示し、数字は時刻を示す。

4.1　室温と調節行為選択率の関係

室温と AC 選択率（以降 AC）、WO 選択率（以降 WO）との関係を Fig.4 に示す。冷房期は 9 住戸で、室温が高いほど AC が低い関係を示す。同じ室温に対する AC は、冷房期と冷房終了期で差があり、住戸 B では室温 27℃に対して約 80%の差がある。

6 住戸では室温の出現範囲が異なる冷房期と中間期の WO が同程度である。冷房期には全住戸で室温が高いほど WO が高い関係を示し、全住戸を合わせた場合（以降 ALL）ではすべての季節に正の相関がある。

一部の住戸では同じ室温に対し時間帯により選択率が異なり、時刻順に「輪」が形成されたり、縦に分布する時間帯がある（AC では住戸 A, B, E、WO では住戸 A, C, G, I）。季節が異なっても選択率が最大・最小のいずれかの時刻が同じ時間帯となる住戸が合計で 7 住戸ある。

4.2　外気温と調節行為選択率の関係

外気温と AC, WO との関係を Fig.5 に示す。冷房期と冷房終了期のあいだで、同じ外気温に対する AC に差がある住戸が 6 住戸あり、外気温 25℃に対して住戸 B では、約 50%、ALL では約 40%の差がある。

冷房期と冷房終了期のあいだで、同じ外気温に対する WO に差（ALL で 40%）があるが、冷房終了期と中間期で、同じ外気温に対する WO の差は小さく、2 つの季節が連続するように分布する住戸がある（住戸 C, D, F, G）。

外気温に対して一部の住戸で、時刻順に「輪」が形成され、同じ外気温に対して時間帯によって選択率が異なるといえる（住戸 A, B, C, G, H, I）。室温と比較すると外気温のほうが「輪」が大きい。また、室温と同様に季節が異なっても選択率が最大・最小となる時間帯が同じ住戸が合計で 6 住戸ある。

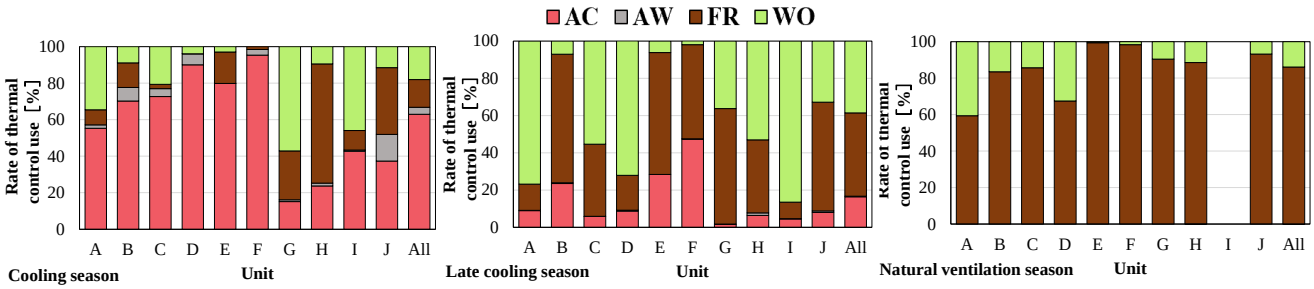


Fig.3 Rate of Thermal control use in each season

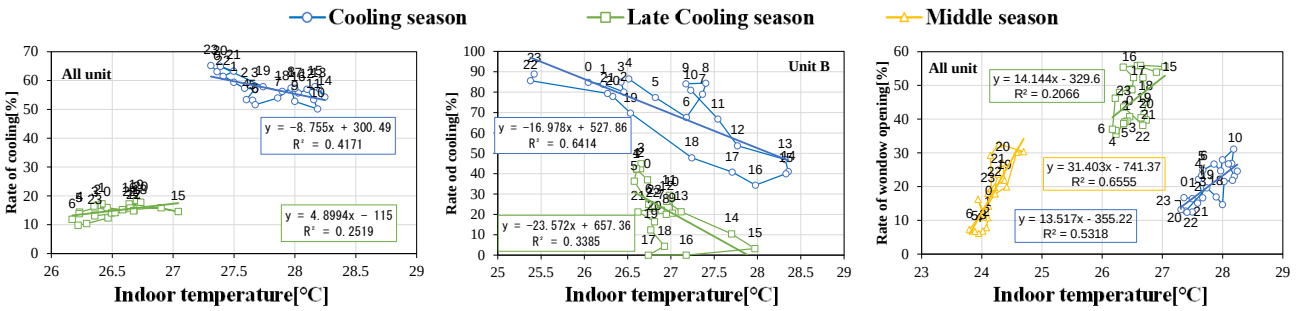


Fig.4 Compare with indoor temperature and rate of thermal control use

5．Adaptive Model との比較

Adaptive Model を Fig.6 に示す 6 つの区分を設け、区分別の分布割合を比較する。③④は Adaptive Model が定める快適温度 90%許容範囲内であり、快適温度に近いといえる。Adaptive Model との適合性を高めるため、窓開放時の外気温と室温の実測値を使用し、1 分間隔に間引いたデータを使用する。

5.1　季節別窓開放時の室温分布割合

季節別各住戸の窓開放時における室温を Fig.6 で定めた区分別の出現割合を Fri.7 に示す。

冷房期は④⑤⑥の割合が高いため、快適温度より高い室温で過ごしているといえる。各住戸における出現割合が最も高い区分は、住戸 C, D, I は区分④で 57.1～66.1%、住戸 A, B, J では区分⑤で 42.0～63.2%、住戸 G, H では区分⑥で 52.6～56.8%である。冷房期における AC が低い住戸 G, H で⑥が多く、快適温度との差が大きい。全住戸を合計した場合（以降 ALL）では、④が 39.4%、次に⑤が 34.7%である。

冷房終了期は、③④の割合が住戸 E を除く 9 住戸で高まっている。出現割合が最も高い区分は、8 住戸が④で 37.9～98.8%、冷房集長期における AC が低い住戸 G では⑥が 41.0%で最も高く、日中に WO を選択する住戸 E では⑤が 53.5%で最も高い。ALL では、冷房期と同じく④が最多で 57.4%である。

中間期は、冷房終了期より③④が高まっている。出現割合が最も高い区分は、住戸 B, F は③で 51.1～96.2%、B, F 以外の住戸は④で 39.0～80.9%である。各住戸における③④の合計は 74.8～100%である。ALL では④が 55.4%で最も高く、次に③が 36.6%である。

ALL では、すべての季節で④の割合が最も高く、季節のあいだで比較すると、Adaptive Model における快適温度に近い室温の出現割合が最も高いのは中間期である。

5.2　季節別快適温度の直線勾配との比較

季節別各住戸の窓開放時における外気温と室温の分布を Fig.8 に示し、Adaptive Model が定める快適温度の直線勾配 0.31 と比較する。散布図の 1 点は 1 分間ごとの実測値を示す。

冷房期は、8 住戸で内外気温に相関がある（R^2=0.00519～0.70）。回帰直線の勾配は 0.1523～0.3832 で 6 住戸が快適温度の直線勾配より緩やかである。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下（勾配が 0.21～0.41）である住戸は 5 住戸ある。

冷房終了期は、すべての住戸で内外気温に相関がある（R^2=0.18～0.90）。回帰直線の勾配は-0.122～0.614 で、8 住戸で快適温度の直線勾配より急である。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下である住戸は 6 住戸である。

中間期は、3 住戸で内外気温に相関がある（R^2=0.0009～0.53）。回帰直線の勾配は 0.0058～0.7238 で住戸 E 以外が快適温度の直線勾配よりも緩やかである。快適温度の直線勾配との差が 0.1 以下である住戸は 2 住戸である。

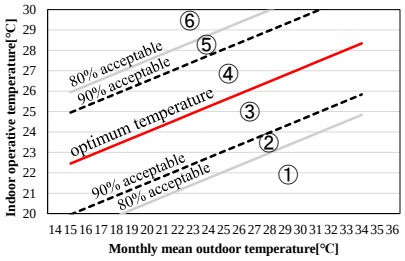


Fig.6 Adaptive model

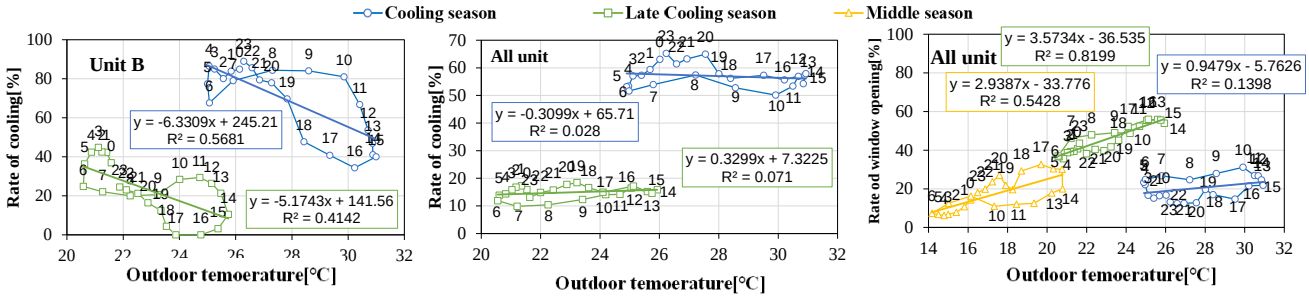


Fig.5 Compare with outdoor temperature and rate of thermal control use

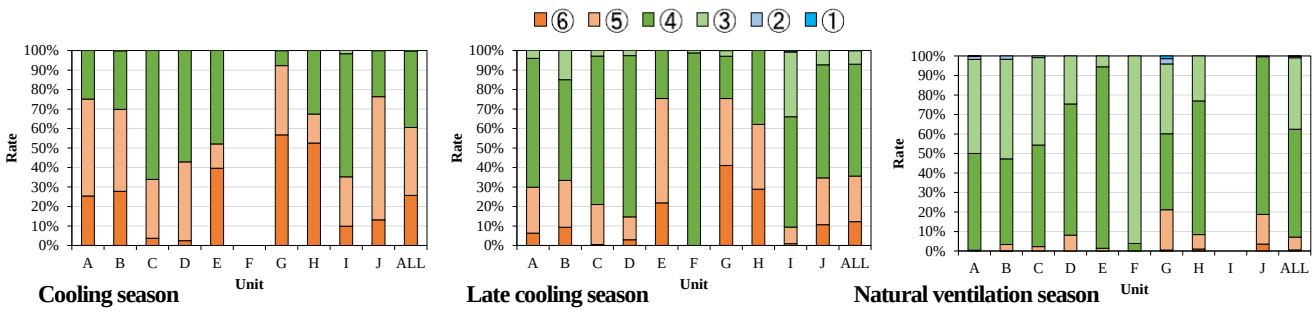


Fig.7 Comparison of classification ratios of indoor temperature distribution

６．時間帯別 Adaptive Model との比較

各住戸の日変動をもとに「就寝中」（2～5 時）、「朝の活動時間」（以下「朝活」）（6 時～外出までの時間）、「夜の活動時間」（以下「夜活」）（19 時以降の帰宅後 4 時間）の 3 つの時間帯を定義する[3]。時間帯別に③④の割合に着目し、3 つの時間帯で最も快適温度に近い室温で過ごしている割合が高い時間帯について比較する。

6.1　季節別の時間帯別 Adaptive Model との比較

季節別各住戸の室温の分布割合を Fig.9、時間帯ごとに色分けした散布図を Fig.10 に示す。

冷房期で③④の割合が最も高いのは、住戸 B, I, J で「就寝中」、住戸 A, C, D, G, H では「朝活」、住戸 E では「夜活」である。

冷房終了期で③④の割合が最も高いのは、住戸 I, J は「就寝中」、住戸 A, D, G では「朝活」、住戸 C, E, H では「夜活」である。

中間期は WO が低く各時間帯に該当する時間帯がない住戸があり、2 つ以上の時間帯別のあいだで比較できる住戸は住戸 A, C, D, G, H の 5 住戸である。③④の割合が最も高いのは、住戸 G は「朝活」、住戸 D, H では「夜活」である。住戸 A, C は「就寝中」「朝活」で 100%であり、「就寝中」のみ③④が最大となる住戸がない。

７．結論

大阪市内の集合住宅で室内外温熱環境と冷房発・停、窓開・閉について、20 秒間隔で実測を行い、温熱環境調節行為について分析を行った結果、1 時間平均の調節行為選択率について、1) 同じ気温に対する選択率は、時間帯によって異なる、2) 季節が異なっても選択時刻が一致する住戸がある、窓開放時における室温と Adaptive Model が定める快適温度と比較すると、3) Adaptive Model の快適温度に近い室温の出現割合が最も高い季節は中間期である、4) 外気温の変化に対する室温の変化が最も大きい季節は冷房終了期である、などを明らかにした。

参 考 文 献

1) de Dear ら, ASHRAE transactions, 145-167, 1998 2) 宇田川: 空衛学会誌 2001 年 Vol. 75 No. 4 p305-313 3) NHK 放送文化研究所世論調査部：国民生活時間調査 2020 年生活の変化×メディア利用 2021 年 5 月

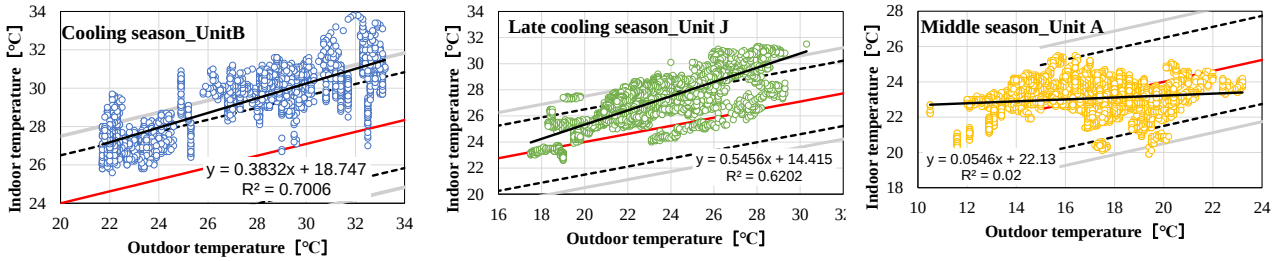


Fig.8 Relation between indoor temperature and outdoor temperature when the windows opening

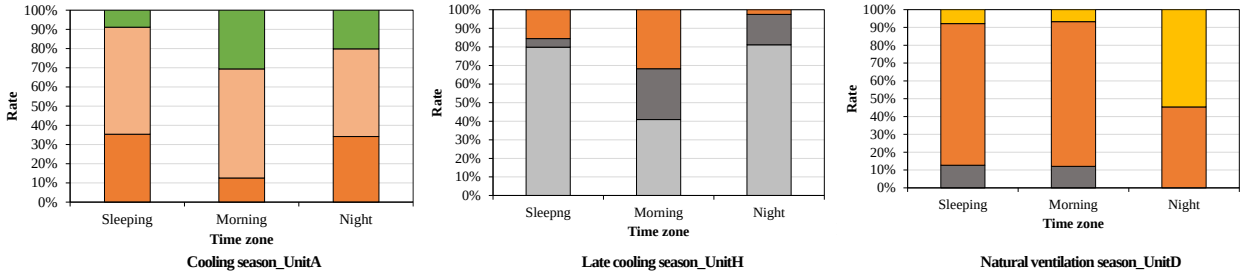


Fig.9 Comparison of classification ratios of indoor temperature distribution by time zone

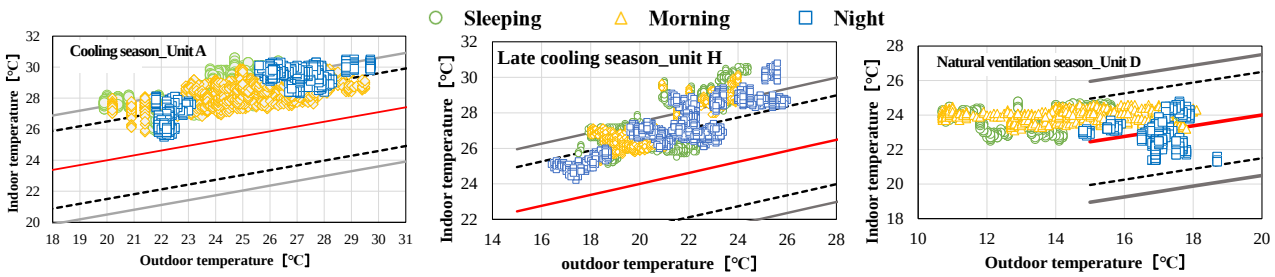


Fig.10 Relation between indoor-outdoor temperature when the windows opening by time zone

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

大学建物における CO2 排出量削減計画検討のための空調電力消費量に関する研究

Study on the Electricity Consumption by Air Conditioning Equipment for CO2 Emission Reduction Strategies in University Buildings

○田所　優典（神戸大学）　　竹林　英樹（神戸大学）
Yusuke TADOKORO*1　Hideki TAKEBAYASHI*1
*1　Kobe University

With the aim of extracting effective information for energy conservation plans in university buildings, the characteristics of time variation of electricity consumption were analyzed by using the measurement data in Kobe University. The breakdown of electricity consumption was specified as base, lights and outlet, and air-conditioning. The characteristics of air-conditioning electricity consumption is revealed by cluster analysis using the measurement data.

1.　はじめに

地球温暖化対策として大学は温室効果ガス削減に貢献する必要がある．神戸大学でも，2050 年カーボンニュートラルへ向けた省エネルギーの取り組みが進められている．近藤は，2019 年度の神戸大学における時刻別電力消費量を対象にクラスタ分析を行い，ベース，電灯コンセント，空調の各成分に分類した [1)]．空調分野における具体的な省エネルギー方策の実施には，空調電力消費量の詳細な分析が必要である．

河野らは，東京大学における設備導入・稼働実態の調査を行い，空調機の機器容量が過大であることを明らかにし，機器容量原単位をベンチマークとした環境負荷低減手法を提案した [2)]．

本研究では，実測調査とクラスタ分析結果に基づき，神戸大学における空調電力消費量の特徴を明らかにする．

2.　電力消費量のクラスタ分析

2.1　分析の概要

本研究では，神戸大学六甲台第 1 キャンパス，六甲台第 2 キャンパス，鶴甲第 1 キャンパスを対象とした．六甲台第 1 キャンパスは主に文系，六甲台第 2 キャンパスは主に理系，鶴甲第 1 キャンパスは主に教養科目の講義などに利用されている．Fig. 1 に対象施設を示す．38 箇所で 1 時間ごとに計測された 2019 年 4 月 1 日から 2020 年 3 月 31 日までの 366 日の電力消費量データを対象とした．固有値が 1 以上になる主成分を採用すると，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，3～5 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．

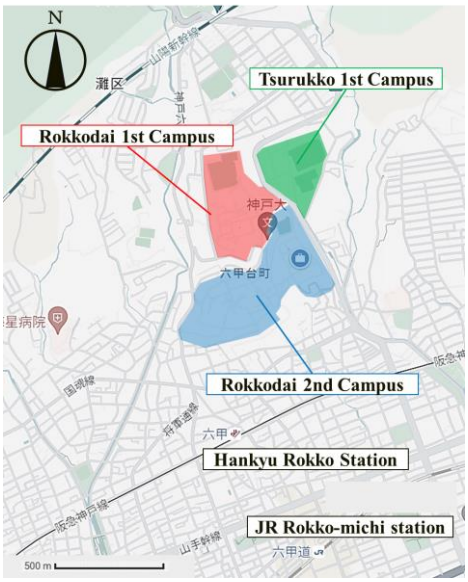


Fig.1 Objective campus in Kobe University

2.2　クラスタ分析の結果

時刻別電力消費量の分類結果の例として，Fig. 2 に本部管理棟＋本部管理棟分室の結果を示す．凡例には，該当クラスタに分類された日数を示す．205 日がクラスタ 1 に分類され，そのうちの 203 日が平日であった．127 日がクラスタ 2 に分類され，そのうちの 124 日が土日祝であった．33 日がクラスタ 3 に分類され，すべての日が，日平均気温が 27℃以上か 10℃以下の冷暖房負荷の大きい日であった．これらの考察に基づき，クラスタ 1 を「平

日クラスタ」，クラスタ 2 を「休日クラスタ」，クラスタ 3 を「冷暖房クラスタ」と設定した．

同様の考察を行い，多くの対象建物で平日を多く含む「平日クラスタ」，土日や祝日を多く含む「休日クラスタ」，日平均気温が 27℃以上か 10℃以下の冷暖房負荷の大きい日を多く含む「冷暖房クラスタ」に分類された．

Fig. 2 より，休日クラスタはベースの電力消費量，平日クラスタと休日クラスタの差は電灯コンセントの電力消費量，冷暖房クラスタと平日クラスタの差は冷暖房の電力消費量，にそれぞれ相当すると考察された．

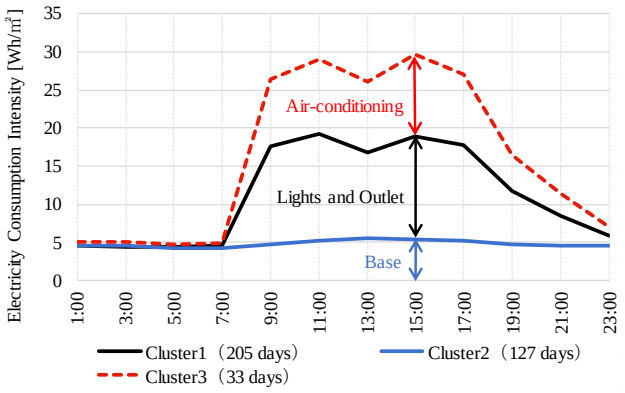


Fig.2 Electricity consumption intensity in Administration Office

3. 実測調査

3.1 測定の概要

空調機器の稼働実態把握及びクラスタ分析結果との比較を行うため，室外機の電力消費量の実測調査を行った．Table 1 に測定対象建物および測定対象機器を示す．クランプメーターで室外機ブレーカー2 次側の電流値を 5 分ごとに測定し，1 時間の積算電力消費量を算出した．測定は 2023 年 9 月 1 日～2023 年 12 月 31 日に実施し，室外機稼働日のデータを分析対象とした．

3.2 測定の結果

工学部 LR 棟の室外機 ACP-3A 及び経済経営本館の室外機 ACP-13 の測定結果を，それぞれ Fig. 3, Fig. 4 に示す．共に講義に利用される教室が中心である．青の太線は対象室外機の定格電力消費量，赤の太線は実測値平均，緑の太線はクラスタ分析結果である．

工学部 LR 棟では，実測値平均とクラスタ分析結果はおおむね一致した．日中の実測値平均は 20[Wh/㎡]程度で，定格の 20%程度である．実測値の最大は 54[Wh/㎡]で，定格の 50%程度である．低負荷での運転が多く，機器容量が過大であると推察される．

経済経営本館では，実測値平均とクラスタ分析結果はおおむね一致した．日中の実測値平均は 15～20[Wh/㎡]程度で，定格の 15～20%程度である．実測値の最大は 71[Wh/㎡]で，定格の 70%程度である．定格の 30～40%程度の運転が多く，機器容量が過大であると推察される．

Table 1 Objective buildings and outdoor units

Campus	Building	Outdoor Unit (Camacity)
Rokkodai 1st Campus	Main Building: Faculty & Gtaduate School of Economics, School & Graduate School of Business administration, Center for Social Systems Innovation	ACP-13 (69 kW)
		ACP-16 (33.5 kW)
Rokkodai 1st Campus	Integrated Center for Corporate Archives (Building Ⅳ)	EHP-302 (10 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Faculty & Graduate School of Engineering - LR	ACP-3A (61.5 kW)
		ACP-2B (36.4 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Science and Technology Research Building 3	ACM-73 (67 kW)
		ACM-41 (33.5 kW)
Rokkodai 2nd Campus	Innovation Commercialization Division	PAC-1-1 (10 kW)
Tsurukabuto 1st Campus	Institute for Promotion of Higher Education (College of Liberal Arts and Sciences) - K	ACP-4-1A (11.2 kW)

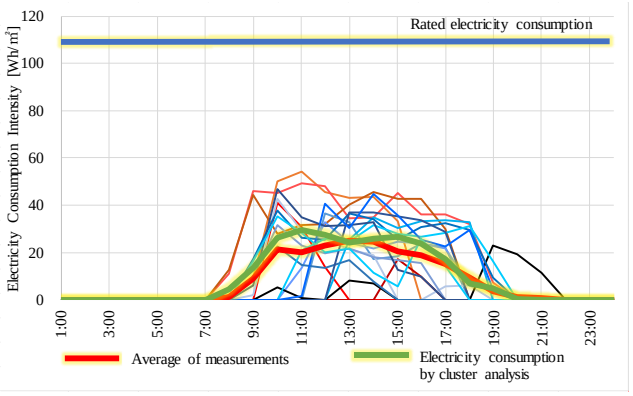


Fig.3 Measurement results of electricity consumption intensity at lecture room building of the faculty of engineering

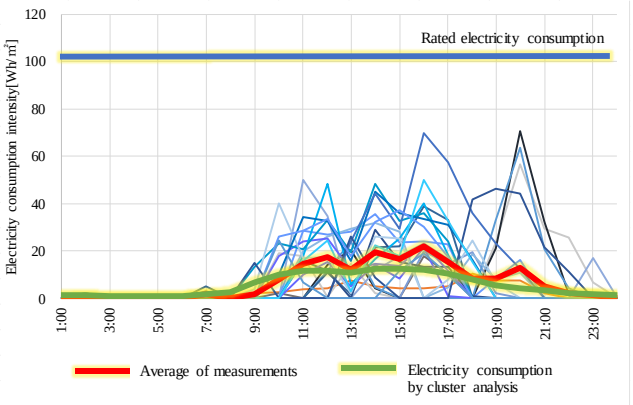


Fig.4 Measurement results of electricity consumption intensity at main building of the faculty of economics and business

4. クラスタ分析結果の考察

冷暖房の年間電力消費量は，クラスタ分析結果の日積算電力消費量と冷暖房クラスタの発生日数により算出される．Fig.5 に，建物ごとの冷暖房クラスタ発生日数と日積算冷暖房電力消費量[kWh/㎡]を示す．各プロットの色は建物用途を表し，大きさは年積算冷暖房電力消費量[kWh/㎡]を表す．緑は文系・事務系，青は理系研究室，赤はホールである．グレーは GHP 空調機比率が 50%以上の建物であり，今後の分析対象から除外する．中央値や平均値を考慮し，4 グループに分類して考察した．

日積算冷暖房電力消費量，冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい建物である，自然科学 2 号館の時刻別電力消費量を Fig.6 に示す．青の太線は建物における全ての空調機が定格で運転した場合の電力消費量を表す．自然科学 2 号館は主に理系研究室として利用されている．電力消費量の最大は 18[Wh/㎡]程度であり，定格の 50%程度である．夜間も 8[Wh/㎡]程度である．他の理系研究室でも，夜間に電力消費量が確認された．

日積算冷暖房電力消費量が大きく，冷暖房クラスタ発生日数が少ない建物である，神大会館の時刻別電力消費量を Fig.7 に示す．収容人数 300 人の六甲ホール，ホワイエ，会議室等である．夜間の利用はなく，電力消費量の最大は全建物の中でも最大で 30[Wh/㎡]程度であり，定格の 55%程度である．

日積算冷暖房電力消費量が小さく，冷暖房クラスタ発生日数が多い建物である，自然科学系図書館の時刻別電力消費量を Fig.8 に示す．理系学部の図書館である．夜間の利用はなく，電力消費量の最大は 10[Wh/㎡]程度で，定格の 30%程度である．空調立ち上がり時に急激に上昇している．

日積算冷暖房電力消費量，冷暖房クラスタ発生日数が共に小さい建物である，本部管理棟・本部管理棟分室の時刻別電力消費量を Fig.9 に示す．本部管理棟は主に事務系の建物である．夜間の利用はなく，電力消費量の最大は 10[Wh/㎡]程度であり，定格の 20%程度である．

空調機が定格で運転した場合の電力消費量に対して，実際の電力消費量はおおむね 50%以下であった．機器容量が過大である可能性と，建物全体での空調機器稼働率が低い可能性がある．

日積算冷暖房電力消費量と冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい理系研究室は、年積算冷暖房電力消費量が大きく、対策の優先度は最も高い。神大会館は、日積算冷暖房電力消費量を抑えるための対策が必要である。日積算冷暖房電力消費量が小さい建物は、対策の優先度は低いが、対策時には冷暖房クラスタ発生日数の多い建物から行うのが効果的である。

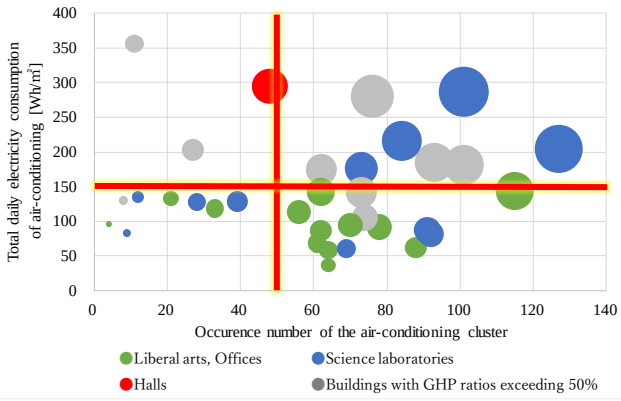


Fig.5 Occurrence number of the air-conditioning cluster and total daily electricity consumption of air-conditioning

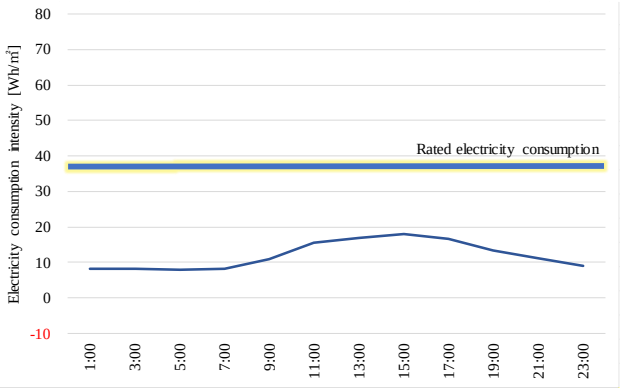


Fig.6 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at science and technology research building 2

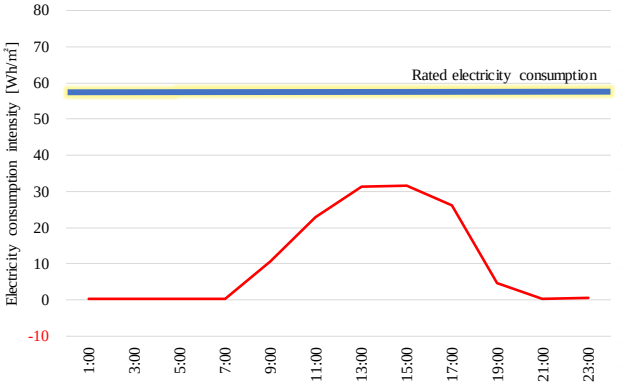


Fig.7 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Kobe University Centennial Hall

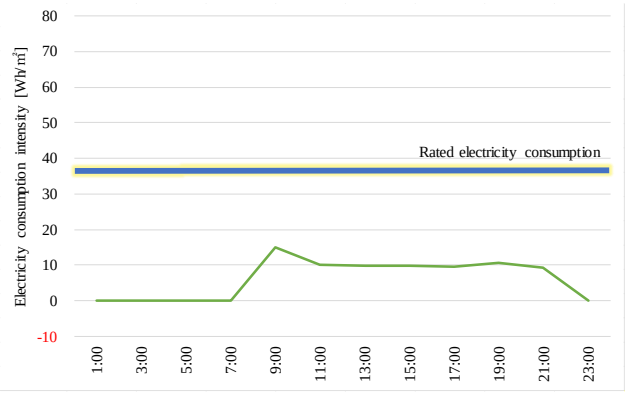


Fig.8 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Library for Science and Technology

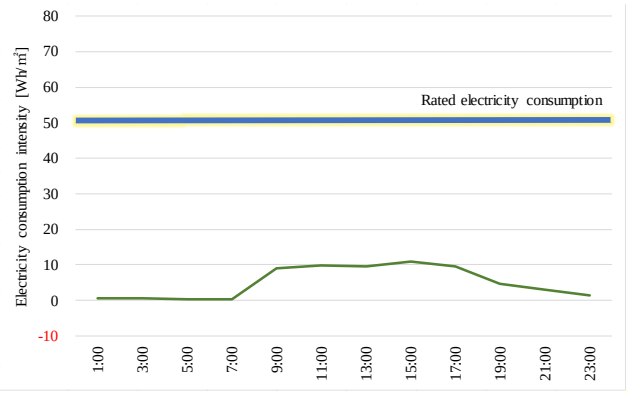


Fig.9 Electricity consumption intensity obtained by cluster analysis at Administration Office

5. まとめ

室外機の実測調査とクラスタ分析結果より，大学施設における建物ごとの空調電力消費量の特徴を考察した．

実測値平均とクラスタ分析結果の電力消費量はおおむね一致した．実測値は定格の 20～40%程度の低負荷運転が多いことが確認された．設計時の機器容量が過大であると推察される．

クラスタ分析により得られた時刻別電力消費量は，理系研究室では夜間，日中ともに電力消費量が大きい．ホールでは，日中の最大値が大きい．図書館では，空調立ち上がり時に大きい．事務室では，夜間の利用はなく，日中の最大値も小さい．全ての空調機が定格で運転した場合の電力消費量に対して，おおむね 50%以下の低負荷であった．日積算冷暖房電力消費量と冷暖房クラスタ発生日数が共に大きい理系研究室は省エネルギー対策の優先度が最も高く、日積算冷暖房電力消費量の大きい神大会館も対策が必要である。

謝辞　測定に協力いただいた神戸大学施設部や各建物の管理者の皆さまに謝意を表します．神戸市による令和 5 年度大学発アーバンイノベーション神戸（物価高騰等対策）に採択された「大学建物における CO2 排出量削減戦略策定のための削減効果の予測に関する研究」の一環として実施した．

参考文献

1) 近藤陽香，時刻変化の特徴に基づく大学建物の電力消費量の分類方法に関する研究，神戸大学工学部卒業論文，2022

2) 河野匡志，柳原隆司，花木啓祐，磯部雅彦，坂本雄三，国立大学施設における環境負荷低減手法に関する研究－東京大学における CO2 排出量削減に向けた実効ある対策の計画と実践の事例，日本建築学会環境系論文集，第 76 巻，第 666 号，723-734，2011 年 8 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

店先を開放して営業する店舗の自然換気による空調負荷
夏期および冬期の全国における負荷総量の推定
Air-Conditioning Load by Gravity Ventilation in Stores with Their Fronts Open
Estimation of total air conditioning load in summer and winter

○市 川　敦 貴（神戸大学）　　高 田　　暁（神戸大学）

Atsuki ICHIKAWA*1　Satoru TAKADA*1

*1　Kobe University

To evaluate the effect of AC (air-conditioners) airflow on the ventilation load by opening storefronts and the effect of narrowing opening area, CFD analysis was performed for models (dimensions determined based on field survey). The airflow from AC outlet on the ceiling blocked intrusion of outside air when cooling and encouraged outflow of indoor air when heating. When the distance between AC and the opening changed from 1.5m to 0.5m, cooling amount required to achieve the same indoor temperature was reduced by 13.2%. When top 30% of the opening was covered, that was reduced by 37.6% (cooling) and 64.9% (heating).

はじめに

わが国では，夏期の冷房時や冬期の暖房時であっても，店先の開口部を開放したまま営業している小規模店舗をよく目にする。この場合，屋外と室内の温度差による自然換気が生じ，冷暖房負荷が増加している。これは削減すべき負荷であるが，店主らに行動変容を促すのは容易ではないと思われる。温度差換気は換気力学に基づいて簡易に計算が可能であるが，店内に設置された空調機の吹出し気流や開口部近辺に置かれた物品が換気性状に影響を及ぼしていることが考えられる。自然換気に影響を及ぼす要素として，室温変動[1)]やエアカーテン[2)3)4)5)]，開口部周辺に設置された壁[6)]や室内の熱発生・人体の移動[7)]について，また吹出し気流については気流解析における取り扱い[8)9)10)]について検討されているが，空調機からの吹出し気流と開放された開口部を介した換気性状の関係について検討したものは見られない。そこで本報では，実在の商店街における調査に基づいて作成した店舗モデルを用いて，店舗室内と仮想的な外気空間の間の自然換気について気流解析を行い，空調機の存在が店舗の開口部を介した換気性状へ及ぼす影響を明らかにし，店舗の開放による換気負荷の増加分を定量的に把握するとともに，開口の一部を塞ぐことにより削減可能な負荷を推定し，店主の行動変容へ向けた材料を提供することを目指す。

1．神戸市内の商店街における実態調査

2023 年 6 月 5 日～12 日，アーケードの両側に小規模店舗が並ぶ神戸市内の 3 商店街を対象に店内に設置された空調機や開口の状況を調査した。調査項目は，店名，業種，開口（開口幅，開口高さ，開口部近傍に設置されていた陳列棚等の物品の形状），主要な開口部と最も近い空調機との距離とした。寸法は，許可された場合にはレーザー距離計を用いて，それ以外の場合は空調機の大きさを基準として概算した目測によって推定した。また，全対象について外観写真を撮影した。

食料品や衣料品店で開口を開放したまま営業している割合が 7 割を超え，逆に飲食店やその他の業種では開放している割合が小さかった（Fig.1）。開口の幅は店舗によって様々であったが，開口の高さは多くの店舗で約 2.75m 程度であった。空調機と開口部の距離は平均約 3.0m であったが，約 1.0m の店舗もあった（Fig.2）。

Fig.1　The ratio of shops with their storefronts open in each street

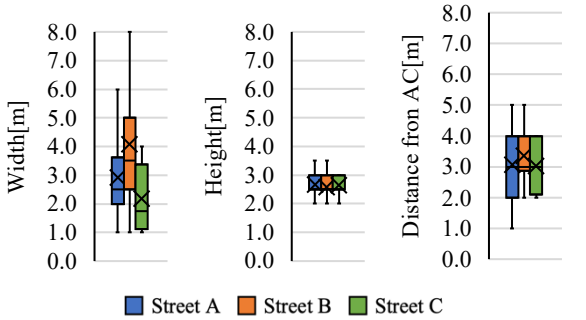


Fig.2　Width, height and distance from AC of storefront opening in each street

2. 冷房時の開口部開放に伴う自然換気の気流解析

2.1 気流解析の方法

前章の調査結果（Fig.2）を踏まえ，室内空間に仮想的な外気空間を接続し，Fig.3 に示すようなモデルを作る。4 方

向に吹出し口を持つ空調機を室内天井面に設置し，これを用いて冷房時に開口部を開放する店舗における自然換気について気流解析を行う。室内に空調機以外の熱源は置かない[註1)]。基準ケースの解析条件を Table 1 に示す。

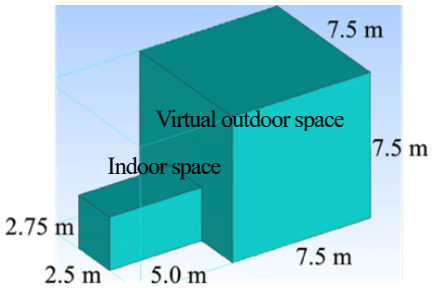


Fig.3 The model used in CFD

Table 1 CFD conditions (cooling)

Type		Steady	
Turbulence model		Standard k-ε	
Total mesh number		Approx. 3 million	
Indoor	Floor	Adiabatic	
		Logarithmic law	
	Ceiling	Adiabatic	
		Logarithmic law	
	Wall	Adiabatic	
		Logarithmic law	
		No heat generation	
Virtual outdoor space	Floor	Adiabatic	
		Logarithmic law	
	Boundary surface	Heat transfer coefficient	100 kW/(m^2・K)
		Outdoor temp	30 °C
		Logarithmic law	
AC	Outlet	Flow rate	250 m^3/h×4
		Power	3.5 kW
		Angle	45°
		Area	50 mm×500
	Inlet	Flow rate	1,000 m^3/h
		Area	500 mm×500 mm
Pressure reducing panel		Pressure	0 Pa
		Area	100 mm×100 mm

2.2 外気温・空調機による冷却量を変更した場合の結果

基準ケースの流速分布・温度分布を Fig.4 に示す。高温の外気が開口部の上部から侵入し，開口部の下部では室内の低温の空気が外気空間へ出る，典型的な温度差換気であるが，外気側を向いた空調の吹出し口から出た気流が開口の上部から侵入する外気に衝突し，温度差換気を抑えている。外気は吹出し気流の下を潜るようにして奥へ侵入したのち，一部が吸込み口へ誘引された。次に，外気温や空調機による冷却量を変更した場合に実現する室温（室内空間全域の平均温度）を Fig.5 に示す。外気温が高いほど，また空調機による冷却量が高いほど室温は低下した。

2.3 空調機の位置・吹出し角度を変更した場合の結果

基準ケースから空調機の位置（開口部からの距離）・空調機の吹出し角度を変更した場合に実現する室温を Fig.6 および Fig.7 にそれぞれ示す。空調機の位置を室内の奥へ移すと，外気が室内の奥まで侵入するため，空調機を開口部から遠ざけるほど室温が高くなった。空調機の位置を 1.5 m の位置から 0.75 m の位置に近づけると，室温が約 0.3 ℃低下した。また，吹出し角度を上向きにするほど室温は低く保たれた。

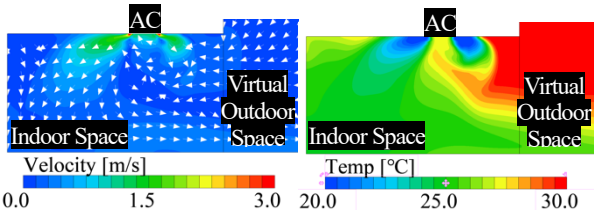


Fig.4 Velocity and temperature distributions for the reference case (cooling)

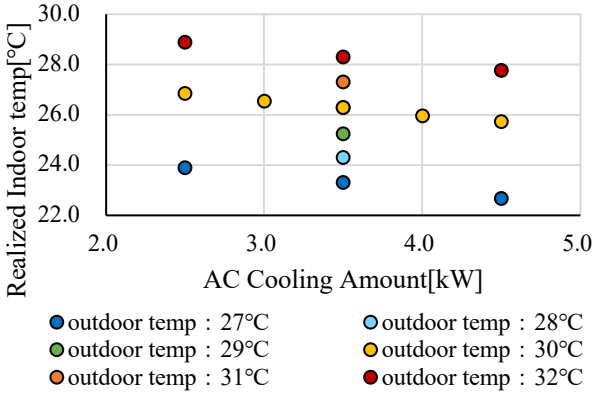


Fig.5 Relationship between outdoor temp, AC power and realized indoor temp. (cooling)

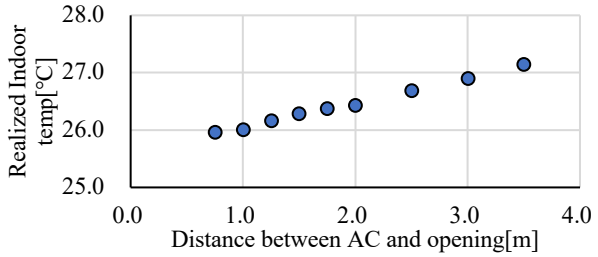


Fig.6 Relationship between distance from AC and realized indoor temp. (cooling)

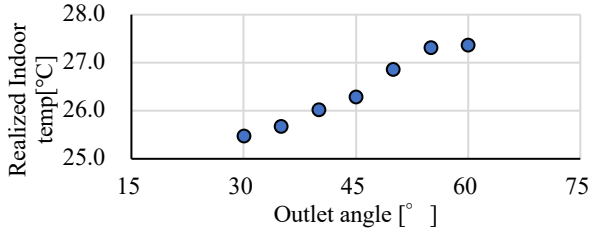


Fig.7 Relationship between AC angle and realized indoor temp. (cooling)

3. 暖房時の開口部開放に伴う自然換気の気流解析

3.1 気流解析の方法

暖房条件についても同様に計算を行う。基準ケースについて，冷房条件からの変更点を Table 2 に示す。

Table 2 CFD conditions (heating)

Virtual outdoor space	Boundary surface	Outdoor temp	5 ℃
AC	Outlet	Flow rate	500 m³/h×4
		Power	10.0 kW
		Angle	35°
	Inlet	Flow rate	2,000 m³/h

3.2 外気温・空調機加熱量を変更した場合の結果

暖房条件の基準ケースの流速分布・温度分布を Fig.8 に示す。開口部へ向いた吹出し口から出た高温の気流は上昇し，直接開口部の上端を通って外気空間へ流出する。開口の下半分では，外気空間側から室内空間へ低温の空気が流入する。暖房時には空調機から出た吹出し気流は温度差換気を助長していると考えられる。次に，外気温や空調機による加熱量を変更した場合に実現する室温を Fig.9 に示す。外気温が高いほど，また空調機による加熱量が高いほど実現する室温が高くなる。冷房時と比べ，空調機の冷却量/加熱量の変化に対する室温の変化量が小さくなったのは，吹出し気流が直接外気へ漏出するためである。

4. 開口の一部を塞いだ場合の自然換気の気流解析

冷房条件・暖房条件それぞれの基準ケースに，Fig.10 のように開口の上部あるいは横両端に開口面積を狭める措置を追加した際の自然換気について気流解析を行う。開口部の高さは 2.75m のため，上部 30%を閉鎖しても，それより下の高さは 1.925m となり，店舗運営には差し支えない範囲であると考えられる。Fig.11・Fig.12 に，冷房時および暖房時の開口閉鎖率と実現された室温の関係をそれぞれ示す。同じ冷却量/加熱量を与えた際に実現される室温は，開口面積が狭まることによって伴い，冷房時には低く，暖房時には高くなった。この影響は開口の横両端を塞いだ場合よりも上端を塞いだ場合のほうが顕著であった。冷房時には開口の上部を塞いだ場合でも空調吹出し気流が外気の侵入をブロックする効果を確認した。暖房時には，特に開口の上端を塞いだ場合に，基準ケースで見られた空調吹出し気流の直接の外気空間への流出を阻害していることを確認した。開口の上部 30%(床面から 1.925 m～2.75 m)を塞ぐことで，冷房時は実現する室温が約 1.2 ℃低下，暖房時は約 5.1 ℃上昇した。

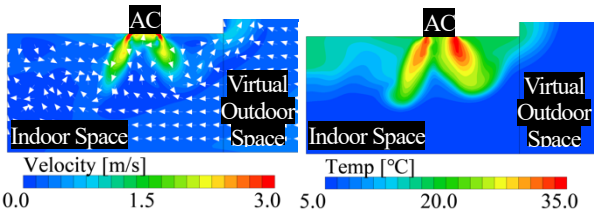


Fig.8 Velocity and temperature distributions for the reference case (heating)

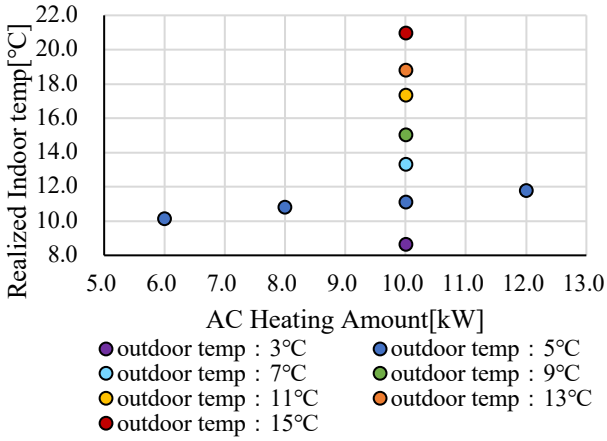


Fig.9 Relationship between outdoor temp, AC power and realized indoor temp (heating)

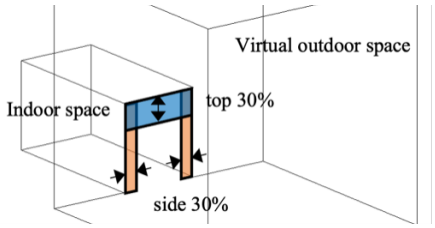


Fig.10 How to install panels to narrow the opening area

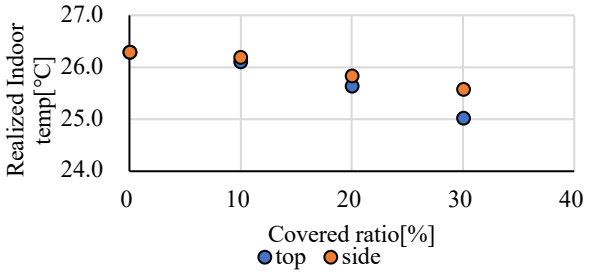


Fig.11 Relationship between opening covered ratio and realized indoor temp (cooling)

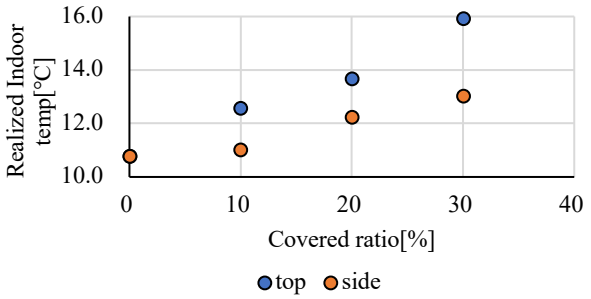


Fig.12 Relationship between opening covered ratio and realized indoor temp (heating)

5. ある室温の実現に要する空調機冷却量/加熱量の推定

ここまで流体解析の都合上，冷房・暖房時の冷却量/加熱量を固定して計算したが，この室内空間における冷房時および暖房時の外気温・冷却量/加熱量と実現する室温の関係から，外気温に応じた、開口部を開放することによって生じている空調機負荷を推定する。まず冷房条件について，冷却量あるいは外気温を説明変数，室温を目的変数とした回帰直線は式(1)となる。ここで基準室温を26 ℃とすると，基準室温を実現するのに必要な冷却量は式(2)になる。暖房についても同様に考え，基準温度を 22 ℃とすると式(3)が導かれる。ただし，θ_i：室温[℃]，θ_o：外気温[℃]，P_c：冷却量[kW]，P_h：加熱量[kW]とし，P_cおよびP_hは，その値が正になるときのみ定義される。

$$\theta_i = \theta_o - 0.5689P_c - 1.724 \quad (1)$$

$$P_c = \frac{1}{0.5689}(\theta_o - 27.724) \quad (2)$$

$$P_h = \frac{1}{0.2640}(18.5344 - \theta_o) \quad (3)$$

第 3 章で，冷房時に空調機を開口部に近づける（1.5 m→0.5 m）ことにより，室温が約 0.3 ℃低下することを確認した。これを式(2)に当てはめると，同等の室温を得るために必要な冷却量は約 0.53kW 削減されることになる。この室温を基準ケースの冷却量（3.5 kW）のままで得られるので，13.2 %のエネルギーを削減したことになる。また，第 5 章で，開口部の上端から 30 %を塞ぐことにより，冷房時には室温が約 1.2 ℃低下，暖房時には室温が 5.1 ℃上昇することを示したが，同等の室温を得るために必要な加熱量は，それぞれ 2.11kW，19.3kW 削減される。これらの室温を基準ケースの冷却/加熱量（冷房 : 3.5 kW，暖房 : 10.0 kW）のままで得られるので，冷房時に 37.6 %，暖房時に 64.9 %のエネルギーを削減したことになる。

6. まとめ

夏期の冷房時あるいは冬期の暖房時に開口部を開放して営業する店舗に関して，商店街における調査に基づいて設定したモデルを用い，天井 4 方向吹き出しの空調を対象として，気流解析を行った。冷房時に，空調機からの吹出し気流が開口上部より侵入しようとする高温の外気に衝突し，温度差換気を抑えること，暖房時に，開口上部での室内空気の流出を助長していることを確認した。空調機の設置位置を開口部に近づける（1.5 m→0.75 m）ことで，冷房時に同等の室温を得るために必要な冷却量を 13.2 %削減できることを示した。開口の上部 30 %（床面から 1.925m 以上の部分）を塞ぐことにより，同等の室温を得るために必要なエネルギーを冷房時に 37.6 %，暖房時に 64.9 %削減できることを示した。

註 1) 基準ケースに対し，空調機の冷却量を変更した場合に実現される室温と，室内発熱量（天井面を除く室内の壁面全てで一様に発熱）を空調機の冷却量から差し引いた値と実現する室温の関係を Fig.13 に示す。これらの値はよく一致しており，壁面の熱貫流など一様な熱負荷がある場合も，その分だけの空調機の冷却量の低下として扱って良いと考えられる。

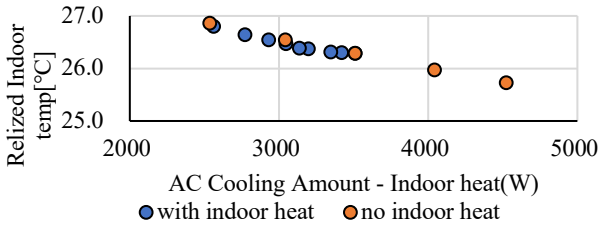


Fig.13 Relationship between AC power – indoor heat and realized indoor temp (cooling)

参 考 文 献

1）細井昭憲，単一開口における室温変動を考慮した温度差換気の基礎理論，日本建築学会環境型論文集，第 85 巻 第 768 号，149-156（2020）
2）李時桓，開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究（第 1 報）単一開口における換気量とエアカーテンの熱遮断特性に関する数値的検討，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 4 巻，145-148（2018）
3）李時桓，開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究（第 2 報）エアカーテンの種類による熱遮断効率，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 4 巻，101-104（2019）
4）矢野智子，李時桓，倉渕隆，林鍾衍，開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究（第 3 報）実測による商店内の温熱環境と熱損失特性，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 4 巻，105-108（2019）
5）矢野智子，李時桓，開門冷房におけるエネルギー損失に関する研究（第 4 報）実測による漏気負荷抑制手法の検討と熱負荷計算，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集，第 4 巻，61-64（2020）
6） Yuki Arinami, Shin-ichi Akabayashi, Yoshihide Tominaga, Jun Sakaguchi, Performance evaluation of single-sided natural ventilation for generic building using large-eddy simulations: Effect of guide vanes and adjacent obstacles, Building and Environment, Vol.154, 68-80（2019）
7） Lu Feng, Yan Wu, Yi Zhao, Rubin Li, Song Dong, Naiping Gao, Variation of temperature stratification during and after the human movement in displacement ventilation, Building and environment, Vol.239, 1-14（2023）
8) 丹羽康介，酒井孝司，小野浩己, CFD パーツ化を目的とした線上吹出し口を有する室内の CFD 解析に関する研究　流入口の乱流強度設定が気流性状に及ぼす影響，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 201-204（2016）
9) 五島慧次ら，4 方向カセット型ディフューザの CFD パーツ化に関する検討，日本建築学会大会学術講演論文集（環境工学Ⅱ）, 899-900（2017）
10）桃井良尚，時間変動する吹出し気流の実用的 CFD モデル化手法に関する研究（第 1 報）風向変動気流への噴流モデルの適用，空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 317-320（2018）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

室温変動を伴った冷房期の設定温度緩和が温熱環境の許容と発汗に及ぼす影響
Thermal Environment Tolerance and Perspiration by Relaxing the Temperature Setting with Room Temperature Fluctuation

○古藤　若菜（立命館大学）　　近本　智行（立命館大学）　　田中　哲平（立命館大学）
Wakana KOTO*1　Tomoyuki CHIKAMOTO*1　Teppei TANAKA*1
*1 Ritsumeikan University

Air conditioning control systems that prioritize human factors have been developed to address the dual needs of thermal comfort and energy savings. This research aims to explore the relationship between thermal environment tolerance, perspiration, and thermal comfort in relation to fluctuations in room temperature. Experimental results demonstrate that the increased perspiration due to increased thermal sensation with short time lag can reduce thermal discomfort in fluctuating room temperature, considering physiological response. Furthermore, it was found that thermal sensation is significantly enhanced in conjunction with the sensation of sweating.

1．はじめに

執務者の快適感を損なわない範囲で温熱環境を変動させ、省エネを目指す空調制御手法が存在している[文1)]。近年ではヒューマンファクターに着目した制御手法が構築され、快適性と省エネの両立が求められている。亀山らは、快適状態から不快状態への一方的な室温上昇環境下における心理と発汗の関係について、発汗時には温冷感が大きく低下することを明らかにした[文2)]。矢田らは、空調機の特性と人体が温熱環境の変化に慣れる時間を考慮し、1 周期 20 分での周期的な室温変動と心理の関係について被験者実験を実施した。そこで室温上昇時、下降時ともに、温冷感と快適感に負の相関があることを明らかにした[文3)]。しかし、発汗を伴う周期的な室温変動と温熱環境の許容の関係については明らかにされていない。発汗による体温調節機能を活かすことで、室温変動環境下において、暑熱側申告の減少と快適感の向上が期待できるのではないかと考える。

そこで、本研究では周期的な室温変動と心理・生理の関係に着目し、発汗を伴う周期的な室温変動が温熱環境の許容に与える影響と、周期的な室温変動環境における発汗と快適感の関係を明らかにすることを目的として被験者実験を行った。

2．被験者実験概要

2.1　実験条件

本実験は 2023 年 8～9 月に立命館大学びわこくさつキャンパスの恒温恒湿室で実施した。環境測定には熱電対・温湿度計・風速計を用いた。Fig.1 に実験室概要及び測定点を示す。被験者は健康な男子大学生 5 名、着衣量 0.5clo、代謝量 1.3met[注1)] 非喫煙者かつ標準体型[注2)] とした。

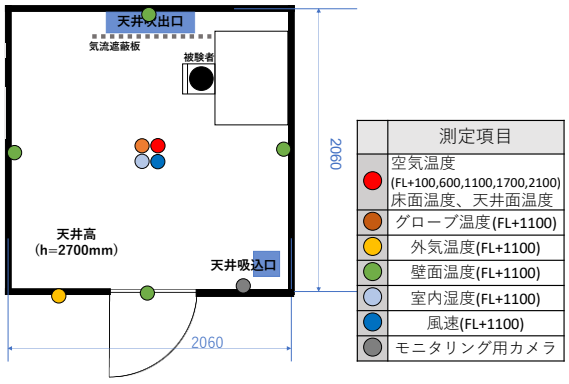


Fig.1　Laboratory Floor Plan and Indoor Environment Measurement Points

Table 1　Experiment Cases

	基準室内温度	周期	変動幅
CASE1	30℃	20 分	±0.5℃
CASE2			0.0℃
CASE3	26℃		±0.5℃

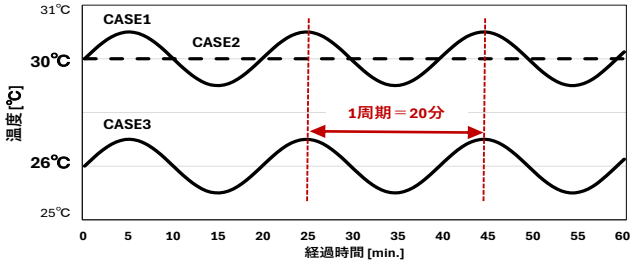


Fig.2　Experiment Cases

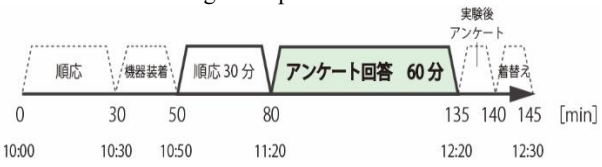


Fig.3　Experiment Schedule

2.2　実験 CASE

Table 1、Fig.2 に実験条件を示す。実験は各 CASE において、1 周期 20 分を 3 周期分(＝60 分間/CASE)実施した。

2.3　実験スケジュール

Fig.3 に 1 人当たりの実験スケジュールを示す。サーカディアンリズムを考慮するため、実験は 1 日 1CASE のみとした。登校により被験者の体温が上がっている可能性を考慮し、室内(実験室別室)での安静時間を設けた（30 分)。その後、実験 CASE の前に実験室環境に順応する時間を設けた（30 分)。

2.4　測定項目

実験室内外の環境測定に加え、以下の測定等を行った。

1)　アンケート申告

各実験 CASE 実施中、被験者へ主観申告アンケート[注3)]を毎分実施した。温冷感・快適感・気流感・眠気感・湿度感の 5 項目を 7 段階、発汗感を 4 段階で申告させた。アンケート申告結果の分析時には、各被験者の個人差を考慮するため標準化[注4)]を実施し、全被験者における z-score の平均値を用いた。

2)　人体生理測定

皮膚表面温度は、ボタン型温湿度センサを用いて 30 秒間隔で測定した。Hardy-Dubois の 7 点法より前額部、前腕、手、腹、大腿、下腿、足の計 7 点を測定し、平均皮膚温度を算出した。また、被験者の胸部付近で衣服（肌着）内の温湿度を測定した。発汗量は汗腺の分布が多い前額部の皮膚表面温湿度から絶対湿度を算出し、30 秒前比での絶対湿度の増減値を Δ 発汗量として評価に用いた。なお、Δ 発汗量には皮膚からの不感蒸泄分が含まれている。

3．実験結果

3.1　温熱環境

実験中における実験室内環境の平均を Table2 に示す。

1）室内湿度

全 CASE において、相対湿度が 40%～60%内に収まっていることがわかった。これは快適範囲（40%～60%）内であったことから、アンケート申告には影響がない室内湿度であったといえる。

2）気流速度

全 CASE において、0.0～0.2 m/s の範囲内で風速が計測され、気流によるアンケート申告の影響はおおむね無いことが示された。

3）室内温度

全 CASE 中の居住域近傍における室温の実測平均値を Fig.4 に示す。夏季の気温上昇に伴い、実験室外の気温が上昇し、実験室内の温度に影響が及んだ。一部目標値よりも室温が変動しているが、おおむね想定通りの環境となっていることが確認された。

Table 2　Thermal Environmental Conditions

	相対湿度[%]	気流速度[m/s]
CASE1	51.2（±1.6）	0.12（±0.04）
CASE2	49.6（±0.8）	0.12（±0.02）
CASE3	51.4（±3.2）	0.09（±0.05）

平均（±標準偏差）

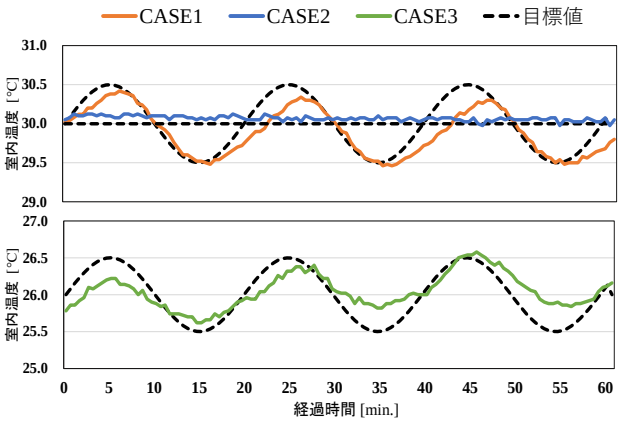


Fig.4　Air Temperature Results（FL＋1100）

3.2　アンケート申告割合

1）CASE 中の発汗感申告割合

Fig.5 に各 CASE 中の発汗感申告割合を表す。CASE1・2 では、発汗を自覚している割合がそれぞれ 74%、63%であり、CASE3 では、発汗を自覚していない割合が 99%であった。各 CASE 中において、CASE1・2 は 発汗状態が優位であった一方、CASE3 は非発汗状態が優位であった可能性が示唆された。

2）CASE 中の快適感申告割合

Fig.6 に各 CASE 中の快適感申告割合を示す。CASE1・2 では、快適側の申告割合がそれぞれ 13%、21%であり、同じ室温帯でも室温変動環境（CASE1）と比べて、室温一定環境（CASE2）のほうが快適側の申告割合が多いことが明らかになった。これは、室温上昇自体が執務者にとって不快であったことが考えられる。また、CASE3 では、快適側の申告が 83%であり、これは CASE3（26℃±0.5）の室温変動が執務者にとって快適な環境であったことが考えられる。

3）CASE 中の温冷感申告割合

Fig.7 に各 CASE 中の温冷感申告割合を示す。CASE1・2 では、暑熱側の申告割合がそれぞれ 87%、91%であり、CASE 間に大きな差は見られないことがわかった。CASE3 では、暑熱側の申告割合が 38%であり、冷涼側の申告割合が 47%であることがわかった。

したがって、発汗の自覚がある同じ室温帯の環境下では、室温上昇自体が不快側申告の増加に寄与する一方、室温変動の有無で温冷感申告は影響しないことが考えられる。

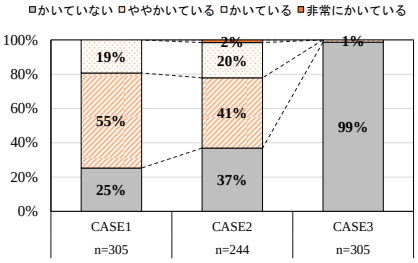


Fig.5　Total Sweating Sensation

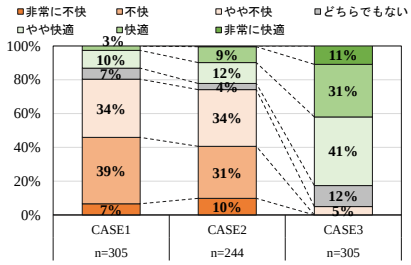


Fig.6　Total Thermal Comfort

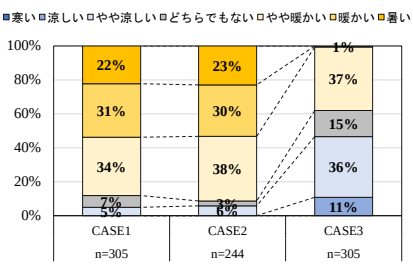


Fig.7　Total Thermal Sensation

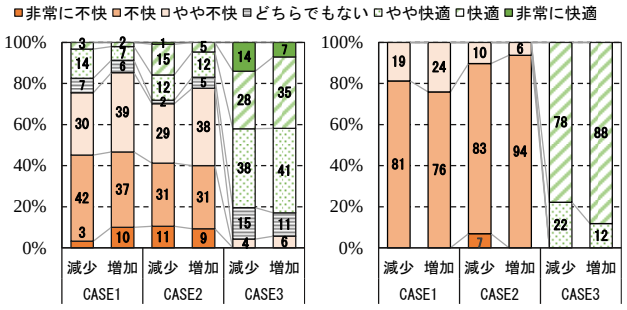


Fig.8　Relationship between Perspiration and Thermal Comfort

（Left）All Subject　（Right）Subject C

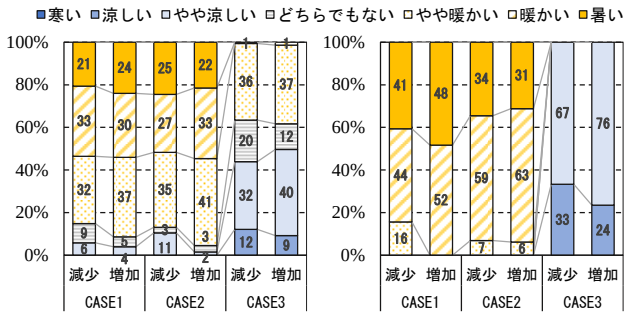


Fig.9　Relationship between Perspiration and Thermal Sensation

（Left）All Subject　（Right）Subject C

3.3　発汗を伴う周期的な室温変動と温熱環境の許容

1）快適感申告と Δ 発汗量の関係

Δ 発汗量の 0 以上の値を Δ 発汗量増加群、0 未満の値を Δ 発汗量減少群の 2 群に群分けしたときの各 CASE の快適感申告割合を Fig.8 に示す。

全被験者の Δ 発汗量増加群と減少群を比較すると CASE1・2 では、Δ 発汗量増加群は減少群に比べて不快側の申告が増加し、快適側の申告が減少した。一方 CASE3 では、快適側の申告が増加傾向であることがわかった。被験者全体では室温変動の有無で明確な違いは見られなかったが被験者 C に着目すると、CASE1・3 では、Δ 発汗量増加群は減少群に比べて不快側の申告が減少し、快適側の申告が増加した。したがって被験者全体では、発汗が優位である環境下（CASE1・2）において、発汗量の増加で不快側申告の減少には寄与しないことが示された。しかし個人別では室温変動環境下（CASE1・3）において、発汗量の増加が生じた際に、僅かな時間遅れを伴って、不快側申告の減少や快適側申告の増加が生じたのではないかと考える。室温変動環境が発汗を介して不快感の減少と快適感の向上に寄与する可能性が示唆された。

2）温冷感申告と Δ 発汗量の関係

Δ 発汗量の 0 以上の値を Δ 発汗量増加群、0 未満の値を Δ 発汗量減少群の 2 群に群分けしたときの各 CASE の温冷感申告割合を Fig.9 に示す。

全被験者の Δ 発汗量増加群と減少群を比較すると CASE1・2 では、Δ 発汗量増加群は減少群に比べて暑熱側の申告が増加し、冷涼側の申告が減少した。一方 CASE3 では、冷涼側の申告が増加傾向であることがわかった。また、被験者 C の Δ 発汗量増加群と減少群を比較すると CASE1 では、Δ 発汗量増加群は減少群に比べて暑熱側の申告が増加し、CASE3 では、冷涼側の申告が減少したことがわかった。したがって、被験者全体では、発汗を伴う環境下において、暑熱側申告の増加による発汗量の増加で、不快側申告の減少には至らなかった。しかし、個人別では室温変動環境下において、暑熱側申告の増加によって僅かな時間遅れを伴って、発汗量の増加が生じ、不快側申告の減少と快適側申告の増加が生じたと考える。

3）温冷感申告と発汗感申告の関係

発汗感申告の 0 以上の値を発汗の自覚有群、0 未満の値を発汗の自覚無群の 2 群に群分けしたときの各 CASE の発汗感申告と温冷感申告の関係を Fig.10 に示す[注5)]。発汗の自覚無群と有群を比較すると全 CASE において発汗の自覚有群は無群に比べて暑熱側申告が有意に増加することが明らかになり、暑熱側申告は室温変動の有無にかかわらず、発汗自覚時に有意に増加することが示された。

3.4　周期的な室温変動環境における発汗と快適感

1）室温変動に伴う温冷感・快適感の相関

Fig.11 に室温上昇時の温冷感（上）と快適感（下）の関係を、Fig.12 に室温下降時の温冷感（上）と快適感（下）の関係を示す。温冷感に着目すると CASE1・3 では、室温上昇に伴い暑熱側の申告を、室温下降に伴い冷涼側の申告をした。室温帯にかかわらず、室温変動を知覚することが示された。CASE2 では、同じ室温でも温冷感が変化することがわかり、これは発汗による体温調節機能が影響していることが考えられる。

次に、温冷感と快適感の相関を Table 3 に示す。CASE1 では室温上昇時に負の相関（相関係数 : -0.51）があり、室温下降時では強い負の相関（相関係数 : -0.75）があること

がわかった。一方 CASE3 では、室温上昇時に強い負の相関（相関係数：-0.70）があり室温下降時に弱い負の相関（相関係数：-0.38）があることがわかった。したがって CASE1・3 を比較すると、室温上昇時では、非発汗状態が優位である環境下（CASE3）の方が暑熱側の申告の増加と快適側の申告の減少に強い相関がみられ、室温下降時では、発汗状態が優位である環境下（CASE1）の方が、暑熱側の申告の減少と快適側の申告の増加に強い相関があることがわかった。

4．まとめ

本研究では、発汗を伴う周期的な室温変動が温熱環境の許容に与える影響、周期的な室温変動環境における発汗と快適感の関係を探るために、被験者実験を実施し、以下の知見が得られた。

1）被験者全体では発汗を伴う環境下において、暑熱側申告の増加による発汗量の増加で、不快感の減少には至らなかった。一方で、個人別では室温変動環境下において、暑熱側申告の増加による発汗量の増加で、不快感減少と快適感増加に寄与することが示唆された。これは人体生理学における応答性能が関与しており、暑熱側申告の増加に僅かな時間遅れを伴って、発汗量が増加し、不快側申告の減少と快適側申告の増加が生じたと考えられる。室温変動環境が発汗を介して不快感減少と快適感向上に寄与する可能性が示唆された。

2）暑熱側申告は、室温変動の有無にかかわらず、発汗自覚時に有意に増加することが明らかになった。

3）室温上昇時は、発汗状態より非発汗状態において室温上昇の知覚によって快適感減少し、室温下降時は発汗状態において、室温下降の知覚によって快適感が向上する可能性が示唆された。

注釈

注 1）前日の睡眠時間は 8 時間以上確保させ飲酒は禁止とした。熱中症対策のため常温の水 500ml の水分補給を可能とし、実験中の飲水は自由とした。アンケート回答は毎分実施し回答後は体勢を崩す行為を避けるため用意した 100 マス計算を実施した。
注 2）BMI（＝体重[kg]÷（身長[m]））18.5 以上 25.0 未満
注 3）温冷感は 3:暑い・2:暖かい・1:やや暖かい・0:どちらでもない・-1：やや 涼しい・-2:涼しい・-3:寒い、快適感は 3:非常に不快・2:不快・1:やや不快・0: どちらでもない・-1：やや快適・-2:快適・-3:非常に快適の 7 段階評価とした。発汗感は汗をかいているのかに対して 0：かいていない・1：ややかいてい る・2：かいている・3：非常にかいている、の 4 段階評価とした。
注 4）標準化は平均 0、標準偏差 1 の尺度に変換した値であり、次式で算出した。z-score ＝ (申告値－申告値平均) /標準偏差
注 5）有意性の判定には Welch の検定を用いた。有意水準を p＜0.050 とし有意水準を満たしている際に*を記載した。

参考文献

文 1）佐藤孝輔ほか：ゼロカーボン建築の実現可能性に関する研究： (第 3 報)ゼロエナジーバンドの設定と冷暖房負荷及び空調用エネルギー削減可能量の試算、学術講演会論文集、平成 22 年(1)、pp689-692、2010-8
文 2）亀山大介：夏季の室温上昇が人体生理と温熱環境の許容に及ぼす影響に 関する研究、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集、A-7、2017
文 3）矢田うさぎ：周期的に室温変動を与えた場合における室温変動への知覚 と温熱環境への許容値の関係性評価、立命館大学大学院理工学研究科修士論文 梗概、2022

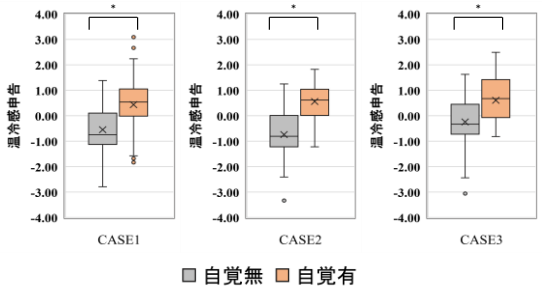


Fig.10　Thermal sensation

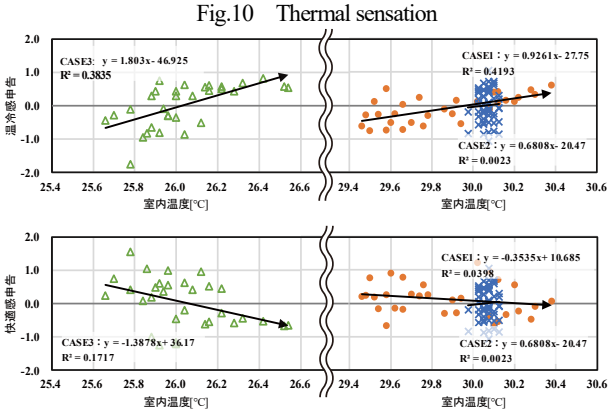


Fig.11　Room Temperature Rise：（Upper）Thermal Sensation
（Lower）Thermal Comfort

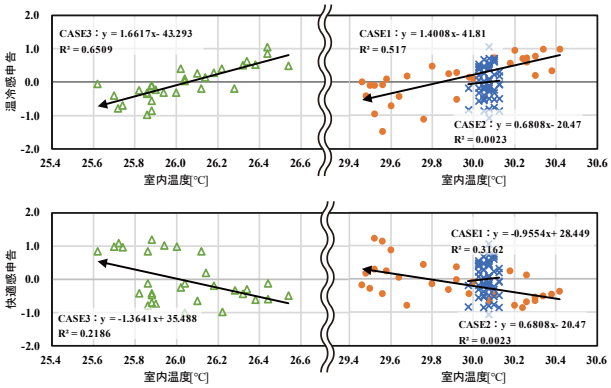


Fig.12　Room Temperature Fall：（Upper）　Thermal Sensation
（Lower）Thermal Comfort

Table3　Correlation between Thermal Sensation and Thermal Comfort

実験 CASE	室温	相関係数（決定係数 R²）
CASE1（30℃±0.5）	上昇時	-0.51（0.26）
	下降時	-0.75（0.49）
CASE2（30℃±0.0）	一定時	-0.59（0.46）
CASE3（26℃±0.5）	上昇時	-0.70（0.57）
	下降時	-0.38（0.14）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

温熱環境に多様性を持たせた執務空間における オフィスワーカーの環境選択と省エネに関する研究 (第 1 報)夏期の『ムラ空調』の導入による快適性と執務場所選択に関するアンケート調査

Environmental Choice of Office Workers and Energy Conservation in Workplaces with Various Thermal Environments (Part 1) Questionnaire Survey on Comfort and Workplace Choice with “Uneven Air Conditioning System” in Summer

田 中　哲 平（立命館大学）　五 明　遼 平（日建設計）　近 本　智 行（立命館大学）
田 中　宏 昌（日建設計）　田 辺　慎 吾（日建設計）

Teppei TANAKA*1 Ryohei ITSUAKI*2 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Hiromasa TANAKA*2 Shingo TANABE*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Nikken Sekkei Ltd.

