

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1) 給気量及び給気気流への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響

Performance of Ventilation with Ceiling-Supplied Displaced Ventilation in Office

(Part 1) Effect of Supply Airflow Rate and Ambient Air Entrainment into Supply Airflow on Concentration Distribution

○石川 慎之助 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 小林 知広 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学) 永井 優太 (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)) 大高 将悟 (ダイキン工業(株))

Shinnosuke ISHIKAWA^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1}Noriaki KOBAYASHI^{*1} Yuta NAGAI^{*1} Nobuki MATSUI^{*2} Tetsuya OKAMOTO^{*2}Takeshi ARAKAWA^{*2} Yuki YAMOTO^{*2} Shogo OTAKA^{*2}^{*1}Osaka University ^{*2}Daikin Industries LTD

Recently, DV system has received much attention in terms of infectious disease control. However, DV system is not widely used because of its specialized nature, which requires air supply from the lower part of the room at low temperature and low speed. In this study, we propose a new type of DV system that improves design and construction issues by installing air supply ports on the ceiling. In this paper, we report the results of a full-scale experiment to investigate the effect of the supply airflow rate and the entrainment of ambient air into the air supply by the air supply.

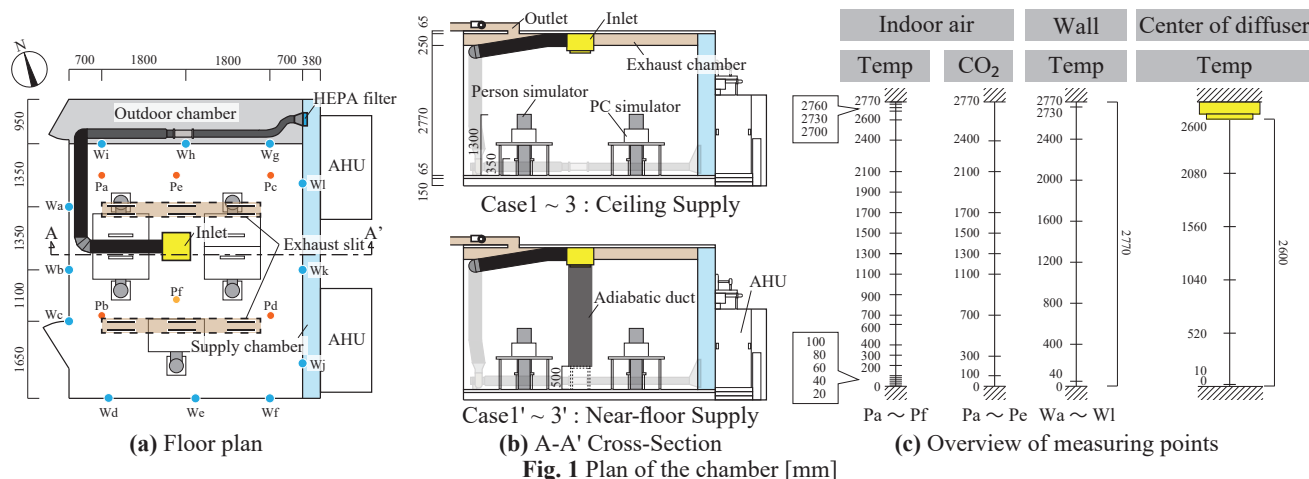
はじめに

近年、新型コロナウイルス感染症の流行に伴い、感染症対策の面から置換換気方式が注目されている。しかし、実際に講義室に置換換気を導入した例¹⁾も見られるが、室下部の床置き型のディフューザーなどから低温・低速の給気を必要とする給気設備の特殊性によりあまり普及が進んでいない。そこで、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。本報では実大実験において給気量及び給気による給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・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。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

実験室の構成を Fig. 1 に示す。本実験では一般的なオフィスを想定し、スチレンフォームによって作成した机および椅子を設置した。給気口は室の天井中央部付近 (Fig. 1 参照) に設置した。給気は直径 $\Phi 460$ mm の吹き出し口から、 $\Phi 0.05$ mm と $\Phi 0.04$ mm のメッシュシートと、内径が $\Phi 13$ mm で厚さが 26 mm のハニカム形状の整流板を通じて均一な風速で鉛直下向きに吹き出した。発熱源は 75 W / 体の模擬人体を 5 体、50 W / 体の模擬 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 3 NL/min の CO_2 と 1.8 NL/min の He を混合した



1.2 実験条件

(a) Diffuser

(b) Ceiling Supply

(c) Near-floor Supply

Fig. 2 Overview of diffuser and air supply conditions

1.3 測定概要

本実験では温度と CO_2 濃度を測定した。測定点を **Fig. 1 (a), (c)** に示す。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。

	Supply condition	Airflow rate [m ³ /h]
Case 1-C	Ceiling Supply	750
Case 2-C		600
Case 3-C		400
Case 1-F	Near-floor Supply	750
Case 2-F		600
Case 3-F		400

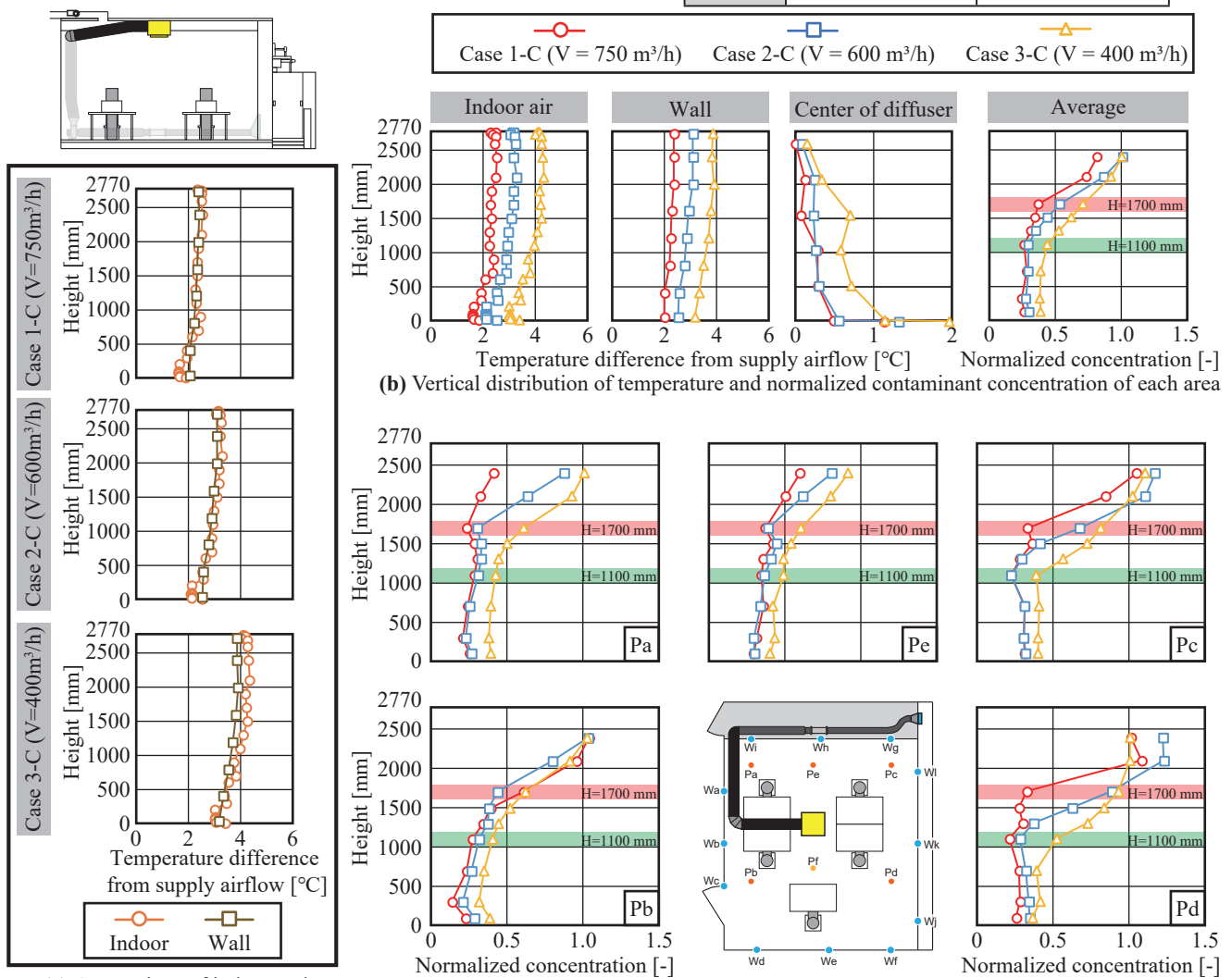


Fig. 3 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Case 1-C ~ 3-C)

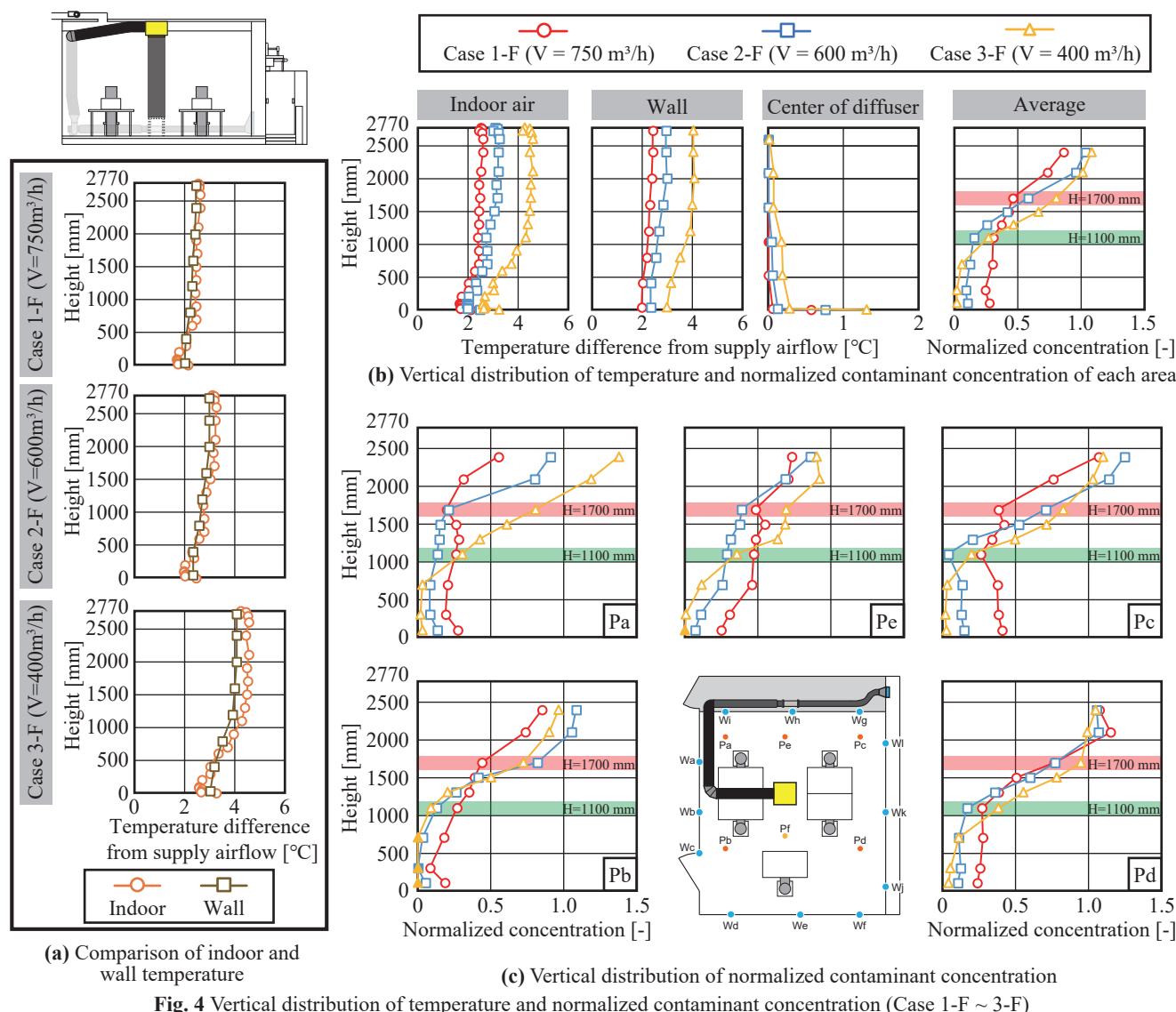


Fig. 4 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Case 1-F ~ 3-F)

また、給気口の中心直下にも T 型熱電対を設置する事で床面に到達するまでの給気内の鉛直温度分布を測定した (Fig. 1 (c) 参照)。CO₂ 濃度分布の測定には CO₂ データロガー (RTR-576、(株) T&D) を用い、室内濃度は Pa ~ Pe で測定した。給排気の CO₂ 濃度は CO₂ 濃度測定器 (GM70PUMP、ヴァイサラ (株)) を用いた。測定間隔は全て 30 秒とした。実験時は温度定常後に CO₂ を発生させ、温度・CO₂ 濃度の定常後 30 分間の平均値を測定結果として用いた。

2. 実験結果

室内温度分布および壁面温度分布は高さごとにおける全測定点 (室内温度分布: Pa ~ Pf、壁面温度分布: Wa ~ Wl) の平均値を結果として用いた。なお、Case 1, 3 での床・天井面温度の結果 (0 mm、2770 mm) は表面温度ではなく空気温度の測定結果となっている。給気温度との差・規準化濃度の値が測定器の誤差等により負になる場合は値を 0 とし、マーカーを塗りつぶして表示している。

2. 1. 給気量による違い (天井給気)

Fig. 3 (a) に Case 1-C ~ 3-C それぞれの室内温度分布と壁面温度分布を比較した結果を示す。結果から、Case 1-C (給気量 $750 \text{ m}^3/\text{h}$) では室内と壁面の温度差は見られないが給気量を減少させると室上部において室内と壁面に温度差が僅かに発生しており、壁面下降流が生じている可能性がある。

Fig. 3 (b), (c) に Case 1-C ~ 3-C の間で鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。結果から、全条件で温度・濃度成層が形成されており、天井給気としても室下部の規準化濃度は 0.5 より低く、汚染質濃度境界面が形成されていたことから天井給気型置換換気の有効性が示された。また、通常の置換換気の性質と同じく、給気量が大きいくほど濃度境界面高さが高くなったが、給気速度が速い事によって床面衝突後の給気の運動量が大きくなり、濃度成層に影響を与え置換性能が悪化する可能性が考えられる。そこで床上高さ 1,100 mm (座位人体を想定)、1,700 mm (立位人体を想定) での濃度を各給気量で比較すると、給気量の最も小さい Case 3-C が

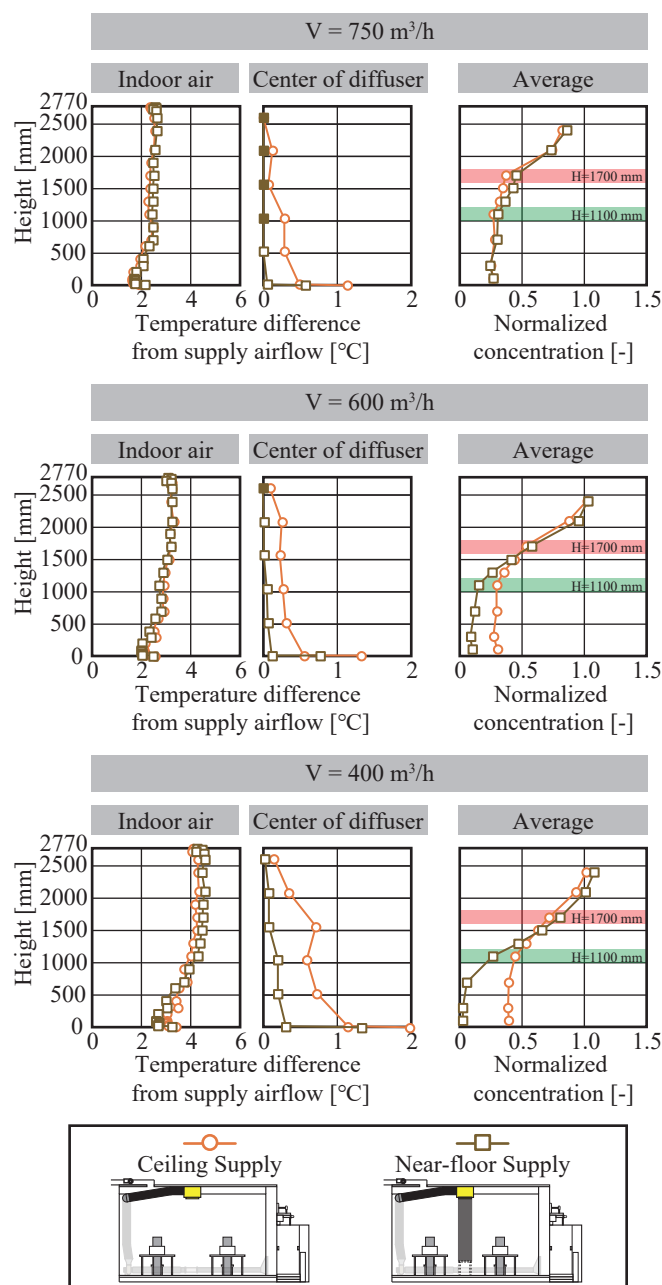


Fig. 5 Vertical distribution of temperature and normalized contaminant concentration (Comparison of Supply conditions)

ともに最も濃度が高かった。これより、給気速度による置換性能の悪化よりも給気量による境界面高さの影響の方が大きいことが考察される。

各測定点の鉛直濃度分布に注目すると Pa, Pe において他の測定点よりも汚染質濃度境界面高さが高くなっている。これは給気口の位置が完全に室中央とはなっておらず、給気口と壁面との距離が近く発熱体も少ない Pa, Pe において、床面に衝突した給気が壁面到達後に上昇し濃度境界面高さに影響を与えている事が原因として考えられる。

Fig. 3 (b) の給気口直下の鉛直温度分布から、給気口から離れるにつれて徐々に給気温度よりも温度が高くなっており、給気による周辺空気の巻き込みが発生し温度が上昇している事が確認された。また、給気量が

小さいほどその温度変化が大きくなる事から、給気量または給気速度が周辺空気の巻き込みに影響を及ぼしている事が示唆される。

2.2. 給気量による違い (床面近傍給気)

Fig. 4 (a) に給気高さを床面近傍とした Case 1-F ~ 3-F それぞれの室内温度分布と壁面温度分布を比較した結果を、(b), (c) に Case 1-F ~ 3-F 間で鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。結果から、全条件で温度・濃度成層が形成されており、天井給気時と同様に給気量が多いほど温度成層が弱くなり、濃度境界面高さが高くなる事が確認出来た。また、給気量が $400 \text{ m}^3/\text{h}$ では室下部の規準化濃度がほとんど 0 になっており、給気量を増やすほど室下部の濃度が高くなった。

2.3. 給気高さによる違い

Fig. 5 に給気量ごとに天井給気 (Case 1-C ~ 3-C) と床面近傍給気 (Case 1-F ~ 3-F) の鉛直温度・濃度分布を比較した結果を示す。縦型断熱ダクトを設置し周辺空気の巻き込みを防止したことで給気口直下の温度変化が小さくなった。しかし、室内温度分布に関しては給気口の高さによって温度成層に大きな違いは見られなかった。鉛直濃度分布からは、給気量 $600, 400 \text{ m}^3/\text{h}$ では床面近傍給気の方が天井給気と比べて室下部の濃度が低くなっており、天井給気では天井からの給気によって室上部にある周辺空気 (汚染質) を巻き込みながら室下部に到達し、室下部の CO_2 濃度を高くしていた事が考察される。また、給気量 $750 \text{ m}^3/\text{h}$ では給気口の高さによる違いがほとんど見られない事から、給気による周辺空気の巻き込み以外に本換気方式の置換効果に影響を及ぼすパラメーターの存在を示唆された。給気量を徐々に減らすにつれて床面近傍給気と天井給気の室下部の濃度の差が大きくなったことから、給気速度などの給気量と関係がある要素がそのパラメーターとなっている可能性が考えられる。

3. まとめ

本報では、実大実験において給気量が天井給気型置換換気の換気性能に与える影響と、給気口の高さを変化させて給気による給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・濃度分布に与える影響を検討した。結果から、天井給気型置換換気の有効性と置換効果に影響を及ぼすパラメーターが存在している可能性を確認した。今後は CFD 解析を通じてそのパラメーターを解明するとともに、外気負荷を考慮した際の本換気方式の性能について検討を行う予定である。

参考文献

- 1) 小森、山中、小林、崔、ESSA、石川：大学講義室における置換換気性能の評価 (その 4) 実講義室における人体発生汚染質の移流拡散性状に関する検討、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2022. 3)

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2) CFD 解析による室内換気特性に関する検討

Performance of Ventilation with Ceiling-Supplied Displaced Ventilation in Office (Part 2) Study of the Ventilation Performance by CFD simulation

○永井 優太 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 小林 知広 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学) 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)) 大高 将悟 (ダイキン工業(株))

Yuta NAGAI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1}
 Noriaki KOBAYASHI^{*1} Shinnosuke ISHIKAWA^{*1} Nobuki MATSUI^{*2} Tetsuya OKAMOTO^{*2}
 Takeshi ARAKAWA^{*2} Yuki YAMOTO^{*2} Shogo OTAKA^{*2}
^{*1}Osaka University ^{*2}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 full-scale experiments and computational fluid dynamics. In the previous report, we examined the effects of supply airflow rate and the entrainment of ambient air into the supply airflow through full-scale experiments. In this paper, we present a more detailed study of this system by CFD analysis based on the full-scale experiment.

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、実大実験及び数値流体力学 (Computational Fluid Dynamics) から有効性を検討する。前報¹⁾では実大実験により、給気量が天井給気型置換換気の換気性能に与える影響と給気高さを変えることにより給気気流への周辺空気の巻き込みが室内温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討した。本報では実大実験を元にした CFD 解析により、温度・汚染物濃度・風速ベクトルの平面分布を予測することで、本システムのより詳しい検討を行う。

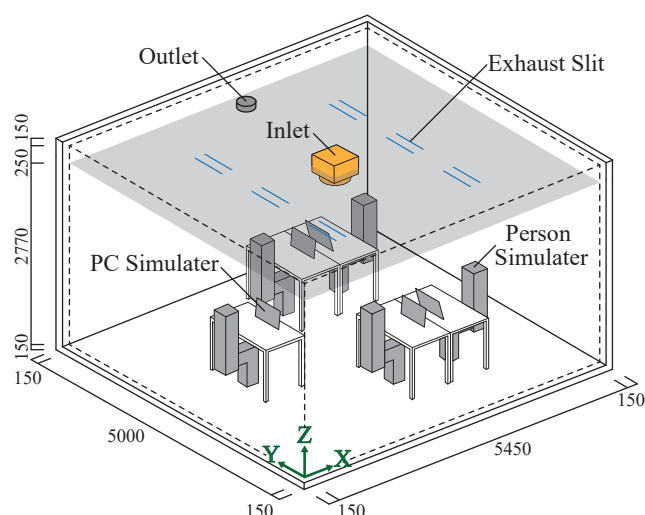


Fig. 1 Analytical model [mm]

1. 解析概要

1.1 解析空間

解析空間は Fig. 1、Fig. 2 に示す 5450 × 5000 × 2770 mm のオフィスを想定した実大実験室を再現し、発熱源として人体 (発熱量: 75 W) × 5 体および PC (発熱量: 50 W) × 5 台を配置した。人体は実験で用いた円筒型の模擬人体と表面積が近い直方体を組み合わせた形とした (Fig. 3)。室中央部の天井付近に設置された 1 か所の給気口から下向きに給気される。また、Fig. 1 に示すように、システム天井用 LED 照明を想定した排気スリットが天井面 (z = 2770 mm) に 12 か所設置されており、これらの排気スリットを通過した後、天井裏の排気チャンバーに設置された直径 200 mm の円形排気口 (z = 3020 mm) から排気される。壁面部材 (Fig. 4) は厚さ 150 mm の木材を設定し、壁面部材の外側は解析領域面に等しい。

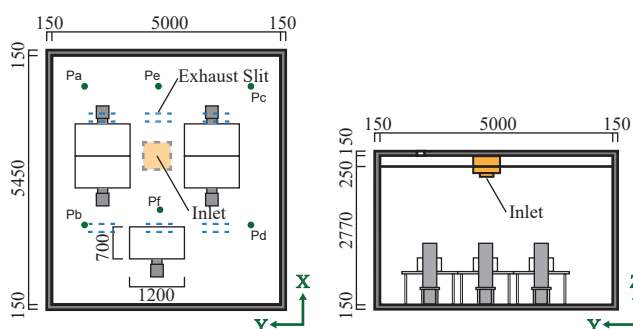


Fig. 2 Plan of the chamber [mm]

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** に示す。天井、壁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 (**Table 2**) とし、床の局所対流熱伝達率を比較した再現 CFD 解析において実験と温度分布がよく一致した 10 W/(m²K) を床の局所対流熱伝達係数に設定した。Case C1-C ~ C3-C では給気量を 750, 600, 400 m³/h と変化させ、天井給気型置換換気における給気量と置換換気効果の関係性を検討した。また、室上部から鉛直下向きに吹き出すと、室上部にある周辺空気（汚染物）を巻き込みながら室下部に到達する現象が起きると考えられる。そこで Case C1-F ~ C3-F では、床面近傍から給気を行うことで周辺空気の巻き込みが室内温度・汚染物濃度分布に与える影響を検討する。実験を再現した解析を行うため、実験の壁面温度測定点に合わせて壁面を 3 分割し、天井、壁、床に実験において測定した壁面温度を壁面部材の温度固定として設定した。

2. 解析結果

解析結果の鉛直分布は **Fig. 2** に示す実験と同様の測定点において測定を行い、それらの平均を結果に示す。温度は Pa ~ Pf、汚染物濃度は Pa ~ Pe の測定点で測定を行った。解析結果を **Fig. 5 ~ Fig. 9** に示す。**Fig. 5** はすべての条件の実験結果と CFD 解析結果の比較、**Fig. 6** は各条件での温度、汚染物濃度、風速ベクトルの平面分布を表す。また、**Fig. 7** は天井給気の場合での給気量による比較、**Fig. 8** は床面近傍付給気の場合での給気量

による比較、**Fig. 9** は給気量ごとの給気高さによる比較を表す。

2.1 CFD 解析の精度検証

Fig. 5 より、実験結果と CFD 解析結果で概ね同様の傾向が見られたが、天井給気など一部の条件での鉛直濃度分布では差が大きくなった。全体を通して結果には違いがあったものの実験と CFD 解析による温度・汚染物濃度分布の傾向は近く、解析結果同士を比較して得られる結果は有用であると考えられる。

2.2 天井給気時の給気量による比較

Case C1-C ~ C3-C の解析結果から給気量による比較を行う。**Fig. 6, 7** より、すべての条件で温度成層が形成され、給気量が 400 m³/h の場合 (Case C3-C) で上下温度差が大きくなった。また、3 条件で濃度境界面が形成されたが、給気量による濃度境界面高さや室下部の規準化濃度の大きな違いは見られなかった。汚染物濃度、風速ベクトルの平面分布から、発生した汚染物が給気口に巻き込まれている様子が確認できる。z = 1100, 2000 mm 断面から、給気量が多いほど発生した汚染物が横向きに広がり給気気流に巻き込まれ、小さいほど汚染物が上昇していることがわかる。これは、給気気流の速度が多いほど巻き込まれる空気の混入速度が大きくなるため、汚染物が給気気流に誘引されていることや、給気量が多いほど床面に衝突する給気の速度が大きく、床に衝突した後、壁面を沿って給気が室上部へと上昇し呼吸域高さの空気を混合していることが原因であると考えられる。給気量が 400 m³/h の場合 (Case C3-C) でも、他の 2 つの条件と同程度の置換換気効果が得られたことから、本システムは低換気量で室内を清浄に保つことができる省エネルギーな換気システムであることが示唆された。また、給気気流が壁面に衝突していることが置換換気に影響を与えていると考えられたため、今後は天井高さや床面積を変化させた検討を行う必要がある。

Table 1 Analysis Condition

CFD Code	STREAM ver.2022
Total Number of Mesh	2,952,486 ~ 3,074,238
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		Ceiling ²⁾	4.2633 W/(m ² K)
			Wall ²⁾	3.0667 W/(m ² K)
			Floor	10 W/(m ² K)
Temperature		Experimental Data		
Emissivity			0.9 [-]	
Inflow Boundary*			$k = 3/2(U \cdot I)^2$ $\varepsilon = (C\mu^{3/4} \cdot k^{1/2})/ L$	
Heat Generation	Human		75W × 5	
	PC		50W × 5	
Contaminant	Temperature		13 °C (Experimental Data)	
	Flow Rate		3.0 L/min	
	Mouth Size		110 × 70 mm	
Supply Air Temperature			Experimental Data	

* I : Turbulence intensity Cμ: Turbulence model constant
U: Mean flow velocity [m/s] L : Turbulent length scale [m]

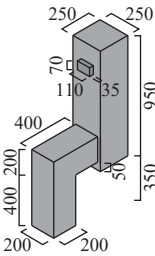


Fig. 3 Person Simulator [mm]

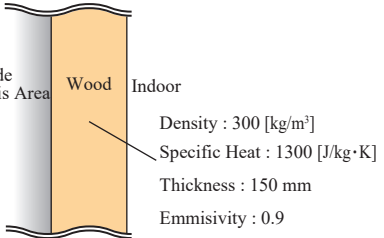


Fig. 4 Wall Material

Table 3 Parameter

	Supply Condisiton	Airflow Rate [m ³ /h]
Case C1-C	Ceiling Supply	750
Case C2-C		600
Case C3-C		400
Case C1-F	Near-floor Supply	750
Case C2-F		600
Case C3-F		400

2.3 床面近傍給気時の給気量による比較

Case C1-F ～ C3-F の解析結果から、床面近傍給気時の給気量による比較を行う。**Fig. 6, 8** より、すべての条件で温度成層が形成され、給気量が小さくなるほど上下温度差が大きくなった。また、3 条件で濃度境界面が形成され、給気量が小さいほど室下部の規準化濃度が小さ

く、濃度境界面が低くなっている。汚染物濃度の平面分布より給気量 750 m³/h の条件（Case C1-F）において、濃度境界面が乱れていることが確認できる。風速ベクトルの平面分布からわかるように、給気が壁面を沿って給気が室上部へと上昇し、室上部の空気を下部へと誘導していることが原因であると考えられる。床面近傍から給

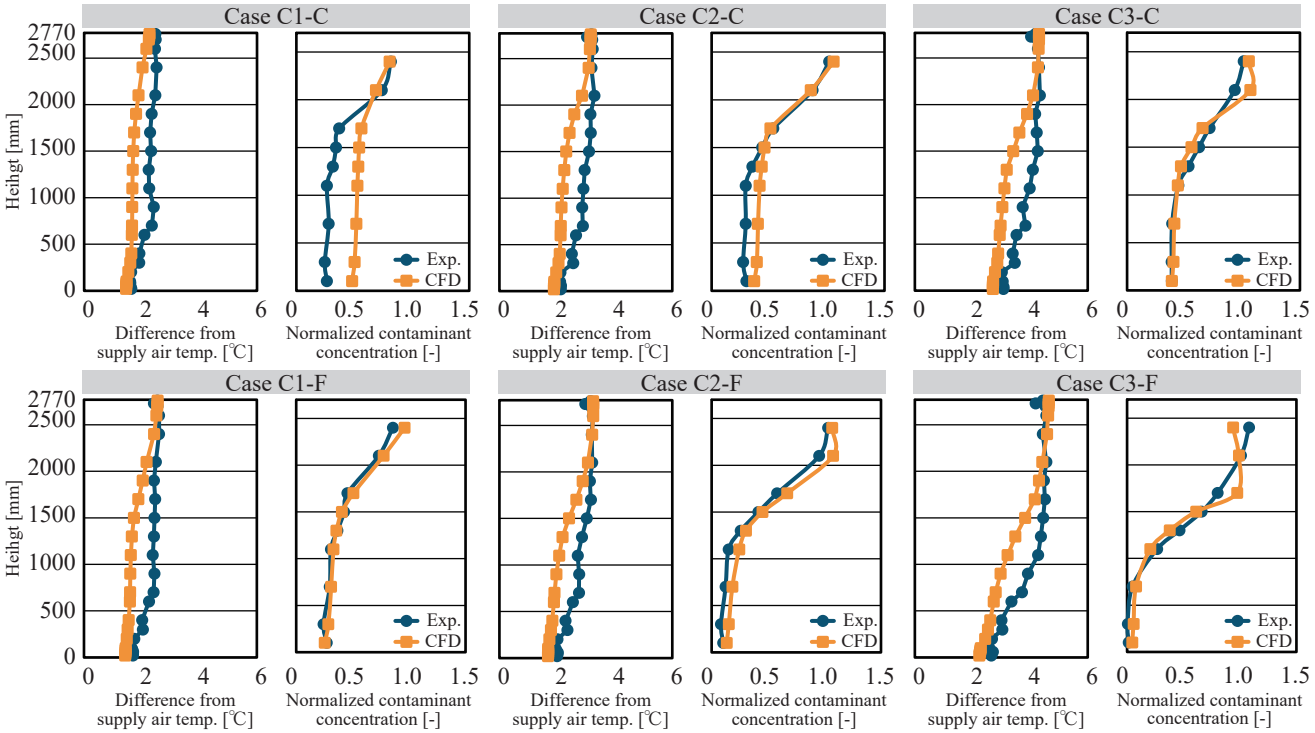


Fig.5 Comparison of Experiment Results and CFD Analysis Results

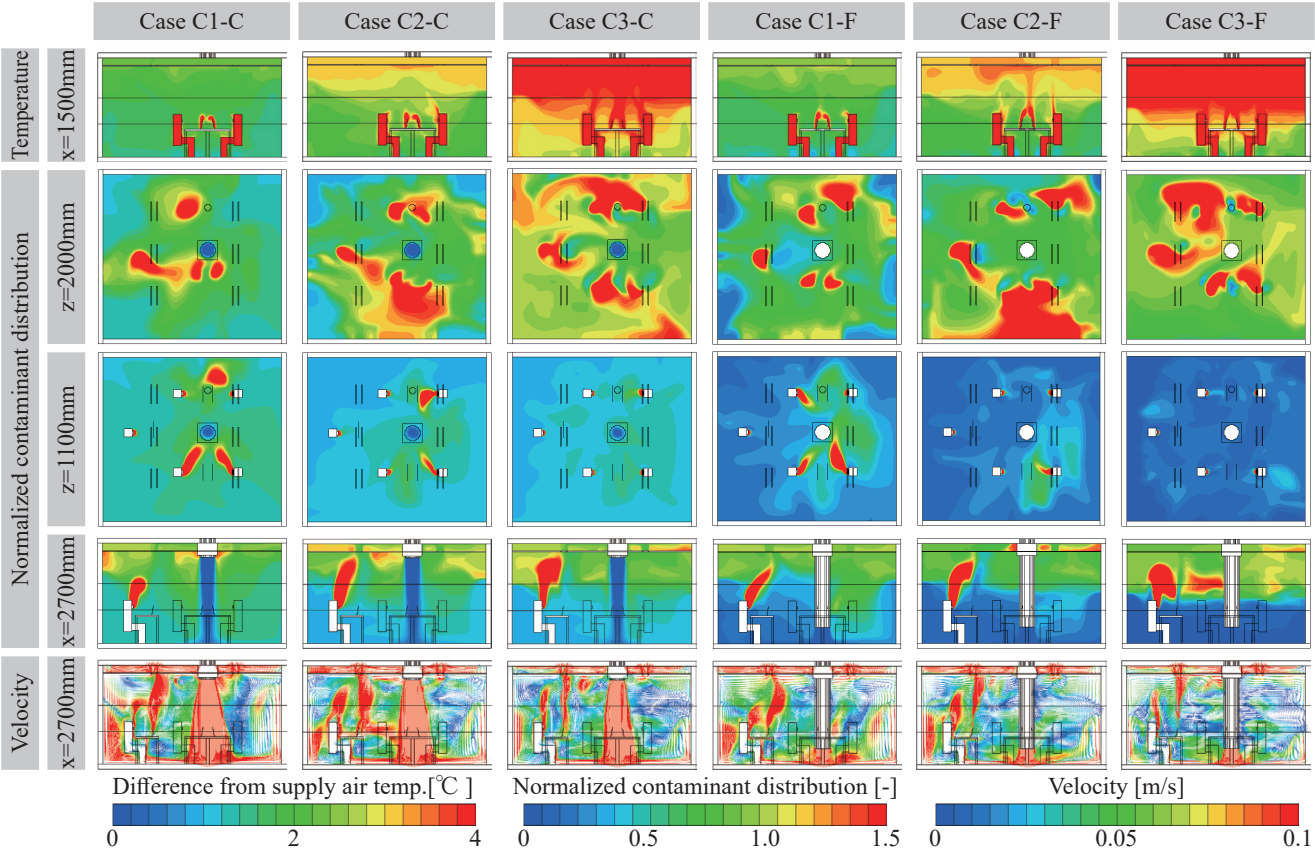


Fig.6 Distribution of temperature, contaminant distribution, and velocity

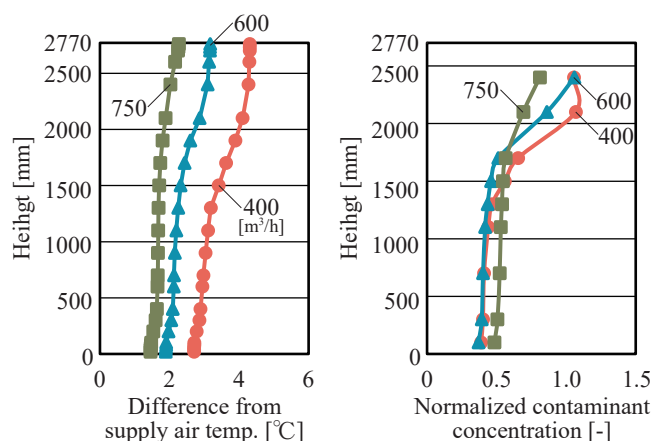


Fig.7 Vertical distribution (Case C1-C ~ C3-C)

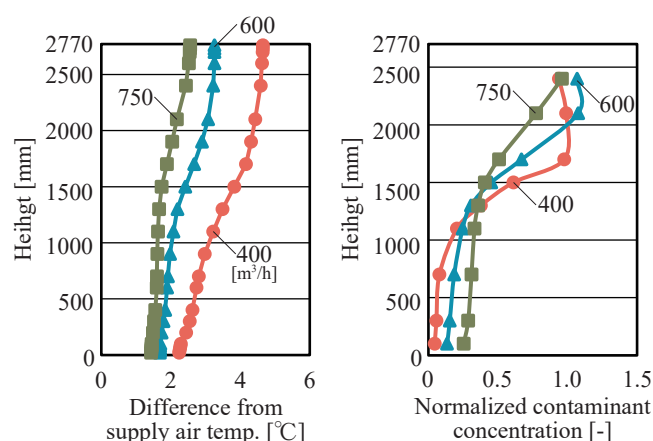


Fig.8 Vertical distribution (Case C1-F ~ C3-F)

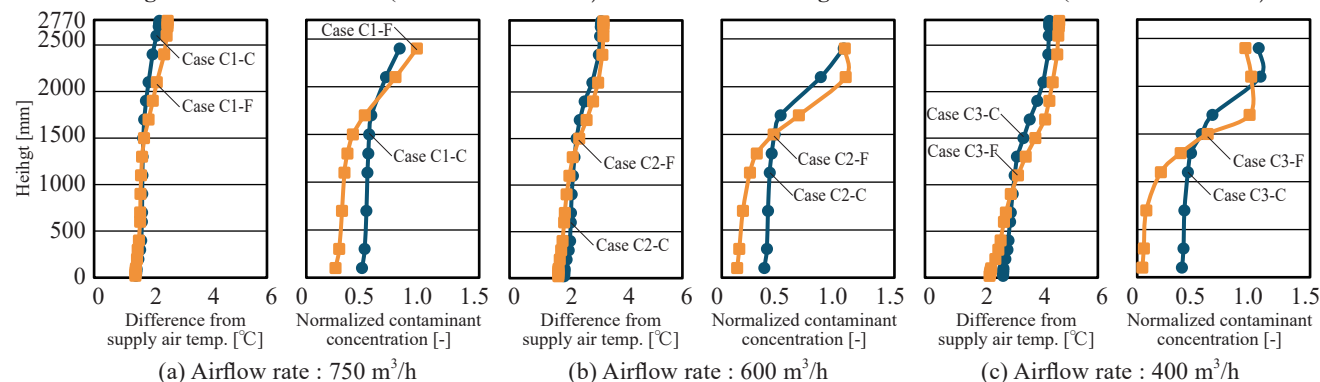
(a) Airflow rate : 750 m³/h(b) Airflow rate : 600 m³/h(c) Airflow rate : 400 m³/h

Fig.9 Vertical distribution (Comparison of Supply Conditions)

気しているため、床面付近の規準化濃度は0程度になると考えられるが、鉛直濃度分布より、給気量が多いほど室下部の規準化濃度が大きくなっていることから、給気 airflow が室上部へと上昇した影響により室内空気が混合されていることが示唆される。

2.4 給気高さによる比較

Case C1-C ~ C3-F の解析結果から、給気量ごとの給気高さによる比較を行う。Fig. 6, 9 より、給気量が等しいことから温度分布においては給気高さによる大きな違いは見られず、床面近傍から給気する場合のほうが巻き込みが無いことから上下温度差がやや大きくなるという結果が得られた。汚染物濃度分布を比較すると、給気量が 400 m³/h の場合 (Case C3-C, C3-F) で給気高さによる違いが顕著に見られ、給気量が大きくなるほど給気高さによる違いは小さくなった。このことから、給気量が多いと給気高さ以外に濃度分布に影響を与える要因が存在していると考えられる。風速ベクトルの平面分布から、天井給気では給気が床面に到達する間に周辺空気を巻き込み流量が増加し、床面に衝突した気流が壁面を沿って室上部へと上昇しているのに対し、床面近傍給気では給気が床面に広がる間に給気の運動量が減少し、給気が室上部まで到達していないことが確認できる。そのため、巻き込みがない床面近傍給気時に室下部での規準化濃度が小さくなり置換換気の効果が増加したと考えられる。加えて、天井給気では上部の汚染空気を巻き込む

ため、床付近に到達する給気 airflow の濃度は床面近傍給気に比べて高くなるが、巻き込みにより室下部に到達する給気量が増加するため、濃度境界面の高さは高くなる傾向が見られた。

まとめ

本報では CFD 解析により給気量が本システムの換気性能に与える影響と、給気高さを変化させることで給気 airflow への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響を検討した。結果から、CFD 解析により実験の平面分布を予測できていること、温度分布は給気量に依存することが明らかになった。一方、給気量が多いと給気 airflow への周辺空気の巻き込み以外に壁面に到達して上昇する気流が室内濃度分布に影響することが示唆された。今後は外気負荷が換気効果に与える影響の検討や、給気量と濃度境界面高さの関係性を調べることで、最適な給気条件の検討を行う予定である。また、CFD 解析の実験再現の精度を上げることが必要である。

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 1) 給気量及び給気 airflow への周辺空気の巻き込みが室内濃度分布に与える影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集 (2023. 3 掲載予定)
- 2) ASHRAE Standard Committee : ASHRAE Handbook : Fundamentals, 2013

置換換気のための空気清浄機能を有するポータブル冷房ユニットの開発研究 (その 1) ゾーンモデルと CFD 解析による飛沫核濃度分布及び温度成層形成に関するパラ メトリックスタディ

A Study on a Novel Portable Cooling Unit with Air Purification for Displacement Ventilation (Part 1) Parametric Study with Zonal Model and CFD Analysis for PM Concentration and Temperature Distribution

Aya ESSA*1 Toshio YAMANAKA*1 Narae CHOI*1 Tomohiro KOBAYASHI*1

Noriaki KOBAYASHI*1 Mihar Komori*1 Nobuki MATSUI*2

Tetsuya OKAMOTO*2 Takeshi ARAKAWA*2 Yuki YAMOTO*2 Shougo OTAKA*2

*1 Osaka University *2 Daikin Industries Ltd.

Displacement ventilation (DV) is a promising energy saving alternative ventilation system. Despite the fact that numerous studies along the years have proven it superior to the dominant mixing ventilation, some factors can lower its efficiency and thus confining its applicability, such as room size and geometry, furniture arrangement, and seating pattern. Hence, in this study a novel portable DV cooling unit that enhances DV performance and expands its applicability is proposed. The proposed unit should enhance the DV system by strengthening the temperature gradient through supplying filtered cool air at low height and exhausting hot air above the occupied zone.

Introduction

In displacement ventilation (DV), the target zone for providing thermal comfort and good air quality is the occupied zone which is defined as the lower section of a space until the 1.8 m height. The mechanism of DV is to supply cool air at low heights at low velocity and as air passively gains heat from heat sources in the space and gets lighter, it rises upwards carrying the contaminants. Thus, the system induces temperature stratification that clarifies the occupied zone air as well.

Although, the system functions in the typical case where heat sources are within the occupied zones, it was found that if a heat source is present in the upper section, the temperature gradient is increased improving the system performance (1). Fig. 1 shows one example of heated roof case.

Despite achieving better air quality compared to mixed ventilation (2) and being more energy saving (3), DV performance can be affected by multiple factors. For example, the room size, heat loads, and heat source location affect the interface level (1). In addition, movement, presence of obstacles, and unequal distribution of heat sources, i.e. occupants and machines, can cause an imbalance in the temperature distribution. Such imbalance weakens the stratification, causes horizontal

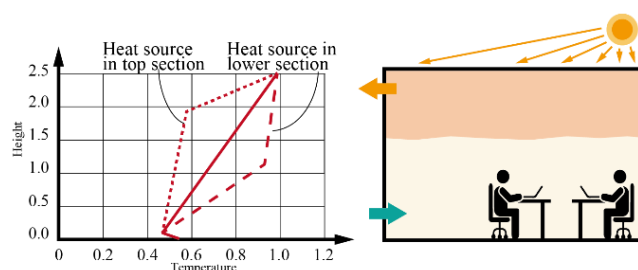


Fig.1 Heated roof temperature distribution (Adapted from 1)

flow, or result in pockets of unrenewed air (4,5).

Hence, a novel portable cooling unit aiming at enhancing DV is proposed in this study. Acting as a standalone DV system, supply diffuser is in the lower section of the unit while the suction port in the top section as shown in Fig. 2. Placement and functioning method of the portable DV unit (PDVU) are illustrated in Fig.3.

Since the unit intakes air from the upper zone, air purification is needed in order to avoid mixing the ascended contaminants back into the occupied zone. This can also be considered as an added advantage as portable air purifiers have been proven to generally enhance air quality, in some cases reducing the particulate matter (PM) by 50% (6).

1. Zonal Model

A simplified zonal model, illustrated in Fig. 4, was adopted in this stud. The model assumes stratification in two layers and neglects radiation from the different surfaces. The equation set consists of two thermal balance equations (1-2), PDVU's cooling power equation (3), and the unit's heating power equation (4).

$$(n+1)I + \eta H_s + C_p \rho (Q_s + Q_{sm}) T_1 - C_p \rho Q_s T_u - C_p \rho Q_{sm} T_u = 0 \quad (1)$$

$$-nI + (1-\eta)H_s + C_p \rho Q_s T_s + C_p \rho Q_{sm} T_u - C_p \rho (Q_s + Q_{sm}) T_1 = 0 \quad (2)$$

$$nI - C_p \rho Q_{sm} (T_u - T_{sm}) = 0 \quad (3)$$

$$(n+1)I - C_p \rho Q_{hm} (T_{hm} - T_u) = 0 \quad (4)$$

where for the DV system, Q_s is the supply flowrate and T_s is the supply temperature. For the room, T_u and T_1 are the air temperature of upper and lower sections respectively. C_p stands for specific heat of air while ρ is the air density. Representing heat sources in the room, human and computer devices, H_s is the heat load generated and η is the ratio of the heat that ascends to the upper part of the room. Regarding the PDV unit, n is the unit's coefficient of performance, COP, I : input power (W), Q_{sm} and Q_{hm} are the machine's supply flowrate and hot air flow rate respectively which are assumed to be equal. T_{sm} and T_{hm} are the supply temperature and hot-air temperature respectively.

1.1 Parametric analysis

In this calculation, the settings of the DV system were assumed fixed, and some of the PDVU specifications were changed to study the effect of each variable on the unit's performance and the room temperatures. Table 1 summarizes the set of values used in the study. The factors studied in this section are: 1- the effect of changing Q_{sm} and Q_{hm} on the required I , and 2- the effect of changing I with different COP values on the required supply flow rate.

1.2 Results

(1) PDVU supply flow rate

As shown in Fig. 5, zonal model calculations with Q_{sm} varying from 100 m³/h to 300 m³/h were performed. The 100 m³/h case requires a relatively small wattage of around 40 W. It can be observed as well that increasing the flow volume requires an increase in the input power of the machine. Increasing I thus results in exhausting air at higher temperature (T_{hm}). However, in all cases, assuming the idea situation, η is 1, keeps the occupied zone temperature, T_1 , equal to the supply temperature, 20 °C.

(2) PDVU Input power and COP

Fig. 6.a shows its effect of increasing I at a COP of 3.5 on the temperatures. Increasing the unit's COP enhances the performance and decreases the exhausted heat as can be

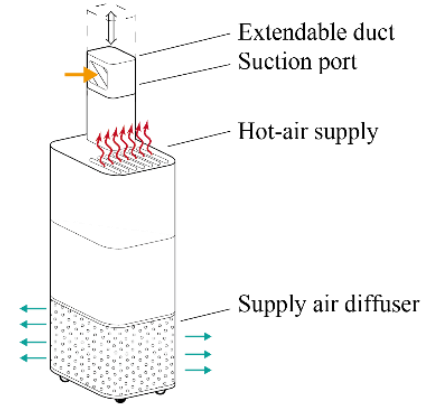


Fig.2 PDVU proposed design

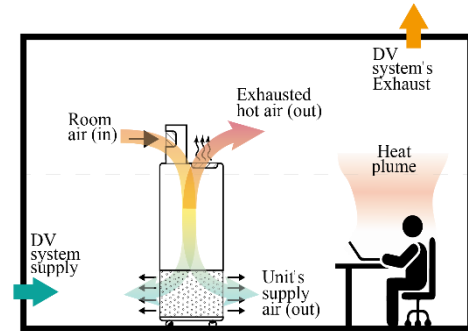


Fig. 3. PDVU placement and functioning in a DV room

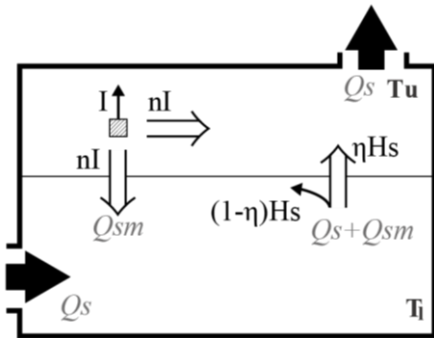


Fig. 4. Zonal model for a DV room with PDVU

Table 1. Zonal model calculation conditions

Heat	From occupants	150 W (75 W × 2)
	From computer devices	100 W (50 W × 2)
	Total H_s	250 W
	η	1
DV	Q_s	200 m ³ /h
	T_s	20 °C
PDVU	COP, n	3.0 – 4.0
	I	50 – 150 W
	Q_{sm}, Q_{hm}	100 – 300 m ³ /h
	T_{sm}	20 °C
	T_{hm}	Dependant
Room air	C_p	1.2 kg/m ³
	ρ	1004 J/K.kg
	T_1	Dependant
	T_u	Dependant

observed from Fig. 6.b, where I was assumed 100 W. In addition, Fig. 6.c shows how changing the COP affects the I - Q_{sm} relation. Increasing the COP from 3 to 4 reduces the required input power by a third to provide a fixed flow rate.

2. CFD analysis

The analysis was carried out, first, to visualize the effect of installing the PDVU unit, and secondly, to investigate the impact of the unit's position in respect to the exhaust opening. To match the planned field measurements, presented in part 2, the analysis was set to a relatively small space as shown in Fig. 7.a.

To visualize the zonal model calculation, as summarized in Table 2. Table 3 show the CFD analysis conditions and boundary conditions. It should be noted that CO₂ was assumed as the contaminant instead of PM to simplify the simulation, and since the PDVU is an air purifier as well as a cooling unit, the supplied air is assumed to have no CO₂. On the other hand, the hot air exhaust has the same CO₂ concentration as the intake air at the suction port.

2.1 Results

The results are divided into two sections in accordance to the analysis cases; 1- comparing the with and without PDVU cases, and 2- comparing the exhaust opening location. The vertical distribution of temperature and contaminant concentration are plotted for each case. Sections of temperature and concentration contours are shown as well. Regarding the vertical temperature distribution curves, the floor and ceiling surface temperatures as plotted as well. To differentiate from exhaust temperature, the ceiling temperature is a darker shade separate point. As for the concentration contours and graphs, all figures are normalized by the exhaust concentration.

The effect of installing the PDVU can be seen mainly in the temperature distribution as shown in Fig. 8.a. At lower heights, the temperature is decreased slightly while in the top section increased by about 4 degrees. In other words, the stratification has been enhanced as aimed for. This increase in gradient can be visually observed from the sections in Table 6. The contaminant concentration on the other hand, has not been affected much in averaged horizontal planes, Fig. 8.b, although an increase in concentration can be observed around the hot air exhaust of the PDVU, Table 6.

The exhaust location change had negligible effect on the temperature distribution. However, the concentration was significantly affected. As shown in Fig.10.b, the concentration, maintained the expected stratification but with a decrease of about 10 times compared to the near exhaust case. This effect can also be seen in the sections in Table 7.

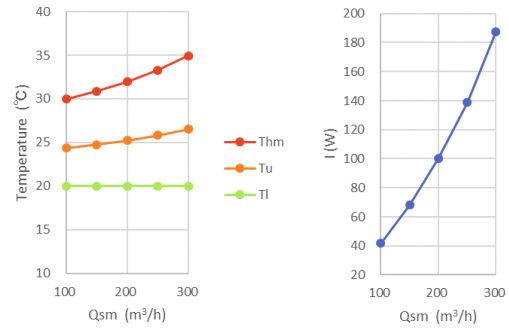


Fig. 5. a. PDVU supply flow rate vs temperatures,

b. PDVU supply flow rate vs required input power

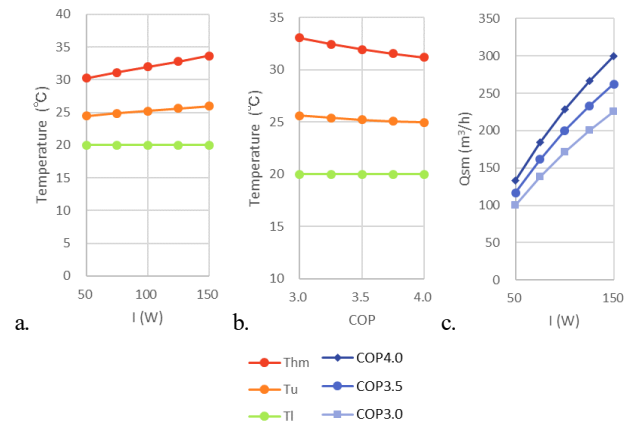


Fig. 6. a. PDVU input power vs temperatures, b. PDVU COP vs temperatures, c. PDVU input power at different COP vs required supply flow rate

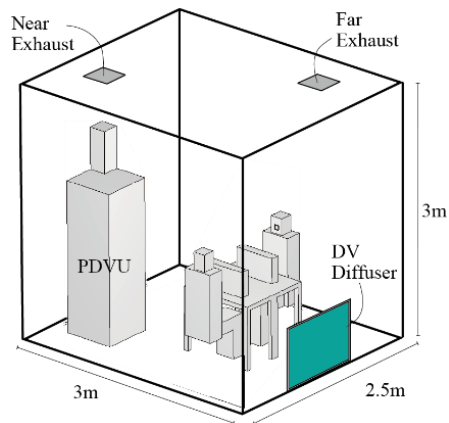


Fig. 7. Analysis model

Table 2. Zonal model calculation conditions.

Heat generation				
From occupants		150 W (75 W × 2)		
From computer devices		100 W (50 W × 2)		
DV system		PDV unit		
Q_s 200 m³/h	T_s 20 °C	Q_{sm} 200 m³/h	T_{sm} 20 °C	T_{hm} 31.95 °C

3. Conclusion

Integrating the merits of air purifiers, high heat sources, and movable diffusers, the proposed PDVU should both boost

Table 3. CFD analysis conditions.

