

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究 (その3) 実大実験による置換換気・IJV 方式の室内環境比較 Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System (Part 3) Comparison of Indoor Environment between DV and IJV System by Full-scale Experiment

○山澤 春菜 (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)

松崎 眞子 (大阪大学)

Haruna YAMASAWA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Narae CHOI*¹ and Mako MATSUZAKI*¹*¹ Osaka University

Even though displacement ventilation system (hereinafter referred to as DV) has better ventilation effectiveness compared to mixing ventilation system, DV is not yet commonly used, due to its difficulty for heating and over cooling risks. Impinging Jet ventilation system (hereinafter referred to as IJV) was developed to overcome those difficulties without losing the high ventilation effectiveness. In order to study about the pros and cons of IJV compared to DV, some full-scale experiments were conducted at a climate chamber. Temperature and contaminant concentration were measured, and the relationship between supply condition and contaminant removal effectiveness were compared in this paper.

1. はじめに

今日、最も一般的な換気方式は、室内の汚染空気を混合希釈する混合換気方式（以下、MV）であるが、汚染質を室全体に拡散させてしまうという問題点が1世紀以上前から指摘されている¹⁾。そこで、居住域を直接冷房・換気しピストンフロー状に排気するために、汚染質除去・換気効率の観点で秀でるとされる、置換換気方式（以下、DV）が紹介された²⁾。しかし、DVは低運動量で給気を行うため、高発熱体からのプルームによる浮力の影響が大きくなると部屋中心部に到達することができず、また、同様の理由で給気温度の高い暖房運転には向かない、足元を過剰冷却などの問題があるとされてきた。

そこで、DVと比べると大運動量で鉛直下向きに給気し、床面に気流を衝突（Impinge）させた後に床面に沿って新鮮空気を給気し、DV同様の温度分布を形成するとされる Impinging Jet Ventilation 方式（以下、IJV）が提案された³⁾。この吹出し方式は、暖房にも使用可能であり、吹出し気流が周辺空気を巻き込む過程で足元の過剰冷却を防ぐとされている。すなわち、DVの難点を解決しながらDV同様の汚染質除去・換気効率を達成する方式として期待されている⁴⁾。本方式は給気運動量が過大な場合にコールドドラフトの発生が懸念されるため、DV同様に運動量と浮力の関係が重要となる。

本報では、実大実験の結果よりDVとIJVにより形成される温度分布・汚染質濃度分布を比較することで各々の利点・難点を明らかにする。また、熱的快適性の指標として無次元温度を、汚染質除去の指標として汚染質除去効率と基準化居住域濃度を用い、運動量と浮力の関係を表す無次元数アルキメデス数との相関を考察する。

2. 実験条件

Fig. 1 に、実大実験の行われた 5.45m×5.00m×2.77m(高さ)の本学内人工気候室の平面図・断面図を示す。ただし、

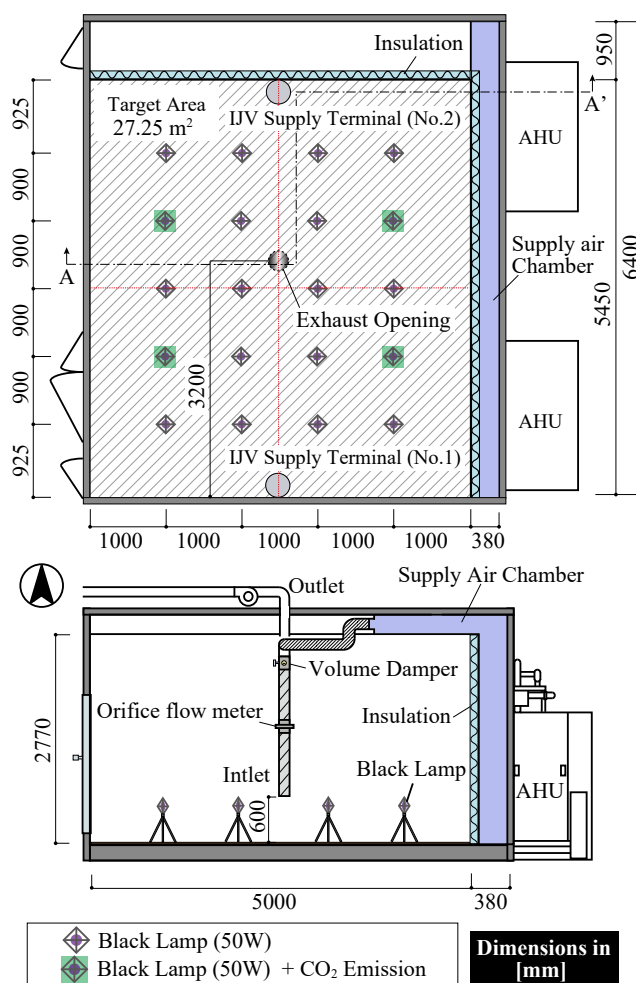


Fig. 1: Plan of climate chamber

図は IJV における実験の様子であり、DV 実験の際には図中 IJV 用の吹出し口の先に Fig. 2 のようなディフューザーを設置することで運動量を小さくして室内に給気した。ディフューザー吹出面は開孔率 40.3% のパンチングメタルであり、その内側には不織布を敷くことで吹出面から均等に給気した。給気量の調整にはボリュームダンパーを用い、定常トレーサーガス法による給気量の算出結果が設定流量から誤差 10% 以内になるよう調節した。室内熱負荷として、1 台あたり 50W の発熱をするブラックランプ 20 台を室内で均等に設置し、計 1000W の室内熱負荷を模擬した。また、人体からの汚染質として、在室人数 4 名を想定し、一人当たり 15L/h、計 60L/h の CO₂ を発生させた。CO₂ の発生点については Fig. 1 を参照されたい。

Fig. 3 に示す点において、室内の温度・CO₂ 濃度分布を測定した。ここで、測定点 A～E は、噴流の発達を妨げないことを意図して気候室の南北中央断面より 200mm 東側に測定点を移動して測定した。

実験条件を Table 1 に示す。本報では、投入熱量が一定の条件下で給気運動量のみ変化させることを意図して給気量と給気温度のバランス、吹出し口個数、換気方式をパラメータとした。

実験のタイムスケジュールを Fig. 4 に示す。実験開始後に温度が定常になるまで待ち、定常状態を確認した後に CO₂ を発生させた。CO₂ 濃度が定常に達したことを確

認した後 1～3 時間待機し、最後の 30 分間の平均値を実験結果のデータとした。

3. 評価指標

運動量と浮力の関係を表すため、室アルキメデス数 Ar_{room} を定義した。

$$Ar_{room} = \frac{g\beta H_c(T_e - T_s)}{v_s^2} \quad (Eq. 1)$$

室アルキメデス数 Ar_{room} は室全体での運動量と浮力の関係を表している。また、足元の過剰冷却を評価するため、次式により規準化足元足元温度 T_{Ak}^* を定義した。

$$T_{Ak}^* = \frac{T_{0.1} - T_s}{T_e - T_s} \quad (Eq. 2)$$

DV 及び IJV 方式は居住域へ直接給気する方式であるため、居住域内での熱的快適性の指標として、 T_{Oz}^* を定義した。ただし、座位、立位での居住域高さは ASHRAE⁵⁾ に準拠し、それぞれ 1.1m、1.7m とする。

$$T_{Oz-1.1}^* = \frac{\langle T_{0-1.1} \rangle - T_s}{T_e - T_s} \quad (Eq. 3)$$

$$T_{Oz-1.7}^* = \frac{\langle T_{0-1.7} \rangle - T_s}{T_e - T_s} \quad (Eq. 4)$$

加えて、換気による汚染質除去の指標として、汚染質除去効率⁶⁾ (以下、 ε^c)、および規準化居住域濃度⁷⁾ (以下、 C_n) を用いた。

$$\varepsilon^c = \frac{C_e - C_s}{\langle C_{room} \rangle - C_s} \quad (Eq. 5)$$

$$C_n = \frac{\langle C_{0-1.8} \rangle - C_s}{C_e - C_s} \quad (Eq. 6)$$

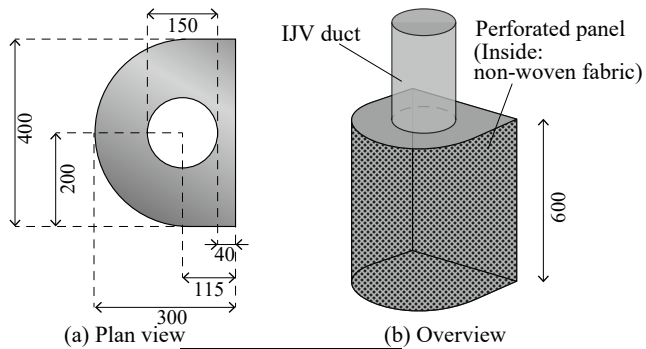


Fig. 2: Schematic of DV diffuser

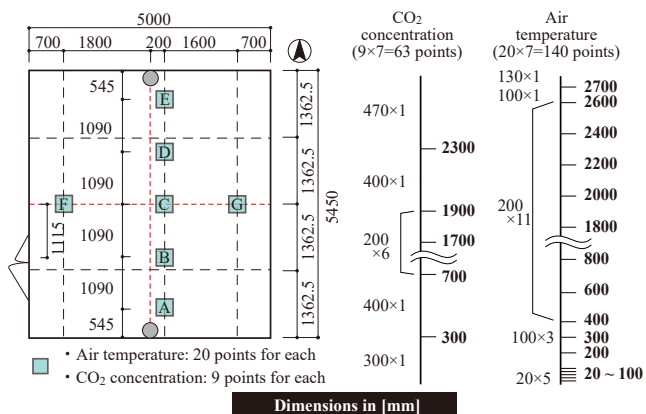


Fig. 3: Positions of measurement points

Case	Number of terminal	Supply flow rate and temperature			Supply velocity [m/s]
		250 m ³ /h 5 °C	300 m ³ /h 7 °C	375 m ³ /h 9 °C	
IJV-1a	2	X			1.96
IJV-2a			X		2.36
IJV-3a				X	2.95
IJV-1b	1	X			3.93
IJV-2b			X		4.72
IJV-3b				X	5.89
DV-1a	2	X			0.18
DV-2a			X		0.22
DV-3a				X	0.28
DV-1b	1	X			0.37
DV-2b			X		0.44
DV-3b				X	0.55

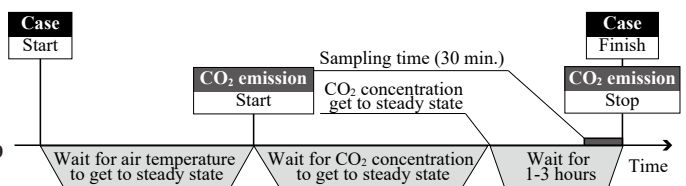


Fig. 4: Time schedule of measurement

4. 結果と考察

4.1 温度

南北中央断面における温度分布の一部を **Fig. 5** に示す。各高さで空気温度を平均し、排気温度を差し引くことで規準化した鉛直温度分布について、DV と IJV の結果を **Fig. 6** にて比較する。低流量・低温給気の場合、特に給気口が2つの条件において、DV と IJV の結果は概ね一致したが、給気流速が大きくなるにつれて差が大きくなった。DV においては、

$$T_{floor}^* = \frac{T_{floor} - T_s}{T_e - T_s} \quad (\text{Eq. 7})$$

で表される温度比は、熱負荷が分散配置のとき床面付近で 0.65 程度であるとされている⁸⁾。本研究の DV 実験では平均して 0.67 程度 (標準偏差: 0.010) であり、条件間で差異は小さく、既往研究とも傾向が一致していることを確認した。このとき、IJV では平均して 0.829 (標準偏

差: 0.087) となり、給気条件間での差異も大きいことを確認した。したがって、IJV では足元温度の予測に給気条件が重要であることが示唆された。

また、DV・IJV とともに、概ねの条件で足元と頭の高さでの温度差が 3℃ 以内となり、ASHRAE⁹⁾ により推奨されている上限温度差の基準を満たすことが確認された。

4.2 CO₂ 濃度

南北中央断面における CO₂ 濃度分布の一部を **Fig. 5** に示す。また、**Eq. 8** より求める規準化 CO₂ 濃度の鉛直分布について、DV と IJV の結果を **Fig. 6** にて比較する。

$$C_h^* = \frac{C_h - C_s}{C_e - C_s} \quad (\text{Eq. 8})$$

CO₂ 濃度分布においては、温度分布以上に DV と IJV の差異が顕著に表れた。給気口が2つの条件において、温度分布では大きな差異は見られなかったが、CO₂ 濃度で

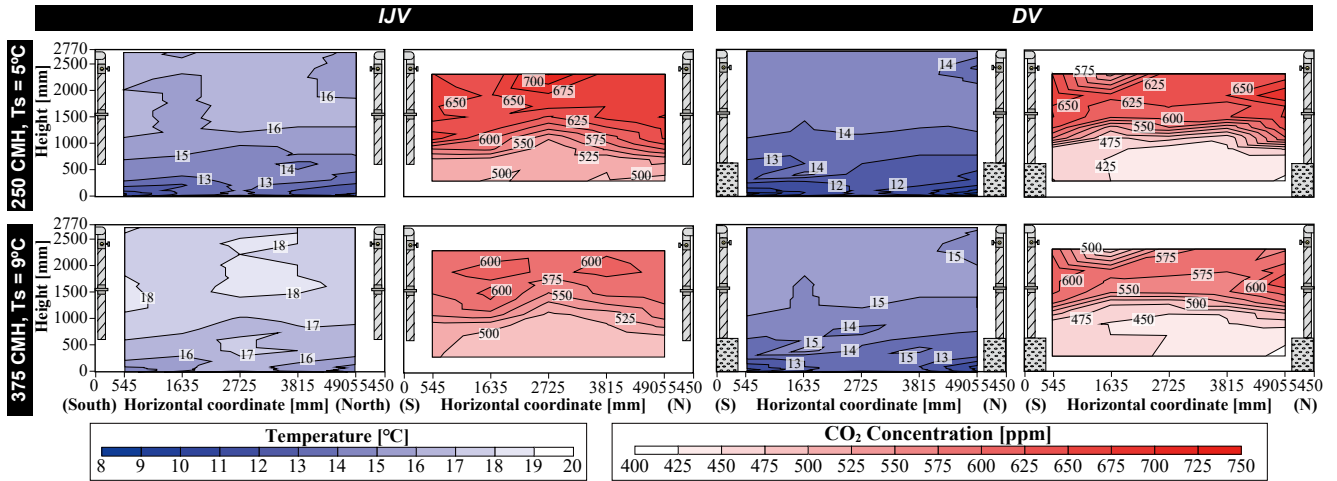


Fig. 5: Distributions of air temperature and CO₂ concentration at North-South cross section (2 supply terminals)

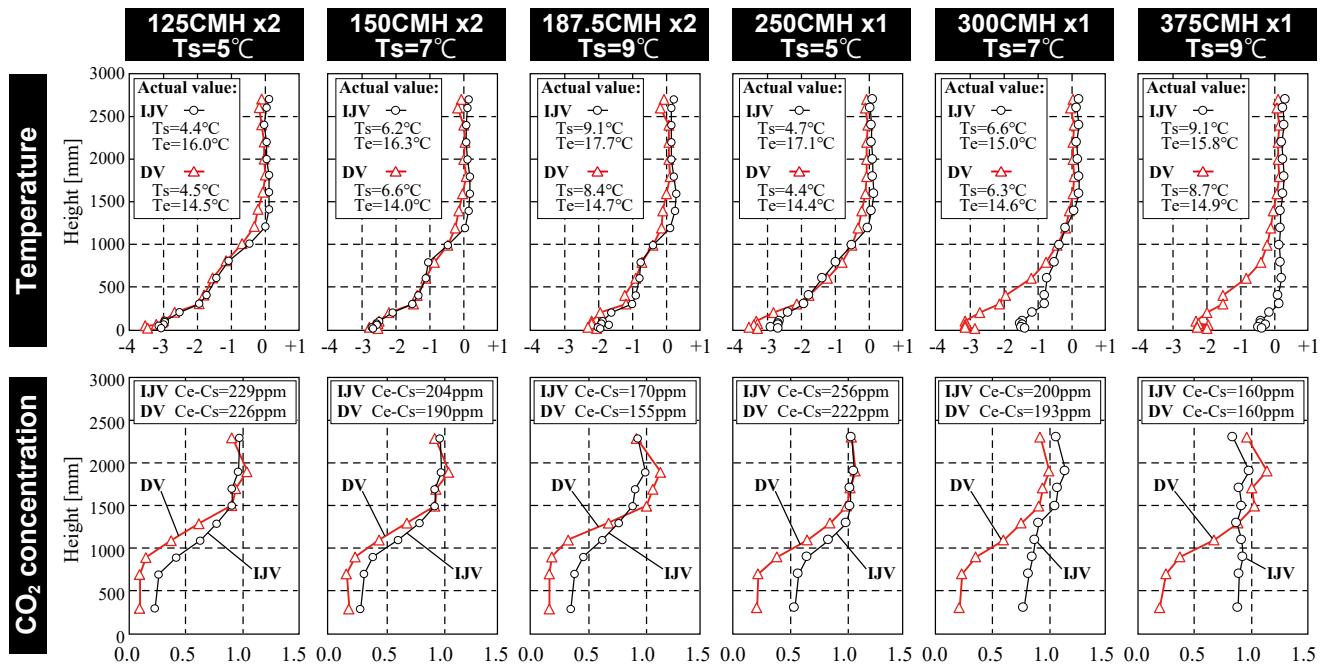


Fig. 6: Vertical distribution of temperature difference from exhaust air ($T_h - T_e$) and dimensionless CO₂ concentration ($(C_h - C_s) / (C_e - C_s)$)

は運動量が比較的大きいことが原因と考えられる室内空気の混合が確認された。特に、給気口1つの大流量条件では、混合換気と同様に室内全体において均一な汚染質濃度が形成された。また、Fig. 5 に示した濃度分布において、吹出し口2つの条件では室中央において低濃度領域が確認された。室中央で合流した噴流が上昇したものと考えられ、すなわち、室内の熱負荷に接触した後も室中央まで噴流が十分に到達していると考えられる。

以上のことから、IJV では給気流速を減少させることでDV に、増加させることでMV 近い温度・濃度分布が形成できることが示唆された。

4.3 室アルキメデス数と冷房・換気効率指標の関係

室アルキメデス数 Ar_{room} と足元・居住域無次元温度との関係を Fig. 7 示す。給気流速が小さくなるにつれてIJV における居住域無次元温度が徐々にDV に近づくという傾向が確認できた。しかし、足元無次元温度については流速を小さくしてもDV ほどは足元温度が低くならないと考えられ、IJV では足元の過剰冷却を防止できることが示唆された。ただし、ドラフト感の温度のみならず風速にも基づく感覚のため、風速に関する検討も必要であると考えられる。

Fig. 8 に、室アルキメデス数 Ar_{room} と $\varepsilon \cdot C_n$ との関係を示す。汚染質除去効率について、IJV では給気流速を小さくすることで混合換気と比べて大きく換気効率を向上させることが確認された。また、給気流速を減少させることで、概ねDV と同様の空気清浄度を達成可能であることが示唆された。

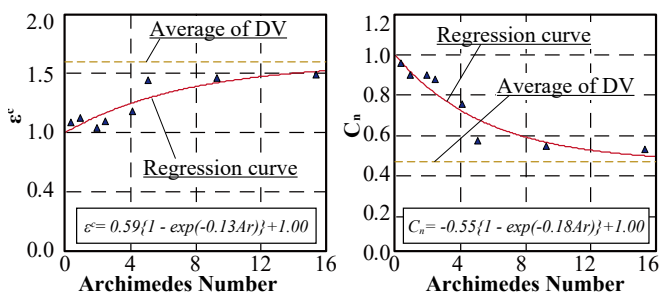


Fig. 8: Ar and Removal effectiveness of contaminant

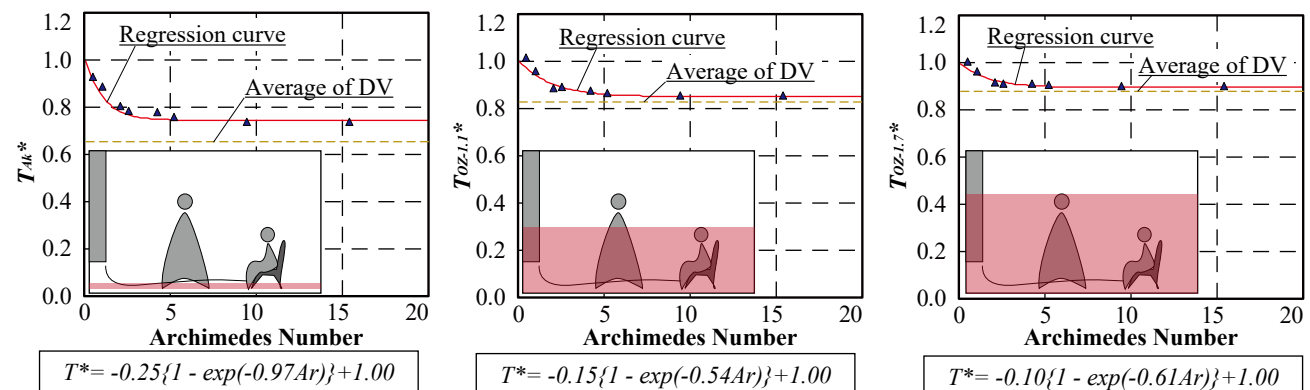


Fig. 7: Relationship between Ar and T*

6. 結論

本報では、実大実験室においてIJV とDV による温度分布及び汚染質濃度分布について比較した。これらの結果より以下のような知見を得た。

- ・低流量・低温給気条件において、IJV もDV と同様に温度成層を形成することが確認された。
- ・大流量給気条件において、DV では温度成層が保たれたが、IJV では室上下で均一な温度分布となった。
- ・温度分布では同様に見えた条件でも、CO₂ 濃度分布では両換気方式間での差が明確になり、IJV ではDV と比較して成層が緩やかになることが確認された。
- ・浮力と運動量の関係を表す Ar_{room} で各条件における無次元温度・汚染質除去効率を整理し、給気条件を変化させることで、IJV はDV・MV どちらにも近い室内環境を形成できることが示唆された。特に、汚染質除去の効率をMV より大きく向上可能と考えられる。

IJV では居住域に直接給気するため、今後は温度・汚染質濃度のみならず室全体の風速分布及び吹出し口付近での噴流の挙動 β に関する検討が必要と考える。

記号	
Ar_{room} : 室アルキメデス数 [-]	T_{Ak}^* : 足元無次元温度 [-]
C_e : 排気濃度 [ppm]	T_e : 排気温度 [°C]
C_h : 高さ h における濃度 [ppm]	T_{floor} : 床付近空気温度 [°C]
C_h^* : 無次元濃度 [-]	T_h : 高さ h における温度 [°C]
C_n : 規準化居住域濃度 [-]	T_{oz-h}^* : 無次元居住域温度 [°C]
C_s : 給気濃度 [ppm]	T_s : 給気温度 [°C]
$\langle C_{h_1-h_2} \rangle$: 高さ $h_1 \sim h_2$ での体積平均濃度 [ppm]	$\langle T_{h_1-h_2} \rangle$: 高さ $h_1 \sim h_2$ での体積平均温度 [°C]
$\langle C_{room} \rangle$: 室全体平均濃度 [ppm]	v_s : 給気風速 [m/s]
g : 重力加速度 [m/s ²]	β : 体膨張率 [1/K]
H_c : 天井高 [m]	ε_c : 汚染質除去効率 [-]

参考文献

- 1) Boyle Son : Natural and artificial methods of ventilation (1899)
- 2) Y. Li, M. Sandberg, L. Fuchs: Vertical Temperature Profiles in Rooms Ventilated by Displacement: Full Scale Measurement and Nodal Modelling (1992) *Indoor Air*, vol. 2, pp. 225-243
- 3) T. Karimipani, H. Awbi: Theoretical and experimental investigation of impinging jet ventilation and comparison with wall displacement ventilation (2002) *Building and Environment*, Vol. 37, pp. 1329-1342
- 4) A. Ameen, M. Cehlin, U. Larsson: Experimental Investigation of the Ventilation Performance of Different Air Distribution Systems in an Office Environment -Cooling Mode (2019) *Energies*, Vol.12 1354-1368
- 5) ASHRAE: ASHRAE Standard 55 (2010) pp. 10-12
- 6) REHVA Guidebook "Ventilation Effectiveness" (2004) pp. 21-26
- 7) SHASE Standard 102
- 8) REHVA Guide book "Displacement Ventilation in non-industrial premises" (2002) pp. 12-13

Impinging Jet Ventilation 方式の室内環境予測に関する研究
(その 4) CFD 解析による吹出し条件が室内環境に与える影響の検討
Prediction of Indoor Environment for Impinging Jet Ventilation System
(Part 4) Numerical Investigation of Indoor Environment
with Different Supply Condition by CFD

○松崎 眞子 (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 (大阪大学)

Mako MATSUZAKI^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Narae CHOI^{*1} and Haruna YAMASAWA^{*1}
^{*1} Osaka University

IJV was proposed about 20 years ago, and the studies of indoor environment with IJV is not sufficient yet, so the parametric studies are needed to understand the indoor environment of IJV. By using CFD (Computational Fluid Dynamics) analysis, it is possible to predict the indoor environment with various ventilation conditions, compared to the experiment. Some CFD analysis were performed under different inlet conditions. The shape and number of inlets were changed as the elements of inlet condition. The results of temperature and velocity by CFD analysis are reported in this paper. It was shown that the draft risk was lower when the number of inlets was two or more.

1. はじめに

前報¹⁾では実大実験において IJV と DV の冷房実験を行い、それらが形成する室内環境の違いを把握した。本報ではパラメトリックスタディに有用な CFD を用いて様々な給気条件で検討を行う。給気条件として吹出し口の形状と個数を変更し、室内の温度分布、風速分布、及びドラフトに対する不満足者率 PD を求めて室内環境を評価する。

2. 解析概要

本報では ANSYS Fluent 19.2 を用いて非等温解析を行った。なお、CFD の解析手法は既往研究²⁾で精度検証を行った条件を用いる。解析空間を Fig. 1 に示す。室寸法 (W9.0m×D5.0m×H2.7m) の空間において、給気ダクト底面 (床 600[mm]) を流入境界、天井面の排気口 (天井面を 4 等分した中央に配置) を流出境界とした。また、人体を模擬した 60[W/個] の直方体

(W0.4m×D0.2m×H1.1m) を計 24 個等間隔に配置し、室全体で 1440[W] (32[W/m²]) の発熱を与えた。室内の設定温度が 26[°C] となるように給気条件 (給気温度 20[°C]・給気量 720[m³/h]) を決定した。本報では対称性を考慮し、1/4 空間で解析を行う。

3. 吹出し口形状の検討

3.1 解析条件

吹出口形状が室内環境に与える影響を検討するために、吹出口面積の等しい円形吹出口 (225[mmΦ]) と正方形吹出口 (200[mm 角]) の比較を行った。解析条件を Table 1 に示す。

Table 1: CFD setting (shape)

Case		round	square	
CFD code		Ansys Fluent 19.2		
Turbulence Model		SST k- ω		
Radiation Model		Surface-to-Surface Model		
Algorithm		SIMPLE		
Discretization scheme for Advection Term		QUICK		
Boundary Condition	Inlet		Velocity Magnitude U=2.52[m/s]	Velocity Magnitude U=2.50[m/s]
			Turbulent Intensity I=10[%]	
			Turbulent Length Scale L=15.75[mm]	Turbulent Length Scale L=14[mm]
			Temperature T=20 [°C]	
	Outlet		Velocity Magnitude U=-0.556[m/s]	
	Walls	Velocity	Linear-Logarithmic Blending Law	
		South/East	symmetry	
		Other walls	External Temperature (30 [°C])	
	Cylinder		Emissivity 0.85	
			Heat Flux (42.86 [W/m ²])	
Emissivity 0.85				
Total Number of cells		1,830,375	1,663,662	

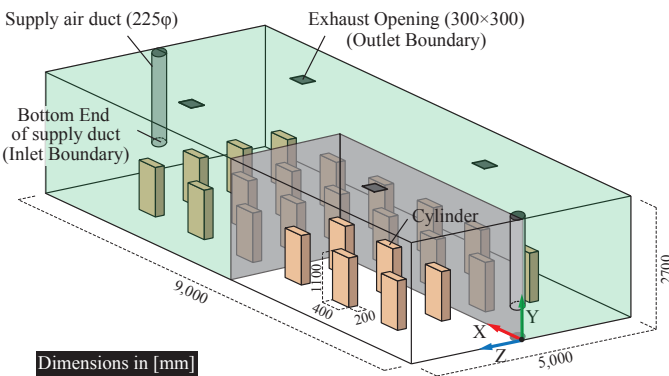
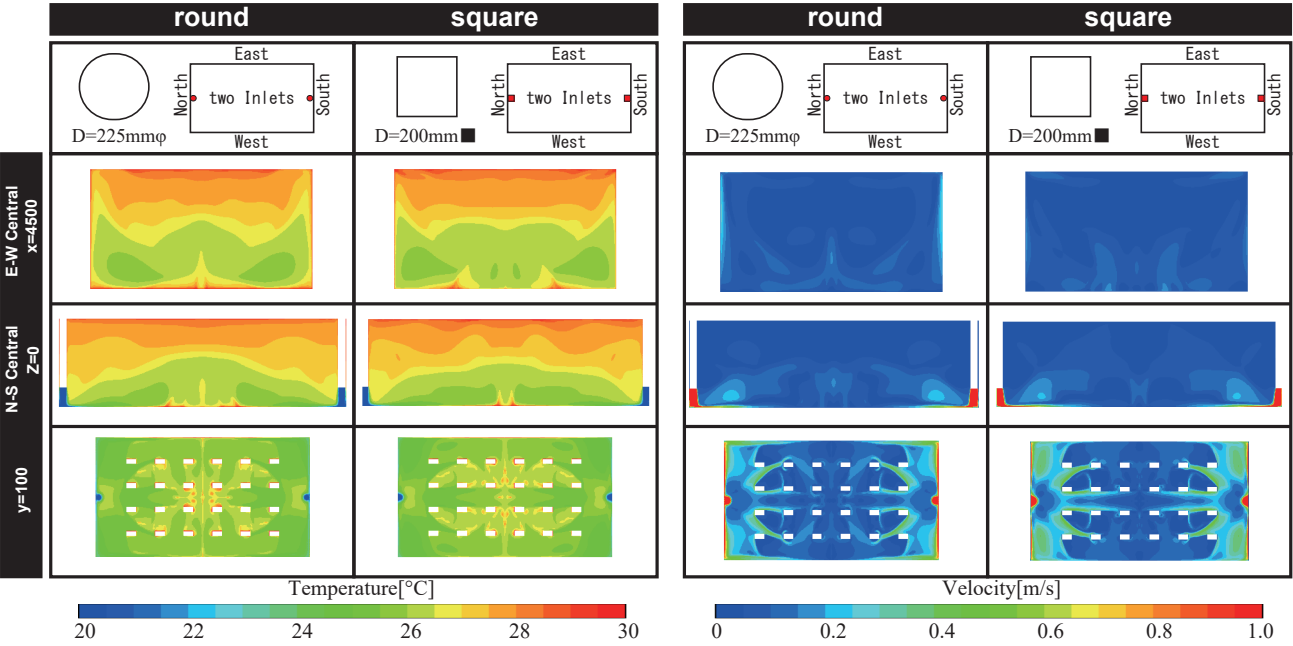


Fig. 1: Computational Domain



(a) Contours of air temperature (b) Contours of Velocity

Fig. 3: Distributions of air temperature and velocity

3.2 解析結果

水平方向で平均した鉛直温度分布を Fig. 2、各断面の温度・風速コンター図を Fig. 3(a), (b) に示す。結果より、吹出し口形状が円形と四角形でほぼ同じ温度・速度分布を形成することが確認できる。

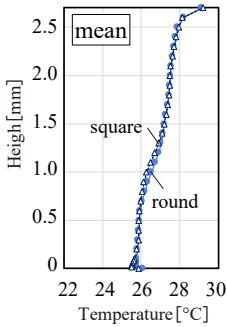


Fig. 2: Vertical distribution of room-mean temperature

3.3 ドRAFT評価

IIV は足元付近から衝突噴流により給気するため、衝突噴流の運動量が大きすぎると居住者に不快感を与える恐れがある。したがって、IIV を扱う上でドRAFTを評価することは重要である。本研究では P.O.Fanger³⁾ らが提唱した予測式を用いて、ドRAFTによる不満足者率 PD を算出する。PD の式を以下に示す。

$$PD = (T_{skin} - T_p)(U_p - 0.05)^{0.6223} (0.3696U_pI_p + 3.143) \quad (Eq. 1)$$

PD	%	ドRAFTによる不満足者率	T_{skin}	°C	平均皮膚温度(=34)
T_p	°C	局所空気温度(20<Tp<26)	U_p	m/s	局所風速(0.05<Up<0.4)
I_p	%	局所乱流強度(0<Ip<70)			

Eq. 1 の適用範囲は $U_p=0.05\sim0.4[m/s]$ 、 $T_p=20\sim26[^\circ C]$ 、 $I_p=0\sim70[\%]$ であり、 $U_p<0.05[m/s]$ のとき $U_p=0.05[m/s]$ として計算し、 $PD>100[\%]$ のときは $PD=100[\%]$ とする。ここで、CFD より算出される局所風速は $U'_p = \sqrt{\bar{u}^2 + \bar{v}^2 + \bar{w}^2}$ であるが、Eq. 1 で用いる局所風速は $U_p = \sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$ を想定しているため、Eq. 2 を用いて U'_p を U_p に換算する⁴⁾。

$$U_p = U'_p(1 - 0.044I_p + 1.95I_p^2 - 0.329I_p^3) \quad \text{if } I_p \leq 130$$
$$U_p = U'_p(0.287 + 1.502I_p) \quad \text{if } I_p > 130 \quad (Eq. 2)$$

なお、居住域での PD は 15[%] 以下が推奨されている。各断面のドRAFTによる不満足者率 PD を Fig. 4 に示す。図の黒い箇所は PD=0[%] の領域であり、コンターが黄緑以下であれば推奨値 15[%] を下回り、ドRAFTリスクが低いことを示す。z=0[mm] のコンター図より、吹出し口に近い床面近傍の PD は高く、ドRAFTリスクが高いことが分かる。しかし、y=100[mm] の平面における PD はほとんど 15[%] を下回っており、ドRAFTリスクが高いのは極薄い層であることが分かる。また、PD に対する吹出し口形状の影響はほとんど見られなかった。

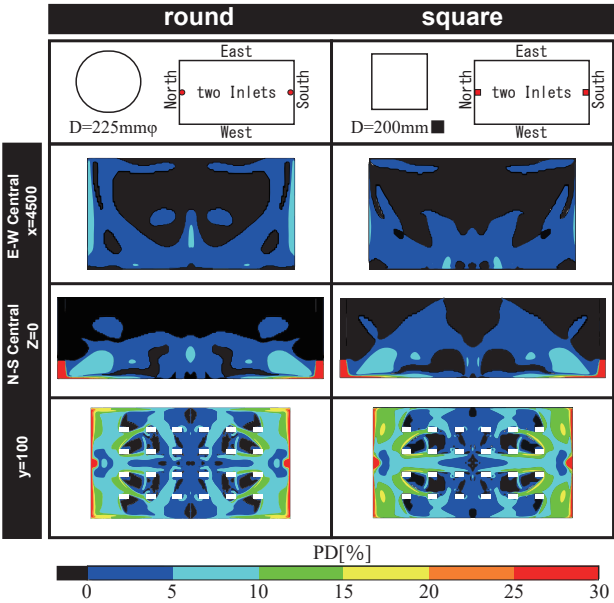


Fig. 4: Distributions of PD

Table 2: CFD setting (number)

Case			square-1	square-2	square-4	square-6
CFD code			Ansys Fluent 19.2			
Turbulence Model			SST k- ω			
Radiation Model			Surface-to-Surface Model			
Algorithm			SIMPLE			
Discretization scheme for Advection Term			QUICK			
Boundary Condition	Inlet		Velocity Magnitude U=5.00[m/s]	Velocity Magnitude U=2.50[m/s]	Velocity Magnitude U=1.25[m/s]	Velocity Magnitude U=0.833[m/s]
			Turbulent Intensity I=10[%]			
			Turbulent Length Scale L=14[mm]			
			Temperature T=20 [°C]			
	Outlet		Velocity Magnitude U=-0.556[m/s]			
	Walls	Velocity	Linear-Logarithmic Blending Law			
		South	External Temperature (30 [°C])	symmetry		
		East	symmetry			
		Other walls	External Temperature (30 [°C])			
	Cylinder		Emissivity 0.85			
			Heat Flux (42.86 [W/m ²])			
		Emissivity 0.85				
Total Number of cells			3.170.046	1.663.662	1.723.799	1.749.077

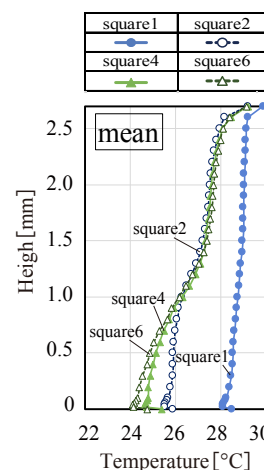


Fig. 5: Vertical distribution of room-mean temperature

4. 吹出口個数の検討

4.1 解析条件

吹出口の個数が室内環境に与える影響を把握するために、吹出し口数を1、2、4、6個で変化させた4条件で解析を行った。なお、吹出口1個の条件では1/2空間で解析を行っている。解析条件をTable 2に示す。

4.2 解析結果

水平方向で平均した鉛直温度分布をFig. 5、各断面の温度・風速コンター図をFig. 6, 7に示す。吹出口数が1個の条件では室内は均一な温度分布を形成することが確認できる。また、水平面 $y=100$ [mm] における吹出し口の周辺では風速スカラー値が0.5[m/s]を上回る結果となった。しかし、吹出口数を2個に増やすと室内は温度成層を形成し始め、風速スカラー値は概ね0.5[m/s]を下

回った。また、吹出し口数が4個以上になるとほぼ同じ温度・速度分布を示すことが確認できる。以上より、吹出し口数1個と2個以上では形成する室内環境が大きく異なることが示された。

4.3 ドラフト評価

各断面のドラフトによる不満足者率PDをFig. 8に示す。給気速度の速い吹出し口数1個の条件では他の条件と比べてドラフトリスクが高くなっており、水平面 $y=100$ [mm] では吹出し口側の大半の空間で推奨値を上回る結果となった。吹出し口数が多いほどPDは小さくなり、吹出し口2個以上の条件ではほぼ推奨値を下回ることから、本研究のパラメトリックスタディにおける条件でドラフトを生じさせないためには吹出口数を2個以上（給気風速2.5m/s以下）設置することが目安となる。

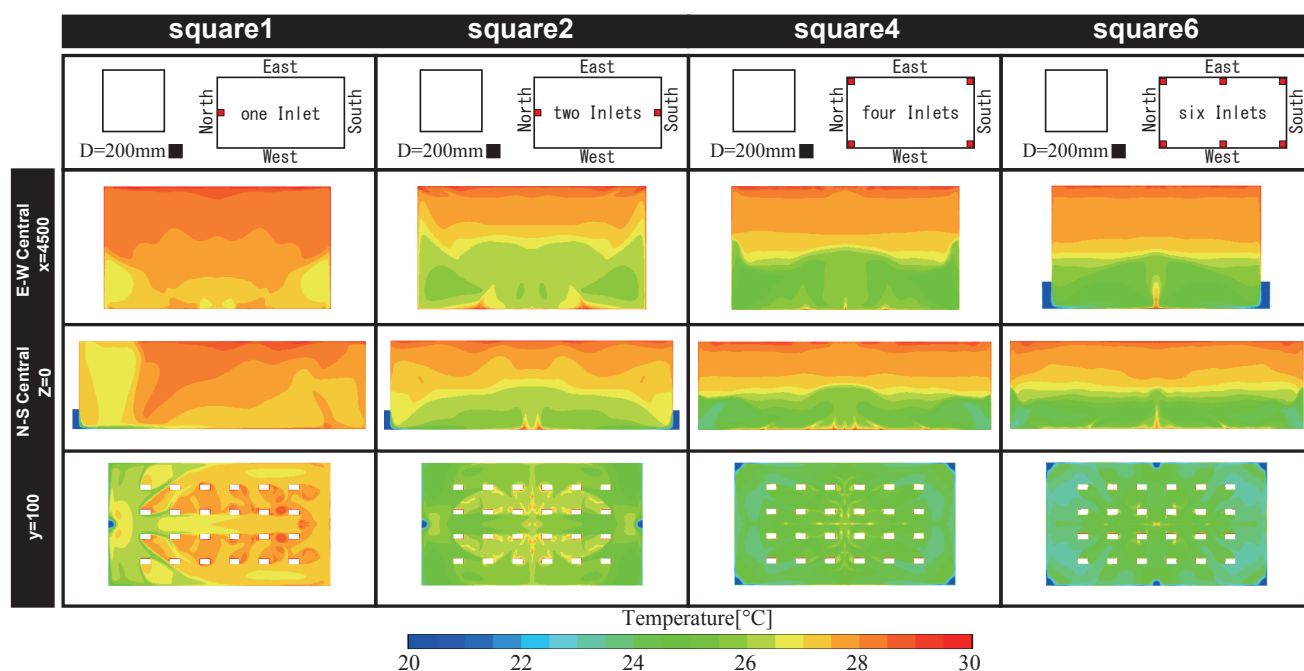


Fig. 6: Contours of air temperature

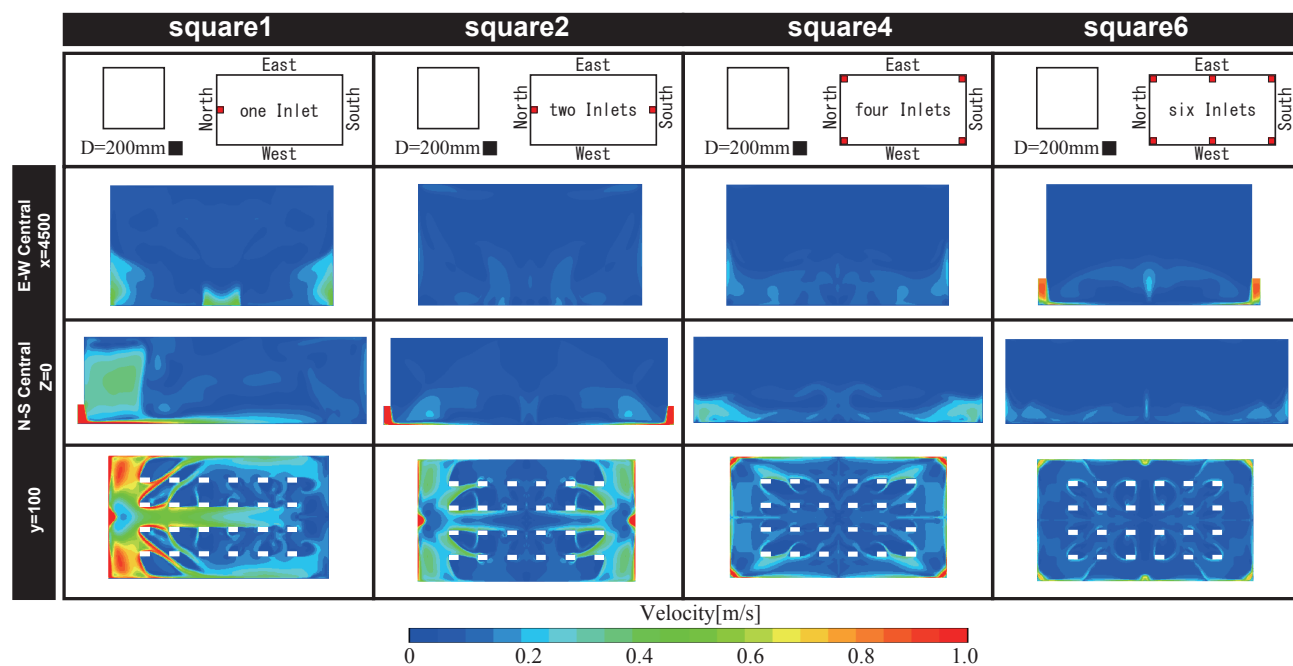


Fig. 7: Contours of Velocity

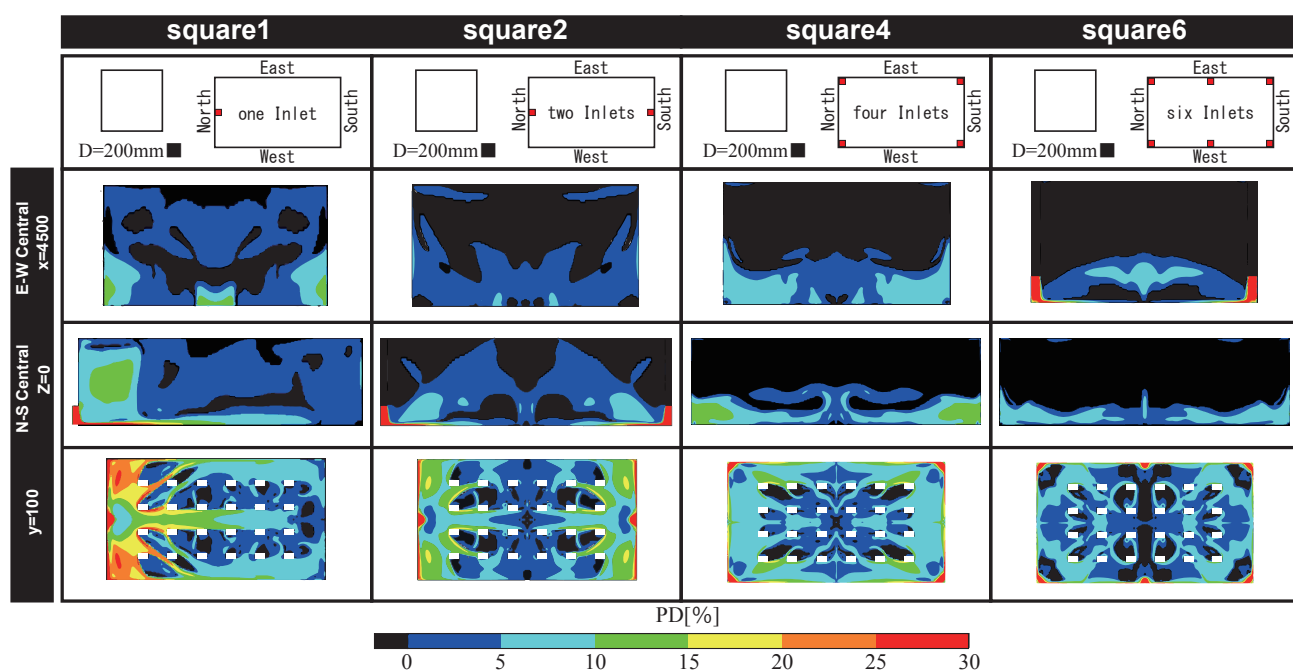


Fig. 8: Distributions of PD

5. おわりに

本報ではCFDを用いて吹出条件を変更したときのIJVによる温度分布と風速分布を把握し、ドラフトリスクについて検討を行った。得られた知見を以下に示す。

- ・円形と正方形では吹出口形状による室内環境の差は見られなかった。
- ・吹出口数1個では室内は均一な温度分布を形成し、2個以上になると温度成層を形成した。
- ・吹出口数を2個以上設けるとドラフトリスクは小さくなった。

今後は蓄積したデータを元に、室内を簡易的に予測できる計算モデルの構築を目指す。

参考文献

- 1) 山澤春菜、小林知広、山中俊夫、崔ナレ、松崎眞子：Impinging Jet Ventilation方式の室内環境予測に関する研究（その3）実大実験による置換換気・IJV方式の室内環境比較、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会、2020掲載予定
- 2) Mako Matsuzaki: Vertical Distribution of Temperature and Contaminant Concentration in a Room with Impinging Jet Ventilation System, The 40th AIVC-8th Tight Vent & 6th venticool Conference, 2019, pp.453-462
- 3) P.O.Fanger, A.K.Melikov, H.Hanzawa, J.Ring : Air Turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings 12(1988), pp.21-39
- 4) Z.Popiolek, A.K. Melikov : Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, Indoor Air 2008, 17-22 August 2008, Copenhagen, Denmark - Paper ID:718

CFD 解析を目的とした 4 方向天井カセット形エアコンの吹出し気流モデルに関する研究
(その 3) P.V. 法を用いた非等温吹き出し気流解析における最適 P.V. 面位置に関する検討
**Airflow Model of 4-way Ceiling Cassette Air-conditioner for CFD Analysis , Part3 Optimal Height
of P.V. Horizontal Surface with P.V. Method for Analysis on Non-isothermal Airflow**

○田中 佑亮 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)

崔 ナレ (大阪大学)

Yusuke TANAKA^{*1}

Tomohiro KOBAYASHI^{*1}

Narae CHOI^{*1}

山中 俊夫 (大阪大学)

袁 継輝 (大阪大学)

安田 智一 (大阪大学)

Toshio YAMANAKA^{*1}

Jihui YUAN^{*1}

Norikazu YASUDA^{*1}

^{*1} Osaka University

The purpose of this study is to suggest a CFD method for the airflow blown from Packaged air-conditioner (referred to as PAC) using the P.V. method which makes the analysis results more accurate and the analysis time shorter. In order to examine the optimal height of P.V. horizontal surface, we conducted an experiment to measure the airflow volume and airflow velocity distribution of the PAC airflow. This paper describes the results and considerations.

1. はじめに

近年、快適な室内環境を効率的に生み出そうとする動きが活発化している。室内環境には空調吹き出し口からの一次気流が大きく影響する為、空調機器の吹き出し気流性状予測が必要である。現在日本の多くの建物にパッケージエアコン (以下 PAC と略す) が導入されており、風温・風速を多様に変化できる PAC 吹き出し気流を正確に再現できるモデルは様々提案されているが確立されていない。よって本研究では、PAC 空調時の室内気流解析時に P.V. 法を用いた解析時間の短縮、解析結果の精度向上を可能とする簡易的な気流モデルの提案を目的とする。ここで P.V. 法 (Prescribed Velocity Method) とは、CFD 解析において吹き出し口近傍に風速規定面を設定し、風速・風向を与える事で解析精度を向上させる手法である。本報では、モデル構築の前段階として、P.V. 面の決定を目的とした、4 方向吹き出し PAC を対象とする等温・非等温条件での吹き出し気流風量及び風速分布の測定実験の結果を報告する。

2. 熱式風速計温度特性検証実験

2.1 実験目的

PAC 吹き出し風量測定に用いた熱式風速計 (レンジ: 0 ~ 30.0[m/s]、指向性) は測定気流の温度に対し指示値が変化する特性がある可能性が考えられた為熱式風速計の温度特性検証実験を行った。

2.2 実験概要

実験は大阪大学の実験室で行った。Fig.1 に実験機器の構成を示す。一定の風量を吐出し続けるファンに風量を測定するための超音波流量計と風量を調節するためのダンパーを Fig.1 に示す位置関係で金属ダクトで接続した機器を構築し、概ね一定の風量を記録しつつ吹き出し可

能な機器を構成した。またファンの吸込み口にドライヤーを 2 台設置し吹き出す気流温度を変化できるようにしている。実験方法を説明する。まずファンを移動させ吹き出し口における熱式風速計の指示値が約 7[m/s] (条件 A と呼称) または約 3[m/s] (条件 B と呼称) 程度となるようダンパーを調整する。吹き出し気流温度を熱式風速計で確認し、概ね吹き出し気流温度が定常になることを確認し

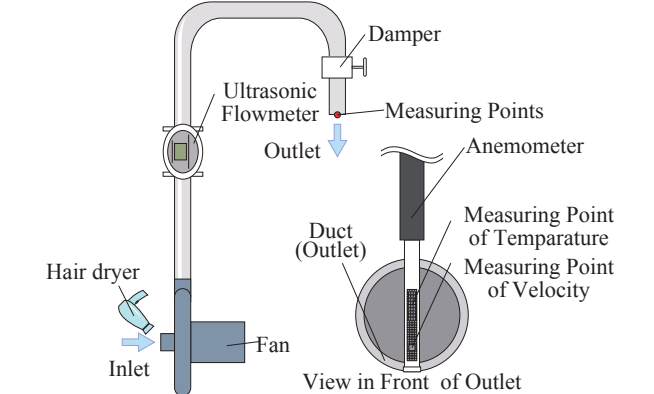


Fig.1 System Overview of Experiment

Table.1 Experimental Condition

Condition A.a	
Desired Temperature [°C]	18、20、25、30、32
Measuring Frequency [Hz]	1
Measuring Time [s]	30
The Number of Measuring Times	5 times / each Temperature
Desired Outlet Velocity [m/s]	About 7
Condition A.b	
Desired Temperature [°C]	15、18、20、24、28、32、36、40
Measuring Frequency [Hz]	1
Measuring Time [s]	30
The Number of Measuring Times	5 times / each Temperature
Desired Outlet Velocity [m/s]	About 7
Condition B	
Desired Temperature [°C]	14、18、20、24、28、32、36、37
Measuring Frequency [Hz]	1
Measuring Time [s]	30
The Number of Measuring Times	5 times / each Temperature
Desired Outlet Velocity [m/s]	About 3

た後、超音波流量計で流量の記録を行いながら熱式風速計で吹出し風速を測定した。風速の測定は測定周波数が 1[Hz] かつ測定時間が 30[s] の平均値を測定し、各吹出し気流温度に対しこれを 5 回繰り返して行った。次にドライヤーを稼働させ吹出し気流温度を上昇させ、目的の温度に到達、定常状態になる様に調整を行い先程同様に超音波流量計で流量の記録を行いながら熱式風速計で吹出し風速を測定した。この手順を検証する気流温度毎に行った。実験条件を Table.1 に示す。

2.3 実験結果

実験の結果を Fig.2 に示す。実験時は吹出し風量が多少の時変動をしたため、測定した吹出し風量の平均値を用いて測定風速の補正を行った。その後各条件の熱式風速計の測定結果よりそれぞれある気流温度を基準とする気流温度に対する熱式風速計が指示する風速の比を算出した。そして全条件の結果を重ねあわせ比較ができる様、気流温度が 21.48[℃] の時熱式風速計の指示する風速の

比が 1 となる様各条件時の風速比結果を補正し重ね合わせた結果を Fig.2 に示す。ここで 21.48[℃] は第 4 章で述べる実験における PAC 送風条件時吹出し気流温度の時間平均値である。全ての条件での結果に見られる傾向として、実際は同じ風速で温度が異なる気流に対して、測定する気流の温度が高くなるにつれて指示値が相対的に小さくなる傾向が見られた。条件 A の結果と条件 B の結果を大別し比較すると条件 A は風速が約 7[m/s] に対し条件 B は風速が約 3[m/s] だが、条件 A より条件 B の方が低温領域で指示する風速の比が比較的大きくなる特徴が見られた。第 4 章の実験で測定する気流の風速は 0 ～ 5[m/s] 程度の為、本研究では条件 B での実験結果を採用し、第 4 章の結果の補正を行う。

3. 実験室概要

本報では 4 方向吹出し PAC を対象とする等温・非等温条件での吹出し気流風量及び風速分布の測定実験を行った。この実験は大阪大学内の PAC を 2 台有する室

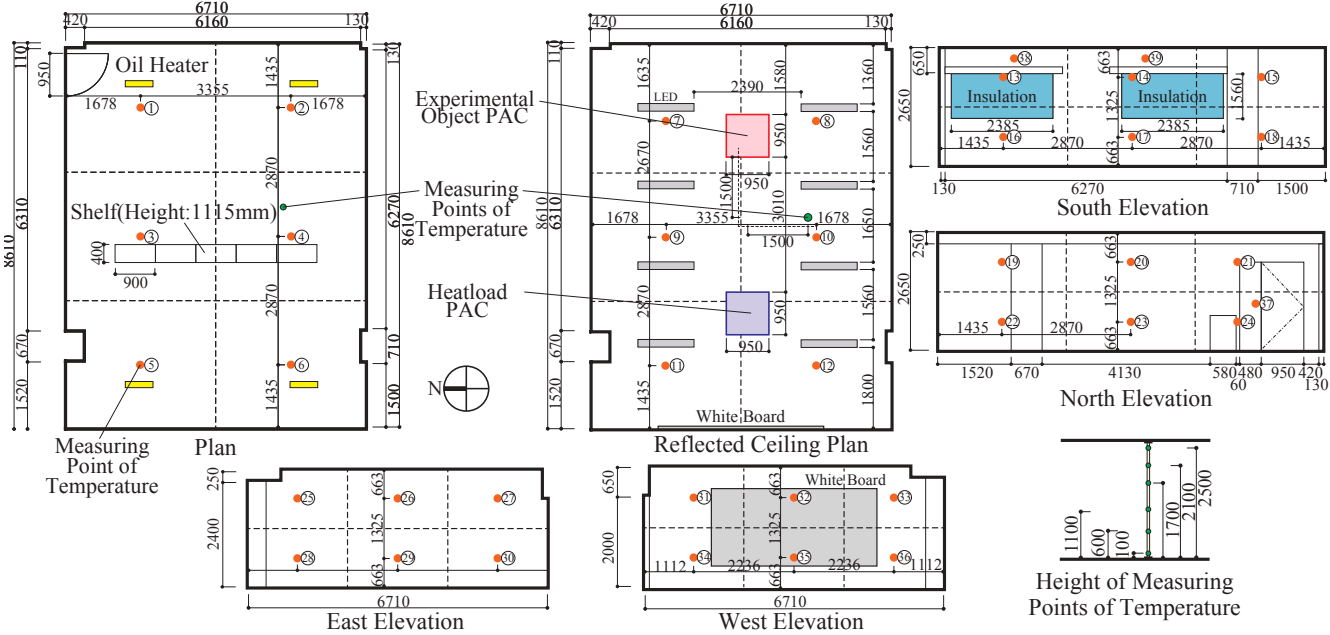


Fig.3 Plan , Reflected Ceiling Plan ,Elevation and Measuring Points of Experimental Room

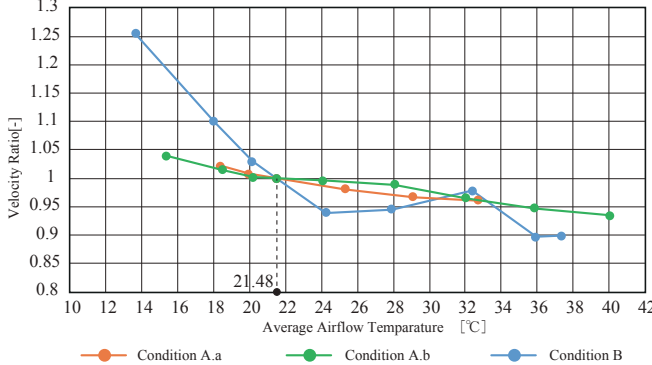


Fig.2 Relationship Between Average Airflow Temperature and Velocity Ratio

Table.2 Details of the PAC

Air Conditioning Mode	Fan・Cooling・Heating・Auto
Air volume	High・Middle・Low・Calm
Airflow direction	Model 1 ～ Model 5・Swing mode