Decarbonizing tenant buildings is critical in Japan, as most offices are leased and the adoption rate of Zero Energy Buildings (ZEB) is low. Office usage is shifting towards Activity-Based Working (ABW), blending physical and environmental factors to enhance worker comfort and engagement while aiming for energy conservation through natural energy. This study evaluates non-installation strategies, using existing HVAC and workers' thermal choices to improve comfort and efficiency. Results from an "Uneven Air Conditioning System" summer trial, including comfort, choice impact, and energy savings, are reported.

はじめに

業務部門の脱炭素化が急務であり、特に築 20 年以上のテナントビルが多い我が国では[文1]、既存テナントビルの省エネへの取り組みが重要と考えられる[文2]。一方でオフィスでの働き方に着目すると、エリアごとに特徴を持たせた執務空間の中から、執務者が自由に働く場所を選択する Activity Based Working (ABW)の採用が注目されている[文3,文4]。

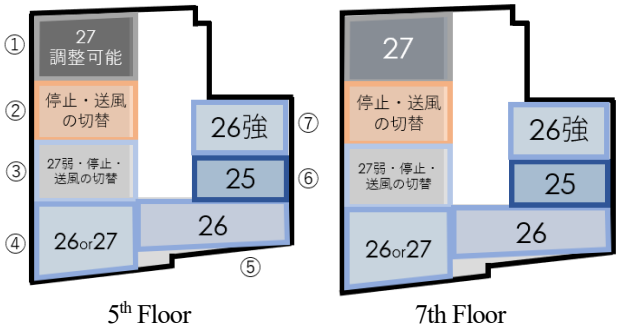
本研究では、築 20 年のテナントビルに入居する N 社のオフィスを対象に、ビル標準の空調設備の運用の工夫で、執務スペースに積極的にムラのある環境をつくりだし、ABW による執務者の環境選択を組み合わせることで、生産性と省エネ性の向上を目指す新しい環境制御手法を検証する。本報では、連続的な大部屋の執務室において夏期ピーク時の温熱環境に平面的な多様性を持たせた『ムラ空調』を行い、その条件下での快適性、執務場所選択、省エネ効果を報告する。

1．建物概要

Fig.1 に研究の対象とした建物の概要を示す。G ビルは大阪市内に位置する地上 14 階建て延床約 32,000 ㎡のテナントビルであり、オフィス基準階貸室は Fig.1 のようになっている。N 社は 2023 年 5 月に G ビル 5 階～8 階に入居し、現在、脱炭素推進やワークスタイル変革に向けた複数の実証実験を行っている。オフィスの勤務形態は ABW である。

Building Exterior　Standard Floor HVAC System Diagram

Fig.1 Building Summary



5th Floor　7th Floor

Fig.2　“Uneven Air Conditioning System” Floor Summary

2.『ムラ空調』の概要

Fig.2 に本報で対象とした 2023 年夏期の『ムラ空調』の運用方式を示す。なお、本建物の空調方式は空冷ビルマルチエアコンであり、テナント区画ごとに設けられた床吹出空調用の室内機が建物コア側に設置されている。本研究では便宜上この 7 つのゾーンに **Fig.2** に示すように①から⑦の番号を付した。また、比較的目標温度が高いゾーン（ゾーン①～④）を「緩和空調ゾーン」、比較的目標温度が低いエリア（ゾーン⑤～⑦）を「しっかり空調ゾーン」とした。

3. アンケート調査の概要『ムラ空調』の概要

3.1 アンケート調査の手法

Table1 にアンケート概要を示す。2023 年 8 月に一般的な均一空調で運用した週（8/ 7～10）と『ムラ空調』を導入した週（8/21～25）において、同様の気象条件の日をそれぞれの週で 2 日ずつ計 4 日選び、それぞれ朝 10 時～12 時と夕刻 16 時～18 時に 1 回ずつ、合計 8 回アンケートを紙面と口頭質問にて実施した。対象オフィスに勤務する 20 代から 60 代の男女約 240 名[注1]から計 880 サンプルを得た[注2]。

3.2 測定項目

3.2.1 心理量

執務環境の満足度に関する、**Table2** に示す項目のアンケート調査を実施した。環境に対する心理申告は 5 段階とした。

3.2.2 執務場所選択要因と環境選択行動の有無

アンケート回答者の滞在位置の記録、さらにその執務場所を選択した要因、『ムラ空調』が環境選択に関わったか、の2項目についても併せて口頭で質問し回答を得た。

3.2.3 環境測定

対象オフィスの天井には等間隔で室内環境測定センサが設置されている。

Table1 Questionnaire Summary

アンケート対象期間	2023/8/7～8/25		
アンケート日時	均一空調	8/9, 10	朝, 夕
	ムラ空調	8/22, 25	朝, 夕
アンケート対象階	5階, 7階		
アンケート回答者	20代から60代の男女約240名		
アンケート回答数	計880サンプル		

Table2 Questionnaire Detail

個人情報	社員番号，名字	
環境心理申告	温冷	寒い，やや寒い，どちらでもない，やや暑い，暑い
	気流感	不満，やや不満，どちらともいえない，やや満足，満足
	音	不満，やや不満，どちらともいえない，やや満足，満足
	明るさ感	不満，やや不満，どちらともいえない，やや満足，満足
	日射	不満，やや不満，どちらともいえない，やや満足，満足
場所選択	利用用途や環境選択の有無など記述	
滞在位置	アンケートを回答した地点を平面図にプロット	
回答時刻	回答時刻	

4．結果の分析と考察

4.1 回帰モデルによる分析概要[注3]

環境選択の有無と関係する因子を定量的に提示することを目的に、**Table3** に示す変数で回帰分析を行った[文4]。アンケート調査で得た値のほかに、対象オフィスから得た性別の情報を説明変数に加えた。場所選択の有無は、アンケート回答を得たワーカー一人ずつについて、期間を通して回答場所が同じだったワーカーを場所選択なし、期間中一度でも回答場所が異なったワーカーを場所選択ありとし、個人因子として変数とした。また平均温度は、ワーカー滞在位置情報に基づきゾーン内で最も近いセンサ位置での測定温度のアンケート対象時刻 2 時間の平均値を変数とした。

4.1.1 目的変数と説明変数の相関分析

環境選択の有無と各説明変数の相関分析を実施した。結果を **Table4** に示す[注4]。

「場所選択の有無」と「フロア」「ゾーン」の間に有意な相関関係を確認した。これはフロアやゾーンで場所選択の有無に差があることを示し、場所選択されやすいフロアやゾーンがある可能性が示唆された。

4.1.2 説明変数同士の相関分析

モデルに投入する説明変数間の関係を確認し、多重共線性を考慮するため、説明変数同士の相関分析を実施した。結果を **Table4** に示す。相関係数の絶対値が 0.40 以上となった説明変数の組を表中にレッドで示す。(明るさ感,気流感)、(明るさ感,音)、(日射,音)、(日射,明るさ感）の強い相関について、気流感、音、明るさ感、日射のアンケート回答が多くのサンプルでほぼ一様であったことから、アンケート項目で 4 項目のうち最初に回答する気流感を制御変数とした偏相関分析の結果（**Table5**)、相関係数が（明るさ感,音)、(日射,音)、(日射,明るさ感）のそれぞれで、.413→.308、.442→.354、.478→.372 と小さくなった。すなわち、気流感が媒介変数となり、疑似相関が生じていたものと推察される。これは、回答時すぐに知覚して自認できる「温冷感」「気流感」の回答後に、すぐには知覚して自認しにくい「音」「明るさ感」「日射」の満足度の回答は深く考えずにその前の気流感の回答をそのまま記述し

Table3 Descriptive Statistics for Each Variable

	変数		平均値	標準偏差	標本数
目的変数	場所選択の有無	[0:なし,1:あり]	0.320	0.468	664
説明変数	性別	[0:女性,1:男性]	0.520	0.500	664
	ムラ空調の有無	[0:なし,1:あり]	0.480	0.500	664
	時刻	[0:朝,1:夕]	0.500	0.500	664
	温冷感	[-2:寒い.-1,0,1,2:暑い]	0.01	1.16	664
	気流感	[-2:不快.-1,0,1,2:快適]	0.39	0.95	664
	音	[-2:不満.-1,0,1,2:満足]	0.46	1.04	664
	明るさ	[-2:不満.-1,0,1,2:満足]	0.38	1.11	664
	日射	[-2:不満.-1,0,1,2:満足]	0.53	1.00	664
	フロア	[1:5階,2:7階]	6.03	1.00	664
	ゾーン	[1,2,3,4,5,6,7]	4.23	1.555	664
	平均温度	[℃]	24.49	1.02	664

Table4 Correlation Analysis between Variables

	場所選択の有無	ムラ空調の有無	時刻	性別	温冷感	気流感	音	明るさ感	日射	フロア	ゾーン	平均温度
場所選択の有無		.021	-.040	-.055	.038	-.033	.008	.070	.043	.085*	-.195**	-.027
ムラ空調の有無			.007	-.045	.080*	-.073	.053	-.071	.009	-.075	.103**	.041
時刻				.064	.061	-.072	.004	-.010	-.011	-.001	-.036	.039
性別					.085*	.039	-.050	-.150**	-.078*	.051	-.092*	-.040
温冷感						-.097*	-.042	-.014	.000	-.046	-.022	.067
気流感							.367**	.429**	.391**	.114**	.021	-.098*
音								.413**	.442**	.189**	-.090*	.057
明るさ感									.478**	.115**	-.146**	.057
日射										.083*	.022	-.020
フロア											.000	-.040
ゾーン												.103**
平均温度												

Table6 Regression Model

	偏回帰係数	標準誤差	有意確率
（定数）	.669		
ムラ空調の有無	0.108	.055	.067
時刻	-0.047	.036	n.s.
性別	-0.083	.036	.031
温冷感	0.057	.016	n.s.
気流感	-0.042	.019	n.s.
フロア	0.095	.018	.013
ゾーン	-0.205	.012	<.001
平均温度	-0.085	.028	n.s.

Table5 Floor Cross-Section Overview

制御変数		音	明るさ感	日射
気流感	音		0.308	0.354
	明るさ感			0.372
	日射			

たためと考えられる。このため、「音」「明るさ感」「日射」の回答は分析に適する結果ではないと考え、以降の分析では、「温冷感」「気流感」のみを扱う。

4.1.3 回帰モデルによる検討（Table6）

モデルに投入する説明変数は、3.1.2 項で除外した 3 変数以外の 8 変数とし、強制投入法によりモデルを構築した[注5]。場所選択の有無に最も影響を与える変数は「ゾーン」で、その次に影響を与える変数は「ムラ（の有無）」であった。ゾーン（**Fig.2**）が⑦から①に近づくに従って、場所選択されやすく、ムラなしよりムラありで場所選択されやすいという結果が得られた。これは、緩和空調ゾーン（①～④）では場所選択が行われている一方で、しっかり空調ゾーン（⑤～⑦）では場所選択がされておらず固定席化が起きている可能性が示唆された。さらに、均一空調（ムラなし）時よりもムラ空調（ムラあり）時で場所選択がされやすく、ムラ空調の導入が場所選択の促進に寄与している可能性が示唆された。

4.2 アンケート回答の温冷感とゾーン別滞在人数割合

前項で示す場所選択の有無で、ありとした回答を場所選択あり群、なしとした回答を場所移動なし群として群分け分析を実施した。2 つの群それぞれについて、温冷感申告割合（**Fig.4**, **Fig.5**）とゾーン別滞在人数割合(**Fig.6**, **Fig.7**)を示す。

温冷感申告割合について、均一空調 Day2 とムラ空調 Day1 を比較すると（**Fig.4**, **Fig.5**）、場所移動なし群より場所移動あり群で暑い側申告の増加幅が大きい（前者が+8.0%、後者が+27.3%）。場所移動なし群のワーカーより場所移動あり群のワーカーが環境変化に敏感である可能性や温熱環境許容度が涼しい側にある可能性、温熱環境許容度が狭い可能性などが考えられる。

場所移動あり群の温冷感申告割合（**Fig.5**）とゾーン別滞在人数割合（**Fig.7**）を比較すると、暑い申告が大きく増加しているムラなし Day2 からムラあり Day1 ではそれほどゾーン間の移動は確認できない一方で、暑い申告が

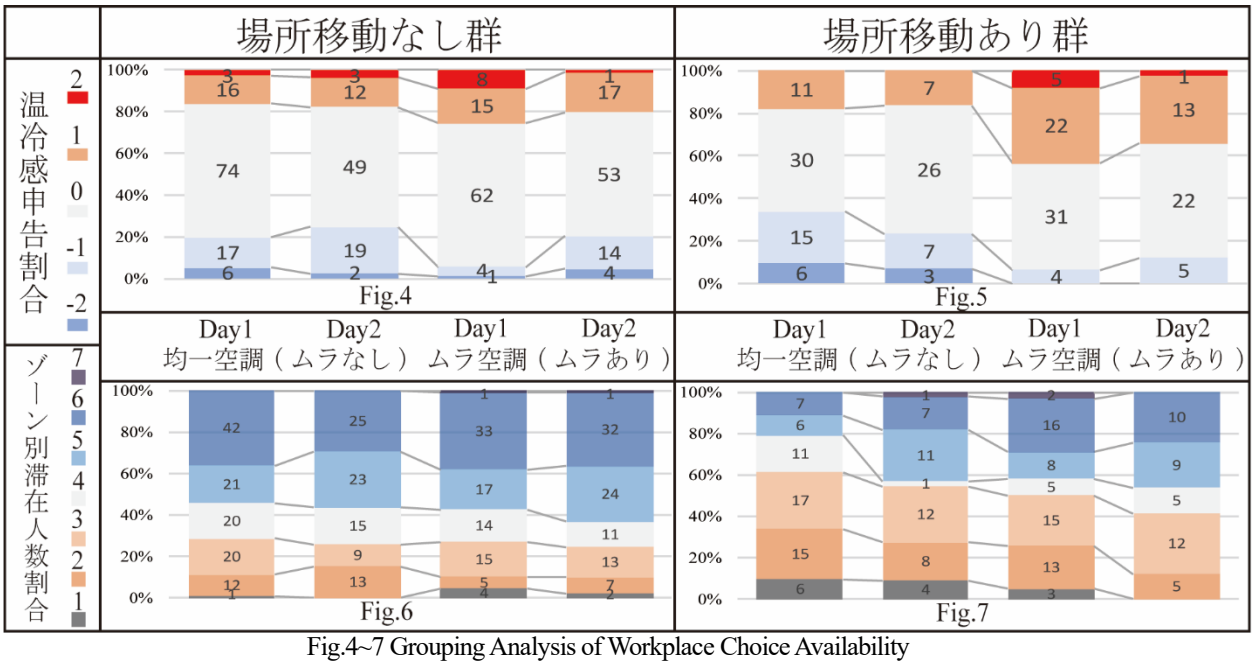


Fig.4~7 Grouping Analysis of Workplace Choice Availability

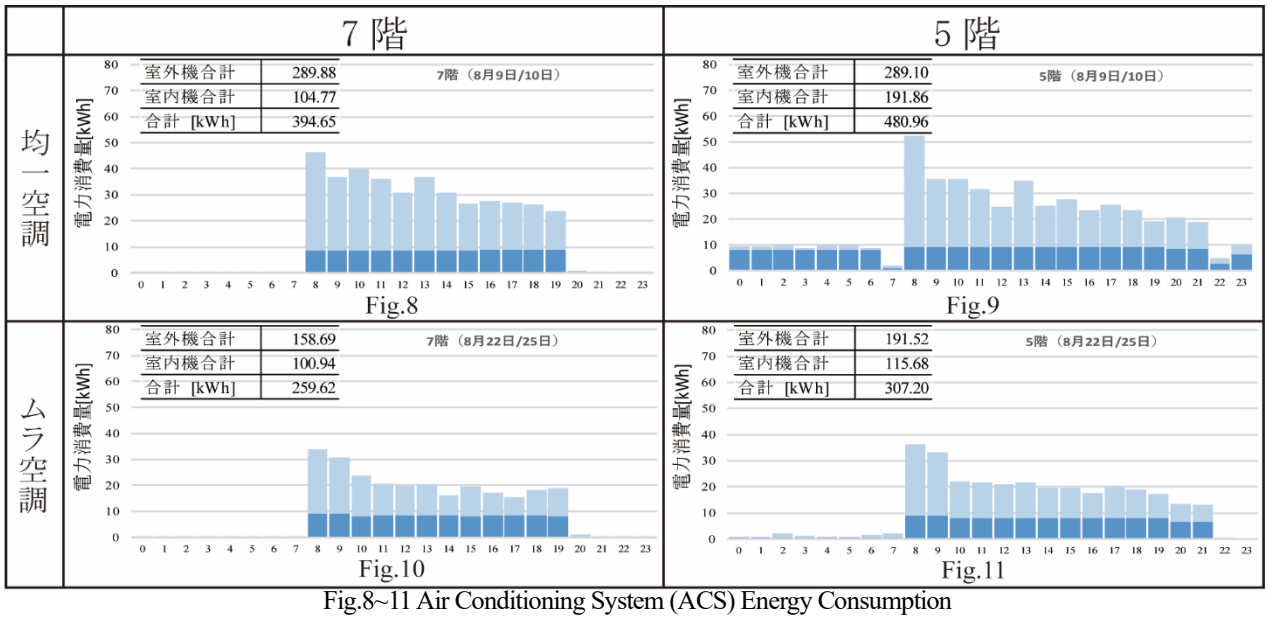


Fig.8 Fig.9 Fig.10 Fig.11

Fig.8~11 Air Conditioning System (ACS) Energy Consumption

減少しているムラあり Day1 から Day2 では、緩和空調ゾーンからしっかり空調ゾーンに社員が移動している可能性があり、同じエリアに滞在して不快に感じたのち滞在場所を変えて快適になった可能性が示唆された。なお、場所移動なし群では温冷感申告が変化してもゾーン間の移動は確認できなかった。

2 つの群のゾーン別滞在人数割合(**Fig.6**, **Fig.7**)を比較すると、場所移動なし群はしっかり空調ゾーン（⑤～⑦）に多く、場所移動あり群は緩和空調ゾーン（①～④）が多い。従って、『ムラ空調』の導入（緩和空調による暑熱環境の導入）によって、暑い空間から涼しい空間への場所移動を促せていた可能性が示唆された。

５．『ムラ空調』導入による空調エネルギー削減量

アンケート回答を得た（同様の気象条件の日である）4 日間の室内機と室外機の消費電力を Fig.8～11 に示す。

均一空調（ムラなし、8/9・8/10 の平均値）とムラ空調（ムラあり、8/22・8/25 の平均値）の空調消費電力量は 5 階でそれぞれ 481kWh、307kWh、7 階でそれぞれ 395kWh、260kWh となり、5 階で 36%減、7 階で 34%減となった。

６．まとめと今後

本報では、夏期に導入した『ムラ空調』の導入効果について、その快適性と執務場所の選択に関するアンケート調査結果と分析結果、及び省エネルギー効果について報告し、以下の知見が得られた。

1) 回帰モデルによる分析の結果、緩和空調ゾーンでは場所選択が行われている一方でしっかり空調ゾーンは場所選択がされておらず固定席化が起きている可能性が示唆された。
2) 均一空調時よりもムラ空調時で場所選択がされやすく、ムラ空調の導入が場所選択の促進に寄与している可能性が示唆された。
3) ムラ空調の導入（緩和空調による暑熱環境の導入）によって、暑い空間から涼しい空間への場所移動を促せていた可能性が示唆された。
4) ムラ空調の導入によって、空調エネルギーが削減できることを確認した。

今後は、温冷感申告と室内温度との関係性や、マルチレベルモデルを適用した、性別や年齢などの個人属性間の差異あるいはゾーンやフロア間の差異と各属性内での測定値の差異を同時に分析する必要がある。また、ムラ空調の導入による場所移動が環境選択となっていたかを定量的に把握するための測定や調査が必要である。

謝 辞

本研究の遂行にあたりアンケート調査にご協力いただいた皆様に深く感謝の意を表します。

注 釈

注1 アンケート調査による実績値。ただし、全 8 回中の回答回数が 1 回のみのワーカーもいれば、8 回すべてのワーカーも含まれる。1 人当たりの平均的な回答回数は 3.7 回。勤務形態が ABW であるため、すべての社員の回答ではない。
注2 執務場所の滞在を確認したすべてのサンプルの数。これらのうち電話や WEB 会議中でアンケート回答ができず執務場所のみを記録したサンプルは除外し、他回答に欠損がなかった 664 サンプルを分析に使用した。
注3 多変量解析統計ソフト IBM SPSS Statistics 29.0 を用いた。
注4 値は Pearson の積率相関係数を示す。* p<0.050, ** p<0.010, 有意性のないものはグレーまたは n.s.で表記
注5 当初、相関分析により有意性のある説明変数を選択し回帰モデルに投入する予定であったが、有意性のある 2 変数を投入した回帰モデルの自由度調整済み決定係数 R2 値 (採用した説明変数で目的変数がどの程度説明できるかを示すモデルの適合度) が 0.50 未満であったことから、回帰モデルの説明変数は多重共線性が生じる可能性が高い変数を除した 8 変数とした。なお、本報 3.1.3 項で採用したモデルの R2 値は 0.62。

参 考 文 献

文1 CBRE ウェブサイト https://www.cbre-propertysearch.jp/article/office_buy_or_rent-vol1/, 東京 23 区内の上場企業 1720 社を対象とした 2013 年 9 月 1 日時点のデータ, 2024 年 2 月 14 日閲覧
文2 環境省 リーディングテナント行動方針 HP, 2024 年 2 月 14 日閲覧
文3 田中、近本ら : ABW 指向型オフィスにおける執務空間の違いが知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響に関する研究（第 1 報）中間期及び夏期被験者実験の概要と模擬作業成績の結果, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2022.9
文4 三木ら, 某イノベーションオフィスにおける環境設備計画, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, B5, 2023.3.7
文5 海塩ら,マルチレベルモデルに基づく室温による家庭血圧への影響ー冬季の室内温熱環境が血圧に及ぼす影響の実態調査（その２）ー, 日本建築学会環境系論文集, 80 巻 715 号 p. 703-710, 2015

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

室内湿度の下限値の探究
皮膚の顕微鏡画像に基づく肌理の特徴量の抽出
Determination of Lower Limit of Indoor Humidity
Extraction of Feature in Skin Texture Based on Skin Micrographs

○清水　健人（神戸大学）　　高田　暁（神戸大学）
Taketo SHIMIZU*1　Satoru TAKADA*1
*1　Kobe University

This study aims to clarify the relationship between the features of skin texture by 2-dimensional Fourier transform of microscopic skin images, and ambient humidity, through experiments in which subjects were exposed to changes in absolute humidity. Among the fineness and complexity of the skin texture, complexity was better correlated with humidity. Complexity in skin texture has potential for evaluating skin health status or aesthetic assessment due to quantitative measurement of fine irregularities.

1. はじめに

冬期には室内が低湿度となり [1,2]、皮膚や粘膜、目の乾燥や静電気の発生が示唆されている [3] が、人体側への影響に基づいた湿度の下限値は示されていない [4]。低湿度の場合、室内で加湿が行われるが、カビや結露の発生、加湿による負荷増大の懸念もあり、最小限とすることが望ましい。建築物環境衛生管理基準に相対湿度の下限値として40%という数値が挙げられているが、その明確な根拠は示されていない。省エネルギーと健康・快適の両立を図る観点からは、湿度の下限値を現状より下げる可能性を探求することが重要であると思われる。居住者の乾燥感評価により必要最低限の湿度を明らかにするために行われた被験者実験では、低湿度（相対湿度10%前後）でも乾燥していると申告した被験者が少数であったため、下限を示すには至っていない [5]。下限を決める際に多様な観点が考えられるが、本研究では、皮膚の健康の観点から、皮膚の肌理（きめ）に焦点を当てる。

肌理とは、皮膚表面の細かな凹凸のことであり、皮溝と皮丘（皮溝によって囲まれた部分）によって構成されている。肌理は皮膚科医の診断に用いられ [6]、加齢や保湿によって変化することが報告されている [7,8]。また、化粧品の有用性評価の指標として用いられている。医療・健康・美容分野での研究では、肌理は外観に対する主観的な評価が大半で、定量的な評価を行ったものは少ない [9]。定量的に評価したものとして、主に表面粗さの指標Ra, Rz, RSm (JIS B 0601) が用いられている。この指標はある部分の線的な（1次元の）評価であり、面的な評価は十分でない。画像処理を用いた面的な評価方法が提案されている [10] が、レプリカの採取を伴うため、短時間かつ連続的に測定することが困難である。そこで本研究では、皮膚の顕微鏡画像の解析により肌理の特徴量を抽出する。また、湿度をステップ変化させた環境に被験者を曝露する実験により肌理の特徴量と湿度との関係を明らかにすることを目的とする。

2. 画像解析による肌理の特徴量の抽出方法

2.1 画像解析の方法と原理

皮膚表面の顕微鏡画像の特徴を機械的に分析し、定量的に評価する手法として、顕微鏡画像に対して2次元Fourier変換 **(Eq. (1))** を適用し、そのスペクトルを用いる方法を採用する。

$$\mathfrak{F}f = \sum_{x=0}^{N-1}\sum_{y=0}^{M-1} f[x,y]\exp\left[-2\pi i\left(\frac{ux}{N}+\frac{vy}{M}\right)\right] \qquad (1)$$

ただし N, M は画像の横幅と縦幅 [pixel]、x, y は画像中の座標 [pixel]、u, v は空間周波数 [cycle/image-size]（以下、[c/is]）である。信号が周期的であることを仮定しているFourier変換では、画像端部の信号の不一致によるスペクトル漏れが発生する。そこで、窓関数としてhamming 窓 **(Eq. (2))** を適用することで端部での信号の不一致を抑制する。つまり窓関数と画素値の積 wf をFourier変換し、$\mathfrak{F}f$ の代わりに $\mathfrak{F}(wf)$ を得る **(Eq. (3))**。

$$w(r) = \begin{cases} 0.54 + 0.46\cos\dfrac{\pi r}{L}, & 0 \le r \le L \\ 0.08, & \text{otherwise} \end{cases} \qquad (2)$$

$$\mathfrak{F}(wf) = \mathfrak{F}w * \mathfrak{F}f \qquad (3)$$

r は画像中心からの距離 [pixel]、L は画像の幅 [pixel] である。$\mathfrak{F}(wf)$ は複素数で表されるため、$\mathfrak{F}(wf)$ から振

幅を取り出して信号強度（対数表記）に変換し、

$$\varphi = \log|\mathfrak{F}(wf)|^2 \tag{4}$$

Min-Max-Scaling法により正規化してパワースペクトル画像（以下、PSP）を得る。

$$\varphi' = \frac{\varphi - \min\varphi}{\max\varphi - \min\varphi} \tag{5}$$

PSP には偏角の情報が含まれている。純に空間周波数ごとに議論するため PSP の中心から距離 r [c/is] の同心円上の値を積算し、その面積で除することで偏角の情報を落としたパワースペクトル密度 $D[k]$（以下、PSD）を算出した。この PSD を基本として肌理の特徴量を抽出する。

この画像解析は、顕微鏡画像の画素値を皮膚表面の凹凸とみなして Fourier 変換を用いて解析している。Fourier 変換は座標空間から周波数空間への写像である。周波数空間で用いられる空間周波数は、画像に含まれる構造の反復回数のことであり、例えば 10 c/is は画像全体で 10 回反復している構造（空間の周期性を構成している任意の空間的な要素）が含まれていることを指す。本研究では空間の周期性は肌理、構造は皮溝や皮丘に当たる。つまり Fourier 変換により肌理を構成している構造の量をその長さや幅ごとに検討することで肌理を評価する。

2.2 肌理の特徴量

(1) 肌理の細かさ

肌理の細かさ α_f を以下のように定義する。

$$\alpha_f := \overline{D[u_S]} \cdot \overline{D[u_L]}^{-1} \tag{6}$$

$$\overline{D[u_a]} = \frac{1}{m-n}\sum_{k=n}^{m} D[k] \tag{7}$$

where $\quad n = u_a - \delta, \quad m = u_a + \delta$

ただし u_S, u_L は皮丘幅の大小（添字は Small, Large）に対応する空間周波数 [c/is]、δ は平均化する範囲（定数）である。各人の皮丘幅は多様であるため、皮丘幅の基準となる空間周波数での PSD の比で評価する。この周波数帯域は評価対象が属する集団の皮丘幅に対応する空間周波数が全て範囲内となるように定める必要がある。

(2) 肌理の複雑さ

皮丘内部には細かな凹凸が存在している。この細かな凹凸がどの程度存在しているかを肌理の複雑さとして定義する。Parseval の定理により空間周波数帯域 $[i, j]$ における原データ f の分散 $\mathrm{Var}f$ への寄与率として肌理の複雑さ α_c が以下のように表せる。

$$\alpha_c := \frac{\sum_{k=i}^{j}|\mathfrak{F}(wf)[k]|^2}{\sum_{k=0}^{N-1}|\mathfrak{F}(wf)[k]|^2} \times 100 \tag{8}$$

3. 肌理の特徴量の解釈と湿度変化への応答の把握

3.1 実験方法

(1) 肌理の多人数調査

健康な成人の男女 92 名（男性 58 名、女性 34 名、年齢 18–65 歳 [24.8 ± 11.3 歳, mean ± SD]）を対象に、被験者の手背部をデジタル顕微鏡 (AD-4113ZT Dino-Lite, AnMo Electronics Co.) で撮影し、肌理の細かさと複雑さに使用する空間周波数（パラメータ）の同定を行った。

(2) 湿度変化による肌理の変化性状の測定

被験者は健康な成人、男女 7 名（男性 5 名、女性 2 名、年齢 21–23 歳 [22.0 ± 1.2 歳, mean ± SD]）であった（以降 S1, …, S7 と表記）。clo 値は 0.58–1.00 の範囲であった。人工気候室内の環境は気温を 23℃一定とし、湿度を中湿度 (6 g/kg(DA), 34.4%rh)、低湿度 (2 g/kg(DA), 11.5%rh)、高湿度 (10 g/kg(DA), 57.0%rh) の順に変化させ、右手背部の顕微鏡による撮影と、皮膚血流量 (Laser doppler ALF21, ADVANCE Co.)、含水率 (Moisture Checker MY-808S, SCALAR Co.) の測定を行った (**Fig. 1**)。馴化時間として人工気候室へ入室後 30 分間、椅座姿勢で安静（代謝率 1.2 met 程度）に過ごすよう指示した。曝露中、発汗を抑えるため、椅座安静を指示し、撮影時には撮影箇所が移動しないよう前腕部を指定した位置に固定するよう要請した。人工気候室内の環境は、温湿度/放射温度を温湿度ロガー (RS–14/RS-72Ui, ESPEC Co.)、風速を熱線風速計 (Model 6543, KANOMAX JAPAN Inc.) で記録した。

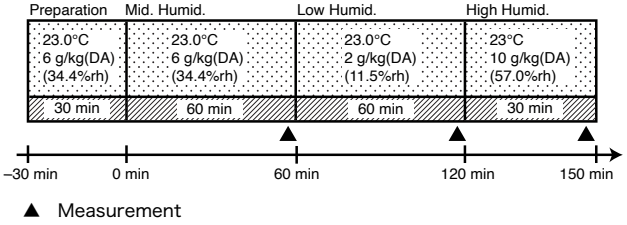


Fig. 1 Experimental protocol for response to humidity step changes

3.2 実験結果

(1) 肌理の多人数調査

撮影した顕微鏡画像から得られた肌理の細かさと複雑さは、いずれも正規分布に近かった（細かさ 0.967±0.002 (mean±SE)、複雑さ 40.23±0.018 (mean±SE)）(**Fig. 2**)。肌理の細かさのパラメーを同定するため、画像のピクセル数を数えることで皮丘幅を計測した。肌理の細かさに使用する空間周波数 u_S, u_L は被験者の中での最小（約 250 μm）と最大（約 500 μm）とに対応させ、15, 30 とした。また、肌理の複雑さに用いる周波数帯域は皮丘と皮丘内部の凹凸とを十分に区別するため、皮丘より 3 倍程度細かい 90 c/is を基準とし、ピントのずれによる影響が少ない 300 c/is 以下の周波数となるよう [90, 290] とした。

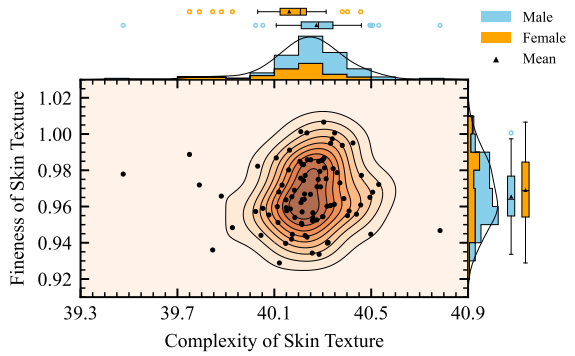


Fig. 2 Distribution in fineness and complexity of skin texture

(2) 湿度変化による肌理の変化性状の測定結果

人工気候室内の環境の経時変化を皮膚血流量とともに **Fig. 3** に示す。風速 0.27±0.02 m/s (mean±SD) で平均放射温度 23.3±0.54°C (mean±SD) であった。気温はすべての実験において、23.2±0.44°C (mean±SD) であった。高湿度の条件だけ気温が上昇する傾向にあった。湿度は、中・低・高湿度のそれぞれの条件で平均 5.05±0.12, 3.64±0.39, 8.53±1.46 g/kg(DA) (mean±SD) となった。ただし、S2, S4 の実験では湿度が高めとなった。皮膚血流量については実験開始後、低下する傾向があった。

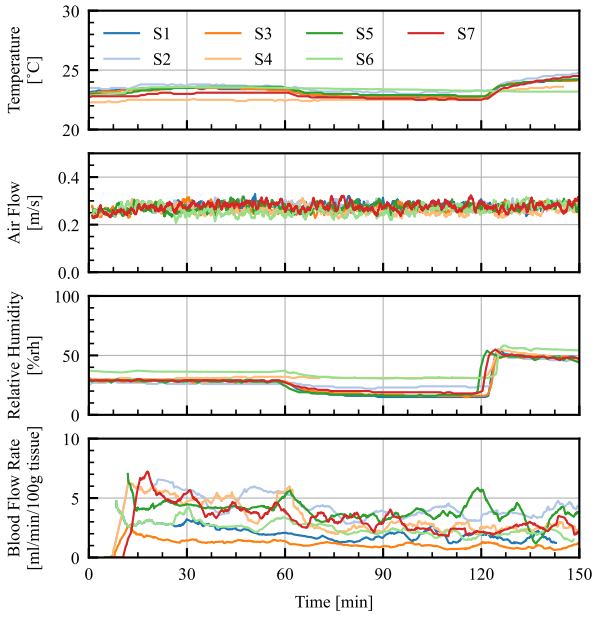


Fig. 3 Temporal fluctuations in ambient environment and blood flow rate

皮膚含水率の経時変化を **Fig. 4** に示す。Sub2 を除き、低湿条件時（実験開始から 120 分後）に測定した値は、中湿条件時（実験開始から 60 分後）での測定値よりも低く、高湿条件時（実験開始から 150 分後）の測定では回復していた。ただし、低湿条件時に含水率が低下し、その後高湿時の測定で中湿時の測定値を超えたのは S5, S6 の 2 名であった。

皮膚含水率と絶対湿度の関係を **Fig. 5** に示す。湿度変化の順番によらず絶対湿度が高いと含水率も高くなる傾向が見られた。各人の含水率は多様であり、その差は絶対湿度変化によって生じた含水率変化幅よりも大きい。

絶対湿度と肌理の複雑さの関係を **Fig. 6** に示す。全体として、絶対湿度が高いほど肌理の複雑さが減少する傾向が見られたが、中湿度から低湿度への過程と低湿度から高湿度への過程における肌理の変化の幅は異なっていた。各人の肌理の複雑さは皮膚含水率と同様に多様であった。絶対湿度と肌理の細かさの関係を **Fig. 7** に示す。S4 を除き、肌理の細かさも絶対湿度の変化と連動して変化していたが、複雑さと比較すると相関は低い。肌理の特徴量と湿度/含水率との相関係数を **Table 1** に示す。肌理の複雑さは絶対湿度と負の相関（相関係数–0.431）があるが、その他について明確な相関関係は認められなかった。

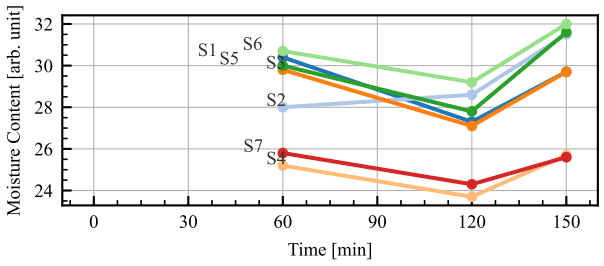


Fig. 4 Temporal fluctuations in moisture content

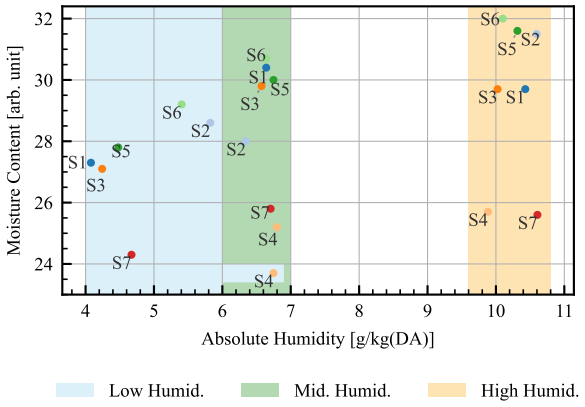


Fig. 5 Relationship between absolute humidity and moisture content

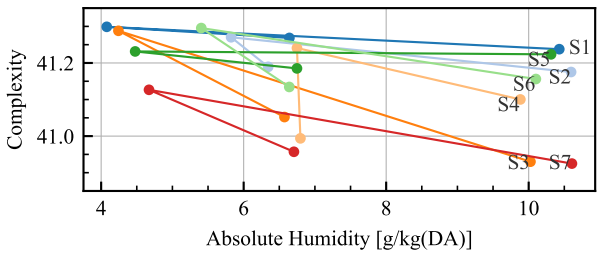


Fig. 6 Relationship between absolute humidity and complexity

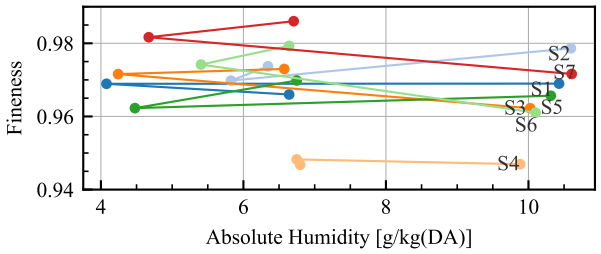


Fig. 7 Relationship between absolute humidity and fineness

Table 1 Correlation coefficient between feature in skin textures and environmental/human factors

Factors	Coef. of fineness	Coef. of complexity
Relative Humidity	–0.219	–0.431
Absolute Humidity	–0.202	–0.413
Moisture Content	0.245	0.242

4. 肌理の特徴量の健康指標としての可能性

中湿度から低湿度への変化の際に、肌理の複雑さは、増加した（湿度が低下しなかった S4 を除く）**(Fig. 8)**。皮膚含水率と肌理の複雑さの関係では、絶対湿度と連動した含水率の低下に伴い、肌理の複雑さが増加している **(Fig. 9)**。一方、低湿度から高湿度への変化の際にも、上記と逆の変化が生じていると言え、湿度と肌理の複雑さの対応関係が見られる。履歴の影響からか、2 つの過程での単位絶対湿度あたりの複雑さの変化量は異なっているものの、肌理の複雑さが湿度変化に伴う皮膚の変動を表す指標となりうることを示唆している。

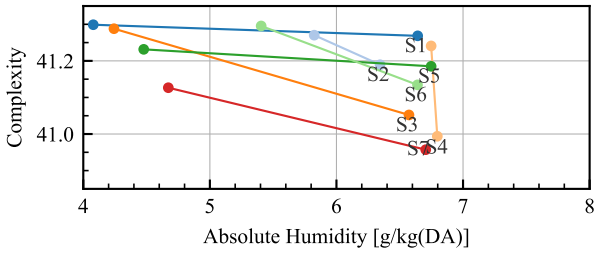


Fig. 8 Change in complexity from medium humidity to low humidity

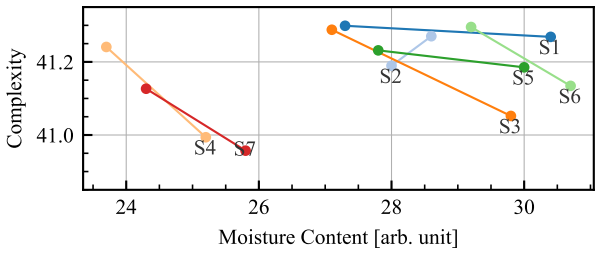


Fig. 9 Change in complexity and moisture content from medium humidity to low humidity

肌理の複雑さの増加は、皮丘表面の細かな凹凸（皮丘の 3 から 10 分の 1 の寸法）が増えることを意味しており、含水率が低下し、蒸発した分の体積が減少し、皮丘がしぼむことにより凹凸が増えると考えられる。皮膚科学分野で皮膚のバリア機能 [11] がしばしば議論されるが、肌理の複雑さとバリア機能の関連が今後明らかにされれば、健康指標としての可能性が広がると思われる。一方、皮膚の複雑さが代表する皮膚表面の数十 μm オーダーの凹凸の性状が皮膚の美しさと対応が得られれば、皮膚の美しさという視点による評価指標となる可能性が考えられる。

5. まとめ

皮膚表面の顕微鏡画像から画像解析により肌理の特徴量の抽出し、肌理の特徴量と湿度の関係を明らかにすることを目的として、23℃の定温環境下において、絶対湿度を 2, 6, 10 g/kg(DA) に変化させた被験者実験を行った。得られた結果を以下に示す。

1) 肌理の特徴量として、「細かさ」と「複雑さ」を皮膚の顕微鏡写真を Fourier 変換し得られたパワースペクトル密度から定量的に定義した。
2) 肌理の細かさ、複雑さの両方が絶対湿度と連動して変化するが、肌理の複雑さの方が、絶対湿度の低下に伴い複雑さが増加するという傾向を明確に示した。
3) 肌理の複雑さは、皮丘の 5 分の 1 程度の細かな凹凸を定量的に把握することで、皮膚の健康状態の評価美的観点による皮膚の見た目の評価に利用する可能性があると思われる。

参 考 文 献

[1] H. Zhang *et al.*, 2010, Analysis of indoor humidity environment in Chinese residential buildings, Building and Environment, 45(10):2132–40
[2] M. Kotol *et al.*, 2014, Indoor environment in bedrooms in 79 Greenlandic households, Building and Environment, 81:29–36
[3] P. Wolkoff, 2018, Indoor air humidity, air quality, and health - An overview, Int J Hyg Environ Health, 221(3):376–90
[4] ANSI/ASHRAE, 2020., ASHRAE standard: Thermal environmental conditions for human occupancy, ASHRAE, (ASHRAE standard)
[5] S. Takada, 2021, Study on the lower limit of indoor humidity subject experiments on psychological responses, Indoor Air, 31(1):250–63
[6] 富田靖ら, 2013, 標準皮膚科学 第 9 版, 医学書院, 61–65
[7] L. Li *et al.*, 2006, Age-related changes in skin topography and microcirculation, Archives of Dermatological Research, 297(9):412–6
[8] S. Lueangarun *et al.*, 2019, The 24-hr, 28-day, and 7-day post-moisturizing efficacy of ceramides 1, 3, 6-II containing moisturizing cream compared with hydrophilic cream on skin dryness and barrier disruption in senile xerosis treatment, Dermatologic Therapy, 32(6):e13090
[9] 小林宏ら, 2010, 画像解析による肌のキメの定量的指標の提案と実用化, 日本機械学会論文集 C 編, 76(764):922–9
[10] 林照ら, 1989, 加齢及び化粧品による皮表形態の変化, 日本化粧品技術者会誌, 23(1):43–54
[11] 溝口昌子ら, 2008, 皮膚の事典 朝倉書店, 25

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

皮膚乾燥特性の評価に向けた角層の水分拡散係数の同定
Determination of Water Diffusion Coefficient in Stratum Corneum for Evaluation of Skin Dryness Characteristics

田 中　琴 絵（神戸大学）　　高 田　　暁（神戸大学）
Kotoe TANAKA*1　Satoru TAKADA*1
*1　Kobe University

To evaluate the characteristics of skin dryness, we determined water diffusion coefficient in the stratum corneum by comparing measured values of skin moisture content change during a series of skin immersion in water, followed by drying with calculated values using a water transfer model in the stratum corneum. The water diffusion coefficient was optimized so that calculated values matched measured values. In most measurement cases, the rate of change in calculated values got closer to measured values when the diffusion coefficient was 5 times of literature value, and thus the diffusion coefficient was determined for the subject.

はじめに

日本では冬期に空気の絶対湿度が低下し、乾燥による不快感が広く発生することが既往のアンケート調査[1)]で報告されており、主に加湿による対策が行われている。しかし、建物管理の観点からはエネルギー消費量・低温部における結露のリスクの増加を抑えるため、加湿量はなるべく少ないほうが良い。そこで、乾燥による不快感の生じない湿度の下限値が重要になるが、低湿度環境下における乾燥感の発生には個人差がみられ[2)]その値を明らかにすることを難しくしている。本研究では、乾燥感が訴えられる主要な体の部位のひとつである皮膚[3)]に着目する。そして、皮膚の乾きやすさにおける個人差が皮膚における乾燥感の感じやすさにおける個人差の一要因であるという仮定に基づき、皮膚の乾きやすさを評価することを目的とする。

皮膚の構造は、表面から表皮・真皮・皮下組織の 3 層構造になっており[4)]、周囲の環境に応じて含水状態が変化するのは、表皮中でもっとも皮膚表面近くに位置する角化が進んだ細胞により構成される角層（厚み20 μmほど[4)]）（SC）である。空気に曝露された角層内においては、通常皮膚内部から皮膚表面に向かう水分流が生じている。この水分流は角層中の水分透過性の影響を受けて変化し、透過性が高いほど水分流は大きく、水分透過性が低いほど水分流は小さくなる。よって同等の水分供給の元では、角層の水分透過性が高いほうが皮膚は乾燥しやすいと考えられる。角層の水分透過性については、人体から切り離した皮膚片を用いた（in vitro）実験により定常状態における角層中の水分拡散係数のデータが報告されている[5), 6)]。また、Li らは、これらのデータをもとに水分拡散係数を含水率の関数として表現し、これを用いた角層中の水分移動モデルを示している[7)]。

水分拡散係数には個人差があると考えられることから、本研究においては、角層中の含水率変化が明確に表れるよう濡れ刺激に対する皮膚含水率の経時変化を測定した実測値と、角層の水分拡散係数に基づく水分移動モデルを用いて解析した角層中の含水率分布の解析値を比較し、水分移動モデルの妥当性を検討するとともに、解析値の測定値に合致する角層中における水分拡散係数の同定を行う。本論文では、被験者 1 名に対する結果を示す。

1．濡れ刺激に対する皮膚含水率変化の実測

皮膚を水に浸漬し、その後それが蒸発する過程（図 1）について、被験者実験を行い、皮膚含水率を連続的に測定した。浸漬は 5 分、10 分間の 2 通りとし、各 3 回ずつ行った。被験者は 1 名（22 歳，女，軽度のアトピー性皮膚炎あり）である。用いた皮膚含水率の測定器（スカラ社 MY-808S）は静電容量式で、皮膚表面のある深さ領域までの平均含水率を測定していると考えられる。浸漬前後の皮膚含水率の経時変化を図 2 に示す。併せて測定時の平均温度・平均相対湿度を示している。

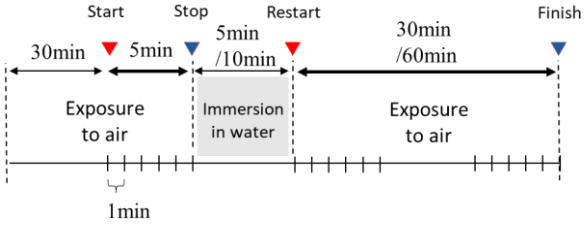


Fig. 1 Measurement schedule

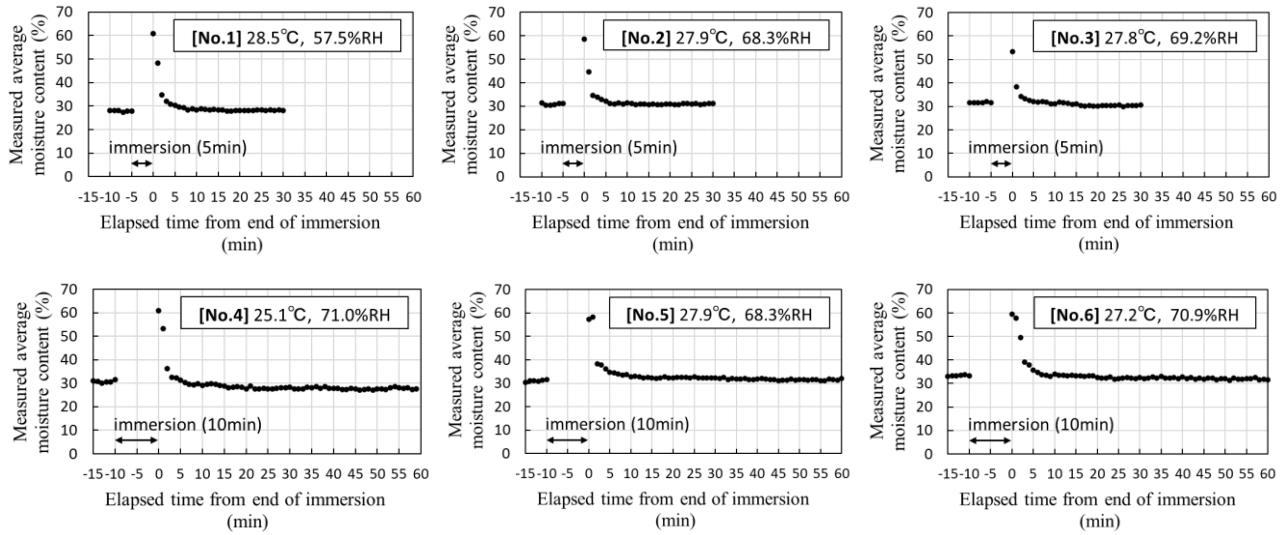


Fig. 2 Changes in skin moisture content measurements over time

実験時の室内の平均気温は 25.1～28.5℃，平均相対湿度は 57.5～71.0%であった。すべての実験で、浸漬前に 30%程度であった皮膚含水率は浸漬直後に 50～60%程度となる。その後皮膚含水率は急速に低下し、5，10 分間の浸漬に対し、それぞれ浸漬終了から 20～25 分、28～42 分程度で浸漬前と同程度の値で一定となった。

2．角層膨潤収縮モデル[7]を用いた皮膚含水率の解析

2.1　解析モデルと解析条件

皮膚の角層(SC)–顆粒層(GL)境界を原点、皮膚表面側を正とする 1 次元座標を導入し（図 3)、式(1)～(7)を用いて角層内の含水率分布を被験者実験の条件について解析した。初期条件として、実験開始時の温湿度での定常時含水率分布を与えた。

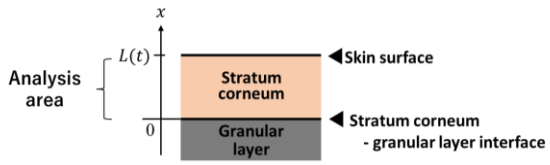


Fig.3 Analysis area of water transport and swelling model

①水分収支式

$$\frac{\partial C_w(x,t)}{\partial t}=\frac{\partial}{\partial x}\left(D\cdot\frac{\partial C_w(x,t)}{\partial x}\right) \tag{1}$$

②含水率と角層局所厚みの関係式

$$\delta(C_w)=\frac{\delta_{mem}}{1-\dfrac{C_w}{\rho_w}} \tag{2}$$

③角層–顆粒層境界条件

$$C_w(0,t)=C_{w_{sat}} \tag{3}$$

④皮膚表面境界条件（水浸漬時）

$$C_w(L(t),t)=C_{w_{sat}} \tag{4}$$

⑤皮膚表面境界条件（空気曝露時）

$$f(L(t),t)=\alpha'\left(\alpha_{wL(t)}\cdot P_{sat,skin}-RH_{air}\cdot P_{sat,air}\right) \tag{5}$$

⑥皮膚表面における含水率と水分活性の関係式（平衡含水率曲線）

$$\frac{V_L}{V_m}=\frac{ck\alpha_{wL(t)}}{\left(1-k\alpha_{wL(t)}\right)\left(1-k\alpha_{wL(t)}+ckk\alpha_{wL(t)}\right)} \tag{6}$$

ただし、

$$V_L=\frac{\rho_w C_w}{\rho_{mem}(\rho_w-C_w)} \tag{7}$$

水分拡散係の値は式(8)[7]により計算する

$$D\times10^9=0.4331-0.3765e^{-9.6215Cw}+0.00006428e^{12.673Cw} \tag{8}$$

計算に用いた数値は表 1 に示す通りである。

Table. 1 In the center over the table[7]

ρ_w	1.0 [g/cm^3]	ρ_{mem}	1.3 [g/cm^3][8]
V_m	0.0386 [g/g′][8]	c	4.39[8]
k	1/1.01 [-][8]	$C_{w_{sat}}$	0.78 [g/cm^3][9]
$\alpha'\times10^{-9}$	2.257 [g/cm^2 · s · Pa]		

また$C_w=0$における角層全体の厚みは 9.55μm[9]とする。

2.2　解析結果

皮膚含水率の測定値が 0～70 の相対値で示されることから、得られた含水率分布の解析値について、皮膚表面からの距離に応じて計測器の測定特性[10]に基づき重みづけを行って[11]平均皮膚含水率を求め、実測値と比較する。図 4 に解析結果として、角層表面および各分割点（含水率が一様である時に角層–顆粒層境界と表面とを 4 分割した点）における含水率の解析値とともに、重みづけを行った平均皮膚含水率を示す。また、併せて解析に入力した温湿度条件の平均温度・平均相対湿度を示す。図 5 に平均皮膚含水率の解析値と皮膚含水率の測定値の比較を示す。ただし解析値、測定値ともに、浸漬直前を 0、直後を 1 として無次元化した値を示している。

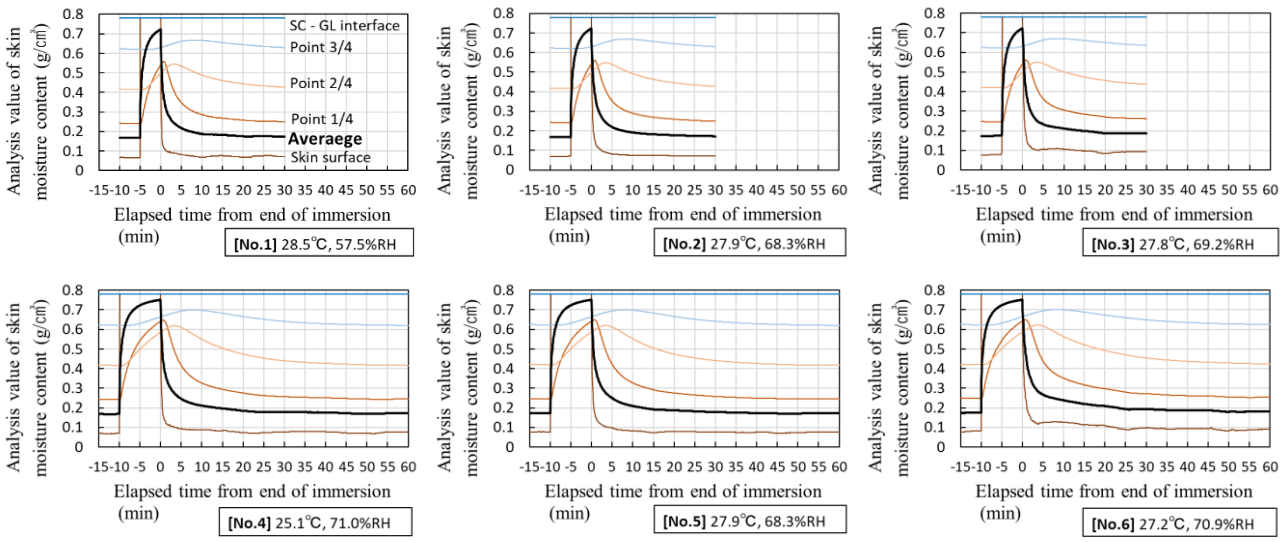


Fig. 4 Analysis value of content distribution in the SC and average skin moisture content (SC: stratum corneum, GL: granular layer)

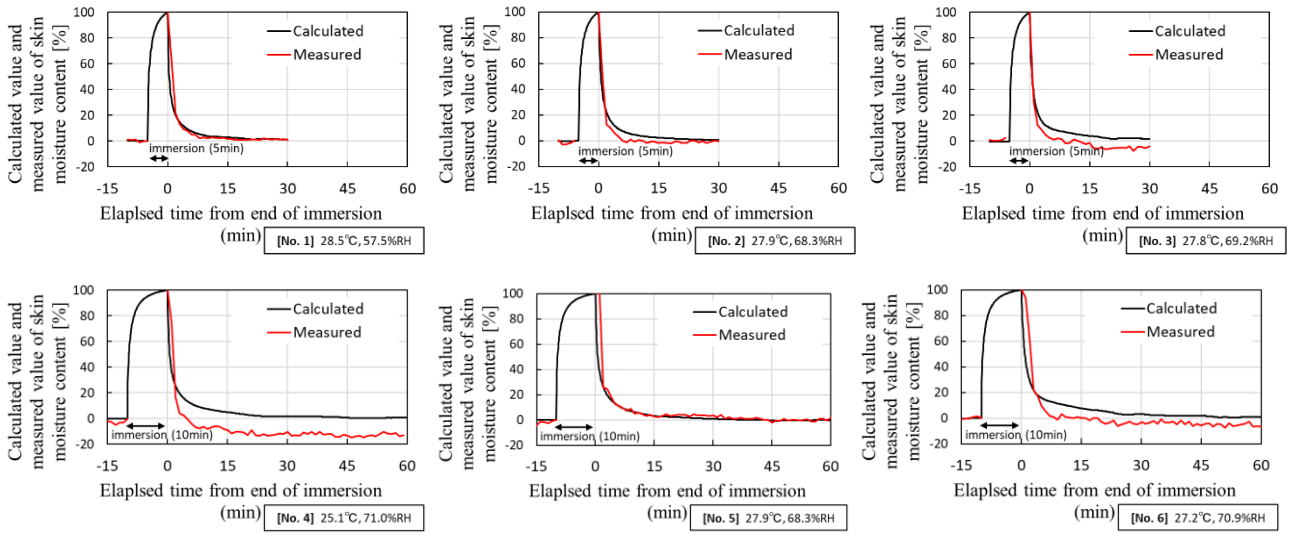


Fig. 5 Comparison of calculated value and measured value of skin moisture content

図 5 より、解析値と実測値について浸漬前後の含水率の経時変化の性状が一致している。ともに浸漬終了時（測定 No. 5 については浸漬終了 1 分後）に含水率が最大となり、その後時間の経過とともに下に凸な曲線を描きながら低下し，やがて一定の値をとる。一方、測定 No. 4 の測定値のように、浸漬後の定常時含水率が浸漬前より高くなる現象を解析では再現できなかった。外部刺激（濡れ）に対する含水率の過渡応答の速さは、測定結果に比べて解析結果のほうがやや遅くなった。

3．角層中の水分拡散係数の同定

ここまでの解析では、角層中の水分拡散係数として Li らの測定値[7]を用いてきたが、より測定値に近い皮膚含水率の解析値を得る水分拡散係数を求める。測定 No. 2 の温湿度条件のもとで、水分拡散係数を変化させた際の皮膚含水率の解析値を図 6 に示す。

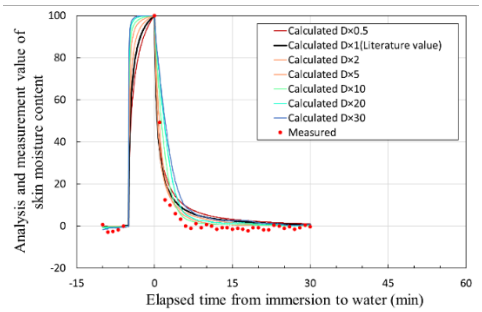


Fig. 6 Comparison of calculated value and measured value of skin moisture content (calculated with different water diffusion coefficient) [Measurement case: No.2]

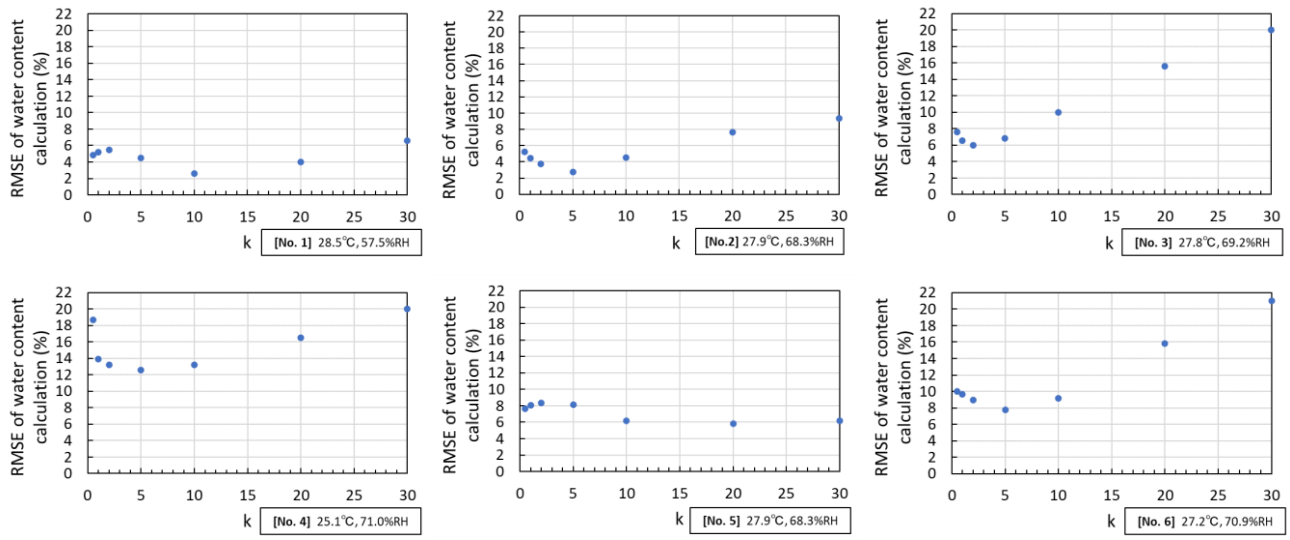


Fig. 7 RMSE of calculated moisture content according to water diffusion coefficient

図 6 より、水分拡散係数をもとの値から大きくすると、浸漬終了後の応答速度は速くなり、式(8) [7]全体を 5 倍としたときには、過渡応答の速度が実測値と解析値でよく一致した。一方，さらに水分拡散係数を大きくすると，浸漬終了 5 分後付近から平均含水率の減少が鈍くなり、浸漬後の乾燥過程で平均皮膚含水率が一定値に至るまでの時間が長くなった。この傾向は他の測定条件に対しても同様にみられた。また、水分拡散係数を式(8)[7]全体を k倍（k =0.5, 2, 5, 10, 20, 30）した場合の、測定値と解析値（浸漬前 5 分間、浸漬後 30 分間、1 分間隔）の二乗平均平方根誤差を図 7 に示す。No. 2, No. 4, No. 6 においては、水分拡散係数を 5 倍とした際に最も、誤差が小さくなった。一方 No. 1 の測定は 10 倍、No. 3 は 2 倍, No. 5 は20倍とした場合に最も誤差が小さくなり、測定ケースごとのばらつきがみられた。

4．まとめ

皮膚を水に浸漬した後、水分が蒸発する過程での皮膚含水率を被験者実験により測定し、角層膨潤収縮モデルによって皮膚含水率の測定値の応答速度を再現する角層の水分拡散係数を同定した。複数回行った実験ごとにばらつきはあるものの、角層の水分拡散係数を文献値より大きな値(2～20 倍)とした際に、より測定値と合致する解析値を得られることを示した。

記号表

x: 位置 [cm], t: 時刻 [s], C_w: 含水率 [g/cm³], D: 水分拡散係数 [cm²/s], $\delta(x,t)$: 角層の局所厚み [cm], δ_{mem}: $C_w = 0$における角層局所厚み [cm], ρ_w: 水の密度[g/cm³], $C_{w\,sat}$: 飽和含水率, L: 角層表面の位置 [cm], f: 水分流[g/cm²・s], P_{sat}: 飽和水蒸気圧[Pa], V_L: 平衡水分吸着量$[g_{water}/g_{dry\,mem}]$, c, k, V_m: 平衡含水率曲線の定数, $\alpha_{wL(t)}$: 皮膚表面の水分活性 [−], RH_{air}: 空気相対湿度[−]

参 考 文 献

1) 高田暁. 乾燥感と室内温熱環境条件に関する基礎的研究. 日本建築学会環境系論文集. 2013; 78(693), pp. 835-840.
2) Takada S. Study on the lower limit of indoor humidity subject experiments on psychological responses. Indoor Air. 2021, 31(1), pp. 250-263.
3) 長谷川兼一, 増田早也花, 松本真一, 竹内仁哉, 松田賢. 居住空間における冬季の乾燥感と健康に関する調査研究 乾燥感の因果構造モデルの基礎的検討. 空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集. 2021, 第 7 巻 pp. 153-156.
4) 瀧川雅浩. 標準皮膚科学 第 9 版, 医学書院, 2010, pp. 4-29.
5) Blank, Irvin H, et al. The diffusion of water across the stratum corneum as a function of its water content. Journal of Investigative Dermatology. 1984, 82(2), pp. 188-194.
6) Johnson, Mark E., Daniel Blankschtein, and Robert Langer. Evaluation of solute permeation through the stratum corneum: lateral bilayer diffusion as the primary transport mechanism. Journal of Pharmaceutical Sciences. 1997, 86.10, pp. 1162-1172.
7) Li X, et al. Dynamics of water transport and swelling in human stratum corneum. Chemical Engineering Science. 2015, 138, pp. 164-172.
8) Kasting, Gerald B., and Namrata D. Barai. Equilibrium water sorption in human stratum corneum. Journal of Pharmaceutical Sciences, 2003, 92.8, pp. 1624-1631.
9) Wang, Tsuo-Feng, Gerald B. Kasting, and Johannes M. Nitsche. A multiphase microscopic diffusion model for stratum corneum permeability. I. Formulation, solution, and illustrative results for representative compounds. Journal of Pharmaceutical Sciences. 2006, 95.3, pp. 620-648
10) スカラ株式会社, 小型高精度肌水分計の開発と測定について. 日本化粧科学会. 1996.
11) 開原典子, 高田暁, 松下敬幸. 室内湿度変化に対する皮膚含水率の非定常応答のモデル化. 日本建築学会環境系論文集. 2014, 79(697), pp. 233-239.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

日射遮蔽物が室内熱環境に及ぼす影響
（その 3）各種遮蔽物を用いた温度と照度の計測による模型実験
Effect of solar shading on indoor thermal environment
(Part 3) Model experiment by measuring temperature and illuminance using various

○白川　智也（大阪電気通信大学）　　添田　晴生（大阪電気通信大学）
Tomoya SHIRAKAWA*1　Haruo SOEDA*1
*1　Osaka Electro-Communication University

In this study, we aimed to clarify through simulation the effect of reducing power consumption of air conditioners and improving thermal comfort when using solar shading objects such as bamboo blinds. We conducted heat load simulation of the house with air conditioner model using weather data in Osaka. Power consumption was reduced by 31% for plastic blinds (light color) and 49% for plastic blinds (dark color), compared to without solar shading. It can be seen that thermal comfort is improved the most in the case of plastic blinds (dark color).