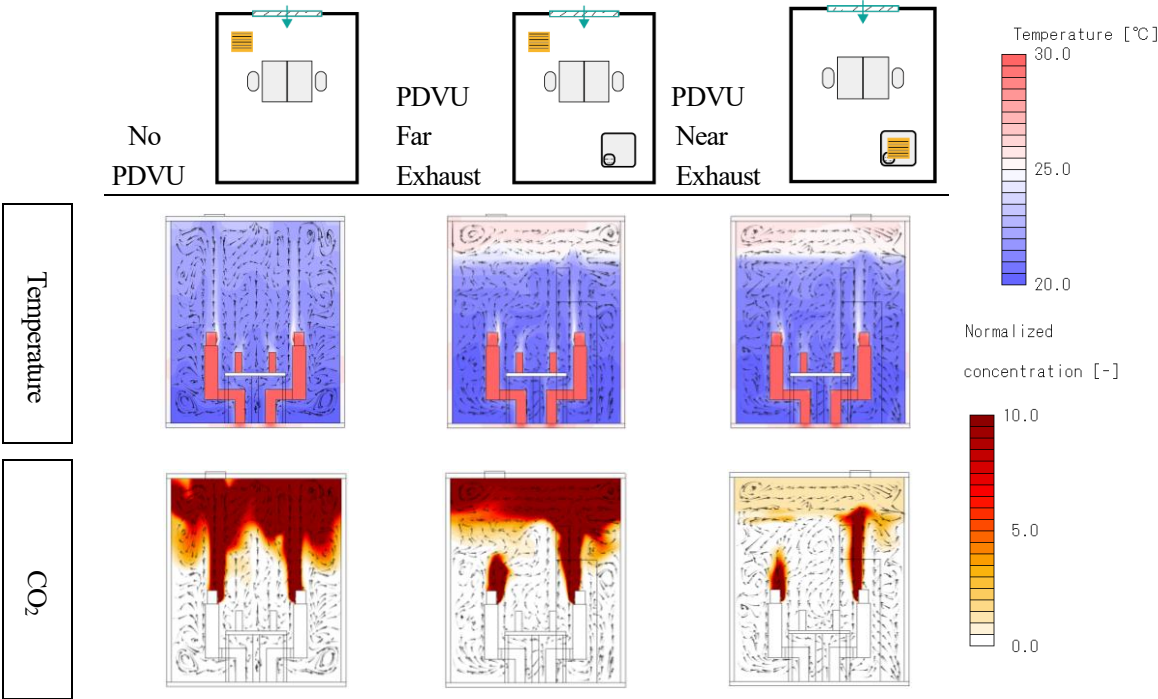
Analysis software	Stream v.22	
Turbulence model	RNG k-ε model	
Analysis type	Steady state	
Calculations	Heat, radiation, and diffusion	
Mesh settings		
Default size	30 mm	
Growth rate	1.15	
Cells count	~760,000	
Thermal Boundaries		
Solid- Fluid	log law	
External surfaces	Adiabatic	
Heat Generation		
Source	2 Seated Occupants + 2 computers	
Surface Area	1.745 m²	
Heat load	75 W	
Contaminant Settings		
Contaminant	CO₂	
Emission rate	10 L/min	
Emission Temperature	34 °C	
Emission Surface	Mouths	2×0.025 m²

thermal comfort and improve air quality as well as make DV system more versatile and efficient in various space types. Preliminary analyses show great potential of the PDVU. Minimal effect of its position to the exhaust openings on its performance which indicates that its mobility is not restricted. Further more intensive parametric study should be carried out to explore optimum settings and specifications of the unit.

Acknowledgement

This study is funded by Daikin Industries LTD. The authors are appreciative of the support provided.

Table 4. Temperature and concentration contours



a) Vertical temperature distribution b) Normalized concentration vertical distribution

Fig. 8. Vertical distribution of temperature and normalized concentration

References

1) Kosonen, R., Melikov, A. K., Mundt, E., Mustakallio, P., & Nielsen, P. V. (2017). Displacement ventilation. Federation of European Heating and Air-Conditioning Associations, REHVA.

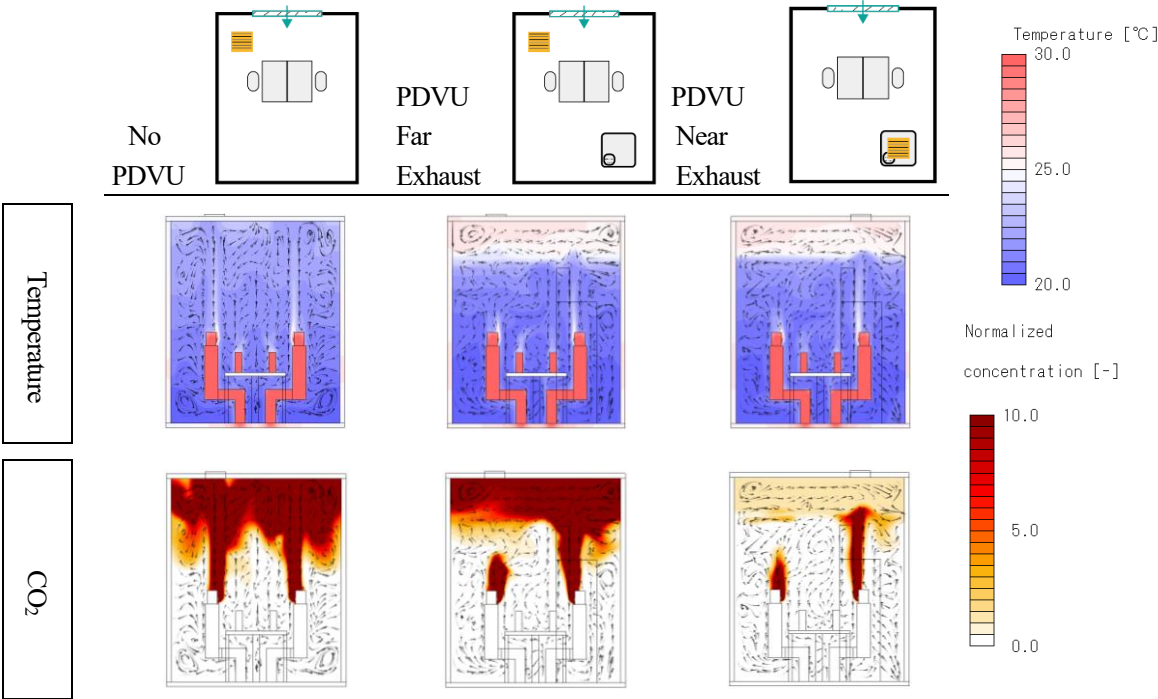
2) Melikov, A., & Kaczmarczyk, J. (2007). Measurement and prediction of indoor air quality using a breathing thermal manikin. Indoor air, 17(1), 50-59.

3) Lin, Z., Lee, C. K., Fong, S., Chow, T. T., Yao, T., & Chan, A. L. S. (2011). Comparison of annual energy performances with different ventilation methods for cooling. Energy and Buildings, 43(1), 130-136.

4) Lin, Z., Chow, T. T., & Tsang, C. F. (2007). Effect of door opening on the performance of displacement ventilation in a typical office building. Building and Environment, 42(3), 1335-1347.

5) Lin, Z., Chow, T. T., Tsang, C. F., Fong, K. F., & Chan, L. S. (2005). CFD study on effect of the air supply location on the performance of the displacement ventilation system. Building and environment, 40(8), 1051-67.

6) Aldekheel, M., Altuwayjiri, A., Tohidi, R., Jalali Farahani, V., & Sioutas, C. (2022). The Role of Portable Air Purifiers and Effective Ventilation in Improving Indoor Air Quality in University Classrooms. International Journal of Environmental Research and Public Health, 19(21), 14558.



置換換気のための空気清浄機能を有するポータブル冷房ユニットの開発研究
(第2報) 実験による温度成層形成及び飛沫核除去効率の検討
A Study on a Novel Portable Cooling Unit With Air Purification for Displacement Ventilation
(Part 2) Experimental Investigation of Temperature Gradient and
Droplet Nuclei Removal Effectiveness

○小森 美晴 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学)
 小林 知広 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学) ESSA Aya (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)) 大高 将悟 (ダイキン工業(株))

Miharu KOMORI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1}

Noriaki KOBAYASHI^{*1} Aya ESSA^{*1} Nobuki MATSUI^{*2} Tetsuya OKAMOTO^{*2}

Takeshi ARAKAWA^{*2} Yuki YAMOTO^{*2} Shogo OTAKA^{*2}

^{*1}Osaka University ^{*2}Daikin Industries, Ltd.

This study focuses on the displacement ventilation (DV) method, which is capable of both energy conservation and ventilation efficiency, and is a ventilation method that can form a thermal stratification in a room and efficiently exhaust pollutants. In this study, we propose a portable displacement ventilation unit (PDVU), which is a mobile diffuser that not only enhances thermal stratification but also purifies the air. In the previous paper, block model calculations and CFD analysis were conducted. In this paper, experiments in a small chamber are conducted to verify the performance of this unit.

はじめに

近年の新型コロナウイルスの流行に伴い、高効率な換気手法に注目が集まっており、本研究では省エネと換気効率を両立出来る置換換気 (DV) 方式に着目する。DV は室内に温度成層を形成し、効率的に汚染物を排気出来る換気方式であるが、室形状や室内発熱源の配置などにより、均一な給気が行えず室内の温度成層形成に悪影響を与える可能性がある。そこで本研究では温度成層形成の強化に加え空気清浄も可能な可動式ディフューザーである、ポータブル置換換気ユニット (Portable DV unit、以下 PDVU) を提案する。Fig. 1 に PDVU の概要図を示す。前報¹⁾において、簡易なゾーンモデル計算及び CFD 解析による検討を行ったが、本報では実験を行い、性能検証を行う。

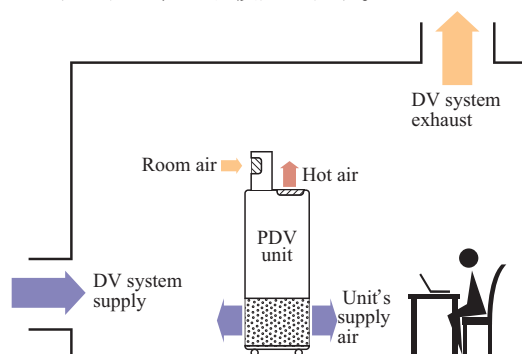


Fig. 1 PDVU

1. 実験概要

1.1 実験室と実験機器

実験室の平面図を Fig. 2 に示す。室内には、座位人体を模擬した ϕ 400mm、高さ 1000 mm の発熱体²⁾(発熱量 100 W / 体)を 2 体、換気用 DV ディフューザー、PDVU の機能試作機を図のように設置した。換気用 DV ディフューザーは吹出風速が低くなるよう高さ 600 mm、 ϕ 300 mm のソックダクトを使用した。PDVU の機能試作機はフレーム内に上から順に、吸込みユニット、温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットが組み込まれている。吸込みユニットは側面の内 3 面に吸込み用のフィルターを貼り、側面の残り 1 面と上面にダクトがそれぞれ 1 本ずつ接続されている。温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットは換気用 DV ディフューザーと同様、吹出風速が小さくなるようソックダクトを使用した。各ユニットの寸法は、吸込みユニットが 300 mm 角の立方体、温風吹出ユニットは高さ 300 mm、 ϕ 300 mm、冷風吹出ユニットは高さ 600 mm、 ϕ 300 mm である。DV ディフューザー、PDVU の系統図を Fig. 3 に示す。DV ディフューザーはチャンバー外の空気を吸込み、HEPA フィルターを通した後、循環型温度制御装置 (AP-750M-C、オリオン機械 (株)) で温度調節、アイリスダンパー (ϕ 150 mm) で流量調節し室内に給気する。PDVU は、吸込みユニットに繋がっている 2

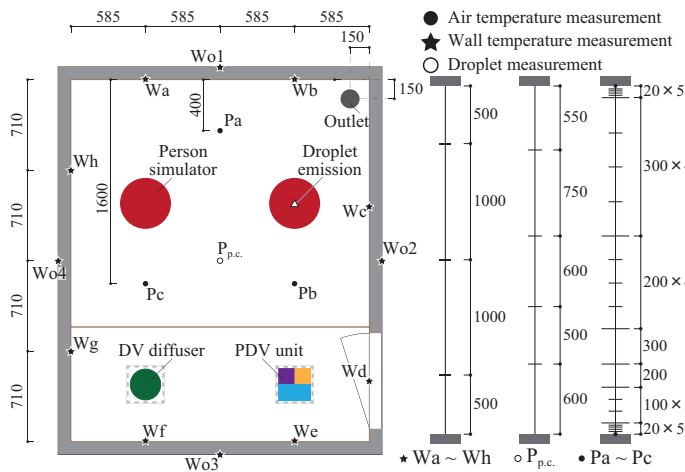


Fig. 2 Plan view

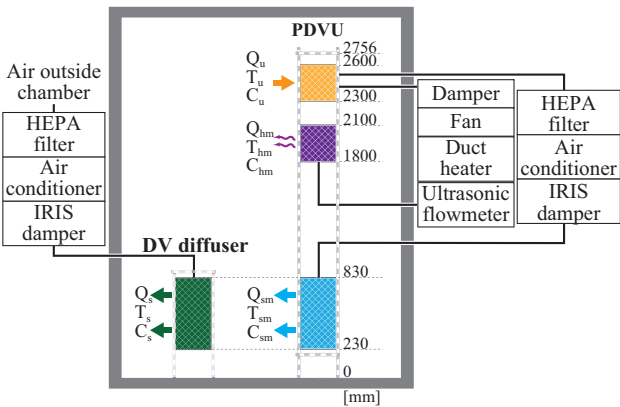


Fig. 3 Equipment layout

Table 1 Experimental condition

Case name	DV200	DV200 - PDVU200	DV300 - PDVU300
Supply air flow rate from DV diffuser Q_s [m ³ /h]	200	200	300
Supply air temperature from DV diffuser T_s [°C]	6.0	6.0	6.0
Supply air flow rate from PDV unit Q_{sm} [m ³ /h]	-	200	300
Supply air temperature from PDV unit T_{sm} [°C]	-	6.0	6.0
Hot - air temperature from PDV unit Q_{hm} [m ³ /h]	-	200	200
Supposed COP of PDV unit	-	3.5	
Supposed input power of PDV unit I [W]	-	100	
Heat emission rate of duct heater [W]	-	450	



Fig. 4 PDVU

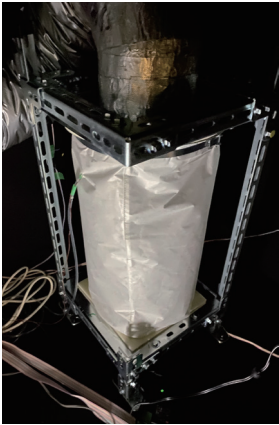


Fig. 5 DV diffuser

本のダクトの内、1本からファン (FY-23DZ4、パナソニック (株)) を用いて室内空気を引っ張りダクトヒーター (DM-11N、日本ヒーター (株)) で加熱した後、超音波流量計 (TRZ150D-C、愛知時計電機 (株)) と接続し、温風吹出ユニットから給気する。なお超音波流量計はデータロガー (RTR-505、T&D (株)) で電流を測定間隔 1 分で測定し、流量換算を行うことで流量を測定する。吸込みユニットに接続された残り 1 本のダクトから引っ張った空気は、飛沫核除去用の HEPA フィルターを通した後、循環型温度制御装置 (AP-750M-D、オリオン機械 (株)) に接続して冷却を行い、アイリスダンパー (φ 125mm) と微差圧計 (DP-45、バリダイン社)

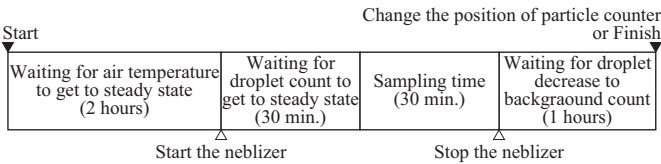


Fig. 6 Measurement procedure

で流量を調節し室内に給気する。排気口は Fig. 2 に示す位置の天井面に設置し、自然排気を行った。温度成層の形成及び飛沫核除去性能について検討を行うため、温度分布及び飛沫核濃度分布を測定した。温度分布は、Fig. 2 に示す Pa ~ Pc で、T 型熱電対 (データロガー: cadac3、江藤電気 (株)) を用いて各点鉛直方向 22 点の空気温度と天井面・床面温度を測定間隔 1 分で測定した。壁面温度は、同じ T 型熱電対を用いて Wa ~ Wh において、各点鉛直方向 3 点で測定した。また、参考値として、全壁面の室外側表面温度を各壁面の中央 1 点で測定間隔 1 分で測定した。飛沫核除去性能の評価のため、Fig. 2 に示す右側の発熱体の上部にネブライザー (オムロン (株)) を設置し飛沫を発生させ測定を行った。飛沫核の沈下防止のため、空気より密度の小さい N₂ ガスを 2 NL / min 注入して飛沫を発生させた。ネブライザーには穴を開けたペットボトルを被せることで発生速度を小さくし、さらにペットボトルにヒーター (発熱量 12.3 W) を巻き付けることで温めてから飛沫を発生させた。飛沫には既往研究³⁾⁴⁾を参考に、水 1 L に対して塩化ナトリウム 12 g とグリセリン 76 g を加えて粘性を調整した模擬唾液を使用した。飛沫核の濃度分

布はパーティクルカウンター (KC-52、リオン (株)) を用いて、**Fig. 2** に示す $P_{p.c.}$ にて鉛直方向 4 点で測定間隔 1 分で測定を行った。なお、床から 2450 mm の高さは PDVU の吸込みユニットの中央高さとなっている。また換気用 DV ディフューザー、排気口、PDVU の吸込みユニット、温風吹出ユニット、冷風吹出ユニットの温度は T 型熱電対、飛沫核濃度はパーティクルカウンターで測定した。パーティクルカウンターの可測粒形範囲は $0.3 \sim 0.5 \mu\text{m}$ 、 $0.5 \sim 1.0 \mu\text{m}$ 、 $1.0 \sim 2.0 \mu\text{m}$ 、 $2.0 \sim 5.0 \mu\text{m}$ 、 $> 5.0 \mu\text{m}$ 、定格流量は 2.83 L/min である。

1.2 実験条件

実験条件を **Table 1** に示す。PDVU の有無による検討のため、DV のみ $200 \text{ m}^3/\text{h}$ で行う DV200 条件、DV $200 \text{ m}^3/\text{h}$ に加えて PDVU の冷風・温風給気を $200 \text{ m}^3/\text{h}$ ずつ行う DV200 - PDVU200 条件、さらに給気量の違いによる検討のため、DV $300 \text{ m}^3/\text{h}$ 行った上で PDVU の冷風給気を $300 \text{ m}^3/\text{h}$ (温風給気: $200 \text{ m}^3/\text{h}$) 行う DV300 - PDVU300 条件の計 3 条件を行った。PDVU 使用条件の PDVU は両条件とも COP を 3.5、入力電力量 I を 100 W と想定しダクトヒーター加熱量を決定した。

2. 結果と考察

2.1 温度

各条件の鉛直温度分布の結果を **Fig. 7** に示す。結果より、DV200 条件ではなだらかな温度成層を形成して

いるのに対し、PDVU を使用した 2 条件では室上部ではより高く、室下部ではより低い分布となり、PDVU による温度成層の強化が示唆された。また室下部では、DV のみ行った条件よりも PDVU を使用した 2 条件の方が $1 \sim 2 \text{ }^\circ\text{C}$ 程度低くなり、対して、室上部では、DV200 - PDVU200 条件は DV200 条件よりも温度が高くなり、PDVU による冷却・加熱能力の効果が見られた。しかし室上部での DV 条件と PDVU 使用条件間の温度差は非常に小さく、特に DV300 - PDVU300 条件においては、 P_b のみで DV200 条件よりも室上部温度が高くなり、 $P_a \cdot P_c$ では DV200 条件よりも室上部温度が低い結果となった。そこで、PDVU の熱収支について確認を行うため計算を行った。結果を **Table 2** に示す。なお、計算には全て測定値を用いた。PDVU の加熱量の結果を見ると、DV300 - PDVU300 条件では 444.59 W 加熱出来ているが、DV200 - PDVU200 条件では 329.15 W しか加熱出来ていないことが確認出来た。PDVU を使用した 2 条件とも熱損失が大きかったことから、原因として、壁からの貫流熱やダクトからの熱損失が考えられる。**Fig. 8** に壁面温度と近くの空気温度を比較したグラフを示す。グラフからも分かるように室内外の壁面温度に大きな差が見られ、壁面からの貫流熱は大きかったことが考えられる。

2.2 飛沫核

Fig. 9 に、DV200 - PDVU200 条件の、DV からの給

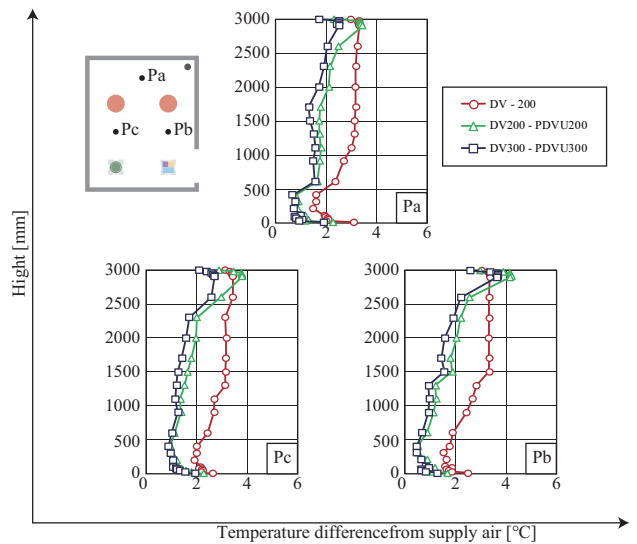


Fig. 7 Air temperature distribution

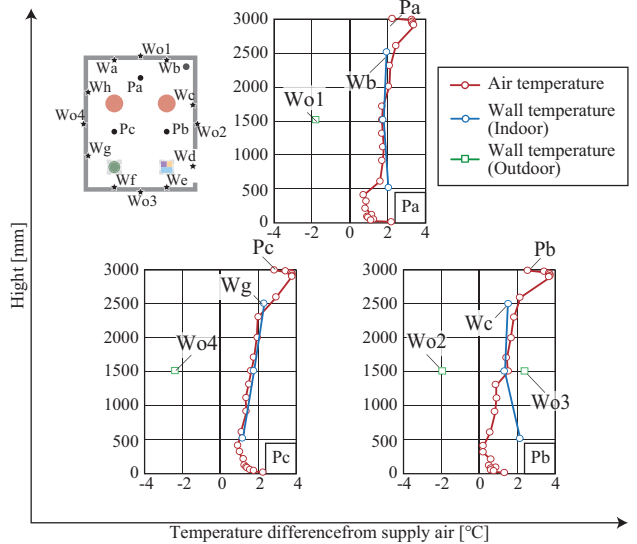


Fig. 8 Air and wall temperature (DV200 - PDVU200)

Table 2 Heat balance

	Cooling power of PDVU	Cooling power of DV	Heating power of PDVU	Heat emission rate of person simulator	Heat loss	Input power of PDVU I
	$Q_{sm} \times (T_u - T_{sm}) \times C_p \rho$ [W]	$Q_s \times (T_e - T_s) \times C_p \rho$ [W]	$Q_{hm} \times (T_{hm} - T_u) \times C_p \rho$ [W]	100×2 [$^\circ\text{C}$]	[W]	(Heating power of DV)- (Cooling power of DV) [W]
DV200	-	183.56	-	200	16.44	-
DV200 - PDVU200	315.72	121.65	329.15		91.78	13.43
DV300 - PDVU300	289.81	159.25	444.59		195.54	154.78

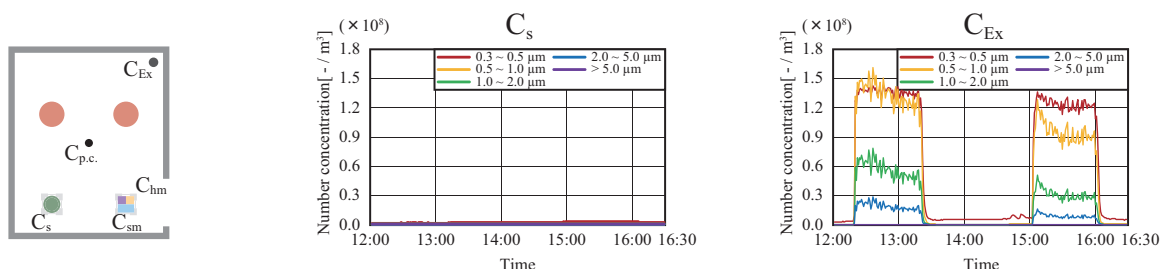


Fig. 9 Variation of droplet count (DV200 - PDVU200)

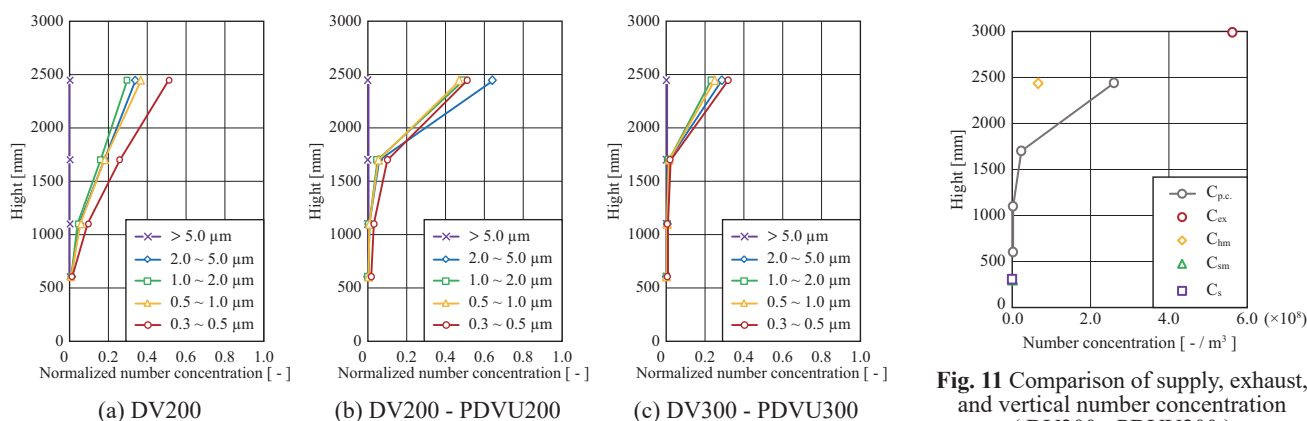


Fig. 11 Comparison of supply, exhaust, and vertical number concentration (DV200 - PDVU200)

Fig. 10 Vertical number concentration of droplet nuclei

気と排気の飛沫核個数濃度の経時変化を示す。グラフより給気の個数濃度が十分に小さいことを確認した。**Fig. 10**に各条件の飛沫核測定結果を示す。評価には各測定点の個数濃度を排気の個数濃度で規準化した規準化個数濃度を用いる。結果からもDV300 - PDVU300条件、DV200 - PDVU200条件、DV200条件の順に濃度が高い結果となり、PDVUによる飛沫核除去効果が見られた。また、上下方向の分布を見ると、DV200条件では床から600 mmの高さまで、DV200 - PDVU200条件では床から1100 mmの高さまで規準化飛沫核個数濃度をほぼ0に抑えられているが、DV300 - PDVU300条件では床から1700 mmの高さまで規準化個数濃度をほぼ0に抑えられている。以上より、DVのみ行うよりPDVUを設置する方が、さらに、PDVUの冷風給気量 Q_{sm} を大きくする方が居住域の飛沫核濃度を小さく抑えることができ、さらに濃度境界面を上昇させることができる可能性が考えられる。**Fig. 11**にDV200 - PDVU200条件の給排気の飛沫核個数濃度($> 0.3 \mu\text{m}$)を比較したグラフを示す。グラフより、PDVUの吸込みユニット中央高さである、 $P_{p.c.}$ の2450 mm高さの個数濃度とPDVUの冷風給気の個数濃度 P_{sm} を比較すると、 P_{sm} が非常に小さい個数濃度となっていることから、室上部で吸込んだ空気をHEPAフィルターにより概ね浄化出来ていることが確認出来る。

3. おわりに

本報では置換換気の温度成層強化及び空気清浄機能を有するPDVUの性能検証を行うため、小規模チャン

バーによる実験を行った結果について報告した。得られた知見を以下に示す。

- 鉛直温度分布：DV条件ではなだらかな温度成層を形成していたのに対し、PDVUを使用した条件では室上部でより高く、室下部ではより低い温度分布となり、PDVUによる温度成層強化が確認できた。
- 飛沫核：DVのみ行うよりもPDVUを使用する、さらにPDVUからの冷風給気量を大きくすることで室内の飛沫核個数濃度を小さくでき、加えて、濃度境界面の高さも上昇させられることが明らかになった。

今後は、DV及びPDVUの給気量やPDVUの能力をパラメータとして、引き続き実験を行い検討を行う予定である。

参考文献

- 1) A. Essa et al. : A Study on a Novel Portable Cooling Unit With Air Purification for Displacement Ventilation (Part 1) Parametric Study with Zonal Model and CFD Analysis For PM Concentration and Temperature Distribution, 2023. 3, The Society of Heating, Air - Conditioning and Sanitary Engineers of Japan
- 2) 除鳴、山中俊夫、甲谷寿史、東本文明：置換換気される室内において冷却・加熱壁面が温度及び汚染物濃度の鉛直分布に及ぼす影響、日本建築学会計画系論文集 No.544, pp.17 -23, 2001.6
- 3) Wan, M. P., C. Y. H. Chao, Ng, Y. D., Sze To, G. N., and Yu, W. C.: Dispersion of Expiratory Droplets in a General Hospital Ward with Ceiling Mixing Type Mechanical Ventilation System, Aerosol Science and Technology, 41:3, 244-258, 2007
- 4) 尾方壮行、市川真帆、堤仁美、有賀隆男、堀賢、田辺新一：模擬咳発生装置による飛沫沈着量分布の測定、日本建築学会環境系論文集第83巻、pp.57 - 64, 2018.1

オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気併用置換換気に関する研究 (その4) 呼吸域給気条件が飛沫核分布に及ぼす影響

Displacement Ventilation with Breathing Zone Air Supply for Prevention from Infectious Disease in Office

(Part 4) Distribution of Droplet Nucleus in Full-scaled Experimental Chamber

○鹿野 奈々 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
小林 典彰 (大阪大学) 難波 和佳子 (大阪大学)

Nana SHIKANO*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Narae CHOI*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹

Noriaki KOBAYASHI*¹ Namba Wakako*¹

*¹ Osaka University

As the coronavirus disease 2019 (COVID-19) pandemic continues, displacement ventilation can efficiently exhaust contaminants. However, to maintain cleanliness at the height of the breathing zone, a certain amount of air supply and energy are required. This study proposes a displacement ventilation with breathing zone air supply. This method aims at intensive cleaning of the breathing zone and energy-saving ventilation. In the previous paper¹⁾, CFD simulation showed that the effect of supply air to thermal plume is important. In this paper, we present a more detailed study of this system by a full-scale experiment emitting droplets and CO₂ at the same time.

はじめに

近年、長期化する新型コロナウイルスの流行から、感染症との共存を前提とした感染症対策が求められており、空調換気システムが重要となる。中でも置換換気は、室下部から低温低速の給気を行うことで温度成層を形成し、汚染物を効率的に排気することができる。しかし呼吸域高さでの清浄性を保つためには、一定以上の給気量と、給気温度を低くするためのエネルギーが必要である。そこで本研究では、呼吸域給気併用置換換気を提案する。この手法は従来の置換換気と同時に、呼吸域高さから温度成層を考慮した温度で別途給気(呼吸域給気)を行い、呼吸域の集中的な清浄化と省エネの実現を目指す。前報¹⁾ではCFD解析により発熱源の上昇気流に与える影響によって本システムの性能が左右されることがわかった。本報では実際に飛沫核を発生させる実験実大により、本システムの感染症対策としての詳しい検討を行う。

1. 実験概要

1.1 実験室概要

実験室の構成を Fig. 1, 2 に示す。本実験ではオフィスの一部を再現しており、机 A ~ D には発熱源として模擬人体 (75 W/ 体) と模擬 PC (50 W/ 台) を設置した。給気口は呼吸域給気 (以降 SV 給気) を行う 4 個と、置換換気給気 (以降 DV 給気) を行う壁面下部の給気口 6 個を設置し、全て HEPA フィルターを通して給気を行う。排気は天井面 1 か所で行った。また、机 C の模擬人体を感染者とし呼吸高さ (1,100 mm) から、模擬唾液 (水 1 L、グリセリン 76 g、塩化ナトリウム 12 g を混合) を

用いて会話による飛沫核を、呼吸を模擬した CO₂ と同時に発生させた。発生方法を Fig. 3 に示す。CO₂ は 2 NL/min、約 30 °C でチューブを通して発生し、同じチューブの先端に模擬唾液を入れたネブライザーキット (オムロン (株)) を取り付けすることで、飛沫核も同時に発生させた。

1.2 実験条件

実験条件を Table 1 に示す。実験は呼吸域給気の給気量・温度を変更した。全条件とも総給気量は 400 m³/h とし、DV 給気と SV 給気量 (Q_b) の割合または、SV 給気温度を変更した。SV と DV を併用する条件では DV 給気口のうち両端 2 か所と SV 給気口 4 か所全てを使用し、全ての給気を DV とする従来型置換換気条件 Case 8 では DV 給気口 6 か所のみを用いた。

1.3 測定方法

測定の流れを Fig. 4 に示す。測定は温度、室内粉塵濃度を順に定常化させたのちに、チューブを 10 W で 5 分間予熱してから、飛沫核と CO₂ を同時に 15 分間発生させた。発生終了後は 1 時間の飛沫核数減衰時間を設けた。実験では飛沫核個数濃度と温度と CO₂ 濃度を測定した。測定点を Fig. 1, 2 に示す。飛沫核個数濃度は顔前濃度 Ha、Hb、Hd と汚染源前方濃度 Hc、汚染源頭上濃度 Pc、呼吸高さと室上部濃度 Pe (高さ 1,100 と 1,800 mm)、その他の呼吸高さ濃度 Ph (高さ 1,100 mm)、給排気濃度を測定した。測定機器はパーティクルカウンターを用いた。主に用いたパーティクルカウンターは KC-52 (リオン (株)) であり、4 区分の粒径範囲 (0.3-0.5, 0.5-1.0, 1.0-2.0, 2.0-5.0, 5.0- [μm]) ごとに粒子の個

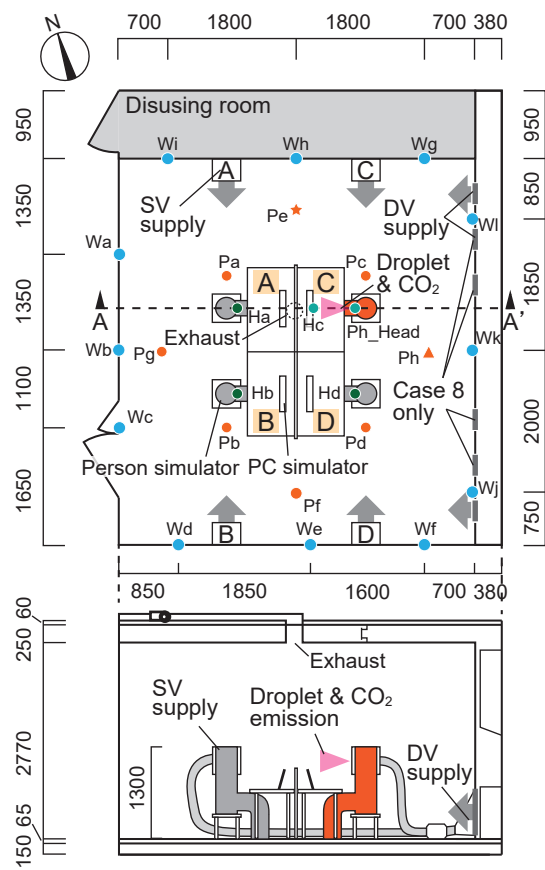


Fig. 1 Plan and A-A' section of experimental set-up

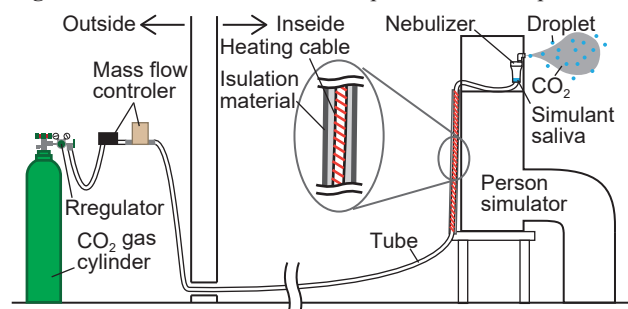


Fig. 3 The way of Droplets and CO2 emission

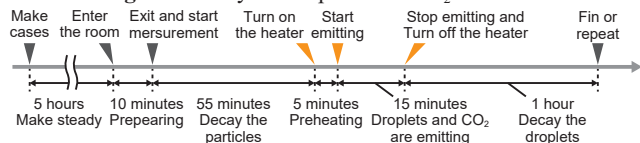


Fig. 4 The schedule of measurement

数を測定する。今回の実験では測定点数に対して測定機器の個数が少なかったため、測定機器の位置を変更し各条件 2 回ずつ測定することで、全測定点の測定を行った。温度は壁面 Wa ~ Wl と室内 Pa ~ Pg の鉛直方向について、CO₂ 濃度は Pa ~ Pg の鉛直方向と、Ph の高さ 1,100 mm、顔前測定点 Ha, Hb, Hd について測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、CO₂ 濃度測定には小型 CO₂ データロガー (RTR-576、T&D 社) を用いた。測定間隔はすべて 1 分とし、飛沫核濃度と CO₂ 濃度は時系列の変化を、温度は定常になった後の 30 分間の平均を算出した。また、給排気温度と CO₂ 濃度も測定を行った。この温度測定には前述と同様の熱電対を用い、CO₂ 濃度測定には同様に、小型 CO₂ データロガーを用いた。

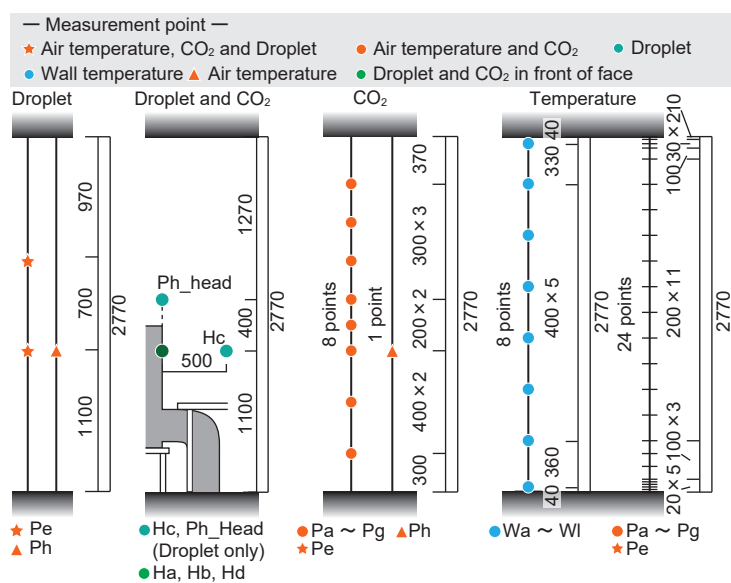
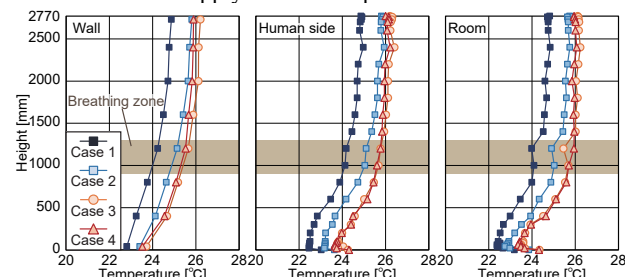


Fig. 2 Vertical positions of measurement points [mm]

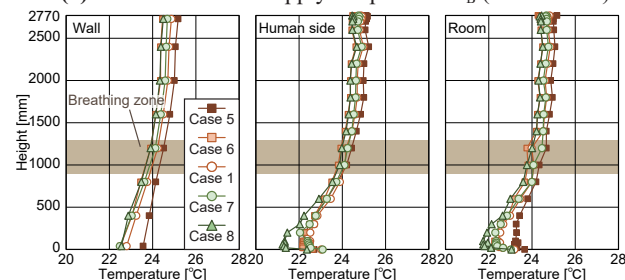
Table 1 Experimental condition

DV supply airflow [m ³ /h]	SV supply air- flow Q_B [m ³ /h]	SV supply airflow temperature θ_B [°C]			
		20	22	24	25
0	400	Case 5			
120	280	Case 6			
200	200	Case 1			
280	120	Case 7			
400	0	Case 8			

※DV supply airflow temperature is 20 °C in all cases



(a) Difference of SV supply temperature θ_B (Case 1 ~ 4)



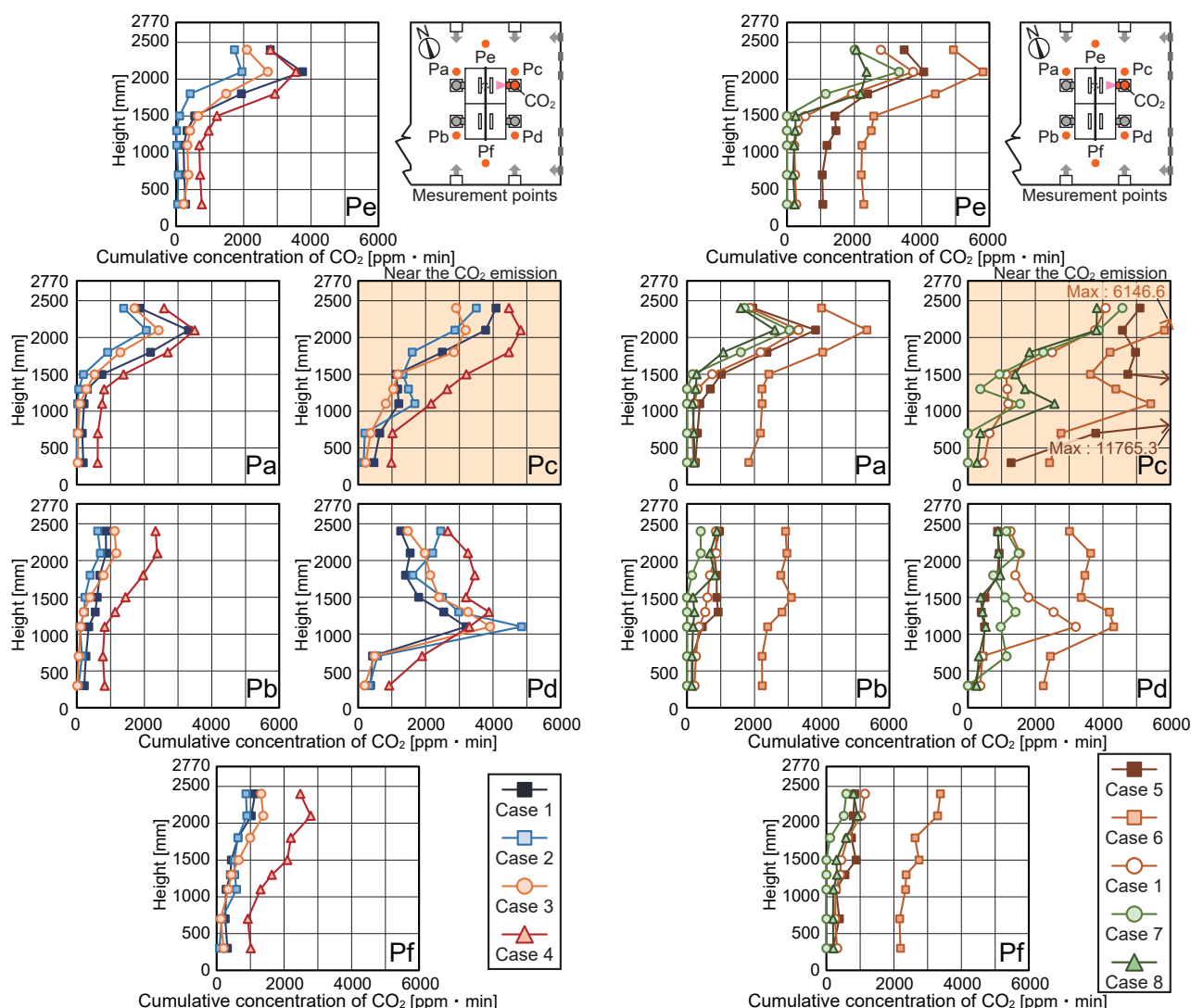
(b) Difference of supply Air flow rate (Case 1, 5 ~ 8)

Fig. 5 Vertical average temperature distribution of each area

2. 実験結果

2.1 室内鉛直温度分布

室内鉛直温度分布を Fig. 5 に示す。各グラフは壁面測定点 Wa ~ Wl (Wall)、人体横測定点 Pa ~ Pd (Human side)、周辺域測定点 Pe ~ Pg (Room) について平均したものを示しており、Fig. 5 の (a) は SV 給気温度による比較を、(b) は給気量による比較を示す。Fig. 5 より全条件のほとんどのエリアで傾きの近い温度成層が形成されており、条件間の差は小さい。Case 1 ~ 3 の Room

(a) Difference of SV supply temperature θ_B (Case 1 ~ 4)

(b) Difference of supply Air flow rate (Case 1, 5 ~ 8)

Fig. 6 Vertical distribution of total concentration of CO_2 at each measurement point

測定点については高さ 1,200 mm で温度が低下しているが、測定点ごとの鉛直温度分布（本梗概に記載なし）より Pg の高さ 1,200 mm での測定に不備があった可能性が考えられた。よって既報²⁾の鉛直温度分布で見られた給気条件により鉛直温度分布が異なるという結果は、本報ではあまり見られなかった。

2.2 累計 CO_2 濃度の鉛直分布

累計 CO_2 濃度の鉛直分布を Fig. 6 に示す。本実験では汚染物発生時間が短く、汚染物濃度が定常化する前に発生を終了している。よって定量的な評価を行うために平均値ではなく、累計濃度を算出した。累計濃度の算出式を Eq. 1 に示す。累計濃度は CO_2 発生前の 20 分間の室内 CO_2 濃度の平均値を CO_2 発生後の測定値から引き、発生開始から 75 分間の値を合計したものである。

$$D = \sum_{t=0}^{74} (P_t - P_o) \quad \text{--- (Eq. 1)}$$

D : 累計濃度 [ppm · min]

P_t : t 分に測定した濃度 [ppm]

P_o : 汚染物発生前の濃度の平均値 [ppm]

グラフは測定点の位置に合わせて配置した。Pg での結果は省略する。(a) は SV 給気温度による比較、(b) は給気量による比較を示す。Fig. 6 より室全体として Case 6 の濃度が最も高い。Case 6 の CO_2 濃度の時系列変化を確認すると、実験室外の影響により飛沫核数減衰中に給気濃度が増加していたため、室全体の濃度も増加し、累計濃度が過大に評価された可能性がある。また、Fig. 6 (a) より、 θ_B が最も高い Case 4 において濃度が最も高い傾向がみられる。また、Fig. 6 全体よりほとんどの条件で汚染源付近測定点 Pc を除くと、測定点 Pd における濃度が高い傾向がある。これは PC 発熱により汚染源前方の測定点 Pa, Pb への汚染物拡散が抑制され、代わりに Pd に汚染物が拡散したと考えられる。また呼吸域給気によって汚染物が拡散した可能性も考えられる。

2.3 累計 CO_2 ・飛沫核個数濃度による比較

本節では同一測定点で測定した CO_2 濃度と飛沫核個数濃度について、Eq. 1 と同様に累計濃度を算出し比較する。累計飛沫核個数濃度については CO_2 とは異なり、

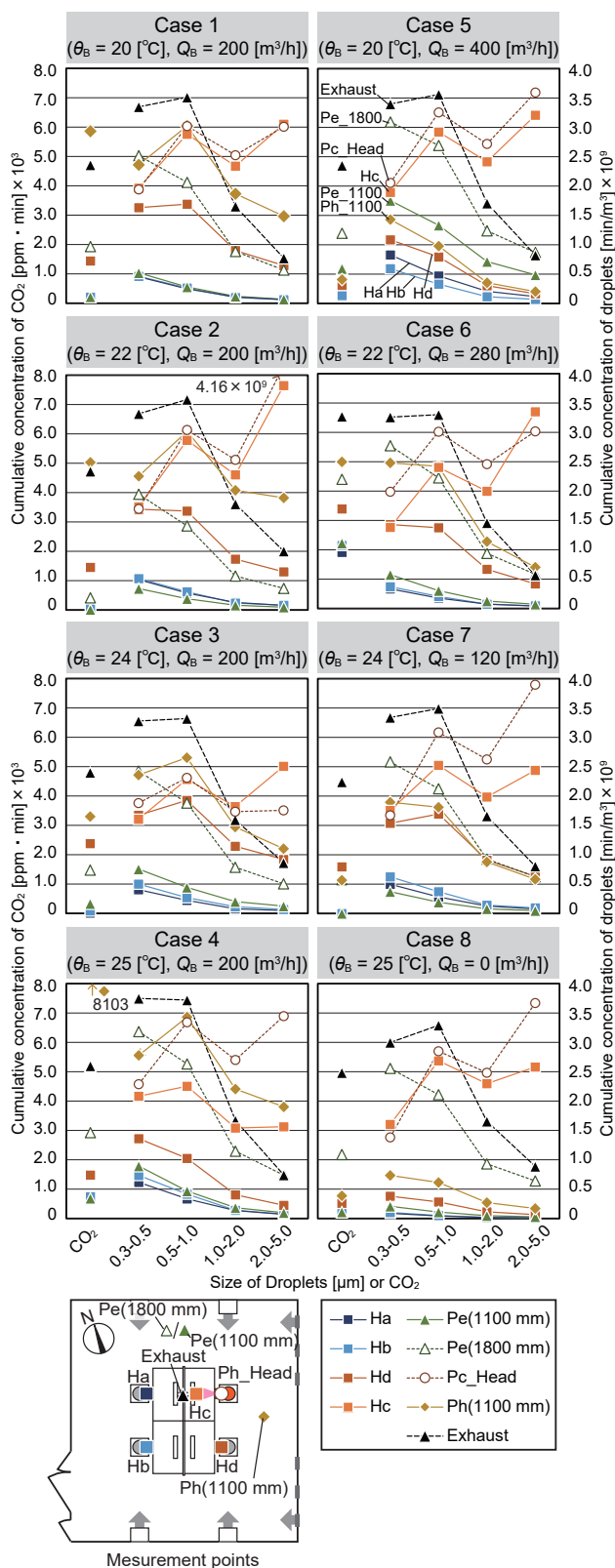


Fig. 7 Total concentration of CO₂ and Droplets in each cases
発生前 30 分間の値を用いて発生前平均濃度を算出し、
計算した。**Fig. 7** に各条件の累計濃度を測定点・汚染物
の種類（飛沫核の粒径の大きさ、または CO₂）ごとに比
較した結果を示す。今回は飛沫核を汚染物の対象とする
ため、5.0 μm 以上の粒子は飛沫と考えグラフには記載
していない。また、測定点 Hc、Pc_Head では CO₂ 濃度
を測定しなかったため、グラフには模擬唾液による飛沫

核測定の結果のみを記載した。

Fig. 7 より、排気濃度に条件間の大きな違いは見られ
ず、汚染物が安定して発生していたと考えられる。また、
どの条件も Ha、Hb での濃度が飛沫核・CO₂ とともに低く、
前述の通り、PC 発熱の流上昇気流が汚染部の拡散を抑
制したと考えられる。Case 1～4 より SV 給気温度によ
る違いを比較すると、 θ_s が高いほど、汚染源付近測定
点 Hc、Hd での累計飛沫核濃度が低い。また、 θ_s が最
も高い Case 4 で飛沫核・CO₂ とともに、Ha、Hb、Ph (1,100
mm)、Pe (1,800 mm) での累計濃度が Case 1～3 より高い。
Case 4 において CO₂ と飛沫核がどちらも汚染源外に拡
散しやすかったと考えられる。よって SV 給気温度が高
いと呼吸域に汚染物が拡散しやすい可能性がある。Case
1, 5～8 より、給気量による違いを比較すると、Case 5
の呼吸高さ測定点 Ha、Hb、Pe (1,100 mm) は濃度が高い
傾向がみられる。また、測定点間の濃度の差も他条件に
比べて大きい。Case 5 は DV 給気を行わなかったため、
呼吸高さに汚染物が拡散し、平面分布の偏りも大きかつ
たと考えられる。全条件を比較すると、DV 給気のみを
行う Case 8 で飛沫核・CO₂ とともに室全体の濃度が最も
低い傾向が見られた。よって本実験では従来型の置換換
気条件が感染症対策として性能が最も高かったと考えら
れる。また、**Fig. 7** より、飛沫核の粒径の大きさによる
挙動の違いを比較すると、ほとんどの測定点では粒径が
小さいほど累計濃度が高い傾向が見られるが、汚染源付
近測定点 Hc と Pc_Head では粒径が大きいほど累計濃度
が高い傾向が見られる。これは汚染源から発生した大き
い粒径の飛沫核が、拡散するとともに沈着・蒸発し濃度
が減少するためと考えられる。また、この蒸発に伴い粒
径の大きさが変化することで、小さい粒径の飛沫核の濃
度が増加したと考えられる。

3. まとめ

本報では模擬唾液を用いた飛沫核と CO₂ を同時に発
生させる実験を行い、呼吸域給気併用置換換気の性能を
検討した。実験の結果、呼吸域給気温度が高い場合には
飛沫核・CO₂ がともに拡散する傾向が見られた。また、
従来型の置換換気の方が汚染物の拡散を抑制した。今後
は汚染物の発生時間や実験時期による本システムの性能
の違いを検討する必要がある。

—謝辞—

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。ここに記して謝意を表す。

—参考文献—

- 1) 鹿野ら：オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気
併用置換換気に関する研究 (その 3) CFD 解析に基づく室内
換気性能に関する検討、空気調和・衛生工学会学術講演論文集、
2022.09
- 2) 難波ら：オフィスにおける感染症対策のための呼吸域給気
併用置換換気に関する研究 (その 2) 実大実験室実験に基づく
室内換気性能に関する検討、空気調和・衛生工学会学術講演
論文集、2022.09

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
（その 9）給気高さが執務室における温度分布と換気効率に及ぼす影響
Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
Effect of Supply Terminal Height 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）
山中 俊夫（大阪大学） 崔 ナレ（大阪大学）
山澤 春菜（九州大学）

Moe KOSHIDA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1}
Narae CHOI^{*1} Haruna YAMASAWA^{*2}
^{*1}Osaka University ^{*2}Kyusyu University

The effect of the inlet height of an impinging jet ventilation (IJV) system on the indoor environment was investigated by experiments and CFD analysis. The results showed that the effect of inlet height on the vertical temperature profile is limited, while that on the vertical contaminant profile is relatively large. It is assumed that there is a threshold of inlet height that contaminant profile change between stratified and mixed conditions .