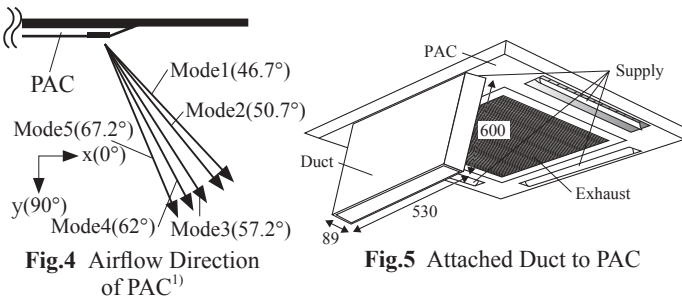


Fig.4 Airflow Direction of PAC¹⁾

Fig.5 Attached Duct to PAC

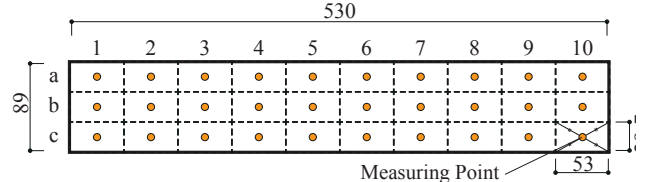


Fig.6 Measuring Points of Velocity

で行った。室の平面図、天井伏図及び立面図を Fig.3 に示す。本実験室は既往研究¹⁾で実験を行った室と同様で、対象とする PAC も同様である。本実験では東側に設置されている PAC を測定対象とし、この PAC の西側吹出し口のみ測定した。この PAC の仕様の概要を Table.2 に示す。既往研究¹⁾において実験対象 PAC の吹出し風向が明らかであるため Fig.4 にこれを示す。また風向の呼称も既往研究¹⁾と同様のものとする。実験室の窓は断熱している。実験室の床・天井・壁面には Fig.3 中の橙色の点で示す位置に T 型熱電対を設置、また緑色の点で示す位置に室内鉛直温度分布を測定する為に T 型熱電対を設置し第 5 章の実験中に同時に温度測定を行っている。PAC 吸込み口と北側吹出し口には温湿度計を設置し第 4 章・第 5 章の実験中同時に測定している。

4. PAC 吹出し風量測定実験

4.1 実験目的

本実験は PAC の送風・冷房・暖房条件における実際の吹出し風量を明らかにし CFD 解析時の境界条件及び第 5 章の実験における結果の補正を行う為の実験値を獲得する為に行った。

4.2 実験概要

本実験での PAC 吹出し風量の測定方法を説明する。実験対象吹出し口にダクトを取り付け、そのダクトの吹出し面で熱式風速計を用い測定を行った。このダクトは PAC の吹出し気流を整流させ、周辺空気巻き込みを防止し風量を測定し易くする目的で設置している。ダクト吹出し面を長辺方向に 10 分割、短辺方向に 3 分割の計 30 分割し、それぞれの面の中心点を測定点としその測定点での風速を分割された面の風速と考える。寸法・測定点については Fig.5 及び Fig.6 に示す。測定周波数は 1[Hz] かつ測定時間は 30[s/点] で、1 測定点に対してこの 30 個の測定値の平均値を記録する。実験は PAC の送風・冷房・暖房の 3 条件と風向モード 1 ～ 5 の総当りで

Table.3 Experimental Condition

Fan	Air Volume	High
	Airflow Temperature	—
	Load	—
Cooling	Air Volume	High
	Airflow Temperature	24[℃]
	Load	Heatload PAC (Heating・28[℃]・Low) Oil Heater(500[W])×4
Heating	Air Volume	High
	Airflow Temperature	24[℃]
	Load	Heatload PAC (Cooling・19[℃]・Low)

Table.5 Ratio of Corrected Average Air Flow

	吹出し平均温度 \bar{t} [℃]	温度特性による風速比 γ_T	平均風量 Q [m³/h]	補正平均風量 Q' [m³/h]	補正平均風量比 δ
送風	21.5	1.0	417.7	417.7	1.0
冷房	15.2	1.2	386.2	322.2	0.8
暖房	35.2	0.9	446.0	488.0	1.2

行った。実験条件を Table.3 に示す。

4.3 実験結果

実験結果を Table.4、Table.5 に示す。Table.4 は運転条件・風向モード毎の熱式風速計の温度特性を考慮しない測定結果である。結果を風向モード間で比較すると値のばらつきは見られるものの一定の傾向は見られなかった。また Table.5 の補正風速比 δ を比較すると、実験対象 PAC の送風・冷房・暖房条件の吹出し風量は測定に用いた熱式風速計の温度特性も考慮すると「強」の風量設定とした場合送風条件を基準として冷房条件では約 23% 減少し、暖房条件では約 17% 増加するという結果となった。

5. PAC 吹出し気流風速分布測定

5.1 実験目的

本実験は最適な P.V. 面位置の検討を行う際に必要な PAC 吹出し気流風速分布を獲得する為に行った。

5.2 実験概要

本実験も実験対象 PAC 西側吹出し口を対象に行った。Fig.7 に示す風速測定点にて超音波風速計 (レンジ: 0 ～ 10[m/s]、精度: $\pm(3[\%]\text{reading}+0.05[\text{m/s}])$) を用い三次元方向の風速を測定し各測定点における 60[s] の平均風速を得、その点での風速とした。測定周波数は 10[Hz] である。ここで Fig.7 に示す断面は、吹出し口の図芯を通り、室を東西に分断する鉛直断面である。実験条件は第 4 章の実験と同様であり Table.3 を参照されたい。

5.3 実験結果

実験結果を Table.6、Fig.8、Fig.9 に示す。Table.6 は実験中の PAC 吹出し・吸込み温度を示す。グラフ中の矢印は各測定点での風速ベクトルを示しており $0[\text{mm}] \leq y \leq 300[\text{mm}]$ の範囲の結果を示している。送風条件の風速ベクトルは Fig.8、Fig.9 の両グラフに同じものを示しており、送風条件の結果を基準に冷房条件または暖房条件の結果を比較できるようにしている。Fig.10 に各測定点での風速の x 成分・y 成分・スカラー量のグラフを示す。Fig.8 ～ Fig.10 は PAC 吹出し風量の違いを考慮する為に測定値に第 3 節の結果を用い、PAC が同じ風量を吹出したと仮定した場合の風速へ補正をして描いている。この補正では測定値を δ で除す計算を行っている。Fig.8

Table.4 Result of Experiment

Airflow Direction	PAC Airflow Volume [m³/h]		
	Fan	Cooling	Heating
Mode1	419.3	375.4	433.7
Mode2	425.1	372.1	439.8
Mode3	419.3	404.2	451.8
Mode4	407.9	379.9	449.9
Mode5	417.0	399.4	454.5
Average	417.8	386.2	445.9

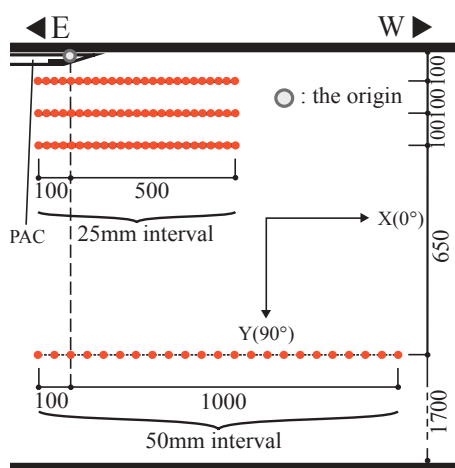


Fig.7 Measuring Points

Airflow Direction	Fan [°C]		Cooling [°C]		Heating [°C]	
	Supply	Exhaust	Supply	Exhaust	Supply	Exhaust
Mode1	25.8	25.8	14.8	24.5	42.2	24.5
Mode2	25.4	25.5	13.2	24.4	39.8	24.8
Mode3	26.6	26.4	13.2	24.0	39.6	24.8
Mode4	-	-	14.2	26.0	39.5	24.6
Mode5	27.0	26.9	14.0	26.0	40.4	24.2

Table.6 Average Temperature of Supply and Exhaust Airflow during the Experiment

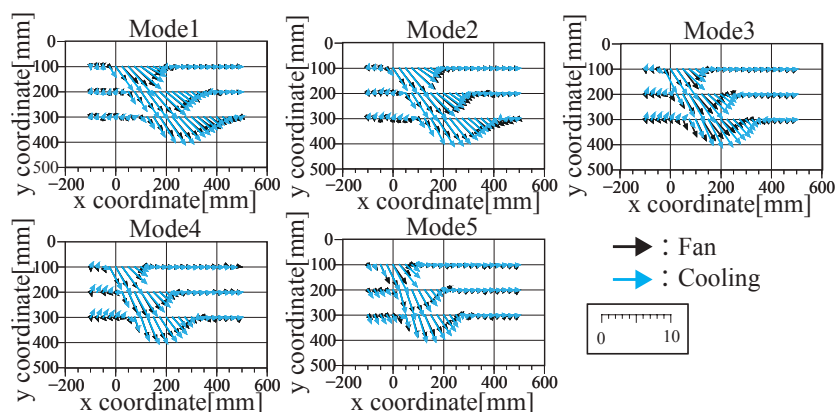


Fig.8 Velocity Vector Diagram under Fan and Cooling

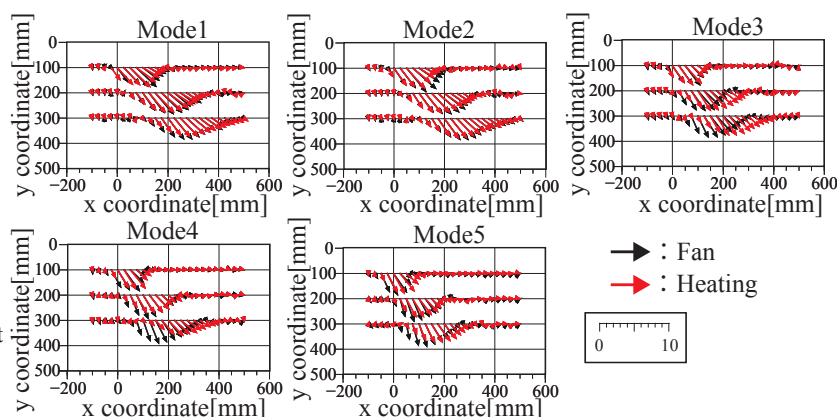


Fig.9 Velocity Vector Diagram under Fan and Heating

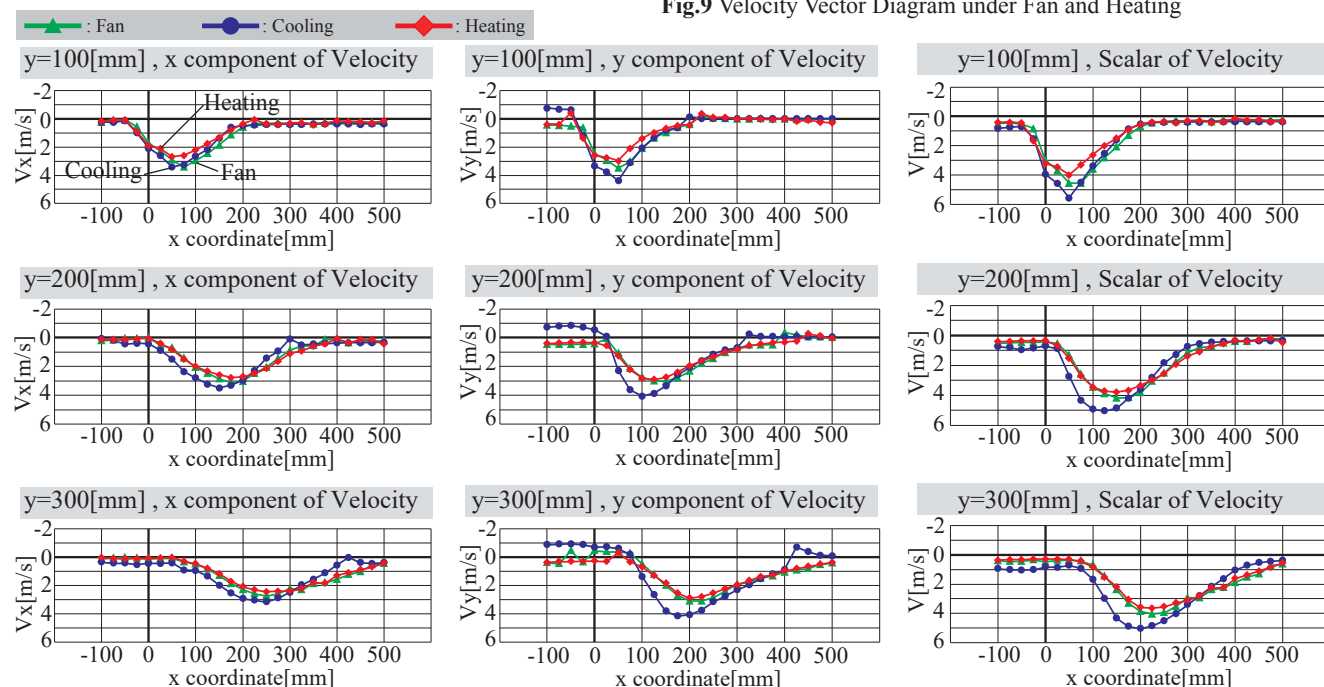


Fig.10 Component of Airflow Velocity (Mode2)

～ Fig.10 より送風・冷房・暖房条件での風速が風向モード毎に最も一致するのは $y=100[\text{mm}]$ の位置でありこの位置が本研究での最適 P.V. 面位置と考えられる結論となった。

6. おわりに

本報では P.V. 法を用いたパッケージエアコン吹出し気流の CFD 簡易再現手法を目的とし、その前段階とし最適な P.V. 面位置の検討を行った。次報では P.V. 面位置

を天井からの高さ $100[\text{mm}]$ として CFD 解析を行い、解析結果の比較及び精度の検証を行う。

謝辞

本研究は三菱電機(株)との共同研究によるものであり、ご協力頂きました関係者各位に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 安田智一、山中俊夫、小林知広、崔 ナレ: 時変動するエアコン吹出し気流の CFD 解析手法に関する研究 (その 5) X 型プローブによる 4 方向吹き出し PAC からの気流特性の把握、平成 30 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-75、2019.03

CFD 解析を目的とした 4 方向天井カセット形エアコンの吹出し気流モデルに関する研究 (その 4) P. V. 法を用いた CFD による非等温吹出し気流の解析

Airflow Model of 4-way Ceiling Cassette Type Air-conditioner for CFD Analysis Part4 CFD Analysis on Non-isothermal Condition Using P.V. Method

○安田 智一 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
袁 継輝 (大阪大学) 崔 ナレ (大阪大学) 田中 佑亮 (大阪大学)

Norikazu YASUDA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹

Jihui YUAN*¹ Narae CHOI*¹ Yusuke TANAKA*¹

*¹ Osaka University

Packaged air-conditioner (referred to as PAC) is widely introduced into buildings in Japan in recent years. In this paper, we did CFD analysis whose purpose is to reproduce the airflow blown from experimental PAC and compared the results between that gained from experiment and CFD analysis. While doing CFD analysis, we used P.V. method (Prescribed Velocity method) to make the analysis results more accurate and the analysis time shorter.

はじめに

近年の日本の建物には、空調機器として天井カセット形エアコンが多く導入されている。その吹出し気流の運転条件や吹出し風量、吹出し風向を様々に変更することができる。そのため、それぞれを組み合わせた条件の CFD 解析を行う場合は、その条件数が多く、全条件を解析を終えるには時間がかかる。加えて、これまでに、PAC 吹出し気流の CFD 解析手法に関する研究は行われてきたが、どれが適切であるかは明らかになっていない。したがって本研究の目的は、多様な吹出し条件を持つ天井カセット型エアコンの吹出し気流のモデルを作成することである。前報^{*1}では、4 方向吹出しパッケージエアコン (以下、PAC と略す) を対象に実験を行い、その吹出し気流の風向や風速などの性状に関するデータを獲得し、その結果から、CFD 解析で適用する P.V. 法 (the Prescribed Velocity Method) で風速及び風向を規定する P.V. 面の高さを決定した。本報では、実際に P.V. 法を用いた CFD 解析を行い、その解析結果と実験の結果を比較し、解析結果の精度について報告する。

1. 実験による 4 方向吹出し PAC の性状把握

実験は、大阪大学構内にある一般的な室で行われた。実験室の平面図、天井伏図、A-A 断面図を Fig.1 に、実験対象の 4 方向吹出し PAC の詳細を Fig.2 に示す。この実験対象 PAC の送風条件、冷房条件および暖房条件時の吹出し気流の性状把握のために Table.1 にまとめる実験を行い、その結果、実験対象 PAC の吹出し風量及び吸込み風量、吹出し風向、吹出し口付近での風速を測定した。また、実験結果を用い、CFD 解析で用いる P.V. 法を適用する時の P.V. 面高さを天井から 100[mm] の高さに設けることを決定した。こ

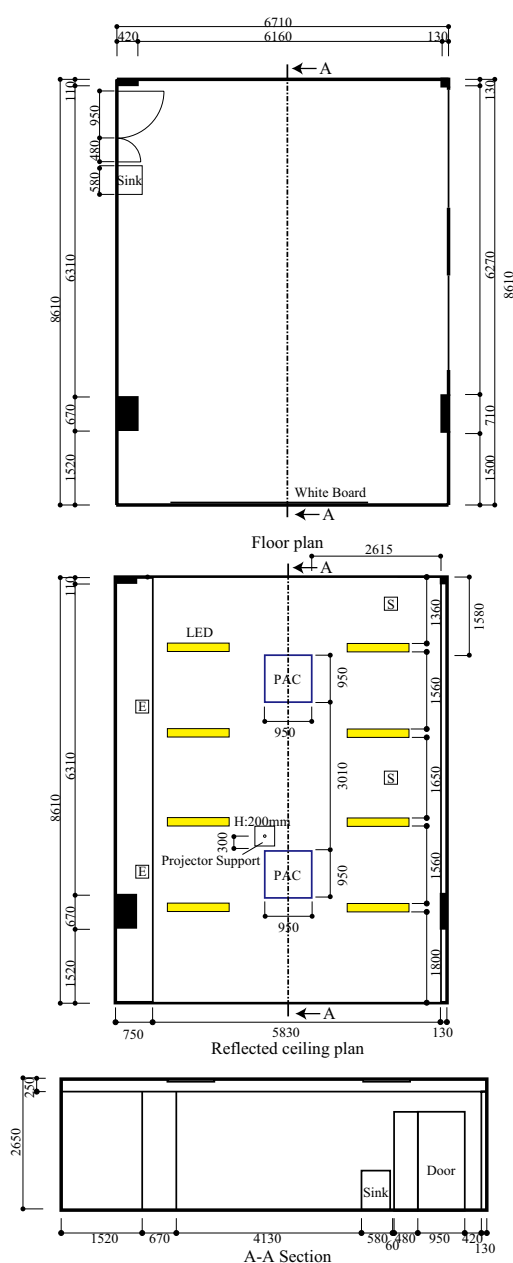


Fig.1 Experimental Room

の実験の詳細に関しては前報^{*1}を参照されたい。本報では、実験で得られたデータを CFD 解析の境界条件に用いて P.V. 法を用いた CFD 解析を行い、その解析結果と実験結果を比較した。

2. CFD 解析による吹出し気流の再現

2.1 解析概要

実験結果として獲得されたデータを用いて CFD 定常解析を行い、実験対象 PAC の吹出し気流の再現を試みた。今回行った CFD 解析の全条件共通の解析条件を **Table.2**、今回の解析で用いた CFD 解析モデルを **Fig.3** に示す。解析空間は、幅 8610[mm] 奥行 6710[mm] 高さ 2650[mm] の空間で、実験室を再現したモデルではあるが、天井の高さを均一で 2650[mm] に設定しているなど簡略化している点もある。**Fig.4** に解析モデル内に設定されている実験対象 PAC と熱負荷用 PAC のモデルの詳細を示す。流入境界には、各運転条件での吹出し流量と吹出し風向を矩形で簡略

化されたパネルに規定することによって各運転条件・風向モードの風量風向を再現した。ただし、実験では、4 つの吹出し口から吹出される風量はそれぞれ異なっていたが、CFD 解析では西側吹出し口から吹出されていた風量をほかの 3 つの吹出し口にも同様に設定した。加えて、冷房条件および暖房条件で機能させる熱負荷用 PAC の吹出し風量は、その PAC の東側吹出し口を実験で設けていないため、モデル内でもその位置には流出境界を設けず、ほかの 3 つの流出境界での風量を 4/3 倍にした。また、冷房条件および暖房条件の解析の場合は流入境界での吹出し気流の温度を実験で獲得したデータを設定した。流出境界として設けられたパネルには、各吹出し口の吹出し風量の合計値を吸込み風量として入力した。解析領域の境界には対数則条件を適用しており、非等温条件を解析する際は、実験を通じて獲得した壁面温度を境界条件として与えた。冷房条件の際に熱負荷として使用したオイルヒーターを模擬するための直方体にはオイルヒーターと同

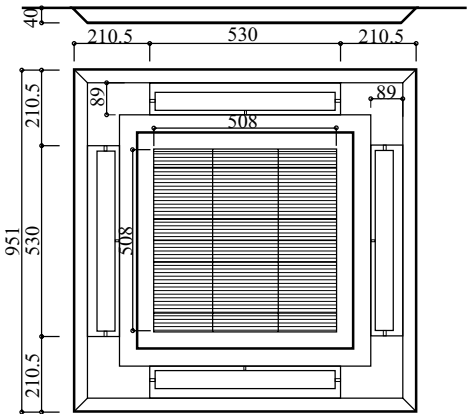


Fig.2 Detail of Air-conditioner
Table.1 Measuring Condition

Operating Mode	Fan only
	Cooling
	Heating
Airflow Volume Mode	High
Airflow Direction Mode	Model1~Model5
Measuring Point	Airflow Volume
	Airflow Direction
	Airflow Velocity

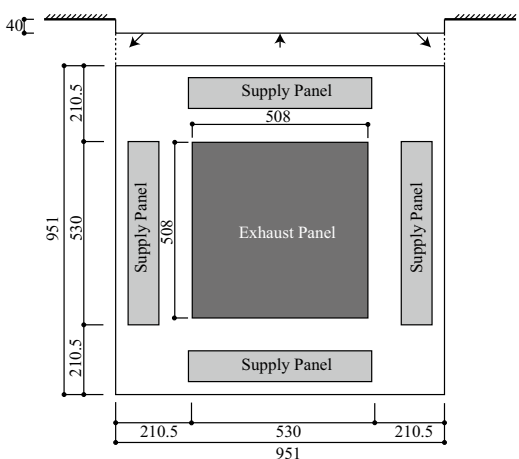


Fig.4 Detail of PAC Model
Table.2 CFD Analysis Condition

CFD Code	Cradle STREAM V14
Algorithm	SIMPLEC
Discretization Scheme	QUICK
Turbulent Model	Standard k-ε
Wall Treatment	Logarithmic Law

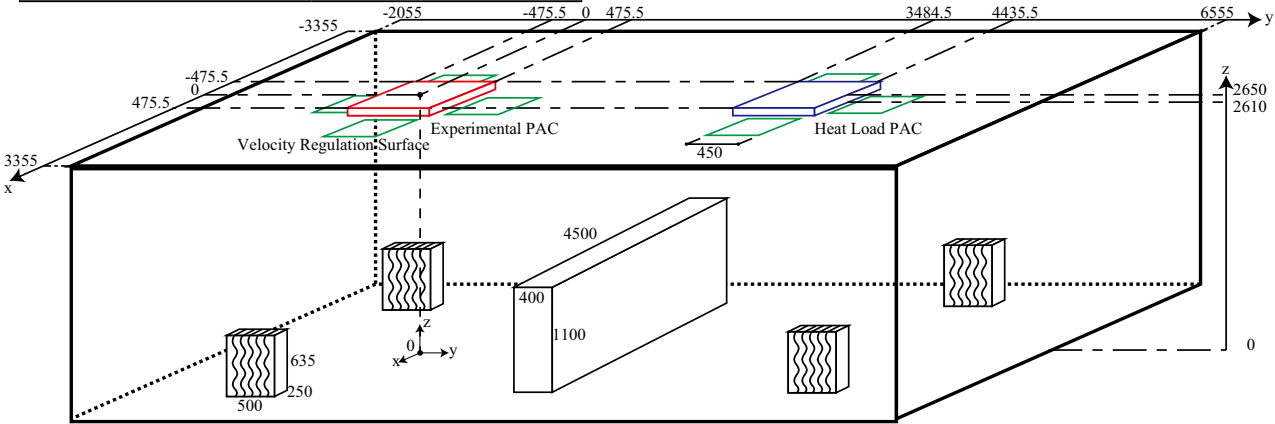


Fig.3 Analysis Domain

Table.3 Analysis Case

	Analysis Condition	Experimental Object PAC	Heat Load PAC
Airflow Volume[m3/h]	Fan	417.6	-
	Cooling	327/417.6	307.1
	Heating	487.8/417.6	307.1
Airflow Direction[°]	Fan	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	-
	Cooling	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	67.2
	Heating	46.7, 50.7, 57.2, 62, 67.2	46.7

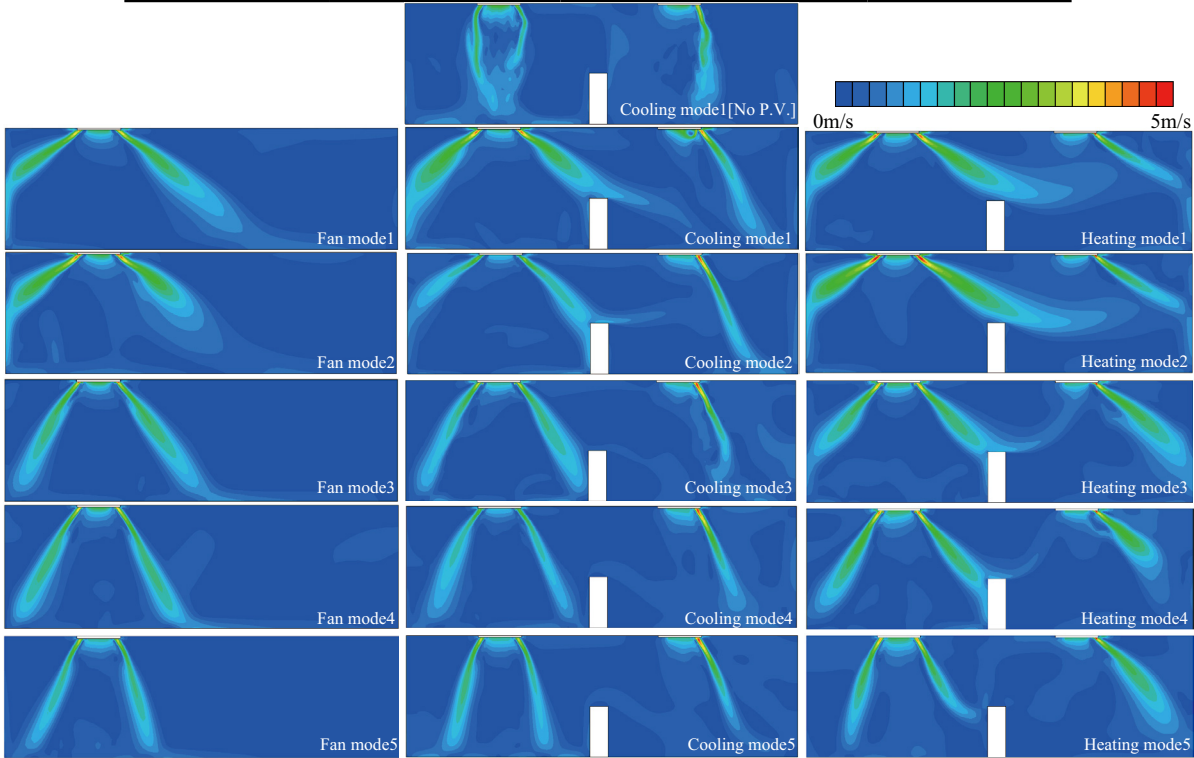


Fig.5 Velocity Contour

様の 500[W] を設定し、解析空間の 4 隅に配置した。

実験対象 PAC 及び熱負荷用 PAC の吹き出し口の下方 6[mm] の位置に、P.V. 面を設置し、それぞれに実験で獲得した風向風速を設定した。P.V. 面の 1 つの風向風速を与えるパネルのサイズは幅 450[mm] 奥行 25[mm] で、このパネルを各吹き出し気流の水平吹き出し方向に連ね P.V. 面を作成した。ただし、風速が 0.5[m/s] 未満の測定点に対応する位置には簡略化のため P.V. 面を設けていない。解析条件について **Table.3** にまとめる。

2.2 解析結果

対象 PAC の図心を通る、実験室の長手方向断面での風速コンター図を **Fig.5** に示す。各コンター図の左側に実験対象 PAC が設置されているが、どのコンター図でも PAC 吹き出し気流の設定風向方向に吹出されていることが分かる。冷房条件のモード 1 の P.V. 法の有無を比較すると、P.V. 法を適用することによって気流は直進し、解析精度が向上している様子が見られた。また、冷房条件および暖房条件のコンター図に着目すると、冷房条件では吹き出し気流が吹き出し口から離れた位置で下向き方向に、暖房条件では水平吹き出し方向に風向が変化していることが分かる。原因としては

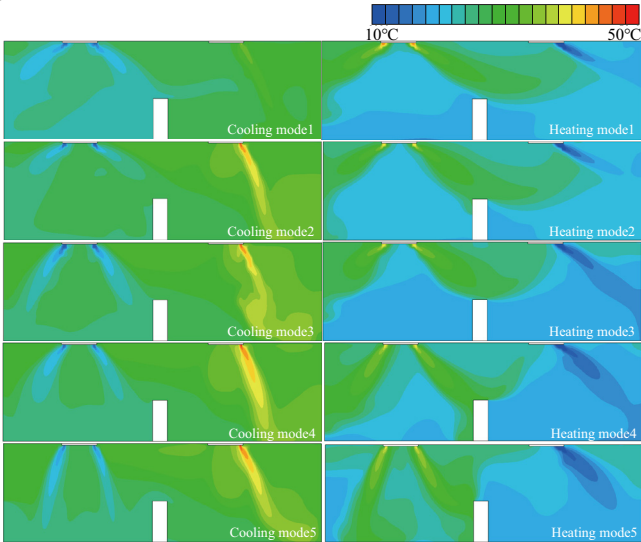


Fig.6 Temperature Contour

吹き出し気流の室温との温度差による浮力の影響が考えられる。**Fig.6** に冷房条件および暖房条件の温度コンター図を示す。温度コンター図からも、吹き出し口から離れた位置でその影響がみられる。**Fig.7** に、モード 3 での送風条件、冷房条件、暖房条件での、CFD 解析で得られた結果と実験で得られた風速測定値をベクトル図で比較したものを示す。精度検証用として獲得し

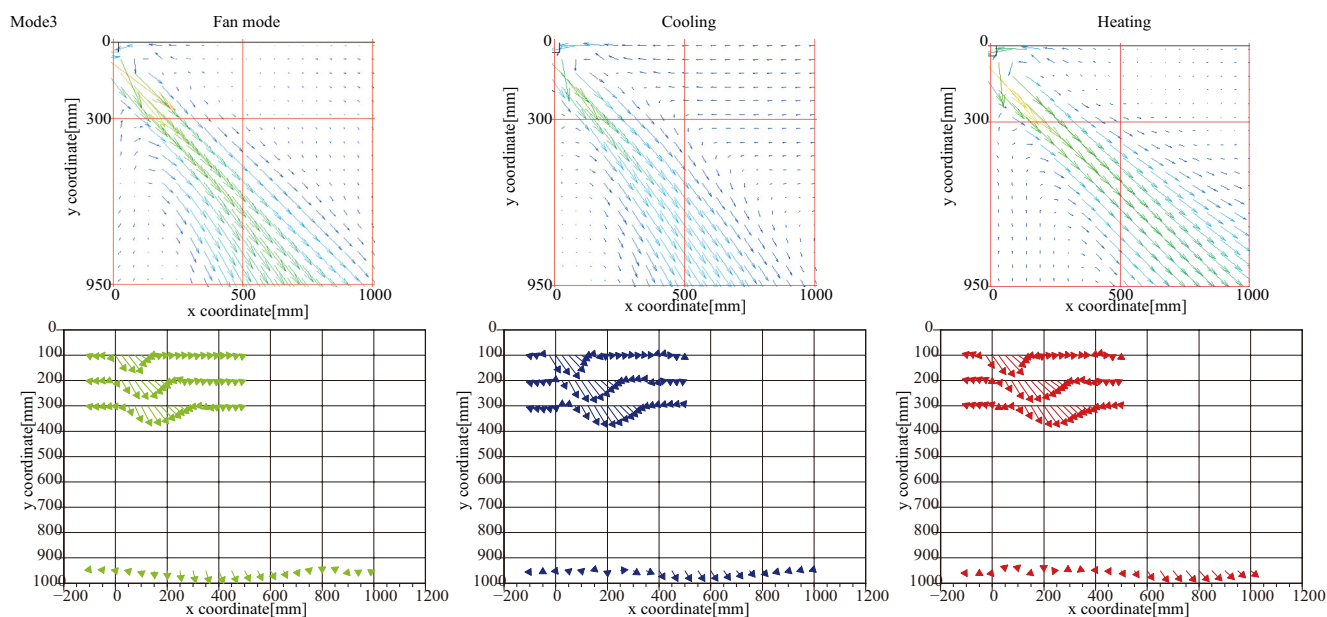


Fig.7 Velocity Vector

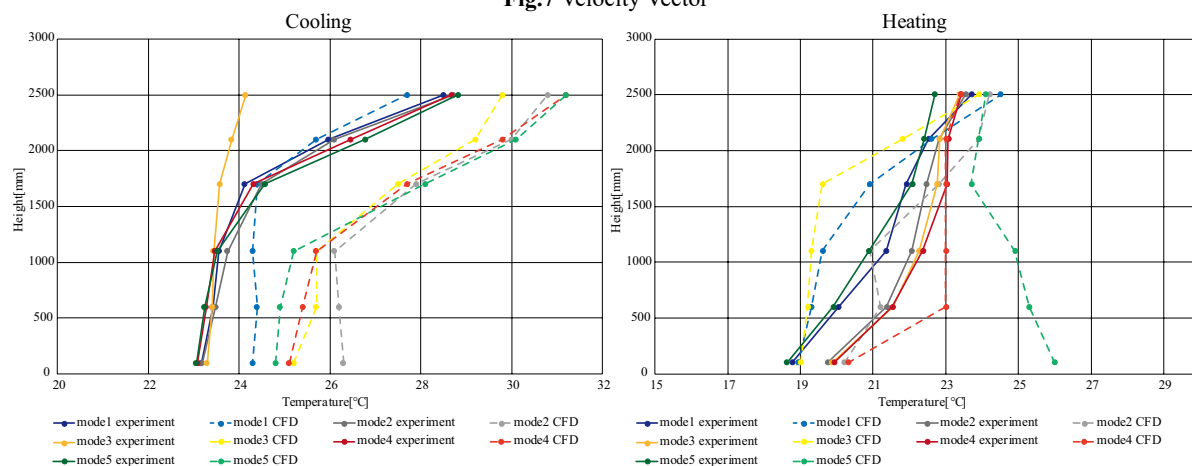


Fig.8 Vertical Temperature Distribution

た、天井から 950[mm] の高さでの風向風速分布を比較すると、どの運転条件でも最大風速の位置及びその大きさがおおむね一致していることが分かった。このことから、CFD 解析の精度はについて、風速に関しては正確であるということが分かった。Fig.8 に、冷房条件および暖房条件での実験で突っ張り棒と T 型熱電対を用いて測定した室内の鉛直温度分布と、CFD 解析による室内温度測定点と同様の座標での温度を比較したグラフを示す。一部の条件では実験値と CFD 解析値がよく一致しているが、多くの条件では温度が一致しない結果となった。冷房条件で、多くの風向条件で CFD 解析結果による鉛直温度分布のほうが温度が高いという結果が出たため、熱負荷 PAC の吹出し気流の影響が大きいためであると考えられる。暖房条件時は風向設定ごとの鉛直温度分布の違いに傾向は見られなかった。暖房条件のモード 5 の CFD 解析の結果の床から 100[mm]、600[mm]、1100[mm] の位置で温度が高くなっているが、付近の棚に沿って暖房気流が流れているためであると考えられる。今後は、PAC 吹出し口に乱流統計量を規定や風速規定面に与える風

向風速の値を調整することで、実験対象 PAC 吹出し気流の風速分布や室内の鉛直温度分布の再現精度の向上を試みる。

まとめ

本報では、前報で獲得した 4 方向吹出し PAC の吹出し気流性状データを用いて CFD 解析による吹出し気流の再現を試みた。その結果、風速分布はおおむね再現できたが、温度分布の再現性は良くなかった。今後は温度分布を主とした再現性の向上を図る。

謝辞

本研究は三菱電機（株）との共同研究によるものであり、ご協力いただきました関係者各位に感謝いたします。

参考文献

- 1) 田中、山中、小林、袁、崔、安田：CFD 解析を目的とした 4 方向天井カセット型エアコンの吹出し気流モデルに関する研究（その 3）P.V. 法を用いた非等温吹出し気流解析における最適 P.V. 面位置に関する検討、令和元年度空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集掲載予定、2020.03

ブリーズラインを用いた暖房時窓近傍の熱環境制御に関する研究
(第3報) X型熱線風速計を用いた風速測定に基づく吹出し気流特性の把握及びCFD解析
Study on Thermal Environmental Control Using the Breeze Line Diffuser Near the Window
During the Heating Period
(Part III) Characteristics and CFD Simulation of the Outlet Airflow Based on the Measurement
by X-probe Hot-wire Anemometer

○盛 紹宇 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)

袁 継輝 (大阪大学)

加藤 正宏 (鹿島技術研究所)

弓野 沙織 (鹿島技術研究所)

Shaoyu Sheng^{*1}Toshio YAMANAKA^{*1}Tomohiro KOBAYASHI^{*1}Jihui YUAN^{*1}Masahiro KATOH^{*2}Saori YUMINO^{*2}^{*1} Osaka University ^{*2} KAJIMA Technical Research Institute

Breeze line diffuser has the complex outlet airflow characteristic due to the slight outlet size and the effect of the deflection panels which setting inside of the diffuser. To know the velocity and turbulence statistics distribution of diffuser's outlet surface, a hot-wire anemometer with an X-type probe was used to measure the three-dimensional outlet velocity in high sampling frequency. Velocity distribution is being modeled and turbulence statistics are calculating. A CFD model of the outlet air flow is tried to build by using the experimental data. The result was compared to the airflow data measured in the free field in the previous study.

1. はじめに

ペリメータ空間によく使われているブリーズライン型ディフューザでは、細長い吹出し面を持ち、また内蔵する制気パネルの影響により、複雑な吹出し気流特性がある。本研究では、ブリーズライン型ディフューザの暖房時の窓近傍温熱環境をCFDにより予測する手法の開発を行なうため、吹出し気流のモデル化を目的とする。吹出し気流性状の把握のため、前報¹⁾では、ブリーズライン型ディフューザを自由場に設置し、吹出し面積と温度をパラメータとして、各条件での吹出気流分布特性を実大実験による把握した。本報では、気流のモデル化手法を検討するため、X型プローブ熱線風速計を用いディフューザの吹出面における詳細気流分布特性を把握した。測定値からモデル化した成分風速データを境界条件として、吹出気流の詳細CFD解析を試した。また、乱流エネルギー k と乱流散逸率 ε をパラメータとして、それぞれの気流分布に対する影響を検討した。

2. 実験概要

実験の対象としたシステム天井用のブリーズライン型ディフューザをFig.1に示す。暖房効果が強い吹出の中心部から吹き出す条件での吹出し面詳細風速測定を行った。

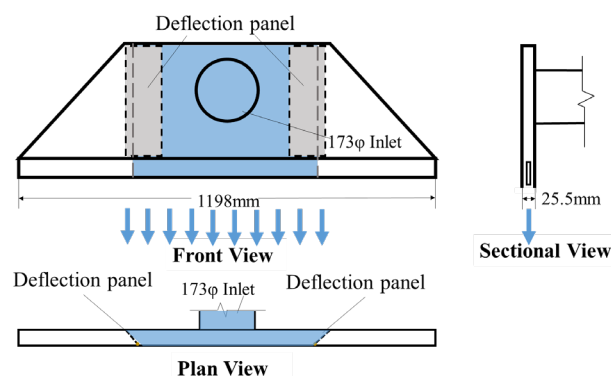


Fig.1 Detail view of the breeze line diffuser

Fig.2のように、高さ3mの天井の中心にディフューザを取り付け、ダクトファンを用いて、等温気流を吹き出す。吹出し風量を把握、調整できるように、直管部に超音波流量計、吸込みにVDダンパーを設置した。今回の実験では、風量200m³/hとして、吹出し面の詳細風速分布を測定した。

3. 測定方法

ブリーズライン型ディフューザは左右対称の幾何特性を持つため、吹出し面風速測定はディフューザの右半分のみ行った。熱線風速計のサポートとプローブ部分を電動トラバースに固定し、FL+2997mm（吹出し面から

3mm) の高さで測定を行った。

Fig.3 と Fig.4 に示すよう、吹き出し面の長辺中心を原点、中心から 7 断面 ($X=0, +100, +225, +250, +275, +350, +400$)、各断面 4mm 間隔で 11 点、計 $7 \times 11 = 77$ 個の測定点を設置した。X 型熱線プローブの物理特性により、2 成分風速しか測定できないため、同じ測定点においてサポートを 90° 回転すること (Fig.5) により二回 (uw, vw) の測定を行い、各測定点の 1000Hz、60 秒間、 uvw 三成分風速を測定した。

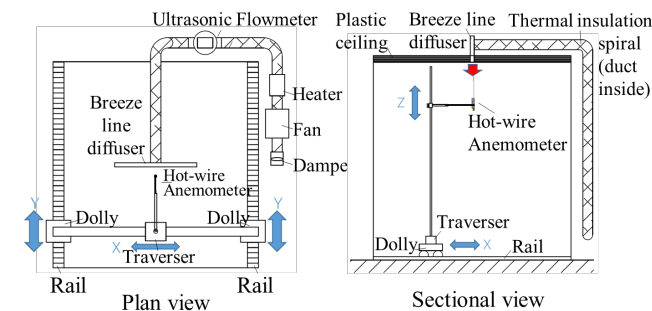


Fig.2 Overview of outlet and measurement system

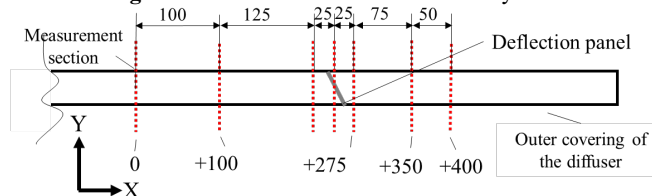


Fig.3 Locations of the outlet wind velocity measurement sections

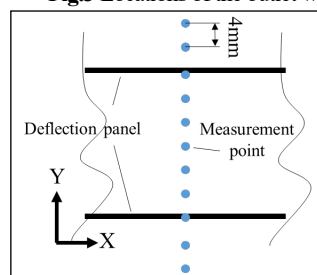


Fig.4 Locations of measurement points

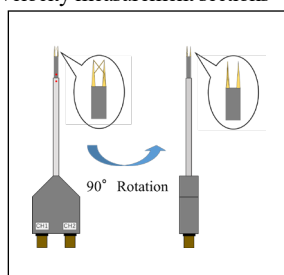


Fig.5 Image of probe's rotation

4. 風速分布のモデル化と乱流統計量の計算

4.1 風速分布のモデル化

熱線風速計の測定結果は uv, vw 両方向ずつ、Fig.6 と Fig.7 に示す。また、 uvw 三成分風速それぞれのディフューザ長辺と短辺断面における分布の折れ線図も作成した。

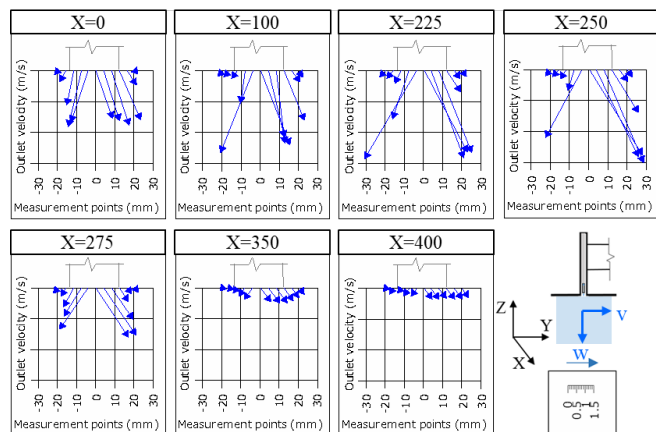


Fig.6 Vector velocity of section X

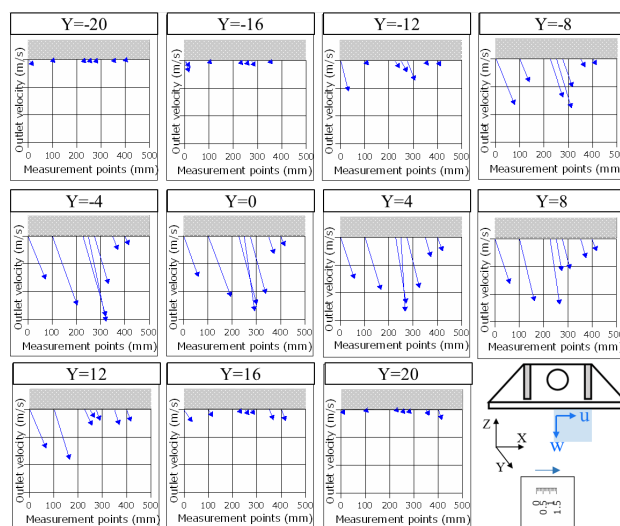


Fig.7 Vector velocity of section Y

Fig.6 に示すように、 $X=350$ と $X=400$ 断面の吹き出し流が中心の主流部分 ($X=0 \sim X=275$) に対して非常に小さいため、モデル化の際には $X=0 \sim X=275$ 断面のデータのみ使用する。同じく、Fig.7 に示すよう、Y 断面は $Y=\pm 12$ 範囲内のデータをモデル化する。

X 断面におけるデータを uvw 三成分風速別で分析し、0 を中心として両側のデータを左右平均した。Fig.6 による、各断面の 0 の所の風向は右側に傾いているが、測定誤差として取り扱い、Fig.8 に示すように v 成分風速を 0 にして、吹き出し気流を鉛直方向に修正した。

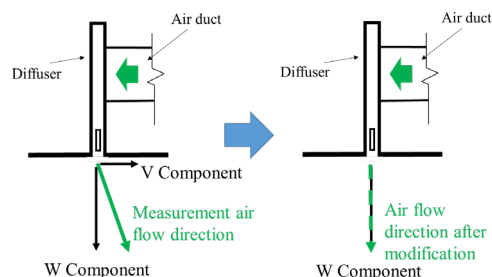


Fig.8 Image of direction modification at the central section

また、 uvw 三成分風速別で、 $X=0 \sim X=275$ 断面における分布を平均し、平均後の結果を各風速成分が X 断面における分布を表す。平均後の結果から、各 X 断面の元の風速大きさ関係を再現する為、同じく uvw 三成分別で $Y=-12 \sim Y=12$ 断面の大きさ関係を平均し、平均後の結果を Y 断面 (吹き出し面長辺方向) の大きさ分布特徴として、平均化後の各 X 断面の大きさ関係を修正する (Fig.9)。また、Y 断面分布特徴を近似曲線による関数化することにより、X 断面のデータを補間する。境界条件として使用するモデル化風速結果を Fig.10 と Fig.11 に示す。

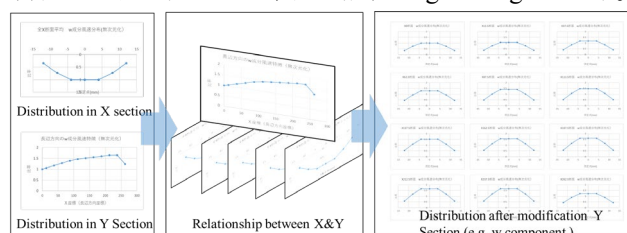


Fig.9 Image of modification between X&Y section

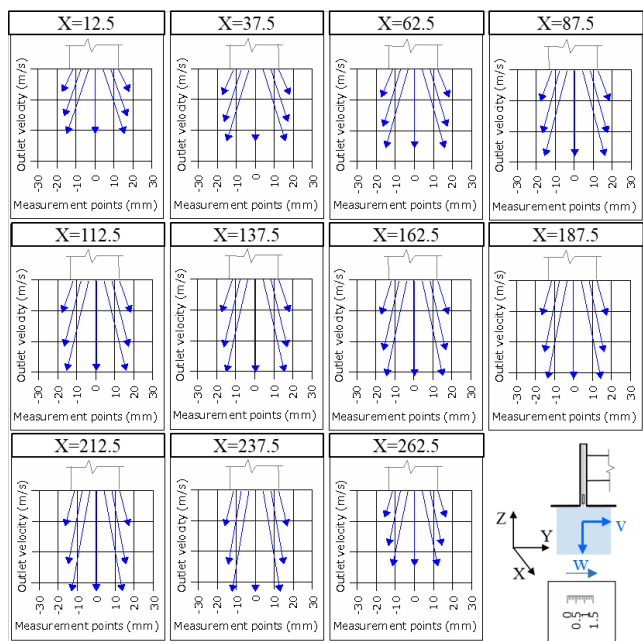


Fig.10 Vector velocity(vw) of section X after modification

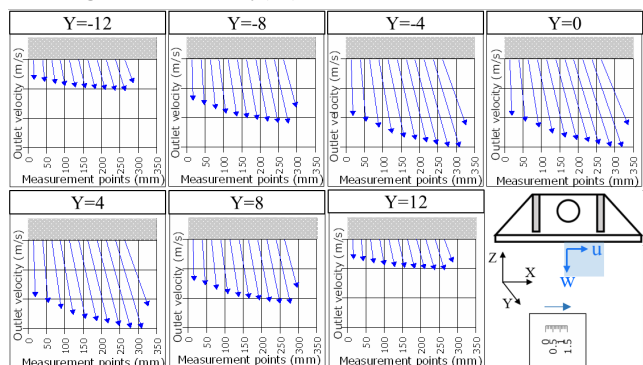


Fig.11 Vector velocity(uw) of section Y after modification

4.2 乱流統計量の計算

各測定点の uvw 三成分風速の 1000 Hz、60 秒間のデータに基づく、乱流統計量を以下の式³⁴⁾から算出する。

$$k = \frac{1}{2} (\overline{u'u'} + \overline{v'v'} + \overline{w'w'}) \quad (1)$$

$$\varepsilon = C_D \frac{k^{\frac{3}{2}}}{l} \quad (2)$$

$$\overline{u'_i(t)u'_i(t+\tau)} = \lim_{T=60} \frac{1}{T} \int_0^T u'_i(t)u'_i(t+\tau) dt \quad (3)$$

$$\rho_i(\tau) = \frac{\overline{u'_i(t)u'_i(t+\tau)}}{(\overline{u'_i(t)})^2} \quad (4)$$

$$T_i = \int_0^{60} \rho_i(\tau) d\tau \quad (5)$$

$$\Lambda = \overline{u} T_i \quad (6)$$

$$l = C_D^{\frac{1}{4}} \Lambda \quad (7)$$

式中使用した記号を下記に示す

k : 乱流エネルギー [m^2/s^2] τ : 微小時間間隔=0.001[s]
 ε : 乱流散逸率 [m^2/s^3] ρ_i : 自己相関係数
 C_D : モデル係数=0.09 T_i : 流れ特徴時間[s]
 l : 流れの長さスケール[m] Λ : 積分長さスケール[m]
 u', v', w' : 成分風速 u, v, w の変動成分[m/s]

風速分布モデル範囲内の乱流エネルギー k と流れの長さスケール l のデータを採用し、それぞれの平均値 ($k=0.738[\text{m}^2/\text{s}^2]$ 、 $l=0.00224[\text{m}]$) を吹き出し気流の乱流特性を代表する数値として、CFD 解析に使用する。

5. 吹き出し気流の詳細 CFD 解析

5.1 解析概要

解析空間とディフューザ吹き出し面の詳細モデルを Fig.12 と Fig.13 に示す。基準の解析条件を Table.1 に示す。

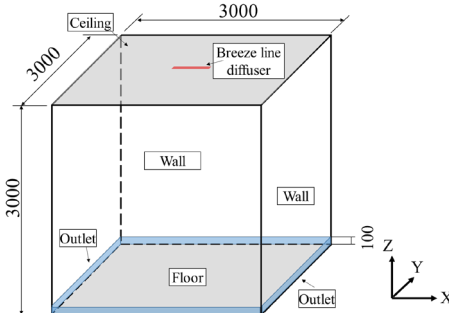


Fig.12 Image of outlet space in CFD model

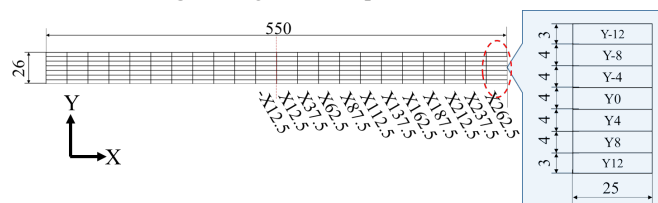


Fig.13 Distribution of boundary condition at outlet surface

Table.1 Calculation Conditions used in CFD

Analysis Method	CFD code	STREAM V14.1
	Turbulence Model	Standard k-ε model
	Algorithm	SIMPLER
	Discretization Scheme	QUICK
Boundary Condition	Number of Mesh	742560
	Ceiling	No-slip
	Wall	Free-slip
	Floor	No-slip
Turbulence statistics	Inlet	Velocity regulation
	Outlet	Flow rate regulation
	Kinetic energy k	$0.738[\text{m}^2/\text{s}^2]$
	Dissipation rate ε	$34.38[\text{m}^2/\text{s}^3]$

Fig.13 に示すように、吹き出し面を $7 \times 22=154$ 個の吹き出境界面に分けて、Fig.10 と Fig.11 に示す各点の uvw 三成分風速データをそれぞれの境界面風速条件として使用した。また、便宜的に境界条件としての風速分布や乱流統計量を変更することによる実験データの再現の可能性について検討を行なうため、同じ風速分布条件で乱流エネルギー k を 2 倍 ($k=1.476[\text{m}^2/\text{s}^2]$) と 3 倍 ($k=2.214[\text{m}^2/\text{s}^2]$) に拡大した条件、吹き出し面中心部風速を拡大した条件、風向を修正した条件の解析も行った。修正のイメージを Fig.14 に示す。

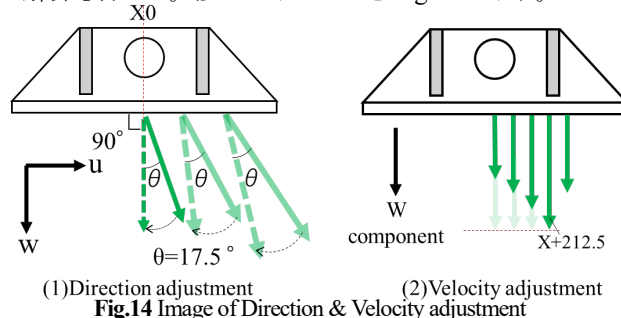


Fig.14 Image of Direction & Velocity adjustment

5.2 解析結果と分析

CFD 解析の結果と前報の実験データより、吹出し空間内の風速分布図を作成した。X 断面はディフューザの垂直方向、Y 断面はディフューザの水平方向、0 はディフューザ中心を通過する位置を表す。

(1) Y 面における風速分布

Fig.15 と Fig.16 より実験結果と解析結果を比較し、居住域内の気流拡散は両方ともディフューザ中心の直下から $\pm 1\text{m}$ の範囲に達したが、CFD 解析結果では、顕著な二山の分布特性があり、 1m/s の風速到達範囲は、鉛直方向は実験結果と合っているものの、水平方向、特に中心部の風速が過小に評価される。また、Fig.17 により、同じ風速条件で、乱流エネルギー k の拡大と共に、気流到達範囲は顕著に縮小していることも明らかとなった。

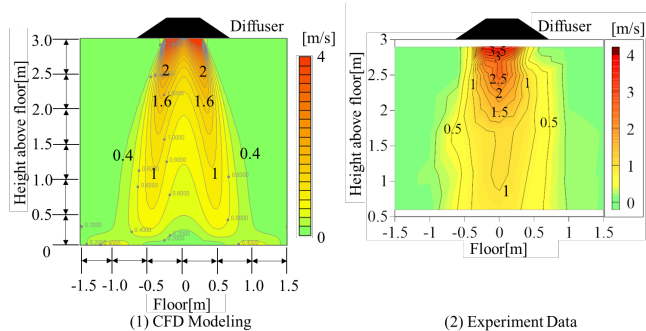


Fig.15 Scalar wind speed of section Y=0

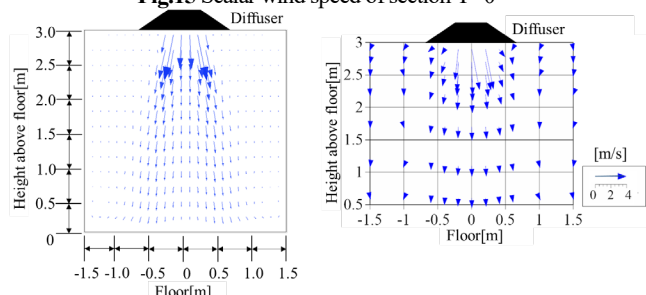


Fig.16 Vector velocity of section Y=0

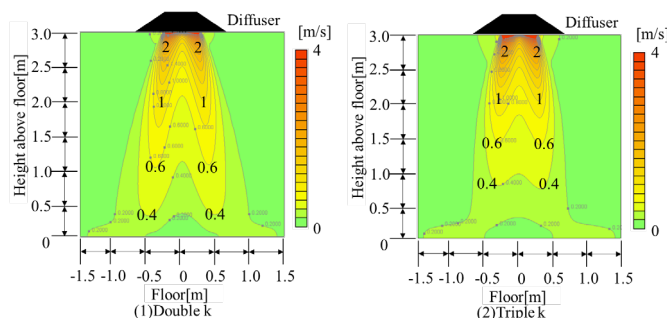


Fig.17 Scalar wind speed of section Y=0 after k adjustment

Y 断面の解析結果が二山分布になってしまう原因を検討する為、中心部風向の鉛直方向からずれた角度を基準として、全境界面の風向を中心へ同じ角度を回した条件、また中心部 w 成分風速を拡大した条件の解析結果を Fig.18 と Fig.19 に示す。Fig.18 に示すように、風向修正と風速修正両方とも、風速は 0.5m/s の吹出し気流の拡散範囲がよく再現されており、吹出し面中心部の u 成分風速（風向）及び w 成分風速がモデルによる風速再現特性

に影響を及ぼすことがわかる。一方、 1m/s 以上の高速気流は一定な二山分布が見られている。

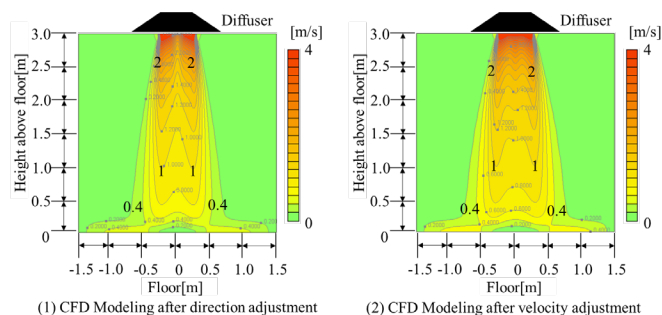


Fig.18 Scalar wind speed of section Y=0 after adjustment

(2) X 面における風速分布

ディフューザの短辺方向から見ると (Fig.19)、Y 断面と違い、気流の速度分布と拡散範囲が概ね再現されており、一定な予測精度を有することがわかる。

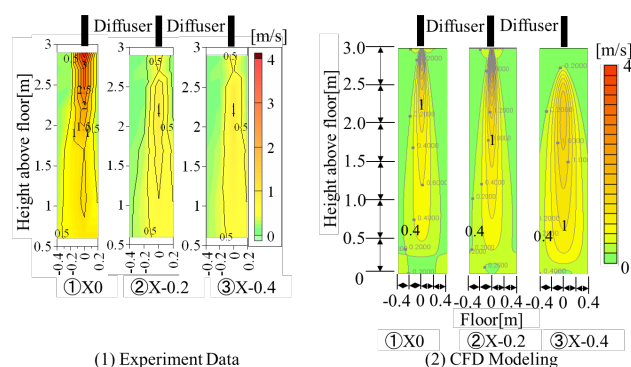


Fig.19 Scalar wind speed of section X=0

6. まとめ

本報では、X型熱線風速計を用い、ブリーズライン型ディフューザの詳細吹出し面風速分布を把握し、分布特性をモデル化した。モデル化した風速データと乱流統計量の計算結果に基づく、吹出気流を詳細 CFD 解析による再現を試したが、一定の再現性がみられたが、吹出中心下の風速など実験結果と一致しない部分は存在する。次報では、解析結果の格子依存性を検討の中心にして、解析モデルの精度向上を図る予定である。

【謝辞】

ディフューザを提供頂いた空研工業(株)と空調技研工業(株)に感謝致します。

【参考文献】

- 1) 盛紹宇、山中俊夫、小林知広、袁継輝、加藤正宏、弓野沙織：ブリーズラインを用いた暖房時窓近傍の熱環境制御に関する研究（第1報）自由場における吹出し気流の温度・風速の三次元分布，空気調和・衛生工学会近畿支部学術発表会論文集，第48回，2019.3
- 2) 盛紹宇、山中俊夫、小林知広、袁継輝、加藤正宏、弓野沙織：ブリーズラインを用いた暖房時窓近傍の熱環境制御に関する研究（第2報）制気パネル調整による吹出し気流の温度・風速の三次元分布に与える影響，空気調和・衛生工学会学術講演会講演論文集，2019.9
- 3) 中村育雄：乱流現象，株式会社朝倉書店
- 4) 日本流体力学会：流体力学ハンドブック第2版，丸善株式会社

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1) 吹出し風量分布の計算手法

Design Method of Natural Ventilation System with Perforated Metal Duct Ceiling (Part1) Calculation Method of Supply Air Flow Rate Distribution

○ 若狭 弥保 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)

Miho WAKASA^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1} ^{*1}Osaka University

Installing natural ventilation (NV) system in high-rise buildings helps us to save energy consumption of ventilation and air conditioning. In this study, Perforated Metal Duct Ceiling (PMDC), the ceiling-mounted rectangular ducts are proposed for installing NV system in high-rise buildings. Its bottom surface is made of perforated metal, so fresh outdoor air passes through the ducts, and the air gradually supplied to the room below at low velocity. In this paper, the authors developed the air flow network model to predict supply air flow rate distribution and its results were compared with CFD for validation.

