

換気効率指標の数値解析検証用の2次元室内気流実験

不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究

MODEL EXPERIMENT OF FLOW AND TEMPERATURE FIELD IN ROOM FOR VALIDATING NUMERICAL SIMULATION ANALYSIS OF NEWLY PROPOSED VENTILATION EFFECTIVENESS

Study on Evaluation of Ventilation Effectiveness of Occupied Space in Room

伊藤一秀^{*}, 加藤信介^{**}, 村上周三^{***}

Kazuhide ITO, Shinsuke KATO, Shuzo MURAKAMI

Three indices of ventilation effectiveness are introduced to evaluate a local flow field and contaminant distribution. These are Visitation Frequency (VF ; frequency of contaminant returning back to an objective domain), Tp (average time of contaminant staying in an objective domain) and Local Purging Flow Rate (L-PFR ; air flow rate of a local domain based on the domain averaged concentration). The relationship between VF, Tp, L-PFR and SVEs (Scale for Ventilation Effectiveness) proposed by Kato et al. are theoretically analyzed.

Though numerical methods are useful for analysis of VF, Tp and L-PFR, numerical methods are required to validate the results by experimental data since they are based on simplified model of turbulent flow. In order to provide experimental data to validate numerical simulation, measurement of flow fields in a model room was conducted using a LDV (Laser Doppler Velocimetry) system. 10 cases of measurement were conducted where the boundary conditions (① inlet and outlet position, ② partitions in the occupied space, ③ temperature condition) are changed. In the measurement, changes in the property of flow fields and temperature distribution are measured in detail. A re-circulating flow (closed- curve mean streamline) was generated in all the cases of the room model. In the cases where the partitions were set in occupied space, mean velocity and the turbulent velocity became larger at the upper part of the cavity and the flow fields became laminar at the lower part of it.

Keywords : *Precise Model Experiment, Visitation Frequency, Local Purging Flow Rate*
精密室内気流模型実験、訪問回数、局所排出換気量

1. 序

本研究は不完全混合室内における居住域の換気効率を評価する合理的な換気効率指標を開発することを目的とし、3種の換気効率指標の理論的な検討を行う他、これを室内流れ場に適用して検討する基礎となる室内模型実験結果に関して報告する。本研究で検討する換気効率指標は、局所領域の流れ、濃度分布の構造を評価するためのパラメータである Visitation Frequency (訪問回数)^①と、局所領域の汚染質の滞在時間を示す局所領域滞在時間 Tp、及びその局所領域の平均濃度を直接定義する換気量を示す Local Purging Flow Rate (局所排出換気量)^②の3者である。これらの指標を用いて居住域、呼吸域等の特定領域の換気効率が十分に評価されることを示すため、本稿では Visitation Frequency、Tp 及び Local Purging Flow Rate に関し、既存の換気効率指標との関係を理論的に解析する。

一般に室内の換気性状は必ずしも一様ではない。この室内の換気性状を評価する換気効率指標の多くは、室内で発生する汚染質の濃度分布に基づいて評価^③されるが、その濃度分布は流れ場と汚染源の流れ場における相対位置に依存する。即ち完全混合等の特殊な流れ場を除き、室内流れ場が換気性状の解析において、最も基本的かつ

重要な情報を提供する。即ち、換気性状をその構造から解析しようとする場合、流れ場の詳細な解析が必要不可欠となる。詳細な流れ場の解析を基礎とする換気効率指標の検討には、系統的解析が容易で詳細な考察が可能な CFD(Computational Fluid Dynamics)に基づく数値解析によることが便利である。一般に室内気流の CFD 解析は、実現象をモデル化した乱流モデルに基づいており^④、CFD 解析結果の信頼性を確保するためには、常にその精度を検証するため実験との照合が必要不可欠となる。例えば RANS モデル^⑤では Reynolds Stress のモデリングを行うため、平均流のみならず乱流統計量といった乱流構造を示す詳細な実験データがその検証の為に必要不可欠となる。本報では、このような室内換気効率を解析するための基礎となる CFD に基づく室内流れ場解析結果の検証用の精密室内気流模型実験による流れ場・温度場の測定結果を報告する。本研究では精度を確保し CFD による解析を容易とするため、室内の平均流は2次元性状を示すものとした。この精密室内気流模型実験では風速測定にレーザードップラー流速計(LDV)^⑥を用い、平均流の他、各種乱流統計量を詳細に測定している。

* 東京工芸大学 助手・工博

** 東京大学生産技術研究所 教授・工博

*** 東京大学生産技術研究所 教授・工博

Research Associate, Tokyo Institute of Polytechnics, Dr. Eng.

Prof., Institute of Industrial Science, Univ. of Tokyo, Dr. Eng.

Prof., Institute of Industrial Science, Univ. of Tokyo, Dr. Eng.

2. 換気効率指標

一般に室内には汚染質濃度分布、即ち換気効率分布が存在するため、その換気効率の不均一分布を積極的に利用し、必要とする領域(例えば居住域、呼吸域等)を効率よく換気することが省エネルギーの観点からも重要な課題となっている。

空気齢などの換気効率指標により想起されるように、室内気流は吹出口から吸込口に至る一連の流れとして捉えることが可能である。その為、室内の居住域、呼吸域といった局所領域は吹出口から吸込口に至る一連の室内気流の道筋の特定部分に重なる領域と想定することが出来る。即ち、局所領域の換気性状を評価するためには、室全体の流れ場と局所換気目標となる領域の相対的な関係を把握する必要がある。室内には一般に循環流が存在し、局所領域で発生、もしくは局所領域に流入した汚染質は再びもとの局所領域内に流入する可能性がある。この循環流による汚染質の再帰の特性は局所領域の換気性状を端的に表すもので、これを直接評価することは有効と考えられる。本研究ではこの汚染質が領域に再帰する特性を表す指標として Visitation Frequency を用いる。

2-1. Visitation Frequency Visitation Frequency (訪問回数、以降 VF)⁵⁾ とは、解析対象として局所的に設定された領域内(局所領域)で発生した汚染質が、一度領域から排出された後、再び領域内に移流されてくる平均回数で定義される。VF=1 とは 1 回だけその領域に滞在し、そのまま排出され、再び帰還する事が無いことを意味する。VF=2 とは一度滞在して領域外に出た後、再び帰還し、その後排出されることを意味する。全発生汚染質の平均 VF に対し、個々の汚染質挙動を示す個別汚染質 Visitation Frequency(個別 VF)を定義する事が出来る。本研究では平均 VF を VF として表記し、個々の汚染質挙動を示す個別 VF とは区別する。

VF は慣性のない Particle(空気塊)の平均的挙動、もしくは Passive Contaminant を仮定した平均拡散場解析による流入 flux^{注1)}を用いて(1)式のように定義される。

$$VF = 1 + (J_p / M_p) = 1 + (\Delta q_p / q_p) \quad (1)$$

- VF : 平均 Visitation Frequency [-]
- J_p : 単位時間当たり対象領域 P に流入(再帰)する Particle 数 [個/s]
- M_p : 単位時間当たり対象領域 P に初めて入る、もしくは発生する Particle 数 [個/s]
- Δq_p : 単位時間当たり対象領域 P に流入(再帰)する汚染質量 [流入 flux, kg/s] 但し汚染質は P 内で発生
- q_p : 単位時間当たり対象領域 P 内で発生する汚染質量 [kg/s]

局所領域の VF は室内の換気設計上、汚染質の排出のスムーズさを示す重要なパラメータとなる。VF が大きい場合、局所領域から排出された汚染質が室内から円滑に排出されず、再度還流する頻度の高いことを示す。逆に VF が小さい場合、汚染質の再帰の少ない好ましい設計であることを示す。