はじめに
近年、エネルギー問題の深刻化により、高効率な空調・換気手法に注目が集まっている。比較的高効率な準置換換気方式として 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、床面で衝突させた後に天井付近で排気を行うことで、温度・濃度の成層を形成する。IJV は、置換換気方式と比較して給気運動量が大きいいため、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 の性能に影響が大きいと考えられる給気ダクトの設置条件が室内環境に及ぼす影響に関する検討は未だ十分ではない。そこで本報では、執務室を模擬した空間において給気口高さに着目し、温度分布・換気効

率に及ぼす影響を実大実験及び CFD 解析により検討する。

1. 実験概要

2023 年 7 月 1 日から 7 月 18 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示す。本研究では一般的な執務室を想定し、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+1100 mm の高さでパーテーションを設置した。直径 150 mm の円形ダクトに断熱を施し、給気チャンバーから壁面に沿わせて、北側壁面の中央から床面に向かって給気した。ここで、この給気口高さ h をパラメータとし、300、600、900、1,500、2,100 mm の 5 条件で変化させた。

人工気候室に隣接する給気チャンバー内で空調された 20℃の空気を、給気ダクトより室内に供給し、概ね室中央に位置する排気口より排気した。換気量はファンと超音波流量計を用いて 270 m³/h に設定し、測定を行った。

内部発熱は既往研究 ²⁾ を参考に、人体発熱量を 75

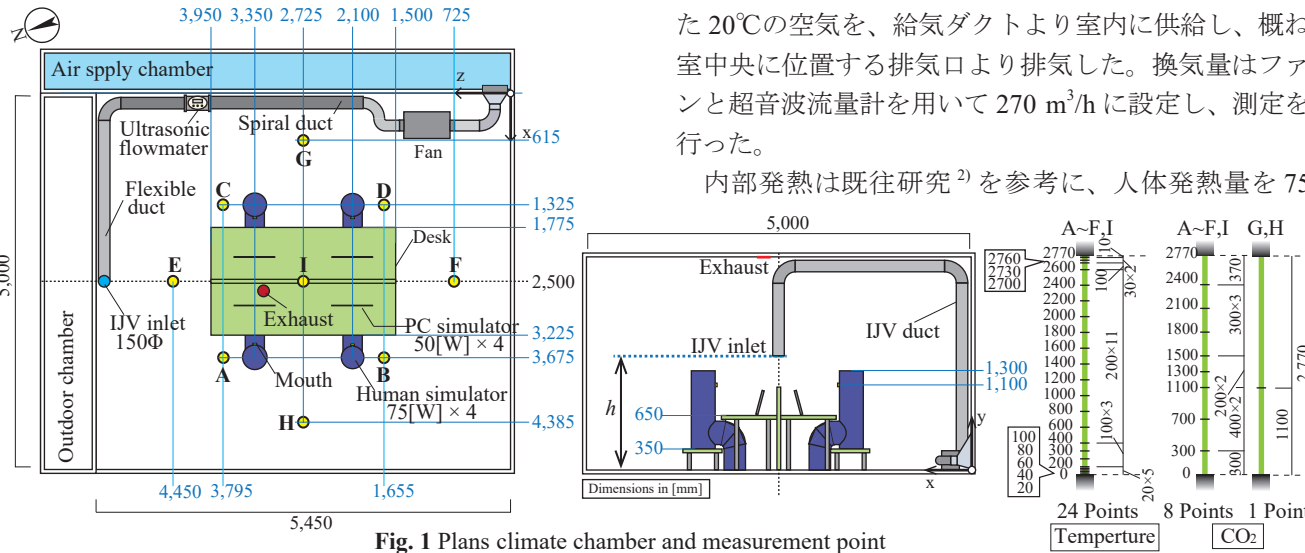


Fig. 1 Plans climate chamber and measurement point

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、全座位人体の口から汚染質を模擬してトレーサガスを発生させた。空気と密度をそろえることを意図して CO₂ とヘリウムを 5:3 の比率で混合し、模擬座位人体の口 (床 上 1,100 mm) に取り付けたスポンジより、0.8325 NL/(min・体)、計 3.33 NL/min で発生させた。

本実験では温度と CO₂ 濃度を測定した。**Fig.1** に測定位置を示す。A～I の 9ヶ所にポールを設置し、A～F、I では鉛直方向に 24 点で温度を、8 点で CO₂ 濃度を測定した。G、H においても FL+1,100 mm の高さで CO₂ 濃度を測定した。温度測定には T 型熱電対を用い、濃度測定には小型 CO₂ データロガー (RTR-576、T&D 社) を用いた。給排気と外気の温度・CO₂ 濃度の測定も併せて行っており、その際 CO₂ 濃度測定には上記とは異なる測定器 (GM70PUMP、ヴァイサラ社) を用いた。測定間隔は 1 分とし、温度・CO₂ 濃度が定常に達してから 30 分のデータを平均したものを結果として用いる。

2. 実験結果と考察

2.1 評価指標

測定条件ごとに測定日が異なるため、外気温の影響を考慮し、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、 $T_s [^\circ\text{C}]$ は給気温度、 $T_e [^\circ\text{C}]$ は排気温度を表す。また、CO₂ 濃度についても同様に

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。また、換気効率を評価するために、以下の式から汚染質除去効率³⁾を算出する。汚染質除去効率 ε^c は、定常状態における排気及び室内平均の汚染質濃度を c_e [ppm]および $\langle c \rangle$ [ppm]とすると、 $\varepsilon^c [-]$ は次式で示される。

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

また、居住域内に注目し、居住域内の汚染質除去効率として $\varepsilon_{oz}^c [-]$ を以下のように定義する。

$$\varepsilon_{oz}^c = \frac{c_e}{\langle c \rangle_{oz}} \quad (\text{Eq.3})$$

ただし、 $\langle c \rangle_{oz}$ [ppm]は汚染質濃度の居住域内平均であり、本報では高さ 1,300 mm までを座位時の居住域とした。

2.1 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ることが確認できた。また、給気口高さ h が大きいときに温度が高くなる傾向があったが、 h の影響は比較的小さいと考えられる。

2.2 CO₂ 濃度分布及び換気効率

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成層が形成され、ダクトから離れるほど規準化濃度が小さくなることがわかった。同じ断面内の測定点 E、I、F を比較すると、ダクトからの距離が離れるほど濃度境界面が高くなっていることが確認できた。このことから、ダクト方向に汚染質が向かう気流が生じていると考えられる。また、給気口高さの低い 3 条件と高い 2 条件

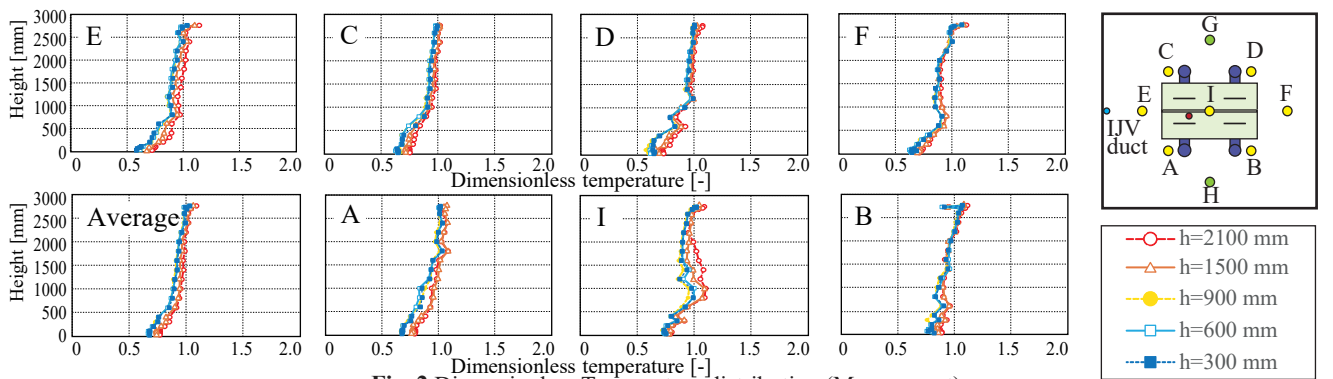


Fig. 2 Dimensionless Temperature distribution (Measurement)

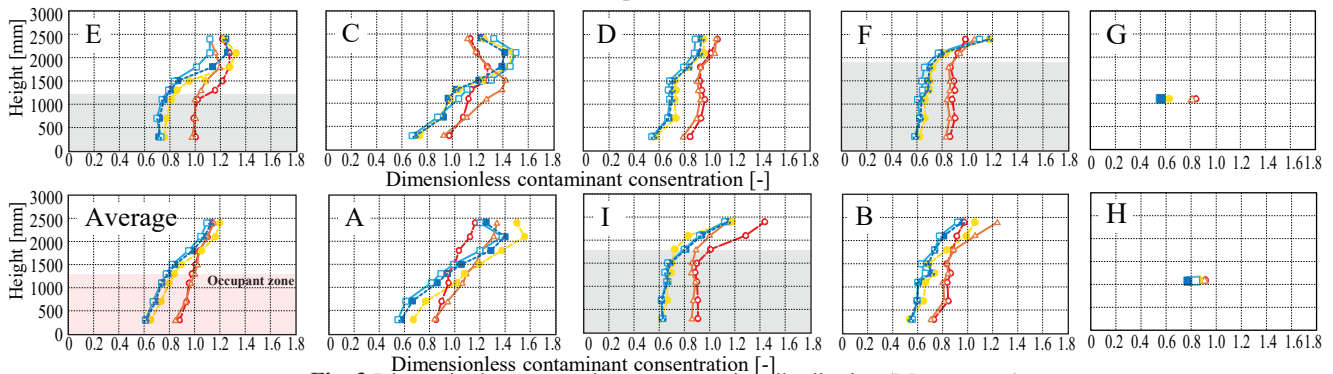


Fig. 3 Dimensionless contaminant concentration distribution (Measurement)

で鉛直分布の傾向に違いが見られた。これは、給気口高さが高いとき、人体プルームに乗って上昇した汚染質が給気で室下部に輸送されやすくなったために、混合換気に近い濃度場となったものと考えられる。

3. CFD 解析概要

本研究では、より詳細な室内環境を確認するため CFD 解析を行うが、本報では、**Fig.4** に示す人工気候室を模擬した空間を対象に解析を行い、実験と結果を比較をすることで、解析精度を検証した。解析手法を **Table 1** に、境界条件を **Table 2** に示す。前節で超音波流量計により測定した換気量 $270\text{ m}^3/\text{h}$ を、直径 150 mm の円形ダクト下端面より 4.24 m/s で給気し、天井面の排気口より排気した。発熱条件及び汚染質発生条件は実験と同様で、模擬座位人体と模擬 PC 各 4 台より計 500 W で発熱させ、座位人体の口からは空気と同じ物性の汚染質を計 3.3 L/min ソース項により発生させた。

まず、乱流モデルによる影響を確認するために、SST $k-\omega$ モデル、RNG $k-\varepsilon$ モデル、Standard $k-\varepsilon$ モデルの 3 種類⁴⁾ について、給気口高さ $h = 600\text{ mm}$ 条件で解析を行った。また、その後最も適切な乱流モデルを用いて、実験と同様に給気口高さ 5 条件の解析を行う。

4. CFD の結果・考察

4.1 乱流モデルの検討及び精度検証

Fig.5 に $h = 600\text{ mm}$ 条件における実験と CFD 解析の鉛直温度分布の結果を示す。乱流モデルによる大きな差異は見られなかったが、乱流モデルごとの結果と実験値を比較すると、SST $k-\omega$ モデルによる結果が比較的実験値に近いことがわかった。したがって、この SST $k-\omega$ モデルを採用して、以降の解析を行った。また、温度分布において、CFD 解析の精度が十分であると判断した。

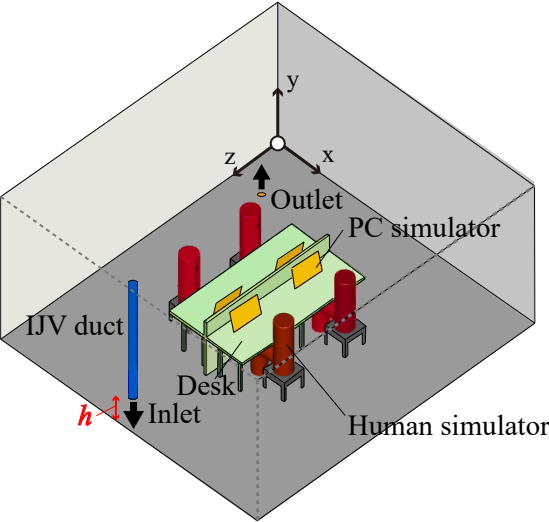


Fig. 4 Isometric view (CFD model)

Table 1 CFD method	
Software	ANSYS Fluent 2022 R1
Turbulence model	SST $k-\omega$, RNG $k-\varepsilon$, Standard $k-\varepsilon$
Algorithm	SIMPLE
Gradient scheme	Green-Gauss Cell Based
Pressure interpolation scheme	Body Force Weighted
Scheme of convection component	QUICK
Number of cells	$h = 300\text{ mm} : 1,280,356$ $h = 600\text{ mm} : 1,271,202$ $h = 900\text{ mm} : 1,269,769$ $h = 1,500\text{ mm} : 1,261,879$ $h = 2,100\text{ mm} : 1,259,358$

Table 2 Boundary condition				
Inlet	4.24 m/s, 21.44 °C			
	Turbulence model	SST $k-\omega$	RNG $k-\varepsilon$	Standard $k-\varepsilon$
	C_μ	0.090	0.085	0.090
	k	0.287 m ² /s ²		
	ε	0.666 s ⁻¹	0.635 s ⁻¹	0.666 s ⁻¹
	ω	25.75 m ² /s ⁻¹	26.16 m ² /s ⁻¹	25.75 m ² /s ⁻¹
Outlet	9.549 m/s			
Walls	floor	Ex.temp: 30.5 °C, Emis.:0.9		
	ceiling	U-value : 0.442 W/(m ² · K), Emis.: 0.9		
	wall-east	Ex.temp : 20.0 °C, U-value : 0.275 W/(m ² · K), Emis.: 0.9		
	wall-west	Ex.temp : Experimental data, U-value : 0.277 W/(m ² · K), Emis.: 0.9		
	wall-south	Ex.temp : Experimental data, U-value : 0.277 W/(m ² · K), Emis.: 0.9		
	wall-north	Ex.temp : 24.88 °C, U-value : 0.649 W/(m ² · K), Emis.: 0.9		
	Human simulator	1.54 m ² /person × 4 × 48.65 W/m ² = 300W		
	PC simulator	0.17 m ² /per × 4 × 294.75 W/m ² = 200 W		
Contam	0.337 kg/(m ³ · s) ×0.00005 m ² ×4 = 1.348 kg/(m · s)			

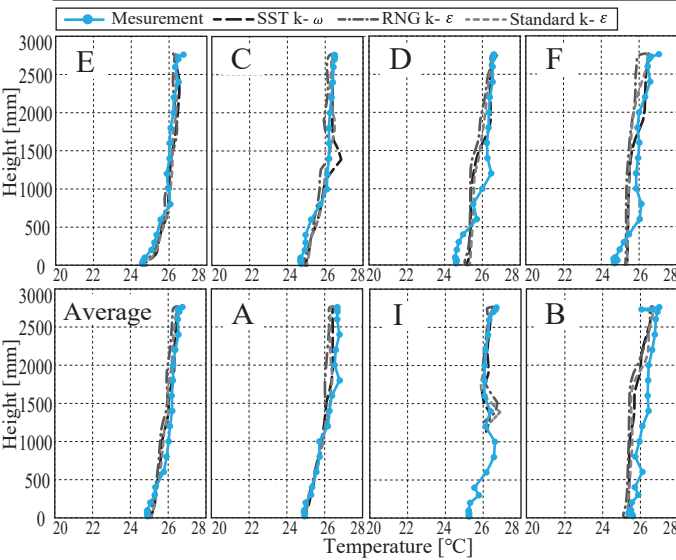


Fig. 5 Temperture distribution (CFD models and mesurement)

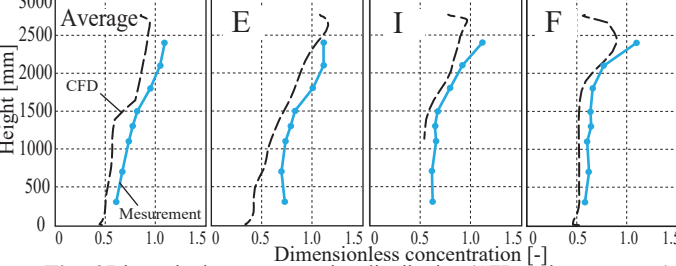


Fig. 6 Dimensionless concentration distribution (CFD and mesurement)

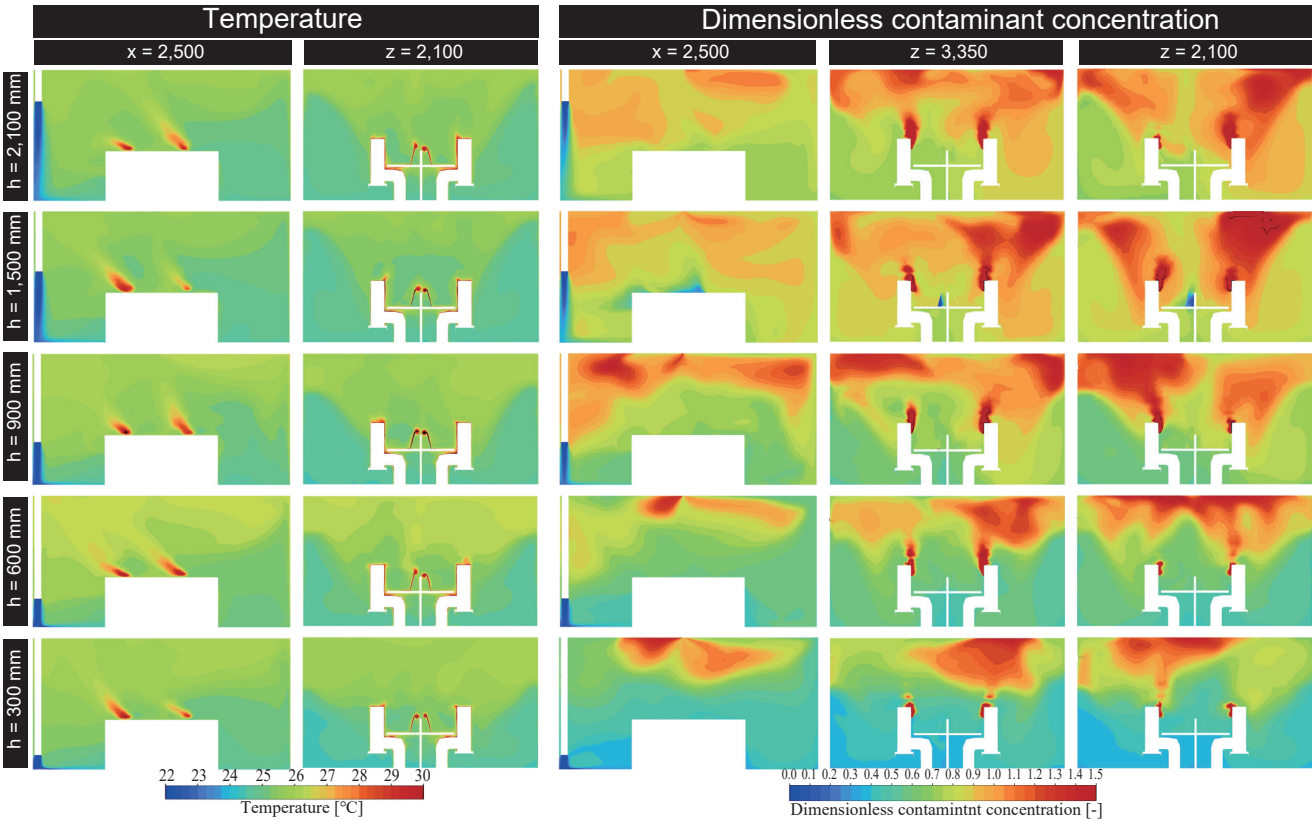


Fig. 7 Temperature distribution and Dimensionless concentration distribution (CFD)

Table 3 Dimensionless contaminant concentration and CRE

h [mm]			300	600	900	1500	2100
Dimensionless contaminant concentration	Mesurement	$\langle c \rangle$	0.86	0.83	0.91	1.00	1.00
		$\langle c \rangle_{oz}$	0.70	0.69	0.74	0.93	0.93
	CFD	$\langle c \rangle$	0.62	0.73	0.87	0.98	0.93
		$\langle c \rangle_{oz}$	0.47	0.59	0.72	0.88	0.83
CRE	Mesurement	ε^c	1.17	1.20	1.10	1.00	1.00
		ε_{oz}^c	1.43	1.46	1.35	1.08	1.08
	CFD	ε^c	1.60	1.37	1.14	1.02	1.08
		ε_{oz}^c	2.14	1.68	1.38	1.13	1.21

Fig.6 に $h = 600$ mm 条件における CFD と実験の規準化濃度分布を示す。CFD では若干濃度を過少に評価しているが、傾向は概ね再現できていることを確認した。

4.2 給気口条件ごとの結果・考察

Fig.7 に各条件において CFD 解析より得られた温度・規準化濃度分布を示す。実験結果同様、給気口高さの温度分布への影響は比較的小さいことが確認できた。 $x = 2,500$ 断面の分布において、PC によるプルームがダクト方向に流れていることから、床に沿って進んだ給気気流が南側壁面で跳ね返り、北側に向かう気流が形成されたと考えられる。

規準化濃度分布においても、実験結果と同様に給気口高さ $h = 900$ mm 以下でより明確に濃度成層が形成されており、 $h = 1,500$ mm 以上で混合状態に近い濃度分布となることが確認された。Table 3 に各条件の規準化濃度と汚染質除去効率の結果を示す。実験・CFD ともに特に給気口高さの低い 3 条件で高い居住域汚染質除去効率が表示された。これは Fig.7 からわかる通り給気口高さが高い 2 条件では、床面到達前の給気気流が汚

染質と混ざり床付近で濃度が高くなったためと言える。

おわりに

本報では実大実験及び CFD 解析によって IJV の給気口高さが温度分布及び換気効率に与える影響についての検討を行った。給気口高さが温度分布に与える影響は小さいものの、汚染質濃度分布については、 $h = 900$ mm 以下の結果と $h = 1,500$ mm 以上の結果に傾向の違いが見られた。したがって、任意の給気口高さ前後で換気効率が大きく変化することが示唆された。

今後は、ダクトの本数・配置条件やダクト付近の障害物の有無等の影響を、CFD 解析を用いてさらに検討を行う予定である。

記号

T^* [-] : 規準化温度 T_s [°C] : 給気温度 T_e [°C] : 排気温度
 ε^c [-] : 汚染質除去効率 c_e [ppm] : 排気濃度
 $\langle c \rangle$ [ppm] : 室内平均濃度 ε_{oz}^c [-] : 居住域清浄度指数
 $\langle c \rangle_{oz}$ [ppm] : 居住域平均濃度

謝辞

本研究は JSPS 科研費 (特別研究員奨励費 JP20J10608, 研究代表者: 山澤春菜) の助成を受けた。ここに記して謝意を表す。

参考文献

1) T.Karimipannah, 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) 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) プレ・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
3) 社団法人空調調和・衛生工学会: REHVA・換気効率ガイドブック - 理論と応用 -
4) H.Yamasawa, T.Kobayashi, T.Yamanaka, N.Choi, M.Cehlin, A.Ameen : Effect of supply velocity and heat generation density on cooling and ventilation effectiveness in room with impinging jet ventilation system, Building Environment, 108299, 205, 2021

夏季の温熱環境調節類型と冷房、扇風機、および自然通風に対する気流感評価の関係
Relation between summer thermal control use types and air movement sensation
of air-conditioner, electric fan, and natural ventilation

○平本 詩織（大阪市立大学） 梅宮 典子（大阪市立大学）
朝岡 勇登（大阪市立大学） 孫 琳（大阪市立大学）
Shiori HIRAMOTO* Noriko UMEMIYA* Yuto ASAOKA* Lin SUN*
* Osaka City University

For this study, with the aim of clarifying the actual use of airflow and airflow sensation, including natural ventilation, in actual life, residents of 318 family-friendly housing complexes in Osaka City and its suburbs were asked about usage during summer and the airflow sensations of air conditioning, electric fans, and natural ventilation. We 1) classified dwelling units based on the use of air conditioning, electric fans, and natural ventilation, and 2) clarified the airflow sensation characteristics of the respective types.

1. 背景と目的

近年のエネルギー消費量削減の傾向の強まりから、室内の快適な温熱環境は、空調設備だけでなく、効果的に気流を導入することにより、実現することが求められている。気流感について窪田（1981 年）は各流速の気流評価実験をもとに、気流の快適さが解放感、自然らしさ、爽やかさ、涼しさで表現できることを明らかにし¹⁾、木村ら（1986 年）は通風・室内気流が人体に与える影響を調べるための実験をおこなって、高温では、気流は人体熱負荷を低下させる以上に不快感を減少させることを示した²⁾。本報は夏季において自然通風を含めた気流の使用実態と気流感を調査して、1)冷房、扇風機、および自然通風の使用状況にもとづいて住戸を類型化し、2)類型ごとの気流感の特徴について報告する。

2. 方法

2021 年に 189 戸と 2022 年に 129 戸の大阪市と近郊の家族向き集合住宅の居住者を対象に、1) 夏季における冷房、扇風機、および自然通風の使用状況を尋ね、2) 冷房、扇風機、および自然通風の気流感をそれぞれ、19 対の 5 段階 SD 尺度で評価させた。さらに 3) 暑さ耐性や冷え性などの体質や、地球温暖化への関心や環境にやさしい商品の使用、節電のところがけなどの節電環境意識・行動などの居住者属性、4) 居住階数や方位などの住戸属性と、風通しや日射熱の煩わしさなどの居住者による住環境評価、5) 電気料金を尋ねた^{注 1)}。暖房の使用状況も尋ねた。表 1 に評価項目を示す。

3. 気流感の因子分析

気流感評価には 19 対の 5 段階尺度を使用し、因子分析の結果、緊張・弛緩、快適性、自然らしさ、単調さの 4 因子に分類した。表 2 に因子数 4 の場合の因子分析結果を

Table.1 main questions

contents	main questions
summer thermal control	[summer] frequency of ac use,ac usage time,frequency of ef use,frequency of window opening(during daytime and sleep) [winter] presence of 12 types of heating appliances
air movement sensation	<u>air movement sensation of air conditioner, electric fan, natural ventilation</u> at 19 measuring expression (「cool」,「comfy」,「natural」,「monotonous」,「bright」,「expansive」)
personal attributes	age, sex, jobs, heat resistance, susceptibility to colds, sensitivity to cold, life style, environmental awareness
dwelling unit attributes	living floor, building age, direction of the window, evaluation of living environment
electric bill	electric bill in May, August, january, february

Table.2 factor analysis result

		Factor1	Factor2	Factor3	Factor4	contribution	contribution rate
factor of tension and relaxation	hard-soft	0.813	-0.027	-0.166	-0.103	0.700	0.080
	distract-calm	0.697	-0.170	-0.146	-0.001	0.535	0.061
	cloudy-clear	0.608	-0.287	-0.168	0.004	0.479	0.055
	heavy-light	0.582	-0.199	-0.133	0.027	0.397	0.046
	stay inside-diverge outside	0.496	0.019	-0.204	0.259	0.355	0.041
factor of comfort	cool hot	-0.221	0.757	0.064	-0.141	0.646	0.074
	fresh-annoying	-0.275	0.694	0.348	-0.129	0.694	0.080
	stable-unstable	-0.229	0.592	-0.027	0.162	0.430	0.049
	moving-stagnant	-0.101	0.493	0.361	-0.367	0.519	0.060
	comfortable-unpleasant	-0.277	0.481	0.390	0.017	0.461	0.053
factor of naturalness	dry-moist	0.073	0.414	0.130	0.052	0.196	0.023
	natural-artificial	-0.239	0.073	0.729	-0.155	0.617	0.071
	friendly-unfriendly	-0.313	0.268	0.627	0.114	0.576	0.066
	bright-dark	-0.095	0.133	0.536	-0.040	0.315	0.036
	favorite-hate	-0.277	0.457	0.485	-0.153	0.544	0.063
factor of monotonous	expansive-limited	-0.080	0.336	0.392	-0.296	0.361	0.041
	monotonous-changeable	-0.033	0.031	-0.107	0.567	0.335	0.038
	faint-distinct	0.089	-0.067	0.066	0.450	0.219	0.025
	regular-irregular	0.306	-0.108	0.261	-0.390	0.326	0.037

		Sw1(4.2%)	Sw2(17.4%)	Sw3(3.3%)	Sw4-1(3.7%)	Sw4-2(7.9%)	Sw4-3(15.4%)	Sw5(10.4%)	Sw6(10.0%)	Sw7(19.9%)	Sw8(7.9%)
frequency of ac use	never										
	hardly										
	sometimes										
	often										
cooling set temperatures	29~										
	27										
	25										
	~23										
frequency of window opening(during daytime)	not open at all										
	frequently close										
	variable										
	frequently open										
frequency of window opening(during sleep)	not open at all										
	frequently close										
	variable										
	frequently open										
frequency of electric fan use	never										
	hardly										
	sometimes										

性別は男性の割合を、職業は有職(フルタイム+パートタイム+学生)の割合、窓の向きは、東、西、南に当てはまる割合で示す。その他の項目においては、項目に当てはまるほど高い得点とする。

Sw2 は居住階数が高く築年数が長く、居住者は風邪をひきやすく時間的ゆとりがない。

Sw5 は住環境が室内外とも良好で、居住者は年齢が高く生活が規則的で体質が強く、金銭的・心理的にゆとりがあり環境意識が高い。

Sw6 は住戸の室内環境が良好で、居住者は男性が多く年齢が高く暑さに強く健康で、金銭的・時間的・心理的にゆとりがあり環境意識が高い。

Sw7 は住環境が不良で、居住者は若く有職で風邪をひきやすく生活時間が不規則で、金銭的にゆとりがない。

Sw8 は住戸の日射環境がよく室内外環境が悪く、若く有職で健康で暑さに弱く生活時間が不規則で、暑さ寒さに敏感で環境意識が特に低い。

6. 類型の気流感の特徴

主な類型の気流感を図3にプロフィール図で示す。

6.1 冷房の気流

Sw2 は快適性の因子で平均より良い方に、Sw6 は快適性の因子で冷房の気流を悪く評価する。Sw6 の特徴は Sw2 と比較して時間的ゆとりがあり風邪をひきにくい。居住人数が少なく、2 人以下の世帯である割合が高い。環境意識や住環境は冷房の気流感評価に関係はない。

6.2 扇風機の気流

Sw8 は単調さの因子以外で扇風機の気流を悪く評価する。Sw8 は全類型と比較して、若く、寒さに弱く、環境意識が低い。居住年数が短い傾向があり、住環境評価では湿気やにおいがこもらない、にのみ差がある。

6.3 自然通風

Sw5 は快適性の因子と自然らしさの因子において、自然通風を全類型平均よりよく評価する。Sw8 は快適性の因子において自然通風を平均より悪く評価する。

自然通風を良く評価する Sw5 は Sw8 と比較して、年齢が高く、有職でなく、環境意識が顕著に高い。住環境は湿気やにおいがこもらにくく、体質や住戸属性には関係しない。

以上のように、環境意識は冷房の気流感に関係しない、湿気やにおいのこもりやすさが自然通風や扇風機の気流感に関係する、居住階数や住戸の断熱性能は気流感に関係しないなど、実態調査をもとに、夏季の温熱環境調節類型ごとに気流感に関係する特徴があることを明らかにすることができた。

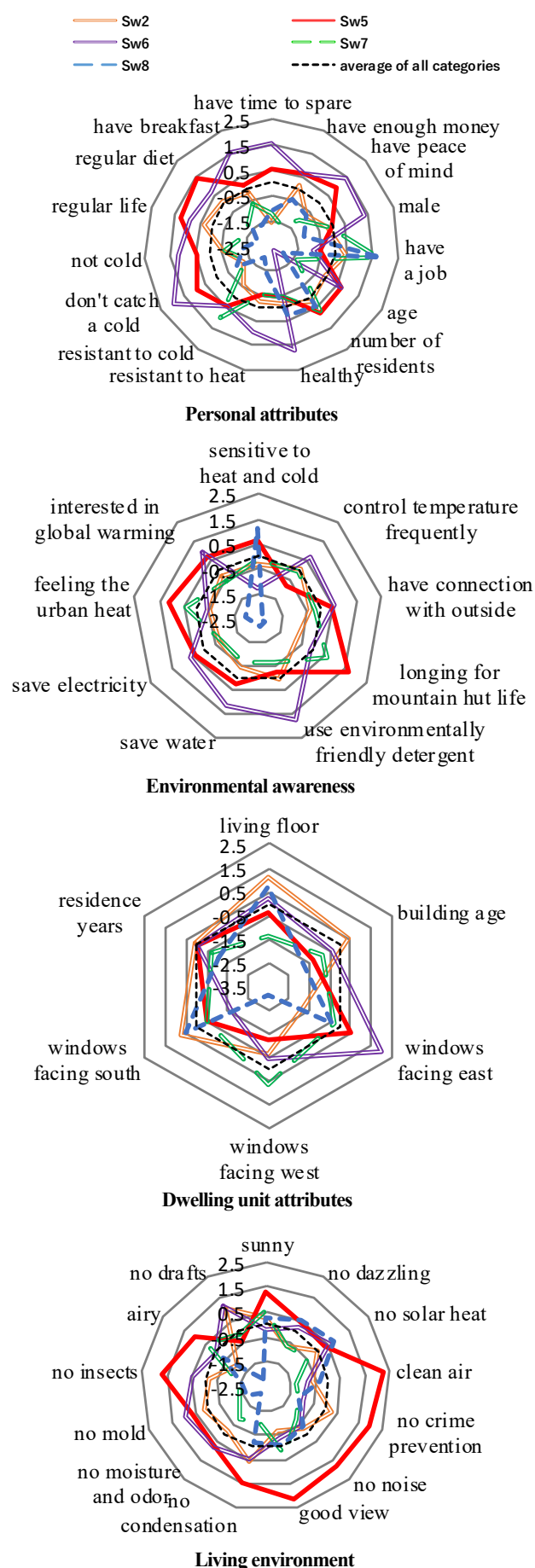


Fig.2 Characteristics of summer thermal control use types

7. 結論

大阪市と近郊の家族向き集合住宅 318 戸を対象に、夏季の温熱環境調節の 10 類型における冷房、扇風機、および自然通風の気流感評価を分析した結果、類型ごとの気流感について以下を明らかにした。

- 1) 高い設定温度で冷房をよく使い日中に通風を使わない類型 (Sw2、出現率 17.4%) は、冷房気流の評価が高い、
- 2) 低い設定温度で冷房をよく使い就寝中は通風をよく使う類型 (Sw5、10.4%) は、自然通風の評価が高い、
- 3) エアコンをあまり使わず就寝中に通風を使わない類型 (Sw6、10.0%) は、冷房気流の評価が低い、
- 4) 低い設定温度で冷房をよく使い扇風機をよく使い就寝中に通風を使わない類型 (Sw7、19.9%) は、扇風機気流の評価が高い、
- 5) 設定温度が低く冷房をよく使い扇風機を使わず就寝中に通風を使わない類型 (Sw8、7.9%) は、扇風機気流の評価が低い。

気流感に関係する要因については以下を明らかにした。

- 6) 冷房の気流感は、時間にゆとりがあり、風邪をひきにくく、居住人数が少ないと冷房の気流を悪く評価する、
- 7) 扇風機の気流感は、年齢が低く、寒さに弱く、環境意識が低く、湿気やにおいがこもりやすいと扇風機の気流を悪く評価する、
- 8) 自然通風の気流感は、年齢が高く、有職でなく、環境意識が高く、湿気やにおいがこもらないと自然通風の気流をよく評価する。

参考文献

1) 窪田英樹：気流感の因子分析と建築気候、人間工学 17 巻、50-51、1981 年

2) 木村建一、田辺新一、光岡賢一、川原井大、原俊広：通風・気流の体感効果に関する試行実験、空気調和・衛生工学会大会論文集、241-244、1986 年

3) 孫琳、梅宮典子：冷房・扇風機および自然通風の使用頻度にもとづく個人の類型化における類型数の検討、日本建築学会近畿支部研究報告集、第 60 号環境系、105-108、2020 年

注

注 1) 調査票の配布に際して、家族のうち在宅時間の最も長い人が回答するように依頼した。

注 2) 主な 6 種の暖房器具の使用頻度にもとづいて冬季についても類型化をおこない、Sw4-2 はエアコン暖房を使わず電気ストーブまたはガスファンヒーターを使う類型 W7 が多い、Sw5 や Sw8 はガス床暖房を使う類型 W5 が多いなど、夏の類型と冬の類型の関係を分析した。冬の類型については別途報告する予定である。

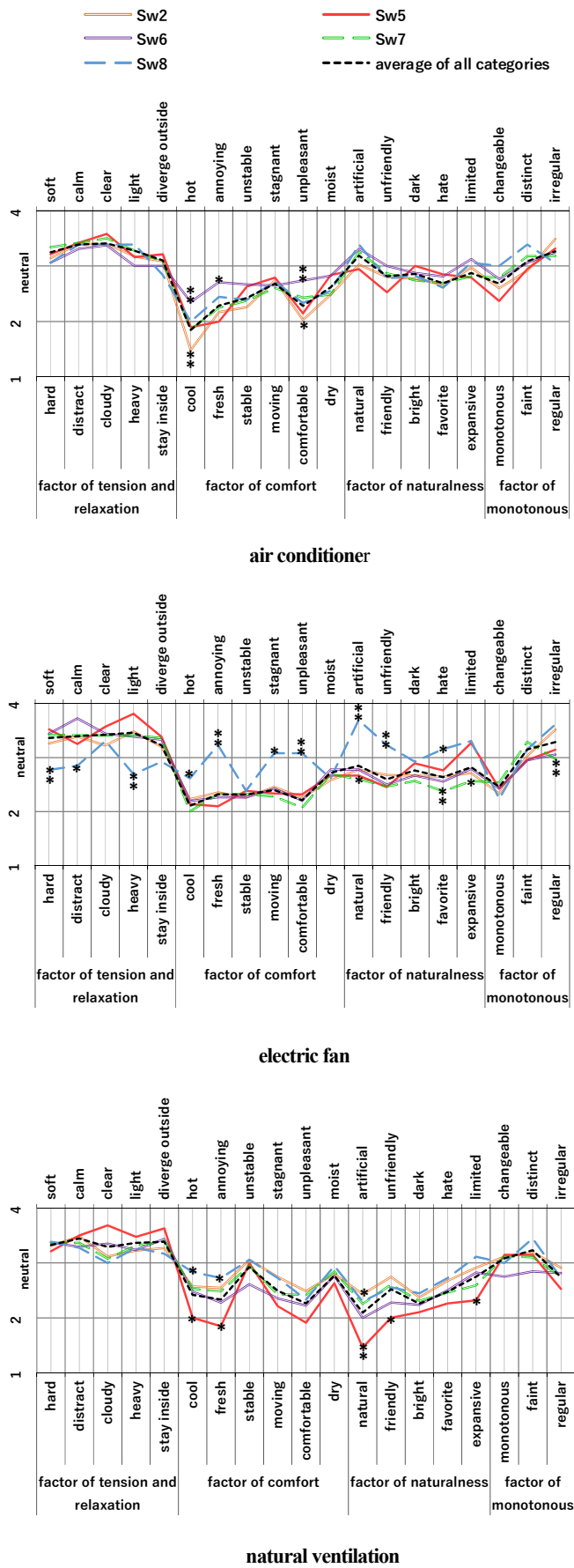


Fig.3 Air flow sensation of summer thermal control use types

夏季における在宅率と温熱環境調節行為選択率の曜日による変化と日内変動
Day of the week changes and diurnal variation in occupied ratio and
thermal environment regulation action selection and in summer

○前 田 明 穂（大阪公立大学） 梅 宮 典 子（大阪公立大学）
Akiho MAEDA*1 Noriko UMEMIYA*1
*1 Osaka Metropolitan University

We measured indoor environments, cooling, and opening and closing windows. Characteristics of the 10 dwelling units differ, but they show common points related to cooling (AC) and window opening (WO). 1) From the cooling season (C) to the late cooling season (LC), the main adjustment act changes from AC to WO or from AC to do nothing (FR). 2) Dwelling units with a low rate of staying at home during the daytime are similar in terms of changes of being at home and AC. The rate of AC at night is higher than in the morning. 3) On holiday, the rate of AC during (C) and WO during (LC) increases.

1. 背景と目的

エアコンの普及率が近年も上昇を続けている一方で¹⁾、住宅では自然通風も冷房と同程度に頻繁に利用されている²⁾。光熱費の節約だけでなく住環境を整えて快適に過ごすためと考えられるが、熱中症も懸念される。渡部ら（2020 年）は、9 月下旬以降の冷房終了期においては、冷房時が窓開放時より熱中症の発症リスクが高いことを示している³⁾。
大阪都市部の賃貸集合住宅の同じ棟の同じ間取りの10住戸において冷房発停と窓開閉を冷房期から冷房終了期にかけて20秒間隔で連続記録したデータをもちいて、在宅率や、冷房や通風の選択率、冷房使用率や窓開放率の 1)曜日による違い、2)日内変動を分析したので報告する。

1. 方法

調査対象として大阪市内の築35年のSRC造11階建て賃貸集合住宅を選定し、同じ住棟の10住戸に協力いただいた^{注)}。住棟はタクシー会社の駐車場を介して幹線道路に面している。住戸は間取りが単純な2DKで同じ位置にエアコンが設置され、比較的に冷房発停と窓開閉の関係が単純で温熱環境の分布が小さい。グローブ温度と上下3点の気温の測定位置は住戸の都合にあわせて決めた。玄関を含む全開口部にマグネットスイッチを設置して開・閉を記録し、全開口部が閉の場合を住戸が「閉鎖」、それ以外を「開放」と定義する。エアコン吹出し温度と室温から冷房発停を、玄関の開閉スイッチと照度の記録、居住者へのヒアリングをもとに住戸の在・不在を判定する。室内は湿度と照度以外は20秒間隔で同じデータロガーに記録し、外気温熱環境には住棟から西に約1km離れた建物屋上の気象観測システムの1分間隔の観測値を用いる。

Fig2 の住戸合計の冷房使用時間率の推移にもとづいて冷房期と冷房終了期を区分する。Table1 のように、冷房使用・不使用と窓開・閉の組み合わせによって、「冷房使用 (AC)」、「冷房使用+窓開放 (AW)」、「窓 開放 (WO)」、「なにもしない (FR)」の4分類を在宅時について定義する。

Table.1 The control of thermal environment

		Cooling	
		ON	OFF
Window	Open	AW	WO
	Close	AC	FR

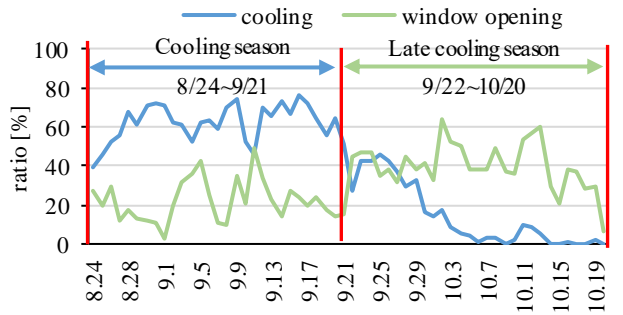
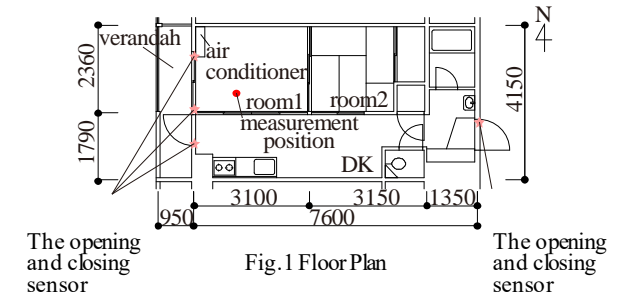


Fig.2 Analysis period

2. 実測対象住戸

住戸の階と方位、居住者の年齢、性別、職業を Table2 に示す。単身が5住戸、2人世帯が5住戸で、年齢や職業はさまざまである。

Table.2 feature of unit

Unit name (floor, direct)	Residents sex and age	Job	Remarks
A: 2, W	M, 30s	PC worker	EF use: frequently
B: 5, W	M, F, 20s	Laborer & wife	Amer. & Chinese
C: 6, :W	M, F, 20s	Freeter	Pregnant
D: 8, W	M, 30s	Laborer	With a cat
E: 8, W	M, 70s	Driver	EF use: frequently
F: 9, W	M, F, 30s	Laborer & wife	With two squirrels
G: 9, W	M, 30s, F, 20s	Students	EF use: frequently Chinese
H: 10, W	F, 20s	Medical worker	EF use: frequently irregular work
I: 7, S	M, F, 40s	Restaurant	irregular night work
J: 8, S	M, 20s	Medical worker	Regular work

3. 在宅率

住戸の在・不在は前述のように20秒ごとに判定した。Fig3 に住戸の在宅時間率を季節別に示す。どちらの季節でも、住戸 B, F は在宅が多く、住戸 D, J は少なく 50%を下回る。同じ住戸では冷房期と冷房終了期の在宅率は以ている。

Fig4 に住戸の曜日別の在宅率を示す。曜日による傾向は顕著ではなく、冷房期と冷房終了期の違いに住戸間で共通した傾向がない。住戸 D は日曜日の差が 45.32%であった。

Fig5 に月-金曜日(以降「平日」)と土日・祝日(以降「土日」)に分けて在宅率を示す。日々の在宅状況はアンケートでも尋ねたが、不規則勤務も多い。全住戸平均では、冷房期は土日が平日より、冷房終了期は平日が土日より在宅する。しかし住戸 C, D は冷房期に平日が土日より在宅し、住戸 B, F, I は冷房終了期に土日が平日より在宅するなど、平日と土日の在宅傾向は住戸による。どの住戸も土日とも平日と同じように外出しており、土日が休日とは限らないものの休日に自宅でくつろいで過ごす習慣はないようである。

4. 温熱環境調節行為の出現割合

4. 1 冷房期

Fig.6 に、冷房期において調節行為の出現割合を住戸別に示す。10 住戸合計(Total)では、AC が最多で 62.9%である。住戸 A, B, C, D, E, F ではAC が 55.3%~95.2%を占めている。AC が 17.3%の住戸 G は冷房の電気代を気にして扇風機を頻繁に使用すると回答していた。住戸 G, H, I, J は AC が

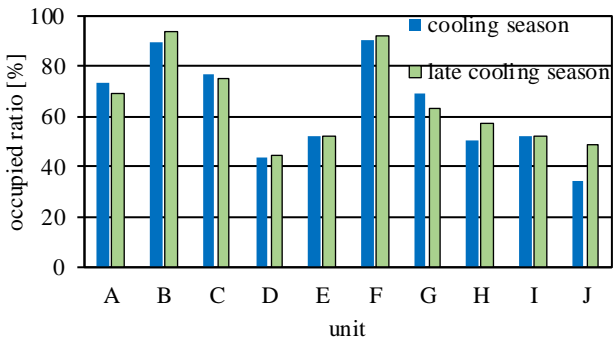


fig.3 Occupied ratio of each unit

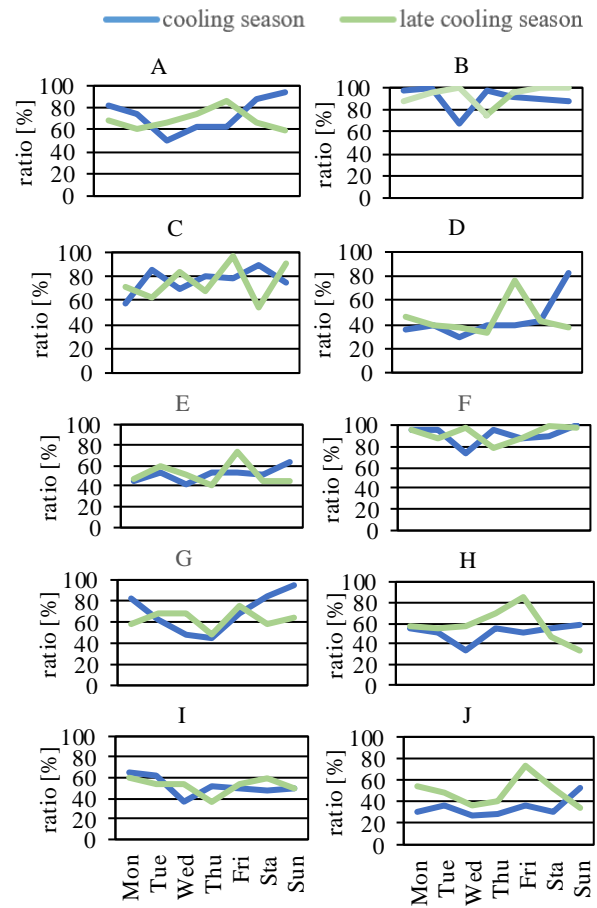


fig.4 Occupied ratio by day of week

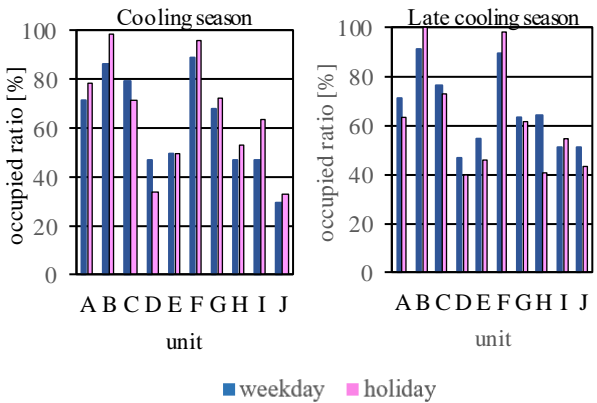


Fig.5 Occupied ratio for weekday and holiday

17.3%～42.8%と少なく、住戸 G,H,I ではFR が 265%～653%占めている。

4. 2 冷房終了期

Fig.7に冷房終了期について示す。10住戸合計(Total)はAC が 164%である。冷房期と比べるとFR が 15.2%から 44.7%に、WOが 180%から 385%に増加する。住戸 A,C,D,H,I では WOが主に選択され53.1%～86.5%、住戸 B,E,F,J ではFR が主に選択され50.5%～69.5%である。住戸 B,E,Fは WOが 2.0%～6.2%と少なく、冷房終了期になっても窓を閉鎖して冷房を使わないFR を選択する。住戸 Fは冷房期も冷房終了期も AC が 953%、474%で住戸中最も高い。住戸 Dの AC は冷房期には 900%で住戸中 9 位であるが冷房終了期に 8.7%に減少し、季節による違いが大きい。

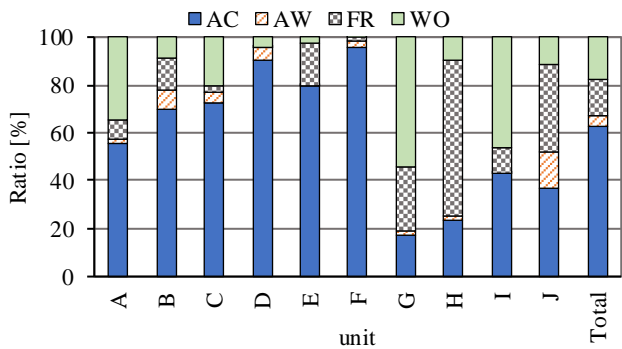


Fig.6 Thermal environment regulation action selection in the cooling season

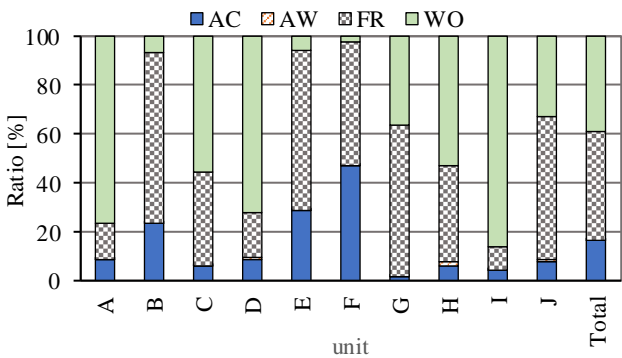


Fig.7 Thermal environment regulation action selection in late cooling

5. 調節行為選択の日内変動

5. 1 冷房期

5. 1. 1 冷房使用率

Fig.8 に冷房期における冷房使用(AC+AW)の日内変動を住戸ごとに示す。前述のように在宅時のみが対象である。昼間の在宅が少ない住戸 D,E,J は在宅状況に応じた冷房使用が行われる傾向にあり、他の住戸よりも在宅時間が朝と夕方以降に限られており、在宅時の10住戸合計では、7時に最小 52.8%、19時に最大 72.2%であり、夕方以降の冷房使用率が高い。

5. 1. 2 窓開放率

Fig.9 に窓開放(AW+WO)の日内変動を示す。10住戸合計の窓開放率は21 時台に最小 13.4%、17 時台に最大 29.4%である。住戸 B,C,D,E,I,J は時刻は異なるが、ある時間のみ一時的に窓を開放している時間がある。

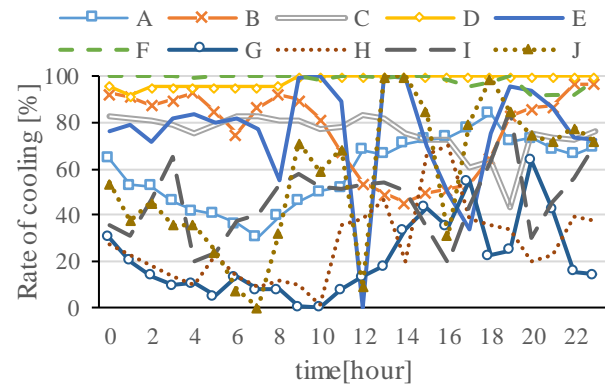


Fig.8 Diurnal variation of cooling ratio in cooling season

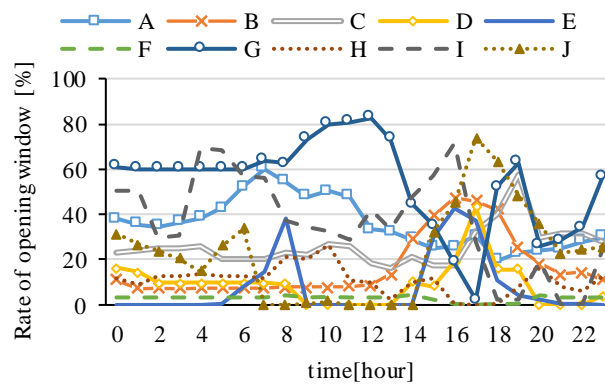


Fig.9 Diurnal variation of window opening in cooling season

5. 2 冷房終了期

5. 2. 1 冷房使用率

Fig.10 に冷房終了期における冷房使用の日内変動を示す。10 住戸の平均値は 11.7%～17.7%であり、わずかなではあるが、夕方以降の冷房使用率が高い。

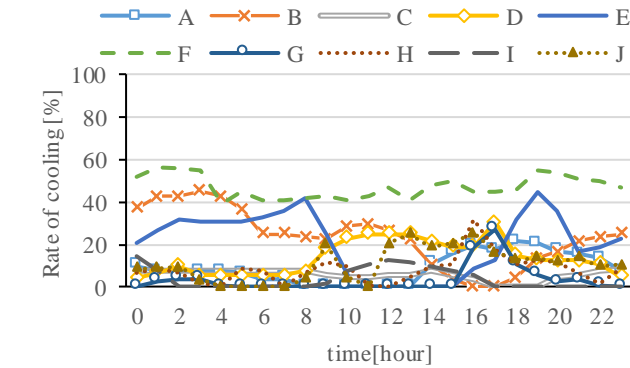


Fig.10 Diurnal variation of cooling ratio in late cooling season

5. 2. 2 窓開放率

Fig.11 に窓開放の日内変動を示す。3.2 より住戸 B,E,F は

日平均の窓開放率は低い、16時から18時に窓開放率が上昇し、冷房期と一致する。いずれも窓を開ける理由は「ベランダに出るため」と回答しており、温熱環境の調節ではなく家事のための開放と言える。住戸A,C,Gは正午にWOが最大になる。住戸AとCは窓を開ける理由は「空気の入れ替え」「風通し」、住戸Gは「室内が暑い」と回答している。

冷房期と冷房終了期ともに、夕方以降にACやWOの選択率が高い住戸が存在すると言える。

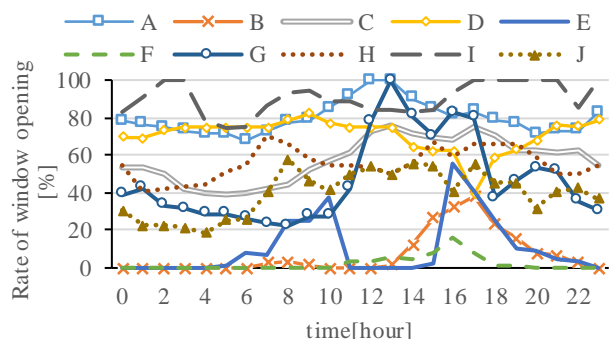


Fig.11 Diurnal variation of window opening ratio in late cooling season

6. 曜日による調節行為選択の比較

Fig.12に、曜日別季節別の調節行為出現率を示す。冷房期はACが木曜日で最小、月曜日で最大であるが、冷房終了期は曜日による差がない。3. より曜日ごとの在宅率に季節感で共通した傾向はないことを示したが、調節行為にも曜日による違いはない。

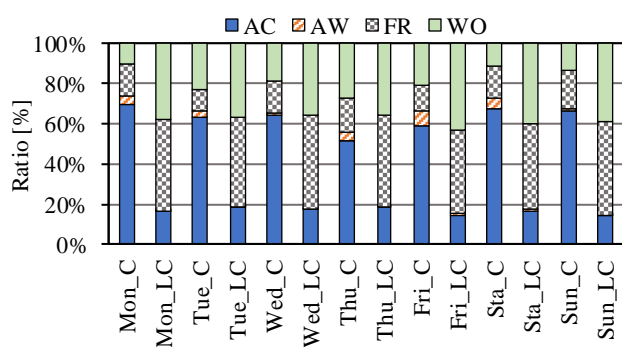


Fig.12 Thermal environment regulation action selection for day of the week in cooling season and late cooling season

7. 平日と土日・祝日の調節行為選択の比較

Fig.13に、冷房期の平日と土日の調節行為選択率を示す。10住戸合計(Total)では、ACとAWを合わせた冷房使用率は土日が平日より約10%高い。住戸B,G,H,Iでは平日が1.3%~8.2%土日より高い。

Fig.14に冷房終了期について示す。冷房使用率は平日と土日で有意な差がないが、窓開放率は土日が平日より約10%高い。どの住戸でも平日と土日のあいだで調節行為に有意な差がある。冷房期は土日に冷房使用が多く窓開放が少なく、冷房終了期は土日に窓開放が多い。

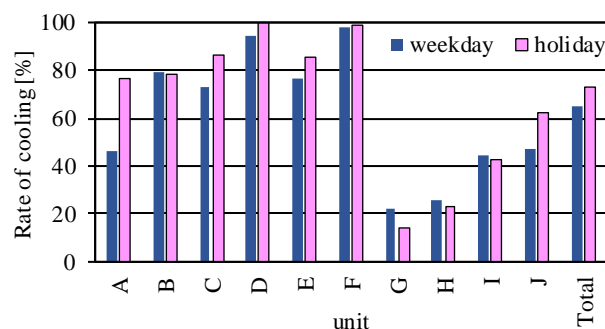


Fig.13. Cooling ratio for weekday and holiday in cooling season

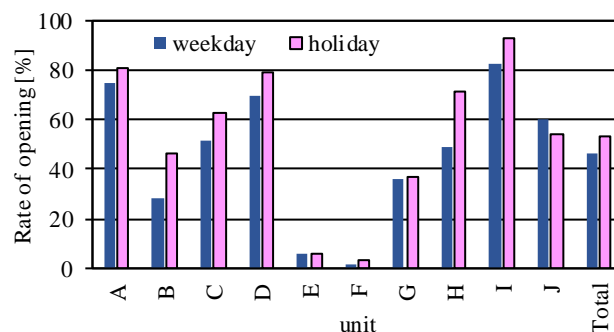


Fig.14. Opening ratio for weekday and holiday in late cooling season

8. 結論

大阪都市部の賃貸集合住宅1棟の住戸属性が異なる10戸において20秒間隔で冷房発停、窓開閉、室内温熱環境を実測し、在宅率と温熱環境調節行為選択率について、曜日や平日と土日の違い、日内の時刻変動を、冷房期と冷房終了期について分析した結果、

- 1) 冷房期から冷房終了期の調節行為の変化として、ACからWOもしくはACからFRを主に選択される住戸に分けられる。
- 2) 調節行為の日内変動には、住戸差があるが、夕方以降にACやWOの選択率が高い住戸が存在。
- 3) 曜日による調節行為の違いは見られないが、土日に冷房期では冷房使用、冷房終了期では窓開放が多い。

参考文献

- 1) エアコンディショナーの現状について、経済産業省資源エネルギー庁、令和元年12月
- 2) 朝岡ら：夏季の住宅における冷房、扇風機、および自然通風の使用程度の相互関係、空・衛・近A-43, 2021年3月
- 3) 渡部ら：熱中症発症リスクと冷房・通風の選択、空・衛・近A-48, 2020年3月
- 4) 井上ら：集合住宅における冷房使用と窓開閉の関係に関する研究、H.16空・衛・近, 153-156, 2005年
- 5) N. Unemiya, G. Inoue and X. Lin: Survey of control usage for apartments in Japan in summer and autumn: air conditioner and window opening, Proceedings of the Windsor Conference for Comfort and Energy Use in Buildings, Windsor, 6F, pp.1-10, 2006

ABW 指向型のオフィスにおける執務空間が
知的生産性と心理・生理量に及ぼす影響に関する研究
（第2報）夏期における被験者実験の模擬作業成績と心理・生理量の評価
Effects of Workplace in ABW-Office
on Intellectual Productivity, Psychological, and Physiological Response
Part 2 Evaluation of Work Performance and Psychological and Physiological Quantities in
the Subject Experiment in the Summer

○田 中 哲 平（立命館大学）
小 林 佑 輔（竹中工務店）
近 本 智 行（立命館大学）
Teppei TANAKA*1 Tomoyuki CHIKAMOTO*1 Yuusuke KOBAYASHI*2
*1 Ritsumeikan University *2 Takenaka Corporation

This paper reports the results of an experiment on intellectual productivity in ABW—Activity Based Working oriented offices. Recently, there has been an increase in the number of instances in which offices have been set up with multiple different workspaces. A variety of workspaces in the office can be expected to have a significant impact through improved worker performance and increased worker productivity. Many previous studies on ABW have focused on questionnaires to office workers. In this study, several simulated office workers were subjected to the same test at different locations to objectively compare productivity and communication, psychological and physiological quantities, and work environment. The study suggests that establishing multiple workspaces may contribute to increased productivity.