1. はじめに

一般的なオフィスにおいて換気空調にかかる消費エネルギーは全体の約 50% に及び¹⁾、自然換気導入による大きな省エネルギー効果が期待される。

その一方で、一般的に自然換気が運用される外気温度の下限値は 15℃ と設定されるが、このとき吹出風速によってコールドドラフトによる不快感が懸念される場合がある²⁾。また間仕切壁などで隔たれた室空間がある場合、水平方向の自然換気経路確保の為欄間やパスダクトが必要となる³⁾。そのため、個室間仕切壁の多い空間による自然換気システムの導入は難しいのが現状である。

そこで本研究では、水平方向の換気経路を室奥まで確保することを目的として、下面部がパンチングメタルで構成された角ダクトを室の天井面に設置した自然換気システムの導入を提案する。本報では、ダクトから執務室内への吹出し風量の予測方法として換気回路網計算を用いたモデルを提案し、モデルの概要及び予測結果を報告する。さらに、CFD 解析を行い、回路網計算モデルの風量予測結果と比較することにより精度を検討する。

2. 自然換気システム概要

2.1 有孔ダクト

本研究で提案する自然換気システムの概要、ダクトの概念図を Fig.1、Fig.2 に示す。自然換気口から給気された新鮮空気は、幅 500mm、高さ 350mm の下面部が有孔板で構成されたダクト（以下、NV ダクトと呼ぶ）を通っ

て室の奥まで運ばれる。NV ダクトの下面部はパンチングメタルで構成されているため、新鮮空気はこの開孔部から室内に低風速で給気される。この自然換気システムのメリットは主に 3 つ挙げられる。

- ・ドラフトリスクの抑制による自然換気可能期間の拡大
- ・冷却されたパンチングメタルからの放射効果
- ・間仕切り壁を有する室空間への自然換気導入の可能性

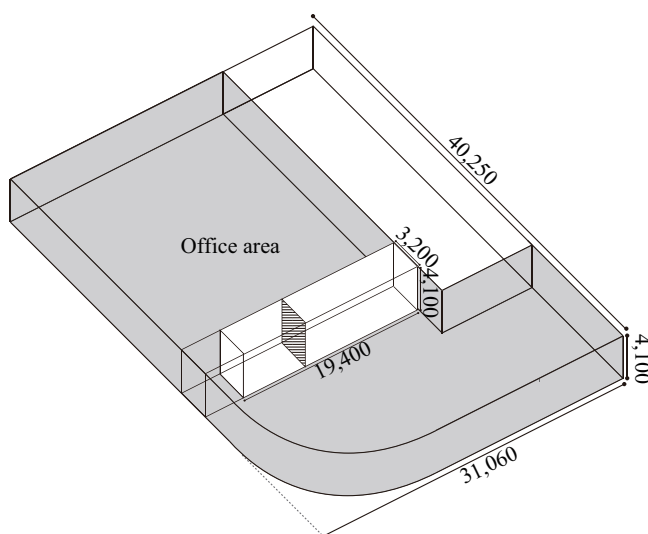


Fig. 3 Isometric view of the building

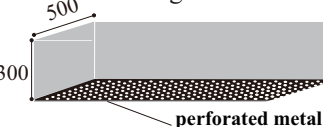


Fig. 2 Detail of NV Duct

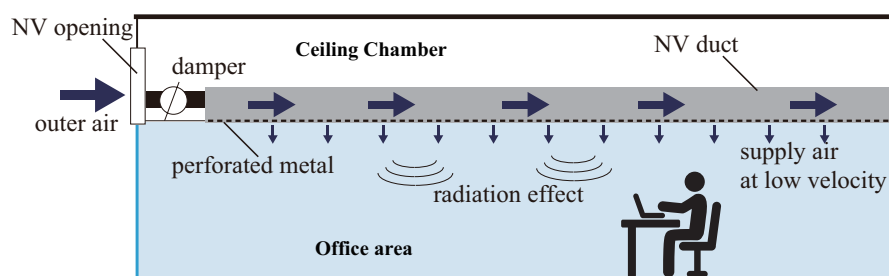


Fig. 1 Schematic of Perforated Metal Duct Ceiling

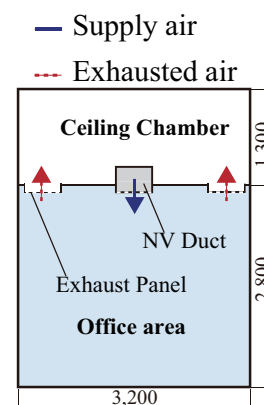


Fig. 4 Air conditioning System

2.2 空調方法・換気経路

本システム導入を想定した建物の概要図を Fig.3 に、Fig.3 斜線部の断面における執務室内の換気手法の概略図を Fig.4 に示す。執務室には、幅 3,200mm、奥行 19,400mm、高さ 4,100mm のシステムが等間隔で並んでいる。自然換気システム運用時、自然換気口から導入された新鮮外気は天井面に設置されたダクトを通り、下面部のパンチングメタルより給気される。排気は Fig.4 の両端にあるパネルから行われ、空気が執務空間から天井チャンバー内へ運ばれる。天井チャンバーに設置されたパスダクトを通じて重力換気が行われるシャフトに誘引され屋上空間で外気へ排気される。

3. 換気回路網計算による吹出し風量の算定手法

3.1 一列法

換気回路網計算では、ある区切られた室や空間を節点、節点同士の間に存在する流動抵抗を枝管として捉え、節点同士を結ぶことにより、換気経路を回路のように表す。本報では、一列法⁴⁾と呼ばれる解法を用いて換気計算を行う。この解法は、流れの方向が一方向である一列に並んだ空間の換気量計算をする際に用いられる。モデルの概要を Fig.5 に示す。

一列法では、初めに最上流の節点の Fig.5 における圧力 P1 を仮定する。仮定値を代入し各節点の圧力、節点間の流量を算出し、下流まで計算を行う。このとき、最下流の節点 3 において、仮定値 P1 を変数とする、流入量と流出量の収支がとれるはずである。この変数 P1 の

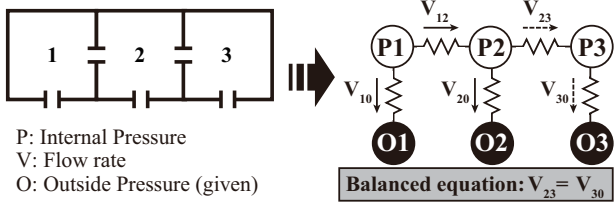


Fig. 5 Example of network model

真値を繰り返し計算により求める。

3.2 モデル概要

本研究では大空間の中に並んだ幅 3,200mm、奥行 19,400mm、高さ 2,800mm の空間 1 区切りを抽出し、この計算対象空間内で NV ダクト内の給気量と吹出し風量の収支が成り立つと想定する。換気回路網モデルを Fig.6 に示す。有孔ダクト内部を微小区間で区切り、これを節点とし、節点間に生じる抵抗を枝として考える。

NV ダクトの入口部分の微小区間内の静圧 P₀ を仮定し、繰り返し計算により静圧 P₀ の真値を求める。

以下、モデルの基礎式を示す。

①自然換気口から有孔ダクトへ導入される風量 V₀

$$V_0 = \alpha_o A_o \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{out} - P_0^j|} \quad (1)$$

②有孔ダクトの微小区間からの室内吹出し風量 V_r

$$V_{ri} = \alpha_r A_r \sqrt{\frac{2}{\rho} |P_{i-1} - P_{room}|} \quad (2)$$

③微小区間から下流側の微小区間へ流入する流量 V

$$V_i = V_{i-1} - V_{ri} \quad (3)$$

④微小区間内の静圧 P

連続する微小区間において全圧の収支式を立てると、

$$\left\{ P_i + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{V_i}{A_d} \right)^2 \right\} - \zeta \cdot \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{V_{i-1}}{A_d} \right)^2 = \left\{ P_{i-1} + \frac{\rho}{2} \cdot \left(\frac{V_{i-1}}{A_d} \right)^2 \right\} \quad (4)$$

となる為、微小区間 i における静圧は以下の式で求める。

$$P_i = P_{i-1} - \frac{\rho}{2 A_d^2} \{ V_i^2 - (1 - \zeta) V_{i-1}^2 \} \quad (5)$$

NV ダクトの最も下流側に存在する微小区間 n の開口部は微小区間をつなぐ開口とパンチングメタル内の開孔部だけであるから、以下の収支式が成り立つはずである。

$$E^j(P_0) = -V_{n-1} + V_{r_n} = 0 \quad (6)$$

二分法を用いて、収支式 (6) が成立する P₀ を算定する。

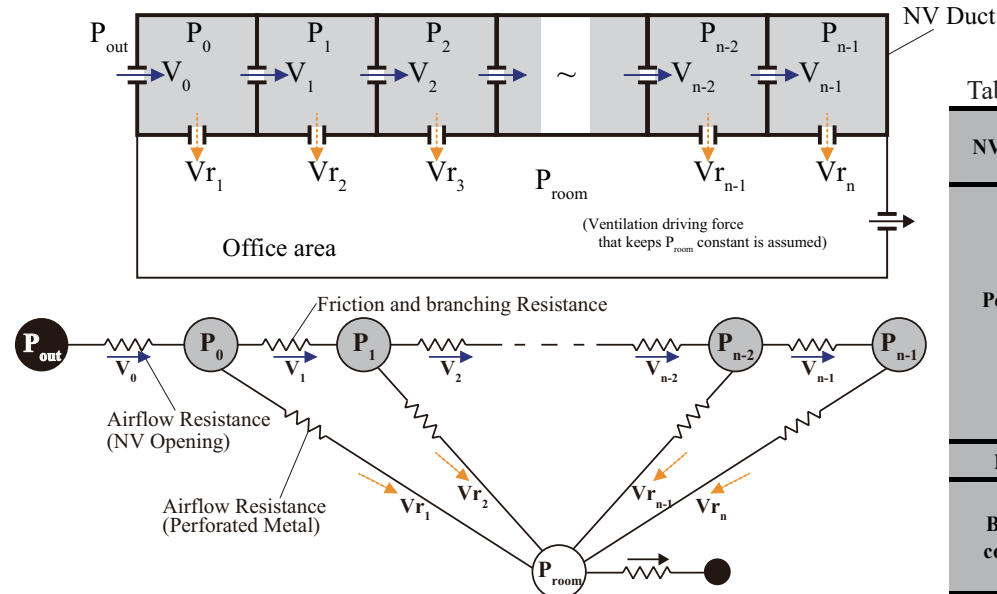


Fig. 6 Schematic of network model

Table 1 Calculation conditions

NV openings	$\alpha_o[-]$	0.65
	$A_o[m^2]$	0.175
Perforated Metal	$\alpha_r[-]$	0.086
	$\beta[-]$	0.097
	$d_p[m]$	0.4
	$l_p[m]$	1.22
	$C[-]$	1.604
	$K[-]$	152.3
	$A_r[m^2]$	0.081
NV Duct	$A_d[m^2]$	0.175
Boundary conditions	$P_{out}[Pa]$	0
	$P_{room}[Pa]$	-10
	$\rho[kg/m^3]$	1.2

3.3 計算条件の設定

換気回路網計算で用いた各計算条件を Table 1 に示す。また、境界条件として、外気圧を 0Pa、室内圧を -10Pa と与え、室内圧が一定となるような換気駆動力があるものと仮定している。

パンチングメタルの開孔部で与えられる抵抗係数 K は比例定数 C 、抵抗値の開孔比 β 、孔径 d_p 、ピッチ l_p を用いて以下の式から求める⁵⁾。

$$K = C \cdot (1 - \beta) / \beta^2 \quad (7)$$

$$\beta = \left(\frac{\pi}{2\sqrt{3}} \right) \cdot \left(\frac{d_p}{l_p} \right)^2 \quad (8)$$

ゆえに流量係数 α_r は以下の式で求められる。

$$\alpha_r = \frac{1}{\sqrt{K}} \quad (9)$$

微小区間で生じる抵抗値は、NV ダクト内表面の摩擦による圧力抵抗 ζ_1 及びパンチングメタルから空気が流出する際に発生する分流抵抗 ζ_2 が考えられるが、抵抗値の推定が難しい。そのため本研究では、 $\zeta = \zeta_1 + \zeta_2$ とし、 ζ の値をパラメータとして 0.004 から 0.04 の間で 8 条件変化させて計算を行った。

3.4 計算結果

圧力損失係数 ζ をパラメータとした換気回路網計算モデルによるダクト内通過風量、吹出し風量、ダクト内の静圧分布、全圧分布、換気回数の計算結果をそれぞれ Fig. 7 ~ 11 に示す。 ζ の値が小さいほど、換気回数が増加し、室内への吹出し風量分布は一樣となる。また、 ζ の値に関わらず、下流側になるにつれて全圧は減少していくが、 ζ の値が小さい場合、ダクトの奥の部分では静圧がやや上昇する傾向が見られた。

4 CFD 解析

4.1 解析空間・解析条件

解析空間のアイソメ図、NV ダクトの境界条件を Fig.12 に示す。解析条件を Table 2 に示す。

換気回路網モデルで計算を行った空間が対称性を持つため、計算負荷軽減を目的として、換気回路網モデルと同様の空間を二等分して計算を行った。

CFD モデリングにあたって、NV ダクト下面部のパンチングメタルの開孔部は計算負荷軽減の為、厚みのない面として圧力損失を与えて計算を行った。この圧力損失面には、流れ方向に垂直な成分のみを整流して通過させる抵抗を仮定している。ダクト内表面の境界条件は対称面、下面部以外では対数則とした。

4.2 解析結果

空間の中央断面部分である $x=0.01m$ における風速、静圧分布を Fig.13、14 に示す。流入口から離れていくほどダクト内の風速、静圧が減少していることがわかる。

4.3 回路網計算モデルと CFD の比較

CFD 解析による NV ダクト内通過風量分布の計算結

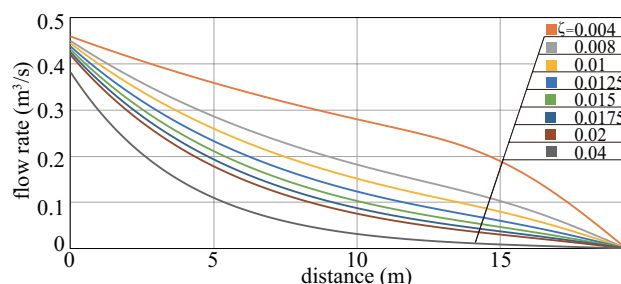


Fig. 7 Air flow rate in NVduct (V_i)

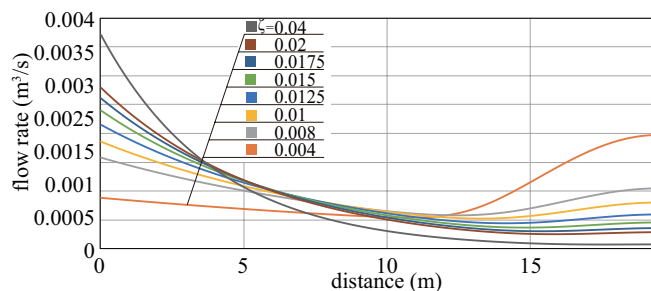


Fig. 8 Supply air flow rate (V_r)

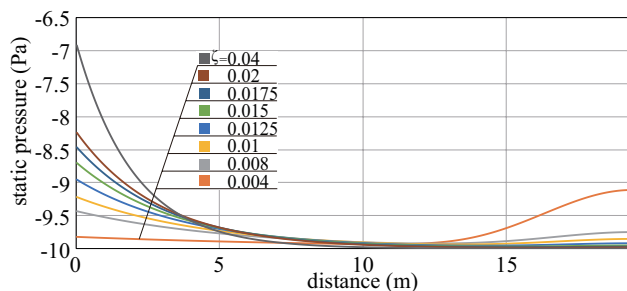


Fig. 9 Static pressure in NVduct (P_i)

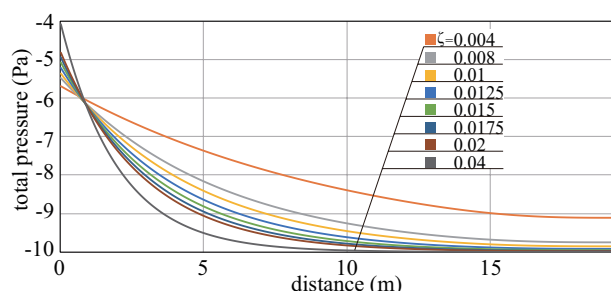


Fig. 10 Total pressure in NVduct

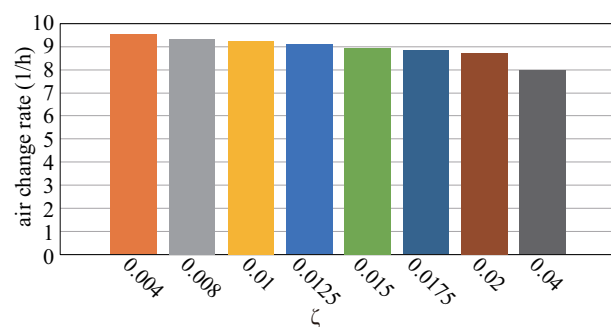


Fig. 11 Air change rate

果を自然換気口からの流入量で除し無次元化したところ、全解析条件においての同様の分布となったことから、ダクト内の風量分布は流入量に依存しないと考えられる。そこで、回路網計算モデルとCFD解析によって得られたダクト内通過風量を自然換気口への流入量で無次元化して比較することとした。Fig.15に回路網計算モデルとCFDによる無次元風量分布を重ねて示す。 $\zeta=0.01$ で与えた回路網計算モデルとCFDの結果が概ね一致している。この結果から、今後の回路網計算モデルによる検討では $\zeta=0.01$ することでパンチングメタルの開孔率やNVダクトの寸法などの最適化検討が可能であると示

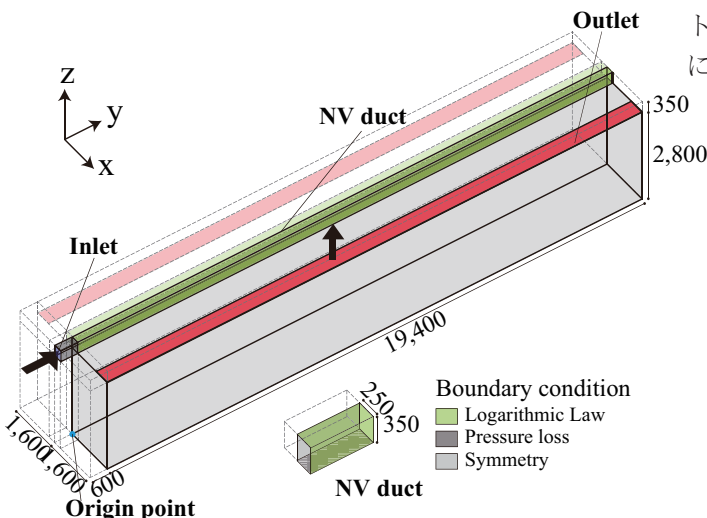


Fig. 12 Study model of CFD

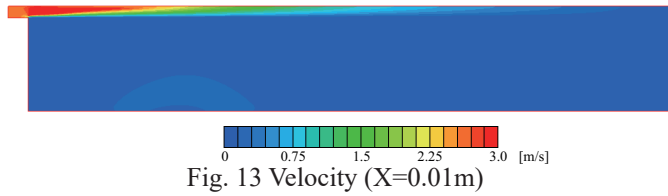


Fig. 13 Velocity (X=0.01m)

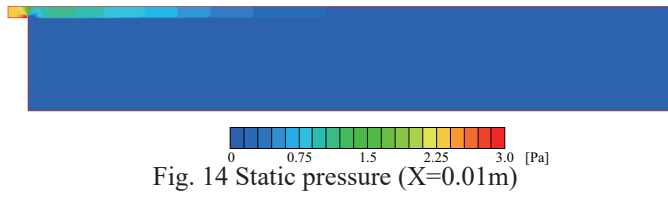


Fig. 14 Static pressure (X=0.01m)

【記号表】	
V_0	: 自然換気口から流入風量
V	: ダクト内通過風量
V_r	: 有孔板開孔からの吹出し風量
P	: 微小区間内の静圧
α_o	: 自然換気口の流量係数
A_o	: 自然換気口の開口面積
α_r	: パンチングメタルの流量係数
β	: パンチングメタルの開孔比
d_p	: パンチングメタルの孔径
l_r	: パンチングメタル開孔部の中心距離
C	: 比例定数
K	: パンチングメタル開孔部の圧力損失係数
A_r	: 微小区間におけるダクト下面部の断面積
ζ	: ダクト内で生じる圧力損失係数
A_d	: ダクト断面積
ρ	: 空気密度
P_{out}	: 外気圧
P_{room}	: 室内圧
	[m ³ /s]
	[m ³ /s]
	[m ³ /s]
	[Pa]
	[-]
	[m ²]
	[-]
	[-]
	[mm]
	[mm]
	[-]
	[-]
	[m ²]
	[-]
	[m ²]
	[kg/m ³]
	[Pa]
	[Pa]

唆された。

5. おわりに

本報では有孔ダクト天井を用いた自然換気システムにおける、換気回路網モデルによる吹出し風量分布の算定方法の提案を行い、以下の結果が得られた。

- ・NVダクト内における摩擦、分流抵抗を考慮した圧力損失係数 ζ の値によって風量分布が変化する
- ・圧力損失係数 ζ が0.01のとき、回路網計算モデルとCFDにおける風量の予測結果が概ね一致する

今後は縮小模型実験によるダクト内に生じる圧力損失係数 ζ の真値取得や、回路網計算モデルを用いたダクト形状やパンチングメタルの開孔率の最適化検討、CFDによる室内気流分布の予測などを行う予定である。

Table 2 Analysis Method

CFD code			STREAM V14
Turbulence model			Standard k-ε
Algorithm			SIMPLE
Discretization Scheme			QUICK
Boundary condition	Inlet		Defined Flow Rate
	Outlet		Pressure Outlet
	Wall	Xmin, max	Free Slip
		Ymin, max Zmin, max	Logarithmic Law
Perforated Metal	Modeling		Pressure Loss
	Resistance coefficient		152.3
Number of Cells			904,400

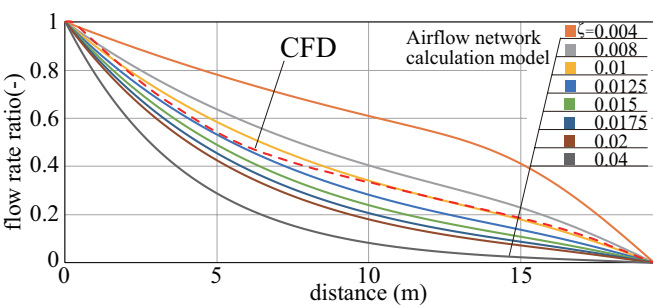


Fig. 15 Air flow rate in duct

【添字】

- i : 微小区間の領域番号
- j : 繰り返し回数

【謝辞】

本研究は株式会社日建設計、福井大学・桃井良尚先生との共同研究であり、関係者各位に心から感謝いたします。また、研究を進めるにあたりご助言頂いた本学博士後期課程1年の山澤春菜氏に深謝いたします。

【参考文献】

- 1) 経済産業省資源エネルギー庁 省エネルギー対策課：Z E B ロードマップ検討委員会における Z E B の定義・今後の施策など (2015), p.5
- 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 (2016), 日本建築学会環境系論文集, pp.375-384
- 3) 日本建築学会：実務者のための自然換気ハンドブック, 技報堂出版 (2013), pp.41-43
- 4) 石原正雄：建築換気設計 (1969), pp.158-159, 朝倉書店
- 5) 日本機械学会：管路・ダクトの流体抵抗 (1993), pp.110-112

高層オフィスビルを対象とした換気回路網計算による自然換気ボイドの影響評価
Prediction of Natural Ventilation Rate by the Flow Network Calculation
for the High Rise Office Building with Light Well

○川分 芳子 (竹中工務店) 粕谷 敦 (竹中工務店)
佐嶋 俊彦 (竹中工務店)
Yoshiko KAWAWAKE*¹ Atsushi KASUYA*¹ Toshihiko SAJIMA*¹
*¹ TAKENAKA Corporation

With a rising demand for energy conservation in buildings, the use of natural energy attracts attention. Natural ventilation is one method of utilizing natural energy for a high-rise office building, and it can make a contribution to energy conservation and decrease of running cost. This study focuses on ventilation performance of a high-rise office building with natural ventilation voids. This paper shows outline of flow network model and calculation results for each model.

1. はじめに

近年、省エネルギーと知的生産性向上の観点から高層オフィスビルでも自然換気導入の試みが増加している。風力換気及び重力換気を併用したボイド型自然換気システムは、その有効性が確認されている¹⁾が、室内外温度差や外部風速・風向といった外気条件の影響を大きく受けるため、その換気性能は未知である部分が多く、換気量予測に向けた取組みが数多くなされている。そこで本研究では、ボイドの換気性能を明らかにすることを目的として、ボイド型自然換気システムを導入予定の高層オフィスビルを対象に期待される換

気量の定量的な評価を行う。本報では基礎検討として、ボイドの切替回数や切替位置の違いが各階の換気量へ与える影響を、換気回路網計算を用いて評価した結果について報告する。

2. 対象建物の自然換気計画

Fig.1, Table 1 に対象とした建物の概要を示す。対象建物は地上 28 階建てのオフィスビルで、4～27 階を自然換気対象階としている。自然換気口 (開口面積:0.1m²/1 個) は執務室北側に 7 個、南側に 10 個、東側に 10 個、西側

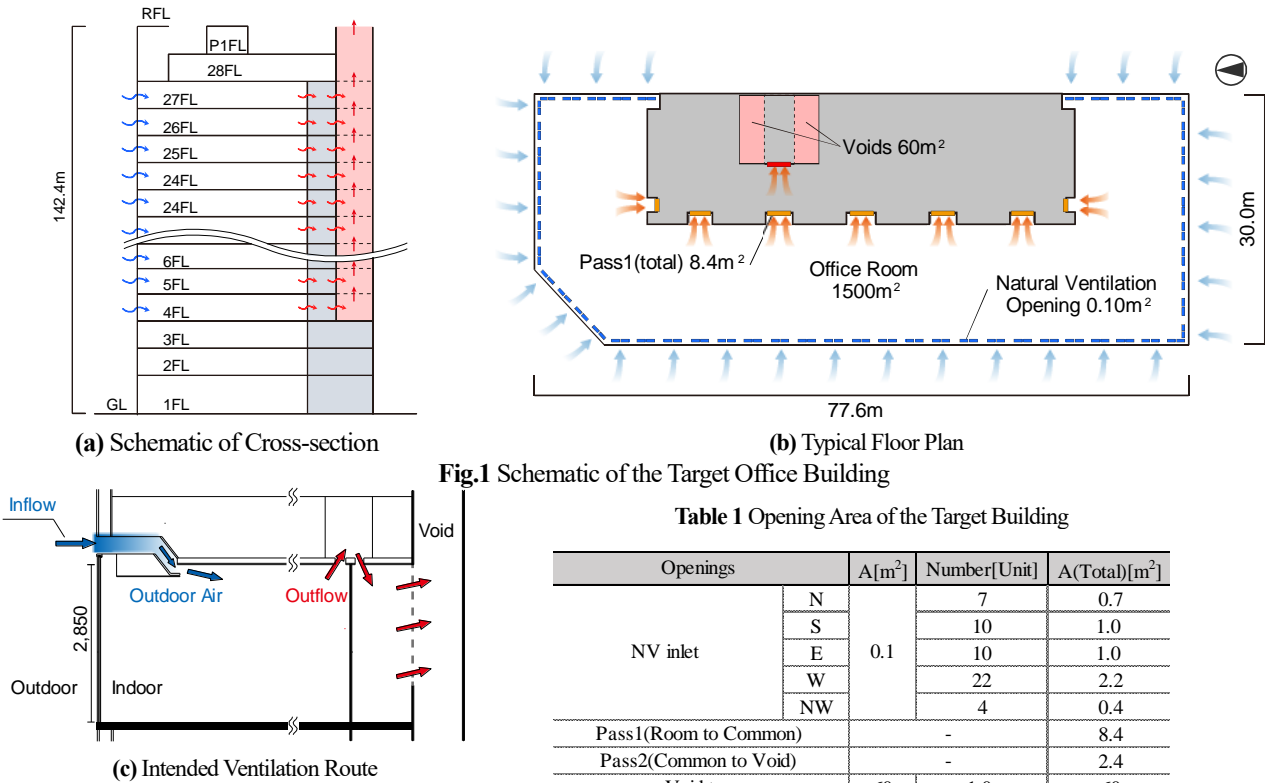


Fig.1 Schematic of the Target Office Building

Fig.1 Schematic of the Target Office Building

Table 1 Opening Area of the Target Building

Openings		A[m ²]	Number[Unit]	A(Total)[m ²]
NV inlet	N	0.1	7	0.7
	S		10	1.0
	E		10	1.0
	W		22	2.2
	NW		4	0.4
Pass1(Room to Common)		-	-	8.4
Pass2(Common to Void)		-	-	2.4
Void top		60	1.0	60

に 22 個、南西側に 4 個設けられ、コア部に自然換気用ボイドを有する。4～27 階全フロアにおいて換気口から外気が流入し、天井裏から共用部廊下を介してボイドへ流入した後に上昇し、屋上から排気される。このように、対象とした建物は、各フロアで水平方向の自然換気口間の通風と、ボイドを介した重力換気が可能な併用型の換気システムを有している。本報では、対象建物を簡略化した換気回路網モデルにおいて、ボイドの切替回数の変化による換気量への影響評価について報告する。

3. 換気回路網計算概要

3. 1 対象建物の解析モデル

ボイドの切替回数の変化による換気量算定結果への影響を評価する。解析対象は、対象建物の自然換気導入フロアである 4～27 階の 24 フロアとし、この 24 フロアのボイドの切替回数を変更することにより、3 つの換気回路網を作成した。Fig.2,3 にそれぞれの換気回路網の概要を示す。Case 1 は 24 フロアすべての執務室が 1 ボイドに接続する条件であり、Case 2 は 12 フロアごとに建物中央で 2 分割して互いに独立した 2 ボイドを使い分ける条件とし、Case 3 は Case 2 をさらに分割して、6 フロアごとに 4 ボイドに接続する条件とした。Table 2 に各枝の有効開口面積の入力値と執務室の床面積当たりに対する当該面積の大きさを示す。いずれの換気回路網においても、各階の計算条件は等しいものとし、換気抵抗の入力値は対象建物

での値に基づいた値を与えた。また、いずれの条件においてもボイドの断面サイズは全て 60m² で排気はボイド頂部がある屋上から行われるものとし、フロアによって接続先のボイドサイズの変化やボイド頂部以外からの排気はないものとした。

3. 2 換気量計算に用いる風圧係数

本解析に用いた風圧係数は、既報²⁾で整備した風圧係数データベースの値を使用した。風圧係数データベースは、立方体を格子状配置した模型群の風洞実験により、オフィス街を想定した風圧係数を整備することにより取得された。Fig.5 に街区模型の配置図と Fig.4 に風圧係数取得模型のうち、本解析に用いた風圧係数を取得したものの透視図及び立面図を示す。データベースは建物ごとに応じた使い分けを意図し、風圧測定対象模型は模型高さを変化させる条件及び、周辺模型の隣棟間隔を変化させる条件で整備されている。なお、いずれの風圧測定模型も測定点は対面する 2 側面及び、ペントハウスを想定した屋上の立方体側面位置に設けられ、16 風向の風圧係数が取得された。本報では対象建物のアスペクト比、周辺建物との関係から Fig.4 に示した模型の風圧係数データを適用することとする。Fig.6 にデータベースにおける当該模型の風圧係数分布を示す。なお、Fig.6 の縦軸は模型の軒高の 180 mm で無次元化して示している。本解析では、対象建物の各自然換気口の無次元高さにおける風圧係数を壁面 22 点の測定値から線形補間して求めて入力した。

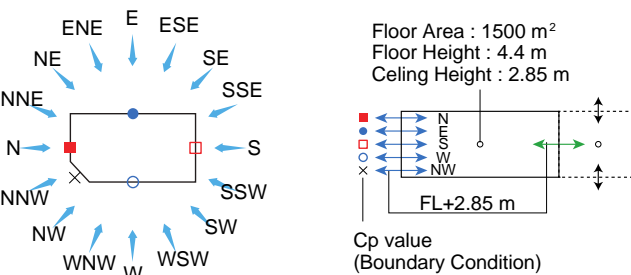


Fig.2 Typical Plan of Airflow Network Model

Table 2 Effective Opening Area			
Opening		A [m ²]	A/Af [-]
Natural Ventilation Inlet	N	0.28	-
	S	0.40	
	E	0.40	
	W	0.88	
	NW	0.16	
	NE	0.16	
Natural Ventilation Inlet (one story)		Total	2.12
Flow Path between Office Room and Void			1.00
Void (one story)			60
Extract Opening at Void Top		30	1/50

A/Af : Ratio of the Effective Opening area to the Floor area

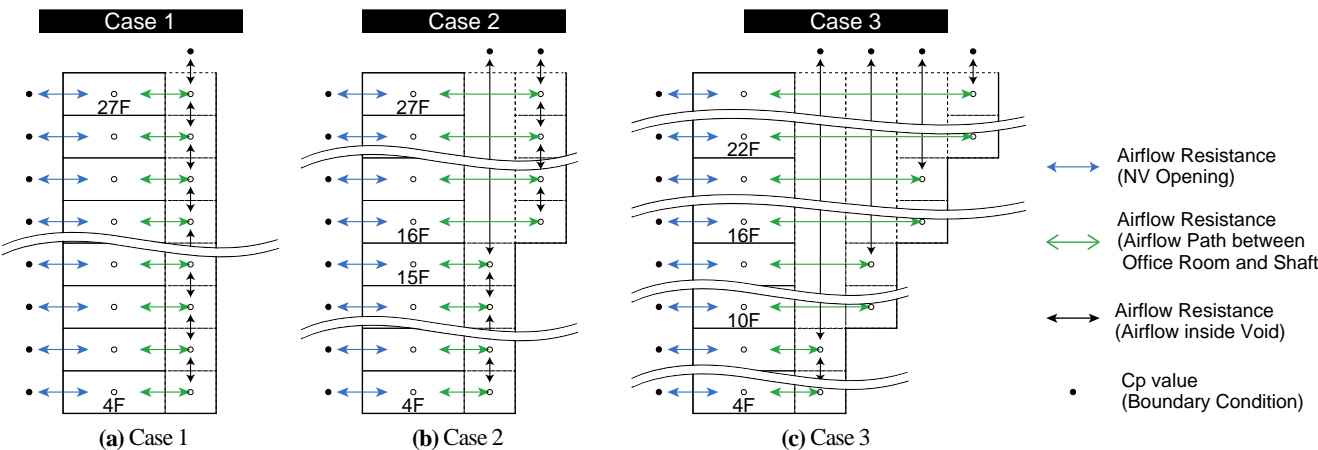


Fig.3 Airflow Network Model for each Type of Natural Ventilation System

3. 3 計算概要

換気回路網計算は圧力仮定法に基づく計算プログラムを作成し、これにより換気量を求めた。計算は逐次解析手法としてクロス変法³⁾及び修正ニュートン法⁴⁾を参照した。計算概要としては、まず、各節点の底部における室内圧を仮定し、各枝の風量を求める。各枝の風量から各節点の風量収支を求め、室内圧の補正値を算出し、再度室内圧を補正する流れを繰り返す計算とした。ここで節点とは換気回路網における室やボイドなどの枝の交点を表し、外気も1節点として表す。一方、枝は各接点をつなぐ開口に対応する。

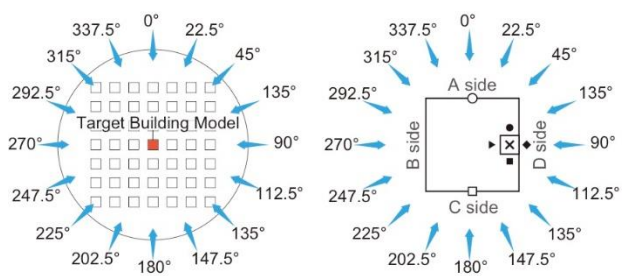
計算条件は、外気温 18℃、室温 24℃、ボイド温度 21℃、風速 4.74 m/s (拡張アメダス標準年気象データの間中期就業時間帯の平均風速に基づく軒高風速) として 16 風向 + 無風の 17 条件で定常計算を行った。なお、執務室の室温は空調下で一定しているものとして固定し、内部発熱及び日射は無視した。

4 解析結果と考察

Fig.7 に無風条件の有効換気量および、16 風向の発生頻度で重みづけた有効換気量の平均値を室体積で除した換気回数の結果を示す。また、**Fig.8** に風向 N の時の風圧係数の入力値と Case 1~3 の各方位の自然換気口から執

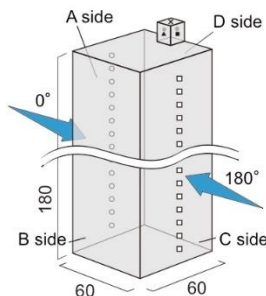
務室への流入風量および、換気回数の比較を示す。同様に **Fig.9** に風向 W の結果を示す。

無風条件の結果より、Case 1 は Case 2, 3 に比べ換気回数が各階 1 回程度少なく、また、25 階以上ではシャフトから執務室への逆流を生じる。一方、16 風向の平均値の結果によると、いずれの階においても 6~7 回程度と安定した換気回数が見られていることが分かる。各風向の換気量の結果を見ると、風向 N においては、N, S, NE の面の自然換気口からは流入が見られるが、E, W の自然換気口からは流出が見られる。これは、各風向の自然換気口の大きさのバランスにより、風圧係数が正を示すような位置においても必ずしも執務室に対し流入とはならないと言える。風向 W は最も自然換気口が大きい W の壁面に対し、風が正対するような風向であり、いずれの条件においても W からの流入が大きい。換気回数に関しては無風条件の結果と比較することにより、風向 N, W とともに、高層階では同一フロア内での風圧係数の差が大きいことから風力換気の影響が大きく、逆に低層階では温度差換気の影響が大きいことが考えられ、低層階は高層階ほど換気回数が得られていないと言える。また、いずれの 2 風向においても Case 1~3 の差はわずかで、本報で対象としたような条件の場合、ボイドの切替回数によらず、比較的安定した換気回数が見られるものと言える。

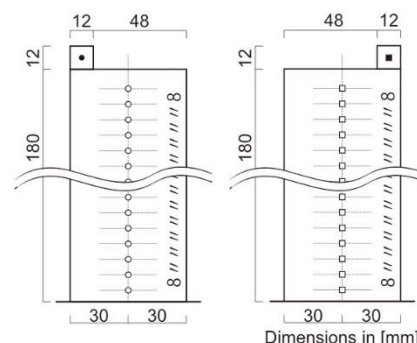


(a) City Block Plan

(b) Measurement Model



(a) Perspective View



(b) Elevation (A Side)

(c) Elevation (C Side)

Fig.5 Measurement Model Arrangement for Cp Database

Fig.4 Studied Model for Simplified City Block Condition

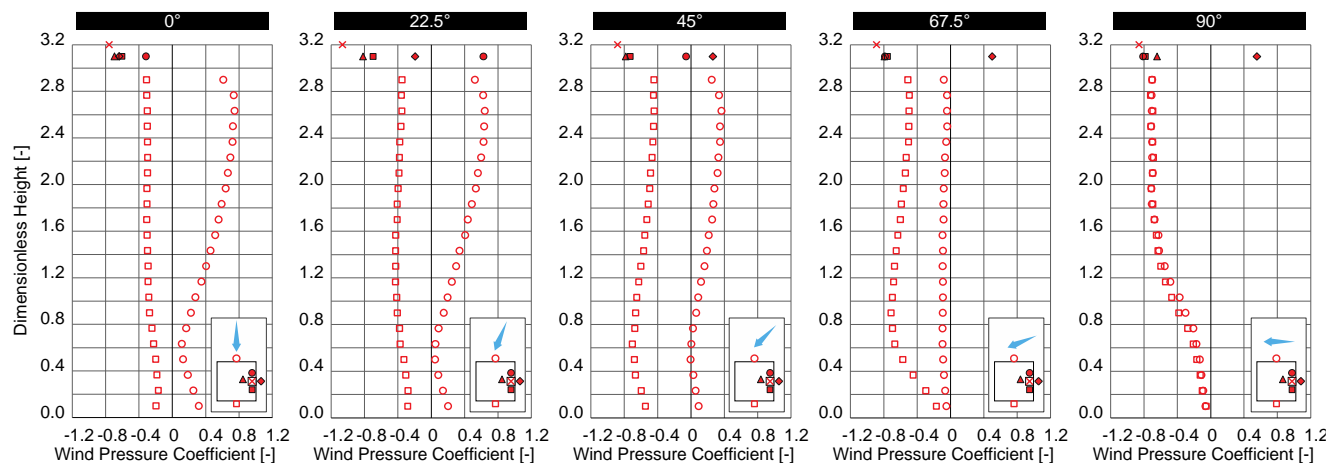


Fig.6 Cp Value Distribution for Model 3 extracted from the Versatile Database

5 まとめ

本報では、ボイドの切替回数の違いによる換気回数を比較することを目的とし、対象の高層オフィスビルの設計条件を変更することにより、3種の異なるボイド計画を有する換気回路網の換気量計算を行った。その結果、無風条件においては、ボイド切替が少ない場合、換気量が上層階ほど減少することが示され、ボイドの切替がない条件に

おいては高層階での逆流も示された。一方、風力換気の影響が大きい条件においては、高層階においてはボイドの切替の条件によらず大きな換気回数を得られたのに対し、低層階では同一フロア内の風圧係数の差が小さく風力換気の影響が小さかったことにより、換気回数が高層階よりも大きく減少することが示された。

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) 川分他: 中高層オフィスビルを対象とした自然換気量予測手法に関する研究(その 1), 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-5, 2017,3
- 3) 石原正雄: 建築換気設計 朝倉書店, pp.139-167, 1969
- 4) 奥山博康: 建築物の熱回路網モデルに関する理論的研究, 早稲田大学・博士号学位請求論文, 1987

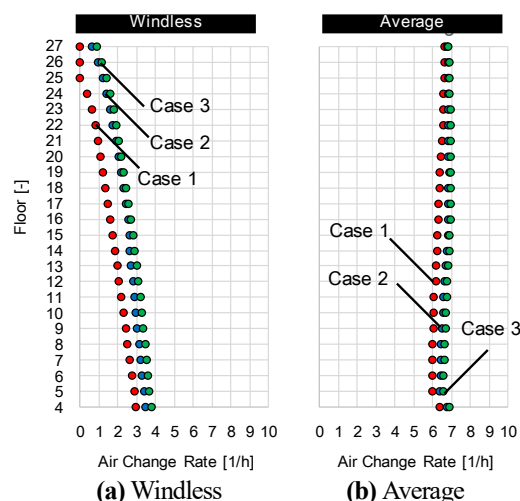


Fig.7 Windless and Average Air Change Rate

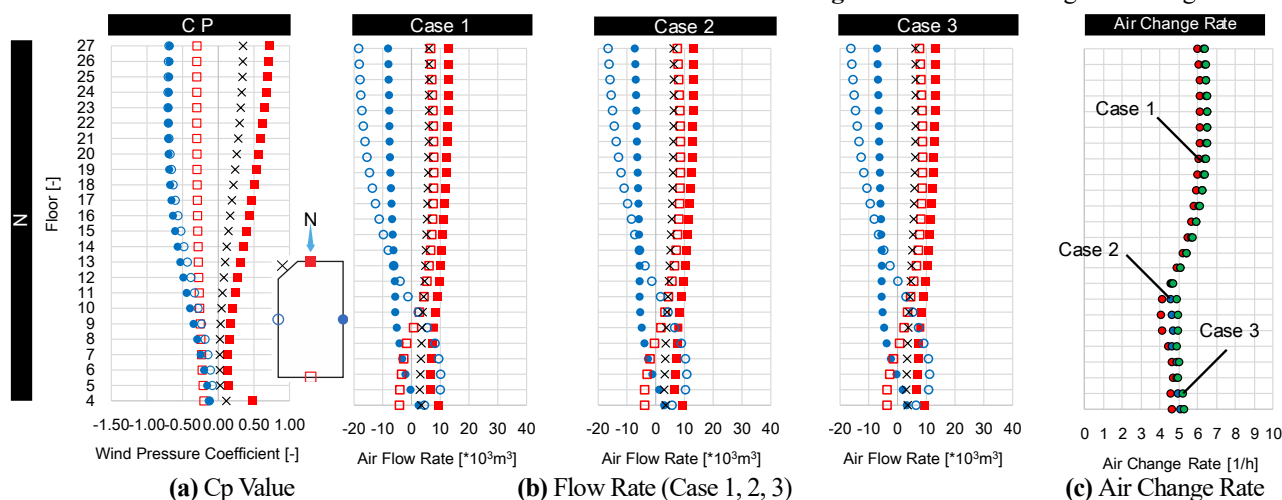


Fig.8 Natural Ventilation Rate Estimated by Flow Network Calculation (External Wind Speed: 4.74 m/s, Wind Direction: N)

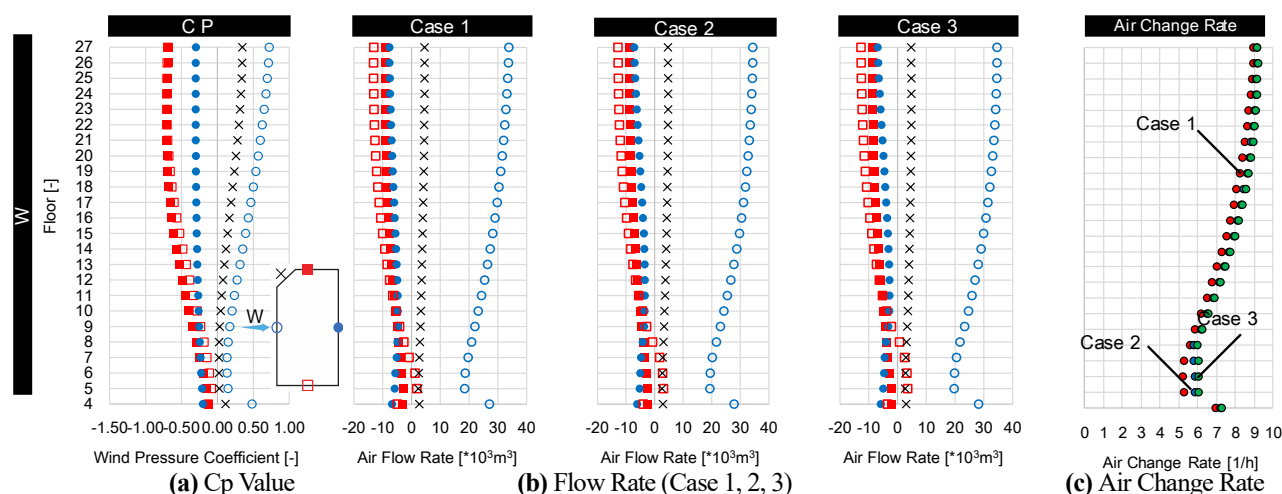


Fig.9 Natural Ventilation Rate Estimated by Flow Network Calculation (External Wind Speed: 4.74 m/s, Wind Direction: W)

自然換気口吹出気流の CFD モデリング手法に関する研究
(その 5) ペリカウンター組込型を対象とした非等温場での CFD 解析手法の検討
Study on CFD Modeling Method of Airflow from Natural Ventilation Opening
(Part 5) CFD Analysis Method under Non-Isothermal Condition
for Built-in Peri-Counter Box Type

○丹羽 達哉 (大阪大学)
 山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)
 袁 継輝 (大阪大学)

Tatsuya NIWA^{*1}

Tomohiro KOBAYASHI^{*1}

Toshio YAMANAKA^{*1}

Jihui YUAN^{*1}

^{*1} Osaka University

Recently the introduction of natural ventilation(NV) into office buildings is increasing and when introducing for offices, CFD analysis is often used to investigate airflow distribution. Therefore, it is important in analysis to appropriately reproduce the airflow from the NV opening while reducing the calculation load. The purpose of this research is to propose an appropriate reproduction method for the CFD analysis of the airflow for built-in peri-counter box type under Non-Isothermal Condition.

はじめに

近年、省エネルギーの観点から非住宅建物への自然換気導入が注目されており、オフィスビルへの導入例も増加している。自然換気設計時は事前検討のために CFD 解析が行われることも多いが、比較的大空間の執務室の解析で細かな計算格子を用いることは計算負荷の観点から難しい。そのため自然換気口周辺に比較的粗い計算格子を適用する利用例も多いと考えられるが、その場合に自然換気口からの流入気流を適切に再現し得るとは限らず、十分な検討もなされていない。そこで本研究では各種自然換気口を対象に CFD 解析における吹出気流の再現精度検証と適切な再現方法の提案を目的とする。前報¹⁾では、ペリカウンター型の自然換気装置を対象に等温環境下で比較的粗い計算格子を用いた簡易解析における CFD 解析精度の検証を行った。本報では、同装置を用いて非等温条件下で吹出口周辺の風速分布について風速測定実験を行った上で、詳細な計算格子を施した解析の結果から解析精度比較を行う。また、より一般的な執務室を対象とした解析を想定し、比較的粗い計算格子を用いた際の解析も実施してその精度を検証する。

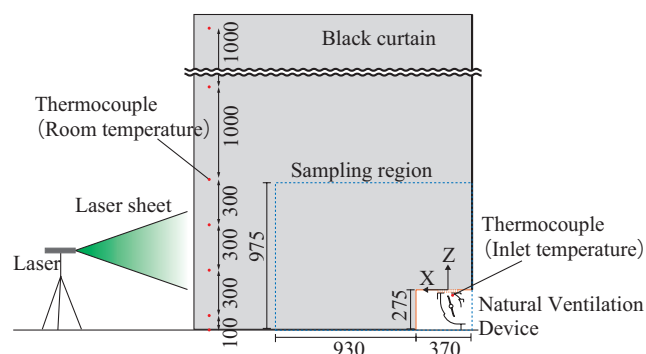


Fig.1 Experimental Set-up (Elevation)

1. 実際の吹出気流性状の再現精度

1.1. 実験条件

大阪大学工学部の実験棟内に自然換気装置を含むペリカウンター周辺空間の一部を実寸大で作成し、実験を行った。実験装置を Fig.1 及び Fig.2 に示す。自然換気口には定風量型自然換気装置 (オイレス ECO 社, エコレーター ER-f) を用いた。設計段階の CFD 解析では定常 RANS による予測が多いと想定し、自然風の時間変動は考慮せず、外気流入は循環型温度制御装置 (ORION, C-750MVK-A) により温度制御し、経路中に設けた風量調整ダンパーにより流量を 100 m³/h に固定した。このとき、ダクト経路中の絞り機構 (Iris Damper, Continental Fan) の前後差圧を微差圧計 (Validyne 社, DP-45) で計測することで風量の確認を行った。また、吹出面の風速分布を一樣とするためダクトをチャンバーに接続して送風した。自然換気装置はペリカウンター内部に収まっており、気流はペリカウンターの開口部から鉛直上向きに流入させた。

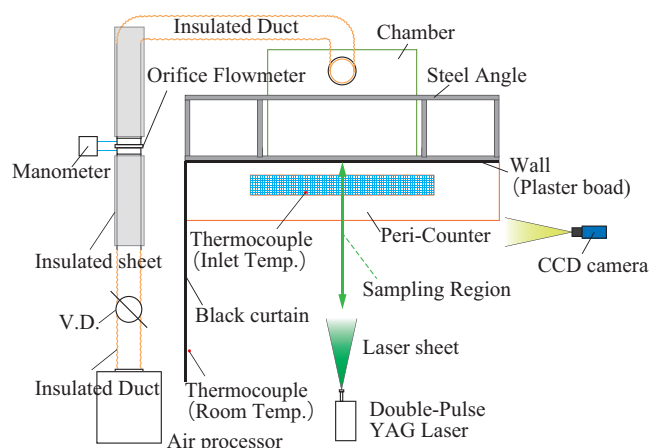


Fig.2 Experimental Set-up (Plan)

A-8

風速測定には Particle Image Velocimetry(PIV) を用いた。Table 1 に PIV 解析及び撮影条件を示す。可視化は煙発生器 (ダイニチ工業, PS-2005) を用いて、ダブルパルス YAG レーザー (日本カノマックス, DPIV-L50) を $Y=0$ mm の面に照射し、高速カメラ (ImageProX 2M) を用いて撮影した。撮影領域は $1,300 \times 975$ [mm] として撮影を行った。画像解析には Davis8.3(LaVision) を使用し、直接相互相関法を再帰的相関法とともに用いた。実験は吹出温度差 (室温 - 吹出温度) をパラメータとし、 $\Delta T=4^\circ\text{C}$ 及び 8°C で撮影を行った。このとき、室温は PIV 撮影用の暗幕の吹出口から離れた位置に 6 点、吹出温度は換気装置内部に 1 点において T 型熱電対により測定した。

1.2. 解析条件

解析モデルを Fig.3 に、解析条件を Table 2 に示す。実験装置のペリカウンターを再現し、気流は吹出口から鉛直上向きに流入する。流出境界面は吹出口から離れた位置に設定し、圧力規定とした。流入条件は、実験と同様 $100 \text{ m}^3/\text{h}$ となる風速と、既報²⁾にて測定

Table 1 PIV Condition

Program	Davis 8.3
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method
Camera Frame Size	1600 [pixel] × 1200 [pixel]
Calibration Value	0.81 [mm/pixel]
InterrogationWindow Size	Pass1 : 32 [pixel] × 32 [pixel]
	Pass2 : 16 [pixel] × 16 [pixel]
	Maximum Shift : 5 [pixel]
Overlap	0%
Time Interval of Pulse	Above the Peri-Counter : 10000 [μs]
	Near the Floor : 16000 [μs]
Sampling Frequency	10 [Hz]
Sampling Time	10 [s]

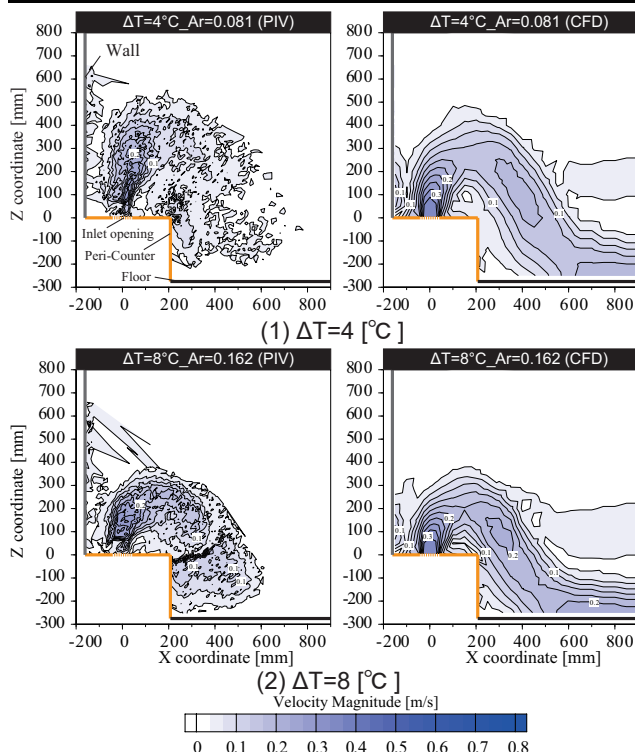


Fig.4 Velocity Distribution (PIV, CFD, $Y=0$ [mm])

し算出した乱流エネルギー、エネルギー散逸率を同一様に与えた。格子分割は既報³⁾の解析精度検証結果に基づいて吹出口周辺で 5 mm とし、吹出口から離れるほど粗く分割した。また実験と同様、吹出温度差をパラメータとして $\Delta T=4^\circ\text{C}$ 、 8°C の解析を行った。吹出温度と発熱量は室温 (排気温度) が 26°C となる

Table 2 CFD Analysis Condition

CFD Code		Fluent 19.2	
Turbulence Model		Standard k-ε Model	
Algorithm		Steady State (SIMPLE)	
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK	
Boundary Condition	Inlet	Velocity [m/s]	0.363
		Turbulent Kinetic Energy [m²/s²]	0.120
		Turbulence Eddy Dissipation [m³/s³]	0.384
	outlet	Gauge Pressure [Pa]	0
	Walls	Wall : Standard Wall Function	
		Symmetry : free slip	
Total Number of Cells		2,378,200	

Table 3 Boundary Condition (Heat Generation)

	Interior	Inlet	Heat Generation Rate [W/m^2]	
	Temperature [$^\circ\text{C}$]		Ceiling	Floor
$\Delta T=4$	26	22	4.85	9.69
$\Delta T=8$		18	9.69	19.38