室全体の機械換気システムにおいて室内から排出される空気の一部を再び給気に混入する Return Air (還気)を許容した場合に室全体における VF を定義することも可能である。図 1 に室全体での VF と局所領域における VF のイメージ図を示す。局所領域に対する VF、即ち室内循環流と、室全体の Return Air (還気)は汚染質の再帰という点において類似の現象と見なすことが可能である。局所領域の VF は局所領域から排出口に至る流れ場により特性が決定されるが、室全体

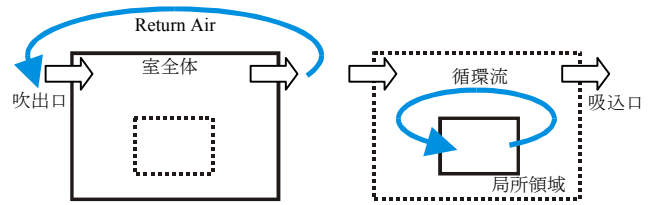


図 1 室全体と局所領域の VF イメージ

表 1 SVEI 1 と PFR の関係

[1] 室全体	
$SVEI(p) = C_{room}(p) / C_s = \left(\frac{Q}{V_{room}} \right) \times Tr(p)$	(3)
$C_{room}(p) = \int_{room} C_x(p, x) dx / V_{room}$	(4)
$C_s = q_p / Q$	(5)
$PFR = q_p / C_{room}(p) = V_{room} / Tr(p)$	(6)
$SVEI(p) = \left(\frac{q_p}{PFR} \right) \times \left(\frac{Q}{q_p} \right) = \frac{Q}{PFR} = \left(\frac{Q}{V_{room}} \right) \times Tr(p)$	(7)
<p>SVEI(p) : 点 p に汚染源がある場合の換気効率指標第 1 (無次元) C_x(p,x) : 点 p に汚染源がある場合の点 x における濃度 [kg/m³] C_{room}(p) : 点 p に汚染源がある場合の室平均濃度 [kg/m³] PFR : Purging Flow Rate (室全体) [m³/s] q_p : 汚染源の汚染質発生率 [kg/s] Q : 吹出口換気量 [m³/s] C_s : 瞬時一様拡散濃度 [kg/m³] V_{room} : 室容積 [m³] Tr(p) : 点 p の空気塊の室平均滞在時間(空気余命) [sec]</p>	
[2] 局所領域	
$SVEI_{domain}(p) = \left(\frac{C_{domain}(p)}{C_s} \right) \times \left(\frac{V_{domain}}{V_{room}} \right) = \left(\frac{Q}{V_{room}} \right) \times Tr(p)_{domain}$	(8)
$C_{domain}(p) = \int_{domain} C_x(p, x) dx / V_{domain}$	(9)
$L-PFR = \frac{q_p}{C_{domain}(p)} = \frac{V_{domain}}{Tr(p)_{domain}}$	(10)
$SVEI_{domain}(p) = \left(\frac{q_p}{L-PFR} \right) \times \left(\frac{Q}{q_p} \right) \times \left(\frac{V_{domain}}{V_{room}} \right)$ $= \left(\frac{Q}{L-PFR} \right) \times \left(\frac{V_{domain}}{V_{room}} \right) = \left(\frac{Q}{V_{room}} \right) \times (VF \times Tp)$	(11)
<p>V_{domain} : 局所領域の容積 [m³] Tr(p)_{domain} : 局所領域における全滞在時間 (Tr(p)_{domain} = VF × Tp) [sec] VF : Visitation Frequency [-] Tp : (一度の滞在時における)局所領域の平均滞在時間[sec]</p>	

においては吹出換気量に含まれる Return Air の割合によって VF の値が増減する。Return Air の割合を順次増加させていくと VF の値は指数関数的に増加し Return Air 100%で VF は無限大となる⁶⁾。

VF の値は実験的に測定することは困難であり、CFD 技術をもとに拡散場解析を行うことで算出することを前提としている。また、拡散が支配的な流れ場においては Particle(空気塊)の輸送は乱流拡散の影響を強く受けるため、詳細な VF の解析のためには乱流統計量の情報を正確に把握する必要がある。

2-2. 局所領域平均滞在時間 局所領域の平均滞在時間 Tp は、一度局所領域に流入した汚染質が局所領域から流出するまでの平均的時間を示す。局所領域に対する汚染質の挙動は、局所領域内での Tp と局所領域と室全体との関係を示す VF により記述される。Tp に VF を乗じたものが局所領域での汚染質の全(合計)滞在時間(Tr(p)_{domain})、即ちその局所領域における平均寿命を示す。局所領域を拡大し、室全体

とすると、一度室外に排出された汚染質の再帰が無い場合には $VF=1$ の為、室内の汚染質平均滞在時間は汚染質の平均寿命となる。

2-3. Local Purging Flow Rate VF は局所領域の濃度分布、汚染質の排出特性、即ち Local Purging Flow Rate(排出換気量、以降 L-PFR)²⁾と密接な関係を持つ。L-PFR は局所領域に対する実質的な換気空気の流れ量(又は排出量)を示すもので、汚染質(塊)の VF 及び局所領域平均滞在時間 T_p 、もしくは局所領域内での汚染質発生量と平均濃度を用いて(2)式のように定義される。

$$L-PFR = V_p / (VF \times T_p) = q_p / C_p \quad (2)$$

- L-PFR : Local Purging Flow Rate [m³/s]
- V_p : 対象領域 P の体積 [m³]
- VF : 汚染質の平均 Visitation Frequency [-]
- T_p : 対象領域 P の平均滞在時間 [sec/1 回の滞在]
- q_p : 単位時間当たり対象領域 P 内で発生する汚染質量 [kg/s]
- C_p : 対象領域 P の平均濃度 [kg/m³]

L-PFR は局所領域の大きさ・位置及び汚染質発生位置によりその値が変化する。局所領域の汚染質平均濃度はその領域で発生した汚染質の平均滞在時間に比例する。局所領域の L-PFR が与えられれば汚染質の局所領域平均濃度はその発生量から直ちに算出される。室全体で L-PFR を定義する場合、局所を示す Local をとり PFR と表記する。

3. 既存の換気効率指標と VF、PFR の関係

表 1 に SVE 1 (換気効率指標第 1)³⁾ と PFR の関係を示す。室全体で定義される SVE 1 (換気効率指標第 1)は、室内のある点の空気が排出されるまでに要する時間、即ちその点で発生した汚染質の室内滞在時間を評価する(表 1(3)式)。表 1(6)式で定義される室全体の PFR から、(3)式により室全体における SVE 1 と PFR の関係式(7)式が導かれる。すなわち、吹出口換気量で基準化した PFR の逆数は、名目換気時間で基準化された汚染質の室内滞在時間(SVE 1)を示す。

同様に局所領域に関して考察する。局所領域で定義される換気効率指標第 1、SVE 1_{domain} は表 1(8)式で示される。また L-PFR は(2)式、及び表 1(10)式で定義される。両者(表 1(8)式と(10)式)より(11)式が導かれ、吹出口換気量で基準化した L-PFR の逆数は、名目換気時間で基準化された汚染質の局所領域の滞在時間(SVE 1_{domain})を示す。