はじめに
既報¹⁾では、ABW 指向型オフィスにおいて、集中作業と比べて特に創造作業の知的生産性が向上している可能性を報告した。本報では、既報で報告した 2021 年の実験に引き続き、2022 年に行った被験者実験の結果から、異なる執務空間が被験者の知的生産性と心理・生理量に与える影響について報告する。

1. 実験概要
本研究の対象とした A 社 B サイト内の 2 棟は、従来型の研究オフィス棟と、ABW 指向型の研究オフィス棟である。Table4 に示す 9 つの実験地点で、執務空間の違いが知的生産性と生理・心理量に与える影響を明らかにすることを目的とした被験者実験を行った。

2. 被験者実験概要
2.1 実験概要
Table1 に実験概要を示す。22 歳～23 歳の大学生男性 6 名を対象とした^{注1)}。2022 年 8 月に実施し、A 社 B サイト内の 9 か所の執務場所で被験者実験を行った^{注2)}。Table3 に実験ケースを、Figure1 にケース内のスケジュールを示す。実験者が執務場所を指定するケース (Case 1, Case 2) と被験者が執務場所を自由に選択できるケース (Case 3,

Table1 Outline of Experiments

	Details
Target	6 University Students (age.22~23)
Experiment Period	23-25, August, 2022
Experiment Points	9 Points
Clothes	Short Sleeve Shirt, Suit Trousers

Table2 Measurements List

Subjects	Evaluation items	Evaluation Method
Intellectual Productivity	Objective	Concentration Wef
	WEf	Creation Wef
Psychological Quantity	WEn Satisfaction Level (Table 7)	Typing Test
Physiological Quantity	Salivary Amylase Activity (Table 6)	Mind Map Test
Communication Evaluation	Conversation Time	Questionnaire Survey
		Salivary Amylase
		Conversation Recording

※ Wef means Work Efficiency, WEn means Work Environment

Table3 Experimental Case

	Select Points	Group / One Person	Times in the Case
Case 1	Disable	One Person	12 / 12
Case 2	Disable	Group	15 / 8
Case 3	Able	One Person	2 / 2
Case 4	Able	Group	11 / -

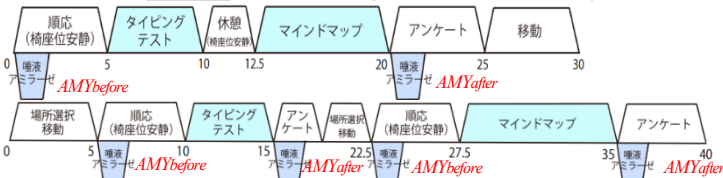


Figure1 Schedule of Each Case (Upper: Case1 and 3; Bottom: Case2 and 4)

Case 4) のそれぞれについて個人のケース (Case 1, Case 3) とグループのケース (Case 2, Case 4) を設け、Table 4 に示す異なる条件のケースで実施した。ケース中、被験者は模擬集中作業 (タイピングテスト) と模擬創造作業 (マインドマップテスト) を行い、模擬作業終了後にアンケートを行った。Table 2 に測定項目を示す。

2.2 執務場所の概要

Table 4 に執務場所の概要を示す。C~F・J・K 地点は新棟にあり、新棟の実験地点はいずれも設計段階で ABW を目的とした設えを取り入れた執務場所である。

C 地点は共用スペースにあるテーブル席、D 地点は北側窓面に接する会議室、E 地点は共用スペースにあるハイカウンター席、F 地点は窓のない和風会議室、G 地点は共用部会議スペース、H 地点は窓のない会議室、J 地点は窓のない共用スペース、K 地点は南側窓面に接する共用スペース、L 地点は窓のない会議室である。

2.3 測定項目

2.3.1 知的生産性

知的生産性評価として作業効率の測定を実施した。作業は集中模擬作業 (タイピング) と創造模擬作業 (マインドマップ^{注3)}) の2種類とした。

2.3.2 心理量

執務環境の満足度と疲労度及び執務地点の印象評価に関する、Table 5 に示す項目のアンケート調査を実施した^{注4}。

2.3.4 生理量

被験者の唾液アミラーゼ活性を測定することによるストレス評価を行った^{注5}。Figure 1 に測定のタイミングを示す。それぞれの模擬作業前の測定値を AMY_{before} 、模擬作業後の測定値を AMY_{after} とし、Table 6 に示すテストでの唾液アミラーゼ活性 $sAMY$ とテスト前後での唾液アミラーゼ変化量 ΔAMY を以下のように定義する。

$sAMY = AMY_{after}$, $\Delta AMY = AMY_{after} - AMY_{before}$

3. 被験者実験の結果と考察

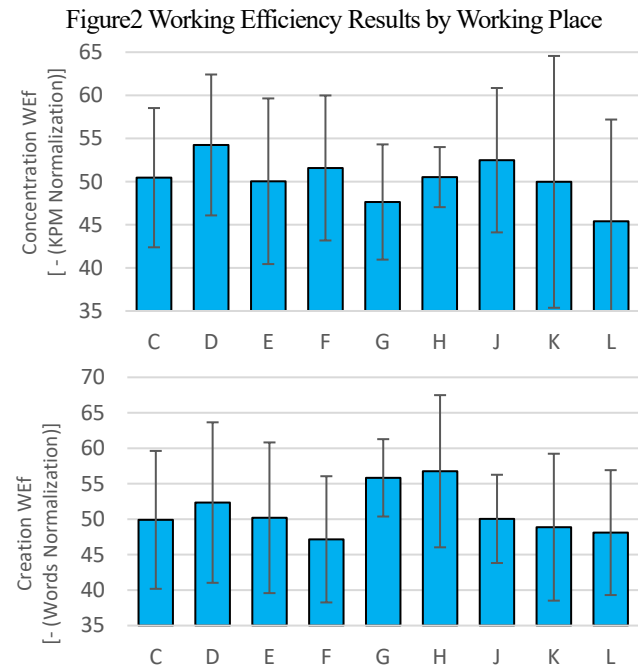
3.1 知的生産性

Figure 2 に、地点別の集中作業成績 (上図)・創造作業成績 (下図) を示す。

3.2 心理量

Table 5 に、心理量評価と作業成績の分析結果を示す。すべての心理量評価項目で心理量申告の評価が満足や適などの回答が多い上位 3 地点を高群、評価が不満や不適などの回答が多い下位 3 地点を低群として、地点の群分けを行い、2 群間の作業成績を比較して作業成績と心理量申告の間で良い相関がみられた項目に○、逆の相関がみられた項目に×、関係がみられない項目は空欄として Table 5 にまとめた。例えば、誤タイプ数はその値が大きいほど作業成績は良くないことから、環境満足度の心理

Table 4 Working Place List		
C	D	E
3rd Floor North	3rd Floor North	3rd Floor Center
Common Space	Meeting Room	High Counter
		
F	G	H
3rd Floor Center	1st Floor North	2nd Floor North
Meeting Room	Meeting Space	Meeting Room
		
J	K	L
2nd Floor West	1st Floor South	3rd Floor North
Restaurant-Style Seating	Restaurant-Style Seating	Meeting Room
		



量申告が高い地点のうち、誤タイプ数の少ない項目に○を、多い項目に×を表記している。疲労度に関しては、疲労を感じている項目に×を、疲労を感じていない項目に○を表記している。ただし、すべての作業成績で空欄となった心理評価項目は除外した。

集中作業成績 (KPM) について、成績が高い地点 (D・

集中作業成績（KPM）	心理量評価項目		評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L	
	環境満足度	温暖環境	(不満) 1-5 (満足)		○	×		○				×	
		日差し	(不満) 1-5 (満足)		○		×			×	○	×	
		室内全体の明るさ	(暗い) 1-5 (明るい)	○		×				○		×	
		インテリアの色	(不満) 1-5 (満足)		○	○	×					×	
	疲労度	場所全体の満足度	(不満) 1-5 (満足)		○	×	○	×	×	×			
		肩がこる	(不適) 1-5 (適)		○	×	×		×				
		不安な感じがする	(不適) 1-5 (適)		○			×			○	○	
		憂鬱	(不適) 1-5 (適)		○	×			○				
	評印 画像	イライラする	(不適) 1-5 (適)		○			×	○			○	
集中度		百分率	×	○			×						
居心地の良さ		(悪い) 1-10 (良い)		○		○	×				×		
○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	10	1	1	1	2	1	2	2		
×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			1	0	5	2	6	1	2	0	5		
集中作業成績(KPM)に適していると考えられる地点			D・K地点										
集中作業成績（誤タイプ数）	心理量評価項目		評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L	
	環境満足度	家具の使い心地	(不満) 1-5 (満足)	×	○		○			○		×	
		インテリアの色	(不満) 1-5 (満足)										
		空間の使い心地	(不満) 1-5 (満足)		○		○	×	×	×			
		場所全体の満足度	(不満) 1-5 (満足)		○	×	○	×		×			
	疲労度	横になりたい	(不適) 1-5 (適)	○			○	×	×				
		やる気が乏しい	(不適) 1-5 (適)	×	○		○	×	○				
		肩がこる	(不適) 1-5 (適)		○	×	○		×				
		腕がだるい	(不適) 1-5 (適)	×		○		○	×	○			
		腰が痛い	(不適) 1-5 (適)		○	×			×				○
		目が痛い	(不適) 1-5 (適)	×	○	○		×	×	○			
		不安な感じがする	(不適) 1-5 (適)		○			×			○	○	
	評印 画像	イライラする	(不適) 1-5 (適)		○			×	○			○	
		集中度	百分率	×	○			×					
		居心地の良さ	(悪い) 1-10 (良い)		○		○	×					×
○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	11	2	7	1	2	3	1	3		
×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			5	0	3	0	9	6	2	0	2		
集中作業成績(誤タイプ数)に適していると考えられる地点			D・F・K地点										
創造作業成績（有効回答数）	心理量評価項目		評価方法	C	D	E	F	G	H	J	K	L	
	環境満足度	温暖環境	(不満) 1-5 (満足)		○	×		○				×	
		風環境	(不満) 1-5 (満足)	×		×		○	○		×		
		室内全体の明るさ	(暗い) 1-5 (明るい)	○		×				○		×	
		横になりたい	(不適) 1-5 (適)	×			×	○	○				
	疲労度	目が乾く	(不適) 1-5 (適)			×	×		○		○		
		頭が痛い	(不適) 1-5 (適)	×		×		○	○				
		憂鬱	(不適) 1-5 (適)		○	×			○				
		集中度	百分率	×	○			×					
	評印 画像	開放感	(閉塞感) 1-10 (開放感)	×		×					×	×	○
○の数(作業成績と心理量申告の間で良い相関)			1	3	0	0	4	6	1	1	1		
×の数(作業成績と心理量申告の間で良くない相関)			5	0	7	2	1	0	0	2	2		
創造作業成績(有効回答数)に適していると考えられる地点			D・H・J地点										

ΔAMY が増加することから、話をするとリラックスし、話を聞くと緊張する可能性が示唆された。

4. まとめと今後

本報では、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を明らかにすることを目的として行った被験者実験の概要と、知的生産性評価結果及び生理・心理量の分析結果を示し、以下の知見が得られた。

- 1) 心理量分析より、集中作業は窓からの光や家具・空間の使い心地が良く、居心地の良さを感じる地点が適している可能性がある。創造作業は室内の環境要素により身体疲労を感じない地点が適している可能性がある。特に、D 地点はすべての模擬作業で、成績が高い地点に含まれていたことから、集中作業と創造作業のいずれの作業も適した地点である可能性が示唆された。
- 2) 生理量分析より、D・H 地点（会議室）ではストレス状態が維持されやすく、G・J 地点（共用スペース）ではリラックスしやすい可能性が示唆された。さらに、創造作業では、ある程度のストレスが作業成績に良い影響を与える可能性が示唆された。また、コミュニケーションを伴う作業では、話をするとリラックスし、話を聞くと緊張する可能性が示唆された。

今後は、本報で報告できなかったコミュニケーション量および環境測定の結果と知的生産性及び生理・心理量の関係を明らかにする必要がある。

謝 辞

本研究の遂行にあたり被験者実験にご協力いただいた皆様に深く感謝の意を表す。また本研究は、コニカミノルタビジネスアソシエーツ（株）から学校法人立命館への受託研究費により実施した。本実験に多大なご協力を頂いたコニカミノルタ株式会社倉澤佳織様、小林健之様、栗飯原述宏様はじめ社員の皆様に深く感謝の意を表す。また本研究の実施にあたっては久保田千尋氏、芝崎真杏那氏、高木望羽氏、田中菜々味氏（当時、立命館大学卒業生）によるところが大きい。ここに記して謝意を表する。

注 釈

- 注1 被験者は非喫煙者で習慣飲酒のない標準体型（BMI が 18.5 以上 25.0 未満）とし、半袖シャツとスーツパンツを着用し、0.5clo で統一した。
- 注2 新型コロナウイルス感染防止のため、被験者は実験 1 週間前に PCR 検査を受け陰性を確認した。またすべての実験ケースで被験者は不織布マスクを正しく着用し、1m 以上の身体的距離を確保した。
- 注3 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。時間内に回答した単語の数（有効回答数）で評価
- 注4 疲労度・ストレス度の質問項目は既往研究³⁾を基に、環境

満足度の質問項目は既往研究³⁾を基に作成。

注5 唾液アミラーゼ活性は 1 分間に $1\mu\text{mol}$ のマルトースに相当する還元糖を生成する酵素量を 1 単位（U）として測定する。なお本研究では sAMY を個人毎に正規化した値を用いて分析した。

注6 独立したサンプルの t 検定を実施。p は有意確率である。
*: $p < 0.10$, **: $p < 0.05$, ***: $p < 0.01$

参 考 文 献

- 1) 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
- 2) 羽田ら：夏季に室温を高めに設定したオフィスにおける知的生産性、日本建築学会環境系論文集，74 巻，646 号，p.1329-1337，2009.12.30
- 3) 杉浦ら：ワークプレイスプロダクティビティの評価方法第 1 報プロダクティビティ評価方法の生理と標準的な評価法の提案、空気調和・衛生工学会論文集 Vol.32, No.123, pp.11-22, 2007.6

Table6 Description of Salivary Amylase

唾液アミラーゼ値	sAMY	そのケースでのストレス値。値が高いほど不快＝ストレスを感じている。
唾液アミラーゼ値変化量	ΔAMY	そのケースでのストレス値の変化量。値が大きいほどストレスの上昇が大きい。値が小さいほどストレスの下降が大きい。

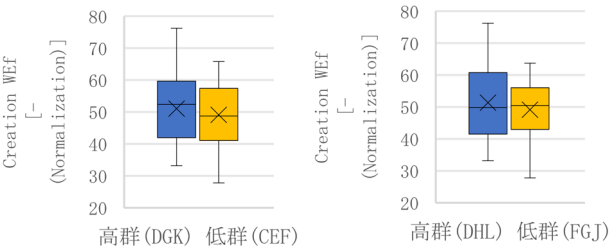
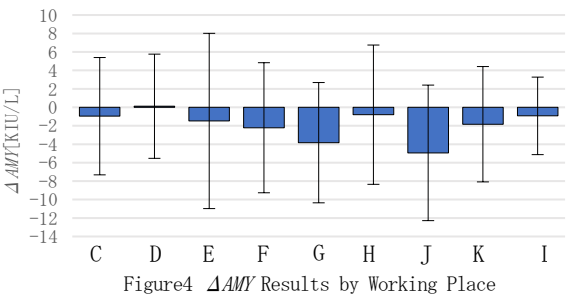
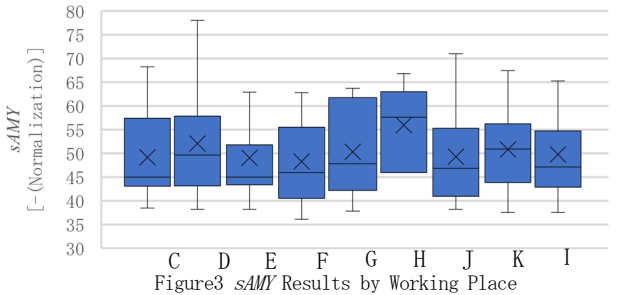


Figure5 Amylase and Work Efficiency (Left:sAMY***, Right:ΔAMY***)

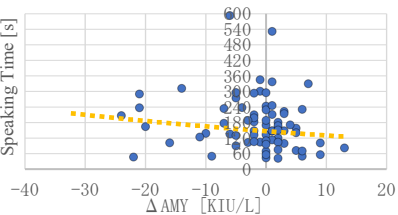


Fig.6 ΔAMY and Speaking Time

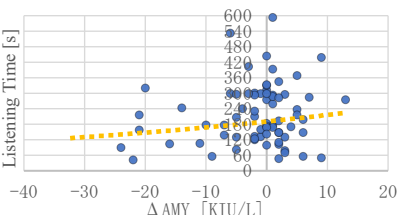


Fig.7 ΔAMY and Listening Time

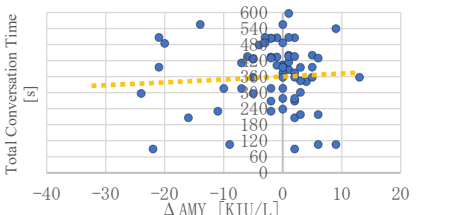


Fig.8 ΔAMY and Total Conversation Time

ボイドを有する市庁舎における換気制御の効果検証 (第1報) 換気制御の有効性及びエネルギー消費量の分析と 環境実測による通風効果検証

Verification of the Effectiveness of Ventilation Control in a City Hall with Void (Part1) Analysis of Effectiveness and Energy Consumption of Ventilation Control and Verification of Ventilation Effectiveness by Actual Environmental Measurement

○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) 土岐 達美 (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

Tatsumi DOKI*2 Masaki SHINOHARA*2

*1 Ritsumeikan University *2 AXS SATOW INC.

In this study, we will investigate the effectiveness of natural and hybrid ventilation control, energy consumption, and ventilation effectiveness of natural and hybrid ventilation in a city hall with void. A city hall with void in the center of the building is the subject of this study. It has a hybrid ventilation system that combines natural ventilation with mechanical ventilation when natural ventilation is not feasible. This paper presents an overview of the building, energy consumption and effectiveness of ventilation control in the interim period, and verification of each ventilation effect through actual environmental measurements.

はじめに

近年、室内の快適性や省エネの観点から自然換気を環境計画として採用する建物が増加している。しかし、自然換気は外気温度、外部風速・風向等の外部条件によって大きく左右されるため、室内の熱除去効果や空調負荷削減を目的に自然換気を行うには、計画時の制御設定値や、換気性能が発揮できているかの検証が重要である。

Fig.1 に自然換気とハイブリッド換気の仕組みを示す。安定した換気量を得るため建物中央にボイドを設け、更に自然換気が難しいと判断された場合は、トップライト部分のアシストファンによって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、建物建設前に外部条件を変化させた上で換気の有効性を判断した。また、上昇搬送能力の有効性を判断するため、風洞実験、換気回路網計算、CFD 解析を用いて評価を行い、自然換気（以下、NV）、ハイブリッド換気（以下、HV）が可能な制御設定値を検討した^{1), 2)} (Fig.2)。

本研究では、自然換気・ハイブリッド換気の換気制御に着目し、空調負荷の削減や換気による熱除去効果を目的としたボイドを有する市庁舎において、建物建設後のエネルギー消費量および換気制御設定の有効性の分析、NV・HVの通風効果について明らかにする。

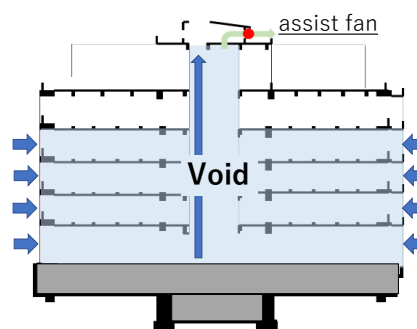


Fig.1 How each ventilation system works

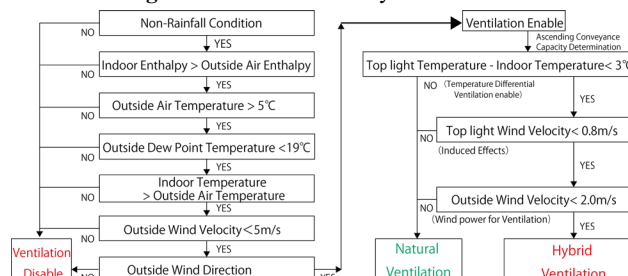


Fig.2 Ventilation Control Flow

本報では、(1) 本研究の対象となる建物の概要、(2) 中間期を対象とした BEMS データによる換気制御の把握、換気制御による空調負荷の違いについての比較とエネルギー削減量の把握を行う。また、(3) 現地での環境

実測を行い、NV 時・HV 時の室内環境を調査する。その実測値を基に（４）換気回路網計算を行い、NV・HV による換気量比較と除去熱量比較を行う。これらの結果より、換気制御による換気の有効性と NV・HV 時の通風効果検証について報告する。

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^{注1}。敷地周辺は、高さ 6～10m 程度の低層建物、南側 500m 付近に海が広がり、風の通り抜けを防げない環境となっている。

対象建物を調査するにあたり、BEMS データ（エネルギー管理システム）を用いて自然換気のみ・ハイブリッド換気の制御実態の把握及び有効性の評価を行う。研究の対象期間は、市庁舎の運用開始が 2022 年 5 月からであるため、5 月 6 日～6 月 3 日、10 月 11 日～11 月 29 日^{注1}である。6 月のデータは 3 日間と少ないため、分析を行う際は 5 月と 6 月を合わせて扱う。

2. 換気の制御実態

2.1 自然換気のみ・ハイブリッド換気の制御把握

Fig.3 に 5,6 月、10,11 月の自然換気のみ、ハイブリッド換気の各制御時間を示す。1 日の最大換気有効時間は 5,6 月が 9 時間、10,11 月は 9 時間 45 分であった。

最大換気有効時間に対する 5,6 月、10,11 月の割合は、5,6 月は 59.8%、10,11 月は 90.6%と違いが大きく、全体では 79.5%と高い割合で換気が有効であることが確認できた。10,11 月はハイブリッド換気の割合が自然換気のみより高かった。10,11 月のトップライト室内温度差の制御を 5,6 月と比較すると、換気不十分の割合が高かった。これは 10,11 月の室内温度が低いため、温度差換気に必要な温度差が発生しなかったからだと考えられる。また、トップライト風速の制御も同様に温度差換気が不十分であったため、10,11 月はハイブリッド換気を必要とする時間が増加したと考えられる。

2.3 換気制御による実態把握

換気制御の実態把握を行うために複数の換気制御で換気無効となる 5 月 26 日を例とする。Fig.4 に 5 月 26 日の換気制御のフローを示す。換気制御は降雨、室内外エンタルピー差、外気露点温度であり、降雨の制御は 15:40～16:10 で無効、室内外エンタルピー差の制御は 13:50～15:10 で無効、外気露点温度の制御は 11:50～17:00 で無効であり、換気有効時間は 3 時間 40 分であった。

3. 換気制御の有効性

3.1 換気の有無による空調負荷の比較

換気の有無で空調負荷に違いが生じるかを示すために、



Fig.3 Each Ventilation Control Time in May,June, October and November

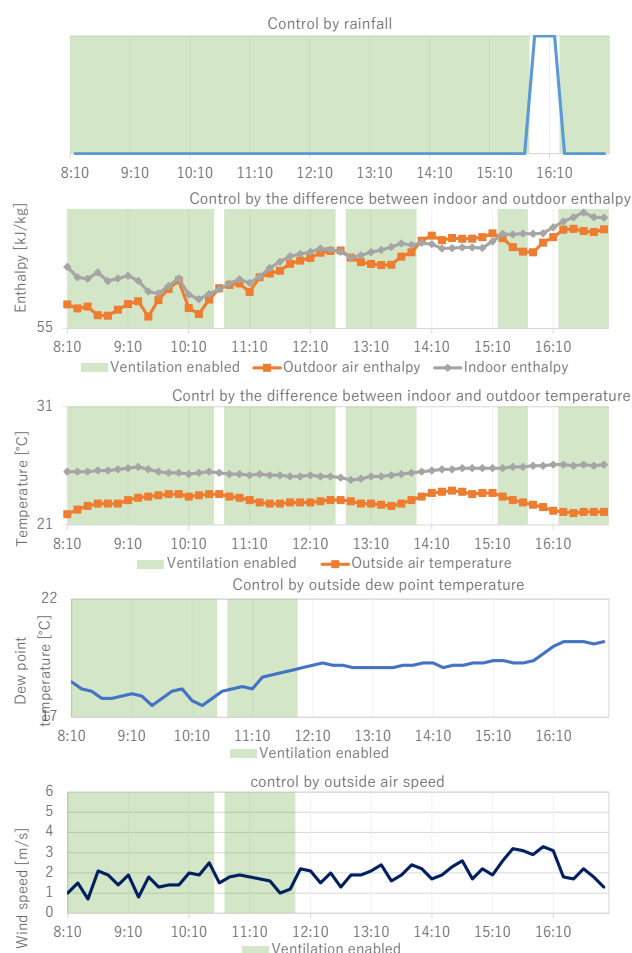


Fig.4 Example of Ventilation Control (May 26)

1 時間のあいだの外気温度の平均を用いて自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効に分けて比較する。

Fig.5に1時間のあいだの外気温度の平均と空調負荷の相関とその近似線を示す。研究の対象期間は冷房が主であったため、空調負荷の分析をするにあたり、暖房期間を除き冷房期間を対象とした。この図は、換気無効の時より NV・HV の時に空調負荷が小さいことを示しており、換気を行うことで空調負荷を軽減していることがわかる。

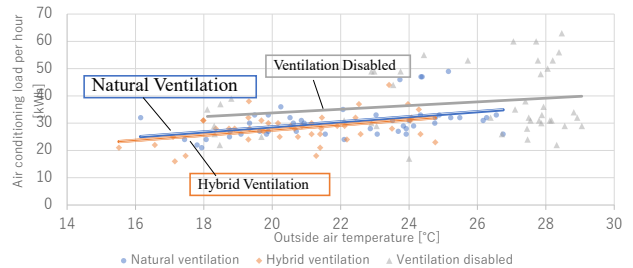


Fig.5 Correlation between Outside Air Temperature and Air Conditioning Load

3.2 換気による空調負荷削減量

自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効の3要素の空調負荷を比較するため、外気温度が同じ条件となる時の3要素で比較を行った。

Fig.6に1時間のあいだの外気温度の平均が22~24℃時の空調負荷を自然換気のみ、ハイブリッド換気、換気無効に分けて示す。換気無効時は40.1kWhであり、これを基準とすると自然換気のみは28.7kWhで11.4kWhの削減、ハイブリッド換気は32.7kWhで7.4kWhの削減が確認できた。換気による省エネルギーを期待できる結果となり、換気の有効性を示せた。

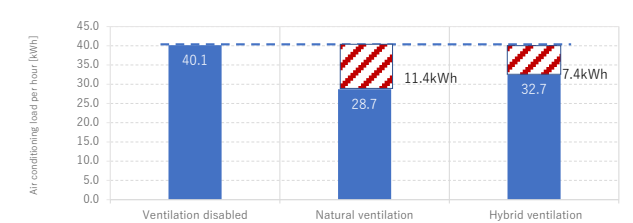


Fig.6 How each ventilation system works

4. 環境実測

4.1 実測概要

市庁舎4F、1~5Fのボイド、RFのトップライトにて環境実測を行った。Table.1に実測Caseと換気方法を、Fig.7に測定位置を示す^{注5, 注6}。Day1は自然窓である引き違い窓を半分だけ開放し、Day2では窓を全て開放している。また、BEMSデータより、Day1、2の平均外部風速が2.4m/s、1.5m/sとDay1が大きいことが確認できた。

4.2 実測結果

Fig.8にCase毎に平均したボイド空間の鉛直温度分布を示す。NV時の昼はRFと室内の温度差が概ね3℃であり、夕方は1℃程度と低めであることが確認された。一方、HV時では昼と夕方ともに3℃未満であった。

Table.1 Measured Case and Ventilation Method

Measured Case	Case No.	Time	Ventilation Method
Day1 (10/12)	1, 5	10:00~12:00	NV
Case1-4	2, 6	12:00~14:00	HV
Day2 (10/13)	3, 7	14:00~16:00	NV
Case5-8	4, 8	16:00~18:00	HV

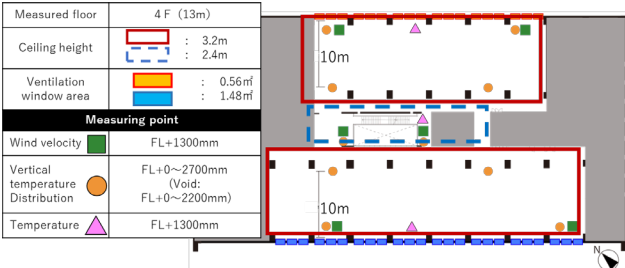


Fig.7 Measurement position

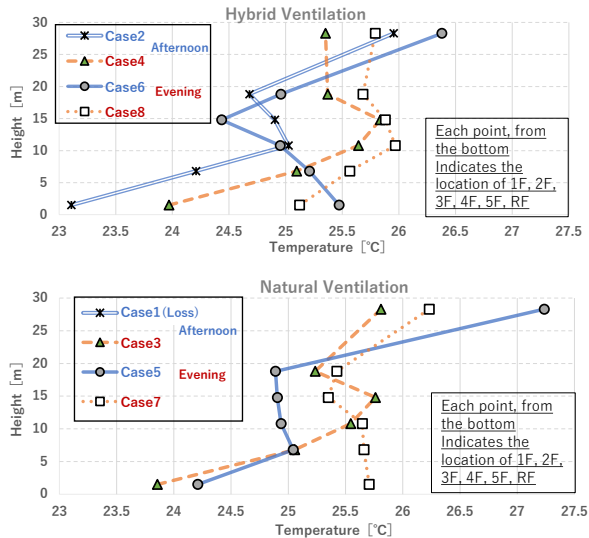


Fig.8 Vertical temperature distribution in void averaged by Case

Fig.9に室内風速と外部風速の相関を示す。RF-トップライト風速は、NV、HV時ともに概ね0.6~0.8m/sと安定した風速であることが確認できた。前報のCFD解析結果より、外部風速や外気温度を変化させた上でトップライト風速制御値の下限が0.6m/sであったことから、トップライト風速の基準は0.8m/sで妥当と考えられる。また、外部風速2m/s未満では4Fの南北間の室内風速差が大きく、2m/s以上で差が小さくなることが確認できた。

この実測結果から鉛直温度差と外部風速基準を評価するため、以下換気回路網計算を用いて換気量を算出し、換気による除去熱量を用いて検討していく。

5. 換気回路網計算

5.1 概要

各室をインテリア・ペリメータゾーンで分割した換気回路網モデルを作成し、①換気回路網計算ソフトにて実測Case毎の室内外条件を変化させ換気量を算出、②利用人数、機器数、照明電力量を用いた室内熱負荷より、熱除

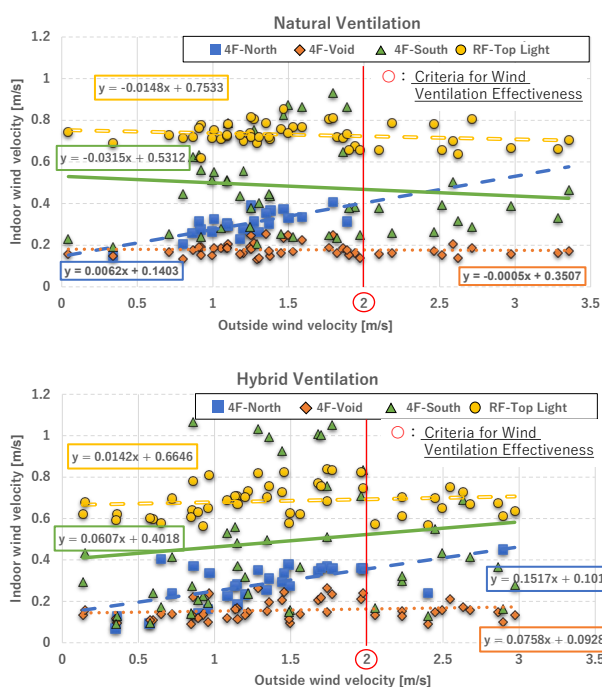


Fig.9 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

去の為の必要換気量を算出し、実測時での換気の有効性を把握、③求めた換気量と実測データを基に、除去熱量を算出し、各換気時の通風効果を検証する。

5.2 自然換気・ハイブリッド換気の換気量・除去熱量

Fig.10 に NV 時、HV 時の各換気量比較を示す。4F-換気量とトップライト風量は、各換気時ともに同程度であった。また、ほとんどのケースで必要換気量を上回っており、換気が有効であることが確認された。

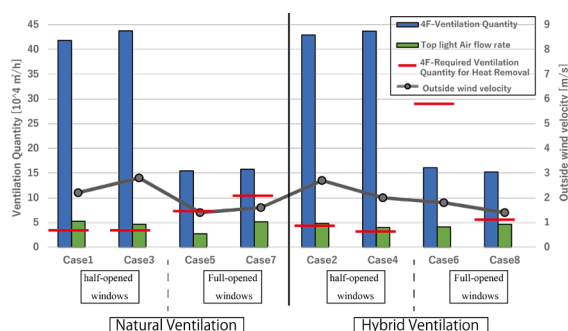


Fig.10 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

Fig.11 に NV 時、HV 時の除去熱量比較を示す。NV、HV 時ともに同等の除去熱量である結果となった。この結果と実測結果を踏まえ、鉛直温度差基準に関して、NV 時の昼は鉛直温度差が 3°C 程度、かつ除去熱量が NV 時の夕方より大きい、概ね妥当である。また、外部風速条件に関して、Fig.10 中の Case 毎の平均外部風速は NV、HV 時と比較して大きな差はなく、鉛直温度差が低い HV 時でも通風効果が同等であるため、基準である 2m/s は概ね妥当であると考えられる。

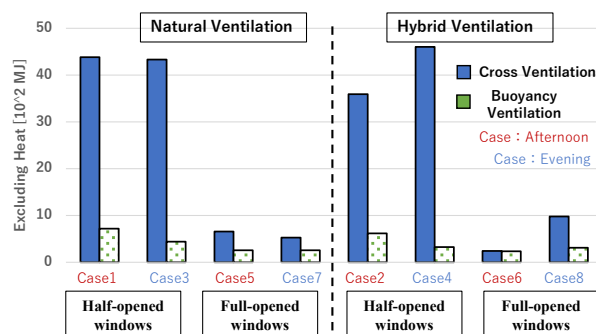


Fig.11 Correlation of Indoor wind velocity to Outside wind velocity

6. まとめ

本報では、ボイドを有する市庁舎において、建物建設後のエネルギー消費量および換気制御設定の有効性の分析、NV・HV の通風効果について明らかにすることを目的として行った BEMS データによる換気制御の分析と、環境実測結果および換気回路網計算を用いた換気量・除去熱量の分析結果を示し、以下の知見が得られた。

- 1) 換気の有効性について、BEMS データを用いて 1 時間あたりの NV、HV の空調負荷削減量を比較し、換気無効時を基準とすると NV は 11.4kWh、HV は 7.4kWh の省エネ効果が確認できた。
- 2) 各換気の通風効果について、除去熱量の比較から NV と HV は同等の通風効果であることが確認できた。
- 3) HV 有効判断基準について、より多くのサンプル数が必要ではあるが、概ね妥当であると結論付けた。

謝辞

本研究の遂行にあたり BEMS データの提供や環境実測にご協力頂いた日本管財 (株) 曾利秀雄様をはじめ、(株) 佐藤総合計画 脇田隆雅様、市庁舎社員の皆様に深く感謝の意を表す。

注釈

- 注1 換気有効時、RF トップライト内の窓が自動で開く。
- 注2 6月4日～10月10日は冷房運転のため換気を行っていない。
- 注3 室内温度と室内エンタルピーは4階の北の執務室を扱う。
- 注4 22～24°C内が最もデータの数が多かったため代表とした。
- 注5 空調設備は4Fの対象エリアのみオフとしている。また、窓の開閉に関して、室内に配置された換気有効ランプが点灯する時のみ利用者が自由に開閉出来る。
- 注6 鉛直温度分布に関する測定位置は1～5階、R階それぞれの FL+1.3m、FL+1.5mの位置に相当する。

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1)、日本建築学会大会学術講演梗概集、40683、pp1491-1492、2022年9月
- 2) 田中哲平他：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2)、日本建築学会大会学術講演梗概集、40684、pp1493-1494、2022年9月

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 5）トレーサガス法を用いた実建物における室内空気齢分布の評価
Design Method of Natural Ventilation System with Perforated Metal Duct Ceiling
(Part 5) On-site Measurement of Age of Air Distribution by Tracer Gas Method

○丹羽 剣竜（大阪大学） 小林 知広（大阪大学）
山中 俊夫（大阪大学） 桃井 良尚（福井大学）
崔 ナレ（大阪大学） 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 Yoshihisa MOMOI*²
Narae CHOI*¹ Hiroaki TANAKA*³ Takuro FUJII*³ Masatoshi MORI*³
*¹Osaka University *²University of Fukui *³Nikken Sekkei Ltd.

Installing natural ventilation system in high-rise building helps save energy consumption for ventilation and air conditioning (HVAC). In this study, Perforated Metal Duct Ceiling, the ceiling-mounted rectangular ducts are proposed for installing natural ventilation system in high-rise buildings. Its bottom surface is made of perforated metal so that fresh outdoor air passes through the ducts and the air gradually supplied to the room below at low velocity. This paper presents results of the field measurement evaluating distribution of local mean age of air obtained from the tracer-gas decay method.

1. はじめに

近年、省エネルギーのためにオフィスへの自然換気導入例が増加しているが、自然換気は外気条件によっては熱的快適性損失の低下を招く可能性もある¹⁾。本研究では、下面がパンチングメタルの角ダクト（以降、有孔ダクト）を天井面に設置する自然換気システムを提案している。本システムでは低速での流入に加えて放射による空調も期待される。既報²⁾では有孔ダクトからの自然換気吹出し風量を水平方向に均一にするためのパンチングパネルの開孔率の検討を行った。また、一連の研究で重力換気を行う換気用シャフト内にコージェネレーションシステム（以下、CGS）の排熱を投入するシステムと組み合わせることで一層の換気効果の促進を図る検討^{3,4)}も行った。本報ではこの自然換気システムを導入した実建物を対象に実測により実性能を評価することを目的とする。図 1 に対象建物の外観写真（撮影：株式会社 川澄・小林研二写真事務所）を示す。ここでは有孔ダクトとともに自然換気シャフトを換気経路として利用することの有無及びその際の CGS 発熱の有無を変更し、主に執務室内の空気齢分布を評価した結果を報告する。

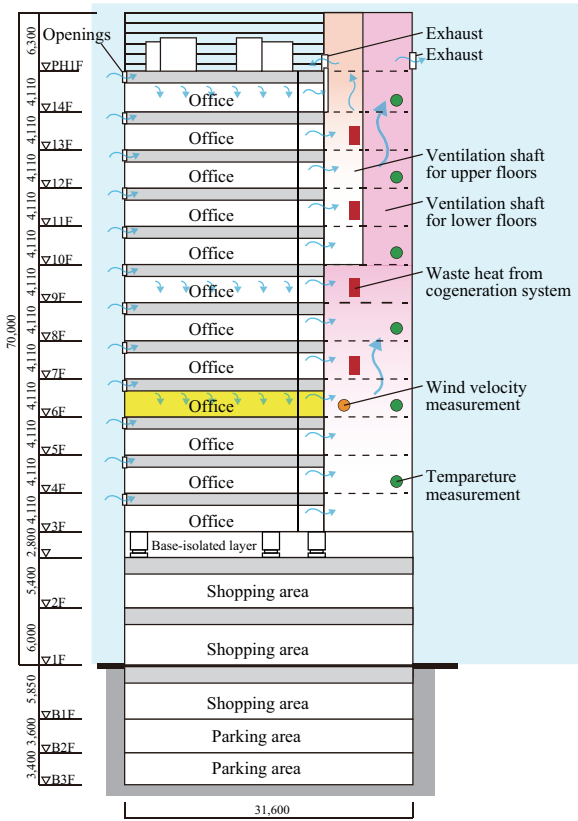


Fig.4 Schematic of the target building and intended flow path



Fig.1 Building exterior

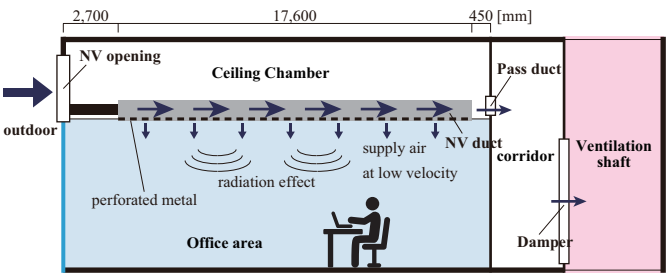


Fig.2 Schematic of natural ventilation system

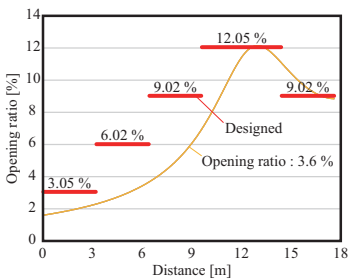


Fig.3 Opening ratio of perforated metal

2. 自然換気システムの概要

自然換気システムの概略を図2に示す。外壁部から流入した新鮮空気は有孔ダクトを経由して室内に給気される。有孔ダクト下面の開孔率は既報²⁾で示した計算モデルで吹出し風量が均一となる開孔率分布の計算を行った結果⁵⁾に基づき決定した。有孔ダクトの距離と開孔率の関係を図3に示す。図の曲線は開口率3.6%で均一な有孔ダクトの場合と総風量が同等で、ダクト奥行き方向の風量分布が均一になる開口率の計算値である。また、5本の直線は実設計で採用した開口率を示す。建物全体の断面概要と想定した自然換気経路を図4に示す。自然換気シャフトは高層用と低層用に分けて設けられ、CGS排熱は各シャフト内2箇所計4箇所投入して重力換気を促進する。なお、本報の実測は6階執務室で実施した。

3. 測定手法と測定条件

3.1 測定概要及び測定手法

実測は2022年11月12日に行った。気象庁・地域気象観測システムの気象データ(東京)を表1に示す。トレーサガス法により、自然換気時の空気齢分布を測定した。対象階は実運用前であり室内に什器はな

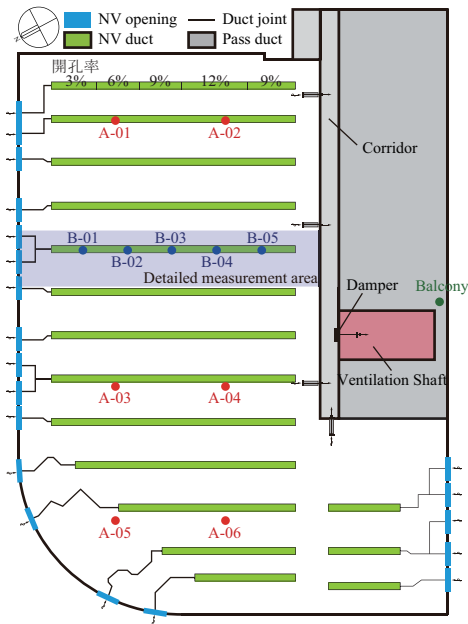


Fig.5 Floor plan of portable CO₂ concentration recorder

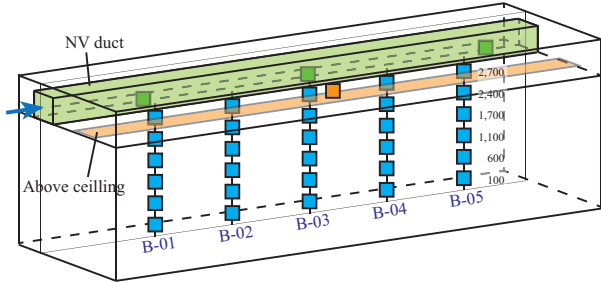


Fig.6 Plan of portable CO₂ concentration recorder (Detailed measurement area)

く、照明以外の内部発熱は15 W/m²になるようブラックランプとドライヤーで代替した。

空気齢測定は換気口を閉鎖した室内で空気を攪拌しながらCO₂を発生させて濃度を上昇させた後に発生・攪拌を止め、自然換気口とシャフト入口ダンパーを開放してステップダウン法により行った。執務室内にはポータブルCO₂濃度計(T&D, RTR-576)を設置し、測定点数は執務室内36点、NVダクト内3点、天井内1点、外気濃度測定のためにバルコニー1点で計41点とした。執務室内では平面分布の確認のため床上1,100 mm高さの6点(図5:A-01-A-06)に加えて、有孔ダクト直下の断面上の分布を把握するために集中エリア(図6)を設け、図5に示すB-01-B-05の5箇所床100, 600, 1,100, 1,700, 2,400, 2,700 mmの6点の計30点で測定した。また、有孔ダクト内では上流、中央、下流の3点で測定した。

空気齢の算出手法を図7に示す。各点での無次元内外濃度差を区分求積法により求め、測定時間以降のCO₂濃度応答は回帰式を積分して算出した。なお、無次元内外濃度差は換気口を開放した初期値を1とし、測定終了後の濃度減衰の近似曲線は換気口開放より15分後以降のデータを用いて回帰した。また、空気齢分布に加えて図4に示す位置でシャフトへの流入風速とシャフト内温度も測定した。風速測定では風速計(KANOMAX, climomaster)を6Fシャフト内の流入口モーターダンパー前に設置した。シャフト内温度はポータブル温湿度計(T&D, RTR-503)を低層階用シャフトの隔階(4-14F)に設置して測定した。

3.2 測定条件

測定条件は、対象階の自然換気口のみを開放する水平換気条件をCase 1、これに加えて低層階用シャフト開口を開放した重力換気条件(CGS無)をCase 2、さらに低層階用シャフト内にてCGSによる排熱を投入した重力換気条件(CGS有)をCase 3として計3条件を設定した。

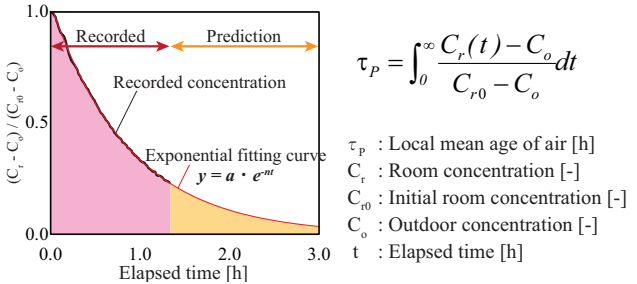


Fig.7 Estimation method of local mean age of air

Table 1 Case and weather conditions

Case ID	Date and time	Prevailing wind direction	Mean velocity [m/s]	Temperature difference [°C]
Case 1	2022/6/12 14:00	N	0.8	20.8
Case 2	2022/6/12 11:00	NNE	2.1	19.8
Case 3	2022/6/12 19:00	WWE	1.3	16.7

4. 実測結果と考察

4.1 濃度減衰及び空気齢分布

空気齢測定時の執務室内の CO_2 濃度の減衰の様子及び外気濃度との差の自然対数のデータを図 8 に示す。この結果から減衰が極端に遅い箇所は見られず、室内で外気が概ね均等に分配されていると言える。また、対数表示の結果では Case 3, Case 2, Case 1 の順に傾きが大きくなっており、シャフトの利用と CGS 排熱の利用で換気量が増加したと言える。なお、Case 2 では室上部の FL+2700 mm では天井からの給気により減衰が若干早く開始する傾向が確認される。

有孔ダクト内 3 点・天井内・外気の計 5 点の CO_2 濃度の変化を図 9 に示す。Case 1 では有孔ダクト内の上流と中央で濃度が極端に変動している。これは換気経路が水平方向のみであるため外部風の変動に応じて有孔ダクトで流入出を繰り返したためと言える。また、下流側では高濃度となる時間帯が長く、この条件ではダクト内の奥までは外気が到達しづらいと言える。一方 Case 2 と Case 3 では上流と中央では常時外気濃度と同程度となり、シャフトを利用した重力換気により安定して有孔ダクトから外気が流入していたことが確認された。また、下流では低濃度になる

時間帯も見られ、水平換気時と比較して室奥まで外気が供給されやすいことが確認された。これらの結果から、シャフトによる重力換気と組み合わせたことで有孔ダクトを用いた自然換気システムの狙い通り安定して室奥まで外気が運搬されやすくなると言える。

床上 1,100 mm の空気齢の水平分布を図 10 に示す。また、集中エリアの鉛直断面上の空気齢分布を図 11 に示す。空気齢の値は Case 1, Case 2, Case 3 の順に高い値となっており、水平面の空気齢の平均値は Case 1 で 1.663 h, Case 2 で 1.202 h, Case 3 で 0.868 h であった。濃度減衰の結果同様、空気齢分布からもシャフトの利用と CGS 排熱の利用が自然換気促進に有効に働いたことが定量的に示された。

4.2 シャフト流入風速

低層階用シャフトへの流入風速の測定結果を図 12 に示す。Case 1 では低層階用シャフトのモーターダンパーを閉鎖しているため、当然ながらほぼ無風の結果となっている。Case 2 と Case 3 では常時一定の風速が見られ、平均風速はそれぞれ 0.98 m/s と 0.88 m/s であり Case 2 の方が高風速となった。前述の空気齢分布からは Case 3 で換気量が増加したことを示す結果

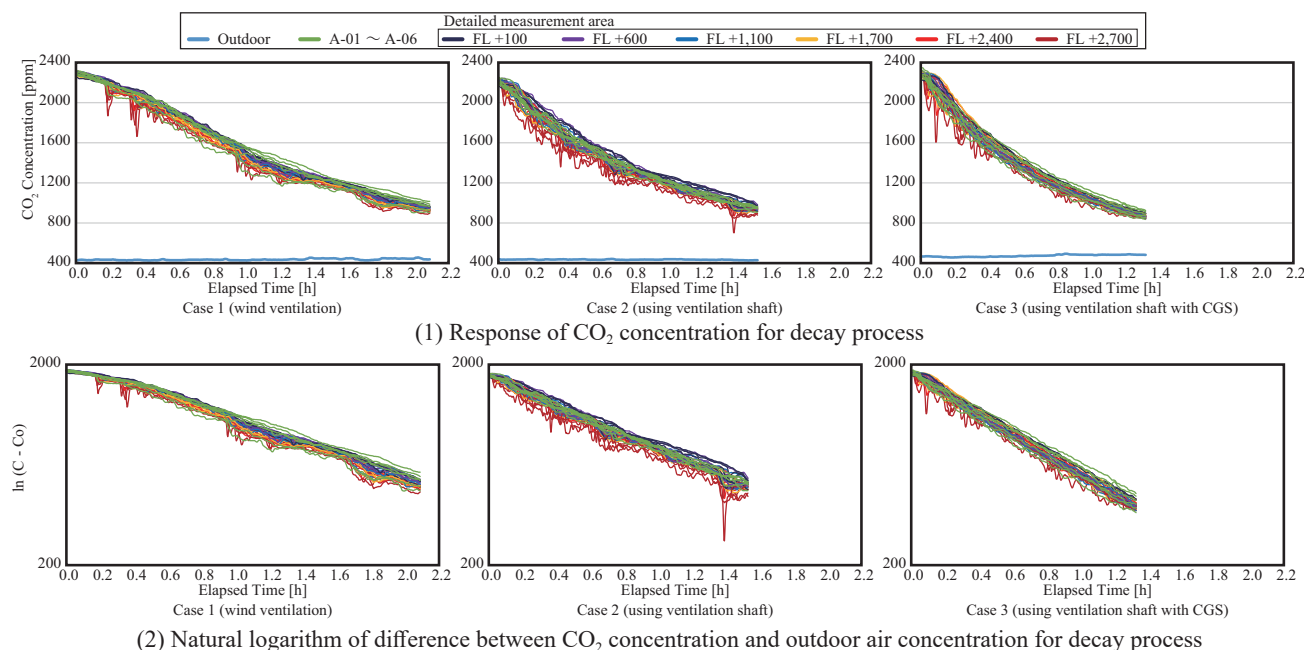
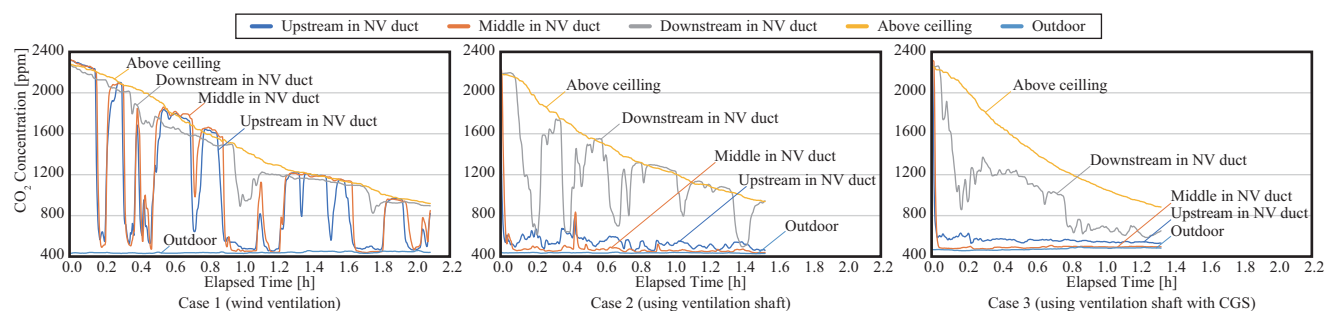


Fig.8 Response of CO_2 concentration for decay process (Measurement points in office room)



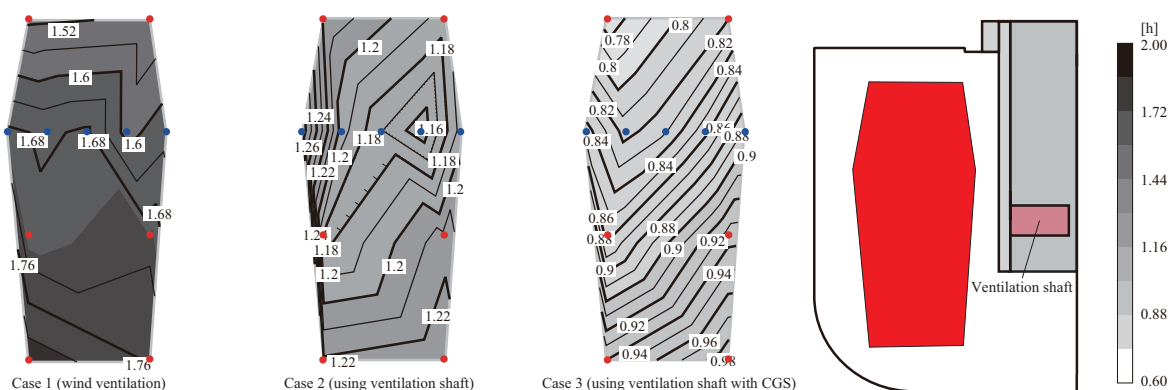


Fig.10 Horizontal distribution of local mean age of air (FL+1,100 mm)

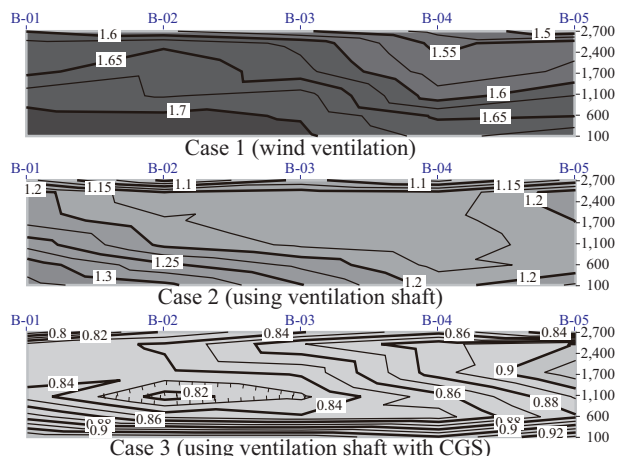


Fig.11 Distribution of local mean age of air (Cross-section)

であったが、これとは逆の傾向を表す結果となった。この原因として、Case 2 の測定時には階段室扉の隙間など執務室以外のスペースから廊下に流入してシャフトに流れる風量が大きかった可能性が考えられる。

4.3 シャフト内鉛直温度分布

シャフト内の鉛直温度分布を図 13 に示す。なお、結果は Case 1, Case 2 Case 3 でそれぞれ測定開始後 1.02 h, 0.52 h, 1.11 h 時点の測定値で、図中には外気温も併記する。シャフト内平均温度と外気温との差は Case 2 で 2.6 °C、Case 3 で 8.8 °C であり、CGS 排熱を投入することで重力換気の換気駆動力の増大が期待できる結果が示された。ただし、Case 3 では 9F で排熱を投入しているが、シャフト内の平面温度分布は測定できておらず、直上の 10F では熱上昇流内部で特に高温になる位置で測定していた可能性もある。

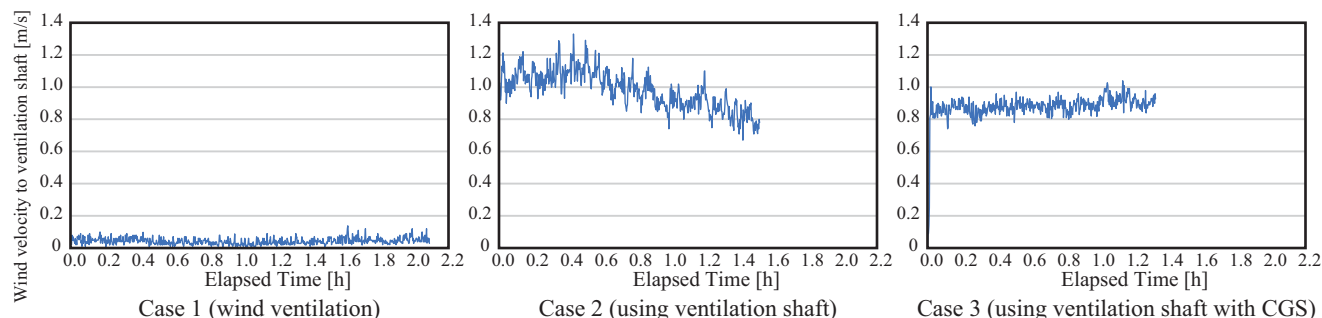


Fig.12 Inlet wind velocity to ventilation shaft

5. まとめ

本報では有孔ダクト天井を用いた自然換気システムの換気性能検証のため、実建物において実測を行い主に空気齢分布を評価した。その結果、執務室の奥まで比較的均等に外気が到達していたことと、シャフト利用及びシャフト内への CGS 排熱投入が自然換気促進に有用に働いたことが示されたと言える。

【参考文献】

- 1) 山本佳嗣, 田辺新一: 自然換気システムの換気口開放条件に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻, 第 722 号, pp.375-384, 2016.4
- 2) 若狭弥保ら: 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 2), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 第 4 巻, pp.77-80, 2020.9
- 3) 若狭弥保ら: 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 4), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, 第 4 巻, pp.109-112, 2021.9
- 4) 桃井良尚ら: 排熱利用ボイド型自然換気の実設計に関する研究 (その 2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, pp.9-12, 2022.9
- 5) 若狭弥保: 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, 大阪大学大学院工学研究科 修士論文, 2021.3

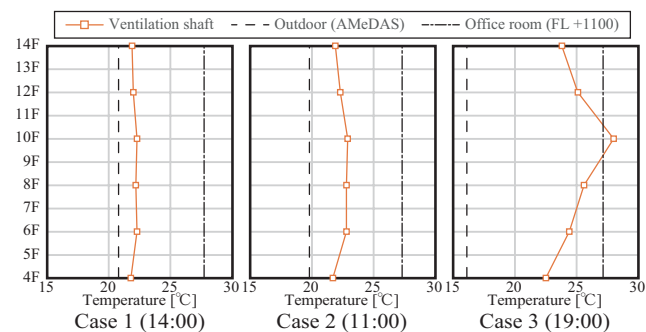


Fig.13 Distribution of vertical temperature in ventilation shaft

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評価に及ぼす影響

Natural Ventilation Design of Office Building with Manually-Operated Window (Part 1) Effect of Window Aperture Ratio on Indoor Environment under Hybrid Air-Conditioning Operation

○譚 盾 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学) 崔 ナレ (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)

Dun TAN^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1}
 Atsushi KASUYA^{*2} Naoya KIMIZUKA^{*2} Yasuhiro MASUDA^{*2} Ryoko MIKI^{*2}

^{*1} Osaka University ^{*2} Takenaka Corporation

For an office building with manually-operated windows, this study analyzed the flow field outside using CFD to get the wind coefficient of every wind direction. Then, for a office room of this building, we calculated the air exchange rate at the dominant wind direction(NNE), and analyzed the indoor environment by changing different window aperture ratios and air-condition. Finally, the relationship between indoor temperature or velocity and window aperture ratio are shown.