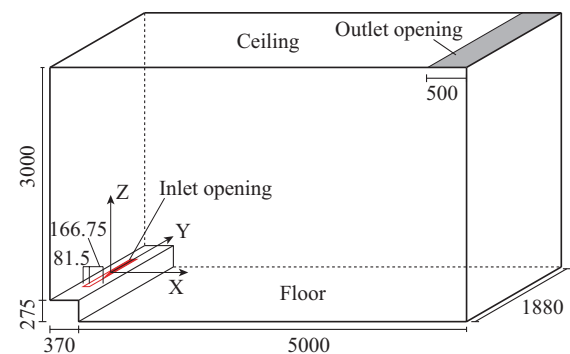


Fig.3 Studied Model

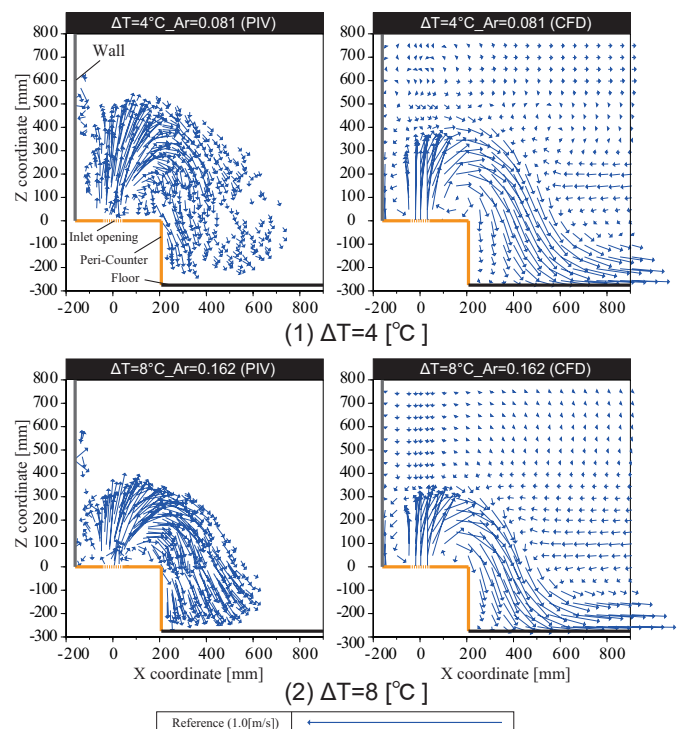


Fig.5 Velocity Vector Plots (PIV, CFD, $Y=0$ [mm])

よう設定し、発熱については天井と床に 1:2 の割合で与えた。流入温度・発熱量の計算条件を Table 3 に示す。

1.3. 吹出口周辺気流分布の解析精度

Fig.4、Fig.5 に各吹出温度差条件での吹出口周辺の風速分布、風速ベクトルの PIV と CFD 解析の結果を示す。PIV では温度差が大きい $\Delta T=8\text{ }^{\circ}\text{C}$ の条件で $\Delta T=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ の場合より下降の程度が大きくなったが、CFD 解析でもこの傾向が再現されている。吹出気流の到達高さについても、どちらの条件でも概ね再現されている。気流の下降領域については PIV では非常に低風速となっているが、CFD では分布がはっきり見えている。CFD 解析の詳細解析にて PIV の定性的な気流性状を再現できていると言える。

2. 粗い計算格子についての解析精度

2.1. 解析条件

詳細解析と粗い格子による簡易解析を比較するために 2 つの解析モデルを作成した。Fig.6 に概要を示す。詳細解析では吹出口短辺を 80 mm としたが、設計段階の CFD 解析では計算格子に合わせて吹出口寸法を多少変更することもあるため、簡易解析では 100 mm とした。なお、両モデルともに吹出口中心を原点とした。Fig.7 に吹出口周辺のメッシュ図を示す。簡易解析のメッシュ分割方法は 2 条件で検討し、Case 1 は吹出口短辺 100 mm を 2 分割する 50 mm のメッシュで、Case 2 は高さ方向 (Z 方向) は 50 mm、その他は吹出口短辺を 1 分割する 100 mm で全体を等分割した。

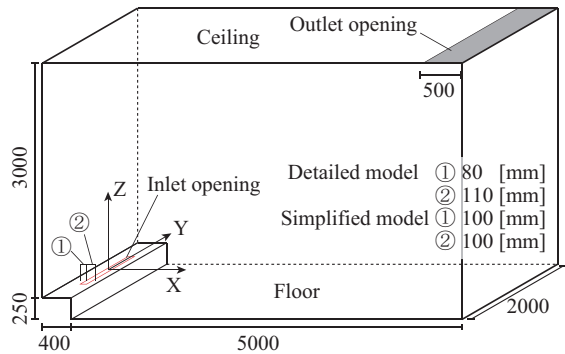


Fig.6 Detailed Analysis and Simplified Analysis Model

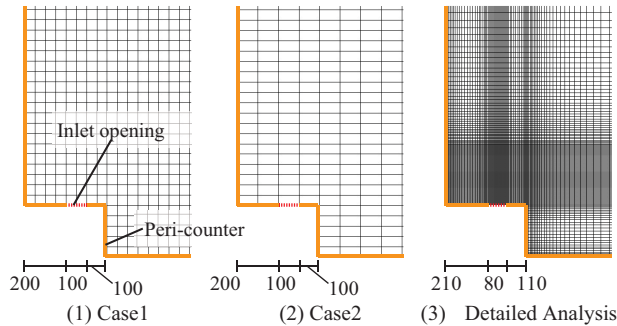


Fig.7 Grid Layout

Table 4 に解析条件、Table 5 に流入温度・発熱条件を示す。流入条件は実験同様 100 m³/h となる風速と、既報²⁾で算出した乱流エネルギー、エネルギー散逸率を面一様に与えたが、2 つのモデルで吹出口幅が異なるため、吹出風速が異なる。また、吹出温度差は $\Delta T=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ 、 $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ の 2 条件で室温が 26 $^{\circ}\text{C}$ となるよう吹出温度を設定した。なお、発熱は全て床面に設定した。

Table 4 Detailed and Simplified Analysis Condition

CFD Model	Detailed Analysis	Detailed model	
	Simplified Analysis	Case1	Simplified model
Boundary Condition	Inlet	Case2	
		Velocity	Detailed Analysis 0.347 [m/s] Simplified Analysis 0.278 [m/s]
Total Number of Cells	Detailed Analysis	3,630,000	
	Simplified Analysis	Case1	279,200
		Case2	69,800

Table 5 Boundary Condition (Heat Generation)

	Interior	Inlet	Amount of heat generation [W/m ²]	
	Temperature [°C]		Ceiling	Floor
$\Delta T=4$	26	22	0	14.54
$\Delta T=8$		18	0	29.07

2.2. 吹出口周辺気流分布の解析精度

Fig.8、Fig.9 に各吹出温度差での詳細解析と簡易解析 2 条件の吹出口周辺の風速分布、風速ベクトルを示す。 $\Delta T=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ では詳細解析と比較して簡易解析で吹出口中心風速 ($X=0\text{ mm}$) が小さくなっており、吹出気流の到達高さが低くなっている。気流の下降領域については概ね再現されている。 $\Delta T=8\text{ }^{\circ}\text{C}$ でも吹出口中心風速が小さくなる傾向が見られるが、到達高さには差は見られず、下降領域も概ね再現されている。

2.3. 吹出口付近の在室者への快適性の評価精度

在室者への気流快適性の評価の精度を検証するため、風速、温度、PD (ドラフト不満足者率) を用いる。PD は居住域でのドラフトに不快感を持つ居住者の割合を示す指標⁴⁾であり、式 (1) で求められる。

$$PD = 3.143(34 - T_a)(\bar{v} - 0.05)^{0.6223} + 0.3696\bar{v}Tu(34 - T_a)(\bar{v} - 0.05)^{0.6223} \quad (1)$$

式 (1) は無指向風速計で得られるスカラー平均風速を用いることが前提だが、CFD で求まる値はベクトル平均風速であるため、式 (2) に示す換算式⁵⁾を用い、ベクトル平均風速をスカラー平均風速に換算した。

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

Fig.10 に吹出口中心から室内方向 (X 方向) に 500 mm で床面から高さ 2,000 mm までの風速、温度、PD の分布を示す。 $\Delta T=4\text{ }^{\circ}\text{C}$ では簡易解析 2 条件の風速、PD が最大となる高さが低いが、最大値自体の誤差は小さい。温度は全体に 1 $^{\circ}\text{C}$ ほど過大評価している。

$\Delta T=8\text{ }^{\circ}\text{C}$ でも温度の過大評価の傾向は見られるが、風速・PDは概ね一致しており、粗い計算格子を用いてもペリカウンター型の自然換気装置からの気流の流入性状は概ね再現可能なことが示された。

おわりに

本報では自然換気口吹出気流のCFD解析にあたって粗い格子分割を用いた簡易解析におけるの精度の検証を非等温場環境下で行い、詳細な計算格子を配置したCFD解析結果と概ね一致した。今後はその他の種類の自然換気口についても検証を行う必要がある。

【記号】	
PD : Percentage Dissatisfied [%]	Tu : 乱流強度 [-]
T _a : 空気温度 [°C]	\bar{V} : ベクトル平均風速 [m/s]
\bar{v} : スカラー平均風速 [m/s]	

【参考文献】

- 1) 丹羽, 小林, 山中ら : 自然換気口吹出気流のCFDモデリング手法に関する研究 (その4) 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文報告集, 2019.9
- 2) 明石, 小林, 山中ら : 自然換気口吹出気流のCFDモデリング手法に関する研究 (その3) 空気調和・衛生工学会大会学術研究発表会論文報告集, 2019.9
- 3) 丹羽, 小林, 山中ら : 自然換気口吹出気流のCFDモデリング手法に関する研究 (その2) 空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文報告集, 2019.6
- 4) P.O.Fanger, A.K.Melikov, H.Hanzawa, J.Ring : Air turbulence and sensation of draught, Energy and Buildings 12(1988) ; pp.21-39
- 5) Z.Popielek, A.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

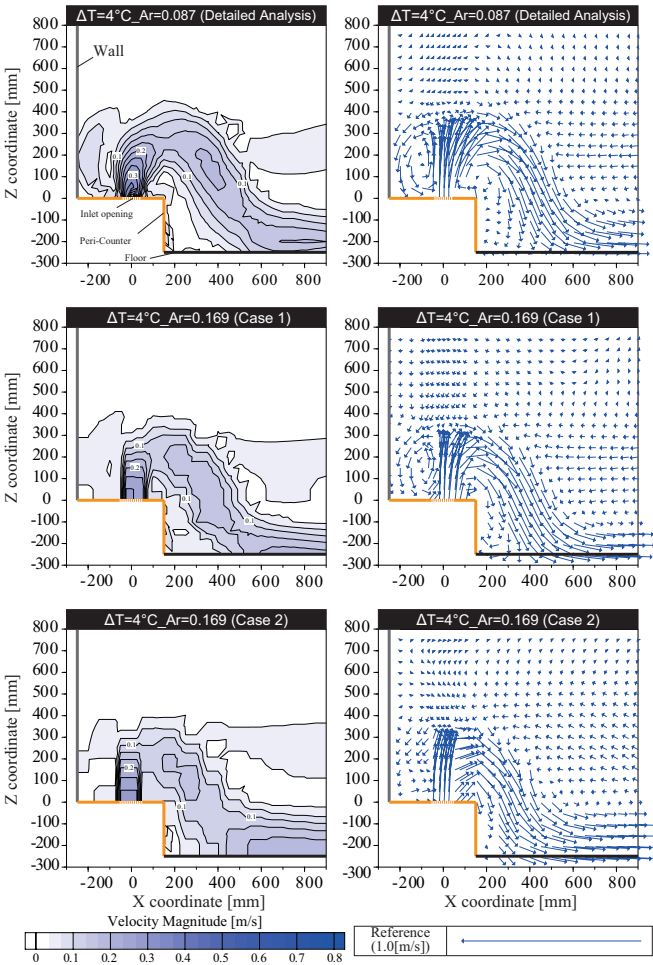


Fig.8 Velocity Distribution and Vector Field near the Inlet ($\Delta T=4\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Y=0\text{ [mm]}$)

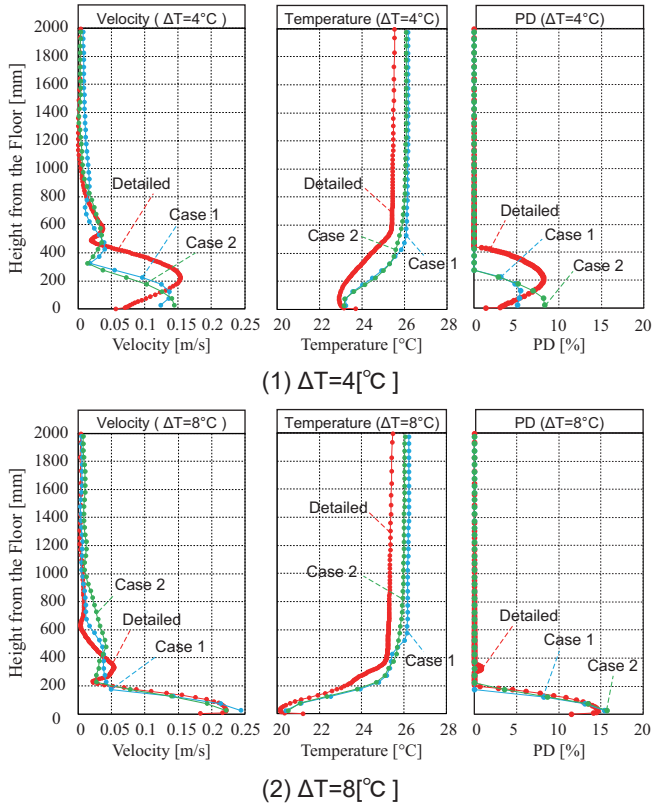


Fig.10 Velocity, Temperature and PD Distribution ($X=500\text{[mm]}$, $Y=0\text{[mm]}$)

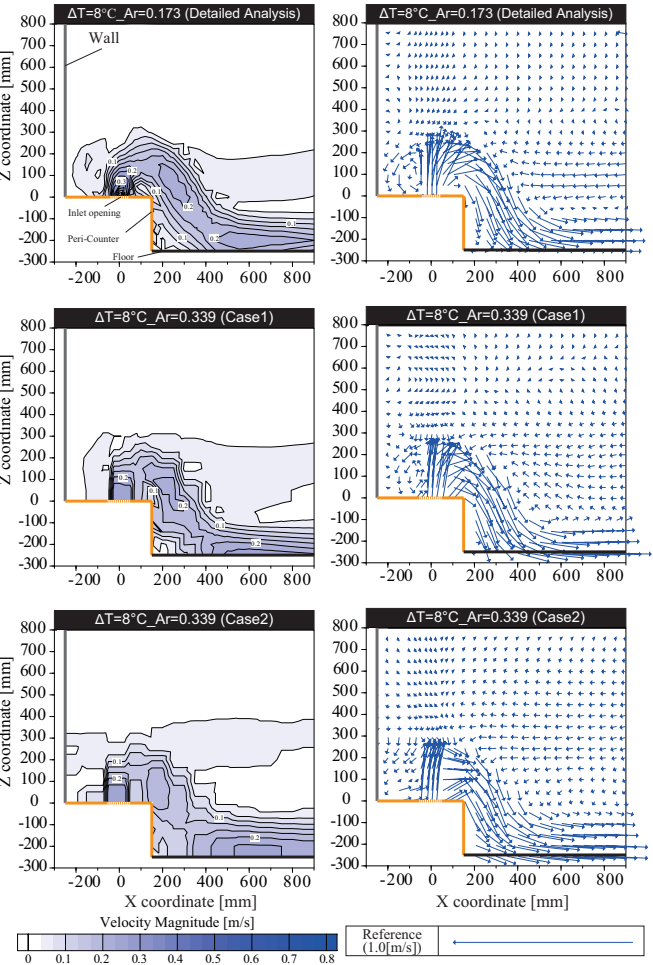


Fig.9 Velocity Distribution and Vector Field near the Inlet ($\Delta T=8\text{ }^{\circ}\text{C}$, $Y=0\text{[mm]}$)

中高層建物の自然換気制御のための建物上空風速のモニタリング手法に関する研究 (その 1) 風洞実験による PIV を用いた風向変動特性の評価

Wind Velocity Monitoring above Mid- to High-Rise Building for Natural Ventilation Control (Part 1) Evaluation of Velocity Fluctuation using PIV by Wind Tunnel Test

○佐藤 可奈 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)
明石 大 (大阪大学)

Kana SATO*¹
Toshio YAMANAKA*¹

Tomohiro KOBAYASHI*¹
Hajime AKASHI*¹

*¹ Osaka University

Mid- to high-rise buildings are often provided with a 2-D anemometer on the roof top. The measured data of external wind is available for control of building operation, such as natural ventilation (NV). In utilizing these data, the external wind direction and velocity shall appropriately be measured, however these could significantly differ around the roof top. Therefore it becomes difficult to determine the position of the anemometer. First aim of this study is to arrange basic data regarding horizontal distribution of wind direction above the building. This paper is to grasp by using PIV in wind tunnel.

はじめに

建物屋上に風向風速計を設置し、風向や風速を測定している中高層建物が多いが、適切な設置位置をまとめたガイドラインは無い。中高層建物のような構造物では、風上側隅角部で生じる剥離流や屋上平面上部で生じる逆流によって、非定常性の大きな気流場が形成される¹⁾。このような背景から、風向や風速が適切に測定されているかが不確かであるといった課題があるため、屋上近傍気流性状の把握は重要である。既往の研究²⁾では、単純な寸法比の建物を対象に、風洞実験により屋上近傍気流の鉛直断面の性状の把握を行っている。

本研究では主に屋上直上部における水平断面の気流場に着目し、風速計設置位置想定位置と風向・風速のモニター誤差を評価を風洞実験及び CFD 解析により評価し、建物形状や条件ごとに適切な外部風向測定位置の検討を行い、外部風速測定値に基づく開口制御時の自然換気量の誤差評価へと繋げる。本報では、風洞を用いた模型実験により、建物形状や塔屋の有無をパラメータとし、建物直上水平断面を対象とし、時系列 PIV (Time-resolved Particle Image Velocimetry) を用いて風速や風向の測定及び風向の誤差の評価を行った結果について報告する。

1. 風速測定実験概要

建物屋上近傍での水平断面における風速及び風向を明らかにすることを目的として、PIV を用いた風速測定実験を行った。実験は大阪大学工学部内の吹放し型風洞 (測定胴長さ: 9.5 m、幅: 1.8 m、高さ: 1.6 m) で行った。**Fig. 1** に風洞実験における風洞断面図及び実験器具配置を示す。実験模型は中高層矩形建物を想定し縮尺を 1/200 とし、1/4.8 乗のべき乗則に従う境界層流下で実験を行った。**Fig. 1** に示すように主流方向に X 座標を取り、模型屋上平面の中心部に原点を設定した。**Fig. 2** にアプローチフローの風速比及び乱流強度の鉛直分布を示す。アプローチフロー風速は、風洞内に模型を設置せずに I 型熱線風速計を用いてサンプリング周波数 1.0 kHz で 1 分間測定した。風洞内風速は、床上 1,000 mm の高さに設置したピトー管で測定し、10 m/s となるように設定した。

実験模型の寸法を **Fig. 3** に示す。屋根伏形状が 100 mm 角の正方形で、建物高さ H = 200 mm の 1:1:2 単体建物 (以下 Case1M) と建物高さ H = 400 mm の 1:1:4 単体建物 (以下 Case1H) の 2 条件で、各建物条件において屋上に塔屋が無い条件 (P0) 及び屋上中央部に塔屋がある条件 (P1) の計 4 種類の模型を用いた。

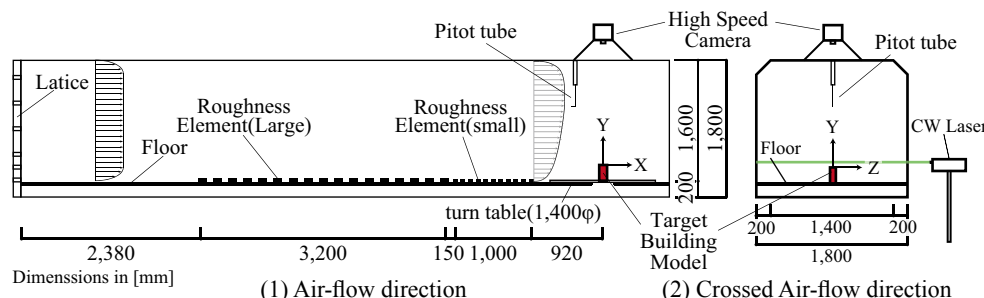


Fig. 1 Wind tunnel section

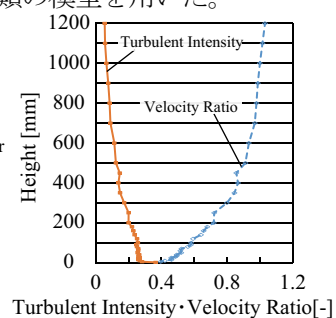


Fig. 2 Approach flow

2. PIV 解析概要

PIV は可視化を行った気流にレーザーシートを照射することで断面を投影し、微小な時間間隔で二枚の画像を連続で撮影し、得たトレーサー粒子の移動距離から速度を得る手法である。可視化は煙発生器 (KANOMAX 社, 8304) で発生させた煙を模型上流部から流入させることで行った。光源には CW レーザー (KANOMAX 社) を用い、風洞側面から模型上部の水平断面を投影し、風洞上部に設置した高速カメラ (カトウ光研, K8) により、1 秒間で 1500 枚の撮影間隔で 1 秒間画像を撮影した。PIV 測定を行った水平断面は、Fig. 4 に示すように模型屋上面からの高さ (Y) が 5, 10, 20, 30 mm の 4 断面とした。

Table 1 に PIV 解析概要を示す。画像処理には Davis 8.3(LaVision 社) を使用し、解析アルゴリズムには直接相互相関法を用い、統計的信頼性と空間分解能の向上のため再帰的相関法を用いた。瞬時の速度場を計算するための相互相関係数分布を計算するプロセス (Pass) を計 30 回とした。

3. 解析結果

3.1 水平断面の時間平均気流場

Fig. 5 に、Case1M の水平断面における平均風速のコンター図及びベクトル図を示す。撮影高さは 0.025H(Y=5 mm) と 0.15H(Y=30 mm) の 2 断面とし、同高さにおけるアプローチフロー風速 (V_{ref}) を併記している。高さで比

較をすると両模型条件とも、屋上面から離れる程風速が大きくなり 0.025H の高さは剥離域内にあるため、測定風速が V_{ref} より非常に低い値となっている。全測定断面でコンター図の中央列 ($Z=0$ mm) より $Z=\pm 30$ mm 程度の列で風速が大きくなっているが、これはベクトル図の $Z=50$ mm の列で風向が少し外側を向いていることからわかるように、風上側の建物側面隅角部による剥離によって外側に気流が逃げ、速度が大きくなっていることが影響していると考えられる。また、0.15H の高さでは風上側隅角部及び風下側隅角部における風速が屋上中央部での風速より低くなっている。風上側は剥離域の外側に属するため、風下側は剥離域内による逆流による影響と考えられる。塔屋の影響として、0.15H の高さで P1 の中央部の風速が P0 より低いが、これは塔屋による剥離域内にあるからと推察される。 V_{ref} と同程度の風速を示す位置は P0、P1 共に高さが 0.15H の $-30 \leq X \leq 0$ 、 $Z=\pm 30$ 付近の位置であった。

Fig. 6 に、Case1H の水平断面における平均風速のコンター図及びベクトル図を示す。0.0125H(Y=5 mm) の高さでは P0、P1 共に全体的に V_{ref} よりかなり低い風速が風上側隅角部 ($X=-50$ mm) 付近でやや周囲より風速が高い。一方、0.075H(Y=30 mm) の高さでは $X=-50$ mm 付近は周囲より低くなっているが、剥離域外であるためと考えられる。Case1M 同様、

Table 1 Summary of PIV

Program	Davis 8.3
Algorithm	Direct Cross-Correlation Method
Camera Frame Size	350 [mm] × 320 [mm]
Interrogation Window Size	Pass1 : 32 [pixel] × 32 [pixel] Pass2-30 : 16 [pixel] × 16 [pixel]
Overlap	25 %
Sampling Frequency	1500 [Hz]
Sampling Time	1 [s]

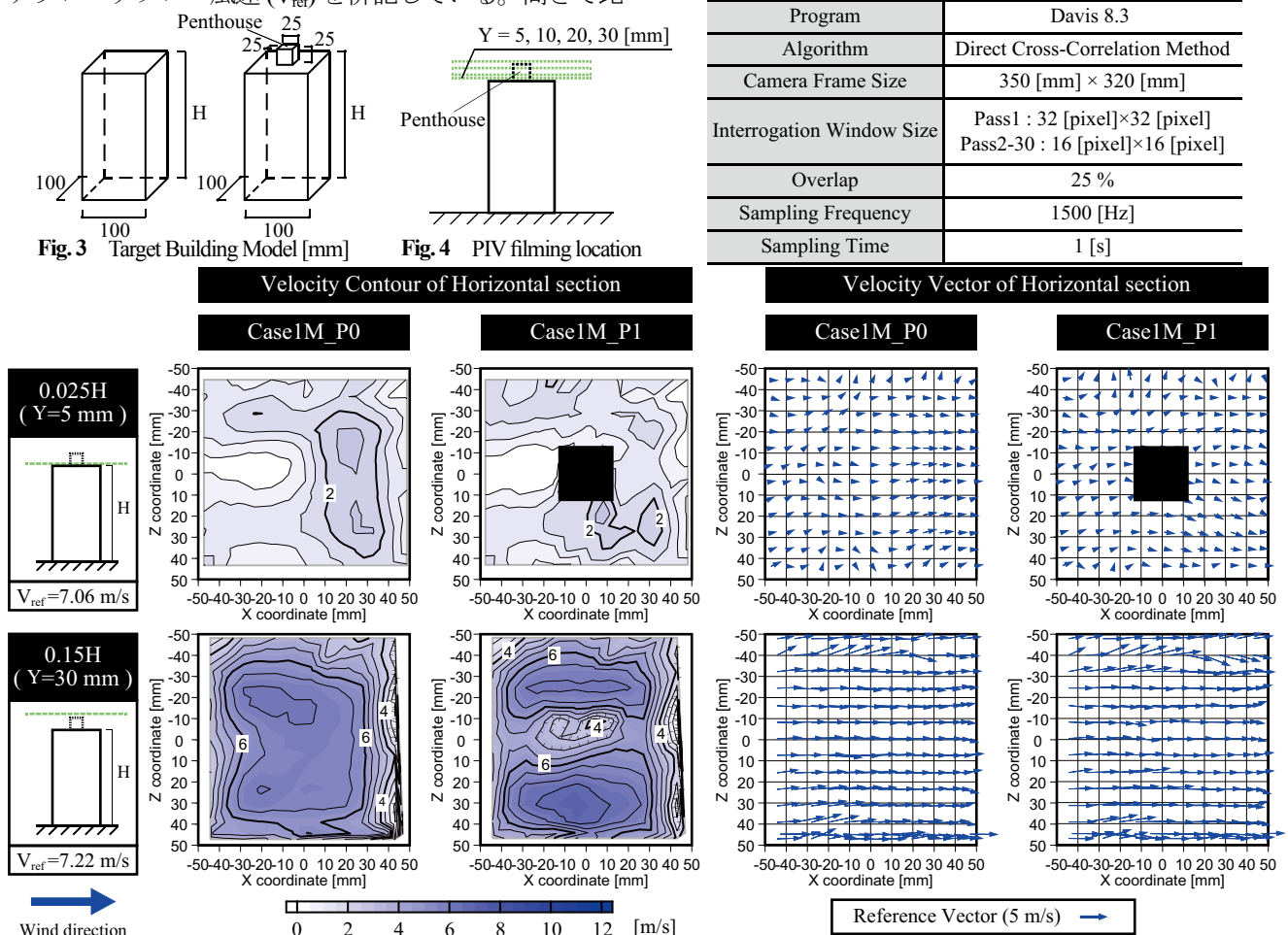


Fig. 5 Velocity Contour and Velocity Vector of Case1M (H=200 [mm])

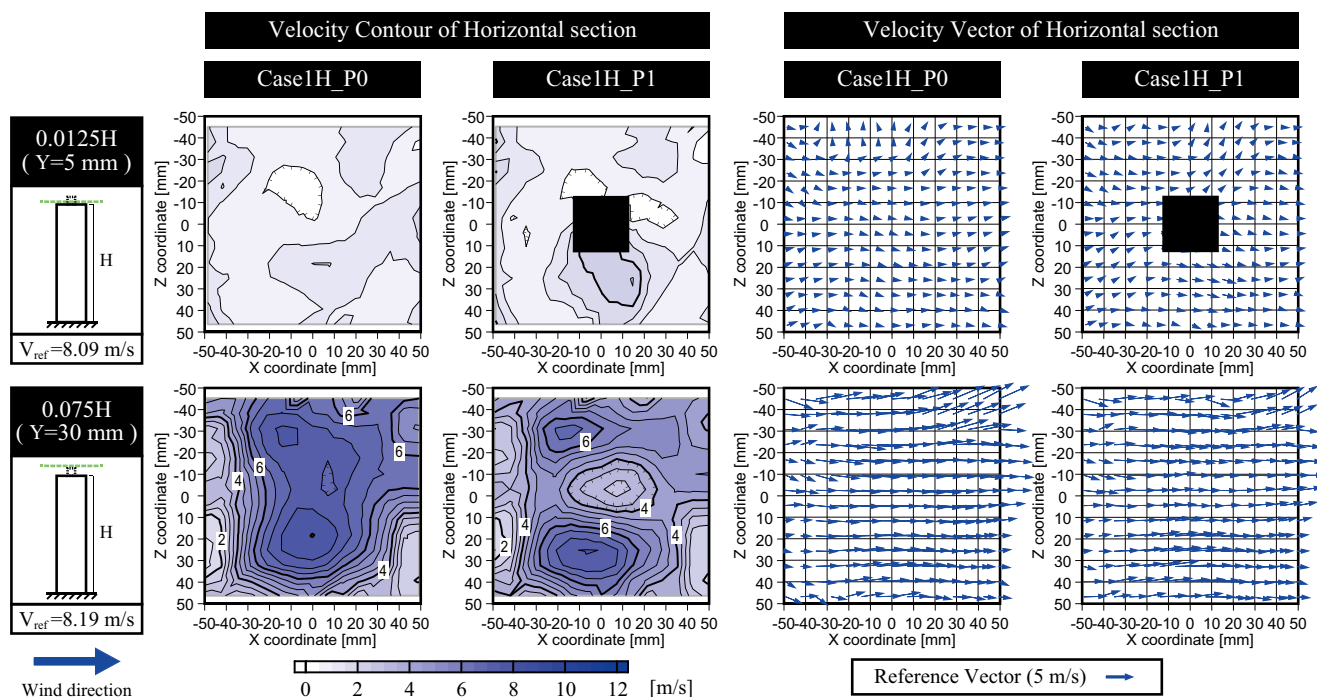


Fig. 6 Velocity Contour and Velocity Vector of Case1H (H=400 [mm])

コンター図で中央列 ($Z=0$ mm) の風速が $Z=\pm 30$ mm 付近と比べて小さい値をとり、 V_{ref} と同程度の風速を示す位置は P0、P1 共に高さが $0.15H$ の $-30 \leq X \leq 0$ 、 $Z=\pm 30$ mm 付近の位置であった。P1 条件の $0.075H$ の高さでは塔屋上は剥離の影響で風速が小さくなっている。なお、P1 条件の $0.0125H$ の高さで、塔屋横の Z 座標が正の位置で、風速が周囲より大きく測定されているが、これは塔屋によってレーザー光が遮られたことが影響していると考えられる。

3.2 外部風向と測定風向の風向差

各点における瞬時の風向がアプローチフローの風向とどの程度一致し得るかを把握するために、瞬時風向とアプローチフローの差の確率密度分布及びそこから算出される確率によって、風向の測定精度を評価する。Fig. 7 に検討する列の詳細を示す。各列毎に PIV 撮影をした高さ方向 4 断面のデータがある。なお、P1 条件については Line C の結果は省略する。以降に示す確率密度分布のグラフは、縦軸が確率密度、横軸は外部風向からの風向差である。この風向差は、 -180° から 180° の範囲で、測定風向がアプローチフローと一致する際は差は 0° 、アプローチフローに対して時計回りを示す際は正の値を示すものとする。

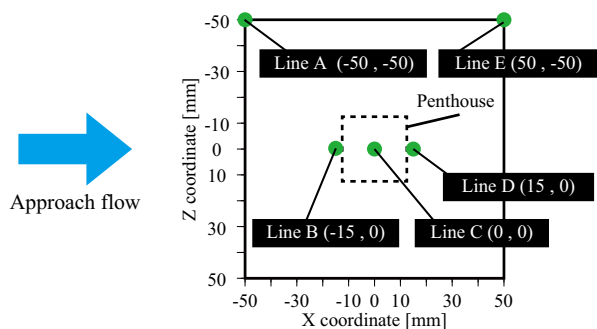


Fig. 7 Summary of monitor point

Fig. 8 に模型中央 (Line C) における確率密度分布を示す。両条件とも測定断面が高くなるにつれ風向差が 0° の位置での山が高くなっていることから高い位置ほど、高精度であることがわかる。両条件とも低位置 ($Y=5, 10$ mm) では目立った山は見られず様々な風向が計測されているが、Case1H の $0.0125H$ では $\pm 180^\circ$ の位置で山が確認されることから逆流が生じていることがわかる。Case1M では $Y=30$ mm での分布が概ね $Y=20$ mm と一致しているが、Case1H では $Y=30$ mm の方が精度が良い。

Fig. 9 に Line C を除く 4 列の確率密度分布を示す。 $Y=5$ mm の高さでは Line C 同様、様々な風向を示す列が多いが、Case1M_P1 の Line D、Case1H_P1 の Line B、Line D において $\pm 90^\circ$ で山が見られることがわかる。これらの位置では逆流によって塔屋側面を伝う気流が生じるため主流直交方向を示すことが原因と考えられる。Line E の $Y=5, 10$ mm では Line C 同様、 $\pm 180^\circ$ の山から逆流が確認できる。どの条件も、Line C 同様測定位置が高くなるほど 0° の位置の山が高くなっている。P1 条件の Line D (塔屋風下側) では $Y=30$ mm でも 0° で山は見られるものの塔屋の影響から他

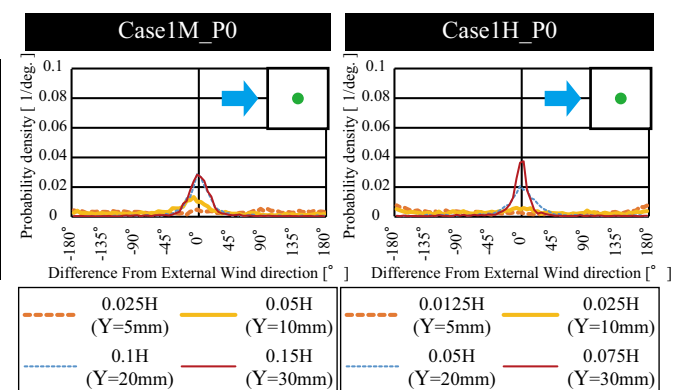


Fig. 8 Probability density in Line C

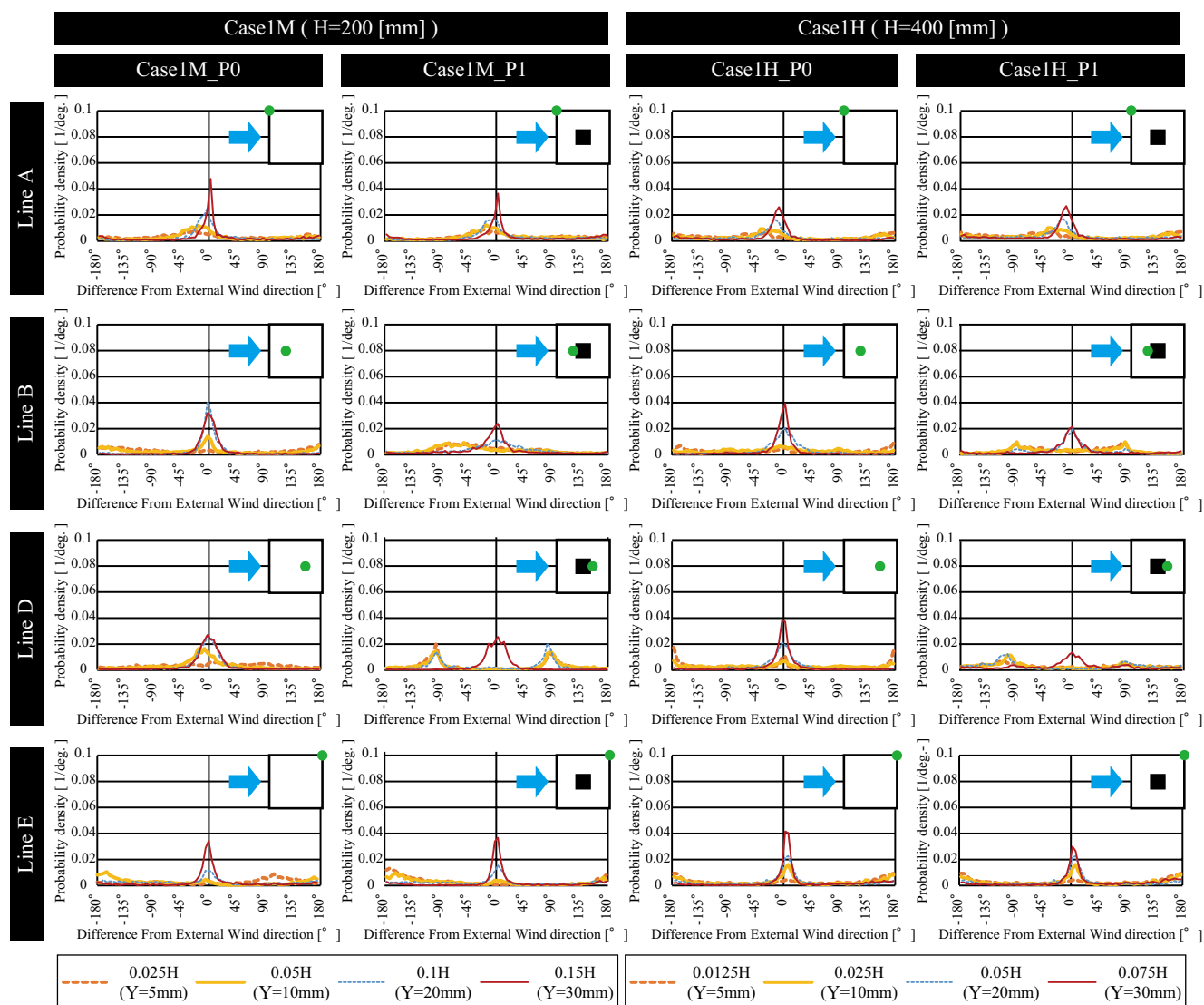







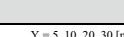


Fig. 9 Probability density except Line C

Table 2 Probability of Difference from External Wind Direction between $\pm 10^\circ$

		Case1M_P0 (H=200 [mm])				Case1M_P1 (H=200 [mm])		
		Line A 	Line B 	Line C 	Line D 	Line A 	Line B 	Line D 
	Y = 5, 10, 20, 30 [mm]							
	0.025H (Y=5 mm)	9.5	5.5	7.2	8.2	13.1	8.5	1.1
	0.05H (Y=10 mm)	16.0	20.6	19.7	24.8	16.8	5.5	0.9
	0.1H (Y=20 mm)	35.6	59.0	46.7	45.2	27.1	20.0	2.5
	0.15H(Y=30 mm)	49.5	55.8	49.8	47.8	42.1	39.6	43.2

の測定位置より精度は低くなる。Line A(風上側端部)では $Y=20$ mm 以下の高さでは差が負の値を示す位置に山が見られる。これは、風上側側面隅角部で気流が剥離し外側に逃げる気流が発生するためと考えられる。

確率密度分布を -10° から 10° の範囲まで積分することで、風向差が $\pm 10^\circ$ の範囲に属する確率を算出し、精度を評価したものを Table 2 に示す。Case1M の条件のみ示すが、総じて $0.05H$ の高さまではかなり低く、50% を上回る測定位置が 2 点のみであった。また塔屋の影響により、P1 条件では Line D の $0.1H$ の高さまでは正しい風向を測定できず、Line B も P0 条件より精度が低くなるのがわかる。

4. まとめ

本報では、風洞を用いた時系列 PIV により、単体建物を

対象に、屋上近傍の水平断面の気流性状を把握し、外部風向との風向差を評価した。屋上面に近い位置ほど風向の測定精度は低く、検討を行った列で精度を比較すると、屋上中心よりやや風上側が高精度であった。次報では同じ模型条件で、LES による CFD 解析を行った際の結果及び実験結果と解析結果の比較した結果を示す。

【謝辞】

本研究の一部は JSPS 科研費 (若手研究 A, 課題番号 JP16H06110, 研究代表者: 小林知広) の助成を受けた。

【参考文献】

- 西村宏昭、谷池義人：二次元正方形角柱の変動風圧特性、日本建築学会構造系論文集, No.533, pp37-43, 2000.7.
- 有森、甲谷、山中ら：屋上設置物の配置計画のための屋上近傍気流場に関する研究 (その 1) PIV による屋上近傍気流性状の把握、日本建築学会近畿支部研究報告集, 第 51 号, 環境系, pp125-128, 2011.6.

中高層建物の自然換気制御のための建物上空風速のモニタリング手法に関する研究 (その2) LES による風向変動特性の基礎的評価

Wind Velocity Monitoring above Mid- to High-Rise Building for Natural Ventilation Control (Part 2) Numerical Investigation of Velocity Fluctuation for Basic Configuration using LES

○明石 大 (大阪大学)
山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)
佐藤 可奈 (大阪大学)

Hajime AKASHI*¹
Toshio YAMANAKA*¹

Tomohiro KOBAYASHI*¹
Kana SATO*¹

*¹ Osaka University

To obtain external wind velocity and direction, anemometer often established on the building roof top, and it is desirable to use these data for control of building operation, such as natural ventilation (NV). However, for the complex flow field caused by separation flow and vortex location of measurement is not clear and there are not such guidelines. The final goal of this research is to propose an optimization method of the setting position of the anemometer. This paper shows the results CFD analysis of horizontal distribution of wind velocity and direction above building and comparison of experiment in wind tunnel.

はじめに

中高層建物のような構造物では、風上側隅角部で生じる剥離流や屋上平面上部で生じる逆流によって、非定常性の大きな気流場が形成される¹⁾。そのため、屋上に風向風速計を設置し外部風向や風速を計測する際に、設置位置によっては適切に計測されているか不明であり、適切な設置位置に関するガイドラインも無い。

本研究では建物屋上近傍の水平断面の気流場に注目し、風向・風速のモニター差を風洞実験及びCFD解析により評価し、高度な自然換気制御へと繋げることを目的とする。本報では、CFD解析の乱流モデルにはLarge Eddy Simulation(以下LES)を用い、前報²⁾で報告した時系列PIVによる実験結果と解析結果を比較し、解析精度の検証及び風速と風向のモニター差の解析結果を示す。

1. 風洞実験概要

本報では、前報²⁾で行った風洞実験の結果を用いて解析結果との比較を行う。**Fig. 1**に風洞実験における風洞断面図を示す。風洞内には1/4.8乗のべき乗則に従う設置境界層を再現するため、ラフネスと格子を模型位置の風上側に設置した。アプローチフロー風速は床上1,000 mmの高さに設置したピトー管で測定し、10 m/sとなるように設定し

た。風速分布及び詳細な実験概要は前報²⁾を参照されたい。対象建物模型を**Fig. 2**に示す。建物高さH=200 mmの1:1:2単体建物(以下Case1M)と建物高さH=400 mmの1:1:4単体建物(以下Case1H)の2条件で、各建物条件で屋上に塔屋が無い条件(P0)と屋上中央部に塔屋(25 mm角の立方体)がある条件(P1)の計4条件の模型を設置した。

2. CFD解析概要

前述の建物模型4条件を対象に、風洞実験を概ね再現したCFD解析を行った。**Fig. 3**に解析領域及びメッシュレイアウトを示す。解析領域はX=2,300 mm, Y=1,000 mm, Z=1,400 mmとした。建物模型は**Fig. 3**に示す位置に設置し、建物幅は20分割した。**Table 1**に解析概要を示す。屋上近傍気流場は剥離流の影響を受け、高い非定常性を有するので解析精度向上のため、乱流モデルには非定常計算モデルであるLESを用いた。Sub-grid scale 渦粘性モデルにはSmagorinsky-Lillyモデルを選択し、Smagorinsky定数は0.1とした。標準k-εモデルの計算結果を初期条件とし、計算間隔0.0005 sec. (2.0 kHz)で、22,000 time stepの計算を行い、初期条件から2,000 time step (1.0 sec.)の助走計算の後、20,000 time steps (10.0 sec.)の本計算を行った。流入境界条件として、既往の研究³⁾の風洞

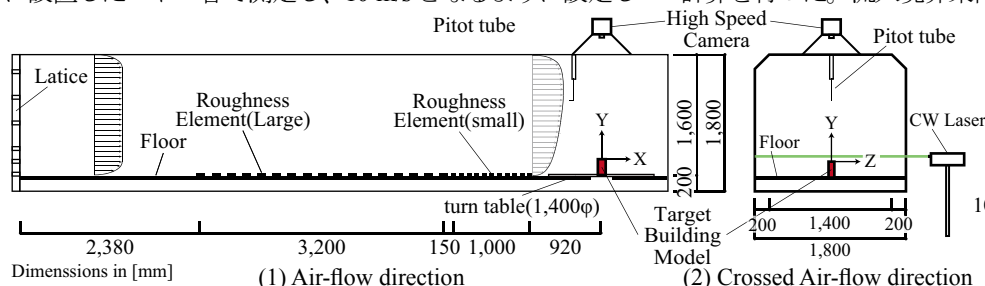


Fig. 1 Wind tunnel section

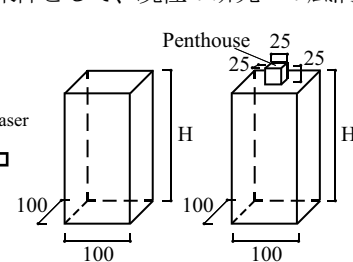


Fig. 2 Test Models [mm]

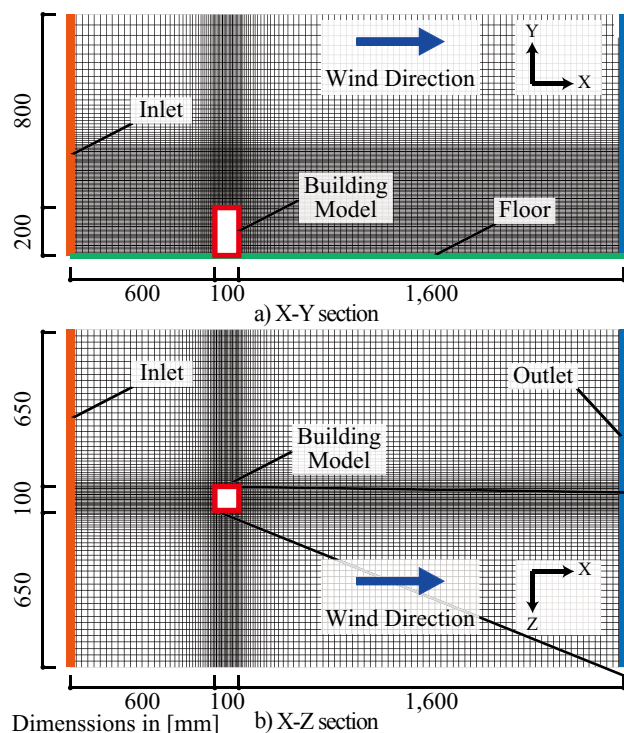


Fig. 3 Mesh layout of calculation area

実験の際に測定された 1/4.2 乗則に概ね従うアプローチフローの風速、乱流エネルギー、乱流散逸率を高さ毎に与え、Smimov ら⁴⁾の手法に基づき瞬時風速を与えた。Fig. 4 に用いたアプローチフローの風速比及び乱流強度の鉛直分布を示す。Fig. 5 に建物屋上平面の座標の与え方及び 3.3 節で用いるモニター列を示す。主流方向に X 座標を取り、建物屋上中心点を原点として以降の結果を示す。

3. 解析結果

3.1 CFD 解析精度検証

CFD 解析精度の検証を行うために、風洞で行った時系列 PIV 解析の結果との比較を行う。Case1M_P0 の模型を対象に、Fig. 6 に示すように模型中央断面の 3 列で平均合成風速の結果で比較を行った。横軸は、10 m/s で無次元化した風速比である。PIV の結果が単調に増加しているのに対し、LES の結果は剥離高さで急激に風速が増加していることから、LES では剥離流を再現していると考えられる。今回行った風洞での PIV では、大きな速度勾配を適切に測定できていない可能性がある。

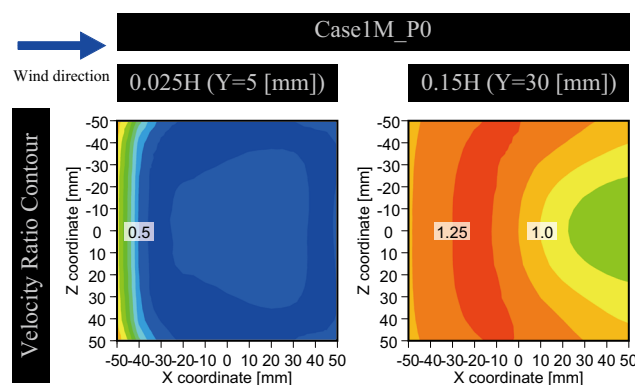


Fig. 7 Velocity Contour of Case1M (H=200 [mm])

Table 1 Summary of CFD analysis

CFD Code	Fluent 19.2	
Turbulence Model	Large Eddy Simulation (Smagorinsky-Lilly Model)	
Algorithm	SIMPLE	
Time Step	0.0005 sec. (2 kHz)	
Transition Term	2,000 time steps (1 sec.)	
Total Calculation Time	22,000 time steps (11 sec.)	
Boundary Condition	Inlet	Plofile (Experimental Value)
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law
Total Number of Cells	Case1M_P0	1,353,980
	Case1H_P0	1,609,000
	Case1M_P1	2,398,560
	Case1H_P1	2,678,962

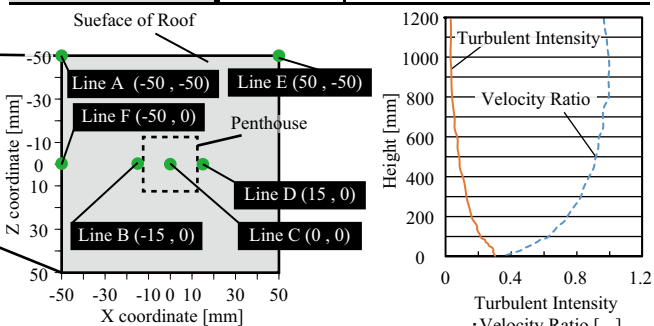


Fig. 4 Approachflow Plofile

Fig. 5 Monitoring Line

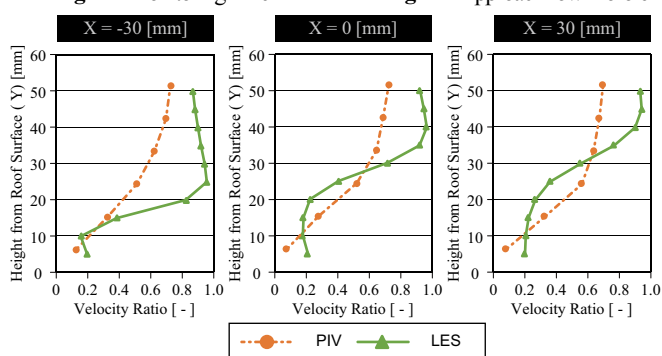


Fig. 6 Comparison of Averaged Velocity

3.2 建物屋上水平断面気流場の把握

Fig. 7 に Case1M の屋上部における水平断面の平均風速を軒高風速で基準化した無次元風速分布を示す。0.025H の高さでは、大半の位置で基準風速を計測できず、風上側のごく一部でしか計測が難しいことがわかる。一方、0.15H の面では剥離により 1.25 程度になる所もあるが、1.0 程度になる所も見られる。塔屋の影響として、0.15H で塔屋による剥離の影響で P0 より風速が低くなる位置が見られる。

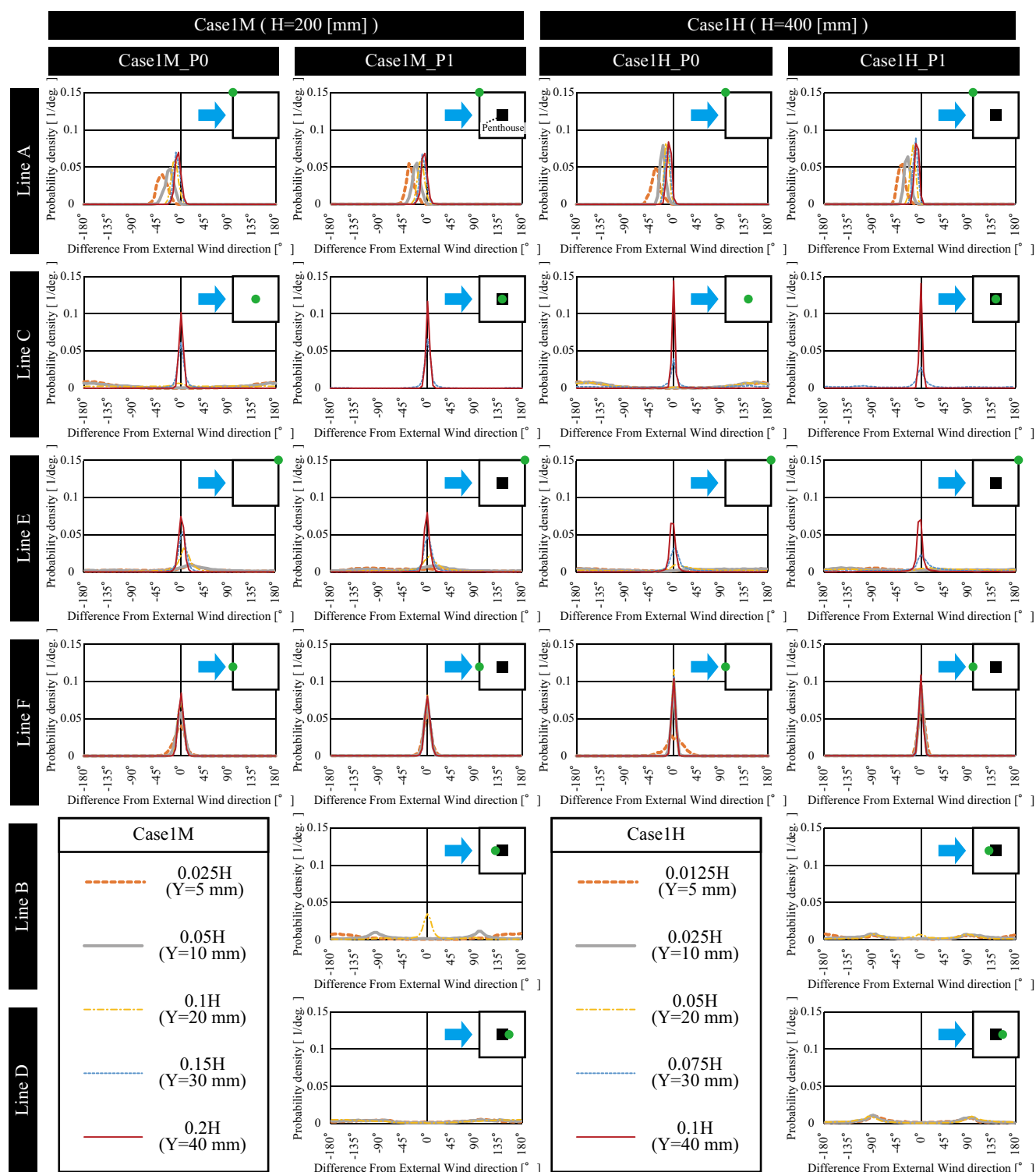


Fig. 8 Probability Density of Difference from External Wind Direction





3.3 外部風向と測定風向の風向差







各点における瞬時の風向が、アプローチフローの風向とどの程度一致し得るのかを把握するために、モニター点での風向とアプローチフローの風向の差の確率密度分布及びそこから算出される確率によって、風向の測定精度を評価する。検討を行う列の詳細は、Fig. 5に示す。P1条件ではLine C (模型中央)は塔屋上部の結果を、Line BとLine Dでは塔屋の高さまで検討を行い、P0条件ではLine BとLine Dの結果は省略した。以降に示す確率密度分布のグラフは、縦軸が確率密度、横軸は外部風向との風向差である。

この風向差は-180°から180°の範囲で、モニター一点での測定風向がアプローチフローと一致する際は差は0°、アプローチフローに対して時計回りの風向を示す際は、正の値を示すものとする。

Fig. 8に各模型条件における、各測定列での風向差の確率密度分布を示す。Line A, C, E, Fについては、全体的な傾向として、どの条件も高くなるにつれて山の部分が0°の位置に寄り、かつ山が高くなっていくことがわかる。また、模型条件の差による傾向の違いはあまり見られなかった。測定列毎の傾向としては、Line Cの5 mmと10 mmの

Table 2 Probability of wind direction error between $\pm 5^\circ$ or $\pm 10^\circ$ [%]

Case1M_P0 (H=200[mm])								
	Line A 		Line C 		Line E 		Line F 	
	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°
0.025H (Y=5 mm)	0.1	0.3	0.3	0.5	4.8	9.7	39.4	67.4
0.05H (Y=10 mm)	1.0	6.7	0.5	1.1	5.8	11.6	54.6	85.1
0.1H (Y=20 mm)	13.7	36.8	6.1	11.6	22.1	41.8	68.4	96.5
0.15H (Y=30 mm)	27.0	62.4	51.9	75.0	45.2	74.3	72.9	98.2
0.2H (Y=40 mm)	38.4	77.3	85.1	99.3	65.8	91.8	73.8	96.9

Case1M_P1 (H=200[mm])												
	Line A 		Line B 		Line C 		Line D 		Line E 		Line F 	
	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°	±5°	±10°
0.025H (Y=5 mm)	0.0	0.2	0.2	0.6			1.5	3.0	3.8	7.4	55.3	84.1
0.05H (Y=10 mm)	1.1	6.4	1.1	2.4			0.8	1.6	6.7	13.5	68.5	93.5
0.1H (Y=20 mm)	12.2	35.2	33.4	53.3			0.5	1.2	19.0	35.8	73.5	96.4
0.15H (Y=30 mm)	25.6	59.1			57.0	77.7			47.0	71.5	73.1	97.3
0.2H (Y=40 mm)	36.2	77.5			86.9	99.5			70.9	94.8	74.1	96.3

高さでは、 $\pm 180^\circ$ の位置で低い山がみられることから逆流が生じていることがわかる。また、Line C と E では 0.05H までは目立った山は見られないが、Line A では -40° 付近に、Line F では 0° の位置に山が見られる。それぞれ、Line A は風上側側面隅角部での剥離、Line C は風上側隅角部による剥離の影響を受けるためと考えられる。Line F は他の 3 列と比べても、Y=20 mm 以上の高さでは概ね類似した結果となっている。屋上から低い位置でも、Line C の位置では精度の良い風向を測定できることが期待できる。Y=40 mm における風向差 0° の山の高さで比較を行うと、Line C が最も高く、Line A は 0° から少し負側に山がずれていることから、この測定高さでは中央部が最も風向測定精度が高く、風上側の角が最も精度が低いと考えられる。

また、P1 条件の Line C (塔屋上中心部) では、両建物条件とも P0 条件と差が見られないことがわかる。両条件とも建物による剥離と塔屋による剥離の高さが一致し、塔屋が剥離流に影響を与えなかったためと考えられる。

塔屋の屋上平面への影響を考察するため、P1 条件のみで塔屋横風上側 (Line B) と塔屋横風下側 (Line D) で 20 mm の高さまでで検討を行った。 0° の位置に山が見られるのは、Case1M_P1 の Line B の 20 mm の高さのみで、Case1M_P1 の Line D ではどの高さでも様々な風向が測定され特定の位置に山は無かった。一方、Case1H_P1 の Line D ではどの高さでも、 $\pm 90^\circ$ の位置に山が見られ、Line B で両模型条件とも 10 mm の高さで見られた。Line B (風上側) はアプローチフローが塔屋に衝突し、横方向に逃げる気流が発生するためと考えられるが、Line D (風下側) で Case1H_P1 のみ同位置に山がみられる理由として、建物高さが高く速度の大きな後流が塔屋へと向かうためと考えられる。

次に、Case1M において、確率密度分布を積分することにより風向差が $\pm 5^\circ$ 以内及び $\pm 10^\circ$ 以内となる確率を用いて、各地点での風向測定精度を示した表を Table 2 に示す。

20 % 以下となる結果については青色で、80 % 以上には橙色で色付けをした。両条件とも Line F 以外では、20 mm の高さまでは測定精度が低く 40 mm の高さで高精度となるが、Line F では P0 では Y=10 mm 以上、P1 では Y=5 mm の高さから、風向差が $\pm 10^\circ$ 内に高確率で入るため、低位置での風向測定を行う際は、Line F が精度が良いことがわかる。また、誤差が $\pm 5^\circ$ 以内のより精度の高い計測を目的とする際は、Y=40 mm の高さでの Line C が最も高確率であるが、それ以下では Line F が適切であると考えられる。確率密度同様、塔屋による影響はあまり見られなかった。

4. まとめ

本報では、単体建物を対象に屋上近傍水平断面の気流性状を時系列 PIV により把握した結果と LES による解析結果で比較を行い、LES により風速分布及び外部風向と測定風向の差を評価した。屋上面に近い位置程風向の測定精度は低く、屋上中心と風上側中心点が高精度であったが、風上側中心点では低位置でも風向の測定精度は高いことが分かった。今後は、アプローチフローの風向や建物形状を変更した際の分析も行う所存である。

【謝辞】

本研究の一部は JSPS 科研費 (若手研究 A, 課題番号 JP16H06110, 研究代表者: 小林知広) の助成を受けた。

【参考文献】

- 西村宏昭、谷池義人：二次元正方形角柱の変動風圧特性，日本建築学会構造系論文集，No.533, pp37-43, 2000.7.
- 佐藤、小林、山中ら：中高層建物の自然換気制御のための建物上空風速のモニタリング手法に関する研究 (その 1)，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2020.3 掲載予定
- 福山、山中ら：高密度街区における建物の通風設計に関する研究 (その 1) 風洞実験による壁面風圧及び建物間風速分布，空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集，2019.3，論文番号：A-30
- A. Smirnov, S. Shi, I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6

費用関数法を用いた室内温熱環境の推定 Estimating Indoor Flow and Temperature Fields Using Cost Function Method

○Dong Kunting (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)

DONG Kunting*¹Tomohito MATSUO*¹Hikari SHIMADERA*¹Akira KONDO*¹*¹ Osaka University

The estimation of the indoor physical field in a target region is essential. There are two methods that have been widely used to estimate temperature fields, CFD (Computational Fluid Dynamics) and measurements. However, it is not easy to obtain reliable CFD simulation data due to the errors accompanied by discretization, numerical calculation and uncertainty of boundary conditions, also observation data due to unavoidable measurement errors. Herein, to estimate indoor flow and temperature fields accurately, Cost Function Method (CFM) consisting of errors of basic equations and of observed data errors was proposed in this study and confirmed to be valid.