換気に関する空調和・衛生工学会の学会基準である HASS102 換気基準⁷⁾では室内の換気効率(規準化居住域濃度 C_n)を平均排気濃度(瞬時一様拡散濃度)で無次元化された居住域平均濃度として定義している。(2)及び(12)式に示されるように、吹出口換気量 Q で無次元化された居住域 PFR の逆数は(12)式で示すように HASS102 換気基準で定義された換気効率と一致する。

$$C_n = C_p / C_e = (C_p \times Q) / q_p = Q / L-PFR \quad (12)$$

- C_p : 対象領域 P の平均濃度 [kg/m³]
- C_e : 排気口での平均濃度 [kg/m³]
- C_n : 規準化居住域濃度 [-]
- Q : 吹出口換気量 [m³/s]

すなわち、L-PFR が算出されれば、HASS102 で定義される換気効率(規準化居住域濃度)は直ちに求められる。

4. 室内気流に関する既往の実験

室内気流に関する研究は既にある程度の歴史を持ち、多くの研究

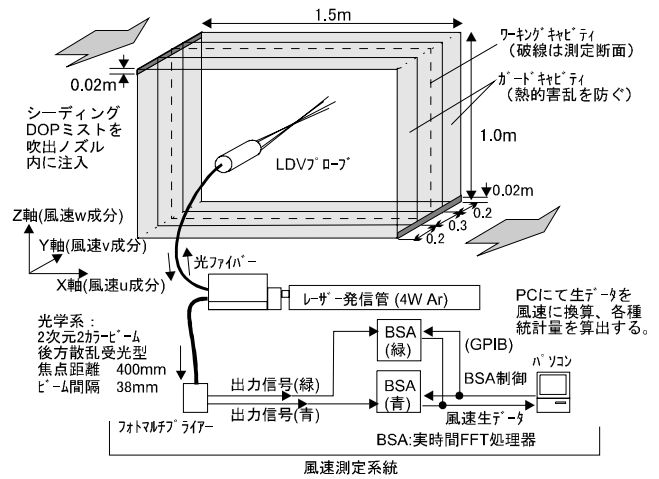


図 2 居室模型の構成と LDV システム

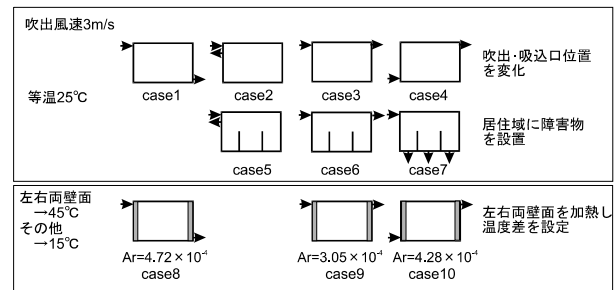
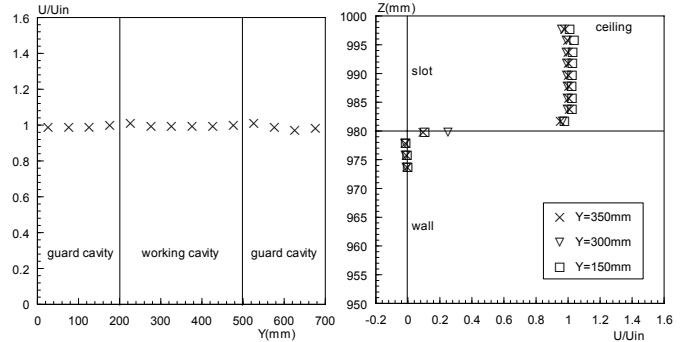


図 3 測定ケース



(1) 吹出口 U 成分の Y 方向分布 (X=0, Z=990mm) (2) 吹出口 U 成分の Z 方向分布 (X=0, Y=350mm は working cavity 中心)
図 4 吹出噴流(吹出面)の風速分布(case1 を対象)

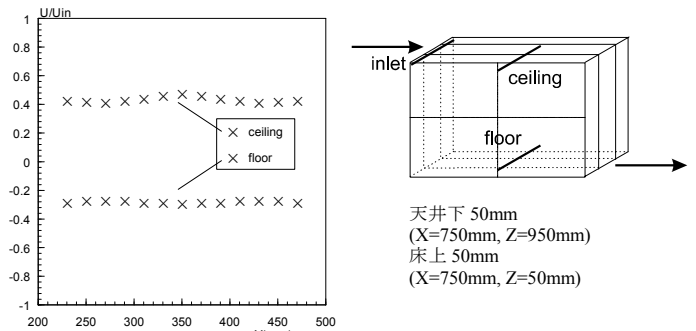


図 5 U 成分の Y 方向風速分布(case1)

者が、理論的研究、実験的研究、数値解析等を行い、多くの研究成果が発表されている。特に実験的研究に関しては、村上、加藤ら⁵⁾が $X \times Y \times Z = 1.05\text{m} \times 0.77\text{m} \times 0.49\text{m}$ のモデル室内を対象として LDV による平均風速及び各種乱流統計量の測定を行っている。また D.

Blayら⁸⁾は測定 cavity の両脇に同形状の cavity を配置し熱的外乱を防ぎ、厳密な 2 次元的流れ場を再現する構造とした室内模型を制作し、LDV を用いて詳細に平均風速及び各種乱流統計量の測定を行っている。しかし村上、加藤らの実験は等温で 1 種の換気システムのみでの測定であり、D. Blay ら実験は温度差、換気システムを変化させているが、測定は数ケースにとどまっている。本研究で報告するように吹出・吸込口位置、吹出風速といった換気システム、居住域障害物、温度差等の境界条件を系統的に変化させ 10 ケースに及ぶ流れ場を LDV を用いて乱流統計量も含めて詳細に測定したケースは少ない。

5. 実験概要

5-1. 実験目的 LES(Large Eddy Simulation)、DNS(Direct Numerical Simulation)といった数値解析の検証となり得る精密な気流実験を行う。これらは換気効率解析の基礎となるだけでなく、CFD 研究の重要なデータベースとなりうるものである。CFD による解析を容易にするため 2 次元の室内気流を対象とし、居住域、呼吸域等の局所領域換気性状に影響を与える各種要因に対処可能な実験システムとする。本実験は微細な乱流構造の検証を可能とするため、平均風速(U, W)の他、風速の変動成分($\overline{u^2}$, $\overline{w^2}$)及び Reynolds Stress($\overline{u'w'}$)の測定も行っている。

5-2. 模型概要 居室模型の構成と LDV を用いた風速測定システムを図 2 に示す。模型は居室をモデル化したもので $X \times Y \times Z = 1.5\text{m} \times 0.3\text{m} \times 1.0\text{m}$ の大きさを持つ。模型空間の下部半分を居住域と想定する。Y 方向に均一な 2 次元的流れ場を形成することを意図し、cavity 幅のスロット状吹出口と吸込口を備える。吹出口、吸込口は共に高さ 20mm のスロット状である。この吹出、吸込口の取り付け位置は変更可能で、様々な換気性状を作ることができる。測定はこの長方形 cavity で行い、これを working cavity と称する。working cavity を熱的にガードするため、その Y 方向両脇に同じ構成の guard cavity(但し Y 方向幅 0.2m)を設け working cavity を挟み込む。この構造により working cavity の Y 方向の境界において、熱の勾配 0 の条件を作出する。また、天井・床・壁(2面)の各面は 10 枚のアルミ製通水パネルにより構成されており、温度制御されたブラインを送ることで模型内表面温度^{注2)}を制御する。通水パネルは組み合わせにより 3 系統でブラインが供給される(一系統当たり 3 L/min)^{文9,10,11)}。

5-3. 風速測定(図 2) 2 次元のレーザードップラー流速計(LDV)を用いて風速を測定した^{注3)}。データ数は 15000 個以上を確保しているが、サンプリング間隔は不等間隔である。シーディング粒子にはフタル酸ジオクチル(DOP)ミストを用いる^{注4)}。