はじめに

現在地球温暖化が進行しており、多くの地点で異常気象が観測されている。地球温暖化の影響により気温が上昇し、さらに夏場の高温化が予想される。高温化に伴い室内温度が上昇し、昨今、室内においても熱中症が増加しており、エアコンの使用とともに、省エネルギー化を図るためにも遮熱対策がますます重要になると考えられる。

住宅の遮熱対策として、古くからすだれが用いられており、研究例としては、すだれを用いた際のエアコンの電力削減効果について、約 10 年前に東京や東北地域において調べられている[1][2]が、高温化しつつある最近の大阪におけるエアコンの電力削減効果や熱的快適性の向上効果については調べられていない。

1. 研究目的

本研究では、すだれなどの各種日射遮蔽物を用いて模型実験を行い、その効果を調べ、さらに大阪におけるすだれなどの日射遮蔽物を用いた際のエアコンの電力消費量の削減効果ならびに熱的快適性の向上効果についてシミュレーションにより、明らかにすることを目的とする。

2. 模型実験条件

実際に用いた模型を Fig. 1 に示す。実験の方法として、模型（奥行き 400㎜, 幅 395㎜, 高さ 400㎜）に夏至の太陽高度を考慮し、庇（長さ 75㎜）を取り付けたものを 3 つ用意し、その下に断熱材（厚さ 50㎜）を配置した。それぞれ模型 1、模型 2、模型 3 とした。T 型熱電対の位置は模型の中心を T_1, T_4 , T_6, 断熱材と地面の間を T_2, T_5, T_7, 地表を T_3, ガラス（高さ 350㎜, 幅 200㎜）の表面の中央部を T_9, T_{10}, T_8, に設置した。

設置場所は大阪電気通信大学寝屋川キャンパス D 号館屋上で模型が他の設置物に日射が遮られないように考慮し、設置した。模型の木材はすべてファルカタ材（厚さ 13㎜）を用いた。本実験で用いた日射遮蔽物はすだれ、プラスチックすだれ（明色）、プラスチックすだれ（暗色）、サンシェード（明色）、サンシェード（暗色）である。日射遮蔽物はそれぞれ高さ 400㎜, 幅 400㎜ の寸法である。

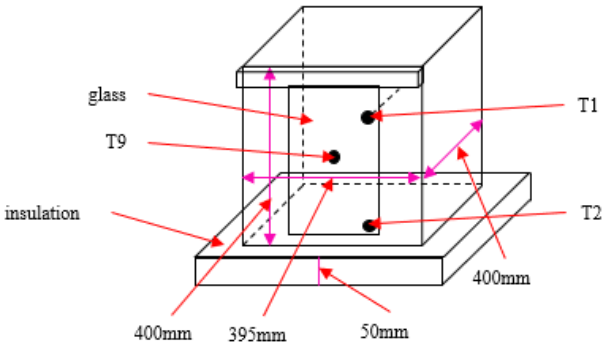


Fig. 1 model and Layout of thermocouple

3. 模型実験結果

3. 1 某社遮蔽物とプラスチックすだれ色の違い

某社遮蔽物とプラスチックすだれの色の違いによる模型比較実験を行いその様子を Fig. 2 に示す。模型 1（プラスチックすだれ暗色）、模型 2（プラスチックすだれ明色）、模型 3（某社遮蔽物）として、2023 年 12 月 2 日から 12 月 4 日まで実験を行った。2023 年 12 月 2 日の実験結果を Fig. 3 に示す。

プラスチックすだれの色の違いによる比較は前々報[3]で述べているが、プラスチックすだれ(明色) よりもプラスチックすだれ(暗色) の方が、温度が低く、遮蔽性能が高い。今回の実験結果においてもその傾向が見える。また某社遮蔽物とプラスチックすだれ(暗色) を比較した結果、

中心温度の最高温度では、プラスチックすだれ(暗色)の方が某社遮蔽物より 2℃高い結果となった。平均温度では、プラスチックすだれ(暗色)の方が某社遮蔽物より 1℃高い結果となった。

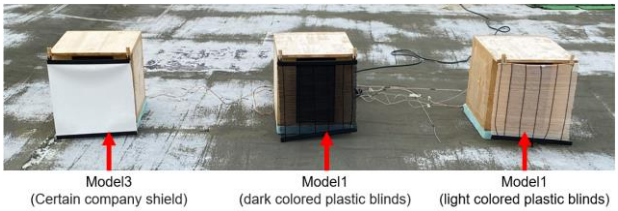


Fig. 2 Model experiment of model 1 (light colored plastic blinds), model 2 (dark colored plastic blinds) and model 3 (Certain company shield)

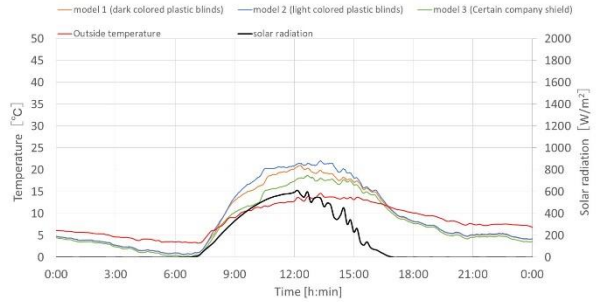


Fig. 3 Model test results for Model experiment of model 1 (light colored plastic blinds), model 2 (dark colored plastic blinds) and model 3 (Certain company shield) on December 2, 2022 (central temperature)

4. 照度実験

4.1 某社遮蔽物とプラスチックすだれの色の違い

照度センサー(GY-302 BH1750)を模型内部の中心部分に配置し、照度を計測する。模型実験と同じく最高照度と平均照度で比較を行う。

某社遮蔽物とプラスチックすだれの某社遮蔽物とプラスチックすだれの色の違いによる模型比較実験を行いその様子を Fig. 4 に示す。模型 1（プラスチックすだれ暗色)、模型 2（プラスチックすだれ明色)、模型 3（某社遮蔽物）として、2023 年 12 月 19 日から 12 月 22 日まで実験を行った。2023 年 12 月 20 日の実験結果を Fig. 5 に示す。

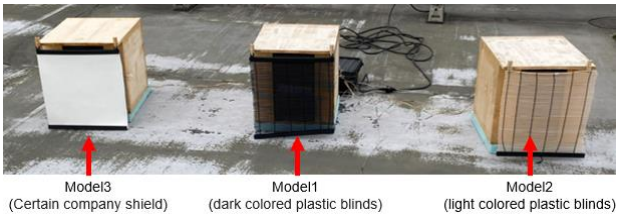


Fig. 4 Model experiment of model 1 (light colored plastic blinds), model 2 (dark colored plastic blinds) and model 3 (Certain company shield) illuminance

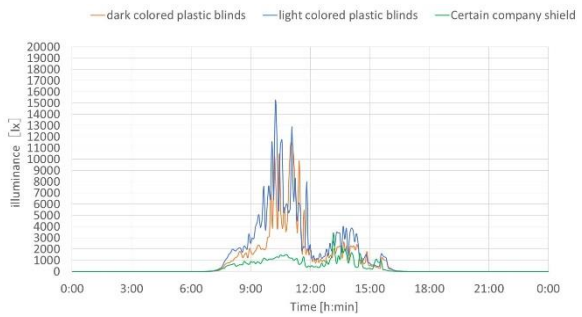


Fig. 5 Illuminance experiment results 2023/12/20

結果としては、最高照度は某社遮蔽物が 34381x、プラスチックすだれ(暗色)が 114981x、プラスチックすだれ(明色)が 151241x となっている。平均照度は某社遮蔽物が 987 1x、天津すだれが(暗色) 3100 1x、プラスチックすだれ(明色)が 41281x となっている。

某社遮蔽物の遮熱性能は高いが、照度がプラスチックすだれ(暗色)の 1/3 程度になっており、明るさとしては十分であると考えられるが、今回の模型では模型の窓からすだれまでの距離が 70cm 程度であるが、その隙間から日射の拡散光が入ってきている可能性がある。模型のスケールからすると実際の住宅に置き換えたときに、大きな距離になっているため、今回の照度がそのまま実際の住宅で得られると考えるのは難しいと考える。

5. エアコンモデルを用いた住宅モデルのシミュレーション条件

熱負荷計算コード SCIENCE-Macro[4]を用いてシミュレーションを行い、エアコンの電力消費量を算出し、すだれの省エネルギー効果や熱的快適性の影響を調べる。前報[5]において、すだれを用いた模型実験に対してシミュレーションを行い、妥当性を検証している。

計算対象室として、Fig. 6 に示す日本建築学会標準住宅モデルの 1 階の 12 畳の LD 室を用いた。この住宅は木造充填断熱工法の平成 28 年省エネルギー基準相当として、南面と西面は外壁として外気に接し、東面と北面は内壁として隣室に接している。さらに南面に高さ 2000mm ×幅 1700mm の掃き出し窓が二つあり、西壁に高さ 1200mm×幅 500 の腰高窓が二つある。また、添田ら[6]が CFD を用いてルームエアコンを用いた室内の対流熱伝達率を調べており、南面、北面、床面、天井面、東面、西面の室内表面の対流熱伝達率はそれぞれ、4.99、6.66、8.12、3.59、4.39、4.94 W/(m²·K)の値を用いた。3 次元解析メッシュは、x×y×z=8×13×14 としており，壁、床、天井の構成材料ごとに、3 分割として 1 次元熱伝導計算を行っている。

計算対象地域は大阪府寝屋川市として、計算期間は、7 月 1 日～9 月 30 日として、気象データは、2023 年の本実験

で測定した D 号館屋上の外気温、外気相対湿度、直達日射量、天空日射量、平均風速を使用した。ただし、D 号館屋上では、水平面全天日射量を測定しているが、宇田川・木村の直散分離式を用いて、直達日射量、天空日射量を算出している。エアコンは 2016 年製の冷房定格 3.6kW のものを使用して、熱負荷、電力消費量、COP を算出した。ここでは、上野ら[7]の家庭用エアコンの熱源特性モデルを用いている。

またエアコンの設定温度は 27℃、エアコンの運転時間帯は、7 時～13 時、16 時～21 時として間欠運転とした。ただし、人体発熱や照明発熱などの内部負荷はここでは考慮していないが、外気負荷として 24 時間換気回数を 0.5 回/h とした。

熱的快適性指標 PMV について、人体を微小球と仮定し、衣服の熱抵抗値は 0.3clo、代謝量は 1met、気流速度は 0.05m/s として、ここではエアコンの気流は考慮せず、室内空間全体の平均 PMV を算出した。ただし、直達日射が直接微小球に到達する場合、日射の吸収率は 0.3 とした。

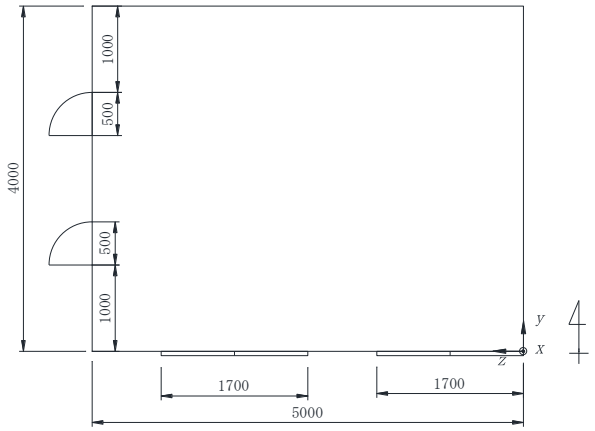


Fig. 6　Standard housing model LD room

6. エアコンを用いた住宅モデルのシミュレーション結果

6.1 室温のシミュレーション結果

ここでは、遮蔽物がない場合、プラスチックすだれ(暗色)、プラスチックすだれ(明色)の 3 ケースの計算を行った。

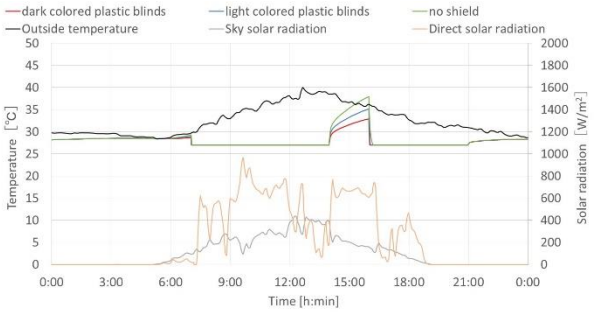


Fig. 7　Room temperature simulation results 2023/8/1

ただし、プラスチックすだれ(暗色)とプラスチックすだれ(明色)の日射透過率は事前にパラーメータースタディからそれぞれ 0.1、0.5 と算出しており、それを用いた。Fig. 7 に 8 月 1 日の室内温度のシミュレーション結果を示す。

結果としては、7 時～13 時、16 時～21 時のエアコンが稼働している時間帯は温度が 27℃一定になっており、13 時～16 時のエアコンが稼働していない時間帯ではプラスチックすだれ(暗色)、プラスチックすだれ(明色)、遮蔽物無しの順に温度が高くなっていることが分かる。また 13 時～16 時では最高温度は遮蔽物無しが 38℃、プラスチックすだれ(明色)が 35℃、プラスチックすだれ(暗色)が 32℃となっており、この結果より、色の違いによって温度差が最大 6℃も生じるということが分かった。

6.2 エアコンの処理熱量のシミュレーション結果

Fig. 8 に 8 月 1 日のエアコンの処理熱量のシミュレーション結果を示す。

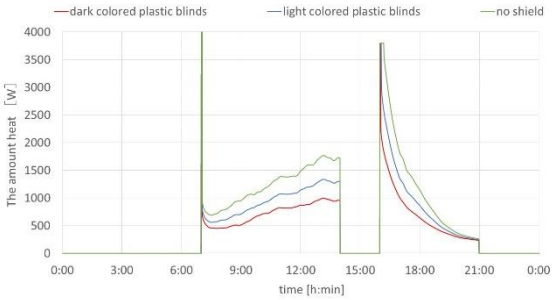


Fig. 8　Simulation results of the amount heat of air conditioner 2023/8/1

結果としては、エアコン起動時の処理熱量はエアコンの最大能力 4.1kW に近いことが分かる。7 時～13 時、16 時～21 時のエアコンが稼働している時間帯はプラスチックすだれ(暗色)、プラスチックすだれ(明色)、遮蔽物無しの順に処理熱量が高くなっていることが分かる。7 月 1 日～9 月 30 日の積算をすると、プラスチックすだれ(暗色)は 484.7 kWh、プラスチックすだれ(明色)は 727.7 kWh、遮蔽物無しは 1034.2 kWh、となった。

遮蔽物無しの場合を基準とした場合、プラスチックすだれ(明色)は、処理熱量が基準の 30%削減となり、プラスチックすだれ(暗色)の場合は 53%となった。

6.4 エアコンの電力消費量のシミュレーション結果

Fig. 9Fig.Fig. 8 に 8 月 1 日のエアコンの電力消費量のシミュレーション結果を示す。

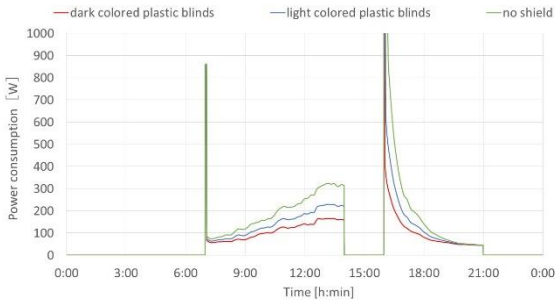


Fig.9 Simulation results of air conditioner power consumption 2023/8/1

結果としては、電力消費量はエアコンの処理熱に伴った傾向を示している。7月1日～9月30日の積算をすると、遮蔽物無しの場合、消費電力は151.5 kWh、プラスチックすだれ(明色)の場合、104.8kWh、プラスチックすだれ(暗色)の場合、74.9kWh となった。

遮蔽物無しの場合を基準とした場合、プラスチックすだれ(明色)は、消費電力が基準の31%削減となり、プラスチックすだれ(暗色)の場合は51%削減となった。Table 1に、エアコンの積算処理熱量と積算電力消費量とその割合をまとめて示す。

Table 1 Accumulated amount of heat by air conditioners, accumulated power consumption, and their reduction rate

	No shield	light colored plastic blinds	dark colored plastic blind
Accumulated amount of heat[kWh]	1034.2	727.7	484.7
Reduction rate[%]	-	30	53
Accumulated power consumption[kWh]	151.5	104.8	74.9
Reduction rate[%]	-	31	51

6.5 PMV のシミュレーション結果

Fig. 10 に 8 月 1 日の室内平均 PMV のシミュレーション結果を示す。

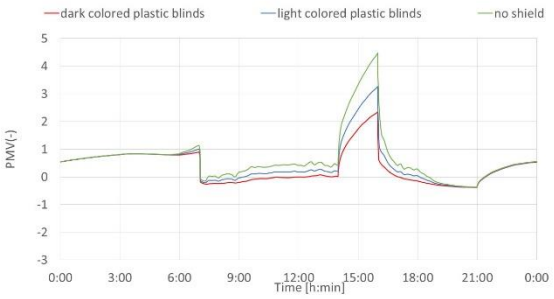


Fig. 10 Average PMV 2023/8/1

結果としては、7時～13時、16時～21時のエアコンが稼働している時間帯は、どのケースも PMV が±0.5 の範囲内に入っており、快適範囲であるが、13時～16時のエアコンが稼働していない時間帯に大きな違いが確認される。この時間帯は、人が不在の時間帯ではあるが、遮蔽物がない場合、プラスチックすだれ(明色)、プラスチックすだれ(暗色)の PMV の最大値は、それぞれ、4.5、3、2 となり、PMV が 2 のときの温冷感は「暑い」、3 のときは「非常に暑い」となっており、プラスチックすだれ(明色)、プラスチックすだれ(暗色)の順に暑さが緩和されており、プラスチックすだれ(暗色)の場合が最も熱的快適性が向上していることがわかる。

7. まとめ

13時～16時のエアコンが稼働していない時間帯では遮蔽物無しと比較したとき最大6℃差であった。また消費電力は遮蔽物無しを基準とした場合に、プラスチックすだれ(明色)が31%削減、プラスチックすだれ(暗色)の場合は49%削減となった。13時～16時のエアコンが稼働していない時間帯で、プラスチックすだれ(明色)、プラスチックすだれ(暗色)の順に暑さが緩和されており、プラスチックすだれ(暗色)の場合が最も熱的快適性が向上していることがわかった。

参 考 文 献

[1] 安岡絢子 (電力中研)ほか：すだれによるエアコン消費電力削減効果の実証とシミュレーションの妥当性検証, 日本建築学会大会, 2014 年

[2] 長谷川智：東北地方と新潟県に建つ住宅におけるエアコンの連続運転およびすだれによる夏期に節電効果の検討, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2016 年, 第 5 巻

[3] 白川智也, 添田晴生：日射遮蔽物が室内熱環境に及ぼす影響―（その 1）すだれを用いた模型実験―, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2023 年 3 月

[4] 添田晴生、鳴海大典、羽原宏美：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討　第 1 報―SCIENCE-Macro の概要と SMASH との比較, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 183(2012-6), pp. 67-75

[5] 白川智也, 添田晴生：日射遮蔽物が室内熱環境に及ぼす影響―（その 2）すだれを用いた模型実験とシミュレーション―, 日本建築学会大会学術講演梗概集, pp. 1097-1098, 2023 年 9 月

[6] 添田晴生・鳴海大典：CFD 簡略化による熱負荷計算の精度向上に関する検討　第 3 報―定常時におけるルームエアコンを用いた室内の対流熱伝達率の与え方, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 250(2018-1), pp. 11-19

[7] 上野剛・北原博幸・宮永俊之：家庭用エアコンの熱源特性モデルの開発　その 1　冷房運転時モデル, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 190 (2013-1), pp. 41-49

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

歩行者の日傘利用の暑熱環境緩和効果の評価に関する研究
（その 4）実測による日傘使用時の暑熱環境緩和効果の評価

Study on evaluations of relaxation effects of utilizing a parasol for a pedestrian on thermal environment in outdoor spaces
(Part4) Evaluations of adaptation effect for a pedestrian with a parasol on thermal environment in outdoor space by using a filed observation

○熊 谷　今 日 子（奈良女子大学）　　吉 田　伸 治（奈良女子大学）
Kyoko KUMAGAI*1　Shinji YOSHIDA*1
*1　Nara Women's University

Due to the deterioration of thermal environment in outdoor spaces in summer seasons, behavioral adaptations of outdoor residents and pedestrians attract attention. In this paper, we analyzed the microclimate around a pedestrian with a parasol. From the results, We evaluated the relaxation effect of the thermal environment　from the solar transmittance considering sky rate. By considering the sky coverage, we could evaluate the shading effect of the parasol itself. In the future, we plan to evaluate and study the thermal comfort of parasol users.

はじめに

地球温暖化やヒートアイランド現象に伴い、夏季の屋外における暑熱環境が悪化している。よって、都市生活者個々の暑熱環境への適応策の実装が注目を集めている。この適応策の中で、日傘は最も実効的な手段として女性を中心に使用されている。最近では男性の使用者も増加傾向にある。日傘使用時の効果を実測により日傘が人体部位へ与える日射遮蔽効果の観点から暑熱環境緩和効果を明らかにした研究は渡辺ら [1)]により行われてきた。また吉田 [2)]では天空率を考慮した日射透過率から暑熱環境緩和効果の評価を試みたものの、計測は 1 回のみだったため結果の再現性の観点からさらなる計測データの収集が必要である。本稿では追加の計測を行い暑熱環境の評価と、吉田 [2)]で得られた結果との比較を行うことで日傘の日射遮蔽効果を改めて確認した。

1．実測概要

1.1　実測場所・実測期間

Fig.1 に実測位置を示す。日傘周辺の実測は、奈良女子大学の A 棟屋上で行った。A 棟は 3 階建てで南北に延びている。その屋上は周囲に視界を遮るものがなく、見晴らしがよい場所である。気象条件の測定場所は百葉箱と奈良女子大学の E 棟屋上で行った。E 棟屋上は A 棟屋上よりも高い場所に位置している。Fig.2 に A 棟屋上での日向と日傘周辺の実測風景を示す。

夏季における快晴時の昼に測定を行った。実測期間は 2023 年 7 月 28 日と 8 月 10 日の 2 日間である。測定時間

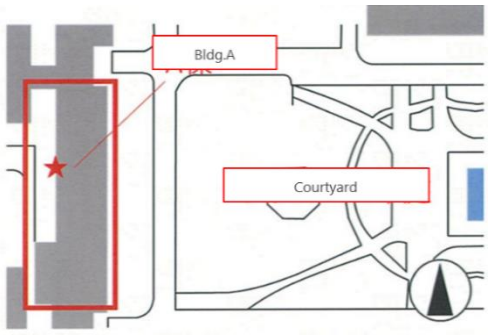


Fig.1 Measurement position

(1) Sunny place　　(2) parasol

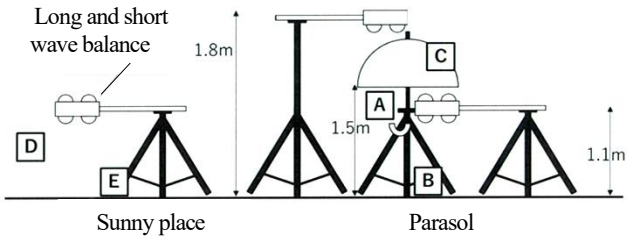


Fig.3 Layout of main measuring equipment

は両日ともに 135 分間とした。2023 年 7 月 28 日は 11 時 46 分から 14 時 1 分まで、2023 年 8 月 10 日は 11 時 25 分から 13 時 40 分までである。

1.2 実測方法・実測項目

Table1 に計測項目を示す。Fig.3 に主な機器の配置イメージを示す。日傘は A 棟屋上の地面から約 1.5m の高さで三脚に固定し、その内外の温熱環境、日射・長波長放射環境を実測した。長短波収支計も同様に、日向と日傘下では地面から 1.1mの高さ、日傘上では地面から 1.8mの高さで三脚に固定した。データの計測は 1 分間隔で行った。風速計のみ 30 分間隔で目視による計測を行った。

1.3 使用日傘

Table2 に実測で使用した日傘の種類を示す。その日傘の写真を Fig.4 に示す。7 月 28 日は、材質が特殊ラミネート加工を施されたポリエステル生地のサマーシールド（SS）、色が黒色の日傘を使用した。8 月 10 日は材質が綿 90%と麻 10%の布生地、色が黒色の日傘を使用した。したがって、7 月 28 日のサマーシールドの日傘と 8 月 10 日の布の日傘を比較することで、材質の違いによる影響の評価を試みた。

1.4 天候状況

Fig.5 に気象庁のデータ [3] である奈良市における日照時間を示す。このデータは 10 分間隔で計測されている。両日とも日照時間が 8 分以上の割合が 80%と高く、比較的晴天時が続いている。7 月 28 日は 12 時 10 分から 12 時半の 30 分間で、8 月 10 日では 12 時 50 分から 13 時 10 分の 30 分間で曇天である。そのため、Fig.6 に計測した時間帯における法線面直達日射量を示す。8 月 10 日は法線面直達日射量が全て 600W/m² 以上であった。7 月 28 日では多くの時間帯で 600W/m² 以上の晴天の値となるものの、12 時半から 13 時 10 分頃の時間帯で約 140W/m² 程度の小さな値を示した。よって、法線面直達日射量が 140 W/m² 未満のときを曇天とし、140 W/m² 以上のときを晴天とした。

Table 1 Measurement items

place	Measurement items
parasol	Global Horizontal Irradiance, long wave radiation, surface temperature, surface conduction heat amount, temperature, relative humidity, globe temperature, wind speed, earth surface temperature
Sunny place	Global Horizontal Irradiance, globe temperature, long wave radiation temperature, relative humidity, wind speed, wind direction, earth surface temperature,
weather conditions	Global Horizontal Irradiance, horizontal sky radiation, long wave radiation, wind speed, wind direction
Stevenson Screen	temperature, relative humidity

Table 2 Actual measurement case

date	type	Outside color	inner color	material	length [cm]
July 28	summer shield(SS)	black	black	polyester	82.5
August 10	cloth	black	black	cotton90% hemp10%	71.8

(1) Summer Shield (7/28) (2) Cloth (8/10)

Fig.4 Types of parasols

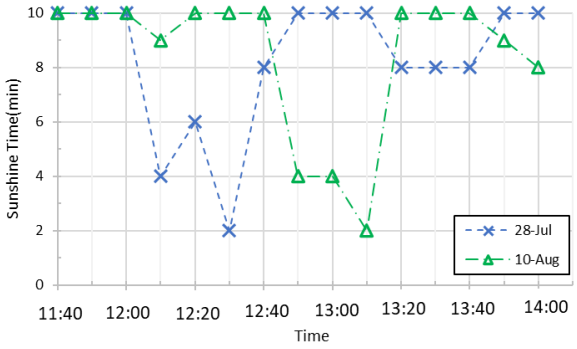


Fig.5 Sunshine Times in Nara city

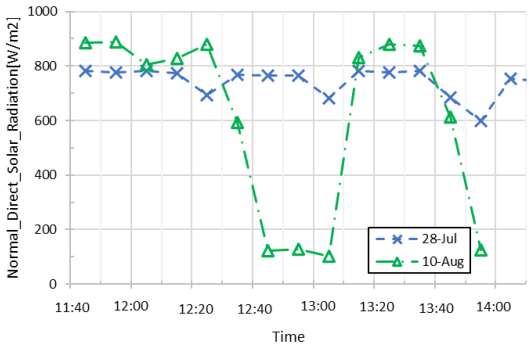


Fig.6 Normal Direct Solar Radiation

2. 日射透過率の算出方法

通常の日射透過率は、日傘内における太陽方向からの全天日射量から日向における太陽からの全天日射量を割ることで求められる。しかし、日傘内における太陽方向からの全天日射量を計測するときに日傘外からの天空日射も含まれている。そのため、日傘外からの天空日射を取り除いた日射透過率を、天空率を考慮した日射透過率とする。ここで日傘下での天空率は約 37%を使用した [4]。

2.1　通常の日射透過率の算出方法

日傘のような日射遮蔽物の日射透過率 τ は**式(1)**のように推定される。

$$\tau = ParaInSun\downarrow / SunnySun\downarrow \quad \cdots(1)$$

ここで ParaInSun↓は日傘下での全天日射量[W/㎡]である。SunnySun↓は、日向の全天日射量[W/㎡]である。

しかし、**式(1)**を用いて透過日射を推定する場合に、人体上方の日傘面の側方に広がる天空からの錯乱日射の取り扱いが課題となる。**Fig.7**に長短波収支計で計測される日傘下の日射の収支のイメージを示す。**Fig.7**によると、ParaInSun↓は**式(2)**のようにモデル化できる。

$$ParaInSun\downarrow = I'^{*} \times (1-\varphi_{sky}) + I_{dH}\varphi_{sky} \quad \cdots(2)$$

ここで、I'^{*}は日傘生地面を透過後に日傘下の日射計に入射する日射量[W/㎡]、I_{dH}は水平面天空日射量[W/㎡]、φ_{sky}は日傘下から上方を望むときの天空率[-]である。

2.2　天空率を考慮した場合の日射透過率の算出方法

天空率を考慮した日射透過率 τ*は**式(3)**となる。

$$\tau^{*} = ParaInSun\downarrow^{*} / SunnySun\downarrow^{*} \quad \cdots(3)$$

式(4)より天空率を考慮した日向下からの全天日射量 SunnySun↓*は、通常の日向下からの全天日射量 SunnySun↓ から日傘生地を経由せず日傘下に直接入射する日射を取り除いたものである。**式(5)**より ParaInSun↓*も同様に示すことができる。

$$SunnySun\downarrow^{*} = SunnySun\downarrow - I_{dH}\varphi_{sky} \quad \cdots(4)$$

$$ParaInSun\downarrow^{*} = ParaInSun\downarrow - I_{dH}\varphi_{sky} \quad \cdots(5)$$

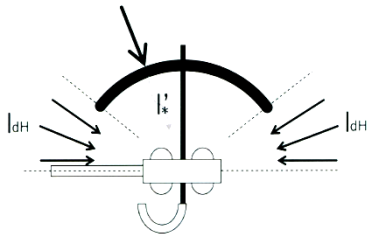


Fig.7 Separation of solar radiation under a parasol

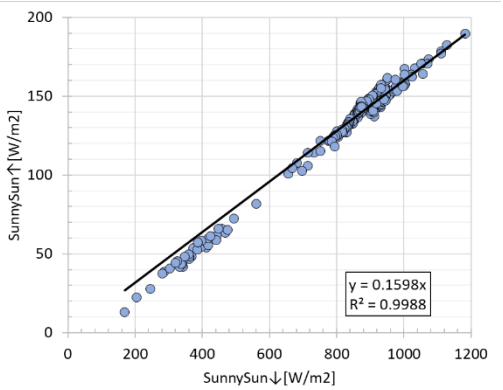


Fig.8 Relationship between SunnySun↑ and SunnySun↓
(July28 and August10, 2024)

3．結果および考察

3.1　日向における地面の日射反射

Fig.8に 2024 年 7 月 28 日と 8 月 10 日における日向上からの全天日射量と日向下からの全天日射量のデータの関係を示す。**Fig.8**より相関係数 R^2 が 0.9988 のため、強い相関が見られる。よって、計測対象の地表面（屋上面）の日射反射率が約 15%程度の値を示すことがわかる。

3.2　天空率の考慮による日射透過率への影響

(1)全天日射量と日傘内日射量の関係

Fig.9 に気象条件に相当する E 棟屋上の全天日射量と日傘内日射量の関係を示す。ここで **Fig.9** 中の灰色は ParaInSun↓を、白色は ParaInSun↓*に相当する。**Fig.9** の上の図は 7 月 28 日で日傘生地にサマーシールドを採用した場合である。**Fig.9** の下の図は 8 月 10 日で日傘生地に布を採用した場合である。

日傘生地にサマーシールドを採用した場合(7/28)は、天空からの全天日射が 1000 W/㎡ 程度の酷暑環境においても、ParaInSun↓が約 130W/㎡ であるのに対し、ParaInSun↓*は約 70W/㎡ 以下の小さい値にまで減少する。これより、サマーシールドにすることで日傘の生地に入射する日射を透過しづらくし、高い遮蔽効果があることがわかる。また、日傘下の全天日射計で計測される ParaInSun↓の大半が日傘の遮蔽範囲外からの天空日射であることがわかる。

日傘生地に布を採用した場合(8/10)は、ParaInSun↓が約 200W/㎡ 程度であるのに対し、ParaInSun↓*は約 140W/㎡ 以下と幅広く示しており、サマーシールドの日傘よりも多くの日射が透過することがわかる。

(2)全天日射量と日射透過率の関係

Fig.10 に全天日射量と日傘の日射透過率を示す。

日傘生地にサマーシールドを採用した場合(7/28)は、通常の日射透過率 τ が約 13%で、天空率を考慮した日射透過率 τ*が約 8%である。これより、サマーシールドの日傘は日傘に入射された日射の大半を遮蔽することが可能であるとわかる。

日傘生地に布を採用した場合(8/10)は、通常の日射透過率 τ が約 30%で、天空率を考慮した日射透過率 τ*が約 25%である。これより、布の日傘はサマーシールドの日傘よりも多くの日射を透過することがわかる。また布の日傘はサマーシールドの日傘よりも日射透過率 τ, τ*のバラつきが大きい。これは、布生地の目の粗さと計測時間によって異なる日射入射角度が相互作用して影響したと考えられる。両日ともに天空率を考慮することで日射透過率 τ が約 5%程度と大きく減少している。

3.3　既往研究である吉田[2)]との比較

既往研究である吉田 2)のデータを **Fig.11** と **Fig.12** に示す。**Fig.11** に、気象条件に相当する E 棟屋上の全天日

射量と日傘内日射量の関係を示す。Fig. 12 に全天日射量と日傘の日射透過率を示す。まず、Fig. 9 と Fig. 11 の晴天時で比較をする。サマーシールドの日傘の場合は、ParaInSun↓が約 130W/㎡ であるのに対し、ParaInSun↓*は約 70W/㎡ 以下の小さい値で同様の結果である。布の日傘の場合も、ParaInSun↓が約 200W/㎡ 程度であるのに対し、ParaInSun↓*は約 140W/㎡ 以下となっており、こちらも同様の結果が得られたことがわかる。次に、Fig. 10 と Fig. 12 の晴天時で比較をする。サマーシールドの日傘の場合は、通常の日射透過率 τ が約 13%で同様の結果が得られた。しかし、天空率を考慮した日射透過率 τ*が今回の計測では約 8%で、既往研究ではほぼ 0%の数値とわずかに差がみられる。布を採用した場合は、通常の日射透過率 τ が約 30%で、天空率を考慮した日射透過率 τ*が約 25%と比較的同様の結果が得られた。また布の日傘はサマーシールドの日傘よりも日射透過率 τ，τ*のバラつきが大きいという点も同様の結果であった。今回の計測で曇天だった 8 月 10 日で比較する。サマーシールドと布ともに、既往研究ではバラつきがなく分布が固まっているが、今回の計測ではバラつきが見られた。

4．まとめ

(1) 曇天時でも、日向下からの全天日射量が分かれば、天候に関わらず日向上からの全天日射量を推定できる

(2) 日傘の生地がサマーシールドの場合、日傘に入射する日射を透過しづらくし、高い遮蔽効果がある

(3) 布の日傘は、サマーシールドの日傘よりも多くの日射が透過する

(4) 吉田[2]での計測データと比較することで晴天時では再現性が高く精度が良いことがわかった。曇天時ではその傾向はみられなかった。

5．今後の課題

日傘は黒色で 2 種類の素材を使用したが、今後は形状や色の異なる他種類の日傘の日射遮蔽性能の評価をする。

謝 辞

本研究を進めるにあたり、高田恵里氏（大成建設、研究当時奈良女子大学卒論生）の多大な尽力を頂きました。ここに記して謝意を表します。

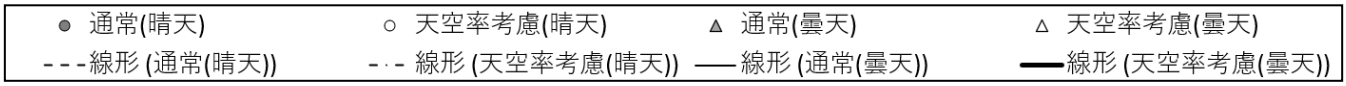
参 考 文 献

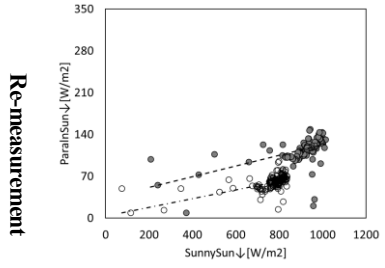
1) 渡邊慎一，石井仁（2020）：日傘による暑熱環境緩和効果の実証的研究，日生気誌，56 巻，4 号，p133-144

2) 吉田伸治(2023)：歩行者の日傘利用の暑熱環境緩和効果の評価に関する研究(その 1)夏季暑熱環境緩和効果の分析のための実測，令和 5 年度日本建築学会近畿支部研究発表会

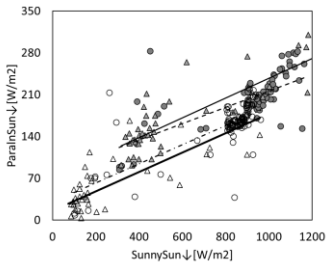
3) 過去の気象データ検索 2023 年（10 分ごとの値）、気象庁ホームページ https://www.data.jma.go.jp/obd/stats/etrn/index.php?prec_no=&block_no=&year=2023&month=8&day=10&view=

4) 高田恵里（2022）：実測による夏季の日傘使用における暑熱環境緩和効果に関する研究，奈良女子大学卒業論文



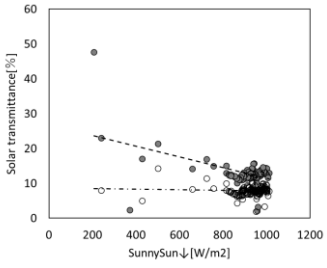


(1) Summer Shield, July 28

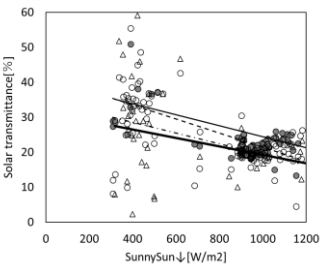


(2) Cloth, August 10

Fig.9 Sunny Sun↓ and ParaInSun↓

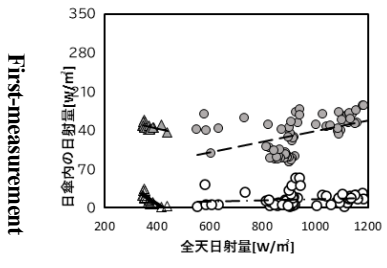


(1) Summer Shield, July 28

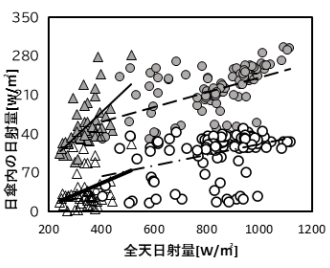


(2) Cloth, August 10

Fig.10 Sunny Sun↓ and Solar transmittance

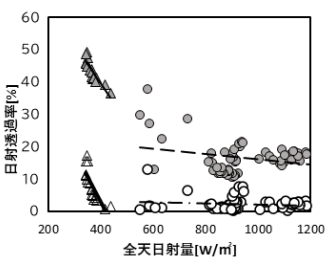


(1) Summer Shield

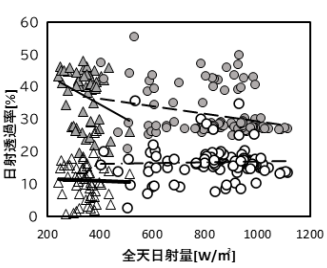


(2) Cloth

Fig.11 Sunny Sun↓ and ParaInSun↓(Yoshida[2])



(1) Summer Shield



(2) Cloth

Fig.12 Sunny Sun↓ and Solar transmittance (Yoshida[2])

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

深部温度の非侵襲測定の精度向上に関する考察
Study on Accuracy Improvement of Non-invasive Measurement of Core Temperature

○横田　遥己（大阪府立大学）　吉田　篤正（早稲田大学）　木下　進一（大阪公立大学）
Haruki Yokota*1　Atsumasa Yoshida*2　Shinichi Kinoshita*3
*1 Osaka prefecture University　*2 Waseda University　*3 Osaka metropolitan University

Measurements of core temperature are important for health management. Conventional methods directly measure rectal temperature, which is uncomfortable and difficult to measure daily. Therefore, in this study, we investigate the development of a non-invasive and continuous measurement device using Dual-Heat-Flux method. First, we confirmed through thermal analysis that the estimated core temperatures become inaccurate as ambient temperatures drop due to heat loss from the side of the device, and proposed a new measurement method that includes consideration of the heat loss. Subsequently, we confirmed in experiments that this method improves the accuracy of measurements over a wide ambient temperature range.

1. 緒言

深部温度の監視は熱中症や低体温症の予防として重要視されている．従来の測定ではセンサを測定部位に直接挿入する不快感を伴う侵襲的な方法がとられてきた．本研究では，非侵襲測定が可能な双熱流法をもとにした深部体温計計測装置の開発を行う．この方法の主要な誤差原因と考えられる装置側面の熱損失を伝熱解析によって評価し，その熱損失を考慮した深部体温算出式を提案する．周囲気温が異なる条件で模擬実験を行い，その精度を検証する．

2. 測定方法の原理（双熱流法）

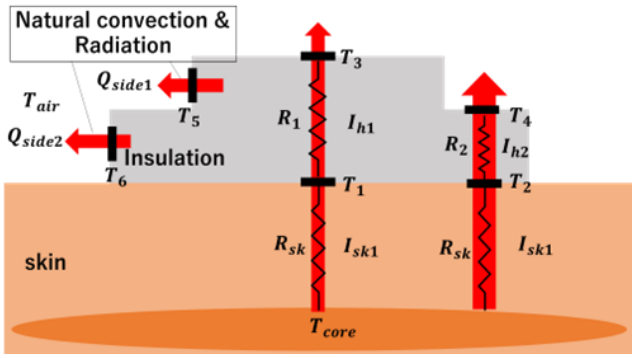


Fig.1 Outline of heat flow in dual-heat-flux method

T_{core}：深部温度[K]，T_1, T_2：装置下面の温度[K]
T_3, T_4：装置上面の温度[K]　T_5, T_6：装置側面の温度[K]
R_1, R_2：断熱材の熱抵抗 [(m²・K)/W]
I_{sk1}, I_{sk2}：皮膚を流れる熱流束[W/m²]
I_{h1}, I_{h2}：断熱材を流れる熱流束[W/m²]
Q_{side1}, Q_{side2}：装置側面から周囲外気へ向かう熱量[W]

異なる厚さの断熱材で皮膚を覆ったとき，図 1 のように皮膚と装置に熱流束が流れる．まず，皮膚を通る熱流束について，式(1)が成り立つ．

$$T_{core} = \frac{I_{sk2}T_1 - I_{sk1}T_2}{I_{sk2} - I_{sk1}} \tag{1}$$

従来の双熱流法では，皮膚から断熱材を通っていく熱流束が 1 次元的であるという仮定を行う．

$$I_{sk1} = I_{h1} = (T_1 - T_3)/R_1 \tag{2}$$

$$I_{sk2} = I_{h2} = (T_2 - T_4)/R_2 \tag{3}$$

式(1)に式(2), (3)を代入して整理すると，

$$T_{core} = T_1 + \frac{(T_1 - T_2)(T_1 - T_3)}{S(T_2 - T_4) - (T_1 - T_3)} \quad \left(S = \frac{R_2}{R_1}\right) \tag{4}$$

式(4)が深部温度を求める式である．この式を用いると，装置表面温度を計測することで個人差がある皮膚の熱抵抗の情報なしに深部温度を算出することができる．しかし，実際には，熱流が 1 次元的ではなく，装置側面からの熱損失Q_{side1}, Q_{side2}が存在しており，$I_{h1} \neq I_{sk1}$，$I_{h2} \neq I_{sk2}$となっており，それにより，深部温度の測定誤差が出る．先行研究[1]では，側面の面積を小さくしたり，アルミカバーをすることで側面からの熱損失を減らしているが，本研究では，側面温度と雰囲気温度を測定し，側面からの熱損失を予測して深部温度算出式の補正を行う．

3. 伝熱解析による側面の熱損失の評価

3.1 伝熱解析手法

実験系の伝熱解析によって，側面からの熱損失を評価する．実験は皮膚を模した寒天で行う．装置，寒天ともに円筒で表せるので計算モデルは図 2 のようになる（軸対称）．軸対称の円筒座標系の 3 次元熱伝導方程式は式(5)のように表せる．

$$\frac{1}{r}\frac{\partial T}{\partial r} + \frac{\partial^2 T}{\partial r^2} + \frac{\partial^2 T}{\partial z^2} = \frac{\rho c}{\lambda}\frac{\partial T}{\partial t} \tag{5}$$

図 3 のようにr方向にi番目，z方向にj番目のグリッドを(i,j)と表し，中心温度を$T_{(i,j)}$として計算モデルの差分化近似を行う．式(5)の各項について，中心差分をとった式(6)を用いて陽解法で解く．

$$T_{(i,j)}^{t+\Delta t} = T_{(i,j)}^{t} + \frac{\lambda \Delta t}{\rho c}\left(\begin{array}{l} \dfrac{1}{r_i}\dfrac{T_{(i+1,j)}^{t} - T_{(i-1,j)}^{t}}{2\Delta r} \\ + \dfrac{T_{(i+1,j)}^{t} - 2T_{(i,j)}^{t} + T_{(i-1,j)}^{t}}{\Delta r^2} \\ + \dfrac{T_{(i,j+1)}^{t} - 2T_{(i,j)}^{t} + T_{(i,j-1)}^{t}}{\Delta z^2} \end{array} \right) \quad (6)$$

境界条件は表 1，初期条件は表 2 のように設け，各層の物性値を表 3 に示す．

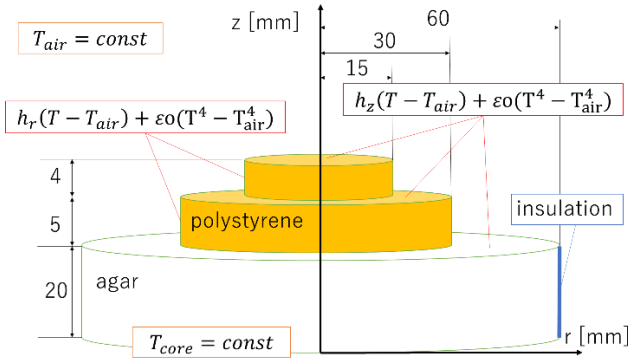


Fig.2 Calculation model

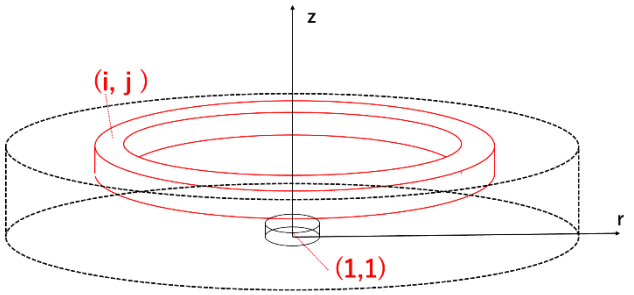


Fig.3 Position of each grid

Table 1 Boundary conditions at each position

Position	Boundary condition
Agar underside	Isothermal (37.0℃)
Side of agar	Insulation
Top of agar and device	Natural convection & radiation
Side of device	Natural convection & radiation
Between agar and device	Heat flux continuous

Table 2 Initial conditions at each position

Position	Initial condition
Agar other than underside	33.2℃
Agar underside	37.0℃(=const)
Device	T_{air}

Table 3 Physical properties of polystyrene foam and agar[2),3)]

Material / Properties	Polystyrene foam	Agar
Specific heat capacity (J/kg K)	1100	4020
Thermal conductivity (W/m K)	0.028	0.57
Density (kg/m^3)	25	1040

3. 2　側面からの熱損失

気温 20℃のとき，各面を通る熱量は図 4 のようになる．

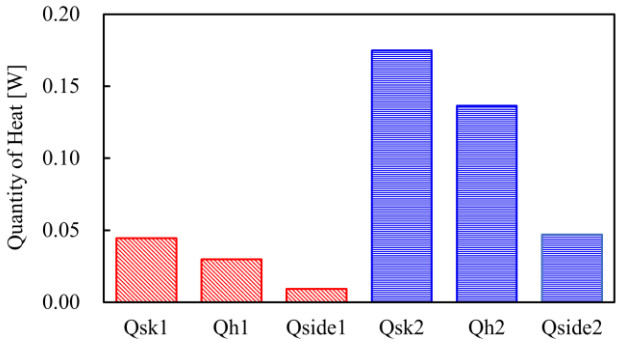


Fig.4 Numerically calculated quantity of heat passing vertically through the agar (Qsk1, Qsk2) and the device(Qh1,Qh2) and out the sides of the device(Qside1,Qside2)

3. 3　側面の熱損失を考慮した深部温度算出式

双熱流法では，寒天を流れる熱流束が装置を流れる熱流束と等しい($I_{sk} = I_h$)と仮定しているが，3. 2 節で確認したように，側面からの熱損失が存在しており，$I_{sk} > I_h$となっている．そのため，装置内部を通る熱量$I_h S$と側面から周囲外気へ向かう熱量Q_{side}の和がすべて装置を鉛直方向に流れると考えたI_{ave}がI_{sk}と等しい(式(7), (8))として双熱流法の式を解く．

$$I_{sk1} = I_{ave1} = \frac{I_{h1}S_1 + Q_{side1}}{S_1} \quad (7)$$

$$I_{sk2} = I_{ave2} = \frac{I_{h2}S_2 + Q_{side2}}{S_2} \quad (8)$$

S_1：厚い断熱材の上面面積[m^2]
S_2：薄い断熱材の上面面積[m^2]

式(7), (8)を式(9)に代入して深部温度を求める．

$$T_{core} = \frac{I_{sk2}T_1 - I_{sk1}T_2}{I_{sk2} - I_{sk1}} \quad (9)$$

ここで，修正された双熱流法でもT_1, T_2は変化しないと仮定する．なお，側面からの熱損失Q_{side}は，自然対流とふく射によって起こるとする．

$$Q_{side} = I_{side}S_{side} = \{h_r(T_{side} - T_{air}) + \varepsilon\sigma(T_{side}^4 - T_{wall}^4)\}S_{side} \quad (10)$$

h_r：側面の自然対流熱伝達率[W/(m^{2}K)]，ε：放射率
S_{side}：側面積[m^2]，T_{side}：装置側面温度[K]，T_{air}：気温[K]
T_{wall}：周囲温度[K]，σ：ボルツマン定数[W/(m^{2}K^4)]

側面の熱伝達率h_rについては，L 形発熱体の鉛直平板としてNu数を算出する．[4)]

$$Ra = \frac{g\beta(T_h - T_{air})(l)^3}{\nu\alpha} \quad (11)$$

$$Nu = 0.168Ra^{0.326} \quad (12)$$

$$h_r = \frac{Nu \cdot k}{l} \quad (13)$$

Ra:レイリー数，Nu:ヌセルト数
g(=9.80)：重力加速度[m/s^2]
$\beta(= 3.3 \times 10^{-3})$：体積膨張率[1/K]，$l$：装置厚さ[m]
$\nu(= 1.59 \times 10^{-5})$：動粘性係数[m^2/s]
$\alpha(= 2.25 \times 10^{-5})$：熱拡散率[m^2/s]
$k(= 2.63 \times 10^{-2})$：熱伝導率（空気）[W/K･m]
気温 20℃における寒天を流れる熱流束I_{sk}と，装置内を流れる熱流束I_hと式(7),(8)で求められる熱流束I_{ave}を比較したのが図 5 である．図 5 より，I_{sk}に対する誤差はI_hよりもI_{ave}の方が 20%ほど小さくなっている．誤差が 0 にならない理由は，断熱材底面と寒天の境界で熱流の一次元性が十分には担保されていないことによる．

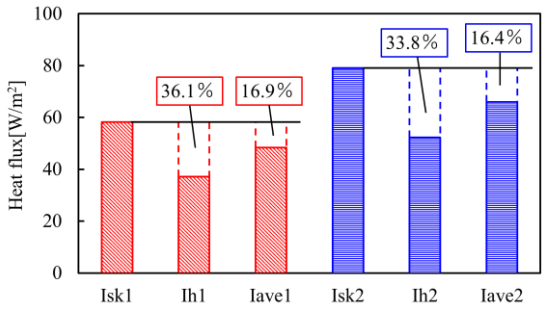


Fig.5 Numerically calculated heat flux passing vertically through the agar (Isk1, Isk2) and the device (Ih1,Ih2) and Heat flux through the vertical direction considering heat loss on the sides(Iave1,Iave2)

式(7),(8)を式(9)に代入して求められる深部温度を correctedTcore．式(4)で求められる深部温度を basedTcore とすると，各気温におけるそれぞれの深部温度誤差は，図 6 のようになる．修正された双熱流法により誤差が小さく周囲気温の影響も小さいことが示された．

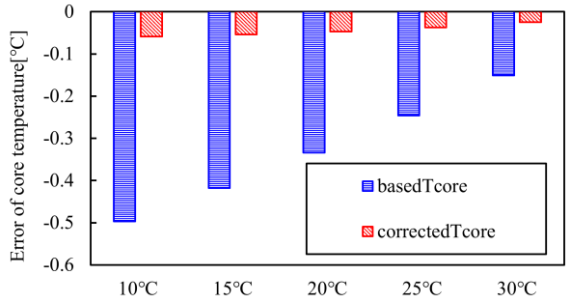


Fig.6 Comparison of core temperatures errors calculated using temperatures at each measurement point calculated numerically at each ambient temperature.

4. 模擬実験による測定精度の検討

4.1 実験方法

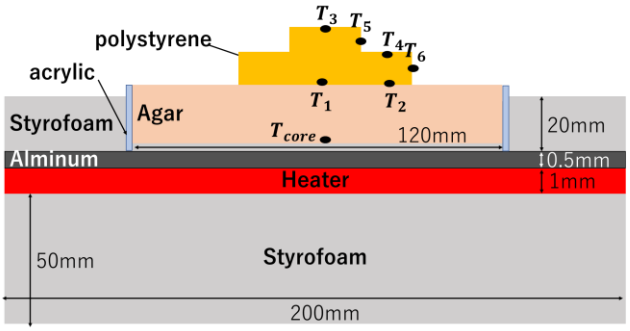


Fig.7 Schematic diagram of the experiment

図 7 のように，皮膚を模した寒天(水 285 g に対して寒天粉 15 g)をアクリル製の直径 120mmのシャーレに約 20mmの厚さで作成する．乾燥を防ぐため外気に直接接する寒天表面はサランラップで覆った．その上に厚さの異なる断熱材を固定した．シャーレを発泡スチロールで囲い，温度制御されたヒーター上に乗せた．ヒーターは抵抗加熱し，試験部の均一な加熱を測るためにアルミ板をヒーターとシャーレの間に差し込んだ．シャーレ直下のヒーターとアルミ板の間の温度を PID 制御で一定にした．寒天底面の温度を真の深部温度とした．温度測定にはサーミスタを使用した．測定する温度は断熱材上下面で 4 点，側面は 2 点，気温 2 点，壁温 2 点とした．周囲温度を制御するために人工気候室内で実験を行う．

4.2 風速の影響の検討

人工気候室内は気温の制御のため風が存在しており，実際に装置周りの風速を計測すると，$u_{ave} = 0.3$ m/s程度であった．この風速での装置側面のRe数をそれぞれ求めると[3)]

$$Re_1 = \frac{u_{ave} l_1}{\nu} = \frac{0.3 \times 0.004}{1.59 \times 10^{-5}} \approx 75.4 \quad (14)$$

$$Re_2 = \frac{u_{ave} l_2}{\nu} = \frac{0.3 \times 0.005}{1.59 \times 10^{-5}} \approx 94.3 \quad (15)$$

Re_1：厚い断熱材側面のレイノルズ数
Re_2：薄い断熱材側面のレイノルズ数
u_{ave}：装置周りの風速［m/s］
l_1:厚い断熱材厚さ[m]，l_2：薄い断熱材厚さ[m]
$44 < Re_1, Re_2 < 144$が成立するのでこの範囲のRe数に対して成り立つ強制対流中に置かれた円柱側面のNu数の算出式は

$$Nu = 0.48Re^{0.51}\left(\frac{T_{air} + T_{side}}{2T_{air}}\right)^{0.17} \quad (16)$$

式(16)を式(13)に代入して熱伝達率を求める．この熱伝達率を用いて算出した correctedTcore と basedTcore の計測した寒天下温度との誤差を横軸時間で比較した図が

図 8 である．correctedTcore の方が誤差は大きくなっている．その原因として考えられるのは，強制対流の熱伝達率を考える際，円柱に水平方向に流れる強制対流に対する実験式を用いているが，実際の実験の風では，風向，風速ともに時間的に変動しており，正しく強制対流熱伝達を評価できていないからであると考えられる．

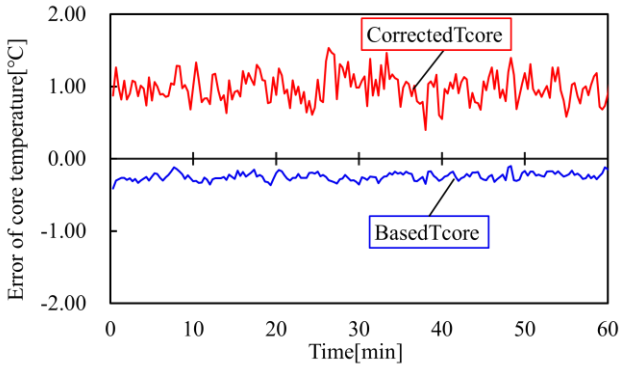


Fig.8 Comparison of core temperature error calculated by the calculation formula that considers heat loss from the sides using the heat transfer coefficient of forced convection and the core temperature error calculated by the conventional formula.

4. 3　測定温度の揺らぎの検討

4. 2 節で強制対流下では正しく側面の熱損失が評価できないと分かった．そのため，装置周りを段ボールと人工気候室の壁で囲い段ボール上部を全体の 1/4 開けて実験を行う．空気の測定は段ボール内で行い，壁温の測定は段ボール内部側面と，段ボール内部の部屋の壁面で行う．

装置周りの風速を測定したところ0.01 m/s以下となっており，無風状態が作り出せており，装置側面で自然対流が起こっていると判断できる．算出深部温度の誤差は減ったが，測定温度の揺らぎによって算出深部温度の揺らぎが生じていた．これを解消する方法として計測温度を前後 5 分の移動平均をとりその値を用いて深部温度を算出する．前後 5 分移動平均データによる算出深部温度ともとのデータで算出した深部温度を図 10 で比較し，十分算出深部温度の揺らぎが減ったことが確認された．

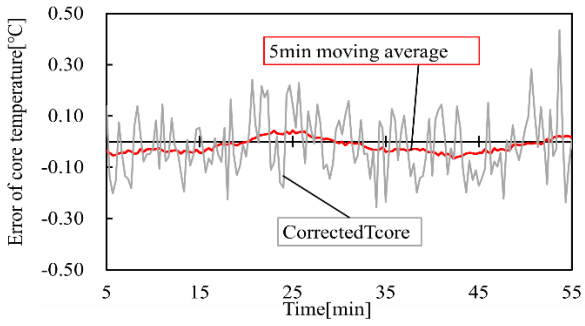


Fig.10 Comparison of core temperatures calculated using the 5-min moving-average measured temperatures and the original

4. 4　各気温における測定精度

4. 3 節で前後 5 分移動平均が算出深部温度の揺らぎを防ぐのに有効であったためその方法で算出する．すべての気温域で算出深部温度の精度が向上しているか確認するため 10℃, 20℃, 30℃でそれぞれ 2 回ずつ実験を行う．

全実験の平均算出深部温度誤差をもとの双熱流法式で算出した深部温度の誤差と比較した．図 11 より，とりわけ低気温域において，算出深部温度の精度が上がったことが分かる．

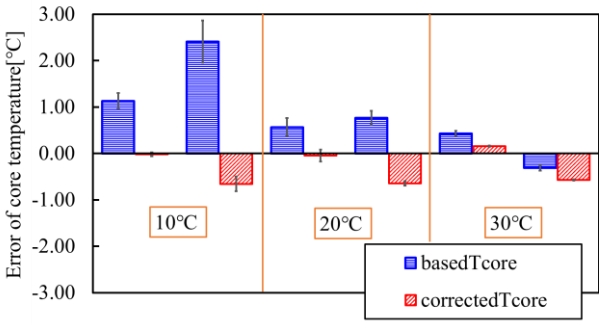


Fig.11 Comparison of the calculated core temperature error using the conventional formula and the calculated core temperature error using the formula with side correction for the experiments conducted twice at each temperature.

5.　結論

数値解析と模擬実験によって，側面からの熱損失を考慮すると，広い気温域で深部温度測定精度が向上することが検証された．

謝辞

本研究を進めるにあたり，ご指導いただいた安田龍介助教，実験のために人工気候室の使用を許諾して頂いた飛田国人准教授に深く感謝申し上げます．

参 考 文 献

1) Ming Huang, Toshiyo Tamura, Zunyi Tang, Wenxi Chen, and Shigehiko Kanaya: “Structural Optimization of a Wearable Deep Body Thermometer: From Theoretical Simulation to Experimental Verification” Journal of Sensors Volume 2016(2015), Article ID 4828093

2) 日本熱物性学会編，「新編熱物性ハンドブック」養賢堂，(2008) p. 527

3) 日本機械学会；「伝熱工学資料 訂正第 5 版」日本機械学会 (2009)， p34， 日本機械学会

4) 一宮 浩市, 滝口 裕正:「L 形発熱体からの非定常自然対流熱伝達の数値解析」： 空気調和・衛生工学会 論文集 23 巻 (1998) 69 号 p. 75-84

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

ミスト噴霧を伴う暑熱対策設備の評価手法に関する研究
Study on the Evaluation Method of Heat Countermeasure Facilities Using Water Mist

○山口　和輝（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）
Kazuki YAMAGUCHI*1　Atsumasa YOSHIDA*2　Shinichi KINOSHITA*1
*1　Osaka Metropolitan University　*2　Waseda University

Recent urbanization has worsened the heat in cities, leading to increased health issues like heatstroke. To deal with this, heat countermeasure facilities such as sunshades, fans and mist have been installed in urban areas. However, there is a lack of established methods to evaluate their effectiveness. This study focused on evaluating solar sunshade facilities with mist spray for heat mitigation. Wetting of instruments in misty environments complicates accurate measurement of temperature and humidity, so a new method using dry and wet gauze was devised. Results showed accurate measurements in environments without mist. Mist spraying led to temperature decrease and humidity increase, even in small areas. A modified model was used to predict human body response in mist environments, showing significant temperature differences with and without mist adhesion. Accurate facility evaluation requires careful measurement positioning due to variations in misty environments.

1. はじめに

近年，都市化が進む一方で，都市部の暑熱化が深刻化し，熱中症など人体への健康被害が増加している．その適応策として，日除けやファン，ミストなどの暑熱対策設備の開発と街中への設置が行われている．しかし現在，それらの対策設備の熱中症対策としての効果を示す明確な評価指標が存在しない．そこでミストを用いた暑熱対策設備の評価手法を検討した．ミストは水を微細な霧状にして噴射し，その気化熱を利用して噴霧域の局所冷却を測るものであり，心理量・表面皮膚温度に効果があることが報告されている[1)]．

ミストによる暑熱緩和効果の評価を行う上で，環境要素を測定するための測定機器が水に濡れてしまい，正確な測定を行うことが難しい点と，ミスト噴霧下の人体はミストによる濡れが発生する可能性があるため，疑似発汗効果による人体熱ストレス緩和効果も考慮しなければならない点が問題となる．

本研究では，ミストを用いた暑熱対策設備の暑熱緩和効果評価のため，ミスト噴霧環境における温湿度測定手法を考案し，検証を行った．さらにミスト噴霧環境における人体の生理応答を人体モデルを用いて予測した．

2. ミスト噴霧環境における温湿度測定の検討

大阪公立大学中百舌鳥キャンパスB4棟の中庭にて，1800mm×2700mm，高さ1700mmのテントを2張り，片方の一辺にミストノズルを設置し，2022年と2023年の8月~10月にかけて実験を行った．各実験において環境条件として，日向で放射計3台を用いて6方位放射・風速，テント下でも放射量を測定した．

2.1　温度センサを用いた測定

自作のラジエーションシールドを付属した熱電対を用いて乾球温度と湿球温度の多点測定を行った．

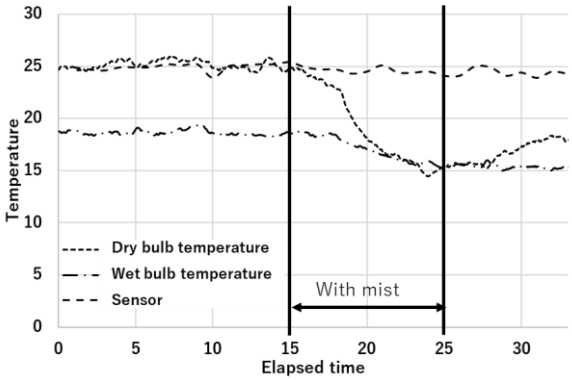


Fig.1 Transition of dry and wet bulb temperatures measured by thermocouple and neighborhood air temperature measured by temperature and humidity sensor.

ミスト噴霧によって乾球温度の測定値は全体的に下がっていたものの湿球温度に大きな変化は見られなかった．またミストノズルから近い点では，図1のようにミスト噴霧中に乾球温度が湿球温度と等しくなっていた．ミスト噴霧停止後のミスト付着の無い温湿度センサによる気温の測定値と比較したところ，噴霧停止から10～15分間，熱電対で測定した乾球温度の値が気温よりも低い値を示していた．つまりミスト噴霧下の温湿度測定では，測定値が

センサへのミスト付着の影響を受けている．またWBGT計を用いたWBGTによる評価についても試みたが，同様の理由に加え，黒球温度が濡れの影響を受けるため測定が難しい．

2.2　ミスト噴霧下の温湿度測定手法

上記の問題点から，濡れを避けるのではなく濡れの状態を評価可能で測定点の濡れを許容できる次のような温湿度測定手法を考案した．100mm四方の6重にした黒色ガーゼ2個1対を用意し，一方を乾いた状態(乾ガーゼ)他方を常に十分に湿らせた状態（湿ガーゼ）をする．湿ガーゼは水を常に吸い上げるように設計し，濡れ率$\beta = 1$を保てるものとした．それらの表面温度を熱画像カメラによって遠隔で測定し，式(1)のガーゼの熱収支式からミスト雰囲気の温湿度を推定することを考える．

$$(1 - ref)S - \varepsilon(\sigma T_s^4 - L) = h(T_s - T) + \beta h_e(q_{sat} - q) \quad (1)$$

ただし，ref：日射反射率，S：日射量，ε：赤外放射率，σ：ステファンボルツマン定数，T_s：ガーゼ表面温度，L：赤外放射量，h：対流熱伝達率，T：気温，h_e：湿気伝達率，β:濡れ率，q_{sat}：ガーゼ表面温度T_sにおける飽和比湿，q：比湿であり，ガーゼは十分に薄く熱伝導はないものと仮定した．日射量および赤外放射量はガーゼ面の宝仙方向に向けた長短波放射計により測定する．ガーゼの日射反射率および赤外放射率は別途測定により，それぞれ$ref = 0.2, \varepsilon = 0.8$とした．

まずミスト噴霧の無い環境において別途温湿度センサによる測定値を使用して対流熱伝達率・湿気伝達率を算出する．次に，ミスト噴霧環境での乾ガーゼ・湿ガーゼの表面温度を用いて，ミスト噴霧環境での気温・湿度を割り出すことを考える．ただし乾ガーゼの濡れ率βは，ミスト噴霧のない環境では0と仮定できるが，ミスト噴霧環境では濡れが発生し0より大きな値となる．そこでミスト噴霧中の乾ガーゼの濡れ率を測定するために，噴霧停止直後においてその濡れ率の値は変化せず，周囲空気は素早く換気され外気の温湿度と等しくなるものと仮定し，式(1)に基づいて噴霧中のβが求められる．それによって乾ガーゼ・湿ガーゼそれぞれの熱収支式を連立させてミスト噴霧環境での温湿度を求めることができる．

2.3　温湿度測定手法としての妥当性

この測定手法が温湿度測定法として使用可能か確認するために，ミスト噴霧の無い環境での測定を行い，同環境で測定した温湿度センサの値と比較した．ガーゼ面に対する放射量も測定した．結果を図2および3に示す．

気温の変化は十分な精度でとらえており，放射の弱い日陰で平均誤差0.1℃，放射の強い日向でも平均誤差は0.2℃である．

2.4　ミスト噴霧下での温湿度測定

ミスト噴霧環境における測定では，温湿度の分布についても調べるために図 4 のように乾湿ガーゼをミストノズルからの距離でy=0.5m, 1.5m, 2.5m, 高さz=1.0m, 1.5mの計 6 点に設置し実験を行った．ミストの噴霧量は 2 条件で，9.42L/h と 20.3L/h である．

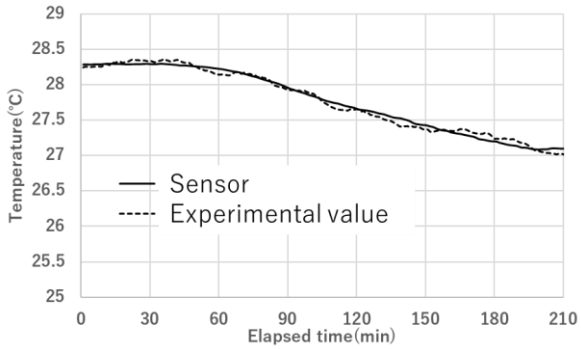


Fig.2 Transition of temperature measured by proposal method compared with that by temperature and humidity sensor in sunshade without mist spray.

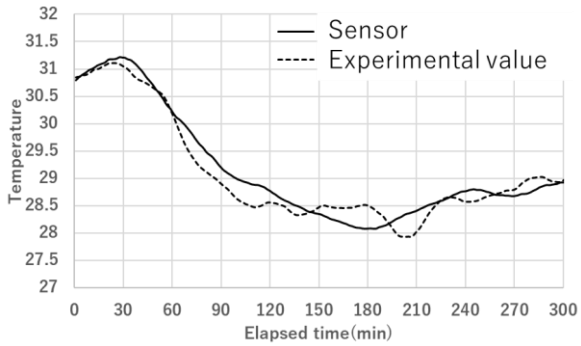


Fig.3 Transition of temperature measured by proposal method compared with that by temperature and humidity sensor in sunlight without mist spray.

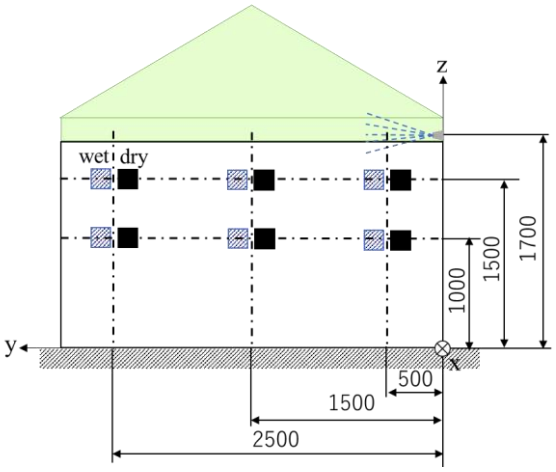


Fig.4 Experimental condition

各噴霧条件における各測定点で算出されたミスト噴霧中の温湿度の値を図 5 および 6 に示す．左上に示しているのは，テント外で測定した温湿度の値である．

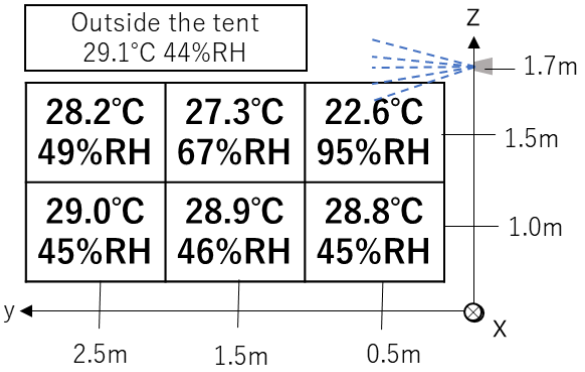


Fig.5 Measured results of temperature and relative humidity profile in spray flow rate 9.42L/h.

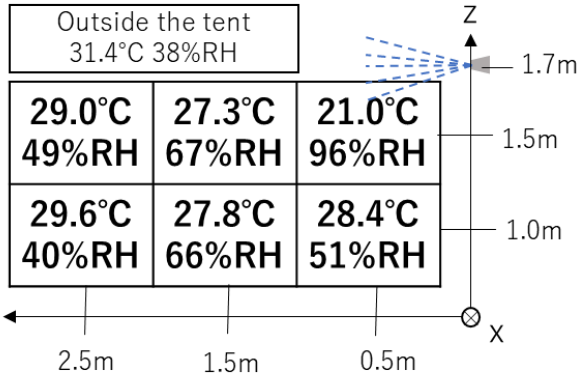


Fig.6 Measured results of temperature and relative humidity profile in spray flow rate 20.3L/h.

どちらの噴霧条件においても，外気と比較してミストによる温度低下・湿度上昇の効果を測定することができていた. 今回測定を行った範囲は, テント下だけであり，比較的小さな環境で測定を行ったのだが，ミスト噴霧中は図のように大きく分布が形成される様子が見られた. また噴霧量の条件によっても差が見られ，噴霧量が大きいほど全体的にミストの効果が見られた．ミストノズルに近い点では，温度低下が非常に大きく，湿度も 100%に近く, ほぼ飽和状態となっていた. また噴霧されたミストが上に飛ばされる様子が現場で見られ，実際に温度低下効果・湿度上昇効果も上部の測定点の方が大きく表れていた.

3. ミスト噴霧環境での人体生理応答予測

熱中症対策としての評価を行うためには，環境測定による結果だけでなく，その環境に存在する人間の生理応答についても考慮する必要がある. そこでOhら[2]が人体の濡れを考慮できるよう改良した2nodemodelを用いて解析を行い, 深部温度や表面皮膚温度の予測, そして環境値とモデル内の解析値である発汗量などからSET*の計算を行った.

解析の条件として，十分な時間日向で過ごした人間が，暑熱対策設備内に入り，その後また日向に戻る状態を想定した. 様々な暑熱対策設備が存在しているが, 今回は日除け設備と日除けとミストの複合施設の条件について解析を行った. またミスト噴霧環境では, 小さな空間であっても温湿度の分布が形成されるため，測定位置の違いによる差も見るためにミストノズルから1.5mの距離と2.5mの距離における測定値を用いて，条件は，対策なし・日除けのみ・複合のミストノズルからの距離y=2.5m地点・複合のy=1.5m地点・そしてモデルの中での濡れの考慮の有無による差を見る為，複合のy=1.5m地点のミストによる濡れを考慮した条件も加え，計5つの条件について解析を行った. 各条件の入力値を表1に示す. 入力値は図6の実験データをもとに同水平距離の値を平均化して決定した.

Table 1 Input condition

Initial condition	Heat mitigation condition	Final condition
In the sun Temp: 31°C Humi: 38%RH MRT: 50°C Wetness: 0	Case1: In the sun 31°C,38%RH,50°C,0	In the sun Temp: 31°C Humi: 38%RH MRT: 50°C Wetness: 0
	Case2: tent 31°C,38%RH,45°C,0	
	Case3: tent+mist① 29°C,45%RH,44°C,0	
	Case4: tent+mist② 27.5°C,67%RH,42°C,0	
	Case5: tent+mist③ 27.5°C,67%RH,42°C,0.2	

暑熱対策条件の各条件の熱収支を図7，発汗量を図8に示す. 全条件において, 熱収支が負となり熱負荷が緩和しており, 発汗量が減少する様子が見られた. 日除けのみの条件では受熱量の減少によるものであった．日除けとミストの複合条件, つまり温度低下のある条件では, 温度低下量による差はあるものの，どちらも受熱量減少に加え，顕熱損失の増加がみられた．さらにミストによる濡れを考慮した条件では，ミストの濡れによる疑似発汗効果の影響で，一部ミストの濡れによる潜熱量に置き換わることで発汗による潜熱が減少し，発汗量も大幅に減少する様子が見られた．図9および10から表面皮膚温度・深部温度についても同様に，熱負荷の低減によって暑熱対策条件下で値が低下する様子が見られ，ミストの濡れによる効果は特に表面皮膚温度に大きく現れる様子が見られた. またSET*も熱負荷の低減が大きい条件ほど低下する様子がみられ，ミストによる濡れを考慮した条件では，日向に比べて5℃以上の低下がみられた.

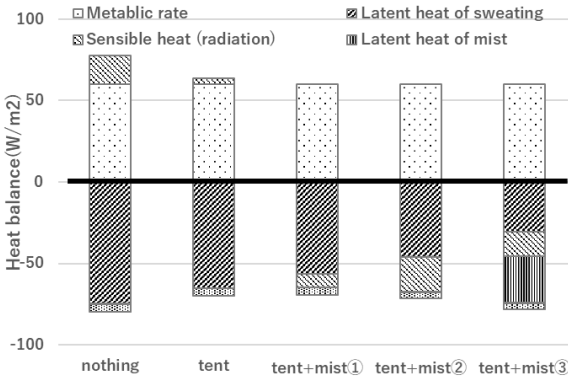


Fig.7 Human heat balance under heat countermeasure conditions

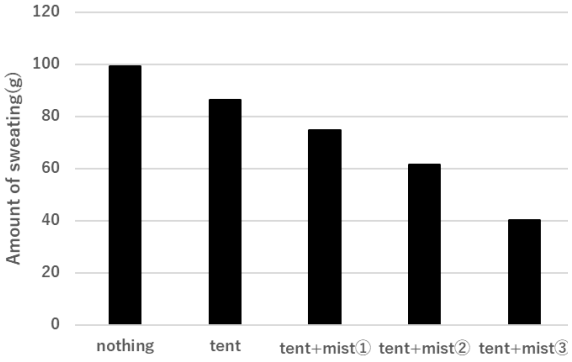


Fig.8 Amount of sweating under heat countermeasure conditions.

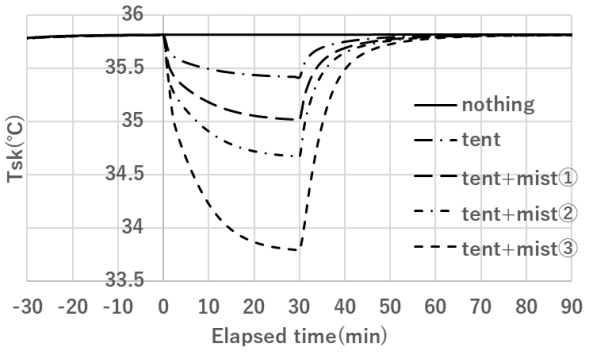


Fig.9 Transition of skin temperature in each condition

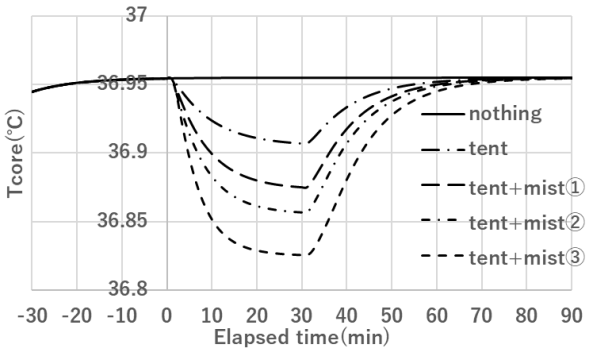


Fig.10 Transition of core temperature in each condition

Table 2 SET* in each condition

case	SET*(℃)
nothing	30.3
tent	28.9
tent+mist①	27.7
tent+mist②	26.9
tent+mist③	23.8

4. まとめ

従来の測器を用いた温湿度測定手法では，センサへのミスト付着の影響で，ミスト噴霧環境での温湿度測定は困難である．本研究で考案されたミスト噴霧環境での温湿度測定手法を用いることで，ミストが完全に蒸発しきっていない環境においても温湿度の測定が可能となった．またミスト噴霧環境では一般的な環境と異なり，小さな空間においても温湿度分布が形成されるため，測定位置の決定が暑熱対策設備の評価の上で重要な要素である．特にミスト噴霧環境での被験者実験を行う際に被験者と温湿度測定位置が離れていた場合，その測定値は被験者を覆う環境と異なる可能性が高く，またその違いが人体の生理応答にも影響すると予測された．また人体モデルの使用において，暑熱対策条件の熱負荷の低減と発汗量の減少による人体熱ストレスの緩和が認められた．またミストによる濡れを考慮するかどうかによってSET*で3度以上の差が生まれることとなったことから，人体の濡れによる疑似発汗効果は無視できず，ミスト噴霧環境の人体熱ストレスの評価のためには，人体への外部からの濡れを考慮できる人体モデルが必須と考えられる．

参 考 文 献

1) 平田裕貴，鍋島美奈子，西岡真稔，桑原浩平，石丸泰，堀口恭代，「路面電車停留所における暑熱対策効果の検証−被験者実験による心理生理効果に関する研究−」，環境情報科学学術研究論文集，31，2017，149-154

2) W.Oh, R.Ooka, J.Nakano, H.Kikumoto, O.Ogawa, W.Choi, “Development of physiological human model considering mist wittedness for mist-spraying environments”, Building and Environment 180(2020) 106706.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

駅前クールスポットにおける
ベクトル放射温度計を用いた緑化プランターの評価

Evaluation of a Greening Planter in a Cool Spot near a Station Using Vector Radiation Thermometers

○岡邊　怜也（大阪市立大学）　　高柳　幸奈（大阪公立大学）
鍋島　美奈子（大阪公立大学）　　西岡　真稔（大阪公立大学）
Ryoya OKABE*1　Yukina TAKAYANAGI*2
Minako NABESHIMA*2　Masatoshi NISHIOKA*2
*1　Osaka City University　*2　Osaka Metropolitan University

This paper aims to demonstrate the effectiveness of vector radiation thermometers through the evaluation of greening planters in cool spots near stations. The vector radiation thermometer in this study uses radiation temperature sensors and heat flow sensors to measure long-wave and short-wave radiation by direction by solving the heat balance formula on the surface of the heat flow sensor.

はじめに

近年, 都市部のヒートアイランド現象が進行しており, 熱中症等の健康被害の増加が問題視されている. これに伴い, 大阪府では猛暑対策の一環として「クールスポット」の創出が進められている. 日射遮蔽屋根や緑化プランターなど, 導入された対策の効果検証において, 方向別の放射環境を把握することは重要である. 高柳ら [1)]は方向別の放射環境を計測するためにベクトル放射温度計（以降, VRT と表記する）を試作し, VRT の各面の放射温度を単純平均し, 移動平均と時間遅れを調整することで, グローブ温度が推測できることを示した. 三野ら [2)] はクールスポットの長波放射と短波放射を分離計測するために, ３種類の VRT を同時計測する方法について検討した. 本研究では, VRT が暑熱環境の計測機器として一定の水準を満たすことを確認したうえで, VRT を用いてクールスポットにおける緑化プランターの影響度を評価することで, VRT の有効性を示すことを目的とする.

１. 研究概要

1.1　ベクトル放射温度計の概要

本報では前述の既往研究を参考に, 一辺 7 ㎝の立方体アクリルケースを用いた２種類の計測器機を作成する. 一方は各面に長波放射温度を計測する M5Stack 用の放射温度センサーNCIR(視野角：90°, 精度：±0.5℃, 測定波長範囲：5.5～14μm)を内側から取り付けた機器であり, もう一方は各面に全放射量(長波放射量と短波放射量の和)の算出を目的として熱流計を貼付したものである(Fig.1). 外側には内部の温度上昇を防ぐため, 日射不透過のアルミテープと, 高反射率の白い画用紙を順に貼り付けている. 実測では, これら２種類のベクトル放射温度計を併用し, 長波放射量と全放射量の差から短波放射量を算出する. 全放射量は, 熱流計表面における熱収支から算出する. 以下, 熱収支式のイメージ図を Fig.2 に, 熱収支式での流入・流出熱量の算出式を式 1, 2 に示す.