はじめに

快適な室内温熱環境の構築するためには、正確に室内温度場を把握する必要がある。流れの温度分布を把握するための手法として、数値解析 (CFD: Computational Fluid Dynamics) によるものと実測 (OFD: Observed Fluid Dynamics) によるものの2つの方法がある。しかし CFD には離散化やモデル近似による誤差が存在し、また実測にも使用する測定機器、データの変換ならびに測定者の人為的な誤差が必ず存在する。

そこで本研究ではより正確に室内温熱環境を把握するため、測定値を用いて流れの支配方程式を補間・修正する費用関数法を適用することで室内温度分布を推定し、費用関数法の有効性を評価することを目的とした。

1.費用関数法について

費用関数法とは、費用関数と呼ばれる関数を作成し、この関数を最小化するように場を修正する手法である。

費用関数 CF は最適化対象として考慮する従属変数に関連したすべての支配方程式の残差の二乗及び測定値の修正量の二乗の和として式(1)で表される。

$$CF = \int \left\{ \sum_k \alpha_k \beta_k f_k^2(\xi_i, \eta_j) + \sum_j \alpha_j \beta_j C_{ij} (\eta_j - \eta_{j,obs})^2 \right\} d\xi \quad \dots (1)$$

ここで、支配方程式: $f_k(\xi_i, \eta_j) = 0$ について、

- ・ ξ_i : 独立変数 (空間座標、時間)
- ・ η_j : 従属変数 (速度、圧力、温度、濃度)
- ・ f_k : 支配方程式 (運動方程式、連続の式、温度の保

存式、スカラーの保存式)

- ・ C_{ij} : 精度係数 (測定点毎の測定点の精度に応じて測定値修正量の項の寄与を調整するための係数)
- ・ β_j, β_k : 等価係数 (各変数が同程度の不確実性を持つとき、費用関数に対する各変数の寄与が同程度になるように調整するための係数)
- ・ α_j, α_k : 重み係数 (各支配方程式、変数の相対的な重要性を主観的に設定するための係数)

$\int d\xi$ は対象領域全体にわたる全ての ξ に関する積分を、添字 obs は測定値を表している。式(1)のように関連する支配方程式 f_k 、および測定値の修正量 $\eta_j - \eta_{j,obs}$ を全て用いて費用関数を定義する。全ての η_j を $\eta_{j,obs}$ のまわりで変化させて CF を最小化させることによって、より合理的な流れ場を得ようとする方法を費用関数法 (CFM: Cost Function Method) として提案する。費用関数は残差・誤差の大きさを示す値であるため、小さい方が望ましい。費用関数法では、費用関数を最小化するように変数を変化させる、という操作を繰り返し行うことで、CFD 計算値を修正する。

CF を最小化するためには式(1)を η_j で偏微分して0とおいた式(2)を反復計算により解いて η_j を求める。費用関数を最小化する CFD 計算値を探索するために、最急降下法 (steepest descent method) を用いる。

$$\int \left\{ \alpha_k \beta_k \sum f_k \frac{\partial f_k}{\partial \eta_j} + \alpha_j \beta_j C_{i,j} (\eta_j - \eta_{j,obs}) \right\} d\xi = 0 \quad \dots (2)$$

本研究では、費用関数法の妥当性を検証するために数値実験を行った。観測データから未知の室内温度分布を推定する数値実験の手順を以下に示す。

- 1) 熱源が既知の場合について CFD シミュレーションを行い、温度分布を求める（「正解値」）。
- 2) 観測点を配置し、室内の温度分布の一部を抜き出したものを観測データとする。
- 3) 観測データと費用関数法を用いて、熱源が未知の場合の CFD シミュレーションを修正し、温度分布を推定する。

2. 数値実験方法

2.1 対象領域と計算条件

数値実験においては、数値解析の結果を実際の場合（「正解値」）とみなし、その計算結果の一部を抜き出したものを観測データとみなす。熱源が設置された 3 次元室内空間を対象に、CFD シミュレーションを行った。

対象領域を Fig.1 に示す。領域は 4.2×4.0 m、高さ 2.2 m である。東西を X 方向、南北を Y 方向、鉛直方向を Z 方向とし、床面南西端に原点を取った。また、中央の机の上に 0.04×0.24×0.04 m の熱源が 3 つあり、東側壁面から給気、反対の西側壁面から排気を行う。正解値の作成における境界条件を Table 1 に、観測点の配置を Fig.1 及び Table 2 に示す。

CFD シミュレーションには、オープンソース CFD ツールボックスである OpenFOAM のバージョン 4.0 を修正して用いた。非圧縮性非等温流れを仮定し、ブシネスク近似により浮力を表現した。乱流モデルには標準 *k-ε* モデルを用いた。支配方程式は運動方程式、連続の式、温度の保存式である。速度と圧力の連成解法には SIMPLE 法を用いて、105×100×55 の均一メッシュにおける定常計算を行った。

Table 1. Boundary conditions of calculation for correct field

Boundary	Boundary condition
Inlet	Velocity: 1 m/s Temperature: 20°C
Outlet	Free outflow
Walls	Velocity: No slip Temperature: 20°C
Heat Sources	Thermal loads: 400 W × 3

2.2 観測データの作成

各熱源の発熱量が 400W の計 1200W とした場合の y 方向中央における XZ 断面の温度・速度分布を Fig.2-3 に示す。吹出口から西向きに水平に吹出された流れは熱源付近を通過し、図中左下の吸込口側に向かう。熱源の風下で温度が上昇することが分かる。主流の流れが速いため、熱は主に移流により輸送されており、高温の領域が熱源から吸込口に向かって、流れに沿って風下に伸びている。

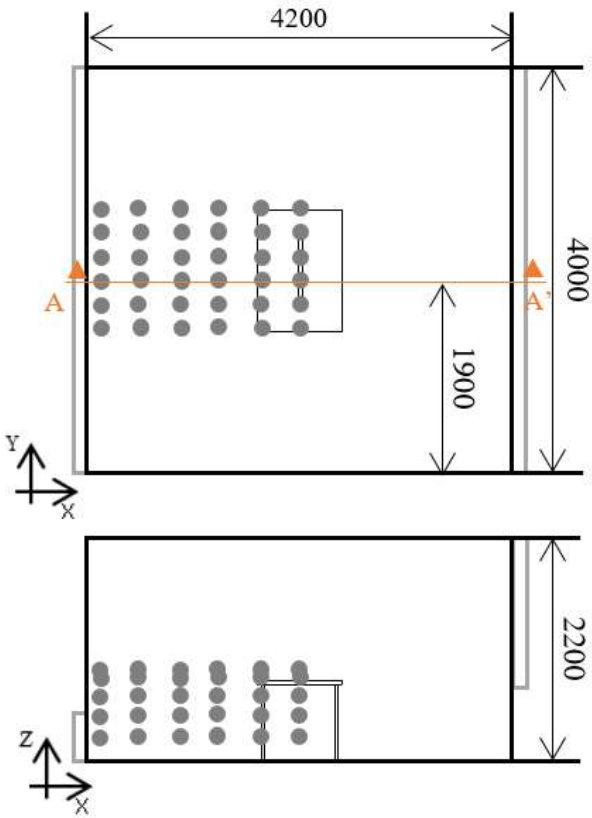


Fig.1. Calculation domain and observation points

Table 2. Information of observation points

Coordinates of observation points						
X	0.1	0.5	0.9	1.3	1.7	2.1
Y	1.5	1.7	1.9	2.1	2.3	2.5
Z	0.3	0.5	0.7	0.82	0.9	

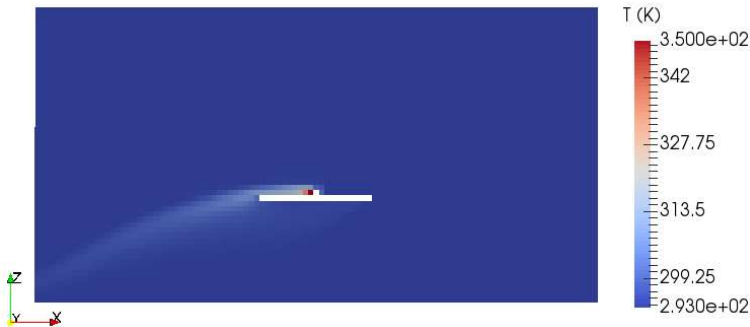


Fig.2. Calculated correct temperature distribution

その計算結果の観測点における温度を抜き出し、観測データを作成した。なお、観測誤差はないものとした。

3.費用関数法による推定

費用関数法を適用するための初期 CFD 計算条件として、観測データの作成に用いたのと同じ対象領域に対し、熱

源を発熱させずに計算を行った。境界条件を Table 3 に、温度分布を Fig.4(a) に示す。初期条件では熱源が発熱しないため、室内には温度分布が存在していない。

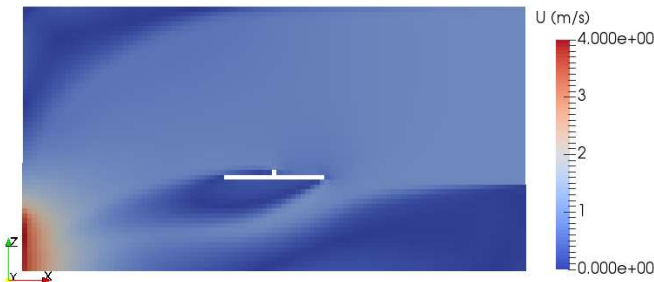


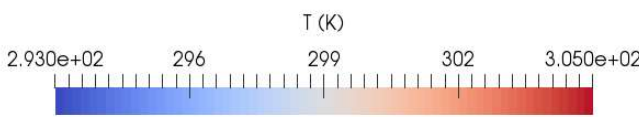
Fig.3. Calculated velocity distribution

この計算結果と観測データに対して費用関数法を適用する。このとき観測値は温度 180 点 (6×6×5) を挿入し、観測点における温度を固定した。費用関数法は、観測点の温度を固定し、費用関数を最小化するように、CFD 計算値を修正する。費用関数法で修正された場合は初期と比べて左下の吸込口側に温度が上昇し、熱が吸込口に向かって流れていく傾向が見られる。修正の空間分布について、費用関数法は観測点の周辺を修正することしか出来ておらず、物理現象に適応していない。また Fig.4(b)中赤色の熱源周辺に集中している高温部分も再現されていない。Fig.4(c) より観測点の位置が費用関数法の計算結果に重大な影響を与えている事が分かった。

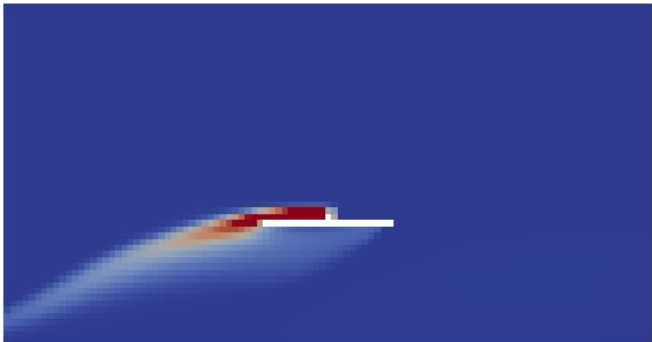
Table 3. Boundary conditions of CFM calculation

Boundary	Initial condition
Inlet	Velocity: 1 m/s Temperature: 20°C
Outlet	Free outflow
Walls	Velocity: No slip Temperature: 20°C
Heat Sources	Thermal loads: 0

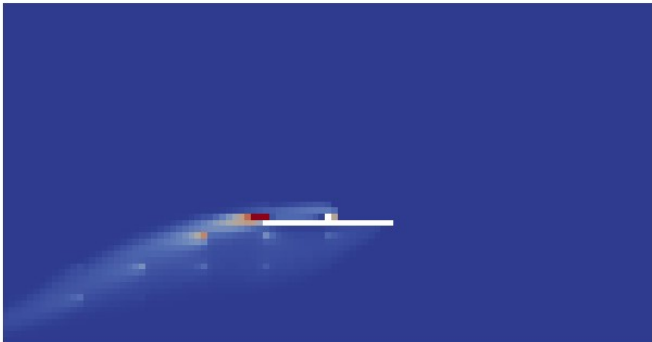
正解値と初期値の発熱量の差による影響を評価するため、観測データの場合と同じ対象領域に対し、熱源を 200W で発熱させ、計算を行った。初期条件を Table 4 に、A-A'断面の温度分布を Fig.5(a) に示す。観測値を Fig.5(b) に、修正された温度分布を Fig.5(c)に示す。Fig.5 により、温度において費用関数法を用いることで、結果が正解値に近い分布になっていることが確認できる。Fig.4 と比べ、正解値との発熱量の差が小さい初期条件における数値解析結果を用いることで、推定値が正解値により近づくことが分かった。正解値と初期値の発熱量の差を小さくすることによりさらなる改善が見てとれる。



(a)



(b)



(c)



(d)

Fig.4 Temperature distribution
(a), Initial temperature distribution
(b), Temperature distribution of “correct” calculation
(c), Temperature distribution using CFM
(d), Absolute error between initial value and “correct” calculation)

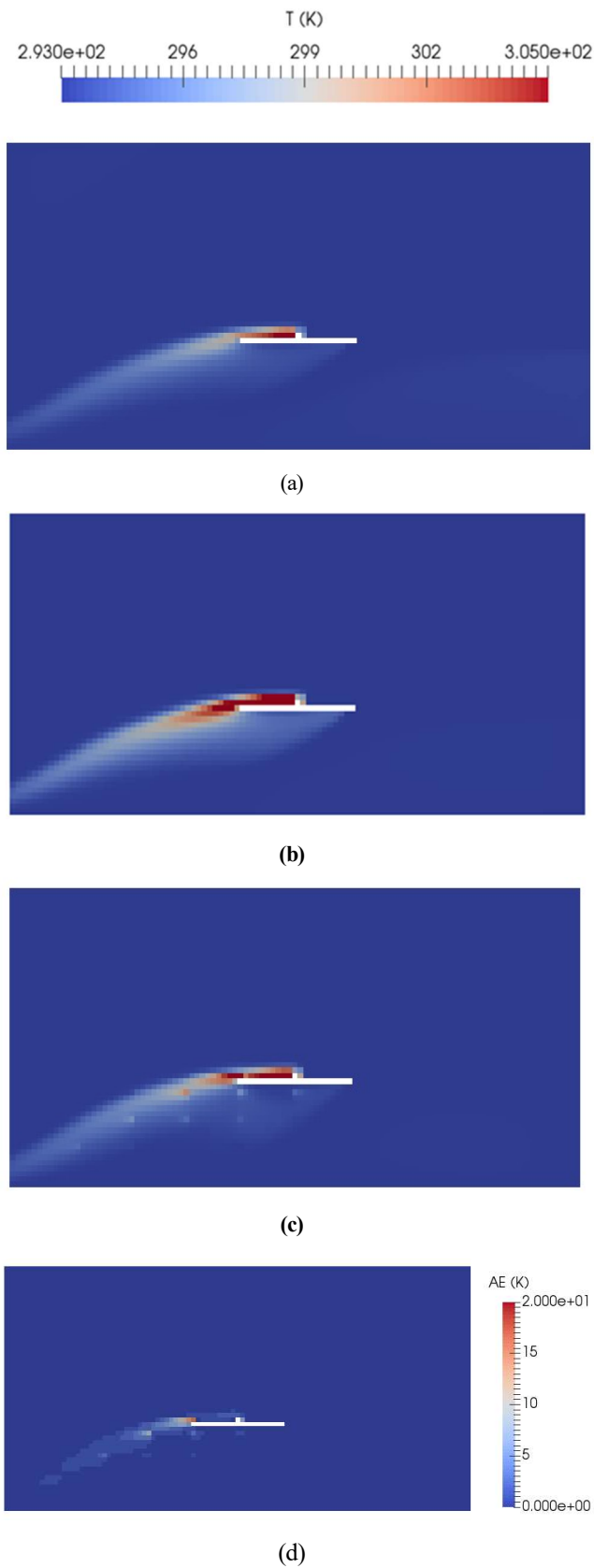


Fig.5 Temperature distribution
((a), Initial temperature distribution
(b), Temperature distribution of ‘correct’ calculation
(c), Temperature distribution using CFM
(d), Absolute error between initial value and “correct” calculation)

Table 4. Boundary conditions of CFM calculation with small heat source

Boundary	Boundary condition
Inlet	Velocity: 1 m/s Temperature: 20°C
Outlet	Free outflow
Walls	Velocity: No slip Temperature: 20°C
Heat Sources	Thermal loads: 200 W × 3

4.まとめ

本研究では、室内全体の空気分布の正確な把握を行うために、観測値の持つ情報を活かして支配方程式の残差と測定値と推定値の間の誤差を同時に考慮する費用関数法を提案した。この手法を用いるため、既知の熱源発熱をする場合について CFD シミュレーションを行い、温度分布を求め、観測データを作成した。さらに異なる初期条件における数値解析を行うことで費用関数法を適用し、温度分布の再現を試みた。温度において費用関数法を用いることでかなりの改善が見られた。正解値と初期値の発熱量の差を小さくすることによりさらなる改善が見られる。その結果、費用関数法を用いることで、温度場をより正確に推定することが可能であることを証明できた。

本研究は将来的に費用関数法を用いて、部分的な環境条件と観測値を入力することでそれを満たす温度・速度分布を逆問題として解析的に解くツールとして応用することが目標としている。今後の課題としては、推定精度を高めるためには測定点の位置や数、重み付けの推定をしなければならない、また必要であれば観測値から予測される流れ場の擬似データの作成による測定点箇所の拡大を考慮すべきである。さらに計算時間の短縮や初期条件の決め方など検討すべき課題は多い

参考文献

- [1] 久野貴大、近藤明、井上義雄、塩地純夫、小松彰、費用関数法を用いた測定値と数値解析の融合手法、第 22 回環境工学総合シンポジウム 2012
- [2] 吉見 敦史、塩地 純夫、小松 彰、近藤明、井上義雄、久野貴大、費用関数を用いた室内環境推定手法の開発：(第 1 報) 温度・速度場推定の可能性評価、空気調和・衛生工学会大会 学術講演論文集 2012.2(0), 2195-2198, 2012
- [3] 塩田卓、加賀昭和、近藤明、井上義雄、”費用関数法を用いた測定値と数値解析の融合による室内空気分布の把握手法に関する研究”大阪大学学位論文.2000
- [4] Kondo A, Nakagawa H, Kaga A, and Inoue Y 2010 understanding of flow and scalar fields by combing Measured Data and CFD ASHRAE Trans. Vol.116 Issue 2 318-328

外部ボイドを有する高層オフィスビル其自然換気性能に関する研究 (その4) CFD 解析による自然換気口位置が室内温度分布に及ぼす影響の検討

Natural Ventilation Performance of High-Rise Office Buildings with Light Well (Part 4) Effect of NV Opening Position on Indoor Temperature Distribution analyzed by CFD

○藤田 有香 (大阪市立大学)

小林 知広 (大阪大学)

梅宮 典子 (大阪市立大学)

Yuka FUJITA ^{*1} Tomohiro KOBAYASHI ^{*2} Noriko UMEMIYA ^{*1}^{*1}Osaka City University ^{*2}Osaka University

The purpose of this work is to accumulate the knowledge regarding natural ventilation performance based on actual examples. The previous report showed the results of field measurement of age distribution and ventilation rate before occupation in the actual office building where natural ventilation system utilizing both wind and buoyancy is applied. In this report, we evaluate the effect of natural ventilation openings on indoor environment using CFD analysis.

1. はじめに

近年省エネルギーやBCP対策のため自然換気が注目されている¹⁾。設計段階で執務室に設置する自然換気開口部の種類の決定する際、種々の設計条件との兼ね合いによる場合が多いが、自然換気口の種類によって外気の流入方法が大きく異なる。流入気流の性状は執務者の快適性に大きな影響を及ぼす可能性があるため、自然換気開口ごとの換気量や環境性状への影響を把握しておく必要がある。本研究では実例に基づく性能評価の知見を蓄積して提供することを目的とし、既報^{2,4)}では外部ボイド(屋外ボイド)を有する建物に着目して実運用下における室内環境と換気量測定の結果について述べた。本報ではCFD解析により自然換気口の位置をパラメトリックに変更した場合に生じる室内環境への影響を評価する。

2. 解析概要

Fig.1 に基本的な解析モデルを示す。解析対象は既報²⁾で実測対象としたオフィスフロア(22階建の19

階)を想定し、寸法 63,200 (W) × 21,500 (D) × 2,850 (H) の執務室とする。執務室内には人体発熱を想定した発熱体を 170 人分再現し、机上面には機器を想定した発熱量を与え、床面からも発熱をさせた。空調吹出しに関しては天井面の一部を壁面とし、残りは染み出し空調を想定した。また空調からの給気量はすべて還気口から流出することとした。執務室外周部の東・南・西面には自然換気口を設置し、モデル中央北面には 1.8 [m²] のボイド開口を壁面上部に設け、自然換気口からの流入風量をすべてボイド開口から流出することとした。これを基本モデルとし、解析条件毎に自然換気口の位置及び開口面積を変更した。

3. 解析条件と解析手法

解析条件としてペリメーターにおける自然換気装置種別を変更した。**Fig.2** に概念図を示す。床上 200 [mm] のペリカウンターに自然換気口を設置するモデルを Case 1、床上 1,200 [mm] のペリカウンターに設置したモデルを Case 2、天井面 (FL+2,850 [mm])

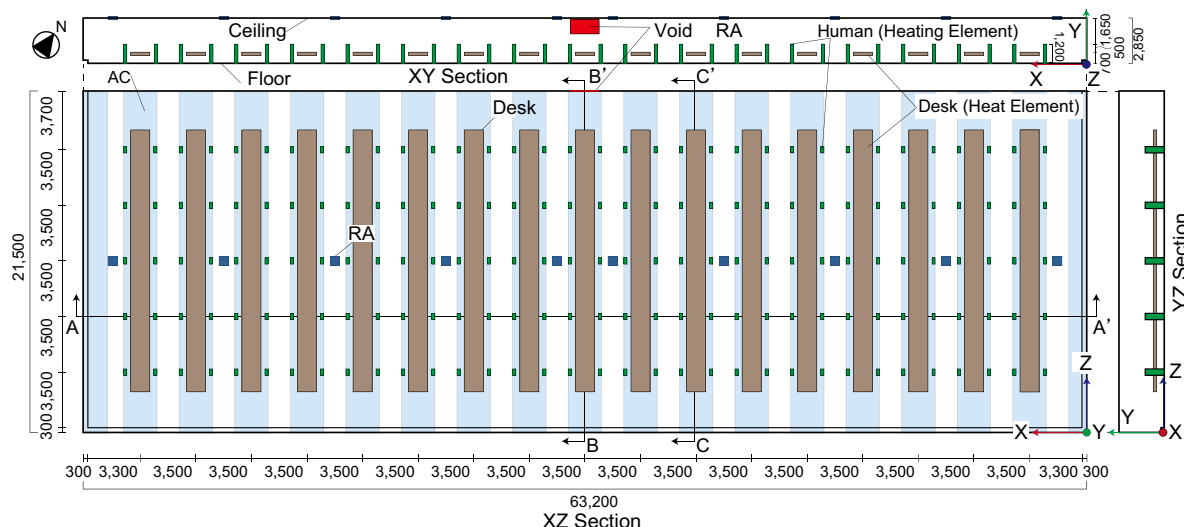


Fig.1 Calculation Domain

に換気口を設けるモデルを Case 3、また窓面の上部（FL+2,850 [mm]）に設置するモデルを Case 4 とした計 4 条件である。計算格子は解析領域を鉛直方向に 50 [mm]、水平方向に 100 [mm] で一様に分割した。

Table 1 に解析概要、Table 2 に境界条件を示す。自然換気口からの給気量は予め熱・換気回路網計算により外部風速 3.3 [m/s]、熱負荷 27.4 [W/m²] を想定して算定した結果のうち当該執務室における各自然換気口からの換気量の 16 風向平均値を与えた。換気回数は 4.02 [1/h] 程度となり、流入外気温は低めの自然換気許可条件を想定して 16 [°C] とした。空調の給気量は熱負荷量を処理するために室温 26 [°C]、吹出し温度を 20 [°C]、室内外温度差 ΔT=6 [°C] として算出した。発熱体の境界条件は熱流束で規定し、60 [W/人] の人体を模擬した発熱体を机周辺に 170 個配置した。さらに機器・照明等の発熱は 40 [W/m²] を想定し、その 1/3 の発熱量を一様に床面に、残りを机上面から与えることとし、壁および天井面は完全断熱とした。

4. 評価方法

本報では自然換気による新鮮外気の分配性状を評価するために局所平均空気齢を用いることとし、名目換気時間で除した値である SVE3 を CFD 解析から算出する。また比較的低温の外気を導入した際のドラフト感を評価するため、以下の式を用いてドラフトによる予測不満足者率（PD）^{5,6)} を算出した。

$$PD = (34 - t_x)(V_x - 0.05)^{0.62} (0.37K_x Tu + 3.14) \tag{1}$$

ここで、 t_x は局所空気温度、 V_x は局所風速、 T_u は乱流強度を表す。 V_x は CFD 解析結果に Popiolek⁷⁾ らの式を適用してスカラー風速に換算した。なお、本報では居住域は床上 1,800 [mm] までの空間とする。

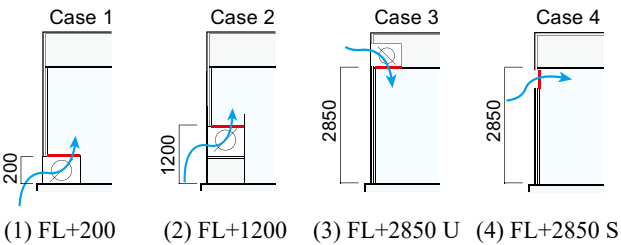


Fig.2 Schematic of the Analysis Case

Table1 Analysis Condition

CFD code	ANSYS Fluent 17.0			
Turbulence Model	SST <i>k-ω</i> Model			
Algorithm	SIMPLE			
Discretization Scheme	QUICK			
Case	FL+200 (Case1)	FL+1200 (Case2)	FL+2850 U (Case3)	FL+2850 S (Case4)
Total Number of Cells	7,533,248	7,469,888	7,533,248	7,533,248

5. 解析結果と考察

Fig.3 に AA' 断面（Z=7,350）の西側ペリメーター付近における風速分布の結果を示す。Case 1, 2, 3 はペリメーターへの影響範囲が大きく、足元付近で約 0.4 [m/s] の風速がある。一方 Case 4 は流入した気流が天井に沿って流れるためペリメータ空間の居住域への影響は少ない。Fig.4 に床上 100 [mm]（Y=100）での平面温度分布、Fig.5 に水平面平均室温と標準偏差をペリメーター（窓面から 5.0 m までの領域）とインテリアについて示す。Case1, 2, 3 ではペリメーターの足元付近の温度が低下し、温度差は 1.0 ～ 1.5 [°C] であったが、Case 4 では鉛直方向に様な温度分布が形成され、足元付近の冷えが少ないと言える。

床上 1,100[mm] おける SVE3 の分布結果を Fig.6 に示す。条件間で大差は見られないが、Case 4 では北面の隅角部で値が比較的小さくなっている。また、どの条件でもインテリアで SVE3 の値が高くなっているが、自然換気の給気量が多く VAV 制御で機械換気の給気量を絞る場合等には、ペリメーターに新鮮空気が偏った状況になる可能性がある。

Table2 Boundary Condition

Inlet	AC	Air Flow Rate		15,443 m³/h
		I		10%
		L		1mm
		Temperature		20 deg.C
	NV Openig	Air Flow Rate	East	2,300 m³/h
			West	1,956 m³/h
			South	11,335 m³/h
		I		10%
		L		600mm
Temperature		16 deg.C		
Outlet	Return Air			15,443 m³/h
	Void			-15,591 m³/h
Heating Element Surface			Human	Heat Flux (29.4W/m²)
			Floor	Heat Flux (53.3W/m²)
			Desk Top	Heat Flux (94.2W/m²)

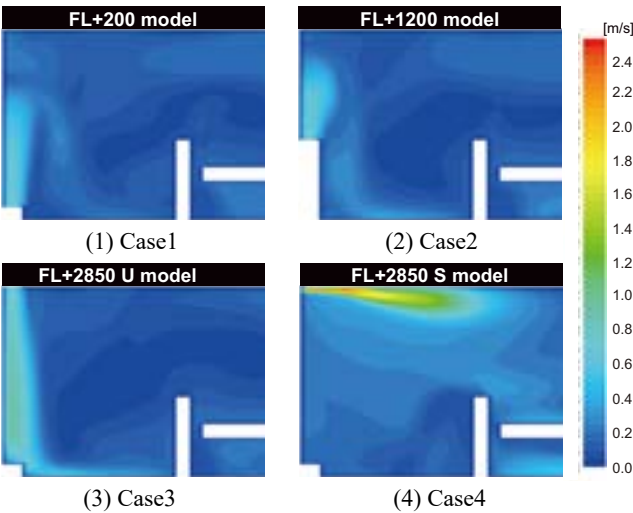


Fig.3 Contour of Velocity Magnitude (Z=7,350)

各条件の床上 100 [mm] と 1,100 [mm] について (1) 式で算出した PD の平面分布を **Fig.7** に示し、さらに **Fig.8** に PD の相対度数分布を示す。Case1, 2, 3 ではペリメーターでの足元付近の不満足者率が高い。一方 Case 4 ではペリメーターへの影響は比較的少ないが、インテリアにおいて値が高くなっているため、度数分布では Case1,2,3 に比べて全体的に若干低いがほぼ変わらない結果となった。しかし床上 1,100 [mm] において Case1,2,3 では全体の約 85% が PD の 10% 以内 に収まるのに対し、Case4 では 55.6% と広い範囲で不

満足者率が高い結果となった。この要因として Case4 では流入空気がコアンダ効果により天井面を沿って流れ、インテリアの広い範囲で降下した際に高い局所風速によるドラフトが発生したことが考えられる。

6. まとめ

本研究では重力・風力併用型自然換気ビルを対象として知見の蓄積を目的とし、本報ではCFD解析によって自然換気口の設置位置による室内環境への影響を評価した。足元から腰高さのペリカウンターに

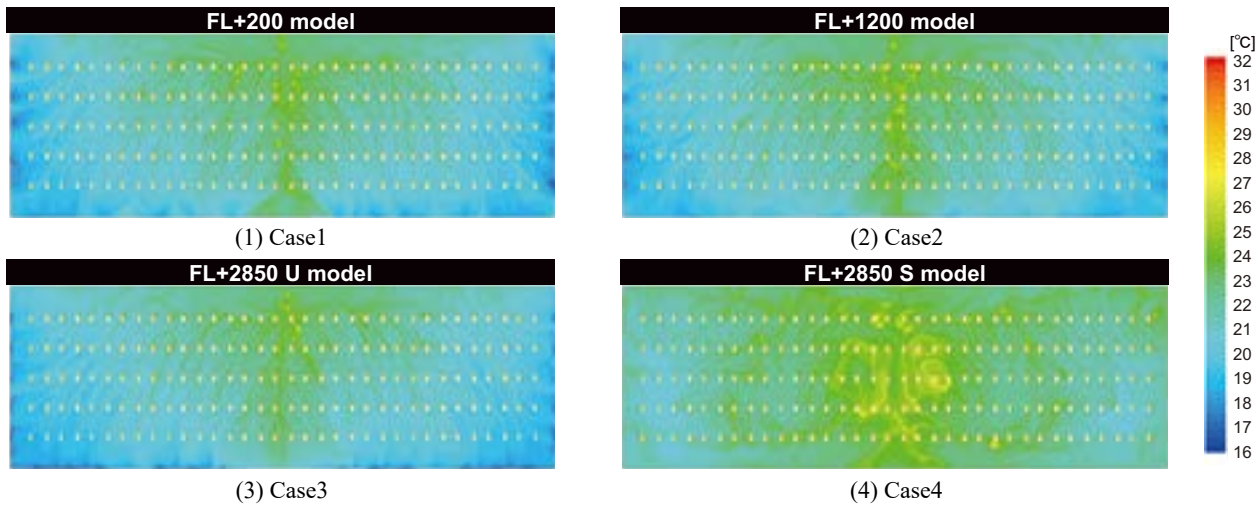


Fig.4 Contour of Temperature (Y=100)

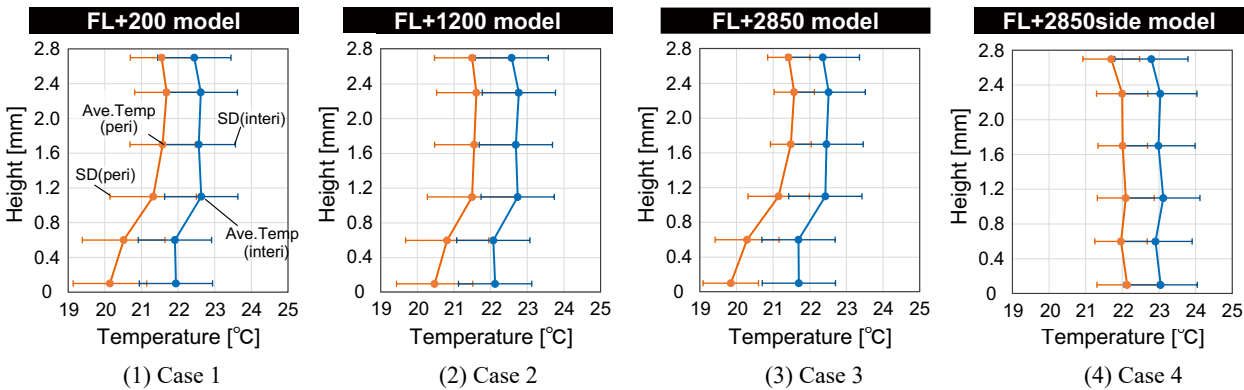


Fig.5 Ave.Temp and Standard Deviation for each Height

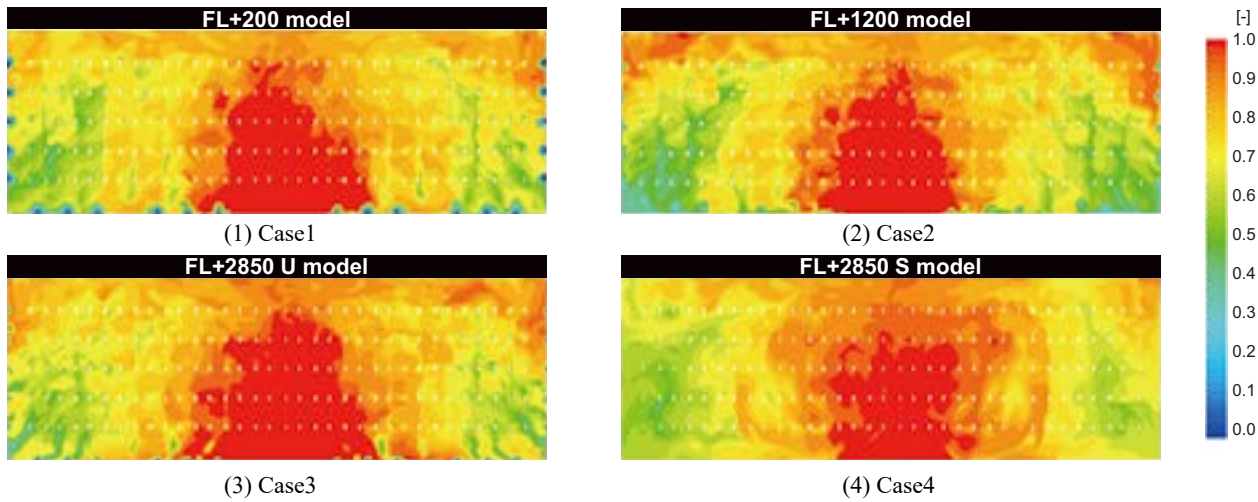


Fig.6 Contour of SVE3 (Y=1,100)

開口部を設ける場合や鉛直下向きに吹出すような天井面に設置する場合には、ペリメーターにおいて足元付近が冷える可能性が大きいことを示した。一方コアンダ効果を期待した天井高さから横向きに吹出す場合、ペリメーターへの影響は少ないもののインテリアでのドラフトの発生リスクが大きくなる。従っていずれの自然換気口高さの場合でも設計段階ではそれぞれの影響への対策を考える必要がある。

[謝辞]
本研究の一部は JSPS 科研費（若手研究 A，課題番号 JP16H06110，研究代表者：小林知広）の助成を受けた。

[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」, 技法堂出版, 2013.8

2) 藤田、小林、山中ら：「外部ボイドを有する高層オフィスビルの自然換気性能に関する研究（その 1）トレーサガス法による空気齢分布及び換気量の予備測定」, 空調調和と衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集, A-29, 2018.3
3) 藤田、小林、山中ら：「外部ボイドを有する高層事務所の自然換気性能に関する研究（その 2）実運用下における自然換気時の室内環境実測及び換気量評価」, 2019.6
4) 小林、山中、梅宮ら：「外部ボイドを有する高層事務所の自然換気性能に関する研究（その 3）実運用下における自然換気用ボイド内の鉛直温度分布測定」, 2019.6
5) P.O. Fanger, A.K. Meikow, H. Hanzawa, J. Ring : Air Turbulence and Sensation of Draught, Energy and Buildings, Vol.12, pp.21-39, 1988
6) ASHRAE 編：「ASHRAE HANDBOOK FUNDAMENTALS SI Edition」, pp.9.14 - 9.15, 2013
7) Z. Popiolek, A.K. Melikov : Improvement of CFD predictions of air speed turbulence intensity and draught discomfort, Proceedings of Indoor Air, Paper 718, 2008

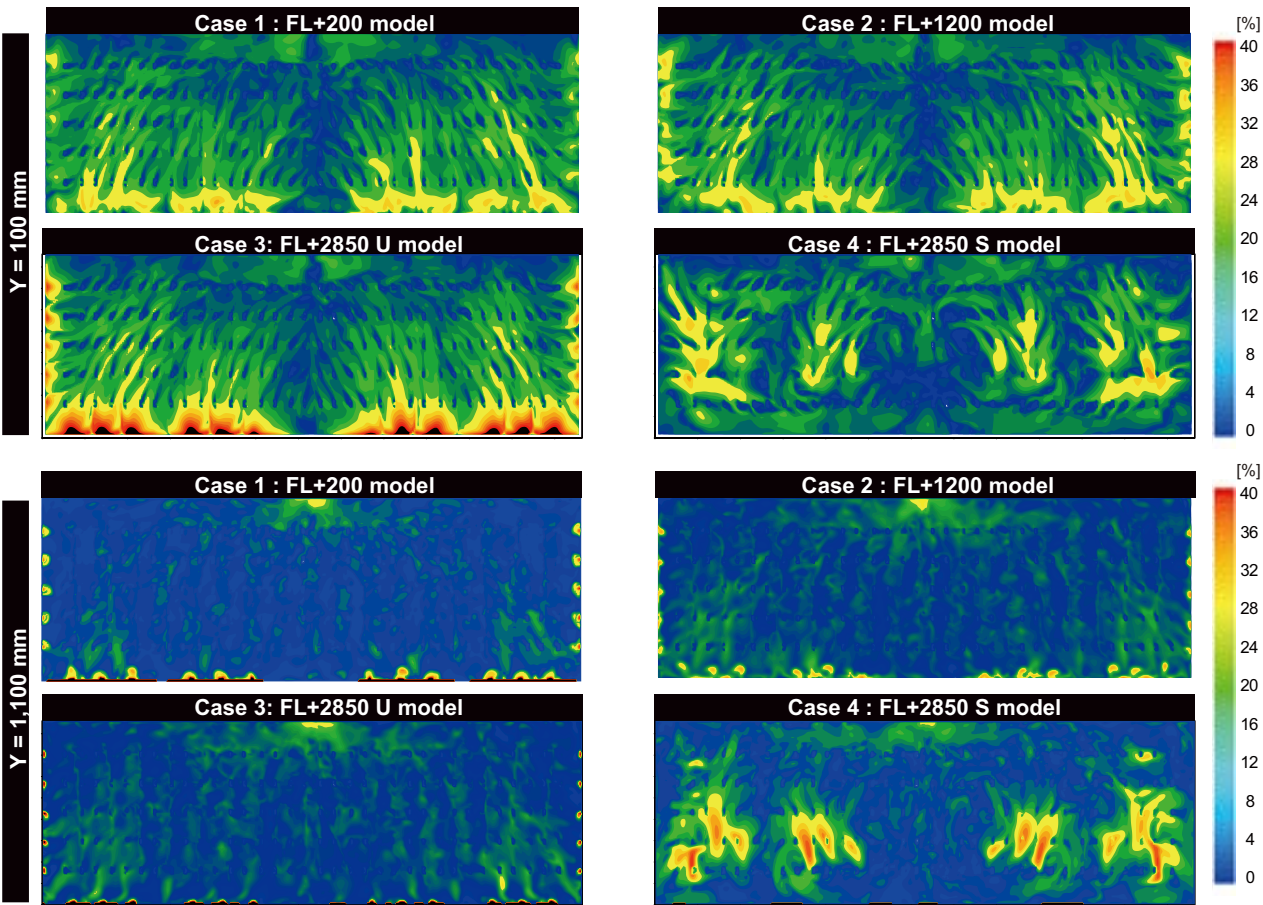


Fig.7 Contour of PD (Y=100 and 1,100)

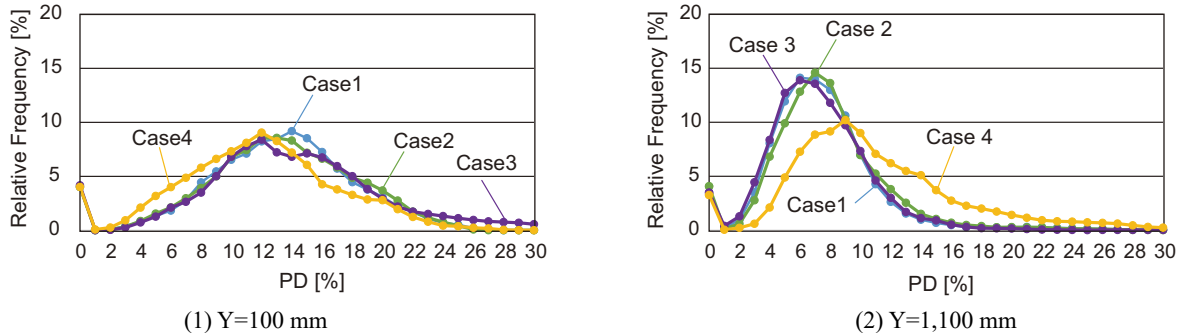


Fig.8 Relative Frequency of PD for Draught Risk

置換換気を導入した4床病室内の温度・汚染物濃度分布に関する研究 (第8報) 間仕切りカーテンが汚染物濃度分布に及ぼす影響

Temperature and Contaminant Concentration Profiles in Four-Beds Sickroom with Displacement Ventilation

(Part8) Influence of Internal Partition Curtains on Contaminant Concentration Profiles

○伊濱 大晟 (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)

Taisei IHAMA*¹ Narae CHOI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹
*¹Osaka University

Unpleasant odor from patient's bodies or their discharges in the hospital wards is one of the most problematic issues in Japan. In this research, displace ventilation is proposed to solve this serious odor problem. Four-beds sickroom has partition curtains to keep patient's privacy and it is expected that the curtains has great influence on the temperature and contaminant concentration distribution. This paper presents the experimental results which investigated the influence of partition curtains on the contaminant concentration distribution.

1. はじめに

病室には、医療行為と療養生活を両立させるために高い清浄性が要求される。本研究では、そのための手段として、におい拡散の防止に効果的である置換換気の適用を考える。置換換気適用時、室内に存在する物体が外乱となる可能性がある。本研究では、患者のプライバシー保護のために用いられる間仕切りカーテンに着目し、4床病室を対象とした実大実験を行った。本報では、室内汚染物濃度分布の結果について報告する。

2. 実験概要

2.1 実験室概要

実験は大阪大学構内の人工気候室で2019年9月25日から10月18日の期間に行った。床面付近から低風速で給気、天井付近で排気を行う。測定点をFig.1に示す。

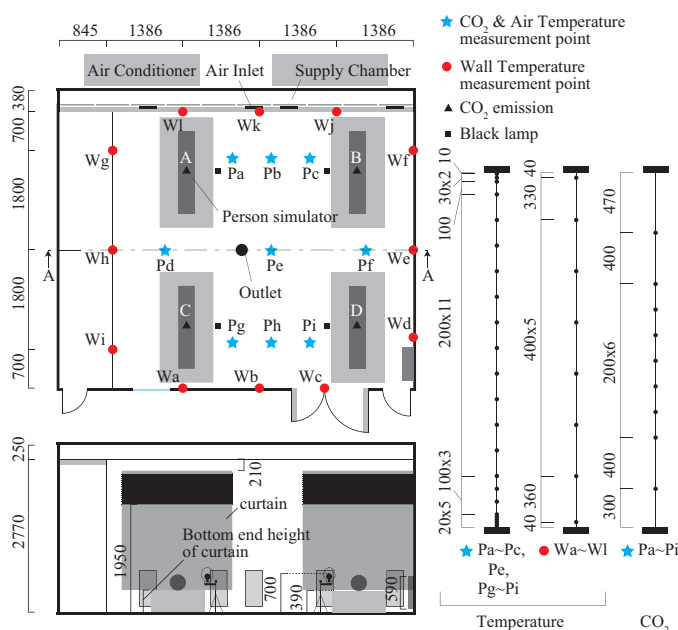


Fig.1 Temperature and CO₂ measurement point

各ベッドにはシリンダー状の模擬人体 (40W) と、機器発熱を想定したブラックランプ (60W) を設置した (各4台、合計400W)。人体からの臭気を模擬するため、模擬人体の上部中央からはCO₂を発生させた。全ての模擬人体から発生させる場合は発生量を2L/minとし、1つから発生させる場合は1L/minとした。置換換気室内の給排気量は395m³/hであった。

2.2 測定概要

実験では温度とCO₂濃度を測定した。温度測定にはT型熱電対とデータロガー (cadac3, Eto denki) を、CO₂濃度測定にはCO₂データロガー (TR-76Ui, T and D corp.) を使用する。各部のCO₂濃度が定常に達した後、温度については測定終了まで最後の20分間の値を、CO₂濃度については最後の10分間の値を測定値としている。実験条件をTable.1に示す。カーテン位置を3条件、カーテン下端距離を4条件、CO₂発生場所を5条件想定し、実

Table.1 Experiment condition

Exhaust airflow rate (m ³ /h)	Position of curtains	Bottom end height of curtain (mm)	Bed with CO ₂ emission	
395	No partition curtain		All	Position of curtains : S-0
			A	
			B	
			C	
			D	
	S-0 S-1 S-2	50	All	Position of curtains : S-1
			A	
			B	
			C	
		100	All	
			A	
			C	
		200	All	
			A	
			C	
		400	All	Position of curtains : S-2
			A	
			B	
			C	
			D	

A-13
験を行った。ただし、ベッドAとB及びベッドCとD
に関しては対称であると考え、下端距離 100mm, 200mm
の条件ではCO₂発生位置をAll, A, Cの3条件に絞って
いる。カーテン位置に関しては、給気口側に設置したカー
テンA, B内部の給気口数により分類する。S-0が含ま
ない条件、S-1が1つ含む条件、S-2が2つ含む条件である。
カーテンを設置しない場合についても汚染物発生位置を
変えた5条件の実験を行った。

3. 実験結果

3.1 CO₂ 鉛直濃度分布

Fig.2にカーテン下端高さを 400mm とし、CO₂ を A から発生させた場合の鉛直濃度分布を示す。Pa より汚染物発生点ベッドにおいて濃度が高くなっていることが分かる。また汚染物を発生させていないベッドと通路の測定点においては、カーテン設置時の濃度が低くなっていることが分かる。Pd 上部においては濃度が高い点が見

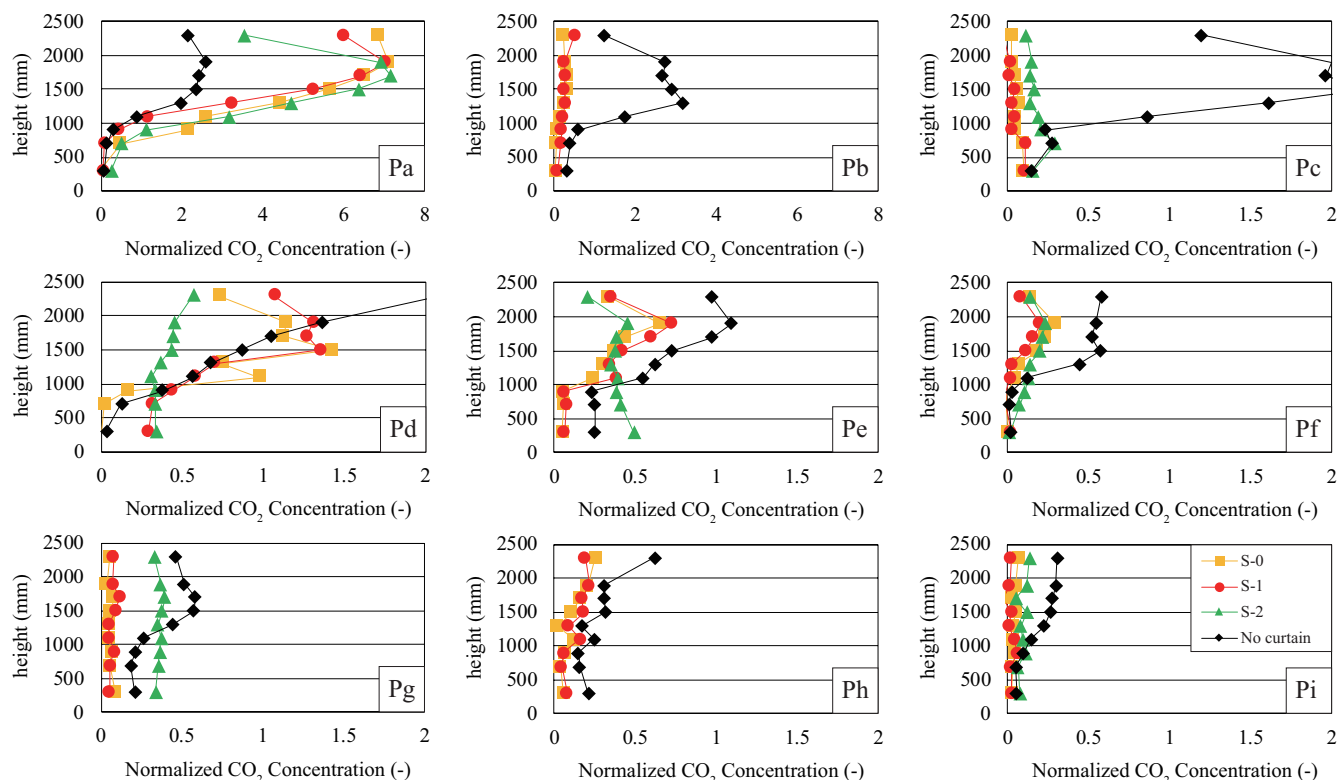


Fig.2 Vertical CO₂ concentration distribution (Bed with CO₂ emission : A, Bottom end height of curtain : 400mm)

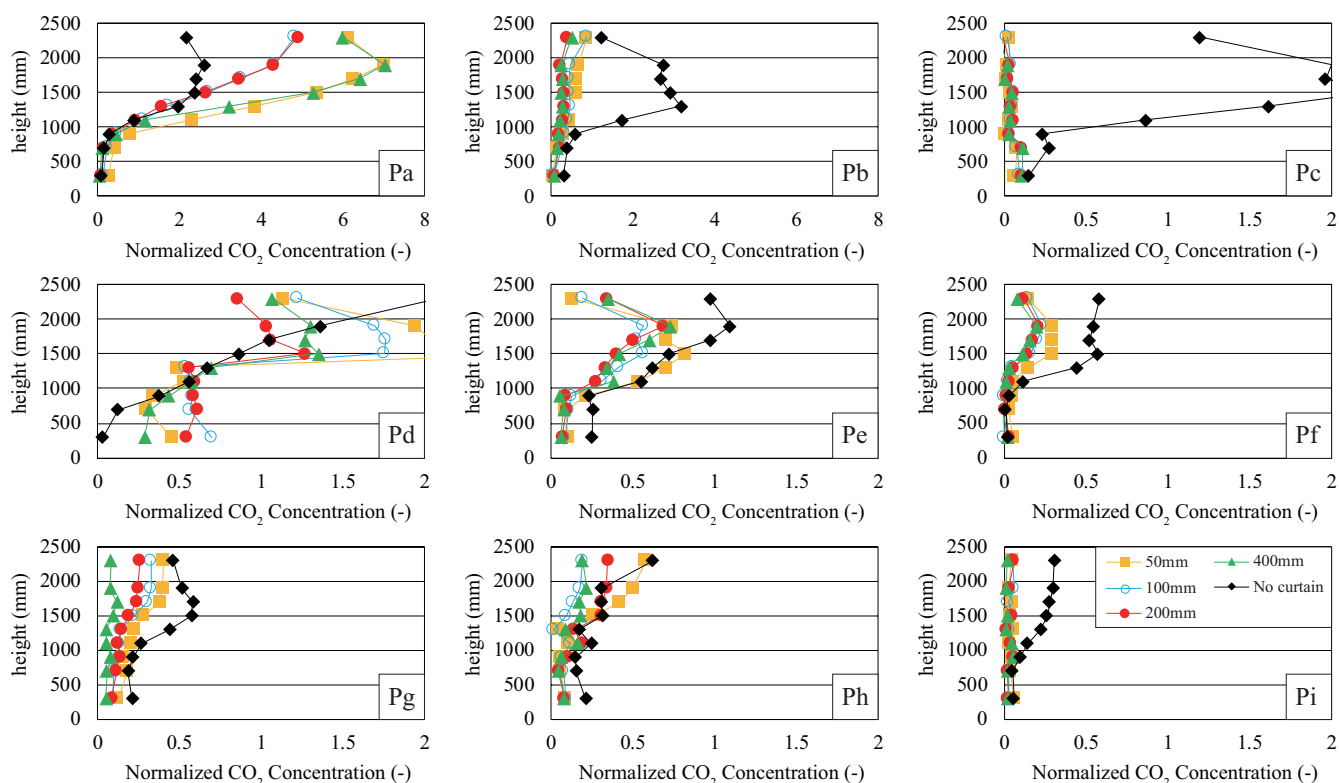


Fig.3 Vertical CO₂ concentration distribution (Bed with CO₂ emission : A, Position of curtains : S-1)

A-13
られた。汚染物が排気される際にこれらの点を経由するためであると考えられる。S-2 の条件において発生点以外における居住域濃度が高くなった。Fig.3 にカーテン設置位置を S-1 とし、CO₂ を A から発生させた場合の鉛直濃度分布を示す。いずれの測定点においても下端高さを 50mm とした時に濃度が高くなった。発生点から遠い測定点では濃度が低く、下端高さによる顕著な差は見られなかった。

3.2 部位別汚染物濃度

Fig.4 に示すように室内を CO₂ 発生ベッド、CO₂ 非発生ベッド、通路に分類し、それぞれの仰臥位、座位、立位における呼吸域高さ（FL+700, FL+1100, FL+1500）

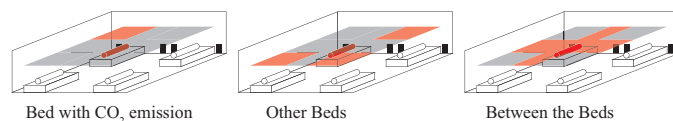


Fig.4 The name of each space

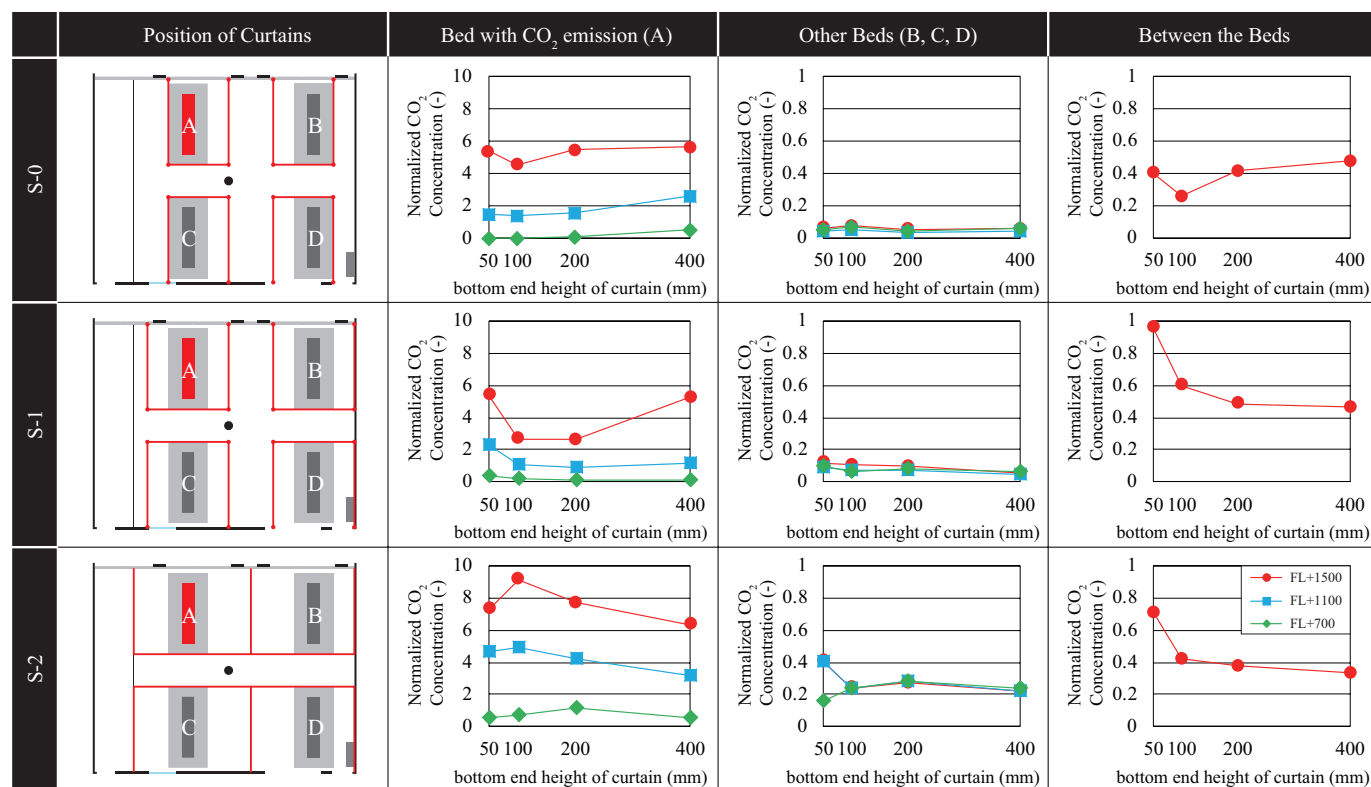


Fig.5 Contaminant concentration of each space (Bed with CO₂ emission : A)