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¹⁾。自然換気のパフォーマンスは変動する外気条件に大きく依存するため、自然換気口は一定の許可条件²⁾を設定した上で自動制御することが望ましい。この際、開閉のみ自動制御される事例が多いが³⁾、一層のパフォーマンス向上を目指して開度も含めて制御するための検討も見られる⁴⁾。しかし、社会全体で省エネルギーを推進するためには、高度な自動制御のみならず手動開閉による自然換気利用も積極的に導入されることが望ましい。そこで、本研究では手動の窓開閉による自然換気設計を行うオフィスにおいて、外気条件に応じて快適性を大きく損なうことのない窓開度の目安を提示することを可能にするための手法の提案を目的とする。本報では、その基礎的な段階として現実的な低層オフィスビルを想定し、水平方向の風力換気を行う執務室を対象

に、CFD を用いて外気温と外部風速を変更した際の室内の気流と温度分布を評価した結果を報告する。

2. 屋外 CFD 解析による風圧係数の取得

2.1 CFD 解析の概要

本報では主に外界条件を変更して自然換気時の室内環境評価を行うが、この検討は室内のみを解析領域として行う。その際自然換気窓を流入境界とするため、境界条件となる自然換気量算定のためにまずは屋外気流の解析を行い風圧係数分布を取得する。

Fig.1 に対象建物と配置図、解析領域を示す。対象建物は地上 4 階建てで南北軸に対して 36° 傾いた配置とし、建物の自然換気を促進するために上部に自然換気口があるボイドを有する建物を想定したが、本報ではまずボイドを利用せずに水平方向に風力換気を行う室(次章参照)を対象に検討を行う。解析にあたっては、建物周辺の直径 1km の範囲の建物を再現した。

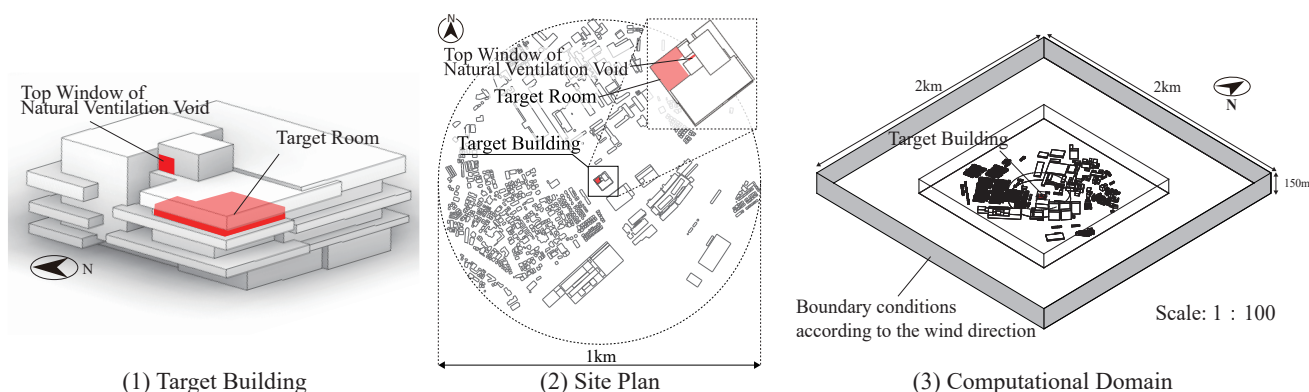


Fig.1 Target Building and Computational Domain

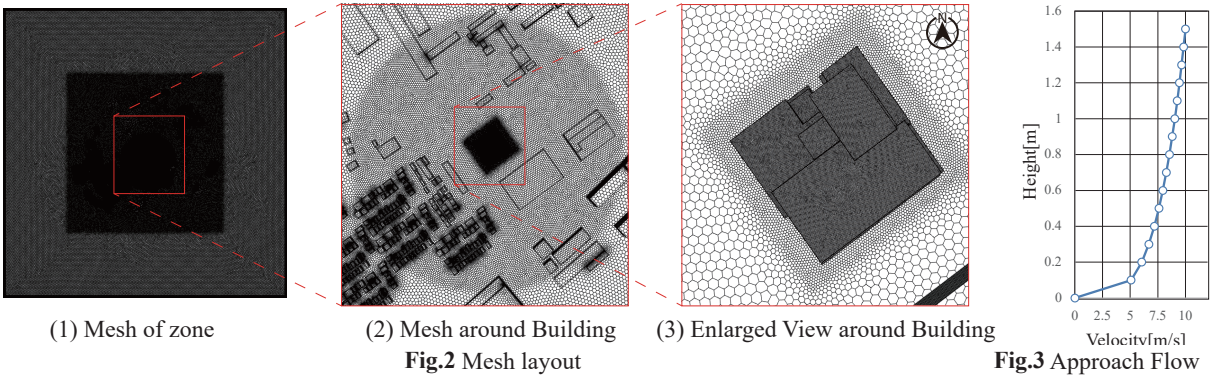


Table 1 CFD analysis condition

CFD code	Ansys Fluent 2022R2
Turbulence Model	SST $k-\omega$ Model
Algorithm	Coupled
Discretization Scheme for Advective Term	2nd Order Upwind
Number of cells	7,092,806

Table 2 Inlet and outlet boundary conditions

Inlet	Velocity	$U(z) = U_s(\frac{z}{z_s})^\alpha$	$U_s=10$ $z_s=1.5$ $z_G=1.5$ $\alpha=0.25$ $C_\mu=0.09$
	k	$k(z) = (I(z)U(z))^2 = \left(0.1(\frac{z}{z_G})^{(-\alpha-0.05)}U_s(\frac{z}{z_s})^\alpha\right)^2$	
	ε	$\varepsilon(z) = C_\mu^{1/2}k(z)\frac{U_s}{z_s}\alpha(\frac{z}{z_s})^{\alpha-1}$	
	ω	$\omega = \frac{\varepsilon}{C_\mu k} = C_\mu^{-1/2}\frac{U_s}{z_s}\alpha(\frac{z}{z_s})^{\alpha-1}$	
Outlet		Pressure outlet Gauge pressure = 0[Pa]	

解析領域は 1,500 m 四方の範囲で高さ 150 m の領域を想定し、縮小模型による風洞実験を模した数値計算として 1 : 100 の縮尺で計算を行った。計算負荷低減のため、メッシュレイアウトは Fig.2 に示すように対象建物周辺が細くなるよう配置した。また、対象建物表面には 3.0 mm のメッシュを施した。格子の種別には Poly-Hexacore の非構造格子を採用し、総計算格子数は 7,092,806 であった。

屋外 CFD 解析の条件を Table 1 に示す。乱流モデルには SST $k-\omega$ モデルを用い、等温定常解析を行った。ここでは建物の基本情報として 16 風向での風圧係数取得を行うこととし、風向に応じて Fig.1 (3) に示す領域側面 2 面または 1 面に流入境界を与え、残る側面を自由流入境界とした。流入境界には Table 2 に示す分布式⁵⁾に基づいて諸量を与えた。Fig.3 に境界条件として与えたアプローチフローの風速分布を示す。

2.2 解析結果

前述の計算で得られた 16 風向の建物表面の風圧係数分布を Fig.4 に示す。なお、風圧係数算定時の基準静圧位置は建物中心位置から風向風上方向の直線上の流入境界で軒高位置とした。風向 NW においては Fig.1 (1) で示したボイド開口想定位置は正圧となっているが、その他の条件では大きな正圧にはならなかった。本報の検討では水平方向の風力換気のみ検討を行うため、次章では対象室の自然換気窓想定位置の風圧係数を用いて換気計算を行い境界条件を与える。

3. 室内気流解析

3.1 CFD 解析の概要

前述の風圧係数を用いて対象建物 3 階に位置する執務室を対象に非等温の CFD 解析を行い、室内の気流と温度分布の評価を行う。想定した平面図を Fig.5 に示す。また、自然換気窓の位置を含む対象室の平

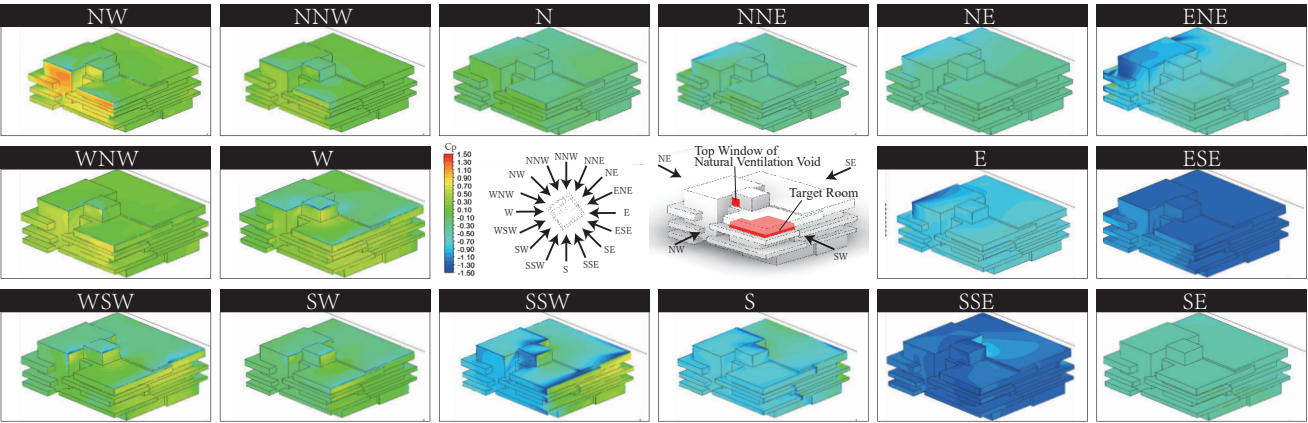


Fig.4 Wind coefficient at surface of building

面を **Fig.6** に示す。ここでは北西及び南西面に各 4 つ、計 8 つの手動開閉自然換気窓が設置されていることとした。また、本報ではこの自然換気と **Fig.6** に位置を示す角アネモ型吹出口からの空調吹出しと併用したハイブリッド空調を行うことを想定して CFD 解析を行った。**Fig.7** に解析モデルを示す。対象室内には在室者 30 名を配置して表面熱流束を与えて発熱させるとともに、机上の PC 及び天井の照明パネル想定面からも発熱を与えた。与えた発熱量を **Table 4** で示す。アネモ型吹出口は文献⁶⁾を参考に **Fig.8 (1)** に示すように流入境界を天井直下に設け、1 箇所あたりの吹き出し風量 128 CMH を底面と側面それぞれ 76.8CMH、51.2CMH で分配した。**Table 5** に吹き出し条件を示す。手動開閉の自然換気窓は片引き窓とし、解析に当たっては開度を **Fig.8 (2)** に示す 25%、50%、100% の 3 条

件設定した。秋の昼間の卓越風である NNE 風向を想定し、外気温は 20℃に固定し、外部風速、窓開口率、アネモからの空調吹出しの有無の条件を変更して、**Table 6** に示す 10 条件で解析を行った。窓面からの流入境界条件は流速で規定し、**(1)** 式及び **(2)** 式から算出した各窓の自然換気量を窓面積で除した風速を窓面法線方向の流入 / 流出風速成分とした。

$$Q_i = \text{sign} \left(P_i - C_{p_i} \frac{1}{2} \rho v^2 \right) * \alpha A \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_i - C_{p_i} \frac{1}{2} \rho v^2|} \quad (1)$$

$$\Sigma Q_i = 0 \quad (2)$$

窓面と平行な風速成分の境界条件は、屋外気流解析の窓面近傍（開口寸法の 1/4 法線方向に離れた位置）の接線方向風速を与えて斜め方向に流入させ、室内のみの解析⁷⁾を行った。**Table 7** に例として NV-1-100 での換気量算出結果をその他の境界条件と共に示す。

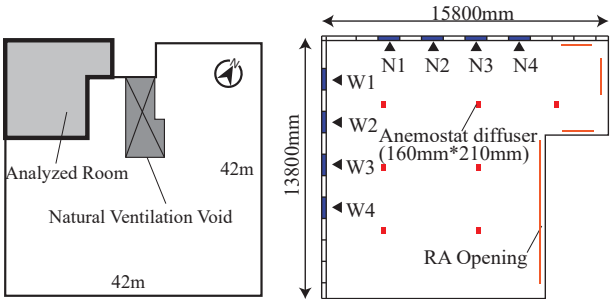


Fig.5 Floor plan (3rd floor)

Fig.6 Plan of the room and position of windows

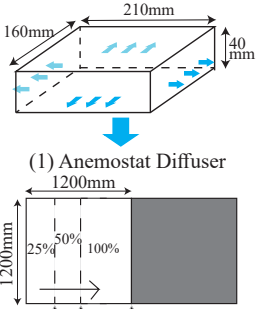


Fig.8 Size of the window and inlet boundary for anemostat diffuser

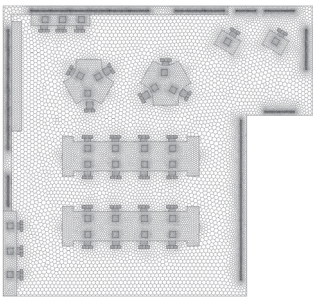


Fig.9 Mesh layout (y=1200mm)

3.2 解析結果

Fig.10 (1) に FL+1,300mm の温度分布を示す。自然換気のみで開度を絞った NV-1-50、NV-1-25、NV-2-25 では熱負荷を処理しきれず比較的高温となり、開度 100% の NV-2-100 では低温の領域が広く分布している。空調を併用した 4 条件の結果 (**Fig.10 (2)**) では

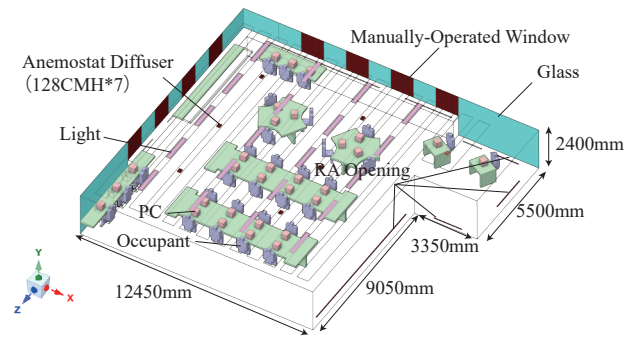


Fig.7 Computational domain for indoor analysis

Table 4 Internal thermal load

Internal Occupants	54 [W/person] * 30 [persons] = 1620 [W]
PC Heat Generation Rate	20 [W/m ²] * Floor Area [m ²] = 4000 [W]
Light Heat Rate	10 [W/m ²] * Floor Area [m ²] = 2000 [W]

Table 3 CFD analysis condition

CFD Code	Ansys Fluent 2022R2
Turbulence Model	SST <i>k-ω</i> Model
Algorithm	Coupled
Discretization Scheme for Advective Term	QUICK
Number of Cells	1616690

Table 5 Anemostat conditions

Anemo	Ventilation Flowrate [CMH]	128*7
	Turbulent Intensity	5%
	Hydraulic Diameter[m]	0.181
	Temperature [C]	16

Table 6 Case and parameter

Air-condition method		Anemostat OFF			Anemostat ON	
Aperture Ratio		100%	50%	25%	50%	25%
Velocity of Eave Level	1m/s	NV-1-100	NV-1-50	NV-1-25	HV-1-50	HV-1-25
	2m/s	NV-2-100	NV-2-50	NV-2-25	HV-2-50	HV-2-25

Table 7 Natural ventilation conditions

Windows	Natural Ventilation Flowrate [CMH]	N1	N2	N3	N4
		-627.7	-766.5	-861.6	-910.7
		W1	W2	W3	W4
	788.6	794.7	794.7	788.6	
	Turbulent Intensity				
	5%				
Hydraulic Diameter[m]		1.2			
Outdoor Air Temperature [C]		20			

どの条件でも室温は 26℃程度に保たれた。

解析を行った 10 条件の居住域平均温度と標準偏差を **Fig.11** に、居住域平均風速と標準偏差を **Fig.12** に示す。なお、居住域の範囲は窓面の壁から 1m のペリメータを除外した FL+0~1900mm の空間とした。なお、CFD 解析で取得した風速は各成分のレイノルズ平均値であるため、ここでは Popiolek ら⁸⁾式に基づくスカラー平均風速に換算したものを示している。ここでは総処理熱量が条件間で異なるため、平均温度に際が生じるが、温度のばらつきは条件間で大きな際がない。風速については開口率を絞るにつれて平均風速に加えて標準偏差も小さくなっていることがわかる。

4. まとめ

本報では、手動開閉自然換気窓を有するオフィスビルを対象に外部風向と外気温を固定して軒高風速、窓の開口率、空調併用の有無の条件を変更して室内の非等温 CFD 解析を行い、温度と速度の標準偏差で室内環境を評価した。これらは基礎段階の基本情報ではあるが、今後諸条件を変更した解析を行い、手動開閉窓による自然換気を対象に快適性を大きく損なわないための窓開度目安の提示方法の検討を行う。

【参考文献】

- 1) 日本建築学会編:実務者のための自然換気設計ハンドブック, 技報堂出版, 2013.8
- 2) 山本 佳嗣, 田辺 新一: 自然換気システムの換気口開放条件に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, 第 81 巻, 第 722 号, pp.375-384, 2016.4
- 3) 藤田有香, 小林知広, 山中俊夫ら: 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 3 報), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 6 巻, pp.225-228, 2018.9
- 4) 田辺慎吾, 山中俊夫, 小林知広: ボイドを有する高層オフィスビルにおける自然換気性能評価に関する研究 第 2 報 - 室温分布を考慮した開度制御が自然換気利用時間及び除去熱量に与える影響, 空気調和・衛生工学会論文集, No. 307, pp.11-17, 2022.10
- 5) 日本建築学会編: 建築物荷重指針・同解説, 日本建築学会, 2015.2
- 6) 村上有美, 植田俊克: CFD におけるアネモスタット型吹出し口の簡易近似法:(第 2 報) 近似法の適用範囲の拡大, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, G-68, pp.2335-2338, 2010.9.
- 7) 田中佑亮, 小林知広, 山中俊夫ら: 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 5), 2021 年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会梗概集, A-6
- 8) Z.Popiolek, and Arsen K. Melikov:Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, 11th International conference on Indoor Air Quality and Climate - Indoor Air 2008;Vol.paper 718

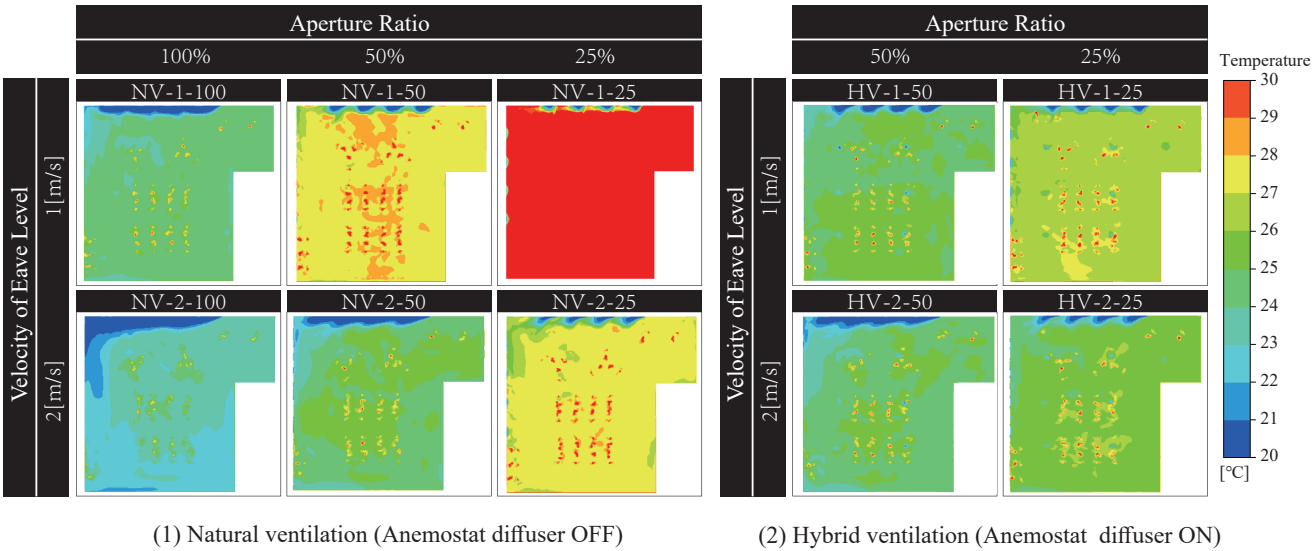


Fig.10 Temperature contour (y=1300mm)

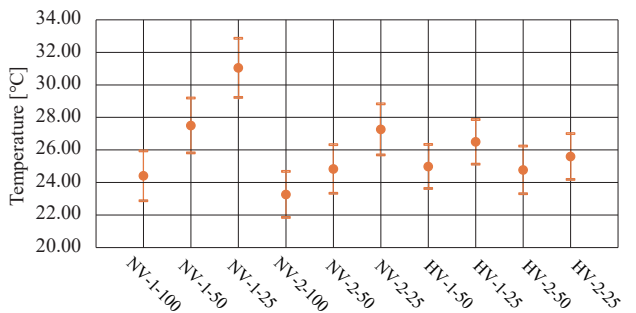


Fig.11 Average temperature with standard deviation

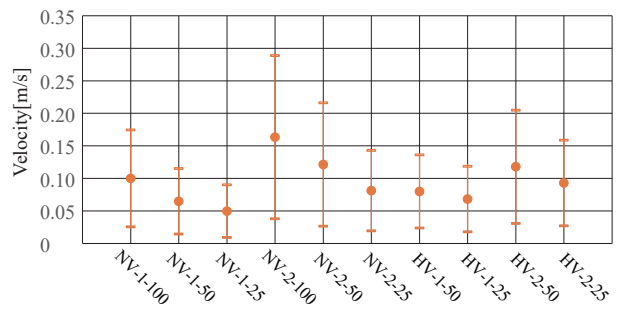


Fig.12 Average velocity with standard deviation

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 18) 風洞実験による周辺建物が片側 2 開口時の換気効果に与える影響の検討
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 18) Wind Tunnel Investigation for Effect of Sheltered Conditions
on Ventilaton Rate of a Room with Single-Sided Two Openings

○豊澤 恒太 (大阪大学)	小林 知広 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学)	小林 典彰 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学)	蔣 子韜 (大阪大学)
佐野 香之 (大阪大学)	

Kota TOYOSAWA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1}
 Noriaki KOBAYASHI^{*1} Narae CHOI^{*1} Zitao JIANG^{*1} Kayuki SANO^{*1}
^{*1} Osaka University

In recent years, the use of natural ventilation, which can be effective for energy conservation and infection control, has been expanding. However, the standard Orifice equation which is used to predict the ventilation rate underestimate in cases which the difference in the mean wind pressure coefficient is tiny value. Considering that introducing natural ventilation in practice, the influence of surrounding buildings cannot be ignored. It is necessary to analyze the airflow in sheltered condition and to clarify the influence of surrounding buildings. This paper presents the wind tunnel test to obtain experimental data for clarifying the airflow properties in actual situation.

はじめに

近年、省エネルギー化や感染症対策のため自然換気的重要性が高まっている。その換気量算定において、特に 2 開口の風力換気の場合には以下の式が用いられる。

$$Q = (\alpha A)_{connected} V \sqrt{\Delta C_p} \quad (1)$$

ここで、 α は流量係数 [-]、 A は開口面積 [m²]、 $(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の直列結合値 [-]、 V は基準風速 [m/s]、 ΔC_p は風圧係数差の時間平均値 [-] である。しかし、この式では ΔC_p が微小で風の乱れにより非定常な換気が発生する場合には、予測精度が悪化するという問題がある。そこで、本研究では風の乱れによる換気効果の解明を目的とし、既報¹⁾²⁾では単体建物を対象として換気効果の検討及び気流の乱れによる換気量予測式の提案を行った。ここで、実際に自然換気を導入する際、周囲に建物が存在することがほとんどで、その影響による気流の変化によって ΔC_p が小さくなると考えられる。そこで本報では、周辺建物が風の乱れによる換気を与える影響の検討を目的として、風洞実験により風圧係数及び換気量の評価を行う。

1. 風洞実験概要

1.1 風洞仕様

実験は大阪大学研究用風洞にて実施した。Fig.1 に示すように風洞内に模型を設置し、風速は床上 1000 mm 高さで 10 m/s として、境界層流下で風圧係数・換気量・建物周辺風速を測定した。模型を設置しない状態で I 型熱線風速計を用いて 1 kHz で 60 s 測定した風洞内のアプローチフローの風速分布を Fig.2 に示す。測定の結果、概ね 1/4.5 乗のべき乗則に従う境界層流となっていた。

1.2 使用模型

測定対象は Fig.3 に示すような外寸一辺 100 mm の角柱で、開口を有しない模型 (以下、シールドモデル) と、15 mm × 15 mm の開口を 2 箇所設けた模型を用いた。開口中心高さは模型中心高さとなる床上 50 mm、開口中心間距離は 60 mm とした。

1.3 実験条件

Fig.4 に示すように周辺建物を想定して、測定対象模型の周囲に一辺 100 mm の立方体を等間隔で設置した。周辺建物条件として、建物間隔 d を 50 mm とした Case 0.5H、100 mm とした Case 1.0H、150 mm とした Case 1.5H

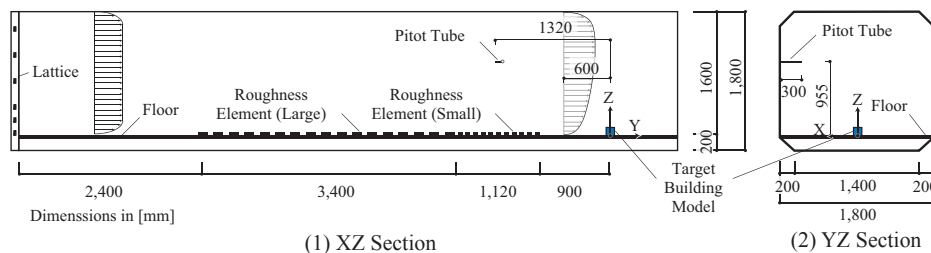


Fig. 1 Wind Tunnel Section

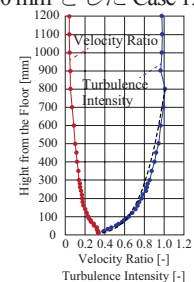


Fig. 2 Approaching Flow

に加え、周辺建物のない Case N の計 4 条件を設定した。
また、**Fig.5** に示すように、 0° ～ 180° の 30° 間隔に 45° 及び 135° を加えた計 9 風向を測定風向条件とした。

2. 風圧係数測定

2.1 実験概要

まずはシールドモデルを用いて、風圧係数の測定を行った。風圧は、**Fig.3** に示す測定点 P1 及び P2 において微差圧計 (Validyne 社, DP45) を用いて各点 1.0 kHz で 60 s 測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高 (床上 100 mm) のアプローチフロー速度圧とし、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。

2.2 実験結果

Fig.6 に、各周辺建物条件における、角度と風圧係数差の時間平均値 ΔC_p の関係を示す。なお、 ΔC_p は P1 - P2 として算出する。風向に対し左右対称となる 0° 及び 180° では、全条件で ΔC_p が 0 となった。また、全体的な傾向として、周辺建物間隔が狭くなるほど ΔC_p の値が 0 に近付くことが確認できる。特に、 30° ～ 60° の風上条件ではこの傾向が顕著である。測定点が側面にある 90° では、建物間隔が広がるにつれ、 ΔC_p が負の値として絶対値が大きくなる。これは風上側の隅角部での気流の剥離の影響と考えられる。 120° ～ 150° の風下条件では、 ΔC_p は 0 に近い値となり、建物間隔による変化は比較的小さい。

Table 1 に測定条件及び ΔC_p の結果を示す。なお、表には後述する PFR の算出結果も併記している。

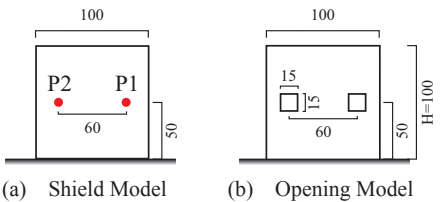


Fig. 3 Model Elevation

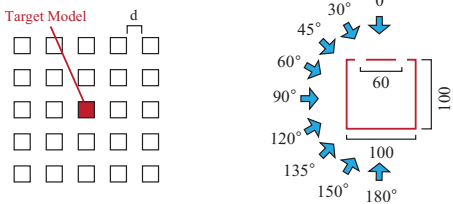


Fig. 4 Sheltered Condition

Fig. 5 Wind Direction

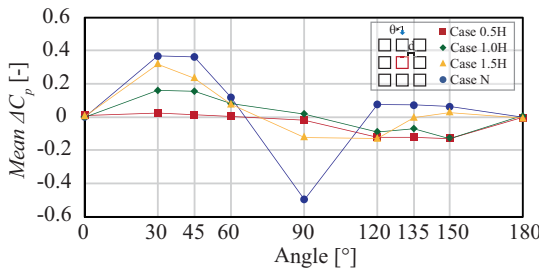


Fig. 6 ΔC_p - Angle

3. Purging Flow Rate 測定

3.1 実験概要

開口を設けた室モデルの換気量評価のため、**Fig.7** 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る測定を行った。実験はまず CO_2 を発生させない通風状況下で、マルチガスモニター (LumaSense Technologies, Innova 1412i) を用いて室モデル内の空気を吸引し、5 分間測定した濃度の平均値を外気濃度 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 20 sccm に流量を制御して CO_2 を模型内に供給し、定常状態に到達後 10 分間測定した濃度の平均値を室内濃度 C_i とした。ガスの発生は室内の 4 点から、吸引は室中心の 1 点から行った。

3.2 実験結果

換気量は、汚染源の希釈・排出に有効な換気量を表す Purging Flow Rate (PFR)³⁾ を次式で算出して評価する。

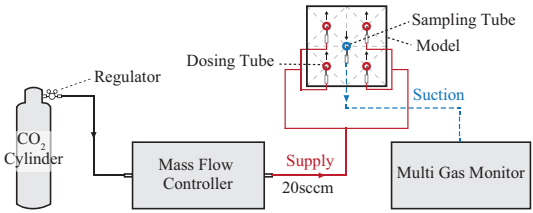

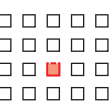
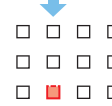



Fig. 7 Ventilation overview

Table 1 Sheltered Condition

Case	Description	θ [°]	ΔC_p [-]	PFR' [-]
0.5H	 d=50mm	0	0.012	0.143
		30	0.027	0.123
		45	0.016	0.111
		60	0.008	0.106
		90	-0.019	0.105
		120	-0.117	0.245
		135	-0.119	0.283
		150	-0.122	0.259
		180	-0.003	0.160
1.0H	 d=100mm	0	0.000	0.212
		30	0.164	0.210
		45	0.156	0.212
		60	0.080	0.153
		90	0.020	0.141
		120	-0.086	0.224
		135	-0.069	0.210
		150	-0.124	0.223
		180	0.008	0.142
1.5H	 d=150mm	0	0.010	0.265
		30	0.324	0.324
		45	0.243	0.227
		60	0.082	0.152
		90	-0.113	0.200
		120	-0.124	0.238
		135	0.004	0.131
		150	0.035	0.151
		180	-0.003	0.157
N	 Unsheltered	0	0.001	0.309
		30	0.367	0.419
		45	0.364	0.316
		60	0.118	0.246
		90	-0.495	0.415
		120	0.076	0.165
		135	0.072	0.151
		150	0.065	0.170
		180	-0.001	0.176

$$PFR = \frac{m}{C_r - C_o} \quad - (2)$$

ここで m は単位時間あたりの室内 CO_2 発生量 [m^3/s] である。**Fig.8** にそれぞれ建物間隔ごとの風向と PFR' の関係を示す。なお、測定結果は次に示す式で無次元化した PFR' を用いる。

$$PFR' = \frac{PFR}{A_{eff} U_H} \quad A_{eff} = \frac{A_1 A_2}{(A_1^2 + A_2^2)^{\frac{1}{2}}} \quad - (3)$$

ここで U_H は軒高風速 (6.4 m/s)、 A_1 、 A_2 は開口面積である。**Fig.8** から、 $0^\circ \sim 90^\circ$ では建物間隔が広くなるにつれ換気量が増加する傾向が示された。 $30^\circ \sim 180^\circ$ では、PFR は ΔC_p と概ね同じ傾向となっていることから、 ΔC_p が駆動力となり換気が行われていると考えられる。また、 0° では、全条件で ΔC_p が 0 であるにも関わらず PFR に差があることから、開口部付近での気流の乱れによる換気が行われていると考えられる。

4. 換気効率の検討

4.1 自然換気における換気効率評価指標

自然換気における換気効率の評価のため、以下の式で開口部に流入した気流の室内居住域空間への有効分配率 ε を算出する。

$$\varepsilon = \frac{PFR'}{AFR'} \quad - (6)$$

ここで、AFR は開口部風速に基づいて評価される換気量 (Airflow Rate) を表す。なお、PFR は前章でトレーサースガス法により取得した実験値を用いるが、AFR は実験での取得が困難であるため、以下の式により算出した

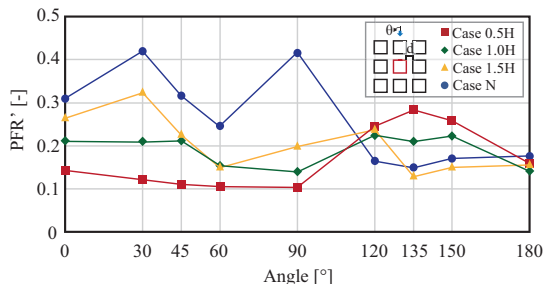


Fig. 8 PFR' - Angle

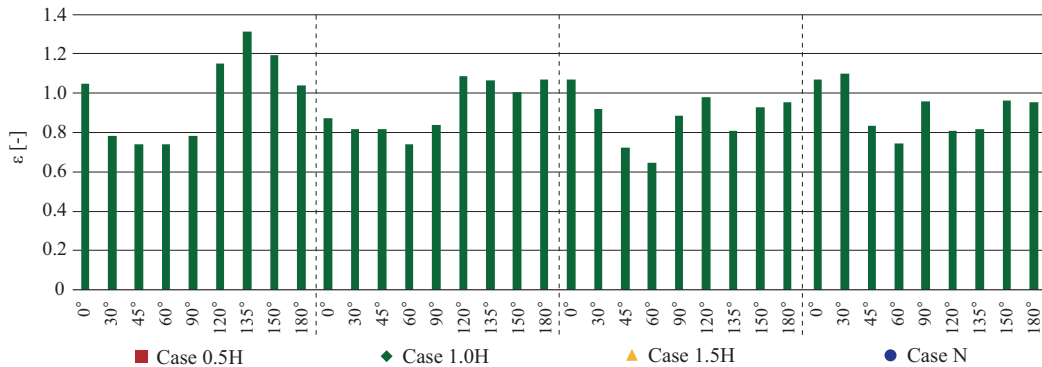


Fig. 9 ε - Angle

$AFR_{orifice}$ を用いて評価を行う。

$$AFR_{orifice} = (\alpha A)_{connected} \cdot V \sqrt{|\Delta C_p|} \quad - (7)$$

ここで、 $(\alpha A)_{connected}$ は有効開口面積の合成値 ($\alpha = 0.65$)、 V は基準風速 (6.4 m/s)、 ΔC_p はそれぞれの測定点で個別に同時に測定した風圧係数の差の瞬時値である。

上式では、瞬時風圧係数差から換気の式で瞬時の AFR を算出し、その時間平均値を $AFR_{orifice}$ として評価する。

4.2 換気効率の評価

Fig.9 に ε の算出結果を示す。周辺建物の有無による明確な差は見られなかったが、 $120^\circ \sim 180^\circ$ の風下側では、建物間隔が狭いほど ε が大きくなる傾向が見られた。また、 $0^\circ \sim 60^\circ$ の風上側では基本的に 0° で ε が最大となり、風向が傾くにつれ小さくなることが確認された。なお、本来 ε は開口部を通過する風量のうち、汚染物の希釈に有効に働いた換気量を表すため、1 より小さい値になると考えられるが、 ε が 1 を超える条件が見られた。これは PFR の測定における室内の濃度分布が PFR の過大評価に影響したためであると考えられる。

5. 換気の式の精度の評価

本報では、様々な条件下における風圧係数及び PFR を測定した。そこで、PFR の実験値と換気の式での計算値を比較することで、換気の式の予測精度の評価を行う。

Fig.10 に、実験での風圧係数差の時間平均値 ΔC_p と PFR' の関係を示す。図には $\alpha = 0.65$ とした換気の式による予測値を共に示している。 ΔC_p が 0.05 以上の範囲では実験値と予測値が概ね一致している一方、 ΔC_p が 0 に近い範囲では、実験値と予測値に差があり、換気の式で

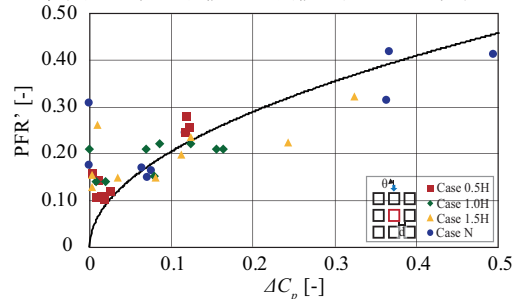


Fig. 10 PFR' - ΔC_p

は正確に予測できないことが確認される。

Fig.11 に、換気の式による予測値と実験で得られた PFR' の相対誤差と風向の関係を示す。相対誤差は以下の式で表される。

$$\text{Error} = \frac{|Q_{\text{predicted}} - Q_{\text{measured}}|}{Q_{\text{predicted}}} \quad (7)$$

ここで、 $Q_{\text{predicted}}$ は換気の式による予測値、 Q_{measured} は実験により得られる実験値である。0°及び180°の条件では相対誤差は大きく、その他の風向では0に近い値をとることが確認できた。

6. 建物周辺風速測定

6.1 実験概要

本報では周辺建物が換気効果に与える影響の検討のため、模型を用いた風洞実験を行った。しかし、周辺建物による開口部付近の気流性状は複雑で、実験のみによる検討は困難であるため、今後のより詳細な検討には LES による非定常解析が必要であると考えられる。そこで、LES 解析の精度検証用のデータ取得及び周辺建物間の気流の性状の把握・検討を目的とし、測定対象模型周辺の風速を測定する。

Fig.12 に測定点を示す。風向は0°とし、周辺建物間隔は他の測定と同様の4条件とした。各条件において、x 方向(主流方向)、y 方向(主流と直交方向)、z 方向(高さ方向)の3ラインで、室モデルの壁面から25 mm 離れた位置での風速を10 mm 間隔で測定した。なお、x 方向及びy 方向の測定ラインは床上高さ50 mm に設定する。測定では、Split Film Probe (SFP) を使い、フィルムが主流方向に直交するように設置した。測定した風速と角度から、主流方向(x 方向)風速を算出し、評価を行う。

6.2 実験結果

Fig.13 に測定結果を示す。風速は+x 方向を正、-x 方

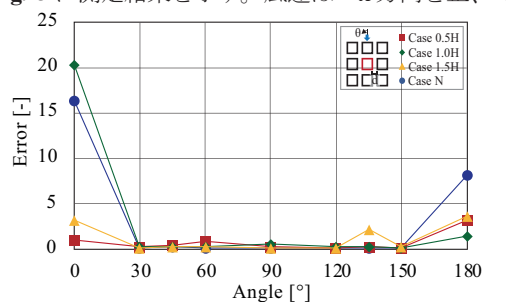


Fig. 11 Error - Angle

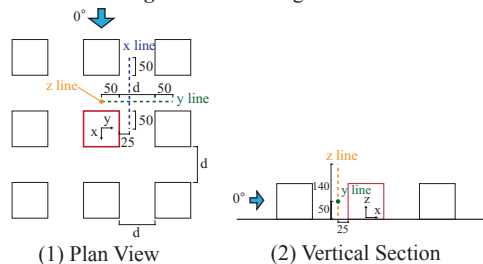


Fig. 12 Velocity measurement point

向を負とする。x 方向では、周辺建物のない Case N では剥離の影響により風上側の隅角付近で風速が大きくなる。一方、周辺建物のある条件では概ね風速は一样となるが、建物間隔が大きくなるにつれ風速も大きくなる傾向が見られる。y 方向では、周辺建物のある条件では風上側壁面の前方となる0～50 mm で風速が負の値となり、逆流が発生している。これは風上側周辺建物の後流域であるため循環流の影響によるものと考えられる。z 方向では、Case N では正の値となるのに対し、周辺建物がある条件では建物高さ付近で負の値となっている。これは、y 方向風速と同様、風上側周辺建物による循環流の影響を受けていると考えられる。

7. まとめ

本研究では、片側2開口条件において周辺建物が換気効果に与える影響の検討を行った。風洞実験により、周辺建物間隔と風向を変化させ、風圧係数・換気量・周辺風速の測定を行った。また、換気量の実験値と従来の換気の式による予測値を比較したところ、風向が0°、180°において精度が低下することが確認できた。今後は LES による詳細な解析により、気流性状や換気効率に関するより詳細な検討を行う。

【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) 佐野香之, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 蔣子韜: 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14)片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-25, 2022.03
- 2) 蔣子韜, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 佐野香之: 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15)片側及び対面二開口の単室の換気量測定とその影響要素の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-26, 2022.03
- 3) D. Etheridge, M. Sandberg: BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996
- 4) N.C.Daish et al.: Impact of aperture separation on wind-driven single-sided natural ventilation, Building and Environment, Vol.108, pp.122-134, 2016

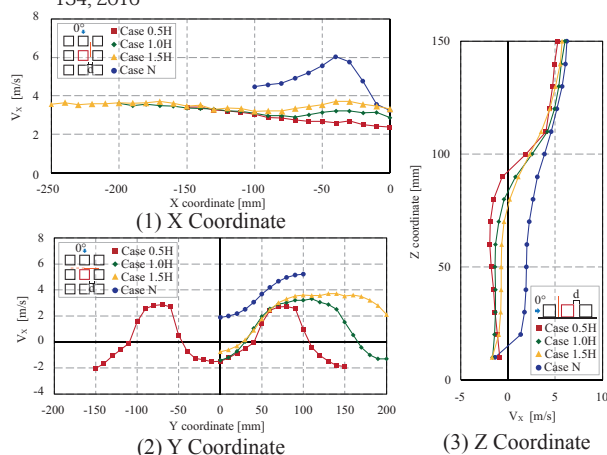


Fig. 13 Outdoor Velocity Distribution

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 19) 風洞実験による間仕切り壁が片側 2 開口時の換気量に及ぼす影響の検討
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 19) Wind Tunnel Investigation for Effect of Internal Partition on Ventilation Rate
of a Room with Single-Sided Two Openings

○佐野 香之 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 蔣 子韜 (大阪大学)
豊澤 恒太 (大阪大学)

Kayuki SANO^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1}
Noriaki KOBAYASHI^{*1} Narae CHOI^{*1} Zitao JIANG^{*1} Kota TOYOSAWA^{*1}

^{*1} Osaka University

The purpose of this study is to clarify the ventilation effects caused by external wind turbulence. In this paper, focusing on changes in the ventilation effects due to room conditions, wind tunnel test was conducted on a isolated building model with single-sided two openings which has a partition wall in the room. The ventilation rates of the whole room and one of the rooms separated by a partition wall were measured by changing the position of the partition wall opening and the wind direction, and the differences in the ventilation effects are discussed.

はじめに

複数開口を有する室における風力換気量は主に時間平均の風圧係数差で予測されるが、風圧係数差が微小である場合にも風の乱れが駆動力となり換気が生じる。風の乱れによる換気の研究として、単一開口に関する研究は多く見られ、その換気の原理は室内空気の圧縮性による脈動現象と乱流拡散による混合現象の 2 種とされている¹⁾。また、複数開口においても風圧変動により流入出方向が変化する脈動²⁾と混合により換気が行われ、風圧係数差が微小な 2 開口を対象とした研究例^{3)~5)}も見られるが、その換気効果には未だ不明な点も多い。そこで既報⁶⁾では、乱れによる換気効果の解明を目的として片側 2 開口 (SS2) の単室模型を対象とした風洞実験を実施し、開口間距離や室の平面アスペクト比の違いによる換気効果の検討を行った。また前報⁷⁾では、SS2 の建物を対象として、周辺建物が換気効果に与える影響を検討した。そこで本法では、室内状況による換気効果の変化に着目し、室内に間仕切り壁をもつ単体建物モデルを対象とした風洞実験を実施し、換気量や換気効率の検討を行う。

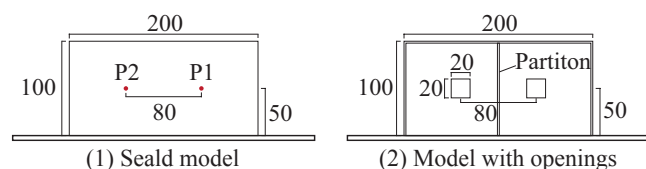


Fig.1 Building models

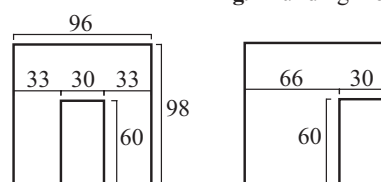


Fig.2 Partitions

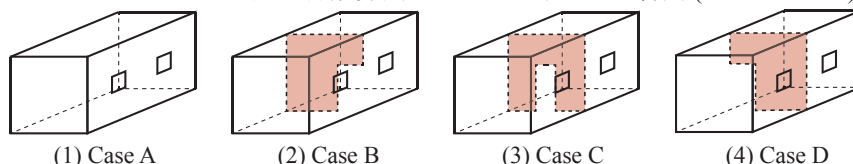


Fig.3 Partition cases

1. 風洞実験概要

実験は、前報⁷⁾と同様に大阪大学研究用風洞で実施し、床上 1000 mm 高さで風速を 10 m/s に設定した境界層流下で風圧係数・換気量・室内風速の測定を行った。対象とする室モデルは、Fig.1 に示すような 200 mm × 100 mm × 100 mm の角柱とし、開口のないシールドモデルと片側壁面に 20 mm × 20 mm の開口を 2 つ有する「開口モデル」を用いた。開口モデルでは開口中心高さは模型中心高さの床上 50 mm とし、開口間距離は 80 mm とした。また、長辺方向の模型中心断面に、Fig.2 に示す 30 mm × 60 mm の開口を有する 2 種類の間仕切り壁を設置できる。Fig.3 に間仕切り壁の設置条件を示す。Case A を間仕切り壁を設置しない基本条件とし、Case B では間仕切り壁の開口が開口側に、Case C では中央に、Case D では壁面側になるように設置する。なお、風洞は風圧係数・室内風速測定では回流型、換気量測定では吹放型とした。

2. 風圧係数測定

2.1 実験条件

シールドモデルを用いて、模型壁面の風圧係数及び風圧係数差の瞬時変動を測定する。Fig.4 に測定点及び測定風向を示す。測定点は開口中心点を想定した 2 点とし、風向は 0° ~ 180° の間で 30° 間隔 7 風向とした。風圧は微差圧計 (Validyne 社, DP45) を用いて 1.0 kHz, 60 s で測定し、風圧係数算出に用いる基準動圧は軒高 (床上 100 mm) の

アプローチフロー速度圧とした。各点の風圧係数は、前報と同様に風洞壁面に設置したピトー管の静圧を基準として測定した。また、風圧係数差の瞬時変動の測定では、2点の風圧差を同微差圧計により直接測定した。

2.2 測定結果

Fig.5 に、2点間の風圧係数差の時間平均値 ΔC_p の測定結果を示す。なお、 ΔC_p はP1の値からP2の値を引いた値を示している。結果より、90°以外では ΔC_p の絶対値は0.2以下となり、SS2では風向を変化させても ΔC_p が小さくなる場合が多いと考えられる。また、90°では剥離の影響で ΔC_p の絶対値は大きくなると考えられる。

また、**Fig.6**に風圧係数差の瞬時変動を示す。全ての条件で風圧係数差の正負が時間により入れ替わることが確認された。特に測定点が風上側にある0°～60°と150°、180°では正負の入れ替わりが多く、開口部間で流入出する気流の向きが入れ替わる脈動的な換気が顕著になると考えられる。また、90°及び150°では正負の入れ替わりが発生するが概ね負の値となり、風下側開口から風上側開口への流れが主流となると考えられる。

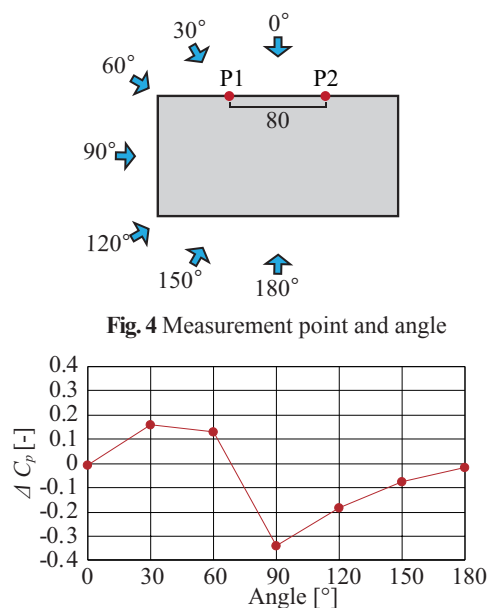


Fig. 4 Measurement point and angle

Fig. 5 Average wind pressure difference

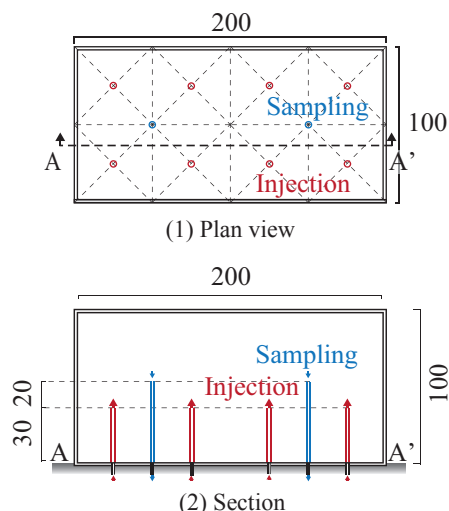


Fig. 7 Model for PFR measurement

3. Purging Flow Rate 測定

3.1 実験条件

開口ありモデルにおける換気量を評価するため、前報と同様にCO₂を用いたトレーサガス定常発生法によりPurging Flow Rate (PFR)⁸⁾を測定した。**Table 1**にPFRの測定条件を示す。なお、表にはPFRの測定結果を併記している。PFRは、Case A～Dの4つの間仕切り壁条件に対して、風圧係数測定と同様の7風向で測定した。Case Aでは室全体のPFRであるPFR_{Whole}を測定し、間仕切り壁のあるCase B～DではPFR_{Whole}に加え、間仕切り壁で区切られたそれぞれの室のPFRも測定する。なお、風向0°の時に風上側に向かって左側にある室のPFRをPFR_{Left}、右側にある室のPFRをPFR_{Right}とする。また、**Fig.7**に室モデル内のCO₂の発生点及び吸引点を示す。PFR_{Whole}の測定では、模型内8点に設置された配管からCO₂を模型内に供給し、2点から室内空気を吸引し濃度を測定した。PFR_{Left}及びPFR_{Right}の測定では、測定対象室内の4点からCO₂を供給し、1点から室内空気を吸引した。