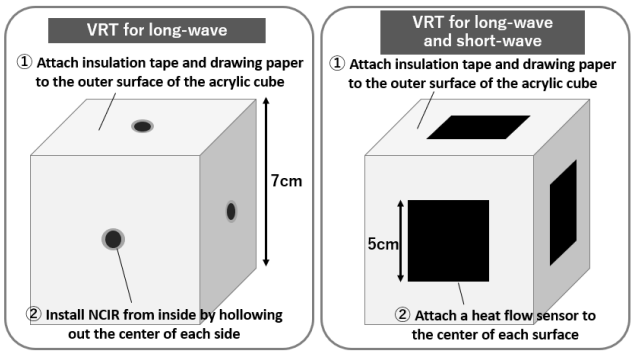


Fig.1 Image of Vector Radiation Thermometer

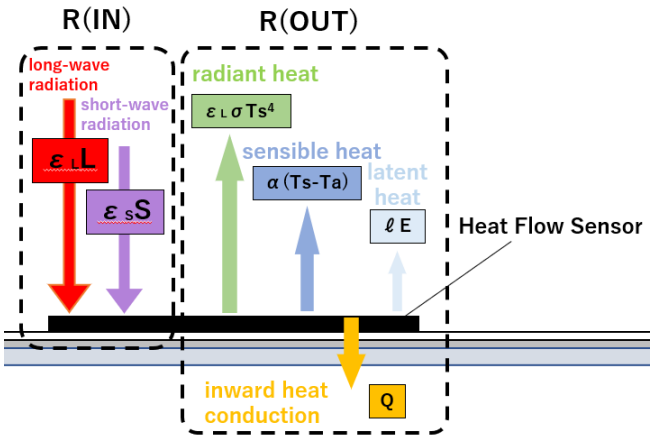


Fig.2 Surface heat balance of the heat flow sensor

$$R(IN) = \varepsilon_L L + \varepsilon_S S \quad \text{(式 1)}$$

$$R(OUT) = \varepsilon_L \sigma T_s^4 + \alpha_c (T_s - T_a) + lE + Q \quad \text{(式 2)}$$

$R(IN)$：流入熱量[W/m^2]，　$R(OUT)$：流出熱量[W/m^2]，
ε_L：熱流計の長波吸収率(0.95)，　L：長波放射量[W/m^2]，
ε_S：熱流計の短波吸収率(0.97)，　S：短波放射量[W/m^2]，
σ：ステファン=ボルツマン定数[W/(m^{2}K^2)](5.67×10^{-8})，
T_s：熱流計の内部温度[K]，　α_c：強制対流熱伝達率[W/(m^{2}K)]，　T_a：気温[K]，　lE：潜熱による熱移動量[W/m^2]，　Q：内部方向への熱移動量[W/m^2]

なお，ミスト散布装置がある場合，潜熱による熱移動量 lE が発生するが，本報ではミスト散布のない条件下に限った分析をおこなうため，lE=0 とした．

1. 2　ベクトル放射温度計とグローブ球との相違点

グローブ球では全方向からの放射を黒球表面に受け，平衡状態のグローブ球内部温度を測定するため，時定数が大きく，10～15 分の平均的な放射環境を計測するのに適している．一方で，本報で提案する VRT は放射温度計と熱流計の 2 種類のセンサーを用いて比較的短時間の変動が計測でき，方向別かつ長波短波別の計測が可能である．

2.　学内検証

本研究では，事前にベクトル放射温度計の精度検証を学内で行い，効果的な活用方法や注意事項などを予め確認した上でクールスポットでの現地実測を行った．

2. 1　熱流計の表面温度と内部温度の検証

顕熱による熱流出量の算出には熱流計表面温度が必要であるが，計測が困難なため，熱流計で計測する熱流計内部温度で代替が可能かを検証した(Fig.3)．実験結果より，表面温度は内部温度にほとんど等しく，代替可能であると判断した．

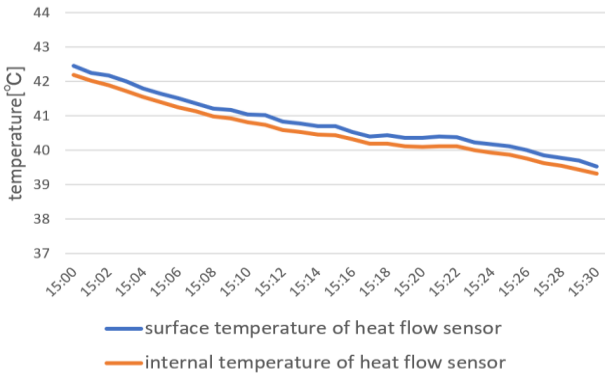


Fig.3 Temperature comparison between surface and interior of heat flow sensor

2. 2　熱流計表面における熱収支式の検証

２方向の長波と短波を精度よく計測可能な長短波放射収支計(Kipp&Zonen 社製 CNR1)を用いて，熱流計表面における熱収支式が成立し，VRT から長波放射量・短波放射量を正確に測定できるか否かを検証した．実験結果より，長波放射量に関しては高い精度で測定が可能であることが確認できた(Fig.4)．一方で，熱収支残差として求まる短波放射量に関しては，熱流計で計測される内部方向への熱移動量の変動が激しく安定性に欠ける(Fig.5)．しかし，それぞれの機器で計測された短波放射量[W/m^2]の 1 時間平均を比較すると，長短波放射収支計が 1814W/m^2, VRT が 1805.6W/m^2 であることから，熱収支残差は小さく，熱収支式は閉じていることがわかる．

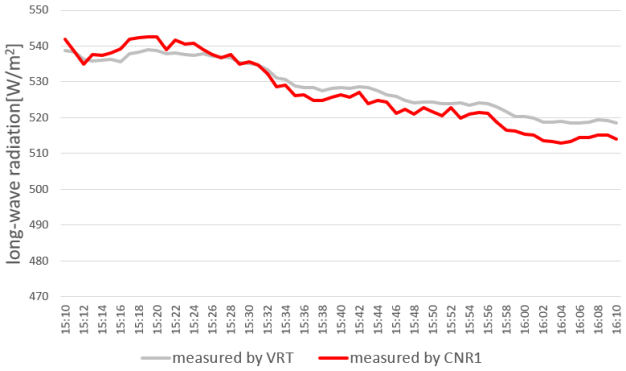


Fig.4 Comparison of long-wave radiation temperatures

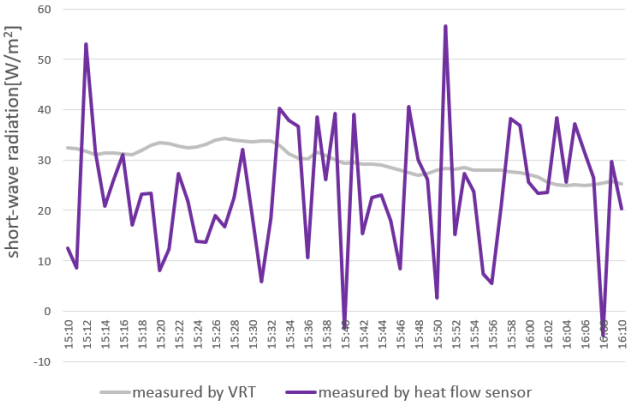


Fig.5 Comparison of short-wave radiation

2. 3　計測機器による平均放射温度の差の検証

グローブ球から求める平均放射温度 MRTg と VRT から求める MRTv の関係性を検証し，ベクトル放射温度計の用途について考察を行った(Fig.6)．このとき，MRTv は 6 面それぞれの全放射温度を平均化したものであり，MRTv は狭義における MRT の定義とは異なるものである．実験結果より，グローブ球の MRTg と熱流計の MRTv とでは，1 時間程度の変化傾向は類似しているが，平均値が異なることや，時定数の影響で MRTg には遅れがあることから，MRTv は MRTg の代替として使用するのではなく，MRT の変化の要因分析の手段として用いることが有効であると考えられる．

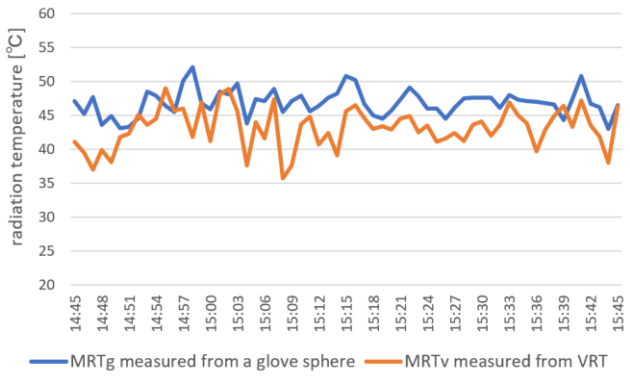


Fig.6 Comparison of Mean Radiation Temperature (MRT) measured by two kinds of method

2. 4　放射温度センサーの精度と設置角度の検証

20℃に設定した恒温恒湿槽にて, 熱電対と 10cm 四方のラバーヒーター(約 40℃)を用いて, 放射温度センサー（M5Stack 用の放射温度センサーNCIR）の測定精度の検証を行った. 放射温度センサーで計測される放射温度は, 視野内の対象物の平均表面温度に等しいため, 対象物の表面温度と視野角内形態係数から算出される推定値と放射温度センサーの実測値を距離別に比較することで検証した(Fig.7). このとき, ヒーターは視野内の中央に正対して位置していた. また, 放射温度センサーは形態係数の影響を大きく受ける上に, 死角も存在するため, 設置角度の違いが計測値に影響を与えることが想定される. この影響度についても検証を行った(Fig.8). Fig.7 より, 測定精度は±約 0.5℃であると分かった.放射温度センサーの測定誤差範囲が 0.5℃であるため, 想定の範囲内であるといえる. また, Fig.8 は距離別に正対置きと斜め置きの値の差(ケース間差)を算出値と実測値のそれぞれで求め, プロットしたものである. 推定値も実測値も同様の傾向を示しており, 対象物からの距離が近いほど設置角度の影響は大きいため, 正対での設置が望ましいが, その誤差は許容できるものであると分かった.

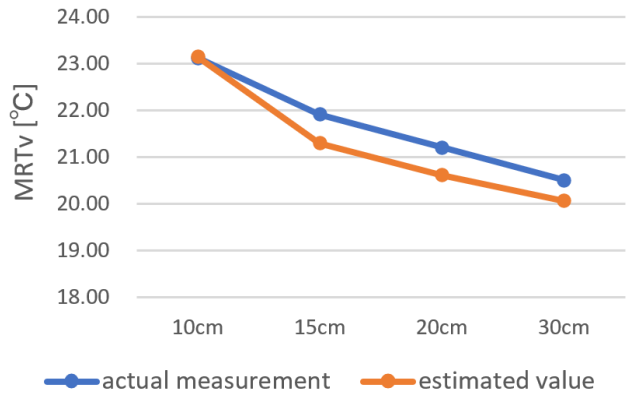


Fig.7 Accuracy of radiation temperature sensors by distance from objects

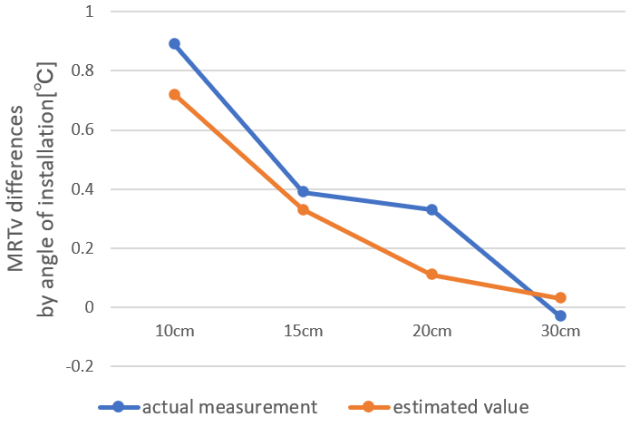


Fig.8 Differences in sensor installation angles by distance

3.　現地実測

3. 1　現地実測の概要

本研究では, 2023 年 8 月上旬に金剛駅, 三日市町駅, 土師ノ里駅の計 3 地点で計測を行った(Fig.9~11). 本稿では, 最も顕著に結果が現れた土師ノ里駅での計測に着目する.

各機器の設置場所については, 暑熱対策ありの空間と対策なし空間に WBGT 計（敦賀電機製 401D）を各 1 台設置し, 乾球, 湿球, グローブ温度を計測するとともに, 対策あり空間のなかで緑化プランターがある所とない所に, VRT2 台 1 セットを順番に設置し,それぞれ 30 分間の計測を行った(Fig.11).

Fig.9 Kongo Station

Fig.10 Mikkaichimachi Station

Fig.11 Vector Radiation Thermometer installation position at Hajinosato Station

3. 2　現地実測の結果と考察（土師ノ里駅）

VRT を緑化プランターの前から緑化プランターのない所に移動したときの方向別の放射温度の推移グラフを Fig.12 に示す. 緑化プランターは VRT の南側にあり, VRT 移動時刻の 11:40 に南側の放射温度が急増していることから, 緑化プランターによって南側の放射温度が抑制されていたことが推測できる.

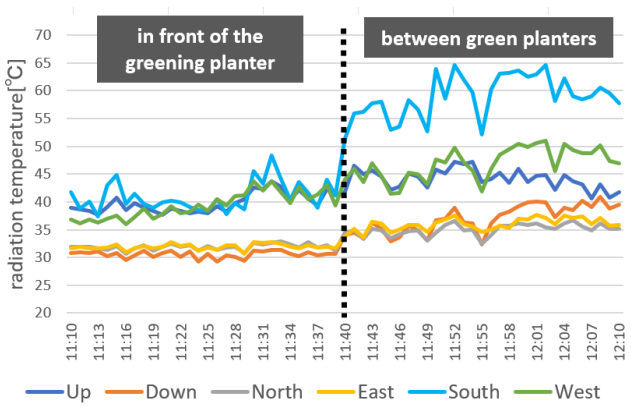


Fig.12 Transition of radiation temperature in each direction with or without greening planter
(2023/8/16 11:10~12:10)

また，南方向での長波放射量と短波放射量の推移を Fig.13 に示す. 11:40 を起点に主に短波放射量(日射量)が増加していることから 緑化プランター表面の蒸発散による長波放射の低減よりも，直達日射や反射日射の遮蔽による熱低減の方が大きな割合を占めていることがわかる.

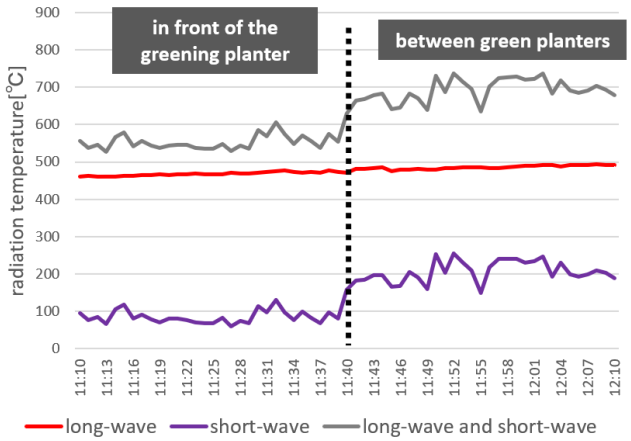


Fig.13 Transition of the breakdown of total radiation measured in the south direction
(2023/8/16 11:10~12:10)

Fig.14 に対策あり地点と対策なし地点の WBGT の計測値から算出した MRT の計算値を示す. この結果から，時刻補正した MRTg(対策なし)が 70.0℃, MRTg(対策あり)が 43.7℃であることから，クールスポット対策の有無による 1 時間平均の MRTg 差は 26.3℃であることがわかる. MRTg の対策の有無による温度差のうち，緑化プランターによる効果が占める割合を MRTv の変化量から算出する. Table1 に，時刻補正をした MRTv(①緑化プランター有り)と MRTv(②緑化プランター無し)の差と方向別の内訳を示す. この結果から，緑化プランターの有無による MRTv 差は 5.8℃であり，緑化プランターの効果は 22.1%程度と推測できる.

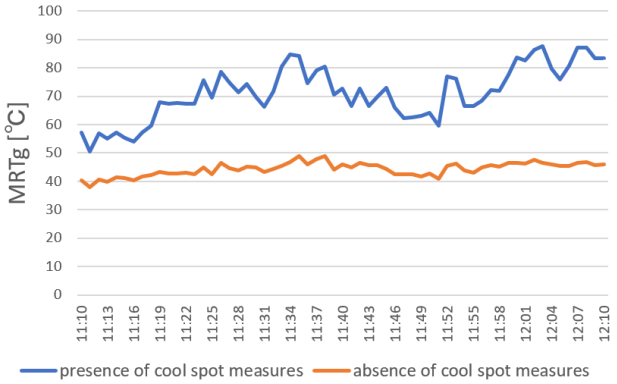


Fig.14 Differences in MRTg depending on the presence or absence of cool spot measures
(2023/8/16 11:10~12:10)

Table1 Differences in MRTv breakdown by presence or absence of greening planter
(2023/8/16 11:10~12:10)

	Up	Down	North	East	South	West	MRTv
①	39.8	30.7	32.0	32.0	41.3	39.5	35.9
②	42.8	35.8	34.0	34.9	57.2	45.5	41.7
②-①	3.0	5.2	2.0	2.9	15.9	6.0	5.8

[℃]

4. まとめ

本研究では，放射温度センサーと熱流計からベクトル放射温度計を作成し，駅前クールスポットの緑化プランターについての評価を行った. その結果，緑化プランターなど，特定方向にある対象物の放射熱の低減効果を評価する際に，ベクトル放射温度計が有効的であることを示した. また，複数の学内検証を行い，様々な面からベクトル放射温度計の測定精度について検証し，一定の水準を満たしていることを示した.

参 考 文 献

1) 高柳幸奈，土川忠浩，近藤恵美：車いす乗車者の体温調節支援のためのベクトル放射温度計の試作，日本建築学会近畿支部研究報告集環境系，62, pp.25-28, 2022
2) 三野慶輝，高柳幸奈，鍋島美奈子，西岡真稔，土川忠浩：駅前クールスポットの温熱環境改善効果の計測ーベクトル放射温度計の活用方法の検討ー，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 52 巻 No.A-54, 2023 年

謝辞

本研究の現地実測を行うにあたり，大阪狭山市，藤井寺市，河内長野市の担当職員の方々には，ミスト等の実測環境の整備をはじめ，様々な面でご支援，ご協力を賜りました. 記して謝意を表します.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

超音波加湿器の室内温熱環境への影響を表現するための粒径分布を考慮した水の相変化モデルの開発

Development of the Water Phase Change Model Considering Droplet Size Distribution to Evaluate the Effect of Ultrasonic Humidifier on Indoor Thermal Environments.

○北浦　雄介（大阪大学）　大屋　那央（大阪大学）　石原　裕貴（大阪大学）
松尾　智仁（大阪大学）　嶋寺　光　（大阪大学）　近藤　明　（大阪大学）
Yusuke KITAURA*1　Naoto OOYA*1　Yuki ISHIHARA*1
Tomohito MATSUO*1　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University

When an ultrasonic humidifier is used to control indoor humidity, the room temperature is decreased by the latent heat of vaporization of the droplets. Accurate estimation of the change of temperature and humidity considering the effect of vaporization is essential for controlling the indoor thermal environment. In this study, a CFD model incorporating a water phase change model with droplet size distribution was developed to estimate the temperature and humidity change due to the use of an ultrasonic humidifier, and wind tunnel experiments were conducted to validate the model. The CFD model reproduced the wind tunnel experiments approximately. Model parameters related to microdroplet evaporation were adjusted to estimate air temperature and humidity better. In addition, a lognormal droplet size distribution was selected to improve temperature estimation accuracy.

はじめに

室内の相対湿度は居住者の衛生に影響を及ぼす。冬季には特に，相対湿度が低いことによりウイルス飛沫が長時間空気中に滞留するため，インフルエンザや COVID-19 などの感染症の拡大リスクが増加する。室内の乾燥を防ぐため，超音波加湿器が用いられることがある。超音波加湿器から放出される微小な液滴は蒸発により湿度を増加し，気化熱により温度を低下させるため，加湿器を使用する室内の温熱環境を制御するためには加湿器が温湿度分布に与える影響の推定が必要となる。しかし，現状では水の相変化が生じている室内について，温度や相対湿度といった温熱環境を評価した研究は見当たらない。そこで本研究では，気象分野で用いられる相変化モデルを室内温熱環境解析向けに改良して CFD に導入した。モデル内の微小液滴の蒸発項は粒径分布に依存するため，粒径分布として一様分布と対数正規分布を用いた場合をそれぞれ検討し，検証のためモデルの計算値を風洞実験結果と比較した。

１．相変化モデル

相変化モデルとして気象分野で用いられる Kessler[1)]のモデルを導入した。このモデルは空気中の水分を水蒸気，重力沈降しない微小液滴，重力沈降する粗大液滴の 3 相に分類して扱う。超音波加湿器の影響評価においては，不飽和空気中に液滴が供給されるという大気中では起こり得ない現象を取り扱うため，Kessler[1)]のモデルをそのまま室内環境への適用することは不適切である。そのため，室内用 CFD への導入にあたり微小液滴の蒸発式を修正した。蒸発式は粒径分布の仮定が異なる 2 つのモデルを検討した。すなわち微小液滴の粒径分布が一様であると仮定した UPSD（Uniform Particle Size Distribution model），粒径分布が対数正規分布に従うと仮定した LND（Logarithmic Normal Distribution model）である。UPSD の微小液滴の蒸発式を式（1）に，LND の蒸発式を式（2）に示す。

$$\frac{dq_v}{dt} = b * (q_{vs} - q_v) * \left(\frac{q_c}{q_{c0}}\right)^{\alpha} * f(T) \qquad (1)$$

$$\frac{dq_v}{dt} = b * (q_{vs} - q_v) * \left(\frac{S_c}{S_{c0}}\right) * f(T) \qquad (2)$$

q_{vs}は飽和水蒸気混合比，q_vは水蒸気混合比，$f(T)$は温度Tに関する関数，q_cは微小液滴混合比，q_{c0}は代表微小液滴混合比（2.0×10^{-3} kg/kg），αは微小液滴蒸発時の粒径・粒子数変化に関する係数，bは微小液滴の蒸発時間に関する係数，S_cは微小液滴表面積，S_{c0}は微小液滴表面積の代表値（0.25 m^2）である。αとbはパラメトリック解析を行うことで風洞実験をよく再現するパラメータを探索した。探索は$\alpha = 0.33, 0.67, 1$（UPSD），$b = 0.5, 1, 1.5$（UPSD, LND共通）の範囲について行った。

２．風洞実験条件・CFD 計算条件

風洞実験には大阪大学工学研究科　研究用風洞を用いた。風洞の寸法は 9.5 m，1.8 m，1.8 m である。風洞入口から 1.0 m の位置に超音波加湿器を設置し，加湿器風下の気温と液滴の粒形分布を測定した。気温は Fig.1 に示す位置に設置した熱電対で測定した。粒径分布は超音波加湿器から 0 m，0.5 m，1.0 m の 3 点に感水紙を設置し，感水紙の顕微鏡画像を画像処理することで取得した。実験は加湿量と風洞風速を変更して 4 ケース行った（Table 1）。実験ケース名は加湿量の大小を h3, 1 で, 風洞風速の大小を w2.0, 0.5 で表している。

モデルの検証のため, 実験を模擬する CFD シミュレーションを行い，測定値と比較した。シミュレーションには OpenFOAM-4.0 を用い，非圧縮性定常流れを仮定した。浮力の考慮のためブシネスク近似を導入し, 乱流モデルには標準 k-ε モデルを使用した。境界条件には風洞実験における測定値を用いた。

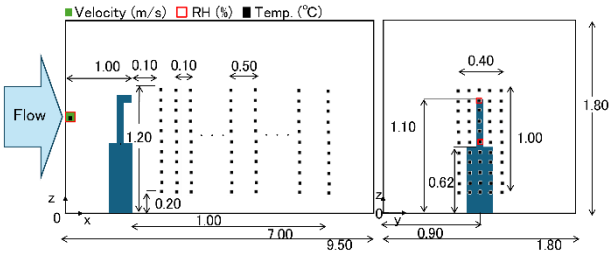


Fig. 1 Experiment layout

３．測定結果・考察

実験ケースごとに風洞入口気温が異なるため，温度の測定結果は風洞入り口気温からの温度低下量として扱う。

各実験ケースについて, yz 面内の 9 (Fig.2) について，x 座標ごとの温度低下分布を Fig.3 に示す。いずれのケースでも加湿器吹き出し口が近い y 方向中央, z = 1.10 m の点である 8 番の x = 1.00 m 前後で温度低下のピークが見られた。h1w0.5 では加湿器から離れるにつれ測定点上部，中部，下部の順にピークが現れ，y 方向外側の点である 1 番，3 番，4 番，6 番で温度低下が見られた。これは冷えた空気が浮力によって下降したこと，液滴と空気が拡散したためと考えられる。h3w0.5 では h1w0.5 と同様の傾向が見られるが，h1w0.5 と比べて全体的に温度低下量が大きくなった。これは空気中の液滴量が多くなったことで蒸発量が増加したためと考えられる。 1w2.0, h3w2.0 では 8 番で-5℃程度の温度低下が見られたが, その他の測定点では温度低下は見られなかった。これは風速が大きいため液滴や空気が拡散，下降するより速く風下へ輸送されたためと考えられる。加湿量が増加すると温度低下量は大きくなった。これは空気中の液滴量が多くなり，蒸発量が増加したため

Table 1 Experiment case

	Humidifier			Wind tunnel			
Case name	Wind velocity [m/s]	Water temperature [℃]	Amount of humidification [kg/s]	Wind velocity [m/s]	Air temperature [℃]	Humidity ratio [kg/kg]	Turbulent kinematic energy [m^2/s^2]
h3w0.5	0.74	24.5	2.50×10^{-4}	0.49	25.8	1.34×10^{-2}	4.1×10^{-3}
h1w0.5	0.74	23.2	1.07×10^{-4}	0.50	24.9	1.35×10^{-2}	0.84×10^{-3}
h1w2.0	0.74	24.1	1.22×10^{-4}	1.98	26.7	1.36×10^{-2}	7.3×10^{-3}
h3w2.0	0.74	24.3	2.49×10^{-4}	2.01	27.3	1.46×10^{-2}	6.2×10^{-3}

と考えられる。

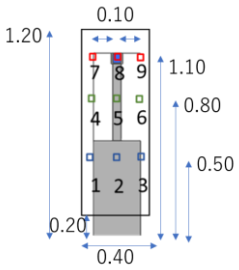


Fig. 2 9 measurement points in yz-plane

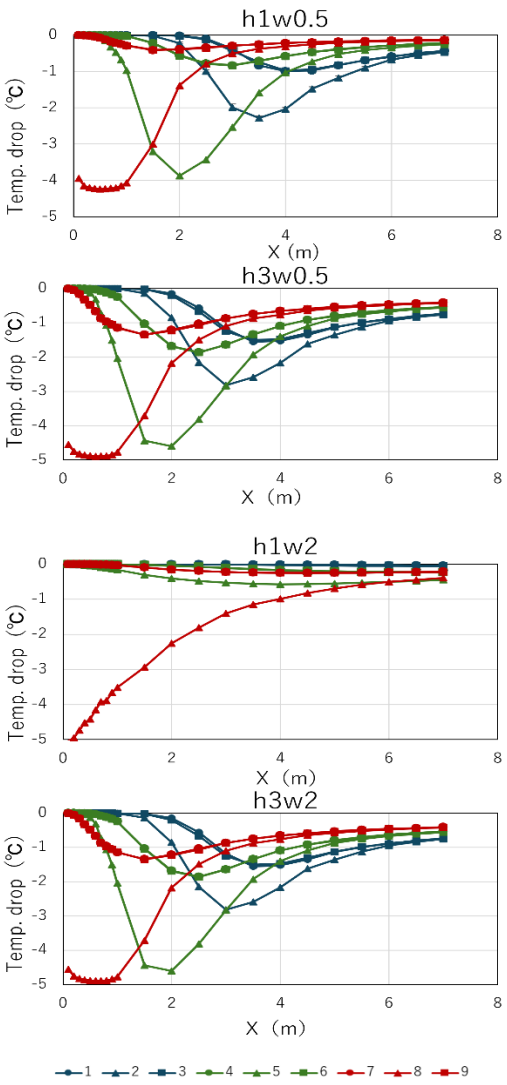


Fig. 3 Temperature drop for each measurement point in x direction

次に，粒径分布の測定結果について述べる。x＝0.00 m，0.50 m，1.00 m の 3 か所における液滴流れ中心について各実験ケースで測定した液滴半径のヒストグラムと，対数正規分布の近似曲線を Fig. 4 に，各距離，各実験ケースでの対数正規分布の近似曲線のパラメータr_{med}，σ，ヒストグラムと対数正規分布の RMSE を Table 2 に，対数正規分布$f(r)$ [1/m]の式を式 (3) に示す。加湿量が増えると粒径は大きくなった。これは液滴量が多くなると空気中で微小液滴の衝突・併合が起こりやすくなるためであると考えられる。また，風速にかかわらず，加湿器から離れるほど粒径分布の幅が小さくなった。これは粒径が小さい液滴ほど粒径に対する表面積が大きく蒸発速度が増加するため，加湿器遠方における粒径の小さい液滴の存在比が減少しているためだと考えられる。距離や実験ケースによっては測定値と対数正規分布近似に差が発生した点があるが，粒径分布はおおむね対数正規分布で表せた。

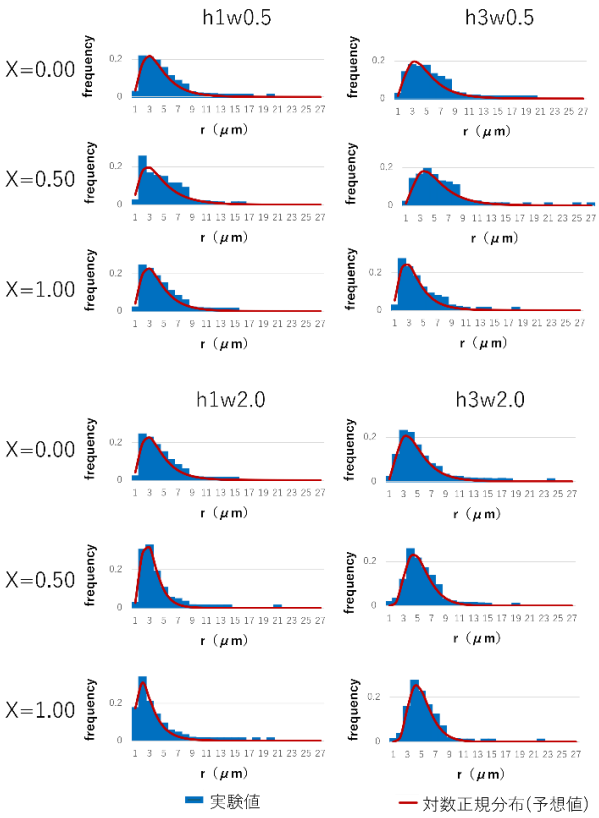


Fig. 4 Particle size distribution

Table 2 r_{med}, σ, and RMSE for each case

	x[m]	r_{med} [μm]	σ	RMSE
h1w0.5	0.00	3.9	0.55	0.009
	0.50	3.9	0.61	0.020
	1.00	3.7	0.54	0.011
h3w0.5	0.00	4.4	0.52	0.009
	0.50	4.7	0.54	0.012
	1.00	3.4	0.53	0.013
h1w2.0	0.00	3.6	0.52	0.008
	0.50	3.1	0.42	0.005
	1.00	2.6	0.58	0.007
h3w2.0	0.00	4.3	0.50	0.004
	0.50	5.1	0.36	0.008
	1.00	4.8	0.36	0.007

$$f(r) = \frac{1}{\sqrt{2\pi\sigma^2}}\frac{1}{r}\exp\left(-\frac{1}{2\sigma^2}\left(\ln\frac{r}{r_{med}}\right)^2\right) \quad (3)$$

4．CFD 計算結果・考察

測定値とパラメトリック解析結果の比較として風洞の中央断面（y = 0.9 m）での各高さの温度低下を Fig. 5 に示す。各ケースともに，パラメータによって蒸発の動態が異なり，LND を用いて b = 1.0 としたケースが最も実験値とよく合致した。

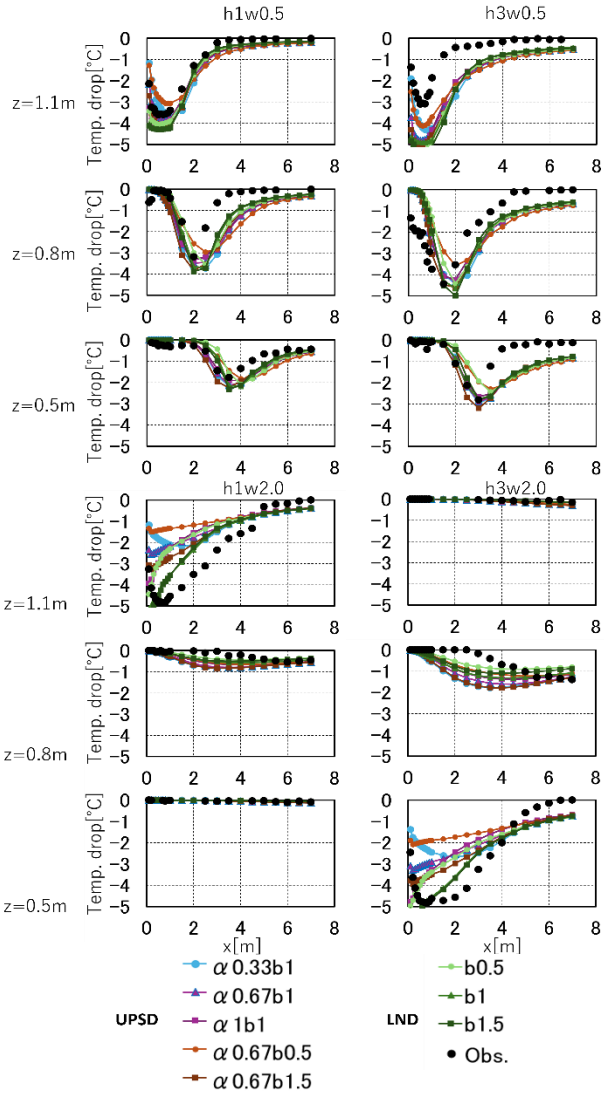


Fig. 5 Temperature drop in x direction

また温度変化の測定値とパラメトリック解析結果との RMSE を Table 3 に示す。この表から実験ケース全体として LNDb1 が最も測定値に近づいたといえる。また，加湿量と風速を変更した場合でも温度低下を良く再現した。LNDb1 での各ケースの風洞中央断面（y = 0.9 m）における温度低下分布,水蒸気混合比分布を Fig. 6 に示す．加湿量が多いほど広い範囲に微小液滴が広がり,それにより水蒸気，温度低下が増加した。また風速が大きいと液滴が広がらず，風下方向に細い液滴，温度低下分布となった。

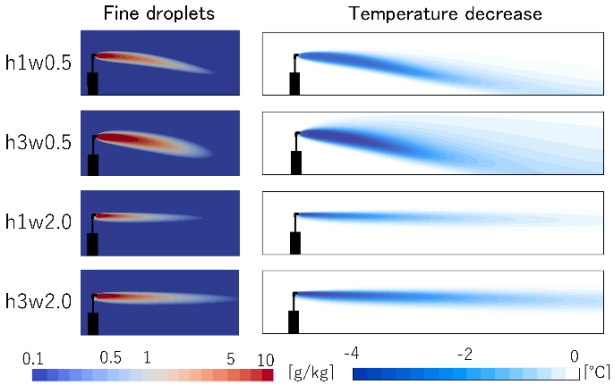


Fig. 6 Temperature drop and fine dropletdistribution in the central cross section

Table 3 RMSE of temperature drop

		h1w0.5	h3w0.5	h1w2.0	h3w2.0	Ave.
UPSD	α 0.33b1	0.41	0.90	0.67	0.64	**0.65**
	α 0.67b1	0.36	0.92	0.57	0.49	**0.59**
	α 1b1	0.36	0.93	0.51	0.45	**0.56**
	α 0.67b0.5	0.43	0.89	0.79	0.70	**0.70**
	α 0.67b1.5	0.37	0.94	0.45	0.42	**0.55**
LND	b0.5	0.36	1.01	0.50	0.43	**0.58**
	b1	0.37	0.92	0.29	0.36	**0.49**
	b1.5	0.37	1.01	0.32	0.35	**0.51**

5．結論

本研究では，超音波加湿器使用時の温熱環境変化を表現するために相変化モデルを導入し，風洞実験結果を用いてモデルのパラメータを検討した。本研究の結論を，以下にまとめる。

- 相変化を導入した CFD は各実験ケースの温度低下をおおむね再現した。
- 微小液滴の粒径分布に LND を用いることでモデルの再現性が向上した。

参 考 文 献

1） Edwin Kessler, On the Distribution and Continuity of Water Substance in Atmospheric Circulations, Meteorological Monographs, 10 (1969) 1-84

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

放射モデルを組み込んだ CFD モデルによる放射冷房使用時と対流空調使用時の室内温熱快適性の評価

Evaluation of Indoor Thermal Comfort under Radiant Cooling Conditions Using Radiation-coupled CFD

○福知　奨一朗（大阪大学）　　松尾　智仁（大阪大学）
嶋寺　光　　（大阪大学）　　近藤　明　　（大阪大学）
Shoichiro FUKUCHI*1　Tomohito MATSUO*1　Hikari SHIMADERA*1　Akira KONDO*1
*1　Osaka University

This research conducted numerical simulations for comparatively evaluating indoor thermal comfort under conditions using a radiant cooling system and that using a conventional convective cooling system. Both cooling systems were adjusted to achieve the same operative temperature. The results showed that the radiant cooling system produced relatively uniform air and wall surface temperature distributions, while the convective cooling system produced air temperature stratification. In addition, because of the difference in air temperature distributions, the radiant cooling condition showed less spatial variation in PMV than the convective cooling condition. These results indicate that a radiant cooling system provides uniform thermal comfort.

はじめに

従来の対流空調システムは熱輸送を対流熱伝達によって行い，室内の気温や風速を制御する。一方で，放射空調システムは熱輸送を放射熱伝達によって行い，室内の気温や放射温度を制御する。空調方式によって制御される要素が異なり、温熱快適性に差が生じると考えられる。これまでの研究では温熱快適性を主に気温や気流に注目しているものが多く，快適性指標を用いて放射空調システムと対流空調システムを比較したものは少ない。

そこで本研究では CFD シミュレーションによって，放射空調システムと対流空調システムを比較し，空調方式による違いが温熱快適性に及ぼす影響を測定実験による直接の評価が難しい要素まで含めて詳細に評価する。

1．計算手法

1.1　CFD モデル

本研究では，OpenFOAM-4.0 を利用し CFD シミュレーションを行った。非圧縮性定常流れを仮定し、ブシネスク近似を用いて浮力を表現した。

1.2　固体壁面の境界条件

本研究では，室内側壁面表面温度は壁体内の熱伝導，壁面での放射・対流熱輸送の熱収支によって決定される変数として扱われる。そのため，壁面境界条件は室内側壁面ではなく，室外側の壁面に設定される（**Fig.1**）。定常条件を仮定しているため，壁体内の熱伝導を解くために必要な物性値は壁体の熱伝導率と壁体の厚さである。壁体内の熱輸送は一次元熱伝導方程式として扱われ，熱伝導による熱流束が算出される。得られた熱流束と室内側壁面での放射・対流熱流束を考慮して熱収支を解き，室内側壁面の表面温度が算出される。

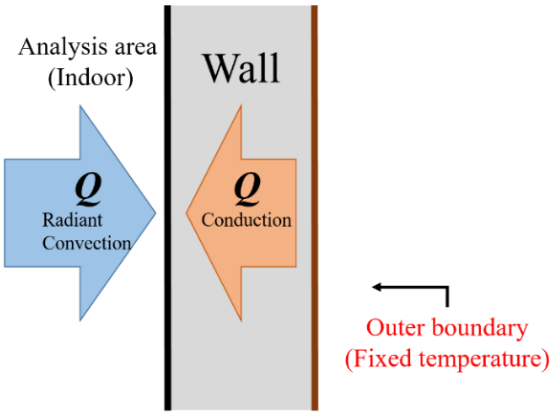


Fig.1 Boundary condition of walls

1.2　放射モデル

OpenFOAM-4.0 には形態係数を用いた放射モデルが搭載されているが，このモデルでは，固体の吸収率や反射率を考慮できない。そこで本研究では，面の幾何学的位置関係，放射率，吸収率，反射率，面での多重反射を考慮することのできる吸収係数放射モデルを導入した。

形態係数放射モデルは，形態係数と放射率・反射率を元

に放射による熱輸送量を求める手法である。形態係数は式(1)によって定義され，ある面 j から出射される全放射流速のうち，別の面 i に到達する放射熱流束の割合を表す。また，面からの放射熱流束は式(2)で与えられる。吸収係数放射モデルでは，形態係数を用いて吸収係数を算出しており，放射，吸収，反射，を考慮に入れて計算することができる。放射率が既知であり，かつ波長による変動がないと仮定し，式(3)，(4)に示す関係式から吸収率，反射率を算出した。式(5)は面 i から出射される放射熱流束を表している。面 i に入射する放射熱流束は吸収係数を用いて式(6)で表される。式(7)は吸収係数の定義式である。各式での記号の定義を **Table 1**，に示す。

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

$$Q_{ji} = \frac{A_j}{A_i}\varepsilon_i\varepsilon_j\sigma F_{ji} {t_j}^4 \quad (2)$$

$$\varepsilon = \alpha \quad (3)$$

$$\alpha + \rho = 1 \quad (4)$$

$$Q_{Ei} = \varepsilon_i\sigma {t_i}^4 \quad (5)$$

$$Q_{Ii} = \sum_{j}^{N}\frac{A_j}{A_i} D_{ij} Q_{Ej} \quad (6)$$

$$D_{ij} = \alpha_j F_{ij} + \sum_{k=1}^{N} D_{kj}\rho_k F_{ik} \quad (7)$$

Table 1 Definition of the characters in equation (1)~(7)

Character	Definition	Unit
F_{ji}	View factor	[-]
A_i	Area of surface *i*	[m^2]
θ_j, θ_i	Angles formed by the line connecting the surface *i* and *j* and normal lines of surface *i* and *j*	[°]
r	Distance between surface *i* and *j*	[m]
σ	Stefan-Boltzmann constant	[W/m^{2}K^4]
ε_i	Emissivity of surface *i*	[-]
t_i	Surface temperature of surface *i*	[K]
α_i	Absorptivity of surface *i*	[-]
ρ_k	Reflectivity of surface *i*	[-]
N	Total number of surfaces	[-]
Q_{Ei}	Radiative heat flux emitted from surface *i*	[W/m^2]
Q_{Ii}	Incident radiative heat flux to surface *i*	[W/m^2]
D_{ij}	Absorption factor matrix	[-]

1. 3　計算条件

本研究では，Liao et al.[1]による測定実験を参考に **Fig.2**，**Fig.3** に示す形状モデルを作成した。放射空調を稼働させたケースが radiant ケース，対流空調を稼働させたケースが convective ケースである。どちらの形状モデルも部屋の大きさは 6.4 m×2.6 m×3.0 m であり，壁に窓はなく，室内には居住者や照明などの熱源は存在しない。radiant ケースについては，床から高さ 2.5 m の位置に 12 枚の放射パネルが測定実験と同じ配置で取り付けられている。また，1 枚のパネルの大きさは 0.6 m×1.2 m で，厚さは 0.01 m である。convective ケースについては，天井に 0.8 m×0.8 m の大きさの吹き出し口と 0.3 m×1.0 m の大きさの吸い込み口が取り付けられている。格子数は約 40 万である。

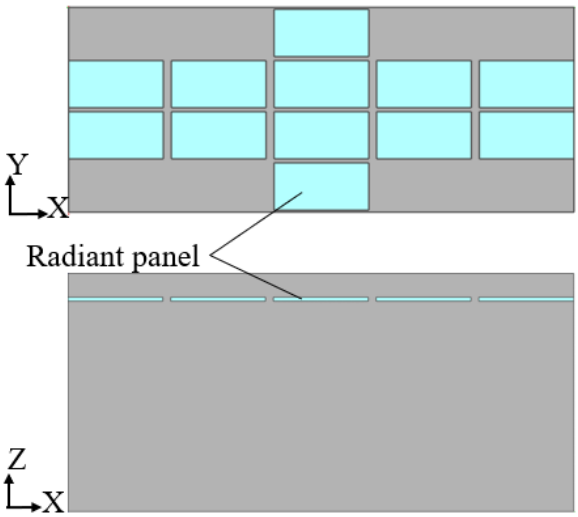


Fig.3 Geometric model (radiant case)

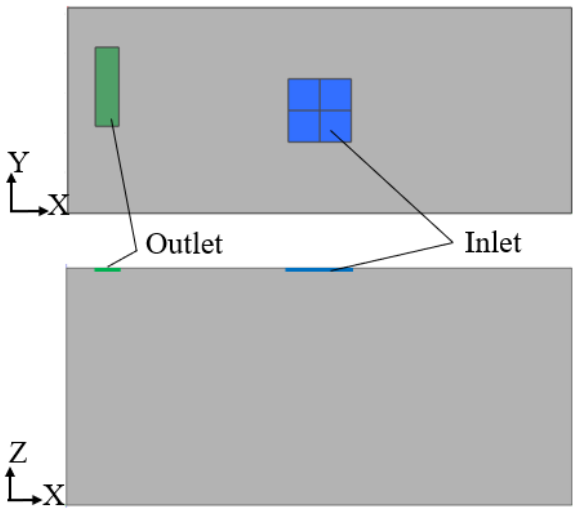


Fig.4 Geometric model (convective case)

Fig.2，**Fig.3** に示した形状モデルについて境界条件を設定し計算を行った。Liao-et al の論文[1]中で，壁，床，放射

パネルの放射率，放射パネルの表面温度については明記されているため，その値を使用し，それ以外の値は計算結果が測定結果と近くなるように設定した。radiant ケースについては室内の平均気温の計算結果が23℃から25℃の範囲になるように外壁面温度と熱伝導率を設定した。また，測定実験では両ケースで作用温度が等しくなるように空調を稼働させている。なお，作用温度の算出において，対流熱伝達係数と放射熱伝達係数は等しいものと仮定した。すなわち、作用温度は気温と MRT の平均値とした。本研究では，radiant ケースの結果から作用温度を算出し，作用温度がその値と等しくなるように convective ケースの吹き出し空気温度と吹き出し風速を設定した。また，吹き出し口について，吹き出し口を四分割し，それぞれの面に境界条件を設定することで，吹き出し口から外側四方向へ斜め下方向に空気が吹き出すようにした（**Fig.4**）。また、吸い込み口の吸い込み方向は鉛直上向きである。設定した境界条件を **Table 2** に示す。

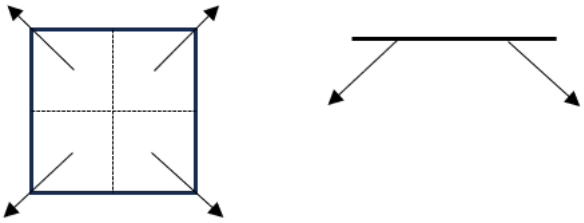


Fig.4 Inlet air direction

Table 2 Boundary conditions

Boundary	Value
Outer wall surface temperature [℃]	38
Radiant panel surface temperature [℃]	19
Inlet air temperature [℃]	17
Inlet air speed [m/s]	0.3 (X-component) 0.3 (Y-component) 0.3 (Z-component)
Outlet air speed [m/s]	0 (X-component) 0 (Y-component) 0.64 (Z-component)

1.4 快適性指標

本研究では，熱的快適性の指標として PMV（予想平均温冷感申告）を用いた。これは，暑い～寒いまでの人の温冷感を+3 から-3 の数値で表すもので，PMV の絶対値が 0.5 以内であれば，不満足・不快さを感じる人の割合は 10%となる [2]。PMV を算出する際は，気温，風速，放射温度は CFD シミュレーション計算値を用い，相対湿度，着衣量，代謝量はそれぞれ 50%，0.6clo，1.2met と定数で与えた。

2．結果と考察

両ケースにおける高さ 2.5 m 以下の空間の平均気温，MRT，作用温度を **Table 3** に示す。同程度の作用温度となるように各空調を稼働させた際，radiant ケースでは，気温と MRT の差は 0.5℃となったが，convective ケースでは，気温と MRT に約 6.5℃の差が生じた。

部屋の中央（Y=1.3 m）断面における気温の分布を **Fig.5** に示す。radiant ケースでは，部屋の中心部のパネル直下のエリアで周囲より気温が低くなったが、それ以外のエリアでは気温は均一であった。一方，convective ケースでは，温度成層が生じていた。

部屋の中央（Y=1.3 m）断面における MRT の分布を **Fig.6** に示す。MRT 分布について，radiant ケースでは，放射パネルに近いほど MRT が低くなった。一方，convective ケースは吹き出し口と吸い込み口付近，吹き出し口の直下は周囲より MRT が低くなった。

部屋の中央（Y=1.3 m）断面における風速の分布を **Fig.7** に示す。風速分布について，radiant ケースでは全体的に convective ケースよりも風速は小さかった。一方，convective ケースは、吹き出し口，吸い込み口，床付近，壁付近で風速が大きくなっていた。

部屋の中央（Y=1.3 m）断面における PMV の分布を **Fig.8** に示す。PMV 分布について，radiant ケースでは部屋の中心部のパネル直下のエリアで周囲より値が小さくなっていた。それ以外のエリアでは PMV の値は均一であった。一方，convective ケースでは吹き出し口・吸い込み口の周辺、床付近で PMV の値が局所的に小さくなっていた。どちらのケースの PMV 分布も温度分布と傾向が似ており，気温が低いエリアでは PMV の値も小さくなっていた。また、convective ケースの壁付近は PMV の値が小さく，風速が PMV に影響を及ぼしている。両ケースの PMV の値のばらつきに注目すると，radiant ケースよりも convective ケースのほうがばらつきが大きい。このことから、放射空調は室内の温熱快適性をより均一に保つことができるということがわかった。

Table 3 Average air temperature, MRT and operative temperature

	Average air temperature [℃]	MRT [℃]	Operative temperature [℃]
Radiant case	23.5	24.0	23.7
Convective case	20.5	27.0	23.7

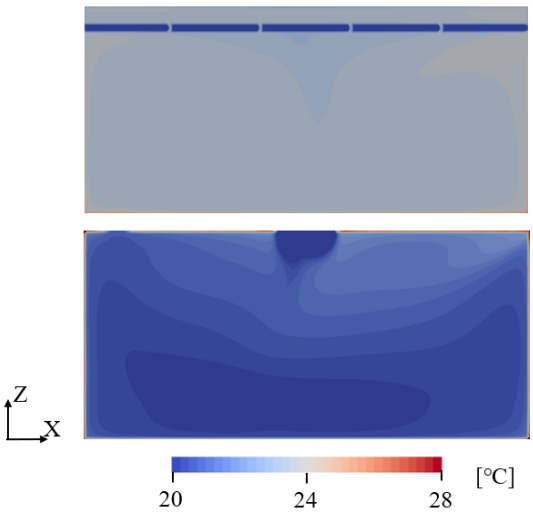


Fig.5 Air temperature distribution
(Upper: radiant case, Lower: convective case)

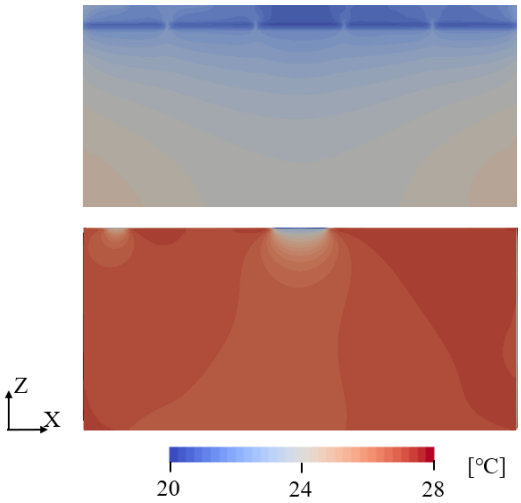


Fig.6 MRT distribution
(Upper: radiant case, Lower: convective case)

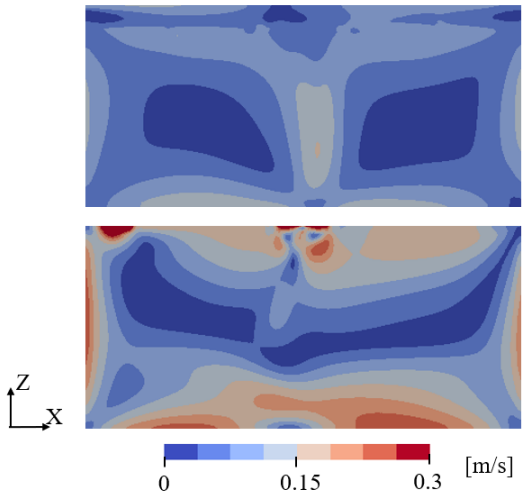


Fig.7 Wind speed distribution
(Upper: radiant case, Lower: convective case)

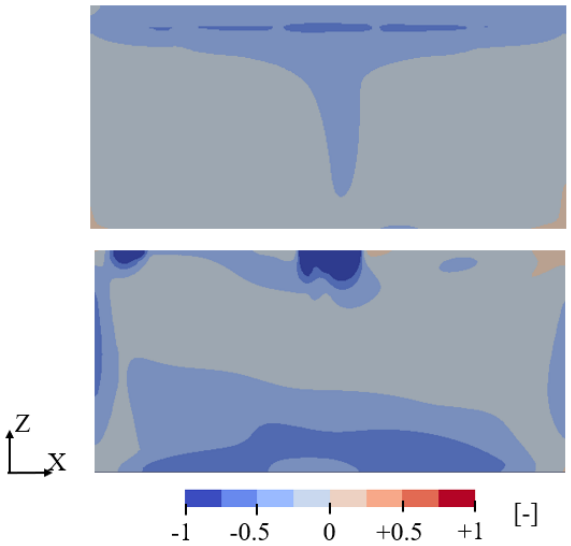


Fig.8 PMV distribution
(Upper: radiant case, Lower: convective case)

３．結論

本研究では，放射空調使用時と対流空調使用時のシミュレーションを行い，作用温度が等しいという条件下で空調方式の違いが温熱環境に与える影響を評価した。以下にその結果を示す。

- 放射空調使用時は気温と MRT の差は小さくなるが，対流空調使用時は気温が低く，MRT が高くなった。
- 放射空調使用時は気温分布はおおむね均一であったが，対流空調使用時は温度成層が生じた。
- 放射空調使用時は放射パネルに近づくほど MRT が低くなり，対流空調使用時は主に吹き出し口の直下で MRT が低くなった。
- 風速は放射空調使用時よりも対流空調使用時のほうが大きく，特に床と壁付近で大きくなっていた。
- PMV 分布について，放射空調使用時は対流空調使用時よりも均一な温熱環境を実現できる。

参 考 文 献

1） Wei Liao, Jinqing Peng, Yimo Luo, Yingdong He, Nianping Li, Yongga A: Comparative study on energy consumption and indoor thermal environment between convective air conditioning terminals and radiant ceiling terminals, Building and Environment, 2019, 108661, 2022

2） ANSI/ASHRAE Standard 55-2023

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

同一熱量条件としたときの局所気流が人体生理・心理反応に及ぼす影響 （その 1）被験者実験による高齢者と若年者および性差の比較

Effects of Local Airflow on Human Physiological and Psychological Reactions under the Same Amount of Heat, (Part1) Comparison of Elderly and Young people and Gender Differences through Subject Experiments

○濱　大智（立命館大学）　　李　明香（立命館大学）
馬場　智子（三菱電機）　　逸見　憲一（三菱電機）　　古橋　拓也（三菱電機）
Daichi HAMA*1　Myonghyang LEE*1　Satoko BABA*2　Kenichi HEMMI*2　Takuya FURUHASHI*2
*1　Ritsumeikan University　*2　Mitsubishi Electric Corporation

This study shows we conducted experiments on local airflow in the laboratory with subjects under the same amount of heat and analyzed differences due to gender and age differences. As a result, elderly people were more likely than young people to feel cold when exposed to wind in low-temperature zones, but in high-temperature zones their thermal sensations were neutral, with no difference from younger people. Besides, in low-temperature local airflow, the thermal sensation of the cooling part has a high contribution rate to the thermal sensation of the whole body, and young people contribute more to the thermal sensation of the whole body than the elderly.

はじめに

近年、個人の快適性に対応して、局所的な部位に気流を当てることが可能となっており、局所部位に気流を与えることで、深部温度及び皮膚温度が上昇/低下し、より早く温熱的快適閾値に到達することが明らかになっている[文1) 文2)]。しかし、実験条件において人体に与える熱量が異なるため、その影響が大きく出た可能性が考えられる。また、室内では年齢、性別が異なる様々な属性の人が混在し、高齢者は若年者に比べて体温調節機能（皮膚血管の拡張/収縮の遅れ等）の応答性の違い[文3)]、女性は男性に比べて身体の抹消部に冷えの感度が大きく[文4)]、属性間で温冷感・快適感の評価に差があることが明らかになっている。そこで、本研究では、人体に与える熱量を同一条件として風温と風速の異なる局所気流環境下での被験者実験を若年者・高齢者、男性・女性に対して行い、発汗やふるえなどの人体生理および心理反応の属性間の違いを検討する。

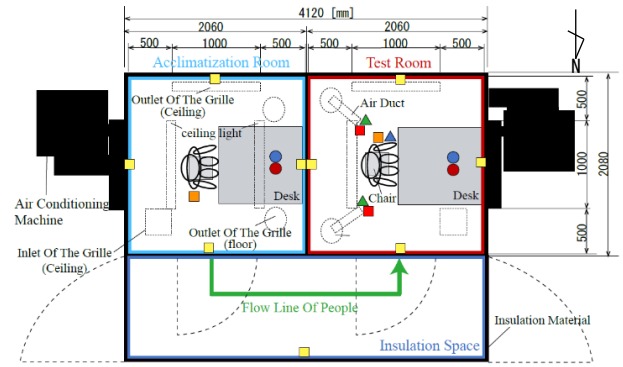
1．被験者実験概要

1.1　実験室概要

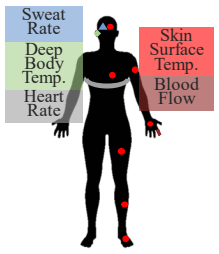
本実験は、立命館大学びわこくさつキャンパス内の恒温恒湿室にて、2023 年 9 月 16～30 日までの 12 日間、11 月 6～27 日の 14 日間の計 26 日間実施した。Fig.1 に示すように、縦 2,080mm、横 2,060mm、天井高 2,700mm の部屋が 2 室設置されている。1 部屋に、天井吹出が 1 箇所、床吹出が 2 箇所あり、空調機からの空気の流量を天井と床に分岐させるダクトのダンパにより吹出流量の割合を制御できる。また、2 室の前室に断熱材[注 1)]で覆われた断熱空間を設置し、2 室間の移動経路での外気の影響を妨げ、人体の熱収支を馴化時のまま保つことを可能とした。

1.2　測定項目

温熱環境の測定点及び生理量の測定点を Fig1 に示す。皮膚温度はボタン型温度ロガーで額、胸部、上腕、手、大腿、下腿、足の計 7 点を測定し、Hardy-DuBois の 7 点法により平均皮膚温度を算出した。



Usage Guides	Meas. Items	Meas. Points
■	Temp. around Human Body	3 points (FL+100,+600,+1100)×2 Rooms
■	Wall Temp.	6 points (4 side faces(FL+1100), Ceiling,floor)×2 Rooms
■	Duct Opening Air Temp.	2 points
●	Air Temp. Humidity	1 point(FL+1100) ×2 Rooms
●	Radiation Temp. Air Vel.	1 point(FL+1100) ×2 Rooms
▲	Vel. around Human Body	3 points (FL+100,+600,+1100)
▲	Duct Opening Air Vel.	2 points



Usage Guides	Meas. Items	Meas. Points
●	Skin Surface Temp.	7points(Forehead,Chest, Shoulder,Hand,Thigh,Leg, Foot)
◆	Deep Body Temp.	1 point(Eardrum)
▲	Sweat Rate	1 point(Forehead)
■	Blood Flow	1 point(Hand)
⌒	Heart Rate	1 point(Chest)

Fig.1 Measurement points of thermal environment and human body

Table 1 Experimental conditions

Case	Airflow properties	Air Temp.	Air Vel.	Part where airflow is applied
1	---	24℃	---	---
2	locality		1.8 m/s	Arm
3	---	30℃	---	---
4	locality		1.8 m/s	Arm

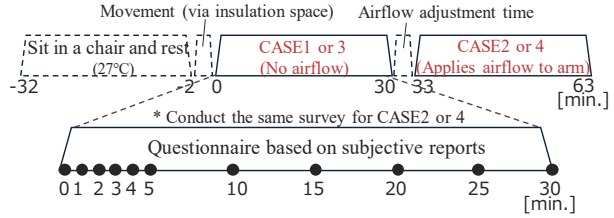


Fig.2 Experiment procedure

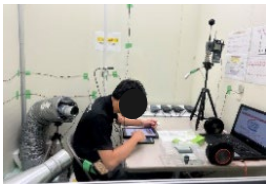


Fig.3 Experiment situation

Table.2 Questionnaire items

Thermal Sensation /Comfort Sensation /Shivering Sensation /Sweating Sensation
Local Thermal Sensation (Face,Neck,Chest,Back,Arm,Hand,Waist/ Rear,Thigh,Leg,Foot) /Free Comments

1. 3　実験手順および実験 Case

被験者は健康な 20～29 歳の男性 8 名、女性 6 名と 65～74 歳の男性 8 名、女性 6 名の延べ 28 名とし、前日は睡眠時間を十分に確保させ、飲酒・カフェイン、喫煙を禁止とした。着衣量は約 0.5clo (半袖＋長ズボン) で統一した。実験 Case を Table.1 に示す。属性間で生理反応・心理反応に違いの出やすい温度条件を想定し、発汗予想の 30℃に対してふるえを想定した 24℃のそれぞれで気流のない環境と腕への局所気流のある環境に曝露する。また、Case1 と Case4 の全身に与える熱量を算出し[注2)]、同一熱量条件とした。実験手順を Fig.2 に示す。まず、夏期の環境に馴化させるために、27℃の馴化室にて 30 分間安静させた。次に、断熱空間を移動経路とし、試験室へ移動させた。その後、風なし Case で 30 分間、風あて Case で 30 分間、試験室に曝露した。その際、Table.2 に示す内容のアンケートを最初の 5 分間は毎分、その後 25 分間は 5 分ごとに実施させた。局所気流は Fig.3 に示すように、床吹出口にフレキシブルダクトを設置し、三脚で人体の腕の高さに固定し、再現した。

2．実験結果

2. 1　心理量の全体傾向

快適感と温冷感の全体の傾向を Fig.4 に示す[注3)]。快適感は Case1,4 が快適側、Case2,3 が不快側となった。温冷感は Case2＜1＜4＜3 の順に暑い側となり、温冷感が中立側に近づくほど快適感は向上する傾向にある。また、Fig.5 に温冷感と発汗感/ふるえ感の関係を示す。温冷感が寒い側の申告になるとふるえ感の申告が増える傾向が見られる。一方、30℃の Case3,4 の比較において、発汗感は温冷感に係わらず変化は殆ど見られなかった。また、Case4 において発汗感に変化は見られないが快適感は向上した。

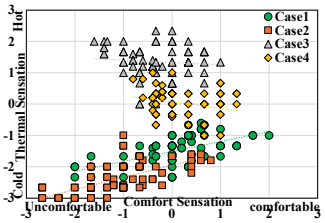


Fig.4 The relation between comfort sensation and thermal sensation

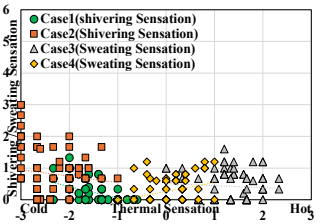
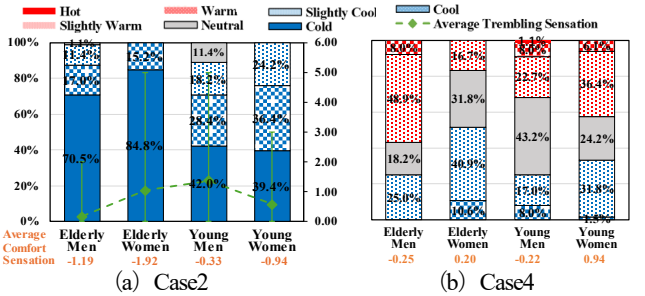


Fig.5 The relation between thermal sensation and shivering sensation /sweating sensation



(a) Case2　(b) Case4

Fig.6 Percentage of thermal sensation response

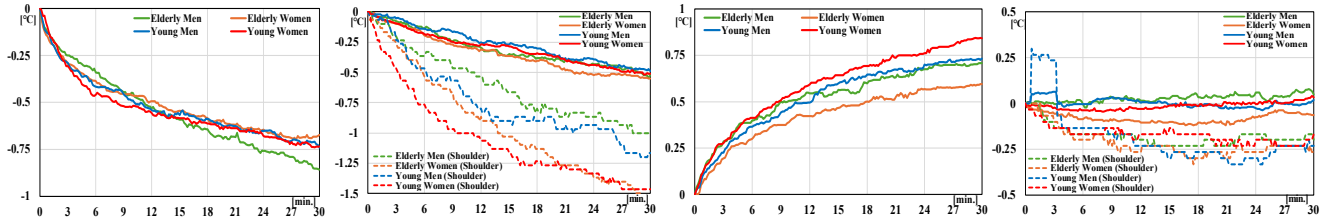
Fig.6 (a) に、最も属性間で違いが見られた 24℃風当ての Case2 の温冷感の申告割合を示す。温冷感において、若年者より高齢者の方が寒い申告が 2 倍程度見られた。Fig.6 (b) に、30℃風当ての Case4 の属性間の温冷感の申告割合を示す。Case4 では全属性で温冷感は少し寒い～少し暑い申告となった。このことから、若年者と比べて高齢者は低温度帯での風あてにおいて寒いと感じる割合が多く、高温度帯での風あては、属性間で申告にバラつきが少なく中立側の申告となることが分かった。

2. 2　皮膚温度の属性間比較

試験開始時を基準とした皮膚温度[注4)]の相対値を Fig.7 に示す。Case1 の平均皮膚温度（Fig.7 (a)）は、高齢男性以外は大差がないが、高齢男性の皮膚温度が最も低減した。Case2 の平均皮膚温度の増減（Fig.7 (b) の実線）の属性間の差は最大 0.125℃と小さく、属性間に大差は見られなかった。Case2 の局部冷却箇所に隣接する上腕の皮膚温度（Fig.7 (b) の破線）は女性の方が男性よりも低減率が高い傾向にある。局所的に冷却した部位（上腕～腕）は女性の方が冷えやすいが、全身では属性間に違いは無いと考えられる。Case3 の平均皮膚温度（Fig.7 (c)）の上昇率は若年女性＞若年男性≒高齢男性＞高齢女性であり、高齢者よりも若年者の方が、暑熱環境では皮膚温度が上昇しやすいと考えられる。Case4 では全体の傾向として一定の皮膚温度を保つ傾向にある（Fig.7 (d) の実線）。しかし、女性は風あて 10～15 分は低下傾向を見せるが、その後、中立に戻る傾向にある。この時、局部冷却箇所に隣接する上腕の皮膚温度（Fig.7 (d) の破線）は風あて 12 分で低下が鈍化し、-0.25℃付近で落ち着いている。

2. 3　部位温冷感と全身温冷感の乖離

Fig.8,9 に高齢男性の Case2 における温冷感の経時変化を示す。部位温冷感の変動（Fig.8）から部位ごとにばらつ



(a) Case1　(b) Case2　(c) Case3　(d) Case4

Fig.7 Skin surface temperature

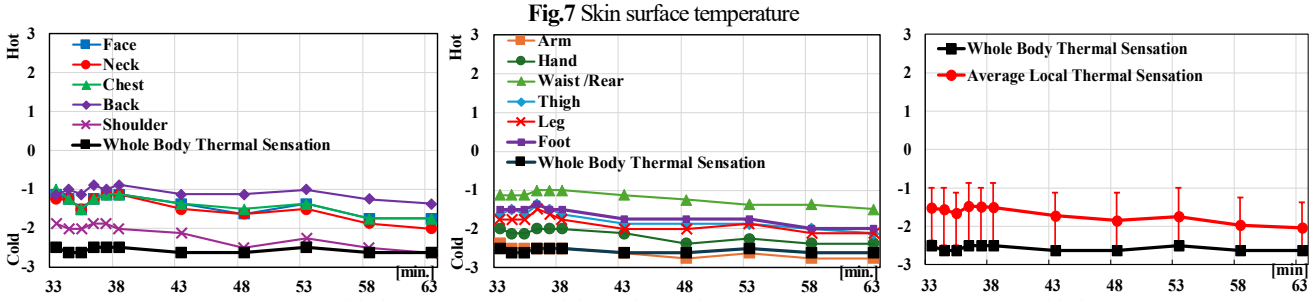
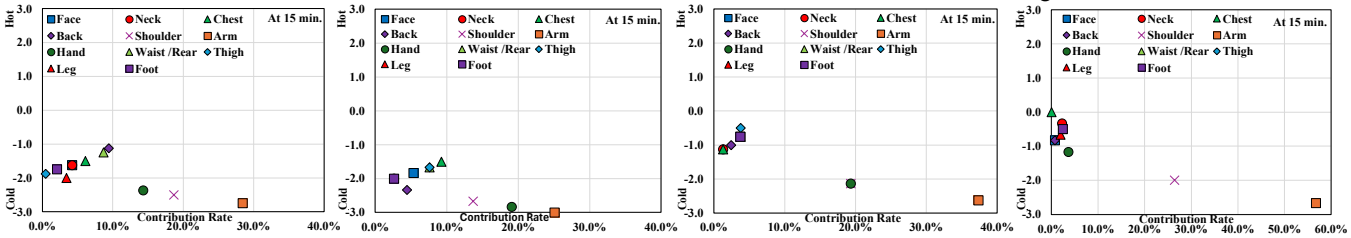


Fig.8 Elderly men_Case2_Local thermal sensation

Fig.9 Elderly men_Case2_ Average local thermal sensation



(a) Elderly men　(b) Elderly women　(c) Young men　(d) Young women

Fig.10 Contribution rate of local thermal sensation to whole body sensation（Case2）

きが見られ、部位温冷感の平均値と全身温冷感の変動（Fig.9）から、部位温冷感の平均値と全身温冷感の間に乖離が生じていることが分かる。特に局所気流環境では、部位ごとの温冷感にばらつきが見られるため、全身温冷感の方が寒い側に寄っている。これは、特定の部位の温冷感が全身温冷感に強く影響を与えたからであると考えられる。Fig.10 に、Case2 における全身温冷感に対する部位ごとの温冷感の影響度として寄与率[注5)]を示す。この寄与率は、合計が 100%となるように部位温冷感のばらつきの比率から算出した。どの属性も局所冷却部位の上腕から手にかけての温冷感の寄与率が高く、狙っていた腕へ局所気流を当てることができたことが確認できた。その中でも、前腕の寄与率が最も高く、高齢者よりも若年者の方が寄与率が高い。高齢者よりも若年者の方が前腕の温冷感が全身の温冷感に寄与したと考えられる。

2.4　発汗・ふるえ感の属性間比較

Fig.11 に Case3 及び Case4 発汗量の積算値を示す。Case3 での発汗量は若年者が高齢者よりも多く、男性の方が女性よりも多い。Case3 に比べた Case4 の発汗量の低減は、若年女性＞高齢女性＞若年男性＞高齢男性の順に小さくなった。Case4 の風あてに対する発汗量の低減に効果があるのは男性よりも女性かつ高齢者よりも若年者であった[注6)]。また、Case3,4 の高齢女性の皮膚温度はその他の属性よりも低く（Fig.7）、発汗量も最も少なくなっている。

Fig.12 に Case3 と Case4 の発汗と皮膚温度の相関を示す。Case3 では皮膚温度と発汗量には強い相関は見られないものの、ある程度の相関は見られる。この時、高齢女性と若年者の皮膚温度はおおむね同じ温度で推移しているが、高齢女性の方が発汗量は少なく、体温調節機能の低下が考えられる。また、Case4 では皮膚温度の変化は少ないが発汗量は増減しており、皮膚温度が定常状態であっても発汗量は変動することがわかる。この時、高齢男性の変動が最も大きい。

Fig.13 にふるえ感の経時変化を示す。Case1 では高齢女性と若年男性のみ最初の 5 分でふるえを知覚しており、Case2 では最初の 5 分で高齢男性のみふるえを知覚しておらず、その後もふるえの知覚が遅いことが分かる。以上より、高齢女性と若年男性のふるえ閾値が低く、高齢男性のふるえ閾値が高いと考えられる。

2.5　重回帰分析による皮膚温度と発汗量の関係

生理量の中で最も発汗量に影響を与えたのは皮膚温度であると考え、どの部位の皮膚温度が最も発汗量に寄与したのかを重回帰分析により検討した。Table.3 に、重回帰分析と単回帰分析による部位ごとの発汗量に対する影響度を示す。単回帰分析の影響度を単相関係数で、重回帰分析の影響度を偏回帰係数で示している。単相関係数の最も高い部位と偏回帰係数の最も高い部位の一致した部位を影響度の高い部位と考えると、高齢男性は胸と手、高

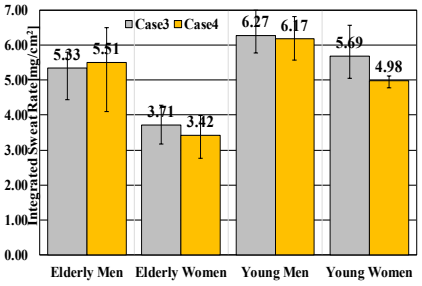
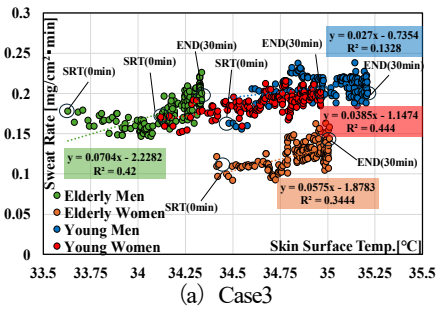
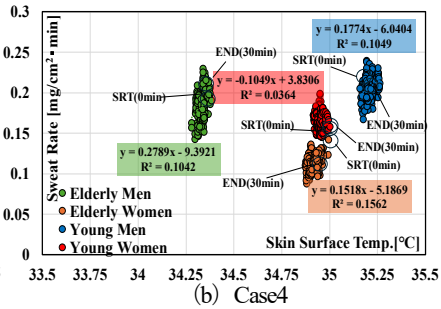


Fig.11 Integral sweat rate



(a) Case3



(b) Case4

Fig.12 Relation between skin surface temperature and sweat rate

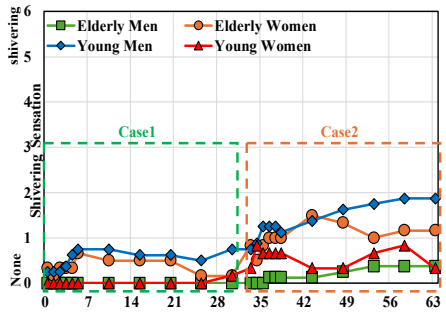
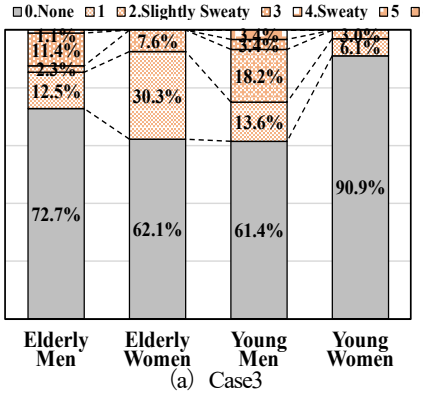
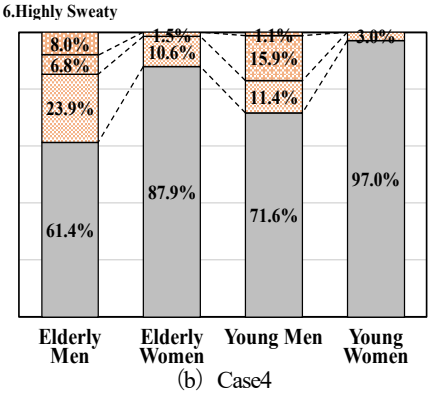


Fig.13 Shivering sensation（Case1, 2）



(a) Case3



(b) Case4

Fig.14 Percentage of Sweating sensation response

Table.3 Effect of skin surface temp. on sweat rate　Top 2 most influential in SCC.　Top 2 most influential in PRC.