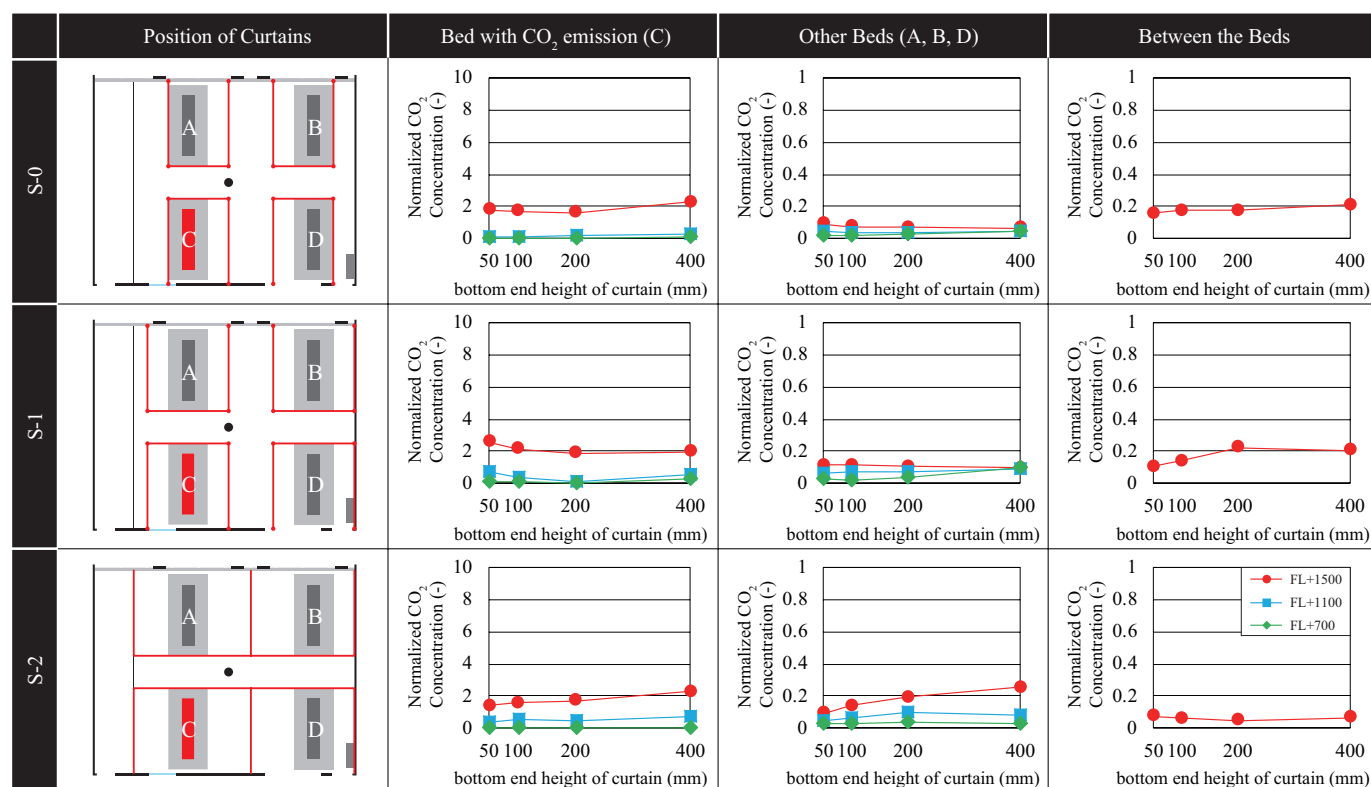


Fig.6 Contaminant concentration of each space (Bed with CO₂ emission : C)

A-13

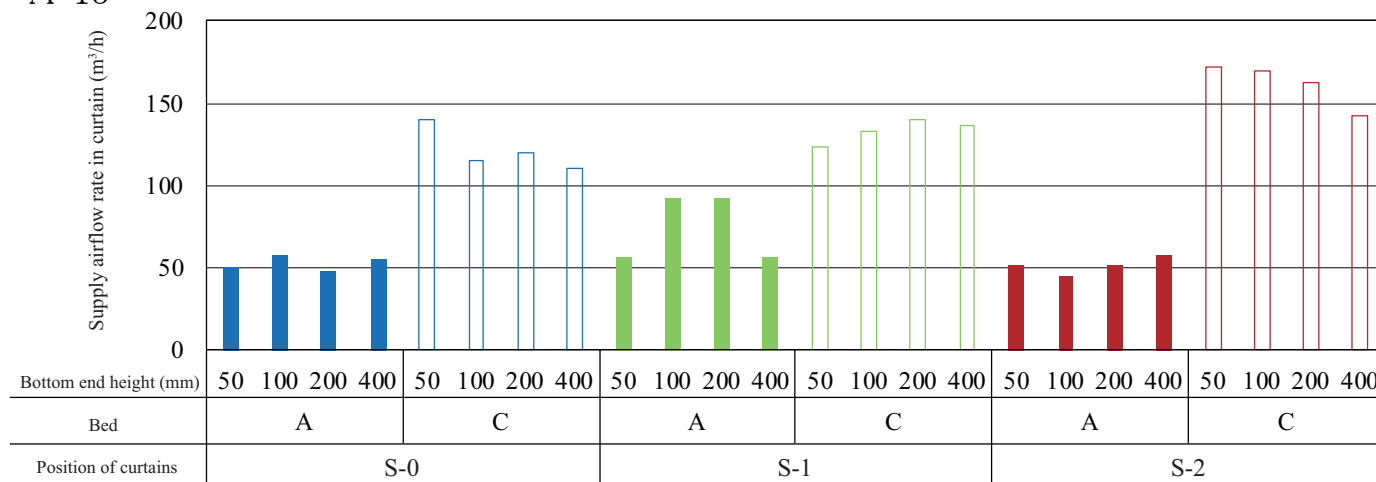


Fig.7 Supply airflow rate in curtain

濃度を部位別汚染物濃度と定義する。通路においては、仰臥位及び座位となる状況が想定されにくいため、FL+1500 の濃度のみ算出した。Fig.5, Fig.6 に CO₂ を A, C から発生させたときの部位別汚染物濃度を示す。両図の発生点ベッド及び通路に着目すると、発生位置を A とした時の方が C とした時よりも濃度が高くなっていることが分かる。これは S-2 とした時の発生点ベッドにおいてより顕著に見られた。このことから、給気口からの新鮮空気が A で発生した汚染物を誘引しながら A のカーテン下端を通り抜けている可能性が考えられる。また、A から発生させる場合、発生点から排気口までの経路に通路が含まれるため、汚染物が通路に漏れ出ていると考えられる。いずれの汚染物発生点においても非発生ベッドにおける濃度は低くなった。非発生ベッドと通路を比較すると、いずれの汚染物発生点においても通路の方が濃度が高くなった。通路においては発熱体が存在しないため、カーテンから漏れ出た汚染物が通路に滞留しやすいと考えられる。カーテン内部では、いずれの条件においても FL+700, FL+1100, FL+1500 の順に濃度が高くなった。従って、汚染物発生ベッドであっても寝ている患者の清浄性は確保できるものと考えられる。汚染物発生点 A、カーテン位置 S-1, S-2 における通路において、下端高さを上昇させるほど濃度が低くなるという傾向が見られた。それ以外の条件において下端高さが部位別汚染物濃度に及ぼす影響は見られなかった。

3.3 カーテン内給気量

間仕切りカーテンにより区切られた各ベッドへの給気の到達量を示す指標として、カーテン内給気量を定義する。新鮮な給気がカーテン下部から流入し、汚染物を伴ってカーテン上部から排気されると仮定した場合、発生量の収支より式 (3.1) が成り立つ。なお、このとき汚染物は対象ベッドの 1 点からのみ発生しているものとする。

$$(C_e - C_s)Q = (C_{e\text{-curtain}} - C_s)q \quad (3.1)$$

カーテンの上端高さが FL+1950mm であるため、カーテン内部からの排気濃度として FL+1900mm の高さにおける濃度を用いると、式 (3.2) のように変形できる。

$$q = \frac{1}{C_{n-1900}} \cdot Q \quad (3.2)$$

C_s	給気濃度	(ppm)
C_e	排気濃度	(ppm)
$C_{e\text{-curtain}}$	カーテンからの排気濃度	(ppm)
q	カーテン内給気量	(m³/h)
Q	給気量	(m³/h)
C_{n-1900}	FL+1900mm における規準化濃度	(-)

Fig.7 にベッド A 及びベッド C におけるカーテン内給気量を示す。いずれのカーテン位置においてもベッド C の方がベッド A よりも高い値を示していることが分かる。このことから、ベッド A において給気が留まらず、ベッド C へと通り抜けている可能性が考えられる。また、カーテン位置を S-1 とし、下端高さを 100 ~ 200mm とした時に両ベッドにおいて高いカーテン内給気量を確保することができた。S-2 においてベッド間の差が最も大きくなったことから、カーテン内部に含まれる給気口数が多いと、清浄性に偏りが生じると考えられる。

4 今後の課題

本報では実大実験により間仕切りカーテンが置換換気に及ぼす影響について検討した。実験では給排気口の位置が汚染物濃度分布に大きな影響を及ぼすことを確認した。今後は CFD 解析により、給排気口の位置や給気量を変更させた条件においても検討を行う所存である。

【謝辞】

本研究は、JSPS 科研費 JP15H02279 の助成を受けたものです。

【参考文献】

- 1) REHVA:REHVA Guidebook on Displacement ventilation, 2007
- 2) 稲垣達也：置換換気を導入した病室内の温度汚染物濃度分布予測法に関する研究，大阪大学修士論文，2012

無菌治療室を対象とした換気システムの性能評価に関する研究
(その 6) 給気位置が非等温場の換気効率に及ぼす影響
Evaluation of Mechanical Ventilation System for Bio-Clean Sickroom
(Part 6) Effect of Supply Position on Ventilation Efficiency under Non-Isothermal Condition

○村山 熙 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪大学)
梅宮 典子 (大阪市立大学)

Hiroshi MURAYAMA *¹ Tomohiro KOBAYASHI *² Noriko UMEMIYA *¹
*¹ Osaka City University *² Osaka University

In April 2012, the facility standard of bio-clean sick room was changed by the notification by the Ministry of Health, Labor and Welfare, and the air conditioning equipment in the bio-clean sick room is obliged to adopt the designated laminar flow system. However, it is not clearly defined what kind of air conditioning system specifically meets the facility standard for each system. In addition, the performance evaluation method of the ventilation system has not been established. Therefore, in this study, we focus on the ventilation efficiency in various ventilation methods for bio-clean sick room and aim to perform quantitative performance evaluation.

1. はじめに

平成 24 年 4 月の厚生労働省告示¹⁾により、無菌治療室の空調設備は、水平層流方式、垂直層流方式、または水平層流と垂直層流を併用した方式をとることが義務化された。しかし、それぞれの換気システムに関して、明確な定義が存在するとは言い難く、性能評価手法も確立されていない。そこで本研究では、無菌治療室の各種換気システムにおいて、CFD 解析を行い、換気効率を算出することで、定量的な性能評価を行うことを目的とする。既報²⁾では、簡易的な病室モデルを対象に、パンチングメタル開孔率が換気効率に及ぼす影響の調査を行ったが、本報では、実際の無菌治療室を想定したモデルを対象に、給気位置が換気効率に及ぼす影響についての調査を目的とする。

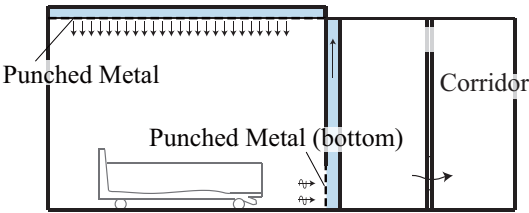
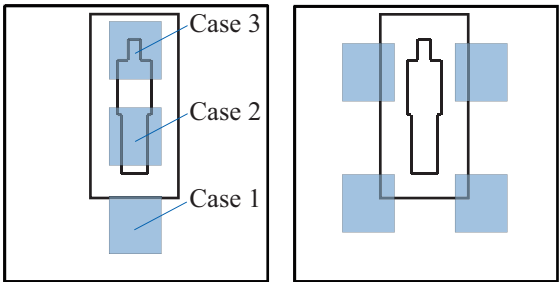


Fig.1 System Diagram of Ventilation System



(1) Case 1, Case 2, Case 3 (2) Case 4

Fig.2 Supply Position Case 1 - Case 4

2. 無菌治療室の CFD 解析

2.1 対象とする無菌治療室の換気システム

本研究で対象とする病室モデルの換気システムを Fig.1 に示す。本報で対象とする方式は、天井から給気し、壁面の下部から排気する水平層流・垂直層流の双方併用を想定した方式である。Fig.2 に各条件において FFU を想定した給気位置を示す。Case 1 はベッド端上部、Case 2 は患者の足元上部、Case 3 は患者頭部の上部に給気位置を設定した条件である。また、Case 4 は給気口を 4 か所に設置した条件である。給気量は Case 1, 2, 3 で 2,000 m³/h, Case 4 はそれぞれ 500 m³/h であり、室内を陽圧に保つために病室入口とシャワー室天井からそれぞれ 100 m³/h 排気した。

2.2 解析領域の概要

Fig.1 に示した解析対象を再現し、CFD 解析を行う。Table 1 に CFD 解析条件を、Fig.3 に例として Case 2

Table 1 CFD Analysis Condition

CFD code		ANSYS Fluent 17.0		
Turbulence Model		Standard k-epsilon Model		
Algorithm		SIMPLE		
Discretization Scheme for Advection Term		QUICK		
Boundary Condition	Inlet	2,000m ³ /h (22.0°C)		
		Case 1, Case 2, Case 3 : 1.30m/s		
		Case 4 : 0.325m/s		
		k, ε : based on Turbulent Intensity and Length Scale		
		I=10.0%, L=198mm		
	Outlet	Based on Flow Rate and Outlet Area		
	Walls	Velocity	Standard Wall Function	
		Heat Flux	Human	45.6W/m ²
			Window Side	8.00W/m ²
Other Side			4.00W/m ²	
Window	25.0W/m ²			
Total Number of Cells		3,613,588		
Modeling Method of Punched Metal		Source Term for Momentum Equation based on Pressure Loss Characteristics		
		Porosity	50.9%, 22.7%	

の解析領域とメッシュレイアウトを示す。乱流モデルには標準 $k-\varepsilon$ モデルを用いて定常計算を行った。給気部、排気部はパンチングメタルを介してチャンバー空間と繋がっている状況を想定した。また、実際の無菌治療室には患者からの熱上昇流の発生やその他各種熱負荷が存在し、室内の気流場に大きな影響を及ぼすと考えられるため、非等温場での解析を行い、人体からの発熱、窓や壁面の貫流熱を想定し、室内の総発熱量を 316W に設定した。

2.3 パンチングメタル部の再現方法

給排気面のパンチングメタルの孔を CFD 解析で詳細まで再現しつつ室全体を解析することは計算負荷の観点から難しいため、本研究ではパンチングメタルの圧力損失特性を該当する領域の構造格子に組み込む手法を用いる。この手法では解析時に以下で示される損失項を運動量保存式に加える。

$$\Delta p_i = -\left(\frac{\mu}{\alpha_i} v + C_{2i} \frac{1}{2} \rho v^2\right) \Delta n \quad (1)$$

ここで、 $1/\alpha_i$ [1/m²] が粘性抵抗係数を表し、 C_{2i} [1/m] は慣性抵抗係数を表す。また、 Δp_i [Pa] は圧力損失、

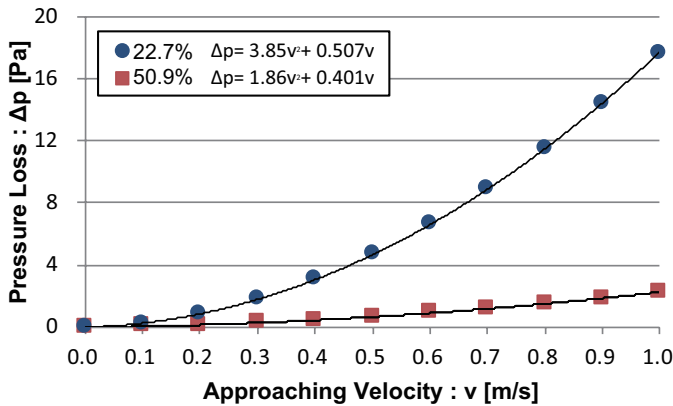


Fig.4 Pressure Loss of Punched Metal

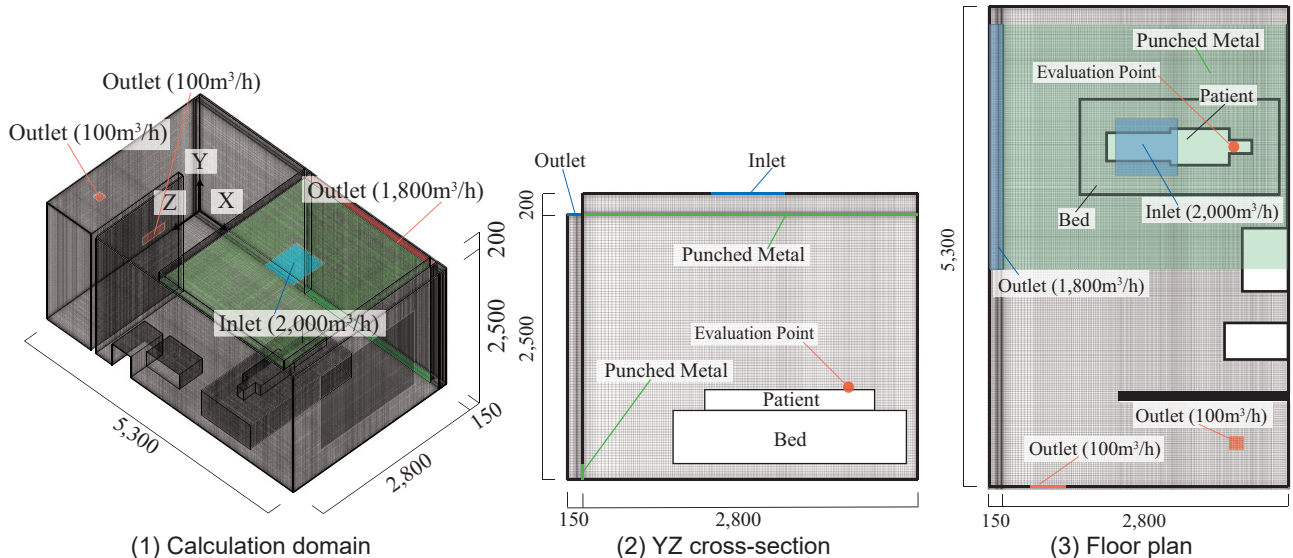


Fig.3 Calculation domain and Mesh Layout for Case 2

μ [kg/m·s] は粘性係数、 v [m/s] は速度、 ρ [kg/m³] は密度、 Δn [mm] は格子の厚みを表す。本研究では既報^{2,3)}で整備した開孔率 50.9% と 22.7% のパンチングメタルの圧力損失特性 (Fig.4) から上記の抵抗係数を算出して運動量損失項を付加し、パンチングメタルを再現した。

2.4 換気効率の評価方法

本研究では、2つの方法で換気効率を評価する。1つ目の評価方法は、空気齢に基づき換気効率を評価する方法である。評価指標には室空気交換効率と局所空気交換指数を用いる。名目換気時間を τ_n 、室全体の平均空気齢を $\langle \tau \rangle$ 、特定点 P での局所平均空気齢を τ_p とすると、室空気交換効率 ε^a 、点 P における局所空気交換指数 ε_p^a は次のように表すことができる。

$$\varepsilon^a = \frac{\tau_n}{2\langle \tau \rangle} \quad (2), \quad \varepsilon_p^a = \frac{\tau_n}{\tau_p} \quad (3)$$

なお、局所平均空気齢は SVE3⁴⁾ を算出することで求めた。SVE3 は局所平均空気齢を名目換気時間で除した無次元の換気効率指標であり、室内で一様に Passive Contaminant を発生させる解析を行い算出される。本報では、 ε^a は室全体とベッド周辺領域 (ベッド端部より水平方向に 300 mm、床面から 1,300 mm 以内の空間) のそれぞれで評価する。

2つ目の評価方法は、室内の汚染質濃度に基づき換気効率を評価する方法である。評価指標には局所清浄度指数を用いる。定常状態における排気中の汚染質濃度を c_e 、定常状態における特定点 P での平均汚染質濃度を c_p とすると、点 P における局所清浄度指数 ε_p^c は次のように表すことができる。

$$\varepsilon_p^c = \frac{c_e}{c_p}$$

(4)

本報では、外来者からの汚染質発生を想定し、発生源を設定した。**Fig.5**に示す病室内におけるベッド脇の2か所において、それぞれ床面から750 mm付近(Lower)と1,450 mm付近(Upper)の合計4か所からの汚染質発生を設定した。解析時には空気齢の算出と同様の手法を用い、発生源ごとに局所清浄度指数を算出した。また、局所空気交換指数、局所清浄度指数ともに、ベッド上の患者の口付近に評価点(点P)を設定し、 $\varepsilon_p^a, \varepsilon_p^c$ の算出を行った。

3. 換気効率評価

3.1 空気齢に基づく評価

解析結果より得られた室空気交換効率、局所空気交換指数を**Table 2**に示す。また、SVE3分布を**Fig.6, Fig.7**に示す。**Fig.6**が開孔率50.9%, **Fig.7**が開孔率22.7%の結果であり、上図がベッド中央断面図、下図が患者高さの平面図である。**Case 1**は室全体・ベッド周辺・口付近のどの領域においても最も低い $\varepsilon^a, \varepsilon_p^a$ を示した。他の条件のSVE3分布と比較しても、病室入口付近の値が高く、また、給気が排気面へと直接流れ込んでおり、ベッド周辺・口付近においても新鮮な空気が届いていないことが原因であると考えられる。**Case 1**は開孔率を下げることで、室全体の ε^a は若干増加したが、ベッド周辺・口元周辺は減少した。**Case 2**は室全体の ε^a が最も高い値を示し、室中央から給気することが室全体の換気効率上昇につながることが分かった。**Case 2**は開孔率を下げることで、新鮮な空気がパンチングメタル面全体から室内に流入し室全体・ベッド周辺は増加した。しかし、室内への流入風速の低下が影響し、口付近の ε_p^a は減少した。**Case 3**は口付近で ε_p^a が最も高い値を示し、患者付近に新鮮な空気が到達していることが分かる。しかし、排気側壁面付近のSVE3の値が高いことが

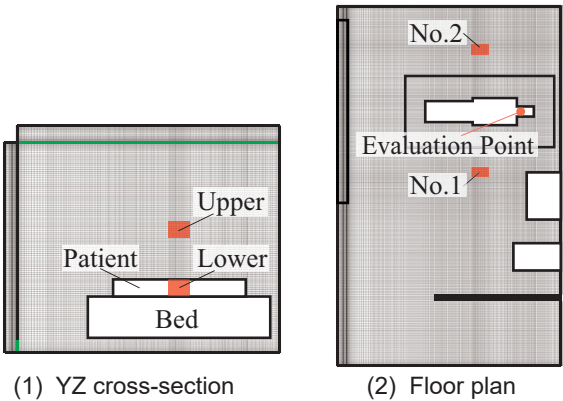


Fig.5 Contaminant Occurrence Point

室全体の換気効率低下の原因となっている。**Case 4**は4か所から室内に給気する条件であり、ベッド周辺領域における ε_p^a が最も高い値を示した。SVE3分布を見ると他の条件よりも全体的に値が低く、室全体の ε_p^a も**Case 2**と同程度の値を示すことから、天井内部において複数箇所から給気することが換気効率を上昇させるためには有効であると考えられる。

3.2 汚染質濃度に基づく評価

解析結果より得られた局所清浄度指数を**Table 3**に示す。図中の※は評価点での濃度が0であったことを表す。**Case 1**は ε_p^a が1を下回ることがあり、患者の口元周辺での清浄度に注意が必要である。開孔率を下げることで、**Case 2**はNo.1, **Case 3**ではNo.1のUpper, **Case 4**はNo.1のLowerで ε_p^c の低下が見られた。開孔率を下げることで室内の気流分布が変化する影響であるが、どの位置においても ε_p^a が1を下回ることとはなく患者の口元での汚染質濃度は排気濃度より低いいため、清浄度は保たれていると考えられる。

4. まとめ

本報では、実際の無菌治療室を想定したモデルを用いて、水平層流・垂直層流を併用した換気方式を対象にCFD解析を行い、給気位置の差異がもたらす換気効率への影響の調査を行った。結果として、給

Table 2 Air Change Efficiency and Local Air Change Index

Case	Air Change Efficiency (ε^a)				Local Air Change Index (ε_p^a)	
	Room		Around Bed		Around Mouse	
	50.9%	22.7%	50.9%	22.7%	50.9%	22.7%
Case 1	0.245	0.250	0.582	0.524	1.00	0.915
Case 2	0.347	0.371	0.753	1.06	3.55	3.38
Case 3	0.319	0.307	0.824	1.10	10.7	8.67
Case 4	0.339	0.353	0.937	1.04	2.11	2.40

Table 3 Local Air Quality Index for Case 1 - Case 4

Case	Local Air Quality Index (ε_p^c)			
	No.1 Lower		No.1 Upper	
	50.9%	22.7%	50.9%	22.7%
Case 1	2.54	0.826	4.93	0.76
Case 2	24.3	23.6	15.7	12.6
Case 3	47.3	※	133	23.9
Case 4	55.0	34.2	23.6	105
Case	Local Air Quality Index (ε_p^c)			
	No.2 Lower		No.2 Upper	
	50.9%	22.7%	50.9%	22.7%
Case 1	0.64	1.37	0.78	1.05
Case 2	7.34	10.5	8.20	26.2
Case 3	16.3	80.7	9.47	18.9
Case 4	33.9	※	20.4	94.9

The symbol ※ indicates Not Applicable because the local concentration of the contaminant was almost zero.

気位置が排気面に近いと換気効率に悪影響を及ぼすことが分かった。しかし、どの給気位置においても、病室入口側に新鮮な空気が届いていない様子が見られた。そのため、換気効率を上昇させるため、給気位置だけでなく、給気風量と排気風量のバランスについても調整する必要があると考えられる。

[参考文献] —————
1) 平成 24 年厚生労働省告示第 77 号：「基本診療料の施設基準等の一部を改正する件」

2) 村山熙ら：「無菌治療室を対象とした換気システムの性能評価に関する研究（その 5）非等温場におけるパンチングメタル開孔率が換気効率に及ぼす影響」、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、第 3 巻、pp.61-64、2019.9
3) 徳原盛孝ら：「無菌治療室を対象とした垂直及び水平層流換気システムの換気効率評価」、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会論文集、pp.240-243、2015.3
4) 加藤信介、村上周三：「換気効率の評価モデルに関する研究その 1 新たな換気効率指標とその分布の定義及び算出法」、空気調和・衛生工学会講演論文集、1984.10

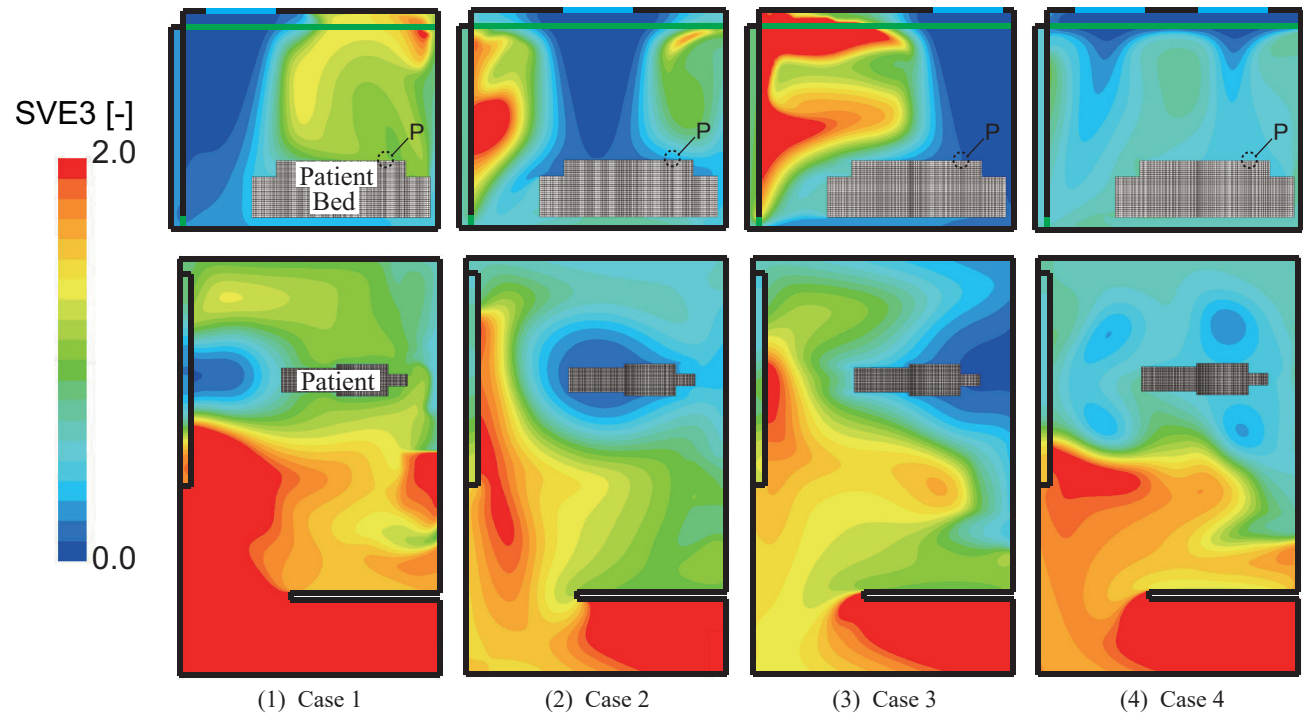


Fig.6 SVE3 Distribution for Case 1 - Case 4 (Porosity 50.9%)

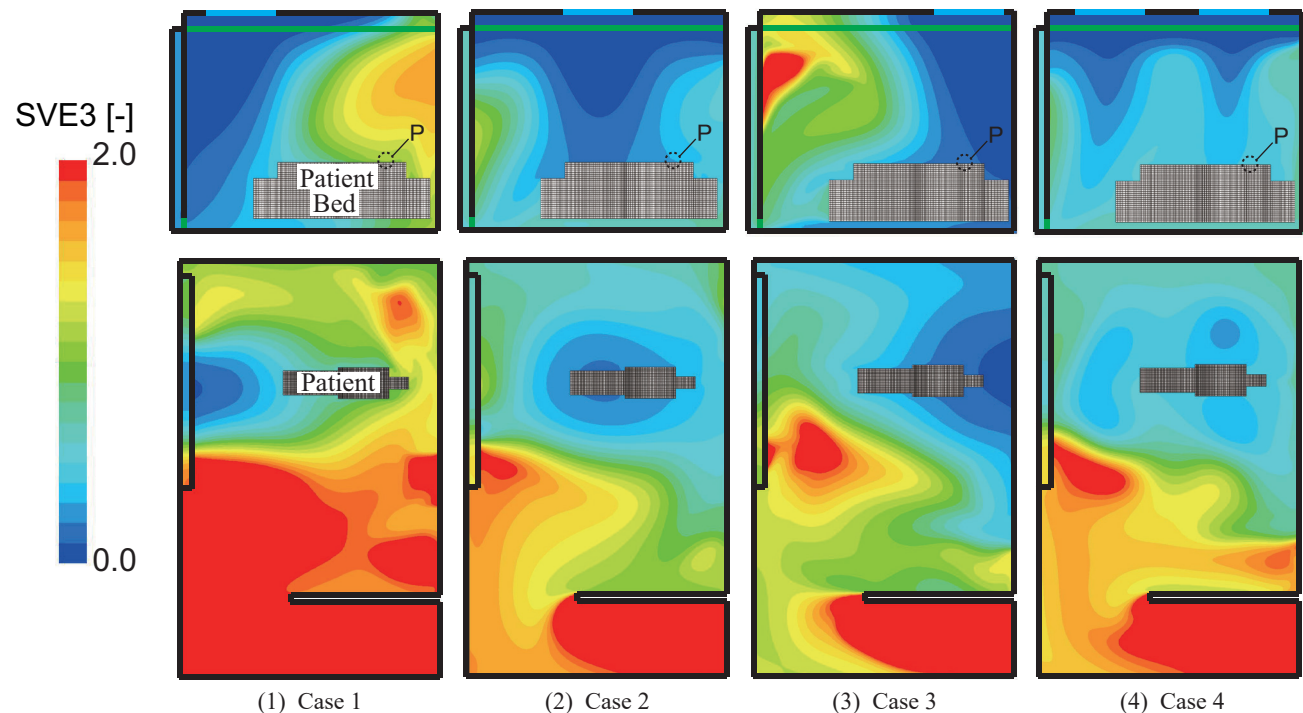


Fig.7 SVE3 Distribution for Case 1 - Case 4 (Porosity 22.7%)

損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究

その2 単スリット開口の通気特性

Airtightness of Damaged RC walls

Part2 Infiltration modeling for single slit

○小川 景 (福井大学)

桃井 良尚 (福井大学)

真田 靖士 (大阪大学)

尹 ロク現 (大阪大学)

Kei OGAWA*1 Yoshihisa MOMOI*1 Yasushi SANADA*2 Rokhyun YOON*2

*1 University of Fukui *2 Osaka University

The purpose of this study is to establish the prediction method of air infiltration rate through crack openings of the damaged RC walls. The air leakage characteristics expressed by the relationship between the pressure difference and the ventilation rate through the walls depends on opening shapes. In this paper, the airtight performance of a single slit was examined by the experiments and computational fluid dynamics (CFD) simulation.

1. はじめに

地震によって損傷した RC 壁では、補修を行うまでの短期的な問題ではあるもののひび割れによる隙間換気が生じ、住環境への悪影響が無視できない場合があると考えられる。既往研究¹⁾では、RC 壁の実大試験体を載荷し、損傷した RC 壁の隙間換気量の測定を行った。前報²⁾では、RC 壁の部分試験体を用いて、単一の隙間を対象に換気量測定および CFD 解析を行い、単一ひび割れの隙間特性値と流量係数を算出した。隙間の圧力損失は、本来理論的な二次式で表される。しかし、工学的には指数式が広く用いられている。これは実用的ではあるものの、物理的な意味が明確ではない。そこで、本報では、単一スリット開口の通気特性を把握するために、換気量測定及び CFD 解析を行い、二次式と指数式をそれぞれ適用し、比較検討を行った結果について報告する。

2. スリット開口の換気量測定

Fig.1 に実験装置の概略図を示す。測定は、福井大学の環境計画実験室において、木製の平行 2 平板で作製したスリット模型を用いて行った。スリット模型にチャンバーを取り付け、送風機により、チャンバー内を負圧する

ことでスリット前後に圧力差を発生させる減圧法で測定を行った。対象のスリット以外での通気を防ぐために、チャンバーの外側にも圧力補償用のチャンバーを取り付けた。この外側チャンバーと内側チャンバーとの差圧 ΔP_c が、スリット前後の差圧 ΔP_s の $\pm 5\%$ 以内と十分小さいことを確認した。スリット前後の差圧とオリフィスの差圧が安定してから 10 秒間測定し、その平均値を得た。スリット前後の差圧 ΔP_s [Pa] は微差圧計 (Validyne 製 DP45) を用い、流量 Q [m³/h] はオリフィス流量計を用いてそれぞれ測定した。 $\Delta P_s=10, 20, 30, 40, 50, 60$ [Pa]、 $D=1, 2, 3, 4$ [mm] の測定範囲で全 24 条件の測定を行った。 $D=2$ [mm] 以上ではスリット幅が設定値の $\pm 10\%$ 以内になるよう模型を作成したが、 $D=1$ [mm] のみ実際のスリット幅が 1.2~1.4mm 程度であった。

3. CFD 解析

Fig.2 に示す 250mm(D)×350mm(W)×100mm(H)の解析対象空間において、流入出面から 100mm の位置に壁厚 150mm のスリット開口を設けた解析を行った。スリット表面に 0.1mm のプリズムメッシュを 5 層設け、スリット内及びスリット出入口に 0.5mm のポリヘドラル

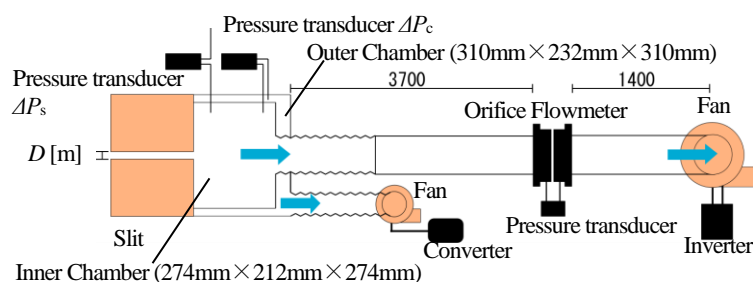


Fig.1 Experiment Setup

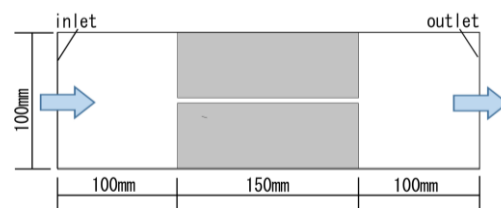


Fig.2 Analytical area

Table.1 CFD Analysis Conditions

Analytical Code	scFLOW version14.1
Fluid Property	Air, Imcompressible Fluid
Analytical Method	Steady-state, SIMPLE
Turbulence Model	Laminar flow
Discretization Scheme for Advection Term	Blending Scheme (1st upwind+2nd upwind)
Convergence Criteria	1.0×10^{-5}
Inflow and Outflow Boundary	Volume flow rate
Wall Boundary	No slip
Distance of Slit D[mm]	1、2、3、4



Fig.3 Mesh layout(D=4[mm])

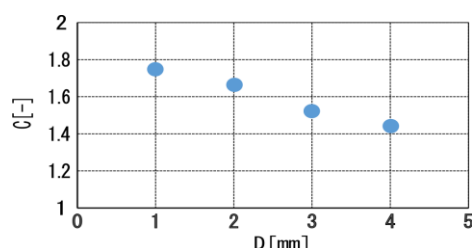


Fig.5 Value of C

メッシュを配置し、スリットから遠くなるほど粗くなるようにメッシュを配置した。メッシュ分割は全条件同一のものとした。壁面境界条件は、スリット表面をノースリップとし、流入出面以外の解析空間の境界をフリースリップと設定した。流入出面に与える流量は、前報²⁾の解析結果から算出した隙間換気量の指数式モデルに差圧 $\Delta P=10, 30, 60$ [Pa] を代入し求めた。流量を隙間断面積で除した値を代表流速 v とし、スリット幅 D を代表長さとして Re 数を求めたところ、全条件で $Re < 2000$ であったため、層流解析を行った。Table.1 に解析条件を、Fig.3 に $D=4$ [mm] のメッシュレイアウトを示す。

4. 結果と考察

4.1 スリット開口における二次式の理論式

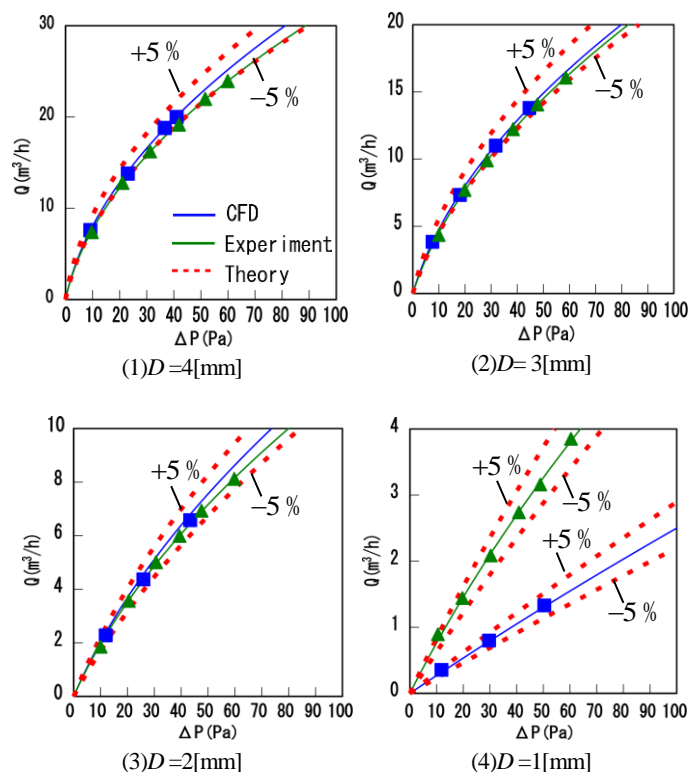
一般的に隙間の圧力損失は式(1)で表される³⁾。

$$\Delta P = c_1 \cdot Q + c_2 \cdot Q^2 \quad (1)$$

ここで、 c_1, c_2 : 定数[-]である。また、スリット間の層流流れでは上式が式(2)で表される⁴⁾⁵⁾⁶⁾。

$$\Delta P = \frac{12\mu z}{D^3 L} Q + \frac{C\rho}{2D^2 L^2} Q^2 \quad (2)$$

ここで、 z : 流れ方向長さ[m]、 D : スリット間距離[m]、 L : 奥行き長さ[m]、 μ : 粘性係数[Pa・s]、 ρ : 流体密度[kg/m³]である。 C [-]は形状に依存する定数であり、スリットの場合 $C=1.5$ を用いる⁴⁾⁵⁾⁶⁾。式(2)の第一項(流量

Fig.4 The relationship between ΔP and Q by the experiment, CFD analysis and theory

の一次の項)は摩擦抵抗の圧力損失、第二項(流量の二次の項)は形状抵抗の圧力損失である。

4.2 測定及び解析結果

Fig.4 に測定及び解析の結果、式(1)から求めた回帰曲線を、理論式から求めた設定スリット幅の $\pm 5\%$ での曲線と併せて示す。理論式の各係数の算出には、 $D=1, 2, 3, 4$ [mm]、 $L=250$ [mm]、 $z=150$ [mm]、 $\mu=1.83 \times 10^{-5}$ [Pa・s]、 $\rho=1.206$ [kg/m³]を用いた。測定、解析ともに結果は $\pm 5\%$ 理論式の範囲内の値であった。 $D=2 \sim 4$ [mm]の範囲では、同差圧に対する流量は測定値より解析値が若干大きくなる傾向にあるが、ほぼ同様の結果が得られた。測定時のスリット幅の誤差や、解析メッシュの影響があると考えられる。隙間換気量の予測手法として詳細な CFD 解析は有効な手段であると考えられる。

4.3 二次の係数に関する考察

式(1)、(2)より、一次の項の係数は物理的に決定するが、二次の項の係数は形状に依存する定数 C [-]を含んでいる。そこで、解析結果から求めた二次式の回帰式から本解析の C [-]の値を求めた。 c_2 を C について変形すると

$$C = \frac{2D^2 L^2}{\rho} \cdot c_2 \quad (3)$$

Fig.5 に式(3)から求められた定数 C の値を示す。 C の値は、スリット幅が小さくなるにつれて大きくなる傾向

が見られた。スリット開口入口での縮流の影響があると考えられる。一次の係数についても、今後スリット表面の摩擦をゼロとした CFD 解析を行い、比較することで式(3)の値を評価することを検討している。

5. スリット開口の隙間特性

5.1 二次式と指数式の違いの検討

隙間の圧力損失は式(1)により評価されるが、工学的には指数式(4)で定数 a , n を用いて近似される。

$$Q = a \cdot \Delta P^n \quad (4)$$

ここで a : 隙間前後差圧が 1Pa 時の通気量 [$\text{m}^3/(\text{h} \cdot \text{Pa}^{\frac{1}{n}})$]、 n : 隙間特性値 [-] である。Fig.6 に本報の解析結果から、Fig.7 に前報²⁾の解析結果から求めた式(1)と式(4)の回帰曲線を示す。低差圧域の値を用いて回帰した場合、差圧が大きくなるにつれ、二次式に比べ指数式では同じ差圧条件における流量が小さくなる。また、低差圧域でも流量が小さくなっている。高差圧域の値を用いて回帰した場合、二次式に比べ指数式では低差圧域で流量が大きくなる。二次式において、低差圧域では一次の項、高差圧域では二次の項の影響が大きくなるが、指数式ではそれらをべき指数 n でまとめて評価するために、回帰に用いた値の影響を受けていると考えられる。また、いずれの指数式も低差圧域で二次式より流量が小さくなるが、高差圧域の指数式に比べ、低差圧域の指数式の方が二次式に近い値となった。スリットでは曲りや形状変化の影響がなく、摩擦抵抗が支配的であるため、一次の項の影響が大きく表れているためと考えられる。ひび割れのように曲りや断面変化が大きいものは、二次の項の影響が表れてくるため、指数式と二次式の適用も変化すると考え

られる。また、 $D=1[\text{mm}]$ では低差圧域の指数式と二次式は同差圧に対する流量の差はほとんど見られなかった。スリット幅が小さくなると一次の項の影響はより広範囲に表れており、 $D=1[\text{mm}]$ では $\Delta P < 100[\text{Pa}]$ の範囲では一次の項の影響が非常に大きいと考えられる。

5.2 圧力範囲による隙間特性値

Fig.8 に前述の回帰曲線から得た n を示す。 n は通常 1 ~ 2 の範囲の値を取り、その値は一般的に開口面積による。開口面積が小さい場合に 1 に近づき、開口面積が大きくなると 2 に近づく⁷⁾。スリット幅が大きくなると n も大きくなる傾向にある。また、低差圧域の値を用いて回帰した場合に比べ、高差圧域の値を用いて回帰した場合にも n の値が大きくなった。低差圧域では、二次式における一次の項が支配的である。この範囲のみの値を用いて回帰を行うと n の値がより直線的に評価される傾向にあると考えられる。

5.3 総相当隙間面積

総相当隙間面積は隙間前後の差圧が 9.8Pa であるときに隙間を通る流量 $Q_{9.8}$ [m^3/h] で定義される。二次式と指数式のそれぞれから求めた $Q_{9.8}$ を用いて総相当隙間面積を式(5), (6)から算出する。

$$\alpha A = Q_{9.8} \cdot b \quad (5)$$

$$b = 0.628 \rho^{\frac{1}{2}} \quad (6)$$

Fig.9 に αA の計算結果を示す。 αA はいずれの回帰式においてもスリット幅が大きくなるにつれて大きくなる傾向を示した。また、低差圧域の指数式では二次式よりも小さく、高差圧域の指数式では二次式よりも大きい値を示した。低差圧域は 9.8Pa に近いいため、 αA の値が高差圧

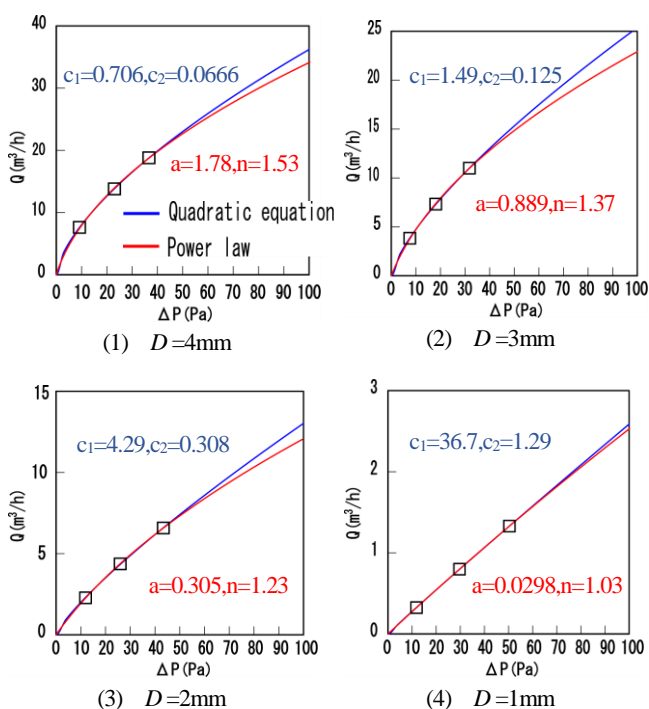


Fig.6 Regression curve by values of low pressure

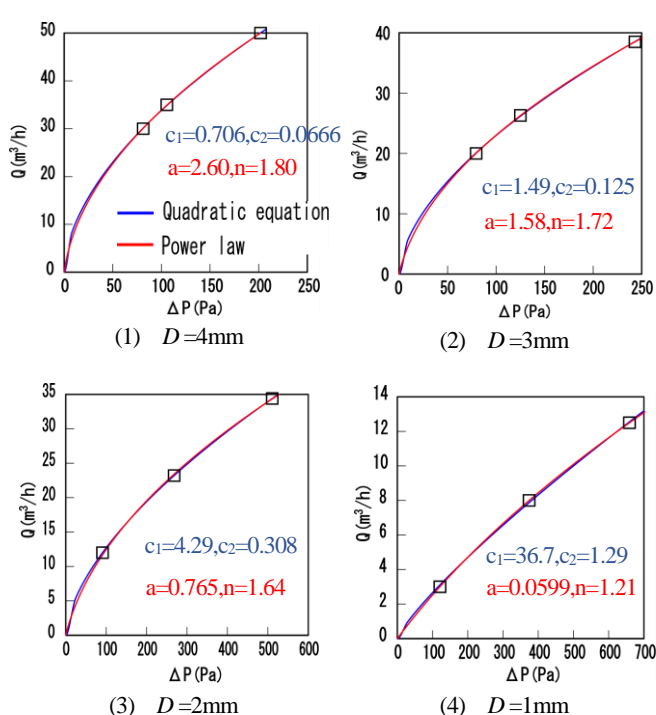


Fig.7 Regression curve by values of high pressure

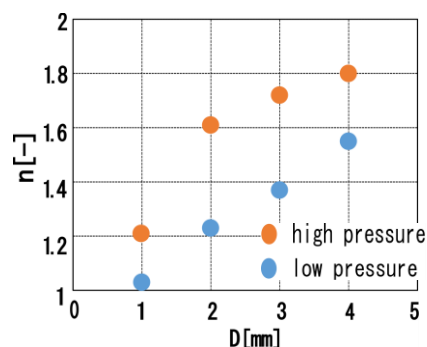


Fig.8 Power law exponent

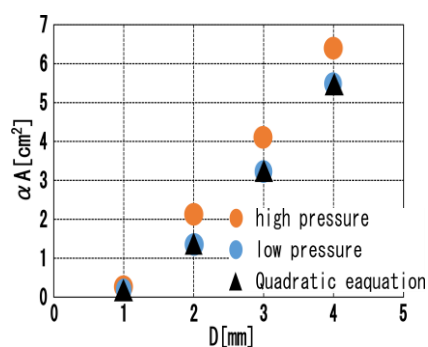


Fig.9 Equivalent leakage area

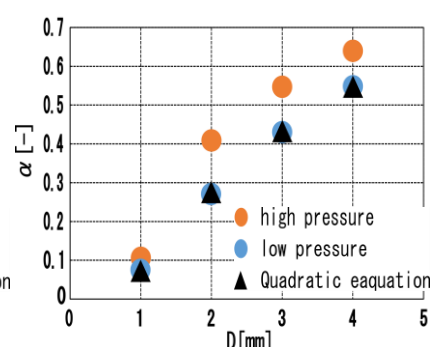


Fig.10 Coefficient of the ventilation rate

域に比べ二次式の値に近くなる傾向にあると言える。さらに、スリット幅が大きいほど高差圧域の αA は二次式よりも大きくなる傾向にある。高差圧域で回帰した場合、スリット幅が大きいほど低差圧域での流量のずれが大きくなるためと考えられる。

5.4 流量係数 α

Fig.10 に相当隙間面積 αA を開口面積 $A[\text{cm}^2]$ で除して求めた流量係数 α を示す。一般に α は、1 より小さく、窓などの正方形の開口では 0.6~0.7 の値が用いられる。 $D=4[\text{mm}]$ において α は約 0.6 となった。また、スリット幅が小さくなるにつれて α は小さくなった。総相当隙間面積と同様に低差圧域の指数式では二次式よりも小さく、高差圧域の指数式では二次式よりも大きい値を示した。また、低差圧域が高差圧域に比べ、二次式に近い値を示す傾向にあり、 $D=1[\text{mm}]$ では α は全て近い値を示した。前述のようにスリットでは摩擦抵抗の影響が大きく、二次の項の影響があまり表れていないと考えられるため、低差圧域の指数式と二次式から算出した α が近い値になったと考えられる。

6. まとめ

本報では、単一スリット開口の通気特性を把握するために、換気量測定と CFD 解析を行い、二次式と指数式を適用し、それぞれのモデル式の係数同定を行い、比較検討を行った。以下に得られた知見をまとめる。

- 1) 測定と解析の比較から、CFD 解析が本研究において有効な手段であることを示した。
- 2) 二次式の係数から摩擦による圧力損失と形状抵抗による圧力損失の分解の可能性を示した。
- 3) 指数式は回帰する圧力範囲により、高差圧域、低差圧域で流量に誤差が生じる。
- 4) 隙間特性値 n は、スリット幅が大きくなると大きくなる傾向を示した。また、回帰する圧力範囲が高差圧域であると大きくなる傾向を示した。
- 5) 流量係数 α は、スリット幅が大きくなると大きくなる傾向を示した。回帰する圧力範囲が高差圧域になると大きくなる傾向を示した。

今後は、3D プリンタを用いて作製したひび割れ模型を

用いて実験を行い、差圧 ΔP と流量 Q の関係を明らかにする予定である。

謝辞 本研究の一部は、日本学術振興会の科学研究費補助金（基盤研究 (A) 17H01306）および特別研究員奨励費（15J00625）の助成を受けたものである。

参考文献

- 1) 尹ロク現, 真田靖士, 桃井良尚: 建物の耐震性能評価を目的とする RC 壁の気密性能評価, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 83, No. 753, pp. 871-881, 2018. 11
- 2) 小川景, 桃井良尚: 損傷鉄筋コンクリート壁の通気特性に関する研究 その 1 CFD 解析による単一ひび割れの流量係数及び隙間特性値の算出, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, J-32, pp.129-132, 2019. 9
- 3) 鳥海吉弘, 倉渕隆, 兼重り子: 集合住宅における隙間の評価法に関する研究, 日本建築学会環境系論文集, Vol. 81, No. 722, pp. 385-391, 2016. 4
- 4) R. W. Fox and A. T. MacDonald, Introduction to fluid mechanics, 2nd ed., pp. 329-339, 1978
- 5) D. W. Etheridge, A Note on Crack Flow Equations for Ventilation Modelling, Building and Environment, Vol. 33, No. 5, pp. 325-328, 1998
- 6) P. H. Baker, S. Sharple, I. C. Ward, Air Flow Through Cracks, Building and Environment, Vol. 22, No. 4, pp. 293-304, 1987
- 7) 本間宏, 建築壁体すきまの通気量計算式中の指数項について, 日本建築学会論文報告集, Vol. 78, No. 335, pp.67-78, 1984
- 8) 奥山博康, 大西由哲: 送風機による建物気密性測定のパラメータ推定法と不確かさ評価方法の再考, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, C-3, pp. 177-180, 2011. 9
- 9) 吉浦温雅, 奥山博康: 建物の気密測定における相当隙間面積と測定の信頼性の評価方法の再考, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, F-20, pp. 77-80, 2017. 9

高効率捕集性能を有する局所排気装置の設計手法に関する研究
(その 1) CFD を用いた局所排気装置の捕集性能の評価
Development of a Design of Local Exhaust Hood with High Capture Efficiency
(Part1) Evaluation of Capture Performance of Local Exhaust Hood based on CFD Analysis

○ 鈴木 悠太 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学)
Yuta SUZUKI*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro Kobayashi*¹
*¹Osaka University

In factories, contaminated air by pollutants is mainly exhausted by local exhaust hood. However, the current design of local exhaust hood does not take into account all the contaminant diffusion and the effects of disturbances, and is designed based on the designer's experience. Therefore, in this report, we proposed a new design method of the local exhaust hood using the local critical airflow rate ratio. In addition, the airflow properties and the diffusion of contaminants in the hood were examined under the conditions where there is a free field and passing airflow by CFD analysis.