5-4. 空気温度 平均温度の測定には T 型熱電対を用いる。空間分布は上下方向に 31 個の熱電対を設置した温度測定用プローブを制作し、X 方向にトラバース装置で移動することにより測定する。

5-5. 測定ケース 測定ケースを図 3 に示す。本報では、(1)吹出・吸込口位置、(2)居住域障害物($X=0.45\text{m}$, 1.05m の位置に高さ $Z=0.5\text{m}$ の Partition を設置)、(3)温度差、の各条件を変化させた 10 ケースを報告する。本実験では cavity 下半分の領域($Z < 500\text{mm}$)を居住域と仮定し、更に case5, 6, 7 においては居住域の Partition で囲まれた空間を、左より居住域①、居住域②、居住域③、と定義する(図 6(3)参照)。測定位置は何れも working cavity 中央断面(図 2)である。

5-6. 実験条件 吹出風速(U_{in})は約 3m/s で case1~case7 は吹出空気及び模型内表面を等温(約 25°C)に制御、case8~case10 は左右両壁面を約

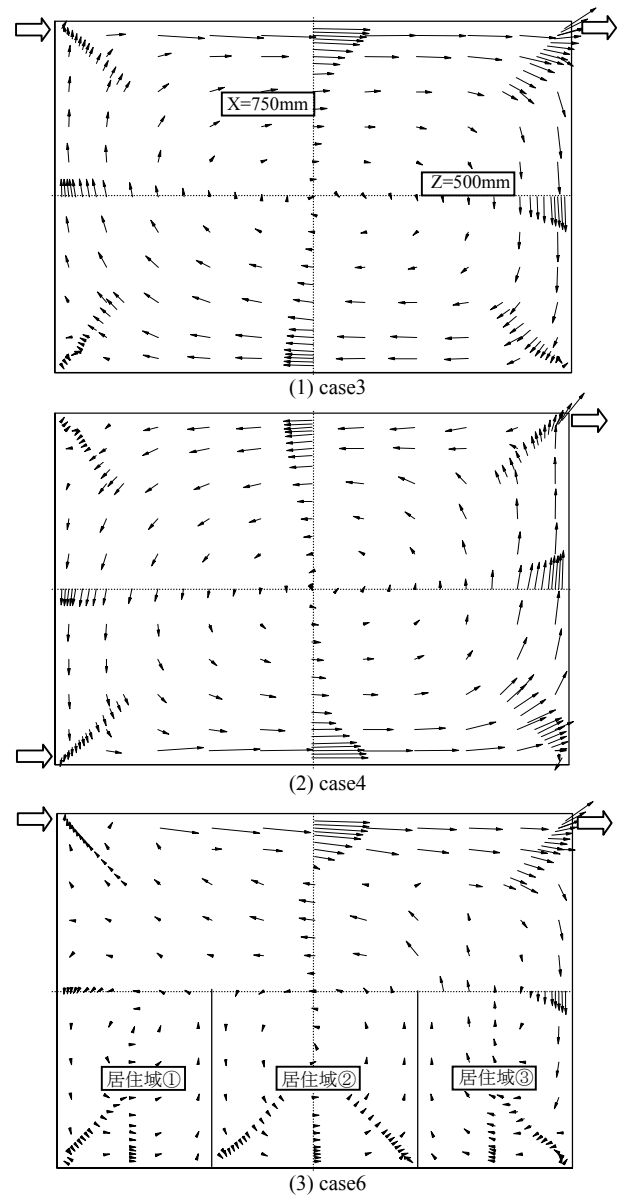


図 6 平均風速ベクトル図

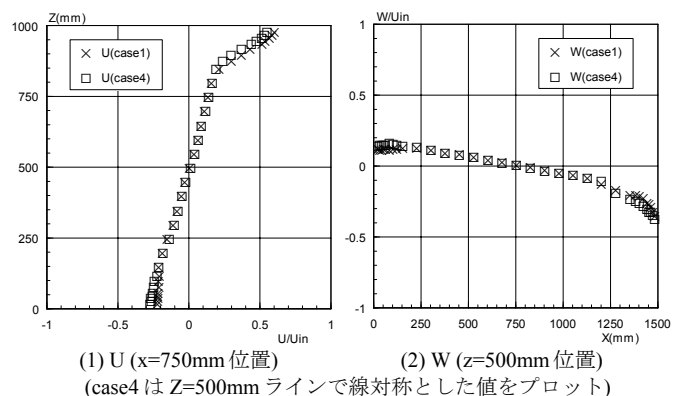


図 7 case1, case4 の比較

45°C、吹出空気を含むその他全てを約 15°C に制御している(図 3)。吹出空気温度、表面温度測定結果のばらつきは最大でも 1°C 程度であった。また case8~case10 において、吹出・吸込空気の温度差より空気に伝達された熱量を求め、壁面温度制御用のブラインの往路・復路の温度差より模型内に投入した熱量を求めて両者のバランスをチェッ