Local Skin Surface Temp.	Elderly Men			Elderly Women			Young Men			Young Women		
	Simple Correlation Coefficient	Partial Regression Coefficient	R^2	Simple Correlation Coefficient	Partial Regression Coefficient	R^2	Simple Correlation Coefficient	Partial Regression Coefficient	R^2	Simple Correlation Coefficient	Partial Regression Coefficient	R^2
Forehead	0.076	0.0000		0.600	0.0000		0.540	0.0000		0.651	0.0000	
Chest	0.685	0.0649		0.576	0.0000		0.364	-0.0126		0.661	0.0562	
Shoulder	0.639	-0.0952		0.582	0.0015		0.360	0.0552		0.656	-0.0223	
Hand	0.729	0.0608	0.643	0.587	0.0203	0.364	0.344	-0.0609	0.344	0.652	0.0134	0.455
Thigh	0.076	-0.0411		0.600	0.0858		0.540	0.1729		0.651	0.0434	
Leg	0.685	0.0000		0.576	-0.0287		0.364	0.0000		0.661	0.0000	
Foot	0.639	0.0000		-0.517	0.0009		0.360	0.0000		0.656	0.0000	

齢女性・若年男性は大腿、若年女性は胸の皮膚温度が発汗量に影響を与えたことが分かった。高齢女性と若年男性は下半身に、高齢男性と若年女性は上半身に皮膚温度の上昇に伴う発汗量の上昇がみられた。Fig.14 に Case3 と Case4 の発汗感の申告割合を示す。発汗量の増減と同様に高齢男性以外は Case3 から Case4 で発汗感が減少しているが、高齢男性は増加していることが分かる。

3. まとめ

本研究では、同一熱量条件としたときの局所気流の実験室実験を実施し、属性間の違いを分析した。その結果、①同一熱量条件にそろえた Case1 と Case4 では温冷感が中立側に近づくにつれて快適側の申告が増加すること、②高齢者は低温度帯での風あてにおいて若年者より寒いと感じる割合が多く、高温度帯では若年者と差異のない中立の温冷感申告であったこと、③低温度帯の局所気流は、その冷却部位の温冷感が全身の温冷感に影響を与え、高齢者よりも若年者の方がより全身の温冷感に寄与すること、④皮膚温度が女性の方が早く低下するため、風あてによる発汗量の低減率は男性よりも女性の方が高くなったこと、⑤ふるえ感は、高齢女性、若年男性の閾値が低く、高齢男性の閾値は高いこと、⑥30℃風なしの Case3 の発汗量に影響を与えた部位皮膚温度は、高齢女性と若年男性が上腿の下半身、高齢男性と若年女性が胸部の上半身となったことなどを明らかにした。

注 釈

注1) 押出法ポリエチレンフォーム：t=50

注2) 熱量計算は次式を使用した。$q=Q\times c\times\rho\times\Delta T\times S$（$q$:熱量, Q:風量, ρ:空気の比熱, c:空気の比重, ΔT:気流と皮膚の温度差, S:温冷刺激を与える人体の表面積[文5)]）

注3) 夏期の属性ごとの平均と中間期のそれを合わせたデータとした。

注4) 夏期の実験では皮膚温度の測定に不備があったため、皮膚温度は中間期の結果を使用し、属性平均の数値を結果として示した。

注5) $aTSA+bTSB+cTSC+dTSD+eTSE+fTSF+gTSG+hTSH+iTSI+jTSJ+kTSK=TS$ total, TSA: TSB: TSC : TSD : TSE : TSF : TSG : TSH = a: b: c: d: e: f: g: h: i: j: k, TS : Thermal Sensation, 小文字 : 荷重係数, a, Aから順に顔, 首, 胸, 背, 肩, 腕, 手, 腰・尻, 大腿, 下腿, 足, 寄与率の例（顔面）: $aTSA/TStotal$*100,（首）: $bTSB/TStotal$*100

注6) 高齢男性は Case3 に比べ Case4 で発汗量が増加しているが、これは高齢男性の分散が大きく、ある一人の発汗量が誤差となるためであると考える

参 考 文 献

文1) 小﨑、他：指向性気流・拡散性気流切換型吹出口を用いたパーソナル空調システムに関する研究（その4）局所気流が人体生理反応と温冷感に及ぼす影響、日本建築学会近畿支部研究報告集,pp.305-308,2016 年 6 月

文2) 辻健太、李明香、他： 住宅での生活行動時におけるエアコンの局所気流が人体の生理心理量に及ぼす影響　第 1 報　夏期の室内長期滞在時と帰宅時の被験者実験及びシミュレーション結果、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集[2020.9.9～30]

文3) 栃原裕、他：快適温度と加齢、Annals Physiol. Anthrop. 4(1): p87-90, 1985 年

文4) 山崎文夫、他：局所皮膚冷却時の温度感覚と脳波の変化-男女差および冷え症の影響-、日生気誌 55(1):9-18, 2018 年

文5) 田辺新一、他：温熱環境評価のための人体熱数値計算モデル COM の開発,日本建築学会環境系論文集,第 599 号,31-38,2006 年 1 月

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

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

Confirmed Air Velocity and Ventilation Efficiency by Airflow Simulation in Infection Examination Rooms and Hospital Room

○村上　奈々子（竹中工務店）　　横山　喜宜（竹中工務店）　　萩平　隆司（竹中工務店）
Nanako MURAKAMI*1　Kiyoshi YOKOYAMA*1　Takashi HAGIHIRA*1
*1　Takenaka Corporation

In this study, we conducted airflow simulations to confirm airflow properties and ventilation efficiency in an infectious disease laboratory and infectious disease ward from the perspective of infection risk.
Based on the results, we revised the plan to make it more effective.

はじめに

新型コロナウィルス感染症（COVID-19）拡大により、多くの医療施設で日常的に感染患者の受入れが行われてきた。通常診療を行いながらの受入れのため、他の患者や医療スタッフへの感染防止の観点から、病棟や外来エリアには、感染患者受入れ専用の病室や診察室、検査室等の整備が求められた。空調・換気計画にあたり、換気回数やフィルター種別等の仕様設定だけでなく、感染患者から医療スタッフ、感染患者受入対象室から共用部への気流、室全体の換気効率についても一般の病室・診察室等に比べ配慮が必要となった。

これまでは特殊な室以外、過去事例や実績等から室内機や給排気口の配置を平面的に決定していた。特に病室や診察室など簡潔な室では、立体的な検証や飛沫核濃度等を考慮した検証が不足していたのが現状である。

そこで、一般的な空調・換気方式で計画した病室や診察室等における気流性状を確認するため、室内機配置やフィルター仕様、換気風量や制気口配置、パーテーションの有無等条件を変え、様々なケースで気流シミュレーションを行った。結果ごとに、感染対策の視点を踏まえた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傾向を把握できる資料として活用できるものとした。

本報では、現在建設中の某総合病院における感染診察室や感染病室に対し気流シミュレーションを行い、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について報告する。

1．概要

1.1　建物概要

某総合病院の建築概要を Table.1.1.1、外観を Fig.1.1.1 に示す。地域医療の中核を担う災害拠点病院であり、近畿圏の救命救急体制をとる医療機関の一つで

Fig.1.1.1　Perspective exterior

Table 1.1.1　Building outline

所在地	大阪市天王寺区
用途	病院（総合病院）
構造・階数	鉄骨造
規模	地下1階、地上8階、塔屋2階 建築面積：10,713.75m2、延床面積：　58,754.22m2
病床数	約650床
主な室用途	地下1階：放射線治療、放射線診断等 1階：総合待合、救急、放射線検査、感染診察室、外来等 2階：外来、病理等、3階：集中治療、手術 4階：中央材料、医局、5-8階：病棟（各階感染病室含む）

清浄度クラス	該当室種別	今回建物の対象室	最小風量のめやす		室内圧	給気最終フィルターの効率	
			外気量	室内循環風量		外気処理空調機	室内循環機器
Ⅳ	一般室	診察室、一般病室等	2回/h	6回/h	等圧	中性能フィルター	プレフィルター
Ⅴ-1	汚染管理区域	感染診察室、感染病室	2回/h	12回/h	陰圧	中性能フィルター	中性能フィルター 感染診察室はHEPA
Ⅴ-2	汚染管理区域（全排気）	RI、解剖室等	全排気	12回/h	陰圧	中性能フィルター	－
Ⅴ	拡散防止区域	WC、不潔リネン、汚物処理室、霊安室等	－	10回/h	陰圧	－	－

Fig.1.1.2　Cleanliness class setting

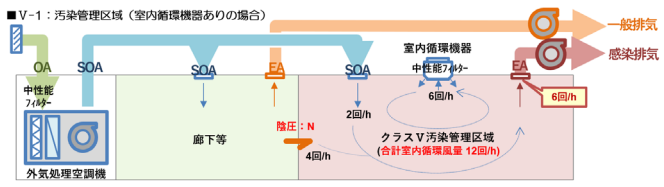


Fig.1.1.3　Contaminated area setting

ある。手術室を 16 室、集中治療室を 65 床備え、24 時間体制の高度集中医療を提供するとともに、感染症患者受入れにも対応した計画としている。

感染患者受入れ対象室の空調・換気計画においては、病院空調設備の設計・管理指針指針（HEAS-02-2022）の清浄度クラスⅤ；汚染管理区域に基づき、室用途に合わせて細分化した。感染診察室および感染病室は清浄度クラスⅤ-1 に分類し、外気導入量は新鮮空気 2 回/h 換気＋パス 4 回/h 換気の計 6 回/h 換気、排気量は室外排気 6 回/h 換気＋中性能フィルターによる室内循環 6 回/h 換気の計 12 回/h 換気の陰圧室と設定した。感染診察室はより確かな室内循環回数とするため HEPA フィルターを採用した。外気導入はすべて外気処理空調機にて給気する計画とした（Fig. 1.1.2、Fig. 1.1.3）。

1.2　感染診察室および感染病室の概要

感染診察室の建築プランおよび風量バランス図を Fig. 1.2.1 に示す。感染診察室は、待合室やスタッフ室を前室的に配置した。給気は、天井給気口からだけでなく、スタッフ室からパスにて 120m3/h 流入させ陰圧を形成した。感染診察室の室内機は天井カセット型の HEPA 付 FCU を採用し、660m3/h の循環風量とした。排気は、天井排気口より 190m3/h 排気する計画とした。

感染病室（個室）の建築プランおよび風量バランス図を Fig. 1.2.2 に示す。4 床室の気流解析は 6 パターンにて検証済み [1]のため本報では個室の報告を行う。平常時は新鮮空気 100m3/h を給気し、WC にて排気する計画。陰圧切替時は、病室内の感染排気系統にて 4 回/h 分（160m3/h）の排気を追加し、計 6 回/h 分（260m3/h）の排気を計画した。廊下からパスにて 160m3/h 流入させ陰圧を形成した。

2．気流シミュレーション概要と結果

2.1　気流シミュレーション概要と解析ケース

感染診察室・感染病室（個室）の室内気流分布や患者から医師への気流等の気流性状、室全体の換気効率を検証するため、気流シミュレーションを行った。解析には STAR-CCM（Siemens）の乱流モデルを用い、少ないメッシュ数で形状近似精度が高い非構造格子による定常解析を行った。解析モデル(ベース案：某総合病院の設計時計画)と設定条件を Fig. 2.1.1 に示す。室内の温湿度等の条件に加え、患者から医師への飛沫核・呼気の影響を確認するため、飛沫核濃度 [2]および呼気排出濃度 [2]も設定した。

感染診察室の解析ケースを Fig. 2.2.1、感染病室（個室）の解析ケースを Fig. 2.2.2 に示す。設計時計画であるベース案に対して改善案や各種影響を把握するため、

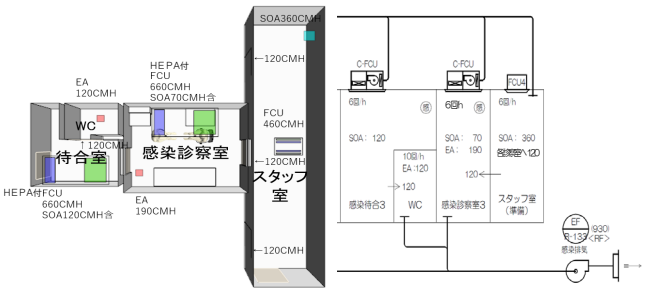


Fig.1.2.1　Infection examination rooms plan and air flow

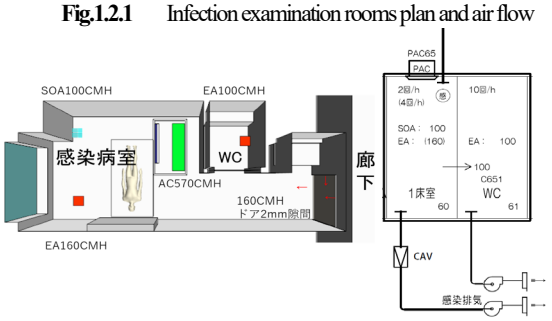


Fig.1.2.2　Infection hospital rooms plan and air flow

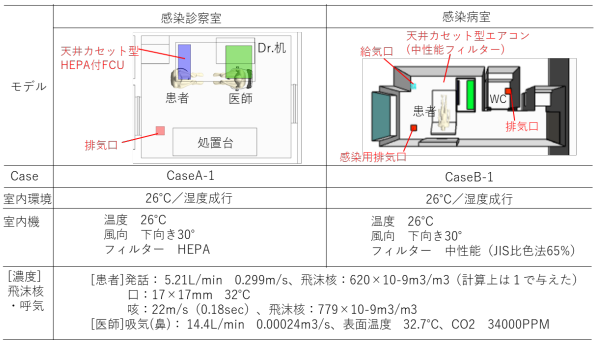


Fig.2.1.1　Simulation base type

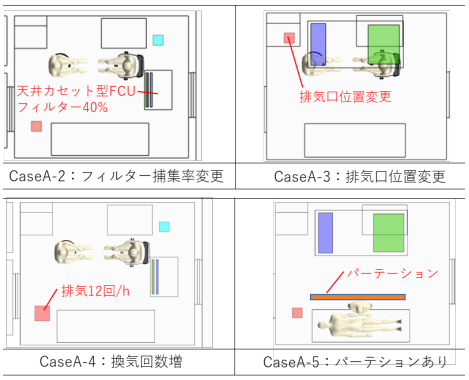


Fig.2.2.1　Analysis pattern of Infection examination rooms

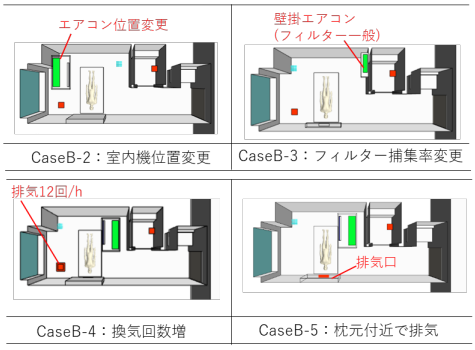


Fig.2.2.2　Analysis pattern of Infection hospital rooms

室内機の位置、フィルター捕集率、排気口の位置、換気回数を変え、診察室はパーテーションの有無、病室（個室）は排気の位置を変えた各々5 つのケースで解析を行った。

2.2 気流シミュレーション結果と考察

感染診察室の解析結果を Fig.2.3.1、感染病室の解析結果を Fig.2.3.2 に示す。

CaseA-1 では FCU 吹出口の誘因作用による気流によって医師側に飛沫が流れている。医師と患者との離隔をさらに 300㎜ 確保すると改善される結果が得られた。CaseA-2 では飛沫が充分に補修されずに室内全体に拡散し、飛沫濃度が高くなっており、高濃度の飛沫が医師頭上を流れている。CaseA-3 では飛沫の拡散範囲が比較的広く、FCU 吹出より医師前面に飛沫が流れる可能性がある。CaseA-4 では空気齢の状態は良くなるが、HEPA による循環風量が低減したことから室全体の飛沫濃度が上昇し、高濃度飛沫の分布は医師上部まで拡散している。CaseA-5 ではスタッフ室引戸隙間からの気流によって処置台上の患者からの飛沫が待合室側へ流れる傾向が見受けられた。

CaseB-1 では飛沫がベッド圏外へ流出する可能性があるものの、飛沫濃度は一様に低い。CaseB-2 では飛沫は一度窓側へと流れるが室上部の気流に沿ってベッド圏外へ流れる傾向がある。室形状の特性と室内機配置を窓側に寄せたことで CaseB-1 より高濃度範囲が拡大した。CaseB-3 ではフィルター補修率の低下により、飛沫は拡散され、室全体の飛沫濃度が一様に高くなる。CaseB-4 では換気量が増えたことにより空気齢が改善し、ベッド上の気流が窓側に向かい排気口に吸い寄せられ、室全体の飛沫濃度は下がる。CaseB-5 では枕元付近への排気の気流は生まれるが室内機による乱流の影響が上回るため CaseB-1 と類似した結果となった。空気齢については、換気回数を増やした A-4、B-4 以外のどのケースも、概略で 2 回以上の換気風量が確保できており、室全体のよどみもないことが確認できた。

3．気流シミュレーション結果に基づく計画の見直し

感染診察室については、ベース案（設計時計画）の気流シミュレーション結果から、HEPA 付 FCU の吹出口と吸込口の気流が患者と医師周辺の飛沫の流れに影響を及ぼすため、施工図（天井伏図）にて施工方法も考慮し、照明器具他設備と HEPA 付 FCU や給排気口の配置調整を行った。調整後の配置で再度気流シミュレーションを行い、

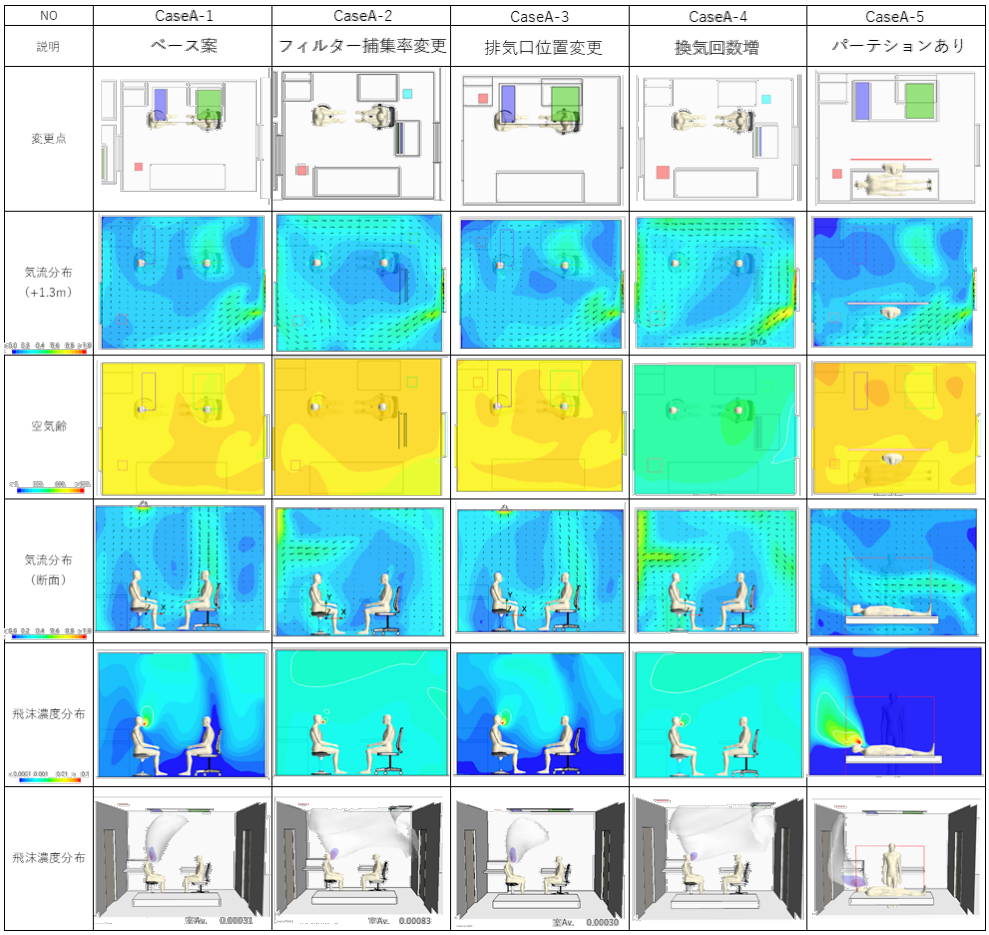


Fig.2.3.1 Analysis results of Infection examination rooms

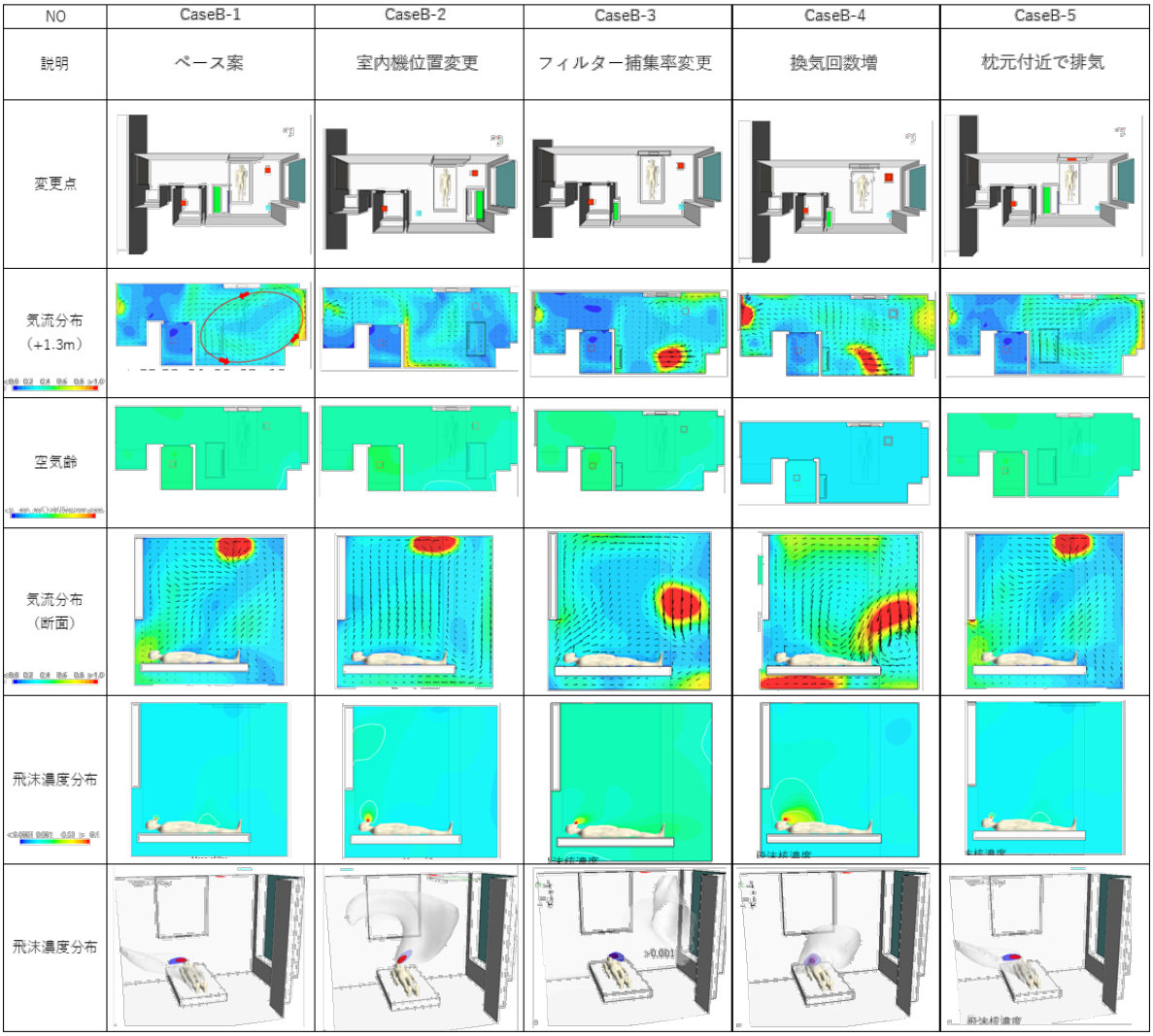


Fig.2.3.2　Analysis results of　Infection hospital rooms

改善傾向が確認された結果（CaseA-1′）に計画を見直した。処置台での処置において、パーテーションの有無による影響を確認した結果（CaseA-5）、患者から医師への飛沫の影響が少ない患者枕元を待合室側とすることで運用してもらうよう建築主へ報告した。（Fig. 3. 1）

感染病室（個室）は、ベース案（設計時計画）の気流シミュレーションにおいて、飛沫濃度が一様に低い結果（CaseB-1）となり、設計時計画の妥当性が確認できた。

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を行った。様々なケースでの検証結果を踏まえ、より効果的な計画に見直しを行った。ケースごとのシミュレーション結果は、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した。今後は、気流シミュレーションの結果の確からしさを検証するため、建物完成後の実測調査を行う予定である。

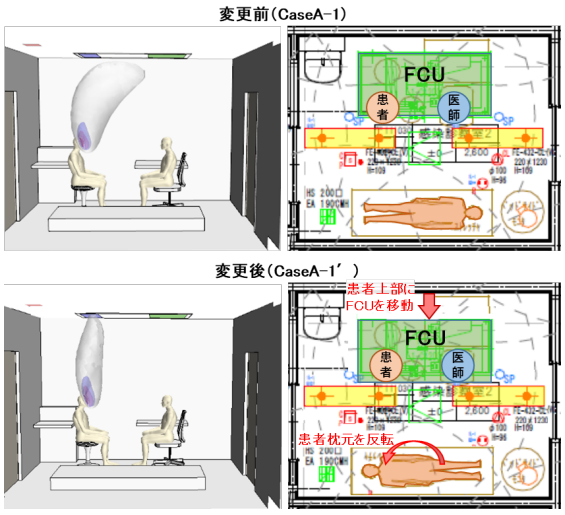


Fig.3.1　Review of infection examination room plan

参 考 文 献

1)　日浅ら：「一般病棟におけるパンデミック時の感染リスクを低減する切替え換気システムに関する検討(第 1 報)システム概要と CFD 解析」空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, J-19, 2023

2)　張，山中ら：「診察室における感染予防対策としての局所換気システムの性能評価に関する研究（その 1）」, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-16, 2021

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

某大学における環境設備計画
Environmental facility planning in an university

○越村　翔（竹中工務店）　中井　奈保子（竹中工務店）
君塚　尚也（竹中工務店）
Sho KOSHIMURA*1　Nahoko NAKAI*1　Naoya KIMIZUKA*1
*1　Takenaka Corporation

１．はじめに

本建物は、某大学の情報系、映像系の学部移転により計画された新築学舎である。他キャンパスや、地域、社会との連携拠点として「ソーシャル・コネクティッド・キャンパス」を施設コンセプトに掲げ、オープンイノベーションや DX 化の推進を目指している。また近年、脱炭素社会実現への取り組みに加え、学び方の多様化、知的生産性の向上やウェルネスなどへの意識が高まる中、大学キャンパスにおいても従来のような画一的な施設整備からの脱却が求められる。そこで本計画では、様々な共創空間の創出や、多様化するキャンパス利用に応じた設備制御技術を導入することにより、新たな学び空間の実現と脱炭素の両立を目指した。

情報系、映像系の学部の新学舎であることから「デジタルツインを活用した省 CO2 とイノベーションを両立する次世代型エコキャンパス」を環境コンセプトとし、リアルタイムの建物情報を利用して、建物の最適運用と、情報の見える化による施設利用者の行動促進を行うシステムを構築した。また、キャンパス内の他棟との熱源融通などにより、新学舎だけではなくキャンパス全体での脱炭素にも配慮した計画とした。

本報では、計画概要と設備計画について報告する。

２．建物概要

建物概要を Table.1 に示す。本建物は、低層階に全学部で利用できる教室や食堂を配置し、各所にコネクティッドラーニングコモンズを設けることで、学生が自由に学習空間を選択できる計画としている。学外や地域の方が利用可能な様々な共創スペースを配置することで、学外連携の促進を行う。4～9 階は情報系、映像系の学部の研究エリアとなっており、斜めに貫く大きな吹き抜け空間を有し、周囲のラウンジエリアとともに、イノベーションの活性化を図る空間となっている。また、外部空間として、1～4 階まで吹き抜ける大きな半屋外空間を配置し、各階吹き抜け周囲にはテラスとの接続があり、自然の光・風・緑を感じられ、地域との交流とウェルビーイングを高める空間を創出している。

Table1 建物概要

建築地	大阪府茨木市
主要用途	大学
敷地面積	98,331.83㎡
建築面積	7,711.98㎡
延べ床面積	47,096.00㎡
構造	S、SRC
規模	B- F9 P-
最高高さ	42.56m
工期	2022/6/1~2024/02/29

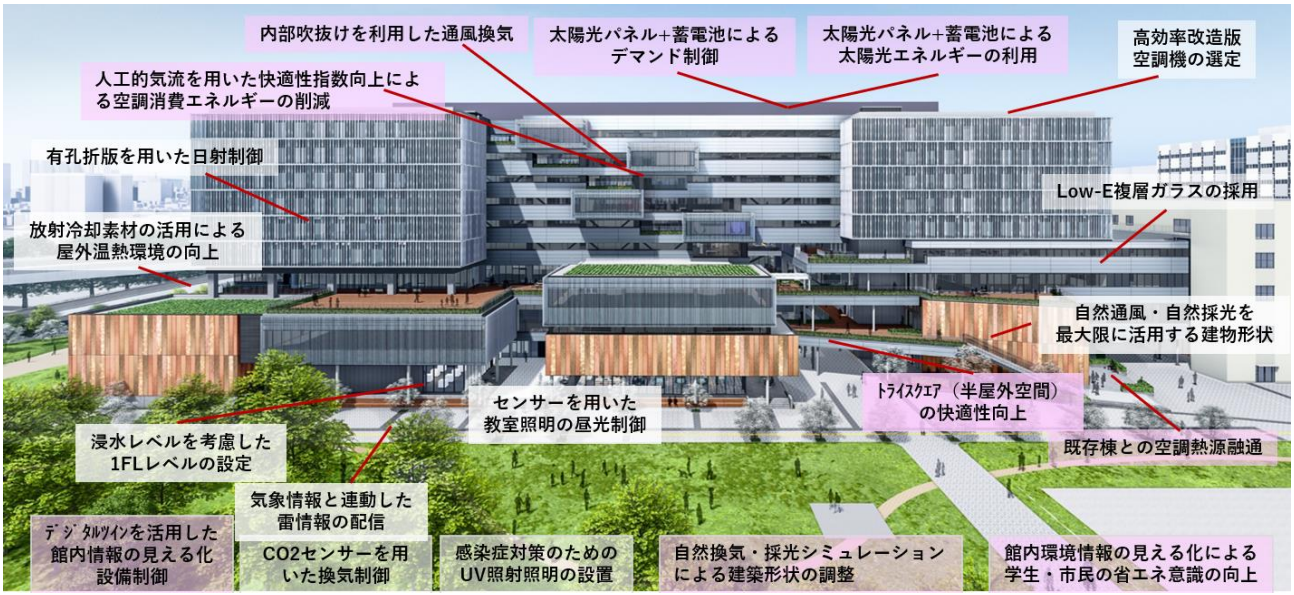


Fig.1 環境設備計画概

3．設備概要

設備概要を Table2 に、環境設備計画概要を Fig.1 に示す。コンピュテーショナルデザイン、自然エネルギーの積極的活用に加えて、リアルタイムの建物情報を利用した設備の最適制御による環境負荷低減を目指した。

4．デジタルツインを活用した設備最適制御と建物情報の見える化

多種多様なセンサにより館内の人員情報、環境情報を収集し、リアルタイム情報の利活用を司る「デジタルツイン」を構築している。デジタルツインを活用した設備最適制御と見える化について概略図を Fig.2 に示す。

4. 1　設備最適制御

食堂、教室、コネクティッドラーニングコモンズ、イノベーションラウンジを対象に、画像センサ・環境センサを設置しており、画像センサでは人員や人流を、環境センサでは温湿度・放射温度・風速・CO2 濃度をセンシングしている。これらのセンサで収集した情報をもとに、各エリアの人員情報や環境情報を中央監視システムに取り込み、空調設備・換気設備の制御を行っている。通常の大学では、教室の定員分の換気を行うが、本計画では、画像センサから得た人数カウント情報に応じて風量制御を行うため、例えば 300 名教室が 50 名利用の場合などは大幅な熱負荷削減を行うことが可能である。

4. 2　見える化アプリの開発

前述のセンサで収集した人員や環境情報は、本計画で開発した見える化アプリにより確認することが可能となっている。混雑度マッピング・空室マッピング・快適度マッピングの 3 種を実装しており、学生は個人の端末で自習スペースの混雑状況や食堂の利用状況を知ることができ、運用においては清掃計画や昼食の提供計画などに活用することが可能となる。また、環境の見える化を行うことにより、快適度に応じた学生の移動を促し、省エネ・環境意識の向上を図る計画としている。

Table 2 設備概要

電気設備	受電方式	高圧3φ3W
	非常発電	ディーゼル　300kVA
	電灯	教室・研究室：500lx 照明制御：昼光・人感
	中央監視	BACnet
	その他	太陽光発電設備・蓄電池設備
空気調和設備	熱源	空冷ヒートポンプチラー 空冷PACエアコン 既存熱源の融通
	空調	1～3F：ファンコイルユニット 4～9F：空冷パッケージエアコン 大教室・スタジオ　：エアハンドリングユニット
	換気	大教室・スタジオ：全熱交換器付エアハンドリングユニット その他居室：全熱交換器
給排水衛生設備	給水	受水槽式 井水利用
	給湯	電気・ガス
	排水通気	汚水・雑用水系統、厨房排水系統
	消火	屋内消火栓、連結送水管
昇降機		常用：15人乗×4台 非常用：17人乗×2台、27人乗×1台

Fig.2 デジタルツインを活用した設備最適制御・見える化

５．快適性指数 SET＊による省エネ制御

学内外との交流とイノベーションの促進を行う特徴的な空間として、屋内・屋外に大きな吹き抜け空間が設置されている。屋外は夏期での温熱環境に課題があり、屋内では大空間への空調による大幅なエネルギー消費が課題となる。そのため本計画では、吹き抜けに大型のシーリングファン（Fig.3）を設置し、気流制御を行うことで、快適性指数 SET*による回転数制御を導入した。吹き抜け空間の断面とシーリングファンの配置概略を Fig.4 に示す。環境センサ（温度、湿度、放射温度、風速）（Fig.5）情報により演算された SET*に応じてシーリングファンを制御することで、屋外では快適性の向上と、屋外吹き抜け空間の利用促進、屋内では空調でのエネルギー消費の大幅な削減に貢献している。Fig.6 にシーリングファン制御のフローを示す。シーリングファンの回転数はそれぞれの機器で 5 段階に設定可能な仕様とし、目標とする SET*に向けて回転数を制御する。屋内吹き抜けの場合、最大の回転数で運転しても目標とする SET*に到達しない場合は空調を運転させる制御とした。本制御システムにより中間期における非空調期間の拡大と夏期における空調稼働時間、消費エネルギーの削減が可能となる。

６．ビル OS の実装とアプリケーションとの接続

本計画では建物情報の有効活用と更なる拡張を目指し、ビル OS として、クラウド型のデータプラットフォームを構築している。従来の中央監視設備で取得可能な建築設備の発停や状態監視などの情報に加え、建物でセンシングした人流、環境情報を取り込んでいる。オープンな通信規格で構築することにより、様々なアプリケーションとの接続が可能となっている。本計画では、建物情報の見える化アプリと接続し、学生や施設利用者が個人端末で手軽に建物情報を取得することを実現する。大学が活用している教室予約システムとの連携も行っており、教室利用のスケジュールに応じて自動で空調の発停を行うシステムが実現可能となっている。その他、ロボット連携や警備システム、清掃計画との連携など、建物ユーザが将来的に実装するシステムとの連携も可能であり、大学での研究にも活用可能となる。本データプラットフォームの導入により、建物情報が様々な場面で有効活用され、建築設備の最適制御だけでなく、ローコストオペレーションや研究活用といった新たな領域での貢献が期待される。

Fig.3 大型シーリングファン

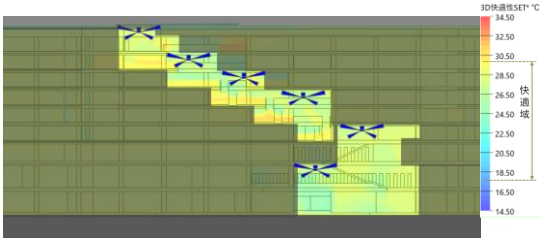


Fig.4 吹き抜け空間断面・シーリングファン配置

Fig.5 各種センサ

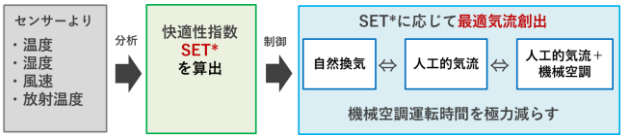


Fig.6　シーリングファン制御フロー

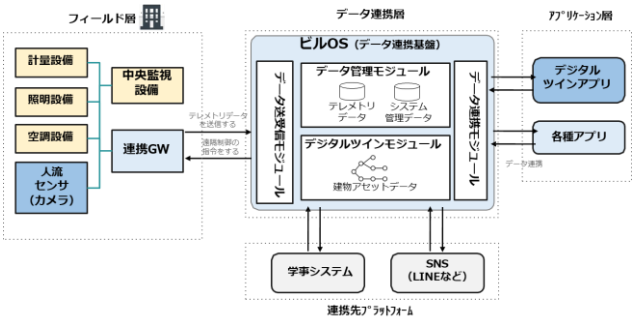


Fig.7　クラウド型データプラットフォーム

7．環境制御とレジリエンス性を備えた多機能な外装システム

Fig.8 に示すような有効折板を用いて日射制御を行っている。折板の山型形状を活かし、方位に応じて開孔率や山型の取付ピッチをコンピュテーショナルデザインにより最適化を行っている。（Fig.9）本外装システムにより、日射負荷の 50%が低減され、空調負荷の大幅な低減に貢献している。眺望を確保しつつ日射や採光、近隣からの視線をコントロールすることで、環境性能と意匠性を満足する先導的なデザインの外装を実現した。（Fig.10）

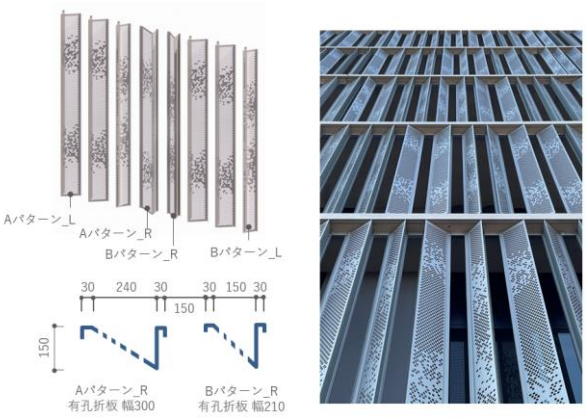


Fig.8 有効折板

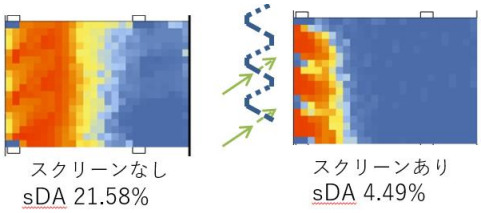


Fig.9 コンピュテーショナルデザインによる日射検討

8．既存棟とのエネルギー融通

キャンパス内の既存冷温水配管を新棟に取り込むことで、既存棟との熱源融通を行っている。概略図を Fig.11 に示す。本キャンパスでは、市民開放施設等でのイベントの有無によって必要な熱量が大きく異なるため、余剰熱源の活用が可能となる。既存棟の熱需要を監視しながら新棟の熱源の運転制御を行うことで熱源機器の最適な運用が可能となり、新棟だけでなく、キャンパス全体の省 CO2 に貢献している。

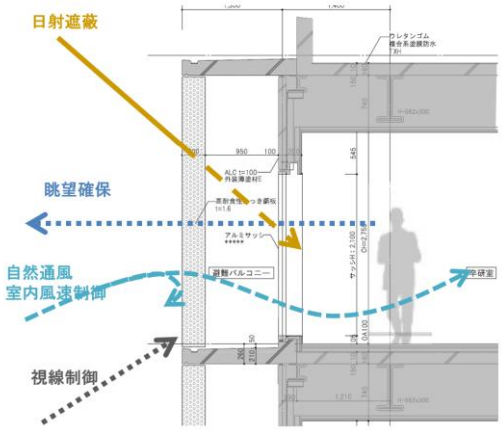


Fig.10 外装システム

9．まとめ

本建物は、BELS 認証★★★★★を取得しており、標準建物と比較し40%のエネルギー削減を試算している。また、自治体版 CASBEE 建築評価認証において竣工時 S ランクの予定である。今後は、運用データ収集や導入した技術の検証を実施していく予定である。

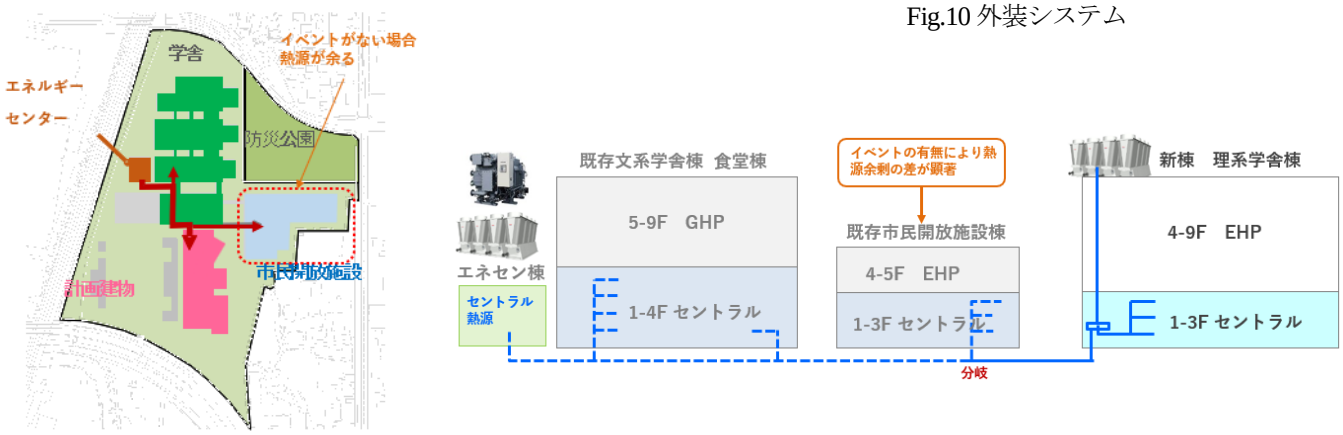


Fig.11 既存棟とのエネルギー融通

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

透析室における個別吹出口を設置した微風速空調の夏季実測結果とアンケート調査

Summer measurement results and questionnaire survey of low-speed air conditioning and individual outlets installed in dialysis rooms

○佐々木　麻衣（竹中工務店）　　萩平　隆司（竹中工務店）
Mai SASAKI*1　Takashi HAGIHIRA*1
*1　Takenaka Corporation

We verified the effectiveness of an air conditioning plan that takes into account the thermal sensation of dialysis patients. Temperature and wind speed were measured to ensure that the indoor environment was as planned. Furthermore, we conducted a questionnaire among patients and staff to verify the subjective effects. The indoor environment has been significantly improved compared to the previous dialysis room, with improved thermal sensation and air flow.

はじめに

慢性透析患者は週 3 日程度、1 日約 4 時間の処置が必要であり、治療中はベッド上で安静に過ごすことになる。腎臓機能低下や合併症に伴い、健康な人と温熱感覚が異なっている[1)] ため、気流を抑えた空調が推奨されている[2)]。これまで、天井からの放射空調やカウンターからの吹出等様々な空調方式が実施されてきた。一方で、気流を抑えた空調は空間を均質な温熱環境にはするものの、患者の冷温感の違いに対応することは難しい。そこで、気流感を抑えた微風速空調をベースとし、ベッド毎に個別操作可能な吹出口を設置することで解決を目指した。

本報では空調システムや導入建物の概要と竣工後実施した夏季気流等実測結果、患者・医療スタッフへのアンケート結果について報告する。

1. 概要

1.1　建物概要

今回報告する空調システムを導入した建物概要を Table. 1. 1. 1 に示す。本病院は外科、内科、整形外科等を有する総合病院で既存棟 2 棟（本館・新館）に加え、今回 2 階に透析室のある東新館を増築した。東新館は救急・透析・ICU・手術室等で構成されており、透析は主に入院患者を受け入れている。

1.2　透析室・空調システム概要

東新館は透析室を含めた建物全体を空冷ヒートポンプエアコンによる空調とした。空調ゾーニングは負荷傾向が異なる窓際ペリメータとインテリアに分け、さらにインテリアでは患者が治療を受ける「透析ベッドエリア」と医療スタッフが準備・事務作業を行う「スタッフエリア」でエリア分けを行った（Fig. 1. 2. 1）。スタッフエリアは活動的なスタッフに対し、気流感も得られる天井カセット形室内機による空調方式とし、透析ベッドエリアには個別吹出口を設置した微風速空調を採用した。微風

Fig.1.1.1　建物外観

Table.1.1.1　建物概要（東新館）

所在地	京都市伏見区
用途	病院（総合病院）
構造・規模	RC 造　地上 4 階
規模	敷地面積：8,623.84m²
	建築面積：9,84.40 ㎡
	延床面積：3,904.51 ㎡
室用途	1F：救急、中央処置、診察室、薬局テナント
	2F：透析室　（37 床/個室 3 床）
	3F：ICU　（10 床/個室 2 床）
	4F：手術室　（4 部屋）

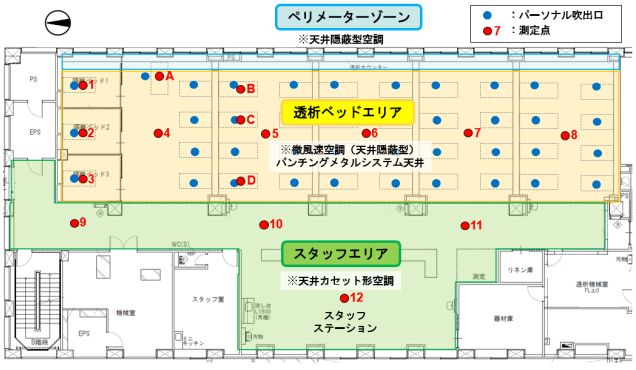


Fig.1.2.1　2 階透析平面図

速空調では機械室に設けた床置型室内機から天井裏チャンバーに吹き出した空調空気を、金属製パンチングメタルのシステム天井パネル面より風速を抑えて吹き出している。ベッド上（FL+700mm）の目標風速は人がドラフトを感じない0.15m/s以下として設計した。還気（RA）はベッド頭側の透析カウンター下部に設け、室全体の温度分布に配慮した。ペリメータは別系統としており、患者へ気流が当たらない位置に吹出口を調整している。患者の温冷感の個人差にはベッド毎に1台のファン付きパーソナル吹出口を天井面に設置することで対応した。暑いと感じる患者に対し、気流を当てることで体感温度を下げる効果を狙っている。パーソナル吹出口は30CMH/台で吹出し、ベッド上で風速0.4m/s程度になる位置に設置した。製品自体は、強・中・弱の3段階に切替可能であるが、実際の運用を視野に入れ、“中”で固定することを医療スタッフと協議した。パーソナル吹出口は透析カウンターに設置したスイッチより、患者自身でON/OFF操作ができるようにしている。スタッフエリアにはパーソナル吹出口の集中スイッチを設置し、透析室全体のパーソナル吹出口を一斉に運転することで、空調の立ち上がり時間短縮のためのウォーミングアップ運転にも利用した。

2. 実測・アンケート概要

竣工時の性能検証を目的に、開院前の7月に温度、風速の実測、サーモカメラの撮影を行った。実測の測定点は透析ベッドエリアとスタッフエリアの代表点とした。調査時期が夏季であるため、空調は冷房運転をした。また、開院後の9月に患者・医療スタッフを対象としたアンケートを行った。

(1) 温度

設計値通りの室温、室全体の温度分布を確認するため、透析ベッドエリアのベッド位置（FL+700mm）と通路（FL+1400mm）、スタッフエリア（FL+1400mm）の各測定点で温度測定を行った（Fig.1.2.1）。また、空間の温度分布を視覚的に確認するため、サーモカメラでの撮影も行った。温度計はCLIMOMASTER Mode 6501A0、サーモカメラはExシリーズE4を使用した。

(2) 風速

気流（風速）については温度測定点と同様の位置と天井面（FL+2500mm）の測定を行った。また、パーソナル吹出口の効果を確認するため、該当ベッドのパーソナル吹出口1台を利用した際の吹出口付近（FL+2500mm）、ベッド上（FL+700mm）の風速を測定した。風速計はCLIMOMASTER Mode16531を使用した。

(3) アンケート

室内環境の実態を把握するため、患者・スタッフを対象に温冷感、快適感、気流感、パーソナル吹出口の運用に関するアンケートを行った。アンケートは対象者が新しい透析室に慣れると予想される、運用開始1か月後の

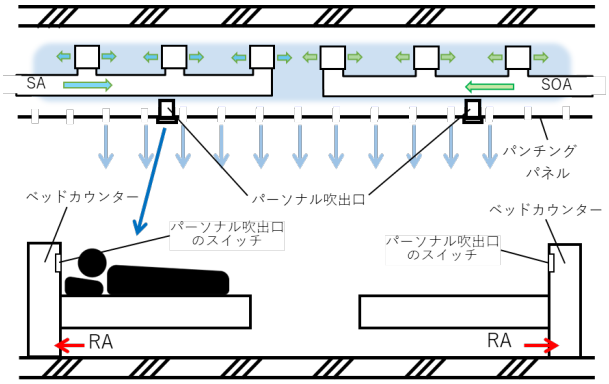


Fig.1.2.2　空調システム概要図

Table.1.2.1　実測概要

透析エリア	
空調	常時26℃設定。パンチングパネルより空気が染み出す微風速空調。ベッドカウンター足元よりRAを取り、柱型RAチャンバー内の温度センサーで制御。 （スタッフ室は4方向天井カセット形を均等配置） PAC　（設定温度）26.0℃（吹出温度）18.2℃ OPAC（設定温度）21.0℃（吹出温度）21.4℃
パーソナル吹出口	患者の体調に合わせて使用可能なファン。 天井の空調空気が患者胸元あたりに吹き下ろされる。
換気	給気はOPACより24時間運転。排気はOPAC連動。 スタッフステーション側と各諸室の天井より排気。

Tab .1.3.1　測定値（温度・風速）

室名	No.	測定値				
		FL+700（ベッド座位）		FL+1400（立位）		FL+2500（天井）
		温度	風速	温度	風速	風速
		乾球 ℃	m/s	乾球 ℃	m/s	m/s
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ1（通常時）	1	25.7	0.05	25.7	-	0.03
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ1（PS併用時）	〃	-	0.50	-	-	3.98
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ2（通常時）	2	25.7	0.02	25.7	-	0.03
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ2（PS併用時）	〃	-	0.53	-	-	3.80
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ3（通常時）	3	25.8	0.01	25.7	-	0.02
隔離ﾍﾞｯﾄﾞ3（PS併用時）	〃	-	0.40	-	-	4.00
透析室	4	-	-	25.7	0.02	-
透析室	5	-	-	25.7	0.03	-
透析室	6	-	-	25.6	0.05	-
透析室	7	-	-	25.5	0.03	-
透析室	8	-	-	25.6	0.02	-
廊下	9	-	-	25.8	0.01	-
廊下	10	-	-	25.8	0.05	-
廊下	11	-	-	25.5	0.02	-
ｽﾀｯﾌｽﾃｰｼｮﾝ	12	-	-	25.6	0.10	-
透析室（通常時）	A	26.0	0.15	-	-	0.02
透析室（PS併用時）	〃	26.3	0.20	-	-	3.90
透析室（通常時）	B	26.0	0.05	-	-	0.02
透析室（PS併用時）	〃	26.1	0.22	-	-	3.90
透析室（通常時）	C	26.0	0.04	-	-	0.02
透析室（PS併用時）	〃	26.1	0.30	-	-	2.50
透析室（通常時）	D	26.0	0.03	-	-	0.02
透析室（PS併用時）	〃	26.1	0.30	-	-	3.70

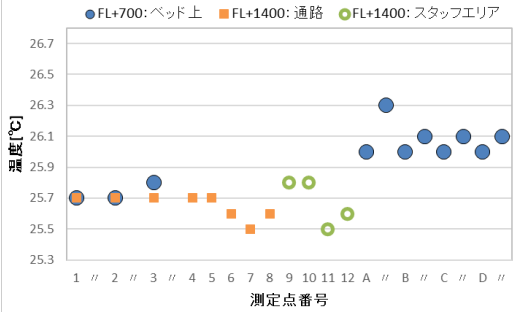


Fig.1.3.1　各測定点における室内温度

9月25日～29日の期間に実施した。

3. 実測結果

3.1 温熱環境測定

各測定点の温度・風速の結果をFig.1.3.1、Table.1.3.1に示す。各測定点の温度は26℃±0.5℃の範囲で分布し、設計温度通り、かつ、温度ムラが少ないことを確認できた。場所における特徴として、各ベッド上温度は25.7～26.0℃、通路で25.5℃～25.7℃、通路・スタッフで25.5～25.8℃となり、空調効果のある天井面から遠いベッド上で若干温度が高くなる結果となった。Fig.3.1.2、Fig.3.1.3のサーモカメラ画像からも、室全体の温度は均一になっていることが確認できた。また、天井表面温度は吹出口温度より室温に近くなっていることを確認した。

3.2 風速測定

風速は全測定点において目標値である0.15m/s以下を実現し、計画通りになっていることを確認できた。ほとんどの測定点では0.05m/s以下となっているため、目標以上に気流が抑えられているといえる。一部、ペリメータに設置されたベッドでは、他の測定点と比べ風速は早くなるが、0.15m/s に抑えられているため、窓際のドラフトも最小限に抑えられていることも確認できた。

パーソナル吹出口運転の際はベッド上で 0.20～0.53m/s程度の気流が得られた。特に0.40m/s～0.53m/sの気流を得られた個室ベッドは部屋が狭いため、気流を乱す要素が少なく、患者の胸の位置まで安定した気流を届けることができたと考えられる。大空間である透析ベッドエリアの風速は周辺状況の影響を受けるためか、若干遅くなる傾向にある。また、パーソナル吹出口は極小範囲への気流創出を想定しているため、多少の測定誤差もあると考えられる。

スタッフエリアにおける風速は廊下で 0.01～0.05m/s、スタッフステーションで0.10m/sとなった。廊下は2方向の天井カセット形室内機を配置しているため、測定点と空調位置によって若干の差がみられるが、0.15m/s 以下の比較的気流の抑えられており、隣接している透析ベッドエリアへの気流の影響も少ないと考えられる。スタッフステーションでは0.10m/sと風速を比較的早くすることができ、設計意図通り透析ベッドエリアよりも気流感のある執務空間になったといえる。

3.3 アンケート結果

アンケートは基礎情報の回答があるものを有効回答とした患者39名、スタッフ22名の結果を解析した。患者詳細情報はFig.3.3.1に示す。

(1) 温熱環境

温冷感については56%が“ちょうどよい”と回答しており、患者の半数以上に対して快適な温熱環境にできた。今回気流を抑えることを目指した空調空間のため、暑さ

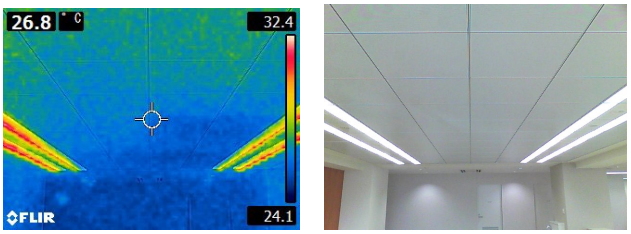


Fig.3.1.2 サーモカメラにおける天井写真

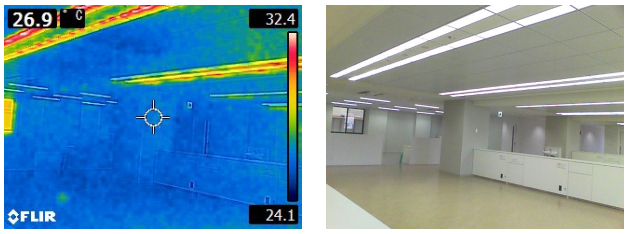


Fig.3.1.3 サーモカメラにおける室内写真

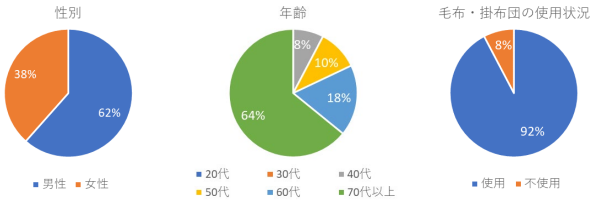


Fig.3.3.1 患者の基礎情報

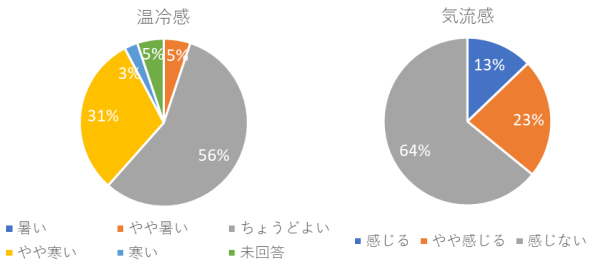


Fig.3.3.2 温冷感申告（患者）

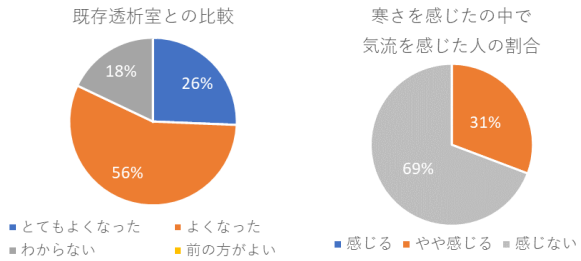


Fig.3.3.4 気流感申告（患者）

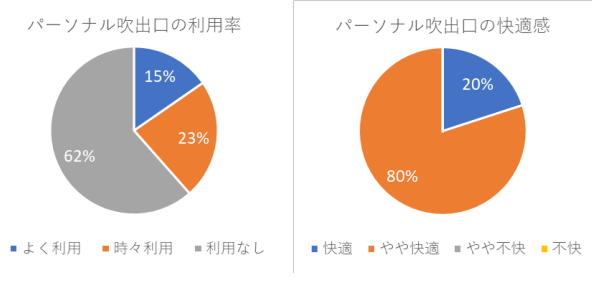


Fig.3.3.5 パーソナル吹出口の利用率と快適感申告（患者）

を訴える人もいると予想されたが、数%にとどまり、暑さを感じる人は少なかった。一方で、“やや寒い”“寒い”の回答は一定数あったため、今後の運用では空調の設定温度を現状よりも上げることで解決できると考えられる。

（2）気流感

気流感では気流を“感じない”人が半数以上を占め、ベッド上で気流を感じにくい空間を実現できているといえる。一方で、“感じる”“やや感じる”の回答も一定数いる。しかし、気流を感じる人は窓際、廊下側、透析エリア中央と同程度の割合で回答しており、位置による特徴的な傾向はみられない事から、気流を感じとる感度は個人の差による影響が強いと予想される。

（3）空調計画の総合評価

既存透析室の温熱環境比較調査では“とてもよくなった”“よくなった”の回答が8割以上を占めた。ヒアリングからも気流が抑えられ、温熱環境に対する要望が減ったとの声があったため、既存の天井室内機から吹き出す空調方式よりも快適になったことが確認できた。

また、温冷感と気流の関係性に着目すると、寒さを感じる人の69%が「気流は感じないが、寒さを感じる」と回答しており、温度から寒さを感じる人が多いことがわかる。このことから、気流を抑えるだけでなく、室内の設定温度を高めに設定する必要があることが示唆された。

（4）パーソナル吹出口の評価

パーソナル吹出口は患者のみ認知度調査と使用状況、使用感についてのアンケートを行った。まず、認知度調査では “知らない”が 69%と認知度が低い。ヒアリングによると、暑さを感じやすい患者のみ説明を行い、自身の体調に合わせた使用を促していることが分かった。そのため、存在自体を知らない患者が多く、今後認知度が上がった際に再確認を行いたい。

現状、パーソナル吹出口の認知者の利用率は38%と低い。これは温冷感で“ちょうどよい”と答えている人が半数を超えているため、利用する機会が少ないことによるものだと考えられる。ヒアリングからも同様の回答が得られた。一方で、暑さを感じてパーソナル吹出口使用した人の気流の快適感は“快適”、“やや快適”の回答が100%だったことから、パーソナル吹出口は温冷感の個人差を補う設備としての有効性を確認できた。温冷感で“寒さ”を感じる回答が34%であったこととパーソナル吹出口の有用性から、室全体の設定温度を上げ、暑さを感じる患者にのみパーソナル吹出口で対応することでより多くの患者の快適性の向上が見込めると予想される。

（5）スタッフと患者の比較

Fig.3.3.6 に患者とスタッフの温冷感と気流感の割合を示す。スタッフの温冷感は“暑い”“やや暑い”が多いという結果となった。一方、患者は“ちょうどよい”

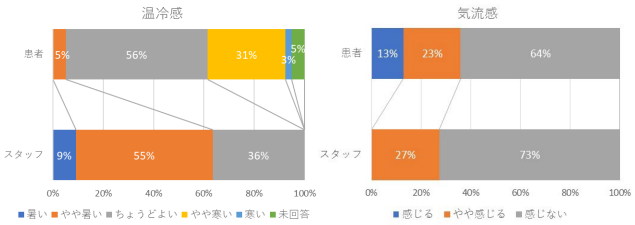


Fig.3.3.6　患者とスタッフの温冷感・気流感申告の比較

の回答が多かったことから、活動量の多いスタッフは患者に合わせた空調計画では暑さを感じる傾向にある。

スタッフの気流感は “感じる”“やや感じる”の回答が 27%となり、患者よりも気流を感じる人が減少した。また、気流感の快適性では不快感を訴える回答はなく“快適”、“やや快適”で 100%の回答になったことから、スタッフにとって、気流は快適性向上効果があるといえる。スタッフは温冷感調査で患者よりも暑さを感じている人の割合も多いことから、透析患者に合わせた空調計画の場合、スタッフエリアは気流感のある空調計画にすることで快適性が上がることが示唆された。

4.　まとめ

本報では透析患者の温熱感覚に配慮した空調計画を行い、その効果の検証を行った。

温度と風速の測定より、設計値通り、かつ、室内の温度ムラの抑制と気流の低減が確認できた。

アンケートでは患者の温冷感と気流感の快適性が向上し、既存透析室よりも快適な室内環境に改善されたことが示唆された。気流感と温冷感の関係では寒さを感じた人の中の半数以上は気流を感じないにも関わらず、寒さを感じていたことから、部屋全体の設定温度を上げる必要があるといえる。パーソナル吹出口は利用者の満足度が高かったことから、部屋全体の設定温度を上げ、補助的にパーソナル吹出口を利用する運用が効果的であると予想される。

スタッフは暑さを感じやすく、気流によって快適性を感じる傾向にあり、患者との温冷感・気流の快適感に違いが大きく表れた。このことから、患者に合わせた温熱環境下ではスタッフエリアのみ気流感のある空調計画にすることで快適性が向上するといえる。

【 謝 辞 】

本研究の実施にあたり、多大なご協力をいただきました蘇生会病院職員の皆様、患者の皆様に感謝申し上げます。

【 参 考 文 献 】

1) 田辺新一ら:「人口透析室における患者と医療スタッフの熱的快適性に関する研究 （その 4）糖尿病、閉塞性動脈硬化症患者の熱的快適性」日本建築学会大会学術講演梗概集,2011

2) 一般社団法人日本医療福祉設備協会:「一般社団法人医療福祉設備協会企画 病院設備設計ガイドライン（空調設備編）」,一般社団法人日本医療福祉設備協会 ,2022 年

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

プレキャストコンクリート製ダクトの性能検証に関する評価

Evaluation of Precast Concrete Ducts for Performance Verification

○小林　佑輔　　社本　光気　　佐藤　実

Yusuke KOBAYASHI *1　Koki SHAMOTO *1　Minoru SATO *1

*1　Takenaka Corporation

Precast concrete construction is one of the methods to improve labor productivity in the construction industry. In this study, we conducted a condensation test, a pressure loss test, and an airtightness evaluation to verify the performance of ducts composed of precast concrete members. We report on the evaluation results.

はじめに

建設業界において、労働力人口減少に対応するため労働生産性を向上させる様々な工法が提案されている。プレキャストコンクリート工法は、規格化されたコンクリート部材を事前に工場にて製作し、建設地で組み立てる工法である。本研究ではプレキャストコンクリート部材で構成したダクトの性能検証（結露、圧力損失、漏気）に関する評価について報告する。

1.　計画概要

本研究の評価対象は換気用ダクト、排煙用ダクトを対象とする。Fig.1 に系統図を示す。換気用ダクトは外気処理空調機を屋上に設置し、各階対象室に対して外気および排気の枝ダクトを接続するダクト系統の竪ダクトとする。排煙用ダクトは排煙機を屋上に設置し、各対照室に対して枝ダクトを接続するダクト系統の竪ダクトとする。

プレキャストコンクリート製ダクトについて、従来の鋼製ダクトと比較した際に材料費および工費を勘案した費用対効果を得るためには大量生産が前提となる。そのため、建物用途は同一サイズのダクト数量が多いホテル用途を想定した。

2.　試験体概要

試験体概要を Fig.2 に示す。試験体 A は換気用ダクトを想定しており、内部に断熱材として 25㎜ 厚のスタイロ材を貼付している。また、外気および排気の 2 系統に対応した一体型のダクトを想定した。試験体 B は排煙用ダクトを想定しており、内部に 0.5㎜ 厚の鉄板を貼付している。

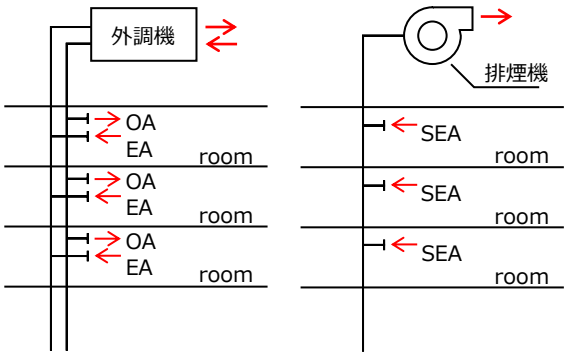


Fig.1 System diagram (Left: ventilation, Right: smoke exhaust)

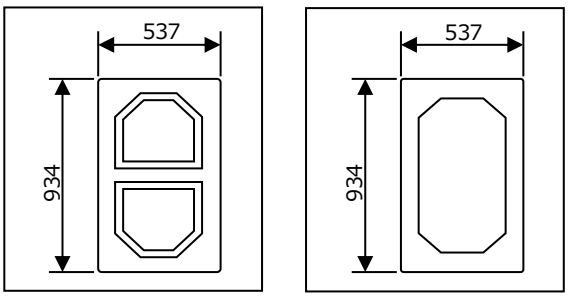


Fig.2 Specimen: Front view (Left: A, Right: B)

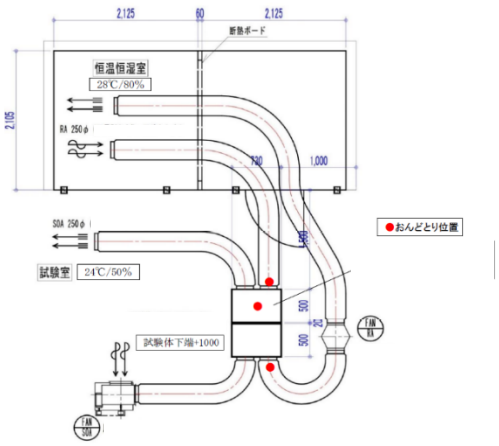


Fig.3 Test equipment overview

3. 結露試験

3.1 試験目的と概要

結露試験は換気用ダクトについて、温湿度が異なる気流を通風することにより、試験体表面及び接続部の結露の有無を確認することを目的とした。

試験装置概要を Fig. 3 に示す。恒温恒湿室にて温湿度を調整した空気を送風し RA 系統の気流とした。試験室内の温湿度を調整し、試験室内の空気を送風し SOA 系統の気流とした。風量調整は FAN 側のインバーターにて風量制御を行った。

温湿度設定条件を Table1 に示す。また、熱電対位置を Table2 及び Fig. 4. 5 に示す。温湿度の変動が小さく安定した状態から 6 時間後に、試験体接続部の内部結露及び外部結露の有無を確認した。また、RA 側の外周部ガスケットからシール外側までの温度を計測し、温度差を確認した。

3.2 試験結果および考察

各熱電対の温度推移を Fig. 6～8 に示す。また、各設定環境の温湿度の推移を Fig. 9 に示し、 RA の入口・出口温湿度の推移を Fig. 10 に示す。今回の温湿度条件下ではダクト表面に結露は見られなかった。一方、中央部ガスケットの RA 側側面に結露が見られた。 6 時間では滴下までは至らず、紙ワイパーにて触れた際に湿りを確認した。その他箇所については、結露が見られなかった。

Table1 Temperature and humidity setting conditions

SOA 側空気 (周囲空気)		RA 側空気	
温度 (℃)	湿度 (%)	温度 (℃)	湿度 (%)
24	50	28	80

Table2 Thermocouple position

熱電対位置	RA 側	SOA 側
中央部ガスケット	①	⑦
スタイロ表面	②	⑧
外周部ガスケット内面	③	⑨
外周部ガスケット外面	④	⑩
シール外側	⑤	⑪
試験体外面	⑥	⑫

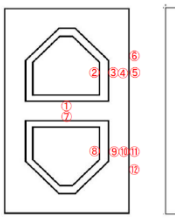


Fig.4 Thermocouple

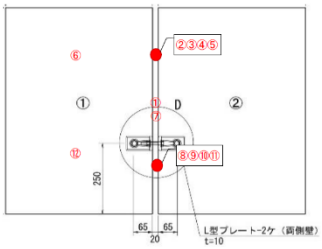


Fig.5 Thermocouple

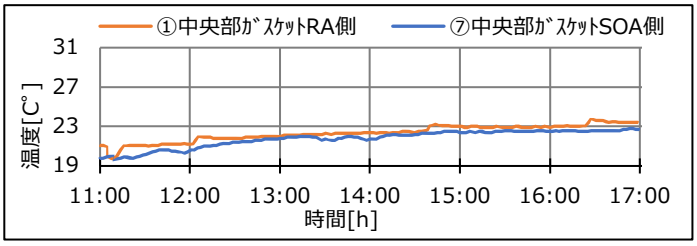


Fig.6 Central gasket surface temperature transition

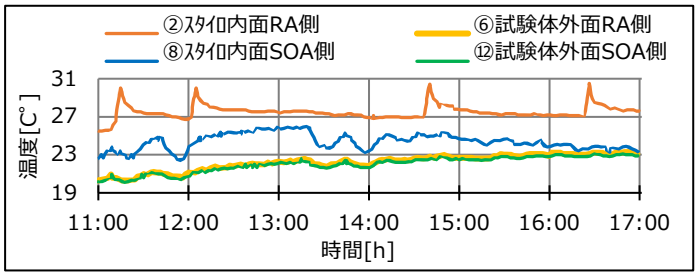


Fig.7 Pca surface temperature transition

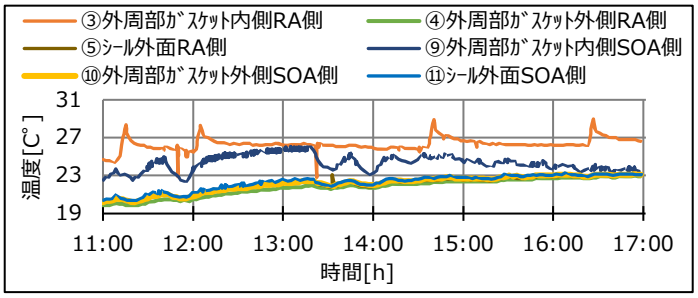


Fig.8 Peripheral gasket and seal surface temperature transition (RA side)

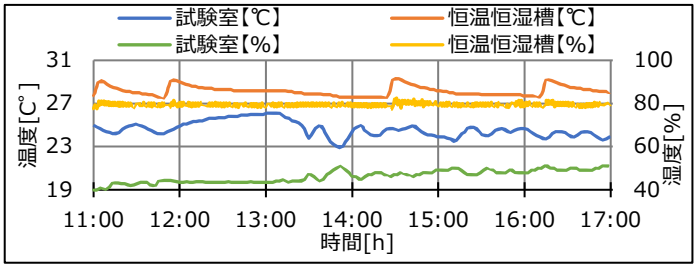


Fig.9 Test room and temperature and humidity testing chamber temperature and humidity transitions (for reference)

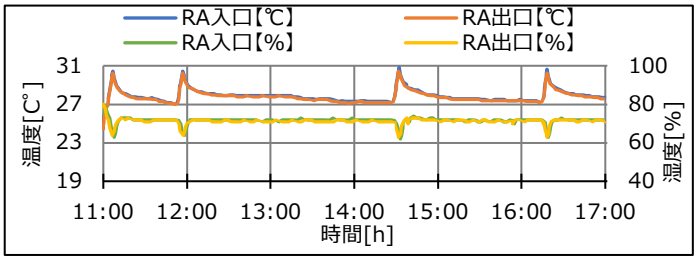


Fig.10 RA inlet and outlet temperature and humidity transitions (for reference)

4. 圧力損失試験

4.1 試験目的と概要

圧力損失試験はダクト内の流体の圧力損失を測定し、その特性把握を目的とした。試験装置概要図を Fig. 11 に示す。試験体の両端に整流ダクトを設けてファンからの気流を整流とした。風量は、吹出口の風速を風速計で測定し風速と吹出口断面積から算出した。風速はダクト断面から 9 点を各 10 秒間測定し、その平均値とした。圧力損失は、試験体前後の圧力差を微差圧計で測定した。また、試験体単体の圧力損失測定後に試験体 2 基接続時の圧力損失を測定し、それぞれの圧力損失を比較し継ぎ目部材の影響を確認した。風速条件は、P-Q 曲線作成のために 3 点以上の風速で測定した。風速は換気用ダクト、排煙用ダクトいずれも 5～14m/s の間で 3 点以上とし、Table. 3 の風速条件および適宜必要な風速条件で測定した。

4.2 試験結果および考察

本試験で得た風速と圧力差を風量と圧力差の関係に直し、P-Q 曲線を作図した。その結果を Fig. 12～Fig. 15 に示す。試験体ダクトは多角形につき、ダクト径を円相当長に変換し摩擦損失係数を算出した。比較の参考値として四角形鉄板ダクトの風量と圧力差の関係と摩擦損失係数を併用した。

試験体 A（換気用）の最大摩擦損失係数は 0. 026 であり、鉄板ダクトの 1. 24 倍の値となった。試験体 B（排煙用）の最大摩擦損失係数は 0. 079 であり、鉄板ダクトの 4. 16 倍の値となった。試験体内部のコーナー部分には、隅切りを設けているが、この隅切りが矩形管路の軸方向に垂直な流れ（二次流れ）をもたらし、乱流による圧力損失増大による影響と想定される。

一方、試験体単体試験と試験体 2 基の接続試験を比較すると摩擦損失係数が同等であった。これにより、継ぎ目による影響はないとみられる。

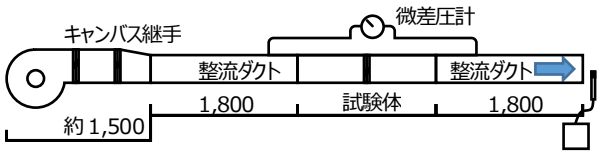


Fig.11 Test equipment overview diagram

Table3 Wind speed conditions

試験体種類	断面積 (㎡)	風速 (m/s)	風量 (㎥/h)
試験体 A 換気用ダクト	0.091	5	1,638
		9	2,948
		14	4,586
試験体 B 排煙用ダクト	0.295	5	5,310
		7	7,434
		10	10,620
		14	14,868

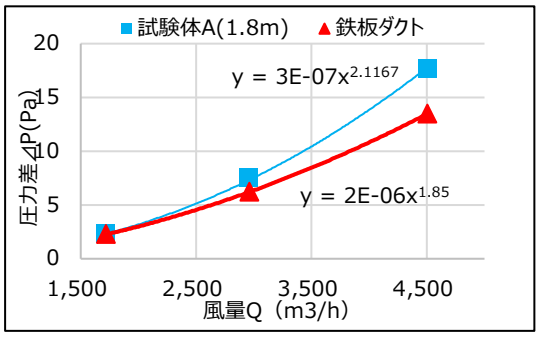


Fig.12 Test result (P-Q diagram)