はじめに

工場や業務用厨房など、人体に有害な汚染物質が発生する空間は数多く存在する。作業者の快適性や健康を保つため、有害な汚染物質は作業空間に拡散される前に速やかに除去する必要がある。そのため、現在の工場における有害物質を含む空気の除去に関しては局所排気装置（フードなど）によって汚染物を排気する方法が主流である。しかし、従来の局所排気装置の設計では汚染物の発生状況や外乱気流等の影響を全て考慮してはおらず、設計は設計者自身の経験に大きく左右される。したがって設計者により品質にバラつきが生じ、室内環境への悪影響が予想される。よって本研究では、汚染物の拡散および外乱による影響を考慮した室内気流場における局所排気装置のより精度の高い設計手法の提案を最終目標として本報では局所排気装置の設計手法として新たな方法を示す。また CFD 解析を用いてフード形状による吸い込み気流性状の影響および通過気流が存在する条件での汚染物拡散と局所排気装置の捕集性能に関する検討を行ったため報告する。

1. 新たな局所排気装置の設計手法法の提案

1.1 現在の必要排風量の算出

(1) 制御風速（捕捉速度）に基づく方法

空気調和・衛生工学会の著書¹⁾から一般的な制御風速の値を Table1¹⁾に示す。この方法は Table1¹⁾の制御風速（捕捉速度）の値を参考に制御風速を決定し、フードの形式別に必要排風量を決定する方法である。この方法では、必要排風量が制御風速に比例する形で与えられるため、計算式が極めて簡単である。一方、発生する汚染物の動きや発生量、周囲の気流といった内容は考慮されていない。また、汚染物の発生状況に関する記述は抽象的

な表現が見受けられ、適切な排風量を求めるには多くの経験を要することが考えられる。

(2) 流量比法

この方法では、発生する汚染空気量の全てをフードで吸引するためには、必ず周囲から空気を導入しなければならないという考え方に基いている。周囲から導入する空気量はフード形状などの関数として見積もる方法で、排出すべき汚染空気量を基準にしている。同文献¹⁾では汚染された空気量を Q_1 、周囲から導入する空気を Q_2 とすると、局所排気装置の必要排風量 Q_3 は次のように表される。

$$Q_3 = Q_1 + Q_2 = Q_1(1 + Q_2/Q_1) \quad \text{Eq.1}$$

$$= Q_1(1 + n \cdot K_L) \quad \text{Eq.2}$$

$$= Q_1(1 + K_n) \quad \text{Eq.3}$$

ここに、 K_L : 漏れ限界流量比

n : 周囲の気流を考慮した漏れ安全係数

K_p : 設計流量比

Table1 Controlled Velocity given to Contaminant Source¹⁾

汚染物の発生状況	捕捉速度 [m/s]	作業の例
空気の動きがほとんどない場所で速度をもたずに発生	0.5 以下	液面から蒸発する蒸気など
空気の動きが少ない場所で遅い速度で発生	0.5 ~ 1.0	吹付け塗装、溶接作業、容器に粉末を入れる作業
空気の動きが大きい作業や発生速度の大きい場合	1.0 ~ 2.5	高圧吹付け塗装、容器に材料を投入する作業
空気の動きが極めて大きい作業や発生速度が極めて大きい場合	2.5 ~ 10.0	グラインダ作業、サンドブラスト、岩石研磨作業

Table2 The Value of Leak Safety Coefficient¹⁾

周囲気流の速度	漏れ安全係数の値
0~0.15 m/s	$n = 3$
0.15~0.30	5
0.3~0.5	7
0.5~0.7	10

すなわち、流量比法においては周囲から導入する空気量をいかにして見積もるかが重要となる。そこで Eq. 2 に示した漏れ限界流量比 K_L をフード形状の関数として実験的に求め、周囲の気流を考慮した漏れ安全係数 n を同文献¹⁾ (Table2) から選択し、最適な排風量を求めるものである。本方法では排風量は汚染物の発生量に比例する形で与えられる。しかし漏れ限界流量比の計算は極めて複雑であり、汚染物の発生量がわずかな場合は排風量も小さくあり、汚染物を安全に排出することが困難であることが挙げられる。

(1), (2) で挙げたように現在提案されている手法では、汚染物の 100 [%] 捕集を想定しているものの、設計要項以外に設計者が考慮しなければならない事項が数多く存在し、経験に左右されてしまう。また実際の工場においては、Fig.1 で示すように室内全体の給排気や、周囲の気流速度、汚染物の発生状況などが影響し、必要排風量が決定されるはずである。

1.2 局所限界風量比法

本研究で提案する手法の概要を Fig.2 に示す。この手法では 100 [%] の捕集効率の時にある外乱条件におけるフードの排気量に対する汚染物の発生量を局所限界風量比 η (Local Critical Airflow Ratio) と定義し、フードの必要排風量を決定する手法である。局所排気装置の捕集性能はフード形状・周辺気流・汚染物発生状況などの影響を受け、場面によって大きく異なる。そのため、ある外乱条件におけるフード形状ごとに、局所限界風量比コンター図を Fig.2 に示すように実験あるいは CFD 解析から求めることで、汚染物の発生位置における許容発生量を把握することが出来る。これにより、設計者は局所排気装置の種類と汚染物の位置から適切な排風量を決定することができ、より簡便な手法になると考える。簡単な例を挙げると Fig.2 に示す局所排気風量比コンターを持つ局所排気装置が図の位置にある発生量 Q_{con} の汚染物を完全捕集する時の必要排風量は、汚染源が局所限界風量比コンター 10 [%] の等高線上にあるため、 $10Q_{con}$ が必要排風量となる。本研究ではフード形状・外乱による η の変化を考慮して、これら局所限界風量比コンターの作成を目指している。

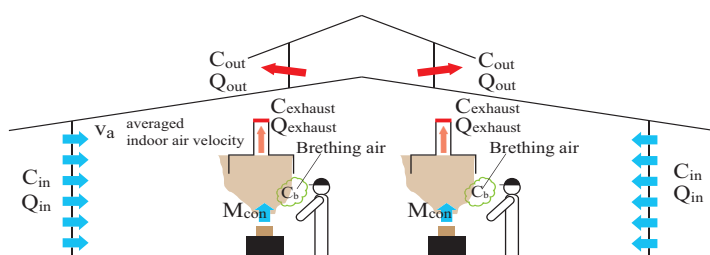


Fig.1 Overview of indoor airflow

2. 解析概要

本報では研究の初期段階としてフード形状による吸い込み気流への影響及び、通過気流が存在する条件における汚染物拡散状況とフードの捕集性能について検討する。

2.1 解析空間

解析空間を Fig.3 に示す。Fig.3 a) では局所排気装置のポテンシャル流れを検討するため、完全自由場での解析を行う。対称性を考慮し、それぞれに対称面の設定を行い、解析空間の 1/4 の領域で解析を行った。Fig.3 b) では通過気流が存在する場合における局所排気装置の汚染物拡散を再現する必要があるため、対称面を設定し、解析空間の 1/2 の領域で解析を行った。

2.2 解析条件

解析条件を Table3 に示す。本報で用いた局所排気装置の形状を Fig.4 に示す。フードの排気量については CanopyHood のフード下端面の面風速が 0.3 [m/s] となるよう排気量 (1529.4 [m³/h]) を全ての条件で固定した。また通過気流として室全体の給排気を想定し、天井面と壁面下部からの流出でそれぞれ 500 [m³/h] ずつ排気されるようそれぞれの面に風速を規定している。汚染物は、等温場で初速度を持たずに拡散していく場合を想定し、フード吸い込み口の中心軸上、床上 1000 [mm] 位置に設置した一辺 50 [mm] の直方体を汚染物発生源とした Passive Contaminant とみなし、解析を行った。汚染物質として空気を用い、発生量は全ての解析条件で、自由場での排気口の汚染物濃度が 10 [ppm] を保つ発生量としている。実際の汚染物は完全に空間発生するものではなく、室温や初速度の影響を受けるが、本報では等温場での汚染物の空間発生条件で解析を行った。

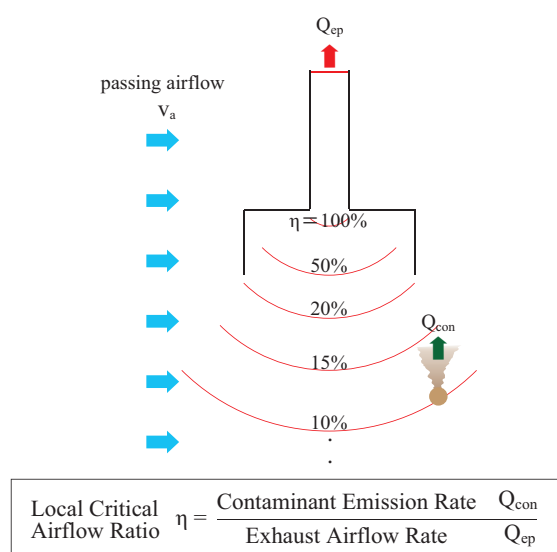


Fig.2 Conceptual Diagram of Local Critical Airflow Ratio

3. 結果と考察

解析結果を Table4 に示す。汚染物の濃度コンターは自由場条件と通過気流条件ともに CanopyHood の排気口での平均汚染物濃度で規準化したものを示している。

3.1 局所排気装置の形状による気流性状の比較

解析結果から CanopyHood よりも FlangedHood の方が水平方向に広い汚染物拡散が見られ、発生源近傍において高濃度の汚染物が CanopyHood よりも拡散していることが確認される。また風速のコンター図から CanopyHood の方がフード下部において排気口からの距離が遠いところでも速い風速が確認される。これは鉛直フランジによりフードの外側からフード内部へ巻き込む気流の流れが発生することによりものと考えられる。パッシブな発生をする汚染物拡散の場合、汚染物の拡散は室内気流場の影響を直接受けるため、吸い込み口からの距離が離れても速い風速を持つ CanopyHood の方が効率的に汚染物を捕集できると考えられる。

3.2 通過気流による捕集性能への影響

解析結果を見ると前節と同様に CanopyHood よりも FlangedHood の方が水平方向に広い汚染物拡散が見られ、発生源近傍において高濃度の汚染物拡散がみられることが確認される。また風速ベクトル図からフード下部を横切る気流により、フード下部の気流場は乱れ、汚染物が右方向に流れて拡散していることが確認できる。本解析では、完全捕集に近い捕集が行われているが、より速い通過気流条件においてはその限りではないことが考えられる。また本解析で想定した通過気流は流入開口が

大きく、面風速が 0.002 [m/s] と非常に小さい風速であることから、気流場の影響を直接受けるパッシブな発生を持つ汚染物拡散において通過気流による捕集性能への影響は顕著であることが示唆される。風速コンターについては前節同様に CanopyHood の方がフード下部での風速が速いことが確認できるが、通過気流による大きな影響は見られないが通過気流がより大きい条件では風速の等速度線が風上側で大きくなると考えられる。

おわりに

本報では、新たな設計手法として局所限界風量比を用いた必要排風量の決定方法を提案し、フード形状による捕集性能への影響および通過気流による汚染物拡散への影響に関して CFD を用いて検討した。パッシブな汚染物拡散の場合、CanopyHood の方が汚染物の拡散を抑えることができることが確認された。今後は、フードのモデルを更に増加させ、通過気流をパラメータとしたパラメトリックスタディを行う予定である。

【謝辞】

本研究は科研費挑戦的研究（萌芽）19K22011 の助成を受けたものである。

【引用文献】

- 1) 社団法人 空気調和・衛生工学会編著：新版工場換気、第 3 章局所排気装置 3.3 節、3.4 節、pp.23-pp.33

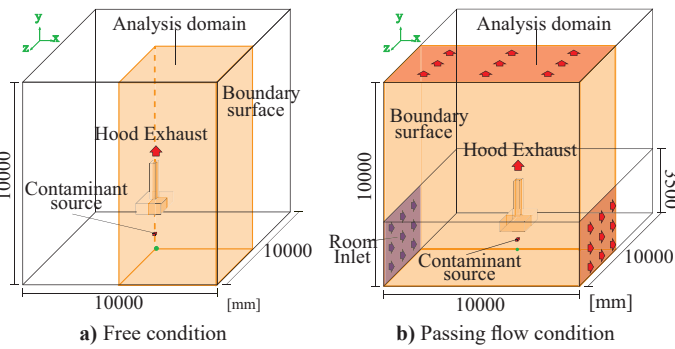


Fig.3 Analysis Domain

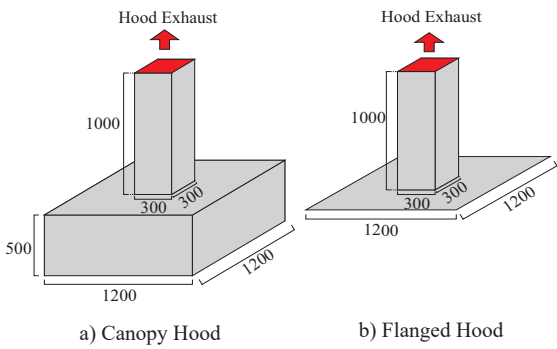
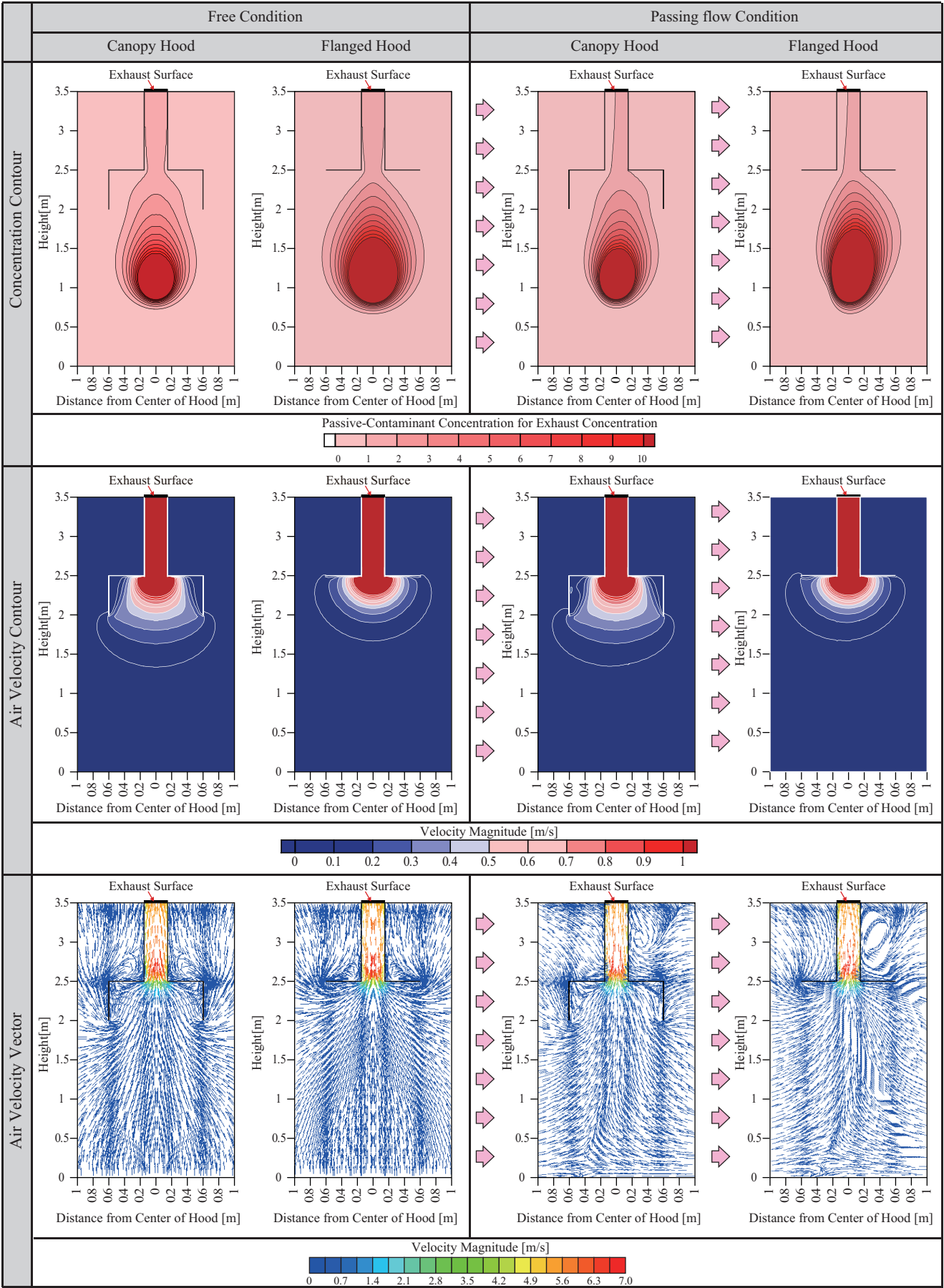


Fig.4 Local Exhaust Hood

Table3 Summary of CFD Analysis

Analysis Type	a) Free Condition		b) Passing flow Condition	
Hood type	CanopyHood	FlangedHood	CanopyHood	FlangedHood
CFD code	Ansys Fluent 19.2			
Turbulence Model	Standard k-ε			
Species Model	Species Transport			
Algorithm	SIMPLE			
Discretization scheme	QUICK			
Boundary Condition	Outlet Gause Pressure : 0 [Pa]		inlet	Velocity Magnitude U=0.0207[m/s]
			Local Exhaust Hood	Velocity Magnitude U= 5.0515[m/s]
			Ceiling	Velocity Magnitude U= 0.0014[m/s]
			Wall-outlet	Velocity Magnitude U= 0.004[m/s]
			Walls	Standard Wall Function
Cell Zone Condition	Air (contaminant)		Air source : 0.0416334 [kg/s]	
Total Number of cells	1837562	1800263	3675124	3600526

Table4 Analysis Result



環境に配慮した配管洗浄技術「排水レスフラッシング工法」

(第4報) 2段ろ過によるフラッシング水処理装置の適用

The Piping Flushing Method That does not Exhaust Any Flushing Waste Water

(Part 4) Application of two-stage filtration for flushing water treatment

○大迫 孝輔 (高砂熱学工業)

佐藤 峰彦 (高砂熱学工業)

増田 正夫 (高砂熱学工業)

沖田 茂喜 (高砂丸誠エンジニアリングサービス)

横川 進 (高砂丸誠エンジニアリングサービス)

竹倉 雅夫 (高砂丸誠エンジニアリングサービス)

Kosuke OSAKO*1 Minehiko SATO*1 Masao MASUDA*1

Shigeki OKITA*2 Susumu YOKOKAWA*2 Masao TAKEKURA*2

*1 Takasago Thermal Engineering Co., Ltd. *2 Takasago Marusei Engineering Service Co., Ltd.

Flushing is a process to remove impurities such as slag, a zinc oxide, etc. in the piping system. We have developed the environment-friendly flushing system for not draining water. There is a problem that the flushing water treatment equipment used in this system is large and heavy. However, this time, we succeeded in reducing the size and weight of the equipment.

はじめに

排水レスフラッシング工法は、従来のフラッシング工法と異なり汚染水の排出がなく、また、水の張替えに要する時間と作業が不要であるため、環境に配慮しつつ工期短縮が可能な当社独自の工法である。

本工法は 2012 年から市場展開を開始し、現在までに 250 現場以上で採用されて好評を得ている。また、新規性のある配管フラッシング工法として、外部発表¹⁾³⁾や学会誌などへの投稿⁴⁾⁶⁾および関連学協会での受賞⁷⁾⁸⁾により業界内での認知度は高まっている。従来、本工法はろ過法と凝集沈殿法の 2 種類のフラッシング水処理装置を用いていた。ろ過法は小型軽量であるが処理容量が小さいため小規模現場が適用対象である。一方、凝集沈殿法は処理容量が大きく、中～大規模現場に適用可能であるが、装置が大きい現場への搬入や設置に制約があった。

この課題を解決するため、2 段ろ過法を採用して、中規模現場にも適用できる小型で軽量のフラッシング水処理装置を開発したので報告する。以降、従来から実施していたろ過法を 1 段ろ過法と呼ぶ。

1. 排水レスフラッシング工法の概要

1.1 システム構成

本工法の概略を Fig. 1 に示す。本工法は、フラッシング対象の配管系統の一部を分岐し、開発したフラッシング水処理装置に接続する。懸濁している配管内の水を、フラッシング水処理装置で連続的に浄化し、処理後のきれいな水を配管内に戻し配管系統のフラッシングを行う。

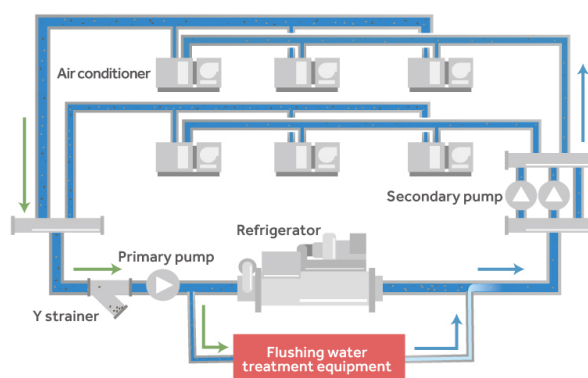
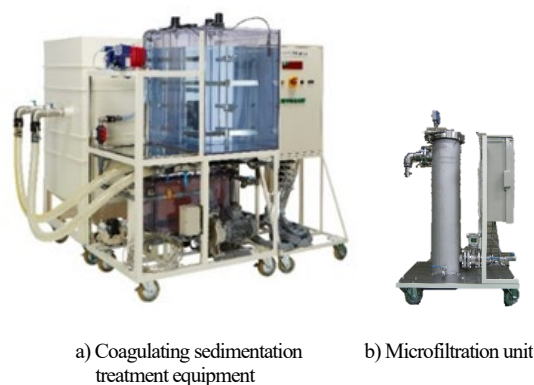


Fig.1 System overview



a) Coagulating sedimentation treatment equipment

b) Microfiltration unit

Photo 1 Flushing water treatment equipment

1.2 フラッシング水処理装置

フラッシング水処理装置外観を Photo 1 に示す。小型軽量化の対象は凝集沈殿法の装置である。

1.3 フラッシング水処理装置の処理性能

フラッシング水処理装置は流入水を濁度 5～10 度以下とする処理性能を有する。工業用水の基準値から濁度 20 度以下をフラッシング完了の自主的な目標値としているが、顧客の要望に応じて、例えば濁度 10 度以下を完了値とする場合もある。

2. 小型軽量化への取り組み

凝集沈殿法のフラッシング水処理装置を大幅に小型化するには、凝集沈殿法の原理のままでは困難と考えた。しかし、ろ過法は小型で軽量であるが、SS 保持量が少ないためフィルターの交換頻度が高い。そこで、ろ過の原理を持ち且つろ材交換頻度が低い処理装置を目指した。

2.1 配管内水の粒径計測

最適なるろ過方法を検討するため、空調配管内の水の粒径分布を調査した。

(1) サンプル

2018 年に排水レスフラッシング工法を導入した物件のうち、13 物件（合計 26 系統）の空調配管から配管内の水を採水した。配管種は SGP(白)又は SGP(黒)である。

(2) 測定方法

1L のプラスチックボトルに配管内の水を採水し、当社技術研究所で粒子径分布を測定した。測定では、液中パーティクルカウンタ（液中パーティクルセンサ KS-42D, モニタ KE-40B1, シリンジサンプラ KZ-31W いずれもリオン(株製)）を用いた。

(3) 粒径分布測定結果

配管内の水の粒子径分布には、複数のピークを持つ傾向があった。また、SEM/EDX（走査型電子顕微鏡／エネルギー分散型 X 線分光法）の結果、粒径の小さい粒子はケイ素が主成分であったことから石や砂と考えられ、粒径の大きい粒子は亜鉛が主成分であったことから、亜鉛メッキに由来する物質であると考えられた。亜鉛粒子は粒径の小さい亜鉛粒子同士が結合し、見かけ上、粒径が大きくなっていた。

2.2 小型化への考え方

現在のろ過方法（1 段ろ過法）は、配管内の水をろ過した場合に、SS 保持量が 200g-SS/本（9.7kg-SS/m³）以下であり交換頻度が高いという課題がある。粒径分布測定結果から、配管内の水には様々な粒径の粒子が含まれているが、異なるサイズの粒子をろ過した場合、単サイズの粒子の時に比べ閉塞しやすくなる⁹⁾。そのため、大きい粒子と小さい粒子を別のろ材でろ過することで早期閉塞を防ぐことができると考えた。具体的には、粗取りフィルター

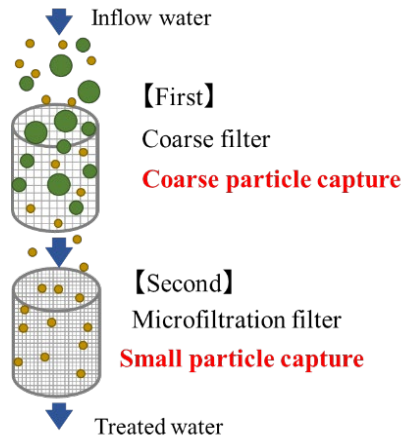


Fig.2 Imagine of capture principle

Table 1 Result of SS removal test

Filter name	Fiber diameter(μm)	SS removal amount
A	16	1/30
B	25	1 (Standard)
C	35	1/3
D	50～100	1/8

と精密フィルターを直列に接続した 2 段ろ過によって処理することにした（以後、2 段ろ過法と記す）。1 段目は繊維ろ材を用いた深層ろ過法を採用し、SS 保持量の最大化を図った。2 段目はフィルターバッグを用いた。このフィルターバッグは 1 段ろ過法で使用している物と同じである。捕捉原理イメージ図を Fig. 2 に示す。

2.3 ろ材の選定

測定した粒子径分布を模擬した水を用い、閉塞せずに長時間のろ過が可能且つ粒子保持量が多いろ材を選定するために、繊維径の異なる 4 種類のろ材のろ過性能評価試験を行った。その結果、繊維径が 25 μm のろ材 B が最も保持量が高く性能が高かった（Table 1）。この最も保持量が高かったろ材 B を 1 段目の粗取りフィルターのろ材に選定した。

3. 現場実証試験

3.1 2 段ろ過法のフラッシング水処理装置

模擬水による実験結果と目標処理水量等の運転条件から、2 段ろ過法のフラッシング水処理装置を設計・製作した。装置の外観を Photo 2 に示す。1 段目に繊維ろ材を用いた粗取りフィルターを、2 段目にフィルターバッグを設置している。装置には流量計と各ろ過装置の出入口に圧力センサーが付属している。電源は凝集沈殿法の装置の三相 200V に対して単相 100V であり、設置が容易である。

3.2 性能実験結果と考察

2018～2019 年度に 2 段ろ過法のろ過性能を評価した。Table 2 に評価試験結果一覧を示す。A 新築工事現場では濁度除去性能を評価し、処理装置の出口濁度を目標値の 5 度以下に維持できた。B 工事現場では防錆剤を含んだ SGP(黒)の配管系統に対して試験した。これまで SGP(黒)系統のフラッシング要望が数多くあったが、凝集沈殿法の装置は開放式のため開放水面から溶存酸素が混入して腐食要因となることから、採用してこなかった。また、密閉式のろ過法は少水量の系統でしか対応できなかった。しかし、今回の開発品を使用すれば、これまで処理困難だった SGP(黒)への適用が可能となり、本工法の適用範囲を拡大できることがわかった。C 新築工事現場では粗ろ過フィルターの寿命を確認した。フラッシング水処理中に粗ろ過フィルター出口の処理水濁度が上昇した時点を粗ろ過フィルターの寿命として評価した結果、粗ろ過フィルターの SS 捕捉総量（粒子保持量）は 40 kg-SS/m³であった（1 段ろ過法で使用しているフィルターのおよそ 4 倍）。コスト試算をしたところ、配管保有水量がおおよそ 45m³ 以下で凝集沈殿法よりコストメリットがあると試算された。

3.3 フラッシング水処理方法の比較

フラッシング水処理装置は 1 段ろ過法、2 段ろ過法（今回開発）、凝集沈殿法があり、現場ごとに最適な方法を選択する。3 つの方法について、Table 3 に装置仕様、Table 4 に適用範囲と利点を示す。今回開発した 2 段ろ過法は配管保有水量がおおよそ 10～45 m³ の範囲で処理コストが他の方法よりも安価となる。既施工物件の半数以上は

配管保有水量 45 m³ 以下であり、開発装置の適用範囲は広い。ただし、前記範囲外の物件でも、環境適合性、現場の設置スペース等を勘案し、顧客と共に本法を選定することができる。なお、保有水量にかかわらず、凝集沈殿法が最も廃棄物量は少ない。今回開発した 2 段ろ過法は、凝集沈殿法に比べ装置サイズ及び重さが、およそ 1/3 であるため、運搬はワンボックスカーで可能となり、搬出入作業が大幅に効率化された。さらに本装置は完全密閉型のため漏水のリスクが少ないとともに溶存酸素の混入が無いため、既存配管や黒ガス管への適用が可能となった。施工担当者からは、「設置と運搬が楽」「電源が 100V で便利」「密閉になったので、漏水のリスクが低減した」などのコメントを得ている。



Photo 2 Two stage filtration equipment

Table 2 Result of various condition

Field	Piping			Turbidity [NTU]			Processing time* [-]
	Kind of water	Kind of SGP	Quantity of water[m ³]	Before flushing	After flushing	Average of treated water	
A	Cold water (AHU-1)	White gas pipe	< 10	33	5	0.7	0.8
	Cold water (AHU-2)	White gas pipe	< 10	39	3	1.3	0.8
B	Cold water (Primary)	Black gas pipe	< 10	126	463	1.6	0.9
	Cold water (Secondary)	Black gas pipe	< 10	141	4	4.7	1
C	Hot water (Museum)	White gas pipe	< 10	119	346	0.3	0.8
	Cooling water (Museum)	White gas pipe	< 20	52	3	0	0.8
	Cold and hot water (Office)	White gas pipe	< 30	45	4	0	0.7
	Cooling water (Office)	White gas pipe	< 50	24	9	0.2	0.7

※: Processing time = two stage filtration processing time / coagulating sedimentation processing time

Table 3 Primary specifications of 3 types of flushing water treatment equipment

Subject	Specification		
Method	One stage filtration	Two stage filtration	Coagulating sedimentation
Power supply	100V	100V	3Φ 200V
Flow rate	3 m ³ /h		
Treated water quality (Turbidity)	≤5 NTU		
Water pressure resistance	≤2.0 MPa		
Dimensions length×width×height	Microfiltration unit: 600 mm×800 mm×1,400 mm	Coarse filter unit (First): 550 mm×650 mm×1,600 mm	Reaction tank unit: 1,150 mm×820 mm×1,940 mm
			Settling tank unit: 820 mm×820 mm×1,770 mm
		Microfiltration unit (Second): 600 mm×800 mm×1,400 mm	Treated water tank unit: 800 mm×800 mm×1,260 mm
			Control panel unit: 700 mm×800 mm×1,780 mm
Weight Not working (Working)	Microfiltration unit: 90 kg (120 kg)	Coarse filter unit (First): 100 kg (150 kg)	Reaction tank unit: 400 kg (850 kg)
			Settling tank unit: 350 kg (1050 kg)
		Microfiltration unit (second): 90 kg (120 kg)	Treated water tank unit: 100 kg (150 kg)
			Control panel unit: 80 kg (80 kg)

Table 4 Available water volume and advantage of 3 types of flushing water treatment equipment

	Filter method		Coagulating sedimentation
	One stage filtration	Two stage filtration	
Available water volume (As a rough guide)	< 10 m ³ (Small building)	< 45 m ³ (Medium building)	45 m ³ < (Large building)
Advantage	Sealing equipment Compact and lightweight	Sealing equipment Compact and lightweight	Low waste emissions

4. まとめ

配管内の水を浄化して配管内へ戻す方法（排水レスフラッシング工法）で、2 段ろ過法の装置を開発した。2 段ろ過法でろ過することで、従来の 1 段ろ過法と比較して容積当たりの SS 保持量が 4 倍になった。その結果、保有水量 45m³ の物件までろ過法で処理する事ができ、搬出入作業の効率化、漏水リスク低減、配管内への溶存酸素混入無しなどの効果を得ることができた。

本工法がさらに広く活用され、環境負荷と業務負荷低減につながるよう、今後も改善改良に取り組んで行きたい。

参考文献

- 1) 大迫・高橋・伊東・沖田・竹倉：環境に配慮した配管洗浄技術「排水レスフラッシング工法」，平成 28 年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，141-144（2016）。
- 2) 沖田・大迫・竹倉・伊東：環境に配慮した配管洗浄技術「排水レスフラッシング工法」（第 2 報）既設配管の水質改善への応用事例，平成 29 年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，129-132（2017）。
- 3) 大迫・増田・沖田・竹倉・伊東：環境に配慮した配管洗浄技

術「排水レスフラッシング工法」（第 3 報）フラッシング後の水質状況の調査，平成 30 年度空気調和・衛生工学会学術講演論文集，145-148（2018）。

- 4) 大迫・沖田・横川・竹倉：排水をしない画期的な配管洗浄技術，建築設備と配管工事，57(7)，51-55（2019）。
- 5) （一財）建築コスト管理システム研究所 新技術調査検討会：排水レスフラッシング工法の紹介，建築コスト研究，23(2)，58-62（2015）。
- 6) （公社）空気調和・衛生工学会 施工・保全委員会：腐食・劣化写真データベースの構築と空調配管の信頼性向上に関する研究，委員会成果報告書，98（2015）。
- 7) （公社）空気調和・衛生工学会 第 31 回振興賞技術振興賞受賞（2017）。
- 8) （一社）建築設備総合協会 第 16 回環境・設備デザイン賞入賞（2018）。
- 9) 中村・尾下・高坂・一ノ瀬・松本：ポリプロピレン不織布フィルターのろ過特性に及ぼすフィルター積層の影響，粉体工学会誌，46，250-260（2009）。

業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究
(その 20) 人体擾乱がキャノピーフードの捕集率に及ぼす影響
Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen
(Part 20) Effect of Air Disturbance caused by Movement Body
on Capture Performance of Canopy Hood

○千 田 紗 恵 (大阪大学) 山 中 俊 夫 (大阪大学)
小 林 知 広 (大阪大学) 袁 繼 輝 (大阪大学)
寺 本 大 智 (大阪大学)
Sae SENDA*¹ Toshio YAMANAKA*¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹
Jihui YUAN*¹ Daichi TERAMOTO*¹
*¹ Osaka University

In the commercial kitchen, the working environment is growing worse due to cooking pollutants and combustion exhaust gas, so an appropriate ventilation design is necessary. In order to improve the capture efficiency, we study exhaust hood using two directional additional jets. Before examining the effect of the additional jets, in this study, we report the results of the capture performance without the additional jets to understand that of canopy hood alone. In addition, in order to simulate the actual cooking environment, we study effect of air disturbance caused by movement body. As a result, it was found that the capture efficiency decreased when air disturbance occurred. In the next study, the effect of the additional jet will be reported.

はじめに

業務用厨房では、食材の揮発成分や油分などの調理生成物質や燃焼機器による燃焼排ガスが発生することで、労働環境が劣悪となりやすく、適切な換気量設計が必要である。近年、局所排気フードに関する研究において、排気フードの捕集性能を高めるため、ジェットによるエアカーテンが利用されているが、一方向のジェットが多く二方向に吹き出すものは少ない。そこで、二方向付加噴流装置を設置したキャノピーフードを研究対象とした捕集性能の把握を行うこととした。本報では、キャノピーフード単体の捕集性能を把握するため、付加噴流装置を稼働させずに捕集性能の検討を行った結果を報告する。また、実際の調理環境を模擬するため、人体擾乱を発生させた条件の検討も行う。

1. 実験概要
1.1 実験室概要

実験は大空間である実験棟内の開放空間の一部に排気フードを設置して行った。実験空間の平面図及び立面図を Fig. 1 及び Fig. 2 に示す。なお、排気フードを取り付けている天板には3つの開口が存在しているが、実験では中央の開口を使用しており、その他の開口は閉じた状態にした。フードサイズは、フードの調理機器に対するオーバーハングが 150mm となるように 900mm×900mm×600mm で4面の下端面に水平方向内向きに 30mm、鉛直方向上向きに 10mm の折り返しがあるものを使用した。なお、立面図には付加噴流装置が取り付けられているが、本報では稼働させていない。

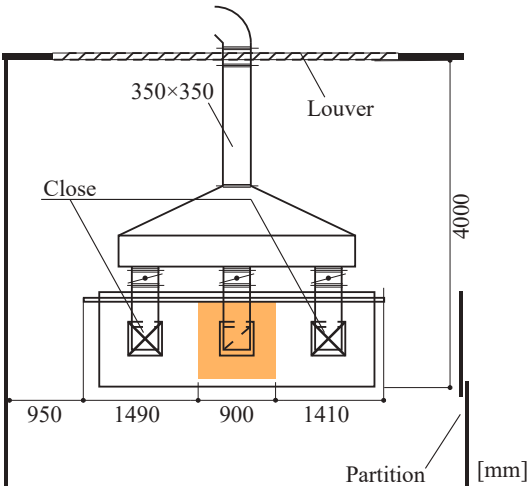


Fig.1 Plan of Experimental Set-up

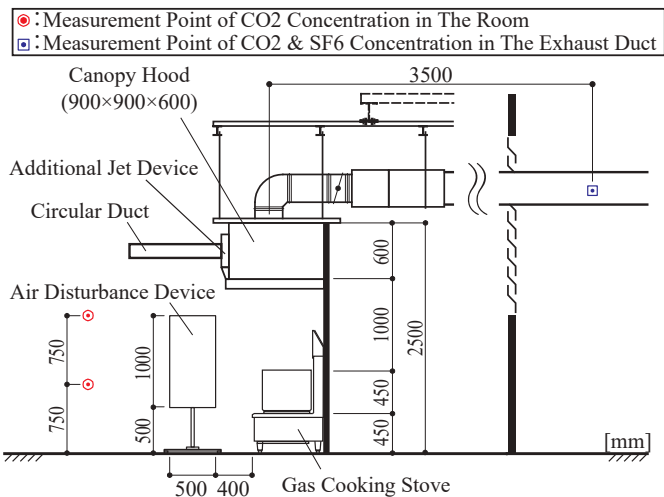


Fig.2 Elevation of Experimental Set-up

1.2 対象厨房機器

実験では低放射・集中排気型寸胴レンジ（定格出力：20.9kW）を使用した。この機器は燃焼排ガスを釜の後方にある排気筒から集中的に排気することで、燃焼排気が厨房内に拡散することを防ぐという特徴がある。使用した低放射型機器を Fig. 3 に示す。

1.3 人体擾乱発生装置

「JSTM V 6201:2017 業務用厨房に設置される排気フードの捕集率測定方法」²⁾の人体擾乱装置の設定方法に準拠し設定を行った。

(A) 形状及び設置位置

形状：縦 1000mm × 横 500mm のパネル

パネル厚さ：10mm 以下

設置高さ：床からパネル下面までの距離 500mm

移動幅：1000mm

機器との離隔：機器前面から人体擾乱発生装置の端面までの距離 400mm

(B) 移動速度条件

等速領域速度：0.5m/s

等速領域の幅：750mm

等速領域の通過時間：1.5 秒

加減速領域の幅：250mm（両端 125mm×2）

加減速領域の通過時間：1 秒（両端 0.5 秒×2）

周期：5 秒 = 2.5 秒 × 2

人体擾乱装置の設定を Fig. 4、実験に使用した人体擾乱装置を Fig. 5 に示す。

2. 測定手法

2.1 捕集率の式

捕集率算出式を式 (1) 及び式 (2) に示す。

$$\eta_{cook} = \frac{QC_e(SF_6)}{M_{SF_6}} = \frac{QC_e(SF_6)}{Q_p C_{Ep}(SF_6)} \quad (1)$$

$$\eta_{gas} = \frac{Q(C_e(CO_2) - C_r(CO_2))}{M_{CO_2}} = \frac{Q(C_e(CO_2) - C_r(CO_2))}{Q_p(C_{Ep}(CO_2) - C_{Rp}(CO_2))} \quad (2)$$

η_{cook}	: 調理生成物質捕集率	[-]
Q	: フード排気量（通常捕集）	[m ³ /h]
Q_p	: フード排気量（完全捕集）	[m ³ /h]
M_{SF_6}	: SF ₆ 発生量	[m ³ /h]
$C_e(SF_6)$: ダクト内 SF ₆ 濃度（通常捕集）	[ppm]
$C_{Ep}(SF_6)$: ダクト内 SF ₆ 濃度（完全捕集）	[ppm]
η_{gas}	: 燃焼排ガス捕集率	[-]
M_{CO_2}	: CO ₂ 発生量	[m ³ /h]
$C_e(CO_2)$: ダクト内 CO ₂ 濃度（通常捕集）	[ppm]
$C_{Ep}(CO_2)$: ダクト内 CO ₂ 濃度（完全捕集）	[ppm]
$C_r(CO_2)$: 室内 CO ₂ 濃度（通常捕集）	[ppm]
$C_{Rp}(CO_2)$: 室内 CO ₂ 濃度（完全捕集）	[ppm]

2.2 測定手順

燃焼排ガス捕集率は燃焼排ガス中の CO₂ を対象とし、また、調理生成物質捕集率は SF₆ をトレーサガスとした。SF₆ は最大出力で連続沸騰状態を保った湯面に、鍋面上の供給リングより均等に供給した。濃度測定はフードから十分に離れて濃度分布がないことを確認した排気ダクト内にて行った。ダクト内濃度測定点及び室内 CO₂ 濃度測定点を Fig. 6 に示す。フード下端に囲いを付けて完全にトレーサガスを捕集できる状態（完全捕集）と、囲いを外した状態（通常捕集）のそれぞれの室内 CO₂ 濃度と排気ダクト内 CO₂ 濃度及び SF₆ 濃度を定常確認後、5 分間の測定を行い、それらを平均した値を捕集率算出に用いた。実験に用いた機器の接続及び測定スケジュールを Fig. 7 及び Fig. 8 に示す。また、完全捕集の様子を Fig. 9 に示す。

3. 実験条件

3.1 フード排気量

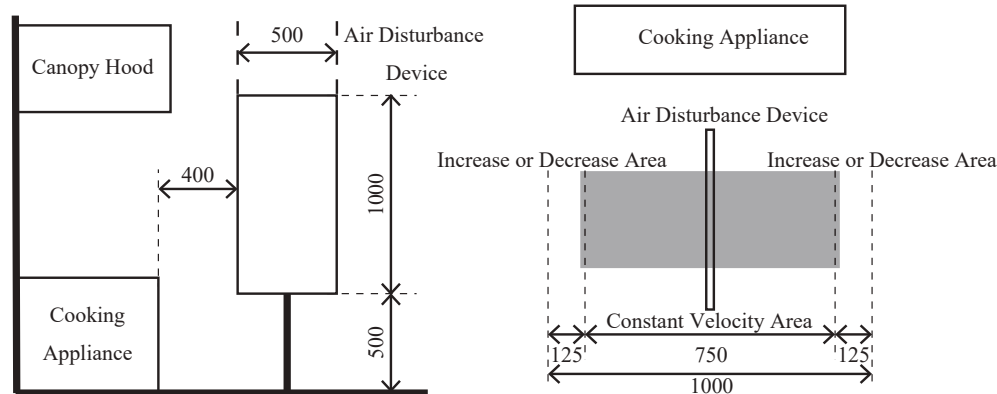
建築設備基準で定められている面風速 0.3m/s を基準とし、0.15m/s(381m³/h)、0.2m/s(508m³/h)、0.3m/s(762m³/h)、0.35m/s(889m³/h)、0.4m/s(1016m³/h) の 5 条件で測定した。

3.2 人体擾乱

人体擾乱なし条件及び人体擾乱あり条件を設定した。



Fig.3 Gas-fired Low Range (Low Radiation Type)



(A) Size and Position

Fig.4 Set-up of Air Disturbance Device

(B) Moving Velocity

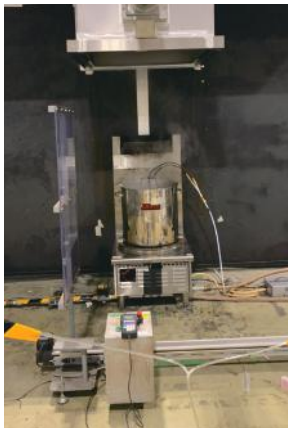


Fig.5 Air Disturbance Device

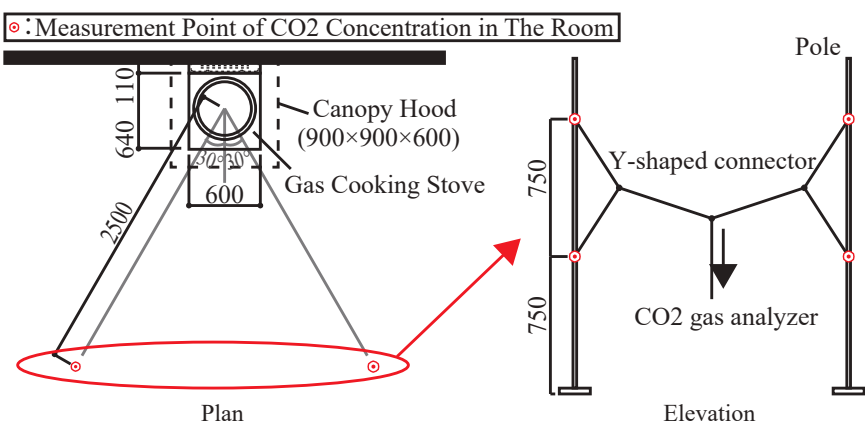


Fig.6 Measurement Point of CO₂ Concentration in The Room

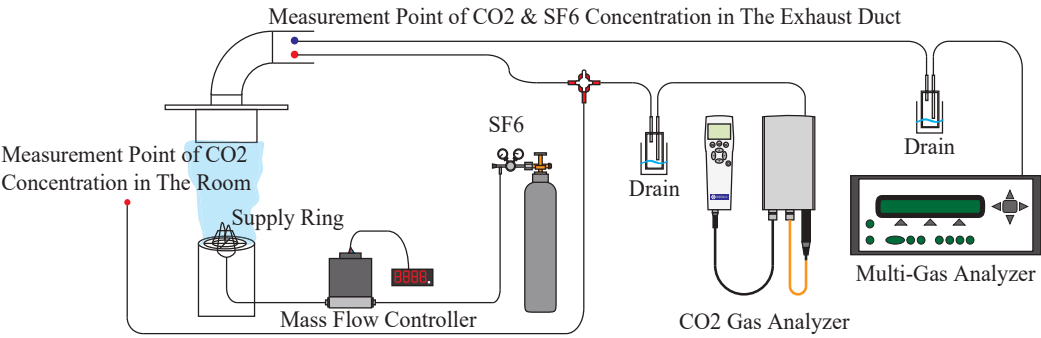


Fig.7 Arrangement of Measuring Apparatus

Time[min]	Measuring Object
5	CO ₂ in The Room
5	CO ₂ .SF ₆ in The Duct (Perfect Capture)
5	CO ₂ in The Room
5	CO ₂ .SF ₆ in The Duct (Normal Capture)
5	CO ₂ in The Room
5	CO ₂ .SF ₆ in The Duct (Perfect Capture)

Fig.8 Schedule

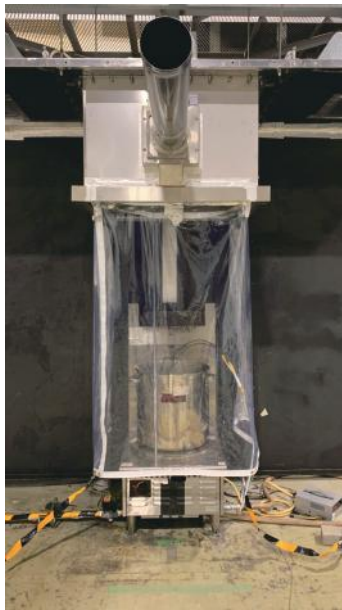
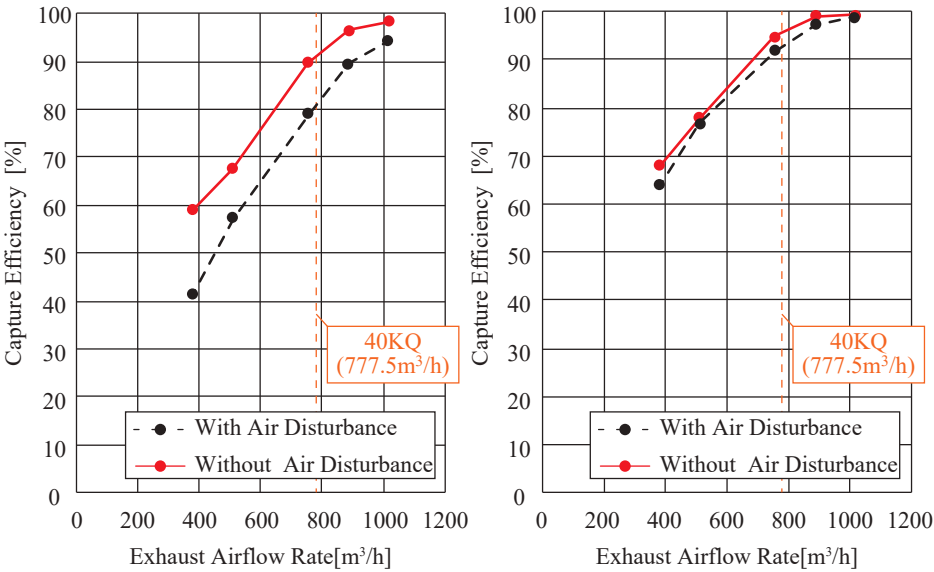


Fig.9 Perfect Capture



(1) Cooking Pollutants

(2) Combustion Exhaust Gas

Fig.10 Relationship between Exhaust Airflow Rate and Capture Efficiency

4. 結果

測定データを用いて式 (1) 及び式 (2) より捕集率の算出を行う。なお濃度の測定結果は、濃度測定機器の校正によって補正を行っている。また、完全捕集時と通常捕集時ではダクト内の温度が異なるため、超音波流量計の温度を用いて完全捕集・通常捕集それぞれの排気量をノルマル流量に換算している。排気量と捕集率の関係を人体擾乱の有無で比較した結果を Fig. 10 に示す。またグ

ラフに建築基準法で定められた必要換気量である、調理機器の定格出力 20.9kW に理論排ガス量 0.93m³/kWh を乗じた理論燃焼ガス量の 40 倍の換気量 (40KQ) を示す。

5. 考察

(1) 燃焼排ガス捕集率と調理生成物質捕集率

Fig. 10 より、全てのフード排気量において、調理生成物質捕集率が燃焼排ガス捕集率よりも低い結果となっ

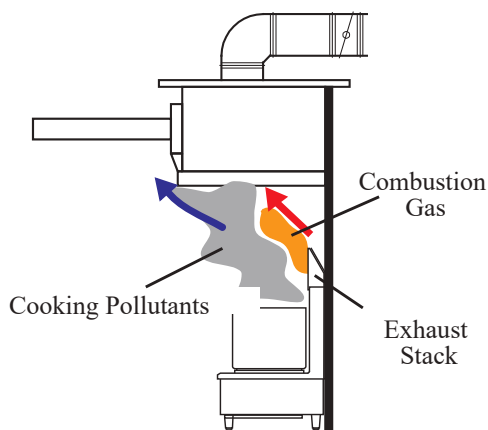
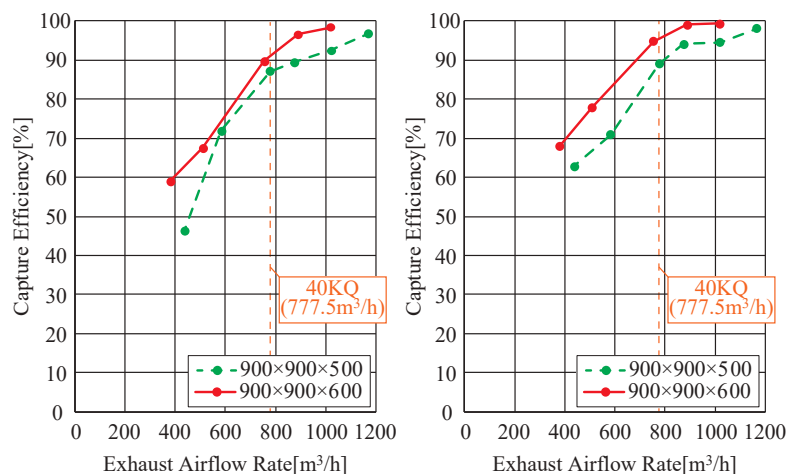


Fig.11 Conceptual Diagram



(1) Cooking Pollutants

(2) Combustion Exhaust Gas

Fig.12 Relationship between Exhaust Airflow Rate and Capture Efficiency

ている。この要因として、低放射・集中排気型機器の特徴である燃焼排ガスが排気筒から排出されることがあげられる。湯面より高い位置にある排気筒から排気される燃焼排ガスがフードに取り込まれやすいことが捕集率の差に影響していると考えられる。概要を Fig. 11 に示す。

(2) フード排気量による影響

Fig. 10 より、捕集率の結果に多少のばらつきがみられるものの、調理生成物質及び燃焼排ガス捕集率ともに排気量が上昇すると増加している。これは、排気量が上昇することでフード内に汚染物を誘引しやすくなるとともに、フード面風速の増加に伴い、フードの捕捉・保持効率が向上し捕集率に影響を与えたと考えられる。

(3) 人体擾乱による影響

Fig. 10 より、フード排気量によらず人体擾乱があると捕集率が低下している。調理生成物質捕集率では、人体擾乱を発生させた場合にどのフード排気量においても 5%～10% 程度捕集率が低下していることがわかる。一方で、燃焼排ガスは 1%～3% 程度のみ低下であり、調理生成物質よりも人体擾乱の影響を受けにくいと言える。こちらも低放射・集中排気型機器の特徴が原因であると考えられる。

(4) フードサイズ及び折り返しによる影響

本研究で得られた捕集率と既往研究³⁾の測定結果を比較したものを Fig. 12 に示す。調理機器はどちらも同じ低放射型機器の寸胴レンジを使用した。ただし、既往研究では、900mm×900mm×500mm のフードを用いており、本研究で用いた排気フードと深さ、開口面積、折り返しの有無の 3 点が異なる。開口面積は、本報では折り返しの影響で 840mm×840mm である。なお排気量は、既往研究ではフード下端面における面風速 0.15m/s(437.4m³/h)、0.2m/s(583.2m³/h)、0.3m/s(874.8m³/h)、0.35m/s(1020.6m³/h)、0.4m/s(1166.4m³/h) に、寸胴レンジ(定格出力 20.9kW、都市ガス 13A)の 40KQ を加えた計 6 条件であ

る。Fig. 12 より、本研究の方が既往研究の結果よりも捕集率が上昇している。これは、フードが深くなったことやフードの折り返し効果、開口面積の減少による面風速の増加によるものであると考えられる。また、本報の排気フードには稼働はさせていないが大きな付加噴流装置を設置しているため、これによる影響も考えられる。

おわりに

本報では、二方向付加噴流装置を用いることによる効果を検討する前段階として、キャノピーフード単体の捕集性能を捕集率測定により把握した。結果は調理生成物質捕集率よりも燃焼排ガス捕集率の方が高かった。また、人体擾乱を発生させると調理生成物質捕集率、燃焼排ガス捕集率共に低下した。フードサイズや折り返しの有無が異なる既往研究の捕集率実験結果と本研究の人体擾乱無し条件の結果の比較により、深さが深く、フードの開口面積が小さく、折り返しがある程、捕集率が高くなることがわかった。しかし、どの要因がより影響しているのかについては今後検討する必要がある。次報では、付加噴流装置を稼働させた条件での捕集率測定を行い、装置による捕集性能向上について考察を行う。

謝辞

本研究は大阪ガス(株)との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に深く感謝いたします。

参考文献

- 1) 山中俊夫：厨房の局所排気フードの捕集率と制御面風速、日本建築学会近畿支部研究報告集 pp.309-312.2014.06
- 2) JSTM V 6201:2017 業務用厨房に設置される排気フードの捕集率測定方法
- 3) 松浦祐一郎、山中俊夫、衛藤文：業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究(その17)CFD解析による捕捉・保持の分離手法に関する検討、空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集、E-25、2018.09.

業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究 (その 21) 2 方向付加噴流によるキャノピーフードの捕集性能向上 Capture and Containment Mechanism of Local Exhaust Hood in Commercial Kitchen (Part 21) Improvement of Capture Performance of Canopy Hood using Two Directional Additional Jets

○寺本 大智 (大阪大学)

山中 俊夫 (大阪大学)

小林 知広 (大阪大学)

袁 継輝 (大阪大学)

千田 紗恵 (大阪大学)

Daichi TERAMOTO^{*1} Toshio YAMANAKA^{*1} Tomohiro KOBAYASHI^{*1}Jihui YUAN^{*1} Sae SENDA^{*1}^{*1} Osaka University

In commercial kitchen, the working environment tends to be worse due to cooking pollutants and combustion exhaust gas, so it is required to exhaust pollutants efficiently. In general, to improve the capture performance of local exhaust hood in commercial kitchen, exhaust hood is replaced with new one. However, it has the disadvantage of high cost and long construction period. Therefore, we focus on the additional jet device that can be retrofitted to local exhaust hood and evaluate the capture performance of local exhaust hood equipped with this device in this study.