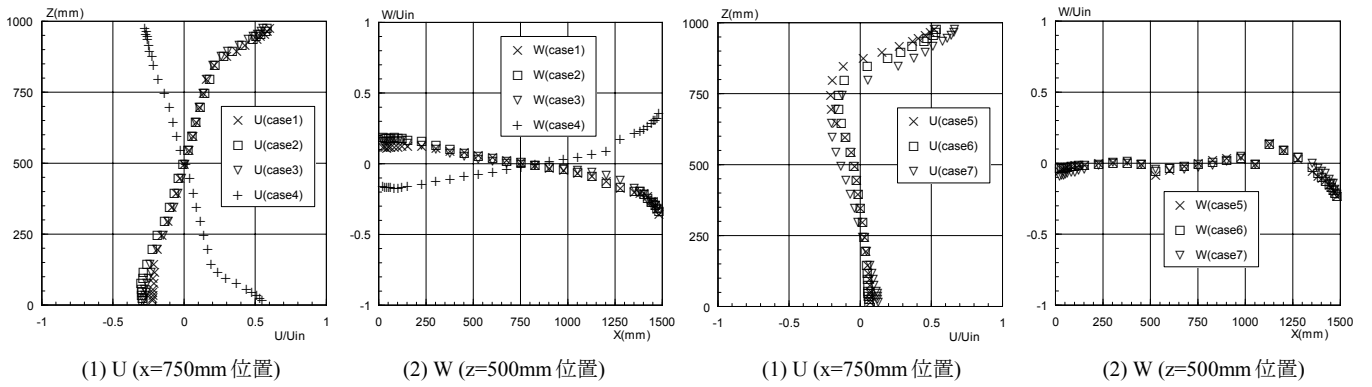


図 8 case1, 2, 3, 4 の比較

図 9 case5, 6, 7 の比較

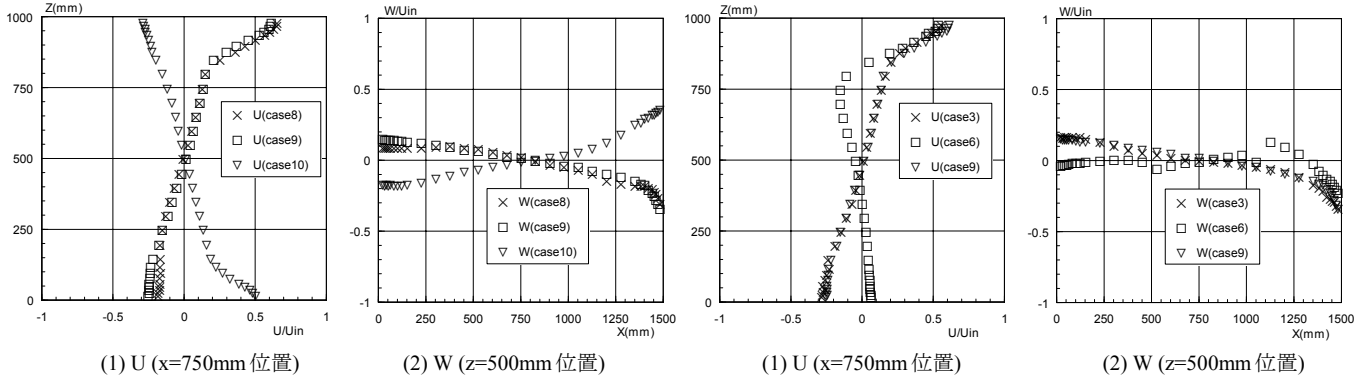


図 10 case8, 9, 10 の比較

図 12 case3, 6, 9 の比較

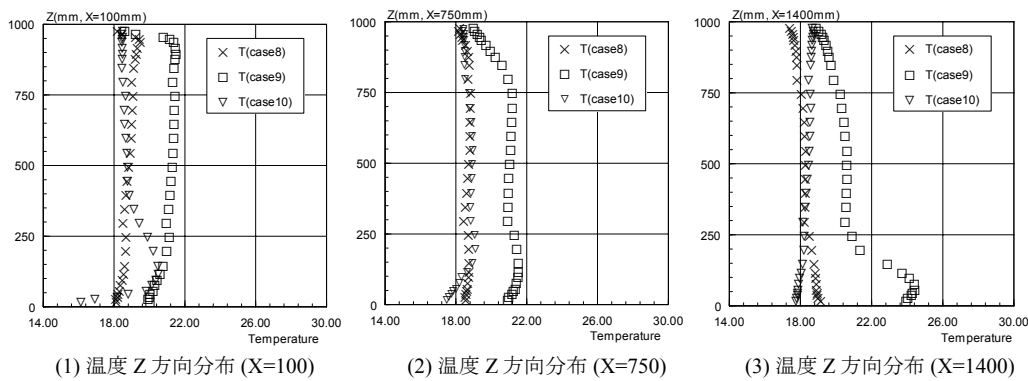


図 11 case8, 9, 10 温度分布

クしたところ、全てのケースにおいて 5%以内の誤差であった (吹出口及び吸込口の気流温度で測定した室内投入熱量は case8 において 121.2W である^{注5)})。図 3 中に case8~case10 の吹出噴流のアルキメデス数 ($Ar = g\beta\Delta\theta L_0 / U_{in}^2$) を示す。但し、 $\Delta\theta$ は吹出・吸込口気流温度差、 L_0 吹出口高さ、 U_{in} は吹出風速である^{注6)}。

6. 実験結果

6-1. 気流分布の Y 方向 2 次元性の検討 吹出噴流及び cavity 内における気流分布の Y 方向 2 次元性に関して検討した結果を図 4 (吹出噴流) 及び図 5 (cavity 内) に示す。case1 における吹出口中央高さ (X=0, Z=990mm) 位置の風速 U 成分の水平 (Y 方向) 分布を図 4(1) に示す。各測点の風速は、同測線上の平均風速に対し $\pm 1.5\%$ のばらつきに収まり、高い 2 次元性を示す。図 4(2) に吹出口直後の 3 つの異なる位置における風速 U 成分の高さ (Z 方向) 分布を示す。3 つの Z 方向分布は互いに非常に良く一致し、吹出口面で高い 2 次元性を示すことを確認した。また図 5 に X=750mm における天井下 50mm 及び床下 50mm の U

成分の Y 方向分布を示す (図 5 補図参照)。吹出口に近い天井下 50mm の位置では若干風速が Y 方向中心位置で大きくなる凸型の風速分布を示すが、同測線上における平均風速に対するばらつきは $\pm 10\%$ 以内におさまり、ほぼ 2 次的であると見なせる。また床下 50mm の位置ではほぼ完全な 2 次的風速分布が得られた^{注 7,8)}。左右両壁面近傍においても十分な 2 次的風速分布が得られている。

6-2. 平均風速、平均温度分布

6-2-1. 流れ場の全体的傾向 図 6 に代表的流れ場の平均風速ベクトル図を示す。本研究では全てのケースにおいて詳細に空間風速分布を測定しているが、本報では特に代表的流れ場と考えられる case3, 4, 6 の平均風速ベクトル図を示す。天井面に沿って吹出口を設置した case1, 2, 3 及び case8, 9 では各ケースとも右回りの大きな循環が観察され、cavity 隅角部では大きな循環とは逆向きの 2 次渦が観察される。床面に沿って吹出口を設置した case4 及び case10 では左回りの大きな循環が観察され、cavity 隅角部では大きな循環とは逆向きの 2 次渦が観察される。また居住域に Partition を設置した case5, 6, 7 では、どの