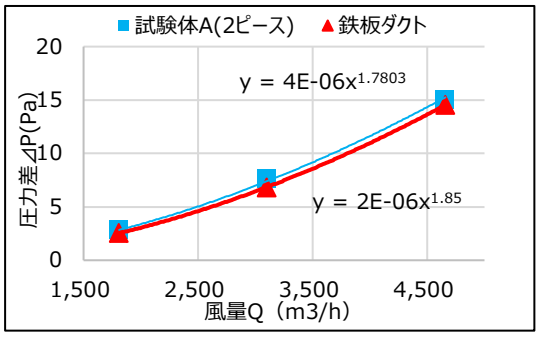


Fig.13 Test result (P-Q diagram)

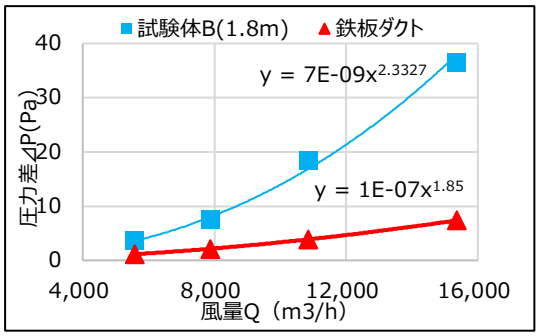


Fig.14 Test result (P-Q diagram)

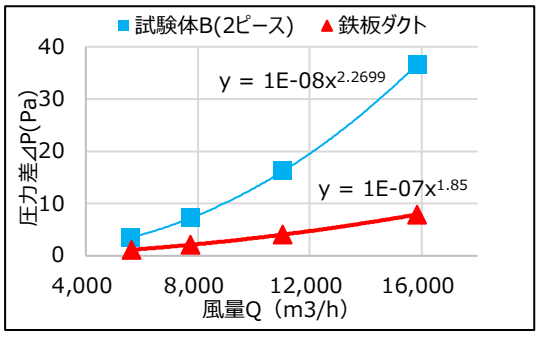


Fig.15 Test result (P-Q diagram)

5. 気密性評価

4.1 試験目的と概要

気密性評価は試験体接続部について、空気漏れ性能を確認することを目的とした。試験概要概念図を Fig. 16 に示す。試験体接続部は空気漏れ対策として継ぎ目材を周囲に設置した。コンプレッサーから圧縮空気を圧力調整バルブ・流量計を介し試験体に流入させる。試験体内を測定条件の圧力を一定に保つよう圧力調整バルブ、逃し弁で調整する。圧力は微差圧計にて読み取る。この時の漏れ量を流量計にて測定し、これをダクトの継目部の漏れ量とした。ダクトの継目部の空気漏れ有無をガス漏れ検知スプレーで目視確認した。

4.2 試験結果および考察

Fig. 17 に試験体接続部の空気漏れ量を示す。ダクトの継目部の空気漏れ量は、接続部の長さ当たりの空気漏れ量として評価した。

試験体 B（排煙用）の継目部の空気漏れ量は、N シールの基準に対して平均約 1/380 以下の結果を確認し、試験体 A（換気用）の継目部の空気漏れ量は、N シールの基準に対して平均約 1/80 以下の結果を確認した。どちらの試験体も空気調和・衛生工学会基準の N シールの制限空気漏れ量を大幅に下回る空気漏れ量である事を確認した。ダクト継目部にガス漏れ検知スプレーによる目視確認について、空気漏れは見られなかった。

6. 総括

本研究ではプレキャストコンクリート製ダクトの性能検証を行い、以下の知見が得られた。

1) 結露試験では、表面の結露は見られず、内部において一部湿りが見られた。
2) 圧力損失試験では、一般ダクトと比較して PCa ダクトは最大摩擦損失係数が大きく、換気用は 1. 24 倍、排煙用は 4. 16 倍であった。
3) 気密性評価では、試験体接続部における空気漏れは見られなかった。

実運用の際は、圧力損失の低減と結露発生の抑制について検討の余地がある。

謝辞

本研究の遂行にあたり、フジモリ産業（株）の皆様には多大なご協力をいただき、深く感謝の意を表す。

Table4 Measuring conditions

測定圧力 Pa								保持時間 min	接続部箇所
100	500	1,000	1,500	2,000	2,500	3,000	3,500	1	1

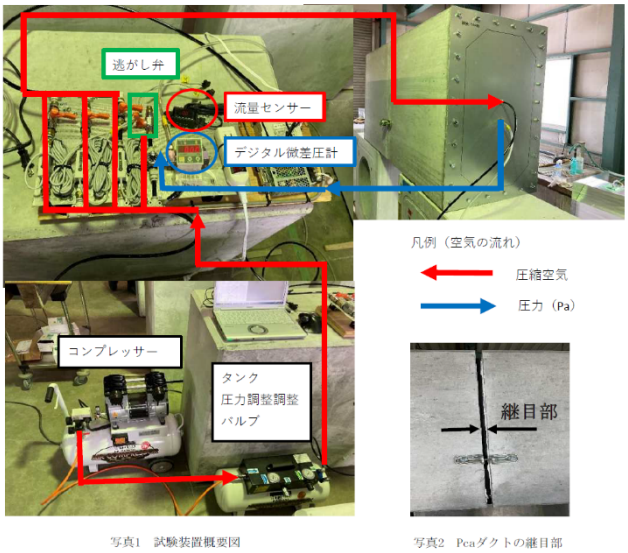


Fig.16 Overview diagram of the test equipment and details of the joints

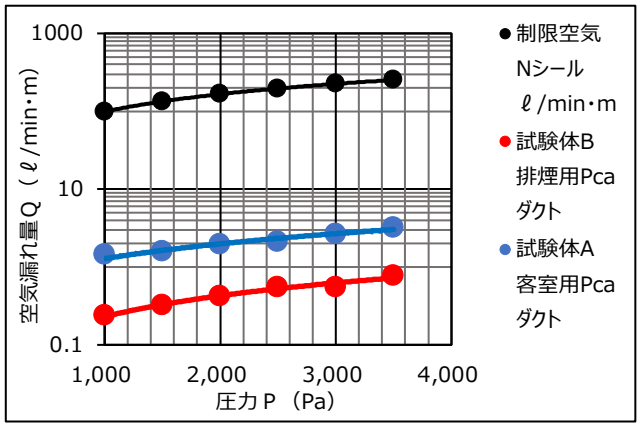


Fig.17 Amount of air leakage at Pca duct joints

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

リニューアルによる都市型中規模オフィスの ZEB 化に関する報告

Study on ZEB Conversion of Urban Medium-Sized Offices through Renewal

正 会 員　○川村　圭（大成建設）　　正 会 員　　湯浅　孝（大成建設）
正 会 員　安藤　直也　（大成建設）　　正 会 員　冨田　峻亮　（大成建設）
Kei KAWAMURA *1　Takashi YUASA*1　Naoya ANDO *1　Shunsuke TOMITA *1
*1　TAISEI CORPORATION

はじめに

本計画は、竣工して 30 年以上経つ関西ビルを、入居者の移転を伴わない工法により ZEB 化するリニューアル工事である。関西ビルは 1992 年に I 期棟が竣工、1998 年にⅡ期棟が竣工した都市型中規模オフィスビルである。外装のリニューアルによる断熱強化・高機能化（PASSIVE 性能の強化）と設備機器の高効率化・エネルギー消費量の削減（ACTIVE 性能の強化）の 2 つの側面より建物全体での ZEB 化に取り組み、意匠・構造・設備が三位一体となった計画を実現している。（写真 1、表 1 参照）

1．外装のリニューアルによる断熱強化・高機能化

外壁・開口部の断熱強化に加え、南面の直射日光を遮り、創エネルギーと緑化を行う多機能外装ユニットを新設した。ユニットは、2 段のルーバーで構成される。上段はルーバーにより室内への直射日光を遮り、ルーバー上面に透過性のある太陽光発電ガラスを設けることで、日射遮蔽と創エネルギーを両立させた。下段には植栽ユニットを設置し、執務者のウェルネス効果に配慮した。（図 1、図 2 参照）

2．設備機器の高効率化とエネルギー消費量削減の工夫

2.1　空調システム概要

I 期棟は、空冷ヒートポンプモジュールチラーによる中央熱源方式、Ⅱ期棟は、空冷ヒートポンプパッケージエアコンによる個別空調方式とした。I 期棟は、中温冷水（11℃→19℃）を採用し、冷房時に熱源が高 COP 運転できる計画とした。また、密閉式クッションタンクを設け、ZEB の年間ピークとなる冬期の立上げ負荷を低減させる蓄熱によるピークカットを行うシステムとした。

2.2　薄型放射空調ダクトの開発と導入

熱伝導率の高いアルミパネルと段ボールダクトを組合せることで薄型の放射ダクトを構成し、パネル内部へ空調機からの吹出空気を送風することで空気式の放射空調を行うシステムを開発した。軽量な段ボールダクトを使用することで、リニューアル工事における労働負荷削減に寄与する。（図 3 参照）

2.3　AI・クラウドを活用した空調制御システムの導入

エネルギー消費量が最小となる運転モードを各設備機器へ指示する AI とクラウドを活用した空調制御システムを導入した。センサー類や気象予報等から情報を収集し、熱負荷予測を行うことで最適な運転台数や送水温度の指示を出すことできる。

写真 1　外観

表 1　建物概要

用途	事務所
工期	2022年4月～2023年3月
敷地面積	1,956.60m^2
建築面積	1,427.28m^2
延床面積	13,651.56m^2
最高高さ	37.4m
構造	RC造＋S造
階数	地下2階、地上9階、塔屋1階
竣工時期	（Ⅰ期棟）1992年
	（Ⅱ期棟）1998年
BEI	0.37（その他含まず）
（改修後）	ZEB Ready

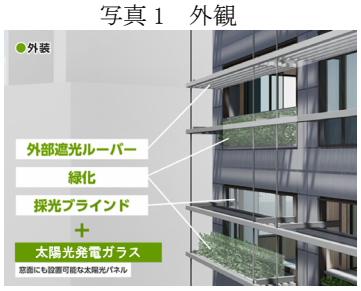


図 1　多機能外装ユニット

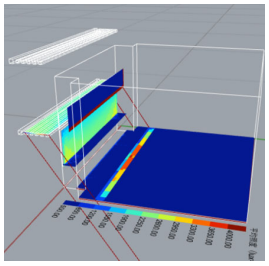


図 2　最適化計算

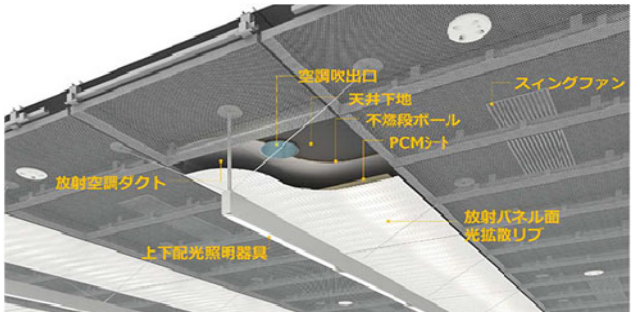


図 3　薄型放射空調ダクト　概要

3．まとめ

本計画では、基準一次エネルギー消費量 1,260.68MJ/（m^2・年）から 63%以上削減した 466.284MJ/（m^2・年）とした計画を行い、ZEB Ready（BEI=0.37（その他含まず））の認証を取得することができた。

[謝辞]
本報告にあたり、立命館大学近本研究室の皆様には多大なるご協力をいただいた。ここに記して感謝の意を表します。

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

オフィスにおける空調モード別の寒暑感に影響する要素の分析
Analysis of Factors Influencing Thermal Sensation in Offices by Air Conditioning Mode

○ 森本 優花（武庫川女子大学）　宇野 朋子（武庫川女子大学）
波多江 崇（中国学園大学）　都築 和代（関西大学）
今川 光（大阪工業大学）

Yuka MORIMOTO*1, Tomoko UNO*2, Takashi HATAE*3
Kazuyo TSUZUKI*4, Hikaru IMAGAWA*5
*1 Mukogawa Women's University of Architecture Graduate School *2 Mukogawa Women's University
*3 Chugoku Gakuen University *4 Kansai University *5 Osaka Institute of Technology

This study aims to identify the factors affecting various degrees of thermal sensation. Data acquired from surveys in Kansai offices were analyzed using ordinal logistic regression. Results showed that 7 FR, 7 CL, and 6 HT items influenced thermal sensation. However, the factors and their impact varied depending on the air conditioning mode. Additionally, factors such as "air flow preference," "sweating condition," and "glove temperature" significantly correlated with thermal sensation across all modes. Moreover, factors that have a particularly strong impact on thermal sensation are "sweating condition" during FR and CL, and "overall comfort" during HT.

はじめに

近年注目されている CASBEE-ウェルネスオフィス（CASBEE-WO）[1]や 2014 年 10 月に運用が開始された WELL 認証[2]の需要は年々増加している。とくに，WELL 認証ではオフィスの重要な評価項目として熱的快適性注が挙げられており，適応モデルや PMV による評価基準が設けられている。

快適温度(快適と感じる室内温度)に関するフィールド調査は海外において数多く行われており，さまざまな国のオフィスでのフィールド調査から快適温度が地域により異なることがわかっている。気候の違いによる影響がみられ，とくに，アジア人とヨーロッパ人では快適温度が異なることがわかっている[3]。海外の研究により提案された外気温度から自然換気のオフィスビルにおける快適温度（熱的中立温度）を予測するモデルとして，アダプティブモデル[4]が開発され，快適な温度は 1 つではなく，外気温度（もしくは外気の移動平均温度）に比例して，ある程度の幅をもつと考えられている。さらには，体質や空調モード，季節によって快適性や幅が異なってくることもわかっている[5)~9)]。国や地域によって快適温度が異なり，適応モデルは海外のフィールド調査をもとに提案されたものであることから，日本でも同様に利用可能であるかを検証する必要があり，日本における熱的快適性の適応モデルの構築が求められている。

適応モデルの開発においては，人の温冷感や快適感に影響するさまざまかつ膨大なデータが集められており，環境要素や感覚要素などの関係性が示されてきているが，多くはそれぞれ個々の関連性を示すにとどまっている。これらの膨大なデータを統計的に分析することで，温熱環境の決定要素が明らかになると考えている。

そこで本研究では，フィールド調査で得られたデータをもとに，「寒暑感」に着目して，それに影響を与える要因とその影響度を明らかにすることを目的とする。

１．調査概要

兵庫県西宮市と大阪府大阪市・茨木市のオフィス，計 6 棟（表 1）を対象に，月に一度程度，各オフィスビルを訪問し，執務者に対してアンケート調査と執務空間の環境測定が並行して実施された[10)]。本報では 2021 年 9 月から 2023 年 3 月までのデータを用いた分析結果を示す。アンケート調査では，基本項目（A）と主観評価項目（B）についての調査結果があり，既報[9)]と同様に，データの整理，着衣量，代謝量の算出を行った。また，実測項目（C）は，アンケート調査時に得られたデータを整理し，このうちグローブ温度と平均放射温度は実測値より算出した。また，屋外環境調査項目（C'）は，気象庁の枚方市のデータを入手し，移動平均外気温は計算により求めた。

今回の分析対象とする項目を表 2 に示す。空調モードは既報[3)]と同様に，非空調時(フリーランニング：FR)，

冷房時(クーリング：CL)，暖房時(ヒーティング：HT)の3つの空調モードに分類して分析する。

Table 1 Investigated buildings information

No	City	Structure	Research floor	Survey period	Number of votes
1	Nishinomiya	RC	4	2021.9～2022.1	50
2	Nishinomiya	RC	1	2021.9～2022.9	114
3	Nishinomiya	SRC	4	2021.1～2023.1	59
4	Osaka	SC/S	28	2021.11～2023.1	170
5	Nishinomiya	RC	B1	2021.11～2022.1	220
6	Ibaraki	SRC	6	2022.4～2023.3	353

Table 2 Contents of the questionnaire used in the survey

A	**Basic**		
2	Gender	8	Cooling preference
3	Age	9	Heating preference
4	Height	10	Sensitivity to the Noise
5	Weight	11	Sensitivity to the Smell
6	Exercise Time per Day	12	Usual environment condition
7	Constitution		
B	**Subjective Evaluation**		
1	Modified Thermal Sensation	12	Air Quality
2	Thermal Preference	13	Ease of Work
3	Thermal Acceptability	14	Fatigue
5	Humidity Sensation	15	Sweating Condition
6	Humidity Preference	16	Activity in the last 15min → Metabolic rate
7	Airflow Sensation	18	Occupant Behavior Adapted to Experience Coolness
8	Airflow Preference	19	Occupant Behavior Adapted to Experience Warmth
9	Overall Comfort	21	Clothing Condition
10	Brightness Sensation	22	Thermal sensation
11	Brightness Preference		
C	**Environmental Survey**	**C'**	**Outdoor Environmental Survey**
4	CO2 concentration	1	Running Mean Outdoor Temperature (Trm)
5	Air temperature (Ta)	2	Daily Mean Temperature
6	Relative Humidity (RH)	3	Daily Mean Maximum Temperature
7	Globe temperature (Tg)	4	Daily Mean Minimum Temperature
8	Mean radiant temperature*		

*Calculated from Ta and Tg.

2．フィールド調査の単純集計結果

この期間の調査データ数は966件で，調査時の空調モードごとに得られた回答数はFRが306件, CLが313件, HTが342件であり，不十分な回答が5件あった。

本研究で分析するデータには，温度の感覚に対する申告として「温冷感」と「寒暑感」がある。快適性を含む心理的な「涼しい」「暖かい」を除き，物理的環境に対する感覚を評価する「寒暑感」を対象とすることとした。

目的変数とする「寒暑感」は，各空調モードでも「4.どちらでもない(中立)」が最も多く，半数以上を占める(図 1)。FRの申告は「寒い(申告1～3)」側に比べて「暑い(申告5～7)」側の方が多く，CLは「暑い」側，HTは「寒い」側が多かった。また，全体の57.5%が快適範囲(申告 3～5)で執務者の半数以上はオフィスの室内環境を快適だと感じていたことがわかる。

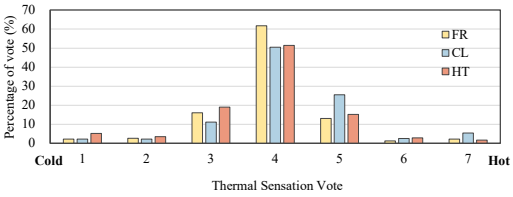


Fig.1 Variation in the thermal sensation votes categorized based on the mode

3．寒暑感に影響を及ぼす要因の検討

3.1 統計解析の方法

本研究では，「寒暑感」に影響をおよぼす要因とその影響度を明らかにするために，多変量解析を行った。ここでは，目的変数が順序尺度であるため，順序ロジスティック回帰分析を用いる。多変量解析の実施にあたり，データの整理や有効性の確認などを行い，分析に用いる項目の抽出を行う必要がある。図 2に示す流れで統計解析のデータを整理し，説明変数とする項目(表 3)を決定した。

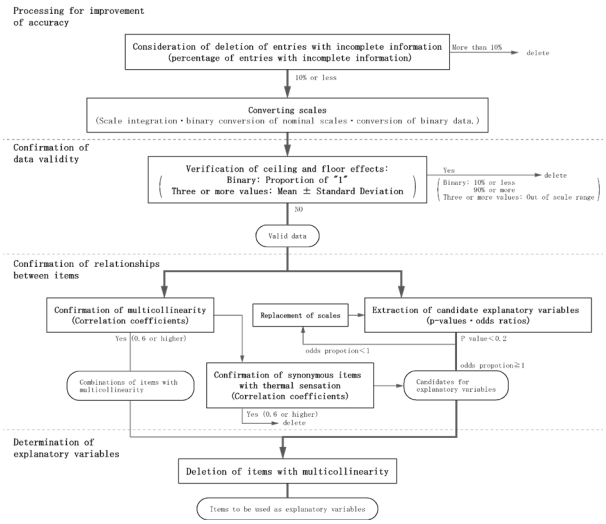


Fig.2 Data processing workflow

Table 3 Contents used in multivariate analysis

	FR	CL	HT
A-2 Gender(man)	○		○
A-3 Age	○		○
A-5 Weight		○	
A-7-a Constitution (Sensitivity to Heat)		○	
A-7-c Constitution (Sensitivity to Cold)	○		○
A-8-a Cooling preference (Like)		○	
A-8-b Cooling preference (Neither)			○
A-8-c Cooling preference(Dislike)＊		○	○
A-9-a Heating preference (Like)		○	
A-9-c Heating preference (Dislike)			○
A-11 Sensitivity to the Noise		○	○
B-3 Thermal Acceptability			○
B-5 Humidity Sensation	○		○
B-6 Humidity Preference	○	○	
B-7 Airflow Sensation	○		○
B-8 Airflow Preference	○	○	○
B-9 Overall Comfort	○	○	○
B-11 Brightness Preference		○	
B-12 Air Quality	○	○	○
B-13 Ease of Work			○

B-14 Fatigue		○	
B-15 Sweating Condition	○	○	○
B-16 Metabolic rate	○	○	○
B-18-a Ate/Drank something cold	○	○	○
B-18-d Rolled up sleeves	○	○	
B-18-g Used an electric fan		○	
B-18-p Did not do anything	○	○	
B-19-a Ate/Drank something hot			○
B-19-b Used a blanket over knees			○
B-19-o Did not do anything	○		○
B-21 Clothing Condition	○		○
C-4 CO2 Concentration		○	○
C-6 Relative Humidity	○		○
C-7 Globe temperature	○	○	○
C'-1 Running Mean Outdoor Temperature		○	
C'-2 Daily Mean Temperature	○		○
C'-3 Daily Mean Maximum Temperature	○		
C'-4 Daily Mean Minimum Temperature	○		

3.2　順序ロジスティック回帰分析の結果

順序ロジスティック回帰分析による多変量解析を行い，「寒暑感」に影響をおよぼす要因とその影響度を求めた。その結果を表 4 に示す。オッズ比の大きさは各要因の影響度の大きさを示す。

判別的中率は，FR は 75.3%，CL は 74.4%，HT は 73.2%であった。また，定数項の p 値が 0.01 未満となり，本調査の調査項目・分析項目以外にも「寒暑感」に影響を及ぼしている有意な要因が存在することを示している。

Table 4 Odds ratio of factors affecting thermal sensation

Items	Odds ration					
	FR		CL		HT	
A-8-a Cooling preference						
dislike			1.00			
like			1.90	*		
B-8 Airflow Preference						
A bit less air movement	1.00		1.00		1.00	
No change	5.58	**	3.24	**	4.29	**
A bit more air movement	31.1		10.5		18.4	
B-9 Overall Comfort						
uncomfortable			3.16	**	1.00	
comfortable			1.00		7.06	**
B-12 Air Quality						
Good					1.00	
Bad					2.23	**
B-15 Sweating Condition						
No Sweating	1.00		1.00		1.00	
Sweating	9.95	**	4.93	**	6.59	**
B-16 Metabolic rate						
Increase by 1met	1.99	*				
B-18-a Ate/Drank something cold						
No action	1.00				1.00	
Action	2.18	*			5.91	**
B-18-d Rolled up sleeves						
No action	1.00					
Action	2.83	*				
B-18-p Did not do anything						
Action			1.00			
No action			1.89	*		
C-7 Globe temperature						
Increase by 1℃	1.82	**	1.38	*	1.50	**
C'-1 Running Mean Outdoor Temperature						
Decrease by 1℃			0.90	*		
C'-3 Daily Mean Maximum Temperature						
Increase by 1℃	0.86	**				
Constant term		**		**		**

*：P<0.05 **：P<0.01

4．考察

本研究では，「寒暑感」に影響をおよぼす要因が明らかになった。その要因は空調モードによって異なり，すなわち，空調モードごとに暑さに影響与える要因，影響度は変化すると考えられる。

「寒暑感」との関係が示された項目について，空調モードごとに考察する。

A-8-a 冷房(好む)：CL のみ有意な関係がみられた。HT に暖房に対する好みが出てこないことは，「寒暑感」に関しては，冷房に対しての個人差が大きいと考えられる。

B-8 気流の要望：すべての空調モードで有意な関係がみられた。「暑い」側になると「気流を強くしてほしい」人が増加する。

B-9 快適感:空調時(CL と HT)に有意な関係がみられた。とくに HT はほかの要因と比較してオッズ比が大きく，「寒暑感」への影響が大きいといえる。「快適感」が暑さ寒さを決定する要因となっているのは，「空調しているのに暑い，または寒い」といったような空調があるという思い込みによるものと考えられる。

B-12 空気質：HT のみ有意な関係がみられた。

B-15 発汗状態：すべての空調モードで有意な関係がみられた。また，FR と CL は，ほかの要因と比較してオッズ比が大きく，「寒暑感」への影響が大きいといえる。

B-16 代謝量：FR のみ有意な関係がみられた。

B-18-a 冷たいものを飲食した：FR と HT のみ有意な関係がみられた。これは HT に「涼しくするための行動」の影響がみられたことは，暖房が過剰であったことが原因であると考えられる。

B-18-d シャツの袖をまくった:FR のみ有意な関係がみられた。空調時(CL と HT)において環境調整行動が「寒暑感」との影響のある項目として顕著に表れなかったことは，空調していることによって人間側からの調整行動を行わずとも過ごせる環境になっていることが考えられる。

B-18-p 何もしていない:CL は何かしらの冷行動をとっているが，HT における暖行動はみられない。

C-7 グローブ温度：すべての空調モードで有意な関係がみられた。FR のオッズ比が大きく，これは FR では外気温上昇期の春季と下降期の秋季のデータが含まれていることが影響していると考えられる。また，CL は暑さの影響が小さく，CL では体が暑さに順応している可能性が考えられる。

C'-1 移動平均外気温：CL のみ有意な関係がみられた。

C'-3 最高日平均外気温:FR のみ有意な関係がみられた。

環境調整行動と着衣量に関して，本来人間は外部環境が変化すると発汗や震えなどの自律的体温調節や，衣類の着脱，冷暖房の使用，暖かいものや冷たいものの飲食などによる行動的体温調節によって中立な状態を無意識，

意識的に保っている。しかしオフィスを対象とした本研究では,「着衣量」はFRとHTのみ単変量解析において有意な関係が見られたものの多変量解析では見られなかった。また,ほかの環境調整行動は,空調モードごとに異なる行動が単変量解析で有意な関係として現れたが，多変量解析では,CL は何かしらの行動をとっていることが有意であったのに対して，HT では「寒暑感」との影響が顕著に見られなかった。したがって，空調利用による受動的な適応行動によって，能動的な適応行動せずとも熱的快適性が得られる環境となっていることが考えられる。

室内の温度に関して,「グローブ温度」はすべてにおいて「寒暑感」と有意な関係があるが，外気温に関してはオッズ比が1未満となったことから「寒暑感」への影響は小さい。しかしながら，それぞれの空調モードで外気要素との関係があることが示された。ASHRAE などの適応モデルでは月平均外気温度に基づき快適温度を算出しているが，最高値や平均値との対応が空調モードにより異なることが示唆される。

定数項はどの空調モードにおいても有意であったため,本研究では考慮できていない項目が要因として存在するといえる。

FR は外気温上昇期の春季と外気温下降期の秋季でさらに分類したほうが，より他の要因との関係を明らかにできる可能性がある。また,「寒暑感」の影響として直接影響があるとはいえない質問項目や、外気温度など分類方法の検討が必要である。さらに，多重共線性の生じる組み合わせのうち，説明変数から除外した項目についても同様に「寒暑感」への影響があると考えられる。

順序ロジスティック回帰分析は，説明変数の値が1変化することによって目的変数の値がどれだけ変化するかの一方向の分析である。心理的状態の順序が考慮できないため環境調整行動に関して，環境調整行動を行ったから暑く/寒く感じたのか，暑い/寒いと感じたから環境調整行動を行ったのかの関係性をみるためにはさらなる検討が必要である。

５．おわりに

本研究では,「寒暑感」に影響をおよぼす要因とその影響度を明らかにすることを目的として，オフィスにおけるアンケートと環境測定を実施して得られたデータから「寒暑感」に影響する要因の分析を順序ロジスティック回帰分析により行った。得られた知見を以下に示す。

1)　「寒暑感」への影響がある項目は，FRは7項目，CLは7項目，HTは6項目であった。また，その項目と影響度は空調モードにより異なる。

2)　すべての空調モードで「寒暑感」への有意な関係がみられた項目は，「B-8 気流の要望」,「B-15 発汗状態」,「C-7 グローブ温度」であった。

3)　「寒暑感」への影響が非常に大きい要因は，FRとCLでは「B-15 発汗状態」，HTは「B-9 快適感」であった。

謝 辞

本研究は科研費基盤研究(B)（21H01496-1）の助成を受けたものである。フィールド調査において，武庫川女子大学，株式会社プロアシスト他に調査にご協力いただいた。ここに深謝の意を表する。

参 考 文 献

1)　一般社団法人 日本サステナブル建築協会:スマートウェルネスオフィス研究委員会報告書，p105，2016.3
2)　Green Building Japan，WELL BUILDING STANDARD（日本語版）https://www.gbj.or.jp/well_japanese20170821/，（参照 2024/02/16）
3)　Genjo K.，et al. 2023. Development of adaptive model and occupant behavior model in four office buildings in Nagasaki，Japan. Energies，16(16):6060.
4)　ASHRAE，Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy，2020.7
5)　中西温菜ほか:日本のオフィスビルにおける熱的快適性の適応モデルの開発とメカニズムの解析 その7:長崎地域のオフィスビルに関する調査概要と適応モデルの調査結果，日本建築学会大会(北海道)学術講演梗概集，p1045-1046，2022.9
6)　大木萌々華ほか:日本のオフィスビルにおける熱的快適性の適応モデルの開発とメカニズムの解析 その8:長崎地域のオフィスビルにおける属性別快適温度の検討，日本建築学会大会(北海道)学術講演梗概集,p1047-1048,2022.9
7)　田中千聖ほか:日本のオフィスビルにおける熱的快適性の適応モデルの開発とメカニズムの解析 その9:北海道地域のオフィスビルにおける適応モデルの検討，日本建築学会大会(近畿)学術講演梗概集，p633-634，2023.9
8)　リジャルH.B.ほか:日本のオフィスビルにおける熱的快適性の適応モデルの開発とメカニズムの解析 その 10:愛知県の適応モデルの開発，日本建築学会大会(近畿)学術講演梗概集，p635-636，2023.9
9)　大木萌々華ほか:日本のオフィスビルにおける熱的快適性の適応モデルの開発とメカニズムの解析 その 15:長崎地域のオフィスビルにおけるモード別・体質別快適温度，日本建築学会大会（近畿）学術講演梗概集，p645-646，2023.9
10)　河村優果ほか:オフィスにおける温熱環境と乾湿感に関する調査，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2023.3

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

足裏への局所冷却による生理応答の変化
Changes in physiological response by local cooling to the sole of foot

○白川　裕貴（大阪府立大学）　吉田　篤正（早稲田大学）　木下　進一（大阪公立大学）
飛田　国人(大阪公立大学)　河端隆志（関西大学）
Yuki Shirakawa*1　Atsumasa YOSHIDA*2　Shinichi KINOSHITA*3
Kunihito Tobita*3　Takashi Kawabata*4
*1　Osaka Prefecture University　*2　Waseda University　*3　Osaka Metropolitan University　*4　Kansai University

The effects of cooling to the sole of the foot by coolants set at various temperatures on physiological changes were examined by subject experiments and a human body thermal model. Experiments were conducted in an artificial weather room at air temperature of 35°C, humidity of 60%, and walking speed of 6.0 km/h. Calculations using the human body thermal model were also performed under the same conditions. Experiments and calculations showed that cooling the feet with a cooling material had a positive effect on trunk temperature and perspiration rate in a hot environment.

１．緒言

近年ヒートアイランド現象により都市空間の暑熱化が進行している．それに伴ってスポーツ活動時や日常生活，建設現場などの労働環境での熱中症の発生が頻繁に観察されている.[1][2]こういった熱中症リスクの増加を抑制するためには空調設備などによる冷却が必要になるが，スポーツや建設現場の多くは，屋外環境において負荷の高い運動を伴うため，熱中症リスクは非常に高い．こうした屋外環境では空調設備による冷却が活用できないため，ファン付き作業服やミスト噴霧，小型冷却材による局所冷却などの冷却法が提案されている[3][4][5]．こういった冷却法では冷却部位によって冷却効果が異なるという報告もある[6]．部位ごとで冷却効果が異なる中で，暑熱下における効果的な冷却部位として手足が注目されている．掌や足裏には AVA（動静脈吻合）血管と呼ばれる，体温が上昇したときに拡張し冷えた血液を体内へ戻すことで放熱を促す特殊な血管がある．AVA 血管は毛細血管に比べて拡張時の内径が著しく大きいため，拡張時は血流量を増加させ，核心部の熱を皮膚表面に運び出し環境に放熱するために重要な役割をしている[7]．AVA 血管のある部位を冷却することで冷えた血液を体内に循環させ深部温度を下げる効果が期待されている．また，AVA 血管を冷却して深部温度を下げることにより視床下部[8]が体から熱を逃がしたくないという人体の恒常性が働くことから，交感神経系を調節し，血管を収縮させることで体表面からの熱損失を防ぎ，体表面の温度変化を抑えている．また，発汗は皮膚表面の温度が高いほど発汗が促進される傾向にあるため，体表面の温度の上昇を抑えることで発汗も抑えることになる．

そこで本研究では，相転移温度が 12℃の相転移型蓄冷材料（Phase-Change Materials，PCM），そしてさらに温度の低い約-10℃の Ice Pack を用いて足裏への冷却を行い，冷却温度を変えた場合の生理応答の変化を被験者実験で通じて確認していく．

２．被験者実験による評価

2.1　被験者実験と実験条件

実験は 2024 年 1 月から 2 月に午前 9:30～12:30 と 13:00～16:00 に分けて，中百舌鳥キャンパス A15 棟の人工気候室で行った．この際，実験の実施の時間帯は被験者ごとに統一するようにした．被験者は健康な成人男性 5 人を 用意し，平均身長 172.2±8.5㎝，体重 65.8±14.14㎏ であった．生理量 測定装置は人工気候室内で装着した．被験者毎の体内の水分量を同等にするために排泄及び 300g の水分摂取を 行い，実験時の服装としては着衣量 0.3clo の白色 T シャツ，白色半ズボンで統一し，危険性を考慮して運動靴を着用した．

2.2　実験方法

実験プロトコルを図 1 に示す．実験場所に移動後，深部体温をモニタリングしながら最低 30 分間の座位安静をとり，身体を環境に順化させてから実験を開始した．人工気候室は気温 35℃湿度 60%に設定し，30 分間時速 6㎞ 歩行，その後 30 分間座位の状態で足裏を冷却，その後 30 分間は座位安静状態を取り，冷却の時間帯に冷却なし，PCM 冷却(12℃)，極低温冷却(-10℃)の 3 条件に分けて

実験を行った.冷却剤としては市販の相変化温度 12℃の PCM(商品名：コアクーラー，販売元： DESCENTE 株式会社)を足に 2 個使用し,足裏と地面 に敷いたグラスウールの断熱材の間に挟むことで行った. 極低温冷却材に関しては成型ブロー容器保冷剤（商品 名:ADDCOLD®-45,販売元：株式会社エイディー ディー）を用いて PCM 冷却材と同様にして行った.測定項目は，環境要素として気温，相対湿度，生理要素として皮膚温度(7 点)，深部温度(直腸温)，皮膚血流量(上腕),発汗量(体重変化量),心拍数,血圧を測定した.体重と血圧は，運動開始直前,30，60,90 分後の 4 回測定した.

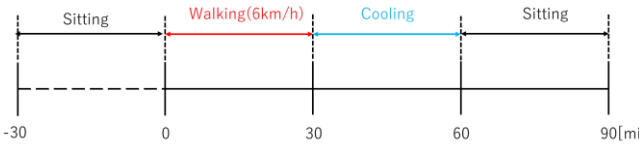


Fig.1 Protocol of subject experiment for sole of foot cooling

2.3 実験結果

平均皮膚温度に関しては，冷却開始前と冷却後での温度で比較したところ,冷却の有無によっての差は見られなかったが,冷却終了後には PCM 冷却と極低温冷却の実験が冷却なしの実験に比べて少し温度は減少していった. 30～60 分の範囲ではすべての実験において有意差は見られなかった.60～90 分の範囲では PCM 冷却と冷却なしの間では有意差は見られなかったが,それ以外では有意差は見られた.

図 2 に深部温度の測定結果を示す。深部温度に関しては,実験中における運動終了時(30 分)と実験終了時(90 分)の深部温度の上昇値を引いた値を比較すると,冷却なしの時と比べて PCM 冷却を行った場合は被験者全員の深部温度が減少した.また,それぞれの実験において運動終了後にも深部温度は上昇し続けており,温度上昇が抑えられる時間は極低温冷却,PCM 冷却,冷却なしの順に早かったという結果が得られた. 30 分～90 分の範囲ではどの実験も有意差ありとなった.30 分～60 分の範囲でもどの実験も有意差ありとなった.

発汗量のグラフは図 3 に示した.ここでの発汗率とは

$$発汗率\left[\frac{g}{kg\ \cdot min}\right]=\frac{30\ 分間の体重変化量[g]}{実験開始時(0\ 分)の体重[kg]}\times\frac{1}{30[min]}$$

として評価していく.

cooling の段階では,PCM 冷却を行った際の発汗率が他の実験に比べて大きいものになっている.sitting の段階で PCM 冷却及び極低温冷却の発汗率が cooling の時に比べて低下している減少率が大きいという結果が得られていることから,冷却を行うと次第に発汗は抑えられていっている. また,冷却によって体温が低下したことから,発汗はもう不要であると身体が判断し,発汗を抑えているため,sitting では冷却を行った際の発汗率が小さくなったのだと考えられ,冷却効果はあると考えた.冷却なしと極低温冷却の sitting, PCM 冷却と極低温冷却の sitting では有意差が見られ,それ以外の箇所では有意差は見られなかった.

皮膚血流量のグラフは図 4 に示した.皮膚血流量に関しては,冷却を行った PCM 冷却と極低温冷却の方が,冷却なしの時よりも運動終了後の血流量が減っており,血管が収縮している事が予想される.30 分～90 分の範囲において,PCM 冷却と冷却なしの間では有意差が見られなかったが,それ以外では有意差が見られた.60 分～90 分の範囲ではすべての実験において有意差が見られた.

心拍数のグラフは図 5 に示した.心拍数に関しては,冷却開始からの部分に目を向けると冷却なしの時と比べて PCM 冷却と極低温冷却を行った時の方が心拍数は減少しているという結果が得られた.30 分～60 分,60 分～90 分の範囲ではすべての実験において有意差は見られた.

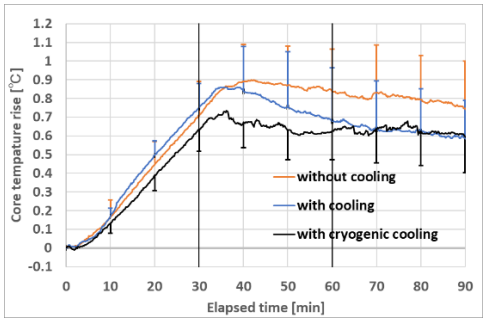


Fig.2 Effect of limb cooling on core temperature rise

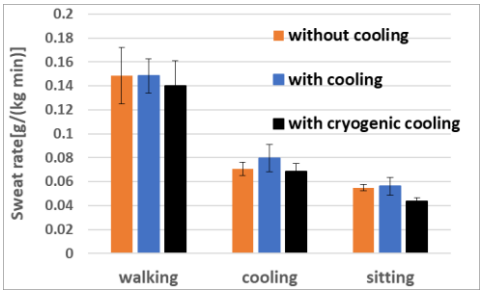


Fig.3 Effect of limb cooling by PCM on sweat rate

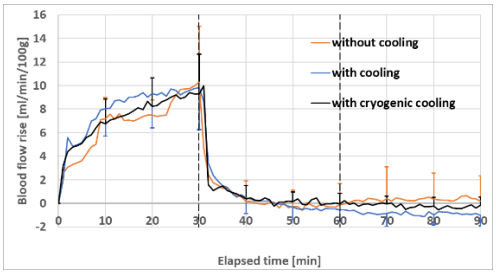


Fig.4 Effect of limb cooling on blood flow rise comparison

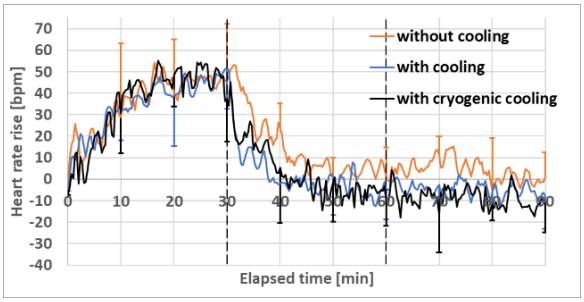


Fig.5 Effect of limb cooling on Heart rate rise comparision

3. 人体熱モデルによる評価

PCM による手足冷却について，人体熱モデルを用いた検討を行った。本研究では人体熱モデルとして JOS-3 モデルを使用した [3]。このモデルは AVA 血管による熱放散機能も反映しているため，本研究で使用した。計算は被験者実験と同様の条件で行い，計算間隔は 1 分で計算を行った. また 12℃の PCM による手足冷却については，冷却時間中, 足にあたる 2 部位の作用温度のみ 12℃と入力することで冷却を再現した。極低温冷却でも同様に冷却時間中の足にあたる 2 部位の作用温度のみ−10℃と入力して再現した. なお，着衣量は 0.3 clo とし，身長と体重は被験者実験を行った被験者の平均値，172.2 cm, 65.8 kg を入力値とした.

実験では深部温度として直腸温度を測定したことから, 腰の深部温度変化を比較した。図 6 に腰の深部温度の計算結果を示す。被験者実験同様に，冷却なしの場合に比べて PCM 冷却を行った時の方が, 深部温度が 0.025℃程低くなったが, 極低温冷却に関しては被験者実験の結果とは異なり, 冷却ありの時よりも深部温度が低くなっており, 冷却なしと比較しても 0.035℃程低くなっていた.

さらに図 7 に発汗率の計算結果を示す. まず, 発汗率とは 冷却なし, PCM 冷却, 極低温冷却の順番に発汗量が多くなっており, 冷却の強さが強いほど発汗を抑えられているという結果が得られた. つまり, JOS3 の計算結果においても足を冷却させることで発汗が抑えられ, 深部温度の上昇を防ぐことができるという結果になった.

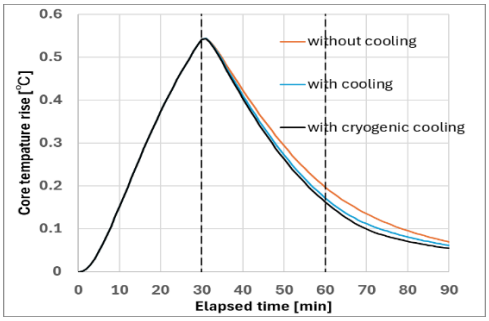


Fig.6 Calculation of effect of limb cooling on core temperature rise by JOS-3

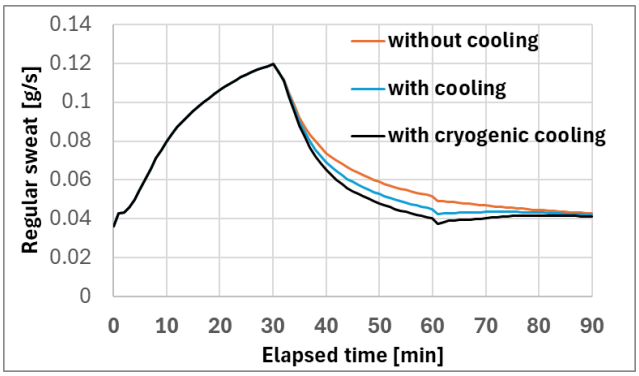


Fig.7 Calculation of effect of limb cooling on sweat rate by JOS-3

4. 考察

被験者実験において発汗量と深部温度の変化の関係に目を向けると，深部温度上昇が抑えられる時間は極低温冷却, PCM 冷却, 冷却なしの順に早く, 30 分～60 分の間に下がった深部温度は冷却ありの実験の方が冷却なしの実験よりも大きくなっている. これらを踏まえると PCM 冷却では, 血液が冷やされて深部温度が下がろうとはするがその効果は極低温冷却ほどではなく，身体の恒常性から, 交感神経系が作用し[8], 深部温度を下げる働きによって発汗が促進され, 汗の蒸発熱によって体温を下げる働きが盛んになり, 他の実験に比べて発汗率が大きくなったと予想される.

また, 運動開始直前 (0 分), 運動終了直後 (30 分), 冷却終了直後 (60 分), 実験終了時 (90 分) に計測した血圧と, その瞬間の血流量を用いて皮膚血管コンダクタンスを算出した. 血管コンダクタンスは, 値が大きいほど血流が流れやすいことを意味する. ここでの皮膚血管コンダクタンスとは,

$$皮膚血管コンダクタンス = \frac{血流量[\frac{\frac{ml}{min}}{100g}]}{平均血圧[mmHg]}$$

として評価していく. その結果を表 1 に示す. この皮膚血管コンダクタンスの値にはそれぞれ有意差は見られなかった. 今回行った 3 つの実験では共通して運動終了後 (30 分) に一番血管コンダクタンスの値が大きくなるという結果が得られた. しかしながら, 冷却なしの実験を行った際は冷却終了時 (60 分) の時と実験終了時 (90 分) の時の血管コンダクタンスを比較すると実験終了時の時の方が皮膚血管コンダクタンスの値が大きくなっているのに対し, PCM 冷却, 極低温冷却といった, 足裏への冷却を伴った実験においては冷却終了時と実験終了時の血管コンダクタンスの値を比較すると時間が経つにつれ値は小さくなっていくという結果が得られた. つまり冷却によって血管が収縮していることを意味しており, それによって

体表面からの熱損失を防ぎ，体表面の温度変化を抑えている．また，発汗は皮膚表面の温度が高いほど発汗が促進される傾向にあるため，体表面の温度の上昇を抑えることで発汗も抑えられる．このような結果から，足裏への冷却を行うことで血管収縮が起こっており，それに伴って発汗が抑えられていっていると考えられる．

Table1 Cutaneous vascular conductance [(100g・ml)/(min・mmHg)]

	without cooling	with cooling	with cryogenic cooling
0min	0.035±0.0086	0.037±0.014	0.021±0.0049
30min	0.14±0.050	0.15±0.054	0.122±0.033
60min	0.029±0.012	0.029±0.018	0.023±0.0080
90min	0.033±0.016	0.024±0.018	0.019±0.0054

また，JOS3 モデルを用いて血流による熱交換量を試算した．図 9 に各条件の血液による熱交換量を示す．この時，熱交換の値は以下のような式を用いて算出した．

$$熱交換量 = 1.067 \times BFcrPelvis \times (TarPelvis - TcrPelvis + TvePelvis - TcrPelvis)$$

BFcrPelvis：腰部の深部層の血流量
TarPelvis：腰部の静脈層の温度
TcrPelvis：腰部の深部層の温度
TvePelvis：腰部の動脈層の温度

その結果，冷却なしの場合に比べて冷却ありの場合の方が，血液循環により奪われる熱量が大きくなっている．これが足裏の冷却によって，深部温度が低下した要因であると考えられる．同様に極低温冷却の際にも，血液循環により奪われる熱量が他の二つの実験と比較しても一番大きくなっており，それに伴って深部温度に関しても一番低下していたことから，足裏の冷却による効果がよく見られたものになっていた．

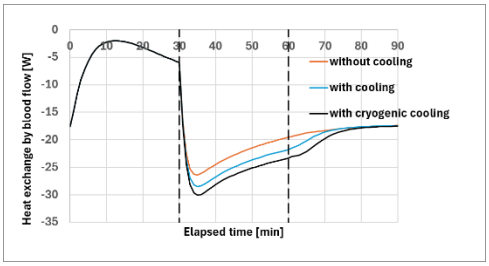


Fig.9 Calculation of effect of heat exchange of blood flow

6．結言

足裏への局所冷却によって，極低温冷却，PCM 冷却，冷却なしの順に運動後の深部温度上昇の抑制が早くなっていった．また，冷たい血液が体を巡り，深部温度の低下，そして冷却による血管収縮から発汗量の抑制が極低温冷却では確認できた．PCM 冷却では発汗量の抑制の傾向が見られるのが遅かったため，冷却中（30～60 分）の時間帯では血液による冷却が極低温冷却の時ほど働いておらず，身体の恒常性から深部温度を下げようとする働きによって発汗が促進され，汗の蒸発熱によって体温を下げる働きが盛んになり，他の実験に比べて発汗率が大きくなったと予想される．つまり，冷却温度によって身体へかかる冷却効果が変化し，冷却量が大きいほど身体へかかる熱負荷がより軽減されるというものになった．

参考文献

[1]芳田哲也；「日本における熱中症予防研究」，日本生気象学会雑誌，52(2)(2015) 97-104.

[2]小山智幸，松藤泰典，小山田英弘，山口謙太郎；「暑熱環境における建設災害の発生傾向に関する研究」，日本建築学会構造系論文集，第 600 号(2006) 17-21.

[3]山崎慶太，菅重夫，栗原浩平，濱田靖弘，朱楚奇，中野良亮，小林宏一郎，高橋直；「人工気候室での模擬作業がファン付き作業服を着用した建築作業員の生理・心理反応に及ぼす影響」，日本建築学会環境系論文集，第 83 巻，第 748 号(2018) 545-553.

[4]三坂育正，李亜娟，瀧澤恒太，根井勇太；「暑熱環境下におけるクールスポットの温熱環境と熱ストレス低減効果に関する研究」，環境情報科学学術研究論文集，35(2021) 125-130.

[5]西原直枝，長谷川ヤエ；「局所冷刺激に対する人体反応特性の部位差」，日本生気象学会雑誌，39(4)(2003) 107-120.

[6] Young AJ, Sawka MN, Epstein Y, Decristofano B, Pandolf KB; “Cooling different body surfaces during upper and lower exercise”, Journal of Applied Physiology, 63(1987) 1218-1223.

[7]平田耕造；「動静脈吻合(AVA)血流と四肢からの熱放散調節」，日本生気象学会雑誌，53(1)(2016) 3-12.

[8]中山昭雄；「温熱生理学」，理工学社,1981,148,483-484

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

室内温熱環境と作業効率に関する研究
局所気流が創造作業時の人体反応に及ぼす影響
The study on indoor thermal environment and occupants' performance
The effect of local airflow on creative work, physiological responses, and thermal sensations

○木下　陽太（関西大学）　比果　篤紀（関西大学）　都築　和代（関西大学）
Yota KINOSHITA*1　Atunori HIGA*1　Kazuyo TSUZUKI*1
*1　Kansai University

Effects of local airflow to the upper body on the creative work and thermal comfort were investigated. A total of 10 university students participated, 6 men and 4 women. Mind Map were used for the creative work. We set up the room temperature at 25℃ and 27℃, and the participant was exposed to the local airflow of 1.8m/s to the upper body. The men's performance on the creative work was the highest by the local airflow on the upper body at 25℃, while they felt colder and more uncomfortable with lower mean skin temperature.

はじめに

近年、室内環境と作業効率との関係に注目した研究が多く行われている。しかし、既往研究には作業効率と室内温熱環境のうち、気流に着目した研究の数は少ない。

そこで、本研究の目的として、室内温熱環境のうち、気流と温度がどのような程度の時に作業効率が向上や低下し、心理反応や生理反応がどのようになるかを明かすことを目的とする。本報では、創造作業について報告する。

1. 実験概要

本実験は 2023 年 9 月 10 日～10 月 11 日の期間において実施し、実験場所は関西大学の第 6 実験棟建築環境工学温熱実験室で実施した。被験者は健康な大学生 10 名（男性 6 名、女性 4 名）であり、被験者には適切な報酬を支払った。**Fig.1** に実験のスケジュールを示す。

1.1 実験条件

実験条件を **Table1** に示す。実験室内の室温について、実験室内の 2 台のエアコンを使用し、各条件の設定温度になるように制御した。ファンは KEYNICE の USB 充電式クリップ卓上扇風機 KN-618 を使用し、ファンの風の風速が顔の位置でおおよそ 1.85m/s となる設定を使用した。

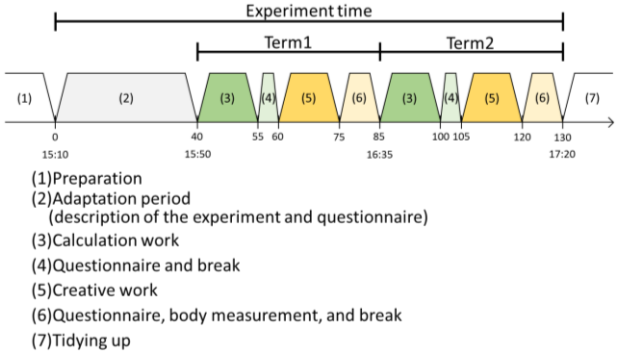


Fig.1 Experiment schedule

1.2 被験者

1 度の実験で 1 名から 4 名の被験者が参加し、被験者の服装は襟なしの半袖、袖がないシャツまたはキャミソール、長ズボン、下着、靴下、スニーカーとした(0.42clo)。被験者には実験前日にそれぞれが適した睡眠を取って来てもらい、実験当日は激しい運動をしてくることをやめてもらった。また、被験者が 2 日連続して実験に参加することを避けた。実験風景を **Fig.2** に示す。

1.3 測定項目

1.3.1 物理環境

Table2 に測定項目と測定間隔を示す。室温は各机 4 点(0.1m、0.6m、1.1m、1.7m)を測定し、監督者がロガーのモニターにより常時確認し、温度制御を行った。**Fig.4** に実験室内の測定場所と作業場所を示す。

1.3.2 生理量

測定器具の装着には医療用テープを用いた。皮膚温は 8 部位(額、上腕、胸、背中、手の甲、指先、上腿、下腿)にセンサを取り付ける。手の甲と指先は被検者の利き手と反対側の手に装着した。平均皮膚温について、本研究では背中の皮膚温も考慮し、式(1)より算出した。

Table1 Condition

Condition	Explanation of the condition
25°C(UF)	Upper fan at 25°C
25°C(NF)	No fan at 25°C
27°C(UF)	Upper fan at 27°C
27°C(NF)	No fan at 27°C

Fig.2 Scene of the experiment

$$平均皮膚温 = 0.3 \times \left(\frac{左胸 + 背中}{2} + 左上腕\right) + 0.2 \times (左上腿 + 左下腿) \quad (1)$$

1.3.3 心理量

心理量は寒暑感(1 非常に寒い～7 非常に暑い)、気流感(1 非常に風が弱い～7 非常に風が強い)、熱的快適感(1 非常に不快～6 非常に快適)、気流的快適感(1 非常に不快～6 非常に快適)のほかに、適温感、冷えの有無、湿度感、適風感、全身の総合的な快適感、気流を当てたい部位、疲労感、仕事のしやすさ、発汗感、明るさ感、環境全体の許容度とし、順応期間中と各 Term の各作業後の休憩中にアンケートにより申告してもらった。寒暑感と熱的快適感は全身、上半身、下半身について、気流感と気流的快適感は全身、上半身について回答してもらった。被験者の負担を軽減するため、気流感と気流的快適感はファンの風を頭部にのみ当てるため、全身と上半身のみに絞り、明るさ感は順応期間中と Term2 創造作業後、気流を当てたい部位は Term2 創造作業後のみ申告してもらった。

1.3.4 作業項目

作業項目は計算作業と創造作業を行った。計算作業は A4 用紙の 3 桁掛ける 2 桁の乗算の問題を行い、創造作業はマインドマップである。マインドマップとは与えられた単語から連想される単語を可能な限り多く書き出す作業であり、時間内に回答した単語の数(有効回答数)で評価する。1 つの題の中で同じ単語を書いた場合はその単語のどちらか一方を有効回答数から省いた。本研究では、A4 用紙の中心に題が書かれており、その題から連想される単語を可能な限り多く書いてもらった。**Fig.3** にマインドマップの例を示す。

また、各作業の成績ついて、既往研究[1)]を参考にし、個人の能力を考慮し、正規化成績を利用した。正規化成績の算出方法を式(2)に示す。

$$正規化成績 = 50 + 10 \times \left\{\frac{(その回の有効回答数 - 個人の有効回答数の平均)}{個人の標準偏差}\right\} \quad (2)$$

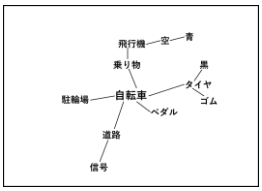


Fig.3 Mind Map

Table2 Measurement items and interval

Types of measurements	Measurement items	Measurement interval
Physics	Room temperature [℃]	10s
	Globe temperature [℃]	10s
	Indoor relative humidity [%]	1min
	Wind speed [m/s]	10s
	Carbon dioxide concentration [ppm]	1min
	Illuminance on desk [lx]	1min
	Outside temperature [℃]	1min
	Outdoor relative humidity [%]	1min
Physiology	Skin temperature [℃]	30s
	LF/HF [-]	30s
	Intraparotic temperature [℃]	Before the start of Term1 After the end of Term2
	Amount of sweating [g/(㎠・h)]	After the creative work of each Term

Table3 Result of room temperature and globe temperature

	Height[m]	0.1	0.6	1.1	1.7	1.1 (Globe temperature)
25℃	Temperature[℃]	24.7	24.7	24.9	25.1	25.9
	SD	0.86	0.83	0.74	0.67	0.62
27℃	Temperature[℃]	26.3	26.8	27.1	27.2	27.2
	SD	0.88	0.61	0.58	0.72	0.49

Table4 Result of wind speed

	Place	1.1m	Face	Chest	Right hand	Left hand	Underfoot
UF	Wind speed[m/s]	0.14	1.85	0.21	0.15	0.14	0.19
	SD	0.11	0.14	0.12	0.10	0.10	0.13
NF	Wind speed[m/s]	0.14	0.15	0.15	0.14	0.13	0.14
	SD	0.19	0.15	0.17	0.21	0.18	0.19

1.4 統計解析

各条件において一元配置分散分析法を行い、性別については t 検定を行った。統計解析には IBM SPSS Statistics を使用した。

2. 実験結果

2.1 物理環境

Table3 に室温が 25℃と 27℃の場合における実験に使用した全ての机の実験時間中の室温とグローブ温度の平均を示す。**Table4** に人がいない状態でのファンの有無による風速の平均を示す。

2.2 生理量

Fig.5 に全ての Term の創造作業時間中の性別の平均皮膚温の平均を示す。創造作業時間中の平均皮膚温の平均は男性と女性のどちらとも 27℃(NF)条件が最も高く、25℃(UF)条件が最も低くなっていた。平均皮膚温の性別について t 検定では有意差は見られなかった。

2.3 心理量

心理量の有意差に関しては、全身のみを示す。

2.3.1 寒暑感

Fig.7 に全ての Term の創造作業後の性別の寒暑感の平均を示す。男性と女性のどちらとも全身と上半身で差異は小さくなっていた。下半身は男性と女性のどちらとも全身と上半身に比べ概ね高くなっていた。全身と上半身は男性では 25℃(UF)条件でおおよそやや寒いとなり、27℃(NF)条件でおおよそ中立状態となっており、25℃(NF)条件と 27℃(UF)条件では 25℃(NF)条件の方が全身と上半身の寒暑感は高くなった。全身と上半身は女性では 25℃(UF)条件がおおよそ寒い程度となり、27℃(NF)条件でおおよそ中立状態となっており、25℃(NF)条件と 27℃(UF)条件では 25℃(NF)条件の方が全身と上半身の寒

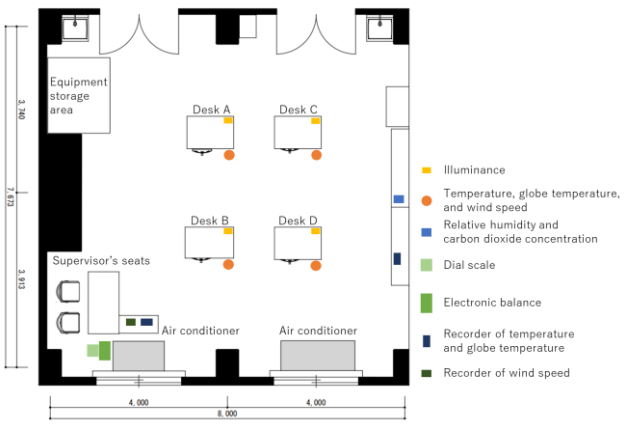


Fig.4 Measurement items and work areas in laboratory

暑感は高くなった。全身の寒暑感の性別についての t 検定では有意差(p=0.048)が見られた。

2.3.2 気流感

Fig.8 に全ての Term の創造作業後の性別の気流感の平均を示す。男性と女性のどちらとも全身と上半身で差異は小さくなっていた。男性と女性のどちらとも全身と上半身でファンがある条件でおおよそやや風が強いとなり、ファンがない条件で風が弱い側となった。全身の気流感の性別についての t 検定では有意差は見られなかった。

2.3.3 熱的快適感

Fig.9 に全ての Term の創造作業後の性別の熱的快適感の平均を示す。男性と女性のどちらとも全身と上半身で差異は小さくなっていた。下半身は男性では全身と上半身に比べ概ね高く、全ての条件で快適側となっており、女性では 25℃(UF)条件を除き、全身と上半身に比べてやや低く、快適側となっていた。男性と女性のどちらとも全身と上半身で 25℃(UF)条件で最も不快側、25℃(NF)条件で最も快適側となった。全身の熱的快適感の性別についての t 検定では有意差(p=0.046)が見られた。

2.3.4 気流的快適感

Fig.10 に全ての Term の創造作業後の性別の気流的快適感の平均を示す。男性と女性のどちらとも全身と上半身で差異は小さくなっていた。男性と女性のどちらとも全身と上半身でファンがある条件では不快側になり、ファンがない条件では快適側となった。全身の気流的快適感の性別についての t 検定では有意差(p=0.015)が見られた。

2.4 創造作業

Fig.6 に全ての Term の性別のマインドマップの正規化成績の平均を示す。男性に関しては、マインドマップの正規化成績が 25℃(UF)条件で最も高く、27℃(UF)条件で最も低くなり、25℃(UF)条件と 27℃(UF)条件に有意差(p<0.001)、25℃(UF)条件と 27℃(NF)条件に有意差(p=0.042)が見られた。女性に関しては、マインドマップの正規化成績は条件間に有意差がないものの、25℃(NF)条件で最も高くなり、27℃(UF)条件で最も低くなった。マインドマップの正規化成績の性別についての t 検定では有意差は見られなかった。

2.5 心理量と創造作業

Fig.11～Fig.13 に全ての Term の創造作業後の性別の上半身の寒暑感、上半身の熱的快適感、上半身の気流的快適感と全ての Term の性別のマインドマップの正規化成績を示す。マインドマップの正規化成績が 60 以上の比較的成績が高い条件について、男性では 25℃(UF)条件が多く分布しており、女性では 25℃(NF)条件がやや多く分布しており、マインドマップの正規化成績が 40 以下の比較的成績が低い条件について、男性と女性のどちらとも 27℃

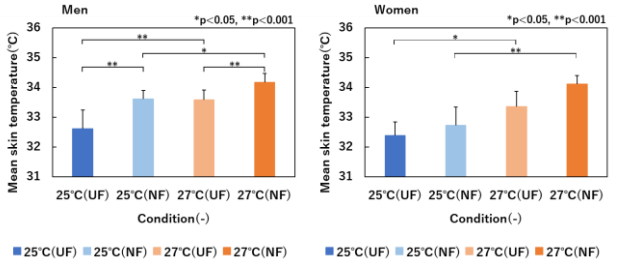


Fig.5 Average of mean skin temperature

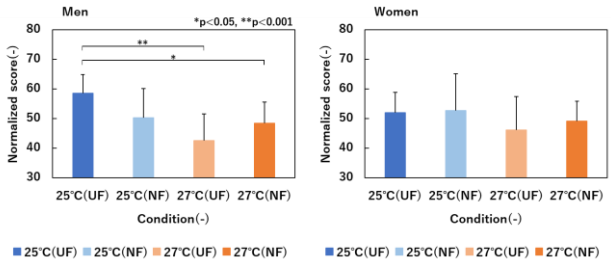


Fig.6 Average of Mind Map normalized scores

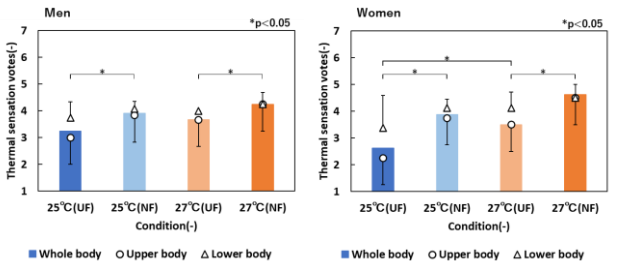


Fig.7 Average of thermal sensation votes

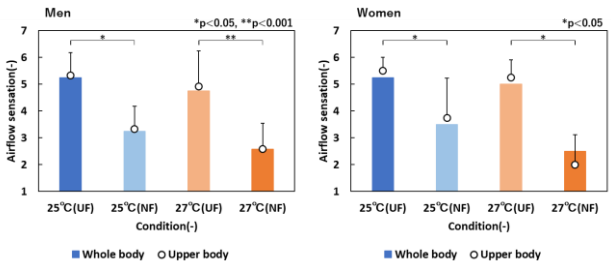


Fig.8 Average of airflow sensation

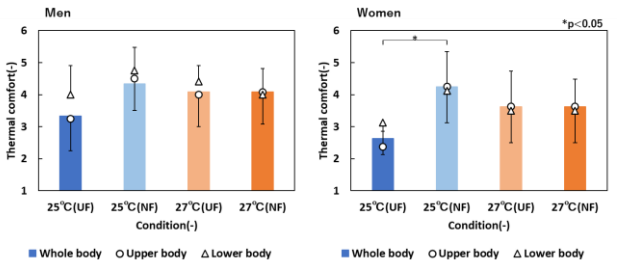


Fig.9 Average of thermal comfort

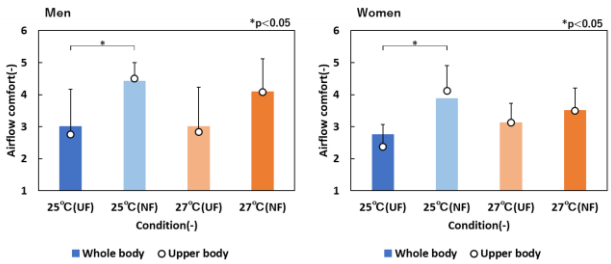


Fig.10 Average of airflow comfort

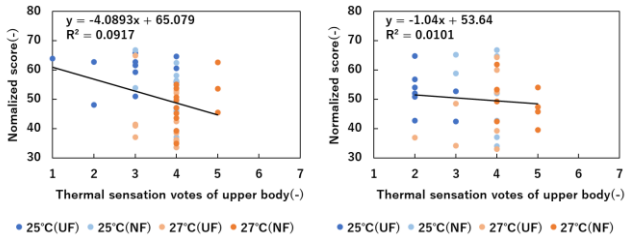


Fig.11 Thermal sensation votes of upper body and Mind Map

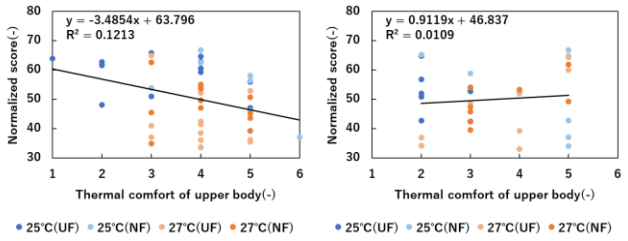


Fig.12 Thermal comfort of upper body and Mind Map

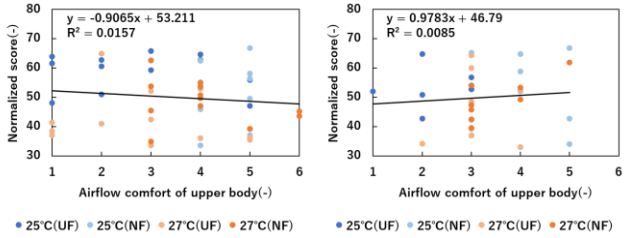


Fig.13 Airflow comfort of upper body and Mind Map

(UF)条件が多く分布している結果となった。

3. 考察

男性では上半身の寒暑感とマインドマップの正規化成績に負の相関(r=−0.30)があり、マインドマップの正規化成績が高いほど上半身の寒暑感は寒い側となる傾向が見られた。男性では上半身の熱的快適感とマインドマップの正規化成績に負の相関(r=−0.35)があり、マインドマップの正規化成績が高いほど上半身の熱的快適感は不快側となる傾向が見られた。さらに、男性はマインドマップの正規化成績が最も高くなった25℃(UF)条件は27℃(UF)条件、27℃(NF)条件との間に有意差が認められており、寒暑感は最も寒い側で熱的快適感が不快側となっていた。一方、マインドマップの正規化成績が最も低くなった27℃(UF)条件で寒暑感はおおよそ中立状態、熱的快適感が快適側となっていた。岩城ら[1)]の研究では、男性のマインドマップの正規化成績は条件間に有意差が見られず、そのうえ、男性はマインドマップの正規化成績が室内上部を25℃、下部を28℃にした条件で最も高く、この条件での全身の温熱快適性は快適側の申告が多く、マインドマップの正規化成績が室内上部を28℃、下部を25℃にした条件で最も低く、この条件での全身の温熱快適性はどちらでもないという申告が多くなっており、本研究と男性は異なる結果であった。

女性に関して、マインドマップの正規化成績は条件間に有意差が見られなかったが、岩城ら[1)]の研究では、条件間に有意差が見られた。本研究での女性はマインドマップの正規化成績が最も高くなった25℃(NF)条件と最も低くなった27℃(UF)条件で寒暑感はおおよそ中立状態、熱的快適感が快適側となっていた。一方、岩城ら[1)]の研究では、女性はマインドマップの正規化成績が室内上部を28℃、下部を25℃にした条件で最も高く、この条件での全身の温熱快適性は快適側の申告が多く、マインドマップの正規化成績が室内上部下部共に28℃にした条件で最も低く、この条件での全身の温熱快適性は不快側の申告が多くなっており、本研究と女性はマインドマップの正規化成績が高い場合の全身の熱的快適感は一致していた。

石橋ら[2)]の研究では、マインドマップの成績が高い場合に男性と女性のどちらとも快適感がおおよそやや快適程度になっており、本研究と異なる結果であった。

4. まとめ

本研究は男性6名、女性4名の計10名の大学生を対象とし、室内温熱環境と作業効率に関する被験者実験を行なった。

1) 創造作業において、男性は25℃(UF)条件で、女性は25℃(NF)条件で作業成績が高く、男性と女性のどちらとも27℃(UF)条件で作業成績が低かった。
2) 本研究の条件では、男性の創造作業成績は25℃(UF)条件と27℃(UF)に有意差($p<0.001$)、25℃(UF)条件と27℃(NF)条件に有意差($p=0.042$)があったが、女性の創造作業成績は条件間に有意差が見られなかった。
3) 本研究では、男性にのみ寒く不快側の条件で創造作業成績が最も高くなったが、既往研究[1)2)]では、男性と女性のどちらとも快適側の申告で創造作業成績が最も高くなった。

謝辞

本研究の実施にあたり、実験に被験者として参加していただいた方々に心より感謝の意を表します。

参考文献

1) 岩城朱美，秋元孝之，古橋拓也：知的生産と作業効率向上に適した上下温度差と局所気流に関する研究，日本建築学会環境系論文集，84巻，764号，pp.927-936，2019
2) 石橋良太郎，下山みずか，渡邉敏基，高橋祐樹，横江彩，齋藤輝幸，田中英紀：生活リズムを考慮したオフィスの室温変化が執務者の生理・心理・作業効率に与える影響（その1）：冷房期の被験者実験結果，日本建築学会環境系論文集，88巻，805号，pp.162-173，2023.3.1

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

インドネシアにおける寝室の温熱環境と温熱快適性の実態調査研究

Exploratory field study on the indoor thermal environment of bedrooms and thermal comfort of residents in Indonesia

ルーク シダルタ ウィラジャヤ（関西大学）　　都築和代（関西大学）
ウィウィック ブディアワン（ディポネゴロ大学）
Luke Sidharta WIRAJAYA*1　Kazuyo TSUZUKI*1　Wiwik BUDIAWAN *2
*1 Kansai University　*2 Diponegoro University

The increasing use of air conditioners in Indonesia is driven by the need for comfort in hot weather, impacting energy consumption and the environment, making the weather in Indonesia hotter in each year. This research focusses on the bedroom environments in Semarang, investigating factors that influence thermal comfort. Data collected from 14 residents aged 18-25 in August 2023 revealed temperature ranges between 22-31°C, humidity levels of 35-65%, wind speeds of 0.02-0.16 m/s, and clothing insulation levels ranging from 0.2-0.5 clo. In particular, 76% of the collected data fall within the comfort temperature range defined by the recent new recommendation.

1. Introduction

In the pursuit of sustainable living and the enhancement of occupant well-being, an in-depth comprehension of indoor thermal environments within residential spaces emerges as a critical aspect of architectural and environmental considerations. This research endeavors to undertake an extensive exploratory field study, with a specific focus on the thermal conditions prevalent in bedrooms throughout Indonesia. The country's tropical climate, marked by its unique climatic challenges, necessitates a nuanced examination to discern the factors influencing optimal thermal conditions within residential settings. By employing a multifaceted approach, integrating advanced environmental monitoring techniques and resident feedback mechanisms, this study aims to unravel the intricate interplay of variables shaping thermal comfort experiences.

As the times changing and the temperature becoming hotter, of course the standard thermal comfort is also changing as it said in Karyono, T.H. research. In 2015 Karyono, T.H. [3] proposed simple comfort predictor that is limited in its application to a certain range of average daily temperatures, between 24 and 29 °C. This paper attempts to renew the data in residential bedroom.

2. Methods

Thermal measurements and thermal comfort surveys were conducted in the bedrooms of 14 university students in Semarang, Indonesia in August 2023.

Generally, an AC unit is installed in participants' bedrooms, but there is still 1 or 2 people who only use a standing fan in their room.

Table 1 shows the survey periods and the gender, number and physical characteristics of the participants, which were conducted for approximately 1 month in August 2023. The indoor air temperature, relative humidity and wind speed were measured in each of participants bedrooms, the sensors were left away from direct sunlight but besides and in the same height as participants head when sleeping, at 1 minute intervals using data loggers (**Table 2**). The number of participants was 9 men and 5 women. The participants were asked to respond to the questionnaire in the morning and at night for three days.

The questionnaire survey was conducted in English before and after the sleeping period for three nights. **Table 2** shows the measurement tool used in this survey and **Table 3** shows the subjective sensation scales that are being used, which is ASHRAE scale that is being used to evaluate the thermal sensation vote (TSV), thermal preference, comfort sensation vote (CSV), humidity sensation vote (HSV) and wind sensation vote (WSV). The clothing insulation data was collected using scale in **Fig. 1**. Total collected data is 72 sets of thermal comfort votes. The hourly outdoor air temperature and relative humidity were obtained from meteorological station in Semarang, Indonesia.

Table 1 Participants Data

Date	Sex	Number of people	Age (year)	Height (Cm)	Mass (Kg)	Fl.	Area (m2)	People	Bedding type	Clo. when sleep
2023/08/01-2023/08/27	Male	9	23	168	69	2	21	2	1	2
	Female	5	23	156	54	2	22	2	1	3

Table 2 measurement tool

Parameter Measured	Trade Name	Range	Accuracy
Air Temperature, RH, Co2	TR-74Ui	0 – 55 C, 10 to 95% RH	±0.5 C, ±5%RH
Air Temperature, RH	TR 76Ui	0 – 55 C, 10 to 95% RH	±0.5 C, ±5%RH
Wind Speed	Kanomax	0.1-30 m/s	

Table 3 Questionnaires for thermal comfort survey.

No.	Thermal Sensation Vote (TSV)	Comfort Sensation Vote (CSV)	Wind Sensation Vote (WSV)	Humidity Sensation Vote (HSV)
1	Cold	Very uncomfortable	Weak	Very Dry
2	Cool	Uncomfortable	Slightly Weak	Dry
3	Slightly cool	Slightly uncomfortable	Neutral	Slightly Dry
4	Neutral (Neither)	Slightly comfortable	Slightly Strong	Neutral
5	Slightly Warm	Comfortable	Strongest	Slightly Humid
6	Warm	Very comfortable		Humid
7	Hot			Very Humid

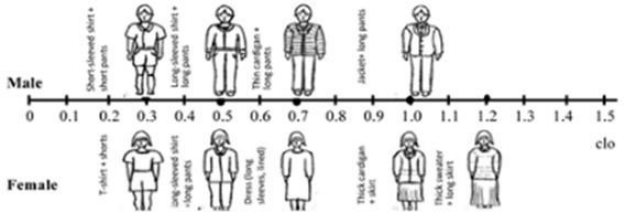


Figure 1 Clothing insulation questionnaire

This study employs Free Running (Fr) and Cooling (CL) modes, where natural ventilation and cooling are commonly accessible in most homes. Data will be categorized as follows: if Ac was employed during the assessment period, it will be labeled as Cooling Mode (CL). If occupants relied solely on standing fans or did not utilize any cooling method, the data will be classified as Free Running mode (FR).