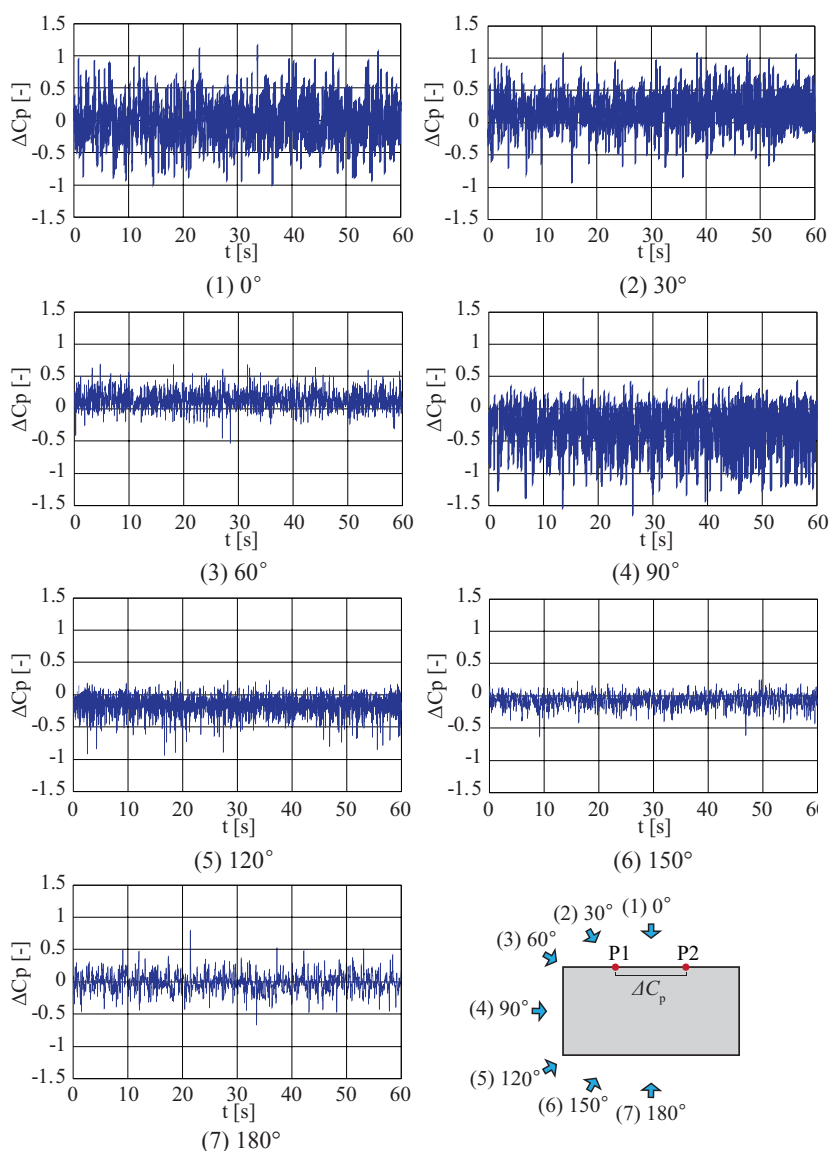


Fig. 6 ΔC_p fluctuation

3.2 実験結果

Fig.8 に、 $PFR_{Whole} \cdot PFR_{Left} \cdot PFR_{Right}$ の測定結果をそれぞれ示す。なお、 0° 及び 180° では対称性を考慮して、片室の換気量は PFR_{Left} のみで測定した。

PFR_{Whole} は、開口が風上側にある $0^\circ \sim 60^\circ$ 、及び 150° 、 180° では間仕切り壁の開口位置に関わらず概ね一定となった。これらの条件では風圧係数差の瞬時変動から流入出が変化する非定常な換気が行われると考えられ、乱れによる換気下では間仕切り壁による換気効果の違いは小さい可能性が考えられる。一方 90° と 120° では条件によって差が見られ、間仕切り壁のない Case A と比較し、壁面開口に近い位置に間仕切り壁の開口がある Case B で小さく、壁面開口から離れた位置に間仕切り壁の開口がある Case C、Case D では同等以上となった。これは、本報の模型では外壁開口と比較し間仕切り壁の開口の面積が大きく、室内の通気量は間仕切り壁の有無によってほとんど変化しないと考えられるため、室内の換気効率が影響している可能性が挙げられる。これらの条件では開口部間の流れの方向が定まる換気が行われると考えられ、間仕切り壁の開口を通過するような換気経路が形成されることで換気効率が変化する可能性と考えられる。

また、間仕切り壁で区切られた片室では、同一開口内での瞬時の流入・流出は一樣であると仮定すると2室の通気量は等しくなると考えられる。しかし、 $90^\circ \sim 150^\circ$ では PFR_{Left} と PFR_{Right} に差が見られ、 PFR_{Left} では室奥側

に間仕切り壁の開口がある Case C、D で大きくなる一方、 PFR_{Right} では全条件で一定となる。これは、2室の換気効率の違いが結果に違いを与えたと考えられる。これらの条件では右室から流入した気流が間仕切り壁の開口を通過し左室から流出する流れが主流になると考えられるが、右室では一定の風速を有する気流が流入するため間仕切り条件に関わらず概ね室内に新鮮空気が行き渡る一方、間仕切り壁の開口から左室に流入する気流は低速となるため、間仕切り壁の開口位置により換気経路が大きく異なり、換気効率が変化する可能性が挙げられる。

4. 換気効率の検討

前報⁷⁾と同様の手法で、開口部に流入した気流の室内空間への有効分配率を示す ε を評価する。**Fig.9** に、室全体の AFR_{office} の算出結果を、 PFR_{Whole} の測定結果と共に示す。なお、間仕切り壁の開口の有無により抵抗が異なるため、Case A と Case B～D でそれぞれ AFR_{office} ⁷⁾ を算出した。結果より、AFR より PFR の方が大きくなる条件がみられる。AFR は開口部を通過した空気流量を表し、PFR はそのうち汚染物の排出に有効に働いた量を表すため、AFR は PFR より大きくなると考えられるが、これは PFR 測定における室内の濃度分布により PFR が過大評価されている可能性が挙げられる。

また、**Fig.10** に PFR を AFR で除した換気効率 ε の算出結果を示す。同一風向では、壁面開口から離れた位置

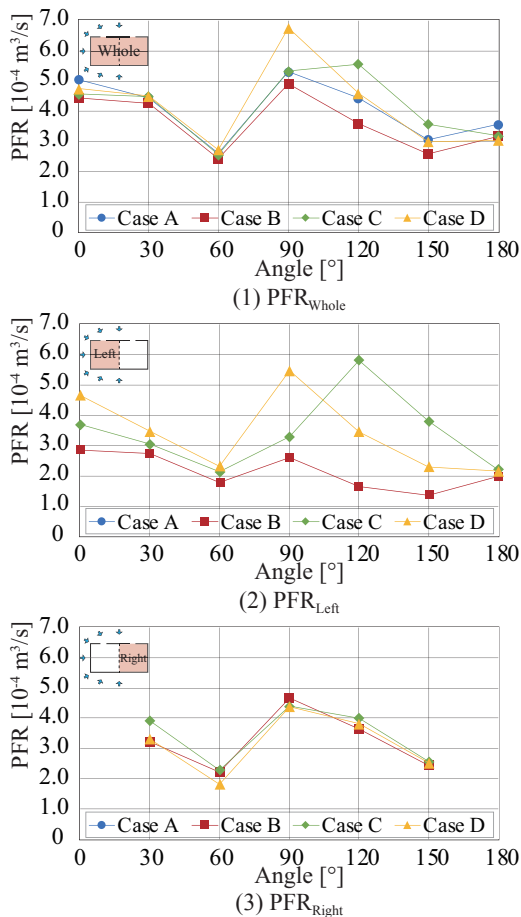


Fig. 8 Relationship between Angle and PFR

Table 1 Experimental conditions and obtained results

Case	Angle [°]	Description	PFR_{Whole} [$10^{-4} m^3/s$]	PFR_{Left} [$10^{-4} m^3/s$]	PFR_{Right} [$10^{-4} m^3/s$]	ΔC_p [-]
SS2-A	0		5.05			-0.006
	30		4.45			0.160
	60		2.61			0.131
	90		5.31			-0.340
	120		4.44			-0.183
	150		3.07			-0.073
	180		3.57			-0.017
SS2-B	0		4.45	2.86		-0.006
	30		4.27	2.75	3.22	0.160
	60		2.44	1.79	2.22	0.131
	90		4.92	2.61	4.67	-0.340
	120		3.60	1.66	3.64	-0.183
	150		2.60	1.37	2.44	-0.073
	180		3.18	1.97		-0.017
SS2-C	0		4.58	3.70		-0.006
	30		4.49	3.05	3.92	0.160
	60		2.56	2.13	2.28	0.131
	90		5.33	3.30	4.39	-0.340
	120		5.57	5.83	4.01	-0.183
	150		3.58	3.80	2.57	-0.073
	180		3.19	2.21		-0.017
SS2-D	0		4.75	4.66		-0.006
	30		4.51	3.47	3.31	0.160
	60		2.73	2.32	1.82	0.131
	90		6.75	5.48	4.38	-0.340
	120		4.60	3.46	3.81	-0.183
	150		3.00	2.30	2.53	-0.073
	180		3.04	2.16		-0.017

に間仕切りの開口がある Case C, D で換気効率は高くなり、間仕切りのない Case A よりも大きくなる条件も存在する。また、全体を通して換気効率は 80 ~ 90% 程度となったが、60°では全条件で 60% 程度となった。これは、開口部からの気流の流入角度が影響し、室内に気流が到達しづらい換気経路が形成された可能性が考えられる。

5. 室内風速測定

5.1 実験条件

LES の精度検証用データの取得及び室内気流性状の把握を目的として、I 型熱線風速計を用いて開口ありモデルの室内風速を測定する。測定点は Fig.11 に示すように、Case C の風向 0°における右側の開口中心を通る鉛直断面での 45 点と、Case B ~ D の各条件の間仕切り開口面での鉛直方向 5 点とし、各点 1.0 kHz で 60 s 測定した。測定は、模型の天井面と床面に設置したスロットから室内に熱線風速計を挿入して行い、鉛直断面では xz 方向風速、間仕切り開口面では yz 方向風速を測定した。

5.2 実験結果

Fig.12 に示す鉛直断面の測定結果より、外壁開口付近では流入出気流の影響で最大 0.8 m/s 程度の風速が存在するが、天井及び床面付近や室内に近づくにつれほとんど風速はなくなることが確認できる。また、間仕切り開口面での風速は条件間で差が見られ、これは開口面内での風速分布の影響に加え、条件により間仕切り開口を通る風量が異なる可能性も考えられる。

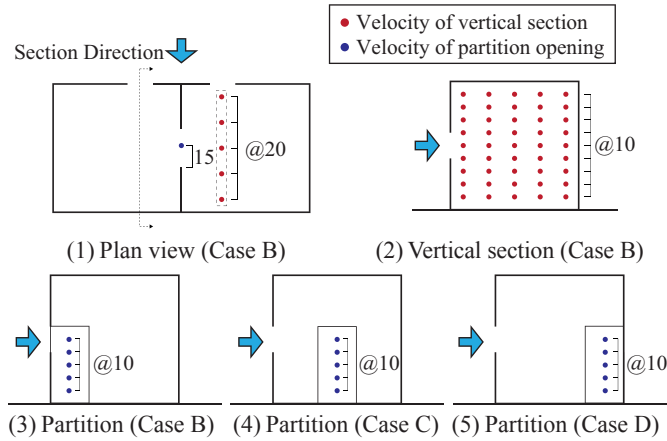


Fig. 11 Indoor measurement points

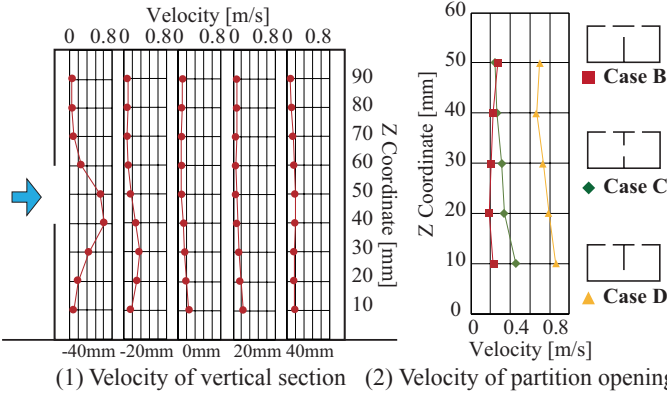


Fig. 12 Indoor velocity

おわりに

本報では、室内に間仕切り壁をもつ片側 2 開口建物を対象とした風洞実験により室全体・片室の PFR や換気効率を検討し、間仕切り開口の位置により換気効果は異なることを確認した。今後は LES 解析を用いてより詳細な気流性状や換気効率に関する検討を行う。

【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) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio: The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No.2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao: Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 檜崎正也, 山中俊夫, 樋口祥明: 風の乱れを考慮した換気設計法に関する研究 第 1 報 風の乱れによる換気効果とそのメカニズム, 空気調和・衛生工学会論文集, pp.25-34, 1989.2
- 4) T. Yamanaka, H. Kotani, K. Iwamoto, and M. Kato: Natural, Wind- Forced Ventilation caused by Turbulence in a Room with a Single Opening, International Journal of Ventilation, Vol. 5, No.1, pp.179- 187, 2006.6
- 5) 河野良坪, 加藤信介, 大岡龍三, 高橋岳生: 横風時における片側開口居室の換気量予測 片壁面上のみに開口を有する居室の換気性状に関する研究 (その 3), 日本建築学会環境系論文 集 第 73 巻 第 626 号, pp.437-443, 2008.4
- 6) 佐野香之, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 蔭子韜: 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 14) 片側二開口の単室を対象とした流入出風速及び換気量測定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, I-5, 2022.3
- 7) 豊澤恒太, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 蔭子韜, 佐野香之: 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 18) 風洞実験による周辺建物が片側 2 開口時の換気効果に与える影響の検討, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2023.3 掲載予定
- 8) D. Etheridge, M. Sandberg : BUILDING VENTILATION - Theory and Measurement, John Wiley & Sons Ltd, 1996

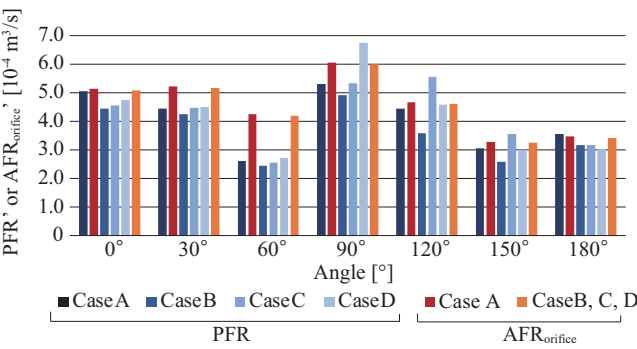


Fig. 9 AFR_orifice calculation results

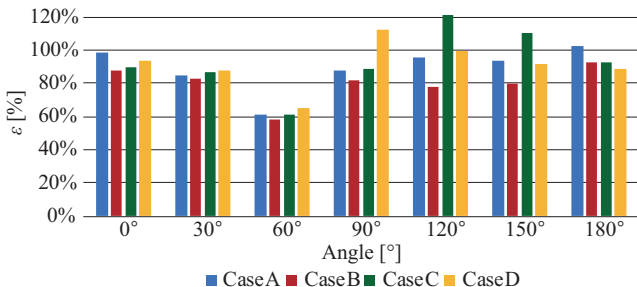


Fig. 10 ε calculation results

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 20）LES を用いた粒子追跡による片側二開口の単室内外における流跡線解析
Ventilation Effect of External Wind Turbulence for a Room with Multiple Openings
(Part 20) Trajectory Analysis of Single-sided Ventilation Using
Particle Tracking Method in LES Simulation

○蔣 子韜（大阪大学） 小林 知広（大阪大学）
山中 俊夫（大阪大学） 小林 典彰（大阪大学）
崔 ナレ（大阪大学） 佐野 香之（大阪大学）
豊澤 恒太（大阪大学）
Zitao JIANG*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
Noriaki KOBAYASHI*¹ Narae CHOI*¹ Kayuki SANO*¹ Kota Toyosawa*¹
*¹ Osaka University

The main objective of this study is to investigate the airflow characteristics in single-sided ventilation. A CFD method of large eddy simulation (LES) using particle track technique was conducted in this study, and the simulation results are validated by experiment results. The probability density function of the residence time and indoor travel distance is used to depict airflow characteristics of the ventilation path of single-sided ventilation.

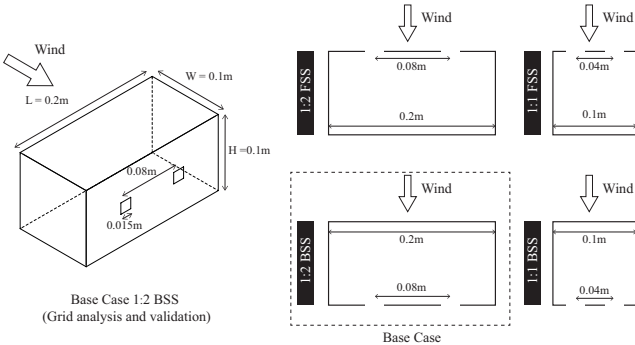
はじめに

平均風圧係数差が小さい二開口の室では、風の乱れにより換気されている。乱れによる換気として単一開口を扱った研究はこれまでも見られ、そのメカニズムは室内空気の圧縮性による脈動現象と開口部での乱流拡散による混合現象の 2 種とされている^{1,2)}。しかし、風圧係数差が微小な場合の片側二開口では気流の変動特性が十分に理解されていない。本報では、前報³⁾の実験結果を用いて数値解析の結果を検証し、LES シミュレーションにおける粒子流跡線の統計の観点から、自然換気気流の特性の分析手法を検討する。

1. 解析概要

1.1 解析対象および解析条件

縮小模型による風洞実験を模擬して解析領域は、1,700 mm × 6,000 mm × 1,300 mm の流路とし、**Fig.1** に示すような 100 mm (L) × 100 mm (W) × 100 mm (H) と 200 mm (L) × 100 mm (W) × 100 mm (H) の角柱で、片面に 15 mm × 15 mm の開口を 2 つ有するモデルを 2 風向で解析した。



1.2 CFD 解析手法

全 4 条件で LES による CFD 解析を行った。まず標準 $k-\epsilon$ 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。計算時間間隔は 1/10,000s、計算開始後の 2,000 time step (=2.0 s) を LES への移行期間とみなして結果を破棄し、その後の 10s を本計算とした。LES の流入境界には前報の 1/4.41 べき乗則の境界層流に Smirnov らの手法⁴⁾を適用して作成した変動風を与えた。**Table1** に CFD 解析概要をまとめて示す。

1.3 建物周辺風速評価による精度検証

本節では LES における建物周辺風速の解析精度検証を行う。対称性を考慮し、建物周辺平均主流方向風速の比較を行う。**Fig.2** に風洞実験でスプリットフィルムプローブ (SFP) により測定した平均風速と、LES 本計算で得られた瞬時風速の時間平均値を軒高風速 ($U_H = 6\text{m/s}$) で無次元化した結果を示す。結果から、SFP の測定結果と LES の解析結果が比較的良好に一致したと言える。

Table1 CFD Setting

Simulation Model	Reynolds-averaged Navier-Stokes	Large-eddy Simulation
Turbulence model	Standard $k-\epsilon$ model	Standard Smagorinsky-Lilly model ($C_s=0.1$)
Velocity pressure coupling	SIMPLE	PISO
Discretization scheme for convective terms	QUICK	Bounded Central Differencing
Inlet Boundary Condition	u, k, ϵ profile	Smirnov's method
Outlet Boundary Condition	Gauge Pressure: 0 [Pa]	Gauge Pressure: 0 [Pa]
Wall	Standard Wall Function	Werner and Wengle Wall Function
Time step size	-	0.0001s
Pre-condition calculation time steps	-	20,000 (=2s)
Main calculation time steps	-	100,000 (=10s)

2. 換気量評価手法

本報では、開口部風速に基づく通気量（Air Flow Rate, AFR）と濃度に基づく正味の換気量（Purging Flow Rate, PFR）を用いて評価を行う。AFRについては、開口面における法線方向の瞬時風速を流入出で区別して積分して瞬時流入出風量（ $Q_{AFR-in}(t)$, $Q_{AFR-out}(t)$ ）を算出してその絶対値の平均を(1)式の通り瞬時通気量 $Q_{AFR}(t)$ とし、これを本計算の期間に渡って平均することで各条件の通気量 $Q_{AFR}[\text{m}^3/\text{s}]$ として算出する。

$$Q_{AFR}(t) = \frac{|Q_{AFR-in}(t)| + |Q_{AFR-out}(t)|}{2} \quad (1)$$

一方、濃度に基づく PFR の評価では、空気と同物性のガスを室内全域から一様発生させ、室内ガス濃度から時間平均的な換気量を求めた。ただし、本計算中には定常濃度に達しないと思われたため、(2)式により CFD 解析における瞬時の室内体積平均ガス濃度 $C(t)[\text{kg}/\text{m}^3]$ の応答との差の二乗和が最小となる Q_{PFR} を算出した。

$$C(t) = \frac{M}{Q_{PFR}}(1 - e^{-Q_{PFR}t}) \quad (2)$$

換気量（AFR、PFR 共）は、軒高風速（ $U_H = 6 \text{ m/s}$ ）に有効開口面積（ $A_{eff} = 0.0159 \text{ m}^2$ ）を乗じたでの基準風量によって基準化に評価を行う（ $Q' = Q/A_{eff}U_H$ ）。

有効換気量 PFR と通気量 AFR の割合を換気量換気

Table.2 AFR, PFR and ventilation efficiency

Case	Q'_{AFR}	Q'_{PFR}	ε_v
1:1 FSS	0.117	0.106	90.2%
1:1 BSS	0.112	0.092	81.9%
1:2 FSS	0.129	0.119	92.5%
1:2 BSS	0.124	0.100	80.7%

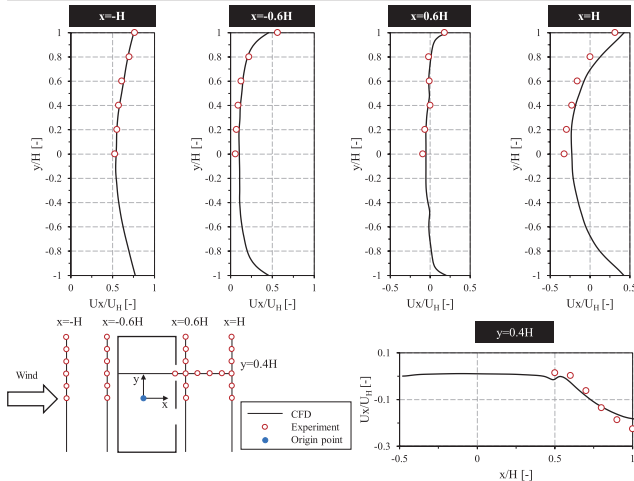


Fig.2 Streamwise velocity near the building model

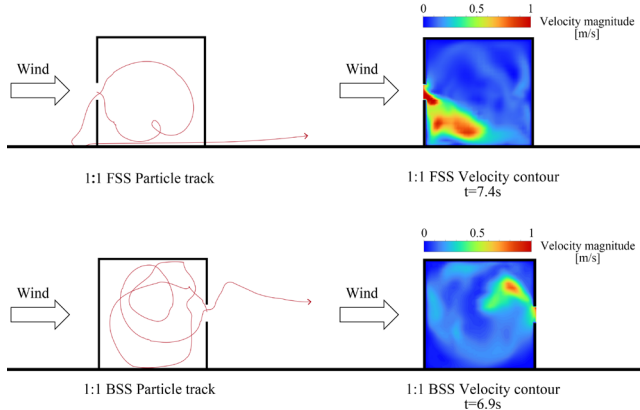


Fig.4 Particle trajectories and velocity contours

効率（ ε_v ）と定義し、(3)式から求める。Table.2 に有効換気量、通気量、換気効率の結果を示す。

$$\varepsilon_v = \frac{Q_{PFR}}{Q_{AFR}} \quad (3)$$

開口設置の比較では、FSS ケースの AFR、PFR、換気効率が BSS ケースより高いことが分かる。これは風上面の高風速衝突気流と風下面の低風速な循環流に対応する異なる乱流性状が換気効果に影響したと考えられる。アスペクト比の比較では、同様の開口位置で、1:1 より 1:2 の換気量ほうが大きい、換気効率の差はほぼないと言える。

3. 粒子発生条件

LES の本解析開始直後の 2s の間に、Fig.3 に示すように、各ケースの片側開口の 5 点から、計 100,000 個無質量粒子を発生させ、10 タイムステップごとに全粒子の座標を記録して各粒子の流跡線を同定した。

4. 気流特性

Fig.4 に FSS と BSS の瞬時気流特性の違いの例を示す。FSS の流入気流は下向きに流れ、BSS の流入気流は上向きに流れる傾向が見られる。これは、開口部の近くに生成された渦に影響されると考えられる。Fig.5 に

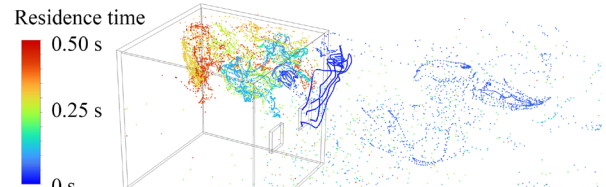
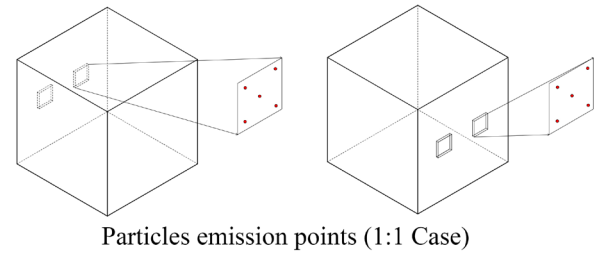


Fig.3 Particle emission points

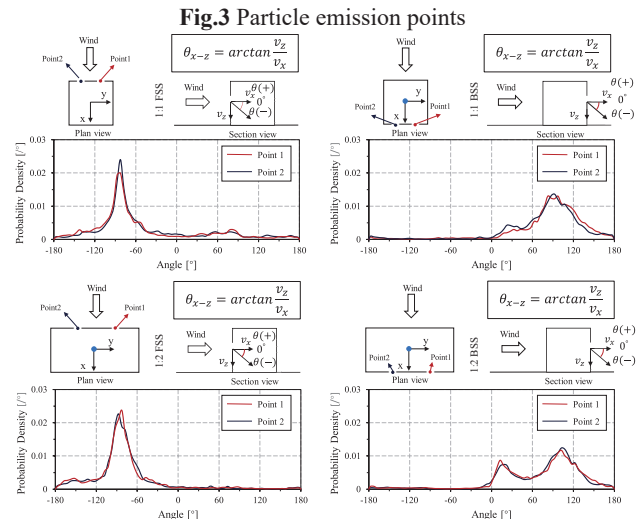


Fig.5 Probability density distribution of velocity angles

開口部における風向の確率密度分布を示す。FSS のケースで最も高い確率は -90° (鉛直下向き方向)、BSS では $+90^{\circ}$ (鉛直上向き方向) 付近に集中し、粒子流跡線と風速コンター図の結果と同様な傾向が見られる。

今回解析した条件では、瞬時の圧力差により、空気が開口部から流入出することで、室内の汚染物を希釈する。**Fig.6(a)** は、1-2BSS の一つの開口部における瞬間流入風量 $Q_{in}(t)$ および流出風量 $Q_{out}(t)$ を示す。重なっている部分は、流入と流出が同じ開口部で起こっていることを示している。**Fig.6(b)** は 1つの開口部で法線方向風速を積分した風量で、流入量を負の値、流出量を正の値として示しているが、脈動流の周期的な変化が見られる。**Fig.6(c)** は 1-2BSS の開口部での速度ベクトル図であり、開口部での渦がよく見られる。この渦のにより流入した空気は即座に室外に排出されるため、新鮮な空気が部屋の奥まで運ばれず、通気量としては算入されたとしても、有効換気量への貢献小さいと言える。一方、周波数の低い非常脈動流は、部屋の奥まで行き渡りやすく、より効率的に部屋を換気することができる。

5. 粒子運動の確率分析

5.1 粒子挙動の特性

Fig.7 に、室内の水平面での 2 種類の粒子移動パターン

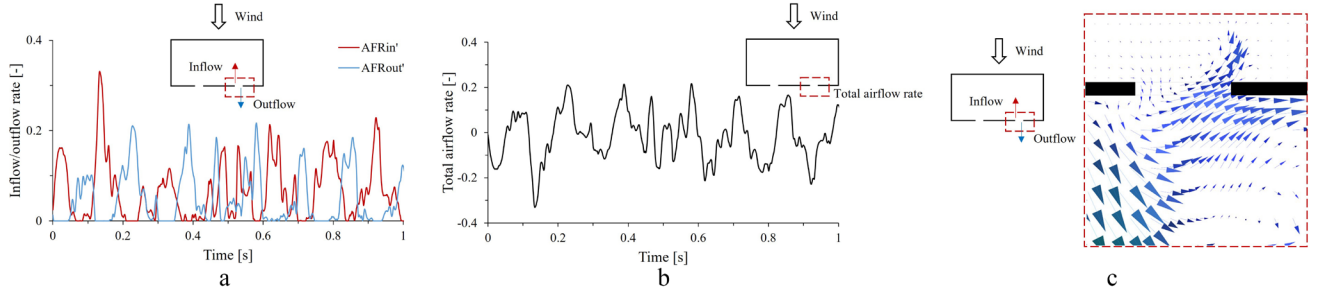


Fig.6 (a) Inflow and outflow of one opening, (b) Total airflow rate of one opening; (c) the velocity vector

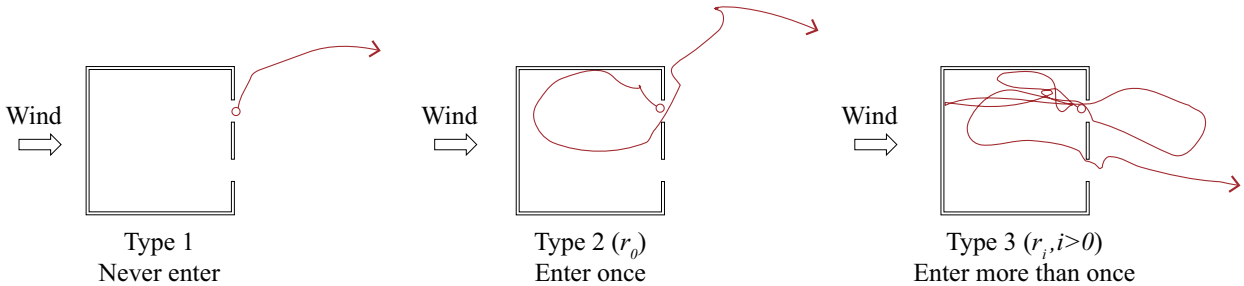


Fig.7 Three types of particle population in 1-1BSS case

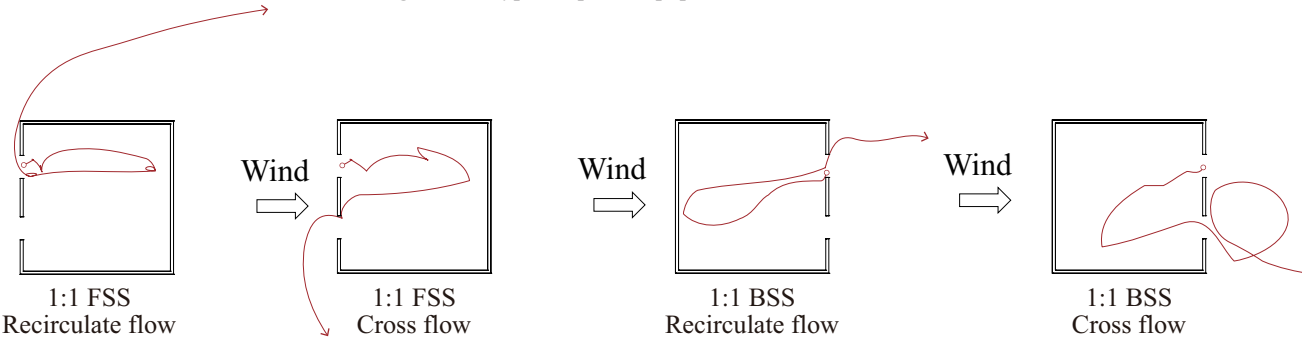


Fig.8 The example of recirculate flow types and cross flow types

を示す。一つは、粒子が主に部屋の半分で再循環し、流入した開口と同じ開口から流出する再循環流タイプである。もう一方は、室内空間を通り、反対側の開口部から室外に流出する、クロスフロータイプと呼ぶ。**Table3** に再循環型タイプ粒子とクロスフロータイプ粒子の割合を示す。再循環型粒子の割合が高く、今回解析した条件では再循環流が支配的であった。このため、流入開口部を形成する 2つの開口部の風圧差が変動し、気流が反対側の開口部に移動する前に気流の方向が変化していると考えられる。

5.2 粒子の再帰率

不安定な乱流のために室外に流出した粒子が部屋に再帰することもある。粒子が再帰する回数に基づいて、3つ

Table3 Percentage of two types of movement		
Case	Recirculate flow types	Cross flow types
1:1 FSS	61.91%	38.09%
1:1 BSS	74.58%	25.42%
1:2 FSS	73.99%	26.01%
1:2 BSS	75.59%	24.21%

Table4 Return probability				
Case	r_0	r_1	r_2	r_3
1:1 FSS	94.21%	5.43%	0.34%	0.02%
1:1 BSS	96.18%	3.61%	0.21%	0.01%
1:2 FSS	98.42%	1.57%	0%	0.02%
1:2 BSS	94.36%	5.53%	0.21%	0%

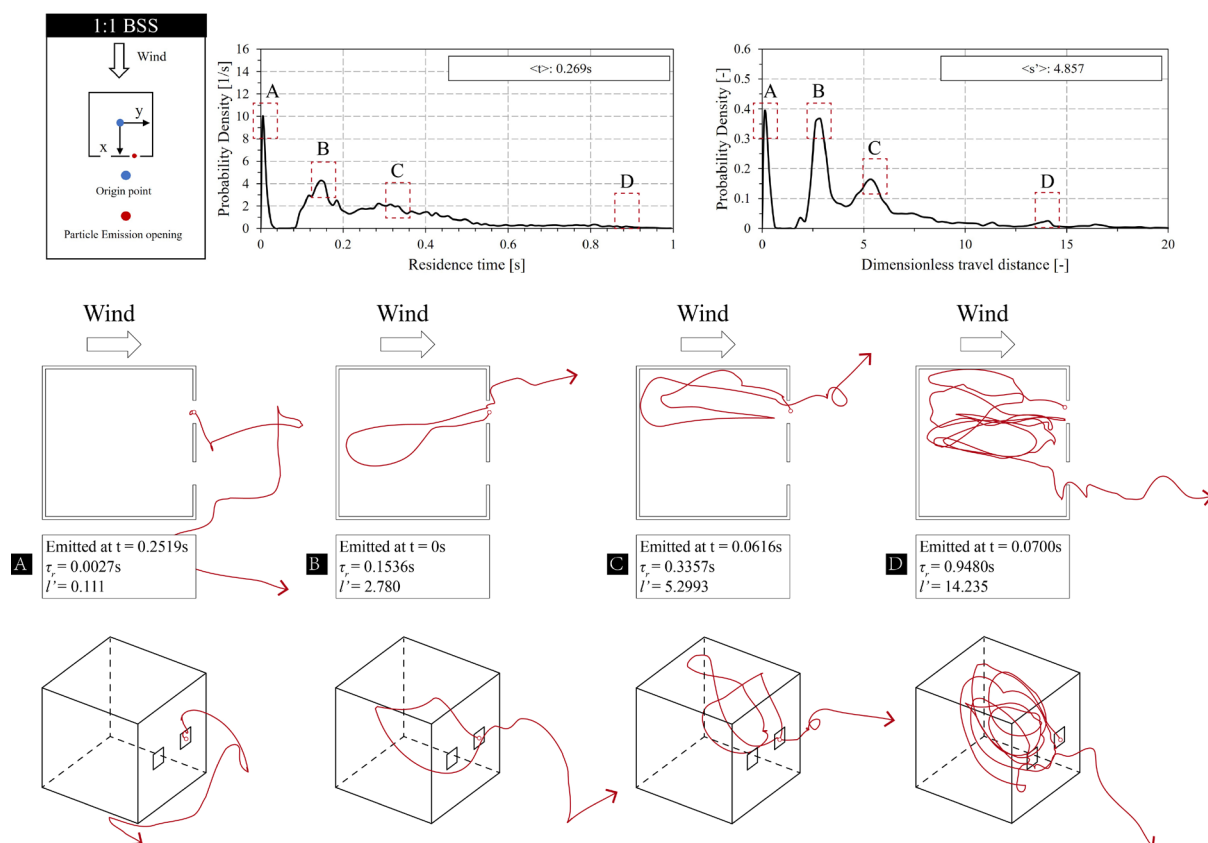


Fig.9 Example of peak probability particle trajectory

の主な異なる種類を分ける。(1) 粒子は流入しない、(2) 粒子が1回だけ流入する (r_0)、(3) 粒子が流入し、複数回室内に再帰する ($r_i, i>0$)。Fig.7に1-1BSSの場合の3種類の粒子の流跡線を示す。再帰率 (r_i) は、室内に流入する粒子の総数に対する i 回室内に再帰する粒子の数として定義される。室内に流入しない粒子は統計分析から除外し、Table4に再帰率をまとめて示す。開口部周辺の空間的な渦と時間的な速度の変動が、粒子が再循環して一時的に離れた後に室内に戻る主な理由と考えられ、条件を増やした追加検討により再帰率と換気効率の関係を整備できれば乱れによる換気効果の予測に有用と考える。

5.3 粒子の流跡線

粒子の流跡線情報から粒子の室内滞留時間 (τ_i) と室内移動距離 (l) を計算した。室内滞留時間 (τ_i) は、粒子ごとに室内で経過した時間を測定し、各時刻におけるすべての粒子の位置に基づいて、時間ステップ間の各粒子の変位を加算することにより、屋内の移動距離 (l) を取得した。無次元屋内移動距離 (l') は、屋内移動距離 (l) を建物の高さ (H) で基準化した。Fig.9に1-1BSSケースの室内滞留時間と無次元移動距離確率密度の例を示す。粒子の流跡線A、B、Cに対応する3つのピークがある。ピークBの l' は2.78で、建物の高さの2.78倍で、粒子は部屋の奥まで流れ、空気の流出とともに室外に出る。ピークCの l' は5.2993で、粒子は室外に前に再循環する。Dは、長時間再循環する長い軌道を持つ粒子の例である。短い滞留時間と短い無次元移動距離の高いピークが片面二開口換気の特徴と考

えられる。

6. まとめ

本報ではLESと粒子追跡法を用いて、片側二開口を有するアスペクト比の異なる二つの室モデルを対象として、通気量AFRと有効換気量PFRを比較し、片側二開口換気の気流特性を検討した。今後の課題として、さらなる周辺建物と開口配置条件での風洞実験とCFD解析を実施し、開口及び建物の周りの乱流特性を表す変数と換気量、換気効率との関係に関してより詳細な検討を行う所存である。

【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。

【参考文献】

- 1) F. Haghighat, J. Rao, and P. Fazio : The Influence of Turbulent Wind on Air Change Rates - A Modeling Approach, Building and Environment, Vol.26, No.2, pp.95-109, 1991
- 2) F. Haghighat, H. Brohus, and J. Rao : Modelling air infiltration due to wind fluctuations - a review, Building and Environment, Vol.35, pp.377-385, 2000
- 3) 佐野香之, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 蔣子韜 : 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14)片側二開口の単室を対象とした流入風速及び換気量測定, 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, I-5, 2022.3
- 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, pp.359-371, 2001.6

開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究
（その 6）CFD 解析における P. V. 法を用いたエアカーテン気流の再現手法に関する検討
Performance of Air Curtain located at the Top of Large Opening
Part 6. Investigation of Reproduction Method of Air Curtain

Airflow in CFD Analysis by P.V. Method

○古島 康平（大阪大学） 小林 知広（大阪大学）
山中 俊夫（大阪大学） 崔 ナレ（大阪大学）
古谷 知大（大阪大学） 尾本 和夫（きんでん）
水野 慶蔵（きんでん）

Kohei KOJIMA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1}
Chihiro FURUYA^{*1} Kazuo OMOTO^{*2} Keizou MIZUNO^{*2}
^{*1} Osaka University ^{*2} KINDEN CORPORATION

Large openings opened which causes increase of the heat loss due to intrusion of the outdoor airflow and corresponding leakage of the indoor air. As a method of reducing the air conditioning load in the building, there is a solution installing an air curtain at the entrance. Air curtains block off two spaces by blowing out the airflow with a constant velocity. For the practical application of AC, it is necessary to perform CFD analysis in a simple manner while ensuring accuracy. This paper reports CFD analysis using the P.V. method is performed in order to propose a simplified analysis method for AC.

はじめに

人や物の通行によって扉が開放状態になりがちな開口部では建物の出入口では、建物内外の空気の移動による熱損失が問題となる。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、解決策のひとつとして、エアカーテン（Air Curtain 以下：AC）を出入口に設置して、膜状の気流を吹出し空気の移流を妨げる方法がある。適切な AC の運用のためには CFD 解析等による事前の性能検証の実施が好ましい。高橋^らは、実験と CFD 解析により AC を屋外側と室内側の両方に設置する二重 AC の効果検証を行った。室内冷房条件では二重 AC の方が片側 AC より移流遮断性能が高いことを明らかにした。田中・近藤²⁾は出入口を通過する人体による擾乱気流が温度分布や気流遮断性能に与える影響を CFD 解析により検討した。このように、CFD での評価例は多い一方で、解析精度や解析負荷に関する検討は十分とは言

い難い。メッシュ数の多い解析では、精度の高い結果が得られる一方で、解析負荷が大きくなるデメリットがあり大空間への適用が難しい。精度を担保しつつ簡易的に CFD 解析を行う手法として P.V. 法（Prescribed Velocity Method）の適用が有効と言えるが、AC のモデリング手法として P.V. 法の適用を検討した研究例は少ない。そこで本研究では、適切な AC の簡易解析手法の提案を目的として P.V. 法を適用した CFD 解析を行う。本報では、P.V. 面の幅を変えた 2 条件の解析を行い、実験結果及び詳細解析の結果との比較を行った結果を報告する。

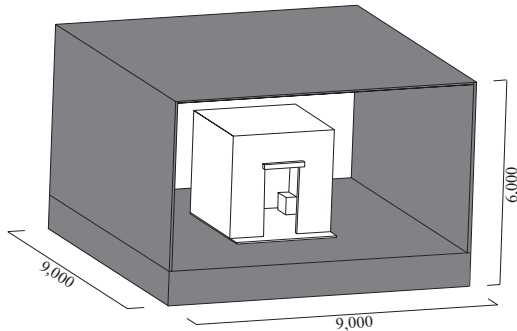


Fig. 1 Analysis Zone

Table 1 Analysis Condition

CFD Code		Cradle STREAM 2022
Analysis Zone		9,000(X) 9,000(Y) 6,000(Z) mm
Turbulence Model		Standard k-ε Model
Algorithm		SIMPLE
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK
Number of Cells	Detailed Analysis	4,698,200
	P.V. Method	761,256
Heat Load		4,250 W
Installation Position of AC		Indoor AC
Wall	Heat Transfer Coefficient	0.16 ~ 0.269 W/m ² K
	Emissivity	0.85
Inflow Boundary		0.1 m/s 7.84 °C
Outflow Boundary		Fixed flow velocity
Number of cycles		5000

Table 2 AC inflow Condition

Name	Outlet size	Velocity	Turbulence
Values in the experiment under the condition of 1,710 m ³ /h blow out flow rate			
P.V. Method	150×1,200 mm	150×1,200 mm	2.64 m/s k = 2.48 m ² /s ²
	200×1,200 mm	200×1,200 mm	1.98 m/s ε = 23.1 m ² /s ³

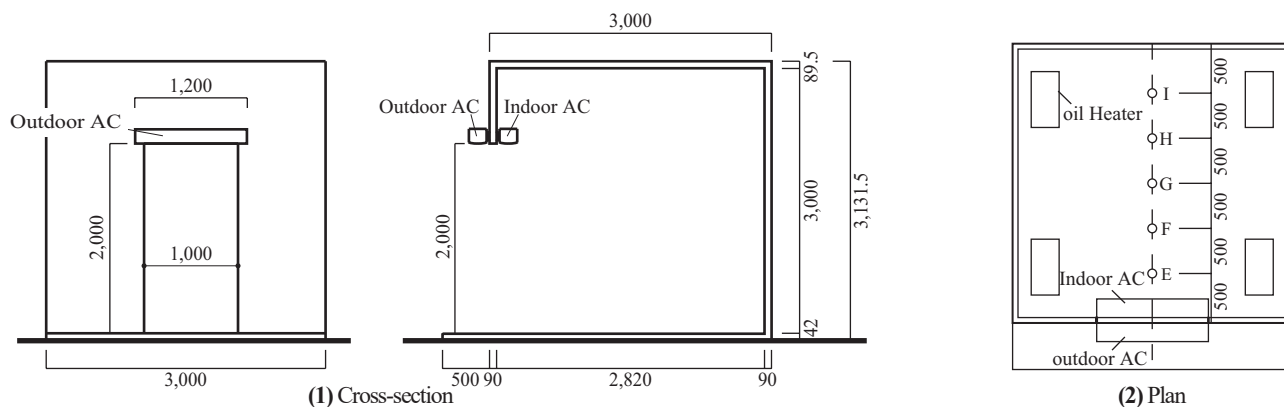


Fig. 2 Experimental building

2. 解析概要

本研究では、Fig.1 に示す $9,000 \times 9,000 \times 6,000$ mm の解析空間で Fig.2(1) に示す 1 つの開口を有する外寸 $3,000 \times 3,000 \times 3,131.5$ mm で AC が設置された実大実験建屋³⁾を再現した。ここでは実験時の放射熱の影響を考慮するため、流入出面を除く三面にコンクリート壁を配置した。AC は実験を再現して開口上部の室内側に設置した。室内には Fig.2(2) に示す 4 台のオイルヒーターを再現し、合計 4140 W 発熱した。AC 吹出風量は詳細解析、PV 法いずれも実験⁴⁾と同じ $1710 \text{ m}^3/\text{h}$ である。詳細解析では、Fig.3 に示す AC 吹出面上の 6×12 点で I 型熱線風速計により測定した吹出風速を鉛直下向きに与えた。P.V. 面を $150 \times 1,200$ mm、 $200 \times 1,200$ mm とした P.V. 法をそれぞれ P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) とする。P.V. 面は既往研究⁴⁾より Fig.4 に示す AC 吹出面から 300 mm 下の位置とした。室内側 AC の平面寸法は P.V. 面と一致させた。P.V. 面には、Fig.5 に示す測定点で X 方向に 50 mm、Y 方向に 100 mm ごとに超音波風速計により測定した平均風速 3 成分⁴⁾(Fig.6) を与える。P.V. 面の幅 150 mm の場合は 3×12 点、200 mm の場合は 4×12 点で風速を固定した。Table 1 に解析概要、Table 2 に AC 吹出の解析条件をまとめて示す。

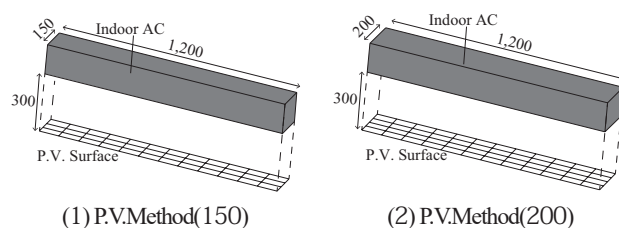


Fig. 4 Indoor AC

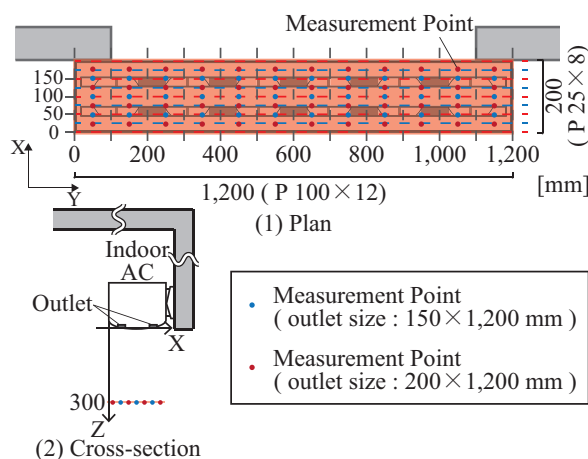


Fig. 5 Measurement point

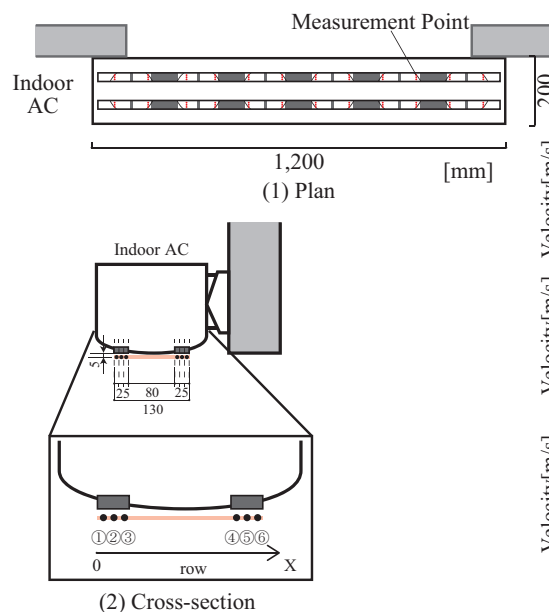


Fig. 3 Measurement point

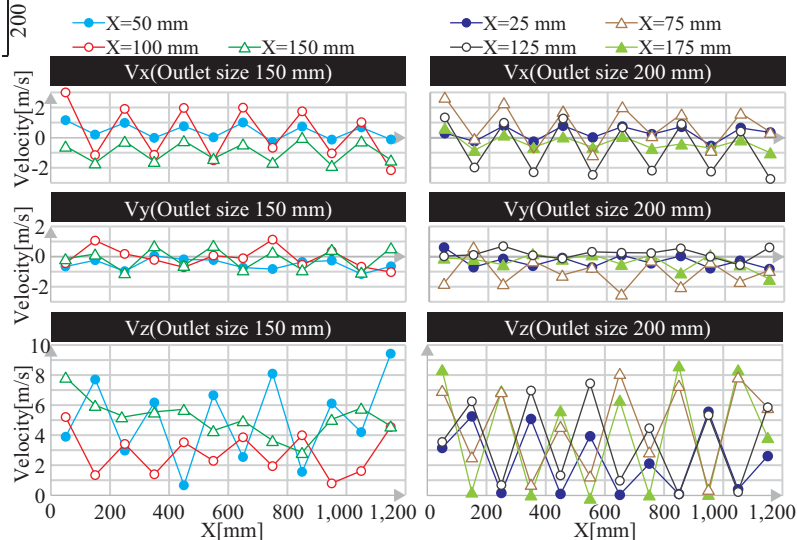


Fig. 6 Velocity distribution of P.V. surface

3. 解析結果

3.1 AC 吹出風速分布

Fig.7 に詳細解析及び P.V. 法を適用した解析で得られた AC 中心断面の風速ベクトルを示す。詳細解析の風速分布は実測値と概ね一致しており、解析精度が高いことが分かった。実験で用いた AC には 25mm 幅の吹出口が 2 つあるが、簡易解析である P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) では AC からの流入境界面の幅を Fig.8 に示すそれぞれ幅 150、200 mm の 2 つの吹出口とした。このため P.V. 法では AC からの流入風速が小さくなり P.V. 面より上部では風速分布が実験及び詳細解析より小さくなる。しかし、P.V. 面で正確な風速に補正されるため、P.V. 面より下部では実測値及び詳細解析と風速分布がほぼ一致しており、メッシュ数を減らしても風速分布は比較的精度よく再現されたといえる。また、P.V. 面の幅の違いによる風速分布の大きな差異は見られなかった。

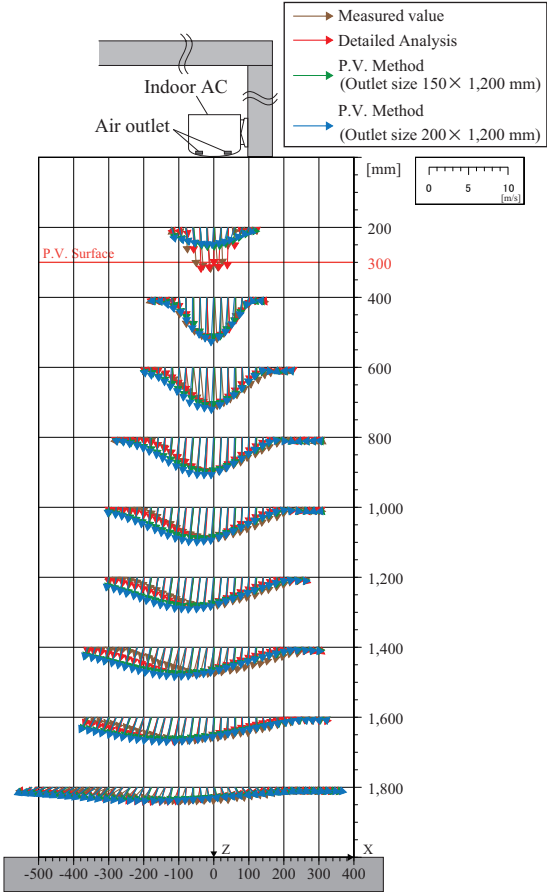


Fig. 7 Velocity distribution of AC center cross-section

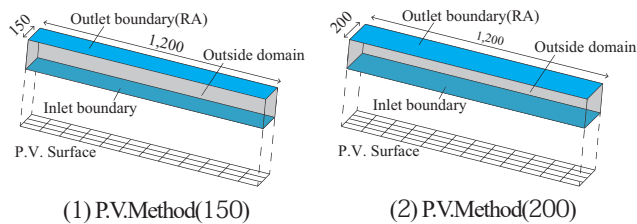


Fig. 8 Outlet and Inlet of Indoor AC

3.2 鉛直温度分布

Fig.9 に Fig.2(2) の E, F, G, H, I の 5 点の平面位置における鉛直温度分布を外気温からの温度差として示す。ここでは各高さにおける 5 点の平均温度の鉛直分布も合わせて示す。P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) では、鉛直温度分布は実測値や詳細解析に比べて内外温度差がそれぞれ 2、3℃程度小さい結果となり、P.V. 法 (150) より P.V. 法 (200) の方が温度分布を再現できなかった。今回検討を行った P.V. 法では実験ならびに詳細解析と比較して室内の暖気の漏出と屋外の冷気の侵入を過大評価し、AC の遮断性能を過小に評価したと言える。この原因として、P.V. 法では風速を規定する P.V. 面において気流が加速する際に流量バランスを取るために建物内屋外から気流を巻き込むと考えられるが、この際に屋外側から吸い込む風量が本来の AC からの噴流が屋外から巻き込む風量と比較して大きくなっている可能性が考えられる。また、P.V. 面上部では、AC 吹出気流が実際より小さいため AC 遮断性能が悪化している可能性もある。そのため、次章では AC 吹出風速を大きくする調整を行い、再解析を行う。

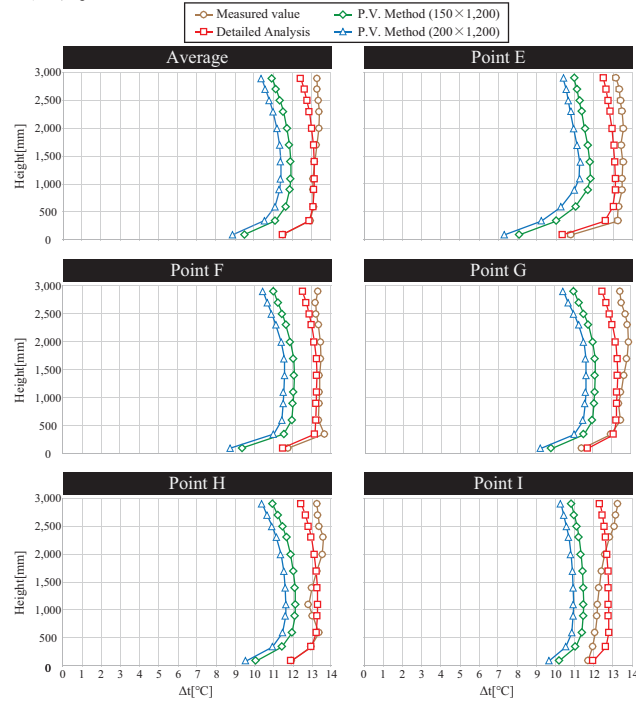


Fig. 9 Temperature difference

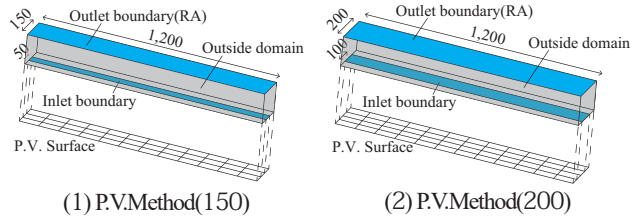


Fig. 10 Outlet and Inlet of Indoor AC

Table 3 AC inflow Condition

Name	Outlet size	Velocity	Turbulence
P.V. Method	150×1,200 mm	7.92 m/s	k = 2.48 m ² /s ²
	200×1,200 mm	3.96 m/s	ε = 23.1 m ² /s ³

4 P.V. 法（AC 吹出風速調整）

4.1 解析条件

AC 吹出風量を 1710 [m³/h] にしているため、AC 吹出口を小さくすれば、AC 吹出風速は大きくなる。そのため、**Fig.10** に示す P.V. 法 (150) では AC 吹出口を 50 × 1,200 mm、P.V. 法 (200) では AC 吹出口を 100 × 1,200 mm に調整した。P.V. 面の格子の大きさに合わせて吹出口の大きさを調整しているため、メッシュ数は吹出口調整前と変わらない。**Table 3** に AC からの流入境界条件を示す。