はじめに

前報では、人体擾乱が排気フードの捕集性能に与える影響について、フードの捕集率を算出することにより評価を行った。その結果、人体擾乱によりフードの捕集性能が低下するという知見を得られた。これにより、作業や空調による擾乱が発生する実際の厨房空間では、設計時に排気フードに期待する性能を十分に発揮できていない可能性が示唆された。排気フードの性能を向上させる方法の一つとして、既存の排気フードをより性能の高いものに代えることが挙げられるが、これにはコストが大きく工期も長いという欠点がある。そこで本報では、既存の排気フードに後付けで設置できる付加噴流装置 (HALTON 製) に着目し、この付加噴流装置を設置した排気フードの捕集性能について実験により評価を行った。

1. 実験概要

1.1 付加噴流装置

研究対象である付加噴流装置の略式図を Fig. 1 に示す。この付加噴流装置には水平方向と鉛直方向にジェットを吹き出す小孔があり、水平方向の孔がフードの下端面の少し下に位置するように取り付ける。ファンから室内空気を吸い込み、吸い込んだ空気を小孔から鉛直方向下向き及び水平方向内向き (フード内部) に同時に噴出することにより、排気フードの捕集性能を高めることが期待される。さらに、既存の排気フードに後付けで設置できるため、フードを新しいものに取り換えるよりコストを抑えることができ、工期も短くなるというメリットがある。付加噴流装置を設置した排気フードを Fig. 2 に示す。

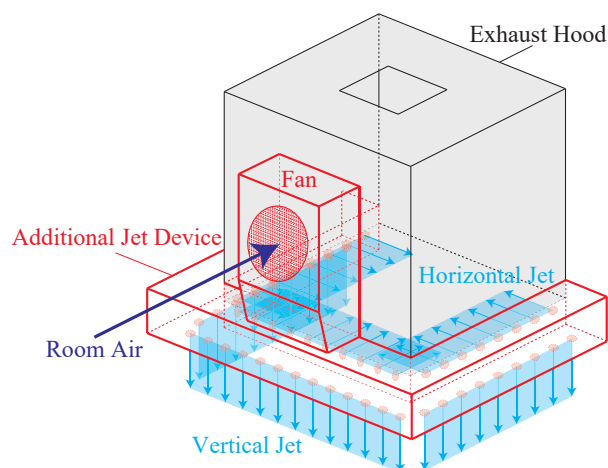


Fig.1 Additional Jet Device



Fig.2 Exhaust Hood equipped with Additional Jet Device

1.2 実験室概要

実験は前報¹⁾と同様の空間で行った。使用した厨房機器も同様である。実験空間の平面図及び立面図をFig. 3及びFig. 4に示す。付加噴流装置のジェットの影響のみを評価するため、装置のファンの吸い込み口に内径149mm、厚さ1mm、長さ1mの円形ダクトを取り付け、排気フードから漏れ出た汚染物を装置のファンから再捕集しないようにした。

1.3 評価指標

前報と同様、排気フードの捕集率で評価すると共に、スモークによる鍋からの気流の可視化により付加噴流装置の効果について評価を行う。

2. 実験条件

2.1 濃度測定点

捕集率の算出に用いるため、トレーサーガスの濃度を測定した。捕集率は調理生成物質捕集率と燃焼排ガス捕集率を算出した。トレーサーガスとしてSF₆を鍋面から発生させ調理生成物質を模擬し、燃焼排ガスは調理機器から発生したCO₂をトレーサーガスとした。濃度測定点をFig. 3及びFig. 4に示す。捕集率の算出方法は前報に示すとおりである。

2.2 測定概要

実験機器の接続及び測定手順は前報と同様である。

2.3 付加噴流装置

ファン風量を30m³/hに調整し、付加噴流装置を稼働させた場合とさせない場合の2条件で実験を行った。

2.4 フード排気量

前報と同様、フード下端面における面風速をもとに排気量を設定し、5条件で実験を行った。

2.5 人体擾乱発生装置

前報と同様、人体擾乱発生装置を稼働させた場合とさせない場合の2条件で実験を行った。

3. 結果

3.1 擾乱なし条件

擾乱がない条件下における、付加噴流装置の有無による排気フードの捕集率結果をFig. 5に示す。また、付加噴流装置を稼働させた状態で、排気量が762.0~1016.1m³/hの条件におけるSF₆の濃度の時系列変化をFig. 6に示す。図中で赤の実線で示す平均濃度は、各捕集状態（完全捕集及び通常捕集）における測定濃度の平均値である。さらに、フード面風速が0.3m/s(排気量762.0m³/h)時の、付加噴流装置の有無による気流性状を可視化した結果をFig. 7及びFig. 8に示す。

3.2 擾乱あり条件

擾乱がある条件下における、付加噴流装置の有無による排気フードの捕集率結果をFig. 9に示す。さらに、フード面風速が0.3m/s(排気量762.0m³/h)時の、付加噴流装置の有無による気流性状を可視化した結果をFig. 10及びFig. 11に示す。

4. 考察

4.1 擾乱なし条件

Fig. 5より、調理生成物質捕集率に関して、排気量が520.0 ~ 950.0m³/hの間で付加噴流装置の効果があることがわかる。Fig. 7及びFig. 8より、フード側面及び正面から漏れ出る汚染物の量が付加噴流により減少していることがわかる。山中²⁾が提唱した捕捉・保持の観点から考察すると、鉛直下向きのジェットによりフードの捕捉効率が上昇し、水平方向のジェットによりフードの保持効率が上昇したと考えられる。また、低排気量で捕集率が下がったことに関しては、水平方向のジェットがフードの排気を邪魔したことが原因と考えられる。これらの概念図をFig. 12に示す。Fig. 6より、ダクト内のSF₆濃度は安定せず大きく変動していることがわかる。これにより、排気量が最大の時に捕集率が低下してしまった可能性が示唆され、再度実験を行う必要があると考える。

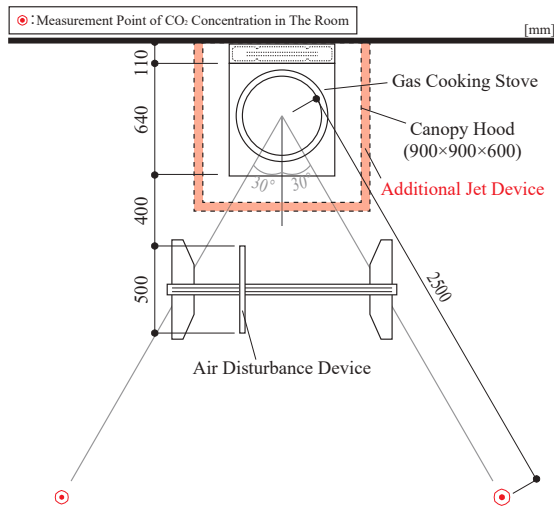


Fig.3 Plan of Experimental Set-up

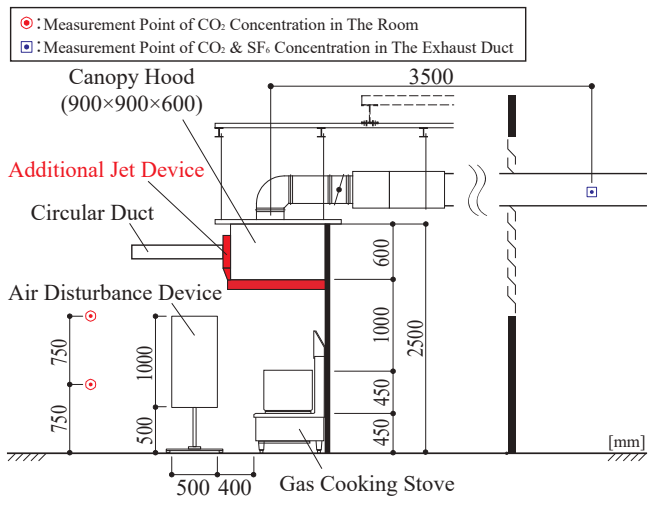
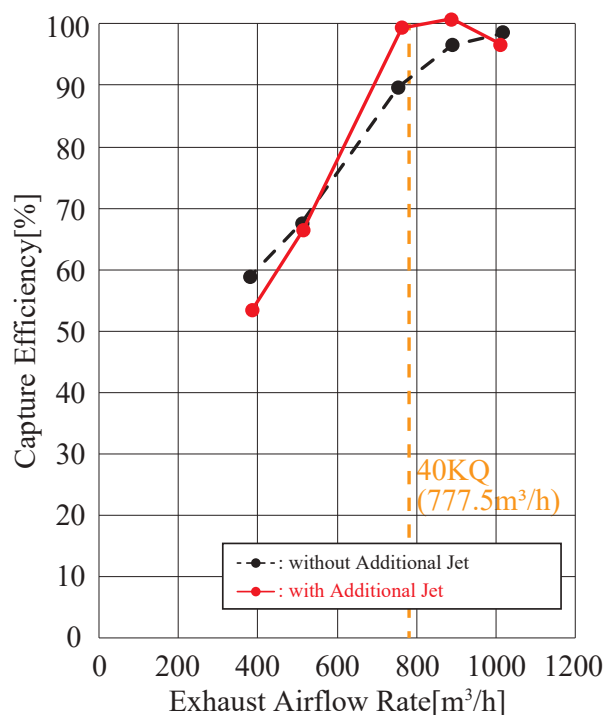
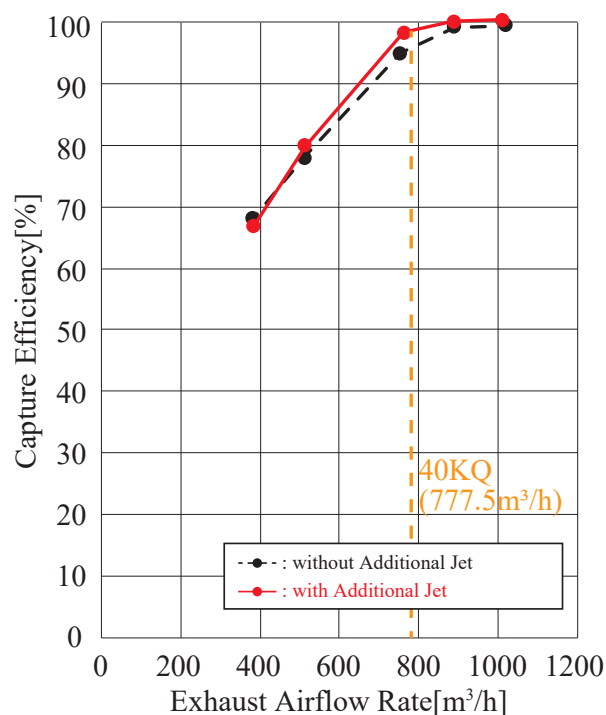


Fig.4 Elevation of Experimental Set-up

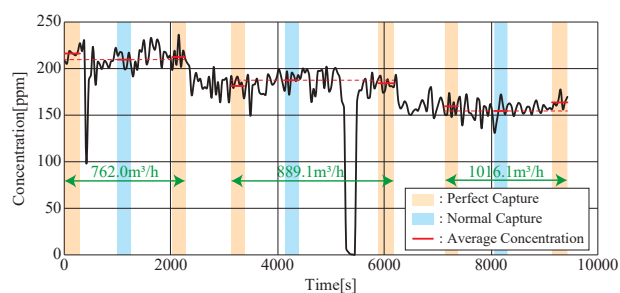


(1)Cooking Pollutants



(2)Combustion Exhaust Gas

Fig.5 Relationship between Exhaust Airflow Rate and Capture Efficiency with/without Additional Jet

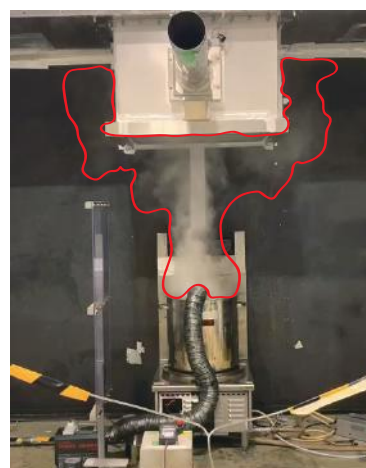
Fig.6 Variation of Concentration of SF₆

燃焼排ガス捕集率に関しては、付加噴流装置を設置することで捕集率は上昇したが大きな変化はなかった。本報で使用した寸胴レンジは、鍋面より高い位置にある排気筒から斜め上向きに燃焼排ガスを排出するため、元より燃焼排ガスはフードに取り込まれやすく、付加噴流装置の効果が顕著に現れなかったと推察される。

4.2 擾乱あり条件

Fig. 9 より、調理生成物質・燃焼排ガス共に、付加噴流装置を稼働させることにより捕集率は増加していることがわかる。前報の結果より、人体擾乱によりフードの捕集率は低下することがわかったが、付加噴流は人体擾乱の影響を低減させ、捕集率を増加させる効果があることがわかった。これは、鉛直下向きのジェットによりエアカーテンが形成され、人体擾乱による湯面からのブルームの乱れが抑制されたことによる結果と考えられる。

なお、実際には円形ダクトは設置されないため、排気フードから漏れ出した汚染物が付加噴流装置のファンから吸引され、捕集率は測定結果よりも向上する可能性がある。

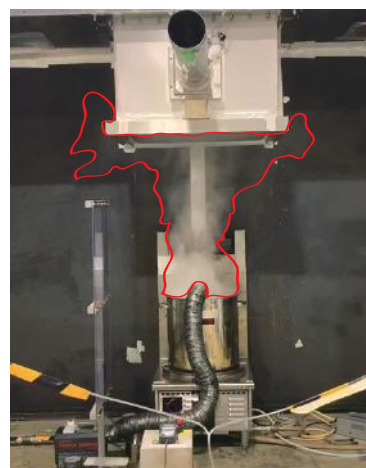


Front



Side

Fig.7 Result of Smoke Test without Additional Jet

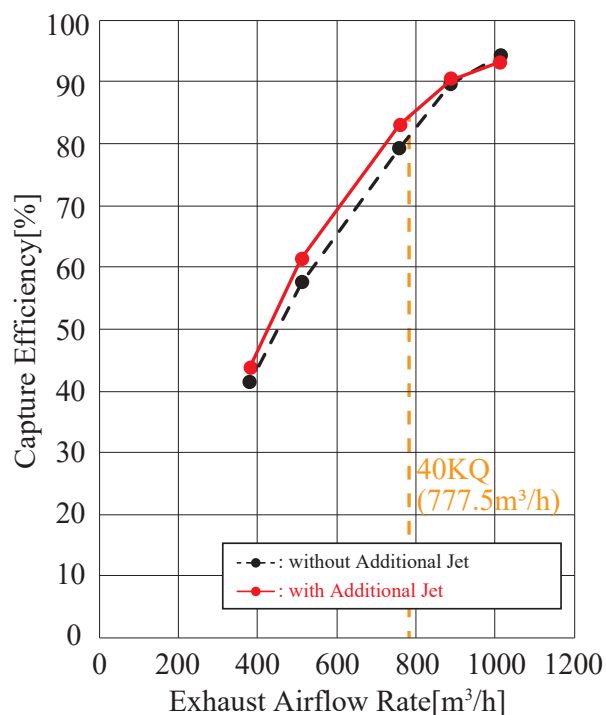


Front

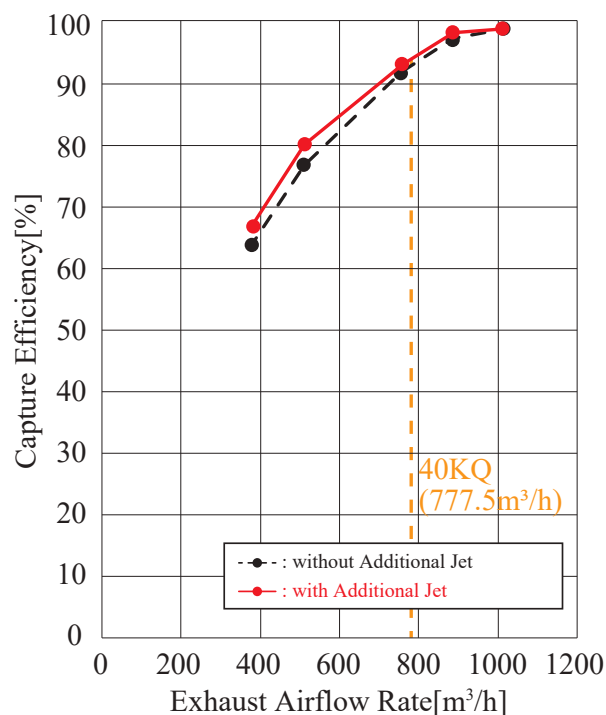


Side

Fig.8 Result of Smoke Test with Additional Jet



(1)Cooking Pollutants



(2)Combustion Exhaust Gas

Fig.9 Relationship between Exhaust Airflow Rate and Capture Efficiency with/without Additional Jet

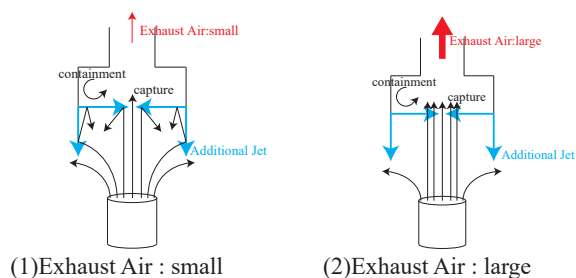


Fig.12 Capture and Containment Mechanism

おわりに

本報では、人体擾乱がある場合とない場合における付加噴流装置の効果について、フードの捕集率を評価することにより検討を行った。その結果、付加噴流装置を用いることによって人体擾乱の影響を低減できる、すなわち研究対象の付加噴流装置は実際の厨房空間でも有効であることがわかった。さらにジェットの風速とフードの面風速の間に適切な関係がある可能性が示唆された。今後は、ジェットの気流性状の把握やジェットの風速とフードの面風速の適切な関係の把握、CFD 解析による検討が必要である。

謝辞

本研究は大阪ガス（株）との共同研究によるものであり、種々の便宜を図っていただいた関係者各位に謝意を表します。

参考文献

- 1) 千田紗恵、山中俊夫、小林知広、袁継輝、寺本大智：業務用厨房における局所排気フードの捕集原理に関する研究（その20）人体擾乱がキャノピーフードの捕集性能に及ぼす影響、空気調和・衛生工学会近畿支部学術研究発表会、2020.03（発表予定）
- 2) 山中俊夫：厨房の局所排気フードの捕集率と制御面風速、日本建築学会近畿支部研究報告集、環境系（54）、pp.309-312.2014.05

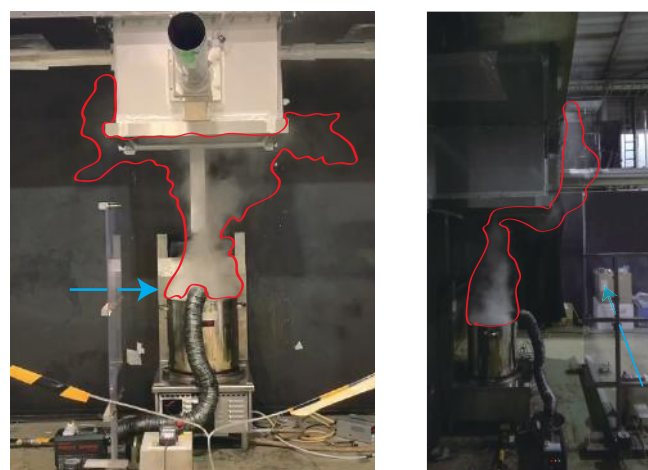


Fig.10 Result of Smoke Test without Additional Jet

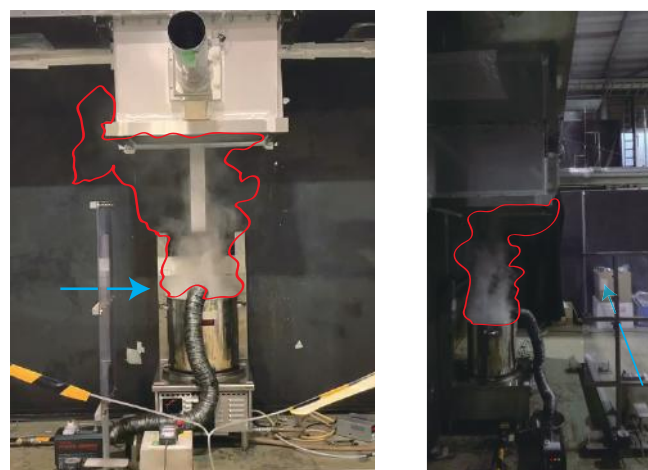


Fig.11 Result of Smoke Test with Additional Jet

LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究 (その 1) 2 開口を有する単室モデルを対象とした検証 Analysis of Indoor Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique by LES (Part 1) Validation for a Room with Two Openings

○堂本 浩規 (大阪市立大学) 小林 知広 (大阪大学) 梅宮 典子 (大阪市立大学)

Hiroki DOMOTO *¹ Tomohiro KOBAYASHI *² Noriko UMEMIYA *¹

*¹ Osaka City University *² Osaka University

In CFD analysis, it takes an enormous amount of time to perform a case study with various combinations of opening positions, and the calculation load increases if high accuracy is required. Therefore, there is a need for a method for reducing the calculation load while maintaining the accuracy. This paper presents CFD analysis using domain decomposition technique by LES under the condition of ΔC_p of about 1 and almost 0 for a room with two openings, and evaluated indoor airflow properties mean velocity magnitude and variation of velocity magnitude.

1. はじめに

近年の計算機性能の向上により自然換気・通風分野の研究でも Large Eddy Simulation (LES) が利用されるようになり、例えば高野・赤林ら¹⁾や筆者ら²⁾は単純な建物モデルを用いて解析を行なっている。しかし、LES は依然計算負荷が高いため、一般に室内外同時に解析が行われる自然換気・通風の検討では複雑な形状の建物を室内まで解析することが現状では困難である。一方、屋外風環境予測の分野では LES 利用の現実性が高まったことで、LES を含めたガイドラインを示してデータベースを公開するガイドブック³⁾の出版が見られる。建物を障害物として屋外気流のみを対象とした LES は今後一般化すると考えられ、本研究では、屋外解析データを利用して室内の自然換気・通風気流を LES で詳細に解析した際の精度の検証と課題の抽出を目的とする。

本研究では 倉渕ら^{4,5)}が RANS で計算負荷を抑える手法として室内のみを計算領域とした「領域分割法」を LES で適用し、建物内外を同時に解析する「全域計算」の結果と比較する。本報では倉渕らが用いた局所相似モデル⁵⁾による流量係数補正の適用および流入風向のみ考慮することの有無をパラメータとし、既報²⁾で用いた単室モデルを対象に検討を行なった結果を報告する。

2. 解析概要

2.1 室内外同時計算 (全域計算 : Whole Domain)

領域分割法の比較対象として、既報²⁾と同様に風洞実験を模擬して室モデル内外を同時に解析する CFD 解析を LES により行った (以降、全域計算)。解析領域は幅 1,000 mm、高さ 1,000 mm、長さ 3,200 mm、解析対象は 40×40 mm の開口を有する外寸一辺 200 mm、壁厚 2.0 mm の室モデルとした。計算格子の概要を Fig.1 に示す。開口部中心高さは 100 mm とした。解析条件として開口位置を変化させ、Fig.2 に示す 2 条件で解析を行う。なお、既報⁶⁾の開口を持たないシールドモデルの解析から得られた開口間風圧係数差 (ΔC_p) も記載する。LES は標準 $k-\varepsilon$ モデル (SKE) の結果を初期条件として計算時間間隔は 1/2,000 s、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 s) を LES への移行期間として結果を破棄し、その

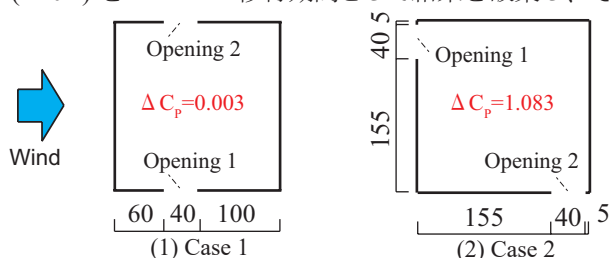


Fig.2 Opening Position of the Studied Model (Floor plan)

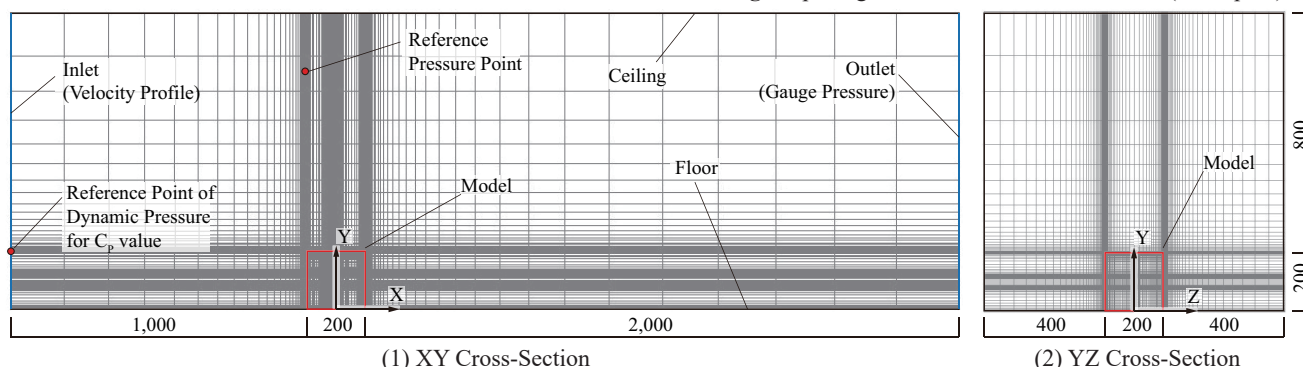


Fig.1 Computational Domain and Mesh Layout

後の 5.0 s を本計算とみなした。なお、LES の流入境界は **Fig.3** に示す 1/5 べき乗則の境界層流に Smirnov ら⁷⁾ の手法を適用して作成した変動風を与えた。

2.2 局所相似モデルを用いた領域分割法 (Method 1)

局所相似モデルを用いた領域分割法の手順を **Fig.4** に示す。まず **Fig.1** の解析領域で開口の無いシールドモデルで屋外気流解析を行い、開口想定位置の瞬時壁面静圧、開口中心から外側に 10 mm 離れた位置の壁面接線方向の瞬時風速 2 成分を取得した (STEP 1)。これらを局所相似モデルに適用し、各 time step で通風量を算出した (STEP 2)。次に室内のみを解析領域とし、STEP 2 で算出した通風量を開口面積で除した開口面法線方向

風速とシールドモデルの屋外気流計算で取得した接線方向風速 2 成分を室内解析の流入境界に与えた室内気流解析を行った (STEP 3)。室内の解析では SST $k-\omega$ モデル (SST) で領域分割法による室内解析を行った結果を初期条件とし、計算時間間隔は 1/2,000 s、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 s) を SST から LES への移行期間とみなして結果を破棄し、その後の 5.0 s を本計算とみなした。なお、屋外気流解析と室内気流解析の計算格子は全域計算のものと一致させて計算を行なった。

2.3 流入風向のみを考慮した領域分割法 (Method 2)

簡易化した領域分割法として、局所相似モデルは用いずに流入風向のみ屋外解析の接線方向風速に基づいて与える手法の検討を行った。つまり、**Fig.4** の手順の

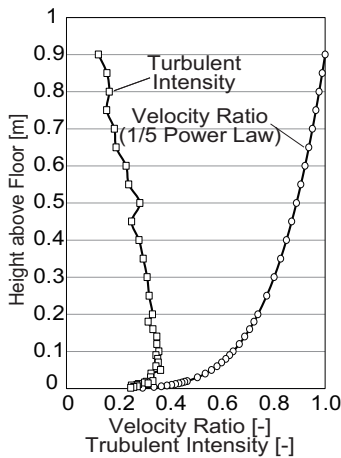
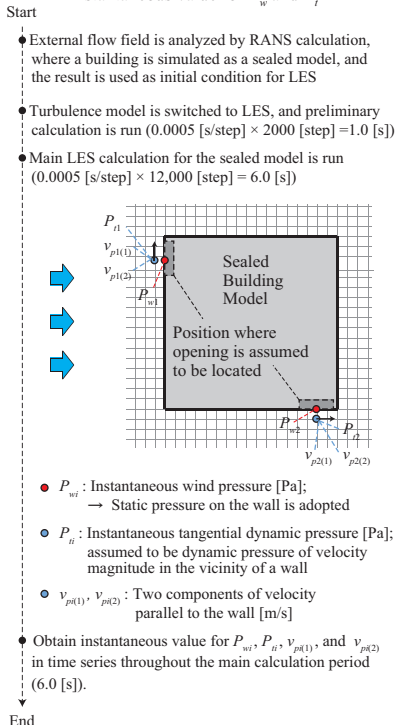


Fig.3 Velocity Ratio and Trubulent Intensity of Approaching Flow

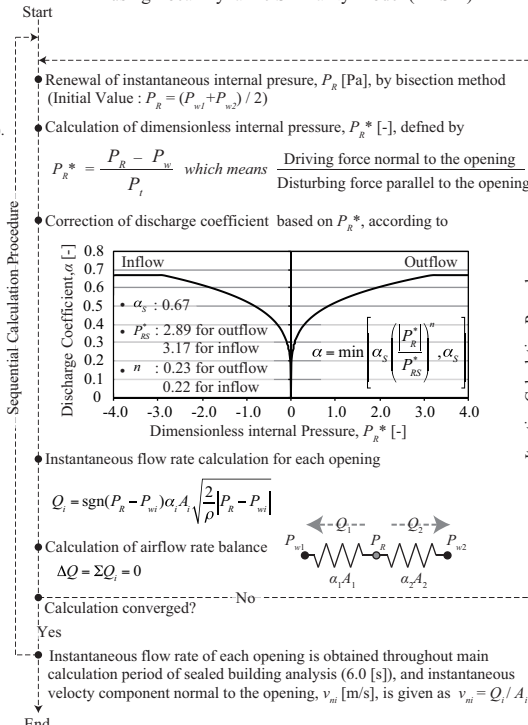
Table 1 Calculation Conditions in CFD Anaylsis

Analysis Method		Whole Domain	Domain Decomposition Technique (Method 1, Method 2, Method 3)
Turbulence Model		Large Eddy Simulation (Smagorinsky Model)	
CFD Code		Fluent 17.0	
Algorithm		SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term		Central Differencing	
Time Step		0.0005 [s]	
Transition Term		2,000 time step (=1.0 [s])	
Main Calculation Term		10,000 time step (=5.0 [s])	
Boundary Condition	Inlet	1/5 Power law (Smirnov's method)	Based on the instantaneous velocity calculated by the procedure shown in Fig.4
	Outlet	Gauge Pressure :0 [Pa]	
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law	
Total Number of Cells	Case1	728,613	Outdoor : 317,251 Indoor : 149,940
	Case2	1,828,366	Outdoor : 317,251 Indoor : 641,500
Calculation Time	Case1	About 54 [h]	Outdoor : About 24 [h] Indoor : About 9 [h]
	Case2	About 132 [h]	Outdoor : About 24 [h] Indoor : About 66 [h]

STEP 1 : Sealed Building Model Analysis to obtain instantaneous value for P_w and P_t



STEP 2 : Calculation of Instantaneous Flow Rate of Opening using Local Dynamic Similarity Model (LDSM)



STEP 3 : Indoor Flow Analysis using LES with Domain Decomposition Technique

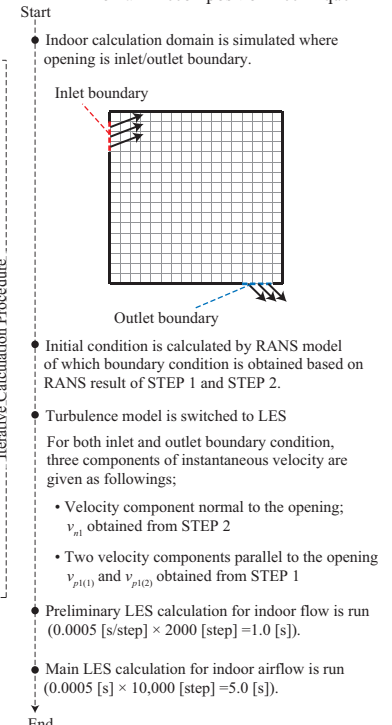


Fig.4 Calculation Procedure of LES using Domain Decomposition Technique with Local Dynamic Similarity Model (DDT-LDSM)

STEP 2 で流量係数の補正は行わずに固定値 (0.6 を使用) として瞬時風圧とオリフィス式から瞬時風量を算出して STEP 3 の室内解析時の開口面法線方向風速を与えた。開口面に平行な成分の流入出風速は屋外解析の接線方向風速 2 成分を与えた。本報ではこの手法を Method 2 と記載する。なお、その他の解析手順は前節の Method 1 と同様とした。

2.4 開口法線方向に流入する領域分割法 (Method 3)

境界条件をさらに簡易化した領域分割法として、単純に屋外解析の瞬時風圧とオリフィス式から得られた瞬時風量に基づいて開口面法線方向の瞬時風速のみを流入境界に規定する LES 解析の検討も行った。ここではこの手法を Method 3 と記載する。なお、流量係数が固定値のため、当該手法の瞬時流入出風量 (法線方向風速) は前節の Method 2 と完全に同じ条件となる。本報の CFD 解析の概要を Table 1 にまとめて示す。

3. 評価手法

全域計算および前述の 3 種の領域分割法 (Method 1、Method 2、Method 3) の計 4 種の手法の LES 計算で時間平均のスカラー風速分布と Fig.5 に示す通風輪道上の点における瞬時風速の平均風速及び標準偏差を比較する。また、通風量の比較を行うため全域計算においては開口に垂直に流入出する瞬時風速のモニター点を各開口で 64 点ずつ設置し (Fig.6)、両開口からの各タイムステップでの瞬時流入風量合計 Q_{in} 及び流出風量

合計 Q_{out} を全タイムステップで求め、次式によりそれらの時間平均値を通風量 (AFR) として算出した。

$$AFR = \left(\frac{|Q_{in}| + |Q_{out}|}{2} \right)^t \quad \cdots (1)$$

4. 解析結果と考察

Table 2 に各条件の通風量を示す。局所相似モデルでは流量係数が時間変化するが、Case 1 では流入出開口ともに流量係数の時間平均値が 0.44、Case 2 では流入出開口の流量係数の時間平均値がともに 0.64 となり、0.6 と固定した Method 2、Method 3 との風量差が見られる。Fig.7 に各条件の時間平均風速コンターを示す。開口面接線方向風速を与えない Method 3 では流入角を再現できないため Case 1、Case 2 とともに気流性状が大きく異なる。接線方向風速を与えた Method 2 では Case 1 で通風量を過大評価するが定性的には室内気流性状を概ね再現できている。Fig.8 に各条件の通風輪道における平均風速と瞬時風速の標準偏差を示す。接線方向風速を与えない Method 3 では他の条件と比べ傾向が大きく異なる。また、接線方向風速を与えた領域分割法では Method 1、Method 2 とともに傾向は概ね再現できている。このため、LES では流入風向を適切に再現した場合には屋外解析に基づく領域分割法を用いた室内気流解析が有効となる可能性が示されたが、平均風速・標準偏差ともにまだ精度向上の余地は見られ、手法のさらなる改善に向けての検討が必要と考える。

Table 2 Ventilation Volume under each Analysis Condition

Model	Method	Flow Rate [m³/h]
Case 1	Whole Domain	6.67
	Method 1	6.44
	Method 2, 3	8.21
Case 2	Whole Domain	19.26
	Method 1	20.29
	Method 2, 3	18.83

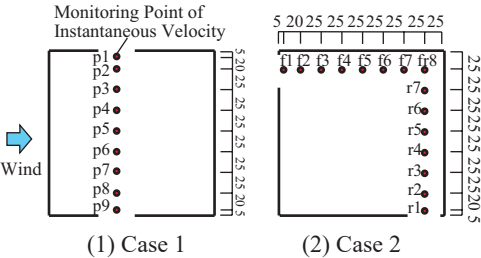


Fig.5 Points to Monitor Instantaneous Velocity on Ventilation Line

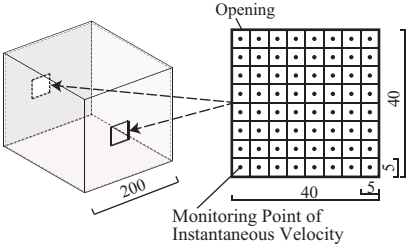


Fig.6 Points to Monitor Instantaneous Velocity at Opening

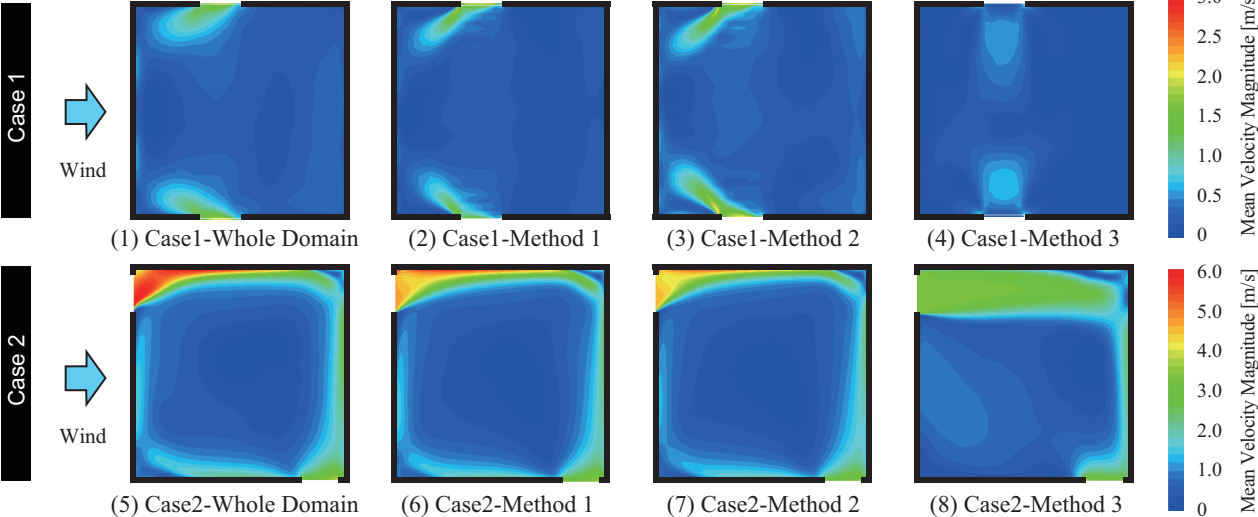


Fig.7 Contour Diagram of Mean Velocity Magnitude (y = 100)

5. まとめ

本研究では2開口の単室を対象にLESによる領域分割法を用いたCFD解析を行い、全域計算と比較することで室内の平均風速、風速変動を評価した。その結果、開口面接線方向の風速を与えた領域分割法では室内気流性状が概ね再現された。今後は異なる通風気流で検討するとともに精度向上のための検討を行う所存である。

参考文献

- 1) 高野康夫, 赤林伸一, 富永禎秀ら: 単純住宅モデルを対象とした変動気流場における室内外通風性状の解析, 日本建築学会環境系論文集, 第80巻, 第716号, pp.925-934, 2015.10

- 2) 堂本浩規, 小林知広, 梅宮典子: 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12), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 2019.4巻J-14, pp.57-60, 2019.9
3) 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
4) 河内悠磨, 倉淵隆, 大場正昭ら: 領域分割法を用いた数値シミュレーションによる通風室内気流予測に関する研究 (第1報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, D-21, pp.1043-1046, 2009.9
5) 遠藤智行, 倉淵隆, 赤嶺嘉彦ら: 流入開口部通気特性評価法の開発及び通気特性データベースの構築, 日本建築学会環境系論文集, 第74巻, 第646号, 1315-1320, 2009.12
6) 小林知広, 梅宮典子, 近本智行ら: 複数開口を有する室を対象とした風の乱れによる換気効果に関する研究 (その2), 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第4巻, pp.201-204, 2015.9
7) A. Smirnov, S. Shi, I. Celik: Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, Journal of Fluids Engineering, Vol.123, Issue2, pp.359-371, 2001.6

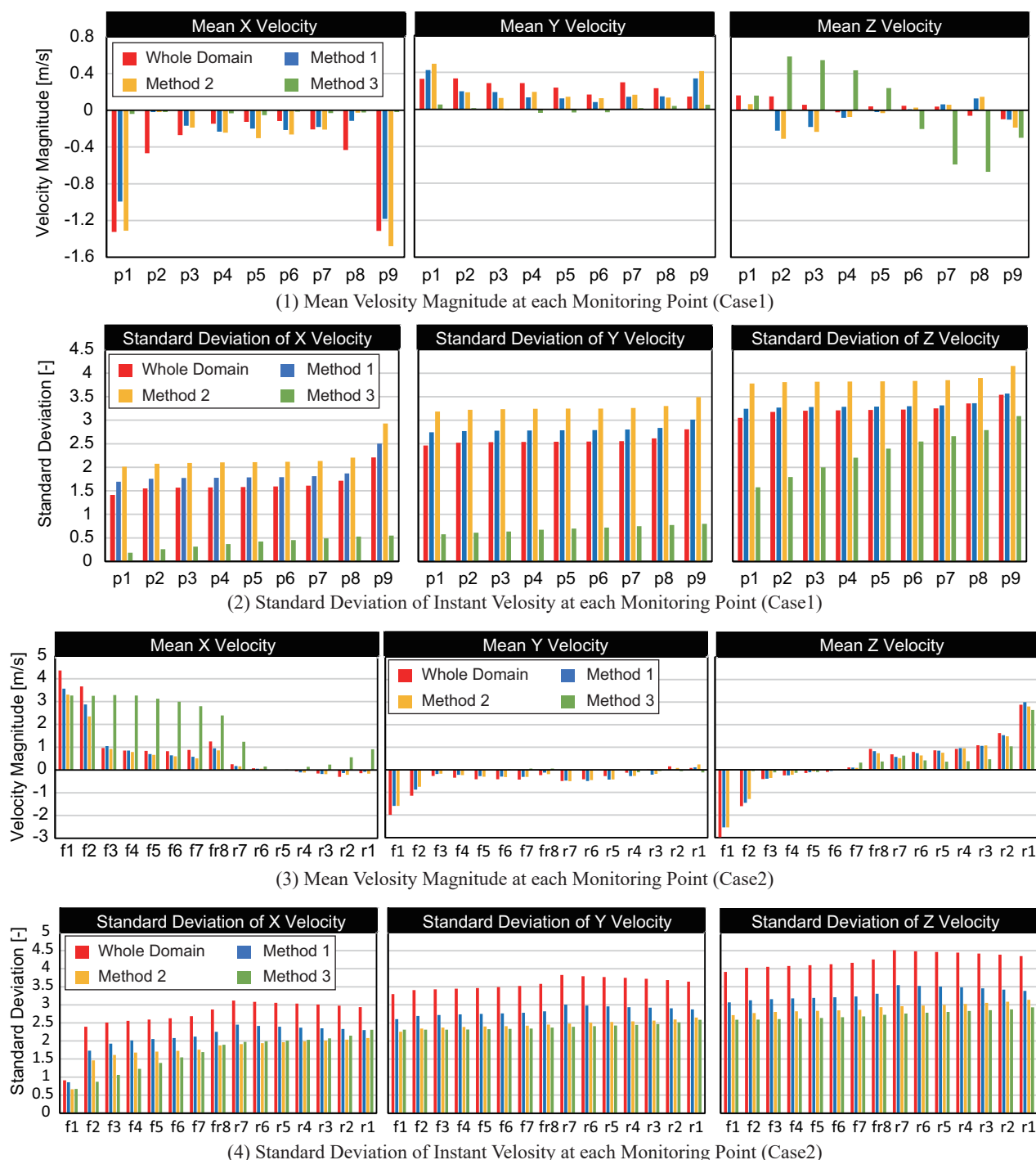


Fig.8 Mean Velocity and Standard Deviation of Instantaneous Velocity at each Monitoring Point

LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究
(その 2) 集合住宅の一室を対象とした基本検討

Analysis of Indoor Cross-Ventilation Flow using Domain Decomposition Technique by LES
(Part 2) Basic Investigation for a room in an Apartment Building

○ HOANG Minh Hung (大阪大学) 小林 知広 (大阪大学) 山中 俊夫 (大阪大学)
Minh Hung HOANG *¹ Tomohiro KOBAYASHI*¹ Toshio YAMANAKA*¹
*¹ Osaka University

In the previous paper, CFD analysis for a single room with two openings, using Domain Decomposition Technique (DDT) by LES model under the condition of Ac_p of almost 0 has been conducted. The result showed that DDT have a high accuracy in predicting indoor airflow within single room. This paper used the same technique for a nLDK apartment building, to investigate the accuracy of DDT within more complex model.

1. はじめに

前報¹⁾では単室モデルを対象として 3 種の領域分割法を LES で適用し、全域計算の計算結果と比較することで非定常の室内気流性状の再現精度を検証した。本報では前報¹⁾と同じ 3 種の領域分割法を利用し、nLDK 型の集合住宅の一室を想定した室を対象に検討を行った結果について報告する。

2. 解析概要

2.1 室内外同時計算（全域計算：Whole Domain）

本報で解析対象とした建物及び室モデルを Fig.1 に示す。当該モデルは丹原ら²⁾が PIV 測定と CFD 解析により室内通風気流性状を解析したモデルに基づいている。既報¹⁾と同様に風洞を模擬して室モデル内外を同時に解析する CFD 解析を LES により行った（以降、全

域計算）。解析領域は幅 1,800 mm、高さ 1,800 mm、長さ 5,430 mm、解析対象は外寸 384 × 182 × 384 mm の矩形の建物モデルであり、3 住戸が 6 層ある計 18 住戸が含まれる建物を想定した。本報では 5 層目の 1 室を解析対象とし、この室のみ開口を開放している状況を想定した。この室モデルはリビングを想定する面に 30 × 40 mm の開口を 2 つ（開口 1、開口 2）、その対面に入口を想定して 20 × 40 mm の開口が 1 つ（開口 3）設けている。住戸幅は内法 120 mm で、壁厚 6.0 mm の室モデルとした。アプローチフローの外部風向はリビングを有する面に対して 45° の風向角とした。解析領域と計算格子の概要を Fig.2 に示す。

Table 1 Calculation Conditions in CFD Analysis

Analysis Method	Whole Domain	Domain Decomposition Technique (Method 1, Method 2, Method 3)
Turbulence Model	Large Eddy Simulation (Smagorinsky Model, $C_s = 0.1$)	
CFD Code	Fluent 17.0	
Algorithm	SIMPLE	
Discretization Scheme for Advection Term	Central Differencing	
Time Step	0.0005 [s]	
Transition Term	2,000 time step (=1.0 [s])	
Main Calculation Term	22,000 time step (=11.0 [s])	
Boundary Condition	Inlet	1/4.5 Power law (Smirnov's method)
	Outlet	Gauge Pressure : 0 [Pa]
	Walls	Two Layer Model of Linear-Log Law
Total Number of Cells	2,132,437	38,541
Calculation Time	About 216 [h]	About 28 [h]

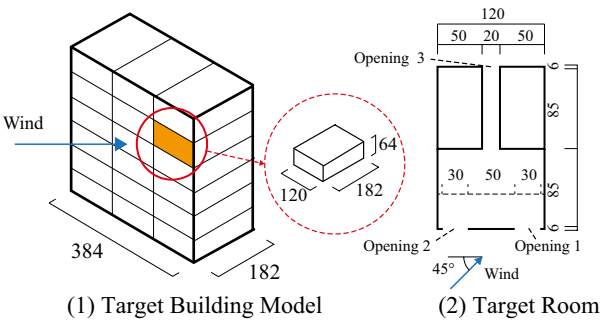


Fig.1 Target Building and Room Model

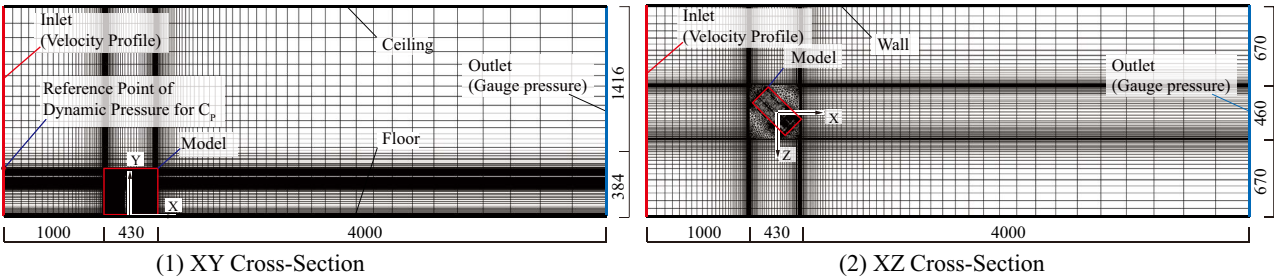


Fig.2 Computational Domain and Mesh Layout

Table 1にCFD解析手法の概要を示す。SST $k-\omega$ モデルの結果を初期条件としてLESによる計算を開始した。計算時間間隔は1/2,000 sとし、計算開始後の2,000 time step (=1.0 s)をLESへの移行期間として結果を破棄してその後の11 sを本計算とみなした。なお、LESの流入境界は**Fig.3**に示す1/4.5べき乗則の境界層流にSmirnovら³⁾の手法を適用して変動風を与えた。また、本計算中の全time stepで**Fig.4**に示す開口面の計210点の点において瞬時風速3成分をモニターし、後述する通風量(AFR)の算出に用いた。また、本研究の領域分割法による室内気流解析精度の検証のため、**Fig.5**に示す室内45点でも同様に瞬時風速をモニターした。

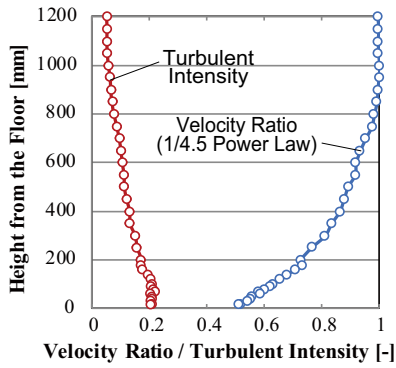


Fig.3 Velocity Ratio and Turbulent Intensity of Approaching Flow

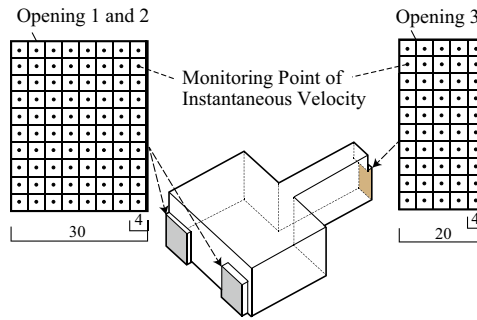


Fig.4 Points to Monitor Instantaneous Velocity at Opening for Whole Domain Analysis

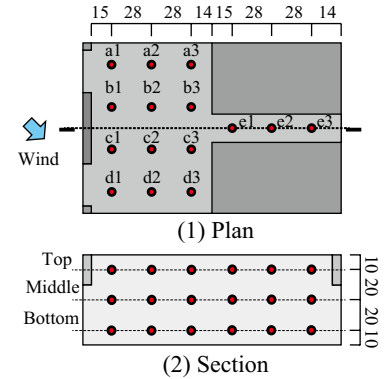
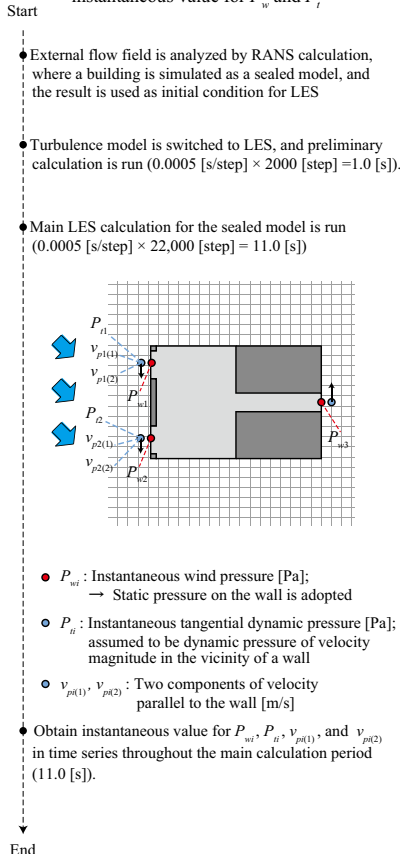
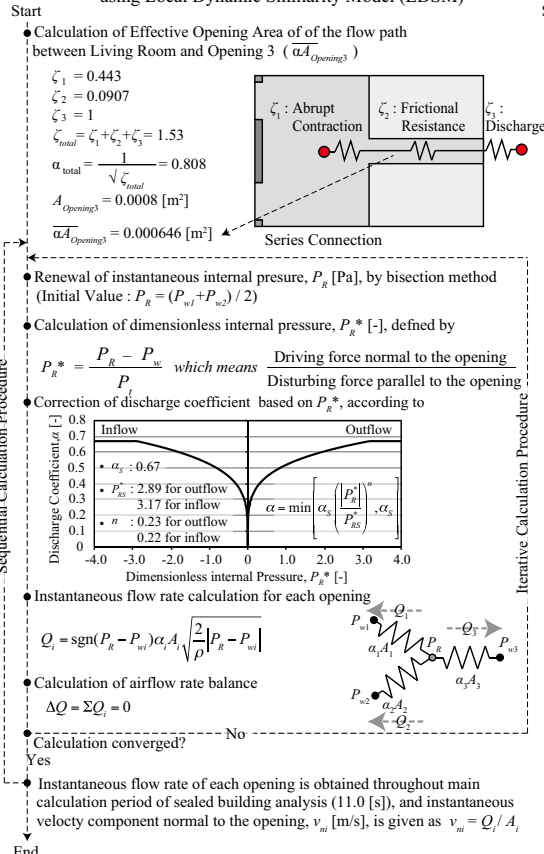


Fig.5 Monitoring Points of Instantaneous Indoor Velocity

STEP 1 : Sealed Building Model Analysis to obtain instantaneous value for P_w and P_t



STEP 2 : Calculation of Instantaneous Flow Rate of Opening using Local Dynamic Similarity Model (LDSM)



STEP 3 : Indoor Flow Analysis using LES with Domain Decomposition Technique

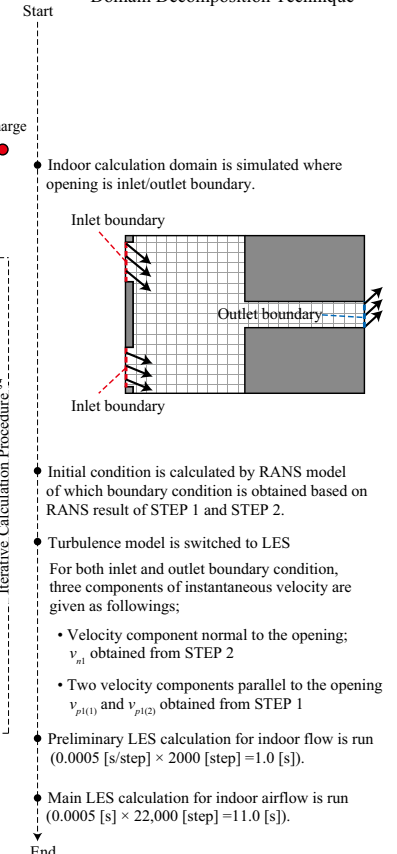


Fig.6 Calculation Procedure of LES using Domain Decomposition Technique with Local Dynamic Similarity Model (DDT-LDSM)

の開口ごとの瞬時通風量を算出した (STEP 2)。次に室内のみを解析領域とし、STEP 2 で算出した瞬時通風量を開口面積で除した開口面法線方向瞬時風速と、シールドモデルの屋外気流計算で取得した接線方向の瞬時風速 2 成分を各 time step 流入境界に与えて室内気流を解析した (STEP 3)。室内解析では SST $k-\omega$ モデルで領域分割法による室内解析を行った結果を初期条件とし、全域計算と同様に計算時間間隔は 1/2,000 s、計算開始後の 2,000 time step (=1.0 s) を移行期間として結果を破棄し、その後の 11.0 s を本計算とみなした。

2.3 流入風向のみを考慮した領域分割法 (Method 2)

前報¹⁾同様、簡易化した領域分割法として全ての開口の流量係数を固定値とし、流入出風向のみ屋外解析の接線方向風速に基づいて与える手法でも解析を行った (Method 2)。ここでは開口 1 と開口 2 の流量係数は 0.65 として瞬時風圧とオリフィス式から瞬時風量を算出して開口面法線方向の瞬時風速を与えた。その他の計算手順は前節の Method 1 と同様とした。

2.4 開口法線方向に流入する領域分割法 (Method 3)

最も簡易な領域分割法として、単純に屋外解析の瞬時風圧とオリフィス式から得られた瞬時風量に基づいて開口面の法線方向の瞬時風速のみを境界条件とする解析も行った (Method 3)。ここでは流量係数が固定値のため、当該手法の瞬時流入出風量 (法線方向風速) は前節の Method 2 と完全に一致することになる。

4. 結果と考察

本報では全域計算と前述の 3 種の領域分割法の計 4 種の手法で、通風量と室内のスカラー風速・およびその標準偏差を比較する。全域計算における通風量は、前述の Fig.4 の開口面上のモニター点で得られた開口に垂直に流入出する瞬時風速の値から瞬時流入風量合計 Q_{in} と流出風量合計 Q_{out} を全タイムステップで求め、そ

の絶対値の平均値を時間平均することで通風量 (AFR) を算出した¹⁾。領域分割法の通風量については Fig.6 の STEP 2 で換気計算から得られた値とする。

Fig.7 に各条件のスカラー風速の時間平均値の室内分布を示す。なお、ここでは前述の通風量 (AFR) の計算結果も併記する。風速分布の結果からは Method 1 と Method 2 の結果が定性的に全域計算の結果と良く一致していることがわかる。しかし、開口面接線方向風速を与えない Method 3 では流入角を再現できないため気流性状が大きく異なる。AFR の値に着目すると、Method 1 では局所モデルにより開口 1 と開口 2 の流量係数を補正しているために Method 2, 3 より小さくなっており、全域解析と比較しても小さい。これは流入風向だけでなく室内での動圧の残存³⁾も影響していると思われる。Fig.8 及び Fig.9 に Method 1 における流量係数と、屋外解析から得られた各開口部の風圧係数の時間変化を示す。開口では流量係数と風圧係数がともに小さくなっており、建物端部付近のために接線方向動圧が大きいことによる影響が出ている。

Fig.10 に各条件のスカラー風速の時間平均値と標準偏差を示す。どの条件においても Method 3 では全域解析の傾向を再現できていない一方で、Method 1 と 2 は概ね全域解析と同様の傾向が得られた。このため領域分割法でも比較的良く室内気流を予測できると言える

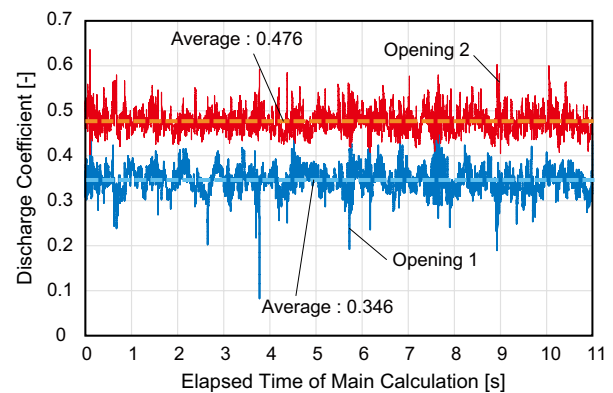


Fig.8 Monitoring Points of Instantaneous Indoor Velocity

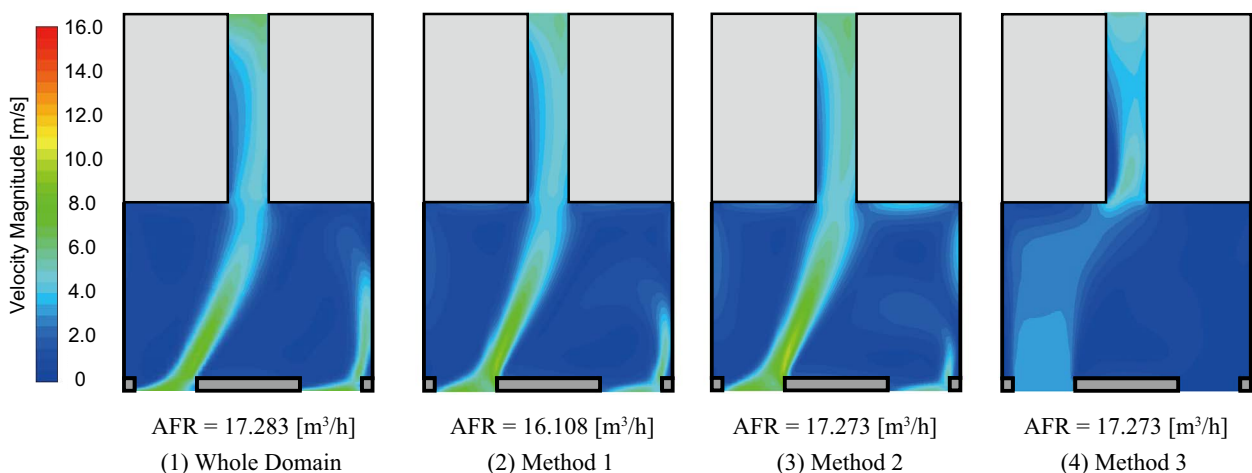


Fig.7 Contour Diagram of Mean Velocity Magnitude (y = 20 mm from the floor)

が、b2 と b3 点については風速を若干過大評価している。
これらは通風輪道内に位置しており、流入風向のわずかな差と風量自体の予測精度が影響と思われる。

5. まとめ

本報では nLDK 型の集合住宅モデルを対象に領域分割法を適用した LES 計算を実施し、全域計算との比較を行った。結果として、流入風向を考慮する領域分割法 (Method 1, 2) で比較的精度良く予測することができた。今後は異なる風向と建物条件で検討を行う所存である。

参考文献

- 1) 堂本浩規, 小林知広, 梅宮典子: LES による領域分割法を用いた室内通風気流解析法に関する研究 (その 1) 2 開口を有する単室モデルを対象とした検証, 空気調和・衛生工学会近畿支部, 学術研究発表会論文集, 2020.3 (投稿中)
- 2) 丹原千里, 甲谷寿史, 山中俊夫ら: 集合住宅の nLDK 型住戸における通風量予測に関する研究 (その 3)PIV 測定と CFD 解析による室内気流性状の比較, 空気調和・衛生工学会大会, 空気調和・衛生工学会大会学術講演論文集, 第 4 巻, pp.105-108, 2014.9
- 3) A. Smirnov, S. Shi, I. Celik : Random Flow Generation Technique for Large Eddy Simulations and Particle-Dynamics Modeling, *Journal of Fluids Engineering*, Vol.123, Issue2, pp359-371, 2001.6
- 4) 河内悠磨, 倉淵隆, 大場正昭ら: 領域分割法を用いた数値シミュレーションによる通風室内気流予測に関する研究 (第 1 報), 空気調和・衛生工学会学術講演論文集, D-21, pp1043-1046, 2009.9
- 5) 石原正雄: 建築換気設計, 朝倉書店, 1969

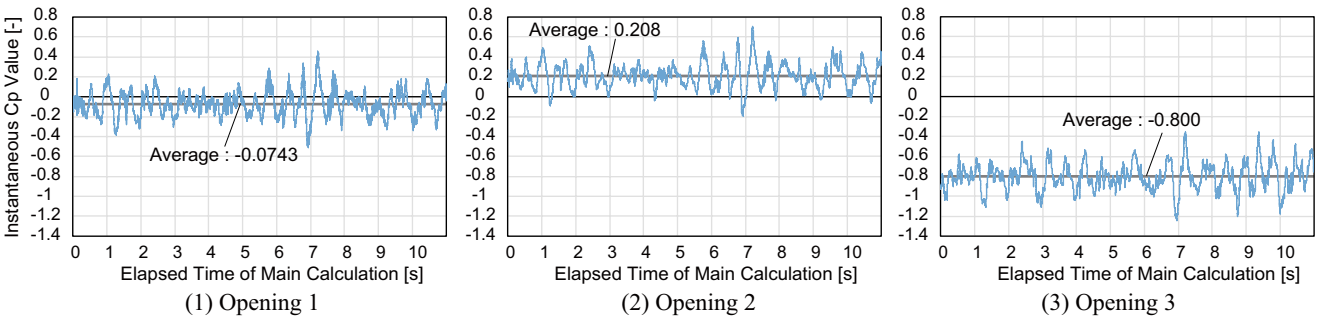


Fig.9 Fluctuation of Instantaneous Wind Pressure Coefficient for Each Opening Location



Fig.10 Mean Velocity and Standard Deviation of Instantaneous Velocity at each Monitoring Point