2. Results and Discussion

2.1 Thermal Condition and Comfort Responses

Fig. 2 and **Fig. 3** show the Indoor and outdoor temperature, humidity, the outdoor temperature (Ta) ranged from 21°C to 36°C and for average indoor temperature (Ta) we see from 24°C to 32°C, about the same as average outdoor temperature. In **Figure. 3** show the average outdoor and indoor humidity, which for outdoor humidity (Rh) ranged from 60% to 75% and for indoor humidity ranged (Rh) from 35% to 63%.

(1) Participants' bedroom thermal conditions

The researcher uses a bedroom for parameter research in indoor thermal condition which is why the timing that was used for this research is and as explained above. All data were divided into 2 modes that are common in Semarang, Indonesia, which is FR (Free running modes) and CL (Cooling modes) (**Table 4** and **Table 5**) show the average temperature for men

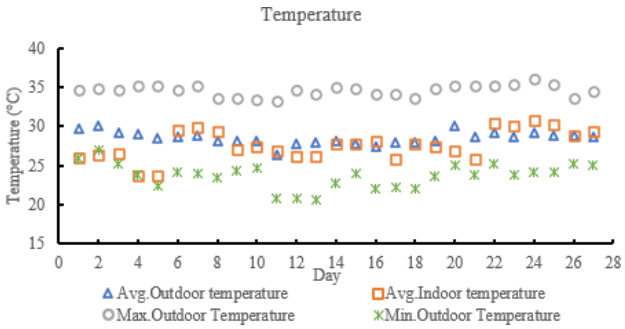


Figure 2 Indoor and outdoor temperature comparison

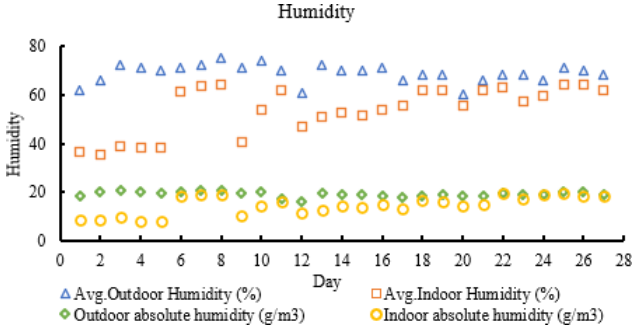


Figure 3 Outdoor and indoor humidity comparison

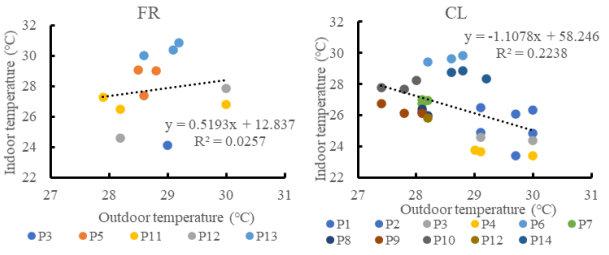


Figure 4 Indoor and outdoor air temperature relations

is 28.4°C and women is 26.9°C which is lower, the same as its humidity in 58.6% and 52.5% respectively that also lower for women.

Table 4 Average temperature during sleep period

Mode	FR			CL		
	n	Mean (°C)	S.D.	n	Mean (°C)	S.D.
Men	8	28.4	2.0	19	25.8	1.7
Women	3	26.9	0.4	12	27.6	1.4

Table 5 Average humidity when sleep period

Mode	FR			CL		
	n	Mean (%)	S.D.	n	Mean (%)	S.D.
Men	8	58.6	8.4	19	46.9	9.8
Women	3	52.5	2.5	12	49.9	9.8

Figs. 4 and **5** show the relationship between indoor and outdoor temperature and humidity for each mode, which in Fig.4 we can see that the temperature has an inverse relationship for each mode, while in **Fig. 5** we see a similarity between each mode, that outdoor temperature does not have much effect on humidity inside.

Fig. 6 shows in FR modes indoor wind speed very much and is affected by outdoor wind speed, and if we relate it with **Fig. 4** and **Fig. 5** show that wind speed did affect temperature but did not have much effect on humidity. **Fig. 7** shows that in both modes the participants use clothing between 0.2-0.5 clo.

(2) Thermal Acceptance

Thermal acceptance was evaluated by the questionnaire; acceptable or unacceptable. Even if someone perceives a certain thermal sensation, they may still accept the conditions if it aligns with their expectations. This research data show that almost all of participants accept the thermal condition in their respective room, only one person in one day that said its unacceptable.

(3) Sensation Vote (SV)

Fig. 7, Fig. 8, Fig. 9, Fig. 10 and **Fig. 11** show thermal, comfort, humidity, and wind sensation vote respectively. **Fig. 7** and **Fig. 11** show in both modes related linear which in this case, majority of the vote already in SV scales 3 and 4 slightly cool or windy and neutral. On the contrary, **Fig. 9** and **Fig. 10** show inverse relation in both modes but still in the range of SV 3-5 which is slightly worse and neutral.

2.2 Comfort temperature Estimation

(1) Regression Methods

Regression methods is used to determine the comfort temperature, humidity and wind speed standard. Fig. 8 provides us with the regression for temperature:

FR $y = 0.1561x - 1.1741$ and CL $y = 0.0773x + 1.7872$

Moreover, based on the vote in **Fig. 8**, we can see the range of the vote for FR mode is 2-4, and for CL mode is 3-5, if we use the regression method it becomes FR mode 20.33 - 26.73 and CL mode 15.68 - 41.56.

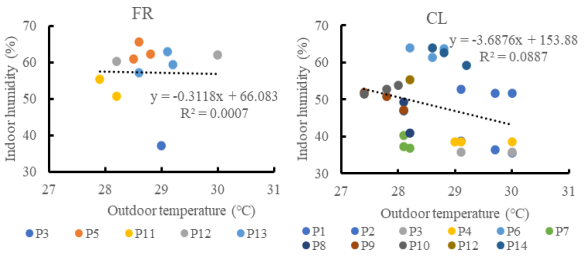


Figure 5 Indoor and outdoor air humidity

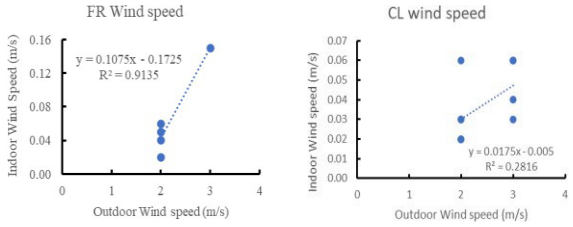


Figure 6 Indoor and outdoor wind speed relation in FR modes

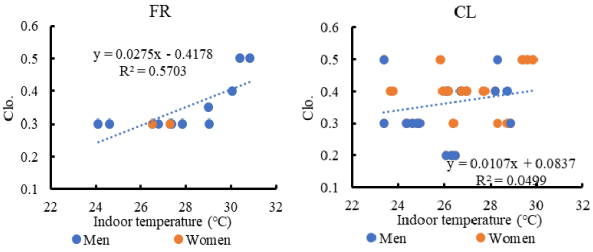


Figure 7 Indoor temperature and clothing

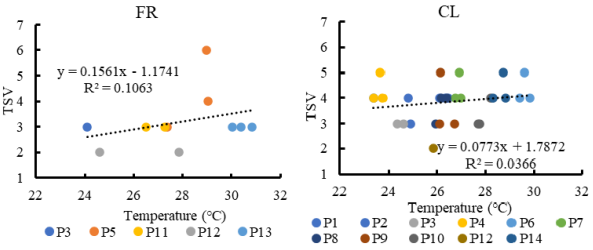


Figure 8 Thermal sensation vote and indoor temperature

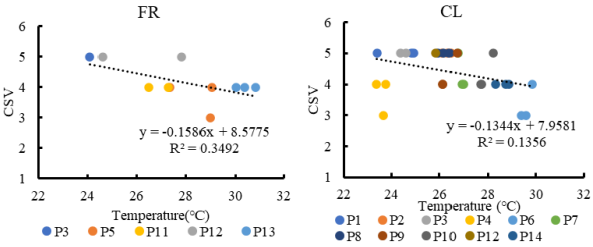


Figure 9 Each mode comfort sensation vote and temperature

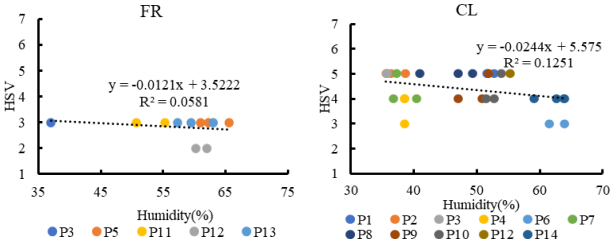


Figure 10 Each mode comfort sensation vote and humidity

Comparison between each standard

Table 6 Comparison of comfort temperature with previous research.

Country	Reference	Temp. for Tc (°C)	Comfort temp, Tc (°C)
Indonesia	This study (FR mode)	Tcf	26.7-33.1
Indonesia	This study (CL mode)	Tcl	15.7-28.6
Indonesia	Old Comfort Standard [1]	Tc	21.5 - 25.5
Indonesia	Karyono, T.H. [3]	PCT	24 - 29
	ASHRAE Standard55 [4]	Tc	23.5 - 26

In order to clarify the differences in comfort temperatures shown in **Table 6**, the comfort levels for each mode range of SV scales 3 and 4 were considered here. In fact, the average data in **Tables 4** and **5** are closer to scale 3, which is slightly cooler, more humid, and windier than the neutral state SV (4). This result may indicate that the comfort temperature is getting hotter each year. Whereas in **Fig. 12** show comparison between TSV and CSV which is inversely proportional with each other, the hotter it is the more uncomfortable for the participants. (TSV scale from cold to hot (1-7) and CSV scale frrom very uncomfortable to very comfortable (1-6)).

Fig. 13 illustrates that the majority of the data falls within the range of thermal comfort; it is noteworthy that approximately 76.1% data points already in the range of thermal comforts.

3. Conclusion

Thermal environmental survey was carried out to investigate thermal environmental variables and thermal comfort sensations of 14 participants aged 18-25 for three nights in their residential buildings in Semarang region, Indonesia in August 2023.

1) For FR mode, the rise of outdoor temperature affects indoor temperature to rise too, but has little effect on indoor humidity.

2) In CL mode, the higher the outdoor temperature, the lower the indoor temperature tended to be, and in FR mode, the higher the indoor temperature, the greater the clothing insulation.

3) From regression methods, there is a significant change in Indonesian comfort temperature, which is from 24°C - 29°C (2015) to 26.7 - 33.1°C in FR mode and 15.7 - 28.6°Cin CL mode (2023).

4) The participants proved to be generally satisfied with the thermal environment of their dwellings. This was due to the fact that the humidity was not so high, it was less than 65% though outdoor humidity was at around 70%.

5) From psychrometric chart, 76% data of this study were in the range of comfort temperature determined by Karyono, T.H.[3].

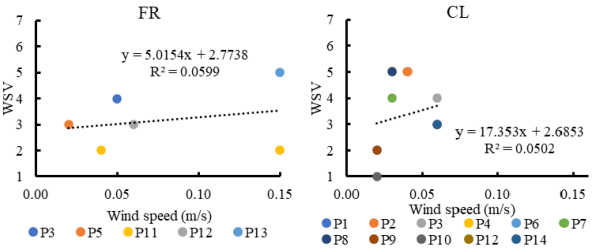


Figure 11 Each mode comfort sensation vote and wind speed relation

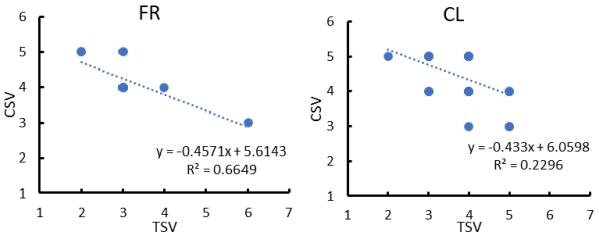


Figure 12 Each mode comfort sensation and thermal sensation vote

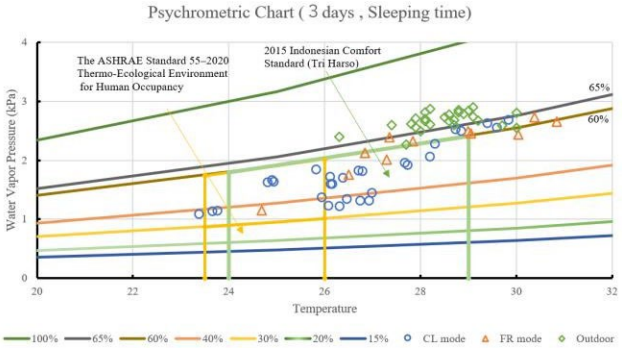


Figure 13 Psychrometric chart outdoor and during sleep temperature

References

[1] Badan Standardisasi Nasional (BSN). Standar Nasional Indonesia-SNI 6390:2011 Konservasi Energi Sistem Tata Udara Bangunan Gedung; BSN: Jakarta, Indonesia, 2011.

[2] Humphreys, M.A. Thermal Comfort Requirements, Climate and Energy. In Proceedings of the 2nd WREC Conference, Reading, UK, 13–18 September 1992; pp. 1725–1734.

[3] Karyono, T.H. Predicting Comfort Temperature in Indonesia, an Initial Step to Reduce Cooling Energy Consumption. *Buildings* **2015**, *5*, 802-813.

[4] *ASHRAE Standard 55*; Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy. ANSI/ASHRAE: Atlanta, GA, USA, 2023.

[5] M.A. Humphreys, H.B. Rijal, J.F. Nicol, Updating the adaptive relation between climate and comfort indoors: new insights and an extended database, Build. Environ., 63 (2013), pp. 40-55

[6] Rijal, H.B.; Humphreys, M.A.; Nicol, J.F. Effect of Humidity on the Comfort Temperature in Japanese Houses during the Summer Season. In Proceedings of the 2015 TAU Conference on Mitigating and Adapting Built Environments for Climate Change in the Tropics, Jakarta, Indonesia, 30–31 March 2015.

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

夏季睡眠時の温熱環境と疲労回復の関係-冷房使用と通風利用の比較-
Relationship between thermal environment and fatigue recovery in summer sleep
- Comparison of air conditioning use and ventilation use -

○辻　彩 楓（大阪市立大学）　　梅 宮　典 子（大阪市立大学）
Sayaka TSUJI*1　Noriko UMEMIYA*1
*1　Osaka City University

In recent years, tropical nights and deaths caused by heatstroke have increased in summer. Air conditioner use is recommended during sleep, but there is no clear statement on how to use it. Results of earlier studies have indicated that sleeping with windows open improves sleep quality. After measuring the temperature and humidity and conducting questionnaire surveys about summer sleep, we compared sleeping practices with the windows open and with cooling all night, particularly emphasizing fatigue recovery. Results show that, for fatigue recovery, it is better to sleep with windows open when the outside temperatures are lower than 28°C, and to set the air conditioner to 29°C or 30°C when the outside temperatures are higher than 28°C.

１．背景と目的

近年熱帯夜数が増加し夏季の睡眠の質の確保が難しくなっている。熱中症予防のため適切な冷房使用が推奨されているが [1)]、睡眠時は自然通風の方が冷房使用より睡眠の質 [2)]が高いという調査報告もある [3)]。

本研究は夏季睡眠時に通風を利用する晩と終夜冷房使用のみの晩に着目し、1)温熱環境調節に関係する要因、2) OSA 疲労回復得点と温熱環境の関係を比較する。

２．方法

２－１ 測定調査と申告調査

大阪の集合住宅 242 戸（2014 年 44 戸、2015 年 44 戸、2016 年 37 戸、2017 年 63 戸、2019 年 29 戸[注1)]、2021 年 11 戸、2022 年 14 戸）を対象に 7 月末から 9 月末まで 1 住戸 7 日ずつ寝室の温湿度測定と睡眠に関する申告調査を実施した。7 年間合計の日別調査数と日別平均外気温を**図１**に示す。被験者は冷房や扇風機の使用、窓開放、睡眠、および寝室の在室を 30 分間隔で、OSA 睡眠評価や温熱感覚、睡眠方法や温熱環境調節方法を起床時に申告した。住戸や寝室属性と住環境評価、および体質、生活状況、環境意識にも回答した。

被験者は女性 60.7%、有職 58.7%、年齢は平均 57.4±s.d.15.6 歳で分布を**図２**に示す。温熱環境が適切に記録されたと確認できた[注2)] 165 戸の 817 晩を分析する。

２－２ 温熱環境調節パターンの分類

冷房、通風、扇風機の使用を温熱環境調節行為としてそれぞれ全時間使用(○)、一時使用(△)、不使用(×)の組み合わせに分け 27 パターンに分類し、出現頻度を**図３**に示す。そのうち**表１**のように全時間冷房かつ窓閉鎖かつ扇風機不使用（○××）の晩を AC（191 晩）、冷房不使用かつ窓を一時的でも開放（×○○、×○△、×○×、×△○、×△△、×△×）の晩を WO（198 晩）と定義し AC と WO を比較する。

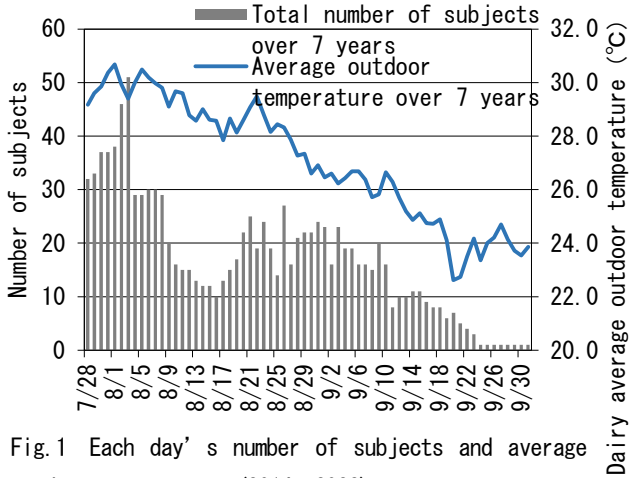


Fig.1　Each day’s number of subjects and average outdoor temperature (2014～2022)

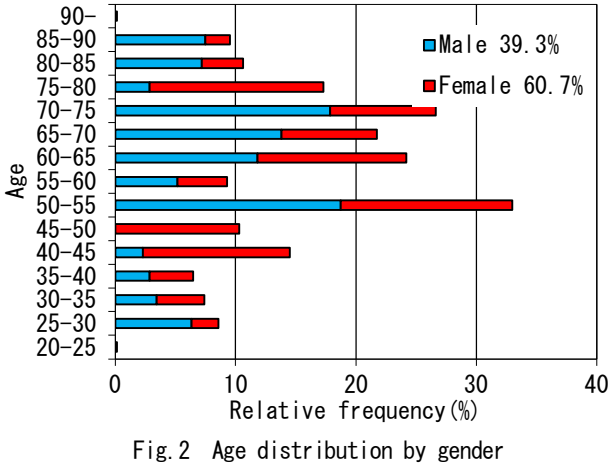


Fig.2　Age distribution by gender

Table 1 Definition of WO and AC

Definition	Thermal environment adjustment acts during sleep	Applicable patterns
WO (N=198)	No-air conditioning, windows open (including temporary use)	×○○, ×○△, ×○×, ×△○, ×△△, ×△×
AC (N=191)	Full-time air conditioning, no-windows open, no-fans	○××

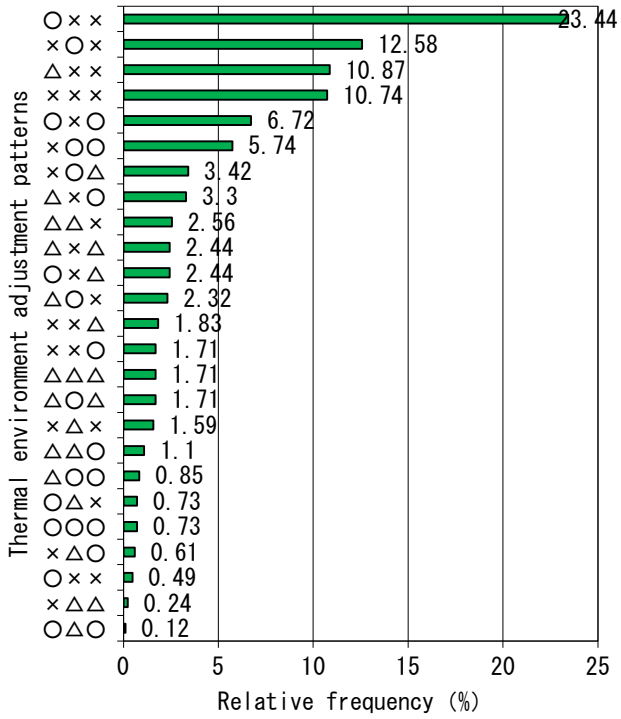


Fig.3 Frequency distribution of thermal control use patterns

3. WO と AC の OSA 睡眠評価得点の比較

OSA 睡眠評価各因子の得点を WO と AC で比較した結果を**図４**に示す。各因子の平均得点±標準偏差は、第１因子(起床時眠気)は WO51.7±s.d.6.5 点、AC49.2±s.d.6.4 点、第２因子（入眠と睡眠維持）は WO51.4±s.d.7.5 点、AC50.3±s.d.7.4 点、第３因子(夢み)は WO54.3±s.d.6.8 点、AC52.0±s.d.7.5 点、第４因子（疲労回復）は WO52.1±s.d.7.1 点、AC50.1±s.d.5.8 点、第５因子（睡眠時間）は WO48.7±s.d.9.3 点、AC48.1±s.d.8.9 点である。起床時眠気因子、夢み因子、疲労回復因子の得点は WO が AC より有意に高く(それぞれ p=.0003、p=.0023、p=.0038)、入眠と睡眠維持因子、睡眠時間因子の得点は WO と AC に差がない。OSA 総合得点は WO51.4±SD4.7 点、AC49.7±SD 4.6 点で、WO が AC より有意に高い（p=.0003）。標準偏差は 4.6～9.3 で因子間に差はない。

睡眠には疲労回復の効果が期待されていることから、本研究では第４因子（疲労回復）に着目し分析する。

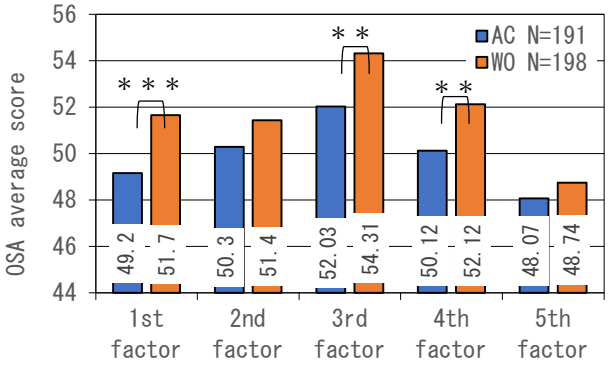


Fig.4 Comparison of OSA average score

※p<.001:***、 p<.01:**、p<.05:*

4. WO/AC 選択に関係する要因

4-1 体質・生活状況・環境意識

WO の方が AC より「暑さに強い」、「ストレスがない」、「お金のゆとりがない」、「夏はできるだけ冷房に頼らず自然の風で過ごしたい」（p<.0001）。また、「風邪をひかない」（p=.0080）、「体力がある」（p=.0079）、「室内でも外のつながりが感じられる方がよい」（p=.0349）、「山小屋などの自然の中の暮らしにあこがれる」（p=.0039）、「暑さ寒さは気の持ちようで変えられる」（p=.0002）。冷え性や発汗傾向、心や時間のゆとりは WO と AC で分布に差がない。

4-2 住戸や寝室の住環境評価

住戸では WO の方が AC より「日当たりが良い」、「カビが少ない」、「上下階や隣戸からの騒音が静か」、「防犯に気をつけていない」（p<.0001）。寝室では WO の方が AC より「風通しが良い」、「上下階や隣戸からの騒音が静か」(p<.0001)。また、「日当たりが良い」(p=.0007)、「冷房が効きやすい」（p=.0013）、「湿気や匂いがこもりにくい」（p=.0052）、「カビが少ない」（p=.0006）、「日射熱が煩わしくない」（p=.0086）。WO の方が AC より住環境が良いと評価される。住棟外部の騒音や外気の清浄度、視線の意識には WO と AC で差がない。

4-3 室外温熱環境

睡眠時の平均外気温、平均外湿度に対する WO、AC の出現頻度を**図５**に示す。外気温に対しては WO と AC で分布に差があり（p=.0013）外気温が高いほど AC が選択されるが、外湿度に対しては WO と AC で差がない(p=.2362)。

月ごとの外気温、外湿度に対する WO、AC の分布を**図６～８**に示す。７月と８月は外気温に対し WO と AC で分布に差がないが（それぞれ p=.5579、p=.1923）、９月は外気温に対し分布に差があり（p=.0066）外気温が高いほど AC が選択される。外湿度に対してはどの月も WO と AC で分布に差がない(それぞれ p=.6725、p=.2229、p=.0791)。７月、８月の盛夏期には室外温熱環境に依らず WO か AC かが選択されるが、９月になると外気温によって WO か AC かが選択されるようになる、と言える。

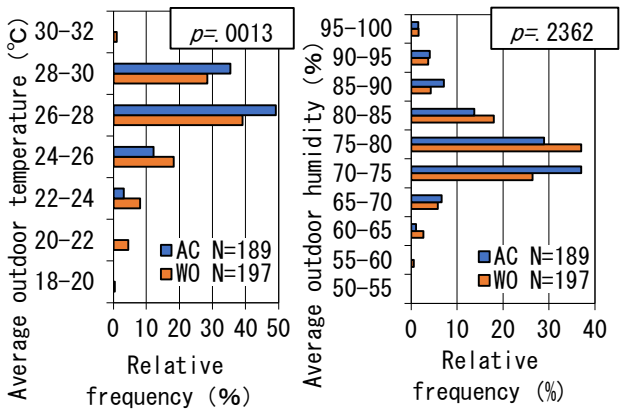


Fig.5 Relative frequency of outdoor thermal environment

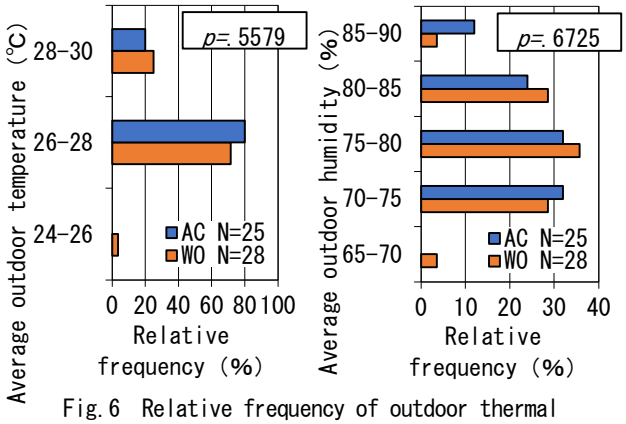


Fig.6 Relative frequency of outdoor thermal environment in July

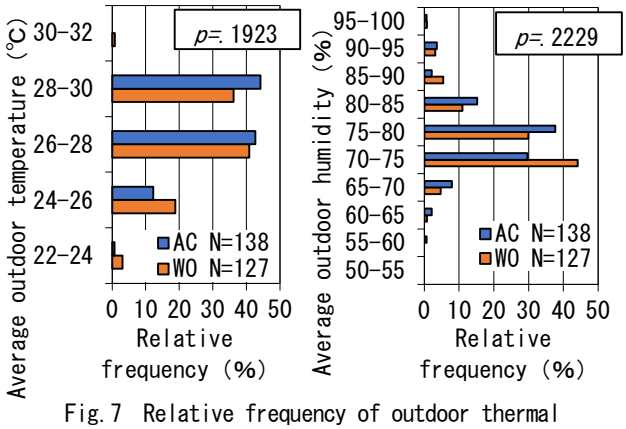


Fig.7 Relative frequency of outdoor thermal environment in August

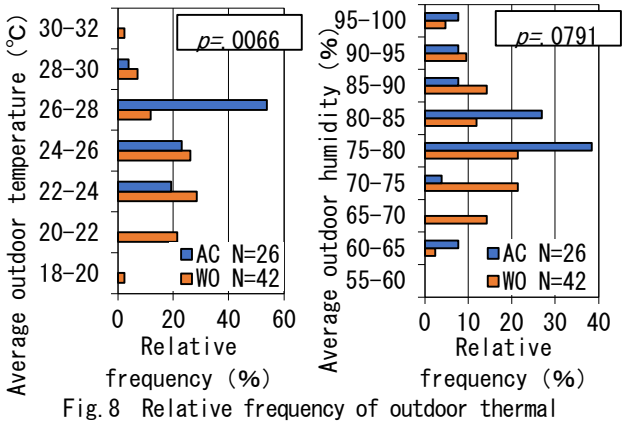


Fig.8 Relative frequency of outdoor thermal environment in September

５．温熱環境と OSA 疲労回復得点の関係

睡眠時平均室温（以後室温）は WO26.4±s.d.1.8℃、AC23.5±s.d.1.7℃、平均室湿度は WO67.3±s.d.7.3%、AC60.8±s.d.10.1%で、温湿度とも WO が AC より高い（$p<.0001$）。睡眠時平均外気温（以後外気温）は WO26.5±s.d.2.2℃、AC27.2±s.d.1.5℃で WO より AC が高く（$p=.0002$）、平均外湿度は WO77.2±s.d.6.5%、AC77.2±s.d.6.5%で差がない。室の内外で WO は温度と湿度に相関があり（それぞれ $R^2=.6547$、$.2820$）、AC は相関がない（それぞれ $R^2=.0005$、$.0279$）（**図９、１０**）。

WO は室温階級のあいだで疲労回復得点（以後得点）に差がなく、AC は室温が高いほど得点が良く 28-30℃で WO を上回る。室湿度階級のあいだでは WO、AC ともに得点の差がない。WO は外気温 20-22℃で得点が良く、それ以上の外気温では得点に差がない。AC は外気温が高いほど得点が良い。WO は外湿度階級のあいだで得点に差がなく、AC は外湿度が低いほど得点が良い（**図１１**）。

外気温が 28℃未満と 28℃以上で WO と AC を比較すると、28℃未満では WO の方が AC より得点が高い。AC は 28℃以上の方が 28℃未満より得点が高い（**図１２**）。

AC 冷房設定温度は室温と相関があり（$R^2=.3829$）、得点が最も良い室温 28-30℃に対応する設定温度は 29-30℃である。冷房設定温度は外気温とは相関がない（$R^2=.0017$）（**図１３**）。

疲労回復は、睡眠時平均外気温が 28℃未満であれば通風利用が良く、28℃以上であれば設定温度を 29℃か 30℃にして冷房するのが良い、と言える。

６．結論

大阪の 165 戸 817 晩における夏季睡眠時の温湿度と睡眠申告調査のうち、通風を利用する WO197 晩と終夜冷房のみ使用する AC189 晩を比較し以下を明らかにした。

1) 暑さに強い、経済的余裕がない、ストレスがない、自然志向が強い居住者は、また住戸や寝室の日当たり、風通し、カビ発生、湿気や匂い隣戸の騒音に問題がない住戸や寝室は AC より WO を選択する。冷え性や発汗傾向、心や時間のゆとり、住棟外部の騒音や外気の清浄度は WO/AC 選択と関係しない、
2) 盛夏期は睡眠時平均外気温と WO/AC 選択は関係ない。
3) OSA 疲労回復得点は、
   a) 睡眠時平均室温と WO の晩では関係がないが AC の晩では正の相関がある、
   b) 睡眠時平均室温が 28-30℃（冷房設定温度 29-30℃相当）の晩では AC が WO より良い、
   c) 睡眠時平均外気温が 28℃未満の晩では WO が AC より、28℃以上だと AC が WO より良い。

注 1）2019 年調査は 29 戸のうち戸建て住宅 19 戸を含む。
注 2）センサー設置位置の不良が主な原因であった。

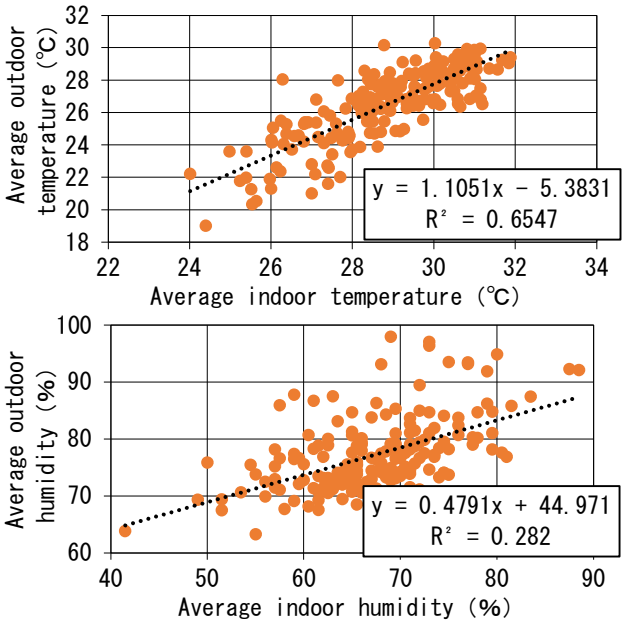


Fig.9 Relationship between indoor and outdoor thermal environments (WO)

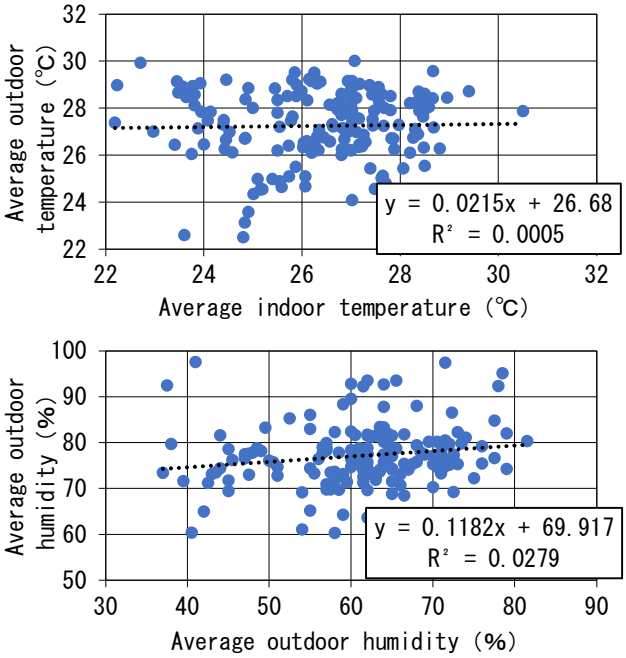


Fig.10 Relationship between indoor and outdoor thermal environments (AC)

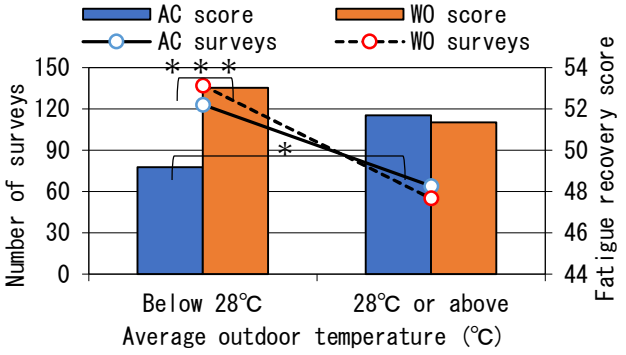


Fig.12 Comparison between lower than 28℃ and higher than 28℃

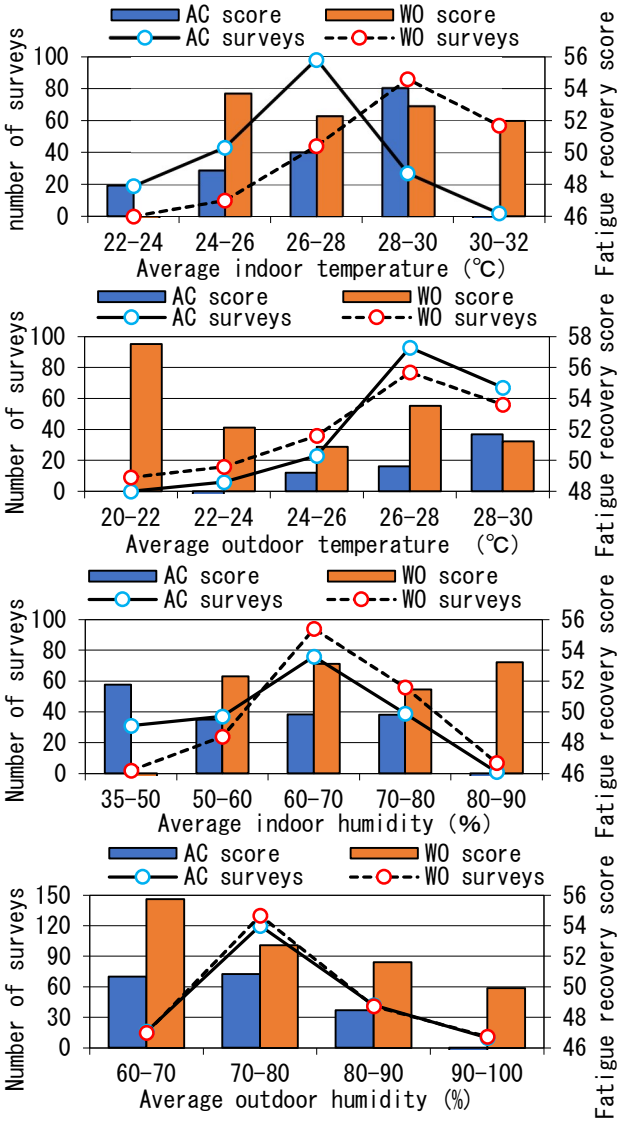


Fig.11 Number of surveys and fatigue recovery score for thermal environments

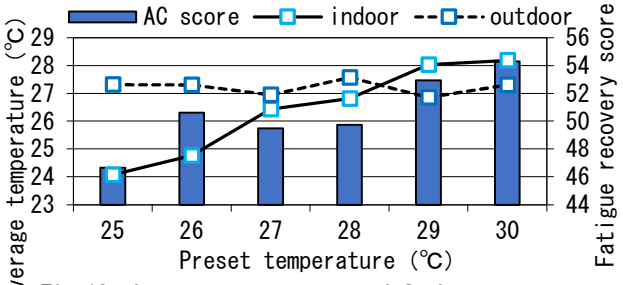


Fig.13 Average temperature and fatigue recovery score for preset temperature (AC)

参考文献

1) 2017 年日本生気象学会：日常生活における熱中症予防指針 V.4、12、2022 年

2) 山本由華吏ら： 中高年・高齢者を対象とした OSA 睡眠感調査票(MA 版)の開発と標準化、脳と精神の医学 10、401-409、1999 年

3) 橘良樹ら：夏季の寝室における冷房や通風利用パターンによる睡眠の質の違い、空衛・近畿・論文集、A-56

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

自然換気及び室内緑化が在室者の快適性・知的生産性に及ぼす影響
（その 1）環境条件と心理評価に関する検討

The Effects of Natural Ventilation and Indoor Greening on the Comfort and Intellectual Productivity of Occupants
(Part 1) Consideration on Emvironmental Conditions and Psychological Evaluation

○射矢　航我　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）　崔　ナレ　（東洋大学）
山澤　春菜　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）　長續　仁志　（大林組）宗　菜津未（大阪大学）

Kouga IRUYA[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Haruna YAMASAWA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Hitoshi NAGATSUGU[*3]　Natsumi SO[*1]

[*1] Osaka University　[*2] Toyo University　[*3] Obayashi Corporation

In recent years, biophilic design which incorporates nature into the indoor environment has been attracting attention to improve the comfort and productivity of occupants. Natural ventilation and indoor greening are representative examples of their, and many studies have been conducted on their effects. However, there are not many studies that mention the effects of the combination of multiple elements. This report presents an overview of the subject experiment conducted in this study, measurement items, experimental room characteristics and psychological evaluation on comfort.

はじめに

近年、在室者の快適性や生産性の向上のため、室内環境に自然を取り入れるバイオフィリックデザインが注目されている。在室者が自然を感じることによって、作業性の向上やストレスの軽減といった効果が期待される。自然換気や室内緑化はこれらの代表例であり、その心理的効果については多くの研究が行われている[1)]。しかし、複数の自然的要素が組み合わさった際の効果について言及されているものはあまり多くは無い。

本研究では、自然換気と室内緑化を同時に用いた際の在室者の快適性と知的生産性への影響を解明することを目的とし、被験者実験を行った。本報では、本研究で行った被験者実験の概要と測定項目、物理環境測定結果、快適性に関する心理評価の結果について報告する。

1. 実験概要・測定項目

実験は本学吹田キャンパス S1 棟 716 室で実施された。実験室の平面図と物理環境測定点及び名称を **Fig. 1** に示す。実験期間は 2023 年 10 月 10 日～11 月 2 日であった。

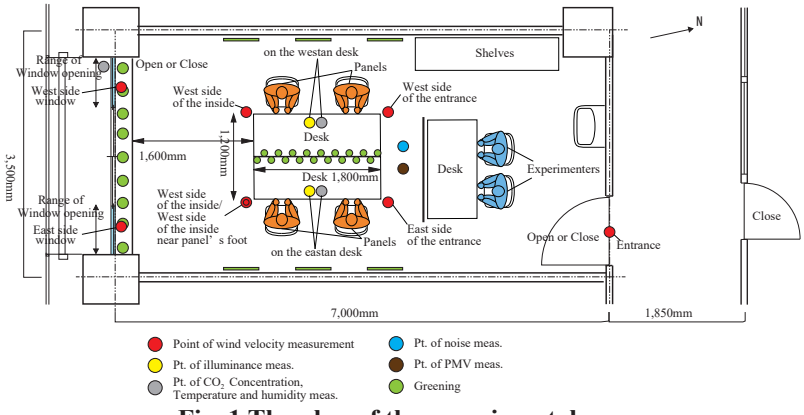


Fig. 1 The plan of the experimental room

パネルは、18 歳～27 歳の本学学生 92 人（男性 53 人、女性 39 人）を採用した。パネルには適切な謝礼を支給した。

実験条件を **Table 1** に示す。実験条件は 4 条件あり、機械換気・室内緑化無し（Mechanical Ventilation、以下 MV）で 21 人、機械換気・室内緑化有り（Mechanical Ventilation-green、以下 MV-g）で 25 人、自然換気・室内緑化無し（Natural Ventiration、以下 NV）で 24 人、自然換気・室内緑化有り（Natural Ventiration-g、以下 NV-g）で 22 人をパネルとした。1 回の実験の参加人数は 2 人から 4 人と不統一であった。実験の実施時間と実施条件を **Table 2** に示す。実験の様子を **Fig.2**、**Fig.3** に示す。

Table 1 Conditions of the experiment

Case	Window state	Greening	The number of participants
MV	Close	Absence	21
MV-g	Close	Presence	25
NV	Open	Absence	24
NV-g	Open	Presence	22

Table 2 Schedule of the experiment

	10/8	10/9	10/10	10/11	10/12	10/13	10/14
8：50~10：20			Case MV-g	Case NV	Case NV-g	Case MV	
10：40~12：10			Case NV-g	Case NV	Case NV-g	Case NV	
13：20~14：50						Case NV-g	
15：20~16：50							
	10/15	10/16	10/17	10/18	10/19	10/20	10/21
8：50~10：20		Case MV-g	Case MV	Case MV			
10：40~12：10				Case MV	Case MV-g	Case MV-g	
13：20~14：50		Case NV			Case NV-g		
15：20~16：50				Case NV-g			
	10/22	10/23	10/24	10/25	10/26	10/27	10/28
8：50~10：20		Case MV		Case MV-g	Case MV		
10：40~12：10			Case MV	Case MV-g			
13：20~14：50			Case NV			Case NV	
15：20~16：50							
	10/29	10/30	10/31	11/1	11/2		
8：50~10：20		Case MV-g					
10：40~12：10				Case MV	Case MV-g		
13：20~14：50			Case NV				
15：20~16：50							

Fig. 2 Experiment without greening

Fig. 3 Experiment with greening

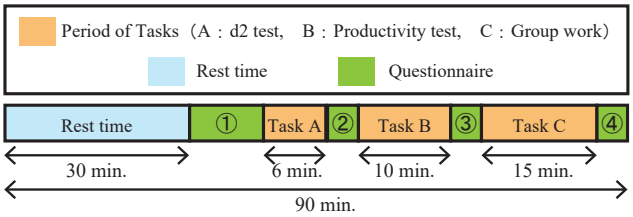


Fig. 4 Timetable of the experiment

実験のタイムスケジュールを **Fig. 4** に示す。入室後実験説明をし、個人属性のアンケートを行った。それらの時間を含め、30 分間の安静時間を設けた。また、安静時間の初めの 10 分間でパネルには俳句を作成させた。安静後、室内環境に関するアンケートを行い、集中力を測る d2 テスト（作業 A）を 6 分間実施した。d2 テストの作業性に関するアンケートを行い、生産力テスト（作業 B）を 10 分間実施した。その後、生産力テストの作業性に関するアンケートを行い、グループワーク（作業 C）を 15 分間実施した後、グループワークに作業性に関するアンケートを行い実験終了とした。

実験時の物理環境測定項目を **Table 3** に示す。CO_2 濃度・温度・湿度はパネルの作業机机上面で測定した。風速は各パネル近傍 FL+1100 mm で 4 点に加え、窓側パネル 1 名の足元高さ FL+100 mm で 1 点、各窓・扉の上下左右の中央点で 1 点ずつの計 8 点とした。騒音と PMV は FL+1100 mm とした。

心理評価項目を **Table 4** に示す。自然換気と室内緑化が在室者の快適性や作業性に与える影響を調査するために、温冷感や気流感等自然換気に関連した項目だけでなく、においや明るさ、音等の自然換気に伴うと思われる環境特性、また室内緑化の影響などによる実験室内の印象、作業に対する項目などを調査した。パネルの状態をみるために、自覚症状調べ 25 項目 [2] を採用した。

2. 物理環境測定結果

Fig.5 に各条件の PMV、騒音レベル、照度、CO_2 濃度、温度、相対湿度及び風速の経時変化を 1 分平均値にて示す。**Fig.5**（**i**）に示す PMV は自然換気の行われていない条件 MV、条件 MV-g では常に上昇傾向にあり、自然換気の行われている条件 NV、条件 NV-g は変動が小さかった。自然換気による気流の有無により差が生まれたと考えられる。**Fig.5**（**ii**）に示す騒音は作業で音が発されない時間帯における騒音レベルの下降幅が自然換気の行われていない条件 MV、条件 MV-g に比べて自然換気の行われている条件 NV、条件 NV-g では小さかった。これより、窓を開けることにより外部音が入っていることで騒音レベルが上がると考えられる。**Fig.5**（**iii**）に示す照度は条件 NV が全体の中では一番大きな値を示しており、1750lx 程度であった。次いで条件 MV が 1350lx 程度であった。条

Table 3 Measurement items of physical emvironments

Contents	Device
CO2 Concentration, Temperature,humidity	T＆D Co.,TR-76Ui
Illiminance	Co.,TR-74Ui
Air velocity	KANOMAX JAPAN Inc.,Climomaster anemometer MODEL6501series, Anemomaster anemometer SYSTEM6244,Air Flow Transducer Model6333
Noise	RionCo.,L-52
PMV	Kyoto Electronics Manufacturing Co.,Am-101

Table 4 Contents of questionnaire

Contents of Questionnaire			scale		Questionnaire No.			
					①	②	③	④
Environmental characteristics of the room	Sensitivity	Brightness of the whole room	7pts.	Bright～Dark	○			
		Thermal	7pts.	Cold～Hot	○			
		Dryness of the air	7pts.	Humid～Dry	○			
		Freshness of the air	7pts.	Fresh～Stuffy	○			
		Sound	7pts.	Noisy～Quiet	○			
	Degree of sensitivity	Current of the air	4pts.	Sensitive～Insensitive	○			
		Direct sunlight	4pts.	Sensitive～Insensitive	○			
		Brightness of the nature sunlight	4pts.	Sensitive～Insensitive	○			
		Odor	4pts.	Sensitive～Insensitive	○			
	Comfort	Odor	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
		Current of the air	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
		Brightness	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
		Sound	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
		Thermal comfoet	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
		Overall comfortableness	7pts.	Comfortable～Discomfortable	○			
	Satisfaction	Brightness	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Thermal environment	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Air quality	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Current of the air	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Sound	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Overall comfortableness	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
Impressions of the room	Surroundings	Liveliness	7pts.	Lively～Inert	○			
		Esthetics	7pts.	Refined～Unrefined	○			
		Openness	7pts.	Opened～Closed	○			
		Familinarity	7pts.	Familiar～Unfamiliar	○			
		Calmness	7pts.	Calmed～Uncalmed	○			
	Satisfaction	Overall satisfaction of scenery	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
		Overall satisfaction of impressions	7pts.	Satisfied～Unsatisfied	○			
	Thoughts	About current of the air	Free writing		○			
		About sound	Free writing		○			
		About brightness	Free writing		○			
		About odor	Free writing		○			
		About scenery	Free writing		○			
	Indoor greening	Amount of plant	10pts.	Nogreening～Numerous	○			
		Plant desirability	10pts.	Undesirable～Desirable	○			
		Feeling Nature	10pts.	Sensitive～Insensitive	○			
		Natural Factors (Thermal,Humidity,Sound, Current of the air,vision,odor,Bright ness)	10pts.	Sensitive～Insensitive	○			
Overall	Current state	Degree of fatigue	7pts.	Not tired at all～Very tired	○			
		Degree of relaxation	7pts.	Relaxed～Stressed	○			
	Subjective checkup	Subjective checkup	5pts.	Applicable～Not applicable	○	○	○	○
Overall	Easiness of tasks	Easiness of relaxation	7pts.	Relaxed～Stressed		○	○	○
		Easiness of tasks	7pts.	Easy～Difficult		○	○	○
		Concentration on the tasks	7pts.	Easy～Difficult		○	○	○
	Mood	Imagination	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Idea	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Amount of speech	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Conversations with other participants	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Cooperation with other participants	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Lively discussions	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Easeiness of talking	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Active participation	5pts.	Applicable～Not applicable				○
		Obstacles due to participation of acquaintances	5pts.	Applicable～Not applicable				○
Accept ability		Tasks	4pts.	Acceptable～Unacceptable		○	○	○
Importance		Usability of the work	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Impression of the room	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Amount of plant	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Plant desirability	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Feeling nature	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Brightness	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Sound	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Thermal environment	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Fresh air	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Current of the air	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○
		Odor	7pts.	Important～Unimportant		○	○	○

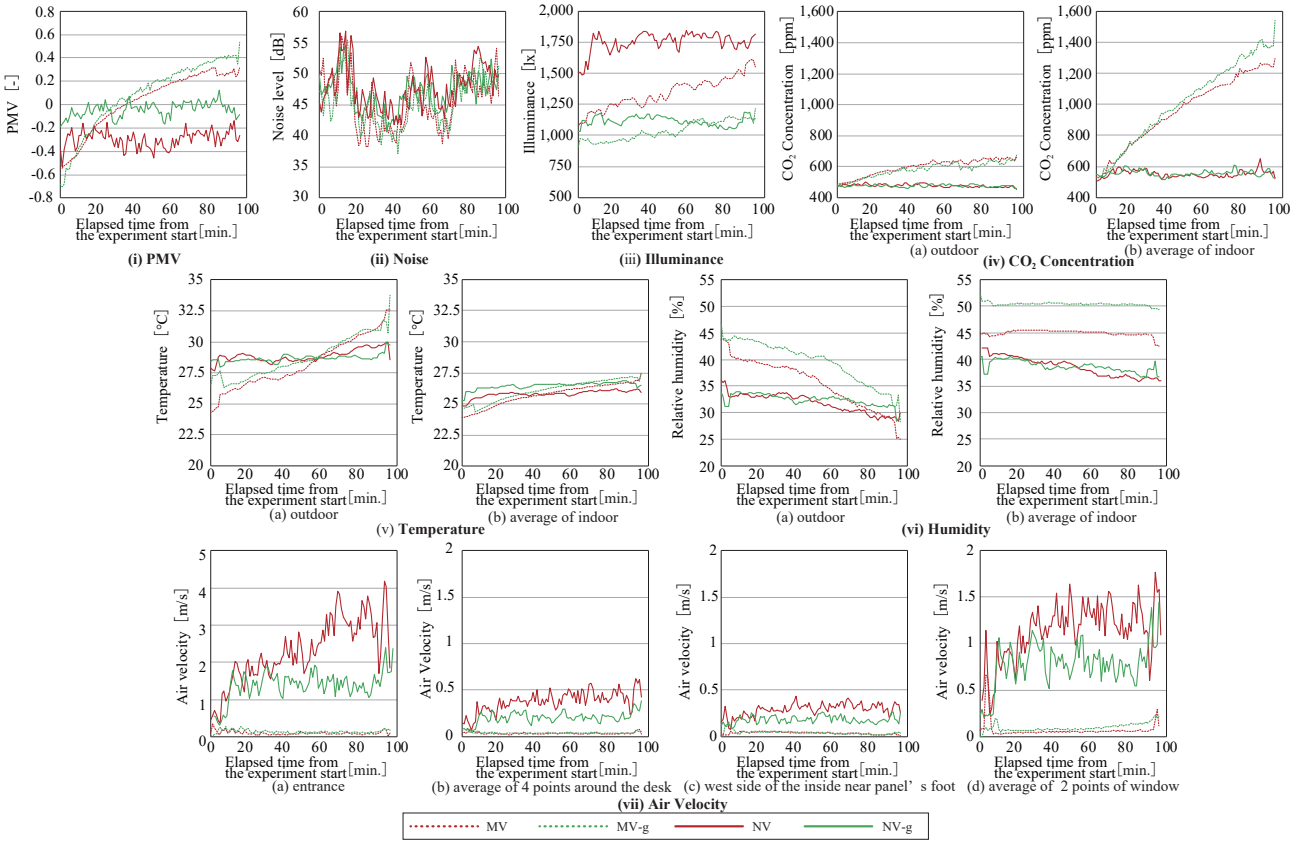


Fig. 5 Time variation of PMV, noise, temperature, humidity, air velocity and illuminance in each condition of MV, MV-g, NV, NV-g

件 MV-g と条件 NV-g は同程度で 1100lx 程度であった。これは、実験日ごとによる天気の差が影響したと考えられる。**Fig.5**（**iv**）に示す室内 CO_2 濃度は条件 MV、条件 MV-g では終始上昇し、条件 NV、条件 NV-g では変動が小さかった。これにより、機械換気と自然換気の換気量に差があるということがわかる。**Fig.5**（**v**）に示す室内温度は条件によらず 23.5℃～ 27.5℃に収まっていた。**Fig.5**（**vi**）に示す室内湿度は条件 MV、条件 MV-g ではほとんど変化しなかった。これは、窓を閉めていたことが起因すると考えられる。**Fig.5**（**vii**）に示す風速は、自然換気の行われていない条件 MV、条件 MV-g ではほとんど気流は計測されなかった。自然換気の行われている条件 NV、条件 NV-g では気流がみられ、条件 NV では 0.4m/s 程度、条件 NV-g では 0.2m/s 程度であった。

3. 室内環境に関する心理評価の結果と考察

心理評価の結果を **Fig.7~Fig.12** に示す。

3.1　自然換気による差がみられた項目

Fig.7 に統計検定の結果、自然換気による差がみられた項目を示す。**Fig.7(i)** より、自然換気をすることにより、温冷感が下がり温熱環境の快適さと満足度が向上する傾向が示された。これは **Fig.5**（**i**）で示した通り、自然換気をすることで発生する気流により PMV の変動が小さかったことが原因であると考えられる。**Fig.7(ii)**（a）より、窓を開けた条件では気流感が発生していたことがわかる。一方で、**Fig.7(ii)**（b）（c）より、気流に対する快・不快度や満足度に大きな差はなかった。**Fig.7(iii)** より、空間に開放的な印象を感じる度合いに、自然換気の有無による有意差が出みられた。これより、自然換気で窓を開けることで気流や音などの影響により開放的な印象になることが示唆された。**Fig.7(iv)** より、自然を感じる要因として温度、湿度、音、気流の度合いに自然換気の有無による有意差がみられた。このことから、自然換気をすることにより多くの環境要素を感じるといった傾向が示された。

3.2　室内緑化による差がみられた項目

Fig.8 に統計検定の結果、室内緑化による差がみられた項目を示す。**Fig.8**（a）（b）（c）より植物の量に差がある項目では条件 MV-g と条件 NV-g では、自然を感じる度合いが向上し、**Fig.7** に示した要素より自然を感じる度合いが大幅に向上していることがわかる。これより、在室者は視界から自然を取り入れることにより、自然を感じやすいという可能性が示唆された。**Fig.5(iii)** より、条件 MV-g と条件 NV-g では室内照度平均が小さいということがわかるが、**Fig.8**（d）では条件 MV-g と条件 NV-g で光で自然を感じる度合いが向上しているということがわかる。これより、室内緑化により光で自然を感じる度合いが向上していることがわかる。植物があることによって、在室者にとって室の光が増しているように感じる可能性が示唆された。

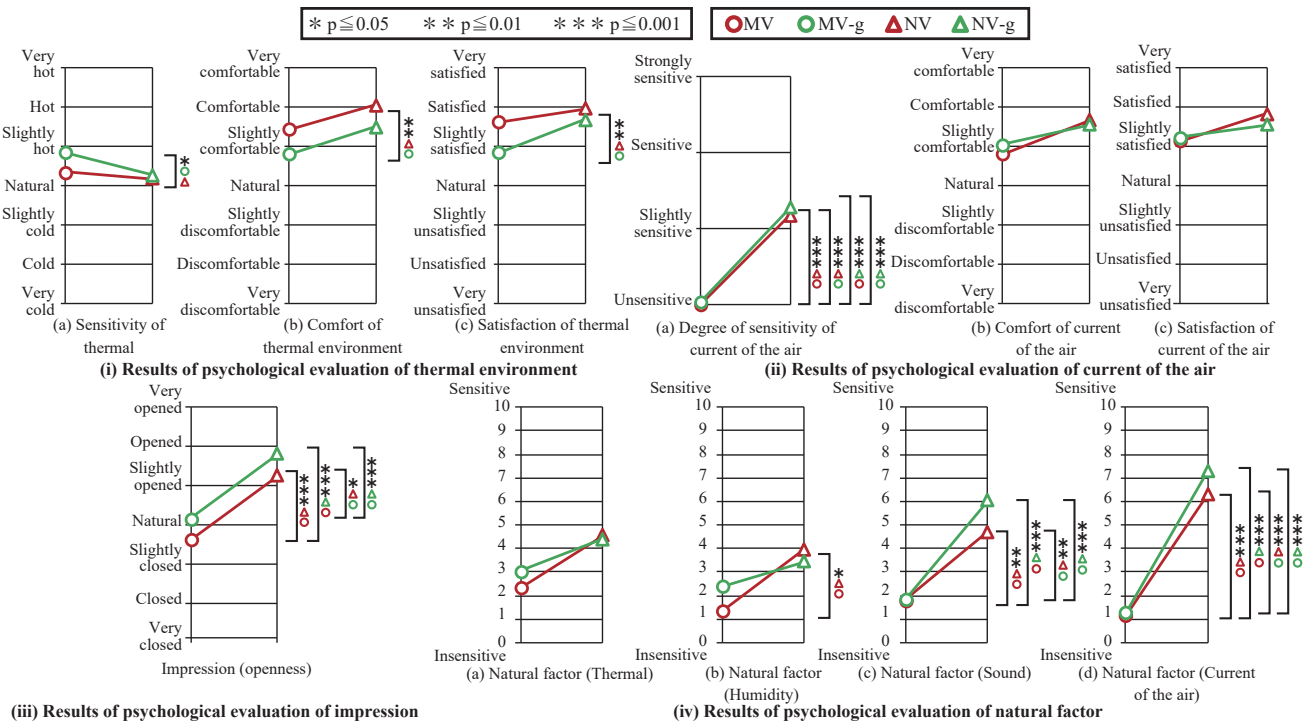


Fig.7 Psychological evaluation results with differences in natural ventilation

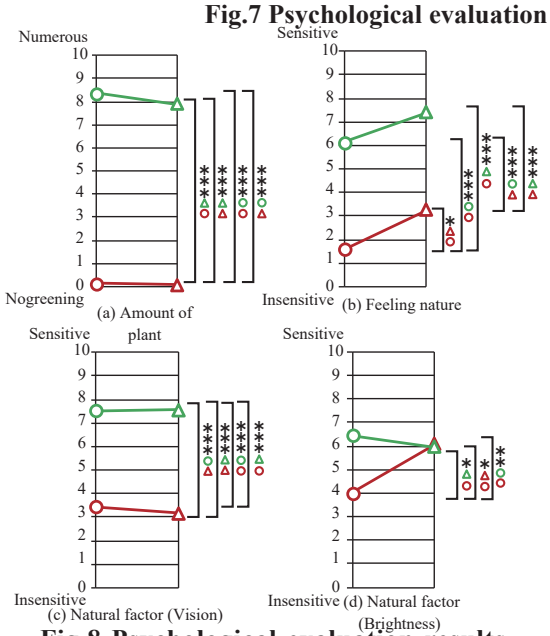


Fig.8 Psychological evaluation results with differences in greening

3. 3　自然換気と室内緑化の交互作用がみられた項目

Fig.9 に統計検定の結果、自然換気と室内緑化の交互作用がみられた項目を示す。**Fig.5(ii)** では自然換気の条件 NV と条件 NV-g で騒音レベルが上がっていると述べたが、**Fig.9**（a）をみると条件 MV-g が条件 NV と条件 NV-g と同程度の音環境となっている。また、**Fig.9**（b）（c）をみると、条件 MV-g において音環境の快・不快度と満足度がともに低下していることがわかる。このことから、室内緑化は自然換気と複合させずに用いると、音環境の快適性が低下する可能性が示された。これは、室に植物があることで、在室者が小さな作業音などにも敏感になってしまい、快適性が損なわれるという可能性が考察される。

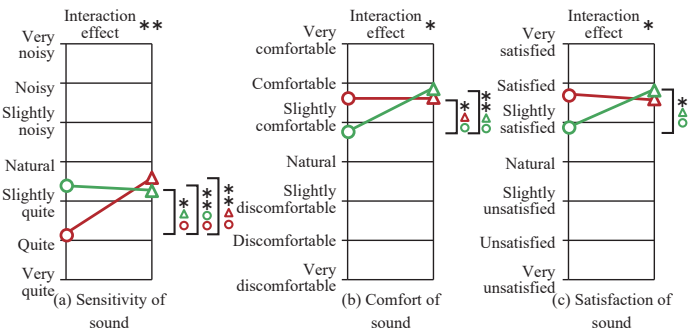


Fig.9 Psychological evaluation results with interaction between natural ventilation and greening

おわりに

自然換気と室内緑化を同時に用いた際の在室者の快適性と知的生産性への影響を解明することを目的とし、本報では実験概要及び環境測定結果、心理評価結果を示した。自然換気により、多くの環境要素に影響を及ぼす可能性が示唆された。室内緑化によ在室者は視覚から多くの自然を感じる可能性が示された。室内緑化のみを用いた室では、音環境の快適性を低下させる可能性が示された。しかし、自然換気と複合して用いることで快適性が維持される可能性も示された。次報にて、作業結果と作業性に関する心理評価の結果を示す。なお、本研究は大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

ー謝辞ー
本研究は、株式会社大林組との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

ー参考文献ー

1) 大野ら：自然換気時の RC 集合住宅と伝統的町家における居心地に関する研究（その 3）　環境の違いに対する心理・生理学的検討 , 令和 5 年（第 53 回）空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 ,2023,3
2 酒井一博：日本産業衛生学会産業疲労研究会撰「自覚症しらべ」の改訂作業 2002, 労働の科学 , pp. 295-298, 2002

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

自然換気時及び室内緑化が在室者の快適性・知的生産性に及ぼす影響
（その 2）知的生産性に関する検討

The Effects of Natural Ventilation and Indoor Greening on the Comfort and Intellectual Productivity of Occupants
(Part 2) Consideration on Intellectual Productivity

○宗　菜津未　（大阪大学）　山中　俊夫　（大阪大学）　崔　ナレ　（東洋大学）
山澤　春菜　（大阪大学）　小林　知広　（大阪大学）　長續　仁志　（大林組）　射矢　航我（大阪大学）
Natsumi SO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Haruna YAMASAWA[*1]
Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Hitoshi NAGATSUGU[*3]　Kouga IRUYA[*1]
[*1] Osaka University　[*2] Toyo University　[*3] Obayashi Corporation

Natural ventilation in an office space can have an effect not only on ventilation but also on the psychology and intellectual productivity of the occupants. Opening a window generates air currents, allows people to hear outside sounds, smells, and look at the outside scenery. By creating a connection to the outside, it is stimulating for the occupants. On the other hand, even without natural ventilation, indoor greening can make occupants feel nature. Therefore, this study examined the effects of combining natural ventilation and indoor greening on psychological evaluation and intellectual productivity.