4.2 結果と考察

Fig.11 に P.V. 法 (150)、P.V. 法 (200) の AC 中心断面の風速分布の結果を示す。AC 吹出風速を大きくした場合、詳細解析の風速分布と比べて、P.V. 面上部は改善され、P.V. 面下部は概ね一致した。**Fig.12** に鉛直温度分布を示す。内外温度差も改善されたが、吹出風速を大きくしても P.V. 法 (150) では 1 °C 程度、P.V. 法 (200) では 2 °C 程度、小さい結果となった。P.V. 法 (150) の方が、P.V. 法 (200) より温度分布が改善されたが、吹出風速が P.V. 法 (150) では 3 倍、P.V. 法 (200) では 2 倍になっており、P.V. 法 (150) の方が吹出風速が大きくなったことが原因と考えられる。吹出風速を大きくした場合でも、詳細解析を正確に再現できなかった原因として、吹出口が実際は 2 つであるが 1 つで再現していることや、メッシュが粗いために数値粘性の影響が大きく出ていることが可能性として考えられる。

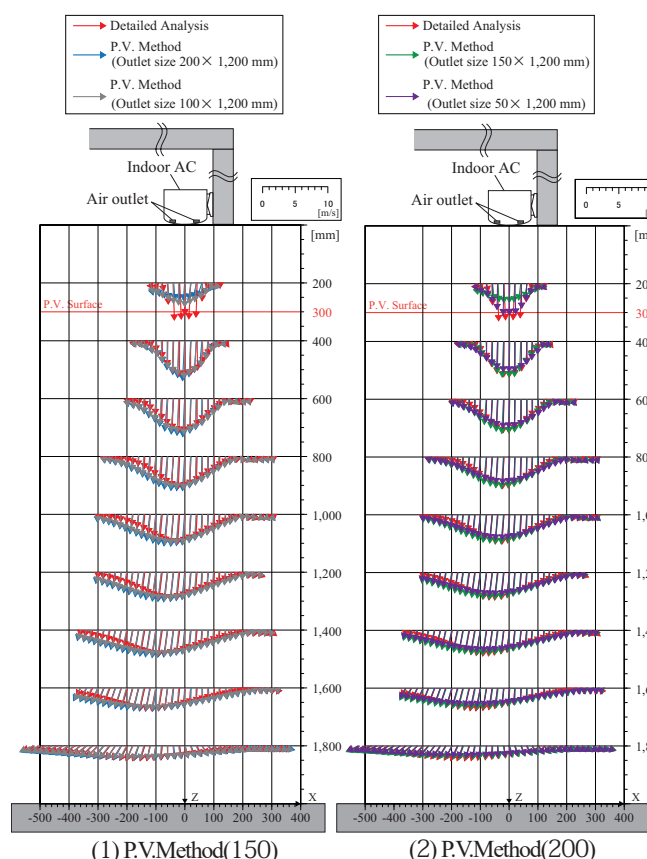


Fig. 11 Velocity distribution of AC center cross-section

おわりに

本報では、適切な AC の簡易解析手法の提案を目的として P.V. 法を適用した CFD 解析と実験結果及び詳細解析との比較を行った。

その結果、以下の知見が得られた。

- P.V. 面で風速を補正するため、P.V. 面より下部の風速分布は概ね一致する
- P.V. 法の AC 吹出風速が実際より小さいため、P.V. 面上部の風速分布は小さくなる
- P.V. 法の内外温度差は小さくなったが、P.V. 面の周辺空気の巻き込みや、P.V. 面上部のエアカーテンの遮断性能が悪化することが原因と考えられる。

今後は、さらに P.V. 法の解析結果を実験結果及び詳細解析に近づけるために、P.V. 面位置の検討、開口部での圧力分布・気流の流れの分析などを行っていく。

【参考文献】

1. 高橋祐貴, 田中優汰, 近藤靖史: 空調・換気効率向上に寄与する二重エアカーテンに関する研究 (その 7) 夏季・冬季条件の実験と CFD 解析, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, pp141-144, 2020.9
2. 田中優汰, 近藤靖史: 建物出入り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
3. 千田, 小林, 山中ら: 開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する研究 (その 4) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-11, 2022.3
4. 古谷, 小林, 山中ら: 開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する研究 (その 3), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-10, 2022.3

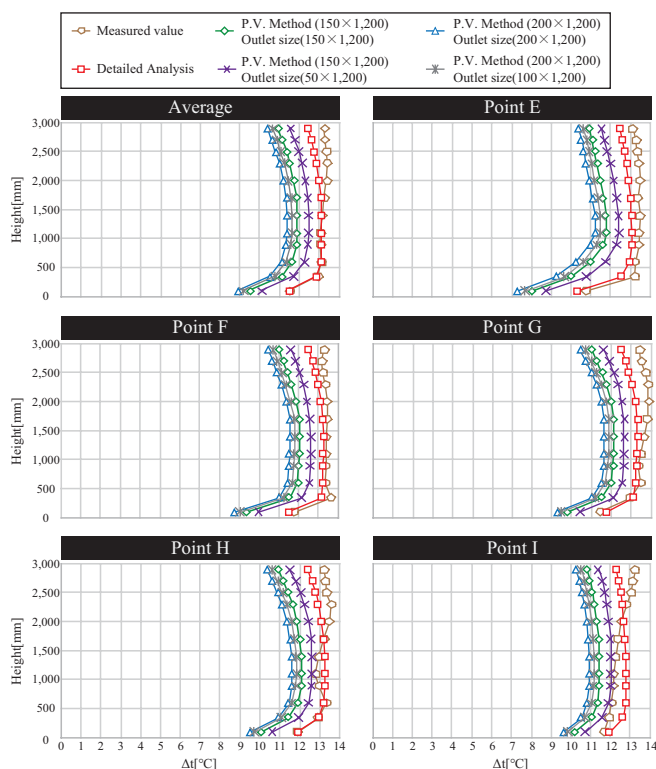


Fig. 12 Temperature difference

開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究
(その 7) 内外差圧が存在する条件下での暖房時室内環境の評価
Performance of Air Curtain Located at the Top of Large Opening
Part 7. Indoor Environment under Heating 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)	崔 ナレ	(大阪大学)
古島 康平	(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}	Narae CHOI ^{*1}
Kohei KOJIMA ^{*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 quantity by 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 heating operation. Thermocouples were installed to measure vertical temperature distribution. Outdoor air infiltration was measured using tracer-gas method. The amount of outdoor air infiltration was evaluated based on both temperature difference and CO₂ 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はこれまで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下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、暖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。併せてACの気流遮断性能の評価を行う。

2. 実験項目と実験装置の概要

実験には大阪大学実験棟内に設置した Fig.1 に示す寸1辺 3,000 mm の建屋を用いた。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。ここで用いた 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、実験棟屋外に排気した。

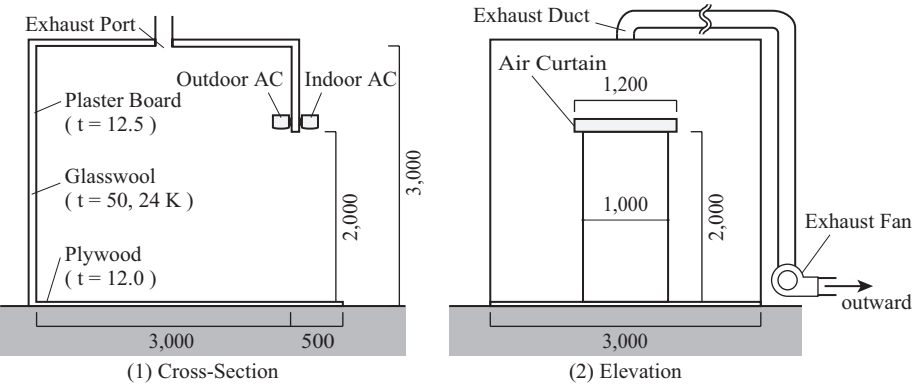


Fig. 1 Full-Scale Model

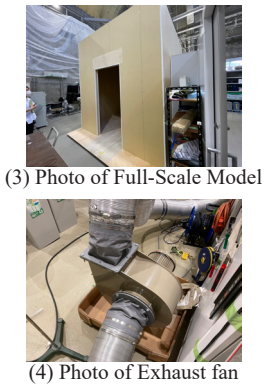


Fig. 2 Photo of AC

3. 鉛直温度分布測定

3.1 測定概要

AC の設置位置と隙間風や第三種換気方式による排気
を模した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。
Table1 に実験条件を示す。設置位置 3 条件に AC なしを
加えた計 4 条件、発熱量 4250 W、吹出風速は既往研究
において最も気流遮断性能の高い結果が得られた 4 m/s
とした。排気量 Q_{EX} は 0, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400
 m^3/h の 8 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
として採用した。室内の暖房にはオイルヒーター（アイ
リスオーヤマ, IWH-1210M-W）を用い、発熱量 4,250 W
で定常的に発熱させた。温度は 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。測定点を **Fig3** に示す。測定間隔は 1
分とし、定常後 30 分間の平均値を結果として採用した。

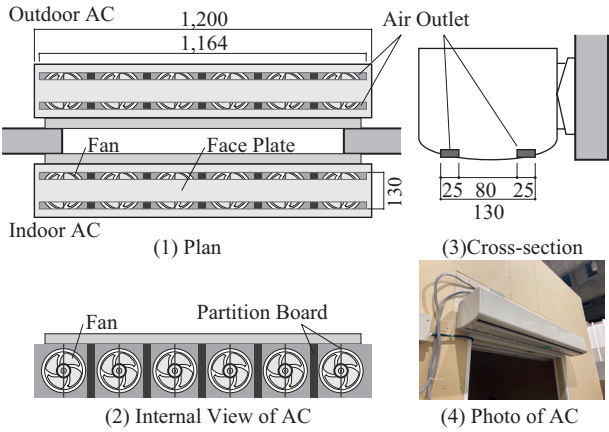


Fig.2 Detailed drawings

Table1 Experimental condition

Heat Wattage	4,250 [W]
Installation Position	Indoor AC, Outdoor AC, Double-sided AC without AC
Blowing Speed	4 [m/s]
Air Flow Rate	0, 200, 400, 600, 800, 1000, 1200, 1400 [m³/h]

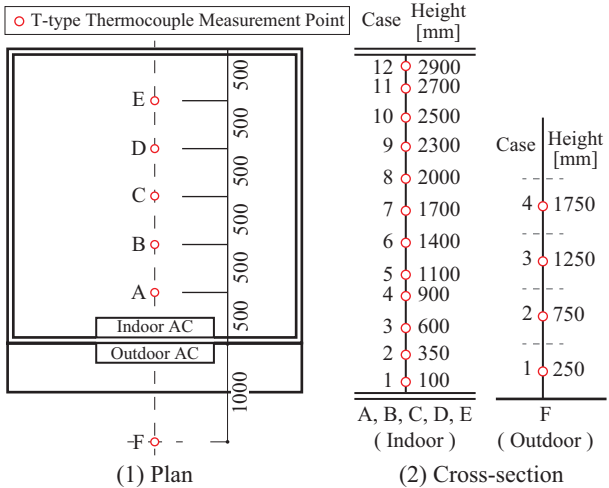


Fig.3 Temperature measurement point

3.2 結果と考察

Fig4 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 との温度差である。いずれの排気量 Q_{EX} において
も AC なし条件では室下部において外気温との温度差が
小さく、外気が室内に侵入していると考えられる。一
方で AC を吹出した場合、比較的排気量の小さい $Q_{EX}=0$
~ 600 m^3/h では AC なし条件に比べて内外温度差が大き
くなり、また鉛直温度差も小さくなったことから、AC
を吹出すことで良好な室内環境が形成されたことが確
認された。また暖房時に排気なしで実施した既往研究⁴⁾
で示された結果と同様に、室内側 AC が最も内外温度差
が大きくなった。しかし排気量の増加に伴い、いずれの
AC あり条件でも内外温度差が小さくなり、排気量 Q_{EX}
= 1000 m^3/h 条件以降では特に室上部で設置位置ごとの内
外温度差が概ね等しくなった。これは排気により開口か
らの外気侵入量が増加することで、AC による気流遮断
効果に対して換気駆動力が大きくなったことが考えられ
る。また室内側 AC、両側 AC については排気量が増加
しても鉛直温度差は小さく、加えて AC なしと比較して
居住域で室温が高いことから、室内の熱的快適性は比較
的保たれており、AC の気流遮断効果が確認された。

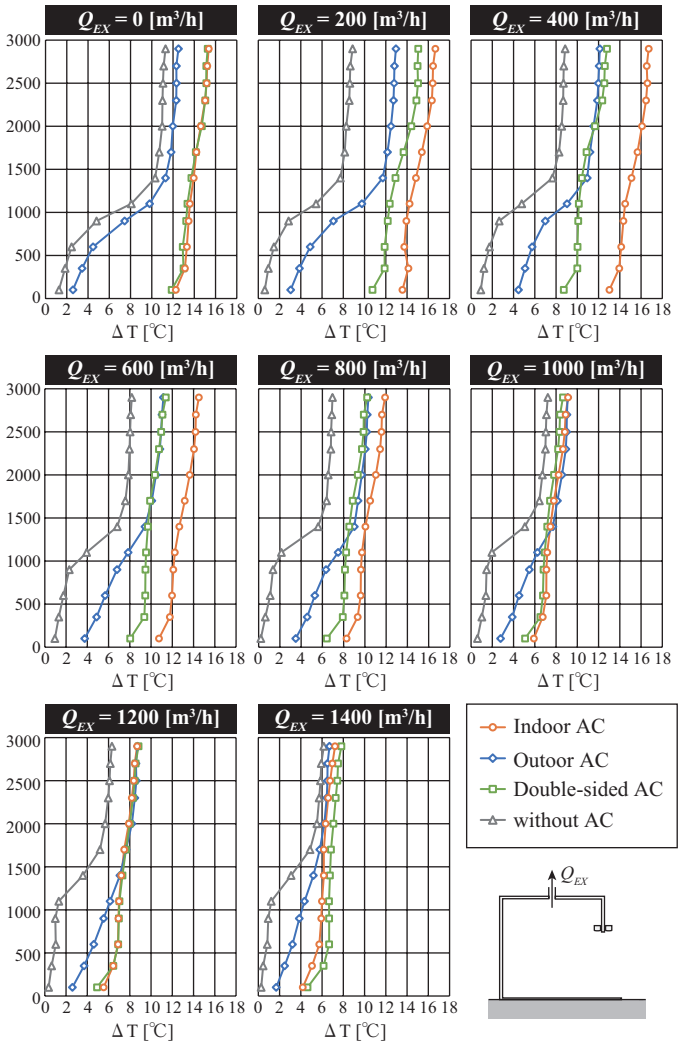


Fig.4 Vertical temperature distribution

4. 外気侵入量測定

4.1 測定概要

熱とは別に、汚染質などの遮断性能の評価を目的として、前節同様の建屋にてCO₂を用いてトレーサガス定常発生法により外気侵入量を測定した。実験はFig.5に示す16点でCO₂を同時に発生させた。測定点をFig.6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CO₂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発熱量4250 W、吹出風速4 m/s、設置位置4条件、排気量8条件とした。

4.2 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。

$$Q_{TG} = \frac{M}{C_i - C_o} \quad (1)$$

Q_{TG} : 外気侵入量 [m³/h] C_i : 室内濃度 [-]
M: 室内CO₂発生量 [m³/h] C_o : 屋外濃度 [-]

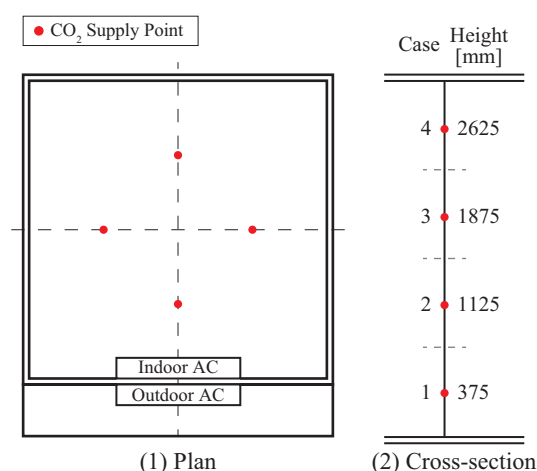
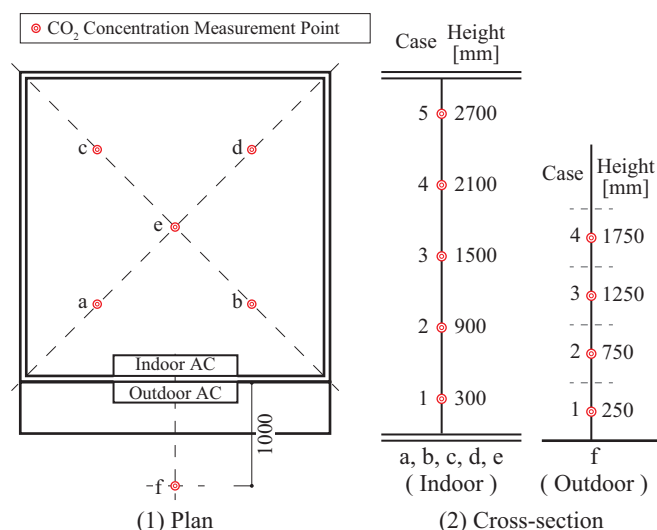
Fig. 5 CO₂ supply pointFig. 6 CO₂ concentration measurement point

Fig.7に排気量 Q_{EX} と外気侵入量 Q_{TG} の関係を示す。全ての設置位置条件について、排気量の増加に伴い、外気侵入量が増加した。排気量に比べて外気侵入量が多い原因として、開口下部から外気が侵入するのに対して開口上部から室内空気が漏出することで室全体としての外気侵入量が増加していることが考えられる。ACあり条件に注目すると、前章と同様に排気量の小さい条件では室内側ACが最も外気侵入量の小さい結果が得られたが、 $Q_{EX} = 1000$ m³/h以降は設置位置ごとの外気侵入量は概ね等しくなった。また、屋外側ACの排気量400 m³/h条件にて外気侵入量に一部減少傾向がみられる。この原因については、今後CFD解析等により詳細な検討を行うことで要因を明確にできる可能性がある。

5. ACの性能評価

5.1 評価指標

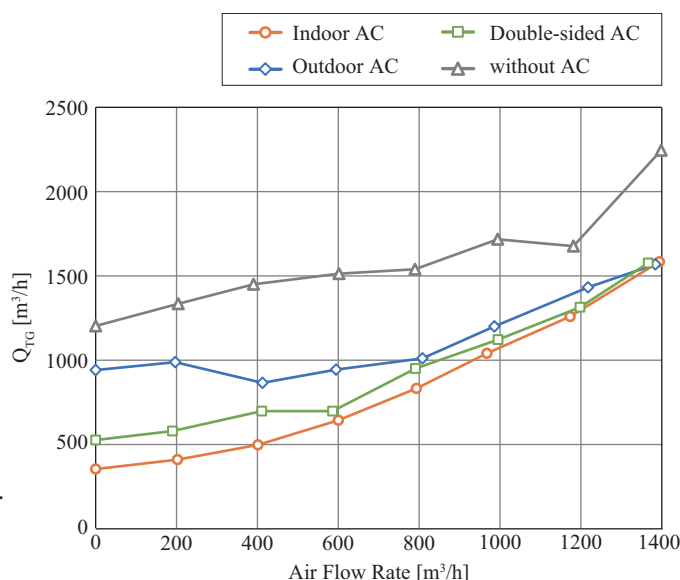
温度測定とトレーサガスの実験結果を用いて(1)熱量に基づく移流量の比、(2)CO₂濃度に基づく移流量の比をそれぞれ算出し、ACの気流遮断性能を評価する。

(1) 熱量に基づく移流量の比 Q_{AC-H}/Q_{0-H}

以下に示す熱収支の式(2)より熱量に基づく移流量を算出し、ACの有無による移流量の比を求める。

$$\begin{aligned} C_p \rho Q_{AC-H} \Delta T_{AC} - \sum UA \Delta T_{AC} - W &= 0 \\ C_p \rho Q_{0-H} \Delta T_0 - \sum UA \Delta T_0 - W &= 0 \end{aligned} \quad (2)$$

$C_p \rho$: 空気の体積熱容量 [J/(m³ · K)] A: 壁の面積 [m²]
U: 熱貫流率 [W/(m² · K)] W: 発熱量 [W]
 ΔT_{AC} : AC稼働時の内外温度差 [K]
 ΔT_0 : AC非稼働時の内外温度差 [K]
 Q_{AC-H} : AC稼働時の熱量に基づく移流量 [m³/h]
 Q_{0-H} : AC非稼働時の熱量に基づく移流量 [m³/h]

Fig. 7 Relationship between Q_{TG} and air flow rate

(2)CO₂ 濃度に基づく移流量の比 Q_{AC-TG}/Q_{0-TG}

Q_{AC-TG} : AC 稼働時の外気侵入量 [m ³ /h]
Q_{0-TG} : AC 非稼働時の外気侵入量 [m ³ /h]

5.2 結果と考察

(1) 式及び(2) 式で得られた移流量の比を Fig.8 に示す。ここで横軸は各条件における 2 つの指標を、縦軸は AC なしに対する移流量の比を表しており、値が小さいほど気流遮断性能が高いことを表している。結果から、全ての条件で AC を吹き出すことにより AC なし条件に対する移流量比が減少し、AC による気流遮断効果および室内環境改善効果が見られた。また、ほとんどの条件で (1)、(2) いずれの結果も室内側 AC を吹き出した条件が最も気流遮断性能が高く、次いで両側 AC、屋外側 AC、AC なしの順で気流遮断率が高くなった。同じ条件においても (1) と (2) の移流量比の結果が異なる原因としては、熱量と CO₂ の輸送メカニズムの違いが考えられる。すなわち、熱量は開口からの移流に加えて、壁面への伝達が考えられるのに対して、CO₂ などの汚染物質は主に移流のみで輸送されるという違いがあげられる。したがって、これら 2 つの指標を用いる場合、適切に使い分けることが必要であり、(1) 熱量に基づく移流量の比は空調負荷削減や室内の熱的快適性の評価に用い、(2)CO₂ 濃度に基づく移流量の比はウイルスや埃などの汚染物質の遮断性能の評価に用いることが好ましいと考えられる。

7. おわりに

本報では、暖房時に排気を行った場合の AC の気流遮断性能およ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。結果から以下の知見が得られた。

- ・排気量が増加するにつれて、AC あり条件においても内外温度差が小さくなり、気流遮断性能が低下した。
- ・室内側 AC、両側 AC ではいずれの排気条件でも鉛直温度差は比較的小さく、室内の熱的快適性は保たれた。
- ・一定の排気があった場合でも AC なし条件と比較して AC あり条件で気流が遮断され、AC の効果が見られた。今後は本実験で得られた値を真値として、CFD 解析を用いて AC の性能評価を行う予定である。

【参考文献】

1. 渡邊久，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. 田中優汰，近藤靖史：建物出入りに設置するエアカーテンの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

3. 千田ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究（その 1）縮小模型を用いた等温実験による通気抵抗の評価，日本建築学会 2021 年度近畿支部研究報告集，pp.177-180，2021.6

4. 古谷ら：開口上部設置型エアカーテンの性能予測に関する基礎的研究（その 3）暖房時の吹出風速および設置位置が熱及び物質の遮断性能に及ぼす影響，日本建築学会 2022 年度近畿支部研究報告集，pp.189-192，2022.6

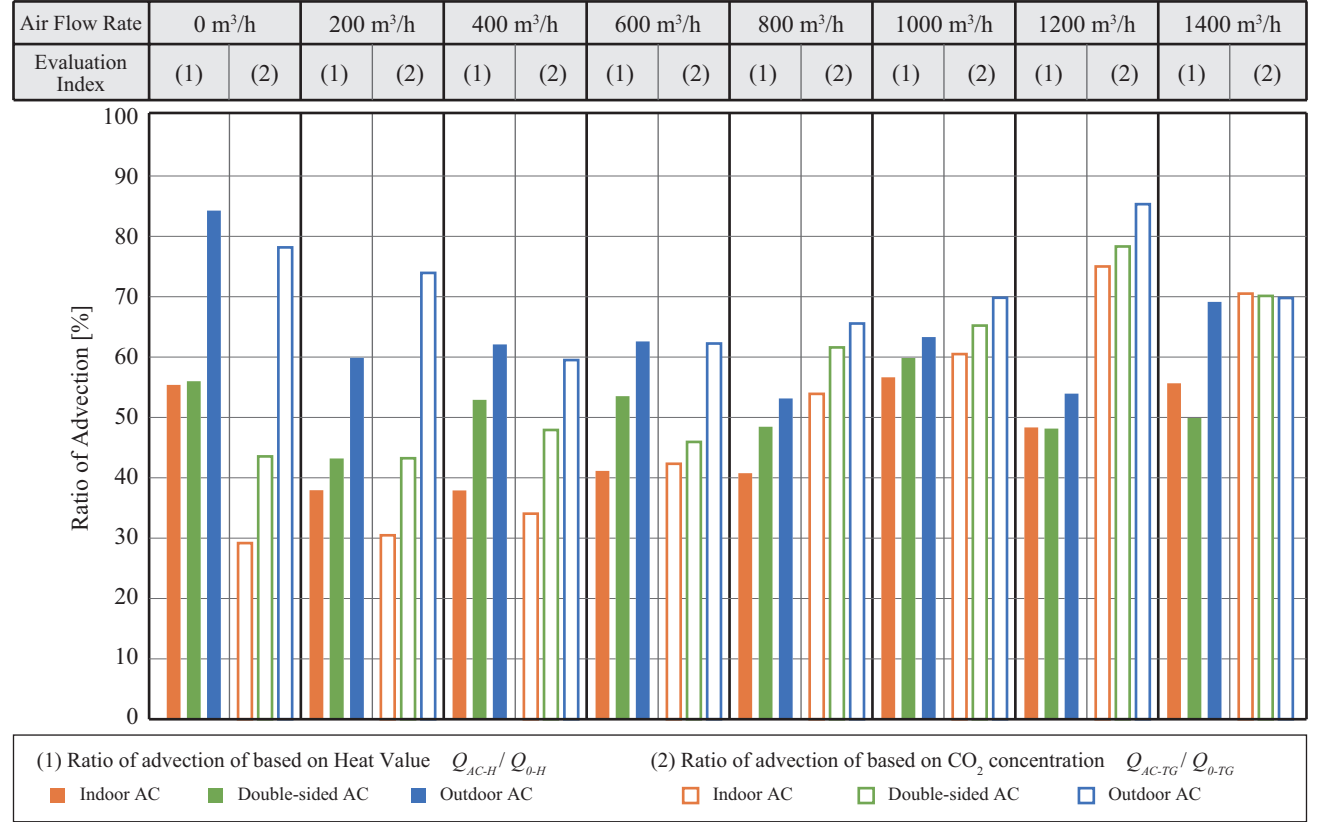


Fig. 8 Bar graph of the ratio between AC and without AC

換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響の CFD による評価

Evaluation of the Effect of Ventilation Volume on
Indoor Thermal Environment and Air Quality by Using CFD

○佐々木 圭吾 (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)

Keigo SASAKI*¹ Tomohito MATSUO*¹ Hikari SHIMADERA*¹ Akira KONDO*¹*¹ Osaka University

Indoor ventilation needs to be enhanced because the standard for indoor CO₂ concentration is not attained in 24.4% of designated buildings according to Ministry of Health, Labour and Welfare. This study conducted CFD simulations to evaluate the effect of ventilation volume on ITE (indoor thermal environment) and IAQ (indoor air quality) in summer and winter. It was found that increasing ventilation volume made ITE worse and IAQ better in both seasons, and the effect of that was larger in winter than summer. In addition, by operating air conditioners to offset increased heat load because of the enhanced ventilation, temperature of breathing zone was excessively cooled in summer, and ITE was not improved in winter.

はじめに

厚生労働省によると、室内 CO₂ 含有率に係る建築物衛生管理基準に違反している特定建築物の割合は、2020 年度で 24.4%と報告されており¹⁾、換気強化の必要性が示されている。一般に、室内の換気を強化したとき、外気の流入量が増加し室内空気質は改善されるが、特に夏季と冬季においては外気負荷が増加するため、室内温熱環境は悪化する。そこで、換気強化と同時に、増加した外気負荷を解消する空調を行えば、室内環境のさらなる改善が望める。本研究では実空間を対象として、夏季と冬季における換気量の増加が室内温熱環境および室内空気質に与える影響を CFD シミュレーションによって評価し、また換気量増加時の外気負荷の増加分を空調機処理熱量に加えたときの室内温熱環境の変化を評価し、室内環境の改善可能性の検討を目的とする。

1. CFD モデル

1.1 モデル概要

本研究では対象空間を大阪大学吹田キャンパス M3 棟 211 講義室とした。(以下 M3-211 と記す。)M3-211 のモデル図を Fig.1 に示す。M3-211 には空調機と全熱交換器が各 4 か所ずつ設置されている。空気質解析にあたって、M3-211 の定員の 2/3 である 66 人の学生の居住を想定し、それぞれからの CO₂ 排出を設定した。

Fig.2 に、空調機と全熱交換器の吹き出し方向、角度を示す。空調機の吹き出し方向は、空調機の吹き出し口 4 か所についてすべて、水平を 0° として 60° の角度で下向きに吹き出すように設定し、全熱交換器の吹き出し方向

は、吹き出し面を 4 分割して、それぞれが斜めに吹き出すように設定し、吹き出し角度は水平を 0° として 45° の角度で下向きに吹き出すように設定した。

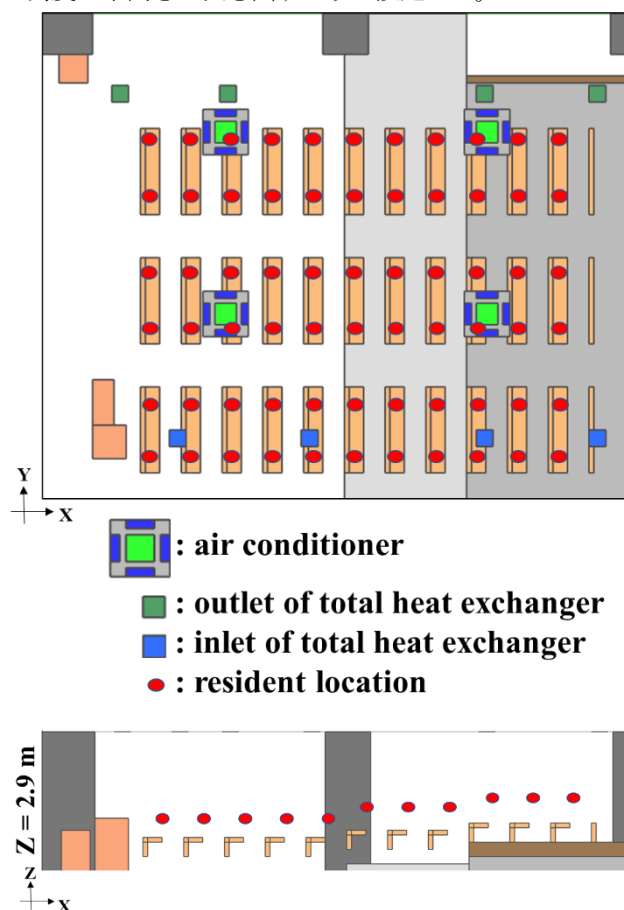
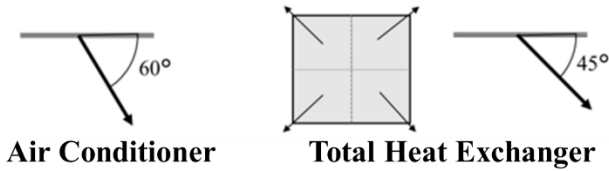


Fig.1 M3-211 layout

**Fig.2** Angles of inlets of Air Conditioner and Total Heat Exchanger

1.2 計算条件

本研究のCFD計算にはOpenFOAM-4.1を使用した。非圧縮性流体を仮定し、温度変化による浮力を考慮するためBoussinesq近似を導入した。乱流モデルには標準k-εモデルを使用した。

Table 1に本研究の計算ケースを示す。夏季冬季で換気風量をカタログ値としたケース、20%増加させたケース、換気量増加時の外気負荷の増加分を空調機の処理熱量に加えたケースの計6ケースを行った。SMR20R, WTR20では、SMR20, WTR20の空調機吹き出し温度を変更し、再計算を行った。

Table 1 Calculation cases

Ventilation volume	Season	
	Summer	Winter
Catalog value	SMR00	WTR00
650×4 [m³/h]	(base case)	(base case)
20% up	SMR20	WTR20
650×1.2×4 [m³/h]		
20% up (offset heat load)	SMR20R	WTR20R
650×1.2×4 [m³/h]		

SMR00の空調機群の境界条件を**Table 2**、夏季の壁面の境界条件を**Table 3**に、WTR00の空調機群の境界条件を**Table 4**、冬季の壁面の境界条件を**Table 5**に示す。空調機および全熱交換器の吹き出し風量はそれぞれカタログ値を参照した。また、空調機4か所と全熱交換器4か所の境界条件はそれぞれ統一した。壁面温度はすべての面について統一し、机や椅子、教卓などの物体はすべて断熱条件とした。

Table 2 Boundary conditions of air conditioner group (SMR00)

Air conditioner group	Inlet volume [m³/h]	Inlet temperature [°C]	Outlet volume [m³/h]
Air conditioner	750	20	750
Total heat exchanger	650	Equation(1)	Gradient 0

Table 3 Boundary conditions of wall and objects in summer case

Wall	Boundary condition
east, west, south, north	26 °C
Objects	Thermal insulation

Table 4 Boundary conditions of air conditioner group (WTR00)

Air conditioner group	Inlet volume [m³/h]	Inlet temperature [°C]	Outlet volume [m³/h]
Air conditioner	750	36	750
Total heat exchanger	650	Equation(1)	Gradient 0

Table 5 Boundary conditions of wall and objects in winter case

Wall	Boundary condition
east, west, south, north	22 °C
Objects	Thermal insulation

全熱交換器の吹き出し温度は、式(1)により決定される。式(1)で使用した変数の定義を**Table 6**に示す。式(1)における外気温は、気象庁より夏季ピークの8月、冬季ピークの2月の2022年度日平均気温を使用し、それぞれ30 °C、5.5 °Cとした。交換効率 η は0.6とした。

$$T_{THE_inlet} = \eta T_{room} + (1 - \eta) T_{THE_outlet} \quad (1)$$

Table 6 Variable definitions

Variable	Definition	Unit
T_{THE_inlet}	Inlet temperature of total heat exchanger	[K]
T_{THE_outlet}	Outlet temperature of total heat exchanger	[K]
T_{out}	Outside temperature	[K]
η	Exchange efficiency	[-]

本研究では湿度輸送を考慮していないため、熱負荷は顕熱負荷のみ考慮した。外気負荷、空調負荷の計算式を式(2)に示す。式(2)で使用した変数の定義を**Table 7**に示す。空気密度と空気比熱については、空気温が20 °Cの時の値である $c_a = 1.0 \times 10^3$, $\rho_a = 1.2$ を採用した。

$$Q_{THE_S} = V c_a \rho_a |T_{inlet} - T_{outlet}| \quad (2)$$

Table 7 Variable definitions

Variable	Definition	Unit
Q_{THE_S}	Sensible heat load	[W]
Q_{AC_S}	Amount of sensible heat removal	[W]
V	Inlet volume	[m³/s]
c_a	Air specific heat	[J/kg/K]
ρ_a	Air density	[kg/m³]
T_{inlet}	Inlet temperature of air conditioner	[K]
T_{outlet}	Outlet temperature	[K]

外気CO₂濃度は400 ppmとした。居住者によるCO₂排出については、室内の居住者一人あたりから20 L/hのCO₂を、居住者の呼吸域であるz = 0.9 mから、速度勾配0で排出した。居住者からの人体発熱はないものとした。

2. 計算結果

M3-211は階段教室であるため、呼吸域を考慮して、水平断面の結果は各地点の床から高さ0.9 mの結果を示す。

2.1 SMR00, SMR20, WTR00, WTR20 の計算結果

Fig.3 に SMR00, SMR20 の水平および鉛直の温度分布と CO₂ 濃度の水平分布を示す。対象空間の全熱交換器の吹き出し口の直下で顕著な温度上昇が現れた。また、教室後方の全熱交換器の直下の CO₂ 濃度が著しく減少した。これらは、M3-211 が階段教室で教室後方の領域と全熱交換器吹き出し口の距離が近いこと、外気が呼吸域に到達しやすいことである。SMR00 と SMR20 では全熱交換器直下以外の呼吸域の温度分布、CO₂ 濃度分布に変化は示されておらず、夏季における換気量増加が温熱環境の悪化および空気質改善に与える影響は小さいことが示された。

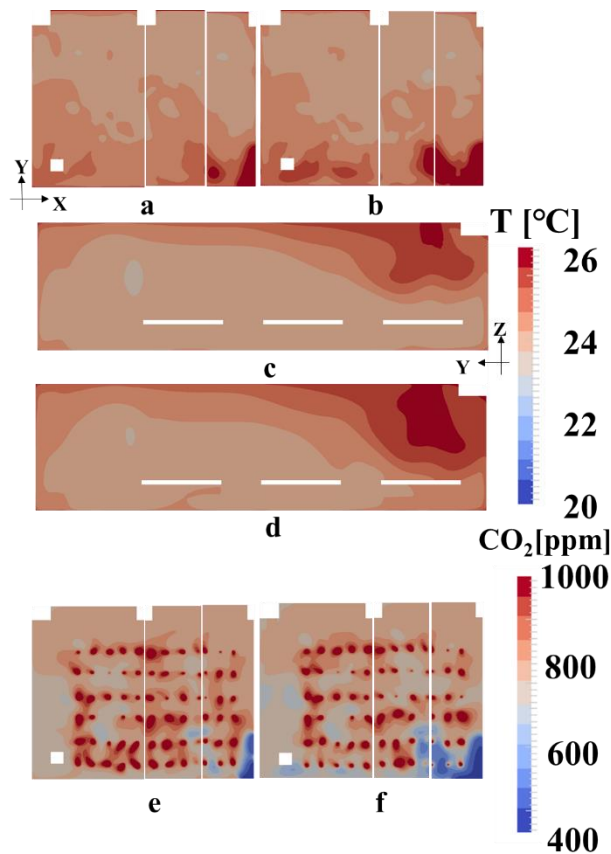


Fig.3 Temperature field at Z = 0.9 m (a,b), and X = 5.6 m (c,d), and CO₂ concentration field at Z = 0.9 m (e,f) for SMR00 (a,c,e) and SMR20 (b,d,f)

Fig.4 に WTR00, WTR20 の水平および鉛直の温度分布と CO₂ 濃度の水平分布を示す。冬季では全熱交換器からの吹き出し温度が室温より低温であり、外気は浮力によって室内下方を這うように広がる。そのため、夏季と比較して換気量増加が呼吸域の温熱環境悪化に与える影響は大きいことが示された。同様の理由で、冬季において、換気量増加が呼吸域の空気質改善に与える影響は大きいことが示された。夏季と比較して換気量に対する CO₂ 濃度の感度が高いのは、空調機の還気に含まれる外気量が減少したことによるものと考えられる。

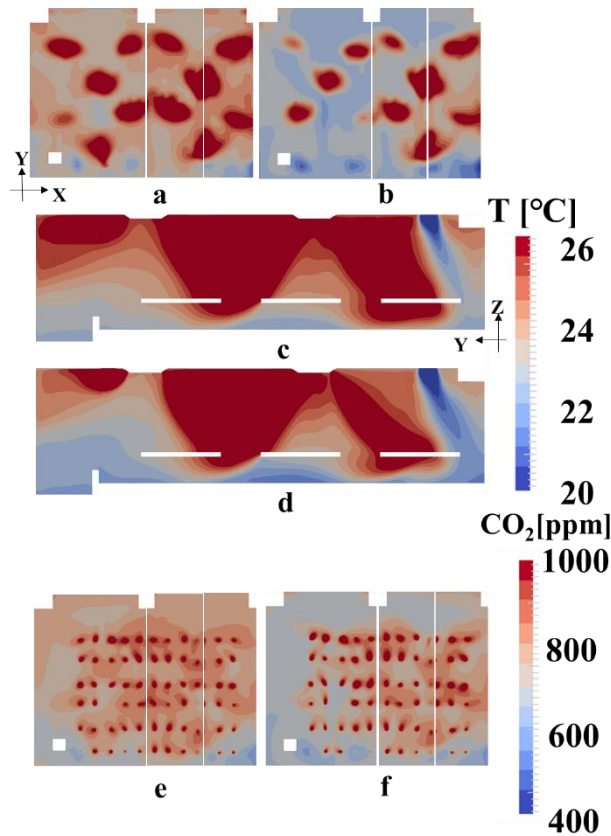


Fig.4 Temperature field at Z = 0.9 m (a,b), and X = 9.3 m (c,d), and CO₂ concentration field at Z = 0.9 m (e,f) for WTR00 (a,c,e) and WTR20 (b,d,f)

2.2 SMR20R, WTR20R の境界条件

式(2)を用いて、換気量増加時の外気負荷の増加を解消する空調吹き出し温度を求めた。ただし、空調吹き出し温度の変化による吸い込み温度の変化は無視した。

SMR00 で全熱交換器による外気負荷は 1973 W であった。SMR20 における外気負荷は 2471 W であり、また空調負荷は 4554 W であった。増加した外気負荷は 498 W であるため、外気負荷の増加分を解消するために空調吹き出し温度を 0.6 °C 低下させれば良いと求められた。

同様に、WTR00 から WTR20 にかけて増加した外気負荷の増加分を解消するためには空調吹き出し温度を 1.2 °C 上昇させれば良いと求められた。

以上の結果から、SMR20R, WTR20R の境界条件を Table 8 に示す。

Table 8 Boundary conditions of air conditioner group (SMR20R, WTR20R)

Air conditioner group	Inlet volume [m ³ /h]	Inlet temperature[°C]	Outlet volume [m ³ /h]
Air conditioner	750	19.4 (SMR20R) 37.2 (WTR20R)	750
Total heat exchanger	650×1.2	Equation(1)	Gradient 0

2.3 SMR20R, WTR20R の計算結果

Fig.5 に SMR20R の水平および鉛直の温度分布, 水平 CO₂ 濃度分布を示す。SMR20R の呼吸域の温度分布は SMR00 の呼吸域の温度分布より約 0.5 °C 程度の低下が示された。夏季では換気量増加が教室後方の窓側を除いた呼吸域の温度分布に与える影響は小さく, また今回の対象実空間のように全熱交換器が窓側に設置されていると外気負荷が窓側に集中するため, 外気負荷増加分と同量の熱量を加えた空調負荷を設定すると, 呼吸域を過剰に冷却することが示された。したがって, 夏季において, 外気負荷を解消する程度に空調吹き出し温度を低下させると, 温熱環境の改善につながらない結果となった。

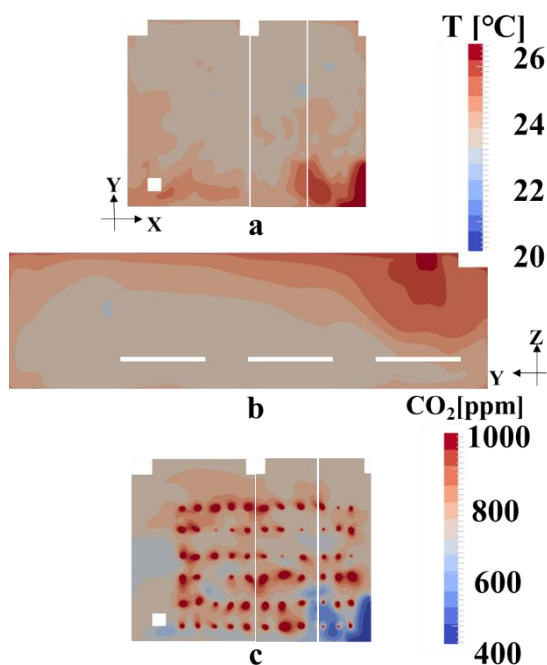


Fig.5 Temperature field at $Z = 0.9$ m (a), and $X = 5.6$ m (b), and CO₂ concentration field (c) for SMR20R

Fig.6 に, WTR20R の水平および鉛直の温度分布, 水平 CO₂ 濃度分布を示す。WTR20R の呼吸域の温度分布は, 特に室内前方および全熱交換器が設置されている窓側において改善傾向が示されなかった。これは, 浮力によって外気が呼吸域まで到達し, 室内の温度成層がより強化されるため, 空調機からの暖気が呼吸域まで十分に届きにくくなっていることによるものである。したがって, 外気負荷の増加分と同量の熱量を空調負荷に加えて空調を行う手法は, 冬季における温熱環境の改善に有効ではないことが示された。冬季における熱的快適性をさらに改善するためには, 空調機の風速を大きくしてより多くの暖気が呼吸域に到達できるようにする手法や, 室内上部にサーキュレーターを設置し室内上部にたまっている暖気を呼吸域まで送り込む手法が考えられる。さらに, 今回のような窓側への局所的な外気負荷の集中を避けるために, 全熱交換器の吹き出し口を室内中央と窓側に分散させるな

ど, 空調機群の配置を検討することも有効と考えられる。

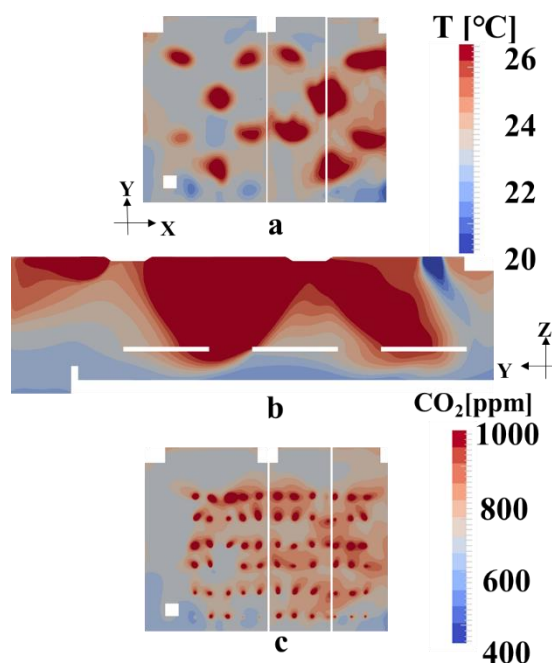


Fig.6 Temperature field at $Z = 0.9$ m (a), and $X = 9.3$ m (b), and CO₂ concentration field (c) for WTR20R

3. 結論

本研究の結論を以下にまとめる。

- 1) CFD 計算によって, 換気量の変化が室内温熱環境/空気質分布に与える影響を評価し, 換気量増加時の外気負荷の増加分と同量だけ空調機の処理熱量に加えたときの温熱環境の変化を評価した。
- 2) 夏季では全熱交換器から吹き出す外気の温度が高く, 室内上部へ外気が移流するため, 換気量増加が呼吸域の温熱環境/空気質に与える影響は小さいことが示された。冬季では全熱交換器の吹き出し風の温度が低く, 呼吸域まで外気が到達するため, 温熱環境/空気質に与える影響が大きいたことが示された。
- 3) 夏季において, 外気負荷を解消する程度に空調機の吹き出し温度を低下させると, 全熱交換器が設置されている窓側を除く呼吸域の温度分布が過剰に冷却され, 温熱環境の改善にはつながらなかった。
- 4) 冬季において, 外気負荷を解消する程度に空調吹き出し温度を上昇させると, 浮力によって呼吸域まで到達している外気との温度差が広がって室内の温度成層が強化され, 空調機から吹き出す暖気が呼吸域まで届きにくくなるため, 温熱環境の改善につながらないことが示された。

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

参考文献

- 1) e-Stat 政府統計の総合窓口 <https://www.e-stat.go.jp/> (2023/02/18 確認)

随伴変数法による CFD 逆解析を用いた空調吹出し気流の予測手法 (その 1) 単一及び複数ターゲット領域による斜め吹出し気流の予測精度

Prediction Method of Supply Airflow using CFD Inverse Analysis by Adjoint Variable Method (Part1) Prediction Accuracy of Diagonal Airflow with Single and Multiple Target Areas

○桃 井 良 尚 (福井大学)

Yoshihisa MOMOI*1

*1 University of Fukui

The ultimate goal of this study is to establish airflow visualization technology with combined EFD and CFD so that airflow simulation in an air-conditioned room can be performed with high accuracy and efficiency. In this paper, the computational accuracy of CFD inverse analysis by adjoint variable method for prediction of diagonal supply air velocity at the outlet was investigated.

1. はじめに

近年、航空宇宙分野において実験流体力学 (EFD : Experimental Fluid Dynamics) と数値流体力学 (CFD : Computational Fluid Dynamics) を連携させ、相互に欠点を補完する EFD/CFD 融合気流可視化技術¹⁾が実用化されつつある。本研究では、建築室内気流の可視化に EFD/CFD 融合技術を適用し、高精度かつ高速な気流分布予測を行うことを最終目標とする。本報では、随伴変数法による CFD 逆解析²⁾を用いて、任意点の温度から斜め吹出し気流場の予測精度について検討した結果を報告する。

2. 計算概要

本研究では、CFD 解析ソフトとして FlowDesigner (アドバンスドナレッジ研究所) を用いた。本ソフトは、随伴変数の感度解析結果から、任意の領域 (以降、ターゲット領域と記す) における物理量が目標値になるよう、境界条件を最適化する逆解析機能を有している。本報では、この逆解析機能を用いて、より少ない観測点の物理量から室内全体の気流分布を予測する手法についての検討を行う。Fig.1 に、随伴変数法による逆解析を用いた室内気流分布予測の手順を示す。まず、吹出し温度は既知とし、任意の吹出し初期風速を与えて、室内風速及び温度分布の CFD 順解析を行う (計算 1 回目)。次に、ターゲット領域を設定し、測定等で得られたターゲット領域温度を目標値に設定して、逆解析を行う (計算 2 回目)。これにより、ターゲット領域の温度が目標温度に近付くとともに、吹出し風速も実際の風速に近付くことになる。この手順を複数回繰り返すことで、比較的短時間で吹出し風速の最適解が得られ、同時に室内風速及び温度分布が得られる。ターゲット領域温度については、最終的には測定値から設定することを想定しているが、本報では、第一段階として、測定誤差の影響を排除するため、正解値となる室内風

速及び温度分布を CFD 順解析で求め、任意の領域における温度の計算結果をターゲット領域温度に設定し、逆解析を実施した。検討にあたっては、まず初めに、等温場においてターゲット領域の風速を目標値とした逆解析により吹出し風速の最適化検討を行い、その後非等温場においてターゲット領域の温度を目標値とした逆解析により吹出し風速の最適化検討を行った。

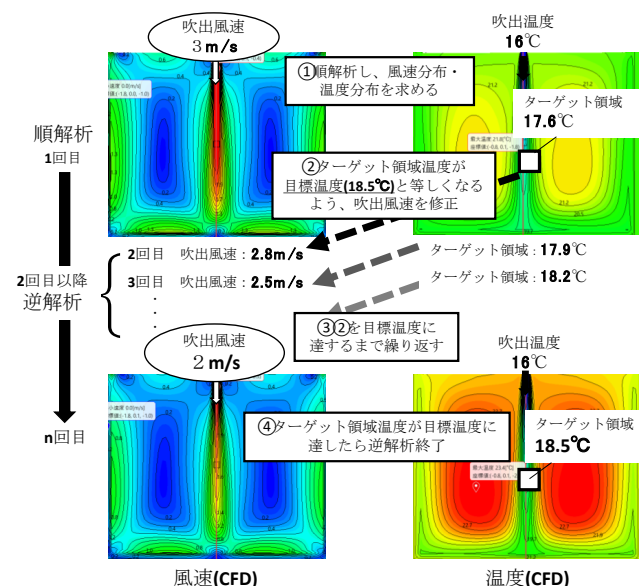


Fig.1 Schematic diagram of CFD inverse analysis

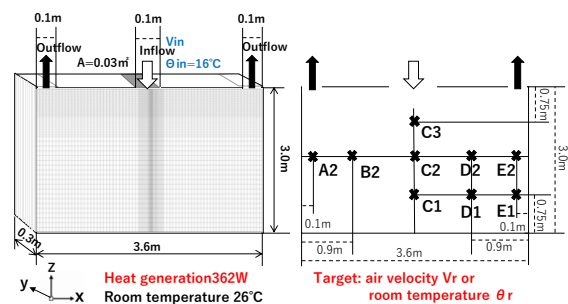


Fig.2 Calculation domain and target position

解析対象は、Fig.2 に示す天井面にライン状の吹出し口と吸込み口を有する 2 次元流れ場とした。Table1 に解析条件を示す。計算メッシュは、吹出し口周辺を 10mm 間隔で細かく分割し、周辺部では 50mm 間隔とし、室全体で約 6 万メッシュとした。乱流モデルには標準 $k-\epsilon$ モデルを用いて定常解析を行なった。正解値となる順解析での吹出し風速は、鉛直吹出しでは鉛直下向きに 2.0m/s、斜め吹出しで鉛直下向きと水平右方向にそれぞれ 1.7m/s と 1.0m/s を設定した。逆解析時の初期吹出し風速は、鉛直下向きに 3.0m/s（水平方向は 0m/s）とした。吹出し温度は 16℃で固定し、室温（吸込み温度）が 26℃になるよう、362W の空間発熱を与えた。床と天井は壁関数を設定し、それ以外の面は Free Slip（対称面）とした。ターゲット領域は、Fig.2 に示す位置のうち、単一ターゲットでは 7 条件（A2、B2、C2、D2、E2、C1、C3）、複数ターゲットは 8 条件（2D2E、2C2D、2A2D、2B2D、1D2D、2D3D、1E2E、2E3E）の組み合わせを設定した。

3. 順解析の計算結果（鉛直吹出し、斜め吹出し）

Fig.3 に、順解析の結果を示す。鉛直吹出しでは、床面に衝突した気流が床に沿って流れた後、対称面で上昇気流に変化し、解析領域両端の吸込み口に流れていく様子が見られる。そのため、吹出し気流の左右の循環領域に滞留域が生じ、温度が高くなる傾向が見られた。一方、斜め吹出しでは、時計回りの大きな循環流が生じていることが分かる。鉛直吹出し同様、循環気流の中心付近では室内空気が滞留し、温度が高くなる傾向が見られた。

4. 逆解析の計算結果と考察

4.1 等温場・単一ターゲットによる逆解析（鉛直吹出し）

Fig.4 に、等温場において、ターゲット領域の風速を目標値とした逆解析でのターゲット領域風速の収束結果を示す。いずれのターゲット領域風速も目標値にほぼ到達していることがわかる。ただし、B2、D2 は循環気流の中心付近であるため、風速がほとんど 0 に近い値であった。Fig.5 に、逆解析によって得られた吹出し風速の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。順解析での風速の境界条件と比較して、A2 や E2 ではやや大きく、C1、C2、C3 ではやや小さい結果となったが、ほぼ順解析と同じ結果が得られた。しかし、B2 と D2 では順解析の値を大きく下回った。また、収束までの反復計算回数は、B2 が最大で 10 回、D2 が 7 回、A2 と E2 が 4 回で最も小さかった。これは、B2、D2 は循環気流の中心付近で風速が小さかったため収束性が悪くなったと考えられる。一方で、下流の A2 や E2 では風速分布が小さく比較的流れが安定しており、収束しやすくなったと考えられる。

Table1 Calculation condition

CFD code	FlowDesigner2022		
Calculation domain	3.6m(X) × 0.3m(Y) × 3.0m(Z)		
Meshes	59,904 (96(X) × 12(Y) × 52(Z))		
Turbulence model	Standard k- ε		
Algorithm	SIMPLEC		
Diff scheme	Hybrid		
		Vertical supply	Diagonal supply
Heat generation	isothermal	—	
	non-isothermal	362W	
Inflow condition	isothermal	Uz=2.0m/s (Initial 3.0m/s in Inverse CFD)	Ux=1.0m/s Uz=1.7m/s (Initial 3.0m/s in Inverse CFD)
	non-isothermal	θ in=16°C in addition to the above	
Outflow condition	Flow rate		
Wall condition	Free-slip (All walls except the ceiling and floor)		

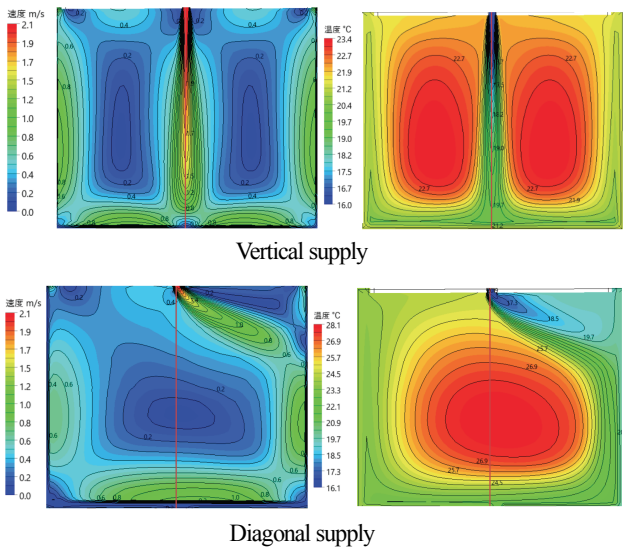


Fig.3 Air velocity and temperature distribution in forward CFD simulation (non-isothermal)
(Left: air velocity, Right: air temperature)

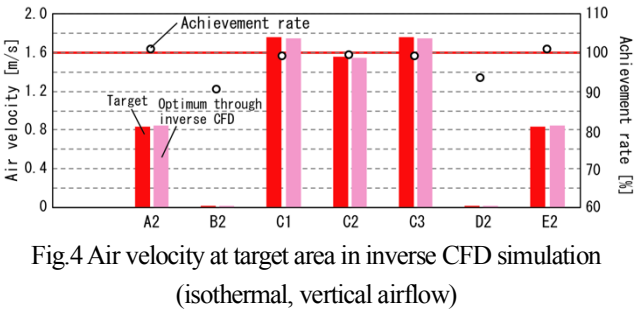


Fig.4 Air velocity at target area in inverse CFD simulation (isothermal, vertical airflow)