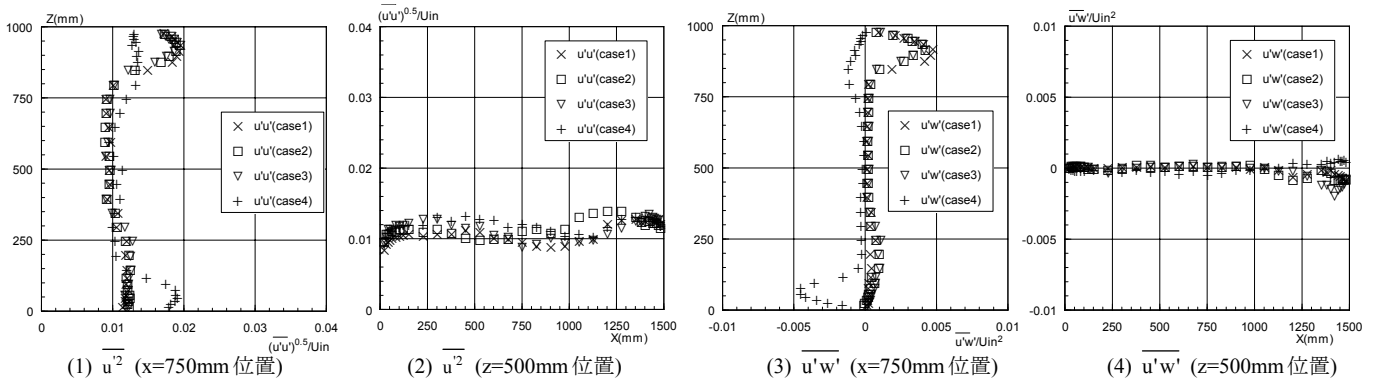


図 13 case1, 2, 3, 4 の比較

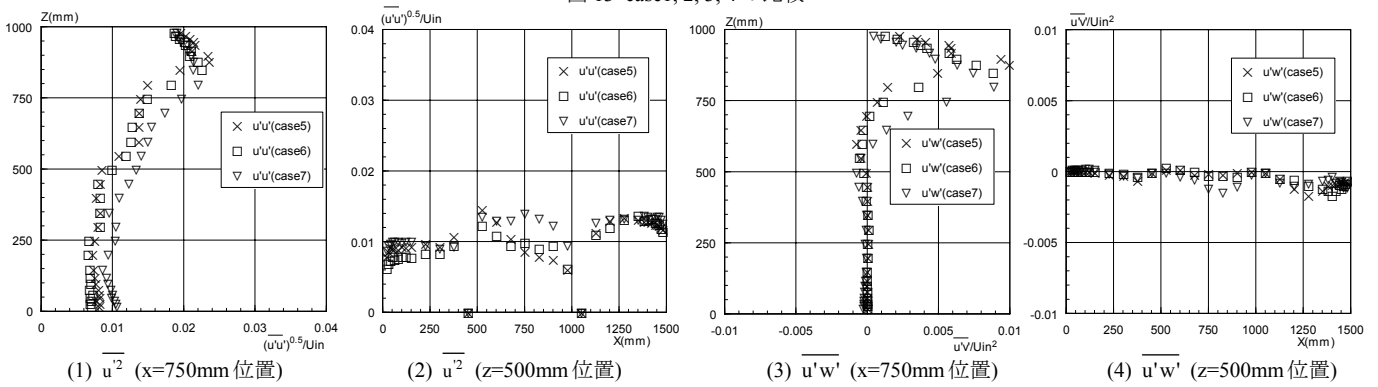


図 14 case5, 6, 7 の比較

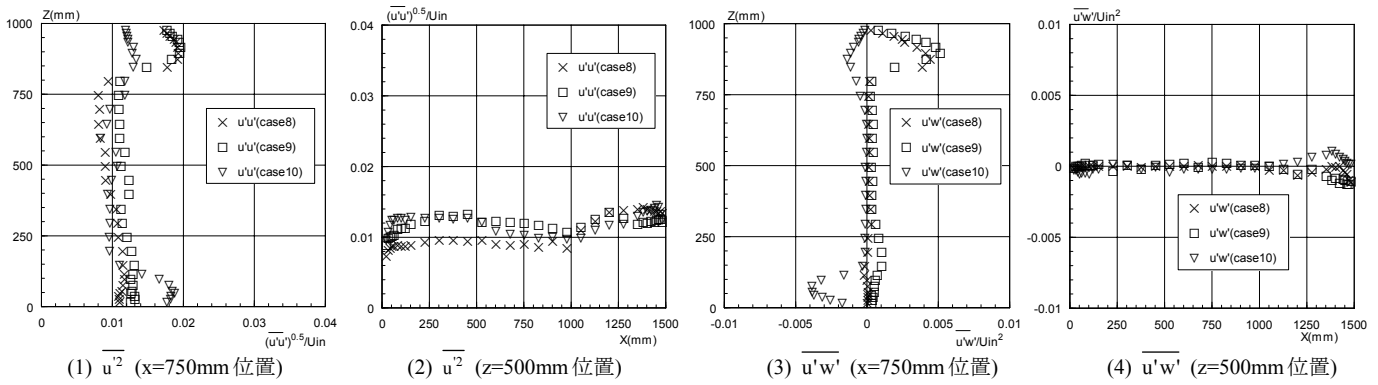


図 15 case8, 9, 10 の比較

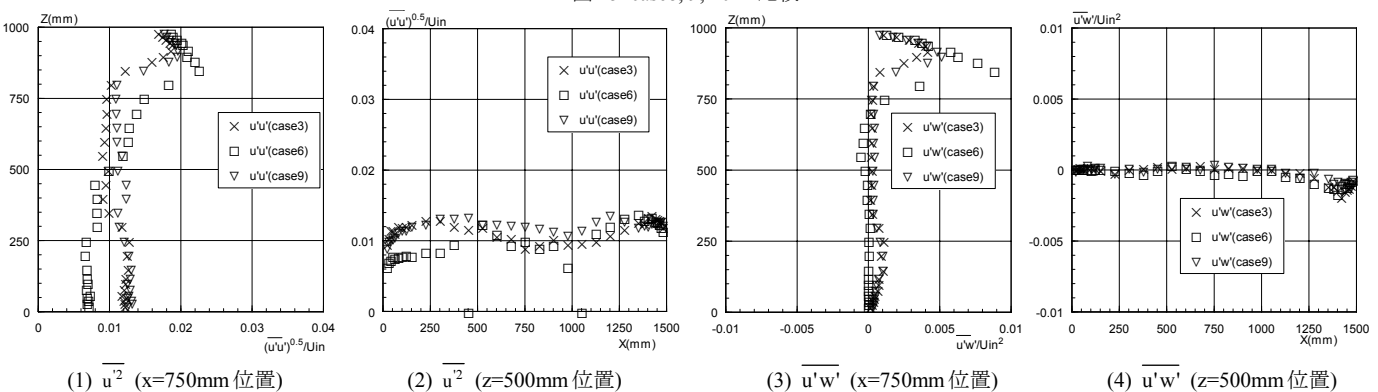


図 16 case3, 6, 9 の比較

ケースにおいても天井に付着し循環してきた気流が、吹出口対向壁に沿って居住域③に流入するため、居住域③では右回りの循環流が生じている。居住域①及び②では、それとは逆の左回りの循環流が生じている。また、cavity 隅角部、及び障害物の入り隅部では 2 次渦も観察される。

6-2-2. case1 及び case4 の比較 case1 の測定結果に case4 を Z=500mm

のラインで線対称とした値をプロットした図を図 7 に示す。case1 及び case4 は等温であるため、case4 を Z=500mm のラインで線対称とした流れ場は case1 と一致するはずである。本測定では case1 および Z=500mm のラインで線対称とした case4 は壁面近傍で若干の差異が見られるが、良く一致している^{注9)}。測定精度の高さを示している。

6-2-3. case1~4 の比較 図 8 に case1~4 の X=750mm(Z=0~1000mm)

ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける平均風速分布の比較を示す。ライン位置は図 6(1)参照。天井面に沿って吹出口を設置している case1, 2, 3 は X=750mm(Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインのいずれにおいても同様の分布となっているが、床面で case2 の風速が大きく、case1 の風速が小さくなっている(図 8(1))。また、吹出口対向壁近傍では壁面に近づくにつれ case3 の風速勾配がおおきくなる傾向がある。左右両壁面付近では case2 の風速が大きくなっており、case2 が最も強い循環流を生じている(図 8(2))。また case4 は case1 を Z=500mm のラインで線対称した分布となっている。

6-2-4. case5~7 の比較 図 9 に case5~7 の X=750mm(Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける平均風速分布の比較を示す。居住域に障害物を設置した case5,6,7 では床面の 3 カ所に吸込口を設置した case7 が天井面近傍で最も大きな風速となっており、室中央部(Z=500mm)では風向が大きく逆転している(U が正から負へ、図 9(1))。Z=500mm(X=0~1500mm)ラインでは各ケース間に大きな相違は無いが、吹出口対向壁に近づくにつれ case7 の風速勾配が大きくなっている(図 9(2))。

6-2-5. case8~10 の比較 図 10 に case8~10 の X=750mm (Z=0~1000 mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける平均風速分布の比較を示す。また図 11 に X=100mm, 750mm, 1400mm(Z=0~1000mm)における平均温度分布の比較を示す。平均風速の分布は等温の場合(case1,3,4)と大きな変化は無い。これは吹出噴流の Ar 数が小さい(10^4 のオーダー)のために、移流と比較し浮力の効果が相対的に小さいことを示す。

各ケースとも風速分布に大きな差はみられなかったが温度分布にはかなりの差が生じる。X=100mm ライン(図 11(1))に着目すると、case8 及び case9 では温度の絶対値に差があるものの、分布の傾向は同様である。また case10 では床面に近づくにつれ温度勾配が大きくなっている。これは大きな床面吸熱があることを示す。X=750mm ライン(図 11(2))においても同様の傾向を示すが、case9 が天井付近(Z=1000mm)で温度勾配が大きくなっている。X=1400mm ライン(図 11(3))では、case9 において床面(Z=0mm)での温度が高くなっている。これは case8 では循環流により加熱壁上部から輸送された熱量の多くが吸込口から排出されるのに対し、case9 ではその熱量が排出されず、室内に滞留するためである。