はじめに

前報でも述べた通り、自然換気と室内緑化それぞれが与える影響についての研究は多く行われている一方で、2 つの要素を組み合わせた事例は少ない。そこで本研究では、自然換気と室内緑化の複合効果が在室者に与える影響について被験者実験で調査した。前報では [1]、本研究にて行った実験の概要と心理評価の結果について報告した。本報では、室内環境が作業成績や作業に関連する心理評価に与える影響について報告する。

1. 実験概要・測定項目

Fig.1 に実験スケジュールを示す。実験概要や測定項目については前報で述べた通りである。

2. 各作業の概要

作業 A の d2 テスト [2] の用紙の例を **Fig.2** に示す。d2 テストは上下に 1 ～ 4 個の点が付いた d と p の 47 文字、14 行で構成されており、パネルは各行 12 秒で点が 2 個付いた d の文字のみに斜線を引く。成績は、達成率 (総回答数 ÷ 総数) 及びミス率 ((見落とし数 + 誤答数) ÷ 総回答数) の 2 項目で評価した。本実験では d2 テストを 2 枚連続で行い、次の用紙を準備する時間を 12 秒に設定した。なお、成績を集計するにあたって、ミス率の高さが上位 5% のパネルの成績は除外した。

作業 B の生産力テスト [3] の回答用紙の例を **Fig.3** に示す。「新しい○○（題）を考えてください」という形式で出題し、制限時間 10 分で思いつく限りの案を箇条書きで回答させた。採点は実験者の計 2 名で行い、1 つの回答に対して「新奇性」「適切性」の 2 項目を 0 ～ 4 の 5 段階で評価した。1 つの案に対する「新奇性」「適切性」の得点の合計を算出したのち、回答された案の数だけ加点方式で足し合わせた。その後、採点者 2 名の平均得点を算出した。1 枚の回答用紙に「ノート」「皿」「てぶくろ」の 3 題あるため、3 つの題の得

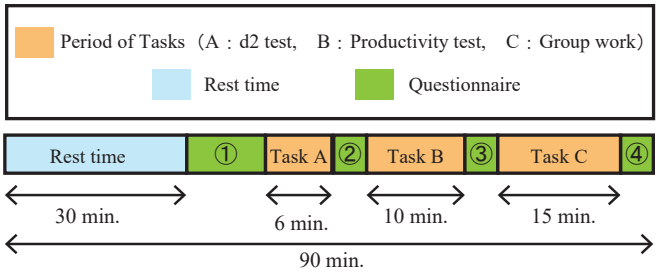


Fig.1 Timetable of the experiment

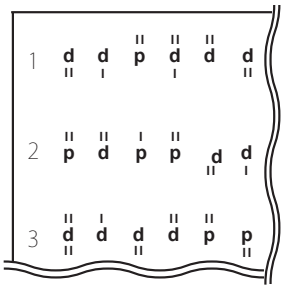


Fig.2 Paper of Task A

Fig.3 Paper of Task B

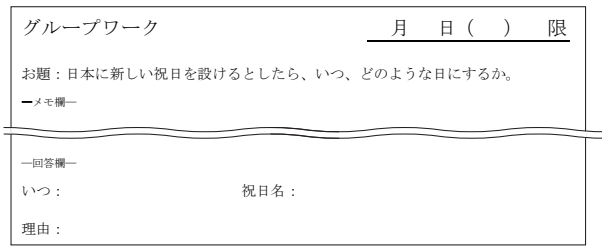


Fig.4 Paper of Task C

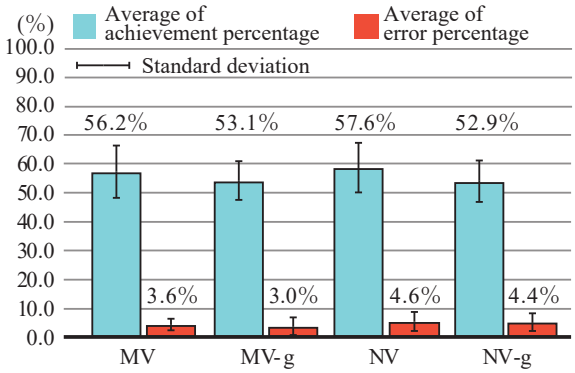


Fig.5 Average score of Task A (d2 test)

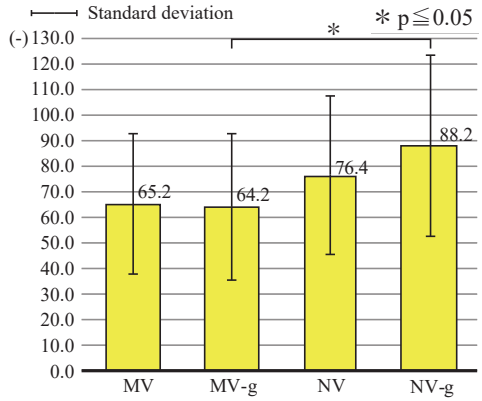


Fig.8 Average score of Task B (productivity test)

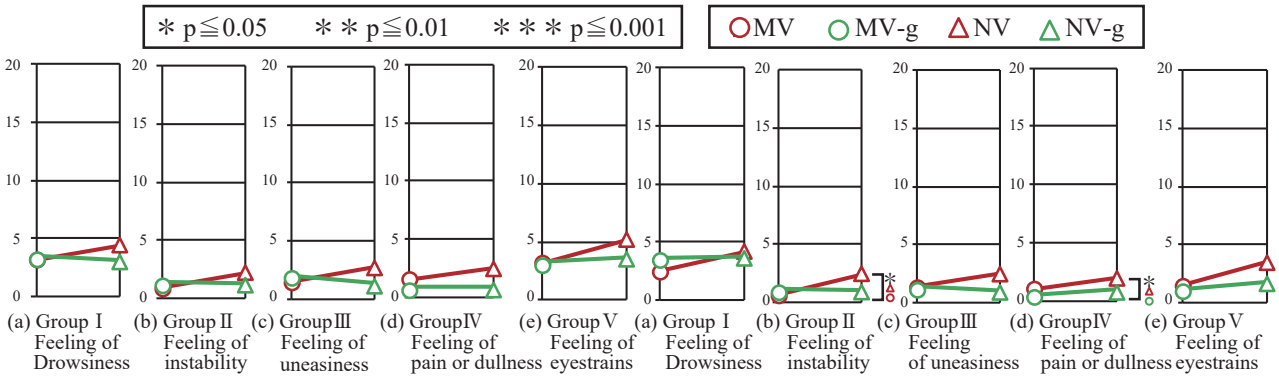


Fig.6 Result of "Jikaku-shou shirabe" after Task A (mean value of all panels)

Fig.9 Result of "Jikaku-shou shirabe" after Task B (mean value of all panels)

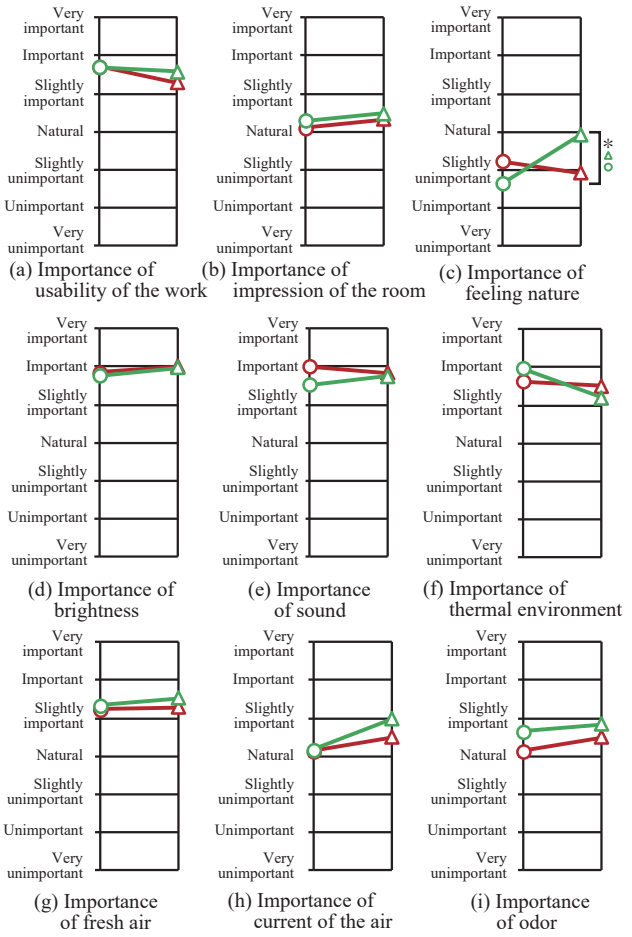


Fig.7 Result of subjective evaluation after TaskA (mean value of all panels)

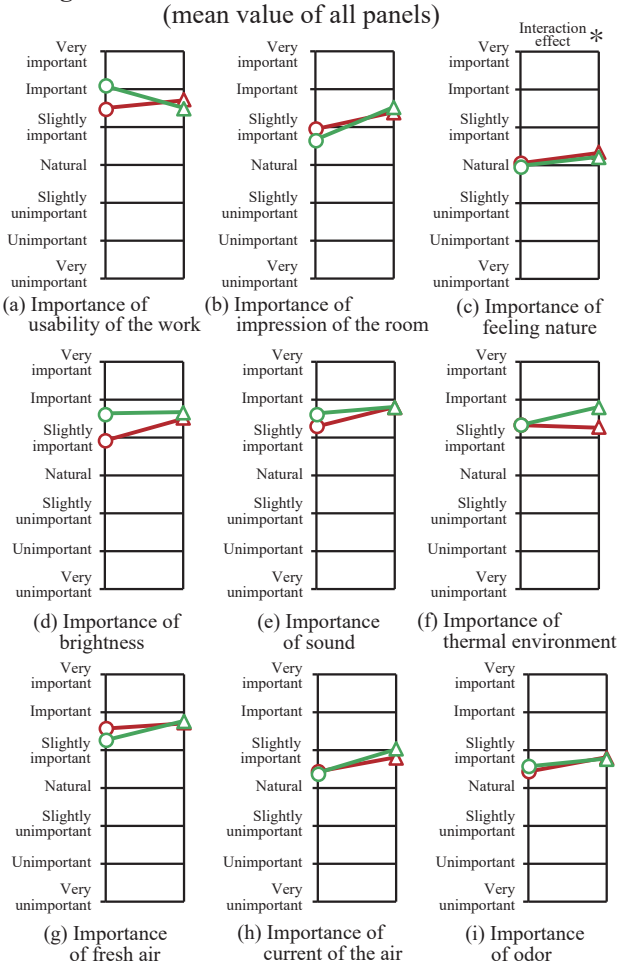


Fig.10 Result of subjective evaluation after TaskB (mean value of all panels)

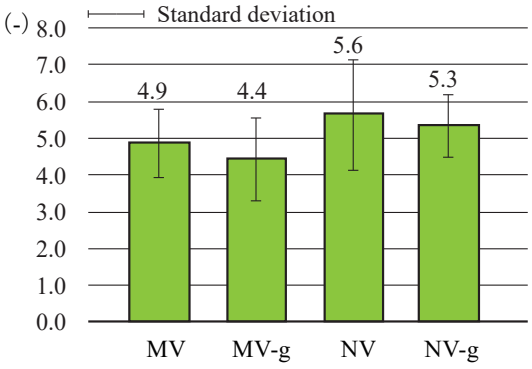


Fig.11 Average score of Task C (mean value of all panels)

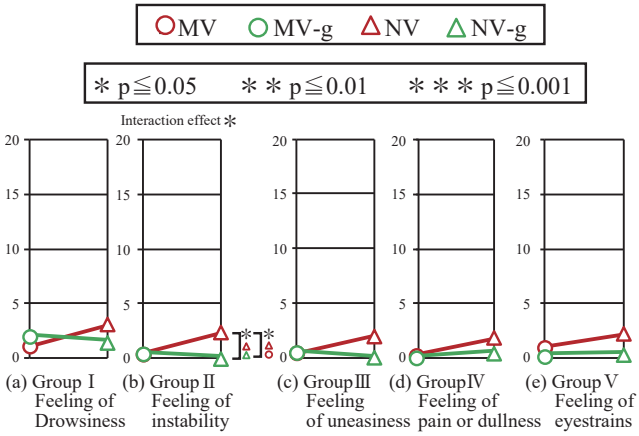


Fig.12 Result of "Jikaku-shou shirabe" after Task C (mean value of all panels)

点の合計点を 1 人当たりの総得点とした。

作業 C のグループワーク [4] の回答用紙の例を **Fig.4** に示す。グループワークでは、「日本に新しい祝日を設けるとしたらいつどんな日が良いか」という題に対して、15 分間パネル全員で話し合い、最終的に 1 つの案を回答させた。回答には「いつ」「何の日」「その日を設定した理由」の 3 点を回答させた。採点は生産力テストと同じ方法で行った。

3. 作業結果と作業後の心理評価の考察

3.1 作業 A（d2 テスト）

条件ごとの d2 テストの達成率とミス率の平均値を **Fig.5** に示す。達成率は高いほど、ミス率は低いほど良いが、どちらの項目においても有意差は見られなかった。この理由として、d2 テストは手元に集中して行う作業のため、室内の環境の差異はあまり影響しなかったことが考えられる。

d2 テスト後の自覚症調べの条件ごとの平均値を **Fig.6** に、その他の心理評価の条件ごとの平均値を **Fig.7** に示す。**Fig.6** より、d2 テスト後の自覚症しらべの結果に有意差は無かった。**Fig.7** (c)「滞在空間に自然を感じる度合いの重要度」の条件 MV-g と条件 NV-g の間に有意差が見られた。また分散分析の結果、自然換気条件と室内

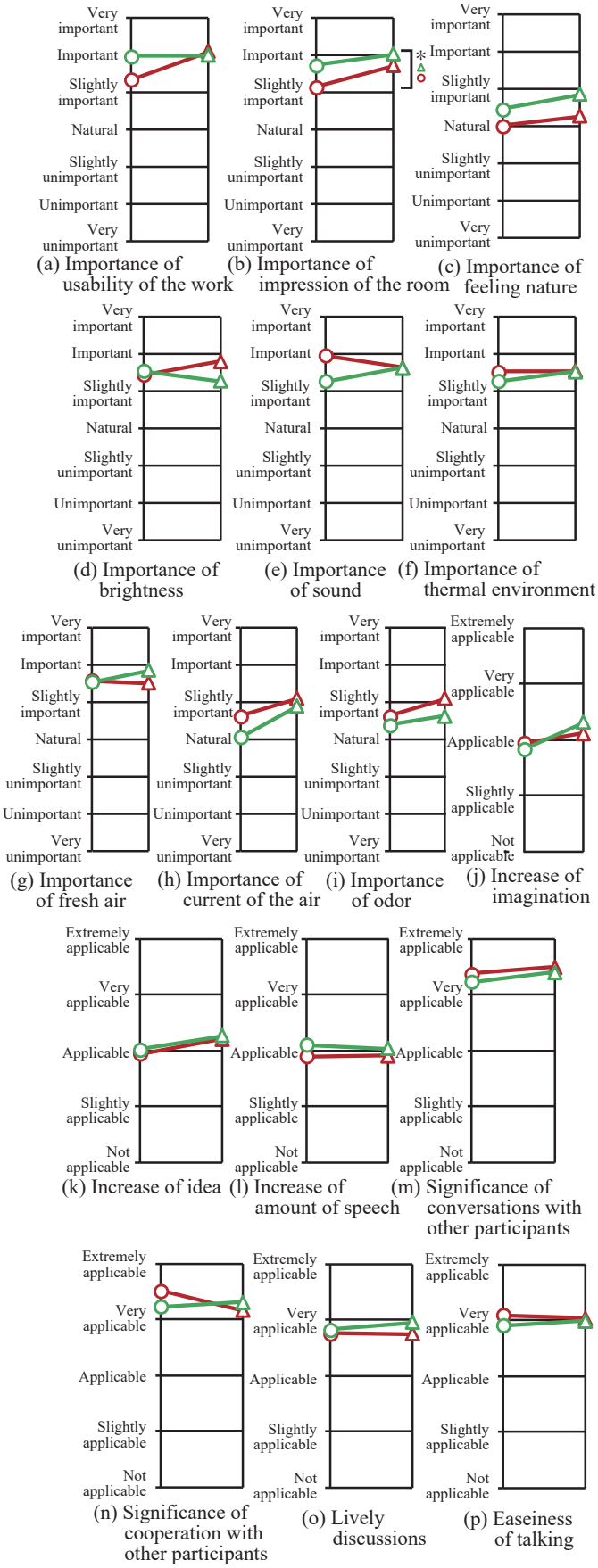


Fig.13 Result of subjective evaluation after Task C (mean value of all panels)

緑化の交互作用効果が見られた。このことから、自然換気条件と室内緑化の片方だけでは影響を与えない一方で、同時に作用することで相乗効果を生み、より重要と感じさせる可能性が示唆された。(h)「風の感じ方の重要度」の分散分析の結果において、自然換気の有無に有意差が見られた。このことから、風を感じる場合は、「風の感じ方の重要度」が高まる可能性が示された。

3.2 作業B（生産力テスト）

条件ごとの生産力テストの総得点の平均値を **Fig.8** に示す。自然換気を行わなかった条件 MV と条件 MV-g で総得点が低く、自然換気を行った条件 NV と条件 NV-g で総得点が高かった。さらに、自然換気を行った条件の中でも、室内緑化を施した条件 NV-g において最も総得点が高く、最も得点差の大きかった条件 MV-g と条件 NV-g の間には有意差が見られた。この理由として、生産力テストは想像力を必要とする作業のため、自然換気による触覚、聴覚への刺激や、室内緑化による視覚への刺激がパネルの思考に良い影響を与えた可能性が考えられる。

作業B後の自覚症調べの条件ごとの平均値を **Fig.9** に、その他の心理評価の条件ごとの平均値を **Fig.10** に示す。**Fig.9** (b)「Ⅱ群 不安定感」では条件 MV と条件 NV 間、(d)「Ⅳ群 だるさ感」では条件 MV-g と条件 NV 間に有意差が見られた。また分散分析の結果、(d)「Ⅳ群 だるさ感」においては室内緑化の影響が見られた。このことから、室内緑化が心身の状態に高評価を与える可能性が示唆された。**Fig.10** の項目では有意差は見られなかった。このことから、室内環境は生産力テストの成績には影響を及ぼすが、心理にはあまり影響を及ぼさない可能性が示された。

3.3 作業C（グループワーク）

条件ごとのグループワークの得点の平均値を **Fig.11** に示す。平均値の多少の差は見られるものの、有意差は見られなかった。原因として、全 29 回答のうち 24 回答は 6 月に設定しており、梅雨や水、夏至に関する日など似通った回答が多かったことが挙げられる。さらに、成績集計の方式にも改善の余地はあると考える。

作業 C 後の自覚症調べの条件ごとの平均値を **Fig.12** に、その他の心理評価の条件ごとの平均値を **Fig.13** に示す。**Fig.12** (b)「Ⅱ群 不安定感」の条件 MV と条件 NV の間、条件 NV-g と条件 NV の間に有意差が見られた。また分散分析の結果、室内緑化の影響と、自然換気と室内緑化の交互作用効果が見られた。このことから、室内緑化はグループ中の心身の状態に良い影響を与え、自然換気が加わることでさらに良い影響を与える可能性が示唆された。**Fig.13** (b)「空間の印象の重要度」の条件 MV と条件 NV-g の間に有意差が見られた。また、分散分析の結果、自然換気の影響と室内緑化の影響のそれぞれに有意差が見られた。このことから、グループワークにおいては、自然換気や室内緑化によってもたらされる印象に意識が向かい、重要と感じる可能性が示された。**Fig.13** (j) 〜 (p) の項目はグループワークを対象にした設問であり、グループワーク中の印象に関する項目である。どの項目においても有意差は見られず、グループワークの過程に室内環境は大きく影響していない可能性が示唆された。この原因として、多くのグループが同じような話し合いの内容を行っていたこのが挙げられるため、適切な題の設定によって改善される可能性がある。

おわりに

本報では、知的生産性と各作業後の心理評価の考察を行った。知的生産性に関しては、d2 テストのような、周囲を見ずに手元に集中して行う作業では、室内の環境は成績に影響しない可能性が示唆された。一方で、心理評価では「滞在空間に自然を感じる度合いの重要度」に交互作用効果が見られたため、自然換気と室内緑化を組み合わせることで、より重要であると感じさせる可能性が示された。生産力テストのようなじっくり考える作業では、自然換気や室内緑化による刺激が思考を促進し、成績を向上させる可能性が示された。また、室内緑化が心身の状態に高評価を与える可能性が示唆された。グループワークのような、他者とコミュニケーションをとりながら行う作業では、本実験においては有意差が見られなかった。しかし、成績集計や題の設定に改善の余地があるため、今後の課題である。一方で、自覚症しらべの「不安定感」では室内緑化が良い影響を与え、自然換気が加わることでさらに良い影響を与える可能性が示唆された。「空間の印象の重要度」には条件 MV と条件 NV-g の間に有意差があり、心理評価には影響を及ぼす可能性が示された。

今後は、作業成績の評価により公平性を持たせる方法を検討し、分析を進めていく予定である。なお本研究は、大阪大学工学研究科倫理委員会の承認を得て実施した。

ー謝辞ー

本研究は、株式会社大林組との共同研究であり、関係者各位に謝意を表します。

ー参考文献ー

1) 射矢ら：自然換気及び室内緑化が在室者の快適性・知的生産性に及ぼす影響（その 1）環境条件と心理評価に関する検討 , 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表論文集 ,2024.3（掲載予定）
2) 平井ら : Brinckenkamp, R., Zillmer,E.:d2 Test of Attention, Hogrefe & Huber Publishers, 1998
3）黒木ら：高層オフィスビルにおける分散型ワークスペースの知的生産性・快適性に関する研究（その 3）各ワークスペースでの知的生産性 , 日本建築学会大会学術講演梗概集 , pp.47-48, 2014
4）掛井ら：ICT を導入した学習環境においてディスプレイの配置がグループワークへ与える影響 PBL のための学習環境の開発に関する研究（その 2）日本建築学会計画系論文集第 83 巻第 753 号 ,2018.11

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

知覚空気汚染質に対する嗅覚の順応・回復過程に関する基礎的研究
（その 1）体臭に対する嗅覚順応の変化特性

Basic Study on Olfactry Adaptation and Recovery Process to Perceived Air Pollutants
(Part1)Olfactry Adaptation to Body Odor

○福本　柊一郎（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（大阪大学）　山澤　春菜（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　川口　由莉（大阪大学）
Shuichiro FUKUMOTO[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Haruna YAMASAWA[*1]
Akihisa TAKEMURA[*3]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Yuri KAWAGUCHI[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Toyo University　[*3]Setsunan University

Body odor, the major indoor odor, is the reference value for calculating the required ventilation in a room. However, the olfactory response of body odor changes over time due to the phenomenon of olfactory adaptation, in which the sense of smell becomes weaker after prolonged sniffing of an odor. In this study, we conducted an experiment using carbon dioxide concentration conditions to investigate the characteristics of the adaptation and recovery process of the sense of smell in body odor. As a result, the olfactory adaptation characteristics could be classified into several types depending on the panel and carbon dioxide concentration conditions.

1. はじめに

人が室内において日常的に曝露されている代表的な臭気のひとつが体臭である。体臭濃度の代替指標とされる室内の CO_2 濃度は必要換気量を算定時の基準として採用されており、建築物衛生法では、在室者の呼気によって増加する室内 CO_2 濃度を 1000 ppm 以下と定めている。また、建築物衛生法による規定は外来者が入室したときに感じる臭気質に対する評価を参考に決定されている。しかし、嗅覚に関しては、長時間同じにおいを嗅ぎ続けると次第ににおいを弱く感じるようになる順応現象が生じることが明らかになっており [1]、必要換気量を設定する際の室内 CO_2 濃度 1000 ppm という基準は場合によっては過剰な換気を促しかねない。したがって、体臭への長時間曝露時の嗅覚応答特性を調査することは、快適かつ省エネルギーな室内環境設計の構築に有用であるといえる。

そこで、本研究では、体臭に対する嗅覚順応・回復の変化特性を把握するため、被験者実験にて嗅覚に関する経時的な主観評価を測定した。

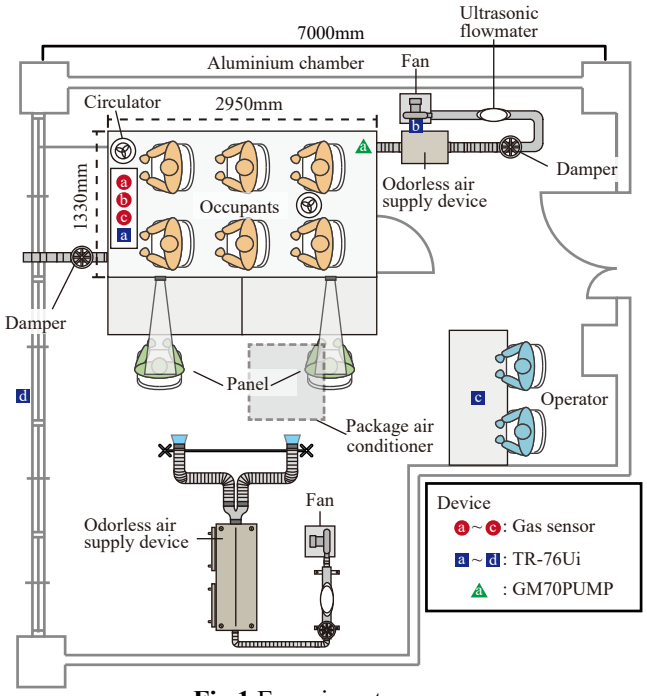


Fig.1 Experiment room

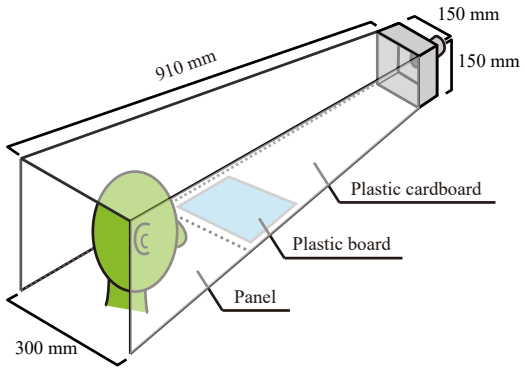


Fig.2 Detail of sniffing Duct

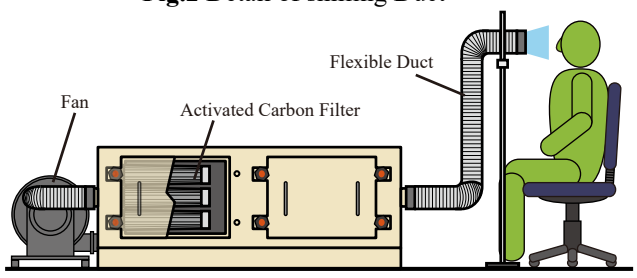


Fig.3 Odorless air supply device

Table 1 Date of experiment and participating panels

Middle concentration case

Date	Time	Panel	Average of CO_2 concentration	Flow rate per person
2023/11/24	10:40 ~12:30	1,2	2676.6 ppm	6.65 m^3/h
	15:30 ~17:10	3,4	3031.1 ppm	6.53 m^3/h
2023/12/12	10:15 ~12:00	5,6	2704.0 ppm	7.15 m^3/h
2023/12/14	10:10 ~12:00	7,8	2704.4 ppm	7.08 m^3/h
2023/12/19	10:40 ~12:20	9,10	2685.1 ppm	6.62 m^3/h
	14:40 ~16:40	11,12	3023.5 ppm	6.67 m^3/h

High concentration case

Date	Time	Panel	Average of CO_2 consentration	Flow rate per person
2023/12/5	14:30 ~16:20	6,11	5364.4 ppm	3.43 m^3/h
2023/12/6	10:45 ~12:40	5,7	4893.4 ppm	3.42 m^3/h
2023/12/8	10:45 ~12:35	1,10	4717.8 ppm	3.42 m^3/h
2023/12/14	14:45 ~16:40	4,9	5259.3 ppm	3.58 m^3/h
2023/12/15	10:45 ~12:35	3,8	4906.5 ppm	3.58 m^3/h
2023/12/18	14:15 ~16:05	2,12	4996.5 ppm	3.60 m^3/h

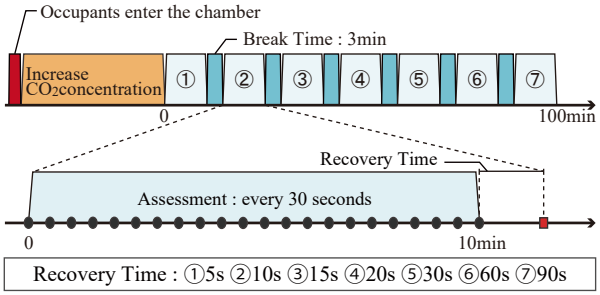


Fig.4 Experimental time schedule

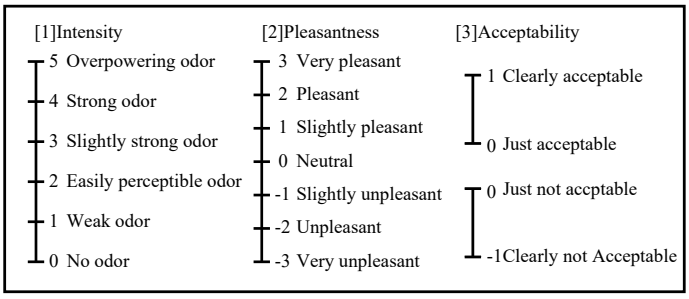


Fig.5 Subjective evaluation scales

2. 実験概要

本実験は 2023 年 11 月～ 12 月の期間、大阪大学吹田キャンパス AR 棟 725 室（以下、実験室）にて行った。実験室平面図を **Fig.1** に示す。

実験室には容積 7.65m^3 のアルミチャンバー（以下、チャンバー）を設置し、臭気発生は全てチャンバー内で行った。本実験では、体臭発生源として在室者 6 名をチャンバー内に入室させ、体臭濃度を均一にするため、サーキュレーターを 2 台稼働した。またチャンバー内には無臭空気による給気を行った。

パネルはチャンバーに接続した正四角錐状の箱 (以下嗅ぎダクト) に頭を入れ、におい評価を行う。嗅ぎダクトの詳細を **Fig.2** に示す。パネルが嗅覚の回復を行う際は、実験室内に設置した無臭空気供給装置を使用した。無臭空気供給装置の詳細を **Fig.3** に示す。

実験中は **Fig.1** に示す測定点において小型 CO_2 温度計（T&D 社製、TR-76Ui）による CO_2 濃度及び温湿度の測定、フィガロ技研製 TGS2600、TGS2602、TGS2603 によるガス濃度の連続測定を行った。

パネルは、非喫煙者である本学学生 12 名（男性 10 名、女性 2 名、21 ～ 25 歳）を採用し、パネル全員に嗅覚試験（T&T オルファクトメータ）を行い、正常な嗅覚を有すると認められた。パネルには実験参加時間に応じて適切な報酬を支払った。

2. 1 実験条件

本実験では、体臭濃度の代替指標とされる室内 CO_2 濃度について、労働衛生安全規則により定められた許容濃度 5000 ppm を参考に条件を決定した。チャンバーへの給気量を調整することで体臭濃度による条件を設定し、在室者一人当り約 7m^3/h で換気し、室内 CO_2 濃度を 2650 ppm 程度で定常させる中濃度条件、一人当り約 3.5m^3/h で換気し、室内 CO_2 濃度を 5000 ppm 程度で定常させる高濃度条件の 2 条件とした。

各条件を行った実験日程の詳細を **Table1** に示す。

2. 2 実験手順

実験のタイムスケジュールを **Fig.4** に示す。初めに、在室者をチャンバー内に入室させ、実験条件の CO_2 濃度で定常状態となった後、パネルは実験室内に入室し、におい評価を行った。本実験では嗅覚反応における順応及び回復過程に着目し、各過程における臭気評価の挙動を測定する。パネルは嗅ぎダクトに頭を入れ、10 分間で 30 秒ごとに計 21 回の評価を行った後、無臭空気供給装置から出る空気を指定秒数間嗅いで嗅覚の回復を行い、再び嗅ぎダクトの中に頭を入れて 22 回目の評価を行う。以上の工程で、嗅覚の回復時間をそれぞれ 5 秒、10 秒、20 秒、30 秒、40 秒、60 秒、90 秒の 7 段階で変更し、順応過程及び回復過程における嗅覚応答を測定する。また、回復時間を変更する各段階間には嗅覚の回復を行うためパネルに無臭空気供給装置から出る空気を 3 分間吸引させた。

実験中、パネルには嗅ぎダクトと無臭空気供給装置との移動間で可能な限り呼吸をしないことと、臭気を評価する際は鼻呼吸を行うことを指示した。

2. 3 評価項目

評価項目は臭気強度 (6 段階)、快不快度 (7 段階)、受容度 (二者択一) の 3 項目とした。パネルは評価用紙の各項目における数直線上の自由な位置に斜線を引き、斜線と各項目の最低評価からの距離で結果を算出した。評価項目の詳細を **Fig.5** に示す。

3. 実験結果と考察

3. 1 各パネルの臭気強度評価結果

臭気強度における各パネルの順応過程の評価平均値及び回復過程の評価を **Fig.6** に示す。

順応過程における臭気強度変化について、斉藤ら [2] はトリメチルアミンの持続提示による臭気強度の時間依存性から嗅覚特性による分類を行った。嗅覚特性による分類の傾向は、本実験における結果においても確認され、中濃度条件においてはパネル 2、3、5、6、7、

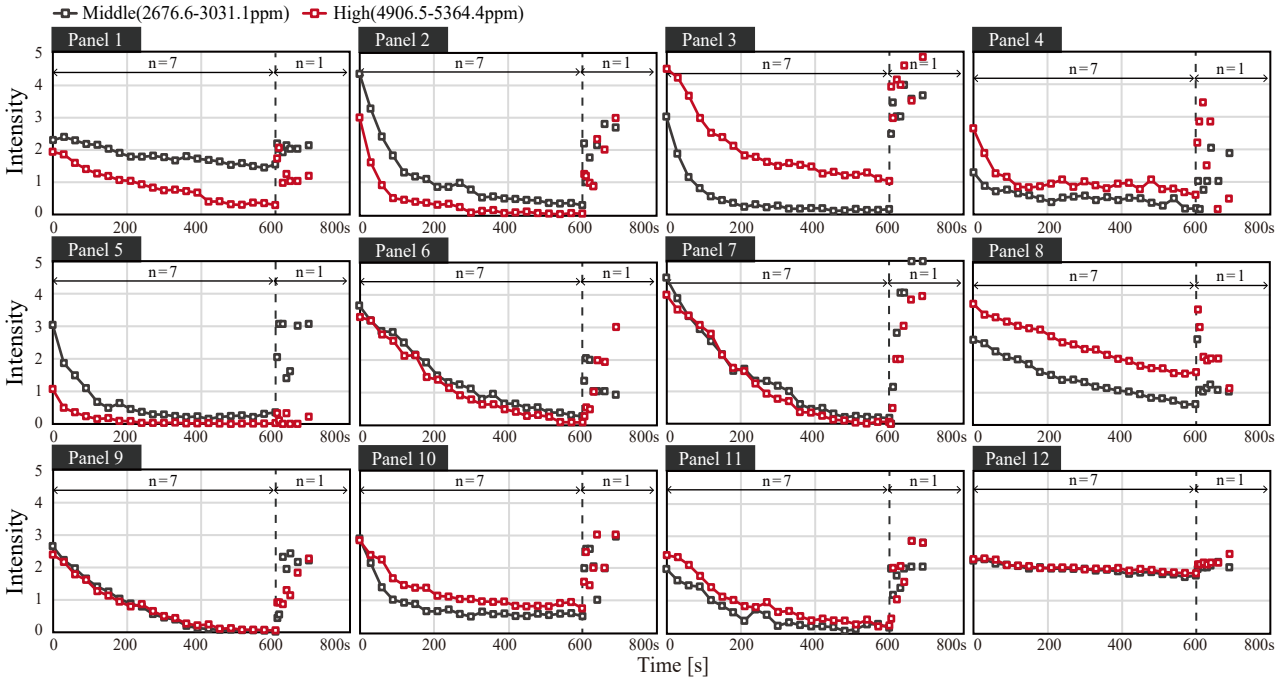
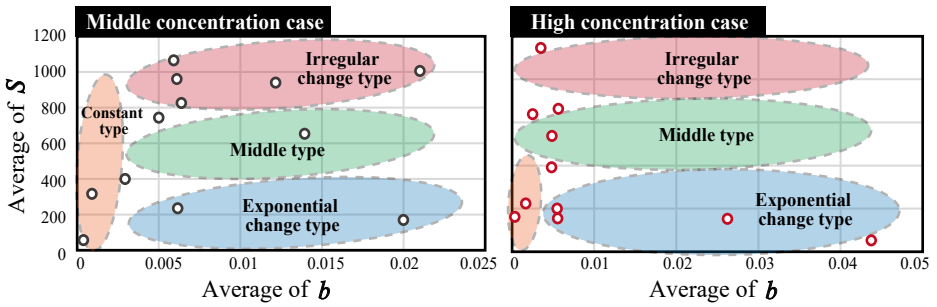


Fig.6 Odor intensity for Middle concentration case and High concentration case



Type	Middle	High
Exponential change type	25%	42%
Constant type	16.7%	8%
Irregular change type	41.7%	17%
Middle type	16.7%	33%

Fig.7 The relationship between average of ***b*** and average of ***S***

8、9、10、11 に指数関数型、パネル 1 及びパネル 12 において不変型の傾向が見られた。また中濃度条件の回復過程においては、順応過程に比べて変動は大きいものの回復時間が長くなるにつれて臭気強度が上昇し、嗅覚が回復する傾向が多くのパネルに見られた。しかし、パネル 1、6、8、9 については回復過程において回復時間が短い段階で臭気強度が大きく上昇し、その後回復時間が増加しても臭気強度の大きな上昇は見られなかった。この傾向は回復過程においても指数関数型や不変型等の回復特性が存在することを示唆している。

条件間における比較では、中濃度条件よりも高濃度条件で高い臭気強度評価を行っているパネル、反対に中濃度条件で高濃度条件時よりも高い臭気強度を評価しているパネル、もしくは両条件で同程度の評価を行っているパネルが偏りなく見られ、換気量の増加によって体臭強度は必ずしも減少しない結果が得られた。この結果から、体臭の臭気強度評価に対して、湿度やパネルの体調といった体臭濃度以外の要因が影響を及ぼしたことが考えられる。

順応過程における評価特性の分類に関して、順応過程における評価は各評価時間において 7 回の評価の平均値を示すため、特に変動型のパネルにおいては評価を平均することでその傾向が弱くなる可能性がある。そこで、長期的な臭気曝露により、臭気強度は指数関数的に減衰すると仮定し、**Equation1** に示す式における定数 a、b を各条件における 7 回の順応過程で最小二乗法により同定を行い、b の平均値 $\bar{b}$、残差平方和平均値 $\bar{S}$ を用いて嗅覚特性の分類を行う。

$$I_{(t)} = a \cdot e^{-bt} \qquad Equation1$$

各条件における b の平均値 $\bar{b}$、残差平方和平均値 $\bar{S}$ の関係と嗅覚特性の分類結果を **Fig.7** 示に示す。$\bar{S}$ の値が大きいほど、近似式からの残差が大きく評価が変動していることを示しており、$\bar{b}$ が大きく、$\bar{S}$ が小さいほど **Equation1** に近似しており、減衰型の特性を示す。中濃度条件では減衰型 25%、不変型 16.7%、変動型 41.7%、中間型 16.7%、高濃度条件では減衰型 42%、不変型 8%、変動型 17%、中間型 33% に分類できた。中濃度条件において最も多かった変動型に関しては平均値による結果からは見られなかったことから、嗅覚特性の分類において指数関数による近似式を用いた検討は有用であるといえる。また、体臭濃度条件によって嗅覚特性の分類構成が異なることから、

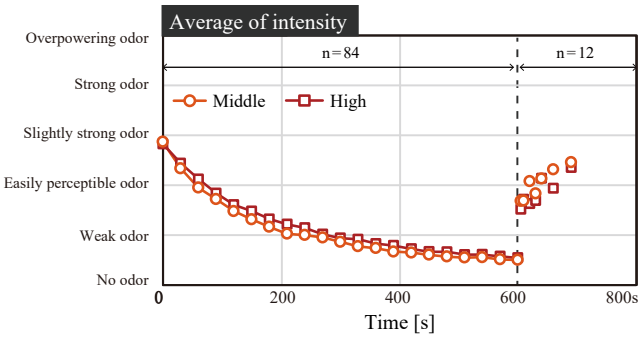


Fig.8 Average of odor intensity

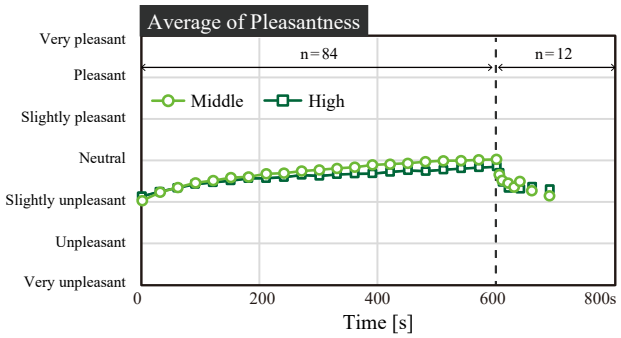


Fig.9 Average of pleasantness

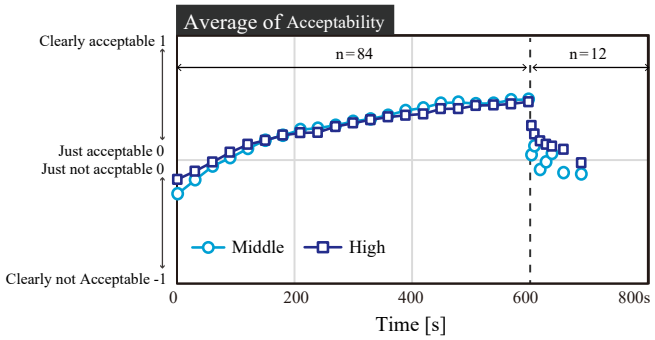


Fig.10 Average of acceptance of odor

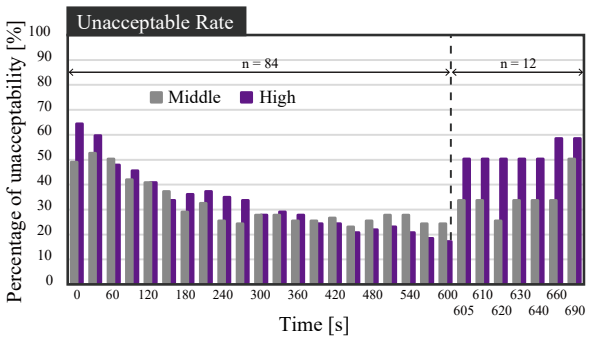


Fig.11 Non-acceptance rate

同様の臭気であっても強度によって嗅覚特性の分類による型は異なることが示唆された。

3. 2 嗅覚順応における CO_2 濃度と臭気強度との関係

各条件における臭気強度の全パネルの評価値平均を **Fig.8** に示す。臭気強度の評価に関しては濃度条件間で順応過程及び回復過程の両過程においてほとんど大きな差は見られなかった。CO_2 濃度は体臭濃度の代替指標としても使用されることから、CO_2 濃度が上昇することにより、特に順応過程開始時の臭気強度に差が生じることが予測できた。しかし、本実験においては低い側の濃度条件である中濃度条件における評価平均値の方が微量ながら高い値となった。この結果から、CO_2 濃度を体臭濃度の代替指標として比例関係的に表現することに対する限界があること、全パネルが 2 条件を同じ順序では行っていないことから実験時のパネルの体調や在室者の体調が評価に影響を及ぼした可能性が考えられる。

3. 3 嗅覚順応における CO_2 濃度と快不快度との関係

各条件における臭気強度の全パネルの評価値平均を **Fig.9** に示す。快不快度についても臭気強度と同様に濃度条件の違いによる傾向の差は見られなかった。一方、両条件において順応過程で時間が経過するにつれて不快側の評価から、快でも不快でもない中立的な評価への変化が見られた。順応過程が進むことで臭気強度が無臭側に変化し、快不快度の評価がその影響を受けたものと考察できる。回復過程における快不快度の変化は順応過程によるものと逆の傾向を見せ、回復時間が長くなるにつれて快不快度が低下した。しかし、順応過程よりも回復過程における傾向の方が変化の傾きが大きく、順応過程と回復過程の快不快度評価の変化において進行速度の違いが見られた。

3. 4 嗅覚順応における CO_2 濃度と受容度及び非容認率との関係

各条件における受容度の全パネルの評価値平均及び非容認率を **Fig.10**、**11** に示す。ここで、非容認率とは評価項目の受容度において「受け入れられない」側の評価を行ったパネルの割合を表す。受容度についても臭気強度、快不快度と同様に濃度条件の違いによる傾向の差は見られなかった。両条件、受容度の評価に関しては、順応過程の初期は受容度が低い値を示すのに対して、時間を追うごとに受け入れる側へと変化し、非容認率については順応時間が進行するにつれて低下が見られた。これは、臭気強度が順応過程で減少することにより、臭気に対する評価が無臭空気に対する評価を行っている状態に近づくことで、受容度の評価についても影響を受けることが考えられる。

4. おわりに

本報では、体臭における嗅覚の順応・回復過程における嗅覚特性を調べるため、給気量の調整による室内 CO_2 濃度条件を用いた被験者実験を行った内容について述べた。次報では、体臭同様、室内における主要な臭気である建材臭についての嗅覚順応特性について調査した実験結果を報告する。

【謝辞】

本研究は、ダイキン工業 (株) との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。また、実験に参加していただいた本学学生の皆様に感謝いたします。

【参考文献】

1) Ulf Berglund: “DYNAMIC PROPERTIES OF THE OLFACTORY SYSTEM”, Annals of the New York Academy of Sciences, Volume 237, Odors: Evaluation, Utilization, and Control pages 17–27, September 1974
2) 斉藤幸子、綾部早穂、小早川達：持続臭気の時間依存強度と知覚特性の関係、におい・かおり環境学会誌、39(6)、pp.399-407、2008

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024. 3. 8）

知覚空気汚染質に対する嗅覚の順応・回復過程に関する基礎的研究
（その２）リノリウム床材からの発生臭気に対する嗅覚順応の変化特性

Basic Study on Olfactry Adaptation and Recovery Process to Perceived Air Pollutants
(Part2) Olfactory Adaptation to Odors Generated from Linoleum Flooring

○川口　由莉（大阪大学）　山中　俊夫（大阪大学）　崔　ナレ（東洋大学）　山澤　春菜（大阪大学）
竹村　明久（摂南大学）　小林　知広（大阪大学）　福本　柊一郎（大阪大学）
Yuri KAWAGUCHI[*1]　Toshio YAMANAKA[*1]　Narae CHOI[*2]　Haruna YAMASAWA[*1]
Akihisa TAKEMURA[*3]　Tomohiro KOBAYASHI[*1]　Shuichiro FUKUMOTO[*1]
[*1]Osaka University　[*2]Toyo University　[*3]Setsunan University

In this study, we conducted an experiment using linoleum flooring to investigate the charactristics of the adaptation and recovery process of the sense of smell in linoleum. Linoleum is made of natural materials and is a material that meets society's needs. As a result, the influence of building material odors cannot be ignored in the design of indoor environments, because the olfactory characteristics of humans differ depending on the odor. In the future, we intend to study the effects of different air supply volumes in order to obtain more accurate olfactory characteristics of the sense of semell in linoleum.

1. はじめに

室内は在室者から発生する体臭や建材臭など様々なにおいであふれている。前報[1)]では体臭に対する嗅覚特性を調査したが、室内環境設計において建材臭の影響も無視できない。そこで、本報では建材の中でもリノリウム床材からの発生臭気を対象として調査を行う。「リノリウム」は亜麻仁油や石灰石、木粉、ロジンなどの天然素材から作られる素材である。リノリウムの主原料である亜麻仁油には抗菌作用があり、病院の床材としてよく用いられている。また、土に埋めると自然へ還っていくほどの生分解性もあるため、SDGs への取り組みが本格化している現代社会のニーズにマッチした建材であるといえる。しかし、リノリウムを使用する際のデメリットとしてしばしば特有の臭気による問題が挙げられる。この臭気は揮発性有機化合物 (VOC) によるもので、通気を確保しにおいを減少させる必要があるとされている。リノリウムの利用が拡大されるなかで、発生臭気に対する嗅覚の反応特性について調査することは有用であるといえる。本報では、リノリウム床材からの発生臭気を対象として被験者実験にて経時的な主観評価の測定を行った。

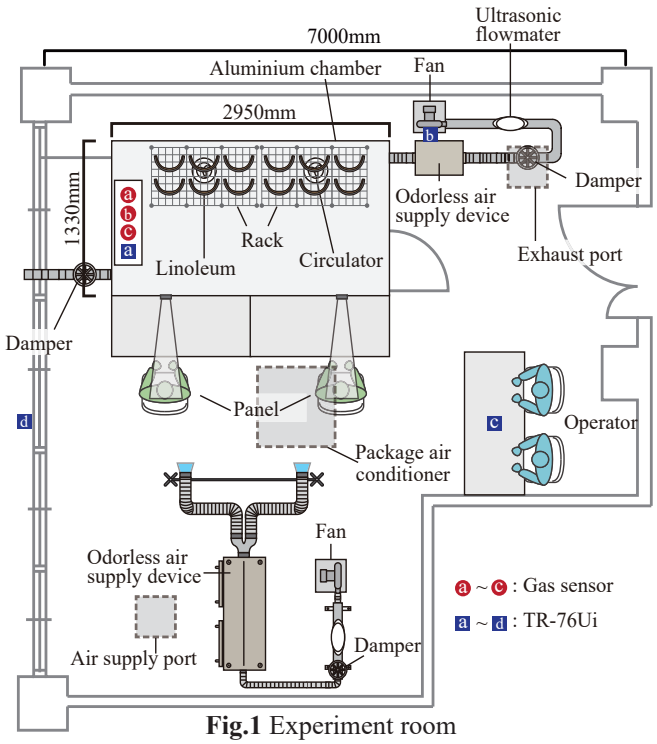


Fig.1 Experiment room

2. 実験概要

本実験は前報と同様の実験室で 2024 年 1 月 17 日、18 日の 2 日間実施した。実験室平面図を **Fig.1** に示す。測定項目は CO_2 濃度、温度、湿度、ガス濃度である。パネルは前報の体臭実験と同様の、本学学生 12 名 (男性 10 名、女性 2 名、22 ～ 25 歳) を採用し、参加時間に応じて適切に報酬を支払った。実験日時、参加パネル、給気量測定結果を **Table 1** に示す。

2. 1 実験条件

本実験では、臭気発生源としてリノリウム床材 3 m^2 を使用し、アルミニウムチャンバー内のラック上

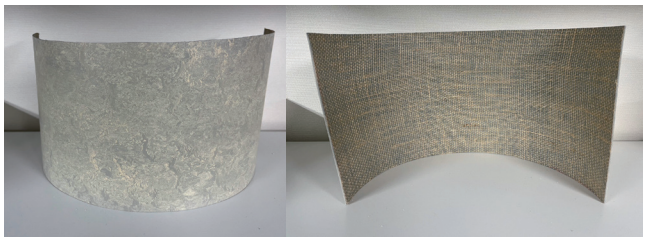


Fig.2 Flooring sheet made of linoleum

へ並べて設置した。使用したリノリウム床材を **Fig.2** に示す。におい物質発生量を維持するため、実験日ごとに新しく切り分けたリノリウム床材を使用した。また、におい物質がチャンバー内で均一に広がるよう、ラックの下にサーキュレーターを 2 台設置した。

給気量は前報の体臭実験高濃度条件と同様の 20 m^3/h とした。事前実験においてリノリウム床材 3 m^2 をチャンバー内に設置し、給気量 20 m^3/h でガスセンサの測定を行ったところ、前報の体臭実験における高濃度条件と近しいセンサ値を得ることができた。

2. 2 実験手順・評価項目・測定項目

実験は前報の体臭実験と同様である。実験のタイムスケジュールを **Fig.3** に示す。評価項目についても前報の体臭実験と同様で、臭気強度、快不快度、受容度の 3 項目とした。評価項目の詳細を **Fig.4** に示す。

3. 実験結果と考察

3. 1 各パネルごとの臭気強度評価結果

各パネルのリノリウム条件と体臭実験における高濃度条件の臭気強度評価結果を **Fig.5** に示す。縦軸が臭気強度を、横軸が時間を示す。0~600 s が順応過程の測定結果であり、7 セットの評価平均値を示す。600~690 s は回復過程の測定結果である。

まず、リノリウム実験における結果をみる。パネル 1,4 を除いて全てのパネルが「若干強いにおい」で評価であった。パネル 1,4 についても「らくに感知できるにおい」の評価であることから、今回使用したリノリウム床材 3 m^2 から十分な臭気が発生したことを確認できた。しかし、順応過程において「無臭」の評価を行ったパネルがいなかったため、順応時間 10 分に対してにおい物質の濃度設定が高い可能性が示唆

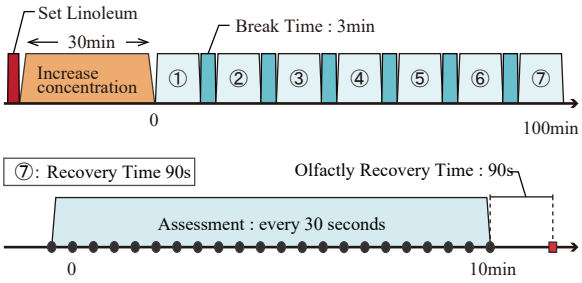


Fig.3 Experiment time schedule

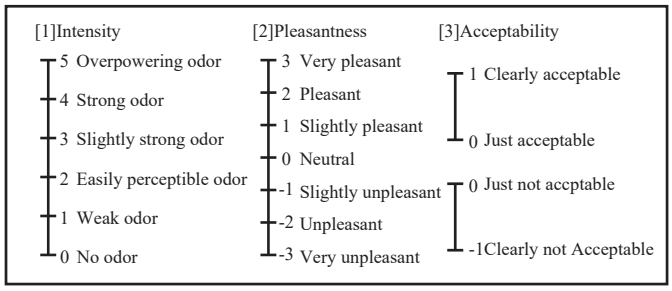


Fig.4 Subjective evaluation items

Table 1 Date of experiment , paticipating panel and flow rate

Date	Time	Panel	Flow rate
2024/1/17	14:00~15:40	3,10	20.1 m^3/h
	15:40~17:20	6,8	20.1 m^3/h
	17:20~19:00	1,5	20.1 m^3/h

Date	Time	Panel	Flow rate
2024/1/18	11:00~12:40	11,12	20.0 m^3/h
	13:00~14:40	4,7	20.1 m^3/h
	14:40~16:20	2,9	20.1 m^3/h

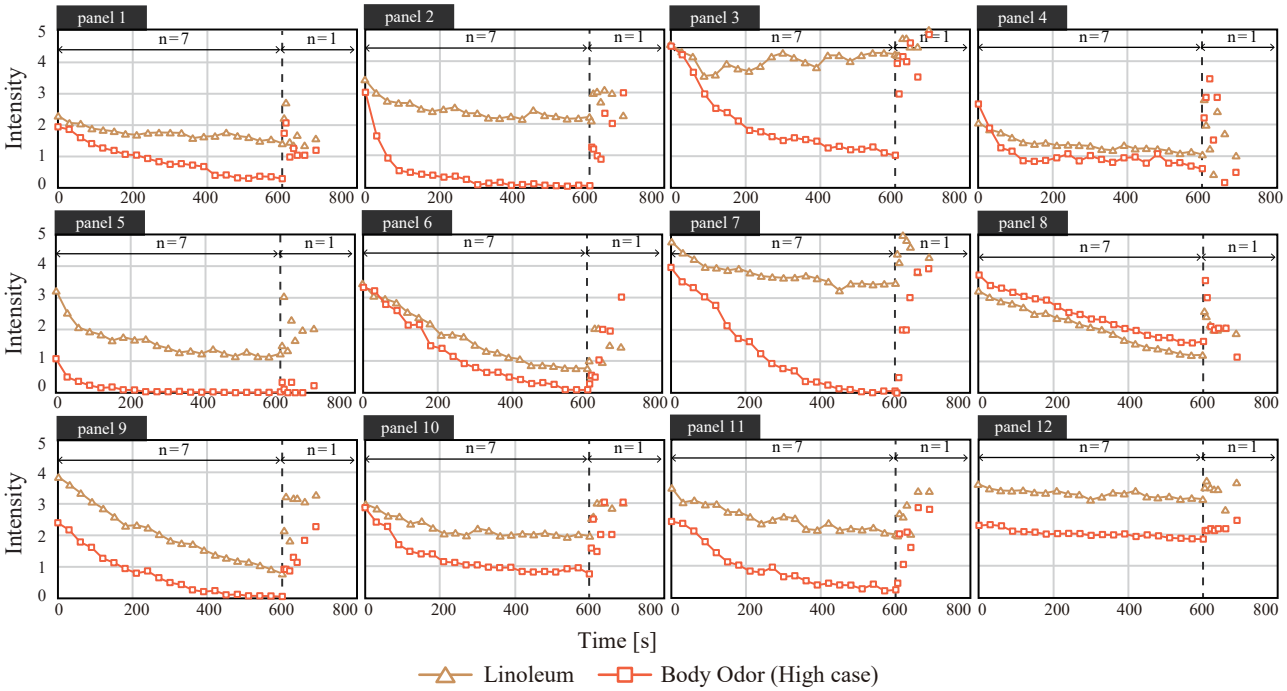


Fig.5 Variation of odor intensity for linoleum and body odor(High concentration case)

された。回復過程では、パネル 1,2,4,5,7 では、回復時間 5 秒と 90 秒で、回復時間が長い 90 秒の方が臭気強度が低い結果となった。以上の結果より、順応・回復の両過程において、前報の結果と同様にリノリウム条件でも嗅覚特性を型で分類することができた。

次に、体臭高濃度条件とリノリウム条件の結果を比較する。順応過程では、パネル 4,8,9,12 は両条件において同じような特性を示した。パネル 1,2,3,6,10 では、評価開始直後の臭気強度は両条件でほぼ等しいが、10 分後の順応後には体臭高濃度条件の方が大きく低下し、無臭に近い評価となった。回復過程では、パネル 1,8,11,12 は体臭高濃度条件とリノリウム条件で似た特性がみられたが、それ以外のパネルは異なった特性が見られた。このように、体臭高濃度条件とリノリウム条件で各パネルの型は一致せず、においの質によって嗅覚特性が大きく異なる可能性が示唆された。

3. 2 パネルごとの快不快度と受容度評価結果

各パネルの快不快度と受容度の評価結果を **Fig.6** に示す。臭気強度の結果と同様に、0~600 s が順応過程を、600~690 s が回復過程を示す。快不快度の評価結果を見ると、パネル 7 は評価が徐々に上昇しているが、それ以外のパネルはほぼ変化しなかった。リノリウム床材からの発生臭気に対しては、快不快度に嗅覚の順応はあまり影響しない可能性が示唆された。また、パネル 3 は「非常に不快」で評価を行っている一方で、パネル 6.9 は「やや快」の評価であった。リノリウムからの発生臭気に対する快不快度評価には個人差が生じる可能性が示唆された。

受容度では、快不快度と同様に評価があまり変化しないパネルが多く見られたものの、時間が経つにつれて評価が上昇していた。したがって、受容度は快不快度よりも嗅覚の順応の影響を受けることが示された。また、快不快度と同様に、パネル 3 は「あきらかに受け入れられない」の評価であったが、パネル 6 は「あきらかに受け入れられる」の評価であった。快不快度よりもより極端な差がみられたため、快不快度よりも受容度の方が評価に対する個人差があらわれると考えられる。回復過程では、5 秒の回復後に急激に評価が下がるパネルが多く見られた。臭気強度の結果から回復時間 5 秒で嗅覚が急激に回復するパネルが多かったため、においを強く感じるようになり、受容度の評価が低下したと考察できる。

快不快度と受容度評価の関係性についてみる。パネル 1,2,3,4,7,11 で強い正の相関がみられた。よって、体臭と同様に、リノリウム床材からの発生臭気に対しても、嗅覚の順応により快側の評価に近づき、においを受け入れられるようになることが示された。

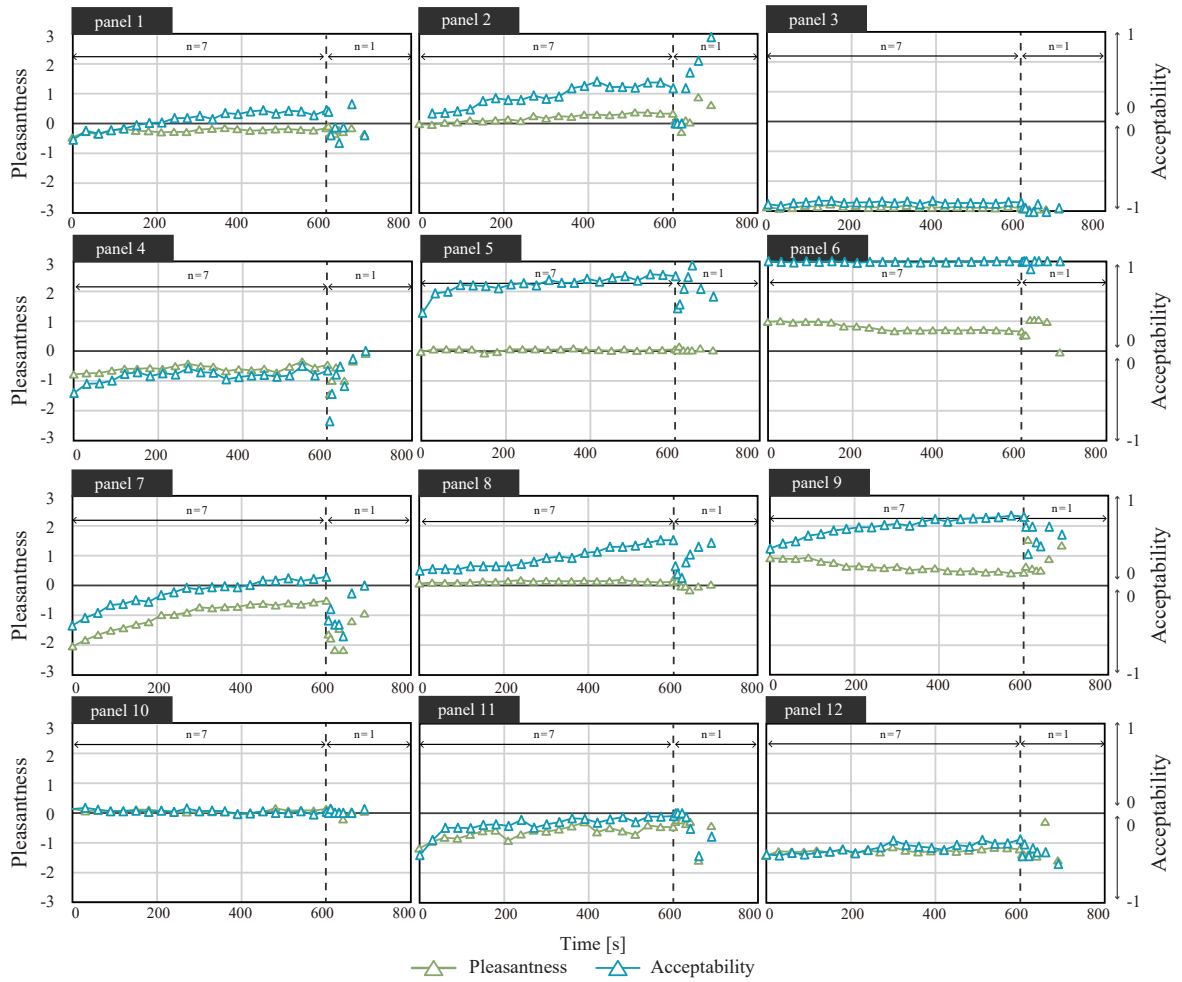


Fig.6 Variation of pleasantness and acceptance of odor for linoleum

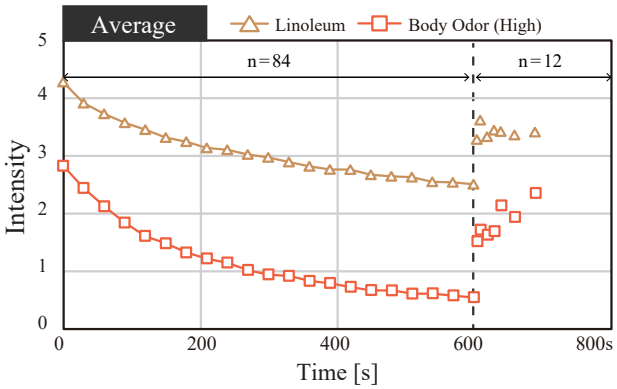


Fig.7 Average of odor intensity for linoleum and body odor(High concentration case)

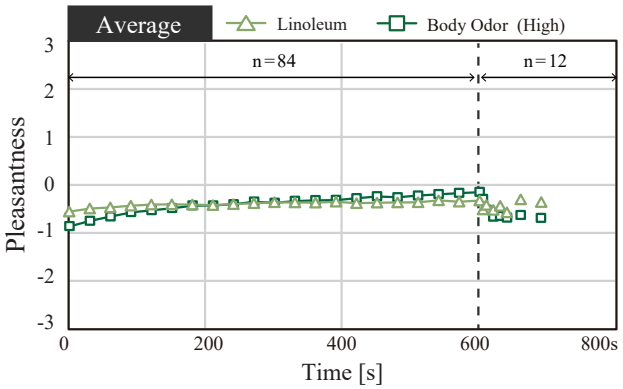


Fig.8 Average of pleasantness of odor for linoleum and body odor(High concentration case)

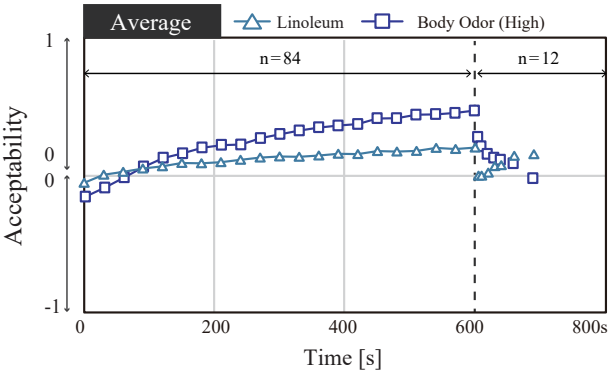


Fig.9 Average of acceptance of odor for linoleum and body odor(High concentration case)

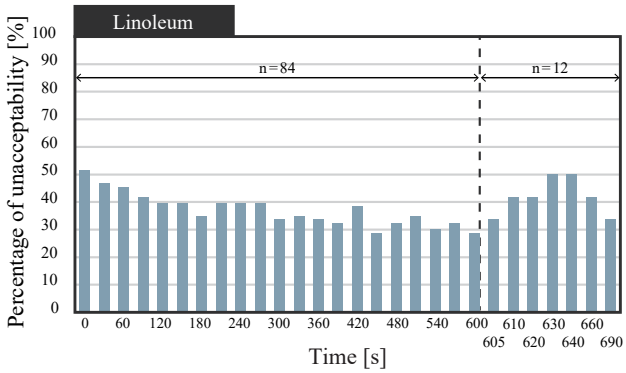


Fig.10 Non-acceptance rate for linoleum

3. 3 各評価項目の全平均と非容認率

リノリウム条件と体臭高濃度条件における全パネル評価値を平均した結果を **Fig.7~Fig.9** に示す。**Fig.7** が臭気強度、**Fig.8** が快不快度、**Fig.9** が受容度の評価結果である。臭気強度の結果では、リノリウムの方が臭気強度が高い値となった。従って、6 人のヒト由来のにおいよりも、3 m^2 のリノリウム床材からの発生臭気の方が強いことが示された。チャンバーの床面積は約 4 m^2 であることから、室内のにおい環境に対して、建材臭が大きな影響を与えることが示された。順応過程においては、においを嗅ぎ始めた直後と 10 分経過後の評価値の差についてリノリウム条件と体臭条件で有意な差が認められた。よって、リノリウム床材からの発生臭気の方が体臭よりも順応しにくいと考えられる。

快不快度・受容度では結果に差は見られず、リノリウム条件の方が評価が変動しないことが示された。従って体臭よりもリノリウム床材からの発生臭気の方が、嗅覚の順応の影響を受けにくいと考えられる。

リノリウム条件における非容認率の結果を **Fig.10** に示す。非容認率とは、受容度の評価について「受け入れられない」と回答したパネルの割合を示している。非容認率は順応過程では徐々に低下したもののその変化は小さかった。回復過程では、回復時間が長くなるほど非容認率が上昇したが、回復時間 60s と 90s で低下した。より正確な評価を行うため、順序効果の影響を考慮し実験を実施する必要がある。

4. おわりに

本報では、リノリウム床材からの発生臭気に対する嗅覚特性を把握するため、被験者実験にて経時的な主観評価測定を行った。体臭と同様に、リノリウム床材からの発生臭気に対しても、順応・回復の両過程において嗅覚特性を型で分類できる可能性が示唆された。

快不快度・受容度の結果より、嗅覚の順応により快側の評価に近づき、においを受け入れられるようになることが示された。しかし、リノリウム条件では体臭高濃度条件よりも評価があまり変動しなかったことから、体臭よりも快不快度と受容度への順応の影響は小さいと考えられる。

このように、被験者実験の結果から臭気によってヒトの嗅覚特性が異なることが示され、室内環境設計において建材臭の影響を無視できないことが示唆された。今後はより正確な嗅覚特性の把握のため、給気量を変えた検討を行っていく所存である。

【謝辞】
本研究は、ダイキン工業 (株) との共同研究であり、関係各位に謝意を表します。また、実験に参加していただいた本学学生の皆様に感謝いたします。

【参考文献】

1) 福本、山中、崔、山澤、竹村、小林、川口：知覚空気汚染質に対する嗅覚の順応・回復過程に関する基礎的研究（その 1）体臭に対する嗅覚順応の変化特性、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集（2024 年 3 月掲載予定）

空気調和・衛生工学会近畿支部
学術研究発表会論文集（2024.3.8）

都市の熱環境計画に向けた
人流特性把握のための時系列人流データ分析
A Study on Pedestrian Flow Characteristics by Time-Series Data Analysis for Urban Thermal Environment Planning

○早 川　大 地（神戸大学）　　竹 林　英 樹（神戸大学）
Taichi HAYAKAWA*1　Hideki TAKEBAYASHI*1
*1 Kobe University

In this study, we analyzed pedestrian flow data at 116 locations in Kobe's Sannomiya district, provided by Kobe city, with the intention of utilizing it for urban thermal environment planning and infrastructure planning. Based on the time-series data analysis, the characteristics of pedestrian flows at each location were categorized into four clusters, then the measurement points in Sannomiya district were classified into three zones. A useful analysis method for multi-site and multi-time data sets for urban thermal environment planning and infrastructure planning was presented.

１．はじめに

近年，IT 技術の普及により人流データが計測，利用されるようになり，新型コロナウイルス流行を契機にその重要性が広く認識されるようになった．これらのデータは一般に公開されるものも増えており，交通機関や商業施設などでの利用のほか，都市熱環境の分野でも利用の可能性が検討されている[1)]．ただし，これらのデータの多くは GPS データや携帯電話の位置情報を用いたものであり，より具体的な熱環境計画やインフラ計画に際しては，カメラやセンサーにより計測された人流の絶対量データの利用が望ましい．

本研究では，都市の熱環境計画やインフラ計画への人流データの活用を想定し，神戸市より提供された三宮地区の 116 地点の通過人数の赤外線センサーによるデータを用いて，時系列特性や空間分布の特徴を分析した．具体的には，通過人数の時系列データをクラスター分析し，分類結果の特徴を考察することで，通過人数に影響を与える要因を分析し，各地点における人流データの時刻変化の特徴から対象地域全体の空間分布の特徴を考察した．

２．分析の概要

2.1　分析データの概要

本研究では，神戸市と連携して関西電力株式会社が赤外線センサーを用いて計測されている通過人数のデータを用いた．図 1 に計測箇所を示す．分析対象期間は 2022 年 4 月 1 日～2023 年 3 月 31 日の一年間で，一時間ごとの通過人数のデータである．各地点でセンサーの停止やデータの欠損が確認された日は分析対象外とした．

2.2　分類方法

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

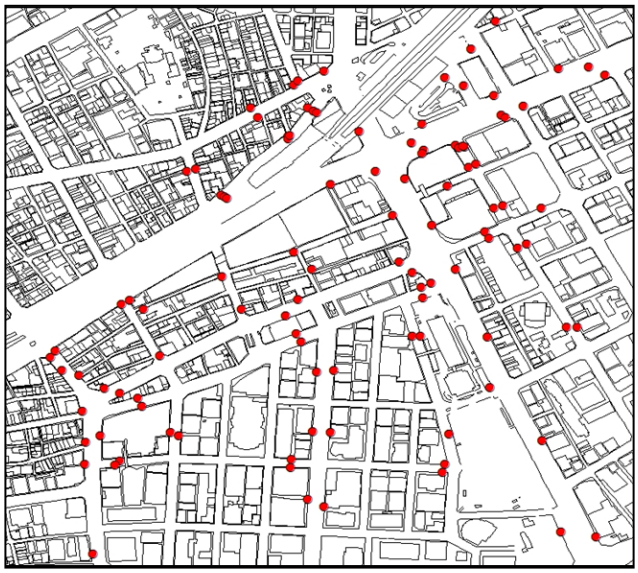


Fig.1 Infrared sensor mounting position

３．通過人数の時刻変化の分類

3.1　分析結果の整理手法

先行研究[2)]では，三宮地域の 9 地点において同様のクラスター分析を行った．その結果，朝夕の通勤，通学時にピークを持つ平日型のクラスターと，日中 14 時～16 時にピークを持つ休日型のクラスター，が主に出現した．今回の 116 地点の分析においても，平日クラスター，休日クラスターが分類された．

3.2　分類結果の特徴

クラスター分析結果の例（地点 54，40，23）を図 2～7，表 1～3 に示す．平日クラスターを黒実線，休日クラスターを青破線，平日・休日の区別がなく多くの日数が含まれるクラスターを水色実線，平日・休日の区別が困難な混在クラスターを橙一点鎖線で示す．

地点 54 は駅から離れており，一日を通して人流が少なく，多くの日数がクラスター1 に集約された．

地点 40 は三宮中心部の南北道路に位置しており，特に午前 8 時の通行人数差により平日クラスターと休日クラスターに分類され，人流の大小によりさらに分類された．

地点 23 は元町駅の南に位置し，ピーク出現時刻の差により平日クラスター，休日クラスターに分類されたが，平日と休日双方の特徴を持つ混在クラスターも出現した．

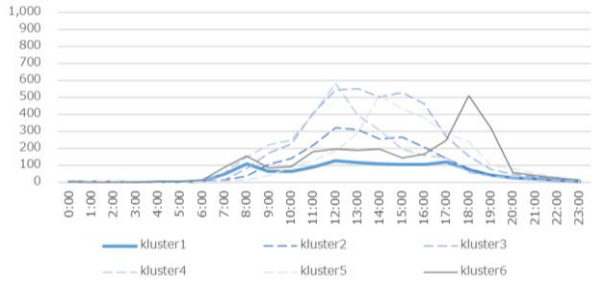


Fig.2 Cluster classification results at measurement point 54

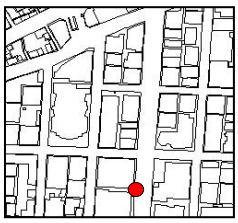


Fig.3 Location of measurement point 54

Table.1 Composition of clusters at measurement point 54

kluster number	weekday (days)	holiday (days)	total (days)
1	239	96	335
2	0	12	12
3	0	5	5
4	2	2	4
5	0	1	1
6	3	0	3

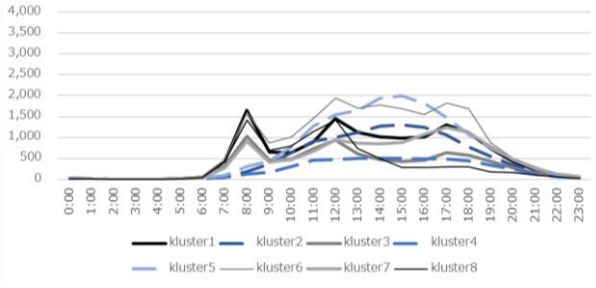


Fig.4 Cluster classification results at measurement point 40

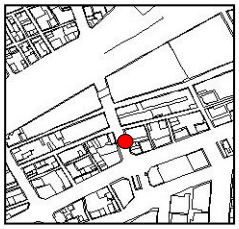


Fig.5 Location of measurement point 40

Table.2 Composition of clusters at measurement point 40

kluster number	weekday (days)	holiday (days)	total (days)
1	144	0	144
2	0	71	71
3	77	13	90
4	3	16	19
5	4	14	18
6	2	0	2
7	10	5	15
8	5	0	5

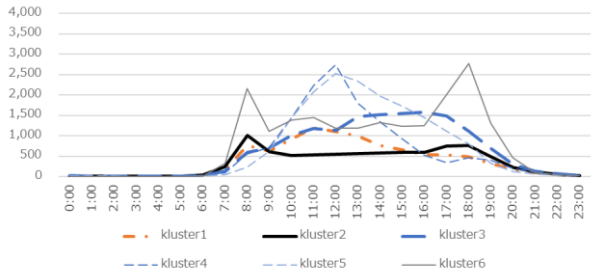


Fig.6 Cluster classification results at measurement point 23

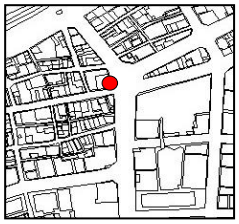


Fig.7 Location of measurement point 23

Table.3 Composition of clusters at measurement point 23

kluster number	weekday (days)	holiday (days)	total (days)
1	55	42	97
2	167	29	196
3	20	39	59
4	1	4	5
5	0	5	5
6	2	0	2

４．クラスター構成割合による地点の分類

4. 1　分析結果の整理

各地点のクラスター分析を，平日・休日の区別がないクラスター，平日クラスター，休日クラスター，その他混在クラスターに集約した（図 8）．各地点で最も構成割合の大きいクラスターから降順に並べている．

計測点を 3 つのパターンに分類した（図 9～11）．各地点の日平均通行人数をパターンごとに色分けし，降順に並べた（図 12）．

4. 2　クラスター構成割合に基づく分類

図 9 に主に水色で示す地点では，平日・休日の区別がないクラスターが 80%以上である．この地点は平日・休日の区別のない地点とし，図 12 には水色で示した．これらの地点では日平均通行人数が小さい．

図 10 に黒色と青色で示す地点では，ほぼ平日クラスターと休日クラスターに分類された．この地点は平日．休日で分類される地点とし，図 12 には黒色で示した．これらの地点数が最も多く，日平均通行人数の中央値付近に集中している．

図 11 に黒色，青色，赤色で示す地点では，平日クラスター，休日クラスター，その他混在クラスターに分類された．平日，休日による人流の差はあまり顕著ではなく，他の要因により新たなクラスターが形成されたと考えられる．この地点は平日・休日・その他として分類される地点とし，図 12 には橙色で示した．これらの地点では日平均通行人数が大きい．

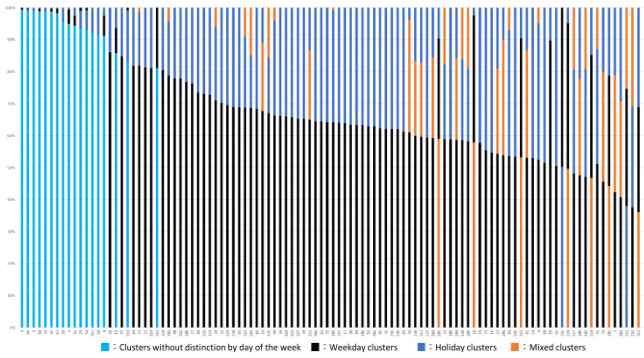


Fig.8 Cluster composition ratio at each measurement point

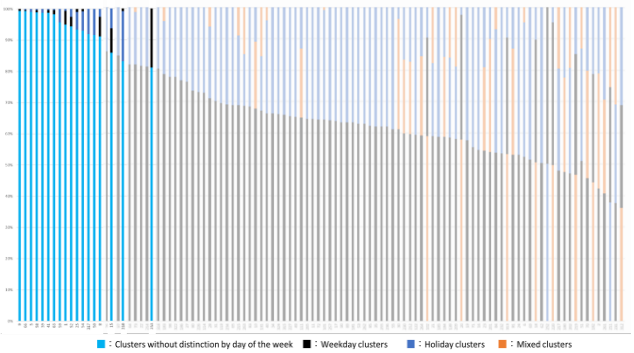


Fig.9 Measurement points that were not classified (blue bar)

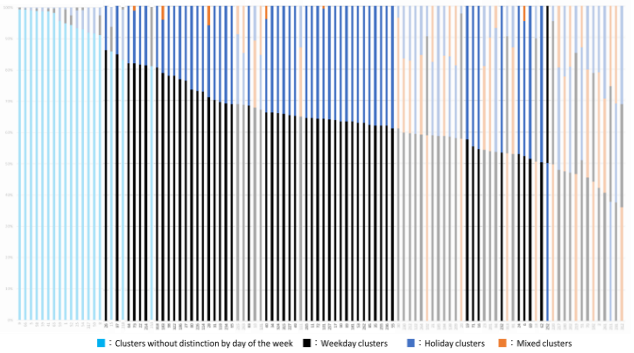


Fig.10 Measurement points classified by weekdays and holidays (black and blue bar)

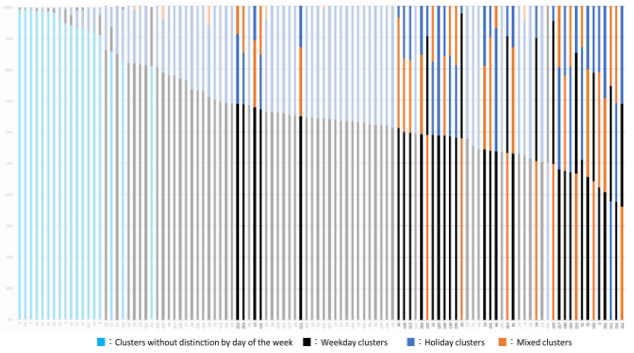


Fig.11 Measurement points classified by weekdays, holidays, and others (black, blue, and red bar)

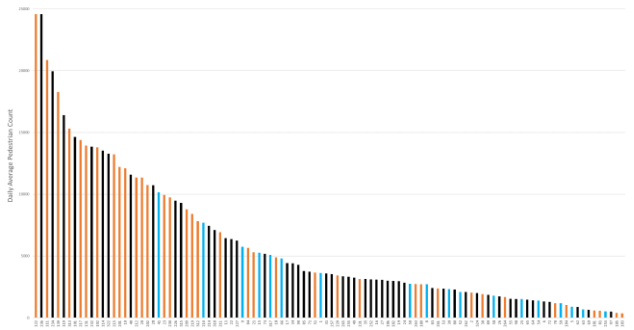


Fig.12 Daily average pedestrian flow at each measurement point

4.3　クラスター分類結果の空間分布の考察

人流データの空間分布の特性を考察するために，上記3パターン（赤色：区別なし，青色：平日・休日，黄色：平日・休日・混在）を地図上に示した（図13）．三宮駅・元町駅に近い測定点は（黄色：休日・平日・その他）が多く，駅から離れると（青色：平日・休日）となり，さらに離れると（赤色：区別なし）となる．日平均通行人数に応じてプロットの大きさを変更して重ね合わせた（図14）．通行人数は駅から離れると小さい．

以上より，駅から離れると通行人数が少なくなり，人流の特徴に平日・休日の区別が表れない．駅から少し離れた箇所では，通勤や通学の影響で平日と休日の特徴が表れる．駅に近い箇所では，さらに別の要因による人流の時間変化の特徴が確認される．

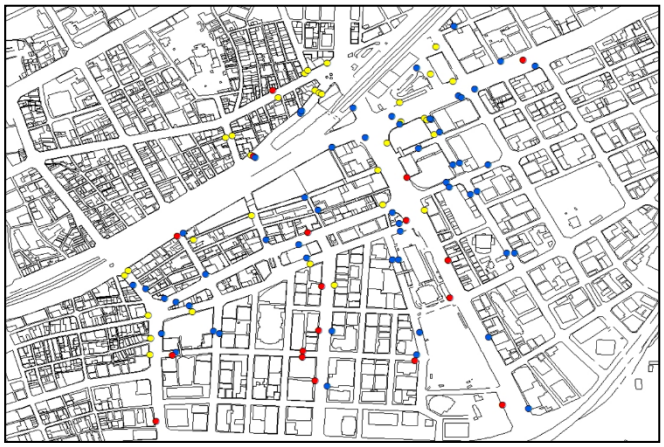


Fig.13 Classification of measurement points (red: no distinction, blue: weekday and holiday, yellow: weekday, holiday, and others)

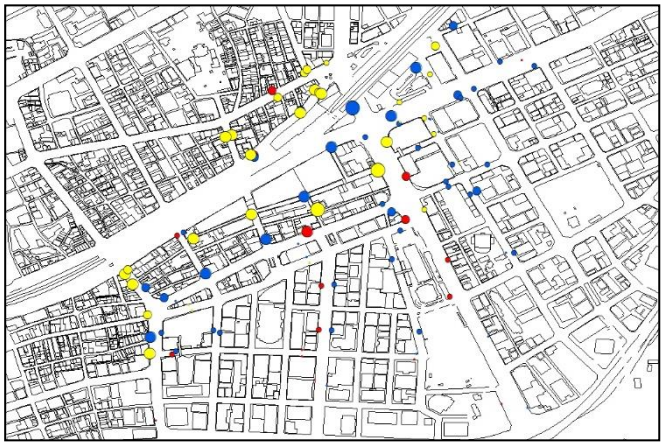


Fig.14 Classification and daily average pedestrian flow at measurement points (red: no distinction, blue: weekday and holiday, yellow: weekday, holiday, and others)

5.　まとめ

本研究では，神戸市より提供された三宮地区の116地点の通過人数のデータ（人流データ）を用いて，時系列特性や空間分布の特徴を分析した．具体的には，通過人数の時系列データをクラスター分析し，分類結果の特徴を考察することで，通過人数に影響を与える要因を分析し，各地点における人流データの時刻変化の特徴から対象地域全体の空間分布の特徴を考察した．

各地点の分類結果は，平日・休日の区別がないクラスター，平日クラスター，休日クラスター，その他混在クラスターに集約された．空間分布は，駅から遠く通行人数が少ない地点では平日と休日の区別がつかず，駅から少し遠く通行人数が中程度の地点では平日と休日に区別され，駅に近く通行人数が大きい地点では平日と休日に加えてそれらの特徴が混在する日も区分された．

以上より，多時刻，多地点の人流データの統計分析とその特徴の考察より，人流の時空間特性を整理する方法が提示された．

今回の分析結果に基づくと，駅から遠い地点では人流が小さいため熱環境計画の優先度は低く，時間変化の特徴も限定される．駅に近い地点では人流が大きいため熱環境計画の優先度は高く，平日，休日，混在の時間変化の特徴への配慮が必要である，と考察された．また，災害発生時の一時避難者の推定やそれに基づくインフラ計画の検討などへの利用も想定される．

謝辞：本研究は神戸市建設局との共同研究の一環として人流データの提供を受けて実施した．協力頂いた関係者の皆様に謝意を評します．本研究はJSPS科研費JP22H01651，大成学術財団の助成を受けた．

参 考 文 献

1) 熊倉永子，足永靖信，上野貴広，都市の温熱リスクに関する研究その2，人流ビッグデータを用いた暴露人口の算出，日本建築学会大会学術講演梗概集，2022
2) 早川大地，竹林英樹，神戸市のオープンデータを用いた都市における人流データの分析手法の検討，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2023