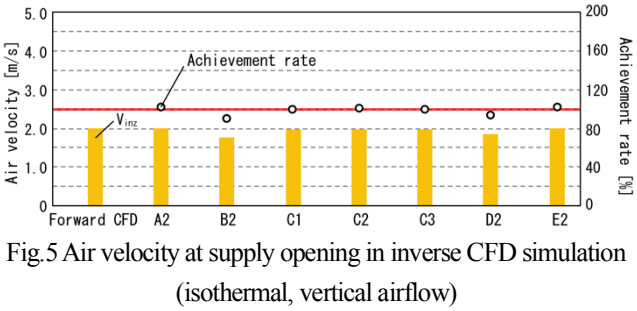


Fig.5 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (isothermal, vertical airflow)

4.2 等温場・単一ターゲットによる逆解析(斜め吹出し)

Fig.6 に、等温場・単一ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域風速の収束結果を示す。いずれのターゲット領域風速も目標値にほぼ到達していることがわかる。Fig.7 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 V_z と水平成分 V_x の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。A2 では順解析の値とほぼ一致する結果が得られたが、それ以外のターゲット領域では値が大きく異なる結果となった。Fig.8 に解析結果から得られた風速分布を示す。A2 では風速分布も順解析結果とほぼ一致する結果が得られた。これは、前述の鉛直吹き出し同様、A2 が下流の風速分布が安定した領域であることが影響していると考えられる。C2 では大きな循環流の中心付近であるため、吹き出し風速が大きく変わっ

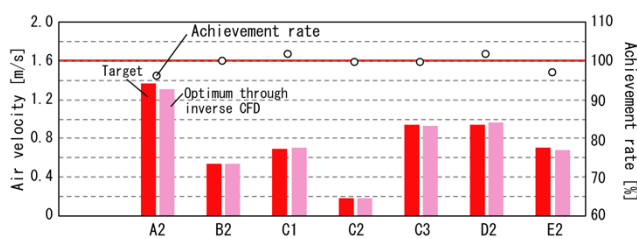


Fig.6 Air velocity at target area in inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

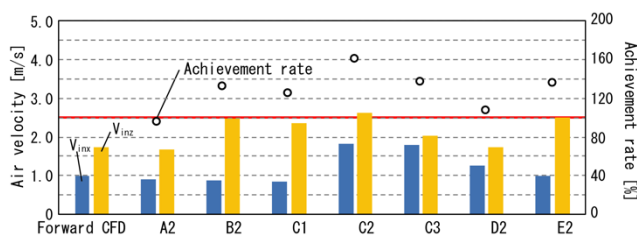


Fig.7 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

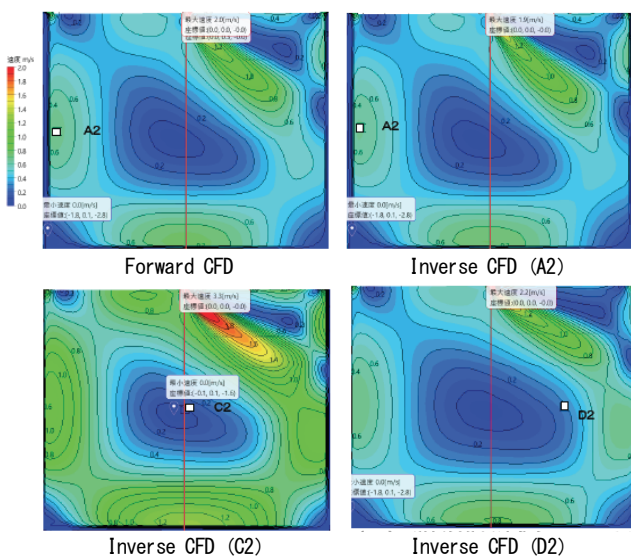


Fig.8 Comparison of air velocity distribution between forward and inverse CFD simulation (isothermal, diagonal airflow)

てもターゲット領域への影響が小さく、D2 では吹き出し流の外縁であるため風向が若干異なる解に収束してしまっていることが原因と考えられる。

4.3 非等温場・単一ターゲットによる逆解析(斜め吹出し)

Fig.9 に、非等温場・単一ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域温度の収束結果を示す。B2 と C2 ではターゲット領域温度を下回ったが、それ以外はターゲット領域温度に達した。Fig.10 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 V_z と水平成分 V_x の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。全ての条件で、順解析の吹き出し風速より大きい結果となった。特に、C1 と D2 では吹き出し風速が大きくなり、室内温度分布も異なる傾向が見られた。Fig.11 に示す温度分布では、A2 や E2 は Fig.3 に示した順解析の結果と比較しても

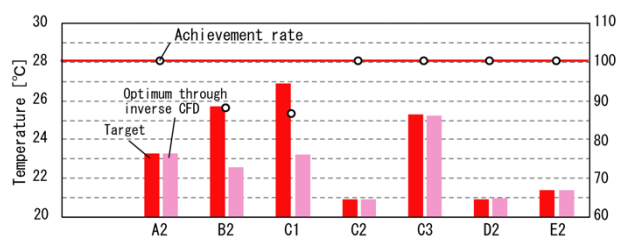


Fig.9 Air temperature at target area in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow)

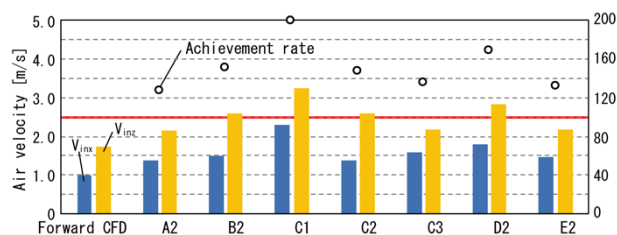


Fig.10 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow)

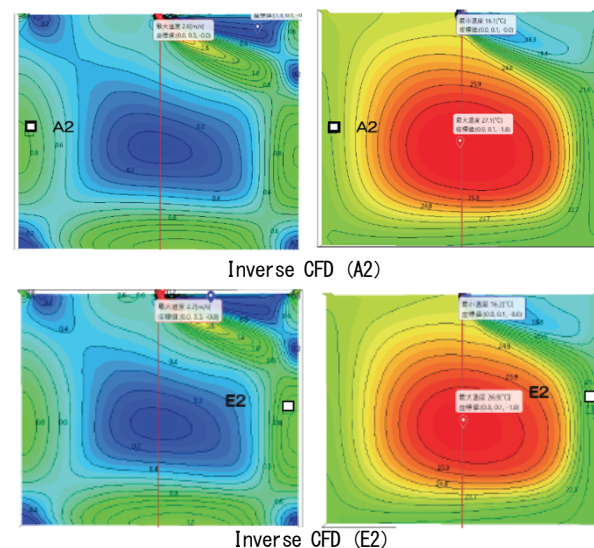


Fig.11 Air velocity and temperature distribution after inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow)
(Left: air velocity, Right: air temperature)

よく一致しており、ターゲット領域が吹出し気流の循環流の中にあるため予測精度が高くなったと考えられる。また、等温条件に比べて非等温条件では、温度をターゲット量に変えたことにより、制約条件の拘束性が高まることで、条件によって大きく異なる流れ場の結果になりにくいと推察される。

4.4 非等温場・複数ターゲットによる逆解析 (斜め吹出し)

Fig.12 に、非等温場・複数ターゲット領域で斜め吹出しの逆解析を行った際のターゲット領域温度の収束結果を示す。ターゲット領域温度が全条件でほぼ目標値に達していた。Fig.13 に、逆解析によって得られた吹出し風速の鉛直成分 V_z と水平成分 V_x の予測値を、順解析時の設定条件と併せて示す。C2D2、B2D2、D1D2 で順解析の設定条件と大きく異なる結果となった。これらの条件はいずれも、2 点ともが吹出し気流の大きな循環流の中にあり、比較的低風速かつ高温の地点であった。Fig.14 に D2E2 と D1D2 条件の温度分布を示す。D2E2 条件では吹出し気流の主流域に 1 点、それ以外の周辺域に 1 点ターゲット領域があることで順解析とほぼ同じ解析結果が得られている。一方、D1D2 では、流れ場が全く異なる局所解に収束してしまっている。

以上のことから、随伴変数法を用いた逆解析では、ターゲット領域を吹出し気流の主流域から周辺域にかけて複数設定することで、室温をターゲット物理量にして室内流れ場の予測が可能であることが示された。

5. まとめ

本研究では EFD/CFD 融合技術による建築室内気流の高精度かつ高速な気流分布予測を目的として、本報では随伴変数法による CFD 逆解析を用いた斜め吹出し気流場の予測精度について検討を行った。その結果、室内の任意点の温度を目標値 (拘束条件) として、吹出し風速及び室内風速・温度分布の予測が可能であることを示した。本報では、CFD 順解析で得られた室温を目標値に設定したが、室温の測定値を目標値にすることも可能であり、CFD と連携することで風速測定なしに温度測定のみで室内風速分布を予測することが期待できる。今後は、ターゲット領域を 3 点以上設定した場合や吹き出し風速に分布がある場合、より複雑な吹出し気流などについても検討を進めていく予定である。

謝辞 本研究の解析を進めるにあたり、早川日菜氏 (当時、福井大学卒論生) に多大なご尽力を頂いた。ここに謝意を表します。

参考文献

- 1) 渡辺重哉, 石口茂: EFD/CFD 融合技術の現状と可能性 (<特集>先進的空力技術 第 2 部: 流れの制御と実験・計測 第 24 回) Current Status and Future of EFD/CFD Integration Technology, 日本航空宇宙学会誌, pp.113-120, 2014.4

- 2) 眞下茜, 河野良坪, 中川純, 桃瀬一成, 池島薫: 随伴変数法を用いた CFD 逆解析の活用に関する研究 風速低減を目的とした樹木の最適配置に関する設計手法の提案, 日本建築学会環境系論文集 80 巻 715 号, pp.803-813, 2014.12

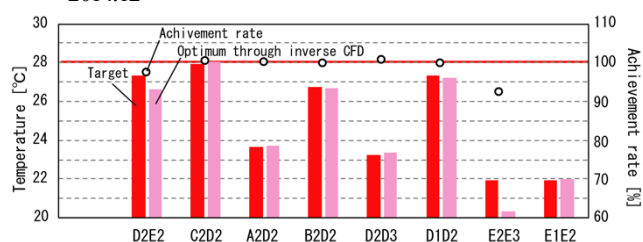


Fig.12 Air temperature at target area in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target)

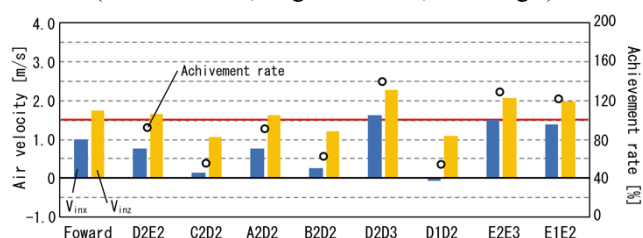
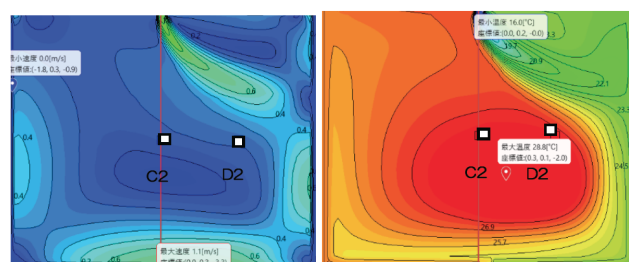
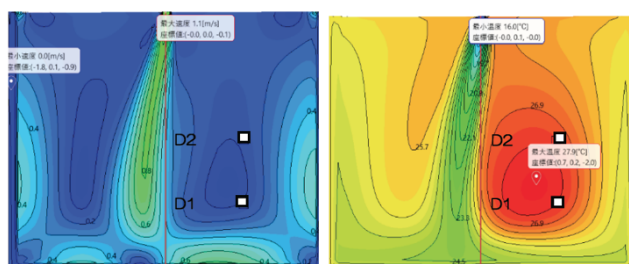


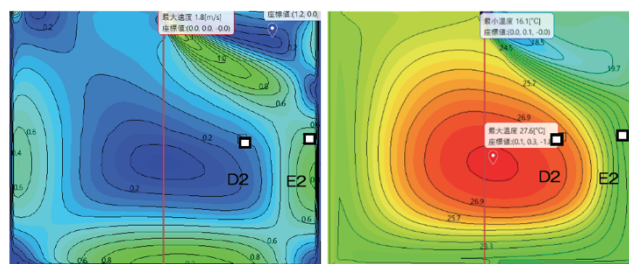
Fig.13 Air velocity at supply opening in inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target)



Inverse CFD (C2D2)



Inverse CFD (D1D2)



Inverse CFD (D2E2)

Fig.14 Air velocity and temperature distribution after inverse CFD simulation (non-isothermal, diagonal airflow, multi target) (Left: air velocity, Right: air temperature)

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 6) 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 Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES (Part 6) Measurement of Indoor Airflow and Ventilation Rate in a Wind Tunnel Experiment where Wind and Buoyancy Force act

○宮澤 昇平 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 松原 暢 (大阪大学)
蔣 子韜 (大阪大学) 丹原 千里 (大林組)

Shohei MIYAZAWA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Noriaki KOBAYASHI^{*1}

Narae CHOI^{*1} Toru MATSUBARA^{*1} Zitao JIANG^{*1} Chisato TAMBARA^{*2}

^{*1} Osaka University

^{*2} Obayashi Corporation

The use of LES, which can analyze unsteady airflow with high accuracy, has been expanding. However, generally, in cross-ventilation analysis, it is necessary to analyze both inside and outside of the building simultaneously, which increases the computational load. In this study, the application of the Domain Decomposition Technique to LES is studied to reduce computational load, which analyzes only indoor airflow using previously investigated outdoor airflow data. This paper shows the wind tunnel test to obtain experimental data for CFD validation under non-isothermal condition.

1. はじめに

近年の屋外気流解析では、非定常かつ高精度な気流予測が可能な Large Eddy Simulation (LES) の利用が拡大している¹⁾が、通風解析に適用するには建物内外の同時解析が必要となり計算負荷が膨大となる。田中ら²⁾は屋外気流の解析データを利用し、建物開口部を流入境界として室内のみを解析領域とする領域分割法³⁾を LES で適用し、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。しかし、室内外温度差による浮力を主たる換気駆動力として期待した自然換気設計が行われることも多いため、内外温度差が存在する場合を対象とした検討も必要と言える。本報ではその初期段階として非等温環境下で風洞実験を行い、CFD の境界条件及び精度検証用データを取得した結果を報告する。

2. 風洞実験概要

実験は Fig.1 に示す大阪大学研究用風洞にて実施した。風洞内風速は床上 1,000 mm 高さで 1.0 m/s に設定したが、後述する風圧係数の測定時のみ 10 m/s に設定した条件でも実験を行った。Fig.2 に 1.0 m/s 及び 10 m/s で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、

0241R-T5) を用いて 1 kHz 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 600 mm 位置の風速で基準化したものをアプローチフローとして採用した。測定の結果、1.0 m/s 条件では概ね 1/3.73 乗のべき乗則に 10 m/s の条件では概ね 1/4.20 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 の立方体である。開口の無いシールドモデルと、30 mm × 30 mm の開口を 2 箇所 (風上・風下) で開口中心高さ 15 mm、280 mm) 設けた単室モデル (温度測定用、換気量測定用、PIV 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、単室モデルでは温度分布・床面熱流束、室内風速分布及び換気量の測定を行った。

単室モデルでは等温条件で風向を真逆とした 2 条件 (Case 1, 2) に加えて、換気駆動力として浮力も作用する非等温条件で風向を同様に変更した 2 条件 (Case 3, 4) も設定し、計 4 条件で実験を行った。Table 1 に実験条件を示す^{注 1)}。ここで、Case 3 では風力と浮力による同程度の差圧が同方向に作用し、Case 4 では逆方向に作用する実験条件を意図して設定した。模型床面はアルミ板と

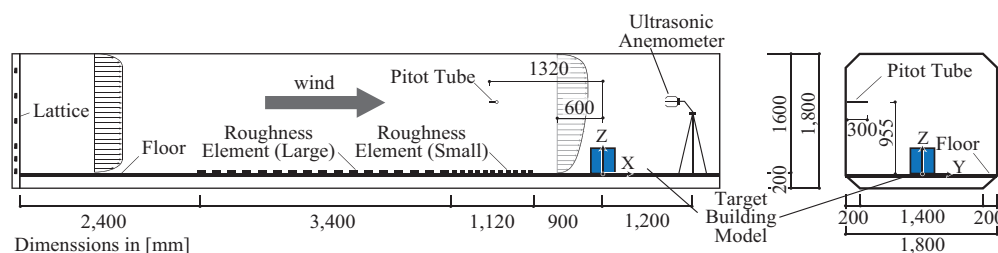


Fig. 1 Wind tunnel cross-section

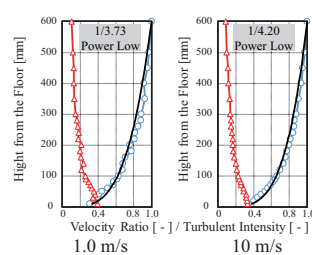


Fig. 2 Approaching flow

Table 1 Experimental Setting

	Assumed full-scale conditio					Scaled experimental conditio					
	Length [m]	Bilding Hight Velocity [m/s]	Outdoor Temperature [°C]	Indoor Temperature [°C]	Ar Number	Length [m]	Bilding Hight Velocity [m/s]	Outdoor Temperature [°C]	Indoor Temperature [°C]	Targetted Ar Number	
Case1	3.0	2.0	15.0	15.0		0.3	0.88	15.0	15.0		
Case2					0.84						
Case3			10.0	25.0	0.388		0.86	17.0	44.6	0.388	
Case4					6.113		0.79	16.4	47.2	6.113	

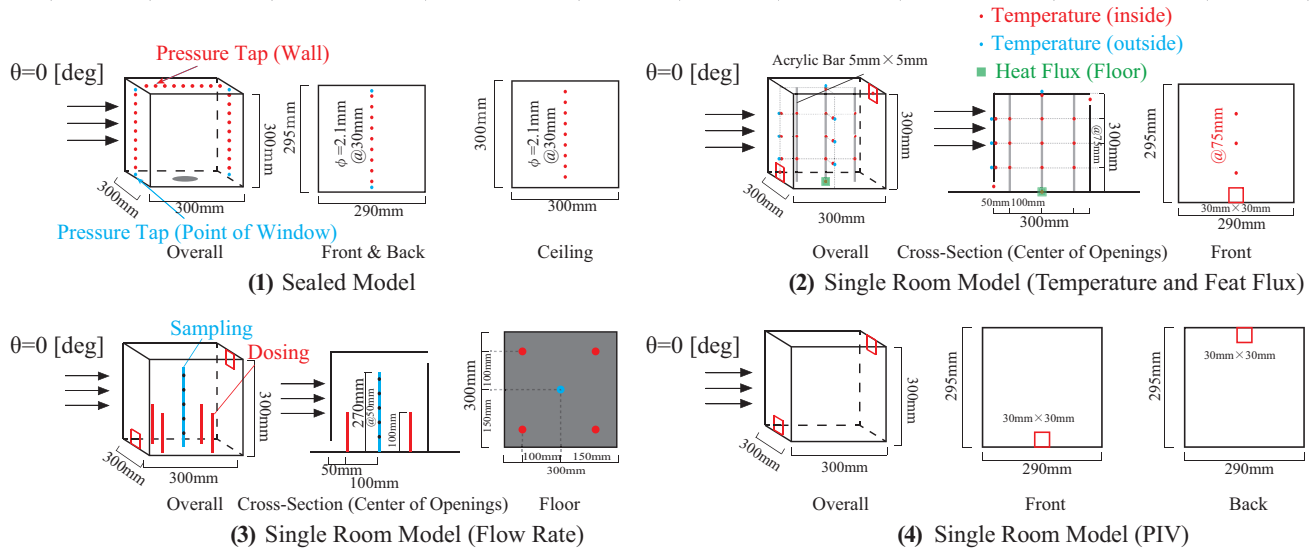


Fig.3 Test Models

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。ヒーター発熱量は想定した室温となるよう調節し、流入出温度差と Eq.1 で算定した換気量を開口面積で除した流入風速による Ar 数 (Eq.2) が Table 1 の想定条件と一致するよう設定した。なお、室温は T 型熱電対により定常温度をモニターして確認し、室温の測定点は Case 4 では模型中心、Case 3 では流出開口中心とした。

$$Q_{\text{predicted}} = (\alpha A)_{\text{connected}} \sqrt{\frac{2}{\rho_o} |P_w - P_L + (\rho_o - \rho_i) g \Delta h|} \quad (1)$$

$$Ar = \frac{g \beta L \Delta T}{(u_m)^2} = \frac{g \beta \Delta h (T_i - T_o)}{(Q_{\text{predicted}} / A_{\text{opening}})} \quad (2)$$

ここで、 $(\alpha A)_{\text{connected}}$ は有効開口面積の直列結合値 [m²]、 ρ は空気密度 [kg/m³]、 P_w 、 P_L は風上及び風下面の風圧 [Pa]、 g は重力加速度 [m/s²]、 Δh は開口中心間の高低差 [m]、 β は体膨張率 [1/K]、 u_m は流入風速 [m/s]、 T は空気温度 [K] である。添字 i, o はそれぞれ室内と屋外 (風洞内) を表す。

3. CFD 精度検証用のデータ取得

3.1 風圧係数の測定

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。測定点は模型中心断面上の風上・風下・上面の各面 30 mm 間隔で 9 点と風上・風下の開口中心想定位置 (床上 15 mm, 280 mm) の 4 点の計 31 点設けた。風速は風洞床上 1,000 mm の位置で 1.0 m/s 及び 10 m/s で測定を行った。風圧は 10 m/s では微差圧計 (Validyne 社, DP45) を 1.0 m/s では沈鐘式微差圧計 (SIBATA IPS-350) を用いて各点 1 kHz で 60 s 測定した。風圧係数の基準速度圧は軒高 (床上 300mm) のアプローチフロー速度

圧とし、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。

3.2 温度分布・熱流の測定

Fig. 3 (2) に示す単室モデルにて温度・熱流束の測定を行った。図中に記す通り、中心断面上の高さ方向と主流方向にそれぞれ 3 点、計 9 点で模型内の空気温度を測定し、室の平面中央位置では床面と屋根面の内表面温度も測定した。また、側面 1 面と Case 3 における風上面では高さ方向 3 点で内外表面温度も測定した。また、熱流束は床面中央部 1 点で測定した。実験は模型温度を測定して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 10 分間平均値を各測定点での温度とした。この一連の流れを三回繰り返し行った平均値をその点での定常温度の結果として最終的に採用した。なお、実験中は風洞を回流型で運転した。

3.3 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 CO₂ を用いたトレーサ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、CO₂ を発生させない通風状況

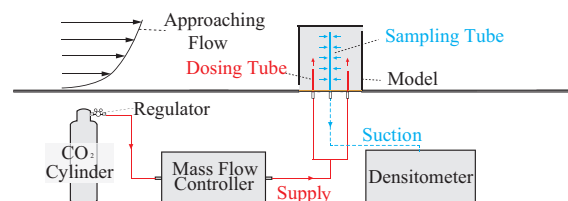


Fig.4 Schematic of ventilation rate Measurement using Tracer Gas

下で、CO₂ 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）で流量を 20 または 40 Nccm に制御して模型内に CO₂ を供給した。室内の CO₂ 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。ここで、空気の吸引は室平均濃度の測定を意図して中心に設置した配管の床面から 50 mm, 100 mm, 150 mm, 200mm, 250mm の高さで四方に設けた計 20 点の吸引孔から行った。また、CO₂ は室内一様発生を想定して、模型内の 4 箇所設けた高さ 100mm の配管上端から供給した。得られた平均濃度と Eq.3 から換気量 Q [L/min] の算定を行った。

$$Q = \frac{M}{C_r - C_o} \quad [L/min] \quad (3)$$

ここで、 M は CO₂ の発生量 [L/min]、 C_o 、 C_r はそれぞれ外気及び室内 CO₂ の体積濃度 [-] である。ここでは同じ実験手順を三回繰り返し、その平均値を最終的な実験結果として採用した。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。

3.4 PIV 測定

Particle Image Velocimetry (PIV) により屋外、及び屋内の気流場を測定した。実験は前述の Table 1 の 4 条件で行い、内外温度差がある Case3, 4 では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模型上流で煙を発生させ、模型上部に設置したダブルパルスレーザー（日本カノマックス, DPIV-L50）を鉛直下向きに 2.0 Hz で照射し、2 開口の中心を通る鉛直面の可視画像を撮影した。

Table 2 Summary of PIV Setting

Program	Davis 8.3 (La vision)	
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method	
Camera Flame Size	1600 [pixel] × 1200 [pixel]	
Interrogation Window Size	Pass1:48 [pixel]× 48 [pixel]	
	Pass2:32 [pixel]× 32 [pixel]	
Overlap	50 [%]	
Sampling Period	2 [Hz]	
Sampling Time	60 [s]	
Laser Output	50 [mJ/Pulse]	
Interval Time between 2 Flames	Case1, 2, 4	7500 [μs]
	Case3	10000 [μs]

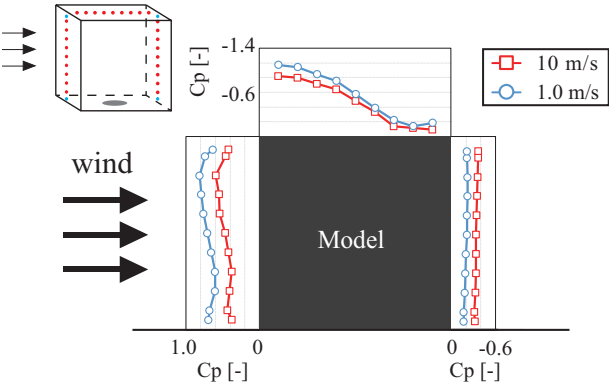


Fig.5 Distribution of Wind Pressure Coefficient

また、風洞外に CCD カメラ (LaVision, Imager ProX 2M) を設置し、レーザーと同期させて模型内部を 60 s 撮影した。PIV の解析には直接相互相関法を用い、再帰的相関法により精度向上を図った。Table 2 に解析概要を示す。なお、当該実験時は実験中は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。また、本報の実験では内外温度差と風圧のバランスから風速 1.0 m/s の条件を基本としたが、風速 10 m/s の条件と比較すると風圧係数が小さな値となっており、低レイノルズ数効果が見られたと言える。Table 3 に当該実験時の底面からの熱流束、風洞内温度、室温の結果を示す。これらは次報⁴⁾の CFD 解析の境界条件として利用する。Fig. 6 に非等温条件で実験を行った Case 3 及び Case 4 における室内温度分布測定の結果を示す。室内の空気温は概ね 50 °C 程度となっている。なお、室温は Case 3 では排気温度、Case 4 では室中央で測定した。

Fig. 7 にトレーサーガス法により得られた換気量の測定結果を示す。風力のみが換気駆動力として作用する条件（Case 1, Case 2）では概ね同程度の風量となっている。これは Fig. 5 に示した開口部中心位置間の風圧係数差の絶対値が両条件で同程度であったためと言える。これに対して、Case 3 では風力と浮力による同程度の差圧が同

Table 3 Temperature (Indoor/Outdoor) and Heat Flux

	Outdoor Temperature [°C]	Indoor Temperature [°C]	Heat Flux from the Floor [W/m ²]
Case3	17.4	45	1077.5
Case4	17.8	48.6	1072.3

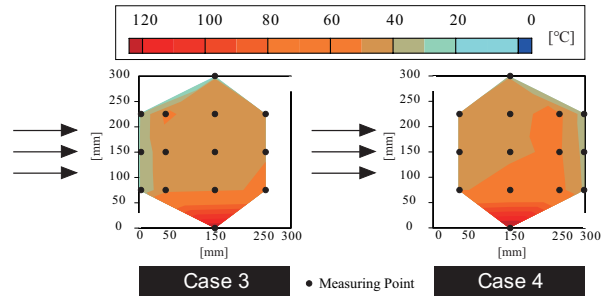


Fig.6 Indoor Temperature Distribution

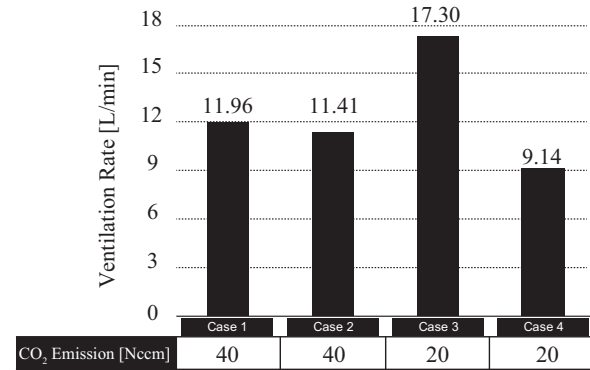


Fig. 7 Ventilation Rate obtained by Tracer Gas Measurement

方向に働くことから換気量が大きくなった。換気量の値は Case 1 の 1.45 倍という結果となったが、圧力差が概ね 2 倍となるため換気量がその圧力差の平方根に比例することからも概ね想定通りの値が得られたと言える。一方、Case 4 では浮力と風力による同程度の差圧が逆方向に作用することから、平均的に作用する圧力差は 0 に近い値となる。このため、通常の換気計算式に基づくこの条件では換気量も概ね 0 と算定されることになるが、実際の換気量は同じ風向で等温条件である Case 2 に対して 80 % 程度という結果となった。これは逆方向に作用する浮力と風力により室内の airflow が不安定となり、風上・風下の両開口で流入出が生じたためと推測される。

Fig. 8 に PIV 測定により得られた室内の風速コンターと風速ベクトルを示す。なお、Case 4 では繰り返し測定を行った際に異なる 2 種の傾向が見られたため、その両者の結果を併記する。Case 1 と Case 3 と比較すると、等温条件の Case 1 では床面及び風下壁面に沿った風速分布が見られたが、床面での発熱がある非等温条件の Case 3 では流入直後から斜め上に向かう気流が見られ、風下壁面に衝突後は壁面から剥離する傾向となった。Case 2 と Case 4 を比較すると、等温条件の Case 2 では流入後概ね水平な気流を形成し、風下側壁面に衝突して途中で時計回りの循環流を形成している。これに対して Case 4 では反時計回りの循環流を形成する傾向となり、風力が優勢な場合には風上側の上部開口から流入した気流が循環流と衝突した後に鉛直下方向に向かう気流分布を示す。一方、浮力が優勢な場合には上部開口からの流入気流は見られず、不明瞭ではあるが風下側の下部開口から循環流

に巻き込まれるような気流パターンを示している。Case 4 では前述の通り浮力と風力による逆向きの換気駆動力が働き、実験を行った 60 s の間では平均化時間が十分ではなかったために片方の換気駆動力の影響が平均速度場の結果に比較的顕著に現れたものと考えられる。

5. まとめ

本報では単室を対象に等温及び非等温条件下で風洞実験を実施し、風圧係数、室内温度、換気量、室内気流場の測定を行った結果を報告した。次報では LES の前段階として RANS を用いて非等温条件下での領域分割法の検討を行い、精度検証を行った結果を報告する。

【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。

【注】

1) 表中の実験時温度と目標 Ar 数は PIV 測定時ものである。

【参考文献】

- 1) 日本建築学会編: 都市の風環境予測のための CFD ガイドブック, 日本建築学会, 2020.1
- 2) 田中佑亮, 小林知広, 山中俊夫ら: 領域分割法を用いた LES におけ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
- 3) T. Kurabuchi, M. Ohba, T. Nonaka: Domain Decomposition Technique Applied to the Evaluation of Cross-Ventilation Performance of Opening Positions of a Building, *International Journal of Ventilation*, Vol.8, No.3, pp.207-217, 2009
- 4) 松原暢, 小林知広, 山中俊夫ら: 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 7) 令和 4 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, 2023.03, 掲載予定

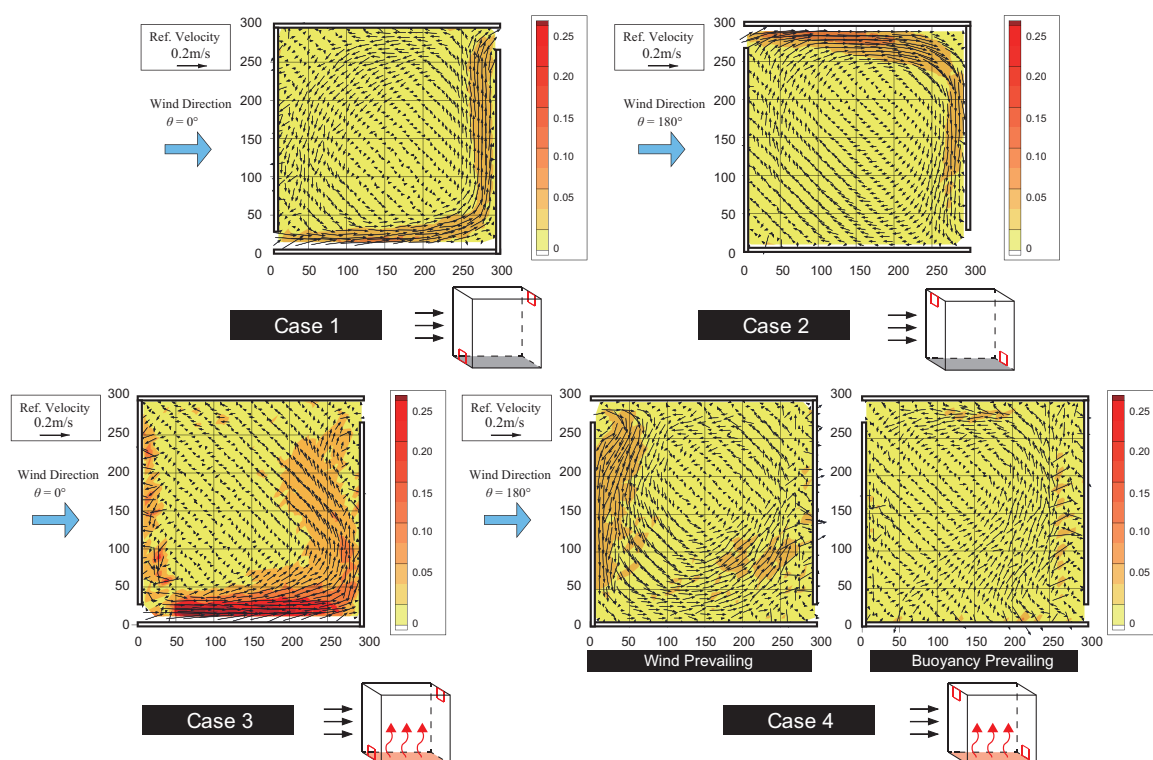


Fig.8 Indoor Airflow Pattern observed by PIV Measurement

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 7) RANS を用いた非等温条件での基礎検討
Unsteady Analysis of Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique with LES
(Part 7) Basic Study of the Non-isothermal Condition with RANS

○松原 暢 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学) 小林 典彰 (大阪大学)
崔 ナレ (大阪大学) 宮澤 昇平 (大阪大学)
蔣 子韜 (大阪大学) 丹原 千里 (大林組)

Toru MATSUBARA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Noriaki KOBAYASHI*¹
Narae CHOI*¹ Shohei MIYAZAWA*¹ Zitao JIANG*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 was applied to LES under isothermal condition. In this paper, the wind tunnel experiment described in the previous paper was reproduced. Additionally, as a previous step the technique is applied to RANS under nonisothermal condition and varified.

1. はじめに

近年の屋外気流解析では、Large Eddy Simulation (LES) の利用が徐々に拡大している。しかし、建築環境分野の通風解析に適用する場合には、計算負荷が大きく容易ではない。既往研究¹⁾では屋外気流の解析データを利用し、建物開口部を流入境界として室内のみを解析領域とする「領域分割法」に LES を適用し、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。しかし、現実の自然換気設計では風力換気に加えて内外温度差による重力換気の効果も同時に期待して設計されることが多い。本報では LES の前段階として Reynolds Averaged Navior-Stokes (RANS) を用いて前報²⁾の非等温条件の風洞実験を再現した室内外の解析を行った上で、領域分割法を適用して精度検証を行う。なお、本報では前報²⁾で検討を行った条件のうち、非等温条件 (Case3,4) を対象に検討を行うこととする。

2. CFD 解析の概要

2.1 室内外同時計算 (全域計算 : Whole Domain)

前報²⁾の風洞実験を再現し、模型内外を同時に解析する CFD 解析 (以降、全域計算) を行い、室内気流分布、温度分布、換気量を比較する。本解析は領域分割法を用いた解析の比較対象と位置付ける。**Fig.1** に解析領域とメッシュレイアウトを示す。解析領域は長さ、幅、高さがそれぞれ 4,800mm、1,800 mm、1,800 mm の流路とした。**Fig.2** にアプローチフローを示す。流入境界は床上 1.0 m で風速 1.0 m/s とした際の実験値を与えた。アプローチフローは概ね 1/3.73 べき乗則に従う境界層流となっていた。**Table 1** に熱境界条件の詳細を示す。熱流束は熱流計の測定値を用い、床面から発生させた。模型の室内側表面の熱境界条件は、外気温 17.4℃ (Case3)、17.8℃ (Case4) を想定し、5.0 mm のアクリル板のコンダクタンスと屋外側対流熱伝達率 (風下側 6.0 W/(m²·K)、その他

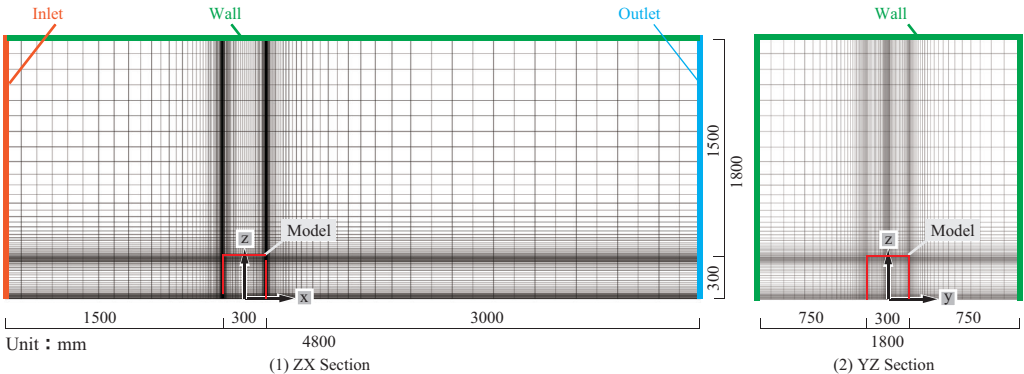


Fig.1 Domain and Mesh (Case3 : Whole Domain)

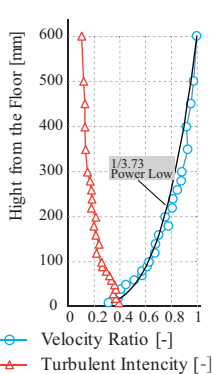


Fig.2 Approach Flow

Table1 Analysis Thermal Conditions

Conditions	Case3	Case4
Heat Flux [W/m ²]	1077.5	1072.3
Outdoor Temperature [°C]	17.4	17.8
External Heat Transfer Coefficient [W/m ² K]	Leeward Wall 6.0	
	Other Walls 10	

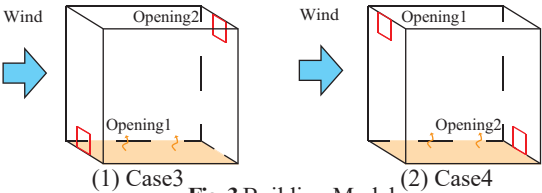


Fig.3 Building Model

10 W/(m²·K)) を仮想的に与えた。また、境界から第一格子の伝熱には温度壁関数を用いた。なお、屋外側の計算格子における室内からの熱貫流量は解析結果に及ぼす影響が小さいと判断して無視した。**Table2**に全域計算の解析概要を示す。総計算格子数は1,133,140で、乱流モデルにはReynolds Stress Method Model (RSM)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。**Fig.3**に全域計算に用いた建物モデルを示す。建物モデルは外寸一辺300 mm、壁厚5 mmとし、一辺30 mmの開口を模型の前面と背面に一箇所ずつ設けた。本報では、解析領域内の模型位置は同様とし、開口位置（風向条件:0°, 180°）をパラメーターとした計2条件を対象とした。

2.2 領域分割法 (シールドモデル : Outdoor Domain)

領域分割法での流入境界条件算出のための風圧係数と壁面近傍風速を取得するため、前述の全域計算の建物モデルを開口の無いシールドモデルに変更した室外のみの解析を行う。解析手法は前節の全域解析と同様とし、総計算格子数は1,052,170とした。流入境界は全域計算と同様とし、等温解析を行った。この解析結果より、モデル壁面での風圧係数と開口想定位置の壁面から7.5 mmの点でのy方向とz方向の風速成分(V_y・V_z)を取得した。**Fig.4**に風圧係数の解析結果を前報²⁾と合わせて示す。解析の結果は10 m/sの実験結果と比較すると風上側で若干過小評価しているが、全体的な傾向は良く一致した。なお、開口想定位置間の風圧係数差はCase 3では0.92、Case 4では0.74であった。

2.3 領域分割法 (室内計算 : Indoor Domain)

Fig.5にメッシュレイアウトを示す室内空間のみを解析領域とした計算を行う。解析領域は300 mm (290 mm + 開口部の厚み5 mm) × 290 mm × 295 mmとし、開口面を流入及び流出境界とした。ここでは前節で得たシールドモデル近傍風速(V_y・V_z)と、**Eq.(1)-(4)**で算出した換気量を窓面積で除した風速(x方向の風速V_x)を合成して流入境界条件として与えて室内領域のみ解析を行う。

$$\Delta P = \frac{1}{2} \rho V_{ref}^2 \Delta C_p + \Delta \rho g \Delta h \tag{1}$$

$$\Delta \rho = \frac{353.25}{T_o} - \frac{353.25}{T_i} \tag{2}$$

$$Q = \alpha A_{connected} \sqrt{\frac{2}{\rho} \Delta P} \tag{3}$$

$$W = C_p \rho Q (T_i - T_o) + KS (T_i - T_o) \tag{4}$$

ここで、開口の流量係数は0.65に固定した。また、熱量収支式では、室内温度は一樣と仮定した。収束計算より、開口部法線方向風速のV_xはCase 3で0.599 m/s、Case 4で0.254 m/sであった。また、乱流エネルギーとエネルギー散逸率はV_y、V_zと同じ点で値を取得し、室内計算の境界条件とした。**Table3**に解析概要を示す。乱流モデル、壁面境界条件、モデル床面からの熱流束は全域計算と同様とした。総計算格子数は107,000とした。

Table 2 Summary of Analysis (Whole Domain)

CFD Code	Fluent 2022	
Turbulence Model	Reynolds Stress Model	
Algorithm	SIMPLE	
Boundary Condition	Inlet	Based on Boundary Layer Flow shown in Fig.2
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]
	Walls(velocity)	Standard Wall Functions
	Walls(Heat)	Floor : Heat Flux Other Walls : Thermal Conductance
Total Number of Cells	1,133,140	

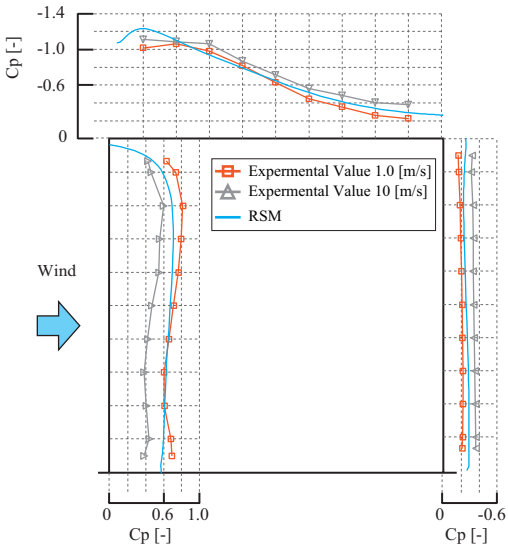


Fig.4 Comparison of Wind Pressure Coefficient

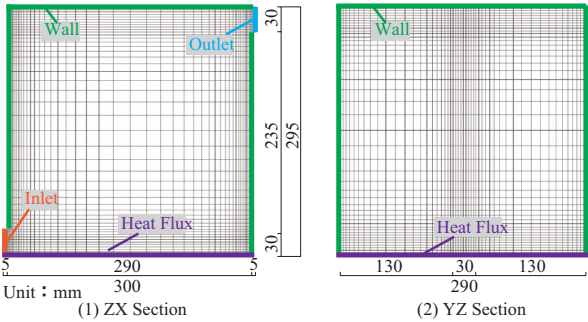


Fig. 5 Domain and Mesh (Case3 : Indoor Domain)

Table3 Summary of Analysis (Indoor Domain)

CFD Code	Fluent 2022			
Turbulence Model	Reynolds Stress Model			
Algorithm	SIMPLE			
Boundary Condition	Inlet	Vx [m/s]	Case3	0.599
			Case4	0.254
		Vy [m/s]	0	
		Vz [m/s]	Case3	0.4
	Case4		0.029	
	Outlet	Vx [m/s]	Case3	0.599
			Case4	0.254
		Vy [m/s]	0	
		Vz [m/s]	Case3	0.026
	Case4		0.007	
	Walls(velocity)			Standard Wall Functions
Walls(Heat)	Floor		Heat Flux	
	Other Walls		Thermal Conductance	
Total Number of Cells	107,000			

3. 解析結果

3.1 風洞実験と全域計算結果の比較

Fig.6に室内気流分布を示す。Case 3の室内気流分布は、PIV と全域計算で風下部分に壁からの剥離がみられ、ほぼ一致していた。Case 4においてPIV でみられた風下側から流入する気流分布は見られなかった。また、Case 4のPIV 測定結果では反時計回りの循環流がみられたが、全域計算では時計回りの循環流がみられた。両ケースにおいて全域計算で流入付近の風速がPIV より大きくなる傾向がみられた。Fig.7に室内温度分布の比較を示す。両ケースにおいて、風下側ほど実験値と全域計算の温度差が大きくなる傾向が見られた。この原因としては、全域計算が流入風量を若干過大評価している可能性や、壁面の熱貫流量をCFD 解析で適切に再現できていない可能性が考えられるが、全体的な傾向は一致した。水平面の平均値を比較すると、Case 3よりCase 4で差が大きくなった。Fig.8に換気量の比較を示す。全域計算の換気量は実験値と同じく、Case 3がCase 4より大きくなる傾向にあった。また、実験値と全域計算の換気量を比較すると両ケースで全域計算で若干過大評価をしている。

3.2 全域計算と領域分割法の比較

本研究では領域分割法を適用した際の全域計算との差異を評価することが目的であるため、その両者を比較する。Case 3の領域分割法では風下側壁付近での風速を過大評価していた。これは、室内の領域を解析する際の流入境界条件に用いた換気量の算定結果が全域計算と比較して大きかったことを意味する。この原因としては流量係数が妥当でなかった可能性もあるが、室内温度分布を一樣と仮定したことが影響したと考えられる。Case 4では両者の気流分布の傾向は一致した。Fig.9に全域計算と領域分割法の温度分布を示す。Fig.7の平均値をみると、両ケースとも領域分割法の温度分布は全域計算とよく一致していた。しかし、Fig.9をみると、両ケースの流入開口付近では、領域分割法の室内温度がより低くなった。これも領域分割法で流入風速を過大評価しているためと考えられる。Fig.8より、両ケースで領域分割法が換気量を過大評価しており、特にCase 3でその差が大きい。Case 4では全域計算と領域分割法で室内の温度分布の差が比較的小さかったため、Case3程の換気量の過大評価が見られなかったと考えられる。

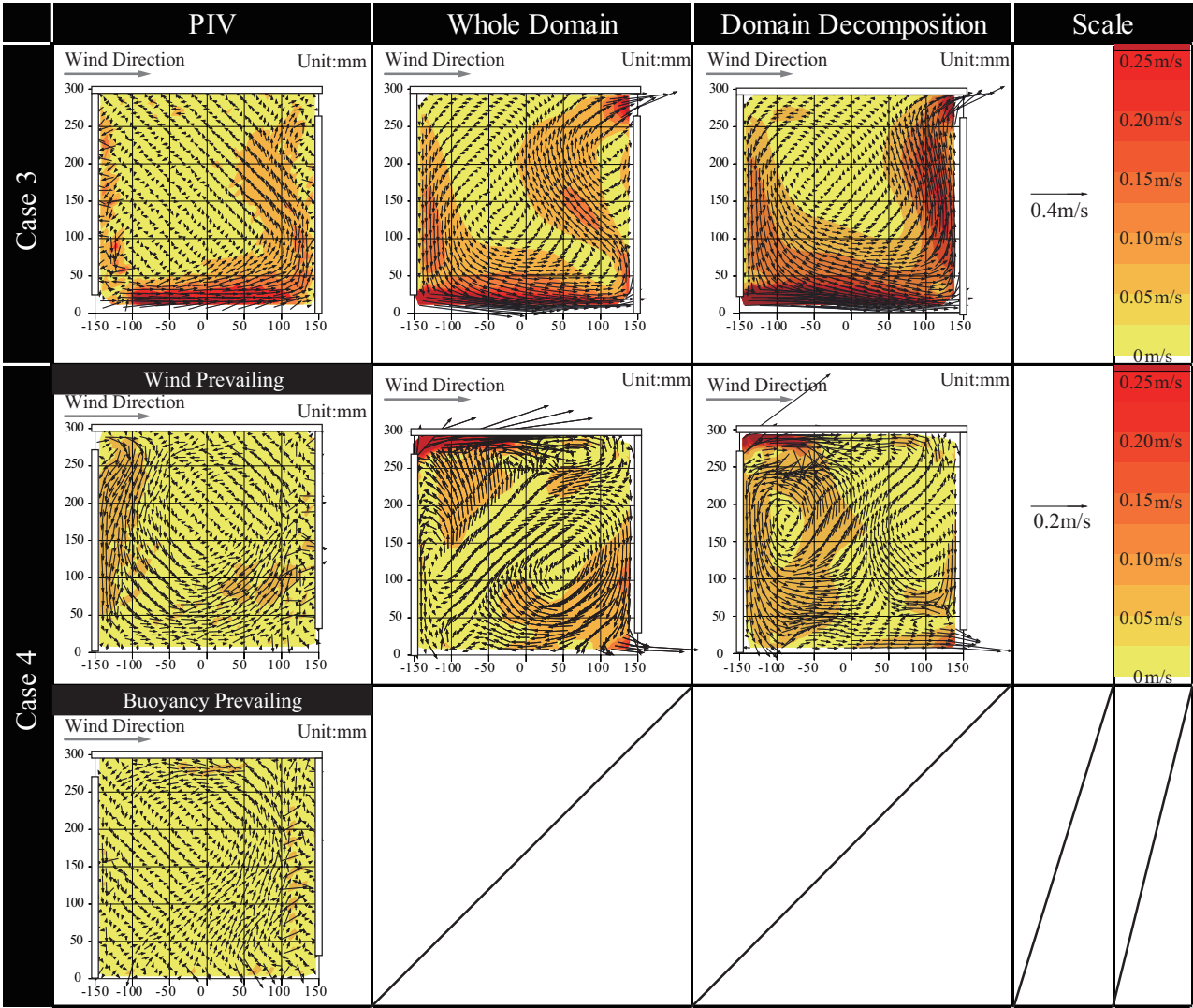


Fig. 6 Comparison of Indoor Air Flow Distribution

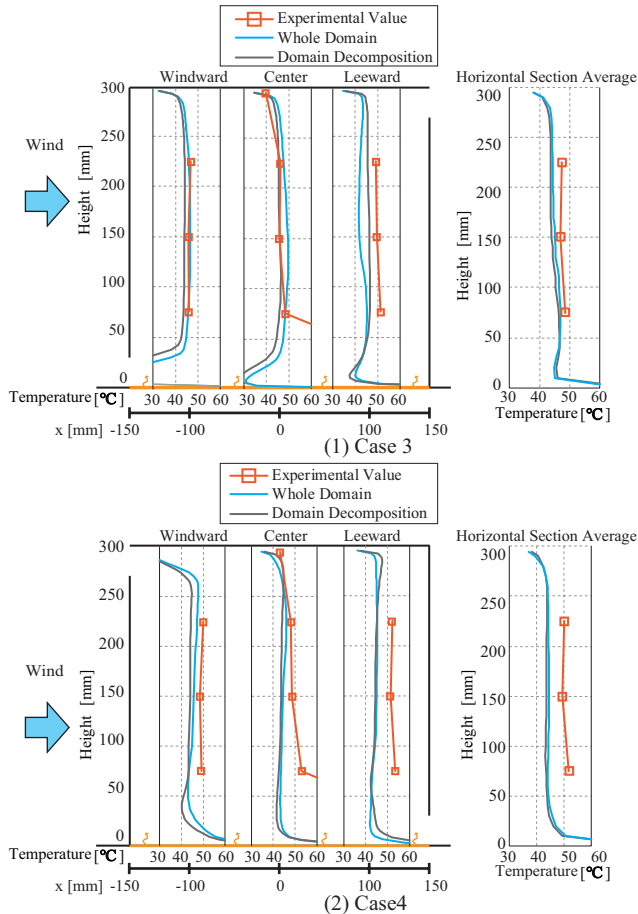


Fig. 7 Comparison of Indoor Temperature

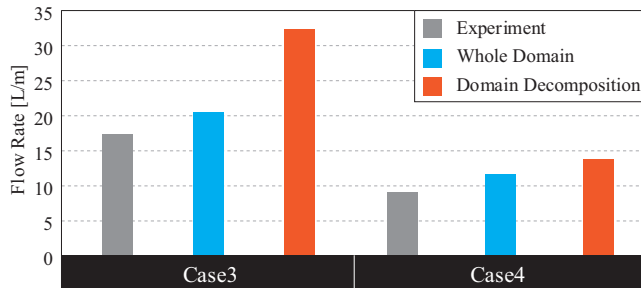


Fig. 8 Comparison of Air Flow Rate

【記号表】

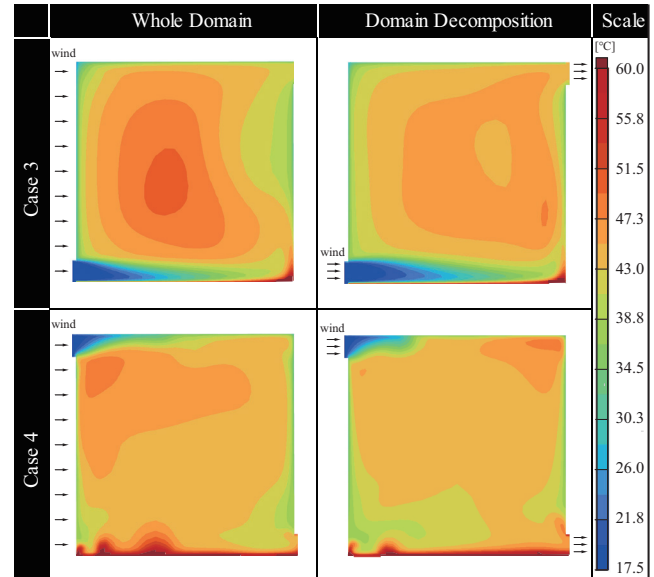
 Q : Air Flow Rate [m^3/s] $\alpha A_{\text{connected}}$: Connected Effective Opening Area [m^2] ρ : Density of Air [kg/m^3] ΔP : Pressure Difference [Pa] V_{ref} : Reference Velocity [m/s] ΔC_p : Wind Pressure Coefficient [-] $\Delta \rho$: Density Difference [kg/m^3] g : Gravitational Acceleration [m/s^2] Δh : Distance between Centers of Openings [m] T_o : Outdoor Temperature [K] T_i : Indoor Temperature [K] W : Heat Generation Rate [W] C_p : Specific Heat Capacity [$\text{J}/\text{kg} \cdot \text{K}$] K : Heat Transfer Coefficient [$\text{W}/\text{m}^2 \cdot \text{K}$] S : Model Surface Area [m^2]

Fig. 9 Comparison of Indoor Temperature Contour

4. まとめ

本研究は、風力と浮力が作用する場での領域分割法を用いた LES 解析手法の確立を目的とし、本報では LES を実施する前段階として、風洞実験の結果と RANS による全域解析結果の比較と RANS を用いた領域分割法について報告した。室内気流分布の結果は、全域計算と風洞実験では、Case3 はほぼ一致していた。領域分割法では、室内気流の風速を過大評価している傾向にあった。温度分布は実験値が全域計算の値より大きくなる傾向にあった。全域計算と領域分割法の比較では、両ケースの流入開口部分で差がみられたが、平均値を比較するとよく一致していた。実験値の換気量と全域計算の換気量を比較すると、全域計算で換気量が増加していた。全域計算と領域分割法で比較すると、領域分割法でさらに換気量が増加していた。これらの結果より、領域分割法では流入風速を過大に与えてしまっていることが分かった。よって、領域分割法を非等温条件下で適用する際は、流量係数だけでなく、室内の温度分布も考慮することで精度向上が期待される。今後は、非等温条件で領域分割法を用いた LES 解析の精度検証を行う予定である。

【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】

- 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 におけ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
- 宮澤昇平, 小林知広, 山中俊夫, 小林典彰, 崔ナレ, 松原暢, 蔭子韜, 丹原千里: 領域分割法を用いた LES におけ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 6) 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 4 年度 (第 52 回) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, 2023.03, 掲載予定