全体的に case8 は流れが比較的安定となるため、上下方向温度は比較的一様の分布であり、流れ場全体がよく攪拌されている。case10 は床面付近での温度勾配が大きく、安定成層的な様相を示す。

6-2-6. case3, 6, 9 の比較 同様の吹出・吸込口位置でその他の境界条件(障害物、温度差)を変化させた場合のケースの比較を図 12 に示す。等温の case3 及び温度差のある case9 では X=750mm (Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm (X=0~1500mm)ラインで大きな相違はない。これは吹出噴流の Ar 数が 10^4 のオーダーと比較的小さいことが原因と考えられる。居住域に障害物を設置した case6 では室上部(Z>500mm)で風向が逆転しており、循環流が生じている。また床面付近では case3, 9 とは逆向きの循環が生じている(図 12(1))。また Z=500mm(X=0~1500mm)ラインでは case6 において、吹出口の対向壁(右壁面)側では、障害物で囲まれた居住域の各空間への出入り、更には障害物エッジ部分での剥離等のために風向の変化が激しく、乱れた分布となっている

が、吹出口側の壁面(左壁面)近傍では、吹出噴流により駆動される室内循環流が到達せず、風速 W 成分はほぼ 0 である。

6-3. 各種乱流統計量の分布 本研究では乱流統計量として $\overline{u^2}$ 、 $\overline{w^2}$ 及び Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$) を詳細に測定している。

6-3-1. case1~4 の比較 図 13 に case1~4 の X=750mm(Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける $\overline{u^2}$ 及び Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$) の比較を示す。 $\overline{u^2}$ は吹出噴流の到達域で値が大きくなっている(吹出風速 U_{in} で無次元化した乱れの強さは 2%程度)が、室中央部ではほぼ均一な分布(U_{in} の 1%程度)となっている(図 13(1)(2))。吹出噴流の到達域である天井面近傍で乱流エネルギー k を算出すると($k=1/2 \cdot (\overline{u^2} + \overline{w^2})$)、ここでは $\overline{v^2}=0$ と仮定^{注10)}、例えば case2 では k の最大値が $36 \text{ cm}^2/\text{s}^2$ となる。Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$)に着目すると風速変動成分と同様に吹出噴流到達域の壁面付近で値が大きくなっている(図 13(3)(4))。渦動粘性係数 ν_t は風速勾配が明確な領域で見積もりが可能であり($\nu_t = -\overline{u'w'}/(\partial U/\partial Z)$)、例えば case2 では ν_t の最大値が約 $400 \text{ cm}^2/\text{s}$ で動粘性係数 ν の 1000 倍のオーダーである(ν は 25°C で約 $0.16 \text{ cm}^2/\text{s}$)。また k- ϵ model による ν_t の算出式 ($\nu_t = C_\mu \cdot k^2/\epsilon$, $C_\mu = 0.09$)を考慮すれば、k 及び ν_t の値から乱流エネルギー散逸率 ϵ の値を推定することが可能である。Case2 では、天井面近傍において $47,000 \text{ cm}^2/\text{s}^3$ 程度のオーダーとなる。

6-3-2. case5~7 の比較 図 14 に case5~7 の X=750mm(Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける $\overline{u^2}$ 及び Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$) の比較を示す。居住域に障害物を設置した case5,6,7 では case1~4 と比較し、風速変動($\overline{u^2}$)の大きな領域が室上部で広がっている。床面付近では $\overline{u^2}$ は小さな値となっている。また障害物で区切られた空間に対する出入り口となる Z=500mm ラインでは、 $\overline{u^2}$ の値にばらつきが大きく、複雑な流れとなっている(図 14(1)~(2))。空間全体で case7 の風速変動が最も大きくなっている。Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$)は吹出噴流到達域の壁面付近で値が大きくなっているが、その他の領域ではほぼ 0 である(図 14(3)(4))。

6-3-3. case8~10 の比較 図 15 に case8~10 の X=750mm (Z=0~1000mm)ライン、及び Z=500mm(X=0~1500mm)ラインにおける $\overline{u^2}$ 及び Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$) の比較を示す。 $\overline{u^2}$ の分布、Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$) の分布共に等温の場合と同様に吹出噴流の到達域で値が大きくなる傾向を示す(図 13(1)~(4)参照)。

6-3-4. case3,6,9 の比較 図 16 に同様の吹出・吸込口位置でその他の境界条件(障害物、温度差)を変化させた場合のケースの比較を示す。風速変動成分($\overline{u^2}$)に着目すると、障害物を設置した case6 が噴流の到達域、及び室上部で大きな値をとる。等温の case3 及び温度差のある case9 はほぼ同様の分布傾向を示すが、Z=500mm ラインにおいて浮力の影響により case9 の値が若干大きくなっている(図 16(1)~(2))。Reynolds Stress ($\overline{u'w'}$)の分布では、吹出噴流到達域の壁面付近で値が大きくなる傾向は同様であるが、障害物を設置した case6 が case3,9 と比較し、室上部では値が大きく、居住域では小さくなっている。case6 の障害物で囲まれた居住域の各空間には十分な換気流量が到達せず、風速が遅く、層流化している(図 16(3)~(4))。

7. 結論

局所領域平均濃度の構成要素として局所領域に対する汚染質の再循環の回数と滞在時間を抽出し、それらを端的に表現する VF および Tp の指標を提案した。更に局所領域平均濃度を直接定義する換気量であ

る L-PFR を導入し、既存の換気効率指標である SVE 1 及び HASS 102 で定義される規準化居住域濃度との関係を理論的に考察した。また VF、Tp 及び L-PFR の導入、提案に伴う数値解析検用精密室内気流模型実験を行った。2 次元性を意図した室内気流模型を制作した結果、吹出噴流及び室内各領域で十分な 2 次元的風速分布を得ることに成功した。更に吹出・吸込口位置、居住域障害物、温度差の各境界条件を系統的に変化させて平均風速、及び各種乱流統計量を測定した。本実験データは数値シミュレーション結果を検証するための有効なデータとなる。本実験により得られた知見を以下に示す。

- (1) 吹出・吸込口位置を変化させた場合： 吹出風速が 3m/s と大きいために壁面に沿って大循環流が形成される。吹出口直下に吸込口を設置した case2 で最も強い循環流が形成される。また、吹出口対向壁近傍では壁面に近づくにつれ case3 の風速勾配がおおきくなる傾向がある。
- (2) 居住域に障害物を設置した場合： 居住域に障害物を設置することにより、室上部では平均風速及び風速変動成分 \bar{u}^2 は共に大きな値となり、室上部空間に循環流が生じる。障害物で囲まれた居住域の各空間は風速が小さく流れが層流化する。
- (3) 温度差を設けた場合： 吹出噴流の Ar 数が比較的小さいため、風速分布に等温の場合と明確な差が現れなかったが、風速変動成分 \bar{u}^2 に関しては温度差を設けた場合にやや値が大きくなった。

記号および乱流統計量の定義式

X	: 噴流の主流方向	αA	: 隙間面積
Y	: 横方向	Q	: 換気量 m^3/s
Z	: 鉛直方向	ρ	: 空気密度 kg/m^3
U	: X 方向の平均風速	Δp	: 模型内外差圧 N/m^2
V	: Y 方向の平均風速	q	: 汚染質の発生率 $[kg/s]$
W	: Z 方向の平均風速	Δq	: 汚染質の流入 $flux[kg/s]$
u'	: X 方向の変動速度	α	: 汚染質の再帰確率 ($\alpha < 1$)
v'	: Y 方向の変動速度	g	: 重力加速度
w'	: Z 方向の変動速度	ν	: 動粘性係数
Uin	: 吹出風速 (= 3 m/s)	- $u'w'$: レイノルズ応力
L_0	: 吹出スロット幅 (0.02 m)	$\Delta\theta$: 吹出・吸込口気流温度差
Re	: 吹出レイノルズ数 (= $Uin \cdot L_0 / \nu$)		
Ar	: アルキメデス数 (= $g \beta \frac{\Delta\theta}{Uin^2} \frac{L_0}{\nu}$)		
k	: 乱流エネルギー (= $1/2 \cdot ((u'^2 + v'^2 + w'^2))$)		
ε	: 乱流エネルギー散逸率		
ν_t	: 渦動粘性係数 (= $-u'w' / (\partial U / \partial Z) = C_\mu \cdot k^2 / \varepsilon$)		

(オーバーバーはアンサンブル平均値を示す。)

注

- [1] Visitation Frequency は個々の汚染質塊を追跡する事により算出が可能であるが、対象領域内の汚染質発生並びに汚染質再循環性状の一様性を仮定すれば、RANS モデルによる平均拡散場の解析でも算出が可能である。対象領域 V 内で汚染質が $q[kg/s]$ だけ定常発生し、領域 V 内では完全拡散している状態を考える。流れ場が定常状態になっている時、領域 V に定常的に $\Delta q[kg/s]$ の流入汚染質があると仮定する。汚染質発生量 q の内、領域外に排出された後常に α ($\alpha < 1$) の確率で領域 V に戻ってくるものがあるとすると、以下の等式が成り立つ。
- $$q\alpha + q\alpha^2 + q\alpha^3 + \dots + q\alpha^n = \Delta q \quad (13)$$
- $$q\alpha(1 + \alpha + \alpha^2 + \dots + \alpha^{n-1}) = \Delta q \quad (14)$$
- ここで、 $n \rightarrow \infty$ のとき $(1 + \alpha + \alpha^2 + \dots + \alpha^{n-1}) = 1/(1 - \alpha)$ となり、発生汚染質が対象領域内で一様拡散する場合の平均 Visitation Frequency となる。
- $$VF = 1/(1 - \alpha) \quad (15)$$
- (14)(15)式より
- $$\alpha = \Delta q / (q + \Delta q) \quad (16)$$
- (15)(16)式より
- $$VF = (q + \Delta q) / q \quad (17)$$
- 対象領域 V での一様性を仮定すれば RANS モデル等に VF 分布によるシミュレーションでも Δq を評価することが可能なため、(17)式により平均 Visitation Frequency が求められる。実際の拡散場では汚染質が対象領域 V に再帰した場所により、再び V に戻ってくる確率 α は異なることが予

想されるため、Visitation を(13)式のように簡単に仮定することは出来ず、発生汚染質を Lagrange 的に追跡できる LES シミュレーションが唯一、詳細な解析を可能とする。

- [2] 各パネルについては供給水温度 25.6°C、券囲気温度 46.2°C の条件で表面温度を測定した結果、最大温度差は 1°C 以内となった。測定には赤外線放射温度計を使用。
- [3] 測定はトラバース装置により LDV プロブを位置決め精度 0.1mm で移動させて行う。またレーザーは 7W-Ar イオンレーザー (green 514.5nm, blue 488nm)、光学系には 2 次元 2 カラー 4 ビーム、後方散乱受光型 (焦点距離 400mm、ビーム間隔 38mm、ビーム交差角 0.095rad、測定ボリウムは長径 4.0mm、短径 0.19mm の紡錘体)、信号処理にはバーストスペクトラムアナライザ (実時間 FFT 処理機、BSA) を用いた。
- [4] DOP ミストの発生にはエアロゾル発生装置を用いた。
- [5] 投入熱量及び熱量バランスのチェックには次の数値を用いた。空気密度 1.2kg/m³、空気比熱 0.24kcal/kgf°C、working cavity 体積 0.45m³、換気量 0.018m³/s、case8 の場合の温度差 5.6°C (吹出 14.9°C、吸込 20.5°C)、1kcal/h=1.16W
- [6] 重力加速度 $g=9.8m/s^2$ 、温度膨張率 $\beta=1/300$ 、吸込口温度はスリット高さ方向に 2mm 間隔で 10 点測定し、その平均値を用いた。また一般的居室を対象としたスロット吹出 (吹出風速 5m/s、スロット幅 0.02m) で、吹出温度差が 10°C の場合、 $Ar=2.61 \times 10^4$ となり実験ケースとほぼ対応する。
- [7] 等温ケースから非等温ケースにした場合、模型 Y 方向の風速分布の 2 次元性が若干 (5%程度) 悪くなった。
- [8] working cavity と guard cavity 間には模型構造上若干の隙間が生ずる。噴流の誘引域及び衝突域ではこの隙間が流れの 2 次元性状に多少の影響を与えることが観察された。working cavity に guard cavity に対し微小 (0.3mmAq 程度) 圧力を与えることにより流れの 2 次元性が向上した。今回の実験模型では全体の αA (隙間面積) = 0.0011m² 程度であった。また、working cavity と guard cavity 間のガラス面は、気密性を確保するためにゴムパッキンにより仕切られているが、完全な状態であるとは言い切れない (スモークテストによる可視化では cavity 間の漏れはほとんど観察されない)。以降の風速測定は working cavity 静圧を調整し 2 次元性を確保した状態で進んでいる。隙間面積は次の式より算出。
- $$\alpha A = Q / \sqrt{2g/\rho\Delta p}$$
- 、但し αA は 10 N/m² の場合で評価。
- [9] 原因として、吹出噴流の対向壁に対する衝突域で Y 方向風速分布に若干の 3 次元性があること、及び注 [8] で示した模型構造上の隙間からの漏れが考えられる。
- [10] 本実験は 2 次元の LDV を使用しており、Y 方向の風速成分は測定していない。そのため本論では $v^2 = 0$ と仮定して乱流エネルギーを算出している。

参考文献

- [1] Csanady, G. T. : Dispersal by randomly varying currents, J. Fluid Mech. Vol. 132, pp.375- 394, 1983
- [2] Sandberg, M. : Ventilation effectiveness and purging flow rate - A review. International Symposium on Room Air Convection and Ventilation Effectiveness, University of Tokyo, 1992
- [3] Kato, S., and S. Murakami. : New ventilation efficiency scales based on spatial distribution of contaminant concentration aided by numerical simulation. ASHRAE Transactions 94(2): 309- 330, 1988
- [4] 数値流体力学編集委員会編、3 乱流解析、東京大学出版会、1995
- [5] 村上、加藤、田中、佐藤、レーザードップラー流速計による室内乱流統計量の測定、日本建築学会計画系論文報告集 第 413 号、1990
- [6] 伊藤、加藤、村上、大川 : 不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 (その 15) : 日本建築学会年次大会、1998.9、D-2、597- 598
- [7] HASS102-1997 換気基準・同解説、空気調和衛生工学 vol. 71, no. 5, 418- 433, 1997
- [8] Blay, D., Mergui, S. and Niculae, C., : Confined Turbulent Mixed Convection in the Presence of Horizontal Buoyant Wall jet, HTD Vol.213, Fundamentals of Mixed Convection, ASME, 1992
- [9] 鈴木、伊藤、加藤、村上、小林 : 不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 (その 3) : 空気調和衛生工学学会講演論文集 1996.9、I 45-48
- [10] 鈴木、伊藤、加藤、小林、村上 : 不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 (その 5) : 日本建築学会関東支部研究報告集 1997.3、1-4
- [11] 伊藤、加藤、小林、鈴木、村上 : 不完全混合室内の居住域換気効率の評価に関する研究 (その 6) : 日本建築学会関東支部研究報告集 1997.3、5-8